MODELOWANIE INŻYNIERSKIE ISSN 1896-771X
43, s. 193-202, Gliwice 2012

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA ZINTEGROWANEGO UKŁADU GENERATOR ELEKTROMAGNETYCZNY – LINIOWY TŁUMIK MR

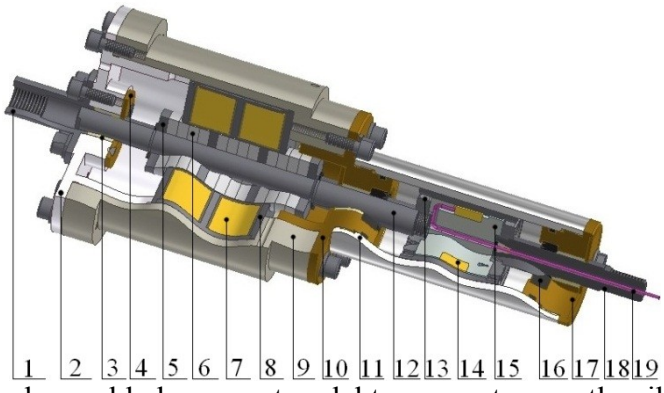
KRZYSZTOF MICHALCZYK[1]**,BOGDAN SAPIŃSKI[2]*, ZBIGNIEW SZYDŁO[3]**, MARCIN WĘGRZYNOWSKI[4]*

**AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Automatyzacji Procesów,*
*** AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn,*
e-mail: kmichal@agh.edu.pl[1],deep@agh.edu.p[2],zbszydlo@agh.edu.pl[3],mweg@agh.edu.pl[4]

Streszczenie: W pracy przedstawiono wyniki obliczeń wytrzymałościowych generatora elektromagnetycznego połączonego z liniowym tłumikiem magnetoreologicznym (MR).Tłumik i generator są elementami samo zasilającego się układu redukcji drgań. Do obliczeń przyjęto maksymalne wartości przyspieszeń działających na układ, które są sumą przyspieszeń drgań oraz przyspieszenia ziemskiego. Uwzględniono siły wynikające z rozkładu ciśnień w tłumiku dla przyjętych warunków pracy układu. Analizie poddano poszczególne elementy konstrukcyjne układu oraz połączenia między nimi.

1. WSTĘP

Istnieje wiele prac dotyczących zastosowania cieczy MR w układach redukcji drgań, między innymi [1,2]. Pomimo to w dostępnej literaturze można znaleźć niewiele informacji dotyczących konstrukcji tego typu układów, zwłaszcza w kontekście ich wytrzymałości. Analiza wytrzymałościowa dotyczy generatora połączonego szeregowo z liniowym tłumikiem MR. Model analizowanego układu pokazano na rys. 1.



Rys. 1. Budowa układu generator elektromagnetyczny-tłumik MR

Uchwyt generatora 1, mocujący obudowę generatora do wzbudnika drgań, jest połączony z pokrywą generatora 2 za pomocą sześciu śrub M6×18–8.8. W pokrywie 2 zamocowano tuleję ślizgową 3, łożyskującą tłoczysko pełne 12, na którym umieszczono trzy pakiety magnesów 6, rozdzielonych czterema nabiegunnikami 5. W korpusie generatora 9, zamocowano karkas 8,

w którym znajduje się cewka generatora 7. Wibroizolowany obiekt zamocowano do tłoczyska drążonego 18, połączonego z jedną z dwóch płytek mocujących 13. Pomiędzy tymi płytkami umieszczono rdzeń 15, na którym nawinięto cewkę sterującą tłumika 14. W płytkę mocującą 13 wkręcono nagwintowaną część tłoczyska pełnego 12.Wykaz najważniejszych elementów samo zasilającego się układu tłumika z generatorem przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Elementy układu

Lp	Nazwa	Ilość	Materiał	Masa [kg]
1.	Uchwyt generatora	1	C45	0,070
2.	Pokrywa generatora	1	AlCu4MgSi(A), (PA6 wg PN-79/H-82160).	0,280
3.	Tuleja ślizgowa	2	PA 6-G wg ISO 1043,	0,001
4.	Płytka zabezpieczająca ϕ37× ϕ12,5×1,5	1	CuZn38Pb2	0,015
5.	Nabiegunnik	4	S235	0,019
6.	Magnes neodymowo-borowy	12	Wg specyfikacji	0,023
7.	Cewka taśmowa	2	Cu/PE	0,430
8.	Karkas	1	11SMn30 i kompozyt nylonowy	0,582
9.	Korpus generatora	1	AlCu4MgSi(A) (PA6 wg PN-79/H-82160).	0,663
10.	Pokrywa łącznikowa	1	CuZn38Pb2	0,501
11.	Cylinder tłumika	1	1.0406 wg PN-EN 10083-2+A1:1999	0,526
12.	Tłoczysko pełne	1	X5NiCrTiMoV26-15	0,171
13.	Płytka mocująca ϕ37,2	2	1.0715, wg. PN-EN 100087:2000.	0,032
14.	Cewka tłumika	1	Cu	0,050
15.	Rdzeń ϕ32,4	1	11SMn30	0,173
16.	Pierścień uszczelniający	2	guma	0,002
17.	Pokrywa tłumika ϕ 50	1	CuZn38Pb2	0,221
18.	Tłoczysko drążone ϕ 14	1	X5NiCrTiMoV26-15	0,076
19.	Kabel ϕ 1,5	1	-	-

