

## Process modeling inside cylinder in an internal combustion engine with heat regeneration

*Abstract: Description The Department of Marine Power Naval Academy are working on constructing a piston internal combustion engine with heat regeneration modeled on Stirling engine. The essence of the project is the engine of the characteristics of both diesel engines and Stirling. This engine is structurally similar to  $\beta$ -type Stirling engine, that implements the open circuit. This engine is characterized in that the compression and delivery of heat from the regenerator performs as in the Stirling cycle, while providing heat from the combustion and expansion as it pursues the diesel cycle. The exhaust gases before they are removed from the cylinder and replaced with cold air dissipates heat to the regenerator. Heat stored in the regenerator is used to heat the compressed air in the next cycle. The main advantages of the proposed solution is that: to provide heat in an internal combustion occurs without loss of exchange and allows for a short pulse of higher temperature than in the Stirling engine. High temperature working medium, as in a diesel engine and heat recovery, as in Stirling engine provides high performance engine that is the subject of the project. Current research is limited to the engine constructed model studies. Theoretical circuit of the engine actually shows the efficiency of a Carnot cycle efficiency close at the same temperatures. In practice there are Deviations from the Theoretical cycle, hence to Implement the Necessary studies, modeled the Processes taking place inside the cylinder, Which moves displacer piston sharing workspace in the hot and cold chamber connected to a slot regenerator. Both the Existing models of internal combustion engines and Stirling engines fired models allow direct modeling of the proposed workflow engine. A Model Which is a combination of typical elements in the modeling process in the engines of Both types.*

Key words: diesel engine, a Stirling engine, heat recovery.

### Modelowanie procesów wewnątrzcyldrowych w silniku spalania wewnętrznego z regeneracją ciepła

*Streszczenie: W Katedrze Siłowni Okrętowych Akademii Marynarki Wojennej trwają prace nad skonstruowaniem tłokowego silnika spalania wewnętrznego z regeneracją ciepła wzorowaną na silniku Stirlinga. Istotą projektu jest silnik o cechach zarówno silnika Diesla jak i Stirlinga. Silnik ten konstrukcyjnie jest zbliżony do silnika Stirlinga typu  $\beta$ , z tym że realizuje obieg otwarty. Silnik ten charakteryzuje się tym, że sprężanie i dostarczanie ciepła z regeneratora realizuje tak jak w obiegu Stirlinga, natomiast dostarczanie ciepła ze spalania i rozprężanie realizuje tak jak w obiegu Diesla. Spaliny zanim zostają usunięte z cylindra i zastąpione zimnym powietrzem oddają ciepło do regeneratora. Zmagazynowane w regeneratorze ciepło zostanie wykorzystane do podgrzania powietrza sprężonego w następnym cyklu. Głównymi zaletami proponowanego rozwiązania jest to, że: dostarczenie ciepła podczas spalania wewnętrznego następuje bez strat wymiany i umożliwia uzyskanie w krótkim impulsie wyższej temperatury niż w silniku Stirlinga. Wysoka temperatura czynnika roboczego, jak w silniku Diesla i regeneracja ciepła, jak w silniku Stirlinga zapewni wysoką sprawność silnika będącego przedmiotem projektu. Obecnie badania konstruowanego silnika ograniczono do badań modelowych. Obieg teoretyczny tego silnika faktycznie wykazuje sprawność bliską sprawności obiegu Carnota przy tych samych temperaturach. W praktyce wystąpią jednak odstępstwa od obiegu teoretycznego, stąd w celu wykonania niezbędnych analiz, zamodelowano procesy zachodzące wewnątrz cylindra, w którym porusza się wypornik dzielący przestrzeń roboczą na komorę gorącą i zimną połączone szczeliną regeneratora. Zarówno istniejące modele silników spaliny jak i modele silników Stirlinga nie umożliwiły bezpośredniego zamodelowania procesu roboczego projektowanego silnika. Opracowano model stanowiący kombinację elementów typowych przy modelowaniu procesów w silnikach obu typów.*

Słowa kluczowe: silnik Diesla, silnik Stirlinga, regeneracja ciepła

### 1. Wstęp

Obecnie, silnikami cieplnymi o najwyższej sprawności cieplnej, są bardzo duże jednostki wolnoobrotowe z zapłonem samoczynnym, zwane powszechnie silnikami Diesla. Wraz ze zmniejsze-

niem wymiarów silników Diesla dominuje wpływ efektu przyściennego i szczelinowego oraz występuje niekorzystny stosunek powierzchni wymiany ciepła do objętości. Dlatego sprawność silnika gwałtownie spada. Powietrze w pobliżu ścianek komory spalania ulega ochłodzeniu tak że gaśnie

