

MODELOWANIE FAL NAPRĘŻEŃ W TAŚMIE PRZENOŚNIKA

MODELLING OF STRESS WAVES IN THE BELT OF CONVEYOR

Bogusław Karolewski - Instytut Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych, Politechnika Wroclawska
Piotr Ligocki - biuro MT PROJEKT s.c., Wrocław

Porównano wyniki wyznaczania prędkości fal naprężeń w taśmie ruszającego przenośnika uzyskane różnymi metodami. Analizowano wykorzystanie rozbudowanego matematycznego modelu przenośnika i trzy metody statyczne podane w literaturze. Porównano również wartości częstotliwości drgań sił w taśmie wyznaczone z modelu i metodą statyczną. Uzyskiwane wartości są zbliżone, poza metodą wykorzystującą prędkość rozchodzenia się dźwięku w linkach stalowych taśmy. Wykorzystanie wzorów statycznych często wymaga znajomości trudnych do określenia parametrów, które wyznacza się pomiarowo. Zastosowanie modelu umożliwia uzyskanie wyników bez pomiarów.

Słowa kluczowe: przenośniki taśmowe, taśma, układ napędowy, naprężenia, model matematyczny, rozruch

Were compared the results of determining the speed of the stress wave starting conveyor belt received by various methods. Were analyzed using expanded mathematical model of conveyor and three static methods reported in the literature. We also compared the frequency of vibration forces in the belt obtained from the model and the static method. The resulting values are similar beyond method using the velocity of sound in the links of steel belt. The use of static models often require knowledge of difficult to determine the parameters that shall designate the measurement. Application of the model provides results without measurement.

Key words: belt conveyors, belt, drive system, stress, mathematical model, starting

Wprowadzenie

W związku z licznymi zaletami przenośników taśmowych, są one często wykorzystywanym środkiem transportu w górnictwie podziemnym i odkrywkowym, przy transporcie kruszyw i w innych gałęziach przemysłu. Najważniejszym i najdroższym elementem przenośnika jest taśma. Największe zagrożenie zerwania lub uszkodzenia taśmy, zwłaszcza w przenośnikach o dużej długości, występuje w stanach dynamicznych, głównie podczas rozruchu urządzenia.

Taśma jest elementem elastycznym i w momencie rozruchu nie rusza równocześnie na całej długości. Po przyłożeniu do taśmy przenośnika momentu napędowego, zaczynają się wzdłuż niej rozchodzić w obu kierunkach fale naprężeń. Taśma rusza stopniowo. W miarę przemieszczania się frontu fali ruszają coraz dalsze jej przekroje [10].

Mechanizm rozchodzenia się fal najprościej opisać na przykładzie rozruchu przenośnika o jednobębnowym napędzie czołowym (rys. 1). Taśma przenośnika przed rozruchem jest napinana do pewnej wartości napięcia wstępnego. Podczas startu w taśmie pojawia się obciążenie dynamiczne pochodzące od uderzenia generowanego ruchem bębna napędowego. W punkcie nabiegania na bęben (w górnej gałęzi) siła w taśmie rośnie, a w punkcie zbiegania (w dolnej gałęzi) maleje. Powstałe w ten

sposób zaburzenia sił są przemieszczającym się wzdłuż taśmy obszarem podwyższonego i obniżonego napięcia. Fale naprężeń poruszają się z prędkością, której wartość uzależniona jest od wielu różnorodnych czynników jak rodzaj i masa taśmy, stopień jej załadowania, poziom sił napięcia wstępnego czy wartości oporów ruchu. Fale oddziałują na siebie nawzajem, wzmacniając się lub wygaszając w przypadku nałożenia amplitud. Może to prowadzić do pojawienia się w taśmie naprężeń o wysokiej wartości.

Oddziaływanie obiegających taśmę fal naprężeń na elementy przenośnika jest istotne w dynamicznych stanach pracy. Fale tego typu mogą powodować rozerwanie łączy taśmy, jak również doprowadzić do zniszczenia łożysk bębnowych końcowych [3]. Ponadto, jak zaznaczono w [9], żywotność taśmy poddawanej oddziaływaniom zmiennych tętniących sił wzdłużnych może być krótsza z powodu wyższej średniej wartości naprężeń oraz wydłużeń. Poza poziomem naprężeń w taśmie, ważnym parametrem jest prędkość rozchodzenia się fali [7].

