

DEBRECENI  
EGYETEM  
MŰSZAKI  
FŐISKOLAI  
KAR

DEBRECENI  
MŰSZAKI  
KÖZLEMÉNYEK

V. ÉVFOLYAM 2.SZÁM

2006/2

**A DEBRECENI EGYETEM MŰSZAKI FŐISKOLAI KAR  
TUDOMÁNYOS LAPJA**

**Szerkesztette:**

**Edited by**

Prof.Dr. Pokorádi László

**A szerkesztőség címe:**

4028, Debrecen, Ótemető u. 2-4.

**Szerkesztőbizottság:**

Dr. Kiss József, Dr. Maksa Gyula

Prof.Dr. Pokorádi László, Dr. Tiba Zsolt

Dr. Zentay István

**Lektori Bizottság:**

Dr. Bársony István, Dr. Bodnár Ildikó, Dr. Egri Imre, Dr. Greschik Gyula,  
Dr. Gulyás Lajos, Halász Györgyné dr., Dr. Horváth Róbert, Dr. Jolánkai Géza,  
Dr. Kalmár Ferenc, Dr. Kocsis Imre, Dr. Kőszeghy Attila, Kulcsár Attila DLA,  
Dr. Maksa Gyula, Dr. Misák Sándor, Dr. Nagy Géza, Prof. Dr. Pokorádi László,  
Dr. Szabó Tamás, Dr. habil. Szabolcsi Róbert, Dr. Tiba Zsolt, Dr. Tóth László,  
Dr. Vargáné Dr. Szűcs Edit.

**Felelős kiadó:**

Dr. Nagy Géza, DE MFK megbízott főigazgatója

**Készült:**

az OP-ART nyomdában, 400 példányban

**HU ISSN 1587 – 9801**

## KÖZPONTI FŰTÉSI RENDSZEREK EXERGETIKAI ELEMZÉSE

### 1. BEVEZETÉS

A fűtési rendszerek tervezésénél és kialakításánál az a cél, hogy a lehető legkisebb befektetési és üzemeltetési költségek mellett, megfelelő hőérzetet biztosítsunk az épületben. Ezt a célkitűzést a rendelkezésre álló modern szabályozási technikák elméletileg lehetővé teszik. Azonban a gyakorlatban az a tapasztalat, hogy a legmodernebb szabályozórendszerek sem tudják biztosítani a fűtési rendszer megfelelő működését, ha nem teljesülnek az előfeltételek [2], [4]. Központi fűtési rendszerek esetében a fűtőközeg melegvíz, melynek előremenő hőmérséklete különböző lehet. A közelmúltban a legelterjedtebb a 90/70 °C-os hőfoklépcső volt, de napjainkban ennél alacsonyabb előremenő hőmérsékletre tervezik a fűtési rendszert [5]. A 90 °C értéknél kisebb előremenő hőmérséklettel rendelkező fűtési rendszerek esetében, azonos hőigények mellett megváltoznak a rendszer jellemzői. Nagyobb hőleadó felületekre, más tömegáram értékekre van szükség. Ezzel együtt csökken a rendszer hővesztesége és a szabályozás milyenségétől függően kisebb, vagy nagyobb lesz a keringtető szivattyúk villamos energiafelhasználása. Az alacsony előremenő hőmérséklettel alkalmazását központi fűtési rendszerek esetében a felújított épületek alacsony hőszükséglete is szükségessé teszi [1].

Napjainkban egyre inkább elterjed az energia fogyasztó rendszerek exergetikai elemzése [3], [6]. A következőkben vizsgáljuk meg hogyan alakul az exergia változása központi fűtési rendszerek esetében.

### 2. AZ EXERGIA

Az exergia az energia minőségét jellemzi és azt a maximális munkát jelenti, amely egy adott energiamennyiségből kinyerhető. Ahhoz, hogy egy épületben a fűtési energia és exergia áramokat meghatározzuk a rendszert a következő alrendszerekre bontjuk: helyiség, hőleadók és ezek szabályozása, hőelosztás, hőelőállítás. Mindegyik alrendszernek meghatározható az energia- és ez alapján az exergiaszükséglete.