---

plomień w bezpośrednim sąsiedztwie zimnych elementów komory spalania i w zimnych szczelinach, a to skutkuje nie tylko obniżoną sprawnością lecz również emisją niespalonych węglowodorów do atmosfery. Nie uzasadniona jest więc budowa silników z zapłonem samoczynnym o pojemności poniżej 350cm<sup>3</sup>. Ponadto dla zapewnienia wymaganej wytrzymałości niezbędnej do przeniesienia dużych sił gazowych wynikających z wysokiego ciśnienia, niezbędnego do stworzenia warunków do powstania samozapłonu, wymagana jest solidna konstrukcja o znacznie większej masie niż w silnikach z zapłonem iskrowym. Silnikami, w których efekt przyścienny wywierał korzystny wpływ na proces spalania, były tak zwane silniki średnioprężne. Najpopularniejszym silnikiem tej rodziny był silnik ciągnika rolniczego Lanz Bulldog. Był on wyposażony w głowicę z gruszką żarową. Gruszka żarowa była częścią nie chłodzonej komory spalania. W czasie suwu sprężania powietrze było przetłaczane do gruszki żarowej, w której nagrzewało się od jej ścianek. Pomimo niskiego stopnia sprężania wynoszącego około 1:4.7, w gorącej gruszce żarowej powstawały warunki do zainicjowania samozapłonu. Gdy temperatura ścianek komory spalania była wyższa od temperatury zapłonu nie następowało gaszenie płomienia w ich sąsiedztwie, a silnik praktycznie spalał każde paliwo ciekłe, łącznie z nieprzetworzoną ropą naftową. Pozostałe elementy przestrzeni roboczej musiały być jednak chłodzone. Dalszy proces spalania i rozprężanie, odbywały się więc w chłodzonym cylindrze. Skutkowało to gaszeniem płomienia wskutek efektu przyściennego i w konsekwencji znaczną emisją niespalonych węglowodorów do atmosfery oraz tworzeniem się nagaru na zimnych powierzchniach komory spalania. Ze względu na niewielką powierzchnię gruszki żarowej w stosunku do całej powierzchni komory roboczej udział jej w wymianie ciepła był mało znaczący, wystarczający tylko do zainicjowania zapłonu. Zdaniem autorów korzystnie byłoby gdyby cały proces spalania przebiegał w gorącej komorze. Jednak sprężanie korzystniej byłoby przeprowadzić w niskiej temperaturze odbierając powstające ciepło. Silnikiem mającym dwie komory zimną i gorącą jest silnik Stirlinga, w którego zimnej komorze następuje sprężanie w miarę możliwości izotermiczne, a w gorącej rozprężanie. Gaz będący czynnikiem roboczym w czasie przetłaczania pomiędzy komorami jest zależnie od kierunku przepływu podgrzewany lub chłodzony w wymiennikach ciepła. W silniku tym możliwa jest regeneracja ciepła i wówczas silnik teoretycznie osiąga sprawność bliską sprawności Carnota. Jednak dostarczanie ciepła przez wymiennik ciepła ogranicza temperaturę górnego źródła ciepła do dopuszczalnej temperatury pracy materiału konstrukcyjnego tj np. dla stali żaroodpornej H25N2052 do 1425K. Skutkuje to niższą sprawnością w porównaniu do silników spalania wewnętrznego, które w impulsie osiągają tem-

peratury do 2500K. Dotychczas silniki Stirlinga były wykorzystywane jako silniki wykorzystujące ciepło spalania poza komorą roboczą silnika co umożliwiało spalanie dowolnych paliw łącznie z paliwami stałymi. Obecnie wykorzystują one głównie ciepło odpadowe lub energię słoneczną. Główną cechą silnika Stirlinga jest to, że realizuje on obieg zamknięty bez wymiany czynnika roboczego, którym zwykle jest gaz obojętny, głównie hel lub azot.

