

dr inż. Tadeusz Fodemski
prof. dr hab. Bogumił Staniszewski

Instytut Techniki Ciepłej
Politechniki Warszawskiej

BADANIE MODELI WKŁADÓW INTENSYFIKUJĄCYCH WYMIANĘ CIEPŁA

W pracy przedstawiono analizę wpływu wkładów obrotowych na intensyfikację wymiany ciepła w wymiennikach rurowych. Podano opis stanowiska badawczego oraz omówiono metodę pomiarów. Na podstawie uzyskanych wyników badań eksperymentalnych przeprowadzono ocenę efektywności wymiany ciepła.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- c - stała
- d - średnica wewnętrzna rury; mm, m
- F - powierzchnia wymiennika; m²
- g - grubość osadu; mm
- h - szerokość paska turbulizatora; mm
- k - współczynnik przenikania ciepła; kW/m²K
- l - długość wymiennika (turbulizatora); m
- m_s - masa skroplin zebranych w czasie τ_s; kg
- n - liczba obrotów turbulizatora w ciągu 1 min; obr
- N - moc potrzebna do przeprowadzenia czynnika przez wymiennik; kW
- p_p - ciśnienie pary; N/m²

- Δp - spadek ciśnienia wody na wymienniku; mm Hg, mm H₂O
 Q - moc cieplna wymiennika; kW
 Q_w - moc cieplna wymiennika liczona od strony wody; kW
 Q_{kon} - moc cieplna wymiennika liczona od strony kondensatu; kW
 r - ciepło skraplania pary; J/K
 s - skok nawinięcia turbulizatora; mm
 t_N - temp. nasycenia pary przy ciśnieniu p_p ; °C
 $t_{śc}$ - temp. ścianki rury od strony pary; °C
 $t_{śr}$ - średnia temp. wody w wymienniku; °C
 t_p - temp. pary przed wymiennikiem; °C
 t_{pk} - temp. skroplin za wymiennikiem; °C
 t_{wp} - temp. wody przed wymiennikiem; °C
 t_{wk} - temp. wody za wymiennikiem; °C
 $\Delta t_{śrln}$ - średnia logarytmiczna różnica temperatur w wymienniku; °C
 w - prędkość średnia przepływu wody przez wymiennik; m/s
 V - objętość wody przepływającej przez wymiennik w czasie τ_w ; m³
 α_p - współczynnik wnikania ciepła od strony pary; kW/m²K
 α_w - współczynnik przejmowania ciepła od strony wody (obracającego się turbulizatora); kW/m²K
 δ_m - grubość ścianki wymiennika; mm
 ϵ - stosunek mocy cieplnej wymiennika do mocy potrzebnej na przepływ czynnika roboczego przez wymiennik,
 λ_m - współczynnik przewodzenia ciepła mosiądzu; W/mK
 $\lambda_{śr}$ - współczynnik przewodzenia ciepła wody w temp. średniej; W/mK
 $\nu_{śr}$ - kinematyczny współczynnik lepkości wody w temp. $t_{śr}$; m²/s
 ξ_o - współczynnik oporu przepływu rury gładkiej
 ξ_c - współczynnik oporu przepływu całkowity
 ξ_t - współczynnik oporu przepływu turbulizatora
 $\rho_{śr}$ - gęstość wody w temp. średniej; kg/m³
 τ_s - czas zbierania masy skroplin;
 τ_w - czas przepływu objętości V wody przez wymiennik;

Liczby znamionowe

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda_{sr}} \quad - \text{liczba Nusselta}$$

$$Re = \frac{w d}{\nu_{sr}} \quad - \text{liczba Reynoldsa}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad - \text{liczba Prandtla}$$

Indeksy

"o" - wielkość odnosząca się do gładkiej rury bez turbulizatorów

"n" - wielkość odnosząca się do wersji "n" nawinięcia zwojów turbulizatora

"z" - wielkość odnosząca się do wersji "z" nawinięcia zwojów turbulizatora

"osad" - wielkość odnosząca się do rury z osadem, bez turbulizatorów

1. WSTĘP

Intensywność wymiany ciepła ma duże znaczenie w działaniu wymienników ciepła, zwłaszcza zaś w urządzeniach przemysłowych. Jej zwiększenie pozwala bowiem zmniejszyć wymiary i ciężar projektowanych wymienników lub poprawić pracę już istniejących.

W celu zwiększenia współczynnika przejmowania ciepła stosuje się często różnego typu turbulizatory powodujące wzrost burzliwości przepływu i w konsekwencji lepsze przenoszenie ciepła. Różne konstrukcje takich turbulizatorów były przedmio-

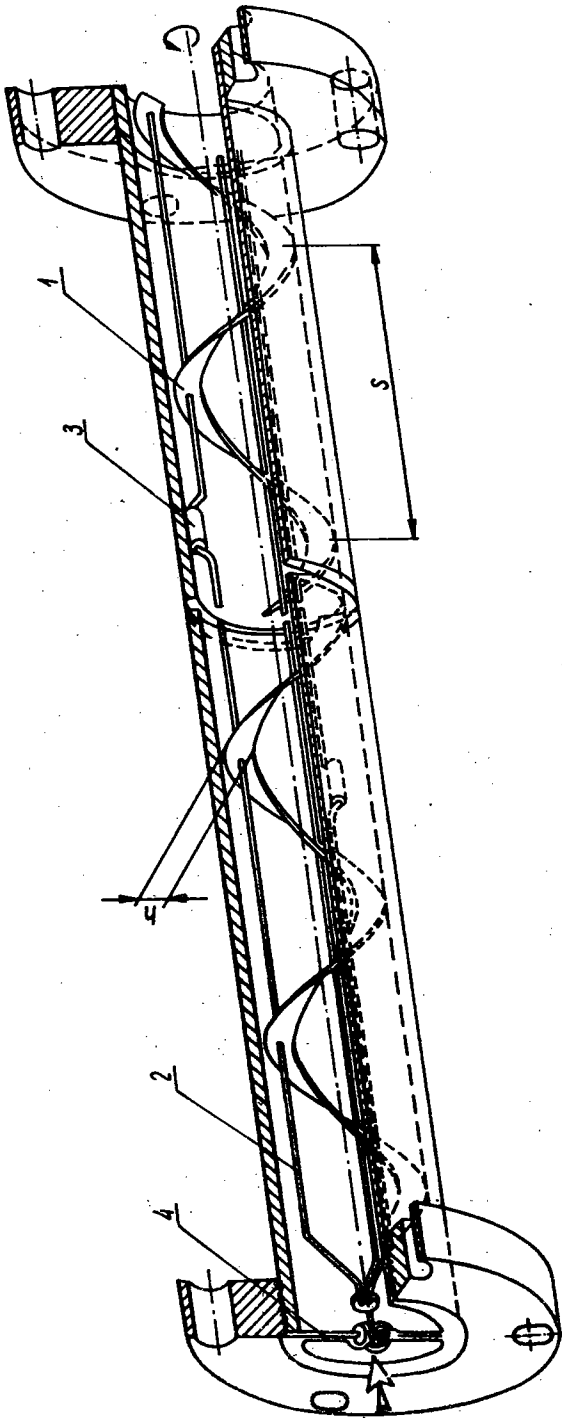
tem wielu badań [1]. Należy podkreślić, że oprócz intensyfikacji burzliwości przepływu przy stosowaniu turbulizatorów, wymaga się od nich również zapobiegania osadzaniu się zanieczyszczeń w wymienniku ciepła [2].

