

Jan SZARGUT

Instytut Techniki Ciepłej

ROZPRĘŻANIE GAZU WIELKOPIECOWEGO

W MOKREJ TURBINIE ROZPRĘŻNEJ

Streszczenie. Przedstawiono metodę obliczania temperatury i entalpii właściwej gazu po rozprężeniu adiabatycznym w mokrej turbinie rozprężnej, z uwzględnieniem sprawności wewnętrznej turbiny. Sporządzono wykres umożliwiający wyznaczenie pracy w przemianie izentropowej przy ustalonym ciśnieniu końcowym i wykres do wyznaczenia temperatury po rozprężeniu nieodwracalnym.

Oznaczenia

- CO_2 - udział molowy CO_2 w suchym gazie wielkopieczowym,
 c_p - molowa pojemność ciepła właściwa, $kJ/(kmol \cdot K)$,
 i - molowa entalpia właściwa, $kJ/(1+X)kmol$,
 i_1 - jednostkowa praca wewnętrzna, $kJ/(1+X)kmol$,
 m - wykładnik politropy,
 q_f - jednostkowe ciepło tarcia, $kJ/(1+X)kmol$,
 p - ciśnienie, Pa,
 r - molowa entalpia parowania, $kJ/kmol$,
 R - uniwersalna stała gazowa, $kJ/(kmol \cdot K)$,
 s - molowa entalpia właściwa, $kJ/(1+K)kmol$,
 T - temperatura bezwzględna, K,
 t - temperatura skali Celsjusza, $^{\circ}C$,
 X - molowy stopień zawilżenia, $kmol H_2O/kmol$ gazu suchego,
 η_1 - sprawność wewnętrzna,
 κ - wykładnik izentropy,
 φ - wilgotność względna.

Indeksy

- g - dotyczy gazu suchego,
 n - dotyczy stanu nasyocenia,
 p - dotyczy pary wodnej,
 s - dotyczy izentropy,
 w - dotyczy wody ciekłej,

- 0 - dotyczy punktu potrójnego,
 1,2 - dotyczy stanu początkowego i końcowego,
 " - dotyczy pary nasyconej suchej.

1. Wstęp

Stosowanie podwyższonego ciśnienia gazu wielkopiecowego przy odpływie z wielkiego pieca ma na celu zwiększenie wydajności agregatu. Dławnienie tego gazu przeprowadzane zwykle po wstępnym oczyszczeniu, jest przyczyną znacznej straty egzergii. Dlatego coraz częściej instaluje się turbiny rozprężne zasilane gazem wielkopiecowym. Turbina rozprężna może być sucha lub mokra. W turbinie suchej nie dopuszcza się do skroplenia pary wodnej i dlatego gaz należy przed turbiną podgrzać (powszechnie stosuje się bowiem mokre oczyszczalnie gazu, z których gaz odpływa z temperaturą $30\div 60^{\circ}\text{C}$). Podgrzewanie gazu przed turbiną suchą realizuje się w sposób najprostszy przez zmieszanie ze spalinami uzyskanymi przez spalanie niewielkiej części gazu (spala się $2\div 3\%$ łącznej ilości gazu). Metoda ta prowadzi nie tylko do utraty gazu lecz także do zmniejszenia wartości opałowej gazu rozprężonego. Wad tych nie ma turbina mokra, w której rozprężeniu gazu towarzyszy skraplanie wilgoci połączone z wydzielaniem ciepła. Dzięki temu w turbinie mokrej spadek temperatury gazu jest znacznie mniejszy niż w turbinie suchej [1, 3]. W zrealizowanych dotąd rozwiązaniach temperatura gazu depływającego wynosi $\sim 55^{\circ}\text{C}$, gazu zaś rozprężonego $\sim 30^{\circ}\text{C}$. Dodatkową zaletą turbin mokrej w porównaniu z suchą jest większa wartość dopuszczalnego zapylenia gazu (do 400 mg/kmol). Moc turbiny mokrej jest mniejsza od mocy turbiny suchej, co wynika z zaniechania spalania części gazu.

2. Adiabatyczne rozprężanie gazu nasyconego wilgocią

Moc turbiny oblicza się zazwyczaj przy zadanej sprawności wewnętrznej. Niezbędna jest wówczas znajomość temperatury po rozprężeniu izentropowym oraz temperatury po rozprężeniu rzeczywistym. Obliczenie tych wartości przy rozprężaniu gazu nasyconego wilgocią jest utrudnione przez występujące równocześnie skraplanie pary wodnej. Do gazu nasyconego wilgocią nie można również sporządzić wykresu i, s ze względu na zwiększoną liczbę stopni swobody rozpatrywanej substancji. Wykres i, s można sporządzić tylko dla wybranych przypadków szczególnych, np. przy założonych wartościach początkowej temperatury i początkowego ciśnienia gazu [3]. Jest więc celowe opracowanie algorytmu obliczania pracy wewnętrznej uzyskanej w turbinie rozprężnej.

W dalszych rozważaniach odniesiono wszystkie wielkości właściwe do 1 kilomola gazu suchego lub pary wodnej. Pozwala to na uproszczenie wzorów

dzięki stosowaniu uniwersalnej stałej gazowej i uproszczeniu wzoru na stopień zawilżenia gazu, Molowy stopień zawilżenia gazu nasyconego parą jest określony wzorem

$$X'' = \frac{P_n}{p - p_n} \quad (1)$$

Ponadto do wzoru wprowadzono stałą wartość średniej pojemności cieplnej właściwej gazu, pary wodnej i wody ciekłej.

2.1. Izentropowe rozprężanie gazu wilgotnego

Entropię właściwą gazu wilgotnego zawierającego krople cieczy określa wzór

$$s = \left[c_{pG} + X'' c_{pp} + (X - X'') c_{pw} \right] \ln \frac{T}{T_0} - R \left(\ln \frac{p - p_n}{p_0} + X'' \ln \frac{p_n}{p_{n0}} \right) + X'' \frac{r_0}{T_0} \quad (2)$$

gdzie:

p_0 oznacza umowe ciśnienie odniesienia dla gazu suchego (np. 0,1 MPa).

Jeżeli na początku przemiany gaz jest nasycony wilgocią, lecz nie zawiera kroplel cieczy, to z wzoru (2) wynika następujące równanie na spadek entropii właściwej gazu wilgotnego

$$s_1 - s_2 = (c_{pG} + X_1'' c_{pp}) \ln \frac{T_1}{T_2} - R \left(\ln \frac{p_1 - p_{n1}}{p_2 - p_{n2}} + X_1'' \ln \frac{p_{n1}}{p_{n2}} \right) + (X_1'' - X_2'') \left[\frac{r_0}{T_0} - (c_{pw} - c_{pp}) \ln \frac{T_2}{T_0} - R \ln \frac{p_{n2}}{p_{n0}} \right] \quad (3)$$

Przyjmując kolejne wartości temperatury T_2 można metodą prób wyznaczyć taką wartość T_{2s} , przy której

$$s_1 = s_2 = 0 \quad (4)$$

Po obliczeniu temperatury T_{2s} można wyznaczyć pracę techniczną dla przemiany izotopowej, równą spadkowi entalpii.

Entalpię właściwą gazu wilgotnego zawierającego kroplel cieczy określa wzór

$$i = \left[c_{pG} + X'' c_{pp} + (X - X'') c_{pw} \right] t + X'' r_0 \quad (5)$$

Jeżeli przed rozprężeniem gaz nie zawiera kropeł cieczy, to otrzymuje się następujący wzór na pracę techniczną w przemianie izentropowej

$$i_{ts} = i_1 - i_{2s} = (c_{pg} + X_1'' c_{pp})(t_1 - t_{2s}) + (X_1'' - X_2'') [r_0 - (c_{pw} - c_{pp})t_{2s}]. \quad (6)$$

Przy znanej sprawności wewnętrznej turbiny można więc obliczyć jednostkową pracę wewnętrzną

$$l_i = \eta_i l_{ts}. \quad (7)$$

2.2. Rzeczywista temperatura rozprężonego gazu

Jeżeli potrzebne jest obliczenie rzeczywistej temperatury gazu po rozprężeniu można wykorzystać obliczoną wartość jednostkowej pracy wewnętrznej. Spadek entalpii właściwej wynika z wzoru (4)

$$i_1 - i_2 = (c_{pg} + X_1'' c_{pp})(t_1 - t_2) + (X_1'' - X_2'') [r_0 - (c_{pw} - c_{pp})t_2]. \quad (8)$$

Przyjmując kolejne wartości temperatury T_2 można znaleźć metodą prób taką wartość, która spełnia równanie

$$i_1 - i_2 = l_i. \quad (9)$$

3. Dane do obliczeń

Molowa pojemność cieplna właściwa suchego gazu wielkopiecowego zależy praktycznie tylko od udziału CO_2 . Wykorzystując wartości średnie dla zakresu od 0°C do 60°C , otrzymuje się

$$c_{pg}^r = 38,11 \text{ CO}_2 + 29,14 (1 - \text{CO}_2) \text{ kJ}/(\text{kmol}\cdot\text{K}). \quad (10)$$

Dla pary mokrej nasyconej przyjęto wartość c_{pp} , która średnio zapewnia najlepszą dokładność obliczenia entalpii właściwej i''

$$i'' = r_0 + c_{pp}(t_n - t_0) = 45,049 + 32,47 (t_n - 0,01) \text{ kJ}/\text{kmol} \quad (11)$$

Średnia pojemność cieplna właściwa wody wynosi $c_{pw} = 75,39 \text{ kJ}/(\text{kmol}\cdot\text{K})$. Ponadto według tablic parowych $r_0/T_0 = 164,92 \text{ kJ}/(\text{kmol}\cdot\text{K})$, $p_{n0} = 610,8 \text{ Pa}$, $T_0 = 293,16 \text{ K}$. Stała gazowa ma wartość $R = 8,3147 \text{ kJ}/(\text{kmol}\cdot\text{K})$.

Zależność ciśnienia pary nasyconej od temperatury można wyrazić wzorem Kirchhoffa - Rankine'a - Dupr6 [2]

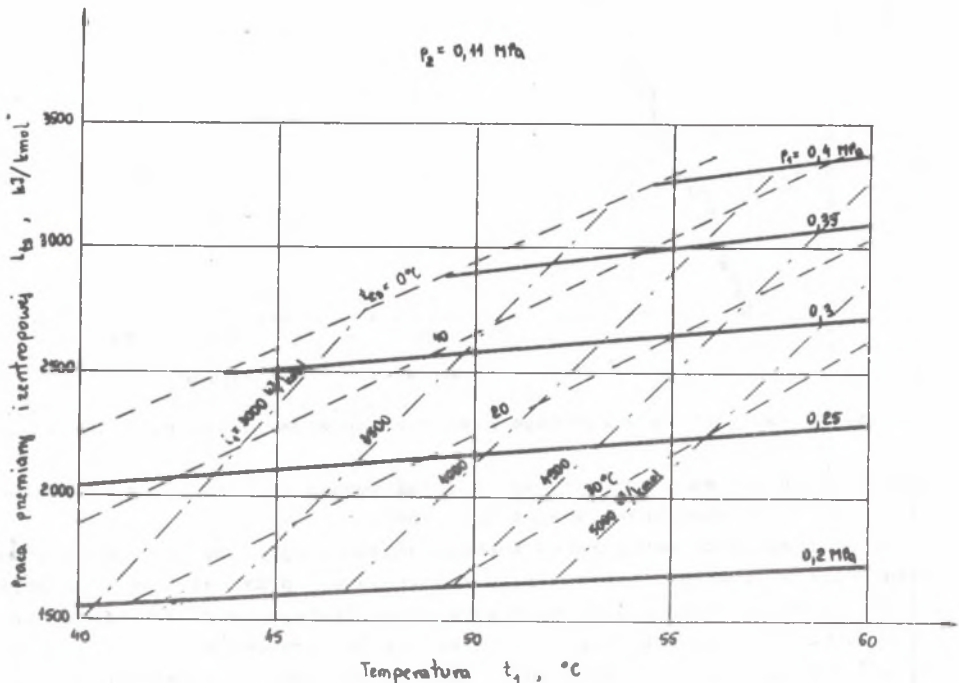
$$\ln p_n = A - \frac{B}{T_n} \quad (12)$$

Dla zakresu od 0°C do 60°C wyznaczono współczynniki A i B metodą regresji liniowej i otrzymano

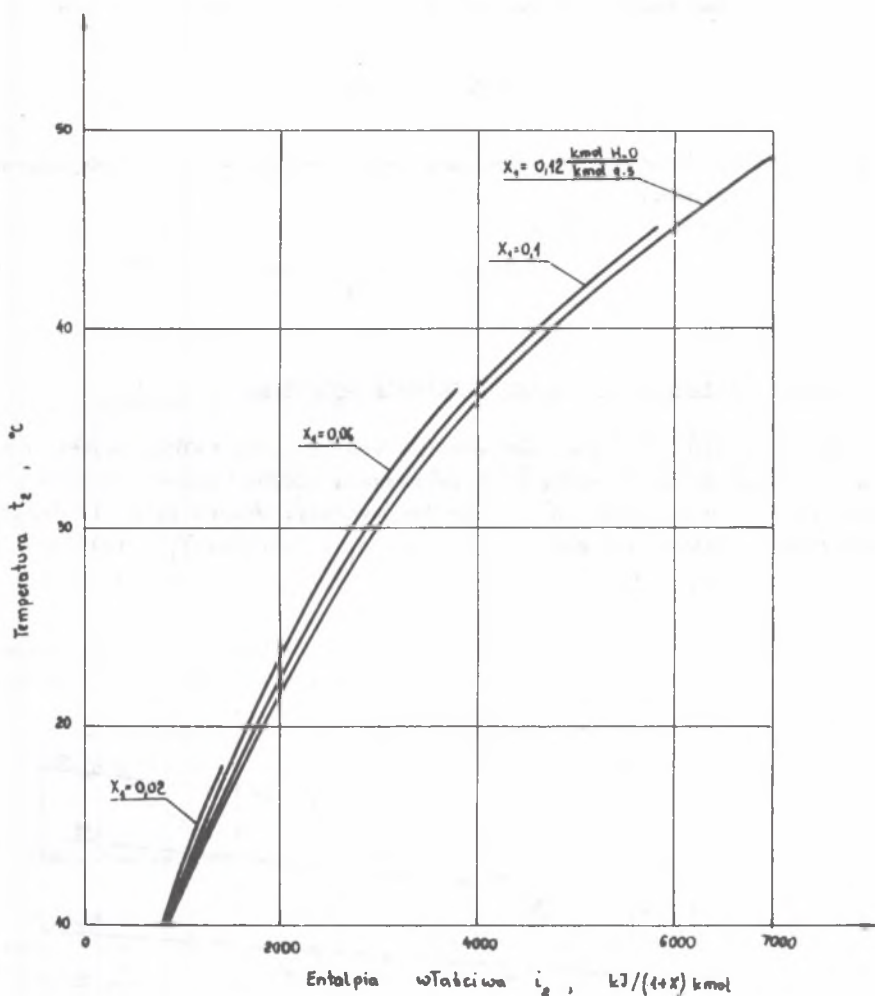
$$p_n = \exp\left(25,77 - \frac{5284}{T_n}\right), \text{ Pa.} \quad (13)$$

4. Wykresy dotyczące ustalonego ciśnienia końcowego

Jak już wyjaśniono, nie jest możliwe sporządzenie pełnego wykresu i, s dla gazu wilgotnego ze względu na zwiększoną liczbę stopni swobody tej substancji. W publikacji [3] podano dwa wykresy: wykres i, s dla określonego stanu początkowego gazu ($t_1 = 50^\circ\text{C}$, $p_1 = 0,3 \text{ MPa}$, $\varphi_1 = 100\%$) oraz wy-



Rys. 1. Praca techniczna w przemianach izentropowych wilgotnego gazu wielkopieczowego przy stałym przeciwciśnieniu



Rys. 2. Temperatura wilgotnego gazu wielkopiecowego po rozprężeniu

kres temperatury gazu rozprężonego dla założonego ciśnienia po rozprężeniu i założonej sprawności wewnętrznej turbiny.

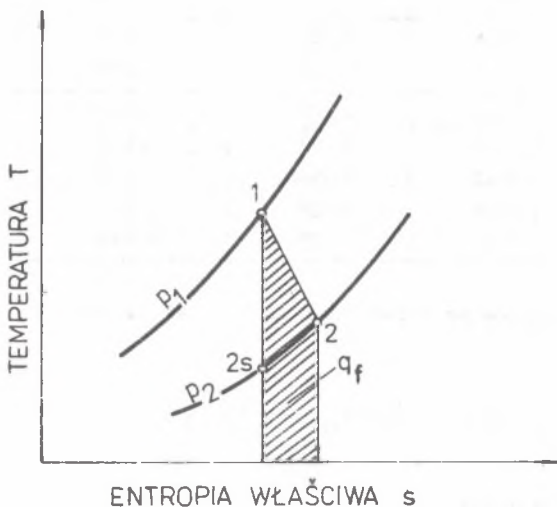
Do obliczeń mocy wewnętrznej turbiny najbardziej potrzebne jest wyznaczenie pracy uzyskanej w przemianie izentropowej, przy czym można założyć stałą wartość ciśnienia gazu po rozprężeniu. Dlatego w ramach niniejszej pracy przeprowadzono obliczenia rozprężania izentropowego dla zakresu $p_1 = 0,2 \div 0,4 \text{ MPa}$, $t_1 = 40 \div 60^\circ\text{C}$ i dla ustalonego ciśnienia po rozprężeniu ($p_2 = 0,11 \text{ MPa}$). Na rys. 1 przedstawiono wykres dotyczący rozprężania izentropowego gazu, który przed rozprężeniem jest nasycony parą wodną

i nie zawiera kropeł mgły. Przyjęto średni udział CO_2 w gazie suchym (18%). Z wzoru (10) wynika więc $c_{pg} = 30,75 \text{ kJ}/(\text{kmol}\cdot\text{K})$. Dla każdej pary parametrów p_1, t_1 można na wykresie odczytać wartości l_{ts}, T_{2s} oraz i_1 .

Na rys. 2 przedstawiono wykres pozwalający w rozpatrywanym przypadku wyznaczyć temperaturę t_2 po rozprężeniu nieodwracalnym. W tym celu należy za pomocą wzorów (7) i (9) obliczyć entalpię i_2 , a za pomocą wzoru (1) stopień zawilżenia X_1 . Wartości i_2 oraz X_1 pozwalają odczytać temperaturę t_2 .

5. Przybliżone obliczenie sprawności wewnętrznej

Przy założonych parametrach początkowych i końcowych gazu można obliczyć w sposób przybliżony sprawność wewnętrzną przemiany adiabatycznej nie-



Rys. 3. Ciepło tarcia w układzie T, s

odwracalnej przedstawiającą za pomocą politropy. Jeżeli adiabata nieodwracalna gazu wilgotnego nasyconego parą przebiega według politropy, to ciepło pochłonięte przez gaz nie skraplający się pochodzi z ciepła skroplenia pary i ciepła tarcia. Pojemność cieplną właściwą gazu nieskrapającego się można wyrazić wzorem

$$c = c_p - R \frac{m}{m-1}. \quad (14)$$

Uzyskuje się więc dla adiabaty nieodwracalnej równanie

$$(c_p - R \frac{m}{m-1})(T_2 - T_1) = (X_1^n - X_2^n)r + q_f \quad (15)$$

Ciepło tarcia można w przybliżeniu obliczyć jako pole trapezu w układzie T, s (rys. 3)

$$q_f = \frac{1}{2} (T_1 + T_2)(s_2 - s_{2s}). \quad (16)$$

Tablica 1

Porównanie dokładnej i przybliżonej metody obliczania
sprawności wewnętrznej mokrej turbiny rozprężnej
(ciśnienie końcowe 0,11 MPa)

Ciśnienie początkowe MPa	Temperatura początkowa °C	Temperatura końcowa °C	Sprawność wewnętrzna	
			Wartość dokładna	Wartość przybliżona
0,2	40	21	0,825	0,853
		22	0,762	0,788
		23	0,696	0,720
	50	34	0,726	0,761
0,3	50	17,5	0,822	0,842
		18,5	0,788	0,808
		19,5	0,754	0,773
		20,5	0,719	0,736
	60	31,5	0,803	0,840
0,4	60	32,5	0,748	0,783
		18,5	0,837	0,854
		19,5	0,810	0,827
		20,5	0,782	0,800
		21,5	0,754	0,771
		22,5	0,724	0,740

Wysokość trapezu wynika z zastąpienia pola pod odcinkiem 2-2s izobary p_2 prostokątem

$$s_2 - s_{2s} \approx \frac{1}{T_2} (i_2 - i_{2s}) = \frac{1}{T_2} (1_{ts} - 1_1). \quad (17)$$

Podstawiając (17) do (16) otrzymuje się

$$q_f \approx \frac{T_1 + T_2}{2T_2} (1_{ts} - 1_1) = \frac{T_1 + T_2}{2T_2} \left(\frac{1}{\vartheta_1} - 1 \right) (1_1 - 1_2). \quad (18)$$

Wzór ten sprawdza się w punktach skrajnych, gdyż przy $\vartheta_1 = 1$ otrzymuje się $q_f = 0$ zaś przy $\vartheta_1 = 0$ uzyskuje się $1_1 = 1_2$. Po podstawieniu (18) do (15) uzyskuje się wzór, który może służyć do przybliżonego obliczenia ϑ_1

$$\left(c_p - R \frac{m}{m-1} \right) (T_2 - T_1) - (X_1'' - X_2'')_r \approx \frac{T_1 + T_2}{2T_2} \left(\frac{1}{\vartheta_1} - 1 \right) (1_1 - 1_2). \quad (19)$$

Do wzoru (19) można podstawić średnie wartości r oraz c_p , tj. r dla temperatury średniej $\frac{1}{2}(T_1 + T_2)$ oraz c_p dla średniego stopnia zawilżenia

$$c_p = c_{pE} + \frac{1}{2}(X_1^n + X_2^n)c_{pp}. \quad (20)$$

Za pomocą wzoru (19) można metodą prób obliczyć jednostkową pracę wewnętrzną oraz temperaturę końcową gazu przy założonej sprawności wewnętrznej. Dla kilku założonych wartości T_2 należy z równania politropy obliczyć wykładnik n oraz za pomocą wzoru (8) wyznaczyć l_1 , a następnie z wzoru (19) obliczyć η_i . Próby należy kontynuować do uzyskania zgodności założonej i obliczonej wartości η_i .

W tabelicy 1 podano wyniki przybliżonego i dokładnego obliczenia sprawności wewnętrznej. Metoda przybliżona prowadzi do zbyt dużych wartości sprawności wewnętrznej. Błędy metody przybliżonej są tym mniejsze im wyższe jest początkowe ciśnienie gazu.

LITERATURA

- [1] Fujimori H., Inubushi M.: Blast furnace gas energy recovery turbine and its operation, Iron Steel Eng. 1976, nr 10.
- [2] Ochęduszek St.: Termodynamika stosowana, Wyd. III, WNT Warszawa 1970.
- [3] Technical Data on Blast Furnace Energy Recovery Power Plant, Mitsui Eng. Shipbuilding Co. Tokyo 1978.

Recenzent: doc. dr inż. Jerzy Roszkowski

РАСШИРЕНИЕ ДОМЕННОВОГО ГАЗА В МОКРОМ ТУРБОДЕТАНДЕРЕ

Резюме

В статье представлено метод расчёта температуры и удельной энтальпии газа после адиабатического расширения в мокром турбодетандере с учётом внутреннего коэффициента полезного действия. Создано график дающий возможность определить работу изэнтропического процесса для определённого значения конечного давления и график для определения температуры после необратимого расширения.

TOP GAS EXPANSION IN A WET EXPANDING TURBINE

Summary

A method of calculation of a gas temperature and enthalpy after adiabatic expansion in a wet expanding turbine is presented taking into account an internal turbine efficiency. A graph is presented which enables assigning a work in an isentropic process when the final pressure is fixed. Moreover a graph for assigning a temperature after nonreversible expansion is given.