

Ryszard Gryboś

Katedra Mechaniki Technicznej i Wytrzymałości Materiałów

Regeneracja ciepła w siłowni z turbiną bezupustową *

W pracy niniejszej omawia autor możliwość regeneracji ciepła w siłowni parowej z turbiną bezupustową przez zastosowanie smoczków parowych. Na prostym przykładzie obiegu z jednostopniową regeneracją wykazuje uzyskany tym sposobem wzrost sprawności termicznej obiegu i ilustruje swe rozważania przykładem liczbowym. Omawia pokrótce teorię smoczka parowego oraz dobór optymalnej temperatury podgrzania kondensatu. Następnie rozważa możliwość pracy równoległej kilku smoczków i wynikającą stąd dalszą poprawę sprawności termicznej obiegu. W zakończeniu przeprowadza autor analizę zmian, jakie zachodzą w działaniu niektórych elementów siłowni na skutek wprowadzenia regeneracji ciepła.

1. Wstęp

Nowoczesne zespoły parowo-turbinowe dużej i średniej mocy budowane są wyłącznie w układach z regeneracyjnym podgrzewaniem wody zasilającej. Obieg regeneracyjny dzięki zmniejszeniu ilości ciepła oddawanego w kondensatorze w porównaniu z obiegiem bezregeneracyjnym posiada wyższą sprawność termiczną.

Rozbudowa naszej energetyki — obok stałego powiększania mocy dyspozycyjnej — idzie w kierunku zwiększania sprawności starych urządzeń energetycznych na drodze modernizacji bądź to samych turbozespołów, bądź też całych obiegów cieplnych istniejących siłowni. Elektrownie starszego typu są wyposażone w turbiny bezupustowe małej albo średniej mocy, pracujące z reguły w obiegu bezregeneracyjnym.

Niniejsza praca ma na celu wskazanie możliwości regeneracji ciepła w siłowniach z turbinami bezupustowymi za pośrednictwem właściwie zastosowanych smoczków parowych (eżektorów). Podane tu proste rozważania teoretyczne wykazują, że z zastosowania tego rodzaju ulepszenia wynika pewien zysk energetyczny.

*) Po oddaniu niniejszej pracy do druku Redakcja stwierdza, że pomysł zastosowania smoczków parowych do regeneracji ciepła w siłowni z turbiną bezupustową został po raz pierwszy opatentowany przez mgra inż. Tadeusza Jankego (opis patentowy Nr 33648 uzyskany 22 października 1947 r.). Opis patentowy nie zawiera analizy naukowej zagadnienia.

Zestawienie oznaczeń

| | |
|---|------------------------------------|
| G^* kg/h | – natężenie przepływu masy, |
| g | – udział masowy, |
| $\mu = 9,80665 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{kG} \cdot \text{sec}^2}$ | – równoważnik jednostek masy, |
| w m/sec | – prędkość, |
| a m/sec | – prędkość rozchodzenia się głosu, |
| φ, ψ | – stosunek prędkości, |
| t °C | – temperatura, |
| p kG/cm ² | – ciśnienie, |
| q kcal/kg | – ciepło (jednostkowe), |
| r kcal/kg | – utajone ciepło parowania, |
| Q_{1i} kcal kWh | – jednostkowe zużycie ciepła, |
| D_i kg pary/kWh | – jednostkowy rozchód pary, |
| l kGm/kg | – praca odniesiona do 1 kg pary, |
| i kcal/kg | – entalpia właściwa, |
| H kcal/kg | – spadek (przyrost) entalpii, |
| s Cl/kg | – entropia właściwa, |
| π Cl/kg | – przyrost entropii, |
| x | – stopień suchości, |
| ε | – stopień regeneracji, |
| σ | – stosunek eżekcji, |
| η | – sprawność. |

2. Układ regeneracyjny ze smoczkiem

Schemat cieplny układu z turbiną bezupustową, pracującą w obiegu regeneracyjnym, podano na rys. 1. Obok podstawowych elementów układu niezbędnych dla realizacji obiegu widać tu smoczek parowy S , zasilany parą świeżą z głównego kolektora. Smoczek ten zasysa z króćca wylotowego turbiny część pary przepracowanej, ulatującej do kondensatora i spręża ją do ciśnienia zależnego od przyjętej temperatury podgrzania wody zasilającej. Uzyskaną w ten sposób transformowaną parą, powstałą z par: świeżej i odlotowej, podgrzewa się wodę zasilającą za pośrednictwem podgrzewacza mieszkankowego P .

Jak wiadomo [5], obieg regeneracyjny, w którym wodę zasilającą podgrzewa się wprost parą świeżą pobraną sprzed turbiny, nie dałby żadnego zysku. W układzie proponowanym, przedstawionym na rys. 1, mimo użycia do celów regeneracyjnych pary świeżej uzyskuje się poprawę sprawności termicznej obiegu spowodowaną zmniejszeniem ilości ciepła oddawanego w kondensatorze K . Prawie całe odzyskane w ten sposób ciepło przekazujemy wodzie zasilającej za pośrednictwem podgrzewacza

mieszkankowego P . Istota powstania zysku jest tu oczywiście podobna jak w przypadku regeneracji zwykłej (tzn. z turbiną upustową) i polega na ominięciu kondensatora przez część pary, która swoje utajone ciepło parowania zatrzymuje w obiegu zamiast oddać bezużytecznie wodzie chłodzącej w kondensatorze. Różnica jednak polega na tym, że w układzie proponowanym do celów regeneracyjnych używa się również pary wylotowej, a więc przepracowanej *całkowicie* a nie tylko częściowo, jak to zachodzi w przypadku regeneracji z turbiną upustową.

Proste rozważania matematyczne dowodzą słuszności powyższych wywodów i wskazują na celowość stosowania proponowanego układu. Należy porównać układ regeneracyjny A (rys. 1) z układem pracującym bez regeneracji ciepła (układ B na rys. 2), przy czym w obu przypadkach parametry pary są identyczne, a turbina daje jednakową moc.

Zysk energetyczny wywołany taką modyfikacją obiegu uze- wnętrzni się w postaci różnicy

$$\Delta q_1 = q_{1B} - q_{1A} > 0 \quad (1)$$

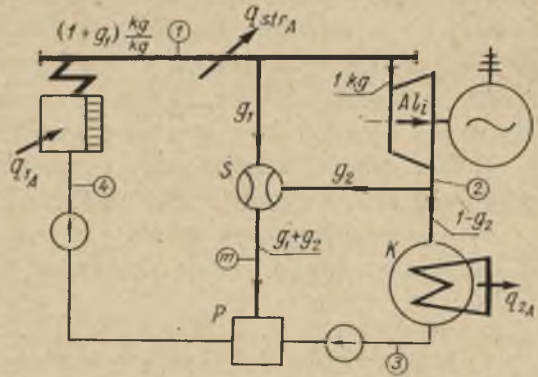
między ilością ciepła q_{1B} , jaką należy doprowadzić w kotle do

czynnika pracującego w obiegu bez regeneracji, a ilością ciepła q_{1A} pobraną w kotle w układzie regeneracyjnym. Obydwie wymienione wielkości należy odnieść do takich ilości pary, które w obu układach dostarczają jednakowej pracy w turbinie.

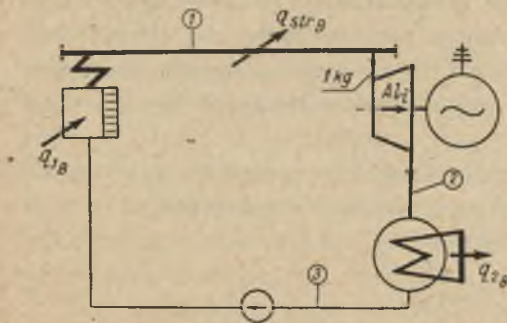
Zysk energetyczny można scharakteryzować za pomocą tzw. *stopnia regeneracji* ε , który oblicza się jako stosunek

$$\varepsilon = \frac{\Delta q_1}{q_{1B}} = \frac{q_{1B} - q_{1A}}{q_{1B}} \quad (2a)$$

Celem obliczenia wartości q_{1A} oraz q_{1B} należy przeprowadzić bilans energetyczny obu układów.



