

Janusz DZIAK¹, Joanna WIŚNIEWSKA²

e-mail: janusz.dziak@pwr.edu.pl

¹ Zakład Inżynierii Chemicznej, Wydział Chemiczny, Politechnika Wroclawska, Wrocław

² RAFAKO S.A., Racibórz

Porównanie różnych typów turbulizatorów stosowanych do usprawnienia wymiany ciepła

Wstęp

Wymienniki ciepła stosuje się w wielu procesach przemysłu chemicznego. Wielkość powierzchni wymiany ciepła urządzenia zależy od ilości wymienianego ciepła oraz warunków wymiany ciepła. Ilość wymienianego ciepła wynika z konieczności spełnienia wymagań procesu technologicznego. Warunki wymiany ciepła zależą w dużej mierze od konstrukcji wymiennika. Dla ustalonej konstrukcji i wymiarów wymiennika ciepła istnieje możliwość usprawnienia wymiany ciepła przez zastosowanie wkładek, zwiększających turbulencję przepływu płynów w określonych przestrzeniach aparatu cieplnego.

W literaturze opisano szereg rozwiązań turbulizatorów usprawniających wymianę ciepła [Gomon i in., 1998; Charun, 2008; Eiamsa-ard i Promvong, 2010; Mikielwicz i in., 2012; Patil i Babu, 2014].

Dziak i Ratajczak [2014] przedstawili wyniki badań wymiany ciepła w wymienniku, w którym wykorzystano pierścienie Białeckiego jako turbulizatory. Uzyskano blisko dwukrotnie większe wartości współczynników przenikania ciepła w stosunku do wymiennika bez turbulizatorów.

Celem niniejszej pracy było przebadanie warunków wymiany ciepła oraz spadków ciśnienia w wymienniku, w którym zastosowano jako turbulizatory skręcone paski blachy o zmiennym skoku skręcenia. Wyniki porównano z wynikami zastosowania pierścieni Białeckiego jako turbulizatorów.

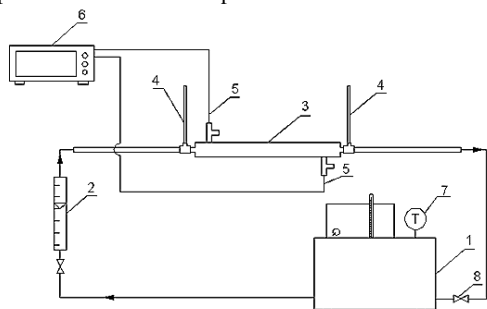
Badania doświadczalne

Pomiar spadku ciśnienia w wymienniku ciepła

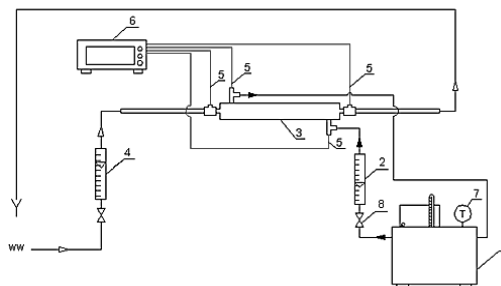
Instalacja badawcza do pomiaru spadku ciśnienia w wymienniku ciepła została przedstawiona schematycznie na rys. 1. Woda podgrzana do zadanej temperatury w termostacie 1 pompowana była pompą wirową przez rotametr – 2 do rury wewnętrznej wymiennika ciepła typu rura w rurze – 3, skąd powracała do termostatu – 1. Na wlocie i wylocie rury wewnętrznej wymiennika zostały zamontowane rurki piezometryczne – 4, mierzące ciśnienie statyczne na wlocie i wylocie wymiennika. W zależności od wykonywanej serii pomiarowej rura wewnętrzna wymiennika ciepła była pusta lub znajdowała się w niej jedna z badanych listew – turbulizatorów.

