

Doświadczenia poznawcze wynikające z diagnostycznych badań naprężeń doznawanych przez ciągła nośne skipów górniczych o dużej ładowności

Marek Płachno


1. Problem uszkodzeń zmęczeniowych doznawanych przez ciągła nośne skipów

Aktualnie stosowane skipy górnicze o dużej ładowności mają najczęściej konstrukcję złożoną z trzech głównych mas. Zdecydowanie największą z nich jest pojemnik do transportu urobku, który jest trwale połączony z pozostałymi dwoma masami głównymi, tj. z głowicą skipu oraz z jego ramą dolną. To połączenie realizują w konstrukcji skipu pręty pionowe, nazywane ciąglami nośnymi, zamocowane do głównych mas skipu za pomocą spoin lub nitów. Ładowności największych takich skipów osiągają obecnie 50 Mg, gdy są to skipy dla rud metali, natomiast 40 Mg, gdy skipy są przeznaczone dla kopalń węgla.

Na początku lat 80. poprzedniego stulecia przy użytkowaniu skipów o dużej ładowności zauważono uszkodzenia zmęczeniowe ciągieł nośnych, pojawiające się po wykonaniu przez takie skipy relatywnie małej liczby cykli transportowych w szybie, nierzadko wielokrotnie mniejszej niż zaplanowano. Odtąd podjęto różne działania dla rozwiązania tego problemu, wśród nich prace naukowo-badawcze, mające na celu określenie przyczyn stwierdzanych uszkodzeń.

Zaplecze naukowo-badawcze przemysłu wydobywczego, również w Polsce, zdiagnozowało omawiany problem przed końcem lat osiemdziesiątych ub. wieku. Świadczą o tym np. prace [4], [9], wykazujące, że bezpośredni powód tego problemu, jakim jest wzrost zmienności naprężeń w ciąglach nośnych skipu, nieproporcjonalny do jego ładowności, stanowi skutek wzrostu drgań poprzecznych doznawanych przez dużą masę pojemnika skipu z urobkiem względem – znacznie mniejszych – dwu jego pozostałych mas głównych, tj. głowicy oraz ramy dolnej. Z tego powodu zmienne obciążenia wewnętrzne doznawane przez ciągła nośne dużych skipów okazały się zdecydowanie większe niż te, które brano pod uwagę przy ich projektowaniu. Ponadto zwrócono uwagę na fakt, że w diagnozowanym problemie największy udział przyczynowy mają nierówności torów prowadzenia skipów w szybie, które powodują w prowadnicach krążkowych tych skipów siły dynamiczne będące dominującym wymuszeniem drgań poprzecznych skipu. Ten fakt był sygnałem, że ze względu na losowy charakter nierówności torów prowadzenia zmienne naprężenia ciągieł są procesem stochastycznym o złożonej strukturze widmowej, gdyż drgania powodujące omawiane naprężenia wykorzystują jedenaście stopni

Streszczenie: Przedstawiono doświadczenia poznawcze uzyskane z diagnostycznych badań [1] naprężeń w ciąglach nośnych ośmiu skipów górniczych, których ciągła nośne doznały uszkodzeń zmęczeniowych po wykonaniu przez skipy wielokrotnie mniejszej liczby cykli transportowych w szybie, niż zaplanowano. Pomiar naprężeń w zakresie badań [1] wykonano równocześnie dwoma metodami, tj. tradycyjną metodą tensometryczną [15] oraz nową metodą dynamiczną [11]. Przedstawiono rezultaty fizycznej weryfikacji uzyskanych wyników pomiarów, która była konieczna, bo te wyniki znacząco wykroczyły poza dotychczas opublikowane poglądy na temat badanych naprężeń.

 **Abstract:** This article presents cognitive experience gained from diagnostic measurements [1] of stresses in carrying pull rods of eight mining skip hoists which carrying pull rods had fatigue failures. These failures happened after that hoist skips operated many times less amount of transport cycles in shaft than there was planned. The tests covered stress measurements which were conducted in two ways simultaneously i.e. traditional extensometer method [15] and new dynamic method [11]. This article presents the results of physical verification of findings of the measurements. This verification was necessary because of the results exceeded significantly beyond so far published opinions about tested stresses.

swobody w układzie masowo-sprężystym skipu. Ten układ jest ponadto tzw. wielowejściowym układem dynamicznym [2], bo ma zwykle dwanaście „wejść”, którymi w takiej liczbie są prowadnice krążkowe skipu doznające sił dynamicznych od nierówności torów prowadzenia skipu w szybie.

Układ masowo-sprężysty skipu, współpracujący z torami prowadzenia skipu w szybie, okazał się dużym wyzwaniem dla kolejnych prac naukowo-badawczych podejmowanych w krajach inwestujących w przemysł wydobywczy, np. w RPA [5] czy w USA [13]. W Polsce takie prace podjęły aż trzy zespoły naukowe, najpierw zespół pod kierunkiem M. Płachno [10], następnie – w latach 90. ub.w. – zespół pod kierunkiem

D. Tejszerskiej [12] – oraz na początku obecnego wieku – zespół pod kierunkiem S. Wolnego [15].

Jednak pod koniec pierwszej dekady XXI wieku okazało się, że wyniki przedmiotowych prac dotychczas zrealizowanych nie wystarczają do spełnienia oczekiwań użytkowników składowisk górniczych, którym jest odpowiedni aparat obliczeniowy umożliwiający projektowe sprawdzanie trwałości zmęczeniowej cięgieł nośnych w konstrukcji składowisk. Zarówno wyniki obliczeń, jak i wyniki pomiarów wykonywanych w takim celu w oparciu o opublikowane już wtedy modele matematyczne, nie były wystarczająco zgodne z praktyką użytkowania składowisk. Dowodzą tego przypadki uszkodzeń zmęczeniowych występujących przy cięgłach składowisk, które nie znalazły uzasadnienia w przywołanych wynikach obliczeń i pomiarów. Niezbędna była zatem merytoryczna korekta dotychczasowego podejścia do omawianego problemu. Taką korektę zaproponowano w [11], następstwem czego były diagnostyczne badania [1] podjęte w 2007 r. przez specjalistów z Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH. Te badania dotyczyły ośmiu składowisk po naprawie zmęczeniowych uszkodzeń cięgieł nośnych. Wśród tych składowisk były dwa o ładowności 18 Mg, dwa o ładowności 23 Mg oraz cztery o ładowności 33 Mg.