W pracy niniejszej przedstawiono wyniki badań wkładek turbulizujących o specjalnej konstrukcji spełniającej te właśnie wymagania, umieszczanych w wymienniku typu rura w rurze. Wymienniki tego typu charakteryzują się niższymi wartościami współczynnika przenikania w porównaniu z np. płytowymi, lamelowymi czy spiralnymi. Badania przeprowadzono na specjalnie zbudowanym stanowisku, które było modyfikacją instalacji badawczej zaprojektowanej przez mgr inż. J. Kubarskiego i dr inż. A. Kubasiewicza [3].

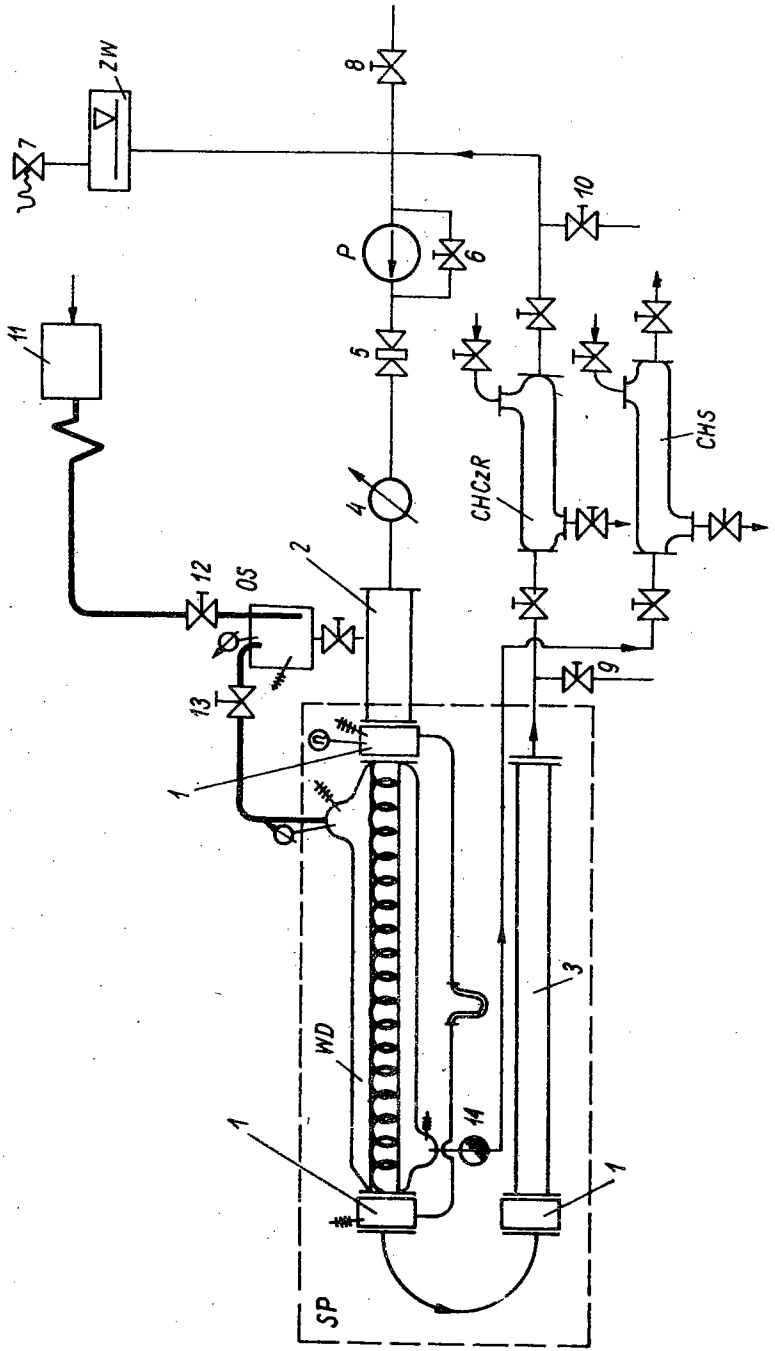
2. KONSTRUKCJA WKŁADU TURBULIZUJĄCEGO

Konstrukcję wkładu turbulizującego i jego usytuowanie w rurze przedstawia rys. 1. Jest to śrubowo zwinięta blacha (1) umożliwiająca przepływ płynu przez środkową część rury. Usztywniona jest ona trzema drutami (2), na których umieszczono w pewnych odległościach teflonowe rolki (3) centrujące wkład w rurze. Od strony dopływu płynu turbulizator zamocowany jest w osi rury do specjalnej piasty (4) w sposób umożliwiający jego obrót. W celu zapewnienia dobrego układania się wkładu wzdłuż całej rury, łatwiejszego wykonania i montażu, stosowano odcinki turbulizatora nie dłuższe niż 50 cm, łączone ze sobą. W przeprowadzonych doświadczeniach stosowano cztery segmenty połączone ze sobą złączami Cardana. Pozwalało to na niezależny ich obrót, nawet przy zakleszczaniu się. W celu zmniejszenia ciężaru turbulizatorów stosowano perforację taśmy (1).

Ostateczna konstrukcja wkładu powstała w wyniku licznych prób i kolejnych udoskonaleń.



Rys.1. Przekrój rury z wkładem obrotowym turbulizującym



Rys.2. Schemat instalacji i aparatury stanowiska do badań obrotowych wkładów turbulizujących

3. SCHEMAT I OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO

Na rys. 2 przedstawiono schemat instalacji badawczej z zaznaczeniem punktów i parametrów pomiarowych. Zasadniczymi jej elementami są:

- sekcja pomiarowa (SP) z wymiennikiem doświadczalnym (WD) zawierającym turbulizator;
- chłodnica czynnika roboczego (ChCzR);
- pompa odśrodkowa (P) (typu N o wydajności 600-900 l/min z silnikiem elektrycznym o mocy 15 kW);
- zbiornik wyrównawczy (ZW);
- układ grzania z osuszaczem (OS) i chłodnicą skroplin (CHS).

Głównym elementem stanowiska jest wymiennik ciepła (WD) typu rura w rurze, długości 2 m, wykonany z dwu rur mosiężnych o wymiarach $\varnothing 70 \times 5$ (rura wewnętrzna) i $\varnothing 100 \times 5$ (rura zewnętrzna). Rurą wewnętrzną, w której umieszczono wkład turbulizujący przepływa czynnik roboczy (woda). Do przestrzeni między rurami doprowadzano parę wodną (we współprądzie). Przed i za wymiennikiem znajdują się mosiężne segmenty pomiarowe (1), w których umieszczono po dwa gniazda dla termometrów do pomiaru temperatury wody oraz wyjście do manometru różnicowego do pomiaru spadku ciśnienia przy przepływie wody przez wymiennik (z wkładem). W segmencie poprzedzającym wymiennik umieszczona jest sonda do pomiaru liczby obrotów wkładu. Przed wymiennikiem znajduje się prosty odcinek rury stalowej (2) o wymiarach $\varnothing 70 \times 5$ i długości 600 mm uspokajający przepływ.

Do obserwacji pracy wkładu służył w części SP za WD odcinek rury z pleksiglasu (3) o wymiarach takich samych jak wymiary wewnętrznej rury mosiężnej wymiennika doświadczalnego. Przed pomiarem wkład sprawdzano w tej części i dopiero wkładano do wymiennika WD. Odcinek (3) wymieniano na rurę stalową podczas pomiarów cieplnych ze względów bezpieczeństwa.

