

*krążnik, cechy konstrukcyjne,
analiza MES*

Robert KRÓL¹, Marek ZOMBROŃ¹

OCENA POPRAWNOŚCI DOBORU CECH KONSTRUKCYJNYCH WYBRANYCH KRĄŻNIKÓW NOŚNYCH Z WYKORZYSTANIEM MES

Współczesne podejście do projektowania maszyn roboczych, w tym także przenośników taśmowych oraz krążników wymaga uwzględnienia parametrów konstrukcyjnych poprzez zastosowanie odpowiednich procedur optymalizacyjnych. W artykule, w oparciu o dostarczoną dokumentację techniczną przedstawiono wyniki analiz dotyczących oceny poprawności doboru geometrycznych i materiałowych cech konstrukcyjnych krążników przenośników taśmowych stosowanych do transportu węgla brunatnego oraz nadkładu. Wyznaczono zakres obciążeń roboczych, którym poddawane są krążniki w trakcie prowadzonej odstawy urobku. Przeprowadzono szereg analiz dotyczących m.in. oceny możliwości występowania zmian wzajemnego położenia piasty względem płaszcza, poprawności doboru tolerancji przyjętych pasowań, wielkości występujących koncentracji naprężeń w połączeniach spawanych oraz analizę kształtu piasty.

1. WPROWADZENIE

Skala zastosowań transportu taśmowego w różnych gałęziach przemysłu, a zwłaszcza w górnictwie, wskazuje istotny problem jakości krążników. Oferowane przez licznych producentów krążniki nie zawsze spełniają wymagania eksploatacyjne, bo zostały zaprojektowane bez uwzględnienia wielu ważnych czynników. Niejednokrotnie przyczyną kosztownych wymian jest przedwczesne zużycie elementów składowych (np. płaszcza lub łożyska) przy zachowaniu cech użytkowych pozostałych elementów. Świadczyć to może o braku dostatecznego rozeznania problemu na etapie projektowania i niewłaściwym doborze krążników do konkretnych warunków eksploatacyjnych.

Optymalnie dobrany krążnik powinien spełniać przede wszystkim kryteria wytrzymałościowe i trwałościowe. Przy niedostatecznym rozeznaniu obciążeń eksploatacyjnych i wpływu otoczenia na pracę krążnika spełnienie tych kryteriów sprowadza

¹ Politechnika Wroclawska, Instytut Górnictwa, pl. Teatralny 2, 50-051 Wrocław.

się najczęściej do przewymiarowania elementów składowych, co skutkuje nie tylko zawyżonymi kosztami materiałowymi ale również kosztowną technologią wytwarzania. Źle zaprojektowany węzeł łożyskowy bez uwzględnienia wpływu obciążeń i odprowadzania ciepła na odkształcenia elementów krążnika (łożysk) powoduje spadek trwałości nawet w przypadku dużego zapasu wytrzymałości. Zbytńo rozbudowane i źle dobrane uszczelnienie bez analizy możliwych odkształceń montażowych i eksploatacyjnych może być przyczyną nadmiernych oporów ruchu, co przy wzmożonej emisji ciepła prowadzi także do spadku trwałości. Kompleksowa analiza rozwiązań konstrukcyjnych, uwzględniająca przedstawione zagadnienia, wymaga przeprowadzenia wielowariantowych analiz zgodnie z zaprezentowanym w pracy schematem postępowania.

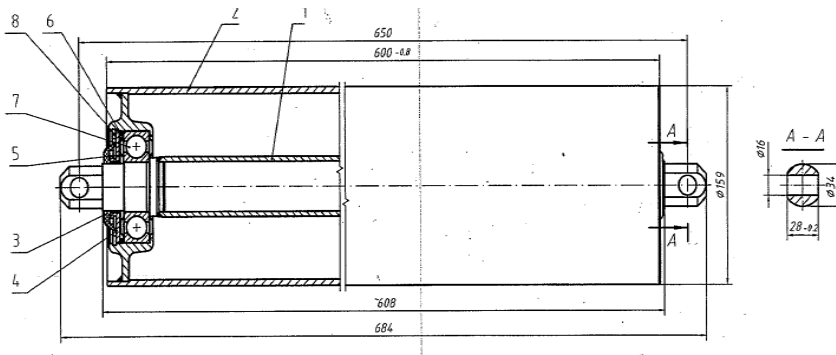
Pierwszym istotnym krokiem postępowania jest określenie rzeczywistych obciążeń eksploatacyjnych. Obciążenie promieniowe krążnika jest zmienną losową różną dla krążników środkowych i dla krążników bocznych zestawu górnego. Wielkości reakcji na krążnikach można oszacować na podstawie badań zmienności strugi urobku na przenośniku [1, 2] lub analitycznie, korzystając z gotowych systemów obiektowych uwzględniających wszystkie zjawiska zachodzące podczas eksploatacji przenośnika taśmowego [3]. W oparciu o maksymalne siły występujące na krążnikach przeprowadza się następnie analizy wytrzymałościowe poszczególnych elementów krążnika w celu określenia poprawności doboru geometrycznych i materiałowych cech konstrukcyjnych.

2. ZAKRES PRACY I PRZEDMIOT ANALIZ

Zakres analizy technicznej przyjętej dokumentacji obejmował:

- wyznaczenie zakresu obciążeń roboczych przyjętych do analizy krążników
- analiza podparcia płaszcz (ocena możliwości występowania zmian geometrycznych wzajemnego położenia piasty i płaszcz)
- sprawdzenie koncentracji naprężeń w połączeniu spawanym dla zastosowanego rozwiązania konstrukcyjnego
- analiza kształtu piasty w celu określenia miejsc o największym wyężeniu
- analiza sztywności osi krążnika względem płaszcz
- sprawdzenie dopuszczalnych przemieszczeń w płaszczyźnie pionowej dla luzów promieniowych stosowanych łożysk)
- ocenę rozwiązań węzłów łożyskowych.

Badania wykonano dla 3 typów krążników nośnych, oznaczonych kolejno symbolami: K1, K2, K3 (rys. 1).