2. ZAŁOŻENIA OBLICZENIOWE

W modelowaniu uwzględniono wpływ sił masowych i wpływ sił wynikających z rozkładu ciśnień w tłumiku, dla skrajnych parametrów pracy układu, pominięto siły elektrodynamiczne, działające między trzpieniem a cewką indukcyjną, uwzględniono sinusoidalny charakter ruchu obudowy generatora. Założono, że częstotliwość drgań wzbudnika f zmienia się w zakresie od 2 Hz do 20Hz, natomiast maksymalna amplituda drgań wynosi A_{max}=10 mm.

Pierwszym elementem poddanym analizie wytrzymałościowej jest uchwyt generatora, mocowany do wzbudnika drgań przez połączenie gwintowe M12×1,5×16. Działająca na niego siła jest sumą sił masowych pochodzących od przyspieszeń obudowy generatora oraz siły wywołanej przepływem cieczy w tłumiku. Maksymalne przyspieszenie generatora dla poczynionych założeń wynosi:

$$a_{\max} = A_d \cdot \omega^2 + g \cong 168 \frac{m}{s^2} \tag{1}$$

Masa części układu związanego z uchwytem generatora wynosi m = 3,92 kg. Siła działająca na uchwyt przyjmuje wartość 659N. Maksymalna siła oporu tłumika MR wynosi natomiast 3000N. Całkowite obciążenie uchwytu generatora wynosi:

$$F_{\max} = 659N + 3000N \cong 3660N \tag{2}$$

W przypadku, gdy przyspieszenie ziemskie odejmuje się od przyspieszenia drgań, siła obciążająca uchwyt generatora wynosi:

$$F_{\max(-)} = 581{,}6N + 3000N \cong 3582N \tag{3}$$

Generator może pracować w ustawieniu pionowym lub poziomym, więc do obliczeń będzie wykorzystana maksymalna wartość siły, a więc F_{max}.

3. ŚRODOWISKO OBLICZENIOWE

Analizy numeryczne przeprowadzono przy użyciu pakietu ANSYS WorkBench [3,4]. Środowisko to wybrano ze względu na łatwość wprowadzania modyfikacji zarówno w typ przeprowadzanej analizy, rodzaj siatki generowanej przez system jak i rodzaj elementów skończonych użytych do analizy. Dzięki szybkim zmianom parametrów przeprowadzanych analiz sporządzono porównanie poprawności otrzymanych wyników ze względu zarówno na globalny rozmiar elementu jak i na lokalne zagęszczenie siatki w miejscu przewidywanego wystąpienia naprężenia. Zbadano również wpływ jakości zastosowanej siatki modelu (elementy tetragonalne lub heksagonalne) na wyniki analizy.

4. ANALIZA MOCOWANIA UCHWYTU GENERATORA DO PŁYTY WZBUDNIKA DRGAŃ

Elementem przenoszący największe obciążenia związane z siłami masowymi działającymi na układ jest uchwyt generatora (element 1 na rys. 1), mocujący urządzenie do źródła drgań. Z uwagi na szczególną rolę tego elementu dokładnej analizie poddano zarówno jego część gwintowaną jak również część kołnierzową (rys. 2).

4.1 Określenie wymaganego wstępnego napięcia śruby mocującej

Dzięki symetrii występującej w analizowanym urządzeniu oraz ze względu na czas poświęcony na wykonanie analiz przeprowadzono obliczenia tylko połowy połączenia gwintowego, zachowując przy tym parametry gwintu wewnętrznego zawartego w normie PN/M-02013. Przewidywany sposób połączenia uchwytu generatora z płytą wzbudnika drgań pokazano na rys. 2.

Rys.2. Model mocowania uchwytu generatora do płyty wzbudnika

Wstępne napięcie połączenia siłą Q_0 wynika z występowania obciążeń zmiennych. Przyjęto, że w chwili działania maksymalnej siły odrywającej generator od płyty $F_{\max}$, zacisk resztkowy Q_r pomiędzy płytą a uchwytem generatora powinien wynosić 10% jej wartości, która wynosi: $Q_r = 0{,}1F_{max} = 366\text{N}$. Aby obliczyć wymagane wstępne napięcie $Q_{0,}$ należy wyznaczyć sztywności elementów dociążanych i odciążanych. Elementem dociążanym jest śruba M12×1,5×65-8.8-B. Sztywność jej wynosi [5]:

$$C_1 = \frac{E_1 \cdot A_1}{L} = \frac{21000 \cdot 113{,}1}{40} = 593761N \tag{4}$$

gdzie: E_1 i E_2 to moduł Younga kolejno śruby i płyty, A_1 – pole przekroju poprzecznego śruby,

L – długość robocza śruby, równa grubości płyty. Sztywność płyty obliczono z zależności[5]:

$$C_2 = \frac{E_2 \cdot \pi \cdot d_0 \cdot tg\alpha}{2 \cdot \ln \frac{(a+d_0)\cdot(a+L\cdot tg\alpha - d_0)}{(a-d_0)\cdot(a+L\cdot tg\alpha + d_0)}} \tag{5}$$

gdzie: d_o = 13mm – średnica otworu w płycie, a = 18mm – średnica zewnętrzna powierzchni oporowej uchwytu oraz łba śruby, stykających się z płytą, L = 40mm – grubość płyty, α– kąt nachylenia tworzącej stożek objętości ściskanej. Dla płyty z otworem można przyjąć wartość tgα = 0,5 [5]. Podstawiając przedstawione wartości do zależności (5), otrzymuje się sztywność płyty C_2=.

