

## Analysis of the impact of the minimum temperature difference in a heat exchanger under fouling on the PID temperature controller settings

# Analiza wpływu minimalnej różnicy temperatury w wymienniku ciepła zanieczyszczonym osadami na nastawy regulatora temperatury PID



DOI: 10.15199/62.2024.12.23

In order to reduce the neg. effects of fouling on the operation of heat exchangers, a new method of thermal calcns. was proposed by appropriate selection of the min. temp. difference in the exchanger ( $\Delta T_{min}$ ) at the design stage. A series of numerical simulations were performed using a shell-and-tube heat exchanger model in a dynamic state. Based on numerical calcns. of the exchanger, the impact of fouling on the PID temperature controller settings was analyzed depending on  $\Delta T_{min}$ .

W eksploatacji wymienników ciepła jednym z bardziej uciążliwych uwarunkowań przemysłowych są osady powstające na powierzchni wymiany ciepła. Powszechnie wiadomo, że osady powodują straty ciepła. Ponadto w miarę upływu czasu zmienia się dynamika wymiennika ciepła, co wymusza okresowe dostrajanie nastaw regulatorów temperatury PID. W celu zmniejszenia negatywnych skutków oddziaływania osadów na eksploatację wymienników ciepła zaproponowano nowy sposób ich obliczeń ciepłno-przepływowych poprzez odpowiedni dobór minimalnej różnicy temperatury w wymienniku ( $\Delta T_{min}$ ) na etapie projektowania. W tym celu wykonano symulacje numeryczne wykorzystujące model płaszczowo-rurowy wymiennika ciepła w stanie dynamicznym. Na podstawie obliczeń numerycznych wymiennika przeanalizowano wpływ oddziaływania osadów na nastawy regulatora temperatury PID w zależności od  $\Delta T_{min}$ .

**Keywords:** fouling, PID controller, heat exchanger dynamics, numerical simulations

**Słowa kluczowe:** osady, regulator PID, dynamika wymiennika ciepła, symulacje numeryczne

Zgodnie z zasadami technologii *pinch point*<sup>(1)</sup> krzywe kompozycyjne na wykresie temperatura-strumień entalpii ( $T-H$ ) wyznaczają charakterystyczne przewężenie, zwane punktem *pinch*. Przewężenie wyznacza minimalną różnicę temperatury ( $\Delta T_{min}$ ), będącą ważnym parametrem obliczeniowym, mającym wpływ na energochłonność dowolnego zakładu przemysłowego, dobór sieci wymienników ciepła oraz wymienniki ciepła. Zmniejszeniu wartości  $\Delta T_{min}$  towarzyszy zmniejszenie przyrostu entropii w wymianie ciepła. Zgodnie z I i II zasadą termodynamiki w poszczególnych układach cieplnych można uzyskać następujące efekty energetyczne: (i) przemysł chemicz-

ny: malejącej wartości  $\Delta T_{min}$  towarzyszy zmniejszenie zużycia ciepła, spotykane wartości przemysłowe  $\Delta T_{min}$  są w zakresie 10–20 K, (ii) przemysł spożywczy: malejącej wartości  $\Delta T_{min}$  towarzyszy zmniejszenie zużycia ciepła, spotykane wartości przemysłowe  $\Delta T_{min}$  mieszczą się w zakresie 5–10 K, (iii) elektrownia, elektrociepłownia: malejącej wartości  $\Delta T_{min}$  towarzyszy wzrost produkcji energii elektrycznej, spotykane wartości przemysłowe  $\Delta T_{min} = 3-5$  K i (iv) układ chłodniczy: malejącej wartości  $\Delta T_{min}$  towarzyszy zmniejszenie zużycia energii mechanicznej do napędu sprężarki, spotykane wartości przemysłowe  $\Delta T_{min} = 2-5$  K.



