

*Stanisław Ochęduszek, Józef Folwarczny*

Katedra Teorii Maszyn Ciepłych

## **Sprawność ekonomiczna siłowni powietrznej**

W pracy poddano szczegółowej analizie zagadnienie ekonomiczności i strat energii w siłowni powietrznej składającej się ze sprężarek, przewodów powietrza sprężonego i silników powietrznych. Rozpatrzono poszczególne sprawności składowe i ich wpływ na wielkość sprawności ekonomicznej siłowni powietrznej.

### **1. Wstęp**

Szybki rozwój przemysłu naszego kraju wymaga sprawnego i pełnego zaopatrzenia nowo powstających zakładów nieprzerwanym strumieniem energii. Dlatego właśnie dzisiaj, więcej niż kiedykolwiek, staje się niezmiernie aktualna konieczność prowadzenia oszczędnej gospodarki energetycznej na każdym polu. Nie wystarczy troska o ekonomiczne wykorzystanie energii chemicznej paliw i zamianę jej na energię mechaniczną lub elektryczną. Należy również zwracać uwagę na dalszą gospodarkę wytworzoną już energią mechaniczną i elektryczną.

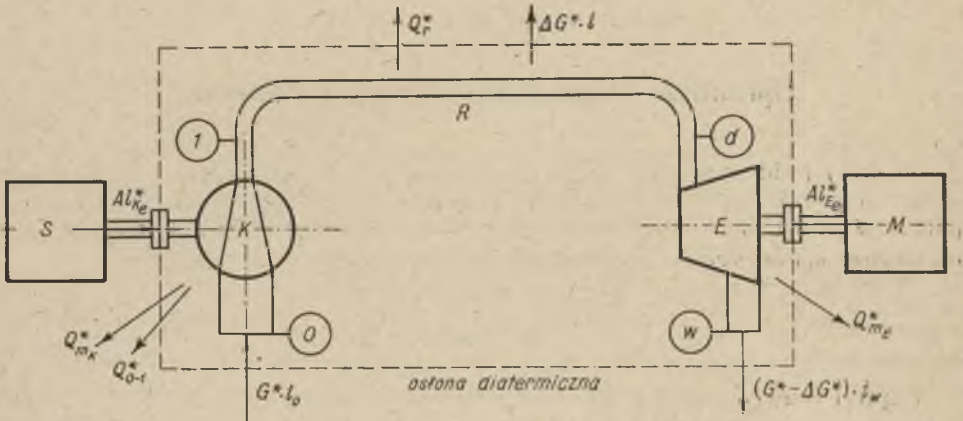
Do bardzo poważnych odbiorców energii należą zakłady przemysłu węglowego, które stosują przeważnie trzy nośniki energii, mianowicie: parę wodną, prąd elektryczny i powietrze sprężone. Wytwarzanie powietrza sprężonego w wielu kopalniach chłonie około 50% ogólnego zużycia energii mechanicznej zakładu. Praca niniejsza jest analizą stopnia wykorzystania energii napędowej sprężarek w silnikach powietrznych, napędzających górnicze urządzenia robocze.

### **2. Siłownia powietrzna**

Za siłownię powietrzną (rys. 1) należy uważać zespół urządzeń składający się ze sprężarki  $K$ , sieci przewodów rurowych  $R$  oraz silników powietrznych  $E$ . Zgodnie z tym określeniem, siłownia powietrzna zaczyna się na sprzęgle silnika napędowego  $S$ , przez które przenosi się na wał sprężarki efektywną moc mechaniczną  $AL_k^*$  kcal/h potrzebną do sprę-

zania powietrza, a kończy się na sprzęgłach silników powietrznych napędzających maszyny robocze.

Sprężarka  $K$  dostarcza powietrza sprężonego o wymaganych parametrach w ilości  $G^*$  kg/h. Parametry powietrza sprężonego będą oznaczane wskaźnikiem  $1$  (rys. 1). Powietrze to za pomocą sieci przewodów rurowych rozprowadzane jest do miejsc przeznaczenia. Na tej drodze



Rys. 1. Schemat siłowni powietrznej;  $S_e$  — silnik napędowy,  $K$  — sprężarka,  $R$  — sieć przewodów rurowych,  $E$  — silniki powietrzne,  $M$  — maszyny robocze

powietrze ochładza się o  $\Delta T^\circ$  oddając ciepło  $Q_r^*$  kcal/h do otoczenia, nadto rozpręża się pokonując opory przepływu tak, że spadek ciśnienia w sieci przewodów wynosi  $\Delta P$  kG/m<sup>2</sup>. Wskutek nieszczelności dostaje się do silników napędowych masa powietrza mniejsza od masy zassanej przez sprężarkę. Stratę masy oznacza się przez  $\Delta G^*$  kg/h. Parametry powietrza na dolocie do silników powietrznych będą oznaczane za pomocą wskaźnika  $d$ . Silniki powietrzne wytwarzają moc mechaniczną  $AL_{E_e}^*$  kcal/h oraz oddają do otoczenia powietrze rozprężone w ilości  $(G^* - \Delta G^*)$  kg/h.

Wskaźnikiem ekonomii siłowni powietrznej jest stosunek mocy efektywnej maszyn roboczych  $AL_{E_e}^*$  do mocy efektywnej  $AL_{K_e}^*$  zużytej do napędu sprężarki (lub zespołu sprężarek). Stosunek ten nosi nazwę *sprawności ekonomicznej siłowni powietrznej*

$$\eta_{ek} = \frac{AL_{E_e}^*}{AL_{K_e}^*} \quad (1)$$

Moc maszyny przepływowej  $AL^*$  wyraża iloczyn natężenia przepływu masy  $G^*$  kg/h i pracy jednostkowej  $Al$  kcal/kg. Wobec tego można napisać:

dla sprężarki

$$AL_{K_e}^* = G^* \cdot Al_{K_e} \quad (a)$$

i dla silnika powietrznego

$$AL_{E_e}^* = (G^* - \Delta G^*) \cdot Al_{E_e}. \quad (b)$$

W równaniach (a) i (b) oznaczają:

$Al_{K_e}$  kcal/kg — pracę efektywną, potrzebną do sprężenia jednego kilograma powietrza od parametrów otoczenia do parametrów panujących na początku sieci przewodów;

$Al_{E_e}$  kcal/kg — pracę efektywną wykonaną przez jeden kg powietrza sprężonego w silnikach powietrznych podczas rozprężania od ciśnienia  $P_d$  (i temperatury  $T_d$ ) do ciśnienia otoczenia.