### Helyiség

A fűtőttest felületi hőmérséklete felírható [6]:

$$t_{rf} = \frac{t_f - t_r}{\ln \frac{t_f - t_i}{t_r - t_i}} + t_i \quad (1)$$

ahol:  $t_f$  – az előremenő hőmérséklet, [°C];  $t_r$  – visszatérő hőmérséklet, [°C];  $t_i$  – belső levegő hőmérséklet, [°C].

A radiátor felületének minőségi tényezője:

$$F_{rf} = 1 - \frac{\theta_0}{\theta_{rf}} \quad (2)$$

ahol:  $\theta_0 = 298,15$  K, a referencia hőmérséklet;  $\theta_{rf} = t_{rf} + 273,15$ .

A hőleadó felület exergiaszükséglete:

$$Ex_{rf} = F_{rf} Q_h \quad (3)$$

ahol:  $Q_h$  – a helyiség hőszükséglete.

### Hőleadók

A fűtőttestek hővesztesége felírható:

$$Q_{vr} = Q_h \left( \frac{1}{\eta_r} - 1 \right) \quad (4)$$

ahol:  $\eta_r$  – a fűtőttestek és ezek szabályozásának hatásfoka (0,95) [6].

A fűtőttestek energiamérlege, a hőtárolást elhanyagolva:

$$\dot{m} c_p (\theta_f - \theta_0) = \alpha_k A_R (\theta_{rf} - \theta_i) + \alpha_s A_R (\theta_{rf} - \theta_{ks}) + \dot{m} c_p (\theta_r - \theta_0) \quad (5)$$

ahol:  $\theta_f = t_f + 273,15$ ;  $\theta_r = t_r + 273,15$ ;  $\alpha_k$  – a fűtőttest külső felületi hőátadási tényezője;  $\alpha_s$  – a fűtőttest sugárzási hőátadási tényezője;  $\theta_{ks}$  – a környező felületek közepes sugárzási hőmérséklete,  $\dot{m}$  – tömegáram, [kg/s].

A hőleadók entrópiamérlege:

$$S_{be} + S_f = S_{le} + S_{ki} \quad (6)$$

ahol:  $S_{be}$  – a fűtőtestbe beáramló fűtőközeg entrópiája;  $S_f$  – a fejlődő (generált) entrópia;  $S_{le}$  – a helyiségben leadott hőmennyiséghez tartozó entrópia;  $S_{ki}$  – a fűtőtestből kiáramló fűtőközeg entrópiája.

Ezzel az entrópiamérleg a következőképpen írható fel:

$$\dot{m}c \ln\left(\frac{\theta_f}{\theta_0}\right) + S_f = \frac{\alpha_k A_R (\theta_{rf} - \theta_i)}{\theta_{rf}} + \frac{\alpha_s A_R (\theta_{rf} - \theta_i)}{\theta_{rf}} + \dot{m}c \ln\left(\frac{\theta_r}{\theta_0}\right) \quad (7)$$

Az anergia az energiának az a része, amely nem használható fel. Az anergia:

$$An = ST_0 \quad (8)$$

Ezzel a fűtőtest exergiamérlege:

$$\begin{aligned} \dot{m}c \left[ (\theta_f - \theta_0) - \theta_0 \ln\left(\frac{\theta_f}{\theta_0}\right) \right] + S_f \theta_0 = & \left(1 - \frac{\theta_0}{\theta_{rf}}\right) \alpha_k A_R (\theta_{rf} - \theta_i) + \\ & + \left(1 - \frac{\theta_0}{\theta_{rf}}\right) \alpha_s A_R (\theta_{rf} - \theta_i) + \dot{m}c_p \left[ (\theta_r - \theta_0) - \theta_0 \ln\left(\frac{\theta_r}{\theta_0}\right) \right] \end{aligned} \quad (9)$$

