

Adam CIESIOŁKIEWICZ

Gerard MOSZ

Stefan POSTRZEDNIK

Zbigniew ZMUDKA

Zakład Silników Spalinowych Instytutu Techniki Ciepłej
Politechniki Śląskiej

ZASTOSOWANIE STRUMIENICY DO RECYRKULACJI SPALIN W SILNIKACH Z ZAPŁONEM ISKROWYM^{x)}

Streszczenie. W opracowaniu przeanalizowano możliwość zastosowania sprężarki strumieniowej w układzie zasilania silników spalinowych z zapłonem iskrowym. Określono parametry geometryczne i skonstruowano prototypową strumienicę powietrzno-spalinową. Przeprowadzone badania potwierdzają perspektywy polepszenia parametrów pracy silnika spalinowego poprzez modyfikację układu dolotowo-wylotowego i zmianę systemu zasilania silnika ZI.

1. Wprowadzenie

Częściowa recykulacja spalin jest metodą pozwalającą na znaczne obniżenie zawartości substancji szkodliwych w spalinach silnika tłokowego o zapłonie iskrowym. Stosowanie recykulacji powoduje wprawdzie spadek osiągnięć silnika (zmniejszenie momentu obrotowego, zwiększenie chwilowego zużycia paliwa), jednak dla udziału spalin w świeżym ładunku w zakresie do 10...12%, pogorszenie parametrów silnika jest nieznaczne. Udział spalin w zasysanym ładunku powoduje zmniejszenie współczynnika napełniania cylindrów świeżym powietrzem. Istotą zagadnienia przedstawionego w artykule jest próba wykorzystania do realizacji częściowej recykulacji spalin sprężarki strumieniowej. Celem zastosowania strumienicy jest zmniejszenie spadku mocy, jaki za sobą pociąga klasyczna recykulacja. Zmniejszenie tego spadku uzyskuje się przez:

- podniesienie ciśnienia czynnika doprowadzanego do cylindrów,
- lepsze odparowanie paliwa (dzięki wyższej temperaturze zassanego powietrza),
- odpowiednią regulację gaźnika i kąta wyprzedzenia zapłonu (przystosowanie do nowych warunków pracy silnika).

^{x)} Opracowanie wykonane w ramach CPBP 02.22 pt.: "Badania przemysłowych procesów termodynamicznych".
Kierownik CPBP 02.22 doc. dr hab. inż. Józef Pientka.

Skonstruowanie strumienicy pozwalającej zrealizować częściową recyrkulację spalin wymaga opracowania sposobu doboru jej parametrów geometrycznych. Znane do tej pory w literaturze metody obliczeń zakładają stałe wartości parametrów czynnika roboczego (ciśnienie, temperatura, strumień masy). W strumienicy zastosowanej do recyrkulacji spalin warunek ten nie jest spełniony. Strumień czynnika roboczego (spaliny silnika tłokowego) jest strumieniem pulsującym w zależności od prędkości obrotowej i obciążenia silnika.

2. Model strumienicy spalinowo-powietrznej

Schemat strumienicy i przebieg zmian ciśnienia czynnika roboczego (p_r), czynnika zasysanego (p_z) i mieszaniny powietrzno-spalinowej (p_2, p_3, p_s) wzdłuż długości strumienicy przedstawiono na rys. 1. W skład strumienicy wchodzi:

- komora zasysania ze stożkiem wlotowym (dyszą chwytającą),
- dysza robocza,
- komora mieszania (część walcowa i część stożkowa),
- dyfuzor wylotowy.

Strumieniem roboczym są gazy wylotowe silnika spalinowego, a strumieniem zasysanym jest powietrze pobierane z otoczenia. Zmieszane strumienie stanowią mieszaninę powietrzno-spalinową, która doprowadzana jest do gaźnika z zapłonem iskrowym.

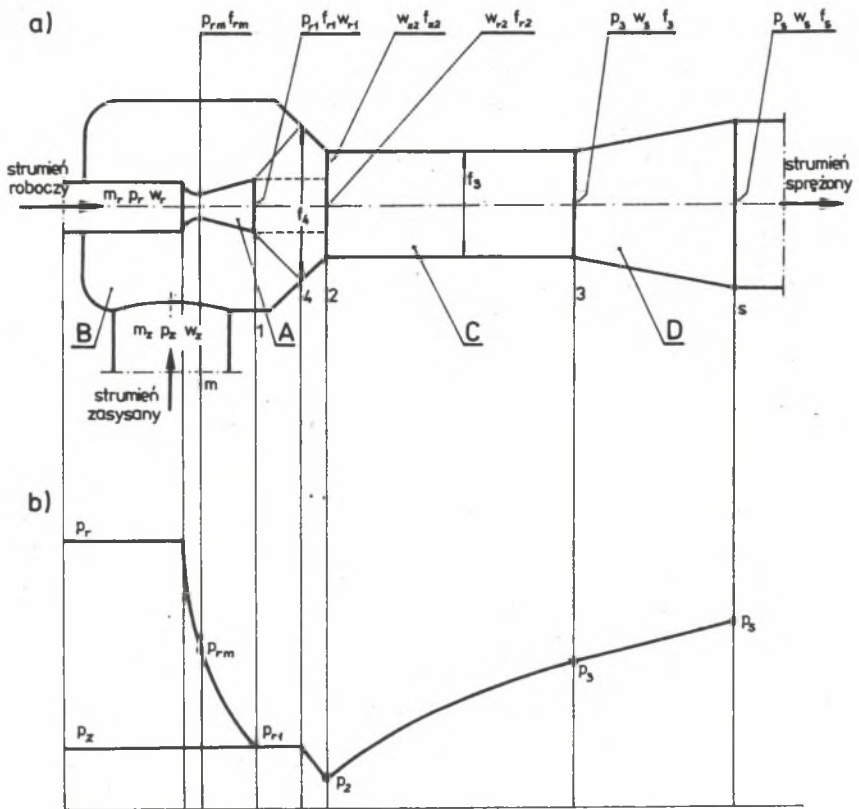
Przyjęty do obliczeń model termodynamiczny strumienicy przedstawiony jest na rys. 2. Wstępny projekt i obliczenia strumienicy oparte są na znanych z literatury [1] algorytmach dotyczących stałych parametrów pracy. Algorytmy te i otrzymane na ich podstawie wyniki obliczeń, służą do określenia cech geometrycznych sprężarki strumieniowej oraz zezwalają na sformułowanie odpowiednich równań.