Woda ogrzana w WD z wkładem turbulizującym ulega schłodzeniu w ChCzR. Jest to wymiennik przeciwprądowy chłodzony wodą w obiegu otwartym. Po wylocie z chłodnicy czynnik roboczy tłoczony jest pompą (P) przez przepływomierz (4) do WD. Wydatki regulowano zasuwą (5) i zaworem obejściowym (6). W badanym

wymienniku można uzyskać prędkość przepływu wody w granicach $1\div 6$ m/s. Czynniki robocze przepływa w obiegu zamkniętym, zaś w celu bezpieczeństwa zainstalowano zbiornik wyrównawczy (ZW) z zaworem bezpieczeństwa (7). Napełnianie instalacji odbywa się przez zawór (8), opróżnianie przez zawory (9) i (10).

Wymiennik z wkładem turbulizującym (WD) ogrzewano parą doprowadzoną z kotła (11) przez zawór (12) i osuszacz (OS). Ciśnienie i temperatury pary mierzono w osuszaczu przed WD za zaworem (13) oraz za wymiennikiem WD (przed garnkiem kondensacyjnym (14)).

Układ grzania zapewniał dostarczanie do wymiennika pary nasyconej o stałych parametrach (a nie mokrej, jak w przypadku braku osuszacza, gdyż odległość stanowiska badawczego od kotła jest znaczna). Przez garnek kondensacyjny (14) upuszczano stale parę z przestrzeni między rurami wymiennika WD, zabezpieczając się przed gromadzeniem powietrza w tej przestrzeni. Skropliny opuszczały wymiennik WD przez garnek kondensacyjny (14) i przepływały przez chłodnicę skroplin CHS, gdzie ochładzano je do temperatury około 30°C .

4. SPOSÓB PRZEPROWADZENIA POMIARÓW

W doświadczalnym wymienniku ciepła ogrzewano przepływającą wodę (powodującą obrót turbulizatorów) o różnej temperaturze początkowej (t_{wp}), używając do tego celu pary wodnej nasyconej (o ciśnieniu p_p , i temperaturze t_N). Mierzono temperaturę wody po wyjściu z wymiennika (t_{wk}) i temperaturę skroplin opuszczających przestrzeń między rurami (t_{pk}). Mierzono również temperaturę ścianki wewnętrznej wymiennika od strony pary. Wszystkie temperatury mierzono z dokładnością $0,2^{\circ}\text{C}$. Natężenie przepływu wody przez wymiennik doświadczalny określano mierząc czas przepływu (τ_w) stałej objętości wody (V) przez przepływomierz. Wydatek skroplin określano za chłodnicą skroplin mierząc czas (τ_s) zbierania masy (m_s) skroplin (o temp. około 30°C).

Oprócz pomiarów cieplnych mierzono różnicę ciśnień statycznych (Δp) wody przed i za wymiennikiem za pomocą manometru różnicowego. Mierzono również liczbę obrotów (n) wkładu turbulizującego w ciągu 1 min. Pomiar liczby obrotów dotyczył tylko pierwszego segmentu wkładu. Do tego celu zastosowano specjalne urządzenie działające na zasadzie pomiaru liczby zamknięć obwodu elektrycznego prądu stałego. Obrana metoda nie pozwalała na pomiar liczby obrotów następnych segmentów wkładu turbulizującego.

Przed każdym doświadczeniem aparatura musiała osiągnąć stan ustalonej pracy stoiska. Osiągano tu średnio po czasie wynoszącym około 30 min. Doświadczenia przeprowadzono przy różnych prędkościach przepływu wody przez wymiennik. Wkład podzielony na 4 segmenty mogące się obracać względem siebie zajmował całą długość ogrzewanej części rury. Stosowano 4 typy wkładów różniących się charakterystycznymi wymiarami geometrycznymi, z tym że każdy typ miał dwie wersje:

- pierwszą: spirale wszystkich segmentów nawinięte były w tę samą stronę (zgodnie) - wersja "z";
- drugą: spirale kolejnych segmentów nawinięte były przeciwnie (tzn. prawo- i lewoskrętnie na przemian) - wersja "n".

Ogółem przebadano cztery wkłady, każdy w dwóch wersjach. Dla każdej wersji przeprowadzono pomiary przy 6 różnych prędkościach przepływu, rozpoczynając od takiej, przy której rozpoczynał się obrót wkładu (tzn. pierwszego segmentu). Łącznie przeprowadzono więc 48 pomiarów.

We wszystkich pomiarach starano się tak dobrać parametry, by pobór pary (czyli wydatek skroplin, a tym samym i strumień cieplny) był możliwie stały. Sprowadzało się to do zwiększenia średniej temperatury wody przepływającej przez wymiennik doświadczalny, przy wzroście jej prędkości przepływu.

5. WYNIKI DOŚWIADCZEŃ I ICH OPRACOWANIE

Do doświadczeń użyto turbulizatory wykonane z blachy stalowej grubości 0,3 mm. Wymiary poszczególnych turbulizatorów (oznaczenia na rys. 1) podane są w tabelicy 1.

Tablica 1

Wymiary charakterystyczne wkładów turbulizujących

Nr turbulizatora	d [mm]	s [mm]	h [mm]	$\frac{d}{s}$	$\frac{h}{d}$
1	60	200	5	0,3	0,0834
2	60	60	5	1,0	0,0834
3	60	180	17	0,33	0,283
4	60	45	17	1,33	0,283

Przeprowadzając doświadczenie mierzono następujące wielkości: t_{wp} , t_{wk} , τ_w , V , m_s , τ_s , t_p , p_p , n , Δp . Wszystkie inne wielkości są funkcją parametrów zmierzonych.

5.1. OPORY HYDRAULICZNE PRZEPIYWU W RURZE Z TURBULIZATOREM

W czasie pomiarów spadku ciśnienia przy przepływie wody przez wymiennik z wkładem turbulizującym nie ogrzewano wymiennika doświadczalnego parą wodną. Mierzono wówczas następujące wielkości:

$$t_{wp}, V, \tau_w, \Delta p, n.$$

Średnią prędkość przepływu wody (w) przez rurę wymiennika obliczono ze wzoru

$$w = \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot \tau_w} \quad (1)$$

Wartość współczynnika oporu przepływu całkowitego (ξ_c) przez rurę z turbulizatorem obliczano z równania Darcy-Weisbacha [7]

$$\Delta p = \xi_c \frac{w^2 \rho_{\text{śr}}}{2} \frac{1}{d} \quad (2)$$

Założono [5], że całkowity współczynnik oporu ξ_c jest sumą oporu rury gładkiej (ξ_0) i oporu turbulizatora (ξ_t), tzn.

$$\xi_c = \xi_0 + \xi_t \quad (3)$$

gdzie

$$\xi_0 = 0,054 + \frac{0,396}{\text{Re}^{0,3}} \quad (4)$$

(wzór Schillera i Hermanna [7], dobra zgodność do $\text{Re}=1500000$).

Wszystkie wyniki pomiarów przedstawiono graficznie w postaci zależności $\xi_t = f(\text{Re})$ na rys. 3 i 4.

