ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1970

Seria: GÓRNICTWO z. 44 Nr kol. 292

JAN RYNIK

ANALIZA MOŻLIWOŚCI OGRANICZENIA NADWYŻEK NAPIĘĆ STATYCZNYCH W KOPALNIANYCH UKŁADACH POCIĄGOWYCH Z ŁAŃCUCHEM W OBIEGU ZAMKNIĘTYM

Streszczenie: W pracy rozpatrzono możliwości ograniczenia nadwyżek napięć statycznych powstających w łańcuchach pociągowych napinanych wstępnie - przez wprowadzenie do układów pociągowych kompensatorów hydraulicznych lub sprężystych. Wyprowadzone wzory pozwalają określić charakterystyki kompensatorów, wymaganą wielkość napięcia wstępnego oraz rozkład napięć w łańcuchu pociągowym.

1. Wstęp

Prawidłowa współpraca koła gwiazdowego z łańcuchem pociągowym oraz bezpieczna dla załogi praca układów pociągowych z łańcuchem w obiegu zamkniętym obciążonych siłą użyteczną skupioną (strugi, kombajny z ciągnikami niezależnymi itp.) wymaga wstępnego napinania łańcucha pociągowego.

Napinanie wstępne łańcuchów pociągowych jest źródłem powstawania w układach znacznych nadwyżek sił statycznych. Nadwyżki te obniżają wydatnie trwałość łańcuchów kół gwiazdowych, łożysk wału napędowego prowadnic, itd.

W pracy [1] wykazano, że już przy prawidłowym doborze wielkości napięcia wstępnego, wartość nadwyżek sił w cięgnie roboczym może maksymalnie osiągnąć 50% obciążenia użytecznego układu, a nadwyżki sił reakcji na napędach mogą osiągnąć dwukrotną wartość obciążenia użytecznego układu.

Bezpośrednią przyczyną narastania obciążeń w poszczególnych gałęziach układu jest stopniowe zmniejszanie się wydłużenia sprężystego cięgna roboczego, w miarę zmniejszania się w czasie pracy jego długości.

Istnieje możliwość ograniczenia wzrostu obciążeń w układach przez kompensację występujących zmian wydłużeń sprężystych w łańcuchu pociągowym.

W rozpatrywanym układzie pociągowym z łańcuchem w obiegu zamkniętym kompensację wydłużeń sprężystych łańcucha pociągowego uzyskać można w zasadzie dwoma sposobami:

1) przez podatne zamocowanie napędu lub koła zwrotnego
2) przez podatne mamocowanie końców łańcucha.

W przeprowadzonej w niniejszej pracy teoretycznej analizie poszczególnych układów kompensatorów założono dwukierunkowe przemieszczanie się wzdłuż układu pociągowego punktu przyłożenia obciążenia użytecznego P (założe-

nie to odpowiada warunkom pracy układów pociągowych maszyn do urabiania i ładowania).

W rozważaniach pominięto opory ruchu łańcucha pociągowego. W pracy [1] wykazano, że opory ruchu łańcucha stanowią nieduże w stosunku do obciążenia użytecznego układu, dodatkowe obciążenie układu (np. dla struga opory ruchu łańcucha nie przekraczają zwykle 5% obciążenia maksymalnego). Ponadto w rozważaniach nie uwzględniono podatności przekładni i zamocowań napędów, która w stosunku do dużych odkształceń sprężystych łańcucha pociągowego jest minimalna i może być dla uproszczenia rozważań pominięta.

2. Rozkład napięć we wstępnie napiętym układzie z łańcuchem w obiegu zamkniętym obciążonym siłą użyteczną skupioną

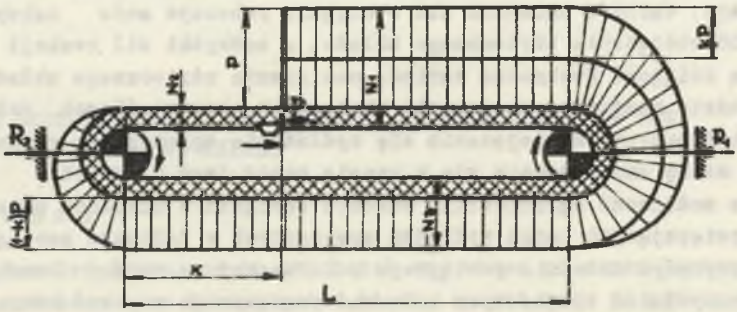
W pracy [1] wyprowadzono dla dowolnych układów napędowych podstawowe wzory określające rozkład napięć w łańcuchu pociągowym i wymaganą wielkość napięcia wstępnego.