A fűtőtesten az exergia csökkenése:

$$\Delta Ex_r = \frac{Q_h + Q_{vr}}{\theta_f - \theta_r} \left[ (\theta_f - \theta_r) - \theta_0 \ln\left(\frac{\theta_f}{\theta_r}\right) \right] \quad (10)$$

A hőleadónál az exergiaszükséglet:

$$Ex_r = Ex_{rf} + \Delta Ex_r \quad (11)$$

*Hőelosztás*

Az elosztórendszer energiavesztesége:

$$Q_{ve} = (Q_h + Q_{vr}) \left( \frac{1}{\eta_e} - 1 \right) \quad (12)$$

ahol:  $\eta_e$  – az elosztóhálózat összehatásfoka, amely a következő összefüggéssel számítható [6]:

$$\eta_e = 0,98 f_k f_h f_t f_{dt} \quad (13)$$

ahol:  $f_k$  – a kazán pozíciójától függő tényező (1 ha a kazán a fűtött térben, 0,9 ha a fűtött téren kívül van elhelyezve);  $f_h$  – a csővezetékek hőszigetelésétől függő tényező (0,7 hőszigetelés nélkül; 0,9 rossz hőszigeteléssel és 1 jó hőszigeteléssel);  $f_t$  – a fűtőközeg közepes tervezési hőmérsékletétől függő tényező (35 °C alatt 1, 35...50 °C között 0,95, 50 °C fölött 0,9);  $f_{dt}$  – a hőfokesést jellemző tényező (5 K alatt 0,98, 5...10 K között 0,99, 10 K fölött 1).

Az elosztóhálózaton az exergiacsökkenés:

$$\Delta Ex_e = \frac{Q_{ve}}{\theta_f - \theta_r} \left[ (\theta_f - \theta_r) - \theta_0 \ln \frac{\theta_f}{\theta_r} \right] \quad (14)$$

Az elosztóhálózatnál az exergiaszükséglet:

$$Ex_e = Ex_r + \Delta Ex_e \quad (15)$$

#### Hőelőállítás

A kazánnál a hőveszteség:

$$Q_k = \frac{(Q_h + Q_{vr} + Q_{ve})}{\eta_k} \quad (16)$$

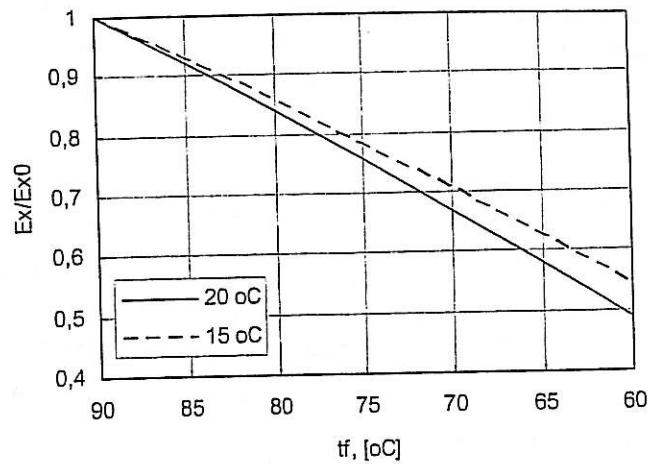
ahol:  $\eta_k$  – a kazán hatásfoka.

A kazánnál az exergiaszükséglet:

$$Ex_k = F_k Q_k \quad (17)$$

ahol:  $F_k$  – minőségi tényező a hőhordozó függvényében. Értéke fosszilis tüzelőanyagokra 0,9 kivéve a fát: 0,8, távfűtések esetében 0,21 [6].

