

KONCEPCJA NOWEGO AMORTYZATORA SAMOCHODOWEGO Z ODZYSKIEM ENERGII

KRZYSZTOF SICZEK¹, MACIEJ KUCHAR²

Politechnika Łódzka

Streszczenie

W artykule została przedstawiona koncepcja nowego amortyzatora samochodowego z odzyskiem energii drgań podwozia. Taka energia rozproszona dotychczas na ciepło może być zamieniona na użyteczną energię elektryczną. Nowy amortyzator składa się z cylindra, zespołu turbiny i zespołu generatora energii elektrycznej. Jego wymiary są zbliżone do tych charakteryzujących amortyzator hydrauliczny, toteż nowy amortyzator z odzyskiem energii może być używany w typowym podwoziu samochodu. Zmiany wartości parametrów dynamicznych zachodzące podczas eksploatacji nowego amortyzatora i jego elementów składowych, zostały oszacowane na podstawie danych literaturowych. Na podstawie tych danych oceniono dynamikę nowego amortyzatora, pracującego w warunkach drogowych. Taka analiza pozwoliła na sprawdzenie poprawności działania nowego projektu zarówno z punktu widzenia amortyzatora jak i generatora energii elektrycznej. Uzyskane wartości współczynnika tłumienia, głównie podczas pracy generatora energii elektrycznej w nowym amortyzatorze, pozwoliły na używanie takiego amortyzatora w samochodzie. Ilość energii możliwej do odzyskania w nowym amortyzatorze została oszacowana dla typowych warunków drogowych. Taka energia elektryczna może być wykorzystana jako parametr do porównawczej analizy opłacalności wykorzystania nowego amortyzatora w samochodzie. Został opracowany model zespołu turbiny i przeprowadzono analizę przepływów płynu w modelu, która umożliwiła ocenę obciążenia wirnika turbiny i współczynnika tłumienia amortyzatora.

Słowa kluczowe: amortyzator, odzysk energii, turbina, generator energii elektrycznej.

Spis oznaczeń

A – pole przekroju cylindra amortyzatora, A_r – pole przekroju wyjścia górnej kierownicy, A_p – pole przekroju nabiegownika, A_z – wektorowy potencjał magnetyczny w kierunku osi Z , B – średnia indukcja magnetyczna, B_r – indukcja magnetyczna remanencji, E – siła elektromotoryczna, H_c – natężenie pola magnetycznego w punkcie koercji, J_o – masowy biegunowy moment bezwładności wirnika, L – szerokość łopatki, M – moment, N – liczba uzwojeń cewki, R – średni promień siły obciążającej łopatkę wirnika, R_c – rezystancja obwodu elektrycznego, U_A – napięcie akumulatora, p – ciśnienie płynu w komorze cylindra przed, przed dołotem górnej kierownicy, r – przybliżony promień łopatki, t – czas, v – względna prędkość

¹ Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, e-mail: krzysztof.siczek@p.lodz.pl, tel.: 42 631 22 50

² Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, e-mail: kucharma@p.lodz.pl, tel.: 42 631 22 55

tłoczyska w odniesieniu do cylindra amortyzatora, v_1 – prędkość wyjściowa z górnej kierownicy, v_2 – obwodowa prędkość wirnika, v_3 – obwodowa prędkość płynu względem wirnika, α – kąt wyjściowej prędkości z górnej kierownicy względem osi wirnika, ρ – gęstość płynu, ω – prędkość kątowna

1. Wprowadzenie

Samochód poruszający się po nierównościach drogi jest obciążany przez stochastyczne pionowe wymuszenia, które działają na jego koła. Wszystkie takie wymuszenia są od siebie niezależne. Ich intensywność jest proporcjonalna do prędkości pojazdu i to niemal liniowo. Takie wymuszenia działające na koła samochodu powodują powstawanie drgań podczas jazdy, które są odczuwane przez kierowcę lub pasażerów jako pewien rodzaj dyskomfortu. Dlatego projektanci pojazdów starają się odizolować te drgania od podwozia przez elementy sprężyste i wytłumić je przez układ amortyzatorów – zazwyczaj jeden amortyzator przypada na jedno koło. W większości przypadków używane są amortyzatory hydrauliczne, w których energia drgań pojazdu jest wytracana podczas przepływu cieczy hydraulicznej przez układ zaworów dławiących. Energia takiego płynu jest zamieniana na ciepło podczas pokonywania oporów przepływu, a zatem jest bezpowrotnie tracona.

Taka energia może jednak zostać zamieniona na użyteczną energię elektryczną przy pomocy dodatkowego turbogeneratora [1, 2].

Przynajmniej część energii można odzyskać bez znacznego obniżenia poziomu tłumienia drgań, który w większości pojazdów zapewniają klasyczne amortyzatory hydrauliczne.

