

Produkcja czystej energii z odnawialnych źródeł w silniku Stirlinga

ARKADIUSZ SZYMANEK, MARTYNA JABŁOŃSKA

*Wydział Inżynierii Mechanicznej i Informatyki, Instytut Maszyn Ciepłych, Politechnika Częstochowska,
Al. Armii Krajowej 21, 42-201 Częstochowa*

ANNA PAJDAK

Instytut Mechaniki Górotworu Polskiej Akademii Nauk, ul. Reymonta 27, 30-059 Kraków

Streszczenie

W artykule zaprezentowano przegląd rozwiązań konstrukcyjnych silników Stirlinga w typach układów α , β , γ . Przedstawiono możliwości zastosowania tych silników w różnych układach z odnawialnymi źródłami energii, w szczególności z wykorzystaniem energii słonecznej i biomasy. Opisano autorską konstrukcję silnika Stirlinga w układzie V, która została zaprojektowana i zbudowana w oparciu o własny model matematyczny wymiany ciepła i produkcji energii w wymienionym układzie. Określono liniowy charakter zmian obrotów koła zamachowego silnika w funkcji temperatury górnego źródła ciepła (GZC) i dolnego źródła ciepła (DZC). Zaobserwowano wpływ zmian temperatury GZC na temperaturę DZC w przypadku braku jego stabilizacji termicznej oraz na czas jego nagrzewania się. Ze wzrostem temperatury GZC, czas nagrzewania się DZC ulegał skróceniu. Uzyskane wyniki wskazały jednoznacznie na możliwość produkcji czystej energii z odnawialnych źródeł w układach skojarzonych z silnikiem Stirlinga.

Słowa kluczowe: silnik Stirlinga, odnawialne źródła energii, energia słoneczna, biomasa

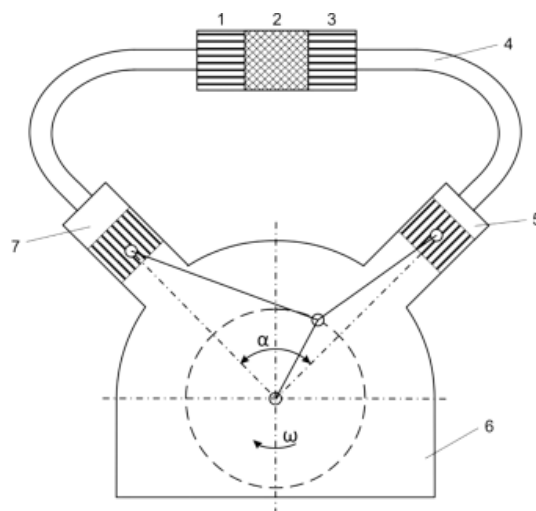
Wstęp

Silnik Stirlinga to ciepła maszyna tłokowa przetwarzająca energię cieplną w energię mechaniczną. Proces konwersji przeprowadzany jest tu bez wewnętrznego spalania paliwa i zachodzi w wyniku dostarczenia ciepła z zewnątrz. Silnik pracuje w obiegu zamkniętym z dowolnym gazem roboczym z regeneracją ciepła przy stałej objętości. Gazem roboczym może być np. powietrze, hel czy wodór, które występują wewnątrz silnika jako stała masa gazu uczestnicząca w kolejnych cyklach jego pracy. Ciepły silnik Stirlinga w sposób cykliczny ogrzewa i ochładza gaz roboczy, czerpiąc energię ze zmian objętości gazu roboczego. Może być zasilany zarówno z konwencjonalnych jak i niekonwencjonalnych źródeł energii, ponieważ w sposób bezpośredni przetwarza ciepło w energię mechaniczną. Odnawialne źródła energii są przykładem możliwości zasilania silnika Stirlinga w różnych układach, m.in. w połączeniu z uproszczonym procesem spalania biomasy oraz w układzie, gdzie występuje bezpośrednia konwersja energii słonecznej na energię mechaniczną. Na uwagę zasługuje również bardzo wysoka trwałość konstrukcji cieplnego silnika Stirlinga, która spowodowana jest tym, że jako silnik z zewnętrznym spalaniem, nie posiada on bezpośredniego kontaktu z paliwem. Produkty spalania nie mają tym samym styczności z ruchomymi częściami silnika Stirlinga, co przyczynia się m.in. do minimalnego poziomu hałasu podczas jego pracy.

