

# Modernizacja skraplacza bloku energetycznego

Modernization of the power unit condenser

RAFAŁ LASKOWSKI, ADAM SMYK

DOI 10.36119/15.2020.11.3

W artykule przedstawiono efekty modernizacji skraplacza bloku energetycznego, polegającej na wymianie wkładu rurowego z mosiężnego na tytanowy wraz ze zmianą średnicy rur i układu przepływowego. Oszacowano zmianę ciśnienia w skraplaczu, mocy bloku, kosztu skraplacza i zysku jaki przyniesie modernizacja w ciągu 20 lat eksploatacji bloku.

*Słowa kluczowe: skraplacz energetyczny, blok energetyczny, sprawność*

The article presents the effects of modernization of the condenser of the power unit, consisting in the replacement of a brass pipe with a titanium one with a change in the diameter of the pipes and the flow system. The changes in the pressure in the condenser, the power of the unit, the cost of the condenser and the profit that the modernization will bring over 20 years of operation of the unit were estimated.

*Keywords: steam condenser, power unit, efficiency*

## Wstęp

Skraplacze energetyczne w układzie cieplnym bloków energetycznych mają istotne znaczenie, ponieważ pełniąc rolę dolnego źródła, przekazują ciepło odebrane od kondensującej pary do otoczenia. Ciśnienie kondensacji pary ma zasadnicze znaczenie dla osiągnięć układu cieplnego poprzez istotny wpływ na moc i sprawność energetyczną [1-4]. Wartość ciśnienia kondensującej pary zależy od konstrukcji skraplacza oraz od parametrów wody chłodzącej (temperatury i strumienia masy wody chłodzącej) [5-7]. Im niższe ciśnienie kondensującej pary tym wyższa jest moc generowana przez turbinę parową i wyższa sprawność bloku. Konstrukcje skraplacza ewoluowały na przestrzeni wielu lat – szczególną uwagę zwracano m.in. na zwiększenie współczynnika przenikania ciepła, skuteczne eliminowanie gazów inertnych, zmniejszenie oporów hydraulicznych przepływu pary przez pęk rur, zapewnienie dobrego dopływu pary do każdej rury w pęku, uzyskanie możliwie największego i równomiernego obciążenia cieplnego na poszczególnych rurach w pęku co pozwala na uzyskanie wysokiego współczynnika przenikania ciepła [8,9]. Powszechnie zaczęto stosować odsysanie gazów inertnych (powietrza) ze środka modułu, co zapobiega zbieraniu się powietrza w nie-

których obszarach skraplacza. Większy strumień masy wody chłodzącej również obniża ciśnienie kondensującej pary w skraplaczu, ale nie można go nadmiernie zwiększać, ponieważ wraz ze wzrostem strumienia masy wody chłodzącej rośnie prędkość wody i wzrastają opory przepływu oraz moc pomp wody chłodzącej [10,11]. Badania dotyczące poprawy osiągnięć i żywotności skraplaczy energetycznych dotyczą również materiałów jakie są stosowane do budowy wkładu rurowego. Najczęściej wkład rurowy budowany jest ze stopów na bazie miedzi, stali austenitycznych oraz stopów tytanu. Wkłady rurowe wykonane z mosiądzu charakteryzują się wysokim współczynnikiem przewodzenia ciepła natomiast wykazują niską odporność na korozję szczególnie w obecności wody słonej i zasolonej. Stale austenityczne posiadają niższe współczynniki przewodzenia ciepła natomiast charakteryzują się wyższą odpornością na korozję [6,13]. W ostatnim czasie coraz częściej wykorzystuje się tytan (Gr2) do budowy wkładu rurowego [6, 12]. Tytan ma mniejszy współczynnik przenikania ciepła niż miedź, ale jest uważany za odporny na wszelkie mechanizmy korozji powszechnie występujące w energetyce w obiegach chłodzenia [13,14]. W skraplaczach energetycznych najczęściej stosowane są gładkie rury, jednak w celu zwiększenia turbulizacji przepływu i zwiększenia współczyn-

ników przejmowania ciepła po stronie wody chłodzącej i kondensującej pary coraz częściej badane są możliwości zastosowania karbowanych rur do skraplaczy energetycznych. Karbowanie rur skraplacza poprawia wartości współczynników przejmowania ciepła od strony wody chłodzącej i kondensującej pary, ale również prowadzi do zwiększenia oporów przepływu od strony wody chłodzącej [15].

W artykule dokonano oceny modernizacji skraplacza energetycznego poprzez wymianę wkładu rur gładkich mosiężnych na wkład rurowy wykonany z rur gładkich tytanowych. Analizę przeprowadzono z uwzględnieniem różnych wartości oporu osadu.

