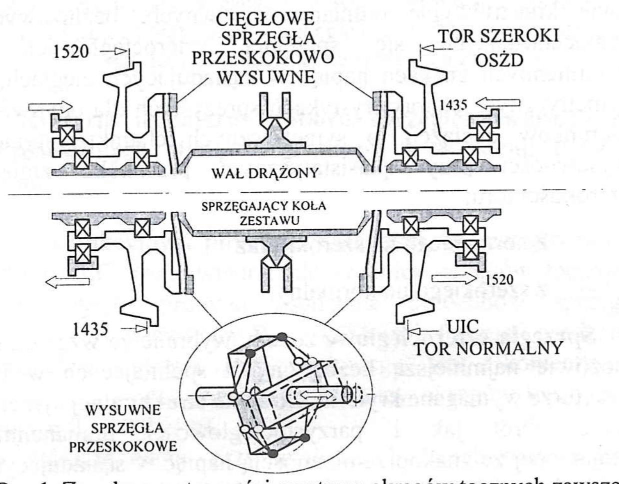
prof. .dr hab. .inż. Jerzy Madej
Politechnika Warszawska

Mechanika procesu zmiany rozstawu kół przestawnego zestawu 1435 – 1520 mm, przy ich obrotowym sprzężeniu za pomocą sprzęgieł czterocięgłowych

Artykuł dotyczy nowego rozwiązania rozsuwnego zestawu kół pojazdu szynowego przeznaczonego do ruchu w torze normalnym 1435 mm oraz w torze szerokim 1520 mm. Przedstawiono studium mechaniki przełączania rozstawu okręgów tocznych kół zestawu. Rozważono dwie odmiany sprzęgieł sprzęgających koła zestawu. Wyznaczono charakterystyki poosiowych obciążeń przestawnych. Studium w pełni potwierdziło poprawność zastosowania czterocięgłowych sprzęgieł przeskokowo - wysuwnych w nowym zestawie rozsuwnym.

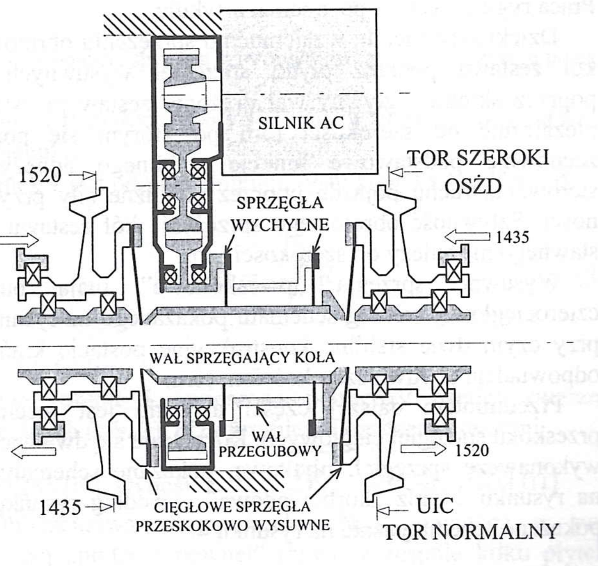
1. Zasada budowy zestawu przestawnego.

Zestaw kół kolejowego taboru klasycznego jest w torze prowadzony głównie siłami podłużnymi. Jedynie w ekstremalnych warunkach pracy (w łuku toru o małym promieniu) do pracy włącza się obrzeże. Stąd wynika fundamentalna zasada kolejnictwa klasycznego stanowiąca o sztywnym wzajemnym sprzężeniu obrotowym kół zestawu. W kolejowych zestawach kół przestawnych na dwie szerokości toru 1435 – 1520 mm zachowanie tej zasady jest szczególnie trudne.
W dalszym ciągu poświęcimy uwagę jedynie zestawom tocznym i napędnym taboru klasycznego, pasażerskiego i towarowego, przeznaczonego do bezpiecznego, stabilnego, niezawodnego i ekonomicznego ruchu w obydwóch kierunkach ruchu w torze o dwóch szerokościach. Niniejszy artykuł nie dotyczy pasażerskiego systemu Talgo dla ruchu jednokierunkowego.



Rys.1. Zasada przestawności rozstawu okręgów tocznych zawsze obrotowo sprzężonych kół zestawu kolejowego1435 - 1520 mm.

Nie będziemy tu prezentować przeglądu szczegółowego rozwiązań światowych. Wśród europejskich specjalistów są powszechnie znane rozwiązania bułgarskie, francuskie, hiszpańskie, niemieckie, polskie, rosyjskie. **Patent • bułgarski** ma niezależnie obracające się koła zestawu na nieruchomej osi. **Dwa rozwiązania francuskie** (dla komunikacji przestawnej z Hiszpanią) mają albo • zestaw klasyczny z zaciskami typu „ołówkowego" i mechanicznymi zabierakami zawierającymi obrotowy luz eksploatacyjnie nieunikniony albo • koła obracające się niezależnie. Ponadto, pierwsze ze wspomnianych rozwiązań francuskich ma nieobrotowe panewki przesuwne, podatne na zacieranie się z braku stałego klina smarowego. Podobne panewki i nieuniknione luzy mają rozwiązania: **• polskie, • niemieckie (NRD) i • rosyjskie (ZSRR).** Rozwiązanie **• hiszpańskie** dla towarowego ruchu przestawnego z Francją ma dwustronnie łożyskowane koła zestawu sprzężone poprzez małogabarytowy wałek wielowypustowy o małej sztywności skrętnej, z nieuniknionymi luzami eksploatacyjnymi przekładającymi się na duże swobodne przemieszczenia obwodowe na okręgu tocznym.



Rys. 2. Zasada przestawności rozstawu okręgów tocznych zawsze obrotowo sprzężonych kół napędnego zestawu kolejowego 1435 - 1520 mm.

Klasyczny kolejowy zestaw kół, dzięki wspólnej osi, ma sprężyste sprzężenie obrotowe, bez jakichkolwiek obrotowych luzów, w dowolnych warunkach pracy: przy dowolnych naciskach, prędkościach, szerokościach toru. Konstrukcyjnie poprawny zestaw przestawny powinien spełniać takie same kryteria.

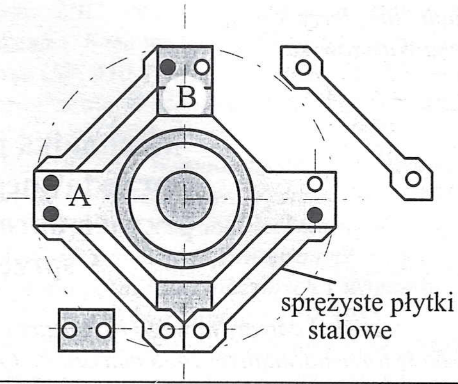
Na rysunkach 1 i 2 pokazano zasadę sprężystego sprzężenia obrotowego kół zestawu bez luzów, o charakterystyce niezależnej od szerokości toru.

Oś zestawu kół jest nieruchoma; nie obraca się. Na osi są osadzone nieprzesuwne wewnętrzne bieżnie łożysk tocznych obydwóch kół zestawu. Każde koło ma dwa ramiona (wsporniki), stanowiące nierozłączną część z tarczą (lub z piastą). Do wsporników są przyłączone płytki sprężyste lub „korbowody" sprężyste, z tulejami metalowo gumowymi na końcach. Pomiędzy kołami zestawu przestawnego znajduje się wał drążony wyposażony na końcach w ramiona (wsporniki) identyczne jak w kołach. Wał drążony jest więc zawieszony na kołach poprzez zachowujące nie zaburzoną współosiowość cięgłowe sprzęgła wysuwne. Każde koło zestawu jest obrotowo sprzężone ze współosiowym (wobec niego) wałem drążonym na którym może zostać osadzona tarcza hamulcowa. Koła zestawu są wyposażone w łożyska elementów ściśle pozycjonujących i ryglujących rozstaw okręgów tocznych zestawu przestawnego w zadanym położeniu. Stanowisko przestawcze ma szyny zbieżne na odpowiednio dobranej długości. Przy uwolnionych, znajdujących się w prowadniku osi wózka zaczepach pozycjonujących poosiowe położenie koła zestawu, każde koło zestawu przestawnego, poruszające się wzdłuż rozbieżnych szyn, jest prowadzone przez boczne prowadnice szynowe. Poosiowemu, bezluzowemu, powolnemu przemieszczaniu się kół w łożyskach tocznych immanentnie towarzyszy ich znaczny obrót. W układzie biegowym zestawu przestawnego nie ma żadnych członów „czysto" suwliwych. Nie ma też luzów w obrotowym sprzężeniu kół. Po zakończeniu poosiowego przesunięcia przestawnego kół elementy pozycjonujące na wózku zostają ponownie zaryglowane w nowym położeniu. Praca rygli wykracza poza temat artykułu.