Po podstawieniu równań (a) i (b) do równania (1) otrzymuje się następujące wyrażenie na sprawność ekonomiczną siłowni powietrznej

$$\eta_{ek} = (1 - \varphi) \cdot \frac{Al_{E_e}}{Al_{K_e}}, \quad (1a)$$

jeżeli przez

$$\varphi = \frac{\Delta G^*}{G^*} \quad (2)$$

oznaczy się *stopień nieszczelności urządzeń* siłowni powietrznej.

Z równania (1a) wynika, że sprawność ekonomiczna siłowni powietrznej zależy od stopnia nieszczelności urządzeń oraz od stosunku jednostkowej pracy efektywnej silników powietrznych do jednostkowej pracy efektywnej sprężania. Sprawność ta jest znacznie mniejsza od jedności, gdyż straty energii mechanicznej<sup>1)</sup> w obrębie siłowni powietrznej powodują, że

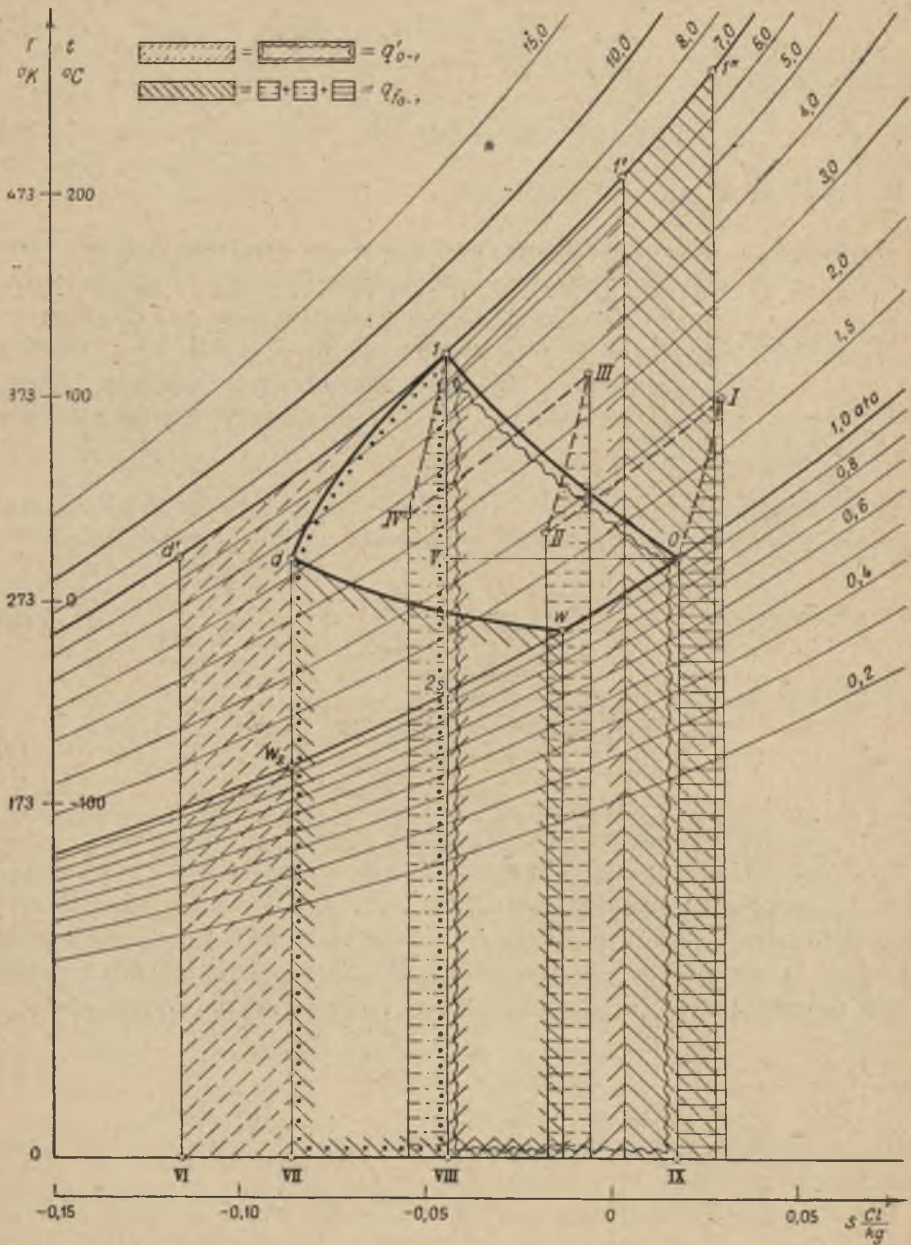
$$Al_{E_e} < Al_{K_e}. \quad (c)$$

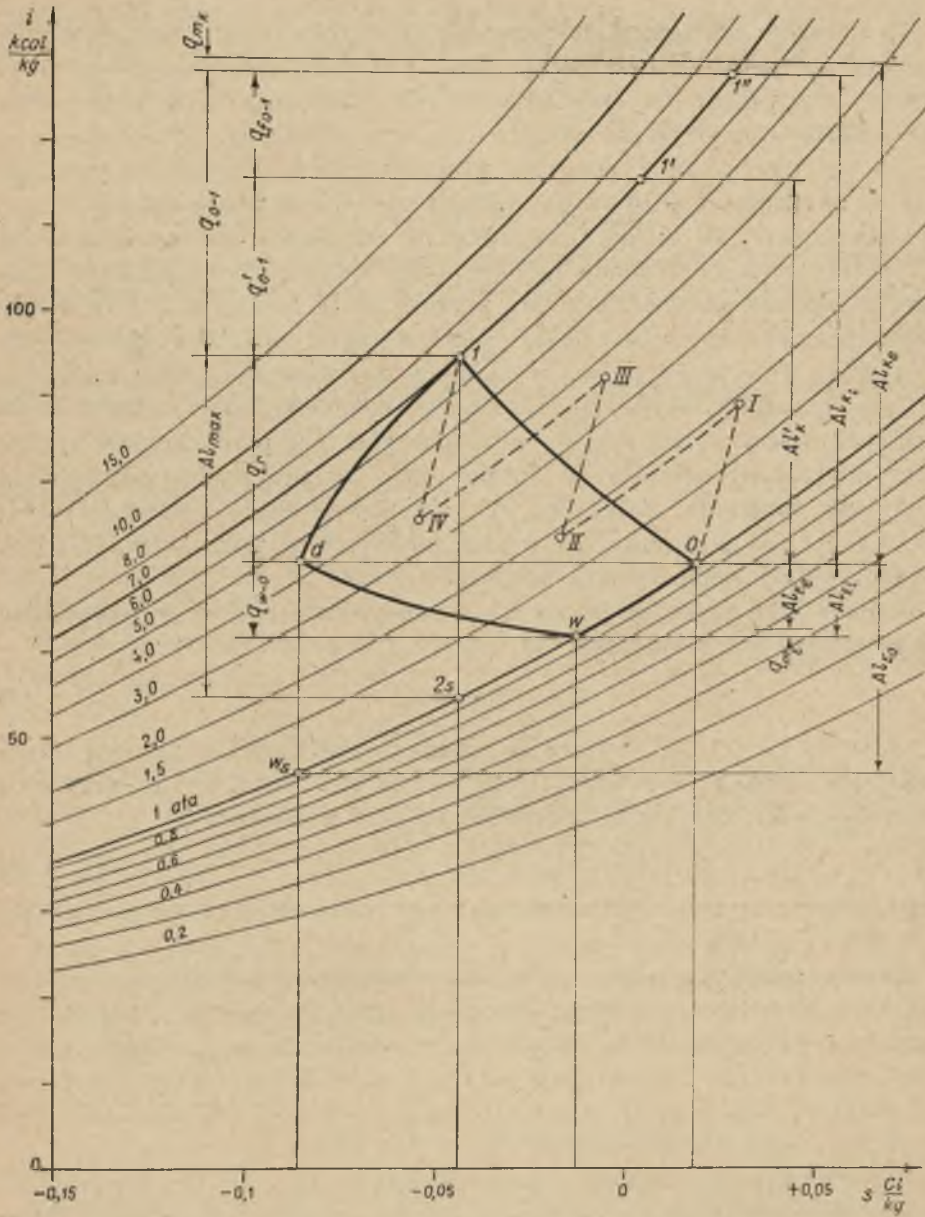
Analizę wszystkich przyczyn powyższej nierówności ułatwi przebieg przemian przedstawionych w układzie  $T, s$  na rys. 2a.

Dla uproszczenia powietrze potraktowano jak gaz doskonały, którego ciepło właściwe  $c_p$  jest wielkością niezmienną. Ponieważ entalpia  $i = c_p \cdot T$  zależy tylko od temperatury, przeto wykres przemian w układzie  $i, s$  (rys. 2b) jest identyczny z wykresem przemian w układzie  $T, s$ .

<sup>1)</sup> St. Ochęduszek, *Teoria maszyn cieplnych*, cz. I, rozdz. XVI, 1953, PWT.



Rys. 2a. Układ ciepła  $T, s$ ; obieg termodynamiczny siłowni powietrznej



Rys. 2b. Układ  $i, s$ ; obieg termodynamiczny siłowni powietrznej



### 3. Straty pracy mechanicznej podczas sprężania

W dalszych rozważaniach przyjęto, że sprężarka, w której sprężanie zachodzi w sposób adiabatyczny, ma dwie chłodnice międzystopniowe. Rzeczywista przemiana sprężania została wkreślona linią przerywaną 0-I-II-III-IV-1 na rys. 2.