Podstawowym równaniem strumienicy jest zależność umożliwiająca oznaczenie stosunku efekcji. Stosunek efekcji u dla strumienicy jest ilorazem strumienia masy czynnika zasysanego i strumienia masy czynnika roboczego. Sformułowanie tego równania posiada postać:

$$u = \frac{K_1 \cdot a_{rm} \cdot \lambda_{r2} - K_3 \cdot a_{sm} \cdot \lambda_{s2}}{K_3 \cdot a_{sm} \cdot \lambda_{s2} - K_2 \cdot a_{zm} \cdot \lambda_{z2}}, \quad (1)$$

gdzie:

- K_1 - iloczyn stosunków prędkości strumienia roboczego,
- K_2 - iloczyn stosunków prędkości strumienia zasysanego,
- K_3 - współczynnik sprężania zależny od udziału komory mieszania w procesie sprężania strumienia,



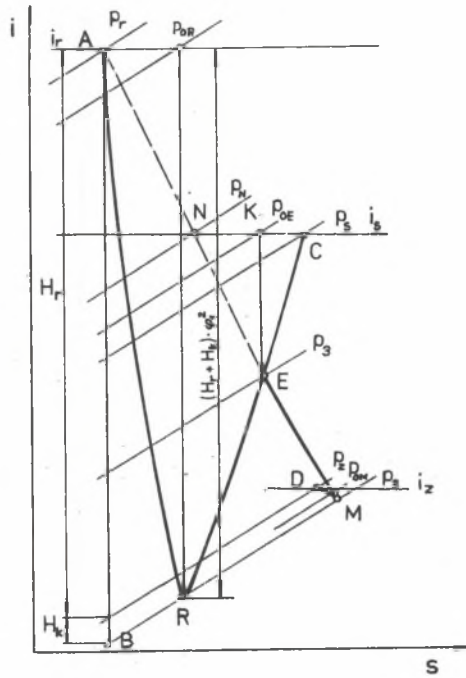
- A - dysza robocza
- B - komora zasysania
- C - komora mieszania
- D - dyfuzor

Rys. 1. Schemat ideowy strumienicy z przebiegiem zmian ciśnień wzdłuż jej długości

a) schemat strumienicy, b) kształtowanie się ciśnień strumieni wzdłuż długości strumienicy

Fig. 1. Schematic diagram of the jet pump with pressure changes over its length

a) jet pump diagram, b) jet pressure profiles over the jet pump length



Rys. 2. Model przemian termodynamicznych czynnika roboczego i zasysanego
 Fig. 2. Model of thermodynamic processes of working and sucked media

- a_{rm} - prędkość krytyczna czynnika roboczego,
 a_{sm} - prędkość krytyczna mieszanki,
 a_{zm} - prędkość krytyczna czynnika zasysanego,
 λ_1 - stosunek prędkości przepływu izentropowego czynników do prędkości krytycznej przy rozprężaniu strumienia od ciśnienia całkowitego do ciśnienia p_z w przekroju wlotowym cylindrycznej komory mieszania odpowiednio dla:

- λ_{r2} - strumienia roboczego (rozprężanie od p_r do p_2),
 λ_{s2} - strumienia sprężonego - mieszanki powietrzno-spalinowa (rozprężanie od p_s do p_2),
 λ_{z2} - strumienia zasysanego (rozprężanie od p_z do p_2).

Iloczynny stosunek prędkości czynnika roboczego i czynnika zasysanego wyrażają zależności

$$K_1 = \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \varphi_3 \quad (2)$$

$$K_2 = \varphi_2 \cdot \varphi_3 \cdot \varphi_4 \quad (3)$$

gdzie:

φ_i - stosunki prędkości przepływu izentropowego do prędkości przepływu rzeczywistego odpowiednio,

φ_1 - w dyszy roboczej,

φ_2 - w komorze mieszania,

φ_3 - w dyfuzorze,

φ_4 - w części wlotowej do komory mieszania.

3. Określenie cech geometrycznych sprężarki strumieniowej

3.1. Określenie wymiarów poprzecznych strumienicy

Cechy geometryczne strumienicy powietrzno-spalinowej przedstawiono na rys. 3. Podstawowymi wymiarami poprzecznymi strumienicy są średnice dyszy roboczej, komory mieszania i dyfuzora, które wyznaczają odpowiednie przekroje:

- minimalny przekrój dyszy roboczej f_{rm} ,
- przekrój wylotowy dyszy roboczej f_{r1} ,
- końcowy przekrój komory zasysania, który jest początkowym przekrojem komory mieszania f_4 ,
- przekrój wlotowy cylindrycznej części komory mieszania f_2 ,
- przekrój wylotowy komory mieszania f_3 ,
- przekrój wylotowy dyfuzora f_5 .