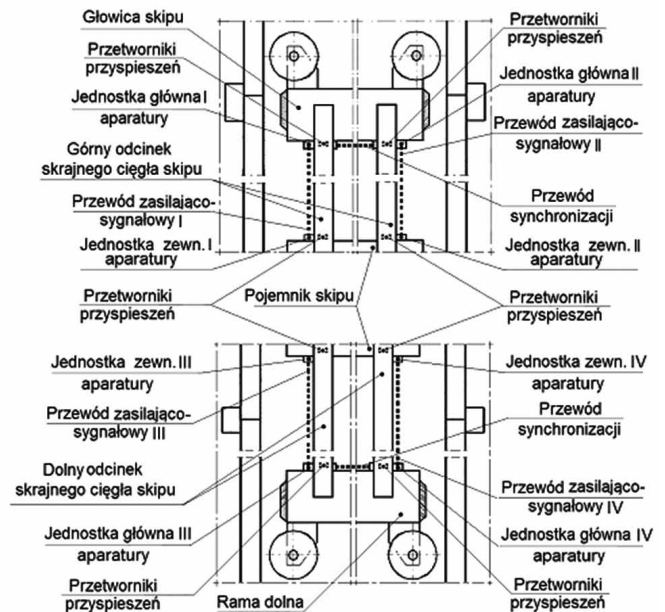
W niniejszym artykule przedstawiono doświadczenia poznawcze uzyskane z badań [1], w szczególności doświadczenia dotyczące pomiarów naprężeń w cięgłach badanych składowisk, doświadczenia z probabilistycznej analizy wyników takich pomiarów oraz rezultaty fizycznej weryfikacji uzyskanych wyników pomiarów i analizy.

2. Doświadczenia poznawcze uzyskane z pomiarów naprężeń doznawanych przez cięgła nośne składowisk wskutek drgań poprzecznych tych składowisk podczas ich jazdy w szybie

Omawiane doświadczenia to wnioski uzyskane z wyników omawianych pomiarów wykonanych w zakresie badań [1] przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika każdego z badanych składowisk. Z poznawczego punktu widzenia najcenniejsze okazały się wyniki tych pomiarów, które wykonano równocześnie dwiema metodami, tj. metodą dynamiczną [11] oraz metodą tensometryczną [15].

Na rys. 1 zamieszczono schemat zainstalowania w konstrukcji badanego składowiska specjalnej aparatury do pomiarów naprężeń w jego cięgłach nośnych metodą dynamiczną [11], na fot. 2 pokazano główne zespoły tej aparatury, a na rys. 3 przedstawiono schemat ilustrujący rozmieszczenie tensometrów oporowych na powierzchni badanego cięgła. Z kolei na rys. 4 pokazano jeden z wyników omawianych pomiarów. Ten wynik to dwa zestawy wykresów widma mocy największych naprężeń zmiennych normalnych i stycznych, zmierzonych w punktach B i C dwu przekrojów pomiarowych (rys. 5) skrajnego cięgła przynależnego do badanego składowiska. Górny zestaw wykresów z rys. 4 dotyczy przekroju przy górnym stężeniu pojemnika badanego składowiska, a zestaw dolny odnosi się do przekroju przy dolnym stężeniu tego pojemnika. Na rys. 4 oznaczono:

- G_{Bog} , G_{Bod} – widmo mocy największych naprężeń zmiennych normalnych powodowanych wewnętrznym momentem zginającym $M_b(t)$, występujących w punkcie B przekroju



Rys. 1. Schemat zainstalowania w konstrukcji badanego składowiska specjalnej aparatury do pomiaru metodą dynamiczną [11] naprężeń zmiennych doznawanych przez cięgła nośne tego składowiska podczas jego jazdy w szybie

(Źródło: opracowanie własne)

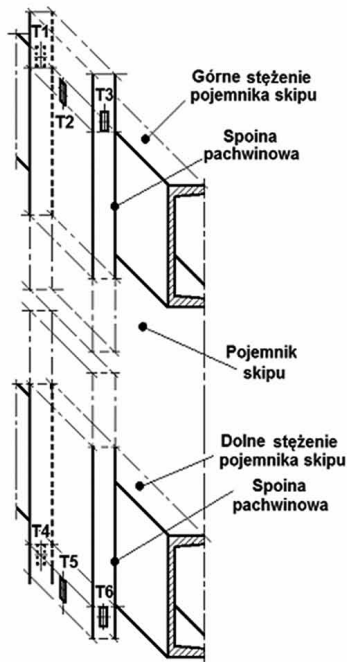


Fot. 2. Jednostka główna (z lewej) oraz jednostka zewnętrzna (z prawej) specjalnej aparatury do pomiaru metodą dynamiczną [11] naprężeń zmiennych doznawanych przez cięgła nośne składowiska podczas jego jazdy w szybie

(Źródło: opracowanie własne)

pokazanego na rys. 5, odpowiednio, przekroju przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika składowiska;

- G_{Ccg} , G_{Cod} – widmo mocy największych naprężeń zmiennych normalnych pochodzących od wewnętrznego momentu zginającego $M_c(t)$, występujących w punkcie C przekroju jak na rys. 5, odpowiednio, przekroju przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika;
- G_{Btg} , G_{Btd} – widmo mocy największych naprężeń zmiennych stycznych będących skutkiem momentu skręcającego $M_s(t)$, występujących w punkcie B przekroju wg rys. 5, odpowiednio, przekroju przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika składowiska;
- G_{Ng} , G_{Nd} – widmo mocy największych naprężeń zmiennych normalnych od siły wewnętrznej rozciągającej $N(t)$ działającej w przekroju jak na rys. 5, odpowiednio, w przekroju przy górnym i dolnym stężeniu pojemnika składowiska.



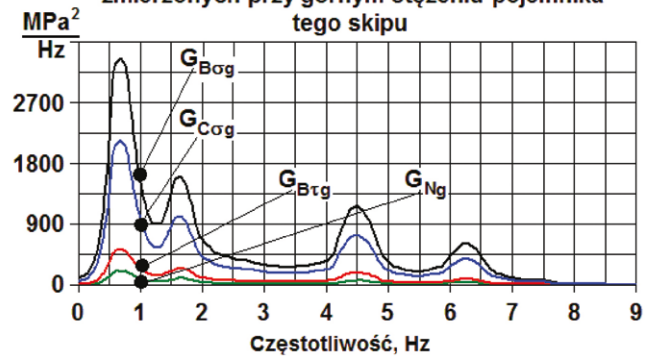
Rys. 3. Schemat rozmieszczenia tensometrów T1-T6 na powierzchni badanego cięgła przy górnym i dolnym stężeniu pojemnika skipu

(Źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

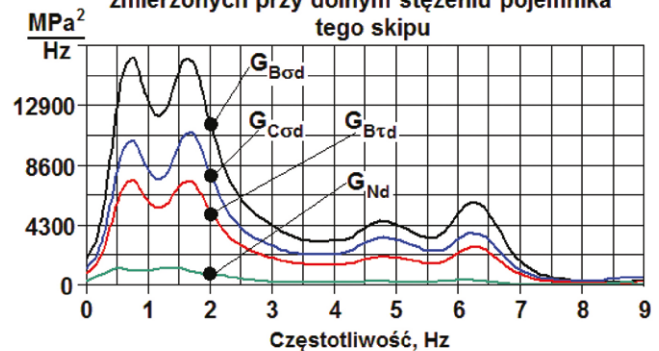
Wszystkie wykresy, jak na rys. 4, uzyskano po cyfrowej obróbce sygnałów pomiarowych zarejestrowanych przy każdym z badanych skipów, każdorazowo dla dwudziestu czterech cykli wydobywczych wyciągu szybowego. W zakresie tej obróbki wykonywano najpierw podział zarejestrowanych sygnałów na części odpowiadające kolejnym jazdom pomiarowym skipu w dół i w górę szybu oraz przeliczenie każdej z tych części na przebieg pomiarowy naprężeń w badanym cięgłe. Następnie wybierano z każdego przebiegu naprężeń po jednym odcinku mającym czas trwania ok. 4 s, po ok. 2 s na prawo i lewo od ekstremalnej wartości tego przebiegu, po czym obliczano dla każdego z odcinków tzw. zgrubną gęstość widmową mocy. Wtedy, dla każdego z ośmiu kompletów zawierających po 24 gęstości widmowe zgrubne, obliczano gęstość widmową średnią, a osiem wykresów takich gęstości, po ich wygładzeniu, zestawiano jak na rys. 4. Należy dodać, że każdy z wykresów, jak na rys. 4, to wykres widma największych naprężeń doznawanych przez przekroje pomiarowe (rys. 5) cięgła przed naprawą jego uszkodzeń zmęczeniowych, mimo że sygnały pomiarowe tych naprężeń zarejestrowano po naprawie takich uszkodzeń. Jednak dzięki temu, że zarejestrowane sygnały wytworzono podczas pomiarów wykonywanych równocześnie metodą dynamiczną [11] i metodą tensometryczną [15], wyznaczenie za pomocą tych sygnałów takich wartości naprężeń, które odpowiadały konstrukcji cięgła sprzed ich naprawy, nie nastęrczało trudności. Omówiono to dokładniej w 4. części niniejszego artykułu.

Wyniki omawianych pomiarów wykonanych przy każdym ze skipów objętych badaniami [1] okazały się – pod względem jakościowym – znacząco podobne do siebie. Pozwoliło to stwierdzić, że w zakresie fizycznego poznania zmiennych

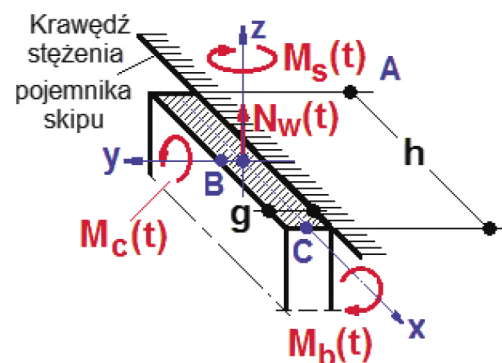
Widmo mocy największych naprężeń zmiennych skrajnego cięgła skipu o dużej ładowności, zmierzonych przy górnym stężeniu pojemnika tego skipu



Widmo mocy największych naprężeń zmiennych skrajnego cięgła skipu o dużej ładowności, zmierzonych przy dolnym stężeniu pojemnika tego skipu



Rys. 4. Zestawy wykresów widma mocy największych naprężeń skrajnego cięgła skipu o dużej ładowności, zmierzonych przy górnym i dolnym stężeniu pojemnika tego skipu (Źródło: opracowanie własne na podstawie [1])



Rys. 5. Schemat pomiarowego przekroju cięgła nośnego w konstrukcji badanych skipów [1], na którym przez $M_b(t)$, $M_c(t)$ oznaczono momenty wewnętrzne zginające, odpowiednio moment boczny i czołowy, przez $M_s(t)$ oznaczono moment wewnętrzny skręcający, zaś przez $N_w(t)$ – siłę wewnętrzną rozciągającą (Źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipów o dużej ładowności uzyskano nowe przesłanki, które można było sformułować za pomocą następujących wniosków:

1. Wyniki pomiarów, jak na rys. 4, pokazują, że w przekrojach cięgła doznających uszkodzeń zmęczeniowych występują równoczesne naprężenia zmienne normalne i styczne, co wskazuje, że czynnikami największych naprężeń w cięgłach skipu są nie tylko zmienne momenty wewnętrzne zginające, uznawane dotąd za jedyne takie czynniki [7, 10, 12], ale są nimi także zmienny moment wewnętrzny skręcający oraz zmienna siła wewnętrzna rozciągająca.
2. Wykresy widma mocy największych naprężeń zmiennych normalnych i stycznych są dla punktów B i C w każdym z dwu przekrojów pomiarowych cięgła podobne geometrycznie, mają po cztery lokalne maksima dla tych samych częstotliwości oraz wskazują, że wyężenie materiału w punkcie B obu przekrojów jest większe niż w punkcie C. Wynika stąd, że amplitudy równocześnie działającego w punkcie B naprężenia normalnego i stycznego można uważać za wprost proporcjonalne względem siebie, co upoważnia, aby dla amplitud takich naprężeń przyjąć zależność:

$$\sigma_N = k_r \cdot \sigma_{BM}, \quad \tau_s = k_s \cdot \sigma_{BM} \quad (1)$$

$$\sigma_z = \sigma_{BM} \cdot \sqrt{3 \cdot k_s^2 + (1 + k_r)^2} = k \cdot \sigma_{BM} \quad (2)$$

gdzie:

- k_r, k_s – współczynniki prostej proporcjonalności zależne od parametrów konstrukcyjnych, jakie mają odcinki swobodne cięgła pomiędzy jego zamocowaniami do głównych mas skipu;
 - $\sigma_{BM}, \sigma_N, \tau_s$ – amplitudy naprężeń w punkcie B przekroju jak na rys. 5, powodowanych, odpowiednio, przez moment wewnętrzny zginający boczny, przez siłę wewnętrzną rozciągającą oraz przez moment skręcający;
 - σ_z – naprężenie zredukowane określone dla amplitud $\sigma_{BM}, \sigma_N, \tau_s$ wg hipotezy HMM (Huber, Mises, Hencky).
3. Wykorzystując wynik pomiarów zamieszczony na rys. 4, można obliczyć, że w przypadku skipu, którego ten wynik dotyczy, uzyskuje się dla współczynników k_r, k_s następujące wartości:
 - dla górnego odcinka cięgła (między głowicą a górnym stężeniem pojemnika skipu):

$$k_{rg} = 0,24, \quad k_{sg} = 0,39 \quad (3)$$

- dla dolnego odcinka cięgła (między dolnym stężeniem pojemnika a ramą dolną):

$$k_{rd} = 0,26, \quad k_{sd} = 0,66 \quad (4)$$

Wartości (3) i (4) podstawione do wzoru (2) nadają mu następujące postaci:

$$\begin{aligned} \sigma_{zg} &= k_g \cdot \sigma_{BMg} = 1,4 \cdot \sigma_{BMg} \\ \sigma_{zd} &= k_d \cdot \sigma_{BMd} = 1,7 \cdot \sigma_{BMd} \end{aligned} \quad (5)$$

w których:

- σ_{zg}, σ_{zd} – największe naprężenie zredukowane σ_z w przekroju cięgła przy górnym stężeniu pojemnika skipu oraz przy dolnym stężeniu tego pojemnika;
 - $\sigma_{BMg}, \sigma_{BMd}$ – największa amplituda naprężeń σ_{BM} dotycząca, odpowiednio, przekroju przy górnym stężeniu pojemnika skipu oraz przekroju przy dolnym stężeniu tego pojemnika.
4. Ze wzorów (1–5) wynika, że przywołany już fakt niewystarczającej zgodności opublikowanych dotychczas przedmiotowych modeli matematycznych z praktyką użytkowania skipów o dużej ładowności może mieć swoją przyczynę w ograniczeniu czynników omawianych naprężeń do momentów zginających cięgła. Takie ograniczenie znacząco zaniża naprężenia zarówno obliczone, jak i zmierzone, gdyż ich rzeczywiste wartości mogą być większe nawet o 70%.

Można zauważyć, że przedstawione wnioski uzyskane z wyników pomiarów wykonanych w zakresie badań [1] znacząco wykroczyły poza opublikowane dotychczas poglądy na temat zmiennych naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipów. Zdaniem autora była zatem konieczna weryfikacja fizyczna tych wyników, dla której przyjęto zamiar, aby w przypadku każdego ze skipów objętych badaniami [1] porównać ze sobą dwie trwałości zmęczeniowe cięgieł przebadanych skipów, tj.:

- trwałość empiryczną, określoną w oparciu o wynik pomiarów jak na rys. 4, wyrażoną jako spodziewana liczba milionów cykli wydobywczych, które wykona wyciąg górniczy z udziałem przebadanego skipu bez zaistnienia zmęczeniowych uszkodzeń cięgieł tego skipu;
- trwałość rzeczywistą, odczytaną z dokumentacji napraw przebadanego skipu jako faktyczna liczba milionów takich cykli wykonanych do dnia wykrycia uszkodzeń cięgieł tego skipu.

Analizując jednak teoretyczne podstawy wyznaczania empirycznej trwałości zmęczeniowej dla konstrukcji mechanicznych z przypadkowymi obciążeniami, podane np. w [3, 8, 14], stwierdzono, że do wyznaczenia takiej trwałości niezbędne jest zdefiniowanie zmiennych losowych odpowiadających zmiennym naprężeniom doznawanym przez obliczane konstrukcje. W zakresie badań [1] podjęto takie zadanie, a uzyskane doświadczenia przedstawiono w następnej części niniejszego artykułu.

3. Doświadczenia poznawcze uzyskane z probabilistycznej analizy wyników pomiarów naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipów wskutek poprzecznych drgań tych skipów podczas ich jazdy w szybie

Wyniki pomiarów wykazujące – jak na rys. 4 – fakt geometrycznego podobieństwa wykresów widma mocy największych naprężeń normalnych i stycznych w przekrojach pomiarowych

ciągła skipu uznano w badaniach [1] za kolejne potwierdzenie, że źródłową przyczyną tych naprężeń są nierówności torów prowadzenia skipów w szybie, powodujące w krążkowych prowadnicach skipów siły dynamiczne wymuszające drgania poprzeczne głównych mas tych skipów. Ponieważ układy sprężystomasowe konstrukcji skipów można uważać za liniowe, [9, 12, 13], a nierówności torów prowadzenia wymuszające drgania poprzeczne głównych mas skipu – za zmienne losowe o rozkładzie normalnym [6], to wg [3, 14] można było przyjąć, że amplitudy takich drgań, jak również amplitudy naprężeń powodowanych w ciągłach nośnych skipu przez te drgania, można uważać za zmienne losowe mające rozkład Rayleigha. Na tej podstawie sformułowano następujące założenia:

1. Rozkład Rayleigha mają losowe wartości σ_{zg} , σ_{zd} naprężenia zredukowanego (2) obliczonego dla punktu B przekroju ciągła jak na rys. 5, przyporządkowane kolejnym przedziałom czasu trwania cyklu wydobywczego odpowiadającym podstawowemu okresowi drgań poprzecznych badanego skipu.
2. Podstawowy okres drgań poprzecznych badanego skipu jest odwrotnością argumentu (częstotliwości) pierwszego maksimum widma mocy największych amplitud naprężeń zmierzonych w ciągłach tego skipu.
3. Każda ze zmiennych losowych σ_{zg} i σ_{zd} wg założenia 1 tworzy zbiór, który ma:
 - liczebność równą ilorazowi czasu trwania cyklu wydobywczego do podstawowego okresu drgań poprzecznych badanego skipu;
 - najmniejszą wartość równą zero oraz wartość największą, odpowiednio, σ_{zgmax} i σ_{zddmax} , która – jako taka sama dla każdego cyklu wydobywczego – jest parametrem zależnym od wyniku pomiarów, jak na rys. 4, określonym za pomocą wzorów (6) i (7).

Wzory (6) i (7), sformułowane z wykorzystaniem prawidłowości omówionych szczegółowo w [2], są następujące:

$$\sigma_{zgmax} = \left[\left(S_{B\sigma g}^{0,5} + S_{N g}^{0,5} \right)^2 + 3 \cdot S_{B\tau g} \right]^{0,5}$$

$$S_{B\sigma g} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_d}^{f_g} G_{B\sigma g}(f) df, \quad S_{N g} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_d}^{f_g} G_{N g}(f) df \quad (6)$$

$$S_{B\tau g} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_d}^{f_g} G_{B\tau g}(f) df$$

$$\sigma_{zddmax} = \left[\left(S_{B\sigma d}^{0,5} + S_{N d}^{0,5} \right)^2 + 3 \cdot S_{B\tau d} \right]^{0,5}$$

$$S_{B\sigma d} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_d}^{f_g} G_{B\sigma d}(f) df, \quad S_{N d} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_d}^{f_g} G_{N d}(f) df \quad (7)$$

$$S_{B\tau d} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_d}^{f_g} G_{B\tau d}(f) df$$

w których:

- $G_{B\sigma g}$, $G_{N g}$, $G_{B\tau g}$ – widmo mocy największych naprężeń w punkcie B przekroju, jak na rys. 5, dotyczącego górnego stężenia pojemnika, odpowiednio, naprężeń normalnych od zginania, naprężeń normalnych od rozciągania oraz naprężeń stycznych od skręcania;
- $G_{B\sigma d}$, $G_{N d}$, $G_{B\tau d}$ – widmo mocy największych naprężeń w punkcie B przekroju, jak na rys. 5, dotyczącego dolnego stężenia pojemnika, odpowiednio, naprężeń normalnych od zginania, naprężeń normalnych od rozciągania oraz naprężeń stycznych od skręcania;
- f_d , f_g – odpowiednio, dolna i górna granica zakresu częstotliwości obejmującego znaczące wartości widma mocy największych naprężeń w ciągłach nośnych skipu.

