

MODELOWANIE KONSTRUKCJI ŚCISKU PŁYTOWEGO DO NAPRAWY TAŚM PRZENOŚNIKOWYCH W ZASTOSOWANIU Z WYŁĄCZNIKIEM MOMENTU

MODELLING OF CONSTRUCTION OF CLAMP PLATES EQUIPPED WITH TORQUE LIMITER FOR CONVEYOR BELTS REPAIR

Edward Pagacz, Paweł Lewandowicz – Poltegor-Institut IGO, Wrocław

Artykuł omawia innowacyjną konstrukcję i dobór optymalnego rozwiązania technicznego i funkcjonalnego ścisku wulkanizacyjnego z zastosowaniem wyłącznika momentu. Przedstawia wymagania konstrukcyjne, które powinny być spełnione dla zabezpieczenia konstrukcji przed zniszczeniem wywołanym zwiększonym, niekontrolowanym dociskiem z jednoczesnym zabezpieczeniem potrzeb określonych przez procedury technologiczne. Ścisk jest niezbędnym wyposażeniem stanowiska naprawczego.

Słowa kluczowe: wulkanizacja, naprawa taśmy przenośnikowej, ścisk wulkanizacyjny

Innovative construction and selection of optimal technical and functional solutions of vulcanization clamps equipped with torque limiter have been discussed in the paper. Design requirements guaranteeing on the one hand construction safety and protection from damages caused by uncontrolled pressure and on the other hand fulfilment of technological procedures have been presented. The clamp is an indispensable element of a repair stand.

Key words: vulcanization, conveyor belt repair, vulcanization clamps

Wstęp

Istotnym warunkiem trwałości eksploatowanego ciągu taśmowego na przenośniku jest zachowanie wysokich parametrów technologicznych w łączeniu końców taśmy i naprawy uszkodzeń miejscowych. W kopalniach, gdzie występuje intensywna eksploatacja przenośników i znacząca ilość wymiany taśmy w ciągach technologicznych, liczba koniecznych połączeń mocno podnosi czas postoju ciągu, również rośnie liczba awaryjnych zdarzeń na taśmie takie jak wyrwania, przebicia, przecięcia, rozwarstwienia połączeń itp.

Jeżeli przyjąć, że tylko w jednej z kopalń występuje potrzeba regeneracji ponad 16 km taśmy rocznie, to obrazuje także, z jaką skalą doraźnych uszkodzeń eksploatacyjnych muszą się zmagać użytkownicy taśm przenośnikowych. Istnieje zatem potrzeba użycia stosownych urządzeń do usuwania tych uszkodzeń, które powinny się charakteryzować lekką konstrukcją, dużą trwałością i skutecznością w działaniu. Poltegor-Institut od wielu lat specjalizuje się w projektowaniu i budowie takiego sprzętu dostosowując parametry eksploatacyjne i technologiczne do wymagań użytkowników zarówno taśm przekładkowych jak i z linkami stalowymi.

Spełniając minimalne wymagania technologiczne wulkanizowania surowki podczas naprawy taśm musi być zachowany warunek odpowiedniego nacisku płyty grzejnej na naprawianą powierzchnię. Dla przyjętej wielkości płyty grzejnej z określoną czynną powierzchnią wulkanizowania wymagane jest wywarcie nacisku minimum 0,5 MPa, wykorzystując w tym

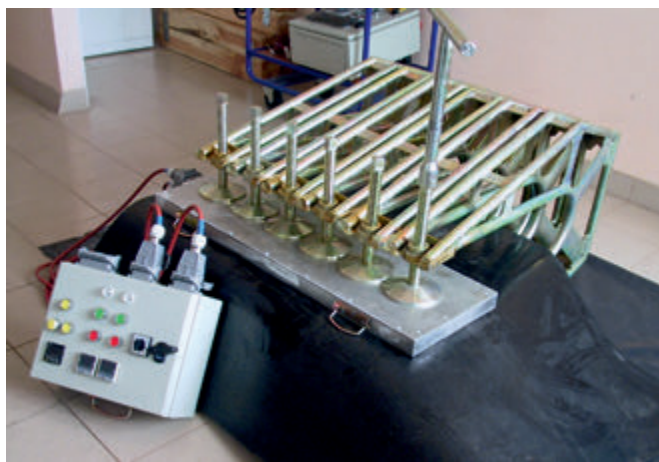
celu jednoramienne ściski śrubowe. Powinny charakteryzować się one zdolnością wywołania siły dociskającej około 30 kN przy zachowaniu obsługi ręcznej pokrętki śruby.