W analizowanym przypadku siła dociążająca układ przyłożona jest do uchwytu generatora, który jest jednocześnie nakrętką śruby. Dla takiej konfiguracji można zapisać [6]:

$$Q_{\max} = Q_0 + F_{\max} \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2} \tag{6}$$

$$Q_r = Q_{\max} + F_{\max} \tag{7}$$

gdzie: $Q_{\max}$– siła rozciągająca śrubę pod działaniem napięcia wstępnego Q_0 oraz obciążenia roboczego $F_{\max}$. Podstawiając odpowiednie wartości do (6) i (7) i przekształcając, otrzyma się Q_{max} = 4026N oraz Q_0 = 3092N.Wydłużenie śruby i skrócenie płyty pod wpływem napięcia wstępnego wyniosą odpowiednio:

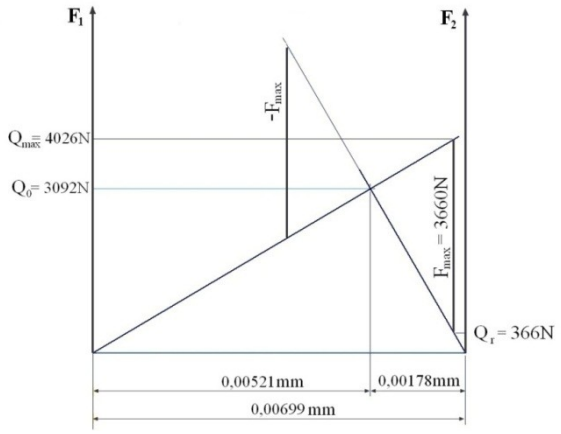
$$\Delta L_{1A0} = \frac{A_0}{C_1} = \frac{3092}{593761} = 0{,}00521mm \tag{8}$$

$$\Delta L_{2A0} = \frac{-A_0}{C2} = \frac{-3092}{1733756} = -0{,}00178mm \tag{9}$$

Całkowita różnica długości roboczej śruby i grubości płyty wsporczej wyniesie:

$$\Sigma\Delta L_0 = 0{,}00699mm$$

Charakterystyki połączenia śrubowego przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Charakterystyki połączenia płyty z uchwytem generatora

4.2 Określenie rzeczywistego współczynnika bezpieczeństwa dla śruby M12×1,5×65-8.8

Na wykresie charakterystyk śruby i płyty (rys. 3) zaznaczono zmianę sił napinających w układzie wywołaną obciążeniem zewnętrznym skierowanym w kierunku płyty. Śruba M12×1,5×65 będzie zatem poddana obciążeniom cyklicznym o następujących parametrach:

- obciążenie średnie: $P_m = Q_0$ =3092N
- amplituda obciążenia: $P_a = Q_{max} – Q_0$ =4026N – 3092 N=934N
- obciążenie maksymalne : $P_{max} = Q_{max}$ =4026N

- obciążenie minimalne : $P_{min} = P_m – P_a$=3092N – 934N=2158N

Przekrój rdzenia śruby wynosi $A_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = 81{,}073 mm^2$, stąd naprężenie rozciągające średnie $\sigma_m = \frac{P_m}{A_3} = 38{,}2 MPa$, a amplituda naprężeń rozciągających $\sigma_m = \frac{P_a}{A_3} = 11{,}5 MPa$. W analizie zmęczeniowej śruby oparto się na właściwościach zmęczeniowych dla stali 20Cr4, której parametry odpowiadają klasie własności mechanicznych 8.8. Parametry wytrzymałościowe stali 20Cr4 hartowanej w temp. 880°C i odpuszczanej w temp. 180°C są następujące: R_m= 800MPa, R_e = 650MPa, Z_{go} = 340MPa, Z_{ro} = 260MPa,Z_{rj} = 450MPa [7] gdzie: R_m– wytrzymałość na rozciąganie , R_e– granica plastyczności, Z_{go}– wytrzymałość zmęczeniowa – zginanie, Z_{ro}– wytrzymałość zmęczeniowa – rozciąganie. Dla cykli o σ_a / σ_m = const., rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa wyraża się wzorem [8]:

$$x_z = \frac{z_0}{\beta \cdot \gamma \cdot \sigma_a + \sigma_m \cdot \left(\frac{2 \cdot z_0}{z_j} - 1 \right)} \tag{12}$$

