ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1989

Seria: MECHANIKA z. 92 Nr kol. 1027

XIII MIĘDZYNARODOWE KOLOKWIUM
"MODELE W PROJEKTOWANIU I KONSTRUOWANIU MASZYN"

13th INTERNATIONAL CONFERENCE ON
"MODELS IN DESIGNING AND CONSTRUCTIONS OF MACHINES"

25-28.04.1989 ZAKOPANE

Józef KAPŁANEK
Gabriel WRÓBEL

Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn
Politechnika Śląska

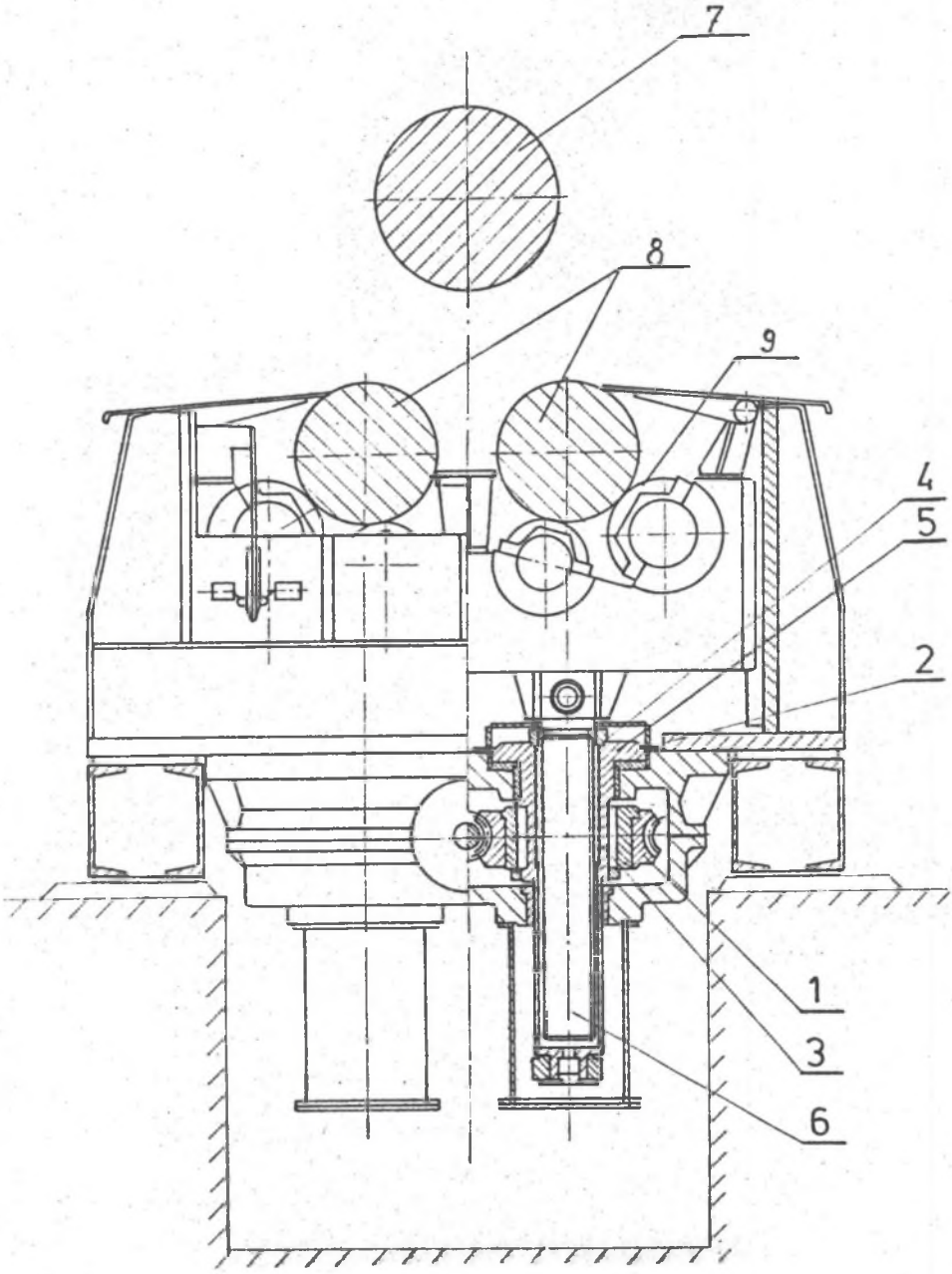
OPTYMALIZACJA NAKRĘTKI KINEMATYCZNEGO POŁĄCZENIA ŚRUBOWEGO ZE WZGLĘDU NA RÓWNOMIERNOŚĆ ROZKŁADU NACISKÓW NA DŁUGOŚCI GWINTU

