

WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERSKA
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH W BYDGOSZCZY

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 4



BUDOWNICTWO

(2)

BYDGOSZCZ

1973

WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERSKA
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH W BYDGOSZCZY

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 4

BUDOWNICTWO

(2)

BYDGOSZCZ

1973

Redaktor naukowy
doc. dr EDMUND LUBIENIECKI

Wydano za zgodą Rektora
Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Bydgoszczy

SPIS TREŚCI

| | Strona |
|---|--------|
| Andrzej Fabiszewski, Edmund Lubieniecki: Zagadnienie projektowania skrzynekowych dźwigarów ze stopów aluminium | 1 |
| Tadeusz Kabat: Belki na sprężystym podłożu z więzami jednostronnymi | 17 |
| Józef Kureczko: Zeskalanie gruntów nasypowych | 41 |
| Józef Kureczko: Odwodnienie gruntów o małym współczynniku filtracji | 45 |
| Janusz Kwiecień, Wacław Kwiecień: Tyczenie łuków kołowych metodą przecięć siecznych | 51 |
| Wacław Kwiecień: Tyczenie pośrednich punktów łuku kołowego metodą potrójnej cięciwy | 67 |
| Edmund Lubieniecki: Analiza porównawcza stalowych i aluminiowych belek podsuwnicowych w aspekcie ich sprężenia | 83 |
| Andrzej Nowicki: Zastosowanie niektórych elementów metody wykreślnego różniczkowania przy planowaniu modernizacji układu ulicznego w miastach /na przykładzie Bydgoszczy/ | 99 |
| Ryszard Wojtowicz: Wyniki badań dotyczących możliwości normalizowania warunków akustycznych w elektrowniach. . | 107 |

Andrzej Fabiszewski, Edmund Lubieniecki⁺)

PROJEKTOWANIA SKRZYNKOWYCH DŹWIGARÓW ZE STOPÓW ALUMINIUM

W artykule przedstawiono zagadnienie projektowania skrzynekowych belek wykonanych ze stopów aluminium jako dźwigarów mostów suwnicowych. Celem uzyskania pełniejszych danych porównano wskaźniki techniczno-ekonomiczne z belką skrzynekową wykonaną tradycyjnie ze stali St3SY.

1. WSTĘP

1.1. Właściwości i zastosowanie stopów aluminium

Czyste aluminium odznacza się dużą odpornością na korozję, ale ze względu na małą wytrzymałość nie jest stosowane jako materiał konstrukcyjny. W zależności od przeznaczenia rozróżnia się stopy odlewnicze (LA) i stopy do przeróbki plastycznej (PA). Do celów budowlanych znajdują zastosowanie stopy PA-1 (AlMn), wykazujące najwyższą odporność na korozję, które ze stopem PA-2 (AlMg) nadają się do pokryć dachowych, ścian osłonowych itp.

Stop PA-3 oraz PA-4 (AlMgSi) stosuje się dla większości spawanych konstrukcji nośnych. Stopy PA-6 i PA-7 (AlCuMg) oraz PA-9 (AlZnMg) są odpowiednie do konstrukcji silnie obciążonych.

Przy obliczaniu dźwigara wykonanego ze stopu aluminium decydującą rolę odgrywa dopuszczalne ugięcie - ze względu na trzykrotnie mniejszy moduł sprężystości aluminium w stosunku do stali. Wynika stąd wniosek, że względy wytrzymałościowe odgrywają drugorzędą rolę; dlatego też zaleca się stosowanie stopów o niższej wytrzymałości.

W podanym temacie przyjęto stop aluminium PA-3 (AlMg5MnCr) podatny do przeróbki plastycznej, spawalny, o następujących własnościach mechanicznych [8]:

+/ Prof.dr hab. inż. Andrzej Fabiszewski, Zakład Konstrukcji Metalowych Politechniki Szczecińskiej, Doc.dr inż. Edmund Lubieniecki, Kier. Zespołu Konstr. Budowlanych Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Bydgoszczy.

$$R_r = 25 \text{ kG/mm}^2; \quad \sigma_{O2} = 16 \text{ kG/mm}^2 \text{ (po gorącym walcowaniu),}$$

$$E = 700000 \text{ kG/cm}^2; \quad G = 270000 \text{ kG/cm}^2,$$

$$\mu = 0,3 - \text{współczynnik Poissona,}$$

$$\alpha_t = 0,000023 - \text{współczynnik liniowej rozszerzalności cieplnej,}$$

$$k = 950 \text{ kG/cm}^2 - \text{naprężenie dopuszczalne na ściskanie, rozciąganie}$$

i zginanie,

$$\gamma = 2,70 \text{ T/m}^3 - \text{ciężar właściwy.}$$

Aluminium i jego stopy można spawać każdą znaną metodą. Jednak szczególne zalety spawania pod osłoną argonu powoli wypierają inne metody, przy czym znane są dwa warianty spawania łukowego pod osłoną argonu, tj. elektrodą wolframową (TIG) i elektrodą topliwą (MIG).

2. DOBÓR I USTALENIE WYMIARÓW PRZEKROJU POPRZECZNEGO

Przy doborze przekroju poprzecznego kierować się należy w pierwszej kolejności warunkiem sztywności. Po ustaleniu obciążeń pionowych dla danej suwnicy, tj. ciężaru wózka, szyny, podestu, kabiny i mechanizmu jazdy, przyjmujemy:

3.1. Ciężar własny dźwigara :

$$G_{1,a} = \frac{\gamma_a}{\gamma_s} \cdot G_{1,s} = \xi \cdot G_{1,s}; \quad \xi = \frac{2,70}{7,85} = 0,346 \quad (1)$$

przyjmujemy współczynnik $\xi = 0,400$ z uwagi na przewidywane większe wymiary elementów.

$G_{1,s}$ - ciężar dźwigara głównego ze stali wg [1],

$G_{1,a}$ - ciężar dźwigara głównego ze stopu aluminium,

γ_a, γ_s - ciężar właściwy stopu aluminium i stali.

2.2. Momenty zginające, siły poprzeczne i momenty skręcające

Wartości statyczne należy ustalać według kojarzenia I, II i III [9], natomiast współczynniki dynamiczne przyjęto na podstawie opracowania CBKM [2]. Szczegółowe omówienie wzorów podano w poprzedniej pracy autorów [3].

Sumaryczne momenty zginające, siły poprzeczne i momenty skręcające -

ce:

$$\begin{aligned}
M_x^I &= M_1 + M_2 + (1 + d_{\max}) M_3 \\
M_x^{II} &= (1 + \varphi_m) M_1 + (1 + \varphi_w) M_2 + (1 + d) M_3 + M_4 \\
M_x^{III} &= (1 + \varphi_m) M_1 + (1 + \varphi_w) M_2 + (1 + d) M_3 \\
i_y^{II} &= 0,1 (M_2 + M_3) \\
M_y^{III} &= \frac{1}{7} (M_1 + M_2 + M_3) \\
Q_x^I &= Q_1 + Q_2 (1 + d_{\max}) Q_3 \\
Q_x^{II} &= (1 + \varphi_m) Q_1 + (1 + \varphi_w) Q_2 + (1 + d) Q_3 + \frac{M_4}{L} \\
Q_x^{III} &= (1 + \varphi_m) Q_1 + (1 + \varphi_w) Q_2 + (1 + d) Q_3 \\
M_s^I &= M_{s1} + 0,5 M_s \\
M_s^{II} &= (1 + \varphi_m) M_{s1} + M_{s3} + 0,5 M_s \\
M_s^{III} &= (1 + \varphi_m) M_{s1} + M_{s4} + 0,5 M_s
\end{aligned} \tag{2}$$

Sumaryczne naprężenie normalne w pasach:

$$\sigma = \sigma_x + \sigma_y \leq k \tag{3}$$

Największe naprężenia tnące w ściance belki od zginania w płaszczyźnie pionowej i skręcania:

$$\tau = \tau_x + \tau_s = \frac{Q_x}{2ht_3} + \frac{M_s}{2At_3} \leq k_t \tag{4}$$

gdzie:

- $A = H_0 \cdot B_0$ - przekrój obejmujący średnią linię zamkniętego profilu,
 t_3 - grubość ścianki środkowej,
 M_1, M_2, M_3, M_4 - pionowe momenty zginające od ciężaru stałego, ciężaru wózka i ciężaru podnoszonego,
 Q_1, Q_2, Q_3 - pionowa siła poprzeczna od obciążenia stałego, ciężaru wózka i ciężaru podnoszonego,
 $\varphi_m, \varphi_w, d, d_{\max}$ - współczynnik dynamiczny ruchów torowych mostu, ruchów torowych wózka, przeciętny i maksymalny współczynnik dynamiczny,
 $M_s, M_{s1}, M_{s3}, M_{s4}$ - moment skręcający od oddziaływania mechanizmów, od podestu mechanizmu jazdy i kabiny, od sił hamowania mostu i sił bocznych jazdy wózka.

2.3. Określenie najmniejszej wysokości belki głównej

Wysokość belek aluminiowych można w ogólnym przypadku dla przekroju o zmiennym momencie bezwładności wyznaczyć z warunku sztywności i minimalnego ciężaru.

Wymagany moment bezwładności $J_{x_{\min}}$

Pod działaniem ciężaru wózka i przeciążenia o 10% udźwigu nominalnego przy najbardziej niekorzystnym ustawieniu winien być spełniony warunek [10]:

$$\frac{f_x}{L} \leq \frac{1,1}{700} \quad \text{stąd} \quad f_x \leq \frac{1,1 L}{700} \quad (5)$$

Pionową strzałkę ugięcia bez uwzględnienia skosów możemy wyznaczyć ze wzoru:

$$f_x = \frac{(Q_1 + G_4) (L - a) [3L^2 - (L - a)^2]}{192 E J_x} \quad (6)$$

gdzie:

Q_1 - nominalny udźwig zwiększony o 10 %

L - rozpiętość dźwigara

a - podłużny rozstaw kół wózka

G_4 - ciężar wózka

stąd

$$J_{x_{\min}} = \frac{(Q_1 + G_4) (L - a) [3L^2 - (L - a)^2]}{192 E f_{x_{\text{dop}}}} \quad (7)$$

Uwzględniając zmienność momentów bezwładności dźwigara (skosy projektujemy zazwyczaj na długości $c = 0,15 L$) należy maksymalne rzeczywiste ugięcie mostu zwiększyć o współczynnik ω . Według szczegółowych obliczeń strzałki ugięcia metodą analityczną - różnic skończonych otrzymano dla podanego w artykule przykładu:

$$\omega = 1,20 \quad \text{więc} \quad J_{x_{\min}}^{(s)} = \omega \cdot J_{x_{\min}} = 1,20 J_{x_{\min}} \quad (8)$$

gdzie:

$J_{x_{\min}}^{(s)}$ - wymagany minimalny moment bezwładności względem osi x z uwzględnieniem skosów.

2.4. Najmniejsza wysokość belki

Ugięcie w środku rozpiętości dla belek o zmiennym momencie bezwładności można wyznaczyć z wzoru zaproponowanego przez N.S. Strzeleckiego [13]:

$$f_{\max} = \frac{5}{384} \cdot \frac{k_p l^4}{E J_{\text{śr}}} \left[1 + \frac{3}{25} \left(\frac{J_{\text{śr}} - J_0}{J_0} \right) \right] \quad (9)$$

gdzie:

$J_{\text{śr}}$ - moment bezwładności w środku rozpiętości

J_0 - moment bezwładności na podporze.

Jeżeli przyjmiemy dla głównych belek (lub kratownic) $J_0 = 0,8 J_{\text{śr}}$ i uwzględnimy, że moment bezwładności brutto $J_{\text{śr}} \approx 1,2 J_{\text{śr}}$, i że:

$$\frac{\eta_1 (1 + \varphi) k_p + \eta \cdot g L}{8 J_{\text{netto}}} \cdot \frac{H}{2} = k \quad (10)$$

otrzymamy wówczas:

$$f_{\max} = 0,178 \frac{L^2 k}{E H} \cdot \frac{\eta_1 k_p}{\eta_1 (1 + \varphi) k_p + \eta \cdot g} \quad (11)$$

gdzie:

k - obliczeniowa wytrzymałość,

H - wysokość belki w środku rozpiętości,

g - obciążenie stałe,

k_p - obciążenie chwilowe,

$(1 + \varphi)$ - współczynnik dynamiczny,

η i η_1 - współczynniki zmienności obciążenia stałego i chwilowego.

Dla stopu aluminium PA-3 (AlMg5MnCr) $k = 950 \text{ kg/cm}^2$ i $E = 700000 \text{ kg/cm}^2$ otrzymamy:

$$f_{\max} = 0,00016 \frac{L^2}{H} \cdot \frac{1}{(1 + \varphi) + \frac{\eta \cdot g}{\eta_1 k_p}} \quad (12)$$

Jeżeli podstawimy w miejsce f_{\max} dopuszczalne ugięcie $f = \frac{L}{n_0}$ otrzymamy wysokość belki głównej dla stopu PA-3:

$$H = 0,00016 \cdot n_0 \cdot \frac{L}{(1 + \varphi) + \frac{\eta_g}{\eta_1 k_p}} \quad (13)$$

to jest:

$$H = 0,112 \frac{L}{(1 + \varphi) + \frac{\eta_g}{\eta_1 k_p}} \quad (14)$$

Z wyrażenia (14) wynika, że wymagana z warunku sztywności wysokość belki zmniejsza się wraz ze wzrostem stosunku obciążenia stałego do chwilowego. Dlatego też przy stosunkowo większym obciążeniu stałym wysokość belki może być zmniejszona przy dużych rozpiętościach.

2.5. Najmniejsza wysokość kratownicy

Wysokość belek głównych kratownic wykonanych ze stopu aluminium określamy podobnie z warunku sztywności, posługując się przybliżonym wzorem W.K. Kaczurina [11].

$$f = (1 + \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{ctg} \alpha) \frac{H_0}{L} (1,61 - 0,335 \frac{H_0}{L}) \frac{5 k_p L_4}{384 E J_{\text{śr}}} \quad (15)$$

Dla kratownicy z trójkątnym skratowaniem iloczyn dwóch pierwszych czynników wynosi od 1,678 do 1,887 - możemy więc przyjąć 1,78.

Przyjmując przekrój pasów $F_{\text{śr}} = 1,25 F$, a siły w pasie równe momentom podzielonym przez wysokość, wtedy pomijając wpływ skratowania otrzymamy moment bezwładności w połowie rozpiętości kraty [11]:

$$J_{\text{śr}} = 2 F_{\text{br}} \left(\frac{H}{2} \right)^2 = \frac{[\eta_1 (1 + \varphi) k_p + \eta_g] L^2 H}{12,8 k} \quad (16)$$

i ugięcie w środku rozpiętości od chwilowego obciążenia:

$$f_{\text{max}} = 1,78 \frac{5 k_p L^4}{384 E J_{\text{śr}}} = 0,296 \frac{L^2 k}{E H} \cdot \frac{\eta_1 k_p}{\eta_1 (1 + \varphi) k_p + \eta_g} \quad (17)$$

Przyjmując dla rozpatrywanego stopu PA-3:

$$k = 950 \text{ kg/cm}^2; \quad E = 700000 \text{ kg/cm}^2 \text{ i sztywność } \frac{f}{L} = \frac{1,1}{700}$$

otrzymamy najmniejszą dopuszczalną wysokość ażurowej głównej kratownicy (przekształcając wzór 17):

$$H \geq 0,256 \frac{L}{(1 + \varphi) + \frac{\tau_E}{\tau_1 k_p}} \quad (18)$$

Dla innych rodzajów stopu współczynnik będzie miał inną wartość, zależną od Y :

$$H = Y \frac{L}{(1 + \varphi) + \frac{\tau_E}{\tau_1 k_p}} \quad (19)$$

gdzie:

$$Y = 0,296 \frac{L}{f} \cdot \frac{k}{E} = 0,256 \text{ — dla PA-3}$$

2.6. Wysokość kratownicy określona z warunku minimum ciężaru

Określenie minimum ciężaru stalowych kratownic wywodzi się, jak wiadomo, z warunku pracy pasów na moment zginający, a skratowanie na siły poprzeczne, tzn. z warunku wytrzymałości.

W pierwszym przybliżeniu do określenia najwłaściwszej wysokości kratownicy można nie uwzględnić współczynników konstrukcyjnych (ψ) ściskanych pasów i zmiany rozstawu między osiami kratownic i długości przęseł, tzn. zmiany ciężaru części przejezdnej.

$$H = \frac{L}{m} \sqrt{\frac{\alpha_m \psi_n + \psi_p}{\psi_p + \psi_c}} \quad (20)$$

gdzie:

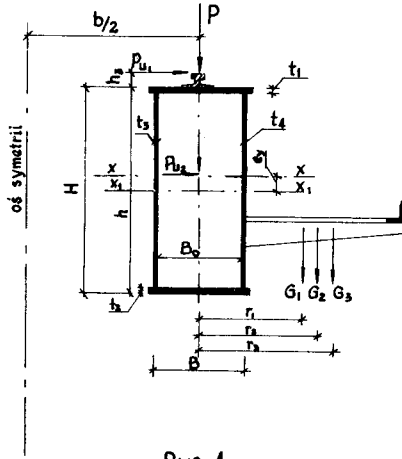
α - współczynnik uwzględniający pomniejszenie powierzchni pasów od środka przęsła do podpór (wg tablic E.J. Sztilmana [11],
m - liczba przedziałów,

ψ_p, ψ_s, ψ_k - współczynniki konstrukcyjne pasów, słupków i krzyżulców.

Dla określenia optymalnej wysokości kratownicy z równoległymi pasami i dla sztywności $n_0 = 500 \div 1000$, H możemy przyjąć według wzoru [11]:

$$H_{opt} = L \sqrt[3]{\frac{8}{15} \cdot \frac{k}{E} \cdot \frac{\alpha_{n_0} (m + \gamma^c)}{m^2} \cdot \frac{\psi_p}{\psi_s + \psi_k}} \quad (21)$$

2.7. Wymiary przekroju poprzecznego (rys. 1)



Rys. 1

Wysokość środnika [6]:

$$\frac{L}{H} \leq 18 \quad \text{stąd} \quad H_{\min} = \frac{L}{18} \quad (22)$$

Szerokość belki [6]:

$$\frac{L}{b} \leq 60 \quad \text{stąd} \quad b \geq \frac{L}{60}$$

oraz $30 \leq b \leq (50 - 60) t_1$ i $\frac{h}{b} \leq 3$

Grubość środników [12]:

$$t_3 = 1,44 \cdot t_{3s} \quad \text{przy czym} \quad t_3 \leq \frac{h}{100} \quad \text{i} \quad t_{3s} \geq \frac{h}{200} \quad (23)$$

gdzie:

t_{3s} - grubość środnika skrzynkowego dźwigara stalowego.

Grubość pasa górnego:

$$t_1 = 1,44 \cdot t_{1s}$$

gdzie:

$$t_{1s} = \frac{1,2 M_{\max}}{B_1 \cdot H \cdot K} \quad \text{- grubość pasa górnego skrzynkowego dźwigara stalowego według [7].}$$

$$B_1 = b + 2 t_1 + 2d \quad - \text{ szerokość pasów.}$$

Grubość pasa dolnego:

$$t_2 \geq t_1 - 0,2 \text{ cm}$$

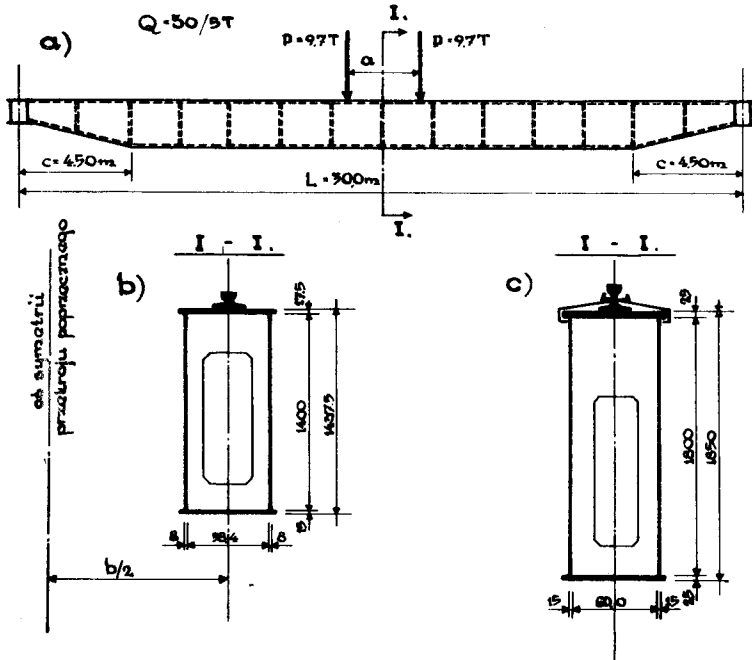
Po założeniu przekroju z. tały przeprowadzone szczegółowe obliczenia ugięć poziomych i pionowych dźwigara głównego. Sprawdzono stateczność płaskiej postaci zginania, naprężenia w pasie górnym od miejscowego zginania oraz naprężenia spoin czołowych i pachwinowych.

3. WYNIKI UZYSKANE Z PRZYKŁADÓW OBLICZEŃ

W celu porównania wad i zalet dźwigarów skrzynkowych wykonanych ze stopu aluminium z analogicznym dźwigarem stalowym autorzy przeprowadzili analizę statyczno-wytrzymałościową mostu suwnicowego o udźwigu 30/5 T dla tej samej rozpiętości i obciążenia.

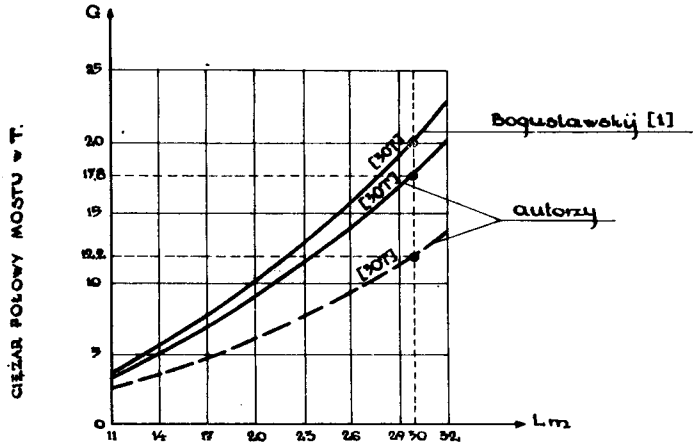
Przyjęto następujące dane:

- Q = 30/5 T - udźwig suwnicy z wciągiem pomocniczym,
- L = 30,0 m - rozpiętość mostu,
- $P_1 = P_2 = 9,75$ T - nacisk na koła wózka (łącznie z ciężarem wózka),
- G_2 = 2000 kG - ciężar mechanizmu jazdy,
- G_3 = 800 kG - ciężar kabiny,
- G_4 = 9000 kG - ciężar wózka,
- b_0 = 2,20 m - osiowy rozstaw poprzeczny dźwigarów głównych,
- a = 2,40 m - rozstaw kół w kierunku podłużnym,
- k = 950 kG/cm² - naprężenie dopuszczalne na zginanie, rozciąganie i ściskanie stopu PA-3 (AlMg5MnCr).



RYS. - 2.

- a - belka podłużna mostu
- b - przekrój belki stalowej ze stali St35S
- c - ——— aluminiowej ze stopu /ALMq5MnCr/



RYS. - 3.

- element stalowy
- ze stopu PA-3/ALMq5MnCr/

Na rys. 2a, b i c przedstawiono przekrój poprzeczny i podłużny skrzynkowego dźwigara mostu zaprojektowanego ze stopu aluminium oraz konstrukcji stalowej [3]. Załączony wykres na rys.3 przedstawia zależność ciężaru (połowy mostu) do rozpiętości belki stalowej i aluminium w nawiaszeniu do wartości podanych przez innych autorów [1].

W tabelicy 1 i 2 zestawiono wyniki uzyskane z obliczeń dźwigara ze stopu PA-3 w porównaniu z wartościami dotyczącymi przekroju stalowego [5]. W tabelicy 3 przedstawiono wyniki analizy ekonomicznej.

Δ - ne charakterystyczne dźwigara stalowego i aluminiowego

Tabela 1

| Wielkości charakterystyczne dźwigara | Dźwigar stalowy | Dźwigar aluminiowy |
|--|-----------------|--------------------|
| H - wysokość przekroju w mm | 1432,5 | 1850 |
| h - wysokość środników w mm | 1400 | 1800 |
| b - rozstaw środników w mm | 584 | 600 |
| B - szerokość półek w mm | 600 | 700 |
| t ₁ - grubość półki górnej w mm | 17,5 | 25,0 |
| t ₂ - grubość półki dolnej w mm | 15,0 | 25,0 |
| t ₃ - grubość środnika w mm | 8,0 | 15,0 |
| F - pole przekroju w cm ² | 419 | 890 |
| J _x - moment bezwładności w cm ⁴ | 1668006 | 4370183 |
| J _y - moment bezwładności w cm ⁴ | 265393 | 653102 |
| W _x ^ε - wskaźnik wytrzymałości w cm ³ | 27900 | 47200 |
| W _x ^d - wskaźnik wytrzymałości w cm ³ | 19700 | 47200 |
| W _y - wskaźnik wytrzymałości w cm ³ | 8513 | 18670 |
| G ₁ - ciężar 1 dźwigara w kG | 16500 | 11100 |
| G _p - ciężar poprzecznicy w kG | 1370 | 1150 |
| G _c - ciężar mostu w kG | 35740 | 24500 |

Ugięcia dźwigara stalowego
i aluminiowego

Tablica 2

| Rzędne ugięcia w cm | | | |
|---------------------|----------------------|-----------------|--------------------|
| Lp. | Obciążenie | Dźwigar stalowy | Dźwigar aluminiowy |
| 1 | od ciężaru ruchomego | 3,5400 | 4,2798 |
| 2 | od ciężaru stałego | 2,2200 | 1,8253 |
| 3 | od momentu hamowania | 0,11900 | 0,0553 |
| 4 | ugięcie całkowite | 5,8790 | 6,1604 |

Wyniki analizy ekonomicznej

Tablica 3

| Dźwigar | Nośność Q w T | Przekrój F w cm ² | Ciężar G _c w T | Różnica w kosztach % 1) | Oszczędność w ciężarze % |
|------------|------------------|---------------------------------|------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|
| stalowy | 30 | 419 | 35740 | 100 | 100 |
| aluminiowy | 30 | 890 | 24500 | 481 | 68,5 |

1) Do określenia kosztów przyjęto, że 1 T konstrukcji ze stopu aluminium jest 7-krotnie droższa od 1 T konstrukcji ze stali.

4.1. Wnioski dotyczące danych zawartych w tablicy 1, 2 i 3.

4.1.1. Przy projektowaniu mostów suwnicowych winny być spełnione trzy zasadnicze warunki:

- a) wytrzymałości,
- b) sztywności,
- c) stateczności.

W mostach suwnicowych wykonanych ze stopów aluminium decydującą rolę odgrywa warunek sztywności. O dominującej roli tego warunku w konstrukcjach aluminiowych decyduje, jak wiadomo, trzykrotnie mniejszy moduł sprężystości podłużnej aluminium w porównaniu ze stalą. Jeżeli dla belki aluminiowej przyjmujemy taką samą wartość ugięcia dopuszczalnego jak dla stalowej, wówczas:

$$\frac{J_a}{J_s} = \frac{E_s}{E_a} = 3$$

Taki stosunek momentów bezwładności wymaga zwiększenia wysokości belki aluminiowej w porównaniu ze stalową około 1,5 razy. Stąd wniosek, że stosowanie stopów aluminium o dużej wytrzymałości np. PA-9 (AlZnMg) o $Q_r = 55 \text{ kG/mm}^2$ jest niecelowe z uwagi na niewykorzystane naprężenia. Dla tego też należy przyjmować stopy o mniejszej granicy plastyczności, jak np. PA-3 o $Q_r = 16 \text{ kG/mm}^2$.

4.1.2. Stosunek wysokości przekroju belki aluminiowej do stalowej $\frac{H_a}{H_s} = 1,30$, tzn., że belka aluminiowa jest wyższa od stalowej o 30 %.

4.1.3. W konstrukcjach aluminiowych wymagane są większe grubości elementów - ze względu na zachowanie stateczności. Grubość środnika i pasów powinna wynosić:

$$t_a = 1,44 \cdot t_s \quad \text{oraz} \quad \frac{F_a}{F_s} = 2,12$$

z czego wynika, że przekrój poprzeczny belki aluminiowej (F_a) jest przeszło dwukrotnie większy od przekroju belki stalowej (F_s), chociaż obydwie mają tę samą rozpiętość i pracują przy takich samych obciążeniach.

4.1.4. Ciężar mostu aluminiowego (tab.3) jest mniejszy od stalowego o 31,5%, przy czym, stosując specjalne profile, można uzyskać oszczędność na ciężarze - w porównaniu do konstrukcji stalowej - od 40 ÷ 60%.

4.1.5. Ugięcia obu mostów (tab.3) mieszczą się w granicach dopuszczalnych. Według obowiązujących norm pionowe ugięcie mostu od ciężaru ruchomego nie powinno przekraczać $\frac{1}{700}$ lub zgodnie z [8] $\frac{1}{500}$ dla obciążenia całkowitego.

Przeprowadzone ostatnio w ZSRR [4] najnowsze badania wskazują na możliwość zwiększenia dopuszczalnego ugięcia mostów suwnicowych. Badania dynamicznej sztywności belek aluminiowych wykazują, że ich logarytmiczne dekrementy tłumienia drgań są prawie dwukrotnie większe niż w stalowych. Znaczący to, że przy jednakowej statecznej sztywności belek stalowych i aluminiowych czas tłumienia drgań tych ostatnich będzie znacznie mniejszy. Zakładając jednakowy czas tłumienia drgań własnych, można zmniejszyć statyczną sztywność belek aluminiowych. Zamiast dopuszczalnego statycznego ugięcia mostu od obciążenia ruchomego $f \leq \frac{1}{700}$ zaleca się przyjmować dla mostów aluminiowych $f \leq \frac{1}{500}$. W tym przypadku moment bezwładności przekroju aluminiowego byłby tylko dwukrotnie większy od stalowego, a zwiększenie wysokości belek aluminiowych w porównaniu ze stalowymi nie przekroczy 25%.

Powyższe zalecenia pozwalają na zastosowanie mniejszego przekroju poprzecznego dźwigara, ciężaru konstrukcji oraz dają możliwość zastosowania stopów o większej wytrzymałości, zapewniając wykorzystanie naprężeń.

5. WNIOSKI KOŃCOWE

1: Z obliczeń teoretycznych wynika, że trzykrotnie mniejsza sztywność belek aluminiowych niż stalowych, dwukrotnie większe zużycie materiału, 30% zwiększona wysokość ustroju oraz około siedmiokrotnie większy koszt stanowią dość istotne wady konstrukcji aluminiowych w porównaniu ze stalowymi.

2. Zaletą jest mniejszy ciężar własny mostu aluminiowego niż stalowego (ok. 32 %), znaczna odporność na korozję, mniejsze zużycie energii napędowej suwnicy, mniejsze wymiary słupów podtrzymujących i fundamentów.

LITERATURA

1. P.Б. Boguslawski, Metalliczeskie konstrukcje gruzopodiemnych maszin i sooruzenij. Moskwa 1961, Maszgiz.
2. CBKM Bytom, Obliczenia statyczne i wytrzymałościowe mostów suwnic typowych zmodernizowanych. Lipiec 1962, Dział St.Labor.Ustr.Nośn. cz. I i II.
3. A. Fabiszewski, E. Lubieniecki, Sztywność stalowych mostów suwnicowych typu skrzynkowego. (Zeszyty Naukowe Polit.Szczecińskiej Nr 110, Budownictwo 1970, 9.).
4. M.M. Gochberg, Metalliczeskie konstrukcje podiemno transportnych maszin. Moskwa 1969, Gosizdat.
5. B. Iżewska, K. Łojko, Praca statyczna aluminiowego mostu suwnicowego typu skrzynkowego. Praca dyplomowa w Kat.Konstr.Metal. Polit. Szczec., 1970 r.
6. A.H. Koepf, A review of aluminium cranes. Iron an Steel Engineer, March 1959.
7. N.P. Kublanow, J.E. Springer, Stroitielnaja mechanika i metaliczeskie konstrukcji kranow. Kiew 1968, Izdat.
8. PN-64/B-03220, Konstrukcje aluminiowe. Obliczenia statyczne i projektowanie. Warszawa 1961.
9. PN-65/M-06510-16, Dźwignice, Obliczenia i projektowanie stalowych ustrojów dźwignic. Warszawa 1966.
10. PN-66/M-45453, Suwnice pomostowe ogólnego przeznaczenia i odlewnicze dwudźwigarowe z wciągarkami. Warszawa 1967.
11. S.A. Popow. Aluminjewyje stroitelnyje konstrukcji. Moskwa 1969.
12. Poradnik inżyniera mechanika, t.II, Warszawa 1969.
13. N.S. Streleckij, Proektirowanie i izgotowlenie ekonomicznych metaliczeskich konstrukcji. Moskwa 1964.

BELKI NA SPRĘŻYSTYM PODŁOŻU Z WIĘZAMI JEDNOSTRONNYMI

1. WSTĘP

Od czasu gdy Emil Winkler jako pierwszy rozwiązał zagadnienie zginania belki leżącej na sprężystym podłożu minęło już ponad sto lat. W okresie tym wielu badaczy skupiało swoją uwagę na tym problemie. Powstały nowe metody obliczeń i nowe modele fizykalne sprężystego podłoża. Spośród licznej grupy autorów prac na ten temat znane są powszechnie nazwiska: A. Zimmerrnanna, W.Z. Własowa, M.J. Gorbunowa-Posadowa, B.N. Żemoczkina i innych. Myślą przewodnią nowo opracowywanych teorii było głównie coraz większe zbliżenie fizykalnego modelu sprężystego podłoża do rzeczywistej pracy gruntu, na którym spoczywa belka lub innego rodzaju fundament. Taka jest idea zastosowania przez W.Z. Własowa modelu w postaci warstwy sprężystej i te same względy przemawiają za stosowaniem modelu półpłaszczyzny lub półprzestrzeni sprężystej preferowanego przez Gorbunowa-Posadowa i Żemoczkina.

Duże zróżnicowanie cech fizycznych, różnorodnych spotykanych w przyrodzie gruntów, a także duży wachlarz stosowanych sposobów posadawienia sprawiają, że żadna ze znanych metod obliczeń nie może być uznana za uniwersalnie dokładniejszą od pozostałych. Szczegółowy przegląd stosowanych obecnie metod obliczeń układów na sprężystym podłożu można znaleźć w pracy zbiorowej pt. Budownictwo betonowe [1]. Tam też można znaleźć ramowe wskazówki: jaką metodę obliczeń należy stosować dla wybranego sposobu fundamentowania na określonym rodzaju gruntu.

U podstaw każdej ze stosowanych metod obliczeń układów leżących na sprężystym podłożu leży założenie o obustronnych więzach między fundamentem a spodem budowlanym. W myśl tego założenia, płaszczyzna styku fundamentu z gruntem przenosi nie tylko normalne naprężenia ściskające, ale także naprężenia rozciągające. Tymczasem wiadomo, że wytrzymałość na rozciąganie większości gruntów jest albo praktycznie równa zeru, albo tak mała, że nie może być w praktycznych obliczeniach brana pod uwagę. Jedynie w wyjątkowych przypadkach, przy posadawieniu na podłożu ska-

⁺) Dr inż. Tadeusz Kabat, st.wykładowca, Zespół Mechaniki Budowli Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Bydgoszczy.

listym i przy specjalnie starannym przygotowaniu spodu budowlanego można liczyć na uzyskanie w pewnych granicach przyczepności między fundamentem a podłożem. Tak więc (abstrahując od niedoskonałości przyjętego modelu fizykalnego podłoża) rozwiązanie zagadnienia uzyskane każdą ze znanych metod można by uznać za dokładne jedynie wówczas, gdy w całym obszarze styku fundamentu z podłożem wystąpią tylko naprężenia ściskające. W fundamentach praktycznie nieskończenie sztywnych zachodzi to wówczas, gdy wypadkowa obciążeń czynnych przechodzi w obszarze rdzenia spodu fundamentu. W przypadku fundamentu wiotkiego, sytuacji takiej można oczekiwać wtedy, gdy fundament będzie obciążony obciążeniem zbliżonym do równomiernie rozłożonego w całym obszarze fundamentu. Jeżeli jednak praktycznie nieskończenie sztywny fundament będzie obciążony obciążeniem czynnym, którego wypadkowa przechodzi poza rdzeniem obszaru styku z podłożem, to w pewnych partiach tego obszaru wystąpią naprężenia rozciągające, których jednak grunt nie jest w stanie przejść. Rozwiązanie tego problemu (z pominięciem strefy rozciąganej) dla fundamentów praktycznie nieskończenie sztywnych nie przedstawia większych trudności.

Zjawisko odrywania fundamentu od podłoża występuje również dla płyt lub belek o średniej sztywności lub stosunkowo wiotkich z reguły wówczas, gdy są one obciążone niekorzystnie ustawionymi siłami lub momentami skupionymi, a ciężar własny płyty lub belki jest zbyt mały na to aby przycisnąć fundament do podłoża. Czy w takich przypadkach utrzymanie w mocy założenia o obustronnych więzach między fundamentem a podłożem powoduje znaczne błędy w wynikach obliczeń?

Aby odpowiedzieć na to pytanie należy najpierw rozwiązać zagadnienie przy założeniu o więzach jednostronnych, a następnie porównać to rozwiązanie z wynikami uzyskanymi przy założeniu o więzach obustronnych.

Dokładne rozwiązanie belki na sprężystym podłożu przy założeniu o jednostronnych więzach między belką a podłożem można stosunkowo łatwo uzyskać jedynie dla pewnych prostych schematów zadania. Wszelkie czynione przez autora próby uzyskania ogólnego rozwiązania tego problemu doprowadzały zawsze do równań różniczkowych, dla których nie udało się znaleźć całki ogólnej w postaci zamkniętej, a pozostawało jedynie skorzystanie z rozwiązań numerycznych. Istota trudności problemu polega na tym, że dla dowolnego schematu zadania nie można z góry ustalić punktów rozdzielających długość belki na przedziały o różnych znakach pionowych przemieszczeń.