Istota silnika spalania wewnętrznego z regeneracją ciepła polega na utworzeniu cylindra zestawionego z głowicy z gorącą częścią cylindryczną oraz tulei cylindrowej osadzonej w chłodzonym korpusie zimnej części cylindra, wewnątrz którego przemieszczają się synchronicznie dwa tłoki, jeden uszczelniony w cylindrze, drugi zwany wypornikiem, nieuszczelniony. Prześtrzeń nad denkiem wypornika tworzy komorę gorącą, w której następuje spalanie, zaś pomiędzy jego dolną częścią i denkiem tłoka, komorę zimną, w której następuje sprężanie. Średnica zewnętrzna wypornika jest o co najmniej 1 milimetr mniejsza od wewnętrznej średnicy cylindrycznej części głowicy, co tworzy obwodowy kanał przepływowy dla powietrza przepływającego z komory zimnej do komory gorącej, czemu towarzyszy pobieranie przezeń ciepła od ścianek elementów tworzących kanał. Tak ukierunkowany przepływ trwa do momentu osiągnięcia przez komorę zimną minimum objętości, w którym to momencie następuje wtrysk paliwa i w efekcie samoczynny jego zapłon. Kierunek przepływu czynnika zmienia się od tego momentu na przeciwny, czego skutkiem jest napór gazów spalinowych na denko tłoka i jednocześnie, w trakcie przepływu przez kanał obwodowy, oddawanie ciepła do ścian jego tworzących. Głowica cylindra z gorącą częścią cylindryczną oraz górna i boczne ściany wypornika wykonane są ze stali żarowytrzymałej, zaś jego dolna część oraz tłok wykonane są ze stopu aluminium w taki sposób by zwiększyć ich pole powierzchni oraz funkcjonalność w kierunku utrzymania stałej niskiej temperatury sprężania. Dodatkowo, głowica z częścią cylindryczną od zewnątrz izolowana jest termicznie od otoczenia. Górna centralna część głowicy zawiera chłodzone gniazdo w którym osadzony jest wtryskiwacz, dodatkowo izolowany termicznie w kanale głowicy ceramiczną tuleją termoizolacyjną. Komorę roboczą silnika przedstawiono na rysunku 1.

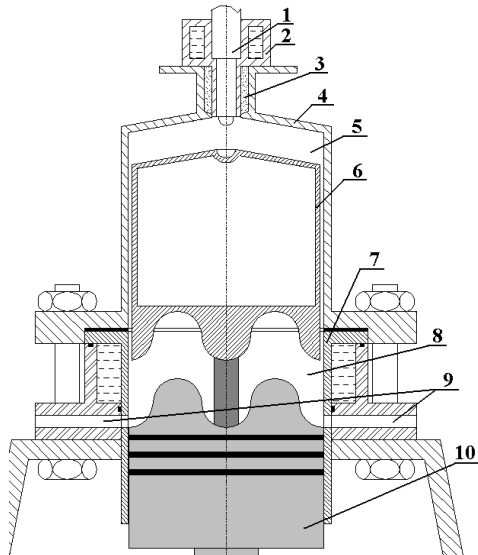


Figure 1. The working chamber of the internal combustion engine of regenerative heat 1 - injector, 2 - cooling slot injector furnished, 3 - sublimation thermal insulating sleeve, 4 - head of the cylindrical portion, 5 - hot combustion chamber, 6 - displacer, 7 - cooled part cylinder, 8 - cold compression chamber, 9 - channels of charge exchange, 10 - piston.

Rys. 1. Komora robocza silnika spalania wewnętrznego z regeneracją ciepła 1- wtryskiwacz, 2- chłodzone gniazdo wtryskiwacza, 3- tulejka termoizolacyjna, 4- głowica z częścią cylindryczną, 5- gorąca komora spalania, 6- wypornik, 7- chłodzona część tulei cylindrowej, 8- zimna komora sprężania, 9- kanały wymiany ładunku, 10- tłok.

Silnik ten realizowałby dwusuwowy cykl pracy. W czasie jednego obrotu ze względu na nierównoczesne ruchy tłoka i wypornika można wyróżnić 5 faz jak na rysunku 2.

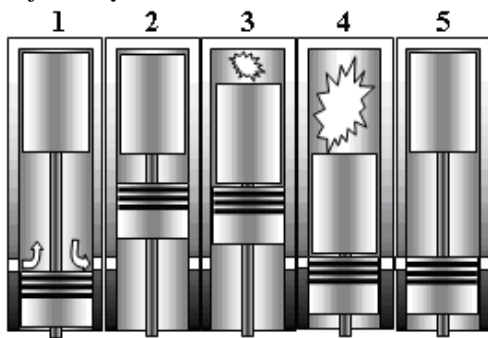


Fig. 2. The cycle of the engine: 1 load sharing, 1-2 compression, 2-3 extract heat from the regenerator, 3 fuel injection, 3-4 work, 4-5 putting the heat to a regenerator.

