

Model symulacyjny oraz obliczenia wysokotemperaturowego wymiennika ciepła dedykowanego do pracy w układzie mikrokogeneracyjnym

Marcin Król¹

Instytut Techniki Ciepłej, Politechnika Śląska
Email: marckro317@student.polsl.pl

Słowa kluczowe: wymiennik ciepła, mikrokogeneracja, obliczenia cieplne

Streszczenie

Kogeneracja jest to proces zamiany energii chemicznej paliwa na energię mechaniczną, elektryczną, ciepło bądź chłód realizowaną w jednej maszynie lub w zespołach maszyn wzajemnie połączonych ze sobą. Proces ten może być realizowany w dużej skali w konwencjonalnych układach skojarzonych lub w małej lokalnej skali zwanej mikrokogeneracją. Jedną z technologii mikrokogeneracyjnych są układy oparte na silnikach spalinowych. W silnikach istnieje wiele źródeł ciepła, lecz głównie jest to ciepło niskotemperaturowe. W ramach pracy opracowano model obliczeniowy symulujący pracę wymiennika ciepła. Opisano metody obliczeniowe stosowane do szacowania współczynników przenikania ciepła oraz strat ciśnienia. Uzyskano wyniki obliczeń dla stanu nominalnego. Przeprowadzono studium przypadku dla: zmiennych wariantów geometrycznych (zmiana szyku, zmiana średnicy rur, zmiana średnicy płaszcza, zmiana ilości przegród poprzecznych), zmienionego rodzaju paliwa oraz przy zmieniającym się punkcie pracy silnika spalinowego. Uzyskano parametry geometryczne wymiennika do pracy w układach mikrokogeneracyjnych o niskiej mocy – średnica płaszcza wyniosła 220 mm, długość wymiennika 853 mm, liczba rur 87. Wymiennik będzie pracował w zakresie mocy 5-6,5 kW co odpowiada zakresowi regulacji silnika spalinowego. Dodatkowo przeanalizowano możliwości regulacji instalacji pod kątem przepływającego glikolu, dla zachowania stałego przyrostu temperatury w wymienniku. Instalację należy regulować w przedziale 12-18 kg/min.

¹ Rozdział przygotowano podczas pracy nad projektem dyplomowym magisterskim wykonywanym przez autora w Instytucie Techniki Ciepłej na Wydziale Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej, pod opieką dra hab. inż. Grzegorza Przybyły.

1. Wprowadzenie

Kogeneracja jest to proces zamiany energii chemicznej paliwa na energię mechaniczną, elektryczną, ciepło bądź chłód realizowany w jednej maszynie lub w zespołach maszyn wzajemnie połączonych ze sobą. Proces ten może być realizowany w dużej skali w konwencjonalnych układach skojarzonych lub w małej lokalnej skali zwanej mikrokogeneracją. Zgodnie z ustawą „Prawo Energetyczne” [1], mikrokogeneracją nazywane są układy osiągające moc do 40 kW energii elektrycznej i do 70 kW energii cieplnej. Choć mikrokogeneracja ze względów technologicznych jest bardzo efektywna, nie jest ona jeszcze często stosowana, ponieważ ograniczeniem są wysokie koszty inwestycyjne. Dla małych układów około 10 kW zakup kogeneratora wynosi około 100 tys. zł [2,3]. Przy dużych układach koszty mogą rosnać nawet powyżej 1 mln [4]. Mikrokogeneracja jest rozwiązaniem opłacalnym ze względów termodynamicznych, ponieważ do otrzymania tej samej ilości energii użytecznej, używa się mniejszej ilości energii pierwotnej [5]. Wśród technologii mikrokogeneracyjnych wyróżnić można technologię MCHP XRGI, pozwala ona na podniesienie sprawności w porównaniu z klasycznymi układami MCHP [6]. Układ MCHP XRGI bazuje na gazowym silniku spalinowym oraz zintegrowanym inteligentnym odbiorze ciepła. Odbiór ciepła z silnika i generatora odbywa się poprzez wymiennik wbudowany w dystrybutorze ciepła wraz z układem podmieszania. Oznacza to, że silnik będzie pracować w optymalnym zakresie temperatur, nawet, gdy temperatura wody na powrocie będzie wynosiła 5 °C. W tak niskich temperaturach powrotu, można również użytkować energię uzyskaną z przemiany fazowej, co daje duże zwiększenie sprawności w porównaniu z klasycznymi układami mikrokogeneracyjnymi. W dostępnych na rynku rozwiązaniach, regulacja silnika spalinowego realizowana jest poprzez dławienie przepływu na przepustnicy (regulacja ilościowa). Ten typ regulacji istotnie wpływa na charakterystykę pracy silnika. Zastosowanie mieszanego typu regulacji będzie mieć również wpływ na parametry pracy wymiennika ciepła. Przewiduje się, że przy zwiększonym współczynniku nadmiaru powietrza spadnie temperatura spalin gorących dopływających do wymiennika, co będzie skutkowało koniecznością regulacji instalacji. Jednakże spadek temperatury będzie mniejszy niż w przypadku tradycyjnej regulacji ilościowej ponieważ regulacja współczynnikiem nadmiaru powietrza będzie miała wymowny wpływ na strumień masowy spalin, a przez to poprawi warunki przepływu ciepła co częściowo zrekompensuje stratę z tytułu obniżonej temperatury spalin. Drugim ważnym czynnikiem jest zmieniający się kąt wyprzedzenia zapłonu. Jest to parametr kluczowy dla silników spalinowych, ponieważ determinuje on poziom temperaturowy spalin wypływających z silnika. Należy również uwzględnić spadek sprawności przy zmiennym obciążeniu. Dla dużych jednostek kogeneracyjnych [7], przy zmianie obciążenia od 100% do 50% , strata sprawności szacowana jest na ok. 5 punktów procentowych, w skali mikro efekt ten powinien być większy. Wiąże się to z tym, że w układach mikrokogeneracyjnych sprawność jest na niższych poziomach co uwarunkowane jest względami termodynamicznymi. Zmiana sprawności będzie mieć również wpływ na strumień masowy oraz poziom temperatury spalin, co wiąże się z pracą wymiennika przy obciążeniu częściowym.

2. Przegląd literatury

Jednym z kierunków badań jakie prowadzi się na wymiennikach są układy kombinowane łączące silniki spalinowe Diesla z systemem magazynowania ciepła. Przykładem jest praca [8]. W badaniu przeprowadzono analizy zależności czasu ładowania zbiornika w funkcji obciążenia, poziomu temperatur w wymienniku, obciążenia silnika spalinowego. Poprzez zastosowanie takiego układu uzyskano 10-15% zwiększenie odzysku ciepła ze spalin, gdzie maksymalna moc

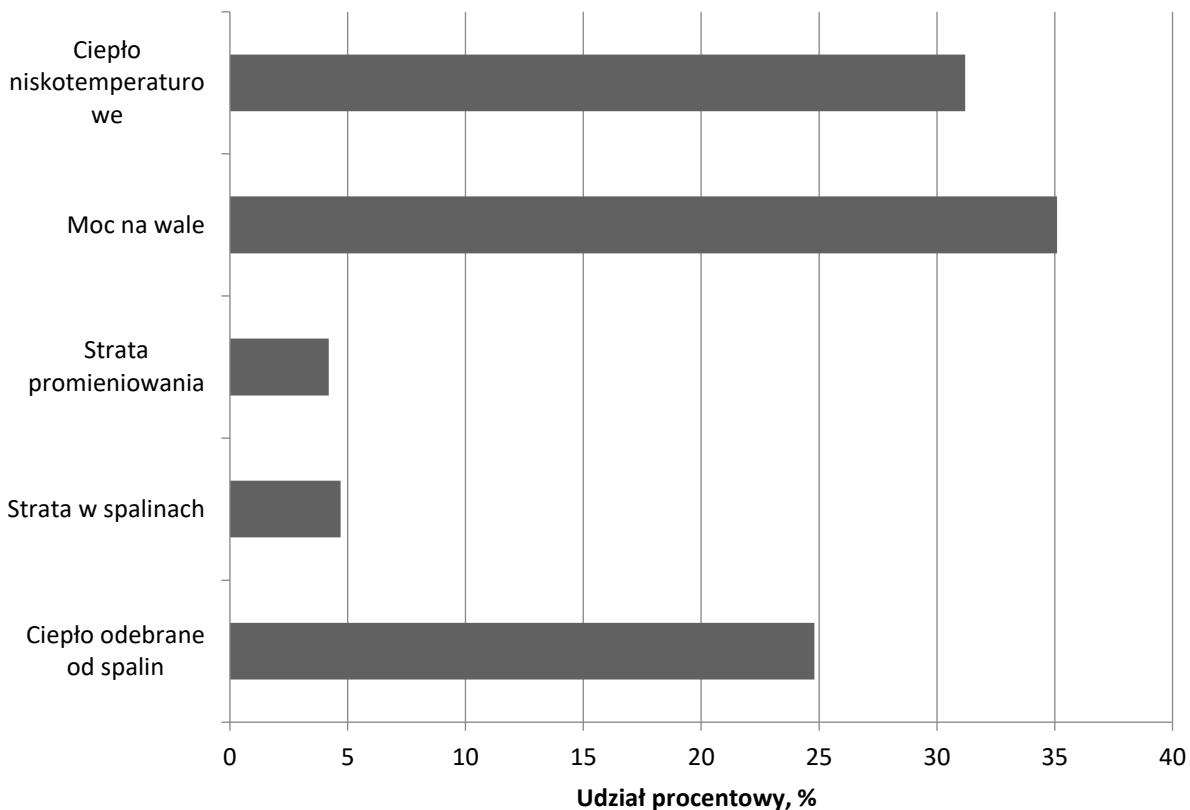
wymiennika wyniosła 3,6 kW. Innym kierunkiem są analizy opłacalności stosowania danych typów wymienników. W pracy [9] przedstawiono porównanie wymiennika płaszczowo-rurowego z wymiennikiem płytowym. Użytkowano algorytm genetyczny, który brał pod uwagę wszystkie parametry geometryczne wymiennika płaszczowo-rurowego i płytowego, dając wynik finansowy. Dowiedziono, że koszty inwestycyjne dla wymiennika płaszczowo-rurowego będą o 13% niższe, lecz jego eksploatacja będzie droższa poprzez większe spadki ciśnienia. Innym przykładem badań mających efekt ekonomiczny są prace mające na celu optymalizację parametrów geometrycznych wymiennika [10]. W pracy wymieniono szereg algorytmów obliczeniowych ukazano, który w danym przypadku jest najlepszy oraz jakie są tego efekty ekonomiczne. Kolejnym kierunkiem są prace mające na celu oszacowanie rozkładu temperatury w wymienniku różnymi metodami. W pracy [11] pokazano prosty model obliczeniowy rozkładu temperatury i porównano go z podobnie opracowanymi metodami. Badaniami mającymi większe znaczenie dla całości pracy są badania związane z optymalizacją części składowych wymiennika ciepła. Shinde et. al [12] przeprowadził analizę przegród poprzecznych o różnych kształtach. Porównano przegrody o kształcie elipsy ze standardowymi o kształcie koła. Wykazano w tym badaniu, że przegrody eliptyczne są bardziej efektywne pod względem przepływu ciepła lecz ich wytworzenie jest droższe, chociaż autor informuje, że poprzez zastosowanie drewnianych wzorców koszty i sposób wytworzenia ulegają znacznej poprawie. Istnieją też badania analizujące wpływ przecieków między przegrodami, innych kształtów przegród itp. [13,14,15,16]. Podsumowując, kierunki badań jakie są prowadzone nad wymiennikami ciepła, można stwierdzić, że każdy czynnik mający wpływ na pracę wymiennika, jego efektywność czy koszty inwestycyjne jest poddany szczegółowym badaniom. Badacze ciągle dążą do poprawy efektywności i opłacalności. Poszukiwane są też algorytmy obliczeniowe, które optymalizują kształt wymiennika mając określaną za funkcję celu jak największy zysk ekonomiczny.

