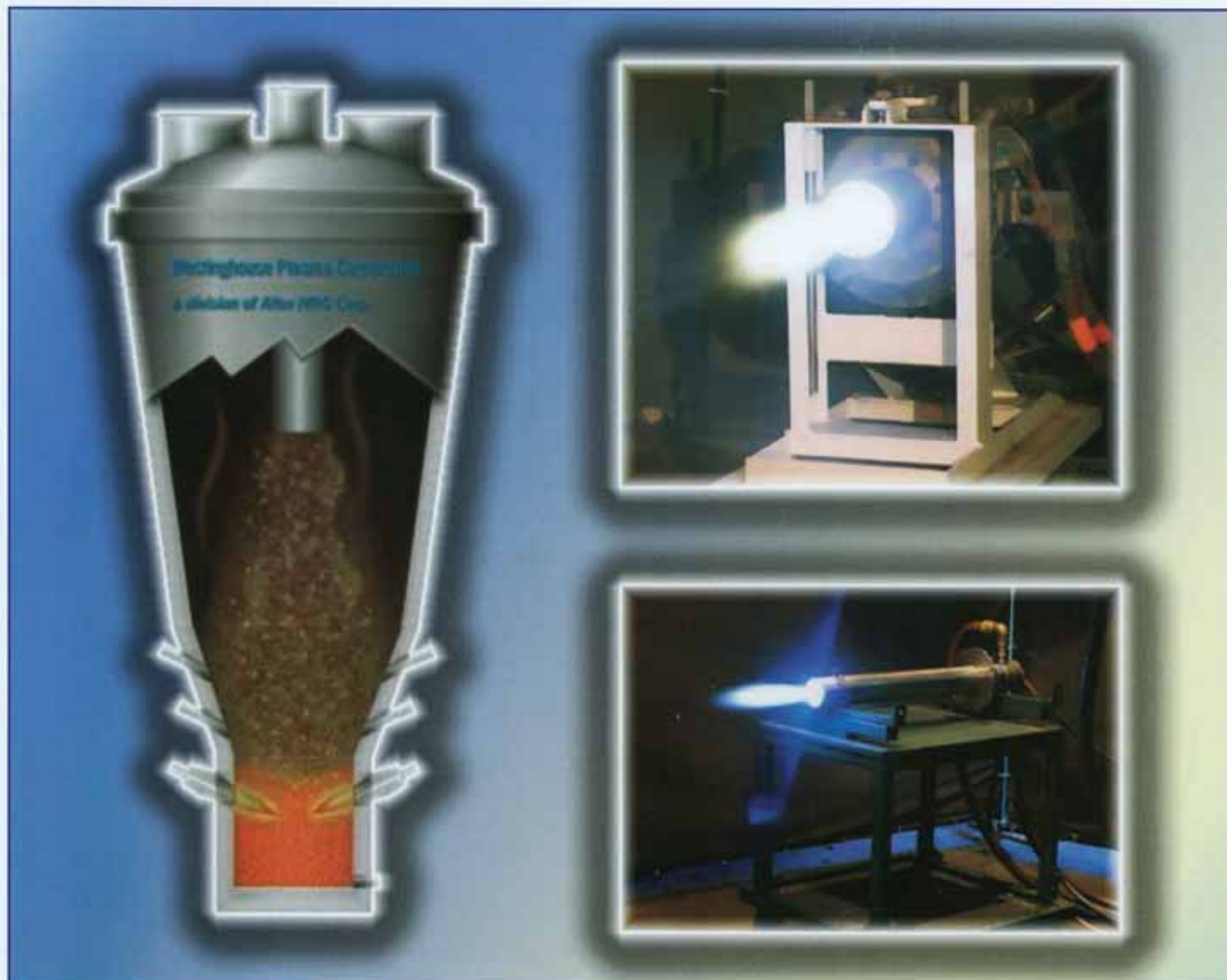


GÉP

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA



2014/5.

nka
Nemzeti Kulturális Alap

44 oldal
LXV. évfolyam

TARTALOM

1. *Bodnár I.; Siménfalvi Z.:*
Plazmareaktor geometriai méreteinek a meghatározása egy t/nap kapacitás esetén..... 5
A plazmatechnológia az egyik leghatékonyabb és leginkább környezetbarát szilárd hulladékfeldolgozási és energiahasznosítási módszer. A cikk egy napi egy tonna kapacitású plazmareaktor tervezési folyamatát mutatja be. A plazmareaktor geometriai jellemzőit egy sor körülmény befolyásolja.

2. *Hajdú S.; Czibere T.; Kalmár L.:*
A Betz – Lanchester - Zsukovszkij határról 11
A Betz – Lanchester - Zsukovszkij (röviden Betz) határ annak az energiamennyiségnek a felső határát definiálja, amely egy nyitott áramlásban hasznosítható teljesítményre konvertálható. Szerzők diagramokkal illusztráltan összefoglalják a Betz-határhoz tartozó fogalmakat és leírják meghatározásának gondolatmenetét.