Rys. 2. Cykl pracy silnika: 1 wymiana ładunku, 1-2 sprężanie, 2-3 pobranie ciepła z regeneratora, 3 wtrysk paliwa, 3-4 praca, 4-5 oddanie ciepła do regeneratora.

Dla rozgrzanego silnika w stanie ustalonym wyglądałyby one 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 powyżej  $700^{\circ}\text{C}$ , aby wystąpiły warunki do powstania samozapłonu.

4. Suw pracy - Gdy wypornik zetknie się z tłokiem całe powietrze będzie w gorącej komorze i wówczas należy wtrysnąć paliwo jak w silniku wysokoprężnym. Nastąpi zapłon, wzrost temperatury i ciśnienia czynnika roboczego. Spowoduje to ruch tłoka w kierunku WZP. Wypornik musi podążać za tłokiem tak, aby 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. Spowoduje to przetłoczenie spalin z gorącej komory spalania do komory zimnej. Spaliny przepływając przez szczelinę pomiędzy wypornikiem i cylindrem ulegną ochłodzeniu oddając ciepło do ścianek głowicy, wypornika i gorącej części cylindra.

1. Wymiana ładunku - Gdy wypornik osiągnie ZZP to tłok kontynuując przemieszczanie się w kierunku WZP otworzy kanały wymiany ładunku. Spaliny o stosunkowo niskiej temperaturze i niskim ciśnieniu zostaną usunięte do atmosfery z przestrzeni roboczej silnika poprzez napływające świeże powietrze. Silnik osiągnie stan początkowy i cykl będzie się powtarzał.

## 2. Obieg teoretyczny silnika z regeneracją ciepła

W rozważaniach teoretycznych dla odwzorowania 5 faz pracy silnika założono, że tłok i wypornik poruszają się ruchem jednostajnym tak, aby osiągnąć charakterystyczne położenia końcowe poszczególnych faz. Wprowadzono ograniczenia temperatur w charakterystycznych punktach obiegu. Założono temperaturę początkową obiegu  $300\text{K}$  i ciśnienie  $0,1\text{MPa}$ , temperaturę maksymalną regeneratora tj. głowicy, gorącej części cylindra i zewnętrznej części wypornika uzależniono od rodzaju stali użytej do ich budowy. W przypadku stali konstrukcyjnej nie może ona przekroczyć  $540^{\circ}\text{C}$ , stopowej narzędziowej  $700^{\circ}\text{C}$ , natomiast w przypadku stali żaroodpornych  $1000^{\circ}\text{C}$  dla stali H23N13 lub  $1150^{\circ}\text{C}$  dla H25N2052. W rozważaniach przyjęto najmniej korzystny izobaryczny sposób dostarczania ciepła ze spalania jak w obiegu Diesla. Ilość dostarczonego ciepła jest ograniczona do wartości, która powoduje wzrost temperatury taki, aby na

koniec rozprężania uzyskać temperaturę nie wyższą od dopuszczalnej temperatury pracy zastosowanego materiału powiększoną o ewentualne straty wymiany ciepła.

Założono 100K różnicy pomiędzy temperaturą powietrza opuszczającego regenerator a temperaturą spalin doprowadzanych do regeneratora. Różnica ta zależy od sprawności regeneratora i jest niezbędna do pokrycia strat wymiany ciepła. Obieg teoretyczny silnika o stopniu sprężania 8 z uwzględnieniem tych ograniczeń przedstawiono na rysunku 3 we współrzędnych P-V i na rysunku 4 we współrzędnych T-S