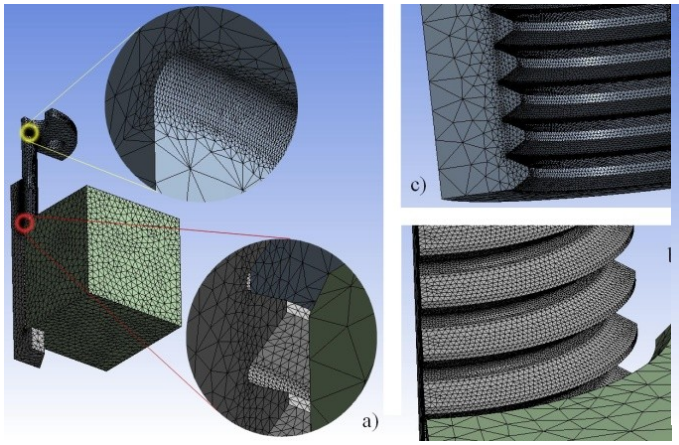
gdzie : $\beta = 2{,}5$ – współczynnik spiętrzenia naprężeń, $\gamma = 1$ – współczynnik wielkości przedmiotu,Z_0– współczynnik zmęczeniowy przy naprężeniach obustronnie zmiennych, Z_j– współczynnik zmęczeniowy przy naprężeniach jednostronnie zmiennych. Wartości parametrów określono na podstawie wykresów zmęczeniowych zawartych w [5].Podstawiając obliczone wartości otrzymano:x_z = 7,5.Wymagany współczynnik bezpieczeństwa wynosi x_{zw} = 1,8, a więc $x_z > x_{zw}$.

4.3 Analiza mocowania uchwytu generatora z użyciem MES

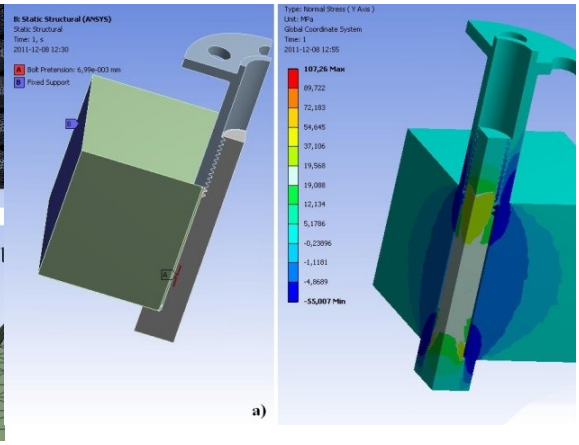
W celu sprawdzenia dokładności modelu analitycznego wykonano analizy numeryczne połączenia uchwytu generatora z płytą mocującą. W analizowanym układzie połączenia występują trzy miejsca kontaktu: na gwincie między uchwytem a śrubą, między powierzchnią oporową uchwytu a płytą i między powierzchnią oporową łba śruby a płytą. Współczynnik tarcia we wszystkich trzech parach kontaktowych przyjęto 0,15. Zamodelowano ¼ układu, zadając odpowiednie warunki symetrii na płaszczyznach przekroju. Zarys gwintu odwzorowano zgodnie z PN-83/M-02013, stosując jednak uproszczenie w postaci zerowego kąta wzniosu linii śrubowej γ. Kąt ten w rzeczywistości wynosi 2,479°, zatem przybliżenie to ma znikomy wpływ na dokładność uzyskanych wyników.

4.3.1 Analiza połączenia obciążonego jedynie napięciem wstępnym

Pierwszym etapem analizy było określenie wartości naprężeń rozciągających w śrubie przy obciążeniu połączenia jedynie napięciem wstępnym zadanym w postaci odpowiedniego skrócenia śruby. Skrócenie to odpowiada sumie odkształceń elementów łączonych, pokazanych na rys. 3, a jego wartość wynosi 0,00699 mm. Model połączenia i powiększone obszary spodziewanej koncentracji naprężeń oraz fragmenty siatki na gwincie śruby, uchwycie płyty, oraz płycie pokazano na rys. 4a,b,c. Przy tworzeniu siatki wykorzystano narzędzia do lokalnego zagęszczania siatki na powierzchniach, tworzenia siatki regularnej oraz definiowania długości krawędzi elementów. Długość krawędzi elementów leżących na linii łączącej zaokrąglenie gwintu śruby z jego powierzchnią roboczą ustalono na 0,08 mm. Model śruby składa się z 225720 elementów, model uchwytu z 271758 elementów, natomiast model płyty z 19980 elementów.



Rys. 4. Siatka elementów skończonych na modelu połączenia

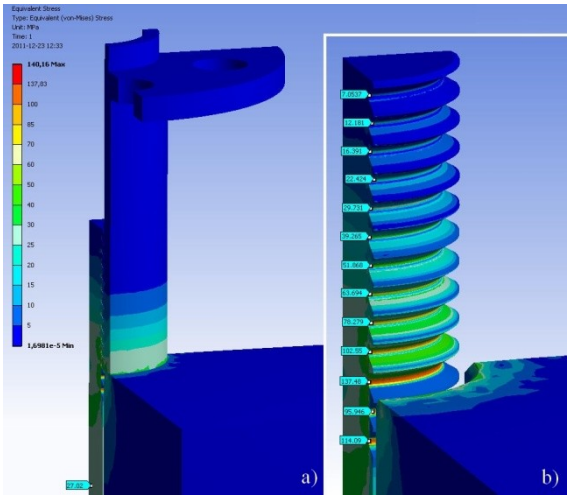


Rys.5. Model układu o napięciu wstępnym $\sum\Delta L = 0{,}00699mm$

Rozkład naprężeń normalnych na kierunku zgodnym z osią śruby pokazano na rys. 5b, dla warunków brzegowych pokazanych na rys. 5a. Nominalne naprężenia rozciągające śrubę na niegwintowanej części mają wartość około 19,5 MPa. Natomiast naprężenia pochodzące od siły napięcia wstępnego obliczonej analitycznie osiągają wartość:

$$\sigma_{rN} = \frac{Q_0}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{3092}{\frac{\pi \cdot 12^2}{4}} = 27MPa \tag{19}$$

Oznacza to, że pomimo zastosowania dokładniejszego od zazwyczaj stosowanego modelu układu wstępnie napiętego, uzyskane wartości sztywności elementów układu są przeszacowane. W kolejnych analizach zwiększano wstępną różnicę grubości płyty i długości śruby aż do osiągnięcia wartości naprężeń rozciągających śrubę, zgodnych z wartością wynikającą z modelu analitycznego, czyli 27 MPa. Wartość tę osiągnięto dopiero przy różnicy grubości płyty i długości śruby wynoszącej 0,0098 mm. Rozkład naprężeń według teorii Hubera – Misesa – Hencky'ego (HMH) dla tego przypadku pokazano na rys. 6.



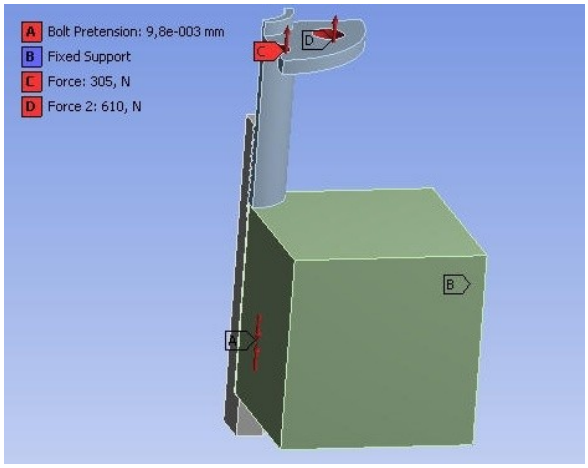
Rys. 6. Rozkład naprężeń HMH w układzie poddanym napięciu wstępnemu $\sum\Delta L = 0{,}0098mm$

Największe naprężenia zredukowane wystąpiły we wrębie ostatniego zwoju gwintu śruby stykającego się z gwintem uchwytu, a ich wartość wynosi około 135MPa. Połączenie śruby, uchwytu i płyty pokazano na rys.6a, to samo połączenie z pominięciem uchwytu - na rys.6b. Duża wartość naprężeń jest m. in. wynikiem zginania gwintu śruby gwintem uchwytu. W rowku

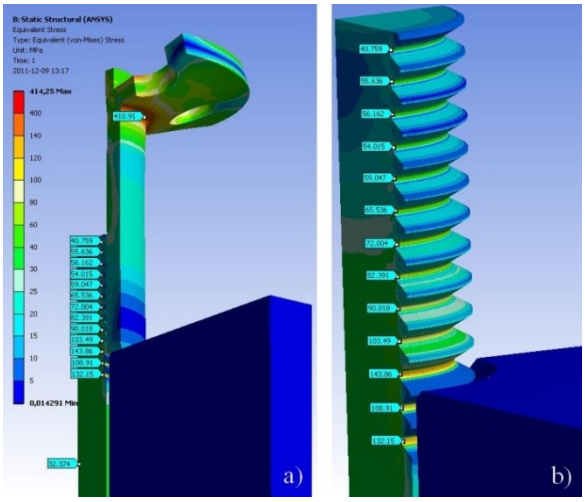
kolejnego zwoju naprężenia są znacznie niższe, a w następnym znowu wyższe. Jest to związane z odciążającym działaniem karbów wielokrotnych.

4.3.2 Analiza połączenia obciążonego napięciem wstępnym oraz maksymalną siłą rozciągającą

W tym etapie analizy połączenia uchwytu z płytą wzbudnika drgań układ został poddany obciążeniom, wynikającym z drgań korpusu generatora (siły masowe) oraz sił przenoszonych przez tłumik MR zintegrowany z generatorem. Warunki brzegowe przedstawiono na rys. 7. Suma sił C i D modeluje ¼ obciążenia obliczonego na podstawie (2).