3. Cel i zakres pracy

Celem pracy jest opracowanie narzędzia obliczeniowego oraz wykonanie obliczeń cieplnych i określenie parametrów geometrycznych wysokotemperaturowego wymiennika ciepła układu mikrokogeneracyjnego z silnikiem spalinowym. Wymiennik ten ma być kluczowym elementem instalacji odpowiadającym za ostateczne podgrzanie czynnika grzewczego. Model ma za zadanie: obliczenie współczynnika przenikania ciepła, dobór parametrów geometrycznych wymiennika, oszacowanie strat przepływu. Ostatnim etapem pracy jest przeanalizowanie wpływu obciążenia silnika spalinowego na parametry pracy wymiennika.

4. Pozyskiwanie ciepła w układach kogeneracyjnych silników tłokowych

W silnikach istnieje wiele źródeł ciepła, lecz głównie jest to ciepło niskotemperaturowe. W pracy [17] został ujęty szczegółowy bilans energetyczny silnika małej mocy. Pokazuje on, jaki jest udział kolejnych składników energii w odniesieniu do energii chemicznej dostarczonej do silnika przy różnych gazach zasilających i zmiennym współczynnikiem nadmiaru powietrza. W każdym przypadku największy udział przypada na ciepło niskotemperaturowe, wartości wahają się od 30% do 33%. Natomiast ciepłu wysokotemperaturowemu odpowiadają wartości od 27% do 31% udziału energii. Reszta jest poświęcona na otrzymaną energię elektryczną. Wnioskiem z tych badań jest to, że ponad połowa ciepła jest w zakresie niskotemperaturowym, co mocno ogranicza zastosowanie układów CHP z silnikami spalinowymi do produkcji pary wodnej czy też do zastosowania układu kombinowanego. Rys. 1 przedstawia przykładowy bilans energii małego silnika spalinowego zasilanego gazem ziemnym.

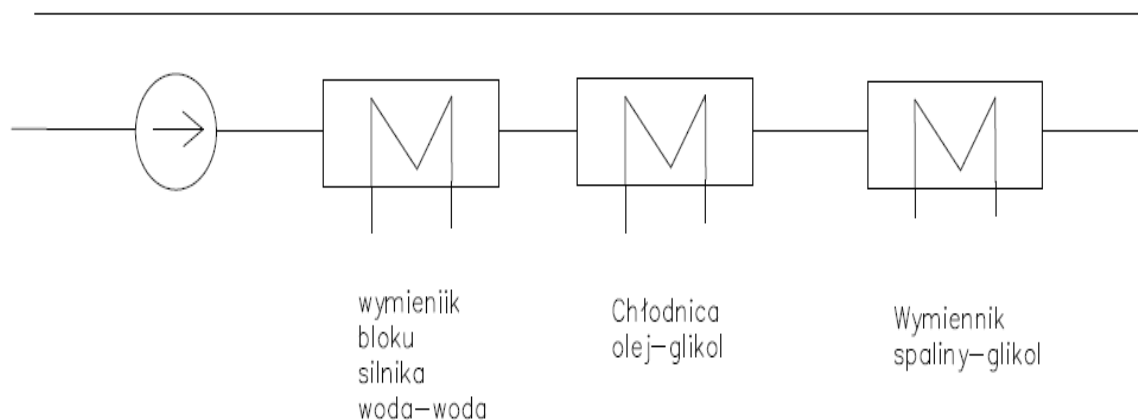


Rys. 1 Przykładowy bilans energii silnika spalinowego małej mocy odniesiony do energii chemicznej paliwa [17].

Szczegółowy podział źródeł ciepła jest następujący:

- Ciepło pochodzące z chłodzenia bloku silnika
- Ciepło pochodzące z chłodzenia oleju
- Ciepło pochodzące z chłodzenia intercoolera
- Ciepło pochodzące z chłodzenia spalin wylotowych

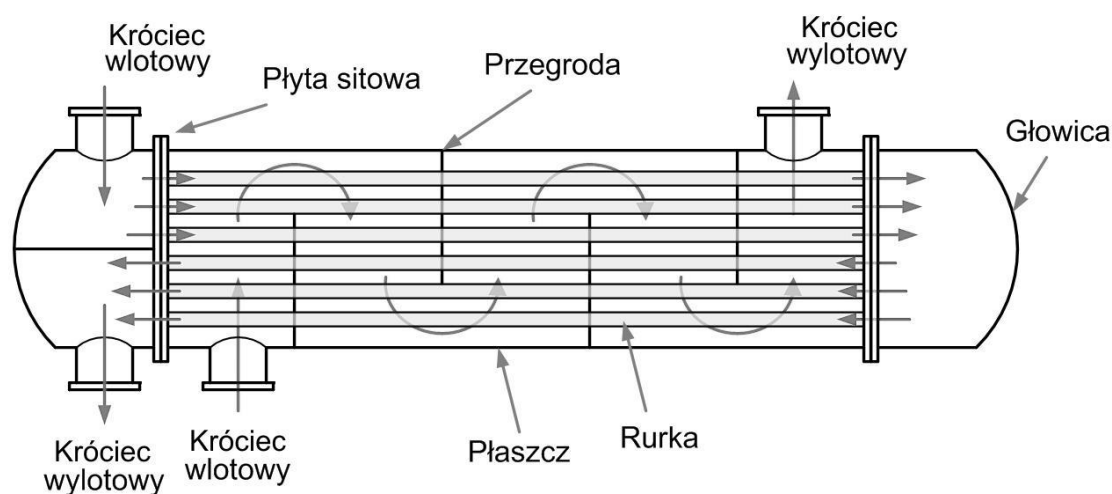
Ciepło odbierane jest w układzie wymienników. Wyróżnia się dwa główne typy wymienników [7]. Dla układu chłodzenia oleju i płaszcza wodnego, są to wymienniki płytowe, a dla wymiennika spaliny-woda jest to wymiennik płaszczowo-rurowy. Wymienniki dedykowane są do wytworzenia gorącej wody lub pary wodnej. Przeciętny wymiennik wysokotemperaturowy spaliny-woda jest w stanie schłodzić spaliny do temperatury około 120 °C. Jednakże, w niektórych przypadkach, gdzie zaszłaby kondensacja wody ze spalin, wymiennik powinien być lekko przechyleny i wyposażony w zawór odprowadzający kondensat z dna sita. Mogłoby to dotyczyć sytuacji, kiedy występuje zapotrzebowanie na ciepło niskotemperaturowe np. ogrzewanie basenów kąpielowych, ogrzewanie szklarni, czy zasilanie sieci niskotemperaturowej. Rys. 2 przedstawia kolejność połączeń wymienników ciepła w układzie silnika spalinowego.



Rys. 2 Schemat połączeń wymienników ciepła z silnika spalinowego.


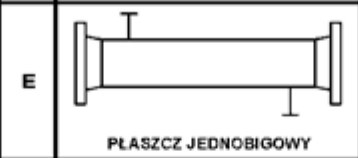
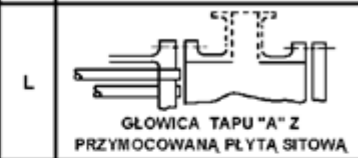

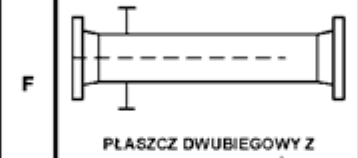
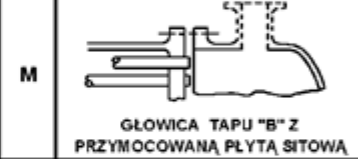

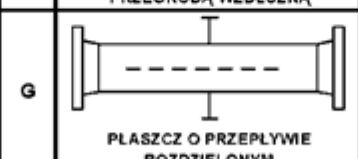


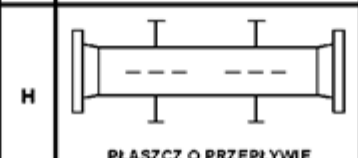


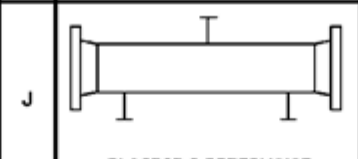

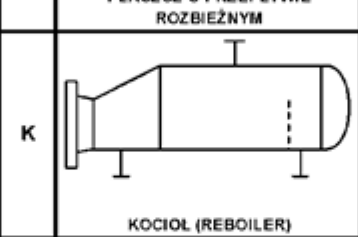
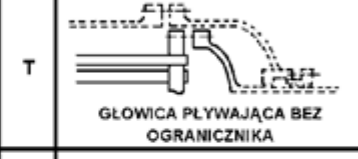
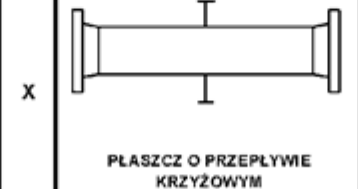


5. Przyjęte rozwiązanie konstrukcyjne oraz zależności geometryczne

W niniejszej pracy przyjęto, że wymiennik wysokotemperaturowy będzie wymiennikiem płaszczowo-rurowym. Wymiennik płaszczowo-rurowy składa się z cylindrycznego pęczka rur, który jest umieszczony w płaszczu równoległe do niego. Jeden czynnik, w naszym wypadku spaliny, będzie przepływać wewnątrz rurek, drugi czynnik natomiast będzie obmywał te rurki. Spowodowane jest to ograniczeniem powierzchni narażonych na korozję. Głównymi częściami składowymi wymiennika płaszczowo-rurowego są: pęczek rur, płaszcz, dno sitowe górne i dolne, przegrody poprzeczne oraz przegrody wzdłużne. Rys. 3 przedstawia przykładowy wymiennik wraz z zaznaczonymi najważniejszymi częściami.



Rys. 3 Przykładowy wymiennik płaszczowo-rurowy. Źródło: https://pl.m.wikipedia.org/wiki/Plik:Wymiennik_BEM_dwubiegowy.jpg.

