

Marek Łutowicz, Dominika Cuper-Przybylska

Akademia Marynarki Wojennej

Wydział Mechaniczno-Elektryczny, Instytut Budowy i Eksploatacji Okrętów

81-103 Gdynia, ul. J. Śmidowicza 69

e-mail: marek@unitest.pl

KONCEPCJA TŁOKOWEGO SILNIKA O SPALANIU WEWNĘTRZNYM Z REGENERACJĄ CIEPŁA

STRESZCZENIE

W artykule omówiono koncepcję silnika, który będzie realizował obieg zbliżony do obiegu silnika Stirlinga w układzie β , w którym dostarczenie ciepła nastąpi poprzez spalanie wewnętrzne. Umożliwi to uzyskanie w impulsie temperatury do 2500 K, podczas gdy w silniku Stirlinga czynnik roboczy ogrzewa się tylko do temperatury ścianek wymiennika ciepła i rzadko przekracza temperaturę 1000 K. Wyższa temperatura czynnika roboczego zapewni wyższą sprawność silnika. Spaliny po oddaniu ciepła do ścianek komory spalania i regeneratora zostaną zastąpione zimnym powietrzem. Zmagazynowane ciepło zostanie wykorzystane do podgrzania sprężonego powietrza w następnym cyklu. Zapewni to wyższą sprawność niż w silniku Diesla.

Słowa kluczowe:

silnik spalinowy, silnik Stirlinga, regeneracja ciepła.

WSTĘP

Najwyższą sprawność termodynamiczną spośród wszystkich silników cieplnych może osiągnąć silnik pracujący według obiegu Carnota. Jednak jest to tylko obieg teoretyczny, dotychczas niezrealizowany w żadnym rzeczywistym silniku. Teoretycznie zbliżoną wysoką sprawność może osiągnąć silnik pracujący według obiegu Ericsona lub Stirlinga z doskonałą regeneracją ciepła [1]. Zdecydowanie

gorszą sprawność teoretyczną ma silnik pracujący według obiegu Diesla. Mimo to praktycznie silnik Diesla, szczególnie w przypadku dużych silników okrętowych, jest obecnie maszyną cieplną o najwyższej osiągalnej sprawności ogólnej [2].

Niska sprawność praktycznie zrealizowanych silników Stirlinga wynika głównie z niskiej temperatury źródła górnego, która musi być niższa od temperatury dopuszczalnej dla materiału, z którego wykonana jest nagrzewnica i regenerator. W silniku spalania wewnętrznego chwilowa temperatura czynnika roboczego, ze względu na izolacyjny charakter warstwy przyściennej, może bez szkody dla elementów konstrukcyjnych znacznie przekroczyć dopuszczalną temperaturę ścianek komory spalania. Nie wystąpią również spadki temperatury będące skutkiem przenikania ciepła przez przegrody wymiennika ciepła typowe w silnikach Stirlinga. Dlatego zwykle w obliczeniach obiegu silnika Diesla przyjmuje się temperaturę dolną T_1 równą 300 K i górną T_2 dochodzącą do 2200–2500 K [1]. Przy tak wysokiej różnicy temperatur w rzeczywistym obiegu najsprawniejszego na dzień dzisiejszy silnika, którym jest RT-flex firmy Wärtsilä osiągnięto według danych producenta sprawność 51,72%. Jednak przy tych samych różnicach temperatur teoretyczny obieg Carnota, Erixona lub Stirlinga osiągnąłby sprawność termodynamiczną

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{300}{2500} = 0,88,$$

czyli 88% [1]. Stąd powstała koncepcja, aby wykorzystać w konstrukcji silnika zarówno elementy obiegu Stirlinga, jak i obiegu Diesla. Gdyby w procesie regeneracji udało się wykorzystać chociaż część ciepła uchodzącego ze spalinami i oddawanego do układu chłodzenia, wówczas silnik powinien osiągnąć wyższą sprawność od dotychczas zbudowanych silników cieplnych.