Na wstępie będzie wyznaczona praca sprężania  $Al'_k$  kcal/kg przy założeniu, że sprężanie odbywa się wzdłuż podanej linii przemianowej w sposób odwracalny. W takim przypadku na odcinkach linii przemianowej 0-I, II-III oraz IV-1 ciepło byłoby doprowadzane do czynnika sprężonego, natomiast na odcinkach linii przemianowej I-II oraz III-IV ciepło musiałoby być odprowadzane do źródeł zewnętrznych. Dla uproszczenia rzeczywistą linię przemianową w układzie  $T, s$  zastąpiono linią zastępczą 0-1 łączącą punkty, określające stan początkowy i końcowy linii sprężania i ukształtowaną w ten sposób, aby pole pod nią przedstawiało ciepło, które odebrałyby zewnętrzne źródła ciepła w przypadku odwracalnej przemiany sprężania. Zatem na rys. 2a powierzchnia pola 0-I-II-III-IV-1-VIII-IX-0 powinna być równa powierzchni pola 0-1-VIII-IX-0, reprezentującej ciepło oddane  $q'_{0-1}$  kcal/kg.

Jednostkową pracę sprężania  $Al'_k$  można wyznaczyć, przeprowadzając bilans energetyczny sprężarki

$$Al'_k = i_1 - i_0 + q'_{0-1}. \quad (3)$$

W układzie  $i, s$  (rys. 2b) pracę tę można przedstawić za pomocą odpowiedniego odcinka pionowego, jeżeli ciepło  $q'_{0-1}$  doda się do przyrostu entalpii ( $i_1 - i_0$ ). Równanie (3) można napisać w postaci

$$Al'_k = q'_{0-1} + i_1 - i_0 = i'_1 - i_0. \quad (3a)$$

Skorzystano przy tym ze znanego sposobu wyznaczania przyrostu entalpii na wykresie  $T, s$ <sup>1)</sup>.

Rzeczywistej przemianie sprężania towarzyszy nieodwracalne zjawisko tarcia i dlatego z wodą chłodzącą oprócz ciepła  $q'_{1-0}$  poprzednio wyznaczonego odprowadza się również ciepło tarcia  $q'_{f0-1}$ . Ciepło tarcia w układzie  $T, s$  (rys. 2a) wyrażają pola pod przemianami sprężania w poszczególnych stopniach, tj. pola pod odcinkami 0-I, II-III oraz IV-1 rzeczywistej przemiany sprężania.

Jednostkowa wewnętrzna praca sprężania  $Al_{K_i}$  kcal/kg w sprężarce rzeczywistej jest większa od pracy  $Al'_k$  poprzednio omówionej. Pracę wewnętrzną sprężania otrzymuje się po zastosowaniu pierwszej zasady termodynamiki do sprężarki rzeczywistej

$$Al_{K_i} = i_1 - i_0 + q'_{0-1} + q_{f0-1}. \quad (4)$$

<sup>1)</sup> St. Ochęduszek, jw., cz. I, rys. 90.

