

Paweł GIL¹Piotr STRZELCZYK²

PORÓWNANIE WŁAŚCIWOŚCI CHŁODZĄCYCH STRUGI SYNTETYCZNEJ I STRUGI SWOBODNEJ

W pracy porównano właściwości chłodzące generatorów strugi syntetycznej oraz wentylatorów. Badano względny współczynnik przejmowania ciepła radiatora. Zastosowano dwa generatory strugi syntetycznej. Pierwszy model posiadał przetwornik elektroakustyczny o średnicy 160 mm oraz dyszę o średnicy $d = 15$ mm, natomiast drugi – głośnik o średnicy 50 mm oraz dyszę o średnicy $d = 5$ mm. Generatory strugi syntetycznej zostały zasilone sygnałem sinusoidalnym o częstotliwości rezonansowej danego głośnika: w przypadku przetwornika o średnicy 160 mm – 35 Hz, natomiast w przypadku głośnika o średnicy 50 mm – 410 Hz. Do wytworzenia strugi swobodnej posłużyły dwa wentylatory komputerowe o wymiarach 80 x 80 mm oraz 60 x 60 mm. W celach porównawczych do generatorów strugi syntetycznej oraz wentylatora została doprowadzona ta sama skuteczna moc elektryczna.

Słowa kluczowe: struga syntetyczna, struga swobodna, wymiana ciepła, wir pierścieniowy, generator strugi syntetycznej

1. Wstęp

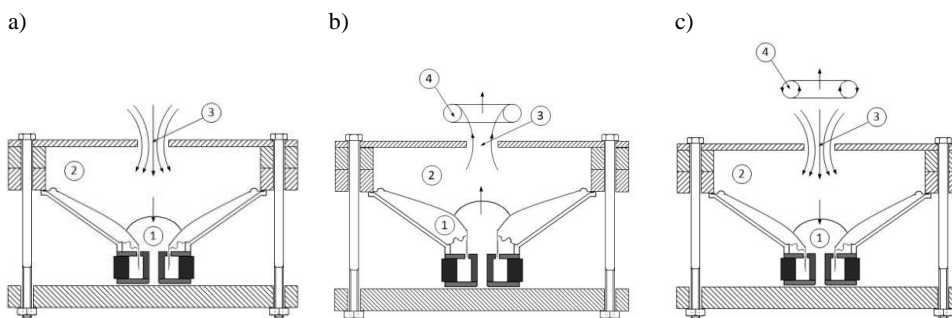
Zwiększanie wydajności procesorów i układów scalonych powoduje wzrost gęstości mocy cieplnej odprowadzanej z układów elektronicznych. Przegrzanie jest główną przyczyną zniszczenia układów scalonych, dlatego efektywne chłodzenie stało się priorytetem w systemach, gdzie niezawodność ma kluczowe znaczenie. Tradycyjnie elektronika jest chłodzona przez wentylator. W ostatnich latach pojawiła się jednak konkurencyjna metoda w postaci strugi syntetycznej. Jest to całkowicie nowa metoda chłodzenia, niemająca nic wspólnego z zasadą działania wentylatorów. Struga syntetyczna (ang. *synthetic jet*), określana również jako ZNMF (ang. *zero net mass flux*), jest rodzajem przepływu generowanym przez ścieżkę wirów pierścieniowych wytwarzanych przez generator strugi syntetycznej. Cechą charakterystyczną urządzenia wytwarzającego strugę syntetyczną jest brak zewnętrznego doprowadzenia płynu. Do działania niepotrzebne

¹ Autor do korespondencji/corresponding author: Paweł Gil, Politechnika Rzeszowska, ul. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, tel.: (17) 8651648, e-mail: gilpawel@prz.edu.pl.

² Piotr Strzelczyk, Politechnika Rzeszowska, e-mail: piotstrz@prz.edu.pl.

są zatem kanały doprowadzające czynnik roboczy, a uśredniony w czasie wydatek masowy przepływający przez dyszę jest równy zeru.

ZNMF powstaje na skutek cyklicznego ruchu tłoka lub membrany wewnątrz komory (rys. 1.), która ma jedną lub wiele dysz w ścianie. Gdy membrana 1 porusza się do góry (rys. 1b), wypychając płyn przez dyszę 3. Powoduje to oderwanie przepływu na krawędzi dyszy 3. W konsekwencji powstaje wir pierścieniowy 4, który za sprawą samoindukcji porusza się na zewnątrz w kierunku osi dyszy. Gdy membrana 1, poruszając się do dołu (rys. 1c), zasysa płyn przez dyszę 3 do komory 2, wir pierścieniowy 4 znajduje się wystarczająco daleko od dyszy 3. Podczas cyklicznego ruchu membrany powstaje ścieżka wirowa. W pewnej odległości od dyszy ta koherentna struktura załamuje się, tworząc przepływ turbulentny.



