

Ireneusz Wróbel, e-mail: iwrobel@ath.bielsko.pl

Piotr Danielczyk, e-mail: pdanielczyk@ath.bielsko.pl

Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

Katedra Podstaw Budowy Maszyn

ul. Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała

WPLYW TECHNOLOGII WYKONANIA NAKRĘTKI KLATKOWEJ NA NOŚNOŚĆ POŁĄCZENIA GWINTOWEGO

STRESZCZENIE: W referacie zaprezentowano rozwiązanie zadania analizy statycznej połączenia śrubowego z nakrętką klatkową o specjalnej konstrukcji stosowaną w przemyśle samochodowym do łączenia elementów układu kierowniczego. Zasadniczym celem analiz było sprawdzenie nośności połączenia. Obliczenia wykonano metodą elementów skończonych (pakiet ANSYS). Opracowano dyskretne modele obliczeniowe połączeń śrubowych, które uwzględniały zjawiska kontaktowe z tarciem na styku poszczególnych części, a także nieliniową, wyznaczoną eksperymentalnie, charakterystykę materiału złącza. Stwierdzono występowanie w elementach połączenia naprężeń przekraczających granicę plastyczności. Wskazano że zmiany w technologii wykonania nakrętek korzystnie wpływające na nośność połączenia.

RECONSTRUCTION OF A CAGE NUT WITH CONSIDERATION TO ITS LOAD CAPACITY

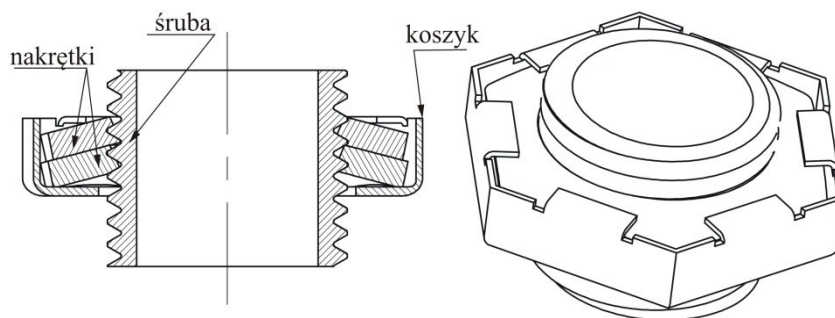
SUMMARY: The paper presents the solution of a static analysis of a screw joint with a cage nut used in car manufacturing industry for joining steering system elements. The essential aim of the analyses was to determine load capacity. Calculations were performed with the use of the Finite Element Method (ANSYS package). Discrete calculation models of screw joints were developed. The models took into account the contact phenomena with friction on the point of contact of particular parts as well as nonlinear characteristic of the joint material, which was determined experimentally. Stresses exceeding the yield point of the joint material were noticed in joint elements. The authors pointed out changes in nut manufacturing technology which have beneficial influence on the load capacity of the joint.

SŁOWA KLUCZOWE: nakrętka klatkowa, połączenie śrubowe, metoda elementów skończonych

1. WPROWADZENIE

Wał kierownicy nowoczesnego samochodu powinien z jednej strony charakteryzować się dużą sztywnością na skręcanie by nie zakłócać precyzji działania całego układu kierowniczego, a z drugiej strony musi odpowiednio odkształcać się podczas zderzenia czołowego przeciwdziałając penetracji koła kierownicy do wnętrza kabiny pasażerskiej. Ponadto nie może wpływać niekorzystnie na działanie poduszki powietrznej. Cel ten jest osiągany m.in. przez odpowiednią jego konstrukcję (wał z odkształcalnym odcinkiem, wał o budowie teleskopowej itp.) oraz wprowadzenie do konstrukcji innych elementów podatnych, które podczas zderzenia powinny zostać rozłączone, dzięki czemu nie będą powodować ciężkich urazów kierowcy. Jednym z takich elementów jest nakrętka mocująca koło kierownicy do kolumny kierowniczej.