Rys. 1. Obieg A — regeneracyjny



Rys. 2. Obieg B — bez regeneracji

Bilans energetyczny układu *A*

Przeprowadzony poniżej bilans energetyczny odniesiono do 1 kg pary przepływającej przez turbinę. Przez ten czas smoczek zużywa g_1 kg pary świeżej i równocześnie zasysa z króćca wylotowego turbiny g_2 kg pary pracowanej. Na 1 kg pary przepływającej przez turbinę kocioł musi zatem wytworzyć $(1 + g_1)$ kg pary wysokoprężnej, a do kondensatora ulatuje $(1 - g_2)$ kg pary pracowanej.

Ilość ciepła pobranego przez czynnik w kotle jest równa ilości energii odprowadzonej z układu. Składniki energii odprowadzonej są następujące:

- praca wewnętrzna turbiny: $A \cdot l_i = \eta_i \cdot H_0$ kcal/kg,
- ciepło oddane wodzie chłodzącej w kondensatorze

$$q_{2A} = (1 - g_2) \cdot r \cdot x \text{ kcal/kg,}$$

- straty ciepła, występujące w obiegu rzeczywistym, ujęte wspólnym wyrażeniem q_{strA} (straty ciepła w rurociągach i podgrzewaczu).

Równanie bilansu energetycznego ma więc postać następującą

$$q_{1A} = \eta_i \cdot H_0 + (1 - g_2) \cdot r \cdot x + q_{strA} \text{ kcal/kg.} \quad (a)$$

Bilans energetyczny układu *B*

Aby identyczna turbina posiadała tę samą moc co w układzie *A* — przy niezmiennych parametrach obiegu — musi przez nią przepływać ta sama ilość pary. Ponieważ w układzie tym nie zużywa się pary do celów regeneracyjnych, przeto wystarczy, aby kocioł wytwarzał $(1 + g_1)$ razy mniej pary niż w układzie *A*.

Bilans energetyczny układu *B*, podobnie jak poprzednio, przeprowadzono w odniesieniu do 1 kg pary przepływającej przez turbinę.

Ciepło oddane w kondensatorze wynosi

$$q_{2B} = r \cdot x \text{ kcal/kg.}$$

Równanie bilansu energetycznego

$$q_{1B} = \eta_i \cdot H_0 + r \cdot x + q_{strB} \text{ kcal/kg.} \quad (b)$$

W bilansach obu układów pominięto pracę zużytą do napędu pomp kondensatu i wody chłodzącej.

Korzystając z równań (2a), (a) i (b) możemy obliczyć stopień regeneracji

$$\varepsilon = \frac{q_{1B} - q_{1A}}{q_{1B}} = \frac{\eta_i \cdot H_0 + r \cdot x + q_{strB} - \eta_i \cdot H_0 - (1 - g_2) \cdot r \cdot x - q_{strA}}{\eta_i \cdot H_0 + r \cdot x + q_{strB}}. \quad (2b)$$

Dla uproszczenia dalszych rozważań przyjęto, że $q_{strA} \approx q_{strB}$, co można uzasadnić nieznacznym przyrostem długości rurociągów w układzie *A* w porównaniu z układem *B*.

Otrzymujemy zatem

$$\varepsilon = \frac{r \cdot x \cdot g_2}{\eta_i \cdot H_0 + r \cdot x + q_{\text{str}}} \quad (2c)$$

Podstawiając dalej $\frac{r \cdot x}{\eta_i \cdot H_0 + r \cdot x + q_{\text{str}}} = C$ oraz wprowadzając stosunek eżekcji

$$\sigma = \frac{G_2^*}{G_1^*} = \frac{g_2}{g_1} \quad (3)$$

otrzymujemy ostatecznie

$$\varepsilon = C \cdot g_2 = C \cdot \sigma \cdot g_1. \quad (2d)$$

Ze wzoru tego widać jasno, że zawsze jest $\varepsilon > 0$, o ile tylko plynie para na smoczek (tzn. $g_1 > 0$).

Wyrażenie $\sigma \cdot g_1$ określa, jaki procent pary przepływającej przez turbinę jest odsysany z króćca wylotowego za pośrednictwem smoczka. Dla zagwarantowania maksymalnej wartości ε należy dążyć do uzyskania możliwie jak największych wartości powyższego iloczynu. Wiąże się to z osiągnięciem możliwie jak najwyższego stosunku eżekcji, przy równoczesnym zużyciu dużej ilości pary zasilającej smoczek. Ponieważ jednak obie te wielkości powiązane są ze sobą pewnymi zależnościami, a ponadto zależą od przyjętego przyrostu temperatury kondensatu Δt_p w podgrzewaczu, przeto można przypuszczać, że istnieją jakieś optymalne wartości Δt_p i g_1 , które zagwarantują uzyskanie możliwie jak największego stopnia regeneracji, przy danych parametrach obiegu. Zagadnieniem doboru optymalnych wartości Δt_p i g_1 zajmiemy się nieco szerzej w rozdziale 4, gdzie podany zostanie też wzór uzależniający w sposób wyraźny wartość ε od danych parametrów obiegu.

Na dobro przyjętego powyżej uproszczenia $q_{\text{str}A} \approx q_{\text{str}B}$ należy dodać, że wpływa ono pomniejszająco na wartość ε obliczoną wzorem (2d). Mianowicie, przy ścisłym rachunku, należałoby tam dodać wyrażenie $\frac{C \cdot \Delta q_{\text{str}}}{r \cdot x}$, które jest jednak niewielkie, ze względu na znaczną wartość jego mianownika ($r \cdot x \approx 580 \cdot 0,95 = 550$).

Zmniejszenie ilości ciepła dostarczanego do 1 kg pary w kotle wywoła oczywiście wzrost sprawności termicznej obiegu η_{tob} , którą w przybliżeniu wyrażamy stosunkiem

$$\eta_{\text{tob}} \approx \frac{A \cdot l_{\text{tob}}}{q_1}. \quad (4)$$

Przybliżenie polega na pominięciu wkładu pracy do napędu pomp kondensatu i wody chłodzącej.

Zgodnie z założeniem uczynionym na wstępie praca, jaką wykonuje 1 kg pary przepływającej przez turbinę, jest w obu obiegach jednakowa

$$A \cdot l_{iob_A} = A \cdot l_{iob_B} = A \cdot l_{iob}. \quad (c)$$

Procentowy przyrost sprawności termicznej obiegu, będący rezultatem regeneracji ciepła, obliczamy jako stosunek

$$\Delta\eta_{iob} = \frac{\eta_{iob_A} - \eta_{iob_B}}{\eta_{iob_A}} = 1 - \frac{A \cdot l_{iob_B} \cdot q_{1B}}{A \cdot l_{iob_A} \cdot q_{1A}}.$$

Uwzględniając (c) oraz (2a) widzimy, że

$$\Delta\eta_{iob} = 1 - \frac{q_{1A}}{q_{1B}} = \frac{\Delta q_1}{q_{1B}} = \varepsilon.$$

Wprowadzone powyżej pojęcie stopnia regeneracji przedstawia zatem procentowy przyrost sprawności termicznej obiegu.

W tym samym procentowym stosunku zmniejszy się jednostkowe zużycie ciepła Q_{1i} na 1 kWh pracy wewnętrznej, uzyskanej w obiegu regeneracyjnym, ponieważ $Q_{1i} \approx \frac{860 \text{ kcal}}{\eta_{iob} \text{ kWh}}$.

Natomiast jednostkowy rozchód pary D_i , który w przybliżeniu obliczamy wzorem

$$D_i \approx \frac{860 \text{ kg pary}}{\eta_{iob} \cdot q_1 \text{ kWh}}$$

nieznacznie wzrośnie. Przy tej samej bowiem mocy turbiny na 1 kg pary w obiegu B zostaje zużyte $(1 + g_1)$ kg pary w obiegu A , a stąd wynika, że

$$\frac{D_{iA} - D_{iB}}{D_{iB}} = g_1.$$

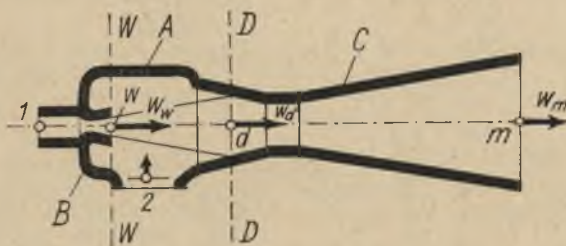
3. Smoczek parowy

Smoczek parowy, zwany także sprężarką strumieniową, składa się z korpusu A , w którym zamocowana jest dysza B (przeważnie de Laval), oraz dyfuzora C złożonego z dwóch ściętych stożków połączonych częścią cylindryczną (rys. 3). Dysza i dyfuzor winny być ściśle współosiowe. Przestrzeń korpusu zawarta między przekrojami $W-W$ i $D-D$ nazywa się mieszalnikiem (komorą mieszania).