Rys. 1. Powstawanie strugi syntetycznej: a) zasysanie płynu do komory, b) wypychanie płynu z komory, tworzenie wiru pierścieniowego, c) zasysanie płynu do komory

Fig. 1. The formation of synthetic jet: a) suction of fluid into the chamber, b) pushing the fluid from the chamber, creating a vortex ring, c) suction of fluid into the chamber

Chaudhari i in. [1] badali wymianę ciepła z zastosowaniem strugi syntetycznej, przy zmiennych średnicach dyszy d , długości dyszy t oraz osiowej odległości x . Odkryli oni, że współczynnik przejmowania ciepła osiąga wyższe wartości w przypadku dysz o małej długości t . Chłodząc strugą syntetyczną, osiągnęli współczynniki przejmowania ciepła o rząd wielkości wyższe niż przy konwekcji swobodnej. Gil i in. [6] badali względne współczynniki przejmowania ciepła odniesione do konwekcji swobodnej, wykorzystując strugę syntetyczną. Przedstawiono wpływ częstotliwości pracy generatora strugi syntetycznej na względne współczynniki przejmowania ciepła dla radiatora. Chaudhari i in. [3] przedstawili wpływ kształtu dyszy generatora strugi syntetycznej (kwadratowa, prostokątna oraz okrągła) na współczynniki przejmowania ciepła. Najwyższe wartości uzyskali dla dyszy kwadratowej w odległości $x/d > 5$. Jagannatha i in. [8] w obliczeniach numerycznych odkryli, że struga syntetyczna podczas chłodzenia jest o 30% lepsza niż równoważna struga swobodna. Pavlova i Amitay [10] prowadzili badania eksperymentalne chłodzenia elektroniki, wykorzystując

strugę syntetyczną. Chaudhari i in. [1] zaproponowali nową drogę poprawy efektywności chłodzenia z zastosowaniem strugi syntetycznej, używając kilku dysz zamiast jednej. Badania doświadczalne wykazały, że wykorzystując wiele dysz, zwiększono o 30% współczynnik przejmowania ciepła w stosunku do pojedynczej dyszy, przy tym samym poborze energii elektrycznej do zasilania generatora. Gil i Strzelczyk [5] przedstawili wyniki badań prędkości wypływu powietrza z generatora strugi syntetycznej dla różnych średnic dysz d , głębokości komory H oraz w funkcji częstotliwości. Wykazano, że najwyższe wartości prędkości średniej (i liczby Reynoldsa) generator osiąga dla częstotliwości rezonansowej przetwornika. Moc elektryczna jest wówczas mniejsza niż w innym zakresie częstotliwości o ok. 30%. Smith i Swift [11] porównywali strugę syntetyczną ze strugą swobodną dla tych samych liczb Reynoldsa, z czego wynikało, że struga syntetyczna w bliskiej odległości jest zdominowana przez wiry pierścieniowe, które zasysają dodatkowy płyn do środka wiru. W dalekiej odległości struga syntetyczna wykazuje duże podobieństwo do strugi ciągłej.

2. Stanowisko pomiarowe

Komora generatora strugi syntetycznej zbudowana do celów badawczych została przedstawiona na rys. 2. Składa się z przetwornika elektroakustycznego (głośnika) jako elementu wykonawczego, zamontowanego w wyfrezowanej płycie ze szkła organicznego (plexi). Płyta zamykająca komorę posiada cylindryczną dyszę o średnicy d oraz długości t . Odległość pomiędzy dyszą generatora strugi syntetycznej a radiatorem była zmienna w zakresie $x = 5-150$ mm. Zarówno generatory strugi syntetycznej, jak i wentylatory zostały umieszczone na statywie z regulowaną wysokością, tak aby regulować odległość pomiędzy radiatorem a dyszą generatora strugi syntetycznej lub wentylatorem o mocy maksymalnej 1,2 lub 2,4 W (rys. 2.). Parametry oraz wymiary generatorów strugi syntetycznej zaprezentowano w tab. 1. Oznaczenia i symbole użyte w tym opracowaniu zestawiono w tab. 2.

Tabela 1. Parametry generatorów strugi syntetycznej

Table 1. Parameters of the synthetic jet generators

| Parametr | Model 1. – SJ1 | Model 2. – SJ2 |
|--------------------------------------|----------------|-------------------------------|
| Typ głośnika | VISATON K 50 | WM.STX.6,5.1,5.200.8.F.S.FG.X |
| Średnica głośnika, mm | 50 | 160 |
| Średnica komory, mm | 44 | 150 |
| Średnica dyszy d , mm | 5 | 15 |
| Długość dyszy t , mm | 1 | 5 |
| Głębokość komory H , mm | 10 | 20 |
| Częstotliwość rezonansowa f_s , Hz | 410 | 37 |
| Moc maksymalna, W | 3 | 200 |