## Kryterium oceny skraplacza

Zmiana konstrukcji skraplacza wpływa na ciśnienie kondensującej pary, co z kolei przekłada się na moc generowaną w turbinie parowej. Z kolei zastosowanie różnych materiałów na rury skraplacza wpływa na koszt jego budowy i warunki eksploatacji. Dlatego do oceny skraplacza zastosowano kryterium ekonomiczne, które uwzględnia zmianę kosztów stałych i zmiennych w tym koszt budowy skraplacza i moc generowaną przez część niskoprężną turbiny. Określono zmianę tych wartości w stosunku do wartości bazowych „o”. Dla średnich rocznych wartości mocy

bloku zależność na zysk  $Z$  można wyrazić w postaci:

$$Z = \sum_{t=0}^N (P_{LP,t} - P_{LPO,t}) \cdot c_{ef} \cdot \tau_{rt} \cdot a_t - (I_{sk} - I_{sko}) \quad (1)$$

gdzie:

- $P_{LP}$  – moc części NP. turbiny dla  $t$ . przedziału czasowego, MW,
- $c_{ef}$  – cena energii elektrycznej, PLN/MWh,
- $\tau_{rt}$  – czas pracy bloku w  $t$ . przedziale czasowym, h/a,
- $a_t$  – współczynnik dyskontujący,  $a_t = 1/(1+d)^t$
- $I_{sk}$  – koszt budowy skraplacza, PLN,

Moc części niskoprężnej turbiny ( $P_{LP}$ ), dla średniej w ciągu roku mocy bloku, można określić jako sumę mocy poszczególnych grup stopni od wlotu do upustu i od upustu do wylotu

$$P_{LP,t} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \cdot \Delta h_{iz,i} \cdot \eta_{LP,i} \quad (2)$$

$$P_{LPO,t} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{oi} \cdot \Delta h_{izo,i} \cdot \eta_{LPO,i} \quad (3)$$

Wartości  $\Delta P = P_{LP,t} - P_{LPO,t}$  zostały określone z wykorzystaniem modelu skraplacza i części NP turbiny (rozdz. 2,3).

W analizie kosztów przyjęto cenę energii elektrycznej równą  $c_e = 240$  zł/MWh, czas wykorzystania bloku  $\tau = 6500$  godzin, stopę dyskonta  $d = 0.07$  oraz  $N = 20$  lat. W celu oszacowania kosztu budowy skraplacza przyjęto, że cena budowy skraplacza z wkładem mosiężnym wynosi  $I_{sko} = 95$  zł/kg, a cena budowy z wkładem tytanowym jest równa  $I_{sk} = 250$  zł/kg.

Schemat części niskoprężnej turbiny i skraplacza wraz z przyjętymi oznaczeniami przedstawiono na rysunku 1.

### Opis skraplacza przed i po modernizacji

W ramach przewidywanej modernizacji bloków 200MW w krajowej energetyce istniejący sprzyjające warunki do ich modernizacji. Proponuje się m.in. optymalizację kształtu pęczka rurowego lub wymianę wkładu rurowego wykonanego z rur mosiężnych na rury gładkie lub karbowane wykonane z tytanu (Gr.2). Blok energetyczny 200MW jest wyposażony w skraplacz powierzchniowy typu SF-11420 składający się z dwóch bliźniaczych części połączonych ze sobą w górnej części rurociągiem wyrównawczym, na którym zainstalowane są kompensatory likwidujące siły pochodzące od różnicy wydłużeń cieplnych. Skraplacz połączony jest z wylotem pary z turbiny tzw. gardzielą. Para doprowadzona bezpośrednio z króćców wylotowych turbiny omywa od strony zewnętrznej rury chłodzone wodą od wewnątrz, skrapla się na nich i spływa do zbiornika skroplin. Przepływ wody w skraplaczu jest przepływem dwubiegowym a zmiana kierunku przepływu wody zachodzi w komorze nawrotowej. Woda chłodząca wpływa do skraplacza od dołu a wypływa z górnej części. Rury mosiężne zawalcowane są sztywno w dnach sitowych. Przewodność cieplna mosiężnej rury wynosi 108,8 W/m/K [6]. Schemat analizowanego skraplacza przedstawiono na rys. 1, a podstawowe dane techniczne skraplacza zamieszczono w tabeli 1.

Analiza dotyczy wymiany wkładu rurowego wykonanego z rur mosiężnych na rury gładkie wykonane z tytanu (Gr.2). Dodatkowej modyfikacji podlega również geometria skraplacza. Średnica zewnętrzna rury tytanowej jest równa 19 mm, grubość ściany rury tytanowej wynosi 0.5

Tabela 1. Podstawowe dane skraplacza SF 11420 [16]

