

dr inż. Mirosław Archutowski

Instytut Techniki Ciepłej  
Politechniki Warszawskiej

## WPŁYW WŁASNOŚCI CZYNNIKA ROBOCZEGO NA WIELKOŚCI KONSTRUKCYJNE URZĄDZEŃ NADKRYTYCZNYCH SIŁOWNI CIEPLNYCH

Podano metodykę obliczeń charakterystycznych wielkości konstrukcyjnych turbin i rekuperatorów dla różnych czynników roboczych, pracujących w nadkrytycznych siłowniach ciepłych. Metodyka ta została oparta na podobieństwie przepływu badanych czynników i pary wodnej w turbinach oraz podobieństwie przepływu tych czynników i helu w rekuperatorach. Przedstawiono wpływ parametrów krytycznych, ciepła właściwego oraz masy cząsteczkowej czynnika na ww. wielkości konstrukcyjne.

### 1. WSTĘP

Badania nad czynnikami roboczymi, które mogłyby efektywnie zastąpić parę wodną w siłowniach ciepłych, prowadzone są od wielu lat. Poszukuje się czynników, które zapewniłyby zarówno wysoką sprawność elektrowni, jak i niskie koszty inwestycyjne. Obniżenie kosztów inwestycyjnych elektrowni można osiągnąć m.in. przez zwiększenie mocy jednostkowych urządzeń. Moce jednostkowe obecnie budowanych turbozespołów parowych zbliżają się już do wartości granicznych (technicznie możliwych do zrealizowania), które określone są wytrzymałością ostatnich stopni turbiny oraz liczbą wylotów do skraplacza. Konieczność zapewnienia odpowiednich luzów wzdłużnych, potrzebnych do zabezpieczenia przed odkształceniami termicznymi elementów turbiny powoduje, że liczba cylindrów niskopiętnych

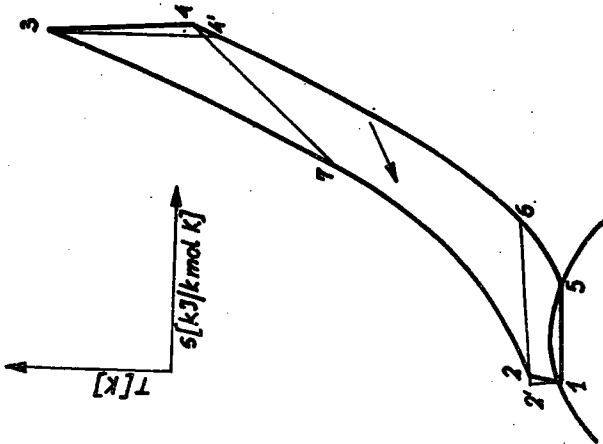
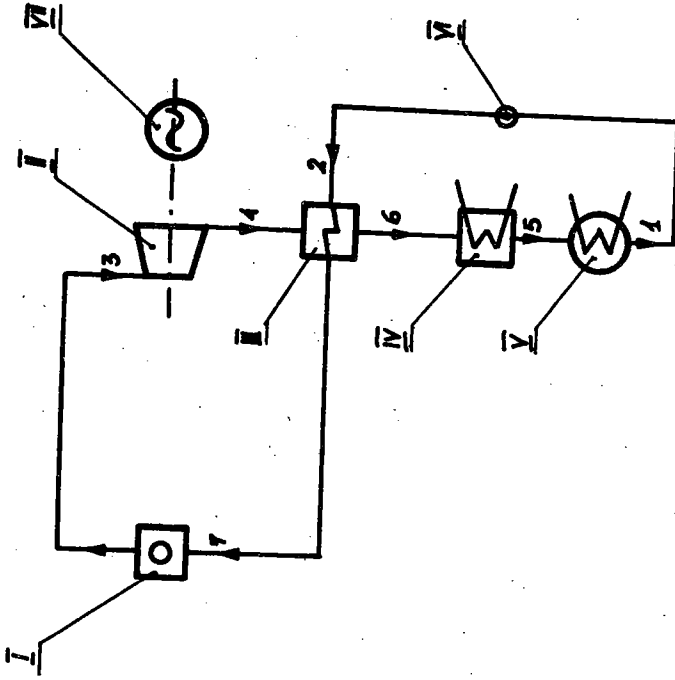
(każdy o dwóch wylotach do skraplacza) nie przekracza obecnie 3. Moc jednostkową turbiny można zwiększyć; bądź obniżając prędkość obrotową (np. do 1500 obr/min), dzięki czemu można zastosować łopatki o większej długości, a więc uzyskać większy przekrój wylotowy ostatniego stopnia, bądź przyjmując większą liczbę wałów. Powoduje to jednak skokowy wzrost jednostkowych kosztów urządzenia, jakkolwiek dalszy wzrost mocy jednostkowej może doprowadzić do ich obniżenia.

Zmniejszenie jednostkowych kosztów turbozespołów oraz innych urządzeń elektrowni można również osiągnąć poprzez zastosowanie czynnika roboczego innego niż para wodna. W niniejszym artykule podana jest analiza oraz wyniki badań nad wpływem własności czynnika roboczego na charakterystyczne wielkości konstrukcyjne turbozespołów oraz rekuperatorów w nadkrytycznych siłowniach cieplnych.

## 2. NADKRYTYCZNA SIŁOWNIA CIEPLNA

Nadkrytyczna siłownia cieplna [1] pracuje według obiegu termodynamicznego, w którym sprężanie odbywa się w fazie ciekłej, rozprężanie natomiast w fazie gazowej, umożliwiającej regenerację ciepła w rekuperatorze.

Na rys.1 przedstawiono obieg termodynamiczny oraz schemat cieplny siłowni nadkrytycznej. Czynnik roboczy o ciśnieniu mniejszym od krytycznego zostaje sprężony w pompie VI wzdłuż adiabaty nieizotropowej 1-2. Następnie zostaje podgrzany izobarycznie, najpierw w rekuperatorze III (krzywa 2-7), dzięki czemu odzyskuje się część ciepła zawartego w czynniku niskoprężnym na wyjściu z turbiny, potem w reaktorze jądrowym (lub kotle) I (krzywa 7-3) do założonej wartości temperatury T<sub>3</sub>. Rozprężanie w turbinie II odbywa się wzdłuż krzywej 3-4. Praca mechaniczna wytworzona w turbinie zostaje zamieniona w prądnicę VII na energię elektryczną. Chłodzenie czynnika niskoprężnego odbywa się izobarycznie najpierw w



Rys. 1. Obieg termodynamiczny oraz schemat cieplny nadkrytycznej siłowni cieplnej:  
 I - reaktor jądrowy (kocioł parowy), II - turbina, III - rekuperator, IV - chłod-  
 nica, V - skraplacz, VI - pompa, VIII - prądnica

rekuperatorze III (krzywa 4-6), następnie w chłodnicy IV (krzywa 6-5) i w skraplaczu V (krzywa 5-1). Obieg ten odznacza się dużą prostotą układu cieplnego, co jest korzystne ze względu na możliwość uzyskania dużych mocy jednostkowych. Bardziej złożone (a więc również sprawniejsze) obiegi nadkrytyczne zostały dokładnie omówione w [1] i [2].