Rys. 1. Schemat krażnika nośnego $\phi 159 \times 600$ mm oznaczonego symbolem K1Fig. 1. Carrying idler $\phi 159 \times 600$ mm scheme, denoted K1

3. WYZNACZENIE REAKCJI DZIAŁAJĄCYCH NA KRAŻNIK

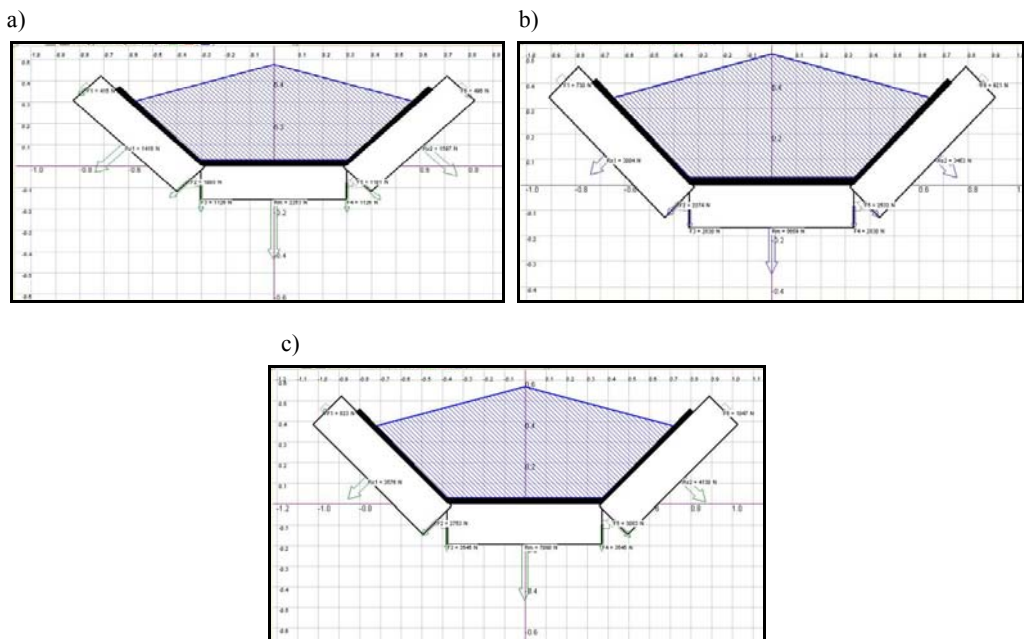
Do wyznaczenia sił działających na krażnik wykorzystano system komputerowy QNK-TT. System ten opracowany został w oparciu o modelowanie obiektowe dla zadanej konfiguracji trasy, właściwości taśmy oraz cech konstrukcyjnych przenośnika. Wykonuje m.in. obliczenia sił w taśmie, opory ruchu i mocy napędu głównego. Umożliwia również uwzględnienie wpływu na obciążenie krażnika losowego zbiegania bocznego taśmy i urobku. Do analizy przyjęto standardowe przenośniki taśmowe tj. B1600, B1800, B200, będące typową konstrukcją powszechnie stosowaną w odkrywkowych kopalniach węgla brunatnego w Polsce. Podstawowe parametry ww. przenośników zestawiono w tabeli 1.

W wyniku przeprowadzonych symulacji dla analizowanych przenośników, obciążonych wydajnością szczytową, otrzymano reakcje działające na zestaw krażnikowy, które przedstawiono na rys.2. Do dalszych analiz, jako właściwe i miarodajne przyjęto reakcje występującą na krażnikach środkowym, które wynoszą kolejno, dla krażnika K1 $R_m = 2252,89$ N, dla K2 $R_m = 5659,41$ N oraz dla K3 $R_m = 7089,90$ N

Tabela 1. Parametry przenośników standardowych przyjęte do symulacji

Parametr	Przenośnik B1600	Przenośnik B1800	Przenośnik B2000
Rodzaj transportowanego urobku	Węgiel brunatny wilgotny	Nadkład urabiany	Nadkład urabiany
Wydajność szczytowa	5200 t/h	13600 t/h	16900 t/h
Szerokość taśmy	1600 mm	1800 mm	2000 mm
Prędkość taśmy	5,24 m/s	5,24 m/s	5,24 m/s

Długość przenośnika	1230m	630m	430 m
Kąt niecki	45 °	45 °	45 °
Temperatura otoczenia	10 °C	10 °C	10 °C
Oznaczenie taśmy	GTP-St-3150-X-(12+10)	1800 ST 3150 (12+7) X	2000 ST 3150 (8+5) R
Masa taśmy	38.30 kg/m ²	44.00 kg/m ²	44,13 kg/m ²
Krażnik nośny	600×159 mm / 15,50 kg	670×168 mm / 25.75 kg	750×194 mm / 33.46 kg
Rozstaw zestawów górnych	1,25m	1,25m	1,25m
Krażnik dolny	900×193 mm / 29.40 kg	1000×193 mm / 28.80 kg	1150×193 mm / 37.40 kg
Rozstaw zestawów dolnych	3.75 m	3.75 m	3.75 m
Opory obracania krążników (zmierzone)	5,27 N	5,53 N	9,82 N
Moc napędu	2×630 kW		
Zbieganie boczne taśmy	przeciętne (krawędź boczna taśmy nie wybiega poza krążnik boczny)		

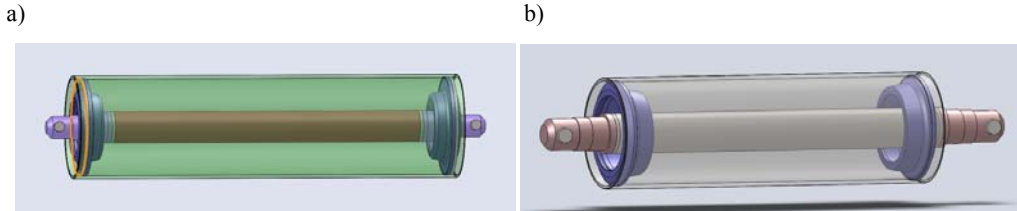


Rys. 2. Schemat działania reakcji na zestawy krążnikowe: a) przenośnik B1600, b) przenośnik B1800, c) przenośnik B2000

