

# **Badania eksperymentalne intensyfikacji wymiany ciepła wymiennika U-rurowego z wykorzystaniem turbulizatora helikoidalnego**

## **1. Wstęp**

W ostatnich latach odnotowuje się liczne działania zmierzające do zmniejszenia energochłonności systemów energetycznych oraz maksymalizacji wykorzystania energii zgromadzonej w jej źródle. Z tego powodu często podejmowane są próby zmierzające w kierunku opracowywania sprawniejszych aparatów cieplnych oraz systemów odzysku i magazynowania energii cieplnej. Mimo, iż w obszarze budowy maszyn i inżynierii procesowej mamy do czynienia z niewątpliwie szybkim postępem w zakresie rodzaju wykorzystywanych materiałów czy technologii produkcji wymienników ciepła, to nadal popularne są proste konstrukcje takie jak: rekuperatory typu rura w rurze, U-rurowe czy wężownicowe. Trzeba chociażby w miejscu tym zauważyć, iż wymienniki takie często spotykane są w powietrznych i gruntowych pompach ciepła, które upatrywane są przecież jako urządzenia proekologiczne. W szczególności w wykorzystaniu tychże elementów przoduje gospodarka chińska, która według niezależnych danych ekonomicznych jest obecnie drugą po amerykańskiej największą gospodarką świata. Produkcja przemysłowa także w państwach rozwijających się takich jak Indie czy Brazylia opiera się w dużej mierze na prostych technologicznie rozwiązaniach. Wszystko to skutkuje sytuacją, w której w Państwach Zachodnich dąży się do przeniesienia ciężaru wypracowywania PKB w kierunku „nowych technologii high tech” podczas gdy „większa część świata” bazuje nadal na sprawdzonych technologiach z lat 60-70 XX wieku. Ten swoisty paradoks powoduje, iż niemożliwa jest w dłuższej perspektywie redukcja negatywnego oddziaływania człowieka na zmiany klimatyczne bez opracowywania chociażby nowych, prostych technologicznie metod intensyfikacji wymiany ciepła możliwych do zastosowania w klasycznych konstrukcjach aparatów cieplnych. Autorzy w swojej pracy dążyli do pokazania możliwości podniesienia efektywności wymiany ciepła poprzez wykorzystanie możliwie nieskomplikowanej technologicznie metodologii w celu wytworzenia elementów turbulizujących przepływ w obszarze warstwy przyściennej. Skupiono się na rozwiązaniach łatwych także z punktu widzenia procesu eksploatacji wymiennika ciepła. Popularne metody podwyższenia jego sprawności bazujące z reguły na rozwi-

---

<sup>1</sup> przkozak@pg.gda.pl, Katedra Energetyki i Aparatury Przemysłowej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Gdańska

<sup>2</sup> rafandrz@pg.gda.pl, Katedra Energetyki i Aparatury Przemysłowej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Gdańska

<sup>3</sup> tommuszy@pg.gda.pl, Katedra Energetyki i Aparatury Przemysłowej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Gdańska

nięciu powierzchni wymiany ciepła okupione są nierzadko koniecznością częstszego serwisowania konstrukcji. Dochodzi np. do „zatykania się” mini i mikrokanałów zanieczyszczeniami, które w naturalny sposób gromadzą się w instalacjach przemysłowych. Nawet w systemach wodnych problem ten jest obecny. Szczególnie jeżeli instalacja odnotowuje okresowe przerwy, wówczas niezapewnienie chociażby chwilowego przegrzewania instalacji skutkuje rozwojem m.in. grzybów, bakterii i glonów. Taka sytuacja w przypadku pracy układu np. z wymiennikami płytowymi minikanałowymi skutkuje koniecznością „czyszczenia powierzchni wymiany ciepła” chemicznie. Nieco lepiej sytuacja przedstawia się przy pracy układu wyposażonego w wymienniki płaszczowo rurowe (autorzy mają na myśli rury gładkie, proste). Wiele z obecnie stosowanych rozwiązań aparatów cieplnych odznaczających się wysoką efektywnością cechuje się również wysoką awaryjnością. Dążenie do zmniejszenia gabarytów konstrukcji (podniesienia poziomu kompaktowości) poprzez wykorzystanie technologii minikanałowej i mikrokanałowej oraz „odchudzanie aparatów” poprzez stosowanie nowych technologii łączenia materiałów znacznie komplikuje proces ewentualnych napraw.

Zadanie, które postawili sobie autorzy niniejszej pracy polegało na wypracowaniu metodologii intensyfikacji wymiany ciepła możliwie w niewielkim stopniu wpływającą na trwałość konstrukcji. Jeżeli to możliwe zaś pozwalającej na stworzenie aparatu „rozbiernego”.

