

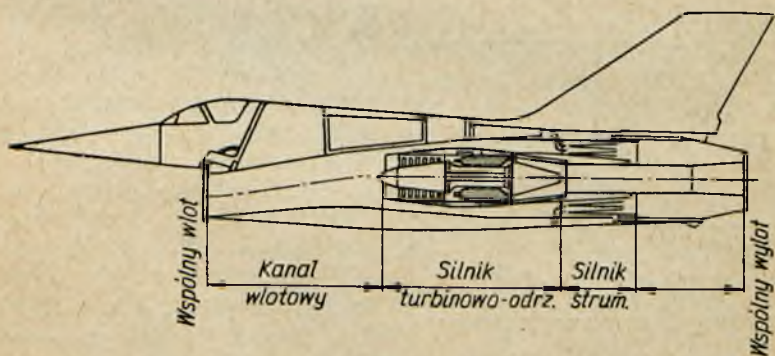
SILNIKI ZESPOLONE

Silniki zespolone stanowią układ dwu silników nawzajem uzupełniających się. W układzie tym silnik pierwotny, którym bywają silniki: turbinowo-odrzutowy, pulsacyjny lub raketowy, jest obudowany silnikiem strumieniowym.

Silnik strumieniowy może być niezależnie zasilony paliwem albo też spełniać jedynie rolę tunelu, w którym zachodzi mieszanie się powietrza atmosferycznego ze spalinami wytworzonymi przez silnik pierwotny.

10.1. POŁĄCZENIE SILNIKA TURBINOWO-ODRZUTOWEGO Z SILNIKIEM STRUMIENIOWYM

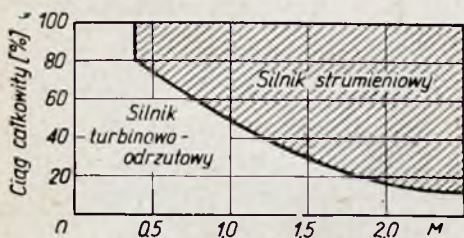
Silnik zespolony przedstawiony na rys. 10.1 jest przykładem, gdy silnik strumieniowy jest zasilany paliwem niezależnie od silnika pierwotnego.



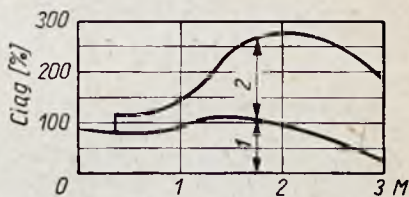
Rys. 10.1. Przekrój samolotu Griffon 02 z napędem zespolonym w układzie: silnik turbinowo-odrzutowy i silnik strumieniowy

Rys. 10.2 przedstawia, w jaki sposób kształtują się ciągi silników strumieniowego i turbinowo-odrzutowego w miarę nabierania prędkości przez samolot napędzany silnikiem zespolonym.

Wkład ciągu silnika strumieniowego w ciąg całego zespołu napędowego rośnie od 20% przy prędkości włączenia odpowiadającej liczbie Macha 0,4 aż do 85% przy liczbie Macha 2,2. Zmiany bezwzględne ciągów odniesione do ciągu silnika turbinowo-odrzutowego w miejscu, w funkcji liczby Macha przedstawia



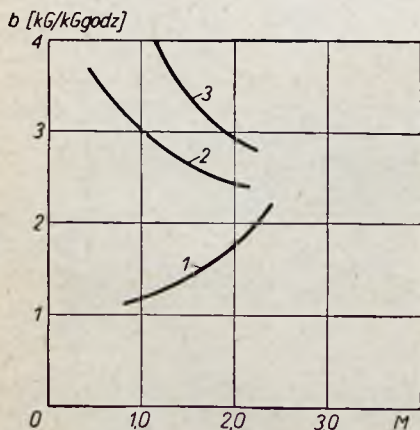
Rys. 10.2. Udział ciągu silnika strumieniowego w ciągu całkowitym silnika zespalonego w zależności od liczby Macha



Rys. 10.3. Zmiana ciągu silnika zespalonego w zależności od liczby Macha:

1 — silnik turbinowo-odrzutowy, 2 — silnik strumieniowy

rys. 10.3. Odpowiednie jednostkowe zużycia paliwa obrazują charakterystyki na rys. 10.4. Ten typ silnika zespalonego jest uważany za najkorzystniejszy napęd przyszłych samolotów komunikacyjnych dalekiego zasięgu, latających z prędkościami odpowiadającymi $M = 3 \div 5$. Punktem wyjścia przy projektowaniu silników zspalonych tego rodzaju jest istniejący, odpowiednio dobrany silnik turbinowo-odrzutowy, o znanej charakterystyce prędkościowej.



Rys. 10.4. Zależność jednostkowego zużycia paliwa od prędkości:

1 — silnik turbinowo-odrzutowy, 2 — silnik zespólny, 3 — silnik strumieniowy

Mając określoną zależność zapotrzebowanego ciągu w funkcji prędkości, tak dobiera się silnik strumieniowy, aby jego ciąg w układzie zespólnym z silnikiem turbinowo-odrzutowym odpowiadał tym wymaganiom.

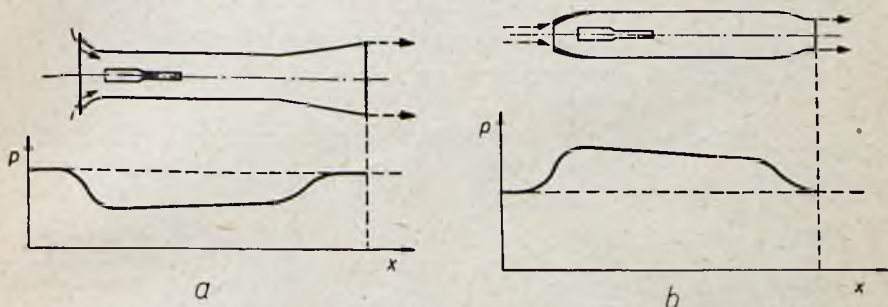
W projekcie należy zwrócić uwagę na odpowiednie chłodzenie silnika turbinowo-odrzutowego oraz zabezpieczenie go przed oddziaływaniem pulsacji ciśnienia występującej w komorze spalania silnika strumieniowego. Poważny problem stanowi badanie silnika strumieniowego. Ze względu na olbrzymie zapo-

trzebowanie powietrza badania takie prowadzi się głównie w skali modelowej lub na pierścieniowych wycinkach komory spalania w skali naturalnej.

10.2. TUNELOWANIE SILNIKÓW PULSACYJNYCH I RAKIETOWYCH

Ustawienie silnika pulsacyjnego lub raketowego w przewodzie cylindrycznym w celu zwiększenia jego ciągu może być zrealizowane w dwojaki sposób:

- w układzie podciśnieniowym, czyli za pomocą dyszy Melota;
- w układzie nadciśnieniowym, czyli w zespole z silnikiem strumieniowym.