3. *Ecsedi I.; Baksa A.:*
Koncentrált nyomattékkal terhelt, rugalmasan ágyazott görbe rúd vizsgálata 15
E tanulmány rugalmas ágyazatra helyezett állandó görbületű rúd egy egyensúlyi feladatának megoldását ismerteti. Egy egyszerű, egydimenziós modell radiális elmozdulásának, a keresztmetszet elfordulásának és belső erőinek számítására alkalmas összefüggéseket vezetnek le. Az analitikus módszer alkalmazását egy numerikus példa szemlélteti.

4. *Farkas J.; Jármái K.:*
Hegesztett kivágó prés optimális méretezése..... 19
A kivágó présgép asztal egy speciális hegesztett szerkezet, amely egy szekrény-szelvényű gerendából és ortogonális merevített felső övlemezéből áll. Szerzők a szerkezet optimalizálását végzik el számos ter-

vezési korlátozó feltétel alkalmazásával. Az optimalizált szerkezettel az eredetihez képest jelentős tömegcsökkenés és költség-megtakarítás érhető el.

5. *Marcsák G. Z.; Jármái K.:*
Feltételes szerkezetoptimalizációs problémák megoldása heurisztikus módszerekkel 25
Szerzők a feltételes szerkezetoptimalizáláshoz egy általuk fejlesztett heurisztikus algoritmus gyűjteményt használnak. A heurisztikus algoritmus gyűjtemény folyamatos fejlesztés alatt áll. A cikk a gyűjteményben rejlő sokszínű felhasználási lehetőségeket mutatja be.

6. *Mikáczó V.; Szepesi L. G.:*
A nyomásidő függvény elméleti vizsgálata gázrobbanás esetén 33
Gázrobbanás során a gyújtóforrás közelében egy ún. lángfront alakul ki. A lángfront az idő függvényében egy meghatározott sebességgel terjed. A cikk egy olyan számítási módszert mutat be, amellyel egy gömbtartályban bekövetkező gázrobbanás esetén a nyomásidő függvény az égéssebességre alapozottan számítható.

7. *Farkas B.:*
Hőszivattyúhoz tervezett új típusú forgódugattyús kompresszor numerikus áramlástani szimulációja 37
Szerző röviden összefoglalja forgódugattyús kompresszorok mérésével és modellezésével kapcsolatos, a szakirodalomban feltehető eredményeket. Bemutatja, hogy egy numerikus áramlástani szoftverrel és az ehhez kapcsolt dinamikus hálózási módszerek alkalmazásával hogyan modellezhető egy ilyen kompresszor működése.

HEGESZTETT KIVÁGÓ PRÉS OPTIMÁLIS MÉRETEZÉSE

OPTIMUM DESIGN OF A WELDED PUNCH PRESS

Prof. Dr. em. Farkas József*, Prof. Dr. Jármai Károly**

ABSTRACT

The table beam of a punch press is a special welded structure consisting of a box beam with an orthogonally stiffened upper flange. Design constraints on beam deflection, local deformation of stiffened upper flange and on the fatigue of welds should be fulfilled. The bending deformation of the grid of stiffeners can be neglected, since the shear deformations are governing. The local deflection and the shear stresses in the stiffeners can be determined by a simplified grid model using the force method. The verification of the original structural version shows that the number of transverse stiffeners and the plate thicknesses can be decreased. The optimum thicknesses of stiffeners are determined by using minimum cost design procedures. The comparison of masses and costs of the original and the optimized versions shows significant savings.

ÖSSZEFOGLALÁS

A kivágó présgép asztal egy speciális hegesztett szerkezet, amely egy szekrényszelvényű gerendából és ortogonális merevített felső övlemezről áll. Tervezési korlátok a lehajlás, a helyi deformáció a merevített felső övlemezénél és a hegesztett kötések fáradása. A hajlító alakváltozásnál a rácsmerevítők elhanyagolhatók, mert a nyírási alakváltozások a mértékadók. A helyi alakváltozást és a nyírási feszültségeket a merevítőknél egy egyszerűsített modell rács használatával, az erő módszer lehet meghatározni. Az eredeti szerkezet változását mutatja, hogy a számos keresztirányú merevítő és a lemezvastagság csökkenthető. Az optimális vastagságú merevítőket számítjuk ki a legkisebb költség meghatározásával. Az összehasonlítás egmutatja a jelentős megtakarításokat a tömegek és a költségek vonatkozásában az eredeti és az optimalizált változatnál.

1. BEVEZETÉS

A kivágó préseket különböző nem fémes anyagok (bőr, műanyag, papír, textil) vékony lemezeinek kiszabására alkalmazzuk. A présasztallal szemben támasztott követelmény a nagy merevség a présfej ütéseivel szemben.

A prés két fő része az asztal és a mobil fej (híd). Mindkét rész hegesztett bordázott lemezszerkezet, szekrényszelvény felül illetve alul bordázott övvel. Ezek a szerkezeti részek biztosítják a megfelelő merevséget.

Magyarországon a kivágó préseket a Schön Engineering Kft gyártja. Az eredeti hegesztett présszerkezetet az előírt merevségre tervezték és ezt legyártott szerkezeten történő mérésekkel igazolták.

Célunk bemutatni, hogy minimális költségre való optimálással kisebb költségű, azonos merevségű szerkezet tervezhető. Csak az asztalszerkezetet elemezzük, mert a fej hasonló módon optimalizálható.