Dr hab. inż. Mariusz MARKOWSKI (ORCID: 0000-0003-1294-3287) w roku 1986 ukończył studia na Wydziale Mechanicznym, Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej. W 1995 r. uzyskał stopień doktora nauk technicznych, a w 2011 r. stopień doktora habilitowanego nauk technicznych na tym samym wydziale. Jest profesorem na Wydziale Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii Politechniki Warszawskiej Filia w Płocku. Specjalność – inżynieria mechaniczna.



Dr inż. Sławomir ALABRUDZIŃSKI (ORCID: 0000-0002-4899-1742) w roku 2001 ukończył studia na Wydziale Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii Politechniki Warszawskiej w Płocku. W 2006 r. uzyskał stopień doktora nauk technicznych na tym samym wydziale. Jest adiunktem w Instytucie Inżynierii Mechanicznej w Zakładzie Aparatury Przemysłowej tego wydziału. Specjalność – budowa i eksploatacja maszyn.

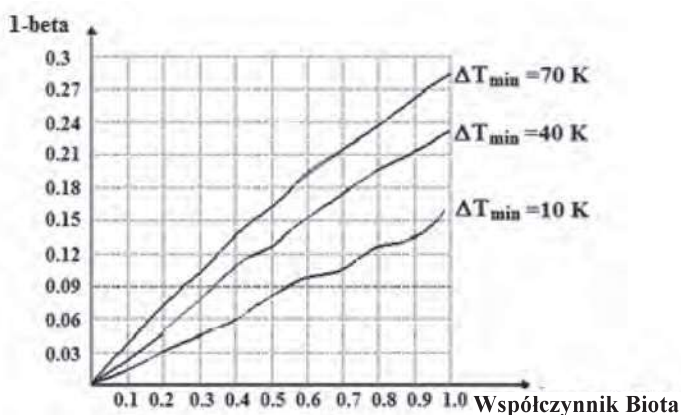


Fig. 1. Reduction of heat duty in the heat exchanger as a result of fouling impacts<sup>2)</sup>;  $\varphi$  - Biot coefficient,  $\varphi = R_f \cdot k_c$ ,  $\beta = Q_f / Q_c$

Rys. 1. Zmniejszenie strumienia wymianianego ciepła w wymienniku w wyniku oddziaływania osadów<sup>2)</sup>;  $\varphi$  - współczynnik Biota,  $\varphi = R_f \cdot k_c$ ,  $\beta = Q_f / Q_c$

Inne efekty energetyczne związane z parametrem  $\Delta T_{min}$  to ograniczenie wpływu osadów na strumień wymianianego ciepła w układach do wymiany ciepła w wyniku zastosowania odpowiednich wartości  $\Delta T_{min}$  na etapie projektowania wymiennika ciepła. Przykładowo skutki powstawania osadów w wymienniku ciepła można określić za pomocą funkcji  $\beta = f(\Delta T_{min})$  wyrażającej stosunek strumienia ciepła w wymienniku z osadami  $Q_f$  (przed czyszczeniem wymiennika) do strumienia w wymienniku bez osadów  $Q_c$ <sup>2)</sup>. Zależność 1-beta od  $\Delta T_{min}$  dla przykładowego wymiennika ciepła przedstawiono na rys. 1.

W pracy<sup>3)</sup> analizowano wpływ  $\Delta T_{min}$  na wymiennik ciepła, gdzie zjawiska wymiany ciepła i masy występują równocześnie oraz gdy na wymiennik oddziałują osady. Z analizy wynika, że dla małych wartości  $\Delta T_{min}$  można pominąć oddziaływanie osadów na wymianę ciepła oraz czystość destylatu.

W pracach<sup>4, 5)</sup> badano wpływ oddziaływania osadów na nastawy regulatora typu proporcjonalno-całkująco-różniczkującego (PID).

Kontynuując prace<sup>4, 5)</sup>, przeprowadzono analizę wpływu parametru  $\Delta T_{min}$  w wymienniku ciepła zanieczyszczonym osadami na nastawy regulatora temperatury typu PID.

