

The theoretical model of the filling process of a two stroke engine by a valve in the piston head

The paper presents the theoretical model of the filling process of two stroke engine by a valve in the piston head. The impact engine revolution and air pressure on filling processes parameters is shown. The simulation results shown that the air mass in the cylinder after filling process is depend on the air pressure in the inlet manifold only. The valves opening and closing phases are strongly depend on the inlet air pressure.

Key words: two-stroke engine, gas exchange process, modeling, inlet valve

Teoretyczny model przepłukania dwusuwowego silnika przez zawór umieszczony w denku tłoka

W referacie opisano model teoretyczny i wyniki badań symulacyjnych dotyczących zjawisk towarzyszących procesowi wymiany ładunku w silniku dwusuwowym, z samoczynnym zaworem umieszczonym w denku tłoka. Pokazano wpływ prędkości obrotowej i ciśnienia ładowania na fazy otwarcia zaworu i wymianę ładunku w silniku.

Słowa kluczowe: silnik dwusuwowy, wymiana ładunku, modelowanie, zawór dolotowy

1. Introduction

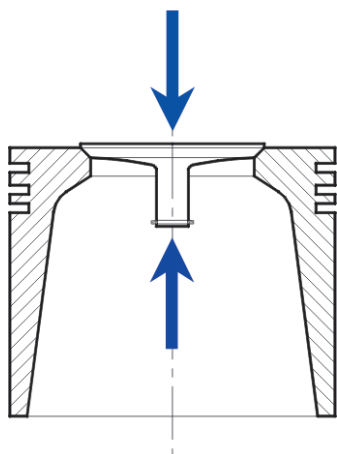
The work conducted at the Department of Internal Combustion Engines and Vehicles of University of Bielsko-Biała [KSSiP] included a development of an original system of longitudinal scavenging of a two-stroke engine by a valve in the piston head. The system flowchart and types of forces acting on the valve have been presented in Fig. 1. Thanks to the proposed system, the scavenging windows in the cylinder sleeve were eliminated, which eliminated its deformation under excess temperature loads. The special piston structure allowed the application of circulating lubrication of the engine. Thus, the piston-sleeve cooperation conditions and the engine ecological properties should be similar to those of the four-stroke engine. This system is described in more detail in papers [1–4].

The motion of the self-closing valve takes place under the influence of the resultant force acting on the valve. The positive value of the resultant force causes opening of the valve, while the negative value – causes the valve motion towards the valve seat. The angle at which the resultant force

1. Wstęp

W ramach prac prowadzonych w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej opracowano oryginalny system przepłukania wzdłużnego silnika dwusuwowego przez samoczynny zawór przelotowy umieszczony w denku tłoka. Schemat systemu i rodzaje sił działających na zawór przedstawiono na rys. 1. Dzięki zaproponowanemu systemowi zlikwidowano okna przepłukujące w tulei cylindrowej, co powodowało jej deformację pod wpływem naprężeń termicznych. Specjalna konstrukcja tłoka pozwoliła zastosować obiegowe smarowanie silnika. Dzięki temu warunki współpracy tłoka z tuleją i właściwości ekologiczne silnika powinny być podobne jak w silniku czterosuwowym. Szerzej omawiany system opisano w pracach [1–4].

Ruch zaworu samoczynnego odbywa się pod wpływem wypadkowej sił działających na zawór. Dodatnia wartość siły wypadkowej powoduje otwieranie zaworu, zaś wartość ujemna – ruch zaworu w kierunku gniazda zaworowego. Kąt, przy którym następuje zmiana znaku wypadkowej z



Types of forces acting on the valve/rodzaje sił działających na zawór:

Forces always closing the straight-through valve/siły zawsze domykające zawór przelotowy:

F_c – force of pressure of medium in the cylinder/siła ciśnienia czynnika w cylindrze,

F_s – valve spring force/siła sprężyny zaworu,

F_g – gravitational force/siła grawitacji

Forces always opening the straight-through valve/siły zawsze otwierające zawór przelotowy:

F_{lad} – force of pressure of medium under the piston/siła ciśnienia czynnika pod tłokiem

F_q – friction force in the straight-through valve guide/siła naporu strumienia przepływającego ładunku

Forces of variable direction of action/siły o zmiennym kierunku działania:

F_b – valve inertial force/siła bezwładności zaworu

F_t – friction force in the straight-through valve guide/siła tarcia w prowadnicy zaworu przelotowego

F_d – force caused by valve/siła wynikająca z drgań zaworu

Fig. 1. Flow-chart of forces acting on the straight-through valve

Rys. 1. Schemat sił działających na zawór przelotowy

changes its sign from minus to plus means the beginning of opening of the valve. The analyses of the force values proved that the gas forces originating from the pressure in the cylinder and the powering pressure had the dominating significance in the valve control. The participation of the other forces is insignificant, particularly in the periods the valve remains closed.

The analysis of the filling system developed at the KSSiP requires the knowledge of the straight-through valve timing gear phases and discharge of the scavenging air and the air retained in the cylinder. The measurement of the self-closing straight-through valve timing gear on site is immensely difficult and the measurement of the air retained in the cylinder is impossible. This is due to the parallel nature of opening in the filling phase of: straight-trough and exhaust valves. Those were the reasons for the development of a theoretical model facilitating the examination of the qualitative tendencies of filling parameter changes against the suggested filling system.

2. Theoretical model of scavenging

The valve motion in the solution discussed takes place under the action of the resultant of all the forces acting on the valve and may take place in relation to the points on the valve head, from the initial position corresponding to closing to the buffer corresponding to the total valve opening. The instantaneous position of the valve is determined by value of function $y'(\tau)$, where $y'(\tau) = 0$ means the closed valve, $y'(\tau) = h_{\max}$ means the position of the valve at the buffer, i.e. completely open.

The balance of the forces acting on the valve may be defined by the function:

$$F(F_w, F_c, F_{lad}, F_b, F_g, F_s, F_q, F_t, F_d) = 0 \quad (1)$$

The valve motion depends on the resultant force sign:

$F_w > 0$ – valve motion towards the buffer, and upon completion – valve clamp to the buffer,

$F_w < 0$ – valve motion towards the valve seat and valve clamp to the seat.

The force caused by the pressure over the piston may be determined by the dependence:

$$F_c = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot p \quad (2)$$

of which: D_2 – valve head diameter from the combustion chamber side, p – pressure of medium in the cylinder.

Pressure p is a complex function depending on the crankshaft angle, change of the capacity over the piston caused by the piston motion, change of weight of medium flowing in and out of the cylinder and the change of the thermodynamic parameters in time:

$$p = f(\alpha, V, m, T) \quad (3)$$

ujemnej na dodatnią oznacza początek otwierania zaworu. Analizy wartości sił wykazały, że dominujące znaczenie w sterowaniu zaworu mają siły gazowe pochodzące od ciśnienia w cylindrze i od ciśnienia ładowania. Udział pozostałych sił jest niewielki, szczególnie w okresach, w których zawór pozostaje zamknięty.

Analiza opracowanego w KSSiP systemu przepłukania wymaga znajomości faz rozrządu zaworu przelotowego oraz wydatku powietrza przepłukującego i zatrzymanego w cylindrze. Pomiar faz rozrządu samoczynnego zaworu przelotowego na stanowisku jest niezwykle trudny, a pomiar masy powietrza zatrzymanego w cylindrze niemożliwy. Wynika to z równoczesności otwarcia w fazie przepłukania zaworów: przelotowego i wylotowych. Przyczyny te skłoniły do opracowania modelu teoretycznego ułatwiającego zbadanie jakościowych tendencji zmian parametrów przepłukania od zastosowanych parametrów proponowanego systemu przepłukania.