Wielkości napięć w poszczególnych gałęziach układu (rys. 1) wynoszą:

$$N_1 = N_0 + P\,\frac{kL + x}{2L} \tag{1}$$

$$N_2 = N_0 - P\,\frac{(2-k)L - x}{2L} \tag{2}$$

$$N_3 = N_0 - P\,\frac{x - kL}{2L}\,. \tag{3}$$



Rys. 1. Wykres rozkładu napięć w łańcuchu pociągowym

Wymagana wielkość napięcia wstępnego wynosi:

$$N_0 = P\left(1 - \frac{k}{2}\right). \tag{4}$$

Siły reakcji na napędach wynoszą:

$$R_1 = P\ (2 - k + \frac{x}{L}) \tag{5}$$

$$R_2 = P\ (1 - k + \frac{x}{L}), \tag{6}$$

gdzie:

N_0 – napięcie wstępne

N_1 – napięcie w cięgnie roboczym

N_2 – napięcie w cięgnie biernym

N_3 – napięcie w cięgnie powrotnym

P – obciążenie użyteczne układu

k – współczynnik rozdziału mocy,

gdzie

$$k = \frac{W_1}{W_1 + W_2}$$

W_1 – moc napędu w kierunku którego przemieszcza się punkt przyłożenia obciążenia P

W_2 – moc drugiego napędu

x – odległość od początku układu, punktu przyłożenia obciążenia P

L – długość układu pociągowego

R_1 – siła reakcji na napędzie w kierunku którego przemieszcza się punkt przyłożenia obciążenia P

R_2 – siła reakcji drugiego napędu.

3. Podatne zamocowanie napędów lub koła zwrotnego

Podatne zamocowanie napędów lub koła zwrotnego uzyskać można zasadniczo za pomocą kompensatorów hydraulicznych lub za pomocą kompensatorów sprężystych.

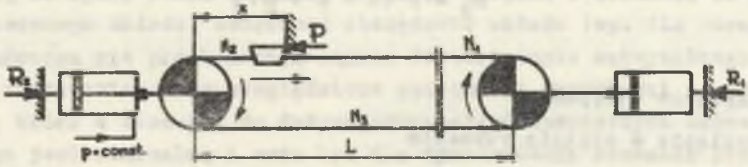
W kompensatorach hydraulicznych, urządzeniem kompensującym zmiany wydłużeń sprężystych cięgna roboczego stanowi układ cylinder – tłok do którego doprowadzona jest ciecz pod stałym ciśnieniem (rys. 2).

W kompensatorach sprężystych kompensacja zmian wydłużeń sprężystych cięgna roboczego odbywa się przez uginanie się elementu sprężystego łączącego napęd lub koło zwrotne z punktem zamocowania (rys. 3).

W układzie dwunapędowym, przy dwukierunkowym przemieszczaniu się wzdłuż układu pociągowego punktu przyłożenia obciążenia P, wymagane będą zasadniczo dwa kompensatory (jeden przy każdym z napędów).

3.1. Kompensator hydrauliczny przy napędach lub przy kole zwrotnym

Na rys. 2 przedstawiono schemat układu pociągowego z kompensatorem hydraulicznym przy napędach.



Rys. 2. Schemat układu pociągowego z kompensatorem hydraulicznym przy napędach

Układ pociągowy jest napięty wstępnie siłownikiem hydraulicznym siłą R_2. Wielkość tej siły (rys. 1) zależy bezpośrednio od założonego stałego napięcia w cięgnie biernym układu N_2 (wymaganego napięcia dla uzyskania prawidłowej pracy układu), od obciążenia układu P oraz od współczynnika rozdziału mocy k:

$$R_2 = (1 - k)\,P + 2\,N_2. \tag{7}$$

Ponieważ wielkość siły reakcji R_2 w podatnym punkcie zamocowania napędu ma wielkość stałą, rozkład napięć w konturze łańcuchowym będzie stały i niezależny od usytuowania punktu przyłożenia obciążenia użytecznego P.

Jak widać z rys. 1:

$$N_1 = P + N_2 \tag{8}$$

$$N_3 = (1-k)\,P + N_2. \tag{9}$$

Siła reakcji na napędzie w kierunku którego przemieszcza się punkt przyłożenia obciążenia P wynosi:

$$R_1 = (2-k)\,P + 2\,N_2. \tag{10}$$

Maksymalna zmiana wielkości wydłużeń sprężystych zachodząca w cięgnie roboczym dla dowolnych układów napędowych wynosi:

$$\Delta l_z = \frac{P.L}{E_o}, \tag{11}$$

gdzie:

E_o – sztywność cięgna [2].

Wymagany skok tłoka kompensatora hydraulicznego wynosi:

$$f_t = \frac{PL}{2\,E_0}. \tag{12}$$

W oparciu o wzory (7) i (12) określić można wielkości charakterystyczne kompensatora hydraulicznego.