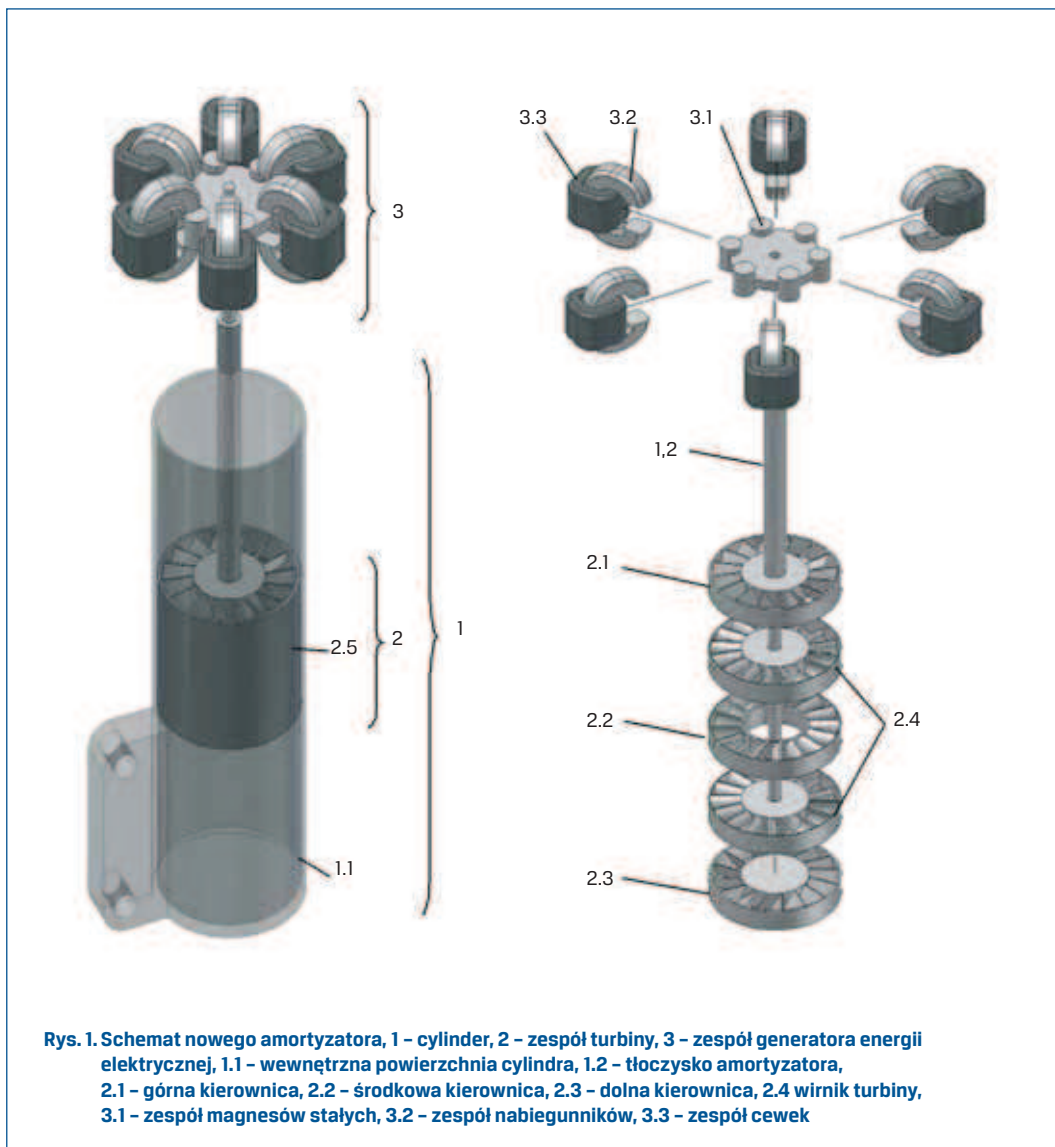
Obiektem badań przedstawionych w pracy był układ hydraulicznego amortyzatora z osiową turbiną i generatorem energii elektrycznej, wyposażonego w magnesy stałe.

Celem niniejszej pracy było zbadanie sprawności nowego amortyzatora dla wybranych prędkości samochodu i warunków drogowych.

2. Opis nowego hydraulicznego amortyzatora z odzyskiem energii

Schemat nowego amortyzatora pokazano na rysunku 1.

Nowy amortyzator składa się z cylindra 1, zespołu turbiny 2 i zespołu generatora energii elektrycznej 3. Jego wymiary są zbliżone do tych charakteryzujących amortyzator hydrauliczny, toteż nowy amortyzator z odzyskiem energii może być używany w typowym podwoziu samochodu. Zespół turbiny może składać się z trzech kierownic: górnej 2.1 środkowej 2.2 i dolnej 2.3 lub tylko dwóch kierownic: górnej i dolnej oraz dwóch lub tylko jednego wirnika turbiny 2.4. Ze wzrostem liczby kierownic i wirników teoretycznie wzrasta moment obrotowy turbiny, ale występują też większe straty przepływu. Często też brak miejsca

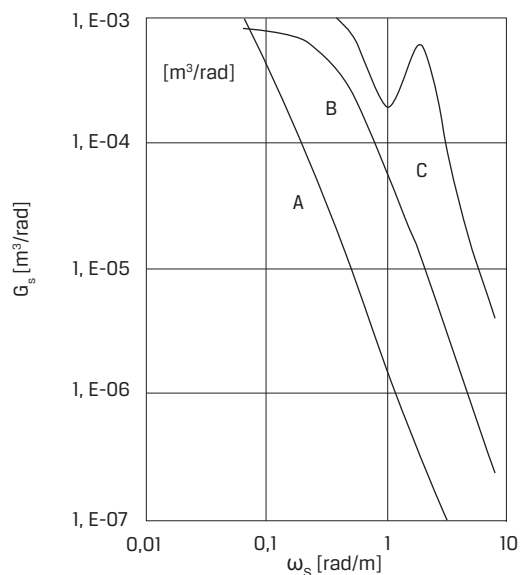


uniemożliwia stosowanie bardziej rozbudowanych konfiguracji turbiny. Wirniki mocowane są do tulei 2.5 przesuwnej względem wewnętrznej powierzchni cylindra 1.1. Jest ona także ułożyskowana względem tłoczyska amortyzatora 1.2. Wirniki turbiny 2.4 są przymocowane do tłoczyska amortyzatora 1.2 i obracają się razem z nim. Generator energii elektrycznej składa się z układu wirujących magnesów stałych 3.1, wykonanych z np. Nd-Fe-B, które są przymocowane do tłoczyska amortyzatora 1.2, układu 3.2 nabiegowników, wykonanych z nierdzewnej stali i układu 3.3 cewek wykonanych z miedzi.