## Część badawcza

### Matematyczny opis wymiennika ciepła

#### Stan ustalony

W opisie matematycznym wykorzystano równania bilansu cieplnego czynnika w rurach i płaszczu. Ponieważ przepływające czynniki są w stanie ciekłym, w opisie pominięto bilans pędu, gdyż wpływ ciśnienia jest pomijalny na wyniki obliczeń. Wymiennik podzielono na sekcje wyznaczone przegrodami w płaszczu (rys. 2).

Bilans cieplny czynnika w dowolnej sekcji o współrzędnych  $(n, h)$  po stronie rurek (rys. 2) (dla wygody współrzędne  $(n, h)$  pominięto w opisie matematycznym) opisuje równanie (1), a bilans cieplny czynnika po stronie płaszcza równanie (2):

$$m_t \cdot c_t \cdot T_{ti} - m_t \cdot c_t \cdot T_{to} + n_b \cdot \pi \cdot d_1 \cdot l \cdot \alpha_t \cdot (T_m - T_{to}) = 0 \quad (1)$$

$$m_s \cdot c_s \cdot T_{si} - m_s \cdot c_s \cdot T_{so} - n_b \cdot \pi \cdot d_2 \cdot l \cdot \alpha_s \cdot (T_{so} - T_m) = 0 \quad (2)$$

w których  $c_s$  oznacza ciepło właściwe czynnika po stronie płaszcza, J/(kg·K),  $c_t$  ciepło właściwe czynnika po stronie rurek, J/(kg·K),  $d_1$  średnicę wewnętrzną rurek, m,  $d_2$  średnicę zewnętrzną rurek, m,  $l$  długość rurki w sekcji, m,  $m_s$  strumień masy czynnika po stronie płaszcza, kg/s,  $m_t$  strumień masy czynnika po stronie rurek, kg/s,  $n_b$  liczbę

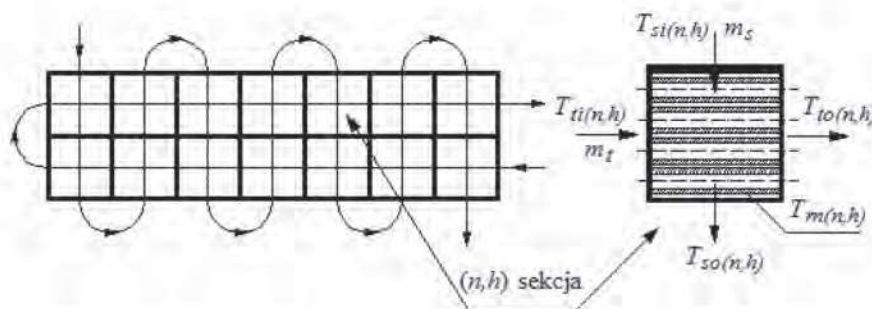


Fig. 2. Diagram of dividing the heat exchanger into sections

Rys. 2. Schemat podziału wymiennika ciepła na sekcje



Dr inż. Przemysław TRZCIŃSKI (ORCID: 0000-0002-8597-7384) w roku 1997 ukończył studia na Wydziale Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii Politechniki Warszawskiej w Płocku. W 2002 r. uzyskał stopień doktora nauk technicznych na tym samym wydziale, gdzie obecnie jest adiunktem. Specjalność – inżynieria mechaniczna.



Dr inż. Mariusz SZREDER (ORCID: 0000-0002-2823-4322) w roku 1994 ukończył studia na Wydziale Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii Politechniki Warszawskiej w Płocku. W 2001 r. uzyskał stopień doktora nauk technicznych na tym samym wydziale. Jest adiunktem w Instytucie Inżynierii Mechanicznej tej samej uczelni. Specjalność – inżynieria mechaniczna.

