

Received: 05.08.2014, accepted: 9.08.2014

*Urządzenia napinające,
układ tłumienia*

Piotr KASZA¹, Piotr KULINOWSKI¹ *

BADANIA LABORATORYJNE UKŁADU TŁUMIENIA NADAŻNEGO URZĄDZENIA NAPINAJĄCEGO

W artykule zamieszczono na wstępie krótki opis stosowanych w górnictwie urządzeń napinających taśmę, a następnie przedstawiono zasadę działania proporcjonalnego nadażnego układu napinania taśmy. Problemy z układem tłumienia występujące w eksploatacji tego typu urządzeń napinających skłoniły autorów do budowy stanowiska badawczego i przeprowadzenia serii testów mających na celu zbadanie wpływu parametrów tłumienia amortyzatora dynamicznego i jego lokalizacji na wartość siły tłumiącej i siły w układzie zlinowania oraz na zmianę energii kinetycznej wózków napinających. Zamieszczone wyniki badań potwierdziły skuteczność działania amortyzatora, przy zachowaniu jego wszystkich cech użytkowych.

1. WSTĘP

Jedną z cech eksploatacji przenośników taśmowych kopalń podziemnych jest ich częste uruchamianie i zmienna wydajność. Aby przenośniki mogły pracować w sposób chroniący taśmę i jej połączenia, należy przy ich konstruowaniu zważać na wzajemne dopasowanie parametrów napędu, taśmy i urządzenia napinającego. Prawidłowo działające urządzenia napinające powinny bez istotnych opóźnień czasowych reagować na zmiany siły w taśmie i regulować ją tak, aby utrzymać jej minimalną wartość niezbędną do poprawnej pracy przenośnika. Dobór właściwego urządzenia napinającego procentuje w eksploatacji przenośnika w postaci znacznie zwiększonej trwałości taśmy, a przede wszystkim jej złączy (Jabłoński i Kulinowski, 1993).

¹ AGH Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie.

* Corresponding autor: piotr.kulinowski@agh.edu.pl

Wśród stosowanych urządzeń napinających można wymienić następujące rozwiązania:

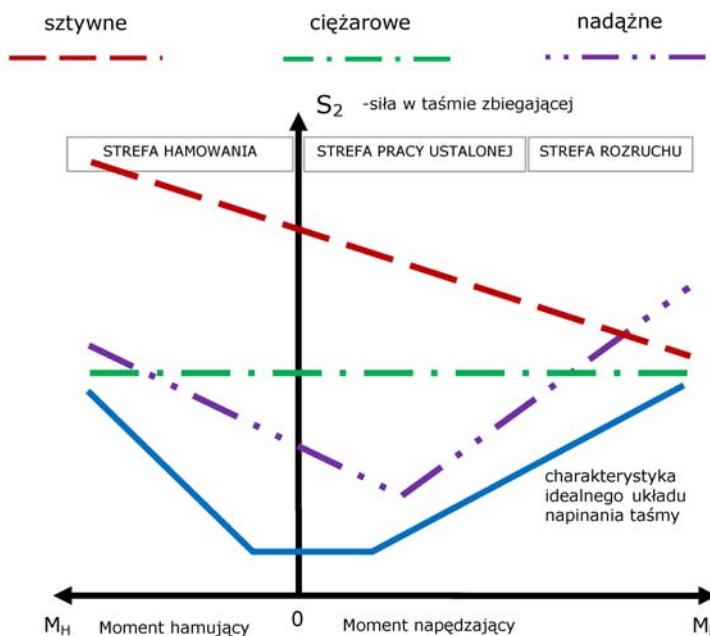
A. Ze stałym położeniem bębna napinającego podczas pracy przenośnika:

- Szttywne urządzenia napinające. Wydłużenia sprężyste taśmy obciążonej siłą napędową powodują zmniejszenie sił w strefie zbiegania taśmy z bębna napędowego (rys. 1 – sztywne). Powoduje to konieczność wywoływania znacznie większych sił napięcia wstępnego taśmy. Odkształcenia trwałe taśmy likwidowane są okresowo w czasie postoju przenośnika. Pomiarów wskazują, że w krótkich przenośnikach urządzenia te dają mniejsze zmiany sił w taśmie niż w przypadku stosowania urządzeń z ruchowym wózkiem napinającym. W przenośnikach krótkich sama sprężystość taśmy wystarcza do w miarę poprawnego jej napinania w stanach pracy nieustalonych.

