Seria: ENERGETYKA z. 38

KRYSTIAN WILK Katedra Podstaw Techniki Cieplnej

BILANS EGZERGETYCZNY PALNIKA INŻEKCYJNEGO

Streszczenie. Dla inżekcyjnego palnika gazowego sporządzono bilans egzergii i przeanalizowano straty egzergii.Podano dwa przykłady analizy egzergetycznej palników gazowych nisko- i średniociśnieniowego. Na podstawie przeprowadzonych rozważań i uzyskanych wyników wysnuto wnioski.

1. Wstęp

Paliwa gazowe znajdują coraz powszechniejsze zastosowanie w procesach przemysłowych i w gospodarce komunalnej. Wydobycie gazu ziemnego w roku 1975 ma przewyższyć siedmiokrotnie stan z roku 1965[1]. Gaz ziemny transportowany na duże odłegłości posiada u odbiorcy zazwyczaj jeszcze dość wysokie ciśnienie wynoszące kilka bar. Berdzo często przed bezpośrednim wykorzystaniem gazu ciśnienie redukuje się do wartości nieznacznie przekraczającej ziśnienie otoczenia.Zamiast dławić gaz możne wykorzystać jego ciśnienie do tworzenie mieszaniny paliwo gazowe-powietrze w strumienicach stosowanych badź to jako palniki inżekcyjne, badź też w celu otrzymania paliwa ga~ zowego p odpowiednio obniżonej wartości opałowej. Palnik inżekcyjny pozwala na wyeliminowanie wentylatorów dostarczających powietrze do spalania. Badenia strumienicy nepedzanej gazem ziemnym 1 zasysającej powietrze z otoczenia zostały przeprowadzone i opisane w pracy [2]. Nadciśnienie w komunalnej sieci gazowej można również wykorzystać do przygotowania mieszaniny paliwo gazowe-powietrze w palnikach inżekcyjnych niskosiśnieniowych. Badania inżekcyjnego palnika gazowego na gaz miejski przeprovadzone w Katedrze Podstew

Nr kol. 309

Techniki Cieplnej wykazały, że przy stosunkowo niskim nadciśnieniu gazu w sieci można wraz z paliwem doprowadzić do spalania ok. 60% teoretycznie potrzebnej do spalenia ilości powietrza [3].

W pracy niniejszej przedstawiono zastosowanie analizy egzergetycznej do procesów przebiegających w palniku inżekcyjnym. Przykłady liczbowe dołączone do pracy pozwalają na praktyczne zorientowanie się co do wielkości strat egzergii w obrębie palnika.

2. Uwagi ogólne do obliczania strumienic

Strumienicami nazywa się urządzenia, w których zschodzi mieszanie się dwóch strug o różnych ciśnieniach oraz tworzenie strugi mieszaniny o ciśnieniu pośrednim. Czynniki podlegające mieszaniu mogą znajdować się w fazie gazowej, ciekłej lub tworzyć mieszaninę gazu lub cieczy z ciałem stałym. Czynnik o wyższym ciśnieniu p_r, zwany też czynnikiem roboczym dopływa do dyszy (rys. 1), w której rozpre-



Rys. 1. Schemat strumienicy

ża się do ciśnienia p_z czynnika zasysanego. W obrębie komory dolctowej następuje dalsza ekspansja obydwóch czynników dc ciśnienia p_2 . W obrętie najczęściej cylindrycznej komory mieszania następuje wyrównanie pola prędkości i mieszanie się strug oraz wzrost ciśnienia do wartości p_3 . W niektórych strumienicach ostatnim elementem jest dyfuzor, w którym następuje wyhamowanie strugi mieszaniny oraz wzrost ciśnienia do p_4 .

Zjawiska przebiegające w strumienicach opisane są prawami:

- I i II zasada termodynamiki,
- zasada zachowania ilości substancji,
- zasada zachowania ilości ruchu.

Zakłada się, że przepływy substancji w strumienicach są przemianami adiabatycznymi nieodwracalnymi. Nieodwracalność przemian uwzględnia się w obliczeniach przez wprowadzenie stosunków prędkości, których wartości określono doświadczalnie [4].

Na ogół strumienice traktuje się jako urządzenia służące do podwyższania ciśnienia czynnika zasysznego. Wskaźnikiem pomocniczym jest stosunek inżekcji

x

$$=\frac{\hat{G}_{z}}{\hat{G}_{r}}$$

gdzie:

G. - strumień substancji czynnika roboczego,

G. - strumień substancji czynnika zasysanego.

Zasedniczym więc celem przy projektowaniu strumienic jest osiągnięcie zamierzonego ciśnienia mieszaniny.

W przypadku gazowych palników inżekcyjnych nadciśnienie mieszaniny jest zwykle nie wysokie, natomiast wartość stosunku inżekcji podlega optymalizacji mającej na celu minimalizację strat onergii przy spalaniu. Związek pomiędzy stosunkiem inżekcji X a stosunkiem nadmiaru powietrza pierwotnego 2' w mieszance jest prostą zależnością liniową:

$$x = \frac{c_{an}}{\rho_{gn}} v_{a \min} \cdot \chi$$
(2)

gdzie:

gan' Q gn - normalna gęstość powietrza i paliwa gazowego,

 $V_{a} \min \frac{m_{n}^{3}}{m_{n}^{3}}$ - teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalenia jednostkowej ilości danego paliwa (wielkość wyrażona w m_{n}^{3} pow/m_{n}^{3} paliwa lub odpowiedni w kmol/kmol)

Nie zawsze optymalizacja stosunku X oznacza jego maksymalizację, gdyż dle niektórych paliw gazowych [3] wysoka wartość % przy zbyt małych prędkościech wypływu mieszanki do komory spalania może spowodować cofnięcie się płomienia.

Tablica 1

Skład i dane charakteryzujące gaz miejski i ziemny

	Udział skł. 'nika 💈 objęt						1	Wartość	Wykład	Krytycz	Sto- sunek	
Gaz	°°2	co	с _{.н.}	CH4	^H 2	0 ₂	N ₂	opałowa ^W d kJ/m ³ n	nik 1- zentro powy H	ny sto- sunek ciśnień	inżek cji przy A=0,5	
miejski	i 4,1	10,9	2,5	25,2	53,4	0,5	3,3	18 050	1,402	0,525	5,28	
ziemy	0,1	-	-	97,9	-	0,3	1,7	35 100	1,302	0,543	8,25	

Dla gazu miejskiego i ziemnego podano w tablicy 1 wartości krytycznego stosunku ciśnień poraz stosunku %dla $\chi' = 0.5$.

Oblicz nia projektowe palników inżekcyjnych polegają na wyznaczeniu po erzchni poszczególnych przekrojów strumienicy przy zadanym ciśnieniu końcowym mieszaniny oraz projektowanej wartości sto sunku X.

Obliczenia kontrolne istniejącego palnika inżekcyjnego pozwalają w oparciu o równanie charakterystyki strumienicy wyznaczyć wartości stosunku X w całym zakresie działania palnika.

Przykładem postaci równania charakterystyki może być nestępująca formuła słuszna dla palnika inżekcyjnego z dyfuzorem przy ponaddźwiękowym wypływie czynnika roboczego $(p_{r}/p_{r} \ge 1/\pi_{r} = 1/\beta)$ [4]:

$$\frac{\Delta p_{m}}{p_{z}} = \varkappa_{r} \cdot / \Pi_{r*} \frac{p_{r}}{p_{z}} \cdot \frac{A_{r*}}{A_{3}} \left[\varphi_{1} \varphi_{2} \lambda_{rz} + \varepsilon_{p*} \left(\varphi_{2} \varphi_{4} - 0.5 \right) \right]$$

$$\frac{\varrho_{r}}{\varrho_{z}} \frac{A_{r*}}{A_{z2}} \cdot \chi^{2} - \varepsilon_{r*} \left(\frac{1}{\varphi_{3}} - 0.5\right) \frac{\varrho_{r}}{\varrho_{m}} \frac{A_{r*}}{A_{3}} \left(1 + \chi\right)^{2} \right]$$
(3)

gdzie:

Π_{r*}, ĉ_{r*}, λ_{rz} - funkcje dynamiczne (objaśnione dalej),
 A_{r*}, A_{z2}, A₃ - pola powierzchni odpowiednich przekrojów,
 ℓ₁, ℓ₂, ℓ₃, ℓ₄ - stosunki prędkości,
 r - wykładnik izentropy czynnika roboczego,
 Δp_m = p_m - p_z - nadciśnienie mieszaniny przy końcu dyfuzora wzglę
 dem ciśnienia czynnika zasysanego.

Z powyższego równania wynika, że na wartość stosunku inżekcji x w przypadku palnika mają decydujący wpływ ciśnienie wkomorze spalania (od którego zależy ciśnienie p_m), ciśnienie gazu przed palnikiem p_r i stosunki pól powierzchni poszczególnych przekrojów strumienicy.

Z badań przeprowadzonych przez Sokołowa i Zingera [4] wynika, że dla palników inżekcyjnych niskociśnieniowych, tj. takich,w których nadciśnienie gazu w sieci jest rzędu 10 mbar (100 mm H₂0) można w obliczeniach czynniki roboczy, zasysany i mieszaninę traktować 'jako substancje nieściśliwe (tzn. pomija się wpływ zmian ciśnienia na gęstość). W przypadku średniociśnieniowych palników inżekcyjnych (ciśnienie gazu przed palnikiem jest rzędu kilku bar) należy czynnik roboczy traktować jako ściśliwy, a czynnik zasysany i mieszanine mcżna uznać nieściśliwymi.

3. Funkcje dynamiczne

Przy określaniu parametrów poszczególnych czynników w dowolnych przekrojach strumienicy wygodnie jest posługiwać się funkcjami dy_ namicznymi, które wiążą względne parametry czynnika z pewną względną prędkością izentropową czynnika, zakłada się przy tym, że czynniki są gazami doskonałymi. Ujęcie to pozwala wyeliminować żmudne obliczenia rachunkowe dzięki istnieniu tablic, w których ujęto wartości funkcji dynamicznych [5].

Wykonując obliczenia przepływów neleżałoby posługiwać się funkcjami dwóch zmiennych, co jest zwykle uciążliwe. Konstrukcja funkcji dynemicznych polege na tym, że funkcję dwóch zmiennych zastępuje się kombinacją dwóch funkcji jednej zmiennej.

Argumentem funkcji dynamicznych jest względna prędkość 1, równa stosunkowi izentropowej prędkości w danym miejscu do prędkości dźwięku w przekroju minimalnym [4]

$$l = \frac{w_s}{a_w}$$
 (4)

Indeksem - zaopatruje się poszczególne wielkości w przekroju minimalnym, indeks o cznacza parametry spoczynkowe. Prędkość dźwięku gazu wyznacza się z równania

$$= \sqrt{\frac{2}{x+1}} \sqrt{RT_{0}} = \sqrt{\frac{2}{x+1}} \sqrt{P_{0} v_{0}}$$
(5)

gdzie:

T_o, p_o, v_o - temperatura, ciśnienie i objętość właściwa gazu w stanie speczynku, R - indywidualna stała gazowa.

Argument λ może zmieniać się w granicach od $\lambda = 0$, co odpowiada stanowi spoczynku, do $\lambda_{max} = \sqrt{\frac{\lambda+1}{\lambda-1}}$, co odpowiada wypływowi do absclutnej próżni. Widać więc, że dla różnych gazów λ zeleży od ich wykładnika izentropy X.

Konstrukcja funkcji dynamicznych polega na odniesieniu parametrów czynnika w dowolnym przekroju do parametrów spoczynkowych. Ilustracją może być wyprowadzenie funkcji względnej temperatury .

Równanie I zasedy termodynamiki napisane dla przekroju spoczynkowe go i przekroju dowolnego ma postać:

$$c_p T_o = c_p T + \frac{w^2}{2}$$
 (6)

Wprowadzając zamiast c wyrażenie

$$c_{p} = \frac{2}{2 - 1} \cdot R \tag{7}$$

oraz zamiast prędkości w wyrażenie z r. (4) otrzymuje się

$$\frac{2!}{x-1} R T_0 = \frac{2!}{x-1} R T + \frac{1}{2} \lambda^2 B_1^2$$
(8)

Zastępując a ² wyrażeniem wynikającym z równania (5) oraz dokonując uproszczeń dochodzi się do zależności

$$\mathbf{T} = \mathbf{T}_{0} \left(1 - \frac{\boldsymbol{x}-1}{\boldsymbol{x}+1} \boldsymbol{\lambda}^{2} \right)$$
(9)

skąd już tylko krok dzieli od ostatecznej postaci funkcji względnej temperatury

$$\vartheta(\lambda) = \frac{T}{T_0} = 1 - \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1} \lambda^2$$
(10)

 $\pi_{zgledne}$ ciśnienie opisuje funkcja $\pi(\lambda)$

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p_0} = (1 - \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1} \cdot \lambda^2)^{\frac{\alpha}{\alpha - 1}}$$
(11)

jest to stosunek ciśnienia statycznego gazu w przepływie izentropo wym w dowolnym przekroju do ciśnienia spoczynkowego po

Funkcja $\mathcal{E}(\lambda)$ opisuje zależność stosunku gęstości Q w dowolnym przekroju do gęstości spoczynkowej Q_{λ}

$$\mathcal{E}(\lambda) = \frac{Q}{Q_0} = (1 - \frac{a-1}{a+2} \cdot \lambda^2)^{\frac{a}{a-1}}$$
 (12)

Z bardziej złożonych funkcji dynamicznych w obliczeniach strumienic wykorzystuje się funkcję $q(\lambda)$ która jest zdefiniowana jako stosunek gęstości strumienia gazu w dowolnym przekroju do gęstości strumienia w przekroju minimalnym

$$q(\lambda) = \frac{w_{g} \cdot Q}{a_{*} \cdot Q_{*}} = \frac{w_{g}}{a_{*}} \cdot \frac{Q}{Q_{0}} = \frac{1}{\frac{Q_{*}}{Q_{0}}} = \frac{\lambda \cdot \mathcal{E}(\lambda)}{\mathcal{E}_{*}(1)}$$
(13)

Z równania ciągłości strugi wynika, że funkcja $q(\lambda)$ równa jest stosunkowi pola powierzchni przekroju krytycznego i przekroju dowolnego:

$$q(\hat{\lambda}) = \frac{A_{\#}}{A}$$
(14)

Zależność wyżej podanych funkcji od λ ilustruje rys. 2 słuszny dla dwuatomowych gazów doskonałych ($\chi = 1,4$). Inne ujęcie funkcji dynamicznych [6], popularne szczególnie w USA, różni się od wyżej podanego jedynie zdefiniowaniem argumentu funkcji. Jest nim liczba Macha, tj. stosunek prędkości izentropowej czynnika w dowolnym przekroju do prędkości dźwięku w tym samym przekroju

Funkcje są również zdefiniowane jako stosunki parametrów w dowolnym przekroju do parametrów spoczynkowych.

Zależność pomiędzy stosunkiem A a liczbą Macha Ma jest następująca

$$Ma = \lambda \sqrt{\frac{2}{2t+1-(2t-1).\lambda^2}}$$
(16)



Rys. 2. Funkcje dynamiczne $\theta(\lambda)$, $T(\lambda)$, $q(\lambda)$ dla dwuatonowego gazu doskonałego (x = 1, 4)

4. Bilans egzergetyczny gazowego palnika inżekcyjnego

Zdefiniowanie sprawności termodynamicznej strumienicy napotyka na znaczne trudności. Podejmowane w tym kierunku próby są zwykle bardzo dyskusyjne. Wydaje się celowym i pożytecznym określenie doskonałości strumienicy za pomocą bilansu egzergetycznego. # przypadku strumienicy jaką jest gazowy palnik inżekcyjny określenie strat egzergii związanych z przygotowaniem mieszanki palnej w obrębie palnika może służyć do porównania strat egzergii towarzyszą cych podawaniu utleniacza do spalania za pomocą wentylatorów lub też strat egzergii towarzyszących dyfuzji utleniacza do strefy spalania w przypadku spalania dyfuzyjnego. Należy przy tym pamiętać, że przy realizacji spalania dyfuzyjnego ma miejsce nieekonomiczne dławienie gazu, któremu towarzyszą znaczne straty egzergii.

Bilans egzergii [7] dla palnika inżekcyjnego (rys. 1) przy zakożeniu, że pracuje on w stanie ustalonym, można zapisać następująco:

$$B_{r} + B_{z} = B_{m} + \sum \delta E \qquad (17)$$

gdzie:

B_r, B_z - egzergia strumienia czynnika roboczego i zasysanego,
 B_m - egzergia strumienia mieszaniny,
 ∑dB - suma strat egzergii.

Czynnikiem roboczym w palniku inżekcyjnym jest gaz palny,a czyn nikiem zasysanym powietrze. Dla każdej części palnika inżekcyjnego można napisać cząstkowy bilens egzergii w postaci

$$B_d = B_w + \delta B$$

gdzie:

 \dot{B}_{d} - egzergia strumieni czynników doprowadzonych do układu, \dot{B}_{w} - egzergia strumieni czynnike wypływającego z układu, \dot{dB} - strata egzergii w układzie. Można więc takie bilanse cząstkowe sporządzić dla dyszy roboczej komory dolotowej, komory mieszania i dyfuzora.

Jednostkowa egzergia termiczna strumienia gazu palnogo i mieszaniny składa się z części fizycznej (Mb_f) i chemicznej (Mb_{co}).

$$(Mb_t) = (Mb_f) + (Mb_{ch})$$
(19)

Egzergię fizyczną można rozbić na część izobaryczną $(Mb_f)_p$ i część izotermiczną $(Lb_f)_p$:

$$(\text{Hb}_{t}) = (\text{Mb}_{f})_{p} + (\text{Mb}_{f})_{T} + (\text{Mb}_{ch})$$
(20)

Iozbaryczna cześć egzergii fizycznej dla gazów doskonałych ma postać

$$(\operatorname{Hb}_{f})_{p} = (\operatorname{Hi}) - \operatorname{T}_{ot}(\operatorname{Is}_{p}) = (1 + X_{z}) (\operatorname{Mc}_{p}) \operatorname{T}_{ot} (\frac{T}{T_{ot}} - 1 - \ln \frac{T}{T_{ot}}) (21)$$

gdzie:

X - molewy stopier zawilżenia czynnika.

W przypadku, gdy temperatura T czynnika jest bliska temperaturze otoczenia, wygodniej jest rozłożyć wyrażenie w nawiasie równania (21) w szereg

$$(ID_{f})_{p} = (1 + X_{z}) T_{ot} (ID_{p}) \left[\frac{1}{2} \left(\frac{T - T_{ot}}{T_{ot}} \right)^{2} - \frac{1}{3} \left(\frac{T - T_{ot}}{T_{ot}} \right)^{3} + \cdots \right] (22)$$

gdzie:

T = temperature czynnika,
 T_{ot} = temperature ctoczenia,
 (ic_p) = ciepło władciwe suchego czynnika przy stałym ciśnieniu.

W przypadku, gdy gaz przed spalaniem nie jest podgrzewany człon powyższy nie odgrywa wielkiej roli w sgzergii termicznej czynnika.

Część izotermiczną egzergii fizycznej (Mb_f)_T stanowi człon ujmujący różnicę pomiędzy ciśnieniem czynnika a ciśnieniem otoczenia

$$(Mb_{f})_{T} = (1 + X_{z})(MR) T_{ot} ln \frac{p}{p_{ot}}$$
(23)

gdzie:

p - ciśnienie czyrnika,

pot - ciśnienie otoczenia.

Człon ten w przypadku palników inżekcyjnych niskociśnieniowych jest bardzo mały, przyjmuje natomiast większe wartości dla palników śred niociśnieniowych.

Egzergia chemiczna (Mb_{ch}) strumienia czynnika składa się z normalnej egzergii chemicznej substancji (Mb_n) , z poprawki uwzględniającej różnicę pomiędzy temperaturą normalną T_n przyjętą przy sporządzaniu tablic egzergii chemicznej normalnej i temperaturą T_{ot} otoczenia, z członu uwzględniającego spadek egzergii w procesie tworzenia roztworu doskonałego.

$$(Mb_{ch}) = (Mb_n) t \frac{T_n - T_{ot}}{T_n} \left[(MW_d) - (Mb_n) \right] + (MR) T_{ot} \sum_{i=1}^{n} \ln z_i (24)$$

gdzie:

(MW_d) – wartość opałowa prliwa, n_i – ilcść substancji składnika roztworu, z_i – udział molowy składnika roztworu,

Największą pozycję stanowi tu normalna egzergia chemiczna oraz człon (MR)T_{ot} \sum_{i} n_i ln z_i. W przypadku T_{ot} - T_n pozostałe człony są zerami.

Jednostkową egzergię strumienia powietrza stanowi jedynie egzergia fizyczna w przypadku gdy ciśnienie i temperatura powietrza róźnią się od parametrów otoczenia. Ponadto każdy z czymików w palniku inżekcyjnym posiada egzergię kinstyczną równą energii kinetycznej

$$(Mb_k) = (Me_k) = M \frac{w^2}{2}$$
 (25)

W procesie ekspansji gazu w dyszy roboczej egzergia chemiczna nie ulega zmianie, natomiast egzergia fizyczna zamienia się częściowo na kinetyczną. część jej jest stracona.

W obrębie komory micszania zmieniają się zarówno egzergia chemiczna jak i fizyczna oraz kinetyczna. Występują tu największe straty. W dyfuzorze egzergia chemiczna nie ulega już zmianie.

W punkcie 5 podano przykłady bilansu egzergetycznego gazowych palników inżekcyjnych.

5. Przykłady bilansu egzergetycznego gazowych palników inżekcyjnych

Podane niżej przykłady ilustrują pozycje bilansu egzergii ilościowo i pozwalają na ocenę wielkości i miejsca występowania strat egzergii. W dwóch przykładach obiektami zainteresowania były palniki gazowe o optymalnych ze względu na ciśnienie p_m przekrojach. Założono, że wszystkie przemiany są nieodwracalnymi adiabatami. Parametry czynników w poszczególnych przekrojech wyznaczono przy pomocy funkcji dynamicznych oraz przy założeniu następujących wartości współczynników prędkości [4]:

- v	dyszy gazowej	41	=	0,950,
- 1	komorze mieszania	P2	=	0,975,
- v	dyfuzorze	\$3	п	0,900,
- v	komorze dolotcwej powietrza	44	=	0,925.

Oznaczenia poszczególnych przekrojów jak na rys. 1.

<u>Przykład 1</u>. Obiektem bilansu jest palnik inżekcyjny niskociśnieniowy na gaz miejski o składzie podanym w tablicy 1, nadciśnieniu p = 7 mbar (70 mm H_2 0) i temperaturze równej temperaturze otoczenia oraz molowym stopniu zawilżenia X = 0,023. Przyjęto następujące parametry otoczenia: $p_{ot} = 0,986$ bar, $T_{ot} = 298^{\circ}$ K, $\varphi_{ot} =$ = 70%. W podanych w przykładzie warunkach w mieszance palnej przy końcu dyfuzora znajduje się 50% teoretycznie potrzebnej do spalania ilości powietrza. W tablicy 2 podano ilości, temperaturę, ciśnienie i prędkości czynników oraz ich entalpię, energię kinetyczną egzergię fizyczną i chemiczną.

Na rys. 3 przedstawiono wykres Grassmanna bilansu egzergetycznego rozważanego palnika. Przy jego sporządzaniu za 100% przyjęto egzergię fizyczną gazu doprowadzonego do palnika. Pasma egzergii fizycznej wraz z kinetyczną i egzergii chemicznej kreskowano w różnych kierunkach, aby lepiej pokazać składnik egzergii czynnika ulera ący zmianie w poszczególnych miejscach. Skalę egzergii chemicznej zdeformowano celowe, aby zmieścić obydwa pasma obok siebie.



Rys. 3. Wykres Grassmanna bilansu egzergii palnika niskociśnieniowego

	0	٩	
	đ	3	
	¢	3	
	r	ł	
1		1	
ų,	C	ž	
1	ģ	S	
		7	

Parametry, entalpia i składniki egzergii czynników palniku inżekcyjnym piskociśnieniowym na gaz miejski

.

Egzergia chemicz- na n.(Mb _{ch})	410 262 0	410 262 0	410 262	406 070	406 070
Egzergia fizyczna n.(Mb _f) kj gazu	17,68	0,01	-1,26	-0,60	00*0
Energia kine- tyozna n.M w Z kmol	00	13,09 0	14,50 1,82	5,00	0,001
Entelpia n.(M1)	00	-13,09 0	-14,50 - 1,82	- 5,00	- 0.01
Pr çd kość a ⊟ a	0027	47,0 2 0 2	49.5 7,6	11.6	0.5
Ciśnienie P m2	99 286 98,600	98 600 98 600	98 550 98 550	98 593	98 642
Temperatura T K	298,00 298,00	297,55 298,00	297,50 297,97	297,90	297,94
Ilość czynnika n kmol kmol gazu	1 2.16	1 2,16	1 2,16	3,16	3,16
Czynnik	gaz powietyze	gar ponietrze	gaz posistres	nă es tan ka	mieszanka
Punkt	0	1	N	8	4

Bilans egzergetyczny palnika inżekcyjnego

Z wykresu wynika, że największe straty egzergii fizycznej występują w dyszy gazowej i komorze mieszania, w której występujerównież znaczna strata egzergii chemicznej (strata ta stanowi 1,02% początkowej egzergii chemicznej). Egzergia fizyczna czynnika opuszczającego dyfuzor stanowi około 20% egzergii fizycznej gazu przed palnikiem.

<u>Przykład 2</u>. Sporządzono tutaj bilans egzergetyczny średniociśnieniowego palnika inżekcyjnego na gaz ziemny o składzie podanym w tablicy 1, o ciśnieniu 6 bar i temperaturze równej temperaturze otoczenia. Mieszanka palna opuszczająca dyfuzor zawiera 50% teoretycznie potrzebnej do spalenia ilości powietrza. W tablicy 3 podano podobnie jak w tablicy 2 parametry i składniki egzergii czynników w poszczególnych przekrojach. Parametry otoczenia p_{ot} = 1 bar, T_{ot} = 298°K.

Na rys. 4 przedstawiono wykres pasmowy bilansu egzergii tego palnika przyjmując przy jego sporządzaniu te same zasady co w poprzednim przykładzie.





	~
e	5
	-
- 6	2
14	
	=
2	
-	-
۰.	2
2	
1	
2	2
18	-

1.0

Parametry, entalpia 1 skladniki egsergii ozynników palniku inżekcyjnym średniociśnieniowym na gaz ziemny

-

		Ilość o zynnika	Tempera tura	Ciśnienie	Pr ęd koś ć	Ente lpie	Energia kine- tyozna	Egzergia fizyczna	Egzergia chemicz- na
Punkt	Czyrnik	ц	£	ρ,	в	n.(M1)	n.M.2	(*qM)•u	n.(Mb _{ch})
		kmol gazu	K	bar	EI , 00			k.J kmolgazu	
0	gaz powietrze	1 4,65	298,0 298,0	6,0000 1,0000	00 2 2	00	00	4 460 0	819 248 0
1	gaz Fowietrze	1 4,65	210,0 298,0	1,0000	€00,0 ≈ 0	-2 925 0	2 925 0	545 0	819 248 0
2	gaz powistrze	1 4 s 65	207,1	0,9427 0,9427	609,0 56,5	-3 020 - 431	3 020 431	440 - 693	819 248 0
3	mieszanka	5 , 65	289,0	1,0100	98,2	-1 460	1 460	164	813 650
4	miesznka	5 , 65	.343,6	1,0393	1.0	0	0	1 067	813 650

Bilans egzergetyczny palnika inżekcyjnego

Jak widać z wykresu największe straty egzergii fizycznej występują również w dyszy gazowej i komorze mieszanie. W sumie jednak straty te są nieco mniejsze niż w przypadku pałnika niskociśnieniowego. Strata egzergii chemicznej wskutek mieszania jest również mniejsza i stanowi około 0,7% początkowej egzergii chemicznej gazu.

6. Wnioski

Przy przeprowadzaniu analizy termodynamicznej różnych urządzeń cieplnych, często zestawia się odpowiadające sobie pozycje bilansu energetycznego i egzergetycznego. Dla rozważonych przykładów zestawienie takie charakteryzowałoby się tym, że wiele pozycji bilansu energetycznego wynosi zero. Z tego też względu trudne byłoby, np. zdefiniowanie dla rozważanych przykładów sprawności termicznej (energetycznej) działania palnika (strumienicy). Licznik ułamka sprawności wyrażający efekt urządzenia za pomocą entalpii, jak również mianownik tego ułamka wyrażający moc narędową procesu również za pomocą entalpii, mają wartości praktycznie wynoszące zero. Na podstawie jednak analizy egzergetycznej można rozważyć odpowiednią sprawność egzergetyczną, np. w następujący spcsób

$$2_b = 1 - \frac{\sum d\hat{B}}{\hat{E}_d}$$

(26)

co dla palnika z przykładu ! daje

$$P_b = 1 - \frac{80,38 + 237,0}{100 + 23,205} = 0,9864$$

a dla palnika z przykładu 2

$$P_{\rm b} = 1 - \frac{76,14 + 125,0}{100 + 18,369} = 0,9891$$

Gdyby obliczyć sprawność egzergetyczną palnika w stosunku do wykorzystania egzergii fizycznej, wyniki dla przykładów 1 i 2 byłyby następujące

> $p_{b1} = 1 - \frac{80,38}{100,0} = 0,1962$ $p_{b2} = 1 - \frac{76,14}{100,0} = 0,2386$

Powyższe wyniki byłyby adekwantne z rezultatami, które można by osiągnąć, gdyby czynnikiem roboczym i zasysanym było powietrze.Również te wyniki można porównywać ze sprawnością strumienicy parowej.

Przytoczone przykłady potwierdzają opinię o wysokim stopniu nie odwracalności procesu mieszania. Strate egzergii związana z tym procesem stanowi tutaj ckoło 40% początkowej egzergii fizycznej oraz ok. 1% początkowej egzergii chemicznej paliwa gazowego. Tworzenie jednak mieszanki palnej jest niezbędnym procesem poprzedzającym spalanie. Przygotowanie mieszanki palnej i zarazem spalanie można realizować dwoma sposobami:

drogą dyfuzji utleniacza do paliwa w przestrzeni komory spalania
przez wstępne zassanie utleniacza do paliwa wobrębie palnika.

Oprócz omawianego mieszania substratów, w czasie realizacji spalania zachodzą następujące procesy:

- reakcje chemiczne utleniania,

- wymiana ciepła przez promieniowanie płomienia,

- dyfuzja spalin do atmosfery komory spalania.

Wszystkie te zjawiska są powiązane z sobą i dlatego porównywanie strat egzergii związanych z tworzeniem mieszanki palnej w palniku ze stratami dyfuzji utleniacza do paliwa przy spalaniu dyfuzyjnym nie moze być właściwie podstawą do oceny metod tworzenia mieszanki.

W trakcie spalania dyfuzyjnego straty egzergii spowodowane sę dławieniem gazu przed palnikiem i dalej dyfuzją utleniecza do paliwa, niechwracalnością reakcji chemicznych, które w tym przypadku przebiegają stosunkowo wolno, wymianą ciepła przez promieniowanie płomienia, którego długość jest większa niż długość płomienia kinetycznego, a ponadto w przypadku paliwa bogatego w pierwiastek węgiał, świecenie płomienia jest bardzo intensywne. Dyfuzja spalin do atmosfery komory spalania winna pociągać mniej więcej jednakowe straty egzergii w obydwu sposobach spalania.

Spalanie kinetyczne lub pośrednie (kinetyczno-dyfuzyjne) wymaga dostarczenia utleniacza do paliwa w palniku. Wielkość strat egzergii towarzyszących temu procesowi została ckreślona w podanych przykładach. Dalsze straty egzergii związane są również z reakcjami chemicznymi, które jednak wskutek obecności utleniacza w paliwie przebiegają stosunkowo szybko. Płomień kinetyczny jest krótszy od dyfuzyjnego, ponadto jego świecenie jest mniej intensywne, co istotnie wpływa na emisję energii z płomienia drogą promieniowania.

Dopiero ilościowa ocena strat egzergii związanych z wszystkimi zjawiskami w procesie spalania pozwoli orzec, który spcsćb spalania jest lepszy pod względem termodynamicznym.

Wydaje się, że pomiędzy dwoma skrajnymi przypadkami spalania może istnieć przypadek pośredni, dla którego występuje minimum sumy strat egzergii. Gdyby tak było można by poszukiwać optymalnego (termodynamicznie) stosunku nadmiaru powietrza pierwotnego k który swą wartością mógłby jednak odbiegać od wymagań technologicznych procesu spalania.

Dla porównania strat egzergii w palniku wykonano bilans egzergetyczny optymalnej strumienicy parowej, w której czynniki podlagają przemianom adiabatycznym nieodwracalnym. Czynnikiem roboczym jest para wodna o parametrach spoczynkowych $p_{or} = 30$ bar, $T_{or} = 673^{\circ}$ K, a czynnikiem zasysanym również para wodna o parametrach $p_{oz}=3$ bar, $T_{oz} = 453^{\circ}$ K, końcowe ciśnienie pary wynosi $p_4 = 6$ bar i stosunek inżekcji X = 0,58. Przyjęto następujące parametry otoczenia $p_{ot} =$ = 1 bar, $T_{ot} = 300^{\circ}$ K, $\varphi_{ot} = 0,70$.

Egzergię termiczną pary wodnej obliczono wg równania

$$b_t = \Delta b_t + F T_{ot} \ln \frac{1}{\varphi_{ot}}$$
(27)

gd zi.e:

- Δb_t ~ nadwyżka egzergii pary wodnej liczona od stanu pary nasyconej w temperaturze ctoczenia,
 - R stała gazowa pary wodnej,
- e ot wilgotność względna powietrza atmosferycznego.

W tablicy 4 podano parametry, entalpię i egzergię czynnika, a na rys. 5 przedstawiono wykres bilansu egzergii opisanej strumienicy. Łączna strata egzergii stanowi 11% egzergii doprowadzonej do strumienicy. Ten rezultat zdaje się potwierdzać podany już poprzednio wniosek, że ze wzrostem parametrów czynników straty egzergii wstrumienicy maleją.



Rys. 5. Wykres pasmowy bilansu egzergii strumienicy parowej

-	
03	
10	
5	
[a]	

44

Paramatry, antolnia i aggaraia nawy modinei w atmumianicy nawywei

	φp ⁺		1158,0	385,0	656,8	385,0	614,0	378,0	1210,0	1365,0
Come and for	GRTot 11 40	kJ ury roboczej	49.7	28,8	49,7	28,8	7.64	28,8	78,5	78,5
FTTO FINIT TA A	Energia kinetycz- na G. <u>v</u> 2	kg pe	0	0	477,2	0	504°C	14,2	175,0	٤" ي
Potton A	Entalpia G.1		3 230,0	1 640,0	2 752,8	1 640,0	2 726,0	1 625,8	4 694,0	4 859,7
	Prędkość w	EI 02	0 ≈	0≈	616	0	1 004	221	479	20
So + 5+4+5	Ciśnienia P	bar	30*0	3,0	3,0	3,0	2,59	2,59	4.17	6,00
	Tempe- ratura T	K	673	453	410	453	405	438	522	583
	Ilość czynni- ku G	pary ro-	1,00	0,58	00 * 1	0,58	1,00	0,58	1,58	1,58
	Czyanik	1	para r	para z	рата г	para z	рата г	para z	pare m	n a'teq
	Punkt		0		-		0		5	4

K. Wilk

Quarterstal adiates recordspond

LITERATURA

- KOPYSTIAISKI A., NEHREBECKI L., WAGNER J. Probliemy eniergieticzeskowo chozjajstwa Polszy w pieriod 1961-1966 i pierspiektiwy jewo dalniejszewo razwitja; Eniergietika mira i pierspiektiwy jejo razwitja, Dokłady VII mirowoj eniergieticzeskoj konfierencji prochodjaszczej w Moskwie w 1968 g, Eniergija, Moskwa 1970.
- [2] PETELA R., JURAS W. Badania strumienicy papędzanej gazem ziemnym. Zeszyty Naukowe Politechni Sląskiej, Energetyka z. 29.
- [3] PETELA R., WILK K., WILK R. Badanie palników gazowych do kotłów centralnego ogrzewania opalanych gazem. Sprawozdanie do pracy zleconej, cz. III, 1970 r.
- [4] SOKOLOW J.J., ZINGER N.M. Strujnyje apparaty. Energija, Moskwa 1970.
- [5] Gazodinamiczeskije funkcji (tablicy). Instistutim. P.I. Baranowa.
- [6] SHAPIRO A.H. The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow. Ronald Press Company, New York 1953.
- [7] SZARGHT J., PETELA R. Egzergia. WNT Warszawa 1965; lub poprawione i uzupełnione wydanie w języku rosyjskim: Eksergija, Izd. Energija, Moskwa 1968.

SKCEPTETESECHAM BAJAHC TABOBOM TOPEJIKA

Резюме

Для инжекционной газовой горелки сдельно эксергетический балано и анализ ногерь эксергии. Цано два примера эксергетического внылиза газовых гоцелох низкого и среднего двяления.

На основании сделанных рассуждении и полученных результатов сделано выволы. EXERGY BALANCE OF JET GAS BURNER

Summary

46

Paper presents the exergy balance of the jet gas burner and the analysis of the exergy losses. Two examples of exergy analysis of burners are presented. Considerations and calculation results are the base for conclusions.