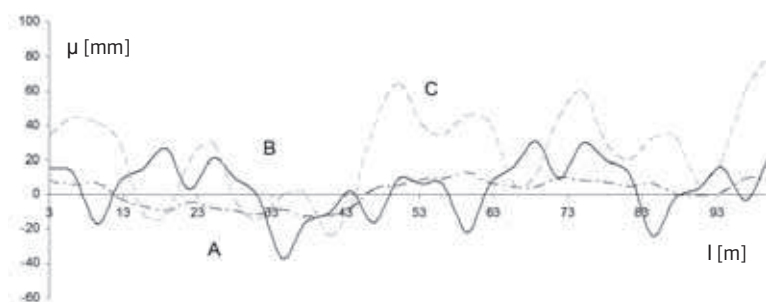
3. Model profilu drogi i ruchomych mas pojazdu

Jakość dróg jest zazwyczaj oceniana na podstawie widmowej gęstości mocy mikroprofilu drogi. Reprezentatywny model analizowanego profilu drogi ustalono w oparciu o dane z literatury [3, 4].

Widmowe gęstości nierówności drogi dla różnych warunków powierzchni zostały pokazane na rysunku 2. Bazując na tych wartościach, wygenerowano próbki profilu drogi (rys. 3) przy użyciu odwrotnej szybkiej transformaty Fouriera.

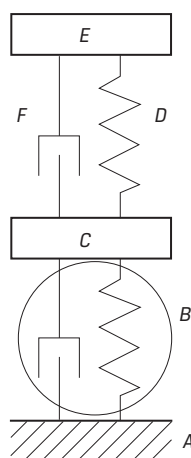


Rys. 2. Gęstość widmowa nierówności drogi G_s w funkcji względnej częstotliwości ω_s : A - nawierzchnia asfaltowa w dobrym stanie, B - nawierzchnia asfaltowa w złym stanie, C - nawierzchnia brukowana



Rys. 3. Próbkę mikroprofilu drogi μ wygenerowane na podstawie wartości ich gęstości widmowych w funkcji długości drogi l ; A - nawierzchnia asfaltowa w dobrym stanie, B - nawierzchnia asfaltowa w złym stanie, C - nawierzchnia brukowana

Te wartości były wykorzystane do wzbudzenia ruchu koła w modelu poruszającego się pojazdu. Podwozie i nadwozie pojazdu oraz jego koła były modelowane jako układ dwóch mas drgających (rys. 4). Taki układ miał dwa stopnie swobody. Pierwsza masa reprezentowała koło ze sztywnością i tłumieniem jego opony. Druga masa była równa $\frac{1}{4}$ całej masy pojazdu i została skojarzona ze sztywnością koła zawieszenia oraz z nieliniowym tłumieniem amortyzatora. Charakterystyczne dane zostały zaczerpnięte z prac [5-7].