Założenia ogólne

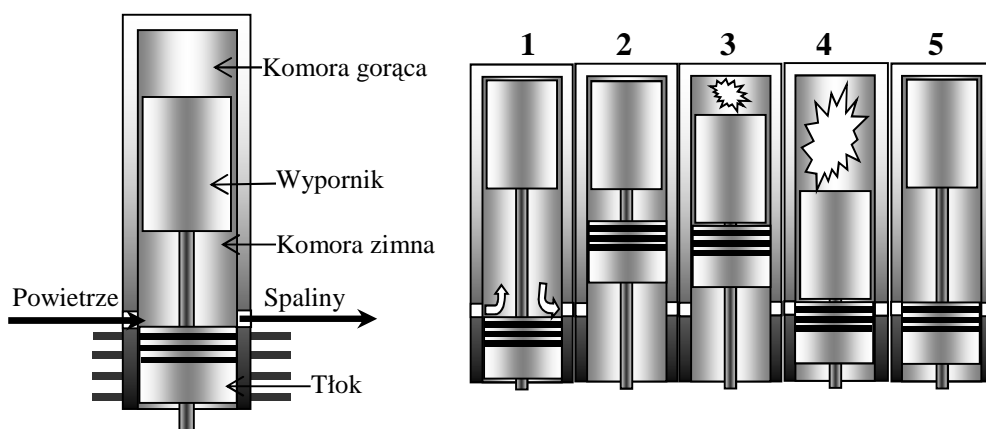
W projektowanym silniku zakładamy, że:

- elementy komory spalania powinny być wykonane z materiałów żaroodpornych i nie powinny być chłodzone; mają one pełnić rolę akumulatora ciepła, które powinno wracać do obiegu w czasie końcowej fazy sprężania;

- elementy zapewniające szczelność przestrzeni roboczej silnika, tj. tłok, pierścienie i współpracująca z nimi część cylindra, powinny pracować we względnie niskiej temperaturze, w której olej smarowy zachowuje jeszcze własności smarne.

ZASADA PRACY SILNIKA Z REGENERACJĄ CIEPŁA

Przestrzeń roboczą silnika podzielono na dwie komory: zimną, w której następuje sprężanie bliskie izotermicznemu, i gorącą, gdzie następuje spalanie. Komory te rozdzielone przegrodą cieplną z regeneratorem umożliwiają realizację sprężania w komorze zimnej i dostarczania ciepła przy przetłaczaniu gazu do komory gorącej przez regenerator, podobnie jak ma to miejsce w silniku Stirlinga typu β [3]. Uszczelnienie ograniczone jest tylko do uszczelnienia zimnego tłoka pracującego w zimnym obszarze cylindra i tłoczyska wypornika przechodzącego przez środek tłoka. Natomiast pomiędzy gorącą częścią cylindra a wypornikiem jest szczelina 0.5–1 mm, która zapewnia przepływ powietrza pomiędzy komorami gorącą i zimną, a dodatkowo nie dopuszcza do bezpośredniego kontaktu wypornika z cylindrem, chroniąc przed zatarciem pomimo wysokiej temperatury i braku smarowania. Powietrze przepływając przez tę szczelinę oddaje lub pobiera ciepło od ścianek zależnie od różnicy temperatur i kierunku przepływu.

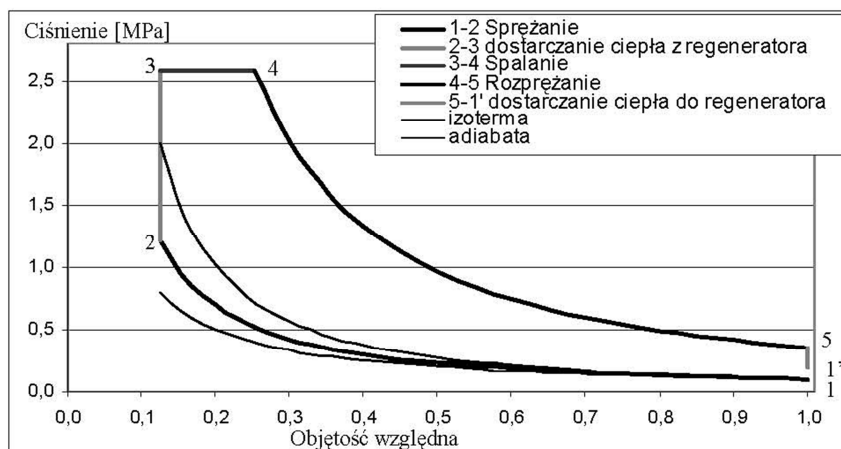


Rys. 1. Elementy komory roboczej i poszczególne fazy pracy silnika

Źródło: opracowanie własne.

