

STANOWISKO DO BADANIA SILNIKA PNEUMATYCZNEGO

Adam ILNICKI¹, Mariusz RZĄSA²

1. Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny
tel.: 77 449 80 71 e-mail: a.ilnicki@doktorant.po.edu.pl
2. Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny
tel.: 77 449 80 71 e-mail: m.rzasa@po.opole.pl

Streszczenie: Celem pracy jest opisanie nowego polskiego wynalazku silnika pneumatycznego według patentu PL 214371. W pracy przedstawiono budowę oraz zasadę działania, opisano stanowisko badawcze, wstępne wyniki pomiarów oraz wyznaczono podstawowe kierunki dalszych prac badawczych.

Słowa kluczowe: silnik pneumatyczny, stanowisko badawcze, obrotowy tłok, obrotowe uszczelniacze.

1. WSTĘP

Spośród szerokiej gamy różnych rozwiązań silników służących do napędu maszyn roboczych, spore zastosowanie mają silniki pneumatyczne. Podstawową zaletą silników pneumatycznych jest ich niewielka masa w stosunku do mocy oraz możliwość pracy przy bardzo wysokich obrotach. Jednakże rozprężanie sprężonego powietrza powoduje jego oziębienie, które zmniejsza sprawność. Niejednokrotnie wymaga to podgrzewania silnika ciepłem z otoczenia. Historia rozwiązań konstrukcyjnych silników pneumatycznych sięga XVII wieku. W 1687 roku powstała pierwsza na świecie kolej pneumatyczna. Najbardziej dynamiczny rozwój silników pneumatycznych rozpoczął się od wynalazku polskiego inżyniera Ludwika Mękalskiego. W roku 1870 skonstruował on pneumatyczny silnik tłokowy, który znalazł zastosowanie do zasilania lokomotyw w kopalniach oraz do napędu tramwajów jeżdżących w francuskich miastach takich jak Vichy, Nantes czy Saint-Quentin 1.

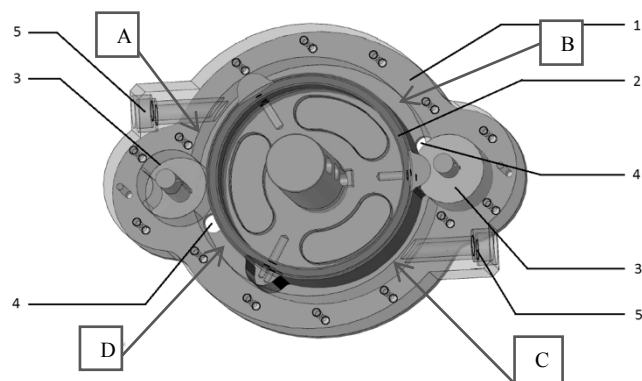
Znaczącym odkryciem w historii silników pneumatycznych było również opracowanie przez Roberta Hardiego w roku 1892 systemu dynamicznego pompowania zbiorników przy operacji hamowania pojazdu 2. Wynalazek ten uwzględniał użycie silnika jako sprężarki podczas hamowania, dzięki czemu część zdekompresowanego powietrza była odzyskiwana i ponownie sprężana. Jednym z ostatnich przedwojennych osiągnięć w tej dziedzinie był projekt Johanna Wardeniera, który według doniesień miał być pierwszym silnikiem nie wymagającym zasilania paliwem płynnym 2. W 1991 r. Guy Nègre wynalazł silnik z podwójnym zasilaniem. Mógł on działać zarówno na sprężone powietrze, jak i na zwykłe paliwo [3].

Typowe rozwiązania konstrukcyjne silników pneumatycznych można podzielić na cztery grupy: silniki tłokowe, zębate, łopatkowe i turbiny [4]. W pracy zaproponowano rozwiązanie oparte na zasadzie wirującego

tłoka, z wirującymi uszczelniaczami. Wirujące uszczelniacze stanowią opatentowane nowatorskie rozwiązanie [5].

