

RYSZARD JEDLIŃSKI, JAN ŁUKASZEWICZ
Uniwersytet Technologiczno Przyrodniczy w Bydgoszczy

ANALIZA MOŻLIWOŚCI REKUPERACJI CIEPŁA ODPROWADZANEGO ZE SPALINAMI

Prezentowano wybrane zagadnienia związane z rekuperacją ciepła od spalin. Teoretycznie można obliczyć ilość możliwego do odzyskania ciepła od spalin. Zamieszczono obliczenia strumienia ciepła unoszonego ze spalinami powstającymi w silniku spalinowym zasilanym gazem napędzającym agregat prądotwórczy. Rekuperacja ciepła od spalin jest efektywnym działaniem wpływającym na poprawę bilansu energetycznego instalacji.

Słowa kluczowe: rekuperacja, ciepło, spaliny

1. WSTĘP

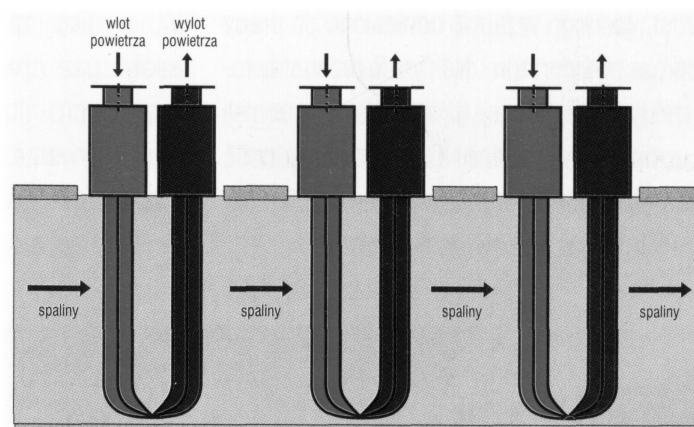
Odzyskiwanie energii unoszonej ze spalinami poprawia sprawność instalacji, obniża koszty eksploatacji i zmniejsza emisję zanieczyszczeń do atmosfery. Ciepło można odzyskiwać od spalin powstających w paleniskach kotłów lub od spalin z silników spalinowych. Odzyskiwanie energii od spalin jest efektywne, gdyż mają one wysoką temperaturę. Ciepło odzyskane można wykorzystać do zaspokojenia potrzeb w określonych warunkach technicznych, np. do podgrzewania wstępnego wsadu paliwa lub do podgrzewania powietrza zasilającego komorę spalania.

Celem niniejszej pracy jest zwrócenie uwagi na możliwości poprawy bilansu energetycznego w wyniku rekuperacji ciepła.

Zaleca się, aby od spalin odzyskiwać ciepło tylko w takiej ilości, aby spaliny przy wylocie z kanałów spalin nie uległy schłodzeniu poniżej 120°C. Zapobiega to przed występowaniem negatywnego zjawiska kondensacji pary wodnej ze spalin na ściankach kanałów odprowadzających je do atmosfery.

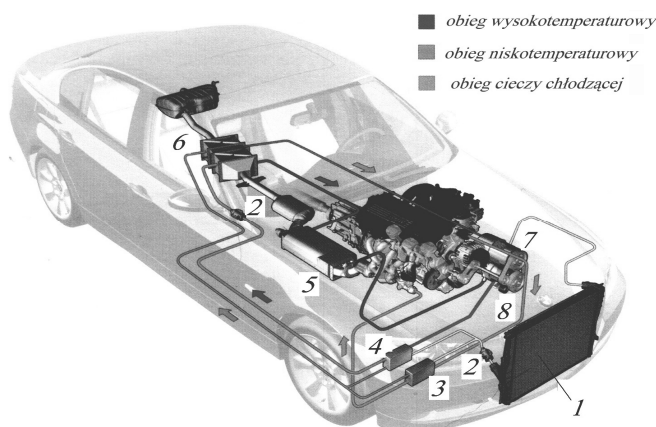
Spalanie paliw związane jest z emisją produktów spalania do atmosfery, tj. związków węgla, siarki i azotu, pyłów i sadzy. Z tych względów ważne jest stosowanie technik spalania najmniej zanieczyszczających środowisko i zatruwających ekosystemy produktami spalania. Rekuperacja ciepła od spalin daje efekt finalny w postaci zmniejszenia zużycia paliwa i poprawy gospodarki energetycznej.

W Katedrze Energetyki Procesowej Politechniki Śląskiej opracowano konstrukcję modułowego rurowego rekuperatora ciepła typu U, mającego zastosowanie w wysokotemperaturowych urządzeniach cieplnych. Rekuperator ten jest stosowany do odzysku ciepła od spalin o temperaturze maksymalnej 1100°C. Temperatura powietrza ogrzewanego ciepłem odzyskanym od spalin osiąga wartość 700°C. Powietrze o tej temperaturze wykorzystano do podgrzewania powietrza zasilającego komorę spalania kotła. Użytkowano w ten sposób spore korzyści energetyczne poprzez wydajne podniesienie temperatury w komorze spalania, a w konsekwencji wzrost temperatury spalin (1). Modułowy układ rekuperacji ciepła od spalin zamieszczono na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat modułowego rekuperatora ciepła od spalin

Firma BMW pracując nad wykorzystaniem ciepła odpadowego unoszonego ze spalinami skonstruowała urządzenia działające podobnie jak maszyna parowa. Projekt nazwano Turbosteamer. Ciecz znajdująca się w układzie systemu podgrzewana jest aż do przejścia w stan pary w dwóch obiegach. Główny – wysokotemperaturowy, odzyskuje poprzez wymienniki ciepła nawet do 80% energii cieplnej od spalin. Powstająca para prowadzona jest poprzez kanały do maszyny ekspansyjnej połączonej z wałem korbowym silnika spalinowego. Pozostałe ciepło absorbuje ciecz układu chłodzenia – drugie, niskotemperaturowe źródło energii Turbosteamera (rys. 2). System zwiększa sprawność układu napędowego do 15%. Prace nad projektem weszły w fazę prób na hamowni.



Rys. 2. Elementy układu Turbosteamer: 1 – chłodnica, 2 – pompa, 3 – generator pary, 4 – skraplacz obiegu wysokotemperaturowego, 5 – nagrzewacz pary, 6 – generator pary, 7 – rozprężanie niskotemperaturowe, 8 – rozprężanie wysokotemperaturowe

Niższe o 15% zużycie paliwa i 10 kW więcej mocy – taki wynik uzyskało na hamowni połączenie nowego napędu dodatkowego z 4-cylindrowym silnikiem BMW

o pojemności 1,8 l. Dodatkowa moc i wynikająca z niej oszczędność są czerpane wyłącznie z ciepła spalin i płynu chłodzącego. Tym samym projekt ten spełnia wszystkie kryteria filozofii BMW Efficient Dynamic (wydajna dynamika): mniejsza emisja spalin i mniejsze zużycie paliwa przy jeszcze większej dynamice jazdy i osiąгах. Działania zmierzają w kierunku uproszczenia i zmniejszenia elementów systemu. Planuje się, że będzie on gotowy do produkcji w ciągu najbliższych dziesięciu lat [2].

2. OBLICZENIA IŁOŚCI CIEPŁA MOŻLIWEGO DO ODZYSKANIA OD SPALIN

Strumień ciepła, możliwy do odzyskania od spalin, przy założeniu dolnej dopuszczalnej temperatury ich schłodzenia $t_2 = 120^\circ\text{C}$ obliczono korzystając z zależności:

$$\dot{Q}_{os} = \eta_w \cdot \dot{m} \cdot c_{ps} \cdot (t_1 - t_2) \quad (1)$$

gdzie:

- η_w – sprawność rekuperatora, $\eta_w \cong 0,95$,
- $\dot{m}$ – strumień masy spalin kierowanych do rekuperatora,
- c_{ps} – średnie ciepło właściwe spalin w przedziale temperatur od t_1 do t_2 ,
- T_1, T_2 – temperatury spalin na wlocie i na wylocie z rekuperatora.

Analiza składu spalin odprowadzanych do atmosfery umożliwia określenie udziałów poszczególnych związków, głównie węgla, azotu, siarki, pary wodnej i tlenu.

Przybliżoną wartość średniego ciepła właściwego spalin c_{ps} określić należy uwzględniając udziały poszczególnych składników g_i , korzystając ze wzoru:

$$c_{ps} = \sum_{i=1}^n g_i \cdot c_{pi} \quad (2)$$

Przyjmując dla uproszczenia, że w spalinach występują tylko trzy podstawowe składniki spalin, tj. dwutlenek węgla, azot i para wodna, a pozostałe występują w pomijalnie małych ilościach, średnie ciepło właściwe spalin obliczono z zależności:

$$c_{ps} = \sum_{i=1}^3 g_i \cdot c_{pi} = g_{CO_2} \cdot c_{pCO_2} + g_{N_2} \cdot c_{pN_2} + g_{H_2O} \cdot c_{pH_2O} \quad (3)$$

gdzie:

- g_i – udział i-tego składnika w spalinach,
- c_{pi} – ciepło właściwe i-tego składnika spalin.

Badania pracy kotłów wykazują, że średnie temperatury spalin za czopuchem kotła, w kanale spalin przed kominem, gdzie można ewentualnie zastosować rekuperator, wynoszą $400 \div 500^\circ\text{C}$. Przyjmując obliczeniowe temperatury spalin na wlocie do rekuper-

ratora $t_1 = 440^\circ\text{C}$ i $t_2 = 120^\circ\text{C}$ na wylocie, obliczone teoretycznie wartości ciepła właściwego poszczególnych składników spalin mają wartości:

$$c_{pCO_2} \Big|_{120}^{440} = \frac{c_p \Big|_0^{440} \cdot 440 - c_p \Big|_0^{120} \cdot 120}{440 - 120} = \frac{43,779 \cdot 440 - 38,5014 \cdot 120}{440 - 120} =$$

$$= 45,758 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} = 1,0399 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (4)$$

$$c_{pN_2} \Big|_{120}^{440} = \frac{c_p \Big|_0^{440} \cdot 440 - c_p \Big|_0^{120} \cdot 120}{440 - 120} = \frac{29,706 \cdot 440 - 29,161 \cdot 120}{440 - 120} =$$

$$= 29,910 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} = 1,068 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (5)$$

$$c_{pH_2O} \Big|_{120}^{440} = \frac{c_p \Big|_0^{440} \cdot 440 - c_p \Big|_0^{120} \cdot 120}{440 - 120} = \frac{35,306 \cdot 440 - 33,816 \cdot 120}{440 - 120} =$$

$$= 35,8647 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} = 1,9925 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (6)$$

Zakładając, że udziały poszczególnych składników w spalinach wynoszą: $g_{CO_2} = 15\%$, $g_{N_2} = 72\%$ i $g_{H_2O} = 12\%$ – obliczona ze wzoru (3) wartość średniego ciepła właściwego spalin jest równa:

$$c_{ps} = \sum_1^3 g_i \cdot c_{pi} = 0,15 \cdot 1,0399 + 0,72 \cdot 1,068 + 0,12 \cdot 1,9925 = 1,164 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (7)$$

Z przedstawionych wyżej zależności wynika, że średnie ciepło właściwe spalin w rekuperatorze ma wartość zmienną, zależną od składu i rzeczywistej różnicy temperatur spalin między wlotem i wylotem z rekuperatora.

Określenie rzeczywistej wartości tego parametru jest trudne do ustalenia, gdyż skład spalin nie jest wielkością stałą i ulega wahaniom, podobnie jak i ich temperatura.

Ilość ciepła, możliwego do odzyskania od spalin, obliczona z zależności (1) dla przyjętych wyżej założeń jest równa:

$$\dot{Q}_{os} = \dot{m} \cdot 0,95 \cdot 1,164 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (440 - 120)\text{K} = 353,856 \cdot \dot{m} \text{ w kW} \quad (8)$$

gdzie:

$\dot{m}$ – strumień masy spalin przepływających przez rekuperator w $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

Strumień masy spalin w warunkach rzeczywistych określić należy na podstawie pomiarów ciśnień dynamicznych w przekroju poprzecznym kanału spalin lub za pomocą anemometru, mierząc prędkości miejscowe sondami odpornymi na wysokie temperatury. Sprawność cieplna rekuperatora jest wielkością zmienną w czasie. Na powierzchniach wymiany ciepła od strony spalin osadzają się zanieczyszczenia stałe w postaci sadzy. Jeśli rekuperator oddaje ciepło do wody, zachodzić mogą procesy powstawania

kamienia kotłowego, a to w konsekwencji pogarsza warunki wymiany ciepła, obniżając ogólną sprawność instalacji rekuperacji ciepła.

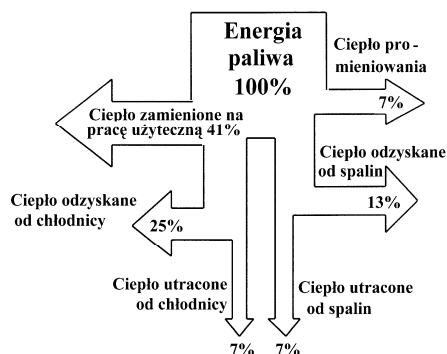
3. REKUPERACJA CIEPŁA OD STACJONARNYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

Rozpatrzono możliwości poprawy sprawności cieplnej stacjonarnego silnika spalinowego zasilanego gazem poprzez zastosowanie dwóch rekuperatorów – od wody chłodzącej i od spalin emitowanych do otoczenia.

Znaczne ilości ciepła unoszone są z wodą chłodzącą silnik. Ciepło to w chłodnicy oddawane jest do powietrza nawiewanego przez wentylator. Z DTR silnika wynika, że strumień ciepła odprowadzany od silnika przez układ chłodzący wynosi $\dot{Q}_{ch} = 162,93 \text{ kW}$. Strumień objętości powietrza nawiewanego przez wentylator do chłodnicy jest równy $\dot{V} = 600 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 10 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$.

Na rysunku 3 zamieszczono schemat konwersji energii chemicznej paliwa na ciepło w silnikach spalinowych.

Część ciepła jest zamieniana na pracę użyteczną, a znaczne jego ilości są tracone.



Rys. 3. Wykres Sankeya badanego, gazowego silnika spalinowego WOLA 135G

Przyrost temperatury powietrza przepływającego przez chłodnicę silnika wyznaczono z zależności:

$$\Delta t = \frac{\dot{Q}_{ch}}{c_p \cdot \dot{V} \cdot \rho_p} \quad (9)$$

gdzie:

c_p – średnie ciepło właściwe powietrza przy stałym ciśnieniu $c_p \cong 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$,

ρ_p – gęstość powietrza $\rho_{p20} \cong 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

Teoretycznie wyznaczony, ze wzoru (9), przyrost temperatury powietrza przepływającego przez chłodnicę rozpatrywanego silnika wynosi 13,7 K.

Mały gradient temperatury powietrza oraz niskie wartości współczynników przewodzenia ciepła od gazów wymagałyby zaprojektowania wymiennika o dużej powierzchni wymiany ciepła, a tym samym dużych wymiarach. Wysoki koszt budowy takiego wymiennika oraz duże zapotrzebowanie miejsca skłania do zaniechania działań w tym kierunku. W takim przypadku należałoby do rekuperacji ciepła odpadowego od powietrza przepływającego przez chłodnicę i ogrzanego w niej od wody chłodzącej silnik spalinowy zastosować wymiennik typu woda – woda. Celowym byłoby zastosowanie wymiennika np. typu Jad. Jest to jednak możliwe jedynie w przypadku silników spalinowych stacjonarnych.

Przyjmując gradient temperatury wody w wymienniku $\Delta t = 20^\circ \text{C}$ między dopływem a odpływem obliczony strumień masy przepływającej wody wynosiłby:

$$\dot{m}_w = \frac{Q_{ch}}{c_w \cdot \Delta t} = \frac{162,93 \text{ kW}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 20 \text{ K}} = 1,94 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 6999 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad (10)$$

Stąd strumień objętości wody przepływającej przez wymiennik ma wartość:

$$\dot{V}_w = 116,65 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}} = 7000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}.$$

Możliwa do odzyskania ilość ciepła ma wartość:

$$Q_{och} = \eta_w \cdot \dot{m}_w \cdot c_w \cdot \Delta t_w = 0,95 \cdot 1,94 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 20 \text{ K} = 154,4 \text{ kW} \quad (11)$$

Woda po wstępnym podgrzaniu w wymienniku pierwszego stopnia, rekuperującego go od powietrza przepływającego przez chłodnicę silnika, może być podawana do drugiego wymiennika ciepła rekuperującego go od spalin. Rekuperator ciepła od spalin powinien być tak obliczony, aby w efekcie zdwojonej rekuperacji ciepła uzyskać strumień wody użytkowej o temperaturze końcowej około 90°C .

Wartość strumienia ciepła odprowadzanego ze spalinami obliczono ze wzoru:

$$\dot{Q}_{sp} = \dot{m}_s \cdot i_{sp} \quad (12)$$

gdzie:

$\dot{m}_s$ – strumień masy spalin $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$,

i_{sp} – entalpia właściwa spalin w $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$.

Korzystając z wyników pomiarów zamieszczonych w opracowaniu „Pomiary emisji zanieczyszczeń gazowego agregatu prądotwórczego WOLA ZKB-050/e103H12/G” przyjęto do obliczeń:

– strumień objętości spalin $\dot{V}_s = 1284 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$,

- zmierzona temperatura strumienia spalin za kolektorem $t_{sp} = 392^{\circ}\text{C}$,
- zużycie gazu palnego $\dot{V}_g = 2200 \frac{\text{m}^3}{24\text{h}}$,
- skład gazu: 60% CH_4 .

Korzystając z równań stechiometrycznych obliczono przybliżony skład spalin (tab. 1), a z wielkości zużycia gazu określono teoretyczną wartość strumienia objętości spalin.

Tabela 1. Udziały objętościowe i wagowe składników spalin gazu

Składnik spalin	Udział objętościowy r_i	Udział wagowy g_i
	%	
CO_2	9,4	14,99
H_2O	18,97	12,35
N_2	72,58	72,65

Strumień objętości spalin w temperaturze $t = 392^{\circ}\text{C}$ wynosi $\dot{V}_s = 1415 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$,

a w temperaturze $t = 440^{\circ}\text{C}$ ma wartość $\dot{V}_s = 1517 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$.

Strumień masy spalin obliczony z równania Clapeyrona ma wartość:

$$\dot{m} = \frac{p \cdot \dot{V}_s}{R_m \cdot T} \quad (13)$$

gdzie:

p – ciśnienie barometryczne (przyjęto $p = 101325 \text{ Pa}$),

$\dot{V}_s$ – strumień objętości spalin (zmierzony) $\dot{V}_s = 1284 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$,

R_m – pozorna stała gazowa spalin,

T – zmierzona temperatura spalin ($T = 273 + 392 = 665 \text{ K}$).

Stałą gazową spalin obliczono korzystając z zależności:

$$R_m = \sum_1^n (g_i \cdot R_i) = g_{\text{CO}_2} \cdot R_{\mu\text{CO}_2} + g_{\text{H}_2\text{O}} \cdot R_{\mu\text{H}_2\text{O}} + g_{\text{N}_2} \cdot R_{\mu\text{N}_2} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} R_m = \sum_1^n (g_i \cdot R_i) &= 0,1499 \cdot \frac{8314,7}{44} + 0,1235 \cdot \frac{8314,7}{18} + 0,7265 \cdot \frac{8314,7}{28} = \\ &= 0,1499 \cdot 188,97 + 0,1235 \cdot 461,927 + 0,7265 \cdot 296,95 = \\ &= 28,32 + 57,047 + 215,734 = 301,10 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{aligned} \quad (15)$$

stąd:

$$\dot{m} = \frac{p \cdot \dot{V}_s}{R_m \cdot T} = \frac{101325 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 1284 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{301,1 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 665 \text{K}} = 649,75 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0,18048 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (16)$$

Ciepło właściwe spalin w temperaturze $t_1 = 392^\circ\text{C}$ (wg pomiaru) obliczono z zależności:

$$c_{ps} = \sum_1^n g_i \cdot c_{pi} = \frac{7}{2} \cdot R_m = \frac{7}{2} \cdot 301,10 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 1053,85 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 1,053 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (17)$$

Ciepło właściwe spalin w temperaturze $t_1 = 440^\circ\text{C}$ obliczono z zależności:

$$c_{ps} = 0,1499 \cdot 0,9949 + 0,7265 \cdot 1,060 + 0,1235 \cdot 1,961 = 1,161 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (18)$$

Strumień ciepła unoszony przez spaliny ma wartość:

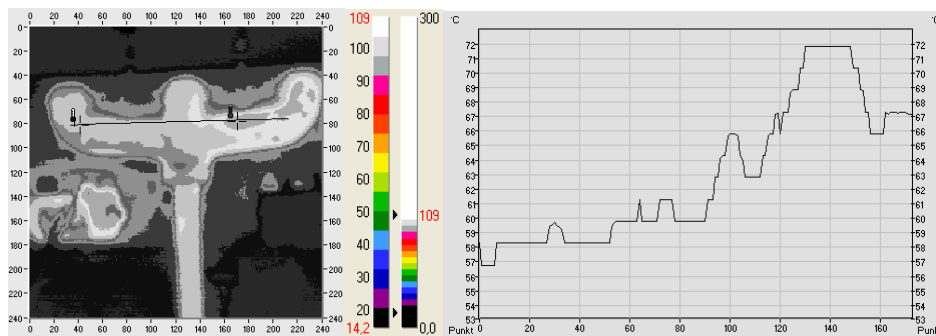
$$\dot{Q}_{sp} = \dot{m} \cdot c_{ps} \cdot t \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{sp} = 0,1805 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,161 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 440^\circ\text{C} = 92,2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{sp} = 92,2 \text{ kW} \quad (21)$$

Strumień ciepła unoszony ze spalinami stanowi potencjalne źródło ciepła, które można odzyskać stosując wymiennik ciepła od spalin.

Na rysunku 4 przedstawiono termograf kolektora wydechowego silnika spalinowego.



Rys. 4. Termograf kolektora wydechowego silnika spalinowego umożliwiający ustalenie temperatury spalin

4. PODSUMOWANIE

Na podstawie przedstawionych obliczeń wykazano, że istnieją możliwości wykorzystania znacznych ilości ciepła odpadowego poprzez zainstalowanie rekuperatorów ciepła zarówno od spalin powstających w paleniskach kotłów grzewczych, jak i od spalin w silnikach spalinowych.

Układ odzysku ciepła winien być dostosowany do parametrów pracy rozpatrywanych instalacji, a odzyskane ciepło powinno być racjonalnie zagospodarowane.

W spalinowych silnikach trakcyjnych, jak i małych kotłach opalanych paliwami stałymi nie stosuje się rekuperatorów, przez co duże ilości ciepła są bezpowrotnie traczone. Przodujące firmy wytwarzające pojazdy napędzane silnikami spalinowymi pracują nad wykorzystaniem ciepła odpadowego unoszonego ze spalinami konstruując instalacje odzysku ciepła w silnikach trakcyjnych. Prace nad projektami są w fazie prób. Zakończenie badań i wdrożenie do produkcji winno nastąpić w ciągu najbliższych dziesięciu lat.

LITERATURA

- [1] Jedliński R., 2002. Możliwości podwyższenia efektywności eksploatacyjnej silników spalinowych. Mat. Konf. Pieczyńska.
- [2] Łukasiewicz J., 2003. Spalanie biopaliw. IV Konf. Nauk.-Techn Krynica Zdrój.
- [3] Łukasiewicz J., 2004. Zgazowywanie biomasy – ekologicznym sposobem wytwarzania energii. III Ogólnopolska Konf. Nauk. – Alternatywne źródła energii. Zielona Góra.
- [4] Rozpondek M., Wiśniewski T., 2005. Odzysk energii w piecach grzewczych. Ekologia 2(28).
- [5] Szymański M., Łukasiewicz J., 1997. Rekuperacja ciepła odpadowego w silniku spalinowym spalającym biogaz. ATR Bydgoszcz (praca niepublikowana).

ANALYSIS OF THE POSSIBILITY OF HEAT RECUPERATION FROM PIPED EXHAUST FUMES

Summary

Chosen aspects of heat recuperation from exhaust fumes have been presented. Theoretically, it is possible to calculate the volume of heat recuperated from the fumes. Calculations of the heat elevating with the fumes (ones of the gas combustion engine that propels the power aggregate) have been show. Heat recuperation from the fumes is an effective activity improving the balance of energetic installations.

Key words: recuperation, heat exhaust fumes