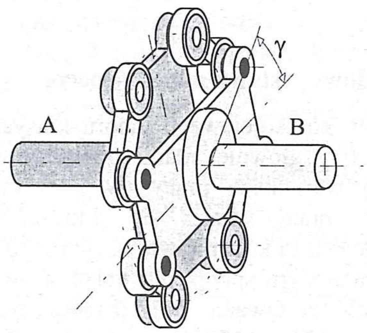
Dzięki sztywnemu, wzajemnemu sprzężeniu obrotowemu kół zestawu poprzez płytki sprzęgieł wysuwnych oraz poprzez skrętnie sztywny wał drążony, zestaw przestawny, niezależnie od szerokości toru po którym się porusza, zachowuje podstawowe funkcje stabilnego adhezyjnego sterowania ruchu pojazdu poprzez podłużne siły przyczepności. Sztywność obrotowego sprzężenia kół zestawu przestawnego nie zależy od szerokości toru.

Wysuwne sprzęgła „przeskokowe" mają budowę czterocięgłową, według schematu pokazanego na rysunku 1, przy czym dwie stabilne konstrukcyjne postacie krańcowe odpowiadają obydwu szerokościom toru.

Przedmiotem dalszej części artykułu jest mechanika przeskoku sprzęgieł cięgłowych. Rozpatruje się dwa warianty wykonawcze sprzęgieł: płytkowe, pokazane schematycznie na rysunku 3 oraz „korbowodowe" - według rysunku 1 - pokazane schematycznie na rysunku 4.



Rys. 3. Schemat sprzęgła z płytkami sprężystymi.
A – element aktywny; B – element bierny.



Rys. 4. Schemat sprzęgła z korbowodami sprężystymi.
γ – parametr rozwartości osi tulejek.

2. Dwie odmiany budowy wysuwnego, cięgłowego samocentrującego sprzęgła kolejowego zestawu rozsuwnego: „płytkowe" i „korbowodowe".

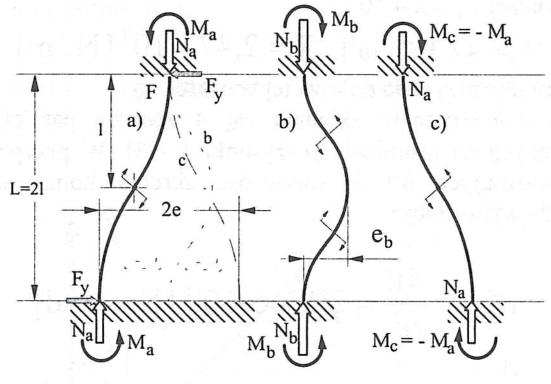
W niniejszym opracowaniu zostaną przeanalizowane dwie konstrukcyjne odmiany wysuwnych, bezluzowych, samocentrujących się sprzęgieł czterocięgłowych o przemiennych znakach napięć w sąsiadujących cięgłach, o symetrycznych charakterystykach sprężystych dla obydwóch kierunków obciążeń, o symetrycznych charakterystykach wysuwności przy quasistatycznym przeskoku zmiany szerokości toru:

- z normalnego na szeroki oraz
- z szerokiego na normalny.

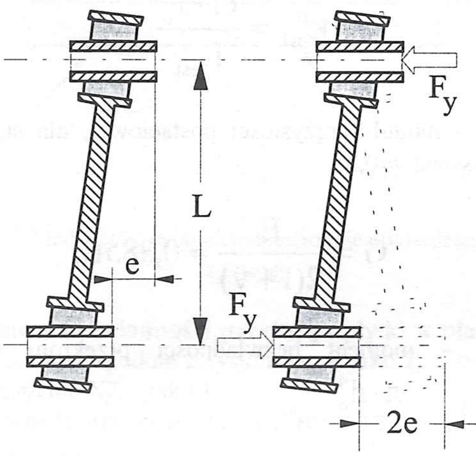
Sprzęgła czterocięgłowe zostały wybrane ze względu na możliwie najmniejszą liczbę cięgieł spełniających w ich strukturze wymagane kryteria: zarówno strukturalnej symetrii przez obrót jak i parzystocięgłowości immanentnie skojarzonej ze znakoprzemiennością napięć w sąsiadujących cięgłach. Odmiany nieparzystocięgłowe wykluczałyby znakoprzemienność. Sprzęgła o większej liczbie cięgieł nie były brane pod rachubę ze względu na siły przeskoku rosnące ze wzrostem liczby i spadkiem długości cięgieł.

3. Zasada przeskoku położenia sprzęgła stosownie do szerokości toru.

Zasada przeskoku wysuwności znakoprzemiennego sprzęgła czterocięgłowego wynika z jego warunków montażowych. Sprzęgło jest zmontowane z wysuwnością ± **e.** Dzięki temu, przy każdej szerokości toru, zestaw ma jednakową sztywność skrętną.



Rys. 5. Zasada przeskoku pojedynczej płytki w płytkowej odmianie sprzęgła czterocięgłowego (rysunki 1 i 3). Faza b) może mieć wybrzuszenie przeciwne.



Rys.6. Schemat pojedynczego łącznika – „korbowodu" sprężystego i zasada jego przeskoku w sprzęgle czterocięgłowym według odmiany 2 (pokazanej na rysunkach 2 i 4).

4. Kryteria techniczne doboru sprzęgieł stosownie do przenoszonych obciążeń granicznych w ruchu towarowym.

W konstrukcyjnym projekcie wstępnym, po uwzględnieniu skrajni UIC, (odpowiednio do średnicy okręgów tocznych D_k) przyjęto promień osadzenia przegubów sprzęgła płytkowego, wynoszący $R_p = 0{,}285$ [m]. Promień osadzenia przegubów sprzęgła „korbowodowego" jest z konieczności mniejszy i - odpowiednio do średnicy okręgów tocznych - wynosi $R_k = 0{,}26$ [m].

W dalszym ciągu, przy analizie obydwóch rozważanych odmian konstrukcyjnych, będą przyjmowane następujące kryteria:

- Zespół sprzęgieł i wału drążonego, skrętnie sprzęgający koła zestawu kolejowego, powinien doraźnie wytrzymywać statyczne obciążenia skrętne, wynikające z granicznych sił przyczepności kół do szyn, ze współczynnikiem bezpieczeństwa nie mniejszym od 2, przy nacisku każdego koła zestawu na szynę wynoszącym $Q_k = 122{,}5$ [kN], oraz przy współczynniku przyczepności $\Psi_{(V=0)} = 0{,}4$. Średnica okręgów tocznych $D_k = 0{,}92$ [m].
- Poprawnie funkcjonujący zespół sprzęgieł i wału drążonego podczas „przeskoku" położenia wysuwnego (przy zmianie szerokości toru) nie może podlegać działaniu przestawczych sił poosiowych większych aniżeli 20% nacisku pojedynczego koła zestawu.
- Zespół sprzęgieł i wału drążonego powinien wykazywać sztywność skrętną nie niższą od 50% sztywności skrętnej osi zestawu normalnotorowego.

Graniczny moment przyczepności pojedynczego koła zestawu wynosi:

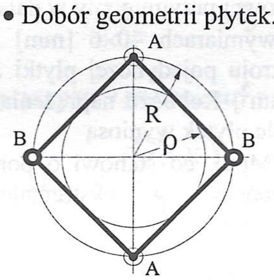
$$M_{gr} = Q_k \Psi_{(V=0)} R_k; \tag{1}$$

Moment obliczeniowy wytrzymałości doraźnej sprzęgła

$$M_{obl} = 2M_{gr} = 2 \cdot 122{,}5 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}46 = \\ = 45{,}08\,[kNm] \tag{2}$$

5. Oszacowanie wartości parametrów technicznych sprzęgła płytkowego

- Dobór geometrii płytek.



Rys. 7. Geometria sprzęgła czteropłytkowego w płaszczyźnie pracy.

Zgodnie z rysunkiem 7 siły panujące w płytkach działają na promieniu ρ.

Rysunek 7 jest odpowiednikiem rysunków 3 i 4, gdy $\gamma = 0$.

$$\rho = \frac{\sqrt{2}}{2} R \tag{3}$$

$\rho = 0{,}20153$ [m]

Długość płytki L, mierzona pomiędzy osiami sworzni mocujących (rys. 3), przy promieniu osadzenia sworzni $R = 0{,}285$ [m], wynosi $L = \sqrt{2R^2} = 0{,}40305\,[m]$.

