

A GÉPIPARI TUDOMÁNYOS EGYESÜLET MŰSZAKI FOLYÓIRATA

1986  
JÚNIUS

● BUDAPEST ●

213—252. OLDAL

XXXVIII. ÉVFOLYAM

6

# Egyfőtartós futódaru optimális méretezése személyi számítógéppel\*

DR. J Á R M A I K Á R O L Y \*\*

*Az ismertettelt számítógépi algoritmus alkalmas műszaki konstrukciós feladatokban a különféle feltételeknek eleget tevő szerkezet optimális méretei meghatározására. A Comodore 64 számítógépen viszonylag gyorsan elkészíthetők és lefutathatók ilyen programok. Az egyszerűsített futódaruhídon kétirányú hajlítást feltételezve ki lehet választani 6 ismeretlen esetén a minimális tömegű tartó méreteit a statikus és fátadási feszültségi feltétel, valamint az öv- és gerinclemez-horpadási feltétel teljesülése esetén. 52-es acél alkalmazása esetén kb. 40% tömegesökkenés érhető el a 37-es acélhoz képest.*

Az egyes szerkezetek tervezése során egyre fontosabbá vált napjainkban az optimális méretezés, a minimális tömegű és költségű szerkezet kialakításának igénye. A tervezőknek ügyelniük kell a takarékosagra az anyagfelhasználásban a gyártásban, illetve az üzemeltetéskor felhasznált energiára.

A szerkezetanalízissel a feszültségek, alakváltozások, stabilitás, illetve más jellemzők az elméleti kutatások és gyakorlati mérések eredményeképpen egyre pontosabban meghatározhatók. Ugyanakkor az összefüggések egyre bonyolultabbá is válnak, ezért a számtalan matematikai minimáló algoritmusból azok az értékesebbek, amelyek jól alkalmazhatók digitális számítógépeken [1, 2, 3].

## A számítógépi algoritmus

Az ismertetésre kerülő Rosenbrock-algoritmus alkalmas arra, hogy nemlineáris többváltozós célfüggvény — pl. tömeg, költség vagy bármilyen más jellemző, amit a tervező fontosnak tart — minimumát vagy maximumát meghatározza nemlineáris többváltozós méretezési feltételek — pl. feszültségkorlátozási, alakváltozás-korlátozási, stabilitási, rezgésállapítási, sajátfrekvencia-korlátozási, méretkorlátozási stb. — esetén. A számítás során a módszer deriváltakat nem használ [4, 5]. A célfüggvény általános alakja:

$$y = F(x_1, x_2, \dots, x_N)$$

ahol  $N$  a változók (általában geometriai méretek) száma.

Az  $x_k$  változókra fennálló feltételek általános alakja:

$$G_k \leq x_k \leq H_k; k = 1, 2, \dots, N$$

ezek az explicit, azaz méretkorlátozási feltételek, ahol  $G_k$  és  $H_k$  az alsó és felső határok.

A függő változók  $x_{N+1}, \dots, x_M$  (feszültség, alakváltozás stb.) a független változók függvényei:

$$G_k \leq x_k \leq H_k; k = N + 1, \dots, M$$

ahol a határok is lehetnek a független változók függvényei. Ha a változó értéke közelít a határokhoz, beleesik a határzónába. A határzónákat az algoritmus a következőképpen definiálja:  
alsó határzóna:

\* Elhangzott az Anyagmozgató és építőgépek konstrukciós fejlesztése kollokviumon, Budapest, 1984. november 26—28.

\*\* Nehézipari Műszaki Egyetem, Miskolc.

$$G_k \leq x_k \leq [G_k + (H_k - G_k) \cdot 10^{-4}]$$

felső határzóna:

$$H_k \geq x_k \geq [H_k - (H_k - G_k) \cdot 10^{-4}]$$

Az eljárás megköveteli, hogy a kiindulópont kielégítse a méretezési feltételeket. A program a futás során változtatja a változók értékeit „ $s_k$ ” távolsággal. Ha a célfüggvény értéke javult, akkor növeli abban az irányban a lépésméretet, ha romlott, akkor pedig ellenkező irányban visszalép. Az aktuális pontban a függvény értéke  $F$ . Az összes kiszámított függvényérték közül  $F^0$  a jelölése a legmegfelelőbbnek.  $F^*$  a függvény értéke, ha a változók által kijelölt pont a határzónában van. Ekkor az eljárás módosítja a függvényértéket:

$$F_{uj} = F^0 - (F^0 - F^*) (3\lambda - 4\lambda^2 + 2\lambda^3)$$

ahol

$$\lambda = \frac{\text{távolság a határzónában}}{\text{határzóna szélessége}}$$

$$\lambda = \frac{G_k + (H_k - G_k) \cdot 10^{-4} - x_k}{(H_k - G_k) \cdot 10^{-4}} \text{ az alsó határzónában}$$

$$\lambda = \frac{x_k - (H_k - (H_k - G_k) \cdot 10^{-4})}{(H_k - G_k) \cdot 10^{-4}} \text{ a felső határzónában.}$$