Wartości prędkości fali naprężeń w taśmie jest związana z amplitudą naprężeń, umożliwia wyznaczenie wymaganej prędkości nadążnego napinania taśmy, właściwy dobór urządzenia rozruchowego, a zwłaszcza wyznaczenie wymaganego czasu narastania momentu obrotowego oraz sekwencji załączania silników poszczególnych napędów w przenośniku wielonapędowym [4, 7].

Jak pokazują badania na obiekcie rzeczywistym [7], występuje liniowa zależność prędkości fali od stopnia załadunku taśmy urobkiem, choć prawdopodobnie przy odpowiednio dużych obciążeniach taśmy urobkiem liniowy charakter tej zależności uległby zmianie lub zmieniłyby się wartości współczynników kierunkowych funkcji regresji. Najwyższa wartość prędkości fali występuje w cięgnię pustym. Stąd też fala obniżonego napięcia biegnąca cięgnem dolnym (nieroboczym) jako pierwsza dociera do nienapędzanego bębna końcowego przenośnika. Ma to istotne znaczenie przy rozpatrywaniu sposobu rozruchu długich przenośników taśmowych.

Na podstawie wyników pomiarów [1] można stwierdzić, że prędkość fali naprężeń w momencie startu uzależniona jest od sposobu przeprowadzania rozruchu. Wniosek ten potwierdzają wyniki badań zamieszczone w innych źródłach [7].

Badania symulacyjne z wykorzystaniem rozbudowanego modelu

Duże znaczenie przy badaniu zjawisk zachodzących w przenośnikach taśmowych mają metody opierające się na wykorzystaniu modeli matematycznych, umożliwiających dokonywanie symulacji przebiegów zachodzących w stanach dynamicznych. Przenośnik opisuje się układem równań różniczkowych i algebraicznych. Równania różniczkowe cząstkowe zastępuje się układami równań pierwszego rzędu, a następnie, po określeniu wartości parametrów, rozwiązuje się otrzymany model matematyczny w funkcji czasu. W ten sposób można wyznaczać przebiegi zmian wielkości charakteryzujących pracę

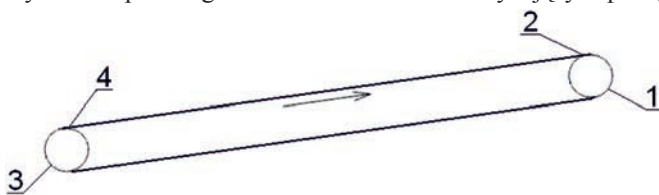
urządzenia dla różnych zamodelowanych warunków.

Model taki opisano w [5]. Przedstawiono również rezultaty pomiarowej weryfikacji uzyskiwanych wyników, które świadczą o adekwatności modelu do rzeczywistego urządzenia. Model umożliwia wyznaczanie przebiegów wielkości elektrycznych związanych z silnikami napędowymi, takich jak momenty elektromagnetyczne, prądy stojana czy wartości rezystancji obwodu wirnika (w przypadku rozpatrywania rozruchu rezystorowego), jak również wielkości mechanicznych charakteryzujących zachowanie taśmy przenośnika, czyli głównie chwilowych wartości siły w taśmie oraz jej prędkości w różnych punktach trasy. Wielkości te pozwalają dokonać oceny jakości przeprowadzonego rozruchu. Ponieważ w przenośniku w trakcie rozruchu cięgnię górne poddane jest największym różnicom sił, a co za tym idzie, jest ono szczególnie narażone na negatywne efekty wynikające z nieprawidłowo przeprowadzonego rozruchu, dlatego ograniczono się do przedstawienia wartości wspomnianych wielkości jedynie dla tego cięgnię.

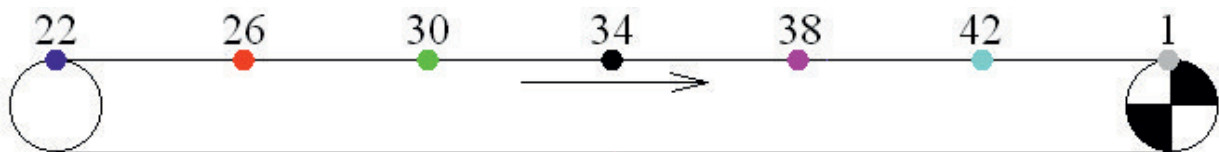
Badania symulacyjne wykonano wykorzystując dane przenośnika wznoszącego o długości 3620 m. Stacja czołowa była położona o 7,4 m wyżej od zwrotnej. Wydajność urządzenia wynosiła 8080 m³/h, przy gęstości usypowej urobku 850 kg/m³. Przenośnik był wyposażony w taśmę z linkami stalowymi o szerokości 1,8 m i prędkości nominalnej 5,24 m/s. Napęd stanowiło 5 lub 6 silników indukcyjnych klatkowych o mocy 630 kW każdy i napięciu znamionowym 6 kV.