3.2. Kompensator sprężysty przy napędach lub przy kole zwrotnym

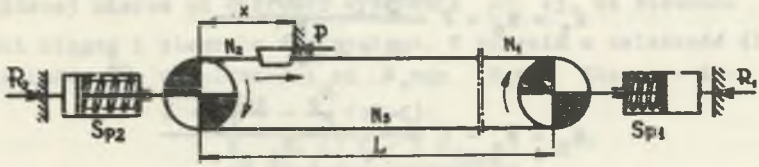
Należy tutaj rozpatrzyć dwa charakterystyczne przypadki:

1) podatne zamocowanie obu napędów tj. kiedy $P_{sp} = R_{1max}$ (gdzie P_{sp} – maksymalne obciążenie elementu sprężystego). W przypadku tym, elementy sprężyste o założonej jednakowej stałej sprężystości C współdziałają ze sobą,

2) podatne zamocowanie napędu, od którego punkt przyłożenia obciążenia P oddala się tj. kiedy $P_{sp} = R_{2max}$.
Ponieważ $R_{1max} > R_{2max}$ element sprężysty włączony do drugiego napędu jest zablokowany w czasie pracy układu.

3.2.1. $P_{sp} = R_{1max}$

Na rys. 3 przedstawiono schemat układu pociągowego z kompensatorem sprężystym przy napędach.



Rys. 3. Schemat układu pociągowego z kompensatorem sprężystym przy napędach

Warunek nieluzowania się cięgła biernego łańcucha wymaga aby suma wielkości wydłużeń sprężystych poszczególnych elementów układu skompensowana została wydłużeniami sprężystymi uzyskanymi pod wpływem działania napięcia wstępnego, tj. kiedy:

$$F_1 + \frac{\Delta L_1}{2} + \frac{\Delta L_2}{2} + \frac{\Delta L_3}{2} + f_2 = \frac{\Delta L_0}{2} + 2\,f_0, \tag{3}$$

gdzie:

f_1 – ugięcie elementu sprężystego pod wpływem działania siły reakcji R_1

f_2 – ugięcie elementu sprężystego pod wpływem działania siły reakcji R_2

f_0 – napięcie elementu sprężystego pod wpływem działania napięcia wstępnego N_0

ΔL_1 – wydłużenie sprężyste cięgna roboczego

ΔL_2 – wydłużenie sprężyste cięgna biernego

ΔL_3 – wydłużenie sprężyste cięgna powrotnego

ΔL_o – wydłużenie sprężyste cięgna pod wpływem napięcia wstępnego.

Po podstawieniu do (13) wartości wydłużeń sprężystych otrzymano:

$$\frac{R_1}{C} + \frac{N_1(L-x)}{2E_o} + \frac{N_2 x}{2E_o} + \frac{N_3 L}{2E_o} + \frac{R_2}{C} = \frac{N_o L}{E_o} + \frac{4N_o}{C}, \tag{14}$$

gdzie:

C – stała sztywność elementu sprężystego.

Równania napięć w konturze łańcuchowym wynoszą:

$$N_1 - N_2 = P \tag{15}$$

$$N_1 - N_3 = kP. \tag{16}$$

Po podstawieniu do (14) wartości reakcji (5) i (6) oraz po rozwiązaniu układu równań (14), (15) i (16) otrzymano:

$$N_1 = N_o + P\,\frac{\frac{kL+x}{2} + (1+2k)\frac{E_o}{C}}{L + 4\frac{E_o}{C}} \tag{17}$$

$$N_2 = N_o - P\,\frac{(3-2k)\frac{E_o}{C} - \frac{x+kL}{2} + L}{L + 4\frac{E_o}{C}} \tag{18}$$

$$N_3 = N_o + P\,\frac{\frac{x-kL}{2} + (1-2k)\frac{E_o}{C}}{L + 4\frac{E_o}{C}} \tag{19}$$

wymaganą dla układu wielkość napięcia wstępnego określamy w oparciu o zależność (18):

$$N_o = P\,\frac{(3-2k)\frac{E_o}{C} + (1-\frac{k}{2})L}{L + 4\frac{E_o}{C}}. \tag{20}$$

Podstawiając wartość (20) do wzorów (17), (18) i (19) otrzymano zależności określające rozkład napięć w układzie napiętym wymaganą wielkością napięcia wstępnego N_o:

$$N_1 = P\left(1 + \frac{x}{2\left(\frac{4E_o}{C} + L\right)}\right) \tag{21}$$

$$N_2 = \frac{Px}{2\left(\frac{4E_o}{C} + L\right)} \tag{22}$$

$$N_3 = P\left(1-k + \frac{x}{2\left(\frac{4E_o}{C} + L\right)}\right). \tag{23}$$

Siły reakcji w napędach:

$$R_1 = N_1 + N_3 = P\left(2-k + \frac{x}{\frac{4E_o}{C} + L}\right) \tag{24}$$

$$R_2 = N_2 + N_3 = P\left(1-k + \frac{x}{\frac{4E_o}{C} + L}\right). \tag{25}$$

Z powyższych zależności wynika, że nadwyżki sił statycznych w układzie zależą w głównej mierze od wartości wyrażenia $\frac{E_o}{C}$ tj. od stosunku stałych sztywności cięgna i elementu sprężystego. W oparciu o zależność (21) określono wielkość $\frac{E_o}{C}$ w zależności od N_{1max} (N_{1max} dla $x = L$):

$$\frac{E_o}{C} = \frac{L\,(3P - 2N_{1max})}{8\,(N_{1max} - P)}. \tag{26}$$

Z warunku $P_{sp} = R_{1max}$ wyznaczyć można maksymalne ugięcie elementu sprężystego f_{sp}:

$$f_{sp} = \frac{P_{sp}}{C} = \frac{R_{1max}}{C}. \tag{27}$$

Podstawiając do (27) wartość R_{1max} ze wzoru (24) i wartość ze wzoru (26) otrzymano:

$$f_{sp} = \frac{L\,(2N_{1max} - kP)\,(3P - 2N_{1max})}{8\,E_o\,(N_{1max} - P)}. \tag{28}$$