A határzóna szélén  $\lambda = 1$ , és így  $F_{uj} = F^*$ . Az eljárás addig folytatja a szélsőérték-keresést, amíg a konvergenciafeltétel nem teljesül. Ha a változók által kijelölt minden irányban volt már egy sikeres és egy sikertelen lépés, akkor a módszer a léptetési irányokat a tengely elforgatásával megváltoztatja. A tengelyek forgatása a következő összefüggés alapján történik.

$$M_{ij}^{(K+1)} = \frac{D_{ij}^{(K)}}{\left[ \sum_{i=1}^N (D_{1,j}^{(K)})^2 \right]^{-1/2}},$$

ahol

$$D_{i1}^{(K)} = A_{i1}^{(K)}$$

$$D_{ij}^{(K)} = A_{ij}^{(K)} - \sum_{n=1}^{j-1} \left[ \sum_{n=1}^j M_{n1}^{(K+1)} A_{nj}^{(K)} M_{i1}^{(M+1)} \right];$$

$$A_{ij}^{(K)} = d_1^{(K)} \cdot M_{i1}^{(K)} \\ j = 2, \dots, M$$

Acélok adatai, ha a gerinckarcsúság nagyobb mint 85

Statikus terhelés	Folyáshatár	$R_{ad}$	$R_{adm}$ , MPa
37-es acél grade (43 steel)	$R_H = 230$	136	$R_{adm} = R_{ad} \alpha_a = 129,2$
52-es acél grade (50 steel)	$R_H = 355$	209	198,6

- statikus terhelésre: saját tömegből adódó terhelés +  $\psi_a \cdot P$  + vízszintes tömegerő,
- fáradásra: saját tömegből adódó terhelés +  $\psi_a K_p P$  + vízszintes tömegerő,

ahol

- $\psi_a$  — dinamikusan tényező,
- $P$  — horogteher,
- $K_p$  — spektrumtényező.

Közepes terhelésű daru esetén: darucsoport A4—A6 ciklusszám  $N = 1 \cdot 10^6$ ,  $K_p = 0,63$ ,  $\psi_a = 1,3$ , feszültségcsökkentő tényező  $\alpha_a = 0,95$ . Az adatokat két acélfajtára az 1. táblázat tartalmazza, amelyben a  $R_{ad}$  a csökkentett megengedett feszültség, ha a gerinckarcsúság nagyobb mint 85. Fáradás:  $N = 1 \cdot 10^6$ , D kategória, fáradási mutatószám  $r = 0,3$ , húzás esetén  $R_{fat} = 182$  MPa, a  $K_p = 0,63$  miatt még 52-es acél esetén sem lesz mértékadó a fáradás.

A szelvény kialakítása a 2. ábrán látható.

$A_i$  méretezési feltételek felírása:

Inercianyomaték az  $x$  tengelyre:

$$I_x = A_w \frac{h^2}{12} + A_w y_s^2 + A_1 e_1^2 + A_2 e_2^2$$

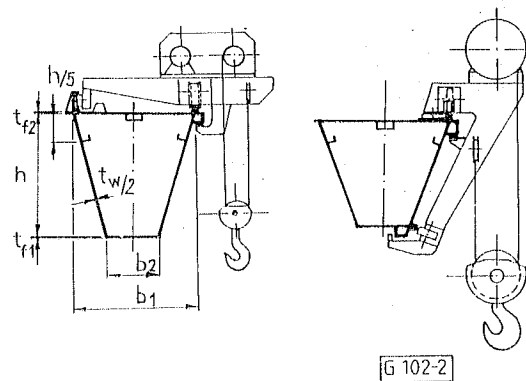
$$A_w = \frac{h \cdot t_w}{\cos \alpha}; \quad A_1 = b_1 t_{f1}; \quad A_2 = b_2 t_{f2};$$