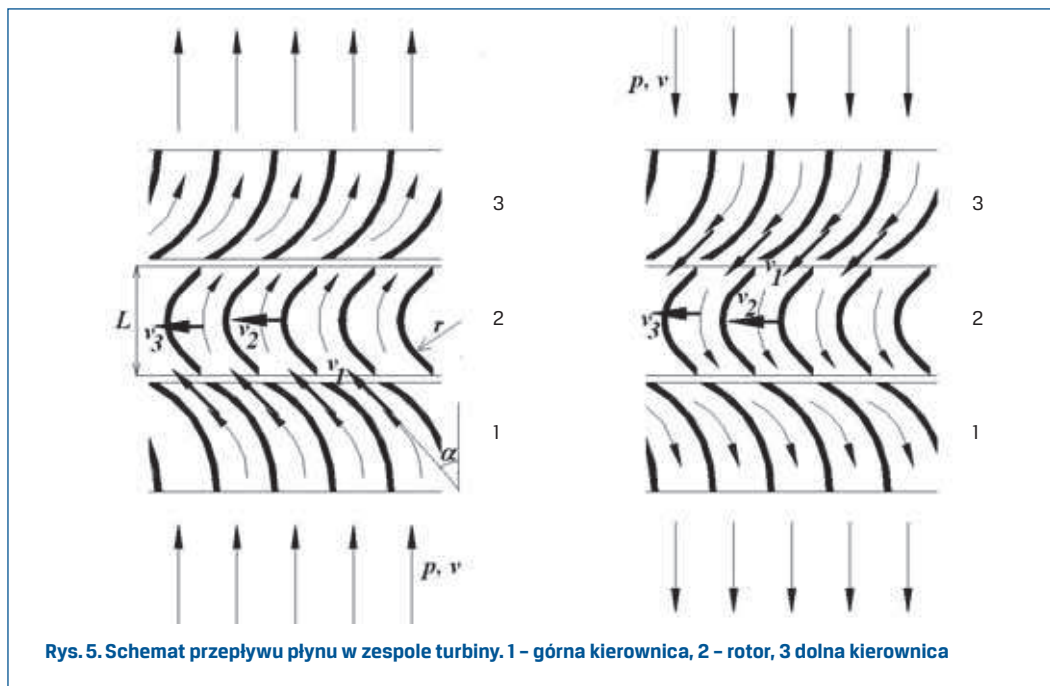


Rys. 4. Modelowany układ ruchomych mas pojazdu: nadwozie z podwoziem bez kół oraz koła;
A - wymuszenie (drgania) od profilu drogi, B - opona (sztywność rosnąca w przedziale 100-200 N/mm, współczynnik tłumienia 0.15 Ns/mm), C - masa nieresorowana, D - resor (sztywność 28 N/mm), E - $\frac{1}{4}$ masy pojazdu (250 kg), F - amortyzator (nieliniowy współczynnik tłumienia)

4. Analiza przepływu płynu w zespole turbiny

Praca turbiny odbywa się w warunkach niestacjonarnych, co bardzo komplikuje analizę przepływu. W literaturze [8] podano wzory na obliczanie turbin osiowych, pracujących w warunkach ustalonej prędkości obrotowej wirnika. W celu jej uproszczenia przyjęto, że nieściśliwy płyn hydrauliczny przepływa adiabatycznie. W rzeczywistości zmianie ulega gęstość płynu, na przykład, wskutek tworzenia się pęcherzy gazowych czy zmian ciśnienia. Występuje także wymiana ciepła między płynem i materiałem elementów turbiny, w obecności dużych gradientów temperatury, powstających podczas przepływu. Zmiany te mają charakter lokalny i dlatego uznano za dopuszczalne rozpatrywanie w objętości płynu uśrednionych po czasie wartości ciśnienia i gęstości.

Schemat przepływu płynu w zespole turbiny pokazano na rysunku 5.



Rys. 5. Schemat przepływu płynu w zespole turbiny. 1 - górna kierownica, 2 - rotor, 3 dolna kierownica

$$A \cdot v = A_1 \sqrt{p / \rho} \quad (1)$$

gdzie: $A = 0.002826 \text{ m}^2$ - pole przekroju cylindra amortyzatora, $A_1 = 0.000268 \text{ m}^2$ - pole przekroju wyjścia górnej kierownicy, $v = 1 \text{ m/s}$ - względna prędkość tłoczyska w stosunku do cylindra amortyzatora, p - ciśnienie płynu w komorze cylindra, przed dolotem górnej kierownicy, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ - gęstość płynu.

Obliczona wartość ciśnienia p wynosiła 111200 Pa.

Prędkość wyjściowa v_1 (rys. 5) z górnej kierownicy była obliczana ze wzoru (2):

$$v_1 = \sqrt{p / \rho} \quad (2)$$

Obliczona wartość prędkości wyjściowej v_1 wynosiła 10.54 m/s.

Prędkość obwodową obliczano ze wzoru (3):

$$v_1 \cdot \cos(\alpha) = v_2 + v_3 \quad (3)$$

gdzie: $\alpha = 45^\circ$ - kąt wyjściowej prędkości z górnej kierownicy względem osi wirnika, v_2 - prędkość obwodowa wirnika, v_3 - prędkość obwodowa płynu względem wirnika (rys. 5)

Moment M obciążający wirnik turbiny wyznaczono z bilansu wejściowych i wyjściowych mocy strumieni płynu i mocy turbiny, co opisano wzorem (4):

$$\rho \cdot A_1 \cdot v_1^3 = M \cdot \frac{v_2}{R} + \rho \cdot A_1 \cdot \left(\sqrt{v_3^2 + [v_1 \cdot \cos(\alpha)]^2} \right)^3 \quad (4)$$

Z drugiej strony moment M obliczano z wzoru (5):

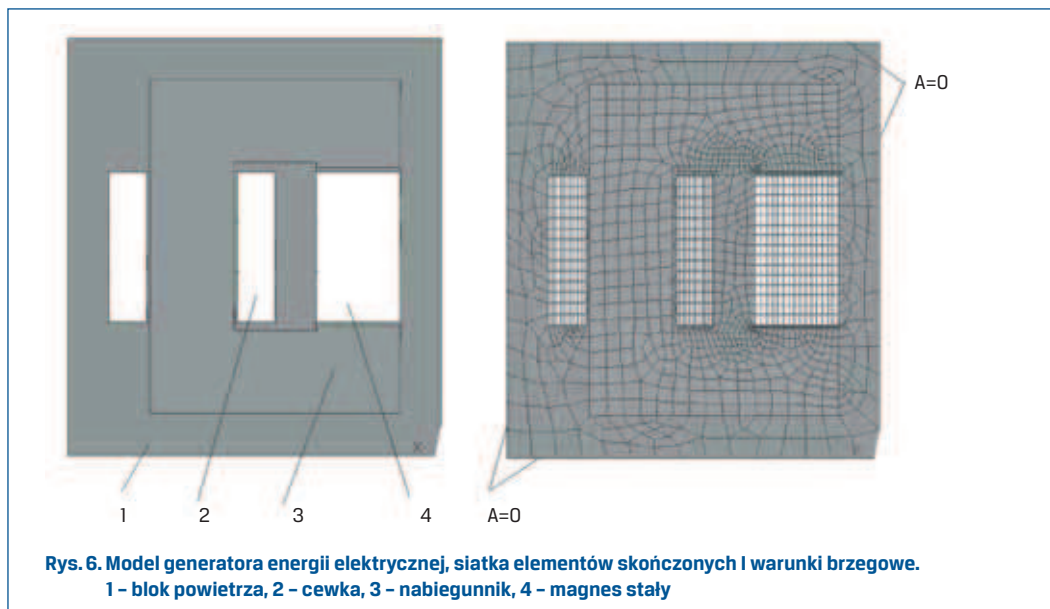
$$M = \frac{\rho \cdot A_1 \cdot L \cdot \left\{ [v_1 \cdot \cos(\alpha)]^2 + (v_3)^2 \right\}}{r} \cdot R \quad (5)$$

