ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1989
Seria: ENERGETYKA z. 107 Nr kol. 1041

Jan TALER
Instytut Aparatury Przemysłowej i Energetyki
Politechnika Krakowska

KONTROLA NIEUSTALONYCH PÓL TEMPERATURY I NAPRĘŻEŃ CIEPLNYCH W CIŚNIENIOWYCH ELEMENTACH KOTŁÓW W OPARCIU O POMIAR ICH TEMPERATURY W WYBRANYCH PUNKTACH[x)]

Streszczenie. W pracy zaproponowano metodę wyznaczania nieustalonych, miejscowych współczynników przejmowania ciepła oraz nieustalonego rozkładu temperatury w elementach kotłów na podstawie pomiaru temperatury w wybranych punktach wewnętrznych lub na zewnętrznej powierzchni analizowanych elementów. Wyznaczony w ten sposób rozkład temperatury jest wykorzystywany przy obliczaniu naprężeń cieplnych. Przedstawiony sposób może być zastosowany w elementach kotłów o złożonym kształcie, uwzględniając przy tym zależność termofizycznych materiału od temperatury. Wyniki obliczeń porównano z wynikami badań.

1. WSTĘP

Znajomość naprężeń cieplnych w grubościennych elementach bloku energetycznego jest potrzebna głównie przy:

- wyznaczaniu zapasu trwałości ciśnieniowych elementów kotła pracujących w warunkach pełzania,
- rozruchu i wyłączaniu z ruchu oraz przy zmianach obciążenia bloku,
- wprowadzaniu nowych rozwiązań technicznych związanych z polepszaniem własności dynamicznych kotłów, turbin i całych bloków energetycznych,
- ustalaniu przyczyn uszkodzeń elementów bloku.

Ciągły pomiar nieustalonych naprężeń cieplnych przy temperaturach występujących w parowniku kotła lub przegrzewaczach pary jest przy obecnym stanie techniki mało dokładny i w praktyce nie stosowany.

Dodatkową trudnością, oprócz wysokich temperatur, jest również fakt, że najwyższe co do wartości bezwzględnej naprężenia występują po stronie czynnika roboczego. Umieszczenie tensometrów na wewnętrznej powierzchni elementu grubościennego sprawia poważne trudności z uwagi na bardzo wyso-

x) Praca wykonana w ramach CPBP nr 02.18, kierunek 2, zad. 2.3.4.2.

kie ciśnienia i konieczność wiercenia otworów w ściankach do doprowadzenia przewodów do czujników.
Z tego względu pomiar naprężeń cieplnych w elementach kotłów i turbin przeprowadza się metodą pośrednią mierząc różnicę między średnią temperaturą ścianki $T_{śr}$ i temperaturą wewnętrznej powierzchni elementu T_w [1-3].

Termopara do pomiaru średniej temperatury elementu cylindrycznego $T_{śr}$ umieszczona jest w środku grubości ścianki, natomiast termopara wewnętrzna oddalona jest od powierzchni wewnętrznej o ok. 4÷10 mm.

Temperatura w środku ścianki cylindrycznej różni się, szczególnie przy szybkich zmianach temperatury czynnika, od temperatury średniej określonej wzorem:

$$T_{śr} = \frac{2}{r_w^2 - r_z^2} \int_{r_w}^{r_z} r\, T/r,\ t/dr \tag{1}$$

Tak więc pomiar jest mało dokładny, gdyż w rzeczywistości mierzone są inne temperatury niż potrzebne do wyznaczania naprężeń na wewnętrznej powierzchni elementu.

W USA stosowany jest inny sposób wyznaczania naprężeń cieplnych w elementach grubościennych [4-5]. Z uwagi na fakt, że przepisy zabraniają wiercenia otworów w ściankach elementów ciśnieniowych mierzona jest temperatura zewnętrznej powierzchni elementu cylindrycznego na górnej i dolnej tworzącej, tak aby uwzględnić dodatkowe naprężenia pochodzące od różnicy temperatury na obwodzie elementu. Promieniowy rozkład temperatury przybliżany jest wielomianem drugiego stopnia względem promienia [4]. Przy szybkich i nieregularnych zmianach temperatury czynnika oraz przy występowaniu udarów cieplnych, wywołanych np. kondensacją pary na wewnętrznej powierzchni elementu lub zalaniem wodą o temperaturze wyższej lub niższej niż temperatura elementu (jak to ma miejsce np. przy napełnianiu walczaka wodą), dokładność aproksymacji pola temperatury wielomianem drugiego stopnia jest niezadowalająca. Wymienione wyżej metody są odpowiednie dla elementów cylindrycznych.

Rozkład temperatury, a następnie naprężeń można by wyznaczyć mierząc temperaturę czynnika roboczego i wyznaczając eksperymentalnie współczynniki przejmowania ciepła na brzegu elementu. Stosowane obecnie mierniki współczynników przejmowania ciepła lub gęstości strumieni ciepła [6-11] nie nadają się do pomiarów przy wysokich ciśnieniach lub ich konstrukcja jest złożona.

Również metody wykorzystywane w odwrotnych zagadnieniach przewodzenia [12-15] ciepła mogłyby znaleźć zastosowanie w danym przypadku. Ograniczone możliwości ich zastosowania wynikają jednak z wielu założeń upraszczających przyjmowanych w tych metodach. Rozważane są zwykle ciała o prostych

kształtach i stałych własnościach materiału oraz pomijana jest bezwładność termometru do pomiaru temperatury czynnika roboczego. Nie pozwalają one również wyznaczyć przestrzennych zmian współczynnika przejmowania ciepła na brzegu rozpatrywanego ciała. W niniejszej pracy zostanie przedstawiona ogólna procedura wyznaczania nieustalonych współczynników przejmowania ciepła oraz nieustalonego pola temperatury w elementach ciśnieniowych o złożonym kształcie.

2. OPIS METODY

Pole temperatury w obszarze V (rys. 1) opisane jest równaniem różniczkowym:

$$c(T) \cdot \varrho(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot [\lambda(T) \nabla T] + \dot{q}_V , \tag{2}$$

warunkiem brzegowym:

$$-\lambda_n \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha(\vec{r}_s, t) \left[T(\vec{r}_s, t) - T_c(\vec{r}_s, t)\right] \tag{3}$$

oraz warunkiem początkowym:

$$T(\vec{r}, 0) = T_o(\vec{r}) \tag{4}$$

W dalszych rozważaniach uwzględnia się zależność własności cieplnych rozważanego ciała od temperatury.