2. Teoretyczny model przepłukania

Ruch zaworu w omawianym rozwiązaniu odbywa się pod działaniem wypadkowej wszystkich sił działających na zawór i może odbywać się w stosunku do punktów związanych z denkiem tłoka, od położenia początkowego odpowiadającego zamknięciu, do zderzaka odpowiadającego całkowitemu otwarciu zaworu. Chwilowe położenie zaworu jest określone przez wartość funkcji $y'(\tau)$, przy czym $y'(\tau) = 0$ oznacza zawór zamknięty, $y'(\tau) = h_{\max}$ oznacza położenie zaworu przy zderzaku, czyli całkowicie otwarty.

Równowaga sił działających na zawór może być określona funkcją (1).

O ruchu zaworu decyduje znak siły wypadkowej:

$F_w > 0$ – ruch zaworu w kierunku zderzaka, a po jego zakończeniu docisk zaworu do zderzaka,

$F_w < 0$ – ruch zaworu w kierunku gniazda zaworowego i docisk zaworu do gniazda.

Siła wynikająca z ciśnienia nad tłokiem może być określona zależnością (2),

gdzie: D_2 – średnica grzybka zaworu od strony komory spalania, p – ciśnienie czynnika w cylindrze.

Ciśnienie p jest złożoną funkcją zależną od kąta obrotu wału korbowego, zmiany objętości nad tłokiem wywołanej ruchem tłoka, zmianą masy czynnika dopływającego i wypływającego z cylindra oraz zmianą parametrów termodynamicznych czynnika w czasie (3),

gdzie: α – kąt obrotu wału korbowego, V – chwilowa objętość cylindra nad tłokiem, m – masa czynnika w cylindrze, T – średnia temperatura czynnika.

Szybkość zmian ciśnienia nad tłokiem może być przedstawiona w postaci (4).

Założono, że system przepłukania jest tak skonstruowany, iż zmiany ciśnienia ładowania w ramach cyklu są pomijalnie małe. Przy takim założeniu siła F_{lad} ma podczas cyklu wartość stałą, niezależną od kąta obrotu wału korbowego i czasu. Można ją wyrazić zależnością (5),

gdzie: D_1 – średnica grzybka zaworu od strony skrzyni korbowej, p_{lad} – ciśnienie czynnika ładowania stałe w czasie.

of which: α – crankshaft angle, V – instantaneous cylinder capacity over the piston, m – weight of medium in the cylinder, T – average temperature of medium.

The rate of changes of pressure over the piston may be presented in the form:

$$\frac{dp}{d\tau} = \left(\frac{\delta p}{\delta \alpha} \cdot \frac{\delta \alpha}{\delta \tau} \right)_{V, m, T} + \left(\frac{\delta p}{\delta V} \cdot \frac{\delta V}{\delta \alpha} \cdot \frac{\delta \alpha}{\delta \tau} \right)_{m, T} + \left(\frac{\delta p}{\delta m} \cdot \frac{\delta m}{\delta \tau} \right)_{\alpha, V, T} + \left(\frac{\delta p}{\delta T} \cdot \frac{\delta T}{\delta \tau} \right)_{\alpha, V, m} \quad (4)$$

It was assumed that the scavenging system is so constructed that the changes of powering in the cycle are negligibly insignificant. With this assumption, force F_{lad} has a constant value during the cycle, independent of the crankshaft angle and time. It may be expressed by the dependence:

$$F_{lad} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot p_{lad} \quad (5)$$

of which: D_1 – valve head diameter from the crankcase side, p_{lad} – pressure of powering factor – constant in time.

Gravitational force for a defined engine type has a constant value and may be calculated from the dependence:

$$F_g = m_c \cdot g \cdot \cos \beta \quad (6)$$

of which: m_c – total weights of the valve and fixing elements reduced to the valve axis, β – angle between the valve axis and the vertical plane, g – gravitational acceleration.

The interaction force of the spring depends on the instantaneous lift of the valve: for the closed valve, its value is equal to the preliminary tension F_o , while in the position between the seat and the buffer it may be expressed by:

$$F_s = F_o + c(h) \cdot h(\alpha) \quad (7)$$

of which: F_o – preliminary tension of the spring, $c(h)$ – constant of the spring depending on the instantaneous lift, $h(\alpha)$ – instantaneous lift of the valve being the function of the crankshaft angle.

The inertial force is a complex function dependent of the resultant force acting on the valve and on the valve position. For the closed valve and for the totally open valve, it may be determined from the dependence:

$$F_b = m_c \cdot a_t(\alpha) \quad (8)$$

of which: m_c – total weights of the valve and fixing reduced on the valve angle, a_t – acceleration resulting from the piston motion being the function of crankshaft angle.

Instantaneous acceleration of the piston:

$$a_t = \left(\frac{S}{2} \cdot \omega^2 \left(\cos \alpha + \frac{S}{2L} \cdot \cos 2\alpha \right) \right) \quad (9)$$

of which: S – piston stroke, L – connecting-rod length.

Siła grawitacji dla określonego typu silnika ma stałą wartość i może być obliczana z zależności (6),

gdzie: m_c – suma mas zaworu i elementów mocowania zredukowanych do osi zaworu, β – kąt, jaki tworzy oś zaworu z pionem, g – przyspieszenie ziemskie.

Siła oddziaływania sprężyny jest zależna od chwilowego wzniosu zaworu: dla zaworu zamkniętego jej wartość jest równa napięciu wstępnemu F_o , zaś w położeniu między gniazdem i zderzakiem może być wyrażona jako (7), gdzie: F_o – napięcie wstępne sprężyny, $c(h)$ – stała sprężyny zależna od chwilowego wzniosu, $h(\alpha)$ – chwilowy wznios zaworu będący funkcją kąta obrotu wału korbowego.

Siła bezwładności jest złożoną funkcją zależną od wypadkowej sił działających na zawór i położenia zaworu. Dla zaworu zamkniętego i całkowicie otwartego może być ona określona z zależności (8),

gdzie: m_c – suma mas zaworu i zamocowania zredukowana na oś zaworu, a_t – przyspieszenie wynikające z ruchu tłoka będące funkcją kąta obrotu wału korbowego.

Chwilowe przyspieszenie tłoka określone jest przez (9), gdzie: S – skok tłoka, L – długość korbowodu.

Dla ruchu zaworu między gniazdem i zderzakiem siła bezwładności zależy od wypadkowej przyspieszenia ruchu tłoka oraz przyspieszenia wynikającego z ruchu względnego zaworu względem tłoka i może być opisana równaniem (10),

gdzie: a_z – przyspieszenie zaworu względem tłoka.

Siła naporu strumienia powietrza przepływającego w czasie otwarcia zaworu (11),

gdzie: A_s – pole powierzchni omywanej przez strumień powietrza, ρ_{plad} – gęstość powietrza ładującego, W – prędkość przepływu powietrza.

Dla przepływu podkrytycznego prędkość powietrza może być wyliczona z zależności (12) i (13).

Przepływ krytyczny osiągnany jest, jeżeli (14), wtedy prędkość przepływu powietrza obliczana jest ze wzoru (15),

gdzie: κ – wykładnik adiabaty dla powietrza, R_p – indywidualna stała gazowa dla powietrza, T_{lad} – temperatura powietrza ładującego.

Na etapie wstępnych badań w modelu teoretycznym pominięto siły od tarcia i drgań zaworu. Pominięcie tych sił wynikało z trudności ich ilościowego oszacowania.

Przyspieszenie działające na zawór przelotowy (16).

