

XVII Konferencja Naukowo-Techniczna

TKI2024

TECHNIKI KOMPUTEROWE W INŻYNIERII

15–18 października 2024

Wpływ ukształtowania zwojów końcowych sprężyny śrubowej naciskowej na jej sztywność i rozkład reakcji poprzecznych przy obciążeniu osiowym

Robert Baran¹, Krzysztof Michalczyk¹, Mariusz Warzecha¹

¹AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Projektowania i Eksploatacji Maszyn
email: rbaran@agh.edu.pl, kmichal@agh.edu.pl, mwarzech@agh.edu.pl

STRESZCZENIE: W trakcie osiowego ściskania sprężyn śrubowych naciskowych oprócz reakcji osiowej powstają również siły reakcji na kierunkach poprzecznych do osi sprężyny. Siły te mogą osiągać relatywnie wysokie wartości, zwłaszcza dla sprężyn o niewielkiej liczbie zwojów aktywnych. W pracy przedstawiono numeryczną i eksperymentalną analizę wpływu parametrów geometrycznych sprężyny na składowe siły reakcji powstających w przypadku osiowego ściskania sprężyn śrubowych naciskowych, przy ustalonych warunkach podparcia. Przeprowadzono wstępne badania doświadczalne, które pozwoliły na weryfikację poprawności opracowanych modeli numerycznych, uwzględniających zarówno duże odkształcenia jak i zjawiska tarcia między zwojami. Wykazano, że znane z literatury zależności na sztywność osiową sprężyn naciskowych mogą dawać wyniki obciążone błędem sięgającym kilkudziesięciu procent. Przeprowadzone badania pozwoliły na opracowanie nowych zależności, umożliwiających określenie wpływu liczby zwojów biernych i aktywnych oraz kąta wzniosu linii śrubowej i wskaźnika sprężyny na sztywność osiową oraz wartości i kierunki reakcji poprzecznych.

SŁOWA KLUCZOWE: sprężyna śrubowa, zwoje końcowe, sztywność osiowa, odkształcenie poprzeczne, numeryczna analiza sztywności

1. Przedmiot, cel i zakres pracy

Sprężyny śrubowe naciskowe cechuje duża zdolność do akumulowania energii sprężystej, łagodzenia obciążeń udarowych, kształtowania charakterystyki dynamicznej i ustalania położenia maszyn [1], przez co stosowane są w układach zawieszenia pojazdów i maszyn wibracyjnych [2-3]. Zastosowania te wymagają często wysokiej precyzji w określeniu charakterystyk sprężyn dla celów analizy statycznej, dynamicznej i wyobceniowej [4]. Zależności określające te charakterystyki dają zadowalającą dokładność w przypadku sprężyn o dużej liczbie zwojów aktywnych. Jednak w przypadku sprężyn o niewielkiej liczbie zwojów aktywnych, ich precyzja maleje a istotną rolę zaczyna odgrywać sposób ukształtowania zwojów końcowych [5].

Celem niniejszej pracy jest opracowanie nowych zależności pozwalających dokładnie wyznaczyć sztywność osiową sprężyn naciskowych krótkich ze zwojami przyłożonymi oraz określić kierunek oraz wartość reakcji poprzecznych powstających w wyniku osiowego ściskania.

Zakres badań obejmuje metody analityczne, badania stanowiskowe specjalnie wykonanej próby sprężyn oraz badania numeryczne rozszerzonej próby na podstawie modelu sporządzonego w oparciu o badania stanowiskowe.

2. Metodologia badań

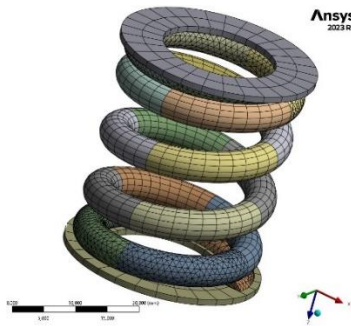
Badania podzielono na trzy etapy. Pierwszym było przeprowadzenie przeglądu metod analitycznych obliczania sztywności osiowej sprężyn z uwzględnieniem zwojów biernych. Drugim etapem były stanowiskowe badania osiowego ściskania 54 sprężyn. Do badań wybrano sprężyny o końcach przygiętych i szlifowanych, o ustalonej wartości skoku i różniące się liczbą zwojów aktywnych, wskaźnikiem

oraz liczbą zwojów biernych. W badaniach użyto 3 komplety próbek opisanych w pracy [5]. Wartość ugięcia osiowego w trakcie badań dobierano z warunku nie przekroczenia naprężeń dopuszczalnych. Wyniki badań zestawiono z najdokładniejszymi wzorami analitycznymi.