Rys. 10.5. Tunelowanie silników pulsacyjnych lub raketowych: a — w układzie z dyszą Melota, b — w układzie z silnikiem strumieniowym

Obydwa te przypadki są uwidocznione na rys. 10.5. Przyrost ciągu, jaki daje tunelowanie, niezależnie od typu silnika pierwotnego oraz od rodzaju tunelowania, można określić, wychodząc z podstawowych równań zachowania energii, ilości ruchu i masy za pomocą zależności

$$\frac{S}{S_0} = \frac{\sqrt{2ME \left[1 - \left(\frac{p}{p_2} \right)^{\frac{x-1}{x}} \right] + J^2 \left(\frac{p}{p_2} \right)^{\frac{x-1}{x}} +}}{\varrho_0 F_0 w_0^2 - \varrho F_{20} w^2 \left[1 + \left(2 g c_p \frac{T}{w^2} \right) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{x-1}{x}} \right] \right] \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{1}{x}}} +$$

$$+ \frac{- \varrho F_2 w^2 \sqrt{1 + \frac{2 g c_p T}{w^2} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{x-1}{x}} \right] \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{1}{x}}}}{\varrho_0 F_0 w_0^2 - \varrho F_{20} w^2 \left[1 + \left(2 g c_p \frac{T}{w^2} \right) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{x-1}{x}} \right] \right] \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{1}{x}}}$$

$$\text{gdzie: } M = \rho_0 F_0 w_0 + \rho (F_2 - F_{20}) \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{w^2 + 2 g c_p T \left[1 - \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]};$$

$$J = \rho_0 F_0 w_0^2 + \rho (F_2 - F_{20}) \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \left\{ w^2 + 2 g c_p T \left[1 - \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \right\};$$

$$E = \rho_0 F_0 w_0 \left(\frac{w_0^2}{2} + g c_p T_0 \right) + \rho (F_2 - F_{20}) \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{w^2 + 2 g c_p T \left[1 - \left(\frac{p_2}{p} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \left(\frac{w^2}{2} + g c_p T \right);$$

p, T, ρ — ciśnienie, temperatura, gęstość;

F, w — powierzchnia przekroju i prędkość przepływu;

c_p, κ — ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu [kJ/m³·K] i wykładnik izentropy;

M, J, E — sumaryczne: masa, impuls i energia;

wskaźnik 0 — parametry na końcu silnika pierwotnego;

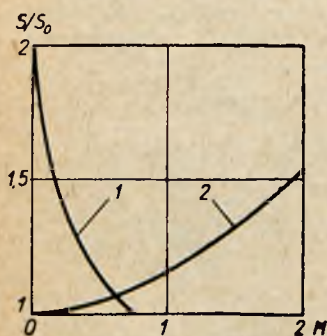
wskaźnik 2 — parametry komory mieszania;

bez wskaźników — parametry otoczenia;

S, S_0 — ciąg silników tunelowanego i nietunelowanego.

Rys. 10.6 przedstawia charakterystyki silników tunelowanych, obliczonych na podstawie podanego równania. Z wykresów wynika, że układ podciśnieniowy z dyszą

Melota daje duże przyrosty ciągu jedynie przy małych prędkościach lotu. Bardzo korzystną natomiast charakterystykę ma układ zespolony z silnikiem strumieniowym. W tym przypadku ciąg ze wzrostem prędkości rośnie parabolicznie. Korzyści z tunelowania są jednak w dużym stopniu zmniejszone przez wzrost oporu i ciężaru silnika. Na przykład dla silnika pulsacyjnego o ciągu 165 kG przy prędkości 200 km/godz, wzrost ciągu wewnętrzznego przy wzroście prędkości do 800 km/godz. wynosi 70 kG, natomiast wzrost ciągu użytecznego tylko 20 kG. Ale i to może okazać się w pewnych przypadkach korzystne,

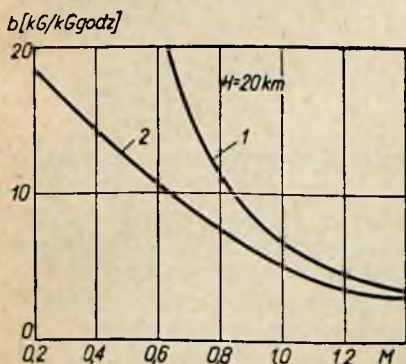


Rys. 10.6. Charakterystyki prędkościowe silników tunelowanych:

1 — w układzie z dyszą Melota, 2 — w układzie z silnikiem strumieniowym

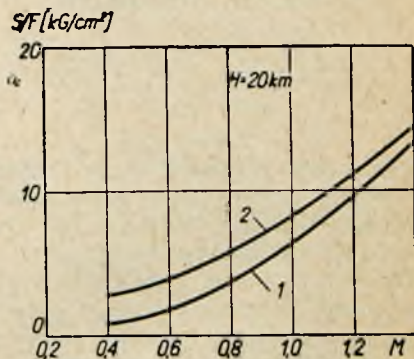
gdyż w nietunelowanym silniku pulsacyjnym należałoby się raczej spodziewać spadku ciągu.

W celu porównania osiągnięć silnika zespolonego raketowo-strumieniowego z silnikiem strumieniowym na rys. 10.7 i 10.8 przedstawiono charakterystyki tych silników. Charakterystyki sporządzono dla wysokości lotu wynoszącej 20 km.



Rys. 10.7. Porównanie jednostkowego zużycia paliwa w silnikach:

1 — strumieniowym, 2 — raketowo-strumieniowym



Rys. 10.8. Porównanie ciągu jednostkowego w silnikach:

1 — strumieniowym, 2 — raketowo-strumieniowym

Aby lepiej podkreślić zalety tego typu silników zespolonych, należy zwrócić uwagę na ich dużą prostotę, szczególnie w układzie z silnikiem raketowym na stały materiał pędny.

Przy projektowaniu silnika trzeba zwrócić uwagę na właściwy dobór stosunku strumienia pierwotnego do wtórnego, poszukując oczywiście warunków optymalnych, ze względu na ciąg. Komorę mieszania, która w tym przypadku spełnia rolę komory spalania, oblicza się metodą podaną w podrozdziale 3.4.

Osiągi silnika zespolonego w układzie z silnikiem strumieniowym można znacznie podnieść przez zastosowanie dopalania dodatkowego paliwa w komorze mieszania. Gubi się jednak w ten sposób zasadniczą zaletę silnika, a mianowicie jego prostotę. Należy zwrócić uwagę, że dopalanie paliwa w dyszy Melota nie tylko nie zwiększa, ale nawet obniża ciąg zespołu.

LITERATURA DO ROZDZIAŁU 10:

- 10.1. E. Sānger: *Die physikalischen Grundlagen der Strahlantriebs-technik*. 1953.
- 10.2. J. Glassmann, J. Charyk: *The Ramrocket*. 1960.

CHŁODZENIE SILNIKÓW

Zadaniem chłodzenia jest utrzymanie temperatury elementów nośnych silnika w dopuszczalnych granicach, określonych potrzebami wytrzymałości. Ze względu na wysokie temperatury i prędkości, jakie występują w silnikach rakietowych i strumieniowych, a co za tym idzie, i nie spotykane gdzie indziej intensywności wymiany ciepła, problem chłodzenia stał się jednym z najtrudniejszych zadań przy konstruowaniu tych silników.

