

Optimization of the geometry of the crankshaft for an internal combustion engine with heat regeneration

The paper presents an example of solutions for internal combustion engine crank system with regenerative heat exchanger similar to beta Stirling engine beta type, which rhomboidal fulfill the conditions of asymmetric complex movements of the piston and displacer at the cycle time. Despite of the similarity of the proposed engine to β -type Stirling engine, the typical for this type of engine careful diamond system cannot be used. Therefore appear a need to design a new solution of the crank system. To ensure the feasibility of the assumed work cycle, the system should allow for movement of the crank and piston displacer such that at the time of charge exchange and compress displacer remained in the outer turning position and the space volume between cylinder head and hot displacer goes to 0, and that in the expansion stroke work took place in the hot chamber and cold space volume between the piston and displacer sought to 0.

Key words: crank system, diesel engine, heat recovery, Stirling engine

Optymalizacja geometrii układu korbowego dla potrzeb silnika spalania wewnętrznego z regeneracją ciepła

W referacie przedstawiono przykład rozwiązania układu korbowego dla silnika spalania wewnętrznego z regeneracją ciepła wzorowanego na silniku Stirlinga typu β , który spełniałby warunki niesymetrycznych złożonych ruchów tłoka i wypornika w czasie realizacji obiegu. Pomimo podobieństwa projektowanego silnika do silnika Stirlinga typu β , nie można wykorzystać typowego dla tego typu silników układu romboidalnego. Pojawiła się więc potrzeba zaprojektowania nowego rozwiązania układu korbowego. Dla zapewnienia możliwości wykonania założonego cyklu pracy, układ korbowy powinien umożliwić ruchy tłoka i wypornika takie, aby w czasie wymiany ładunku i sprężania wypornik pozostawał w zewnętrznym zwrotnym położeniu, a objętość przestrzeni gorącej pomiędzy głowicą i wypornikiem dążyła do 0, oraz aby w suwie pracy rozprężanie odbywało się w komorze gorącej a objętość przestrzeni zimnej między tłokiem i wypornikiem dążyła do 0.

Słowa kluczowe: Silnik spalinowy, silnik Stirlinga, regeneracja ciepła.

1. Wstęp

Zadaniem mechanizmu roboczego jest zrealizowanie obiegu cieplnego w określonym układzie konstrukcyjnym silnika oraz przekazanie wykonanej pracy do odbiornika mocy. Obecnie najczęściej wykorzystywaną formą jest ruch obrotowy co przy postępowo-zwrotnym ruchu tłoka i wypornika wymaga wykorzystania określonej konstrukcji mechanizmu łączącego tłoki z obracającym się wałem.

Do najczęściej spotykanych rozwiązań konstrukcyjnych mechanizmów roboczych, tłokowych silników cieplnych należą układy: korbowy, romboidalny, ze skośną tarczą oraz korbowo-wahaczowy. Jednak obecnie ze względu na prostotę i pewność działania oraz bogate doświadczenie eksploatacyjne najpopularniejszym mechanizmem roboczym jest klasyczny układ korbowy, powszechnie stosowany w silnikach spalinowych. Natomiast w silnika Stirling wymagany jest złożony napęd dwóch elementów suwliwych. Praktycznie klasyczny układ korbowy występuje w stosunkowo prostych silnikach Stirlinga typu α i γ . W

silnikach tych występują znaczne odstępstwa od obiegu teoretycznego, skutkujące ich niską sprawnością. Wyższą sprawność można uzyskać w silniku β , wymagającego złożonego mechanizmu roboczego.

Przed ponad 110 laty powstał układ romboidalny Lanchestera, rozpropagowany przez firmę Phillips. Układ ten dzięki rozwiązaniu symetrycznemu niweluje w silniku siły normalne i umożliwia odrębny ruch postępowo-zwrotny współosiowo umieszczonego tłoka i wypornika. Tłok i wypornik posiadają trzony połączone na sztywno z poprzeczkami zakończonymi na obydwu końcach piastami. Na piastach tych są przegubowo osadzone dwie pary korbowodów. Jedna para korbowodów porusza tłok a druga para porusza wypornik.