Fig. 2. Distribution of reactions on idlers a) conveyor B1600, b) conveyor B1800, c) conveyor B2000

4. MODEL OBLICZENIOWY PRZYJĘTY DO ANALIZ

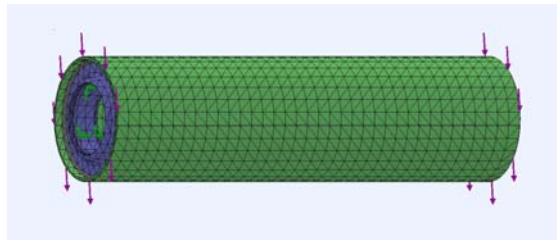
Analizy zmierzające do oceny przydatności przyjętych rozwiązań przeprowadzono dla trzech schematów obliczeniowych, odpowiadających typom krążników zamodelowanych na podstawie dostarczonej dokumentacji technicznej. Opracowano dwa odrębne modele: pierwszy – odpowiadający krążnikowi K1 (rys. 3a) oraz drugi – krążnikom oznaczonym symbolami K2, K3 (rys. 3b).



Rys. 3. Modele krążników: a) K1, b) K2, K3

Fig. 3. Idler models: a) K1, b) K2, K3

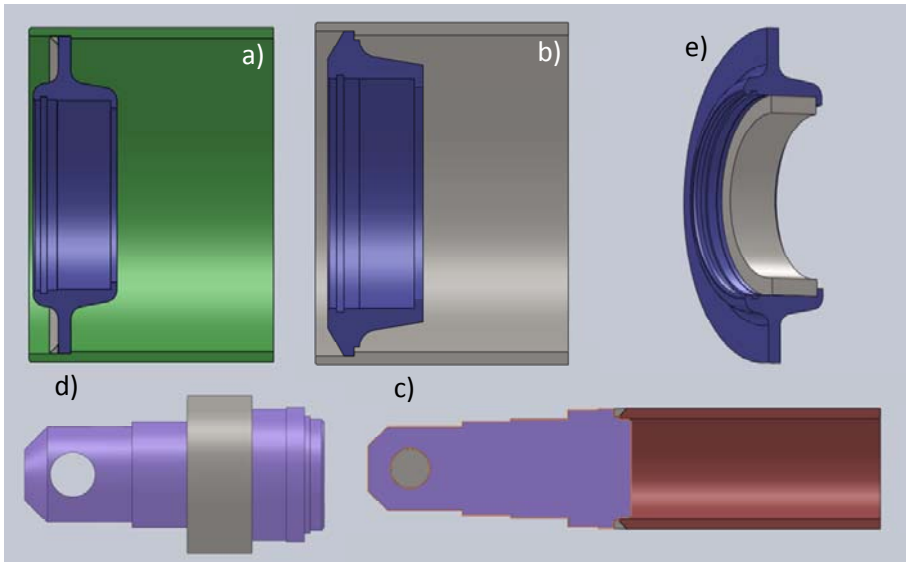
Aby przeprowadzić obliczenia, które w zadowalający sposób oddawałyby zachowanie badanych konstrukcji, wprowadzono geometrię oraz cechy materiałowe do modelu opartego na metodzie elementów skończonych (rys. 4), który to model wykonany został w programie SolidWorks [4, 5].



Rys. 4. Podział krążnika na elementy skończone

Fig. 4. FEM model of the idler

Każda z części poszczególnych krążników została modelowana osobno, a następnie łączona w grupy (rys. 5), dla których wzajemną współpracę opisano w dalszej części niniejszej pracy.



Rys. 5. Przyjęte do analizy modele współpracy elementów konstrukcyjnych krążników: a) płaszcz z piastą krążnika K1, b) płaszcz z piastą krążników K2, K3, c) czop oraz rura osi krążników, d) łożysko z osadzoną na nim piastą krążnika K3; e) łożysko w połączeniu pasowym z piastą

Fig. 5. Model of interaction of idler elements used for the analysis: a) coating with idler hub K1, b) coating with idler hub K2, K3, c) journal and idler axle shaft tube, d) bearing with fastened hub of idler K3, e) bearing with clamped hub

We wszystkich przedstawionych w artykule wynikach MES, wyężenie materiału obliczano w oparciu o kryterium maksymalnego napężenia zredukowanego według Misesa, znanego również jako teoria energii ścinania lub teoria maksymalnego odkształcenia [7].

Na podstawie napężeń głównych σ_1 , σ_2 oraz σ_3 , napężenie zredukowane według Misesa jest wyrażane jako:

$$\sigma_{\text{vonMises}} = \{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]/2\}^{(1/2)}$$

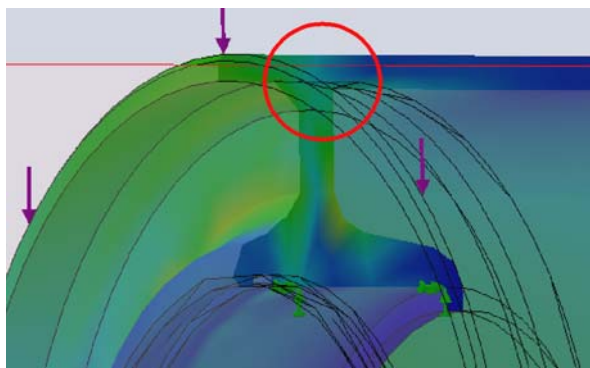
Zaś warunek związany z napężeniem zredukowanym przedstawia się następująco:

$$\sigma_{\text{vonMises}} \leq Re$$

gdzie: Re – granica plastyczności.