Wykorzystując podane założenia, przyjęto dla zmiennych losowych σ_{zg} i σ_{zd} następujące postaci dystrybuanty Rayleigha:

$$F(\sigma_{zg}) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{\sigma_{zg}}{\sigma_{zog}} \right)^2 \right] \quad (8)$$

$$F(\sigma_{zd}) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{\sigma_{zd}}{\sigma_{zod}} \right)^2 \right]$$

gdzie:

- σ_{zog} , σ_{zod} – parametr obliczany za pomocą odpowiedniego ze wzorów:

$$\sigma_{zog} = \sigma_{zgmax} \cdot \left(\ln \frac{T_w}{T_1} \right)^{-0,5}, \quad \sigma_{zod} = \sigma_{zddmax} \cdot \left(\ln \frac{T_w}{T_1} \right)^{-0,5} \quad (9)$$

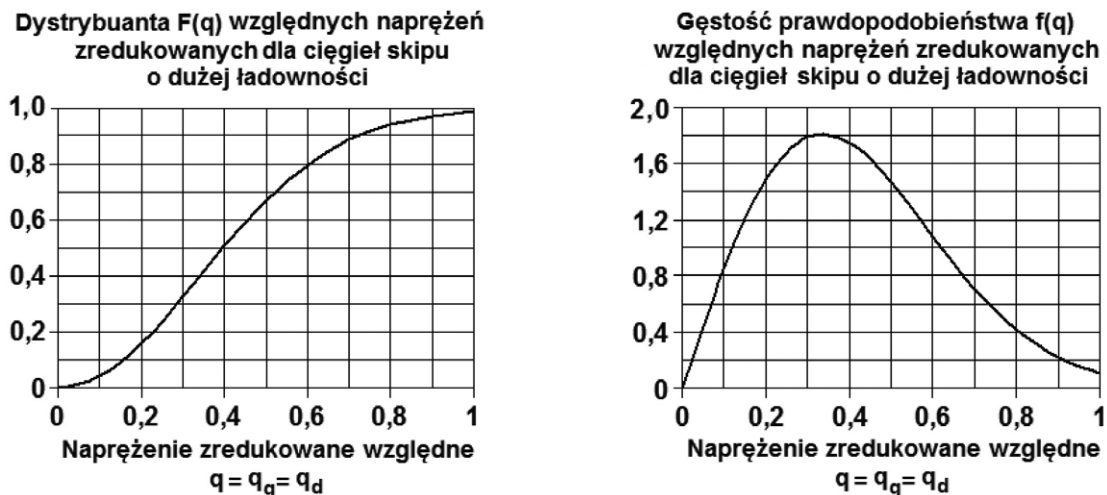
w których:

- T_1 , T_w – odpowiednio, podstawowy okres drgań poprzecznych skipu oraz czas trwania jednego cyklu wydobywczego, s;
- σ_{zgmax} , σ_{zddmax} – parametr obliczony za pomocą podanego już wzoru, odpowiednio, (6) i (7).

W celu graficznego zilustrowania wzorów (6), (7), (8) i (9) jako probabilistycznego opisu naprężeń zredukowanych w ciągłach nośnych w konstrukcji skipów objętych badaniami [1] przedstawiono na rys. 6 wykresy dystrybuanty $F(q)$ oraz gęstości prawdopodobieństwa $f(q)$ wyrażonych wzorami:

$$F(q) = 1 - \exp \left(- \ln \frac{T_w}{T_1} \cdot q^2 \right), \quad f(q) =$$

$$= 2 \cdot \ln \frac{T_w}{T_1} \cdot q \cdot \exp \left(- \ln \frac{T_w}{T_1} \cdot q^2 \right), \quad q = \frac{\sigma_{zg}}{\sigma_{zogmax}} = \frac{\sigma_{zd}}{\sigma_{zddmax}} \quad (10)$$



Rys. 6. Dystrybuanta i gęstość prawdopodobieństwa naprężeń zredukowanych względnych obliczonych w oparciu o wynik pomiaru pokazany na rys. 4

gdzie:

- q – zmienna losowa opisująca tzw. względne naprężenia zredukowane cięgiła skipu;
- σ_{zg} , σ_{zd} – zmienne losowe jak we wzorach (8);
- T_1 , T_w , σ_{zgmax} , σ_{zdmax} – parametry jak we wzorach (9).

Należy powiedzieć, że wykresy jak na rys. 6 okazały się znaczącą wskazówką dla warunków obróbki sygnałów pomiarowych zarejestrowanych podczas jazd pomiarowych każdego ze skipów objętych badaniami [1]. Te wykresy wskazały, że ze względu na dotychczas stosowany sposób obliczeń średnich gęstości widmowych mocy naprężeń, które zmierzono w cięgiłach skipów, możliwość wyznaczania faktycznych parametrów rozkładu prawdopodobieństwa tych naprężeń była bardzo ograniczona. Dotychczasowy sposób, polegający na obliczaniu przywołanych gęstości widmowych średnich dla tzw. zgrubnych gęstości widmowych, z których każdą wyznaczono dla przebiegu pomiarowego naprężeń odwzorowującego cały cykl wydobywczy, powodował wielokrotne uśrednienie chwilowych wartości zmierzonych naprężeń należących do tych samych okresów drgań poprzecznych skipu. Dlatego w tak obliczonej gęstości widmowej średniej jej faktyczne maksima, zwłaszcza maksimum dotyczące podstawowego okresu drgań poprzecznych skipu, ulegały znacznemu rozmyciu. Powodowało to duże błędy przy określaniu tego okresu, a także duże błędy przy określaniu parametrów rozkładu prawdopodobieństwa zmierzonych naprężeń. Z tego powodu zgrubne gęstości widmowe mocy naprężeń w cięgiłach skipów objętych badaniami [1] obliczano w inny sposób, który już podano w 2. części niniejszego artykułu. Istotą tego sposobu jest obliczanie zgrubnej gęstości widmowej tylko dla wybranego odcinka każdego przebiegu pomiarowego, tj. dla ok. 4-sekundowego odcinka w bliskim otoczeniu ekstremalnej wartości tego przebiegu, a następnie obliczanie średniej gęstości widmowej dla każdego

z ośmiu naprężeń σ_{Bg} , σ_{Cg} , τ_{Bg} , σ_{Ng} , σ_{Bd} , σ_{Cd} , τ_{gd} , σ_{Nd} – jako średniej z tak obliczonych gęstości widmowych zgrubnych tych naprężeń. Jak wykazała weryfikacja fizyczna wyników pomiarów uzyskanych w zakresie badań [1], którą zaanonowano już w poprzedniej części tego artykułu oraz omówiono szczegółowo w następnej jego części, nowy sposób obliczania gęstości widmowych mocy naprężeń zmierzonych w cięgiłach badanych skipów w znacznym stopniu usunął ograniczenia powodowane przez sposób dotychczas stosowany.