B. Ze zmiennym położeniem bębna napinającego w czasie pracy przenośnika:

- Urządzenie ciężarowe (grawitacyjne) w stanach zmiennego obciążenia taśmy urobkiem zapewniają stabilizację wartości sił napięcia taśmy zależną od masy obciążników, w granicach uwarunkowanych sprawnością układu krążkowo – linowego (rys.1 – ciężarowe). W nieustalonych stanach pracy przenośnika stwierdza się zmiany wartości siły napinającej wynikające z pojawienia się sił bezwładności oraz drgań układu sprężyna–masa. Wymagane duże prędkości napinania nie są osiągalne z powodu dużej bezwładności mas. Urządzenia ciężarowe należy jednak uznać za bardzo dobre ze względu na prostotę konstrukcji i pewność działania. Wadą są duże masy obciążników, wysokość wież z obciążnikami oraz utrudniona mobilność przenośnika wyposażonego w takie urządzenie.
- Urządzenia napinające hydrauliczne mogą mieć różne rozwiązania: jako tzw. stałonapięciowe tzn. podłączone do magistrali z cieczą pod ciśnieniem lub z własnym napędem o stabilizowanym zakresie ciśnienia. Urządzenia hydrauliczne z własnym napędem mogą być w różnym stopniu skomplikowane stosownie do stawianych wymagań poprawnej pracy przenośnika. Wadą tego typu rozwiązań jest ograniczona droga i prędkość napinania taśmy.
- Urządzenia napinające wyposażone w układy automatyki, w których wózek napinający ciągnięty jest liną kołowrotu napędzanego silnikiem elektrycznym. Sterowanie ich odbywa się regulatorami trójpołożeniowymi, czasem z możliwością zmiany zakresu regulacji siły na okres rozruchu przenośnika. Wadą ich jest nienadające działanie ze względu na małą moc silnika wciągarki.
- Urządzenia napinające mechaniczne, czerpiące moc z napędu głównego przenośnika (rys. 1 – nadające). W polskim górnictwie wykorzystano dwa sprawdzone rozwiązania. Pierwsze to urządzenie z zawieszonym na wale bębna i odchylanym zespołem napędowym podwieszonym na układzie lin i krążków łączących go z wózkiem napinającym. Siła napinania w takim urządzeniu wywołana jest masą własną zespołu napędowego oraz reakcją od momentu napę-

dowego (Jabłoński i Kulinowski, 2006). Drugim typem urządzeń napinających o podobnym rozwiązaniu są urządzenia napinające z dwoma wózkami napinającymi umieszczonymi przed i za bębniem napędowym w strefie napędu głównego i połączone układem linowym o stałym przełożeniu zapewniającym spełnienie wymagań poprawności sprzężenia cierniego między bębniem napędowym a taśmą (Jabłoński i Kulinowski, 1993).



Rys. 1. Charakterystyka statyczna sztywnego, ciężarowego i nadążnego układu napinania taśmą (Kulinowski, 2013)

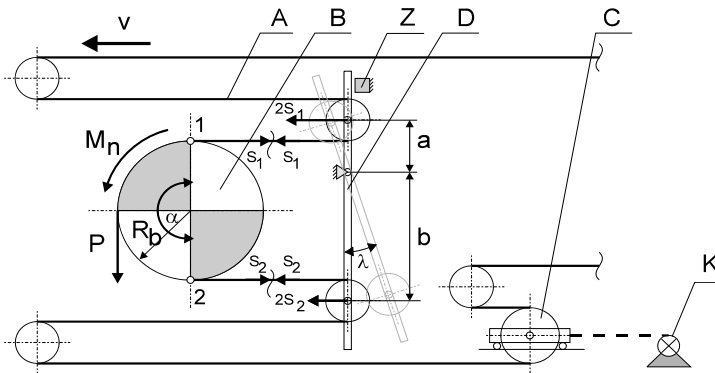
Fig. 1. Static characteristics of rigid, gravitational and follow-up tension systems of the belt

Krótki opis różnego typu urządzeń napinających taśmę oraz ich charakterystyka statyczna przedstawiona na rys. 1 wskazują, że układem napinania posiadającym charakterystykę pracy najlepiej odpowiadającą charakterystyce idealnego układu napinania taśmą jest nadążny układ napinania taśmą (Kulinowski, Wójcicki, 2006). Układ ten posiada też niewątpliwe wady. Jego konstrukcja mechaniczna jest najbardziej skomplikowana spośród wymienionych typów urządzeń napinających, a podczas awaryjnego hamowania przenośnika przy maksymalnym momencie napędowym elementy konstrukcyjne przenośnika muszą przejąć całą zgromadzoną energię sprężystą taśmą. Zagadnieniom doboru i badań testowych układu tłumiącego w nadążnych, proporcjonalnych układach napinania taśmą poświęcono niniejszy artykuł.

2. PROPORCJONALNY NADAŻNY UKŁAD NAPINANIA TAŚMY

Mówiąc o urządzeniach napinających nadążnych należy przypomnieć, że układ automatycznej nadążnej regulacji to taki, w którym np. wielkość regulowana (wyjście z układu, siła S_2) nadąża w sposób ciągły za zmianami sygnału zadanego (sygnału wejściowego do układu automatycznej regulacji, siła S_1). Można przyjąć, że wskaźnikiem jakości pracy układu w czasie rozruchu jest stosunek sił S_1/S_2 . Stosunek ten powinien być możliwie stały w zakresie wartości sił S_1 i S_2 , które decydują o poprawności sprzężenia ciernego taśmy z bębnum, S_2 jest wartością regulowaną (Jabłoński, 1988).