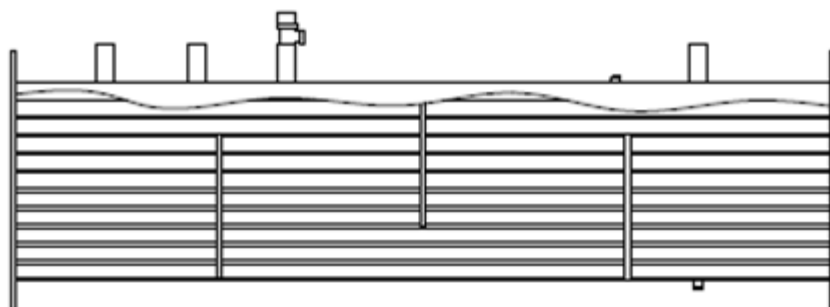
Istnieje wiele rozwiązań i konfiguracji wymienników płaszczowo-rurowych w zależności od następujących czynników: ile razy spaliny są nawracane, jak zachodzi przepływ czynnika w płaszczu np. przeciwpładowo, krzyżowopładowo, w zależności od konstrukcji dna sitowego i w zależności od tego jaki kształt mają króćce. Przykładowe konfiguracje wymienników przedstawia Rys. 4.

	RODZAJ GŁOWICY PRZEDNIEJ		RODZAJ PŁASZCZA		RODZAJ GŁOWICY TYLNEJ
A	 GŁOWICA OTWARTA Z USUWANĄ POKRYWĄ	E	 PŁASZCZ JEDNOBIEGOWY	L	 GŁOWICA TAPU "A" Z PRZYMOCOWANĄ PŁYTĄ SITOWĄ
B	 GŁOWICA ZAMKNIĘTA (ZE ZINTEGROWANĄ POKRYWĄ)	F	 PŁASZCZ DWUBIEGOWY Z PRZEGODĄ WZDŁUŻNĄ	M	 GŁOWICA TAPU "B" Z PRZYMOCOWANĄ PŁYTĄ SITOWĄ
C	 TYLKO Z USUWANĄ WIĄZKĄ RUREK GŁOWICA OTWARTA ZE ZINTEGROWANĄ PŁYTĄ SITOWĄ I USUWANĄ POKRYWĄ	G	 PŁASZCZ O PRZEPLWIE ROZDZIELONYM	N	 GŁOWICA TAPU "C" Z PRZYMOCOWANĄ PŁYTĄ SITOWĄ
N	 GŁOWICA OTWARTA ZE ZINTEGROWANĄ PŁYTĄ SITOWĄ I USUWANĄ POKRYWĄ	H	 PŁASZCZ O PRZEPLWIE PODWÓJNIE ROZDZIELONYM	P	 GŁOWICA Z KOMPENSACJĄ DŁAWIKIEM
D	 SPECJALNA GŁOWICA WYSOKOCIŚNIENIOWA	J	 PŁASZCZ O PRZEPLWIE ROZBIĘŻNYM	S	 GŁOWICA PLYWAJĄCA Z OGRANICZNIKIEM
		K	 KOCIÓŁ (REBOILER)	T	 GŁOWICA PLYWAJĄCA BEZ OGRANICZNIKA
		X	 PŁASZCZ O PRZEPLWIE KRZYŻOWYM	U	 WIĄZKA RUREK GIĘTYCH
				W	 ZEWNETRZNIE USZCZELNIONA PŁYTA SITOWA

Źródło: TEMA - Tubular Exchanger Manufacturers Association

Rys. 4 Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne wymienników płaszczowo-rurowych. Źródło: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Tabela_Nomenklaturowa_TEMA.png

W omawianym przypadku, w ramach założeń geometrycznych przyjęto wymiennik z trzema przegrodami poprzecznymi zamontowanymi za pomocą tulei dystansowych. Niska liczba przegród poprzecznych podyktowana jest względami praktycznymi: uwzględnienie wielu przegród mogłoby spowodować trudności dla firmy wykonującej wymiennik oraz wzrosłyby koszty wykonania wymiennika (koszty związane z wycięciem otworów na rury), jednakże w pracy zawarto teoretyczną analizę wpływu ilości przegród poprzecznych na długość wymiennika. Głównym wymaganiem wobec wymiennika jest kompaktowość. Wymienniki dedykowane dla układów mikrokogeneracyjnych muszą być dostatecznie małe, aby mogły się zmieścić w skrzyni wraz z silnikiem, pompą i innymi wymiennikami ciepła. Zastosowanie nawet niewielu przegród poprzecznych pozwala o wiele podnieść liczbę Reynoldsa dla przepływu w płaszczu. Rys. 5 jest wizualizacją przyjętego rozwiązania.



Rys. 5 Szkic konstrukcyjny przyjętego rozwiązania.

Parametrami założonymi w obliczeniach były: średnica wewnętrzna oraz zewnętrzna rur i średnica płaszczu. Jednakże w celu najtańszej produkcji wymiennika, średnica zewnętrzna powinna być zgodna ze średnicami katalogowymi rur ze stali nierdzewnej. Parametry geometryczne były powiązane między sobą następującymi wzorami (1,2,3,4). Poniższy wzór mówi o tym ile maksymalnie rur może się zmieścić w danej średnicy płaszczu (1):

$$D_s = d_{zew} \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (1)$$

Gdzie: D_s – średnica płaszczu, m; d_{zew} – średnica zewnętrzna rur, m ; N_t – liczba rur; K_1, n – parametry zależne od przyjętej konstrukcji i od przyjętego układu rur. Dla szyku przestawnego: $K_1 = 0,249$, $n = 2,207$

Odległość między rurami (ang. pitch) określono za pomocą (2):

$$P_t = 1,25d_{zew} \quad (2)$$

Gdzie: P_t – odległość między rurami, m.

Związek między powierzchnią wymiany ciepła, a liczbą rur i długością wymiennika wyraża zależność (3):

$$L = \frac{A_{wymiany}}{\pi d_{zew} N_t} \quad (3)$$

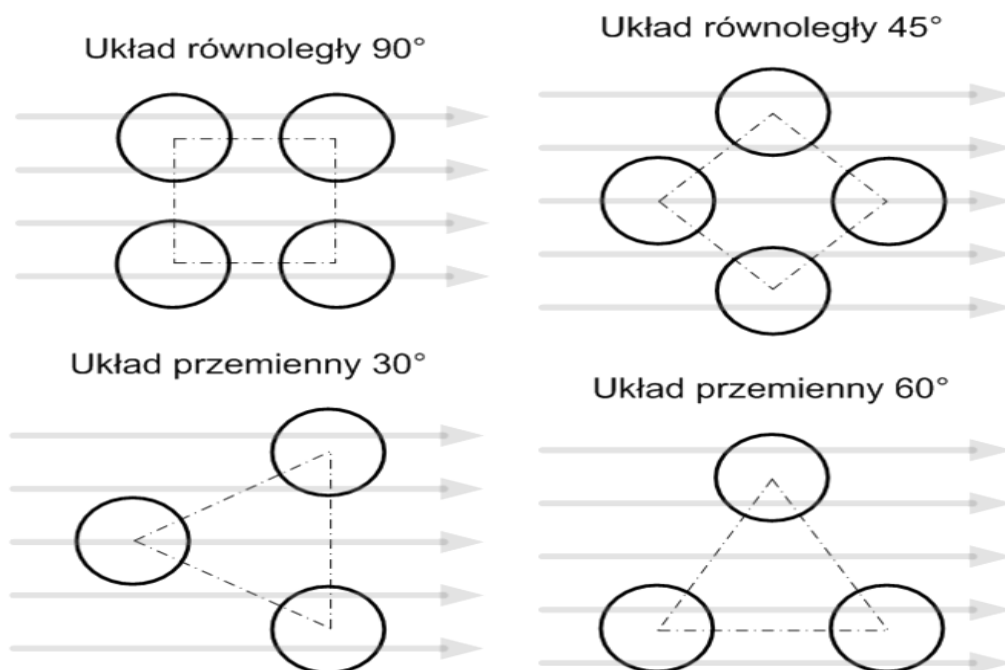
Gdzie: $A_{wymiany}$ – powierzchnia wymiany ciepła, m^2 , L – długość wymiennika ciepła, m .

Ostatnim równaniem wiążącym parametry geometryczne jest równanie Pecleta (4).

$$\dot{Q} = k_{wymiany} A_{wymiany} \Delta T_m \quad (4)$$

Gdzie: \dot{Q} – moc wymiennika, kW , $k_{wymiany}$ – współczynnik przenikania ciepła, W/m^2 , ΔT_m – średnia logarytmiczna różnica temperatur, K .

Istotnym parametrem jest też dobór układu rur. W technice występują w różnych wariacjach dwa główne układy. Pierwszym z nich jest układ równoległy. Główną zaletą tego układu jest łatwość czyszczenia. W sytuacjach gdy wymiennik narażony jest na odkładanie się osadów lub innych czynników pogarszających współczynnik przenikania ciepła, układ ten mógłby być brany pod uwagę, ponieważ w porównaniu z układem przestawnym jego czyszczenie mechaniczne jest o wiele łatwiejsze. Wadą tego układu jest to, że jest mało kompaktowy, wiele miejsca jest niezagospodarowane przez rury. Drugi układ, jak już zostało wyżej wspomniane, nazywa się układem przestawnym. W znacznej większości ten układ jest użytkowany w wymiennikach wysokotemperaturowych dedykowanych układom mikrokogeneracyjnym. Wiąże się to z mniejszą średnicą ekwiwalentną co powoduje wzrost liczby Reynoldsa po stronie płaszcza oraz tym, że w tej samej średnicy płaszcza zmieści się więcej rurek. Podsumowując przyjęto układ przestawny i średnica ekwiwalentna będzie liczona wg wzoru 6. Rys.6 przedstawia graficzne ujęcie układu równoległego i przestawnego.



