

Minimalizacja naprężeń elementu sprężystego w nieliniowym przetworniku energii drgań na energię elektryczną

Stress minimization of a spring element in a nonlinear vibration energy harvester

Streszczenie Artykuł przedstawia optymalizację nieliniowego przetwornika energii drgań, koncentrując się na minimalizacji naprężeń w niewaligicznym elemencie układu. W wyniku symulacji i analiz mechanicznych zidentyfikowano obszary krytyczne oraz zoptymalizowano geometrię belki, co umożliwiło redukcję naprężeń o 13,8%, przy zachowaniu częstotliwości rezonansowej ~35 Hz. Wysoka zgodność wyników symulacyjnych i eksperymentalnych potwierdziła wiarygodność zastosowanego modelu numerycznego. Opracowany przetwornik, dzięki zwiększonej trwałości i efektywności, może znaleźć zastosowanie w autonomicznych systemach zasilania, takich jak urządzenia IoT.

Abstract. The article presents the optimization of a nonlinear vibration energy harvester, focusing on minimizing stress in the critical component of the system. Through simulations and mechanical analyses, critical stress areas were identified, and the beam geometry was optimized, resulting in a 13.8% stress reduction while maintaining the resonant frequency of approximately 35 Hz. The high consistency between simulation and experimental results confirmed the reliability of the applied numerical model. The developed harvester, with enhanced durability and efficiency, can be applied in autonomous power systems, such as IoT devices.

Słowa kluczowe: Odzyskiwanie energii, dynamika nieliniowa, minimalizacja naprężeń, konwersja energii drgań

Keywords: Energy harvesting, nonlinear dynamics, stress minimization, vibration energy conversion

Wstęp

Dzisiejszy przemysł, którego kluczowym elementem jest integracja rzeczywistego świata maszyn produkcyjnych z wirtualnymi technologiami, wprowadził nowe standardy produkcji, przyczyniając się do obniżenia kosztów i elastycznego dostosowywania do indywidualnych potrzeb klientów. Aby jednak w pełni realizować założenia tego nowoczesnego modelu produkcji, konieczne było wyposażenie maszyn w inteligentne komponenty automatyki, takie jak napędy, czujniki i układy przetwarzania danych [1, 2]. Ta szeroko pojęta cyfryzacja i automatyzacja procesów przyczyniają się jednak do wzrostu zapotrzebowania na energię elektryczną, która wciąż w dużej mierze pozyskiwana jest z konwencjonalnych źródeł. W obliczu współczesnych wyzwań związanych z kryzysem energetycznym i emisją gazów cieplarnianych, kluczowym zadaniem staje się rozwój alternatywnych, zrównoważonych źródeł energii [3–5].

Znane są różne formy źródeł energii, które można przetworzyć bezpośrednio z otaczającego nas środowiska. Do najbardziej rozpowszechnionych form energii odnawialnej należą energia pochodząca ze słońca, wiatru, wody oraz biomasy. Pozyskiwanie energii odbywa się, wykorzystując zjawiska takie jak drgania mechaniczne, ciepło, przepływy płynów czy promieniowanie elektromagnetyczne [4–6]. Obecnie inżynierowie dążą do maksymalnego wykorzystania dostępnych zasobów energetycznych, nawet tych, które wynikają z niezamierzonych zjawisk, takich jak na przykład wibracje konstrukcji. Choć wibracje te są efektem ubocznym działania maszyn, a nie celowo zaplanowanym stanem, stanowią one cenne źródło energii, które może zostać przekształcone w energię elektryczną. Dzięki nowoczesnym technologiom oraz innowacyjnym rozwiązaniom w dziedzinie przetworników energii, możliwe staje się efektywne pozyskiwanie energii z pozornie nieużytecznych drgań, co przyczynia się do zwiększenia efektywności energetycznej całego systemu. Szczególną uwagę zwraca się na nieliniowe przetworniki energii z drgań (ang. energy harvesters), które zyskują na popularności jako rozwiązania dla autonomicznych systemów zasilania. Urządzenia te są szczególnie przydatne w kontekście technologii Internetu Rzeczy (IoT), mobilnych czujników oraz niewielkich

