

Mirosław KRUPA
Marek PRONOBIS

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
Politechniki Śląskiej

OCENA PRZYDATNOŚCI UKŁADÓW MEMBRANOWYCH JAKO KOTŁOWYCH PODGRZEWACZY WODY

Streszczenie. Przeanalizowano przydatność pęczków rur gładkich, membranowych i ożebrowanych żeliwnych jako podgrzewaczy wody dla kotłów. Stwierdzono, że najkorzystniejsze są układy membranowe pozwalające zaoszczędzić ok. 30% rur przy podobnym ciężarze pęczka i zużyciu energii na przetłaczanie czynników o ok. 30 do 90% mniejszym niż w równoważnym pęczku z rur gładkich. Stwierdzono jednocześnie, że podgrzewacze wody z rur żeliwnych ożebrowanych poprzecznie ustępują znacznie wymiennikom z rur stalowych.

1. Stosowane w kotłach podgrzewacze wody

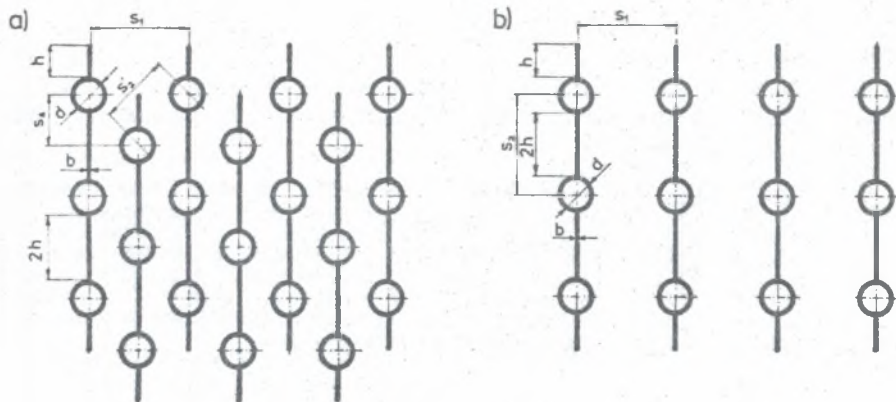
W obecnej chwili najczęściej stosuje się podgrzewacze wody w postaci przestawnych lub korytarzowych pęczków rur nieożebrowanych /gładkich/. Ponadto w starszych jednostkach, o ciśnieniu niższym od 4 MPa, spotkać można żeliwne podgrzewacze wody z rur o średnicy 60 mm wyposażonych w kwadratowe żebra o wymiarach 150x150 mm - tabl.1 [1].

Tablica 1 Krajowe rury żebrze o średnicy 60 mm do podgrzewaczy wody.

Długość rury, mm	2000	2500	3000
Powierzchnia ogrzewalna, m ²	3,1	3,9	4,7
Podziałka żeber, mm	25	25	25
Liczba żeber	76	96	116
Masa 1 rura + 1 kolano, kg	110	130	150
(H/L) _z , m ² /m	1,55	1,56	1,57
(G/L) _z , kg/m	55	52	50

Układy takie mają jednak szereg wad /niski współczynnik wnikania ciepła, duże opory przepływu, znaczny ciężar/, w związku z czym przy modernizacji bywają zastępowane konwencjonalnymi pęczkami gładkich rur stalowych. W ostatnich latach zauważyć można tendencję do stosowania ożebrowanych powierzchni konwekcyjnych charakteryzujących się intensywniejszą wymianą ciepła, co pozwala obniżyć koszty inwestycyjne i eksploatacyjne kotła. W kotłach gazowych i odzysknicowych można stosować wymienniki z rur ożebrowanych poprzecznie, spośród których na szczególną uwagę zasługują rury z walcowanym ożebrowaniem spiralnym. Charakteryzują się one bardzo dużą powierzchnią zewnętrzną i niskimi kosztami inwestycyjnymi, zaś technologia ich wytwarzania jest w pełni dopracowana. W przypadku znacznego zapylenia spalin w rachubę wchodzi prawie wyłącznie wymienniki z rur wzdłużnie oze-

browanych, spośród których najkorzystniejsze wydają się być układy membranowe - rys. 1