#### \* Adres do korespondencji:

Zakład Aparatury Przemysłowej, Politechnika Warszawska, ul. Jachowicza 2, 09-400 Płock, tel.: (24) 367-22-88, e-mail: przemyslaw.trzcinski@pw.edu.pl

rurek w jednej sekcji wymiennika,  $T_m$  temperaturę w ściance rurki,  $K$ ,  $T_{si}$  temperaturę na wlocie po stronie płaszczu,  $K$ ,  $T_{so}$  temperaturę na wylocie po stronie płaszczu,  $K$ ,  $T_{ti}$  temperaturę na wlocie po stronie rurek,  $K$ ,  $T_{to}$  temperaturę na wylocie po stronie rurek,  $K$ ,  $\alpha_s$  współczynnik przejmowania ciepła po stronie płaszczu,  $W/(m^2 \cdot K)$  i  $\alpha_t$  współczynnik przejmowania ciepła po stronie rurek,  $W/(m^2 \cdot K)$ .

W modelu zastosowano równania (3)–(5) opisujące wymianę ciepła w wymienniku:

$$Q = \int k_f \cdot \Delta T \cdot dF \quad (3)$$

$$\frac{1}{k_f} = \frac{1}{k_c} + R_f \quad (4)$$

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{\alpha_t} + \frac{1}{\alpha_s} \quad (5)$$

w których  $T$  oznacza temperaturę,  $m$  strumień masy,  $c$  ciepło właściwe,  $d_1$ ,  $d_2$  odpowiednio średnicę wewnętrzną i zewnętrzną rurki,  $n_b$  liczbę rurek w jednym biegu,  $l$  długość rurki w sekcji,  $Q$  strumień wymienianego ciepła,  $\Delta T$  różnicę temperatury pomiędzy czynnikami,  $dF$  różniczkę powierzchni wymiany ciepła,  $k_f$  i  $k_c$  współczynniki przenikania ciepła dla wymiennika odpowiednio z osadami oraz czystego,  $R_f$  opór cieplny osadów,  $a_t$  i  $a_s$  współczynniki przejmowania ciepła po stronie odpowiednio rurek i płaszczu, a indeksy dotyczą:  $s$  płaszczu wymiennika,  $t$  wnętrza rurek,  $m$  ścianki rurki,  $i$  wlotu i  $o$  wylotu.

### Stan nieustalony

W opisie dynamiki wymiennika ciepła wykorzystano równania bilansu cieplnego dla ścianki rurki oraz czynnika w płaszczu i rurekach. Bilans cieplny czynnika w dowolnej sekcji o współrzędnych  $(n, h)$  po stronie rurek (rys. 2) opisano równaniem (6) (dla wygody współrzędne  $(n, h)$  pominięto w opisie matematycznym), bilans cieplny dla ścianki rurki opisano równaniem (7), a bilans cieplny czynnika po stronie płaszczu opisano równaniem (8):

$$\rho_t c_t V_t \frac{dT_{to}}{dt} = m_t c_t T_{ti} - m_t c_t T_{to} + n_b \Pi d_1 l \alpha_t (T_m - T_{to}) \quad (6)$$

$$\rho_m c_m V_m \frac{dT_m}{dt} = - n_b \Pi d_1 l \alpha_t (T_m - T_{to}) + n_b \Pi d_2 l \alpha_s (T_{so} - T_m) \quad (7)$$

$$\rho_s c_s V_s \frac{dT_{so}}{dt} = m_s c_s T_{si} - m_s c_s T_{so} - n_b \Pi d_2 l \alpha_s (T_{so} - T_m) \quad (8)$$

w których  $\rho$  oznacza gęstość czynnika, a  $V$  jego objętość.