Rys. 7. Warunki brzegowe



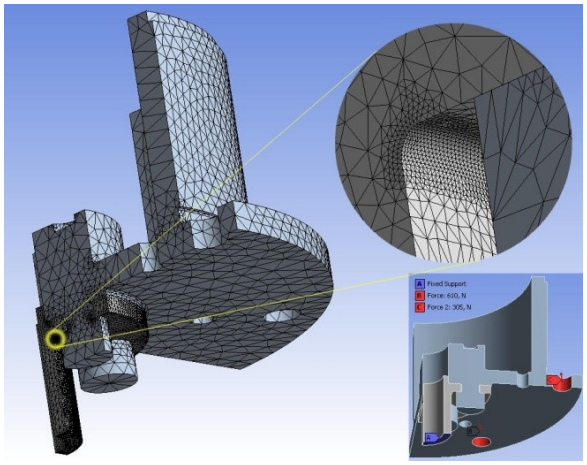
Rys. 8. Rozkład naprężeń HMH w układzie

Rozkład naprężeń zredukowanych HMH pokazano na rys. 8. Odkształcenia elementów powiększono stukrotnie. Największe wartości naprężeń na gwincie śruby są bardzo zbliżone do wartości pokazanych na rys. 6a. Zatem obciążenie zewnętrzne, przyłożone do układu wstępnie napiętego, nie zawsze powoduje wzrost maksymalnych naprężeń w elemencie dociążanym, gdyż jego działaniemoże powodowaćzmniejszenie nierównomierności rozkładu naprężeń na gwincie.
W rozważaniach pominięto analizę wytrzymałościową MES śruby M12×1,5×65-8.8-B, dla przypadku, gdy obciążenie dociska uchwyt generatora do płyty, ponieważ przeprowadzone wcześniej obliczenia zmęczeniowe wykazały, że w zadanych warunkach śruba pracuje z wystarczająco wysokim współczynnikiem bezpieczeństwa.

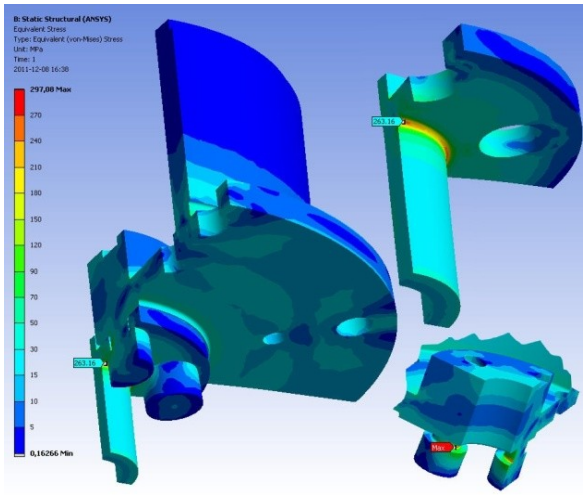
5. ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA GŁÓWNYCH ELEMENTÓW URZĄDZENIA

Kolejnym etapem analizy było sprawdzenie rozkładu naprężeń w głównych elementach składowych urządzenia pod działaniem sił masowych, będących wynikiem drgań korpusu generatora, oraz sił przenoszonych przez tłumik MR. Rozkłady naprężeń zredukowanych wraz z warunkami brzegowymi zaprezentowano na rys. 10–13. W każdej z analizowanych części, wartości naprężeń są znacznie niższe od granicy plastyczności materiału z którego została dana część wykonana. Istotnym, z wytrzymałościowego punktu widzenia, elementem konstrukcji tłumika MR jest połączenie gwintowe tłoczyska z płytką mocującą rdzeń tłumika, z użyciem gwintu drobnozwojnego M12×1. Ogólny schemat jak i warunki brzegowe przedstawiono na rys. 14. Omawiany gwint, podobnie jak w sytuacji uchwytu generatora, zamodelowano

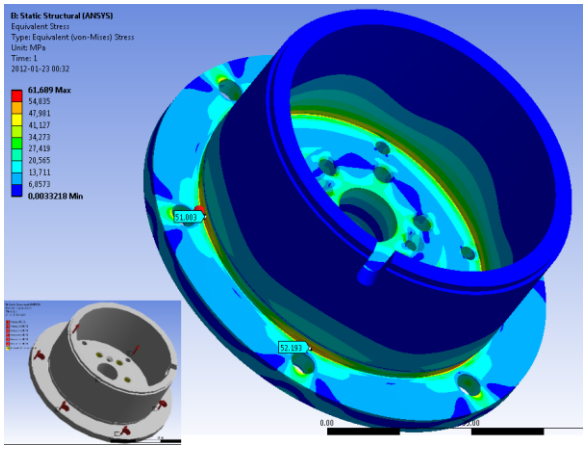
wg PN-83/M-02013, stosując uproszczenie w postaci zerowego kąta wzniosu linii śrubowej γ. Rozkład naprężeń zredukowanych dla tego przypadku pokazano na rys. 15–17.