Pomiar warunków wymiany ciepła

Stanowisko badawcze do pomiaru warunków wymiany ciepła przedstawiono na rys. 2. Woda podgrzana w termostacie 1 przepływała rotametrem – 2 do przestrzeni pierścieniowej zaizolowanego wymiennika ciepła typu rura w rurze – 3, następnie z powrotem kierowana była do termostatu. Woda gorąca płynęła ze stałym natężeniem podczas wykonywania pomiarów. Woda zimna pobierana



Rys. 1. Schemat instalacji do pomiarów spadków ciśnienia z obiegiem zamkniętym wody podgrzewanej w termostacie 1 – termostacie, 2 – rotametr, 3 – wymiennik ciepła typu rura w rurze, 4 – rurki piezometryczne do pomiaru ciśnienia statycznego, 5 – termopary, 6 – elektroniczny miernik temperatury MPI-L Metronic, 7 – miernik temperatury wody w termostacie, 8 – zawór dławiący



Rys. 2. Schemat instalacji do pomiarów warunków wymiany ciepła. 1 – termostacie, 2 – rotametr, 3 – zaizolowany wymiennik ciepła typu rura w rurze, 4 – rotametr, 5 – termopary, 6 – elektroniczny miernik temperatury, 7 – miernik temperatury wody w termostacie, 8 – zawór dławiący, WW – woda wodociągowa

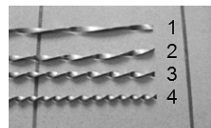
z wodociągu, przepływała przez rotametr – 4 do rury wewnętrznej wymiennika ciepła – 3 i po ogrzaniu wypływała z instalacji. Woda zimna przepływała w przeciwnym kierunku do wody gorącej. W zależności od serii pomiarowej rura wewnętrzna wymiennika ciepła wypełniona była turbulizatorem, bądź też pozostawała pusta.

Wymiennik ciepła zbudowany był z dwóch mosiężnych rur o wymiarach rury wewnętrznej ($d_{zew} = 16$ mm, $d_{wew} = 11$ mm, $s = 2,5$ mm) oraz rury zewnętrznej ($D_{zew} = 32$ mm, $D_{wew} = 28$ mm, $s = 2$ mm). Długość wymiennika wynosiła 585 mm. Powierzchnia wymiany ciepła wymiennika wynosiła $A = 2,4 \cdot 10^{-2}$ m².

Jako turbulizatory zostały wykorzystane cztery skręcone listwy (Rys. 3, tab. 1) o długości 615 mm i szerokości $d = 11$ mm, wykonane ze stali kwasoodpornej. Listwy różniły się między sobą liczbą wykonanych skręceń.

Tab. 1. Charakterystyka stalowych listew stosowanych jako turbulizatory w pomiarach spadków ciśnienia i warunków wymiany ciepła

Nr listwy	Długość skoku h	Liczba skręceń	Liczba skręceń na 1 m	h/d
	[mm]	[-]	[1/m]	[-]
1	107,50	5,5	9,4	9,77
2	57,73	9,8	16,6	5,25
3	38,84	14,8	25,2	3,53
4	25,72	22,4	38,9	2,34



Rys.3. Skręcone listwy stosowane jako turbulizatory (Numeracja listew zgodna z tab. 1)

Metodyka obliczeń

Spadek ciśnienia na skutek oporów przepływu. Różnica wysokości Δh słupów wody w rurkach piezometrycznych przed i za wymiennikiem ciepła była przeliczana na spadek ciśnienia:

$$\Delta p = g\rho\Delta h \quad (1)$$

gdzie: ρ – gęstość wody, [kg/m³]; g – przyspieszenie ziemskie [m/s²]

Warunki wymiany ciepła. Ilość ciepła \dot{Q} wymienionego w wymienniku ciepła określano z zależności (2) przy znanych wartościach: masowego natężenia przepływu cieczy \dot{m} , temperatur na wlocie i wylocie z wymiennika ciepła t_{wlot} , t_{wylot} i ciepła właściwego cieczy C_p :

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (t_{wylot} - t_{wlot}) \quad (2)$$

Z równania *Pecleta* obliczono doświadczalny współczynnik przenikania ciepła k_{dosw} dla znanych: powierzchni wymiany ciepła A , średniej logarytmicznej różnicy temperatur ΔT_m .