Przegląd powszechnie stosowanych metod chłodzenia ścianek jest przedstawiony na rys. 11.1. Pierwsza metoda (1) ma charakter obrony biernej. Ścianka metalowa jest pokryta lakierem żarowytrzymałym o dużym oporze cieplnym. Strumień cieplny, który przejdzie przez warstwę ochronną, podwyższa temperaturę ścianki metalowej. Temperatura rośnie aż do granicy topliwości metalu. A więc praca silnika w warunkach ustalonych przy tej metodzie chłodzenia nie jest możliwa i zagadnienie sprowadza się do odpowiedzi na pytanie:

- jak długo silnik może pracować w sposób bezpieczny?
- jakie materiały zapewniają długotrwałą pracę silnika?

Ten typ chłodzenia znajduje zastosowanie głównie w silnikach rakietowych na stały materiał pędny.

Drugi sposób (2) stosowany powszechnie w silnikach pulsacyjnych i strumieniowych polega na odprowadzaniu ciepła z nagrzaną ścianką za pomocą promieniowania oraz na drodze przejmowania ciepła przez przepływający obok ścianki strumień powietrza atmosferycznego. Przy przepływach hiperdźwiękowych występuje aerodynamiczne nagrzanie warstwy powierzchniowej, tak że wymiana ciepła może się odbywać tylko przez promieniowanie.

W układzie trzecim (3) typowym dla silników rakietowych na ciekły materiał pędny chłodzenie ścianki odbywa się za pomocą przepływu jednego ze składników materiału pędnego (najczęściej utleniacza). Gdy chłodzenie tego rodzaju jest niewystarczające, stosuje się dodatkowo chłodzenie (4) za pomocą odparowania części cieczy, którą doprowadza się na wewnętrzną stronę chłodzonej

ścianki, poprzez specjalnie w tym celu wykonane kanalizacje. Dla równomierniejszego odprowadzenia cieczy na stronę wewnętrzną wykonano specjalne porowatego (5). Metoda ta podpatrzona u zwierząt i ludzi wydaje się najbardziej przyszłościowa.

11.1. PRZENIKANIE CIEPŁA PRZEZ ŚCIANKĘ

Wymiana ciepła między spalinami i ścianką odbywa się zasadniczo przez przejmowanie, czyli konwekcję, i przez promieniowanie. Udział promieniowania jest jednak niewielki i wynosi zaledwie kilka procent ogólnego strumienia ciepłego.

W związku z tym proces przenikania ciepła (rys. 11.2) od spalin, poprzez ściankę, do czynnika chłodzącego składa się tylko z trzech podstawowych zjawisk:

- przejmowania ciepła między ścianką i spalinami,
- przewodzenia ciepła w ściance,
- przejmowania ciepła między ścianką i czynnikiem chłodzącym.

Wartość strumienia ciepłego przenikającego przez ściankę określa równanie

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{T_s - T_c}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [11.1]$$

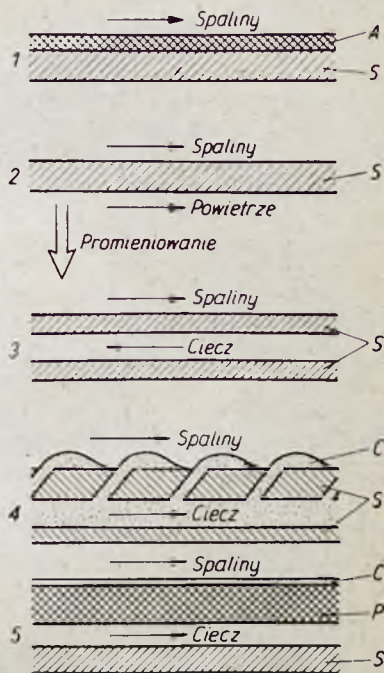
gdzie: Q — ciepło wymienione z otoczeniem na jednostkę czasu [kcal/sek],

F — powierzchnia wymiany ciepła [m^2],

T_s — temperatura spalin [$^{\circ}K$],

T_c — temperatura czynnika chłodzącego [$^{\circ}K$],

δ — grubość ścianki [m],



Rys. 11.1. Metody chłodzenia ścianek:

A — pokrycie lakierem żarowytrzymałym, S — ścianka metalowa, C — ciecz, P — materiał porowaty

- λ — przewodność cieplna ścianki [kcal/m sek °K],
 α_1 — współczynnik przejmowania ciepła między spalinami i ścianką [kcal/m²sek °K],
 α_2 — współczynnik przejmowania ciepła między ścianką i czynnikiem chłodzącym [kcal/m² sek °K].

Współczynniki przejmowania ciepła zależą od rodzaju czynnika roboczego oraz warunków wymiany.

Na ogół korzysta się z następujących równań:

— dla spalin przepływających przez silnik (L.11.1)

$$Nu = 0,0162 (Re Pr)^{0,82} \left(\frac{T^*}{T_1} \right)^{0,35} \quad [11.2]$$

gdzie:

$$Nu = \frac{\alpha_1 d}{\lambda_1} \text{ — liczba Nusselta}$$

$$Re = \frac{w_1 d}{\nu_1} \text{ — liczba Reynoldsa,}$$

$$Pr = \frac{\gamma_1 \nu_1 c_{p1}}{\lambda_1} \text{ — liczba Prandtla,}$$

λ_1 — współczynnik przewodzenia ciepła spalin w temperaturze ścianki [kcal/m sek °K],

γ_1 — ciężar właściwy spalin [kg/m³],

w_1 — prędkość przepływu spalin w danym przekroju [m/sek],

$$\nu_1 = \frac{\mu_1 g}{\gamma_1} \text{ — lepkość kinetyczna [m²/sek],}$$

T^* — całkowita temperatura spalin [°K],

T_1 — temperatura ścianki [°K],

c_{p1} — ciepło właściwe spalin w temperaturze ścianki [kcal/kg °K],

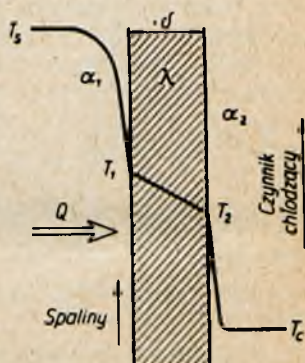
d — średnica danego przekroju [m].

Ciepło właściwe c_{p1} oraz dynamiczną lepkość mieszaniny gazowej μ_1 określa się z następujących zależności

$$c_{p1} = \sum (m_i c_{pi})$$

$$\mu_1 = \left(\sum \frac{m_i}{\mu_i} \right)^{-1} \text{ lub } \mu_1 g = \left(\sum \frac{m_i}{\mu_i g} \right)^{-1} \quad [11.3]$$

gdzie: m_i — udziały ciężarowe poszczególnych składników,
 g — przyspieszenie ziemskie [m/sek²].