W końcu XX wieku powstał mechanizm A. Rossa należący do grupy układów kombinowanych. Jest on mechanizmem dźwigniowo-korbowym. Wyróżnia się tym, że obracające się wykorbienie jest połączone przegubowo z trójkątnym jarzmem związanym z wahaczem zamocowanym przegubowo w kadłubie silnika. Poprzez dobór geometrii jarzma i punktu podparcia wahacza moż-

liwym było w ograniczonym zakresie kształtowanie drogi tłoka i wypornika. Układ ten zastosowano w silnikach Stirlinga typu α i γ .

Pomimo znacznej komplikacji układów roboczych niemożliwym było odwzorowanie ruchów tłoka i wypornika według założeń obiegu teoretycznego silnika Stirlinga. W przypadku projektowanego silnika spalania wewnętrznego z regeneracją ciepła należy zapewnić dodatkowo wymianę ładunku. Jeżeli ma być ona sterowana krawędzią tłoka jak w silnikach dwusuwowych, należy do układu wprowadzić dodatkową niesymetrię niemożliwą do realizacji w żadnym ze znanych dotychczas układów korbowych. W tym celu postanowiono wykonać modyfikacje układu romboidalnego przesuwając czopy korbowe i dodając dodatkowe elementy wahliwe. Do optymalizacji tego układu wykorzystano symulację komputerową. Służący do obliczeń i optymalizacji program napisano w języku Delphi, a sprawdzenia kinematyki układu dokonano w programie Autodesk Inventor.

2. Wymagania

Postanowiono zaprojektować silnik badawczy spalania wewnętrznego z regeneracją ciepła 250cm³ wzorowany na silniku Stirlinga typu beta. Do realizacji obiegu idealnego wymagane było opracowanie mechanizmu roboczego realizującego 5 fazowy cykl pracy przedstawiony na rysunku 1. Pomiędzy punktem 1- 2 odbywa się sprężanie powietrza w zimnej komorze. Pomiędzy punktem 2- 3 odbywa się przetłoczenie powietrza z komory zimnej do gorącej z odzyskiem ciepła z regeneratora, a między punktami 3-4 odbywa się wtrysk paliwa, zapłon oraz rozprężanie. Zaś między 4- 5 są przetłaczane spaliny do komory zimnej oddając ciepło do regeneratora, między 5- 1 następuje wymiana ładunku.

Dla zapewnienia optymalnych warunków pracy dla tego silnika mechanizm roboczy musi spełniać warunki:

- w czasie wymiany ładunku i sprężania tj. od punktu 5 do punktu 2 wypornik powinien pozostawać w GMP a objętość przestrzeni gorącej powinna dążyć do 0,
- w czasie odzysku ciepła od punktu 2 do punktu 3 objętość całkowita powinna być stała dlatego tłok powinien delikatnie przemieszczać się do GMP w celu kompensacji wzrostu objętości spowodowanej poprzez zmniejszenie czynnej objętości tłoczyśka,
- w suwie pracy od punktu 3 do punktu 4 objętość przestrzeni zimnej między tłokiem a wypornikiem powinna dążyć do 0.

Aby uzyskać realizację obiegu zbliżonego do teoretycznego, należałoby zapewnić liniowe ruchy tłoka i wypornika pomiędzy punktami charakterystycznymi obiegu.