Rys.1. Przekrój poprzeczny pęczka membranowego
a/ układ przestawny, b/ układ korytarzowy

Fig.1. Cross section of a membrane tube bank
a/ staggered arrangement, b/ in-line arrangement

Posiadają one następujące zalety:

- Mniejsze zużycie rur /drogie elementy ciśnieniowe/ - część powierzchni ogrzewanej stanowią znacznie tańsze żebra z płaskownika.
- Niewielkie opory przepływu spalin, co spowodowane jest zarówno małą liczbą oporu, jak i mniejszą liczbą rzędów rur wzdłuż drogi spalin niż w przekazującym tę samą ilość ciepła pęczku klasycznym wykonanym z rur gładkich.
- Mniejszy ciężar oraz mniejsza objętość pęczka, co pociąga za sobą niższe zużycie materiałów izolacyjnych oraz stali na konstrukcję nośną.
- Znaczne uproszczenie zawiesznień - brak elementów dystansowych.
- Zmiana konstrukcji zawiesznień pozwala na zmniejszenie podziałek poprzecznych - rury wieszakowe nie muszą przechodzić na wylot przez pęczek.
- Mniejsza skłonność do ulegania zanieczyszczeniu osadami popiołu.
- Łatwość produkcji - zasadnicze elementy pęczków membranowych można produkować na urządzeniach do wykonywania szczelnych ścian komór paleniskowych.

W związku z powyższym celowe wydaje się być rozpatrzenie przydatności tego typu pęczków jako podgrzewaczy wody dla krajowych kotłów i to zarówno w nowo budowanych jednostkach, jak i w przypadku modernizacji kotłów już eksploatowanych.

2. Zasady wyznaczania wskaźników technicznych porównywanych układów

Dla pełnej oceny przydatności układów jako kotłowych powierzchni kon-

wekcyjnych konieczne byłoby porównanie kosztów przekazywania ciepła przez rozpatrywane wymienniki. Analizy takiej nie można jednak przeprowadzić w sposób uogólniony, jest bowiem zależna od parametrów pracy i wskaźników ekonomicznych właściwych tylko dla konkretnego urządzenia. W związku z tym w niniejszym opracowaniu porównano jedynie wskaźniki techniczne równoważnych pęczków ożebrowanych i konwencjonalnych.

Aktualnie najbardziej rozpowszechnionym typem kotłowego podgrzewacza wody jest rekuperator wykonany z rur gładkich. W związku z tym pęczek tego rodzaju przyjęto jako podstawę do porównań efektywności badanych układów.

Wyznaczono następujące wskaźniki: stosunki długości rur - L_{mg} i L_{zg} , stosunki mas - G_{mg} i E_{zg} , stosunki objętości zajmowanej przez pęczek V_{mg} i V_{zg} oraz stosunki efektywności przekazywania ciepła - E_{mg} i E_{zg} . Stosunki te opisane są podanymi niżej zależnościami:

$$L_{mg} = \frac{L_m}{L_g} ; L_{zg} = \frac{L_z}{L_g} \quad (1)$$

$$G_{mg} = \frac{G_m}{G_g} ; G_{zg} = \frac{G_z}{G_g} \quad (2)$$

$$V_{mg} = \frac{V_m}{V_g} ; V_{zg} = \frac{V_z}{V_g} \quad (3)$$

$$E_{mg} = \frac{E_m}{E_g} ; E_{zg} = \frac{E_z}{E_g} \quad (4)$$

Przez efektywność przekazywania ciepła rozumieć należy stosunek ilości ciepła przejmowanego w jednostce czasu w wymienniku do mocy zużytej na pokonanie oporów przepływu czynników:

$$E = \frac{Q}{N_s + N_w} \quad (5)$$

Analizę przeprowadzono przy następujących założeniach:

1. Porównywane wymienniki przekazują tę samą ilość ciepła w tym samym zakresie temperatur.
2. Przekrój poprzeczny kanału spalinowego jest w porównywanych przypadkach taki sam.