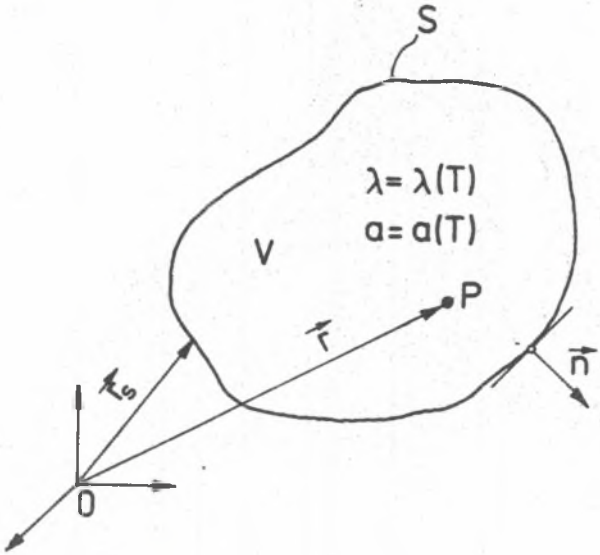
W celu wyznaczenia przebiegu współczynnika przejmowania ciepła granicę analizowanego obszaru dzieli się na N segmentów przyjmując stałą wartość współczynnika przejmowania α_i ciepła w obszarze każdego segmentu (rys. 2).

Przyjmuje się, że z pomiarów znane są przebiegi czasowe temperatury $f_j(t)$ w L punktach położonych wewnątrz analizowanego obszaru V oraz temperatura czynnika $T_c(\vec{r}_s, t)$.

Wartości współczynników przejmowania ciepła α_i wyznaczone zostaną tak, aby spełnione były nierówności:

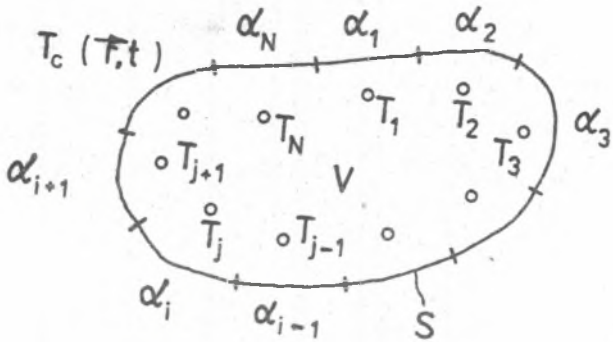
$$F_i \equiv \left| T(\vec{r}_j , t_k) - f_j(t_k) \right| \leqslant \varepsilon , \quad \begin{array}{l} i = 1,2,\ldots,N \\ j = 1,2,\ldots,L \\ k = 1,2,\ldots,K \end{array} \tag{5}$$

Założono przy tym, że ilość punktów pomiarowych temperatury jest równa ilości wyznaczonych współczynników przejmowania ciepła, tj. L = N.



Rys. 1. Przewodzenie ciepła w obszarze V z zadanymi warunkami brzegowymi trzeciego rodzaju

Fig. 1. Heat conduction in a general region V with prescribed boundary conditions of the third kind



Rys. 2. Podział granicy na segmenty

Fig. 2. Boundary discretization

Alternatywnie współczynniki α_i można wyznaczyć wykorzystując nieco inne kryterium, a mianowicie:

$$\bar{F}_i = \frac{1}{\Delta t_k} \int_{t_{k-1}}^{t_k} |T(\vec{r}_j, t) - f_j(t)|\, dt \leqslant \delta \qquad \begin{array}{l} i = 1,2,\ldots,N \\ j = 1,2,\ldots,L \\ k = 1,2,\ldots,K \end{array} \tag{6}$$

gdzie:

$\Delta t_k = t_k - t_{k-1}$ jest przedziałem czasu, po którym wyznaczane są nowe wartości współczynników przejmowania ciepła α_i, $i = 1,2,\ldots,N$.

Przedział czasu Δt_k jest zwykle większy od kroku czasowego Δt przyjmowanego przy wyznaczaniu pola temperatury metodą numeryczną i można określić go następująco:

$$\Delta t_k = M \cdot \Delta t \tag{7}$$

przy czym $M \geqslant 1$.

Wykorzystując (7), kryterium (6) można w przybliżeniu zapisać w postaci:

$$\bar{F}_i \cong \left| \bar{T}(\vec{r}_j, t_k) - \bar{f}_j(t_k) \right| < \varepsilon \qquad k = 1,2,\ldots,K \tag{8}$$

gdzie:

$$\bar{T}(\vec{r}_j, t_k) = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^{M} T(\vec{r}_j, t_{k-1} + m \cdot \Delta t) \tag{9}$$

i

$$\bar{f}_j(t_k) = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^{M} f_j(t_{k-1} + m \cdot \Delta t)$$

Przy stosowaniu kryterium (8) wyniki obliczeń są w mniejszym stopniu zależne od przypadkowych zakłóceń mierzonych temperatur $f_j(t)$ i temperatury czynnika $T_c(t)$; czas obliczeń jest jednak nieco dłuższy niż w przypadku stosowania kryterium (5). Współczynniki α_i wyznaczone zostaną na drodze iteracyjnej. Początkowo przyjmuje się, że współczynniki α_i są sobie równe i wynoszą:

$$\alpha_i = \alpha_i^{(0)} = \alpha^{(0)}, \qquad i = 1,2,\ldots,N \tag{10}$$

gdzie $\alpha^{(0)}$ jest wartością początkową, przyjętą dowolnie. Znając z pomiarów temperaturę czynnika $T_c(t)$ oraz współczynniki przejmowania ciepła $\alpha_i^{(0)}$ - można obliczyć rozkład temperatury $T(\vec{r}, t)$ dla czasu $t = t_1$, stosując np. metodę objętości kontrolnych [21-22] lub elementów skończonych. Otrzymany w ten sposób rozkład temperatury nie spełnia oczywiście nierówności (5). Przyjmując następnie:

$$\alpha_i = \alpha_i^{(0)} = \alpha^{(0)}, \quad i = 2,3,\ldots,N \tag{11}$$

wyznacza się $\alpha_1^{(1)}$ za pomocą metody zaproponowanej w [16-17], tak aby nierówność (5) spełniona była dla $i = 1$, $j = 1$ i $k = 1$.
W podobny sposób wyznacza się α_2 przyjmując:

$$\alpha_1 = \alpha_1^{(1)} \text{ oraz } \alpha_i = \alpha_i^{(0)}, \quad i = 3,4,\ldots,N \tag{12}$$

oraz wyznaczając $\alpha_2^{(1)}$, tak aby nierówność (5) spełniona była dla $i = 2$, $j = 2$ i $k = 1$.