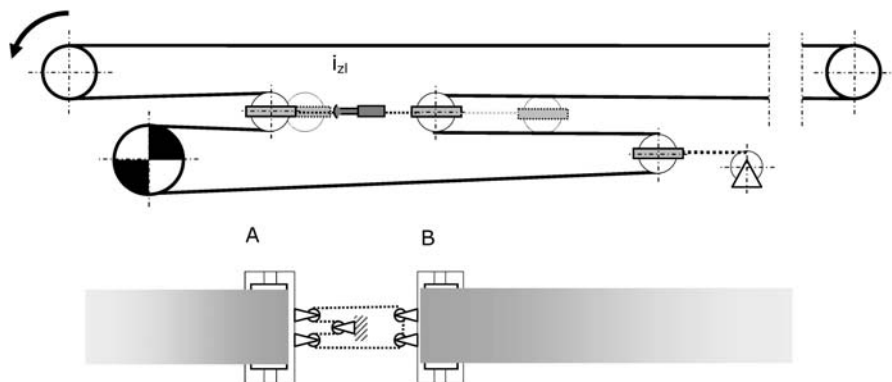
W celu możliwie najprostszego przedstawienia podstawowych informacji i istoty działania tego typu urządzeń posłużono się schematem pomocniczym przedstawionym na rys. 2. Taśma przebiega w rejonie napędu przez cztery bębny odchylające, z których dwa zamocowane są na dwuramiennej dźwigni o przełożeniu $i = a/b$. Dźwignia ta może odchylić się pod działaniem sił o kąt λ . Przy odchyleniu przemieszczenie bębna odchylającego umieszczonego w rejonie dużych sił w taśmie będzie mniejsze od przemieszczenia bębna umieszczonego na drugim końcu dźwigni (różna długość ramion dźwigni). Wychylenie dźwigni będzie wymuszało napinanie taśmy będące wynikiem różnicy przemieszczeń bębnow zamocowanych na końcach dźwigni. Gdy na bęben nie działa moment napędowy lub jego wartość jest mała, dźwignia opiera się o zderzak i urządzenie napinające nie jest automatyczne. Automatyka jego działania (w czasie regulacji siły S_2 stosunek sił S_1/S_2 powinien być stały) zachodzi, gdy dźwignia nie wywiera nacisku na zderzak lub przemieszcza się o kąt $\lambda > 0$. W sytuacji, gdyby nastąpił zwrot momentu na ujemny, urządzenie będzie nieautomatyczne (sztywnie), dźwignia oprze się o zderzak Z lub uderzy w przypadku hamowania awaryjnego i braku układu tłumienia (Jabłoński i Kulinowski, 1993).



Rys. 2. Schemat pomocniczy do opisu działania urządzenia napinającego z dwoma wózkami napinającymi (Jabłoński i Kulinowski, 1993)

Fig. 2. Auxiliary scheme for description of work of tension system with two trolleys

Rozwinięciem tej idei jest układ z dwoma wózkami napinającymi umieszczonymi w rejonie dużych i małych sił w taśmie (tzn. przed i za bębnum napędowym). Dźwignię natomiast zastąpiono układem lin o stałym przełożeniu łączących te wózki i dających stałe przełożenie. Tak więc przełożenie dźwigni $i = a/b$ zastąpiono stałym przełożeniem zlinowania i_{zl} (Jabłoński i Kulinowski, 1993). Prosty układ napinania z dwoma wózkami napinającymi przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Proporcjonalny, nadążny układ napinania taśmy z dwoma wózkami napinającymi
Fig. 3. Proportional follow-up two trolleys tension system

Ponieważ w wielu aplikacjach górniczych układ tłumienia nadążnego urządzenia napinającego taśmę jest dość złożonym i awaryjnym układem hydraulicznym, autorzy zaproponowali jego zastąpienie bezobsługowym amortyzatorem cieczowo-gazowym. Przedmiotem badań laboratoryjnych był wpływ jego parametrów tłumienia i lokalizacji na zdolność redukcji sił dynamicznych w układzie napinania.

3. BADANIA LABORATORYJNE

W celu określenia charakterystyki pracy nadążnego układu napinania taśmy przeprowadzono serię badań na laboratoryjnym modelu przenośnika taśmowego (Furmanik i inni, 2012). Badania prowadzone były dla najbardziej niekorzystnych warunków pracy nadążnego układu napinania - nagłego hamowania rozpoczętego przy maksymalnym momencie rozruchowym, w chwili gdy wózek pętlicy I znajdował się w skrajnym położeniu. Przenośnik podczas badań nie był obciążony urobkiem. Na rysunku 4 pokazano fragment przenośnika laboratoryjnego z widocznym bębnum napędowym i wózkiem pętlicy I.