Para o wysokim ciśnieniu p_1 dopływa do dyszy i rozpędzona w niej do znacznej prędkości (zazwyczaj ponadgłosowej) porywa ze sobą cząsteczki pary zasysanej (o ciśnieniu p_k), otaczające strumień pary szybkiej. Następnie mieszanina ta po przekroczeniu przekroju $D-D$ ulega sprężeniu

w dyfuzorze. Ponieważ prędkość jej $w_d > a$, przeto dyfuzor ma początkowo kształt zbieżny, po czym — po zahamowaniu strumienia do prędkości poddźwiękowej — przybiera kształt rozbieżny. W ten sposób mieszanina zostaje sprężona do ciśnienia p_m o wartości pośredniej pomiędzy ciśnieniem pary zasysanej oraz zasysanej $p_1 > p_m > p_k$.

W smoczku idealnym dla zassania i sprężenia G_2^* kg/h pary niskociśnieniowej należałoby zużyć G_{10}^* kg/h pary świeżej, gdy tymczasem



Rys. 3. Schemat smoczka parowego

smoczek rzeczywisty zużywa w tym celu $G_1^* > G_{10}^*$ kg/h pary. *Sprawnością smoczka* nazywamy stosunek

$$\eta_s = \frac{G_{10}^*}{G_1^*} \quad (5)$$

Niestety osiągane sprawności smoczków są wciąż jeszcze dość niskie: $\eta_s = 26 \div 30\%$ [3]. Zasadniczą przyczyną tego stanu rzeczy jest proces mieszania się dwóch strumieni o znacznie różniących się prędkościach ($w_w \gg w_2$), który to proces jest wybitnie nieodwracalny ($s_d \gg s_w$). W dalszych rozważaniach przyjmować będziemy, że proces ten odbywa się przy stałym ciśnieniu p_k . Jest to możliwe do osiągnięcia przez odpowiednie ukształtowanie komory mieszania.

Wymiana pędów między cząsteczkami pary, traktowana jako rezultat ich niesprężystego zderzenia się, związana jest z pewną stratą energii kinetycznej obu mieszających się strumieni. Celem wyznaczenia jej posłużymy się zasadą zachowania pędu, która jest słuszna dzięki założeniu stałego ciśnienia.

$$\frac{G_1^*}{\mu} \cdot w_w + \frac{G_2^*}{\mu} \cdot w_2' = \frac{G_1^* + G_2^*}{\mu} \cdot w_{ds}, \quad (d)$$

gdzie:

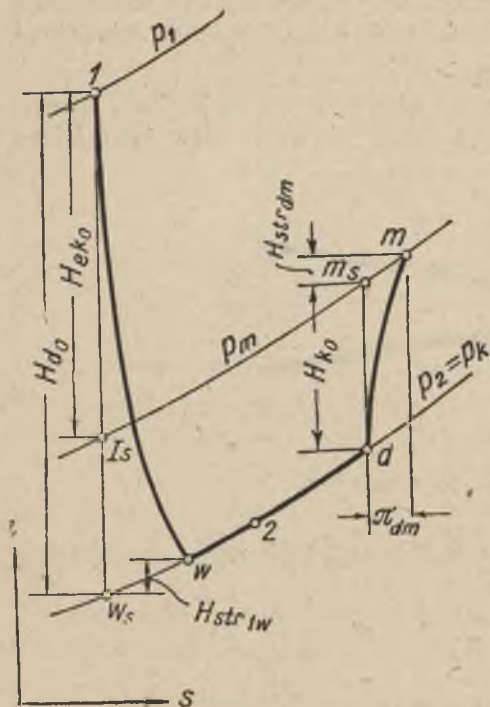
w_2' — oznacza rzut prędkości strumienia pary zasysanej na kierunek przepływu strumienia ssącego (na oś smoczka),

w_{ds} — prędkość mieszaniny przy wlocie dyfuzora w przypadku idealnym.

W rzeczywistości warunek $p = \text{const}$ nie jest ściśle spełniony, co uwzględnia się przez wprowadzenie *stosunku prędkości* $\varphi_2 = w_d : w_{ds}$, gdzie w_d oznacza prędkość rzeczywiście występującą w tym przekroju. Dla wyżej wymienionego stosunku zazwyczaj przyjmuje się wartość $\varphi_2 = 0,975$ [2]. Uwzględniając tę poprawkę możemy z równania (d) obliczyć

$$w_d = \varphi_2 \cdot w_{ds} = \varphi_2 \cdot \frac{G_1^* \cdot w_w + G_2^* \cdot w_2}{G_1^* + G_2^*}. \quad (6)$$

Wzór powyższy byłby w pełni ważny w przypadku równomiernej rozkładu prędkości w całym przekroju strumienia. Wiadomo jednak [1], że w rzeczywistości pole prędkości zmieszanych strumieni wykazuje dużą nierównomierność, zwłaszcza w przekroju $D-D$. Uwzględniając powyższe, przy obliczaniu energii kinetycznej w tym przekroju należy wprowadzić dodatkowy stosunek prędkości $\varphi_d = w_d : w'_d$. Najczęściej przyjmuje się $\varphi_d = 0,93 \div 0,95$ [2]. A zatem



Rys. 4. Przemiany zachodzące w smoczku, przedstawione na wykresie i, s

energia kinetyczna mieszaniny przy wlocie na dyfuzor z uwzględnieniem zależności (6) wynosi

$$E_{kd}^* = (G_1^* + G_2^*) \cdot \frac{w_d'^2}{2 \cdot \mu} = \frac{1}{2 \cdot \mu} \cdot \frac{\varphi_2^2}{\varphi_d^2} \cdot \frac{(G_1^* \cdot w_w + G_2^* \cdot w_2)^2}{G_1^* + G_2^*}.$$

Jest ona mniejsza od sumy energii kinetycznej wprowadzonej do komory mieszania przez oba strumienie

$$E_{k1}^* + E_{k2}^* = \frac{1}{2 \cdot \mu} \cdot (G_1^* \cdot w_w^2 + G_2^* \cdot w_2^2)$$

o wielkość

$$\Delta E_k^* = \frac{G_1^* \cdot G_2^*}{G_1^* + G_2^*} \cdot \frac{(w_w - w_2)^2}{2 \cdot \mu}, \quad (7)$$

gdzie dla prostoty przyjęto $\left(\frac{\varphi_2}{\varphi_d}\right)^2 = \left(\frac{0,975}{0,950}\right)^2 \cong 1$.

Jak widać z wzoru (7) jest to strata analogiczna do znanej z teorii uderzenia straty powstającej przy niesprężystym zderzeniu dwóch ciał.

Jest ona tym większa, im większa jest różnica prędkości mieszających się strumieni.

Strata ΔE_k^* zostaje zużyta w całości na podsuszenie mieszaniny parowej, ponieważ proces mieszania odbywa się z reguły w obszarze pary mokrej. Odpowiedni przyrost entalpii, odniesiony umownie do 1 kg pary pędzącej, wynosi

$$H_{wd} = A \cdot \Delta e_k = A \cdot \frac{\Delta E_k^*}{G_1} \cong \frac{A}{2 \cdot \mu} \cdot \frac{\sigma}{1 + \sigma} \cdot (w_w - w_2)^2. \quad (7a)$$

Bilans energetyczny smoczka idealnego dostarcza równanie

$$G_{10}^* \cdot H_{ek_0} = G_2^* \cdot H_{k_0}, \quad (8)$$

gdzie $H_{ek_0} = i_1 - i_{1s}$ oraz $H_{k_0} = i_{ms} - i_d$ (rys. 4), ponieważ w smoczku idealnym para świeża ekspandowałaby izentropowo, tj. po linii $1 - I_s - w_s$, a mieszanina parowa uległaby izentropowej kompresji po linii $k - m$.