Rys. 6 Graficzne ujęcie układu równoległego i przestawnego. Źródło: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Uk%C5%82ad_rurek_w_p%C5%82aszczowo-rurowym_wymienniku_ciep%C5%82a.png

Zależność opisująca średnicę ekwiwalentną dla układu równoległego (5) [18]:

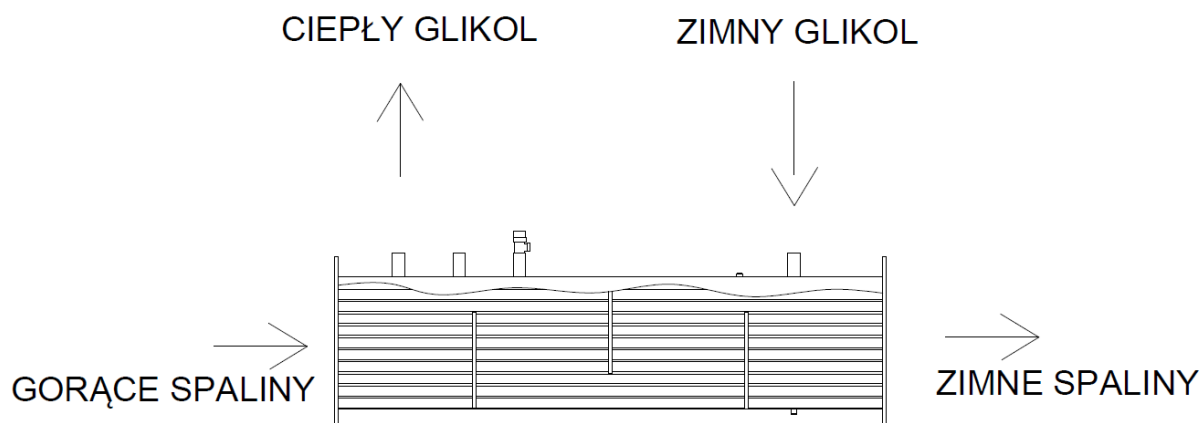
$$D_e = \frac{4(P_t^2 - \frac{\pi d_{zew}^2}{4})}{\pi d_{zew}} \quad (5)$$

Zależność opisująca średnicę ekwiwalentną dla układu przestawnego (6) [18]:

$$D_e = \frac{4(\frac{P_t^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_{zew}^2}{8})}{\pi \frac{d_{zew}}{2}} \quad (6)$$

6. Założenia i wzory obliczeniowe głównego etapu obliczeń cieplnych

Pierwszym krokiem obliczeń cieplnych wymiennika było przeprowadzenie stechiometrii spalania. Były one potrzebne, aby określić skład spalin a przez to parametry fizyczne spalin. Referencyjnym paliwem był gaz ziemny, lecz w modelu wymiennika możliwe jest przeprowadzenie obliczeń dla LPG. Jako czynnik obiegowy dla układu wybrano glikol propylenowy o stężeniu 30%. Głównym powodem tej decyzji jest to, że jest to typowy czynnik używany w tego typu instalacjach oraz, że instalacja może pracować w zakresie niskich temperatur ze względu na niską temperaturę krystalizacji glikolu. Założenia do stechiometrii i początkowego etapu obliczeń cieplnych przedstawia Tab. 1. Rys. 7 przedstawia uproszczony schemat wymiennika z zaznaczeniem kierunków przepływu.



Rys. 7 Uproszczony schemat wymiennika z zaznaczeniem kierunków przepływu.

Tabela 1. Założenia do obliczeń cieplnych.

Parametr	Wartość	Jednostka
Skład gazu ziemnego	CH ₄ = 98 N ₂ = 2	%
Skład LPG	C ₃ H ₈ = 50 C ₄ H ₁₀ = 50	%
Temperatura powietrza	T _{pow} = 20	°C
Wilgotność względną powietrza	$\varphi = 60$	%
Moc silnika	P _{silnika} = 9	kW
Sprawność silnika	$\eta_{\text{silnika}} = 30$	%
Temperatura glikolu przed wymiennikiem	t _{p.glikol} = 80	°C
Temperatura glikolu za wymiennikiem	t _{z.glikol} = 85	°C
Temperatura spalin przed wymiennikiem (dla max. obciążenia)	t _{p.spaliny} = 620	°C
Temperatura spalin za wymiennikiem	t _{p.spaliny} = 110	°C
Ciśnienie glikolu przed wymiennikiem	P _{glikol} = 1,03	bar

Strumień masowy paliwa został określony z bilansu energii silnika (7):

$$\dot{m}_p = \frac{P_{\text{silnika}}}{\eta \cdot W_d} \quad (7)$$

Gdzie: W_d – wartość opałowa, kJ/kg.

Strumień masowy spalin został określony na podstawie stechiometrii i poprzednio wyliczonego strumienia paliwa.

Strumień masowy glikolu w instalacji został określony na podstawie bilansu energii wymiennika ciepła (8). Zakłada się, że wymiennik będzie dokładnie zaizolowany wełną mineralną, a temperatura zewnętrznej powierzchni izolacji będzie nie większa niż 30 °C:

$$\dot{m}_{\text{spalin}}(i_{\text{sp.gorących}} - i_{\text{sp.zimnych}}) = \dot{m}_{\text{glikol}}(i_{\text{gl.za wym.}} - i_{\text{gl.przed wym.}}) \quad (8)$$

Gdzie: \dot{m}_{spalin} – strumień masowy spalin, kg/s ; \dot{m}_{glikol} – strumień masowy glikolu $i_{\text{sp.gorących}}$ - entalpia właściwa spalin przed wymiennikiem, kJ/kg ; $i_{\text{sp.zimnych}}$ - entalpia właściwa spalin za wymiennikiem, kJ/kg ; $i_{\text{gl.za wym.}}$ – entalpia właściwa glikolu za wymiennikiem, kJ/kg ; $i_{\text{gl.przed wym.}}$ – entalpia właściwa glikolu przed wymiennikiem, kJ/kg.

Współczynnik przenikania ciepła został określony z poniższego wzoru [18] (9):

$$k_{\text{wymiany}} = \frac{1}{\frac{d_{zew}}{d_{wew}\alpha_{tube}} + \frac{d_{zew} \ln \frac{d_{zew}}{d_{wew}}}{2\lambda_{stal}} + \frac{1}{\alpha_{shell}}} \quad (9)$$

Gdzie: d_{zew} – średnica zewnętrzna rury, m ; d_{wew} – średnica wewnętrzna rury, m ; α_{tube} – współczynnik wnikania ciepła od strony rur, W/m²K ; α_{shell} – współczynnik wnikania ciepła od strony płaszcza, W/m²K ; λ_{stal} – współczynnik przewodzenia ciepła stali nierdzewnej, z której są wykonane rury, W/mK.

Projektowany wymiennik będzie klasycznym wymiennikiem przeciwprądowym, dlatego średnia logarytmiczna różnica temperatur będzie opisana wzorem (12):

$$\Delta T_1 = t_{p.spaliny} - t_{z.glikol} \quad (10)$$

$$\Delta T_2 = t_{z.spaliny} - t_{p.glikol} \quad (11)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (12)$$

7. Szacowanie współczynnika wnikania ciepła od strony płaszczu

7.1 Metoda Kerna

Metoda Kerna jest prostym sposobem szacowania współczynnika wnikania ciepła od strony płaszczu dla przepływów turbulentnych. W przypadku wymienników bez przegród poprzecznych, współczynnik wnikania ciepła będzie bazował na średnicy ekwiwalentnej tak jak w przypadku wymiennika rura w rurze [18,19]. W przypadku wymienników z przegrodami poprzecznymi prędkość płynu jest zmienna w przedziale długości wymiennika, poprzez zwężenie obszaru pomiędzy sąsiadującymi rurkami w płaszczu [20]. Współczynnik wnikania ciepła w metodzie Kerna określany jest z poniższej zależności:

Metoda obowiązuje dla przedziału liczby Reynoldsa zgonie z równaniem (13):

$$2000 < Re_s < 1000000 \quad (13)$$

$$\frac{\alpha_{shell} D_e}{\lambda_p} = 0,36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu_w} \right)^{0,55} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda_p} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (14)$$

Gdzie: λ_p – współczynnik przewodzenia ciepła płynu określony dla średniej temperatury, W/mK; μ_b – lepkość dynamiczna dla średniej temperatury płynu, Pa · s ; c_p – masowe ciepło właściwe dla stałego ciśnienia określone w temperaturze średniej płynu, J/kgK ; μ_w - lepkość dynamiczna dla temperatury ścianki, Pa · s.

Parametr G_s określony jest wzorem (15):

$$G_s = \frac{\dot{m}_{glikol}}{A_s} \quad (15)$$

Parametr A_s nazywa się powierzchnią przepływu krzyżowoprądowego w centrum pęczka rur i dany jest wzorem (16):

$$A_s = \frac{D_s C L}{P_t} \quad (16)$$

Gdzie: B – parametr określający odstęp pomiędzy przegrodami poprzecznymi, m

Parametr C jest to odstęp pomiędzy krawędziami sąsiadujących rur określony jest wzorem (17):

$$C = P_t - d_{zew} \quad (17)$$

7.2 Metoda Bell-Delawara

Metoda Kerna jest dosyć uproszczoną metodą szacowania współczynnika wnikania ciepła po stronie płaszczu. Analiza wymiany ciepła w płaszczu nie jest zjawiskiem, które można w łatwy sposób opisać, ponieważ przepływ w płaszczu jest przepływem złożonym zawierającym obszary, w których: przepływ jest ułożony krzyżowoprądowo w stosunku do strumienia czynnika płynącego w rurkach, przepływ występuje przez przegrody oraz występuje przepływ przez nieszczelności w płaszczu [18,21]. Metoda Bell-Delawara rozważa wszystkie te czynniki jednak w niniejszej pracy założeniem jest projekt wymiennika z niewielką liczbą przegród poprzecznych. Przypadek ten ilustruje rys. 7. Biorąc pod uwagę możliwość stosowania metody dla przepływu laminarnego, będzie to najdokładniejsza metoda szacowania współczynnika wnikania ciepła po stronie płaszczu.

Główne równanie opisujące metodę Bell-Delawara (18) [18,21]:

$$\alpha_{\text{shell}} = \alpha_{\text{id}} J_c J_l J_b J_s J_r \quad (18)$$

Gdzie: α_{id} - współczynnik wnikania ciepła w idealnych warunkach (idealne warunki są najbardziej zbliżone do wymiennika bez przegród poprzecznych), $\text{W/m}^2\text{K}$; J_c - współczynnik korygujący biorący pod uwagę jak przegroda jest ucięta i jaki jest odstęp między przegrodami; J_l - współczynnik korygujący odnoszący się do przecieku pomiędzy spawanymi rurkami, a przegrodą i między przegrodą a ścianką płaszczu; J_b - współczynnik korygujący biorący pod uwagę przecieki związane z mieszaniem się płynu gorącego z zimnym jeżeli jest zastosowana przegroda odpowiadająca za podział wymiennika; J_s - współczynnik korygujący odnoszący się do różnych odstępów między przegrodami poprzecznymi; J_r - współczynnik korygujący używany tylko wtedy gdy liczba Reynoldsa w płaszczu jest mniejsza od 100.

Poprzez niewielką liczbę przegród poprzecznych zastosowano uproszczenie, że wszystkie współczynniki korygujące są równe 1. Stąd wzór upraszcza się do postaci (19):

$$\alpha_{\text{shell}} = \alpha_{\text{id}} \quad (19)$$

Idealny współczynnik wnikania ciepła określony jest zależnością (20):

$$\alpha_{\text{id}} = j_i c_p \left(\frac{\dot{m}_{\text{spalin}}}{A_s} \right)^{0,55} \left(\frac{\lambda_p}{c_p \mu_b} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (20)$$

Gdzie: j_i - jest współczynnikiem Colburna dla idealnego przypadku. Reszta parametrów jest analogicznie oznaczona jak w metodzie Kerna.

Współczynnik Colburna można wyznaczyć za pomocą następującej metodyki (21,22,23,24):

$$j_i = a_1 \left(\frac{1,33}{P_t/d_{zew}} \right)^a (Re_s)^{a_2} \quad (21)$$

$$a = \frac{a_3}{1+0,14(Re_s)^{a_4}} \quad (22)$$

$$f_i = b_1 \left(\frac{1,33}{P_t/d_{zew}} \right)^b (Re_s)^{b_2} \quad (23)$$

$$b = \frac{b_3}{1+0,14(Re_s)^{b_4}} \quad (24)$$

Wszystkie parametry użyte w powyższych równaniach niebędące opisane we wcześniejszych etapach zostały zaczerpnięte z Tabeli 2. W obliczeniach przyjęto kąt napływu 30°.

