

26. Hegesztési Konferencia és Hegesztéstechnikai Kiállítás

2012. május 10–12.
Budapest

26. Hegesztési
Konferencia

GE
GÉPIPARI
TUDOMÁNYOS
EGYESÜLET

MHE
®



26. Hegesztési Konferencia

**Budapest
2012. május 10-12.**

Szerkesztette: Dr. Gáti József

Kiadó: Óbudai Egyetem
Felelős kiadó: Prof. Dr. Rudas Imre

ISBN: 978-615-5018-28-2

Nyomdai előkészítés: Óbudai Egyetem
Nagy Krisztina

Készült 150 példányban

HEGESZTETT SZERKEZETEK OPTIMÁLIS MÉRETEZÉSE

OPTIMUM DESIGN OF WELDED STRUCTURES

Dr. Jármai Károly

professzor, Miskolci Egyetem, GÉIK,
ALT, 3515 Miskolc, Egyetemváros,
E-mail: altjar@uni-miskolc.hu

Dr. Farkas József

emeritusz professzor, Miskolci Egyetem,
GÉIK, ALT, 3515 Miskolc,
Egyetemváros,
E-mail: altfar@uni-miskolc.hu

Dr. Virág Zoltán

ass.professzor, Miskolci Egyetem, MFK,
BGI, 3515 Miskolc, Egyetemváros,
E-mail: gtbvir@uni-miskolc.hu

Dúl Róbert

CFD Engineering Kft. 2100 Gödöllő, Rét
u. 41/A,
E-mail: robert.dul@cfdenengineering.hu

Absztrakt: a Miskolci Egyetemen folyó TÁMOP projekt keretében csoportunk intenzív kutatást folytatott az elmúlt időszakban, mely elsődlegesen fémszerkezetek optimalására irányult, de foglalkoztunk az optimáló módszerek fejlesztésével is. A vizsgált szerkezetek a következők: bordázott lemezek fáradása, rácsos tartók rombikus rácsozással, kandalló kéményszerkezetével hőátadásra.

Abstract: at the University of Miskolc within the TÁMOP project, our team conducted intensive research in recent times, which is primarily focused on optimization of metal structures, but also dealt with the development of optimization methods. The structures investigated are as follows: stiffened plates fatigue, rhombic trusses, fireplace chimney heat transfer structure.

1. Bevezetés

Az optimalás, ami szerkezetre vagy szerkezeti elemre terjed ki nagyon fontos hegesztett szerkezeteknél, mert az eljárás energiagényes. Ha sikerül a felhasznált anyag mennyiségét (vastagságát) csökkenteni, akkor csökken a hegesztésnél felhasznált energia mennyisége is. Az optimalás során a mérnöknek jól kell ismernie a szerkezet viselkedését, a feszültségeket, alakváltozásokat, a stabilitási viselkedést, a sajátfrekvenciát, a rezgéscillapítást, stb. Másik fontos elem a megbízható optimáló módszer alkalmazása az optimum megtalálása során.

Szerkezetoptimalással kapcsolatos munkánk során számos algoritmust alkalmaztunk az évtizedek alatt. Ezek ismertetésre is kerültek könyveinkben és számos mérnöki

alkalmazáson keresztül [1,2,3,4]. A legtöbb eljárást módosítani kellett, hogy mérnöki alkalmazásra hatékony legyen.

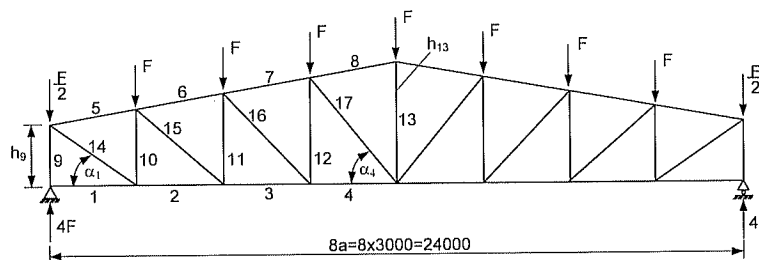
2. Csőszelvényű rácsos tartó térfogat- és költség minimalása elmozdulás-korlát esetén

Rácsos tartókat alkalmazunk számos teherhordó szerkezetnél, mint például tetőknél, hidaknál, tengeri fúrótoronyoknál, tornyoknál, stb. Feszültség-korlátozási feltételek esetén a húzott rudak folyáshatárra, nyomott rudak pedig kihajlásra méretezendők.