Tabela 2. Oznaczenia

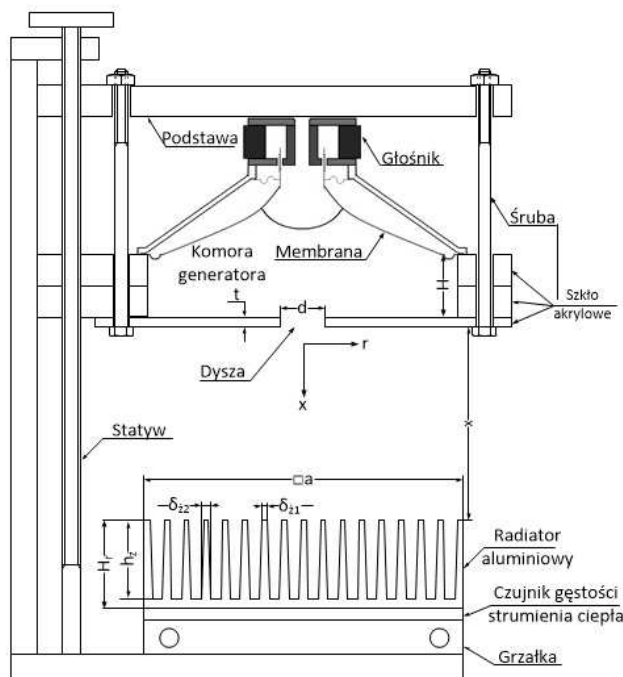
Table 2. Nomenclature

| | |
|---|--|
| a – długość podstawy radiatora, mm | R – rezystancja opornika wzorcowego, Ω |
| A_{mz} – pole powierzchni międzyżebrowej, m^2 | Re – liczba Reynoldsa |
| A_z – pole powierzchni żebra, m^2 | r – współrzędna promieniowa, mm |
| d – średnica dyszy, mm | n – liczba pomiarów |
| f – częstotliwość pracy generatora, Hz | Stk – liczba Stokesa |
| f_s – częstotliwość rezonansowa, Hz | t – długość dyszy, mm |
| H – głębokość komory, mm | T – temperatura otoczenia, $^{\circ}C$ |
| H_r – wysokość radiatora, mm | T_g – temperatura grzałki, $^{\circ}C$ |
| h_z – wysokość żebra, mm | U – napięcie zasilania głośnika, V |
| h_w – względny współczynnik przejmowania ciepła, | U_{ch} – prędkość chwilowa, m/s |
| h_{rad} – współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni radiatora, $W/(m^2 \cdot K)$ | U_{avg} – wartość średnia prędkości, m/s |
| h_0 – współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni radiatora przy konwekcji swobodnej, $W/(m^2 \cdot K)$ | U_1 – spadek napięcia na rezystorze wzorcowym, V |
| I – natężenie prądu głośnika, A | x – współrzędna osiowa, mm |
| P_g – moc elektryczna głośnika, W | δ_r – grubość podstawy radiatora, mm |
| P_r – moc cieplna radiatora, W | δ_{z1} – grubość zakończenia żebra, mm |
| P_w – moc elektryczna wentylatora, W | δ_{z2} – grubość żebra przy podstawie, mm |
| q – średnia gęstość strumienia ciepła, W/m^2 | η – efektywność chłodzenia, |
| q_1 – gęstość strumienia ciepła miernika pierwszego, W/m^2 | η_z – sprawność żebra, |
| q_2 – gęstość strumienia ciepła miernika drugiego, W/m^2 | ν – lepkość kinematyczna, m^2/s |
| | SJ1 – generator strugi syntetycznej 1 |
| | SJ2 – generator strugi syntetycznej 2 |
| | W1 – wentylator 1 |
| | W2 – wentylator 2 |

3. Procedura pomiarowa

Pod radiatorem (rys. 2.) zainstalowano dwa mierniki gęstości strumienia. Pierwszy to cienkobarstwowy czujnik HFS-4 firmy OMEGA, natomiast drugi to PU-22 firmy HUKSEFLUX. Pierwszy czujnik jest zamontowany w narożniku radiatora, drugi zaś – centralnie w środku. Radiator został wykonany z aluminium. Wymiary zewnętrzne radiatora są następujące: $a^2 = 66 \times 66 \text{ mm}^2$, wysokość całkowita $H_r = 18 \text{ mm}$. Radiator posiada 17 żeber o grubości przy podstawie $\delta_{z1} = 2 \text{ mm}$, przy wierzchołku zaś $\delta_{z2} = 1 \text{ mm}$. Pod miernikami gęstości strumienia ciepła znajduje się wymiennik ciepła zasilany ciepłą wodą z ultratermostatu POLYSCIENCE 9006. Temperatura powierzchni wymiennika była stała podczas pomiarów: $T_g = 50^{\circ}C$. Pomiaru temperatury powierzchni grzałki oraz temperatury otoczenia dokonano termoparą typu K. Spoiny odniesienia termopar zostały podłączone do automatycznego punktu topnienia lodu Kaye 170, natomiast sygnał mierzono multimetrem KEITHLEY 3706. Przetworniki elektroakustyczne były zasilane napięciem przemiennym AC ze wzmacniacza mocy, natomiast wentylatory – napięciem stałym DC z zasilacza laboratoryjnego

