

OCENA MOCY CIEPLNEJ APARATÓW WYMIANY CIEPŁA SIŁOWNI PAROWYCH DLA RÓŻNYCH STANÓW ICH UŻYTKOWANIA W ASPEKTCIE DEGRADACJI TERMICZNEJ

THE THERMAL POWER APPRAISAL OF STEAM POWER PLANT HEAT EXCHANGERS FOR THEIR VARIOUS OPERATING MODES IN THE ASPECT OF THEIR THERMAL DEGRADATION

Tomasz Hajduk

Uniwersytet Morski w Gdyni, Morska 81-87, 81–225 Gdynia, Wydział Mechaniczny,
Katedra Siłowni Okrętowych, e-mail: t.hajduk@wm.umg.edu.pl,
ORCID 0000-0002-3683-6542

Streszczenie: Odkładające się osady na powierzchniach wymiany ciepła wymienników ciepła w okrętowych i lądowych siłowniach parowych są przyczyną m.in. wzrostu spiętrzeń temperatur oraz związanego z tym pogorszenia stopnia próżni w skraplaczach. Proces degradacji termicznej prowadzi zawsze do zmniejszenia strumienia cieplnego transportowanego przez wymienniki, a w końcowym efekcie do zmniejszenia sprawności danego układu cieplnego. Okazuje się jednak, że utrata mocy cieplnej wymiennika ciepła nie zależy tylko od wartości samych oporów ciepłych osadów, ale jest również ściśle skorelowana z atrybutami cieplnymi wymiennika ciepła, tj. wartościami współczynnika przenikania ciepła w różnych stanach eksploatacyjnych wymiennika. W artykule opisano powyższe zjawiska oraz zaprezentowano rezultaty własnych badań eksperymentalnych.

Słowa kluczowe: siłownie parowe, skraplacze, wymienniki regeneracyjne, degradacja cieplna, użytkowanie wymienników ciepła.

Abstract: The fouling presence on the heat transfer surfaces of the heat exchangers within the stationary and the ship steam power plants cause an increase in terminal temperature difference values and entails a decrease of the vacuum level, as well. The thermal degradation process always leads to reducing the thermal flux transported by the heat exchangers and decreasing total efficiency of the thermal unit, finally. It turns out, however, that the loss of thermal power of a heat exchanger does not only depend on the fouling thermal resistance but is also closely correlated with the thermal attributes of given heat exchanger, i.e. the heat transfer coefficient values at various operating conditions for that heat exchanger. The article describes the above-mentioned phenomena and presents the results of the author's own experimental research.

Keywords: steam power plants, condensers, heat recovery exchangers, thermal degradation, operating modes of heat exchangers.

1. WSTĘP

Podstawowe aparaty wymiany ciepła w układach cieplnych siłowni parowych, tj. skraplacze oraz wymienniki regeneracji nisko- i wysokoprężnej, są narażone na gromadzenie się osadów na ich powierzchniach wymiany ciepła. Źródłem pochodzenia tych osadów jest niedostateczna jakość mediów chłodzących, czynnika obiegowego oraz zachodzące procesy fizykochemiczne, m.in. procesy korozyjne i erozyjne [Stańda 1999; Dobosiewicz 2006; Hajduk 2018].

Odkładające się zanieczyszczenia na powierzchniach wymiany ciepła nade wszystko stawiają dodatkowy opór cieplny w procesach wymiany ciepła [Knudsen 1992]. Taki stan rzeczy wiąże się z utratą mocy cieplnej aparatu wymiany ciepła, prowadząc wprost do jego degradacji termicznej (cieplnej). Degradacja termiczna jest przyczyną m.in. wzrostu spiętrzeń temperatur oraz pogorszenia stopnia próżni w skraplaczach [Dobosiewicz i Zbroińska-Szczehura 2000; Butrymowicz 2001; Chmielniak 2008]. Wartości oporów cieplnych zanieczyszczeń powierzchni wymiany ciepła wymienników siłowni parowych, prezentowane w literaturze przedmiotu, zmieniają się w szerokim zakresie. Przykładowo, według norm TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) wartości oporów cieplnych właściwych zanieczyszczeń powierzchni wymiany ciepła r_f w systemach siłowni parowych wahają się w granicach $8,8 \cdot 10^{-5}$ – $100 \cdot 10^{-5}$ m²K/W [Taborek 1981; Chenoweth 1990; Knudsen 1992; Rusowicz 2004]. Jednocześnie w literaturze przedmiotu podaje się, że na wartość oporów cieplnych zanieczyszczeń duży wpływ mają: rodzaj soli rozpuszczonych w wodzie, stan powierzchni, materiał konstrukcyjny powierzchni wymiany ciepła, geometria przepływu, temperatura oraz prędkość mediów roboczych, tj. im niższa temperatura ścianki oraz większa prędkość przepływu wody, tym mniejsza podatność ścianki na odkładanie się na niej osadów [Perrakis, Andritsos i Karabelas 1999; Brahim, Augustin i Bohnet 2003; Antar i Zubair 2007].