Chwilowy skok zaworu przelotowego określony jest za pomocą (17),

gdzie: τ_o – czas początkowy, przy którym siła wypadkowa zmienia swój znak, v_o – prędkość początkowa zaworu.

Warunki brzegowe dla ruchu zaworu:

- zmiana wartości siły F_w z ujemnej na dodatnią: $h_o = 0$, $v_o = 0$,
- zmiana wartości siły F_w z dodatniej na ujemną, jeżeli zawór osiągnął h_{max} : $h_o = h_{max}$, $v_o = 0$.

Pole swobodnego przelotu między grzybkami a gniazdem zaworu określa (18),

gdzie: δ – kąt przylgni zaworu, D_{1g} – średnica wewnętrzna gniazda zaworu.

For the valve travel between the socket and the buffer the inertial force depends on the resultant of the piston motion acceleration and acceleration caused by the relative motion of the valve in relation to the piston and may be described by the equation:

$$F_b = m_c \cdot (\bar{a}_t + \bar{a}_z) \quad (10)$$

of which: a_z – valve acceleration in relation to the piston.

The thrust air-jet filling at the time of valve opening:

$$F_q = A_s \cdot \rho_{plad} \cdot \frac{W^2}{2} \quad (11)$$

of which: A_s – the air-jet filled area, ρ_{plad} – charge air density, W – air flow rate.

For the subcritical flow, the air rate may be calculated from the dependence:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R_p \cdot T_{lad} \left(1 - \left(\frac{P_{cyl}}{P_{lad}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)} \quad (12)$$

$$\beta_{kr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (13)$$

The critical flow is obtained if:

$$P_{lad} \geq \frac{P_{cyl}}{\beta_{kr}} \quad (14)$$

then the air flow rate is calculated from the formula:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1} \cdot R_p \cdot T_{lad}} \quad (15)$$

of which: κ – exponent of adiabat for air, R_p – individual gas constant for the charge air, T_{lad} – charge air temperature.

At the preliminary research stage, in the theoretical model the forces from friction and vibrations of the valve have been neglected. The negligence of the forces was due to the difficulty in their quantitative estimation.

Acceleration acting on the straight-through valve:

$$a_z = a_t + \frac{F_w}{m_c} \quad (16)$$

Instantaneous stroke of the straight-through valve can be calculated according:

$$h_{lad}(\tau) = \int_{\tau_0}^{\tau} (v_0 + a_z \cdot \tau) d\tau \quad (17)$$

of which: τ_0 – initial time at which the resultant force changes its sign, v_0 – initial speed of the valve.

Przyrost masy powietrza przepływającego przez zawór przelotowy (19),
gdzie: μ – współczynnik przepływu, ρ_{lad} – gęstość powietrza przepływającego.

Prędkość wypływu czynnika przez zawory wylotowe określa (20) i (21),

gdzie: κ_s – wykładnik adiabaty mieszaniny powietrza i spalin w cylindrze, R_s – indywidualna stała gazowa mieszaniny powietrza i spalin, T_{cyl} – chwilowa temperatura średnia czynnika w cylindrze, P_w – ciśnienie w układzie wylotowym.

Jeżeli jest spełniony warunek (22) wtedy prędkość wypływu obliczana jest z zależności (23).

Chwilowy skok zaworu (24),

gdzie: $h_w(\alpha)$ – chwilowy skok krzywki zaworu wylotowego.

Pole swobodnego przelotu między grzybkim zaworu wylotowego a gniazdem (25),

gdzie: h_w – chwilowy wznios zaworu wylotowego, δ_w – kąt przylgni zaworu wylotowego, D_{1w} – średnica wewnętrzna gniazda zaworu wylotowego.

Współczynnik przepływu dla zaworu przelotowego określa (26).

Przyrost masy czynnika wypływającego z cylindra przez zawory wylotowe (27),

gdzie: j – liczba zaworów wylotowych, ρ_s – gęstość czynnika w cylindrze.

Zmianę masy czynnika w cylindrze określa (28).

Całkowita masa czynnika pozostająca w cylindrze podczas jednego cyklu (29).

Całkowita masa powietrza przepływającego cylinder podczas jednego cyklu może być obliczona z zależności (30).

Równania (29) i (30) całkowane numerycznie pozwalają określić parametry ładunku na początku sprężania oraz masy powietrza przepływającego cylinder. Kąty odpowiadające zmianie znaku wypadkowej F_w odpowiadają kątom faz rozrządu dla samoczynnego zaworu przepływającego.

3. Analiza wyników obliczeń

Na rysunku 2 pokazano charakterystyczne punkty faz otwierania i zamykania zaworu samoczynnego podlegające analizie.

Badania symulacyjne przeprowadzono dla parametrów zaworu przelotowego i dwóch zaworów wylotowych takich, jakie były zastosowane w prototypie silnika badanego na stanowisku. W badaniach symulacyjnych zmieniano prędkość obrotową w zakresie 800–3000 obr/min i ciśnienie ładowania w zakresie 0,12–0,30 MPa. Poniżej przedstawiono wyniki dla jednej wybranej prędkości obrotowej, jednak charakter zmian analizowanych wielkości jest podobny również dla innych prędkości.

Przeprowadzone obliczenia wykazały, że otwieranie zaworu przelotowego zależne jest od ciśnienia ładowania (rys. 3). Dla małych ciśnień ładowania zawór otwiera się późno, tuż przed DMP, a zamykany jest bezpośrednio po przekroczeniu przez tłok DMP (rys. 3a). Maksymalne otwarcie zaworu trwa zaledwie kilka stopni OWK. W miarę wzrostu ciśnienia ładowania, początek otwierania zaworu występuje wcześniej i wydłuża się przedział kąta, przy którym zawór jest całkowicie otwarty (rys. 3b).

Boundary conditions for the valve motion:

- Change of the F_w force value from negative to positive: $h_o = 0, v_o = 0,$
- Change of the F_w force value from negative to positive, if the valve reached h_{max} : $h_o = h_{max}, v_o = 0.$

The free passage area of between the valve head and socket can be obtained from:

$$A_{lad} = \pi \cdot h_{lad} \cdot \cos \delta \cdot (D_{lg} + h_{lad} \cdot \sin \delta \cdot \cos \delta) \quad (18)$$

of which: δ – valve face angle, D_{lg} – valve seat inner diameter.

Volume increase of air flowing through the straight-through valve is given by:

$$dm_{plad} = \mu \cdot A_{lad} \cdot \rho_{plad} \cdot w \cdot d\tau \quad (19)$$

of which: μ – flow coefficient, ρ_{plad} – scavenging air density.

Medium outflow rate through the exhaust valves can be obtained from:

$$\beta_{kr} = \left(\frac{2}{\kappa_s + 1} \right)^{\frac{\kappa_s}{\kappa_s - 1}} \quad (20)$$

$$w_s = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_s \cdot R_s \cdot T_{cyl}}{\kappa_s - 1} \left(1 - \left(\frac{P_w}{P_{cyl}} \right)^{\frac{\kappa_s - 1}{\kappa_s}} \right)} \quad (21)$$

of which: κ_s – exponent of adiabat for air and exhaust gases in the cylinder, R_s – individual gas constant of the air-exhaust mixture, T_{cyl} – instantaneous average temperature of medium in the cylinder, P_w – pressure in the exhaust system.

If the following condition is met:

$$P_{cyl} \geq \frac{P_w}{\beta_{kr}} \quad (22)$$

the outflow rate is calculated from the dependence:

$$w_s = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_s \cdot R_s \cdot T_{cyl}}{\kappa_s + 1}} \quad (23)$$

Instantaneous valve stroke:

$$h_w = h_w(\alpha) \quad (24)$$

of which: $h_w(\alpha)$ – instantaneous stroke of exhaust valve cam.