MOTECH LPS-302. Moc pobieraną przez generator strugi syntetycznej określono jako iloczyn napięcia skutecznego zmierzonego na głośniku U oraz natężenia skutecznego prądu pobranego I (wzór (1)). Natężenie prądu płynącego przez przetwornik obliczono jako spadek napięcia U_1 na rezystorze wzorcowym $R = 0,1 \Omega$. Pomiar mocy wentylatorów został określony jako iloczyn napięcia stałego zmierzonego na zaciskach wentylatora oraz prądu elektrycznego przepływającego przez wentylator. Pomiarów wykonywano w klimatyzowanym laboratorium o temperaturze $T = 22 \pm 1^\circ\text{C}$. Niepewność pomiaru wartości mierzonych przedstawiono w tab. 3.



Rys. 2. Schemat stanowiska pomiarowego

Fig. 2. Schematic of measuring stand

Moc głośnika została obliczona z zależności:

$$P_g = U \frac{U_1}{R} \quad (1)$$

Moc cieplną dostarczoną do radiatora wyznaczono ze wzoru:

$$P_r = qa^2 \quad (2)$$

gdzie

$$q = \frac{q_1 + q_2}{2} \quad (3)$$

Względny współczynnik przejmowania ciepła został obliczony ze wzoru:

$$h_w = \frac{h_{rad}}{h_0} \quad (4)$$

gdzie:

$$h_{rad} = \frac{qa^2}{(A_z \eta_z + A_{mz})(T_g - T)} \quad (5)$$

$$h_0 = \frac{q_0 a^2}{(A_z \eta_z + A_{mz})(T_g - T)} \quad (6)$$

Efektywność chłodzenia dla generatora strugi syntetycznej zdefiniowano jako:

$$\eta = \frac{P_g}{P_r} \quad (7)$$

Tabela 3. Maksymalna niepewność pomiaru

Table 3. Maximal measurement uncertainty

| Parametr | Niepewność pomiaru |
|-------------|-------------------------|
| x | ± 1 mm |
| d, t | $\pm 0,2$ mm |
| H | $\pm 0,5$ mm |
| a | $\pm 0,2$ mm |
| U_{ch} | $\pm 3,5\%$ |
| q | $\pm 5\%$ |
| P, P_g | $\pm 4\%$ |
| h_w, η | $\pm 5,5\%$ |
| T, T_g | $\pm 0,5^\circ\text{C}$ |

Do pomiaru prędkości powietrza w osi dyszy wykorzystano termoanemometr stałotemperaturowy jednowłóknowy HPA 98 o średnicy włókna $5 \mu\text{m}$ oraz długości włókna 2 mm. Włókno jest wykonane z wolframu. Sygnał napięciowy został zarejestrowany za pomocą karty pomiarowej KPCI-3116A firmy

KEITHLEY. Sondę termooanemometru ustawiono w osi dyszy w płaszczyźnie jej wylotu $x = 0$ mm (rys. 2.). Dla każdego punktu pomiarowego dokonywano pomiaru 50 cykli (każdy po 16 próbek). Na podstawie zarejestrowanego modułu prędkości dokonano inwersji połówki sinusoidy odpowiadającej za cykl zasysania powietrza do komory. Wykorzystano w tym celu procedurę opisaną w pracach [4, 10]. Zarejestrowany przebieg prędkości z kierunkiem posłużył do obliczenia następujących wielkości:

- prędkości średniej

$$U_{avg} = \frac{\sum U_{Ch}}{n} \quad (8)$$

- liczby Reynoldsa

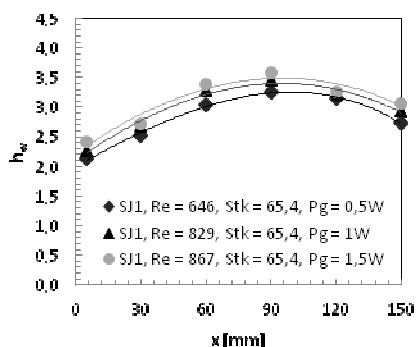
$$Re = \frac{U_{avg} d}{\nu} \quad (9)$$