### 3. MODEL FIZYKOCHEMICZNY CZYNNIKA ROBOCZEGO

Do obliczeń elementów układu cieplnego siłowni według niżej przedstawionej metody, potrzebna jest znajomość takich wielkości, jak: entalpia, entropia, ciepło właściwe, współczynnik lepkości, współczynnik przewodności cieplnej, gęstość oraz masa cząsteczkowa. Wielkości te (oprócz ostatniej) zwykle określa się dla danych wartości temperatury i ciśnienia korzystając z tablic, procedur lub wzorów analitycznych. W przypadku, kiedy zagadnienie sprowadza się do poszukiwania optymalnych własności czynnika roboczego, tzn., gdy czynnik ten jest nie znany, konieczne jest opracowanie modelu fizykochemicznego takiego czynnika oraz dobranie dogodnej metody określania jego parametrów termodynamicznych i transportowych. Do tego celu wykorzystano metodę stanów odpowiednich. Według tej metody takie parametry jak: entropię i entalpię, dla dowolnych ciśnień i temperatur, można określić mając dane parametry krytyczne substancji oraz zależność ciepła właściwego od temperatury.

Model fizykochemiczny czynnika roboczego przedstawiono zatem w postaci wektora

$$M = [T_k, p_k, C_k, C_{p20}^*, \alpha], \quad (1)$$

gdzie:

- $T_k$  - temperatura krytyczna,
- $p_k$  - ciśnienie krytyczne,
- $C_k$  - współczynnik ściśliwości w punkcie krytycznym,

- $C_{p20}^*$  - ciepło właściwe gazu półdoskonałego w temperaturze odniesienia (tutaj  $20^{\circ}\text{C}$ );
- $\alpha$  - współczynnik kierunkowy prostej  $C_p(T)$  (założono liniową zmienność ciepła właściwego gazu półdoskonałego z temperaturą),

Do obliczeń wielkości konstrukcyjnych elementów siłowni potrzebna jest ponadto znajomość wartości:

- masy cząsteczkowej czynnika roboczego -  $M$ ,
- współczynnika lepkości dynamicznej w punkcie krytycznym -  $\mu_k$ ,
- współczynnika przewodności cieplnej w punkcie krytycznym -  $\lambda_k$ .

Ponieważ według metody stanów odpowiednich [8], [9]

$$\mu_k = f(T_k, p_k, M), \quad (2)$$

oraz

$$\lambda_k = \varphi(T_k, p_k, M, C_{p20}^*, \alpha), \quad (3)$$

wektor  $M$  powiększa się w istocie tylko o jedną składową - masę cząsteczkową  $M$

$$M' = [T_k, p_k, C_k, C_{p20}^*, \alpha, M] \quad (4)$$

Składowe wektora  $M'$  są własnościami czynnika roboczego, których wpływ na wielkości konstrukcyjne urządzeń nadkrytycznych siłowni cieplnych jest przedmiotem badań przedstawionych w niniejszym artykule.

#### 4. OBLICZENIA CHARAKTERYSTYCZNYCH WIELKOŚCI KONSTRUKCYJNYCH TURBINY I REKUPERATORA

Przyjęta tutaj metodyka obliczeń wielkości konstrukcyjnych turbiny i rekuperatora jest bardzo uproszczona. Jest to

niezbędne z uwagi na konieczność oderwania się od konkretnych konstrukcji tych urządzeń, a uzyskanie jedynie pewnych danych porównawczych. Szczegółowe obliczenia zarówno maszyn przepływowych, jak i innych elementów siłowni wymagają wykorzystania całego szeregu badań teoretycznych i modelowych. Z powodu braku takich badań wydawało się najbardziej celowe przeprowadzenie obliczeń urządzeń dla różnych czynników roboczych przez porównanie ich z urządzeniami parowymi (lub innymi podobnymi), w stosunku do których dysponujemy dostatecznymi informacjami.

Przed przystąpieniem do obliczeń wielkości konstrukcyjnych określono parametry termodynamiczne oraz wydatek molowy czynnika roboczego dla rozpatrywanego układu cieplnego siłowni, o przyjętej mocy elektrycznej. Do tego celu wykorzystano metodę przedstawioną w [2] i [9]. Według tej metody parametry termodynamiczne oraz wydatek molowy są funkcją składowych wektora  $M$ .

#### 4.1. CHARAKTERYSTYCZNE WIELKOŚCI KONSTRUKCYJNE TURBINY

Charakterystycznymi wielkościami konstrukcyjnymi turbiny, których wartości zostały tutaj obliczone, są:

- długość łopatek,
- średnica wirnika,
- liczba stopni,
- średnica rurociągu na wlocie do turbiny.

W obliczeniach tych wielkości wykorzystano metodykę przedstawioną w [3]. Jako maszynę porównawczą przyjęto część średnioprężną 500 MW turbiny akcyjnej zaprojektowanej w ZSRR.

Aby uzyskać sprawność wewnętrzną turbiny z czynnikiem "N" (niskowrzącym) nie mniejszą niż z parą wodną "w" muszą być spełnione następujące nierówności:

$$Ma_N \leq Ma_w, \quad (5)$$

$$Re_N \geq Re_w, \quad (6)$$

gdzie:

Ma - liczba Macha,

Re - liczba Reynoldsa.

W turbinach parowych prędkość czynnika na ogół nie przekracza prędkości dźwięku ( $Ma < 1$ ) z wyjątkiem stopnia regulacyjnego i niekiedy ostatnich stopni, jakkolwiek nie ma wyraźnych przesłanek ograniczających tę prędkość. Znajomość prędkości dźwięku jest jednak niezbędna ze względów konstrukcyjnych dysz i łopatek w stopniach turbiny.

a. Długość łopatek i średnica wirnika

Liczba Reynoldsa wyraża się wzorem

$$Re = \frac{w d \rho}{\mu} \quad (7)$$

gdzie:

d - średnica hydrauliczna kanału,

w - prędkość względna,

$\rho$  - gęstość czynnika,

$\mu$  - współczynnik lepkości dynamicznej.

Z porównania liczb Reynoldsa dla czynnika "N" i pary wodnej

$$\frac{w_N d_N \rho_N}{\mu_N} \geq \frac{w_W d_W \rho_W}{\mu_W}$$

wynika stosunek średnic

$$\frac{d_N}{d_W} \geq \frac{w_W}{w_N} \frac{\rho_W \mu_N}{\rho_N \mu_W} \quad (8)$$

Przy założeniu równości

$$\frac{w_W}{w_N} = \frac{U_W}{U_N}$$

gdzie

U - prędkość obwodowa,

nierówność (8) przybiera postać

$$\frac{d_N}{d_W} \geq \frac{U_W}{U_N} \frac{\rho_W \mu_N}{\rho_N \mu_W} \quad (9)$$

Ponieważ średnica hydrauliczna kanału wynosi

$$d = 2 \sqrt{\frac{l b}{\pi}} = 2 \sqrt{\frac{l^2 b}{\pi l}}, \quad (10)$$

gdzie:

$l$  - długość łopatek,

$b$  - szerokość kanału,

więc

$$\frac{d_N}{d_w} = \frac{l_N}{l_w} \sqrt{\frac{\frac{b}{l_N}}{\frac{b}{l_w}}}. \quad (11)$$

Zakładając z kolei stałą wartość stosunku  $\frac{b}{l}$

$$\left(\frac{b}{l}\right)_N = \left(\frac{b}{l}\right)_w,$$

mamy

$$\frac{l_N}{l_w} = \frac{d_N}{d_w}. \quad (12)$$

Stąd długość łopatki wynosi

$$l_N \geq l_w \frac{U_w}{U_N} \frac{\rho_w}{\rho_N} \frac{\mu_N}{\mu_w}. \quad (13)$$