Równanie (4) wynika z następującego rozumowania: ponieważ rzeczywiste sprężanie zachodzi bez wymiany ciepła z otoczeniem, przeto pracę wewnętrzną w sprężarce 3-stopniowej (rys. 2) określa równanie: <sup>1)</sup>

$$Al_{K_i} = i_1 - i_0 + i_{III} - i_{II} + i_1 - i_{IV} = i_1 - i_0 + i_1 - i_{II} + i_{III} - i_{IV} \quad (4a)$$

zawierające sumę prac wewnętrznych włożonych w poszczególnych stopniach (częściach) sprężarki. Wiadomo, że

$$i_1 - i_{II} + i_{III} - i_{IV} = q_{0-1} \quad (d)$$

wyraża rzeczywiste ciepło odprowadzone do otoczenia podczas chłodzenia międzystopniowego. Po skojarzeniu równań (4a) i (d) otrzymuje się

$$Al_{K_i} = i_1 - i_0 + q_{0-1}. \quad (4b)$$

Ciepło odprowadzone w przypadku przemiany odwracalnej wynosi

$$q'_{0-1} = q_{0-1} - q_{f_{0-1}}. \quad (5)$$

Stąd otrzymuje się wartość <sup>2)</sup>

$$q_{0-1} = q'_{0-1} + q_{f_{0-1}}, \quad (5a)$$

która wstawiona do równania (4b) daje wartość pracy wewnętrznej określonej równaniem (4).

W celu przedstawienia pracy wewnętrznej  $Al_{K_i}$  w układzie  $i, s$  (rys. 2b), równanie (4) przekształca się na:

$$Al_{K_i} = i_1 + q'_{0-1} + q_{f_{0-1}} - i_0 = i_{1''} - i_0. \quad (4c)$$

Jeżeli pod izobarą  $p_1$  do naniesionego uprzednio pola ciepła  $q'_{0-1}$  doda się pole ciepła tarcia  $q_{f_{0-1}}$ , to otrzymuje się punkt  $1''$ . Różnica rzędnych punktu  $1''$  oraz punktu  $0$  na skali entalpii daje odcinek wyrażający  $Al_{K_i}$ . Pole pod izobarą  $p_1$ , ograniczone rzędnymi punktu  $1$ , punktu  $1''$  i osią entropii, przedstawia sumę ciepła odprowadzonego do wody chłodzącej w czasie sprężania 1 kg powietrza w sprężarce rzeczywistej.

Silnik napędzający sprężarkę musi dostarczyć jej pracę efektywną  $Al_{K_e}$  większą od pracy wewnętrznej o wielkość  $q_{mK}$  kcal/kg potrzebną do pokrycia strat mechanicznych sprężarki. Wielkość  $Al_{K_e}$  kcal/kg również zaznaczono na rys. 2.

#### 4. Straty pracy podczas transportu

Sprężarka w silowni powietrznej odgrywa taką samą rolę jak kocioł w silowni parowej. W obu przypadkach otrzymuje się czynnik termodynamiczny zdolny do wykonania pracy dzięki temu, że jego ciśnienie i temperatura są wyższe od odpowiednich parametrów otoczenia.

<sup>1)</sup> St. Ochęduszko, jw., cz. II, równ. (XXXV, 15a).

<sup>2)</sup> St. Ochęduszko, jw., cz. I, równ. (XIV, 7) i (XIII, 22).

*Maximum maximorum* pracy, jaką można by uzyskać, gdyby przy współdziałaniu tylko otoczenia powietrze podczas rozprężania przeszło odwracalnie od parametrów  $P_1, T_1$  do parametrów otoczenia  $P_0, T_0$ <sup>1)</sup> wyraża pole (rys. 2a)<sup>2)</sup>

$$Al_{\max\max} = \text{pole } (I-d'-VI-VIII-V-1) + \text{pole } (0-V-VIII-IX-0).$$

Realizacja tej pracy w praktyce jest niemożliwa. Gdyby natomiast w silniku, zasilanym powietrzem sprężonym o parametrach  $P_1, T_1$ , była realizowana odwracalna przemiana wzdłuż omówionej zastępczej linii przemianowej  $I-0$ , to uzyskana jednostkowa praca wynosiłaby  $Al_k$  kcal/kg, przy czym powietrzu musiałoby być dostarczone ciepło  $q'_{0-1}$  ze źródeł, których temperatura jest wyższa od  $T_0$ . W praktyce przemiany takiej nie można zrealizować nawet w przybliżeniu.

Rzeczywiste silniki można uważać za urządzenia adiabatyczne, gdyż — dzięki dużym prędkościom przepływu powietrza w obrębie silnika — ekspandujący czynnik może pobrać tylko znikomą ilość ciepła z otoczenia. Z tego powodu jednemu kilogramowi powietrza sprężonego o parametrach  $I$  przypisuje się maksymalną zdolność do wykonania pracy  $Al_{\max}$  równą izentropowemu spadkowi entalpii do ciśnienia otoczenia  $p_0$ .<sup>3)</sup>

$$Al_{E\max} = i_1 - i_{2s} \text{ kcal/kg.} \quad (6)$$

Maksymalna zdolność wykonania pracy  $Al_{\max}$  nosi nazwę pracy maksymalnej, którą można by uzyskać w odwracalnej adiabatycznej maszynie ekspansyjnej.

Wielkość pracy maksymalnej przedstawiono na rys. 2b jako odcinek entalpii. Niestety podczas przepływu w przewodach rurowych zdolność powietrza do wykonania pracy dewaluuje się, gdyż zarówno ciśnienie, jak i temperatura powietrza spadają. Linia  $I-d$  na rys. 2a i 2b oddaje stany zachodzące w przewodach, które doprowadzają powietrze sprężone do miejsc przeznaczenia. Linia ta jest wypadkową dławienia powietrza wskutek oporów przepływu i równoczesnego oddawania ciepła na rzecz otoczenia. Efektem dławienia jest spadek ciśnienia, skutkiem zaś chłodzenia jest spadek entalpii powietrza sprężonego.

