

Obliczenia wytrzymałościowe zwrotnicy metodą elementów skończonych

Steering knuckle strength check by the finite element method

EDYTA ROLA *

DOI: 10.17814/mechanik.2015.11.526

Przedmiotem pracy jest analiza wytrzymałościowa zwrotnicy pojazdu startującego w zawodach, w których rywalizacja polega na minimalizacji zużycia paliwa. W oparciu o siły reakcji podłoża wyznaczono obciążenia w układzie kierowniczym. Obliczenia przeprowadzono w dwóch przypadkach – podczas działania maksymalnej siły hamującej oraz maksymalnej siły bocznej. W programie NX 7.5 wykonano model 3D zwrotnicy. Następnie przeprowadzono obliczenia metodą elementów skończonych w programie ANSYS Workbench. Zastosowano połączenia kontaktowe, co było powodem nieliniowości analizy. Podstawą obliczeń był trapez mechanizmu zwrotniczego położonego za osią przednią pojazdu. Dokonano modyfikacji, aby model spełniał wymagania wytrzymałościowe.

SŁOWA KLUCZOWE: analiza wytrzymałościowa, MES, zwrotnica, pojazd o minimalnym zużyciu paliwa

The study is concerned with examination of the strength structure of steering knuckle in the vehicle competing for the least fuel consumption prize, (highest fuel efficiency). The loads acting on the steering system were determined with reference to the ground reaction forces. Suitable calculations were performed in relation to each of the two situations; first – under action of the maximum braking force and secondly – under action of the maximum side force. A 3D model of the steering knuckle was made in the NX 7.5 software. Finite element method calculations were performed in Ansys Workbench. Contact joints were applied which effected in non-linearity of the work results. Calculations were performed with reference to the linkage trapezoid located behind the vehicle front axis. Modifications were introduced to make the model to satisfy the strength requirements

KEYWORDS: strength analysis, FEM, steering knuckle, vehicle with a minimum fuel consumption

W artykule opisano analizę wytrzymałościową zwrotnicy małego pojazdu startującego w zawodach Shell Eco-marathon [9], w których celem jest pokonanie wyznaczonego dystansu na jak najmniejszej ilości paliwa. Rozważono przypadek jazdy poziomej, założono brak wiatru i bocznego znośzenia opon, dobre warunki atmosferyczne oraz doskonały stan nawierzchni toru wyścigowego, po którym porusza się pojazd. Uwzględniono ograniczenia związane z regulaminem zawodów oraz bezpieczeństwem jazdy. Podstawowe dane dotyczące pojazdu zestawiono w tabl I.

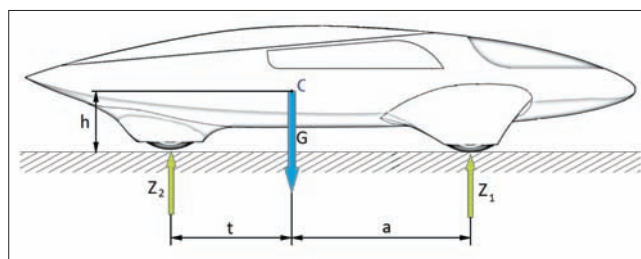
TABLICA I. Dane pojazdu

Masa pojazdu m , kg	40
Masa kierowcy M , kg	55
Prędkość maksymalna V_{max} , km/h	50
Rozstaw kół b , m	0,55
Rozstaw osi l , m	1,72
Wysokość środka ciężkości h , m	0,35
Moc silnika N , kW	1

Umieszczenie zwrotnicy między kołem a ramą pojazdu sprawia, że działa na nią skomplikowany układ obciążeń. Wytrzymałość tego elementu może zostać określona na podstawie obliczeń numerycznych. Do oceny wytrzymałości zwrotnicy zastosowano metodę elementów skończonych. Rozważano przypadek, w którym trapez mechanizmu zwrotniczego (zespołu dźwigni i drążków łączących koła kierowane, zapewniającego odpowiednie połączenie kinematyczne) znajduje się za osią przednią.

Wyznaczenie obciążeń przypadających na poszczególne osie pojazdu

W celu wyznaczenia obciążenia zwrotnicy w pierwszej kolejności określono obciążenia przypadające na poszczególne osie. Położenie środka masy C pojazdu opisano za pomocą wielkości a , t i h przedstawionych na rys. 1.