Ponieważ prędkość obwodowa jest równa

$$U = \frac{\pi D n}{60}, \quad (14)$$

gdzie

$n$  - liczba obrotów na minutę,

to

$$\frac{U_N}{U_w} = \frac{D_N}{D_w} \frac{n_N}{n_w}. \quad (15)$$



Z założenia stałej liczby obrotów  $n_N = n_W$  wynika

$$\frac{U_N}{U_W} = \frac{D_N}{D_W}, \quad (16)$$

stąd długość łopatki

$$l_N \geq l_W \frac{D_W \varrho_W \mu_N}{D_N \varrho_N \mu_W}. \quad (17)$$

Objętościowe natężenie przepływu wyraża się wzorem

$$V = \pi D l \frac{c_1}{U} U \sin \alpha_1, \quad (18)$$

gdzie:

$D$  - średnica wirnika,

$\alpha_1$  - kąt pomiędzy kierunkiem prędkości bezwzględnej  $c_1$  i prędkości obwodowej  $U$ .

Przyjmując, że wartości  $U/c_1$  i  $\alpha_1$  są jednakowe dla obu czynników mamy

$$\frac{V_N}{V_W} = \frac{D_N}{D_W} \frac{l_N}{l_W} \frac{U_N}{U_W} = \frac{D_N^2}{D_W^2} \frac{l_N}{l_W}. \quad (19)$$

Wykorzystując nierówność (13) oraz zależność

$$V = \frac{G}{\varrho}, \quad (20)$$

gdzie

$G$  - wagowy wydatek czynnika roboczego, otrzymano

$$\frac{G_N}{G_W} \frac{D_W^2}{D_N^2} \geq \frac{D_W}{D_N} \frac{\mu_N}{\mu_W}. \quad (21)$$

Z rozwiązania powyższej nierówności względem  $D_W/D_N$  uzyskano wynik

$$0 < \frac{D_N}{D_W} \leq \frac{G_N}{G_W} \frac{\mu_W}{\mu_N}, \quad (22)$$

stąd

$$D_N \leq D_w \frac{G_N \mu_w}{G_w \mu_N}. \quad (23)$$

Zatem graniczna wartość średnicy wirnika, poniżej której sprawność turbiny na badany czynnik "N" jest nie mniejsza od sprawności turbiny parowej, jest równa

$$D_{gN} = D_w \frac{G_N \mu_w}{G_w \mu_N}. \quad (24)$$

O wartości średnicy wirnika, przy speknieniu nierówności (23), ostatecznie jednak decydują względy wytrzymałościowe.

Po ustaleniu średnicy wirnika długość łopatek można obliczyć ze wzoru

$$l_N = l_w \frac{G_N \varphi_w D_w^2}{G_w \varphi_N D_N^2}. \quad (25)$$

Dla danej substancji równe są stosunki

$$\frac{G}{\varphi} = \frac{G_m}{\varphi_m}, \quad (26)$$

gdzie:

- $G_m^*)$  - molowy wydatek czynnika roboczego,
- $\varphi_m$  - molowa gęstość czynnika roboczego.

Zarówno wydatek molowy, jak i gęstość molowa czynnika roboczego nie zależą od jego masy cząsteczkowej; są określone jedynie przez składowe wektora  $M$ . Długość łopatek jest zatem funkcją tych składowych i średnicy wirnika

$$l_N = f(M, D). \quad (27)$$

#### b. Liczba stopni turbiny

Liczba stopni turbiny na jeden wylot do skraplacza wynosi

$$m = \frac{H}{h}, \quad (28)$$

\*)  $G_m$  otrzymano z rozwiązania układu cieplnego siłowni w [2] i w [9].

gdzie:

$H$  - całkowity spadek entalpii w turbinie,

$h$  - spadek entalpii w stopniu,

stąd

$$\frac{m_N}{m_W} = \frac{H_N}{H_W} \frac{h_W}{h_N} \quad (29)$$

Ponieważ

$$\frac{h_N}{h_W} = \frac{c_{1N}^2}{c_{1W}^2}, \quad (30)$$

to

$$\frac{m_N}{m_W} = \frac{H_N}{H_W} \frac{c_{1W}^2}{c_{1N}^2} = \frac{H_N}{H_W} \frac{U_W^2}{U_N^2} \frac{\left(\frac{c_1}{U}\right)_W^2}{\left(\frac{c_1}{U}\right)_N^2},$$

czyli

$$\frac{m_N}{m_W} = \frac{H_N}{H_W} \frac{U_W^2}{U_N^2} \quad (31)$$

Wykorzystując z kolei (16) otrzymano

$$m_N = m_W \frac{H_N}{H_W} \frac{D_W^2}{D_N^2} \quad (32)$$

Ponieważ

$$H = H_m M, \quad (33)$$

gdzie

$H_m^*)$  - całkowity spadek entalpii odniesiony do 1 kmola substancji,

natomiast  $H_m$  nie zależy od masy cząsteczkowej, więc liczba stopni turbiny jest do tej masy wprost proporcjonalna. Zatem

\*)  $H_m$  - otrzymano z rozwiązania układu cieplnego siłowni w [2] i w [9].

liczba stopni turbiny jest funkcją składowych wektora  $M'$ , oraz średnicy wirnika

$$m_N = f(M'; D). \quad (34)$$

c. Średnica rurociągu na wlocie do turbiny

Ponieważ średnica rurociągu dolotowego do turbiny określona jest wzorem

$$D_r = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{G_m}{\rho_m w}}, \quad (35)$$

gdzie

$w$  - prędkość czynnika roboczego, zatem nie zależy ona od masy cząsteczkowej, jest jedynie funkcją składowych wektora  $M$

$$D_r = f(M). \quad (36)$$

#### 4.2. WIELKOŚCI CHARAKTERYSTYCZNE REKUPERATORA

Na osiągnięcie wysokiej sprawności obiegów termodynamicznych duży wpływ ma ilość regenerowanego ciepła. Zatem wydaje się celowe przeprowadzenie bardziej szczegółowej analizy wpływu własności czynnika roboczego na wartości powierzchni wymiany ciepła oraz innych wielkości charakterystycznych rekuperatora.