W przypadku α_3 postępuje się analogicznie przyjmując:

$$\alpha_1 = \alpha^{(1)}, \quad \alpha_2 = \alpha_2^{(1)} \text{ oraz } \alpha_i = \alpha_i^{(0)}, \quad i = 4,5,\ldots,N \tag{13}$$

oraz wyznaczając $\alpha_3^{(1)}$, tak aby spełniona była nierówność (5) dla $i = 3$, $j = 3$ i $k = 1$.

Podobnie wyznacza się pozostałe współczynniki przejmowania ciepła α_i, otrzymując po pierwszym cyklu iteracji $\alpha_i^{(1)}$, $i = 1,2,\ldots,N$, które z kolei są wartościami początkowymi w drugim cyklu iteracji. Proces iteracyjny kontynuowany jest tak długo, aż spełniona jest nierówność (5) równocześnie dla wszystkich punktów pomiarowych i przyjmując następnie, że $\alpha_i = \alpha_i^{(n)}$, $i = 1,2,\ldots,N$ są poszukiwanymi współczynnikami przejmowania ciepła.

Podobnie postępuje się dla innych punktów czasowych t_k.

Można zauważyć, że proces iteracyjny jest podobny jak w nieliniowej metodzie relaksacji [18], stosowanej do rozwiązywania układu nieliniowych równań algebraicznych. Również w analizowanym przypadku mamy do czynienia z układem równań algebraicznych nieliniowych, przy czym nie są one podane w postaci jawnej.

Uwzględniając, że dla $t = t_k$:

$$F_i = F_i\left[\alpha_1(t_k),\ldots,\alpha_N(t_k)\right], \quad i = 1,2,\ldots,N$$

oraz przyjmując:

$$F_i = 0, \quad i = 1,\ldots,N \tag{14}$$

układ nierówności (5) został zastąpiony układem nieliniowych równań algebraicznych (14), który można rozwiązać metodą nieliniową Gaussa-Seidela [19]. W celu uogólnienia przedstawionych wyżej rozważań załóżmy, że określona jest już n-ta iteracja:

$\alpha^{(n)} = (\alpha_1^{(n)}, \ldots, \alpha_N^{(n)})$ i pierwsze (i-1) składników:

$\alpha_1^{(n+1)}, \ldots, \alpha_{i-1}^{(n+1)}$ (n+1)-szej iteracji $\alpha^{(n+1)}$.

Wówczas dla określenia $\alpha_i^{(n+1)}$ rozwiązuje się nieliniowe równanie algebraiczne z jedną niewiadomą:

$$F_i(\alpha_1^{(n+1)}, \ldots, \alpha_{i-1}^{(n+1)}, \alpha_i, \alpha_{i+1}^{(n)}, \ldots, \alpha_N^{(n)}) = 0 \tag{15}$$

względem α_i przyjmując następnie $\alpha_i^{(n+1)} = \alpha_i$.

Do rozwiązania (15) względem α_i stosowano w niniejszej pracy metodę siecznych [16-17].
W ten sposób w celu obliczenia $\alpha^{(n+1)}$ opierając się na $\alpha^{(n)}$ należy rozwiązać N równań nieliniowych z jedną niewiadomą dla $i = 1, \ldots, N$.
W niektórych przypadkach korzystna jest następująca ważna modyfikacja w celu przyspieszenia procesu iteracyjnego lub osiągnięcia zbieżności rozwiązania.
Zamiast w charakterze $\alpha_i^{(n+1)}$ przyjmować rozwiązanie α_i równania (15) przyjmuje się:

$$\alpha_i^{(n+1)} = \alpha_i^{(n)} + \omega(\alpha_i - \alpha_i^{(n)}) \tag{16}$$

gdzie: $0 < \omega < 2$ jest współczynnikiem relaksacji.

Przy $\omega = 1$ iteracja (16) jest identyczna jak w metodzie Gaussa-Seidela. Zagadnienia związane ze zbieżnością nieliniowej metody relaksacji omówiono w pracy [19].

Podobny proces iteracyjny można zastosować w przypadku, gdy ilość punktów pomiaru temperatury L wewnątrz elementu, jest większa od liczby wyznaczanych współczynników przejmowania ciepła N. Wówczas współczynnik α_i można wyznaczyć za pomocą metody przedstawionej w pracy [20].

3. PRZYKŁADY ZASTOSOWAŃ METODY

Zastosowanie opracowanej, ogólnej metody wyznaczania współczynników przejmowania ciepła oraz nieustalonego rozkładu temperatury zostanie przedstawione na przykładzie nagrzewania zamknięcia ciśnieniowego kotła przepływowego typu Bensona w czasie rozruchu ze stanu zimnego oraz nagrzewania połączenia walczak - rura opadowa.

W obydwu przypadkach zagadnienie przewodzenia ciepła jest kołowo-symetryczne i równanie (2) przyjmuje postać:

$$c(T) \cdot \varrho(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[\lambda(T) r \frac{\partial T}{\partial r}\right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial z}\right] \tag{17}$$

Do wyznaczania pola temperatury zastosowano metodę objętości kontrolnych [21-22]. Dzieląc analizowany element na objętości kontrolne sporządza się równanie bilansu ciepła dla każdej objętości otrzymując w wyniku układ nieliniowych równań różniczkowych zwyczajnych, który rozwiązywano metodą Rungego-Kutty czwartego rzędu.

Przykładowo równanie bilansu ciepła dla objętości kontrolnej położonej wewnątrz ciała ma postać (rys. 3):

$$c_P \cdot \varrho_P \cdot \pi \cdot (r_{ke}^2 - r_{kw}^2) \cdot \Delta z \frac{dT_P}{dt} =$$

$$= \frac{\lambda_P + \lambda_W}{2} \frac{2\pi \cdot r_{kw} \Delta z}{\Delta r} (T_W - T_P) +$$

$$+ \frac{\lambda_P + \lambda_E}{2} \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{ke} \Delta z}{\Delta r} (T_E - T_P) +$$

$$+ \frac{\lambda_P + \lambda_N}{2} \frac{\pi (r_{ke}^2 - r_{kw}^2)}{\Delta z} (T_N - T_P) +$$