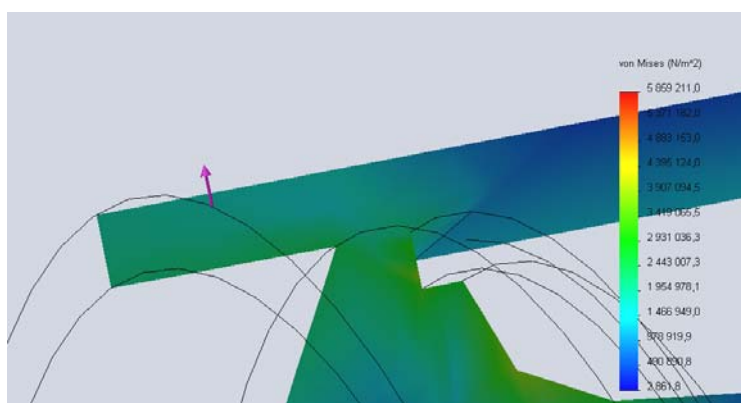
5. ANALIZA PODPARCIA PŁASZCZA. SPRAWDZENIE KONCENTRACJI NAPRĘŻEŃ W POŁĄCZENIU SPAWANYM.

Spośród analizowanych krążników, rozkład naprężeń na granicy płaszcza i piasty jest bardzo równomierny we wszystkich trzech analizowanych przypadkach i nie ma zagrożenia wystąpienia koncentracji naprężeń poprzez działanie karbu (rys. 6) jak również powstania odkształceń mających wpływ na znaczące zwiększenie przemieszczeń pozostałych elementów krążnika.



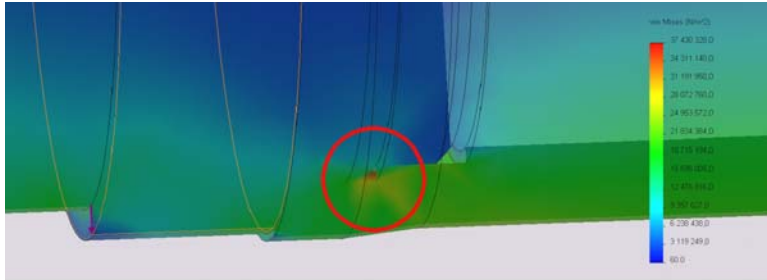
Rys. 6. Naprężenia w rejonie podparcia płaszcza, dla krążnika K1
Fig. 6. Stresses in the area of coating support, idler K1

Połączenie płaszcza z piastą jest wytrzymałe w sposób bardzo niewielki i spełnia warunek wytrzymałościowy z kilkunastokrotnym zapasem. Największe naprężenia występują w krążniku K3 i są na poziomie 6 MPa (rys. 7)



Rys. 7. Naprężenia w spoinie łączącej piastę z płaszczem krążnika K3
Fig. 7. Stresses in the area of coating and hub joint support, idler K1 K3

Większe naprężenia (do 30MPa) działają na spoinę łączącą czop z rurą osi (również w krążniku K3), jednak również tutaj nie stanowią one zagrożenia dla trwałości krążnika (rys. 8).



Rys. 8. Naprężenia w spoinie łączącej piastę z płaszczem

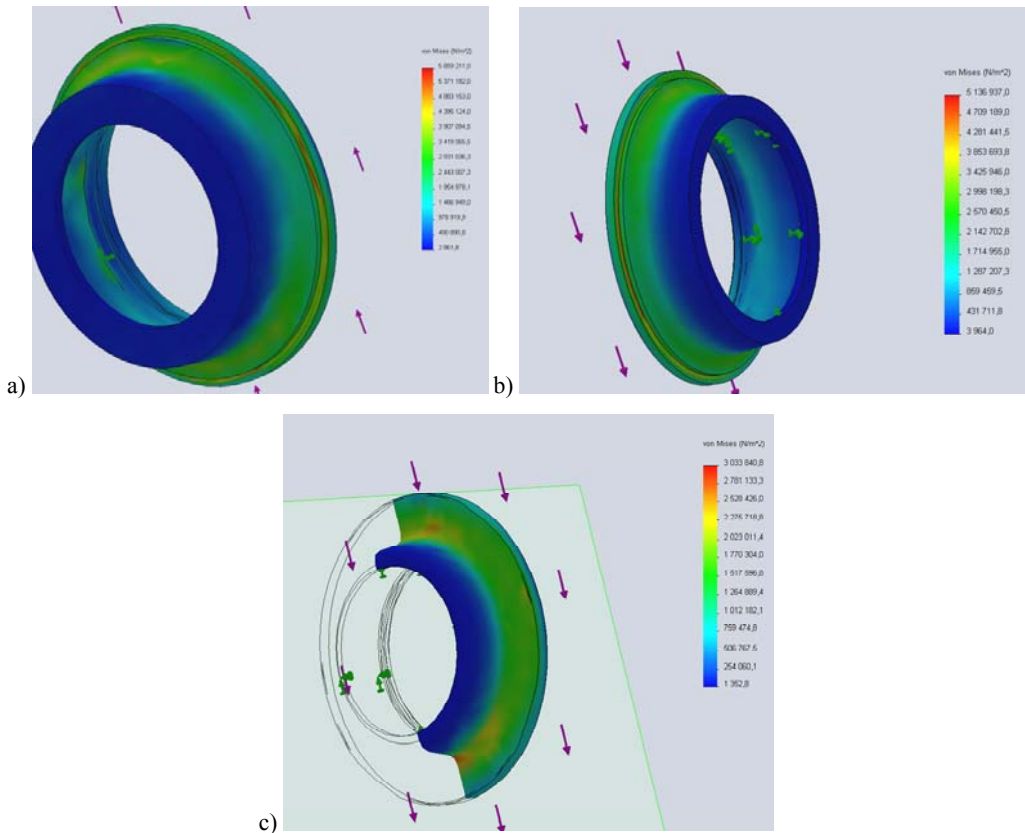
Tabela 2 prezentuje zestawienie naprężeń w elementach łączonych przez spoiny oraz odpowiadające tym elementom granice plastyczności.

Tabela 2. Porównanie naprężeń występujących w otoczeniu spoiny z granicą plastyczności łączonych elementów

Krażnik		Materiał	Naprężenia zastępcze MPa	Granica plastyczności MPa
K1	piasta	S235JR	15,8	275
	płaszcz	E355		345
	czop	S355JR	3	275
	rura	E355		345
K2	piasta	S235JR	37,5	275
	płaszcz	E355		345
	czop	S355JR	6	275
	rura	E355		345
K3	piasta	S235JR	32	275
	płaszcz	E355		345
	czop	S355JR	5,1	275
	rura	E355		345

6. ANALIZA WPŁYWU KSZTAŁTU PIASTY I JEJ KOŁNIERZA NA WARTOŚCI NAPRĘŻEŃ

Analiza pracy piasty uwzględnia jej wielokierunkowe zginanie i ściskanie, na co wpływa jej złożony kształt. Rozkład naprężeń w piastach przedstawiono na rys. 9.