Az optimális tervezési folyamat során a rácsos tartóelemek keresztmetszet-területeit, valamint a rácsos tartó geometriai jellemzőit tekintjük változónak, melyek minimálisra csökkentik a célfüggvény értékét és megfelelnek a tervezési és gyártási feltételeknek. Célfüggvény a szerkezet térfogata (súlya), vagy költsége lehet, a méretezési feltételek pedig a feszültségi, az elmozdulási, valamint a gyártást könnyebbé tevő feltételek (hegesztés). Arra az esetre, ha aktív az elmozdulás feltétel, egy speciális számítás került kifejlesztésre a szükséges keresztmetszet-területek és a rácsos tartó geometriája meghatározására. A szilárdsági számításoknál a Det Norske Veritas [5] és a CIDECT [6] ajánlásait alkalmaztuk.

Esetünkben a felső öv szöge (ismeretlenek h_9 és h_{13} 2. ábra) optimált. Egy másik probléma a rudak csoportosítása azonos keresztmetszet-terület szerint. Így a gazdaságosság attól függ, hány rúd-csoportot választunk. A mi esetünkben négy csoport használata tűnik jónak. A szerkezet térfogatának, vagy költségének minimalálásához a rudak keresztmetszet-területeinek minimalására van szükség. A keresztmetszet-területet nyomott rúdnál nem lehet közvetlenül használni. A feszültségi és a kihajlási feltételek számításánál biztonsági tényezővel megnövelt erőkkel számolunk, míg a lehajlás számításánál az erő biztonsági tényező nélküli. Azért, hogy összehasonlítható optimumokat kapjunk, a szükséges keresztmetszet-területet nem kerekítjük a járatos szelvényre és a leggazdaságosabb $\delta = D/t = 50$ karcsúsági (átmérő/vastagság) arányt használjuk a CHS körcső-szelvényeknél. Korlátozást kell figyelembe venni a CHS rúdelemek közötti szögére (minimum 30°), mint gyártási feltételt. Egy másik gyártási feltétel, hogy az övrudak átmérője legyen nagyobb, mint az oszlop- és rácsrudak átmérője. Az önsúly hatását ez az összehasonlító tanulmány elhanyagolja.

2.1 Minimális térfogatú rácsos tartó optimális méretezése nem párhuzamos övekkel



1. ábra

Kéttámaszú nem párhuzamos övű rácsos tartó

Viszonylag egyszerű képletekkel határozható meg a rácsos tartó minimális térfogata, mely kielégíti az elmozdulási feltételt.

A rudak négy csoportba oszthatók, melyek azonos keresztmetszetűek: alsó öv (1,2,3,4), felső öv (5,6,7,8), oszlop-rudak (9,10,11,12,13) és rácsrudak (14,15,16,17). A gyártás könnyítése érdekében az alsó és felső övrudak azonos keresztmetszetűek ($\mu_1 = \mu_2 = 1$) és a keresett értékek μ_3 (szorzó az oszlopokra) és μ_4 (szorzó a rácsrudakra), amelyek kisebbek mint μ_1 .

2.2 Számpélda és az optimalizálás folyamata

Az alakváltozás számításához szükséges erő (biztonsági tényező nélkül) $F = 120000$ N, a feszültség és a kihajlás számításához $F_0 = 1.5F = 180000$ N (biztonsági tényező 1.5). Az acél folyáshatára $f_y = 355$ MPa, rugalmassági modulusz $E = 2.1 \times 10^5$ MPa, feszítáv $L = 24$ m, megengedett lehajlás a tartó közepén $w_0 = 32$ mm = $L/750$.