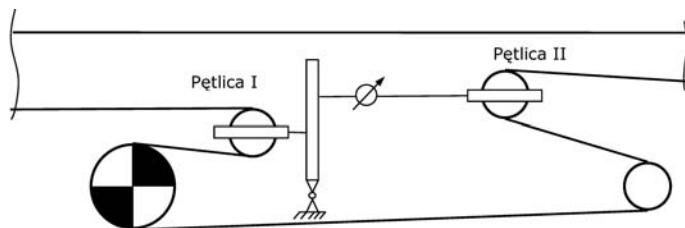


Rys. 4. Proporcjonalny, nadążny układ napinania taśmy
w Laboratoryjnym Modelu Przenośnika Taśmowego

Fig. 4. Proportional follow-up tension system
of Belt Conveyor Laboratory Model

3.1. OPIS STANOWISKA

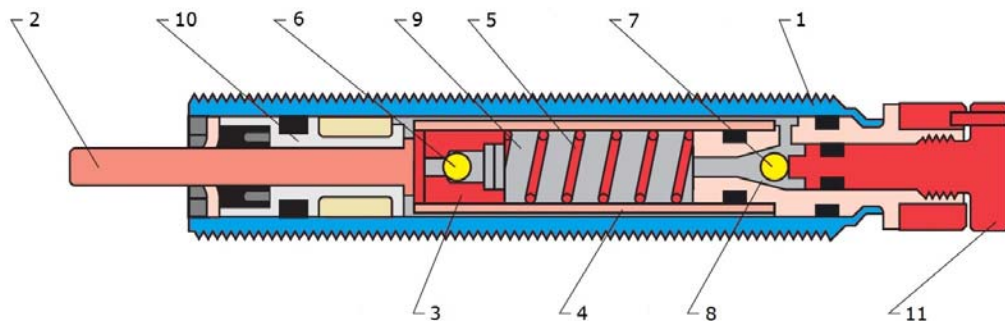
Badania przeprowadzono na modelowym przenośniku taśmowym o długości 9 metrów, wyposażonym w proporcjonalny nadążny układ napinania taśmy (rys. 5). Przełożenie nadążnego układu napinania wynosi 1:1,5. Taśmę przenośnika rozpędzono do prędkości 1 m/s napędem jednobębnowym o mocy 1,1 kW, regulowanym za pomocą przemiennika częstotliwości. Układ pomiarowy przenośnika umożliwił pomiar siły w taśmie nabiegającej na bęben napędowy i zbiegającej z niego, siłę w układzie zlinowania oraz skok wózka wysokonapięciowego pętlicy I. Z punktu widzenia celu badań szczególnie istotny był pomiar siły w układzie zlinowania, gdyż podczas awaryjnego hamowania przenośnika i zderzenia wózka pętlicy I z konstrukcją przenośnika właśnie w linii występują maksymalne siły dynamiczne, mogące stać się przyczyną jej zerwania.



Rys. 5. Schemat układu napinania taśmy przenośnika laboratoryjnego

Fig. 5. Scheme of tension system of laboratory conveyor

Do tłumienia energii wózka wysokonapięciowego zastosowano regulowany amortyzator hydrauliczny (rys. 7). Zakres regulacji tłumienia amortyzatora wynosi 0 do 8, przy czym 0 oznacza tłumienie minimalne, a 8 – tłumienie maksymalne. Na rysunku 6 przedstawiono przekrój takiego amortyzatora. Podczas skoku roboczego tłocznika (2) olej (9) przetłaczany jest poprzez szczelinę (8). Charakterystykę tłumienia zmienia się regulując wielkość szczeliny pokrętłem nastawczym (11), przez którą przepływa olej. Powrót tłocznika do pozycji wyjściowej zapewnia sprężyna (5).



Rys. 6. Przekrój amortyzatora regulowanego : 1 – cylinder, 2 – tłocznisko, 3 – tłok, 4 – tuleja, 5 – sprężyna, 6 – zawór kulkowy, 7 – kulka nastawcza, 8 – szczelina, 9 – olej, 10 – łożysko, 11 – pokrętło nastawcze [Katalog firmowy]

Fig. 6. Cross – section of adjustable damper: 1 – cylinder, 2 – piston rod, 3 – piston, 4 – tube, 5 – coil spring, 6 – ball valve, 7 – adjustment ball, 8 – orifice, 9 – oil, 10 – bearing, 11 – adjustment knob