Symulacyjne wyznaczanie prędkości fal w taśmie

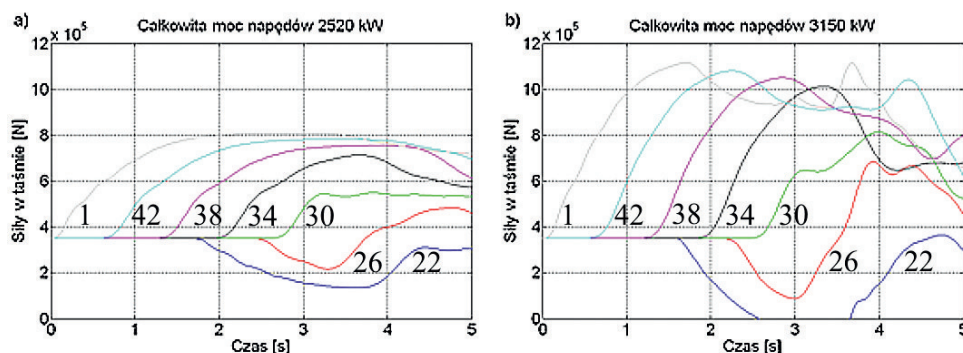
Dokonano symulacji rozruchu przenośnika w pełni załadowanego urobkiem przy jednoczesnym bezpośrednim załączeniu wszystkich silników napędowych przenośnika z całym napędem skupionym na stacji czołowej (jeden zastępczy bęben napędowy). Wyróżniono przypadek napędzania bębna silnikami o łącznej mocy 2520 kW (rys. 3a) oraz 3150 kW (rys. 3b). Na rysunkach przedstawiono jedynie 5-sekundowy fragment przebiegu sił w początkowym etapie rozruchu. Badano przebiegi sił w taśmie wzdłuż cięgnię górnego w punktach położonych w równych odległościach od siebie. Dla zapewnienia dostatecznej



Rys. 1. Schemat przenośnika taśmowego wznoszącego: 1 – bęben czołowy, 2 – punkt nabiegania, 3 – bęben końcowy, 4 – punkt zbiegania
Fig. 1. Scheme of ascending belt conveyor: 1 – head pulley, 2 – point of winding, 3 – end pulley, 4 – point of convergence



Rys. 2. Schemat przenośnika z zaznaczeniem punktów, w których badano przebieg sił
Fig. 2. Conveyor Scheme with an indication the points at which the course of forces was studied



Rys. 3. Przebiegi sił w cięgnię górnym taśmy w czasie rozruchu załadowanego przenośnika napędzanego przez zastępczy czołowy bęben napędowy a) moc napędu 2520 kW, b) moc 3150 kW

Fig. 3. Forces courses in the upper strand of the belt during start loaded conveyor driven by the replacement head drive pulley a) drive power 2520 kW b) power 3150 kW

dokładności obliczeń, liczba odcinków, na które podzielono górną trasę taśmy jest kilkukrotnie większa niż wybranych do wykreślenia. Na rysunku 2 przedstawiono rozkład punktów, w których badano zmienność sił, z zaznaczeniem numeru odcinka – kolory krzywych z rys. 3 odpowiadają kolorom odpowiednich punktów na rysunku 2.

W celu zwiększenia przejrzystości wyników, szacowanie prędkości fali naprężeń w taśmie przeprowadzono po wyłączeniu bloku uwzględniania niesprężystego poślizgu taśmy na bębnie napędowym – stąd spadek wartości sił w cięgnię w pobliżu bębna końcowego do poziomu zera. Brak poślizgu nie wpływa na zafałszowanie wyników.

Im dalej od bębna napędowego, tym później zaczyna narastać siła w taśmie. Do odcinków w pobliżu bębna zwrotnego najpierw dociera fala obniżonego napięcia, rozchodząca się gałęzią dolną, w której fala ma większą prędkość. Dlatego siły w pobliżu bębna końcowego najpierw maleją, a dopiero po dotarciu górnej fali, zaczynają rosnąć.