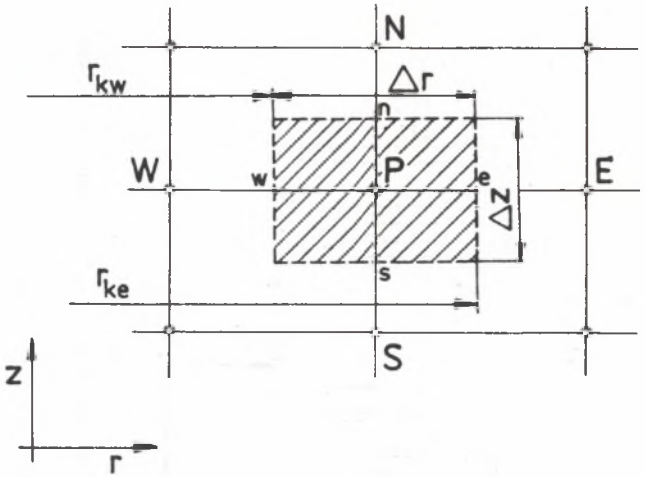
$$+ \frac{\lambda_P + \lambda_S}{2} \frac{\pi \cdot (r_{ke}^2 - r_{kw}^2)}{\Delta z} (T_S - T_P) \tag{18}$$

gdzie:

$$c_P = c(T_P), \quad \varrho_P = \varrho(T_P), \quad \lambda_P = \lambda(T_P),$$

$$\lambda_W = \lambda(T_W), \quad \lambda_E = \lambda(T_E), \quad \lambda_N = \lambda(T_N).$$

W równaniach bilansu ciepła objętości kontrolnych położonych na granicy rozważanego obszaru uwzględniono warunki brzegowe. W przypadku zamknięcia ciśnieniowego kotła, w którym przepływ ciepła odbywa się tylko w kierunku promieniowym, wprowadzono punkty pozorne aproksymując pochodne temperatury po promieniu różnicami centralnymi w celu podwyższenia dokładności obliczeń.



Rys. 3. Węzeł P wraz z otaczającymi go węzłami sąsiednimi
Fig. 3. Node P and neighbouring node points

3.1. Zamknięcie ciśnieniowe kotła

Zamknięcie ciśnieniowe usytuowane jest między kotłem a turbiną i służy do odcinania kotła od turbiny w czasie wodnych prób ciśnieniowych (rys. 4).

W czasie rozruchu kotła Bensona o parametrach: $D = 664$ t/h, $T_p = 535^oC$ i $p_p = 12,5$ MPa mierzono temperaturę, ciśnienie i masowe natężenie przepływu pary oraz temperaturę ścianki zamknięcia ciśnieniowego w odległości 6 mm od wewnętrznej jego powierzchni (rys. 5). Przyjęto, że zewnętrzna powierzchnia zamknięcia jest doskonale izolowana cieplnie.

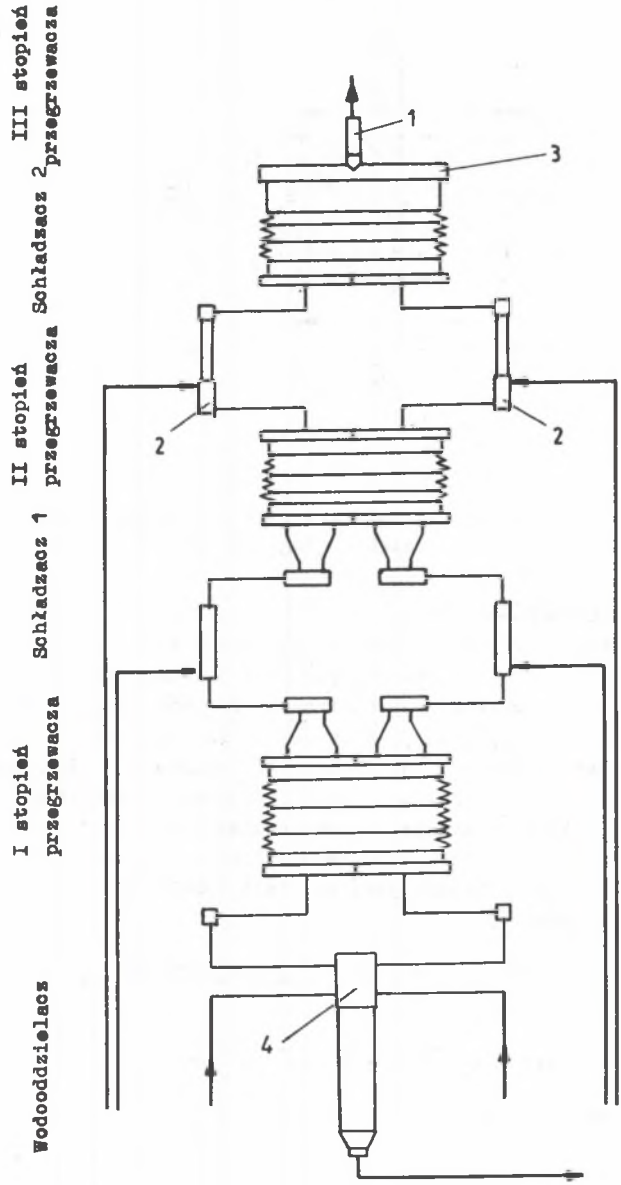
Zamknięcie ciśnieniowe w kształcie wydrążonego cylindra o wymiarach: $r_w = 0,14$ m i $r_z = 0,24$ m wykonane jest ze stali 14MoV63 o następujących własnościach cieplnych:

$$\lambda(T) = 48,51 + 8,07\cdot10^{-4}\cdot T - 6,296\cdot10^{-5}\cdot T^2 + 4,016\cdot10^{-8}\cdot T^3 \quad \text{w W/mK} \tag{19}$$

$$a(T) = 1,3415\cdot10^{-5} - 3,5217\cdot10^{-9}\cdot T - 3,196\cdot10^{-11}\cdot T^2 + 2,8967\cdot10^{-14}\cdot T^3 \quad \text{w m}^2\text{/s} \tag{20}$$

gdzie:

$$a(T) = \lambda(T)/c(T)\cdot\varrho(T).$$

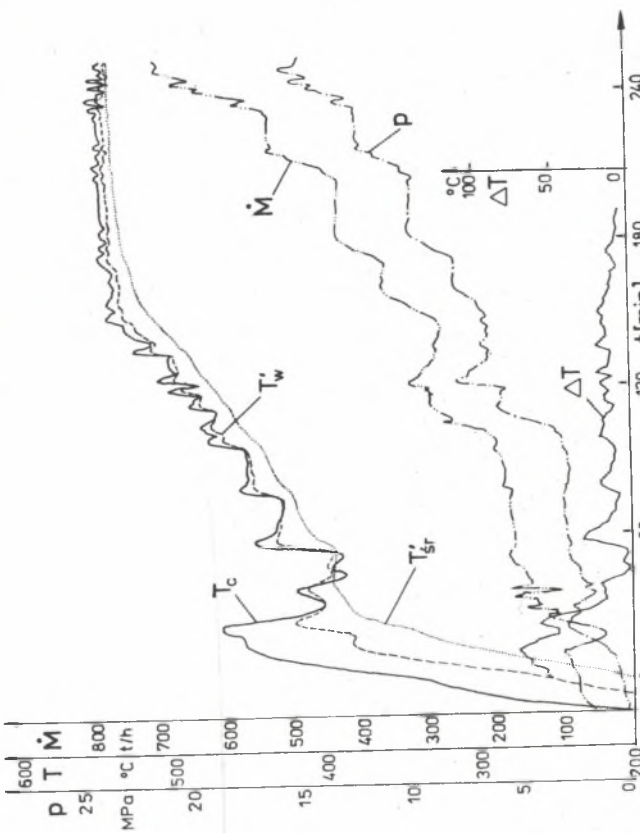


Rys. 4. Układ przegrzewaczy w badanym kotle Bensona

1 - zamknięcie ciśnieniowe, 2 - schładzacze wtryskowe, 3 - komora wylotowa, 4 - wodooddzielacz

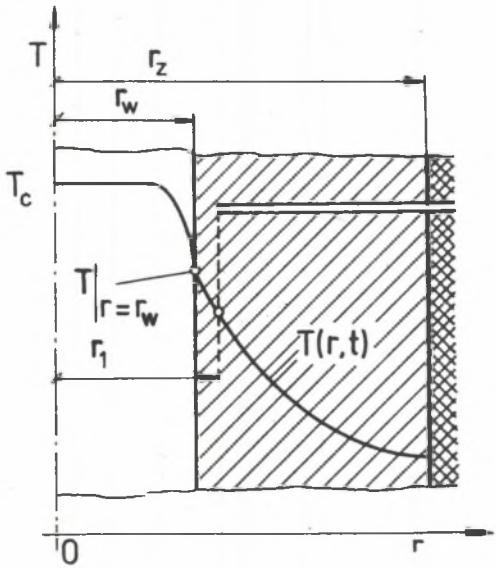
Fig. 4. Superheater system for Benson boiler

1 - pressure test valve, 2 - spray attemperator, 3 - superheater outlet header, 4 - water separator



Rys. 5. Rozruch kotła ze stanu zimnego (zamknięcie ciśnieniowe kotła do prób wodnych)
Ṁ - masowe natężenie przepływu pary, T_c temperatura pary, T'_w i $T'_{śr}$ - temperatura metalu w punktach: $r_1 = 0{,}146$ m i $r_2 = 0{,}19$ m, $\Delta T = (T'_w - T'_{śr})$ - różnica temperatury

Rys. 5. Boiler cold start-up curves (water pressure test valve)
Ṁ - Steam flow rate, p - pressure, T_c - steam temperature, T'_w and $T'_{śr}$ - metal temperatures at locations: $r_1 = 0{,}146$ m and $r_2 = 0{,}19$ m, $\Delta T = (T'_w - T'_{śr})$ - metal temperature difference



Rys. 6. Schemat zamknięcia ciśnieniowego
Fig. 6. Diagram of the pressure test valve

Temperatura T we wzorach (19)-(20) wyrażona jest w stopniach Celsjusza.

Rozkład temperatury i naprężeń cieplnych w ściance zamknięcia wyznaczono na podstawie pomiaru temperatury w jednym punkcie $r_1 = 0,146$ m (rys. 6), przyjmując do obliczeń: $N = 1$, $L = 1$, $\delta = 0,0001$ K, $\Delta T = 4$ s, $\Delta t_k = 20$ s.

Podział zamknięcia ciśnieniowego na objętości kontrolne oraz układ nieliniowych równań zwyczajnych opisujących pole temperatury przedstawiono w pracy [16].

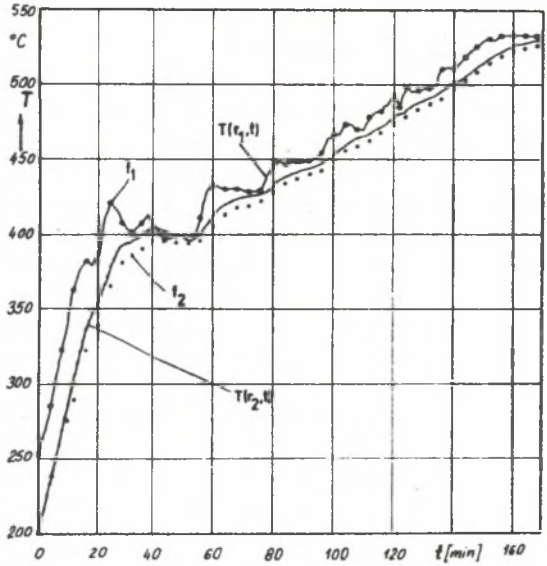
Wyniki obliczeń pola temperatury w punktach: $r_1 = 0,146$ m i $r_2 = 0,19$ m oraz ich porównanie z wynikami pomiarów przedstawiono na rys. 7. Z uwagi na zastosowaną metodę zmierzone i obliczone temperatury w punkcie o współrzędnej $r_1 = 0,146$ m nie różnią się więcej niż o $\pm\delta$. W środku grubości ścianki ($r_2 = 0,19$ m) różnice są większe. Wynikają one z błędów pomiaru temperatury, niedokładnego zamocowania termoelementów w punktach o zadanych współrzędnych oraz z błędów określenia własności cieplnych materiału elementu.

Na rys. 8 przedstawiono przebieg czasowy osiowych naprężeń cieplnych σ_{tz} na wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni zamknięcia ciśnieniowego obliczonych ze wzoru:

$$\sigma_{tz}(r, t) = \frac{E \cdot \beta}{1 - \nu} \left[T(r, t) - T_{śr}\right] \tag{21}$$

gdzie $T(r, t)$ jest rozkładem temperatury wyznaczonym eksperymentalnie. Temperatura $T_{śr}$ określona jest wzorem (1).

Z rysunków 7 i 8 wynika, że w czasie rozruchu kotła nie występuje quasistacjonarny stan pola temperatury, będący podstawowym założeniem przy wyznaczaniu dopuszczalnej szybkości nagrzewania lub ochładzania grubościennych elementów kotła [23].