Korzystając z zależności (8), (5) i (3) dochodzimy do wzoru, za pomocą którego oblicza się sprawność smoczka

$$\eta_s = \frac{G_2^*}{G_1^*} \cdot \frac{H_{k_0}}{H_{ek_0}} = \sigma \cdot \frac{H_{k_0}}{H_{ek_0}}. \quad (9)$$

Obliczenia cieplne smoczka prowadzą do ustalenia parametrów przepływającego strumienia we wszystkich charakterystycznych przekrojach. Pozwala to na racjonalne zaprojektowanie wymiarów smoczka, tzn. wielkości wszystkich jego przekrojów, długości komory mieszania oraz długości i kąta rozwarcia dyfuzora. Ponadto można tą drogą określić wielkość strat zachodzących przy przepływie przez smoczek, a tym samym znaleźć jego sprawność. Przytoczenie toku tych obliczeń przekraczałoby ramy niniejszej pracy; można je zresztą znaleźć w literaturze ([1], [2], [4]).

Dla dalszych rozważań istotne jest tylko ustalenie maksymalnych możliwości kompresyjnych smoczka pracującego w układzie jak na rys. 1. Innymi słowy, chodzi o znalezienie takich formuł, które pozwoliłyby stwierdzić, czy smoczek zasilany parą o danych parametrach p_1, t_1 jest w stanie sprężyć parę o parametrach p_k, t_k dożądanego ciśnienia p_m . Wiadomo bowiem, że nie zawsze jest to możliwe, a maksymalnie osiągalne ciśnienie p_m zależy przede wszystkim od parametrów pary pędzącej i zasilanej oraz od sprawności samego smoczka.

Postawione powyżej zagadnienie rozwiązać można w sposób przybliżony następująco.

Obliczamy prędkość pary na wylocie z dyszy

$$w_w = \varphi_1 \cdot 91,5 \cdot \sqrt{H_{d_0}}, \quad (10)$$

gdzie:

$\varphi_1 = 0,92 \div 0,95$ — stosunek prędkości uwzględniający straty powstające w dyszy,

$H_{d_0} = i_1 - i_{ws}$ — izentropowy spadek entalpii w dyszy.

Następnie obliczamy prędkość w_d mieszaniny parowej u wlotu dyfuzora, korzystając z równania (6), w którym można dla prostoty przyjąć $w_2' = 0$, nie popełniając przy tym dużego błędu. Uwzględniając ponadto zależność (3) otrzymujemy

$$w_d = \varphi_2 \cdot \frac{G_1^* \cdot w_w}{G_1^* + G_2^*} = \varphi_2 \cdot \frac{w_w}{1 + \sigma}. \quad (11)$$

Następnie przeprowadzamy dwukrotnie bilans energetyczny; po raz pierwszy — osłoną diatermiczną otaczamy korpus smoczka wraz z dyszą i mieszalnikiem (aż do przekroju $D-D$) i piszemy (traktując przepływ jako adiabatyczny)

$$G_1^* \cdot i_1 + G_2^* \cdot i_2 = (G_1^* + G_2^*) \cdot \left(i_d + A \cdot \frac{w_d'^2}{2 \cdot \mu} \right),$$

skąd znajdujemy

$$i_d = \frac{i_1 + \sigma \cdot i_2}{1 + \sigma} - A \cdot \frac{w_d'^2}{2 \cdot \mu}. \quad (12)$$

Po raz drugi bilansujemy smoczek jako całość i znajdujemy wartość entalpii mieszaniny na wylocie ze smoczka

$$i_m = \frac{i_1 + \sigma \cdot i_2}{1 + \sigma} - A \cdot \frac{w_m^2}{2 \cdot \mu}. \quad (13)$$

Ponieważ prędkość wylotowa mieszaniny w_m w dobrze skonstruowanych dyfuzorach jest rzędu 60 m/sec, przeto możemy pominąć wyrażenie określające energię kinetyczną strumienia pary w tym przekroju i przyjąć do obliczeń wzór

$$i_m = \frac{i_1 + \sigma \cdot i_2}{1 + \sigma}. \quad (13a)$$

Znając i_d oraz i_m możemy znaleźć na wykresie i, s punkty d i m na odpowiednich izobarach p_k i p_m . Warunkiem osiągnięcia w smoczku założonego ciśnienia p_m jest, aby punkt m leżał na prawo od punktu d , tzn. aby było

$$\pi_{dm} = s_m - s_d > 0. \quad (14)$$

Orientacyjne wskazania co do najmniejszej (dopuszczalnej w obliczeniach) wartości przyrostu entropii π_{dm} przy przepływie przez dyfuzor można uzyskać na podstawie cytowanych w literaturze wartości stosunku prędkości φ_3 , którym zazwyczaj ujmuje się w obliczeniach straty zacho-

dzące w dyfuzorze. Niestety dokładna wartość tego stosunku jest trudna do ustalenia na drodze teoretycznej; jest jednak pewne, że osiąga on wartości nieco niższe niż odpowiedni stosunek prędkości dla dyszy, jakkolwiek mogłoby się wydawać, że procesy zachodzące w dyfuzorze można traktować jako odwrotne do procesów zachodzących w dyszy o tym samym kształcie.

Jednakże głębsza analiza hydrodynamiki zachodzących tam zjawisk wprowadza istotne rozróżnienia pomiędzy obu tymi rodzajami przepływów. I tak – w przepływie opóźnianym (tzn. z dodatnim gradientem ciśnienia) następuje silne narastanie warstwy przyściennej w miarę wzrostu ciśnienia. Stwarza to większe niebezpieczeństwo oderwania się strugi i powstania silnych zawirowań, które są przyczyną dodatkowych strat. Cytowane w literaturze [2], [4] wartości stosunku φ_3 wahają się w granicach od 0,92 do 0,84 zależnie od kąta rozwarcia dyfuzora.

Znając wartość tego stosunku możemy obliczyć wielkość strat zachodzących w dyfuzorze

$$H_{str_{dm}} = i_m - i_{m_s} = \left(\frac{1}{\varphi_3^2} - 1 \right) \cdot H_{k_0},$$

a następnie na wykresie i, s znaleźć odpowiadający im przyrost entropii π_{dm} .

4. Dobór optymalnej wartości temperatury podgrzania kondensatu

Przykład obliczeniowy

Analizując budowę wzoru (2d) dochodzimy do wniosku, że ze względu na osiągnięcie maksymalnej wartości stopnia regeneracji ε celowe jest użycie jak największej ilości g_1 pary zasilającej smoczek. Przy danym stosunku eżekcji σ wzrasta wtedy ilość pary odsysanej z króćca wylotowego: $g_2 = \sigma \cdot g_1$, zmniejsza się ilość q_{2A} ciepła oddawanego w kondensatorze, a zatem wzrasta sprawność termiczna obiegu.

Założmy, że ciśnienie w podgrzewaczu mieszkankowym P jest równe ciśnieniu p_m na wylocie smoczka (tzn. nie ma strat ciśnienia w rurociągu). Przy ściśle określonej wartości p_m , ilość g_2 pary zasysanej przez smoczek (a równocześnie ilość $g_1 = g_2/\sigma$) może wzrastać tylko do określonej granicy, uwarunkowanej tym, że entalpia kondensatu na wylocie podgrzewacza nie może być wyższa od entalpii i' dotyczącej punktu pęcherzyków.

Mogłoby się wydawać, że ta graniczna ilość g_2 pary zasysanej wzrasta ze wzrostem ciśnienia p_m , im większe bowiem jest to ciśnienie, tym większa może być entalpia kondensatu na wylocie podgrzewacza. Należy jednak wziąć pod uwagę, że w miarę podnoszenia ciśnienia p_m równocześnie wzrasta entalpia pary opuszczającej smoczek. Im wyższe jest bowiem ciśnienie p_m , tym większa praca jest potrzebna do sprężenia pary zasy-

sanej, co jest przyczyną zmniejszenia wartości stosunku eżekcji i wzrostu entalpii pary na wylocie smoczka.

Rozważania powyższe nasuwają przypuszczenie, że graniczna ilość g_2 pary pobieranej przez smoczek z króćca wylotowego turbiny osiąga przy pewnej wartości ciśnienia p_m maksimum. Dalsze zwiększanie tego ciśnienia powoduje zmniejszanie granicznej wartości g_2 , a równocześnie zmniejszanie stopnia regeneracji.

