

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES
DYNAMACH '89

Roman JABŁOŃSKI

AUTOMATYCZNE NADAŻNE URZĄDZENIA NAPINAJĄCE TAŚMĘ
W PRZENOŚNIKACH TAŚMOWYCH DUŻEJ MOCY

Streszczenie. W pracy przedstawiono wymagania stawiane urządzeniom napinającym taśmę w przenośnikach taśmowych, dokonano analizy modelowej przebiegu zmian sił w taśmie w czasie rozruchu przenośnika oraz przedstawiono nowe rozwiązanie automatycznego nadążnego urządzenia napinającego taśmę, zasilanego częścią mocy napędu głównego przenośnika. Zasygnalizowano zalety eksploatacyjne nowego urządzenia napinającego wdrożonego w przenośnikach taśmowych o mocach 2 x 630 kW i 2 x 1000 kW w kopalniach węgla brunatnego "Konin" i "Bełchatów".

Znaczna liczba przenośników taśmowych (o łącznej długości rzędu 5000 km) stosowana w krajowym przemyśle, uzasadnia podejmowanie działań zwiększających do podniesienia efektywności transportu tymi maszynami. Zwiększenie trwałości taśmy, jej połączeń, zespołów bębnowych oraz niezawodności pracy przenośnika taśmowego można uzyskać, doskonaląc urządzenia napinające taśmę. Optymalizując siłę naciągu taśmy, dostosowując jej wartość do chwilowych potrzeb przenośnika, można uzyskać znaczne oszczędności.

Praca niniejsza jest fragmentem szerszej pracy [3] z zakresu poszukiwania nowych automatycznych nadążnych urządzeń napinających taśmę w przenośnikach dużej mocy.

Wartość siły naciągu wstępnego taśmy dla danego przenośnika musi być tak dobrana, aby równocześnie spełniała dwa warunki:

- zachowanie nośnego kształtu taśmy i niedopuszczenie do nadmiernych zwi-
sów taśmy między podporami krążnikowymi,
- zabezpieczenie prawidłowej współpracy ciarnej taśmy z bębniem napędzanym
lub hamowanym.

Z pierwszego warunku określa się minimalną siłę w taśmie, zakładając
zwis taśmy między zestawami krążników, przy czym warunek ten w praktyce

wystarczy sprawdzić dla taśmy nośnej w czasie postoju przenośnika [1, 2] zgodnie z relacją:

$$S_{\text{min}} = \frac{(m_t + m_u) g l_q^2}{8 f_u}$$

Wartość $\frac{f_u}{g}$ ma dość szeroki zakres [2]; przykładowo:

w USA przyjmuje się $\frac{f_u}{g} = 0,02-0,03$

w RFN przyjmuje się $\frac{f_u}{g} = 0,005-0,01$

Najczęściej zakłada się wartość $\frac{f_u}{g} = 0,015$

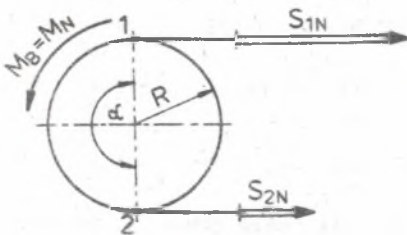
W czasie hamowania przenośnika dopuszcza się wartość $\frac{f_u}{g} = 0,04$ [2].
Większe wartości $\frac{f_u}{g}$ dopuszcza się przy mniejszych wartościach prędkości taśmy. Zbyt duże zwisy zwiększają opory ruchu taśmy (opory falowania). Należy zauważyć, że zwisy taśmy przyjęte dla warunków statycznych maleją po uruchomieniu przenośnika, w wyniku zwiększenia siły w taśmie o wartość oporów ruchu.

Drugi warunek zabezpieczający poprawność współpracy ciernej taśmy z bębniem (bez makropoślizgu) w przypadku jej napędzania na podstawie równania Eulera i oznaczeń na rysunku 1 określa relacja:

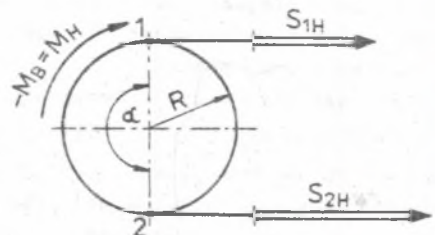
$$k M_N \leq R \cdot S_{2N} (e^{\mu \alpha} - 1) \quad (2)$$

W czasie hamowania przenośnika, zgodnie z oznaczeniami na rys. 2 istnieje zależność:

$$k M_H \leq R \cdot S_{1H} (e^{\mu \alpha} - 1) = R \cdot S_{2H} \frac{e^{\mu \alpha} - 1}{e^{\mu \alpha}} \quad (3)$$



Rys. 1. Siły w taśmie podczas napędzania bębna



Rys. 2. Siły w taśmie podczas hamowania bębna

Urządzenie napinające, usytuowane w pobliżu bębna napędowego, który jest również wykorzystywany do hamowania, powinno zapewnić dla ustalonych wartości M_B siłę S_2 na podstawie (1, 2, 3), równą:

$$S_{2N} \approx M_N \frac{k}{R(e^{\mu\alpha} - 1)}$$

$$S_{2H} \approx M_H \frac{ke^{\mu\alpha}}{R(e^{\mu\alpha} - 1)}$$

$$S_2 \approx \frac{(m_t + m_u)gl^2}{8f_u} + \Delta W = C \text{ dla } \frac{f_u}{I_g} \text{ przy napędzaniu przonośnika} \quad (4)$$

$$S_2 \approx \frac{(m_t + m_u)gl^2}{8f_u} + \Delta W = C' \text{ dla } \frac{f_u}{I_g} \text{ przy hamowaniu przonośnika}$$

gdzie:

ΔW - różnica między siłą w taśmie w punkcie wyznaczenia S_{\min} a siłą w taśmie w punkcie 2 (dla $v = 0$),

C, C' - stałe minimalne wartości siły S_2 , odpowiednio dla napędzania i hamowania przonośnika.