4. Weryfikacja fizyczna doświadczeń poznawczych wynikających z diagnostycznych badań naprężeń w cięgiłach nośnych skipów górniczych

Jak już podano w 2. części niniejszego artykułu, istotą omawianej weryfikacji jest zamysł, aby dla każdego ze skipów objętych badaniami [1] porównać ze sobą dwie trwałości zmęczeniowe cięgiel tego skipu, tj.:

- trwałość empiryczną, określoną w oparciu o wynik pomiarów jak na rys. 4, wyrażoną jako spodziewana liczba milionów cykli wydobywczych wykonanych przez wyciąg górniczy z udziałem przebadanego skipu, bez zaistnienia zmęczeniowych uszkodzeń jego cięgiel;
- trwałość rzeczywistą, odczytaną z dokumentacji napraw przebadanego skipu jako faktyczna liczba milionów takich cykli wykonanych do dnia wykrycia uszkodzeń cięgiel tego skipu.

Jak również już podano, pomiary naprężeń objęte zakresem badań [1] wykonano dla skipów z cięgiłami nośnymi po naprawie uszkodzeń zmęczeniowych, stąd wykonano te pomiary równocześnie metodą dynamiczną [11] oraz metodą tensometryczną [15]. Takie podejście umożliwiło zidentyfikowanie obciążeń wewnętrznych występujących w przekrojach cięgiel po naprawie, w związku z czym, przy sprawdzonym założeniu braku wpływu takiej naprawy na identyfikowane obciążenia,

można było odtworzyć naprężenia doznawane przez cięgła przed ich naprawą. Wykorzystując wtedy prawidłowości dotyczące procesów zmęczeniowych, podane m.in. w [3, 8, 14], skonstruowano aparat matematyczny do przeliczania wyników pomiarów jak na rys. 4, na empiryczne trwałości zmęczeniowe cięgł skrajnych jako cięgł nośnych skipu najbardziej obciążonych. Ponieważ takie przeliczanie należało wykonywać oddzielnie dla widma mocy naprężeń zmierzonych przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika skipu, uzyskiwane wyniki nazwano w [1] trwałością empiryczną, odpowiednio, górnego oraz dolnego odcinka cięgł skipu.

Zależności tworzące omawiany aparat matematyczny są następujące:

1. Empiryczną trwałość zmęczeniową skrajnych cięgł skipu, oznaczoną jako N_{Sg} dla górnego odcinka tych cięgł oraz jako N_{Sd} dla ich dolnego odcinka oraz wyrażoną przez spodziewaną w ruchu szybowym liczbę milionów cykli wydobywczego wyciągu szybowego, wykonanych z udziałem przebadanego skipu bez zmęczeniowych uszkodzeń cięgł tego skipu, obliczano w [1] za pomocą odpowiedniego z równań:

$$N_{Sg} - N_0 \cdot \left[\frac{R_z(N_{Sg})}{\sigma_{zgmax}} \right]^m = 0 \quad (11)$$

$$N_{Sd} - N_0 \cdot \left[\frac{R_z(N_{Sd})}{\sigma_{zdmax}} \right]^m = 0$$

w których:

- N_0 – bazowa liczba milionów cykli wydobywczego wyciągu szybowego, którą – przez analogię konstrukcyjną pomiędzy cięgłami nośnymi skipu a stalowymi ustrojami objętymi zakresem normy [8] – przyjęto jako 2;
- m – wykładnik krzywej zmęczenia, który dla cięgł skipów objętych badaniami [1] przyjęto jako 3,5, również przez analogię konstrukcyjną pomiędzy cięgłami nośnymi skipu a stalowymi ustrojami objętymi zakresem normy [8];
- $R_z(N_{Sg}), R_z(N_{Sd})$ – konstrukcyjna wytrzymałość zmęczeniowa, odpowiednio górnego i dolnego odcinka cięgł skrajnych, obliczana w [1] za pomocą właściwego ze wzorów (12);
- $\sigma_{zgmax}, \sigma_{zdmax}$ – maksymalne naprężenie zredukowane dotyczące odpowiednio górnego oraz dolnego odcinka cięgła skrajnego, obliczane w (1) za pomocą właściwego ze wzorów (6) i (7).

2. Wzory (12) mają postaci:

$$R_z(N_{Sg}) = R_{wg} \cdot \exp(1,676 - 0,958 \cdot K_p - 0,776 \cdot N_{Sg}^{0,426})$$

$$R_z(N_{Sd}) = R_{wd} \cdot \exp(1,676 - 0,958 \cdot K_p - 0,776 \cdot N_{Sd}^{0,426}) \quad (12)$$

gdzie:

- R_{wg}, R_{wd} – odpowiednio, dla górnego i dolnego odcinka cięgł, wytrzymałość zmęczeniowa trwała przekroju cięgła ze spoiną pachwinową, określona na bazie dwu milionów cykli zmian naprężenia normalnego o stałej amplitudzie oraz o współczynniku asymetrii równym -1 , przyjęta dla cięgł skipów objętych badaniami [1] jako 63 MPa dla górnego odcinka cięgł oraz 45 MPa dla odcinka dolnego, również przez analogię konstrukcyjną między cięgłami skipu a ustrojami stalowymi, których dotyczy norma [8];
- K_p – parametr, który dla ogólnego przypadku konstrukcji został nazwany współczynnikiem obciążeń [8], [14], oraz jest obliczany za pomocą wzoru:

$$K_p = \left[\int_0^1 q^m f(q) dq \right]^{\frac{1}{m}} \quad (13)$$

gdzie:

- m – wykładnik krzywej zmęczenia,
- $q, f(q)$ – odpowiednio, zmienna losowa oraz jej gęstość rozkładu prawdopodobieństwa, opisująca względne naprężenia zmienne konstrukcji mechanicznej doznającej przypadkowych obciążeń; zmienną q oraz funkcję $f(q)$ zdefiniowano dla cięgł skipu za pomocą (10).

