

Jerzy TREGER

Instytut Aparatury Przemysłowej i Energetyki
Politechniki Krakowskiej

ZJAWISKA PRZEPIYWOWO-CIEPLNE W WYBRANYCH KOTŁACH ODZYSKNICOWYCH

Streszczenie. W referacie przedstawiono niektóre wyniki kilkuletnich prac doświadczalnych oraz analiz dotyczących zjawisk cieplnych i przepływowych, które zachodzą w rurach parowników rozpatrywanych kotłów odzysknicowych. Dwa z tych kotłów to kotły konwertorowe o różnych konstrukcjach, a jeden to kocioł pracujący w linii produkcji amoniaku. Obciążenia cieplne w tych kotłach są wysokie przy znacznej nierównomierności wzdłuż wysokości parowników, a w wypadku kotłów konwertorowych zmienne w czasie. Należy to do szeregu trudności w eksploatacji i prowadzi do powstawania uszkodzeń po względnie krótkim okresie eksploatacji.

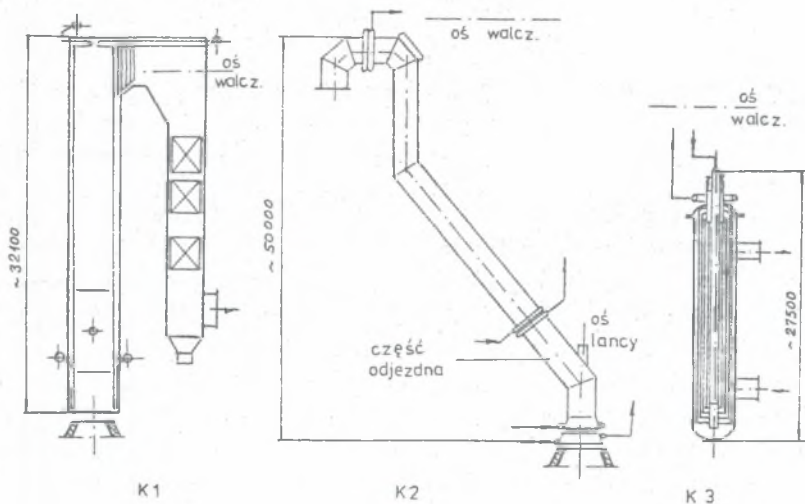
1. Wstęp

Dla prawidłowego eksploataowania kotłów odzysknicowych, stanowiących integralną część układu w procesie wypalania węgla we wsadzie w procesie konwertorowym czy też w produkcji gazu syntezowego do otrzymania amoniaku, konieczne jest zapewnienie wysokiej ich niezawodności. Wspomniane procesy technologiczne stwarzają jednak bardzo niekorzystne warunki pracy rur parowników tych kotłów. Rozpoznanie zatem szeregu zjawisk zachodzących w tych kotłach, a związanych z warunkami cieplnymi i hydrodynamicznymi, pozwala na bardziej prawidłowe ich eksploataowanie, a przez to zwiększenie trwałości. Na rys. 1 przedstawiono omawiane kotły, przy czym obiekt K 1 to kocioł nad konwertorem 150t, K 2 nad konwertorem 350t zaś K 3 w linii schładzania gazu z konwersji metanu.

Kocioł K 1 przeznaczony jest do utylizacji ciepła ze spalania gazów konwertorowych. Zawartość CO w gazie ok. 90 %, spalanie realizowane poprzez doprowadzenie powietrza dyszami oraz przez podsysanie. Temperatura gazów na wlocie do kotła ok. 2000K, zaś dopalanie CO odbywa się głównie w dolnej części kotła. Ciśnienie w walczaku 2,5 MPa, wydajność maksymalna 230 t/h pary nasyconej. Cyrkulacja wymuszona pompami obiegowymi.