## **2. Przegląd literaturowy**

Konieczność zmniejszenia energochłonności systemów konwersji i przesyłu energii wymusza poszukiwanie coraz to nowych rozwiązań w obszarze budowy aparatów cieplnych. Jedną z częściej spotykanych konstrukcji wymienników jest typ U-rurowy [1]. W szczególności rozwiązanie to jest popularne w inżynierii procesowej i układach chłodniczych [2÷4]. Jest to spowodowane zarówno prostotą tejże konstrukcji, jak i stosunkowo dobrą efektywnością, ale przede wszystkim niezawodnością pracy [5]. Nie mniej jednak konstrukcja ta nie należy do rozwiązań o znacznym wskaźniku kompaktowości. W porównaniu zaś z aparatami cieplnymi takimi jak płytowe czy płaszczowo rurowe z przegrodami ustępuje im pod względem wydajnościowym. Jednocześnie w literaturze światowej nadal liczne są prace ukierunkowane na zwiększenie intensywności wymiany ciepła w obszarze wymienników rura w rurze [6] czy U-rurowych. Dominują przede wszystkim koncepcje oparte o wykorzystanie różnego rodzaju „wkładów turbulizacyjnych”.

W pracy Murugesana i innych [7] opisano możliwości intensyfikacji współczynników przejmowania ciepła w wymienniku rura w rurze przy wykorzystaniu wkładek turbulizacyjnych w formie zwiniętej taśmy gładkiej oraz taśmy pokrytej metalowymi wypustami. Eksperyment dowiódł, iż turbulizator o zmodyfikowanej konstrukcji umożliwia podniesienie efektywności procesu nawet o kilkadziesiąt procent. Eiamsa-Ard i inni [8] badali możliwość wykorzystania rdzeni w postaci taśm o profilu helikoidalnym. W badaniach tych zastosowano taśmy pojedyncze, podwójne i potrójne, płynem roboczym było powietrze zaś zakres jego parametrów przepływu wahał się od



$Re=6000$  do  $20000$ . Zanotowano wzrost wartości liczby Nusselta dla taśmy podwójnej i potrójnej w porównaniu z referencyjnym wkładem pojedynczym odpowiednio o 15,6% do 17,6% (taśma o profilu helikoidalnym podwójna) i 19,5% do 23,4% (taśma o profilu helikoidalnym potrójna). Zabieg ten spowodował równocześnie podniesienie oporów przepływu odpowiednio o 83% do 206% i 143% do 335%. Podobną technikę można odnaleźć w pracy Vashistha i innych [9]. Użyli oni wkładów spiralnych prowadzonych liniowo wzdłuż osi kanału wymiennika. Testy dotyczyły konfiguracji z jedną, dwiema i trzema spiralami zwiniętymi zgodnie oraz przeciwnie do ruchu wskazówek zegara dla stopnia skrętu 2,5, 3 oraz 3,5 (co dopowiada skokowi pomiędzy zwojami 84 mm, 72 mm i 60 mm). Czynnikiem roboczym była woda natomiast ciepło dostarczano przy wykorzystaniu grzałki elektrycznej nawiniętej na zewnątrz badanego kanału. Artykuł dostarcza nam wyniki danych dla zakresu liczb Reynoldsa od 4000 do 14000. Maksimum wzrostu współczynników przejmowania ciepła uzyskano dla wkładu z podwójną taśmą spiralną o stopniu skrętu 2,5 – około 242% przy wzroście oporów przepływu rzędu 696%. Yadav [10] badał natomiast możliwość podniesienia efektywności energetycznej wymiennika U-rurowego poprzez wprowadzenie wkładu w postaci taśmy spiralnej tylko w obszarze wlotowym wymiennika. Medium roboczym po stronie U-rury był olej natomiast po stronie płaszcza woda. Spirala posiadała stopień skrętu równy 7. Okazało się, iż maksymalnie możliwe jest uzyskanie 40% wzrostu współczynnika przejmowania ciepła w wyniku opisanej powyżej modyfikacji geometrii.

Liczne są również prace podnoszące kwestie możliwości zastosowania tzw. nanocięczy w celu intensyfikacji wymiany ciepła w obszarze konwekcji jednofazowej [11] jak również przepływu dwufazowego [12]. Kumar i inni [13] badali wpływ koncentracji tlenku żelaza  $Fe_3O_4$  na wymianę ciepła w obszarze przepływu wody wzdłuż wymiennika U –rurowego o średnicy rury wewnętrznej 0,019 m i płaszcza 0,05 m oraz całkowitej długości 5 m. W doświadczeniach występowały następujące koncentracje tlenku w wodzie 0,005%, 0,01%, 0,03% i 0,06% w zakresie liczb Reynoldsa 15000 do 30000. Należy zaznaczyć, że roztwór stanowił płyn roboczy po stronie rury wewnętrznej. Największy wzrost wartości liczby Nusselta zanotowano dla maksymalnej koncentracji nanocięczy o 14,7%. Wzrosła również moc pompowania o 10%.

