

Jerzy PRYWER
Politechnika Łódzka
Instytut Inżynierii Środowiska
jerzy.prywer@p.lodz.pl, (42) 631 20 20

POPRAWA SPRAWNOŚCI SPRĘŻAREK PRZEZ ZASTOSOWANIE POWIETRZA MGŁOWEGO

Streszczenie: Chłodzenie powietrza zwiększa sprawność sprężarek. Może być ono zrealizowane poprzez chłodzenie międzystopniowe lub zastosowanie powietrza mgłowego. W tym drugim przypadku proces sprężania staje się podobny do izotermicznego, gdyż ciepło wytwarzane w procesie sprężania zostaje zużyte na podgrzanie i odparowanie kropeł oraz podgrzanie pary do temperatury mieszaniny dwufazowej. W referacie przedstawiona została krótko problematyka wytwarzania powietrza mgłowego oraz jego zastosowania do chłodzenia sprężarek przepływowych i objętościowych.

Słowa kluczowe: sprężarka, powietrze mgłowe, chłodzenie

INCREASE IN THE COMPRESSOR EFFICIENCY THROUGH AN APPLICATION OF WATER MIST

Abstract: Air cooling increases the compressor efficiency. It can be achieved through interstage cooling or an application of water mist. In the second case, compression becomes similar to the isothermal process as the heat generated in the compression process is used to heat up and vaporize droplets and to heat the vapor up to the two-phase mixture temperature. The problems related to generation of water mist and its application to cool centrifugal and volumetric compressors are described in brief.

Keywords: compressor, water mist, cooling

1. WPROWADZENIE

Powietrze mgłowe jest to powietrze zawierające drobne krople wody. Stanowi więc jedną z form przepływu dwufazowego [11]. Powstaje ono samoczynnie – np. w wyniku deszczu, kondensacji pary wodnej – lub sztucznie – wskutek rozpylania wody. Widmo rozpylenia powinno charakteryzować się

niewielką średnią średnicą kropeł i małym rozrzutem tych średnic. Istotną sprawą jest również równomierne rozmieszczenie kropeł w strudze powietrza, gdyż ułatwia to i przyspiesza ich odparowanie.

Powietrze mgłowe znajduje zastosowanie w różnych urządzeniach energetycznych, do których – oprócz sprężarek i turbin gazowych – należą:

- wymienniki ciepła,
- suche chłodnie kominowe,
- urządzenia do chłodzenia nagranych powierzchni.

Wykorzystanie energii cieplnej można znacznie zwiększyć stosując wymienniki z chłodzeniem mgłowym (ang. mist cooling). Wyraźny wzrost wymiany ciepła następuje dzięki zwilżaniu powierzchni wymiany, tworzeniu się na niej filmu wodnego i parowaniu. W suchych chłodniach kominowych woda podgrzana w skraplaczu turbiny parowej jest chłodzona w ożebrowanych wymiennikach ciepła. Chłodzone powierzchnie to powierzchnie generatorów pary, urządzenia redukcyjno-schładzające pary, podgrzewacze itd.

Warto dodać, że powietrze mgłowe w sprężarkach jest już powszechnie stosowane w USA. Wyspecjalizowane firmy oferują różne układy wtryskowe dostosowane do konkretnych potrzeb.

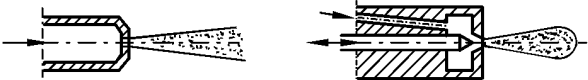
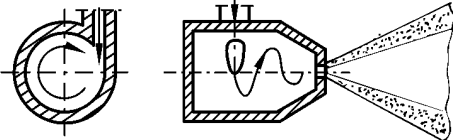
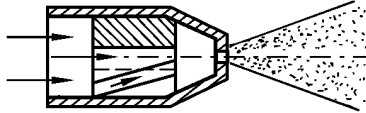
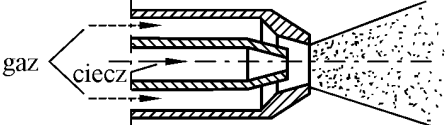
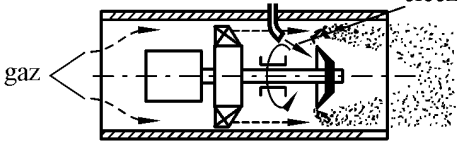
W ostatnich latach prowadzonych jest wiele badań dotyczących zagadnień wtrysku wody do sprężarek turbin gazowych, np. [1], [2] i [3]. Problematyka ta jest szeroko omówiona w monografii [4].

