

Ludwik CWYNAR

Mirosław KRUPA

Wacław WOJNAR

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
Politechnika Śląska

ANALIZA PRACY KOTŁA PRZY OBNIŻONYCH PARAMETRACH PARY

Streszczenie. W pracy przedstawiono analizę wpływu zmian parametrów pary na pracę kotła. Szczegółowo omówiono zmianę rozdziału ciepła w kotle z naturalnym obiegiem wody i warunki cyrkulacji. Przeanalizowano pracę układu młynowo-paleniskowego oraz powierzchni ogrzewalnych kotła i sformułowano kryteria konieczności modernizacji. Podano sposób oceny wzrostu żywotności elementów kotła przy pracy z obniżonymi parametrami pary.

1. WSTĘP

Każde urządzenie kotłowe zostało zaprojektowane na określone parametry, których przekraczanie niekorzystnie wpływa na czas jego użytkowania. W wielu przypadkach także trwałe obniżenie parametrów znamionowych jest niekorzystne. Rozpatrując kotły parowe na ciśnienie podkrytyczne można stwierdzić, że obniżenie ciśnienia czy temperatury pary przegrzanej jest możliwe bez szkody dla urządzenia, wymaga jednak często adaptacji do takiej pracy i określenia nowych kryteriów bezpiecznej eksploatacji (np. wyznaczenie minimalnej wydajności czy minimalnego ciśnienia w kotłach przepływowych).

Praca kotła przy obniżonych parametrach pary może wynikać z dwóch przyczyn:

- zużycia elementów na skutek przepracowania określonego czasu,
- współpracy z urządzeniami, które ze względu na stan techniczny (spowodowany błędnymi rozwiązaniami lub zużyciem) nie mogą pracować z parametrami znamionowymi.

W pierwszym przypadku o sposobie dalszej eksploatacji decydują badania diagnostyczne elementów kryterialnych. Jest tu możliwych kilka rozwiązań:

- niedopuszczenie do dalszej eksploatacji,
- dopuszczenie do dalszej eksploatacji na określony czas z parametrami znamionowymi,
- dopuszczenie do dalszej eksploatacji z obniżonymi parametrami pary i określenie dopuszczalnego czasu eksploatacji.

W przypadku decyzji o dopuszczeniu do dalszej eksploatacji z parametrami znamionowymi wymagane jest zwiększenie kontroli odpowiednich węzłów (o tym mówią zasady diagnostyki), a w przypadku decyzji o obniżeniu parametrów pary, oprócz kontroli stanu technicznego zachodzi konieczność przeanalizowania wpływu tego obniżenia na przebieg procesów wewnętrznych, zachodzących podczas eksploatacji urządzenia w różnych stanach ruchowych.

W artykule podano metodykę takiego postępowania i niezbędnych prac analityczno-obliczeniowych w celu udzielenia odpowiedzi odnośnie do:

- warunków eksploatacji przy określonym obniżeniu parametrów pary w kotle,
- niezbędnych zmian adaptacyjno-modernizacyjnych.

Powyższe zilustrowano na przykładzie wysokoprężnego kotła OP 215, w którym obniżenie parametrów wymuszone było warunkami pracy turbiny.

2. WPLYW OBNIŻENIA PARAMETRÓW PARY NA ROZDZIAŁ CIEPŁA W KOTLE

W krajowej energetyce dominują kotły o naturalnym obiegu wody. Na rys. 1 pokazano udział poszczególnych powierzchni w przejmowaniu ciepła. Dla uproszczenia analizy cały przyrost entalpii czynnika w kotle bez przegrzewacza międzystopniowego podzielono na dwie części:

- przyrost entalpii niezbędny do podgrzania i odparowania 1 kg wody ($\Delta i_{\text{powo}} + \Delta i_{\text{par}}$),
- przyrost entalpii w przegrzewaczu pary świeżej z niezbędną rezerwą na regulację temperatury pary ($\Delta i_{\text{przI}} + \delta \Delta i_{\text{przI}}$).

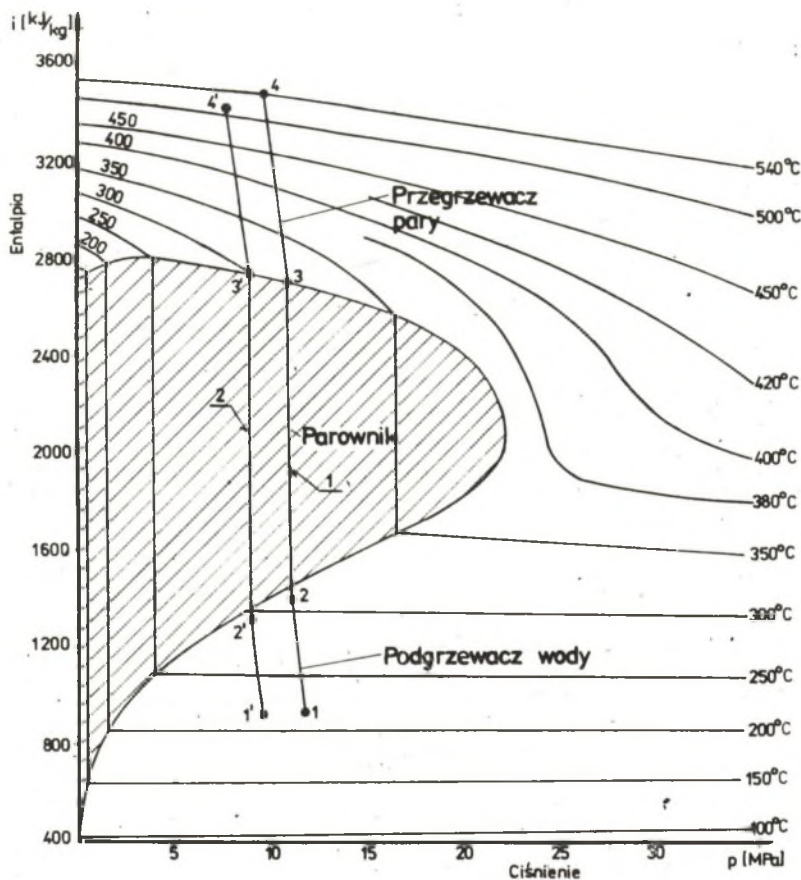
Stosunek ciepła przegrzania pary do ciepła podgrzania i odparowania wody ψ wynosi [2]:

$$\psi = \frac{\Delta i_{\text{przI}} + \delta \Delta i_{\text{przI}}}{\Delta i_{\text{powo}} + \Delta i_{\text{par}}} = \frac{1,1 \Delta i_{\text{przI}}}{\Delta i_{\text{powo}} + \Delta i_{\text{par}}} \quad (1)$$

(przyjęto zapas na regulację temperatury pary przegrzanej: $\delta \Delta i_{\text{przI}} = 0,1 \cdot \Delta i_{\text{przI}}$).

Przy zmianie parametrów pary (punkt 4 na 4' - rys. 1) stosunek ψ ulega zmianie. Przebieg wyliczonych wartości współczynnika ψ dla trzech najczęściej spotykanych znamionowych parametrów pary przedstawiono na rys. 2. Do obliczeń przyjęto następujące warianty zmian parametrów pary za kotłem:

1. $p_i < p_{zn}$ $t_i = \text{idem}$
2. $p_i < p_{zn}$ $t_i < t_{zn}$
3. $p_i = \text{idem}$ $t_i < t_{zn}$



Rys. 1. Rozdział ciepła przejmowanego w kotle

1 - dla parametrów znamionowych, 2 - dla parametrów obniżonych

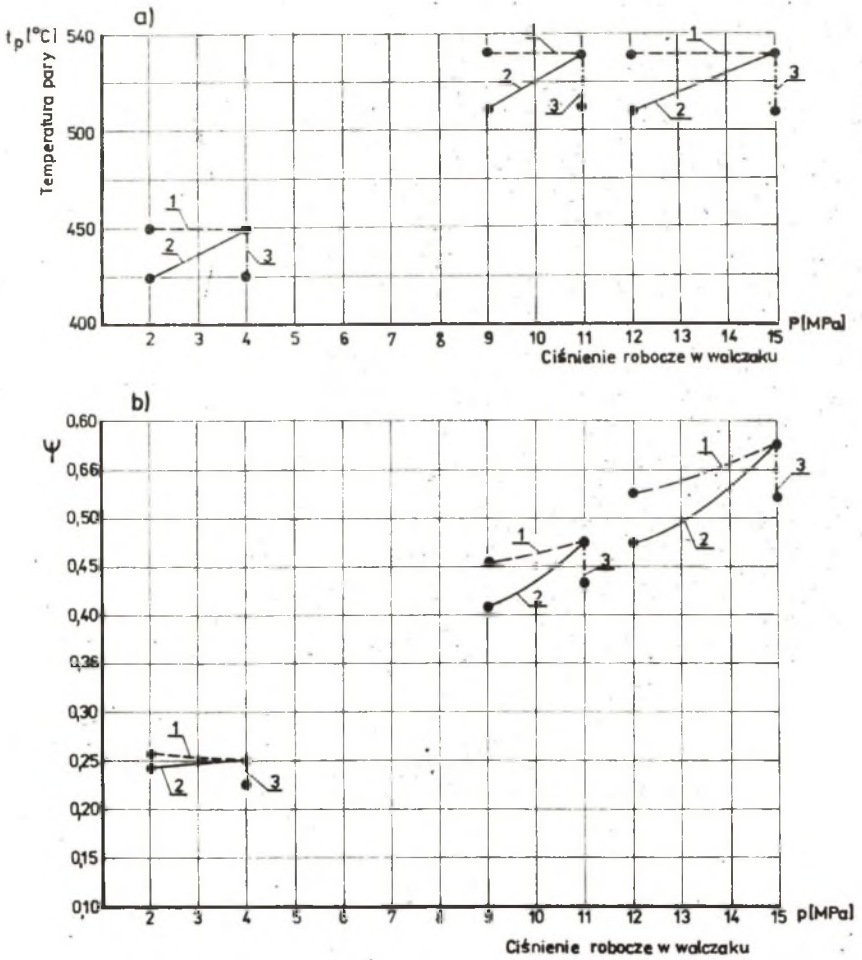
Fig. 1. Heat distribution taken up in the boiler

1 - for nominal parameters, 2 - for sub-nominal parameters

$p_{zn}; t_{zn}$ - parametry znamionowe

$p_i; t_i$ - parametry po zmianie.

Z rys. 2b wynika, że im są wyższe znamionowe parametry pary, tym przy ich obniżeniu, stosunek ψ jest większy. Praktycznie oznacza to, że powierzchnie ogrzewalne w kotle, dobrane prawidłowo dla parametrów znamionowych, przy ich zmianie stają się niewłaściwe. Wynika to z własności termicznych czynnika roboczego. Najmniejsze zróżnicowanie ψ występuje przy $t_i = idem$.