$$A = A_w + A_1 + A_2$$

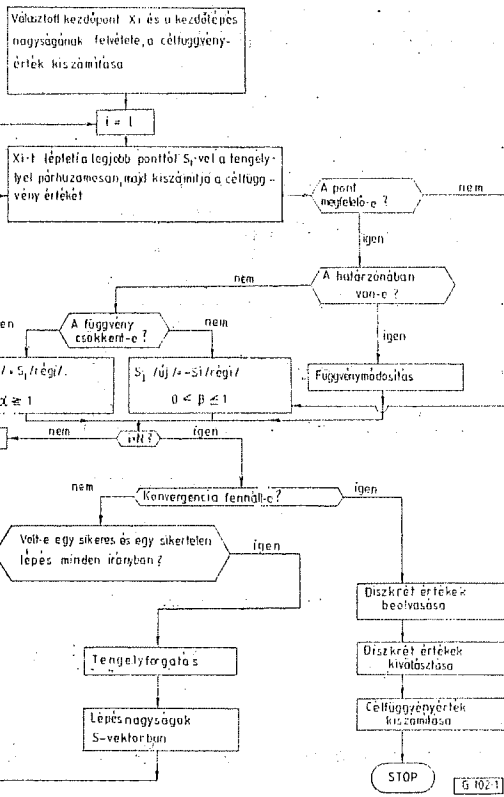
a tömegközéppont helye:

$$y_s = \frac{h}{2} \cdot \frac{A_1 - A_2}{A}; \quad e_1 = \frac{h}{\cos \alpha} - y_s;$$

$$e_2 = \frac{h}{2} + y_s$$



2. ábra. Az egyfőtartós daru szelvénye.  $h = x_1$ ;  $tw/2 = x_2$ ;  $b_1 = x_3$ ;  $b_2 = x_4$ ;  $tf_1 = x_5$ ;  $tf_2 = x_6$



1. ábra. A Hill-algoritmus folyamatábrája

ahol

- $i$  — a változók indexe  $i = 1, \dots, N$ ,
  - $j$  — az irányok indexe  $j = 1, \dots, N$ ,
  - $d_i$  — a tengelyeknek az előző forgatás óta  $i$ -edik irányban történt elmozdulásainak összege,
  - $K$  — állapotindex,
  - $M_{ij}$  — irányvektor komponens (normalizálva),
  - $D_{ij}$  — régi irányvektorkomponens.
- Az új irányokban a változók értékeinek módosítását a következő összefüggés írja le.

$$x_i^{(K)} = x_i^{(K-1)} + s_j^{(K)} M_{ij}^{(K)}$$

A program BASIC-nyelven íródott, Commodore VC 64 típusú mikroszámítógépre. Folyamatábráját az 1. ábra tartalmazza. Az eredeti programot kiegészítettük egy programrészsel, amely a kiszámított optimális méretek diszkrétizálását végzi el adott diszkrét értéksorokkal úgy, hogy mind a méretezési feltételek teljesülése, mind a célfüggvény minimuma a továbbiakban is biztosítva legyen [3].

Az adatbevitel során meg kell adni a független változók kezdőértékét és számát, a kezdő lépésnagyságot, a maximális lépésszámot és a hiba nagyságát a célfüggvényben.

### Egyfőtartós futódaru optimális méretezése

A terhelés és a megengedett feszültség meghatározása

A British Standard [6, 7] szerint a teherfelvétel számítása zárttéri, szélteher nélküli futódaru esetén

a keresztmetszeti tényezők:

$$W_{x_1} = \frac{I_x}{e_1}; \quad W_{x_2} = \frac{I_x}{e_2}; \quad W_y = \frac{2I_y}{b_1};$$

$$W_{y_2} = \frac{2I_y}{b_2}$$

ahol

az  $y$  tengelyre számított inercianyomaték:

$$I_y = \frac{b_1^3 t_{f1}}{12} + \frac{b_2^3 t_{f2}}{12} + \frac{b_1^3 - b_2^3}{24} \frac{t_w}{\cos \alpha}$$

A nyomatékok meghatározása:

$$M_x = \frac{L^2}{8} (1,05 \rho A + G_{járda} + G_{\sin}) g +$$

$$+ M (\psi_a P + G_{macska}) \cdot g$$

ahol

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ , a saját folyóméret tömeg értéke felvehető  $300 \text{ kg/m-re}$ .

A DIN 15 018 szerint

$$M_y = 0,3 \frac{Z_h}{Z} \cdot g \left( \frac{L^2}{8} \cdot 300 + M G_{macska} \right)$$

ahol

$Z_h$  a hajtott kerekek száma,  
 $Z$  az összes kerekek száma.