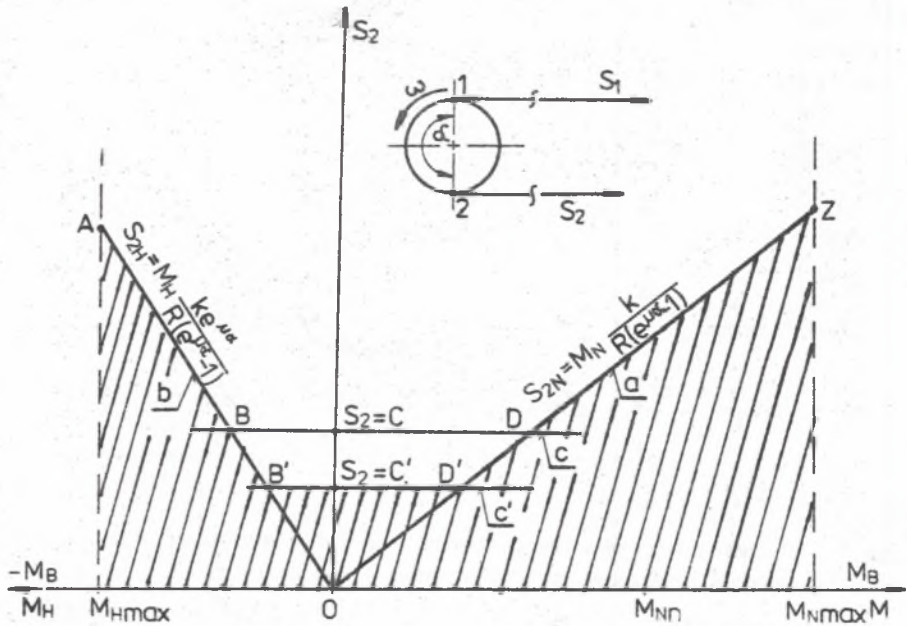
Wartość kąta α dla danego przonośnika jest stała, natomiast współczynnik tarcia μ jest zmienną losową. Przyjmując w relacjach (4) μ jako wartość stałą, wybraną ze zbioru wartości losowych (bezpieczną dla danych warunków), otrzymamy liniowe zależności (4), co przedstawiono na rys. 3 w postaci prostych "a", "b", "c" lub "c'".

Na podstawie rys. 3 można stwierdzić, że minimalne siły S_2 , jakie powinno wywoływać urządzenie napinające w celu zabezpieczenia poprawnej pracy przonośnika taśmowego, są w zakresie $M_B \in [M_H \max; M_N \max]$ określone odcinkami; AB, BD, DZ w czasie napędzania przonośnika lub AB', B'D', D'Z' w przypadku jego hamowania.

Tak określone wartości siły S_2 , jako minimalne i zabezpieczające poprawną pracę przonośnika można uznać za optymalne. Stosowane w kraju urządzenia napinające wywołują siły S_2 znacznie większe niż rzędna punktu Z w całym zakresie $M_B \in [M_H \max; M_N \max]$, co jest zbędne, a wynika z niedoskonałości urządzeń napinających.

Zmniejszenie sił naciągu wstępnego taśmy przez urządzenie napinające i dostosowanie ich wartości do chwilowych potrzeb przonośnika, jak na rysunku 3, prowadzi do:

a) zwiększenia zmęczeniowej trwałości taśmy, zwiększenia jej odporności na przebicie spadającym materiałem w punkcie załadowniczym (dzięki możliwym większym przemieszczeniom taśmy między krążnikami nadawowymi przy mniejszych siłach napięcia taśmy),



Rys. 3. Minimalne wartości siły naciągu wstępnej taśmy S_2 w funkcji momentu obrotowego na bębnie M_B

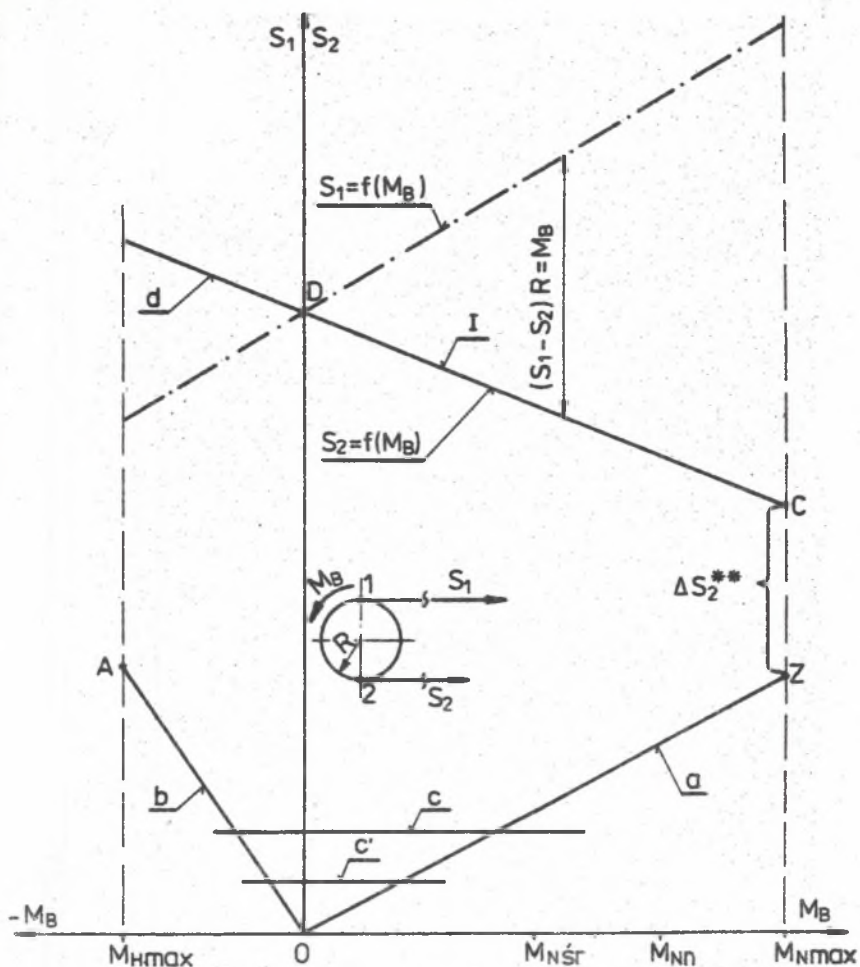
▨ - zbiór niedopuszczalnych wartości siły S_2

- zwiększenia zmęczeniowej trwałości połączeń taśmy,
- zwiększenia trwałości zespołów bębnowych (bęben, łożyska, wał, pierścienie zaciskane między tarczami bębna a wałem),
- zwiększenia trwałości krążników rozmieszczonych na łukach wypukłych przenośnika,
- zwiększenia wartości współczynnika tarcia μ między taśmą a bębniem napędzanym lub hamowanym w wyniku zmniejszenia nacisków taśmy, ponieważ wartość współczynnika μ z reguły maleje wraz ze wzrostem nacisku taśmy na bęben napędowy.

Rysunek 3 uzupełniono nanosząc charakterystyki statyczne $S_2 = f(M_B)$ stosowanych w kraju urządzeń napinających, co przedstawiono na rys. 4, 5 i 6.

Poszczególnym charakterystykom urządzeń napinających taśmę przyporządkowano następujące oznaczenia:

- nieautomatyczne (z bębniem napinającym przemieszczanym okresowo w czasie postoju przenośnika) - I, rys. 4,
- automatyczne wciągarkowe (z wciągarką liniową, sterowaną w funkcji siły w linie jako regulatorem trójpołożeniowym) - II, rys. 5,
- grawitacyjne (ciężarowe) - III, rys. 5.