Maksymalna wartość g_2 pary zasysanej przez smoczek określa równocześnie optymalną wartość ciśnienia w podgrzewaczu mieszkankowym, z którą związana jest odpowiednia wartość temperatury t_4 na wylocie podgrzewacza.

Do rozważań można wprowadzić również przyrost temperatury Δt_p kondensatu w obrębie podgrzewacza, przy czym dla każdej rozważanej wartości ciśnienia w podgrzewaczu należy oczywiście brać pod uwagę tylko jedną, graniczną (najwyższą) wartość Δt_p , wynikającą z warunku, że temperatura na wylocie podgrzewacza nie może być wyższa od temperatury nasycenia. Optymalna wartość $(\Delta t_p)_{opt}$ zależy oczywiście od parametrów pary zasilającej smoczek, od parametrów pary na wylocie turbiny i od sprawności samego smoczka.

Spróbujmy znaleźć tę optymalną wartość podgrzania kondensatu: $(\Delta t_p)_{opt} = (t_4)_{opt} - t_3$. W tym celu przeprowadzamy bilans energetyczny podgrzewacza P

$$(g_1 + g_2) \cdot i_m + (1 - g_2) \cdot i_3 = (1 + g_1) \cdot i_4,$$

który pozwala określić żadaną wartość entalpii pary grzejnej

$$i_m = \frac{\Delta t_p}{1 + \sigma} \cdot \frac{1 + g_1}{g_1} + i_3 \quad (15)$$

dla osiągnięcia danego podgrzania kondensatu

$$\Delta t_p = t_4 - t_3 \cong i_4 - i_3 = \Delta i_p.$$

Wzór (15) wraz z zależnością (13a), uzyskaną z bilansu energetycznego smoczka, prowadzi do następującego równania na stosunek eżekcji

$$\sigma = \frac{(1 + g_1) \cdot \Delta t_p - (i_4 - i_3) \cdot g_1}{(i_2 - i_3) \cdot g_1}. \quad (16)$$

Warunek $\sigma > 0$ daje ważne ograniczenie dla ilości pary pędzącej. Mianowicie musi być

$$g_1 < \frac{\Delta t_p}{i_1 - i_3 - \Delta t_p}.$$

Podstawiając (16) do (2d) znajdujemy wzór

$$\varepsilon = \frac{C}{i_2 - i_3} \cdot [- (i_1 - i_3 - \Delta t_p) \cdot g_1 + \Delta t_p], \quad (2e)$$

w którym stopień regeneracji jest wyraźnie powiązany z parametrami obiegu, oraz założonym podgrzaniem kondensatu.

Wykres zależności $\varepsilon = f(g_1, \Delta t_p)$ dla danych wartości i_1, i_2, i_3 przedstawia zbiór prostych nachylonych do osi odciętych (g_1) pod kątem

$$\alpha_i = \text{arc tg } \frac{C \cdot (i_1 - i_3 - \Delta t_p)}{i_2 - i_3}$$

(oczywiście pod warunkiem przyjęcia jednakowych skal na obu osiach).

Na rysunku 5 przedstawiono dla przykładu wykres zależności $\varepsilon = f(g_1, \Delta t_p)$ dla obiegu o następujących parametrach:

$$p_1 = 35 \text{ ata}, \quad t_1 = 380^\circ\text{C}, \quad p_k = 0,07 \text{ ata}, \quad \eta_i = 0,75.$$

Odpowiednie wartości entalpii wynoszą

$$\begin{aligned} i_1 &= 757,5 \text{ kcal/kg}, & i_{2s} &= 502 \text{ kcal/kg}, \\ H_0 &= i_1 - i_{2s} = 255,5 \text{ kcal/kg}, & H_i &= \eta_i \cdot H_0 = 191,5 \text{ kcal/kg}, \\ i_2 &= i_1 - H_i = 566 \text{ kcal/kg}, & i_3 &= t_3 = 36,5 \text{ kcal/kg}, \\ x_2 &= 0,917, & r &= 575,6 \text{ kcal/kg}. \end{aligned}$$

Na rysunku 5 wskreślono ponadto linie $\sigma = \text{const}$, według równania (2d). Przedstawiają one pęk prostych środkowych, nachylonych do osi odciętych pod kątem

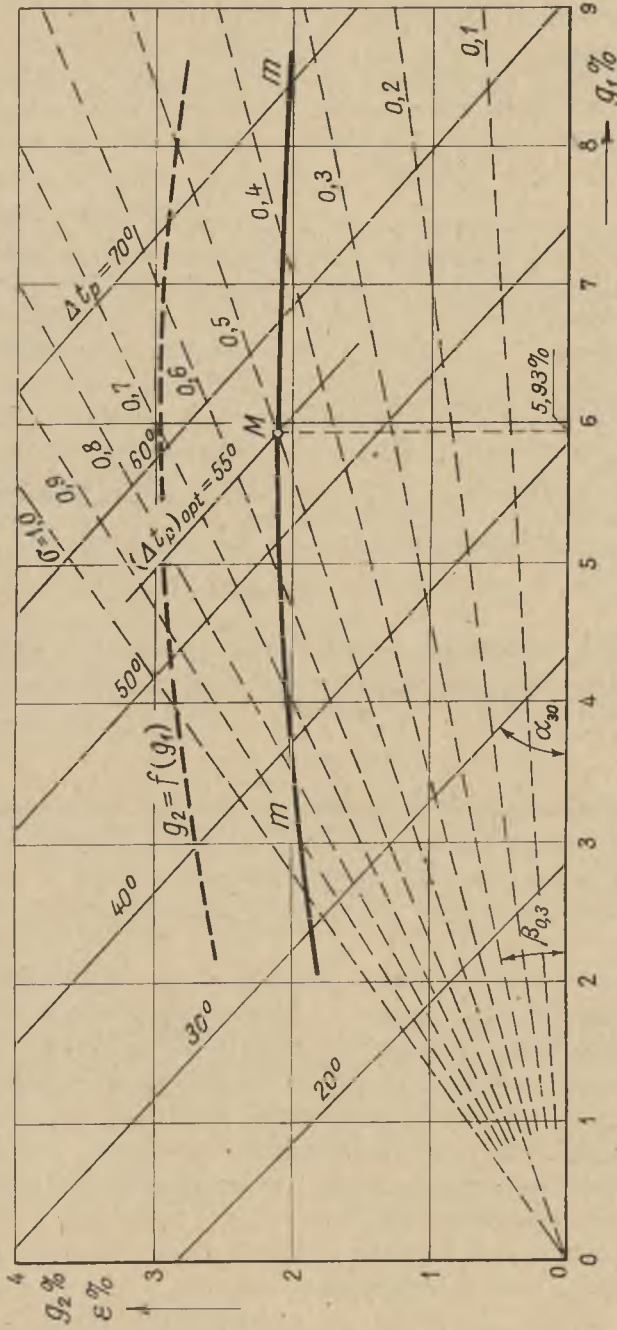
$$\beta_i = \text{arc tg } C \cdot \sigma_i$$

(przy tym samym założeniu w odniesieniu do skal, co poprzednio).

Na rysunku tym widoczna jest również pewna krzywa $m - m$, która określa punkty pracy smoczka zasilanego parą świeżą o ciśnieniu p_1 . Celem wyznaczenia położenia tej krzywej przeprowadźmy następujące rozumowanie:

Przyjmijmy, że mamy możliwość regulacji wielkości minimalnego przekroju dyszy smoczka, pracującego w układzie regeneracyjnym A (np. za pomocą stożkowej iglicy, przesuwnej wzdłuż osi smoczka). Zwiększając w ten sposób ilość g_1 pary zasilającej, przy niezmiennym stosunku eżeckji σ , powodujemy coraz to wyższe podgrzanie kondensatu w podgrzewaczu, czyli wzrost temperatury t_4 . Temperatura powyższa określa wszakże ciśnienie końcowe sprężania p_m , które – w przypadku podgrzewacza mieszankowego – jest ciśnieniem nasycenia dla tej temperatury. Zwiększając zatem g_1 podnosimy równocześnie wartość tego ciśnienia, jak również wartość entalpii i_m pary opuszczającej smoczek.