Po wielu próbach zdecydowano się na rozwiązanie zagadnienia od początku w ujęciu numerycznym, a mianowicie metodą różnic skończonych. Algorytm tego rozwiązania opisano w dalszym ciągu pracy (p.3). Przyjęto model podłoża Winklera-Zimmermanna - jako najprostrzy spośród ogólnie znanych. Na taki wybór zdecydowano się głównie dlatego, że zadaniem tej pracy jest ocena wpływu założenia o więzach obustronnych a nie dyskusja

przydatności takiego czy innego fizykalnego modelu podłoża. Opisany w p.3 algorytm można bez większych trudności adaptować do innych modeli podłoża. Można jednak przypuszczać, że dla wszystkich stosowanych fizykalnych modeli podłoża rozbieżności wynikające z założenia o obustronnych więzach będą tego samego rzędu.

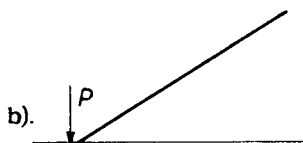
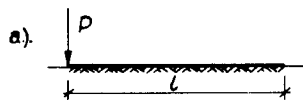
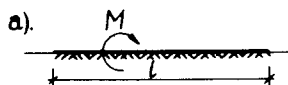
2. NAJPROSTSZE ROZWIĄZANIA SZCZEGÓLNE

Jak już wspomniano we wstępie, rozwiązania dokładne przy założeniu o więzach jednostronnych między belką a podłożem można bez większych trudności uzyskać jedynie dla pewnych najprostrzych schematów.

Jeżeli za najprostszy schemat przyjmujemy belkę o skończonej długości, pozbawioną jakichkolwiek dodatkowych podpór /poza podłożem/; wtedy możemy podać następujące, oczywiste warunki, przy których możliwa jest równowaga tej belki:

- obciążenie czynne musi posiadać wypadkową /nie może redukować się do momentu/,
- wypadkowa musi być skierowana w dół /do podłoża/,
- linia działania wypadkowej musi przechodzić pomiędzy końcami belki (z wyłączeniem punktów skrajnych).

Warunki te wynikają stąd, że jeżeli reakcja podłoża może być skierowana tylko do góry, to wypadkowa tej reakcji zawsze przechodzi między końcami belki. Tak więc nie jest możliwa równowaga belek o schematach przedstawionych na rys.1a i 2a, niezależnie od sztywności belki i podatności podłoża.



Rys.1

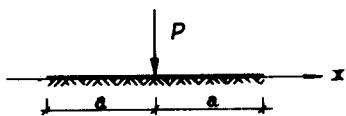
Rys.2

Dodanie najmniejszego, równomiernie rozłożonego ciężaru własnego belki (który przecież zawsze występuje) przedstawionej na rys. 2a umożliwi jej zawsze równowagę. Wielkość ciężaru własnego w porównaniu do wartości siły obciążającej P , a także sztywność belki oraz podatność podłoża będą miały wpływ na to, czy na całej swej długości belka będzie przylegała do podłoża, czy też wystąpi obszar, w którym utraci ona kontakt z podłożem (podobnie jak na rys. 6c).

Belka przedstawiona na rys. 1a może znajdować się w równowadze po dodaniu równomiernie rozłożonego ciężaru własnego tylko wówczas, gdy wartość tego obciążenia (skierowanego oczywiście w dół) będzie spełniała następujący warunek:

$$\varepsilon > \left| \frac{2M}{I^2} \right|$$

Po rozważeniu tych prostych przykładów rozpatrzmy bardziej szczegółowo belkę o schemacie przedstawionym na rys. 3. Początek osi odciętych x przyjęto w punkcie przyłożenia siły P . Najpierw określimy taką długość $a = a_0$, przy której ugięcie końców belki będzie równe zero. Skorzystamy w tym celu ze znanego rozwiązania ugięcia belki na sprężystym podłożu Winklera-Zimmermanna, wyrażonego poprzez parametry początkowe [2], uwzględniając, że:



Rys. 3

$$\psi_0 = 0 \quad \text{oraz} \quad T_0 = -\frac{P}{2}$$

Spełnienie warunku $y(a_0) = 0$ prowadzi do równania:

$$y_0 \cos \xi_0 \operatorname{ch} \xi_0 - \frac{I^2 M_0}{2 E I} \sin \xi_0 \operatorname{sh} \xi_0 + \frac{P L^3}{8 E I} (\sin \xi_0 \operatorname{ch} \xi_0 - \cos \xi_0 \operatorname{sh} \xi_0) = 0 \quad (2.1)$$

gdzie:

$$\xi_0 = \frac{a_0}{L} \quad \text{natomiast} \quad L = \sqrt[4]{\frac{4 E I}{b c}}$$

Jednocześnie na końcu belki muszą być spełnione następujące warunki statyczne:

$$M(a_0) = 0 \quad \text{oraz} \quad T(a_0) = 0$$

co wymaga spełnienia następującego układu równań:

$$\frac{2 \text{ E I}}{L^2} y_0 \sin \xi_0 \operatorname{sh} \xi_0 + M_0 \cos \xi_0 \operatorname{ch} \xi_0 - \frac{P L}{4} (\cos \xi_0 \operatorname{sh} \xi_0 + \sin \xi_0 \operatorname{ch} \xi_0) = 0 \quad (2.2)$$

$$\frac{2 \text{ E I}}{L^3} y_0 (\cos \xi_0 \operatorname{sh} \xi_0 + \sin \xi_0 \operatorname{ch} \xi_0) - \frac{M_0}{L} (\sin \xi_0 \operatorname{ch} \xi_0 - \cos \xi_0 \operatorname{sh} \xi_0) - \frac{P}{2} \cos \xi_0 \operatorname{ch} \xi_0 = 0 \quad (2.3)$$

Z rozwiązania układu równań (2.2) i (2.3) względem niewiadomych parametrów początkowych y_0 i M_0 otrzymamy:

$$y_0 = \frac{P L^3}{8 \text{ E I}} \left(\frac{\cos^2 \xi_0 + \operatorname{ch}^2 \xi_0}{\sin \xi_0 \cos \xi_0 + \operatorname{sh} \xi_0 \operatorname{ch} \xi_0} \right) \quad (2.4)$$

$$M_0 = \frac{P L}{4} \left(\frac{\sin^2 \xi_0 \operatorname{ch}^2 \xi_0 + \cos^2 \xi_0 \operatorname{sh}^2 \xi_0}{\sin \xi_0 \cos \xi_0 + \operatorname{sh} \xi_0 \operatorname{ch} \xi_0} \right) \quad (2.5)$$

Po podstawieniu ostatnich związków do równania (2.1) i po odpowiednich przekształceniach otrzymamy następujące równanie przestępne z niewiadomą wielkością ξ_0 :

$$2 \cos \xi_0 \operatorname{ch} \xi_0 = 0 \quad (2.6)$$

Najmniejszym pierwiastkiem tego równania okazuje się wartość:

$$\xi_0 = \frac{\pi}{2}$$

czyli:

$$a_0 = L \xi_0 = \frac{\pi}{2} L = \frac{\pi}{2} \sqrt[4]{\frac{4 \text{ E I}}{b c}}$$

Ugięcie oraz moment zginający pod siłą skupioną w belce przedstawionej na rys.3, przy $a = a_0$ otrzymamy po wstawieniu do równań (2.4) i (2.5) wartości $\xi_0 = \frac{\pi}{2}$. Wynoszą one:

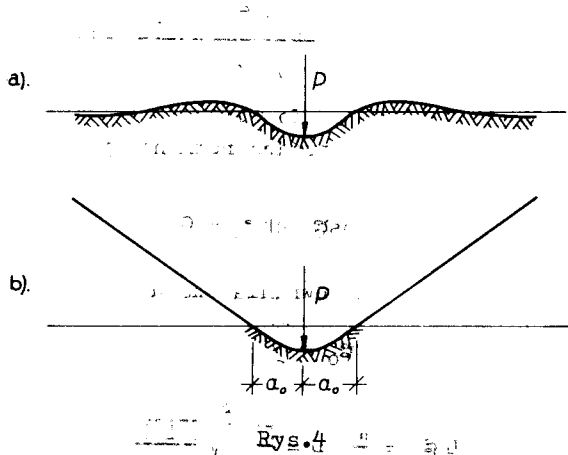
$$y_0 = \frac{P L^3}{8 \text{ E I}} \frac{\operatorname{ch} \frac{\pi}{2}}{\operatorname{sh} \frac{\pi}{2}} = 1,09 \frac{P L^3}{8 \text{ E I}} \quad (2.7)$$

$$M_0 = \frac{P L}{4} \frac{\operatorname{ch} \frac{\pi}{2}}{\operatorname{sh} \frac{\pi}{2}} = 1,09 \frac{P L}{4} \quad (2.8)$$

Dla belki o wymiarach $a \leq a_0$ wyniki uzyskane z rozwiązania przy założeniu o więzach jednostronnych będą takie same, jak wyniki uzyskane przy założeniu o więzach obustronnych, gdyż na całej długości belki występują wówczas ugięcia dodatnie a więc i reakcja podłoża skierowana jest ku górze.

Jeżeli natomiast długość belki jest taka, że $a > a_0$, wówczas występują rozbieżności między wynikami rozwiązań przeprowadzonych według obu wersji założenia o więzach między belką a podłożem.

Oś odkształconą belki dostatecznie długiej, przy założeniu o więzach obustronnych przedstawiono na rys. 4a, natomiast rys. 4b przedstawia oś odkształconą tej samej belki przy założeniu o więzach jednostronnych między belką a podłożem. Ugięcia końców tej belki różnią się znacznie od siebie dla obu wersji rozwiązania, a dla belki nieskończenie długiej przy założeniu o więzach jednostronnych osiągają teoretycznie wartości nieskończenie duże. Natomiast ugięcie pod siłą skupioną i moment zginający w tym miejscu przy założeniu o jednostronnych więzach dla be-



lki o długości $a > a_0$ posiadają zawsze wartości określone wzorami (2.7) i (2.8), gdyż nie obciążone końce belki pozostają proste i nie zmieniają układu sił w porównaniu z belką o długościach $a = a_0$. Wielkości określone wzorami (2.7) i (2.8) obowiązują więc także dla belki nieskończenie długiej, przy założeniu o jednostronnych więzach między belką a podłożem. Przy założeniu o dwustronnych więzach w belce nieskończenie długiej ugięcie i moment zginający pod siłą skupioną wynoszą [2]:

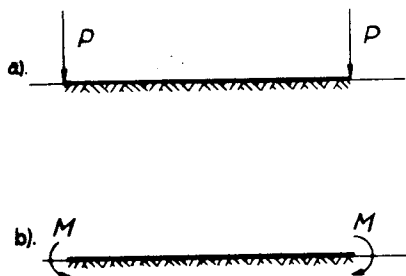
$$y_0 = \frac{P L^3}{8 E I} ; \quad M_0 = \frac{P L}{4}$$

Porównując te wielkości z wynikami (2.7) i (2.8) można stwierdzić, że w belce nieskończenie długiej, obciążonej tylko siłą skupioną, maksy-

malne dodatnie ugięcie i maksymalny moment zginający, wyliczone przy założeniu o więzach jednostronnych, są o 9% większe od tych wielkości wyliczonych przy założeniu o więzach obustronnych.

Po przeliczeniu serii przykładów belki o schemacie przedstawionym na rys.3 przy różnych wymiarach a w granicach $a_0 < a < \infty$ (z których jeden przedstawiono w p.4.1) stwierdzono, że w tych przypadkach rozbieżności, o których była mowa w poprzednim zdaniu, sięgają do około 9%. Uwzględnienie równomiernie rozłożonego obciążenia ciężarem własnym belki przedstawionej na rys.3 znacznie zmniejsza te rozbieżności (przykład w p. 4.4) lub wręcz niweluje je do zera.

Taką samą analizę jak dla belki przedstawionej na rys.3 można przeprowadzić też dla innych, podobnie prostych schematów szczególnych, np. dla belek przedstawionych na rys.5a, 5b itd. Bardziej celowe wydaje się

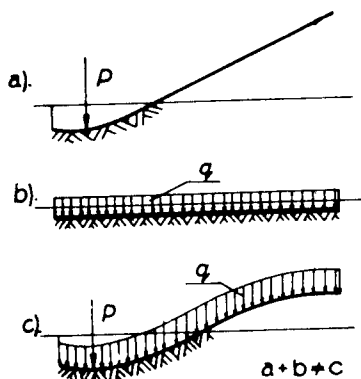


Rys.5

jednakże uzyskanie rozwiązania do wolnego schematu belki na sprężystym podłożu przy założeniu o jednostronnych więzach. Rozwiązanie tego zagadnienia przeprowadzono w p.3.

Na zakończenie warto jeszcze zwrócić uwagę na fakt, że układy o więzach jednostronnych nie spełniają wszystkich wymogów stawianych układom Clapeyrona. Schemat statyczny tych układów zależy od rodzaju i

wielkości obciążenia i dlatego nie podlegają one zasadzie superpozycji. Dla przekonania o słuszności tego ostatniego stwierdzenia w odniesieniu do belek na sprężystym podłożu przy założeniu o więzach jednostronnych wystarczy zauważyć, że w ogólności - inne odcinki belki posiadają kontakt z podłożem pod wpływem jednego zestawu obciążeń niż pod wpływem drugiego zestawu. Także i pod wpływem obciążenia będącego sumą tych dwóch obciążeń czynnych, kontakt belki z podłożem wystąpi na innych przedziałach. Ilustracją tego może być prosty przykład przedstawiony na rys.6, gdzie ugięcia, momenty zginające i siły tnące w belce przedstawionej na rys.6c nie są sumą tych wielkości z rozwiązań belek obciążonych wg rys.6a i 6b, chociaż obciążenie na rys. 6c jest



Rys.6

wynikiem superpozycji obciążeń z rys. 6a i 6b.

3. OGÓLNE ROZWIĄZANIE NUMERYCZNE

Dla rozwiązania w zasadzie dowolnego schematu belki na sprężystym podłożu typu Winklera-Zimmermanna, przy założeniu o więzach jednostronnych między belką a podłożem, opracowano program obliczeń tego zagadnienia na elektronicznej maszynie cyfrowej "Odra-1204" w języku realizacyjnym: Odra-Algol. Program ten znajduje się w bibliotece programów Ośrodka Obliczeń Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Bydgoszczy, a jego opis w wersji przeznaczonej dla użytkownika podajemy poniżej.

3.1. P r z e z n a c z e n i e p r o g r a m u

Program oznaczony symbolem TKB-1a przeznaczony jest do obliczeń sił tnących T , momentów zginających M , kątów obrotu φ i ugięcia y w poszczególnych przekrojach belki leżącej na sprężystym podłożu typu Winklera-Zimmermanna. Na belkę może działać dowolne czynne obciążenie statyczne w postaci sił skupionych, obciążenia dowolnie rozłożonego lub momentów skupionych. Na całej długości belki może występować dowolna liczba niepodatnych podpór. Końce belki mogą być w dowolny sposób podparte lub pozostawać nie podparte. Podłoże sprężyste na całej długości belki posiada jednakowy współczynnik sprężystej podatności. Podobnie szerokość styku belki z podłożem b , moment bezwładności przekroju I oraz moduł sprężystości E na całej długości posiadają stałą wartość. Przez dokonanie niewielkich zmian można także przygotować drugą wersję programu, w którym współczynnik sprężystej podatności podłoża, szerokość styku belki z podłożem oraz sztywność giętą belki mogą się zmieniać wzdłuż belki.

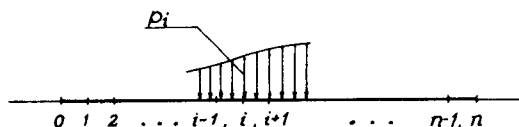
W zależności od założeń wyjściowych program oblicza wyniki:

- a/ tylko przy założeniu o obustronnych więzach między belką a podłożem,
- b/ tylko przy założeniu o jednostronnych więzach między belką a podłożem,
- c/ najpierw przy założeniu o obustronnych a potem przy założeniu o jednostronnych więzach między belką a podłożem.

3.2. P r z y j ę t a m e t o d a o b l i c z e ń

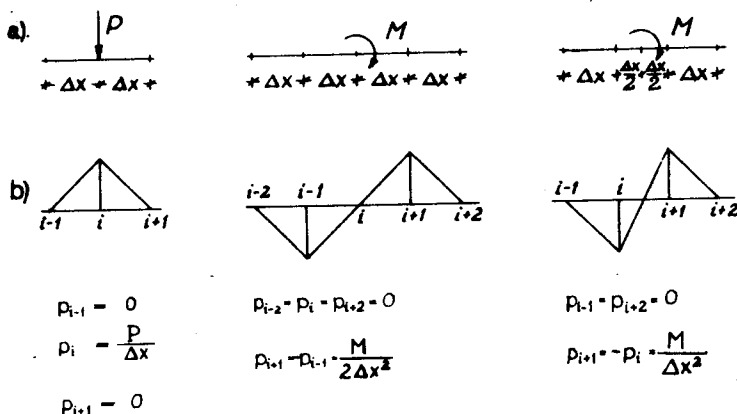
Całą belkę o długości l podzielono na n odcinków o równych długościach $\Delta x = \frac{l}{n}$. Poszczególne punkty podziału oznaczono kolejnymi numerami $0, 1, \dots, i, \dots, n-1, n$, poczynając od lewego końca belki.

ki do prawego (rys.7). Dowolne obciążenie belki należy zastąpić obciążeniem rozłożonym na jednostkę długości belki o wartościach p_i w posz-



Rys. 7

czególnych punktach podziału. W przypadku występowania obciążeń w postaci sił skupionych lub momentów skupionych jest to oczywiście przyjęcie aproksymacyjne, gdyż obciążenia przedstawione na rys.8a są w obliczeniach uwzględnione w postaci przedstawionej na rys.8b, jednakże przy dostatecznie małych odcinkach Δx przybliżenie to jest praktycznie dostatecznie dokładne (poza wartościami sił tnących w bezpośrednim sąsiedztwie przyłożenia tego obciążenia).



Rys. 8

Równanie różniczkowe zginania belki leżącej na sprężystym podłożu Winklera-Zimmermanna, znane w postaci:

$$\frac{d^4 y}{dx^4} + \frac{b c}{E I} y = \frac{p(x)}{E I} \quad (3.1)$$

zostało zastąpione następującym równaniem różnicowym:

$$y_{i-2} - 4 y_{i-1} + (6 + k) y_i - 4 y_{i+1} + y_{i+2} = q_i \quad (3.2)$$

gdzie:

$$k = \frac{\Delta x^4 b c}{E I} \quad ; \quad q_i = \frac{\Delta x^4 p_i}{E I}$$

Równanie (3.2) zapisano dla każdego punktu podziału, uzyskując niejednorodny układ n równań liniowych z n niewiadomymi y_i . Współczynniki tych pięcioczłonowych równań oznaczono kolejno: a_{i1} , a_{i2} , a_{i3} , a_{i4} i a_{i5} . Macierz tych współczynników jest oczywiście symetryczna względem głównej przekątnej.

Przed rozwiązaniem tego układu równań następuje modyfikacja jego współczynników, w zależności od konkretnie zadanych warunków brzegowych na początku i na końcu belki. Uzyskuje się to przez odpowiednią zmianę współczynników w równaniach o numerach 0 , 1 , $n-1$ i n . Ewentualną obecność pośrednich podpór w punktach o kolejnych numerach z_j uwzględnia się także przez odpowiednią zmianę współczynników w równaniach o numerach z_j .

Tak zmodyfikowany układ równań rozwiązuje się według skróconego algorytmu Gaussa. Jeżeli przyjęto założenie o jednostronnych więzach między belką a podłożem, to po pierwszym rozwiązaniu układu równań należy - w tych wszystkich punktach, w których wystąpiło ujemne ugięcie (ku górze) - uwzględnić nieobecność oddziaływania podłoża. Uzyskuje się to przez podstawienie $k = 0$ we wszystkich równaniach dotyczących punktów o ujemnym ugięciu. Następuje teraz powtórne rozwiązanie układu równań, po czym należy znowu skontrolować, czy nie nastąpiły zmiany znaków niewiadomych y_i w porównaniu z rozwiązaniem poprzednim. Jeżeli tak, wówczas następuje kolejna korekta wartości k , przy czym może się zdarzyć, że w niektórych punktach poprzednie $k = 0$, należy z powrotem zamienić na:

$$k = \frac{\Delta x^4 b c}{E I}$$

Ten proces kolejnych przybliżeń trwa tak długo, aż we wszystkich punktach podziału znaki ugięcia y_i w ostatnim przybliżeniu będą zgodne ze znakami z przybliżenia poprzedniego. Następnie obliczane są w żądanych punktach wartości:

$$T_i = \frac{E I}{2 \Delta x^3} (y_{i-2} - 2 y_{i-1} + 2 y_{i+1} - y_{i+2}) \quad (3.3)$$

$$M_i = \frac{EI}{\Delta x^2} (-y_{i-1} + 2y_i - y_{i+1}) \quad (3.4)$$

$$e_i = \frac{1}{2\Delta x} (-y_{i-1} + y_{i+1}) \quad (3.5)$$

3.3. A l g o r y t m

1. Wszystkie dane potrzebne do obliczeń są wczytane i zarejestrowane w pamięci EMC.
2. Wyliczenie wielkości wstępnych, takich jak: k , Δx , q_i itp.
3. Wyliczenie tych współczynników macierzy układu równań, które zależą od warunków brzegowych.
4. Wyliczenie pozostałych elementów macierzy układu równań.
5. Modyfikacja macierzy układu równań w zależności od miejsc niepodatnego podparcia belki.
6. Rozwiązanie układu równań wg skróconego algorytmu Gaussa.
7. Jeżeli przyjęto założenie o jednostronnych więzach między belką a podłożem, następuje zmiana wielkości k w niektórych punktach i ponowne rozwiązanie układu równań. Ten fragment obliczeń powtarza się tak długo, aż wyniki kolejnych przybliżeń nie różnią się od siebie.
8. Wyliczenie ugięć w fikcyjnych punktach belki o numerach: -2 , -1 , $n+1$, $n+2$.
9. Wyliczenie i drukowanie wyników końcowych.

Ramowy schemat blokowy programu realizowanego według tego algorytmu przedstawiono na następującej stronie.

3.4. O g r a n i c z e n i a

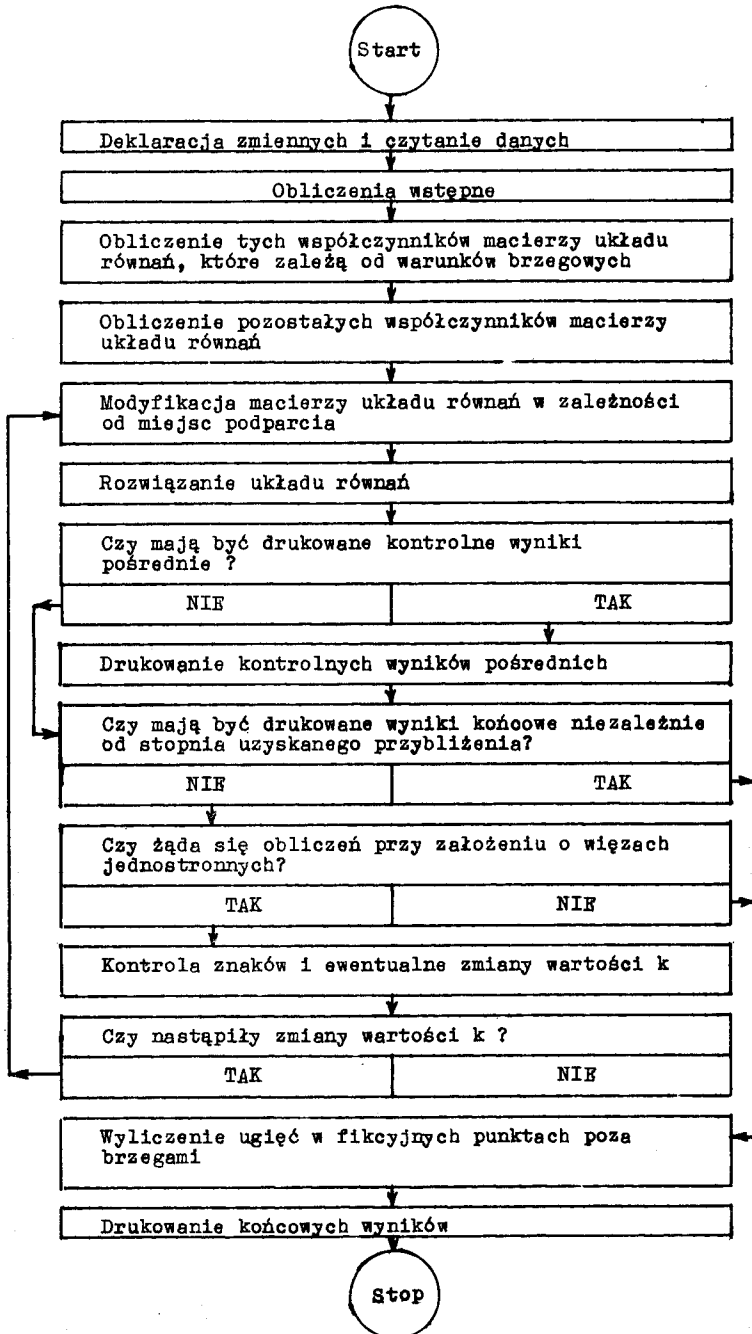
Przy korzystaniu z programu należy przestrzegać następujących ograniczeń:

1. Współczynnik sprężystej podatności podłoża c , szerokość styku belki z podłożem b , moment bezwładności przekroju belki I , moduł sprężystości materiału belki E - muszą na całej długości belki posiadać stałe wartości.

2. Maksymalna liczba punktów podziału belki n zależy jest od pojemności pamięci EMC. Liczby tej nie należy jednak bez potrzeby przesadnie powiększać, gdyż wbrew oczekiwaniom może to doprowadzić do obniżenia dokładności obliczeń.

3. Pomiedzy każdymi dwoma sąsiednimi punktami niepodatnego podparcia belki muszą znajdować się co najmniej trzy punkty podziału.

SCHEMAT BLOKOWY PROGRAMU



4. Na długości całej belki nie mogą występować przeguby (poza ewentualnym przegubowym podparciem końców belki).

3.5. Przygotowanie danych

Wszystkie dane potrzebne do obliczeń należy podać w jednostkach: kg , cm lub im pochodnych, albo jako liczby niemianowane. Dane należy podać z dokładnością najwyżej jedenastu miejsc znaczących, oddzielając kropką część całkowitą liczby od części ułamkowej.

Obowiązuje następująca kolejność podania danych:

1. Długość belki w cm .
2. Szerokość styku belki z podłożem w cm .
3. Współczynnik sprężystej podatności podłoża Winklera-Zimmermanna w kg/cm^3 .
4. Współczynnik sprężystości (moduł Young'a) materiału, z którego jest wykonana belka w kg/cm^2 .
5. Moment bezwładności poprzecznego przekroju belki w cm^4 .
6. Symbol sterowania, określający sposób podparcia lewego końca belki, równy:

- 0 - jeżeli lewy koniec belki jest utwierdzony,
- 1 - jeżeli lewy koniec belki jest podparty przegubowo,
- 2 - jeżeli lewy koniec belki jest niepodparty.

7. Symbol sterowania, określający sposób podparcia prawego końca belki, równy:

- 0 - jeżeli prawy koniec belki jest utwierdzony,
- 1 - jeżeli prawy koniec belki jest podparty przegubowo,
- 2 - jeżeli prawy koniec belki jest niepodparty.

8. Liczba punktów niepodatnego podparcia belki (wliczając w to także ewentualne podparcie belki w punktach skrajnych); jeżeli belka nie posiada żadnych podpór należy podać liczbę 0.

9. Liczba przedziałów, na które podzielono belkę dla jej rozwiązania przy pomocy metody różnic skończonych, np. 20, 64, 80 lub liczba dowolnie inna, zasadniczo mniejsza od 100.

10. Symbol sterowania określający, przy jakim założeniu o więzach między belką a podłożem mają być obliczone wyniki, równy:

- 1 - jeżeli ma być drukowane tylko rozwiązanie przy założeniu o więzach obustronnych,
- 2 - jeżeli żąda się drukowania tylko wyników przy założeniu o więzach jednostronnych,
- 3 - jeżeli najpierw mają być drukowane wyniki przy założeniu o więzach obustronnych, a potem wyniki przy założeniu o więzach jednostronnych między belką a podłożem.

11. Numer punktu podziału, dla którego mają być drukowane pośrednie wyniki w trakcie obliczeń, np. dla obserwacji zbieżności procesu iteracyjnego. Jeżeli takiego drukowania się nie żąda, należy podać dowolną liczbę całkowitą, najwyżej równą liczbie podanej w p.9.

12. Liczba naturalna, określająca co ile punktów wprowadzonego podziału mają być obliczane i drukowane wyniki końcowe. Na przykład jeżeli liczbę tę podano równą 4, to wyniki końcowe będą drukowane dla punktów o numerach: 0, 4, 8, 12 itd.

13. Ciąg liczb naturalnych oddzielonych przecinkami, równych kolejnym numerom punktów podziału, w których występują niepodatne podparcia belki. Ilość tych liczb musi być równa liczbie podanej w p.8. Jeżeli w p.8 podano 0, to w p.13 nie podaje się żadnej liczby.

14. Ciąg liczb oddzielonych przecinkami, równych wartościom obciążenia rozłożonego (w kg/cm) w kolejnych punktach podziału, zaczynając od lewej do prawej (od punktu o numerze 0 do punktu o numerze równym liczbie przedziałów podanej w p.9). Ilość tych liczb musi być równa liczbie podanej w p.9 powiększonej o 1 ($n + 1$). W tych punktach podziału, w których brak obciążenia rozłożonego, należy podać liczby 0. Wszystkie obciążenia skupione należy podać w postaci obciążenia rozłożonego po przeliczeniu według p.3.2, rys.8. Obciążenie skupione musi być odsunięte od końców belki co najmniej o jeden przedział o długości Δx . Jeżeli w tym ciągu pewna liczba a występuje kolejno m razy, to można ją zapisać w postaci $a * m$ zamiast m -krotnie powtarzać a . Na przykład zamiast 3.2, 3.2, 3.2, 3.2, 3.2, można napisać 3.2*5.

3.6. W y d a w n i c t w o w y n i k ó w

W czasie obliczeń można wcisnąć klawisz (1) na pulpicie sterowni - czyli EMC, co spowoduje drukowanie na monitorze pośrednich kontrolnych wyników obliczeń, w jednym wierszu, w następującej kolejności:

- yr - ugięcie belki w punkcie o numerze r , wyliczone w aktualnym przybliżeniu,
- delta - przyrost ugięcia (w cm) w tym punkcie w porównaniu z przybliżeniem poprzednim,
- s - aktualna liczba kolejnych przybliżeń.

Te pośrednie wyniki realizacyjne mogą być drukowane na żądanie operatora w celu "podglądania" procesu iteracyjnego i oceny jego zbieżności.

Końcowe wyniki obliczeń drukowane są po spełnieniu odpowiedniego warunku opisanego w p.3.3 lub na interwencję operatora po wciśnięciu klawisza (2) na pulpicie sterowniczym EMC. W tym ostatnim przypadku wyniki są oczywiście obarczone pewnym błędem, którego wielkość zależy od tego, na jakim etapie przerwano proces iteracyjny obliczeń. Pomimo tego,

wyprowadzenie tych wyników może okazać się nieraz celowe, np. wówczas, gdy proces iteracyjny okaże się wolnozbieżny, a z pewnych ważnych powodów trzeba przerwać pracę EMC.

Końcowe wyniki obliczeń wyprowadzane są przez perforator na taśmę ośmiokanałową, z której można otrzymać wydruk na zestawie "Optima", lub bezpośrednio na monitor EMC. Najpierw drukowany jest tytuł wyników a następnie dane wprowadzone do pamięci EMC i niektóre wielkości realizacyjne - w następującej kolejności:

- L (cm) - długość belki,
- N - liczba przedziałów założonych do metody różnic skończonych,
- B (cm) - szerokość styku Belki z podłożem,
- S - liczba kolejnych przybliżeń,
- CC (kg/cm³) - współczynnik sprężystej podatności podłoża,
- E (kg/cm²) - moduł Younga materiału belki,
- I (cm⁴) - moment bezwładności orzekroju belki,
- DX (cm) - długość przedziałów $DX = \frac{L}{N}$,
- LEW, PRAW - symbole sterowania informujące o sposobach podparcia końców belki,
- LL (cm) - długość porównawcza dla belek na sprężystym podłożu Winklera-Zimmermanna $LL = \sqrt[4]{\frac{4 R I}{b c}}$,
- L/LL - iloraz informujący o długości belki w porównaniu z długością porównawczą.

Następnie drukowany jest nagłówek tabeli właściwych wyników obliczeń, potem kolejne wiersze tej tabeli. W poszczególnych kolumnach tabeli drukowane są kolejno:

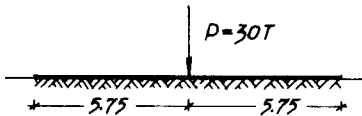
- I - numer punktu podziału,
- X (cm) - odcięta przekroju belki,
- P (kg/cm) - obciążenie rozłożone w tym punkcie podziału,
- T (kg) - siła tnąca (poprzeczna) w przekroju o odciętej X,
- M (kgcm) - moment zginający w tym przekroju,
- FI /rad/ - kąt obrotu przekroju,
- Y /cm/ - ugięcie belki w przekroju I.

4. PRZYKŁADY LICZBOWE

Po opracowaniu programu TKB-1a, opisanego w p.3, wykonano obliczenia szeregu różnych przykładów liczbowych. W p.4 przedstawiono niektóre charakterystyczne wyniki końcowe tych obliczeń, pomijając z braku miejsca kompletne tabelaryczne zestawienie tych wyników, otrzymanych zawsze w postaci opisanej w p.3.6.

4.1. P r z y k ł a d 1

Po opracowaniu każdego nowego programu obliczeń na EMC należy zawsze przed zakwalifikowaniem programu do powszechnego użytku, dokonać przebiegów testowych, sprawdzających poprawność przyjętego algorytmu i poprawność opracowanego programu. Dla programu TKB-1a jednym z takich testów było rozwiązanie przykładu przedstawionego na rys.9.



Rys.9

Dane:

$$b = 100 \text{ cm}$$

$$c = 3 \text{ kg/cm}^3$$

$$E = 140\,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$I = 225\,000 \text{ cm}^4$$

Przy podziale belki na $n = 40$ odcinków o długościach $\Delta x = 28,75$ cm każdy, otrzymano następujące wyniki:

a/ Przy założeniu o obustronnych więzach między belką a podłożem:

maksymalny moment zginający

$$M_{\max} = + 1\,062\,673 \text{ kCcm}$$

maksymalne ugięcie

$$y_{\max} = + 0,353\,10 \text{ cm}$$

ugięcie końców belki

$$y_0 = y_1 = - 0,016\,02 \text{ cm}$$

b/ Przy założeniu o jednostronnych więzach między belką a podłożem:

maksymalny moment zginający

$$M_{\max} = + 1\,159\,222 \text{ kGcm}$$

maksymalne ugięcie

$$y_{\max} = + 0,384\,06 \text{ cm}$$

ugięcie końców belki

$$y_0 = y_1 = - 0,738\,10 \text{ cm}$$

ugięcie w odległości $7 \Delta x$ od siły skupionej wynosi $0,049\,85$ cmnatomiast w odległości $8 \Delta x$ od siły wynosi $- 0,010\,76$ cm

Ugięcie to zmienia więc znak w odległości:

$$a_0 = 7 \Delta x + \frac{0,04985}{0,04985 + 0,01076} \Delta x = 225 \text{ cm}$$

od miejsca przyłożenia siły skupionej (wg interpolacji liniowej).

Maksymalny moment zginający dla przypadku b) jest o 9,08% większy od wyliczonego dla przypadku a), natomiast maksymalne ugięcie jest o 8,77% większe. Znaczne różnice ugięcia końców belki w przypadku a) i b) wynikają stąd, że w przypadku b) belka w odległościach większych od $a_0 = 2,25$ m od siły zachowuje oś prostoliniową (jak na rys. 4b).

c/ Wyniki tego przykładu pozwalają też ocenić dokładność przyjętego przy opracowaniu programu algorytmu. Mianowicie, w przykładzie tym:

$$L = \sqrt[4]{\frac{4 E I}{b c}} = 143,157 \text{ cm}$$

Według wzorów (2.7), (2.8) i poprzedniego otrzymamy:

$$a_{0,1} = \frac{\sqrt{11}}{2} L = 224,8 \text{ cm}$$

$$M_{\max} = 1,09 \frac{P L}{4} = 1,09 \cdot \frac{30000 \cdot 143,157}{4} = 1\,170\,000 \text{ kgcm}$$

$$y_{\max} = 1,09 \frac{P L^3}{8 E I} = 1,09 \cdot \frac{30000 \cdot 143,157^3}{8 \cdot 140000 \cdot 225000} = 0,3801 \text{ cm}$$

Te trzy kolejne wyniki różnią się od wyników otrzymanych z obliczeń wg opracowanego programu na EMC (wersja b), odpowiednio o - 0,089%, + 0,93%, - 1,03%.

Wyniki innych przeprowadzonych testów opracowanego programu odbiegały od wyników obliczeń dokładnych także o wielkości minimalnie przekraczające 1% przy stosowaniu podziału belki na 40 przedziałów, a przy stosowaniu podziału na 64 części w jednym z przykładów błędy zawierały się w granicach $\pm 0,5\%$.

Porównanie wyników rozwiązania przy założeniu o więzach obustronnych z wynikami rozwiązania przy założeniu o więzach jednostronnych wypadnie oczywiście inaczej, jeżeli w obliczeniach zostanie uwzględniony ciężar własny belki. Znając z rozwiązania wg wersji a) maksymalne ujemne ugięcie belki wynoszące w tym przykładzie $y_{\min} = -0,017\,51 \text{ cm}$, nie trudno wyliczyć minimalny ciężar własny belki, przy którym nie wystąpią różnice między wynikami rozwiązań obu wersji. (Przy założeniu o obustronnych więzach obowiązuje zasada superpozycji). Ten minimalny ciężar własny w przykładzie tym wynosi:

$$E_{\min} = -b c y_{\min} = -100 \cdot 3 (-0,01751) = 5,25 \text{ kg/cm}$$

Natomiast, gdyby przyjąć, że belka obliczana w tym przykładzie posiada przekrój prostokątny, to jej wysokość wynosiłaby:

$$h = \sqrt[3]{\frac{12 I}{b}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 225000}{100}} = 30 \text{ cm}$$

a ciężar własny tej żelbetowej belki wynosiłby:

$$g = 1,00 \cdot 0,30 \cdot 2500 = 750 \text{ kg/m} = 7,5 \text{ kg/cm}$$

czyli byłby znacznie większy od ciężaru własnego, poniżej którego występują niedokładności rozwiązania spowodowane założeniem o obustronnych więzach między belką a podłożem.