Na wykresie  $T, s$  (rys. 2a) pole pod odcinkiem izobary  $p_1$  między punktem  $I$  i punktem  $d'$  wyraża spadek entalpii równy ciepłu straconemu  $q_r$ . Ciepło to reprezentuje pole  $(I-d'-VI-VIII-1)$  w układzie  $T, s$ . Zgodnie z równaniem (5a) pole to równa się polu  $(I-d-VII-VIII-1)$ , wyra-

<sup>1)</sup> Parametry otoczenia silników powietrznych czasem mogą odbiegać od parametrów otoczenia sprężarki. Na rys. 1 założono zgodność tych parametrów.

<sup>2)</sup> St. Ochęduszek, jw., cz. I, rys. 94.

<sup>3)</sup> St. Ochęduszek, jw., cz. I, podrozdział XVI, 2.



żającemu ciepło  $q_{1-d}$  oddane podczas przemiany odwracalnej powiększono o pole (1-d'-VI-VII-d-1) reprezentujące ciepło tarcia  $q_{f_{1-d}}$

$$q_r = q_{1-d} + q_{f_{1-d}} \quad (5b)$$

### 5. Straty pracy podczas rozprężania

Silniki napędzające maszyny robocze są zasilane powietrzem o parametrach określonych punktem  $d$ . Linia  $d-w$  przedstawia przemianę, zachodzącą podczas rozprężania powietrza wewnątrz silników powietrznych do ciśnienia otoczenia.

W przypadku odwracalnej ekspansji adiabatycznej powietrza, można by uzyskać pracę największą (rys. 2a, 2b)

$$Al_{E_0} = i_d - i_{w_s} \quad (7)$$

Rzeczywiste maszyny ekspansyjne pracują w sposób nieodwracalny i wykorzystują mniejszy spadek entalpii od spadku izentropowego. W tłokowych silnikach powietrznych, stosowanych w górnictwie, jest to spowodowane tym, że pracują przy dużym napełnieniu. Wykorzystany przez silnik spadek entalpii nosi nazwę pracy wewnętrznej

$$Al_{E_i} = i_d - i_w \quad (8)$$

Do określenia wielkości pracy wewnętrznej danego urządzenia wystarczy zmierzyć ciśnienie i temperaturę powietrza na dolocie oraz ciśnienie i temperaturę na wylocie silnika powietrznego. Ponieważ silnik powietrzny pracuje bez wymiany ciepła ze źródłami zewnętrznymi, przeto pole pod linią przemianową  $d-w$  w układzie  $T, s$  przedstawia ciepło tarcia, wyzwolone w silniku powietrznym.

Uzyskana w obrębie silnika praca wewnętrzna  $Al_{E_i}$  pomniejszona o straty mechaniczne silnika  $q_{m_E}$  daje pracę efektywną  $Al_{E_e}$  kcal/kg, która za pomocą sprzęgła zostaje przekazana maszynie roboczej. Wielkość pracy efektywnej uwidoczniło również na rys. 2b.

Punkt  $w$ , określający stan powietrza opuszczającego silnik, leży na izobarze  $p_0$  otoczenia. Powietrze to poza silnikami miesza się z powietrzem otoczenia i podgrzewa do temperatury  $t_0$  °C. Ilość ciepła  $q_{w-0}$  kcal/kg, pobranego przez 1 kg powietrza z otoczenia, wyraża pole pod przemianą izobaryczną  $w-0$  w układzie  $T, s$  (rys. 2a).

### 6. Bilans energetyczny

Bilans energetyczny silowni powietrznej, której schemat jest przedstawiony na rys. 1, wyraża równanie

$$AL_{K_e}^* + G^* \cdot i_0 = AL_{E_e}^* + Q_r^* + Q_{0-1}^* + Q_{m_K}^* + Q_{m_E}^* + \Delta G^* i + (G^* - \Delta G^*) \cdot i_w \quad (9)$$

Po przekształceniu otrzymuje się

$$(AL_{K_e}^* - Q_{mK}^*) - (AL_{E_e}^* + Q_{mE}^*) = (Q_r^* + Q_{0-1}^*) - [G^* \cdot (i_0 - i_w) - G^* \cdot (i - i_w)], \quad (9a)$$

gdzie:

- $AL_{K_e}^*$  kcal/h — napędowa moc efektywna sprężarki,
- $Q_{mK}^*$  kcal/h — strata mocy na pokrycie tarcia w sprężarce,
- $AL_{E_e}^*$  kcal/h — moc efektywna silników powietrznych,
- $Q_{mE}^*$  kcal/h — strata mocy na pokrycie tarcia w silnikach powietrznych,
- $Q_r^*$  kcal/h — ciepło tracone na rzecz otoczenia przez sieć przewodów rurowych,
- $Q_{0-1}^*$  kcal/h — ciepło odprowadzane przez wodę chłodzącą sprężarkę,
- $G^*$  kg/h — natężenie dopływu powietrza do sprężarki,
- $\Delta G^*$  kg/h — powietrze tracone w silowni powietrznej wskutek nieszczelności,
- $i$  kcal/kg — średnia entalpia powietrza uchodzącego przez nieszczelności,
- $i_0$  kcal/kg — entalpia powietrza dopływającego do sprężarki,
- $i_w$  kcal/kg — średnia entalpia powietrza opuszczającego silniki powietrzne.

Równanie (9a) otrzymuje postać prostszą

$$AL_{sil}^* = Q_2^* - Q_1^*, \quad (9b)$$

jeżeli uwzględni się to, że:

- $(AL_{K_e}^* - Q_{mK}^*) = AL_{K_i}^*$  — moc wewnętrzna sprężarki,
- $(AL_{E_e}^* + Q_{mE}^*) = AL_{E_i}^*$  — moc wewnętrzna silników powietrznych,
- $AL_{K_i}^* - AL_{E_i}^* = AL_{sil}^*$  — moc wewnętrzna silowni,
- $Q_r^* + Q_{0-1}^* = Q_2^*$  — ciepło tracone przez powietrze sprężone w obrębie silowni,
- $[G^* \cdot (i_0 - i_w) - \Delta G^* \cdot (i - i_w)] = Q_1^*$  — ciepło doprowadzane do silowni ze strumieniami powietrza.