Z drugiej strony wiadomo, że możliwości kompresyjne smoczka są ograniczone. Znaczący to, że smoczek zasilany parą o danym ciśnieniu p_1 i zasysający parę o ciśnieniu p_k jest w stanie sprężyć mieszaninę parową



Rys. 5. Wykres funkcji $\varepsilon = f(g_1, \Delta t_p)$ dla obiegu o parametrach: $p_1 = 35$ ata, $t_1 = 380^\circ\text{C}$, $p_k = 0,07$ ata, $\eta_i = 0,75$

tylko do jakiegoś granicznego ciśnienia $(p_m)_{gr}$, którego przekroczenie jest w danym przypadku niemożliwe. Widzimy zatem, że smoczek pracujący w takim układzie z pewnym określonym stosunkiem eżekeji może przełknąć (i równocześnie zassać) tylko pewną ograniczoną ilość pary, maksymalną dla danego σ . Ta ilość $(g_1)_{gr}$ pary zagwarantuje osiągnięcie jak najlepszego efektu regeneracji (przy danym stosunku eżekeji).

Temu stanowi rzeczy odpowiada na wykresie pewien punkt, leżący na przecięciu prostych: $\sigma = \text{const}$ i $(g_1) = \text{const}$. Miejsce geometryczne tych punktów daje krzywa $m - m$, którą możemy nazwać *krzywą pracy smoczka*.

Odcinek początkowy tej krzywej pokrywa się z prostą maksymalnego stosunku eżekeji $\sigma_{\max} = \text{const}$ smoczka, zasilanego parą o ciśnieniu p_1 . Następnie — dla większych wartości g_1 — odchyła się ona od tej prostej i staje się coraz bardziej wypukła, osiągając maksimum dla pewnej wartości $(g_1)_{opt}$.

Ponadto krzywa $m - m$ przecina kolejno proste $\sigma = \text{const}$, odpowiadające coraz mniejszym stosunkom eżekeji. Wreszcie dochodzi ona do osi odciętych w punkcie, który określa maksymalną ilość $(g_1)_{\max}$ pary, jaką w ogóle może przełknąć smoczek pracujący w takim układzie. Przy tej wartości $(g_1)_{\max}$ nie uzyskuje się już żadnego przyrostu sprawności termicznej obiegu $\varepsilon = 0$, ponieważ smoczek przestaje odsysać parę z króćca wylotowego turbiny $g_2 = 0$, gdyż

$$\sigma = 0. \quad (e)$$

Wartość $(g_1)_{\max}$ można wyznaczyć z równania (16), które przy uwzględnieniu warunku (e), daje zależność

$$(g_1)_{\max} = \frac{(\Delta t_p)_{\max}}{i_1 - i_3 - (\Delta t_p)_{\max}}, \quad (17)$$

gdzie $(\Delta t_p)_{\max}$ oznacza maksymalnie osiągalne podgrzanie kondensatu w danym obiegu. Na wykresie odpowiada temu prosta $\Delta t_p = \text{const}$ przechodząca przez punkt wspólny krzywej $m - m$ i osi g_1 .

Krzywa pracy smoczka ogranicza wraz z osią odciętych pewien obszar wartości Δt_p i g_1 realnie możliwych do osiągnięcia w danym obiegu i dających pewien przyrost sprawności termicznej (oczywiście z wyjątkiem punktów leżących na osi g_1). Wszystkie punkty nie leżące na krzywej $m - m$ odpowiadają niepełnemu wykorzystaniu możliwości podgrzewania kondensatu (za mały przekrój dyszy smoczka) lub zasilaniu smoczka parą o niższym ciśnieniu (tzn. zdławioną izoentalpowo).

Interesuje nas oczywiście wyłącznie krzywa $m - m$, a właściwie jeden punkt M na tej krzywej leżący, który jest jej punktem wierzchołkowym. Jego położenie określa wartość $(\Delta t_p)_{opt}$ dla danego obiegu oraz odpowiadającą mu wartość ε_{\max} . Z wykresu można też od razu odczytać ilość $(g_1)_{opt}$

pary pobieranej wtedy przez smoczek (na tę ilość pary należy projektować smoczek) oraz odpowiedni stosunek eżekcji σ_{opt} .

Wyznaczanie położenia krzywej $m-m$ jest niestety dość uciążliwe i najlepiej wykonać je posługując się następującym wzorem na stosunek eżekcji [2]

$$\sigma = \frac{\varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \varphi_3}{\psi_d} \sqrt{\frac{H_{d_0}}{H_{k_0}}} - 1, \quad (18)$$

gdzie — jak poprzednio — H_{d_0} i H_{k_0} oznaczają izentropowy spadek entalpii w dyszy oraz izentropowy przyrost entalpii w dyfuzorze (rys. 4).

O ile przyjmujemy:

$$\varphi_1 = 0,94, \quad \varphi_2 = 0,975, \quad \varphi_3 = 0,92, \quad \psi_d = 0,94,$$

to otrzymujemy

$$\sigma = 0,90 \cdot \sqrt{\frac{i_1 - i_{wz}}{i_{ms} - i_d}} - 1. \quad (18 a)$$

Wielkość H_{d_0} jest nam znana i stała dla danych parametrów obiegu. Natomiast dla określenia wartości H_{k_0} dla danego Δt_p potrzebna jest znajomość wartości entalpii i_d mieszaniny u wlotu dyfuzora, którą możemy wyznaczyć ze wzoru (12). Wzór ten po uwzględnieniu zależności (11) i (10) ma postać

$$i_d = i_m - H_k = \frac{i_1 + \sigma \cdot i_2}{1 + \sigma} - \left(\frac{\varphi_1 \cdot \varphi_2}{\psi_d} \right)^2 \cdot \frac{H_{d_0}}{(1 + \sigma)^2}. \quad (12 a)$$

Ponieważ — jak widać — we wzorze tym występuje szukana wielkość σ , przeto obliczenia musimy wykonywać metodą prób, aż do uzyskania zadawalającej zgodności ze wzorem (18a).

Po ustaleniu tą drogą wartości σ znajdujemy na wykresie szukany punkt krzywej $m-m$ na przecięciu odpowiednich prostych: $\sigma = \text{const}$ i $\Delta t_p = \text{const}$. Oczywiście wystarcza znalezienie niewielkiego tylko odcinka tej krzywej, w wąskim otoczeniu spodziewanego $(\Delta t_p)_{\text{opt}}$. Ten sposób wyznaczania krzywej $m-m$ opiera się na założeniu niezmienności stosunków prędkości φ i ψ_d w całym zakresie wartości σ .

Jak widać z wykresu na rys. 5 krzywa pracy smoczka w pobliżu swego maksimum ma przebieg dość płaski, co oznacza, że wartość $(\Delta t_p)_{\text{opt}}$ może być przyjmowana w pewnym dość szerokim zakresie bez większego wpływu na wartość ε . Ze względów ekonomicznych korzystnie jest przyjmować niższe wartości Δt_p z tego zakresu. W przytoczonym przykładzie przedział ten jest zawarty w granicach od $\sim 45^\circ$ do $\sim 65^\circ$.

Powyższą własność krzywej $m-m$ należy również uznać jako niewątpliwą zaletę proponowanego tutaj układu, ponieważ oznacza ona, że

drobne wahania obciążenia smoczka, które z kolei wywołają wahania przyrostu temperatury Δt_p w podgrzewaczu, nie wpłyną zasadniczo na wartość stopnia regeneracji.

Na wykresie wrysowano ponadto krzywą zależności $g_2 = f(g_1)$ (linia przerywana), która posiada również maksimum pokrywające się oczywiście z maksimum krzywej pracy smoczka.

Podgrzaniu (Δt_p)_{opt} = 55° odpowiadają następujące wartości odczytane z wykresu

$$g_1 = 0,0593 \quad \sigma = 0,50 \quad \text{oraz} \quad \varepsilon = 2,12\%$$

Sprawność smoczka obliczona wzorem (9) wynosi wtedy $\eta_s = 25,5\%$. Temperatura kondensatu opuszczającego podgrzewacz

$$t_4 = t_3 + \Delta t_p = 36,5 + 55 = 91,5^\circ\text{C}.$$

Z króćca wylotowego odsysane jest $g_2 \cong 3\%$ pary przepływającej przez turbinę.