Na podstawie otrzymanych wyników można stwierdzić, że w badanym zakresie liczb Re dla wszystkich turbulizatorów współczynnik ξ_t jest stały i wynosi:

- dla turbulizatora 1:

$$\xi_t = 0,0815 \pm 7,4\% \quad \text{wersja "z"}, \quad (5)$$

$$\xi_t = 0,0885 \pm 10,7\% \quad \text{wersja "n"}, \quad (5')$$

- dla turbulizatora 2:

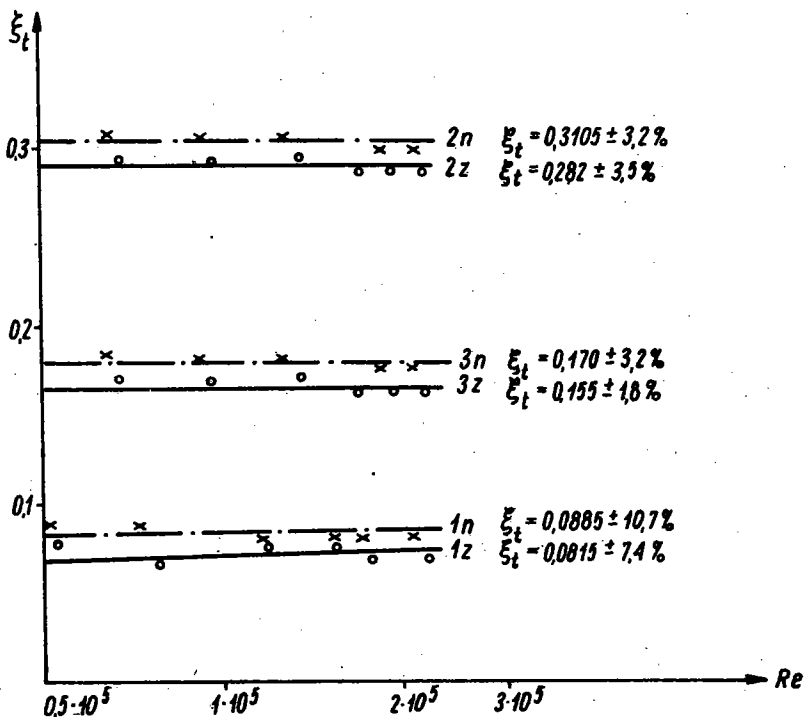
$$\xi_t = 0,282 \pm 3,5\% \quad \text{wersja "z"}, \quad (6)$$

$$\xi_t = 0,310 \pm 3,2\% \quad \text{wersja "n"}, \quad (6')$$

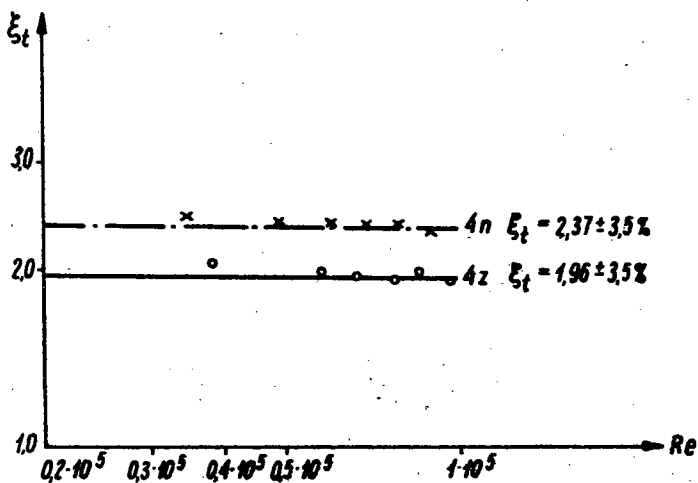
- dla turbulizatora 3:

$$\xi_t = 0,155 \pm 1,8\% \quad \text{wersja "z"}, \quad (7)$$

$$\xi_t = 0,170 \pm 1,2\% \quad \text{wersja "n"}, \quad (7')$$



Rys. 3. Zależność $\xi_t = f(Re)$ dla rury z turbulizatorami nr 1, 2, 3 (typu "n" i "z")



Rys. 4. Zależność $\xi_t = f(Re)$ dla rury z turbulizatorami nr 4 (typu "n" i "z")

- dla turbulizatora 4:

$$\xi_t = 1,96 \pm 3,5\% \quad \text{wersja "z"}, \quad (8)$$

$$\xi_t = 2,37 \pm 3,5\% \quad \text{wersja "n"}. \quad (8')$$

Wartości te obowiązują w zakresie

$$10^5 < Re < 5 \cdot 10^5.$$

Dla wszystkich turbulizatorów $(\xi_t)_z < (\xi_t)_n$ oraz

$$\frac{(\xi_t)_z}{(\xi_t)_n} \cong 0,9. \quad (9)$$

Zależność liczby obrotów wkładu (n) od liczby Re przedstawia rys. 5. Początek obrotu wkładów jest różny dla różnych wkładów. Charakter przebiegu tej zależności jest też dla każdego wkładu nieco odmienny.

5.2. PRZEJMOWANIE CIEPŁA W RURACH Z TURBULIZATOREM

W czasie doświadczenia mierzono następujące wielkości:

$$t_{wp}, t_{wk}, V, \tau_w, m_s, \tau_s, t_p, p_p.$$

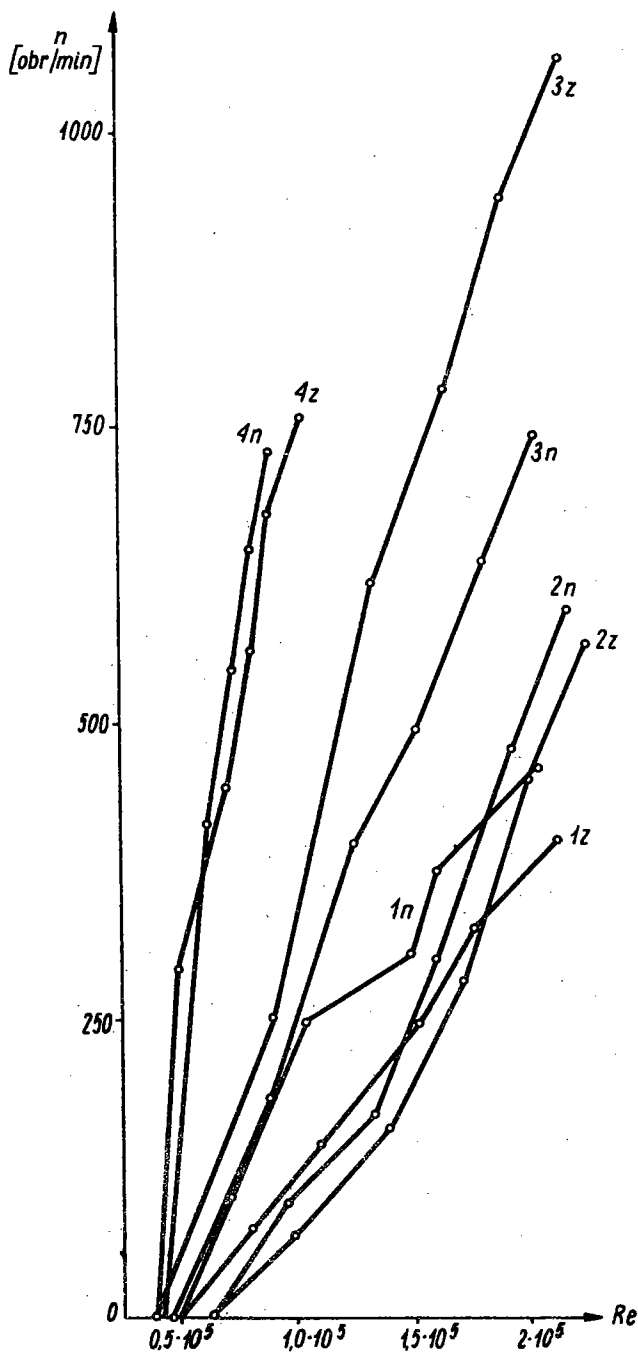
Średnią różnicę temperatur w wymienniku obliczono wg równania

$$\Delta t_{\text{śrln}} = \frac{t_{wk} - t_{wp}}{\ln \frac{t_N - t_{wp}}{t_N - t_{wk}}}. \quad (10)$$