Obliczeniowa siła normalna N_{pobl}, panująca w pojedynczej „płytce umownej" (czyli w zespole kilku płytek równolegle pracujących), przy założeniu równomiernego rozkładu obciążeń pomiędzy cztery płytki sprzęgła, wynosi:

$$N_{pobl} = \frac{M_{obl}}{4\rho} \tag{4}$$

$N_{pobl} = 55{,}9222$ [kN]

Płytka umowna powinna być wykonana ze **stali sprężynowej** (krzemowej lub chromowo – krzemowej):

Nazwa stali	symbol	R_e [Mpa]	Temp hart. °C/czynnik	Temp. odp. °C
Krzemowa	45 S	1000	830 woda	420
Chromowo - krzemowa	50 HS	1200	850 olej	520

Przyjmując rozciągające naprężenia dopuszczalne panujące w obciążonej płytce umownej o wartości k_{rj}=500 [Mpa], wyznaczamy przekrój A płytki umownej z dość znacznym zapasem bezpieczeństwa:

$$A = \frac{N_{pobl}}{1000 k_{rj}} = 111{,}844 \cdot 10^{-6} [m^2] \qquad (5)$$

Należy więc przyjmować w projekcie technicznym $A_{min} \approx 112$ [mm^2].
Przekrój płytki uogólnionej (umownej): A = b·h;
h- szerokość; b- grubość.

Warianty wykonań płytki umownej mogą być różne. Ze względu na bezpieczeństwo eksploatacji i łatwość diagnostyki wzrokowej przyjmujemy w dalszym ciągu zespół dwóch płytek o wymiarach 40×6 [mm] każda, o łącznej powierzchni przekroju pojedynczej płytki A_p = 240 [mm^2], czyli A = 480 [mm^2] Robocze naprężenia normalne w tak wykonanym zespole płytek wyniosą $\sigma_{rob\ max} \approx$ 116,5 [Mpa], co stanowi o ponad 8 – krotnym zapasie bezpieczeństwa w ekstremalnych warunkach obciążeń quasistatycznych.

- **Obliczenie najwyższej skrętnej sztywności roboczej sprzęgła płytkowego**

Sztywność robocza sprzęgła zawsze realizuje się w warunkach pracy płytek wygiętych (rysunek 5). Sztywność roboczą sprzęgła określa złożony stan odkształceń płytki; zarówno sztywność podłużna płytki prostej jak i sztywność płytki wygiętej. Ta ostatnia jest znacznie niższa niż w stanie wyprostowanym.

Najpierw dokonamy porównania sztywności skrętnych technicznie najsilniejszego obrotowego sprzężenia kół poprzez dwa sprzęgła, z płytkami wygiętymi, w stosunku do sztywności osi normalnotorowego klasycznego towarowego zestawu kół. W dalszej kolejności dokonamy oszacowania sztywności dwóch sprzęgieł płytkowych, pracujących w połączeniu szeregowym, z płytkami prostymi.

Rozważmy przypadek pojedynczego zespołu dwóch płytek wyprostowanych, każda o wymiarach przekroju h=40[mm], b= 6 [mm].
Sztywność podłużna zespołu dwóch płytek prostych:

$$\overline{\kappa} = \frac{EA}{L} = 2{,}472 \cdot 10^8 \qquad (6)$$

gdzie E – moduł sprężystości podłużnej. Dla stali E = 2,06·10^{11} [N/m^2]

Zgodnie z przyjętymi wymiarami, przekrój płytki pojedynczej $A_p = 2{,}4 \cdot 10^{-4}$;
A = 2A_p= 4,8·10^{-4} [m^2]; $\overline{\kappa} = 2{,}472 \cdot 10^8$ [N/m]; Na jedną płytkę przypada połowa tej wartości.

Na całe sprzęgło składają się 4 zespoły par płytek pracujących na promieniu ρ (rysunki 1 i 3). W przypadku wyprostowanych płytek sztywność skrętna kompletnego sprzęgła wynosiłaby:

$$\kappa^o_{sprz} = \frac{4\overline{\kappa}}{\rho^2} = 2{,}4346 \cdot 10^{11} \text{ [Nm/rad]} \qquad (7)$$

Sztywność skrętna osi klasycznego zestawu kół o średnicy d_o = 0,16 [m] i długości $L_{osi} \approx$1,35 [m], wynosi:

$$\kappa^o_{osi} = \frac{G \cdot J_o}{L_{osi}} \qquad (8)$$

gdzie: G – moduł sprężystości postaciowej; dla stali, gdy liczba Poissona ν=0,3;

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \approx 0{,}385E; \qquad (9)$$

oraz: J_o – moment bezwładności przekroju osi na skręcanie $J_o = \frac{\pi \cdot d_o^4}{32}$ [m^4];

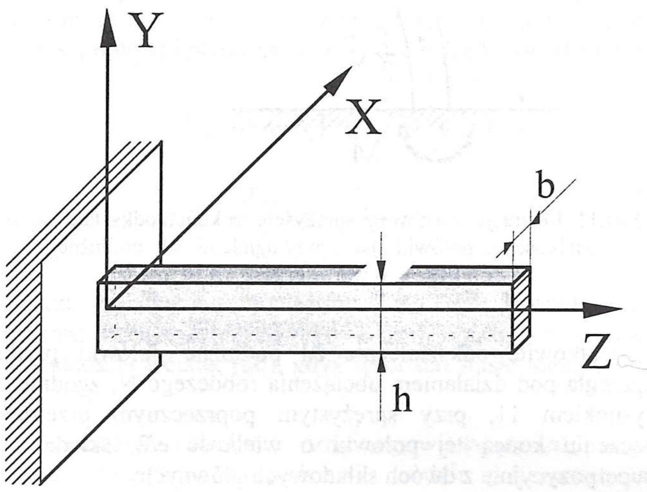
Zgodnie z powyższym, sztywność skrętna osi wynosi 3,77·10^6 [Nm/rad]. Zespół dwóch sprzęgieł z płytkami prostymi pracujących w układzie szeregowym może więc zrealizować sztywność nieporównywalnie wyższą, wynoszącą według (7) około 1,2·10^{11} [Nm/rad]. Wraz ze wzrostem wartości montażowego wygięcia wstępnego **e** płytek sztywność ta bardzo gwałtownie spada. Wyznaczymy ją w dalszym ciągu.

Porównując wyżej obliczone dwie wartości sztywności skrętnych **należy oczekiwać, że istnieje techniczna możliwość takiego zaprojektowania sprzęgieł płytkowych z płytkami wygiętymi, iż sztywność zespołu sprzęgieł może osiągać wartości tego samego rzędu co sztywność osi klasycznej** nawet przy założeniu że sztywność sprzęgieł z płytkami wygiętymi będzie o kilka rzędów niższa niż w przypadku płytek prostych. Należy więc wyznaczyć sztywności sprzęgieł z płytkami wygiętymi w położeniu roboczym.

W dalszym ciągu - etapowo - zajmiemy się najpierw wyznaczeniem sztywności podłużnej pojedynczego zespołu płytek wygiętych zgodnie z rysunkami 3, 5 i 7 a następnie sztywności skrętnej sprzęgła płytkowego. Zadanie nie jest klasyczne (poradnikowe). Będziemy stosować techniczne metody przybliżone. Najpierw zostanie wyznaczona przybliżona sztywność płytki przy narzuconej wartości wygięcia montażowego, odpowiadającej stabilnym położeniom wysuwnym sprzęgieł w torze zarówno normalnym jak i szerokim, zgodnie z rysunkiem 5.

• **Wzory pomocnicze.**

Sztywność zginania płytki prostej zamocowanej jednostronnie.



Rys. 8. Układ współrzędnych jednostronnie utwierdzonej płytki zginanej.

Moment bezwładności przekroju płytki w płaszczyźnie YZ oznaczymy zgodnie z rysunkiem 8 jako J_x; i podobnie – w płaszczyźnie XZ – jako J_y;

Sztywność przekroju na zginanie płytki w płaszczyźnie YZ oznaczymy jako κ_x; i podobnie – w płaszczyźnie XZ – jako κ_y;

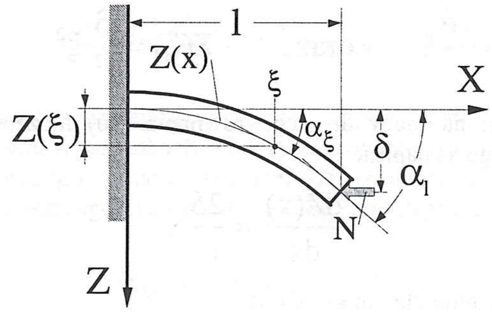
Sztywność giętną płytki o długości l obciążonej „czystym" momentem zginającym M w płaszczyźnie YZ oznaczymy jako κ_{xl}; i podobnie - w płaszczyźnie XZ -jako κ_{yl};

$$J_x = \frac{b \cdot h^3}{12}[m^4] \qquad \kappa_x = EJ_x\ [Nm^2]$$

$$\kappa_{xl} = \frac{M_x}{\alpha_x} = \frac{EJ_x}{l}[Nm/rad] \qquad (10a)$$

$$\text{oraz:}\quad J_y = \frac{b^3 \cdot h}{12}[m^4]; \quad \kappa_y = EJ_y\ [Nm^2];$$

$$\kappa_{yl} = \frac{M_y}{\alpha_y} = \frac{EJ_y}{l}[Nm/rad] \qquad (10b)$$



Rys. 9. Schemat płytki o długości l, wygiętej w (na przykład) płaszczyźnie XZ (według rys. 8) pod działaniem podłużnej siły N przyłożonej na jej końcu.