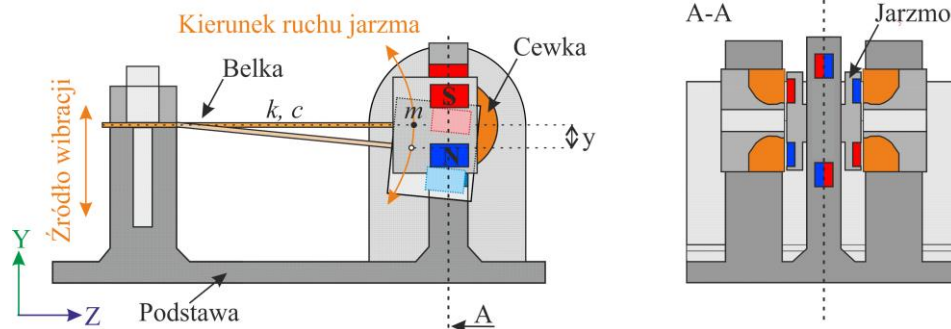
urządzeń elektronicznych [1,3,7–10]. Dzięki zdolności do gromadzenia energii z otoczenia, mogą wydłużyć czas pracy tych urządzeń bez potrzeby ładowania czy wymiany baterii, a nawet całkowicie wyeliminować konieczność stosowania połączeń przewodowych [5,11].

Pomimo rosnącej popularności tych przetworników, ze względu na możliwość uzyskania szerokiego pasma częstotliwości pracy, zwraca się również uwagę na ich żywotność. Pod względem konstrukcyjnym przetwornik elektromagnetyczny cechuje się prostą budową, w której niewaligicznym elementem jest odkształcalna pod wpływem zewnętrznych drgań płaska belka. Przeprowadzenie analizy mechanicznej belki przetwornika pozostaje kluczowym zagadnieniem badawczym. Analiza ta pozwoli ocenić, jak dany element konstrukcyjny reaguje na zewnętrzne warunki pracy oraz w jaki sposób rozkładają się w nim naprężenia i odkształcenia. Dzięki temu możliwe będzie zidentyfikowanie miejsc potencjalnych osłabień konstrukcji, poznanie jej trwałości, wytrzymałości oraz bezpieczeństwa użytkowania. Dodatkowo dzięki zapoznaniu się z rozkładem naprężeń występujących w belce możliwe jest wprowadzenie zmian w jej geometrii, co może prowadzić do redukcji ilości materiału pracy oraz zwiększenia efektywności energetycznej systemu. Szczególnie istotne jest, aby podczas modyfikacji zachować częstotliwość rezonansową belki, gdyż jej wartość bezpośrednio wpływa na skuteczność konwersji energii. Zatem zmiany geometrii muszą być przeprowadzone w taki sposób, aby zoptymalizowana belka nadal charakteryzowała się tą samą częstotliwością rezonansową.

W niniejszym artykule autorzy zaprezentowali model numeryczny nieliniowego przetwornika energii z drgań, zweryfikowali uzyskanie wyniki pomiarowo oraz podjęli się zoptymalizowania kształtu belki redukując naprężenia jednocześnie wydłużając czas pracy generatora.

Projekt przetwornika energii drgań

Ważnym elementem konstrukcji analizowanej w niniejszej pracy jest płaska belka z kompozytu wzmocnionego włóknem szklanym, której jeden koniec przymocowano do obudowy, a na drugim umieszczono jarzma z magnesami trwałymi (rys.1). Dzięki swojej elastyczności belka umożliwia przemieszczanie jarzm pod wpływem zewnętrznej siły wzbudzającej drgania. Ruch

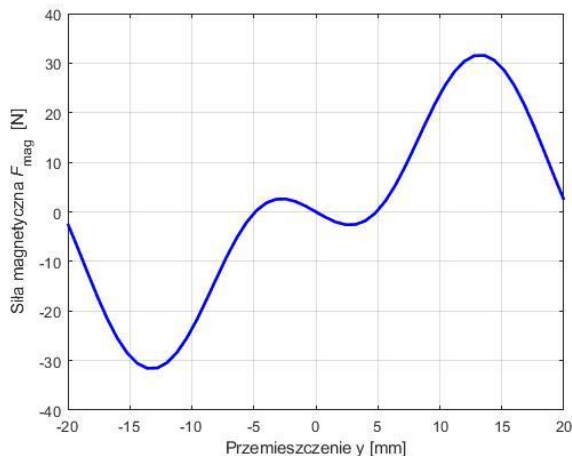


Rys. 1. Schemat oraz przekrój poprzeczny przetwornika drgań.

jarzma względem nieruchomych, równolegle połączonych cewek generuje zmienny strumień magnetyczny, co skutkuje indukowaniem napięcia elektrycznego. Istotnym aspektem konstrukcji jest uzyskanie szerokiego pasma częstotliwości pracy, co osiąga się poprzez zastosowanie dodatkowych magnesów trwałych umieszczonych we wsporniku środkowym. Dzięki temu, oprócz sztywności belki, występuje tutaj również nieliniowa sztywność magnetyczna [12]. Sztywność ta jest wynikiem działania siły magnetycznej między magnesami na poruszających się jarzmach, a dodatkowymi magnesami znajdującymi się w wsporniku i określona jest wzorem

$$(1) \quad k_{\text{mag}}(y) = \frac{F_{\text{mag}}(y)}{y},$$

gdzie y – przemieszczenie jarzma, F_{mag} – siła magnetyczna (rys. 2).