Silnik ten realizuje dwusuwowy cykl pracy. W czasie jednego obrotu ze względu na nierównoczesne ruchy tłoka i wypornika można wyróżnić pięć faz cyklu pracy, które dla rozgrzanego silnika w stanie ustalonym wyglądają następująco:

1. **Wymiana ładunku** — wypornik jest w zewnętrznym zwrotnym położeniu (ZZP), a tłok w wewnętrznym zwrotnym położeniu (WZP). Do cylindra doprowadzone zostaje świeże powietrze, które schładza ścianki komory sprężania.
2. **Sprężanie** — tłok przemieszcza się do ZZP, sprężając powietrze. Przemiana będzie pośrednia, pomiędzy adiabatyczną a izotermiczną. W czasie sprężania część wytworzonego ciepła zostaje odprowadzona do zimnych ścianek komory sprężania.
3. **Odzysk ciepła z regeneratora** — po osiągnięciu przez tłok ZZP wypornik przemieszcza się od ZZP do powierzchni tłoka. Powietrze jest przetłaczane z części zimnej do gorącej bez zmiany objętości. Przechodząc przez szczelinę, nagrzewałoby się ono izochorycznie od gorących ścianek wypornika, głowicy i cylindra. Wzrost temperatury powodowałby wzrost ciśnienia. Powietrze po przetłoczeniu do gorącej komory spalania powinno mieć temperaturę $> 700^{\circ}\text{C}$, aby wystąpiły warunki do powstania samozapłonu.
4. **Suw pracy** — gdy wypornik zetknie się z tłokiem, całe powietrze będzie przetłoczone do gorącej komory. Wówczas nastąpi wtrysk paliwa i zapłon jak w silniku wysokoprężnym. Spowoduje to wzrost temperatury i ciśnienia czynnika roboczego, a następnie ruch tłoka w kierunku WZP. Wypornik podąży za tłokiem tak, by objętość zimnej komory w tej części cyklu pracy silnika była minimalna.
5. **Ogrzanie regeneratora** — przed dojściem tłoka do WZP, zanim zostaną odsłonięte kanały wymiany ładunku, wypornik przemieszcza się w kierunku ZZP. Powoduje to przetłoczenie spalin z gorącej komory spalania do komory zimnej. Spaliny przepływając przez szczelinę pomiędzy wypornikiem i cylindrem, ulegają ochłodzeniu, oddają ciepło do ścianek głowicy, wypornika i gorącej części cylindra.
6. **Wymiana ładunku** — gdy wypornik osiągnie ZZP, to tłok kontynuując przemieszczanie się w kierunku WZP, odsłania kanały wymiany ładunku. Spaliny o stosunkowo niskiej temperaturze i niskim ciśnieniu zostają usunięte do atmosfery z przestrzeni roboczej silnika poprzez napływające świeże powietrze. Silnik osiąga stan początkowy i cykl powtarza się.



Rys. 3. Obieg teoretyczny silnika z regeneracją ciepła

Źródło: opracowanie własne.

W silniku tym ilość ciepła dostarczona w procesie regeneracji przy wprowadzonych ograniczeniach zależna jest od sposobu sprężania i stopnia sprężania. Przy założeniu sprężania adiabatycznego temperatura powietrza rośnie i przy sprężu 14,4 osiągnie taką wartość jak założona temperatura regeneratora. Wówczas regeneracja ciepła nie będzie możliwa. Przy sprężaniu izotermicznym regeneracja jest jednakowo skuteczna bez względu na stopień sprężania. Dlatego w projektowanym silniku należy dążyć do uzyskania izotermicznego. Zimna komora, w której następuje sprężanie, musi być chłodzona i powinna mieć możliwie dużą powierzchnię. W obliczeniach przyjęto sprężanie politropowe. Rozprężanie powinno być bliskie adiabatycznemu. Jest to realne, gdyż niechłodzone elementy komory spalania mają wysoką temperaturę, co ogranicza wymianę ciepła. Przykłady obliczeń parametrów obiegów silnika przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Przykładowe wyniki obliczeń parametrów obiegów

Parametr	Stopień sprężania = 8			Stopień sprężania = 14,4		
	1	1,2	1,44	1	1,2	1,44
Wykładnik politropy	1	1,2	1,44	1	1,2	1,44
Q z regeneracji [kJ/kg]	481	370	159	481	329	0
Q ze spalania [kJ/kg]	995	995	995	1383	1383	1383
Praca obiegu [kJ/kg]	797	747	663	1159	1072	913
Sprawność obiegu	0,80	0,75	0,67	0,84	0,78	0,66

Źródło: opracowanie własne.