Keressük h_9 , h_{13} , μ_3 és μ_4 optimális értékeit V_{\min} vagy K_{\min} -hez, amelyek teljesítik a következő feltételeket: lehajlási, minimális szög α_1 , maximális szög α_4 , valamint a feszültségi és a kihajlási feltételeket. A változók mérettartománya a következő: $1732 < h_9 < 5000$ mm, $4000 < h_{13} < 8000$ mm és $h_9 < h_{13}$, $0.5 < \mu_3 < 1$, $0.5 < \mu_4 < 1$.

2.3 Az optimalizálás eredményei

A gyártási feltételek meghatározzák a két ismeretlen h_9 és h_{13} optimális értékét a következő módon: egy adott h_9 értéke esetén ha h_{13} értéke kisebb, mint h_{13opt} az nagyobb $v_1 v_2$ értékeket ad, ha nagyobb, akkor nem teljesíti a gyártási feltételt. A 1. táblázat mutatja a maximális h_{13} értékét a h_9 függvényében.

1. táblázat. A maximális h_{13} értékei a h_9 függvényében. Értékek mm-ben

h_9	1750	1850	1950	2000	2100	2200	2300
h_{13opt}	6340	6310	6280	6260	6220	6190	6160

2. táblázat. Térfogat és költség h_9 függvényében. h mm-ben. Az optimum félkövér betűkkel van jelölve.

h_9	h_{13}	$v_1 v_2 \times 10^{-15}$	$V \times 10^{-8} \text{ mm}^3$	$K \text{ \$}$
1750	6390	2.331	3.469	7854
1850	6310	2.324	3.459	7830
1950	6280	2.321	3.454	7825
2000	6260	2.322	3.456	7829
2100	6220	2.327	3.463	7843

Ezenkívül a számítások azt mutatják, hogy a legjobb érték μ_3 -ra és μ_4 -re a 0,6, mivel a 0,5 érték olyan keresztmetszeteket ad, amelyek nem teljesítik a kihajlási feltételt. Így a fennmaradó ismeretlen h_9 optimálható a Mathcad program segítségével. A 2. táblázat a térfogat és a költség értékeit adja meg a h_9 függvényében. Az optimális h_9 minimálja $v_1 v_2$ -t (teljesíti a lehajlás korlátozást), valamint a V és K értékét.

A 2. táblázat azt mutatja, hogy a következő optimum adódik: $\mu_3 = \mu_4 = 0,6$, $h_{9opt} = 1950$ mm, $h_{13opt} = 6280$ mm, $v_1 v_{2min} = 2.321 \times 10^{15}$, $V_{min} = 3.454 \times 10^8 \text{ mm}^3$, $K_{min} = 7825 \text{ \$}$, $A_1 = A_2 = 3708$, $A_3 = A_4 = 2225 \text{ mm}^2$. A 3. táblázat azt mutatja, hogy az érzékenysége V -nek és K -nak kicsi.

A következő keresztmetszeti területek szükségesek a feszültségi és a kihajlási feltételek miatt: $A_1 = A_2 = 2195$, $A_3 = 2084$, $A_4 = 2094 \text{ mm}^2$. Ha az elmozdulási feltétel szigorú, akkor a keresztmetszeti területek nagyobbak, mint ami szükséges feszültségi és kihajlási feltétel esetén. Ezen túlmenően a számítást elvégeztük $\mu_3 = 0,7$ és $\mu_4 = 0,5$ értékekre is.

Eredmények: $h_9 = 1950 \text{ mm}$: $A_1 = A_2 = 3728$, $A_3 = 2610$, $A_4 = 1864 \text{ mm}^2$. $V = 3.462 \times 10^8 \text{ mm}^3$, $K = 7818 \text{ \$}$. Mivel $A_4 = 2094 \text{ mm}^2$ szükséges a kihajlás miatt, μ_4 értéke $\mu_4 = 0,5$ túl kicsi és $\mu_4 = 0,6$ -ot kell használni.