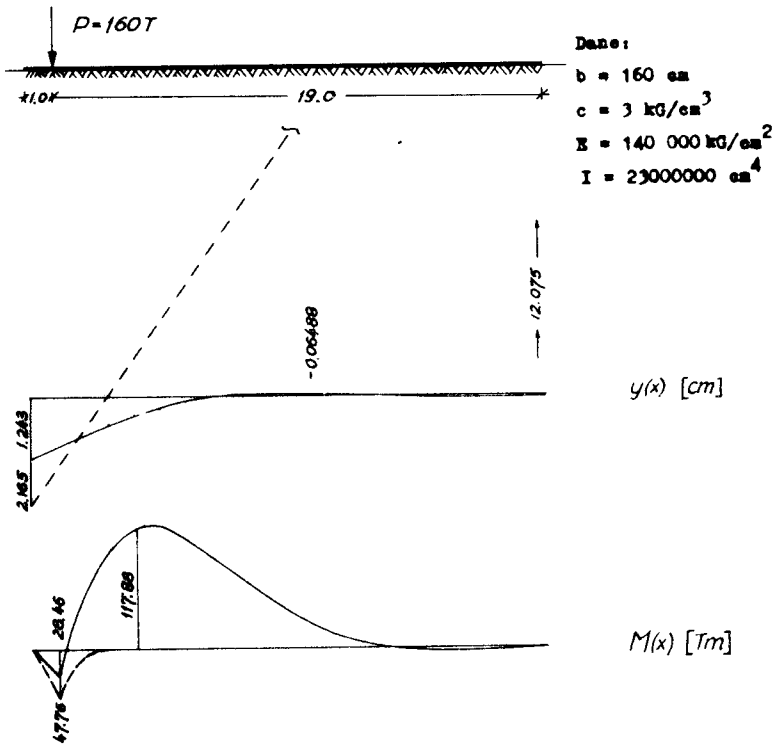
4.2. P r z y k ł a d 2

Na rys.10 podano schemat belki i główne wyniki jej rozwiązania. Na wykresach ugięcia i momentów zginających linia przerywana dotyczy rozwiązania przy założeniu o jednostronnych więzach między belką a podłożem. Różnice między wynikami rozwiązania według jednej wersji i drugiej są tutaj bardzo znaczne. Rozbieżności te posiadają charakter głównie jakościowy, tak że trudno w tym przypadku przeprowadzić dokładniejszą ocenę ilościową.

Te znaczne rozbieżności wynikają jednak znowu z pominięcia w rozwiązaniu ciężaru własnego belki. Już po przyłożeniu do belki obciążenia równomiernie rozłożonego o wartości:

$$q_{\min} = - b c \gamma_{\min} = 160 \cdot 3 \cdot 0,06488 = 31,15 \text{ kG/cm}$$

różnice te w ogóle nie wystąpią. Natomiast ciężar własny belki żelbetowej, posiadającej przekrój prostokątny o wysokości:



Rys.10

$$h = \sqrt[3]{\frac{12 I}{b}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 23000000}{160}} = 120 \text{ cm}$$

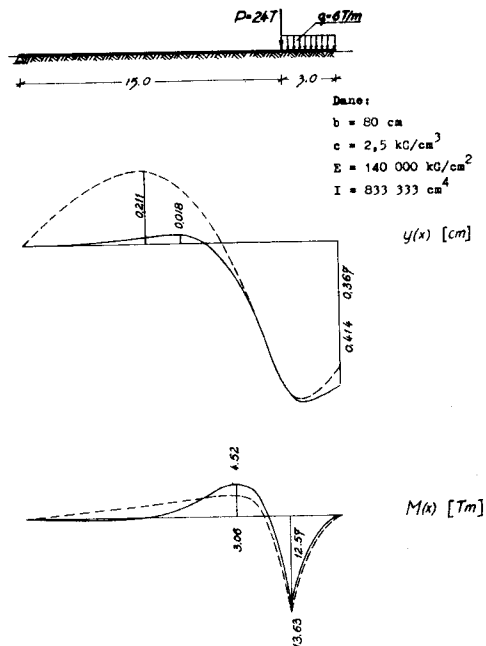
wynosi:

$$g = 1,60 \cdot 1,20 \cdot 250 = 4800 \text{ kg/m} = 48 \text{ kg/cm}$$

i jest większy od wartości ciężaru, poniżej którego uwidoczni się wpływ założenia o obustronnych więzach między belką a podłożem.

4.3. P r z y k ł a d 3

Główne wyniki rozwiązania 3 przykładu podano na wykresach (rys.11). Tutaj także linią ciągłą oznaczono wykresy uzyskane przy założeniu o obustronnych więzach między belką a podłożem, natomiast linią przerywaną wykresy odpowiadające rozwiązaniu przy założeniu o jednostronnych



Rys.11

więzach. Rozbieżności wyników obu wersji rozwiązań są bardzo znaczne, szczególnie na wykresie ugięć belki (w obszarze ugięć ujemnych). Na uwagę zasługuje także odmienny zwrot reakcji na skrajnej podporze. Reakcja ta, przy założeniu o jednostronnych więzach skierowana jest w dół i wynosi 258 kG, gdy tymczasem w pierwszej wersji rozwiązania skierowana jest do góry i posiada wartość zaledwie 24 kG.

Ten sam przykład rozwiązano także z uwzględnieniem równomiernie rozłożonego ciężaru własnego belki żelbetowej o przekroju prostokątnym 80 cm x 50 cm (dla takich wymiarów przyjęto dane wyjściowe b i I). Także i w tym przykładzie, podobnie jak w dwóch poprzednich, otrzymano identyczne rozwiązania według obu wersji.

4.4. P r z y k ł a d 4

Poza opisanymi dotychczas przykładami liczbowymi wykonano jeszcze ponad 20 rozwiązań dla różnych schematów belek na podłożu sprężystym, posługując się programem TKB-1a. Przypadkowo dobierane schematy statyczne belek różniły się rozmieszczeniem i liczbą podpór pośrednich, rodzajem podpór skrajnych oraz rodzajem i wielkością obciążenia. Zmieniano także w szerokich granicach współczynnik sprężystej podatności podłoża oraz długość belki. Wymiary prostokątnego przekroju poprzecznego belki żelbetowej starano się zawsze dobierać w ten sposób, aby maksymalne naprężenia przekazywane na grunt zawierały się w realnych granicach naprężeń dopuszczalnych oraz aby przekrój poprzeczny można było prawidłowo zabrać dla przeniesienia maksymalnego momentu zginającego.

Rozwiązania wszystkich tych przykładów wykazywały większe lub mniejsze rozbieżności wyników uzyskanych raz przy założeniu o więzach jednostronnych a następnie dwustronnych między belką a podłożem. Jak można było oczekiwać, rozbieżności te były znacznie większe wówczas, gdy nie uwzględniono równomiernie rozłożonego obciążenia ciężarem własnym belki; natomiast przy uwzględnieniu tego obciążenia - rozwiązania według obu wersji założenia różniły się między sobą minimalnie albo były identyczne. Gdy spośród wszystkich przeliczonych przykładów wyeliminowano te, w których prostokątny przekrój poprzeczny belki okazał się za mały dla przeniesienia maksymalnego momentu zginającego (pomimo przyjęcia górnego procentu zbrojenia), wówczas okazało się, że w pozostałych przykładach nie ma żadnego, w którym wystąpiły różnice wyników rozwiązań wg obu wersji, przy uwzględnieniu obciążenia ciężarem własnym.

Jeżeli mimo powyższego doświadczenia, przykłady takie istnieją (przy zachowaniu prostokątnego przekroju belki żelbetowej o wymiarach wystarczających dla przeniesienia maksymalnego momentu zginającego), to należy ich szukać nie jak dotychczas, poprzez przypadkowy dobór schematu i wymiarów belki, lecz jedynie drogą szczegółowej analizy ilościowej

dla określonego schematu belki. Taką szczegółową analizę przeprowadzono dla belki nieskończenie długiej, obciążonej siłą skupioną i równomiernie rozłożonym ciężarem własnym. Z analizy tej wynika, że:

1. Różnice między wynikami rozwiązań przy przyjęciu dwóch różnych wersji założenia o więzach między belką a podłożem wystąpią wówczas, gdy wysokość prostokątnego przekroju belki:

$$h < 4,015 \sqrt[7]{\left(\frac{P}{b}\right)^4 \left(\frac{c}{R}\right)}$$

przy przyjęciu ciężaru objętościowego zbrojonego betonu, równego 2500 kg/m^3 .

2. Obliczając wytrzymałość zginanego, jednostronnie zbrojonego przekroju prostokątnego wg metody oksztalceń plastycznych i przyjmując:

- maksymalny procent zbrojenia, dla którego $\alpha_{\max} = 0,5$
- $S_{b \max} = 0,375$
- współczynnik bezpieczeństwa $s = 1,6$
- wysokość czynną przekroju $h_1 = 0,9 h$

oraz przy pewnych, nieznaczących zaokrągleniach, wysokość prostokątnego przekroju belki

$$h > \sqrt[5]{\frac{1}{R_m^4} \left(\frac{P}{b}\right)^4 \left(\frac{R}{c}\right)}$$

3. Oba poprzednio wyszczególnione warunki będą spełnione jednocześnie tylko wówczas, gdy:

$$\frac{P}{b} < 437 \sqrt[7]{\left(\frac{c}{R}\right)^3 R_m^7}$$

Dla przykładu, przy:

- $R_w = 140$
- $R_m = 135 \text{ kg/cm}^2$
- $R = 140\,000 \text{ kg/cm}^2$
- $c = 10 \text{ kg/cm}^3$
- $b = 100 \text{ cm}$

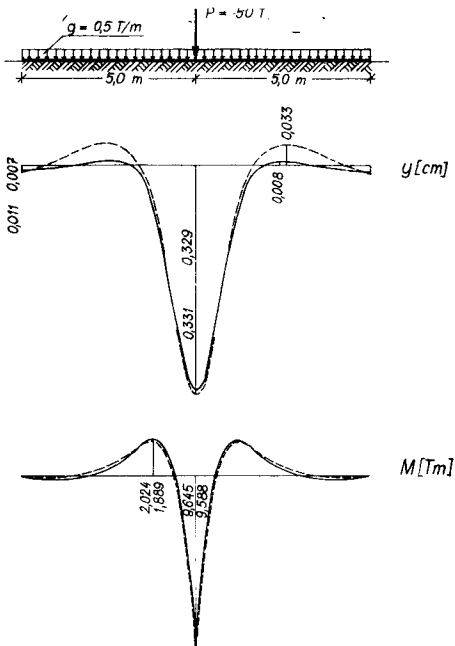
według ostatniego wzoru wyliczono:

$$P < 753\,000 \text{ kg}$$

Przyjmując kolejno coraz mniejsze wartości siły P , wyznaczono granice, w jakich powinna być przyjmowana wysokość belki h :

| | |
|---------------------------|---|
| $P = 700\ 000\ \text{kG}$ | $159\ \text{cm} < h < 161,5\ \text{cm}$ |
| $P = 400\ 000\ \text{kG}$ | $101,4\ \text{cm} < h < 117,6\ \text{cm}$ |
| $P = 200\ 000\ \text{kG}$ | $58,3\ \text{cm} < h < 79,0\ \text{cm}$ |
| $P = 100\ 000\ \text{kG}$ | $33,4\ \text{cm} < h < 53,0\ \text{cm}$ |
| $P = 50\ 000\ \text{kG}$ | $19,2\ \text{cm} < h < 35,7\ \text{cm}$ |

Dla przykładu liczbowego obliczanego na KMC przyjęto $h = 20\ \text{cm}$, wartość siły obciążającej $P = 50\ 000\ \text{kG}$ oraz skończoną długość belki równą $10\ \text{m}$. Schemat belki oraz charakterystyczne wyniki obliczeń przedstawiono na rys.12, gdzie linią ciągłą wykonano wykresy aktualne przy założeniu o obustronnych więzach między belką a podłożem, natomiast linią przerywaną - przy założeniu o więzach jednostronnych. Na uwagę w tym przykładzie zasługuje to, że znacznie większe różnice między wynikami obu wersji rozwiązań występują dla minimalnych wielkości geometrycznych i statycznych, niż dla wielkości maksymalnych (podobnie jak w przykładzie 3). Ugięcia minimalne różnią się aż o 313%, natomiast minimalne momenty zginające o 6,7%. Maksymalne ugięcie, wyliczone przy założeniu o jednostronnych więzach jest tylko o 0,6% większe od ugięcia wyliczonego przy założeniu o więzach dwustronnych, zaś maksymalny moment zginający - większy także o około 0,6%.



Dane:

$$b = 100\ \text{cm}$$

$$c = 10\ \text{kG/cm}^3$$

$$E = 140\ 000\ \text{kG/cm}^2$$

$$I = 66\ 667\ \text{cm}^4$$

Rys.12

5. WNIOSKI KOŃCOWE

Zadaniem niniejszej pracy było wstępne rozeznanie wpływu powszechnie stosowanego założenia o obustronnych więzach między belką a podłożem na dokładność wyników rozwiązania belki na podłożu sprężystym. Po opracowaniu odpowiedniego dla tego celu programu obliczeń na EMC i rozwiązaniu przy jego pomocy ponad 20 różnych przykładów liczbowych, można sformułować następujące wnioski:

1. Założenie o obustronnych więzach między belką a podłożem powoduje niedokładności wyników obliczeń, zależne głównie od rodzaju i rozkładu obciążeń na belce.

2. Niedokładności te są tym większe, im mniejszy jest ciężar własny belki w porównaniu z innymi obciążeniami czynnymi, a w szczególności w porównaniu z wartością znakozmiennych sił skupionych lub z wpływem momentów skupionych.

3. Przy stosunkowo małym ciężarze własnym odpowiednio sztywnej belki, niedokładności te mogą znacznie zmienić wyniki obliczeń nie tylko pod względem ilościowym ale także jakościowym. W skrajnych przypadkach rozwiązanie niektórych schematów może okazać się nieosiągalne ze względu na niemożliwą równowagę belki.

4. W przeważającej liczbie przypadków belek żelbetowych o prosto - kątnym przekroju poprzecznym, posiadającym wystarczające ze względów wytrzymałościowych wymiary, błędy rozwiązania spowodowane przyjęciem założenia o obustronnych więzach między belką a podłożem są stosunkowo małe lub w ogóle nie występują.

LITERATURA

1. Prace zbiorowa: Budownictwo betonowe, T.9, Fundamenty, Warszawa 1963.
2. M.M.Fiłonienko-Borodicz, S.M.Izjumow, B.A.Olisow, I.N.Kudrjawcew, Ł.I.Malginow: Kurs soprotiwlenija materialow, T.2, Gos.Izw.Tiech.-Teor.Lit., Moskwa 1949.
3. M.J.Gorbunow-Posadow: Obliczanie konstrukcji na podłożu sprężystym. Bud.Arch., Warszawa 1956.
4. B.N.Żemoczkin, A.P.Sinicyn: Prakticzeskije metody razczota fundamentnych bałok i plit na uprugom osnovanii bez gipotiezy Winklera. Stroizdat, Moskwa 1947.

Obszerny wykaz dalszych pozycji literatury dotyczącej fundamentów na

S U M M A R Y

In this article the unaccuracy of the calculation results of the beams on the elastic foundation arising from generally accepted assumptions concerning on the both sides links between the beams and the foundation were estimated. Specially for this purpose numeral computation data processing concerning beam elastic foundation of any acheme of any sided links between the beam and the foundation for the electronic computer Odra-1204 were programmed. After resolving about thisty various numeral examples the results of the solutions taking into cousideration two versions of this foundation were compared and the fundamental and final conclusions were drawn.

ZESKALANIE GRUNTÓW NASYPOWYCH

Częste wypadki samochodowe tuż przy wjeździe i wyjeździe z nawierzchni mostowej, szczególnie w nasypach towarzyszących dwupoziomowemu skrzyżowaniu jezdni, są wynikiem przekazywania drgań o wysokiej częstotliwości konstrukcji mostowej na koronę przemy nasypowej, w której powstają trudne do rozpoznania dla kierowcy głębokie wyboje, zmieniające nagle kierunek ustawienia przednich kół samochodowych bez woli prowadzącego. Drgania o wysokiej częstotliwości, charakteryzujące się rozległym rozchodzeniem się fal, łatwo znajdują rezonans wzmacniający w zmieniającej się masie nasypu.

W technice fundamentowania zapobiega się powstawaniu drgań o wysokiej częstotliwości przez stosowanie ciężkich bloków fundamentowych. W przypadku jednak dwupoziomowego skrzyżowania przyczółki mostowe w nasypach nie mogą być tak masywne, ponieważ nie wymaga tego konstrukcja mostu. Pozostaje wtedy możliwość ograniczenia rozchodzenia się drgań o wysokiej częstotliwości przez zastosowanie bloku masywnego z zeskalonego gruntu nasypowego, przylegającego do przyczółka mostowego.

Sposób zeskalania piaszczystych gruntów nasypowych polega na wprowadzeniu do gruntu pod ciśnieniem - roztworu szkła wodnego i następnie chlorku wapnia. W wyniku reakcji tych roztworów w gruncie powstaje żel kwasu krzemowego i wodorotlenku wapnia, który otaczając cząsteczki gruntu wypełnia pory, tworząc z gruntem monolit odporny na ściskanie i hamujący ruch wody gruntowej.

W procesie tym szkło wodne wypiera z por wodę i zajmuje jej miejsce w gruncie. Przenikanie roztworu chlorku wapnia w wybitnie lepkiem środowisku szkła wodnego może przebiegać jedynie środkiem przestrzeni pomiędzy poszczególnymi ziarenkami gruntu, do których silnie przylega szkło wodne. W połączeniu z chlorkiem wapnia powstaje żel kwasu krzemowego. W rezultacie koagulacji i dyfuzji zasady przez błonkę żelu kwasu krzemowego, cały roztwór szkła wodnego na ściankach ziarn zmienia swój stan na stały, zwiększając wytrzymałość gruntu na ściskanie.

Zasadniczą rolę w procesie zeskalania odgrywa powierzchnia ziarn w jednostce objętości oraz grubość błonki sklejającej poszczególne ziarna

⁺/ Dr inż. Józef Kureczko - Kier. Pracowni Mechaniki Gruntów i Fundamentowania Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Bydgoszczy.

gruntu. Z podręczników fizyki wiadomo, że wprowadzona warstwa wody o grubości $0,15 \mu$ pomiędzy dwiema powierzchniami płytek szkła lustrzanego daje połączenie zbliżone do ciał stałych przenoszących naprężenia ściśnające.

Dążenie do wyrównania, a tym samym zwiększenia powierzchni przylegającej i nakładanie cienkich warstw kleju, znajduje w technice szerokie zastosowanie przy łączeniu elementów drewna lub gumy. Cieńsza warstwa kleju łączy elementy w sposób odporniejszy na ścinanie niż warstwa gruba założona na szorstką powierzchnię. Pełnego wytłumaczenia doskonałości sklejanego polerowanych powierzchni na razie nie uzyskano, chociaż metoda ta znajduje w technice szerokie zastosowanie.

Powracając do analizy zeskalania piaszczystego gruntu przyjmujemy dla przykładu, że składa się on z ziarn o średnicy $0,5 - 0,05 \text{ mm}$, a wtedy średnica wolnych przestrzeni-kanalików pomiędzy poszczególnymi ziarenkami gruntu będzie się wahała w granicach od $0,07 - 0,007 \text{ mm}$, czyli będzie siedmiokrotnie mniejsza od uziarnienia.

Przy wypełnieniu kanalików takiego gruntu środkiem wiążącym, grubość błonki przylegającej do powierzchni ziarn wyniesie $0,07 - 0,007 \text{ mm}$, czyli w granicach $35 - 3,5 \mu$. W takim przypadku miąższość klejącej warstwy przy średnicy molekuł 10^{-8} cm będzie składać się, nawet przy mniejszej grubości błonki, z setek tysięcy molekularnych średnic. Ze zrozumięcia teraz względów grubość warstwy klejącej nie tylko że jest zbyt mała, ale wprowadza niekorzystne zjawisko obniżenia wytrzymałości zeskalonego gruntu. W przekonaniu takim utwierdzają wyniki podane w literaturze technicznej [1].

| Średnica ziarn | Porowatość | Powierzchnia ziarn | Grubość błonki | ścisk. |
|----------------|------------|---------------------|----------------|----------------------------|
| 2 - 1 mm | 32,3% | 26,8 cm^2 | 15,0 μ | 27 kg/cm^2 |
| 1 - 1,5 mm | 33,5% | 53,2 cm^2 | 7,4 μ | 48 kg/cm^2 |
| 0,5 - 0,25 mm | 35,0% | 119,0 cm^2 | 2,0 μ | 63 kg/cm^2 |

Najgrubsze błonki wiążące towarzyszą piaskom gruboziarnistym, gdzie też i naprężenia na ściskanie są niższe w porównaniu do piasków drobnoziarnistych, w których powierzchnia ziarn w 1 cm^3 jest większa a grubość warstwy wiążącej poszczególne ziarna jest znacznie mniejsza.

W empirycznym wzorze określającym naprężenia gruntu zeskalonego uwzględnia się również powierzchnię ziarn w 1 cm^3 .

$$\sigma = 12,2 \sqrt[3]{\sigma} \text{ kg}/\text{cm}^2$$

σ - powierzchnia ziarn /w cm^2 / znajdujących się w 1 cm^3 , może być przyjęta z wzoru Krügera na podstawie krzywej przesiewu.

W dotychczasowej praktyce zeskalania gruntów piaszczystych ilość wprowadzanego materiału wiążącego uzależnia się od porowatości gruntu. Przy zeskalaniu gruntów piaszczystych wprowadza się 50% porowatości szkła wodnego, zaś drugie 50% pozostawia się dla chlorku wapnia. Szkło wodne podaje się w pierwszej kolejności przez zawibrowaną w grunt perforowaną rurkę o średnicy 1,5 cala, po czym przez ten sam przewód wtłacza się pod ciśnieniem roztwór chlorku wapnia.

Przy zeskalaniu gruntów nasypowych dążyć należy w pierwszym rzędzie do zwiększenia powierzchni ziarn w 1 cm^3 (co możemy uzyskać przez wibrowanie), a następnie dokonać zeskalania w sposób zapewniający minimalną grubość błonki otaczającej poszczególne ziarenka gruntu. Można tego dokonać przez zawibrowanie do nasypu injektora, za pomocą którego wprowadza się początkowo roztwór szkła wodnego, po czym powietrze tak długo, aż mieszanina szkła wodnego z powietrzem uwidoczni się na powierzchni nasypu. Następnie przez ten sam injektor w jego pierwotnym położeniu wprowadza się pod ciśnieniem roztwór chlorku wapnia.

Na uwagę zasługuje fakt, że dzięki wprowadzeniu powietrza ilość roztworu szkła wodnego spada do 25% porowatości, przy czym wytrzymałość zeskalonego gruntu wzrasta o około 30% w stosunku do procesu zeskalania bez udziału powietrza. Uzyskuje się to dzięki temu, że powietrze wprowadzone do piasku uprzednio wypełnionego roztworem szkła wodnego poszerza przestrzeń pomiędzy poszczególnymi ziarnami gruntu, zmniejszając grubość błonki roztworu.

Wibrowaniem przyczyniamy się do wprowadzenia do 1 cm^3 większej ilości ziarn, co daje większą ich powierzchnię, napowietrzając zaś, zmniejszamy grubość warstwy wiążącej poszczególne ziarna gruntu.

Oprócz zmniejszenia ilości roztworu szkła wodnego o połowę i po zwiększenia wytrzymałości gruntu zeskalonego odnosi się jeszcze i trzecią korzyść. W dotychczasowej praktyce zeskalania po wprowadzeniu roztworu szkła wodnego wtłacza się do gruntu roztwór chlorku wapnia; proces wprowadzania roztworu chlorku wapnia do lepkiego i zagęszczonego środowiska przebiega bardzo wolno, przy czym towarzyszy temu dwukrotne wibrowanie rur do gruntu. W przypadku natomiast zastosowania powietrza raz zawibrowany injektor umożliwia szybkie podanie roztworu chlorku wapnia do poszerzonych przez powietrze kanalików. W sumie proces zeskalania przebiega około 5 razy szybciej niż przy stosowaniu metody klasycznej bez dodatku powietrza. Proces ten daje w sumie usprawnienie, które przyczyni się do chętnego stosowania tej metody nie tylko w budownictwie drogowym.

Reasumując, zeskalanie gruntu nasypowego przy przyczółkach mostowych dwupoziomowych skrzyżowań jezdni zapewni bezpieczeństwo ruchu przy nieznacznym wzroście kosztów inwestycyjnych - usprawiedliwionych, jeżeli się weźmie pod uwagę straty materialne wynikające z uszkodzenia samochodu, toczącego się po skarpie wysokiego nasypu. Uwzględniając życie i

zdrowie osób ulegających tego rodzaju wypadkom samochodowym lub motocyklowym, wprowadzanie zeskalania gruntów nasypowych w sąsiedztwie przy - czółków konstrukcji mostowca powinno znaleźć szerokie zastosowanie w budownictwie drogowym.

Ciężar zeskalonego gruntu w nasypie, hamujący rozchodzenie się fal o wysokiej częstotliwości, powinien być orientacyjnie 5 - 10 krotnie wyższy od ciężaru stosowanych ostatnio żelbetowych przyczółków mostowych. Stosunek ten wymaga jednak jeszcze dodatkowych badań uzupełniających, uwzględniających ciężar przeszłowy jezdni przekazywany na konstrukcję przyczółków.

LITERATURA

1. Rzanicyn W.A. "Silikatyzacja piaszczystych gruntów" Maszstrojizdat 1949 r.

Józef Kureczko^{+/}

ODWODNIENIE GRUNTÓW O MAŁYM WSPÓŁCZYNNIKU FILTRACJI

Prowadzenie robót ziemnych przy budowie dróg, autostrad i zakładów przemysłowych często wymaga odwodnienia wykopów dla żelbetowych bądź betonowych fundamentów. Odwodnienie zawsze poprawia nośność gruntów o nadmiernej wilgotności. Najbardziej efektywny sposób odwadniania wykonuje się za pomocą igłofiltrów, jednakże metoda ta może być stosowana przy współczynniku filtracji nie mniejszym niż 1 m na dobę. W mało przepuszczalnych gruntach, zbliżonych do wymienionego współczynnika filtracji, krzywe leja depresyjnego stają się bardzo strome i wtedy efektywność odwodnienia spada do minimum. Ten stan rzeczy zmusił do szukania metody odwadniania przy użyciu podciśnienia w gruncie. Przy tej metodzie drenuje się powierzchnie gruntu przylegającego do obsypki żwirowej igłofiltera, wywołując rozluźnienie gruntu. W efekcie w gliniastych gruntach w najbliższym otoczeniu igłofiltera wywołuje się podciśnienie, w wyniku którego woda łatwiej dostaje się z kapilarnych kanałków do żwirowej obsypki igłofiltera.

Przy zastosowaniu podciśnienia wynoszącego na pompie 600 mm można uzyskać w filtracyjnej warstwie przylegającej do gruntu odwadnianego pod ciśnieniem o wartości 200 - 300 mm, dostateczne dla ułatwienia przenikania wody z drobnoziarnistego gruntu do filtra i dla wykluczenia strat wejściowych wody do igłofiltera. Zastosowanie podciśnienia wybitnie poprawia dopływ wody do filtra. Jednakże ilość wody, którą za pomocą podciśnienia można ująć z gruntu, zależy od zjawiska rozszczepienia się wody w gruncie (w fizyce rozszczepianie się promieni świetlnych posiada nazwę dyspersja). Zjawisko to dowodzi, że przy udziale podciśnienia możemy ująć procentowo zmienną ilość wody w różnych gruntach i że są grunty, w których metoda ta przestaje być skuteczna. Gdyby ilość wody w nawodnionym gruncie przyjmując za 100%, wtedy ilość wody, którą możemy pobrać przy zastosowaniu podciśnienia 400 mm, będzie następująca:

^{+/} Dr inż. Józef Kureczko - Kier. Pracowni Mechaniki Gruntów i Fundamentowania, Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Bydgoszczy.

| | |
|-----------------------------|----------|
| z drobnoziarnistych piasków | 60 - 80% |
| z pyłów | 30 - 50% |
| z glin piaszczystych | 10 - 20% |
| z gliny | 2 - 5% |

Z powyższego wynika, że stosując podciśnienia w celu odwodnienia gruntu, dobre wyniki uzyskuje się w piaskach drobnoziarnistych ewentualnie w pyłach posiadających współczynnik filtracji od 1 - 0,1 m/dobę. Stosowanie podciśnienia przy odwadnianiu glin pylastych lub gruntów gliniastych nie daje wyraźnego efektu. Zjawisko to skłoniło do badań nad wzrostem efektywności odwodnienia gruntów szczególnie zwięzłych.

W ostatnim czasie opracowano metodę osuszania gruntów zwięzłych za pomocą stałego prądu elektrycznego. Do gruntu wwibrowuje się system metalowych rur - elektrod. Przepływ prądu stałego ukierunkowuje wodę gruntową od anody do katody. Ilość wody dopływającej do katody jest wprost proporcjonalna do napięcia przepływającego prądu. Ogólna natomiast ilość wody usuniętej zależy od rozszczepiających wodę właściwości gruntu. Uwzględniając zależność jaka istnieje pomiędzy uziarnieniem a współczynnikiem filtracji - efekt elektroosmotycznego odwodnienia można określić na podstawie współczynnika filtracji.

W drobnoziarnistych piaskach odwodnienie za pomocą e l e k t r o s m o z y nie daje praktycznych wyników. W pyłach metodą tą można ująć zaledwie 20% pojemności pierwotnej wody, poprawiając tym samym nośność tego gruntu.

Pyły gliniaste, gliny i ły można osuszyć tą metodą do stanu wilgotności odpowiadającej maksymalnej molekularnej wilgotności czyli wody związanej.

Wynika z tego, że metoda elektroosmozy daje najlepsze wyniki w gruntach, w których współczynnik filtracji jest mniejszy od 0,1 m/dobę. W gruntach tych jednoczesne zastosowanie metody elektroosmozy i podciśnienia daje bardzo dobre rezultaty, ponieważ prąd elektryczny kieruje strumień wody w kierunku igłofiltera ujmującego wodę przy udziale podciśnienia - w sposób wyżej omówiony. Ogólnie można przyjąć, że odwadnianie przy udziale filtra daje dobre wyniki przy współczynniku filtracji 150 - 1 m/dobę. W gruntach natomiast posiadających niższy współczynnik filtracji tj. 1,0 - 0,1 m/dobę należy stosować filtrację z uwzględnieniem podciśnienia. Jeżeli jednak współczynnik filtracji jest mniejszy od 0,1 m/dobę proponuje się stosować metodę elektroosmozy z uwzględnieniem podciśnienia.

Zjawisko elektroosmozy jest przedmiotem dużego zainteresowania techników i inżynierów. Znajduje ono również zastosowanie przy chemicznym wzmacnianiu gruntów oraz odwadnianiu gruntów spoiстых, w których tym samym poprawia się nośność.

Do elektroosmozy używa się prądu stałego o napięciu 30 - 60 V (na - dają się dobrze do tego celu agregaty spawalnicze). Przy tym napięciu rozstaw elektrod tj. anody od katody nie powinien przekraczać 0,6 - 1,0 m, natomiast w tym samym przekroju pionowym odstęp pomiędzy zbliżonymi do siebie anodami jest zależny od oporu właściwego gruntu, czyli od oporu jaki stawia dany grunt przepływowi prądu. Opór ten określa się w laboratorium na próbkach gruntu o nienaruszonej strukturze i wilgotności za pomocą prądu zmiennego, eliminującego zjawisko polaryzacji. Jak wynika z badań, największy opór dla przepływu prądu stawiają suche grunty spoiste ($\delta > 60\ 000\ \text{om/cm}$), w których pozostaje jedynie woda związana. Najmniejszy opór daje grunt spoisty o konsystencji zbliżonej do granicy płynności.

Blizsze badania elektroosmotyczne wykazują, że przewodnictwo prądu w gruncie umożliwia woda grawitacyjna. Woda higroskopijna i związana prawie nie przepuszcza prądu elektrycznego. Staje się więc zrozumiałe, że zwiększenie odległości anody od katody wymagać będzie wzrostu napięcia prądu, a niezależnie od tego - w sąsiedztwie anody grunt stanie się szybko suchy, co spowoduje przerwanie przepływu prądu. Ażeby wydłużyć pracę elektrod raz wprowadzonych do gruntu, rozstaw anod w tym samym przekroju pionowym musi obejmować całą szerokość wykopu. Co prawda, w polu pomiędzy anodami przepływ prądu jest nieznaczny, jednak zapobiega on procesowi podsiąkania wody ku górze, gdzie w gruncie występuje powolny lecz stale wzrastający spadek napięcia kapilarnego na skutek ustawicznego odpływu wody z sąsiedztwa anody do katody. Długo trwający przepływ prądu stałego w ten sposób stopniowo powiększa przepuszczalność gruntu. Ciągły ruch wody w kierunku katody wszczyna stopniowo zwiększające się zasysanie wody z gruntu zalegającego pomiędzy anodami. Wobec siły zasysania jakiegokolwiek ujemne oddziaływanie na siebie elektrod dodatnich nie ma praktycznego znaczenia.

Opór właściwy gruntu w laboratorium mechaniki gruntów oblicza się ze wzoru:

$$\delta = \frac{F R}{l} \text{ om/cm}$$

gdzie

δ - opór właściwy om/cm,

R - opór uzyskany w omach na próbce gruntu o średnicy 5 cm i wysokości 4 cm,

F - powierzchnia próbki w cm^2 ,

l - długość próbki w cm.

Wielkość oporu właściwego dla glin utrzymuje się w orientacyjnych granicach 1 000 - 2 000 om/cm. Znajac opór właściwy gruntu można przy -

stąpić do rozstawu elektrod. Odstępy pomiędzy anodą a katodą w przekroju pionowym powinny utrzymywać się w granicach 2,0 - 0,5 A/m². Przy płytkim zanurzeniu elektrod efekt odwadniania będzie coraz słabszy. Przy nadmiernej głębokości zanurzenia elektrod grunt będzie w sąsiedztwie anody wysychał i pękał, a tym samym spowoduje przerwę w dopływie prądu. W glinach i ilach mniej tłustych rozstaw elektrod może uwzględniać granice górne, tj. 2 A/m². W gruntach słabo zwięzłych, jak gliny piaszczyste, piaski gliniaste oraz gliny chude przyjmuje się natężenie prądu pomiędzy elektrodami w przekroju pionowym równe 1 A/m². Przy napięciu większym od 60 V prowadzenie prac odwadniających i robót ziemnych pod napięciem wymaga specjalnej ostrożności. Na przykład nie wolno uruchamiać pomp, jeżeli elektrody są pod napięciem, a także nie należy wtedy prowadzić robót ziemnych.

Rozstaw pomiędzy rzędami elektrod o różnych znakach można ustalić w oparciu o wzór:

$$L = \frac{U \times 100}{I \cdot \delta \cdot \varphi} \text{ m}$$

gdzie

L - odległość pomiędzy elektrodami w m,

U - napięcie prądu w V,

I - natężenie prądu w A na 1 m² osuszanego masywu gruntu w płaszczyźnie elektrodowego rzędu,

δ - opór właściwy w omach/cm,

φ - współczynnik zależny od wymiaru elektrod. Jeżeli rozstaw elektrod w rzędzie jest mniejszy od rozstawu pomiędzy rzędami wielkość φ wynosi 2 (3 - jeżeli rozstaw w rzędzie przekracza rozstaw pomiędzy rzędami).

Potrzebną moc agregatów ustala się na podstawie wzoru:

$$M = \frac{F U I}{1000}$$

gdzie:

M - moc w kW,

F - powierzchnia przekroju osuszonego masywu w płaszczyźnie elektrod w m²,

U - napięcie prądu w V,

I - natężenie prądu w A.

Żużycie energii przy elektroosmozie wynosi 2 -10 kWh na 1 m³ gruntu. Omówione sposoby odwodnienia (poza zwykłymi filtrami) wciąż są jeszcze niepopularne, ponieważ są mało znane. Ponadto na rynku krajowym uwiadcza się brak sprzętu do wzbrowywania elektrod.

Niezależnie od tego, w przedsiębiorstwach wykonawczych trudno znaleźć inżynierów dysponujących wiedzą i doświadczeniem w zakresie odwodnienia gruntów, a co najgorsze - w kosztorysach wykonawczych każde odwodnienie jest przysłowiową "wodą na młyn" wykonawcy. Im dłużej trwa proces odwodnienia tym większy przerób, tym łatwiejsze wykonanie planu finansowego przedsiębiorstwa. Warto zwrócić uwagę, że w najbliższym okresie poczynione zmiany organizacyjne w przedsiębiorstwach wykonawczych spowodują usprawnienie, w wyniku którego przedmiot efektywnego odwodnienia rozbudzi zainteresowanie i znajdzie szerokie zastosowanie w budownictwie nowym oraz remontowym - przy wzmacnianiu fundamentów.

DEHUMIDIFY OF FINE - GRAINED SOIL

There is described the method of osmotic dehumidify of fine grained soil.

Janusz Kwiecień, Wacław Kwiecień^{+/}

TYCZENIE ŁUKÓW KOŁOWYCH METODĄ PRZECIĘĆ SIECZNYCH

W s t ę p

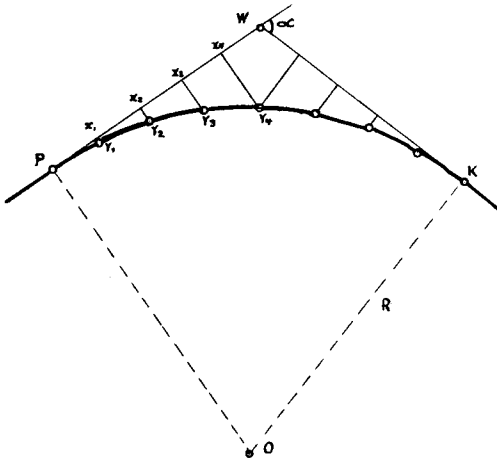
Artykuł niniejszy zawiera krótki opis tyczenia punktów pośrednich łuku kołowego według metody dotychczas nieznannej. Punkty wyznacza się w jednakowych odstępach, a powstają one z przecięcia siecznych przedłużonych. Sieczne stanowią połączenie punktów położonych na stycznej z odpowiednim punktem początkowym lub końcowym łuku. Odstępy między punktami na stycznej oblicza się z prostego wzoru w zależności od promienia i kąta zwrotu. Samo tyczenie polega na odmierzeniu wzdłuż stycznych obliczonych wielkości liniowych, a następnie na przetyczeniu przynależnych siecznych. Metoda ta eliminuje kosztowną aparaturę ponieważ do tyczenia potrzebne są tylko tyczki i ruletka. Dokładność wyników mieści się w granicach odchyłek dozwolonych instrukcjami technicznymi.