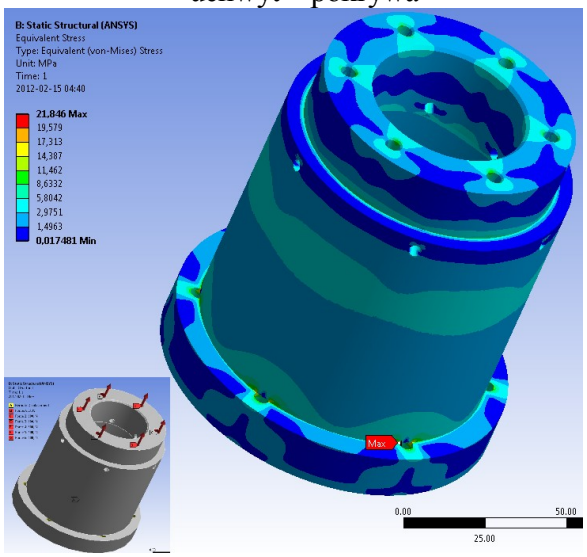
Rys. 10. Model połączenia uchwytu z pokrywą



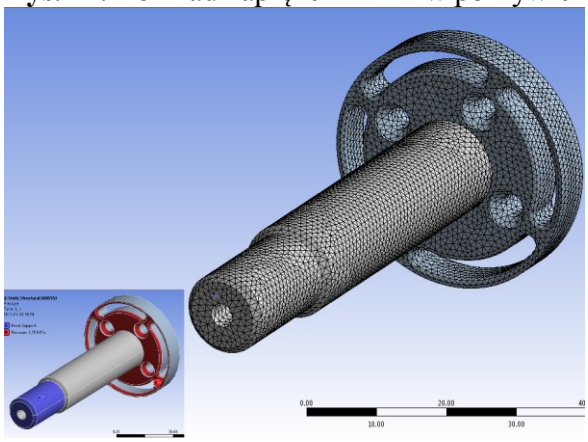
Rys. 11. Rozkład naprężeń HMH w połączeniu uchwyt – pokrywa



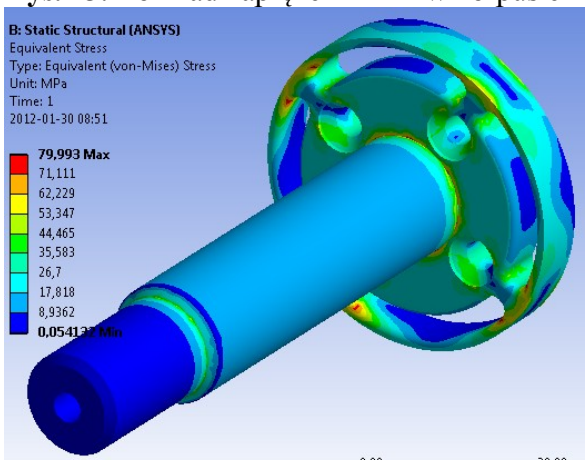
Rys. 12. Rozkład naprężeń HMH w pokrywie



Rys. 13. Rozkład naprężeń HMH w korpusie

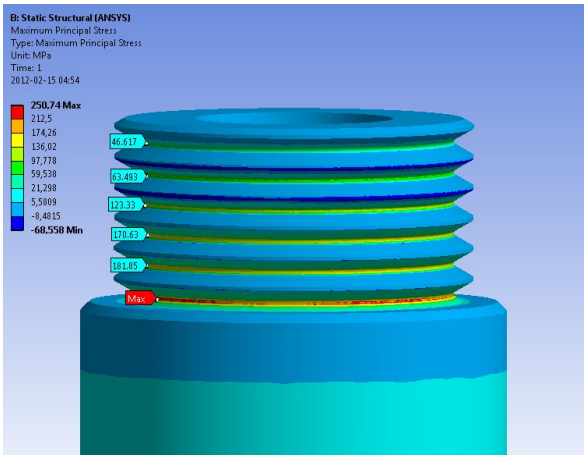


Rys. 14. Model połączenia tłoczyska z płytką mocującą

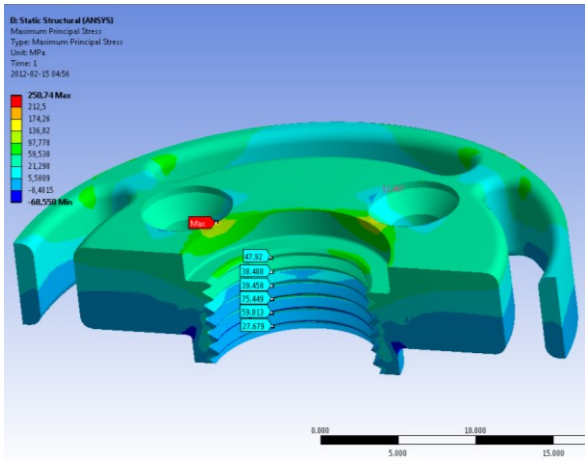


Rys. 15. Rozkład naprężeń HMH w modelu tłoczyska z płytką mocującą

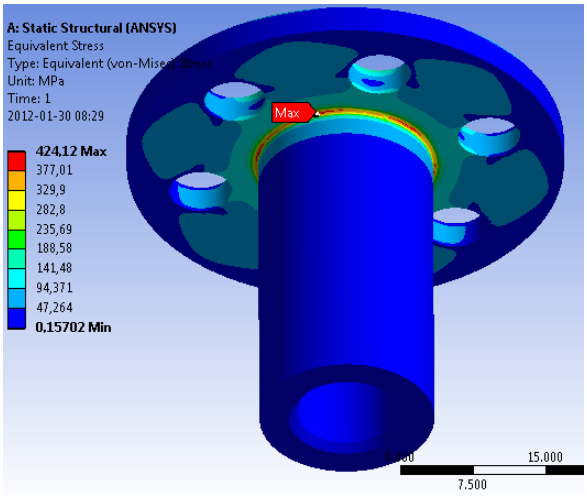
Z rys. 16 widać, że największe naprężenia zredukowane o wartości 250 MPa wystąpiły we wrębie pierwszego zwoju gwintu śruby stykającego się z gwintem uchwytu. Wysoka wartość naprężeń w tym miejscu jest m. in. wynikiem zginania gwintu śruby gwintem uchwytu. W kolejnym rowku zwoju naprężenia są coraz niższe. Podobną sytuację obserwuje się na gwincie płyty mocującej (rys. 17).