Streszczenie. W pracy rozwiązano problem optymalizacji zarysu zewnętrznego nakrętki połączenia śrubowego ze względu na równomierność rozkładu nacisków na zwojach gwintu. Przyjęto dyskretny model połączenia stosując w analizie metodę elementów skończonych.

1. Wstęp

Charakterystycznym zespołem układu przeniesienia napędu walców dociskowych zwijarek rur jest mechanizm śrubowy złożony z tulei gwintowanej i śruby pociągowej. Z istoty działania układu wynika stan obciążenia tych ogniw - siła dociskowa walców rozłożona jest na kontaktowej powierzchni gwintu współpracujących elementów. Postać konstrukcyjna stosowanych dotychczas tulei gwintowanych przyczynia się do występowania znacznych nierównomierności docisków na długości gwintu połączenia. Wiąże się to z odkształcalnością elementów połączenia . O charakterze nierównomierności decydują wymiary geometryczne , własności sprężyste tworzywa tulei i śruby , parametry geometryczne gwintu , liczba zwojów. W określonych warunkach pracy urządzenia nierównomierność rozkładu nacisków prowadzi do wzrostu ich wartości maksymalnych, a stąd do spadku trwałości i niezawodności układu, mogąc stać się przyczyną przedwczesnego ubytkowego zniszczenia powierzchni kontaktowych.

Omówiony w pracy proces optymalizacji wskazał drogę modyfikacji postaci konstrukcyjnej tulei gwintowanych prowadzącą do poprawy stanu obciążenia elementów mechanizmu na przykładzie zwijarki 3-walcowej 8000/13/37.



Rys.1 Mechanizm śrubowy podnoszenia wałów dociskowych zwijarki rur

2. Opis układu napędowego walców dociskowych zwijarki

Zwijarka stanowi element głównego ciągu produkcyjnego rur spawanych w Hucie "Ferrum". Arkusze blach poddawane zwijaniu na stanowisku zwijarki po wstępnej obróbce transportowane są samotokiem, na którym za pomocą popychaczy dosunięte zostają w strefę zwijarki do początkowej pozycji operacji zwijania. Zwijanie blach dokonuje się poprzez ruch arkusza blachy wymuszony obrotem głównego walca 7 (rys.1) o średnicy ϕ 420 mm, do którego blacha dociskana jest za pośrednictwem pary walców 8. Docisk realizowany jest poprzez przemieszczenie osi walców dociskanych w kierunku pionowym. Ruch ten wymuszony jest ruchem łożyskowanych czopów walców dociskowych oraz pośrednich rolek 9 wspierających wzdłuż tworzących środkową strefę walców dociskowych. Pionowe przemieszczanie czopów i rolek pośrednich wymuszone jest przez układ napędowy złożony z silnika napędowego o mocy 55 kW, przekładni zębatej, wału napędowego, sprzęgieł kłowych, sprzęgieł zębatych, przekładni ślimakowej, śruby pociągowej, brązowej tulei gwintowanej 4.