Rys. 4. Charakterystyka nieautomatycznego urządzenia napinającego $S_2 = f(M_B)$

Charakterystyka urządzenia nieautomatycznego oznaczoną linią I na rysunku 4 została wykreślona, jako linia prosta w oparciu o założenie, że długość taśmy we wszystkich stanach pracy przenośnika jest stała (przy ustalonym położeniu bębna napinającego). Zgodnie z rozważaniem zawartym w [3] równanie tej prostej ma postać:

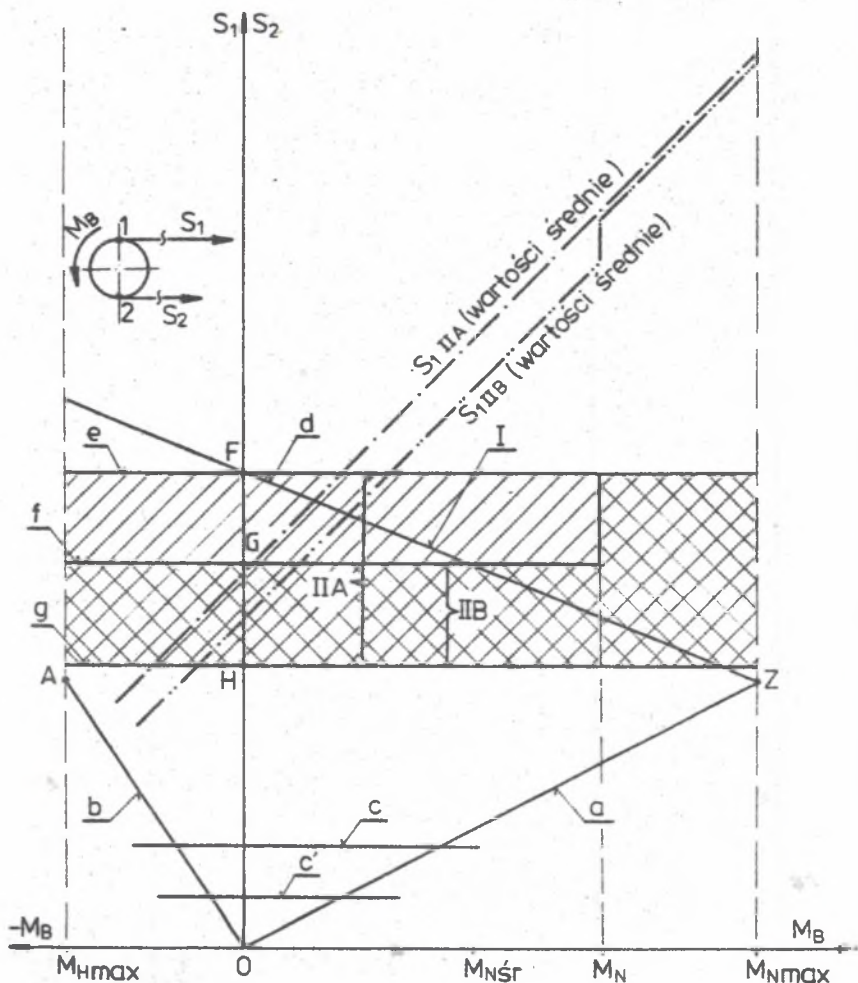
$$S_2 = -\frac{1}{4R} M_B + S_p - \frac{1}{2} W_d + \Delta S_2^{**} \quad (5)$$

gdzie:

$$\Delta S_2^{**} = \Delta S_{2pł} + \Delta S_{2T}$$

$\Delta S_{2pł}$, ΔS_{2T} - wartości siły S_2 związane z "płynięciem" taśmy oraz zmianą jej temperatury.

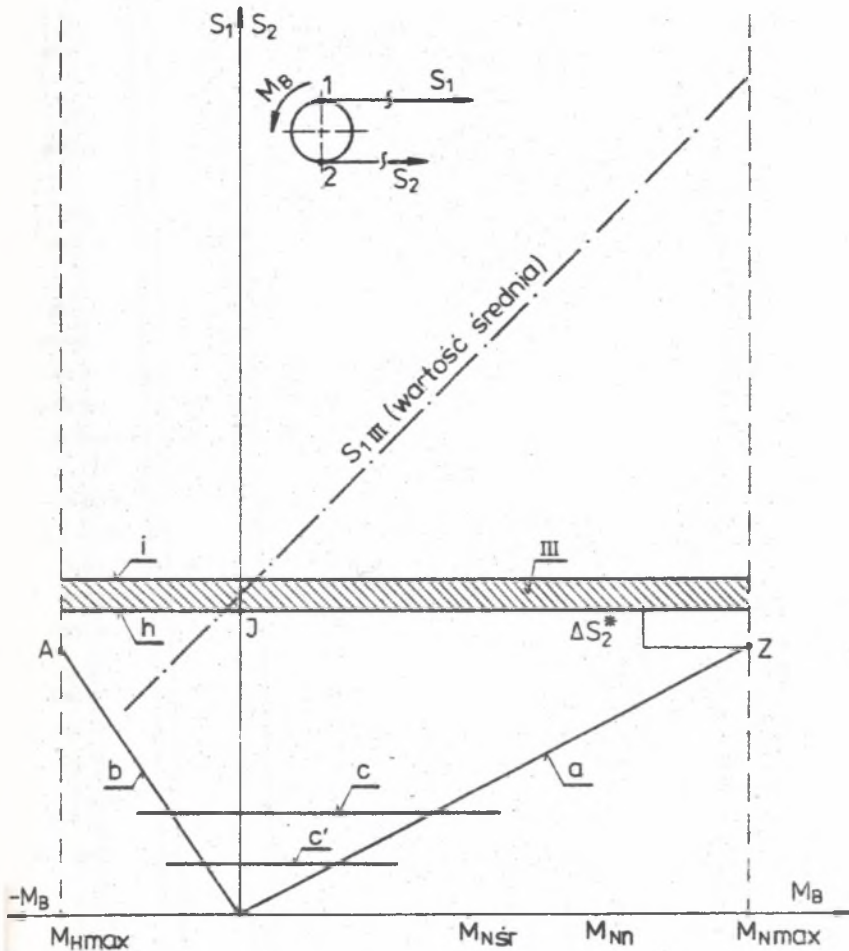
Charakterystykę urządzenia automatycznego wciągarkowego z napędem własnym przedstawiono na rys. 5, jako pole IIA i IIB ograniczone prostymi "e" i "g", które określają górny i dolny próg regulacji siły S_2 . Przy wyłączonej wciągarence zmiany wartości siły S_2 przebiegają tak jak dla urządzenia napinającego nieautomatycznego, a więc po prostych równoległych do prostej "d". W zakresie momentów $M_B \ll M_{Nn}$ (po zakończeniu rozru-



Rys. 5. Charakterystyki automatycznych urządzeń napinających wciągarkowych

chu prętośnika) istnieje możliwość zmniejszenia wartości siły S_2 i charakterystykę takiego urządzenia przedstawia pole zakreskowane dwukierunkowo IIB.