A szakirodalomban igen kevés tanulmány található hegesztett gépszerkezetek optimális tervezésére. Megemlítjük a [1,2] tanulmányokat, amelyek hegesztett tartókból és oszlopokból álló zárt préskeret optimalizását tárgyalták.

2. MEREVSÉGI ÉS FÁRADÁSI FELTÉTELEK

Az $F = 1600$ kN leütő nyomóerő által előidézett asztal-lehajlás előírt maximális értéke

$$w_{max} = 0.50 \text{ mm} . \quad (1)$$

a lokális lehajlás maximális értéke pedig

$$w_L = 0.12 \text{ mm} . \quad (2)$$

A nyomóerő egy 400×400 mm négyzeten oszlik el, így az egyenletesen megoszló nyomás intenzitása $p = 10$ MPa.

A hegesztett kötések $N_f = 10^7$ ciklusszámú teherre fáradásra kell méretezni.

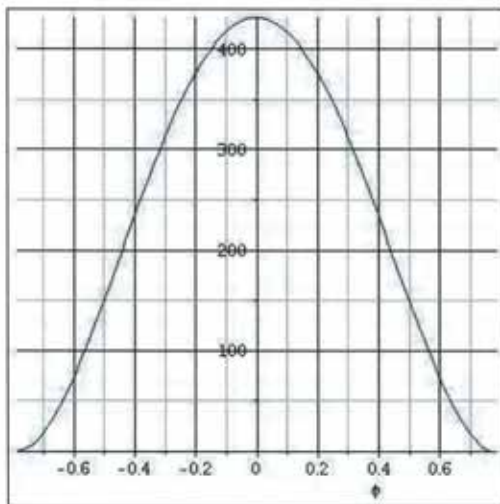
3. AZ EREDETI ASZTALTARTÓ ELLENŐRZÉSE

3.1 A felső övlemez helyi lehajlása

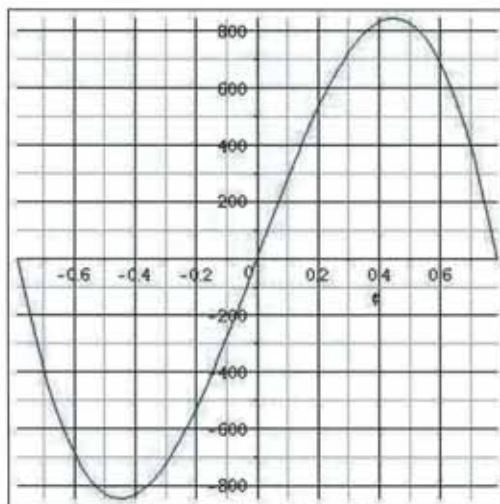
Lemezvastagság $t_f = 46$ mm (1a ábra). Az övlemez-rész méretei 320×236 mm, terhelése hajlításra $p = 10$ MPa. Befogott lemezszegélyekre a [3] alapján $a = 236$ mm méretre, $b/a = 1.35$ oldal-viszonyszámra és $E = 2.1 \times 10^5$ MPa rugalmassági modulusra

$$D = \frac{Et_f^3}{12(1-\nu^2)} = 1.871846 \times 10^9 ,$$

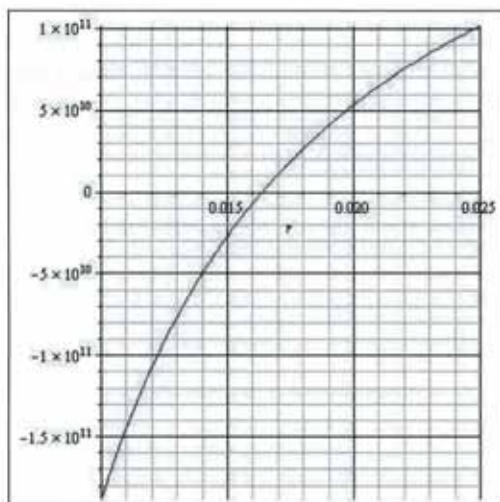
* emeritusz professzor, ** egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, 3515 Miskolc, Egyetemváros



5. ábra. Az „axiális” erő grafikonja.



6. ábra. A nyíróerő grafikonja.



7. ábra. A σ_ϕ normál feszültség a veszélyes helyen.

5. KÖVETKEZTETÉSEK

E tanulmány rugalmas ágyazatra helyezett állandó görbületű rúd egy egyensúlyi feladatának a megoldását ismerteti. A rúd szélső keresztmetszeteit azonos nagyságú erőpárok terhelik, az ágyazat Winkler típusú. A szilárdságtani feladat megoldására egy analitikus módszer lett kidolgozva. A levezetett analitikus módszer alkalmazását numerikus példa szemlélteti téglalap alakú keresztmetszetre. A kidolgozott módszer alapján előállított numerikus eredmények közvetlenül használhatók különböző közelítő módszerek pontosságának ellenőrzésére.