W oparciu o wzory (26) i (28) dla założonych wartości N_{1max} tj. dla założonych dopuszczalnych maksymalnych nadwyżek sił statycznych w cięgnie roboczym wyznaczyć można charakterystyki elementów sprężystych.

W tablicy 1, dla założonych wartości N_{1max} zestawiono odpowiadające tym wartościom wielkości $\frac{E_o}{C}$, f_{sp}, $N_{P_{sp}}$, i N_o.

Tablica 1

$N_{1max} = P+N_{2max}$	1,1 P	1,2 P	1,3 P	1,4 P
$\frac{E_o}{C}$	L	$\frac{3}{8}$ L	$\frac{1}{6}$ L	$\frac{1}{16}$ L
f_{sp}	$(2,2-k)\frac{PL}{E_o}$	$(0,9-\frac{3}{8}k)\frac{PL}{E_o}$	$(0,43-\frac{1}{6}k)\frac{PL}{E_o}$	$(0,17-\frac{1}{16}k)\frac{PL}{E_o}$
$P_{sp} = R_{1max}$	(2,2-k) P	(2,4-k) P	(2,6-k) P	(2,8-k) P
N_o	(0,8-0,5k) P	(0,85-0,5k) P	(0,9-0,5k) P	(0,95-0,5k) P

3.2.2. $P_{sp} = R_{2max}$

W omawianym przypadku suma wydłużeń sprężystych elementów układu spełnić musi warunek:

$$f_2 + \frac{\Delta L_1}{2} + \frac{\Delta L_2}{2} + \frac{\Delta L_3}{2} = \frac{\Delta L_o}{2} + f_o . \tag{29}$$

Po podstawieniu do wzoru (29) wartości wydłużeń sprężystych otrzymano:

$$\frac{R_2}{C} + \frac{N_1(L-x)}{2E_o} + \frac{N_2 x}{2E_o} + \frac{N_3 L}{2E_o} = \frac{N_o L}{E_o} + 2\frac{N_o}{C} . \tag{30}$$

Po podstawieniu do (30) wartości reakcji R_2 (6) i po rozwiązaniu układu równań (30), (15) i (16) otrzymano:

$$N_1 = N_o + P\,\frac{\frac{kL+x}{2} + (1+k)\frac{E_o}{C}}{\frac{2E_o}{C} + L} \tag{31}$$

$$N_2 = N_o - P\,\frac{(1-k)\frac{E_o}{C} - \frac{x+kL}{2} + L}{\frac{2E_o}{C} + L} \tag{32}$$

$$N_3 = N_o + P\,\frac{\frac{x-kL}{2} + (1-k)\frac{E_o}{C}}{\frac{2E_o}{C} + L} \tag{33}$$

$$N_o = P \frac{(1-k)\frac{E_o}{C} + (1-\frac{k}{2})L}{\frac{2E_o}{C} + L} . \tag{34}$$

Podstawiając (34) do (31), (32) i (33) otrzymano:

$$N_1 = P\left(1 + \frac{x}{2(\frac{2E_o}{C} + L)}\right) \tag{35}$$

$$N_2 = \frac{Px}{2(\frac{2E_o}{C} + L)} \tag{36}$$

$$N_3 = P\left(1-k + \frac{x}{2(\frac{2E_o}{C} + L)}\right) . \tag{37}$$

Siły reakcji na napędach wynoszą:

$$R_1 = N_1 + N_3 = P\left(2 - k + \frac{x}{\frac{2E_o}{C} + L}\right) \tag{38}$$

$$R_2 = N_2 + N_3 = P\left(1 - k + \frac{x}{\frac{2E_o}{C} + L}\right) . \tag{39}$$

W oparciu o zależność (35) określono $\frac{E_o}{C}$ w zależności od N_{1max}

$$\frac{E_o}{C} = \frac{L(3P-2N_{1max})}{4(N_{1max}-P)} . \tag{40}$$

Z warunku $P_{sp} = R_{2max}$ określamy f_{sp}:

$$f_{sp} = \frac{R_{2max}}{C} . \tag{41}$$

Podstawiając do (41) wartości R_{2max} i C ze wzorów (39) i (40) otrzymano:

$$f_{sp} = \frac{L\left[2N_{1max} - P(1+k)\right](3P - 2N_{1max})}{4E_o(N_{1max} - P)} . \tag{42}$$

W tablicy 2, dla założonych wartości N_{1max} zestawiono odpowiadające tym wartościom wielkości $\frac{E_o}{C}$, f_{sp}, P_{sp}, i N_o.