Powierzchnia ogrzewalna rekuperatora wyraża się wzorem

$$F = \frac{Q_r}{k \Delta t_{\log}}. \quad (37)$$

Przy założeniu stałej mocy turbozespołu  $N_{el}$  oraz wartości  $T_1, T_3, p_3$ , obciążenie cieplne rekuperatora wynosi

$$Q_r = \frac{G_m (I_7 - I_2)}{1000}, \quad (38)$$

jest więc funkcją własności czynnika (składowych wektora  $M$ )

$$Q_r = f(M). \quad (39)$$

Ponieważ logarytmiczna różnica temperatur dla przeciwprądu wynosi

$$\Delta t_{\log}^{*)} = \frac{(T_4 - T_7) - (T_6 - T_2)}{\ln \frac{T_4 - T_7}{T_6 - T_2}} \quad (40)$$

zatem jest ona również funkcją składowych wektora  $M$

$$\Delta t_{\log} = f(M). \quad (41)$$

Współczynnik przenikania ciepła  $k$  oblicza się ze wzoru

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_z}. \quad (42)$$

Stosunek grubości ścianki do współczynnika przewodzenia  $\frac{\delta}{\lambda}$  można pominąć jako mały w porównaniu z opornością cieplną  $\frac{1}{\alpha}$ . Dla rurek stalowych 8x2,4 [4] o współczynniku przewodzenia ok. 22 W/m·K wielkość  $\frac{\delta}{\lambda}$  wynosi bowiem

$$\frac{\delta}{\lambda} = 0,00015 \text{ m}^2 \text{ K/W}.$$

W zaproponowanej w [5] metodzie obliczeń wymienników ciepła założono, że stosunek współczynników przenikania ciepła dla rozpatrywanego czynnika  $k_2$  i porównawczego -  $k_1$  równy jest stosunkowi odpowiednich współczynników przejmowania ciepła

\*) W przypadku, gdy wymiana ciepła odbywa się w pobliżu punktu krytycznego, stosowanie  $\Delta t_{\log}$ , jako średniej różnicy temperatur czynników wymieniających ciepło jest obarczone trudnym do oszacowania błędem. Spowodowane jest to z jednej strony znacznie zmieniającym się z temperaturą ciepłem właściwym czynników, z drugiej zaś strony tym, że spiętrzenie temperatur może nie wystąpić na żadnym końcu, lecz wewnątrz wymiennika ciepła.

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1}, \quad (43)$$

przy czym wartości tych ostatnich obliczono dla średnich arytmetycznych wartości temperatury i ciśnienia w wymienniku. Czynnikiem badanym w [5] był hel, porównawczym - powietrze. W odniesieniu do czynników rozpatrywanych w niniejszej pracy wydaje się, że bardziej wiarygodne wyniki będzie można uzyskać obliczając współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha$  dla średniej geometrycznej wartości ciśnienia oraz dla średniej arytmetycznej temperatury. Średnie geometryczne ciśnienie bowiem silniej uwydatnia duże różnice ciśnienia czynnika niskoprężnego dla różnych założonych parametrów.

Obliczenia powierzchni ogrzewalnej rekuperatora dla różnych czynników roboczych pracujących w obiegu nadkrytycznym przeprowadzono przez porównanie jej z powierzchnią rekuperatora, w którym czynnikiem roboczym był hel.

Do obliczenia współczynnika przejmowania dla tego typu wymienników ciepła można posłużyć się wzorem [5]

$$Nu = C_1 Re^{0,75} Pr^{0,65}, \quad (44)$$

gdzie:

Nu - liczba Nusselta,

Pr - liczba Prandtla,

$C_1$  - wartość stała.

Liczby Nusselta i Prandtla są zdefiniowane w sposób następujący:

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}, \quad (45)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}, \quad (46)$$

gdzie:

d - średnica hydrauliczna wymiennika,

$\lambda$  - współczynnik przewodzenia ciepła,

$C_p$  - ciepło właściwe.

Po wstawieniu prawych stron wzorów (7), (45) i (46) do wzoru (44) oraz po przekształceniu otrzymano zależność wyrażającą współczynnik przejmowania ciepła czynnika roboczego

$$\alpha = C_1 \lambda^{0,35} \mu^{-0,1} C_p^{0,65} \rho^{0,65} w^{0,75} d^{-0,25} \quad (47)$$

Aby wyeliminować z powyższego wzoru prędkość przepływu czynnika roboczego przez rekuperator oraz zastąpić ją innymi wielkościami, zależnymi od własności tego czynnika, wykorzystano następującą zależność

$$\Delta p = \xi \frac{1}{d} \frac{\rho}{2} w^2, \quad (48)$$

gdzie:

$\Delta p$  - strata ciśnienia w obiegu,

$l$  - długość rurek.

Założono przy tym, że współczynnik oporów przepływu  $\xi$  jest proporcjonalny do  $Re^{-0,1}$  [39], stąd

$$\Delta p = C_2 \left( \frac{w d \rho}{\mu} \right)^{-0,1} \frac{1}{d} \frac{\rho}{2} w^2, \quad (49)$$

gdzie

$C_2$  - wartość stała.

Ponieważ natężenie przepływu czynnika roboczego jest równe

$$G = f w \rho, \quad (50)$$

gdzie

$f$  - całkowita powierzchnia przekroju poprzecznego natomiast średnica hydrauliczna wynosi

$$d = \frac{4 f}{U} = \frac{4 f l}{F}, \quad (51)$$

gdzie

$U$  - całkowity obwód rurek,

więc straty ciśnienia można wyrazić wzorem

$$\Delta p = C_3 \mu^{0,1} F G^{-1} d^{-0,1} w^{2,9} \rho^{1,9}, \quad (52)$$

gdzie

$C_3$  - wartość stała.

Z powyższego wzoru wyznaczono prędkość przepływu

$$w = C_4 G^{0,345} d^{0,0345} \Delta p^{0,345} \mu^{-0,0345} \rho^{0,655} F^{0,345}, \quad (53)$$

gdzie

$C_4$  - wartość stała.

Po wstawieniu prawej strony zależności (53) do wzoru (47) wyznaczono współczynnik przejmowania ciepła

$$\alpha = C_5 \lambda^{0,35} \mu^{-0,126} C_p^{0,65} \rho^{0,259} d^{-0,224} \Delta p^{0,259} F^{-0,259} G^{0,259}, \quad (54)$$

gdzie

$C_5$  - wartość stała.

Z kolei straty ciśnienia wyrażono wzorem

$$\Delta p = \varepsilon p, \quad (55)$$

gdzie

$\varepsilon$  - względna strata ciśnienia.

Stosunek wartości współczynników przejmowania ciepła dla dwu porównywalnych czynników, przy założeniu równości  $d_2 = d_1$ ,  $\varepsilon_2 = \varepsilon_1$  wynosi zatem

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\right)^{0,35} \left(\frac{\mu_2}{\mu_1}\right)^{-0,126} \left(\frac{C_{p2}}{C_{p1}}\right)^{0,65} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{0,259} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,259} \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^{-0,259} \left(\frac{G_2}{G_1}\right)^{0,259}. \quad (56)$$

Stąd stosunek powierzchni ogrzewalnych czynnika badanego i porównywalnego wynosi

$$\frac{F_2}{F_1} = \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\right)^{-0,472} \left(\frac{\mu_2}{\mu_1}\right)^{0,17} \left(\frac{C_{p2}}{C_{p1}}\right)^{-0,877} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{-0,349} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{-0,349} \left(\frac{\Delta t_{\log 2}}{\Delta t_{\log 1}}\right)^{-1,35} \left(\frac{Q_{r2}}{Q_{r1}}\right)^{1,35} \left(\frac{G_2}{G_1}\right)^{-0,349}. \quad (57)$$

Wartość powierzchni ogrzewalnej rekuperatora ( $F_1$ ) 600 MW siłowni na hel. jako porównawczego wymiennika ciepła.



wzięto z [4]. Obieg termodynamiczny, wg którego pracuje ta siłownia helowa jest obiegiem Braytona z dwustopniowym chłodzeniem międzystopniowym. Dane dotyczące tego obiegu oraz niezbędne założenia odnośnie temperatur i ciśnień znajdują się w [5]. Rekuperator ten składa się z czterech wymienników ciepła, każdy o powierzchni ogrzewalnej ok. 25 000 m<sup>2</sup> i o wymiarach: 20 m wysokości i 5,5 m średnicy.