Na podstawie powyższych badań sporządzono modele 3D wybranych badanych sprężyn (12 szt.), korzystając ze zmodyfikowanego algorytmu opisanego w [6] w programie SpaceClaim i ANSYS Workbench. Celem poprawy dokładności modelu zbadano właściwości materiału drutu – Moduł Younga, Kirchoffa i współczynnik tarcia. Została zmierzona wysokość, długość styku zwojów biernych i przemieszczenie dla każdej sprężyny. Do sprawdzenia poprawności modeli numerycznych wybrano próbki rzeczywiste o geometrii najbardziej zbliżonej do założonej.

Modelowanie numeryczne obejmowało precyzyjny dobór ustawień parametrów kontaktu międzypośluzowego oraz dokładności i jakości dyskretyzacji modelu bryłowego. Ze względu na nieliniowość prowadzonych analiz, zastosowano elementy skończone drugiego stopnia, sześciennie dla zwojów o ciągłym przekroju kołowym i podpór oraz czworosiennie dla ostatnich zwojów zeszlifowanych. Obciążenie przemieszczeniowe było podawane na dokładnie taką samą wartość jak w eksperymencie wzorcowym, a dolną podporę utwierdzono. Na rysunku 1 przedstawiono przykładowy model sprężyny wraz z talerzami oporowymi. W końcowym etapie badań przeprowadzono analizy numeryczne na podstawie uzyskanego modelu dla próby sprężyn rozszerzonej do 180 modeli różniących się wskaźnikiem (3 wartości), liczbą zwojów aktywnych (5 wartości), kątem wzniosu linii

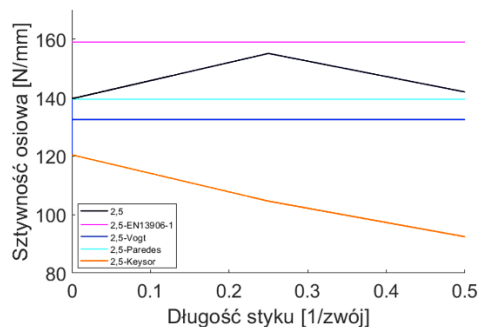
śrubowej (3 wartości) oraz długością linii styku pomiędzy zwojami końcowymi (4 wartości).



Rys. 1. Przykładowa sprężyna z zastosowaną siatką elementów skończonych

3. Badania stanowiskowe

W wyniku badań stanowiskowych uzyskano sztywności osiowe dla sprężyn o wskaźnikach 5 i 7 oraz liczbie zwojów aktywnych 2,5; 2,75 i 3, dla trzech długości styku zwojów biernych: 0; 0,25 i 0,5. Przykładowy rezultat badań w postaci wykresu sztywności osiowej w funkcji długości styku dla sprężyn o $C = 5$ i $n = 2,5$ na tle wyników zależności literaturowych przedstawiono na rysunku 2. Analizując wykres można zauważyć, że zależność wg EN 13906-1:2013(E) zawyża wyniki i jedynie przy długości linii styku równej 0,25 zbliża się do wyniku eksperymentu. Najmniejsze rozbieżności w wynikach daje zależność podana w pracy [7], gdzie założono zwiększenie liczby zwojów aktywnych o 0,35. Większe rozbieżności wykazuje zależność podana w pracy [8], gdzie zaproponowano zwiększenie liczby zwojów aktywnych o 0,5. Zależność podana przez Keysora [9] daje rozbieżności przekraczające 30%. Precyzyjne określenie sztywności wymaga zatem uwzględnienia długości styku zwojów końcowych, na co wskazano również w pracy [10].