3. táblázat. Számítási eredmények $\mu_3 = 0,7$ és $\mu_4 = 0,5$ esetén. Az optimális méretek félkövér betűkkel jelöltek.

h_9	h_{13}	$v_1 v_2 \times 10^{-15}$
1850	6310	2.329
1950	6280	2.326
2000	6260	2.328

Összehasonlításképpen az optimális méretek párhuzamos övek esetén: $h_{9opt} = h_{13opt} = 5000 \text{ mm}$, $V_{min} = 5.852 \times 10^8 \text{ mm}^3$. $K_{min} = 11350 \text{ \$}$. Látható, hogy a rácsos tartó nem párhuzamos övekkel sokkal gazdaságosabb, mint párhuzamos övekkel.

3. Bordázott lemezek fáradás vizsgálata különböző bordatípusokra

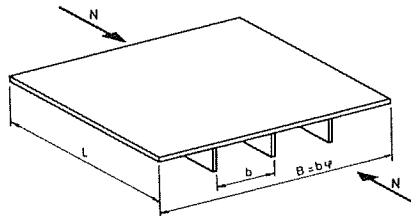
Bordázott lemezeket alkalmaznak ott, ahol kis tömeg és nagy merevség szükséges. A hegesztés miatt, azonban drága lehet a legyártott szerkezet. Ezért szükséges az optimális méretezés, illetve az teszi indokoltá, hogy a fáradásnak kitett szerkezeti viselkedése jelentősen változik, illetve változhat több tényező változása esetén (2. ábra).

3.1 Hegesztett kötések fáradását befolyásoló tényezők

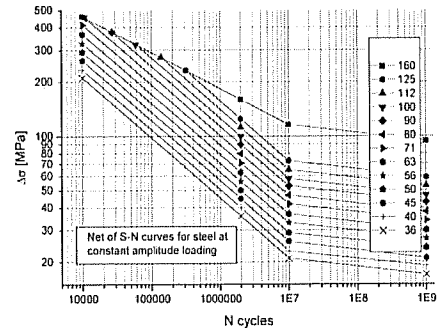
A varratméretezésnél több tényezőt fontos figyelembe venni. Az alkalmazott alapanyag leggyakrabban acél; a legelterjedtebb hegesztési technológia az aktív védőgázos fogyóelektródás hegesztés, de a bevontelektródás kézi ívhegesztés, illetve a fedettívű (és több más) hegesztés is használatos. A hegesztési maradó feszültségek, melyek a bevitt hőtől, a szerkezet és a varrat méreteitől függenek; a kötés típusa, amely a méretezésnél a fáradási kategóriát megadja; a varrat geometria, amely még javítható hegesztési utókezeléssel; a hegesztési hibák, ezen tényezőket célszerű figyelembe venni. A feszültség-tartomány a fáradási élettartamot legjobban befolyásoló tényező; a ciklusszám szintén domináló tényező. A jelenlegi fáradási viselkedési leírások szerint csak $N = 10^8$, vagy 10^9 ciklusszám után lehet a $\Delta\sigma - N$ görbénél a fáradási értéket változatlanak tekinteni; a feszültség-állapot, az esetek nagy részében nemcsak normálfeszültség, de nyírófeszültség is adódik.

3.2 Fáradási tervezési előírások a nemzetközi hegesztési intézet ajánlása alapján

A széles körben elterjedt Eurocode 3 [7] szabvány mellett a Nemzetközi Hegesztési Intézet (International Institute of Welding) is dolgozott ki ajánlást hegesztett kapcsolatok fáradásának meghatározására [8]. Az ajánlás előnye, hogy felhasznál újabb kutatási eredményeket. 960 MPa folyáshatárig érvényes az Eurocode 690 MPa folyáshatárához képest. A fáradási határokat nemcsak acélra, hanem alumíniumra is megadja. A fáradási határ 10^9 ciklusszám fölött válik állandóvá (3. ábra).