Rys. 11.2. Przepływ ciepła przez ściankę

Wartości c_{pi} i μ_{ig} dla odpowiednich temperatur ścianki można dobrać z tabel 11.1 i 11.2. Współczynnika przewodzenia nie

Tabela 11.1

Ciepło właściwe gazów [kcal/kg°C]

Tempe- ratura [°C]	Symbol chemiczny gazu						
	O ₂	N ₂	H ₂	CO	NO	CO ₂	H ₂ O
0	0,218	0,248	3,390	0,248	0,238	0,194	0,444
100	0,223	0,2489	3,4509	0,2495	0,2381	0,2182	0,4515
200	0,230	0,2512	3,4643	0,2528	0,2414	0,2371	0,4635
300	0,2376	0,2554	3,4712	0,2580	0,2472	0,2524	0,4778
400	0,2445	0,2607	3,4826	0,2641	0,2534	0,2652	0,4931
500	0,2504	0,2664	3,5020	0,2704	0,2594	0,2758	0,5092
600	0,2553	0,2721	3,5298	0,2763	0,2648	0,2847	0,5258
700	0,2593	0,2774	3,5660	0,2816	0,2695	0,2921	0,5429
800	0,2627	0,2822	3,6101	0,2863	0,2736	0,2984	0,5601
900	0,2656	0,2864	3,6572	0,2904	0,2770	0,3037	0,5769
1000	0,2682	0,2902	3,7063	0,2939	0,2799	0,3081	0,5929
1100	0,2703	0,2935	3,7584	0,2970	0,2824	0,3119	0,6080
1200	0,2723	0,2964	3,8095	0,2996	0,2845	0,3152	0,6220

Tabela 11.2

Wartość $g\mu \cdot 10^5$ [kg/msek] w zależności od temperatury

Tempe- ratura [°C]	Symbol chemiczny gazu						
	O ₂	N ₂	H ₂	CO	NO	CO ₂	H ₂ O
0	1,943	1,667	0,850	1,656	1,352	1,384	0,818
100	2,460	2,101	1,052	2,087	1,825	1,846	1,208
200	2,910	2,478	1,226	2,462	2,257	2,262	1,605
300	3,312	2,815	1,381	2,797	2,653	2,642	2,000
400	3,677	3,121	1,521	3,100	3,020	2,991	2,390
500	4,014	3,402	1,651	3,380	3,362	3,316	2,772
600	4,327	3,664	1,771	3,640	3,683	3,620	3,145
700	4,622	3,911	1,884	3,885	3,986	3,906	3,510
800	4,900	4,143	1,991	4,116	4,272	4,177	3,864
900	5,164	4,364	2,093	4,336	5,546	4,435	4,21
1000	5,416	4,575	2,190	4,545	4,807	4,681	4,447
1100	5,657	4,777	2,283	4,746	5,057	4,917	4,874
1200	5,889	4,97	2,373	4,939	5,298	5,143	5,194

można, niestety, określać metodą superpozycji i dlatego musi być dany z doświadczeń dla każdego składu oddzielnie. Z braku innych materiałów można przy wyborze tego współczynnika posłużyć się wykresem na rys. 11.3;

— dla cieczy chłodzącej

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33}$$

[11.4]

gdzie: $Nu = \frac{\alpha_2 d_h}{\lambda_2}$

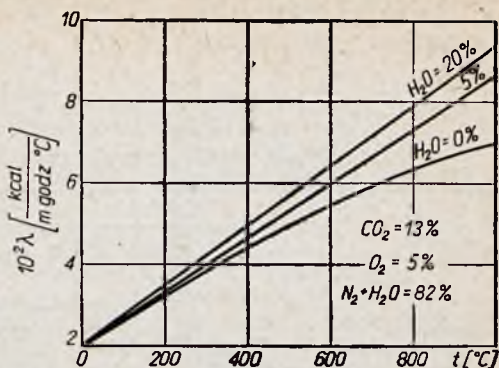
$$Re = \frac{w d_h}{\nu_2}$$

$$Pr = \frac{\mu_2 g c_{p2}}{\lambda_2}$$

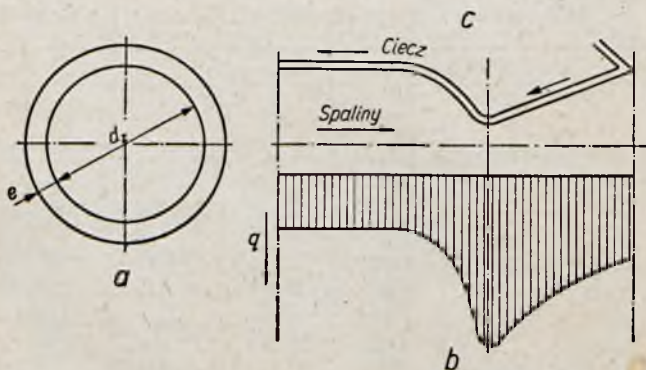
$$d_h = \frac{4F}{\Omega}$$

$$F = \pi d_z e \text{ (rys. 11.4),}$$

Ω — obwód omywany cieczą.



Rys. 11.3. Zależność współczynnika przewodzenia ciepła dla spalin od temperatury oraz od udziału pary wodnej w spalinach



Rys. 11.4. Chłodzenie cieczą silników rakietowych:

a — poprzeczny przekrój przez komorę spalania silnika,
b — rozkład strumienia ciepłego wzdłuż silnika, c — przekrój podłużny przez silnik

Dane dotyczące lepkości i przewodności cieczy używanych do chłodzenia silników są zawarte w tabeli 4.8.

— dla powietrza chłodzącego (np. ściankę silnika strumieniowego)

$$St = 0,029 \frac{Re^{-0,2}}{1 + 0,75(Pr^{0,67} - 1)}$$

gdzie: $St = \frac{\alpha}{\gamma c_p w}$ — liczba Stanton,

$Re = \frac{w \cdot L}{\nu}$ — liczba Reynoldsa,

$Pr = \frac{\gamma \nu c_p}{\lambda}$ — liczba Prandtla

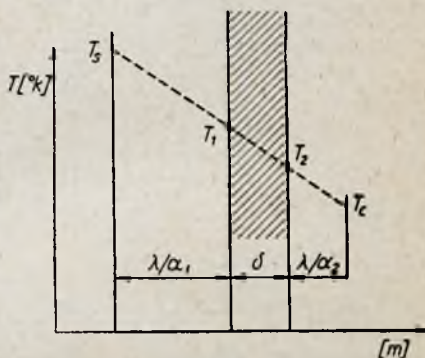
L — odległość od krawędzi wlotowej silnika [m],

$\gamma, c_p, \nu, \lambda$ — wielkości charakterystyczne powietrza odpowiadające temperaturze ścianki.

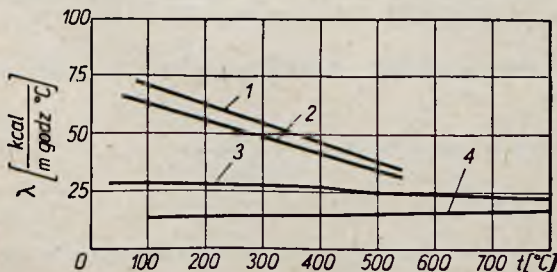
Temperaturę ścianki określa się metodą wykreślną, gdy dane są: współczynniki przejmowania ciepła, temperatura czynników po obu stronach ścianki oraz współczynnik przewodzenia ścianki.

