

APARATURA

BADAWCZA I DYDAKTYCZNA

Ocena konstrukcji skraplacza na podstawie minimum strumienia generacji entropii

RAFAŁ LASKOWSKI¹, ARTUR RUSOWICZ^{1,2}, ANDRZEJ GRZEBIELEC¹, MACIEJ JAWORSKI¹

¹ INSTYTUT TECHNIKI CIEPLNEJ, POLITECHNIKA WARSZAWSKA

² CENTRALNY OŚRODEK BADAWCZO ROZWOJOWY APARATURY BADAWCZEJ I DYDAKTYCZNEJ
COBRABiD Sp. z o.o. W WARSZAWIE

Słowa kluczowe: skraplacz, minimum generacji strumienia entropii, ocena konstrukcji skraplacza

STRESZCZENIE:

W skraplaczach energetycznych generowane są jedne z największych strat strumienia entropii w instalacji energetycznej. Celowe jest obniżanie tej straty, aby uzyskać poprawę całkowitej sprawności instalacji. W artykule podano warunek dla minimum generacji strumienia entropii, z którego wynika, że minimum to jest osiągnięte, gdy podgrzew wody w rurkach skraplacza ma równomierny rozkład (przyjmuje taką samą wartość dla wszystkich rurek). Poprawność tego warunku sprawdzono na podstawie danych uzyskanych z symulatora 2D skraplacza dla jednego z krajowych bloków o mocy 50 MW. Na podstawie otrzymanych z symulatora przyrostów temperatur oraz odpowiadających im ciśnień pary dla 30 rurek dokonano oceny poprawności konstrukcji skraplacza.

The condenser design assessment on the basis of the minimum entropy generation

Keywords: condenser, minimum entropy generation, condenser design assessment

ABSTRACT:

The losses in power plants condensers are some of the biggest losses in the entropy generation in whole power plant system. It is advisable to decrease the loss for improving the overall efficiency of the system. The article presents the condition for the minimum entropy generation, which states that the minimum is achieved when the heating of the water in the tubes of the condenser has a uniform distribution (takes the same value for all tubes). The correctness of this condition was verified on the basis of data obtained from the 2D condenser simulator for one of the national units with a 50 MW electric capacity. On the basis of the simulator increases temperatures and steam pressures corresponding to 30 tubes assesses the correctness of the construction of the condenser.

1. WSTĘP

Skraplacze energetyczne są gabarytowo największymi wymiennikami ciepła, najczęściej o konstrukcji płaszczowo-rurowej, w których wewnątrz pęczka rurek przepływa woda, a na zewnętrznej powierzchni kondensuje para. Skraplacz jest jednym z podstawowych elementów siłowni cieplnej, który pełni rolę dolnego źródła ciepła, tzn. część energii, która nie została zamieniona na pracę w turbinie, jest przekazywana do otoczenia. W skraplaczu, ze względu na duży strumień ciepła przekazywany do otoczenia [1], występuje jedna z największych generacji strumienia entropii [2]. Ponieważ warunki pracy i osiągi skraplacza wpływają na moc i sprawność całej instalacji, ważne jest prawidłowe zaprojektowanie i jego dobór do instalacji energetycznej. Zasadne wydaje się projektowanie skraplaczy w taki sposób, aby minimalizować straty wynikające z nieodwracalnych procesów zachodzących podczas przepływu ciepła, czyli minimalizować generację strumienia entropii.

Przy projektowaniu skraplaczy wykorzystuje się podstawowe zależności takie jak: bilans energii, prawo Pecleta czy zależności kryterialne w celu wyznaczenia współczynników przejmowania ciepła od strony wody [3-6] i kondensującej pary [7-12] oraz liczby podobieństwa, jak Nusselta, Reynoldsa i Prandtla. Od lat prowadzone są badania w celu poprawy efektywności skraplaczy, które dotyczą głównie odpowiedniego doboru geometrii skraplacza, tzn. kształtu pęku rur [13-23]. W celu osiągnięcia jak najbardziej odpowiedniego kształtu pęku rur bierze się pod uwagę zmniejszenie oporów przepływu pary, zapewnienie dobrego dopływu pary do każdej rury w pęku, uzyskanie możliwie najwyższego i równomiernego obciążenia cieplnego poszczególnych rur w pęku, jak również możliwość skutecznego usuwania gazów inertych.

Oprócz wspomnianych podstawowych zależności, przy projektowaniu wymienników ciepła znajduje zastosowanie druga zasada termodynamiki [2, 24-26], według której podczas przekazywania ciepła zachodzą procesy nieodwracalne, wynikające z przepływu ciepła od czynnika cieplejszego do czynnika chłodniejszego oraz z oporów przepływu (spadków ciśnień) czynników przekazujących ciepło. Miarą tych nieodwracalnych procesów jest generacja entropii.