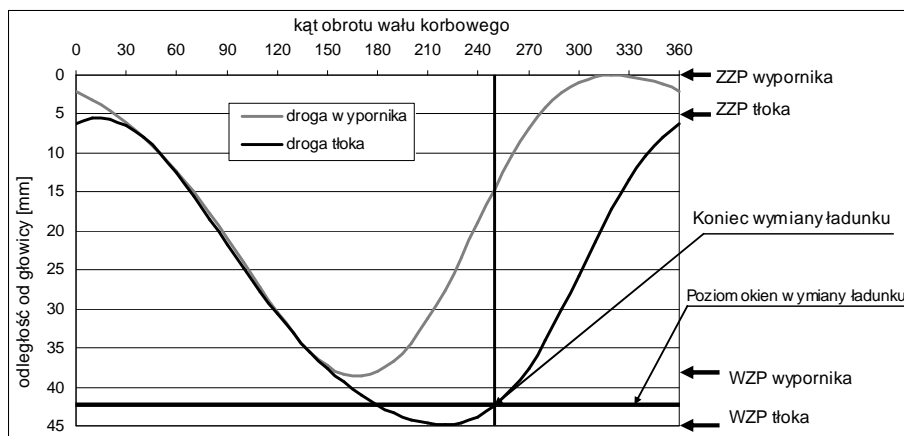
W tych samych warunkach obieg Carnota osiągnąłby sprawność 0,85 przy stopniu sprężania 8, a 0,87 przy stopniu sprężania 14,4. Przy stopniu sprężania 14,4 i sprężaniu adiabatycznym silnik praktycznie realizuje obieg Diesla. Natomiast przy sprężaniu izotermicznym sprawność jest bliska sprawności Carnota.

UKŁAD KORBOWY I ODSZTĘPSTWA OD OBIEGU IDEALNEGO

W realizacji praktycznej silnika niemożliwe jest uzyskanie ruchów tłoka, jak przedstawiono na rysunku 2. Droga tłoka i wypornika muszą być liniami gładkimi. Zaokrąglenia spowodują odstępstwa od obiegu teoretycznego. Podstawowe warunki, jakie musi spełniać układ napędu tłoka i wypornika to:

- w czasie wymiany ładunku i sprężania, tj. od punktu 5 do punktu 2, wypornik powinien pozostawać w ZZP, a objętość przestrzeni gorącej powinna dążyć do 0;
- w czasie odzysku ciepła od punktu 2 do punktu 3 tłok powinien delikatnie przemieszczać się do ZZP w celu kompensacji wzrostu objętości spowodowanej zmniejszeniem czynnej objętości tłoczyska;
- w suwie pracy od punktu 3 do punktu 4 objętość przestrzeni zimnej między tłokiem a wypornikiem powinna dążyć do 0.

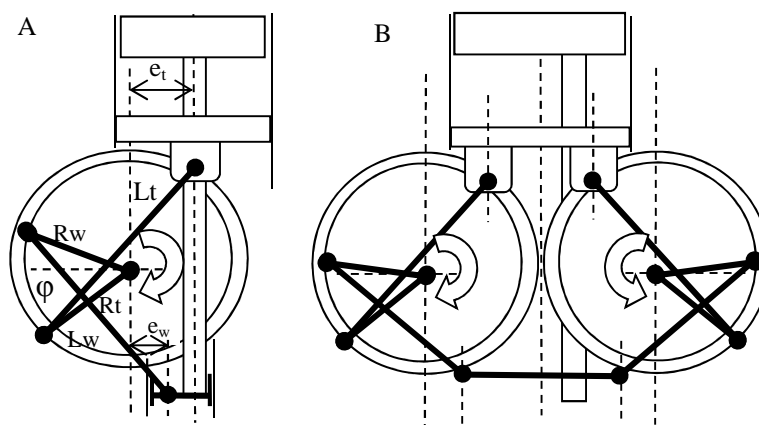
Postanowiono zaprojektować i wykonać silnik badawczy o pojemności skokowej 50 cm³. Podjęto próbę obliczenia układu korbowego romboidalnego typowego dla silników Stirlinga [3]. Pomimo optymalizacji nie udało się osiągnąć założonej geometrii ruchu. W przykładowym układzie korbowym uzyskano przebiegi drogi tłoka jak na rysunku 4. Szczególnie dotkliwym odstępstwem od oczekiwań jest fakt, że w końcu wymiany ładunku wypornik pozostaje jeszcze w około połowie drogi do ZZP. Znaczna część gorących spalin pozostaje w cylindrze, przyczyniając się do powstania istotnych odstępstw od obiegu teoretycznego.



Rys. 4. Wykres drogi tłoka i wypornika jako funkcja kąta obrotu wału korbowego w układzie romboidalnym

Źródło: opracowanie własne.