Obecnie standardowe, sztywne połączenia śrubowe stosowane do łączenia elementów w układzie kierowniczym zastępuje się połączeniami podatnymi zaprojektowanymi tak, aby po przekroczeniu pewnej wartości siły osiowej nakrętka uległa zniszczeniu. Oczywiście, z drugiej strony połączenie takie powinno zapewnić prawidłowe funkcjonowanie układu kierowniczego oraz bezproblemowy i pewny montaż. Jeden ze znaczących producentów samochodów wykorzystuje do tego celu nakrętkę klatkową, której schemat przedstawia rysunek 1. W koszyku umieszczone są dwie płaskie nakrętki w postaci sprężyny talerzowej. Taka konstrukcja sprawia, że po dokręceniu odpowiednim momentem połączenie jest zabezpieczone przed odkręcaniem. W każdej nakrętce nacięty jest jeden zwoj gwintu. Wymiary połączenia są tak dobrane, że po przekroczeniu pewnej granicznej siły działającej na połączenie ulega zerwaniu gwint w nakrętce i poszczególne części zostają rozłączone.



Rys.1. Konstrukcja połączenia śrubowego – nakrętka klatkowej

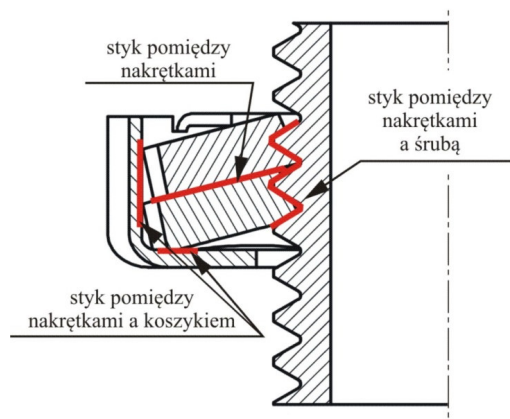
Podczas montażu nakrętek na linii produkcyjnej zauważono, że zdarzają się przypadki ścięcia zwoju gwintu w trakcie dokręcania. Istotne jest zatem stwierdzenie, czy

połączenie śrubowe charakteryzuje się dostateczną wytrzymałością i jest w stanie przenieść założoną przez konstruktorów siłę osiową wynikającą z warunków montażu. Ponadto oczekiwanym efektem pracy jest zaproponowanie ewentualnych zmian w konstrukcji bądź technologii wykonania nakrętki tak, aby nakrętka zmodyfikowana spełniała wymagania stawiane przez konstruktorów. Z uwagi na to, że problem zaistniał podczas produkcji, aby zminimalizować koszty przestojów linii produkcyjnej należało udzielić odpowiedzi w możliwie krótkim czasie.

2. MODEL DYSKRETNY POŁĄCZENIA ŚRUBOWEGO

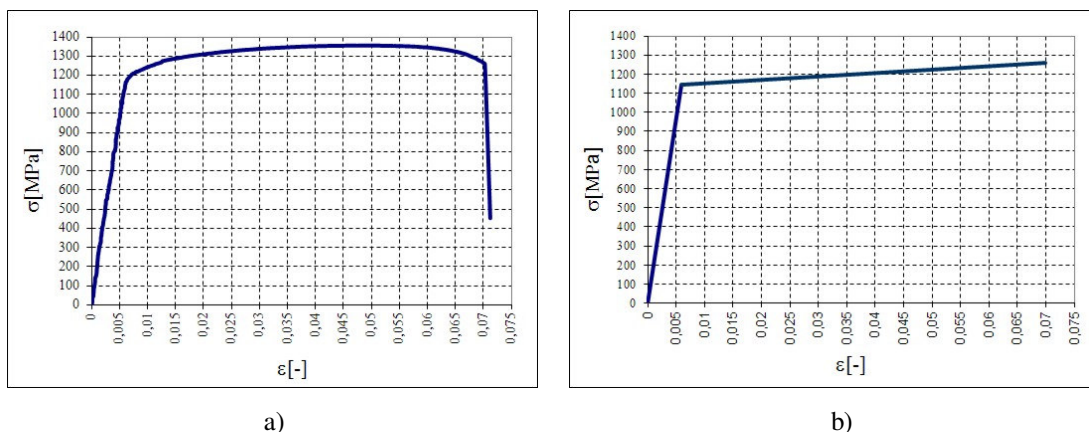
Dla dokładnego odwzorowania geometrii analizowanej nakrętki wykonano odpowiednie zglądy oraz zdjęcia mikroskopowe, które posłużyły do wykonania trójwymiarowego modelu CAD. Dzięki temu powstał model 3D nakrętki o rzeczywistym kształcie. Jest to o tyle istotne, że uzyskana bryła uwzględnia odchyłki kształtowe i wymiarowe pojawiające się podczas wielkoseryjnej produkcji nakrętek a będące skutkiem zużycia narzędzi do ich wytwarzania. Pojawienie się znaczących odstępstw od wymiarów nominalnych może być przyczyną ścięcia zwoju gwintu podczas montażu połączenia.