Dotychczas Instytut dostarczał dla eksploatacji i są w powszechnym użytkowaniu konstrukcje z wysokowytrzymałych blach aluminiowych, które doskonale spełniały warunki parametryczne. Jednak w okresie paru ostatnich lat producenci wyrobów aluminiowych odstąpili od takiej produkcji i wprowadzili do handlu blachy o zaniżonych parametrach wytrzymałościowych. Wykonawstwo ścisków z tych blach wiązałoby się ze zwiększonym ryzykiem zniszczenia tej konstrukcji i większą masą tego urządzenia, co wydaje się być znaczącym utrudnieniem dla brygad obsługowych.





W wyniku takich uwarunkowań rynkowych Instytut podjął się opracowania innej konstrukcji o równie wysokich zdolnościach eksploatacyjnych i koniecznych w procedurze naprawy taśm. Opracowano rurową konstrukcję z wysokowytrzymałej stali podporządkowując ją wymaganiu osiągnięcia możliwie maksymalnej siły docisku i ograniczonej masy. Opracowana konstrukcja po wielokrotnych badaniach laboratoryjnych, testach i pomiarach została udoskonalona i przyjęto jej ostateczny kształt.



Konstrukcja składała się z podwójnej ramy nośnej, nakrętki, śruby i stopy dociskowej. Do wywołania nacisku służył klucz z gniazdem czworokątnym, którym siłą rąk o wielkości przybliżonej $2 \times 300 \text{ N}$ uzyskiwano nacisk rzędu 25 kN ($2,5 \text{ t}$). Nie dopuszczalne było przedłużanie pokrętki klucza np. rurką i uzyskiwanie w ten sposób większej siły nacisku ponieważ groziło to trwałym odkształceniem ramy nośnej.

Podczas kilkuletniej eksploatacji tych urządzeń ulegały one bardzo często trwałym odkształceniom, spowodowane to było wywołaniem niekontrolowanej wielkości siły docisku na płytę wulkanizacyjną. Destrukcja tej konstrukcji była na tyle głęboka, że uniemożliwiła jej dalsze użytkowanie.

Ścisły zostały rozgięte, ponieważ odkształcenia weszły w strefę odkształceń plastycznych, a w ścięgna zewnętrznymi ścisły została przekroczona wytrzymałość na wyboczenie podwójnej struktury konstrukcyjnej. Świadczy to o wywołaniu w konstrukcji zwiększonego niekontrolowanego obciążenia przekraczającego dopuszczalną siłę na śrubie 25 kN .

Czasokres eksploatacji i skala destrukcji tej konstrukcji skłoniła do opracowania innego rozwiązania technicznego, które byłoby odporne na odkształcenia materiałowe, a wielkość siły wywołanej śrubą dociskową będzie kontrolowana i ściśle określona warunkami wytrzymałościowymi przy zachowaniu wymagań technologicznych naprawy taśm. Z uwagi na obecny dostęp do odpowiednich materiałów technicznych opracowanie ścisły o innowacyjnej konstrukcji stało się możliwe. Chodzi tu głównie o dostęp do wysokowytrzymałych blach aluminiowych oraz zastosowanie w urządzeniu sprzęgła przeciążeniowego, które zabezpieczy konstrukcję przed niekontrolowanym obciążeniem wywołanym śrubą dociskową.

Modelowanie funkcjonalne

Jak już wspomniano dwa parametry fizyczne decydują o trwałości i sprawności technicznej ścisły – materiał i ściśle określona siła na śrubie.