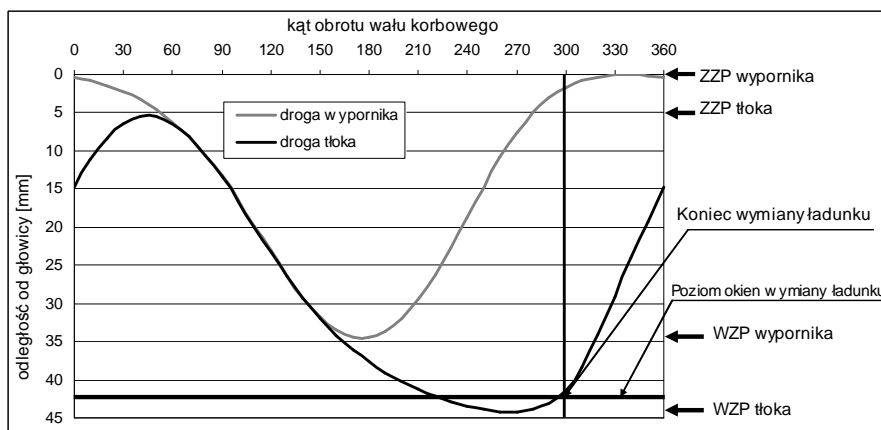
W celu uzyskania wymaganych złożonych i niesymetrycznych ruchów wprowadzono wysokie współczynniki długości korbowodu (stosunek promienia korby do długości korbowodu), różne przesunięcie osi sworzni tłoka i wypornika w stosunku do osi wału i przesunięcie kątowe pomiędzy czopami. Układ taki może być zrealizowany jako niesymetryczny, wymagający wodzika w układzie wypornika jak na rysunku 5A lub jako symetryczny bezwodzikowy jak na rysunku 5B. Układ symetryczny dodatkowo kompensuje naciski na boczne powierzchnie tłoka i jest prostszy do wyważenia.



Rys. 5. Przykłady wykonania układów korbowych:

A — układ asymetryczny z wodzikiem wypornika; B — układ symetryczny bezwodzikowy
Źródło: opracowanie własne.

Do przeprowadzenia optymalizacji geometrii układu korbowego napisano program komputerowy. W wyniku analizy układu korbowego ustalono wymiary: promień wypornika (R_w) 17 mm i tłoka (R_t) 18 mm, długość korbowodu tłoka (L_t) 27 mm i wypornika (L_w) 25 mm, kąt rozwidlenia (φ) 36° . Przesunięcie względem osi wału sworznia tłokowego (e_t) wynosi 7 mm, a sworznia wypornika (e_w) 3 mm. Użyty wykres drogi tłoka i wypornika przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Wykres drogi tłoka i wypornika jako funkcja kąta obrotu wału korbowego

Źródło: opracowanie własne.

W tym przypadku wymiana ładunku będzie zdecydowanie bliższa całkowitej.

PODSUMOWANIE

Możliwa jest regeneracja ciepła w silniku spalania wewnętrznego. Szczególnie efektywna jest ona przy sprężaniu bliskim izotermicznemu. Dzięki regeneracji ciepła można uzyskać wysoką sprawność silnika przy niskim ciśnieniu sprężania, co zapewni mniejszą emisję NOx niż w klasycznym silniku o zapłonie samoczynnym.

Wysoka sprawność jest okupiona znaczną komplikacją układu korbowego silnika. Mimo to, nawet uwzględniając obniżenie sprawności wskutek odstępstw od obiegu teoretycznego, można oczekiwać, że przedsięwzięcie to w zastosowaniach, gdzie większe gabaryty i masa silnika nie są przeszkodą, będzie ekonomicznie uzasadnione.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Dowkontt J., *Teoria silników cieplnych*, 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.

CONCEPT OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH HEAT REGENERATION

ABSTRACT

The paper discusses the concept of an engine that will perform circuit similar to the Stirling engine cycle in the system β , which will provide heat by burning inside. This will allow reaching temperature up to 2500 K in impulse, while in a Stirling engine the working medium is heated only to the temperature of the walls of the heat exchanger and rarely exceeds the temperature of 1000 K. The higher temperature of the working medium will provide higher efficiency. After transferring the heat to the walls of the combustion chamber and regenerator the exhaust gases will be replaced by cold air. The stored heat is used to heat the compressed air in the next cycle. This will ensure higher efficiency than the Diesel engine.

Keywords:

engine, Stirling engine, heat recovery.