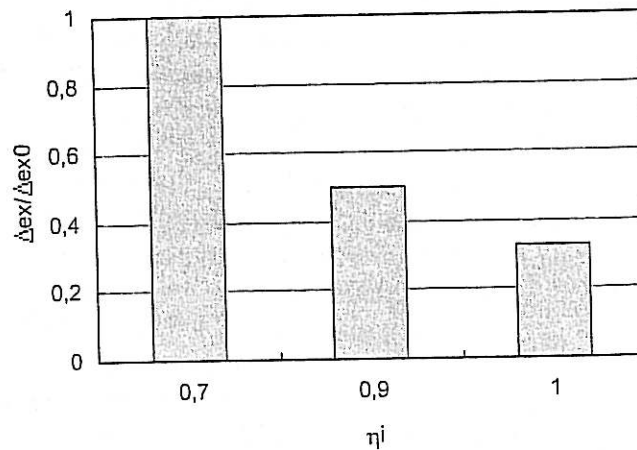
A következőkben elemezzük a szükséges exergiát, az exergiacsökkenést a központi fűtési rendszerek elosztóhálózatán, illetve az exergiaáramot a rendszerben különböző előremenő hőmérséklet mellett. Az exergiaváltozást arányként elemezzük, mert ez az arány nem függ a rendszer teljesítményétől. Az arányban a viszonyítási alap a 90 °C előremenő hőmérsékletre méretezett fűtési rendszer. Hőszigetetlen elosztóvezetésekre az exergiaszükséglet arányok alakulását két különböző méretezési hőfokesés mellett az 1. ábra szemlélteti.



1. ábra Az exergiaszükséglet aránya

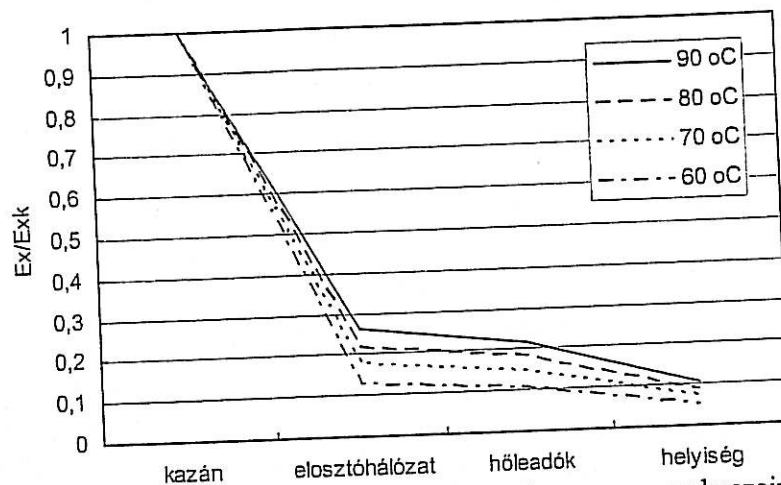
Az ábra alapján megállapítható, hogy az elosztórendszer exergiaszükséglete csökken alacsonyabb előremenő hőmérséklet mellett. Ez a csökkenés elérheti akár az 50%-ot is 30%-al alacsonyabb előremenő hőmérséklet mellett. Valamivel magasabb arányokat kapunk (nagyobb exergiaszükségletet), ha a méretezési hőfokesés kisebb.

Az elosztóhálózat exergiavesztésének arányának alakulását a (13) képlettel számított hálózat-hatásfok mellett a 2. ábra szemlélteti. A hatásfok értékét adó szorzótényezők az elemzett fűtőközeg hőmérséklet tartományon belül nem változnak, ezért az exergiavesztés csak a csővezetékek hőszigetelésének függvényében változik.