Zgodnie z rysunkiem 9, moment zginający w punkcie ξ belki wynosi:

$$M(\xi) = M_{y\xi} = (\delta - Z(\xi))N; \qquad (11)$$

Według (10b) sztywność belki w punkcie ξ wynosi:

$$\kappa_{y\xi} = \frac{M_{y\xi}}{\alpha_\xi} = \frac{EJ_y}{\xi} \qquad (12)$$

Kąt α_ξ według rysunku 9 jest opisany następująco:

$$\alpha_\xi = \frac{dZ(x)}{dx}\bigg|_{x=\xi} \qquad (13)$$

Podstawiając (11) oraz (13) do (12), w wyniku elementarnych przekształceń, otrzymujemy:

$$Z'(\xi) + \xi \cdot Z(\xi)\frac{N}{EJ_y} - \frac{N\delta}{EJ_y} = 0 \qquad (14)$$

Warunki brzegowe ugięć płytki są następujące:

$$a)\begin{cases} X = 0 \\ Z = 0 \end{cases} \quad b)\begin{cases} X = 0 \\ Z' = 0 \end{cases} \quad c)\begin{cases} X = l \\ Z = \delta \end{cases} \qquad (15)$$

Odgadując postać rozwiązania Z(x) spełniającą równanie (14) przy warunkach brzegowych (15), możemy napisać:

$$Z(x) = \varepsilon x^2 \qquad Z'(x) = 2\varepsilon x \qquad (16)$$

Zgodnie z warunkiem (15c), musi być spełniona równość:

$$Z(l) = \delta = \varepsilon l^2 \qquad (17)$$

skąd na mocy pierwszego równania (16) otrzymujemy:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{l^2}; \qquad \text{oraz:} \qquad Z(\xi) = \frac{\delta}{l^2}\xi^2 \tag{18}$$

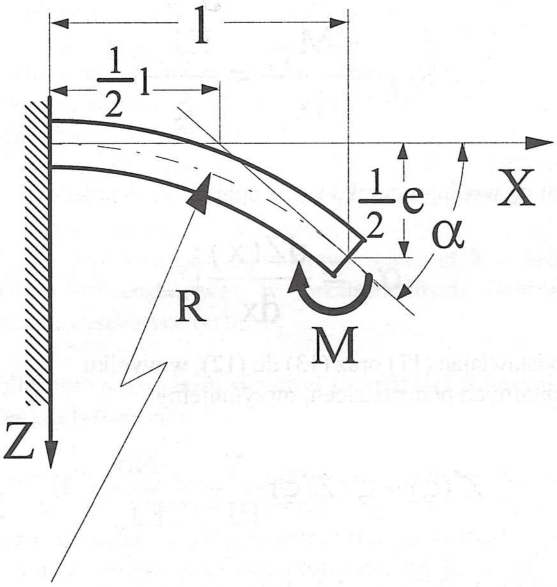
natomiast na mocy drugiego równania (16) możemy (dla dowolnego x) napisać:

$$\frac{dZ(x)}{dx} = \frac{2\delta}{l^2}x$$

oraz podobnie dla punktu x = l:

$$\frac{dZ(x=l)}{dx} = \alpha_1 = \frac{2\delta}{l} = \frac{\delta}{\frac{1}{2}l} \tag{19}$$

Analizując (19) należy dostrzec, że kąt pochylenia α linii odkształcenia belki o długości l na jej końcu pod działaniem siły N jest według (19) taki sam jaki wystąpiłby w przypadku działania momentu M przyłożonego na końcu belki o długości l. Taką sytuację, przykładowo, ilustruje rysunek 10.



Rys. 10. Linia odkształcenia belki o stałym promieniu pod działaniem momentu przyłożonego na jej końcu.

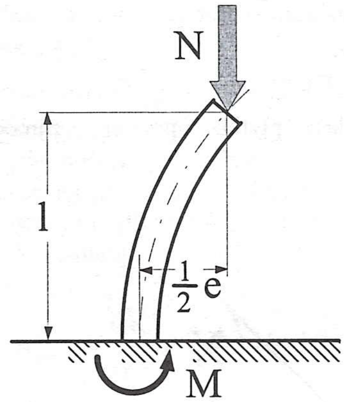
Zgodnie z rysunkiem 10 możemy napisać:

$$\alpha \approx \frac{\frac{1}{2}e}{\frac{1}{2}l} \tag{20}$$

Podobne (odpowiednio) wzory (19) i (20) identyfikują się dla δ=e/2.

Obliczając w dalszym ciągu długości płytek w stanie wygiętym możemy więc korzystać z prostego, przybliżonego modelu łukowych odkształceń płytki o stałym promieniu krzywizny.

- **Analiza wydłużeń płytki sprzęgła.**



Rys.11. Ilustracja równowagi sprężyście na końcu odkształconej o wielkość e/2 połówki płytki przy działaniu siły podłużnej o wartości N.

Całkowite odkształcenie Δl podłużne połówki płytki sprzęgła pod działaniem obciążenia roboczego N, zgodnie z rysunkiem 11, przy sprężystym poprzecznym przemieszczeniu końca tej połówki o wielkość e/2, składa się superpozycyjnie z dwóch składowych głównych:

$$\Delta l = \Delta l_N + \Delta l_\varepsilon \tag{21}$$

gdzie:

Δl_N – przyrost długości połówki płytki wyprostowanej pochodzący od panującego w niej obciążenia podłużnego N,

Δl_ε – przyrost długości połówki płytki wygiętej, pochodzący od panującego w niej obciążenia roboczego,

W analizie wydłużeń roboczo obciążonej płytki wygiętej największe znaczenie ilościowe ma ostatni człon równania (21). Podczas rozciągania lub ściskania płytki (według rysunków 7 i 11), pod obciążeniem roboczym, wartość kąta α będzie w znacznym stopniu zależeć od wartości tego obciążenia.

Wprowadźmy następujące oznaczenie:

$$\Delta l_\varepsilon = \Delta l_M + \Delta l_R \tag{22}$$

$2\Delta l_M$ – montażowy przyrost (ujemny) odległości osi sworzni mocujących kompletną płytkę o długości L=2l, wynikający z jej wygięcia wstępnego o ściśle określoną wielkość e, bez obciążenia roboczego; jest to **pozorne skrócenie** płytki.

$2\Delta l_R$ – dodatkowy **rzeczywisty przyrost** odległości osi sworzni mocujących kompletną płytkę znajdującą się pod obciążeniem roboczym (licząc od wyżej opisanego wygięcia wstępnego). W przybliżonym modelu liniowym przyrost ten zostanie wyznaczony w warunkach „swobodnego parametru e", według (20).

Zgodnie z wcześniejszymi uwagami, w analizie wariantu 1 sprzęgła, model podłużnego odkształcenia płytki według rysunku 11 możemy przyjmować jako w pełni odpowiadający modelowi według rysunku 10 .

Pierwszy człon składowy po prawej stronie znaku równości wzoru (21) ma następującą postać:

$$\Delta l_N = \frac{N \cdot l}{EA} \quad (23)$$

Zgodnie z wyżej zamieszczonym opisem wydłużeń składowych, wydłużenie robocze Δl_R jest fizycznie rozumiane jako mierzone od wydłużenia montażowego Δl_M. Według rysunku 10 możemy wyznaczyć pozorną zmianę długości połówki płytki na skutek odkształceń montażowych.

$$\Delta l_M = \tfrac{1}{2} l(1 - \cos\alpha_M) \approx \approx \tfrac{1}{2} l \frac{\alpha_M^2}{2} = \frac{\alpha_M^2}{4} l; \quad (24)$$

Kąt załamania montażowy α_M w stosunku do przemieszczenia montażowego **e** jest opisany z wysoką dokładnością według (20), gdyż wzór ten ściśle identyfikuje się z (19).

Dodatkowe załamanie $\Delta\alpha_R$ odpowiadające Δl_R może zostać wyznaczone na podstawie modelu pokazanego na rysunku 11.