gdzie: $r = 0.0105$ m – przybliżony promień łopatki, $R = 0.029$ m – średni promień siły obciążającej łopatkę wirnika, $L = 0.012$ m – szerokość łopatki.

Obliczona wartość prędkości v_2 wynosiła 5.53 m/s, co odpowiadało prędkości obrotowej turbiny 1820 obr/min. Obliczona wartość prędkości v_3 wynosiła 1.93 m/s, co odpowiadało momentowi wirnika M równemu 0.62 Nm. Obliczona moc turbiny wynosiła 0.118 kW.

5. Model generatora energii elektrycznej

Generator energii elektrycznej wykorzystuje znane zjawisko generowania siły elektromotorycznej w uzwojeniach cewek 3.3 nawiniętych na nabiegunnikach 3.2 (rys. 1), pod wpływem zmian strumieni magnetycznych w obwodach magnetycznych zawierających nabiegunniki 3.2 [9, 10]. Zmiany te powstają podczas przemieszczania się magnesów trwałych 3.1 w obwodach magnetycznych, w kierunku prostopadłym do głównych płaszczyzn symetrii obwodów (nabiegunników 3.2 – rys 1). Strumień magnetyczny w takim obwodzie magnetycznym najpierw nieliniowo narasta do maksimum, a potem niemal symetrycznie maleje. W celu uzyskania większej sprawności elektrycznej generatora, jego cewki mogą być połączone w układ trójfazowy [9, 10]. Model generatora energii elektrycznej został wykonany przy użyciu MES. Aby uprościć analizę, wykorzystano koncepcję cyklicznej symetrii, tak że tylko część generatora była brana pod uwagę. Za przyjęciem tego uproszczenia przemawiał fakt występowania cyklicznej symetrii w budowie nieruchomego generatora, przepływie prądu w cewkach i rozkładzie pola magnetycznego. Model generatora składał się z magnesu stałego 4 wykonanego z Nd-B-Fe ($H_c = 850000$ A/m, $B_r = 1.2$ T), stalowego nabiegunnika 3 i cewki miedzianej 2. Taki zespół został umieszczony w bloku powietrza 1. Analizę przeprowadzano dla kilku kolejnych ustalonych kątowych położenia zespołu magnesów stałych w stosunku do układu nabiegunników, czyli rozpatrywano jedynie stan stacjonarny. Założono, że ruch magnesu może zmienić wartości wektorowego potencjału magnetycznego w zespole, nie więcej niż o 5% w porównaniu do przypadku nieruchomego magnesu. Siatka elementów skończonych została wygenerowana automatycznie, przy użyciu komercyjnego programu ANSYS [11]. Przyjęto następujące warunki brzegowe: na każdej zewnętrznej powierzchni wspomnianego bloku powietrza 1 wartość wektorowego potencjału magnetycznego wynosiła zero. Model, siatka elementów skończonych i warunki brzegowe zostały przedstawione na rysunku 6.



Rys. 6. Model generatora energii elektrycznej, siatka elementów skończonych i warunki brzegowe. 1 - blok powietrza, 2 - cewka, 3 - nabiegunnik, 4 - magnes stały

Moment $M(t)$ obciążający wirnik obliczano ze wzoru (6):