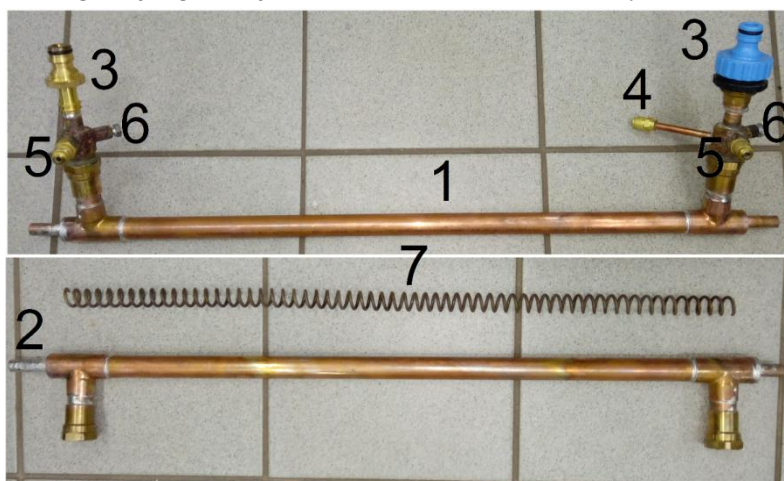
Istnieją również prace łączące technologię nanocięczy z możliwością modyfikacji geometrii wymiennika poprzez turbulizator. Takie podejście prezentują Prasad i inni [14]. W swoich eksperymentach zdecydowali się na ciecz roboczą w postaci roztworu tlenku aluminium  $Al_2O_3$  o koncentracji w wodzie 0,01%, 0,03% i turbulizatora w postaci taśmy o zarysie helikoidalnym i stosunku skoku  $p$  do średnicy  $d$ : 5, 10, 15 i 20. Wymiennik U-rurowy został wykonany ze stali, jego średnica wewnętrzna to 0,019 m i długość 5 m, natomiast średnica rury zewnętrznej (płaszcza) 0,05 m. Taśmy helikoidalne wykonano zaś z aluminium, ich całkowita długość to 2000 mm. Oznacza to, że tak jak w przypadku poprzednich badań także i tu turbulizator został wprowadzony tylko w obszarze wlotowym wymiennika. Autorzy uzyskali dla najwyższej koncentracji tlenku aluminium ponad 30% wzrost efektywności wymiennika w porównaniu z konstrukcją pracującą w układzie woda-woda. Największe opory przepływu odnotowano dla konfiguracji pracującej z wkładem turbulizacyjnym o stosunku  $p/d=5$  ponad 138% wzrostu.



### 3. Sekcja badawcza

#### 3.1. Opis geometrii badanych wymienników

W celu weryfikacji przyjętych założeń badania eksperymentalne właściwej geometrii wymiennika U-rurowego poprzedzono badaniami konstrukcji typu rura w rurze dla tej samej geometrii rdzenia-rury wewnętrznej oraz płaszcza-rury zewnętrznej. Wymienniki zostały wykonane z rur miedzianych o następujących średnicach: średnica rury wewnętrznej  $d=10$  mm, średnica rury zewnętrznej  $D=18$  mm oraz grubości ścianki 1 mm. Długość całkowita wymiennika, w każdej konfiguracji, była stała i wynosiła 430 mm. Poniżej zaprezentowano widok konstrukcji prostego wymiennika rura w rurze w konfiguracji „gładkiej” i z turbulizatorem helikoidalnym.



Rysunek 1. Widok konstrukcji wymiennika w konfiguracji rura w rurze 1 – płaszcz, 2 – rdzeń, 3 – króćce wyposażone w szybkozłącze dla celów „wpięcia” w instalację wody zimnej, 4 – zawór Schrodera, 5 – króćce pomiarowe –ciśnienie, 6 – króćce pomiarowe – temperatura 7- turbulizator helikoidalny [opracowanie własne]

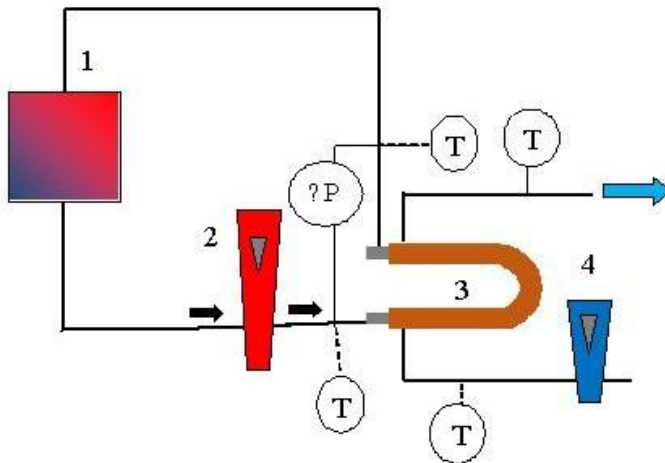
Turbulizator wykonano z drutu mosiężnego o średnicy 2,5 mm i skoku 11 mm. Warto podkreślić, iż turbulizator ten poprowadzono w „płaszczu” wymiennika. Zaprezentowane powyżej konstrukcje posłużyły następnie do wykonania docelowych konfiguracji wymienników U-rurowych (rys. 2).