Jeżeli założy się, że nie ma strat powietrza sprężonego przez nieszczelności  $\Delta G^* = 0$ , to równanie (9a) sprowadza się do postaci

$$Al_{ob} = q_{0-1} + q_r - q_{w-0} \text{ kcal/kg P}, \quad (9c)$$

gdź wówczas

$$\frac{Al_{sil}^*}{G^*} = Al_{ob}.$$

Komplet przemian na rys. 2a, 2b przedstawia lewobieżny, nieodwracalny obieg termodynamiczny  $\theta$ -1-d-w- $\theta$ . Pole wewnątrz linii zamkniętej <sup>1)</sup> nie ma znaczenia fizycznego. Wkład pracy dla zrealizowania tego obiegu jest większy od cieplnego odpowiednika pola zawartego wewnątrz obiegu.

## 7. Sprawności

Równanie (1a) można napisać w następującej postaci

$$\eta_{ek} = (1 - \varphi) \cdot \frac{Al_{E_e}}{Al_{E_i}} \cdot \frac{Al_{E_i}}{Al_{E_0}} \cdot \frac{Al_{E_0}}{Al_{max}} \cdot \frac{Al_{max}}{Al'_K} \cdot \frac{Al'_K}{Al_{K_i}} \cdot \frac{Al_{K_i}}{Al_{K_e}}, \quad (1b)$$

gdzie:

$\varphi$  — stopień nieszczelności siłowni,

$\frac{Al_{E_e}}{Al_{E_i}} = \eta_{Em}$  — sprawność mechaniczna silników powietrznych,

$\frac{Al_{E_i}}{Al_{E_0}} = \eta_{Ei}$  — sprawność wewnętrzna silników powietrznych,

$\frac{Al_{E_0}}{Al_{max}} = \eta_r$  — sprawność termodynamiczna sieci przewodów rurowych,

$\frac{Al_{max}}{Al'_K} = \mu$  — maksymalny stopień wykorzystania pracy włożonej do sprężarki umownej,

$\frac{Al'_K}{Al_{K_i}} = \eta'_{K_i}$  — umowna sprawność wewnętrzna <sup>2)</sup> sprężarki lub stacji sprężarek,

$\frac{Al_{K_i}}{Al_{K_e}} = \eta_{K_r}$  — sprawność mechaniczna sprężarki lub stacji sprężarek.

Sprawność ekonomiczną siłowni powietrznej określa więc wzór

$$\eta_{ek} = (1 - \varphi) \cdot \eta_{Em} \cdot \eta_{Ei} \cdot \eta_r \cdot \mu \cdot \eta'_{K_i} \cdot \eta_{K_r}. \quad (1c)$$

Wzór powyższy obejmuje wszystkie sprawności składowe, które z kolei należy omówić.

a) Wielkość  $(1 - \varphi)$  można by nazwać *sprawnością urządzeń siłowni pod względem szczelności*. Zależy ona od stopnia nieszczelności urządzeń  $\varphi$ , który bywa nieraz rzędu 40 do 50%. Troska o szczelność przewodów rurowych i urządzeń, to jeden z zasadniczych sposobów podniesienia

<sup>1)</sup> St. Ochędusko, jw., cz. I, str. 160.

<sup>2)</sup> Sprawność ta nie pokrywa się ze sprawnością  $\eta_i$  zdefiniowaną w cytowanej książce St. Ochęduski, cz. II, str. 12.



sprawności ekonomicznej siłowni powietrznej i oszczędności energetycznych.

b) *Sprawność mechaniczna  $\eta_{E_m}$  silników*, zasilanych powietrzem sprężonym, zależy od konstrukcji silnika, od jakości smarów i od obciążenia. Silnik ma pewną optymalną sprawność mechaniczną, jeżeli jest w dobrym stanie, jest należycie smarowany i pracuje w warunkach nominalnego obciążenia. Uszkodzenia silników i niedostateczne smarowanie obniżają sprawność mechaniczną, a tym samym sprawność ekonomiczną siłowni powietrznej. Niskie obciążenie silnika wywiera ujemny wpływ na sprawność mechaniczną, np. w czasie biegu luzem silnik pracuje tylko na pokrycie tarcia w mechanizmach i  $\eta_{E_m} = 0$ .

c) *Sprawność wewnętrzna  $\eta_{E_i}$  silników* powietrznych jest bardzo mała, ponieważ większość silników tłokowych pracuje przy stuprocentowym napełnieniu, a powietrze opuszczając maszynę jest nieużytecznie dławione do ciśnienia otoczenia.

Na rysunku 3 przedstawiono za pomocą linii pełnych zależność pracy największej  $Al_{E_0}$  kcal/kg powietrza sprężonego od temperatury dolotowej  $T_d$  i ciśnienia dolotowego  $p_d$ . Natomiast linie przerywane dotyczą pracy  $Al'_{E_i}$  kcal/kg osiągalnej w adiabatycznej maszynie tłokowej, w której jedyną stratą jest strata z powodu niezupełnej ekspansji spowodowana stuprocentowym napełnieniem.<sup>1)</sup>

Sprawność wewnętrzną  $\eta_{E_i}$  można rozwinąć w postaci

$$\eta_{E_i} = \frac{Al_{E_i}}{Al'_{E_i}} \cdot \frac{Al'_{E_i}}{Al_{E_0}}, \quad (7)$$

gdzie

$$\frac{Al_{E_i}}{Al'_{E_i}} = \xi \quad (c)$$

oznacza stosunek pracy wewnętrznej maszyny rzeczywistej do pracy maszyny tłokowej, w której występuje jedynie strata z powodu ekspansji niezupełnej; natomiast