Tablica 2

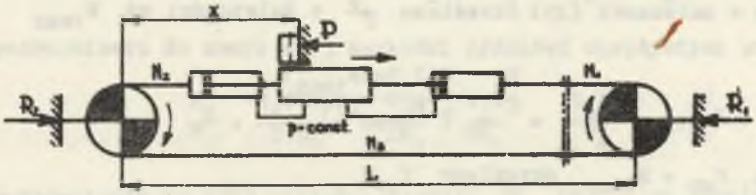
$N_{1max} = N_{2max} + P$	1,1 P	1,2 P	1,3 P	1,4 P
$\frac{E_o}{C}$	2 L	$\frac{3}{4}$ L	$\frac{1}{3}$ L	$\frac{1}{8}$ L
f_{sp}	$(2,4-2k)\frac{PL}{E_o}$	$(1,05-0,75k)\frac{PL}{E_o}$	$(0,53-0,33k)\frac{PL}{E_o}$	$(0,25-0,15k)\frac{PL}{E_o}$
$P_{sp} = R_{2max}$	(1,2 - k) P	(1,4 - k) P	(1,6 - k) P	(1,8 - k) P
N_o	(0,6-0,5k) P	(0,7-0,5k) P	(0,8-0,5k) P	(0,9-0,5 k) P

4. Podatne zamocowanie końców łańcucha pociągowego

Podatne zamocowanie końców łańcucha pociągowego podobnie jak w przypadku podatnego zamocowania napędów uzyskać można zasadniczo za pomocą kompensatorów hydraulicznych lub kompensatorów sprężystych.

4.1. Kompensator hydrauliczny wpięty w łańcuch pociągowy

Na rys. 4 przedstawiono schemat układu pociągowego z kompensatorem hydraulicznym wpiętym w kontur łańcucha. Założona wielkość napięcia N_2 w gałęzi biernej układu ma wartość stałą. Podobnie jak w kompensatorach hy-



Rys. 4. Schemat układu pociągowego z kompensatorem hydraulicznym wpiętym w kontur łańcucha

drauliczych usytuowanych przy napędach, rozkład napięć w łańcuchu pociągowym jest stały (niezależny od usytuowania wzdłuż układu punktu przyłożenia obciążenia użytecznego P).
Wymagany skok tłoka kompensatora jest dwukrotnie większy aniżeli w przypadku układu z kompensatorem hydraulicznym usytuowanym przy napędzie:

$$f_t = \Delta L_z = \frac{PL}{E_o}. \qquad (11)$$

Należy przy tym zauważyć, że wymagana wielkość skoku tłoka (11) dotyczy układu napiętego wstępnie siłą wyrażoną wzorem (4). Wynika stąd, że wymaganą wielkość napięcia wstępnego można zmniejszyć przez powiększenie skoku tłoka. Układ pociągowy nie będzie wymagał napinania wstępnego w przypadku gdy skok tłoka skompensuje całkowicie maksymalne wydłużenie sprężyste cięgna wyrażone zależnością:

$$\Delta l_o = \frac{PL}{E_o}(2 - k). \tag{43}$$

4.2. Kompensator sprężysty wpięty w łańcuch pociągowy (rys. 5).

Odróżnić należy tutaj dwa charakterystyczne przypadki:

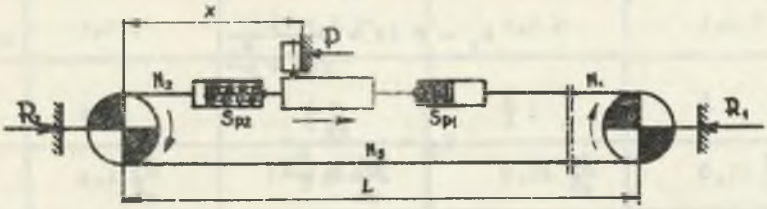
1) podatne zamocowanie obu końców łańcucha ($P_{sp} = N_{1max}$)

2) podatne zamocowanie końca łańcucha biernego ($P_{sp} = N_o$).

4.2.1. $P_{sp} = N_{1max}$

W omawianym przypadku elementy sprężyste Sp_1 i Sp_2 wpięte w cięgno robocze i bierne (rys. 5) współdziałają ze sobą. Suma wydłużeń sprężystych elementów układu spełnić musi warunek:

$$\Delta l_1 + f_1^* + \Delta l_2 + f_2^* + \Delta l_3 = \Delta L_o + 2\ f_o^*, \tag{44}$$



Rys. 5. Schemat układu pociągowego z kompensatorem sprężystym wpiętym w kontur łańcucha

gdzie:

f_1^* – ugięcie elementu sprężystego wpiętego w cięgno robocze

f_2^* – ugięcie elementu sprężystego wpiętego w cięgno bierne

f_o^* – ugięcie elementu sprężystego pod wpływem napięcia wstępnego.