Sformułowanie zależności umożliwiających wyznaczenie wymiarów poprzecznych wynikają z równań ciągłości strumienia i funkcji dynamicznych gazu. Równania ciągłości określają natężenie przepływu czynników przez zespoły strumienicy, natomiast funkcje dynamiczne wiążą prędkość izentropowego przepływu gazu z jego parametrami termicznymi.

Odpowiednie zależności umożliwiające wyznaczenie wymiarów poprzecznych strumienicy mają postać:

- pole przekroju minimalnego dyszy f_{rm} :

$$f_{rm} = \frac{\dot{m}_r \cdot a_{rm}}{p_r \cdot k_r \cdot \pi_{rm}}, \quad (4)$$

gdzie:

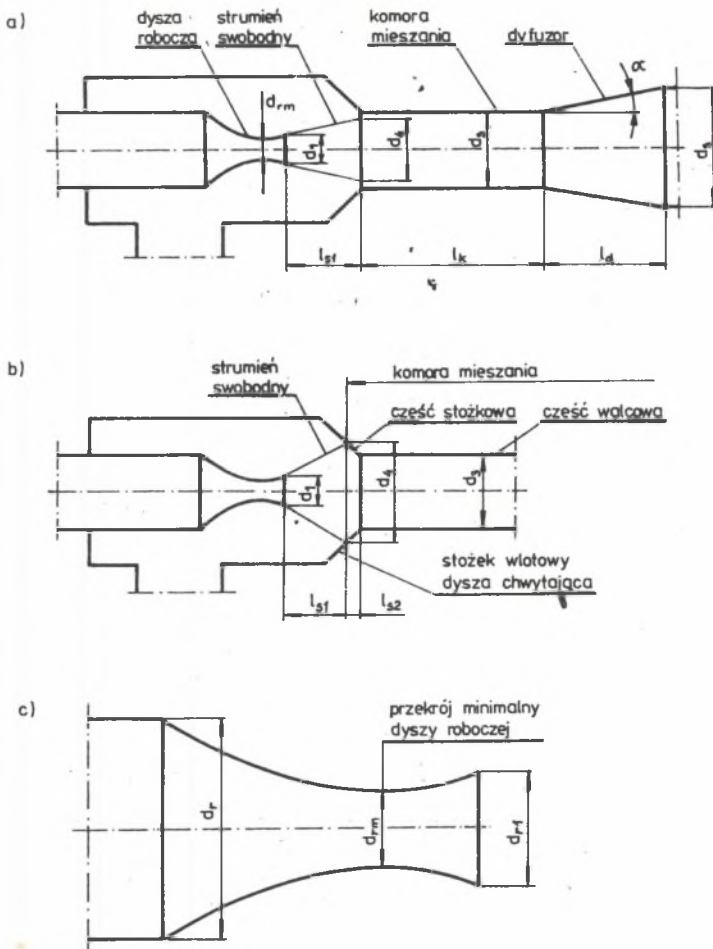
m_r - strumień czynnika roboczego,

p_r - ciśnienie czynnika roboczego,

k_r - wykładnik adiabaty czynnika roboczego,

π_{rm} - stosunek ciśnienia krytycznego do ciśnienia spoczynkowego gazu roboczego,

$$\pi_{rm} = \left(\frac{2}{k_r+1}\right)^{\frac{k_r}{k_r-1}}$$



Rys. 3. Cechy geometryczne strumienicy powietrzno-spalinowej

- a) schemat konstrukcji strumienicy z walcową komorą mieszania, b) schemat strumienicy z dwuczęściową komorą mieszania, c) dysza robocza

Fig. 3. Geometrical parameters of the air - combustion gas jet pump

- a) diagram of the jet pump with a cylindrical mixing chamber, b) diagram of the jet pump with a two-part mixing chamber, c) working nozzle

- pole przekroju wylotowego dyszy f_{r1} :

$$f_{r1} = \frac{f_{rm}}{\left(\frac{p_z}{p_r}\right)^{\frac{1}{k_r}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_z}{p_r}\right)^{\frac{k_r-1}{k_r}}}} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k_r+1}\right)^{\frac{1}{k_r-1}}}{\sqrt{\frac{k_r+1}{k_r-1}}}, \quad (5)$$

gdzie:

p_z - ciśnienie czynnika zasysanego.

- pole przekroju wlotowego cylindrycznej części komory mieszania f_2 :

$$f_2 = f_{rm} \cdot \left(\frac{2}{k_r+1}\right)^{\frac{1}{k_r-1}} \cdot \left[\frac{1}{\sqrt{\frac{k_r+1}{k_r-1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_r}\right)^{\frac{1}{k_r}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_r}\right)^{\frac{k_r-1}{k_r}}}}} + \frac{k_r}{k_r+1} \cdot \frac{k_z+1}{k_z} \cdot u \cdot \frac{a_{zm}}{a_{rm}} \cdot \frac{p_r}{p_z} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{k_z+1}{k_z-1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_z}\right)^{\frac{1}{k_z}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_z}\right)^{\frac{k_z-1}{k_z}}}}} \right], \quad (6)$$

gdzie:

p_2 - ciśnienie w przekroju wlotowym cylindrycznej komory mieszania,
 k_z - wykładnik adiabaty czynnika zasysanego.