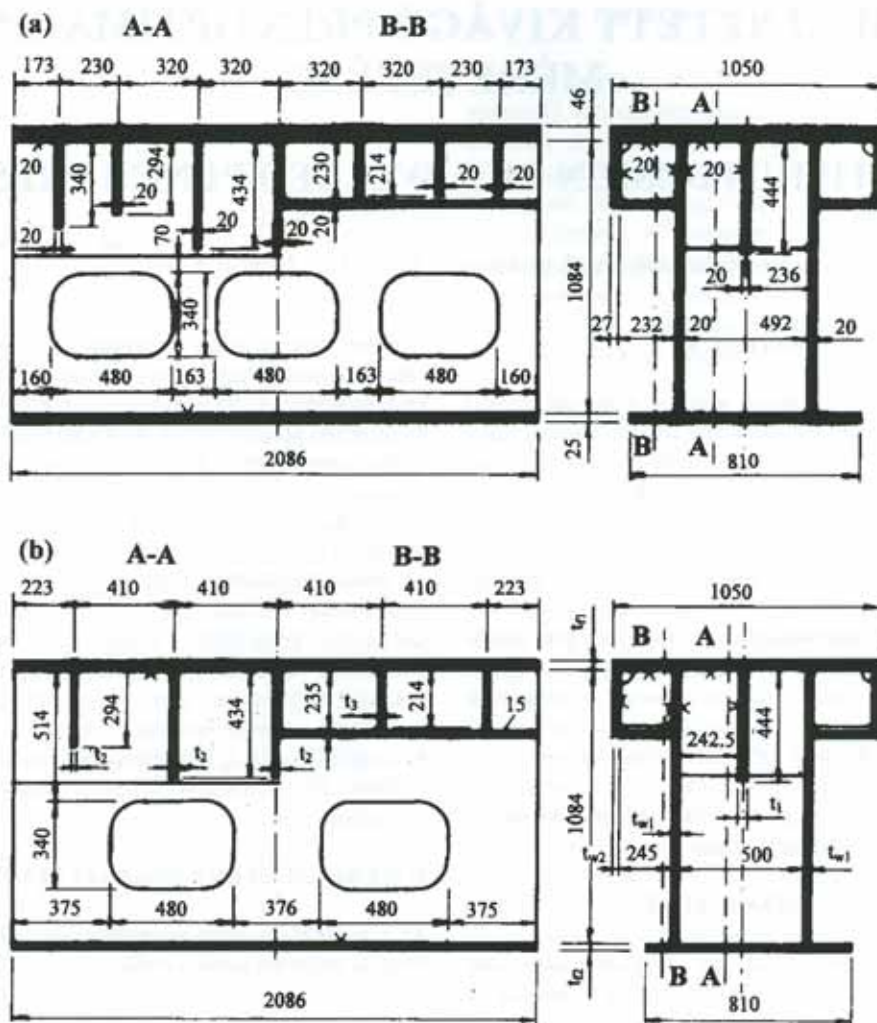
Itt elsődlegesen a végeelemes számításokat emelnénk ki, ahol is sok esetben kell számolni úgynevezett 'locking' jelenséggel, ami numerikus instabilitást okoz. Megjegyzendő, hogy az általunk használt kinematikai modell a lineáris rugalmasságtan egzakt geometriai egyenletét használja, továbbá a belső erőrendszert jellemző eredő vektor-kettőst nem a görbe rúd terheletlen állapotához tartozó középvonalának pontjaihoz köti, hanem egyetlen ponthoz, a középvonal görbületi középpontjához.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatómunka a Miskolci Egyetem stratégiai területén működő Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiai Kiválósági Központ keretében valósult meg, a TAMOP-4.2.2.B-10/1-2010-0001 jelű projekt eredményeire támaszkodva – az Új Magyarország Fejlesztési Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával.

7. IRODALOM

- [1] SOLECKI R., CONANT R.J.: Advanced Mechanics of Materials, Oxford University Press, Oxford, 2003.
- [2] BORESI A.P., SCHMIDT R.J., SIDEBOTTOM O.M.: Advanced Mechanics of Materials, John Wiley, New York, 5th edn., 1993.
- [3] BARBER R.J.: Intermediate Mechanics of Materials, Springer, New York, 2nd edn., 2011.
- [4] HETÉNYI M.: Beams on Elastic Foundation, University of Michigan Press, Michigan, 1964.
- [5] ECSEDI I., DLUHI K.: A linear model for the static and dynamic analysis of non-homogeneous curved beam, Applied Mathematical Modelling, 29, pp. 1211-1231, 2005.
- [6] INCE, E.L.: Ordinary Differential Equations, Dover Publication Inc., New York, 1956.
- [7] KAPOOR, N.M.: A Text Book of Differential Equations, Pitambar Publishing Company, New Delhi, 2006.



1. ábra. A kivágó prés asztalának eredeti (a) és optimalt (b) szerkezete

$$w_L = \frac{0.00200 p a^4}{D} = \frac{6.20489 \times 10^7}{1.871846 \times 10^9} = 0.0331 < 0.12 \text{ mm}$$

(3)

A hajlítás okozta legnagyobb lehajlás $L = 2086$ mm támaszközre

$$w_b = \frac{FL^3}{48EI_x} = 0.0768 \text{ mm.} \quad (6)$$

3.2 A teljes szekrénytartó lehajlása

A lehajlás számításához elegendő a 2. ábrán vázolt a kéttámaszú tartó-keresztmetszetet figyelembe venni. A szerelés és a belső hegesztések miatt a tartón az 1a ábrán vázolt 3 kivágást kell létrehozni. A biztonság javára történik a számítás, ha a kivágást az egész tartóra vesszük figyelembe.