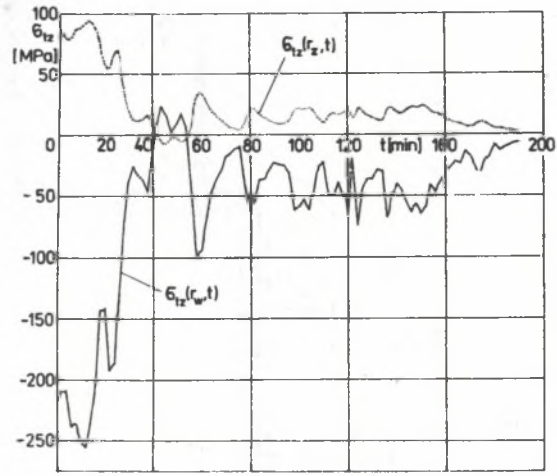


Rys. 7. Temperatury zamknięcia ciśnieniowego w czasie rozruchu ze stanu zimnego

o, • - temperatury zmierzone

Fig. 7. Temperatures in the pressure test valve during a cold start

o, • - measured temperatures



Rys. 8. Osiowe naprężenia cieplne na wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni zamknięcia ciśnieniowego

Fig. 8. Axial thermal stresses at inner and outer surfaces of the pressure test valve

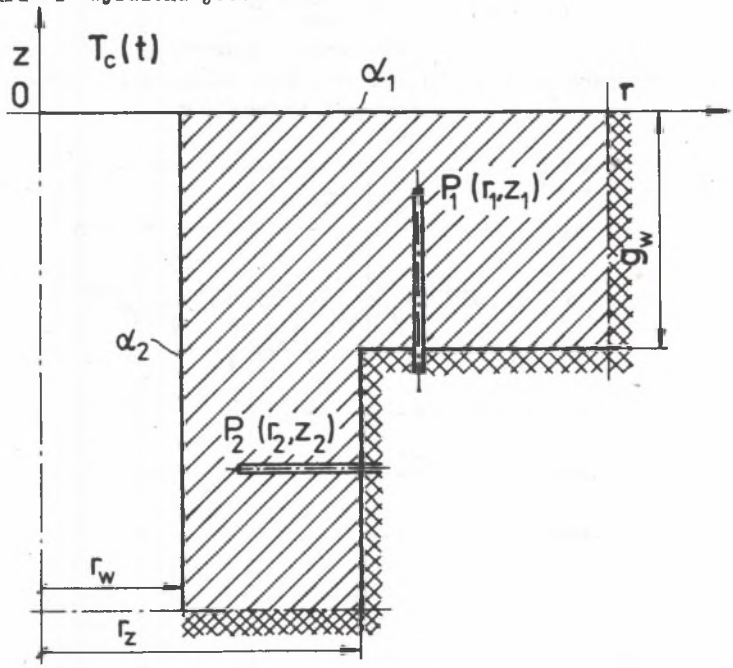
3.2. Połączenie walczak - rura opadowa

W połączeniu walczaka z rurą opadową na brzegu otworu powstają w czasie nagrzewania i ochładzania walczaka wysokie naprężenia cieplne, które często decydują o maksymalnych dopuszczalnych szybkościach rozruchu i wyłączania z ruchu kotła. W celu wyznaczenia rozkładu temperatury w połączeniu mierzona będzie temperatura czynnika $T_c(t)$ oraz temperatura połączenia w punktach P_1 i P_2 (rys. 9) o współrzędnych: $r_1 = 0,25$ m, $z_1 = -0,0333$ m, $r_2 = -0,2017$ m, $z_2 = 0,085$ m. Walczak o grubości ścianki $g_w = 0,085$ m oraz rura opadowa o promieniu powierzchni wewnętrznej $r_w = 0,1775$ m i zewnętrznej $r_z = 0,25$ m wykonane są ze stali 15NiCuMoNb5 (K32Nb) o następujących własnościach cieplnych:

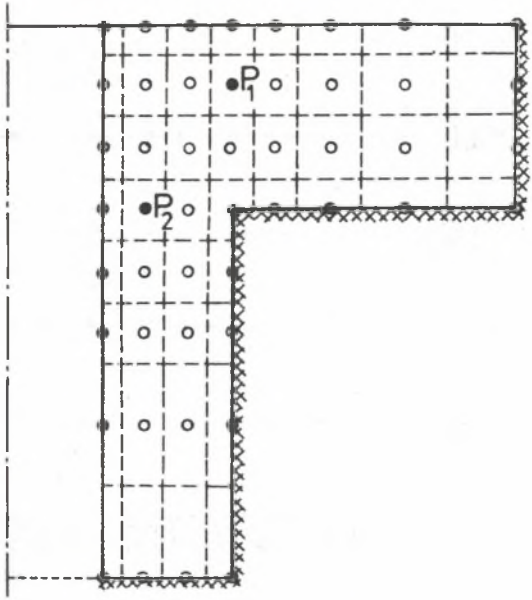
$$\lambda(T) = 37,25 + 4,888.10^{-2}.T-1,506.10^{-3}.T^2+1,06.10^{-7}.T^3 \quad \text{w} \quad W/mK$$

$$c(T).\varrho(T) = (3,551 + 3,027.10^{-3}.T-4,364.10^{-6}.T^2 + 1,001.10^{-8}.T^3).10^6 \quad \text{w} \quad J/m^3K$$

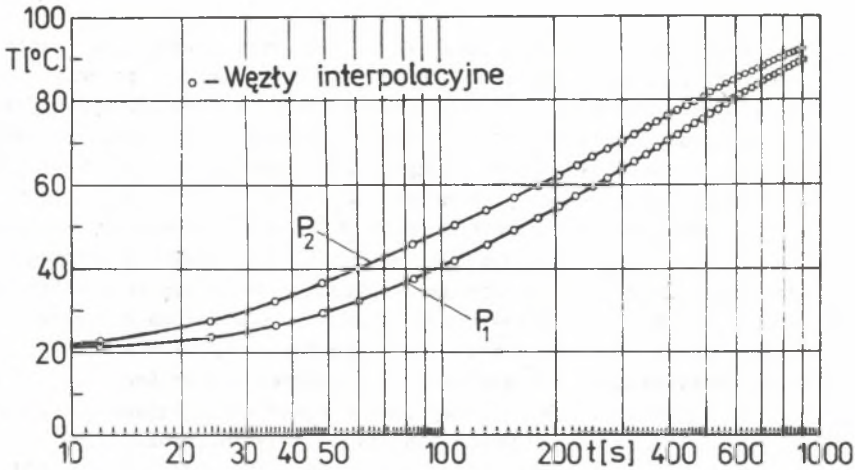
Temperatura T wyrażona jest w ^oC.