2. BUDOWA SILNIKA

Na rysunku 1 przedstawiono zasadę działania silnika pneumatycznego. Prezentowany silnik zbudowany jest z obudowy (1), w której wykonano otwory dolotowe sprężonego powietrza (5) i otwory wylotowe (4). Elementem roboczym jest tłok w kształcie cylindra (2) z trzema wypustami równomiernie umieszczonymi na jego obwodzie. Dodatkowo w obudowie umieszczone są dwa obrotowe uszczelniacze (3), o kształcie dopasowanym do wypustów tłoka. Uszczelniacze te są ułożyskowane w pokrywach obudowy, a ich obroty są zsynchronizowane z obrotami tłoka poprzez zewnętrzne koła zębate tak, że prędkość obrotowa tłoka do prędkości obrotowej uszczelniaczy wynosi 1/3.

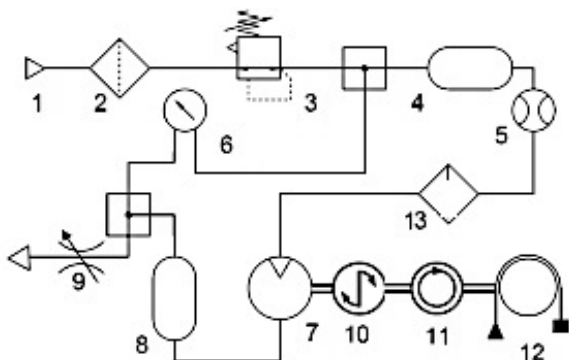


Rys. 1. Budowa silnika

W konstrukcji silnika można wyodrębnić cztery komory, których objętość ulega zmianie (Rys.1). Dostarczając do komory A sprężone powietrze, powstaje siła powodująca obrót tłoka. W komorze B następuje dekompresja poprzez otwór wylotowy (3). Analogiczne zjawiska mają miejsca w komorach C i D. Praca, jaka jest wykonywana przez układ odbywa się jednocześnie w dwóch komorach A i C.

3. STANOWISKO BADAWCZE

W określeniu parametrów eksploatacyjnych silnika pneumatycznego zbudowano stanowisko laboratoryjne (Rys.2). Założono, że maksymalne ciśnienie robocze nie przekroczy 6 barów. Stanowisko jest zasilane z sieci pneumatycznej 1 o ciśnieniu 6 barów. Powietrze z sieci jest dostarczane do reduktora ciśnienia 3 poprzez filtr cząstek stałych 2. Ciśnienie robocze na badanym silniku pneumatycznym jest nastawiane za pomocą reduktora ciśnienia 3, gwarantującego stałe ciśnienie zasilania. W celu uniknięcia wpływu pulsacji ciśnienia zasilania na wyniki pomiaru spadku ciśnienia w silniku zastosowano zbiornik wyrównawczy 4 o pojemności 7 dm³. Powietrze ze zbiornika wyrównawczego podawane jest na prototypowy silnik pneumatyczny 7 poprzez smarownicę 13 zapewniającą odpowiednie warunki smarowania. Strumień powietrza mierzony jest przepływomierzem 5. Wylot powietrza kierowany jest do zbiornika wyrównawczego o pojemności 2 dm³ z zaworem dławiącym 9 umożliwiającym regulowanie strumienia powietrza przepływającego przez silnik. Za zbiornikiem wyrównawczym znajduje się kanał mierniczy połączony z czujnikiem różnicy ciśnień Thermokon DPL6/V 6. Obciążenie na wale silnika jest regulowane za pomocą hamulca taśmowego 12, zamontowanego na wspólnym wale z silnikiem. Moment obrotowy mierzono momentomierzem 10 Megatron DFM2X. Prędkość obrotowa jest mierzona enkoderem 11 Wobit MOK40-200/1224/BZ/K.



Rys. 2. Stanowisko badawcze

Stanowisko umożliwia wyznaczenie mocy pobieranej przez silnik. Moc wejściową określono na podstawie pomiaru przepływu gazu i spadku ciśnienia na silniku.

$$P_{we} = Q \cdot \Delta p \quad (1)$$

gdzie:

Δp – spadek ciśnienia na silniku [Pa]

Q – strumień powietrza [m³/s]

Moc na wale wyznaczono na podstawie znajomości prędkości obrotowej i momentu obciążenia.

$$P_M = \frac{2\pi}{60} n \cdot M \quad (2)$$

gdzie:

M – moment obrotowy [Nm]

n – liczba obrotów [obr/min]

Na tej podstawie wylicza się sprawność silnika ze wzoru:

$$\eta = \frac{P_M}{P_{we}} 100\% \quad (3)$$

Na moc wejściową składa się moc na wale silnika oraz moc strat. Główną przyczyną straty mocy są opory ruchu, straty związane z nieszczelnościami oraz straty związane z przemianami gazowymi. W celu wyznaczenia wybranych strat postępowano w sposób opisany w dalszej części artykułu.