A G súlypont távolsága

$y_G = 384$ mm.
a másodrendű nyomaték

$$I_x = 1.8751 \times 10^{10} \text{ mm}^4.$$

(4)

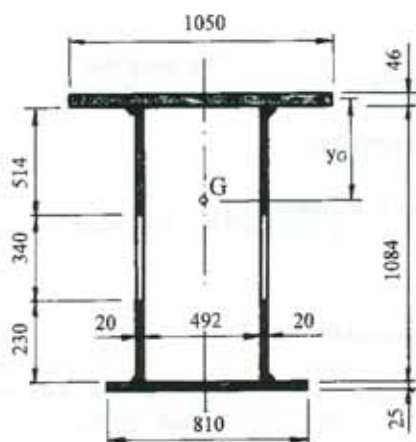
ahol V_i a nyírőerő, L_i a tartóhossz, A_{wi} a gerinclemeztérület.

$$w_s = \frac{800 \times 10^3 \times 323}{0.8077 \times 10^5 \times 40 \times 1084} + \frac{800 \times 10^3 \times 720}{0.8077 \times 10^5 \times 40 \times 744} = 0.3134 \text{ mm.} \quad (7a)$$

(5)

A teljes lehajlás
 $w_{\max} = w_b + w_s = 0.3902 < 0.5 \text{ mm}$, (8)
 Megfelel.

Látható, hogy a nyírási alakváltozás dominál, mert rövid tartóról van szó.



2. ábra. Az eredeti szekrényszelvény az üregekkel

3.3 Varratok ellenőrzése fáradásra

A K hosszvarratok ellenőrzése normál- és nyíró feszültségre. Az Eurocode 3 (EC3) (1992) szerint a fáradási tartományok $N_f = 2 \times 10^6$ ciklusszámra

$$\Delta\sigma_c = 100; \Delta\tau_c = 80 \text{ MPa} . \quad (9)$$

$$N_f = 10^7 \text{ ciklusszámra } \Delta\sigma_N = 64; \Delta\tau_N = 58 \text{ MPa} .$$

A fáradási biztonsági tényező $\gamma_{Mf} = 1.25$.

$$M_{\max} = FL/4 = 8.344 \times 10^8 \text{ Nmm} . \quad (10)$$

Legnagyobb normál feszültség az alsó hosszvarrataiban

$$\sigma_{\max} = M(1084 - y_G) / I_x = 31.1 \text{ MPa} . \quad (11)$$

Átlagos nyírófeszültség a gerinclemezekben

$$\tau = \frac{800 \times 10^3}{40 \times 744} = 26.9 \text{ MPa} . \quad (12)$$

Az EC3 szerint

$$\left(\frac{\sigma_{\max}}{\Delta\sigma_N / \gamma_{Mf}} \right)^3 + \left(\frac{\tau}{\Delta\tau_N / \gamma_{Mf}} \right)^5 = 0.2896 < 1, \quad (13)$$

Megfelel.

A felső övlemez tompa K-varratait a nyomásból származó normál nyomófeszültségre ellenőrizzük. Az EC3 szerint $\Delta\sigma_c = 71 \text{ MPa}$. $N_f = 10^7$ ciklusszámra a megengedett feszültség $\Delta\sigma_N / \gamma_{Mf} = 45.5 / 1.35 = 33.7 \text{ MPa}$. A keletkező feszültség

$$10 < 33.7 \text{ MPa, megfelel.} \quad (14)$$

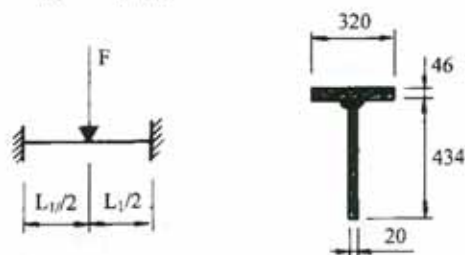
3.4 A felső öv belső bordáinak helyi alakváltozása

A (Farkas 1974, 1984) tanulmányok rámutattak, hogy a nyírási alakváltozás mérvadó, ha a tartó rövid és a teher nagy. Ezt a 3. ábrán látható borda esetén mutatjuk be. Képezzük a következő viszonyszámot

$$\omega = \frac{320 \times 46}{434 \times 20} = 1.6958, \quad (15)$$

Ezzel a T-szelvény másodrendű nyomatéka

$$I_x = \frac{434^3 \times 20}{12} \frac{1 + 4\omega}{1 + \omega} = 3.9336 \times 10^8 \text{ mm}^4 . \quad (16)$$



3. ábra. Egy keresztborda

Befogott tartóként számítva a hajlításból származó lehajlás ($L_1 = 492 \text{ mm}$)

$$w_b = \frac{F L_1^3}{192 E I_x} = 0.0120 \text{ mm} , \quad (17)$$

és a nyírásból származó ($A_w = 8680 \text{ mm}^2$),

$$w_s = \frac{F L_1}{4 G A_w} = 0.2807 \text{ mm} . \quad (18)$$

Látható, hogy a hajlítási deformáció a nyírásához képest elhanyagolható.