### Symulacje numeryczne wymiennika ciepła z regulatorem temperatury typu PID

Na rys. 3 przedstawiono schemat układu technologicznego z regulatorem TC typu PID do sterowania temperaturą wylotową  $T_{to}$  oleju po stronie rurek wymiennika ciepła. Traktując  $\Delta T_{min}$  jako parametr obliczeniowy, powierzchnię wymiany ciepła wyznaczono, rozwiązując układ równań (1–5) i przyjmując do obliczeń założenia zamieszczone w tabeli. Następnie wyznaczono transmitancje operatorowe w wyniku linearyzacji układu równań (6–8) oraz transforma-

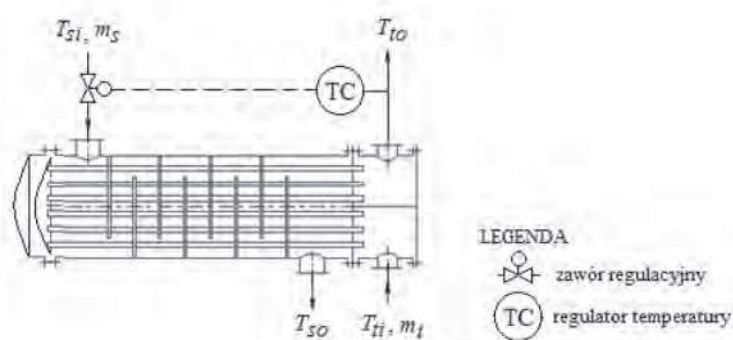


Fig. 3. Schematic diagram of a heat exchanger with a PID system for temperature control  $T_{to}$

Rys. 3. Schemat ideowy wymiennika ciepła z układem PID do regulacji temperatury  $T_{to}$

Table. Calculation parameters of the heat exchanger from a crude oil distillation plant processing 750 t/h of raw material

Tabela. Parametry obliczeniowe wymiennika ciepła z instalacji destylacji rurowo-wieżowej przetwarzającej 750 t/h ropy naftowej

Typ wymiennika wg TEMA	AES (rys. 3)
Średnica wewnętrzna płaszczu, mm	1000
Liczba rurek	618
Liczba biegów	2
Średnica zewnętrzna rurki, mm	25
Grubość ścianki rurki, mm	2,6
Podziałka rurek, mm	32
Konfiguracja pęku rurek	45°
Odległość między przegrodami, mm	250
Typ przegrody	jednosegmentowa
Tolerancje	wg TEMA
Strumień masowy oleju po stronie rurek, t/h	56
Strumień masowy ropy po stronie płaszczu, t/h	220
Opór cieplny osadów, $(m^2 \cdot K)/W$	0,00138

cji Laplace'a zlinearyzowanych równań. Schemat blokowy modelu dynamiki wymiennika ciepła przedstawiono na rys. 4. Wykorzystując program MATLAB, przeprowadzono szereg symulacji numerycznych dla układu przedstawionego na rys. 3. Wyniki obliczeń przedstawiono graficznie na rys. 5 i 6.

Na rys. 5a przedstawiono zmianę w czasie temperatury regulowanej  $T_{to}$  dla wymiennika ciepła bez osadów. Nastawy regulatora TC dobrano, wykorzystując heurystyczną metodę Zieglera i Nicholasa, a przyjęte wartości wynosiły: współczynnik wzmacnienia  $K_p = 21$ , czas zdwojenia  $T_i = 19,1$  s i czas wyprzedzenia  $T_d = 4,8$  s. Obliczenia wykonano dla parametru  $\Delta T_{min} = 50$  K.

Na rys. 5b przedstawiono zmianę w czasie temperatury regulowanej  $T_{to}$  dla wymiennika z osadami, przyjmując nastawy regulatora jak dla przypadku z rys. 5a. Z uzyskanego przebiegu zmian wynika, że stabilność sygnału  $T_{to}$  uległa znacznemu pogorszeniu i wymagane było ponowne dobranie nastaw regulatora TC w trakcie eksploatacji instalacji. Przebieg sygnału  $T_{to}$  po zmianie nastaw regulatora przedstawiono na rys. 5c. Wartości nowych nastaw wynosiły:  $K_p = 27$ ,  $T_i = 22,5$  s i  $T_d = 5,6$  s.