- pole przekroju wylotowego komory mieszania f_3 :

$$f_3 = f_{rm} \cdot \frac{k_r}{k_r+1} \cdot \frac{k_s+1}{k_s} \cdot \left(\frac{2}{k_r+1}\right)^{\frac{1}{k_r-1}} \cdot \sqrt{\frac{k_s-1}{k_s+1}} \cdot (1+u) \cdot \frac{a_{sm}}{a_{rm}} \cdot \frac{p_r}{p_s} \cdot \frac{1}{\left(\frac{p_3}{p_s}\right)^{\frac{1}{k_s}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_3}{p_s}\right)^{\frac{k_s-1}{k_s}}}}, \quad (7)$$

gdzie:

p_3 - ciśnienie mieszaniny w przekroju wylotowym komory mieszania,
 k_s - wykładnik adiabaty mieszaniny powietrzno-spalinowej,
 p_s - ciśnienie mieszaniny w przekroju wylotowym dyfuzora.

- pole przekroju wylotowego f_s :

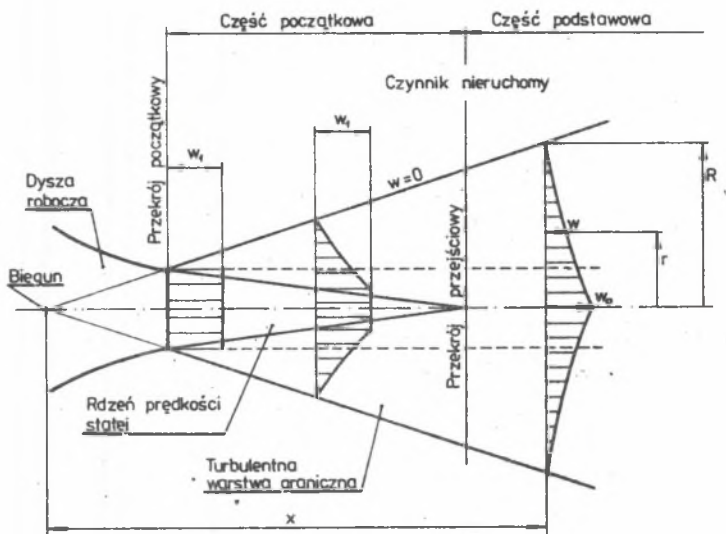
$$f_s = \frac{\dot{m}_r \cdot (1+u)}{\rho_s \cdot w_s} \quad (8)$$

gdzie:

ρ_s, w_s - gęstość i prędkość sprężonego strumienia mieszanki na wylocie z dyfuzora.

3.2. Określenie wymiarów podłużnych strumienicy

Do wyznaczania podłużnych wymiarów strumienicy przyjęto model strumienia swobodnego o prędkości poddźwiękowej w przestrzeni nieograniczonej (rys. 4). W przekroju wylotowym dyszy roboczej rozkład prędkości stru-



Rys. 4. Schemat strumienia swobodnego

Fig. 4. Diagram of free jet

mienia jest równomierny. Podczas przepływu w przestrzeni wypełnionej czynnikiem mającym takie same właściwości fizyczne co strumień, cząstki gazu porwane z tej przestrzeni zwiększają strumień. Cząstki strumienia roboczego wpływającego z dyszy łącznie z cząstkami czynnika zasysanego tworzą turbulentną warstwę graniczną, której grubość rośnie w kierunku przepływu. Od strony zewnętrznej warstwa graniczna strumienia swobodnego pędzącego w przestrzeni nieograniczonej styka się z czynnikiem, którego prędkość równa jest zero. Od strony wewnętrznej warstwa ta przechodzi w rdzeń, w której prędkości są stałe i równe prędkości wpływu strumienia

robotycznego z dyszy. W miarę oddalania od dyszy przekrój rdzenia o stałych prędkościach zmniejsza się, a w pewnej odległości znika. W dalszej części strumienia następuje rozszerzenie zewnętrznych jego zarysów, któremu towarzyszy spadek prędkości w jego osi. Przepływ strumienia swobodnego odbywa się przy stałym ciśnieniu zarówno wzdłuż strumienia, jak również w jego przekrojach poprzecznych.

Zarówno w głównej części strumienia, jak i w warstwie granicznej jego części początkowej, stosunek prędkości w dowolnym punkcie strumienia do prędkości osiowej strumienia, w tym przekroju jest jednoznaczną funkcją stosunku odległości danego punktu od osi strumienia do promienia zarysu granicznego:

$$\frac{w}{w_0} = f\left(\frac{r}{R}\right),$$

przy czym graniczny promień dowolnego przekroju strumienia

$$R = ax,$$

gdzie:

- x - odległość danego przekroju od bieguna strumienia,
- a - wartość doświadczalna dla strumienia swobodnego.

Dla czynników ściśliwych przyjmuje się:

$$a = 0,07...0,09.$$

Jak wykazują badania doświadczalne, podstawowe zależności ustalone dla strumienia swobodnego o prędkości poddźwiękowej w przestrzeni nieograniczonej dają także wystarczającą dla praktyki dokładność do obliczeń osiowych wymiarów strumienicy o nadkrytycznej prędkości strumienia robotycznego.