Metoda minimalizacji generacji entropii najczęściej znajduje zastosowanie do doboru optymalnej geometrii wymiennika. W celu doboru geometrii na bazie minimalizacji generacji entropii analizowane są różne typy wymienników: wymienniki krzyżowe [26-29], przeciwprądowe [30, 31], płaszczowo-rurowe [32], gruntowe wymienniki ciepła [33], ożebrowane wymienniki ciepła [34], wymienniki typu rura w rurze [35] i skraplacze [36].

W artykule dokonano oceny poprawności konstrukcji skraplacza dla bloku o mocy 50 MW na podstawie generacji strumienia entropii. W celu oceny konstrukcji podano warunek na minimum generacji strumienia entropii dla skraplacza energetycznego. Na podstawie danych uzyskanych z symulatora 2D skraplacza, tj. przyrostów temperatury wody chłodzącej i ciśnienia pary dla 30 rurek, wyznaczono strumień generacji entropii i porównano go z minimalnym strumieniem generacji entropii. Różnica pomiędzy aktualnym strumieniem generacji entropii w skraplaczu a minimalnym strumieniem generacji entropii pozwala określić, czy konstrukcja pęku rur jest prawidłowa i czy istnieje potencjał zmniejszenia generacji strumienia entropii. Dokładny opis modelu skraplacza 2D na bazie złoża porowatego oraz jego walidację przedstawiono w artykule [37].

2. WARUNEK NA MINIMUM GENERACJI STRUMIENIA ENTROPII DLA SKRAPLACZA

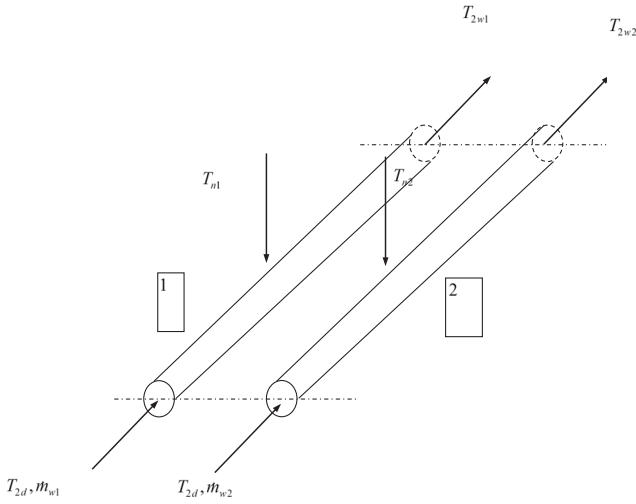
W celu określenia warunku dla minimum generacji strumienia entropii w skraplaczu dokonano analizy generacji entropii dla dwóch rurek skraplacza. Wewnątrz rurek przepływa woda chłodząca a po stronie zewnętrznej kondensuje para. Założono, że temperatura wody chłodzącej na wlocie do jednej i drugiej rurki jest taka sama. Przyjęto, że przez rurkę pierwszą i drugą przepływa taki sam strumień masy wody chłodzącej. Założono, że woda podgrzewa się w rurce pierwszej do temperatury T_{2w1} , a w rurce drugiej do T_{2w2} (Rys. 1).

Przy tych założeniach strumień ciepła przekazywany w pierwszej rurce jest równy

$$\dot{Q}_1 = m_{w1} c_w (T_{2w1} - T_{2d}) \quad (1)$$

Strumień ciepła przekazywany w drugiej rurce jest równy

$$\dot{Q}_2 = m_{w2} c_w (T_{2w2} - T_{2d}) \quad (2)$$



Rysunek 1 Analizowane rurki skraplacza wraz z przyjętymi oznaczeniami

Sumaryczny strumień przekazywanego ciepła w obu rurkach można zapisać jako

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 \quad (3)$$

Sumaryczny strumień można zapisać uwzględniając sumaryczny strumień masy wody chłodzącej i średnią temperaturę wylotową wody T_{2w}

$$\dot{Q} = \dot{m}_w c_w (T_{2w} - T_{2d}) \quad (4)$$

Temperaturę wylotową dla pierwszej i drugiej rurki można wyrazić poprzez średnią temperaturę z uwzględnieniem odchyłek od średniej temperatury wylotowej wody

$$T_{2w1} = T_{2w} - \delta T_{2w1} \quad (5)$$

$$T_{2w2} = T_{2w} + \delta T_{2w2} \quad (6)$$

Sumaryczny strumień masy wody chłodzącej jest równy

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2} \quad (7)$$

Uwzględniając przyjęte założenia oraz odchyłki temperatury całkowity strumień ciepła można przedstawić w postaci

$$\dot{m}_w c_w (T_{2w} - T_{2d}) = \frac{\dot{m}_w}{2} c_w (T_{2w} - \delta T_{2w1} - T_{2d}) + \frac{\dot{m}_w}{2} c_w (T_{2w} + \delta T_{2w2} - T_{2d}) \quad (8)$$

Z warunku, że lewa strona równania powinna być równa prawej stronie równania, otrzymujemy

$$-\delta T_{2w1} + \delta T_{2w2} = 0 \quad (9)$$

co oznacza, że suma odchyłek temperatury od strony wody jest równa zero.