2. ábra Egyirányban nyomott és bordázott lemez

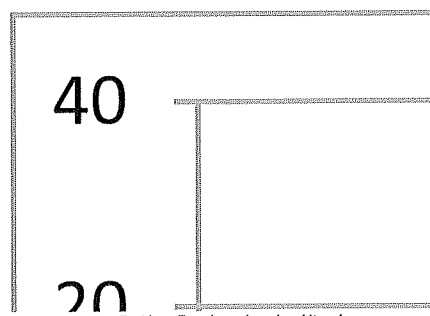


3. ábra. IIW ajánlás fáradási görbék normálfeszültségre

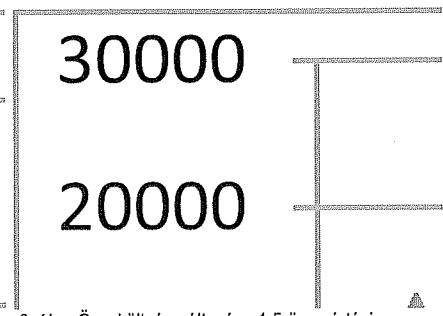
3.3 Példák bordázott lemezek fáradási vizsgálatára

Megadott adatok: az egyoldalt bordázott lemez méretei $B = 5000$ mm, $L = 4000$ mm, a nyomóterhelés $N = 1.2 \times 10^7$ [N], a folyáshatár $f_y = 235$ MPa, a rugalmassági modulusok $E = 2.1 \times 10^5$ MPa, $G = E/2.6$, a sűrűség $\rho = 7.85 \times 10^{-6}$ kg/mm³, a bonyolultsági tényező $\Omega_d = 3$. A számított fáradási ciklusszámok: 10^6 , 10^7 , 10^8 . A vastagságokra konkrét értékeket adtunk meg, a fedőlemez vastagságra (t_f) 40 mm, a borda vastagságra (t_s) 20 mm. A bordaközök száma (φ) 4 és 40 között változhat. A vizsgálatok CO₂ védőgázos hegesztésre (GMAW) lettek elvégezve.

Az eredmények megmutatják, hogy a fáradási ciklusszám nagy hatással van a bordák számára és ezáltal a különböző költségekre (5-6. ábrák). Az eltérő bordatípusok (lemezborða, L-borða, trapéz borða) alkalmazásával jelentős megtakarítás érhető el, ha a megfelelő számításokat elvégezzük. Megfigyelhető, hogy a gyengébb lemezborða csak a bordaszám jelentős növelésével tudja a megnövekedett fáradási ciklusszámot elviselni, ami a gyártási költségeket számottevően növeli. Ezért a kisebb bordaszámú trapéz borðas lemez lesz a legolcsóbb összköltség tekintetében a nagy ciklusszámnál, míg az alapanyag költség közel azonosnak mondható a három bordatípus esetén. Az így elért költségmegtakarítás teljes költség esetén lemez bordáról áttérve L bordára 16,7%, míg trapézborðára áttérve 23,1%.



5. ábra Bordaszámok változása



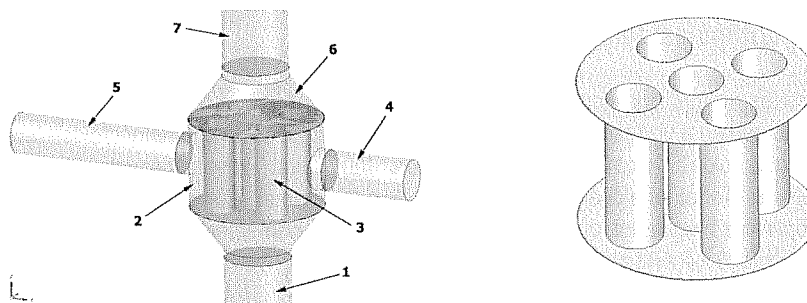
6. ábra Összköltség változása 1.5-ös gyártási költség szorzóval

4. Égési levegőt előmelegítő hőcserélő fejlesztése kandallóhoz

A feladatunk az volt, hogy egy 8 kW teljesítményű, fatüzelésű, hegesztett acél szerkezetű kandalló hatásfokát növeljük meg a kandalló kilépő füstcsonkjára helyezhető hőcserélő segítségével. A hőcserélő geometriájának kialakítása során több verziót is készítettünk annak érdekében, hogy eldönthető legyen, e sebesség és hőmérséklet tartományban milyen kialakítás felel meg a legjobban a céljainknak. E cikkben az előzetes vizsgálatok eredményei alapján kiválasztott keresztáramú csöves hőcserélő konstrukciót mutatjuk be.