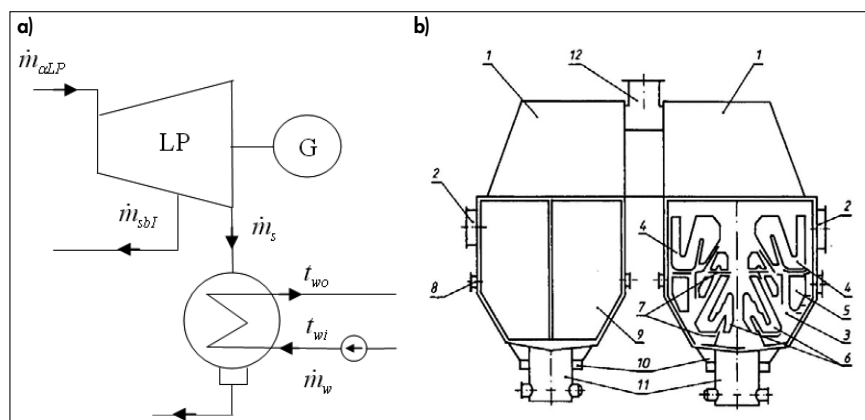
Wyszczególnienie	Symbol	Jednostka	Wartość
Powierzchnia wymiany ciepła	A	m <sup>2</sup>	11420
Liczba rur	n		13756
Strumień masy wody chłodzącej	$\dot{m}_w$	kg/s	8000
Temperatura wody chłodzącej na wlocie norm./max	$t_{wi}$	°C	17/32
Temperatura wody chłodzącej na wylocie norm./max	$t_{wo}$	°C	25.7/40.6
Znamionowy strumień masy skroplonej pary	$\dot{m}_s$	kg/s	128
Średnica zewnętrzna rury	$d_o$	mm	30
Średnica wewnętrzna rury	$d_i$	mm	28
Długość rur	L	mm	9000
Średnie ciśnienie wody	$p_w$	bar	3
Strumień masy pary przy mocy bloku P = 225 MW (obc. 100%) P = 215 MW (obc. 95%) P = 140 MW (obc. 62%)	$\dot{m}_s$	kg/s	128
		kg/s	122
		kg/s	85

mm, powierzchnia wymiany ciepła ( $F$ ) i długość skraplacza ( $L$ ) jest taka sama jak dla wkładu mosiężnego i jest równa odpowiednio  $F=11420$  m<sup>2</sup> i  $L=9$  m, liczba rur jest równa 21720 sztuk. Większa liczba rur wynika z mniejszej średnicy zewnętrznej rury skraplacza. Przewodność cieplna rury wykonanej z tytanu jest mniejsza niż dla rur mosiężnych i wynosi 21.6 W/m/K [6]. Skraplacz dla rur tytanowych jest jedno biegowy, czyli bez komory nawrotnej. Cały strumień masy wody jest kierowany na wszystkie rury skraplacza. W stosunku do wariantu z rurami mosiężnymi zmianie podlega: materiał rury (tytan), przewodność cieplna rurki, średnica zewnętrzna i grubość rury skraplacza, liczba rurek. Parametry te wpływają na koszt skraplacza, jego osiągi oraz moc bloku.

### Model skraplacza

Temperaturę ( $t_s$ ), i ciśnienie kondensacji pary w skraplaczu ( $p_s=p'(t_s)$ ), które jest najważniejszym parametrem układu chłodzenia definiującym osiągi bloku zarówno w warunkach projektowych jak i zmienionych warunkach pracy determinują następujące parametry: temperatura wody chłodzącej na wlocie do skraplacza ( $t_{2d}$ ) strefa chłodzenia ( $\Delta t_w$ ) oraz minimalna różnica (spiętrzenie) temperatur ( $\delta t_{min}$ ), zgodnie z zależnością

$$t_s = t_{2d} + \Delta t_w + \delta t_{min} = t_{2i} + \frac{t_{2o} - t_{2i}}{1 - e^{-\frac{UA}{\dot{m}_w c_w}}} \quad (4)$$



Rys. 1. a) Schemat części niskoprężnej turbiny i skraplacza wraz z przyjętymi oznaczeniami, b) Schemat analizowanego skraplacza SF-11420 [6,16]: 1 – komora parowa, 2 króćce wody chłodzącej, 3 – przestrzeń kanałów pary, 4 – pęk rur II-biegu wody chłodzącej, 5 – pęk rur dochładzająca, 6 – pęk rur I-biegu wody chłodzącej, 7 – tace, 8 – odprowadzenie mieszaniny parowo-gazowej, 9 – pokrywa komory wodnej, 10 – króciec wylotowy wody, 11 – zbiornik skroplin, 12 – doprowadzenie pary zrzutowej

gdzie:

- $t_s$  – temperatura kondensującej pary, °C  
 $U$  – współczynnik przenikania ciepła, W/m<sup>2</sup>K  
 $A$  – powierzchnia wymiany ciepła w skraplaczu, m<sup>2</sup>  
 $c_w$  – ciepło właściwe wody chłodzącej, J/kg/K  
 $m_w$  – strumień wody chłodzącej w skraplaczu, kg/s

W modelu skraplacza, dla wyznaczenia wartości  $\Delta t_w$  oraz  $\delta t_{min}$ , zostały zastosowane zależności kryterialne do wyznaczenia współczynników przejmowania ciepła od strony kondensującej pary i wody chłodzącej dostępne w literaturze [17, 18, 19, 20]. Dla współczynnika przejmowania ciepła od strony kondensującej pary uwzględniono prędkość napływu pary na pęczek rur, liczbę rur w pionowym rzędzie oraz obecność gazów inertnych (powietrza) w przestrzeni skraplacza [6,21,22]. Podstawowymi równaniami w modelu jest prawo Pecleta i bilans energii:

$$Q = kA t_{log} = kA \frac{(t_{wo} - t_{wi})}{\ln \left( \frac{t_s(p_s) - t_{wi}}{t_s(p_s) - t_{wo}} \right)} \quad (5)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_w c_w (t_{wo} - t_{wi}) = \dot{m}_s (h_s(p_s) - h_{sk}(p_s)) \quad (6)$$