Tabela 2. Dane potrzebne do obliczenia współczynnika Colburna [18].

Kąt napływu	Liczba Reynoldsa	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄
30°	10 ⁵ -10 ⁴	0,321	-0,388	1,450	0,519	0,372	-0,123	7,00	0,500
	10 ⁴ -10 ³	0,321	-0,388			0,486	-0,152		
	10 ³ -10 ²	0,593	-0,477			4,570	-0,476		
	10 ² -10 ¹	1,360	-0,657			45,1	-0,973		
	<10	1,400	-0,667			48,000	-1,000		
45°	10 ⁵ -10 ⁴	0,370	-0,396	1,930	0,500	0,302	-0,126	6,59	0,520
	10 ⁴ -10 ³	0,370	-0,396			0,333	-0,136		
	10 ³ -10 ²	0,730	-0,500			3,500	-0,476		
	10 ² -10 ¹	0,498	-0,656			26,200	-0,913		
	<10	1,550	-0,667			32,00	-1,000		
60°	10 ⁵ -10 ⁴	0,370	-0,395	1,187	0,370	0,391	-0,148	6,59	0,520
	10 ⁴ -10 ³	0,107	-0,266			0,0815	+0,022		
	10 ³ -10 ²	0,408	-0,460			6,0900	-0,602		
	10 ² -10 ¹	0,900	-0,631			32,100	-0,963		
	<10	0,970	-0,667			35,00	-1,000		

8. Szacowanie współczynnika wnikania ciepła od strony rur

Współczynnik wnikania ciepła po stronie spalin został oszacowany stosując wzory kryterialne dla przepływu w rurach.

Dla przepływu laminarnego $Re < 2100$ zastosowano równanie Siedler-Tate'a (25) [18]:

$$Nu = 1,86 Re_t Pr_t \left(\frac{d_{wew}}{L} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (25)$$

Gdzie: Re_t – liczba Reynoldsa dla przepływu w rurze; Pr_t – liczba Prandla dla przepływu w rurze; d_{wew} – średnica wewnętrzna rury, m; L – długość rury, m; μ_b – lepkość dynamiczna dla średniej temperatury płynu, Pa · s; μ_w – lepkość dynamiczna dla średniej temperatury ścianki, Pa · s.

Dla przepływu przejściowego $Re \geq 2100$ i $Re < 10000$ zastosowano równanie Gnielinskiego (26,27,28) [18]:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re_t - 1000)Pr_t}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_t^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{2}{3}} \right] \varepsilon \quad (26)$$

$$f = (1,58 \ln Re_t - 3,28)^{-2} \quad (27)$$

$$\varepsilon = \frac{t_b}{t_w} \quad (28)$$

Gdzie: t_b – średnia temperatura płynu, °C; t_w – średnia temperatura ścianki, °C.

Dla przepływu turbulentnego $Re \geq 10000$ zastosowano równanie Siedler-Tate'a (29) [18]:

$$Nu = 0,027 Re_t^{\frac{4}{5}} Pr_t^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (29)$$

9. Szacowanie oporów przepływu

Straty ciśnienia po stronie płaszcza zależą głównie od ilości rur w płaszczu, ilości przegród poprzecznych i wzdłużnych, liczby przegród i odległości między nimi. Opory przepływu określono z następującego wzoru (30):

$$\Delta p_s = \frac{f G_s (N_b + 1) D_s}{2 \rho_b D_e \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14}} \quad (30)$$

Gdzie: N_b – liczba przegród poprzecznych; ρ_b – gęstość określona dla średniej temperatury płynu, $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

Współczynnik tarcia dla płaszcza określony jest zależnością [18] (31):

$$f = e^{(0,576 - 0,19 \ln Re_s)} \quad (31)$$

Istnieją również bardziej skomplikowane zależności obliczeniowe jak np. metoda Bell-Delawara [18] dla oporów przepływu. Jednakże w analizowanym przypadku wymiennika z niewielką liczbą przegród poprzecznych zakłada się, że błąd metody nie spowoduje większych zmian w projekcie instalacji.

Strata ciśnienia w rurach obliczania jest jako suma strat przepływu w liniach prostych oraz zawrócenia przepływu (32,33):

$$\Delta p_t = \Delta p_l + \Delta p_b \quad (32)$$

$$\Delta p_l = \frac{4 f_t L N_{pas}}{d_{wew}} * \frac{\rho_s v_{spal}^2}{2} \quad (33)$$

Gdzie: Δp_l – strata związana z przepływem liniowym, Pa; N_{pas} – Parametr mówiący ile razy czynnik przepływa przez wymiennik; v_{spal} – prędkość przepływu czynnika w rurach, $\frac{\text{m}}{\text{s}}$; ρ_s – Gęstość czynnika przepływającego w rurach, $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

Współczynnik tarcia w rurach określony jest zależnościami [18] (34,35,36):

Dla $Re_t \leq 4000$:

$$f_t = \frac{16}{Re_t} \quad (34)$$

Dla $Re_t > 4000$:

$$f_t = 0,079 Re_t^{-0,25} \quad (35)$$

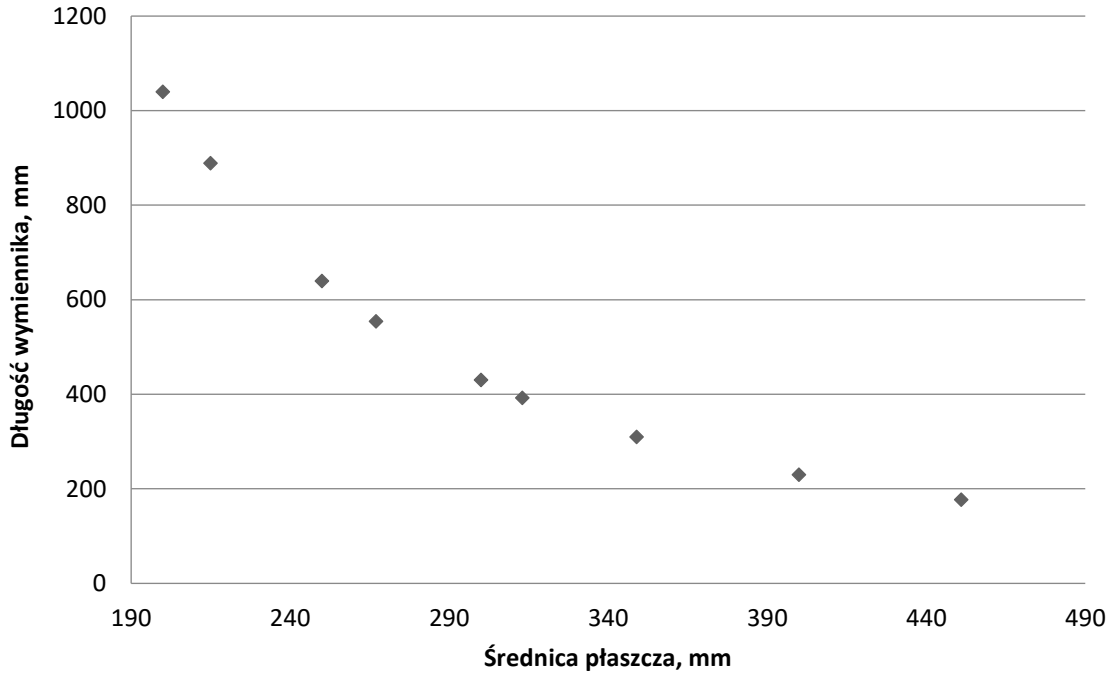
Strata związane z nawracaniem czynnika:

$$\Delta p_b = 4N_{pas} * \frac{\rho_s v_{spal}^2}{2} \quad (36)$$

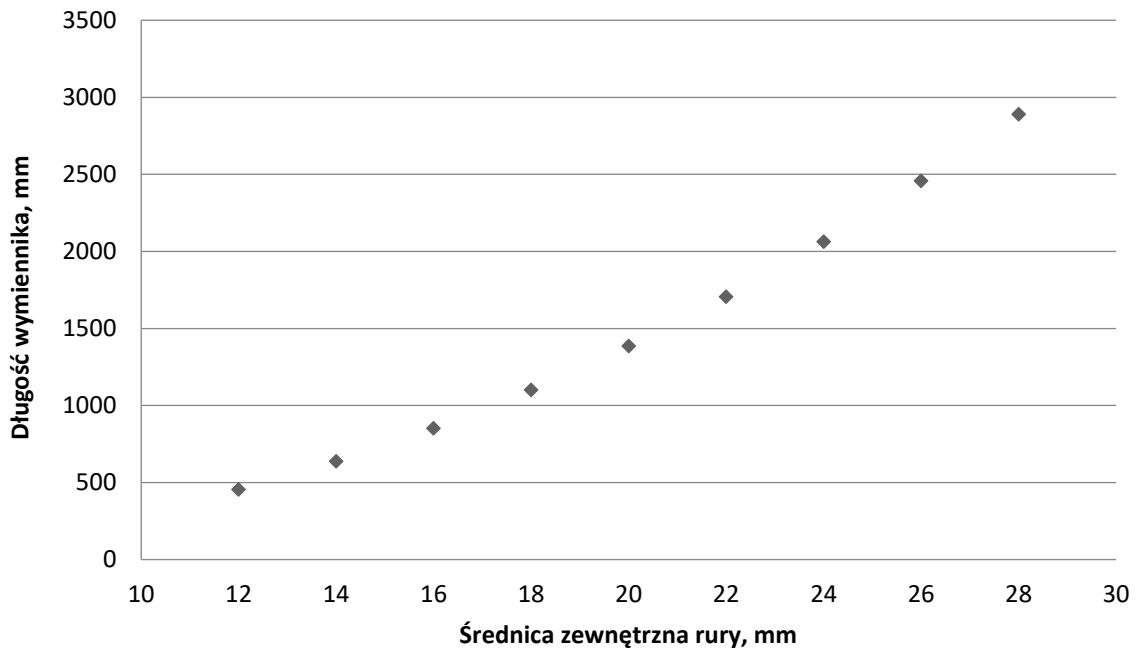
10. Wyniki obliczeń dla parametrów nominalnych