A hőcserélő konstrukció mindegyik esetben egy külső lemez dobából és egy cserélhető hőcserélő betétből áll. A modell tartalmazta továbbá a hőcserélőre és onnan elvezető füstgáz és levegő csöveket is az 13. ábra szerint. A geometria részletei a következők:

1: kandallóhoz csatlakozó füstgáz vezeték, 2: hőcserélő dob, 3: hőcserélő betét, 4: hőcserélőbe az égési levegőt vezető cső, 5: hőcserélőből az égési levegőt elvezető cső, 6: kúpos csatlakozó elem, 7: kéményhez csatlakozó füstgáz vezeték.



7. ábra Hőcserélő alaptípus és a geometria részei 8. ábra N=5 darab 70 mm átmérőjű csövet tartalmazó betét

A kandallóhoz csatlakozó csővezeték belső átmérője 150 mm, amely megegyezik a 8 kW hőteljesítményű kandalló füstgáz csonkjának méretével. A hőcserélő dob átmérője 300 mm. A dobhoz csatlakozó égési levegő vezeték belső átmérője 95 mm, ami megegyezik a 8 kW hőteljesítményű kandalló égési levegő csatlakozójának méretével. A kúpos csatlakozó elem nagyobbik átmérője 300 mm, míg a kisebbik 150 mm, a magassága pedig 100 mm. A dobot és a hozzá kapcsolódó csöveket a 7. ábrán – a könnyebb értelmezhetőség érdekében – áttetsző kék megjelenítéssel mutatjuk be.

4.1 Keresztáramú csöves hőcserélő

A keresztáramú csöves hőcserélő betét koncepciójának lényege, hogy a függőlegesen felfelé áramló füstgázt több függőleges csőjában legkedvezőbb esetben azonos mennyiségekre osztjuk szét. Így megnövelve a hőátadó felületet, az égési levegőt e csövek körül – legkedvezőbb esetben egyenletesen elosztva – vezetjük a kilépő keresztmetszet irányába. E hőcserélő konstrukció előnye, hogy a hőátadó felületet jelentős mértékben meg tudjuk növelni a csövek számának növelésével. A hátránya ugyanakkor, hogy a csövek

számának és hosszának növelésével, illetve a csövek belső átmérőjének csökkentésével nő a füstgáz áramlással szembeni ellenállása. Egy ilyen hőcserélő betétet a 8. ábra mutat be.

A CFD szimuláció peremfeltételeinek értékeit egyrészt az EN 13240:2005 szabványban előírt képletek és égésméleleti számítások alapján, illetve mérési adatokból állítottuk elő.

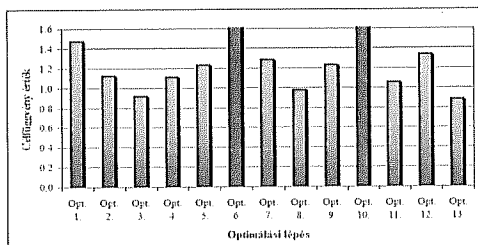
A füstgáz oldali peremfeltételek esetén a beömlő keresztmetszeten $p=0$ Pa relatív nyomást adtunk meg, azaz azt feltételeztük, hogy a talajszinten, ahol a kandalló és a hőcserélő elhelyezkedik, atmoszférikus nyomás uralkodik. A beömlő keresztmetszeten lép be a kandallóból érkező $T_{fsg}=300$ °C hőmérsékletű füstgáz.

Az $m_{fsg}=8.4$ g/s tömegáram használata a szimulációban egymaga fejezi ki több, a kandalló működésével kapcsolatos paraméter meglétét. Ez a tömegáram kifejezi a szabványos mérési ciklusban folyamatosan meglévő $p=-12$ Pa nyomás által a szabványos tömegű tüzelőanyagból felszabaduló és a rendszert a kéményen keresztül elhagyó gázok mennyiségét. Továbbá a tömegáramnak ez az értéke felel meg a szabvány által előírt mérési időtartamra.