Wróćmy do wzoru (21). Wielkość całkowitego wydłużenia Δl_ε związana z wystąpieniem ugięć montażowych i roboczych może być z dobrym przybliżeniem opisana przy zastosowaniu aproksymacji krzywizny płytki łukiem koła w warunkach swobodnej wielkości **e**. Z geometrii wydłużeń zilustrowanych rysunkiem 10 wynika prosty związek:

$$\Delta l = \tfrac{1}{2} l(1 - \cos\alpha) \approx \approx \tfrac{1}{2} l \cdot [1 - (1 - \frac{\alpha^2}{2})] = \frac{\alpha^2}{4} l \quad (25)$$

Zatem możemy napisać:

$$\Delta l_\varepsilon = \frac{\alpha_\varepsilon^2}{4} l \quad (26)$$

Całkowity kąt pochylenia ugiętego końca połówki płytki możemy wyrazić jako sumę kątów składowych.

$$\alpha_\varepsilon = \alpha_M + \alpha_R \quad (27)$$

gdzie: α_ε – pochylenie całkowite,

α_M –pochylenie montażowe stałe przy braku obciążenia roboczego wg. (24),

α_R – dodatkowe pochylenie robocze końca płytki, aproksymacyjnie traktowane liniowo, jako wynikające z chwilowo swobodnej wielkości e.

Na podstawie (26), biorąc pod uwagę (27), możemy napisać:

$$\Delta l_\varepsilon = \frac{1}{4} l(\alpha_M^2 + 2\alpha_M\alpha_R + \alpha_R^2) \quad (28)$$

W poprawnie zaprojektowanym, rozpatrywanym układzie fizycznym, w warunkach roboczych (z wyłączeniem procesu przestawczego zmiany rozstawu kół zestawu kołowego), relacje poszczególnych wyrazów (28), są następujące:

$$\alpha_M^2 > 2\alpha_M\alpha_R >> \alpha_R^2 \quad (29)$$

Dla wyznaczenia sztywności sprzęgła z płytkami montażowo wygiętymi interesuje nas głównie postaciowy przyrost kąta linii ugięcia płytki $\pm\Delta\alpha_R$ od początkowego położenia montażowego (jednakowego co do wartości bezwzględnej przy obydwóch szerokościach toru) do jej dodatkowego wygięcia pod obciążeniem roboczym:

$\pm\Delta\alpha_R = \alpha_{M\pm R} - \alpha_M$ przy modelowo przybliżonym założeniu początkowym iż wielkość **e** jest swobodna według rysunku 10.

$$\alpha_R \approx \frac{\frac{1}{2} e_{swob}}{\frac{1}{2} l} = \frac{e_{swob}}{l} \quad (30)$$

Należy jednakże pamiętać, że w rzeczywistości na swobodną wielkość e_{swob} zostały narzucone więzy zaś w sprzęgle czterocięgłowym panuje przemienność znaków obciążeń w cięgłach. Zatem wartość momentu zginającego panującego na końcu połówki płytki **ściskanej** pod obciążeniem roboczym jest **większa** aniżeli wartość montażowa. W płytce **rozciąganej - mniejsza**. Wartość średnia momentu zginającego płytki, w liniowym modelu sprzęgła, pod obciążeniem roboczym jest równa wartości montażowej.

$$M_{sr} = \frac{N_{sr}}{2} e_M \quad \text{gdzie:} \quad e_M = \alpha_M l \quad (31)$$

Zatem także **wartość średnia kąta małego ugięcia obciążonej płytki w traktowanym liniowo sprzęgle parzystocięgłowym jest równa wartości montażowej.**

Z powyższego wynika, że w przybliżeniu możemy wartość średnią momentu gnącego każdą z płytek sprzęgła traktować zgodnie z (31). Ostatecznie więc można (28) zapisać w postaci uśrednionej:

$$\Delta l_{\varepsilon sr} = \frac{1}{4}\alpha_M^2 \cdot l = \frac{e_M^2}{4l} \approx \Delta l_M \quad (32)$$

Wzór (32) daje wierne odwzorowanie energetyczne modelu liniowego.

Wypadkową sztywność podłużną pojedynczej płytki należy traktować jako łączny wynik sprężystych odkształceń podłużnych tej płytki oraz jej giętnych odkształceń.

Zgodnie z (10), (31) i (32) możemy wyrazić Δl_ε w funkcji obciążenia N:

$$\Delta l_{\varepsilon} \approx \Delta l_{\varepsilon sr} = \Delta l_{M} = \frac{1}{4\cdot l}\left(\frac{M\cdot l^{2}}{J_{Y}E}\right)^{2} = \frac{N^{2}e_{M}^{2}l^{3}}{16(J_{Y}E)^{2}}$$

Zatem, uwzględniając (23), łączne uśrednione wydłużenie robocze płytki sprzęgła wyniesie:

$$\Delta l \approx \Delta l_{N} + \Delta l_{M} = \frac{N\cdot l}{EA} + \frac{N^{2}e_{M}^{2}l^{3}}{16(J_{Y}E)^{2}} \qquad (33)$$

przy czym l=L/2; Δl=ΔL/2;

Z powyższego wynika, że robocza sztywność podłużna pojedynczej płytki wygiętej (według rysunków 7 i 10) $\overline{\kappa} = N/\Delta L$, jest **bardzo silnie nieliniowa:**

$$\overline{\kappa}(e_{M},N) \approx \frac{AE}{L}\left(\frac{64J_{Y}^{2}\cdot E}{64J_{Y}^{2}\cdot E + N\cdot e_{M}^{2}\cdot A\cdot L^{2}}\right) \qquad (34)$$

Sztywność podłużna wygiętej płytki umownej określa sztywność skrętną (roboczą) całego sprzęgła na przemieszczeniu Δφ = Δl/ρ według oznaczeń (3) i (4). W sprzęgle 4 - cięgłowym obliczeniowa wartość obciążenia N pojedynczej płytki wynosi:

$$N_{p.obl} = \frac{M_{obl}}{2\sqrt{2}\cdot R} \qquad (35)$$

Sztywność skrętna sprzęgła, zgodnie z (34), wynosi:

$$\kappa_{sprz}^{o}(e_{M},M_{rob}) \approx \frac{M_{obl}}{\Delta\varphi} = 4\overline{\kappa}\cdot\rho^{2} \qquad (36)$$

gdzie $\overline{\kappa}$ - według (34); ρ – według (3);

Obliczenie wartości liczbowych sztywności zostało zamieszczone w następnym punkcie.

Pod względem **stateczności postaci konstrukcyjnej**, wygięte płytki ściskane sprzęgła zawsze pracują w zakresie nadkrytycznych wartości sił. Siła podłużna krytyczna pojedynczej prostej płytki, według oznaczeń przyjętych na rysunkach 7 i 10, (według poradnika [1]) wynosi:

$$N_{krt} = \frac{Ehb^{3}\pi^{2}}{12L^{2}} \qquad (37)$$

6. Quasistatyczna charakterystyka przeskoku wysuwności sprzęgła płytkowego.

♦ Liniowy model przybliżony pojedynczej płytki i charakterystyka jej przeskoku.

Zgodnie z oznaczeniami przyjętymi na rysunkach 5 i 10, możemy wyrazić sztywność na jej umownym „końcu", w punkcie przegięcia płytki zginanej:

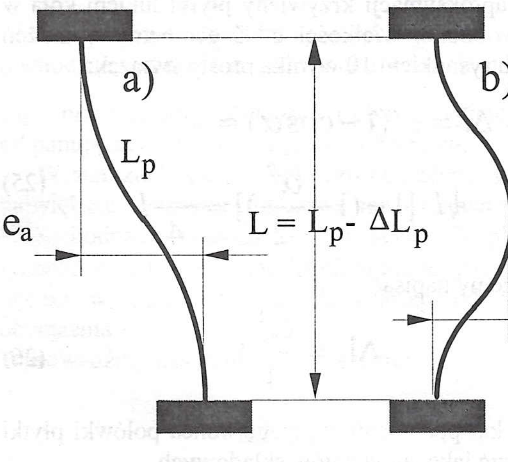
$$\kappa_{y}^{o} = \frac{M}{\alpha} \quad \text{gdzie: } \alpha = \frac{e}{l} \text{ oraz } M=F_{Z}\cdot l \qquad (38)$$

Należy podkreślić, że siłę F_Z płytki według rys. 10 należy w sprzęgle traktować odpowiednio jako siłę zgodną z kierunkiem osi zestawu F_Y, według rys. 5.

Korzystając z zapisu (10b) otrzymujemy wzór na „sztywność wysuwną" pojedynczej **prostej** płytki w sprzęgle:

$$\kappa_{Y} = \frac{F_{Y}}{e} = \frac{Ehb^{3}}{12\cdot l^{3}} \text{ albo } \kappa_{Y} = \frac{2Ehb^{3}}{3L^{3}} \qquad (39)$$

Sztywność na kierunku Y płytki **wygiętej** jest sumą sztywności płytki prostej według (39) + „sztywność przeskoku". Jednakże przy montażowo wstępnie wygiętych płytkach należy przyjąć $F_{y\ pocz}$ = 0, bowiem dominujące znaczenie energetyczne ma praca sił odkształcenia podłużnego oraz postaciowego płytek zaś początkowy przyrost momentu utwierdzenia przy płytkach już wstępnie wygiętych jest stosunkowo niewielki. W dalszym ciągu dokonamy oszacowania charakterystyki przeskoku na podstawie obciążeń podłużnych związanych z postacią wygięcia płytki wyznaczając jedynie ich wartości brzegowe w poszczególnych fazach.