Rys. 1. Obciążenia przypadające na poszczególne osie

Odległość przedniej osi od środka ciężkości:

$$a = 0,94 \text{ m}$$

Odległość tylnego koła od środka ciężkości:

$$t = 0,78 \text{ m}$$

Wysokość położenia środka ciężkości:

$$h = 0,35 \text{ m}$$

Ciężar pojazdu wraz z kierowcą:

$$G = (m + M) \cdot g = 932 \text{ N}$$

Obciążenie przypadające na poszczególne osie wyznaczono z równań równowagi:

$$Z_2 \cdot (a + t) - (m + M) \cdot g \cdot a = 0$$

Obciążenie przedniej osi:

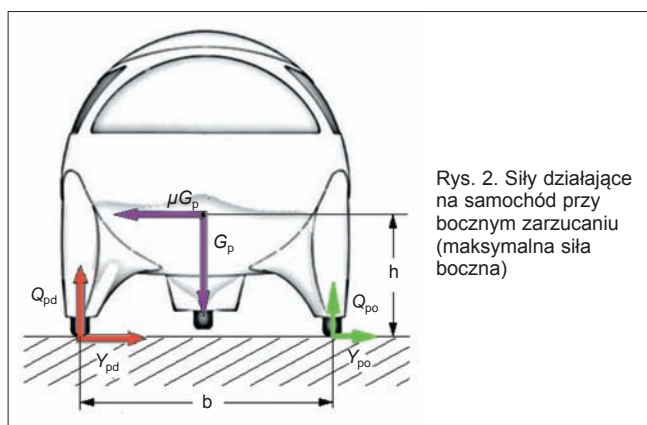
$$Z_1 = G - Z_2 = 423 \text{ N}$$

Wyznaczenie obciążenia przy działaniu maksymalnej siły bocznej

Rozkład sił działających na przednią część pojazdu przy działaniu maksymalnej siły bocznej przedstawiono na rys. 2. Kolorem fioletowym oznaczono siły czynne przyłożone do środka masy przedniej części pojazdu, zielonym – reakcje podłoża działające na koło wewnętrzne, a czerwonym – reakcje podłoża działające na koło zewnętrzne. Założono, że

* Mgr inż. Edyta Rola (erola@meil.pw.edu.pl) – Instytut Techniki Lotniczej i Mechaniki Stosowanej, Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej

pojazd będzie się poruszał po suchej nawierzchni asfaltowej. Do obliczeń przyjęto, że współczynnik przyczepności będzie miał wartość: $\mu=0,7$.



Rys. 2. Siły działające na samochód przy bocznym zarzucaniu (maksymalna siła boczna)

Wyznaczono reakcję pionową działającą na bardziej obciążone koło:

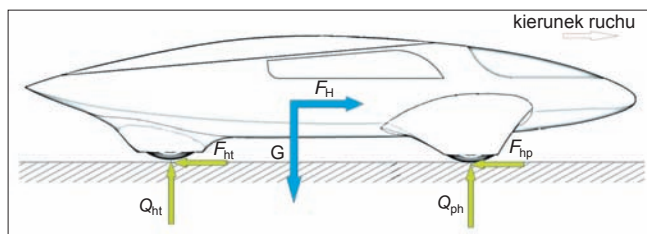
$$Q_{pd} = \frac{G_p}{2} + \mu \cdot G_p \cdot \frac{h}{b} = \frac{G_p}{2} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot \mu \cdot h}{b}\right) = 399 \text{ N}$$

Maksymalna pozioma reakcja boczna jest ograniczona przyczepnością kół. Maksymalna reakcja poprzeczna może wynieść:

$$Y_{pd} = \mu \cdot Q_{pd} = 279 \text{ N}$$

Wyznaczenie obciążenia przy działaniu maksymalnej siły hamującej

W celu obliczenia obciążenia w elementach układu kierowniczego założono, że cała przyczepność została wykorzystana przez siłę hamującą (pominięto występowanie siły napędowej i bocznej). Siły czynne sprowadzone do środka ciężkości pojazdu, oznaczone kolorem niebieskim, oraz równoważące je reakcje podłoża, oznaczone kolorem zielonym, pokazano na rys. 3.