The area of free passage between the exhaust valve head and its seat:

$$A_w = \pi \cdot h_w \cdot \cos \delta_w \cdot (D_{lw} + h_w \cdot \sin \delta_w \cdot \cos \delta_w) \quad (25)$$

of which: h_w – instantaneous lift of exhaust valve, δ_w –

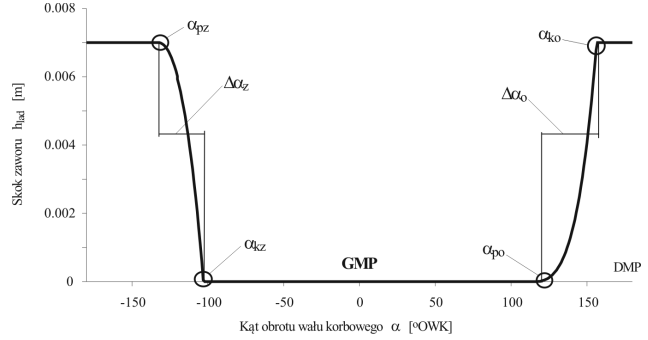


Fig. 2. Marking the control angles of the straight-through valve: α_{po} – initial valve opening angle, α_{ko} – final valve opening angle, $\Delta\alpha_o$ – valve opening angle, α_{pz} – initial valve closing angle, α_{kz} – final valve closing angle, $\Delta\alpha_z$ valve closing angle

Rys. 2. Oznaczenia kątów sterowania zaworu przelotowego: α_{po} – kąt początku otwierania zaworu, α_{ko} – kąt końca otwierania zaworu, $\Delta\alpha_o$ – kąt otwierania zaworu, α_{pz} – kąt początku zamykania zaworu, α_{kz} – kąt końca zamykania zaworu, $\Delta\alpha_z$ kąt zamykania zaworu

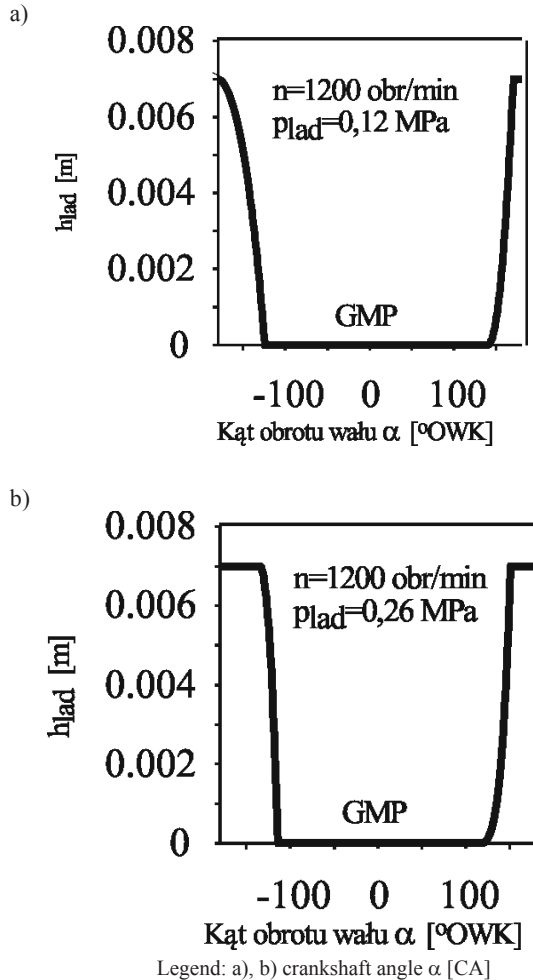


Fig. 3. Momentary changes of the straight-through valve stroke in the function of the crankshaft angle

Rys. 3. Zmiany chwilowego skoku zaworu przelotowego w funkcji kąta obrotu wału korbowego

exhaust valve face angle, D_{1w} – inner diameter of exhaust valve seat.

Flow coefficient for the straight-through valve is given by:

$$\mu_w = -1,5 \cdot \left(\frac{h_w}{D_{1w}} \right) + 1 \quad (26)$$

volume increase of medium flowing out of the cylinder through the exhaust valves:

$$dm_{wyl} = j \cdot \mu_w \cdot A_w \cdot \rho_s \cdot w_s \cdot d\tau \quad (27)$$

of which: j – number of exhaust valves, ρ_s – medium density in the cylinder.

Change of volume in the cylinder is given by:

$$dm_{cyl} = dm_{plad} - dm_{wyl} \quad (28)$$

The total volume of medium remaining in the cylinder during one cycle:

$$m_{cyl} = \int_{-180}^{180} \left(\frac{\delta m_{plad}}{\delta \alpha} - \frac{\delta m_{wyl}}{\delta \alpha} \right) d\alpha \quad (29)$$

Total volume of air scavenging the cylinder during one cycle may be calculated from the dependence:

$$m_{lad} = \int_{-180}^{180} \frac{\delta m_{plad}}{\delta \alpha} d\alpha \quad (30)$$

Equations (29) and (30), integrated numerically, enable the determination of the charge parameters at the beginning of compression and the volume of air scavenging the cylinder. The angles corresponding to the change of resultant F_w sign correspond to the timing gear phase angles for the self-closing scavenging valve.

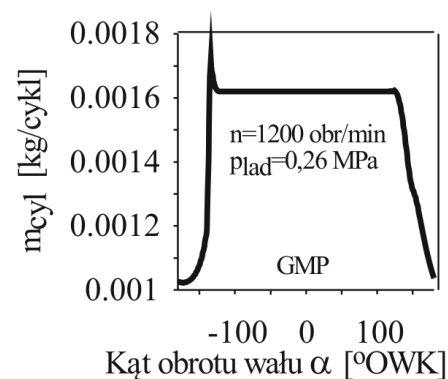
3. Calculation results analysis

Figure 2 presents 2 points characteristic of the phases of opening and closing of the self-closing valve. The two points were analyzed.

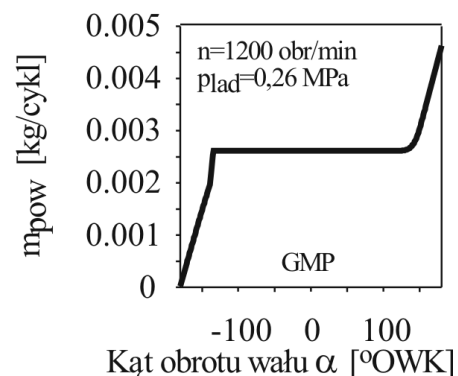
The simulation tests were carried out for straight-through valve parameters and two exhaust valves identical to those used in the prototype engine tested on the engine test bed. During the simulation tests the engine speed was changed within the range 800–3000 rpm and charging pressure within the range 0.12–0.30 MPa. Below the results for one selected engine speed are presented, however the nature of changes of the figures analyzed is also similar for other speeds.

The calculations proved that the opening of the straight-through valve depends on the charging pressure (Fig. 3). For low levels of charging pressure the valve opens late, just before BDC, and is closed directly after the piston passes BDC (Fig. 3a). The maximum opening of the valve lasts

Analiza chwilowej masy czynnika zatrzymanego w cylindrze przedstawiona na rys. 4 wskazuje, że w początkowej fazie otwierania zaworu masa czynnika zmniejsza się. Spowodowane jest to wpływem czynnika do układu wylotowego wskutek wcześniejszego otwarcia zaworów wylotowych (początek otwierania +120°OWK). Przyczynia się to do zmniejszenia ciśnienia w cylindrze, co prowadzi do zmiany znaku wypadkowej sił na dodatnią i powoduje otwieranie się zaworu. Dopiero przy dostatecznie dużym otwarciu zaworu masa czynnika zaczyna wzrastać (lewa strona wykresu). Wywołuje to wzrost ciśnienia w cylindrze i stopniowe zamykanie zaworu przelotowego. Trwający jeszcze w dalszym ciągu wypływ czynnika przez otwarte zawory wylotowe zmniejsza masę czynnika w końcowej fazie ładowania. Po zamknięciu zaworów masa czynnika pozostaje stała (linia pozioma na rys. 4).