Od strony pary przyjęto, że temperatura pary na pierwszej rurce jest równa T_{n1} , a na drugiej T_{n2} . Przyjęte różne wartości temperatury nasycenia pary mogą wynikać z obecności gazów inertnych lub różnych spadków ciśnienia. Strumień przekazywanego ciepła można zapisać z uwzględnieniem współczynnika przenikania ciepła, powierzchni wymiany ciepła i średniej różnicy temperatury. Zakładając, że logarytmiczną różnicę temperatury można zastąpić arytmetyczną różnicą temperatury, strumień przekazywanego ciepła w pierwszej rurce jest równy

$$\dot{Q}_1 = kA_1 \left[T_{n1} - \frac{(T_{2d} + T_{2w1})}{2} \right] = k \frac{A}{2} \left[T_n - \delta T_{n1} - \frac{(T_{2d} + T_{2w} - \delta T_{2w1})}{2} \right] \quad (10)$$

Strumień przekazywanego ciepła w drugiej rurce jest równy

$$\dot{Q}_2 = kA_2 \left[T_{n2} - \frac{(T_{2d} + T_{2w2})}{2} \right] = k \frac{A}{2} \left[T_n + \delta T_{n2} - \frac{(T_{2d} + T_{2w} + \delta T_{2w2})}{2} \right] \quad (11)$$

Sumaryczny strumień dla obu rurek można przedstawić z uwzględnieniem średniej temperatury nasycenia T_n oraz średniej temperatury wody na wylocie T_{2w}

$$\dot{Q} = kA \left[T_n - \frac{(T_{2d} + T_{2w})}{2} \right] \quad (12)$$

Dla takich samych strumieni masy wody przepływającej oraz niewielkich zmian temperatury wody na wylocie i temperatury nasycenia pary można założyć, że współczynnik przenikania ciepła jest w przybliżeniu stały dla jednej i drugiej rurki. Z warunku, że całkowity strumień ciepła jest równy sumie strumienia ciepła przekazywanego w pierwszej i drugiej rurce, otrzymujemy

$$\left[T_n - \frac{(T_{2d} + T_{2w})}{2} \right] = \frac{1}{2} \left[T_n - \delta T_{n1} - \frac{(T_{2d} + T_{2w} - \delta T_{2w1})}{2} \right] + \frac{1}{2} \left[T_n + \delta T_{n2} - \frac{(T_{2d} + T_{2w} + \delta T_{2w2})}{2} \right] \quad (13)$$

Uwzględniając warunek (9) z zależności (13) otrzymujemy

$$\delta T_{n1} - \delta T_{n2} = 0 \quad (14)$$

Stąd wynika, że suma odchyłek temperatury pary jest równa zero.

Strumień generacji entropii dla obu rurek można zapisać jako

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\dot{m}_w}{2} c_w h \left(\frac{T_{2w1}}{T_{2d}} \right) + \frac{\dot{m}_w}{2} c_w h \left(\frac{T_{2w2}}{T_{2d}} \right) - \frac{\dot{Q}_1}{T_{n1}} - \frac{\dot{Q}_2}{T_{n2}} \quad (15)$$

Uwzględniając średnią wylotową temperaturę wody chłodzącej T_{2w} i średnią temperaturę pary T_n oraz warunki na odchyłki temperatury (9) i (14), otrzymujemy zależność na strumień generacji entropii w postaci

$$\frac{2\dot{S}_{gen}}{m_w c_w} = h \left(\frac{T_{2w} - \delta T_{2w1}}{T_{2d}} \right) + h \left(\frac{T_{2w} + \delta T_{2w1}}{T_{2d}} \right) - \frac{(T_{2w} - \delta T_{2w1} - T_{2d})}{T_n - \delta T_{n1}} - \frac{(T_{2w} + \delta T_{2w1} - T_{2d})}{T_n + \delta T_{n1}} \quad (16)$$

Z zależności (16) wynika, że strumień generacji entropii jest funkcją dwóch odchyłek temperatury

$$\dot{S}_{gen} = f(\delta T_{2w1}, \delta T_{n1}) \quad (17)$$

Istnienie ekstremum (minimum) strumienia generacji entropii w skraplaczu zostało wykazane między innymi w artykułach [2, 25, 36].