Ponadto badania Cunninghama wsparły tezę, że w przypadku skraplaczy siłowni parowych obecność gazów inertnych w przestrzeni parowej wywiera podobny wpływ, jak obecność zanieczyszczeń na powierzchniach wymiany ciepła tych wymienników [Cunningham 1981].

Z kolei z badań numerycznych Butrymowicza [Butrymowicz 2001] wypływa bardzo ważny wniosek, tj. **im większa wartość współczynnika przenikania ciepła danego wymiennika, tym wymiennik ten jest bardziej wrażliwy na obecność zanieczyszczeń na jego powierzchni wymiany ciepła**. Powyższa konstatacja jest bardzo istotna w eksploatacji wymienników ciepła siłowni parowych, a w szczególności aparatów wymiany ciepła siłowni okrętowych, np. skraplaczy parowych. Uwzględniając wytyczne projektowe, m.in. minimalizowanie gabarytów wymienników ciepła w siłowniach okrętowych, wymienniki te charakteryzują się stosunkowo wysokimi wartościami współczynników przenikania ciepła.

Osady odkładające się wewnątrz rur wymiennika ciepła (po stronie wody) zapoczątkowują również proces obliteracji przewodów. W szczególności zjawisko

to jest charakterystyczne dla skraplaczy cieplnych chłodzonych wodą morską [Taborek 1981; Hajduk 2016]. Zmniejszone pole poprzecznego przekroju rurek na skutek tworzenia się różnych rodzajów osadów cząsteczkowo-dyspersyjnych (kamienie siarczanowe, węglanowe i krzemionkowe) oraz bioosadów (makroosady, np. małże, skorupiaki oraz mikroosady, np. bakterie, glony) powoduje wzrost oporów przepływu z jednoczesnym zmniejszeniem wydajności chłodzenia skraplacza. Taki stan rzeczy w efekcie końcowym prowadzi do zmniejszenia prędkości przepływu wody chłodzącej skraplac, skutkiem czego jest dodatkowy wzrost oporu wnikania ciepła. W związku z tym obecność zanieczyszczeń na powierzchni wymiany ciepła prowadzi nie tylko do degradacji cieplnej danego wymiennika, ale – mocniej – do jego degradacji cieplno-przepływowej [Butrymowicz i Hajduk 2006, Górski 2007].

Wobec rezultatów płynących z badań problem degradacji termicznej aparatów wymiany ciepła siłowni parowych jest zagadnieniem bardzo żywotnym dla ich eksploatacji, chociażby z racji wysokich wartości współczynników przenikania ciepła tych aparatów [Knudsen 1992; Szargut 1993; Karabelas 2001; Förster i Bohnet 2002; Mwaba i in. 2002; Butrymowicz i Hajduk 2006].

2. DEGRADACJA CIEPLNA WYMIENNIKÓW CIEPŁA

Podczas użytkowania wymiennika ciepła w okresie τ_{ope} (ang. *operational time*) poza okresem wzbudzenia osadów τ_{ind} (ang. *induction time* – okres, w którym osady stanowią pewną formę mikrozeber, które rozwijają powierzchnię wymiany ciepła oraz działają jako turbulizatory przepływu, zrywające laminarną warstwę przyścienną, skutkiem czego jest intensyfikacja transportu ciepła), opory cieplne zanieczyszczeń R_f powierzchni wymiany ciepła przyjmują wartość dodatnią [Förster i Bohnet 2002]:

$$\tau_{ope} > \tau_{ind} \Rightarrow R_f > 0 \quad (1)$$

Opory cieplne R cechuje addytywność:

$$R_{k,F} = R_{k,C} + R_f, \quad (2)$$

gdzie:

$R_{k,C}$ – opór cieplny przenikania ciepła wymiennika ciepła bez osadów [K/W],

$R_{k,F}$ – opór cieplny przenikania ciepła wymiennika ciepła z osadami [K/W].

Opór cieplny R jest związany z oporem cieplnym właściwym r następującym równaniem:

$$R = \frac{r}{A_{cal}}, \quad (3)$$

gdzie A_{cal} – powierzchnia obliczeniowa wymiany ciepła [m²].

Opór cieplny właściwy przenikania ciepła r_k ze współczynnikiem przenikania ciepła k wiąże zależność [Brodowicz 1982; Pudlik 1988; Wiśniewski i Wiśniewski 2000]:

$$r_k \cdot k = 1, \quad (4)$$

Spadek wydajności cieplnej wymiennika ciepła z nagromadzonymi osadami na powierzchni wymiany ciepła wyraża się jako różnicę strumieni ciepła:

$$\Delta \dot{Q}_{loss} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_F, \quad (5)$$

gdzie:

\dot{Q}_C – moc cieplna wymiennika bez osadów (stan C – ang. *clean*) [W],

\dot{Q}_F – moc cieplna wymiennika z osadami (stan F – ang. *fouled*) [W].