Rys. 9. Naprężenia w piastach: a) K1, b) K2, c) K3

Fig. 9. Stresses in a hub a) K1, b) K2, c) K3

Na powyższych rysunkach zaobserwowano równomierny rozkład naprężeń w piastach. Największe naprężenia działają na kołnierz piasty. Łagodne przejścia pomiędzy powierzchniami poziomymi i pionowymi powodują brak występowania zjawisk karbu, co świadczy o prawidłowym wyprofilowaniu elementu.

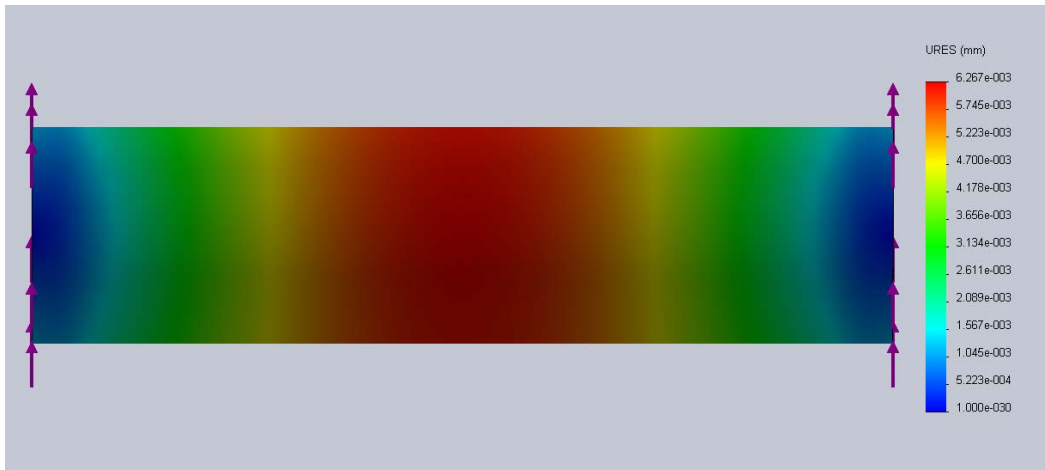
Porównanie granicy plastyczności (tab. 3) z największymi naprężeniami wypadkowymi daje obraz na to jak duży zapas bezpieczeństwa posiadają wszystkie sprawdzane piasty.

Tabela 3 Porównanie naprężeń występujących w otoczeniu spiny z granicą plastyczności łączonych elementów

Krażnik		Materiał	Naprężenia zastępcze MPa	Granica plastyczności MPa
K1	piasta	S235JR	5,9	275
K2	piasta	S235JR	5,1	275
K3	piasta	S235JR	3	275

7. ANALIZA SZTYWNOŚCI OSI KRĄŻNIKA WZGLĘDEM PŁASZCZA

Przemieszczenia pionowe płaszcza krążników (rys. 10) dowodzą jego bardzo dużej sztywności, a maksymalne wartości przemieszczeń nie przekraczające 0,0063 mm, pozwalają na całkowite pominięcie tych wartości w dalszej ocenie wzajemnej sztywności płaszcza i osi krążnika.



Rys. 10. Pionowe przemieszczenia płaszcza krążnika K2
Fig. 10. Vertical displacement of idler coating (K2)

Decydujące znaczenie dla oceny sztywności całego krążnika mają ugięcia osi krążnika (rys. 11).



Rys. 11. Pionowe przemieszczenia osi krążnika K2
Fig. 11. Vertical displacement of idler shaft (K2)

Największe przemieszczenie pionowe jest w granicach 0,232 mm, co po przeliczenie na obrót w miejscu osadzenia łożyska daje wartość 2,95' (tab. 4). Wartość ta jest znacznie mniejsza od zalecanych maksymalnie 8'.

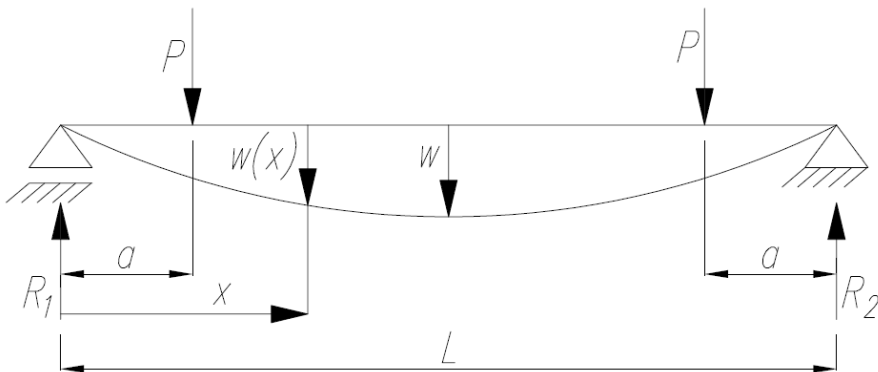
Tab. 4. Obrót łożyska w miejscu osadzenia na osi wału

Krażnik	Przemieszczenie w osi krażnika [mm]	Obrót osadzonego łożyska
K1	0,11	0,77'
K2	0,232	2,95'
K3	0,15	0,86'

Przemieszczenie pionowe osi krażnika, wywołujące obrót osadzonego łożyska względem płaszcza, ma decydujące znaczenie dla trwałości całego węzła łożyskowego. Dlatego, obliczenia MES zostały zweryfikowane metodą analityczną całkowania różniczkowego linii ugięcia belki oraz metodą energetyczną Castigliano [7].