W tabeli 1 zestawiono dane oraz wyniki obliczeń, które wykonano kolejno za pomocą wzorów (6), (7) i (13) w celu określenia parametrów $\sigma_{zgmax}, \sigma_{zdmax}, K_p$ odpowiadających wynikowi pomiarów zamieszczonemu na rys. 4. Wykorzystując te parametry, sformułowano sparametryzowane postaci (14) funkcji $R_z(N_{Sg}), R_z(N_{Sd})$ oraz sparametryzowane formy (15) równań (11). Wtedy można już było wyznaczyć dla tych równań ich liczbowe rozwiązania, tj. dwie liczby N_{Sg}, N_{Sd} , z których pierwsza jest trwałością empiryczną górnych odcinków cięgł nośnych skipu, mającego wynik pomiarów zamieszczony na rys. 4, a druga jest trwałością empiryczną dolnych odcinków cięgł nośnych tego skipu.

Postaci funkcji $R_z(N_{Sg}), R_z(N_{Sd})$, sparametryzowane w oparciu o wyniki obliczeń z tabeli 1 i 2, są następujące:

$$R_z(N_{Sg}) = 205,56 \cdot \exp(-0,776 \cdot N_{Sg}^{0,426}), \text{ MPa}$$

$$R_z(N_{Sd}) = 146,83 \cdot \exp(-0,776 \cdot N_{Sd}^{0,426}), \text{ MPa} \quad (14)$$

Z kolei sparametryzowane formy (15) równań (11), uzyskane po odpowiednim podstawieniu do tych równań wyrażeń (14) oraz parametrów σ_{zgmax} i σ_{zdmax} odczytanych z tabeli 1 i 2, mają postaci:

$$N_{Sg} - 103,8 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sg}^{0,426}) = 0$$

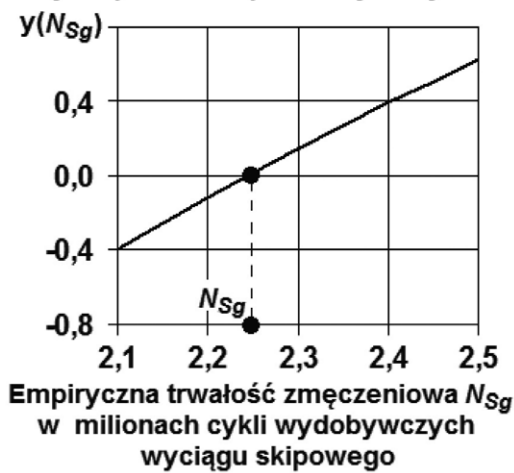
$$N_{Sd} - 0,495 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sd}^{0,426}) = 0 \quad (15)$$

Tabela 1. Dane do obliczeń parametrów σ_{zgmax} , σ_{zdmax} , K_p oraz ich wyniki

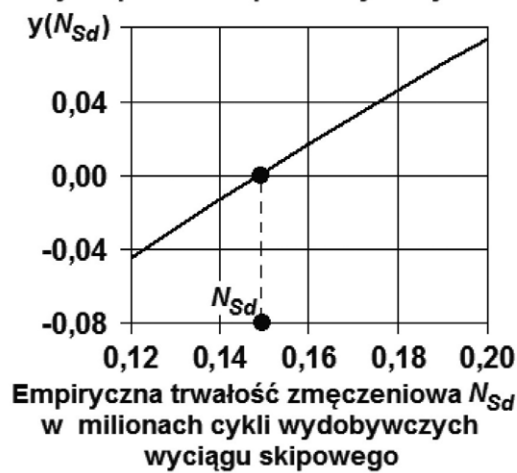
(Źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

Dane do obliczeń								Wyniki obliczeń		
S_{Bog}	S_{Ng}	S_{Brig}	S_{Bod}	S_{Nd}	S_{Brd}	T_1	T_w	σ_{zgmax}	σ_{zdmax}	K_p
MPa ²	MPa ²	MPa ²	MPa ²	MPa ²	MPa ²	s	s	MPa	MPa	-
2235	125,7	334,7	16011	1175	7330	1,4	120	66,5	218,8	0,515

Wyznaczenie empirycznej trwałości zmęczeniowej N_{Sg} górnych odcinków cięgieł nośnych skipu, którego dotyczy wynik pomiarów pokazany na rys. 4



Wyznaczenie empirycznej trwałości zmęczeniowej N_{Sd} dolnych odcinków cięgieł nośnych skipu, którego dotyczy wynik pomiarów pokazany na rys. 4



Rys. 7. Wykresy funkcji (16) odpowiadających równaniom (15) określającym empiryczne trwałości zmęczeniowe górnych i dolnych odcinków cięgieł nośnych skipu, któremu odpowiada wynik pomiaru pokazany na rys. 4

(źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

Równania (15) rozwiązano numerycznie za pomocą wykresów pokazanych na rys. 7, odwzorowujących następujące funkcje matematyczne:

$$\begin{aligned} y(N_{Sg}) &= N_{Sg} - 103,8 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sg}^{0,426}) \\ y(N_{Sd}) &= N_{Sd} - 0,495 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sd}^{0,426}) \end{aligned} \quad (16)$$

Z wykresów na rys. 7 wynika, że empiryczna trwałość zmęczeniowa cięgieł nośnych skipu, którego dotyczy wynik pomiaru z rys. 4, wynosi – w przypadku górnych odcinków tych cięgieł – ok. 2,25 milionów cykli wydobywczych wyciągu szybego oraz ok. 0,145 miliona takich cykli w przypadku dolnych odcinków cięgieł. Natomiast z dokumentacji napraw omawianego skipu udostępnionej przez służby jego obsługi odczytano, że przy dolnych odcinkach cięgieł tego skipu wykryto zmęczeniowe uszkodzenia po wykonaniu przez wyciąg szybego ok. 0,15 miliona cykli wydobywczych, natomiast przy górnych odcinkach cięgieł nie wykryto takich uszkodzeń do czasu wymiany analizowanego skipu na nowy. Tę wymianę podjęto,

gdy liczba milionów cykli wydobywczych wykonanych przez wyciąg szybego z udziałem omawianego skipu osiągnęła 2,4.

Rezultat porównania trwałości empirycznej wyznaczonej w oparciu o wynik pomiarów pokazany na rys. 4 – z trwałością rzeczywistą odczytaną z dokumentacji napraw analizowanego skipu, okazał się znacząco zbliżony z rezultatami takich porównań uzyskanymi dla pozostałych skipów objętych badaniami [1]. Te porównania wykazały, że względne różnice trwałości empirycznej i rzeczywistej, dotyczące dolnych odcinków cięgieł przebadanych skipów, mieszczą się w przedziale $\pm 6\%$, natomiast takie różnice dotyczące górnych odcinków cięgieł tych skipów trzeba było oszacować, gdyż dla górnych odcinków nie wykryto omawianych uszkodzeń. Nie wykryto ich zarówno przy tych z przebadanych skipów, które już planowo poddano wymianie z powodu wykonania ok. 2,4 miliona cykli wydobywczych, jak również przy tych skipach, które od czasu ich badań są nadal użytkowane. Tak oszacowane względne różnice trwałości empirycznej oraz trwałości rzeczywistej przyjętej jako 2,4 nie przekroczyły zakresu $\pm 10\%$.