1. OGÓLNA CHARAKTERYSTYKA DOTYCHCZASOWYCH METOD TYCZENIA

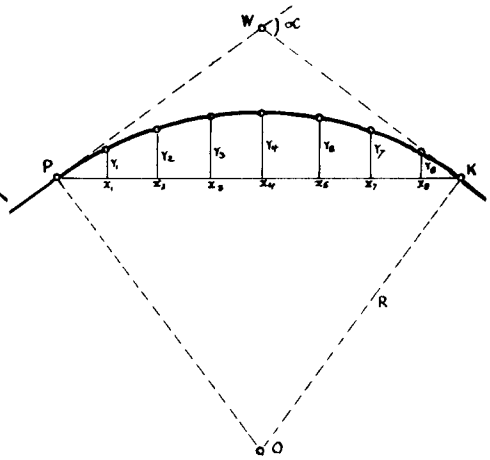
Tyczenie łuków kołowych dokonujemy następującymi znanymi nam metodami:

- a. rzędnych od stycznej (rys.1)
- b. rzędnych od cięciwy (rys.2)
- c. biegunową (rys.3)
- d. przedłużonej cięciwy (rys.4)

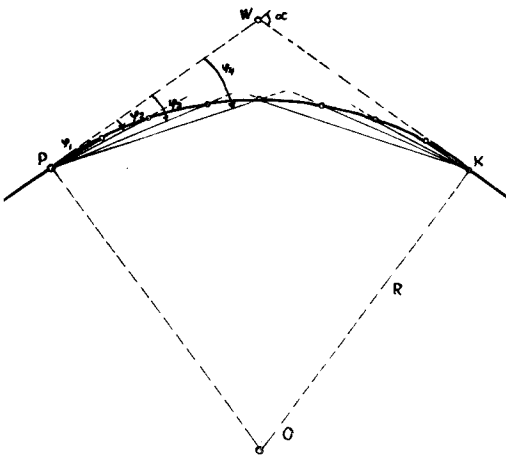
^{+/} Mgr inż. Janusz Kwiecień, st.asystent, Zespół Budownictwa Drogowego WSI Bydgoszcz, Mgr inż. Wacław Kwiecień, st. wykładowca, Pracownia Geodezji WSI Bydgoszcz.



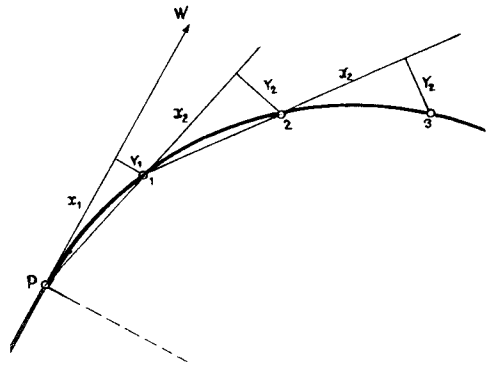
Rys.1



Rys.2



Rys.3



Rys.4

W zależności od warunków terenowych dobieramy najodpowiedniejszą z tych metod. Na przykład w terenach płaskich oraz lekko pofalowanych, przy mniejszych krzywiznach łuku znajduje zastosowanie metoda rzędnych od stycznej i rzędnych od cięciwy. Natomiast metoda biegunowa, pomijając warunki tunelowe, jest stosowana w każdym terenie jako jeden z dokładniejszych sposobów wytyczenia krzywizny łuku. Ostatnia metoda, po -

legająca na wyznaczaniu następnego punktu przez tyczenie w przód, ma zastosowanie w warunkach ograniczonej swobody, a więc w wykopach czy też tunelach. Dokładność tego trasowania jest najniższa.

Przy trasowaniu wymienionymi metodami stosujemy następujące narzędzia i instrumenty: tyczki, taśmę geodezyjną, ruletkę, węgielnicę dwuprzymatyczną, teodolit. Do obliczenia elementów tyczenia korzystamy ze znanych tablic tyczenia łuków M. Lipińskiego.

Omawiana w pracy metoda jest zupełnie nowym i nieznanym sposobem tyczenia łuku kołowego. Może być stosowana w podobnych warunkach terenowych, jak wspomniane wyżej pierwsze trzy metody. Tyczenie wykonuje się przy użyciu najprostszego sprzętu, na który składa się komplet tyczek i skomparowna ruletka stalowa oraz lornetka przy długich siecznych.

2. ELEMENTY KONSTRUKCYJNE METODY PRZECIEĆ SIECZNYCH

Punkty na okręgu koła powstają z przecięcia dwu przynależnych siecznych. Projekt drogi kołowej podaje między innymi takie elementy, jak promień łuku - R , kąt zwrotu - α . Dla łatwiejszego zrozumienia wyводу przyjmujemy, że łuk ma być podzielony na 4 równe części. Na rys.5 widzimy, że punkty koła o numerach 1, 2, 3, znajdują się jednocześnie na przecięciu par siecznych $K1'$ i $P1''$, $K2'$ i $P2''$, $K3'$ i $P3''$. Łatwo zauważyć, że sieczne przecinają się zawsze pod tym samym kątem

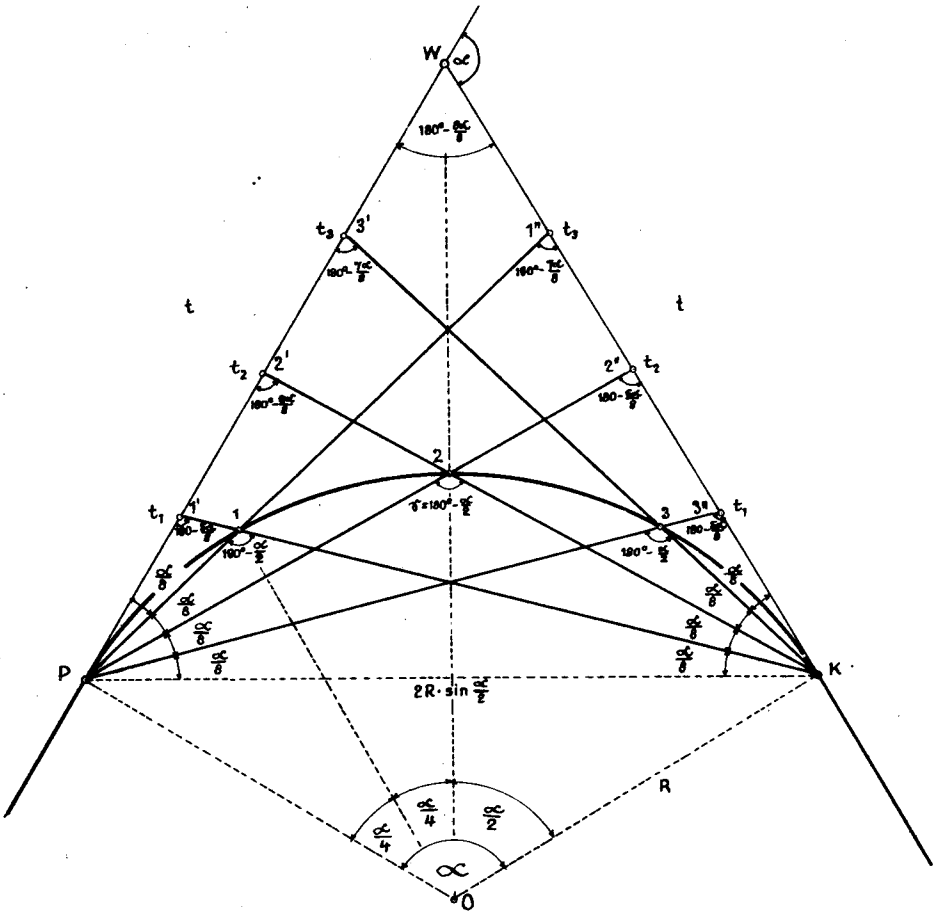
$$\gamma = 180^\circ - \frac{\alpha}{2}$$

Długości kolejnych odciętych - t_1, t_2, t_3 , położonych na stycznych PW i KW obliczamy kolejno z odpowiednich trójkątów: $PK1', PK2', PK3'$. W trójkątach tych znamy długość cięciwy głównej PK i wielkość przyległych kątów. Stosujemy znany wzór sinusów (patrz poniżej)

Cięciwę główną PK obliczamy w zależności $a = 2R \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$.

Kąty przyległe wynoszą:

$$\frac{\alpha}{8} \text{ i } \frac{5\alpha}{8}, \frac{2\alpha}{8} \text{ i } \frac{6\alpha}{8} \text{ oraz } \frac{3\alpha}{8} \text{ i } \frac{7\alpha}{8}.$$



Rys.5 Układ geometryczny

Wobec tego zależności są następujące:

z $\Delta PK1'$ otrzymujemy:

$$\frac{t_1}{\sin \frac{\alpha c}{8}} = \frac{2R \cdot \sin \frac{\alpha c}{2}}{\sin(180^\circ - \frac{5\alpha c}{8})}, \quad t_1 = 2R \cdot \sin \frac{\alpha c}{2} \cdot \frac{\sin \frac{\alpha c}{8}}{\sin \frac{5\alpha c}{8}}$$

z $\Delta PK2'$ otrzymujemy:

$$\frac{t_2}{\sin \frac{2\alpha c}{8}} = \frac{2R \cdot \sin \frac{\alpha c}{2}}{\sin(180^\circ - \frac{6\alpha c}{8})}, \quad t_2 = 2R \cdot \sin \frac{\alpha c}{2} \cdot \frac{\sin \frac{2\alpha c}{8}}{\sin \frac{6\alpha c}{8}}$$

z $\Delta PK3'$ otrzymujemy:

$$\frac{t_3}{\sin \frac{3\alpha c}{8}} = \frac{2R \cdot \sin \frac{\alpha c}{2}}{\sin(180^\circ - \frac{7\alpha c}{8})}, \quad t_3 = 2R \cdot \sin \frac{\alpha c}{2} \cdot \frac{\sin \frac{3\alpha c}{8}}{\sin \frac{7\alpha c}{8}}$$

Ogólnie, dla dowolnego n-tego trójkąta, napiszemy:

$$\frac{t_n}{\sin \frac{n\alpha c}{2 \cdot m}} = \frac{2R \cdot \sin \frac{\alpha c}{2}}{\sin(180^\circ - \frac{(m \cdot n)\alpha c}{2m})}, \quad t_n = 2R \cdot \sin \frac{\alpha c}{2} \cdot \frac{\sin \frac{n\alpha c}{2m}}{\sin \frac{(m+n)\alpha c}{2m}}$$

$$\text{albo: } t_n = C \cdot \frac{\sin \frac{n\alpha c}{2m}}{\sin \frac{(m+n)\alpha c}{2m}} \dots \dots \dots \text{ wzór podstawowy}$$

gdzie: c – wielkość stała dla danego łuku
m – ilość części łuku
n – kolejny punkt łuku

Wzór podstawowy składa się z dwu zasadniczych składników: części stałej dla danego łuku – c, i części zmiennej, stanowiącej stosunek sinusów kątów zmiennych. Przyjmując, że c = 1 obliczymy długości jednostkowe dla odciętych – t'_n . Wielkości rzeczywiste otrzymamy po przemnożeniu wielkości jednostkowych przez stałą dla danego łuku – c. Przyjmując przykładowo, że łuk kołowy o promieniu równym 200 metrów i kącie zwrotu 86 gradów mamy podzielić na 20 równych części, przeprowadzamy obliczenia dla kolejnych odciętych – t_n według schematu przedstawionego w tabeli 1.

Obliczenie długości odciętych

Tablica 1

| Dane | | Elementy pomocnicze | | | | | | |
|---|----------------------------------|---|--------------------------------------|--|-------------------------------|--------------------------|--------|-------|
| $R = 200\text{ m}$ $\alpha = 86^{\circ}00'00''$ $m = 20$ części | | styczna $t = R \cdot \tan \frac{\alpha}{2} = 160,23$ cięciwa $\frac{1}{2}$ łuku $2R \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 13,51$ cięciwa główna $a = 2R \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 250,10$. | | | | | | |
| $\frac{n \cdot \alpha}{2m}$ | $\sin \frac{n \cdot \alpha}{2m}$ | $\frac{(n+m) \cdot \alpha}{2m}$ | $\sin \frac{(n+m) \cdot \alpha}{2m}$ | $t'_n = \frac{\sin \frac{n \cdot \alpha}{2m}}{\sin \frac{(n+m) \cdot \alpha}{2m}}$ | $t_n = a \cdot t'_n$ metry | $t_{n+1} - t_n$ metry | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | | |
| $\frac{1\alpha}{40}$ | 2,81500 | 0,03 377 | $\frac{21\alpha}{40}$ | 45,71500 | 0,65 124 | 0,05 105 | 12,97 | 11,98 |
| $\frac{2\alpha}{40}$ | 4,3000 | ,06 749 | $\frac{22\alpha}{40}$ | 47,3000 | 0,67 649 | ,09 976 | 24,95 | 11,13 |
| $\frac{3\alpha}{40}$ | 6,4500 | ,10 114 | $\frac{23\alpha}{40}$ | 49,4500 | 0,70 097 | ,14 428 | 36,08 | 10,40 |
| $\frac{4\alpha}{40}$ | 8,6000 | ,13 468 | $\frac{24\alpha}{40}$ | 51,6000 | ,72 465 | ,18 585 | 46,48 | 9,75 |
| $\frac{5\alpha}{40}$ | 10,7500 | ,16 806 | $\frac{25\alpha}{40}$ | 53,7500 | ,74 751 | ,22 402 | 56,23 | 9,18 |
| $\frac{6\alpha}{40}$ | 12,9000 | ,20 125 | $\frac{26\alpha}{40}$ | 55,9000 | ,76 951 | ,26 153 | 65,41 | 8,67 |
| $\frac{7\alpha}{40}$ | 15,0500 | ,23 421 | $\frac{27\alpha}{40}$ | 58,0500 | ,79 084 | ,29 622 | 74,08 | 8,24 |
| $\frac{8\alpha}{40}$ | 17,2000 | ,26 690 | $\frac{28\alpha}{40}$ | 60,2000 | ,81 086 | ,32 915 | 82,32 | 7,85 |
| $\frac{9\alpha}{40}$ | 19,3500 | ,29 929 | $\frac{29\alpha}{40}$ | 62,3500 | ,83 016 | ,36 052 | 90,17 | 7,49 |
| $\frac{10\alpha}{40}$ | 21,5000 | ,33 134 | $\frac{30\alpha}{40}$ | 64,5000 | ,84 851 | ,39 049 | 97,66 | 7,19 |
| $\frac{11\alpha}{40}$ | 23,6500 | ,36 301 | $\frac{31\alpha}{40}$ | 66,6500 | ,86 859 | ,41 923 | 104,85 | 6,91 |
| $\frac{12\alpha}{40}$ | 25,8000 | ,39 426 | $\frac{32\alpha}{40}$ | 68,8000 | ,88 229 | ,44 685 | 111,76 | 6,67 |
| $\frac{13\alpha}{40}$ | 27,9500 | ,42 507 | $\frac{33\alpha}{40}$ | 70,9500 | ,89 708 | ,47 352 | 118,43 | 6,45 |
| $\frac{14\alpha}{40}$ | 30,1000 | ,45 539 | $\frac{34\alpha}{40}$ | 73,1000 | ,91 205 | ,49 931 | 124,88 | 6,25 |
| $\frac{15\alpha}{40}$ | 32,2500 | ,48 519 | $\frac{35\alpha}{40}$ | 75,2500 | ,92 538 | ,52 431 | 131,13 | 6,09 |
| $\frac{16\alpha}{40}$ | 34,4000 | ,51 444 | $\frac{36\alpha}{40}$ | 77,4000 | ,93 765 | ,54 864 | 137,22 | 5,93 |
| $\frac{17\alpha}{40}$ | 36,5500 | ,54 310 | $\frac{37\alpha}{40}$ | 79,5500 | ,94 885 | ,57 237 | 143,15 | 5,80 |
| $\frac{18\alpha}{40}$ | 38,7000 | ,57 114 | $\frac{38\alpha}{40}$ | 81,7000 | ,95 897 | ,59 557 | 148,95 | 5,69 |
| $\frac{19\alpha}{40}$ | 40,8500 | ,59 853 | $\frac{39\alpha}{40}$ | 83,8500 | ,96 799 | ,61 832 | 154,64 | 5,59 |
| $\frac{20\alpha}{40}$ | 43,0000 | ,62 534 | $\frac{40\alpha}{40}$ | 86,0000 | ,97 592 | ,64 066 | 160,23 | |

3. PRZEBIEG TYCZENIA NA GRUNCIE

Do tyczenia używamy kompletu tyczek, skomparowanej ruletki stało - wej i ewentualnie lornetki.

Najpierw od wierzchołka łuku odmierzamy wzdłuż osi trasy długość stycznej głównej. W ten sposób otrzymujemy początek i koniec łuku w punktach P i K. Odkładając styczną należy uwzględnić poprawki na komparację i temperaturę.

Z kolei odmierzamy kolejne długości obliczonych odciętych - $t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$. Odkładanie tych długości wykonujemy od punktów P i K w kierunku wierzchołka łuku - W. Ewentualną odchyłkę otrzymaną w punkcie wierzchołkowym rozrzucamy proporcjonalnie do długości na wszystkie punkty, odpowiednio je przesuwając wzdłuż stycznej. Wyznaczone punkty: 1', 2', ... n', n" ... 2", 1" stabilizujemy chwilowo kołeczkami, a najlepiej krótkimi prętami żelaznymi pomalowanymi czerwoną farbą. Następnie ustawiamy tyczki na początku i na końcu łuku. Tyczki w tych punktach pozostają aż do końca trasowania. Z kolei ustawiamy tyczki w punktach 1' i 1". Znanymi sposobami przetyczamy sieczne K1' i 1"P. Położenie punktu przecięcia zasygnalizuje tyczka, która pokryje się z tyczkami ustawionymi tak w jednej jak i w drugiej płaszczyźnie siecznych. Celem zwiększenia dokładności wyznaczenia przecięcia się siecznych odmierzamy od początku łuku długość małej cięciwy, obliczonej z zależności

$$2R \sin \frac{\alpha}{2m}$$

Po uwzględnieniu tej korekty wbijamy pal, zaznaczając położenie punktu pierwszego lekko wbitym gwoździem.

Przystępujemy do wyznaczania drugiego punktu. Z punktu 1' i 1" przenosimy tyczki i ustawiamy je w punktach 2' i 2". Po przetyczeniu siecznych K2' i 2"P wyznaczamy przecięcie dla drugiego punktu. Położenie to poprawiamy przez odmierzenie małej cięciwki od uprzednio wyznaczonego punktu pierwszego. Punkt stabilizujemy jak uprzednio i przystępujemy, w sposób opisany, do wytyczania następnych punktów łuku. Prawdliwość wytyczonego łuku sprawdzamy znanym sposobem pomiaru wielkości strzałek f_n^p i porównaniu ich z wielkościami teoretycznymi f_n^t . Otrzymane odchyłki $df_n = f_n^p - f_n^t$ nie powinny przekraczać - po wyrównaniu łuku - następujących dopuszczalnych błędów trasowania budowli [2]:

- a. dla nawierzchni tłuczniowej ± 5 cm;
- b. dla nawierzchni asfaltowej lub betonowej ± 2 cm.

Przy obliczaniu elementów tyczenia korzystamy z 5-cyfrowych tablic funkcji naturalnych i z arytmetru. Znacznym usprawnieniem mogą być gotowe tablice jednostkowe według układu podanego w tabeli 1, przy różnych kątach zwrotu i promienia łuku.

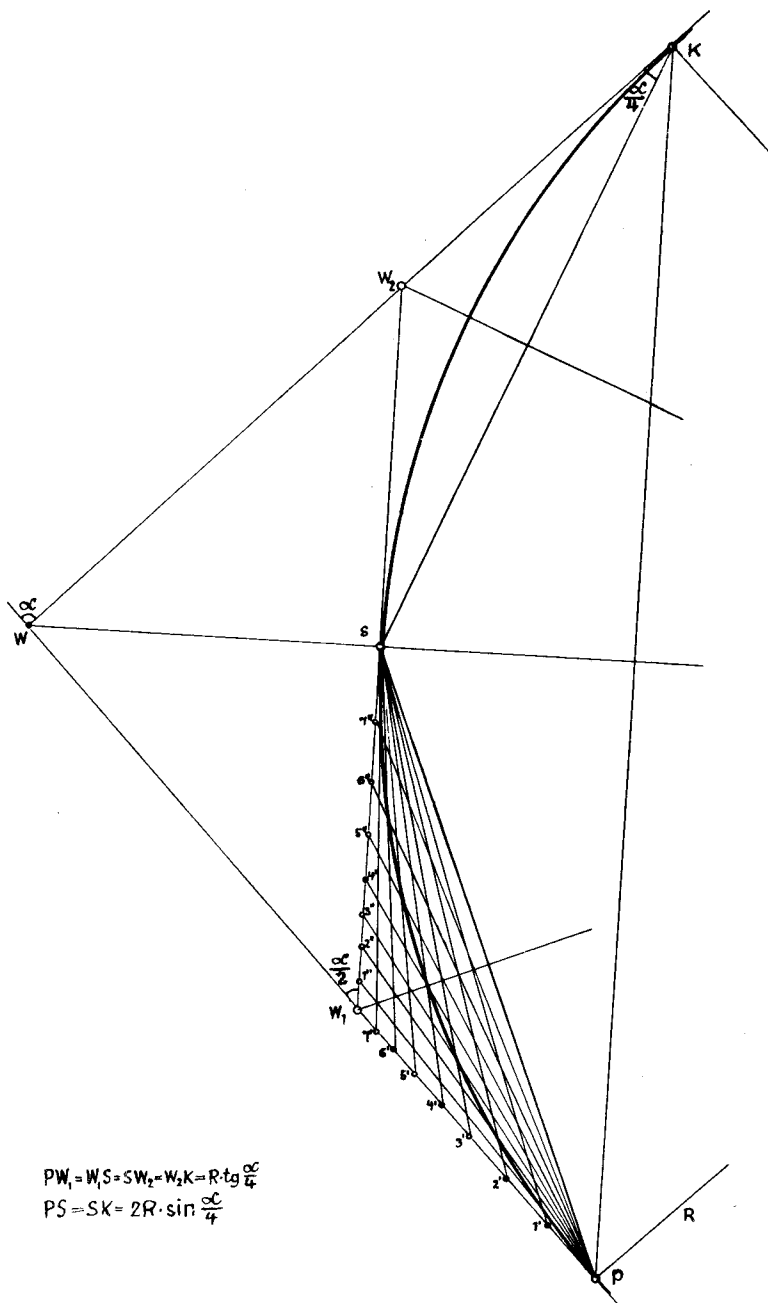
4. PRZYPADKI SZCZEGÓLNE

Tyczenie długich łuków może stać się niewygodne i uciążliwe; wtedy rozbija się łuk na dwie równe części. W tym celu wyznacza się środek łuku - S jako środek stycznej W_1W_2 . Rozwiązanie tyczenia długiego łuku przedstawiono na rysunku 6. Na kierunkach głównych stycznych PW i KW odmierzymy odległości PW_1 i KW_2 i przetyczamy linię prostą $W_1 - W_2$. Mierzmy jej długość, która powinna być równa podwójnej wielkości PW_1 czy KW_2 . W połowie wyznaczamy punkt środkowy łuku - S. Wyznaczając w ten sposób środek łuku, otrzymujemy od razu położenie nowych wierzchołków W_1 i W_2 o kącie zwrotu $\frac{\alpha}{2}$ oraz długość stycznych - t. Otrzymany punkt środkowy - S będzie teraz odgrywał rolę punktu końcowego dla nowego łuku. Z punktu tego zostanie wytyczony pęk siecznych tworzących między sobą kąt $\frac{\alpha}{2m}$.

Kolejno wytyczamy najpierw pierwszą a potem drugą połówkę łuku głównego - według opisanej metody przecięć siecznych. Dla połówki łuku zmieni się wartość stałej - c, która będzie równa nowej cięciwie:

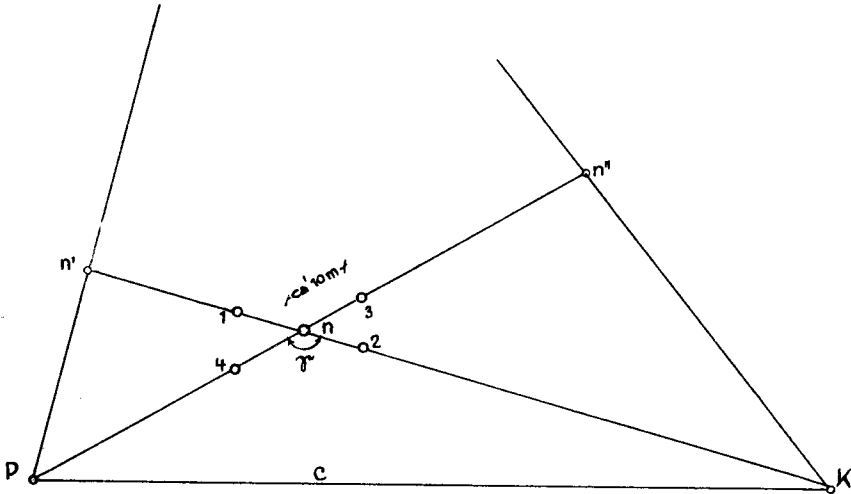
$$PS = KS = 2R \cdot \sin \frac{\alpha}{4}$$

Przy kątach zwrotu $\alpha \leq 60^\circ$ powstają bardzo ostre przecięcia się siecznych. Dokładne usytuowanie przecięcia obu prostych jest utrudnione.



Rys.6 Rozwiązanie długiego łuku

W tej niekorzystnej sytuacji wytyczamy w pobliżu przecięcia (około 10 metrów) po dwie tyczki na każdej siecznej (rys.7). Napięte linki nylonowe między tyczkami wystarczająco pewnie wyznaczają położenie punktu na okręgu koła.



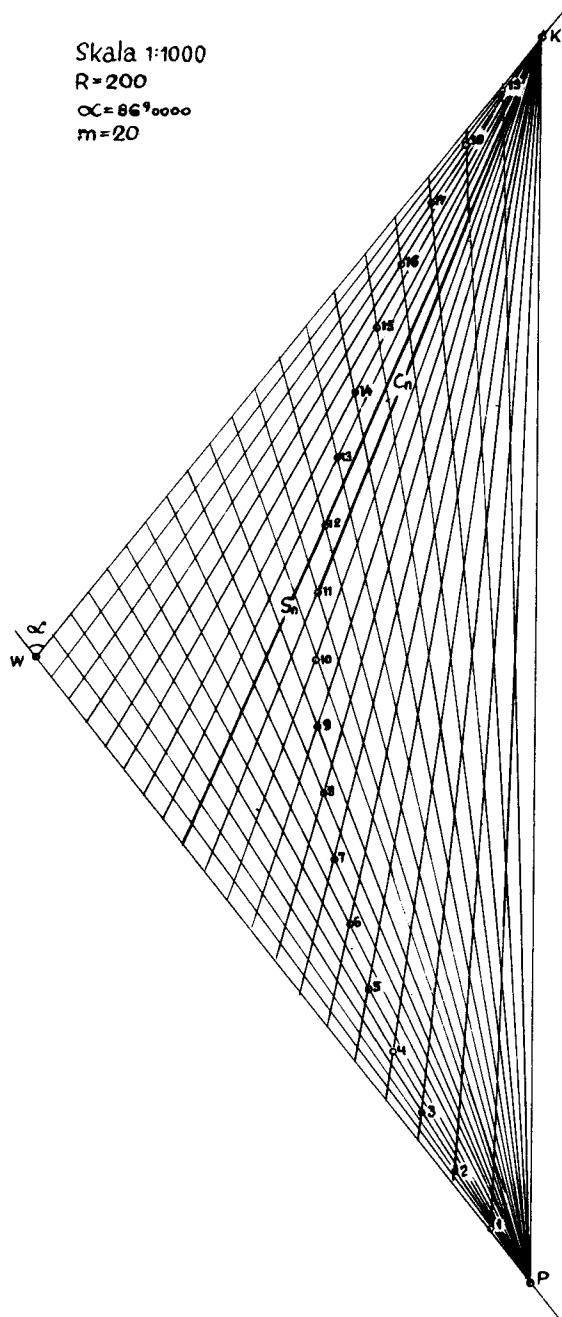
Rys.7 Tyczenie przy ostrych kątach

4. ANALIZA DOKŁADNOŚCI TYCZENIA

Każdy punkt łuku jest wyznaczany z pewnym błędem tyczenia. Zaznać należy, że błąd dotyczący jednego punktu nie wpływa na wielkość błędu innego punktu, ponieważ poszczególne punkty na łuku są wytyczane oddzielnie i niezależnie od siebie. Tym samym przy opisanej metodzie nie ma narastania błędów.

Punkty powstają z przecięcia się pęku przynależnych do siebie par siecznych wychodzących z dwu nieruchomych biegunów, jakimi są: początek i koniec łuku tyczonego. Położenie tych punktów jest stałe, położenie natomiast drugich końców siecznych jest odmierzane z większym lub mniejszym błędem. Na ten błąd składa się błąd poprzeczny i błąd podłużny.

Błąd poprzeczny jest rezultatem niezbyt dokładnego usytuowania punktu l_n' i l_n'' na stycznych. Kierunek błędów poprzecznych jest mniej więcej zgodny z kierunkiem siecznych i dlatego ich wpływ na położenie punktu na łuku jest niezmiernie mały i praktycznie może być całkowicie pominięty.



Rys.9 Rysunek łuku kołowego w skali 1:1000

Przyjmujemy, że błąd podłużny na styczney głównej dt_n jest wprost proporcjonalny do pierwiastka kwadratowego z odmierzonej odciętej t_n :

$$dt_n = \pm u \cdot \sqrt{t_n}$$

Współczynnik u przyjmujemy dla trudnych warunków terenowych o wartości równej 0,0002 [Z. Skąpski, Metody i dokładności pomiarów realizacyjnych, str. 16].

Tablica 2

Obliczenie wielkości błędów poprzecznych na łuku

| Nr. Pkt. | S_n metry | C_n metry | $\frac{C_n}{S_n}$ | dt_n cm | da_n cm | Wzory, wyjaśnienia. |
|----------|----------------|----------------|-------------------|--------------|--------------|--|
| 1 | 240 | 235 | 0,99 | $\pm 0,7$ | $\pm 0,7$ | S_n - sieczna punktu n-tego C_n - cięciwa |
| 2 | 231 | 228 | 0,98 | $\pm 1,0$ | $\pm 0,9$ | |
| 3 | 223 | 217 | ,97 | $\pm 1,2$ | $\pm 1,2$ | dt_n - odchyłka podłużna na styczney głównej |
| 4 | 216 | 206 | ,95 | $\pm 1,3$ | $\pm 1,2$ | |
| 5 | 209 | 194 | ,93 | $\pm 1,5$ | $\pm 1,4$ | da_n - odchyłka poprzeczna n-tego punktu łuku |
| 6 | 203 | 183 | ,91 | $\pm 1,7$ | $\pm 1,5$ | |
| 7 | 198 | 170 | ,86 | $\pm 1,8$ | $\pm 1,5$ | $dt_n = \pm u \sqrt{t_n}$, gdzie u wsp. u przyjęto 0,0002 |
| 8 | 193 | 158 | ,82 | $\pm 1,9$ | $\pm 1,6$ | |
| 9 | 189 | 145 | ,77 | $\pm 2,0$ | $\pm 1,5$ | $da_n = dt_n \cdot \frac{C_n}{S_n}$ |
| 10 | 185 | 133 | ,72 | $\pm 2,1$ | $\pm 1,5$ | |
| 11 | 181 | 122 | ,66 | $\pm 2,2$ | $\pm 1,4$ | Uwaga: Wsp. $u = 0,0002$ wzięto z publik. prof. Z. Skąpskiego p. t. "Metody i dokładności pomiarów realizacyjnych" str. 16. |
| 12 | 178 | 109 | ,61 | $\pm 2,2$ | $\pm 1,3$ | |
| 13 | 174 | 94 | ,54 | $\pm 2,3$ | $\pm 1,2$ | |
| 14 | 172 | 81 | ,47 | $\pm 2,3$ | $\pm 1,1$ | |
| 15 | 169 | 68 | ,41 | $\pm 2,3$ | $\pm 1,0$ | |
| 16 | 167 | 53 | ,31 | $\pm 2,4$ | $\pm 0,7$ | |
| 17 | 165 | 40 | ,24 | $\pm 2,4$ | $\pm 0,6$ | |
| 18 | 162 | 27 | ,17 | $\pm 2,4$ | $\pm 0,4$ | |
| 19 | 161 | 12 | ,07 | $\pm 2,5$ | $\pm 0,2$ | |
| 20 | 160 | 0 | — | — | — | |

Wielkości błędów poprzecznych na łuku obliczono suwakiem i przedstawiono w tabeli 2. Największe odchylenie następuje w środkowych partjach łuku i wynosi około $\pm 1,6$ cm.

Jak wiemy, dozwolone odchyłki na nawierzchniach asfaltowych i betonowych wynoszą 2 cm. Wielkość błędu poprzecznego zmniejszy się po wyrównaniu metodą strzałek.

Obliczony w tabeli 1 łuk został wytyczony dwukrotnie: raz metodą biegunową, a następnie metodą przecięć siecznych. Różnice między położeniami gwoździków na palach nie przekraczały 1,8 cm.

5. WNIOSKI

a) Do wytyczenia łuku metodą przecięć siecznych potrzebny jest skromny podstawowy sprzęt do pomiarów liniowych, a więc komplet tyczek i ruletka. Eliminujemy węgielnice dwuprzyzmatyczne i teodolity.

b) Technologia samego tyczenia jest prosta i nie przedstawia większych trudności. Może być wykonywana przez zespół o mniejszych kwalifikacjach technicznych.

c) Obliczenie danych tyczenia wymaga znajomości podstawowych zasad liczenia geodezyjnego. Czynności te mogą być znacznie uproszczone po wydaniu tablic jednostkowych tyczenia łuku opracowaną metodą.

d) Dokładność wyznaczania położenia punktu na okręgu koła mieści się w granicach ustalonych tolerancji.

LITERATURA

1. Wacław Kwiecień, Wykłady Geodezji II (drogowej) WSI Bydgoszcz 1971.
2. Z. Skąpski, Metody i dokładności pomiarów realizacyjnych V kont. Nauk.-Techniczna Geodetów Polskich 1952 Kraków-Warszawa.

THE TRACING OF THE DIURNAL ARC USING THE METHOD OF
SECTIONS SECANTS

S u m m a r y

The points on the diurnal arc are forming by the prolongation and the section the secants.

The tracing we make only with the pole and the tape. The computation of the lines parameters on the tangents we can do with the simple patterns.

TYCZENIE POŚREDNICH PUNKTÓW ŁUKU KOŁOWEGO
METODĄ POTRÓJNEJ CIĘCIWY

1. WSTĘP

Trasowanie łuku kołowego w głębokim wykopie czy tunelu odbywa się w warunkach ograniczonej swobody pomiaru. Najpraktyczniejszą okazała się, jak do tej pory, metoda kierunkowego tyczenia lub metoda przedłużonej siecznej.

W przypadku metody kierunkowej odkłada się kąt i długość cięciwy, co wymaga kolejnej zmiany położenia teodolitu. Pomimo starannego centrowania instrumentu nad uprzednio wyznaczonym punktem łuku występują, wobec bardzo krótkich celowych, znaczne błędy poprzeczne, które narastając, zniekształcają krzywiznę łuku.

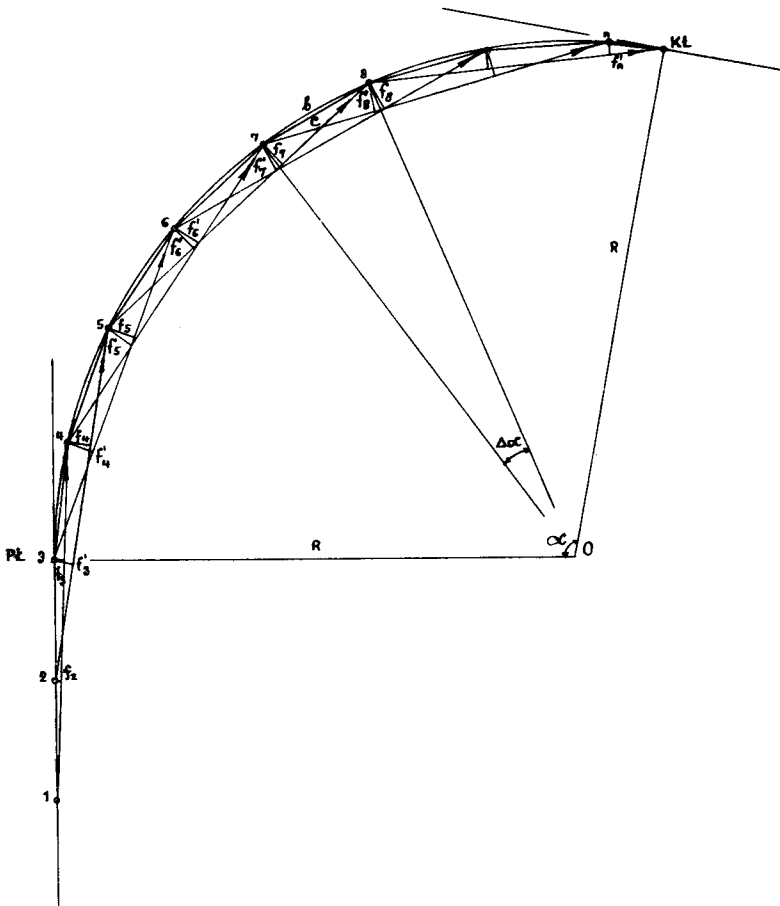
Natomiast przy metodzie przedłużonej siecznej, polegającej na odkładaniu rzędnej od podwójnej długości cięciwy, otrzymujemy najszybciej krzywiznę łuku kołowego, kosztem jednak dokładności, która w tym rozwiązaniu jest najmniejsza.