7.1. OBLICZENIE UGIĘCIA OSI KRAŻNIKA METODĄ ANALITYCZNĄ – RÓWNANIE RÓŻNICZKOWE LINII UGIĘCIA BELKI

Schemat statyczny belki odpowiada belce swobodnie podpartej, w której punkty podparcia przyjęto w środku otworów czopa przedstawiono na rys. 12. Siły z płaszcza przekazują się na belkę w środku szerokości łożyska, w odległości a od podpór.



Rys. 12. Schemat obliczeniowy belki, przyjęty w metodzie analitycznej

Fig. 12. Beam calculation scheme adopted in the analytical method

W metodzie tej, ugięcie osi belki uzależnione jest od momentu gnącego działającego na całej długości rozpatrywanej belki, co przedstawia wzór:

$$w'' = -\frac{M_g}{EJ}$$

We wzorze tym: E – moduł Younga, M_g – moment gnący na długości osi krążnika, J – moment bezwładności przekroju prostopadłego do osi krążnika, R_1, R_2 – reakcje, L – długość belki.

Reakcje w obu podporach są sobie równe i wynoszą $R_1 = R_2 = P$, natomiast momenty gnące w przedziałach brzegowych i środkowym wynoszą odpowiednio:

$$M_g = Px, \quad M_g = Px - P(x - a)$$

Z wystarczającą dokładnością można przyjąć stały moment bezwładności na dwóch przedziałach przypodporowych oraz stałą wartość momentu bezwładności pomiędzy siłami P , odpowiadającą momentowi bezwładności środka osi krążnika. W takim przypadku, w każdym z przedziałów moment bezwładności liczony jest jak dla przekroju kołowego

$$J = \frac{\pi d^4}{64}$$

Po rozpisaniu trzech równań różniczkowych, odpowiadających trzem przedziałom belki oraz podstawieniu odpowiednich warunków brzegowych i warunków na granicy przedziałów uzyskano rozwiązanie (ugięcie w środku rozpiętości belki), zbieżne do trzeciej znaczącej cyfry z wynikami MES. Rozwiązanie równań różniczkowych otrzymano w programie Mathematica.

7.2 OBLICZENIE UGIĘCIA OSI KRĄŻNIKA METODĄ ENERGETYCZNĄ CASTIGLIANO

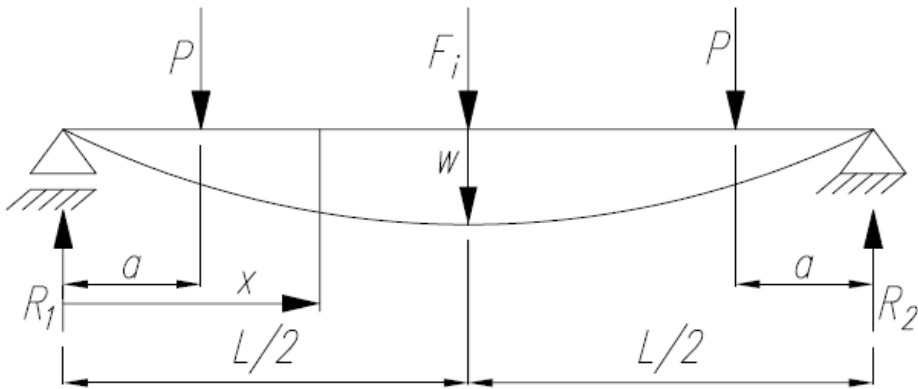
Sztywność giętna (EJ) została przyjęta jak w poprzedniej metodzie. W tym przypadku ugięcie w środku osi krążnika uzyskane zostaje poprzez wstawienie wirtualnej siły F_i w miejscu szukanego przemieszczenia, a następnie obliczeniu minimum energii deformacji belki według wzoru

$$w = \int \frac{M_g(x)}{EJ} \cdot \frac{\partial M_g(x)}{\partial F_i} dx$$

Całkując powyższe równanie, przyjmujemy $F_i = 0$.

Obliczenie ugięcia poprzedzone jest rozpisaniem momentów gnących i ich pochodnych względem siły F_i we wszystkich przedziałach. Obie reakcje są sobie równe i wynoszą $R_1 = R_2 = P + \frac{1}{2}F_i$. W przedziałach podporowych

$$M_g(x) = R_1 x = \left(P + \frac{1}{2}F_i \right) x, \quad \frac{\partial M_g(x)}{\partial F_i} = \frac{1}{2}F_i.$$



Rys. 13. Schemat obliczeniowy belki, przyjęty w metodzie energetycznej Castigliano
 Fig. 13. Beam calculation scheme adopted in the energy method by Castigliano

W przedziale środkowym

$$M_g(x) = R_1 x - P(x - a) = \left(P + \frac{1}{2} F_i\right) x - P(x - a), \quad \frac{\partial M_g(x)}{\partial F_i} = \frac{1}{2} F_i.$$

Ugięcie w środku belki:

$$w = \frac{2}{E J_1} \int_0^a \left(P + \frac{1}{2} F_i\right) x \left(\frac{1}{2} F_i\right) dx + \frac{2}{E J_2} \int_a^{L/2} \left[\left(P + \frac{1}{2} F_i\right) x - P(x - a)\right] \left(\frac{1}{2} F_i\right) dx$$