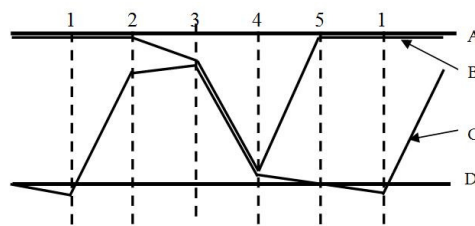


Fig.1 Shipments of piston and displacer in perfect heat engine with regenerative (A-level head, B-position of the displacer, C-position of the piston, D- position of the channelexchange of cargo)

Rys. 1. Przemieszczenia tłoka i wypornika w idealnym silniku z regeneracją ciepła (A- poziom głowicy, B- położenie wypornika, C- położenie tłoka, D- położenie kanałów wymiany ładunku)

W realizacji praktycznej silnika z regeneracją ciepła trudne jest uzyskanie odpowiedniego ruchu tłoka i wypornika. Każde zaokrąglenie powoduje odstępstwa od obiegu teoretycznego. Stąd nawet w klasycznym silniku Stirlinga współczynnik wypełnienia wykresu idealnego nie przekracza zwykle 50%.

3. Próba modyfikacji układu romboidalnego

Wysoki stopień sprężania w silniku Stirlinga niezbędny do stworzenia warunków dla spalania wewnętrznego można uzyskać tylko w układzie β . W układzie tym tłok i wypornik umieszczone są współosiowo. Dlatego we wstępnych rozważaniach zds kwalifikowano klasyczny układ korbowy i układ Rossa jako typowe dla silników w układzie α i γ . Początkowo podjęto próbę obliczenia układu korbowego romboidalnego typowego dla silników Stirlinga typu β . W rozważaniach nad geometrią mechanizmu roboczego dla wszystkich rozpatrywanych przypadków obliczenia wykonano tylko dla stopnia sprężania 7,3. Dla zapewnienia lepszej czytelności wykresów założono zerową wysokość wypornika. W przykładowym układzie korbowym o promieniu wykorbienia 23mm, przesunięciu osi wału względem osi sworznia tłokowego 21mm, przesunięciu osi wału względem osi sworznia wypornika 26mm, długości korbowodu tłoka 48mm i długości korbowodu wypornika 94mm. uzyskano przemieszczenia tłoka i wypornika jak na rysunku 2.

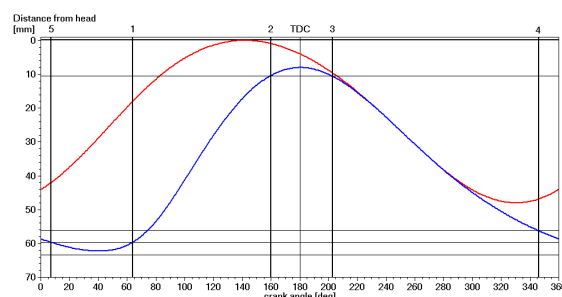


Fig. 2. Figure road displacer piston as a function of crank angle

Rys. 2. Wykres drogi tłoka i wypornika jako funkcja kąta obrotu wału korbowego

Szczególnie dotkliwym odstępstwem od oczekiwania jest fakt, że w końcu wymiany ładunku wypornik pozostaje jeszcze w około połowie drogi do GMP. Wówczas znaczna część gorących spalin pozostaje w cylindrze przyczyniając się do powstania istotnych odstępstw od obiegu teoretycznego. Postanowiono przeprowadzić optymalizację układu korbowego w kierunku uzyskania lepszej zgodności z przebiegiem teoretycznym.

Podstawą w przeprowadzaniu optymalizacji układu korbowego było opracowanie funkcji oceny. Powinna ona w jednym parametrze zawrzeć odstępstwa wymuszonych przez ten układ przemieszczeń tłoka i wypornika od założeń teoretycznych.