Rysunek 2. Widok na konstrukcje aparatów U-rurowych: od lewej konfiguracja z rurami gładkimi, od prawej konfiguracja z turbulizatorem helikoidalnym [opracowanie własne]

### 3.2. Opis stanowiska badawczego

Stanowisko badawcze zostało wykonane w taki sposób aby możliwe było wykonanie bilansu energetycznego badanych aparatów cieplnych zarówno w konfiguracji woda-woda jak i dla przypadku dostarczania energii cieplnej przez grzałkę patronową umieszczoną wewnątrz rdzenia (rury wewnętrznej). Budowę stanowiska pomiarowego prezentuje rysunek 3.



Rysunek 3. Stanowisko pomiarowe pracujące w układzie woda-woda :

1 – ultratermostat, 2 – przepływomierz wody ciepłej, 3 – wymiennik, 4 – rotametr wody zimnej  
[opracowanie własne]

Do pomiaru temperatury wykorzystano termopary typu K w pierwszej klasie dokładności o średnicy płaszczka 0,5 mm (spoina odizolowana). Termopary podłączono do miernika CHY 510 wykonanego w standardzie ITS-90. Opory ciśnienia były mierzone za pomocą przetwornika różnicowego folii PELTRON (zakres 0 – 3 bar) – klasa 0,25. Objętościowe natężenie przepływu wody mierzono po stronie płaszczka za pomocą rotametu ROL 16 w klasie 2,5 oraz po stronie rury wewnętrznej za pomocą wodomierza do wody ciepłej Meterc (T30/90). Do zasilania grzałki wykorzystano autotransformator regulowany M10-522-10 250/4 oraz miernik prądu Bemco 6907C. Poniżej zamieszczono tabelę pomiarową zestawiającą błędy systematyczne pomiaru.

Tabela 1. Zestawienie błędów pomiarowych

Parametr	Zakres pomiarowy	Błąd systematyczny
T [°C]	10-60	Klasa termopar +/-1,5 K Błąd miernika +/-0,3K(+1K) Błąd max=+/-2,8K
$\dot{m}_c$ [kg/s]	0,00887-0,094	Błąd max=2,5%
$m_{wg}$ [kg/s]	0,094	Błąd max=2,5%
$\Delta P$ [kPa]	0-200	Błąd max=0,5 kPa
$P_{el}$ [W]	100-3000W	Błąd max=±5%

### 3.3. Procedura pomiarowa

Dla przypadku wymiennika o konfiguracji woda-woda strumień ciepła dostarczonego i odebranego został obliczony jako iloczyn strumienia przepływającej wody, różnicy temperatur (wlot-wylot) oraz ciepła właściwego.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot c_p \cdot (T_{c,wlot} - T_{c,wylot}) \quad (1)$$

gdzie:  $\dot{Q}_c$  – strumień ciepła dostarczonego [W],  $\dot{m}_c$  –masowy strumień wody ciepłej,  $c_p$  –ciepło właściwe wody [kJ/kgK],  $T_{c,wylot}$  –temperatura wody ciepłej na wylocie,  $T_{c,wlot}$  –temperatura wody ciepłej na wlocie.

$$\dot{Q}_z = \dot{m}_z \cdot c_p \cdot (T_{z,wylot} - T_{z,wlot}) \quad (2)$$

gdzie:  $\dot{Q}_z$  – strumień ciepła odebranego [W],  $\dot{m}_z$  –masowy strumień wody zimnej,  $c_p$  –ciepło właściwe wody [kJ/kgK],  $T_{z,wylot}$  –temperatura wody ciepłej na wylocie,  $T_{z,wlot}$  –temperatura wody zimnej na wlocie.



Natomiast dla przypadku zasilania rdzenia grzałka elektryczną strumień dostarczonego ciepła odczytywany był bezpośrednio z miernika. Liczbę jednostek przenikania ciepła obliczono według poniższego wzoru:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (3)$$

gdzie:  $NTU$  – liczba jednostek przenikania ciepła [-],  $A$  – powierzchnia wymiany ciepła [ $m^2$ ],  $C_{\min}$  – pojemność cieplna minimalna [ $W/K$ ].