Znając odległość pomiędzy kolejnymi punktami oraz czas dotarcia fali naprężeń do tych punktów, można wyznaczyć prędkość rozchodzenia się fal, zarówno w cięgnię dolnym, jak i górnym badanego modelu przenośnika.

Prędkość fali w cięgnię dolnym (niezaładowanym) wyniosła 2181 m/s przy niższej oraz 2321 m/s przy wyższej całkowitej mocy napędu. Prędkość fali w cięgnię górnym (załadowanym) oszacowano na 929 m/s dla przypadku niższej mocy napędowej oraz 989 m/s przy mocy wyższej.

Obliczanie prędkości fali ze wzorów uproszczonych

W literaturze można spotkać wiele zależności teoretycznych pozwalających określić prędkość fali naprężeń w taśmie przenośnika. Są to wzory statyczne, pozwalające wyznaczyć przybliżone wartości prędkości fal.

Według zależności podanych w [6] prędkość fali naprężeń w taśmie można wyznaczyć następująco:

$$c_1 = \sqrt{\frac{E_o \cdot B}{m_j}} \quad (1)$$

gdzie: E_o – udarowy moduł sprężystości,
 B – szerokość taśmy,
 m_j – masa jednostkowa: taśmy m_{jt} , przeliczona masa krażników m_{jkr} oraz ewentualnie urobku m_{jn} ,

Inny wzór, podany przez Heinza Funke [2], wygląda następująco:

$$c = \sqrt{\frac{B \cdot E_{LGK}}{m_j}} \quad (2)$$

gdzie: E_{LGK} – dynamiczny moduł sprężystości dla wszystkich nośnych elementów rdzenia taśmy.

Zależności (1) i (2) mają zbliżoną postać, różnią się tylko sposobem określenia modułu sprężystości Younga.

Według [3] w przypadku taśm z linkami stalowymi możliwe jest zastosowanie następującej zależności na prędkość fali naprężeń w taśmie:

$$V_0 = V_s \sqrt{\frac{m_{js}}{m_{jt} + m_{jk} + m_{jn}}} \quad (3)$$

gdzie: V_s – prędkość dźwięku w linkach stalowych ~4,34 km/s,
 m_{js} – masa jednostkowa link stalowych,

m_{jt} – masa jednostkowa taśmy,

m_{jk} – masa jednostkowa wirujących elementów związanych z taśmą,

m_{jn} – masa jednostkowa przenieszonego urobku.

W [10], a także w [7], zawarto zależność na prędkość fali w postaci:

$$C = \sqrt{\frac{BE_o}{m_r + \frac{f}{L} + \frac{f}{a_r}}} = \sqrt{\frac{BE_o}{m_j + \frac{f}{a_r}}} \quad (4)$$

gdzie: m_r – zredukowana masa ciężna,

L – długość przenośnika,

f – jednostkowy opór ruchu ciężna,

a_r – przyspieszenie liniowe na obwodzie bębna napędowego podczas rozruchu.

Uzależnienie prędkości fali od przyspieszenia liniowego punktów na obwodzie bębna pozwala na uwzględnienie wpływu momentu dostarczanego przez silniki napędowe w chwili rozruchu. Zależność (4) stanowi w pewnym sensie rozwinięcie wzoru (1) umożliwiając skorygowanie wartości prędkości fali naprężeń w zależności od intensywności przyspieszenia taśmy na obwodzie bębna napędowego.

Wykorzystując przedstawione wzory, wykonano przykładowe obliczenia dla badanego przenośnika. W obliczeniach, podobnie jak w modelu symulacyjnym, przyjęto iloczyn modułu elastyczności i przekroju poprzecznego taśmy na poziomie 450 MPa·m². Masa jednostkowa taśmy wynosiła 72 kg/m a przeliczona masa zastępcza krażników 3,65 kg/m dla ciężna dolnego oraz 45,17 kg/m dla górnego. Masa jednostkowa urobku przy całkowitym załadunku taśmy dla rozpatrywanego urządzenia wynosi 363 kg/m. Wartość oporów jednostkowych rozpatrywanego odcinka to 90 N.