- liczby Stokesa

$$Stk = \sqrt{\frac{2\pi f d^2}{\nu}} \quad (10)$$

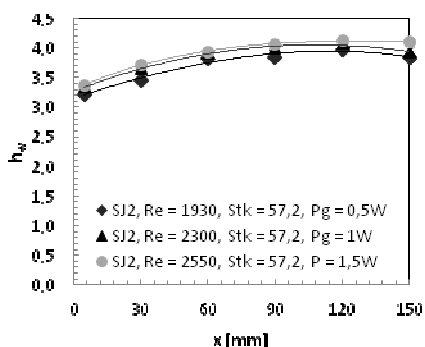
4. Wyniki pomiarów

Na podstawie pomiarów przeprowadzonych za pomocą zestawu pomiarowego przedstawionego w poprzednim punkcie uzyskano wyniki zilustrowane na wykresach (rys. 3-14). Na rysunkach 3. oraz 4. ukazano zależność względnego współczynnika przejmowania ciepła h_w od odległości osiowej pomiędzy radiatorom a dyszą x oraz liczbami Reynoldsa. Zaobserwowano, że względny współczynnik przejmowania ciepła h_w osiąga największe wartości dla pewnej osiowej odległości x , a następnie stopniowo opada wraz ze zwiększeniem tej odległości. Dla liczb Reynoldsa $Re = 646-867$ względny współczynnik przejmowania ciepła osiąga wartość $h_w \approx 3,6$ w odległości $x = 90$ mm, natomiast dla Reynoldsa w zakresie $Re = 1930-2550$ względny współczynnik przejmowania ciepła osiąga wartość $h_w \approx 4,1$ w odległości $x = 120$ mm. Należy zauważyć, że pomimo dostarczenia mocy 3-krotnie większej do generatora strugi syntetycznej względny współczynnik przejmowania ciepła wzrasta nieznacznie, zarówno w przypadku pierwszego modelu SJ1 (rys. 3.), jak i drugiego SJ2 (rys. 4.). Przypuszcza się, że jest to związane z amplitudą drgań membrany głośnika. Wraz ze wzrostem mocy doprowadzonej do przetwornika elektroakustycznego jego amplituda nie zwiększa się proporcjonalnie do tej mocy.



Rys. 3. Względny współczynnik przejmowania ciepła h_w dla strugi syntetycznej SJ1 przy różnych liczbach Reynoldsa w funkcji odległości od radiatora x

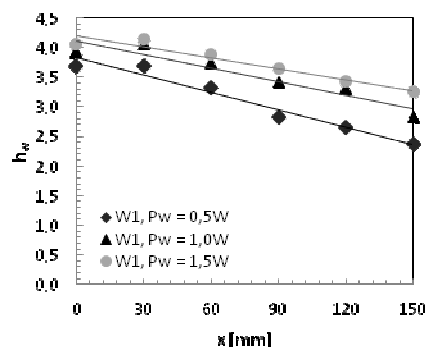
Fig. 3. The relative heat transfer coefficient h_w for SJ1 synthetic jet for different Reynolds numbers as a function of distance from the radiator x



Rys. 4. Względny współczynnik przejmowania ciepła h_w dla strugi syntetycznej SJ2 przy różnych liczbach Reynoldsa w funkcji odległości od radiatora x

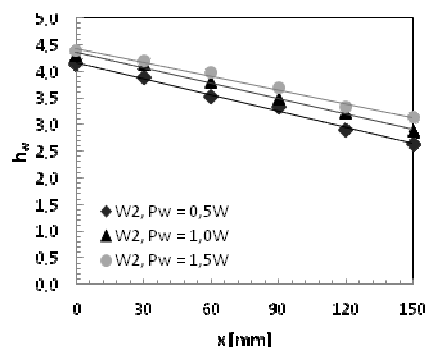
Fig. 4. The relative heat transfer coefficient h_w for SJ2 synthetic jet for different Reynolds numbers as a function of distance from the radiator x

Na rysunku 5. oraz 6. przedstawiono zależność względnego współczynnika przejmowania ciepła h_w od odległości osiowej x dla wentylatorów. Zaobserwowano, że względny współczynnik przejmowania ciepła osiąga największe wartości dla odległości $x \approx 0$ mm, a następnie stopniowo się zmienia wraz ze zwiększeniem tej odległości. W przypadku wentylatora 1 (W1) względny współczynnik przejmowania ciepła osiąga wartość $h_w = 4,1$ dla mocy elektrycznej



Rys. 5. Względny współczynnik przejmowania ciepła h_w dla wentylatora W1 w funkcji odległości od radiatora x

Fig. 5. The relative heat transfer coefficient h_w for W1 fan as a function of distance from the radiator x

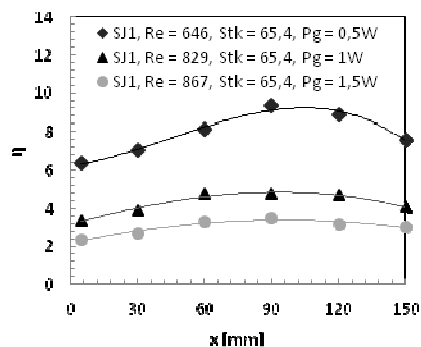


Rys. 6. Względny współczynnik przejmowania ciepła h_w dla wentylatora W2 w funkcji odległości od radiatora x

Fig. 6. The relative heat transfer coefficient h_w for W2 fan as a function of distance from the radiator x

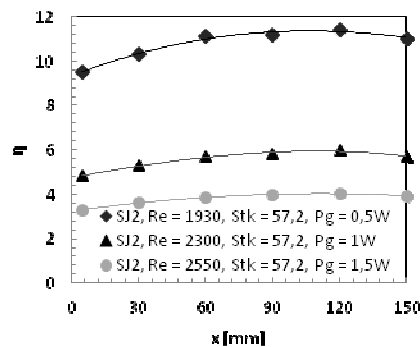
$P_w = 1,5 \text{ W}$ oraz $x = 0 \text{ mm}$, natomiast w przypadku wentylatora 2 (W2) $h_w = 4,4$ dla tych samych parametrów.