Minimalną wartość pojemności cieplnej otrzymano zaś na podstawie zależności:

$$C_{\min} = f(C_c, C_z) \quad (4)$$

gdzie:  $C_c$  – pojemność cieplna dla strumienia wody gorącej [ $W/K$ ],  $C_z$  – pojemność cieplna dla strumienia wody zimnej [ $W/K$ ]

Efektywność wymiany ciepła  $\varepsilon$  [-] obliczono natomiast według korelacji 5-9

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \cdot \Delta T_{\max} \quad (7)$$

$$\Delta T_{\max} = T_{c,wlot} - T_{z,wlot} \quad (8)$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_c = \dot{Q}_z \quad (9)$$

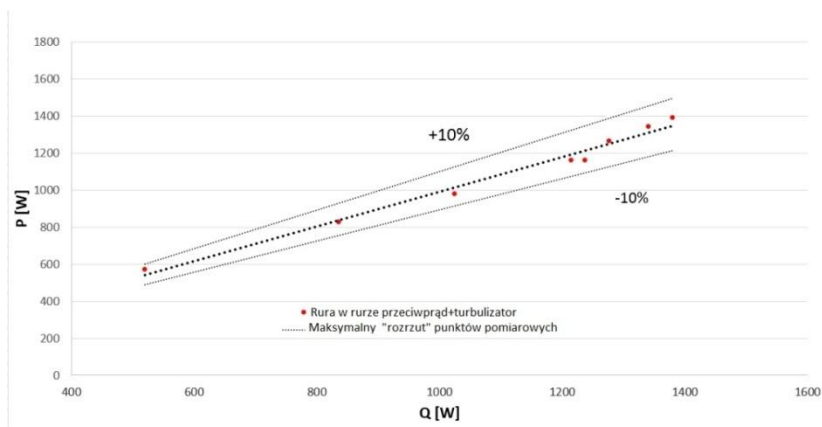
gdzie:  $\dot{Q}_{\max}$  – maksymalny strumień ciepła możliwy do przeniesienia w wymienniku [ $W$ ].

#### 4. Analiza wyników

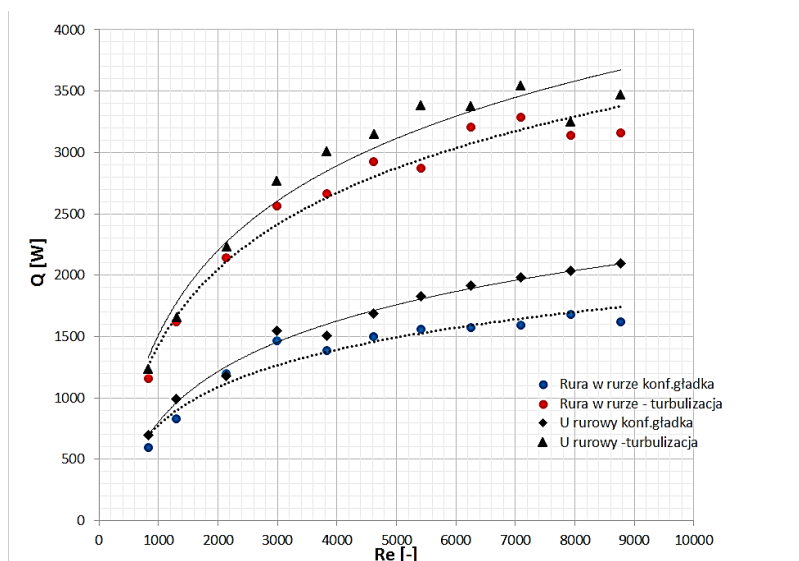
W pierwszej kolejności przeprowadzono badania wymiennika rura w rurze dla konfiguracji zasilanej grzałką elektryczną (rysunek 4). Jak już wspomniano wcześniej wyniki te stanowią referencję dla dalszych badań. Uzyskano dobrą zgodność pomiędzy wartością ciepła dostarczonego przez grzałkę i strumienia ciepła odebranego przez wodę. Wymiennik został zaizolowany 10 cm warstwą pianki poliuretanowej, a więc ewentualne straty ciepła są pomijalne. Różnice pomiędzy opisanymi wartościami wynikają więc z błędów pomiarowych, są one jednak całkowicie do przyjęcia, rozbieżności bowiem nie przekraczają 10%.



W celu porównania efektywności energetycznych badanych konstrukcji aparatów ciepłych posłużono się analizą  $\varepsilon$ -NTU oraz prześledzono najbardziej istotne z praktycznego punktu widzenia parametry takie jak strumień odebranego ciepła, współczynniki przenikania ciepła i stosunek mocy pompowania do strumieni odebranego ciepła w funkcji liczby Reynoldsa. Dane porównawcze zestawiono odpowiednio na rysunkach 5, 6, 7, 8.