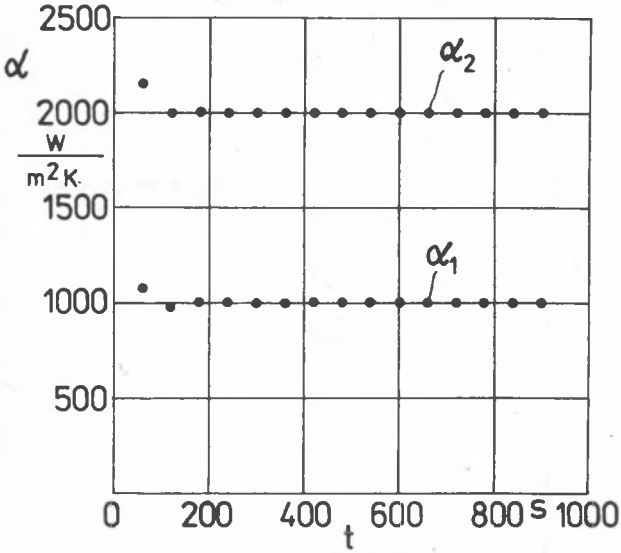
Rys. 9. Schemat połączenia walczak-rura opadowa
Fig. 9. Diagram of the drum-downcomer tube connection



Rys. 10. Podział połączenia walczak-rura opadowa na objętości kontrolne
Fig. 10. Division of the drum-downcomer connection into control volumes



Rys. 11. Zmiany temperatury w punktach P_1 i P_2
Fig. 11. Temperature history of nodes P_1 and P_2



Rys. 12. Porównanie wartości wyznaczonych współczynników przejmowania ciepła z wartościami przyjętymi do obliczeń

$\Delta t = 3$ s, $\Delta t_k = 60$ s

Fig. 12. Comparison of imposed heat transfer coefficients with assumed for calculations the values

$\Delta t = 3$ s, $\Delta t_k = 60$ s

Zewnętrzna powierzchnia połączenia walczak-rura opadowa jest izolowana cieplnie. Z uwagi na znacznie większą średnicę walczaka w porównaniu ze średnicą rury opadowej zagadnienie potraktowano jako kołowo-symetryczne.

W celu sprawdzenia użyteczności metody i oceny jej dokładności obliczono najpierw nieustalony rozkład temperatury przy znanych warunkach brzegowych i warunku początkowym przyjmując: $\alpha_1 = 1000$ W/m^2 K, $\alpha_2 = 2000$ W/m^{2}K, $T_o = 20^oC$. Temperatura czynnika wzrasta skokowo od temperatury początkowej do temperatury $T_c = 100^oC$. Podział połączenia na objętości kontrolne przedstawiono na rys. 10. Przymując następnie, że obliczone w dwóch wybranych punktach P_1 i P_2 temperatury są zmierzone wyznacza się rozkład temperatury w całym połączeniu oraz współczynniki przejmowania ciepła na wewnętrznej powierzchni walczaka oraz rury opadowej. Przebiegi czasowe temperatur w punktach P_1 i P_2 interpolowano funkcjami sklejanymi sześciennymi (rys. 11). Punkty na krzywych oznaczają węzły interpolacji.

Wyniki obliczeń dla: $\Delta t = 3$ s, $\Delta t_k = 60$ s (M = 20), $\varepsilon = 0{,}0001$ K po dwóch cyklach iteracyjnych przedstawiono na rys. 12.
Z analizy rysunku widać, że wyznaczone wartości współczynników α_1 i α_2 nieznacznie różnią się od przyjętych do obliczeń wartości $\alpha_1 = 1000$ W/m^{2}K i $\alpha_2 = 2000$ W/m^2 K.

4. UWAGI KOŃCOWE

Przedstawiono ogólną odwrotną metodę wyznaczania nieustalonego pola temperatury oraz współczynników przejmowania ciepła w elementach ciśnieniowych o złożonych kształtach i zależnych od temperatury własnościach cieplnych. Metoda, wykorzystująca wcześniej opracowane sposoby wyznaczania jednowymiarowych pól temperatury na podstawie pomiaru temperatury w jednym punkcie [16-18], pozwala wyznaczyć przestrzenne zmiany nieustalonego współczynnika przejmowania ciepła na brzegu rozważanego obszaru.

Z przedstawionych przykładów widać, że metoda może znaleźć zastosowanie do wyznaczania pól temperatury i naprężeń w ciśnieniowych elementach kotłów w przypadkach występujących w praktyce kotłowej, tj. w czasie rozruchu, wyłączania z ruchu lub zmiany obciążenia kotła.

Obecnie jest ona wykorzystywana przy określaniu trwałości szczątkowej rurociągów i elementów ciśnieniowych kotłów [24].

SPIS WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I SYMBOLI

$a = \lambda / c \cdot \varrho$	- współczynnik wyrównywania temperatury
c	- ciepło właściwe
E	- moduł sprężystości wzdłużnej
f	- temperatura zmierzona
K	- maksymalna liczba przedziałów czasowych
L	- liczba zainstalowanych termopar wewnątrz elementu ciśnieniowego
$M = \Delta t_k / \Delta t$	- liczba kroków czasowych Δt
n	- numer iteracji
$\vec{n}$	- wektor jednostkowy normalny do powierzchni granicznej S
N	- liczba wyznaczanych współczynników przejmowania ciepła
$\dot{q}_V$	- jednostkowa moc objętościowa źródeł ciepła
r	- promień
$\vec{r}$	- wektor wodzący punktu leżącego wewnątrz obszaru
$\vec{r}_s$	- wektor wodzący punktu leżącego na brzegu obszaru
S	- granica obszaru
t	- czas
T	- temperatura
V	- analizowany obszar

z - współrzędna osiowa

α - współczynnik przejmowania ciepła

β - współczynnik rozszerzalności liniowej

Δr - krok przestrzenny w kierunku promieniowym

Δt - krok czasowy w metodzie Rungego-Kutty

Δt_k - krok czasowy przy wyznaczaniu współczynników przejmowania ciepła α_i

Δz - krok przestrzenny w kierunku osiowym

δ - maksymalna dopuszczalna bezwzględna różnica między temperaturą obliczoną i zmierzoną

λ - współczynnik przewodzenia ciepła

ν - liczba Poissone'a

ϱ - gęstość

ω - współczynnik relaksacji

∇ - operator Hamiltona

Indeksy dolne

c - czynnik

ke, kw - odpowiednio promień wewnętrzny i zewnętrzny objętości kontrolnej (rys. 3)

E, N, S, W - węzły (rys. 3)

i - numer współczynnika przejmowania ciepła

j - numer punktu pomiaru temperatury

k - numer przedziału czasowego

o - początkowy

śr - średni

w - wewnętrzny

z - zewnętrzny

Indeksy górne

(n) - numer iteracji

$\bar{}$ - średni

LITERATURA

[1] Pich R.: Wärmespannungen in druckführenden Bauteilen und deren messtechnische Überwachung. VGB Kraftwerkstechnik 1979, Vol. 79, Heft 6, pp. 510-519.