Wśród istotnych wymiarów podłużnych strumienicy wyróżnia się:

- całkowita odległość przekroju wylotowego dyszy robotycznej od przekroju wlotowego cylindrycznej komory mieszania l_g , na którą składają się:
 - l_{g1} - odległość dyszy robotycznej od komory mieszania, będąca długością strumienia swobodnego,
 - l_{g2} - długość części wlotowej komory mieszania, w obrębie której następuje zmienianie się średnicy komory od średnicy strumienia swobodnego d_4 do średnicy części cylindrycznej d_3 ,
- długość cylindrycznej komory mieszania l_k ,
- długość dyfuzora l_d .

W sprężarkach strumieniowych optymalną odległość dyszy od komory mieszania określa się z warunku, że końcowy przekrój strumienia swobodnego przy obliczeniowym stosunku ejskcji jest równy przekrojowi wlotowemu komory mieszania.

Prawidłowe ustalenie dyszy roboczej wymaga znajomości:

- długości strumienia swobodnego l_{s1} ,
- średnicy strumienia swobodnego d_4 w odległości l_{s1} od przekroju wylotowego dyszy.

Długość i średnicę strumienia swobodnego oblicza się z przybliżonych zależności dla przypadków:

- gdy strumień swobodny nie wykracza poza część początkową (wówczas stosunek ejskcji $u \leq 0,5$)

$$l_{s1} = \left(\sqrt{0,083 + 0,76 \cdot u} - 0,29 \right) \cdot \frac{d_1}{2a} \quad (9a)$$

$$d_4 = 3,4 \sqrt{0,083 + 0,76 \cdot u} \cdot d_1 \quad (9b)$$

- gdy strumień swobodny obejmuje nie tylko część początkową, lecz również podstawową (wówczas $u \geq 0,5$)

$$l_{s1} = \frac{0,37 + u}{4,4 \cdot a} \cdot d_1 \quad (10a)$$

$$d_4 = 1,55 \cdot (1 + u) \cdot d_1 \quad (10b)$$

Całkowita odległość przekroju wylotowego dyszy roboczej od przekroju wlotowego cylindrycznej komory mieszania wynosi:

$$l_s = l_{s1} + l_{s2} \quad (11)$$

gdzie:

$$l_{s2} = \frac{1}{2}(d_4 - d_3) \cdot$$

W przypadku $d_4 \leq d_3$ jest $l_{s2} = 0$

Wyrównanie rozkładu prędkości w strumieniu mieszaniny zapewnia się przez odpowiednią długość jej komory mieszania. Na podstawie wyników doświadczeń długość cylindrycznej komory mieszania wynosi

$$l_k = (6 \dots 10) \cdot d_3 \quad (12)$$

Długość cylindrycznej komory mieszania w strumienicy może być także określona na podstawie następującego wzoru:

$$l_k = \frac{d_3}{2a} \left\{ 1 - \frac{f_{r1}}{f_3} \left[\frac{0,12 u}{\frac{f_3}{r1} - 1 + \frac{u^2}{\frac{f_3}{r1} - 1}} + 0,29 \right] \right\} - l_s \quad (13)$$

Długość dyfuzora określa się w zależności od kąta rozwarcia za pomocą zależności

$$l_d = \frac{d_s - d_3}{2 \operatorname{tg} \alpha} \quad (14)$$

Kąt rozwarcia α przyjmuje się w granicach $8 \dots 10^\circ$.