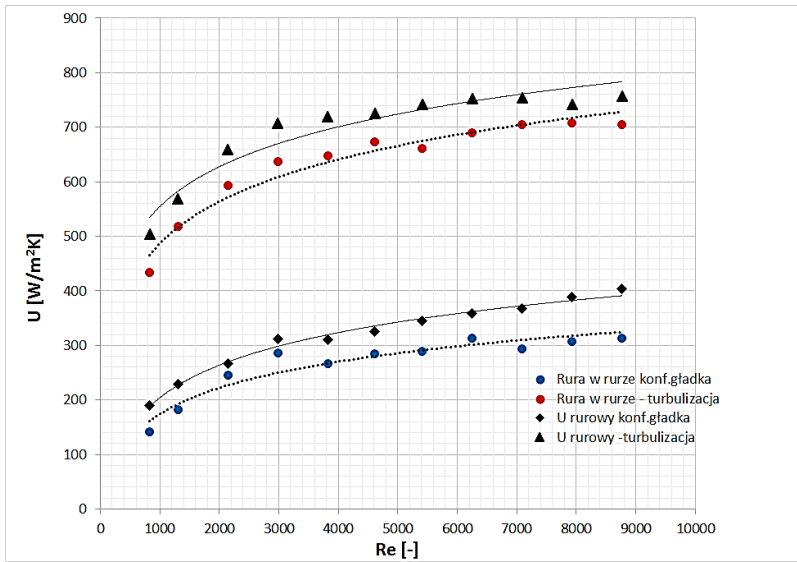
Rysunek 4. Porównanie mocy strumienia ciepła odebranego po stronie płaszczu przez wodę chłodzącą i ciepła dostarczonego przez grzałkę elektryczną [opracowanie własne]



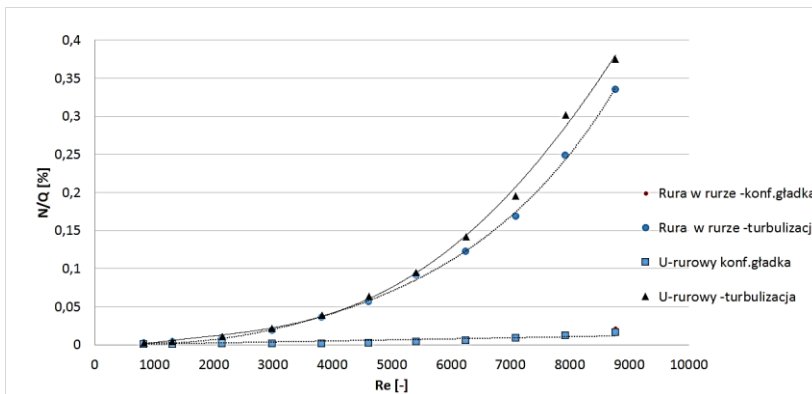
Rysunek 5. Strumień ciepła odebranego w funkcji liczby Reynoldsa dla porównywanych konstrukcji aparatów ciepłych [opracowanie własne]



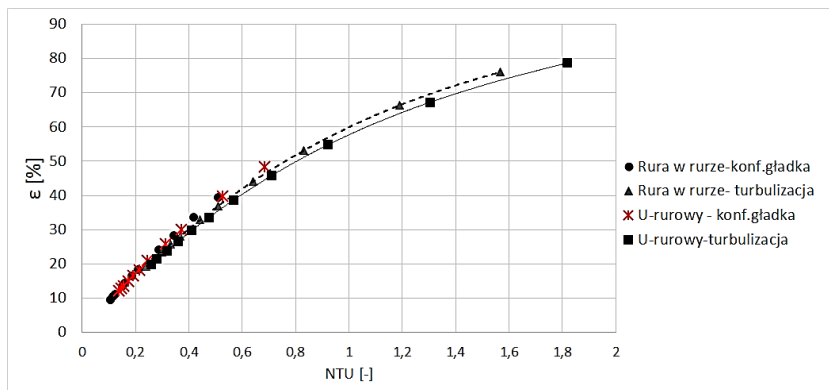




Rysunek 6. Współczynnik przenikania ciepła w funkcji liczby Reynoldsa dla porównywanych konstrukcji aparatów cieplnych [opracowanie własne]



Rysunek 7. Stosunek mocy pompowania do strumienia odebranego ciepła w funkcji liczby Reynoldsa dla porównywanych konstrukcji aparatów cieplnych [opracowanie własne]



Rysunek 8. Zależność efektywności wymiany ciepła w funkcji liczby NTU dla porównywanych konstrukcji aparatów cieplnych [opracowanie własne]

Okazało się, że konstrukcje z turbulizatorem, zarówno w przypadku wymiennika typu rura-w-rurze jak i U-rurowego, odznaczają się wyższymi wartościami współczynników przenikania ciepła. Przekłada się to bezpośrednio na wyższe wartości strumienia odebranego ciepła. Jednocześnie konstrukcje te odznaczają się znacznie wyższymi wartościami stosunku mocy pompowania do strumienia przenoszonego ciepła (wyższymi wartościami oporów przepływu). Według norm amerykańskich jednak wskaźnik ten powinien się zawierać w granicach  $0.5\% < N/Q < 1\%$  [15]. Żadna z zaprezentowanych konstrukcji nie przekracza zalecanych wartości. Ze względu na występowanie siły odśrodkowej wymiennik U-rurowy wykonany w konfiguracji gładkiej w porównaniu do klasycznej konstrukcji aparatu cieplnego typu rura w rurze, jak można by się tego spodziewać, odznacza się wyższymi wartościami współczynników przenikania ciepła. Jak omówiono wyżej przekłada się to na wielkości odebranych strumieni ciepła. Nie mniej jednak konstrukcje zmodyfikowane odznaczają się ponad dwukrotnie wyższymi mocami cieplnymi w stosunku do rozwiązań bez modyfikacji.