Rys. 2. Wykres siły magnetycznej w funkcji przemieszczenia jarzma przetwornika

Bilans sił w przedstawionym układzie można zapisać w następującej postaci

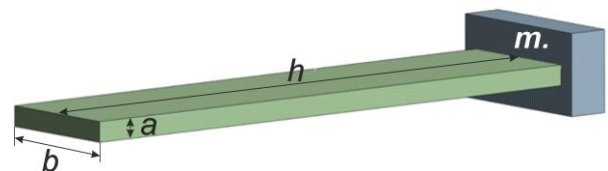
$$(2) \quad m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_w - F_g - F_{\text{mag}} - F_e,$$

gdzie m – masa jarzma z magnesami trwałymi, c – współczynnik tłumienia, k – współczynnik sztywności belki, F_w – siła wzbudzająca drgania, F_g – siła grawitacji, F_e – siła pochodząca od oddziaływania strumienia magnetycznego i prądu w cewce. Pomijając wpływ tłumienia i siły pochodzącej od oddziaływania strumienia magnetycznego i prądu oraz zakładając sinusoidalność przemieszczenia w czasie o amplitudzie y_{max} , uśredniona częstotliwość rezonansowa układu wynosi

$$(3) \quad f_{\text{res}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k + k_{\text{mag}}(y_{\text{max}})}{m}}$$

Z równania (3) wynika, że częstotliwość rezonansowa nie zależy tylko od właściwości materiałowych układu, tak jak ma to miejsce w generatorach liniowych, ale również od nieliniowej sztywności magnetycznej. Z uwagi na fakt, że dogodniej jest projektować częstotliwość rezonansową układu dla określonej wartości skutecznej przyspieszenia drgań zewnętrznych, częstotliwość rezonansową wyznaczono symulacyjnie na podstawie równania (2). W niniejszej pracy charakterystyki częstotliwościowe uzyskano z wykorzystaniem testu częstotliwościowego o liniowej zmianie częstotliwości przyspieszenia drgań zewnętrznych (od 10 do 45 Hz), zakładając wartość skuteczną przyspieszenia na 10 m/s^2 .

W pierwszym etapie badań dokonano optymalizacji wymiarów przetwornika w celu uzyskania zadanej częstotliwości rezonansowej równej 35 Hz. Obliczenia optymalizacyjne belki wykonano wykorzystując algorytm genetyczny. Do obliczeń przyjęto stałe wartości szerokości i grubości belki, natomiast zmienianym parametrem h była długość belki, która ma największy wpływ na sztywność mechaniczną (Rys. 3). Zakres zmienności parametru zawierał się w przedziale od 35 mm do 120 mm. Po przeprowadzeniu obliczeń uzyskano optymalny wymiar długości belki, który wraz z innymi wymiarami zestawiono w tabeli 1.