Rys. 3. Siły działające na samochód podczas hamowania

Maksymalna siła hamująca, ograniczona przyczepnością kół, wynosi:

$$F_{h \max} = \gamma \cdot G$$

gdzie: $\gamma = 0,7$ – współczynnik wykorzystania przyczepności kół samochodu na hamowanie.

Reakcja pionowa przypadająca na przednie koła wynosi:

$$Q_{ph} = G \cdot \frac{t}{l} + F_{h \max} \cdot \frac{h}{l} = G \cdot \frac{t + \gamma \cdot h}{l} = 555 \text{ N}$$

Obciążenie rozkłada się równo na oba koła. Na jedno koło działa siła wynosząca:

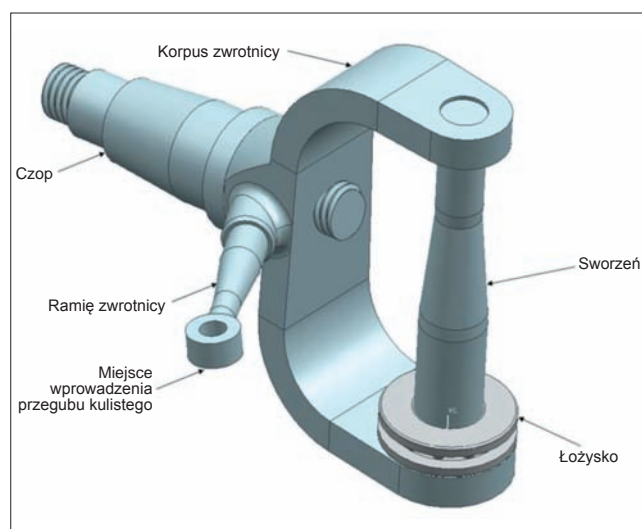
$$F_c' = \frac{Q_{ph}}{2} = 278 \text{ N}$$

Pozioma siła hamująca wynosi:

$$F_c'' = \mu \cdot F_c' = 194 \text{ N}$$

Model geometryczny

W programie NX 7.5 zbudowano model przestrzenny przedstawiony na rys. 4. Składa się on z korpusu zwrotnicy, sworznia, tocznego łożyska wzdłużnego, czopa i ramienia zwrotnicy. Rozpiętość korpusu wynosi 60 mm. Na podstawie wyników obliczeń analitycznych przyjęto kąt pochylenia ramienia zwrotnicy 15° .



Rys. 4. Model przestrzenny zwrotnicy

Mocowania zwrotnicy zostały połączone sworzniami. W ten sposób ciężar przedniej części pojazdu przenoszony jest na koła, jednocześnie umożliwiając ich skręt. Końce sworzni obejmowane są przez zwrotnicę, a część środkowa – przez mocowanie. Pomiędzy dolną powierzchnią zwrotnicy a mocowaniem umieszczono wzdłużne łożysko oporowe, przenoszące ciężar pojazdu na zwrotnicę.

Przed przeprowadzeniem obliczeń metodą elementów skończonych rozważono sposób połączenia zwrotnicy z pozostałymi elementami układu kierowniczego. Niezbędne było przygotowanie modelu zastępczego, który z wystarczającą dokładnością odzwierciedlał złożony charakter działania badanego elementu konstrukcji. Uproszczono model wirtualny łożyska kulistego, które połączone ze sworzniem w jedną całość. Analizowano jedynie korpus zwrotnicy. Oddziaływanie czopa zostało zamodelowane poprzez wprowadzenie odpowiedniego obciążenia. Usunięto również wkręcaną końcówkę ramienia zwrotnicy. Pominięto naprężenia wstępne.

Wybór materiału

Tytan charakteryzuje się bardzo dobrym stosunkiem wytrzymałości do ciężaru właściwego, a także dużą odpornością na korozję, pękanie, zmęczenie oraz inne uszkodzenia mechaniczne. Mała gęstość przekłada się na niewielką masę elementów [11]. Czysty tytan w porównaniu ze stałą o zbliżonej wytrzymałości doraźnej (statycznej), wynoszącej ok. 450 MPa, jest lżejszy o ponad 40%. Jest cięższy o ponad 60% od aluminium, jednakże charakteryzuje się ponaddwukrotnie większą wytrzymałością doraźną.