Współczynnik przenikania ciepła obliczony jest z równania (7), w którym uwzględniono współczynniki przejmowania i przewodzenia ciepła oraz opór cieplny osadów

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_s} + \frac{d_z}{2\lambda_{sc}} \ln \left( \frac{d_z}{d_w} \right) + \frac{1}{\alpha_w} \cdot \frac{d_z}{d_w} + R_{os} \quad (7)$$

Danymi wejściowymi w modelu są dane geometryczne, takie jak: powierzchnia wymiany ciepła, średnica zewnętrzna rury skraplacza, grubość rury, długość skraplacza i liczba biegów oraz przewodność cieplna rury i opór osadów. Parametrami wejściowymi do modelu są: temperatura i strumień masy wody chłodzącej na wlocie do skraplacza ( $t_{wi}$ ,  $\dot{m}_w$ ) oraz strumień masy pary na wylocie z części niskoprężnej turbiny ( $\dot{m}_s$ ). Cały model skraplacza obejmuje około 60 zależności. Obliczenia ze względu na nieliniowość i uwikłaną postać niektórych zależności zostały przeprowadzone w sposób iteracyjny. Na podstawie modelu skraplacza jest wyliczane ciśnienie kondensującej pary ( $p_s$ ) i temperatura wody na wylocie ze skraplacza ( $t_{wo}$ ). Dokładny opis modelu można znaleźć w publikacjach [23, 24, 25].

## Weryfikacja i walidacja modelu skraplacza

W obrębie skraplacza dokonywany jest pomiar temperatury wody chłodzącej na wlocie i wylocie ze skraplacza, strumień masy wody chłodzącej i ciśnienie kondensującej pary. Strumień masy pary doptywający do skraplacza najczęściej wyznaczany jest pośrednio z bilansu masy dla całej turbiny parowej. Weryfikacji podlegało ciśnienie kondensującej pary w skraplaczu i temperatura wody chłodzącej na wylocie ze skraplacza, ponieważ te dwie wielkości są wyznaczane z symulatora skraplacza.

Model skraplacza został zwalidowany na podstawie danych pomiarowych dla bloku 200 MW. Porównanie mierzonego ciśnienia kondensującej pary i temperatury wody chłodzącej na wylocie ze skraplacza z danymi otrzymanymi z symulatora skraplacza wraz z błędem względnym tych wielkości przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Ciśnienie kondensującej pary i temperatura wody chłodzącej na wylocie ze skraplacza (mierzone i wyliczone z modelu skraplacza) wraz z błędem względnym

Opis parametru	Oznaczn.	Jedn.	P1	P2	P3	P4	P5
Moc bloku	$P$	%	60	70	80	90	100
Ciśnienie pary w skraplaczu	$p_s$	bar	0.021	0.024	0.025	0.027	0.032
Ciśnienie pary w skraplaczu z symulator	$p_{s_s}$	bar	0.0203	0.0243	0.0242	0.0264	0.0320
Temperatura wody na wylocie ze skraplacza	$t_{wo}$	°C	13.54	16.17	15.48	16.42	19.04
Temperatura wody na wylocie ze skraplacza z symulatora	$t_{wo_s}$	°C	13.54	16.18	15.49	16.41	19.04
Błąd względny dla ciśnienia pary	$\delta p_s$	%	3.51	-1.42	3.36	2.27	0.01
Błąd względny dla temp. wody chłodzącej na wylocie ze skraplacza	$\delta p_{wo}$	%	0.00	-0.04	-0.04	0.05	-0.02

Tabela 3. Charakterystyczne parametry skraplacza dla analizowanych wariantów

Wariant	Średnica rurek, mm	Grubość rurek, mm	Materiał rurek	Liczba rurek	Liczba biegów	Wartość oporu osadu, m <sup>2</sup> K/W
0	30	1	mosiądz	13756	2	1.22*10 <sup>-4</sup>
1	19	1	mosiądz	21720	1	1.22*10 <sup>-4</sup>
2	19	0.5	tytan	21720	1	1.22*10 <sup>-4</sup>
3	19	1	mosiądz	21720	1	0.4*10 <sup>-4</sup>
4	19	0.5	tytan	21720	1	0.4*10 <sup>-4</sup>
5	19	1	mosiądz	21720	1	0
6	19	0.5	tytan	21720	1	0

Błąd względny dla ciśnienia pary dla obciążenia bloku 100% wyniósł 0,01% a dla całego analizowanego zakresu zmian obciążenia mieścił się od 1,4% do 3,5%. Błąd względny dla temperatury wody chłodzącej na wylocie ze skraplacza przyjmuje mniejsze wartości niż dla ciśnienia pary i mieścił się w przedziale od -0,04% do 0,05%. Błąd względny dla temperatury wody chłodzącej na wylocie ze skraplacza dla obciążenia bloku 100% wyniósł -0,02%. Na podstawie przeprowadzonej walidacji modelu skraplacza można uznać, że model skraplacza

z zadowalającą dokładnością odzwierciedla osiągi skraplacza dla zmienionych warunków pracy.