Aby strumień generacji entropii osiągnął minimum, pochodne względem jednej i drugiej odchyłki muszą być równe zero

$$\frac{\partial \dot{S}_{gen}}{\partial \delta T_{2w1}} = 0 \quad (18)$$

$$\frac{\partial \dot{S}_{gen}}{\partial \delta T_{n1}} = 0 \quad (19)$$

Z warunku (18) otrzymuje się następującą zależność

$$\frac{1}{T_{2w} + \delta T_{2w1}} - \frac{1}{T_{2w} - \delta T_{2w1}} + \frac{1}{T_n - \delta T_{n1}} - \frac{1}{T_n + \delta T_{n1}} = 0 \quad (20)$$

Z warunku (19) otrzymujemy się następującą zależność

$$\frac{T_{2w} - \delta T_{2w1} - T_{2d}}{(T_n - \delta T_{n1})^2} - \frac{T_{2w} + \delta T_{2w1} - T_{2d}}{(T_n + \delta T_{n1})^2} = 0 \quad (21)$$

Rozwiązaniem układu równań (20) i (21) jest $\delta T_{n1} = 0$ i $\delta T_{2w1} = 0$. Uwzględniając zależności (9) i (14) stwierdzamy, że minimum generacji strumienia entropii zachodzi dla przypadku, kiedy wszystkie odchyłki temperatur są równe zero. Stąd wynika, że minimum generacji strumienia entropii zostanie osiągnięte, gdy przyrosty wody chłodzącej w obu rurkach będą miały taką samą wartość, co jest równoważne równomiernemu rozkładowi temperatury (ciśnienia) pary.

Ze względu na fakt, że pomiar ciśnienia pary w skraplaczu jest obciążony znacznym błędem pomiarowym, wynikającym z dużej objętości zajmowanej przez parę, obecności gazów inertywnych i lokalnych zmian ciśnienia, do oceny konstrukcji skraplacza konieczne było dokonanie pomiarów temperatury wody na wlocie i wylocie dla 30

rurek oraz zbadanie, czy przyrosty temperatury wody w rurkach są równomierne, ponieważ dla takiego przypadku zachodzi minimum generacji strumienia entropii.

3. OPIS ANALIZOWANEGO SKRAPLACZA

Analizowany skraplacz jest konstrukcji płaszczowo rurowej, w której woda chłodząca przepływa wewnątrz rurek, a para kondensuje na zewnętrznej powierzchni rurek. Skraplacz jest podzielony na dwa biegi. Woda chłodząca wpływa do skraplacza w dolnej części i przepływa przez rurki I biegu, następnie jest zawracana w komorze nawrotnej i przepływa przez rurki znajdujące się w górnej części skraplacza (II bieg). Parametry geometryczne i parametry pracy dla analizowanego skraplacza przedstawiono w Tabeli 1.

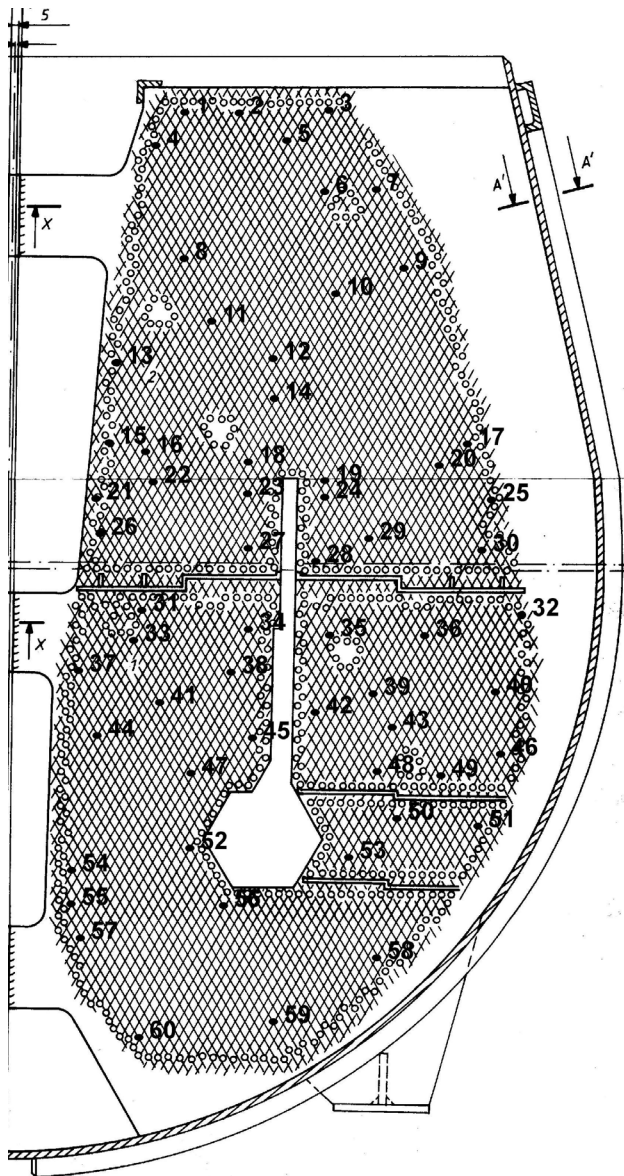
Tabela 1 Parametry geometryczne i pracy dla analizowanego skraplacza