Rezultaty omówionej weryfikacji można było zatem ocenić pozytywnie, co znaczyło, że doświadczenia poznawcze uzyskane

w badaniach [1] są wiarygodne i stanowią istotne poszerzenie dotychczasowej wiedzy na temat fizycznej rzeczywistości zarówno zmiennych naprężeń doznawanych w ruchu szybowym przez ciągła nośne skipów, jak i zmęczeniowych procesów powodowanych w ciągłach przez te naprężenia. Można było też stwierdzić, że metodyka diagnostycznych badań, które umożliwiły uzyskanie przedstawionych doświadczeń, jest w pełni przydatna do wczesnego wykrywania procesów zmęczeniowych w ciągłach oraz do racjonalnego powiększania trwałości zmęczeniowej tych ciągieł w celu niedopuszczenia do ich zmęczeniowych uszkodzeń. Takie uszkodzenia są w przypadku każdego skipu poważnym zagrożeniem, które dotyczy zarówno bezpieczeństwa, jak i ciągłości pracy wyciągu szybowego.

5. Podsumowanie

Istnieje już wiarygodne rozeznanie zarówno badawcze, jak i teoretyczne dla racjonalnego rozwiązania problemu zmęczeniowych uszkodzeń doznawanych przez ciągła nośne skipów górniczych o dużej ładowności, zarówno skipów już wykonanych i użytkowanych w szybach, jak również skipów, które planuje się wykonać.

W przypadku skipów użytkowanych takie rozwiązanie można uzyskać w oparciu o wyniki omówionych w niniejszym artykule diagnostycznych badań obejmujących naprężenia normalne i styczne doznawane przez ciągła nośne skipu podczas jego jazdy w szybie. Te badania pozwalają wyznaczyć empiryczną trwałość zmęczeniową ciągieł odpowiadającą rzeczywistym warunkom pracy skipu w szybie, która, jak wykazano w niniejszym artykule, jest wiarygodnym odzwierciedleniem trwałości rzeczywistej. Gdy tak wyznaczona trwałość empiryczna okaże się mniejsza od trwałości oczekiwanej, to w oparciu o wyniki omówionych w artykule badań diagnostycznych można określić najkorzystniejszy sposób powiększenia trwałości ciągieł, aby usunąć zagrożenia zarówno dla bezpieczeństwa, jak i dla ciągłości pracy szybowego wyciągu, wynikające z możliwości niespodziewanego wystąpienia omawianych uszkodzeń.

Z kolei w przypadku każdego skipu zaplanowanego do wykonania uniknięcie wskazanych zagrożeń zapewni taka konstrukcja jego ciągieł nośnych, której projektowa trwałość zmęczeniowa, określona jako wynik zmęczeniowych obliczeń dotyczących poprzecznych drgań skipu związanych z jego użytkowaniem w określonym szybie, nie będzie mniejsza niż liczba cykli wydobywczych, jakie ten skip ma wykonać w szybie. Zagadnienie takich obliczeń omówiono w następnym rozdziale niniejszej monografii.


Literatura

- [1] *Badania stanu zmienności naprężeń doznawanych przez ciągła nośne naczyń wyciągowych wskutek nierówności torów prowadzenia*. Niepublikowane raporty z badań wykonanych pod kierunkiem M. Płachno w okresie od 2007 r. do 2016 r. przez AGH-WIMiR dla KGHM PM S.A O/ZG Rudna, udostępnione na potrzeby niniejszego artykułu przez ich właściciela.
- [2] BENDAT J.S., PIERSOL A.G.: *Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych*. PWN, Warszawa 1976.
- [3] DIETRICH M.: *Wstęp do stochastycznej teorii maszyn*. PWN, Warszawa 1972.

- [4] FUCHS D., NOELLER H.: *Untersuchungen an Haupttraggliedern hochbeanspruchter Fördermittel*. Sonderabdruck aus Glückauf 124 (1988) nr 9, S.512/514.
- [5] HEYNS M., HEYNS P.S., BACKEBERG R.A.: *The Design of Optimal Guide Roller Systems for Mining Conveyances*. Materiały International Conference on Mine Hoisting 93, Londyn 1993.
- [6] KNOP H.: *Zagadnienie sił działających na zbrojenie szybowe w czasie ruchu naczyń wydobywczych*. Praca doktorska wykonana w AGH, Kraków 1964.
- [7] MATACHOWSKI F.: *Opracowanie kryteriów projektowania wybranych elementów nośnych naczyń wyciągowego*. Praca doktorska wykonana w AGH (WIMiR-KWZMiK), Kraków 2011.
- [8] Polska norma PN-79/M-06515. Dźwignice. Ogólne zasady projektowania stalowych ustrojów.
- [9] PŁACHNO M.: *Zagadnienie wpływu dynamiki prowadzenia szybowego na bezpieczeństwo eksploatacji naczyń wyciągowych*. „Bezpieczeństwo Pracy w Górnictwie” 4(810)/1988.
- [10] PŁACHNO M.: *Zagadnienie drgań poprzecznych naczyń wyciągowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Górnictwo z. 180, Gliwice 1989.
- [11] PŁACHNO M.: *Metoda dynamiczna badań stanu zmienności naprężeń w ciągłach naczyń wyciągowych powodowanego nierównościami torów prowadzenia*. Rozdz. 5 monografii „Transport szybowy 2007”, Wyd. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2007.
- [12] TEJSZERSKA D.: *Modelowanie drgań poprzecznych naczyń wydobywczego*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika z. 113, Gliwice 1993.
- [13] THOMAS G.R.: *The effect of conveyance and steelwork flexibilities on slipper plate impact forces*. Materiały międzynarodowej konferencji MINE HOISTING 1993, Londyn 1993.
- [14] WARSZYŃSKI M.: *Niezawodność w obliczeniach konstrukcyjnych*. PWN, Warszawa 1988.
- [15] WOLNY S., BELLA V.: *Analiza przyczyn pęknięcia elementów nośnych naczyń wyciągowych*. „Transport Przemysłowy” 3(21)/2005.

Artykuł stanowi wynik pracy dofinansowanej z działalności statutowej.

Artykuł został przedstawiony podczas Konferencji KOMTECH 2017. Kolejna część artykułu pt.: *Zagadnienie obliczania zmęczeniowej trwałości projektowej ciągieł nośnych skipu górniczego* ukarze się w wydaniu 2/2018 miesięcznika.

 Marek Płachno – Akademia Górniczo-Hutnicza im. St. Staszica w Krakowie; Katedra Wytrzymałości, Zmęczenia Materiałów i Konstrukcji; e-mail: plachno@agh.edu.pl.