## Wyniki

Dla założonych stałych parametrów na wlocie do skraplacza tj. temperatury i strumienia wody chłodzącej z modelu/symulatora wyliczane było ciśnienie i temperatura kondensującej pary. Obliczenia przeprowadzono dla obecnie stosowanego wkładu rurowego (wariant 0) i dla wkładu rurowego wykonanego z rur tytanowych dla dwóch grubości rur skraplacza i trzech wartości oporu osadu. W tabeli 3 zestawiono charakterystyczne parametry dla analizowanych wariantów a poniżej ich dokładny opis.

### Wariant:

0. (bazowy) – średnica zewnętrzna rury skraplacza 30 mm, grubość rury 1 mm, materiał rury - mosiądz cynowy

(CuZn28Sn1), przewodność cieplna mosiężnej rury 108,8 W/m/K, powierzchnia wymiany ciepła 11420 m<sup>2</sup>, liczba rur 13756 sztuk, skraplacz dwubiegowy z komorą nawrotną, opór osadu 1,22·10<sup>-4</sup> m<sup>2</sup>K/W.

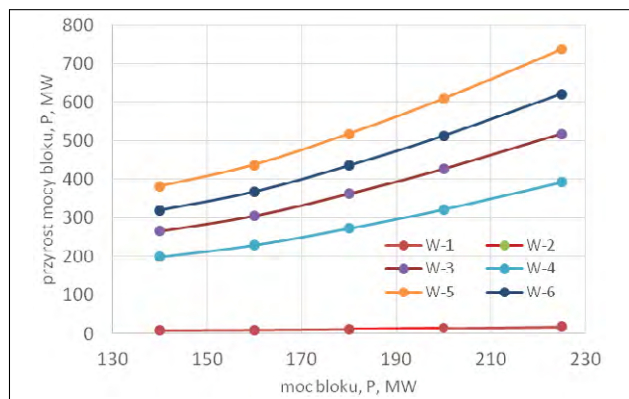
1. średnica zewnętrzna rury skraplacza 19 mm, grubość rury 1 mm, materiał rury mosiądz cynowy (CuZn28Sn1), przewodność cieplna mosiężnej rury 108,8 W/m/K, powierzchnia wymiany ciepła 11420 m<sup>2</sup>, liczba rur 21720 sztuk, skraplacz jednobiegowy, opór osadu 1,22·10<sup>-4</sup> m<sup>2</sup>K/W.

- średnica zewnętrzna rury skraplacza 19 mm, grubość rury 0,5 mm, materiał rury tytan (Gr 2), przewodność cieplna mosiężnej rury 21,6 W/m/K, powierzchnia wymiany ciepła 11420 m<sup>2</sup>, liczba rur 21720 sztuk, skraplacz jednobiegowy, opór osadu 1,22·10<sup>-4</sup> m<sup>2</sup>K/W.
  - średnica zewnętrzna rury skraplacza 19 mm, grubość rury 1 mm, materiał rury mosiądz cynowy (CuZn28Sn1), przewodność cieplna mosiężnej rury 108,8 W/m/K, powierzchnia wymiany ciepła 11420 m<sup>2</sup>, liczba rur 21720 sztuk, skraplacz jednobiegowy, opór osadu 0,4·10<sup>-4</sup> m<sup>2</sup>K/W.
  - średnica zewnętrzna rury skraplacza 19 mm, grubość rury 0,5 mm, materiał rury tytan (Gr 2), przewodność cieplna mosiężnej rury 21,6 W/m/K, powierzchnia wymiany ciepła 11420 m<sup>2</sup>, liczba rur 21720 sztuk, skraplacz jednobiegowy, opór osadu 0,4·10<sup>-4</sup> m<sup>2</sup>K/W.
  - średnica zewnętrzna rury skraplacza 19 mm, grubość rury 1 mm, materiał rury mosiądz cynowy (CuZn28Sn1), przewodność cieplna mosiężnej rury 108,8 W/m/K, powierzchnia wymiany ciepła 11420 m<sup>2</sup>, liczba rur 21720 sztuk, skraplacz jednobiegowy, opór osadu 0 m<sup>2</sup>K/W.
  - średnica zewnętrzna rury skraplacza 19 mm, grubość rury 0,5 mm, materiał rury tytan (Gr 2), przewodność cieplna mosiężnej rury 21,6 W/m/K, powierzchnia wymiany ciepła 11420 m<sup>2</sup>, liczba rur 21720 sztuk, skraplacz jednobiegowy, opór osadu 0 m<sup>2</sup>K/W.
  - średnica zewnętrzna rury skraplacza 19 mm, grubość rury 0,5 mm, materiał rury tytan (Gr 2), przewodność cieplna mosiężnej rury 21,6 W/m/K, powierzchnia wymiany ciepła 11420 m<sup>2</sup>, liczba rur 21720 sztuk, skraplacz jednobiegowy, opór osadu 0 m<sup>2</sup>K/W.
- Wartości ciśnienia kondensującej pary dla analizowanych przypadków i dla zmienionego obciążenia bloku parowego, w zakresie 140-225 MW, przedstawiono na rysunku 2. Wyniki dotyczą stałej war-