Charakterystykę urządzenia ciężarowego przedstawiono na rys. 6, jako pole III. Różne wartości S_2 wyznaczone prostymi "i" oraz "h" zależą od sprawności urządzenia napinającego, natomiast konieczność zwiększenia wartości dolnego progu regulacji siły S_2 o ΔS_2^* jest wynikiem zjawisk falowych zachodzących w taśmle w pierwowym okresie rozruchu prętośnika [3].



Rys. 6. Charakterystyka urządzenia napinającego ciężarowego

Przedstawione na rys. 4, 5 i 6 charakterystyki trzech powszechnie stosowanych typów urządzeń napinających uwidaczniają wyraźnie, że wartości siły naciągu taśmy S_2 wywołane tymi urządzeniami różnią się znacznie charakterem zmian i są dużo większe od wartości siły S_2 zabezpieczających poprawną pracę przenośnika.

Podane charakterystyki statyczne $S_2 = f(M_B)$ nie dają jednak pełnego obrazu pracy urządzeń napinających w stanach nieustalonych. Analiza zaportretowania mocy przez urządzenie napinające nadążne w końcu pierwszego półokresu drgań wzdłużnych w taśmie [3] wykazuje znaczne jej wartości (w stosunku do mocy napędu). Przykładowo dla $\mu = 0,4$, $\alpha = 7^\circ$ rad, moc urządzenia napinającego nadążnego powinna wynosić 0,477 mocy napędu, co wskazuje na nieracjonalność budowy tego typu urządzeń napinających z własnym napędem.

Przebiegi zmian sił w taśmie w czasie rozruchu przenośnika z różnymi typami urządzeń napinających przeanalizowano w oparciu o badania modelowe przenośnika.

Do analizy przyjęto fizyczny model przenośnika przedstawiony na rys. 7 o parametrach liniowych. Taśmę przenośnika zastąpiono modelem standardowym pierwszego rodzaju.

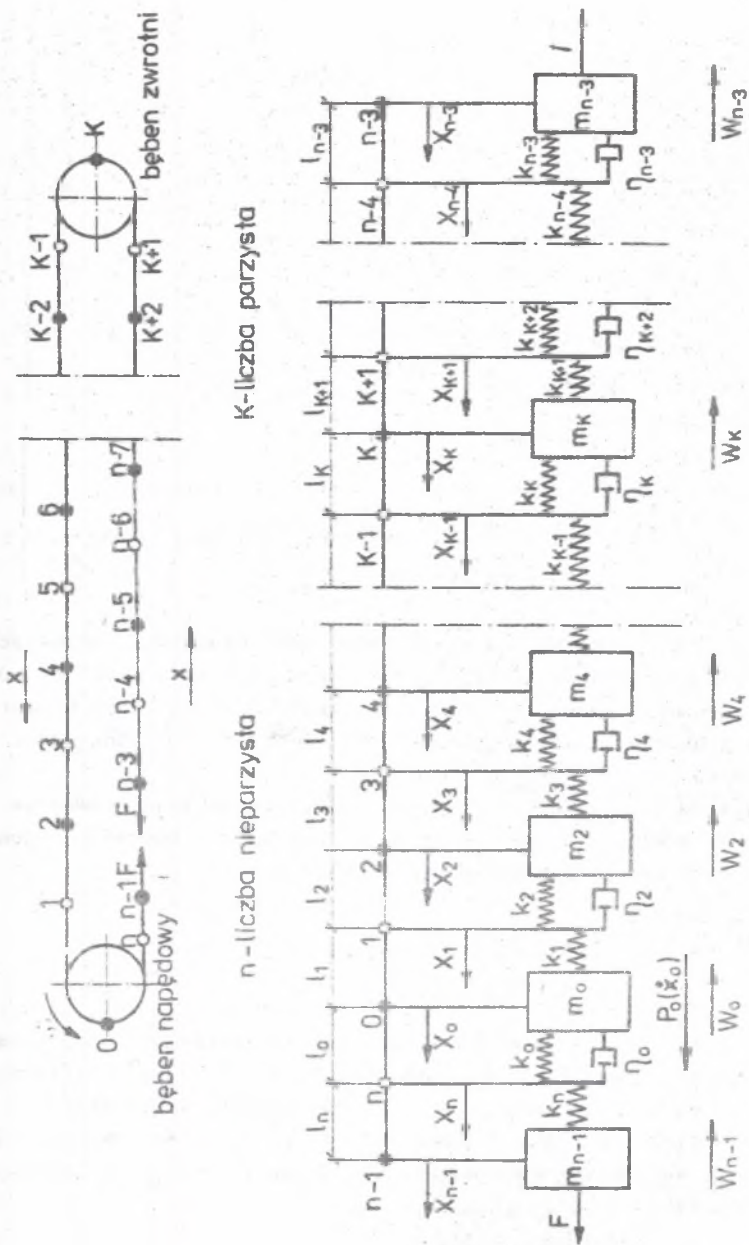
Masy zredukowane skupiono w modelu w punktach oznaczonych liczbami parzystymi. Punkty oznaczone liczbami nieparzystymi są bezmasowe. Bezmasowe są również elementy sprężyste i tłumiące w modelu. Zredukowaną masę całego napędu i odpowiedniej części taśmy, materiału transportowanego i krążników skupiono w punkcie oznaczonym liczbą 0, natomiast masę zredukowaną w rejonie zwrotni przenośnika skupiono w punkcie K.

Masy zredukowane, związane z taśmą górną (załadowaną) i dolną rozmieszczono odpowiednio w punktach od 2 do K-2 oraz w punktach od K+2 do n-1.

Przemieszczenia poszczególnych punktów oznaczono jako x z indeksem liczbowym, identyfikującym dany punkt. Siłę czynną (napędową) działającą na taśmę w miejscach jej współpracy z bębnem napędowym, pochodzącą od napędu, oznaczono jako $P_0(x_0)$. Siły F związane z masami m_{n-1} oraz m_{n-3} odwzorowują oddziaływanie na taśmę urządzenia napinającego i w zależności od jego rodzaju mogą być funkcją, np. prędkości, przyspieszenia lub siły P_0 . Siła naciągu wstępnego taśmy, jako niezależna od przemieszczeń, prędkości i czasu przy liniowych parametrach modelu, może być dodana do sił dynamicznych, uzyskanych z analizy modelu przenośnika.