[2] Gelleri E., Zerrmayr F.: Turbinenleitrechner zur thermischen Überwachung von Dampfturbinen, Siemens-Energietechnik, 1982, Vol. 4, Heft 2, pp. 103-107.

[3] Heiderger D., Schmidt J., Czeratzki A.: Langzeitregistrierung von Betriebsdaten für die Lebensdauerberechnung. VDI-Tagung "Thermische Strömungsmaschinen'85", Bochum 1985.

[4] Davidson M.J., Jones T.J., Rosard D.D., Scheibel J.R.: Monitoring for life extension. Transact. of the ASME, J. of Pressure Vessel Technology, Vol. 107, No. 3, pp. 255-259.

[5] Reason J.: Measure how fast you're expending boiler life. Power, 1985, Vol. 129, No. 7, pp. 31-14.

[6] Seeger M., Taler J.: Konstruktion und Einsatz transportabler Wärmeflusssonden zur Bestimmung der Heizflächenbelastung in Feuerräumen. Fortschritt-Berichte der VDI Zeitschriften, Reihe 6, Nr 129, pp. 1-78.

[7] Kidd C.T.: Thin-skin technique heat-transfer measurement errors due to heat conduction into thermocouple wires. ISA Transactions 1985, Vol. 24, No. 2, pp. 1-9.

[8] Borell G.J., Diller T.E.: A convection calibration method for local heat flux gauges. Transact. of the ASME, J. of Heat Transfer 1987, Vol. 109, No. 1, pp. 83-89.

[9] Beck J.V., Keltner N.R.: Green's function partitioning procedure applied to foil heat flux gauges. Transact. of the ASME, J. of Heat Transfer 1987, Vol. 109, No. 2, pp. 274-280.

[10] Doorly J.E., Oldfield M.L.G.: The theory of advanced multi-layer thin film heat transfer gauges. Int. J. Heat Mass Transfer 1987, Vol. 30, No. 6, pp. 1159-1168.

[11] George A.H.: A transducer for the measurement of instantaneous local heat flux to surfaces immersed in high-temperature fluidized beds. Int. J. Heat Mass Transfer 1987, Vol. 30, No. 4, pp. 763-769.

[12] Breitkopf G.E.: Determination of heat transfer coefficients in steam turbines. Warme- und Stoffubertragung 1980, Vol. 13, pp. 195-204.

[13] France D.M., Chiang T.: Analytic solutions to inverse heat conduction problems with periodicity. Transact. of the ASME, J. of Heat Transfer 1980, Vol. 102, No. 3, pp. 579-581.

[14] Beck J.V., Murio D.A.: Combined function speciffication-regularization procedure for solution of inverse heat conduction problem. AIAA Journal, 1986, Vol. 24, No. 1, pp. 180-185.

[15] Al-Najem N.M., Özisik M.N.: On the solution of threedimensional inverse heat conduction in finite media. Int. J. Heat Mass Transfer. 1985, Vol. 28, No. 11, pp. 2121-2128.

[16] Taler J.: Ein numerisches Verfahren zur experimentelen Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten in zylindrischen Bauteilen. Wärme - und Stoffübertragung 1986, Vol. 20, pp. 229-235.

[17] Taler J.: Erfassung instationärer Wärmebeanspruchung dickwandiger Kraftwerkskomponenten durch Wandtemperaturmessung. Brennstoff-Wärme--Kraft 1987, Vol. 39, Nr 1/2, pp. 30-36.

[18] Björck A., Dahlquist G.: Metody numeryczne. PWN, Warszawa 1987.

[19] Ortega J.M., Rheinboldt W.C.: Iterative solution of nonlinear equations in several variables. Academic Press. New York 1970.

[20] Taler J.: Überwachung der instationären Wärmebeanspruchung in dickwandigen Bauteilen von Kraftwerksblöcken. Brennstoff-Wärme-Kraft, 1987, Vol. 39, Nr 11, pp. 484-489.

[21] Patankar S.: Numerical heat transfer and fluid flow. Hemisphere Publisching Corporation, New York 1980.

[22] Taler J.: Untersuchungen zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Naturumlauf-Dampferzeugern. Fort-schritt-Bericht der VDI-Zeitschriften. Reihe 6: Energieerzeugung 1986, Nr 184, pp. 1-231.

[23] Technische Regeln für Dampfkessel. Vereinigung der Technischen Überwachungs- Vereine E.V., Essen, Dezember 1985.

[24] Młynarski F., Taler J.: Residual life assessment for boiler pressure components based on measurements of creep strains. Transactions of the ASME, J. of Pressure Vessel Technology (praca przyjęta do druku w 1988 r.).

КОНТРОЛЬ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ И ТЕПЛОВЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ ДАВЛЕНИЯ КОТЛОВ НА ОСНОВЕ ИЗМЕРЕНИЯ ИХ ТЕМПЕРАТУРЫ В ИЗБРАННЫХ ТОЧКАХ

Р е з ю м е

В работе предложен метод определения неустановившихся, локальных коэффициентов захвата тепла а также неустановившегося распределения температуры в элементах котлов на основании измерения температуры в избранных внутренних точках либо на внешних поверхностях анализируемых элементов.

Представленный метод может быть использован в элементах котлов со сложным профилем. Расчеты вычислений сравнены с результатами исследований.

MONITORING OF TRANSIENT TEMPERATURE DISTRIBUTION AND THERMAL STRESSES IN PRESSURE COMPONENTS OF BOILERS BASED ON TEMPERATURE MEASUREMENT AT CERTAIN INTERIOR POINTS

A method of determining transient, local heat transfer coefficients and transient temperature distribution in boiler components on the basis of temperature measurements taken at certain interior points or at the external surface of tested components has been suggested in the paper. The temperature distribution determined in this way is used when calculating thermal stresses. The method presented can be applied to the boiler components of a complex shape taking into account the dependence of thermophysical properties of the material on the temperature.

The calculation results have been compared to the results of tests.