Współczynnik przenikania ciepła (k) w wymienniku obliczono z zależności

$$k = \frac{Q}{F \Delta t_{\text{śrln}}}. \quad (11)$$

Moc cieplną wymiennika (Q) można obliczyć z następujących wzorów:



Rys. 5. Zależność $n=f(Re)$ dla wkładu nr 1, 2, 3, 4 (typu "n" i "z")

- od strony wody

$$Q_w = \frac{V \rho_{\text{śr}}}{\tau_w} C_{w\text{śr}} (t_{wk} - t_{wp}), \quad (12)$$

- od strony kondensatu

$$Q_{\text{kon}} = \frac{m_s}{\tau_s} r. \quad (13)$$

Żeby prawidłowo określić moc cieplną z równania (13) należało:

- dostarczyć do wymiennika doświadczalnego parę wodną nasyconą,
- dokładnie izolować wymiennik, aby skraplająca się para ogrzewała jedynie wodę przepływającą przez rurę z turbulizatorem.

Sprawdzeniem prawidłowości bilansu jest spełnienie zależności

$$Q_{\text{kon}} = Q_w.$$

Obydwie te wielkości obliczano dla każdego doświadczenia. Biorąc pod uwagę maksymalne odchyłki od średnich wielkości mierzonych, błąd przy ocenie Q nie przekracza 5%.

Liczbę Re obliczano ze wzoru

$$Re = \frac{(V/\frac{\pi d^2}{4})d}{v_{\text{śr}}}. \quad (14)$$

Współczynnik przejmowania ciepła od strony obracającego się turbulizatora (α_w) wyliczano każdorazowo z równania

$$\alpha_w = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{\delta_m}{\lambda_m} - \frac{1}{\alpha_p}}. \quad (15)$$

W celu określenia współczynnika α_p umieszczono termoparę mierzącą temperaturę ścianki rury od strony pary wodnej ($t_{\text{śc}}$).

Wyniki pomiarów wykorzystano w zależności

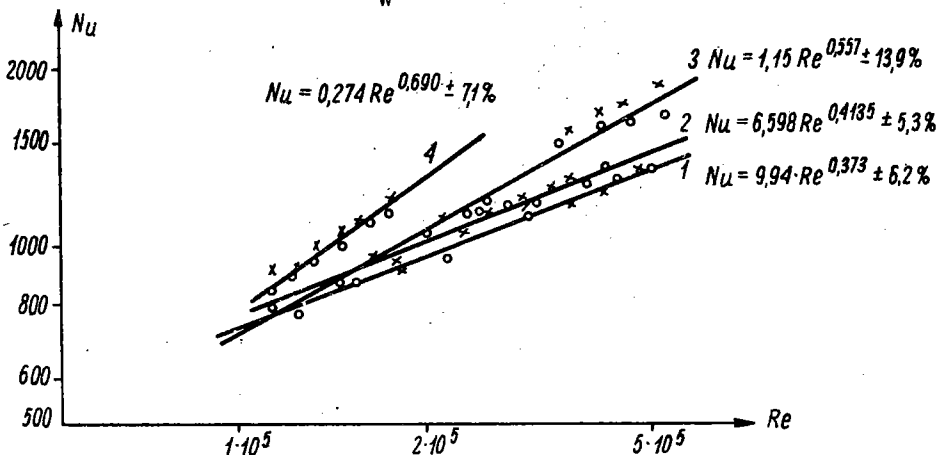
$$Q = \alpha_p F (t_N - t_{\text{śc}}) , \quad (16)$$

na podstawie której obliczono wartość α_p

$$\alpha_p = \frac{Q}{F(t_N - t_{\text{śc}})} . \quad (17)$$

W przeprowadzonych doświadczeniach starano się, aby strumień cieplny $\frac{Q}{F}$ był wielkością stałą. Jak wspomniano poprzednio, sprowadzało się to do podniesienia średniej temperatury wody przepływającej przez wymiennik doświadczalny, przy zwiększeniu prędkości jej przepływu. Uzyskiwano w ten sposób stałą grubość warstewki kondensatu po stronie zewnętrznej rury z wkładem turbulizującym. Tym samym można przyjąć, że współczynnik α_p we wszystkich doświadczeniach był wielkością stałą. Ponieważ $Q=125$ kW, $F=0,409$ m², $t_N=126,8^\circ\text{C}$, $t_{\text{śc}}=116,3^\circ\text{C}$, więc obliczona ze wzoru (17) wartość wyniosła: $\alpha_p = 29,1$ kW/m²K.

Obliczone za pomocą wzoru (15) wartości α_w mogą być obciążone błędem, którego największe wartości występują przy maksymalnych wartościach współczynnika k . Uwzględniając odchylenia (w poszczególnych pomiarach) od wartości $Q=125$ kW oraz niedokładność pomiaru temperatury ścianki, obliczone z równania (15) wartości α_w mogą być obarczone błędem około 6%.



Rys.6. Zależność $Nu=f(Re)$ dla rury z turbulizatorem nr 1,2,3,4

Na rys.6 przedstawiono graficznie wyniki pomiarów współczynnika przejmowania ciepła w postaci funkcji

$$Nu = f(Re) .$$

Posługując się metodą najmniejszych kwadratów otrzymano następujące związki:

- dla turbulizatora 1 (wersja "z" i "n")

$$Nu=9,94 Re^{0,373} \pm 6,2\% , \quad (18)$$

- dla turbulizatora 2 (wersja "z" i "n")

$$Nu=6,598 Re^{0,413} \pm 5,3\% , \quad (19)$$

- dla turbulizatora 3 (wersja "z" i "n")

$$Nu=1,152 Re^{0,557} \pm 13,9\% , \quad (20)$$

- dla turbulizatora 4 (wersja "z" i "n")

$$Nu=0,274 Re^{0,690} \pm 7,1\% . \quad (21)$$

Równania te obowiązują w przebadanym zakresie, tzn.:

$$10^5 < Re \leq 5 \cdot 10^5 .$$

Przyjmując, że liczba Nu jest proporcjonalna do $Pr^{0,4}$ i biorąc pod uwagę, że przy temperaturach w jakich przeprowadzono pomiary wartość liczby Prandtla wynosi $Pr \approx 2,3$, zależności opisujące liczby Nusselta można przedstawić w następującej postaci:

- dla turbulizatora 1

$$(18') \quad Nu=7,11 \cdot Re^{0,373} Pr^{0,4} ,$$

- dla turbulizatora 2

$$(19') \quad Nu=4,72 \cdot Re^{0,413} Pr^{0,4} ,$$

- dla turbulizatora 3

$$(20') \quad Nu=0,800 \cdot Re^{0,557} Pr^{0,4} ,$$

- dla turbulizatora 4

$$(21') \quad Nu = 0,196 \cdot Re^{0,690} Pr^{0,4}$$

6. WNIOSKI Z BADAŃ

6.1. OSZCZĘDNOŚĆ POWIERZCHNI WYMIANY CIEPŁA

Celem wykazania możliwości uzyskania zmniejszenia powierzchni wymiany ciepła przeprowadzono porównanie wielkości tej powierzchni dla rury z turbulizatorem obracającym się i rurą bez wkładu. Porównanie to przeprowadzono dla tej samej ilości ciepła, tego samego wymiennika o tych samych temperaturach i przy jednakowych średnicach rur [4].