Po podstawieniu wartości wydłużeń sprężystych otrzymano:

$$\frac{N_1(L-x)}{E_o} + \frac{N_1}{C} + \frac{N_2 x}{E_o} + \frac{N_2}{C} + \frac{N_3 L}{E_o} = \frac{N_o 2L}{E_o} + \frac{2\,N_o}{C}. \tag{45}$$

Po rozwiązaniu układu równań (15), (16) i (45) otrzymano:

$$N_1 = N_o + P\,\frac{kL + x + \frac{E_o}{C}}{2\,(L + \frac{E_o}{C})} \tag{46}$$

$$N_2 = N_o - P\,\frac{L(2-k) - x + \frac{E_o}{C}}{2\,(L + \frac{E_o}{C})} \tag{47}$$

$$N_3 = N_o + P\,\frac{x - k\,(L + \frac{2E_o}{C}) + \frac{E_o}{C}}{2\,(L + \frac{E_o}{C})}\,. \tag{48}$$

Warunek (44) spełniony będzie dla $0 \leqslant x \leqslant L$ gdy:

$$N_o = P\,\frac{L(2-k) + \frac{E_o}{C}}{2\,(L + \frac{E_o}{C})}\,. \tag{49}$$

Podstawiając (49) do wzorów (46), (47) i (48) otrzymano:

$$N_1 = P\,(1 + \frac{x}{2(L + \frac{E_o}{C})}) \tag{50}$$

$$N_2 = \frac{Px}{2(L + \frac{E_o}{C})} \tag{51}$$

$$N_3 = P\,(1 - k + \frac{x}{2\,(L + \frac{E_o}{C})})\,. \tag{52}$$

Siły reakcji na napędach wynoszą:

$$R_1 = N_1 + N_3 = P\,(2 - k + \frac{x}{L + \frac{E_o}{C}}) \tag{53}$$

$$R_2 = N_2 + N_3 = P\,(1 - k + \frac{x}{L + \frac{E_o}{C}})\,. \tag{54}$$

Z warunku $P_{sp} = N_{1max}$ i wzoru (50) wyznaczyć można $\frac{E_o}{C}$:

$$\frac{E_o}{C} = \frac{L\,(3p - 2\,N_{1max})}{2\,(N_{1max} - P)}. \tag{55}$$

Z warunku $P_{sp} = N_{1max}$ wyznaczyć można maksymalne ugięcie elementu sprężystego:

$$f_{sp} = \frac{P_{sp}}{C} = \frac{N_{1max}}{C}. \tag{56}$$

Podstawiając do (56) wartość C ze wzoru (55) otrzymano:

$$f_{sp} = \frac{L\,(3p - 2\,N_{1max})}{2\,E_o\,(1 - \frac{P}{N_{1max}})}. \tag{57}$$

W tablicy 3, dla założonych wartości N_{1max} zestawiono odpowiadające tym wartościom wielkości $\frac{E_o}{C}$, f_{sp} i N_o.

Tablica 3

$N_{1max} = P + N_{2max}$	1,1 P	1,2 P	1,2 P	1,4 P
$\frac{E_o}{C}$	4 L	$\frac{3}{2}$ L	$\frac{2}{3}$ L	$\frac{1}{4}$ L
f_{sp}	4,4 $\frac{PL}{E_o}$	1,8 $\frac{PL}{E_o}$	0,86 $\frac{PL}{E_o}$	0,35 $\frac{PL}{E_o}$
N_o	(0,6-0,1k) P	(0,7-0,2k) P	(0,8-0,3k) P	(0,9-0,4k) P

4.2.1. $P_{sp} = N_o$

Stosownie do poczynionego wyżej założenia element sprężysty wpięty w ciągno robocze jest zawsze zblokowany.

Suma wydłużeń sprężystych elementów układu spełnić musi warunek:

$$\Delta L_1 + \Delta L_2 + f_2^* + \Delta L_3 = \Delta L_o + f_o^*. \tag{58}$$

Po podstawieniu wartości wydłużeń sprężystych otrzymano:

$$\frac{N_1(L-x)}{E_o} + \frac{N_2 x}{E_o} + \frac{N_2}{C} + \frac{N_3 L}{E_o} = \frac{N_o 2L}{E_o} + \frac{N_o}{C}. \tag{59}$$

Po rozwiązaniu układu równań (15), (16) i (59) otrzymano:

$$N_1 = N_o + P \frac{x + kL + \frac{E_o}{C}}{2L + \frac{E_o}{C}} \tag{60}$$

$$N_2 = N_o - P \frac{(2-k)L - x}{2L + \frac{E_o}{C}} \tag{61}$$

$$N_3 = N_o + P \frac{x - k\left(L + \frac{E_o}{C}\right) + \frac{E_o}{C}}{2L + \frac{E_o}{C}} . \tag{62}$$