Stałe sprężystości i tłumienia przyjętego modelu taśmy uzyskano z badań [3].

Z uwagi na dużą sztywność układu przeniesienia napędu w porównaniu z taśmą założono, że przeniesienie momentu obrotowego z silnika na bęben napędowy odbywa się w sposób sztywny. Siłę P_0 określono opierając się na zlinearyzowanej statycznej charakterystyce silnika napędowego. Opory ruchu taśmy W zamodelowano, jako liniową funkcję prędkości taśmy [3].



Rys. 7. Dyskretny model przenośnika taśmowego

m - masa zredukowana, x - przemieszczenie, F - siła oddziaływania urządzenia napinającego, P_0 - siła napędowa i przekazywana taśmie z powierzchni bębna napędowego, W_k - siła oporu ruchu taśmy na długości $(l_k - l_{k+1})$, k_k - stała sprężystości, η_k - współczynnik tłumienia

Równania ruchu poszczególnych punktów modelu (rys. 7) mają postać (z lewej nr punktu):

$$\begin{aligned}
 0 & \quad m_0 \ddot{x}_0 = k_0(x_n - x_0) - k_1(x_0 - x_1) + \eta_0(\dot{x}_n - \dot{x}_0) + P_0 - W_0 \\
 & \quad \dots\dots\dots \\
 21-1 & \quad 0 = k_{21-1}(x_{21-2} - x_{21-1}) - k_{21-1}(x_{21-1} - x_{21}) - \eta_{21}(\dot{x}_{21-1} - \dot{x}_{21}) \\
 2i & \quad m_{2i} \ddot{x}_{2i} = k_{2i}(x_{2i-1} - x_{2i}) - k_{2i+1}(x_{2i} - x_{2i+1}) + \\
 & \quad \quad \quad + \eta_{2i}(\dot{x}_{2i-1} - \dot{x}_{2i}) - W_{2i} \\
 & \quad \quad \quad \text{dla } (i = 1, \dots, \frac{n-5}{2}) \text{ dla } n \geq 7 \\
 n-4 & \quad 0 = k_{n-4}(x_{n-5} - x_{n-4}) - k_{n-3}(x_{n-4} - x_{n-3}) - \eta_{n-3}(\dot{x}_{n-4} - \dot{x}_{n-3}) \\
 n-3 & \quad m_{n-3} \ddot{x}_{n-3} = k_{n-3}(x_{n-4} - x_{n-3}) - \alpha'(\ddot{x}_{n-3} - \ddot{x}_{n-1}) + \beta' P_0 + \\
 & \quad \quad \quad + \eta_{n-3}(\dot{x}_{n-4} - \dot{x}_{n-3}) - W_{n-3} \\
 n-2 & \quad \dots\dots\dots \\
 n-1 & \quad m_{n-1} \ddot{x}_{n-1} = -k_n(x_{n-1} - x_n) + \alpha'(\ddot{x}_{n-3} - \ddot{x}_{n-1}) + \beta' P_0 - W_{n-1} \\
 n & \quad 0 = k_n(x_{n-1} - x_n) - k_0(x_n - x_0) - \eta_0(\dot{x}_n - \dot{x}_0)
 \end{aligned} \tag{6}$$

Określenie siły F zależy od przyjętego typu urządzenia napinającego. W przypadku analizy przenośnika z urządzeniem nieautomatycznym lub automatycznym wciągarkowym, które to z reguły w czasie rozruchu jest nieautomatyczne z uwagi na zbyt długi czas regulacji, masę m_{n-1} można dodać do masy m_{n-3} , ponieważ $x_{n-1} = x_{n-3}$.

Do równania ruchu punktu $n-1$ (rys. 7) należy zatem dodać równanie ruchu punktu $n-3$. W wyniku dodawania siła F zostanie z równań wyrugowana, a dla połączonych mas otrzymamy równanie ruchu w postaci:

$$\begin{aligned}
 (m_{n-1} + m_{n-3}) \ddot{x}_{n-1} & = k_{n-3}(x_{n-1} - x_{n-3}) + \eta_{n-3}(\dot{x}_{n-4} - \dot{x}_{n-3}) - \\
 & \quad - k_n(x_{n-1} - x_n) - (W_{n-1} + W_{n-3})
 \end{aligned} \tag{7}$$

Przewidując wykorzystanie modelu przenośnika również przy zastosowaniu automatycznego nadążnego urządzenia napinającego taśmę, zasilanego mocą napędu głównego przenośnika, przewidziano ogólny zapis siły F dla czterech przypadków (tzn. dla urządzeń napinających: nieautomatycznego, grawitacyjnego, automatycznego nadążnego $\frac{P}{F} = \text{const}$ oraz kombinacji dwóch ostatnich w postaci:

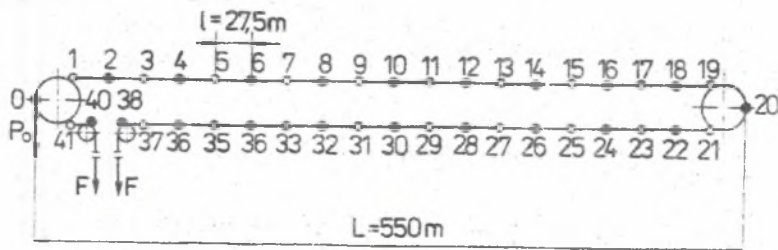
$$F = \alpha'(\ddot{x}_{n-3} - \ddot{x}_{n-1}) + \beta' P_0(\dot{x}_0) \tag{8}$$

W ogólnym przypadku n mas założono, że n jest liczbą nieparzystą. Przypadki odwzorowania siły F uzyskuje się przez następujące podziałienia:

- I. $\alpha' = \beta' = 0$ - dla urządzenia napinającego nieautomatycznego,
- II. $\beta' = 0 \neq \alpha'$ - dla urządzenia napinającego automatycznego grawitacyjnego,
- III. $\alpha' = 0 \neq \beta'$ dla urządzenia napinającego automatycznego nadążnego, w którym siła F zależy liniowo od siły P_0 ,
- IV. $\alpha' \neq 0 \neq \beta'$ - dla kombinacji II + III.

Z uwagi na możliwość porównania niektórych wyników uzyskanych z analizy modelowej z wynikami pomiarów uzyskanych wcześniej z badań rzeczywistego przenośnika, do modelowania wybrano przenośnik o następujących parametrach: moc $N = 55$ kW, prędkość taśmy $v = 2,6$ m/s, długość $L = 550$ m, kąt nachylenia $\delta = 0^\circ$, taśma TTPTM-20 Malimo 630-3-I-1000-4 o szerokości $B = 1,0$ m, ciężar jednostkowy transportowanego materiału $q = 8,85 \frac{L \cdot N}{m^3}$, wydajność $Q = 642$ t/h.