Metodę ilustruje rysunek 11.5.

Współczynnik przewodzenia ścianki dobiera się z wykresów przedstawionych na rys. 11.6.



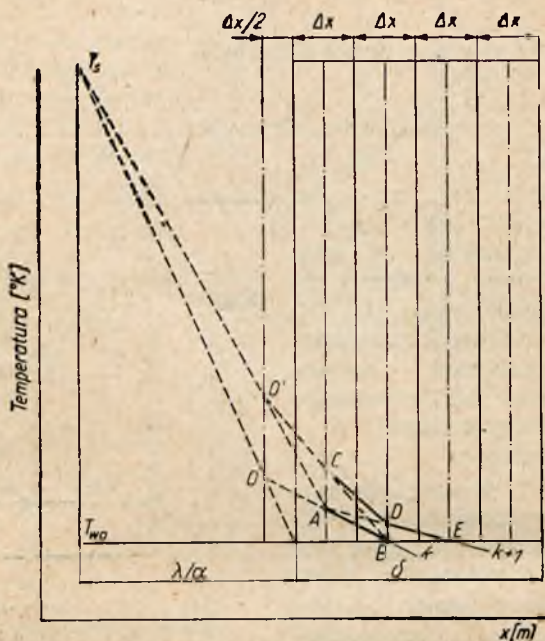
Rys. 11.5. Wykreślna metoda określania rozkładu temperatury w ścianie przy ustalonej wymianie ciepła (λ — przewodność materiału ścianki)



Rys. 11.6. Przewodność stali używanych w konstrukcji silników w zależności od temperatury: 1 — stal 10, 2 — stal 20, 3 — stal 30 HMA, 4 — stal H18N9T

11.2. WYMIANA CIEPŁA MIĘDZY SPALINAMI I ŚCIANKĄ W WARUNKACH NIEUSTALONYCH

Wymiana ciepła w warunkach nieustalonych występuje w przypadku pojemnościowej metody chłodzenia ścianki. Metodę tę stosuje się z reguły w silnikach rakietowych na stały materiał pędny.



Rys. 11.7. Wykreślne rozwiązanie równania przewodności ciepła w ścianie w warunkach nieustalonych:

T_s — temperatura spalin, T_{w0} — początkowa temperatura ścianki (chwila $k-1$), AB — rozkład temperatur w ścianie w chwili k , CDE — rozkład temperatur w ścianie w chwili $k+1$

Równanie przewodzenia ciepła w układzie jednowymiarowym ma postać zależności

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad [11.5]$$

gdzie: x — współrzędna zgodna z kierunkiem przepływu ciepła,

$a = \frac{\lambda}{c\gamma}$ — współczynnik wyrównania temperatury,

c — ciepło właściwe materiału ścianki (dla stali $c = 0,11$ kcal/kg $^{\circ}\text{C}$),

γ — ciężar właściwy materiału ścianki (dla stali $\gamma = 7900 \text{ kG/m}^3$).

W celu wykreślnego rozwiązania równania [11.5] należy przedstawić go w postaci różnicowej.

$$\Delta T = a \frac{\Delta \tau}{(\Delta x)^2} \Delta^2 T \quad [11.6]$$

gdzie: $\Delta \tau$ — przedział czasu,

Δx — odcinek szerokości ścianki.

Oznaczając poszczególne przedziały czasowe przez $k-1, k, k+1, k+2$ itd., poszczególne odcinki zaś przez $n-1, n, n+1$ itd. oraz zakładając, że

$$a \frac{\Delta \tau}{(\Delta x)^2} = \frac{1}{2} \quad [11.7]$$

otrzymuje się rozwiązanie równania [11.6] w postaci

$$T_{n,k+1} = \frac{1}{2} (T_{n+1,k} + T_{n-1,k}) \quad [11.8]$$

Wyrażone słowami równanie [11.8] brzmi: temperatura w warstwie n w chwili $k+1$ równa się średniej arytmetycznej z temperatur warstw sąsiednich w chwili k . Równanie to pozwala w łatwy sposób rozwiązywać zmianę rozkładu temperatur w ścianie przy nieustalonym przepływie ciepła. Rys. 11.7 przedstawia wykreślne rozwiązanie tego zagadnienia.

11.3. WYMIANA CIEPŁA PRZEZ PROMIENIOWANIE

Jak już było powiedziane, wymiana ciepła między spalinami i ścianką na drodze promieniowania nie odgrywa poważniejszej roli.

Tabela 11.3

Droga promieniowania w zależności od średnicy d oraz kształtu komory spalania

Kształt komory spalania	L_e
Kula	$0,6 d$
Walec nieskończenie długi	$0,9 d$
Walec o wysokości $h = d$	$0,6 d$

Czynnymi pod względem radiacyjnym składnikami spalin są dwutlenek węgla i para wodna. Strumienie ciepłne, wytworzone przez promieniowanie tych składników, określają równania

$$q_{\text{CO}_2} = 3,5 \sqrt[3]{p_{\text{CO}_2} L_e} \left[\left(\frac{T_s}{100} \right)^{3,5} - \left(\frac{T_1}{100} \right)^{3,5} \right] \quad [\text{kcal/m}^2 \text{godz}]$$

$$q_{\text{H}_2\text{O}} = 3,5 p_{\text{H}_2\text{O}}^{0,8} L_e^{0,6} \left[\left(\frac{T_s}{100} \right)^3 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^3 \right] \quad [\text{kcal/m}^2 \text{godz}]$$

gdzie: p_{CO_2} , $p_{\text{H}_2\text{O}}$ — ciśnienia cząstkowe CO_2 i H_2O ,
 L_e — droga promieniowania, określona w zależności od średnicy komory spalania D w tabeli 11.3 [m],
 T_s — temperatura spalin [$^{\circ}\text{K}$],
 T_1 — temperatura wewnętrzna ścianki [$^{\circ}\text{K}$].

Strumień całkowity wytworzony przez promieniowanie spalin będzie wobec tego wynosił

$$q_R = q_{\text{CO}_2} + q_{\text{H}_2\text{O}} \quad [11.9]$$

Bardzo poważną natomiast rolę odgrywa promieniowanie przy chłodzeniu gorących ścianek wystawionych na działanie atmosfery. W tym przypadku strumień ciepłny określa równanie

$$\frac{Q_R}{F} = \varepsilon \sigma T_2^4$$

gdzie: F — powierzchnia promieniująca [m^2],
 T_2 — temperatura promieniującej ściany [$^{\circ}\text{K}$],
 σ — $4,9 \cdot 10^{-8} \text{ kcal/m}^2 \text{ godz } ^{\circ}\text{K}^4$ — stała promieniowania ciała doskonale czarnego,
 ε — współczynnik promieniowania (określony w tabeli 11.4).