Do tyczenia używamy teodolitu, węgielnicy dwuprzyzmatycznej, taśmy, ruletki, tyczek i pionu. Mając na uwadze zwiększenie dotychczasowej dokładności trasowania przy użyciu najprostszego sprzętu, jakim są piony, tyczki i ruletka, opracowano nową metodę tyczenia pośrednich punktów łuku, polegającą na odmierzaniu długości potrójnej cięciwy, ukierunkowanej dwiema przynależnymi sąsiednimi strzałkami. Metoda ta nie ustępuje pod względem dokładności metodzie kierunkowej.

2. ROZWIĄZANIE

Przyjmujemy, że położenie początku - PŁ i końca - KŁ łuku oraz kierunku stycznych zostały na gruncie już wyznaczone. Z projektu geodezyjnego trasy mamy podaną wielkość kąta zwrotu $-\alpha$ i promień łuku - R. Zakładamy, że punkty na łuku będą wyznaczone w równych odstępach - b, np. co 10 czy 20 metrów.

⁺⁾ Mgr inż. Wacław Kwiecień, st. wykładowca, Pracownia Geodezji Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Bydgoszczy.



Rys.1 Konstrukcja geometryczna

Dla przyjętej długości łuku obliczamy kąt środkowy - $\Delta\alpha$, długość cięciwy - c , długość cięciwy potrójnej - $C_{1-4}, C_{2-5}, C_{3-6}, C_{4-7}, \dots, C_{(n-3)-n}$ oraz wielkości strzałek dla punktów na stycznej i na łuku: f_2, f_3 i f'_3, f_4 i f'_4, f_5 i f'_5, \dots, f_n i f'_n . Punkty na okręgu koła wyznacza się przez odmierzenie długości potrójnych cięciw, które są ukierunkowywane dwiema przynależnymi strzałkami.

Tyczenie rozpoczynamy od wyznaczenia na stycznej dwu punktów położonych w odległości c i $2c$ od początku łuku w kierunku wstecznym. Przez końce wyznaczonych strzałek f_2 i f_3 wytyczamy kierunek pierwszej cięciwy, a po odmierzeniu długości C_{1-4} otrzymujemy na łuku punkt - 4. Przez końce następnie odmierzonych strzałek f'_3 i f_4 wyznaczamy kierunek drugiej potrójnej cięciwy, a po odcięciu długości C_{2-5} otrzymujemy punkt następny - 5. Postępując w dalszym ciągu w ten sam sposób tyjemy pozostałe punkty na łuku.

3. WYPROWADZENIE WZORÓW

3.1. Wzory dla pierwszego punktu na łuku

Długość cięciwy - c dla przyjętej długości łuku - b obliczymy ze wzoru:

$$c = 2R \cdot \sin \frac{\Delta\alpha}{2} \quad (1)$$

Kąt środkowy $\Delta\alpha$ dla przyjętej wielkości R i b obliczymy z zależności:

$$\Delta\alpha = \frac{200}{\pi} \cdot \frac{b}{R} \quad (2)$$

Z trójkąta 3-4-4' otrzymujemy (Rys.2):

$$4 - 4' = c \cdot \sin \frac{\Delta\alpha}{2} \quad \text{oraz} \quad 3 - 4' = c \cdot \cos \frac{\Delta\alpha}{2}$$

Wobec tego rzut cięciwy potrójnej na styczną jest:

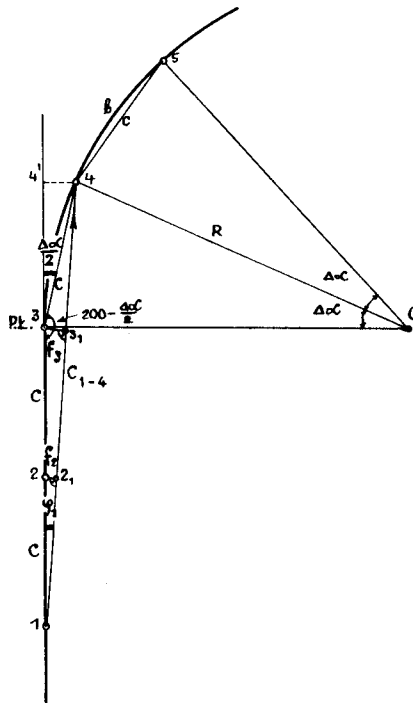
$$1 - 4' = 2c + c \cdot \cos \frac{\Delta\alpha}{2} = c \cdot \left(2 + \cos \frac{\Delta\alpha}{2} \right)$$

Z kolei kąt ukierunkowania pierwszej cięciwy obliczymy z zależności:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{c \cdot \sin \frac{\Delta\alpha}{2}}{c \cdot \left(2 + \cos \frac{\Delta\alpha}{2} \right)} = \frac{\sin \frac{\Delta\alpha}{2}}{2 + \cos \frac{\Delta\alpha}{2}} \quad (3)$$

Wielkość strzałki w punkcie drugim (na stycznej) wynosi:

$$f_2 = c \cdot \sin \varphi_1 \quad (4)$$



Rys.2 Elementy konstrukcyjne pierwszego punktu na łuku

Wielkość strzałki w początku łuku (punkt trzeci) wynosi:

$$f_3 = 2c \cdot \sin \varphi_1 \quad (5)$$

$$\text{albo } f_3 = 2f_2$$

Długość potrójnej cięciwy wynosi:

$$C_{1-4} = \frac{c \cdot (2 + \cos \frac{\Delta \alpha}{2})}{\cos \varphi_1} \quad (6)$$

3.2. Wzory dla drugiego punktu na łuku

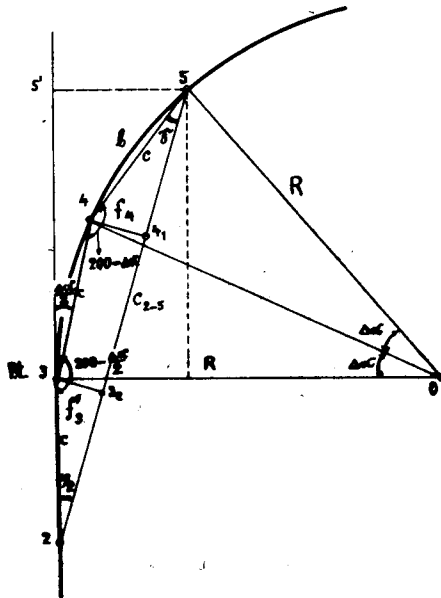
Jak łatwo zauważyć z rys.3, odcinek 3-5' jest równy $R \cdot \sin 2\Delta\alpha$, a rzut następnej potrójnej cięciwy na styczną wynosi:

$$2 - 5' = c + R \cdot \sin 2\Delta\alpha$$

Rzędna punktu 5 w stosunku do stycznej będzie:

$$5 - 5' = R - R \cdot \cos 2\Delta\alpha = 2R \cdot \sin^2 \Delta\alpha$$

Kąt ukierunkowania drugiej potrójnej cięciwy - φ_2 obliczymy z trójkąta 2-5-5'.



Rys.3 Elementy konstrukcyjne dla drugiego punktu na łuku

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{5 - 5'}{2 - 5'} = \frac{2R \cdot \sin^2 \Delta\alpha}{c + R \cdot \sin 2\Delta\alpha} = \frac{2R \cdot \sin^2 \Delta\alpha}{2R \cdot \sin \frac{\Delta\alpha}{2} + R \cdot \sin 2\Delta\alpha} = \frac{2 \cdot \sin^2 \Delta\alpha}{2 \cdot \sin \frac{\Delta\alpha}{2} + \sin 2\Delta\alpha} \quad (7)$$

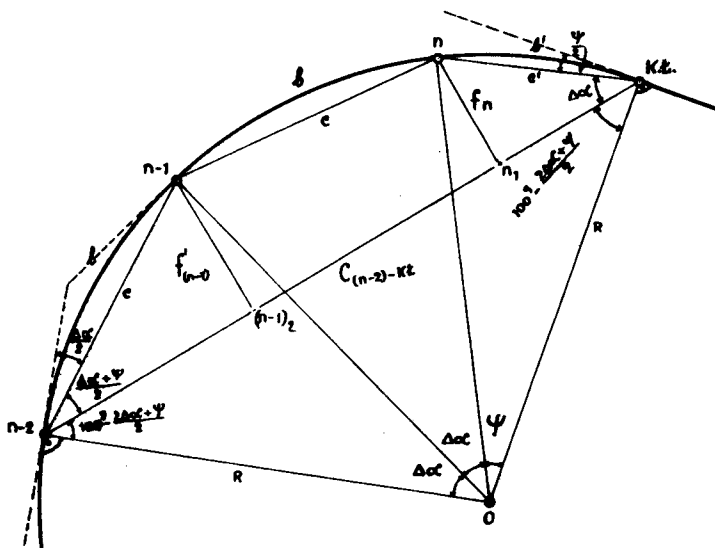
Znajomość kąta φ_2 pozwala na obliczenie długości drugiej potrójnej cięciwy.

$$C_{2-5} = \frac{c + R \cdot \sin 2\Delta\alpha}{\cos \varphi_2} \quad (8)$$

o inną wielkość - b' , dla której kąt środkowy będzie wynosił - ψ przy cięciwie - c' .

Kąt środkowy ψ jest równy różnicy między kątem zwrotu - α a n -krotnością kąta środkowego - $\Delta\alpha$. Wobec tego napiszemy, że $\psi = \alpha - n \cdot \Delta\alpha$, a cięciwa - c' oparta na łuku - b' wynosi:

$$c' = 2R \cdot \sin \frac{\psi}{2} \quad (14)$$



Rys.5. Elementy konstrukcyjne dla końca łuku względnie dla punktu na łuku położonego w pełnym hektometrze.

Jak wynika z rysunku 5. długość potrójnej cięciwy wynosi:

$$C_{(n-2)-K.L.} = 2R \cdot \sin \frac{2 \Delta\alpha + \psi}{2} \quad (15)$$

Wielkość przedostatniej strzałki:

$$f'_{(n-1)} = c \cdot \sin \frac{\Delta\alpha + \psi}{2} \quad (16)$$

Wielkość ostatniej strzałki:

$$f_n = c' \cdot \sin \Delta\alpha = 2R \cdot \sin \frac{\psi}{2} \cdot \sin \Delta\alpha \quad (17)$$

4. OBLICZENIE WARTOŚCI ELEMENTÓW TYCZENIA

Dla przyjętego kąta zwrotu $\alpha = 66^\circ$ i odstępów między punktami pośrednimi łuku $b = 10$ m obliczono elementy tyczenia dla przykładu przy kilku promieniach łuku (tablica 1).

Między wielkościami strzałek przy tym samym kącie zwrotu a różnych promieniach łuku istnieje zależność proporcji odwrotnej. Oznaczając wielkości strzałek przez:

$$\begin{aligned} f_2(R_1), f'_3(R_1), f_4(R_1), f'_4(R_1) \\ f_2(R_2), f'_3(R_2), f_4(R_2), f'_4(R_2) \\ \dots\dots\dots \\ f_2(R_n), f'_3(R_n), f_4(R_n), f'_4(R_n) \end{aligned}$$

dla kolejnych punktów łuku: 2,3,4,..... n przy promieniach $R_1, R_2, R_3, \dots, R_n$, napiszemy:

$$\frac{f_2(R_2)}{f_2(R_1)} = \frac{f'_3(R_2)}{f'_3(R_1)} = \frac{f_4(R_2)}{f_4(R_1)} = \frac{f'_4(R_2)}{f'_4(R_1)} = \frac{R_1}{R_2}$$

$$\frac{f_2(R_3)}{f_2(R_1)} = \frac{f'_3(R_3)}{f'_3(R_1)} = \frac{f_4(R_3)}{f_4(R_1)} = \frac{f'_4(R_3)}{f'_4(R_1)} = \frac{R_1}{R_3}$$

$$\frac{f_2(R_n)}{f_2(R_1)} = \frac{f'_3(R_n)}{f'_3(R_1)} = \frac{f_4(R_n)}{f_4(R_1)} = \frac{f'_4(R_n)}{f'_4(R_1)} = \frac{R_1}{R_n}$$

Podana zależność wprowadza warunek kontroli obliczenia wartości elementów tyczenia. Załączona tabela uzasadnia w pełni podaną zależność.

5. OPIS PRZEBIEGU TRASOWANIA

Do tyczenia używamy skomparowanej ruletki stalowej z podziałką milimetrową, 4 pionowe zawieszono na żyłkach nylonowych i 4 tyczki z poprzeczkami do zawieszania pionów.

Obliczenie wartości elementów tyczenia

| b R b:R α | $\Delta\alpha$ $\frac{1}{2}\Delta\alpha$ $2\Delta\alpha$ $\frac{3}{2}\Delta\alpha$ | $\sin\Delta\alpha$ $\sin^2\Delta\alpha$ $\frac{\sin\Delta\alpha}{2}$ $\sin 2\Delta\alpha$ $\sin \frac{3\Delta\alpha}{2}$ $\frac{\Delta\alpha}{2}$ $\cos \frac{\Delta\alpha}{2}$ | c = $-2R \cdot \sin \frac{\Delta\alpha}{2}$ | $\operatorname{tg} \psi_1 =$ $\frac{\sin \frac{\Delta\alpha}{2}}{2 + \cos \frac{\Delta\alpha}{2}}$ ψ_1 $\sin \psi_1$ $\cos \psi_1$ | $\operatorname{tg} \psi_2 =$ $\frac{\sin^2 \Delta\alpha}{\sin \frac{\Delta\alpha}{2} + \frac{1}{2} \sin 2\Delta\alpha}$ $\psi_2 = \frac{3\Delta\alpha}{2} - \psi_1$ $\sin \psi_2$ $\sin \gamma$ $\cos \psi_2$ | n $n \cdot \Delta\alpha$ $\Psi = \alpha - n \cdot \Delta\alpha$ $\frac{\Psi}{2}$ $\Delta\alpha + \frac{\Psi}{2}$ $\frac{\Delta\alpha + \Psi}{2}$ | $\sin \frac{\Psi}{2}$ $\sin(\Delta\alpha + \frac{\Psi}{2})$ $\sin \frac{\Delta\alpha + \Psi}{2}$ | Wartości elementów tyczenia punktów | | | |
|---------------------------|---|---|--|---|--|---|--|---|--|---|---|
| | | | | | | | | pierwszego $f_2 = c \cdot \sin \psi_1$ $f_3 = 2 \cdot f_2$ $C_{1-4} =$ $-c \cdot \frac{2 + \cos \frac{\Delta\alpha}{2}}{\cos \psi_1}$ | drugiego $f_3' = c \cdot \sin \psi_2$ $f_4 = c \cdot \sin \gamma$ $C_{2-5} =$ $\frac{c + R \cdot \sin 2\Delta\alpha}{\cos \psi_2}$ | trzeciego $f_4' = f_5' = f_6' = \dots = f_n'$ $= c \cdot \sin \Delta\alpha$ $C_{3-6} = C_{(n-3)-n} =$ $= 2R \cdot \sin \frac{3\Delta\alpha}{2}$ | końcowego $c' = 2R \cdot \sin \frac{\Psi}{2}$ $C_{(n-2)-k.k.} =$ $= 2R \cdot \sin(\Delta\alpha + \frac{\Psi}{2})$ $f_{n-1}' = c \cdot \sin \frac{\Delta\alpha + \Psi}{2}$ $f_n' = c \cdot \sin \Delta\alpha$ |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| 10 100 0,1 66% | 6 ³ 3662 3, 1831 12, 7324 9, 5493 | 0, 099 833 0, 009 966 0, 049 979 0, 198 668 0, 149 439 0, 998 753c | 9,996 | 0, 01667 1 ⁸ 0612 0, 01667 0, 99986 | 0, 066 74 4 ⁸ 2425 5 ⁸ 3068 0, 06659 0, 08326 0, 99778 | 10 63 ⁸ 6620 2, 3380 1, 1690 7, 5352 4, 3521 | 0, 018 365 0, 118 087 0, 088 312 | 0,167 0,334 29,974 | 0,666 0,833 29,929 | 0,999 29,888 | 3,672 23,618 1,181 0,807 |
| 10 200 0,05 66% | 3 ⁸ 1831 1, 5916 6, 3662 4, 7747 | 0, 049 979 0, 002 498 0, 024 996 0, 099 833 0, 074 930 0, 999 699 | 9,998 | 0, 008 333 0 ⁸ 5302 0, 008 333 0, 999 969 | 0, 033 345 2 ⁸ 1221 2, 6526 0, 03 332 0, 04 765 0, 99 945 | 20 63 ⁸ 6620 2, 3380 1, 1690 4, 3521 2, 7606 | 0, 018 365 0, 068 312 0, 043 350 | 0,083 0,166 29,991 | 0,333 0,416 29,981 | 0,500 29,972 | 7,346 27,325 0,434 0,367 |
| 10 300 0,033 66% | 2 ⁸ 1220 1, 0610 4, 2440 3, 1830 | 0, 033 322 0, 001 110 0, 016 666 0, 066 614 0, 049 978 0, 999 860 | 10,000 | 0, 005 555 0 ⁸ 3537 0, 005 555 0, 999 980 | 0, 022 210 1 ⁸ 4143 1, 1687 0, 02 2214 0, 02 7775 0, 99 9750 | 31 65 ⁸ 7820 0 ⁸ 2180 0, 1090 2, 2310 1, 1700 | 0, 001 705 0, 035 036 0, 018 380 | 0,056 0,111 29,999 | 0,222 0,278 29,984 | 0,333 29,987 | 1,028 21,022 0,184 0,034 |
| 10 400 0,025 66% | 1 ⁸ 5915 0, 7958 3, 1830 2, 3873 | 0, 024 994 0, 006 625 0, 012 501 0, 049 978 0, 037 490 0, 999 920 | 10,000 | 0, 004 167 0 ⁸ 2654 0, 004 167 0, 999 999 | 0, 016 666 1 ⁸ 0606 1, 3267 0, 01666 0, 02085 0, 99986 | 41 65 ⁸ 2515 0 ⁸ 7485 0, 3742 1, 9657 1, 1700 | 0, 005, 877 0, 030 871 0, 018 380 | 0,042 0,083 30,000 | 0,167 0,208 29,990 | 0,250 29,992 | 4,702 24,697 0,184 0,118 |
| 10 500 0,02 66% | 1 ⁸ 2732 0, 6366 2, 5464 1, 9058 | 0, 020 000 0, 004 040 0, 010 000 0, 039 986 0, 029 998 0, 999 950 | 10,000 | 0, 003 334 0 ⁸ 2124 0, 003 338 0, 999999 | 0, 013 231 0 ⁸ 8420 1, 0678 0, 013 222 0, 016 774 0, 999 910 | 51 64 ⁸ 9332 1 ⁸ 0668 0, 5334 1, 8066 1, 1700 | 0, 008 381 0, 028 369 0, 018 380 | 0,033 0,066 30,000 | 0,132 0,167 29,994 | 0,200 29,998 | 8,381 28,369 0,184 0,167 |

Tyczenie kończymy na punkcie końcowym łuku, odmierając długość ostatniej potrójnej cięciwy $c_{(n-2)} = \overline{KL}$ (rys.5). W rezultacie trasowania otrzymujemy nowy punkt końcowy. Otrzymaną odchyłkę liniową rozrzucamy proporcjonalnie do długości łuku na otrzymane punkty, licząc od punktu początkowego. Poprawki odkładamy w kierunku równoległym do otrzymanego kierunku odchyłki. Pamiętać należy, aby przy wprowadzaniu poprawek odległości między sąsiednimi punktami pośrednimi były równe długości z pojedynczej cięciwy - c .

6. ANALIZA BŁĘDÓW

W przeciwieństwie do metody tyczenia łuków kołowych przecięciami siecznych [1] w tej metodzie występuje narastanie błędów w miarę oddalania się od punktu wyjściowego. Na położenie pojedynczego punktu wpływa błąd poprzeczny i podłużny. Błąd poprzeczny jest wynikiem czynności związanych z ukierunkowaniem potrójnej cięciwy, natomiast błąd podłużny powstaje przy odmierzaniu obliczonych długości.

Wielkość błędu poprzecznego zmniejszamy przez staranne odmierzenie wielkości strzałek i przedłużenie kierunku sygnalizowanego żyłkami nylonowymi o różnej grubości. Najcieńsza żyłka powinna znaleźć się nad punktem wyznaczonym. W pozostałych punktach cięciwy umieszczamy piony z żyłkami o wzrastającej grubości.

Wielkość średniej odchyłki poprzecznej można określić wzorem [4] :

$$e_w = \pm 0,194 \cdot w \cdot \frac{1}{V \cdot \sqrt{N}} \cdot \left(1 + \frac{l}{b}\right) \quad (18)$$

gdzie: w - współczynnik, który przyjmujemy dla pojedynczych sygnałów, równy - 0,65,

V - powiększenie, które dla obserwacji gołym okiem będzie równe 1,

N - ilość niezależnych przetyczeń równa 2,

l - długość przedłużana równa 10 m,

b - długość boku przedłużanego równa 20 m.

Dla wyżej przyjętych danych wielkość średniej odchyłki poprzecznej wynosi:

$$e_w = \pm 1,35 \text{ m/m}$$

Wpływ błędu podłużnego zmniejszamy przez uwzględnienie poprawki na temperaturę i komparację przymiaru.

Dla jednokrotnego przyłożenia przymiaru, przy użyciu dynamometrów i zaznaczaniu odległości na palikach, przyjmujemy błąd odłożenia w granicach od $\pm 0,3$ m/m do $\pm 0,6$ m/m. Średnie położenie z dwukrotnego odmierzenia potrójnej cięciwy, przyjmując górną granicę, wynosi:

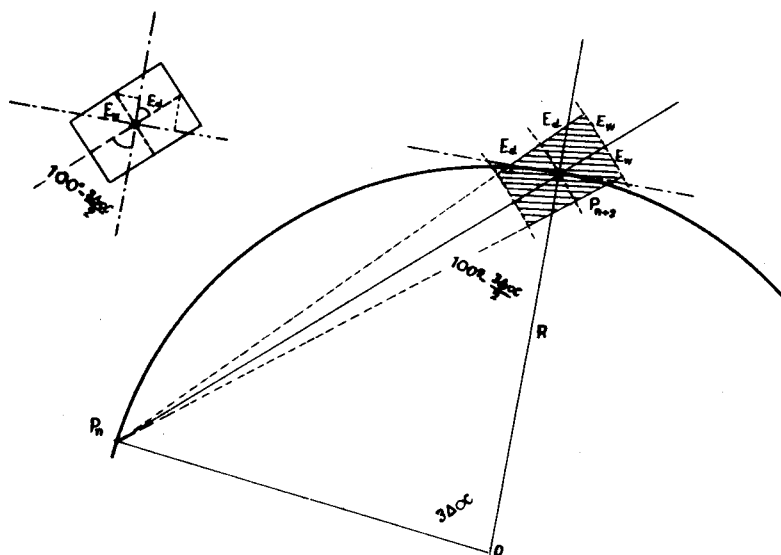
$$e_d = \pm \frac{0,6}{\sqrt{2}} = \pm 0,42 \text{ m/m}$$

Prawdziwe położenie punktu pośredniego (wytyczanego) znajdzie się w obszarze wstęgi wahań wyznaczonej granicznymi wartościami błędów:

$$E_w = 3e_w = \pm 4,05 \text{ m/m}$$

$$E_d = 3e_d = \pm 1,26 \text{ m/m}$$

Przyjmujemy, że w otoczeniu punktu wytyczanego proste ograniczające wstęgę wahań obserwacji są do siebie równoległe (rys.7).



Rys.7. Obszar wstęgi wahań

Rzuty błędów na styczną i normalną przedstawiają się następująco:

$$\begin{aligned} \text{na normalną - odchyłka poprzeczna} & - E_w \cdot \cos \frac{3 \Delta \alpha}{2} \\ \text{odchyłka podłużna} & - E_d \cdot \sin \frac{3 \Delta \alpha}{2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{na styczn\u0105} - \text{odchy\u0142ka poprzeczna} &= E_w \cdot \sin \frac{3 \Delta \alpha}{2} \\ \text{odchy\u0142ka pod\u0142u\u017ana} &= E_d \cdot \cos \frac{3 \Delta \alpha}{2} \end{aligned}$$

B\u0142\u0105d poprzeczny rzutuje g\u0142\u00f3wnie w kierunku p\u0142ostopad\u0142ym do krzywizny a b\u0142\u0105d pod\u0142u\u017any w kierunku stycznej. W wi\u0105zku z tym b\u0142\u0105d wypadkowy okre\u015blimy wzorem numer 19.

$$E_{\text{wypadkowy}} = \pm \cos \frac{3 \Delta \alpha}{2} \cdot \sqrt{E_w^2 + E_d^2} \quad (19)$$

Po podstawieniu uprzednio okre\u015blonych warto\u015bci granicznych otrzymujemy:

$$E_{\text{wypadk.graniczny}} = \pm 4,24 \cdot \cos \frac{3 \Delta \alpha}{2} \quad (20)$$

B\u0142\u0105dy punkt\u00f3w nast\u0119pnych s\u0105 obarczone b\u0142\u0119dami punkt\u00f3w poprzednich. B\u0142\u0105d trasowania punktu ko\u0144cowego nie powinien przekroczy\u0107 wielko\u015bci:

$n \cdot E_{\text{wypadk.gran.}}$, gdzie n jest liczb\u0105 punkt\u00f3w wyznaczonych.

Nawi\u0105zuj\u0105c do obliczenia element\u00f3w trasowania przy k\u0105cie zwrotu $\alpha = 66^\circ$ obliczymy wielko\u015bci dopuszczalnych odchy\u0142ek punktu ostatniego trasowania dla r\u00f3\u017cnych wielko\u015bci promieni (tablica 2).

Obliczenie granicznych odchy\u0142ek punktu ko\u0144cowego

Tablica 2

| R m | n | $\cos \frac{3 \Delta \alpha}{2}$ | B\u0142\u0105d graniczny $n \cdot E_{\text{wyp.gr.}}$ \pm m/m | B\u0142\u0105d wzgl\u0119dny |
|--------|----|----------------------------------|---|------------------------------|
| 100 | 10 | 0,98 877 | 41,02 | 1:2400 |
| 200 | 20 | 0,99 719 | 84,56 | 1:4700 |
| 300 | 31 | 0,99 875 | 131,28 | 1:7000 |
| 400 | 41 | 0,99 930 | 173,72 | 1:9300 |
| 500 | 51 | 0,99 955 | 214,87 | 1:12000 |

Jak wynika z tabeli 2 dok\u0142adno\u015b\u0107 wyznaczenia po\u0142o\u017cenia punktu na krzywi\u017anie mie\u015bci si\u0119 w granicach dopuszczalnych norm trasowania dr\u00f3g ko\u0142owych i \u017celaznych [3]. Dok\u0142adno\u015b\u0107 t\u0119 mo\u017cemy zwi\u0119kszy\u0107 przez jednoczesne tyczenie z obu ko\u0144c\u00f3w \u0142uku do \u015brodka.

Przy dotychczas stosowanej metodzie kierunkowej powstaje ciąg wiązący, nawiązany jednostronnie do kierunku stycznej i punktu początkowego łuku. Przyjmując dane nawiązania za bezbłędne, możemy obliczyć graniczne wychylenie poprzeczne dla metody kierunkowej, stosując wzór 21 z pominięciem nieznacznego wpływu odchylenia podłużnego [2]

$$m_g = \pm \frac{m''}{9''} \cdot L \cdot \sqrt{\frac{n}{3}} \quad (21)$$

gdzie: m - jest średnim błędem pomiaru kąta,
 L - jest długością ciągu (łuku),
 n - jest ilością stanowisk teodolitu.

Dla $m = \pm 10''$ i kącie zwrotu $\alpha = 66^\circ$ otrzymujemy wielkości błędów granicznych przedstawione w tabelicy 3.

Obliczenie błędów granicznych dla metody kierunkowej

Tabela 3

| R | n | L | $\pm m_g$ | Błąd graniczny |
|-----|----|-----|-----------|--------------------------|
| m | | m | $\pm m/m$ | $\pm 3 \cdot m_g$ m/m |
| 100 | 10 | 104 | 24 | 72 |
| 200 | 20 | 207 | 47 | 141 |
| 300 | 31 | 311 | 71 | 213 |
| 400 | 41 | 415 | 95 | 285 |
| 500 | 51 | 518 | 118 | 354 |

Wyniki porównania wielkości błędów granicznych obu metod przedstawiono w tabeli 4.

Obliczenie współczynnika proporcjonalności

Tabela 4

| R | Tyczenie metodą | | Współczynnik proporcjonalności K |
|-----|-----------------|-------------------|----------------------------------|
| | kierunkową | potrójnej cięciwy | |
| m | $\pm m/m$ | $\pm m/m$ | |
| 100 | 72 | 41 | 1,8 |
| 200 | 141 | 85 | 1,7 |
| 300 | 213 | 131 | 1,6 |
| 400 | 285 | 174 | 1,6 |
| 500 | 354 | 215 | 1,6 |

Metoda tyczenia potrójną cięciwą jest około 1,6 razy dokładniejsza od metody kierunkowej.

Wobec bardzo krótkich celowych, tyczenie krzywizn przy użyciu teodolitu, mimo starannego centrowania jest mniej dokładne niż przy trasowaniu omawianą metodą.

7. WNIOSKI KOŃCOWE

1. Do wytyczania krzywizny potrzebny jest bardzo skromny i prosty sprzęt: 4 piony zawieszane na żyłkach nylonowych, 4 tyczki z dodatkową zwykłą poprzeczką drewnianą i skomparowana ruletka stalowa z podziałką milimetrową.
2. Techniczna strona tyczenia jest prosta i może być powierzona zespołowi o mniejszych nawet kwalifikacjach technicznych.
3. Dokładność trasowania mieści się w granicach norm przyjętych dla dróg kołowych i żelaznych.
4. Obliczenie elementów tyczenia wymaga znajomości podstawowych zasad rachunku geodezyjnego. Czynności te mogą być znacznie uproszczone po wydaniu tablic jednostkowych.
5. Omówiony sposób trasowania może być wykorzystany w każdym terenie, szczególnie jednak nadaje się do tyczenia krzywizn na wąskich pasach terenu, w warunkach ograniczonej swobody pomiaru i poruszania się, np. przy wykopach czy tunelach.
6. Metoda ta nadaje się również do tyczenia innych krzywizn, jak klotoidy czy paraboli.

LITERATURA

1. J. Kwiecień, W. Kwiecień: Tyczenie łuków kołowych metodą przecięć siecznych. Zeszyt naukowy W.S.I., Bydgoszcz Budownictwo nr 2.
2. T. Lazzarini: Wykłady Geodezji II. Pol. Warszawska 1967.
3. Z. Skąpski: Metody i dokładności pomiarów realizacyjnych. V Konferencja Naukowo Techniczna 1952
4. St. Szpetkowski: Wyznaczanie maksymalnych długości przedłużania linii pomiarowych. Przegląd Geodezyjny Nr 1, 1968.

THE TRACING OF THE DIURNAL ARC USING
METHOD OF THREE CHORDS

S u m m a r y

The points on the diurnal arc are forming by the measurement three chords along straight line whose direction give adjacents sags.

The tracing we make only with the pole and the tape.

This method has adaptation in the narrows tunnels or cuttings. The accuracy of tracing not exceed admissible norms.

ANALIZA PORÓWNAWCZA SPRĘŻONYCH STALOWYCH I ALUMINIOWYCH BELEK PODSUWNICOWYCH

W artykule przedstawiono zagadnienie projektowania belek podsuwnicowych wolnopodpartych sprężonych i tradycyjnych, wykonanych zarówno ze stali St3S jak i ze stopu aluminium. Na podstawie przeprowadzonej analizy obliczeniowej autor przedstawia zalety i wady konstrukcji aluminiowych w porównaniu ze stalowymi.

1. WSTĘP

Olbrzymie zapotrzebowanie stali przez wszystkie gałęzie przemysłu, przy niedostatecznym zaopatrzeniu budownictwa w wyroby walcowane, wymaga od konstruktorów ciągłych poszukiwań w kierunku oszczędności stali i zastosowania bardziej ekonomicznych rozwiązań konstrukcyjnych. Postulat oszczędności stali i nowoczesności rozwiązań projektowych spełniają wstępnie sprężone konstrukcje metalowe, które stanowią prawidłowy kierunek postępu technicznego.

W kraju konstrukcje sprężone belek podsuwnicowych nie zostały do tej pory dostatecznie rozpowszechnione i tego typu konstrukcje charakteryzują się rozwiązaniami tradycyjnymi. Wybitną zaletą sprężonych konstrukcji metalowych jest zmniejszenie zużycia stali lub stopu, obniżenie ciężaru własnego konstrukcji, a tym samym i kosztów materiału, produkcji i transportu. Jeszcze do niedawna do wad zaliczano ograniczenie sprężania do konstrukcji przenoszących obciążenia stałe.

Daleko posunięte prace teoretyczno-badawcze i doświadczalne przeprowadzone w ZSRR i NRD potwierdzają możliwość stosowania sprężonych konstrukcji obciążonych dynamicznie zarówno mostów przemysłowych, drogowych jak i kolejowych.

Ze względu na pewną analogię konstrukcji aluminiowych ze stalowymi wydaje się celowe stosowanie sprężania tego materiału. Brak bliższych danych dotyczących stosowania aluminiowych belek podsuwnicowych typu sprężonego, zarówno w literaturze zagranicznej jak i krajowej, wskazuje na potrzebę prowadzenia prac badawczych w tym zakresie.

^{+/} Doc. dr inż. Edmund Lubieniecki, Kier. Zespołu Konstr. Budowlanych Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Bydgoszczy.

2. WŁASNOŚCI MATERIAŁOWE

Belki podsuwnicowe zaprojektowano dla kilku rozpiętości - ze stali St3S dla $K = 2100 \text{ kg/cm}^2$, przeprowadzając obliczenia metodą nośności granicznej. Belki ze stopu aluminium wymiarowano metodą naprężeń dopuszczalnych.

Do celów konstrukcyjnych na elementy nośne znajduje zastosowanie stop PA-3, PA-4 /AlMgSi/, stopy PA-6 i PA-7 /.AlCuMg/ oraz PA-9 /AlZnMg/.

Przy obliczaniu dźwigarów wykonanych ze stopu aluminium decydującą rolę odgrywa dopuszczalne ugięcie - ze względu na 3-krotnie mniejszy moduł sprężystości aluminium w porównaniu ze stalą. Wynika stąd wniosek, że względy wytrzymałościowe odgrywają mniejszą rolę, dlatego też celowe jest przyjmowanie stopów o niższej wytrzymałości ażeby wykorzystać na - prężenia.

Dla projektowanych dźwigarów przyjęto produkowany w Polsce stop aluminium PA-3/AlMg5MnCr/, podatny do przeróbki plastycznej spawalny, o następujących własnościach mechanicznych [7]:

$$R_T = 25 \text{ kg/mm}^2 \quad ; \quad Q_T = 16 \text{ kg/mm}^2 \text{ / po gorącym walcowaniu,}$$

$$E = 700 \text{ 000 kg/cm}^2 \quad ; \quad G = 270 \text{ 000 kg/cm}^2,$$

$$\mu = 0,30 \text{ - współczynnik Poissona,}$$

$$\alpha_t = 0,000023 \text{ - współczynnik liniowej rozszerzalności cieplnej,}$$

$$K = 950 \text{ kg/cm}^2 \text{ - naprężenie dopuszczalne na ściskanie, rozciąganie,}$$

$$\gamma = 2700 \text{ T/m}^3 \text{ - ciężar właściwy.}$$

Aluminium i jego stopy można spawać każdą znaną metodą. Szczególne jednak zalety spawania pod osłoną argonu powoli wypierają inne metody. Znane są 2 warianty spawania łukowego pod osłoną argonu; elektrodą wolframową /TIG/ i elektrodą topliwą /MIG/.

3. ZASADY OBLICZENIOWE

3.1. P r z e k r ó j p o p r z e c z n y b e l k i przy założeniu sprężystej pracy dźwigara, zarówno w stadium sprężania jak i eksploatacji, możemy określić za pomocą współczynników.

Dla belek podsuwnicowych sprężonych projektowanych o niesymetrycznym przekroju (ze względu na optymalną nośność) przyjmujemy współczynnik symetrii:

$$A = \frac{W_1}{W_2} = \frac{h_2}{h_1} = 1,5 \div 2,0 \quad (1)$$

gdzie:

W_1, W_2 - stosunek wskaźników wytrzymałości strefy górnej i dolnej belki,
 h_1, h_2 - odległość osi x - x od górnej i dolnej krawędzi przekroju.

Przy zmniejszeniu wartości współczynnika z $A = 2,0$ do $A = 1,70$ sztywność przekroju belki podwyższa się o 10 - 20%, natomiast przy wartości $A = 1,50$ sztywność wzrasta o 25 - 40%. Geometryczną charakterystykę dźwigara dwuteowego sprężonego określamy zależnością stosunku powierzchni środka do całego przekroju belki i przyjmujemy:

a/ dla belki stalowej:

$$m = \frac{F_{sr}}{F} = 0,550 \div 0,567$$

średnio $m = 0,550$

b/ dla belki aluminiowej:

(2)

$$m_a = \frac{F_{sr}}{F} = 0,45 \div 0,500$$

3.2. Z a l e c a n y o p t y m a l n y w y m i a r b e l k i d ź w i g a r a

wg badań autora [6]:

a/ stalowy:

$$H = / \frac{1}{9} \div \frac{1}{15} / L - \text{niesprężony} \quad (3)$$

$$H = / \frac{1}{12} \div \frac{1}{20} / L - \text{sprężony}$$

przy przyjęciu $f_{dop} = \frac{L}{500}$ i $K = 1500 \text{ kg/cm}^2$ lub $K = 2100 \text{ kg/cm}^2$.

b/ ze stopu aluminium:

$$H = / \frac{1}{7} \div \frac{1}{10} / L - \text{niesprężony} \quad (4)$$

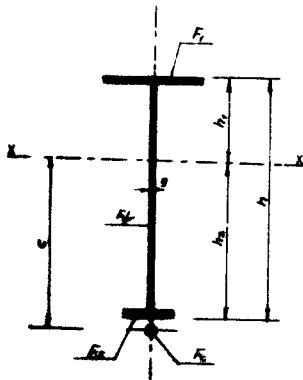
$$H = / \frac{1}{10} \div \frac{1}{15} / L - \text{sprężony}$$

gdzie: H - całkowita wysokość belki,
 L - rozpiętość belki.