Rys. 3. Opis wymiarów geometrycznych belki przetwornika elektromagnetycznego

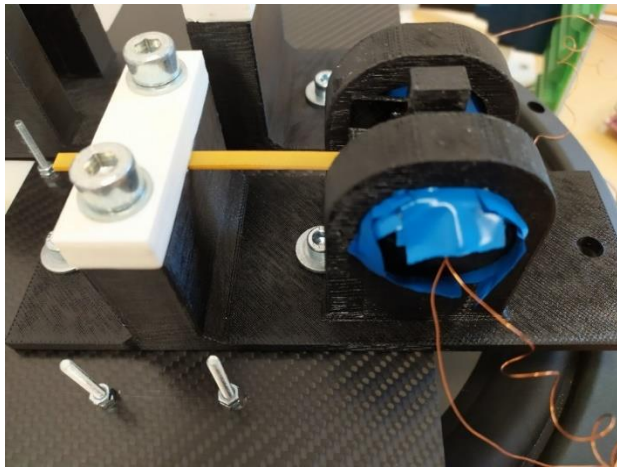
Tabela 1. Wymiary belki

Parametry	Wymiary [mm]
a	2,5
b	16
h	75

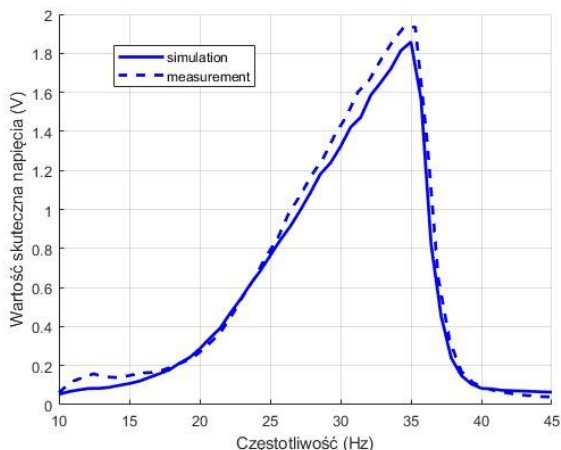
Po przeprowadzonej optymalizacji wymiarów belki w przetworniku elektromagnetycznym zbudowano rzeczywisty model, który następnie umieszczono na stanowisku pomiarowym (Rys. 4). Dokonano również weryfikacji pomiarowej, mającej na celu sprawdzenie zgodności wyników z symulacjami. Otrzymane wyniki wskazują na wysoką dokładność zastosowanych modeli komputerowych, które poprawnie odwzorowują zjawiska fizyczne zachodzące w badanym generatorze.

Na podstawie rysunku 5 można zauważyć, że maksymalna amplituda wartości skutecznej, wynosząca około 1,9 V, została osiągnięta przy częstotliwości rezonansowej wynoszącej około 35 Hz. Zarówno dane

symulacyjne, jak i pomiarowe wykazują zbliżony przebieg charakterystyki napięcia w funkcji częstotliwości, jednak wyniki pomiarowe wykazują nieznacznie wyższe wartości napięcia w zakresie rezonansu. Różnice te mogą być spowodowane ograniczeniami modelu oraz wpływem nieprzewidywanych czynników np. temperatury.



Rys. 4. Nieliniowy przetwornik energii drgań na stanowisku pomiarowym



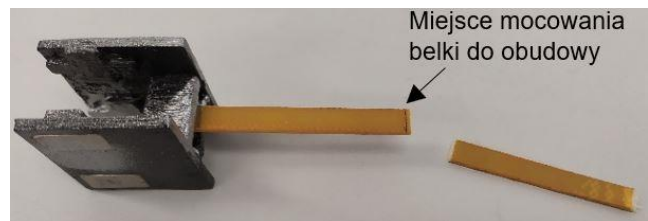
Rys. 5. Wartość skuteczna napięcia w funkcji częstotliwości

Z uwagi na dużą liczbę cykli pracy belki ważnym zagadnieniem w tego typu układach jest wytrzymałość zmęczeniowa elementu sprężystego. Po wielokrotnych testach prezentowanego układu na stanowisku laboratoryjnym, przy różnych poziomach drgań, zaobserwowano spadek sztywności układu. Efektem tego było zwężenie pasma częstotliwości oraz zmniejszenie wartości generowanego napięcia.

Przyczyną zmniejszenia sztywności belki mogą być mikro pęknięcia lub wewnętrzne uszkodzenia strukturalne w obrębie tworzywa sztucznego, które nie są widoczne gołym okiem. W bardziej zaawansowanym stadium degradacji stwierdzono również całkowite uszkodzenie (Rys.6). Uzyskane wyniki wskazują na konieczność monitorowania integralności strukturalnej takich komponentów, szczególnie w kontekście ich długotrwałej eksploatacji w warunkach dynamicznego obciążenia.

Literatura wskazuje na podobne zjawiska w materiałach kompozytowych. W pracy opisano zmniejszenie sztywności struktur z włókna szklanego w wyniku uszkodzeń wykrytych za pomocą czujników piezoelektrycznych [13]. Autorzy pracy [14] wskazują, że mikro pęknięcia w strukturach kompozytowych prowadzą do obniżenia właściwości mechanicznych i wydajności energetycznej, natomiast

autorzy artykułu [15] podkreślają, że mikro pęknięcia mogą istotnie wpłynąć na tłumienie drgań i efektywność odzyskiwania energii w systemach piezoelektrycznych. Badania wskazują, że wielokrotne dynamiczne obciążenia prowadzą do powstawania uszkodzeń mikrostrukturalnych w elementach wykonanych z włókna szklanego, co skutkuje obniżeniem ich sztywności [16].