Ezen jellemzők ismeretében a statikus feszültség a tartóközepen kétirányú hajlítást és csavarást figyelembe véve:

$$(1) \quad \frac{M_x}{W_{x_1}} + \frac{M_y}{W_{y_1}} \leq R_{adm} \text{ a felső szélső szálban}$$

$$(2) \quad \frac{M_x}{W_{x_2}} + \frac{M_y}{W_{y_2}} \leq R_{adm} \text{ az alsó szélső szálban}$$

ezek a feszültségkorlátozási feltételek.

A gerinclemez-horpadás feltétele tartóközepen kétirányú hajlítást, keréknyomást és csavarást figyelembe véve:

Az interakciós képlet:

$$(3) \quad \sqrt{m_1 + m_3} + m_b + 3m_q \leq 1$$

ahol

$$m_1 = \left( \frac{\sigma_1}{R_{adm} K_1} \right)^2; \quad m_2 = \left( \frac{\sigma_2}{R_{adm} K_2} \right)^2;$$

$$m_b = \left( \frac{\sigma_b}{R_{adm} K_b} \right)^2;$$

$$m_q = \left( \frac{\tau}{R_{adm} K_q} \right)^2$$

$$\sigma_1 = \frac{e_1 - \frac{h}{10}}{e_1} \frac{M_x}{W_{x_1}} + \frac{M_y}{W_{y_1}};$$

$$\sigma_b = \frac{M_x}{W_{x_1}} \frac{h}{e_1}; \quad \tau = \frac{M_t}{2A_k} \frac{t_w}{2}$$

$$\sigma_2 = \frac{F}{a_1 t_w / 2};$$

$$a_1 = 50 + 3(h_{\sin} - 5 + t_{f1}) \text{ mm}$$

karcsúsági tényező a hajlításhoz:

$$\lambda_w = \frac{h/5}{t_w/2} \sqrt{\frac{R_{yw}}{355}}$$

$$\text{ha } \lambda_w \leq 24; K_1 = 1 \text{ és } K_b = 1,3 - 0,0019 \cdot \lambda_w$$

$$\text{ha } \lambda_w \geq 24; K_b = 1,3 - 0,0027 \cdot \lambda_w$$

$$\text{ha } 24 \leq \lambda_w \leq 47; K_1 = \left( \frac{24}{\lambda_w} \right)^{0,75}$$

$$\text{ha } 47 < \lambda_w \leq 130; K_1 = \left( \frac{26}{\lambda_w} \right)^{0,85}$$

$$\text{ha } 130 < \lambda_w \leq 300; K_1 = 0,274 - \frac{\lambda_w}{7000}$$

Karcsúsági tényező a keréknyomáshoz:

$$\lambda_c = \frac{h_c}{t_w/2} \sqrt{\frac{R_{yw}}{355}}$$

$$h_c = 1,9 \sqrt{\frac{a_1 h / 5}{K_w}};$$

$$K_w = \left( 3,4 + \frac{2,2h/5}{a} \right) \left( 0,4 + \frac{a_1}{2a} \right)$$

ahol

$a$  = a diafragma osztástávolsága, amely  $L/10$ -nek vehető.

$$\lambda_c \leq 24; K_2 = 1$$

$$24 < \lambda_c \leq 43; K_2 = \left( \frac{24}{\lambda_c} \right)^{0,5}$$

$$43 < \lambda_c \leq 59; K_2 = \left( \frac{28}{\lambda_c} \right)^{0,68}$$

$$59 < \lambda_c \leq 90; K_2 = \left( \frac{30}{\lambda_c} \right)^{0,75}$$

$$90 < \lambda_c \leq 130; K_2 = \left( \frac{36}{\lambda_c} \right)^{0,9}$$

$$130 < \lambda_c \leq 200; K_2 = 0,38 - \frac{\lambda_c}{2000}$$

Karcsúsági tényező a csavaráshoz:

$$\lambda_w \leq 40; K_q = 1$$

$$40 < \lambda_w \leq 112; K_q = 1 - 0,385 \left( \frac{\lambda_w - 40}{60} \right)^{0,743}$$

$$112 < \lambda_w \leq 200; K_q = 1 - 0,660 \left( \frac{\lambda_w - 40}{160} \right)^{0,505}$$

$$200 < \lambda_w \leq 300; K_q = 0,34 - 0,07 \left( \frac{\lambda_w - 200}{100} \right)^{0,8}$$