Kocioł K 2 wykorzystuje ciepło fizyczne gazów konwertorowych, przy czym dopuszczalny stopień wypalania CO wynosi 10 %. Zapewnia to pierścień doszczelniający /tzw. kocioł wodny/ nad gardzielią konwertora. Ciśnienie w walczaku 3,2 MPa. Największa wydajność kotła 110 t/h. Cyrkulacja wody w części odjezdnej wymuszona, zaś w części górnej, stałej, cyrkulacja naturalna.

Kocioł K 3 przeznaczony jest do schładzania gazu przy produkcji gazu syntezowego przez konwersję metanu od temperatury ok. 1240 K do ok. 630 K. Budowa kotła różni się od konwencjonalnych konstrukcji kotłowych. W osi kotła znajduje się rura opadowa, zaś rury parownika znajdują się w czterech warstwach pomiędzy rurą opadową a płaszczem zew-



Rys. 1. Schematy kotłów odzysknicowych
 Fig. 1. Schemes of waste-heat boilers

nętrznym. Przejmowanie ciepła odbywa się na całym obwodzie rur parownika, z równym obciążeniem cieplnym /3 warstwy/. Ciśnienie w walczaku 11,7 MPa, wydajność ok. 140 t/h. Cyrkulacja wody naturalna.

W odróżnieniu od kotłów energetycznych, kotły K 1 i K 2 pracują cyklicznie, przy czym czas tzw. świeżenia wsadu wynosi odpowiednio ok. 2^h i 13 min. Warunki pracy kotła ulegają nagłym zmianom z powodu występowania znacznych wahań obciążenia cieplnego. Zmieniają się warunki hydrodynamiczne, struktury przepływu w rurach, występują różne rodzaje niestabilności. Temperatura ścianek rur zmienia się, co powoduje powstawanie niekorzystnego stanu naprężeń.

Stwierdzić można, że warunki pracy tych kotłów są nieustalone, sprzyjające powstawaniu zaburzeń przepływu i w efekcie uszkodzeń materiału rur. Badania metalograficzne potwierdziły występowanie w materiale pobranych próbek strukturę Widmanstaettena, właściwą przegrzaniu materiału [1].

Poniżej przedstawiono wyniki badań, pomiarów i analiz poszczególnych czynników wpływających na warunki pracy rur parowników omawianych kotłów.

2. Przejmowane obciążenie cieplne

Wartość obciążenia cieplnego q , decyduje o charakterze wymiany ciepła w rurach, a wyznaczenie jego wartości wzdłuż wysokości kotła, w poszczególnych strefach oraz jego rozkład obwodowy, pozwala na wyznaczenie ilości przejmowanego ciepła.

W tym celu prowadzono pomiary przejmowanego i padającego obciążenia cieplnego przy zastosowaniu sond pomiarowych, wstawek termometrycznych i płytek pomiarowych przyspawanych do rur ekranu. Badania te dotyczyły kotłów K 1 i K 2 [2, 3, 4].

Dla pomiarów sondą z płytką czołową wartość q obliczono 2 :

$$q = 0,5 \left[\lambda / t_1 + \lambda / t_2 \right] \frac{t_1 - t_2}{\delta}, \quad /1/$$

gdzie :

t_1, t_2 - temperatura z przodu i z tyłu płytki,

δ - grubość płytki,

λ - współczynnik przewodzenia ciepła materiału płytki.

Dla pomiarów przy użyciu wstawek termometrycznych wartość q obliczono [3] :

$$q = \frac{2 \lambda \Delta t}{d_z \ln \frac{d_z}{d_w}}, \quad /2/$$

gdzie :

d_z, d_w - średnice zamocowania termopar we wstawce rurowej,

Δt - spadek temperatury na ścianie wstawki,

λ - współczynnik przewodzenia ciepła materiału wstawki.