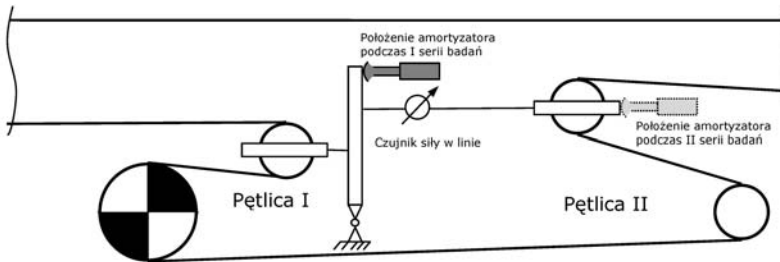
Rys. 7. Widok zabudowanego regulowanego tłumika dynamicznego
Fig. 7. View of installed adjustable damper

Przemysłowe amortyzatory są amortyzatorami cieczerw-gazowymi. Tego typu amortyzatory stosowane są z powodzeniem w hutnictwie, kontenerowych portach

przeładunkowych, nadbrzeżach portowych itp. Mogą pracować w zakresie temperatur od $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, w środowisku zawodnionym, silnie korozyjnym i zagrożonym wybuchem. Istotną zaletą tego typu urządzeń jest ich bezobsługowość oraz prosta konstrukcja zapewniająca trwałość i niezawodność w trudnych warunkach pracy.

3.2. PLAN BADAŃ

Podczas badań laboratoryjnych zmieniano wartość napięcia wstępnego taśmy oraz siłę tłumienia amortyzatora. Jedną serię badań przeprowadzono dla amortyzatora zabudowanego na wózku pętlicy I, a drugą na wózku pętlicy II, jak pokazano na rysunku 8, celem porównania skuteczności tłumienia sił dynamicznych. Badania przeprowadzono przy trzech nastawach amortyzatora 2, 5, 8 i dla trzech różnych wartości napięcia wstępnego taśmy oznaczonych jako: **LT** – niska wartość siły napięcia wstępnego, **MT** – średnia wartość siły napięcia wstępnego i **HT** – wysoka wartość siły napięcia wstępnego. Dodatkowo przeprowadzono testy hamowania awaryjnego bez użycia bez amortyzatora. Plan badań zamieszczono w tabeli 1.



Rys. 8. Schemat rozmieszczenia amortyzatorów podczas pierwszej i drugiej serii badań
Fig. 8. Scheme of damper location during laboratory tests

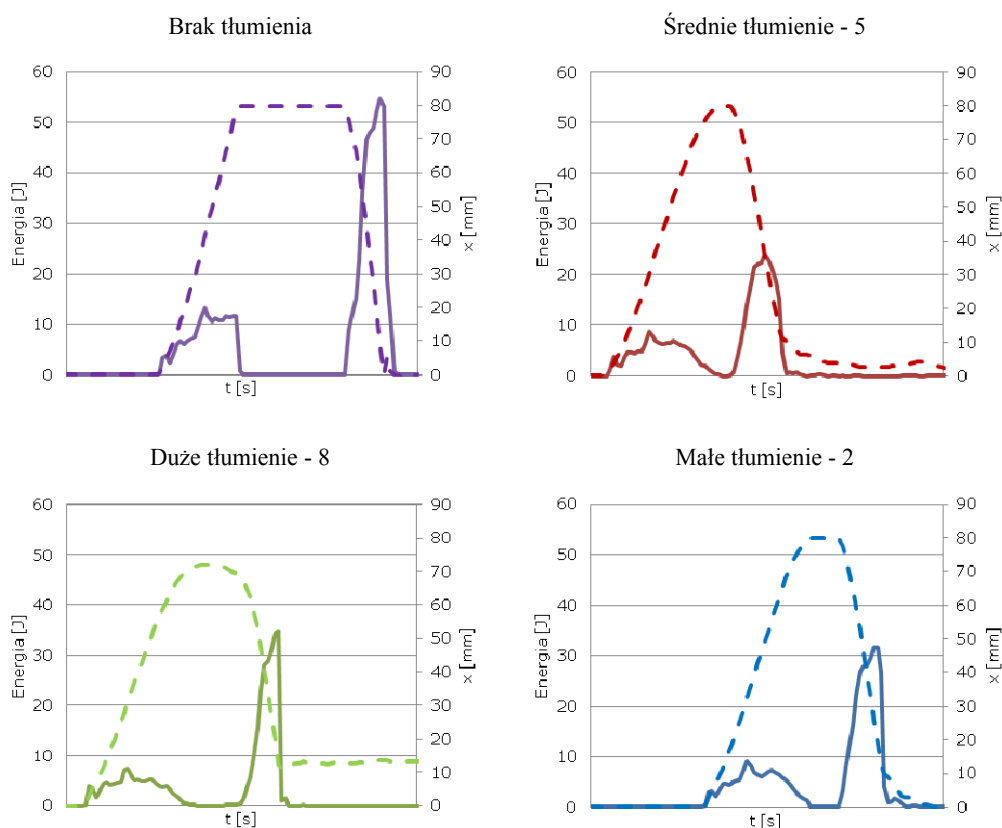
Tabela 1. Plan badań
Table 1. Plan of the tests

Wartość siły napięcia wstępnego taśmy	I seria badań - amortyzator w pętlicy I			II seria badań - amortyzator w pętlicy II		
	LT 200 [N]	MT 300 [N]	HT 400 [N]	LT 200 [N]	MT 300 [N]	HT 400 [N]
Nastawa amortyzatora	2	2	2	2	2	2
	5	5	5	5	5	5
	8	8	8	8	8	8
	brak amort.	brak amort.	brak amort.			