TABLICA II. Porównanie gęstości Al, Ti i stali

Nazwa	Gęstość, kg/dm ³
Aluminium	2,7
Tytan	4,51
Stal	7,85

Jako materiał na elementy mechanizmu zwrotniczego dobrano stop tytanu Ti6Al4V o następujących właściwościach mechanicznych: module Younga $E = 121$ GPa, współczynnik Poissona $\nu = 0,34$, gęstości $\rho = 4,43$ kg/dm³, umownej granicy plastyczności 780 MPa i wytrzymałości doraźnej 860 MPa [10]. Naprężenia dopuszczalne dla stopu tytanu przyjęto zgodnie z zaleceniami podawanymi w literaturze [1] w zakresie $0,25 \div 0,3 R_m$:

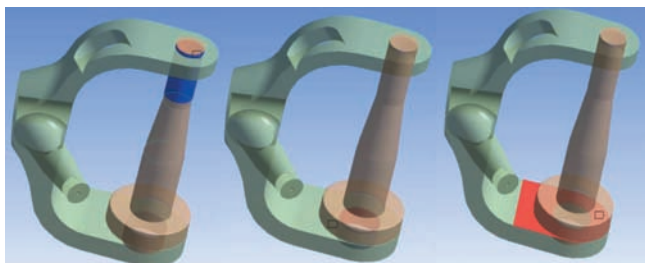
$$k_d = 0,3 \cdot 860 = 260 \text{ MPa}$$

Masa badanego modelu to 51 g.

Podział na elementy skończone oraz warunki brzegowe

Na podstawie trójwymiarowego modelu geometrycznego utworzono model numeryczny. Został on podzielony na 8920 elementów. Zastosowano 16 376 węzłów. Zagęszczenie siatki spowodowałoby wydłużenie czasu obliczeń.

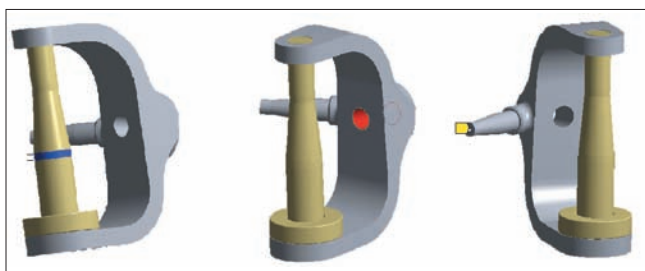
Ważnym etapem analizy numerycznej jest określenie warunków brzegowych. Zastosowano trzy połączenia kontaktowe beztarcia (*frictionless*) (rys. 5): dwa modelujące połączenie sworznia i korpusu zwrotnicy łożyskami ślizgowymi oraz jedno modelujące pracę wzdłużnego łożyska oporowego.



Rys. 5. Połączenia kontaktowe

Całkowicie utwierdzono powierzchnię oznaczoną na rys. 6 kolorem granatowym, co symuluje połączenie sworznia i elementu mocującego zwrotnicę. Siłę wprowadzono jako rozkład naprężeń na powierzchni oznaczonej kolorem czerwonym, równoważnym siłom działającym między oponą a podłożem.

W punkcie na końcu ramienia zwrotnicy, oznaczonym na rys. 6 żółtą etykietą, odebrano możliwość przemieszczeń we wszystkich kierunkach. Zablokowano w ten sposób możliwość obrotu korpusu zwrotnicy względem sworznia.