W rzeczywistym układzie korbowym, gdzie linie przedstawiające przemieszczenia tłoka i wypornika są liniami gładkimi, trudno jest jednoznacznie określić granice poszczególnych faz. Dlatego wykreślono linię 'C' na wysokości górnej krawędzi okien wymiany ładunku. Przyjęto, że okna te umieszczone są o 2,5% skoku tłoka poniżej położenia tłoka w 180° od GMP, lub o 5% skoku tłoka powyżej DMP zależnie od tego, która wartość jest wyżej położona. 7,5% skoku tłoka poniżej tej linii wykreślono linię 'D' jako dolną krawędź okien wymiany ładunku. Przyjęto, że sprężanie zaczyna się wraz z zasłonięciem okien wymiany ładunku, a kończy gdy tłok osiągnie granicę położoną 5% skoku tłoka poniżej GMP. Granicę tą przedstawiono jako linię poziomą oznaczoną literą 'A'. Punkt, w którym tłok przemieści się poniżej tej granicy przyjęto jako początek rozprężania. Przyjęto, że rozprężanie kończy na wysokości 5% skoku tłoka powyżej DMP. Granicę końca sprężania przedstawiono jako linię poziomą oznaczoną literą 'B'. W miejscu przecięcia linii przedstawiającej drogę tłoka z odpowiednimi liniami granicznymi wyznaczono linie pionowe gdzie 5 – oznacza początek wymiany ładunku, 1 – koniec wymiany ładunku i początek sprężania, 2 – koniec sprężania, 3 – początek rozprężania, 4 – koniec rozprężania.

Jako kryterium oceny przyjęto oceny cząstkowe poszczególnych procesów:

- jako miarę zgodności w suwie sprężania przyjęto ocenę S_1 – jako średnią ze stosunku objętości komory gorącej do objętości całkowitej w czasie sprężania wyrażona wzorem:

$$S_1 = \left(\sum_{\alpha=a_p}^{a_k} \frac{V_h(a)}{V_c(a) + V_h(a)} \right) \cdot \frac{1}{a_k - a_p} \quad (1)$$

gdzie: a_p – początek sprężania, a_k – koniec sprężania, V_h – objętość komory gorącej, V_c – objętość komory zimnej.

Jeżeli zgodnie z założeniem objętość komory gorącej w czasie suwu sprężania dąży do 0 to ocena ta osiąga 0.

- jako miarę zgodności w suwie pracy przyjęto ocenę S_2 – średnią ze stosunku objętości komo-

ry zimnej do objętości całkowitej w czasie suwu rozprężania wyrażona wzorem:

$$S_2 = \left(\sum_{\alpha=a_p}^{a_k} \frac{V_c(a)}{V_c(a) + V_h(a)} \right) \cdot \frac{1}{a_k - a_p} \quad (2)$$

gdzie: a_p – początek rozprężania, a_k – koniec rozprężania.

Jeżeli zgodnie z założeniem objętość komory zimnej w czasie suwu rozprężania dąży do 0 to ocena ta osiąga 0.

- jako miarę zgodności w czasie wymiany ładunku przyjęto ocenę S_3 – średnią z iloczynu objętości komory gorącej w stosunku do objętości skokowej z uwzględnieniem stopnia i czasu odsłonięcia okien w czasie wymiany ładunku.

$$S_3 = \sqrt{\left(\sum_{\alpha=a_p}^{a_k} \frac{V_h(a) \cdot w_o}{V_s} : 5 \sum_{\alpha=a_p}^{a_k} w_o \right)^2 + \left(\frac{1}{a_k - a_p} \cdot \sum_{\alpha=a_p}^{a_k} \frac{1 - w_o}{25} \right)^2} \cdot w_t \quad (3)$$

gdzie: w_o stopień odsłonięcia okien wymiany ładunku (1 gdy okno całkowicie otwarte), $a_k - a_p$ – kąt odsłonięcia okien wymiany ładunku, w_t współczynnik czasu otwarcia okna (1 gdy kąt otwarcia > 50° w przeciwnym przypadku

$$w_t = (a_k - a_p - 55)^2 / 25. \quad (4)$$

Ocena ta dąży do 0 gdy objętość komory gorącej w czasie rozprężania dąży do 0, okna są całkowicie otwarte a czas otwarcia jest większy od 50°.