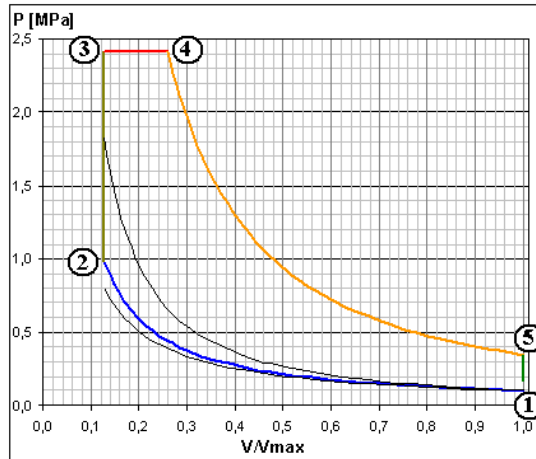


Figure 3 Thermodynamic Cycle theory in the coordinates of PV engine. 1-2 polytropic compression, 2-3 isochoric providing heat from the regenerator, 3-4 isobaric heat supply from combustion, polytropic expansion 4-5, 5-1 isochoric heat transfer to the regenerator

Rys. 3. Obieg teoretyczny silnika we współrzędnych P-V. 1-2 sprężanie politropowe, 2-3 izochoryczne dostarczanie ciepła z regeneratora, 3-4 izobaryczne dostarczanie ciepła ze spalania, 4-5 rozprężanie politropowe, 5-1 izochoryczne oddawanie ciepła do regeneratora.

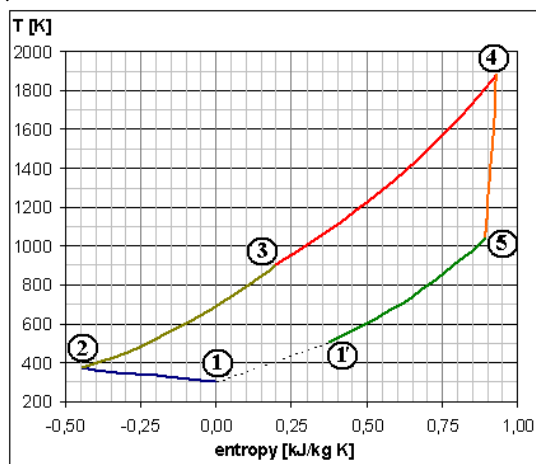


Figure 4 Thermodynamic Cycle theory in the coordinates of the TS engine (symbol as in Figure 3)

Rys. 4. Obieg teoretyczny silnika we współrzędnych T-S (oznaczenia jak na rys. 3)

Wykonano kilka symulacji. Obliczono sprawność obiegu jako funkcję stopnia sprężania dla kilku wykładników politropy sprężania poczynając od

sprężania izotermicznego kończąc na sprężaniu adiabatycznym. Dodatkowo na wykresie przedstawiono sprawności obiegu Carnota i Sabathe w identycznych warunkach. We wstępnych rozważaniach przyjęto wykładnik politropy rozprężania równy 1,4 i temperaturę regeneratora równą 970K. Wyniki tej symulacji przedstawiono na rys. 5.

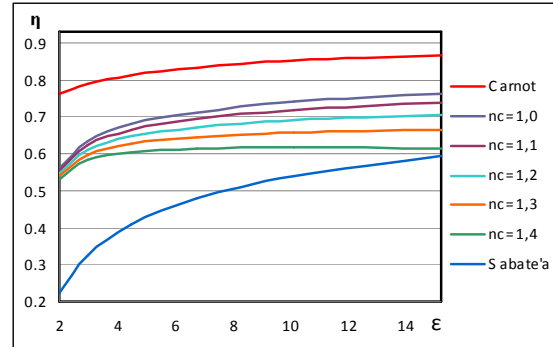


Figure 5 Thermodynamic Cycle efficiency as a function of compression ratio compared to the efficiency of Carnot cycle and Sabathe's with different polytropic exponent of compression and expansion constant polytropic exponent 1.4.

Rys. 5. Sprawność obiegu jako funkcja stopnia sprężania na tle sprawności obiegu Carnota i Sabathe przy różnym wykładniku politropy sprężania i stałym wykładniku politropy rozprężania 1.4.

Na podstawie przeprowadzonych symulacji stwierdzono, że sprawność projektowanego silnika zawiera się pomiędzy sprawnością obiegu Carnota a Sabathe. Przy najmniej korzystnym sprężaniu adiabatycznym (kolor zielony) sprawność jest bliska 60% już przy stopniu sprężania = 4. Podczas gdy w obiegu Sabathe porównywalna sprawność można uzyskać przy stopniu sprężania 15. Przy sprężaniu izotermicznym w całym zakresie sprawność jest zdecydowanie wyższa niż w obiegu Sabathe i już przy stopniu sprężania 6 przekracza 70%.