Egy hasonló bordákból álló rács számításánál is elég a nyírási alakváltozást figyelembe venni. Az erő-módszer alkalmazva az ismeretlen X_1 és X_2 erőket, melyek az A illetve B pontokban működnek (4. ábra) alakváltozási egyenletekből tudjuk kiszámítani. Ezek azt fejezik ki, hogy a w_A illetve w_B lehajlások megegyeznek egymással, ha ezeket a két tartóra számítjuk ki.

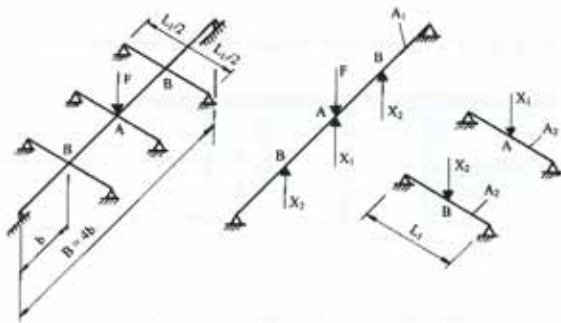
$$w_A = \frac{(F - X_1)B}{4G A_1} - \frac{X_2 b}{G A_1} = \frac{X_1 L_1}{4G A_2} , \quad (19)$$

$$w_B = \frac{(F - X_1)b}{2G A_1} - \frac{X_2 b}{G A_1} = \frac{X_2 L_1}{4G A_2} , \quad (20)$$

ahol A_1 és A_2 a bordák gerinclemezeinek keresztmetszeti területe

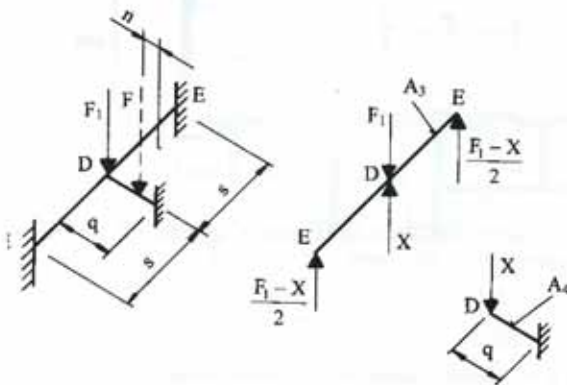
A (19) és (20) egyenletek megoldása

$$X_1 = \frac{F}{3 + \frac{L_1 A_1}{2b A_2}}; X_2 = \frac{F}{2} - X_1 \left(\frac{1}{2} + \frac{L_1 A_1}{4b A_2} \right) \quad (21)$$



4. ábra. A belső bordák tartórács-modellje

Esetünkben $F = 1600$ kN, $L_1 = 492$, $b = 320$ mm, $A_1 = 444 \times 20$, $A_2 = 434 \times 20$, tehát $X_1 = X_2 = 4.225 \times 10^5$ N. A legnagyobb lehajlás



5. ábra. A külső bordák tartórács-modellje

$w_A = 0.041 < 0.12$ mm, OK. (22)
és a nyírófeszültség 1.35-ös biztonsági tényezővel 1.25 helyett

$$\tau = \frac{X_1}{2A_2} = 24.3 < 43.0 \text{ MPa, OK.} \quad (23)$$

3.5 A felső öv külső bordái

Az F nyomó erő $n=q-200=32$ mm távolságban működik egy külső bordára. Ebből $F_1 = 32F/232 = 220.7 \times 10^3$ N keletkezik a D pontban. A 3.4 ponthoz hasonlóan az 5. ábrán vázolt erő-egyensúly alapján a nyírási alakváltozási egyenlettel számítjuk ki az X erőt.

$$w_D = \frac{Xq}{GA_4} = \frac{(F_1 - X)s}{2GA_3}, \quad (24)$$

A (24) megoldása

$$X = \frac{F_1}{\frac{2A_3q}{A_4s} + 1}. \quad (25)$$

$q = 232$, $s = 320$ mm, $A_3 = 6318$, $A_4 = 4280$ mm² adatokkal $X = 70.3 \times 10^3$ N. A (24) alapján a legnagyobb lehajlás

$$w_D = 0.047 < 0.12 \text{ mm, megfelel} \quad (26)$$

Nyíró feszültség a keresztbordában

$$\tau = \frac{70.3 \times 10^3}{214 \times 20} = 16 < 43.0 \text{ MPa, megfelel.} \quad (27)$$

és a hosszbordában

$$\tau = \frac{(220.7 - 70.3)10^3}{27 \times 234} = 24.0 < 43.0 \text{ MPa.} \quad (28)$$

megfelel

3.6 Költségszámítás

A költségszámításban nem vesszük figyelembe a gyártási sorrendet, a lemezrészec egyengetési valamint a festési költséget. Minden tompavarratnál GMAW-C hegesztési eljárást tételezünk fel. $k_m = 1.0$ \$/kg, $k_f = 25$ \$/h = 0.417 \$/min, tehát $k_f/k_m = 0.417$ kg/min. K tompavarratokra

$$C_2 a_w^n = 0.152 a_w^{1.9358}, \quad (29a)$$

és $\frac{1}{2}$ V tompavarratokra

$$C_2 a_w^2 = 0.2245 a_w^2, \quad (29b)$$

a_w a varratméret mm-ben, a varrathosszakat m-ben kell számítani.