W układzie znajdują się trzy bloki przekładni ślimakowych, z których w każdym ślimak obracany wałem napędowym napędza dwie symetrycznie ułożone ślimacznice wykonane z brązu BA1032. Ślimacznica 1 posadowiona jest za pomocą połączenia wielowypustowego na stalowej obudowie połączenia śrubowego mechanizmu podnoszącego. Wykonane z brązu BA1032 tuleje gwintowane 3 zewnętrzną powierzchnią walcową przylegają do wewnętrznej powierzchni obudowy, zaś w kierunku osiowym wsparte są dolną krawędzią na występie obudowy. Względny obrót tulei i obudowy uniemożliwiają płaskie wycięcia kołnierza tulei 4 posadowione w odpowiednich wycięciach obudowy 5. Obudowa tulei wsparta jest osiowo dolną powierzchnią kołnierza w otworze obudowy przekładni. Tuleja gwintowana pozostaje w połączeniu śrubowym o trapezowym zarysie gwintu ze śrubą pociągową 6 wymuszającą ruch walca dociskowego. Śruba pociągowa wykonana jest ze stali 38HMJ. Bezpośrednią przyczyną częstych awarii opisanego układu napędowego jest zniszczenie gwintu tulei brązowej, co uniemożliwia pracę urządzenia. Charakterystyczne dla obrazu zniszczenia we wszystkich przypadkach jest ubytkowe zużycie powierzchni nośnej gwintu prowadzące w skrajnych przypadkach do resztkowej postaci zwojów trapezowego gwintu. Powierzchnia obciążona gwintu nosi wyraźne ślady smugowego zużycia.

Zgodnie z [1] dla nakrętek śrub pociągowych wykonujących ruch posuwowy w przypadku połączenia stali (hartowanej,szlifowanej) i brązu wzajemne naciski nie powinny przekraczać 11-15 MPa (wartość mniejsza dla stali ulepszonej cieplnie, większa dla hartowanej i szlifowanej). W obliczeniach projektowych zakładano dla nacisków jako dopuszczalną wartość 12 MPa. Porównując tę wartość z wyliczonymi naciskami średnimi $\sigma_{śr}$ stwierdzono, że naciski średnie przekraczają dopuszczalną wartość obliczeniową o około 23% [2]. Biorąc pod uwagę wpływ znacznej nierównomierności nacisków wynikającej z rozkładów obciążenia na poszczególne zwoje tulei brązowej w jej współpracy ze śrubą pociągową oraz zespoły śrub pociągowych dosuwu walców dociskowych, stanowi to potwierdzenie wstępnej hipotezy dotyczącej przyczyn awarii układu.

W dalszym ciągu pracy przedstawiono możliwość poprawy stanu obciążenia mechanizmu śrubowego w drodze zmniejszenia nierównomierności pierwszego typu.

3. Analiza stopnia nierównomierności rozkładu nacisków na długości tulei gwintowanej.

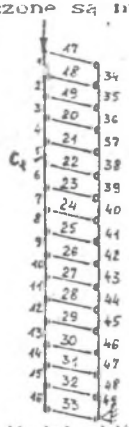
W celu stwierdzenia stopnia nierównomierności rozkładu nacisków na poszczególne zwoje gwintu tulei gwintowanej ruchowego połączenia śrubowego mechanizmu podnoszenia walców dociskowych zwijarki przyjęto model dotychczasowego połączenia śrubowego przedstawiony na rys.2.
Elementy sprężyste tego modelu reprezentują sztywności:

c_1 - odcinków rdzenia śruby pociągowej odpowiadających skokowi gwintu (elementy 1 - 13),

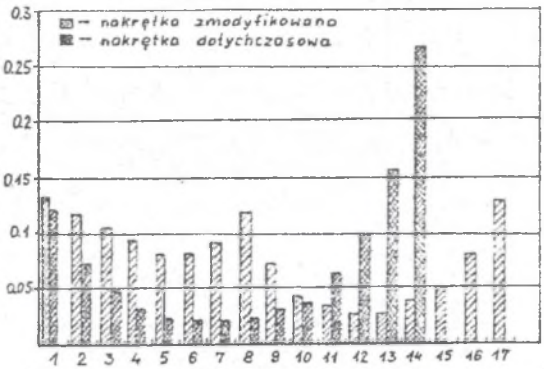
c_2 - odcinków rdzenia tulei (elementy 34 - 46),

c_3 - poszczególnych współpracujących zwojów gwintu (redukowane sztywności na zginanie i ściskanie)(elementy 17 - 30).