Do budowy modelu dyskretnego połączenia w pakiecie ANSYS, bazującego na przedstawionym modelu 3D, wykorzystano 10 węzłowe elementy czworościenne typu tetra. Są to elementy bryłowe, posiadające w każdym węźle trzy stopnie swobody – translacje w kierunku osi x , y oraz z . W miejscach styku poszczególnych części (rys.2) zastosowano elementy kontaktowe z tarciem o współczynniku właściwym dla zestawienia stal – stal $\mu = 0.15$.



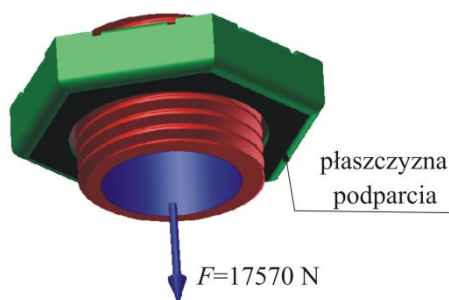
Rys.2. Miejsca z elementami kontaktowymi w połączeniu

Spodziewając się pojawienia w połączeniu naprężeń przekraczających granicę plastyczności, dla prowadzonej analizy zdefiniowano nieliniową charakterystykę materiału. Model materiałowy wykonano bazując na przeprowadzonej przez producenta nakrętek próbie rozciągania próbki wykonanej z materiału złącza. Wyniki tego doświadczenia posłużyły do opracowania dwuliniowego modelu materiałowego (rys.3).



Rys.3 Charakterystyka materiału nakrętek: a) wynik próby rozciągania, b) charakterystyka dwuliniowa

Model, podparto poprzez odebranie wszystkich stopni swobody na dolnej części koszyka (rys.4) i obciążono siłą działającą w osi śruby o wartości $F = 17570$ N. Sposób podparcia modelu i wartość siły obciążającej złącze wynikają wprost z zaleceń konstruktorów analizowanego połączenia.