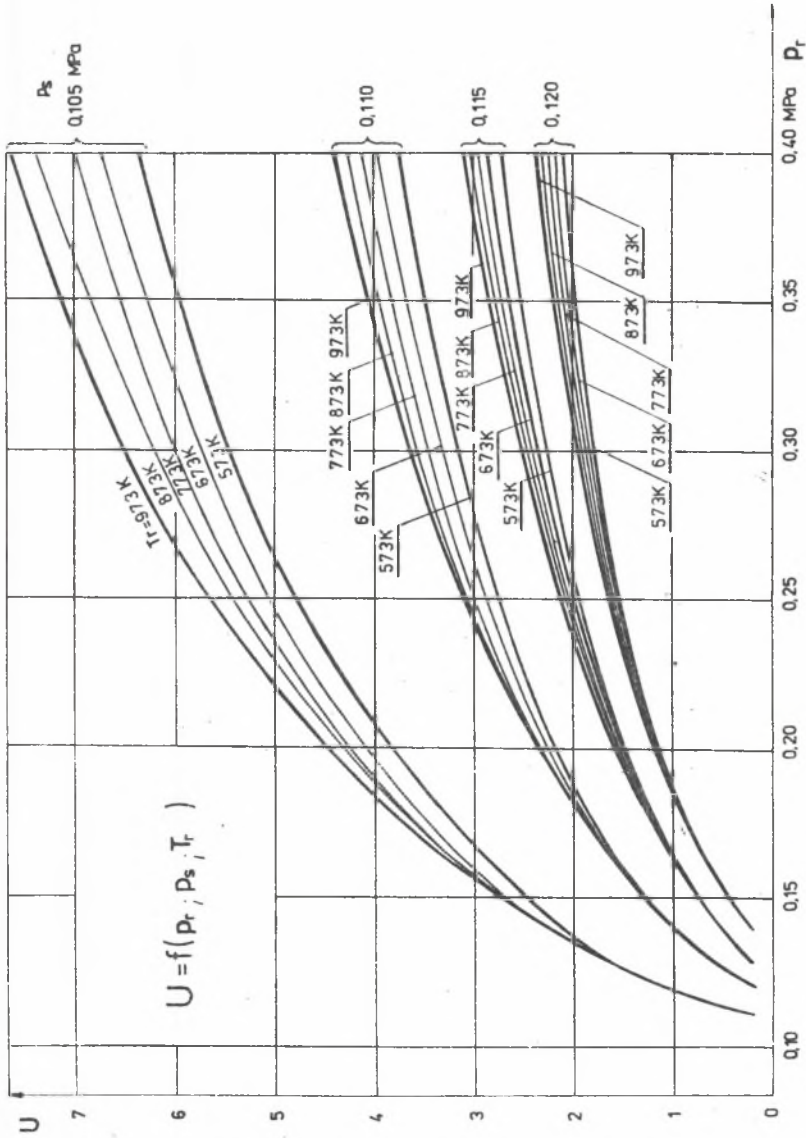
4. Wyniki obliczeń

Wyniki obliczeń uzyskano w formie tablic dla różnych warunków zewnętrznych. Kształtowanie się stosunku eżekcji w funkcji ciśnienia, temperatury czynnika roboczego i ciśnienia w przekroju wylotowym dyfuzora przedstawiono na rys. 5. Na podstawie obliczeń parametrów geometrycznych strumienicy oraz kierując się możliwością wprowadzania zmian niektórych parametrów, zaprojektowano i wykonano sprężarkę strumieniową, której schemat przedstawiono na rys. 6. Konstrukcja ta zapewnia łatwą wymianę dyszy, dyfuzora i zmianę odległości dyszy roboczej od początku komory mieszania.

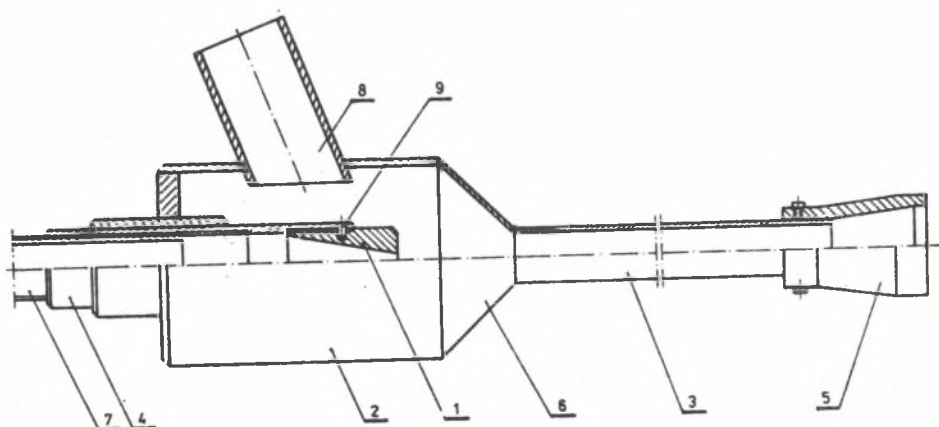
5. Wstępne badania strumienicy powietrzno-spalinowej

5.1. Zastosowana metodyka badań

Istotnym parametrem, którego wpływ na pracę strumienicy badano, jest częstotliwość drgań strumienia zasilającego. Skonstruowana i zamontowana na silniku strumienica nie realizowała recyrkulacji spalin. Dlatego określono jedynie parametry strumienicy zasilanej spalinami silnika tłokowego z zapłonem iskrowym. Wykonano pięć serii pomiarów dla stałego w każdej serii parametru geometrycznego l_s . Zakres zmian prędkości obrotowej silnika spalinowego wynosił $1100 \dots 3500$ obr./min.



Rys. 5. Kształtowanie się stosunku ejection w funkcji ciśnienia i temperatury czynnika roboczego oraz ciśnienia w przekroju wylotowym dyfuzora
 Fig. 5. Value of the ejection ratio versus the pressure and temperature of working agent and the pressure in the diffuser outlet section



Rys. 6. Konstrukcja strumienicy powietrzno-spalinowej

1 - dysza robocza, 2 - komora zasysania, 3 - komora mieszania, 4 - rura ustalająca położenie dyszy, 5 - dyfuzor, 6 - stożek wlotowy łączący komorę zasysania z cylindryczną częścią komory mieszania, 7 - nagwintowany króciec umożliwiający regulację odległości dyszy roboczej od komory mieszania, 8 - króciec zasysający, 9 - wkręt mocujący dyszę roboczą

Fig. 6. Air - combustion gas jet pump design

1 - working nozzle, 2 - suction chamber, 3 - mixing chamber, 4 - nozzle position facing pipe, 5 - diffuser, 6 - inlet cone connecting the suction chamber, 7 - thread connector pipe allowing to control the working nozzle distance from the mixing chamber, 8 - suction connector pipe, 9 - working nozzle clamping screw