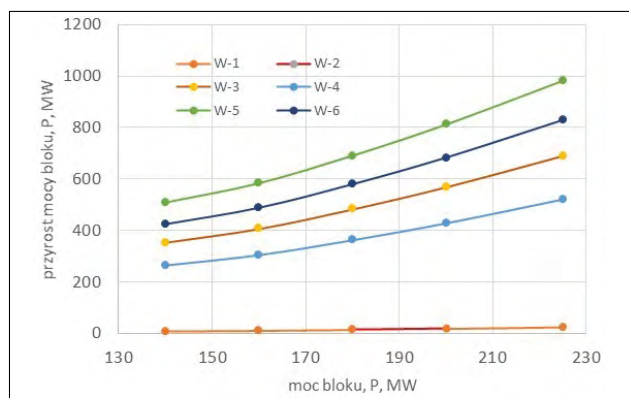
Zmiany mocy bloku (formuła 2,3) określono na podstawie zmian ciśnienia wynikających ze zmian konstrukcyjnych

przyrostu mocy (wynoszące 150 kW oraz 200 kW) zostały wykorzystane do określenia przyrostu mocy turbiny (rys. 5 i 6).

**Rys. 3.** Przyrosty mocy turbiny dla analizowanych wariantów w zakresie obciążenia bloku od 60% do 100%. Średnia wartości przyrostu mocy bloku przy obniżeniu ciśnienia w skraplaczu o 0,1 kPa równa 150 kW

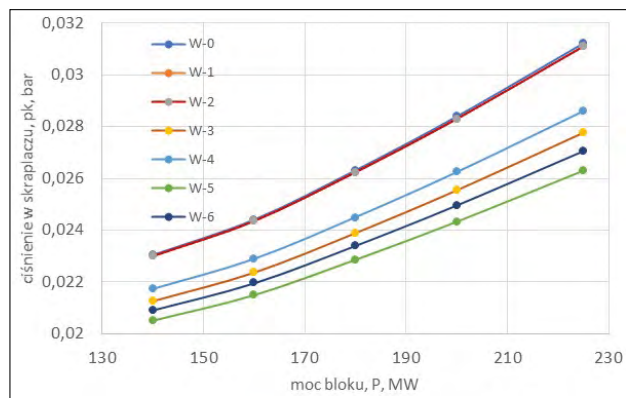


**Rys. 4.** Przyrosty mocy turbiny dla analizowanych wariantów w zakresie obciążenia bloku od 60% do 100%. Średnia wartości przyrostu mocy bloku przy obniżeniu ciśnienia w skraplaczu o 0,1 kPa równa 200 kW

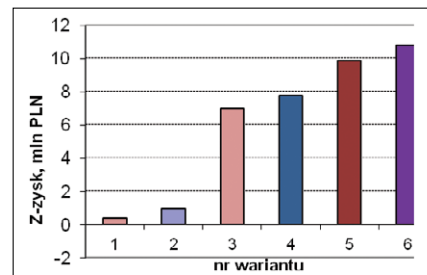


skraplacza i obciążenia skraplacza (rys. 2). Zmiany mocy są uzależnione głównie od obciążenia części niskoprężnej turbiny (NP) i charakterystyki sprawności części NP w funkcji obciążenia i strumienia objętości pary na wylocie z części NP. Dla stałej sprawności części NP przyrost mocy turbiny 225 MW na 0,1 kPa obniżenia ciśnienia w skraplaczu dla obciążenia znamionowego wynosi ok. 400 kW. Z uwzględnieniem zmniejszenia sprawności przyrost ten (oszacowany na podstawie

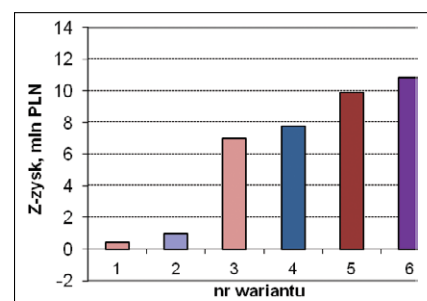
Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono zysk Z wyznaczony według zależności (1) dla poszczególnych wariantów odpowiednio dla średniej wartości przyrostu mocy



**Rys. 2.** Wartości ciśnienia kondensującej pary dla analizowanych wariantów



**Rys. 5.** Zysk dla poszczególnych wariantów. Średnia wartości przyrostu mocy bloku przy obniżeniu ciśnienia w skraplaczu o 0,1 kPa równa 150 kW



**Rys. 6.** Zysk dla poszczególnych wariantów. Średnia wartości przyrostu mocy bloku przy obniżeniu ciśnienia w skraplaczu o 0,1 kPa równa 200 kW

tości temperatury wody chłodzącej na wlocie do skraplacza równej 10°C, ale zbliżone wartości zysku Z uzyskano dla temperatury 15 i 20°C.

różnych danych dotyczących zmian sprawności części NP) wynosi 200-300 kW dla obciążenia 100% i 100-150 kW dla obciążenia 60% [26]. Średnie wartości

bloku przy obniżeniu ciśnienia w skraplaczu o 0,1 kPa równej 150 kW i 200 kW.