Rys. 4 Sposób podparcia i obciążenia modelu

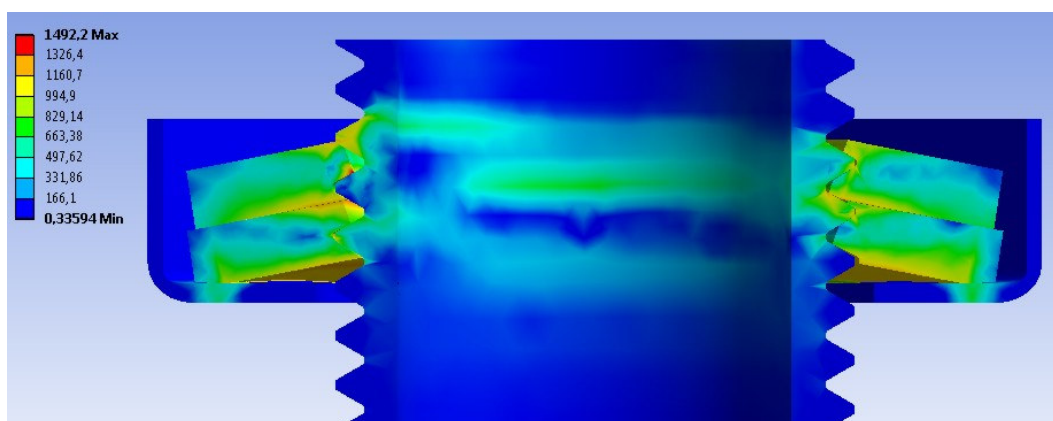
Wstępnie przeprowadzone testy numeryczne wykazały problemy ze zbieżnością obliczeń. Wobec tego podjęto szereg działań mających na celu poprawę tej sytuacji. Po pierwsze, siłę obciążającą połączenie zadawano w sposób narastający w kolejnych krokach analizy. Niestety, nie przyniosło to zadowalających rezultatów. W każdym przypadku pojawiały się duże reakcje w miejscach styku części złącza. Okazało się, że powodem tych problemów są interferencje w elementach kontaktowych. Pojawienie się

takiego zjawiska skutkuje już na powstaniem reakcji o wartości trudnej do zrównoważenia. Przyczyną tego okazały się być niedokładności podczas importu plików z programu CAD. Model geometryczny złącza zbudowano w systemie CATIA. Tam też, korzystając z modułu *DMU Space Analysis*, wykonano analizę kolizji. System nie wskazywał żadnych błędów, zwracając informację o prawidłowym dopasowaniu elementów złącza. Plik z modelem geometrycznym zapisano do uniwersalnego formatu wymiany danych STEP. Po tej konwersji i imporcie do pakietu ANSYS pojawiły się kolizje występujące na linii śrubowej gwintu. Konieczne było zatem dopasowanie do siebie powierzchni kontaktu w połączeniu tak, aby zniwelować wstępną penetrację w elementach kontaktowych.

Po wprowadzeniu opisanych korekt w modelu dyskretnym wykonano szereg testów numerycznych mających na celu dobór odpowiedniej gęstości siatki elementów skończonych zapewniającej zbieżność wyników. W rezultacie otrzymano model obliczeniowy złącza składający się z ponad 77000 węzłów. Na komputerze wyposażonym w procesor Intel(R) Core(TM) i3 -330M oraz 4 GB pamięci operacyjnej analiza modelu trwała blisko 4 godziny.

3. WYNIKI OBLICZEŃ

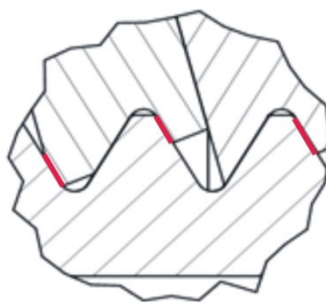
W wyniku przeprowadzonej analizy otrzymano m.in. obraz warstwic naprężeń zredukowanych wg hipotezy *Hubera – Misesa – Hencky'ego*. Jak można zauważyć na rys.5 największe naprężenia zredukowane występują na styku bruzd gwintu. W tym miejscu, z uwagi na występowanie ostrych krawędzi, elementy skończone mogą być zdegenerowane i wartości naprężeń prawdopodobnie są zawyżone. Pomimo tego należy stwierdzić, że w analizowanym połączeniu są miejsca (kolor pomarańczowy) w których naprężenia przekraczają granicę plastyczności $R_e = 1140 \text{ MPa}$. Tam może nastąpić początek pęknięcia gwintu i jego dalsza propagacja aż do całkowitego zniszczenia.



Rys.5 Warstwy naprężeń zredukowanych w połączeniu o konstrukcji wyjściowej

4. REKONSTRUKCJA NAKRĘTKI – ZMIANA TECHNOLOGII WYKONANIA

Poszukując przyczyn zdarzających się przypadków zrywania gwintu w trakcie dokręcania przeanalizowano dokładnie warunki współpracy nakrętek ze śrubą w połączeniu (rys.6). Widać tam wyraźnie (kolor czerwony) jak małe są powierzchnie styku nakrętek ze śrubą.