A szerkezet térfogat

Felső övlemez	1050x2086x46	100.75x10 ⁶
Alsó övlemez	810x2086x25	42.24
A két gerinclemez	2x20x1084x2086	90.45
Belső hosszborða	444x20x2086	18.42
Külső hosszborða	2x250x27x2086	28,16
Külső vízszintes lemezek	2x232x20x2086	19.36
Belső keresztborða	2x472x20x1295	24.45
Külső keresztborða	14x232x20x214	13.90

A teljes térfogat $V = 337.73 \times 10^6$

A teljes tömeg, ($\rho = 7.85 \times 10^{-6}$ kg/mm³) $\rho V = 2651$ kg

Az összeszerelendő összes elem száma $\kappa = 37$.

Költség

$$K = k_m \rho V + k_f \left(C_1 \Theta_d (\kappa \rho V)^{0.5} + 1.3 \sum_i C_{2i} a_{wi}^n L_{wi} \right) = 2651 + 0.417 \left[3(37 \times 2651)^{0.5} + 1.3(0.152 \times 20^{1.9358} \times 28.838 +) \right] + 0.152 \times 27^{1.9358} \times 4172 + 0.2245 \times 20^2 \times 8344 = 4431 \text{ \$} \quad (30)$$

4 AZ ÚJ SZERKEZETI VÁLTOZAT OPTIMÁLÁSA

Az eredeti szerkezet ellenőrzése kimutatta, hogy egyes méretek csökkenthetők. Mivel az asztaltartó fő méretei adottak, a keresztbordák száma és a lemezek vastagsága csökkenthető. Az optimalás során meghatároztuk a $t_{w1}, t_{f1}, t_{f2}, t_1, t_2, t_{w2}, t_3$ méreteket (1b ábra).

4.1 A felső övlemez t_{f1} vastagsága

A keresztbordák számát 7-ről 5-re csökkentjük, távolságukat 320-ról 410 mm-re. Így egy övlemez-mező méretei 410x242.5 mm. A szükséges lemezvastagságot a [3] szerint számítjuk

$$t_{f1} = \left(\frac{0.026 \times 10 \times 242.5^4}{2.1 \times 10^5 \times 0.12} \right)^{1/3} = 32.9 \text{ mm} \quad (31)$$

Az eredeti 40 mm-t $t_{f1} = 36$ mm-re lehet csökkenteni.

4.2 A t_{w1} és t_{f2} vastagságok tervezése

$t_{w1} = 15$ és $t_{f2} = 20$ mm felvételével ellenőrizzük a szekrénytartót lehajlásra és fáradásra.

Az 1b ábra mutatja, hogy a kivágások számát kettőre csökkentettük. Az I_x másodrendű nyomatékot a kivágások elhanyagolásával számítjuk.

A súlypont távolsága
 $y_G = 419 \text{ mm} \quad (32)$

$$I_x = 1.8253 \times 10^{10} \text{ mm}^4 \quad (33)$$

Az asztaltartó lehajlása hajlításból a (6) szerint
 $w_b = 0.0789 \text{ mm} \quad (34)$

Lehajlás nyírásból a (7) szerint
 $w_s = 0.3845 \text{ mm} \quad (35)$

A teljes lehajlás
 $w_b + w_s = 0.4634 < 0.50 \text{ mm}$, megfelel (36)

Maximális normálfeszültség az alsó övlemez hosszvarrataiban a (11) szerint
 $\sigma_{\max} = 31.2 \text{ MPa} \quad (37)$

A nyírófeszültség a (12) szerint
 $\tau = 24.6 \text{ MPa} \quad (38)$

Ellenőrzés fáradásra a (13) szerint
 $0.2263 + 0.0419 = 0.2682 < 1$, megfelel (39)

4.3 A belső bordák t_1 és t_2 vastagságai

A szükséges vastagságok meghatározására alkalmazzuk a költségminimálást felhasználva az egyszerűsített

tartórács modellt (4. ábra). A költségfüggvényt kifejezzük az ismeretlen vastagságokkal:

$$\frac{K}{k_m} = \rho(4bA_1 + 3L_1A_2) + \frac{k_f}{k_m} [3(7\rho V)^{0.5} + 1.3 \times 0.152(2.528t_1^{1.9358} + 6.663t_2^{1.9358})] \quad (40)$$

$$A_1 = 444t_1 \text{ és } A_2 = 434t_2, F = 1600 \text{ kN}, L_1 = 500, b = 410 \text{ mm}, k_f/k_m = 0.417 \text{ kg/min}.$$

Az A ponti lehajlási feltétele

$$w_A = \frac{X_1 L_1}{4GA_2} \leq 0.12 \text{ mm} \quad (41)$$

A nyírófeszültségi feltétel

$$\tau = \frac{X_1}{2A_2} \leq 43.0 \text{ MPa} \quad (42)$$

X_1 -et a (21)-el számítjuk.

Megkeressük azokat a vastagságokat, amelyek minimálják a költségfüggvényt és kielégítik a méretezési feltételeket.