## Wnioski

W artykule przeanalizowano modernizację skraplacza bloku 200 MW polegającą na wymianie wkładu rurowego z dotychczas stosowanych rur mosiężnych o średnicy 30 mm na wkład rurowy o rurach gładkich o zewnętrznej średnicy równej 19 mm wykonanych z rur mosiężnych lub tytanowych z zamianą układu przepływowego z dwubiegowego na jednobiegowy. Ze względu na różny materiał rur i kształt ich powierzchni analiza została przeprowadzona dla trzech różnych wartości oporu osadu. Zmiana geometrii skraplacza jak również wartości osadu powodują zmianę ciśnienia kondensującej pary w skraplaczu oraz mocy generowanej przez turbinę parową, głównie przez część niskoprężną. Do oceny różnych wariantów wkładu rurowego zastosowano kryterium (1) uwzględniające zmianę mocy i generowanej energii elektrycznej netto (2,3) oraz zysku Z w okresie N=20 lat z uwzględnieniem zmiany nakładów inwestycyjnych jakie należy ponieść na modernizację skraplacza.

Oszacowania zmian sprawności części NP. turbiny dokonano na podstawie różnych danych. Na tej podstawie przyjęto dwa różne zakresy zmian mocy przypadające na zmniejszenie ciśnienia w skraplaczu o 0,1 kPa dla zmiennego obciążenia bloku. Z przeprowadzonej analizy wynika, że dla wkładu rurowego wykonanego z mosiądzu ciśnienie kondensującej pary w skraplaczu przyjmuje nieco niższe wartości niż dla rur wykonanych z tytanu (rys. 2). Poza średnicą rur i rodzajem materiału (warunkującego grubość ścianki rurek) na osiągi skraplacza i ciśnienie kondensującej pary istotny wpływ ma czystość powierzchni wymiany ciepła reprezentowana w modelu przez wartość oporu osadu. Niższe ciśnienie pary w skraplaczu przekłada się na większe przyrosty mocy w turbinie (rys. 3 i 4).

Uwzględniając koszty modernizacji skraplacza wszystkie analizowane warianty

wykazują zysk w stosunku do aktualnej konstrukcji skraplacza (rys. 5 i 6). Większy zysk wykazują warianty z wkładem wykonanym z rur tytanowych. Maksymalny zysk wystąpił dla wariantu 6, ale odnosi się on do powierzchni pozbawionej osadów, podobnie jak wariant 5. Jako optymalny można zatem wskazać Wariant 4 czyli skraplacz 1-biegowy z rurami tytanowymi o średnicy 19 mm, dla którego przyjęto średnią wartość oporu osadów jakie występują w skraplaczach energetycznych wyposażonych w układy ciągłego oczyszczania powierzchni rurek. Wariant 4 jest bardziej korzystny przy pesymistycznym oszacowaniu przyrostu mocy części NP turbiny przy obniżaniu próżni (150 kW/0,1kPa – rys. 5) niż przy zwiększonym przyroście mocy (200 kW/0,1kPa – rys. 6).