Rys. 6. Warunki brzegowe

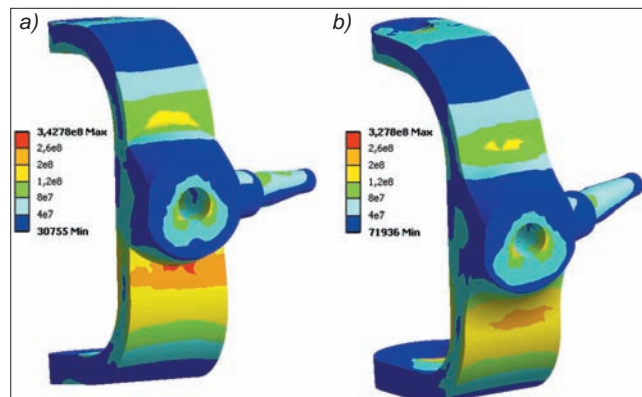
Przyjęte warunki brzegowe uniemożliwiają ruch całości jako bryły sztywnej. Obliczenia przeprowadzono w dwóch przypadkach – podczas działania maksymalnej siły bocznej (**przypadek 1**) oraz maksymalnej siły hamującej (**przypadek 2**).

Wyniki

Wykonane obliczenia umożliwiły sprawdzenie, czy zaprojektowany model spełnia wymagania wytrzymałościowe. Analizy numeryczne w zakresie liniowo-sprężystym zobrazowano w postaci map naprężeń. Kontrolowano siłę odbieraną

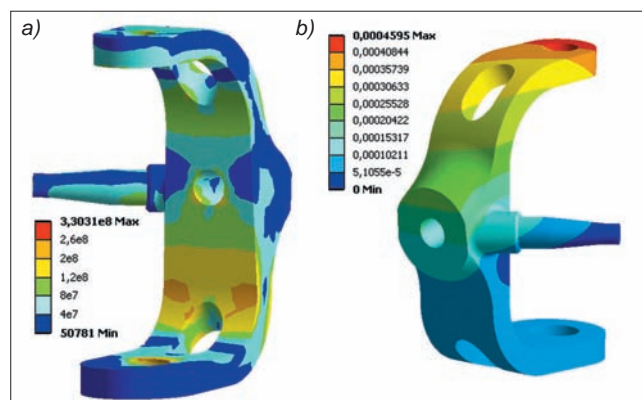
przez kierowcę i przenoszoną na drugą zwrotnicę. Wprowadzono uniwersalną skalę – kolor czerwony oznacza przekroczenie naprężeń dopuszczalnych wynoszących dla dobranego materiału 260 MPa.

W pierwszej kolejności sprawdzono rozkład naprężeń, gdy zwrotnica jest obciążona maksymalną siłą boczną (**przypadek 1**). Wypadkowa siła odbierana w przegubie kulistym wynosiła 130 N. Wynik przedstawiono na rys. 7a (**przypadek 1a**). Zaobserwowano koncentrację naprężeń w miejscu połączenia powierzchni stożkowej i właściwej części korpusu. Postanowiono wprowadzić promień przejścia między tymi powierzchniami (rys. 7b, **przypadek 1b**). Masa modelu wzrosła do 52 g, a siła w przegubie spadła do 109 N. Rozkład naprężeń zredukowanych przedstawiono na rys. 7. Naprężenia zredukowane w miejscu krytycznym zmalały.



Rys. 7. Mapa naprężeń zredukowanych HMH (Pa) podczas działania siły bocznej: a) przypadek 1a, b) przypadek 1b

Otrzymany model spełniał wymagania wytrzymałościowe, jednak w celu redukcji masy wprowadzono otwory ulżeniowe (rys. 8a, **przypadek 1c**). Masa zmalała o 8%, a siła w przegubie nieznacznie wzrosła – do 128 N. Na rys. 8 przedstawiono także uzyskaną mapę przemieszczeń. Nie przekraczają one wartości uniemożliwiających prawidłowe funkcjonowanie elementu.

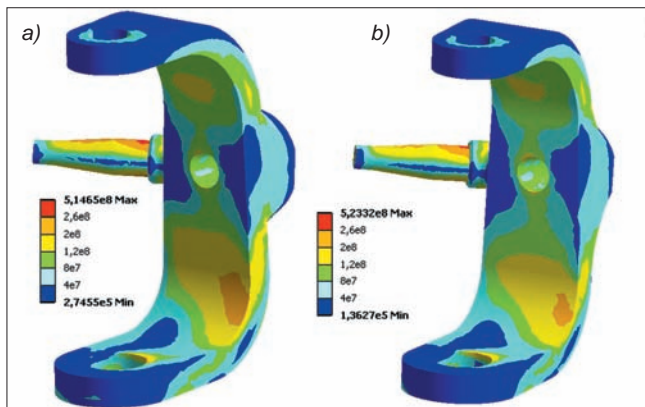


Rys. 8. Mapa naprężeń (Pa) (a) oraz przemieszczeń (m) (b) podczas działania siły bocznej i po wprowadzeniu otworów ulżeniowych (przypadek 1c)