Rys.12. Szkic pomocniczy do wyznaczenia przybliżonej charakterystyki przeskoku położenia pojedynczej płytki sprzęgła.

Wróćmy do rysunku 5. Długości składowych „połówek" umownych płytki w fazie a) i w fazie b) przeskoku wynoszą odpowiednio:

a) l_a=L/2; b) l_b=L/4;

Postaciowe przyrosty długości według (25) wynoszą odpowiednio:

$$\Delta L_{a} \approx L\frac{e^{2}}{L^{2}} = \frac{e_{a}^{2}}{L} \qquad \Delta L_{b} \approx \frac{2e_{b}^{2}}{L} \qquad (40)$$

Zatem

$$\frac{e_a^2}{2e_b^2} = 1 \quad \text{czyli} \quad e_a = \sqrt{2}\, e_b \qquad (41)$$

Oraz

$$\alpha_a = \frac{e_a}{L} \quad \alpha_b = \frac{e_a\sqrt{2}}{L} \qquad (42)$$

Siły podłużne w płytkach są w poszczególnych fazach przeskoku różne.

W przypadku a): l_a=L/2;
Moment brzegowy wynosi:

$$M_a = \frac{N_a e_a}{2} = \frac{2J_Y E\alpha_a}{L};$$

Zatem siła podłużna wyniesie:

$$N_a = \frac{4J_Y E\alpha_a}{Le_a} = \frac{4J_Y E}{L^2} \qquad (43)$$

W przypadku b): l_b=L/4;

$$M_b = \frac{N_b e_b}{2} = \frac{4J_Y E\alpha_b}{L};$$

Zatem siła podłużna wynosi:

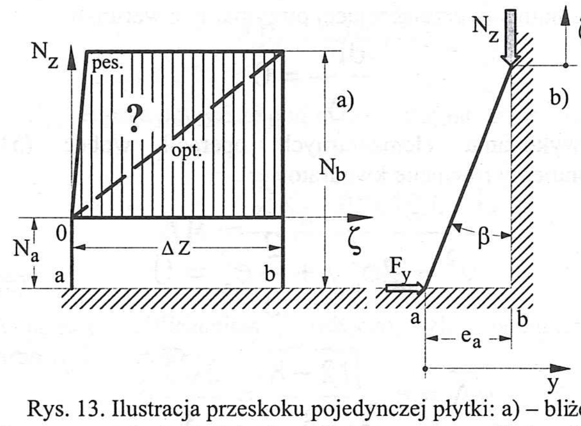
$$N_b = \frac{8J_Y E\alpha_b}{Le_b} = \frac{16J_Y E}{L^2} \qquad (44)$$

Przyrost siły podłużnej ΔN pomiędzy fazami przy przeskoku określa przybliżoną charakterystykę przestawczą pojedynczej płytki.

$$\Delta N = N_b - N_a = \frac{12J_Y E}{L^2} \qquad (45)$$

przy czym, dla narzuconego e_a, otrzymujemy:

$$\Delta L = \frac{e_a^2}{L} \qquad (46$$



Rys. 13. Ilustracja przeskoku pojedynczej płytki: a) – bliżej nieznane narastanie obciążenia podłużnego przy przejściu z fazy a) według rysunku 5, do fazy b) na przyroście ΔZ postaciowego wydłużenia płytki; dwa skrajne przypadki techniczne: „**pes**ymistyczny" i „**opt**ymistyczny"; b) – mechanizm przejścia do przemieszczenia wysuwnego e_a sprzęgła.

Nie interesuje nas szczegółowy przebieg charakterystyki narastania siły $N_a \rightarrow N_b$; pomiędzy fazami według wzorów (43) → (44). Do wyznaczenia technicznych wartości procesu przeskoku wystarczy znajomość wartości granicznych w fazach a) i b).

Zgodnie z rysunkiem 13, siła F_Y, działająca na kierunku poosiowym sprzęgła, podczas narastania przemieszczeń y aż do równoczesnego wyczerpania się we wszystkich płytkach przemieszczenia montażowego e_a, quasistatycznie równoważy przyrost siły ΔN w każdej płytce przy czym przyrostom przemieszczenia y towarzyszą przyrosty ΔZ (ujemne) postaciowej długości płytki.

♦ **Przybliżona charakterystyka przeskoku wysuwności sprzęgła.**

Zgodnie z zasadą prac przygotowanych, według rysunku 13b), możemy napisać:

$$d\zeta \cdot N_Z = dy \cdot F_Y \qquad (47)$$

oraz:

$$\frac{F_Y}{N_Z} = \operatorname{tg}\beta \approx \frac{e_a - y}{L} \qquad (48)$$

czyli:

$$d\zeta = \frac{e_a - y}{L} dy \qquad (49)$$

Po scałkowaniu (49) otrzymujemy:

$$\zeta = \frac{e_a}{L} y - \frac{y^2}{2L} = y\left(\frac{2e_a - y}{2L}\right) \qquad (50)$$

Zatem charakterystyka przeskoku jest paraboliczna stopnia trzeciego:

$$F_Y(y) = \frac{N_b - N_a}{2e_a^2 L}(2e_a - y)(e_a - y)y \qquad (51)$$

Ekstremum siły przełączającej otrzymamy z warunku

$$\frac{dF_Y}{dy} = 0$$

Po wykonaniu elementarnych operacji wobec (51), otrzymujemy równanie kwadratowe:

$$y^2 - 2e_a y + \frac{2}{3} e_a^2 = 0 \tag{52}$$

$$\sqrt{\Delta} = e_a \sqrt{\frac{12-8}{3}} = \frac{2\sqrt{3}}{3} e_a$$

Przybliżony charakter przeskoku pokazano na rysunku 14.

Przyjęto przy tym następujące wartości parametrów obliczeniowych:

Każda (dotąd rozpatrywana) **płytka umowna** składa się z 2 płytek fizycznych o wymiarach b×h=6×40 [mm]. Łączna powierzchnia przekroju płytki umownej wynosi $A=2A_p$;

$A= 2bh=4{,}8\cdot10^{-4}$ [m²]; L= 0,4 [m]; $e_a=0{,}02125$ [m];

h=0,040 [m]; b=0,006 [m]; $E= 2{,}06\cdot10^{11}$ [N/m²];

$G\approx0{,}385E=7{,}931\cdot10^{10}$ [N/m²];

Wartości ekstremalne siły przeskoku, przy założeniu liniowego narastania ΔN, występują na przemieszczeniu

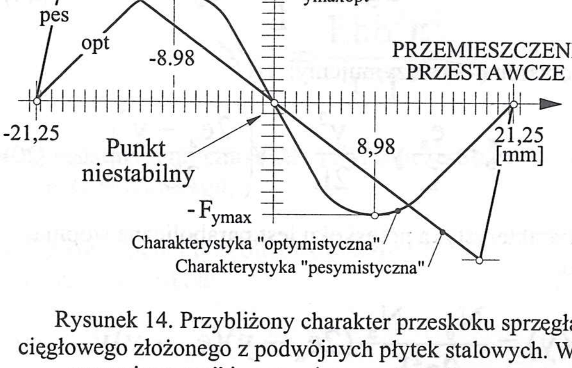
$$\bar{y} = 8{,}98\,[\mathrm{mm}]$$

licząc od punktu zerowego (faza b) – rys. 5. – wariant optymistyczny:

$$F_{Y\,max\,opt} = \frac{N_b - N_a}{2e_a^2 L}(2e_a - \bar{y})(e_a - \bar{y})\bar{y} \tag{53}$$

licząc od punktu zerowego (faza b) – rys. 5. – wariant pesymistyczny:

$$F_{Y\,max\,pes} = \frac{N_{kryt.stat}}{L} e_a \tag{54}$$



Rysunek 14. Przybliżony charakter przeskoku sprzęgła 4-cięgłowego złożonego z podwójnych płytek stalowych. Warianty „pesymistyczny" i „optymistyczny" według rysunku 13.

Wartości pomocnicze (dla pojedynczej płytki):

$J_y=7{,}2\cdot10^{-10}$[m⁴]; $J_Y^2 E = 1{,}668\cdot10^{-7}$ [Nm⁶];

$AE = 4{,}944\cdot10^7$ [N]; $e_a^2 = 4{,}515\cdot10^{-4}$ [m];

$N_{obl}=27961{,}73$ [N];

Wariant „pesymistyczny" został obliczony jako odpowiadający warunkom utraty stateczności postaci konstrukcyjnej płytki początkowo wyprostowanej. Jest to graniczny przypadek techniczny.