Na rysunkach 7. oraz 8. przedstawiono zależność efektywności chłodzenia η od odległości osiowej pomiędzy radiatorem a generatorem strugi syntetycznej. Zaobserwowano, że efektywność chłodzenia osiąga największe wartości przy odległości $x \approx 90 \text{ mm}$ dla SJ1 oraz $x = 120 \text{ mm}$ dla SJ2. Największa efektywność została osiągnięta dla mocy doprowadzonej $P_g = 0,5 \text{ W}$.



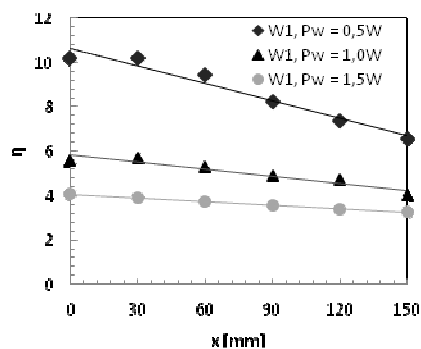
Rys. 7. Efektywność chłodzenia η dla strugi syntetycznej SJ1 o różnych liczbach Reynoldsa w funkcji odległości od radiatora x

Fig. 7. Cooling efficiency η for SJ1 synthetic jet for different Reynolds numbers as a function of distance from the sink x



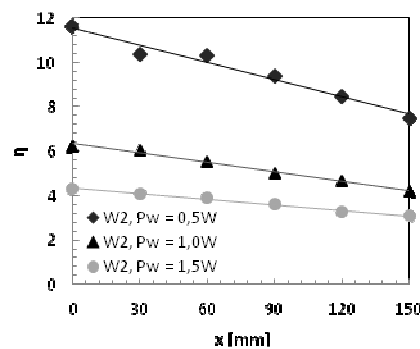
Rys. 8. Efektywność chłodzenia η dla strugi syntetycznej SJ2 o różnych liczbach Reynoldsa w funkcji odległości od radiatora x

Fig. 8. Cooling efficiency η for SJ2 synthetic jet for different Reynolds numbers as a function of distance from the sink x



Rys. 9. Efektywność chłodzenia η dla wentylatora W1 w funkcji odległości od radiatora x

Fig. 9. The cooling efficiency η for W1 fan as a function of the distance from the radiator x



Rys. 10. Efektywność chłodzenia η dla wentylatora W2 w funkcji odległości od radiatora x

Fig. 10. The cooling efficiency η for W2 fan as a function of the distance from the radiator x

Na rysunkach 9. oraz 10. przedstawiono zależność efektywności chłodzenia η od odległości osiowej pomiędzy radiatorem a wentylatorem. Zaobserwowano, że efektywność chłodzenia osiąga największe wartości przy odległości $x \approx 0$ mm dla SJ1 oraz SJ2. Największa efektywność została osiągnięta, gdy moc doprowadzona $P_g = 0,5$ W. Dla wentylatora o wymiarach 60 x 60 mm uzyskano najwyższą efektywność, dochodzącą do $\eta = 12$ (rys. 10.). Wentylator o wymiarach 80 x 80 mm osiągnął niższe wartości efektywności, ponieważ jego rozmiar był większy niż radiatora 66 x 66 mm.

5. Podsumowanie

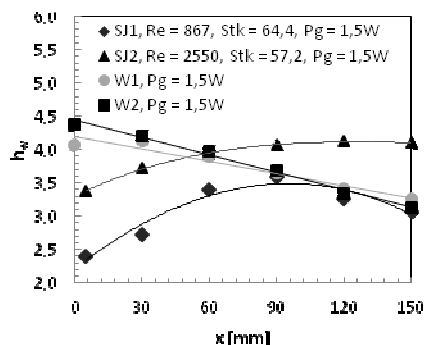
Kryterium powstawania strugi syntetycznej było badane w pracach [5, 7, 9, 12]. Dla dysz osiowosymetrycznych autorzy otrzymali zbieżny warunek powstawania strugi syntetycznej:

$$\frac{Re}{Stk^2} \geq 0,16 \quad (11)$$

Gdy prędkość średnia całego cyklu U_{avg} jest wystarczająco duża oraz częstotliwość f jest dostatecznie mała, wówczas występują korzystne warunki, przy których podczas cyklu zasysania płynu do komory nie jest niszczonego struktura wiru wytworzonego podczas cyklu wyłaczania.