Dostępne wysokowytrzymałe stopowe blachy aluminiowe w pełni zabezpieczają wymagany warunek wytrzymałościowy dla potrzebnego nacisku technologicznego $0,5 \text{ MPa}$ przy naprawach taśm przenośnikowych. Najczęściej występujące szerokości taśm w przemyśle górnictwa odkrywkowego węgla brunatnego to w większości wymiary od 1800 do 2200 mm , dlatego prace badawcze ukierunkowano na zakres tych szerokości taśm. Oczywiście konstrukcje te znajdują zastosowanie w innych gałęziach przemysłu stosujące transport przenośnikowy.

Uznano za konieczne rozpatrzyć proponowaną konstrukcję w dwóch wersjach: z blachami pełnymi, warunkujące większą masę całego urządzenia oraz z blachami perforowanymi, uzyskując określoną mniejszą masę. Warunkiem przyjęcia docelowego rozwiązania była optymalna wartość parametru wytrzymałościowego. Komputerowe obliczenia symulacyjne, wykonano oddzielnie dla konstrukcji o wysięgu 900 i 1100 mm , przy czym obliczenia te postanowiono sprawdzić w formie badań tensometrycznych na zbudowanym urządzeniu doświadczalnym o wysięgu 900 mm . Przyjęto warunek uzyskania na urządzeniu siły docisku ponad 35 kN (rys. 1,2).

Zastosowany materiał to płyta aluminiowa grubości 12 mm , dla której granica plastyczności wynosi 460 MPa , a wytrzymałość na rozciąganie 540 MPa .

Opcjonalnie postanowiono sprawdzić również funkcjonalność śruby dociskowej przyjmując do testowania dwie średnice $\text{Tr } 24 \times 5$ oraz $\text{Tr } 30 \times 6$.

Obliczenia momentu na śrubie $\text{Tr } 24 \times 5$

Założenia wyjściowe:

- | | |
|-------------------------------|--------------------------|
| • gwint trapezowy symetryczny | $\text{Tr } 24 \times 5$ |
| • średnica zewnętrzna | $d = 24 \text{ mm}$ |
| • średnica podziałowa | $d_2 = 21,5 \text{ mm}$ |
| • skok | $p = 5 \text{ mm}$ |
| • współczynnik tarcia | $\mu = 0,15$ |
| • kąt wierzchołkowy | $\alpha = 30^\circ$ |
| • siła nacisku | $F = 39 \text{ kN}$ |

Moment tarcia na gwincie

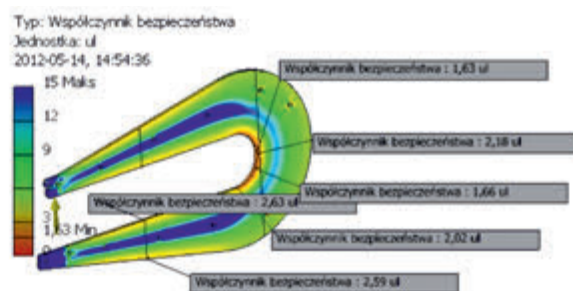
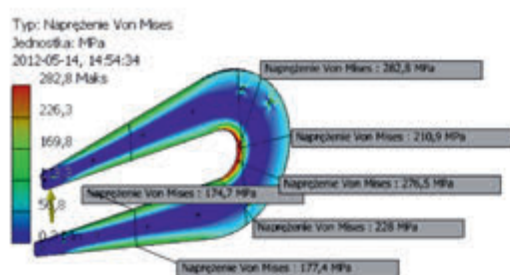
$$M_T = 97,26 \text{ Nm}$$

Moment tarcia na stopie

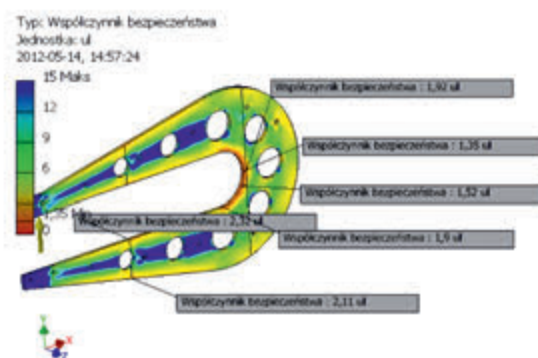
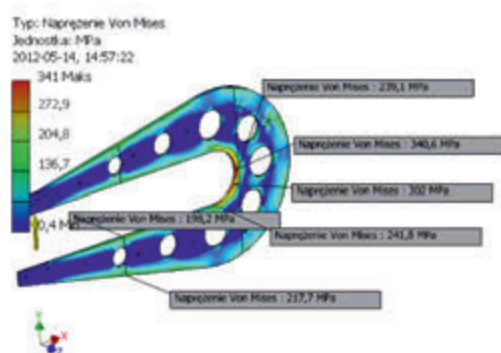
$$M_E = 13,53 \text{ Nm}$$