## 5. WYNIKI OBLICZEŃ

Obliczenia parametrów termodynamicznych, wydatku molowego oraz charakterystycznych wielkości konstrukcyjnych rozpatrywanej siłowni cieplnej wykonano przy założeniu następujących wartości:

- maksymalna temperatura obiegu	$T_3 = 1000 \text{ K,}$
- minimalna temperatura obiegu	$T_1 = 293 \text{ K,}$
- sprawność wewnętrzna turbiny	$\eta_t = 0,90,$
- sprawność wewnętrzna sprężarki	$\eta_s = 0,85,$
- sprawność wewnętrzna pompy	$\eta_p = 0,85,$
- sprawność rekuperatora	$\eta_u = 0,98,$
- sprawność prądnicy	$\eta_g = 0,99,$
- sprawność mechaniczna turbiny	$\eta_{mt} = 0,99,$
- sprawność mechaniczna pompy	$\eta_{mp} = 0,99,$
- spiętrzenie temperatur w rekuperatorze	$\Delta T = 15 \text{ K,}$
- współczynnik strat ciśnienia w obiegu	$\beta^* = 0,15,$
- liczba obrotów turbiny	$n = 3000 \text{ obr/min,}$
- maksymalne ciśnienie obiegu	$p_3 = 20; 40 \text{ MPa,}$
- temperatura krytyczna	$T_k = 300; 400; 500 \text{ K,}$
- współczynnik kierunkowy prostej	$C_p^*(T) = 0,084; 0,210;$ $0,335 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}^2,$

\*  $\beta = (p_2 - p_3)/(p_3 - p_4).$

Tablica 1

Wyniki obliczeń wielkości charakterystycznych turbiny

Lp.	P3	20												
		300				400				500				
		0,084	0,210	0,335	MPa	0,084	0,210	0,335	K	0,084	0,210	0,335	0,084	0,210
1	$\alpha$	4	5	6	kJ/K <sup>2</sup> . kmol	7	8	9	10	11	12			
1	Dg				m									
	wlot	15,9	14,9	14,7		7,3	6,3	6,0	4,7	4,3	4,0			
2	wylot	13,3	12,0	11,3		10,2	7,23	6,2	13,9	6,9	5,7			
3	D				m									
	wlot	1	1	1		1	1	1	1	1	1			
4	D				m									
	wylot	1,5	1,5	1,5		2	2	2	2,5	2,5	2,5			
5	l				mm									
	wlot	169	159	156		74	64	62	56	44	39			
6	l				mm									
	wylot	261	271	271		421	428	506	772x2	910x2	960x2			
7	m				szt.									
	wlot	4	4	4		6	6	7	5x2	7x2	7x2			
8	a				m/s									
	wlot	431	418	415		431	418	415	431	418	415			
9	a				m/s									
	wylot	402	404	406		356	382	391	310	357	375			



- ciepło właściwe gazu półdoskonałego w temperaturze otoczenia  $C_{p20}^* = 21 \text{ kJ/kmol}\cdot\text{K}$ ,
- ciśnienie krytyczne  $p_k = 5 \text{ MPa}$ ,
- masa cząsteczkowa  $M = 50 \text{ kg/kmol}$ ,
- moc na zaciskach prądnicy  $N_{el} = 500 \text{ MW}$ .

Wyniki obliczeń wielkości konstrukcyjnych przedstawiono w tablicy 1 oraz na rys. 2, 3 i 4. W pierwszym i drugim wierszu tablicy 1 umieszczono wartości granicznej średnicy wirnika, poniżej których sprawność wewnętrzna turbiny na badany czynnik roboczy jest nie mniejsza od sprawności turbiny parowej. Tak wysokie wartości  $D_g$  spowodowane są dużym wagowym natężeniem przepływu czynnika "N", wprost proporcjonalnym do masy cząsteczkowej. Ponieważ maksymalna średnica wirnika zależy od natężenia przepływu czynnika roboczego w ten sam sposób, można zatem dla substancji o masie cząsteczkowej innej, niż założona ( $M' \neq 50$ ), obliczyć tę średnicę ze wzoru

$$D'g = Dg \frac{M'}{50} . \quad (58)$$

Najniższe wartości  $D_g$  uzyskuje się dla substancji o dużej temperaturze krytycznej i dużym cieple właściwym. Ta ostatnia wielkość jest jednak związana z dużą liczbą atomów w cząsteczce, a więc - dla większości potencjalnych czynników roboczych - z dużą masą cząsteczkową. Zatem niewielkie są możliwości, aby wartość  $D_g$  spadła poniżej przyjętej w tablicy 1 rzeczywistej wartości średnicy wirnika.  $D_g$  jest również wprost proporcjonalna do mocy turbiny oraz odwrotnie proporcjonalna do lepkości czynnika roboczego.

Rzeczywistą średnicę wirnika pierwszego stopnia turbiny przyjęto jednolicie dla wszystkich rozpatrywanych kombinacji parametrów - równą 1 m, natomiast dla ostatniego stopnia przyjęto w sposób następujący: dla substancji o  $T_k = 300 \text{ K}$  - 1,5 m, dla  $T_k = 400 \text{ K}$  - 2 m oraz dla  $T_k = 500 \text{ K}$  - 2,5 m. (W [6] dla 1000 MW turbiny helowej o temperaturze początkowej  $950^\circ\text{C}$  przyjęto średnicę wirnika - 2,7 m).