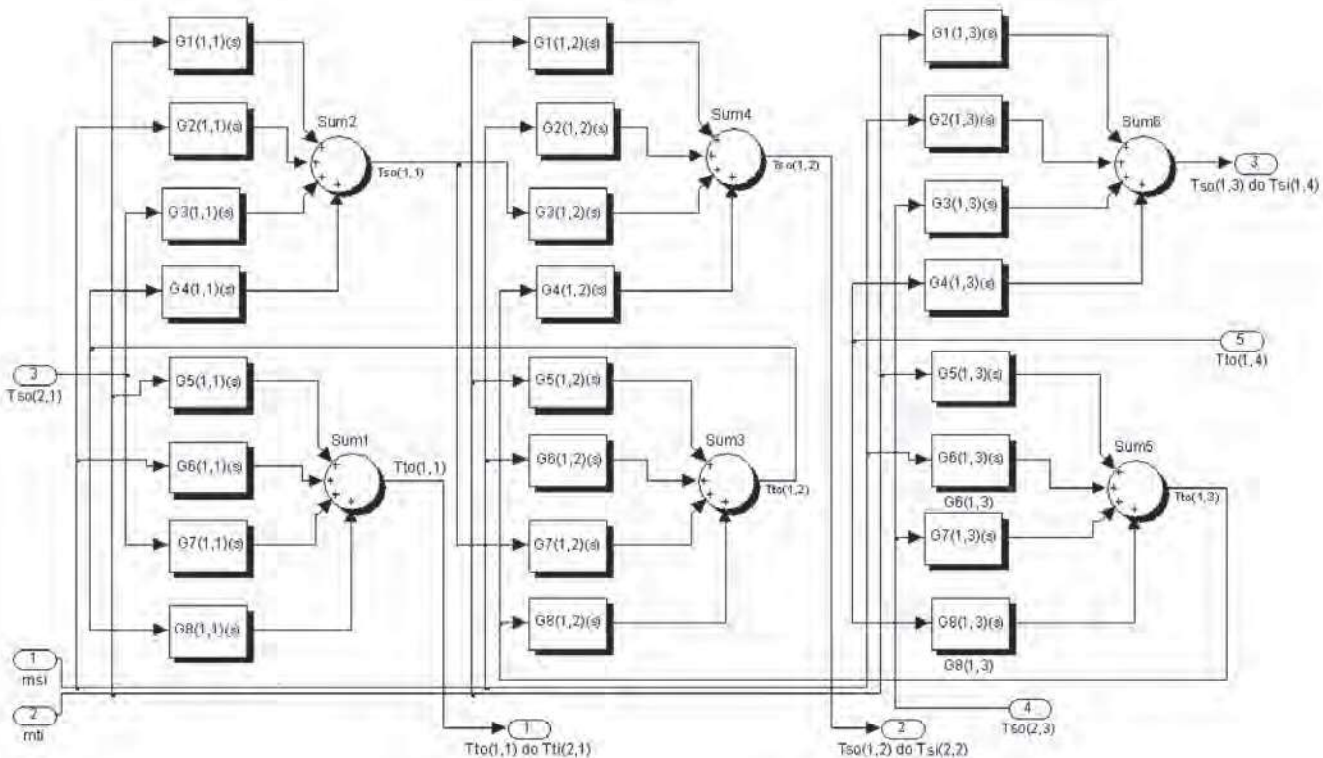


Fig. 4. Fragment of the block diagram of the exchanger dynamics in MATLAB for three arbitrarily selected sections

Rys. 4. Fragment schematu blokowego dynamiki wymiennika w programie MATLAB dla trzech arbitralnie wybranych sekcji