$$\frac{Al'_{E_i}}{Al_{E_0}} = v \quad (d)$$

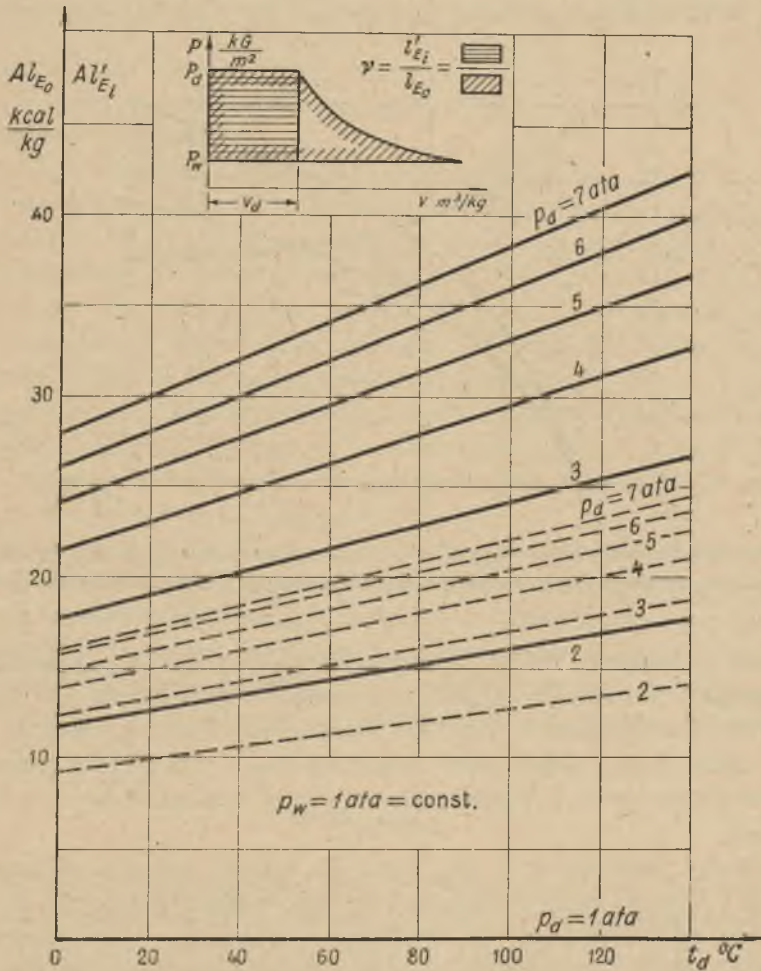
oznacza sprawność wewnętrzną maszyny, mającej napełnienie  $\varepsilon = 100\%$ , obciążonej jedynie stratą niezupełnej ekspansji.

Po wprowadzeniu równań (c) i (d) do równania (7) otrzymuje się

$$\eta_{E_i} = \xi \cdot v. \quad (7a)$$

<sup>1)</sup> St. Ochęduszek, jw., cz. II, str. 58.

Łatwo udowodnić, że sprawność  $\nu$  jest niezależna od temperatury dolotowej  $T_d$ . Zależność  $\nu = f(P_d)$  przedstawia odpowiednia krzywa na rys. 4. Ponieważ wartość stosunku  $\nu$  ze wzrostem ciśnienia maleje,

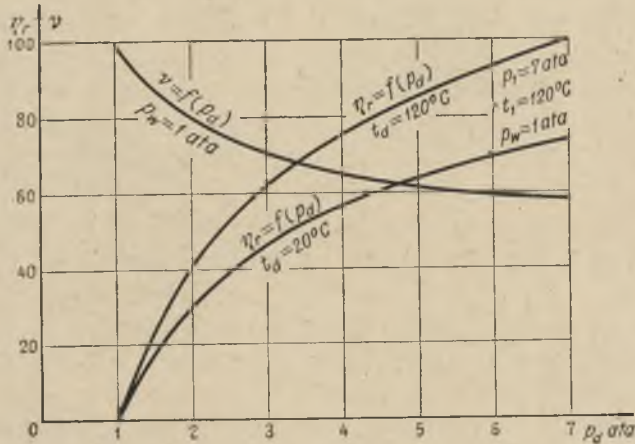


Rys. 3. Silnik powietrzny; praca największa  $Al_{E0}$  (linie pełne) i największa praca indykowana  $Al_{Ei}$  (linie przerywane) przy  $\epsilon = 100\%$ , w zależności od  $p_d$  i  $t_d$

przeto stosunek  $\xi$  musi rosnać w takim stopniu, aby iloczyn  $\xi \cdot \nu$  osiągnął wartość optymalną  $\eta_{Ei_{opt}}$  w warunkach nominalnych. Strata wynikająca ze spadku wartości  $\nu$  na skutek wzrostu ciśnienia dolotowego jest więc stratą pozorną. Nadto z rys. 4 wynika, że ubytkowi stosunku  $\nu$  towarzyszy zawsze większy od niego przyrost sprawności  $\eta$ , przewodów

rurowych, co nie jest bez dodatniego wpływu na sprawność ekonomiczną siłowni.

d) *Sprawność termodynamiczna przewodów rurowych*  $\eta_r$  mówi o przydatności sieci przewodów do transportowania powietrza sprężonego. Na rys. 4 nakreślono również krzywe  $\eta_r = f(P_d)$ , z których wynika, że



Rys. 4. Sprawność przewodów rurowych  $\eta_r$  oraz maksymalna sprawność wewnętrzna  $\nu$  maszyny tłokowej przy  $\epsilon = 100\%$  w zależności od ciśnienia dolotowego  $p_d$

sprawność  $\eta_r$  znacznie rośnie ze wzrostem ciśnienia  $P_d$  i temperatury  $T_d$ . W przypadku nie zaizolowanych przewodów strata ciepła na rzecz otoczenia jest nieunikniona i wówczas można wpływać na wielkość sprawności  $\eta_r$  tylko przez odpowiedni dobór średnicy przewodów uwzględniający rozbudowę sieci i wydłużanie się dróg transportowych powietrza sprężonego.

Sprawność rurociągów  $\eta_r$  jest inna dla każdej gałęzi sieci przewodów rurowych i bardzo często niższa od wartości, wynikającej z rys. 2. Gałęzie sieci przewodów rurowych są wydłużane w miarę postępowania robót górniczych. Dobór odpowiedniej średnicy przewodów powinien być oparty o przewidywane natężenia przepływu z uwzględnieniem maksymalnej długości danej gałęzi.

W trosce o wielkość sprawności rurociągów, należy również zwrócić uwagę na odwodnienie przewodów rurowych. Sprężarka bowiem zasysa z otoczenia powietrze wilgotne i wprowadza z nim do rurociągów tłocznych pewne ilości wody. W miarę spadku temperatury para wodna w przewodach skrapla się częściowo, tworzy tzw. korki wodne i powoduje dodatkowe opory przepływu. Staranne odwadnianie sieci przewodów rurowych



wych jest nieodzowne w każdym zakładzie zainteresowanym wzrostem sprawności ekonomicznej swojej siłowni powietrznej.

e) *Maksymalny stopień wykorzystania pracy* włożonej do sprężarki umownej  $\mu$  dla sprężarek chłodzących jest mniejszy od jedności. Pochodzi to stąd, że praca maksymalna określona jako izentropowy spadek entalpii od punktu 1 do ciśnienia otoczenia jest mniejsza od pracy włożonej do sprężarki umownej. Stosunek  $\mu$  należy traktować jako pewną wielkość znamionową sprężarki.