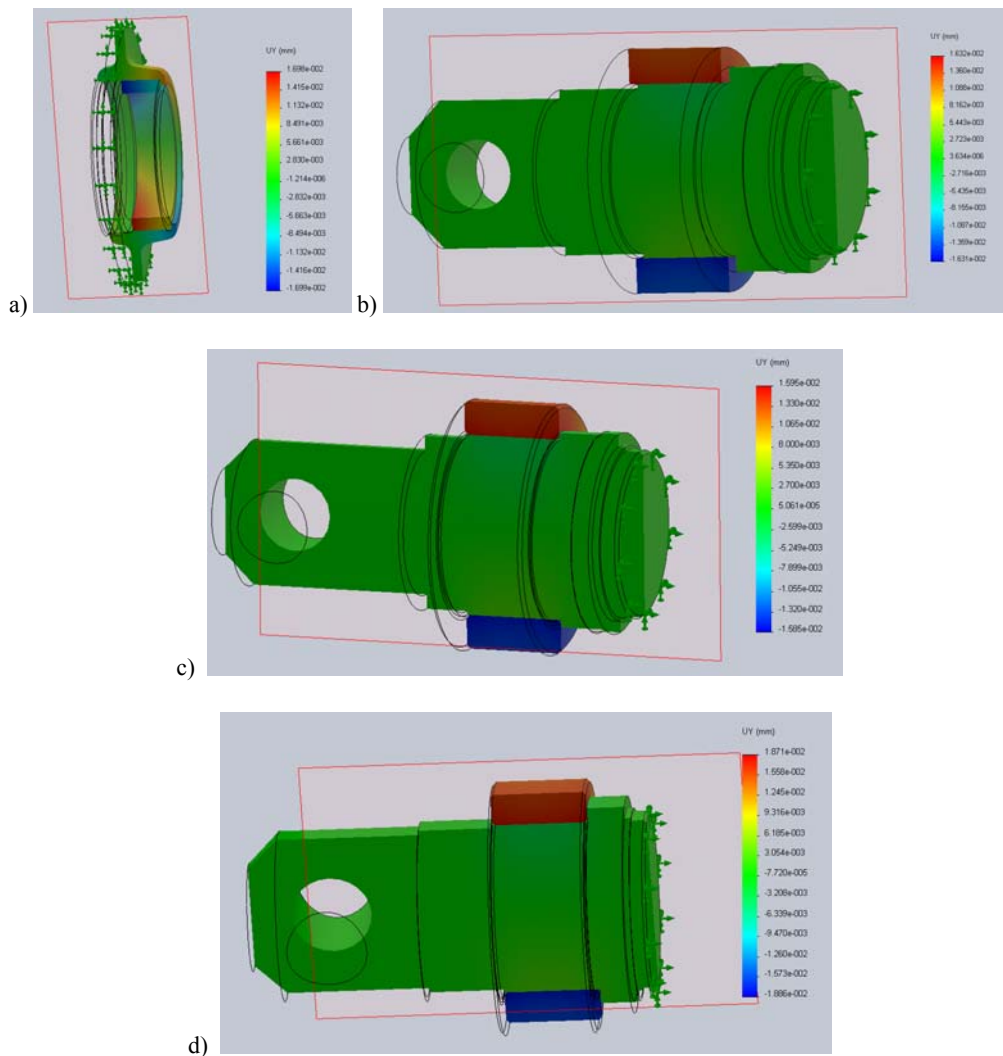
Po wprowadzeniu powyższego równania do programu Mathematica uzyskano wyniki w pełni zgodne z rozwiązaniem metodą analityczną.

Uzyskanie wyników metodą MES oraz potwierdzenie ich zgodności z wynikami dwóch metod ścisłych świadczy o prawidłowym przyjęciu charakterystyk materiałowych i geometrycznych osi wału.

8. SPRAWDZENIE DOPUSZCZALNYCH PRZEMIESZCZEŃ W PŁASZCZYŹNIE PIONOWEJ DLA LUZÓW PROMIENIOWYCH STOSOWANYCH ŁOŻYSK

Dla luzów promieniowych w stosowanych łożyskach oraz pasowań czopu i piasty, otrzymujemy przemieszczenie pionowe łożysk przedstawione na rys. 14.

Wielkość przemieszczeń pionowych pierścieni łożysk przedstawiono w tabeli 5.



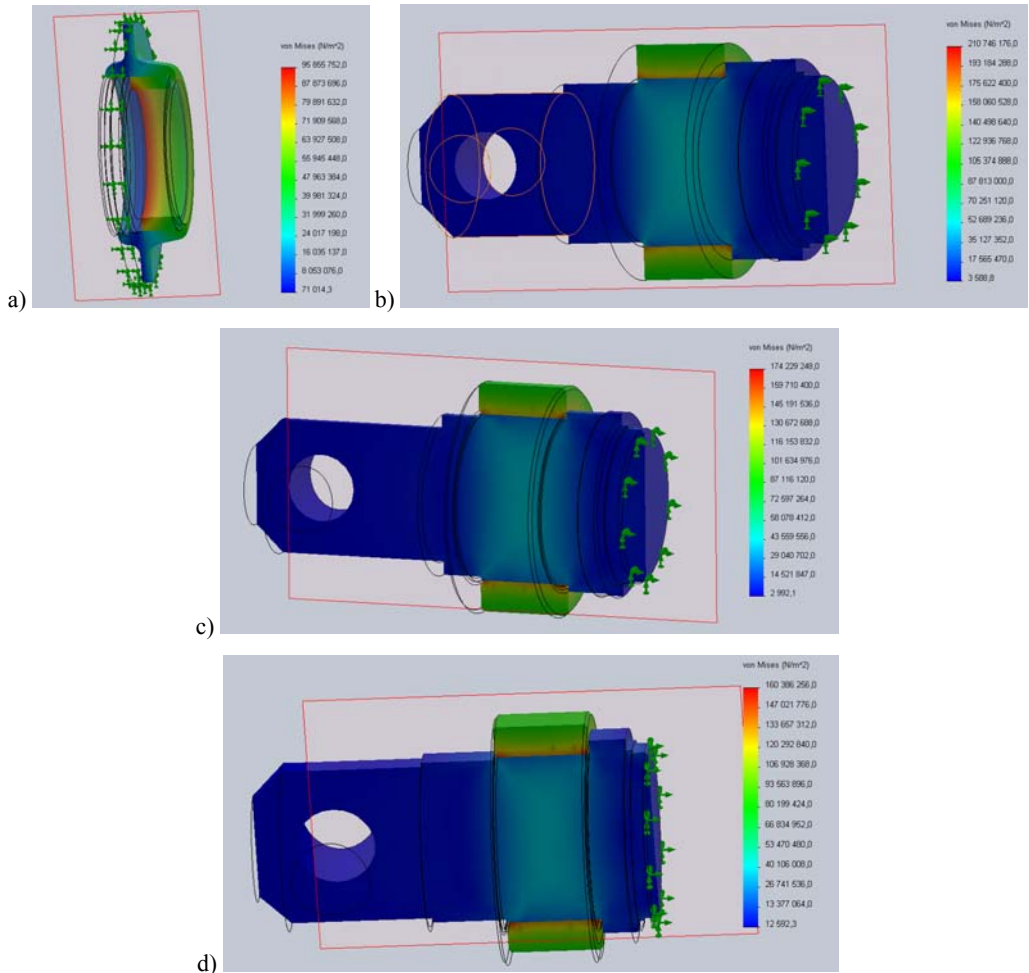
Rys. 14. Pionowe przemieszczenia łożysk: a) pierścienia zewnętrznego łożyska 6308, b) pierścienia wewnętrznego łożyska 6308, c) pierścienia wewnętrznego łożyska 6310, d) pierścienia wewnętrznego łożyska 6312