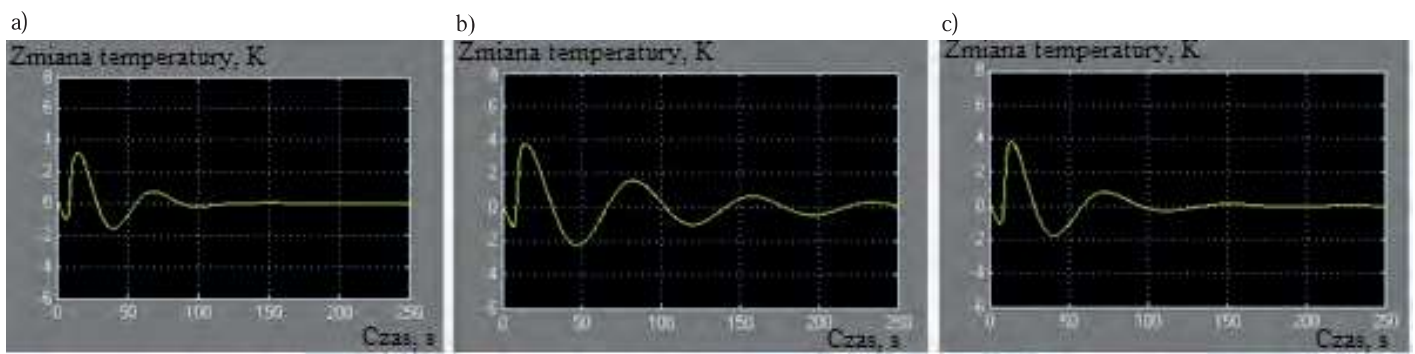


Fig. 5. Temperature change at the outlet from tubes as a result of a 10% step disturbance of the  $m_p$ ,  $T_{tp}$ ,  $T_{si}$  signals: a) exchanger without fouling ( $R_f = 0 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$ ), b) exchanger with fouling ( $R_f = 0.00138 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ ), c) exchanger with fouling ( $R_f = 0.00138 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$ ) with new temperature controller settings; assumed  $\Delta T_{min} = 50 \text{ K}$

Rys. 5. Zmiana temperatury wylotowej z rurek w wyniku skokowego 10-proc. zaburzenia sygnałów  $m_p$ ,  $T_{tp}$ ,  $T_{si}$ : a) wymiennik bez osadów ( $R_f = 0 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$ ), b) wymiennik z osadami ( $R_f = 0,00138 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ ), c) wymiennik z osadami ( $R_f = 0,00138 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$ ) ze zmienionymi nastawami regulatora temperatury; w obliczeniach przyjęto  $\Delta T_{min} = 50 \text{ K}$

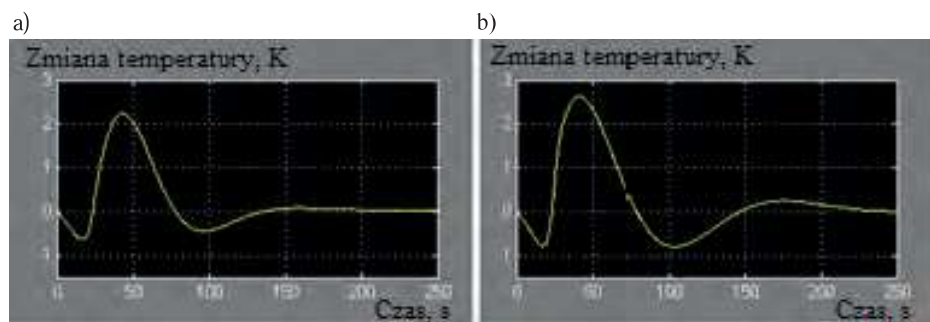


Fig. 6. Temperature change at outlet from tubes as a result of a 10% step disturbance of the  $m_p$ ,  $T_{tp}$ ,  $T_{si}$  signals: a) exchanger without fouling ( $R_f = 0 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$ ), b) exchanger with fouling ( $R_f = 0.00138 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$ ); assumed  $\Delta T_{min} = 10 \text{ K}$

Rys. 6. Zmiana temperatury wylotowej z rurek w wyniku skokowego 10-proc. zaburzenia sygnałów  $m_p$ ,  $T_{tp}$ ,  $T_{si}$ : a) wymiennik bez osadów ( $R_f = 0 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$ ), b) wymiennik z osadami ( $R_f = 0,00138 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$ ); w obliczeniach przyjęto  $\Delta T_{min} = 10 \text{ K}$