Rys.6 Współpraca nakrętka - śruba

Powodów tego należy doszukiwać się w procesie technologicznym wykonania nakrętek. W pierwszej operacji wykrawana jest płytka nakrętki wraz z otworem. W tej operacji stosowane jest narzędzie z odpowiednią, wynikającą z wymagań procesu, zbieżnością. W kolejnym kroku nakrętka jest wyginana, co niekorzystnie wpływa na ukształtowanie otworu do gwintowania (rys.7).



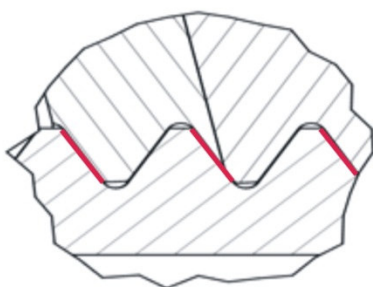
Rys.7 Etapy produkcji nakrętki

W celu zwiększenia powierzchni przylegania śruby i nakrętki zaproponowano wprowadzenie w procesie technologicznym wykonania nakrętki dodatkowej operacji, polegającej na obrocie nakrętki o 180° bezpośrednio przed operacją gwintowania (rys.8).



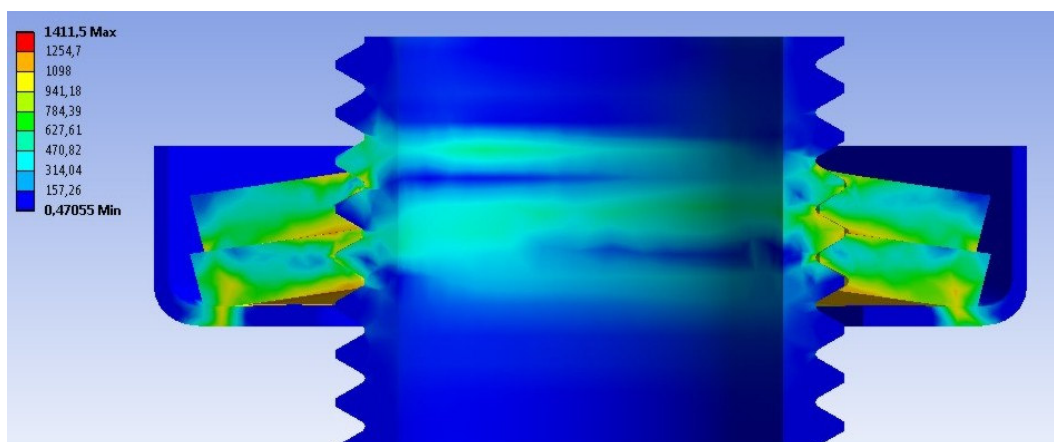
Rys.8 Schemat procesu technologicznego nakrętki po modyfikacjach

Taka prosta modyfikacja powoduje znaczące powiększenie powierzchni przylegania gwintu nakrętki i śruby, tak jak to przedstawiono na rysunku 9.