Analiza  $\epsilon$ -NTU (rysunek 8), pokazuje jednak, iż dla niewielkich wartości jednostek przenikania ciepła, wszystkie z zaprezentowanych konstrukcji odznaczają się podobną efektywnością. Jednak wymienniki z turbulizacją przepływu dla tych samych parametrów cieplno-przepływowych charakteryzują się wyższymi wartościami NTU, co ostatecznie przekłada się na fakt, iż dla konfiguracji rura-w rurze maksymalna efektywność jest w granicach 75% a dla wymiennika U-rurowego niemal 80%.

## 5. Wnioski

Otrzymane wyniki pokazują, że dla podniesienia efektywności energetycznej aparatu cieplnego nie jest kluczowa obecność siły odśrodkowej, ale odpowiednio dobrany turbulizator pracujący w obszarze warstwy przyściennej. To iż konstrukcja najprostsza wyposażona w element urbanizacyjny posiada porównywalną efektywność pokazuje, iż nie zawsze warto dążyć do maksymalnej komplikacji geometrii wymien-

nika ciepła. Większa powierzchnia wymiany ciepła i wyższy stopień kompaktowości wiąże się zasadniczo bowiem ze zwiększonymi oporami przepływu i podniesieniem poziomu ryzyka awarii wynikających chociażby z zanieczyszczenia instalacji energetycznej. Uzyskany stosunek strumienia przenoszonego ciepła do teoretycznej mocy pompowania pokazują, iż wartości te są poniżej zakresu optymalnego wynikającego z norm amerykańskich. Jest to sygnał, iż nadal posiadamy szerokie pole manewru umożliwiające dalszą intensyfikację wymiany ciepła po stronie płaszcza wymiennika. Istnieje możliwość wykorzystania chociażby turbulizatora o większej ilości zwojów, czy wykonanego z drutu o większym przekroju. Można wykorzystać również drut o powierzchni rozwiniętej, karbowanej, ożebrowanej itp. Mimo to nie kończy to naszych możliwości podniesienia efektywności energetycznej takiego aparatu. Możliwe jest wprowadzenie bowiem także turbulizacji w obszarze „rdzenia przepływu” czy wykorzystanie rozwiniętej powierzchni wymiany ciepła. Istnieje również możliwość podniesienia kompaktowości konstrukcji przy niewielkim stopniu jej komplikacji. Celem wzmocnienia efektu siły odśrodkowej wymiennik U-rurowy można zmodyfikować do postaci wymiennika węzownicowego typu rura w rurze. W takiej formie pojawia się całe spektrum, dodatkowych możliwości konstrukcyjnych.

W ocenie autorów niezbędne są dalsze prace zmierzające w kierunku rozwoju „prostych konstrukcji” wymienników ciepła w oparciu o stosunkowo mało inwazyjną metodologię polegającą na wykorzystaniu chociażby wkładek turbulizacyjnych, a więc zapewniających względną elastyczność konstrukcji (łatwe czyszczenie ewentualnych zalegających zanieczyszczeń, rozbiieralność).

## Literatura

1. Clarke R., Finn D. P., *The influence of secondary refrigerant air chiller U-bends on fluid temperature profile and downstream heat transfer for laminar flow conditions*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51 (2008), s 724-735
2. Pahud D., Matthey B., *Comparison of the thermal performance of double U-pipe borehole heat exchangers measured in situ*, Energy Build, 33 (2001), s 503-507
3. Florides G., Kalogirou S., *First in situ determination of the thermal performance of a U-pipe borehole heat exchanger*, Applied Thermal Engineering, 28 (2008), s 157-163
4. Andrzejczyk R., Muszyński T., Jakubowska B., *Nowe czynniki chłodnicze i zmiany w instalacjach chłodniczych. Cz. 2*, Przemysł Spożywczy, 69 (2015), s 26-30
5. Cengel Y. A., *Introduction to thermodynamics and heat transfer*, McGraw-Hill New York, 1997
6. Muszyński T., *Design And Experimental Investigations Of A Cylindrical Microjet Heat Exchanger For Waste Heat Recovery Systems*, Applied Thermal Engineering, (2017)
7. Murugesan P., Mayilsamy K., Suresh S., *Heat transfer and friction factor studies in a circular tube fitted with twisted tape consisting of wire-nails*, Chinese Journal of Chemical Engineering, 18 (2010), s 1038-1042
8. Eiamsa-Ard S., K. Nanan K. Wongcharee, K. Yongsiri, C., *Thianpong, Thermohydraulic performance of heat exchanger tube equipped with single-, double-, and triple-helical twisted tapes*, Chemical Engineering Communications, 202 (2015), s 606-615
9. Vashistha C., Patil A. K., Kumar M., *Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a circular tube with multiple inserts*, Applied Thermal Engineering, 96 (2016), s 117-129