<u>**Ekstremalne wartości wysuwnych sił przeskoku kompletnego sprzęgła**</u> (zgodnych z kierunkiem osi zestawu) dla wyżej przedstawionych wartości parametrów wynoszą w przybliżeniu:

Wariant „optymistyczny": $F_{ySmax\,opt} = 909{,}97$ [N]

Wariant „pesymistyczny": $F_{ySmax\,pes} = 3888{,}376$ [N]

<u>**Sztywność skrętna sprzęgła 4 płytkowego**</u>, zgodnie z (34) w bardzo silnym stopniu zależy od wartości e_a oraz N_{obl}. Dla przyjętych wartości parametrów sztywność ta, przy roboczym obciążeniu nominalnym, jest relatywnie niska.

Pojedyncza płytka wygięta – sztywność podłużna:

$$\bar{\kappa}_1(e_a, N) = \frac{AE}{L}\left(\frac{64J_Y^2 E}{64J_Y^2 E + Ne_a^2 AL^2}\right) = 2{,}6634\cdot10^6\left[\frac{N}{m}\right] \tag{55}$$

Kompletne sprzęgło złożone z 8 wygiętych płytek pojedynczych (4 płytki umowne) ma następującą sztywność skrętną:

$$\kappa_{sprz}^{o-wyg} = 8\bar{\kappa}_1\rho^2 \tag{56}$$

$\kappa_{sprz}^{o-wyg} = 8\bar{\kappa}_1\rho^2 = 8{,}60832\cdot10^5\left[\frac{Nm}{rad}\right]$ -odpowiada osi zestawu d = 92,9 [mm], podczas gdy to samo sprzęgło przy płytkach prostych osiągałoby sztywność skrętną nieporównywalnie większą (niemal. 300 000 - krotnie większą!):

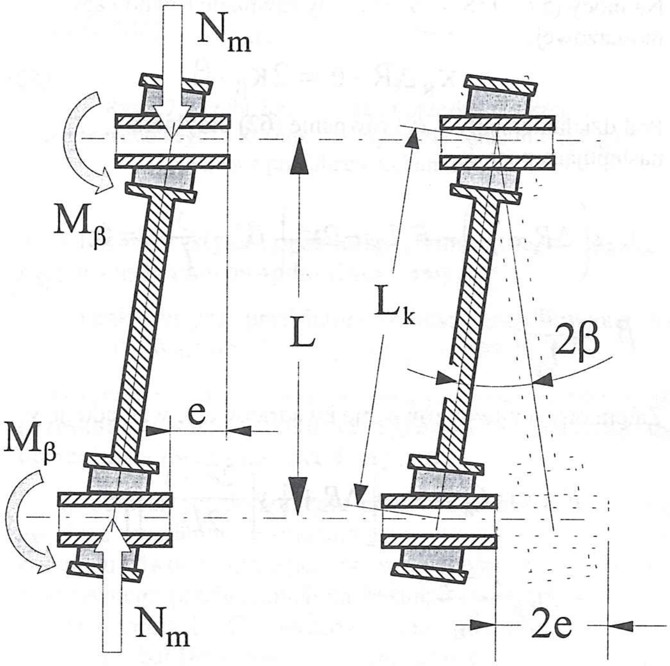
$$\kappa_{sprz}^{o-pr}(e_{zero}, N_{nom}) = 2{,}4346\cdot10^{11}\,[\mathrm{Nm/rad}]$$

Niezależnie od powyższego, sztywność skrętna zespołu dwóch szeregowo połączonych sprzęgieł płytkowych osiąga – według przyjętych wymiarów –wartość 0,114 sztywności osi klasycznej przy najbardziej „pesymistycznej" wartości siły przeskoku wynoszącej 0,3456 nacisku statycznego maksymalnie obciążonego koła na szynę. Wartość „pesymistyczna" odpowiada najmniej racjonalnemu zaprojektowaniu sprzęgła, gdy w jednym przestawnym położeniu skrajnym mamy płytki wyprostowane.

Jakkolwiek więc sprzęgło płytkowe w zestawie rozsuwnym powinno być brane pod uwagę jako wariant ogólnie poprawny, to należy jeszcze zbadać wariant „korbowodowy" i dokonać porównania.

7. Podstawowe parametry konstrukcyjne sprzęgła cięgnowego

• Wyznaczenie geometrii cięgna kompletnego i dobór tulejek metalowo – gumowych.



Rys. 15. Szkic pomocniczy do wyznaczenia warunków równowagi pojedynczego cięgna kompletnego w układzie konstrukcyjnym wysuwnego sprzęgła czterocięgnowego.

Na podstawie rysunku 15, konstrukcyjna długość „korbowodu sprężystego" L_k, dobrana dla zapewnienia warunku jego równowagi statycznej na bazie rozstawu czopów L, z uwzględnieniem kierunkowych sztywności tulejek metalowo – gumowych, zgodnie z rysunkiem 6, musi spełniać następujące równanie równowagi montażowej:

$$N_m \cdot e = 2\kappa_\beta \cdot \beta \qquad (57)$$

przy czym $\frac{e}{L_k} = \sin\beta; \;\; L = L_k \cos\beta; \;\; \mathrm{tg}\,\beta = \frac{e}{L}$

gdzie κ_β – sztywność tulejki na załamanie osi o kąt β;
e – projektowane przemieszczenie równowagi montażowej;

Wielkość N_M opisuje podłużne napięcie montażowe korbowodu sprężystego.

$$N_m = \kappa_R \cdot \Delta R; \qquad (58)$$

gdzie: κ_R – promieniowa sztywność tulejki;
ΔR – promieniowe ugięcie tulejki metalowo – gumowej.

$$\Delta R = \frac{L_k - L}{2}; \qquad (59)$$

Biorąc powyższe pod uwagę otrzymujemy:

$$\Delta R = \frac{2\kappa_\beta \cdot \mathrm{ar\,ctg}\, e / L}{\kappa_R e} \qquad (60)$$

Obciążenie obliczeniowe robocze N_k panujące w korbowodzie wynosi:

$$N_k = \frac{M_{obl}}{4\rho} = 5{,}009 \cdot 10^4 [N]$$

przy wstępnym założeniu $\rho = 0{,}225$ [m].

Dobrane odpowiednio do powyższego obciążenia promieniowego tulejki metalowo – gumowe MEGI firmy PHOENIX GUMMIWERKE Nr. 745060 mają następujące parametry:

D=90 [mm]; d= 30 [mm]; A=84 [mm];

$\kappa_R=3{,}48\cdot10^7$[N/m]; $\kappa_\beta=1{,}776\cdot10^3$ [Nm/rad];

Średnicę zewnętrzną głowy korbowodu należy przyjąć co najmniej o wartości $D_g\geq110$ [mm]. Promień osadzenia osi korbowodów wynosi

$R_k = R_{max} - 55 = 315 - 55 = 260$ [mm],

skąd zgodnie z rysunkami 2 i 3, otrzymujemy:

$$\sin 2\gamma > \frac{110}{2 \cdot 260} = 0{,}21158; \quad \gamma > 12{,}21^\circ;$$

W dalszym ciągu przyjmiemy $\gamma=15°$.

Ponieważ:

$$\frac{l}{2} = R \sin\frac{90-30}{2} = 130; \quad L = 2 \cdot l;$$

$$to \quad L = 260 [mm]$$

$$\mathrm{tg}\,\beta = \frac{e}{L} = \frac{21{,}25}{260} = 0{,}08155\,[\mathrm{rad}]$$

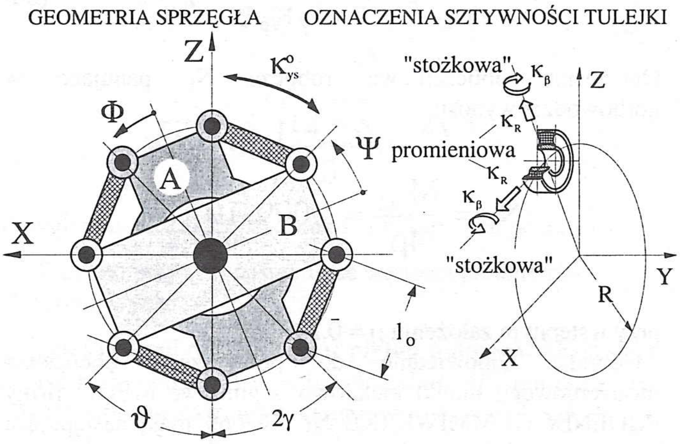
Zatem, według (60) obliczamy promieniowe ugięcie ΔR gumy w tulejce:

$$\Delta R = \frac{2 \cdot 1776 \cdot 0{,}08155}{3{,}48 \cdot 10^7 2{,}1 \cdot 10^{-2}} = 3{,}9637 \cdot 10^{-4} [m]$$

Na mocy (59) L_k=260,8 [mm];

• Wyznaczenie sztywności skrętnej sprzęgła.