Tabela 11.4

Współczynniki promieniowania

M a t e r i a ł	Zakres temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	ε
Stal szlifowana	940 ÷ 1100	0,55 ÷ 0,61
Stal utleniona	200 ÷ 600	0,8
Stal o powierzchni chromowanej . . .	100 ÷ 1000	0,08 ÷ 0,26

W przypadku złożonej wymiany ciepła, to znaczy wtedy, gdy równocześnie zachodzi promieniowanie i konwekcja, strumienie ciepłe sumują się i całkowity strumień ciepły wynosi

$$q_0 = q + q_R \quad [11.10]$$

W celu uproszczenia obliczeń promieniowanie uwzględnia się przez odpowiednie zwiększenie współczynnika przejmowania ciepła, który wynosi wtedy

$$\alpha_0 = \frac{q_0}{\Delta t}$$

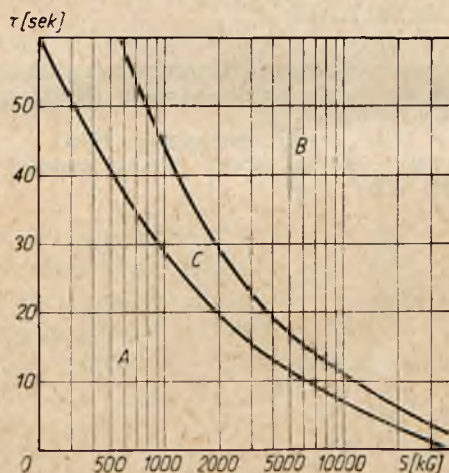
gdzie: Δt — różnica temperatur między ścianką a czynnikiem, z którym zachodzi złożona wymiana ciepła,
 q — strumień ciepły wytworzony przez konwekcję,
 q_R — strumień ciepły wytworzony przez promieniowanie.

LITERATURA DO ROZDZIAŁU 11:

- 11.1. M. Michiejew: *Osnovy tieplotieredaczy*. 1949.
- 11.2. G. Siniariew, M. Dobrowolski: *Silniki raketowe na paliwo płynne*. Wyd. MON, 1957.
- 11.3. M. Barrere i in.: *Rocket propulsion*. 1960.
- 11.4. R. Szymanik: *Analiza pracy niechłodzonego silnika rakietowego*. Biuletyn WAT, 1960.

ZASILANIE SILNIKÓW

Silniki pulsacyjne, strumieniowe i raketowe nie mają żadnego elementu wirującego, tak że zasilanie ich wymaga wyposażenia silnika w dodatkowe źródło mocy. Źródłem tym może być sprężony uprzednio gaz, którego zadaniem jest tłoczenie materiału pędnego ze zbiorników do komory spalania (system ciśnieniowy) lub też turbina napędzająca pompy (system przetłaczający).

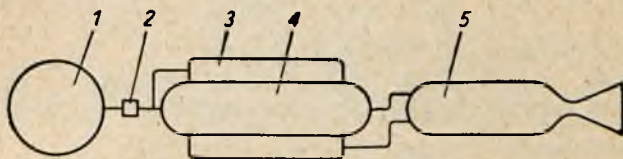


12.1. Obszary stosowalności systemów zasilania w silnikach raketowych:

A — system ciśnieniowy, B — system przetłaczający, C — obszar przejściowy

jący). Pierwsza metoda nadaje się do silników o małym ciągu i krótkim czasie pracy, metoda druga natomiast do silników dużych i długo pracujących (rys. 12.1). O wyborze decyduje przede wszystkim ostateczny ciężar i koszt konstrukcji.

Ciśnieniowy system zasilania silników raketowych jest przedstawiony na rys. 12.2. Sprężony w zbiorniku 1 gaz rozpręża się do ustalonego ciśnienia w zaworze 2 i działając na powierzchnię



Rys. 12.2. Ciśnieniowy system zasilania:

1 — zbiornik sprężonego gazu, 2 — zawór, 3 — zbiornik utleniacza, 4 — zbiornik paliwa, 5 — komora spalania

cieczy w zbiornikach 3 i 4 tłoczy ją do komory spalania 5. Analogiczne układy, tylko że jednozbiornikowe, służą do zasilania silników pulsacyjnych i strumieniowych.

12.1.1. Objętość zbiorników i zasobnika

Objętość zbiornika materiału pędnego składa się:

— z teoretycznej ilości materiału pędnego

$$V_t = \frac{G \cdot \tau}{\gamma} [\text{m}^3]$$

gdzie: G — wydatek materiału pędnego [kg/sek^2],

τ — czas pracy silnika [sek],

γ — ciężar właściwy materiału pędnego [kg/m^3];

— objętości naddatku stanowiącego zapas bezpieczeństwa ze względu na tolerancje wykonania wtryskiwaczy

$$V_b = 0,02 \div 0,05 V_t$$

— objętości poduszki powietrznej, amortyzującej uderzenia przy starcie i kompensującej rozszerzalność cieczy pod wpływem zmian temperatury

$$V_p = 0,03 \div 0,06 V_t$$

Całkowita objętość zbiornika materiału pędnego wynosi więc

$$V = V_t + V_b + V_p \quad [12.1]$$

W ten sposób oblicza się każdy zbiornik poszczególnych składników materiału pędnego. Objętość wszystkich zbiorników

$$V_w = \sum V_{ij}$$

Ciśnienie w zbiornikach ze względu na straty przepływu oraz na konieczność wytworzenia nadciśnienia rozpylania jest wyższe niż ciśnienie panujące w komorze

$$p_2 = 1,15 \div 1,25 p_k$$

gdzie: p_k — ciśnienie w komorze spalania.

Przyjmując politropowe rozprężanie między zasobnikiem i zbiornikami można określić objętość zasobnika ze wzoru

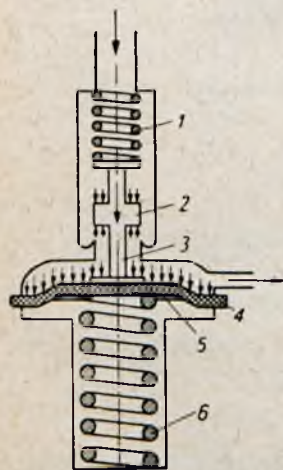
$$V_z = \frac{V_w}{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^n - 1} \quad [12.2]$$

gdzie: $n = 1,33$ — wykładnik pilitropy rozprężania,

p_1 — ciśnienie w zasobniku (przyjmuje się od $150 \div 250 \text{ kG/cm}^2$).

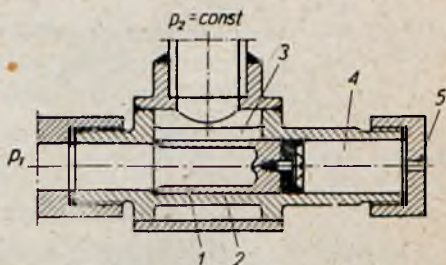
12.1.2. Zawór redukcyjny

Zadaniem zaworu redukcyjnego jest obniżanie ciśnienia gazu panującego w zasobniku do ustalonego ciśnienia podawa-



Rys. 12.3. Reduktor ciśnienia typu sprężynowego:

1 — sprężyna, 2 — zawór, 3 — popychacz, 4 — przepona, 5 — pierścień dociskający, 6 — sprężyna dociskająca



Rys. 12.4. Reduktor ciśnienia typu programowanego regulatora:

1 — tłok, 2 — cylinder, 3 — otwór wlotowy sprężonego powietrza o regulowanej powierzchni, 4 — ciecz hamująca przesuwanie się tłoka, 5 — otwór wylotowy cieczy

nia składników materiału pędnego. Normalnie stosowane redukcyjne zawory sprężynowe (np. rys. 12.3) są ciężkie, skomplikowane i dla prawidłowego działania w końcu pracy wymagają nadciśnienia wynoszącego $\sim 10 \text{ kG/cm}^2$ (co zwiększa objętość zasobnika).