3.3. WYNIKI BADAŃ LABORATORYJNYCH

W wyniku przeprowadzonych serii badań otrzymano rezultaty pomiarów zaprezentowane poniżej w formie wykresów. Wykresy przedstawiają przebiegi siły w układzie zlinowania i energii przejmowanej przez układ tłumiący.

Poniżej przedstawiono wybrane wyniki pomiarów dla niskiej wartości napięcia taśmy LT i amortyzatorem zabudowanym w pętlicy I.



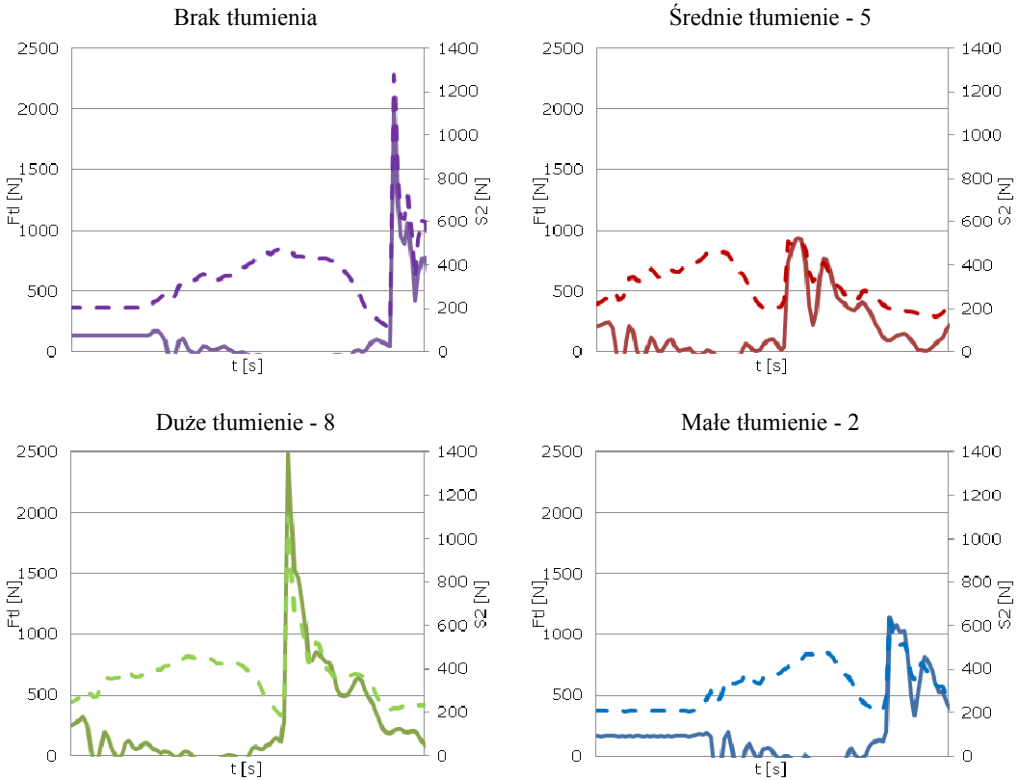
linia ciągła – energia kinetyczna wózków układu napinania

linia przerywana – przemieszczenie wózka w pętlicy I x

Rys. 9. Przebieg zmiany energii kinetycznej wózków i przemieszczenia wózka I w czasie 1 sekundy rejestracji pracy układu z tłumikiem w pętlicy I

Fig. 9. Changes of kinetic energy of trolleys and displacement of I trolley and displacement of I trolley during 1 second of record of system work with damper at I loop

Przedstawione przebiegi zmian energii kinetycznej układu i sił dynamicznych wskazują, że najlepsze efekty uzyskano dla średnich wartości tłumienia amortyzatora (5).