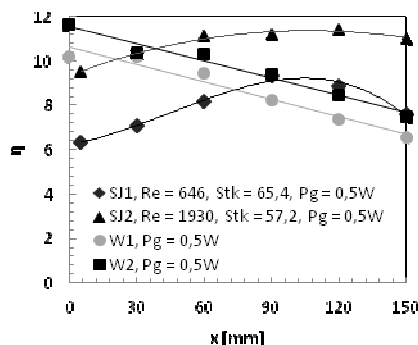
Na rysunku 11. porównano względny współczynnik przejmowania ciepła dla strug syntetycznych SJ1, SJ2 oraz strug swobodnych W1, W2 przy tej samej mocy elektrycznej, wynoszącej 1,5 W. Jakościowo przebiegi różnią się znacząco: w przypadku strugi swobodnej wraz ze wzrostem odległości x względny współczynnik przejmowania ciepła maleje liniowo, natomiast maksimum osiąga dla $x = 0$ mm. Z kolei struga syntetyczna osiąga maksimum dla $x = 90$ mm (SJ1) oraz $x = 120$ mm (SJ2). Przesunięcie maksimum dla strugi syntetycznej jest spowodowane zasysaniem dodatkowego płynu do wiru oraz obszarem zasysania powietrza do komory. Maksymalny względny współczynnik przejmowania ciepła strugi syntetycznej 1 (SJ1) osiągnął wartość $h_{wzg} = 3,6$, natomiast SJ2 – wartość $h_{wzg} = 4,1$. Dla strugi swobodnej W1 $h_{wzg} = 4,1$, a dla W2 $h_{wzg} = 4,4$ (rys. 11.). Efektywność chłodzenia dla strugi swobodnej i syntetycznej przy mocy dostarczonej 0,5 W przedstawiono na rys. 12. Najwyższą efektywność chłodzenia osiągnięto, wykorzystując wentylator W2.

Rysunek 13. przedstawia zależność względnego współczynnika przejmowania ciepła w funkcji liczby Reynoldsa. Jak widać, przyrost h_w jest niewielki w stosunku do przyrostu wartości liczby Reynoldsa. Rysunek 14. prezentuje zmianę efektywności chłodzenia w funkcji liczby Reynoldsa, wraz ze wzrostem mocy elektrycznej dostarczonej do generatora strugi syntetycznej. Przyrost średniej prędkości jest niewielki, liczba Reynoldsa wzrasta zatem nieznacznie, co powoduje bardzo szybki spadek efektywności chłodzenia (rys. 14.). Jest to zwią-



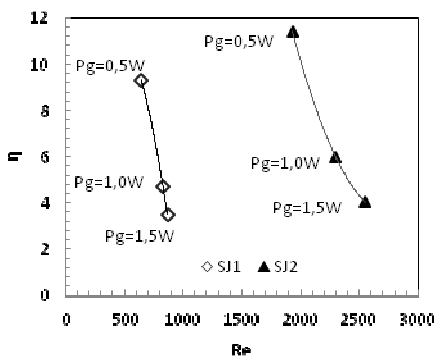
Rys. 11. Względny współczynnik przejmowania ciepła h_w dla strugi syntetycznej SJ1, SJ2 oraz wentylatorów W1 i W2 o tej samej mocy elektrycznej 1,5 W w funkcji odległości od radiatora

Fig. 11. The relative heat transfer coefficient h_w for SJ1 and SJ2 synthetic jets and for W1 and W2 fans for the same electrical power 1.5 W, as a function of distance from the radiator



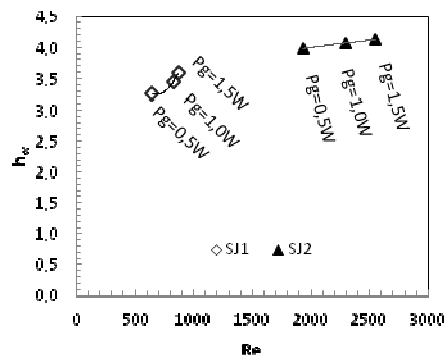
Rys. 12. Efektywność chłodzenia η dla strugi syntetycznej SJ1, SJ2 oraz wentylatorów W1 i W2 o tej samej mocy elektrycznej 0,5 W w funkcji odległości od radiatora

Fig. 12. Cooling efficiency η for SJ1 and SJ2 synthetic jets and for W1 and W2 fans for the same electrical power 0.5 W, as a function of distance from the radiator



Rys. 13. Efektywność chłodzenia w funkcji liczby Reynoldsa; dla strugi syntetycznej SJ1 $x = 90$ mm, dla SJ2 $x = 120$ mm

Fig. 13. The cooling efficiency as a function of the Reynolds number; for SJ1 $x = 90$ mm, SJ2 – $x = 120$ mm



Rys. 14. Względny współczynnik przejmowania ciepła w funkcji liczby Reynoldsa; dla strugi syntetycznej SJ1 $x = 90$ mm, dla SJ2 $x = 120$ mm

Fig. 14. The relative heat transfer coefficient as a function of Reynolds number; for SJ1 $x = 90$ mm, SJ2 – $x = 120$ mm

zane z amplitudą drgań membrany głośnika – pomimo podwajania mocy dostarczonej amplituda drgań membrany nieznacznie wzrasta. W przedstawionych badaniach porównanie strugi syntetycznej ze strugą swobodną generowaną przez wentylator wypada na korzyść tej drugiej metody chłodzenia (tab. 4.).