Korzystając z wzorów (18), (12a) i (17), dla $\sigma = 0$ można znaleźć wartości $(p_m)_{\max}$, $(\Delta t_p)_{\max}$ i $(g_1)_{\max}$. Należałoby jednak przy tym uwzględnić zmienność stosunków prędkości wobec ich wartości dla σ_{opt} . Jest to zagadnienie trudne do rozwiązania na drodze teoretycznej, a zadowalając się przyjęciem

się przyjęciem $\frac{\varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot \varphi_3}{\psi_d} = 0,8$ otrzymuje się następujące wartości

$$(p_m)_{\max} \cong 3,8 \text{ ata}, \quad (\Delta t_p)_{\max} = (t_4)_{\max} - t_3 \cong 105^\circ, \quad (g_1)_{\max} \cong 0,17.$$

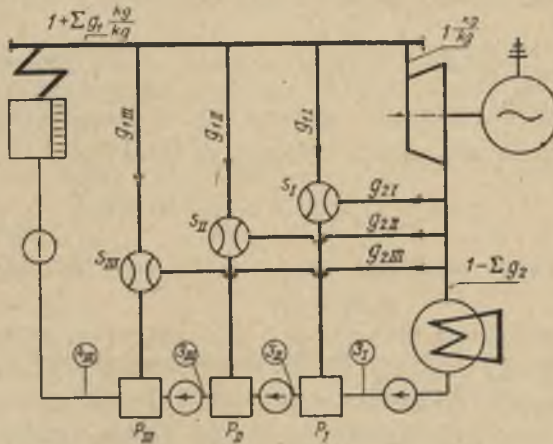
Wyższe parametry pary dolotowej oraz wyższa próżnia w kondensatorze sprzyjają polepszeniu możliwości kompresyjnych smoczka, ponieważ wzrasta wtedy rozporządzalny spadek entalpii w jego dyszy. Oznacza to przesunięcie się krzywej $m - m$ w kierunku wyższych wartości ε , przy czym punkt M przemieszcza się nieco na prawo, tzn. w kierunku większych wartości g_1 i Δt_p . Można jednak przypuszczać, że dla najczęściej spotykanych u nas parametrów obiegu przedział optymalnych wartości $(\Delta t_p)_{\text{opt}}$ będzie się mniej więcej pokrywał z wyżej wymienionym (45° ÷ 65°).

5. Obieg z kilkoma smoczkami pracującymi równolegle

W obiegach regeneracyjnych nowoczesnych silowni stosuje się wyłącznie wielostopniowe podgrzanie kondensatu, które powoduje większy wzrost sprawności termicznej w porównaniu z podgrzaniem jednostopniowym. Całkowity przyrost temperatury kondensatu rozdziela się wtedy na trzy, cztery czy też pięć stopni podgrzania, przy czym w praktyce przyjmuje się mniej więcej równe przyrosty temperatury kondensatu na wszystkich stopniach. Każdy kolejny podgrzewacz (jeśli będziemy

liczyć zgodnie z kierunkiem przepływu kondensatu) musi być zasilany parą o odpowiednio wyższym ciśnieniu. W układzie takim wymagana jest oczywiście turbina posiadająca tyle upustów, ile zaprojektowano stopni podgrzania.

W rezultacie przetransponowania tej myśli na proponowany tutaj obieg regeneracyjny z turbiną bezupustową otrzymujemy układ wielo-



Rys. 6. Obieg regeneracyjny z trójstopniowym podgrzewaniem kondensatu

stopniowy przedstawiony schematycznie na rys. 6, w którym n smoczków pracujących równolegle zasila n podgrzewaczy kondensatu. Jest rzeczą bardzo ważną, aby również w tym układzie każdy smoczek dostarczał do swego podgrzewacza tyle pary, aby po zmieszaniu z kondensatem otrzymać temperaturę jak najbliższą temperatury nasycenia.

W wyniku zastosowania n podgrzewaczy mieszankowych zachodzi konieczność zainstalowania $n + 1$ pomp kondensatu, ponieważ każdy podgrzewacz pracuje pod innym ciśnieniem. Problem ten odpada przy zastosowaniu podgrzewaczy powierzchniowych.

W układzie wielostopniowym pozostawiamy bez zmiany znalezioną w rozdziale poprzednim wartość $(\Delta t_p)_{opt}$ z tym jednak, że rozdzielamy ją na n stopni podgrzania. Wzór (2d), za pomocą którego obliczamy stopień regeneracji, również pozostaje w mocy, z tym, że zamiast iloczynu $\sigma \cdot g_1$ wystąpi teraz suma iloczynów $\sum_{i=1}^n \sigma_i \cdot g_{1i}$ obliczona dla n smoczków.

Smoczek ostatni (licząc w kierunku zgodnym z przepływem kondensatu) posiada taki sam stosunek eżekeji jak w układzie jednostopniowym. Natomiast wszystkie poprzednie smoczki pracują kolejno z coraz lepszymi stosunkami eżekeji. Jest to rezultatem tego, że — gdy w dyszach wszystkich smoczków zachodzi ekspansja pary do tego samego ciśnienia p_k

(tzn. $H_{d_0} = \text{const}$), – równocześnie wartość H_{k_0} każdego smoczka jest odpowiednio większa od tejże wielkości dla smoczka poprzedniego $(H_{k_0})_n > (H_{k_0})_{n-1}$, ponieważ jest $(p_m)_n > (p_m)_{n-1}$, a zatem zgodnie z wzorem (18) będzie

$$\sigma_{n-1} > \sigma_n.$$

Ponieważ średnia wartość entalpii wylotowej n smoczków jest niższa aniżeli w układzie jednostopniowym, przeto może wzrosnąć masa pary dostarczanej do podgrzewaczy przez wszystkie smoczki. W dalszej konsekwencji wywołuje to zwiększenie ilości pary odsysanej z króćca wylotowego turbiny i w rezultacie uzyskuje się wyższy wzrost sprawności termicznej obiegu aniżeli w układzie ze smoczkiem pojedynczym.

Błąd wynikający z uproszczenia: $q_{\text{str}_A} \approx q_{\text{str}_B}$, przyjętego przy wyrowadzeniu wzoru (2c) będzie w tym układzie nieco większy, ponieważ zwiększyła się ilość podgrzewaczy i długość rurociągów.

Powracając do przykładu z poprzedniego rozdziału, dla przytoczonego tam obiegu zastosowano układ regeneracyjny z baterią trzech smoczków pracujących równolegle (rys. 6). Najkorzystniejszy rozdział całkowitego przyrostu temperatury kondensatu na n stopni podgrzania stanowi ważny z ekonomicznego punktu widzenia problem, wymagający odrębnego rozpatrzenia. Nie wdając się jednak w szczegóły tego zagadnienia, przyjęto następujący podział

$$\Delta t_P = \Delta t_{P_I} + \Delta t_{P_{II}} + \Delta t_{P_{III}} = 27^\circ + 18^\circ + 10^\circ = 55^\circ.$$

Znajdywanie wartości g_{1i} , oraz σ_i przeprowadza się w tym przypadku dla każdego smoczka oddzielnie tak, jakby pracował on w obiegu A (według rys. 1). Przy doborze wartości s_{1I} , tj. ilości pary zasilaającej smoczek I , można posłużyć się wykresem przedstawionym na rys. 5 dla $\Delta t_{P_I} = 27^\circ$. Jednakże w odniesieniu do dwóch pozostałych smoczków wykres ten traci swoją ważność, ponieważ został skonstruowany dla wartości entalpii kondensatu przed podgrzewaczem

$$i_{3I} = t_{3I} = 36,5 \text{ kcal/kg},$$

tymczasem dla smoczka drugiego powyższa entalpia wynosi już

$$i_{3II} = i_{4I} = i_{3I} + \Delta t_{P_I} = 36,5 + 27 = 63,5 \text{ kcal/kg}$$

a dla trzeciego

$$i_{3III} = i_{4II} = i_{3II} + \Delta t_{P_{II}} = 63,5 + 18 = 81,5 \text{ kcal/kg}.$$

Oдноśne wielkości charakterystyczne dla wszystkich trzech smoczków zestawione są w poniższej tabelce:

| Smoczek | Δt_p° | $t_4^\circ\text{C}$ | p_m ata | σ | g_1 | $g_2 = \sigma \cdot g_1$ | $\eta_s\%$ |
|---------|--------------------|---------------------|-----------|----------|--------|--------------------------|------------|
| I | 27 | 63,5 | 0,240 | 1,14 | 0,0208 | 0,0237 | 23,5 |
| II | 18 | 81,5 | 0,515 | 0,64 | 0,0181 | 0,0155 | 25,4 |
| III | 10 | 91,5 | 0,759 | 0,50 | 0,0110 | 0,0055 | 25,5 |
| Suma | 55 | — | — | — | 0,0499 | 0,0447 | — |

Stopień regeneracji wynosi teraz

$$\varepsilon_3 = C \cdot \sum_{i=1}^{\text{III}} g_2 = 0,72 \cdot 0,0447 = 0,0322 = 3,22\%$$

a więc w porównaniu ze smoczkiem pojedynczym ε wzrosło $\sim 1,5$ razy mimo zmniejszenia się ilości pary zasilającej smoczki o $\frac{0,0593 - 0,0499}{0,0593} \cdot 100 \cong \cong 16\%$. Jest to rezultatem zwiększenia ilości g_2 pary odsysanej z kroćca wylotowego turbiny ($\sim 4,5\%$ pary przepływającej przez turbinę).