Nadrzędnym kryterium optymalizacji była minimalizacja długości wymiennika, przy zachowaniu średnic płaszczka mogących zmieścić się w kontenerze. Ostateczny kształt wymiennika jest kompromisem pomiędzy szerokim wymiennikiem za co odpowiada średnica płaszczka, a długim wymiennikiem za co odpowiada długość wymiennika. Poprzez ograniczenia związane ze średnicą rur w podanym rozwiązaniu, jedynym parametrem według którego można przeprowadzić optymalizację wymiennika jest średnica płaszczka. Rys. 8 przedstawia długość wymiennika w funkcji średnicy płaszczka. Średnice płaszczka dobrane są według katalogu rur ze stali nierdzewnej. Z trendu widzimy, że każde zmniejszenie średnicy płaszczka powoduje znaczący wzrost długości wymiennika. Drugim parametrem, którym częściowo można optymalizować kształt jest średnica rur, jednakże zostały w pracy narzucone ograniczenia ze strony firmy wykonującej wymiennik. Najmniejszą rurą jaka spełnia założenia jest rura 16/14. Rys. 9 przedstawia długość wymiennika w funkcji średnicy rur. Trend pokazuje, że powinno się dążyć do minimalizacji średnicy rury. Na korzystny efekt zmniejszenia rury wpływają dwa czynniki. Pierwszym jest fakt, że w danej średnicy płaszczka fizycznie zmieści się więcej mniejszych rur. Drugim natomiast jest wzrost współczynnika przenikania ciepła gdy stosowane mniejsze rury, a efekt ten przedstawia rys. 10. Wyniki obliczeń cieplnych po optymalizacji dla parametrów nominalnych zostały przedstawione w tab. 3. Obliczona wartość strumienia masowego glikolu jest wartością charakterystyczną dla tego typu instalacji, świadczą o tym dostępne w katalogach pompy cyrkulacyjne [22]. Pogrubioną czcionką zaznaczono parametry geometryczne. Oszacowany współczynnik przenikania ciepła jest w dolnym zakresie wartości typowych dla wymienników spaliny – ciecz [18], spowodowane jest tym, że dla tak małego strumienia masowego spalin nie jest możliwe osiągnięcie przepływu turbulentnego przy średnicy zewnętrznej rury 16 mm. Rys. 11 przedstawia długość wymiennika w zależności od zastosowanego paliwa oraz szyku rurek. Stwierdzono, że przy szyku prostokątnym wymiennik w każdym przypadku jest większy. Biorąc pod uwagę kompaktowość wymiennika zdecydowano się na szyk przestawny. Przy zmianie paliwa z gazu ziemnego na LPG oszacowana długość wymiennika powinna być mniejsza, dlatego jako parametry nominalne przyjmuje się obliczenia dla układu przestawnego w przypadku zasilania silnika gazem ziemnym. Kolejnym parametrem konstrukcyjnym mającym wpływ na obliczenia jest ilość przegród poprzecznych. Rys. 12 przedstawia długość wymiennika w zależności od przyjętego rozwiązania i od liczby przegród. Jak widać największy wpływ uzyskuje się dodając niewiele przegród, jednak dla tej wartości zmniejszenie wymiennika nie jest znaczne w przypadkach dla gazu ziemnego wynosi około 40mm, a w przypadkach

dla LPG około 30mm. Przegrody poprzeczne będą miały wpływ na liczbę Reynoldsa przy przepływie w płaszczu, lecz wpływ na przepływ ciepła będzie niewielki. Dla intensyfikacji przepływu ciepła należy zwiększyć współczynnik wnikania ciepła po stronie spalin.



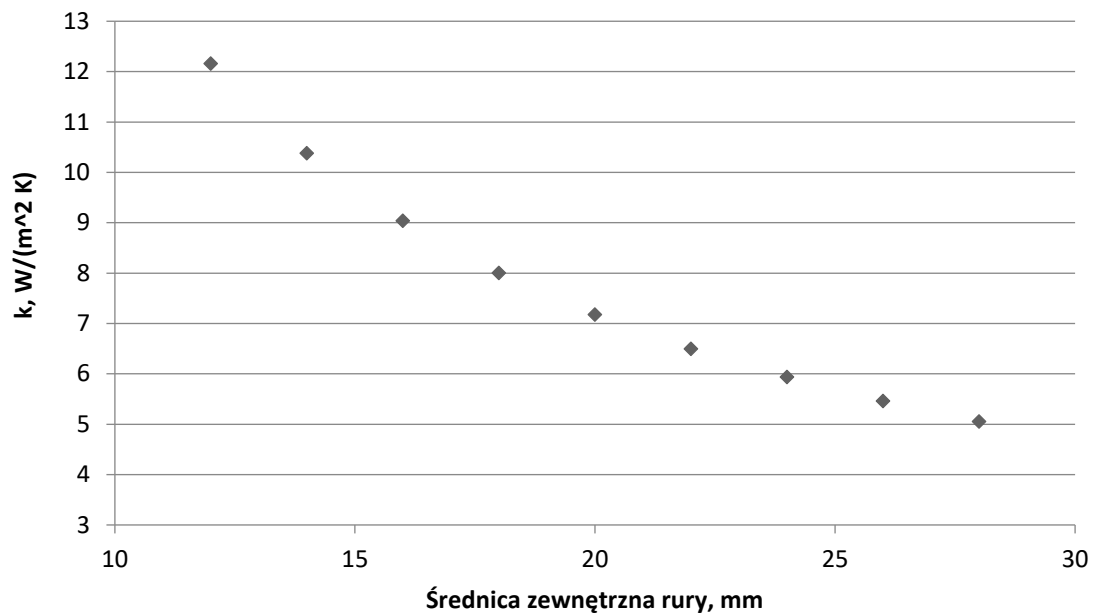
Rys. 8 Zależność długości wymiennika od średnicy płaszcza.



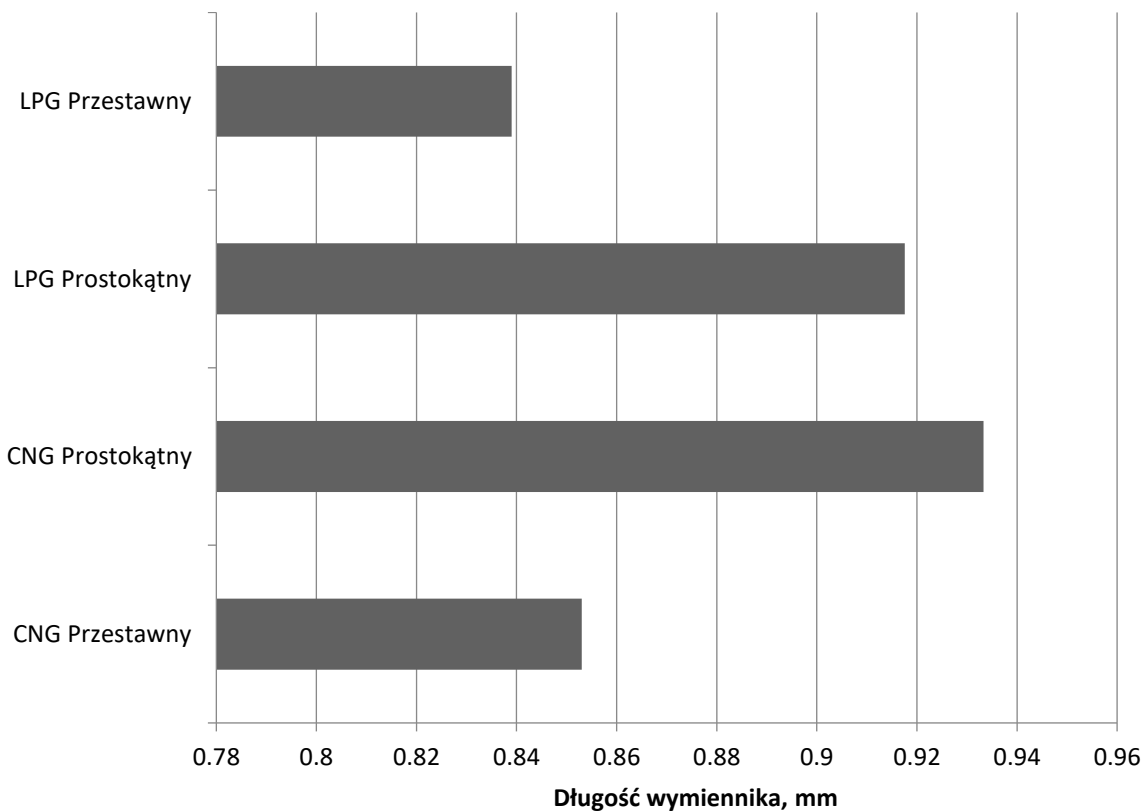
Rys. 9 Zależność długości wymiennika od średnicy zewnętrznej rury.

Tabela 3. Wyniki obliczeń nominalnych.

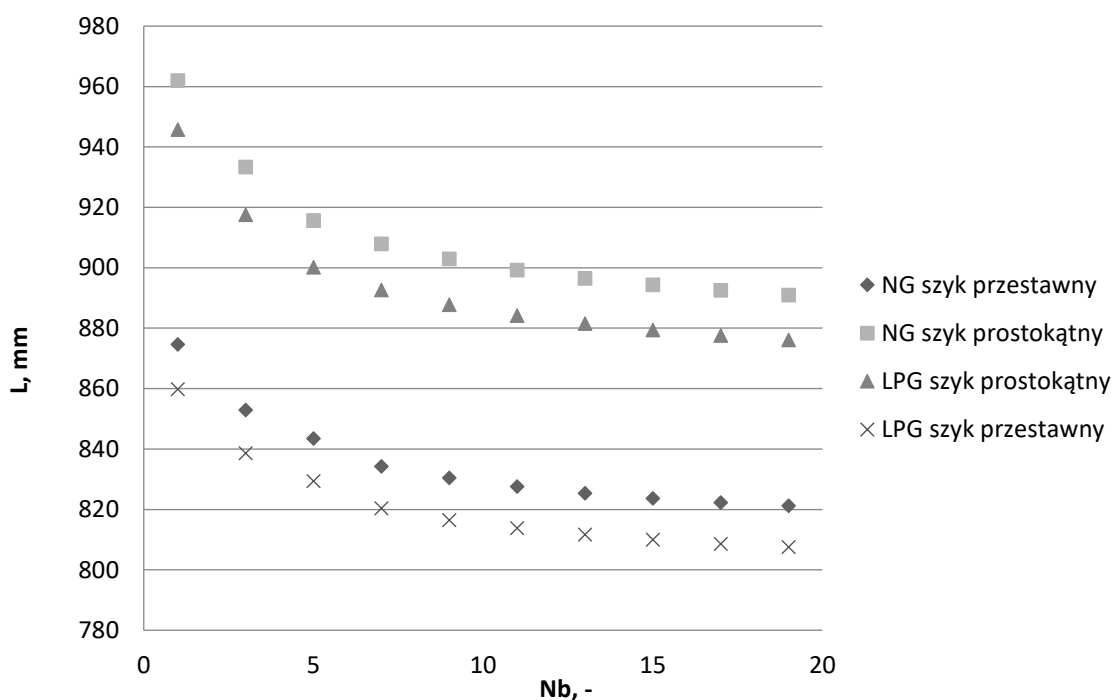
d_{zew}	16	mm
d_{wew}	14	mm
$\alpha_{płaszcz}$	232	$\frac{W}{m^2K}$
α_{tube}	10,76	$\frac{W}{m^2K}$
$A_{wymiany}$	3,717	m^2
$D_{s/wew}$	219,1	mm
$D_{s/zew}$	225,1	mm
$k_{wymiany}$	9,041	$\frac{W}{m^2K}$
L	853	mm
\dot{m}_{glikol}	18,66	$\frac{kg}{min}$
\dot{m}_{spalin}	0,66	$\frac{kg}{min}$
N_t	87	-
Re_t	391,5	-
Re_s	571,8	-
Δp_s	12,8	Pa
Δp_t	6,117	Pa
Prędkość spalin	$w_{spalin} = 1,56$	m/s
Prędkość glikolu	$w_{glikolu} = 0,034$	kg/s



Rys. 10 Zależność współczynnika przenikania ciepła od średnicy zewnętrznej rur.