Moment całkowity

$$M_C = M_T + M_E = 110,79 \text{ Nm}$$



Rys. 1. Profil pełny



Rys. 1. Profil perforowany

Wyniki obliczeń komputerowych dla obciążenia 38 kN

Rodzaj profilu	Typ	Naprężenia maks. [MPa]	Współczynnik bezpieczeństwa min/maks.	Masa [kg]	Wysokość profilu [mm]
Profil pełny	900	282,8	1,63/2,59	42	650
Profil perforowany	900	340,6	1,35/2,11	37	650
Profil perforowany	1100	271,4	1,7/2,34	48	750

Obliczenia momentu na śrubie Tr 30 x 6

Założenia wyjściowe:

- gwint trapezowy symetryczny
 - średnica zewnętrzna
 - średnica podziałowa
 - skok
 - współczynnik tarcia
 - kąt wierzchołkowy
 - siła nacisku
- Tr 30 x 6
 $d = 30 \text{ mm}$
 $d_2 = 27 \text{ mm}$
 $p = 6 \text{ mm}$
 $\mu = 0,15$
 $\alpha = 30^\circ$
 $F = 39 \text{ kN}$

Moment tarcia na gwincie $M_T = 120,32 \text{ Nm}$
 Moment tarcia na stopie $M_K = 13,53 \text{ Nm}$
 Moment całkowity $M_C = M_T + M_K = 133,86 \text{ Nm}$

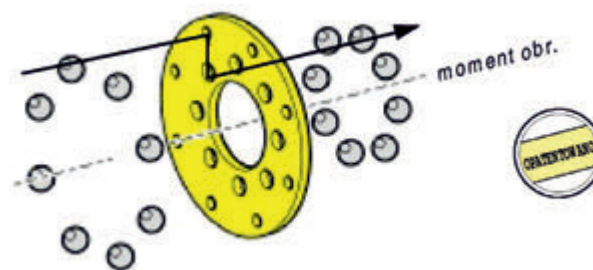
Kierując się obliczeniową wartością sumarycznego momentu tarcia na śrubie i na styku śruby i krążka dociskowego dla obu średnic śrub postanowiono wielkości te sprawdzić w rzeczywistym wykonaniu. Zmierzony moment obrotowy dla śruby gwintem Tr 24 x 5 zawierał się w granicach 95 – 100 Nm. Wykonane pomiary dla śruby o średnicy Tr 30 x 6 moment obrotowy w tej konfiguracji przyjmował wartość w granicach 125 – 130 Nm.

Oceniając walory techniczne obu rozwiązań lepszym rozwiązaniem byłoby przyjęcie do konstrukcji śruby z gwintem Tr 24 x 5 z uwagi na mniejsze opory tarcia oraz korzystniejszy kąt wzniosu linii śrubowej. Do stosowania eksploatacyjnego przyjęta zostanie śruba wykazująca większą trwałość i lepsze

walory funkcjonalne zaaprobowane przez brygady wulkanizacyjne.

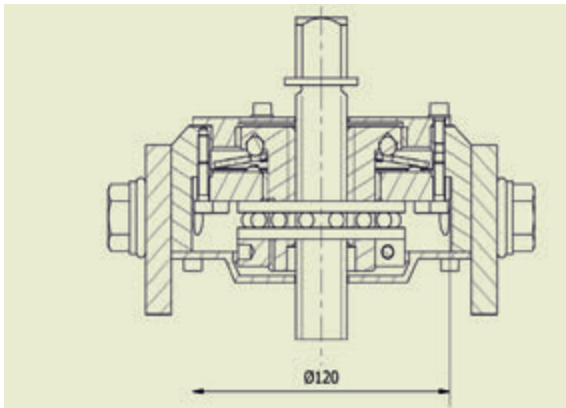
W przyjętej koncepcji rozwiązania konstrukcyjnego śruba dociskowa porusza się w gwintowanym łożu piasty głowicy wysprzęglającej.