Zatem przy ustalonych wartościach: Q , $(t_{śc} - t_{śr})$, t_{wp} , t_{wk} , V , d , Re , Pr , uwzględniając że:

$$Q = F \alpha_w (t_{śc} - t_{śr}) \quad \text{dla rury z turbulizatorem,}$$

$$Q = F_o \alpha_o (t_{śc} - t_{śr}) \quad \text{dla rury bez turbulizatora,}$$

otrzymuje się

$$\frac{F}{F_o} = \frac{\alpha_o}{\alpha_w} = \frac{Nu_o}{Nu} \quad (22)$$

Przyjmując, że dla rury gładkiej obowiązuje zależność [6]

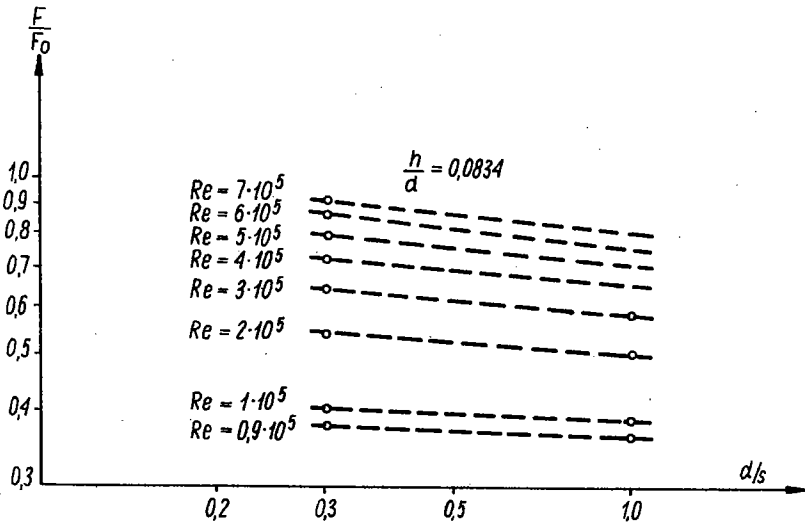
$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (23)$$

otrzymuje się (przy $Pr=2,3$):

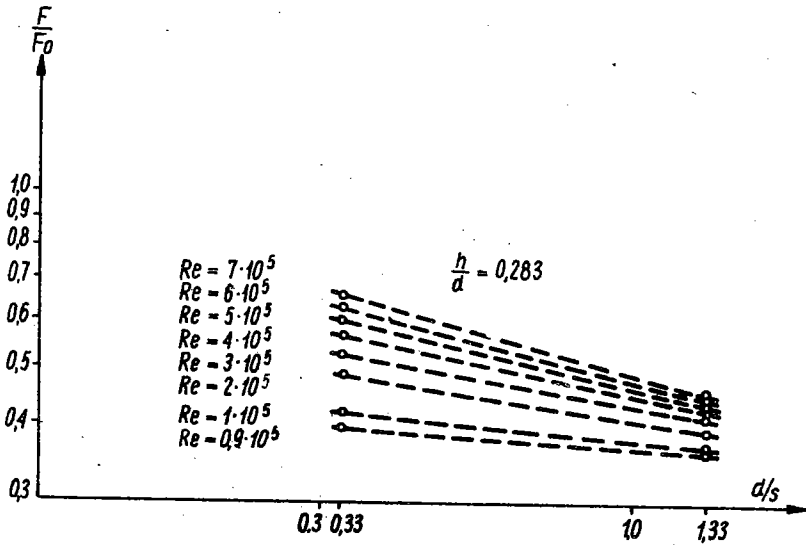
$$\text{dla turbulizatora 1: } \frac{F}{F_o} = 0,00324 Re^{0,427}, \quad (24)$$

$$\text{dla turbulizatora 2: } \frac{F}{F_o} = 0,00487 Re^{0,387}, \quad (25)$$

$$\text{dla turbulizatora 3: } \frac{F}{F_o} = 0,0288 Re^{0,243}, \quad (26)$$



Rys.7. Zależność stosunku $\frac{F}{F_0}$ od wartości $\frac{d}{s}$ dla rury z turbulizatorem nr 1 i 2 ($\frac{h}{d} = 0,0834$)



Rys.8. Zależność stosunku $\frac{F}{F_0}$ od wartości $\frac{d}{s}$ dla rury z turbulizatorem nr 3 i 4 ($\frac{h}{d} = 0,283$)

$$\text{dla turbulizatora 4: } \frac{F}{F_0} = 0,177 \text{ Re}^{0,110} . \quad (27)$$

Zależności (24) i (25) przedstawiono na rys.7 jako funkcję $\frac{d}{s}$ i Re (dla turbulizatorów 1 i 2 $\frac{h}{d} = 0,0834$, patrz tabl. 1), a zależności (26) i (27) na rys. 8 (dla turbulizatorów 3 i 4 $\frac{h}{d}=0,283$). Oszczędność powierzchni wymiany ciepła jest widoczna. Dla turbulizatorów 1 i 2 dla liczb Re równych 10^5 i $5 \cdot 10^5$ wynosi ona odpowiednio około 60% i 20%, natomiast dla turbulizatorów 3 i 4 odpowiednio około 58% i 38%.

6.2. EFEKTYWNOŚĆ WYMIANY CIEPŁA

Analizę efektywności wymiany ciepła w rurach z turbulizatorami przeprowadzono w oparciu o kryterium (podane w pracy [5])

$$\varepsilon = \frac{Q}{N} , \quad (28)$$

gdzie ε jest liczbą bezwymiarową, określającą stosunek mocy cieplnej wymiennika (Q), do mocy potrzebnej na przetłoczenie czynnika przez ten wymiennik (N), tzn.

$$\varepsilon = \frac{F \alpha_w (t_{śc} - t_{śr})}{V \xi_c \frac{w^2 \rho_{śr}}{2} \frac{1}{d}} . \quad (29)$$

Iloraz $\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}$ (ε_0 - dla rury bez turbulizatora) daje obraz strat (gdym $\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} < 1$) lub zysków (gdym $\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} > 1$) energetycznych, przy stosowaniu turbulizatorów w porównaniu z rurami bez turbulizatorów.

Analizę efektywności przeprowadza się z uproszczeniami (dokładne omówienie w pracy [5]). Zakładając ustalone wartości: Q, $(t_{śc} - t_{śr})$, t_{wp} , t_{wk} , V, d, Re, Pr, iloraz $\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0}$ określa związek

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} = \frac{\xi_0 l_0}{\xi_c l_c} . \quad (30)$$

Uwzględniając (22) otrzymuje się

$$\frac{1_o}{1} = \frac{F_o}{F} = \frac{1}{\frac{Nu_o}{Nu}}$$

czyli

$$\frac{\xi}{\xi_o} = \frac{\xi_o}{\xi_c} \frac{1}{\frac{Nu_o}{Nu}} \quad (31)$$

Podstawiając do (31) równania (4), (23), (24), (25), (26) i (27) otrzymuje się:

- dla turbulizatora 1:

$$\frac{\xi}{\xi_o} = \frac{0,0054+0,396 \cdot Re^{-0,3}}{0,0054+0,396 \cdot Re^{-0,3}+c \cdot 0,0885} \cdot \frac{1}{0,00324 \cdot Re^{0,427}}; \quad (32)$$

- dla turbulizatora 2:

$$\frac{\xi}{\xi_o} = \frac{0,0054+0,396 \cdot Re^{-0,3}}{0,0054+0,396 \cdot Re^{-0,3}+c \cdot 0,31} \cdot \frac{1}{0,00487 \cdot Re^{0,387}}; \quad (33)$$