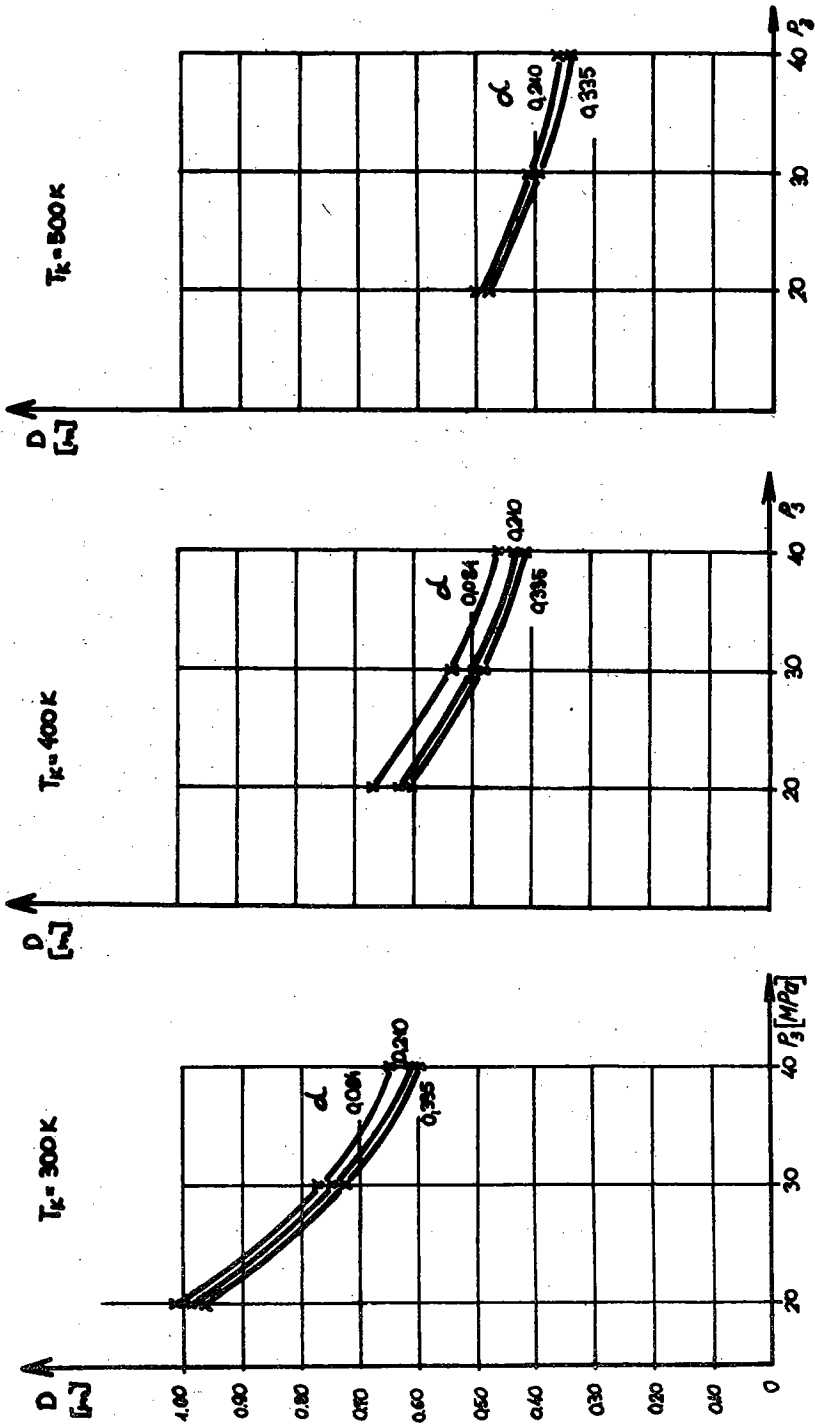
Długość łopatek pierwszego stopnia turbiny ze wzrostem  $T_k$ ,  $p_3$  i  $\alpha$  maleje, natomiast ostatniego rośnie z tymi parametrami (z wyjątkiem  $p_3$ ). Na zmianę długości łopatki najsil-

niej wpływa temperatura krytyczna. Dla czynnika o  $T_k = 500$  K turbina o dwu wylotach do skraplacza wymaga łopatek ostatnich stopni o długości 770 - 960 mm. Długość łopatek tak pierwsze-go, jak i ostatniego stopnia jest wprost proporcjonalna do mocy turbiny. 1000 MW turbina o tej samej długości łopatek 770 - 960 mm, pracująca z czynnikiem roboczym o tej samej temperaturze krytycznej  $T_k = 500$  K, wymaga czterech (lub więcej) wylotów do skraplacza, jeżeli względy wytrzymałościowe nie dopuszczają tak długich łopatek.

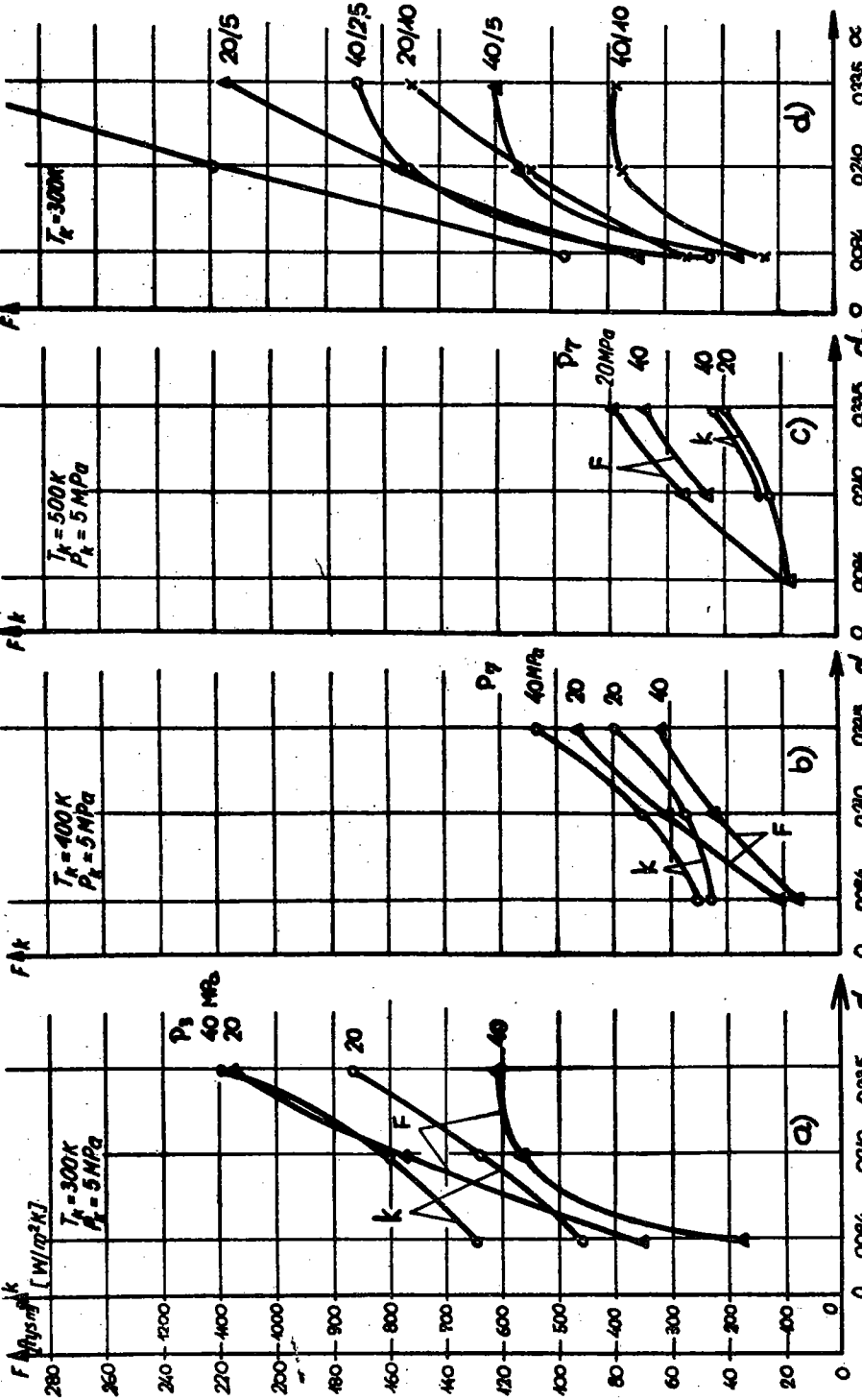
Liczba stopni turbiny (4 - 16) dla wszystkich rozpatrywanych przypadków jest znacznie mniejsza od liczby stopni w turbinie parowej (50) o tej samej mocy - 500 MW. Spośród badanych parametrów, na liczbę stopni najsilniej wpływa temperatura krytyczna czynnika (liczba stopni rośnie ze wzrostem  $T_k$ ). Należy zaznaczyć, że przeprowadzone tu rozważania dotyczą turbin akcyjnych. Dla turbin reakcyjnych liczba stopni jest ok. 2 razy większa, natomiast długość łopatek dla tego typu turbin jest mniejsza w porównaniu z turbinami akcyjnymi o tych samych parametrach.