Rys. 2. Sztywność wybranej sprężyny w funkcji długości styku zwojów końcowych wraz z wynikami zależności literaturowych

4. Badania numeryczne

Wykorzystując model numeryczny opisany w rozdziale 2 przeprowadzono 12 symulacji a następnie porównano ich wyniki z danymi eksperymentalnymi. Fragment tych wyników przedstawiono w Tabeli 1. gdzie porównano sztywności osiowe R uzyskane eksperymentalnie ze sztywnościami R_M uzyskanymi numerycznie i podano różnice względne e . Średnia dokładność modelu wyniosła

4,1%, a maksymalny rozrzut dla sprężyn o tym samym wskaźniku i liczbie zwojów aktywnych wyniósł 6,4%.

Tabela 1. Porównanie badań stanowiskowych z modelem

Sprężyna	R [N/mm]	R_M [N/mm]	e [%]
C5n2,5s0	140,43	141,88	1,0%
C5n2,5s0,25	154,50	147,86	-4,5%
C5n2,5s0,5	142,80	138,26	-3,3%

Przeprowadzone badania symulacyjne rozszerzone (180 próbek) pozwoliły na lepsze zrozumienie badanych zjawisk. Przykładowe wyniki przedstawiające zmianę udziału reakcji poprzecznej R_t w odniesieniu do reakcji osiowej R_z oraz jej kąt θ względem osi x dla sprężyny o 1 zwoju aktywnym przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Udział reakcji poprzecznych względem osiowej

Sprężyna	R_t/R_z [%]	θ [°]	R_z [N]
C4g5n1s0	6,89	97,74	9,55
C4g5n1s0,5	5,78	106,41	9,52
C4g15n1s0	13,65	92,19	212,14
C12g5n1s0	9,20	101,90	9,63

5. Podsumowanie

W wyniku przeprowadzonych badań sformułowano następujące wnioski główne:

- 1) Klasyczne zależności analityczne pozwalające obliczyć sztywność osiową sprężyn mogą dawać wyniki obarczone znacznym błędem.
- 2) Opracowane zależności umożliwią dokładniejsze określenie sztywności osiowej oraz wartości i kierunku reakcji poprzecznych powstających przy osiowym ściskaniu sprężyny, uwzględniając liczbę zwojów aktywnych i biernych, wskaźnik sprężyny i kąt wzniosu.

Praca została sfinansowana z subwencji badawczej AGH nr 16.16.130.942.

Literatura

- [1] Wahl A. M., *Mechanical Springs*, Penton Pub. Comp., Cleveland 1944.
- [2] Zhou Ch., et all, *An investigation of abnormal vibration – induced coil spring failure in metro vehicles*, Engineering Failure Analysis, Vol. 108, No. 104238, 2020.
- [3] Cieplak G., Wójcik K., *Conditions for self-synchronization of inertial vibrators of vibratory conveyors in general motion*, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, vol. 58 iss. 2, pp. 513-524, 2020.
- [4] Yıldırım V. *Exact determination of the global tip deflection of both close-coiled and open-coiled cylindrical helical compression springs having arbitrary doubly-symmetric cross-sections*, International Journal of Mechanical Sciences, vol. 115, pp. 280-298 (2016).
- [5] Baran R., et. all, *Experimental analysis of transverse stiffness distribution of helical compression springs*, Acta Mechanica et Automatica, Vol. 17, No. 1, pp. 95-103, 2023.
- [6] Michalczyk K., et all, *A new method for generating virtual models of nonlinear helical springs based on a rigorous mathematical model*, Applied Computer Science, vol. 19, no. 2, pp. 96–111, 2023.
- [7] Paredes M., *Enhanced Formulae for Determining Both Free Length and Rate of Cylindrical Compression Springs*, ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 138, 2016.
- [8] Vogt R.F., *Number of active coils in helical springs*, Transaction of the American Soc. of Mech. Engineers, Vol. 56, No. 4, pp. 467-476, 1934.
- [9] Keysor H. C., *Calculation of the Elastic Curve of a Helical Compression Spring*, Transactions of ASME, Vol. 62, No. 4, pp. 319-326, 1940.
- [10] Liu H., Kim D., *Effects of end coils on the natural frequency of automotive engine valve springs*, Springer, International Journal of Automotive Technology, Vol. 10, No. 4, pp. 413-420, 2009.