2. ábra Az exergiavesztések alakulása

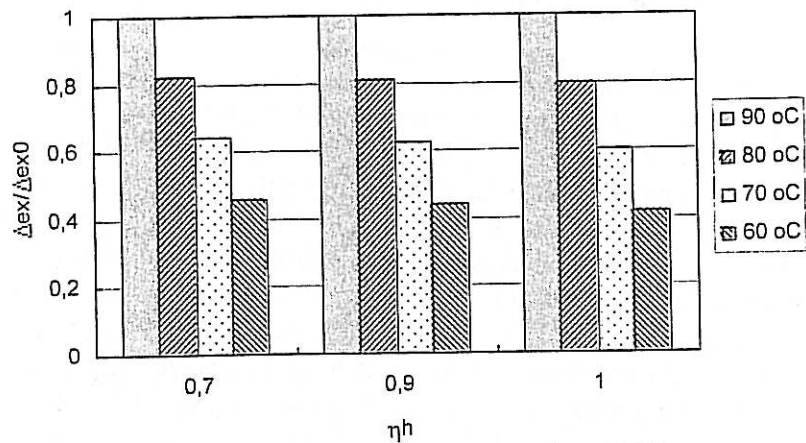
Ha azonos kazánhatásfokot feltételezünk, akkor a kazánál az exergiaszükséglet azonos lesz és nem függ az előremenő hőmérséklet értékétől. Az exergiaáramok arányát a kazán exergiaszükségletéhez viszonyítva a 3. ábra mutatja be.



3. ábra Az exergiaszükséglet a fűtési rendszer egyes szakaszain

Mint az ábrából megállapítható, a legnagyobb exergiacsökkenés a kazán és az elosztóhálózat között van. Ezt a kazánban történő energetikai átalakulások okozzák, ugyanis a tüzelőanyag exergiatartalma nagyobb, mint az előállított fűtőközegé. Ha a diagramot folytatnánk az épület külső szerkezeteivel, azoknál az exergia értéke nulla lenne. Vagyis, azonos hőtechnikai jellemzőkkel rendelkező épületszerkezetek mellett, az exergiavesztés kisebb lesz alacsonyabb előremenő fűtőközeggel üzemeltetett fűtési rendszerek esetében.

A csővezeték hőszigetelésének hatásfoka azonban függ a hővesztésektől. Azonban azonos hőfoklépcső, de alacsonyabb hőmérsékletű fűtőközeg esetében a hővesztések kisebbek lesznek. Vagyis azonos vastagságú hőszigetelés mellett a hőszigetelés hatásfoka nagyobb lesz az alacsonyabb hőmérsékletű fűtőközeg esetében. Ez esetben viszont az elosztóhálózat exergiavesztései is alacsonyabbak lesznek és végül a kazánál az exergiaszükséglet csökken. A 4. ábra az exergiavesztések alakulását mutatja be különböző fűtőközeg-hőmérsékletek esetében. A számításoknál az  $f_i$  értékének 1% növekedését feltételeztem  $10\text{ °C}$  hőmérsékletcsökkenés mellett ( $90\text{ °C}$  vízhőmérséklet mellett  $f_i=0,9$ ). Az ábra alapján megállapítható, hogy az exergiavesztés ezzel csaknem 20%-ot csökken minden  $10\text{ °C}$  fűtőközeg hőmérsékletcsökkenés mellett.

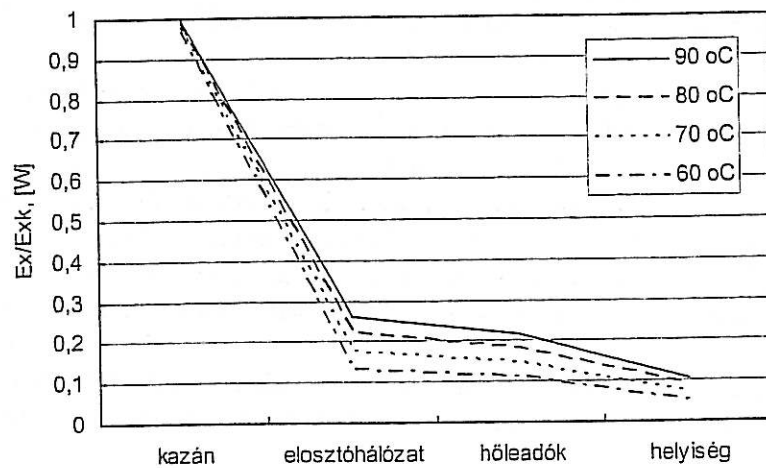


4. Az exergiaveszteség alakulása az elosztóhálózaton

Az alacsonyabb exergiaveszteség miatt a kazánál is alacsonyabb lesz az exergiaszükséglet, mint ahogy az kitűnik az 5. ábrából.