Rys. 6. Belka wykonana z kompozytu wzmocniona włóknem szklanym z widocznym złamaniem

Analiza mechaniczna

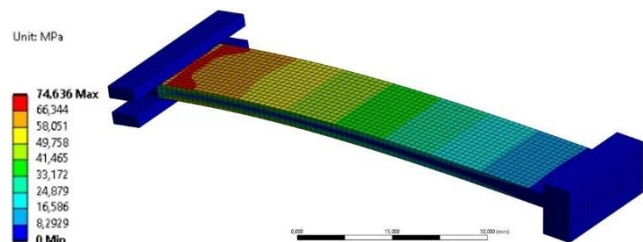
Dynamiczne obciążenia w niniejszym generatorze stanowią istotne wyzwanie dla jego konstrukcji mechanicznej. Kluczowym elementem systemu jest belka, narażona na intensywne naprężenia wynikające z cyklicznego charakteru pracy i zmiennych amplitud drgań. Celem przeprowadzonej analizy jest szczegółowe zbadanie rozkładu naprężeń w belce podczas pracy w systemie odzyskiwania energii z drgań. Uzyskane wyniki umożliwią identyfikację obszarów koncentracji naprężeń, które mogą prowadzić do powstawania mikropęknięć i uszkodzeń układu. Badania przeprowadzono w środowisku Ansys Mechanical, gdzie odwzorowano warunki brzegowe oraz określono parametry materiałowe, przedstawione w tabeli 2

Tabela 2. Parametry materiałowe

Parametry	Wartości
Moduł Young'a	12,28 [MPa]
Współczynnik Poisson'a	0,12
Gęstość	2075 [kg/m ³]

Przeprowadzona analiza nie tylko dostarczy informacji o rozkładzie naprężeń w obecnej konstrukcji, ale także będzie podstawą do wprowadzenia potencjalnych modyfikacji geometrii belki. Dzięki temu możliwe będzie zwiększenie trwałości elementów systemu oraz optymalizacja jego efektywności energetycznej i niezawodności.

Wyniki symulacji dla przypadku ugięcia belki o 1 cm wykazały wyraźne zróżnicowanie rozkładu naprężeń w strukturze. W symulacji uwzględniono przemieszczenia odpowiadające rzeczywistym wartościom zarejestrowanym dla jarzma zamontowanego na belce w układzie odzyskiwania energii z drgań. Podczas analizy zidentyfikowano najbardziej obciążone obszary, szczególnie narażone na inicjację mikropęknięć i degradację struktury (Rys. 7). Co istotne, obszary te pokrywają się z miejscami, w których rzeczywiście obserwowano pęknięcia podczas eksploatacji systemu.



Rys. 7. Naprężenia w belce przy maksymalnym przemieszczeniu jarzma

Maksymalne naprężenia występują w obszarze styku belki z obejmą montażową mającą za zadanie przytwierdzenie belki wraz z jarzmem do źródła drgań, gdzie występuje koncentracja sił wynikających z montażu oraz przenoszenia drgań. Naprężenia maleją wraz z oddalaniem się od obszaru mocowania w kierunku jarzma. Po przeprowadzeniu analizy naprężeń w belce i zidentyfikowaniu obszarów krytycznych narażonych na największe naprężenia i potencjalne uszkodzenia, kolejnym etapem jest analiza modalna. Analiza ta pozwala na obliczenie częstotliwości własnych i odpowiadających im kształtów drgań. Podstawą analizy modalnej jest równanie różniczkowe opisujące dynamikę belki w postaci macierzowej [17]:

$$(4) \quad \mathbf{M} \frac{d^2}{dt^2} \mathbf{D} + \mathbf{C} \frac{d}{dt} \mathbf{D} + \mathbf{K} \mathbf{D} = \mathbf{F}$$

gdzie: $\mathbf{M}$ – macierz mas, $\mathbf{C}$ – macierz tłumienia, $\mathbf{K}$ – macierz sztywności, $\mathbf{D}$ – wektor przemieszczeń węzłów poszczególnych elementów, $\mathbf{F}$ – wektor sił.