Na podstawie powyższych wartości, korzystając ze wzoru (1) uzyskano wyliczoną wartość prędkości fali naprężeń w taśmie w cięgnię dolnym:

$$c_d = \sqrt{\frac{E_o B}{m_{jt} + m_{jkrd}}} = \sqrt{\frac{250000000 \cdot 1,8}{72 + 3,65}} = 2439 \text{ m/s}$$

i górnym:

$$c_g = \sqrt{\frac{E_o B}{m_{jt} + m_{jkrz} + m_{jn}}} = \sqrt{\frac{250000000 \cdot 1,8}{72 + 45,17 + 363}} = 968 \text{ m/s}$$

Wykorzystanie zależności (3) wymaga oszacowania masy jednostkowej linek stalowych zastosowanej taśmy. Użyta w przypadku modelu badanego przenośnika taśma typu St 3150 X, według danych dostarczonych przez kopalnię obsługującą przenośnik oraz informacji katalogowych, zawiera 178 stalowych linek o średnicy maksymalnej 6 mm. Dla założonej gęstości stali 7800 kg/m² uzyskuje się dla ciężna dolnego:

$$V_d = 4340 \sqrt{\frac{7800 \cdot 178 \cdot \pi \cdot (0,003)^2}{72 + 3,65}} = 3126 \text{ m/s}$$

oraz dla górnego:

$$V_g = 4340 \sqrt{\frac{7800 \cdot 178 \cdot \pi \cdot (0,003)^2}{72 + 45,17 + 363}} = 827 \text{ m/s}$$

Dosyć duża rozbieżność pomiędzy wynikami uzyskanymi z zależności (3) oraz wartościami obliczonymi na podstawie wzoru (1) wiąże się z trudnością wyznaczenia dokładnych wartości parametrów związanych z wewnętrzną budową danej taśmy. Katalogowa wartość 6 mm średnicy linki stalowej jest

dla taśmy St 3150 X wartością maksymalną [10]. Ponadto, w powyższych obliczeniach przyjęto litą strukturę wewnętrzną linki, podczas gdy w rzeczywistości jest ona splatana. Można byłoby przyjąć współczynnik wypełnienia przekroju stałą, np. 0,9. Spowodowałoby to przybliżenie wyników dla taśmy dolnej, ale wzrost rozbieżności między prędkościami fal w taśmie górnej.

Zależności (1) oraz (3) nie pozwalają na zróżnicowanie wyodrębnionych w badaniach modelowych przypadków stosowania różnej mocy napędowej przenośnika.

W zależności (4) pojawił się parametr a_r będący przyspieszeniem liniowym punktów na obwodzie bębna napędowego ruszającego przenośnika. Teoretycznie zakłada się stałą wartość przyspieszenia w trakcie rozruchu od momentu jego rozpoczęcia. W literaturze podającej zależność (4), przebieg wartości przyspieszenia w pierwszym etapie rozruchu wyznaczano pomiarowo [10]. W związku z trudnościami w oszacowaniu wartości przyspieszenia taśmy, w obecnych badaniach skorzystano z modelu przenośnika. Posłużono się wartością przyspieszenia w początkowym okresie rozruchu wyznaczoną na podstawie symulacji obu rozpatrywanych przypadków rozruchu (rys. 4). Do obliczeń przyjęto maksymalne osiągnięte przyspieszenia w początkowej fazie rozruchu czyli odpowiednio 16,5 i 20,6 m/s².

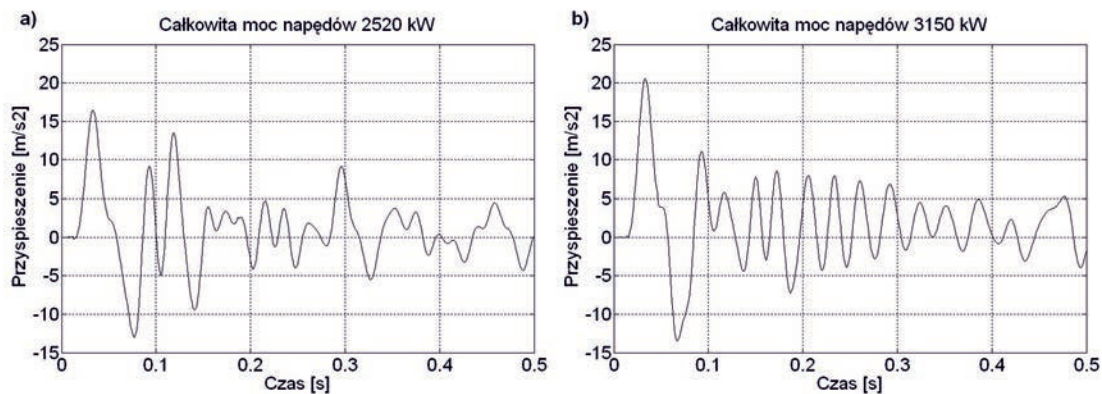
Dla cięgna górnego według (4) wariant z niższą mocą:

$$C_g = \sqrt{\frac{1,8 \cdot 250000000}{72 + 45,17 + 363 + \frac{90}{16,5}}} = 963 \text{ m/s}$$

oraz z wyższą mocą napędową:

$$C_g = \sqrt{\frac{1,8 \cdot 250000000}{72 + 45,17 + 363 + \frac{90}{20,6}}} = 964 \text{ m/s}$$

Uzyskane wyniki zebrano w tabeli 1. Wartość prędkości wyznaczona ze wzorów statycznych obciążona jest pewnym błędem, głównie ze względu na trudności z określeniem przyspieszenia ruszającego przenośnika [7]. Wykorzystanie wartości przyspieszeń uzyskanych z zastosowaniem rozbudowanego modelu spowodowało, że prędkości według wzoru (4) mają wartości zbliżone do wyników symulacji. Przy uśrednionych przyspieszeniach uzyskiwanych z pomiarów – rzędu 1 m/s² [10], wartości według (4) uległyby znacznemu obniżeniu, zwłaszcza dla górnej gałęzi taśmy.



Rys. 4. Przebieg przyspieszenia liniowego punktów na obwodzie bębna napędowego badanego przenośnika jednobębnowego; pełne załadowanie urobkiem
Fig. 4. Course of linear acceleration points on the drive pulley circumference of tested conveyor with one drive pulley, nominal level of belt load

Przy niższej mocy napędów wartość prędkości fali w taśmie dolnej obliczona ze wzoru (4) wynosi:

$$C_d = \sqrt{\frac{1,8 \cdot 250000000}{72 + 3,67 + \frac{90}{16,5}}} = 2355 \text{ m/s}$$

natomiast przy wyższej mocy:

$$C_d = \sqrt{\frac{1,8 \cdot 250000000}{72 + 3,67 + \frac{90}{20,6}}} = 2371 \text{ m/s}$$

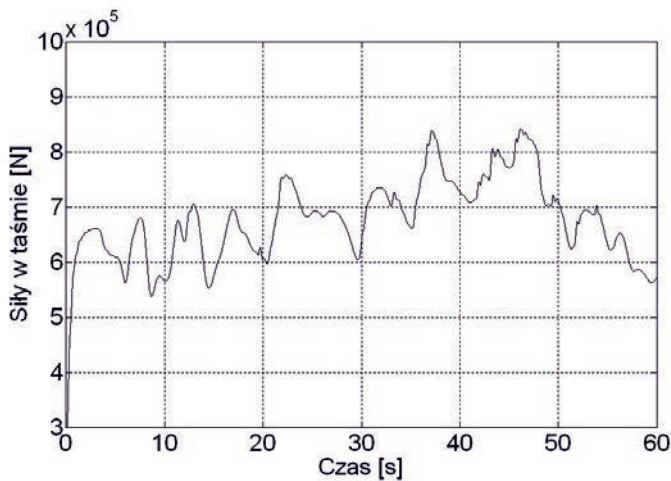
Częstotliwość drgań własnych taśmy

Z przebiegiem zjawisk falowych wiąże się pojęcie częstotliwości drgań własnych taśmy. Zgodnie z definicją częstotliwość drgań własnych jest częstotliwością, z jaką drga dane ciało wprowadzone w ruch pojedynczym wymuszeniem zewnętrznym i pozostawione samo sobie. W przypadku rozpatrywania częstotliwości drgań własnych taśmy przenośnika, w obliczeniach teoretycznych uzależnia się jej wartość od prędkości fal naprężeń w taśmie (więc także od właściwości taśmy) oraz od długości cięgna [6, 8].

Na drgania własne taśmy, wywołane przyłożeniem zewnętrznej siły napędowej, nakładają się przebiegi fal naprężeń poruszających się wzdłuż taśmy.