Dane pomiarowe są rejestrowane w komputerze wyposażonym w kartę pomiarową LabJack U12 oraz oprogramowanie LabVIEW 2015. W programie LabVIEW wykonano panel pomiarowy (Rys.3). Podczas pracy silnika operator ma możliwość kontroli podstawowych parametrów mierzonych, takich jak: spadek ciśnienia w silniku, prędkość obrotowa, moment na wale i strumień gazu. Do prawidłowego obliczenia mocy wejściowej niezbędna jest znajomość strumienia gazu dla ciśnienia roboczego. Ze względu na to, że przepływomierze są kalibrowane na normalne litry na godzinę, wymagane jest przeskalowanie wyników wskazań przepływomierza, który wskazuje strumień w normalnych metrach sześciennych na godzinę. Wskazanie obliczono na podstawie wzoru:

$$Q_N = Q_m \sqrt{\frac{\rho_n}{\rho}} = Q_m \sqrt{\frac{p_n}{p}} \quad (4)$$

gdzie:

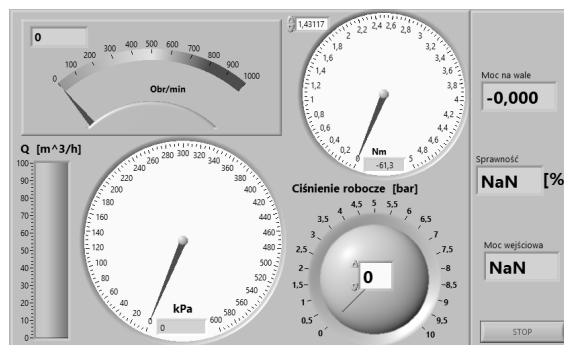
Q_m – strumień mierzony [m³/h]

ρ_n – gęstość gazu dla warunków normalnych (p= 1bar i T=20 °C) [kg/m³]

ρ – gęstość gazu [kg/m³]

p_n – ciśnienie normalne (p_n= 1bar)

p – ciśnienie robocze [bar]



Rys. 3. Panel operatora

Na rysunku 4 przedstawiono okno programu. Prędkość obrotowa jest obliczona na podstawie stanu licznika, zliczającego impulsy z enkodera, który podaje 200 impulsów na jeden obrót. Odczytu stanu licznika dokonuje się co jedną sekundę. Pozostałe wielkości mierzone są za pomocą wejść analogowych. Do wejścia zerowego podłączono czujnik momentu. Zastosowany czujnik posiadał współczynnik wzmocnienia równy 23.34 mV/Nm, dla zakresu pomiarowego do -75 do 75 Nm. Z uwagi na to, że dla momentu równego zero wartość napięcia wyjściowego wynosi ok 2.5V, konieczne było uwzględnienie możliwości korekty składowej stałej. Zrealizowano to poprzez wpisanie odpowiedniej wartości w polu „korekta składowej stałej”. Na podstawie tych dwóch wielkości oblicza się wartość mocy na wale silnika. W omawianej aplikacji wartość tę wyświetlono w watach.

Drugą część oprogramowania stanowi pomiar mocy wejściowej. Do obliczenia mocy zmierzono wartość różnicy ciśnień. Zastosowany czujnik posiadał wyjście napięciowe z