- S_t – ocena łączna

$$S_t = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + S_3^2} \quad (5)$$

Według przedstawionego kryterium układ ten uzyskał ocenę $S_1=0,1029$, $S_2=0,1062$, $S_3=0,0309$. Ocena łączna jaka uzyskał ten układ to $S_t=0,1511$.

Przeprowadzono optymalizację układu korbowego w kierunku optymalnego rozprężania. Gdzie wymiary układu promieniu wykorbienia 24 mm, przesunięciu osi wału względem osi sworznia tłokowego 17 mm, przesunięciu osi wału względem osi sworznia wypornika 30 mm, długości korbowodu tłoka 46mm i długości korbowodu wypornika 96 mm. uzyskano przemieszczenia tłoka i wypornika jak na rysunku 3

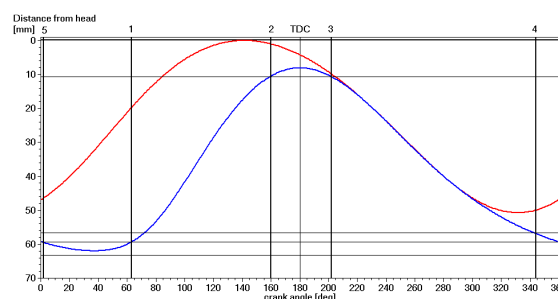


Fig. 3. Figure road displacer piston as a function of crank angle (towards an optimal expansion)

Rys. 3. Wykres drogi tłoka i wypornika jako funkcja kąta obrotu wału korbowego (kierunku optymalnego rozprężania)

Układ ten uzyskał ocenę $S_1=0,1144$, $S_2=0,1157$, $S_3=0,0153$. Ocena łączna jaka uzyskał ten układ to

$S_1=0,1639$. Poprawa oceny rozprężania odbyła się kosztem pogorszenia oceny wymiany ładunku i sprężania.

Przeprowadzono optymalizację układu korbowego w kierunku poprawy oceny łącznej. W jej wyniku zmieniono wymiary mechanizmu roboczego. Promień wykorbienia 24 mm, przesunięcia osi wału względem osi sworznia tłokowego 10 mm, przesunięcia osi wału względem osi sworznia wypornika 15 mm, długości korbowodu tłoka 43 mm i długości korbowodu wypornika 46 mm. Przesunięcie tłoka i wypornika jako wynik tej optymalizacji przedstawiono na rysunku 4.

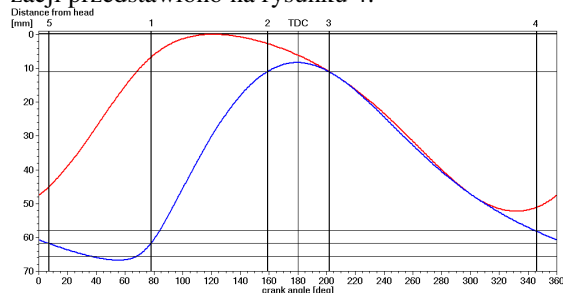


Fig. 4. Figure road displacer piston as a function of crank angle (to improve the assessment of total)

Rys. 4. Wykres drogi tłoka i wypornika jako funkcja kąta obrotu wału korbowego (kierunku poprawy oceny łącznej)

Układ ten uzyskał oceny $S_1=0,0767, S_2=0,0512, S_3=0,0269$. Oceną łączną jaka uzyskał ten układ to $S_1=0,0962$. Radykalnie zmniejszyła się objętość komory gorącej w czasie końca wymiany ładunku, co spowodowało poprawę S_1 oraz S_2 jednak uzyskano kosztem pojawienia się drobnej nie współbieżność tłoka i wypornika w czasie rozprężania co skutkowało pogorszeniem oceny S_3 .