Dla pomiarów z użyciem płytek pomiarowych [4] :

$$q = 2 \cdot \lambda \cdot \Delta t s l^{-2} \quad /3/$$

gdzie :

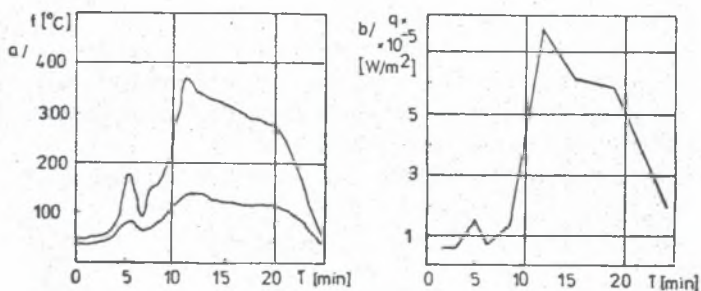
s - grubość płytki,

l - odległość zamocowania termopar,

Δt - spadek temperatury na długości l ,

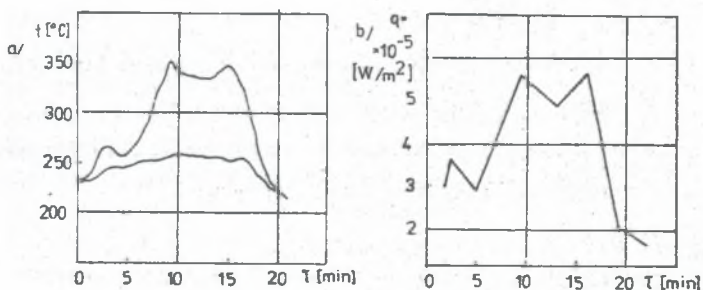
λ - współczynnik przewodzenia ciepła materiału płytki.

Przykładowe zmiany temperatury i odpowiednio obliczone obciążenia cieplne dla poszczególnych metod pomiarowych, przedstawiają rys. 2+4. W wypadku kotła K 3, zastosowanie powyższych metod pomiarowych nie było możliwe, ze względu na jego budowę. Do wyznaczenia rozkładu obciążenia cieplnego posłużono się bilansem cieplnym w oparciu o znany rozkład temperatury gazu na różnych wysokościach parownika [5].



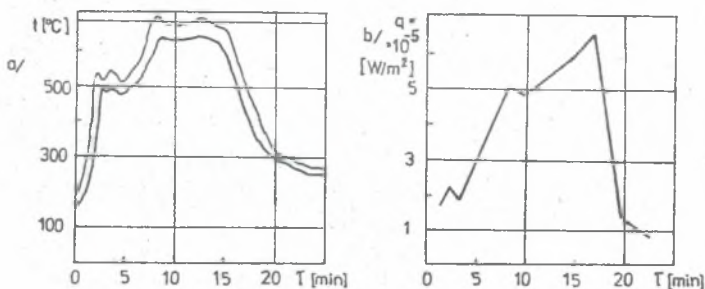
Rys. 2. Zmiany temperatury a/ i obciążenia cieplnego b/ dla K 1, sonda pomiarowa, poziom 24 m

Fig. 2. Change of temperature a/ and heat flux b/ in boiler K 1, thermometric meter, height 24 m



Rys. 3. Zmiany temperatury a/ i obciążenia cieplnego b/ dla K 1, wstawka pomiarowa, poziom 24 m

Fig. 3. Change of temperature a/ and heat flux b/ in boiler K 1, thermometric tube, height 24 m



Rys. 4. Zmiany temperatury a/ i obciążenia cieplnego b/ dla K 2, płytka pomiarowa, poziom 21,6 m

Fig. 4. Change of temperature -a/ and heat flux b/ in boiler K 2, thermometric plate, height 21,6 m

Obwodowy rozkład q przyjmowano dla K 1 i K 2 wg [6], zaś dla K 3 q posiadało wartość stałą na obwodzie.

Stwierdzić należy, że zmierzone największe wartości q były wysokie i wynosiły dla K 1 ponad $7,5 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2$ a dla K 2 ok. $6,5 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2$. Dla K 3 wyznaczona średnia wartość q w strefie dolnej wynosiła ok. $4,2 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2$, przy czym określenie wartości maksymalnych nie było możliwe.