Moc cieplną \dot{Q}_C wymiennika ciepła bez osadów można opisać zależnością:

$$\dot{Q}_C = \frac{\Delta T_{log,C}}{R_{k,C}}, \quad (6)$$

gdzie:

$\Delta T_{log,C}$ – logarytmiczna różnica temperatur wymiennika w stanie C [K],

$R_{k,C}$ – opór cieplny przenikania ciepła wymiennika ciepła bez osadów [K/W].

Wydajność cieplną \dot{Q}_F wymiennika ciepła z powierzchnią wymiany ciepła pokrytą osadami o oporze cieplnym R_f , przez analogię do (6), można zapisać:

$$\dot{Q}_F = \frac{\Delta T_{log,F}}{R_{k,F}}, \quad (7)$$

gdzie:

$\Delta T_{log,F}$ – logarytmiczna różnica temperatur wymiennika ciepła w stanie F [K],

$R_{k,F}$ – opór cieplny przenikania ciepła wymiennika ciepła z osadami [K/W].

W zależności od wstępnych założeń projektowych warunków wymiany ciepła, w których ma pracować aparat wymiany ciepła, rozróżnia się następujące przypadki jego użytkowania:

I. Przypadek eksploatacyjny stałej wartości różnicy temperatur i strumienia ciepła:

$$\Delta T_{log} = \Delta T_{log,C} \cong \Delta T_{log,F} \quad \wedge \quad \dot{Q} = \dot{Q}_C \cong \dot{Q}_F \quad (8)$$

Zważając na zależności (1)–(3), (6) oraz (7), powierzchnię wymiany ciepła A_F , przenoszącą założony strumień ciepła przy dodatkowym oporze cieplnym osadów r_f , można wyznaczyć z zależności:

$$A_F = (1 + r_f \cdot k_C) \cdot A_C \quad (9)$$

II. Przypadek eksploatacyjny stałej wartości gęstości strumienia ciepła:

$$q = \dot{Q}_C / A_C \cong \dot{Q}_F / A_F \quad (10)$$

Na podstawie zależności (1)–(3), (6) oraz (7), średnia logarytmiczna różnica temperatur, zapewniająca założoną wartość gęstości strumienia ciepła w obecności osadów o dodatkowym oporze cieplnym r_f , wyraża się formułą:

$$\Delta T_{log,F} = (1 + r_f \cdot k_C) \cdot \Delta T_{log,C} \quad (11)$$

III. Przypadek eksploatacyjny stałej wartości różnicy temperatur i powierzchni wymiany ciepła:

$$\Delta T_{log} = \Delta T_{log,C} \cong \Delta T_{log,F} \quad \wedge \quad A = A_C \cong A_F \quad (12)$$

Podobnie jak dla przypadków I i II na podstawie równań (2), (3), (5) oraz (6), moc cieplną wymiennika ciepła z osadami o oporze r_f na powierzchni wymiany ciepła można obliczyć ze wzoru:

$$\dot{Q}_F = \left(\frac{1}{1 + r_f \cdot k_C} \right) \cdot \dot{Q}_C \quad (13)$$

3. METODYKA BADAWCZA

Badania eksperymentalne przeprowadzono dla pojedynczej rury wymiennika ciepła, pochodzącej z wymiennika ciepła regeneracji niskoprężnej siłowni parowej. Pomiar oporu cieplnego zanieczyszczeń odbywał się jednocześnie dla dwóch rodzajów rur (tab. 1), tj. dla rury badanej z powierzchnią wymiany ciepła pokrytą osadem (na prośbę donatora badaną rurę opatrzono kodem DKR#07) oraz dla rury pozbawionej osadów, stanowiącej badawczą rurę referencyjną (REB#00). Długość odcinka pomiarowego obydwu rur wynosiła 1 m.

Tabela 1. Zdjęcia rury z osadami DKR#07 i rury referencyjnej REB#00. Zdjęcia wykonano ze statywu, aparatem Nikon D70S z obiektywem MicroNikkor 105 mm-1:2,8D

Table 1. Photos of the tested materials: DKR#07 and reference tube REB#00. They were taken with a tripod by Nikon D70S camera with MicroNikkor 105mm-1:2.8D lens

Kod	Zdjęcie materiału badawczego
DKR#07	
REB#00	

Źródło: archiwum własne autora.