Warunek (58) spełniony będzie dla $0 \leqslant x \leqslant L$ gdy:

$$N_o = \frac{PL(2-k)}{2L + \frac{E_o}{C}} \tag{63}$$

Podstawiając (63) do wzorów (61), (62) i (63) otrzymano:

$$N_1 = P\left(1 + \frac{x}{2L + \frac{E_o}{C}}\right) \tag{64}$$

$$N_2 = \frac{Px}{2L + \frac{E_o}{C}} \tag{65}$$

$$N_3 = P\left(1 - k + \frac{x}{2L + \frac{E_o}{C}}\right) . \tag{66}$$

Siły reakcji na napędach wynoszą:

$$R_1 = P\left(2 - k + \frac{2x}{2L + \frac{E_o}{C}}\right) \tag{67}$$

$$R_2 = P\left(1 - k + \frac{2x}{2L + \frac{E_o}{C}}\right) . \tag{68}$$

Wyrażenie $\frac{E_o}{C}$ wyznaczyć można ze wzoru (64)

$$\frac{E_o}{C} = \frac{L(3P - N_{1max})}{N_{1max} - P} . \tag{69}$$

Maksymalne ugięcie Fsp wyznaczamy z warunku $P_{sp} = N_o$:

$$f_{sp} = \frac{L}{E_o}(3P - 2N_{1max}). \tag{70}$$

W tablicy 4, dla założonych wartości N_{1max} zestawiono odpowiadające tym wartościom wielkości $\frac{E_o}{C}$, fsp, N_o.

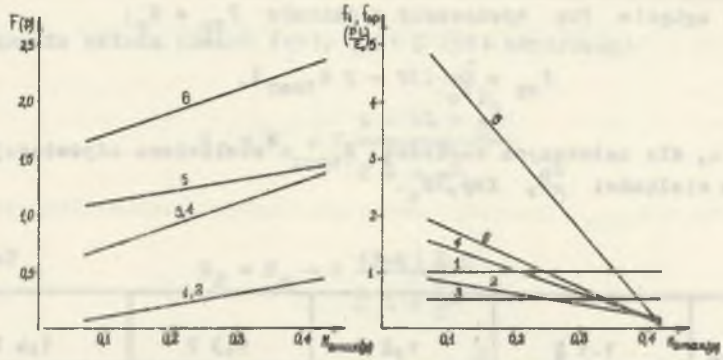
Tablica 4

$N_{1max} = P + N_{2max}$	1.1 P	1,2 P	1,3 P	1,4 P
$\frac{E_o}{C}$	8 L	3 L	$\frac{4}{3}$ L	$\frac{L}{2}$
f_{sp}	$0,8\frac{PL}{E_o}$	$0,6\frac{PL}{E_o}$	$0,4\frac{PL}{E_o}$	$0,2\frac{PL}{E_o}$
N_o	(0,2-0,1k) P	(0,4-0,2k) P	(0,6-0,3k) P	(0,8-0,4k) P

5. Uwagi ogólne

Podstawowe dane wyjściowe przy projektowaniu kompensatorów stanowią: maksymalna siła przenoszona przez urządzenie i maksymalny skok tłoka (kompensator hydrauliczny) lub maksymalne ugięcie sprężyny (kompensator sprężysty). Od tych danych zależą zasadnicze parametry konstrukcyjne kompensatorów (charakterystyka układu hydraulicznego, charakterystyki elementów sprężystych, wymiary gabarytowe urządzenia itd.). Wykresy tych charakterystycznych wielkości w zależności od założonych maksymalnych napięć w cięgnie biernym łańcucha, dla k = 0,5, przedstawiono na rys. 6. Jak to wynika z wykresów przedstawionych na rys. 6a znacznie większym obciążeniom poddawane są kompensatory usytuowane przy napędach np. dla N_2 = 0,1 P (N_{1max} = 1,1 P) siły działające na kompensator są siedmiokrotnie większe co w przypadku kompensatora wpiętego w łańcuch pociągowy (kompensator przy napędzie przenosi siłę reakcji zamocowania napędu).

Z rys. 6b wynika, że najmniejsza wielkość skoku tłoka jest wymagana w przypadku kompensatora hydraulicznego usytuowanego przy napędzie (dla N_2 = = 0,1 P - $f_{sp} = \frac{PL}{2E_o}$). Najmniejsza wartość napięcia elementu sprężystego jest wymagana dla kompensatora sprężystego wpiętego w cięgno bierne łańcucha (dla N_{2max} = 0,1 P - f_{sp} = 0,8 $\frac{PL}{E_o}$) natomiast największa wartość napięcia elementu sprężystego jest wymagana przy dwóch współdziałających ze sobą kompensatorach sprężystych wpiętych w kontur łańcucha (dla N_{2max}= = 0,1 P - f_{sp} = 4,4 $\frac{PL}{E_o}$).