Elementem przenoszącym moment obrotowy jest sprężyna talerzowa z systemem otworów i kulek łożyskowych. Po przekroczeniu nastawionego momentu następuje względne przesunięcie między stroną napędzającą i napędzaną w wyniku

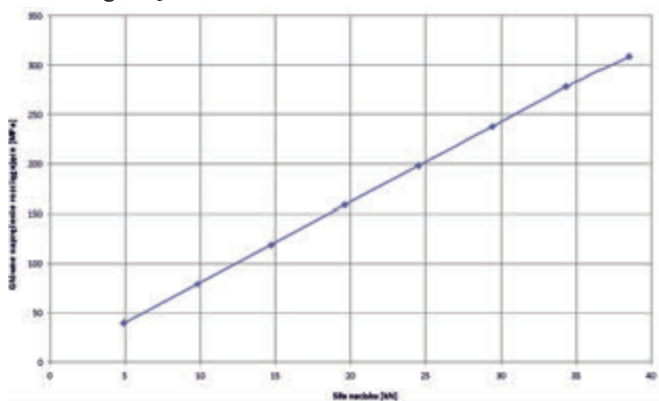


wysprzęglania się kulek z otworów. Przenoszony moment spada do małej wartości szczątkowej wynikającej z tarcia kulek po powierzchni sprężyny. Po ustaniu przeciążenia kulki osadzone w piście ponownie trafiają do systemu otworów w sprężynie talerzowej.

Istota działania sprzęgła polega na porównaniu narastającego momentu obrotowego pochodzącego od tarcia wywołanego śrubą dociskową z wielkością ustawionego momentu na sprzę-



gle (głowicy wysprężającej). Wielkość momentu na sprężle jest wartością regulowaną w granicach 75 – 150 kN poprzez nakrętkę nastawczą. Praktycznie sprężło jest konstrukcją bezobsługową.



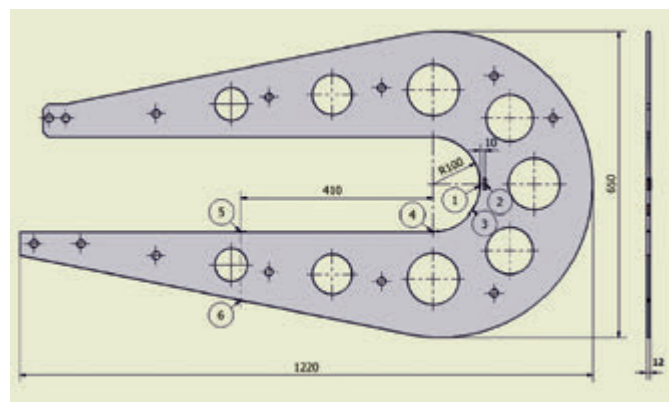
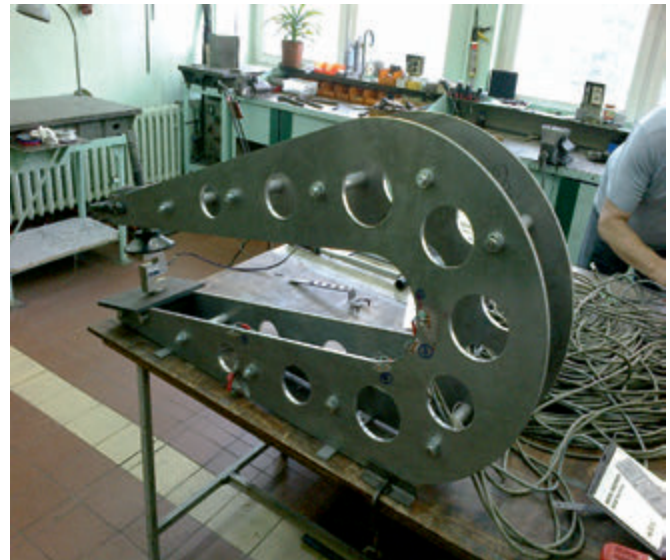
Wartość momentu na sprężle jest jednorazowo ustawiona i jest wykładnią dopuszczalnej wielkości siły docisku śruby na stopę i odkształcenia ramion ścisku.