Opierając się na powyższych założeniach można napisać:

$$k_m H_m = k_g H_g \quad (6)$$

Zaś uwzględniając geometrię rur

$$k_m L_m (\pi d - 2b + 4 \eta h) = k_g L_g \pi d \quad (7)$$

Stąd otrzymano zależność opisującą stosunek długości rur w pęczkach membranowych i wykonanych z rur gładkich:

$$L_{mg} = \frac{\pi d k_g}{(\pi d - 2b + 4\eta h)k_m} \quad (8)$$

Analogicznie dla podgrzewaczy żeliwnych i wykonanych z rur gładkich uzyskuje się zależność:

$$L_{zg} = \frac{\pi d k_g}{\left(\frac{H}{L}\right)_z k_z} \quad (9)$$

gdzie $(H/L)_z$ - powierzchnia ogrzewana rury żeliwnej przypadająca na jednostkę długości, m^2/m .

Stosunki mas wyznaczono w następujący sposób:

$$G_{mg} = L_{mg} \left[1 + \frac{2bh}{\pi(d^2 - d_w^2)} \right] \quad (10)$$

$$G_z = L_{zg} \frac{4 \left(\frac{G}{L}\right)_z}{\pi(d^2 - d_w^2)\rho} \quad (11)$$

gdzie $(G/L)_z$ - masa rury żeliwnej przypadająca na jednostkę długości, kg/m .

Ważnym parametrem jest również objętość zajmowana przez pęczek. Przy porównywaniu układów rur gładkich i membranowych zakładano, że porównywane wymienniki mają te same podziałki. Z takiego założenia wynika, że stosunek objętości pęczków jest równy stosunkowi długości rur $V_{mg} = L_{mg}$, rys.2. Pęczki żeliwne charakteryzują się stałymi podziałkami $s_1 = s_2 = 150$ mm. Stosowanie tak dużych podziałek w przypadku rur gładkich o średnicy 38 mm byłoby niecelowe - na ogół, ze względu na oszczędność miejsca oraz intensywność wymiany ciepła stosuje się podziałki mniejsze, zaś stosunek objętości równoważnych podgrzewaczy wyraża wzór:

$$V_{zg} = L_{zg} \frac{s_{1z} s_{2z}}{s_{1g} s_{2g}} \quad (12)$$

Wartość $V_{zg} = f(Re)$ podano na rys.3.

Uwzględniając przyjęte uprzednio założenia, stosunek efektywności przekazywania ciepła w układzie membranowym i konwencjonalnym wyrazić można jako:

$$E_{mg} = \frac{N_{SG} + N_{WG}}{N_{Sm} + N_{Wm}} \quad (13)$$

Moc zużywaną przez wentylator na pokonanie oporów przepływu spalin w pęczku membranowym wyznaczyć można z zależności:

$$N_{sm} = N_{sg} \frac{\Delta p_m}{\Delta p_g} = N_{sg} \frac{\zeta_m z_{2m} w_m^2}{\zeta_g z_{2g} w_g^2} \quad (14)$$

ponieważ wymiary kanału spalin w obu przypadkach są takie same

$$L_{mg} = \frac{z_{1m} z_{2m}}{z_{1g} z_{2g}} = \frac{s_{1g} z_{2m}}{s_{1m} z_{2g}} \quad (15)$$

skąd

$$\frac{z_{2m}}{z_{2g}} = L_{mg} \frac{s_{1m}}{s_{1g}} \quad (16)$$

Podstawiając powyższe zależności do wzoru (13) oraz uwzględniając, że

$$N_{wm} = N_{wg} L_{mg} \quad (17)$$

otrzymano:

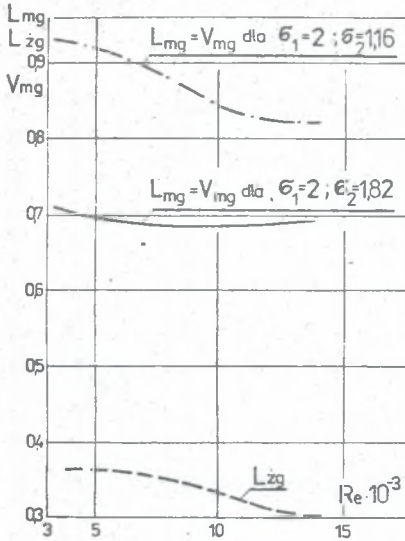
$$E_{mg} = \frac{1 + \frac{N_{wg}}{N_{sg}}}{\left(\frac{\zeta_m s_{1m} w_m^2}{\zeta_g s_{1g} w_g^2} + \frac{N_{wg}}{N_{sg}} \right) L_{mg}} \quad (18)$$