W celu uzyskania dalszej poprawy mechanizmu roboczego należało wprowadzić niesymetrię poprzez zwiększenie współczynników długości korbowodów (stosunek promienia korby do długości korbowodu) i różne przesunięcie osi sworznia tłoka oraz sworznia wypornika w stosunku do osi wału a także przesunięcie kątowe pomiędzy czopami. Uproszczony schemat zmodyfikowanego układu romboidalnego przedstawiono na rysunku 5.

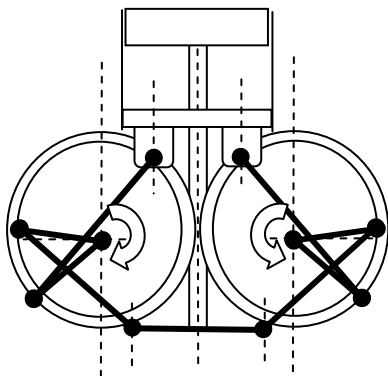


Fig.5. Example modification of diamond crank
Rys.5. Przykład modyfikacji romboidalnego układu korbowego

W wyniku przeprowadzonej optymalizacji w kierunku poprawy oceny łącznej ustalono wymiary: promień wykorbienia wypornika 24mm i tłoka 25mm, długość korbowodu tłoka 32 i wypornika 34 mm, kąt rozwidlenia 52° . Przesunięcie osi wału względem osi sworznia tłokowego wynosi 5mm i sworznia wypornika 0mm. Uzyskany wykres drogi tłoka i wypornika przedstawiono na rys 6.

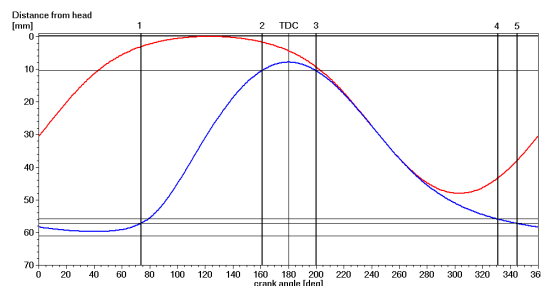


Fig. 6. Displacement of the piston and displacer the modified system diamond

Rys. 6. Przesunięcie tłoka i wypornika w zmodyfikowanym układzie romboidalnym

Układ ten uzyskał oceny $S_1=0,0540, S_2=0,0279, S_3=0,0471$. Oceną łączną jaka uzyskał ten układ to $S_1=0,0769$. Optymalne sprężanie i wymiana ładunku uzyskano kosztem pogorszenia rozprężania jednak łączna ocena jest lepsza od dotychczas rozpatrywanego klasycznego układu romboidalnego.

W tym mechanizmie roboczym wymiana ładunku trwa około 90° . Gdyby opóźnić początek wymiany ładunku poprzez umieszczenie dodatkowego zaworu wylot spalin zaczęłyby się gdy wypornik byłby bliżej GMP co wpłynęłoby na dalszą poprawę oceny wymiany ładunku.

Prace nad tego typu układem pomimo jego zalet zostały porzucone. Ten mechanizm roboczy okazał się zbyt trudny do wykonania. Dla zachowania pełnej symetrii gwarantującej kompensację sił normalnych i momentów obracających tłok lub wypornik wymagał dwóch wałów, każdy z trzema wykorbieniami i dodatkowego zaworu opóźniającego wymianę ładunku.

Podjęto próbę modyfikacji w wyniku której układ romboidalny uzupełniono o dodatkowe elementy wahliwe. Powstał nowatorski układ, którego schematu ze względu na trwającą procedurę patentową nie możemy publikować. Układ ten zawiera 13 parametrów wpływających na geometrię ruchu tłoka i wypornika. Parametrami tymi są wymiary elementów, punkty podparcia wahaczy, kąty i przesunięcia pomiędzy osiami. Taka ilość parametrów i specjalnie opracowany program optymalizacji umożliwił dowolne kształtowanie przemieszczeń tłoka i wypornika, pomimo wprowadzonych ograniczeń natury konstrukcyjnej. Ograniczono minimalny kąt pochylenia korbowodu, minimalne średnica czopów i w konsekwencji minimalne odległości pomiędzy czopami i sworzniami. Uzyskano

układ korbowy, którego kinematykę sprawdzono w programie Autodesk Inventor. Przesunięcia tłoka i wypornika w tym układzie przedstawiono na rysunku 7.