Pomimo, że najkorzystniejszym byłoby sprężanie izotermiczne, kolejną symulację przeprowadzono przyjmując wykładnik politropy sprężania równy 1,1. Jest to wykładnik politropy możliwy do osiągnięcia przy skutecznym chłodzeniu tłoka, zimnej części cylindra i dolnej części wypornika. Dla poprawy wymiany ciepła denko tłoka powinno być kształtowane o możliwie dużej powierzchni wymiany ciepła. Należy też zapewnić stosunkowo długi czas wymiany ciepła, możliwy do osiągnięcia tylko w silniku wolnoobrotowym. W czasie tej symulacji zmieniano wykładnik politropy rozprężania w zakresie od 1,2 do 1,6. Obliczenia powtórzono dla różnego stopnia sprężania poczynając od 2 i kończąc na 15,19 jako najwyższego, w którym obieg projektowanego silnika staje się zbliżony do obiegu Carnota. W rozważaniach wstępnych nie uwzględniono zmiany ciśnienia wskutek przemiany molekularnej.

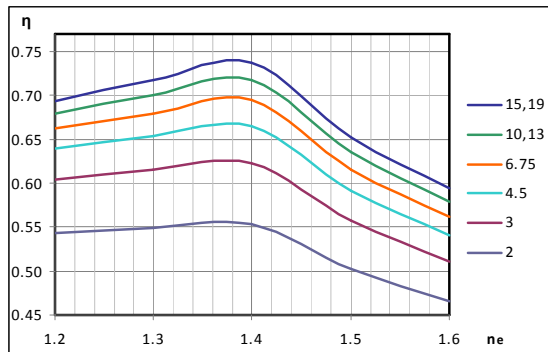


Figure 6 Motor efficiency as a function of the polytropic exponent expansion with different degrees of compression-mentation and constant polytropic compression exponent 1.1.

Rys. 6. Sprawność silnika jako funkcja wykładnika politropy rozprężania przy różnych stopniach sprężania i stałym wykładniku politropy sprężania 1.1.

Przy rozprężaniu bez względu na stopień sprężania najkorzystniejszą sprawność uzyskano przy rozprężaniu adiabatycznym (wykładnik politropy bliski 1,4). Dla uzyskania rozprężania zbliżonego do adiabatycznego należy ograniczyć powierzchnię wymiany ciepła i zapewnić możliwie wysoką temperaturę ścianek komory spalania, tak aby jej różnica w odniesieniu do średniej temperatury spalin była minimalna. Aby uzyskać sprężanie bliskie izotermicznemu należy zastosować chłodzenie tłoka i dolnej części wypornika, a powierzchnie ich powinny być możliwie duże. Górna część wypornika i głowica powinny mieć możliwie najmniejszą powierzchnię, aby ograniczyć wymianę ciepła.

Na rysunku 7 przedstawiono wpływ dopuszczalnej temperatury pracy regeneratora na sprawność silnika jako funkcję stopnia sprężania.

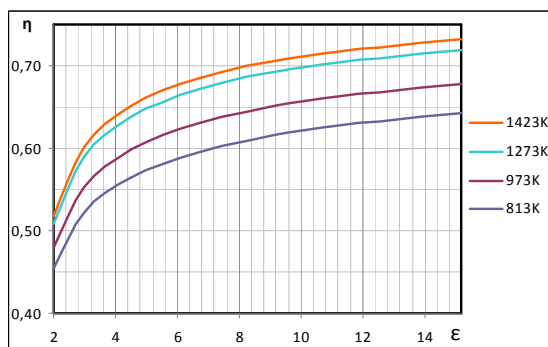


Figure 7 Effect of allowable operating temperature regenerator to the efficiency of the engine as a function of compression ratio

Rys. 7. Wpływ dopuszczalnej temperatury pracy regeneratora na sprawność silnika jako funkcja stopnia sprężania

Aby uzyskać wyższą temperaturę regeneratora należy zapewnić wyższą temperaturę końca rozprężania. Wówczas więcej ciepła zostanie dostarczone izochorycznie z regeneratora stąd wzrost sprawności. Jednak aby uzyskać wyższą temperaturę końca rozprężania należy zapewnić wyższą temperaturę maksymalną. Maksymalną temperaturę obiegu dla kilku temperatur regeneratora jako funkcję stopnia sprężania przedstawiono na rysunku 8.