W przypadku drgań swobodnych, gdzie nie uwzględnia się sił zewnętrznych ($\mathbf{F}=0$) i tłumienia ($\mathbf{C}=0$), równanie to upraszcza się do postaci:

$$(5) \quad \mathbf{M} \frac{d^2}{dt^2} \mathbf{D} + \mathbf{K} \mathbf{D} = 0$$

Rozważając drgania swobodne można przyjąć, że rozwiązanie otrzymamy w postaci zespolonej, wtedy [24]:

$$(6) \quad \mathbf{D} = \Phi_0 e^{i\omega_0 t}$$

zaś

$$(7) \quad \frac{d^2}{dt^2} \mathbf{D} = -\Phi_0 \omega_0^2 e^{i\omega_0 t}$$

gdzie: Φ_0 – wektor reprezentujący postać drgań własnych układu, ω_0 – pulsacja drgań własnych układu, t – czas.

Po podstawieniu równanie (5) przyjmuje postać:

$$(8) \quad (\mathbf{K} - \omega_0^2 \mathbf{M}) \Phi_0 = 0$$

Przedstawione wyżej równanie ma rozwiązania tylko wtedy, gdy spełniony jest warunek [19].

$$(9) \quad \det(\mathbf{K} - \omega_0^2 \mathbf{M}) = \det(\mathbf{K} - \lambda \mathbf{M}) = 0$$

Równanie (9) jest wielomianem n -tego rzędu, gdzie liczbę n należy utożsamiać z liczbą stopni swobody. Rozwiązanie takiego równania – wyznaczenie miejsc zerowych λ_i , dla $i=1..n$ pozwala jednocześnie na uzyskanie częstości drgań własnych ω_{0i} . Należy również pamiętać, że każdej częstości własnej ω_{0i} odpowiada wektor postaci drgań własnych Φ_{0i} , możliwy do wyznaczenia z równania:

$$(10) \quad (\mathbf{K} - \omega_{0i}^2 \mathbf{M}) \Phi_{0i} = 0$$

W przypadku badanej belki pierwsza częstotliwość własna została wyznaczona jako ~35 Hz. Jest to istotny parametr, ponieważ pierwsza moda drgań zazwyczaj determinuje najbardziej efektywny zakres pracy systemu odzyskiwania energii. W przypadku systemów piezoelektrycznych lub elektromagnetycznych, takie jak ten analizowany, poprawne dopasowanie częstotliwości wzbudzenia do częstotliwości własnej belki pozwala na maksymalizację generacji energii.

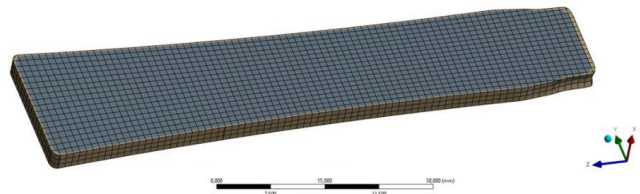
Optimalizacja kształtu

Po przeprowadzeniu symulacyjnej analizy poprawności modelu belki energy harvestera i uzyskaniu częstotliwości rezonansowej zgodnej z założeniami projektu rozpoczęto proces optymalizacji kształtu w module optymalizacyjnym

programu Ansys Mechanical. Celem było zmniejszenie naprężeń w belce przy zachowaniu następujących ograniczeń projektowych:

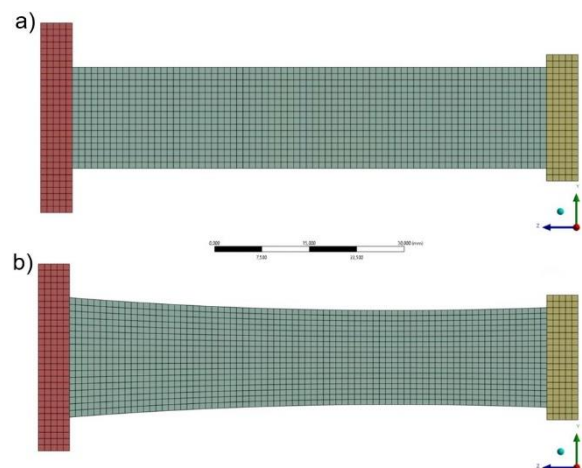
- Częstotliwość rezonansowa belki musi wynosić ~35 Hz;
- Grubość i długość belki są stałe;
- Szerokość belki w miejscu montażu z źródłem drgań może być o 25% większa.

W wyniku przeprowadzonej optymalizacji uzyskano zmieniony kształt belki przedstawiony na rysunku 8.



Rys. 8. Struktura optymalizacyjna belki

Po przetworzeniu geometrii belki zgodnie z wynikami optymalizacji kształtu uzyskano jej nowy, zoptymalizowany kształt (Rys.9.b). Następnie ponownie przeprowadzono analizę mechaniczną, mającą na celu weryfikację skuteczności wprowadzonych zmian pod względem wytrzymałości, naprężeń oraz zgodności z założeniami projektowymi.