Przegląd rozwiązań konstrukcyjnych silników Stirlinga

Układ α

Silnik Stirlinga w układzie α to przykład rozwiązania konstrukcyjnego posiadającego dwa cylindry, wewnątrz których przemieszczają się dwa tłoki. Występuje tu tzw. układ z cylindrem gorącym oraz układ z cylindrem zimnym, w których tłoki przemieszczają się w tzw. przestrzeniach rozprężania i sprężania. Dolne i górne źródło ciepła połączone są ze sobą za pomocą zespołu wymienników ciepła składających się z nagrzewnicy, regeneratora i chłodnicy. Każdy z elementów zespołu wymienników ciepła charakteryzuje się odrębną konstrukcją. Silnik Stirlinga w układzie α posiada ponadto przesunięcie fazowe ruchu tłoków α , które wynosi od 85° do 120° [Żmudzki, 1993; El-Ehwany i in., 2011; Kongtragool i Wongwises, 2006]. Jako najbardziej optymalne, z konstrukcyjnego punktu widzenia dla tego układu, jest zastosowanie przesunięcia fazowego ruchu tłoków o kąt α równy, bądź bliski 90° [Żmudzki, 1993]. Schemat konstrukcji silnika pracującego w układzie α prezentuje rysunek 1.



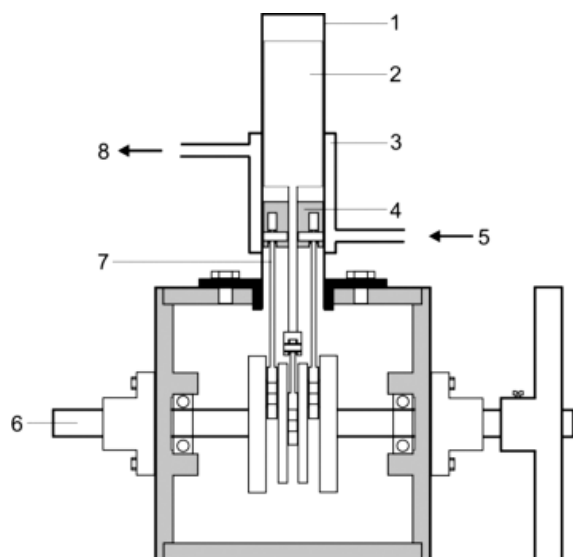
Rys. 1. Schemat konstrukcji silnika jednostronnego działania – układ α [Żmudzki, 1993], gdzie: 1 – nagrzewnica, 2 – regeneracja, 3 – chłodnica, 4 – przewód łączący, 5 – przestrzeń sprężania, 6 – przestrzeń buforowa, 7 – przestrzeń rozprężania

Układ β

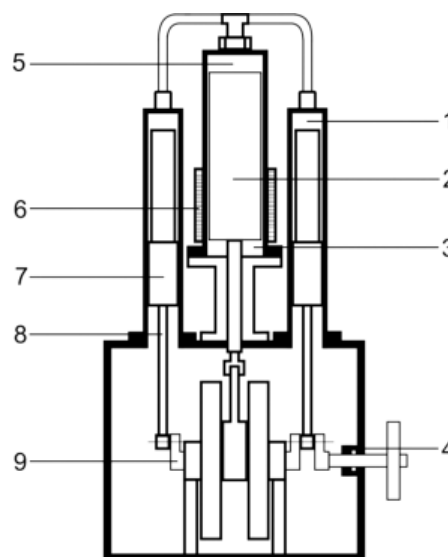
Podstawowa konstrukcja silnika Stirlinga w układzie β składa się z jednego cylindra. W cylindrze tym przemieszczają się współosiowo dwa tłoki z wymaganym przesunięciem fazowym α (85° - 120°). Cechą charakterystyczną tej konstrukcji jest tłok górny, zwany wypornikiem lub tłokiem wypornościowym, poruszający się w przestrzeni roboczej silnika, przelatując gaz roboczy dwukrotnie w czasie obiegu pomiędzy przestrzenią sprężania i przestrzenią rozprężania poprzez zespół wymienników ciepła, na który składają się nagrzewnica, regeneracja i chłodnica [Żmudzki, 1993; Cinar i in., 2005; Shendage i in., 2011; Andersen i in., 2006; Karabulut i in., 2009]. Na rysunku 2 przedstawiono układ mechaniczny silnika Stirlinga w układzie β , który wzbogacono o płaszcz wodny, celem lepszego chłodzenia całej konstrukcji i poprawy wymiany ciepła silnika.

Układ γ

Konstrukcja silnika Stirlinga w układzie γ , zaprezentowana schematycznie na rysunku 3, składa się z dwóch oddzielnych cylindrów, w których poruszają się wypornik i tłok. Cylindry mogą być względem siebie usytuowane równolegle, prostopadle lub skośnie. Ułożenie cylindrów zależne jest od danego rozwiązania mechanizmu roboczego. Taka konstrukcja silnika czyni ją podobną do konstrukcji silnika w układzie β . W tym układzie cylindry połączone są tzw. kanałami łączącymi. Kanał łączący zawiera zespół wymienników ciepła, w skład którego wchodzi nagrzewnica, regeneracja i chłodnica [Żmudzki, 1993; Kongtragool i Wongwises, 2008; Iwamoto i in., 1997; Cinar i Karabulut, 2005; Kentfield, 1992]. Wypornik wyprzedza ruch tłoka o kąt przesunięcia fazowego α , powodując przemieszczenie gazu roboczego pomiędzy przestrzenią sprężania i przestrzenią rozprężania.