Rys. 2

a) przebieg zmian parametrów pary, b) stosunek ciepła przegrzania pary do ciepła podgrzania i odparowania wody $\psi = f(p, t)$

- 1. $p_i < p_{zn}$ $t_i = idem$ p_{zn}, t_{zn} - parametry znamionowe
- 2. $p_i < p_{zn}$ $t_i < t_{zn}$ p_i, t_i - parametry po zmianie
- 3. $p_i = idem$ $t_i < t_{zn}$

Fig. 2

a) variations of the steam parameters, b) ratio of the steam superheat to heat of preheating and evaporating $\psi = f(p, t)$

- 1. $p_i < p_{zn}$ $t_i = idem$ p_{zn}, t_{zn} - nominal parameters
- 2. $p_i < p_{zn}$ $t_i < t_{zn}$ p_i, t_i - sub-nominal parameters
- 3. $p_i = idem$ $t_i < t_{zn}$

W przypadku kotłów z wtórnym przegrzewaczem pary stosunek powyższy można wyrazić zależnością:

$$\phi' = \frac{1,1 \Delta i_{\text{przI}} + 1,05 \Delta i_{\text{przII}}}{\Delta i_{\text{powo}} + \Delta i_{\text{par}}} \quad (2)$$

gdzie:

Δi_{przI} , Δi_{przII} - odpowiednio przyrost entalpii pary w przegrzewaczu pary świeżej i wtórnie przegrzanej.

Aby określić ϕ' należy przeanalizować pracę części wysokoprężnej turbiny po zmianie parametrów pary świeżej w celu wyznaczenia parametrów pary wtórnej na dolocie do przegrzewacza międzystopniowego.

W kotłach przepływowych z ruchomym punktem końca odparowania należy wyznaczyć jego położenie przy zmienionych parametrach. W przypadku dużych zmian parametrów może zajść konieczność korekty powierzchni ogrzewalnej tak, aby punkt ten znajdował się w strefie przejściowej, umieszczonej w przestrzeni o małym obciążeniu cieplnym. Analizy wymaga również praca parownika (stabilność przepływu) w celu określenia minimalnego ciśnienia i przepływu.

3. NATURALNY OBIEG WODY W KOTLE

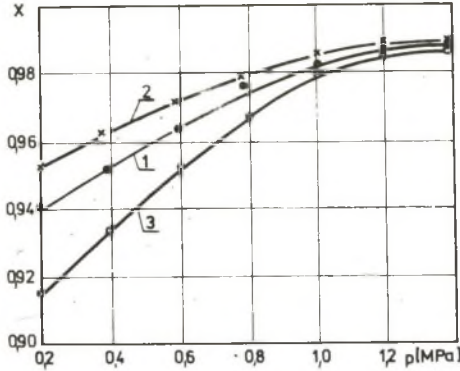
Przez obniżenie ciśnienia w walczaku intensywność obiegu wody w parowniku wzrośnie z uwagi na:

- wzrost siły wyporu naturalnego (spowodowany zwiększeniem gęstości wody oraz zmniejszeniem gęstości pary nasyconej),
- obniżenie punktu początku wrzenia wody w rurach wznoszących na skutek zmniejszenia niedogrzewu wody w walczaku (przy założeniu pomijalnie małego obniżenia temperatury wody zasilającej).

Przez zmniejszenie niedogrzewu wody w walczaku kocioł staje się bardziej wrażliwy na obniżenie poziomu wody w walczaku.

Korzystny wpływ obniżenia ciśnienia na intensywność obiegu wody kotła stwierdzono w badaniach [1] - w miarę wzrostu ciśnienia w kotle intensywność cyrkulacji przy tym samym wydatku pary rozruchowej spada.

Możliwość przeciążenia kotła z uwagi na obieg wody może być ograniczona wzrostem wilgotności pary nasyconej, gdyż obniżenie ciśnienia działa w kierunku jej powiększenia (pogorszenie warunków separacji). Potwierdzają to także badania kotłów DKWR-10, przedstawione w [3] (rys. 3). Jak widać z rys. 3, przy obniżeniu ciśnienia w kotle stopień suchości pary wyraźnie się zmniejsza (krzywa 1). Wynika to ze wzrostu objętości właściwej pary i w konsekwencji ze wzrostu prędkości pary w urządzeniach separujących, co powoduje pogorszenie warunków separacji. Potwierdzeniem tego są wyższe wartości stopnia suchości pary przy obniżonym obciążeniu kotła (krzywa 2) i mniejsze



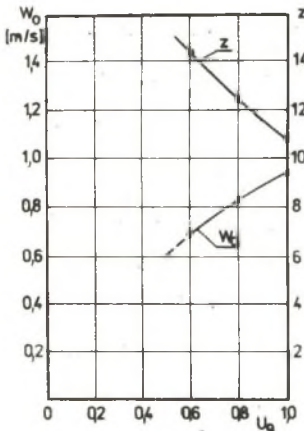
Rys. 3. Zależność stopnia suchości pary x na wyjściu z walczaka w funkcji ciśnienia [3]

1 - przy obciążeniu 100%, 2 - przy obciążeniu 50%, 3 - przy obciążeniu 150%

Fig. 3. Void factor "x" at the outlet of steam drum as a pressure function [3]

1 - under 100% load, 2 - under 50% load, 3 - under 50% load

przy wzroście obciążenia (krzywa 3). W zakresie jednak małych zmian ciśnienia w kotle ewentualny wzrost wilgotności pary można pominąć, zwłaszcza gdy I stopień przegrzewacza - gdzie następuje osuszenie pary - umieszczony jest w strefie średnich obciążeń cieplnych (np. w kanale przejściowym łączącym komorę paleniskową z pionowym ciągiem konwekcyjnym).