Strumień ciepła pobrany przez wodę w rurze z osadami $\dot{Q}_{w,F}$:

$$\dot{Q}_{w,F} = \dot{m}_{w,F} \cdot c_{p,w} \cdot (t_{wo,F} - t_{wi,F}) \quad (14)$$

Strumień ciepła pobrany przez wodę w rurze bez osadów $\dot{Q}_{w,C}$:

$$\dot{Q}_{w,C} = \dot{m}_{w,C} \cdot c_{p,w} \cdot (t_{wo,C} - t_{wi,C}), \quad (15)$$

gdzie:

\dot{m}_{w} – strumień masowy wody chłodzącej skraplacz [kg/s],

t_{wi} – temperatura wlotu wody do rury [°C],

t_{wo} – temperatura wylotu wody z rury [°C],

$c_{p,w}$ – średnia wartość ciepła właściwego wody od t_{wi} do t_{wo} [J/(kg·K)].

Opór cieplny zanieczyszczeń r_f wyznaczono, stosując różnicową metodę bezpośredniego wyznaczania oporów cieplnych, tj. jako różnicę pomiędzy całkowitym oporem cieplnym powierzchni wymiany ciepła z osadami $r_{k,F}$ i całkowitym oporem cieplnym dla powierzchni wymiany ciepła bez osadów $r_{k,C}$:

$$r_f = r_{k,F} - r_{k,C} = \frac{1}{k_F} - \frac{1}{k_C} \quad (16)$$

Stratę mocy cieplnej dla aparatu wymiany ciepła z powierzchnią wymiany ciepła pokrytą osadami o oporze cieplnym r_f wyznaczono z zależności:

$$\Delta \dot{Q}_{loss} = \left(\frac{r_f \cdot k_C}{1 + r_f \cdot k_C} \right) \cdot \dot{Q}_C, \quad (17)$$

natomiast względną stratę mocy cieplnej takiego wymiennika wyrażono w procentach za pomocą wskaźnika RPL (ang. *Relative heat Power Loss*):

$$RPL = \left(\frac{r_f \cdot k_C}{1 + r_f \cdot k_C} \right) \cdot 100\% \quad (18)$$

Wartość maksymalnej bezwzględnej niepewności systematycznej pomiaru Δr_f oporu cieplnego osadów r_f wyznaczono, wykorzystując prawo Gaussa rozprzestrzeniania się niepewności pomiarowych [Kotlewski i Mieszkowski 1972]:

$$\Delta r_f = \sqrt{\left(\frac{\partial r_f}{\partial k_F} \cdot \Delta k_F \right)^2 + \left(\frac{\partial r_f}{\partial k_C} \cdot \Delta k_C \right)^2} \quad (19)$$

3.1. Stanowisko badawcze

Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku wymiennika ciepła SPOCZEWC, wykonanym według zamysłu Butrymowicza i autora niniejszego artykułu, znajdującym się w Laboratorium Wymiany Ciepła Zakładu Wymiany Ciepła IMP PAN. Zasadniczym elementem składowym stanowiska badawczego jest wymiennik ciepła, w którym zachodzi proces skraplania pary wodnej przy ciśnieniu niższym, równym lub wyższym od ciśnienia atmosferycznego.

Zródłem pary wodnej dla stanowiska badawczego jest nowoczesny, wysoko-ciśnieniowy, w pełni zautomatyzowany, przepływowy kocioł parowy wytwórcy Clayton ($p_n = 1,9$ MPa, $D = 0,95$ t/h), znajdujący się w Laboratorium Energetyki

Cieplnej IMP PAN. Para dopływająca do stanowiska pochodzi z niskociśnieniowej części instalacji parowej o ciśnieniu $p_{LP} = 0,6$ MPa.

W celu dokładnej regulacji masowego natężenia przepływu wody chłodzącej skraplacz, przepływającej przez rurę z osadami i rurę bez osadów, zastosowano dwie pionowe wielostopniowe pompy odśrodkowe wytwórcy Grundfos typu CRE 1-7 (zakres prędkości obrotowej 360(n_{min})–2840(n_{max}) obr/min) ze zintegrowaną przetwornicą częstotliwości i regulatorem PI oraz dwa zawory regulacyjne Oventrop Hydrocontrol-R, wyposażone w mechanizm płynnej regulacji nastawy wstępnej. System chłodzenia stanowiska badawczego składa się z dwóch zamkniętych obiegów wody chłodzącej: niskotemperaturowego LT i wysokotemperaturowego HT, połączonych chłodnicą wody HT/LT.

System akwizycji danych stanowiska badawczego DAQ13 został skonfigurowany na podstawie elementów *hardware* (modułowy przetwornik pomiarowy NI SCXI) i *software* (środowisko programowania LabVIEW v.8.6) wytwórcy National Instruments.

System pomiarowy stanowiska badawczego konstytuują następujące czujniki i przetworniki: termopary typu K (wytwórca Czaki Thermo-Produkt, sygnał analogowy), przetwornik ciśnienia absolutnego z odczytem lokalnym typ 1151 (wytwórca ZAP Pnefal, sygnał cyfrowy), przepływomierze bezpośredniego pomiaru strumienia masy Promass 40 E (wytwórca Endress+Hauser, sygnał cyfrowy). Ponadto system akwizycji danych wyposażono w układ wzorcowania kanałów pomiaru temperatury, ciśnienia oraz masowego natężenia przepływu, dzięki czemu uzyskano wysoką dokładność pomiarów. Cechuje go struktura modułowa zezwalająca na jego prostszą walidację.