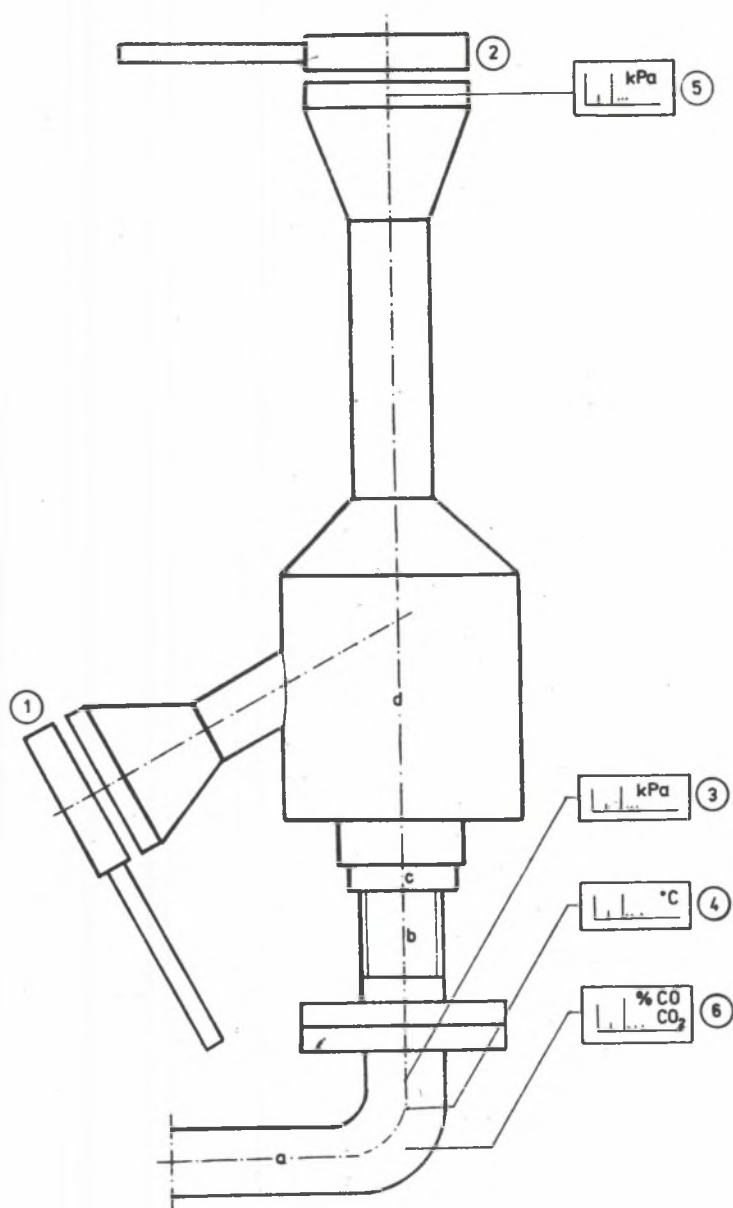
5.2. Stanowisko badawcze

Układ stanowiska badawczego do pomiarów strumienicy przedstawiono na rys. 7. Wyróżniono następujące elementy i zespoły stanowiska:

- zespół umożliwiający podłączenie strumienicy do kolektora wylotowego silnika spalinowego,
- nagwintowany króciec umożliwiający regulację odległości dyszy od komory mieszania,
- nagwintowany odcinek rury z zamocowaną u jednego końca dyszą. Rura ta współpracuje z króćcem,
- obudowę wraz z komorą mieszania, dyfuzorem i rurką zasysającą,
- kolektor wydechowy silnika spalinowego.

W czasie badań mierzono następujące wielkości:

- Prędkość strumienia powietrza.
- Prędkość strumienia mieszanki.
- Średnie ciśnienie statyczne spalin (przed dyszą strumienicy).



Rys. 7. Układ stanowiska badawczego do pomiarów strumienicy powietrzno-
-spalinowej

Fig. 7. Test stand for measurements of the air-combustion gas jet pump

4. Średnia temperatura spalin.
5. Średnie ciśnienie statyczne mieszanki.
6. Zawartość tlenu (CO) i dwutlenku (CO₂) węgla w spalinach.

Do pomiarów użyto następujące przyrządy:

- anemometr firmy "Wilk Lambrecht",
- manometr rejestrujący "Mera KFM",
- analizator spalin INFRALIT KFM",
- termopara Ni-Cr-Ni z układem pomiarowym.

Strumienica powietrzno-spalinowa została podłączona do kolektora wylotowego silnika spalinowego z zapłonem iskrowym FIAT-126p 650 cm³.

5.3. Wyniki badań

Istotne wyniki badań przedstawiono w tablicach 1 i na wykresie. Tablica 1 zawiera zmierzone parametry strumienia roboczego (spalin) w zależności od prędkości obrotowej silnika. Określono temperaturę T_r i ciśnienie spalin p_r zasilających dyszę roboczą strumienicy oraz oznaczono podstawowy skład gazów wylotowych (tlenek CO_r i dwutlenek CO_{2r} węgla). Z kolei tablica 2 obrazuje kształtowanie się stosunku ejskcji w zależności od prędkości obrotowej silnika i zmiennej odległości przekroju wylotowego dyszy roboczej od przekroju wlotowego cylindrycznej części komory mieszania l_g. Wyniki pomiarów z tablicy 2 przedstawiono również na rys. 8.