3. Prędkość przepływu wody w rurach parownika

Oprócz obliczania średnich wartości prędkości w rurach parowników, z uwzględnieniem sumarycznych oporów przepływu, w kotle K 2 przeprowadzono pomiary prędkości przepływu wody w dolnej strefie części odjazdnej. Pomiary przeprowadzono z zastosowaniem sond spiętrzających opracowanych przez CKTI, których konstrukcję podaje np. [7]. Sondy te przystosowano do średnicy rury $d = 38 \times 2,5$. Na stanowisku laboratoryjnym wyznaczono charakterystykę przepływową sondy z uwzględnieniem gęstości przepływającej cieczy. Zmierzone prędkości wynosiły $1,05 + 1,85 \text{ m/s}$, w zależności od czasu świeżenia wsadu [4].

4. Masowa zawartość pary w strumieniu

Wielkość tę oznaczoną przez λ jako stosunek natężenia przepływu pary do przepływu całkowitego w rurze [8], obliczano dla poszczególnych stref kotła, uwzględniając ilości przejmowanego ciepła.

5. Entalpia względna

Wartość entalpii względnej przepływającego czynnika w rurach parownika wyznaczono ze wzoru :

$$x = \frac{i - i'}{r}, \quad /4/$$

gdzie :

- i - entalpia czynnika w danym punkcie, przy określonym ciśnieniu,
- i' - entalpia nasycenia przy określonym ciśnieniu,
- r - ciepło parowania przy danym ciśnieniu.

W dolnej części rozpatrywanych kotłów wartości x są ujemne, występuje niedogrzew wody do temperatury nasycenia.

6. Rzeczywista objętościowa zawartość pary

Wielkość ta definiowana jest jako $\varphi = f_p/f$, tzn. stosunek powierzchni zajętej przez przepływającą parę do powierzchni całkowitej przekroju rury. Wartość φ wyznaczono dla K 1 wg metody Lockharta-Martinellego [10], w poszczególnych strefach, przy zmieniającej się gęstości czynnika. Dla K 3 zastosowano do obliczeń metodę radziecką [16].

7. Poślizg międzyfazowy

Poślizg między przepływającą parą a wodą wyznaczać można między innymi wg [8] jako :

$$S = \frac{\dot{x}}{1 - \dot{x}} \cdot \frac{1 - \varphi}{\varphi} \cdot \frac{\rho'}{\rho''} \quad /5/$$

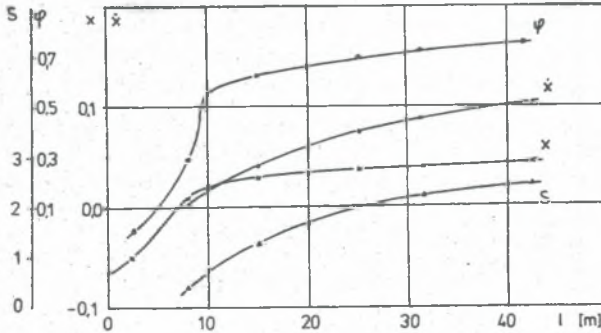
Wartość S obliczano dla poszczególnych stref zakładając liniowy spadek ciśnienia w rurach parownika.

Rys. 5 i 6 przedstawiają zmiany odpowiednio \dot{x} , x , φ , S dla K 1 oraz \dot{x} i φ dla K 3 przy nominalnej wydajności kotła.

8. Struktury przepływu mieszaniny dwufazowej

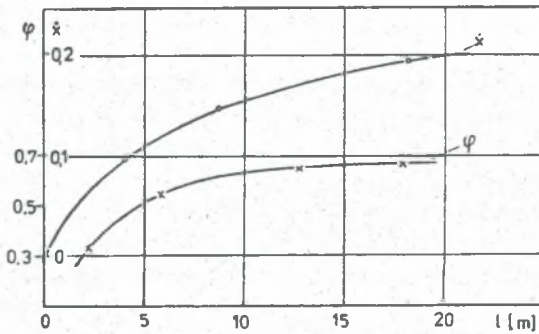
W zależności od natężenia przepływu generowanej pary, struktura przepływu mieszaniny parowo-wodnej ulega zmianom. Określenie struktur przepływu w rurach opierało się na danych m.in. [8, 10], które zawierają mapy struktur przepływu w zależności od x lub \dot{x} masowego natężenia przepływu ρ w oraz ciśnienia.