Legend: crankshaft angle α [CA]
Fig. 4. Changes of weight of the air retained in the cylinder
Rys. 4. Zmiany masy powietrza zatrzymanej w cylindrze



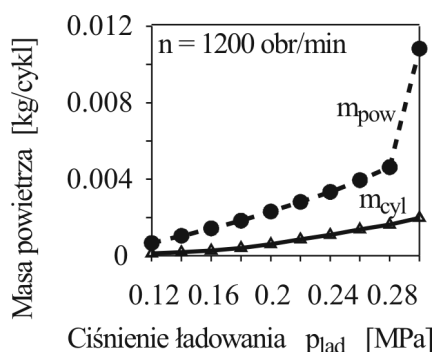
Legend: crankshaft angle α [CA]
Fig. 5. Changes of total weight of the air scavenging the cylinder
Rys. 5. Zmiany całkowitej masy powietrza przepływającego cylinder

Masa powietrza przepływającego cylinder wzrasta w całej fazie przepłukania, to jest od początku otwierania zaworu do chwili jego całkowitego zamknięcia (rys. 5). Jako całkowitą masę powietrza przepływającego przyjęto maksymalną wartość masy mpow przypadającą na jeden cykl pracy silnika.

Zarówno masa powietrza zatrzymanego w cylindrze m_{cyl} , jak i przepływającego mpow zwiększa się wraz ze

just a few degrees of the crankshaft angle. Along with the charging pressure growth, the initial valve opening occurs sooner and the range of the angle at which the valve is fully open – increases (Fig. 3b).

The analysis of the momentary weight of the medium retained in the cylinder presented in Fig. 4. indicates that the medium weight at the initial valve opening stage decreases. This is due to the medium outflow to the exhaust system as a result of prior opening of the exhaust valves (opening starts at +120 crankshaft angle). This contributes to the reduction of pressure in the cylinder, which leads to the change of sign of the resultant force into plus and causes the valve opening. It is only at the valve opening being large enough that the medium weight begins to grow (the left side of the graph). This causes the growth of pressure in the cylinder and gradual closing to the straight-through valve. The still going on medium outflow through the open valves reduces the medium weight at the final inlet stage (the horizontal line in Fig. 4).



Legend: weight of air; charging pressure

Fig. 6. Changes of the weight of the air retained in the cylinder m_{cyl} and the scavenging air in the function of the charging pressure

Rys. 6. Zmiany masy powietrza zatrzymanego w cylindrze m_{cyl} i przepływającego w funkcji ciśnienia ładowania

The weight of the air scavenging the cylinder increases throughout the entire scavenging phase, i.e. from the initial valve opening to its full closure (Fig. 5). The maximum value of weight m_{pow} falling on one cycle of engine operation has been assumed the maximum weight of the scavenging air.

The weight of the air retained in the cylinder m_{cyl} , and that of the scavenging air m_{pow} increases along with the charging pressure growth (Fig. 6). The drawing shows that scavenging weight several times exceeds the weight of the air retained in the cylinder, with the assumed dimensions of the exhaust valves and the straight-through valve. This regularity was also observed for other engine speeds tested. It means that both the dimensions of the exhaust valves and those of their timing gear phase should be optimized towards the m_{cyl} weight increase and reduction of the weight of the air flowing through the cylinder. The optimization should reduce the dimensions of the inlet assembly with the same or even better filling of the cylinder.

The comparison of the weight of the scavenging air calculated with the use of a model and measured at the engine

wzrostem ciśnienia ładowania (rys. 6). Z rysunku widać, że przy przyjętych wymiarach zaworów wylotowych i zaworu przelotowego masa przepływająca kilkakrotnie przewyższa masę powietrza zatrzymanego w cylindrze. Prawdopodobnie tę stwierdzono również dla innych badanych prędkości obrotowych. Oznacza to, że zarówno wymiary zaworów wylotowych, jak i fazy ich rozrządu powinny być optymalizowane w kierunku zwiększenia masy m_{cyl} i zmniejszenia masy powietrza przepływającego przez cylinder. Optymalizacja powinna zmniejszyć gabaryty zespołu ładującego przy niezmiennym lub nawet lepszym napełnieniu cylindra.

Porównanie masy powietrza przepływającego obliczonego przy użyciu modelu i zmierzonego na stanowisku, prze-

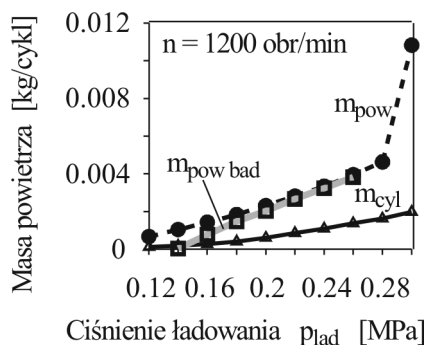


Fig. 7. Comparison of the cylinder scavenging air weight calculated and measured on the engine test bed

Rys. 7. Porównanie masy powietrza przepływającego cylinder obliczonej i zmierzonej na stanowisku

prowadzone dla kilku prędkości obrotowych, wykazało dobrą zgodność zarówno jakościową, jak i ilościową (rys. 7). Daje to podstawę do wykorzystania opracowanego modelu do badań jakości przepływania w silniku dwusuwowym w zakresie zmian parametrów szerszym niż było to stosowane w badaniach stanowiskowych. Z porównania wyników pomiarów i obliczeń wynika, że w zakresie mniejszych ciśnień ładowania $p_{lad} < 0,18$ MPa wydatki powietrza mierzone na stanowisku są nieco mniejsze od przewidywanych przez model. Dla większych ciśnień $p_{lad} > 0,18$ MPa wydatki mierzone są podobne do obliczanych. Fakt ten może sugerować, że dla niskich ciśnień ładowania, w warunkach rzeczywistych opory ruchu, nieuwzględnione w modelu teoretycznym, mogą wpływać na otwieranie i zamykanie zaworu. Przy większych ciśnieniach ładowania udział oporów maleje, co wpływa na wzrost wydatków powietrza mierzonego na stanowisku. Należy zaznaczyć, że przy wyższych ciśnieniach ładowania $p_{lad} = 0,28-0,30$ MPa obserwowano zakłócenia w ruchu zaworów objawiające się pewnymi wahaniami skoku i masy powietrza przepływającego. Mogły one wynikać ze zjawisk falowych wywołanych zmianami masy czynnika wpływającego do cylindra, które w modelu wywoływały drgania zaworu wokół chwilowych położenia równowagi. Wydaje się, że zagadnieniu temu powinny być poświęcone dodatkowe badania symulacyjne, które pozwolą ustalić, czy zakłócenia te są wywołane przyczynami numerycznymi, czy też odpowiadają rzeczywistym ruchom zaworu. Należy

test bed, carried out for several engine speeds, proved a good compliance, both qualitative and quantitative (Fig. 7). It constitutes the foundation for using the model developed for the test of the scavenging quality in a two-stroke engine, for a wider range of parameter changes than applied in the engine test bed investigation. Upon comparison of the measurement and calculation results the conclusion is that in the range of lower charging pressures $p_{lad} < 0.18$ MPa the output of air measured at the engine test bed are slightly below those forecasted by the model. For higher pressures $p_{lad} > 0.18$ MPa the output is similar to the calculations. The fact may suggest that for low charging pressures, in real conditions the motion resistances disregarded in the theoretical model may influence the opening and closing of the valve. With higher charging pressures, the share of resistances decreases, which influences the growing air input measured at the engine test bed. It should be indicated that at higher charging pressures $p_{lad} = 0.28-0.30$ MPa some disturbances in the valve action were observed, the symptoms being certain variations of the stroke and weight of the flowing air. They could be the result of the wave phenomena evoked by the changes of the weight of the medium flowing into the cylinder, causing valve vibrations around the momentary balance positions, within the model. It seems that this issue should be the subject of additional simulation tests that should answer the question whether the disturbances are caused by numerical reasons or correspond to the actual valve movements. It should be indicated that, out of concern for the scavenging valve at the engine test best, the pressures of the inlet air were not excessively high.