Rys. 11 Zależność długości wymiennika od zastosowanego paliwa i szyku rur.



Rys. 12 Zależność długości wymiennika od liczby przegród poprzecznych dla różnych przypadków.

11. Wpływ obciążenia silnika spalinowego na pracę wymiennika

Z braku przeprowadzenia pomiarów dane do oszacowania wpływu obciążenia silnika spalinowego na pracę wymiennika zostały zaczerpnięte z pracy [17]. Oszacowano zmianę dla przyrastającego współczynnika nadmiaru powietrza, a przez to zmieniającą się moc silnika i temperaturę spalin. Liczbowo wpływ ten został ujęty poprzez współczynnik $e_{d,v}$. Jest to parametr mówiący o energii chemicznej paliwa odniesionej do jednostki objętości przy zdefiniowanych parametrach termicznych stanu. W zależności od stosunku parametru $e_{d,v}$ moc silnika została obniżona o tą samą wartość. Nie jest to bardzo dokładna metoda, lecz za jej pomocą można oszacować jak będzie podczas regulacji silnika zachować się powinien wymiennik. Parametr $e_{d,v}$ jest określony za pomocą wzoru (34):

$$e_{d,v} = \frac{p_1}{(MR)T_1} \frac{W_{d,n}}{\left[\frac{1}{M_f} + \lambda n_{amin}(1 + X_{za} + \delta_{ex}) \right]} \quad (34)$$

Gdzie: $e_{d,v}$ – wartość opałowa mieszanki paliwowo-powietrznej, $\frac{J}{m^3}$; p_1, T_1 – parametry stanu mieszanki w cylindrze po jego napełnieniu; M_f – masa molowa paliwa, $\frac{kg}{kmol}$; λ – współczynnik nadmiaru powietrza; X_{za} – molowy stopień zawilżenia powietrza,

$\frac{kmol_{H_2O}}{kmol_{powietrza}}$; δ_{ex} – względna ilość spalin resztkowych, $\frac{kmol_{ex}}{kmol_{powietrza}}$.

Współczynnik korekcyjny mocy (35):

$$a = \frac{e_{d,v/variable}}{e_{d,v/\lambda=1}} \quad (35)$$

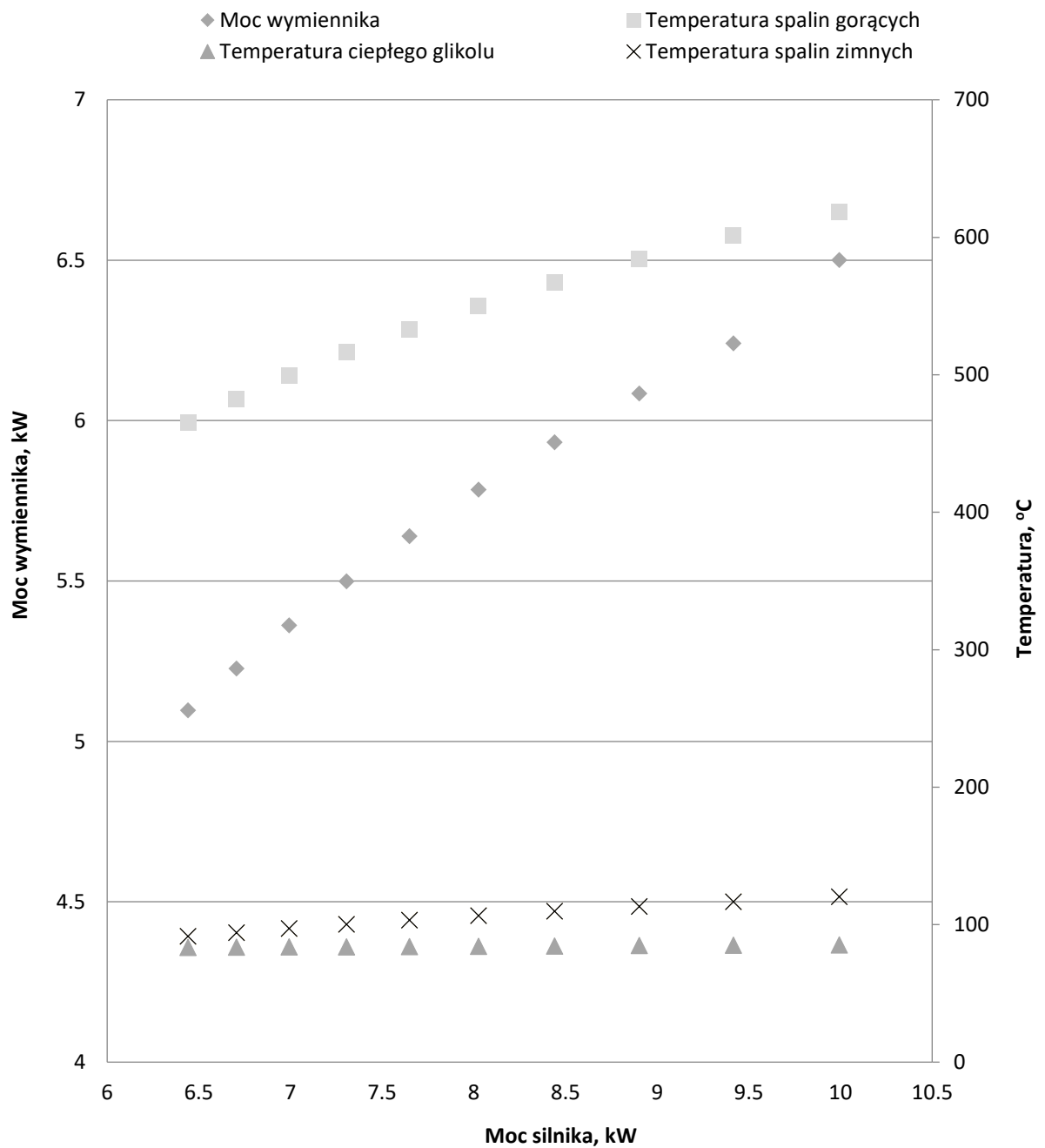
Gdzie: a – współczynnik zmiany mocy; $e_{d,v/variable}$ – wartość opałowa mieszanki paliwowo-powietrznej przy zmienionym współczynniku nadmiaru powietrza, $\frac{J}{m^3}$; $e_{d,v/\lambda=1}$ – wartość opałowa mieszanki paliwowo-powietrznej przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda=1$, $\frac{J}{m^3}$.

Moc w obciążeniu częściowym określona jest wzorem (36):

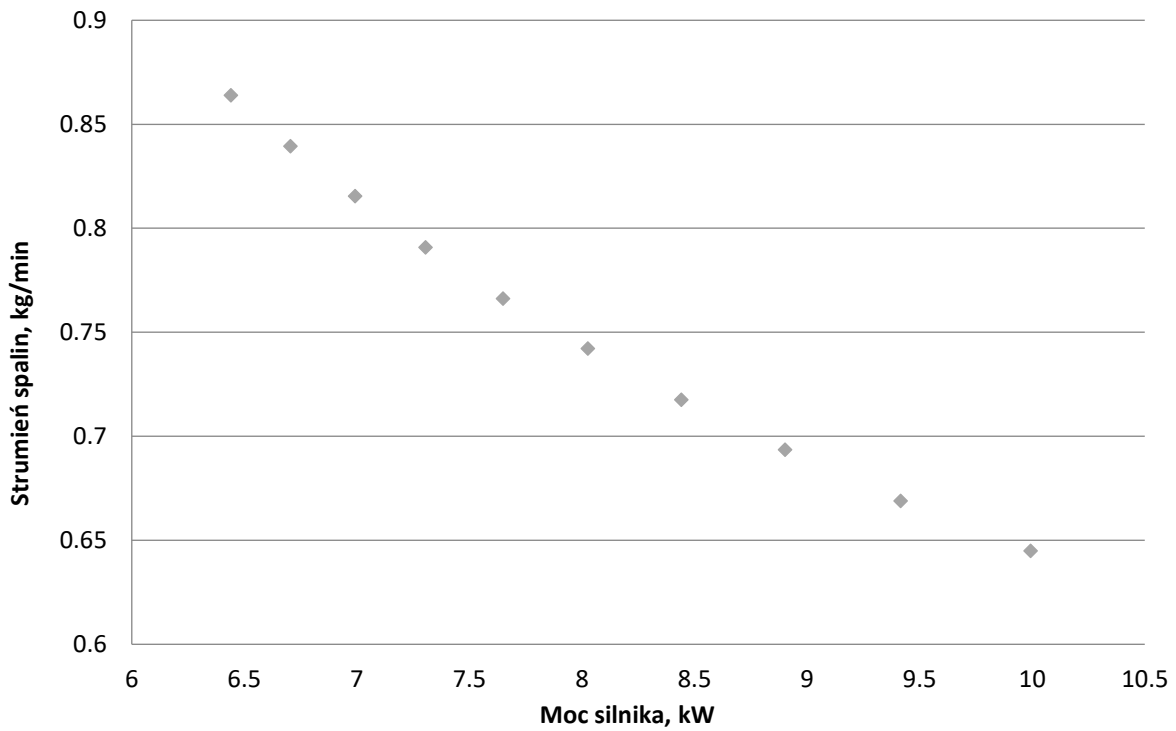
$$N_{\lambda_{var}} = aN_{\lambda=1} \quad (36)$$

Gdzie: $N_{\lambda=1}$ – moc przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda=1$, kW; $N_{\lambda_{var}}$ – moc przy zmienionym współczynniku nadmiaru powietrza, kW.