Dla rozpatrywanych kotłów występujące struktury to przepływ pęcherzowy, pociskowy, emulsyjny. W warunkach ruchowych, bez zaburzeń przepływu, struktura dyspersyjno-pierścieniowa, względnie pierścieniowa nie występuje, ze względu na niskie wartości x , poniżej 0,1.



Rys. 5. Zmiana obliczonych wartosci \dot{x} , x , φ , S w rurach ekranu lewego kotla K 1.

Fig. 5. Change of calculated values of \dot{x} , x , φ , S in left furnace wall tubes, boiler K 1.



Rys. 6. Zmiana obliczonych wartosci \dot{x} , φ w rurach warstwy I kotla K 3.

Fig. 6. Change of calculated values of \dot{x} , φ in I layer of the tubes, boiler K 3.

9. Współczynniki wnikania ciepła

Wartość współczynnika wnikania ciepła od ściany rury do przepływającej mieszaniny dwufazowej, decyduje o temperaturze ściany rur, zakładając, że osady wewnętrzne nie posiadają istotnego wpływu na pogorszenie wymiany ciepła. Stwierdzić należy, że wrzenie występuje w rurach parowników w zasadzie od razu po wpłynięciu wody do rur wznoszących, mimo niedogrzewu czynnika [8, 9], rys. 5. Dla wrzenia ze stosunkowo niskimi wartościami x poniżej 0,04, wartości wnikania ciepła obliczać można, np. wg [11]:

$$\alpha_{d-f} = \sqrt{(\alpha'_{d.ob.})^2 + \alpha_k^2} \quad /6/$$

gdzie:

$$\alpha'_{d.ob.} = 0,7 \cdot \alpha_{d.ob.}$$

$$\alpha_{d.ob.} = 3 / p^{0,14} + 1,83 \cdot 10^{-4} p^2 / \cdot q^{0,7} \quad \text{kcal/m}^2\text{hK} \quad /7/$$

- współczynnik wnikania ciepła przy wrzeniu w dużej objętości, p - at, q - kcal/m²h,

α_k - współczynnik wnikania ciepła przy konwekcji wymuszonej.

W przypadku prowadzenia pomiarów zmian temperatury wewnętrznej powierzchni rury i temperatury czynnika w rurze, np. w trakcie badań rozkładu obciążenia cieplnego wstawką termometryczną, można wyznaczyć doświadczalnie współczynnik α_{d-f} . Dla K 1 podjęto próbę określenia w ten sposób równania $\alpha_{d-f} = f/q$, przy ciśnieniu $p = 3$ MPa i $\gamma w = 1650$ kg/m²s. Równanie regresji liniowej z zastosowaniem metody najmniejszych kwadratów przedstawia zależność /8/:

$$\alpha_{d-f} = 0,04q + 6934 \quad \text{W/m}^2\text{K} \quad /8/$$

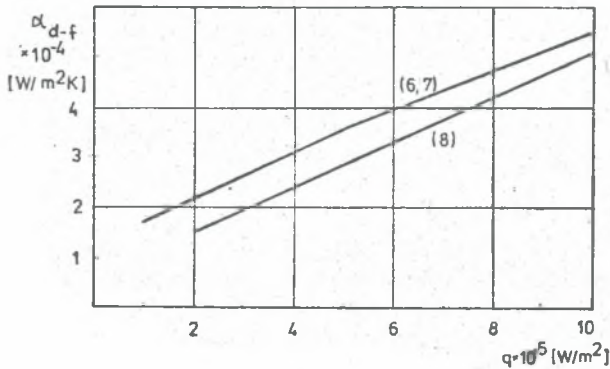
gdzie:

q - przejmowane obciążenie cieplne, W/m².

Na rys. 7 przedstawiono porównanie zależności /8/ z zależnością /6/ wyznaczoną w oparciu o /7/, przy czym obliczona wartość $\alpha_k = 1,4 \cdot 10^4$ W/m²K.