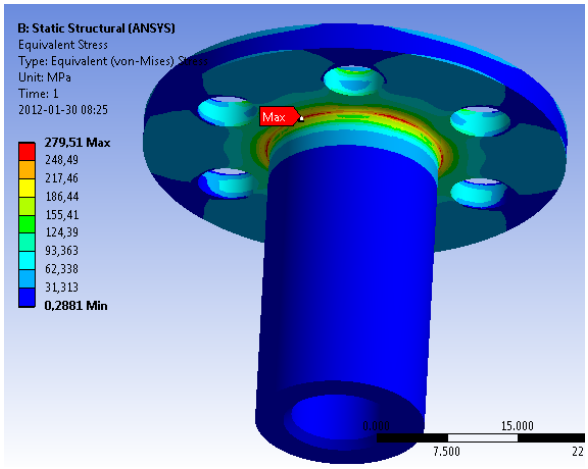
Rys. 16. Rozkład naprężeń zredukowanych w gwincie na tłoczysku tłumika



Rys. 17. Rozkład naprężeń zredukowanych w gwincie na płycie mocującej tłumika



Rys. 18. Rozkład naprężeń zredukowanych w modelu uchwytu generatora dla r=0,5*mm*



Rys. 19. Rozkład naprężeń zredukowanych w modelu uchwytu generatora dla r=1*mm*

Najbardziej obciążonym elementem generatora jest jego uchwyt mocujący, gdyż przenosi zarówno siły pochodzące od mas układu jak i wynikające z jego kinematyki. Ze względu na wyniki (rys. 18 i 19) przeprowadzonych analiz badające wartość naprężeń występujących w uchwycie generatora można stwierdzić, iż zmiany wartości r promienia przejścia mają znaczny wpływ na wartość naprężeń. Dwukrotne zwiększenie promienia przejścia powoduje zmniejszenie wartości naprężeń o 35%.

6. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone obliczenia i analizy pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

- wartości naprężeń w połączeniach gwintowych M12×1 oraz M14×1,5 są nie-przekraczające granicy plastyczności stali, na jakiej są wykonane;
- wysokie współczynniki bezpieczeństwa świadczą o dobrej pracy gwintów podczas normalnej pracy układu;
- wartości maksymalne naprężeń zastępczych w pokrywie generatora, korpusie generatora są znacznie niższe niż granica plastyczności AlCu4MgSi(A).

Analiza uchwytu generatora pokazała, że ważnym elementem w jego konstrukcji jest promień przejścia między tuleją mocującą a płytą, do której przykręcana jest pokrywa generatora. Zaleca się maksymalne powiększenie promienia zaokrąglenia w uchwycie generatora, wpłynie to na znaczne obniżenie wartości naprężeń w miejscu, gdzie obecna ich wartość wynosi 424 MPa.

LITERATURA

1. Yan Yang, Hui Li, Bo-seon Kang: Analysis of magnetorheological fluid damper. "Journal of Central South University of Technology" 2007, Vol. 14, Supplement 1, p. 263-265.
2. Aslam Muhammad, Xiong-liang Yao, Zhong-chao Deng: Review of magnetorheological(MR) fluids and its applications in vibration control. "Journal of Marine Science and Application" 2006, Vol. 5, No. 3, p. 17-29.
3. ANSYS Operations Guide for Release 12.1, 2009.
4. Morris A.: A practical guide to reliable finite element modelling. John Willey & Sons Ltd., 2008.
5. Szewczyk K.: Połączenia gwintowe .Warszawa: PWN, 1991.
6. Korewa W., Zygmunt K.: Podstawy konstrukcji maszyn. Cz. II. Warszawa: WNT, 1965.
7. Niezgodziński M., Niezgodziński T.: Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe. Warszawa: PWN, 1987.
8. Niezgodziński M., Niezgodziński T.: Obliczenia zmęczeniowe elementów maszyn. Warszawa: PWN, 1973.

STRENGTH ANALYSIS OF AN INTEGRATED ELETROMAGNETIC GENERATOR MR LINEAR DAMPER SYSTEM

Summary. The paper summarises the strength analysis data of a linear electromagnetic generator connected to a magnetorheological (MR) damper on a joint piston rod. Both generator and the damper are elements in the self-powering vibration reduction system. The calculation procedure uses the maximal accelerations acting upon the system, being the sum of the vibration accelerations and the acceleration of gravity. Forces associated with pressure distribution in the MR damper in the assumed operating conditions are taken into account. Constructional elements of the system and their interconnections are analysed. The calculations are supported by the ANSYS program.

Pracęwykonano w ramach projektu naukowo-rozwojowego nr 03-0046-10.