Do analizy przyjęto obciążenie układu w postaci siły jednostkowej przyłożonej w węźle 1 (krańcowym w modelu rdzenia śruby). Założono podparcie przeciwległej krawędzi tulei (węzeł 46). Obliczenia przeprowadzono metodą elementów skończonych [3]. W modelu założono 14 zwojów gwintu , wzdłuż których tuleja przylega do śruby. Odpowiadające tym zwojom elementy sprężyste oznaczone są numerami 17 - 30.



Rys.2 Model obliczeniowy



Rys. 3. Rozkład nacisków na zwoje gwintu dla nakrętki dotychczasowej i zmodyfikowanej

Na wykresie 3 przedstawiono w formie graficznej uzyskaną w wyniku obliczeń funkcję rozkładu obciążenia zwojów gwintu analizowanego połączenia.

4. Optymalizacja postaci konstrukcyjnej tulei ze względu na równomierność rozkładu nacisków na zwojach gwintu

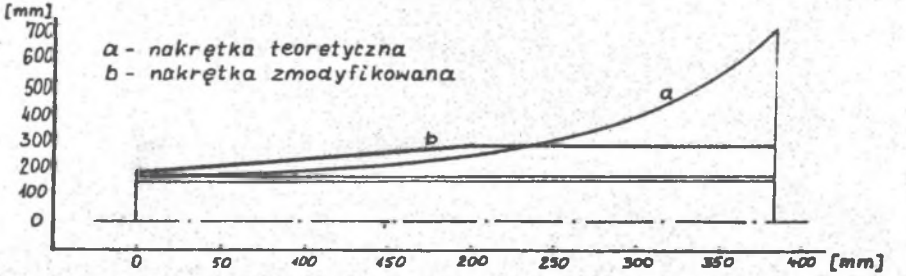
W procesie optymalizacji założono niezmienną postać zarysu gwintu oraz liczbę zwojów nakrętki (zwiększoną w celu zmniejszenia nacisków do 17 - taka zmiana możliwa jest bez istotnej modyfikacji korpusu przekładni).Jako drogę poprawy równomierności obciążenia przyjęto modyfikację sztywności poszczególnych odcinków rdzenia tulei, co odpowiada realizacji technicznej polegającej na zróżnicowanym zarysie zewnętrznym tulei(rys.2).
Analityczna zależność wyznaczająca optymalny rozkład sztywności odcinków rdzenia tulei ma postać:

$$c_2^{(n)} = \frac{N-n}{n} c_1 \quad , \quad n = 1, 2, \ldots, N-1 \quad ,$$

gdzie N jest liczbą zwojów, n jest numerem odcinka rdzenia tulei liczonym od przekroju obciążonego siłą P.