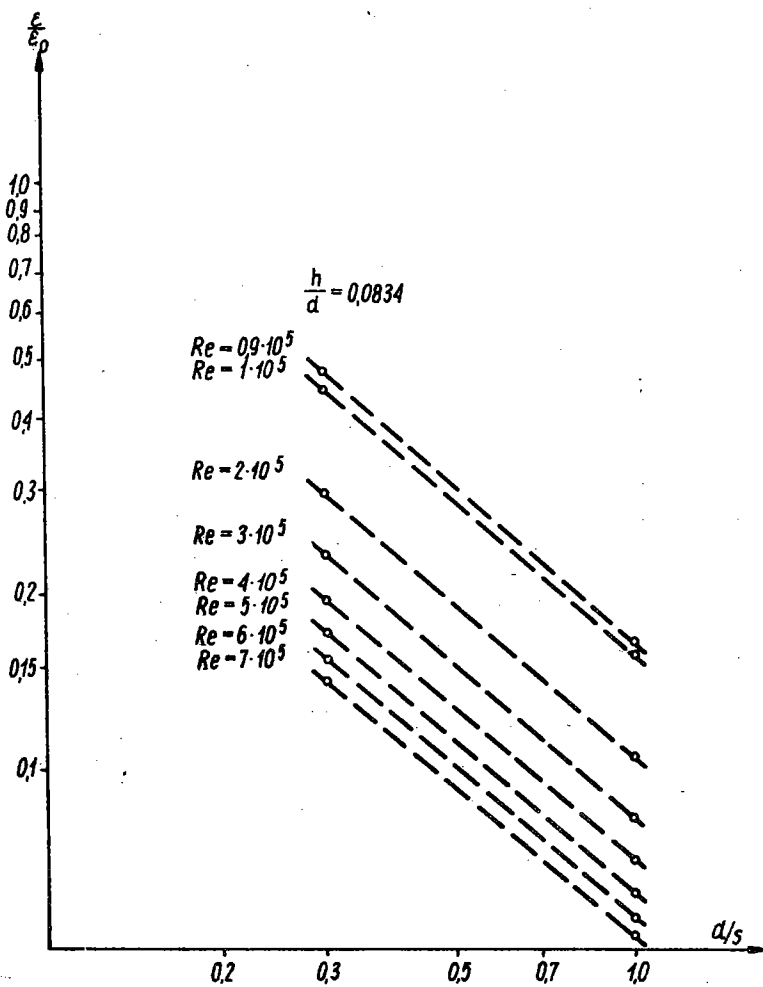
- dla turbulizatora 3:

$$\frac{\xi}{\xi_o} = \frac{0,0054+0,396 \cdot Re^{-0,3}}{0,0054+0,0396 \cdot Re^{-0,3}+c \cdot 0,17} \cdot \frac{1}{0,0288 \cdot Re^{0,243}}; \quad (34)$$

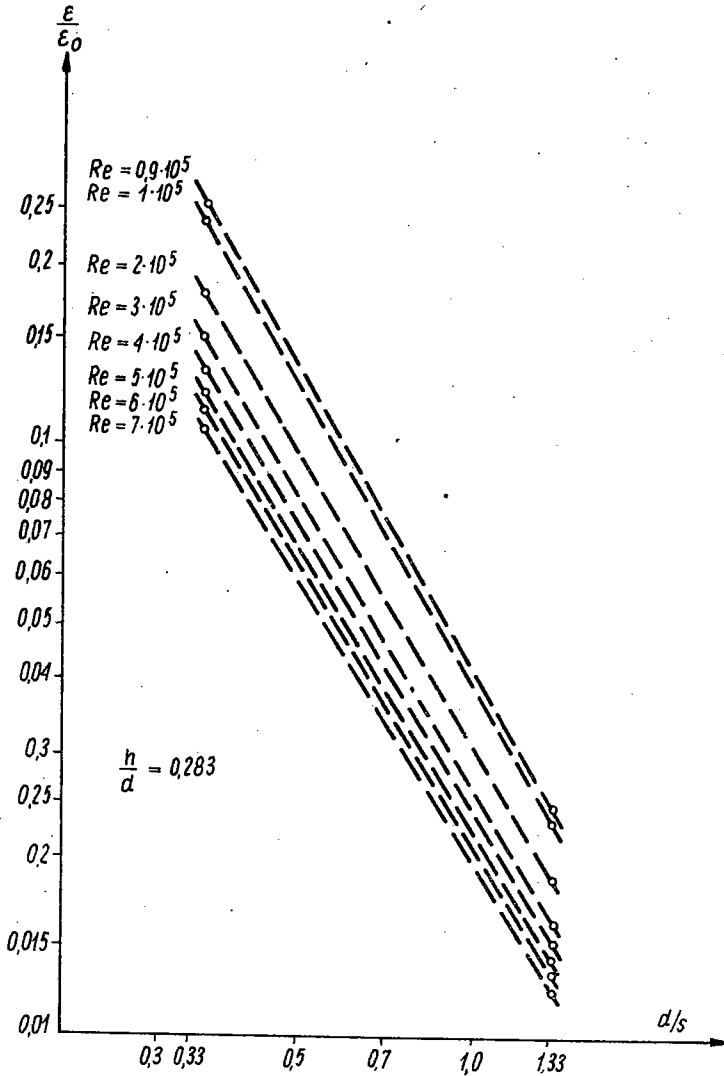
- dla turbulizatora 4:

$$\frac{\xi}{\xi_o} = \frac{0,0054+0,396 \cdot Re^{-0,3}}{0,0054+0,396 \cdot Re^{-0,3}+c \cdot 2,37} \cdot \frac{1}{0,177 \cdot Re^{0,11}} \quad (35)$$

Dla wersji "z" współczynnik $c=0,9$, dla wersji "n" $c=1$.
Zależności (32) i (33) przedstawiono jako funkcję $\frac{d}{s}$
i Re na rys. 9, a zależności (34) i (35) na rys. 10.



Rys. 9. Zależność stosunku $\frac{\epsilon}{\epsilon_0}$ od wartości $\frac{d}{s}$ dla rury z turbulizatorami nr 1 i 2 ($\frac{h}{d}=0,0834$)



Rys. 10. Zależność stosunku $\frac{\epsilon}{\epsilon_0}$ od wartości $\frac{d}{s}$ dla rury z turbulizatorami nr 3 i 4 ($\frac{h}{d}=0,283$)

6.3. EFEKTYWNOŚĆ WYMIANY CIEPŁA W ODNIESIENIU DO RURY Z OSADEM

W rozważaniach przeprowadzonych w punkcie 6.2 nie uwzględniono dodatkowej zalety badanych wkładów turbulizujących, a mianowicie ich obrotu, co utrudnia tworzenie się osadu.

Celem określenia maksymalnych możliwych korzyści spowodowanych zastosowaniem turbulizatorów wykonano obliczenia oparte na porównaniu rury gładkiej z osadem z rurą zawierającą turbulizator, lecz bez żadnych osadów na ścianie. Odpowiada to założeniu, że zastosowanie turbulizatora eliminuje całkowicie odkładanie się osadu.

W obliczeniach przyjęto grubość osadu wynoszącą $g = 1$ mm, czemu odpowiada wg [6] dodatkowy opór cieplny

$$\frac{1}{\alpha_{\text{osad}}} = 0,00058 \left[\frac{1}{W/m^2K} \right].$$

Ponadto zmianie ulega wartość współczynnika oporów przepływu.