Parametry geometryczne	
Liczba rurek	7642
Liczba rurek dla I biegu	3812
Liczba rurek dla II biegu	3830
Długość wymiennika [m]	6,58
Średnica zewnętrzna rurki [mm]	24
Średnica wewnętrzna rurki [mm]	22
Podziałka [mm]	32
Materiał rurki	Brąz
Parametry pracy	
Temperatura wody chłodzącej na wlocie do skraplacza [°C]	24
Średnia prędkość wody chłodzącej w rurkach [m/s]	1,57

Skraplacz jest symetryczny, dlatego analizie poddano tylko prawą jego część. Przekrój poprzeczny analizowanej części skraplacza wraz z zaznaczonymi rurkami, dla których były dokonywane pomiary wody chłodzącej na wlocie i wylocie, przedstawiono na Rysunku 2.

4. WYNIKI

Do oceny konstrukcji skraplacza wykorzystano dane otrzymane z symulatora skraplacza, tj. przyrosty temperatury wody chłodzącej dla 30 rurek



Rysunek 2 Przekrój poprzeczny analizowanej części skraplacza

pierwszego biegu skraplacza o numerach od 31 do 60, zlokalizowanych w dolnej części skraplacza (Rys. 2). Rurki, w których analizowano przyrosty temperatury, wybrano w taki sposób, aby pokryć cały przekrój pierwszego biegu. Temperatura wody na wlocie wynosiła 24°C . Przyrosty temperatury w poszczególnych rurkach, temperatura wody chłodzącej na wylocie w analizowanych rurkach, ciśnienie pary w obrębie analizowanych rurek i odpowiadające im temperatury pary oraz strumień ciepła przekazywany w poszczególnych rurkach i współczynnik przenikania ciepła zostały przedstawione w Tabeli 2.

Strumienie generacji entropii po stronie wody i po stronie pary oraz sumaryczny strumień entropii dla 30 analizowanych rurek zostały przedstawione w Tabeli 3.

Dla 30 analizowanych rurek sumaryczny przekazywany strumień ciepła wyniósł $373,96\text{ kW}$, a sumaryczny strumień generowanej entropii $40,73\text{ W/K}$. Średnią temperaturę wody chłodzącej na wylocie z 30 rurek równą 29°C określono jako średnią arytmetyczną. Podobnie określono średni współczynnik przenikania ciepła, który wyniósł $2,489\text{ kW}/(\text{m}^2\text{ K})$. Średnią temperaturę pary równą $36,6^{\circ}\text{C}$ wyznaczono z zależności (12).

Strumień generacji entropii po stronie wody i pary oraz ich sumę wyznaczoną dla średniej temperatury wody chłodzącej i średniej temperatury pary przedstawiono w Tabeli 4.

Średnia wartość przyrostu temperatury wody w rurkach wyniosła 5°C . Widoczne są nieznaczne odchyłki temperatury od wartości średniej dla analizowanych 30 rurek. Różnica ta nie przekracza $\pm 0,75^{\circ}\text{C}$, a dla większości rurek jest mniejsza od $\pm 0,4^{\circ}\text{C}$.

Ze względu na w miarę równomierny podgrzew wody w rurkach sumaryczny strumień generacji entropii różni się od sumarycznego strumienia generacji entropii tylko o $0,0277\text{ W/K}$ dla 30 rurek. Dla wszystkich rurek pierwszego biegu 3812 różnica w strumieniu generacji entropii wynosi $3,52\text{ W/K}$. Strata egzergii dla sumarycznego strumienia generacji entropii wynosi $1537,9\text{ kW}$, natomiast strata egzergii dla średniej temperatury wody wylotowej i średniej temperatury pary wynosi $1536,9\text{ kW}$, czyli istnieje jedynie możliwość zmniejszenia straty egzergii tylko o około 1 kW . Ze względu na równomierny rozkład temperatury wody w analizowanych rurkach, jak również bardzo małą możliwość zmniejszenia straty egzergii, konstrukcja pierwszego biegu analizowanego skraplacza jest prawidłowa i nie ma możliwości jej poprawy w celu zmniejszenia generacji strumienia entropii lub straty egzergii.

5. WNIOSKI

W artykule dokonano oceny poprawności konstrukcji skraplacza dla bloku 50 MW w oparciu o kryterium minimum strumienia generacji entropii. Wykazano, że minimum strumienia generacji entropii w skraplaczu występuje dla równomiernego podgrzewu wody w rurkach. Na podstawie danych otrzymanych z symulatora skraplacza 2D na bazie złoża porowatego, tj. przyrostów temperatur i ciśnienia pary dla 30 rurek pierwszego biegu skraplacza, wyznaczono sumaryczny strumień generacji entropii i porównano go ze

Tabela 2 Przyrosty temperatur wody chłodzącej, ciśnienie pary, strumień przekazywanego ciepła i współczynnik przenikania ciepła dla analizowanych 30 rurek