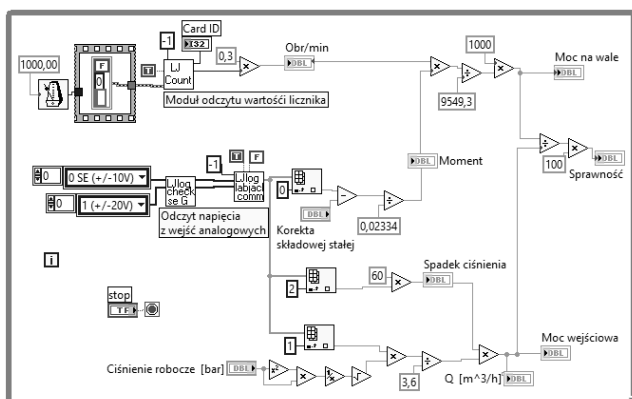
zakresu 0-10V dla ciśnienia 0-6bar, zatem współczynnik wzmocnienia wynosi 60 kPa/V. Wartość strumienia zmierzono rotametrem, dla którego wprowadzono korektę ze względu na wartość ciśnienia roboczego zgodnie z zależnością (4). Wartość ciśnienia roboczego ustawiano na reduktorze wyposażonym w manometr, a wartość z manometru w programie ustawiano za pomocą zadajnika „ciśnienie robocze [bar]”. Moc wejściową obliczono jako iloczyn skorygowanej wartości strumienia powietrza i spadku ciśnienia na silniku. Uwzględniając prawo zachowania strumienia masy:

$$Q_N \rho_n = Q \rho \quad (5)$$

Stąd po uwzględnieniu zależności (1) i (4) otrzymuje się wzór na moc wejściową:

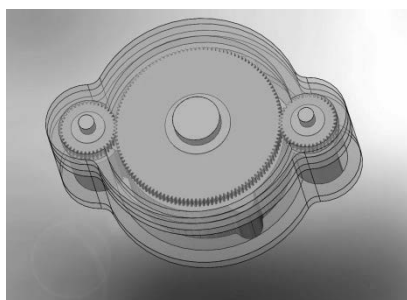
$$P_{we} = \frac{\rho_n}{\rho} Q_N \Delta p = \left(\frac{p_n}{p}\right)^{\frac{3}{2}} Q_m \Delta p \quad (6)$$

Na podstawie obliczenia mocy na wale silnika i mocy wejściowej obliczono sprawność, której wartość wyświetlono w polu „Sprawność”.



Rys. 4. Okno programu

4. BADANIE PROTOTYPOWEGO SILNIKA



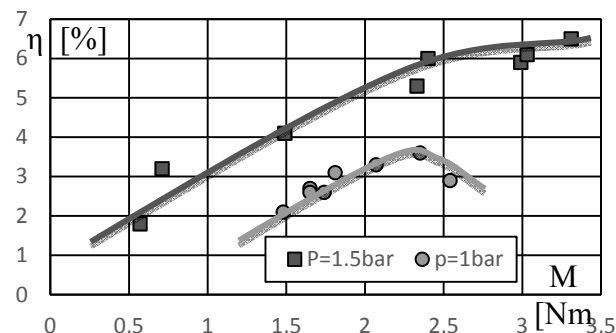
Rys. 5. Prototyp silnika pneumatycznego

Zbudowano prototyp silnika pneumatycznego z wirującym tłokiem i obrotowymi uszczelniaczami (Rys.5). Silnik posiada wymiary zewnętrzne 250x186x70mm. Wszystkie elementy silnika wykonano ze stali stopowej EN AW-7075. Wewnętrzna średnica cylindra wynosi 146mm. Tłok obrotowy posiada średnicę bez wypustów 126mm, a jego szerokość wynosi 50mm. Synchronizację obrotów tłoka z uszczelniaczami zapewnia przekładnia zębata składająca się z trzech kół zębatach [6].

Badania obejmowały wyznaczenie sprawności silnika oraz wyznaczenie strat spowodowanych nieszczelnościami.

4.1. Wyznaczenie sprawności silnika

Za pomocą zbudowanego stanowiska badawczego przeprowadzono badania polegające na wyznaczeniu sprawności prototypowego silnika pneumatycznego. Badania miały na celu obserwację pracy silnika i określenie najistotniejszych elementów konstrukcyjnych mających wpływ na sprawność silnika. Wyniki pomiaru sprawności przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Charakterystyka sprawności w zależności od momentu na wale silnika

Jak wynika z przeprowadzonych badań sprawność silnika rośnie wraz ze zwiększaniem obciążenia. Zjawisko to można wytłumaczyć tym, że na całkowitą moc pobieraną przez silnik składa się moc na wale oraz moc strat. Po uwzględnieniu tego równanie (3) przyjmuje postać:

$$\eta = \frac{P_M}{P_M + P_s} 100\% = \frac{1}{1 + \frac{P_s}{P_M}} 100\% \quad (7)$$