Dla ustalenia ostatecznych parametrów eksploatacyjnych postanowiono wykonać kontrolne pomiary tensometryczne siły nacisku w funkcji naprężeń rozciągających ramiona konstrukcji.



W wyniku tych pomiarów przyjęto, że siła docisku dla warunków praktycznych, technologicznie wystarczającej, będzie wynosiła 38 kN przy odchyleniu ramion ścisku do 30 mm, przy których naprężenia w konstrukcji wyniosą 308 kN.

Porównawcze wyniki pomiarów tensometrycznych i symulacji komputerowej dotyczące wartości naprężeń w ustalonych miejscach konstrukcji ścisku naprawczego SNS-900 w zależności od zadanej siły P, dla dwóch wariantów konstrukcji przedstawiono poniżej. Siłę nacisku zwiększano kolejno o około 5 kN.



Pomiar I - blacha pełna (średnia z trzech pomiarów)

P	Punkty pomiarowe					
	1	2	3	4	5	6
kN	MPa					
36,69	253,92	166,15	245,99	205,49	152,25	-155,94
Wyniki z symulacji komputerowej						
37,965	282,8	210,9	276,5	228	174,7	-177,4

Pomiar II – blacha z perforacją (średnia z trzech pomiarów)

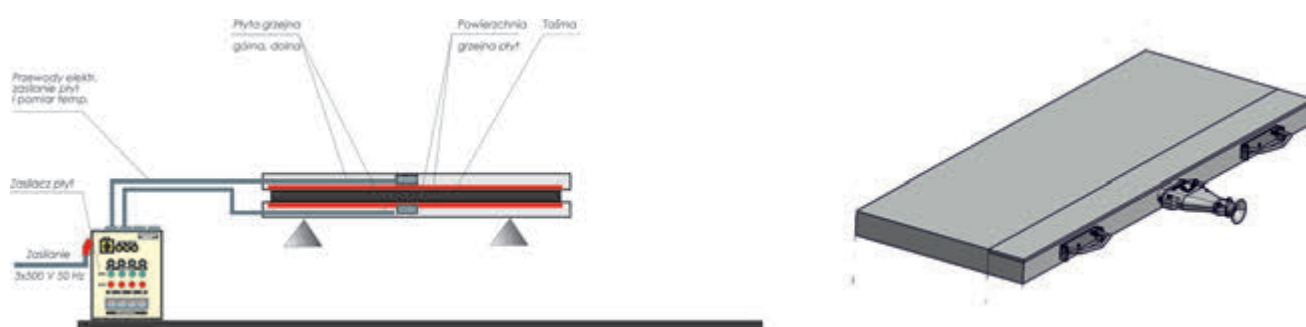
P	Punkty pomiarowe					
	1	2	3	4	5	6
kN	MPa					
38,520	308,37	196,34	277,6	251,78	188,7	-190,98
Wyniki z symulacji komputerowej						
38,520	340,6	239,1	302,0	241,8	198,2	-217,0