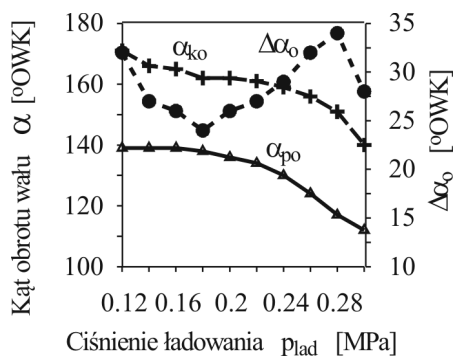


Fig. 8. Changes of straight-through valve opening angles, depending on the inlet speed: engine speed 1200 rpm, α_{po} – initial valve opening angle, α_{ko} – final valve closing angle, $\Delta\alpha_o$ – total opening angle

Rys. 8. Zmiany kątów otwierania zaworu przelotowego w zależności od ciśnienia ładowania: prędkość obrotowa 1200 obr/min, α_{po} – kąt początku otwierania, α_{ko} – kąt końca otwierania, $\Delta\alpha_o$ – całkowity kąt otwierania

To summarize, the measurement and calculation results obtained provide a satisfactory quantitative and qualitative compliance, which allows the utilization of the model developed in the simulations of flows through the engine cylinder. The issue shall be further analyzed in subsequent papers. The straight-through valve starts to open earlier and earlier, along with the increase of the power pressure (Fig. 8). At the

zaznaczyć, że w obawie o uszkodzenie zaworu przepływającego na stanowisku silnikowym nie stosowano tak dużych ciśnień powietrza ładującego.

W podsumowaniu należy stwierdzić, że uzyskane wyniki pomiarów i obliczeń wykazują zadowalającą zgodność ilościową i jakościową, co pozwala wykorzystywać opracowany model do symulacji przepływów przez cylinder silnika. Model może podlegać dalszemu doskonaleniu przez zmiany współczynnika przepływu przez zawór, co powinno pozwolić na dokładniejsze wyniki obliczeń. Zagadnienie to będzie kontynuowane w dalszych pracach.

W miarę zwiększania ciśnienia ładowania zawór przelotowy zaczyna się otwierać coraz wcześniej w stosunku do DMP (rys. 8). Równocześnie ulega przyspieszeniu punkt zakończenia otwierania zaworu określony przez kąt α_{ko} . Natomiast szybkość otwierania zaworu określona przedziałem kątowym $\Delta\alpha_o$ zależna jest od ciśnienia ładowania. Dla mniejszych ciśnień p_{lad} maleje za wzrostem ciśnienia, a następnie rośnie. Prawdopodobnie związane jest to ze wzrostem ciśnienia cylindra wywołanym przepływem coraz większej masy powietrza przy wzroście ciśnienia ładowania. Powoduje to zmniejszenie siły wypadkowej sterującej ruchem zaworu i wydłużenie fazy jego otwierania. Przy dużych ciśnieniach ładowania 0,28–0,30 MPa obserwowano ponownie przyspieszenie ruchu zaworu. Opisany przebieg $\Delta\alpha_o$ jest podobny dla wszystkich badanych prędkości obrotowych.

Kąt początku zamykania zaworu α_{pz} rośnie wraz ze wzrostem ciśnienia ładowania (rys. 9). Oznacza to coraz dłuższe całkowite otwarcie zaworu. Równocześnie ulega przyspieszeniu czas zamykania zaworu, o czym świadczy zmniejszenie przedziału $\Delta\alpha_z$.

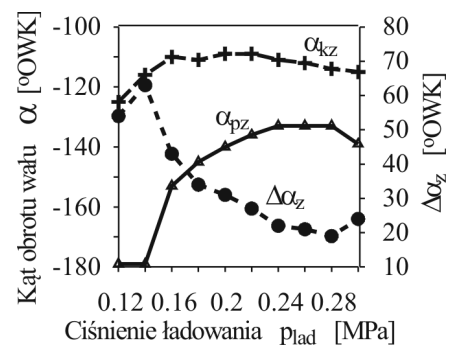


Fig. 9. Changes of straight-through valve closing angles, depending on the charging pressure: engine speed 1200 rpm, α_{pz} – initial valve opening angle, α_{kz} – final valve opening angle, $\Delta\alpha_z$ – total opening angle

Rys. 9. Zmiany kątów zamykania zaworu przelotowego w zależności od ciśnienia ładowania: prędkość obrotowa 1200 obr/min, α_{pz} – kąt początku otwierania, α_{kz} – kąt końca otwierania, $\Delta\alpha_z$ – całkowity kąt otwierania

Na rysunku 10 pokazano zmiany przedziałów kąta maksymalnego otwarcia $\Delta\alpha_{hmax}$ i całkowitego otwarcia $\Delta\alpha_{otw}$ zaworu przelotowego. Przedziały te obliczono z zależności (31) i (32).

Obydwa przedziały kątowe monotonicznie wzrastają przy zwiększaniu ciśnienia ładowania. Oznacza to wydłużenie czasu przepłukania, co sprzyja zarówno napełnieniu cylindra, jak i jakości oczyszczenia cylindra ze spalin. Maksymalne

same time the final point of the valve opening is accelerated as determined by angle α_{ko} , whereas the valve opening speed determined by the angle range $\Delta\alpha_o$ depends on the charging pressure. For lower pressures, p_{lad} decreases with the pressure growth, and then it increases. This is probably caused by the growth of cylinder pressure caused by the flow of the increasing weight of air with the growing charging pressure. This causes the reduction of the resultant force controlling the valve motion and prolonged valve opening phase. With high charging pressures 0.28–0.30 MPa another valve motion acceleration was observed. The described course $\Delta\alpha_o$ is similar to all the engine speeds tested.

The initial valve closing angle α_{pz} grows along with the charging pressure growth (Fig. 9). It means the increasingly long valve $\Delta\alpha_z$ opening time.

Figure 10 presents the changes of maximum opening angle $\Delta\alpha_{hmax}$ range and the total straight-through valve $\Delta\alpha_{otw}$ angle opening range. The ranges have been calculated from the dependences:

$$\Delta\alpha_{hmax} = \alpha_{pz} - \alpha_{ko} \tag{31}$$

$$\Delta\alpha_{otw} = \alpha_{kz} - \alpha_{po} \tag{32}$$

Both angle ranges grow monotonically when the charging pressure increases. This means the increase of the scavenging time, which facilitates both the cylinder filling and the quality of cleaning the engine of the exhaust gases. The maximum opening of the straight-through valve for charging pressures > 0,16 MPa changes within the limits 70–80 CA of the crankshaft angle, which represents 1/3 of the exhaust valves opening range. The total range of the angle at which the straight-through valve is open changes within the limits 110–130 CA, which represents more than half of the opening valves.