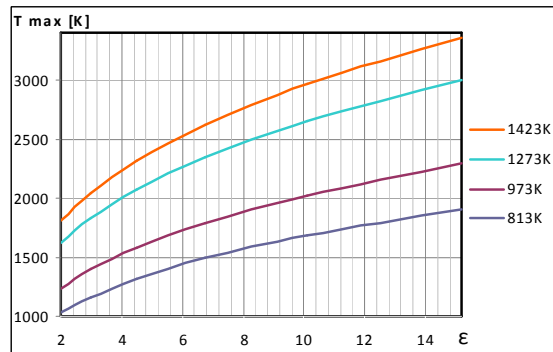


Figure 8 Maximum temperature of the circuit for different temperatures of the regenerator as a function of compression ratio

Rys. 8. Maksymalna temperatura obiegu dla różnych temperatur regeneratora jako funkcja stopnia sprężania

## Wnioski

Silnik konstrukcyjnie zbliżony jest do silnika Stirlinga jednak odmienny niż w silniku Stirlinga jest sposób dostarczania i odbierania ciepła, polegający na zastąpieniu nagrzewnicy procesem spalania wewnętrznego, a chłodzenia wymianą ładunku. Praktycznie silnik traci wszystkie cechy i zalety silnika Stirlinga, jednak pozostaje możliwość regeneracji ciepła przy przetłaczaniu czynnika roboczego pomiędzy komorami. Wyeliminowanie nagrzewnicy i chłodnicy powoduje zmniejszenie objętości szkodliwej i wyeliminowanie strat przenikania ciepła zarówno od zewnętrznej komory spalania do czynnika roboczego jak i od czynnika roboczego do czynnika chłodzącego jako głównych przyczyn ograniczenia sprawności praktycznie realizowanych silników Stirlinga. Zapewni to:

1. Wysoką sprawność ogólną silnika według obliczeń powyżej 60%.
  - Wyższą niż w silniku Stirlinga z powodu: mniejszej objętości przestrzeni szkodliwej, braku strat wymiany ciepła i dzięki możliwości uzyskania w impulsie temperatur około 2500K tak jak w silnikach Diesla,
  - Wyższą niż w silniku Diesla z powodu: mniejszej pracy sprężania, możliwości regeneracji ciepła, nieodbierania ciepła w czasie rozprężania.
2. Możliwość pracy na paliwach ciekłych niskiej jakości dzięki wysokiej temperaturze ścianek komory spalania tak, jak w silnikach średnioprężnych z gruszką żarową np. ciągnika rolniczego Lanz Bulldog.
3. Ograniczenie emisji substancji szkodliwych do atmosfery. CO i HC z powodu lepszego spalania w gorącej komorze spalania i dopalania w szczelinie pomiędzy wypornikiem a gorącą częścią cylindra o temperaturze powyżej temperatury zapłonu, NO<sub>x</sub> z powodu niższych ciśnień i temperatur niż w silniku Diesla, CO<sub>2</sub> z powodu lepszego wykorzystania ciepła.
4. Ograniczenie powstawania nagaru dzięki wysokiej temperaturze ścianek całej komory spalania i znacznemu nadmiarowi powietrza.

---

5. Mniejsze zużycie oleju, ponieważ olej smaruje tylko elementy zimnej komory i nie przedostaje się do komory spalania więc nie ulega spalaniu tak jak w silniku Diesla.

6. Ograniczone pole cieplne. Elementy silnika tj głowica, część cylindra i wypornika nagrzewają się do temperatury „białego żaru” i powinny być izolowane cieplnie od otoczenia. Natomiast spaliny przed wylotem oddając ciepło do regeneratora osiągają temperaturę zdecydowanie niższą niż w silniku Diesla.

7. Ograniczoną emisję akustyczną spowodowaną mniejszą energią schłodzonych spalin i mniejszą prędkością obrotową silnika.

8. Możliwość budowy silników małej mocy ze względu na korzystny wpływ efektu przyściennego i szczelinowego.

9. Mniejszą masę silnika spowodowaną mniejszym ciśnieniem sprężania i mniejszym ciśnieniem maksymalnymi niż w silnikach Diesla.

---

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

ZZP TDC /zewewnętrzne zwrotne położenie

WZP BDC /wewnętrzne zwrotne położenie

$n_c$  /wykładnik politropy sprężania

$n_c$  /wykładnik politropy rozprężania

$\varepsilon$  /stopeń sprężania

---

### Bibliography/Literatura

[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.

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



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