Ustalane miejsca pomiarowe

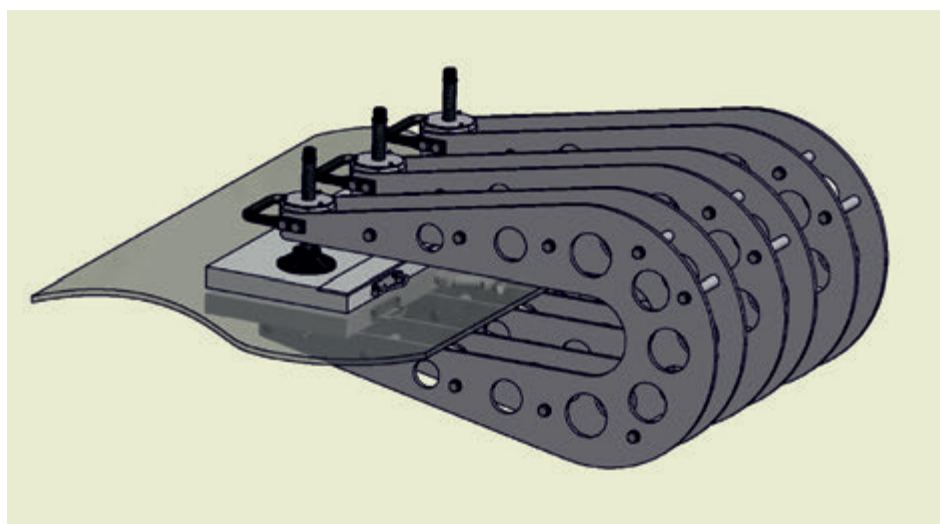
Jak wynika z Pomiarów I i II zawartych w tabelach symulacyjne obliczenia komputerowe wykazują bezpieczną nadwyżkę wytrzymałości w stosunku do naprężeń rzeczywistych i mogą być stosowane w obliczeniach symulacyjnych dla podobnych konstrukcji.

Stanowisko naprawy taśm

Ściski wulkanizacyjne mają bezpośrednie zastosowanie na stanowisku naprawy taśm przenośnikowych o szerokości do 2200 mm. Poltegor-Instytut w ramach prac badawczych opracował kompletne stanowisko, na które składa się, obok ścisków, zasilacz do zasilania i automatycznej regulacji temperatury oraz dwóch płyt grzejnych zasilanych z sieci pięcioprzewodowej 3-fazowej 400 lub 500 V. Płyty grzejne w zależności od potrzeb użytkowników posiadają różne wymiary oraz zróżnicowaną konstrukcję. Jak wynika z praktyki i naszych kontaktów z użytkownikami najczęstsze zastosowanie mają płyty o długości około 1000 mm i szerokości 300 mm, przy czym są różnie wykorzystywane dla zaistniałych uszkodzeń na taśmie. Płyty o tych wymiarach są chętnie stosowane, ponieważ są lekkie i poręczne w użytkowaniu podczas konieczności ich użycia niekiedy w trudno dostępnych miejscach. Pomimo zabezpieczeń taśmy przed złomem metalowym w nadawie, często występują jej przecięcia wzdłużne. Do naprawy takich uszkodzeń stosowane są płyty długie, a krotność wulkanizowania zależy do długości przecięcia i dostępnej długości płyty. Głównie dla tych potrzeb opracowano specjalną konstrukcję płyt, która umożliwia naprawę, nawet długich przecięć jednorazową operacją. Istota tej konstrukcji polega na możliwości składania szeregowego płyt krótkim bokiem w jeden pakiet naprawczy. Taka formuła pozwala na znakomite skrócenie awaryjnego postępu ciągu technologicznego.



Opracowane przez zespół badawczy stanowisko naprawy taśm przenośnikowych znalazło zastosowanie w praktyce eksploatacyjnej u użytkowników. Stanowisko naprawcze w komplecie ze ściskiem wyposażonym w wyłącznik momentu stanowi propozycję zespołu urządzeń, zapewniającą najwyższą jakość w procedurze naprawy taśm.



Konkluzja

1. Najważniejszym parametrem eksploatacyjnym ścisku jest wielkość przemieszczenia się ramion konstrukcji w funkcji osiągniętej siły sprężystości wyprofilowanych blach. W tym celu przeprowadzono najpierw symulacyjne obliczenia komputerowe wyteżenia materiałowego dla wielkości siły i wyznaczono wielkości naprężeń, a także odkształceń ramion profilu. Na tej podstawie wykonano urządzenie doświadczalne i przeprowadzono badania i pomiary w warunkach laboratoryjnych. Wyniki tych pomiarów wykazały trafność przyjętych pierwotnie założeń konstrukcyjnych, jednak wielkość naprężenia resztkowego (do wykorzystania) skłaniała do zweryfikowania tych założeń i podjęcie dalszych badań. Podniesiono zatem siłę nacisku do wielkości 38 kN.