## LITERATURA

- [1] Laudyn D., Pawlik M., Strzelczyk F., *Elektrownie*, WNT, Warszawa, 1995.
- [2] Ganan J., Rahman Al-Kasir A., Gonzalez J.F., Macías A., Diaz M.A., Influence of cooling circulation water on the efficiency of a thermocycle plant, *Applied Thermal Engineering*, Volume 25, Issue 4, 2005, 485-494.
- [3] Atria S.I., The influence of condenser cooling water temperature on the thermal efficiency of a nuclear power plant. *Annals of Nuclear Energy*, Volume 80, 2015, 371-378.
- [4] Laskowski R., Smyk A., Lewandowski J., Rusowicz A., Cooperation of a Steam Condenser with a Low-pressure Part of a Steam Turbine in Off-design Conditions, *American Journal of Energy Research*, 3(1), 13-18, 2015.
- [5] Durmayaz A., Sogut O.S., Influence of cooling water temperature on the efficiency of a pressurized-water reactor nuclear-power plant, *Int. J. Energy Res.*, 30 (2006), 799-810.
- [6] Laković M.S., et al., Impact of the cold end operating conditions on energy efficiency of the steam power plants, *Thermal Science*, vol. 14, S53-S66, 2010.
- [7] Lalatendu Pattanayak, Biranchi Narayana Padhi, Bibhakar Kodamasingh, Thermal performance assessment of steam surface condenser, *Case Studies in Thermal Engineering* 14 (2019) 100484.
- [8] Brodowicz K., Czplicki A., Rozwój skraplaczy energetycznych, *Energetyka*, nr 6, 1986, 199-204.
- [9] Rusowicz A., Issues concerning mathematical modelling of power condensers (in Polish), *Warsaw University of Technology*, 2013.
- [10] Gardzilewicz A., Błaszczuk A., Głuch J., Technical, economic and ecological aspects of regulation of cooling water in steam turbines of high power (in Polish), *Arch. Energetyki*, XXXVIII (2) (2008), 83-95.
- [11] Laskowski R., Smyk A., Lewandowski J., Rusowicz A., Grzebielec A., Selecting the cooling water mass flow rate for a power plant under variable load with entropy generation rate minimization, *Energy*, Volume 107, 15 July 2016, 725-733.
- [12] Lavrinenko S., Polikarpov P., Matveeva A., Martyshev V., Modelling of heat transfer process in condensing unit with titanium alloy tubes, *MATEC Web of Conferences* 110, 01049 (2017), DOI: 10.1051/mateconf/201711001049.
- [13] Rusowicz A., *Materiały i technologie aparatury procesowej i chłodnictwa OW PW 2008*.
- [14] Zbroińska-Szczęchura E., Dobosiewicz J., Diagnostyka materiałowa i cieplna skraplaczy, *Energetyka* nr 3, 2000, 122-124.
- [15] Nae-Hyun Kim, Steam Condensation and Tube-Side Heat Transfer of Titanium Corrugated Tubes, *Heat Transfer Engineering*, 2019, DOI: 10.1080/01457632.2018.1540455.
- [16] Salij A., Stępień J.C., Performance of turbine condensers in power units of thermal systems (in Polish), *Warszawa: Kaprint*; 2013.
- [17] Cengel Y.A., *Heat transfer*, McGraw-Hill; 1998.
- [18] Kostowski E., *Przepływ ciepła*, WPS, Gliwice, 2000.
- [19] Wiśniewski S., Wiśniewski T.S., *Wymiana ciepła*, WNT, Warszawa 1997.
- [20] Grzebielec A., Rusowicz A., Thermal Resistance of Steam Condensation in Horizontal Tube Bundles, *Journal of Power Technologies*, 2011, 91, 41-48.
- [21] Butrymowicz D., Trela M., Effects of fouling and inert gases on performance of recuperative feed-water heaters, *Archives Thermodynamics*, 2001, 23(1-2).
- [22] Chmielniak T., Trela M., *Diagnostics of new-generation thermal power plants*, Gdańsk, 2008.
- [23] Szklowski G.G.; Milman, O.O., *Issledowanie i Rasczot Kondensacionnykh Ustrojstv Parovykh Turbin*, Energoatomizdat, Moskwa, Russia, 1985 (In Russian).
- [24] Smyk A., The Influence of Thermodynamic Parameters of a Heat Cogeneration System of the Nuclear Heat Power Plant on Fuel Saving in Energy System, Ph.D. Thesis, *Warsaw University of Technology*, Warsaw, Poland, 1999 (in Polish).
- [25] Laskowski R., Smyk A., Uproszczony model skraplacza energetycznego w zmienionych warunkach pracy, *Instal*, nr 3, 7-11, 2019.
- [26] Laskowski R., Smyk A., Rusowicz A., Grzebielec A., Modernizacja skraplacza energetycznego z wymianą rur na tytanowe. *Rynek Energii* Nr 6(145), 2019.



Kwartalnik „Budownictwo i Prawo” ukazuje się piętnasty rok i ma już uśaloną grupę odbiorców wśród: firm budowlanych, wydziałów budownictwa urzędów miejskich i starostw, biur projektowych, firm kosztorysowych i innych. Obecnie nakład czasopisma wynosi ok. 2000 egz. (w zależności od uczestnictwa w targach lub sympozjach i konferencjach, podczas których prowadzone są akcje promocyjne).

Współpracujemy z ministerstwami odpowiedzialnymi za zagadnienia: budownictwa, infrastruktury, ochrony środowiska, energetyki. Głównym Urzędem Nadzoru Budowlanego, Urzędem Zamówień Publicznych, Instytutem Techniki Budowlanej, uczelniami oraz licznymi stowarzyszeniami z sektora budownictwa.

Autorzy z tytułu publikacji w „Budownictwo i Prawo” otrzymują 5 pkt w klasyfikacji MNISW. Czasopismo jest wydawane przez Ośrodek Informacji „Technika instalacyjna w budownictwie” oraz Oficynę Wydawniczą POLCEN i rozpowszechniane na terenie całego kraju w prenumeracie oraz w sieci sprzedaży ww. wydawców.

**Zamówienia na prenumeratę w 2020 roku w wysokości 80 zł przyjmujemy:**

**Ośrodek Informacji „Technika instalacyjna w budownictwie”**

02-674 Warszawa, ul. Marynarska 14, tel./fax: 22/843-77-71

redakcja@informacjainstal.com.pl, wydawnictwo@informacjainstal.com.pl