Na rys. 6a przedstawiono zmianę w czasie temperatury regulowanej  $T_{to}$  dla wymiennika ciepła bez osadów dla parametru  $\Delta T_{min} = 10 \text{ K}$ . Dobrane metodą Zieglera i Nicholsa nastawy regulatora TC wynosiły: współczynnik wzmacnienia  $K_p = 11,5$ , czas zdwojenia  $T_i = 42,6 \text{ s}$  i czas wyprzedzenia  $T_d = 10,6 \text{ s}$ .

Na rys. 6b przedstawiono zmianę w czasie temperatury regulowanej  $T_{to}$  dla wymiennika ciepła z osadami, przyjmując nastawy regulatora jak dla przypadku z rys. 6a. Z porównania przebiegu sygnału  $T_{to}$  na rys. 6a i 6b wynika, że krzywe opisujące

$T_{to}$  miały podobne kształty. Oznacza to, że pomimo zanieczyszczenia osadami wymiennika ciepła jego dynamika nie uległa znacznym zmianom. W tej sytuacji nie ma konieczności zmiany nastaw regulatora TC w trakcie eksploatacji instalacji.

## Podsumowanie i wnioski

Przeprowadzono analizę wpływu parametru  $\Delta T_{min}$  na zachowanie wymiennika ciepła w stanie nieustalonym. Typowy przemysłowy wymiennik ciepła charakteryzuje się zmienną dynamiką spowodowaną powstawaniem osadów na powierzchni wymiany ciepła w trakcie jego eksploatacji. Z przeprowadzonych symulacji wynika, że dynamika wymienników ciepła o małej wartości parametru  $\Delta T_{min}$  ulega niewielkim zmianom, pomimo powstawania osadów w trakcie jego pracy. Oznacza to, że nie ma konieczności

zmian nastawy regulatorów typu PID w trakcie eksploatacji wymiennika. Autorzy postulują, aby na etapie projektowania wymienników ciepła uwzględnić ten aspekt poprzez odpowiedni dobór parametru  $\Delta T_{min}$  w trakcie obliczeń cieplno-przepływowych wymiennika.

Otrzymano: 10-10-2024

Zrecenzowano: 19-11-2024

Zaakceptowano: 22-11-2024

Opublikowano: 20-12-2024

## LITERATURA

- [1] B. Linnhoff, *User guide on process integration for efficient use of energy*, Institution of Chemical Engineers, UK, 1992.
- [2] M. Markowski, *Appl. Therm. Eng.* 2000, **20**, 1535.
- [3] M. Markowski, S. Alabrudzinski, *Energy Rep.* 2022, **8**, 7312.
- [4] M. Trafczynski, M. Markowski, P. Kisielewski, K. Urbaniec, J. Wernik, *Appl. Sci.* 2019, **9**, nr 5, 824.
- [5] J. Oravec, M. Bakošová, M. Trafczynski, A. Vasičkaninová, A. Markowski, M. Mészáros, *Energy* 2018, **159**, 1.

W ramach programu Ministerstwa Edukacji i Nauki  
**Rozwój czasopism naukowych**  
czasopismo  
**ochrona przed korozją**  
realizuje projekt RCN/SN/0650/2021/1<sup>2</sup>

**40 punktów MEiN**  
Journal Impact Factor: **0,2**



Serdecznie zapraszamy autorów do nadsyłania artykułów z obszaru korozji i ochrony przed korozją. Zakwalifikowane do druku prace zostaną bezpłatnie przetłumaczone na język angielski. Zapewniamy szybki termin publikacji.

Czasopismo „Ochrona przed Korozją” publikuje artykuły naukowe w Otwartym Dostępie.

<https://www.sigma-not.pl/czasopisma-40-ochrona-przed-korozja.html>  
<https://ochronapredkorozja.pl/>