Tab. 1. Zestawienie wyników obliczeń prędkości fali
Tab. 1. Summary of the results of wave front velocity calculations

Wyniki wariantu	Cięgno taśmy	Symulacja m/s	Wzór (1) m/s	Wzór (3) m/s	Wzór (4) m/s
Mniejsza moc napędu	górne	929	968	827	963
	dolne	2181	2439	3126	2355
Większa moc napędu	górne	989	brak zależności od mocy	brak zależności od mocy	964
	dolne	2321			2371



Rys. 5. Przebieg sił w cięgnię górnym taśmy w punkcie nabiegania na bęben czołowy w czasie rozruchu przenośnika załadowanego urobkiem
Fig. 5. Course of forces in the upper strand of the belt at the point of winding on head drive pulley during start loaded conveyor

Eliminacja mechanizmów wzmacniania drgań własnych taśmy jest ważna z powodu ich negatywnego oddziaływania na elementy przenośnika taśmowego. Wibracje wynikające ze wzmacniania częstotliwości własnych taśmy mają negatywny wpływ na łożyska krążników oraz mogą prowadzić do wysokoczęstotliwościowej zmienności naprężeń ścinających w połączeniach taśmy a w konsekwencji do ich uszkodzeń [3].

Częstotliwości własne układu można wyznaczyć z zależności [6]:

$$\omega = \frac{n \cdot \pi}{L} \cdot c \quad (5)$$

gdzie: c – prędkość fali naprężeń wzdłużnych w taśmie,
 L – długość elementu taśmy,
 n – liczba naturalna będąca numerem kolejnej częstotliwości własnej.

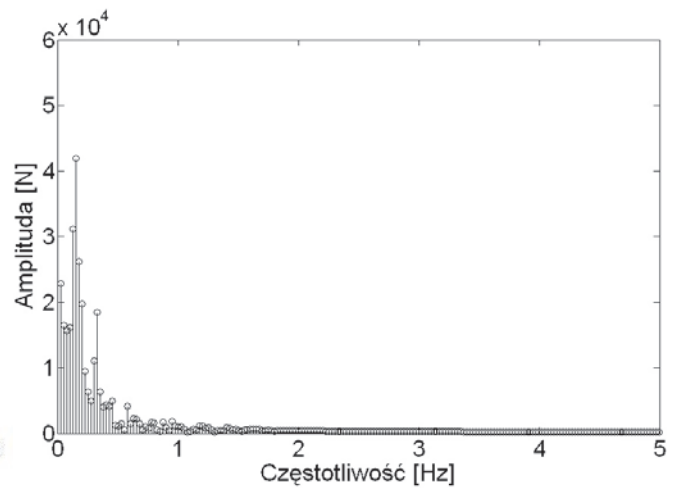
Podsumowanie

Ogólnie można stwierdzić, że wyniki obliczeń statycznych prędkości fali w taśmie są zbliżone do uzyskiwanych z modelu, poza metodą wykorzystującą prędkość rozchodzenia się dźwięku w linkach stalowych taśmy. Należy jednak podkreślić trudności w wykonaniu obliczeń według wzorów statycznych i dość dużą rozbieżność wyników uzyskiwanych różnymi metodami. Metody te powstały przez aproksymację przebiegów pomiarowych, dlatego też są dobrze dostosowane tylko do takich warunków, jakie występowały podczas pomiarów.

Podobna sytuacja występuje przy wyznaczaniu częstotliwości drgań sił w taśmie. Obliczenia statyczne dają wartości zbliżone do uzyskiwanych z rozbudowanego modelu, ale posłużenie się uproszczonymi wzorami wymaga znajomości parametrów, które bez modelu trudno wyznaczyć. Natomiast model umożliwia wyznaczanie parametrów fal w różnych warunkach.

Literatura

- [1] Antoniak J. *Wpływ rozrusznika tyrystorowego na dynamikę rozruchu przenośnika taśmowego*. Mechanizacja i Automatyka Górnictwa, nr 4, 2004, s. 19-26
- [2] Funke H, Hartmann K, Lauhoff H. *Design and Operating Performance of a Long-Distance Belt Conveyor System with Horizontal Curves and Simultaneous Material Transport in the Upped and Lower Strands*. Bulk Solids Handling vol. 20, nr 1, 2000, s. 45-55
- [3] Harrison A. *Criteria for Minimizing Transient Stresses in Conveyor Belts*. Beltcon 2, Johannesburg, May 1983



Rys. 6. Rozkład na harmoniczne przebiegu sił w załadowanym cięgnię górnym ruszającego przenośnika w punkcie nabiegania na bęben czołowy
Fig. 6. Decomposing of forces in the loaded upper strand of the belt during

Rozpatrzono przypadek rozruchu przenośnika załadowanego przy zastosowaniu napędu na stacji czołowej. Wartość prędkości fali naprężeń w cięgnię górnym dla tego przypadku określona z obliczeń modelowych wyniosła $C_g = 989$ m/s.