Według badań Nikuradsego [7] dla $\frac{d}{g} = 30$ współczynnik oporu wynosi

$$\xi_{\text{osad}} = 0,0475$$

i nie zależy od liczby Reynoldsa dla $Re > 10^4$.

W przypadku rury z osadem, mającej wymenić tę samą ilość ciepła co rura bez osadu, trzeba zwiększyć jej powierzchnię (długość) w stosunku.

$$\frac{F_{\text{osad}}}{F_0} = 1 + \frac{\alpha_0}{\alpha_{\text{osad}}} \quad (36)$$

Przyjmując, że (równanie (23))

$$\alpha_0 = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \frac{d}{\lambda_{sr}}$$

i wstawiając wartości: $d=0,06$ m, $\lambda_{sr}=0,668 \frac{W}{mK}$, $Pr=2,3$

(charakterystyczne dla warunków przeprowadzanego eksperymentu) otrzymuje się

$$\frac{F_{\text{osad}}}{F_0} = 1 + 0,139 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Re}^{0,8} \quad (37)$$

oraz (uwzględniając (31))

$$\frac{\varepsilon_{\text{osad}}}{\varepsilon_0} = \frac{0,0054 + 0,396 \cdot \text{Re}^{-0,3}}{0,0475} \cdot \frac{1}{1 + 0,139 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Re}^{0,8}} \quad (38)$$

Tablica 2

Oszczędność powierzchni wymiany ciepła $\left(\frac{F}{F_{\text{osad}}}\right)$ oraz efektywność wymiany ciepła $\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{osad}}}\right)$ dla rury z turbulizatorem, w porównaniu z rurą z osadem

Nr wkładu turbulizującego	Re	$\frac{F}{F_{\text{osad}}}$	$\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{osad}}}\right)_z$	$\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{osad}}}\right)_u$
1	100 000	0,168	2,85	2,78
	200 000	0,158	3,11	3,00
	300 000	0,148	3,31	3,10
	400 000	0,140	3,60	3,35
	500 000	0,133	3,73	3,47
	600 000	0,126	4,01	3,73
2	100 000	0,160	1,00	0,91
	200 000	0,147	1,09	1,00
	300 000	0,134	1,18	1,09
	400 000	0,126	1,28	1,17
	500 000	0,119	1,34	1,23
	600 000	0,112	1,45	1,37
3	100 000	0,179	1,61	1,45
	200 000	0,144	1,93	1,78
	300 000	0,125	2,22	2,04
	400 000	0,112	2,51	2,30
	500 000	0,103	2,72	2,48
	600 000	0,091	3,01	2,78
4	100 000	0,158	0,152	0,137
	200 000	0,120	0,203	0,181
	300 000	0,0985	0,243	0,218
	400 000	0,0850	0,285	0,262
	500 000	0,0760	0,319	0,285
	600 000	0,0678	0,360	0,322

Dzieląc (32), (33), (34) i (35) przez (38) otrzymuje się wskaźnik zysków lub strat energetycznych przy stosowaniu turbulizatorów obracających się w stosunku do rury z osadem (który powstaje w wyniku niestosowania obracających się turbulizatorów). Wyniki podaje tablica 2.

7. WNIOSKI OGÓLNE

Z przeprowadzonych badań i analizy efektywności wynika kilka podstawowych wniosków, które powinny być brane pod uwagę przy decyzji stosowania obracających się turbulizatorów. Najważniejsze z nich to:

1. Stosując turbulizatory można osiągnąć oszczędność powierzchni wymiany ciepła w stosunku do rury gładkiej bez turbulizatorów, tym bardziej więc w stosunku do rury z osadem. I tak np. stosując turbulizator 1 (o geometrii: $\frac{d}{s}=0,3$, $\frac{h}{d}=0,0834$) można osiągnąć przy $Re=10^5$ oszczędność powierzchni wymiany ciepła w granicach 60% w stosunku do rury gładkiej bez turbulizatora i 84% w stosunku do rury z osadem.

2. Zapotrzebowanie mocy na przepompowanie przez rurę z turbulizatorem czynnika roboczego wzrasta (w porównaniu z mocą w przyp. rury gładkiej). Stosując turbulizator 1 potrzeba 5-krotnie większej mocy ($\xi_t/\xi_0=5$) przy $Re=10^5$. Turbulizatory w rurach, gdzie nie ma niebezpieczeństwa tworzenia się osadu można stosować wtedy, gdy w układach technicznych dysponuje się dużymi różnicami ciśnień, które czasami celowo są redukowane przed wymiennikami.

3. Zapotrzebowanie mocy na przepompowanie przez rurę z turbulizatorem w stosunku do rury z osadem jest mniejsze tylko w przypadku turbulizatora 1, wzrasta przy pozostałych.

4. Stosowanie turbulizatorów obracających się może być celowe i uzasadnione ekonomicznie (przy kryterium określonym równaniem (28)) w przypadkach, gdzie nie pozwolą one na tworzenie się osadu. Z przebadanych turbulizatorów najkorzystniejsze rezultaty otrzymuje się stosując turbulizator oznaczony nr 1 (tablica 1, tablica 2).

5. Ostateczna decyzja o celowości stosowania turbulizatorów musi być jednak poprzedzona ich badaniami w warunkach praktycznej eksploatacji, które mogą potwierdzić realność ich zalet.

BIBLIOGRAFIA

- [1] K u b a r s k i J., K u b a s i e w i c z A.: "Wkładki intensyfikujące proces wymiany ciepła w wymiennikach płaszczowo-rurowych i typu rura w rurze". Inżynieria i Aparatura Chemiczna, nr 2, 1974, str. 7÷15.
- [2] F e d o t k i n J.M., F i r i s n o k W.F.: "Intensyfikacja ciepłobmienna w aparatach chemiczskich proizvodstv". Technika, Kijew 1971.
- [3] K u b a s i e w i c z A., K u b a r s k i J.: "Badanie modeli układów intensyfikujących wymianę ciepła - wykonanie stanowiska badawczego". Sprawozdanie nie publikowane.
- [4] K l a c z a k A.: "Przejmowanie ciepła w rurach z turbulizatorami spiralnymi i śrubowymi". Archiwum Budowy Maszyn, nr 1, 1972, str. 75÷99.
- [5] K l a c z a k A.: "Hydrauliczne opory przepływu i efektywność wymiany ciepła w rurach z turbulizatorami", Archiwum Budowy Maszyn, nr 4, 1974, str. 617÷637.
- [6] H o b l e r T.: "Ruch ciepła i wymienniki", PWT, Warszawa 1968.
- [7] B u k o w s k i J.: "Mechanika płynów", PWT, Warszawa 1965.

ИССЛЕДОВАНИЕ МОДЕЛИ ВКЛАДОВ, ИНТЕНСИФИЦИРУЮЩИХ ТЕПЛОБМЕН

К р а т к о е с о д е р ж а н и е

В работе дается анализ влияния вращающихся вкладов на интенсификацию теплообмена в трубных теплообменниках. Описывается испытательная установка и метод измерений. На основании полученных результатов экспериментальных исследований дается оценка эффективности теплообмена.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF INSERTION MODELS INTENSIFYING HEAT EXCHANGE

S u m m a r y

The paper presents the analysis of influence of rotating insertion models upon the intensification of heat exchange in double-pipe heat exchanger. The test stand and the method of measurement are given. On the basis of measurement results the effectiveness of heat exchange estimation has also been presented.

Rękopis dostarczono w maju 1978 r.