Znajduje to również swój wyraz w wartości zastępczego stosunku eżekcji układu trzech smoczków równoległych

$$\sigma_z = \frac{\sum_{i=1}^{\text{III}} \sigma \cdot g_{1i}}{\sum_{i=1}^{\text{III}} g_{1i}} = \frac{0,0447}{0,0499} = 0,896,$$

który jest większy od tejże wielkości σ_1 dla układu ze smoczkiem pojedynczym $\frac{0,896}{0,500} = 1,8$ razy.

Przytoczony przykład ujawnił więc dodatkową korzyść wynikającą ze stosowania układu z kilkoma smoczkami pracującymi równolegle. Okazuje się mianowicie, że dla uzyskania tego samego Δt_p w układzie z kilkoma smoczkami wymagana jest mniejsza ilość pary do celów regeneracyjnych niż w przypadku smoczka pojedynczego. Oznacza to mniejszy wzrost wydajności kotła co z kolei ma bardzo ważne znaczenie dla jego pracy.

Wskutek dalszego zwiększania ilości smoczków należałoby się spodziewać dalszego wzrostu stopnia regeneracji, przy czym jednak wzrost ten stawałby się coraz powolniejszy. Jest to zagadnienie analogiczne jak w przypadku regeneracji z turbinami upustowymi, gdzie nadmierne zwiększanie ilości upustów ponad pewne optimum, daje stosunkowo nieznaczny tylko poprawę sprawności termicznej obiegu, a silnie zwiększa koszt instalacji i straty ciepła na rzecz otoczenia (wzrasta ilość podgrzewaczy oraz długość rurociągów).

Jeżeli chodzi o graniczne wartości stopnia regeneracji, to w odniesieniu do obiegów o bardziej korzystnych parametrach, niż przyjęte w powyższym przykładzie oraz przy zastosowaniu 5 ÷ 6 wysokosprawnych smoczków pracujących w układzie równoległym, można się spodziewać osiągnięcia wartości ε w granicach 4,5 ÷ 5%.

6. Wnioski końcowe

Jak wykazano powyżej, regeneracja ciepła w obiegu siłowni parowej powoduje zmniejszenie ilości ciepła doprowadzonego do 1 kg czynnika w kotle. Zmiana taka w pewnych wypadkach może wpłynąć ujemnie na pracę kotła. Trzeba bowiem pamiętać o tym, że, jak to zauważono w rozdziale 2, zastosowanie regeneracji wywoła wzrost jednostkowego zużycia pary, a zatem i wzrost wydajności kotła, który zamiast G^* kg/h musi teraz wytwarzać $(1 + g_1) \cdot G^*$ kg/h. Przy równoczesnym zmniejszeniu ilości spalanej paliwa, a więc mniejszej ilości spalin, obniży się nieco temperatura przegrzania pary. Aby temu zapobiec, należałoby zwiększyć powierzchnię przegrzewacza pary przez zabudowanie dodatkowego pęczka rurek.

Gdyby w obiegu zmodyfikowanym według schematu na rys. 1 spalać w kotle tę samą ilość paliwa, co w obiegu *B*, to zysk energetyczny uzewnętrznąłby się w zwiększonej mocy oddawanej przez turbinę. Wtedy jednak podniosłaby się temperatura spalin ulatujących z kotła. Spowodowałyby to obniżenie jego sprawności i aby temu zapobiec, należałoby spaliny dodatkowo schłodzić w podgrzewaczu powietrza doprowadzanego do paleniska.

Trzeba jednakże zdać sobie jasno sprawę z konkretnych wartości liczbowych powyższych zmian temperatury przegrzania czy też wydajności kotła. Przytoczone w poprzednich rozdziałach przykłady, a zwłaszcza przykład obiegu z trzema smoczkami, przekonują nas o tym, że są to faktycznie wielkości bardzo nieznaczne, a obliczony tam wzrost wydajności kotła (o ~5%) leży w granicach jego przeciążalności.

Wszystkie powyższe rozważania odnoszą się do przypadku układu turbozespołu pracującego w jednym bloku: kocioł-turbina. Wiadomo jednak, że układ taki, stosowany ostatnio do jednostek najwyższych mocy, nie jest spotykany w siłowniach starszego typu, gdzie z reguły kilka kotłów dostarcza parę dla kilku turbin za pośrednictwem wspólnego kolektora zbiorczego. W tym przypadku wspomniana uprzednio obniżka temperatury przegrzania straciłaby nieco na ostrości.

Na dobro proponowanego w niniejszej pracy układu należy dodać, że podłączenie kilku smoczków odsysających parę z króćca wylotowego turbiny, czy nawet z samego kondensatora wpłynie bardzo korzystnie

na jego odpowietrzenie. Wywoła to polepszenie próżni, powodując tym samym wzrost użytecznego spadku entalpii w turbinie. Powyższa zaleta trudna jest do ujęcia w konkretne wartości liczbowe i nie jest uwzględniona we wzorze na stopień regeneracji (2d). Dlatego też wielkość zysku energetycznego obliczoną tym wzorem należy traktować jedynie jako pewne przybliżenie z niedomiarem.

Jeżeli chodzi o przydatność ruchową smeczków parowych, to wspomniana już poprzednio niska sprawność jest ich niewątpliwą wadą. Jak to już wykazano w rozdziale 4 ma ona duży wpływ na stopień regeneracji i choć nie widać tego bezpośrednio z wzoru (2d) to jednak jest ona związana z nim za pośrednictwem równania (9). Ulepszenia konstrukcyjne nowoczesnych smeczków idą w kierunku stosowania dysz ekspansyjnych również i dla pary zasysanej. Zmniejsza się dzięki temu różnice prędkości obu strumieni a tym samym obniża się wielkość straty powstającej przy mieszaniu zgodnie z wzorem (7a).

Mimo wspomnianej wady smoczki posiadają wiele zalet. Należy tu przede wszystkim wymienić ich wysoką pewność ruchową spowodowaną brakiem jakichkolwiek części ruchomych, łatwość obsługi, prostotę budowy oraz niski koszt eksploatacyjny i inwestycyjny. Zalety te stawiają smoczek parowy w rzędzie tych urządzeń energetycznych, które winny znaleźć szerokie zastosowanie nie tylko w proponowanym tutaj układzie regeneracyjnym ale i w wielu innych przypadkach gdzie dotychczas stosuje się zupełnie nieekonomiczne zawory redukcyjne.

W tym miejscu składam serdeczne podziękowanie dr inż. W. Około-Kułakowi, który był inspiratorem w przygotowaniu przeze mnie tej pracy do druku oraz mgr inż. T. Melcerowi i kandydatowi nauk J. Szargutowi za udzielenie mi cennych wskazówek w czasie przygotowywania niniejszego artykułu.

Otrzymano 20 października 1954.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Абрамович Г. Н. *Прикладная газовая динамика*, Москва 1953, wyd. II.
- [2] Блюдов В. П. *Конденсационные устройства паровых турбин*, Москва-Ленинград 1951.
- [3] Łagowski A. A. i Pakszwer W. B., *Elektrownie ciepłne* (tłum. z ros.), Warszawa 1953.
- [4] Ложкин А. Н. *Трансформаторы тепла*, Машгиз 1948.
- [5] Ochęduszek St., *Teoria maszyn ciepłych*, t. I/II, Warszawa 1953.