10. Kryzisy wymiany ciepła przy wrzeniu

Stosunkowo wysokie wartości przejmowanych obciążeń cieplnych w dolnych strefach kotłów oraz nieustalone warunki ich pracy, a także charakter zmian w strukturze materiału rur, nasuwają sugestię o możliwości wystąpienia kryzysów wymiany ciepła przy wrzeniu [13].



Rys. 7. Współczynnik wnikania ciepła przy wrzeniu wg /6, 7/ oraz /8/

Fig. 7. Heat transfer coefficient by boiling, equations /6, 7/ and /8/

Wg literatury radzieckiej oraz np. [8], rozróżnia się kryzys wymiany ciepła pierwszego rodzaju, przy niskich lub nawet ujemnych wartościach x , dla którego wyznacza się wartości krytycznego obciążenia cieplnego q_{kr} . Kryzys wymiany ciepła drugiego rodzaju występuje przy wysokich wartościach x lub x , przy przepływie pierścieniowym, niezależnie od wartości obciążenia cieplnego. Dla tego wypadku określa się wartość x_{gr}^0 . W kotłach K 1 + 3 w grę wchodzić może kryzys wymiany ciepła pierwszego rodzaju / $q_{kr} = 3 \cdot 10^6$ W/m²/, biorąc pod uwagę niestabilności przepływu różnego rodzaju [14], które w zdecydowanym stopniu, bo kilkakrotnie obniżają wartość q_{kr} [8, 15]. Stwierdzenie jednak w warunkach ruchowych ewentualnego wystąpienia tego zjawiska nie było możliwe.

11. Wnioski

Przeprowadzane badania i pomiary oraz analizy teoretyczne pozwoliły dokładniej rozpoznać szereg zjawisk cieplnych i przeplywowych, które posiadają istotne znaczenie dla trwałości rur parowników kotłów pracujących w niekorzystnych warunkach eksploatacyjnych. Szczególnie dotyczyło to badań przejmowanych obciążeń cieplnych decydujących o charakterze wymiany ciepła i przepływie w rurach wznoszących. Także analiza poszczególnych wielkości związanych z hydrodynamiką równoległego układu rur, jak entalpia względna, czy objętościowe natężenie przepływu, pozwoliły lepiej poznać zjawiska zachodzące wewnątrz rur ekra-

nowych. Wyniki przeprowadzonych prac umożliwiły sformułowanie zaleceń dotyczących eksploatacji rozpatrywanych kotłów odzysknicowych. Zalecenia te wiązały się głównie z utrzymywaniem odpowiedniej jakości wody kotłowej i zasilającej, obniżenia wartości przejmowanych obciążeń cieplnych w strefach najbardziej obciążonych, zapewnienia prawidłowego krzywizacji rur, zwiększenia prędkości przepływu wody nawet z dodatkowym montażem pomp obiegowych, co w efekcie spowodować winno poprawę dyspozycyjności omawianych kotłów.