oraz analogicznie

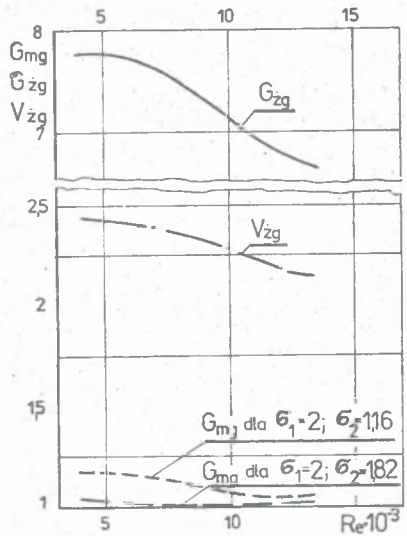
$$E_{zg} = \frac{1 + \frac{N_{wg}}{N_{sg}}}{\left(\frac{\zeta_z s_{1z} w_z^2}{\zeta_g s_{1g} w_g^2} + \frac{N_{wg}}{N_{sg}} \right) L_{zg}} \quad (19)$$

Wielkość powyższa zależy więc od proporcji mocy zużywanych w pęczku konwencjonalnym na przetłaczanie wody i spalin. Analiza oporów przepływu w podgrzewaczach wody krajowych kotłów wykazała, że wartość ta zmienia się w zakresie od ok. 0,065 do ok. 1. Dla takiego zakresu obliczono wartości efektywności przekazywania ciepła, uzyskując zależności przedstawione graficznie na rys. 4.

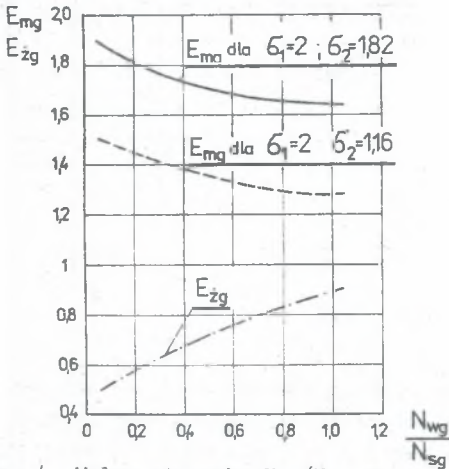
Zależności stosunków długości L_{mg} i L_{zg} oraz objętości V_{mg} od liczby Reynoldsa przedstawiono na rys. 2, natomiast na rys. 3 podano funkcje $G_{mg} = f(Re)$ oraz $V_{zg} = f(Re)$.



Rys.2. Wpływ liczby Reynoldsa na stosunki długości rur i objętości porównywanych podgrzewaczy wody
Fig.2. Influence of Re number on a tube length and a volume of the compared economizers.



Rys.3. Wpływ liczby Reynoldsa na stosunki mas i objętości porównywanych podgrzewaczy wody
Fig.3. Influence of Re number on a mass and a volume of the compared economizers.



Rys.4. Wpływ stosunku N_{wg}/N_{sg} na efektywność przekazywania ciepła w porównywanych podgrzewaczach wody.
Fig.4. Influence of N_{wg}/N_{sg} ratio on the heat transfer effectiveness in the compared economizers.

Dla określenia współczynników przenikania ciepła oraz liczb oporu posłużono się danymi zamieszczonymi w pracach [1, 2, 3].

3. Analiza wyników obliczeń wskaźników technicznych

Obliczenia omówionych powyżej wskaźników technicznych porównywanych podgrzewaczy wody przeprowadzono dla zakresów liczb Reynoldsa spalin oraz stosunków N_{wg}/N_{sg} spotykanych w krajowych kotłach. Przyjęto przeciętne wymiary geometryczne - średnicę $d = 38$ mm oraz podziałkę poprzeczną $s_1 = 150$ mm dla pęczków membranowych i konwencjonalnych oraz założono dwie szerokości membran - $2h = 50$ i 100 mm. W podgrzewaczach żeliwnych, ze względów konstrukcyjnych $s_1 = s_2 = 150$ mm.