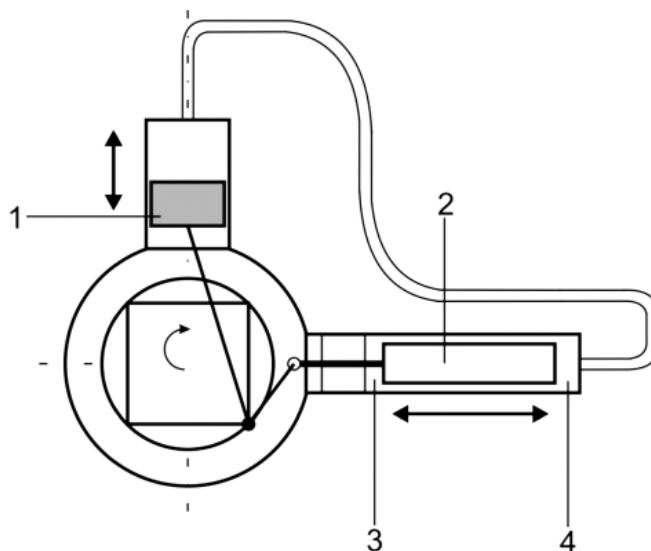
Rys. 2. Schemat konstrukcji silnika w układzie β [Cinar i in., 2005], gdzie: 1 – cylinder, 2 – wypornik, 3 – płaszcz wodny, 4 – tłok, 5 – wlot wody chłodzącej, 6 – wał korbowy, 7 – korbowód, 8 – wylot wody chłodzącej



Rys. 3. Schemat konstrukcji silnika w układzie γ [Cinar i Karabulut, 2005], gdzie: 1 – przestrzeń rozprężania, 2 – wypornik, 3 – przestrzeń sprężania, 4 – uszczelka, 5 – gorąca przestrzeń, 6 – płaszcz wodny, 7 – tłok, 8 – korbowód, 9 – wał korbowy

Układ V

Cechą charakterystyczną rozwiązania konstrukcyjnego silnika Stirlinga w układzie V (rysunek 4) jest ułożenie cylindrów na kształt litery V. Kąt fazowy pomiędzy cylindrami wynosi 90° , co umożliwia zachodzenie procesów w obiegu. Układ ten zostanie dokładniej omówiony w dalszej części publikacji.



Rys. 4. Schemat konstrukcji silnika w układzie V [Batmaz i Ustun, 2008], gdzie: 1 – tłok, 2 – wypornik (tłok wypornościowy), 3 – przestrzeń sprężania, 4 – przestrzeń rozprężania

Silnik Stirlinga i odnawialne źródła energii

Literatura opisuje liczne zastosowania silników Stirlinga w układach z odnawialnymi źródłami energii, m.in. konstrukcje silników wykorzystujące jako źródło zasilania energię słoneczną. Autorzy [Yagi i in., 2011; Tavakolpour i in., 2008; Tlili i in., 2008; Abdullah i in., 2005; Kongtragool i Wongwises, 2003; Van Arsdell, 2001] wskazują, iż jest ona jednym z najbardziej atrakcyjnych odnawialnych źródeł energii. Bezpośrednia konwersja energii słonecznej na energię mechaniczną przyczynia się do znacznej redukcji kosztów jej wytworzenia. Wskazują, że silniki cieplne, takie jak silniki Stirlinga, wykorzystujące energię

słoneczną jako źródło zasilania, są rozwiązaniem konstrukcyjnym, które przyczyni się do lepszego spożycia odnawialnych źródeł energii. Energia słoneczna jako przykład niskotemperaturowego źródła ciepła idealnie nadaje się do zastosowania w silnikach Stirlinga działających przy małej różnicy temperatur, tzw. niskotemperaturowych silnikach Stirlinga LTD. Mimo że sprawność dla tych silników jest stosunkowo niska, to może być akceptowana, ze względu na dostępność wielu niskotemperaturowych źródeł ciepła, zwłaszcza energii słonecznej. Autorzy [Kongtragool i Wongwises, 2003] wskazują, iż obiecującym rozwiązaniem dla silników Stirlinga są nowoczesne materiały, ulepszone uszczelnienia oraz poprawa przepływu ciepła do czynnika roboczego. Silnik ten, działający przy relatywnie niskich temperaturach, posiada duży potencjał, zwłaszcza przy zasilaniu energią słoneczną.

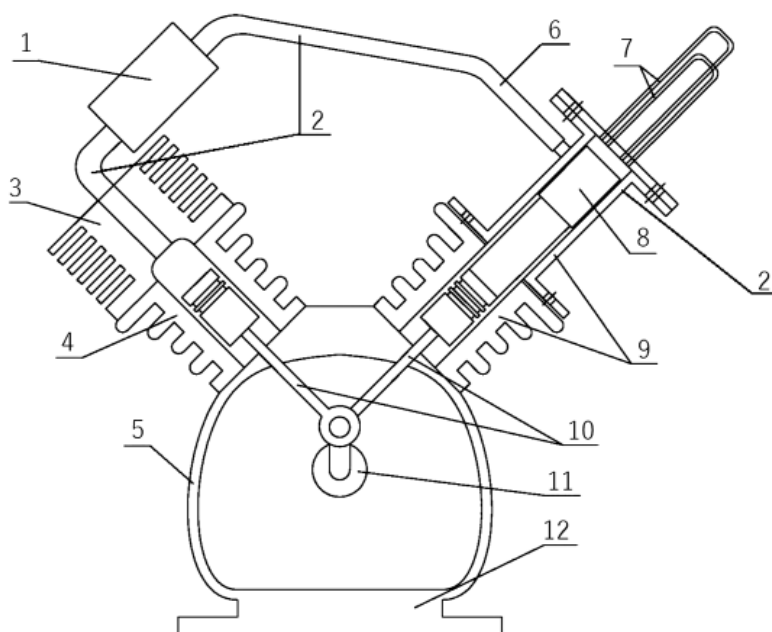
Kolejnym przykładem zastosowania silników Stirlinga w różnych układach z odnawialnymi źródłami energii są konstrukcje wykorzystujące jako źródło zasilania energię z biomasy. Autorzy [Nishiyama i in., 2007] prezentują silnik Stirlinga ze skojarzonym systemem wytwarzania ciepła i energii elektrycznej – CHP (Combined Heat and Power) w połączeniu z uproszczonym procesem spalania biomasy z drobno zmielonego drewna. Wykazują, iż z punktu widzenia ochrony środowiska oraz redukcji kosztów paliwa istnieje zapotrzebowanie na przemysłowe instalacje CHP na biomasę w małej skali. Biomasa jest źródłem energii odnawialnej i jest neutralna z punktu widzenia emisji CO₂. Odpady drzewne mają ponadto wysoką wydajność cieplną oraz występują w różnych gałęziach przemysłu. Potwierdzono, że drobno zmielone drewno ma doskonale właściwości jako paliwo dla silnika Stirlinga w systemie CHP. Tego typu biomasa charakteryzuje się licznymi zaletami m.in. wysoką efektywnością spalania, ze względu na dużą zawartość substancji lotnych oraz niską zawartością popiołu, azotu i siarki. Przyczynia się to do zmniejszenia ryzyka korozji i erozji. W związku z powyższym postawiono tezę że silniki Stirlinga to przyszłościowe rozwiązanie konstrukcyjne służące utylizacji biomasy, produkcji ciepła i energii elektrycznej.

Stanowisko badawcze silnika Stirlinga w układzie V

W ramach badań wstępnych, zaprojektowano i zbudowano małoskalowy model silnika Stirlinga. Opracowano model matematyczny wymiany ciepła i produkcji energii w wymienionym układzie [Jabłońska i in., 2010]. Badania miały na celu określenie możliwości produkcji czystej energii elektrycznej z wykorzystaniem odnawialnych źródeł energii w układach skojarzonych z silnikiem Stirlinga. Wykazano, że im większa różnica temperatur pomiędzy płytami cylindra, tym przepływ powietrza jest intensywniejszy i strumień wymienianego ciepła większy, w wyniku czego wzrastają obroty silnika Stirlinga. Badania wstępne potwierdziły potencjalną możliwość produkcji czystej energii elektrycznej z wykorzystaniem odnawialnych źródeł energii takich jak energia słoneczna oraz energia z biomasy w układach skojarzonych z silnikiem Stirlinga.

Na bazie doświadczeń zdobytych na małoskalowym modelu silnika Stirlinga, zaprojektowano i zbudowano większą jednostkę silnika Stirlinga w układzie V. Koncepcja budowy oparta została na dotychczasowych badaniach własnych oraz weryfikacji modelu matematycznego wymiany ciepła i produkcji energii w wymienionym układzie. Wykonane stanowisko badawcze silnika Stirlinga typu V zaprezentowano na rysunku 5. Składa się z dwóch źródeł ciepła: górnego źródła ciepła (GZC), obejmującego głowicę cylindra gorącego i cylindra tłoka wypornościowego (gorącego) oraz dolnego źródła ciepła (DZC), w skład którego wchodziły: głowica cylindra zimnego i cylinder zimny z tłokiem. Stanowisko badawcze silnika wyposażone było również w korbowody, wał korbowy z obudową, koło zamachowe i koło pasowe.