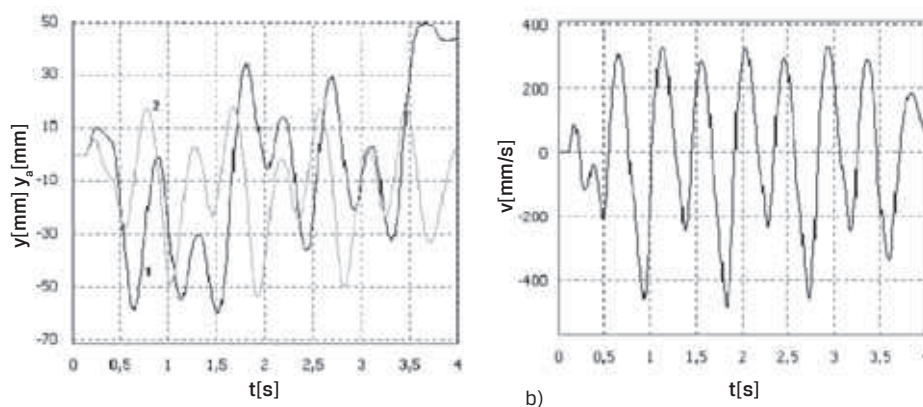
$$\begin{aligned}
 M(t) &= J_0 \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{\omega} (E \cdot I + I^2 \cdot R_c) = J_0 \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{\omega} (0.5 \cdot N \cdot B \cdot A_p \cdot 3\omega) \cdot \left(\frac{0.5 \cdot N \cdot B \cdot A \cdot 3\omega - U_A}{R_c} \right) \\
 &+ \frac{1}{\omega} \left(\frac{0.5 \cdot N \cdot B \cdot A_p \cdot n - U_A}{R_c} \right)^2 \cdot R = J_0 \cdot \frac{d\omega}{dt} + (0.5 \cdot 600 \cdot 0.8 \cdot 0.0001 \cdot 3) \cdot \left(\frac{0.5 \cdot 600 \cdot 0.8 \cdot 0.0001 \cdot 3 \cdot \omega - 12}{0.6} \right) \\
 &+ \frac{1}{\omega} \left(\frac{0.5 \cdot 600 \cdot 0.8 \cdot 0.0001 \cdot 3 \cdot \omega - 12}{0.6} \right)^2 \cdot 0.6 = J_0 \cdot \frac{d\omega}{dt} + 0.12 \cdot (0.072 \cdot \omega - 12) + \frac{1}{0.6 \cdot \omega} (0.072 \cdot \omega - 12)^2
 \end{aligned} \quad (6)$$

gdzie: J_0 - masowy biegunowy moment bezwładności, E - siła elektromotoryczna, ω - prędkość kątowna, N - liczba zwojów cewki, t - czas, R_c - opór obwodu elektrycznego, B - średnia indukcja magnetyczna, A_p - pole przekroju nabiegownika, U_A - napięcie akumulatora

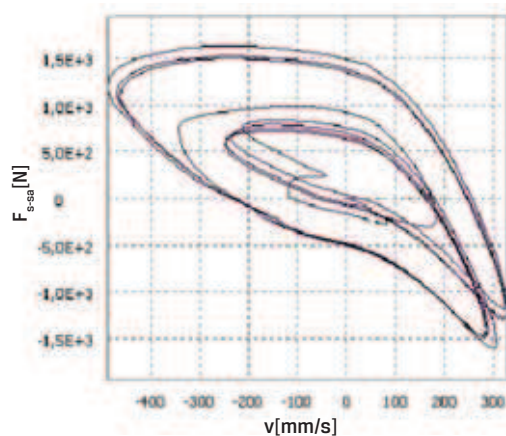
6. Wyniki obliczeń

Uzyskane wartości przemieszczenia koła w funkcji czasu i względnego przemieszczenia końców amortyzatora w funkcji czasu zostały przedstawione na rysunku 7a. Obserwowane przesunięcie między tymi przemieszczeniami wynikało z obecności tłumienia. Wartości odpowiadające prędkości względnej końców amortyzatora zostały pokazane na rysunku 7b. Wynosiły one około 0.4 m/s.

Uzyskane wartości obciążenia układu resor - amortyzator w funkcji względnej prędkości końców amortyzatora zostały pokazane na rysunku 8.



Rys. 7. a) Przeszczenie w funkcji czasu. 1 - koła, 2 - względne końców amortyzatora, b) względna prędkość końców amortyzatora

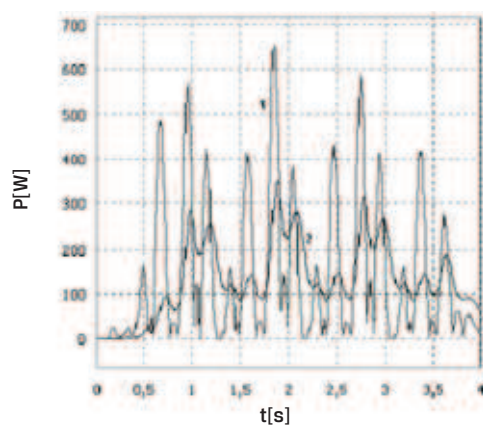


Rys. 8. Siła obciążająca układ element sprężysty - amortyzator w funkcji względnej prędkości końców amortyzatora

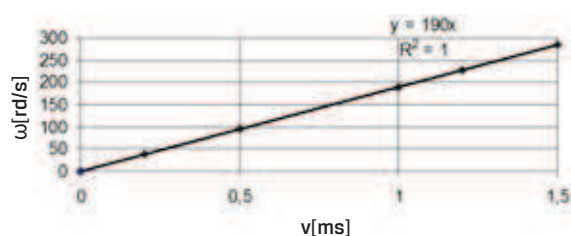
Nieregularny kształt tych krzywych jest prawdopodobnie uzyskany z powodu istnienia nieliniowego tłumienia amortyzatora. Jak można było przewidzieć, obciążenie układu re-sor - amortyzator było 3-5 razy większe niż to w odniesieniu do samego amortyzatora. Podobnie było w przypadku klasycznego amortyzatora hydraulicznego.

Obliczone wartości mocy dyssypowanej w czasie działania amortyzatora w funkcji czasu zostały przedstawione na rysunku 9. Średnia wartość tej mocy dyssypowanej w czasie 4 s, wynosiła 171 W. Średnia wartość mocy elektrycznej uzyskanej z wirnika turbiny, w tym samym okresie, wynosiła 108 W.