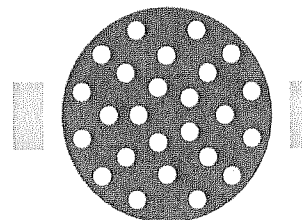
4.2 Az optimalizációs feladat megfogalmazása

Az előzetes vizsgálataink eredményeiből felismerhető volt, hogy a keresztáramú csöves hőcserélő esetén a vizsgált paraméterekkel – kilépő füstgáz és levegő hőmérséklet, levegő és füstgáz oldali nyomásesés – szemben támasztott követelmények egymással ellentétesek. Tehát lehetőségünk volt arra, hogy e kritériumok alapján megkeressünk egy olyan optimális megoldást, ahol a célunk a füstgáz kilépő hőmérséklet (T_{fsg}) minimumának, a levegő kilépő hőmérséklet (T_{lev}) maximumának, illetve a nyomásesések (Δp_{lev} és Δp_{fsg}) minimumának elérése.

A 13 lépés alatt a célfüggvény értéke összesen három alkalommal közelítette meg a 13. lépés végén elért minimumot, amelynek célfüggvény értéke 0.886. Előfordult, hogy egyes változatokban az előzőhöz képest jelentősen megnövelte a hőcserélőben lévő csövek hosszát, amely ugyan alacsonyabb füstgáz kilépő hőmérséklethez vezetett, de mind a füstgáz, mind a levegő oldali nyomásvesztés annyira megnőtt, hogy végül a célfüggvény értéke nagyobb lett, mint az azt megelőző lépésben. A 9. ábra a legalacsonyabb célfüggvény értékű hőcserélő betét (13. optimalizációs lépés) cső elrendezését mutatja be, amely elrendezéshez $H=492$ mm-es csőhossz tartozik (10. ábra). A betétre jobb oldalról érkezik a 0 °C hőmérsékletű égési levegő.



9. ábra Optimalizálási lépések célfüggvény eredményei



10. ábra A 13. optimalizálási lépésként kiszámított változat cső elrendezése

5. Összefoglalás

A bemutatott alkalmazások jól érzékeltetik, hogy az optimaláló algoritmusokkal különféle szerkezetek és rendszerek minimális tömegre, minimális költségre méretezése elvégezhető. Az egyes szerkezetek optimalálása számos nehézséget vet fel, de mind a nem párhuzamos övű rácsos tartóknál, a bordázott lemezeknél és a kandallóknál jelentős költség-, tömeg- és energia megtakarítás érhető el. Az alkalmazott optimaláló algoritmusok továbbfejleszthetők úgy, hogy lehetőleg gyorsabbak és megbízhatóbban legyenek.

Köszönetnyilvánítás

A kutatás az OTKA 75689 program támogatásával készült. A kutatás a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként a Miskolci Egyetemen az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

Irodalom

- [1] J. Farkas, K. Jármái: Optimum design and cost comparison of a welded plate stiffened on one side and a cellular plate both loaded by uniaxial compression. *Welding in the World*, 2006; 50: No.3-4, 45-51.
- [2] J. Farkas, K. Jármái: *Economic design of metal structures*. Millpress, 2003, Rotterdam
- [3] J. Farkas, K. Jármái: *Analysis and optimum design of metal structures*. Balkema, 1997, Rotterdam-Brookfield
- [4] J. Farkas, K. Jármái: *Design and optimization of metal structures*. Horwood, 2008, Chichester, UK
- [5] Det Norske Veritas (DNV) (1995) *Buckling strength analysis*, Classification Notes No.30.1. Høvik, Norway.
- [6] Wardenier J., Kurobane Y. et al. (1991) *Design guide for circular hollow section joints under predominantly static loading*. Köln, TÜV Rheinland.

- [7] Eurocode 3: MSZ ENV 1993-1-1:1992/A2:2002 Acélszerkezetek tervezése, 347 old. Magyar Szabványügyi Testület, Budapest, 2006.
- [8] Recommendations on fatigue of welded components of the IIW, Doc. IIW-1823-07, ex. XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07, 2008.