3.3. Optymalny przekrój belki sprężonej

Przekrój poprzeczny belki przy założeniu sprężystej pracy dźwigara, zarówno w stadium sprężania jak i eksploatacji możemy określić za pomocą współczynników λ , m i λ

a/ dźwigar stalowy (rys.1):



Rys. 1.

$$F = \sqrt{F_1 + F_2 + F_3 r}$$

$$F = \sqrt{\frac{M_0^2}{K_2 \cdot \lambda}} \cdot \sqrt{\frac{1}{3A^3/2 - A//A - 1/2}}$$

$$F_1 = F \frac{A}{A+1} - \frac{m}{2}$$

$$F_2 = F \frac{1}{A+1} - \frac{m}{2}$$

$$h = \sqrt{F \cdot \lambda \cdot m}; \quad h_1 = \sqrt{\frac{F \cdot \lambda \cdot m}{A+1}}; \quad h_2 = \frac{A \sqrt{F \cdot \lambda \cdot m}}{A+1}$$

$$W_1 = \sqrt{F^3 \cdot \lambda \cdot m} \cdot \frac{6A - \sqrt{A+1}/2m}{6 \sqrt{A+1}}$$

(5)

$$W_2 = \sqrt{F^3 \cdot \lambda \cdot m} \cdot \frac{6A - \sqrt{A+1}/2m}{6A \sqrt{A+1}}$$

$$I_x = F^2 \cdot \lambda \cdot m \cdot \frac{6A - \sqrt{A+1}/2m}{6 \sqrt{A+1}}$$

$$\begin{aligned} \sigma_g &= -\frac{S}{F} + \frac{Sc}{W_{xg}} \leq K \quad \text{albo} \quad \sigma_g = -\frac{S}{\beta F} + \frac{Sc}{W_{xg}} \leq K \\ \sigma_d &= \frac{S}{F} + \frac{Sc}{W_{xd}} \leq K \quad \text{albo} \quad \sigma_d = \frac{S}{\beta F} + \frac{Sc}{W_{xd}} \leq 1,05 K \end{aligned} \quad (7)$$

Napężenie we włóknie górnym i dolnym w warunkach eksploatacyjnych - stan II.

Napężenie normalne w przekroju belki pełnościennej sprawdza się jak dla pręta ściskanego i zginanego.

$$\begin{aligned} \sigma_g &= \frac{S + \Delta S}{F} + \frac{M_{\max} - / S + \Delta S/c}{W_{xg}} \leq K \\ \sigma_d &= -\frac{S + \Delta S}{F} + \frac{M_{\max} - / S + \Delta S/c}{W_{xd}} \leq K \end{aligned} \quad (8)$$

w cięgni:

$$\sigma_c = \frac{S + \Delta S}{F_c} \leq K_c \quad (9)$$

Sprawdzenie naprężeń normalnych, tak aby były one mniejsze od naprężeń dopuszczalnych, jest niewystarczające. Należy sprawdzić również, czy nie została przekroczona granica plastyczności [3].

$$\begin{aligned} \sigma_g &= \frac{S + \nu \Delta S}{F} + \frac{\nu M_{\max} - / S + \nu \Delta S/c}{W_{xg}} \leq R_e \\ \sigma_d &= -\frac{S + \nu \Delta S}{F} + \frac{\nu M_{\max} - / S + \nu \Delta S/c}{W_{xd}} \leq R_e \end{aligned} \quad (10)$$

Przyjmuje się dla I rodzaju obciążeń $\nu = 1,4$, a dla II rodzaju obciążeń $\nu = 1,3$.

Dopuszczalną siłę sprężającą jaką może przenieść przyjęty przekrój (przy pominięciu wpływu ciężaru własnego) można ustalić z warunku stateczności pasa dolnego przy sprężaniu belki:

$$S = \frac{1,05 K \beta_y F W_{xd}}{W_{xd} + F \cdot c} \quad (11)$$

gdzie:

- S - siła sprężająca,
- ΔS - przyrost siły w cięgni od obciążenia zewnętrznego,
- c - mimośród siły sprężającej,
- M_{\max} - maksymalny moment zginający w belce bez ciężaru.

- W_{xg}, W_{xd} - wskaźnik wytrzymałości włókna górnego lub dolnego,
 K - naprężenie dopuszczalne dla stali lub stopu aluminium,
 K_c - naprężenie dopuszczalne dla stali ciągną,
 β_y - współczynnik wyboczeniowy pasa dolnego,
 F_c - przekrój ciągną,
 Re - umowna granice plastyczności.

Chcąc zapewnić występowanie siły sprężającej S w okresie pracy konstrukcji, należy w chwili samego sprężenia zastosować siłę większą, czyli tak zwaną kontrolowaną siłę sprężającą S_k , uwzględniającą straty opóźnione i doraźne spowodowane peizaniem, relaksacją, poślizgiem i kolejnymi naciągami drutów:

$$S_k = \frac{S}{0,95} + \Delta z \frac{F_c \cdot K_c}{l_c} + \frac{2j \alpha + \frac{j-1}{j}}{2j \alpha + j - 1} \quad (12)$$

przy czym $C\sigma = \frac{E \cdot F}{E_c \cdot F_c} \quad (13)$

gdzie: Δz - współczynnik podatności zakotwienia przyjmowany dla zamocowania śrubowego 0,1 cm, dla zamocowania z podkładkami 0,2 cm, a dla stożkowego od 0,3 do 0,4 cm,
 j - liczba pęczków kolejno naciąganych,

F_c, E_c, l_c - kolejno: przekrój, współczynnik sprężystości i długość ciągną.

Przyrost siły sprężającej pod działaniem obciążenia równymi siłami skupionymi dla ciągną prostego określa wzór [2] :

$$S = \frac{P \cdot c / 2l - l_c / [l / x_1 + x_2 + \dots + x_n / - / x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2 /]}{2l^2 \left[c^2 + \frac{l x}{F_{br}} + \frac{E l x}{E_c F_c} \right]} \quad (14)$$

gdzie: $P_1 = P$ - siły skupione,

x_1 - odległość od lewej podpory do siły P_1

3.5. Ugięcie dźwigara

Wskutek wprowadzenia sił ściskających poprzez ciągną w dolnej partii belek pełnościennych następuje ich wygięcie ku górze, odwrotne w stosunku do ugięć od obciążenia zewnętrznego. Wygięcie ku górze pod wpływem sił w ciągnie najprościej jest wyznaczyć sposobem Maxwella - Mohra, pomijając wpływ siły poprzecznej jako wartości bardzo małej:

$$y = \int \frac{M_1 M_x}{E I_x} dx \quad (15)$$

gdzie: M_1 - moment zginający od siły jednostkowej przyłożonej w punkcie, którego przemieszczenia poszukuje się, i działającej w kierunku tego przemieszczenia,

$E I_x$ - sztywność giętą przekroju belki.

Ugięcie łączne stanowi sumę ugięć belki niesprężonej w stanie obciążonym oraz belki poddanej tylko działaniu siły w ciągnię sprężającym $S_0 = S + \Delta S$

$$f = f_0 - f/S + \Delta S / \leq [f] \quad (16)$$

$$f = \frac{M_{\max} l^2}{10 E I_x} - \frac{S + \Delta S // 2 l \cdot l_c - l_c^2 / c}{8 E I_x} \leq [f_{\text{dop}}] \quad (17)$$

Ugięcie dźwigara podczas sprężania (bez obciążenia użytkowego)

$$f_s = \frac{l \delta_d - \delta_g / l_c}{8 E I} / 2 l - l_c / \leq [f_{\text{dop}}] \quad (18)$$

4. WYNIKI UZYSKANE Z PRZYKŁADÓW OBLICZEŃ

W celu określenia korzyści ekonomiczno-technicznych wynikających z zastosowania sprężania, autor przeprowadził analizę statyczno-wytrzymałościową blachownicowych dźwigarów dwuteowych, wykonanych ze stali i stopu aluminium, zarówno typu sprężonego jak i niesprężonego.

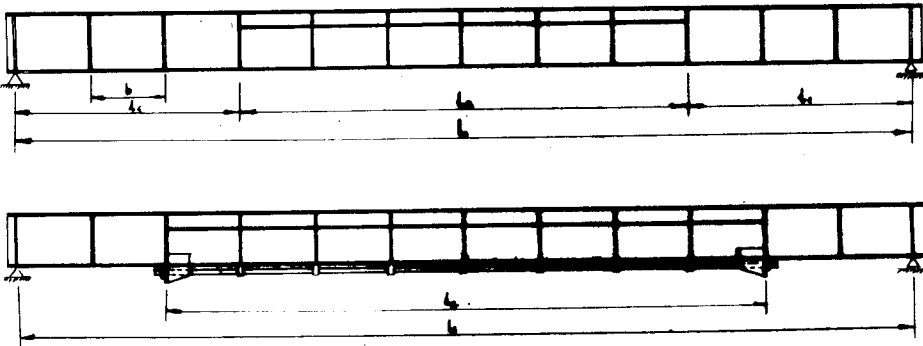
Przyjęto następujące dane:

- $L = 18,0 ; 20,0 \text{ m} ; 22,0 \text{ m} ; 24,0 \text{ m} ; 26,0 \text{ m}$,
- $N = 50/10T$ - udźwig suwnicy z wciągiem pomocniczym, grupa na-tężenia II,
- $L_1 = 28,0 \text{ m}$ - rozpiętość suwnicy,
- $P = 26,5 \text{ T}$ - nacisk koła wózka,
- $a = 5,0 \text{ m}$ - rozstaw kół czołownicy,
- $K = 2100 \text{ kg/cm}^2$ - naprężenie graniczne na zginanie i ściskanie sta-li St3S,
- $K = 950 \text{ kg/cm}^2$ - naprężenie dopuszczalne na zginanie i ściskanie stopu aluminium PA-3 (AlMg5MnCr),

- $E = 0,7 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$ - współczynnik sprężystości podłużnej aluminium,
 $E_c = 2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$ - współczynnik sprężystości podłużnej stali ciągnącej sprężającego,
 $K_c = 9500 \text{ kg/cm}^2$ - dla $R_r = 15500 \text{ kg/cm}^2$ (stal II gatunek),
 $f = \frac{1}{500} l$ - ugięcie dopuszczalne.

W tabelicy 1 zestawiono wartości otrzymane z obliczeń dźwigarów stalowych jednego dźwigara aluminiowego niesprężonego oraz jednego sprężonego. Podano również wyniki analizy ekonomicznej, przyjmując do określenia kosztów, że 1 T konstrukcji ciężna jest równa 4-krotnemu kosztowi 1 T konstrukcji dźwigara.

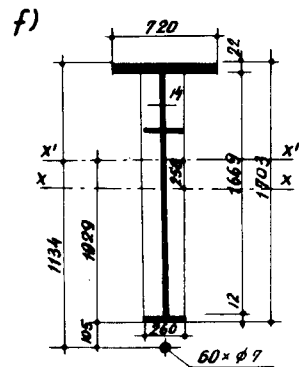
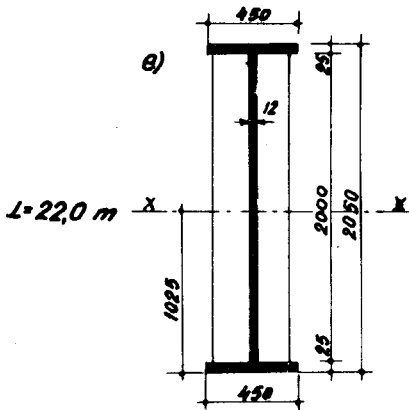
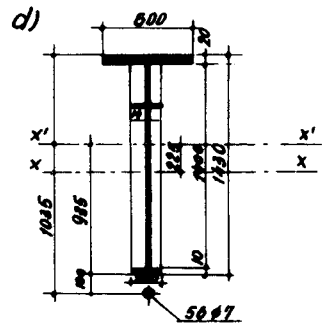
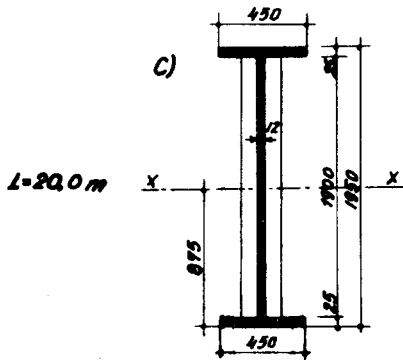
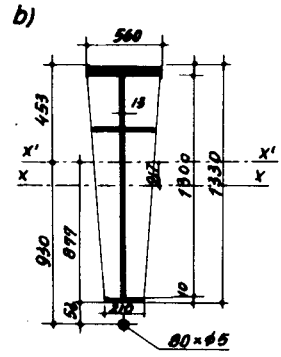
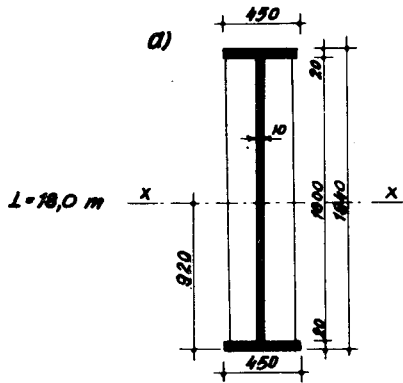
Rezultaty obliczeń autora zostały przedstawione na rysunkach 3, 4, 5 i 6.



Rys. 3.

NIESPRĘŻONE

SPRĘŻONE



Rys.4. a.b.c.d.e.f.

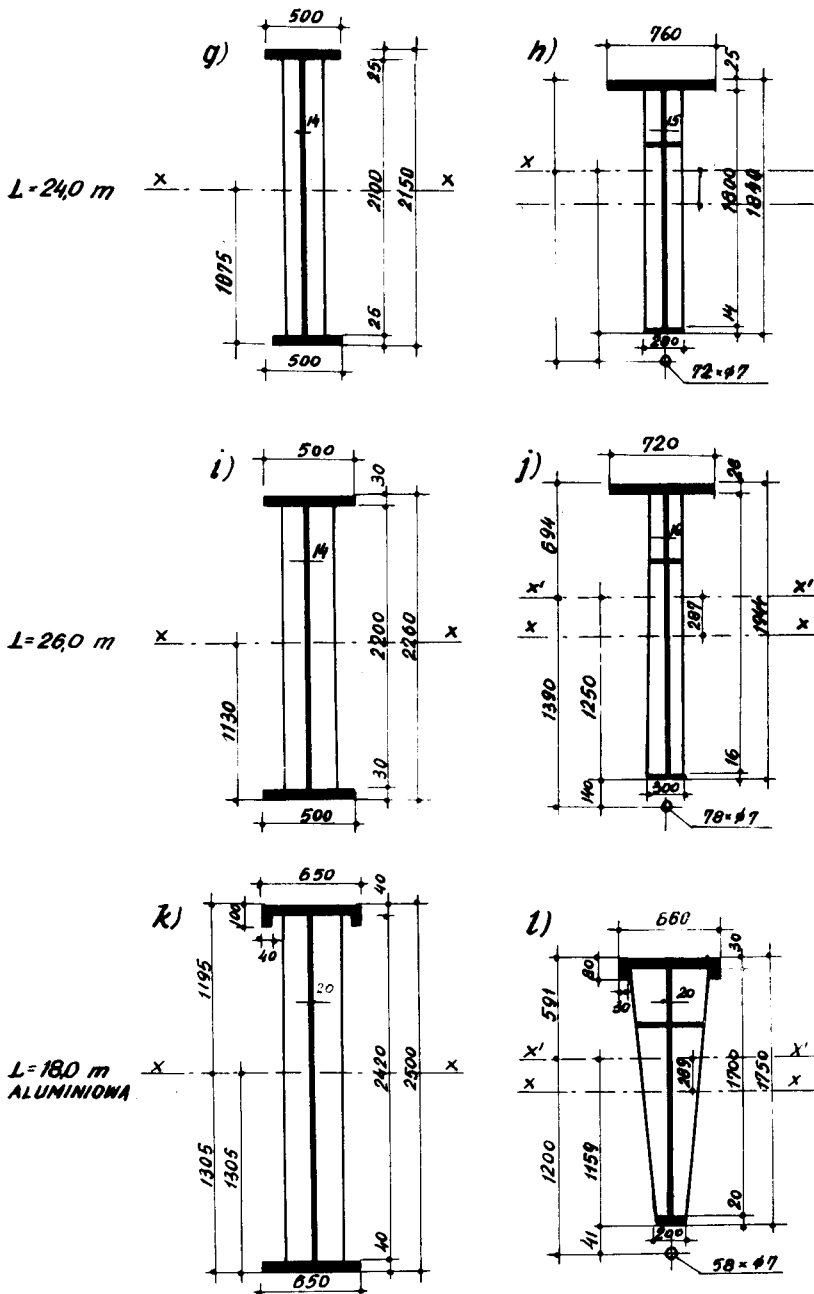
Zestawienie wyników obliczeń dźwigarów stalowych i aluminiowych

Tabela 1

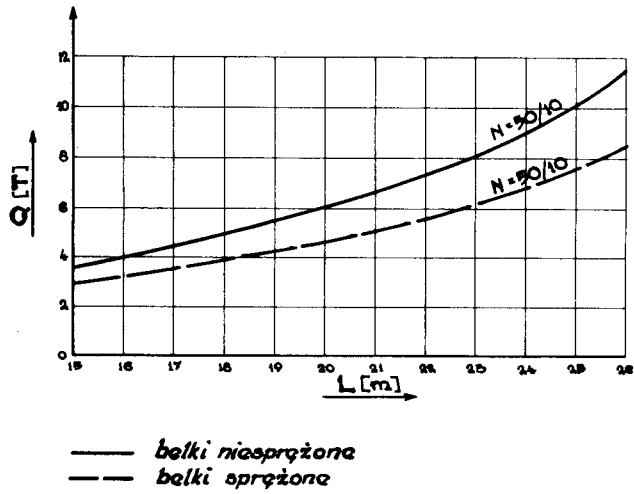
| Lp. | Rodzaj i rozpiętość belek | F cm ² | F _c cm ² | ΣF cm ² | G T | H mm | H/l | f ₀ cm | f (st. Δs) cm | f cm | I cm | Oszczęd- ność G % | Oszczęd- ność H % | Oszczęd- ność kosztów % |
|-----|--------------------------------------|----------------------|-----------------------------------|-----------------------|--------|---------|--------|----------------------|------------------|---------|---------|-------------------------|-------------------------|----------------------------------|
| 1 | 2 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | |
| 1 | A Niesprężona stalowa λ = 18 m | 360,2 | - | 360,2 | 6,07 | 1840 | 1/10,2 | - | - | 3,5 | 25,5 | 27,5 | 25,8 | |
| | B Sprężona stalowa λ = 18 m | 302 | 19,0 | 321,0 | 4,52 | 1370 | 1/13,5 | 6,9 | - 4,1 | 3,1 | | | | |
| 2 | A Niesprężona stalowa λ = 20 m | 453 | - | 453 | 6,9 | 1950 | 1/ 9,8 | - | - | 3,85 | 25,1 | 26,5 | 24,7 | |
| | B Sprężona stalowa λ = 20 m | 310 | 21,5 | 331,56 | 5,19 | 1430 | 1/14 | 7,7 | - 4,4 | 3,3 | | | | |
| 3 | A Niesprężona stalowa λ = 22 m | 465 | - | 465 | 7,95 | 2050 | 1/ 9,4 | - | - | 4,0 | 25,1 | 17,2 | 25,1 | |
| | B Sprężona stalowa λ = 22 m | 427,6 | 23,2 | 450,8 | 5,95 | 1703 | 1/12,9 | 8,2 | - 4,7 | 3,5 | | | | |
| 4 | A Niesprężona stalowa λ = 24 m | 544 | - | 544 | 9,10 | 2150 | 1/ 8,1 | - | - | 4,2 | 25,2 | 15,9 | 25,4 | |
| | B Sprężona stalowa λ = 24 m | 490 | 34,8 | 517,8 | 6,75 | 1804 | 1/13,3 | 8,7 | - 5,8 | 3,7 | | | | |
| 5 | A Niesprężona stalowa λ = 26 m | 608 | - | 608 | 11,3 | 2260 | 1/ 8,7 | - | - | 4,5 | 26,3 | 14,5 | 26,1 | |
| | B Sprężona stalowa λ = 26 m | 557,5 | 39,0 | 597,5 | 8,3 | 1944 | 1/13,4 | 9,3 | - 5,3 | 4,0 | | | | |
| 6 | A Niesprężona aluminiowa λ = 18 m | 1052 | - | 1052 | 5,11 | 2500 | 1/ 7,2 | - | - | 1,84 | 23,3 | 30,0 | 32,1 | |
| | B Sprężona aluminiowa λ = 18 m | 626 | 22,3 | 648,3 | 5,59 | 1750 | 1/10,3 | 7,1 | - 3,5 | 3,5 | | | | |

NIESPRĘŻONE

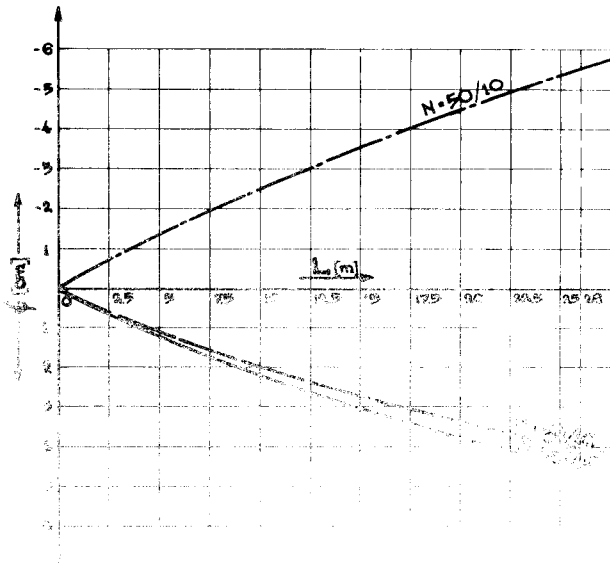
SPRĘŻONE



Rys.4. g.h.i.j.k.l.



Rys. 5.



5. WNIOSKI OGÓLNE UZYSKANE Z PRZYKŁADÓW OBLICZEŃ

5.1. Dźwigar y z e s t o p u a l u m i n i u m

W belkach podsuwnicowych wykonanych ze stopów aluminium decydującą rolę odgrywa warunek sztywności z uwagi na trzykrotnie mniejszy moduł sprężystości podłużnej aluminium w porównaniu ze stałą. Z powyższego wynika wniosek, że stosowanie aluminium o dużej wytrzymałości, np. PA-9 (AlZnMg o $Q_T = 55 \text{ kg/mm}^2$), jest niecelowe z uwagi na niewykorzystanie naprężeń; dlatego należy przyjmować stopy o mniejszej granicy plastyczności, np. PA-3 [4].

Ugięcia dźwigarów sprężonych i niesprężonych mieszczą się w granicach dopuszczalnych, tj. $\frac{L}{500}$.

Przeprowadzone ostatnio najnowsze badania [5] wskazują na możliwość zwiększenia dopuszczalnego ugięcia dźwigarów. Badania dynamicznej sztywności belek aluminiowych wskazują, że ich logarytmiczne dekrementy tłumienia drgań są prawie dwukrotnie większe niż belek stalowych, co oznacza, że przy jednakowej statycznej sztywności belek stalowych i aluminiowych - czas tłumienia drgań tych ostatnich będzie znacznie mniejszy.

Zakładając jednakowy czas tłumienia drgań własnych, można zmniejszyć statyczną sztywność belek aluminiowych. W tym przypadku moment bezwładności przekroju aluminiowego byłby tylko dwukrotnie większy od stalowego, a zwiększenie wysokości belek aluminiowych w porównaniu ze stalowymi nie przekroczy 25%. Wprowadzenie powyższego zalecenia jest bardzo istotne, gdyż pozwala na zastosowanie mniejszego przekroju poprzecznego dźwigara, a zatem i ciężaru konstrukcji, umożliwiając stosowanie stopów o większej wytrzymałości z wykorzystaniem dopuszczalnych naprężeń.

6. WNIOSKI KOŃCOWE

Zalety stosowania konstrukcji sprężonych stalowych przedstawiają się następująco:

1. Maksymalna oszczędność wysokości do rozpiętości dochodzi do 33%.
2. Oszczędność na ciężarze waha się w granicach od 17 + 28% w stosunku do ciężaru belek niesprężonych.
3. Oszczędność w kosztach kształtuje się w granicach 11 - 19% w porównaniu z belkami niesprężonymi.

4. Ugięcia w belkach sprężonych są mniejsze od ugięć belki niesprężonej z uwagi na sumowanie się ugięć belki niesprężonej w stanie obciążonym oraz belki poddanej tylko działaniu siły sprężającej. Pozwala to na uzyskanie mniejszego ugięcia w granicach 7,5 - 14% w stosunku do belk niesprężonych.

Ponadto poddano analizie belkę aluminiową o rozpiętości $L = 18$ m i obciążoną suwnicą $N = 50/10T$. W wyniku analizy stwierdzono podobne zależności jak w belkach stalowych a mianowicie:

5. Oszczędność na wysokości 30%.
6. Oszczędność na ciężarze 23%.
7. Oszczędność w kosztach 32%.

Z powyższej analizy wynika, że stosowanie sprężonych konstrukcji jest w pełni uzasadnione i wskazane. Wadą natomiast konstrukcji aluminiowych niesprężonych jest trzykrotnie mniejsza ich sztywność od stalowych, dwukrotnie większe zużycie materiału, o 30% zwiększona wysokość ustroju oraz blisko siedmiokrotnie większy koszt.

LITERATURA

1. Aluminium - poradnik, Warszawa 1967.
2. Belenia E.I., Vorgespannte Metallkonstruktionen, Berlin 1966.
3. Bródka J., Współczesne konstrukcje stalowe, Warszawa 1971.
4. Fabiszewski A., Lubieniecki E., Sztywność stalowych mostów suwnicowych typu skrzynkowego. Zeszyty Naukowe Polit.Szczec. Nr 110, Budownictwo, 1970.
5. Gochberg M.M., Metallicheskie konstrukcje podiemno transportnych maszyn. Moskwa 1969, Gosizdat.
6. Lubieniecki E., Stalowe belki podsuwnicowe wstępnie sprężone. Konf. Naukowo-Techn. PZITB i WSI, Białystok 1971.
7. PN-64/B-03220, Konstrukcje aluminiowe. Obliczenia statyczne i projektowanie, Warszawa 1961.

APPLICATION OF THE METHOD GRAPHICAL DIFFERENTIATION
FOR PLANNING THE STREET ARRANGEMENT MODERNIZATION
/IN RELATION TO THE TOWN OF BYDGOSZCZ/

S u m m a r y

Examining the successive steps of the street arrangement modernization some elements of the graphical differentiation have been used.

By drawing the curve of horizontal angles an improvement of the traffic flow on the route after the modernization of the streets have been proved.

The influence of the traffic flow fluctuation on the speed of cars has been also proved.

Andrzej Nowicki⁺)

ZASTOSOWANIE METODY WYKREŚLNEGO RÓŻNICZKOWANIA
PRZY PLANOWANIU MODERNIZACJI UKŁADU ULICZNEGO
(NA PRZYKŁADZIE MIASTA BYDGOSZCZY)

Wykorzystanie niektórych elementów metody wykreślonego różniczkowania jako metody pomocniczej przy analizowaniu kolejnych faz modernizacji układu ulicznego.- Przedstawienie graficzne poprawy płynności trasy ulicznej po jej modernizacji w odniesieniu do stanu istniejącego przez wykreślenie krzywej kątów poziomych.- Wpływ braku płynności trasy na szybkość ruchu samochodu.

Metoda wykreślonego różniczkowania znana w drogownictwie może być wykorzystana także przy planowaniu modernizacji układu ulicznego miasta.

Zastosowanie tej metody w drogownictwie sprowadza się do sporządzenia i przeanalizowania 6 krzywych [1, s.250]:

- a/ krzywej planu sytuacyjnego,
- b/ " przekroju podłużnego,
- c/ " kątów poziomych,
- d/ " pochyłeń przekroju podłużnego,
- e/ " różniczkowej krzywizn poziomych,
- f/ " " " pionowych.

Wykreślenie wszystkich wyżej wymienionych krzywych może być wskazanym przy projektowaniu układów ulicznych w przypadku występowania ulic kategorii E lub P^{1/} w terenie o istotnie zróżnicowanej rzeźbie (falistym), przy zaistnieniu dwóch lub większej liczby wariantów trasy.

Natomiast przy analizach potrzeb modernizacji układu ulicznego miasta mogą być pomocne niektóre elementy tej metody, w szczególności krzywa planu sytuacyjnego i krzywa kątów poziomych. Jednym z przyjętych do modernizacji układów ulicznych Bydgoszczy^{2/} jest układ uliczny za -

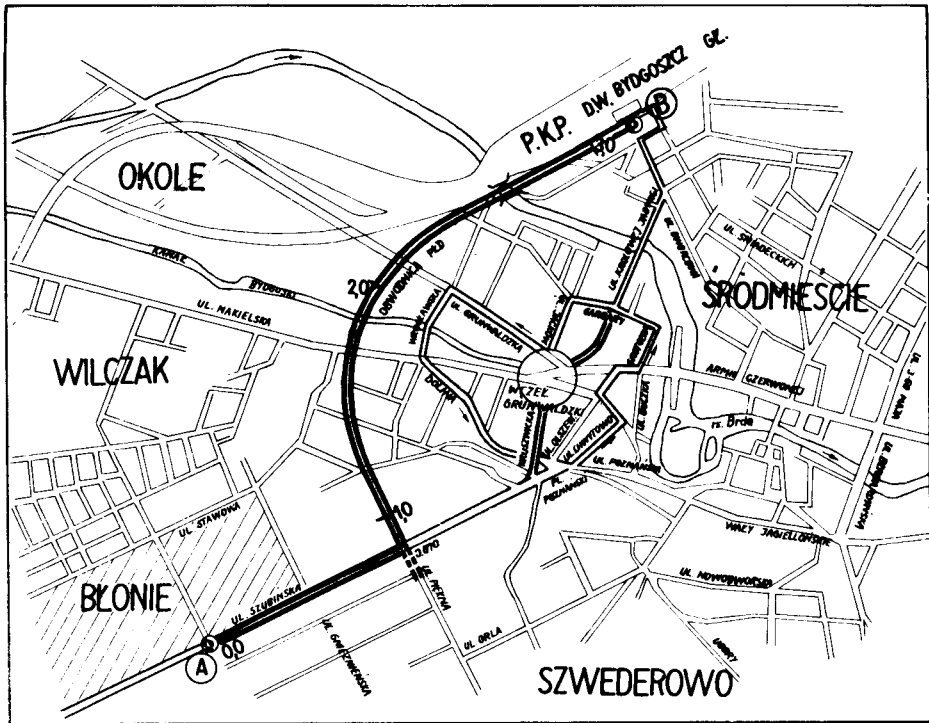
⁺) Mgr inż. Andrzej Nowicki, Zespół Budownictwa Drogowego, Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Bydgoszczy.

1) Ulica kategorii E: ulica ruchu ekspresowego - szybkość projektowa 100 km/h; ulica kategorii P: ulica ruchu przyspieszonego - szybkość projektowa 70 km/h [2] .

2) W planie ogólnym zagospodarowania przestrzennego Bydgoszczy opracowanie Miejskiej Pracowni Urbanistycznej w Bydgoszczy z roku 1964.

chodniej części miasta, łączący nowo wybudowane osiedle Błonie (skrzyżowanie ulic Szubińskiej i Broniewskiego) - oznaczone na planie sytuacyjnym i krzywej kątów poziomych literą "A", z dworcem PKP Bydgoszcz-Główna, oznaczonym literą "B".

Osiedle Błonie zamieszkuje obecnie co najmniej 25 000 osób, a w rejonie dworca PKP skoncentrowane są liczne zakłady pracy. Dojazd z osiedla Błonie do dworca kolejowego Bydgoszcz-Główna (odległość 3,7 km)³⁾ odbywa się następującymi ulicami: Szubińska, Plac Poznański, Chwytwo, Świerczewskiego, Czerwonej Armii (z alternatywą jazdy ulicą M. Buczka), Grottgera, Garbary, Królowej Jadwigi, Dworcowa, Unii Lubelskiej, Warszawska, Zygmunta Augusta. Już z liczby wymienionych ulic (12!) można wnioskować, że istniejący układ uliczny jest zawiły i stąd niedogodny, zarówno dla komunikacji indywidualnej jak też zbiorowej.



Rys. 1.

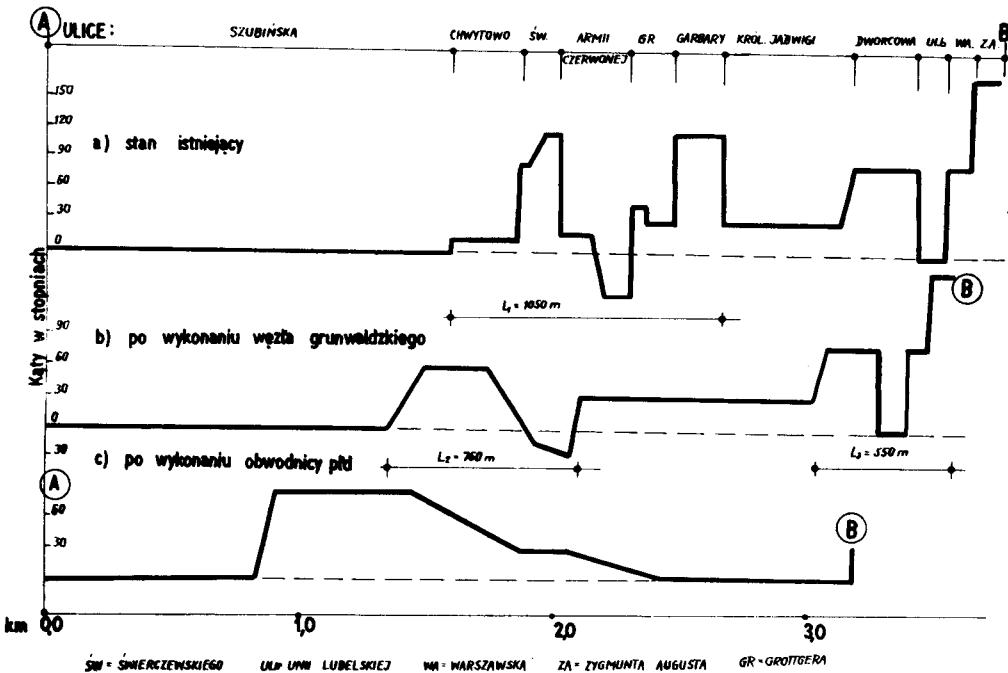
3) Odległość mierzona po trasie wymienionych ulic.

Wyjątek stanowi przebudowana dwujezdniowa ul. Szubińska o prostym - w planie - przebiegu.

Odległość między punktami "A" i "B" mierzona w linii powietrznej wynosi 2 720 m. Długość rzeczywista trasy mierzona wzdłuż układu ulicznego pomiędzy punktami "A" i "B" wynosi 3 720 m. Tzw. współczynnik wydłużenia⁴⁾ wynosi $\frac{3720}{2720} = 1,37$.

Trasa powrotna z dworca kolejowego na osiedle Błonie jest jeszcze bardziej wydłużona na skutek zamknięcia mostu na Starym Kanale Bydgoskim w ciągu ul. Grunwaldzkiej - objazd ulicami Jackowskiego, Grunwaldzką, Wrocławską, Doliną. Długość trasy powrotnej wynosi 4 570 m, a współczynnik jej wydłużenia: $\frac{4570}{2720} = 1,68$.

Wielkości współczynników wydłużenia znacznie odbiegają od wartości współczynnika optymalnego, wynoszącego 1,1⁵⁾ [2, s.32]. Stąd też potrzeba modernizacji układu ulicznego wydaje się oczywista.



Rys. 2.

4) Współczynnikiem wydłużenia nazywamy stosunek sumarycznej długości poszczególnych odcinków ulic do odległości w linii powietrznej punktów początku i końca podróży [3, s. 31].

5) Współczynniki wydłużenia wynoszą średnio:

| | |
|---|-------|
| dla układu prostokątnego sieci ulicznej | 1,273 |
| " " przekątnego " " | 1,090 |
| " " promienistego " " | 1,090 |
| " " promienisto-obwodowego sieci ulicznej | 1,098 |

Dla graficznego zobrazowania potrzeby modernizacji tego układu sporządzono krzywą kątów poziomych (krzywą planu sytuacyjnego zastępuje załączony wycinek planu sytuacyjnego w podz. 1 : 20000, rys.1). Krzywą skonstruowano w ten sposób, że na osi podłużnej obrazującej oś układu ulic w skali 1 : 2000 odłożono kąty zwrotu osi, mierzone w stopniach - powyżej osi w przypadku zwrotu trasy w lewo, poniżej osi - przy kątach zwrotu w prawo.

Dla prostych odcinków ulic wykreślono proste poziome, dla odcinków w łuku poziomym - proste pochyłe (dla stanu istniejącego praktycznie przyjmując długości łuku zerowe, z uwagi na minimalne wielkości promieni łuków poziomych).

Wykreślona krzywa kątów poziomych potwierdza, że istniejący układ ulic wykazuje znaczną ilość załamania kierunków jazdy, niedogodną dla użytkowników. Częstotliwość występowania tych załamania wpływać musi także na osiągnięte szybkości ruchu, nawet w warunkach pełnej swobody ruchu (przy minimalnym jego natężeniu).

Szczególnie charakterystyczny wydaje się odcinek układu ulic - od Placu Poznańskiego do skrzyżowania ulic Garbary i Królowej Jadwigi, długości 1050 m (odcinek L_1). Na tym odcinku suma kątów zwrotu wynosi 565° , czyli na 1 km długości trasy 540° . Dokonane pomiary szybkości ruchu przy użyciu samochodu marki Syrena 104 w warunkach pełnej swobody ruchu (godziny nocne) na suchej jezdni, przy normalnej⁶⁾ jeździe wykazały, że średni czas przejazdu wyniósł na tym odcinku $1'55''$, co odpowiada szybkości 33 km/h.

Dla trasy alternatywnej (z przejazdem ul. Buczka) o długości 1100m suma kątów zwrotu wynosi 615° - na 1 km trasy 560° . Tu średni czas przejazdu wyniósł $2'15''$, co odpowiada szybkości 29 km/h. W warunkach natężenia ruchu umożliwiającego średnią swobodę ruchu szybkości te spadały do 18 km/h. Przy dużych natężeniach ruchu należy się liczyć z dalszym spadkiem szybkości ruchu.