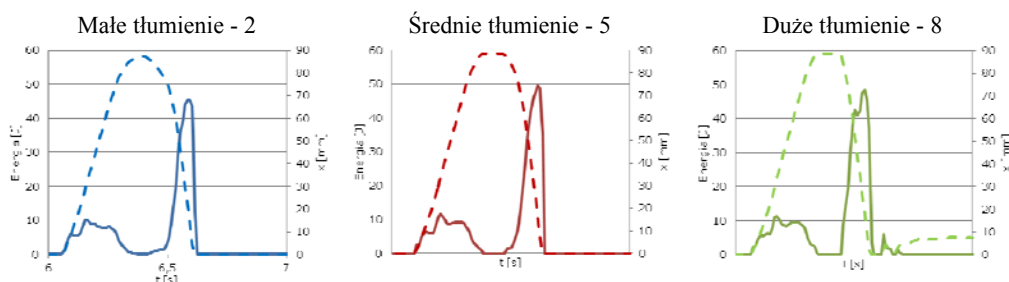
linia ciągła – siła tłumienia F_t

linia przerywana – siła w taśmie zbiegającej S_2

Rys. 10. Przebieg zmiany siły tłumienia i siły w taśmie zbiegającej z bębna napędowego w czasie 1 sekundy rejestracji pracy układu z tłumikiem w pętlicy I

Fig. 10. Changes of damping force and tension in the belt running-off the drive pulley during 1 second of record of system work with damper at I loop

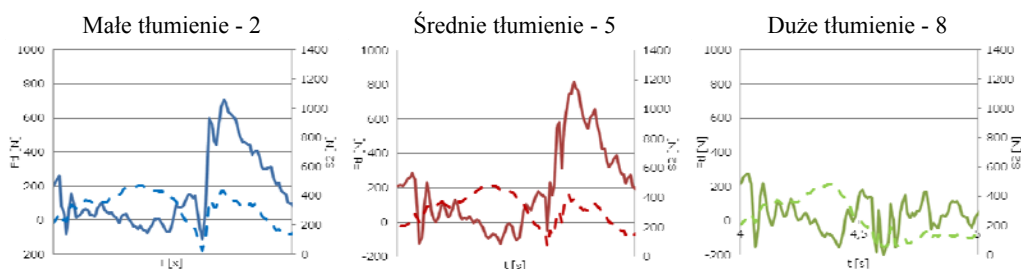
Przebieg zmian siły w taśmie zbiegającej podczas awaryjnego hamowania przenośnika ma bardzo istotne znaczenie z punktu widzenia projektowania konstrukcji nadążnej stacji napinającej. Proporcjonalnie do zmian wartości tej siły zmienia się siła w układzie zlinowania – najbardziej wrażliwym elementem konstrukcyjnym stacji napinającej. Skuteczne ograniczenie wartości tej siły w dynamicznych stanach pracy przenośnika przyczyni się do zwiększenia niezawodności i trwałości układu napinania.



linia ciągła – energia kinetyczna wózków układu napinania
linia przerywana – przemieszczenie wózka w pętlicy I x

Rys. 11. Przebieg zmiany energii kinetycznej wózków i przemieszczenia wózka I w czasie 1 sekundy rejestracji pracy układu z tłumikiem w pętlicy II

Fig. 11. Changes of kinetic energy of trolleys and displacement of I trolley during 1 second of record of system work with damper at II loop



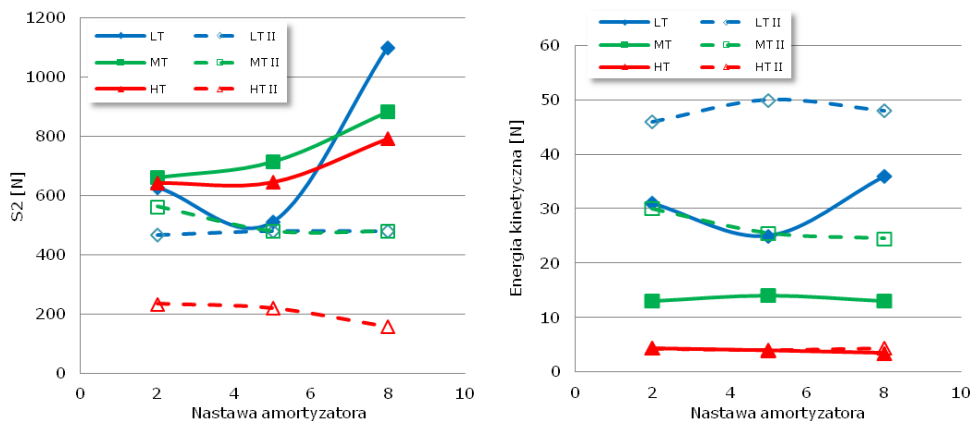
linia ciągła – siła tłumienia F_t
linia przerywana – siła w taśmie zbiegającej S2

Rys. 12. Przebieg zmiany siły tłumienia i siły w taśmie zbiegającej wózka I w czasie 1 sekundy rejestracji pracy układu z tłumikiem w pętlicy II

Fig. 12. Changes of damping force and tension in the belt running-off the drive pulley during 1 second of record of system work with damper at II loop

W przypadku zastosowania tłumika w pętlicy II uzyskano zwiększenie energii kinetycznej układu, głównie z uwagi na skrócenie drogi tłumienia i znaczne zmniejszenie siły w układzie zlinowania.