Az övlemezhorpadási feltételnél az interakciós összefüggés:

$$(4) \quad m'_c + m'_q + 3m'_q \leq 1$$

ahol

$$m'_c = \frac{\sigma'_c}{R_{adm} K'_c}; \quad m'_b = \left( \frac{\sigma'_b}{R_{adm} K'_b} \right)^2;$$

$$m'_q = \left( \frac{\tau'}{R_{adm} K'_q} \right)^2$$

A számítás eredményei

	37-es	52-es acél
$R_{adm}, MPa$	129,2	198,6
$R_y$	230	355
$h, mm$	620	570
$t_{w/2}, mm$	12	9
$b_1, mm$	540	430
$t_{f1}, mm$	8	8
$b_2, mm$	320	320
$t_{f2}, mm$	4	4
Célfüggvény, térfogat, $mm^3$	20 712	15 028
Feszültségek az alsó/felső szálban, MPa	129/111	198/172
Lehajlás, mm	214	329
Gerinclemez- horpadási feltétel	0,996	0,96
Övlemez-horpa- dási feltétel	0,9	0,845

$$\sigma'_1 = \frac{M_x}{W_{x1}} + 0,5 \frac{M_y}{W_{y1}}; \quad \sigma'_b = 0,25 \frac{M_y}{W_{y1}};$$

$$\tau' = \frac{M_t}{2A_k t_{f1}}$$

$$\lambda_f = \frac{b_1/2}{t_{f1}} \sqrt{\frac{R_{yf}}{355}}; \quad K_b = 1,3 - 0,0027 \lambda_f$$

$K'_g$  számítására ugyanazon képletek érvényesek mint

$K'_q$ -ra, csak  $\lambda_f$  karcsúsági tényezővel.

$K'_1$  számítására ugyanazon képletek érvényesek mint

$K'_1$ -re, csak  $\lambda_f$  karcsúsági tényezővel.

A számításban tehát két feszültségkorlátozási, két stabilitási és hat méretkorlátozási feltétel szerepel. A célfüggvény: tömegminimumra méretezéskor

adott hosszúság esetén a keresztmetszet-terület lehet:

$$A = A_w + A_1 + A_2 \rightarrow \text{minimum.}$$

### Szám példa

A méretek a következők: a névleges terhelés 200 kN, a támaszköz  $L=20$  m, a macska tömege  $G_{macska}=6,4$  t, kN, a daruhíd tömege 6 t, vízszintes irányban excentricitásra 500 mm-t vettünk fel. Az alkalmazott számítógép Commodore VC 64 típusú, amely VIC 1541 mágneslemezegységgel és Commodore MPS 801 sornyomtatóval volt kiegészítve. A korábbi műszaki konstrukciós számításaink során úgy találtuk, hogy ez a mikroszámítógéprendszer jól használható nem túl nagyszámú ismeretlen esetén. Gyorsan „belőhető” a programok, és a futási idő is jelentősen csökkenthető gépi kódú fordítással (Austro-Compiler, Petspeed). Jelen feladatban a futási BASIC-ben 10–15 perc volt, ami gépi kódú fordítás után harmad-negyed részére csökken a képernyőre való kiíratástól függően.

Az eredményeket a 2. táblázat tartalmazza. Látható, hogy 52-es acélt alkalmazva 38%-kal csökken a daruhíd tömege. Költségek esetén nincs ilyen mértékű csökkenés, mert az 52-es acél jóval drágább a 37-esnél, viszont vékonyabb lemezeket alkalmazva csökken a hegesztési költség is.

### I R O D A L O M

- [1] Farkas, J.—Szabó, L.: Optimum design of beams and frames of welded I-sections by means of back-track programming. Acta Techn. Hung. 91 (1980), 121—135.
- [2] Farkas, J.—Jármai, K.: Structural synthesis of sandwich beams with outer layers of box-section, J. Sound and Vibration, 84 (1), (1982), 47—56.
- [3] Jármai, K.: Optimal design of welded frames by complex programming method. Publ. Techn. Univ. Miskolc, Series C. Machinery, 37 (1982), 79—95.
- [4] Rosenbrock, H. H.: An automatic method for finding the greatest or least value of a function. Computer Journal, 3 (1960), 175—184.
- [5] Rosenbrock, H. H.—Storey, G.: Computational Techniques for Chemical Engineers. Pergamon Press, New York, 1966.
- [6] BS 2573: Part I: 1983. Rules for the design of cranes.
- [7] BS 5400: Part 3: Code of practice for design of steel bridges.