$$k_{dosw} = \frac{\dot{Q}}{A \Delta T_m} \quad (3)$$

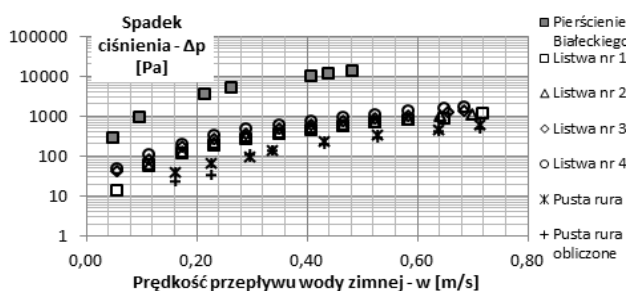
Ponadto wartości współczynników przenikania ciepła obliczono z wykorzystaniem korelacji dostępnych w literaturze [Skoczylas i Dziak, 2015] (Tab. 2).

Tab. 2. Zestawienie korelacji służących do obliczeń współczynników wnikańia ciepła [Skoczylas i Dziak, 2015]

Równanie	Autor/rodzaj przepływu
$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (1 - 6 \cdot 10^5 Re^{-1,8})$	Ramml/przepływ przejściowy
$Nu = 0,116 \left(Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) Pr^{\frac{1}{3}} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$	Hausen/przepływ przejściowy
$Nu = \frac{(0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}) + \left[1,86 \left(\frac{\eta_c}{\eta_s} \right)^{0,14} Re^{\frac{1}{3}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \right]}{2}$	Średnia z wartości uzyskanych z korelacji <i>Dittusa-Boeltera</i> (przepływy burzliwe) oraz <i>Siedera-Tate'a</i> (przepływy laminarne). Mieszany sposób obliczeń współczynnika wnikańia ciepła
$Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \epsilon_l$	Michiejew/przepływ laminarny
$Nu = 0,74 Re^{0,2} (Pr Gr)^{0,1} Pr^{0,2}$	Aladiew/przepływ laminarny
$Nu = 1,86 \left(\frac{\eta_c}{\eta_s} \right)^{0,14} Re^{\frac{1}{3}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d}{L} \right)^{\frac{1}{3}}$	Sieder-Tatel/przepływ laminarny

Wyniki

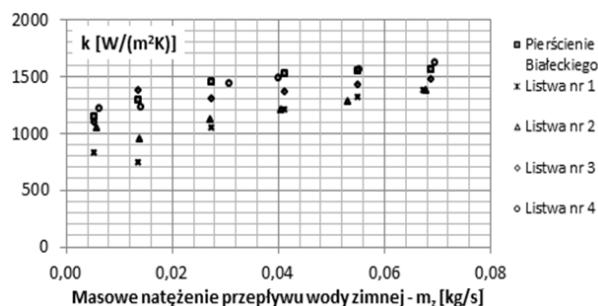
Spadek ciśnienia. Na rys. 4 porównano wartości spadków ciśnienia uzyskane dla przypadków: pustej rury, wypełnienia rury wewnętrznej wymiennika ciepła skręconymi listwami z blachy lub pierścieniami *Bialeckiego*.



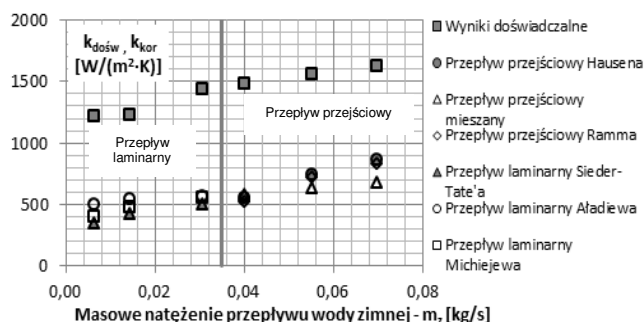
Rys. 4. Zależność spadku ciśnienia od prędkości przepływu wody w temperaturze 32°C. Rura wewnętrzna wymiennika ciepła wypełniona pierścieniami *Bialeckiego* lub skręconymi listwami lub bez wypełnienia. Na wykresie umieszczono również wyniki obliczone na podstawie równania dla rury bez wypełnienia, gdzie: λ – współczynnik oporu, w – średnia prędkość cieczy, L – długość rury, d – średnica wewn. rury

Warunki wymiany ciepła. Na rys. 5 porównano wartości współczynników przenikania ciepła uzyskane dla turbulizatorów w postaci skręconych pasków blachy i dla wymiennika z turbulizatorami w postaci pierścieni *Bialeckiego* [Dziak i Ratajczak, 2014].