Omówienie wyników obliczeń podano w poniższych punktach.

3.1. Względna długość rur

Zastąpienie pęczka z rur gładkich ożebrowanym prowadzi do zmniejszenia długości rur zużytych na budowę wymiennika. Zauważyć to można szczególnie wyraźnie porównując pęczek rur gładkich z ożebrowanym żeliwnym - stosunek L_{zg} zmienia się od ok. 0,3 do ok. 0,37. Zastosowanie układu membranowego z membranami o szerokości $2h=50$ mm prowadzi do zmniejszenia długości rur w pęczku o ok. 7-18% w zależności od liczby Reynoldsa. W przypadku membran o szerokości $2h=100$ mm oszczędność rur wynosi ok. 30%. Pozwala to dość znacznie obniżyć koszt podgrzewacza ponieważ cena jednostkowa rur /elementy ciśnieniowe/ jest znacznie wyższa niż cena membran.

3.2. Względna zmiana masy pęczka

Charakter zmienności G_{mg} i G_{zg} jest podobny, jak w przypadku zmiany długości rur - omawiane zależności różnią się jedynie o stałą będącą funkcją geometrii układu. Zauważyć można, że ciężar pęczka żeliwnego jest wielokrotnie /ok. 7 razy/ wyższy niż równoważnego pęczka z rur gładkich. Pęczek membranowy jest nieznacznie cięższy /1 - 15%/ od ekwiwalentnego wymiennika z rur gładkich.

3.3. Względna zmiana objętości pęczka

Porównując pęczki rur gładkich z membranowymi założono, że podziałki w rozpatrywanych wymiennikach są identyczne. W związku z tym stosunek objętości pęczków jest równy stosunkowi długości rur - $V_{mg} = L_{mg}$. Pęczki żeliwnych rur ożebrowanych mają podziałki $s_{1z}=s_{2z}=150$ mm, natomiast w równoważnych wymiennikach z gładkich rur przyjmowano $s_{1g}=76$ mm i $s_{2g}=44$ mm. W tej sytuacji objętość zajmowana przez pęczek żeliwny jest od 2,1 do ok. 2,5 raza większa od ekwiwalentnego pęczka z gładkich rur stalowych. Jeszcze większy jest stosunek objętości pęczka żeliwnego i membranowego, który wynosi ok. 2,6.

Ponieważ założono niezmiennosć przekroju poprzecznego kanału spalin, zmiana objętości może być realizowana jedynie przez zmianę wysokości pęczka, a tym samym określa jednocześnie zmniejszenie zużycia materiałów izolacyjnych.

3.4. Względna efektywność przekazywania ciepła

Stosunek efektywności porównywanych pęczków zależy od typu układu oraz parametrów jego pracy określonych wielkością N_{wg}/N_{sg} . W zakresie N_{wg}/N_{sg} stosowanym w podgrzewaczach wody krajowych kotłów stosunek E_{zg} , będący energetycznym kryterium jakości wymiennika jest dla pęczka żeliwnego zawsze mniejszy od jedności zmieniając się w granicach 0,5 - 0,88. Wiąże się to z dużymi oporami przepływu spalin w tego typu pęczkach. Wysoką efektywnością charakteryzują się natomiast układy membranowe. Dla przypadku membran o szerokości 100 mm wartość E_{mg} wynosi 1,65 do 1,9, w zależności od stosunku mocy zużytej na przetłaczanie czynników, natomiast przy membranach o szerokości 50 mm wartość E_{mg} zmienia się od 1,3 do 1,5. Z przeprowadzonych obliczeń wynika ponadto, że modernizacja podgrzewacza wody polegająca na zastąpieniu żeliwnego pęczka ożebrowanego membranowym daje bardzo znaczne korzyści energetyczne.

Dla przekazania tej samej ilości ciepła używa się w pęczku membranowym od 1,5 do 3,8 razy mniej energii na przetłaczanie czynników.