Stanowisko badawcze zostało umocowane na stalowej ramie. W celu zmniejszenia masy stanowiska zastosowano m.in. lekkie aluminiowe elementy. W dalszej kolejności zwiększono objętość głowicy cylindra gorącego i wykorzystano uszczelnienia wysokotemperaturowe. Zwiększono ponadto powierzchnię wymiany ciepła w cylindrze zimnym, a także zwiększono stopień sprężania silnika. Zastosowano duże, masywne koło zamachowe, aby zrównoważyć układ tłokowo-korbowy silnika. Koło zamachowe dodatkowo posiadało łopatki, które wytwarzały podmuch powietrza i jednocześnie pełniły funkcję wentylatora, chłodząc cylinder zimny. Między cylindrem gorącym i zimnym został zamontowany regeneratory (stalowy cylinder wypełniony aluminiowymi wałeczkami). Cylindry umieszczono na korpusie żeliwnym, w którym umocowano wał korbowy łożyskowany. Smarowanie korbowodów odbywało się w środku obudowy korbowej. Kąt przesunięcia fazowego ruchu tłoków α między cylindrami wynosiło 90°.

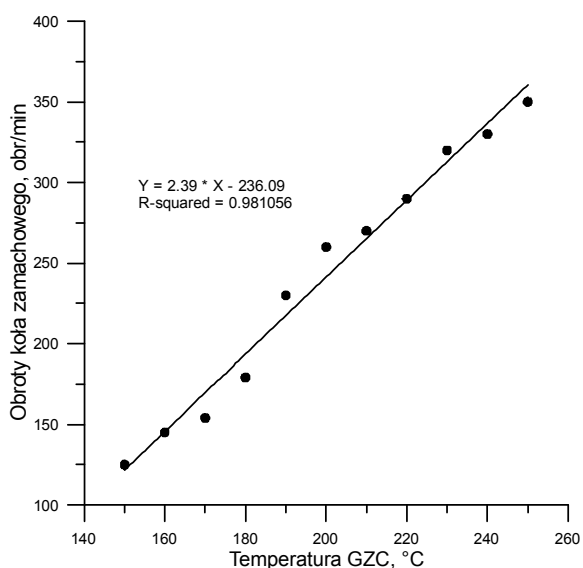


Rys. 5. Stanowisko badawcze silnika Stirlinga – autorska konstrukcja silnika Stirlinga typu V, gdzie: 1 – regenerator, 2 – czujnik temperatury 3 – głowica cylindra zimnego, 4 – cylinder zimny z tłokiem, 5 – koło zamachowe, 6 – czujnik ciśnienia, 7 – głowica cylindra gorącego, 8 – tłok wypornościowy, 9 – cylindry tłoka wypornościowego (gorącego), 10 – korbowody, 11 – wał korbowy, 12 – obudowa wału korbowego

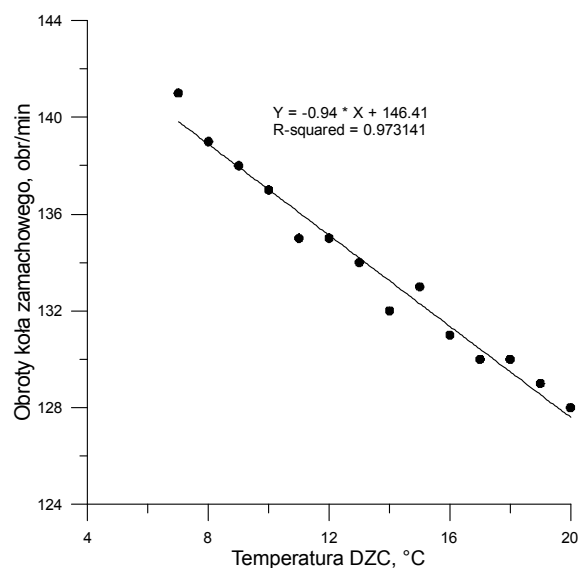
Wyniki badań

W ramach badań wykonano analizę zależności obrotów koła zamachowego autorskiego silnika Stirlinga typu V od temperatury górnego źródła ciepła GZC. Podczas badań utrzymywano temperaturę dolnego źródła ciepła DZC na stałym poziomie 20°C. Wraz ze wzrostem temperatury GZC następował przyrost prędkości obrotowej, co zaprezentowano na rysunku 6. Wzajemna zależność tych dwu parametrów wskazała na charakter ich zmienności zbliżony do liniowego.

Kolejno przeprowadzono analizę wpływu temperatury DZC na obroty koła zamachowego. Temperatura GZC utrzymywana była na stałym poziomie 150°C. Wzrostowi temperatury DZC towarzyszył spadek obrotów koła zamachowego. Zaobserwowany przebieg zmienności parametrów, podobnie jak w przypadku GZC, wykazał charakter zbliżony do liniowego, co zaprezentowano na rysunku 7.



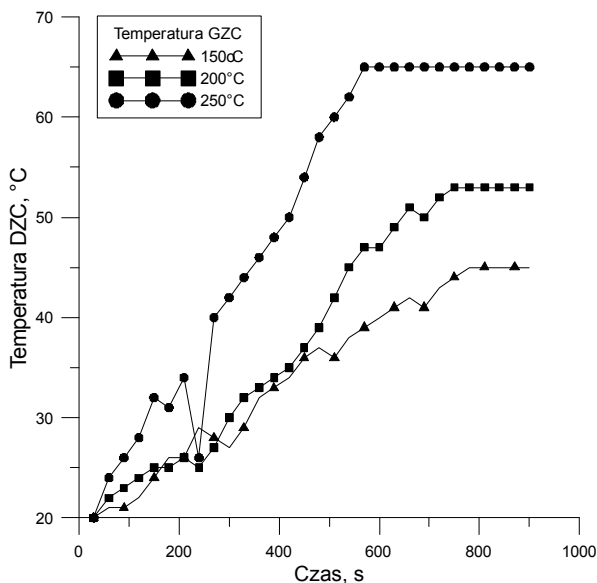
Rys. 6. Wykres zależności obrotów koła zamachowego od temperatury górnego źródła ciepła przy stabilizowanej temperaturze dolnego źródła ciepła 20°C



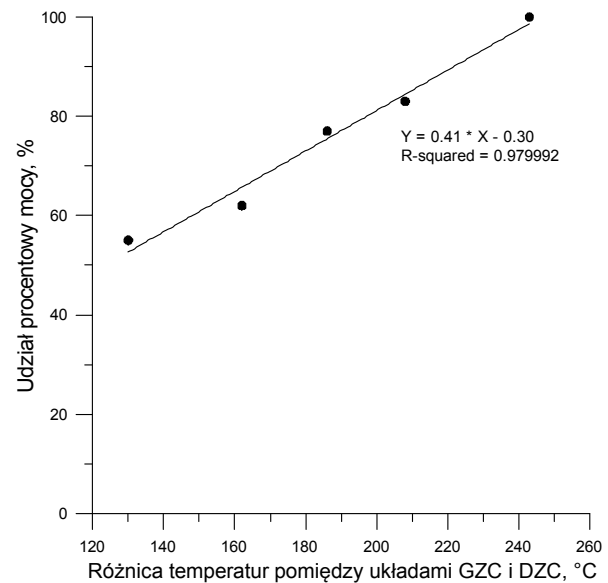
Rys. 7. Wykres zależności obrotów koła zamachowego od temperatury dolnego źródła ciepła w autorskim silniku Stirlinga typu V

Na rysunku 8 przedstawiono wpływ nagrzewania się dolnego źródła ciepła silnika Stirlinga od gazu roboczego w funkcji czasu. Podczas badań temperaturę górnego źródła ciepła w poszczególnych próbach utrzymywano odpowiednio na poziomie 150°C, 200°C i 250°C. Zaobserwowano, iż wraz ze wzrostem temperatury GZC, temperatura DZC wzrasta odpowiednio: dla temperatury 150°C do 45°C, dla temperatury 200°C do 53°C, dla temperatury 250°C do 65°C. Zmienny był również czas osiągnięcia stabilizacji termicznej DZC. Najkrótszy czas nagrzewania wynoszący około 570s osiągnięto dla temperatury 250°C, a najdłuższy 780s dla temperatury 150°C.

Określono zależność udziału procentowego mocy silnika od różnicy temperatur górnego i dolnego źródła ciepła w wybranych charakterystycznych punktach pracy układu. Uzyskano maksymalny procent mocy silnika przy temperaturze GZC – 250°C i DZC – 7°C, których różnica wynosiła 243°C. Najniższy procent mocy maksymalnej (55%) otrzymano przy różnicy temperatur 130°C (temperatura GZC – 150°C, DZC – 20°C).