Na rys.4 przedstawiony jest teoretyczny zarys tulei gwintowanej - wykres zmiany średnicy zewnętrznej nakrętki wzdłuż jej długości - dla którego rozkład nacisków na zwoje gwintu jest całkowicie wyrównany.Analiza ilościowa tego wykresu prowadzi do oczywistego wniosku o nierealizowalności konstrukcyjnej takiego rozwiązania - zbyt duże wymiary, nietechnologiczności kształtu , a przede wszystkim nieadekwatności użytego modelu w zakresie uzyskanych wymiarów . Kierując się charakterem rozwiązania optymalnego z jednej strony, a ograniczeniami konstrukcyjnymi, jakie spełniać powinno zmodyfikowane rozwiązanie ze względu na istniejący układ napędu (przekładnia ślimakowa , śruba pociągowa podnośnika, obudowa mechanizmu podnośnika) analizie poddano rozwiązanie uzyskane w drodze poszukiwań numerycznych w zakresie możliwym do realizacji konstrukcyjnej przy jednoczesnym dążeniu do technologiczności kształtu i równomierności obciążenia zwojów. Odpowiadający temu kompromisowemu rozwiązaniu rozkład nacisków na zwojach gwintu tulei pokazany jest na rys.3. Na rys.4 dla porównania zestawiono zarys teoretyczny z zaproponowanym zarysem zmodyfikowanym. Składa się on z dwóch części: stożkowej - w części od strony walców dociskowych - oraz walcowej - w części dolnej, wspartej w obudowie stalowej. Założono przy tym, że część walcowa gwintowanej tulei brązowej nie wymaga w przypadku jej zastosowania dokonania zmian w postaci geometrycznej korpusów stalowych , w których tuleje są posadowione, a także elementów współpracujących jak wielowypust ślimacznicy , łożysko wzdłużne pomiędzy tuleją a korpusem mechanizmu podnośnika . Miarą poprawy warunków pracy przekładni śrubowej przy zastosowaniu tego typu nakrętki może być wartość łącznej siły przenoszonej przez wszystkie zwoje przy założeniu jednakowych wartości sił maksymalnych nacisków w miejscach ich koncentracji. W przypadku poprzedniego rozwiązania łączna siła wynosi 1 [kN] przy wartości maksymalnego nacisku na zwoju nr 14 równym 0,2614 [kN]. W zmodyfikowanym rozwiązaniu stosunek wartości maksymalnej nacisku do wartości średniej uległ zmniejszeniu z 3,70 (tuleja walcowa) do 2,24 mimo wzrostu liczby zwojów; jednocześnie łączna siła nacisku wyliczona dla założenia wartości maksymalnego nacisku równego również 0,2614 [kN] wynosi 1,98 [kN]. Oznacza to dwukrotny wzrost nośności tulei. Uzyskany efekt siły wynika ze wzrostu liczby zwojów o 3 (z 14 do 17), a przede wszystkim ze wzrostu równomierności rozkładu obciążeń poszczególnych zwojów nakrętki.

Dodatkowym czynnikiem mogącym mieć znaczenie dla wzrostu powierzchniowej wytrzymałości zwojów gwintu nakrętki są warunki jej smarowania. Możliwa jest w tym zakresie poprawa przez zastosowanie kanałów smarowniczych doprowadzających smar bezpośrednio w strefę kontaktu każdej pary zwojów z wyjątkiem skrajnych - dla uszczelnienia przestrzeni smarowania i zapewnienie warunków smarowania hydrostatycznego, co znalazło wyraz w zaleceniach konstrukcyjnych.



Rys.4 Zarys zewnętrzny nakrętki teoretycznej i zmodyfikowanej.

LITERATURA

[1] J. Kapłanek, G. Wróbel : Ekspertyza przyczyn oraz sposobu rozwiązania przedwczesnego zużywania się nakrętek mechanizmu podnoszenia dolnych wałów zwijarki 3-wałowej. Centum Postępu Technicznego SIMP, cz. I i II, Gliwice 1988.

[2] L.T. Wrotny : Podstawy konstrukcji obrabiarek. WNT, Warszawa 1973.

[3] O.C. Zienkiewicz : Metoda elementów skończonych. Arkady, Warszawa 1972.

Резюме

Оптимизаця гаики кинематического винтового подъемного механизма по отношении равномерного разложения нажима на длине бинта.

В работе решено проблема оптимизации внешнего очертания гаики винтового механизма по отношении равномерного разложения нажима на витоках винта. Принято дискретную моделъ винтового механизма применяют метод конечных елементов.

Optimization of the nut of kinematic screw joint considering uniform distribution of axial thrust

S u m m a r y

In this paper the optimization problem of nut's external profile in srew joint considering uniform distribution of axial thrust on thread coils is solved. In the solution a discreet model of joint was assumed and the finite elements method was adopted.

Recenzent: prof. dr hab. inż. M. Trombski

Wpłynęło do Redakcji 19.I.1989 r.