Na rys. 6 przedstawiono przykładowe porównanie wartości współczynników przenikania ciepła uzyskanych doświadczalnie dla wymiennika ciepła wypełnionego turbulizatorem w postaci skręconego paska blachy o najmniejszym skoku wykonanych skręceń (listwa nr 4 na rys. 3) oraz wartości uzyskanych z zastosowaniem korelacji zamieszczonych w tab. 2. Zakres stosowanych natężeń przepływu cieczy w części wymiennika wypełnionej turbulizatorami, obejmował przepływy: laminarne i przejściowe dla $Re = 352 \div 6556$.



Rys. 5. Zależność doświadczalnego współczynnika przenikania ciepła k , od masowego natężenia wody zimnej \dot{m}_2 . Wymiennik wypełniony pierścieniami *Bialeckiego* lub listwami turbulizacyjnymi. Temperatura wody gorącej na wlocie: 64°C



Rys. 6. Zależność doświadczalnego i obliczonych na podstawie korelacji współczynników przenikania ciepła od masowego natężenia przepływu wody zimnej dla wymiennika ciepła wyposażonego w turbulizator – listwę nr 4. Temperatura wlotowa wody gorącej: 64°C

Wnioski

Zastosowanie turbulizatorów w postaci skręconych stalowych listw zwiększa 1,2÷1,7 razy współczynniki przenikania ciepła w odniesieniu do wymiennika bez turbulizatora.

Wyposażenie rury wewnętrznej wymiennika ciepła w turbulizatory, w postaci skręconych listw z blachy, zwiększa opory przepływu. W przypadku dużych natężeń przepływu zaobserwowano wzrost 2÷4-krotnie różnicy ciśnień pomiędzy wlotem i wylotem rury wewnętrznej w odniesieniu do wymiennika bez turbulizatora, natomiast dla małych natężeń przepływu wzrost ten jest około 10-krotny.

Porównanie turbulizatorów w postaci skręconych listw oraz w postaci pierścieni *Bialeckiego* pozwala stwierdzić, że pierścienie *Bialeckiego* generują 10÷25 razy większe spadki ciśnienia w odniesieniu do wypełnień w postaci listw, przy bardzo podobnych, uzyskiwanych wartościach współczynnika przenikania ciepła.

LITERATURA

- Charun H., (2008). Heat transfer and pressure drop in a vertical tube with a nodular turbulizer. *Appl. Thermal Eng.*, 28, 1984-1994. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2007.12.012
- Dziak J., Ratajczak K., (2014). Zastosowanie pierścieni *Bialeckiego* jako turbulizatorów zwiększających sprawność wymiennika ciepła. *Inż. Ap. Chem.* 53(1), 17-18
- Eiamsa-ard S., Promvong P., (2010). Thermal characterization of turbulent tube flows over diamond-shaped elements in tandem. *Int. J. Thermal Sci.*, 49, 0151-1062. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.12.003
- Gomon W., Dobriański J., Rogaczewski J., 1998. Metoda intensyfikacji wymiany ciepła w rurach za pomocą przewężeń turbulizujących oraz jej praktyczne wykorzystanie. *Pr. Nauk. Inst. Tech. Ciepl. Mech. Płyn., Pol. Wrocławskiej* 53(9), 272-279
- Mikielewicz D., Stasiak A., Jewartowski M., Stasiak J., 2012. Measurements of heat transfer enhanced by the use of transverse vortex generators. *Appl. Thermal Eng.*, 49, 61-72. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.11.013
- Patil S., Babu P.V., 2014. Experimental heat transfer and friction factor studies through a square duct fitted with helical screw tapes. *Can. J. Chem. Eng.*, 92, 663-670. DOI: 10.1002/cjce.21864
- Skoczylas A., Dziak J., (2015). *Procesy cieplne w inżynierii chemicznej*. Wyd. Pol. Wrocławskiej, Wrocław