Rys. 4. Średnia prędkość obiegu wody w_0 i wielokrotność obiegu z w funkcji obciążenia u_0 kotła OP 215

Fig. 4. Mean velocity of water circulation w_0 and circulation rate z as a function of loading u_0 in the OP 215 boiler

Jak wynika ze wspomnianych już badań kotła OP 215 [1], dla znamionowego ciśnienia w walczaku 11 MPa w ruchu ustalonym średnie prędkości wody na dolocie do rur wznoszących wynoszą od $w_0 = 0,70$ m/s dla obciążenia 140 t/h ($u_0 = 0,65$) do $w_0 = 0,95$ m/s dla obciążenia znamionowego 215 t/h ($u_0 = 1,0$) - rys. 4. Oceniając je, trzeba stwierdzić, że zmiana prędkości wody ze zmianą obciążenia jest znaczna. Inne badania potwierdzają wzrost prędkości wody w rurach ekranowych przy obniżeniu ciśnienia w parowniku [4]. Jako graniczną wartość prędkości wody w rurach wznoszących, zapewniającą jeszcze dobre warunki chłodzenia ścianek rur - porywanie tworzących się na ścianie wewnętrznej pęcherzyków pary - w kotłach na ciśnieniu rzędu 10-12 MPa przyjmuje się $w_0 > 0,3$ m/s (minimalna prędkość wody w rurach parownika powinna być taka, aby był zapewniony

przepływ burzliwy). Warto jeszcze dodać, że przebieg średniej prędkości obiegu wody, w funkcji obciążenia omawianego kotła, wskazuje [2] (rys. 4) na możliwość przeciążenia go bez obawy zmniejszenia intensywności obiegu wody (prędkość wody nie zmniejsza się przy maksymalnej wydajności kotła OP 215).

4. ROZWIĄZANIA PRZEGRZEWACZY PARY

Obniżenie parametrów pary (ciśnienia i temperatury) za kotłem, przy nie zmienionej powierzchni ogrzewalnej przegrzewacza i zachowaniu tej samej wydajności kotła, prowadzi do wzrostu ilości wody wtryskiwanej do schładzaczy pary. Obliczenia cieplne kotła w różnych warunkach pracy (różne zanieczyszczenia komory paleniskowej i powierzchni konwekcyjnych, układ pracujących młynów, rozkład nadmiaru powietrza i przyssanie powietrza do komory paleniskowej), przy obniżonych parametrach pary, stanowią podstawę do stwierdzenia, czy istniejąca instalacja wtryskowa ma odpowiednią wydajność dla zapewnienia zwiększonego wtrysku, czy też konieczna jest korekta powierzchni ogrzewalnych kotła. Możliwe są tu 2 przypadki:

- przegrzewacz pary jest przedymensjonowany i przy nominalnych parametrach pary występuje duży wtrysk. Wtedy przy obniżeniu parametrów pary konieczna jest korekta przegrzewacza - zmniejszenie jego powierzchni ogrzewalnej,
- ilość wody wtryskiwanej do schładzaczy pary przy nominalnych parametrach jest mała, a wzrost natrysku, wywołany obniżeniem ciśnienia czy temperatury pary za kotłem, można opanować w istniejącej instalacji wtryskowej bez konieczności dokonywania korekty powierzchni ogrzewalnej przegrzewacza pary.

Na rys. 5 podano wpływ zmiany parametrów pary i zanieczyszczenia komory paleniskowej na strumień wody wtryskiwanej do schładzaczy pary kotła OP 215 (o wydajności 215 t/h) [5]. Górny pęk linii dotyczy kotła przed korektą (zmniejszeniem) powierzchni ogrzewalnej przegrzewacza, dolny po korekcie.

Gdyby w omawianym przypadku była nieczynna regeneracja wysokoprężna, (temperatura wody zasilającej wynosiłaby 150°C zamiast 215°C), to bezwzględna ilość wtryskiwanej wody byłaby znacznie większa - rys. 6. Konieczna ilość wody przekracza wówczas przepustowość instalacji wtryskowej.

Duży wtrysk sprawia, że w początkowych stopniach przegrzewacza, umieszczonych przed schładzaczem pary, istotnie zmniejsza się natężenie przepływu pary, co prowadzi do wzrostu temperatury węzownic przegrzewacza w strefie ogrzewanej. Wymaga to analizy zmiany żywotności przegrzewacza ze wzrostem temperatury. Jest to szczególnie ważne w przypadku pracy materiału węzownic w temperaturach bliskich temperaturze dopuszczalnej.

Badania Picha wykazują, że zależność między granicznym czasem pracy (żywotnością) elementów przegrzewacza Z , naprężeniem zredukowanym σ i temperaturą ścianki ψ można wyrazić [6] następującym równaniem empirycznym:

$$\dot{G}^m \cdot z = e^f \quad (3)$$

gdzie:

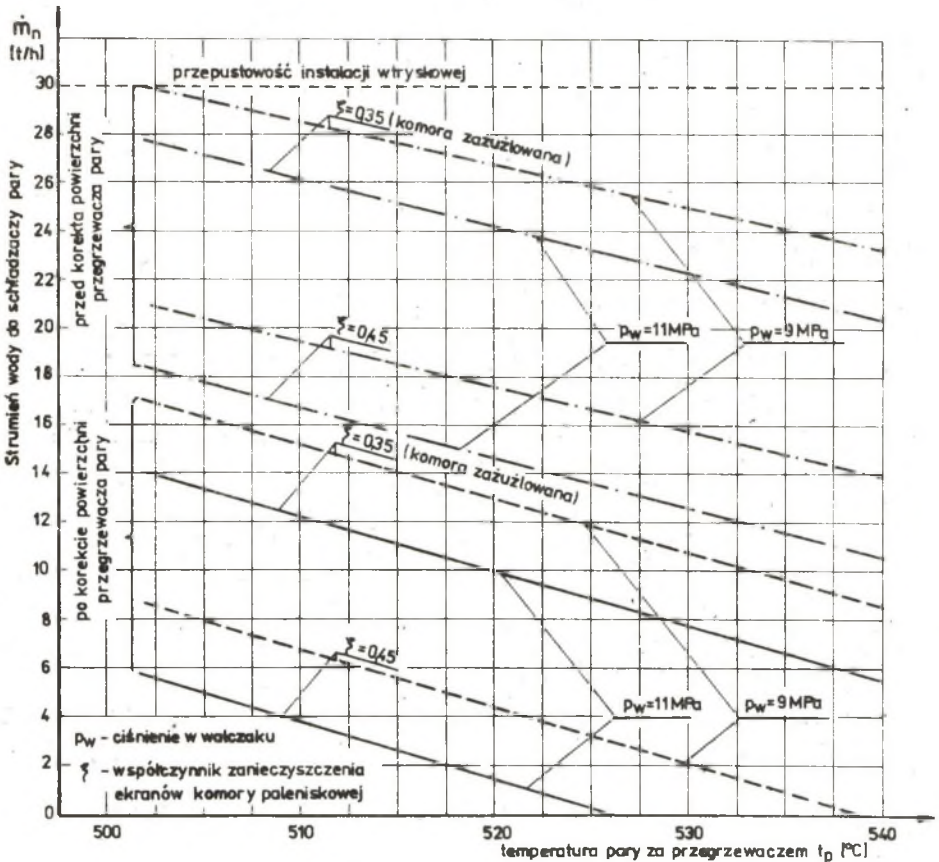
σ - naprężenie zredukowane w ściance elementu przegrzewacza, kg/mm^2
 ($\sigma [\text{kg/mm}^2] = 0,102 \sigma [\text{MPa}]$);