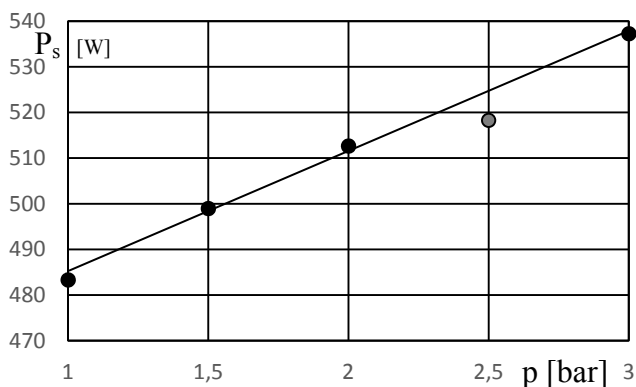
gdzie: P_s – moc strat [W]

Na moc strat głównie mają wpływ opory tarcia oraz nieszczelności. Wraz ze wzrostem momentu obrotowego rośnie sprawność silnika. Nie należy jednak sądzić, że sprawność będzie rosła w nieskończoność. Spowodowane jest to tym, że wraz ze wzrostem momentu konieczne jest zwiększanie ciśnienia roboczego silnika. Wraz ze wzrostem ciśnienia zwiększa się ilość powietrza, jaka przedostaje się przez nieszczelności, tym samym zwiększając moc strat. Należy zatem domniemać, że istnieje pewna graniczna wartość sprawności silnika.

4.2. Określenie sumarycznych nieszczelności silnika

Przeprowadzono eksperyment polegający na określeniu sumarycznej straty mocy wynikającej z nieszczelności silnika. W tym celu otworzono całkowicie zawór wylotu powietrza, co powodowało, że na wylocie z silnika panowało ciśnienie atmosferyczne. Aby wyeliminować wpływ oporów ruchu silnika hamulec został ustawiony na maksymalną wartość hamowania tak, aby silnik nie był w stanie się obracać. Dla tak przygotowanego układu zmieniano wartość ciśnienia roboczego przy jednoczesnym pomiarze strumienia powietrza. Zgodnie z zależnością (1) obliczono moc strat wynikającą z nieszczelności silnika.

Na rysunku 7 przedstawiono straty mocy wynikającej z nieszczelności silnika. Przyjęto liniowy przyrost strat, pomijając pomiar dla ciśnienia 2,5 bara, który jest obarczony błędem pomiarowym. Biorąc pod uwagę, że moc pobierana przez silnik przy ciśnieniu roboczym $p=1.5$ bar i strumieniu $24 \text{ m}^3/\text{h}$ wynosiła około 545W, to straty mocy wynikające z nieszczelności rzędu 498W stanowią około 90% mocy dostarczanej do silnika. Na tej podstawie można stwierdzić, że głównym obszarem poprawy sprawności silnika są jego nieszczelności.

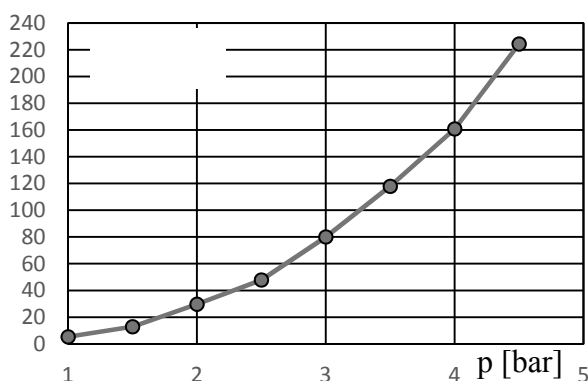


Rys. 7. Straty mocy wynikające z nieszczelności silnika

Przeprowadzono szczegółowe oględziny silnika celem zlokalizowania miejsc największych nieszczelności. Na podstawie oględzin stwierdzono, że największe nieszczelności występują na łożyskowaniu silnika oraz duża część strumienia przepływa przez nieszczelności pomiędzy tłokiem i uszczelniaczem oraz pomiędzy tłokiem a pokrywami.

Zwiększenie szczelności pomiędzy tłokiem a pokrywami jest możliwe poprzez zmniejszenie luzów technologicznych. Będzie to skutkowało znaczącym zwiększeniem oporów ruchu. Celowe zatem jest opracowanie odpowiednich uszczelnaczy. Będzie to stanowić kierunek dalszych udoskonaleń tego rozwiązania.