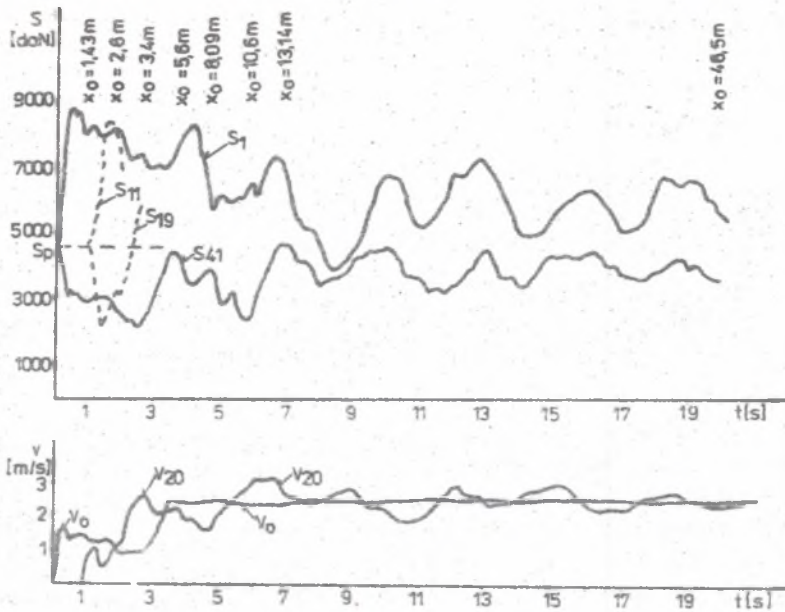
W modelu przenośnika skupiono masy w 21 punktach, na rys. 8 są to punkty o numeracji parzystej. Punkty o numeracji nieparzystej mają masy równe zero i wynikają z przyjętego trójparametrowego modelu taśmy. Urządzenia napinające usytuowano między punktami 38 i 40.



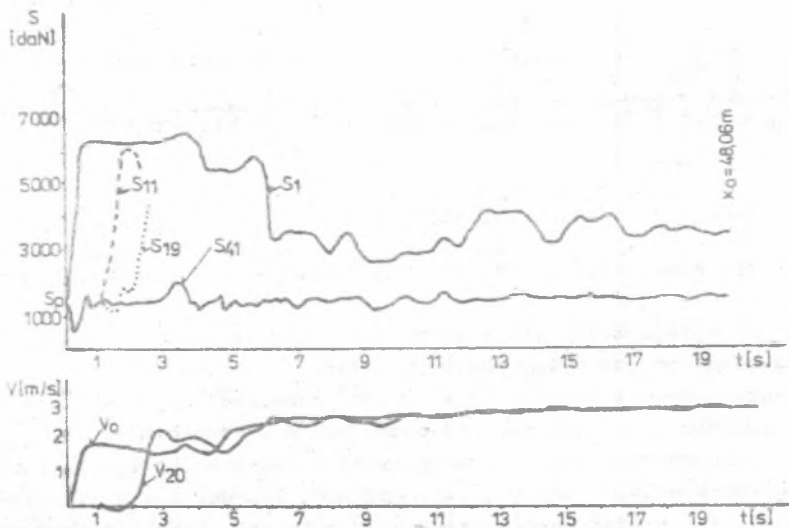
Rys. 8. Podział modelowanego przenośnika na odcinki (dyskretyzacja mas)

Uzyskane przebiegi zmian sił i prędkości w czasie rozruchu modelu przenośnika przedstawiono na rysunkach 9, 10, 11.

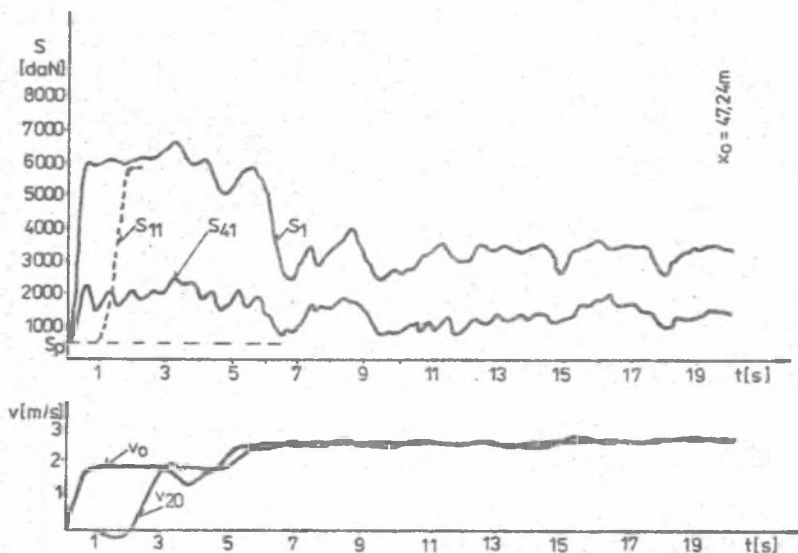
Analizując przebiegi i wartości sił można zauważyć, że zależą one od rodzaju urządzenia napinającego, zastosowanego w przenośniku. Siły S_p naciągu taśmy przed rozruchem dla urządzenia nieautomatycznego (i automatycznego wciągarkowego, które w czasie rozruchu zachowuje się jak nieautomatyczne) oraz ciężarowego zdeterminowane są warunkiem niedopuszczenia do poślizgu taśmy po bębnie. W przypadku urządzenia automatycznego nadążnego siła S_p wynika z warunku niedopuszczenia do nadmiernych zwiśsów taśmy. Stosunek sił S_p dla kolejno przedstawionych na rysunkach przypadków wynosi $7,2 : 5,0 : 1,0$.