Prędkość dźwięku w rozpatrywanych turbinach jest niższa niż w turbinie parowej (gdzie osiągalne wartości wynoszą: na wlocie ok. 590, na wylocie ok. 430 m/s) głównie ze względu na przyjętą tu dużą masę cząsteczkową czynnika "N". Prędkość dźwięku bowiem jest odwrotnie proporcjonalna do pierwiastka kwadratowego z masy cząsteczkowej. Aby zatem turbina pracowała ze stosunkowo małą liczbą Macha, czynnik roboczy powinien mieć możliwie małą masę cząsteczkową. W turbinach reakcyjnych, ze względu na większy stosunek  $\frac{U}{C_1}$  (dla stałej wartości  $U$  - mniejsza wartość  $C_1$ ), osiąga się mniejsze liczby  $Ma$  niż w turbinach akcyjnych. Również wzrost ciepła właściwego powoduje zmniejszenie wykładnika adiabaty  $\gamma$ , co pociąga za sobą obniżenie prędkości dźwięku.

Na rys.2 przedstawiono wpływ temperatury krytycznej maksymalnego ciśnienia obiegu  $p_3$  oraz wielkości  $\alpha$  na średnicę rurociągu dolotowego do turbiny. Średnica rurociągu jest tym większa, im niższa jest krytyczna temperatura czynnika oraz im niższa jest wartość maksymalnego ciśnienia. W niewielkim



Rys.2. Wpływ  $T_k$ ,  $p_2$  i  $\alpha$  na wartość średnicy rurociągu na wlocie do turbiny dla założonych wartości:  $N_{el} = 500\text{ MW}$ ,  $w = 30\text{ m/s}$ ,  $Cp_{20} = 21\text{ kJ/kmol}\cdot\text{K}$ ,  $p_k = 5\text{ MPa}$



rys. 3. Wpływ własności czynnika roboczego na wartość współczynnika przenikania ciepła  $k$  oraz powierzchni ogrzewalnej rekuperatora  $F$  dla założonych wartości:  $C_p 20 = 21 \text{ kJ/kmol}\cdot\text{K}$ ,  $C_k = 0,27$ ,  $M = 50 \text{ kg/kmol}$

stopniu średnica ta zależy od współczynnika  $\alpha$ , a od  $C_{p20}^*$  praktycznie nie zależy. Należy zwrócić uwagę, że obliczenia wykonano dla mocy elektrowni  $N_{el} = 500$  MW, przy prędkości czynnika w rurociągu 30 m/s. Dla innych mocy wyniki należy pomnożyć przez  $N_{el}/500$ , natomiast dla innych prędkości - przez  $30/w$ .

Gdy ciśnienie krytyczne czynnika roboczego jest niższe, niższe jest również optymalne (ze względu na sprawność) maksymalne ciśnienie obiegu. Rurociągi muszą mieć zatem większe średnice.

Na rys.3a,b,c przedstawiono wpływ temperatury krytycznej  $T_k$ , wielkości  $\alpha$  oraz maksymalnego ciśnienia obiegu  $p_3$  na wartość współczynnika przenikania ciepła  $k$  oraz powierzchni ogrzewalnej rekuperatora  $F$ . Współczynnik  $k$  rośnie ze wzrostem  $p_3$  oraz  $\alpha$ , natomiast ze wzrostem  $T_k$  maleje. Powierzchnia rekuperatora zaś rośnie ze wzrostem  $\alpha$ , a maleje ze wzrostem  $p_3$  i  $T_k$ . Spadek powierzchni dla  $T_k = 500$  K w stosunku do  $T_k = 400$  K jest przy tym niewielki (a nawet dla  $p_3 = 40$  MPa,  $\alpha = 0,335$  obserwuje się nieznaczny wzrost  $F$  pomimo wzrostu  $k$ ). Dla małych  $T_k$  i dużych  $\alpha$  wpływ maksymalnego ciśnienia obiegu na powierzchnię rekuperatora jest największy.

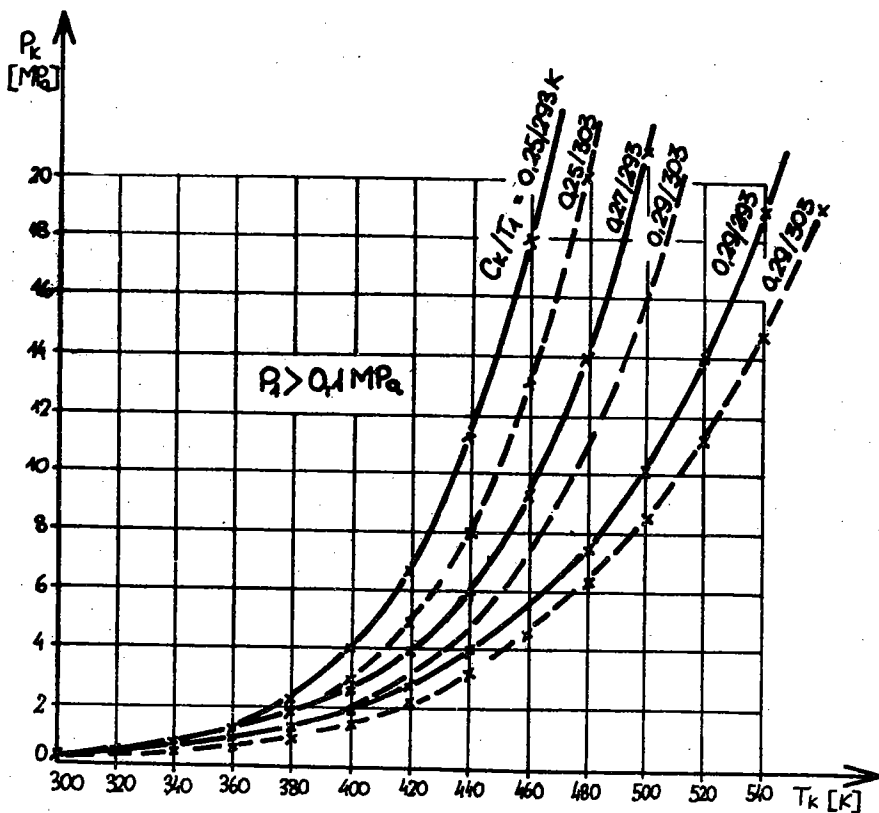
Rys.3d ilustruje wpływ ciśnienia krytycznego  $p_k$ , maksymalnego ciśnienia obiegu  $p_3$  oraz wielkości  $\alpha$  na powierzchnię rekuperatora dla  $T_k = 300$  K. Z rysunku tego widać, że ze wzrostem  $p_k$  powierzchnia rekuperatora maleje, i to tym silniej, im niższe jest maksymalne ciśnienie obiegu. Z rozważań nad wpływem masy cząsteczkowej na powierzchnię wymiany ciepła rekuperatora wynika, że gdy wartość  $M$  zostanie podwojona, to wartość  $F$  wzrośnie 1,518 raza. Wynika stąd, że dla substancji o masie molowej  $M' \neq M$  powierzchnię  $F$  wymiany ciepła rekuperatora można obliczyć ze wzoru

$$F' = F \left( \frac{M'}{M} \right)^{\frac{\log 1,518}{\log 2}} = F \left( \frac{M'}{M} \right)^{0,503} \quad (59)$$

Postępując analogicznie można dojść do wniosku, że wzrost mocy turbosespołu powoduje liniowy wzrost powierzchni ogrzewalnej rekuperatora. Ponieważ dla 600 MW, porównawczej siłow-



ni na hel [4] powierzchnia rekuperatora wynosi 100 tys. m<sup>2</sup>, to dla mocy 500 MW - wyniesie ok. 83 tys. m<sup>2</sup>. Ta stosunkowo mała wartość powierzchni rekuperatora wynika głównie z małej masy molowej helu.