z - graniczny czas pracy (żywność) elementu, godz.;

ψ - temperatura ścianki, $^{\circ}\text{C}$;

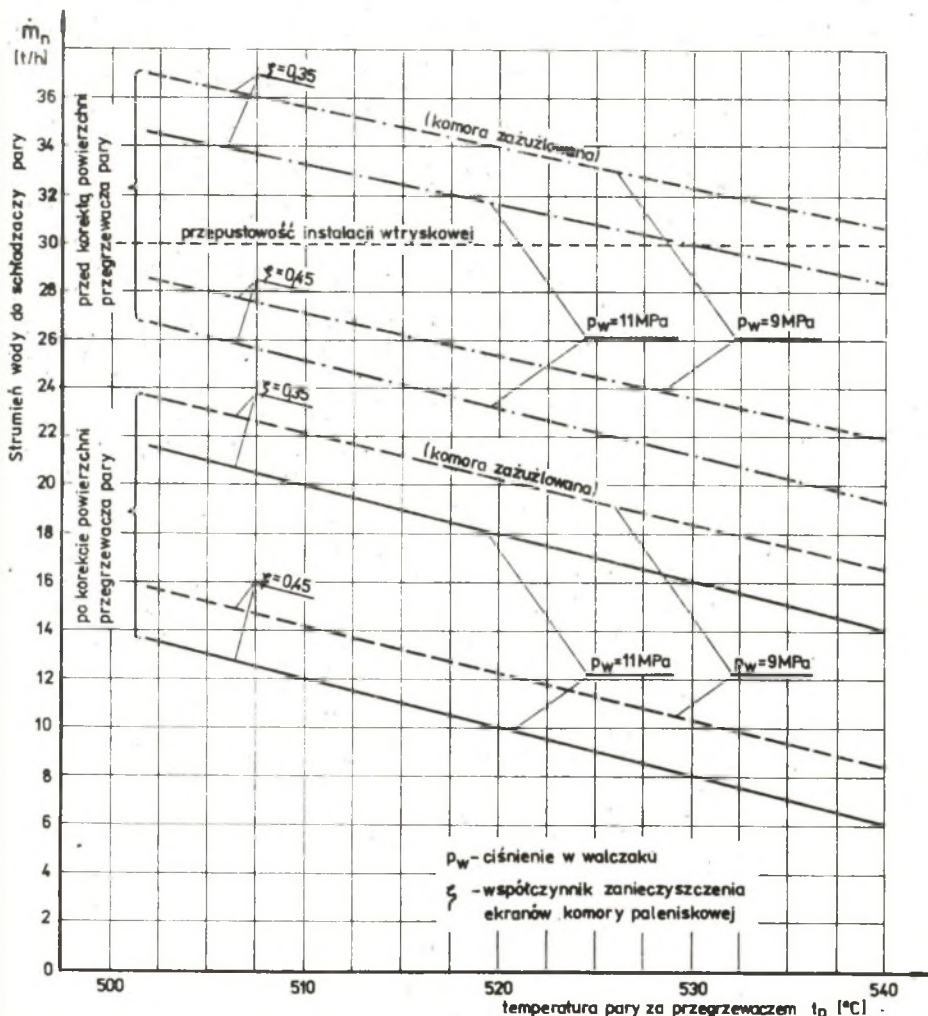
$m = m(\psi)$ - współczynniki będące funkcjami temperatury

$f = f(\psi)$ - ścianki ψ , różne dla różnych materiałów.



Rys. 5. Strumień wody \dot{m}_n wtryskiwanej do schładzaczy w funkcji temperatury pary za przegrzewaczem t_p i ciśnienia w walczaku p_w oraz zanieczyszczenia komory paleniskowej ξ dla kotła OP 215 przy wydajności 215 t/h i temperaturze wody zasilającej $t_{wz} = 215^{\circ}\text{C}$

Fig. 5. Jet of the water \dot{m}_n injected into desuperheaters as a function of steam temperature t_p at the superheater outlet and pressure in the drum p_w and contamination of the furnace chamber ξ for the OP 215 boiler at the yield of 215 t/h and at feed water temperature $t_{wz} = 215^{\circ}\text{C}$



Rys. 6. Strumień wody \dot{m}_n wtryskiwanej do schładzaczy w funkcji temperatury pary za przegrzewaczem t_D i ciśnienia w walczaku p_w oraz zanieczyszczenia komory paleniskowej ξ dla kotła OP 215 przy wydajności 215 t/h i temperaturze wody zasilającej $t_{wz} = 150^\circ\text{C}$

Fig. 6. Jet of the water \dot{m}_n injected into desuperheaters as a function of steam temperature t_D at the superheater outlet and pressure in the drum p_w and contamination of the furnace chamber ξ for the OP 215 boiler at the yield of 215 t/h and at feed water temperature $t_{wz} = 150^\circ\text{C}$

Wielkości m i f można aproksymować wielomianami, których współczynniki, dla stali stosowanych na przegrzewacze, można znaleźć w [6].