Zbiórce wyników badań, przedstawione na rysunku 13, pozwalają na postawienie tezy, że możliwy jest taki dobór parametrów i lokalizacji amortyzatora tłumiącego, by można było ograniczyć maksymalną wartość siły dynamicznej w układzie zlinowania, przy jak najmniejszej wartości energii kinetycznej układu. W przypadku badanego układu była to średnia wartość tłumienia (5) i umiejscowienie tłumika w pętlicy I. Należy także nadmienić, że najlepsze wykorzystanie zalet nadążnego układu napinania uzyskuje się przy minimalnej wartości napięcia wstępnego taśmy (LT).



Rys. 13. Maksymalna wartość siły w taśmie zbiegającej S2 i energia kinetyczna wózków uzyskana dla trzech nastaw siły tłumiącej amortyzatora i dla jego lokalizacji w pętlicy I i II

Fig. 13. Maximum value of S2 tension in belt running-off the drive pulley and trolleys kinetic energy obtained at three adjustments of damper damping force and its location at I and II loop

4. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Celem przeprowadzonych badań laboratoryjnych był dobór lokalizacji i parametrów pracy układu tłumienia nadążnego, proporcjonalnego urządzenia napinającego taśmę. Ponieważ głównym zadaniem układu tłumiącego jest ochrona konstrukcji przenośnika i układu zlinowania przed zbyt wysokimi wartościami sił dynamicznych, mogących wystąpić podczas awaryjnego hamowania przenośnika, zaproponowano plan badań, wg którego w szczytowym punkcie rozruchu przenośnika, w chwili zgromadzenia w taśmie maksymalnej energii sprężystej, następowało gwałtowne hamowanie przenośnika. W związku z tym badania na laboratoryjnym modelu przenośnika taśmowego zostały przeprowadzone bez obciążenia przenośnika urobkiem, którego obecność mogłaby wprowadzić dodatkowy efekt tłumienia energii.

Przeprowadzone badania laboratoryjne modelu proporcjonalnego, nadążnego układu napinania taśmy wykazały, że najkorzystniejsze warunki pracy układu nadążnego otrzymuje się przy odpowiednio dobranej charakterystyce tłumiącej amortyzatora zabudowanego w pętlicy I, tzn. w strefie dużych sił w taśmie i minimalnym wstępnym napięciu taśmy. Ponadto dobór możliwie długiej drogi tłumienia, czyli skoku roboczego amortyzatora, korzystnie wpłynie na obniżenie sił w układzie zlinowania. W przypadku dużej wartości siły napięcia wstępnego taśmy ulokowanie amortyzatora w rejonie pętlicy II, tzn. w strefie niskich sił w taśmie, zmniejszy wartość sił dynamicznych występujących w układzie zlinowania.

BIBLIOGRAFIA

- FURMANIK K., KULINOWSKI P., WĘDRYCHOWICZ D.: *Teoria podobieństwa w modelowaniu fizycznym przenośnika taśmowego*, XX Międzynarodowe Sympozjum FTT Wolbrom, "20 lat doświadczeń i perspektywy rozwoju transportu taśmowego", Zakopane 9-11 maja 2012, str 110-117
- JABŁOŃSKI R.: *Analiza i synteza urządzeń napinających taśmę w przenośnikach taśmowych dużej mocy*. Zeszyty naukowe AGH nr 15., 1988.
- JABŁOŃSKI R., KULINOWSKI P.: *Automatyczne nadążne urządzenie napinające taśmę w przenośniku z pętlicowym zasobnikiem taśmy*. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa r. 31, 9(280):43–47, 1993. (tekst w jęz. ang. i pol.).
- JABŁOŃSKI R., KULINOWSKI P.: *Nadążne urządzenie napinające taśmę systemu AGH-KWB Konin z ruchomym zespołem napędowym*. Transport Przemysłowy, 4(26):10–13, 2006.
- KULINOWSKI P.: *Analytical Method of Designing and Selecting Take-up Systems for Mining Belt Conveyors*. Arch. Min. Sci., Vol. 58 (2013), No 4, p. 1301–1315, 2013.
- KULINOWSKI P., WÓJCICKI W.: *Pętlicowe nadążne urządzenie napinające taśmę dla podścianowych przenośników taśmowych kopalń węgla kamiennego*. Transport Przemysłowy, 1(19):7–9, 2005.
- Katalog ENIDINE ECO LROEM 2014

LABORATORY TESTS OF THE DUMPING SYSTEM
IN FOLLOW-UP TENSIONING SYSTEM

In an article posted at the beginning a short description of the mining belt tensioning devices and principle of operation of proportional take-up belt tensioning system. Problems with the damping system occurring in the operation of this type tensioning devices prompted the authors to build an experimental stand and perform a series of tests to investigate the influence of parameters of the dynamic damper and its location on the value of the damping force, the forces in the rope system and the change of kinetic energy of tensioning trolleys. The test results confirmed the effectiveness of the shock absorber, while maintaining all of its features.