4. REZULTATY BADAŃ

Seria pomiarowa składała się z siedmiu punktów pomiarowych. W ramach serii pomiarowej badań eksperymentalnych utrzymywano na stałym poziomie następujące parametry:

- temperatura wody chłodzącej skraplacz (wlot, rura z osadami): $19,00^{\circ}\text{C} \pm 0,05\text{K}$;
- temperatura wody chłodzącej skraplacz (wlot, rura bez osadów): $19,00^{\circ}\text{C} \pm 0,05\text{K}$;
- ciśnienie skraplania: $135,0$ kPa(a) $\pm 0,5$ kPa.

Tytułem uzyskania zmiennego obciążenia cieplnego, w zakresie pojedynczego punktu pomiarowego, utrzymywano dodatkowo na stałym poziomie wartość masowego natężenia przepływu wody w rurze z osadami oraz wartość masowego natężenia przepływu wody w rurze bez osadów. W planie eksperymentu założono następujące wartości strumieni masowych wody chłodzącej (*ceteris paribus*):

- rura z osadami, 1870; 1530; 1170; 1000; 900; 700 i 600 kg/h ± 5 kg/h;
- rura bez osadów, 1870; 1530; 1170; 1000; 900; 700 i 600 kg/h ± 5 kg/h.

Założone wartości strumieni masowych uzyskano odpowiednio przy następujących wartościach obrotów pomp wody chłodzącej: $n_1 = 2650$; $n_2 = 2150$; $n_3 = 1700$; $n_4 = 1450$; $n_5 = 1300$; $n_6 = 1050$ i $n_7 = 970$ obr/min, ustawiając dodatkowo nastawy ręcznych zaworów regulacyjnych wody chłodzącej. Po osiągnięciu stanu ustalonego w danym punkcie pomiarowym sporządzano elektroniczny protokół badań.

Średnie wartości wielkości mierzonych zestawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Wartości średnie wielkości mierzonych badanych rur: DKR#07, REB#00

Table 2. The mean values of measured quantities for tested tubes: DKR#07, REB#00

Materiał badawczy	Pomiar	n	n/n _{max}	t _{wi,F}	t _{wo,F}	t _{wi,C}	t _{wo,C}	p _k	m _{w,F}	m _{w,C}
		[obr/min]	%	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[kPa]	[kg/h]	[kg/h]
DKR#07 & REB#00	1	2650	93	19,01	25,43	18,97	27,68	135,7	1874,6	1860,4
	2	2150	76	19,07	26,59	19,02	29,15	135,5	1534,7	1520,1
	3	1700	60	19,03	28,29	18,99	31,18	135,8	1174,0	1162,6
	4	1450	51	19,01	29,40	18,97	32,54	135,7	1003,9	992,1
	5	1300	46	18,99	30,16	18,95	33,41	135,5	905,2	892,1
	6	1050	37	19,02	32,25	18,97	35,40	135,5	704,0	693,0
	7	970	34	19,01	33,56	18,95	37,37	135,4	602,3	598,0

Źródło: badania własne.

Wartości wielkości obliczonych zawarto w tabeli 3. Właściwości wody i pary wodnej wyznaczono, wykorzystując oprogramowanie NIST Refprop SRD 23, ver. 8.0.

Tabela 3. Wartości wielkości obliczonych materiałów badawczych DKR#07, REB#00

Table 3. The mean values of calculated quantities for tested tubes: DKR#07, REB#00

Materiał badawczy	Pomiar	t _k	ΔT _{log,F}	ΔT _{log,C}	Q _{w,F}	Q _{w,C}	k _F	k _C	r _{k,F}	r _{k,C}
		[°C]	[K]	[K]	[kW]	[kW]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[m ² K/W]	[m ² K/W]
DKR#07 & REB#00	1	108,4	86,1	85,0	13,90	18,91	3345	5095	0,000299	0,000196
	2	108,3	85,4	84,1	13,33	17,97	3234	4888	0,000309	0,000205
	3	108,4	84,7	83,2	12,54	16,55	3070	4555	0,000326	0,000220
	4	108,4	84,1	82,4	12,03	15,72	2967	4366	0,000337	0,000229
	5	108,3	83,6	81,9	11,66	15,06	2891	4207	0,000346	0,000238
	6	108,3	82,5	80,7	10,75	13,62	2700	3866	0,000370	0,000259
	7	108,3	81,8	79,8	10,16	12,77	2574	3664	0,000389	0,000273