Rys. 9. Przebieg zmian sił i prędkości w czasie rozruchu modelu przenośnika z urządzeniem napinającym niestomatycznym



Rys. 10. Przebieg zmian sił i prędkości w czasie rozruchu modelu przenośnika z urządzeniem napinającym ciężarowym



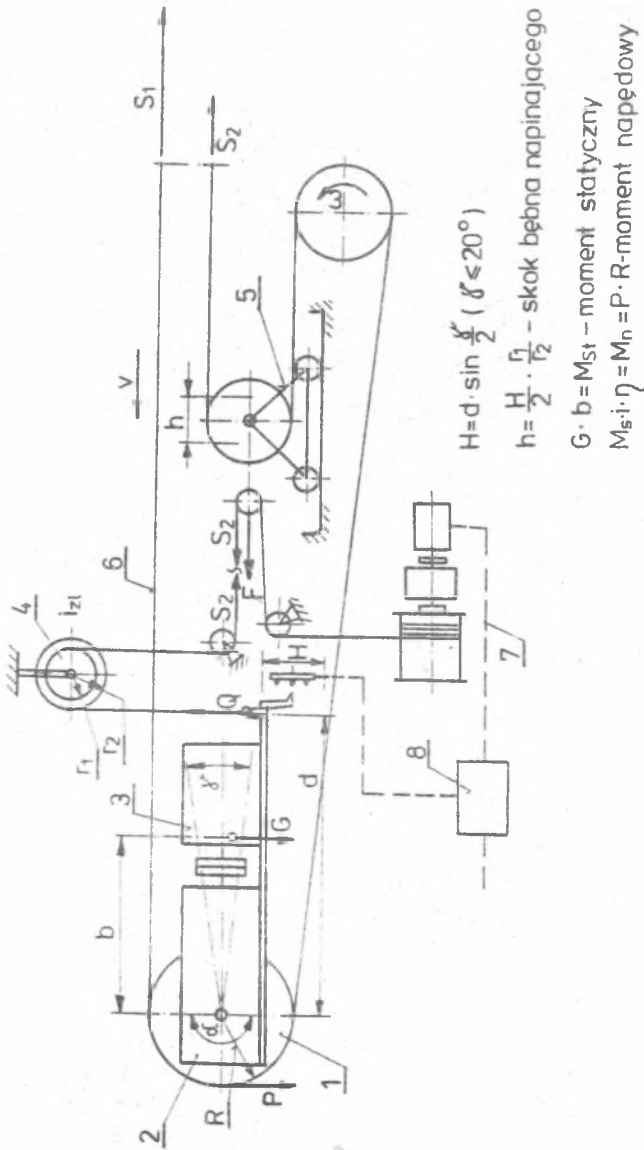
Rys. 11. Przebieg zmian sił i prędkości w czasie rozruchu modelu przenośnika z automatycznym nadążnym urządzeniem napinającym

Siła S_p , jaką należy wywołać urządzeniem napinającym przed rozruchem, wpływa na wartości sił w taśmie w czasie rozruchu i pracy ustalonej przenośnika. Siły maksymalne w taśmie S_{imax} dla kolejno przedstawionych na rysunkach przebiegów pozostają we wzajemnym stosunku 1,35 : 1,15 : 1,0.

Charakterystyczne są zmiany wartości siły S_{41} w taśmie zbiegającej z bębna napędowego w czasie rozruchu przenośnika. Minimum siły S_{41} jest odpowiednio o 54% i 20% mniejsze od wartości S_p dla pierwszych dwóch typów urządzeń. Siła S_{41} wzrasta natomiast o 29,4% w stosunku do siły S_p dla urządzenia automatycznego nadążnego.

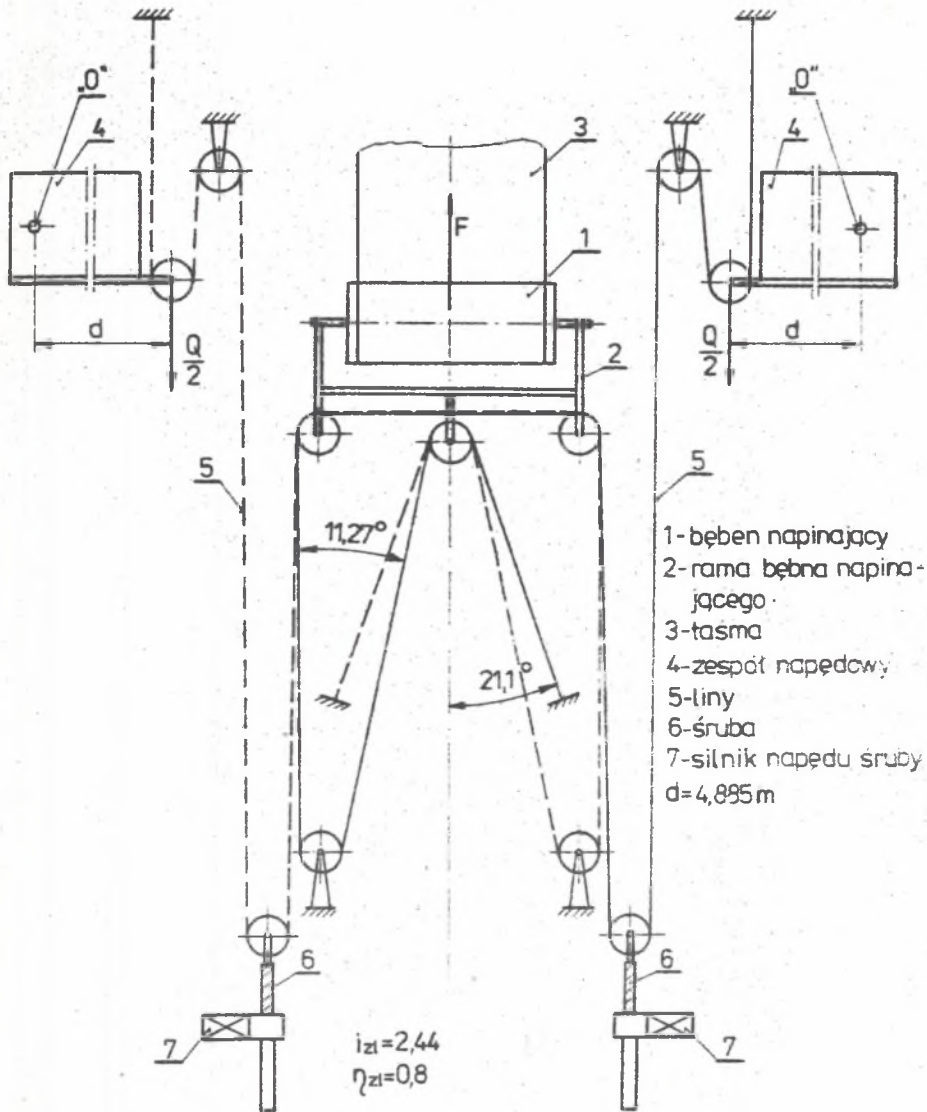
Uzyskane wyniki wykazują, że najmniejsze wartości sił w taśmie można uzyskać, stosując automatyczne nadążne urządzenia napinające.

Duża chwilowa moc niezbędna do zasilania automatycznego nadążnego urządzenia napinającego ukierunkowała poszukiwania nowych rozwiązań do urządzeń zasilanych częścią mocy napędu głównego. Możliwość rozdzielenia mocy napędu głównego na bęben napędowy oraz urządzenie napinające dają układy napędowo-przekładniowe o dwóch stopniach swobody. Kilka nowych propozycji takich automatycznych nadążnych urządzeń napinających omówiono szerzej w [3], z których jedno przedstawione schematycznie na rys. 12 wdrożono w przenośnikach o mocy 2 x 630 kW oraz 2 x 1000 kW w kopalniach węgla brunatnego "Konin", "Bełchatów", "Senftenberg" (NRD) oraz w kopalni siarki "Machów". Płaski schemat urządzenia napinającego dla przenośnika zwałowarki kopalni Bełchatów przedstawiono na rys. 13, a charakterystykę statyczną urządzenia na rys. 14.