Element	Przyrost temperatury wody °C	Odchyłka przyrostu temperatury wody od wartości średniej °C	Temperatura wody chłodzącej na wylocie z l biegu °C	Ciśnienie pary Pa	Temperatura pary °C	Strumień przekazywanego ciepła kW	Współczynnik przenikania ciepła kW/(m ² K)
31	4,53	-0,47	28,53	6098,88	36,46	11,276	2,230
32	5,04	0,04	29,04	6123,49	36,53	12,546	2,526
33	5,64	0,64	29,64	6523,05	37,69	14,039	2,603
34	5,01	0,01	29,01	6129,27	36,55	12,471	2,503
35	5,18	0,18	29,18	6238,51	36,87	12,894	2,527
36	5,04	0,04	29,04	6050,38	36,31	12,546	2,582
37	5,28	0,28	29,28	6307,36	37,07	13,143	2,539
38	5,36	0,36	29,36	6320,90	37,11	13,342	2,578
39	5,00	0,00	29,00	6114,11	36,50	12,446	2,508
40	5,08	0,08	29,08	6177,31	36,69	12,645	2,511
41	5,36	0,36	29,36	6338,66	37,17	13,342	2,565
42	4,93	-0,07	28,93	6145,25	36,60	12,272	2,441
43	5,06	0,06	29,06	6253,49	36,92	12,596	2,444
44	5,60	0,60	29,60	6375,76	37,27	13,940	2,683
45	4,99	-0,01	28,99	6057,38	36,33	12,421	2,545
46	4,98	-0,02	28,98	6045,45	36,30	12,396	2,548
47	4,25	-0,75	28,25	5964,45	36,05	10,579	2,148
48	4,62	-0,38	28,62	6083,35	36,41	11,500	2,295
49	4,34	-0,66	28,34	5931,08	35,95	10,803	2,227
50	5,17	0,17	29,17	6097,76	36,46	12,869	2,628
51	4,75	-0,25	28,75	5949,28	36,01	11,824	2,475
52	4,67	-0,33	28,67	5995,70	36,15	11,625	2,388
53	5,04	0,04	29,04	6172,56	36,68	12,546	2,489
54	5,00	0,00	29,00	6051,13	36,32	12,446	2,556
55	5,36	0,36	29,36	6268,69	36,96	13,342	2,616
56	5,11	0,11	29,11	6236,16	36,87	12,720	2,487
57	4,90	-0,10	28,90	6149,38	36,61	12,197	2,420
58	5,26	0,26	29,26	6182,66	36,71	13,093	2,619
59	4,99	-0,01	28,99	6066,28	36,36	12,421	2,538
60	4,69	-0,31	28,69	5932,97	35,96	11,675	2,449
	średnia 5,00		średnia 29,00		średnia 36,60	suma 373,96	średnia 2,489

Tabela 3 Strumień generacji entropii po stronie wody i pary oraz sumaryczny strumień generacji entropii dla 30 analizowanych rurek

Element	Strumień generacji entropii po stronie wody W/K	Strumień generacji entropii po stronie pary W/K	Strumień generacji entropii W/K
31	37,66	36,42	1,24
32	41,87	40,51	1,35
33	46,80	45,17	1,64
34	41,62	40,27	1,35
35	43,02	41,59	1,43
36	41,87	40,54	1,33
37	43,84	42,37	1,48
38	44,50	43,00	1,50
39	41,54	40,19	1,34
40	42,20	40,81	1,38
41	44,50	43,00	1,50
42	40,96	39,62	1,34
43	42,03	40,62	1,41
44	46,48	44,91	1,57
45	41,45	40,14	1,32
46	41,37	40,06	1,31
47	35,35	34,21	1,14
48	38,40	37,15	1,25
49	36,09	34,95	1,14
50	42,94	41,57	1,37
51	39,48	38,25	1,23
52	38,82	37,58	1,23
53	41,87	40,49	1,37
54	41,54	40,23	1,31
55	44,50	43,02	1,48
56	42,44	41,03	1,41
57	40,71	39,38	1,34
58	43,68	42,26	1,42
59	41,45	40,13	1,32
60	38,98	37,77	1,21
Suma	1247,96	1207,23	40,73

strumieniem generacji entropii obliczonym dla średniej temperatury wody na wylocie i średniej temperatury pary.

Na podstawie danych otrzymanych z symulatora okazało się, że przyrosty temperatury w pierwszym biegu skraplacza są mniej więcej równomiernie rozłożone. Średni przyrost temperatury wody w rurkach wyniósł 5°C. Dla większości analizowanych rurek różnica pomiędzy przyrostem temperatury a średnim przyrostem temperatury jest mniejsza od $\pm 0,4^\circ\text{C}$. Ze względu na równomierny podgrzew wody w rurkach różnica pomiędzy sumarycznym strumieniem generacji entropii a strumieniem entropii wyznaczonym dla średniej temperatury wody na wylocie i średniej temperatury pary dla pierwszego biegu wyniosła 3,52 W/K, co przy uwzględnieniu temperatury otoczenia jako temperatury odniesienia odpowiada strumieniowi egzergii równej około 1 kW (wartość, o jaką można zmniejszyć stratę egzergii dla pierwszego biegu skraplacza). Na podstawie przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że pęczek rur dla pierwszego biegu analizowanego skraplacza został zaprojektowany prawidłowo i nie ma możliwości jego poprawy pod względem obniżenia generacji entropii (zmniejszenia strat egzergii).