Rys. 8. Wykres zależności temperatury dolnego źródła ciepła od czasu



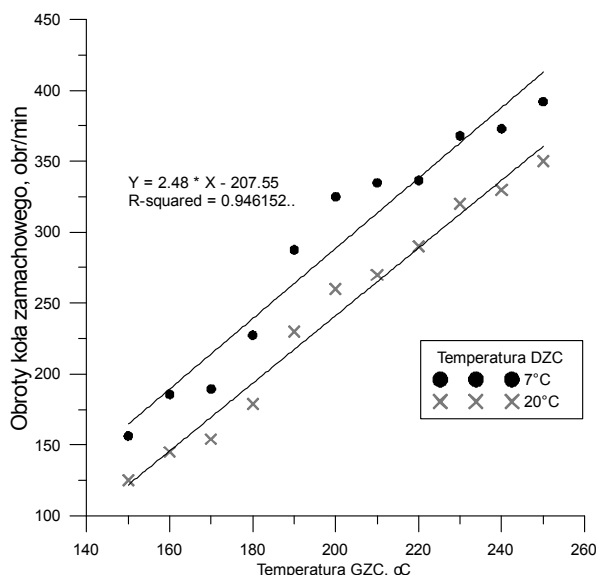
Rys. 9. Wykres zależności mocy silnika Stirlinga w układzie V od różnicy temperatur górnego i dolnego źródła ciepła

W kolejnym etapie badań określono zależność obrotów koła zamachowego silnika od temperatury górnego źródła ciepła przy ustabilizowanej temperaturze dolnego źródła 7°C. W porównaniu z danymi uzyskanymi w badaniach zaprezentowanych na rysunku 6, odnotowano 12% przyrost obrotów przy 65% spadku temperatury DZC. Dla temperatury GZC wynoszącej 150°C odnotowano ponadto 25% przyrost mocy. Średni przyrost różnicy temperatur spowodowany zmianą temperatury DZC wyniósł 7%. W oparciu o uzyskane wyniki (Rys. 10) zaobserwowano, że na zwiększenie ilości obrotów koła zamachowego silnika ma wpływ wzrost różnicy temperatur pomiędzy GZC i DZC, a jego udział procentowy wpływa na procentowy przyrost obrotów silnika.

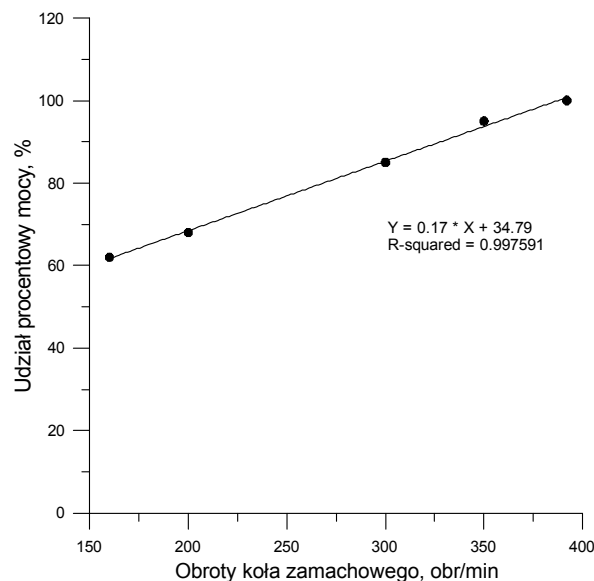
Rysunek 11 prezentuje zależność uzyskanej mocy od obrotów koła zamachowego silnika. Wraz ze wzrostem obrotów koła zamachowego następuje wzrost mocy silnika, a najwyższy uzyskany procent mocy zachodzi przy obrotach koła zamachowego 392 obr/min.

Podsumowanie

Silniki Stirlinga są wykorzystywane w układach skojarzonych z odnawialnymi źródłami energii, w szczególności energią słoneczną i biomasą. W artykule opisano autorski silnik Stirlinga pracujący w układzie V. Skonstruowano go w oparciu o model matematyczny wymiany ciepła i produkcji energii [Jabłońska i in., 2010]. Z uwagi na fakt, że silnik Stirlinga czerpie energię z procesów kurczenia się i rozszerzania gazu roboczego, które spowodowane są różnicą temperatur pomiędzy górnym i dolnym źródłem ciepła silnika,



Rys. 10. Wykres zależności obrotów koła zamachowego od temperatury górnego źródła ciepła przy stabilizowanej temperaturze układu zimnego na poziomie 7°C



Rys. 11. Wykres zależności uzyskanej mocy od obrotów koła zamachowego silnika Stirlinga

dokonano analizy pracy urządzenia przy zmiennych warunkach termicznych tych źródeł. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że wpływ temperatury GZC i DZC na obroty koła zamachowego w przypadku obydwu źródeł ma charakter zbliżony do liniowego. Wzrostowi temperatury GZC towarzyszy przyrost temperatury DZC w przypadku braku jego stabilizacji termicznej. Temperatura GZC, oprócz ilości obrotów koła zamachowego, ma również wpływ na czas nagrzewania się DZC. Wraz ze wzrostem temperatury czas nagrzewania DZC ulega skróceniu. Na moc silnika Stirlinga decydujący wpływ ma jednak różnica temperatur pomiędzy źródłami, co potwierdzają również dane uzyskane w modelu matematycznym. Temperatura GZC przekłada się bezpośrednio na obroty koła zamachowego i tak przyrost temperatury o 100°C powoduje przyrost o 250 obrotów na minutę w badanym silniku. Przyrost obrotów koła zamachowego determinuje natomiast w sposób bezpośredni uzyskiwaną moc w silniku Stirlinga.