Figure 11 presents the changes of filling efficiency calculated for the ambient conditions η_v and charging conditions η_{vlad} . The efficiencies have been calculated from the formulas:

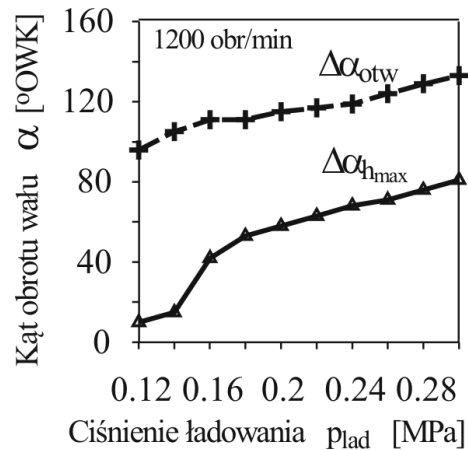
$$\eta_v = \frac{m_c}{V_s \cdot \rho_a} \tag{33}$$

$$\eta_{vlad} = \frac{m_c}{V_s \cdot \rho_{lad}} \tag{34}$$

of which: m_c – weight of the air retained in the cylinder [kg/cycle], V_s – engine displacement [m³], ρ_a – air density in ambient conditions (0,10 MPa and 25°C) [kg/m³], ρ_{lad} – air density in charging conditions ($p = p_{lad}$, 25°C) [kg/m³].

The analysis of Fig. 11 suggests that for charging pressures < 0.20 MPa the filling efficiency η_v is lower than 100%. This means that the engine filling is worse than the ideal filling of an unsupercharged engine. For pressures above 0.20 MPa only the supercharging effect may be reached, although the level of supercharging is lower the one achieved in four-stroke engines with mechanical valve control, which is proved by the efficiency course η_{vlad} . At

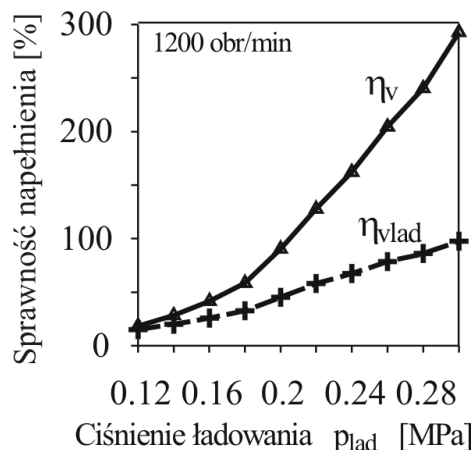
otwarcie zaworu przelotowego dla ciśnień ładowania > 0,16 MPa zmienia się w granicach 70–80°OWK, co stanowi około 1/3 przedziału otwarcia zaworów wylotowych. Całkowity przedział kąta, przy którym zawór przelotowy jest otwarty zmienia się w granicach 110–130°OWK, co stanowi ponad połowę otwarcia zaworów wylotowych.



Legend: crankshaft angle; charging pressure

Fig. 10. Changes of the total straight-through valve opening time $\Delta\alpha_{otw}$ and range of angle at which the valve reached its maximum stroke $\Delta\alpha_{hmax}$
 Rys. 10. Zmiany kąta całkowitego otwarcia zaworu przelotowego $\Delta\alpha_{otw}$ i przedziału kąta, podczas którego zawór osiągał skok maksymalny $\Delta\alpha_{hmax}$

Na rysunku 11 pokazano zmiany sprawności napełnienia obliczone dla warunków otoczenia η_v i warunków ładowania η_{vlad} . Sprawności te obliczono ze wzorów (33) i (34), gdzie: m_c – masa powietrza zatrzymana w cylindrze [kg/cykl], V_s – pojemność skokowa silnika [m³], ρ_a – gęstość powietrza w warunkach otoczenia (0,10 MPa i 25°C) [kg/m³], ρ_{lad} – gęstość powietrza w warunkach ładowania ($p = p_{lad}$, 25°C) [kg/m³].



Legend: filling efficiency; scavenging coefficient; charging pressure
 Fig. 11. Changes of filling efficiency related to ambient conditions η_v and charging conditions η_{vlad}

Rys. 11. Zmiany sprawności napełnienia odniesiona do warunków otoczenia η_v i warunków ładowania η_{vlad}

the same time, the efficiency analysis η_{vlad} indicates that for high charging pressures 0.28–0.30 MPa efficiency η_{vlad} approaches 100%, which means that the cylinder charge may reach inlet parameters.

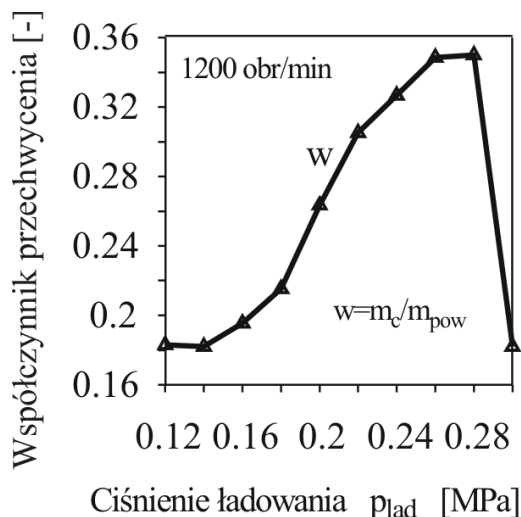
The scavenging coefficients shown in Fig. 12 may be the quality measure of the cylinder cleaning of the exhaust gases. It was calculated from the formulas:

$$w_v = \frac{m_{\text{pow}}}{m_c} \quad (35)$$

$$w_{\text{vp}} = \frac{m_{\text{pow}}}{V_s \cdot \rho_a} \quad (36)$$

of which: m_{pow} – total weight of air flowing through the cylinder [kg/cycle].

The analysis of scavenging coefficients indicates good scavenging of the cylinder ($w_{\text{sp}} > 1$ for all charging pressures tested). At the same time, high values of the coefficient $w_{\text{sp}} > 2$ for higher charging pressures prove the existence of excessive air flow through the cylinder, unjustified by the quality of the air retained in the cylinder. It indicates the necessity to optimize the stream of air at the exhaust, which may be achieved by changes of the dimensions of the exhaust valves or through changing their timing phases. The conclusion also justifies the interception coefficient course shown in Fig. 13. For low pressures the coefficient reaches values below 0.2. It grows along with the increasing charging pressure, however, it does not exceed 0.4, even for high pressures. Similar results were obtained for other engine speeds. It means that the stream of air flowing through the cylinder is 4–6-times larger than the stream of air retained in the cylinder. The optimization of the air flow may significantly reduce the dimensions of the inlet assembly and may lead to the growth of a two-stroke engine efficiency.



Legend: Interception coefficient. Charging pressure.

Fig. 13. Changes of interception coefficient in the function of charging pressure

Rys. 13. Zmiany współczynnika przechwycenia w funkcji ciśnienia ładowania

Z analizy rysunku 11 wynika, że dla ciśnień ładowania $< 0,20$ MPa sprawność napełnienia η_v jest mniejsza od 100%. Oznacza to gorsze napełnienie silnika od idealnego napełnienia silnika wolnossącego. Dopiero dla ciśnień większych od 0,20 MPa można w silniku osiągnąć efekt doładowania, chociaż stopień doładowania jest mniejszy niż osiągany w silnikach czterosuwowych z mechanicznym sterowaniem zaworów, o czym świadczy przebieg sprawności η_{vlad} . Równocześnie analiza sprawności η_{vlad} wskazuje, że dla dużych ciśnień ładowania 0,28–0,30 MPa sprawność η_{vlad} zbliża się do 100%, co oznacza, że ładunek cylindra może osiągać parametry ładowania.