Rys. 9. Bazowy (a) i nowy (b) kształt belki

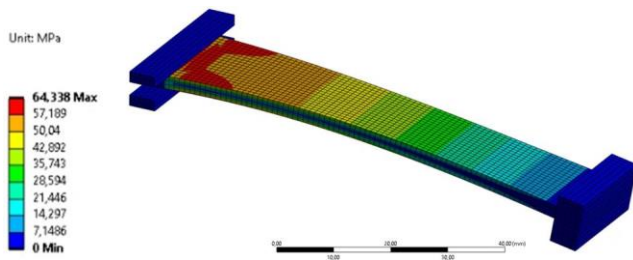
Analiza mechaniczna pozwoliła ocenić, czy zoptymalizowany kształt spełnia założone wymagania w rzeczywistych warunkach pracy. Wyniki wykazały, że nowa geometria znacząco poprawia rozkład naprężeń i efektywność mechanizmu przy zachowaniu parametrów dynamicznych. Częstotliwość rezonansowa dla obu przypadków jest praktycznie taka sama (Tabela 3).

Tabela 3. Wartości modów uzyskane dla badanych modeli

Moda	Model bazowy belki	Nowy model belki
	Częstotliwość [Hz]	Częstotliwość [Hz]
1	34,935	34,914
2	217,29	228,92
3	316,37	314,19
4	620,62	612,44
5	1606,6	1571,9
6	2166,7	2152,6

W wyniku przeprowadzonych prac, naprężenia w belce zostały zmniejszone o około 13,8% w stosunku do wartości początkowej (Rys. 10). W konsekwencji, redukcja naprężeń może prowadzić do wydłużenia żywotności belki drgającej,

co przekłada się na zwiększenie liczby cykli pracy, a tym samym na poprawę efektywności i niezawodności całego systemu odzyskiwania energii.



Rys. 10. Naprężenia w nowej belce przy maksymalnym przemieszczeniu jarma

Wnioski

Przeprowadzone badania potwierdzają skuteczność zintegrowanego podejścia projektowego i optymalizacyjnego w poprawie wydajności i niezawodności elektromagnetycznych przetworników energii. Zaprojektowany harvester, oparty na belce wykonanej z kompozytu wzmocnionego włóknem szklanym, osiągnął efektywną konwersję energii przy częstotliwości rezonansowej ~35 Hz. Wyniki pomiarów eksperymentalnych potwierdziły wysoką dokładność zastosowanych modeli obliczeniowych.

Dynamiczne obciążenia wykazały tendencję do powstawania mikro pęknięć w strukturze materiału kompozytowego, co prowadziło do zmniejszenia sztywności belki oraz degradacji wydajności układu. Zjawisko to podkreśla konieczność monitorowania integralności strukturalnej w długoterminowych warunkach eksploatacyjnych. Analiza modalna potwierdziła kluczowe znaczenie częstotliwości własnej (~35 Hz) dla maksymalizacji wydajności systemu odzyskiwania energii omawianego układu.

Optymalizacja kształtu belki pozwoliła na redukcję maksymalnych naprężeń o około 13,8%, co przyczyniło się do zwiększenia trwałości elementu i poprawy integralności strukturalnej. Kluczowym osiągnięciem było zachowanie krytycznej częstotliwości rezonansowej, co zapewnia wysoką efektywność działania systemu. Analiza naprężeń wskazała, że największe wartości występują w obszarze mocowania belki do obejm montażowej. Te wyniki uwypuklają znaczenie szczegółowego projektowania tych newralgicznych obszarów.

Autorzy: dr inż. Rafał Gabor, Katedra Elektroenergetyki i Energii Odnawialnej, ul. Prószkowska 76, 45-758 Opole, E-mail: r.gabor@po.edu.pl; dr inż. Marcin Kulik, Politechnika Opolska, Katedra Automatyzacji Napędów i Robotyki, ul. Prószkowska 76, 45-758 Opole, E-mail: m.kulik@po.edu.pl