Względna zmianę czasu pracy elementów przegrzewacza po zmianie parametrów pary (Z_2) w stosunku do czasu pracy w warunkach przed zmianą (Z_1) można wyrazić stosunkiem:

$$z = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\sigma_1^{m_1}}{\sigma_2^{m_2}} e^{(f_2 - f_1)} \quad (4)$$

Przy rozpatrywaniu zmiany okresu pracy grubościennych elementów przegrzewaczy (np. komór), wynikającej z obniżenia parametrów pary, należy również uwzględnić zużycie spowodowane małowyklicznym zmęczeniem materiału. Obniżenie temperatury i ciśnienia pary zmniejsza to zużycie.

Korekta przegrzewacza pary (zmniejszenie powierzchni ogrzewalnej) może być zrealizowana w dwojaki sposób:

- przez zmniejszenie liczby równoległych węzownic,
- przez skrócenie długości wszystkich węzownic.

W pierwszym przypadku warunki pracy przegrzewacza ulegają poprawie, gdyż wzrasta przepływ masowy i lepsze są warunki chłodzenia węzownic. Trzeba się jednak liczyć ze wzrostem oporów przepływu pary, co wiąże się z dodatkowymi stratami.

W drugim przypadku zwiększy się wpływ nierównomierności ciśnień w kolektorach, co prowadzi do zwiększenia nierównomierności strumieni pary n_m i rozrzutu temperatur pary na wylocie ze stopnia przegrzewacza [2], zgodnie z zależnością:

$$\delta \Delta t = \Delta t \left(\frac{n_q n_H}{n_m} - 1 \right) \quad (5)$$

gdzie:

Δt - średni przyrost temperatury pary w stopniu, K;

$n_q = \frac{q_x}{q_{sr}}$ - nierównomierność obciążeń cieplnych węzownic;

$n_H = \frac{H_x}{H_{sr}}$ - nierównomierność powierzchni ogrzewalnych węzownic;

$n_m = \frac{m_x}{m_{sr}}$ - nierównomierność strumieni pary w węzownicach.

Obniżenie temperatury pary za przegrzewaczem wpłynie korzystnie na żywotność ostatniego stopnia przegrzewacza.

5. STABILNOŚĆ PRZEPŁYWU W PODGRZEWACZU WODY

Przy większych korektach przegrzewacza pary (zmniejszenie powierzchni ogrzewalnej) powierzchnią, która przejmuje zwiększoną ilość ciepła, jest podgrzewacz wody. Jeżeli temperatura wody zasilającej różni się od temperatury znamionowej nieznacznie, to może zajść przypadek, że w podgrzewaczu wody, dotychczas nie parującym, może nastąpić częściowe odparowanie wody. Wówczas musi być przeprowadzona analiza stabilności przepływu.

Utrata stabilności przepływu wody może w określonych warunkach wystąpić w układzie równoległych rur ogrzewanych, połączonych wspólną komorą wlotową, w których (na skutek zwiększonego odbioru ciepła przez czynnik) wymuszony przepływ jednofazowy wody przechodzi w dwufazowy przepływ mieszaniny parowo-wodnej.

Spadek ciśnienia w węzownicy parującego podgrzewacza wody, przy dopływie do niego wody o entalpii $i'_{w1} < i'$ i przy wypływie mieszanki parowo-wodnej ($i'_{wyl} < i''$), można wyrazić zależnością [7]:

$$\Delta P_t = \lambda \frac{L_{pw}}{d} \frac{w_m^2}{2\rho'} + \lambda \frac{L-L_{pw}}{d} \frac{w_m^2}{2\rho} \left[1 + \bar{x} \bar{\Phi} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] \quad (6)$$

gdzie:

- λ - liczba tarcia;
- $\bar{\Phi}$ - współczynnik uwzględniający strukturę mieszaniny parowo-wodnej;
- d - wewnętrzna średnica rury, m;
- L i L_{pw} - odpowiednio całkowita długość węzownicy i długość odcinka, w którym następuje podgrzanie wody do temperatury nasycenia, m;
- $w_m = w\rho = \frac{G}{F}$ - prędkość masowa wody w podgrzewaczu, $\text{kg/m}^2\text{s}$;
- G - natężenie przepływu wody w podgrzewaczu, kg/s ;
- F - przekrój dla przepływu wody, m^2 ;
- ρ' i ρ'' - gęstość wody i pary na liniach $x=0$ i $x=1$, kg/m^3 ;
- \bar{x} - średni stopień suchości pary na odcinku podgrzewacza, w którym następuje częściowe odparowanie.

Długość L_{pw} można wyznaczyć z bilansu cieplnego odcinka, w którym następuje podgrzanie wody do temperatury nasycenia

$$L_{pw} = \frac{d \Delta i_{w1} w_m}{4 \bar{q}} \quad (7)$$

gdzie:

- \bar{q} - średnie obciążenie cieplne węzownicy podgrzewacza, kW/m^2 ;
- $\Delta i_{w1} = i' - i'_{w1}$ - niedogrzanie wody do nasycenia, kJ/kg .

Z równania bilansu cieplnego całej węzownicy wynika przyrost entalpii od linii nasycenia

$$\Delta i_{\text{wyl}} = i_{\text{wyl}} - i' = \frac{4 L \bar{q}}{w_m d} - \Delta i_{\text{wl}} \quad (8)$$

i stopień odparowania wody na wyjściu z podgrzewacza

$$x_{\text{wyl}} = \frac{\Delta i_{\text{wyl}}}{r} = \frac{4 L \bar{q}}{r w_m d} - \frac{\Delta i_{\text{wl}}}{r} \quad (9)$$

gdzie:

r - ciepło parowania, kJ/kg.