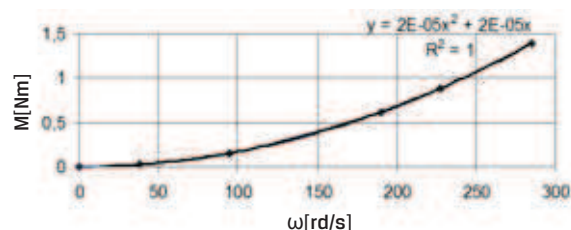
Uzyskane wartości prędkości kątowej wirnika w funkcji prędkości względnej końców amortyzatora zostały pokazane na rysunku 10. Krzywa ma liniowy przebieg. Uzyskane wartości momentu wirnika turbiny w funkcji jego prędkości kątowej zostały przedstawione na rysunku 11. Ta krzywa ma paraboliczny przebieg. Odpowiednie wartości mocy uzyskanej z wirnika turbiny zostały przedstawione na rysunku 12. Ta krzywa też była parabolicznego kształtu, ale rzędu trzeciego. Obliczone wartości siły obciążającej amortyzator w trakcie jego działania w funkcji prędkości względnej końców amortyzatora zostały pokazane na rysunku 13. I ta krzywa miała paraboliczny przebieg.



Rys. 9. Moc podczas działania amortyzatora w funkcji czasu. 1 - dyssypowana, 2 - elektryczna uzyskiwana z wirnika turbiny badanego amortyzatora; droga brukowana, prędkość pojazdu 100 km/h

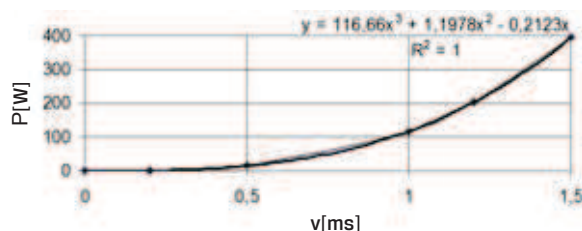


Rys. 10. Prędkość kątowa wirnika w funkcji względnej prędkości końców amortyzatora

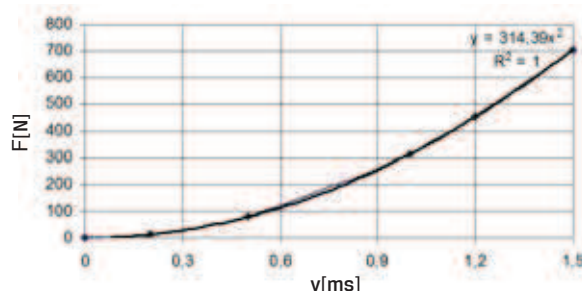


Rys. 11. Moment wirnika turbiny w funkcji jego prędkości kątowej

Uzyskane wartości indukcji magnetycznej w nabiegunniku generatora zostały przedstawione na rysunku 14. Większość z tych wartości była w przedziale 0,5-1 T. Maksymalna wartość była równa 1.635 T i wystąpiła w narożniku nabiegunnika, jak można było przewidzieć. Uzyskane wartości wektorowego potencjału magnetycznego A_z w obwodzie magnes stały – szczelina powietrzna – nabiegunnik – szczelina powietrza w generatorze zostały pokazane na rysunku 15a (gradient w zewnętrznej strefie obwodu) i 15b (gradient w wewnętrznej strefie obwodu). Wartości wektorowego potencjału magnetycznego A_z w innych strefach modelu generatora zostały przedstawione w rysunku 15c. Średnie wartości wektorowego potencjału magnetycznego A_z w nabiegunniku były równe 0.002 Vs/m.



Rys. 12. Moc uzyskana z wirnika turbiny w funkcji względnej prędkości końców amortyzatora

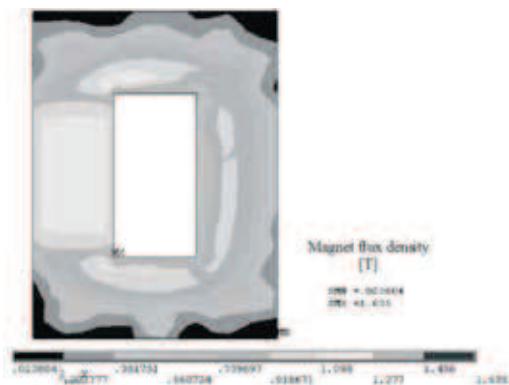


Rys. 13. Siła obciążająca amortyzator w funkcji względnej prędkości jego końców

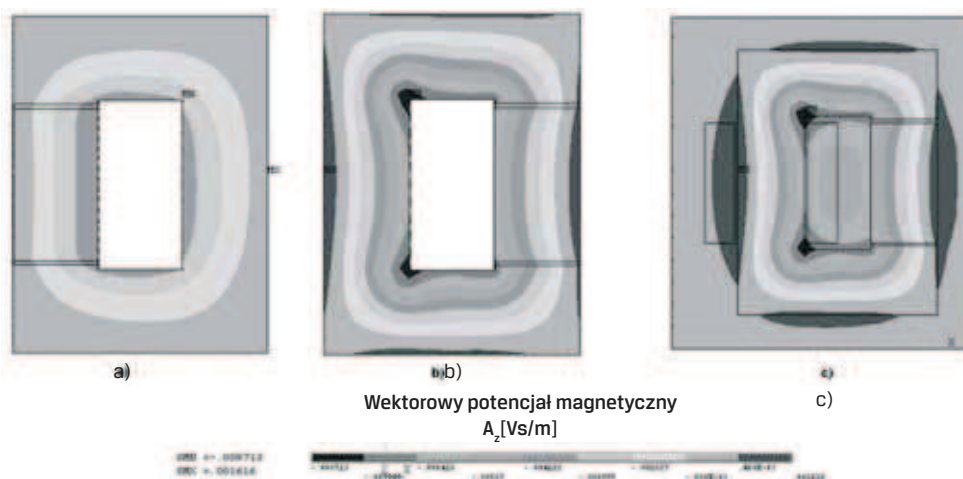
Obliczone wartości momentu obciążającego wirnik i prędkości kątowej wirnika w funkcji czasu działania wirnika zostały przedstawione na rysunku 16. Moment obciążający wirnik jest niemal stały podczas początkowego wzrostu prędkości kątowej wirnika. Następnie moment narasta powoli, aż do osiągnięcia przez prędkość kątową wirnika stabilnej wartości. W końcu ten moment gwałtownie maleje.