Korzystniejsze wydaje się rozwiązanie z zastosowaniem programowanego regulatora przedstawionego na rys. 12.4. W tym regulatorze zmiana ciśnienia pierwotnego p_1 jest kompensowana zmianą powierzchni otworu dławiącego, który jest powiększany w miarę upływu czasu przez przesuwający się w prawo tłoczek 1. Położenie tłoczka reguluje wypływ cieczy hamującej przez kalibrowany otwór 5. Poważną wadą tej konstrukcji jest konieczność doświadczalnego dobierania kształtu otworu dławiącego.

12.2. PRZETŁACZAJĄCY SYSTEM ZASILANIA

W przetłaczającym systemie zasilania elementem podającym materiał pędny jest pompa, natomiast elementem napędzającym pompę: turbina osiowa lub promieniowa. Napędzanie turbiny realizuje się w przypadku silników strumieniowych lub pulsacyjnych za pomocą sprężonego, do ciśnienia odpowiadającego prędkości lotu, powietrza atmosferycznego, natomiast w przypadku silnika raketowego za pomocą gorącego gazu uzyskiwanego najczęściej z zimnej reakcji nadtlenu wodoru (patrz podrozdział 4.17). Prostej konstrukcji systemu ciśnieniowego system przetłaczający przeciwstawia następujące zalety:

- lekkość zbiorników i małe wymiary gabarytowe turbo-pompy,
- możliwość przetłaczania dowolnie dużych wydatków cieczy,
- dużą podatność działania, możliwą do zrealizowania przez zmianę prędkości obrotowej pompy.

12.2.1. Charakterystyka pompy

Teoretyczny przyrost ciśnienia, jaki można uzyskać w pompie, określa się za pomocą równania Eulera (rys. 12.5)

$$\Delta p_t = \rho (u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1)$$

Przyjmując, że kąty α_1 i β_2 równają się 90° , otrzymuje się duże uproszczenie tego równania

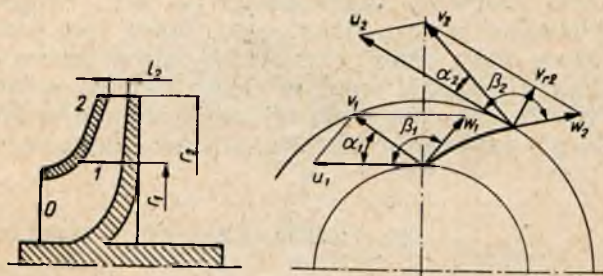
$$\Delta p_t = \rho u_2^2$$

gdzie: ρ — gęstość cieczy tłoczonej,
 $u_2 = 50 \div 80 \text{ m/sek}$ — prędkość obwodowa wirnika pompy.

Ciśnienie rzeczywiste tłoczenia wyniesie

$$\Delta p_{rz} = \eta_p \Delta p_t$$

gdzie: η_p — sprawność manometryczna pompy, równa w pobliżu punktu najwyższej sprawności $0,45 \div 0,55$.



Rys. 12.5. Schemat działania pompy

Wydatek pompy

$$G = 2 \pi r_2 l_2 v_{r2} \quad [12.3]$$

gdzie: $v_{r2} = 2 \div 4$ m/sek — prędkość promieniowa na zejściu z wirnika.

Moment przyłożony na wirniku określa równanie

$$M_p = \rho G r_2 v_2 \cos \alpha_2$$

Moc użytkowa

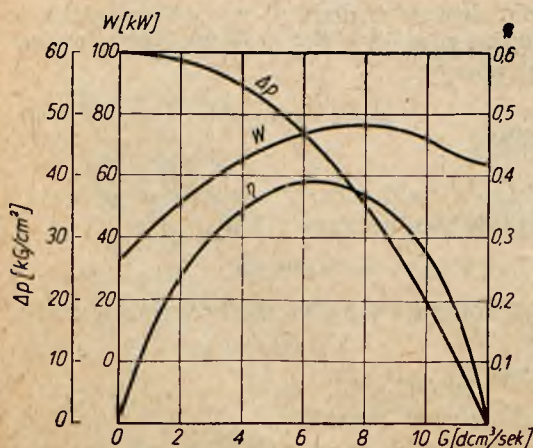
$$N_u = G \Delta p_{rz}$$

oraz sprawność, określona jako stosunek mocy użytkowej do mocy na wale

$$\eta = \frac{N_u}{N}$$

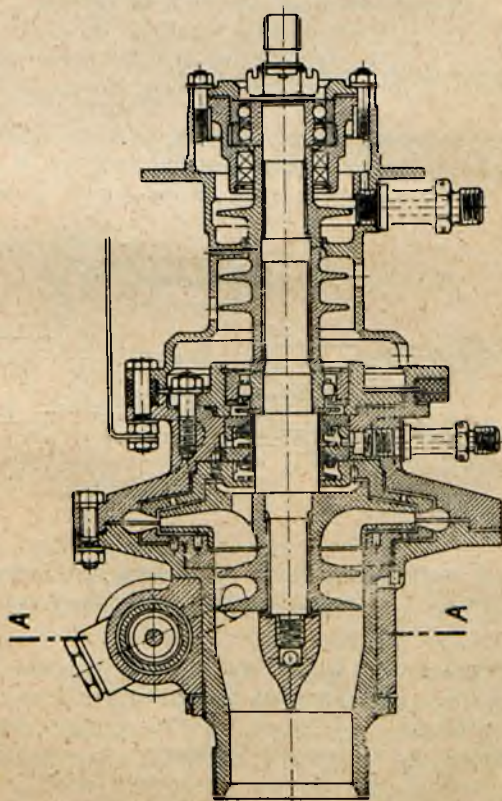
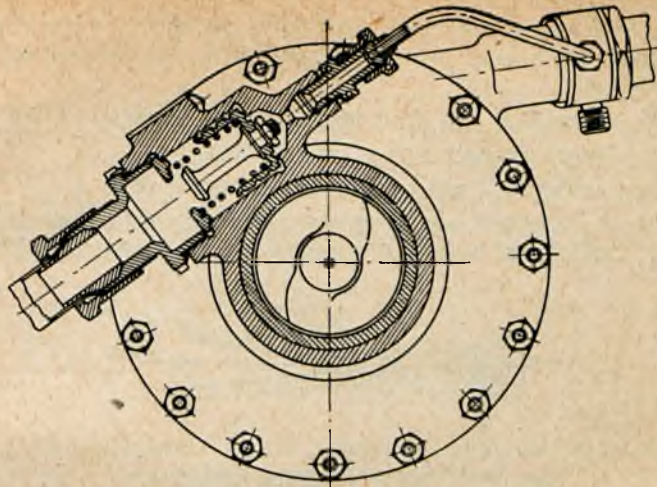
dopełniają komplet wielkości charakteryzujących pracę pompy.