Dla poprawy istniejącego stanu rzeczy przewiduje się stopniową modernizację omawianego układu ulicznego. W planach inwestycyjnych miasta Bydgoszczy na lata 1971-1980 przewidziana jest budowa tzw. węzła grunwaldzkiego (od nazwy ul. Grunwaldzkiej), obejmująca zasypanie Starego Kanału Bydgoskiego, budowę ul. Kruszwickiej oraz przebudowę ul. Królowej Jadwigi. Dzięki realizacji tej inwestycji nastąpi poprawa geometrii układu ulicznego, chociaż odległość między punktami A i B w istotny sposób nie zmniejszy się; stąd też nie ulegnie poprawie wielkość współczynnika wydłużenia. Jednak suma kątów zwrotu zmniejszy się do 240° (na długość 760 m), czyli w przeliczeniu na 1 km - 315° . Nie ulegnie też poprawie geometria końcowego odcinka trasy - od skrzyżowania ulic Królowej Jadwigi i Dworcowej do dworca PKP - " L_3 " długości 550 m (suma kątów

⁶⁾ Przy przeciętnych wielkościach przyspieszeń i opóźnień samochodu.

zwrotu wynosi na tym odcinku 300° , w przeliczeniu na 1 km trasy - 540°).

Pełna modernizacja i poprawa układu ulicznego łączącego osiedle Błonie z dworcem PKP Bydgoszcz-Główna nastąpi po wybudowaniu - przewidzianej w planie ogólnym zagospodarowania przestrzennego Bydgoszczy - nowej trasy ulicznej tzw. obwodnicy południowej. Realizacja obwodnicy południowej poprawi zarówno geometrię układu ulic, jak też zmniejszy długość trasy do 3 200 m. Współczynnik wydłużenia wyniesie $\frac{3200}{2720} = 1,18$, zatem znacznie przybliży się do wielkości optymalnej. Suma kątów zwrotu na całym przebiegu trasy długości 3 200 m wynosić będzie zaledwie 170° , a w przeliczeniu na 1 km - 53° , (dla istniejącej trasy ulicznej suma kątów zwrotu wynosi 865° , czyli na 1 km - 232°).

Porównanie geometrii układu oraz warunków ruchu na trasach połączenia "A - B"

Tablica 1

| Przebieg trasy | Długość trasy m | Wielkość współczynnika wydłużenia | Suma kątów zwrotu stopni | Suma kątów w przeliczeniu na 1 km długości trasy stopni | Współczynnik w porównaniu z wariantem optymalnym | Szybkość maksymalna przy ruchu swobodnym km/h |
|---|--------------------|-----------------------------------|-----------------------------|--|--|--|
| W linii powietrznej | 2720 | 1,0 | 0 | 0 | - | - |
| Istniejący układ ulic od punktu "A" do punktu "B" | 3720 | 1,37 | 865 | 232 | 4,38 | 29-33 |
| Po wybudowaniu węzła grunwaldzkiego | 3600 | 1,32 | 540 | 150 | 2,83 | ok.50 |
| Po wybudowaniu obwodnicy południowej | 3200 | 1,18 | 170 | 53 | 1,0 | 60-70 |

Na podstawie przeprowadzonych badań można wyciągnąć następujące wnioski:

a/ Niektóre elementy metody wykreślnego różniczkowania, mogą mieć zastosowanie przy planowaniu modernizacji układu ulicznego miasta. Są to: plan sytuacyjny bądź krzywa planu sytuacyjnego oraz krzywa kątów poziomych obrazująca w dostatecznym stopniu płynność trasy w układzie istniejącym i po jego modernizacji.

b/ Pełne zastosowanie metody wykreślnego różniczkowania może mieć miejsce przy wariantowym projektowaniu ulic wyższych kategorii jak "B" i "P".

c/ Wielkość współczynnika wydłużenia przy stopniowej modernizacji rozpatrywanego układu ulic ulega zmniejszaniu, dążąc do wielkości optymalnej. Analogicznie zmniejsza się suma kątów zwrotu trasy ulicznej w przeliczeniu na 1 km.

LITERATURA

1. Buszma E., Nowoczesne projektowanie dróg. Warszawa 1966.
2. Normatyw projektowania ulic i placów miejskich; Ministerstwo Gospo - darki Komunalnej, Dziennik Budownictwa Nr 8 z 1965 r.
3. Mazurek T., Kubalski J., Komunikacja miejska. Warszawa 1968.

APPLICATION OF THE METHOD GRAPHICAL DIFFERENTIATION FOR PLANNING
THE STREET ARRANGEMENT MODERNIZATION

(in relation to the town of Bydgoszcz)

S u m m a r y

Examining the successive steps of the street arrangement modernization some elements of the graphical differentiation have been used.

By drawing the curve of horizontal angles an improvement of the traffic flow on the route after the modernization of the streets have been proved.

The influence of the traffic flow fluctuation on the speed of cars has been also proved.

Ryszard Wojtowicz¹⁾

WYNIKI BADAŃ DOTYCZĄCYCH
MOŻLIWOŚCI ZNORMALIZOWANIA WARUNKÓW AKUSTYCZNYCH
W ELEKTROWNIACH

1. ZAKRES I CEL PRACY

Prace nad możliwościami znormalizowania warunków akustycznych w elektrowniach podjęto z inspiracji - odpowiedzialnego za poprawne rozwiązanie problemu - Biura Studiów i Projektów Energetycznych "Energoprojekt" w Warszawie i ściśle z nim współpracującego Instytutu Energetyki w Warszawie. Efektem tej współpracy miało być opracowanie polskich norm dotyczących problemu hałasu w zakładach energetycznych.

Wstępnie zebrane materiały i przeprowadzone już badania stanowią przyczynek do występującej obecnie w Polsce konieczności wdrażania rozwiązań ergonomicznych w polskim przemyśle. Rozważania poniższe dotyczą przemysłu powszechnie uchodzącego za nowoczesny, tym większą więc aktualność, będą miały wypływające z nich wnioski - w odniesieniu do innych gałęzi przemysłu.

Czystość, estetyka, kwiaty, dywany, dużo światła itp. atrybuty wczorajszego pojęcia komfortu w zakładach energetycznych spotyka się bardzo często. W naszej wczorajszej wizji przyszłości tak właśnie wyobrażaliśmy warunki pracy człowieka w przemyśle. Dziś należy dokonać pewnych korekt. Zmusza do tego między innymi hałas, jako nowy element charakteryzujący środowisko fizyczne [14]. Truizmem byłoby wykazywać wpływ kształtu środowiska na wyniki pracy. Niestety, w naszych warunkach nie jest jak dotychczas, truizmem wykazywanie szkodliwego wpływu hałasu [15]. Typowym tego przykładem mogą być właśnie zakłady energetyczne, a w szczególności elektrownie, gdzie z jednej strony istnieją elementy nowoczesności, z drugiej strony człowiek narażony jest na szkodliwe działanie hałasu.

Hałas działa szkodliwie na organizm człowieka [1], a więc i na wydajność jego pracy. W wielu publikacjach wykazuje się szkodliwe działanie hałasu nie tylko na organ słuchu, lecz przede wszystkim na układ nerwowy, wegetatywny, krwionośny i stan psychiczny. Z badań przeprowadzonych na wpływ hałasu na konkretne narządy człowieka wynika, że działa on

¹⁾ Doc. dr hab. inż. Ryszard Wojtowicz, Kierownik Zespołu Budownictwa Ogólnego Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Bydgoszczy.

szkodliwie na serce, narząd wzroku, duże zwoje współczulne, gruczoły płciowe itp. [8]. Szkodliwość tę zauważono w obniżeniu działalności funkcjonalnej powyższych narządów, które prowadzi do powstawania różnego rodzaju schorzeń [1].

W uzasadnieniu celowości zwalczania hałasu podaje się konieczność ochrony człowieka, lub wykazuje się destrukcyjny wpływ środowiska na urządzenie techniczne. W obecnym stadium znajomości problemu istotny wydaje się tylko aspekt pierwszy, to znaczy, konieczność ochrony człowieka. Wpływ hałasu na urządzenia techniczne istnieje i można to łatwo uzasadnić [19]. Odgrywa on jednak mniejszą rolę na obecnym etapie rozwoju technologii i dlatego w dalszych rozważaniach dotyczących etapu wstępnego zostanie on pominięty.

Największą możliwość kształtowania warunków akustycznych w nowych zakładach ma projektant, nie jest jednak pewne, czy z możliwości tych korzysta [14]. Powoduje to obniżenie wartości urządzenia technicznego z racji niedostosowania go do współczesnych wymagań. Wymagania te w odniesieniu do niektórych aspektów problematyki są dziś dość szeroko określone, a jednocześnie bardzo wysokie. Ujmowane są w aspektach ergonomicznych, a zdarzają się nawet przypadki, że rozszerza się je do prakseologicznych. Konsekwencje niedostosowania urządzenia do współczesnych wymagań odbijają się na gospodarce narodowej, z tych więc względów wydaje się konieczne rozpoznanie tych spraw w ujęciu szerszym, niż to robi współczesna praktyka.

W ślad za rozpoznaniem idzie działalność normalizacyjna. Ta właśnie droga umożliwia wprowadzenie rozwiązań zapewniających poprawne warunki akustyczne w nowych elektrowniach. Poważnym jednak problemem jest forma ujęcia normatywu, jego precyzyjność i wnikliwość w istotę problematyki. W opracowaniu więc przyjęto zasadę, że dotrzeć należy do istoty, przyczyn hałasu, rozpatrzyć możliwość ich wyeliminowania bądź skorygowania warunków środowiskowych, a w przypadku napotykanym trudności technicznych w usunięciu ich źródeł.

2. ZASTOSOWANIE METODY

W opracowaniu stosuje się standardowe metody badań, których metodologiczne szczegóły są przedstawione w dostępnych w Polsce publikacjach [2, 6, 7, 10]:

a. Pomiarów fizycznych dotyczących środowiska akustycznego w elektrowniach.

b. Obserwacja-porównanie wyposażenia w maszyny i urządzenia analizowanej elektrowni z innymi, celem wyeliminowania przypadków sporadycznych.

c. Analiza przyczyn powstawania hałasu, wynikających z konstrukcji maszyn i urządzeń lub z ich eksploatacji.

d. Analiza aktów prawnych odnoszących się do kształtowania środowiska akustycznego, a więc niekoniecznie związanych z energetyką.

e. Analiza piśmiennictwa zwłaszcza uzasadniającego gospodarczą celowość korekty środowiska akustycznego w elektrowniach.

f. Wywiad-jako subiektywna ocena warunków pracy, ze względu na hałas.

3. ANALIZA WARUNKÓW AKUSTYCZNYCH STANU ISTNIEJĄCEGO

Stan istniejący zostanie w pracy przedstawiony na podstawie pomiarów kontrolnych wykonanych przez autora w jednej z elektrowni starego typu.

Pomiary wykonano w normalnych warunkach pracy elektrowni, w różnych godzinach, ściśle w tych samych miejscach. Każdy pomiar powtarzano od 10 do 20 razy, przy czym wartości ekstremalne odrzucono. Z pozostałych wyliczono średnią arytmetyczną. Wartości szczytowych zakłóceń akustycznych nie podaje się, ze względu na ograniczony czas ich działania. Pomiary zostały wykonane za pomocą:

a. sonometru sieciowego typ 2602 f-my Brüel-Kjaer,

b. miernika poziomu dźwięku typ MPC-7, prod. Zakładu Elektroakustyki Politechniki Warszawskiej,

c. miernika poziomu dźwięku z analizatorem typ MPDA - 1, prod. Inst. Podst. Prob. Techn. PAN,

d. precyzyjnego miernika poziomu głośności z filtrem oktawowym typ 2203 i 1613 prod. Brüel-Kjaer.

Zwiększona w porównaniu do normalnie przyjętych ilość pomiarów, jak również zastosowanie aparatury zróżnicowanej pod względem jakości, uzasadnia się poszukiwaniem wartości obiektywnie występujących.

Różnorodność maszyn i urządzeń spotykanych w zakładach energetycznych, ich różny stan techniczny itp. uniemożliwiają zakwalifikowanie poszczególnych urządzeń jako uciążliwych ze względu na hałas. Podobnie nie można się ustosunkować do szacunkowego określenia, które z urządzeń pracują ciszej: nowe czy stare. Przykłady poziomów zakłóceń akustycznych istniejących w nowych elektrowniach przedstawiono w tab.2.

Z danych w tablicy 1 i 2 można się zorientować, że znaczna część urządzeń technicznych jest źródłem nadmiernego hałasu. Zestawienia powyższe przedstawiają tylko przykłady poziomów zakłóceń akustycznych, w układach praktycznych jest ich znacznie więcej.

Wyniki pomiarów hałasu.

Tablica 1

| Lp. | Miejsce pomiaru - źródło hałasu | Poziom intensywności w dB C | U w a g i |
|-----|--|-----------------------------|---|
| 1.1 | Maszynownia - miejsce przeznaczone na rejestrację wyników pomiarów bądź na chwilowy odpoczynek | 85 - 100 | Pomiar w odległości około 4 m od turbogeneratorsa i około 2 m od ściany |
| 1.2 | Maszynownia - około 1,5 m od pracującego turbogeneratorsa | 90 - 97 | ASEA 30 MW Siemens -Schuck. 10 MW i 15 MW Brown-Boveri 10 MW |
| 1.3 | Maszynownia - najgłośniejszy pracujący turbogenerators | 97 | |
| 1.4 | Maszynownia - 4 generatory ustawione wzdłuż osi. Pracuje 1 i 2 przy nieczynnym 3 poziom obniża się o 2BC 4 " " " o 5BC 5 | 2 5 | |
| 2.1 | Kondensacja - stanowisko obsługi | 95 | |
| 2.2 | Kondensacja | 97 - 100 | w odległości 3 m |
| 2.3 | Kondensacja w przejściu do sąsiedniego pomieszczenia | 90 | odległość 5 m od stanowiska obsługi |
| 2.4 | Kondensacja - pomiar w sąsiednim pomieszczeniu odgrodzonym ścianą z otworem bez drzwi | 85 | |
| 2.5 | Kondensacja - różnica poziomów zakłóceń akustycznych w pomieszczeniu | 5 - 10 | |
| 3.1 | Nastawnia - około 6 m od stanowiska obsługi | 65 - 70 | |
| 3.2 | Nastawnia - stanowisko obsługi | 65 | |
| 4.1 | Stacja pomp wody zasilającej | 85 - 87 | odległość 1,5 m od pracującej pompy |
| 4.2 | Stacja pomp - stanowisko obsługi | 75 - 80 | |
| 5.1 | Kotłownia - stanowisko obsługi | 80 - 90 | |
| 5.2 | Kotłownia - bezpośr. obsługa kotła | 85 - 95 | hałas ciągły |
| 5.3 | Kotłownia - oczyszczanie podajnika | 100 | hałas impulsowy |

Poziom zakłóceń akustycznych w nowych elektrowniach

Tablica 2

| Lp. | Miejsce pomiaru | Poziom zakłóceń akustycznych w dB A w elektrowniach: | | |
|-----|--------------------------|--|----------|----------|
| | | Pątnów | Łaziska | Łagisza |
| 1. | wentylatory spalin | 87 - 97 | - | 76 - 77 |
| 2. | młyny węglowe | 90 - 98 | 95 - 98 | - |
| 3. | wentylatory powietrza | 92 - 99 | 92 - 101 | 87 - 95 |
| 4. | pompy wody zasilającej | 90 - 95 | 94 - 97 | 94 - 108 |
| 5. | pompa kondensatu | 92 - 99 | 92 - 94 | - |
| 6. | pompy na hałdzie popiołu | 101 - 104 | - | - |
| 7. | pompa bagrowa | 100 - 102 | - | - |

3.1. Najistotniejsze źródła hałasu i możliwości ich wyciszenia

Przedstawione powyżej poziomy zakłóceń akustycznych w elektrowniach są wysokie i mogą być uzasadnioną podstawą do ogólnej oceny warunków jako uciążliwych a nawet szkodliwych. Przyczyn istniejącego stanu rzeczy poszukiwać należy w zbyt głośnej pracy takich urządzeń jak: turbiny parowe, wentylatory, transformatory, generatory, pompy odśrodkowe, przekładnie, kruszarki węgla, stacje redukcyjne chłodzące, silniki elektryczne.

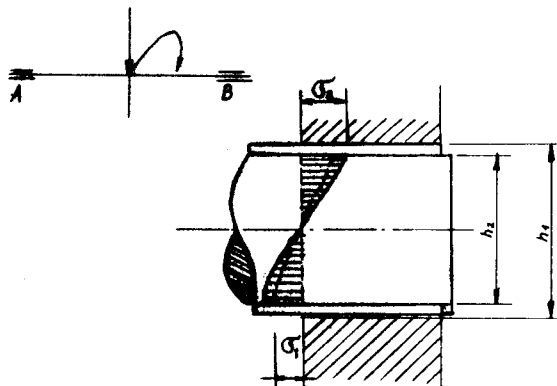
Cichobieżność tych urządzeń powinna być zapewniona już przy projektowaniu. Jest to jednak problem złożony, gdyż szczegółowa analiza wykazuje, że istotnymi przyczynami zbyt głośnej pracy powyższych urządzeń są: niedostatecznie wyważone elementy wirujące, praca kół zębatych, wadliwe łożyskowanie, przepływ cieczy czy gazów, procesy elektromagnetyczne.

Związane z tym wybrane problemy zostaną dalej przedstawione w ujęciu wykazującym trudności w poprawnym opracowaniu normy. Wykazanie jednak istoty przyczyny jest konieczne, gdyż może spowodować określenie dróg korekty w samej konstrukcji maszyn i urządzeń.

3.1.1 Hałas wywołany przez niedostatecznie wyważone elementy wirujące

Postulat wyważania elementów wirujących odnosi się do wyważania statycznego i dynamicznego. Niewyważone bowiem części powodują drgania przenoszące się przez wał, łożyska na inne elementy czy korpus maszyny, a stąd mogą się rozprzestrzeniać jako zakłócenia materiałowe. Na szczególną uwagę zasługuje fakt, że trwałość metody wyciszania hałasów przez

wyważanie elementów wirujących jest funkcją czasu. Z biegiem bowiem czasu eksploatacji narastają obciążenia dynamiczne powstające w wyniku zużycia i deformacji. Powoduje to znaczny wzrost sił wewnętrznych, przewyższających przyjęte w obliczeniach wytrzymałościowych [9]. Powstają w ten sposób możliwości powodowania trwałych odkształceń, zmieniających w istotny sposób warunki pracy maszyny.



Rys.1. Schemat kształtowania się naprężeń w czasie eksploatacji

Przy tym samym obciążeniu, lecz zmiennej w czasie eksploatacji wartości h :

$$h_1 > h_2$$

naprężenie wyniesie

$$\sigma_2 > \sigma_1$$

Ze wzrostem naprężeń wzrasta i zużycie. Skutkiem tego maszyny i urządzenia, których części wirujące są bardziej zużyte, z reguły pracują głośnieniej. Ten uproszczony dowód występuje znacznie drastyczniej przy uwzględnieniu obciążeń dynamicznych.

3.1.2 Hałas wywołany przez pracę kół zębatych

Praca kół zębatych jako źródło hałasu wymaga szerszego nasświetlenia ze względu na stosunkowo szerokie ich zastosowanie w maszynach i urządzeniach.

Hałas powodują elementy przekładni pobudzane do drgań. Najwyższy poziom natężenia wykazują te tony, których częstotliwości są równe całkowitej wielokrotności częstotliwości pobudzania. Zasadnicza część energii akustycznej pochodzi od częstotliwości wyższych od podstawowej. Widmo hałasu zależy głównie od rodzaju przekładni. Można to wyraźnie zaobserwować, porównując widma małych przekładni samochodowych z dużymi, np. okrętowymi. Stąd wynikają rozbieżności w ocenie poszczególnych wpływów.

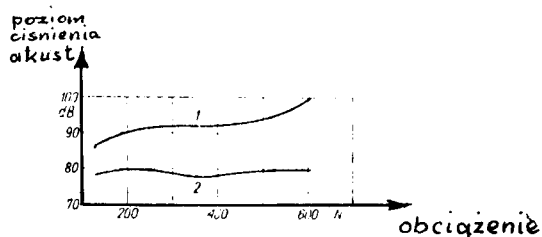
Wnioski wysunięte na podstawie małych przekładni nie zawsze są słuszne w przypadku przekładni dużych. Stwierdzono np., że zmiana kąta pochyle-
nia zęba, z 30° na 45° , nie wywołuje istotnej zmiany poziomu hałasu w
przekładniach dużych, podczas gdy w przypadku małej, jej wpływ jest is-
totny. Z innych czynników wpływających na poziom natężenia hałasu prze-
kładni zębatych można wydzielić następujące grupy:

a. związane z konstrukcją przekładni, np. koła, łożyska, wały, skrzynie przekładniowe, dobór właściwego materiału, prędkość kątowna kół itp.

b. wynikające z technologii budowy przekładni, np. wielkość błędów wykonania, gładkość itp.,

c. wynikające z jakości rozwiązania technicznego pomieszczenia, w którym pracuje przekładnia,

d. związane z jakością eksploatacji urządzenia.



Rys. 2. Hałas powodowany przez współpracujące koła zębate wykonane: 1. stal, 2. stal (kapron).

Znaczące są tu wartości jak: wielkość przenoszony mocy, prędkość kątowna kół, ilość i jakość przeciążeń, jakość smarowania, jakość stanu technicznego urządzenia, jakość konserwacji urządzenia. W obecnym stadium badań nie można ściśle i jednoznacznie ocenić wpływu poszczególnych czynników na poziom hałasu. Niemniej jednak już wiadomo, że np. koła zębate w miarę zwiększania ilości zębów, przy tej samej średnicy, pracują bardziej hałasliwie. Im więc mniejszy moduł zęba, tym większy hałas. W miarę zwiększania liczby zębów zwiększa się liczba impulsów, co wpływa na poziom zakłóceń akustycznych. Prawidłowość ta jest słuszna tylko do pewnej granicy. Zmniejszenie energii każdego impulsu powoduje obniżenie poziomu hałasu. Zwiększając ilość zębów zwiększa się częstość źródeł, co może zmienić subiektywną ocenę dokuczliwości hałasu.

Badania wykazały, że zmiana zębów prostych na skośne, o stopniu pokrycia powyżej jedności, daje obniżenie poziomu natężenia hałasu o około 15 dB. Dalsze zwiększenie stopnia pokrycia skokowego jest bardzo mało efektywne.

Zmniejszenie wielkości uderzenia w chwili wejścia zęba w zazębienie nie powoduje modyfikacji profilu głowy zęba. Należy cofnąć profil w głąb

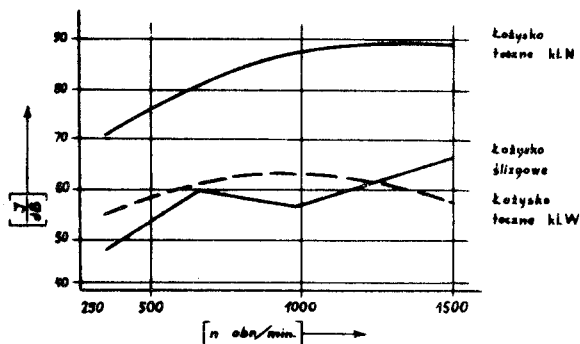
materiału zęba; wielkość cofnięcia zależy od wielkości przenoszonej siły. Jest to możliwe do zastosowania w przypadku występowania stałego momentu obrotowego, dostosowanego do wielkości modyfikacji. Przy obciążeniu zmiennym modyfikacja nie będzie zawsze odpowiednia. Właściwy dobór modyfikacji powoduje obniżenie poziomu zakłóceń o 2 do 3 dB.

Liczne pomiary wykazały, że:

- a. wielkość przełożenia ma minimalny wpływ na poziom natężenia hałasu,
- b. korekcja zaszereżenia w minimalnym stopniu wpływa na poziom zakłóceń akustycznych,
- c. ściany skrzyni przekładniowej powinny być zróżnicowane pod względem wielkości powierzchni, by różnicować w ten sposób okresy drgań własnych poszczególnych elementów,
- d. przez właściwe dotarcie powierzchni współpracujących zębów można zmniejszyć poziom natężenia hałasu o 3 do 4 dB,
- e. błędy podziałki mają wpływ tylko w przypadku przenoszenia małych obciążeń. Przy dużych obciążeniach zęby się odkształcają, tym samym wpływ błędów podziałki jest mniejszy,
- f. poprawne smarowanie zmniejsza poziom hałasu. Wpływa na to sam fakt istnienia w przekładni oleju, natomiast mało wpływają jego właściwości, jak np. lepkość,
- g. w zasadzie każda przekładnia urządzenia wbudowanego do obiektu winna być odizolowana od sprężystego ośrodka propagacji.

3.1.3 Hałas wywołany przez wadliwe łożyskowanie

Poziom hałasu powodowany przez łożyskowanie jest zależny od dokładności wykonania łożyska, czasu jego pracy, jakości konserwacji, rodzaju łożyska.



Rys.3. Wpływ łożyska na poziom hałasu/wg Kljukina/

Najniższe zakłócenia powodują łożyska ślizgowe, pod warunkiem, że są poprawnie wykonane, właściwie smarowane i nie nadmiernie zużyte. Na ich hałasliwość w czasie pracy ma wpływ również dobór materiału na pa - newki.

3.1.4 Hałas wywołany przez przepływy cieczy czy gazów

Hałasy wywołane przez przepływy cieczy lub gazów powodowane są przez: a. turbulencję strumienia, b. wiry, c. przeszkody zmieniające warunki przepływu, d. drgania urządzeń wywołane przez przepływający strumień.

Inne są wartości zakłóceń akustycznych wzdłuż przewodu, inne u jego wy - lotu. Przy wylocie nie ma izolującego działania ścianki przewodu.

Chcąc obniżyć poziom zakłóceń akustycznych powodowanych przez prze - pływ gazów należy zmniejszyć prędkość przepływu strumienia. Dwukrotne zmniejszenie tej prędkości obniża poziom hałasu o około 20 dB. W przy - padku, gdy jest to niewystarczające - przy dalszym zmniejszeniu szybkości przepływu stosuje się dyfuzory. Stosując duże prędkości strumienia należy liczyć się z koniecznością wprowadzenia dużej powierzchni otworu wylotowego. Wszelkie przejścia z jednego przekroju do innego winno prze - biegać łagodnie.

Korygowanie poziomu jest również możliwe przez zmianę kształtu strumienia. Dokonuje się tego przez podział na kilka oddzielnych stru - mieni. Hałasy wywołane przepływami cieczy lub gazów są trudne do wyeli - minowania, poprawne rozwiązanie konstrukcyjne pozwala jednak obniżyć po - ziom zakłóceń akustycznych do 20 dB.

3.1.5 Hałas wywołany przez procesy elektromagnetyczne

Hałas jest tu wywołany drganiami elektromagnetycznymi występujący - mi w szczelinie powietrznej maszyny. Powodują je siły promieniowe i styczne, rozłożone periodycznie w przestrzeni i czasie.

Zmianę poziomu intensywności hałasu magnetycznego uzyskuje się na drodze konstrukcyjnej przez odpowiednie dobranie uzwojenia stojana i wirnika, prowadzące do zmniejszenia ilości wyższych harmonicznych o du - żej amplitudzie. Osiągnąć to można przez odpowiedni dobór liczby żłob - ków stojana i wirnika, stosowanie uzwojenia stojana o skośnym poskoku, co eliminuje najgroźniejsze fale indukcji, lub też, przez skośne wyko - nanie żłobków wirnika względem jego osi.

Istnieją pewne możliwości obniżenia poziomu zakłóceń akustycznych drogą zwiększenia szczeliny powietrznej maszyny. Pogarsza to jednak pa - rametry techniczne maszyny. Nie można też osiągnąć całkowitego usunię - cia hałasów magnetycznych ze względu na magnetostrykcję.

W takich urządzeniach jak transformatory magnetostrykcja występuje drastycznie przy magnesowaniu rdzenia i powoduje, że wszystkie kolumny i jarzma zmieniają swe długości w kierunku równoległym do kierunku stru -

mienia magnetycznego. Przemagnesowanie rdzenia jest cykliczne. Każda z wymienionych wyżej części podczas jednego okresu zmian indukcji zmienia dwukrotnie swą długość. Stąd z reguły w widmie hałasu transformatora występują składowe o częstotliwości 100Hz lub jej wielokrotności.

W transformatorach występują też siły magnetyczne i to w tych miejscach, w których strumień magnetyczny przechodzi z jednej blachy do drugiej; powoduje to drgania rdzenia, którym towarzyszy hałas.

Hałas powstający w wyniku zmian pola magnetycznego może być ograniczony przez zwiększenie sztywności części podlegających magnesowaniu, przez nasycenie izolacji między warstwami rdzenia żywicami bądź olejami (podobne rezultaty można otrzymać przez zanurzenie trafo w zbiorniku z olejem).

3.1.6 Niektóre wnioski wynikające z analizy przyczyn powstawania hałasu

Analiza powyższych przyczyn powstawania zakłóceń akustycznych wyjaśnia w zasadzie istniejącą sytuację. Wykazuje, że przyczyn tych należy szukać w samej konstrukcji maszyny, czy urządzenia [11]. Przedstawione w tab. 1 i 2 wyniki pomiarów, ich poziom zakłóceń, ilość źródeł i ich jakość wskazują, że jest to rezultat zjawisk bardzo złożonych, wymagających więc bardzo szczegółowej analizy przy ich korygowaniu.

Należy zdać sobie sprawę z trudności technicznych i ekonomicznych w wyciszeniu źródeł. Wymaga ona bowiem zwiększenia dokładności wykonania elementów maszyny, wprowadzenia rozwiązań technicznych odmiennych w porównaniu z tradycyjnymi, wymaga niejednokrotnie pogorszenia wskaźników eksploatacyjnych, zwiększenia jej ciężaru o około 10%, a także zwiększenia umiejętności (eksploatacyjnych) obsługi itp.

Ten splot problemów automatycznie odbija się na warunkach ekonomicznych związanych z budową i pracą danego urządzenia. Stąd nie zawsze celowa jest nadmierna dążność do wyciszenia źródeł hałasu związanych z pracą maszyn i urządzeń.

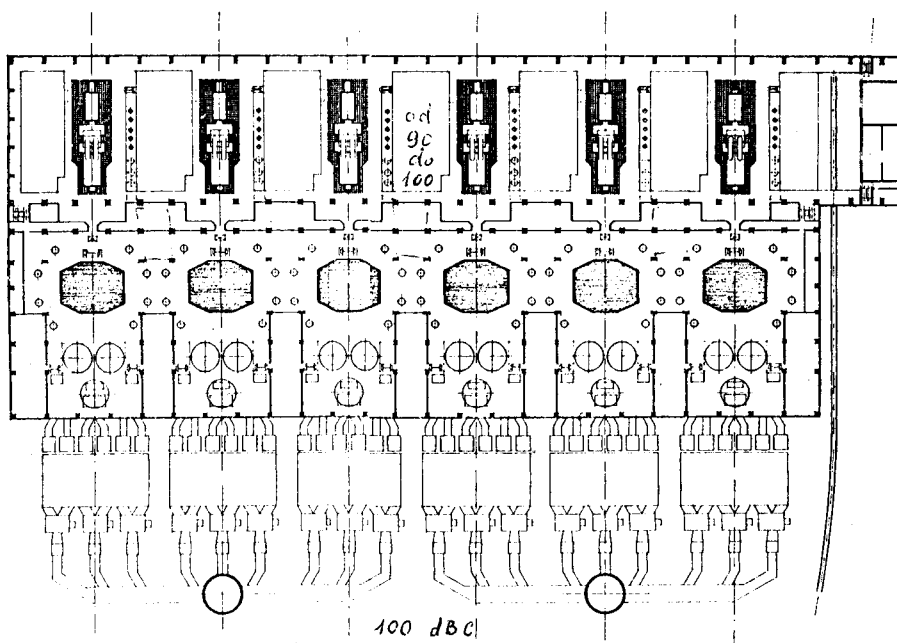
W ocenie trwałości rozwiązań - wyciszenie źródeł jest zabiegiem mało skutecznym, bowiem w miarę zużywania rozluźnia się zawartość konstrukcyjna maszyny czy urządzenia. Wszystko to powoduje, że zwiększa się ich hałaśliwość. Rezultatem tego są z reguły niezażądcalające warunki akustyczne.

3.2 Izolowanie źródeł

W rozwiązywaniu problemu ochrony człowieka sprawą ważną jest możliwość lokalizowania zakłóceń akustycznych. Odnosi się to do drgań materiałowych i powietrznych [5, 19]. W obecny sposób projektowania i wykonawstwa, tylko w sporadycznych przypadkach stosuje się rozwiązania zmierzające do lokalizacji zakłóceń materiałowych. Regułą jest trwałe,

sprężyste łączenie elementów, co w konsekwencji umożliwia rozprzestrzenianie się zakłóceń po całym obiekcie, nieraz w znacznej odległości od miejsca ich powstania.

Znacznie lepiej natomiast przedstawia się sprawa lokalizowania drgań powietrznych. W obiektach tak dużych, jak elektrownie całe rozwiązanie konstrukcyjne i architektoniczne podporządkowane jest wymaganiom technologii.



Rys.4. Rzut poziomy budynku głównego elektrowni

Przegrody nie stanowią tu w zasadzie przeszkody dla rozprzestrzeniających się zakłóceń. Z rzutu poziomego widać, że połączenia komunikacyjne poszczególnych pomieszczeń mogą być również dobrymi drogami przedostawania się zakłóceń. Również w stosowanych tam przegrodach złożonych nie ma możliwości przeciwdziałania. O izolacyjności akustycznej całej przegrody złożonej decyduje jej najmniej skuteczny element, to jest otwór drzwiowy, lub przeszklenie typu naświetla. Stąd skuteczność izolacyjna takich przegród jest niewielka.

Średnia akustyczność izolacyjna stolarskich elementów przegrodowych

Tablica 3

| Typ w/g katalogu stolarki | Stolarski element przegrody złożonej | Średnia akust.izol. właściwa R św. dB |
|---------------------------|--|---------------------------------------|
| Gad 80 | drzwi przylgowe, wypełnione, żebrówce obicie - płyta pilśniowa | 14 |
| Gp 80 | drzwi przylgowe, wypełnione w kratki, obicie - płyta pilśniowa | 16 |
| PP | drzwi płycinowe | 16 |
| 15 | okno zespolone - przekrój normalny | 18 |
| | okno krosnowe | 14 |

Niestety, izolacyjność akustyczna tych elementów jest mała, a w zasadzie nie czyni się starań w tym kierunku, by ją zwiększyć. Znane, nawet proste i tanie sposoby korekty nie znajdują zastosowania. Podobne wnioski wynikają z analizy przekroju pionowego (rys. 5).

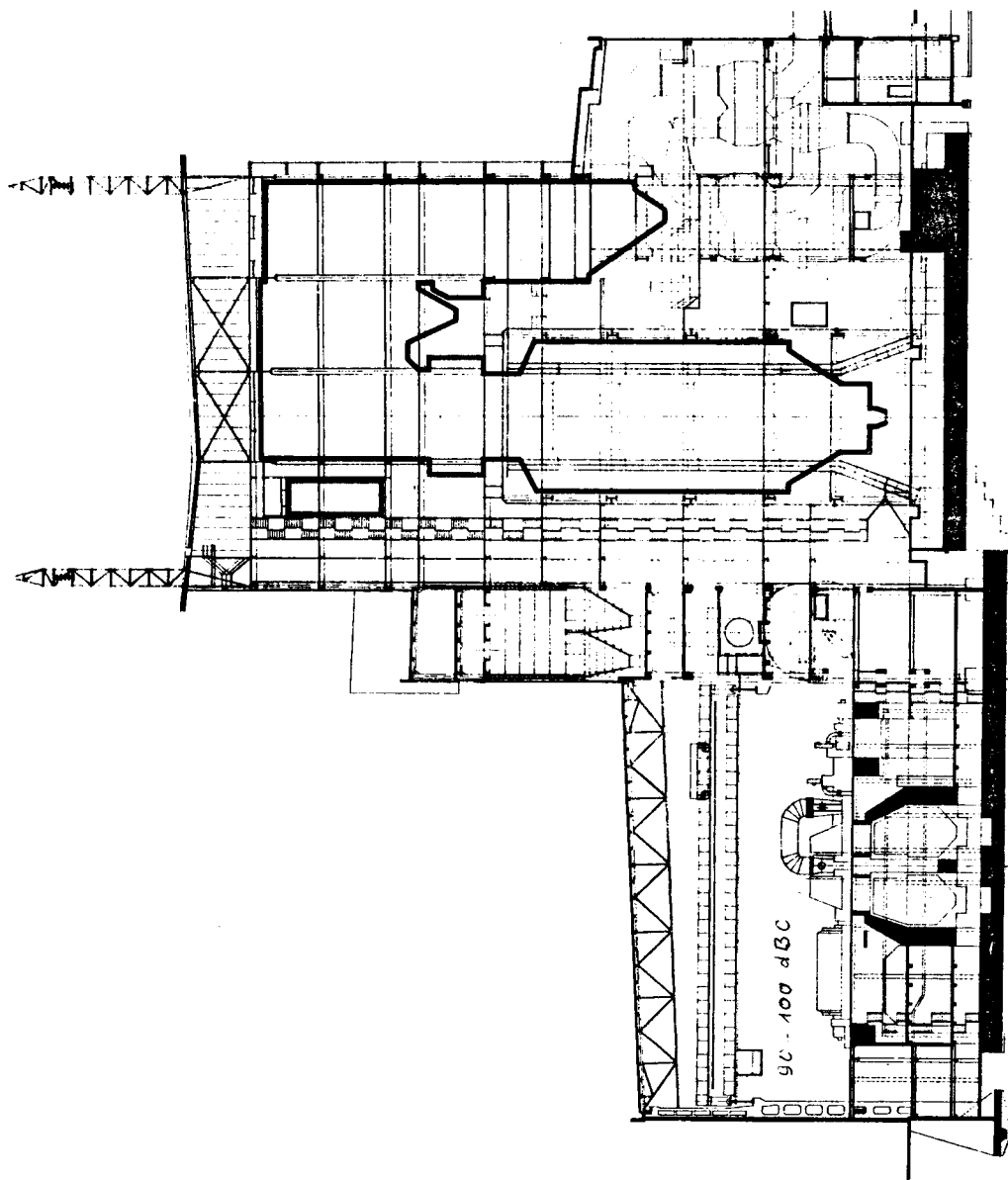
Źródła zakłóceń są rozmieszczone na różnych wysokościach. Z przekroju widać, że i tu nie ma możliwości wyizolowania poszczególnych poziomów, hałas może się więc swobodnie rozprzestrzeniać. Potwierdzają to wyniki pomiarów.

Tego rodzaju sytuacja skłoniła do stosowania wydzielonych pomieszczeń przeznaczonych do pracy osób obsługujących urządzenia.