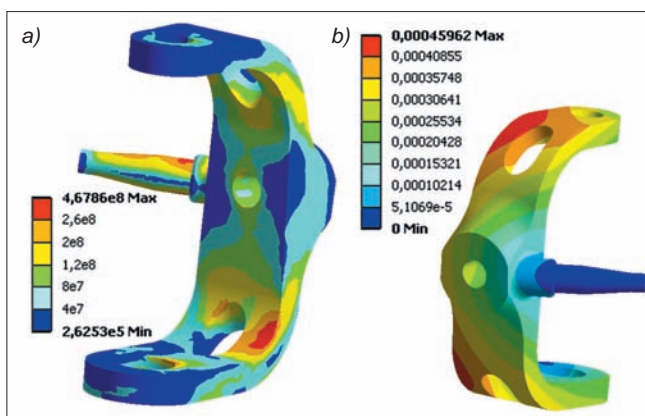
Następnym etapem analizy było wyznaczenie rozkładu naprężeń oraz wartości siły w przegubie kulistym w przypadku działania maksymalnej siły hamującej (**przypadek 2**). Dla **przypadku 2a** (rys. 9) reakcja w przegubie wynosiła 363 N oraz wystąpiła koncentracja naprężeń w okolicy mocowania ramienia. Dostrzeżono konieczność zwiększenia przekroju ramienia zwrotnicy w pobliżu mocowania. Zaokrąglenie ostrej krawędzi (**przypadek 2b**, rys. 9), redukujące naprężenia, spowodowało spadek wartości siły do 342 N.

Po wykonaniu otworów ulżeniowych siła w przegubie wzrosła do 361 N. Mapę naprężeń oraz przemieszczeń

przedstawiono na rys.10. Zaobserwowano przekroczenie naprężeń dopuszczalnych w okolicy dolnego otworu. Konieczna była modyfikacja postaci geometrycznej. Przemieszczenia były akceptowalne, dlatego w dalszych rozważaniach analizowano jedynie rozkład naprężeń zredukowanych.



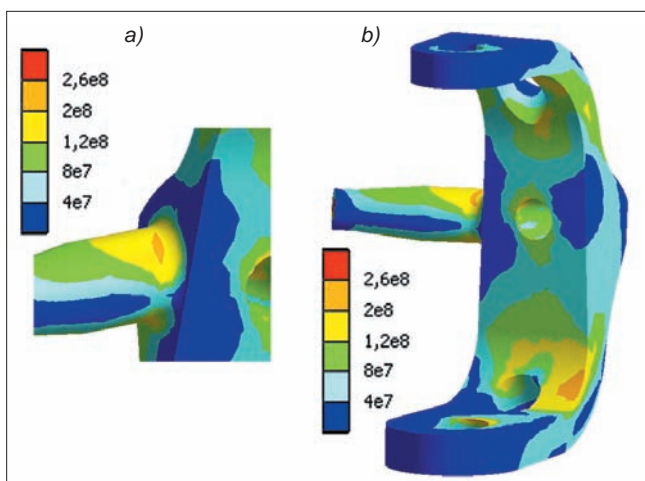
Rys. 9. Mapa naprężeń zredukowanych HMH (Pa) podczas działania siły hamującej: a) przypadek 2a, b) przypadek 2b



Rys. 10. Mapa naprężeń (a) oraz przemieszczeń (m) (b) podczas działania siły hamującej

Na rys. 11 przedstawiono mapę naprężeń uzyskaną po zwiększeniu grubości ramienia. Naprężenia w okolicy otworu nadal przekraczały wartości dopuszczalne. Postawiono zwiększyć grubość dolnej części korpusu zwrotnicy oraz promień przejścia przy mocowaniu ramienia zwrotnicy.