Rys. 6. Wykresy maksymalnych sił działających na kompensatory i wymaganych maksymalnych ugięć sprężyn (skoków tłoka) kompensatorów w zależności od założonych maksymalnych napięć w cięgnie biernym łańcucha, dla k = 0,5
a – wykresy maksymalnych sił działających na kompensatory, b – wykresy maksymalnych ugięć sprężyn (skoków tłoka) kompensatorów
1 – kompensator hydrauliczny wpięty w cięgno bierne łańcucha pociągowego, 2 – kompensator sprężysty wpięty w cięgno bierne łańcucha pociągowego (Psp = N_o), 3 – kompensator hydrauliczny przy napędzie, 4 – kompensator sprężysty przy napędzie (Psp = R_{2max}), 5 – kompensatory sprężyste wpięte w cięgno bierne i robocze łańcucha pociągowego (Psp = N_{1max}) 6 – kompensator sprężysty przy napędzie (Psp = R_{1max})

Kompensatory sprężyste charakteryzują się bardzo prostą konstrukcją i praktycznie nie wymagają nadzoru i stałych prac konserwacyjnych. Do wad kompensatorów sprężystych należą przede wszystkim: duże wymiary gabarytowe urządzenia i konieczność napinania wstępnego łańcucha dokładnie ustalonym napięciem wstępnym.

W przeciwieństwie do kompensatorów sprężystych kompensatory hydrauliczne zapewniają stałe napięcie w gałęzi biernej łańcucha pociągowego i dzięki siłownikowi hydraulicznemu umożliwiają precyzyjne oraz łatwe do przeprowadzenia napinanie wstępne łańcucha.

Wadą kompensatorów hydraulicznych jest stosunkowo skomplikowana konstrukcja wymagająca odrębny układ hydrauliczny do zasilania siłownika hydarulicznego w ciecz pod stałym ciśnieniem. Problem ten może być stosunkowo prosto rozwiązany w hydraulicznych stacjach napinająco-przesuwających lub kotwiących. Włączenie do istniejącego już układu hydraulicznego dodatkowego układu hydraulicznego dla kompensatora nie stwarza zasadniczych trudności konstrukcyjnych i ruchowych. Przy kompensatorach hydraulicznych wpiętych w łańcuch pociągowy kombajnów problem zasilania siłownika może być też stosunkowo łatwo rozwiązany, natomiast ze względów konstrukcyjnych i ruchowych problem zasilania kompensatorów usytuowanych przy głowicy struga jest w warunkach eksploatacyjnych strugów bardzo trudny do rozwiązania.

6. Wnioski końcowe

1. Przez wprowadzenie do układów kopalnianych łańcuchów pociągowych z łańcuchem w obiegu zamkniętym obciążonych siłą użyteczną skupioną (kombajny, strugi) kompensatorów hydraulicznych lub sprężystych ograniczyć można wydatnie nadwyżki napięć statycznych w łańcuchu, wynikających z wstępnego napinania układów. Przy właściwie dobranych charakterystykach kompensatorów hydraulicznych lub sprężystych ograniczyć można wielkość napięcia w gałęzi biernej łańcucha pociągowego do wielkości wymaganej względami konstrukcyjnymi i ruchowymi.

2. Przeprowadzona w pracy teoretyczna analiza kompensacji zmian wydłużeń sprężystych we wstępnie napiętym łańcuchu pociągowym za pomocą kompensatorów hydraulicznych i sprężystych, umożliwia dokonania wyboru optymalnego rozwiązania konstrukcyjnego kompensatora dla określonych warunków pracy maszyny urabiającej i ładującej.

3. Wyprowadzone wzory i zależności pozwalają dla dowolnych warunków pracy układów pociągowych maszyn urabiających i ładujących wyznaczyć charakterystyki kompensatorów hydraulicznych i sprężystych, rozkład napięć w łańcuchu pociągowym oraz wymaganą wartość napięcia wstępnego.

LITERATURA

[1] Rynik Jan: Rozkład napięć w układach pociągowych z łańcuchem w obiegu zamkniętym, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo, zeszyt nr 36.

[2] Rynik Jan: Analityczno-empiryczne określenie statycznej sztywności łańcuchów ogniwowych, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo Zeszyt nr 36.

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ОГРАНИЧЕНИЯ ИЗЛИШЕК НАТЯЖЕНИЯ В ШАХТНЫХ СИСТЕМАХ ДВИГАТЕЛЬНЫХ З ЦЕПИ ОБОРОТОЙ ЗАМКНУТОЙ

Р е з ю м е

В работе рассматривано возможности ограничения излишек натяжения статических вставания упряжной цепи напраганых вступательно - через введение системой компенсаторов гнаравлических или упругих. Выпроваженные формулы позваляют определить характеристики компенсаторов, требования величность натяжения вступательнобо а также натяжения в тяговых цепях.

ANALYSIS OF A POSSIBILITY TO REDUCE EXCESSES OF STATIC LOAD IN MINING HAULAGE SYSTEMS WHEN USING ENDLESS CHAIN

S u m m a r y

In the paper, there are examined possibilities to reduce the excesses of static loads in the haulage chains with pretension when using hydraulic or spring tensioners. There are derived equations in order to define tensioner characteristics, demanded pre-tension and stress distribution in the haulage chains.