4.3. Określenie nieszczelności łożyskowania silnika



Rys. 8. Strata strumienia powietrza wynikająca z nieszczelności łożyskowania silnika.

W celu oceny istotności poprawy szczelności silnika w obszarze łożyskowania przeprowadzono badania polegające na zamknięciu zaworu wylotowego, co spowoduje brak przepływu strumienia gazu przez silnik powodując jego obracanie się. W celu zagwarantowania niewykonywania jakiegokolwiek pracy przez silnik, hamulec został ustawiony na maksymalną wartość hamowania. Na rysunku 8 przedstawiono straty strumienia powietrza w zależności od ciśnienia roboczego. Straty te rosną wykładniczo wraz ze wzrostem ciśnienia roboczego. Zważywszy, że w czasie

pracy silnika z prędkością obrotową $n=100$ obr/min i ciśnieniu roboczym $p=1.5$ bar układ pobiera strumień około $Q=24$ m³/h, a strumień strat powietrza wynikający z nieszczelności na łożyskowaniu wynosi 13 m³/h, więc stanowi to istotny element konstrukcyjny, który może poprawić sprawność silnika.

Jak wynika z przeprowadzonej analizy istotnym elementem w pracy silnika jest szczelność układu. Modelowy prototyp został wykonany przy zastosowaniu łożysk ślizgowych. Ze względu na to, że smarowanie silników pneumatycznych odbywa się za pomocą oleju dostarczanego razem z powietrzem, konieczne jest zastosowanie zwiększonych luzów w łożyskach, co zabezpiecza je przed zatarciem. Zwiększenie luzów w łożyskach prowadzi do większych nieszczelności układu. Ponadto zaobserwowano, że zwiększanie luzu w łożyskach wpływa niekorzystnie na proces ząbkowania się elementów obrotowych silnika, a w konsekwencji prowadzi do jego zablokowania. Upatruje się możliwość poprawy własności silnika poprzez zastąpienie łożysk ślizgowych łożyskami tocznymi z uszczelniaczem. Rozwiązanie to zapewni odpowiednią szczelność układu przy zminimalizowaniu luzów w łożyskach. Ponadto łożyska toczne nie wymagają tak intensywnego smarowania jak łożyska ślizgowe, a zatem ilość oleju dostarczana z powietrzem będzie wystarczająca.

5. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych obserwacji i wyników badań stwierdzono, że zbudowane stanowisko laboratoryjne umożliwia wyznaczenie podstawowych parametrów roboczych silnika pneumatycznego. Na podstawie uzyskanych danych możliwa jest analiza eksploatacyjna silnika. Na jej podstawie możliwe jest określenie obszarów konstrukcji silnika, w których można poszukiwać nowych technologii lub modyfikacji, celem poprawy sprawności.

6. BIBLIOGRAFIA

1. Wołoszczuk D, Historia komunikacji miejskiej w Szczecinie, 8 styczeń 2009.
2. Schlager N., Weisblatt J.: Alternative Energy, three volumes: Volume I.
3. Patent PCT/FR1998/001483.
4. Fisher U., Gomeringer R., Heinzler M., Kilgus R., Naher F., Oesterle S., Peatzold H., Stephan A., Potrykus J.: Poradnik Mechanika, Wydawnictwo REA, Warszawa, 2008.
5. Ilnicki A.: Maszyna z obrotowym wirnikiem, Patent nr PL 214371.
6. Ilnicki A., Rząsa M.: Nowe rozwiązanie konstrukcyjne silnika pneumatycznego Napędy i Sterowanie, Nr 4, Kwiecień 2016.

FACILITY FOR AIR ENGINE TESTING

Air motors are characterized by high resistance to overload, a small toxicity for the environment and a high degree of safety in terms of explosion. Due to these facts, these devices may find use in the mining industry, food industry and energy industry. The aim of this thesis is to describe a new, Polish pneumatic engine invention according to patent nr PL 214371. The constructions, principals of functionality, the inspection facility, were described in the thesis. Initial measurement results and main directions of further research were also provided.

Keywords: pneumatic engine, research facility, rotary piston, rotary sealing.