Charakterystykę typowej pompy przedstawiają wykresy na rys. 12.6.



Rys. 12.6. Charakterystyka pompy

A-A

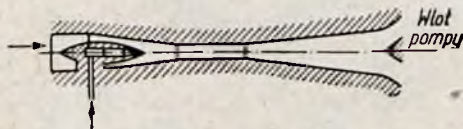


Rys. 12.7. Szkic konstrukcyjny pompy stosowanej do zasilania silników rakietowych

W celu uniknięcia zjawiska kawitacji należy ciecz pompowaną doprowadzać do wlotu pompy z pewnym ciśnieniem większym od granicznego.

Ciśnienie to można uzyskać przez zastosowanie:

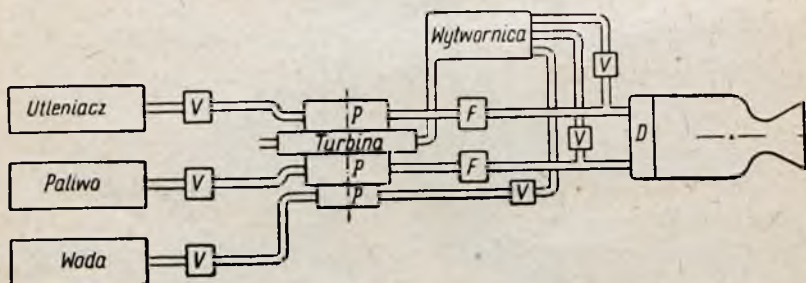
- nadciśnienia wstępnego w zbiornikach;
- pompy wstępnej, najczęściej ślimakowej (rys. 12.7);
- eżektora ustawionego w przewodzie doprowadzającym ciecz do pompy, zasilanego cieczą otrzymywaną z upustu (rys. 12.8).



Rys. 12.8. Szkic eżektora podwyższającego ciśnienie wlotowe w pompie

12.2.2. Charakterystyka turbiny

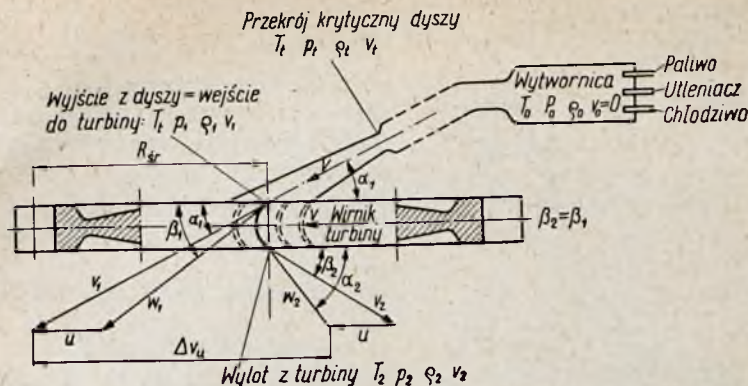
Napęd pompy odbywa się za pomocą turbiny spalinowej. Schemat przykładowego rozwiązania tego zagadnienia przedstawiono na rys. 12.9. W rozwiązaniu tym dodatkowa komora spalania



Rys. 12.9. Schemat zasilania za pomocą turbopompy:

V — zawory, p — pompy, F — filtry, D — rozdzielacz

spełnia rolę wytwornicy spalin do napędu turbiny osiowej. Turbina napędza pompę paliwa oraz pompę utleniacza. Jeżeli pomocnicza komora spalania zasilająca turbinę korzysta z tego samego materiału pędnego, co i komora główna, to trzeba obniżyć temperaturę końca spalania za pomocą wtrysku wody. W tym przypadku turbina napędza jeszcze trzecią pompę, a mianowicie pom-



Rys. 12.10. Schemat turbiny akcyjnej stosowanej w technice rakietowej do napędu pomp

pę wody. Stosowane w technice rakietowej turbiny są przeważnie typu akcyjnego (rys. 12.10). Poszczególne wielkości charakteryzujące tę turbinę są określone następującymi równaniami:

— sprawność turbiny

$$\eta_T = \frac{2u(v_1 \cos \alpha_1 + v_2 \cos \alpha_2)}{v_1^2} \quad [12.4]$$

— moment napędzający

$$M_T = R_{sr} q_T (v_1 \cos \alpha_1 + v_2 \cos \alpha_2)$$

gdzie: $q_T = \frac{p_0 F_t}{w_c}$,

F_t — przekrój krytyczny dyszy,

p_0 — ciśnienie panujące w wytwornicy spalin,

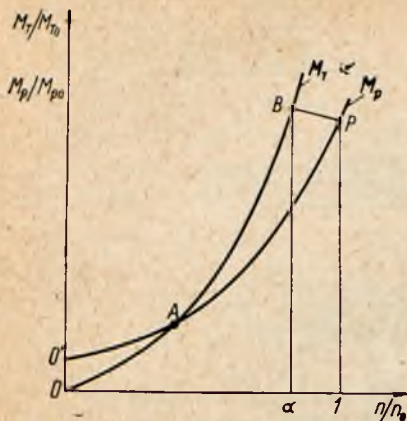
w_c — prędkość charakterystyczna materiału pędnego zasilającego turbinę.

12.2.3. Współpraca turbiny z pompą

Ze względu na prostotę układu zasilającego we wszystkich niemal rozwiązaniach konstrukcyjnych pompę montuje się bezpośrednio na wale turbiny. Układ taki nie jest oczywiście optymalny z punktu widzenia sprawności i współpracy obu tych zespołów.

Charakterystyki turbiny i pompy wyrażone w postaci zmiany momentu obrotowego w wyniku zmian prędkości obrotowej przedstawia rys. 12.11. Charakterystyka turbiny jest hiperbolą, natomiast pompy — parabolą. Obie te krzywe przecinają się pod

bardzo małym kątem, w związku z czym stateczność układu jest zła. W celu zaradzenia temu na przewodzie łączącym pompę z wytwornicą wstawia się zawór przelewowy utrzymujący stałe ciśnienie podawania. Ciśnienie to zostaje osiągnięte w punkcie B charakterystyki turbiny, który odpowiada mniejszym prędkościom obrotowym od obliczeniowych



Rys. 12.11. Współpraca turbiny z pompą

pompy $O'AP$ w punkcie P pod dużym kątem. Zwiększa to znacznie stateczność pracy turbopompy.

$\left(\frac{n}{n_0} = a < 1\right)$, gdzie n_0 — prędkość obrotowa obliczeniowa).

Przy wzroście prędkości obrotowej n stale utrzymujące się ciśnienie w generatorze wywołuje łagodny spadek momentu, co powoduje przecięcie się charakterystyki turbiny $OABP$ z charakterystyką

LITERATURA DO ROZDZIAŁU 12:

- 12.1. H. Mebus: *Berechnung von Raketentriebwerken*. 1957.
- 12.2. M. Barrere: *Rocket Propulsion*. 1960.