Az eltérések a kazánál még nagyobbak lesznek, ha figyelembe vesszük azt a tényt, hogy a kazán hőveszteségei is csökkennek, az alacsonyabb üzemeltetési hőmérséklet mellett.

A 90 °C-nál alacsonyabb hőfokon üzemeltetett központi fűtési rendszer esetében az energetikai és exergetikai veszteségek csökkennek, és az alacsonyabb exergetikai szint miatt az alacsony exergiával rendelkező energiaforrások (megújuló energiák) felhasználása nagyobb hatásfokkal történhet.



5. ábra Exergiaszükséglet változása a fűtési rendszerben

### 3. ÖSSZEFOGLALÁS

Az exergetikai számítások azt mutatják, hogy az elosztórendszer exergiaszükséglete csökken alacsonyabb előremenő hőmérséklet mellett. Ez a csökkenés elérheti akár az 50%-ot is 30%al alacsonyabb előremenő hőmérséklet mellett. Valamivel magasabb arányokat kapunk (nagyobb exergiaszükségletet), ha a méretezési hőfoklépcső kisebb. A központi fűtési rendszerben a legnagyobb exergiacsökkenés a kazán és az elosztóhálózat között van. Ezt a kazánban történő energetikai átalakulások okozzák, ugyanis a fosszilis tüzelőanyag exergiatartalma nagyobb, mint az előállított fűtőközegé. Azonos hőtechnikai jellemzőkkel rendelkező épületszerkezetek mellett, az exergiavesztés kisebb lesz alacsonyabb előremenő fűtőközeggel üzemeltetett fűtési rendszerek esetében.

A 90 °C-nál alacsonyabb hőfokon üzemeltetett központi fűtési rendszer esetében az energetikai és exergetikai veszteségek csökkennek, és az alacsonyabb exergetikai szint miatt az alacsony exergiatartalommal rendelkező energiaforrások (megújuló energiák) felhasználása nagyobb határfokkal történhet.

### SZAKIRODALOM

- [1] Csoknyai T. Solanova projekt: környezetbarát energiatudatos panelépület-felújítási mintaprojekt Dunaújvárosban, Magyar Épületgépészet, LIV. Évfolyam, 2005/8. szám, 4-8. o.
- [2] Halász Gyné. Távhőellátó rendszerek vizsgálata matematikai modellek alkalmazásával, különös tekintettel a fűtési fogyasztói rendszerek optimális szabályozására, Doktori értekezés, 2001.
- [3] Halász Gyné. Analysis of district heating and cooling possibilities in Debrecen, XV Conf. Instalatiile pentru Constructii si Confortul Ambiental, Timisoara, Romania, 6-7 Aprilie, 2006.
- [4] Kalmár, F. Központi fűtési rendszerek illesztése felújított épületek megváltozott energetikai igényeihez, Doktori értekezés, 2004.
- [5] Kontra, J. Chauffage a basse temperature, Conf. Instalatiile pentru Constructii si Confortul Ambiental, Timisoara, Romania, 26-27 Aprilie, 2001.
- [6] Schmidt, D. Design of Low exergy buildings – Method and a pre-design tool, Int. Journal of Low energy and Sustainable buildings, vol.3, 2003-2006.

## EXERGY ANALYSIS OF CENTRAL HEATING SYSTEMS

The main scope, when a central heating system is designed is to assure thermal comfort at minimal energy consumption. In the near past the most used supply temperature was 90 °C. Nowadays, due to the better thermal properties of the buildings envelope, the energy need for heating decreased significantly. Thus at central heating systems lower temperatures may be used. At these systems the heat losses are lower, but the other energy characteristics such as: efficiency at the boilers or pumps varies in different ways. The paper proposes to analyse these central heating systems from exergy point of view. The obtained results proved that, when the supply temperature is lower, the exergy losses and exergy need decrease.