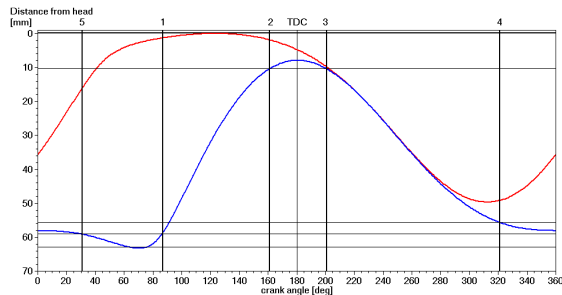


Fig. 7. Displacement of the piston and displacer the modified system diamond with swing elements

Rys. 7. Przesunięcie tłoka i wypornika w zmodyfikowanym układzie romboidalnym z elementami wahliwymi

W układzie tym uzyskano ocenę wymiany ładunku $S_1=0.0221$, ocenę sprężania $S_2=0.0260$, ocenę rozprężania $S_3=0.0235$. Każda z tych ocen cząstkowych jest lepsza od najlepszych ocen w poprzednich układach. Co dało ocenę łączną $S_l=0.0414$. Jest to wynik ponad 2 krotnie lepszy od najlepszego układu romboidalnego.

4. Uwagi końcowe

W niniejszej pracy wzięto pod uwagę mechanizmy robocze silników Stirlinga jako najbardziej zbliżone do tworzonego silnika spalania wewnętrznego z regeneracją ciepła. Wprowadzone do optymalizacji układu korbowego oceny, umożliwiając badanie zależności między przesunięciem tłoka a wypornika. Zaproponowana metoda pozostawia możliwość realizacji dowolnych ruchów tłoka i wypornika pod warunkiem spełnienia trzech warunków poprawnej pracy tj. w czasie wymiany ładunku i sprężania wypornik powinien pozostawać w GMP a objętość przestrzeni gorącej powinna dążyć do 0. W czasie odzysku ciepła objętość całkowita powinna być stała. W suwie pracy objętość przestrzeni zimnej między tłokiem a wypornikiem powinna dążyć do 0.

Klasyczny układ korbowy charakteryzuje się znacznymi odstępstwami uzyskanych przesunięć tłoka i wypornika od założeń teoretycznych. Skutkuje to stosunkowo niską sprawnością realizowanych praktycznie silników Stirlinga realizowanych na jego bazie. Przedstawione przykłady wykazują, że istnieją możliwości poprawy parametrów układu korbowego kosztem jego rozbudowy.

Spodziewamy się ze względu na ruchy tłoka i wypornika w zmodyfikowanych układach odbiegają od ruchu sinusoidalnego. Należy więc oczekiwać zdecydowanie większych przyspieszeń elementów ruchomych i w konsekwencji większych sił reakcji.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

GMP Top Dead Center/górny martwy punkt

DMP Bottom Dead Center/dolny martwy punkt

Bibliography/Literatura

- [1] Dowkontt J., Teoria silników ciepłych, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1973.
- [2] Piotrowski I., Witkowski K., Okrętowe silniki spalinowe, Tedmar, Gdynia 2003.
- [3] Żmudzki S., Silniki Stirlinga, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1993.

Ms Dominika Cuper – student in the Faculty of Mechanical-Electrical Engineering of the Naval Academy in Gdynia



Dominika Cuper – studentka na Wydziale Mechanicznym-Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni

Mr Marek Łutowicz, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical-Electrical Engineering of the Naval Academy in Gdynia



Dr inż. Marek Łutowicz – adiunkt na Wydziale Mechanicznym-Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni