

OCENA ENERGETYCZNA EKSPLOATACJI BLOKU CIEPŁOWNICZEGO Z TURBINĄ UPUSTOWO-KONDENSACYJNĄ

Autorzy: Henryk Rusinowski, Grzegorz Szapajko

(„Rynek Energii” – nr 6/2009)

Słowa kluczowe: blok ciepłowniczy, modelowanie, krzywe korekcyjne, odchylenia eksploatacyjne, wskaźniki energetyczne

Streszczenie. Rozwój systemów diagnostyki cieplnej i kontroli eksploatacji w ostatnich latach opiera się na postępie w technikach pomiarowych oraz modelowaniu matematycznym procesów. Dla podejmowania optymalnych decyzji eksploatacyjnych nie wystarcza ocena stanu eksploatacji, niezbędna jest informacja o wpływie odchyłeń parametrów eksploatacji od wartości referencyjnych na wskaźniki energochłonności procesu. W pracy przedstawiono metody umożliwiające generowanie takich informacji w oparciu o krzywe korekcyjne i charakterystykę energetyczną kotła oraz model symulacyjny bloku. Omówiono krzywe korekcyjne dla turbiny upustowo-kondensacyjnej. Przedstawiono równania teoretyczno-empirycznego modelu obiegu parowo-wodnego. Opracowano metodę obliczeń odchyłeń eksploatacyjnych w oparciu o krzywe korekcyjne i model symulacyjny obiegu parowo-wodnego. Przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń.

1. WSTĘP

Rosnąca złożoność procesów i systemów energetycznych oraz wymagania w zakresie efektywności wytwarzania powodują dynamiczny rozwój diagnostyki procesów [6]. Diagnostyka definiowana jest jako dziedzina, która zajmuje się rozpoznawaniem badanego stanu rzeczy, określeniem jego fazy obecnej oraz przewidywanego dalszego rozwoju. W diagnostyce procesów energetycznych rozwinęły się badania kierunkowane na wykrycie zmian stanów eksploatacji. Istniejące systemy kontroli eksploatacji, których celem była ocena energetyczna zostały wzbogacone o moduły pozwalające na lokalizację przyczyn nadmiernej energochłonności. Ostatnio rozwój diagnostyki eksploatacji opiera się na postępie w rozwoju technik pomiarowych oraz modelowaniu matematycznym procesów cieplnych.

Jednym ze wskaźników stosowanych do oceny energetycznej eksploatacji jest wskaźnik jednostkowego zużycia ciepła i energii chemicznej paliw. Dla każdego obciążenia bloku można określić parametry eksploatacji, przy których występują minimalne straty energii i minimalna wartość wskaźnika jednostkowego zużycia energii. Ten stan eksploatacji uznaje się za stan referencyjny i przyjmuje jako poziom odniesienia do oceny rzeczywistego stanu eksploatacji. Charakterystykę referencyjną bloków ciepłowniczych wyznacza się na podstawie wyników pomiarów gwarancyjnych i specjalnych, podczas których praca bloku przebiega w pobliżu stanów optymalnych. Podczas normalnej eksploatacji parametry pracy bloków odbiegają od parametrów referencyjnych. Dla służb kontroli eksploatacji ważna jest informacja o wpływie odchyłeń parametrów eksploatacji od wartości referencyjnych na zmianę wskaźnika jednostkowego zużycia energii chemicznej paliw (tzw. odchylenie eksploatacyjne wskaźnika). Informację taką można uzyskać w oparciu o charakterystyki energetyczne kotła i turbozespołu, krzywe korekcyjne lub w oparciu o model symulacyjny.

2. KRZYWE KOREKCYJNE

Turbiny pracują w zmiennych warunkach eksploatacji. Wartości parametrów eksploatacji różnią się od wartości znamionowych. Podczas pomiarów gwarancyjnych dąży się do tego, aby parametry eksploatacji były bliskie wartościom znamionowym dla danego obciążenia turbiny. Jeżeli rzeczywiste parametry panujące podczas pomiarów odbiegają od określonych przez producenta turbiny to do wyznaczenia poprawek na wybrane parametry charakteryzujące uzyskiwane osiągi i energochłonność procesu wykorzystuje się krzywe korekcyjne producenta. Umożliwiają one wyznaczenie poprawek w zależności od odchylenia wartości poszczególnych parametrów eksploatacji od wartości znamionowych, dla różnych obciążeń turbiny.

Współcześnie budowane bloki ciepłownicze wyposażone są najczęściej w turbiny upustowo-kondensacyjne. Dla takich turbin sporządzane są krzywe korekcyjne mocy elektrycznej generatora N_{elG} , jednostkowego zużycia ciepła q_T oraz mocy wymiennika ciepła Q_g . Wartości eksploatacyjne tych wielkości korygowane są na parametry znamionowe eksploatacji w oparciu o zależności:

- dla mocy elektrycznej turbozespołu:

$$N_{elG}^{sk} = \frac{N_{elG}^{pom}}{K_N}, \quad (1)$$

- dla jednostkowego zużycia ciepła w obiegu turbinowym:

$$q_T^{sk} = \frac{q_T^{pom}}{K_q}, \quad (2)$$

gdzie: K_N , K_q - współczynnik korekcyjny mocy elektrycznej generatora i jednostkowego zużycia ciepła w obiegu turbiny, indeks *pom* oznacza wielkość zmierzoną a *sk* skorygowaną.

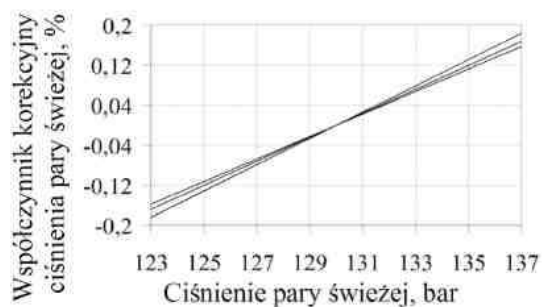
Współczynniki korekcyjne K_m wyznacza się z formuły iloczynowej:

$$K_m = \prod_n (1 + 0,01K_{mn}), \quad (3)$$

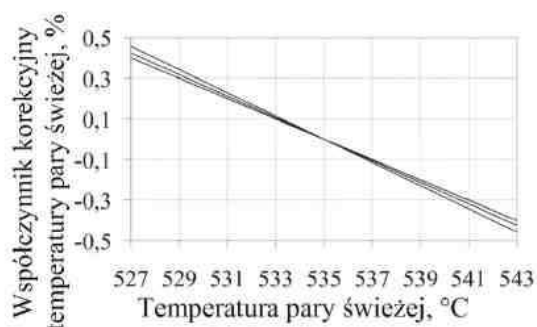
gdzie: $m = N, q$, K_{mn} - współczynnik korekcyjny uwzględniający odchylenie n -tego parametru eksploatacji od wartości referencyjnej (znamionowej).

Krzywe korekcyjne dla poszczególnych współczynników K_{mn} producenci turbin dostarczają najczęściej w postaci wykresów. Rysunki 1÷4 przedstawiają przykładowo krzywe korekcyjne jednostkowego zużycia ciepła i mocy elektrycznej turbiny upustowo-kondensacyjnej od ciśnienia i temperatury pary dla różnych strumieni pary do turbiny.

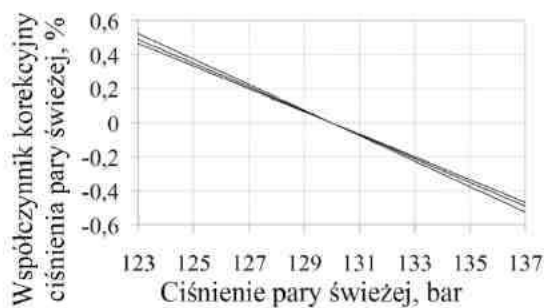
Większość krzywych korekcyjnych ma przebiegi zbliżone do liniowych. Duże odchylenia od liniowości wykazują krzywe korekcyjne ujmujące wpływ warunków chłodzenia skraplacza na jednostkowe zużycie ciepła i moc generatora.



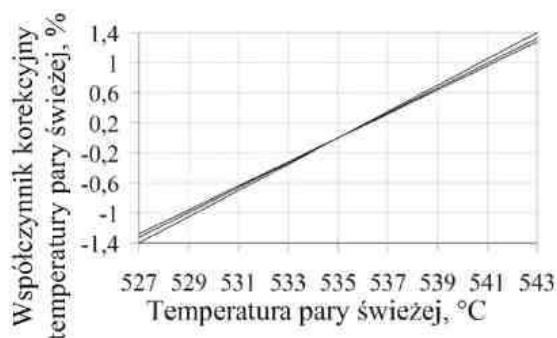
Rys. 1. Krzywe korekcyjne jednostkowego zużycia ciepła przy pracy kondensacyjnej od ciśnienia pary świeżej



Rys. 2. Krzywe korekcyjne jednostkowego zużycia ciepła przy pracy kondensacyjnej od temperatury pary świeżej



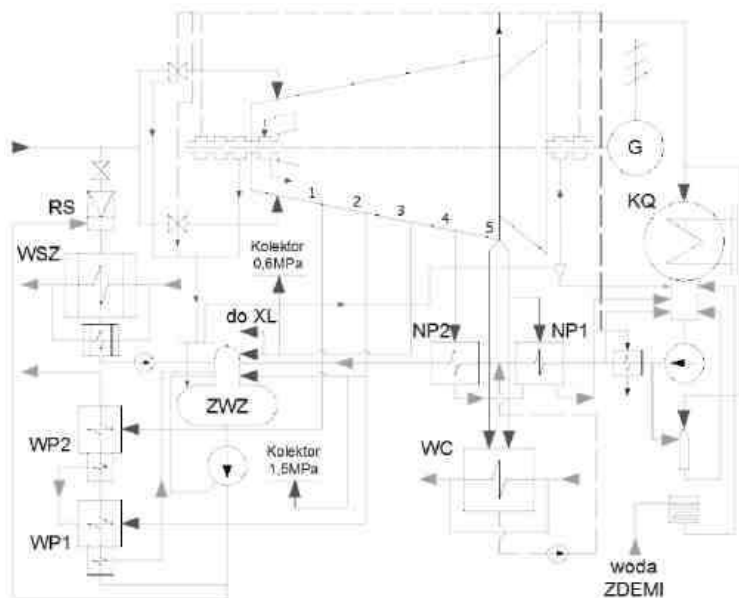
Rys. 3. Krzywe korekcyjne mocy elektrycznej przy pracy ciepłowniczej od ciśnienia pary świeżej



Rys. 4. Krzywe korekcyjne mocy elektrycznej przy pracy ciepłowniczej od temperatury pary świeżej

3. MODEL MATEMATYCZNY BLOKU CIEPŁOWNICZEGO

Na rysunku 5 przedstawiono schemat obliczeniowy obiegu parowo-wodnego bloku ciepłowniczego z turbiną upustowo-kondensacyjną. Obieg składa się z turbiny, skraplacza, wymiennika ciepłowniczego, układu wysoko- i niskopięrnej regeneracji ciepła, zbiornika wody zasilającej z odgazowywaczem i pomp.



Rys. 5. Schemat obliczeniowy bloku ciepłowniczego z turbiną upustowo-kondensacyjną

Model matematyczny bloku można sformułować w dwojaki sposób: wykorzystując znajomość praw fizyki buduje się model analityczny, zaś bazując na wynikach pomiarów eksperymentalnych określa się model empiryczny [1, 2, 3, 8, 10, 11].

Modele empiryczne są mniej czasochłonne do opracowania, jednak ich zastosowanie jest ograniczone do zakresu pracy maszyny (urządzenia), dla którego model był opracowany. Modele empiryczne nie wyjaśniają fizycznej istoty procesu, gdyż niektóre parametry modelu nie mają bezpośredniej interpretacji fizycznej. Korzyści z budowy modeli empirycznych przeważają, gdy modele analityczne są trudne do opracowania oraz gdy istnieją wymagania sprzętowe i czasowe przy optymalizacji parametrów procesu w czasie rzeczywistym [10, 11].

Dla potrzeb diagnostyki cieplnej i kontroli eksploatacji z uwagi na wymagany krótki czas obliczeń najczęściej stosuje się modelowanie matematyczne oparte na zarejestrowanych danych pomiarowych. Modelowanie jest wówczas przetworzeniem zbioru danych pomiarowych w model opisujący najważniejsze właściwości procesu [12].

Dla analizowanego obiegu bloku ciepłowniczego opracowano model symulacyjny obejmujący następujące modele cząstkowe:

- model bilansowy i linii rozprężania pary w turbinie,
- modele wymienników ciepła,
- model skraplacza,
- model zbiornika wody zasilającej.

W prezentowanym artykule przedstawiono modele linii rozprężania pary oraz wymienników ciepła. Obszerniejszą informację o modelowaniu obiegu zamkniętego zamieszczono w [11, 14, 15], zaś o modelowaniu kotła w [10].

3.1. Model linii rozprężania pary

Do wyznaczenia przebiegu linii rozprężania pary w turbinie stosowane jest modelowanie analityczne przepływu przez stopnie turbinowe [4, 7] lub metody bazujące na równaniu przelotności i równaniu sprawności przemiany [7, 8, 9, 16]. Obliczenia przepływowe wymagają znajomości geometrii układu i złożonych modeli oraz są czasochłonne. Obliczenia na podstawie równania przelotności i równania na sprawność przemiany wymagają estymacji parametrów empirycznych tych funkcji w oparciu o wyniki pomiarów [7, 15].

W turbinie proces rozprężania pary określony jest parametrami początkowymi (ciśnienie p_{dol} , temperatura T_{dol}) oraz strumieniem pary przepływającej przez analizowaną grupę stopni. Dla każdej turbiny pracującej ze stałą prędkością obrotową, istnieje ścisły związek między parametrami dolotowymi p_{dol} , T_{dol} a ciśnieniem wylotowym z grupy stopni turbinowych p_{wyl} :

$$f(p_{dol}, T_{dol}, p_{wyl}) \quad (4)$$

Równanie to nosi nazwę równania przelotności.

Często stosowane są przybliżone postacie tego równania. W praktyce eksploatacyjnej wykorzystywane jest równanie Flügla i zależność Stodoli-Flügla.

Równanie przelotności zapisuje się dla dwóch stanów: stanu rozpatrywanego oraz przyjętego stanu odniesienia (oznaczonego - 0), którym może być stan, dla którego osiągnięta jest maksymalna sprawność maszyny. Równanie Flügla ma postać [9, 16]:

$$\frac{\dot{G}}{\dot{G}^0} = \frac{p_{dol}}{p_{dol}^0} \sqrt{\frac{T_{dol}^0}{T_{dol}}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_{wyl}}{p_{dol}}\right)^2}{1 - \left(\frac{p_{wyl}^0}{p_{dol}^0}\right)^2}} \quad (5)$$

Przeprowadzone obliczenia [15] wykazały, że dobrą dokładność identyfikacji ciśnienia wlotowego z grupy stopni uzyskuje się dla równania Flügla [3, 15]:

$$\dot{G}^2 \frac{v_{dol}}{p_{dol}} = A_1 \sqrt{1 - \left(\frac{p_{wyl}}{p_{dol}}\right)^2} + B_1 \quad (6)$$

oraz dla równania [9]

$$\dot{G} = A_2 p_{wyl} \quad (7)$$

Sprawność wewnętrzna turbiny adiabatycznej wyraża stosunek rzeczywistej pracy wewnętrznej do pracy teoretycznej przy rozprężaniu adiabatycznym odwracalnym.

Wyraża ją wzór:

$$\eta_{i \text{ dol-wyl}} = \frac{l_i}{l_{teor.}} = \frac{i_{dol} - i_{wyl}}{i_{dol} - i_{wyls}}, \quad (8)$$

gdzie: η_i - sprawność wewnętrzna turbiny, l_i – praca wewnętrzna, $l_{teor.}$ - praca teoretyczna, i_{dol} , i_{wyl} - entalpia właściwa pary na dolocie i na wylocie z turbiny, i_{wyls} - entalpia właściwa pary dla przemiany adiabatycznej odwracalnej.

W literaturze spotykane są różne funkcje empiryczne opisujące sprawność wewnętrzną grupy stopni turbiny. Większość z nich uzależniona jest od ciśnienia wylotowego z grupy stopni lub od stosunku ciśnienia wylotowego z grupy stopni do ciśnienia dolotowego do grupy stopni [8, 13, 15]. Do często stosowanych zależności opisujących sprawność wewnętrzną przemiany należą:

$$\eta_i = C_1 + D_1 \left(\frac{P_{wyl}}{P_{dol}} \right), \quad (9)$$

$$\eta_i = C_2 + D_2 \left(\frac{P_{wyl}}{P_{dol}} \right)^{-1} + E_2 \left(\frac{P_{wyl}}{P_{dol}} \right)^4. \quad (10)$$

Nieznane wartości współczynników empirycznych A , B , C , D i E oblicza się wykorzystując metody estymacji. Najpopularniejsza jest metoda najmniejszych kwadratów. Do identyfikacji modelu symulacyjnego obiegu parowo-wodnego bloku z turbiną upustowo-kondensacyjną przyjęto kryterium estymacji w postaci:

$$\sum_j \left[\left(\frac{P_{wylj}^m - P_{wylj}^{obl}}{P_{wylj}^m} \right)^2 + \left(\frac{i_{wylj}^m - i_{wylj}^{obl}}{i_{wylj}^m} \right)^2 \right] \rightarrow \min \quad (11)$$

gdzie: indeks m - wielkość mierzona, obl obliczona, j - numer upustu.

Identyfikację linii rozprężania pary przeprowadza się dla poszczególnych grup stopni turbinowych.

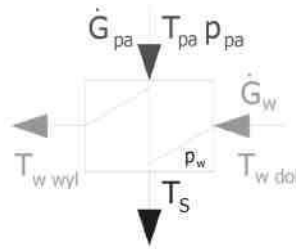
3.2. Model wymiennika ciepła

Modelowanie matematyczne przepływu ciepła w wymiennikach jest złożone. W celu uproszczenia opisu wymiany ciepła stosowana jest tzw. metoda efektywności cieplnej wymiennika [1, 2, 14]. Umożliwia ona sformułowanie modelu matematycznego wymiennika w postaci prostej do zastosowania dla potrzeb kontroli eksploatacji.

Podstawowym równaniem modelu wymiennika jest równanie bilansu energii, które dla podgrzewacza regeneracyjnego (rys. 6) ma postać:

$$\dot{G}_{pa} (i_{pa} - i_s) \eta_w = \dot{G}_w (i_{w2} - i_{w1}), \quad (12)$$

gdzie: η_w - sprawność wymiennika ciepła, uwzględniająca straty ciepła; dla regeneracyjnych wymienników ciepła sprawność ta jest bliska jedności, więc w modelu wymiennika przyjęto $\eta_w=1$, i_{pa} , i_s , i_{w1} , i_{w2} - entalpia właściwa pary, skroplin, wody na dolocie i wody na wylocie z podgrzewacza.



Rys. 6. Schemat obliczeniowy wymiennika ciepła;

\dot{G}_{pa} , p_{pa} , T_{pa} – strumień, ciśnienie, temperatura pary upustowej; \dot{G}_w , $p_{w dol}$, $T_{w dol}$, $p_{w wyl}$, $T_{w wyl}$ – strumień, ciśnienie i temperatura wody na dolocie i na wylocie z wymiennika, T_s - temperatura skroplin, p_w – ciśnienie w wymienniku

Wskaźnik wykorzystania wymiennika Φ zdefiniowany jest jako [1, 2, 14]:

$$\Phi = \frac{T_{w wyl} - T_{w dol}}{T_s - T_{w dol}}, \quad (13)$$

gdzie: T_s - temperatura nasycenia dla ciśnienia p_w .

Wskaźnik Φ aproksymowany jest funkcją empiryczną, często formułowaną w postaci potęgowej. Dla potrzeb opracowanego modelu zaproponowano zależność liniową od strumienia podgrzewanej wody w postaci [14]:

$$\Phi = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot \dot{G}_w, \quad (14)$$

gdzie: α_0 i α_1 to współczynniki empiryczne.

Straty ciśnienia pary w rurociągu pomiędzy upustem turbiny a wymiennikiem można wyznaczyć z [14]:

$$\delta p = \frac{1}{2} \lambda_f \frac{R_{pa} T_{sr} L}{p_{pa} d} \left(\frac{\dot{G}_{pa}}{F} \right)^2, \quad (15)$$

gdzie: δp - straty ciśnienia pary w rurociągu, λ_f - liczba tarcia; R_{pa} - indywidualna stała gazowa dla pary; T_{sr} - średnia temperatura pary; L, d, F - długość, średnica i pole przekroju rurociągu, p_{pa} , \dot{G}_{pa} - ciśnienie i strumień pary upustowej.

Gdy $\lambda_f = idem$, zależność (15) można zapisać [14]:

$$\delta p = \beta v_{pa} \dot{G}_{pa}^2, \quad (16)$$

gdzie: v_{pa} - objętość właściwa pary, β - współczynnik empiryczny. Entalpię właściwą skroplin oblicza się z relacji:

$$i_S = i(p_w, T_s - \Delta T), \quad (17)$$

gdzie: ΔT - przechłodzenie skroplin.

Temperatura skroplin odpływających z wymiennika jest niższa niż temperatura nasycenia dla ciśnienia w wymienniku o tzw. przechłodzenie skroplin, tj.

$$\Delta T = t_s - t_S. \quad (18)$$

Opracowano empiryczną funkcję opisującą zmianę przechłodzenia skroplin w zależności od obciążenia cieplnego wymiennika w postaci [15]:

$$\Delta T = \gamma_0 + \gamma_1 \cdot \dot{Q}, \quad (19)$$

gdzie: γ_0 i γ_1 to współczynniki empiryczne.

Nieznane wartości współczynników empirycznych α_0 , α_1 , β , γ_0 i γ_1 oblicza się wykorzystując metody estymacji. Najpopularniejsza jest metoda najmniejszych kwadratów. Przyjęto kryterium estymacji w postaci:

$$\sum_j \left[\left(\frac{\dot{G}_{pa\ j}^m - \dot{G}_{pa\ j}^{obl}}{\dot{G}_{pa\ j}^m} \right)^2 + \left(\frac{t_{wwyl\ j}^m - t_{wwyl\ j}^{obl}}{t_{wwyl\ j}^m} \right)^2 \right] \rightarrow \min, \quad (20)$$

gdzie: j numer wymiennika.

4. ALGORYTM OBLICZEŃ ODCHYLEŃ EKSPLOATACYJNYCH DLA BLOKU CIEPŁOWNICZEGO

Wskaźnik jednostkowego zużycia energii chemicznej paliwa na produkcję elektryczności opisuje zależność:

$$\beta = \frac{\dot{E}_{ch}}{N_{el}} = \frac{\dot{Q}_T}{\eta_{EK} \eta_r N_{el}} = \frac{q_T}{\eta_{EK} \eta_r}, \quad (21)$$

gdzie: \dot{E}_{ch} - strumień energii chemicznej paliwa, N_{el} - moc generatora, \dot{Q}_T - ciepło przekazane w kotle czynnikowi obiegowemu (tzw. zużycie ciepła przez turbozespół), η_{EK} - sprawność energetyczna kotła, η_r - sprawność rurociągów (uwzględnia straty ciepła i czynnika w rurociągach i urządzeniach bloku), $q_T = \dot{Q}_T / N_{el}$ - jednostkowe zużycie ciepła przez turbozespół.

Wskaźnik jednostkowego zużycia energii β jest funkcją parametrów pracy kotła \mathbf{X}_K , obiegu parowo-wodnego \mathbf{X}_{OB} oraz strat energii w obiegu, które ujmuje sprawność rurociągu η_r :

$$\beta = \frac{q_T(\mathbf{X}_{OB})}{\eta_{EK}(\mathbf{X}_K)\eta_r} = f(\mathbf{X}_K, \mathbf{X}_{OB}, \eta_r). \quad (22)$$

Rozwijając zależność (22) w szereg Taylora w otoczeniu wartości referencyjnych parametrów eksploatacji i pomijając wyrazy wyższego rzędu uzyskuje się:

$$\beta = \beta^0 - \frac{q_T^0}{\eta_{EK}^0 (\eta_r^0)^2} (\eta_r - \eta_r^0) - \frac{q_T^0}{(\eta_{EK}^0)^2 \eta_r^0} \cdot \left[\sum_i A_{K_i}^0 (x_{K_i} - x_{K_i}^0) \right] + \frac{1}{\eta_{EK}^0 \eta_r^0} \left[\sum_j A_{ob_j}^0 (x_{ob_j} - x_{ob_j}^0) \right] \quad (23)$$

gdzie: $A_{K_i}^0 = \left(\frac{\partial \eta_{EK}}{\partial x_{K_i}} \right)^0$, $A_{ob_j}^0 = \left(\frac{\partial q_T}{\partial x_{ob_j}} \right)^0$,

indeks 0 dotyczy parametrów referencyjnych.

Równanie (23) można zapisać:

$$\beta - \beta^0 = \sum_i \Delta\beta_{K_i} + \sum_j \Delta\beta_{OB_j} + \Delta\beta_r, \quad (24)$$

gdzie: $\Delta\beta_i$ - odchylenia wskaźnika jednostkowego zużycia energii chemicznej paliwa od wartości opty-malnej w wyniku odchylenia i-tego parametru eksploatacji od wartości referencyjnej (tzw. „odchylenie eksploatacyjne”).

Pochodne cząstkowe $A_{ob_j}^0$ oraz $A_{K_i}^0$ w literaturze nazywane są współczynnikami wrażliwości [5]. Dla obiegu parowo-wodnego można je wyznaczyć wykorzystując krzywe korekcyjne lub model symulacyjny, a dla kotła wykorzystując model symulacyjny [10] lub charakterystyki energetyczne.

Obliczenia współczynników wrażliwości $A_{ob_j}^0$ w oparciu o krzywe korekcyjne bazują na zależnościach (2) i (3). Jednostkowe zużycie ciepła q_T można zapisać następująco:

$$q_T = q_T^0 \prod_n (1 + 0,01 K_{q_n}). \quad (25)$$

Rozwijając (25) w szereg Taylora w otoczeniu wartości referencyjnych parametrów eksploatacji $x_{ob_j}^0$ uzyskano:

$$q_T = q_T^0 + \sum_j \Delta q_{T_j}, \quad (26)$$

gdzie:

$$\Delta q_{T_j} = q_T^0 \frac{0,01 K_{q_j}^0}{1 + 0,01 K_{q_j}^0} \left(\frac{\partial K_{q_j}}{\partial x_{ob_j}} \right)^0 (x_{ob_j} - x_{ob_j}^0). \quad (27)$$

Wartość pochodnej cząstkowej

$$\left(\frac{\partial K_{qj}}{\partial x_{obj}} \right)^0$$

można obliczyć zastępując ją ilorazem różnicowym:

$$\frac{\partial K_{qj}}{\partial x_{obj}} \approx \frac{K_{qj}(x_{obj}) - K_{qj}(x_{obj}^0)}{x_{obj} - x_{obj}^0} \quad (28)$$

Współczynnik wrażliwości A_{obj}^o wynika z porównania zależności (23) i (24) z zależnościami (26) i (27):

$$A_{obj}^o = q_T^0 \frac{0,01 K_q^0}{1 + 0,01 K_{qj}^0} \left(\frac{\partial K_{qj}}{\partial x_{obj}} \right)^0 \quad (29)$$

Przy wyznaczaniu współczynników wrażliwości A_{obj}^o z wykorzystaniem modelu symulacyjnego bloku zastępuje się pochodną cząstkową

$$A_{obj}^o = \left(\frac{\partial q_T}{\partial x_{obj}} \right)^0$$

ilorazem różnicowym

$$A_{obj}^o = \frac{q_T - q_T^0}{x_{obj} - x_{obj}^0} \quad (30)$$

Wartości jednostkowego zużycia ciepła w obiegu turbinowym q_T^0 i q_T wyznacza się przeprowadzając dwukrotnie obliczenia za pomocą modelu symulacyjnego dla obiegu: pierwszy raz dla referencyjnych parametrów eksploatacji i drugi raz po zastąpieniu wartości referencyjnej j -tego parametru wartością eksploatacyjną.

W podobny sposób obliczyć można pochodne cząstkowe A_{Ki}^o wykorzystując charakterystyki energetyczne lub model kotła.

Algorytm obliczeń odchyleń eksploatacyjnych wskaźnika jednostkowego zużycia ciepła i energii chemicznej paliwa z wykorzystaniem charakterystyki energetycznej kotła i krzywych korekcyjnych jest prosty i nie wymaga budowy złożonego modelu symulacyjnego bloku. Zakres i dokładność obliczeń uzależnione są jednak od dostarczonych przez producenta krzywych korekcyjnych. Algorytm oparty o model symulacyjny pozwala przekazać służbom kontroli eksploatacji znacznie więcej wiarygodnych informacji, wymaga jednak opracowania modelu symulacyjnego bloku. Opracowanie modelu symulacyjnego jest procesem czasochłonnym i wymaga dużej wiedzy energetycznej oraz umiejętności modelowania matematycznego.

5. PRZYKŁADOWE WYNIKI OBLICZEŃ

Zestaw parametrów eksploatacji, dla których można wyznaczyć wpływ odchyłeń parametrów eksploatacji od wartości referencyjnych na wskaźnik jednostkowego zużycia ciepła uzależniony jest od zestawu krzywych korekcyjnych. Dla analizowanej turbiny uwzględnia się następujące parametry eksploatacji:

- przy pracy kondensacyjnej:
 - ciśnienie pary świeżej,
 - temperaturę pary świeżej,
 - temperaturę wody zasilającej kocioł,
 - strumień wody chłodzącej skraplacz,
 - temperaturę wody chłodzącej skraplacz,
- przy pracy ciepłowniczej:
 - ciśnienie pary świeżej,
 - temperaturę pary świeżej,
 - temperaturę wody zasilającej kocioł,
 - strumień wody sieciowej do wymiennika ciepłowniczego,
 - temperaturę wody sieciowej do wymiennika ciepłowniczego,
 - temperaturę wody chłodzącej skraplacz.

Tabela 1

Odchylenia eksploatacyjne jednostkowego zużycia ciepła w obiegu turbiny upustowo-kondensacyjnej dla pracy kondensacyjnej

Lp.	Parametr eksploatacji	Wymiar	Wartość		Odchylenie Δq_{Tj} kJ/kWh
			eksploatacyjna x_{obj}	referencyjna x_{obj}^0	
1	Ciśnienie pary świeżej	MPa	13,5	13,0	9,1
2	Temperatura pary świeżej	°C	536,9	535	-9,2
3	Temperatura wody zasilającej kocioł	°C	221,4	221,9	2,3
4	Strumień wody chłodzącej skraplacz	kg/s	2925	2700	-3,0
5	Temperatura wody chłodzącej skraplacz	°C	23,8	17,0	64
6	Jednostkowe zużycie ciepła w warunkach: a) eksploatacyjnych b) referencyjnych	kJ/kWh		9212 9148,8	

Tabela 1 przedstawia przykładowe wyniki obliczeń odchyłeń eksploatacyjnych jednostkowego zużycia ciepła w obiegu turbiny. Wartości eksploatacyjne parametrów pary świeżej i temperatury wody zasilającej kocioł są zbliżone do referencyjnych. Strumień wody chłodzącej skraplacz jest wyższy od strumienia referencyjnego o 8%, zaś temperatura o 22%. Wzrost temperatury wody chłodzącej skraplacz o około 7K w stosunku do wartości referencyjnych powoduje wzrost jednostkowego zużycia ciepła w obiegu o około 0,7%.

6. UWAGI KOŃCOWE

Utrzymanie wysokiego poziomu sprawności i dyspozycyjności maszyn i urządzeń energetycznych wymaga wyższego niż dotychczas poziomu wiedzy o eksploatowanych urządzeniach. Niezbędna jest bieżąca ocena stanu technicznego eksploatacji oraz podejmowanie działań utrzymujących ich optymalny poziom. Jest to możliwe dzięki coraz szerszemu stosowaniu systemów monitoringu i diagnostyki. Rozwój technik pomiarowych i informatycznych oraz zastosowanie mikroprocesorowych systemów sterowania umożliwia

obecnie zastosowanie w elektrociepłowniach komputerowo wspomaganym systemów kontroli eksploatacji.

Do podejmowania optymalnych decyzji eksploatacyjnych nie wystarcza ocena istniejącego stanu eksploatacji. Poza informacją o wartościach globalnych i lokalnych wskaźników charakteryzujących warunki eksploatacji niezbędna jest informacja o wpływie odchylenia parametrów eksploatacji od wartości referencyjnych na zmianę wskaźnika jednostkowego zużycia ciepła i energii chemicznej paliw, czyli tzw. „odchylenia eksploatacyjne”. Funkcja ta w istniejących systemach realizowana jest w oparciu o charakterystyki empiryczne maszyn i urządzeń. Zainstalowane systemy pomiarowe i obliczeniowe umożliwiają wykorzystanie w tym celu krzywych korekcyjnych lub modeli matematycznych procesów. Wyniki obliczeń odchylenia eksploatacyjne są ważnym źródłem informacji dla służb kontroli eksploatacji do podejmowania działań w celu obniżenia energochłonności wytwarzania ciepła i elektryczności w elektrociepłowni.

Praca naukowa współfinansowana ze środków na naukę w latach 2007-2009 jako projekt badawczy (projekt numer N N512 1268 33) oraz ze środków na badania statutowe ITC Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

LITERATURA

- [1] Beckman G., Heil G.: Mathematische Modelle für die Beurteilung Kraftwerksprozessen. EKM Mittellungen, 10, 1965.
- [2] Bogusz P., Kopczyński O., Lewandowski J.: Uproszczony model matematyczny wymiennika ciepła. 18 Zjazd Termodynamików. Prace Naukowe - Konferencje, t. 22, Warszawa, 2002.
- [3] Bujalski W., Lewandowski J. Identyfikacja modelu matematycznego turbiny parowej z wykorzystaniem pomiarów z rozproszonego systemu sterowania (DCS) Prace naukowe, Mechanika z. 190, Oficyna Wydawnicza PW, 2001.
- [4] Chmielniak T.: Turbiny ciepłone Skrypt PŚ nr 1737. Gliwice 1993.
- [5] Deutsche Norm DIN 1942 Acceptance testing of steam generators.
- [6] Kościelny J. M.: Diagnostyka zautomatyzowanych procesów przemysłowych. Wydawnictwo EXIT, Warszawa 2001.
- [7] Łukowicz H.: Zadania analizy w obliczeniach przepływowych turbin parowych w zastosowaniu dla diagnostyki i projektowania. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej nr 1699, Gliwice 2005.
- [8] Miller A.: Model matematyczny turbiny parowej kondensacyjnej dużej mocy. Archiwum Energetyki Nr 1/2, 1973.
- [9] Perycz S.: Turbiny parowe Ossolineum, 1992.
- [10] Rusinowski H., Stanek W.: Hybrid Model of Steam Boiler. Energy (2009), w druku.
- [11] Rusinowski H., Szapajko G., Stanek W.: Hybrid Model of the Conventional Power Unit. Mechanics Vol. 27 (2008) No. 3.
- [12] Rusinowski H., Szega M., Ziębik A. et al.: A Module System for Thermal Diagnosis of Power Units in the Opole Power Plant. Archives of Thermodynamics Vol. 29(2008), No. 4.

- [13] Savola T., Keppo I.: Off-design Simulation and Mathematical Modeling of Small-scale CHP Plants at Part Loads. Applied Thermal Engineering 25, 2005.
- [14] Szapajko G., Rusinowski H.: Empirical Modelling of Heat Exchangers in a CHP Plant with Bleed-condensing Turbine. Archives of Thermodynamics Vol. 29(2008), No. 4.
- [15] Szapajko G., Rusinowski H.: The Identification of the Steam Expansion Line in the Condensing Turbine for the Operating Control System. ECOS 2008, vol. II, Kraków Poland, 2008.
- [16] Tuliszka E.: Turbiny cieplne WNT, Warszawa 1973.
- [17] Wydra M.: Koncepcja algorytmu minimalizującego zużycie paliwa pierwotnego w bloku gazowo-parowym. Rynek Energii 2008, nr 2.

ENERGY EVALUATION OF THE EXPLOITATION OF THE CHP UNIT WITH THE BLEED-CONDENSING TURBINE

Key words: CHP, mathematical model, correction curves, operating deviations, indicators

Summary. To estimate the exploitation of the power units, there are energy indicators used such as a specific heat consumption indicator and a specific fuel chemical energy consumption indicator. The indicators can be obtained by using both direct and indirect method. The direct method uses measurements results, whereas the indirect method uses power unit's energy balance or energy characteristics. For specific unit's load, there can be operating parameters determined which characterise the operation state in which energy losses are minimal. Such an operating state is assumed as a state referring to a real one. The reference characteristics of the power unit is obtained basing on the special measurements results. During the normal exploitation the units' operating parameters differ from the reference ones. Thus, specific energy consumption indicator differs from the optimal one. It is important to make operation and maintenance (O&M) services aware of the influence of indicators deviations from the reference values on the change of indicators. Such information can be obtained on the basis of the correction curves or the unit's mathematical model. The paper presents a method and the calculation results of the influence of the deviations for selected CHP unit's operating parameters on indicators which describe operating state of the unit.

Henryk Rusinowski, dr hab. inż. - Profesor Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Zajmuje się problematyką za-awansowanej walidacji pomiarów metodą rachunku wyrównawczego Gaussa, modelowania procesów cieplnych z wykorzystaniem metod regresyjnych, neuronowych i algorytmów ewolucyjnych oraz opracowaniem systemów diagnostyki cieplnej i kontroli eksploatacji elektrowni, elektrociepłowni i hutnictwa miedzi. Szeroko współpracuje z przemysłem, m. in. przy badaniach pieców płomiennych w hutnictwie miedzi, tworzeniu komputerowych systemów kontroli eksploatacji bloków energetycznych i ciepłowniczych (Elektrownia Opole, Elektrownia Jaworzno, Kogeneracja Wrocław). Jego hobby to turystyka i podróże zagraniczne.

Grzegorz Szapajko, mgr inż. - doktorant Politechniki Śląskiej w Gliwicach. Zajmuje się zastosowaniem rachunku wyrównawczego do uwiarygodnienia pomiarów, modelowaniem empirycznym obiegów parowo-wodnych, a także opracowywaniem algorytmów dla systemów kontroli eksploatacji bloków. Jego hobby to brydż i żeglarstwo.