Oznaczenia

A – powierzchnia wymiany ciepła obu rurek, m^2

A_1 – powierzchnia wymiany ciepła pierwszej rurki, m^2

A_2 – powierzchnia wymiany ciepła drugiej rurki, m^2

c_w – ciepło właściwe wody, J/kg/K

k – współczynnik przenikania ciepła, $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$

\dot{m}_{w1} – strumień masy wody przepływający przez pierwszą rurkę, kg/s

\dot{m}_{w2} – strumień masy wody przepływający przez drugą rurkę, kg/s

\dot{m}_w – całkowity strumień masy wody przepływający przez dwie rurki, kg/s

\dot{Q}_1 – strumień ciepła przekazywany w pierwszej rurce, W

\dot{Q}_2 – strumień ciepła przekazywany w drugiej rurce, W

\dot{Q} – całkowity strumień ciepła przekazywany w obu rurkach, W

\dot{S}_{gen} – sumaryczny strumień generacji entropii w skraplaczu

Tabela 4 Strumienie generacji entropii po stronie wody oraz pary i ich suma obliczona dla średniej temperatury wody chłodzącej i średniej temperatury pary

Średnia temperatura wody chłodzącej na wylocie z biegu °C	Średnia temperatura pary °C	Sumaryczny przekazywany strumień ciepła kW	Strumień generacji entropii po stronie wody dla średniej temperatury wody na wylocie W/K	Strumień generacji entropii po stronie pary dla średniej temperatury pary W/K	Strumień generacji entropii W/K
29	36,6	373,96	1248,0	1207,3	40,7

T_{2d} – temperatura wody na wlocie do rurki, °C

T_{2w} – średnia temperatura wody na wylocie z rurek, °C

T_{2w1} – temperatura wody na wylocie z pierwszej rurki, °C

T_{2w2} – temperatura wody na wylocie z drugiej rurki, °C

T_n – średnia temperatura pary, °C

T_{n1} – temperatura pary dla pierwszej rurki, °C

T_{n2} – temperatura pary dla drugiej rurki, °C

δT_{2w1} – odchyłka od średniej temperatury wody na wylocie dla pierwszej rurki, °C

δT_{2w2} – odchyłka od średniej temperatury wody na wylocie dla drugiej rurki, °C

δT_{n1} – odchyłka od średniej temperatury pary dla pierwszej rurki, °C

δT_{n2} – odchyłka od średniej temperatury pary dla drugiej rurki, °C

LITERATURA

- [1] El-Wakil M. M., Power plant technology, McGraw-Hill, New York, 1984.
- [2] Kolenda Z., Analysis of the possibility to reduce the imperfections of the thermodynamic processes of the supply of electricity, heat and cooling in the context of sustainable development of the country. Exergy analysis and entropy generation minimization method (in Polish), Publisher PAN (Ed. by Ziębik A., Szargut J., Stanek W.), 2006.
- [3] Kostowski E., Heat Transfer (in Polish), WPS Gliwice, 2000.
- [4] Cengel Y. A., Heat and mass transfer, McGraw-Hill, 2007.
- [5] Grzebielec A., Rusowicz A., Thermal Resistance of Steam Condensation in Horizontal Tube Bundles, Journal of Power Technologies 91 (1), 41-48, 2011.
- [6] Laskowski R., Smyk A., Analysis of the working conditions of a steam condenser using measurements and an approximation model (in Polish), Rynek Energii 1 (110), 2014. [32]
- [7] Rusowicz A., Grzebielec A., The numerical modelling of a church window power plant condenser, Rynek Energii 6 (109), 137-141, 2011.
- [8] Rusowicz A., Issues concerning mathematical modelling of power condensers (in Polish), Politechnika Warszawska, 2013.
- [9] Smyk A., Influence of the parameters in nuclear CHP for fuel savings in fuel – energy system (in Polish), Ph. D. thesis, Politechnika Warszawska, 1999.
- [10] Butrymowicz D., Trela M., Effects of fouling and inert gases on performance of recuperative feed-water heaters, Archives of Thermodynamics No. 1-2, Vol. 23, 2001.
- [11] Drozynski Z., Phenomenological model of steam condensation containing noncondensable gases on a single non-inundated tube, Arch. Thermodyn. 27(2006), 4, 67-78.
- [12] Szklówier G. G., Milman O. O., Issledowanije i rasczot kondensacionnych ustrojstw parowych turbin. Energoatomizdat. Moskwa 1985.
- [13] Fujii T., Research Problems for Improving the Performance of Power Plant Condensers, Condensation and Condenser Design, ASME 1993, pp. 487-498.
- [14] Fujii T., Uehara H., Hirata K., Oda K., Heat transfer and flow resistance in condensation of low pressure steam flowing through tube banks, Int. Journal Heat Mass Transfer 15, 1972, pp. 247-259.