Literatura

- Abdullah S., Yousif B.F., Sopian K., 2005. *Design consideration of low temperature differential double-acting Stirling engine for solar application*. Renewable Energy, 30
- Andersen S., Carlsen H., Thomsen P., 2006. *Numerical study on optimal Stirling engine regenerator matrix designs taking into account the effects of matrix temperature oscillations*. Energy Conversion and Management, 47
- Batmaz I., Ustun S., 2008. *Design and manufacturing of a V-type Stirling engine with double heaters*. Applied Energy, 85
- Cinar C., Karabulut H., 2005. *Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine*. Renewable Energy, 30
- Cinar C., Yucesu S., Topgul T., Okur M., 2005. *Beta-type Stirling engine operating at atmospheric pressure*. Applied Energy, 81
- El-Ehwany A., Hennes G., Eid E., El-Kenany, 2011. *Experimental investigation of the performance of an elbow-bend type heat exchanger with a water tube bank used as a heater or cooler in alpha-type Stirling machines*. Renewable Energy, 36
- Iwamoto I., Toda F., Hirata K., Takeuchi M., Yamamoto T., 1997. *Comparison of low- and high temperature differential Stirling engines*. Proceedings of the 8th International Stirling Engine Conference
- Jabłońska M., Cieplińska A., Szymanek A., Ochodek T., 2010. *Use of geothermal energy to produce clean energy in the Stirling engine*. Chemical and Process Engineering, 31
- Karabulut H., Aksoy F., Ozturk E., 2009. *Thermodynamic analysis of a β type Stirling engine with a displacer driving mechanism by means of a lever*. Renewable Energy, 34
- Kentfield J., 1992. *The thermodynamics of Stirling engines revisited: the relative merits of hot zone or cold zone work extraction*. IECEC
- Kongtragool B., Wongwises S., 2003. *A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 7
- Kongtragool B., Wongwises S., 2006. *A thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator*. Renewable Energy, 31

- Kongtragool B., Wongwises S., 2008. *A four power-piston low-temperature differential Stirling engine using simulated solar energy as a heat source*. Solar Energy, 82
- Nishiyama A., Shimojima H., Ishikawa A., Itaya Y., Kambara S., Moritomi H., Mori S., 2007. *Fuel and emissions properties of Stirling engine operated with wood powder*. Fuel, 86
- Shendage D., Kedare S., Bapat S., 2011. *An analysis of beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism*. Renewable Energy, 36
- Tavakolpour A., Zomorodian A., Golneshan A., 2008. *Simulation, construction and testing of a two-cylinder solar Stirling engine powered by a flat-plate solar collector without regenerator*. Renewable Energy, 33
- Tlili I., Timoumi Y., Nasrallah S., 2008. *Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application*. Renewable Energy, 33
- Van Arsdell B.H., 2001. *Stirling engines*. in: Zumerchik J, editor. *Macmillan encyclopedia of energy*. Vol. 3. Macmillan Reference USA,
- Yagi L., Yaling H., Weiwei W., 2011. *Optimization of solar-powered Stirling heat engine with finite-time thermodynamics*. Renewable Energy, 36
- Żmudzki S., 1993. *Silniki Stirlinga*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa

Production of clean energy from renewable energy sources in Stirling engine

Abstract

The article presents a review of design solutions of Stirling engines in system types α , β , γ . The possibilities of the application of the Stirling engines in various systems with renewable sources and specifically the solar power and biomass are discussed. The article describes an original structure of an Stirling engine in system V, which was designed based on a mathematical model of heat exchange and energy production developed by the authors. The linear character of the changes of the rotations of the engine flywheel as the function of the upper heat source (UHS) and the lower heat source (LHS) was defined. It was observed that if the temperature of the LHS is not stabilised the changes of the temperature of the UHS affect the temperature and the warm-up time of the LHS. As the temperature of the UHS increased the warm-up time of the LHS shortened. It was concluded that the temperature difference between the upper energy source and the lower energy source has a decisive influence on the power of the Stirling engine. The obtained data clearly prove that the production of clean energy form renewable sources in systems incorporating Stirling engines is possible.

Keywords: Stirling engine, renewable sources, solar power, biomass