7. Wnioski

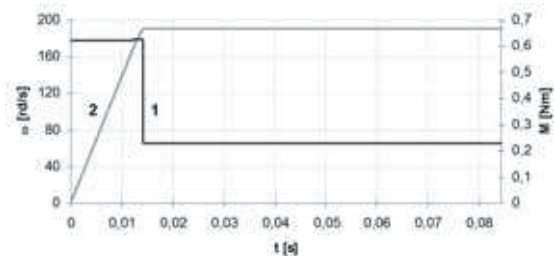
1. Zwiększenie liczby magnesów stałych i cewek owocuje niemal liniowym wzrostem siły elektromotorycznej i sprawności generatora. Jednak może to jednocześnie powodować wzrost gabarytów generatora.



Rys. 14. Indukcja magnetyczna w układzie magnes stały - szczelina powietrzna-nabiegunnik - szczelina powietrzna w generatorze energii elektrycznej.



Rys. 15. a) Wektorowy potencjał magnetyczny A_z w układzie magnes stały - szczelina powietrzna-nabiegunnik - szczelina powietrzna, rozkład w zewnętrznej strefie układu, b) Wektorowy potencjał magnetyczny A_z w układzie magnes stały - szczelina powietrzna-nabiegunnik - szczelina powietrzna, rozkład w wewnętrznej strefie układu, c) Wektorowy potencjał magnetyczny A_z w modelu generatora



Rys. 16. Moment obciążający wirnik M i prędkość kątowa wirnika ω w funkcji czasu t działania wirnika. 1 - moment M , 2 - prędkość kątowa ω

2. Prędkość kątowna wirnika rośnie wraz ze względną prędkością końców wirnika niemal liniowo.
3. Moment napędzający wirnik turbiny rośnie wraz z prędkością kątowną wirnika w sposób paraboliczny. Odpowiednie wartości mocy uzyskiwanej z wirnika turbiny rosną według krzywej rzędu trzeciego.
4. Moment obciążający wirnik turbiny jest niemal stały podczas początkowego wzrostu prędkości kątownej wirnika, następnie wolno narasta, do momentu osiągnięcia przez prędkość kątowną wirnika ustabilizowanej wartości. Potem wartość tego momentu gwałtownie się zmniejsza.
5. Siła obciążająca amortyzator podczas jego działania wzrasta wraz ze względną prędkością końców amortyzatora w sposób paraboliczny.
6. Można uzyskiwać moc elektryczną o wartości do 118 W z opisanego amortyzatora.

Literatura

- [1] KUCHAR M., SICZEK K.: *Ocena możliwości odzyskiwania energii z układu zawieszenia przy wykorzystaniu amortyzatora pneumatycznego*, Archiwum Motoryzacji 2/2011, ss. 21-37.
- [2] AVADHANY S.N.: *Analyzes of hydraulic Power Transductin in Regenerative Rotary Shock Absorber as Function of Working Fluid Kinematic Viscosity*. S.B. Materials of Science & Engineering Massachusetts Institute of Technology, 2009.
- [3] KAMIŃSKI E., POKORSKI J.: *Dynamika zawieszzeń i układów napędowych pojazdów samochodowych*, WKŁ, Warszawa, 1983.
- [4] SAYERS M.W., KARAMIHAS S.M.: *The basic information and measurement road profiles*, University of Michigan, 1998.
- [5] RAO M.D., GRUENBERG S.: *Measurement of Equivalent Stiffness and Damping of Shock Absorbers*, Michigan Technological University, Houghton, MI 49931, USA.
- [6] EMAM M.A.A., SHAABAN S., EL-DEMERDASH S., EL-ZOMOR H.: *A tyre-terrain interaction model for off-road vehicles*, Journal of Mechanical Engineering Research Vol. 3(7), pp. 226-238, July 2011
- [7] ŚLĄZKI G., PIKOSZ H.: *Wpływ zmian tłumienia w zakresie zmienności charakterystyki amortyzatora na pionowe obciążenia dynamiczne kół*, Transcomp – XIV International Conference Computer Systems Eided Science, Industry and Transport.
- [8] AINLEY D.G., MATHIESONA G.C.R.: *Method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbines*, London: Her Majesty's Stationery Office 1957.
- [9] PLAMITZER A. M.: *Maszyny Elektryczne*, PWN, Warszawa 1982.
- [10] CHEDA W., MAŁSKI M.: *Silniki*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1984.
- [11] ANSYS v.12 help on-line documentation.