Wartości oporu cieplnego zanieczyszczeń zgromadzonych na powierzchni wymiany ciepła rury DKR#07, wartości względne i bezwzględne niepewności pomiarowej wyznaczenia tego oporu zaprezentowano w tabeli 4. Ponadto w tabeli tej umieszczono wartość względną straty mocy cieplnej rury DKR#07, wyrażoną

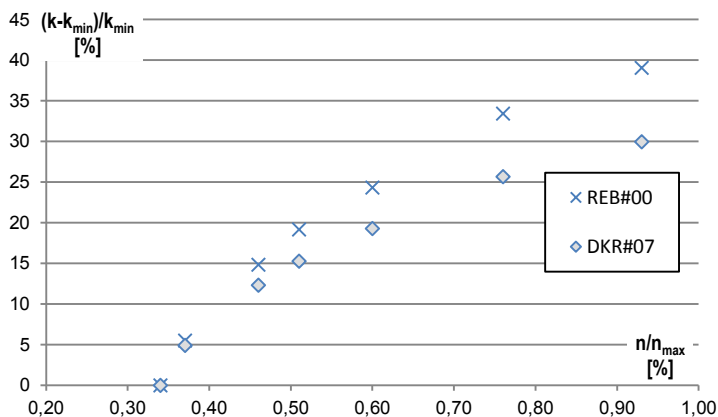
wskaźnikiem RPL, obliczonym dla wartości oporu cieplnego właściwego osadów $r_{f,m} = 10,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$ (średnia arytmetyczna z pomiarów 1–7).

Tabela 4. Wartości oporu cieplnego osadów r_f rury DKR#07, niepewności pomiarowej bezwzględnej Δr_f i względnej $\Delta r_f/r_f$ oraz wskaźnika utraty mocy cieplnej RPL

Table 4. The values of the fouling specific heat resistances (r_f) and the values of absolute (Δr_f) and relative ($\Delta r_f/r_f$) measuring uncertainty and RPL factor for DKR#07

Materiał badawczy	Pomiar	r_f	Δr_f	$\Delta r_f/r_f$	$\partial r_f/\partial k_F$	Δk_F	$\partial r_f/\partial k_C$	Δk_C	RPL
		[m ² K/W]	[m ² K/W]	[%]	[(m ² K/W) ²]	[W/(m ² K)]	[(m ² K/W) ²]	[W/(m ² K)]	[%]
DKR#07 & REB#00	1	0,000103	1,7E-05	16,5	-0,9E-07	170	3,9E-08	193	36
	2	0,000105	1,5E-05	14,4	-1,0E-07	141	4,2E-08	161	35
	3	0,000106	1,3E-05	12,4	-1,0E-07	110	4,8E-08	126	33
	4	0,000108	1,2E-05	11,4	-1,1E-07	95	5,2E-08	110	32
	5	0,000108	1,1E-05	11,0	-1,2E-07	87	5,6E-08	101	31
	6	0,000112	1,1E-05	9,9	-1,3E-07	70	6,7E-08	81	30
	7	0,000116	1,0E-05	9,2	-1,5E-07	61	7,4E-08	72	28

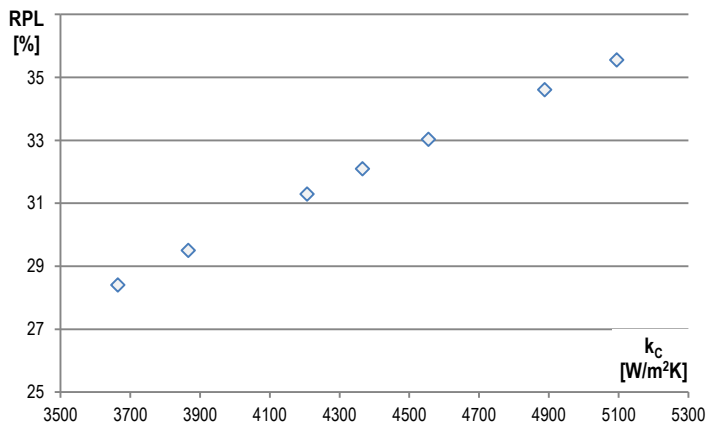
Rysunek 1 ilustruje zależność zmian względnego przyrostu współczynnika przenikania ciepła k_F (rura z osadami DKR#07) oraz k_C (rura wzorcowa REB#00) od intensywności chłodzenia skraplacza (największa intensywność dla $n/n_{max} = 0,93$ @ stan 1; najmniejsza dla $n/n_{max} = 0,34$ @ stan 7). Wartościami odniesienia dla k_F i k_C były ich wartości minimalne, odpowiednio $k_{F,min}$ i $k_{C,min}$ ($n/n_{max} = 0,34$).