Tablica 1

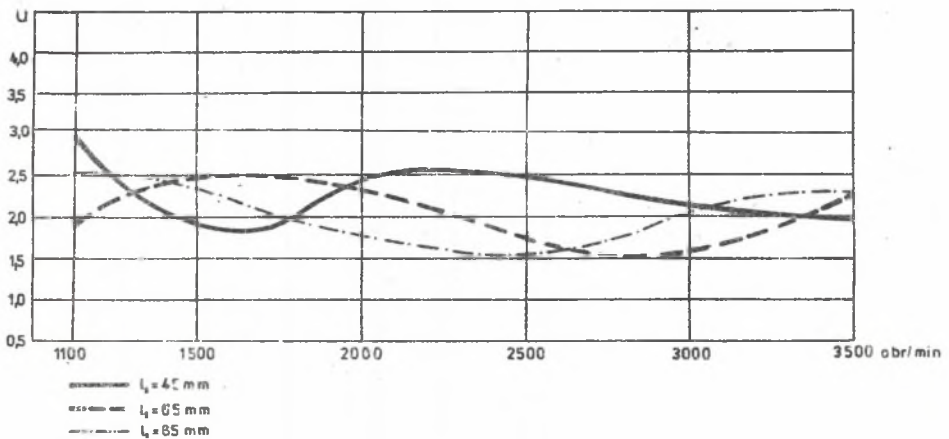
Wyniki pomiarów parametrów strumienia roboczego (spalin)
w zależności od prędkości obrotowej silnika

| n | T_r | p_r | CO _r | CO _{2r} |
|----------|-------|---------------------|-----------------|------------------|
| obr./min | °C | mm H ₂ O | % obj. | % obj. |
| 1100 | 320 | 190 | 5,2 | 9,7 |
| 1500 | 450 | 260 | 5,6 | 10,8 |
| 2000 | 600 | 445 | 5,4 | 10,8 |
| 2500 | 680 | 510 | 3,6 | 14 |
| 3000 | 770 | 635 | 4,4 | 13 |
| 3500 | 820 | 750 | 2,8 | 13,6 |

Tablica 2

Wyniki pomiarów stosunku eejkcji $u = f(n, l_s = \text{idem})$

| n obr./min | l_s mm | 45 | 55 | 65 | 75 | 85 |
|-----------------|-------------|------|------|------|------|------|
| 1100 | | 2,95 | 4,00 | 1,90 | 1,81 | 2,51 |
| 1500 | | 1,84 | 3,24 | 2,45 | 1,63 | 2,84 |
| 2000 | | 2,40 | 2,80 | 2,36 | 1,55 | 1,70 |
| 2500 | | 2,45 | 2,2 | 1,74 | 1,90 | 1,52 |
| 3000 | | 2,21 | 1,45 | 1,61 | 2,21 | 2,04 |
| 3500 | | 1,85 | 1,90 | 2,25 | 2,83 | 2,25 |

Rys. 8. Przebieg zmian stosunku eejkcji $u = f(n, l_s = \text{idem})$ Fig. 8. Changes of the ejection ratio $u = f(n, l_s = \text{idem})$

6. Wnioski

Zakres przeprowadzonych badań obejmował wstępne przebadanie strumienicy zasilanej spalinami silnika spalinowego z zapłonem iskrowym. Strumienica zasilana spalinami silnika funkcjonowała przy zmiennym ciśnieniu, zmiennej temperaturze i zmiennym strumieniu masy czynnika roboczego. Parametry te zmieniały się wraz ze zmianą prędkości obrotowej silnika.

Uzyskane wyniki badań pozwalają na ocenę sposobu zachowania się strumienicy. Wartość stosunku eejkcji zmienia się wraz ze zmianą częstotści pulsacji czynnika roboczego. Zmiana ta zawiera się w granicach 1,5...4. Dotychczasowe wyniki nie pozwalają na zauważenie prawidłowości rządzących tymi zmianami. Ważna natomiast informacja wynika z określenia temperatury mieszaniny powietrzno-spalinowej. Temperatura ta nie przekracza 60°C i jest to wartość umożliwiająca zasilanie silnika ZI mieszaniną powietrzno-spalinową.

LITERATURA

- [1] Sokołow J.J., Zinger N.M.: Strumienice. WNT, Warszawa 1965, (tłumaczenie z j. rosyjskiego).
- [2] Goliński J.S., Trokoleński A.T.: Strumienice - teoria i konstrukcja. WNT, Warszawa 1979.
- [3] Bernhardt M., Michałowska J.: Motoryzacyjne skażenia powietrza. WKł, Warszawa 1976.
- [4] Moez G.: Konceptcja i projekt sprężarki strumieniowej do zasilania silnika spalinowego ZI mieszanką powietrza i spalin. Magisterska praca dyplomowa wykonana w ZSS ITC. Gliwice 1988.

Recenzent: doc. dr hab. inż. Krystian Wilk

Wpłynęło do redakcji w marcu 1989 r.

ПРИМЕНЕНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО УСТРОЙСТВА ТИПА ЭЖЕКТОРА ДЛЯ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ВЫХОПНЫХ ГАЗОВ В ДВИГАТЕЛЯХ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Резюме

В работе дан анализ возможности применения эжекторного компрессора в системе питания двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием. Определены геометрические параметров и сконструирован прототипный воздушно-топливный эжектор. Произведенные исследования подтверждают перспективы улучшения параметров работы двигателя внутреннего сгорания путем модификации входно-выходной системы и изменения системы питания двигателя.

APPLICATION OF A JET PUMP TO COMBUSTION GASES RECIRCULATION
IN SPARK - IGNITION ENGINES

S u m m a r y

The usability of a jet compressor in the supply system of I.C. spark - ignition engines has been analysed in the paper. Geometrical parameters have been specified and the prototype air - combustion gas jet pump has been constructed. The tests carried out confirm the prospects of I.C. engine performance improvements by modifying the inlet - outlet system and changing the supply system of the spark - ignition engine.