LITERATURA

- [1] St. Chrzanowski i in. : Określenie przyczyn erozji zewnętrznych powierzchni rur ekranowych kotłów odzysknicowych Stalowni Konwertorowo-Tlenowej HiL w oparciu o wyniki badań własności wytrzymałościowych i strukturalnych oraz analizę ich warunków pracy. Oprac. PK IAPiE , XII 1973, niepubl.
- [2] J.Taler, J.Treger : Metoda wyznaczania obciążeń cieplnych kotłów konwertorowych ; Gospodarka Paliwami i Energią, nr 8, 1977
- [3] P.Młynarski, J.Treger : Pomiar obciążeń cieplnych przejmowanych przez rury parownika konwertorowego kotła odzysknicowego ; Gospodarka Paliwami i Energią, nr 6, 1979
- [4] P.Młynarski i in. : Badania i ocena prawidłowości obiegu wody oraz rozkład temperatury w rurach kotłów odzysknicowych Stalowni Huty, oprac. PK IAPiE, XII 1979, niepubl.
- [5] P.Młynarski i in. : Zagadnienia trwałości wybranych typów kotłów parowych ; Monografia 25 PK 1984 Kraków
- [6] R.Pich : Vereinfachte Berechnung der Wandtemperaturen einseitig angestrahlter Feuerraumrohre; BWK nr 6, 1966
- [7] L.Cwynar : Rozruch kotłów parowych, WNT, Warszawa 1978
- [8] F.Mayinger : Strömung und Wärmeübergang in Gas-Flüssigkeits-Gemischen ; Springer Verlag 1982
- [9] Z.Miropolski i in. : Parosoderżaniye pri napornom dwiżenii parowodiannoj smiesi s podwodom tiepla i w adiabatycznych ustowijach ; Tieploenergetika nr 5 1971
- [10] G.Hewitt, N.Hall-Taylor : Annular Two-Phase Flow , tłum. ros. Energia 1974
- [11] V.Boriszański i in. : Some Problems of Heat Transfer and Hydraulics in Two-Phase Flow, Inter. J. of Heat and Mass Transfer, nr 6 1973
- [12] B.Pietuchow i in. : Tieploobmien w jadiernych energetycznych ustanowkach, Atomizdat, Moskwa 1974
- [13] J.Treger : Kryzisy wymiany ciepła przy wrzeniu, Energetyka nr 4, 1978

- [14] J. Boure i in. : Review of Two-Phase Flow Instability, Nucl. Eng. and Des. nr 2, 1973, tłum. ros. Ekspres Inf. Tęploenergetika 45, 1973
- [15] V. Boriszański i in. : Tęplootdacza pri dwiżenii dwuchfaznowo potoka w kanałach, Tęploenergetika nr 11 1971
- [16] P. Orłowski : kotły parowe ; WNT, Warszawa 1979,

ТЕПЛОВЫЕ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЯВЛЕНИЯ В НЕКОТОРЫХ КОТЛАХ УТИЛИЗАТОРАХ

Р е з ю м е

В работе представлено результаты исследований и теоретического анализа гидравлических и тепловых явлений в трубах некоторых котлов утилизаторов. Два котла это конверторные котлы, один это котел работающий в линии производства аммиака. Тепловые нагрузки труб этих котлов большие, но очень неравномерные по длине котлов, что является причиной повреждений труб экранов. В конверторных котлах проведено измерения тепловых нагрузок тепловым зондом, термометрическими вставками и плитками. Для котлов утилизаторов проведено анализ смен массового расходного паросодержания, истинного объемного паросодержания, относительной энтальпии, межфазного скольжения и режимов течения паро-водяной смеси. Из измерений и вычислений теплового потока предложено уравнение коэффициента теплоотдачи при кипении воды в трубах одного из конверторных котлов, проведено тоже анализ выступления кризисов теплоотдачи при кипении.

Исследования и анализ проведены для оценки и таких смен условий работы котлов утилизаторов чтобы увеличить их надёжность.

THERMAL-HYDRAULICS PHENOMENA IN WASTE-HEAT BOILERS

S u m m a r y

In the paper results of research works and theoretical analyses of the thermal-hydraulic phenomena in the tubes of the waste-heat boilers have been presented. Two of the boilers there are converter boilers and one is the boiler installed on ammonia production line. Heat flux of the furnace wall tubes of these boilers is relatively high and its axial distribution is very unequal, what is the reason of the tubes damages. Heat flux in the converter boilers was measured using the special designed thermometric meters, tubes and plates. The analyses of mass and void fraction, relativ enthalpy, two-phase slip ratio changes and steam-water flow structures for these boilers have been done. The equation of heat transfer coefficient by boiling of water based on the results of the heat flux measurements in converter boiler has been given. Also results of ana-

lysis of burn-out and dry-out appearance in the tubes have been presented. The aim of above mentioned measurements and theoretical analysis was estimation and improvement of operating conditions of the waste-heat boilers to increase their reliability.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Ludwik Cwynar

Wpłynęło do Redakcji w marcu 1986 r.