- [15] Malin M. R., Modelling flow in an experimental marine condenser. *Int. Comm. Heat Transfer*, vol. 24, No. 5, 1997, pp. 597-608.
- [16] Prieto M. M., Suarez I. M., Montanes E., Analysis of the thermal performance of a church window steam condenser for different operational conditions using three models, *Applied Thermal Engineering* No. 23, 2003, pp. 163-178.
- [17] Ravigururajan T. S., Bergles A. E., Optimization of in-tube enhancement for large evaporators and condensers, *Energy* vol. 21, 1996, pp. 421-432.
- [18] Ramón I. S., González M. P., Numerical study of the performance of a church window tube bundle condenser, *Int. J. Therm. Sci.* 2001, 40, pp. 195-204.
- [19] Zhang C., Sousa A. C. M., Venart J. E. S., The Numerical and Experimental Study of a Power Plant Condenser, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, 1993, pp. 435-445.
- [20] Zhang C., Sousa A. C. M., Venart J. E. S., Numerical Simulation of Different Types of Steam Surface Condensers, *Journal of Energy Resources Technology*, Transactions of the ASME, vol. 113, no. 2, 1991, pp. 63-70.
- [21] Sato K., Taniguchi A., Kamada T., Yoshimura R., Mochida Y., New tube arrangement of condenser for power stations, *JSME Int. J. Ser. B: Fluids Thermal Eng.* 41 (1998) 752-758.
- [22] Gong A. C., Zhang X. N., Qin G. Y., Xu Y., Two-dimension numerical analysis and improvement of the fluid flow and heat transfer performance in Daya bay nuclear power station condenser, *Power Eng.* 24 (2004) 576-579.
- [23] Hui Zeng, Ji'an Meng, Zhixin Li, Numerical study of a power plant condenser tube arrangement, *Applied Thermal Engineering* 40 (2012) 294-303.
- [24] Bejan A., The concept of irreversibility in heat exchanger design: counterflow heat exchangers for gas-to-gas applications, *J. Heat Transfer Trans. ASME* 99 (3) (1977) 374-380.
- [25] Bejan A., Second-law analysis in heat transfer and thermal design, *Adv. Heat Transfer* 1982, 15, 1-58.
- [26] Szargut J., Problems of thermodynamics optimization, *Archives of Thermodynamics* 19, 3/4 (1998), 85-94.
- [26] Mishra M., Das P. K., Sarangi S., Second law based optimisation of crossflow plate-fin heat exchanger design using genetic algorithm, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 2983-2989.
- [27] Ogulata R. T., Doba F., Yilmaz T., Irreversibility analysis of cross flow heat exchangers, *Energy Conversion & Management* 41 (2000) 1585-1599.
- [28] Ogulata R. T., Doba F., Yilmaz T., Second-law and experimental analysis of a cross-flow heat exchanger, *Journal of Heat Transfer Engineering* 20 (1999) 20-27.
- [29] Rao R. V., Patel V. K., Thermodynamic optimization of cross flow plate-fin heat exchanger using a particle swarm optimization algorithm, *International Journal of Thermal Sciences* 49 (2010) 1712-1721.
- [30] Lerou P. P. M., Veenstra T. T., Burger J. F., Brake H. J. M., Rogalla H., Optimization of counterflow heat exchanger geometry through minimization of entropy generation, *Cryogenics* 45 (2005) 659-669.
- [31] Ordonez J. C., Bejan A., Entropy generation minimization in parallel-plates counterflow heat exchangers, *Int. J. Energy Res.* 2000; 24: 843-864.
- [32] Guo J., Cheng L., Xu M., Optimization design of shell-and-tube heat exchanger by entropy generation minimization and genetic algorithm, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 2954-2960.
- [33] Min Li, Alvin C. K. Lai, Thermodynamic optimization of ground heat exchangers with single U-tube by entropy generation minimization method, *Energy Conversion and Management* 65 (2013) 133-139.
- [34] Zhou Y., Zhu L., Yu J., Li Y., Optimization of plate-fin heat exchangers by minimizing specific entropy generation rate, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 78 (2014) 942-946.
- [35] Sahiti N., Krasniqi F., Fejzullahu Xh., Bunjaku J., Muriqi A., Entropy generation minimization of a double-pipe pin fin heat exchange, *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 2337-2344.
- [36] Laskowski R., Rusowicz A., Smyk A., Verification of the condenser tubes diameter based on the minimization of entropy generation (in Polish), *Rynek Energii* 1/2015, 71-75.