f) *Umowna sprawność wewnętrzna sprężarki*  $\eta'_{k_i}$  jest stosunkiem wkładu pracy najmniejszej  $Al'_k$  do rzeczywistego wkładu pracy wewnętrznej  $Al_{k_i}$  do sprężarki. Wielkość ta jest charakterystyczna dla danego typu sprężarki i świadczy o jakości rozwiązania konstrukcyjnego oraz o stanie technicznym sprężarki. Między innymi na wartość sprawności wewnętrznej  $\eta'_{k_i}$  ma istotny wpływ stan chłodnic międzystopniowych. Nienależyte chłodzenie wskutek zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnej powoduje, że temperatura powietrza sprężonego i jednostkowa praca wewnętrzna  $Al_{k_i}$  wzrastają, natomiast sprawność wewnętrzna  $\eta'_{k_i}$  spada. Jeżeli przewody rurowe nie są zaizolowane, to wyższa temperatura powietrza sprężonego nie daje żadnych korzyści energetycznych.

g) *Sprawność mechaniczna sprężarki*  $\eta_{k_m}$  jest zmienna i zależy od wydajności sprężarki. Sprawność mechaniczna może się teoretycznie zmieniać w granicach od 0 dla biegu luzem do wartości najwyższej odpowiadającej pełnej wydajności. W siłowni powietrznej wyposażonej w kilka sprężarek należy w czasie zmniejszonego zapotrzebowania powietrza sprężonego wyłączać z ruchu zbędne jednostki, utrzymując pozostałe przy pełnej wydajności.

## 8. Przykład

Obieg przedstawiony na rys. 2a, 2b oddaje przemiany, którym podlega powietrze sprężone w zakładzie energetycznym. Pracę efektywną sprężania  $Al_{k_e}$  oraz efektywną pracę silników powietrznych  $Al_{E_e}$  obliczono na podstawie odpowiednich prac wewnętrznych po przyjęciu sprawności mechanicznej:  $\eta_{E_m} = 0,98$  dla sprężarki i  $\eta_{k_m} = 0,93$  dla silników powietrznych.

Stopień nieszczelności sieci przewodów rurowych wynosił  $\varphi = 42\%$ . Wielkość ta została stwierdzona pomiarami przed kilku laty w jednym z zakładów i prawdopodobnie obecnie już nie jest aktualna.

Pozostałe sprawności składowe obliczono jako stosunek odpowiednich prac jednostkowych zaznaczonych w układzie  $i, s$  na rys. 2b i otrzymano następujące wyniki:  $\eta_{E_i} = 0,349$ ,  $\eta_r = 0,621$ ,  $\mu = 0,884$ ,  $\eta'_{k_i} = 0,779$ .

Podstawienie wyżej podanych wielkości do równania (1c) prowadzi do sprawności ekonomicznej siłowni powietrznej

$$\eta_{ek} = (1 - 0,42) \cdot 0,93 \cdot 0,349 \cdot 0,621 \cdot 0,884 \cdot 0,779 \cdot 0,98 = 0,079$$

$$\eta_{ek} = 7,9\%$$

## 9. Zakończenie

Wyznaczona przykładowo wartość sprawności ekonomicznej pewnej siłowni powietrznej dowodzi, że do maszyny roboczej dociera bardzo mała część energii zużytej do napędu sprężarek. Z analizy składowych sprawności siłowni powietrznej wynika, że są możliwości pomniejszania poszczególnych strat energetycznych i podniesienia stopnia wykorzystania energii napędowej sprężarek.

Stwierdzić należy, że również poza omówioną siłownią powietrzną istnieją straty. Maszyny robocze napędzane silnikami powietrznymi pracują często w bardzo ciężkich warunkach, obciążone oporami nieużytecznymi. Systematyczne usuwanie tych oporów oraz eksploatacja urządzeń przy optymalnym obciążeniu użytecznym powinny być codzienną troską użytkowników siłowni powietrznej.

Również trzeba wspomnieć o niepotrzebnych stratach elektrycznych w generatorach prądu, sieciach elektrycznych i silnikach w przypadku stosowania elektrycznego napędu sprężarki tam, gdzie istnieją warunki do stosowania bezpośredniego napędu za pomocą turbiny parowej.

Praca mechaniczna doprowadzana do sprężarki siłowni powietrznej jest produkowana w siłowni parowej, której sprawność ekonomiczna waha się w granicach od 10% dla siłowni przestarzałych do 30% dla siłowni nowoczesnych. Sprawność ekonomiczna dla siłowni parowej jest miarą wykorzystania energii chemicznej paliwa do produkcji efektywnej pracy mechanicznej na wale turbiny parowej. Aby odpowiedzieć na pytanie, jaka część ciepła reakcji chemicznej paliwa spalonego w kotłowni kopalni przyjmuje postać pracy mechanicznej dostarczanej przez silnik powietrzny należy sprawność ekonomiczną siłowni parowej pomnożyć przez sprawność ekonomiczną siłowni powietrznej. Iloczyn ten wynosi około 1%. *Jeden procent energii chemicznej paliwa zostaje wykorzystany do napędu maszyn roboczych, a 99% to straty.* Stąd wypływa wniosek, że siłownia powietrzna jest przykładem wielkiego marnotrawstwa energii, usprawiedliwionego tylko wymogami bezpieczeństwa pracy w górnictwie.

Obliczona przykładowo sprawność ekonomiczna siłowni powietrznej ma wartość orientacyjną. Prawdopodobnie istnieją siłownie o sprawności nieco wyższej o podanej, ale napewno są takie, których sprawność ekonomiczna nie osiąga podanej wartości. W każdej z tych siłowni istnieją

możliwości usprawnień energetycznych. W podstawowych elektrowniach zadaniem inżyniera jest utrzymanie ustalonych już wartości sprawności ekonomicznej, a podniesienie jej o ułamek procentu zaliczane jest do poważnych sukcesów. Obok tej gałęzi przemysłu istnieje dziedzina gospodarki sprężonym powietrzem, do której — można powiedzieć — odpowiednio przygotowany energetyk jeszcze nie dotarł. A powinien dotrzeć i objąć gospodarstwo niczyje. W siłowni powietrznej czekają na niego niełatwe zadania i niewątpliwe sukcesy.

Otrzymano 15 października 1954 r.