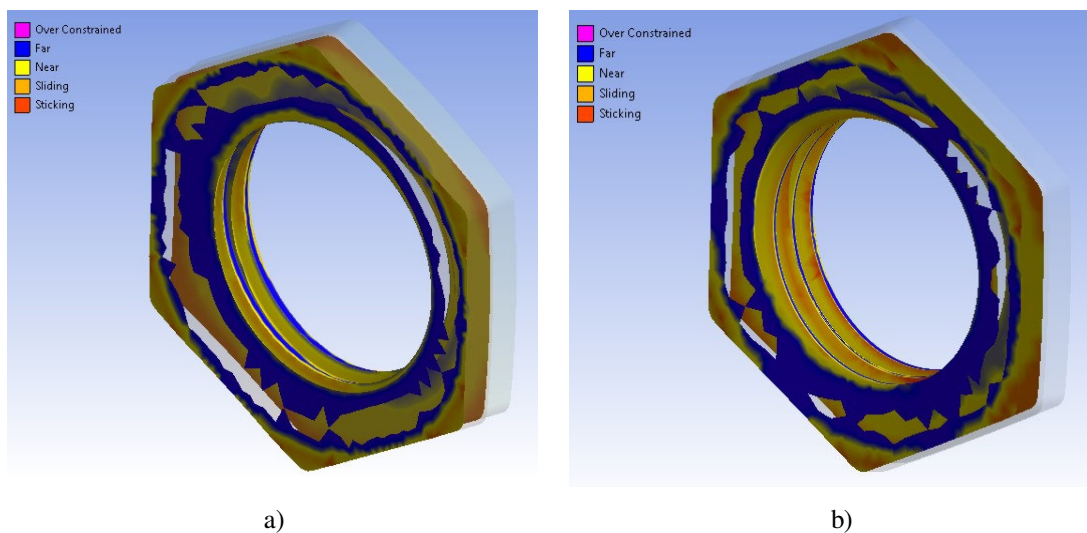
Rys.9 Współpraca nakrętka - śruba po modyfikacji

Model połączenia po modyfikacji poddano kolejnej analizie przy takich samych warunkach brzegowych i obciążeniu jak w przypadku obliczeń dla konstrukcji wyjściowej. Oczywiście największe naprężenia zredukowane w dalszym ciągu występują w nakrętkach (rys.10), są jednak średnio o 80 MPa mniejsze od naprężeń występujących w konstrukcji wyjściowej.



Rys.10 Warstwy naprężeń zredukowanych w połączeniu

Parametrem, który pozwoli ocenić czy zmiana technologii wykonania nakrętki poprawiła nośność połączenia jest status elementów kontaktowych. Analizując go można ocenić, czy elementy śruby i nakrętki stykają się i na jak dużej powierzchni styk występuje.



Rys. 11 Status elementów kontaktowych a) model bazowy, b) model zmieniony

Na rys.9 można dostrzec, że w modelu po modyfikacjach obszar styku pomiędzy nakrętką i śruba jest znacząco większy. Można postawić tezę, że w konstrukcja tej występuje znacząco korzystniejszy rozkład nacisków. Ilościowa ocena tego zjawiska jest jednak dość trudna ze względu na brak narzędzi pakietu ANSYS, które by pozwalały zmierzyć obszar powierzchni styku.

5. WNIOSKI

Wprowadzenie modyfikacji do konstrukcji analizowanego połączenia, poprzez korektę procesu technologicznego nakrętki, korzystnie wpływa na jego nośność. Dzięki jej wprowadzeniu naprężenia we współpracujących elementach połączenia zmniejszyły się o ponad 80 MPa. Szczegółowa analiza rezultatów obliczeń wskazuje jednak, że naprężenia w pewnych obszarach są niebezpiecznie blisko granicy plastyczności. Aby tego uniknąć należałoby zwiększyć powierzchnię styku nakrętka–śruba, a to można osiągnąć np. przez zwiększenie grubości nakrętek. Należy jednak pamiętać, że zmiana taka może wpłynąć na nośność połączenia i wprowadzenie jej wymaga przeprowadzenia dodatkowych analiz.

Zaproponowana zmiana technologii wykonania nakrętki została wdrożona do produkcji. Po jej zastosowaniu producent nie zgłaszał więcej problemów z montażem na linii produkcyjnej.

LITERATURA

- [1] Ansys Help SYSTEM, 2008,
- [2] Dietrych M., *Podstawy konstrukcji maszyn. Tom 2*, WN-T, Warszawa, 2007
- [3] Reimpel J., Betzler J., *Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji*, WKŁ, Warszawa 2008
- [4] Reński A., *Budowa samochodów : układy hamulcowe i kierownicze oraz zawieszenia*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2004,
- [5] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T., *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2000,
- [6] Sikorski J., *Układy kierownicze samochodów*, Warszawa : WKŁ, 1981,
- [7] Szewczyk K., *Połączenia gwintowe*, PWN, Warszawa 1991.