10. Yadav A. S., *Effect of half length twisted-tape turbulators on heat transfer and pressure drop characteristics inside a double pipe u-bend heat exchanger*, JJMIE, 3 (2009)
11. Cieśliński J. T., Smoleń S., Sawicka D., *Experimental investigation of free convection of glycol-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid from horizontal tube*, Mechanika: Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej. 88 (2016), s 315-322
12. Kaczmarczyk T., Cieśliński J., Krygier K., *Przejmowanie ciepła przy wrzeniu nanocieczy w dużej objętości. Część I. Metody wytwarzania i własności termofizyczne nanocieczy*, Technika Chłodnicza I Klimatyzacyjna, (2012), s 494-500
13. Kumar N. T. R., Bhramara P., Addis B. M., Sundar L. S., Singh M. K., Sousa A. C. M., *Heat transfer, friction factor and effectiveness analysis of Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>/water nanofluid flow in a double pipe heat exchanger with return bend*, International Communications in Heat and Mass Transfer, 81 (2017), s 155-163
14. Prasad P. V. D., Gupta A., Sreeramulu M., Sundar L. S., Singh M. K., Sousa A. C. M., *Experimental study of heat transfer and friction factor of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid in U-tube heat exchanger with helical tape inserts*, Experimental Thermal and Fluid Science, 62 (2015), s 141-150
15. Pudlik W., *Termodynamika*, (2007)

### **Badania eksperymentalne intensyfikacji wymiany ciepła wymiennika U-rurowego z wykorzystaniem turbulizatora helikoidalnego**

W niniejszej pracy zostały zaprezentowane możliwości intensyfikacji wymiany ciepła po stronie płaszczka wymiennika U-rurowego. Badania eksperymentalne zostały przeprowadzone zarówno dla wymienników referencyjnych tj. prosty – rura w rurze, U-rurowy bez turbulizacji jak i wymiennika z turbulizatorem helikoidalnym. Dla konstrukcji rura w rurze w celu uzyskania wartości referencyjnych przeprowadzono pomiary w układzie woda-woda oraz woda-grzałka elektryczna. W przypadku wymiennika U-rurowego bez turbulizatora i z wykorzystaniem tego elementu testy wykonano dla układu woda-woda. Badania obejmowały szeroki zakres pomiarowy tj.  $Re=800-9000$  – po stronie płaszczka,  $Pe_l=600-1400W$  dla stałej temperatury wody zimnej  $9^{\circ}C$  i wody gorącej  $50^{\circ}C$ . Wymienniki zostały wykonane z rur miedzianych o średnicach 10 mm oraz 18 mm i grubości ścianki 1 mm. Turbulizator helikoidalny został wykonany zaś z drutu mosiężnego o średnicy 2,5 mm, średnicy podziałowej zwoju 13 mm i skoku 8,5 mm. Dla omówionych przypadków określono wartości oporów przepływu. oraz przeprowadzono analizę NTU- $\epsilon$ .

Słowa kluczowe: NTU-liczba jednostek przenikania ciepła, wymiennik ciepła, współczynnik przenikania ciepła, efektywność energetyczna

### **Experimental investigation of heat transfer intensification in U-tube heat exchanger with helicoidal turbulization**

In this paper the possibility of heat transfer intensification in U-tube exchanger was presented. Experimental research has been carried out both for reference exchangers ie straight tube in tube, U-tube without turbulence and exchanger with helicoidal turbulator. For pipe construction in the pipe, water-to-water and water-electric heater measurements were performed to obtain reference values. In case of U-tube exchanger without turbulator and using this element, tests were made for water-water system. The study covered a wide measuring range, ie  $Re = 800-9000$  – on the jacket side,  $Pe_l = 600-1400W$  for a constant cold water temperature of  $9^{\circ}C$  and hot water of  $50^{\circ}C$ . The exchangers were made of copper pipes of 10 mm diameter and 18 mm diameter and wall thickness of 1 mm. The helicoidal turbulent was made of brass wire with a diameter of 2.5 mm, a diameter of the coil of 13 mm and a pitch of 8.5 mm. For these cases the values of flow resistance were determined. And NTU- $\epsilon$  analysis was performed.

Keywords: NTU-number of transfer units, heat exchanger, heat transfer coefficient, energy efficiency