2. ROZPYLACZE

Do wytwarzania powietrza mgłowego mogą być stosowane różne znane typy rozpylaczy, lecz pod warunkiem znacznego podwyższenia panującego w nich ciśnienia. Na Rys.1 przedstawiono schematycznie klasyfikację wtryskiwaczy jednokanałowych. Rozpylacze strumieniowe dają bardzo wąską strugę kropeł, dlatego – dla równomiernego rozprowadzenia kropeł w przestrzeni – wymagane jest użycie dużej ich liczby. Rozpylacze wirowe natomiast charakteryzują się bardzo nierównomierną promieniową gęstością zroszenia (główna ilość kropeł występuje na obrzeżu strugi), co też utrudnia równomierne rozprowadzenie kropeł.

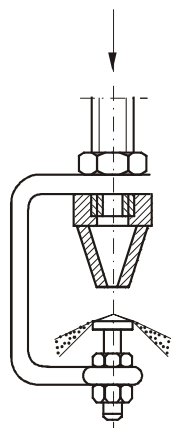
Równomierną promieniową gęstość zroszenia zapewniają rozpylacze pneumatyczne, lecz odznaczają się one skomplikowaną budową i działaniem. Bardzo perspektywiczne wydają się rozpylacze strumieniowo-wirowe [5], które zapewniają równomierną promieniową gęstość zroszenia [6].

Z analizy literatury wynika, że szerokie zastosowanie w wytwarzaniu powietrza mgłowego znalazły specjalne strumieniowe rozpylacze uderzeniowe (Rys. 2). Struga wody uderza w metalowy deflektor, który może mieć różne kształty, np. stożkowy.

Rodzaj energii użytej do rozpylania	Rodzaj rozpylacza
Energia cieczi	<p>Rozpylacze strumieniowe</p> <p>otwarte zamknięte</p> 
	<p>Rozpylacze wirowe</p> 
	<p>Rozpylacze strumieniowo-wirowe</p> 
Energia gazu	<p>Rozpylacze pneumatyczne</p> 
Energia mechaniczna	<p>Rozpylacze rotacyjne</p> 
Energia drgań, elektryczna itp.	<p>Rozpylacze różne, np. akustyczne, ultradźwiękowe, elektrostatyczne, pulsacyjne</p>

Rys. 1. Klasyfikacja wtryskiwaczy jednokanałowych

Fig. 1. Classification atomizer one canal



Rys. 2. Schemat strumieniowego rozpylacza uderzeniowego z deflektorem stożkowym

Fig. 2. Schematic view of the jet impact atomizer with a conical spotlight

Zasada działania strumieniowego rozpylacza uderzeniowego z deflektorem stożkowym przedstawiona została na Rys. 2.

Woda wypływa pod ciśnieniem $7\div 21$ MPa z otworu o niewielkiej średnicy (rzędu 0,2 mm), a strumień objętości wody rozpylonej przez jeden wtryskiwacz wynosi $(7\div 18) \cdot 10^{-3}$ m³/h. Stwierdzono, że przy ciśnieniu wyższym, niż 13,8 MPa nie obserwuje się już wyraźnego zmniejszania średnicy kropelek D .

Rozpylacze są rozmieszczane na ścianie sprężarkowego kanału lub na ścianie kolektora, znajdującego się w odległości ok. 1,5 m od wlotu do sprężarki. Rozmieszczenie rozpylaczy powinno zapewnić równomierne rozprószanie kropelek w przekroju poprzecznym kanału. Liczba małych rozpylaczy może być rzędu 1000 sztuk. Układ wtryskowy powoduje jednak przewężenie przekroju poprzecznego kanału wlotowego o ok. 12% i stratę ciśnienia ok. 3%.

3. SPRĘŻARKI PRZEPLYWOWE (WIRNIKOWE)

Poprawa sprawności sprężarek za pomocą chłodzenia powietrza może być uzyskana w dwojaki sposób, a mianowicie przez:

- chłodzenie międzystopniowe,
- zastosowanie powietrza mgłowego.

W tym drugim przypadku proces sprężania staje się podobny do procesu izotermicznego, gdyż ciepło wytwarzane w procesie sprężania zostaje zużyte na podgrzanie i odparowanie kropelek wody oraz na podgrzanie pary do temperatury mieszaniny dwufazowej. Praca sprężania 1 kg takiego powietrza ma znacznie mniejszą wartość niż 1 kg powietrza suchego, przy czym efekt ten jest tym większy, im wyższa jest wartość sprężu.

Chłodzenie powietrza wlotowego jest szczególnie ważne w miesiącach letnich, gdyż wzrost temperatury otoczenia o 1 K daje stratę mocy turbiny gazowej o $0,54\div 0,90\%$. Chłodzenie sprężarek turbinowych daje wzrost mocy turbiny gazowej poprzez:

- redukcję jednostkowej pracy sprężania,
- wzrost strumienia masy w wyniku odparowania wody,
- wzrost jednostkowej pracy rozprężania pod wpływem większego ciepła właściwego pary wodnej.

Wyniki badań przemysłowych turbin gazowych ALSTOM [2] pokazały, że przy stosunku wagowym woda-powietrze wynoszącym 1%, wtrysk wody w przekroju wlotowym sprężarek daje wzrost mocy turbiny gazowej o 7,1%.

Wzrost sprężu w wielostopniowych sprężarkach występuje głównie w ostatnich ich stopniach. Obniżenie temperatury powietrza w przekroju wylotowym 14-to stopniowej sprężarki przemysłowej AL-21F3 wyniosło ok. 68 K przy stosunku wagowym woda-powietrze 2,5% [12].

Nowoczesne urządzenia do chłodzenia mgłowego muszą uwzględniać następujące specyficzne uwarunkowania:

- a) Powietrze mgłowe wytwarzane jest w odpowiednio dużej odległości przed sprężarką, aby krople mogły odparować przed wlotem do sprężarki. Średnice kropeł powinny być mniejsze niż 20 μm , gdyż krople o średnicy 5÷15 μm mają szereg zalet. Krople takie bowiem nie powodują erozji łopatek, łatwo opływają przeszkody i mają dużą powierzchnię parowania.
- b) Krople przed odparowaniem zderzają się wielokrotnie ze ścianami kanału wlotowego (zakrzywienia, kolana) lub innymi przeszkodami (np. filtrem). W wyniku zwilżenia powierzchni stałej tworzą się na niej, a następnie odrywają duże krople, mogące powodować uszkodzenie ułotkowania sprężarek.
- c) Informacje o średnicach kropeł powinny podlegać standaryzacji pod względem systemu pomiarowego (np. Malvern Spraytec), miejsca pomiaru (np. 5 cm od rozpylacza), czasu trwania pomiaru (np. 1 minuta), prędkości powietrza (np. 4,6 m/s jako typowej prędkości w kanale wlotowym) i rodzaju średniej średnicy kropeł (np. średnia średnica Sautera D_{32}). Należy mieć na uwadze, że błąd pomiaru średnicy kropli w granicach 5% daje błąd określenia jej objętości 125%.

3.1. Model wymiany ciepła i masy

Wymiana ciepła i masy na powierzchni kropeł odbywa się przez konwekcję i dyfuzję.

W ograniczonej objętości proces parowania kropli przebiega do chwili osiągnięcia stanu nasycenia w tej objętości. W modelu obliczeniowym bierze się pod uwagę „zachowanie się” kropeł jako fazy rozproszonej w wyniku działania powietrza jako fazy ciągłej. Model taki umożliwia określenie czasu odparowania kropeł. Indeksy A i L dotyczą powietrza i wody.

Strumień ciepła zmagazynowany w kropli o masie m_L między chwilą t i $t + \Delta t$ wynosi

$$\dot{Q} = m_L c_L \frac{T_{L(t+\Delta t)} - T_{Lt}}{\Delta t}, \quad (1)$$

gdzie c_L oznacza ciepło właściwe wody, J/(kg·K).

Równowaga cieplna między kroplą a powietrzem występuje wtedy, gdy strumień ciepła \dot{Q} otrzymywany przez kroplę w danym czasie jest równy sumie strumieni ciepła konwekcji \dot{Q}_{kon} i parowania \dot{Q}_{par} , czyli

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{kon} + \dot{Q}_{par}. \quad (2)$$

Strumień ciepła \dot{Q}_{kon} wynosi

$$\dot{Q}_{kon} = \alpha A_L (T_A - T_L), \quad (3)$$

gdzie: A_L – powierzchnia kropli podlegająca wymianie masy, m^2 ;
 α – współczynnik przejmowania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$, wynikający z liczby Nusselta (Nu), zdefiniowanej zależnością

$$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda_A}, \quad (4)$$

przy czym λ_A jest współczynnikiem przewodzenia ciepła w powietrzu, $W/(m \cdot K)$.

Dla naturalnej konwekcji liczba Nusselta (Nu) jest funkcją liczb Grashofa (Gr) i Prandtla (Pr), którą ujmuje relacja

$$Nu = 2 + 0,6Gr_t^{0,25} Pr^{0,33}. \quad (5)$$

Termiczna liczba Grashofa (Gr_t) wynosi

$$Gr_t = \frac{\rho_A^2 g \beta (T_A - T_L) D^3}{\mu_A^2}, \quad (6)$$

gdzie: g – przyspieszenie ziemskie, m/s^2 ;
 ρ_A – gęstość powietrza wilgotnego, kg/m^3 ;
 β – współczynnik rozszerzalności termicznej, $1/K$, opisany związkem

$$\beta = \frac{1}{T_A}; \quad (7)$$

μ_A – współczynnik lepkości dynamicznej powietrza, $Pa \cdot s$.

Liczbę Prandtla (Pr) ujmuje zależność

$$Pr = \frac{\mu_A c_L}{\lambda_A}. \quad (8)$$

Z równań (4)÷(7) otrzymuje się zależność opisującą współczynnik przejmowania ciepła α w postaci

$$\alpha = \frac{\lambda_A}{D} \left\{ 2 + 2,6 \left[\frac{\rho_A^2 g (T_A - T_L) D^3}{\mu_A^2 T_A} \right]^{0,25} \left(\frac{\mu_A}{\rho_A a} \right)^{0,33} \right\}, \quad (9)$$

gdzie: $a = \frac{\lambda_A}{\rho_A c_L}$ – dyfuzyjność cieplna, m^2/s .

Strumień ciepła parowania wynosi

$$\dot{Q}_{par} = \frac{\Delta m_L L_{par}}{\Delta t}, \quad (10)$$

przy czym L_{par} jest ciepłem parowania wody w J/kg, opisanym relacją

$$L_{par} = 1000(2498 - 2,413T_L), \quad (11)$$

natomiast Δm_L to zmiana masy kropli wyrażona w kg, wynikająca z wzoru

$$\Delta m_L = -\Delta t A_L \Phi, \quad (12)$$

gdzie Φ to jednostkowy strumień wymiany masy, kg/(m²·s), określony związkiem

$$\Phi = \frac{MSha}{R'D} \left(\frac{p_r}{T_L} - \frac{p_p}{T_A} \right), \quad (13)$$

przy czym: M – masa molowa powietrza, kg/kmol;
 Sh – liczba Sherwooda;
 R' – uniwersalna stała gazowa, J/(kmol·K);
 p_r – ciśnienie pary na powierzchni rozdziału kropla/powietrze, Pa;
 p_p – ciśnienie cząstkowe pary wodnej, Pa.

Powyższe zależności umożliwiają obliczenie temperatury kropli T_L oraz powietrza T_A . Strumień ciepła \dot{Q} wynosi

$$\dot{Q} = A_L \left[\alpha A_L (T_A - T_L) - \frac{\Delta t MSha}{R'D} \left(\frac{p_r}{T_L} - \frac{p_p}{T_A} \right) \right]. \quad (14)$$

Związek umożliwiający wyznaczenie temperatury kropli w czasie $t + \Delta t$, otrzymany po podstawieniu równania (14) do zależności (1), ma postać

$$T_{L(t+\Delta t)} = T_{Lt} + \frac{\Delta t A_L}{m_L c_L} \left[\alpha (T_{At} - T_{Lt}) - L_{par} \Phi \right], \quad (15)$$

gdzie m_L to masa kropli, kg.

Znając temperaturę kropli w czasie $t + \Delta t$, można obliczyć temperaturę powietrza dokoła kropli $T_{A(t+\Delta t)}$ na podstawie bilansu cieplnego, który przedstawiony jest zależnością

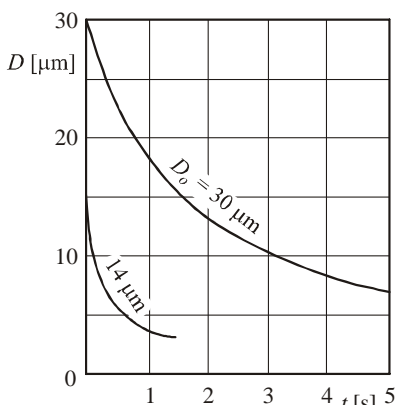
$$m_A c_{pA} (T_{A(t+\Delta t)} - T_{At}) = \alpha A_L (T_{L(t+\Delta t)} - T_{At}), \quad (16)$$

przy czym c_{pA} jest izobarycznym ciepłem właściwym powietrza, J/(kg·K), natomiast m_A – masą powietrza, kg.

Po przekształceniu równania (16) otrzymuje się wzór opisujący temperaturę powietrza dookoła kropli w postaci

$$T_{A(t+\Delta t)} = T_{A_t} + \frac{\alpha A_L}{m_A c_{pA}} (T_{L(t+\Delta t)} - T_{A_t}). \quad (17)$$

Powyższa analiza obejmuje „zachowanie się” kropli w nieruchomym powietrzu, jednak dotyczy ona także warunków doprowadzania kropel do powietrza płynącego z różną prędkością. Ze względu na bardzo małe średnice kropel siły oporu są tak duże, że krople osiągają prędkość powietrza po upływie kilku milisekund. Przyjęcie więc wówczas jednakowej prędkości kropli i powietrza ma racjonalne uzasadnienie.



Rys. 3. Zmiana średnicy kropel w funkcji czasu

Fig. 3. Alternations in the droplet diameter versus time

jest typowym czasem przebywania kropel w kanale wlotowym sprężarki (1÷2 s). Jak widać, krople o średnicy 30 μm i większe nie zdążą w tym czasie odparować.

4. SPRĘŻARKI OBJĘTOŚCIOWE

Wtrysk cieczy do sprężanego gazu powoduje jego ochłodzenie i poprawę efektywności pracy sprężarek objętościowych, tj. sprężarek tłokowych oraz rotacyjnych. Do badań roboczego procesu sprężarki przyjmuje się dwa modele [7], [8], [9]:

1. rozpylona ciecz intensywnie paruje i układ gaz-para-ciecz znajduje się w stanie całkowitej równowagi termodynamicznej,
2. pomija się parowanie cieczy.

Krople rozpylanej cieczy (wody lub oleju mineralnego) mają zwykle średnice większe od 30 μm, a zatem przyjęcie modelu z brakiem parowania jest

W oparciu o powyższe równania opracowano model obliczeniowy, który dotyczy zależności średnicy kropli D od czasu t . Model ten – dla danej średnicy kropli – uwzględnia zmiany względnej wilgotności i temperatury. Na Rys. 3 pokazano zmianę średnicy kropel w funkcji czasu dla dwóch średnic początkowych $D_0 = 14 \mu\text{m}$ i $D_0 = 30 \mu\text{m}$ oraz następujących warunków: temperatura suchego i mokrego termometru, odpowiednio, 35°C i $21,4^\circ\text{C}$ oraz wilgotność względna 30%.

Jak widać, kropla o średnicy $D_0 = 14 \mu\text{m}$ parując, doprowadziła powietrze do temperatury mokrego termometru po ok. 1,5 s, a kropla o średnicy $D_0 = 30 \mu\text{m}$ – po ok. 5 s. Mniejsza kropla osiągnęła w tym czasie średnicę 3 μm, przy czym $t = 1,5 \text{ s}$

bardziej uzasadnione. W modelu bez parowania przyjęto następujące założenia: gaz idealny, krople monodispersyjne, równomierne rozmieszczenie kropli w komorze sprężania, brak poślizgu kropli i gazu, brak wymiany ciepła między gazem a ścianką komory, quasi-ustalona wymiana ciepła między gazem a kroplami.

Sprężanie czynnika dwufazowego (gaz z kroplami) różni się od sprężania czynnika jednofazowego tym, że wskutek wymiany ciepła między fazami nie może być ono adiabatyczne, lecz jest politropowe. Ilość ciepła dQ odprowadzonego do gazu podczas politropowego sprężania w czasie dt wynosi

$$dQ = -m_A c_{vA} T_{A_0} (\kappa - n) V_0^{n-1} \frac{dV}{V^n}, \quad (18)$$

gdzie: m_A – masa gazu, kg;

c_{vA} – izochoryczne ciepło właściwe gazu, J/(kg·K);

T_{A_0} – początkowa temperatura zasysanego gazu, K;

V_0, V – początkowa i bieżąca objętość komory sprężania, m³;

κ, n – wykładnik izentropy i politropy.

Ilość ciepła doprowadzonego do kropli w czasie dt wynosi

$$dQ = c_L m_L dT_L. \quad (19)$$

Porównując prawe strony równań (18) oraz (19) – po scałkowaniu dla $V = V_0$ i $T_L = T_{L_0}$ – otrzymuje się

$$T_L = T_{L_0} + \frac{c_{vA} T_{A_0} (\kappa - n)}{m c_L (n - 1)} \left[\left(\frac{V_0}{V} \right)^{n-1} - 1 \right], \quad (20)$$

przy czym: T_{L_0} – temperatura wtryskiwanej cieczy, K;

$m = \frac{m_L}{m_A}$ – stosunek wagowy cieczy i gazu, kg/kg.

Ilość ciepła dQ pobranego przez ciecz w czasie dt wynosi

$$dQ = \alpha A (T_A - T_L) dt, \quad (21)$$

gdzie: $\alpha = \lambda/R$ – współczynnik przejmowania ciepła dla liczby Nusselta równej dwa ($Nu=2$), W/(m²·K);

λ – współczynnik przewodzenia ciepła, W/(m·K);

R – promień kropli, m;

$A = 4\pi R^2 N$ – sumaryczna powierzchnia wymiany ciepła między gazem i N kroplami, m²;

T_A – bieżąca temperatura gazu, K.

Porównując prawe strony równań (19) i (21) otrzymuje się prawo zmiany objętości komory sprężania w formie

$$V = V_o \left\{ \frac{T_{A_o} \left[1 - \frac{c_{vA}(\kappa - n)}{mc_L(n-1)} \right]}{\left(T_{A_o} - T_{L_o} \right) e^H - T_{A_o} \frac{c_{vA}(\kappa - n)}{mc_L(n-1)} + T_{L_o}} \right\}^{\frac{1}{n-1}}, \quad (22)$$

przy czym początkową temperaturę zasysanego gazu T_{A_o} opisuje relacja

$$T_{A_o} = \frac{T_A}{\left(\frac{V_o}{V} \right)^{n-1}}, \quad (23)$$

natomiast parametr H zależność

$$H = \frac{3\lambda t \left[mc_L(n-1) - c_{vA}(\kappa - n) \right]}{R^2 \rho_L c_L c_{vA}(\kappa - n)}. \quad (24)$$

Równanie (22) pozwala obliczyć dowolną zależność pomiędzy głównymi parametrami podczas przebiegu sprężania z wybranym wykładnikiem politropy n . Na przykład dla danych wartości m i n można obliczyć promień kropli R (Rys. 4). Przyjęty czas $t = 0,01$ s odpowiada warunkom pracy sprężarki śrubowej o częstotliwości 4000 obr/min. Z rysunku tego wynika, że im krople są mniejsze, tym wartość stosunku m jest mniejsza, natomiast im bardziej proces sprężania zbliża się do przebiegu izotermicznego (malejący wykładnik n), tym wartość parametru m jest większa.

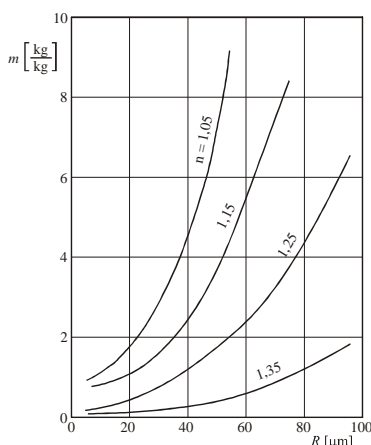
W pewnych warunkach roboczy proces z politropowym sprężaniem i wtryskiem cieczy jest bardziej efektywny niż ze sprężaniem adiabatycznym. Optymalny wykładnik politropy n_{opt} zależy od warunków działania sprężarki oraz własności czynnika roboczego. W celu określenia wykładnika n_{opt} – zapewniającego minimalną wartość sumarycznej pracy L , zużytej na politropowe sprężanie i wtrysk cieczy - należy skorzystać z warunku $dL/dn = 0$.

Jeżeli wykładnik $n < 1,1$, to zysk osiągnięty wskutek ochłodzenia sprężanego gazu pokrywa stratę spowodowaną wtryskiem cieczy przez rozpylacz.

Z teoretycznej analizy ruchu kropli zasysanych do sprężarki śrubowej [10] wynika, że dla kropli wody o promieniu $R = 10 \div 20 \mu\text{m}$ następowało ochłodzenie powietrza o $16 \div 30$ K, a dla kropli większych jest ono mniejsze, np. przy ich promieniu $R = 70 \mu\text{m}$ temperatura powietrza zmniejszyła się tylko o 3 K. Małe krople podlegają separacji na ściankach komory roboczej i nie biorą udziału w kontakcie fazy ciekłej i gazowej. Krople o promieniu $R < 50 \mu\text{m}$ należy zatem wtryskiwać bezpośrednio do sprężarki na początku procesu sprężania,

natomiast duże ($R \geq 50 \div 90 \mu\text{m}$) – do strumienia powietrza zasysanego przez sprężarkę.

Ciecz wtryskuje się najczęściej za pomocą rozpylaczy wirowych. Z obliczeń wynika, że praca włożona na wytworzenie małych kropeł jest duża, wobec czego może zniweczyć zysk pochodzący z ochłodzenia powietrza. Jeśli na przykład krople mają promień $R > 50 \div 60 \mu\text{m}$, to zysk pracy wynosi zaledwie 2÷5%.



Rys. 4. Zależność promienia kropli R od stosunku masy cieczy do masy gazu m dla różnych wykładników politropy n ; spręż $\varepsilon = 4$, $T_{A0} = 310 \text{ K}$, $T_{L0} = 280 \text{ K}$, $t = 0,01 \text{ s}$

Fig. 4. Relationship between the droplet diameter R and the ratio of the liquid mass to the gas mass m for various polytrophic exponents n ; pressure rate $\varepsilon = 4$, $T_{A0} = 310 \text{ K}$, $T_{L0} = 280 \text{ K}$, $t = 0,01 \text{ s}$

Powracając do wspomnianego modelu pomijającego parowanie cieczy warto dodać, że obliczenia sprężarek w oparciu o model z intensywnie parującą rozpyloną cieczą wykazały możliwość zmniejszenia wykładnika politropy do wartości 1,2÷1,3 oraz zwiększenia termodynamicznej efektywności procesu sprężania o ok. 5%.

5. PODSUMOWANIE

Typowy czas przebywania kropeł w kanale wlotowym sprężarki wynosi 1÷2 sekundy, więc – w celu zapewnienia ich odparowania – muszą one mieć odpowiednio małą średnicę.

Z obliczeń wynika, że praca włożona na wytworzenie małych kropeł jest duża, wobec tego może zniweczyć zysk pochodzący z poprawy sprawności sprężarek wskutek ochłodzenia przepływającego powietrza rozpyloną wodą. Jeżeli na przykład krople mają promień $R > 50 \div 60 \mu\text{m}$, to zysk pracy wynosi zaledwie 2÷5%. Konieczna więc jest kompleksowa optymalizacja całego procesu, aby był on uzasadniony technicznie.

LITERATURA

- [1] Bhargava R., Meher-Homji C.B., *Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging*, Trans. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 2005, pp. 145÷158
- [2] Cataldi G., Güntner H., Matz Ch., McKay T., Hoffman J., Nemet A., Lecheler S., Braun J., *Influence of high fogging systems on gas turbine engine operation and performance*, Trans. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 2006, vol. 128, 135
- [3] Meacock A.J., White A.J., *The effect of water injection on multispool gas turbine behaviour*, Trans. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 2006, vol. 128, 97
- [4] Orzechowski Z., Prywer J., *Wytwarzanie i zastosowanie rozpylonej cieczy*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2008
- [5] Prywer J., Orzechowski Z., Leszczyński Z., *Rozpylacz strumieniowo-wirowy*, Patent nr 44 304, Urząd Patentowy, Warszawa 1988
- [6] Prywer J., *Promieniowy rozkład gęstości strumienia cieczy rozpylacza strumieniowo-wirowego*, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Inżynieria Środowiska, Gliwice, 1991 r., zeszyt nr 33, s. 181÷187
- [7] Plastinin P.I., Ščerba V.E., *Primenenie pervogo zakona termodinamiki dla rasčeta rabočich processov ob'emnogo destvija s dvuchfaznym rabočim telom*, IVUZ Énergetika, 1989, No 4
- [8] Ščerba V.E., Juša V.L., Kabakov A.N., *Teoretičeskij ob'emnyj kompressor so vpryskom neisparjajuščejsja židkosti*, IVUZ Mašinostroenie, 1984, No 1
- [9] Ščerba V.E., Kabakov A.N., Juša V.L., *Éffektivnost' rabočego sžatija kompressora ob'emnogo dejstvija so vpryskom isparjajuščejsja židkosti*, IVUZ Mašinostroenie, 1983, No 11
- [10] Juša V.L., Ščerba V.E., Kabakov A.N., *Analiz rabočego processa vsasyvanija vintovogo kompressora so vpryskom židkosti*, IVUZ Énergetika, 1985, No 9
- [11] Dziubiński M., Prywer J., *Mechanika płynów dwufazowych*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2010
- [12] Sereda S.O., Gel'medov F.Š., Muntjanov L.G., *Eksperimental'noe issledovanie wlijanija vpryska vody vo vchodnoj kanal mnogostupenčatogo osevego kompressora na ego charakteristiki*, Teploenergetika, 2004, No 5, 66÷71