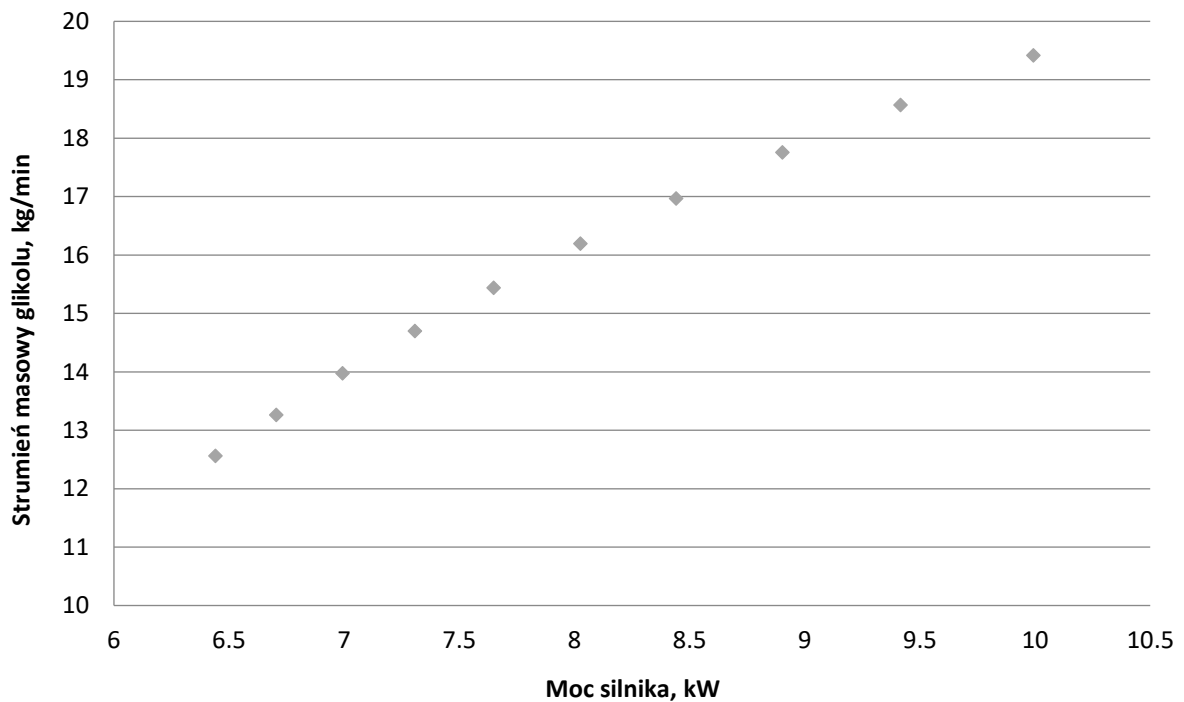
Najbardziej użytecznymi parametrami, które mówią najwięcej o stanie pracy wymiennika są jego moc oraz poziomy temperatur: spalin gorących, spalin zimnych oraz temperatura ciepłego glikolu. Ukazane one zostały w funkcji mocy silnika spalinowego. Rys. 13 przedstawia wymienione parametry grupowo na jednym rysunku. Wnioskować można z tego wykresu, że wymiennik będzie pracował w zakresie mocy 6,5-5 kW (nie przewiduje się pracy w zakresach $\lambda < 1$) i temperatura spalin będzie się wahać od 460 do 620 °C. Dodatkowo temperatura spalin zimnych będzie się znajdować niewielkim przedziale 90-120 °C, co powoduje ryzyko wykroplenia się wody ze spalin, z tego powodu wymiennik wyposażono w zawór odprowadzający skropliny. Dla całościowej pracy układu ważnym parametrem jest spadek temperatury ciepłego glikolu, maksymalny spadek jaki się przewiduje w przypadku braku regulacji instalacji wynosi około 2 °C. Rys. 14 przedstawia zmianę strumienia spalin który jest związany z przeprowadzoną w silniku regulacją. W przedziale pracy silnika spalinowego strumień spalin będzie wynosił od 0,645 – 0,864 kg/min. Ważnym parametrem w ramach którego cała instalacja będzie regulowana jest strumień glikolu jaki musiałby płynąć w instalacji aby utrzymać stały poziom temperatury ciepłego glikolu równy 85 °C. Zmiany te zostały przedstawione na rys. 15. Strumień glikolu w instalacji powinien być regulowany w zakresie 12/18 kg/min, aby utrzymać pożądany przyrost temperatury glikolu w wymienniku ciepła.



Rys. 13 Wykres grupowy zależności: mocy wymiennika oraz temperatur spalin i temperatury ciepłego glikolu w funkcji mocy silnika spalinowego.



Rys. 14 Zależność strumienia spalin od mocy silnika.



Rys. 15 Zależność strumienia masowego glikolu od mocy silnika.

12. Podsumowanie

W pracy przeprowadzono projektowe obliczenia cieplne i obliczenia dotyczące strat ciśnienia w wymienniku wysokotemperaturowym typu płaszczowo-rurowego. Starano się sprostować kryteriom kompaktowości poprzez optymalizację kształtu wymiennika oraz wykonano analizę wpływu obciążenia silnika spalinowego na parametry pracy wymiennika. Wskazano też kilka prawidłowości w procesie konstruowania wymienników płaszczowo-rurowych:

- Wymiary geometryczne wymiennika są kompromisem pomiędzy długością wymiennika, średnicą zastosowanych rur oraz średnicą płaszcza.
- Przy projektowaniu wymiennika płaszczowo-rurowego powinno dążyć się do minimalizacji średnicy rur, jednak przy dłuższych wymiennikach należałoby analizę rozszerzyć o obliczenia wytrzymałościowe.
- Dobrym sposobem zmniejszającym gabaryty jest zastosowanie przegród wzdluznych zwiększa to współczynnik wnikania ciepła od strony rur jak i redukuje jego długość.
- Zastosowanie przegród poprzecznych nie wpływa znacząco na wymiary geometryczne wymiennika, lecz przy większych wymiennikach efekt ten może być większy jak i przegrody poprzeczne w dużej mierze wspomagają wytrzymałość konstrukcji.
- Aby zmniejszyć wymiennik należy stosować szyk przestawny, lecz w przypadku bardzo zanieczyszczonych płynów wybranie szyku prostokątnego może być uzasadnione.
- Moc wymiennika zależy silnie od współczynnika nadmiaru powietrza, a przez to od mocy silnika. W układach mikrokogeneracyjnych moc wymiennika będzie się wahać od mocy nominalnej do około 60% tej wartości.
- Projektowany wymiennik może zostać zastosowany w typowych instalacjach mikrokogeneracyjnych małej mocy. Moc silnika powinna być mniejsza niż ok. 20 kW. Jest to spowodowane tym, że dla większych strumieni spalin wymiennik może zawierać mniej rur, poprzez zmianę charakteru przepływu spalin. Dlatego wyniki powinny być porównywane tylko z małymi instalacjami mikrokogeneracyjnymi. Nie istnieją przeciwwskazania do użytkowania wymiennika przy innych urządzeniach lecz należałoby zweryfikować strumień spalin, ponieważ przy większych mocach silnika wymiennik będzie mocno przewymiarowany.

Literatura:

- [1] Zbiór aktów prawnych, *Ustawa Prawo Energetyczne*, 10 kwietnia 1997 r.
- [2] Ceny układów kogeneracyjnych, *Techmeko*
http://www.techmeko.pl/uploads/files/CENNIK_TOTEM_MENERGO_v2.pdf__, dostęp 24.06.2018
- [3] Kalkulator cen układów mikrokogeneracyjnych, *GHP-POLAND*
<http://www.ghp-poland.com/kalkulator.html#result>, dostęp 24.06.2018
- [4] Katalog układów kogeneracyjnych, *Epssystem*
<https://epssystem.pl/nowa-oferta/kogeneracja/>, dostęp 24.06.2018

- [5] J. Szargut, A. Ziębik, *Podstawy energetyki cieplnej*, Wydawnictwo WNT, Warszawa (2000)
- [6] Definicja i opis technologii MCHP XRGI, *Art-Klima*, <https://www.art-klima.pl/mikro-kogeneracja-xrgi-9>, dostęp 24.06.2018
- [7] J. Skorek, J. Kalina, *Gazowe układy kogeneracyjne*, Wydawnictwo WNT, Gliwice (2005)
- [8] V. Panadiyarajan, M. C. Pandin, E. Malan, R. Velraj, R.V. Seeniraj, Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system, *Applied Energy* (2011), **88**:77-86
- [9] H. Hajabdollahi, M. Naderi, S. Adimi, A comparative study on the shell and tube and gasket-plate heat exchangers: The economic viewpoint, *Applied Thermal Engineering* (2016), **02**:271-282
- [10] E. Segundo, A.L. Amoroso, V. Cocco, L.S. Coelho, Economic optimization design for shell-and-tube heat exchangers by a Tsallis differential evolution, *Applied Thermal Engineering* (2017), **111**:143-151
- [11] G. Zhou, L.Y. Zhu, H. Zhu, S. Tu, J.J. Lei, Prediction of temperature distribution in shell-and-tube heat exchangers, *Energy Procedia* (2014), **61**:799-802
- [12] S. Shinde, U. Chavab, Numerical and experimental analysis on shell side thermo-hydraulic performance of shell and tube heat exchanger with continuous helical FRP baffles, *Thermal Science and Engineering Progress* (2018), **5**:158-171
- [13] H. Haitao, L. Zhancheng, Z. Feilong, C. Song, D. Guoliang, Z. Dawei, Optimization of tube bundle arrangement for flooded shell-and-tube exaporator, *Energy Procedia* (2017), **142**:3799-3804
- [14] X. Wang, N. Zheng, Z. Liu, W. Liu, Numerical analysis and optimization study on shell-side performances of a shell and tube heat exchanger with staggered baffles, *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2018), **123**:247-250
- [15] B. Du, Y. He, Y. Qiu, Q. Liang, Y. Zhou, Investigation on heat transfer characteristics of molten salt in a shell-and-tube heat exchanger, *International communications in Heat and Mass Transfer* (2018), **96**:61-68
- [16] S. Seddegh, S.M. Therani, X. Wang, F. Cao, R.A. Taylor, Comparison of heat transfer between cylindrical and conical vertical shell-and-tube latent heat thermal energy storage systems, *Applied Thermal Engineering* (2018), **130**:1349-1362
- [17] G. Przybyła, *Studium stosowania biopaliw gazowych do zasilania silników spalinyowych*. Monografia 575, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice(2015), ISBN 978-83-7880-316-4.
- [18] S. Kakac, H. Liu, *Heat exchangers: selection, rating and thermal design*, CRC Express, Florida (2002)
- [19] J. Primo, *Shell and tube heat exchangers*, PDH Center, Waszyngton (2010)
- [20] J. E. Edwards, *Design and rating shell and tube exchangers*, P & I Design, Teesside UK (2010)
- [21] Section 5.4 Shell-and-tube heat exchanger corrected *Western Michigan University* http://homepages.wmich.edu/~leehs/ME539/Section%205.4%20Shell-and-tube%20heat%20exchanger_corrected.pdf, dostęp 24.05.2018.
- [22] Katalogi pomp Danfoss, *Danfoss*, <http://www.lfp.com.pl/info/katalog>, dostęp 24.06.2018

Simulation model and calculation of high temperature shell and tube heat exchanger dedicated to work in microcogeneration.

Marcin Król

Key words: heat exchanger, microcogeneration, thermal calculations

Abstract

Cogeneration is the conversion process of fuel chemical energy into mechanical, electric, heat or cool produced in one machine or in group with connection between them. This process can be conducted in the large scale in classic CHP units or in the small local scale which is known as microcogeneration. One of microcogeneration technologies are systems based on internal combustion engines. There are various sources of utility heat, but significant amount of them are low temperature heat.. In this thesis mathematical model dedicated to simulation heat exchanger work was created. Calculations used to estimate convective heat transfer coefficient and pressure losses were described and results in nominal state were obtained. Furthermore a few case studies which took under consideration: variable geometrical parameters (pattern change, change of pipe diameter, change of shell diameter, various baffle number), various fuel type and were conducted in engine different working conditions. Typical parameters for shell and tube dedicated for low power microcogeneration has been obtained – for shell diameter 220 mm, for heat exchanger length 853, and amounts of pipes 87. Heat Exchanger will be working in power range 5-6,5 kW, what is connected with engine regulation range. Additionally regulation perspective has been analyzed, when constant temperature growth is needed installation should be regulated in range 12-18 kg/min.