Wentylator jest znacznie lżejszy oraz ma mniejsze wymiary. Chociaż generatory strugi syntetycznej wykorzystywane w przedstawionych badaniach są dość duże i masywne, to badania mają charakter wstępny, a konstrukcja generatorów będzie podlegała dalszej optymalizacji.

Tabela 4. Porównanie strugi syntetycznej ze strugą swobodną

Table 4. Comparison of synthetic and continuous jets

| Parametr | SJ1 | SJ2 | W1 | W2 |
|------------------------|--------------|-----------------|--------------|--------------|
| $h_{w \max}$ | 3,6 | 4,1 | 4,1 | 4,4 |
| η_{\max} | 9,3 | 11,4 | 10,2 | 11,6 |
| masa generatora, g | 282,2 | 3941,3 | 64,5 | 37,4 |
| wymiary zewnętrzne, mm | 80 x 80 x 27 | 180 x 180 x 100 | 80 x 80 x 25 | 60 x 60 x 15 |

Podziękowanie

Prace były prowadzone na aparaturze naukowo-badawczej zakupionej w projekcie nr POPW.01.03.00-18-012 z funduszy strukturalnych w ramach Programu Operacyjnego Rozwój Polski Wschodniej współfinansowanego przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.

Literatura

- [1] Chaudhari M., Puranik B., Agrawal A.: Heat transfer characteristic of synthetic jet impingement cooling, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 53 (2010), 1057-1069.
- [2] Chaudhari M., Puranik B., Agrawal A.: Multiple orifice synthetic jet for improvement in impingement heat transfer, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 54 (2011), 2056-2065.
- [3] Chaudhari M., Verma G., Puranik B., Agrawal A.: Effect of orifice shape in synthetic jet based impingement cooling, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 34 (2010), 246-256.
- [4] Chaudhari M., Verma G., Puranik B., Agrawal A.: Frequency response of a synthetic jet cavity, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 33 (2009), 439-448.
- [5] Gil P., Strzelczyk P.: Kryterium powstawania strugi syntetycznej, *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej*, nr 290, *Mechanika*, z. 86 (4/2014), 517-525.
- [6] Gil P., Smusz R., Strzelczyk P.: Badania eksperymentalne wymiany ciepła przy wykorzystaniu strugi syntetycznej. *Termodynamika i wymiana ciepła w badaniach procesów cieplno-przepływowych*, red. R. Smusz, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2014, 187-198.
- [7] Holman R. et al.: A formation criterion for synthetic jets, *AIAA J.*, 43 (2005), 2110-2116.
- [8] Jagannatha D., Narayanaswamy R., Chandratilleke T.T.: Analysis of a synthetic jet based electronic cooling module, *Numerical Heat Transfer*, A56 (2009), 211-229.
- [9] McGuinn A. et al.: Flow regime characterization of an impinging axisymmetric synthetic jet, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 47 (2013), 241-251.

- [10] Pavlova A., Amitay M.: Electronic cooling with synthetic jet impingement, *J. Heat Transfer*, 128 (2006), 897-907.
- [11] Smith B., Swift G.: A comparison between synthetic jets and continuous jets, *Exp. Fluids*, 34 (2003), 467-472.
- [12] Zhang P., Wang J., Feng L.: Review of zero-net-mass-flux jet and its application in separation flow control, *Sci. China Series E: Technol. Sci.*, 51 (2008), 1315-1344.

COMPARISON OF COOLING PROPERTIES OF SYNTHETIC AND CONTINUOUS JETS

Summary

This paper presents a comparison between synthetic and continuous jets. In the article the relative heat transfer coefficient was measured. Two synthetic jets actuators were used, the first had a speaker with a diameter of 160 mm and an orifice diameter $d = 15$ mm, and the second speaker had a diameter of 50 mm and an orifice diameter $d = 5$ mm. The synthetic jet actuator has been powered with a sinusoidal signal of the resonant frequency of the speaker, the transducer with a diameter of 160 mm – 35 Hz while the speaker with a diameter of 50 mm – 410 Hz. To produce continuous jets, two computer fans with dimensions of 80 x 80 mm and 60 x 60 mm were used. For comparison between synthetic and continuous jets, the synthetic jet actuator and the fan were fed by the same electric power.

Keywords: synthetic jet, continuous jet, heat transfer, ring vortex, synthetic jet actuator

DOI: 10.7862/rm.2015.11

Otrzymano/received: 10.12.2014 r.

Zaakceptowano/accepted: 14.02.2015 r.