Fig. 14 . Vertical displacement of idler bearings a) outer bearing 6308, b) inner bearing 6308, c) inner bearing 6310, d) inner bearing 6312

Powstałe na skutek przemieszczeń odkształcenia wpływają na pojawienie się znacznych naprężeń w samym łożysku (rys. 15). Nie wpływają te przemieszczenia w istotny sposób na naprężenia w samej piaście i czopach.

Tabela 5. Pionowe przemieszczenia pierścieni łożysk i opowiadające im naprężenia

Krażnik	Pierścień łożyska	Przemieszczenie pionowe mm	Naprężenia zastępcze MPa
K1	zewnątrzny	17	96
	wewnętrzny	16,3	211
K2	wewnętrzny	16	174,3
K3	wewnętrzny	19	160,4



Rys. 15. Naprężenia spowodowane połączeniem wiskowym łożyska z piastą i wału:
 a) w pierścieniu zewnętrznym łożyska 6308, b) w pierścieniu wewnętrznym łożyska 6308,
 c) w pierścieniu wewnętrznym łożyska 6310, d) w pierścieniu wewnętrznym łożyska 6312
 Fig. 15. Stresses caused by clamped joint of the hub and the shaft a) outer bearing 6308,
 b) inner bearing 6308, c) inner bearing 6310, d) inner bearing 6312.

Wielkość powstałych naprężeń (tab. 5), pomimo że nie przekraczają granicy plastyczności, która dla materiału łożysk wynosi 300 MPa, świadczą jednak o niepoprawnym przyjęciu tolerancji pasowania wciskowego. W takich warunkach, przemieszczenia pierścieni łożyska 6308 (tab. 4) mogą przyczynić się do kasowania promieniowego luzu w łożysku, a w konsekwencji doprowadzić do szybkiej utraty jego trwałości.

WNIOSKI

1. Na podstawie przeprowadzonych analiz stwierdzono, że przyjęte do badań rozwiązania konstrukcyjne krążników, pod względem wytrzymałościowym są dobrane poprawnie. Nie zaobserwowano przekroczenia granicy plastyczności w żadnym z analizowanych elementów krążnika.
2. Sztywność układów jakimi charakteryzują się konstrukcje analizowanych krążników minimalizuje wielkość ugięcia osi, dzięki czemu kąt obrotu osadzonych na niej łożysk znajduje się w bezpiecznym zakresie (tab.4). Należy zwrócić uwagę, iż dla trwałości węzła łożyskowego, decydujące znaczenie ma sztywność osi krążnika. Obliczenia dotyczące ugięcia osi krążnika przeprowadzono metodą MES oraz zweryfikowano je metodami ścisłymi potwierdzając tym samym prawidłowość przyjętego modelu MES.
3. Połączenie wciskowe łożyska z krążnikiem K1 powoduje występowanie istotnych naprężeń w samym łożysku, co może przyczynić się do występowania zjawiska kasowania luzu promieniowego łożyska 6308. Spowodowane jest to nie tylko samym wciskiem, ale również ukształtowaniem piasty, która ogranicza możliwość przejmowania części przemieszczeń montażowych.
4. Rura osi krążnika K1 ma wymiar wewnętrzny większy o 0,3 mm od średnicy zewnętrznej czopa w miejscu połączenia czopa z rurą, co może utrudniać współosiowy montaż czopa z rurą.
5. Dostarczona dokumentacja zawiera rozwiązania konstrukcyjne krążników, zaprojektowanych przy uwzględnieniu dużego współczynnika bezpieczeństwa eksploatacyjnego. Istnieje zatem możliwości ich modyfikacji poprzez dobranie właściwych cech geometrycznych, które przyczynią się do zmniejszenia mas, ograniczając jednocześnie koszty wytworzenia.

LITERATURA

- [1] KRÓL R., GŁADYSIEWICZ L., WAJDA A., *Analiza rozkładu obciążeń krążników nośnych w kopalniach rud miedzi*, Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze Nr 2/2010.

- [2] KRÓL R., *Wpływ czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na opory obracania krążników stosowanych w górnictwie*. Praca doktorska. Instytut Górnictwa Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2003 (nie publikowana).
- [3] KAWALEC W., KULINOWSKI P., *Obliczenia przenośników taśmowych*, Transport Przemysłowy 1(27), 2007.
- [4] RUSIŃSKI E., *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [5] BABIUCH M., *SolidWorks 2006 w praktyce*, Wydawnictwo Helion, 2006.
- [6] JUNUTHULA NARASIMHA REDDY, *Energy principles and variational methods in applied mechanics*, John Wiley and Sons, 2002, 592.
- [7] KOWALIK, M., KONIECKO M., *Comparison of Huber-Mises and Treska yield criteria*, Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej. Budownictwo, 2009, Z. 15 (165), s. 127–135.

THE EVALUATION OF THE SELECTION OF DESIGN PARAMETERS OF CHOSEN CARRYING IDLERS WITH THE USE OF FEM

The state-of-the-art designing of heavy machinery, including belt conveyors and idlers requires the analysis of their design parameters with the use of optimization procedures. In the paper, basing upon the delivered technical documentation, the results of analysis of the choice of the appropriate geometrical and material parameters of belt conveyor idlers for the high capacity coal and overburden transportation in lignite surface mines has been presented. The distribution of operational loadings in the mine has been identified. Several analysis, including but not limited to the possibility of alternative positioning of a hub within a coating, accuracy of assumed tolerance, stresses concentration in welded joints and shape of hub analysis.