Az optimalást a Rosenbrock hillelimb módszerrel végeztük kiegészítve a járatos 10, 12, 15, 20, 25, 30 mm vastagságok figyelembe vételével történő diszkrétizációval. Az eredmény $t_1 = t_2 = 15 \text{ mm}$. $X_1 = 441.5 \times 10^3 \text{ N}$.

A feltételek ellenőrzése
 $w_A = 0.1050 < 0.12 \text{ mm}$, megfelel (43)

$$\tau = 33.9 < 43.0 \text{ MPa}$$
, megfelel (44)

4.4 A külső bordák t_{w2} és t_3 vastagságai

A költségminimálást az 5. ábra szerinti rácsmodell és a (25) alapján végeztük. $F_1 = 45F/245$, $q = 245$, $s = 410 \text{ mm}$, $A_3 = 250t_{w2}$, $A_4 = 214t_3$.

A költségfüggvény

$$\frac{K}{k_m} = \rho V + \frac{k_f}{k_m} [3(12\rho V)^{0.5} + 1.3 \times 0.152(2 \times 2.086t_{w2}^{1.9358} + 10 \times 0.676t_3^{1.9358})] \quad (45)$$

$$V = 2 \times 250 \times 2086t_{w2} + 10 \times 245 \times 214t_3.$$

A lehajlási feltétel

$$w_D = \frac{Xq}{GA_4} \leq 0.12 \text{ mm} \quad (46)$$

A nyírási feltétel

$$\tau = \frac{X}{A_4} \leq 43.0 \text{ MPa} \quad (47)$$

Az eredmény $t_{w2} = t_3 = 15 \text{ mm}$. $X = 122.7 \times 10^3 \text{ N}$.

A feltételek ellenőrzése:

$$w_D = 0.1159 < 0.12 \text{ mm}$$
, megfelel (48)

$$\tau = 38.2 < 43.0 \text{ MPa, megfelel.} \quad (49)$$

4.5 Költségszámítás

Térfogat

Felső övlemez	1050x2086x36	78.8508x10 ⁶
Alsó övlemez	810x2086x20	33.7932
Két gerinclemez	2.15x1084x2086	67.8367
Belső hosszboarda	444x15x2086	13.8928
Külső hosszboardák	2x250x15x2086	15.6450
Külső vízszintes lemezek	2x245x15x2086	15.3321
Belső keresztboardák	2x242.5x15(2x294+3x434)	13.7498
Külső keresztboardák	10x245x15x214	5.9578
Teljes térfogat		245.0582x10 ⁶ mm ³ .

Az optimált szerkezet teljes tömege $\rho V = 1924$ kg, a tömeg-megtakarítás $(2651-1924)100/1924 = 38\%$.
Az összeszerelendő elemek száma $\kappa = 29$.

A költség

$$K = 1924 + 0.417 \left[3(29 \times 1924)^{0.5} + 1.3(0.152 \times 15^{1.9358} \times x) \right]$$

$$31.317 + 0.2245 \times 15^2 \times 8.344 = 2936\$.$$

Költség-megtakarítás $(4431-2936) 100/2936 = 51\%$.
Megjegyezzük, hogy a költség-megtakarítás azért ilyen nagy, mert a gyártási költség jelentős, $1012 \times 100/2936 = 34\%$ -a a teljes költségnek. A gyártási költség még növekedne, ha figyelembe vennénk a festési költséget is.

5. KÖVETKEZTETÉSEK

A táblatartót mint hegesztett szekrénytartót számítottuk, amely ortogonálisan bordázott felső lemezzel van kialakítva. A figyelembe vett méretezési feltételek: a tartó lehajlására, a felső öv helyi alakváltozására és a varratok fáradására vonatkozó korlátozások. A bordarács hajlításából származó lehajlás elhanyagolható a nyírási alakváltozáshoz képest. Az

alakváltozásokat és nyírófeszültségeket egyszerűsített tartórács-modellre felírt alakváltozási egyenletekből számítottuk ki. Az eredeti szerkezet ellenőrzése azt mutatta, hogy túlzott a keresztboardák száma és a lemezek vastagsága. Az új szerkezeti változatban csökkentettük ezeket. A boardák optimális vastagságát költségminimálással állapítottuk meg. Az eredeti és az új szerkezet tömeg- és költség-összehasonlítása azt mutatta, hogy az új megoldással jelentős megtakarítás érhető el.

6. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatás az Európai Unió és Magyarország támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával a TÁMOP 4.2.4.A/2-11-1-2012-0001 azonosító számú „Nemzeti Kiválóság Program – Hazai hallgatói, illetve kutatói személyi támogatást biztosító rendszer kidolgozása és működtetése konvergencia program” című kiemelt projekt keretei között valósult meg. A kutató munka részben a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében valósult meg, valamint az OTKA T 109860 projekt támogatásával.

7. IRODALOM

- [1] FARKAS, J. Structural synthesis of press frames having columns and cross beams of welded box cross-section. Acta Techn. Hung. 83 (1974): 191-201.
- [2] FARKAS, J. Optimum design of metal structures. Budapest, Akadémiai Kiadó, Chichester, Ellis Horwood, 1984
- [3] TIMOSHENKO, S., WOINOWSKY-KRIEGER, S. Theory of plates and shells. 2nd ed. New York, McGraw Hill., 1959