Przyjmując średni stopień odparowania wody w odcinku parującym podgrzewacza

$$\bar{x} = \frac{1}{2} x_{\text{wyl}} = \frac{2 L \bar{q}}{r w_m d} - \frac{\Delta i_{\text{wl}}}{2 r} \quad (10)$$

i podstawiając L_{pw} i \bar{x} z zależności (7) i (10) do (6), po przekształceniu otrzymuje się

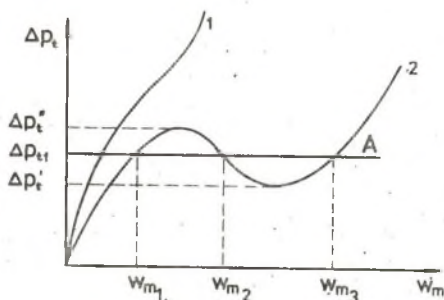
$$\Delta p_t = A w_m^3 + B w_m^2 + C w_m \quad (11)$$

gdzie:

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{\lambda \bar{\Phi} \Delta i_{\text{wl}}^2}{16 \bar{q} r \rho'} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \\ B &= \frac{\lambda L}{2 d \rho'} \left[1 - \frac{\bar{\Phi} \Delta i_{\text{wl}}}{r} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] \\ C &= \frac{\lambda L^2 \bar{q} \bar{\Phi}}{d^2 r \rho'} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Stabilna charakterystyka przepływowa układu równoległych rur ogrzewanych $\Delta p_t = f(w_m)$, opisana wielomianem trzeciego stopnia, powinna być monotoniczna (krzywa 1 - rys. 7).

W przypadku charakterystyk niestabilnych (krzywa 2 - rys. 7) w poszczególnych rurach może wystąpić różny przepływ, co w konsekwencji może doprowadzić do nadmiernego wzrostu temperatury ścianki niektórych rur i ich przegrzania.



Rys. 7. Charakterystyka przepływu podgrzewacza wody
 1 - przepływ ustalony, 2 - przepływ nieustalony
 Fig. 7. Flow characteristic of the feedwater
 1 - stationary flow, 2 - transient flow

Utrzymanie stabilnej charakterystyki przepływu jest równoznaczne z brakiem ekstremów, co zachodzi przy spełnieniu warunku:

$$\frac{d \Delta p_t}{d w_m} > 0 \implies B^2 \leq 2AC \quad (13)$$

Z warunku tego, po podstawieniu (12) do (13) otrzymuje się

$$\Delta i_{w1} < \frac{7,46 r}{\bar{\Psi} \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right)} \quad (14)$$

a przy $\bar{\Psi} = 1$

$$\Delta i_{wyl} \leq \frac{7,46 \cdot r}{\frac{\rho'}{\rho''} - 1} \quad (14a)$$

Z równania (14a) wynikają ważne wnioski:

- 1) Z obniżeniem ciśnienia maleje dopuszczalne ze względu na uzyskanie stabilnej charakterystyki niedogrzanie wody do nasycenia.
- 2) Wprowadzenie komory pośredniej w pobliżu strefy początku odparowania może znacznie powiększyć stabilność charakterystyki przepływowej ogrzewanych węzłowic.

6. TEMPERATURA SPALIN WYLOTOWYCH I SPRAWNOŚĆ KOTŁA

Jeżeli przy obniżeniu parametrów pary zachodzi potrzeba zmniejszenia powierzchni przegrzewacza, to w celu utrzymania sprawności kotła (wartości stałej wylotowej) na dotychczasowym poziomie, ubytek powierzchni ogrzewalnej

przegrzewacza należy zrekompensować wzrostem powierzchni podgrzewacza wody lub jeśli to wynika z potrzeb przygotowania pyłu i zapewnienia odpowiedniego jego wysuszenia (wynikającego np. ze wzrostu wilgotności spalanego węgla), przez większy podgrzew powietrza (przez rozbudowanie istniejącego lub zainstalowanie dodatkowego podgrzewacza powietrza) [8].

Doświadczenia ostatnich lat wykazują, że temperatury spalin opuszczających kocioł przyjmowane są z nadmiarem. Badania warunków powstawania korozji niskotemperaturowej końcowych powierzchni ogrzewalnych kotłów wskazują na możliwość obniżenia tej temperatury [9].

Przy modernizacji kotła należałoby dokonać analizy minimalnych wartości temperatury spalin wylotowych w aspekcie możliwości jej obniżenia, co prowadziłoby do wzrostu sprawności kotła. Niezbędna jest przy tym analiza nierównomierności rozkładu temperatur i przepływu spalin w przekroju kanału, występujących przy danym rozwiązaniu konstrukcyjnym kotła w obrębie końcowych powierzchni ogrzewalnych, w celu określenia miejsc, w których może powstać rośnienie spalin.

7. UKŁAD MŁYNOWO-PALENISKOWY

Ilość przejmowanego ciepła przez powierzchnie opromieniowane w komorze paleniskowej nie zależy istotnie od wartości ciśnienia w kotle. Z uwagi na wzrost ciepła parowania przy obniżeniu ciśnienia roboczego w walczaku, korzystne jest obniżenie jądra płomienia w komorze paleniskowej, a przez to zwiększenie wymiany ciepła w parowniku [10]. Również przy obniżeniu temperatury pary przegrzanej takie przedsięwzięcie jest celowe, bo prowadzi do zmniejszenia wymiany ciepła w przegrzewaczu i zmniejsza strumień wody wtryskiwanej do schładzaczy pary.

Zarówno w przypadku obniżenia ciśnienia, jak i temperatury pary należy dążyć do intensyfikacji wymiany ciepła w komorze paleniskowej. Obniżenie jądra płomienia można zrealizować w przypadku uchylnych palników przez ich skierowanie w dół, a jeśli kocioł wyposażony jest w palniki o niezmiennym kacie - przez ich modernizację polegającą na pochyleniu osi palników.