3.3 I z o l o w a n i e o b s ł u g i

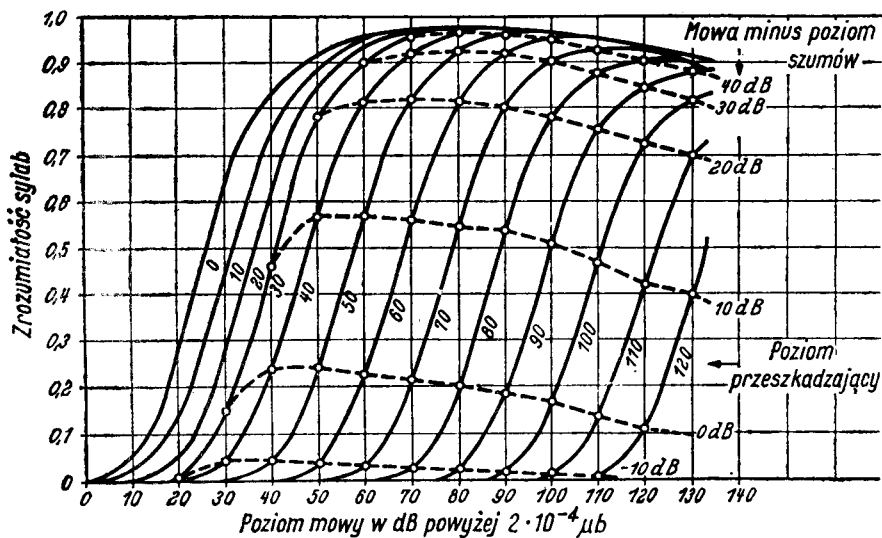
W całej zabudowie przestrzennej elektrowni rozrzucone są źródła hałasu, tworzące względnie zdyfuzowany klimat akustyczny. Jego wpływ na człowieka jest oceniany negatywnie przez zatrudnionych tam ludzi. W tej sytuacji możliwe jest i praktycznie stosowane - odizolowanie obsługi.

Warunki akustyczne niektórych pomieszczeń, jak np. nastawnie, są rozpatrywane już w czasie projektowania elektrowni i dlatego nie ma tam zbyt rażących zakłóceń. Są to pomieszczenia, w których wymagane jest utrzymanie ciszy. Pracuje tam kilkanaście osób. Mogą być również i pomieszczenia mniejsze, w skrajnych przypadkach kabiny 1-osobowe, gwarantujące możliwości telefonicznego porozumiewania się. To porozumiewanie się w ciągłym hałasie może być utrudnione [4], zmieniają się bowiem w istotny sposób warunki słyszalności i związana z tym zrozumiałość przekazywanych informacji.



Rys.5. Przekrój pionowy budynku elektronicznego.

Zagadnienie to badał Fletcher, a wyniki badań przedstawia rys. 6.

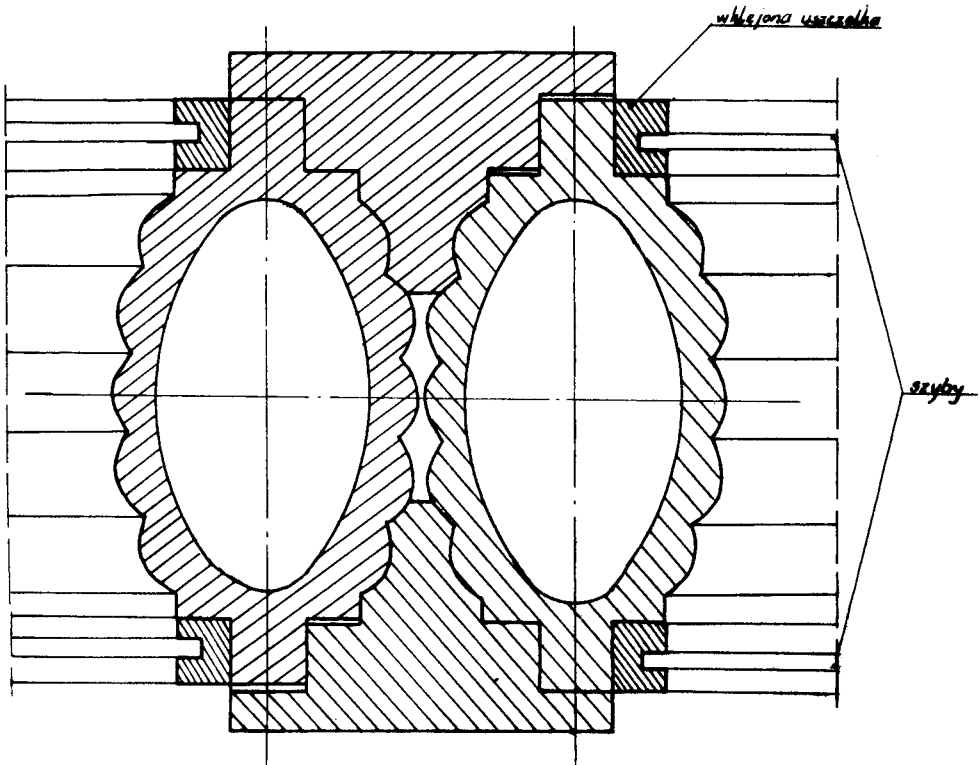


Rys.6. Zrozumiałość sylab w zależności od głośności mowy i poziomu zakłóceń.

Z ustaleń Fletchera można wysnuć wnioski co do jakości izolacyjnej przegród, z których jest skonstruowana kabina. Z praktyki wiadomo, że objętość tych kabln jest bardzo mała, stąd warunki pobytu w nich są niezadowalające. Użytkownicy w czasie ich użytkowania nie zamykają drzwi, lub jeżeli je zamykają, to na okres stosunkowo krótki. Z obserwacji wynika, że kabiny te wymagają znacznego udoskonalenia.

Ze względu na warunki akustyczne najgorzej przedstawia się obecnie sprawa bezpośredniej obsługi urządzeń. Biorąc jednak pod uwagę, że praca tej obsługi polega głównie na kontroli przyrządów pomiarowych – może się więc odbywać z wyizolowanej kabiny. Pozostałe czynności, wymagające bezpośredniego dozoru występują sporadycznie i wymagają tylko kilkunastominutowego, w przeciągu godziny, przebywania człowieka w hałasie.

Przy umiejętnym i poprawnym zaprojektowaniu kabiny można osiągnąć izolacyjność jej przezroczystych przegród sięgającą 45 do 50 dB. Ciekawy przykład rozwiązania technicznego przedstawia rys.7.



Rys.7. Przekrój poziomy konstrukcji przegrody
przeźroczystej

Ramiaki są tu wykonane z tworzyw sztucznych. Szyby są wklejone poprzez uszczelki do plastikowych ram. Całość konstrukcji jest bardzo szczelna. Uzyskuje się to przez wzrost rozprężającego działania plastikowych elementów konstrukcyjnych.

Innym przykładem rozwiązania jest osadzenie szyb typu Termopan z podciśnieniem wytworzonym między poszczególnymi trwale sklejonymi warstwami.

Skonstruowana z takich elementów kabina, odpowiednio wytłumiona, stwarza normalne warunki pracy dla obsługi. Ten wariant zabezpieczenia wydaje się najwłaściwszy, gdyż łączy w sobie możliwość nie tylko skutecznego zabezpieczenia, lecz również z racji niskich kosztów budowy rokuje



Rys.8. Oszklenie przegród przeźroczystych.

stosunkowo szerokie zastosowanie. Rozwiązanie to wymaga szczegółowego opracowania akustycznego stosunkowo trudnych elementów przegród złożonych. Wymaga ono również dużej dokładności w wykonawstwie, gdyż nawet proste wady, np. nieszczelności, zmostkowania itp., niwelują właściwości izolacyjne tego typu przegród. Dlatego też urządzenie to musi być wykonywane pod nadzorem specjalisty z dziedziny akustyki budowlanej.

4. ANALIZA PROBLEMOWA KOREKTY ORGANIZACYJNEJ

Korekta organizacyjna polega na dostosowaniu możliwości wykonywania procesu technologicznego do wymaganych warunków pracy. Konieczna jest tu znajomość przepisów prawnych, niejednokrotnie bez analizowania ich uzasadnienia merytorycznego. Może to więc być wariant korekty przydatny do szerokiego praktycznego zastosowania. Na tym założeniu pracuje w Polsce prawie cała służba BHP. Ten rodzaj korekty zostanie w pracy przedstawiony z punktu widzenia gospodarczego.

Zagadnienia akustyki budowlanej do niedawna nie doceniano, jako związanej z pewnego rodzaju komfortem. Nowsze, ergonomiczne badania wykazały, że hałas powoduje ujemne skutki gospodarcze, zwiększa bowiem bezpośrednio koszty produkcji. W obecnym stadium znajomości problemu trudno jest ustalić dokładnie finansową wartość strat ponoszonych na skutek działania hałasu w danej gałęzi przemysłu. Wynika to z faktu, że występują tu wartości społeczne, częściowo niewymierne, które są w naszym przypadku potrzebne tylko do oszacowania wagi problemu. Stąd można je w pewnych warunkach przyjmować na zasadzie uogólnień.

Badania przeprowadzone w różnych, niezależnych od siebie ośrodkach naukowych wykazały, że hałas wpływa na wyniki pracy. Przytoczyć tu moż-

Poprawa efektów pracy na skutek zmniejszenia poziomu hałasu

Tablica 4

| Miejsce pracy lub jej rodzaj | Poziom hałasu w dB | | Rodzaj wpływu | | | Wartości cytowe z literatury |
|---|-----------------------|----------------|--------------------------------------|---------------|-----------------------------|------------------------------------|
| | przed korekcie | po korekcie | zmniejszenie ilości błędów w % | braków w % | wzrost wydajności w % | |
| | | | | | | |
| Hale produkcyjne | 50 | 40 | - | - | 4,3 | [13] str. 114 |
| Zakłady tekstylne | 96 | 87 | | | 1,0 | [9] " 232 |
| Biuro | 41 | 35 | | | 9,2 | [9] " |
| Główny Urząd Telekomunikacyjny w Warszawie | 65 | 56 | 15-20 | | | [3] " 11 |
| | 62 | 58 | 15-20 | 1-2 | | [3] 17 str. 11 |
| | 60 | 54 | 15-20 | | | [12] str. 18 |
| Warsztat mechaniczny | redukc. | 25dB | 51 | 47 | | za Nawieźskiej H.I. |
| Hale produkcyjne | | | | | do 60 | [8] str. 17 |
| Hale produkcyjne | | | | | do 60 | [10] str. 16 |

na cały szereg publikacji, w których podano częstokroć zaskakujące wyniki zwiększenia wydajności pracy, bądź zmniejszenia błędów i braków - po wyciszeniu miejsc pracy. Częściowo problem ten ilustruje tab.4.

Obecnie w dobie powszechnej pracy akordowej i dość wysokich norm, przedstawione w tab.4 wartości kwalifikują zagadnienie do szczegółowego zbadania. Na szczególną uwagę zasługuje fakt, że efekty ekonomiczne wynikające z korekty warunków akustycznych w dotychczasowych badaniach wiązano zawsze z pracą wymagającą jednoczesnego angażowania wzroku.

W rozpatrywaniu efektywności inwestycji trzeba więc brać pod uwagę wpływ hałasu na efekty gospodarcze projektowanego zakładu. Należy tu uwzględnić fakt, że ukształtowane przez projektanta warunki akustyczne mogą być zmienione jedynie w drodze przebudowy. Powoduje to zwiększenie kosztów na etapie eksploatacji i odstrasza jednocześnie inwestorów. Stąd wydaje się konieczny postulat, by zagadnienia warunków akustycznych projektowanego urządzenia technicznego były rozpatrywane w zbilansowaniu na etapie projektowania.

W metodzie organizacyjnej wykorzystujemy regeneracyjne właściwości organizmu po usunięciu czynnika powodującego obciążenie, a w konsekwencji zmęczenie. Zasadnicze znaczenie ma tu ustalenie proporcji między czasem ekspozycji a okresem regeneracji.

Prof. Uniwersytetu w Michigan E.L. Page ustalił współczynniki do obliczenia koniecznego czasu odpoczynku, jeżeli praca odbywała się w hałasie (tab.5).

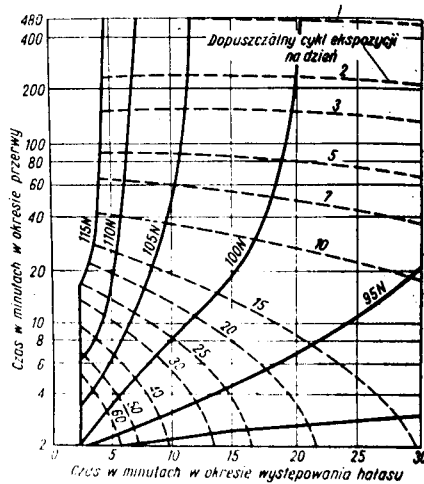
Tablica 5

| Współczynnik podstawowy dla pozycji siedzącej, bez ruchu i manipulacji ciężarami do 2 kg | | | | | |
|--|------|-------|-------|-------|--------|
| Okres czasu w % ogólnego czasu pracy, w ciągu którego działa przyczyna dodatkowego zmęczenia | 0-19 | 20-39 | 40-59 | 60-79 | 80-100 |
| Dodatek za warunki środowiskowe | | | | | |
| Przy zmęczeniu fizycznym spowodowanym przez wibracje, hałas, wysoką temperaturę itp. | 0,5 | 1 | 2 | 3 | 4 |
| Przy zmęczeniu spowodowanym napięciem uwagi i występują: | | | | | |
| - warunki złe, szczególnie hałas, kurz, wysoka temperatura itp. | - | 0,5 | 1 | 1,5 | 2 |
| - warunki bardzo złe, tzn. bardzo zintensyfikowane wyżej wymienione | 0,5 | 1 | 2 | 3 | 4 |

Za pomocą tych współczynników oblicza się procentowy czas przerwy. Dla zakładu jednak każde zwiększenie czasu pomocniczego oznacza stratę w produkcji, którą w przybliżeniu można szacować jako proporcjonalną do stopnia zwiększenia czasu pomocniczego.

Ujęcie warunków środowiskowych w formie przedstawionej w tab.5 jest dyskusyjne, a tym samym nie może stanowić podstawy do obiektywnego wyznaczenia wielkości czasu przerwy w pracy.

Znacznie bardziej precyzyjnym ujęciem jest normatyw ISO R-235. Ograniczono w nim czas przebywania w hałasie o poziomie wyższym od N 85 (rys.9).



Rys.9. Zależność czasu ekspozycji od poziomu zakłóceń i czasów ustalonych w organizacji pracy

Po każdorazowym przebywaniu w hałasie, odpoczywać należy w ciszy. Czas tego odpoczynku uzależniony jest od poziomu intensywności działającego hałasu. Określa się przy tym dopuszczalną ilość dawek hałasu w ciągu dnia pracy.

Opierając się na międzynarodowym normatywie można ustalić, że efektywny czas zmniejsza się znacznie - w miarę wzrostu poziomu zakłóceń akustycznych. Odnosi się to do normalnej liczby dopuszczalnych cykli działania hałasu. Należy się więc liczyć z możliwością dalszego ograniczenia ekspozycji, gdyż współczesny człowiek jest stale narażony na działanie hałasu o znacznych intensywnościach i to nawet w miejscach zorganizowanego odpoczynku (sporty motorowe, motorowodne, przejazdy do miejsc rekreacyjnych itp.).

Organizacyjne metody tworzenia nieszkodliwych warunków pracy dla człowieka są nieracjonalne, jeżeli na to zagadnienie patrzymy z punktu widzenia efektywnego wykorzystania miejsc pracy. Należy więc dążyć do technicznego wyciszenia źródeł i to nie tylko w środowisku pracy.

Z uzasadnień przedstawionych powyżej wynika, że jesteśmy gospodarczo zainteresowani znormalizowaniem warunków akustycznych w środowisku pracy człowieka. Punktem wyjścia do normalizacji były ustalenia dokonane na podstawie badań naukowych. Szczególnie chodzi tu o graniczne wartości działania hałasu na ustrój człowieka.

Według współczesnych pojęć - o szkodliwości hałasu decyduje jego intensywność, zawartość w nim impulsów, czas i pora jego działania. Ujęcie tych wszystkich informacji w jednym normatywie jest stosunkowo trudne. Wartości graniczne działania hałasu na ustrój człowieka badano różnymi metodami. Dlatego też różne są sposoby ujęcia normatywu. Wartości te są różne i to nawet tylko co do dopuszczalnego poziomu zakłóceń (tab. 6).

Na uwagę zasługuje fakt, że w jednostkach N podane są wartości logarytmiczne, stąd różnica 25 dB między ekstremami jest bardzo duża.

Wartości graniczne działania hałasu na ustrój człowieka

Tablica 6

| Lp. | Nazwa normy | Nr normy | Państwo | Dopuszczalny poziom hałasu w warsztatach w N |
|-----|---|--------------------------------|-----------------|--|
| 1. | Zalecenia Min. Zdrowia i Opieki Społecznej | BP-44651/ 1/54/68 | Polska | 60 - 70 |
| 2. | Code of practice for the measurement and limitation of noise with respect to annoyance | SABS 0103 1967 tab. 1 | South Africa | 75 |
| 3. | Code of basic data for the design of buildings Chap. III Sound insulation and noise reduction | BS-CP3 roz. 3 | Wielka Brytania | 80 - 85 |
| 4. | Bauphyssikalische Schutzmaßnahmen Schallschutz Mindestforderungen | TGK 10687/2 | NRD | 85 |
| 5. | Ochrana proti sireni hluku v pozemních strobach | CSN 730531 | CSR | 70 |

W obecnym stadium w Polsce najpoważniejszą rolę odgrywają przepisy o ujęciu kazuistycznym. Omawiają one różnego rodzaju zabezpieczenia, niezbędne dla ochrony pracownika przed wypadkiem i wskazują środki do zacho-

Z porównania podanych normatywów można się zorientować i ocenić jakość wymagań zawartych w obowiązującym w Polsce zarządzeniu.

1. Ustawa z 30 marca 1965 r. o bezpieczeństwie i higienie pracy w art.14 stwierdza, że: "Maszyny i inne urządzenia techniczne powinny być konstruowane i budowane w taki sposób, aby zapewniały bezpieczne, higieniczne oraz dogodne warunki pracy, a w szczególności zabezpieczały pracownika przed urazami, działaniem trujących substancji, porażeniem elektrycznym, szkodliwymi wstrząsami, nadmiernym hałasem i działaniem wibracji oraz promieniowaniem".

W art.31 tej ustawy: "Zakład pracy obowiązany jest dostarczyć bezpłatnie dogodnej w użyciu odzieży ochronnej, sprzętu ochrony osobistej i innych środków ochronnych pracownikom zatrudnionym przy pracach narażających ich na uszkodzenie ciała lub urazy mechaniczne, oparzenia, zatrucia, a także pracownikom zatrudnionym w niskich temperaturach, wilgoci, hałasie itp."

2. Zarządzenie Min.Bud. i Przem. Mat.Bud. z dnia 29 czerwca 1966 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać obiekty budownictwa powszechnego, omawiając problematykę ścian w § 12 wymaga by: "Pomieszczenia przemysłowe, pracownie lub składy, w których powstają szkodliwe lub w nadmiernym stopniu uciążliwe wyziewy, temperatury, dźwięki i drgania, albo szkodliwe ilości pyłów niepalnych oraz pomieszczenia inwentarza żywego - powinny być oddzielone od części budynku, w której znajdują się inne pomieszczenia przeznaczone na pobyt ludzi, ścianką szczelną nieprzenikliwą i w razie potrzeby odpowiednią pod względem termicznym i akustycznym".

W § 85.1. "Wnętrza pomieszczeń przeznaczonych na pobyt ludzi powinny być zabezpieczone w obiektach przed uciążliwymi dźwiękami i drganiami, przez odpowiednie usytuowanie tych pomieszczeń oraz przez zastosowanie środków tłumiących i odpowiednich rozwiązań w zakresie urządzeń wywołujących uciążliwe dźwięki i drgania".

§ 85.3. "Zakłady przemysłowe i inne obiekty budowlane, których sposób użytkowania powoduje uciążliwe dla użytkownika i dla otoczenia dźwięki, powinny być zaopatrzone w odpowiednie urządzenia dźwiękochłonne tak, by maksymalna intensywność dźwięku w pomieszczeniu odpowiadała wymaganiom normy państwowej, lub przepisów szczegółowych".

§ 85.4: "Silniki, pompy, wentylatory i inne urządzenia mechaniczne powodujące uciążliwe dźwięki lub drgania powinny być ustawione na fundamentach albo ramach nie związanych z konstrukcją budynku, jeżeli potrzebnego wygłuszenia nie można osiągnąć przez stosowanie odpowiednich środków tłumiących, jak amortyzatory, izolacje korkowe lub gumowe, połączenia elastyczne itp. środki".

§ 85.5: "W budynkach mieszkalnych i użyteczności publicznej ściany

zewewnętrzne, ściany między mieszkaniami lub oddzielające mieszkania od klatek schodowych i dźwięków oraz stropy między kondygnacjami należy zaopatrzyć w izolację przeciwdźwiękową, jeżeli wymienione elementy budynku nie posiadają wystarczającej wartości izolacyjnej. Rodzaj i grubość warstwy izolacyjnej powinna odpowiadać wymaganiom normy państwowej".

§ 85.6: "Ściany, podłogi i stropy pomieszczeń, w których w związku z ich użytkowaniem powstają uciążliwe dźwięki i drgania, na przykład w restauracjach, salach tanecznych, gimnastycznych, operacyjnych, porodowych itp. powinny być osłonięte izolacją przeciwdźwiękową, chroniącą sąsiednie pomieszczenia przeznaczone na pobyt ludzi, jeżeli konstrukcja tych ścian, podłóg lub stropów nie posiada wystarczającej wartości izolacyjnej".

Z powyższego przeglądu wynika, że zarządzeń tych jest stosunkowo dużo i ujmują szeroki wachlarz rozwiązań technicznych. Dotyczą one nie tylko środowiska pracy, lecz również i środowiska, w którym człowiek wypoczywa. Ujęcie takie odpowiada współczesnym wymaganiom podporządkowa - nym nowoczesnej organizacji pracy, jeżeli problem ograniczymy do oceny warunków środowiskowych. Przy obecnej nikłej w zasadzie znajomości podstaw techniki zwalczania hałasu, powyższe ujęcia nie spełniają swych zadań. W świetle przeprowadzonej analizy przyczyn powstawania hałasu i wymagań stawianych przez nowoczesną organizację pracy nie mogą być również w pełni przydatne do kompleksowego rozwiązania problemu i inne znane normy i normatywy, których przykładowe zestawienie zawiera tab.8.

Zestawienie norm dotyczących intensywności hałasów w pomieszczeniach

Tablica 8.

| Państwo | Oznaczenie normy | Tytuł normy | Institucja ustanawiająca |
|----------|---------------------|---|--|
| Austria | ÖAL-Richtlinie Nr 1 | Messung des Gerausches von Maschinen | Österreichisch. Arbeits. für Lärmbekämpfung Regierungsgeb. 1012 Wien |
| Belgia | NBN 263-1951 | Conditions acoustiques de travail d'installations de chauffage, ventilation, etc. | Institut Belge de Normalisat. 29 av. de la Brabanconne Bruxelles 4 |
| Bułgaria | BDS 6011-66 | Measurement of noise emitted by electrical rotating machines | Institut de Normalisation 8, r. Sveta Sofia Sofia |

| | | | |
|---------|--------------|---|---|
| C.S.R. | CSN 090862 | Noise of diesel engines Method of measurement | Office for Standards and Measurement Praha 1-Nove Mesto, Vaclavske Namesti 19 |
| | CSN 123062 | Measurement of noise and vibration from ventilators | |
| | CSN 178055 | Measurement of noise emit ted by computers | |
| | CSN 300513 | Measurement of internal noise emitted by road motor vehicl. | |
| | CSN 350019 | Special testing methods for electrical rotating machi nes III. Noise measurement | |
| | CSN 361005 | Noise measurement of dome stic electrical motor-ope rated appliances. | |
| Francja | S 30-006 | Regies Generales pour la Redaction des Codes d'Essais Relatifs a la Mesure du Bruit Emis par les Machines | L'Association Française de Normalisation 19.r.du 4 Sep tembre, Paris 2 |
| | S 31-006 | Code d'Essais pour la Mesure du Bruit Emis par les Machines Electriques Tournantes. | |
| Indie | IS 4758-1968 | Methods of measurement of noise emitted by machines | Indian Standards Institution Manak Bhavan 9.Bahadur Sheh Zafar, Marg, New Delhi 1. |
| | IS 3483-1965 | Code of practice for noise reduction in industrial buildings. | |
| Japonia | JIS B 1548 | Sound pressure levels ofball and roller bearings | Japanese Instit. of Standards Hitotsugi-cho Akasaka, Minato -ku, Tokyo |
| | JIS D 1041 | Acoustic testing of horns for motorcycles | |
| N.R.D. | TGL 0-9756 | Lautstarkemessung an Rechen maschinen | Amt fur Standard disierung. Mohrenstrasse 37a Berlin W 8 |
| | TGL 200-4504 | Elektrische Hausgerate. Gerauschmessungen.Mess und Prufverfahren | |
| | TGL 39-440 | Prüfvorschriften für Fahr zeuggetriebe. | |
| | TGL 39-703 | Prüfvorschriften,Auspuffge rauschdampfer,Verbrennungs motoren | |
| | TGL 39-767 | Verbrennungsmotoren,Gerausch messungen,Mezverfahren | |

| | | | |
|-----------------|--------------------|---|---|
| | TGL 200-3110 | Elektr.Maschinen.Bestimmung des Gerauschemessungen. Begriffe. Prüfverfahren. | |
| | TGL 39-852 | Innengeräusche von Kraftfahrzeugen und Anhangefahrzeugen | |
| | TGL 45-02148 | Gerauschemessung.Bestimmung der Schallpegel an Haushaltsmaschinen | |
| | TGL 50-29034 | Gerauschemessungen an rotierenden elektrische Maschinen, Richtlinien | |
| | TGL 153-6012 | Walzlager, /Radial-/ Rillen kugellager, Laufgerausch, zulässige Werte /Entwurf/ | |
| | TGL 153-6011 | Walzlager, Laufgerausch, Mez verfahren /Entwurf/ | |
| | TGL 200-1534 | Prüfung von Transformatoren ab 6,3 kVA Bestimmung des Geräuschpaneeles. | |
| N.R.F. | DIN 9756 | Lautstarkemessung an Rechenmaschinen | Beuth-Vertrieb GmbH Berlin W 15 und Köln |
| | DIN 42540 | Gerauscharte von Transformatoren. Bewerteter Schalldruck pegel /Schallpegel/. | |
| | DIN 45632 | Gerauschemessung an elektrischen Maschinen. Richtlinien. | |
| | DIN 45635 | Gerauschemessung an Maschinen | |
| | DIN 52218 | Prüfung des Geräuschverhaltens von Armaturen und Geräten der Wasserinstallation im Labor. | |
| Portugalia | NP 303 | Bruits Industriels | Estuda pela Direccao Geral dos Servicos Industrials |
| Rumunia | STAS 7150-65 | Methods of noise measurement in industry | Oficiul de stat pentru Standarde Str. Edgar Quinet 6 Bucarest 1. |
| | STAS 7301-65 | Measurement of noise emitted by electrical rotating machines | |
| Wielka Brytania | BS 848-1966 p 2 | Fan noise testing | British Standard Institution 2 Park Street London W 1 |
| | BS 4196-1967 | Guide to the selection of methods of measuring noise emitted by machinery. | |

| | | | |
|------|------------------------|---|---|
| | BS 2750 | Recommendation for field and laboratory measurement of airborne and impact sound transmission in buildings. | |
| ZSRR | GOST 11870-66 | Machines- Noise characteristics and methods for their determination. | Komitet Stan Leninski Prospekt /b Moskwa M 49 |
| | GOST 11929-66 | Measurement of noise emitted by electrical rotating machines and transformers. | |
| RWPG | zalecenia RS 675-66 | Maszyny elektryczne wirujące | R W P G |
| ISO | R 495 | General Requirements for the Preparation of Test Codes for Measuring the Noise Emitted by Machines. | International Organization for Standard. 1 r. de Varem- be. Geneva |
| | R 140 | Field and laboratory measurements of airborne and impact sound transmission. | |

Szczegółowa analiza norm w tabelach 6, 7 i 8 wskazuje na ich wy-
cinkowy charakter. W zasadzie żaden z powyższych aktów prawnych nie mo-
że być w pełni przydatny do praktycznego zastosowania w problematyce
zwalczania hałasu w energetyce. Nie można również doszukać się wzoru ak-
tu prawnego kompleksowo rozwiązującego problem środowiska akustycznego
w zakładach energetycznych.

Konfrontując wymagania zawarte w powyższych zarządzeniach ze sta-
nem faktycznym - do organizatora utożsamianego ze służbą eksploatacyjną
należy wybór alternatywy stworzenia nieszkodliwych dla człowieka warun-
ków pracy. W zasadzie jednak organizator nie ma wpływu na doraźną korek-
tę środowiska materialnego. Pewne możliwości stwarza tu fundusz przewi-
dziany na BHP, lecz jest on często niewłaściwie wykorzystywany ze wzglę-
du na trudności związane ze zwiększeniem mocy przerobowej w tych przed-
siębiorstwach, które mogłyby w drodze przebudowy skorygować warunki śro-
dowiskowe.

Powstaje więc problem, która z alternatyw jest społecznie korzyst-
niejsza i którą należałoby praktycznie zastosować w naszym przemyśle.
Dotychczas takiego rozpoznania nie ma, chociaż były już podjęte próby
oszacowania efektywności poszczególnych rozwiązań. W tej sytuacji ist-
nieje społeczna potrzeba określenia wpływu środowiska akustycznego
miejsca pracy na jej efektywność, i te problemy należy brać pod uwagę
przy ustalaniu postulatów normatywnych.

5. PRZESŁANKI DO NORMATYWNEGO OPRACOWANIA PROBLEMU WARUNKÓW AKUSTYCZNYCH W ELEKTROWNIACH

Przedstawiona analiza stanu istniejącego pozwala wysunąć wnioski dotyczące zakresu, w jakim winny być ujęte warunki akustyczne w elektrowniach. Pozwala również na ustalenie form ujęcia norm i możliwych do praktycznego wykorzystania uzyskanych już wyników badań.

Można przyjąć, że od strony teoretycznej hałas jest rozpoznany wystarczająco wnikliwie. Ten zakres częściowo został już znormalizowany, zwłaszcza w dziedzinie pojęć podstawowych. Z analizy podstawowych norm dotyczących omawianej sprawy wynika, że najbardziej miarodajne są tu opracowania ISO. Nasze normy różnią się od tych opracowań. Wydaje się więc zupełnie uzasadniony wniosek, by nasza norma dotycząca pojęć została znowelizowana.

Znacznie mniej dokładnie zostały zbadane zjawiska zachodzące pod wpływem hałasu w organizmach żywych, w tym i u człowieka. Istnieje cały szereg problemów tylko częściowo wyjaśnionych. Analiza metod badań, jakimi niektóre wyniki osiągnięto, pozwala wątpić w ich wartość poznawczą. Odnosi się to szczególnie do wyników badań socjologicznych, w tym psychologicznych i w części do fizjologicznych. Stąd jest niezmiernie trudno ustalić granice określające wpływ hałasu na efekty pracy. Pomimo tych wątpliwości i związanych z tym trudności normalizacyjnych wydaje się niecelowe powtarzanie tych badań, dla ich uściślenia. Są one bowiem bardzo pracochłonne i spodziewać się można, że nigdy nie będą dostatecznie ścisłe. Wydaje się natomiast słuszny wniosek, by cały zakres norm odnoszący się do ustalenia wpływu hałasu na człowieka oprzeć na opracowaniach międzynarodowych I.S.O. Ujmują one problem dość szeroko, uwzględniając ilości dopuszczalnych dawek hałasu, w zależności od jego natężenia, struktury, długości ekspozycji, wymaganego okresu przerw regeneracyjnych itp. Uwzględniają również charakter pracy, co ma szczególne znaczenie w układach, w których człowiek jest wykorzystywany do sterowania.

Analiza przedstawiona powyżej w odniesieniu do ekonomicznych aspektów z tym związanych, wskazuje na konieczność zachowania znacznego umiarku, z uwagi na koszty inwestycyjne i eksploatacyjne.

W Polsce problemy te nie zostały znormalizowane, co więcej nie było nawet próby podjęcia tego rodzaju opracowania dla jednej z gałęzi gospodarki narodowej. Pewne tylko aspekty uwzględnione zostały w PN-63/B-02151. Jest to jednak ujęcie pośrednie, odnoszące się do budynków mieszkalnych i użyteczności publicznej. Problem ten znalazł szersze odbicie w zaleceniach RWPG. Częściowo ujmuje te sprawy zarządzenie Min.

Zdrowia i Opieki Społecznej obowiązujące Stacje Sanitarно Epidemiolo - giczne. Rozszerzenie przepisów na inne gałęzie gospodarki narodowej wymaga bardzo wnikliwych badań. Uzasadnione jest to względami ekonomicznymi.

Podobnie przedstawia się sprawa w odniesieniu do zakłóceń akustycznych powodowanych przez zakłady energetyczne w pobliżu ich zlokalizowania. Nie ma tu żadnej normy, na której można by się wzorować. Zagadnienie wymaga kompleksowego ujęcia, zwłaszcza jeżeli chodzi o ustalenie ekonomicznie uzasadnionej szerokości strefy ochronnej.

Najpoważniejszym problemem do znormalizowania jest ustalenie wymagań w stosunku do istotnych przyczyn powodujących hałas. W zasadzie zagadnień tych nie rozpatruje żadna z norm, chociaż jest to jedna z zasadniczych dróg korekty. W kilku analizowanych normach są wymagania odniesione do efektywnej hałaśliwości maszyn i urządzeń. Chociaż jest to pewne uproszczenie, niemniej jednak w konsekwencji wiedzie ono do celu, jakim jest korekta warunków akustycznych. Według zebranych informacji, kryteria dopuszczalnej hałaśliwości maszyn i urządzeń elektrycznych są dopiero przedmiotem badań w kilku krajach i tylko fragmentarycznie problemy te zostały objęte normalizacją. W Polsce w dalszym ciągu trwają przygotowania do znormalizowania wymagań akustycznych, jakim powinny odpowiadać maszyny i urządzenia instalowane w elektrowniach.

Z przedstawionej analizy wynika, że problem kształtowania warunków akustycznych w elektrowniach jest niezmiernie złożony. W opracowaniu trzeba więc traktować go kompleksowo, rozpatrując od strony fizycznej, energetycznej, mechanicznej, budowlanej, ekonomicznej, warunków BHP i teorii organizacji pracy. Z tych właśnie powodów do wykonania tego zadania w Wyższej Szkole Inżynierskiej w Bydgoszczy zapewniona została współpraca naukowców z Politechniki Poznańskiej i Gdańskiej. Złożoność problematyki tłumaczy jednocześnie stan istniejący, wykazując trudności w wypośrodkowaniu wymagań, które należy ująć w aspektach ergonomicznych. Z drugiej strony w grę wchodzi tu zagadnienia dotyczące urządzeń o bardzo zróżnicowanym czasie starzenia się ekonomicznego. Z tych względów celowy wydaje się wniosek, by zostały one ujęte w trzech następujących normach:

1. obiekty energetyczne - dopuszczalny poziom hałasu wewnątrz pomieszczeń, wartości graniczne, metody badań i pomiarów,
2. obiekty energetyczne - dopuszczalny poziom hałasu zewnątrz pomieszczeń,
3. urządzenia i instalacje energetyczne - dopuszczalny poziom hałasu, wartości graniczne, metody badań i pomiarów.

Takie właśnie ujęcie zostało zaakceptowane przez zleceniodawcę Instytut Energetyki w Warszawie. Wydaje się, że jest ono uzasadnione z punktu widzenia projektanta, wykonawcy i użytkownika.



LITERATURA

1. Brodniewicz A.: Badania hałasu na terenie m.st. Warszawy. Prace i materiały, TERN Warszawa 1963.
2. Conturie L.: L'acoustique dans les bâtiments Eyrolles, Paris 1962.
3. Fronaszczuk I.: Psychologiczne aspekty oddziaływania hałasu na człowieka.
4. Furdujew W.W.: Akusticzeskije osnovy wieszczanija Swjaizzdat, Moskwa 1960.
5. Goliński J.A.: Wibroizolacja maszyn wirnikowych. Arkady, Warszawa 1964.
6. Iljaszuk J.M.: Izmierenija i normirowanije proizwodstwiennogo szuma. Profizdat 1964. Moskwa.
7. Judin B.J. /red./: Borba s szumom. Izdat. Lit. po Stroit. Moskwa 1964.
8. Karodina I.L., Osipow G.L., Szyszkin I.A.: Gorodskije i żyliszczno kommunalnyje szумы i borba s nimi Miedicina 1964 Moskwa.
9. Piszczek K., Nalczak J.: Drgania w budowie maszyn. PWN 1967 Warszawa.
10. Prutkow B., Szyszkin I.A., Osipow G.L., Karodina I.L.: Sumozaszczita w gradostroitielstwie. Izdat. Lit. po Stroit. 1966 Moskwa.
11. Puzyna C.: Zwalczanie hałasu w przemyśle. WNT 1970 Warszawa.
12. Sartin P.: Le bruit industrielle. Travail et Methode 1961/12.
13. Siemiński M.: Kultura a środowisko akustyczne człowieka. PZW Lekar. 1967 Warszawa.
14. Wojtowicz R.: Ergonomiczne aspekty środowiska akustycznego w budynku przemysłowym, Problemy Projektowe 1969/2.
15. Wojtowicz R.: Zarys wiedzy o pracy. Wyd.Nauk.Pol.Pozn. 1971.
16. Wojtowicz R.: Problemy ekonomiczne zwalczania hałasu Mater. z konf. PAN / NOT 1962.
17. Wojtowicz R.: Gospodarcze uzasadnienie celowości zwalczania hałasu w przemyśle. Ekonomia i Organizacja Pracy 1969/9.

18. Woźżowa A.I., Zacharow W.K.: Zaszczita ot szuma i wibracji na sowremiennych sredstwach transporta. Miedicina 1968.
19. Zeller W.: Technique de la défense contre le bruit. Paris 1964.

ACOUSTIC STANDARDS CONCERNING
POWER PLANTS

S u m m a r y

The acoustic noise in power plants was investigated by the author. Certain technical and organizational improvements are proposed. Also the corresponding acoustic standards were outlined, analyzing the results of measurements. It is noticed, that the standards were not defined till now and should be prepared in a form as general as possible.

Biblioteka Główna ATR
w Bydgoszczy

Cz

596

412

1996



BYDGOSZCZ

Cena zł 10,50