Wzory opisujące sztywności kierunkowe sprzęgła możemy zaczerpnąć wprost z pracy [2], gdzie kierunki sztywności sprzęgła „s" i tulejek „t", są zgodne z oznaczeniami przyjętymi na rysunku 16.



Φ=0, gdy symetralna "a" ramienia A leży w płaszczyźnie YZ.

Rys. 16. Schemat sprzęgła do wzorów (61).

$$\kappa_{ys}^{o} = 4\kappa_\beta\left(1+\frac{R_k^2}{l_o^2}\right)+\frac{16R_k^2\cdot\kappa_\beta}{\kappa_R\cdot l_o^4}+$$
$$+\kappa_R\cdot R_k^2-\frac{8\kappa_\beta}{4\kappa_\beta+\kappa_R\cdot l_o^2}; \qquad (61)$$

• Obliczona sztywność skrętna sprzęgła wynosi:

$$\kappa_{ys}^{o} = 2{,}36\cdot 10^6\ [\mathrm{Nm/rad}]$$

Sztywność ta jest kilkakrotnie większa niż we wcześniej rozpatrywanym wariancie sprzęgieł płytkowych.

8. Quasistatyczna charakterystyka przeskoku wysuwności sprzęgła cięgnowego.

♦ Liniowy model przeskoku pojedynczego cięgna i jego charakterystyka.

Model przeskoku pojedynczego cięgna - „korbowodu sprężystego" według rysunku 15 odpowiada wyłącznie optymistycznemu wariantowi przeskoku cięgna płytkowego według rysunku 14.

Szczegółowy przebieg charakterystyki narastania siły $N_a \rightarrow N_b$; pomiędzy fazami jest liniowy w zakresie dopuszczalnych ugięć gumy w tulejkach.

Zgodnie z rysunkiem 13, siła F_Y, działająca na kierunku poosiowym sprzęgła, podczas narastania przemieszczeń y aż do równoczesnego wyczerpania się we wszystkich korbowodach sprężystych przemieszczenia montażowego e = e_a, quasistatycznie równoważy przyrost siły ΔN przeskoku w każdym korbowodzie, przy czym poosiowym przyrostom przestawnego przemieszczenia y koła zestawu towarzyszą przyrosty ΔZ (ujemne) długości każdego korbowodu obciążonego siłą ΔN.

♦ Przybliżona charakterystyka przeskoku wysuwności sprzęgła.

Pozostają w mocy wzory (47) – (50).
Na mocy (57) i (58) otrzymujemy równanie równowagi montażowej:

$$\kappa_R \Delta R\cdot e = 2\kappa_\beta\cdot\beta \qquad (62)$$

Pod działaniem siły $F_y(y)$ równanie (62) przybiera następującą postać:

$$\kappa_R e\left(\Delta R+\frac{\zeta}{2}\right)-F_y L_k-2\kappa_\beta\left(\beta^o-\frac{y}{L_k}\right)=0;$$
$$\beta^o=\frac{e}{L_k}; \qquad (63)$$

Zatem otrzymujemy równanie kwadratowe ze względu na y:

$$F_y(y)\cdot L_k=\kappa_R e\left[\Delta R+\tfrac{1}{2}y\left(\frac{2e-y}{2L_k}\right)\right]-$$
$$-2\kappa_\beta\frac{e-y}{L_k}; \qquad (64)$$

oraz:

$$\frac{dF_y}{dy}=\frac{\kappa_R e}{L_k}\left[\frac{1}{2}\left(\frac{2e-y}{2L_k}\right)-\frac{1}{2}y\frac{1}{2L_k}\right]+2\kappa_\beta\frac{1}{L_k^2}; \qquad (65)$$

Równanie pierwszego stopnia, określające ekstremum na podobieństwo (52), jest następujące:

$$y=e-\frac{4\kappa_\beta}{\kappa_R e}; \qquad (66)$$

Wartości parametrów wynoszą:

$$\kappa_R=3{,}48\cdot 10^7;\quad \kappa_\beta=1{,}776\cdot 10^3;$$
$$\Delta R=3{,}96\cdot 10^{-4};\quad e=0{,}02125;$$

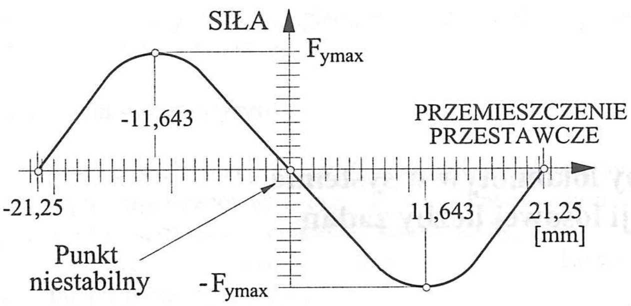
Wartość przemieszczenia przestawnego, odpowiadająca maksimum siły przeskoku, jest następująca:

$$\bar{y}=0{,}02125-\frac{4\cdot 1{,}776\cdot 10^3}{3{,}48\cdot 10^7\cdot 0{,}02125}=0{,}011643\,[m]$$

Wartość ekstremalna siły przeskoku pojedynczego cięgna wynosi:

$$F_{y\max}=F_y(\bar{y})=416{,}1126\,[\mathrm{N}]$$

Przybliżony charakter przeskoku pokazano na rysunku 17. Na rysunku tym punkt zerowy wartości „y" według (63) odpowiada lewemu położeniu montażowemu.



Rys. 17. Przybliżony charakter przeskoku sprzęgła „korbowodowego". Rysunkowa asymetria paraboli według (64) wynika z przybliżeń rachunkowych.

♦ **Charakterystyka przeskoku kompletnego sprzęgła cięgnowego z „korbowodami sprężystymi"**

Charakterystyka przybliżona została przedstawiona na rysunku 17. Wartość siły $F_{ySmax}=4F_{ymax}=1644{,}45$ [N].

9. Porównanie sztywności skrętnych i maksymalnych sił przeskoku dwóch wariantów sprzęgieł w stosunku do normalnotorowego zestawu klasycznego.

W odniesieniu do sprzęgła płytkowego ograniczymy się do jego wariantu wzmocnionego. Porównanie dotyczy kompletu dwóch sprzęgieł w wysuwnym wale zestawu przestawnego przeliczonych na średnicę reprezentatywną osi normalnotorowej. W oszacowaniach pominięto znikomą podatność (bardzo sztywnego) wału rurowego.

TYP SPRZĘGIEŁ	Sztywność skrętna sprzężenia kół [Nm/rad]	Siła przeskoku opt./pes. [N]	Średnica osi zast. [mm]
PŁYTKOWE	430400	910/3888,4	92,9
KORBOWO-DOWE	1180000	1644,45	119,6
OŚ KLASYCZ-NA	3770000	Nie dotyczy	160

10. Podsumowanie i zalecenia konstrukcyjne.

Sprzęgła płytkowe wykazują zdolność do sprostania wymaganiom konstrukcji zestawu przestawnego na dwie szerokości toru kolejowego. Dla zapewnienia niezawodności i bezpieczeństwa skrętnego sprzężenia kół zestawu sprzęgło z cięgnami w postaci płytek powinno zawierać co najmniej po dwie płytki fizyczne w jednej płytce umownej (zastępczej). Płytki fizyczne, wykonane ze stali sprężynowej, wykrojone z blachy, powinny być zmontowane w takim napięciu sprężystości szczątkowej, że odkształcenia postaciowe podczas przeskoku (według rysunku 5 – faza b) będą miały jeden kierunek wybrzuszenia lub wybrzuszenia symetryczne, skierowane na zewnątrz. Nie są dopuszczalne wybrzuszenia dwóch płytek pakietu skierowane ku sobie.

Zgodnie z wyżej przedstawionym porównaniem zespołów sprzęgieł należy podkreślić, że sprzęgła z cięgnami w postaci „korbowodowej" są szczególnie godne zalecenia.

- realizują dostatecznie wysokie wartości sztywności skrętnej,
- zapewniają dostatecznie niskie wartości sił przestawczych,
- są mniej wrażliwe na wymagania wytwórcze aniżeli sprzęgła płytkowe.

11. Wniosek końcowy:

Preferowaną postacią wysuwnego sprzęgła dla zestawu przestawnego jest sprzęgło cięgnowe, z cięgnami w postaci „korbowodów sprężystych" według rys. 1, 4, 6 i 15.

12. Literatura

[1] Praca zbiorowa – poradnik - pod redakcją I. A Birgera i J. G. Panovko: Pročnost', ustojčivost', kolebanija. Tom III. Moskva 1968.

[2] Madej J.: Mechanika transmisji momentu trakcyjnego. Oficyna Wydawnicza P.W. Warszawa, 2000.

[3] Madej J., Medwid M.: Zgłoszenie patentowe IPS „TABOR" Nr P348848.