LITERATURA

- [1] Norenberg JP., Luo R., Lopes VG., Peterson JVLL., Cunha A., *Nonlinear dynamics of asymmetric bistable energy harvesters*, International Journal of Mechanical Sciences vol. 257, Elsevier Ltd; (2023), DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2023.108542
- [2] Won SS., Kawahara M., Glinsek S., Lee J., Kim Y., Jeong CK., et al., *Flexible vibrational energy harvesting devices using strain-engineered perovskite piezoelectric thin films*, Nano Energy vol. 55, 182–92, Elsevier Ltd; (2019), DOI: 10.1016/J.NANOEN.2018.10.068.
- [3] Sezer N., Koç M., *A comprehensive review on the state-of-the-art of piezoelectric energy harvesting*, Nano Energy vol. 80, Elsevier Ltd; (2021), DOI: 10.1016/J.NANOEN.2020.105567.
- [4] Zuo L., Tang X., *Large-scale vibration energy harvesting*, Journal of Intelligent Material Systems and Structures vol. 24, no. 11, 1405–30, (2013), DOI: 10.1177/1045389X13486707.
- [5] Mitcheson PD., Yeatman EM., Rao GK., Holmes AS., Green TC., *Energy harvesting from human and machine motion for wireless electronic devices*, Proceedings of the IEEE vol. 96, no. 9, 1457–86, Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.; (2008), DOI: 10.1109/JPROC.2008.927494.
- [6] Jang J., Hwang GT., Min Y., Kim JW., Ahn CW., Choi JJ., et al., *Fatigue study and durability improvement of piezoelectric single crystal macro-fiber composite energy harvester*, Journal of the Korean Ceramic Society vol. 57, no. 6, 645–50, Springer; (2020), DOI: 10.1007/S43207-020-00062-9.
- [7] Nord JH., Koochang A., Paliszewicz J., *The Internet of Things: Review and theoretical framework*, Expert systems with applications vol. 133, 97–108, Elsevier Ltd; (2019), DOI: 10.1016/J.ESWA.2019.05.014.
- [8] Abdelkareem MAA., Xu L., Ali MKA., Elagouz A., Mi J., Guo S., et al., *Vibration energy harvesting in automotive suspension system: A detailed review*, Applied Energy vol. 229, 672–99, Elsevier Ltd; (2018), DOI: 10.1016/J.APENERGY.2018.08.030.
- [9] Phillips JD., *Energy Harvesting in Nanosystems: Powering the Next Generation of the Internet of Things*, Frontiers in Nanotechnology vol. 3, Frontiers Media S.A.; (2021), DOI: 10.3389/FNANO.2021.633931/FULL.
- [10] Kazemi S., Nili-Ahmadabadi M., Tavakoli MR., Tikani R., *Energy harvesting from longitudinal and transverse motions of sea waves particles using a new waterproof piezoelectric waves energy harvester*, Renewable Energy vol. 179, 528–36, Elsevier Ltd; (2021), DOI: 10.1016/J.RENENE.2021.07.042.
- [11] Challa VR., Prasad MG., Shi Y., Fisher FT., *A vibration energy harvesting device with bidirectional resonance frequency tunability*, Smart Materials and Structures vol. 17, no. 1, (2008), DOI: 10.1088/0964-1726/17/01/015035.
- [12] Jagiela M., Kulik M. Action of torsion and axial moment in a new nonlinear cantilever-type vibration energy harvester. International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics 2018;57:S135–42. <https://doi.org/10.3233/JAE-182304>.
- [13] Mohammadabadi A., Chamani A., Dugnani R. Impact damage detection in fiberglass composites using low acoustic impedance-based PZT transducers 2019. <https://doi.org/10.31224/OSF.IO/MUJ72>.
- [14] Chen B., Jia Y., Narita F., Wang C., Shi Y. Multifunctional cellular sandwich structures with optimised core topologies for improved mechanical properties and energy harvesting performance. Compos B Eng 2022;238. <https://doi.org/10.1016/J.COMPOSITESB.2022.109899>.
- [15] Narita F., Fox M. A Review on Piezoelectric, Magnetostrictive, and Magnetoelectric Materials and Device Technologies for Energy Harvesting Applications. Adv Eng Mater 2018;20. <https://doi.org/10.1002/ADEM.201700743>.
- [16] Omaña Lozada AC., Arenas Reina JM., Suárez-Bermejo JC. Analysis of the Behavior of Fiberglass Composite Panels in Contact with Water Subjected to Repeated Impacts. Polymers (Basel) 2022;14. <https://doi.org/10.3390/POLYM14194051>.
- [17] Gabor R., Mynarek P., Kowol M. Analiza wytrzymałościowa modulatora w przekładni magnetycznej. Poznan University of Technology Academic Journals Electrical Engineering 2017;4:07–17. <https://doi.org/10.21008/J.1897-0737.2017.91.0037>.