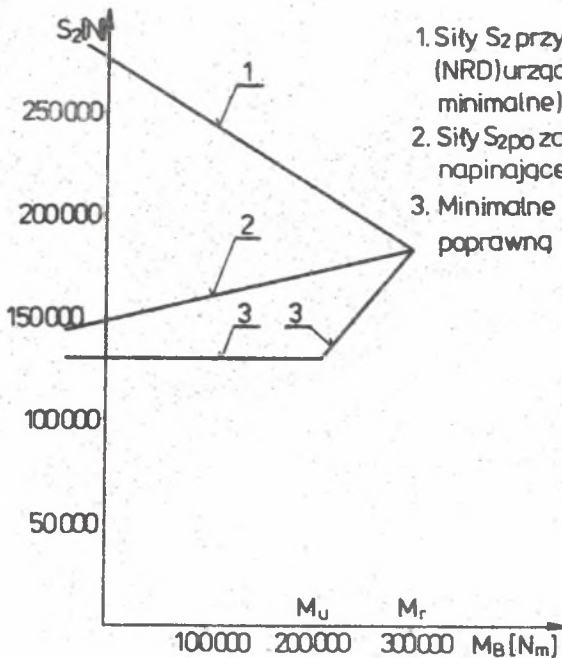


Rys. 12. Schemat ideowy automatycznego urządzenia napinającego z ruchomym zespołem napędowym

1 - bęben napędowy, 2 - reduktor, 3 - silnik, 4 - bębny linowe, 5 - wózek napinający, 6 - taśma, 7 - cięgarka linowa, 8 - układ sterowania wciągarki 7



Rys. 13. Płaski schemat zlinowania urządzenia napinającego taśmę drugiego przenośnika zwałowarki $A_2Re-B.12500$, KWB "Bełchatów". Moc napędu $2 \times 1000\text{ kW}$, szerokość taśmy $B = 2600\text{ mm}$



1. Siły S_2 przy zastosowaniu oryginalnego (NRD) urządzenia napinającego (wartości minimalne)
2. Siły S_2 po zastosowaniu urządzenia napinającego wg. pomysłu autora
3. Minimalne wartości siły S_2 zapewniające poprawną pracę przenośnika

Rys. 14. Porównanie sił naciągu taśmy S_2 uzyskiwanych przez dwa typy urządzeń napinających w drugim przenośniku zwalówarki $A_2Re-B.12500$, KWB "Bałchatów" przy zwiększonej wydajności do $15000 \text{ m}^3/\text{h}$ (25500 t/h)

Obserwacje pracy urządzeń napinających z ruchomym zespołem napędowym, wyniki badań oraz praktyka eksploatacyjna potwierdziły szereg zalet, z których najistotniejsze to:

- 1) zmniejszenie siły naciągu taśmy przed rozruchem (z 240 kN do 100 kN w napędach $2 \times 630 \text{ kW}$ oraz z 280 kN do 140 kN w napędach $2 \times 1000 \text{ kW}$),
- 2) wyeliminowanie poślizgów taśmy po bębnie napędowym w czasie rozruchu przenośnika,
- 3) ograniczenie pracy wciągarki tylko do przypadków całkowitego luzowania taśmy,
- 4) wykluczenie możliwości nieprawidłowego napięcia taśmy,
- 5) zwiększenie trwałości taśmy i jej połączeń,
- 6) możliwość szybkiej zmiany charakteru pracy urządzenia z pracy automatycznej na nieautomatyczną.

Oryginalność przedstawionego rozwiązania urządzenia napinającego została potwierdzona patentami PRL, ZSRR, NRD, RFN.

Wykaz ważniejszych oznaczeń

- S_1 [N] - siła rozciągająca taśmę w punkcie 1,
 m_t [kg/m] - jednostkowa masa taśmy,
 m_u [kg/m] - jednostkowa masa materiału transportowanego,
 l_g [m] - odległość między sąsiednimi podporami krążnikowymi,
 f_u [m] - zwis taśmy między podporami krążnikowymi,
 k - współczynnik zabezpieczenia przed poślizgiem taśmy po bębnie,
 $k > 1$,
 M_N [Nm] - moment obrotowy, napędowy,
 M_H [Nm] - moment obrotowy, hamujący,
 R [m] - promień bębna,
 μ - współczynnik tarcia pary trącej: bęben napędowy - taśma,
 α [rad] - kąt opasania bębna napędowego taśmą,
 e - podstawa logarytmu naturalnego,
 S_p [N] - siła wstępnego naciągu taśmy,
 W_d [N] - siła oporu ruchu dolnej gałęzi taśmy przenośnika.

LITERATURA

- [1] Antoniak J.: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. Wyd. Śląsk, Katowice 1976.
 [2] Żur T.: Przenośniki taśmowe w górnictwie. Wyd. Śląsk, Katowice 1979.
 [3] Jabłoński R.: Analiza i synteza urządzeń napinających taśmę w przenośnikach taśmowych dużej mocy. Zeszyty Naukowe Akademii Górniczo-Hutnicznej w Krakowie nr 15, Kraków 1988.

Recenzent: Prof. zw. dr hab. inż. Jerzy Antoniak

АВТОМАТИЧЕСКОЕ СЛЕДЯЩЕЕ НАТЯЖНОЕ УСТРОЙСТВО
 В ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЕРАХ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Резюме

Работа показывает требования предъявляемые оборудованию натягивающему ленту в ленточном транспортере, произведено модельный анализ протекания изменения сил в ленте во время пуска транспортера и представлено новое решение автоматического успешания оборудования натягивающего ленту, питаемого частью мощности главного привода транспортера. Показано эксплуата-

ционные преимущества нового оборудования, которое внедрено на ленточных транспортерах мощностью 2 x 630 кВт и 2 x 1000 кВт на шахтах бурого угля "КОНИН" и "БЕЛЖАТОВ".

AUTOMATIC FOLLOW-UP BELT TIGHTENER
IN HEAVY DUTY BELT CONVEYOR

S u m m a r y

Requirements imposed on the belt-tensioning apparatus in band conveyors, model analysis of changes of forces within belt during conveyor start-up, and a new solution for automatic follow-up belt-tensioning device supplied by a portion of power of conveyor main drive, are presented in this study. Attention is drawn to operating advantages of the new tensioning apparatus implemented in belt conveyors of 2 x 630 kW and 2 x 1000 kW at "Konin" and "Bełchatów" brown coal-mines.