Oznaczenia

b	-	grubość żebra, m,
d	-	średnica zewnętrzna rury, m,
d_w	-	średnica wewnętrzna rury, m,
E_{mg}, E_{zg}	-	stosunek efektywności przekazywania ciepła w pęczku membranowym /żeliwnym/ i wykonanym z rur gładkich,
G_{mg}, G_{zg}	-	stosunek mas w pęczku membranowym /żeliwnym/ i wykonanym z rur gładkich,
h	-	wysokość żebra, m,
k	-	współczynnik przenikania ciepła, W/m^2k ,
L_{mg}, L_{zg}	-	stosunek długości rur zużytych na wykonanie pęczka membranowego /żeliwnego/ i konwencjonalnego,
N	-	moc zużyta na pokonanie oporów przepływu przez pęczek,
Δp	-	spadek ciśnienia spalin w pęczku, Pa,
s_1	-	podziałka poprzeczna pęczka, m,
s_2	-	podziałka wzdłużna pęczka, m,
w	-	prędkość, m/s,
z_1	-	ilość rzędów rur na szerokości kanału spalin,
z_2	-	ilość rzędów rur wzdłuż drogi spalin,
ρ	-	gęstość stali, kg/m^3 ,
ξ	-	liczba oporu,
η	-	sprawność ożebrowania.

Indeksy

g	- dla wymiennika z rur gładkich	w	- dla wody
m	- dla wymiennika z rur membranowych	ż	- dla wymiennika z rur ożebrowanych żeliwnych
s	- dla spalin		

LITERATURA

- [1] Orłowski P., Dobrzański W., Szwarc E.: Kotły parowe. WNT, Warszawa 1979.
- [2] Lokšin W.A., Lisejkin J.D.: Issledovanije i rasčet aerodinamiki membrannych konvektivnych poverchnostej nagreva. Teploenergetika nr 9/8.1
- [3] Baran M., Pronobis M.: Konvektiver Wärmeübergang bei querangeströmten Membranrohren. VGB, Kraftwerkstechnik nr 8/1982.

ОЦЕНКА ПРИГОДНОСТИ МЕМБРАННЫХ ПУЧКОВ
В КАЧЕСТВЕ КОТЕЛЬНЫХ ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Резюме

В статье приведён анализ пригодности гладких трубных пучков, мембранных и чугунных оребренных в качестве водоподогревателей в котлах. Сравнены технические показатели: относительная длина труб, относительный объём пучка, относительный вес рекуператора, а также относительная эффективность теплопередачи. Основой для сравнений принят пучок водоподогревателя из гладких труб принимая, что сравниваемые теплообменники передают такое же самое количество тепла в таком же самом пределе температур и при неизменном поперечном сечении газохода.

Установлено, что наиболее выгодными являются мембранные системы позволяющие сэкономить 30% труб при таком же самом весе пучка и расходе энергии на прокачку дымовых газов и воды от 30 до 90% меньше чем в эквивалентном пучке из гладких труб. Одновременно установлено, что применяемые некогда чугунные водоподогреватели из поперечно оребренных труб значительно уступают по эффективности теплообменникам изготовленных из стальных труб, что возникает из низкого коэффициента теплопередачи при высоких сопротивлениях течения и при очень значительном весе. Дополнительным достоинством мембранных теплообменников является меньший объём, чем в случае пучков гладких труб, в связи с чем уменьшается расход изоляционных материалов на обмуровку.

EVALUATION OF THE USABILITY OF MEMBRANE HEATING SURFACES
AS BOILER ECONOMISERS

Summary

The usability of a plain tube, a membrane and cast iron finned economisers have been detailsly analysed. The length of the tubes, tube bank volume, mass and thermodynamical effectiveness are compared. A plain tube economiser was taken as a base of the comparison, assuming that compared heat exchangers were transferred the same amount of heat at the same temperature range, and have the identity cross section area of the flue gas path.

It is proved that membrane economisers have following advantage, e.g.: 30% tubes will be saved as well as the energy consumption for transport of flue gas and water will be lowered by 30-90%, taking into account the same total mass of economiser assembled from plain tubes.

The investigations comes to the conclusion, that the used economisers being made from cast iron finned tubes has lower heat effectiveness then the plain tube exchangers. It is caused by a low heat transfer ratio, the great pressure drop of flue gas and a mass.

In conclusion it is referred to a advantage of membrane economisers having smaller volume and making it possible that the consumption of thermal insulation materials could be saved.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Ludwik Cwynar

Wpłynęło do Redakcji w marcu 1986 r.