Rys. 1. Zmiana względnego przyrostu współczynników przenikania ciepła k_F (DKR#07) oraz k_C (REB#00) w odniesieniu do ich wartości minimalnych odpowiednio $k_{F,min}$ i $k_{C,min}$ w zależności od intensywności chłodzenia skraplacza wyrażonej przez n/n_{max}

Fig. 1. The diagram of changes for the relative increase in heat transfer coefficients k_F (tube DKR#07) and k_C (tube REB#00) with regard to their minimum values respectively $k_{F,min}$ and $k_{C,min}$ depending on the condenser cooling intensity expressed by n/n_{max}

Rysunek 2 przedstawia przebieg zmian względnej straty mocy cieplnej w rurze z osadami DKR#07, wyrażonej wskaźnikiem RPL w zależności od wartości współczynnika przenikania ciepła k_c rury wzorcowej REB#00.



Rys. 2. Przebieg zmian wskaźnika straty mocy cieplnej RPL dla rury z osadami DKR#07 w funkcji współczynnika przenikania ciepła k_c rury bez osadów REB#00

Fig. 2. The course of changes in the heat power loss index RPL for the tube DKR#07 (with fouling) as a function of the heat transfer coefficient k_c (tube REB#00 without fouling)

5. PODSUMOWANIE

Badania eksperymentalne, których celem była ocena mocy cieplnej wymienników ciepła siłowni parowych w odniesieniu do degradacji termicznej, powstałej na skutek obecności osadów na powierzchniach wymiany ciepła, naprowadzają na wniosek, że obecność osadów wywiera znaczący negatywny wpływ na wydajność cieplną aparatów wymiany ciepła. Wskazują na to wartości procentowej utraty mocy cieplnej rury z osadami na poziomie od 28% (stan użytkowania skraplacza przy minimalnej wartości prędkości obrotowej pompy wody chłodzącej stanowiącej 34% jej prędkości maksymalnej) do 36% (stan użytkowania skraplacza przy największej intensyfikacji chłodzenia, wartość prędkości obrotowej pompy wody chłodzącej stanowiła 93% prędkości maksymalnej).

Z punktu widzenia eksploatacji wymienników ciepła siłowni parowych warto podkreślić, że przeprowadzone przez autora artykułu badania wsparły również ważną tezę, tj. im większa wartość współczynnika przenikania ciepła aparatu wymiany ciepła, tym aparat ten jest bardziej wrażliwy na obecność zanieczyszczeń na jego powierzchni wymiany ciepła. Istotnie, gdyż dla uśrednionej wartości zmierzonego oporu cieplnego właściwego osadu $r_{f,m}$ ($10,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$), w pierwszym punkcie pomiarowym (najwyższa wartość współczynnika przenikania ciepła dla

rury bez osadów ok. $5100 \text{ W/m}^2\text{K}$) odnotowano największy, bowiem aż 36-procentowy spadek wydajności cieplnej dla rury z osadami w porównaniu z ostatnim punktem pomiarowym (najniższa wartość współczynnika przenikania ciepła rury bez osadów ok. $3700 \text{ W/m}^2\text{K}$), który był o 10 punktów procentowych mniejszy. Dodatkowo intensyfikacja chłodzenia skraplacza badawczego znakomicie wpłynęła na poprawę warunków transportu ciepła – monotoniczny wzrost wartości współczynników przenikania ciepła zarówno dla rury z osadami, jak i dla rury bez osadów. Największą wartość względnego przyrostu współczynnika przenikania ciepła odnotowano tu dla rury bez osadów $\Delta k_C/k_{C,\min}$ (39%) i była ona o 9 punktów procentowych większa od wartości $\Delta k_F/k_{F,\min}$ (30% rura z osadami).

Zmierzona wartość oporu cieplnego zanieczyszczeń r_f , zgromadzonych na powierzchni wymiany ciepła badanej rury, potwierdziła zgodność z wynikami prezentowanymi w literaturze przedmiotu. Uzyskany poziom wartości maksymalnej względnej niepewności pomiarowej oporu cieplnego osadów wskazuje na wysoką dokładność pomiarową stanowiska badawczego, tj. w zakresie zmierzonej wartości r_f $10,8\text{--}11,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$ wartość $\Delta r_f/r_f$ była mniejsza niż 16,5%.

Warto podkreślić, że podglebie współczesnej eksploatacji złożonych systemów technicznych posiada również wymiar sozologiczny. W przypadku obsługi wymienników ciepła siłowni parowych wyróżnikiem należytego ich użytkowania jest poszanowanie, z wykorzystaniem działań sozotechnicznych, przenoszonych w nich energii. W związku z tym dbałość m.in. o stan techniczny ich powierzchni wymiany ciepła stanowi obecnie substancjalną kwestię właściwej eksploatacji wymienników ciepła we współczesnych układach cieplnych siłowni parowych.