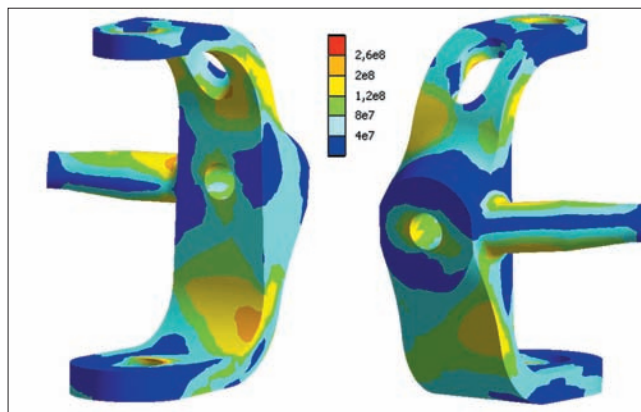
Na rys. 11. przedstawiono mapę naprężeń po przesunięciu oraz zmniejszeniu dolnego otworu ulżeniowego. Zgodnie z przewidywaniami naprężenia spadły do dopuszczalnego



Rys. 11. Mapa naprężeń zredukowanych HMH (Pa): a) podczas działania siły hamującej po zwiększeniu grubości ramienia, b) po przesunięciu oraz zmniejszeniu dolnego otworu ulżeniowego

poziomu. Można dobrać lepsze położenie otworu w wyniku przeprowadzenia optymalizacji, która nie jest tematem tej pracy. Ostatecznie usunięto dolny otwór ulżeniowy. Uzyskane naprężenia zredukowane nie przekraczały wartości dopuszczalnych 260 MPa. Rezultat przedstawiono na rys. 12.

Naprężenia w okolicy otworu nie przekraczały już naprężeń dopuszczalnych. Duże naprężenia w okolicach sworznia uznano za lokalne. W zadanych warunkach pracy nie nastąpi uszkodzenie elementu. Uznano, że korpus jest dostatecznie sztywny.



Rys. 12. Mapa naprężeń zredukowanych HMH (Pa) (po usunięciu dolnego otworu ulżeniowego)

Wnioski

Wymaganą małą masę elementu można osiągnąć, optymalnie wykorzystując materiał. Należy tak ukształtować zwrotnicę, aby uzyskać równomierny rozkład naprężeń. Wiąże się to jednak często z większym kosztem jego wykonania. Wielkości, które przyjęto w pracy jako dane wejściowe, są jeszcze zmiennymi decyzyjnymi.

Obliczenia przeprowadzone metodą elementów skończonych umożliwiły poprawę kształtu wstępnego modelu, dzięki czemu spełnił on wymagania wytrzymałościowe. Weryfikacja ostatecznych parametrów zwrotnicy, jej właściwości funkcjonalnych i wytrzymałościowych powinna zostać przeprowadzona na podstawie badań doświadczalnych.

LITERATURA

1. Bijak-Żochowski M. „Mechanika Materiałów i Konstrukcji”. Warszawa: Oficyna Wydawnicza PW, 2006.
2. Fundowicz P. „Konstrukcja pojazdów samochodowych”. Warszawa: WSiP, 2010.
3. Gabryelewicz M. „Podwozia i nadwozia pojazdów samochodowych”. Warszawa: WKŁ, 2011.
4. Reimpell J. „Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji”. Warszawa: WKŁ, 2004.
5. Reński A. „Budowa samochodów. Układy hamulcowe i kierownicze oraz zawieszenia”. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2004.
6. Song C., Lee J. „Reliability-based design optimization of knuckle component using conservative method of moving least squares meta-models”. *Probabilistic Engineering Mechanics*. 2011.
7. Tang L., Shangguan W.-B., Dai L. “A calculation method of joint forces for a suspension considering nonlinear elasticity of bushings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. Vol. 226, 4 (2012): pp. 281+297.
8. www.shell.com/home/content/ecomarathon/europe/ [dostęp: 16 kwietnia 2015 r.].
9. www.skap.meil.pw.edu.pl [dostęp: 15 kwietnia 2015 r.].
10. www.totalmateria.com/page.aspx?ID=WlasciwosciTytanu&LN=PL [dostęp: 20 czerwca 2015 r.].
11. www.wolften.pl/produkt.php?k_id=17 [dostęp: 20 czerwca 2015 r.].
12. Zagrajek T. „Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji”. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2005.