Rys.4. Zależność ciśnienia krytycznego substancji od temperatury krytycznej dla ciśnienia w skraplaczu  $p_1=0,1\text{ MPa}$

Aby uniknąć trudności związanych z zapewnieniem szczelności urządzeń układu cieplnego, a jednocześnie utrzymać dość wysoki współczynnik przenikania ciepła, ciśnienie panujące w skraplaczu, a zatem i ciśnienie czynnika niskoprężnego, nie powinno być mniejsze od 0,1 MPa. Na rys.4 przedstawiono zależność od temperatury krytycznej  $T_k$  ciśnienia krytycznego czynnika roboczego  $p_k$ , przy którym ciśnienie w skraplaczu jest równe 0,1 MPa. Obliczenia wykonano dla kilku wartości współczynnika ściśliwości w punkcie krytycznym:  $C_k = 0,25$ ;

0,27; 0,29 oraz minimalnej temperatury obiegu  $T_1 = 293$  i 303 K. Z rysunku widać, że dla danej temperatury krytycznej ze wzrostem  $C_k$  i  $T_1$  ciśnienie krytyczne maleje. Dla temperatury krytycznej powyżej 440 ÷ 460 K utrzymanie ciśnienia w skraplaczu powyżej 0,1 MPa jest b. trudne, a w większości przypadków niemożliwe, gdyż wymagałoby to b. dużych, w praktyce nie występujących ciśnień krytycznych substancji.

Z przeprowadzonej w niniejszym artykule analizy wynikają następujące wnioski:

- Wzrost temperatury krytycznej -  $T_k$  wpływa korzystnie na wartość średnicy rurociągu dolotowego do turbiny i na powierzchnię rekuperatora, niekorzystnie - na długość łopatek (łopatki pierwszego stopnia zbyt krótkie, ostatniego - długie), liczbę stopni i wylotów z turbiny oraz na ciśnienie w skraplaczu (dla stałej wartości ciśnienia krytycznego). Wzrost ciśnienia krytycznego -  $p_k$  powoduje powiększenie optymalnego (ze względu na sprawność) maksymalnego ciśnienia obiegu, które z kolei wpływa korzystnie na wartość średnicy rurociągów oraz powierzchni rekuperatora, niekorzystnie - na długość łopatek turbin, grubość ścianek rurociągów i korpusów maszyn przepływowych oraz innych urządzeń siłowni.
- Wpływ ciepła właściwego gazu półdoskonałego w temperaturze otoczenia  $C_{p20}^*$  na rozmiary urządzeń siłowni jest nieznaczny.
- Wzrost współczynnika kierunkowego prostej  $C_p(T)$  gazu półdoskonałego,  $\alpha$ , wpływa korzystnie na wartość średnicy rurociągów (jakkolwiek nieznacznie), natomiast niekorzystnie - na powierzchnię rekuperatora, długość łopatek, liczbę stopni oraz sprawność wewnętrzną turbiny.
- Wzrost współczynnika ściśliwości w punkcie krytycznym -  $C_k$  wpływa korzystnie na ciśnienie w skraplaczu.
- Wzrost masy cząsteczkowej wpływa niekorzystnie na prędkość dźwięku, powierzchnię rekuperatora oraz liczbę stopni turbiny. Wartość masy cząsteczkowej nie wpływa w sposób bezpośredni na średnicę rurociągów oraz długość łopatek turbiny.

Znajomość optymalnych własności czynnika roboczego [2] oraz wyniki obliczeń, przedstawione w niniejszym artykule, mogą być przydatne w wyborze odpowiedniej substancji, która

efektywnie zastąpiłaby parę wodną w siłowniach cieplnych. Substancja ta ponadto musi spełniać różne wymagania eksploatacyjne. W szczególności powinna ona być:

- niepalna,
- nietoksyczna,
- trwała w całym zakresie temperatur,
- tania,
- niekrzepnąca w temperaturze otoczenia.

Badania nad doborem tego rodzaju substancji powinny być kontynuowane.

### BIBLIOGRAFIA

- [ 1 ] Archutowski M.: Obiegi nadkrytyczne siłowni cieplnych z zastosowaniem czynników niskowrzących. Biul. Inf. Instytutu Techniki Ciepłej nr 33, Warszawa 1972.
- [ 2 ] Archutowski M.: Optymalizacja własności fizyko-chemicznych czynnika roboczego w nadkrytycznych obiegach siłowni cieplnych. Archiwum Energetyki nr 3, Warszawa 1977.
- [ 3 ] Rożanowski J.: Studia nad zastosowaniem nowych czynników pracujących w obiegu energetycznym okrętowej turbiny parowej. Praca doktorska, Instytut Maszyn Przepływowych, Gdańsk 1965.
- [ 4 ] Bammert K., Klaukens H., Mukherjee S.K.: Auslegung und Konstruktion von Wärmetauschern für geschlossene Gasturbinenanlagen. BWK Nr 6, 1970.
- [ 5 ] Bammert K., Twardziok W.: Kernkraftwerke mit Heliumturbinen für grosse Leistungen. Atomkernenergie Nr 9/10, 1967.
- [ 6 ] Gasparovic N.: Die Problematik der - nuklearen - Gasturbinen. BWK nr 7, 1970.
- [ 7 ] Hogen O.A., Watson K.M., Ragatz R.A.: Chemical Process Principles. Part II Thermodynamics, John Wiley, New York 1962.
- [ 8 ] Bretsznajder S.: Własności cieczy i gazów. WNT, Warszawa 1962.
- [ 9 ] Archutowski M.: Badania nad wpływem rodzaju czynnika roboczego na właściwości układu siłowni cieplnych. Praca doktorska, Instytut Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej, 1973.

## ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ РАБОЧЕГО ВЕЩЕСТВА НА КОНСТРУКЦИОННЫЕ РАЗМЕРЫ УСТРОЙСТВ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ТЕПЛОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

### К р а т к о е   с о д е р ж а н и е

Приводится методика расчета характеристических конструктивных параметров турбин и рекуператоров для различных рабочих веществ, используемых в сверхкритических теплоэлектростанциях. Методика основывается на использовании явления подобия течения исследуемых рабочих веществ и водяного пара в турбинах и на использовании явления подобия течения этих веществ и гелия в рекуператорах. Описывается влияние критических параметров, теплоемкости и молекулярного веса рабочего вещества на так называемые указанные выше конструкционные параметры.

## INFLUENCE OF WORKING FLUID PROPERTIES ON THE DESIGN SIZES OF SUPERCRITICAL POWER PLANT ELEMENTS

### S u m m a r y

A method of calculation of the characteristic design parameters of turbines and recuperators for various working fluids in supercritical power plants has been developed. This method has been based on the flow similarity of the investigated fluids and steam in turbines, as well as on the flow similarity of these fluids and helium in recuperators. The influence of critical parameters, specific heat and molecular mass, on the size of power plant elements has been discussed.

Рękopis dostarczono 20 listopada 1978 r.