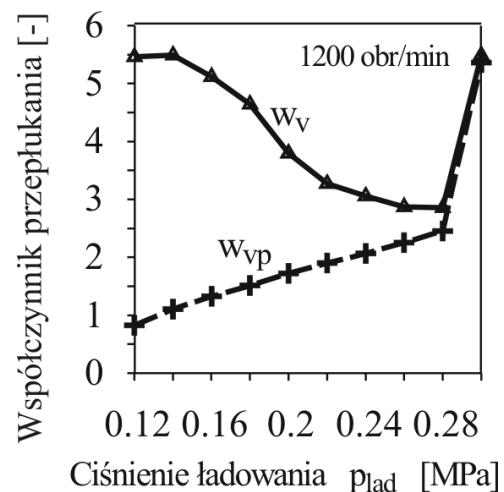


Fig. 12. Changes of scavenging coefficient related to the weight of air captured w_v and theoretical air weight under charging conditions w_{vp}

Rys. 12. Zmiany współczynnika przepłukania odniesione do masy powietrza przechwyconego w_v i teoretycznej masy powietrza w warunkach ładowania w_{vp}

Pokazane na rysunku 12 współczynniki przepłukania mogą być miernikiem jakości oczyszczenia cylindra ze spalin. Obliczono je ze wzorów (35) i (36), gdzie: m_{pow} – całkowita masa powietrza przepływająca przez cylinder [kg/cykl].

Analiza współczynników przepłukania wskazuje na dobre przepłukanie cylindra ($w_{\text{sp}} > 1$ dla wszystkich badanych ciśnień ładowania). Równocześnie duże wartości współczynnika $w_{\text{sp}} > 2$ dla większych ciśnień ładowania świadczą o nadmiernym przepływie powietrza przez cylinder, nieuzasadnioną ilością powietrza zatrzymywanego w cylindrze. Wskazuje to na konieczność optymalizacji strumienia powietrza na wylocie, co może być osiągnięte przez zmiany wymiarów zaworów wylotowych lub przez zmiany ich faz rozrządu. Wniosek ten uzasadnia również przebieg współczynnika przechwycenia pokazany na rys. 13. Współczynnik ten dla małych ciśnień ładowania osiąga wartości mniejsze od 0,2. Wzrasta on wraz z powiększaniem ciśnienia ładowania, ale nawet dla dużych ciśnień nie przekracza wartości 0,4. Podobne rezultaty uzyskano dla innych prędkości obrotowych. Oznacza to, że strumień powietrza przepływającego przez cylinder jest 4–6-krotnie większy od strumienia powietrza zatrzymywanego w cylindrze.

4. Conclusions

1. The comparison of the air output results obtained in the test bed measurements and those forecasted by the model show a good compliance, both qualitative and quantitative. It gives the foundations for the practical utilization of the model for simulation tests and drawing general conclusions. It seems that the model accuracy obtained enables to carry our simulation tests within a wider range of parameters than it was done at engine test beds.
2. For charging pressures above 0.12 MPa the straight-through valve reaches maximum opening and the opening angle increases along with the charging pressure and engine speed growth. Along with the increasing charging pressure, the straight-through valve begins to open earlier and to close later. The valve opening speed also grows. This facilitates the improvement of scavenging and cylinder filling quality.
3. An unfavorable characteristic of a self-closing straight-through valve is the change of timing phases in relation to DMP occurring together with the change of charging pressure and engine speed. This may impede the optimization of cylinder filling, due to the impossibility the change of the onset of the valve opening and closing.
4. The analysis of the scavenging coefficient showed an excessive airflow through the engine at higher charging pressures, exceeding 4–6-times the volume of the air retained in the cylinder. It means the necessity for the optimization of the exhaust system towards reduction of the scavenging air output, which should increase the volume of the air retained in the cylinder. The reduction of the compressor size may become an additional effect of the optimization.

Artykuł recenzowany

Optymalizacja przepływu powietrza może znacznie obniżyć gabaryty zespołu ładującego i może prowadzić do wzrostu sprawności silnika dwusuwowego.

4. Wnioski

1. Porównanie wyników wydatku powietrza uzyskanych z pomiarów stanowiskowych i przewidywanych przez model wykazuje dobrą zgodność zarówno jakościową, jak i ilościową. Daje to podstawy do praktycznego wykorzystania modelu do badań symulacyjnych i wyciągania wniosków ogólnych. Wydaje się, że uzyskana dokładność modelu pozwala prowadzić badania symulacyjne w szerszym zakresie zmian parametrów niż miało to miejsce w badaniach stanowiskowych.
2. Dla ciśnień ładowania większych od 0,12 MPa zawór przelotowy osiąga maksymalne otwarcie, a kąt otwarcia zwiększa się wraz ze wzrostem ciśnienia ładowania i prędkości obrotowej. W miarę zwiększania ciśnienia ładowania zawór przelotowy zaczyna się otwierać coraz wcześniej a zamykać coraz później. Rośnie również szybkość otwierania zaworu. Sprzyja to poprawie jakości przepłukania i napełnienia cylindra.
3. Niekorzystną cechą samoczynnego zaworu przelotowego jest zmiana faz rozrządu w stosunku do DMP występująca wraz ze zmianą ciśnienia ładowania i prędkości obrotowej. Może to utrudnić optymalizację napełnienia cylindra wobec braku możliwości mechanicznej zmiany początku otwierania i zamykania zaworu.
4. Analiza współczynnika przepłukania wykazała zbyt duży przepływ powietrza przez silnik przy większych ciśnieniach ładowania przekraczający 4–6-krotnie ilość powietrza zatrzymanego w cylindrze. Oznacza to konieczność optymalizacji układu wylotowego w kierunku zmniejszenia wydatku powietrza przepłukującego, co powinno zwiększyć masę powietrza zatrzymanego w cylindrze. Dodatkowym efektem optymalizacji może być zmniejszenie gabarytów sprężarki.

Bibliography/Literatura

- [1] Dwusuwowy tłokowy silnik spalinowy. Biuletyn urzędu Patentowego, nr 4, rok 26, Warszawa 2004.
- [2] Wajand J.A., Fic A.: Dwusuwowy silnik z wstępnym sprężaniem w skrzyni korbowej oraz jednokierunkowym, zaworowym przepłukaniem. Journal of KONES, Vol 7, No 1/2, 2000.

- [3] Fic A., Stelmasiak Z., Wajand J.: Modelowanie procesu wymiany ładunku w dwusuwowym silniku z zaworem umieszczonym w denku tłoka. International Congress on Combustion Engines PTNSS KONGRES-2005 „The Development of Combustion Engines”, Szczyrk 25-28.09.2005, Paper No. PTNSS P05-C071, 2005.
- [4] Stelmasiak Z., Larisch J., Pietras D., Fic A.: Badanie możliwości napełnienia cylindra silnika dwusuwowego z jednokierunkowym przepłukaniem i samoczynnym zaworem przelotowym umieszczonym w denku tłoka, Sprawozdanie z wykonania projektu badawczego KBN nr 4 T12D 046 28, materiały niepublikowane, 2007.
- [5] Wajand J.A.: Doświadczalne, tłokowe silniki spalinowe, WNT, Warszawa 2003.
- [6] MTZ Motortechische Zeitschrift 2001, nr 11, 2001.

Mr Zdzisław Stelmasiak, DSc, DEng – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Sciences at Technical University of Bielsko-Biala.

Dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