LITERATURA

- Antar, M.A., Zubair, S.M., 2007, *The Impact of Fouling on Performance Evaluation of Multi-Zone Feedwaters Heaters*, Applied Thermal Engineering, vol. 27, s. 2505–2013.
- Brahim, F., Augustin, W., Bohnet, M., 2003, *Numerical Simulation of the Fouling Structured Heat Transfer Surfaces*, ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning. Fundamentals and Applications, s. 121–129.
- Brodowicz, K., 1982, *Teoria wymienników ciepła i masy*, PWN, Warszawa.
- Butrymowicz, D., 2001, *Influence of Fouling and Inert Gases on the Performance of Regenerative Feedwater Heaters*, Archives of Thermodynamics, vol. 23, no. 1–2, s. 127–140.
- Butrymowicz, D., Hajduk, T., 2006, *Zagadnienia degradacji termicznej wymienników ciepła*, Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna, R. XIII, vol. 3, nr 121, s. 111–117.
- Chenoweth, J.M., 1990, *Final Report of the HTRI/TEMA Joint Committee to Review the Fouling Section of the TEMA Standards*, Heat Transfer Engineering, vol. 11, no. 1, s. 73–107.
- Chmielniak, T., 2008, *Technologie energetyczne*, WNT, Warszawa.
- Cunningham, J., 1981, *The Effect of Use of Noncondensable Gases on Enhanced Surface Condensers*, w: Marto, P.J., Nunn, R.H. (eds.), *Power Condenser Heat Transfer Technology*, Hemisphere Publishing Co, New York.

- Dobosiewicz, J., 2006, *Wpływ jakości wody zasilającej i kotłowej na trwałość powierzchni grzewalnych*, *Energetyka*, nr 7, s. 517–521.
- Dobosiewicz, J., Zbroińska-Szczuchura, E., 2000, *Diagnostyka materiałowa i cieplna skraplaczy*, *Energetyka*, vol. LIV, nr 3(549), s. 122–124.
- Förster, M., Bohnet, M., 2002, *Modification of the Interface Crystal/Heat Transfer Surface to Reduce Heat Exchanger Fouling*, w: Müller-Steinhagen, H., Malayeri M.R., Watkinson, A.P. (eds.), *Heat Exchanger Fouling. Fundamental Approaches & Technical Solutions*, Publico Publications, Essen.
- Górski, Z., 2007, *Budowa i działanie okrętowych wymienników ciepła. Construction and working of marine heat exchangers*, Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, Gdynia.
- Hajduk, T., 2016, *Fizyczne i chemiczne aspekty występowania zanieczyszczeń na powierzchniach wymiany ciepła w silowniach parowych*, *Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni*, nr 96, s. 59–70.
- Hajduk, T., 2018, *Research on Deposit Accumulated on Heat Exchange Surfaces in the Light of Thermal Degradation of Heat Exchange Apparatus of Steam Power Plants. Part I: Study of Real Sediments*, *Polish Maritime Research*, vol. 25, no. 1(97), s. 99–107.
- Karabelas, A.J., 2001, *Scale Formation in Tubular Heat Exchangers – Research Priorities*, *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Pisa, s. 73–81.
- Knudsen, J.G., 1992, *Fouling in Heat Exchangers. Overview and Summary*, w: Hewitt, G.F. (ed.) *Handbook of Heat Exchanger Design*, Begell House Inc., New York.
- Kotlewski, F., Mieszkowski, M., 1972, *Pomiary w technice cieplnej*, WNT, Warszawa.
- Mwaba, M.G., Rindt, C.C.M., Vorstman, M.A.G., Steenhoven van, A.A., 2002, *Calcium Sulfate Deposition on a Heated Plate and Removal Characteristics*, w: Müller-Steinhagen, H., Malayeri, M.R., Watkinson, A.P. (eds.), *Heat Exchanger Fouling. Fundamental Approaches & Technical Solutions*, Publico Publications, Essen.
- Perrakis, M., Andritsos, N., Karabelas, A.J., 1999, *CaCO₃ Scaling Under Constant Heat Flux*, w: Bott, T.R., Melo, L.F., Panchal, C.B., Somerscales, E.F.C. (eds.), *Understanding Heat Exchanger Fouling and Its Mitigation*, Begell House Inc., New York.
- Pudlik, W., 1988, *Wymiana i wymienniki ciepła*, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk.
- Rusowicz, A., 2004, *Analiza powstających osadów w rurach skraplacza energetycznego*, XII Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy, Kraków, s. 753–761.
- Stańda, J., 1999, *Woda do kotłów parowych i obiegów chłodzących siłowni cieplnych*, WNT, Warszawa.
- Szargut, J., 1993, *Ekologiczne uwarunkowania energetyki*, *Energetyka*, nr 1(463), s. 378–383.
- Taborek, J., 1981, *Effects of Fouling and Related Comments on Marine Condenser Design*, w: Marto, P.J. (ed.), *Power Condenser Heat Transfer Technology*, Publishing Co.
- Wiśniewski, S., Wiśniewski, T., 2000, *Wymiana ciepła*, WNT, Warszawa.