Wyniki pomiarów tensometrycznych dla obciążenia 38 kN

Typ	Rodzaj profilu	Naprężenia maks. [MPa]	Przemieszczenie pod śrubą [mm]	Wysokość profilu [mm]
SNS-900	Profil pełny	253,92	24	650
	Profil perforowany	308,37	30	650

Zestawienie wyników potwierdza, że możliwe jest zwiększenie obciążenia dopuszczalnego konstrukcji i dopuszczenie maksymalne wywieranej siły nacisku w granicach do 38 ± 1 kN i na taką wartość ustawiono sprzęgło przeciążeniowe przy nieznacznie powiększonym przemieszczaniu się ramion ścisku o 6 mm.

2. Z uwagi na konieczną mobilność tego urządzenia najczęściej w trudnych warunkach operacyjnych na przenośniku jego masa stanowi znaczący parametr eksploatacyjny. Podjęto, zatem starania w kierunku odciążenia całej konstrukcji. Jedynym elementem możliwym do rozważenia przyjęcia takiej możliwości są profile blach ukształtowane w formie podkowy. W opracowaniu poddano analizie konstrukcje profili blach w dwóch odmianach dla każdego typu ścisków – profile pełne oraz profile z wybraniami odciążającymi w postaci otworów. Wartości mas kompletnych ścisków podano w tabeli.

Masa kompletnych ścisków

Typ	Pełne [kg]	Perforowane [kg]	Δ [kg]
SNS - 900	42,15	37,7	4,45

Uznaje się, że zmniejszenie wagi jest ważne przy nieznacznych ubytkach wytrzymałości. Dlatego przyjmuje się takie rozwiązanie techniczne, jako standardowe dla tych urządzeń, tym bardziej, że całość

jest zabezpieczona przed niekontrolowanym wywołaniem siły na śrubie dociskowej przez sprzęgło przeciążeniowe.

3. Ścisk w wykonaniu doświadczalnym typu SNS-900 bez otworów odciążających (waga wynosiła 42 kg) oraz wyposażony w śrubę o średnicy Tr 24 x 5 był przekazany do eksploatacyjnego testowania w PAK KWB „Konin” SA. Po okresie testowania przekazane zostały nam uwagi z praktycznego zastosowania tej konstrukcji.
4. Próby przeprowadzane były zarówno w Warsztacie Regeneracji Taśm jak i bezpośrednio w warunkach terenowych odkrywki Józwin przez pracowników Oddziału Górniczego Wulkanizacji - TGW. Uwagi dotyczyły głównie średnicy śruby dociskowej.

W kwestii średnicy śruby zastosowanie Tr 24 x 5 ma swoje uzasadnienie techniczne ponieważ generuje stosunkowo małe opory tarcia oraz posiada korzystny wznios linii śrubowej. Te zalety preferują stosowanie tej średnicy z uwagi na mniejszy moment obrotowy 110,79 Nm (mniejszy wysiłek fizyczny) podczas wywierania nacisku na płytę wulkanizacyjną. Poddając się jednak sugestiom użytkowników posiadających wieloletnią praktykę w tych pracach zwiększa się średnicę śruby do Tr 30 x 6 z momentem obrotowym 133,86 Nm i przyjmuje się tą wielkość jako standard wykonawczy.

5. Badania laboratoryjne i testy w warunkach eksploatacyjnych potwierdziły przyjęte założenia koncepcyjne i konstrukcyjne zrealizowane w egzemplarzu doświadczalnym dla ścisku typu SNS – 900. Z największą pewnością ten typ nadaje się do oferowania użytkownikom w formie jednostkowej lub w komplecie ze stanowiskiem naprawczym.

Literatura

- [1] Pagacz E., Lewandowicz P., Opracowanie nie publ. – *Badania doświadczalnego ścisku płytowego do naprawy taśm przenośnikowych w zastosowaniu z wyłącznikiem momentu*
- [2] Żur T., *Przenośniki taśmowe*
- [3] Praca zbiorowa, *Poradnik Inżyniera*
- [4] Bielajew M.M., *Wytrzymałość materiałów*