Jeżeli w kotle zastosowana jest recyrkulacja spalin do komory paleniskowej, to jej ograniczenie zmniejsza niekorzystny wpływ obniżenia parametrów pary.

Utrzymanie nie zmienionej sprawności i takiej samej wydajności cieplnej kotła oznacza takie samo zużycie paliwa. Jeżeli więc układ młynowy pracował poprawnie i nie wymagał usprawnień, to w przypadku obniżenia parametrów pary w kotle nie zachodzi konieczność zmian.

Przy okazji przystosowania kotła do obniżonych parametrów pary należy również dokonać zmian w układzie młynowo-paleniskowym, wynikających ze zmian charakterystyki paliwa.

8. WNIOSKI

1. Obniżenie parametrów powoduje zmianę proporcji przejmowanego ciepła na odparowanie i przegrzanie pary. Jest to zjawisko obiektywne, wynikające z własności termodynamicznych wody. W związku z powyższym może zachodzić konieczność korekty powierzchni ogrzewalnych kotła. Ewentualne zmiany umożliwiają przystosowanie kotła nie tylko do zmian parametrów pary, lecz także do zmian innych czynników wpływających na eksploatację, np. zmian własności paliwa.

Konsekwencje pracy kotła z obniżonymi parametrami pary będą różne dla różnych kotłów, zależnie od innych czynników, decydujących o eksploatacji (np. systemu kotła, stopnia poprawności doboru powierzchni ogrzewalnych, znamionowych parametrów pary, wielkości kotła i innych).

2. Obniżenie parametrów pracy kotła wiąże się z niewykorzystaniem poniesionych kosztów inwestycyjnych. Powinno ono następować w przypadkach szczególnych, podyktowanych przesłankami techniczno-ekonomicznymi, jak złym stanem technicznym, przedłużeniem czasu eksploatacji ponad czas obliczeniowy i in. Jednym słowem, fakt ten należy traktować jako wymuszony innymi obiektywnymi czynnikami (np. koniecznością obniżenia temperatury pary przed turbiną, chęcią przedłużenia bezpiecznej eksploatacji).

3. Każda decyzja pracy kotła z obniżonymi parametrami pary powinna być poprzedzona wszechstronną analizą warunków pracy podstawowych urządzeń. Podane w artykule informacje wskazują, jakie elementy i w jakim zakresie powinny być przeanalizowane.

4. Obniżenie parametrów pary w kotle korzystnie wpływa na jego niezawodność z uwagi na zwiększenie zapasów bezpieczeństwa pracy jego elementów ciśnieniowych.

5. Obniżenie parametrów pary w kotle nie wymaga zmian w układzie młynowo-paleniskowym.

LITERATURA

- [1] Cwynar L., Ziółkowski R.: Stabilność cyrkulacji i termiczne warunki pracy rur ekranowych kotła typu OP-215. Biuletyn Instytutu Energetyki nr 5/6 - 1986. "Energetyka" 1986, nr 5.
- [2] Cwynar L.: Rozruch kotłów parowych. WNT, Warszawa 1981.
- [3] Cvetkgy V.V.: Vlijanie sniženija davlenija na rabotu kotla. "Promyšlennaja Energetika" 1985, nr 8.
- [4] Wiśniewski W.: Badania obiegu wody opromieniowanego kotła OP 130, 40 atn 450°C. Biuletyn Instytutu Energetyki nr 5, "Energetyka" 1960, nr 5.
- [5] Kosman G., Cwynar L., Misiewicz A., Krupa M., Wojnar W.: Analiza pracy bloków energetycznych Elektrowni "Halemba" po obniżeniu parametrów pary dolotowej do turbiny w celu zwiększenia ich trwałości. SIMPEX, Katowice 1987 (praca nie publikowana).

- [6] Pich R.: Betrachtungen über die theoretische Lebensdauer von überhitz-eröhren und Heißdampfleitungen. "Energie" Oktober 1965, 17, nr 10.
- [7] Lebediev I.K.: Hidrodinamika parowych kotłów. Energoatomizdat. Moskwa 1987.
- [8] Cwynar L., Krupa M.: Modernizacje urządzeń kotłowych dla podniesienia ich dyspozycyjności i sprawności. Materiały Konferencji GOSPODARKA REMONTOWA W ENERGETYCE, Bielsko-Biała 30.05 - 01.06.1988.
- [9] Pomiar temperatur rośnienia spalin wylotowych kotła OP 650 przy spalaniu węgla kamiennych. Opracowanie OBRK1UE Tarnowskie Góry, nr arch. 8.879 (nie publikowane). Tarnowskie Góry 1975.
- [10] Тепловой расчёт котельных агрегатов (Нормативный метод). Энергija. Moskwa 1973.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Włodzisław Wiśniewski

Wpłynęło do redakcji w marcu 1988 r.

АНАЛИЗ РАБОТЫ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА В УСЛОВИЯХ ПониЖЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА

Резюме

В настоящей статье представлен анализ влияния изменений параметров пара на работу котельного агрегата. Подробно рассмотрено изменение распределения тепла в котельном агрегате с естественной циркуляцией и условия циркуляции. Проведен анализ работы мельнично-топочной системы а также поверхностей нагрева котельного агрегата и сформулированы критерия необходимости модернизации. Дан способ оценки повышения долговечности элементов котельного агрегата в условиях пониженных параметров пара.

ANALYSIS OF BOILER'S WORK UNDER REDUCED STEAM PARAMETERS

Summary

An analysis of the influence of steam parameter changes on the boiler's work has been presented in this paper. Heat distribution change in the boiler with natural water circulation and conditions of circulation have been discussed in details. Mill - furnace arrangement work and boiler's heating surfaces have been analysed and modernization criteria have been stated. The authors have given evaluation method of the boiler's elements service life together with the steam parameter reduction.