Podstawiając do (5) wartości parametrów rozpatrywanego przenośnika, otrzymuje się:

$$\omega_1 = \frac{1 \cdot \pi}{3620} \cdot 989 = 0,86 \text{ rad / s}$$

$$\text{czyli} \\ f_1 = 0,14 \text{ Hz}$$

Oznacza to występowanie drgań własnych o okresie ok. 7,1 s. Na rysunku 5 przedstawiono symulacyjnie obliczony przebieg siły. W przebiegu istotnie dominują oscylacje o tym okresie. Rozkład na harmoniczne fragmentu przebiegu z rysunku 5 w obrębie narastania sił w trakcie rozruchu ujawnia wzrost amplitud harmonicznych w pobliżu wartości tej częstotliwości (rys. 6).

- [4] Karolewski B, Ligocki P. *Dobór przesunięć czasowych załączania silników w napędzie przenośników taśmowych*. *Przełąd Elektrotechniczny* nr 9, 2008, s. 173-178
- [5] Karolewski B, Ligocki P. *Modelling of long belt conveyors, (Modelowanie długich przenośników taśmowych)*. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, vol. 16, nr 2, 2014, s. 179-187
- [6] Lodewijks G. *Dynamics of Belt Systems*. Ph.D. thesis, Delft University of Technology, Universitetsdrukkerij, Delft, The Netherlands, 1996
- [7] Lutyński A. *Prędkość przebiegu fali sprężystej w taśmie przenośnika*. *Transport Przemysłowy* nr 1, 2004, s. 12-15
- [8] Pritchard S, M, Hesterman D, C. *Elastic Dynamics in an Overland Belt Conveyor Modelled by Receptacles*. *Bulk Solids Handling* vol. 20 nr 4 oct/dec 2000, s. 451-457
- [9] Sur S. *Dual Drives for Belt Conveyors*. *Bulk Solids Handling*. vol. 7, nr 4, august 1987, s. 509-514
- [10] Żur T, Hardygóra M. *Przenośniki taśmowe w górnictwie*. Wyd. Śląsk, Katowice 1996

NOWOŚCI WYDAWNICZE - Z GÓRNICZEJ PÓŁKI

„**Mechanizacja w górnictwie okruczym i skalnym. Kopalnie odkrywkowe złóż pokładowych i rud metalicznych**” autorstwa dr hab. inż. Jacka Czaplickiego to podręcznik akademicki wydany przez Politechnikę Śląską w grudniu 2013 r.

Skierowany jest on przede wszystkim do studiujących bądź zainteresowanych inżynierią górnictw mając na względzie zagadnienia górnictwa światowego. Dokonano w nim opisu metod i systemów mechanizacyjnych stosowanych w górnictwie powierzchniowym na świecie w relacji do rodzajów złóż i budowanych wyrobisk eksploatacyjnych. Opisano po raz pierwszy w polskojęzycznej publikacji zwartej specyfikę kopalń powierzchniowo-podziemnych.

Rozważono również mechanizację górnictwa okruczego suchego i mokrego, obejmującego zarówno urabianie bez udziału wody, urabianie hydrauliczne, jak i spod powierzchni wody. Opisano specyfikę górnictwa złota, diamentów i bursztynu. W ramach tematyki górnictwa skalnego szczególną uwagę poświęcono metodom stosowanym w górnictwie kamienia wymiarowego (blocznego) pod kątem urządzeń wykorzystywanych dla wydzielania bloków skalnych, ich podziału i transportu.

Zaprezentowano także dwa pozostałe rodzaje wyrobisk eksploatacyjnych, a mianowicie kopalnie stożkowe stosowane przede wszystkim w wydobywaniu rud metalicznych oraz odkrywki szerokie, w których eksploatuje się głównie poziomo zalegające złoża pokładowe.

Całość rozważań (163 str.) jest bardzo bogato ilustrowana – w podręczniku zamieszczono blisko 350 fotografii i rysunków.

