



Numeryczne badanie wybranych parametrów geometrycznych wentylatora promieniowego o zabudowie osiowej

Tomasz Kuś¹, Tomasz Siwek²

¹AGH Akademia Górniczo-Hutnicza,
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki,
Katedra Systemów Energetycznych i Urządzeń Ochrony Środowiska

²AGH Akademia Górniczo-Hutnicza,
Wydział Energetyki i Paliw, Katedra Maszyn Ciepłych i Przepływowych
e-mail: kus@agh.edu.pl

Streszczenie

Znając problem nisko-sprawnościowej pracy wentylatorów promieniowych w zabudowach kanałowych, autorzy podjęli się numerycznej analizy wpływu zmiany średnicy zabudowy oraz geometrycznego kąta na wlocie na pracę tych urządzeń. Obliczenia przeprowadzono w oparciu o równania RANS domknięte modelem turbulencji $k-\omega$ SST w ramach solvera Ansys CFX. Porównano osiągi różnych wariantów średnicy zabudowy i kątów, a także zidentyfikowano kluczowe zjawiska przepływowe, mające bezpośredni wpływ na sprawność tego typu wentylatora. Największy uzyskany wzrost sprawności wyniósł 15 punktów procentowych.

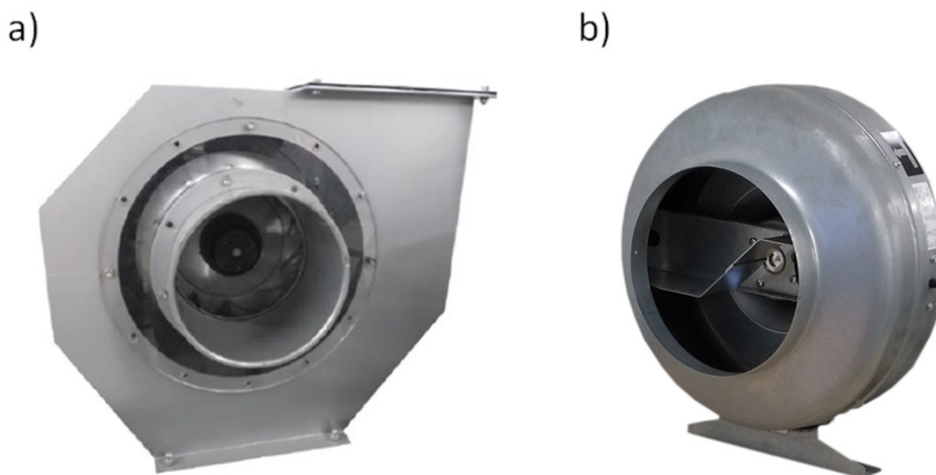
Słowa kluczowe: kanałowy wentylator promieniowy, CFD, sprawność

1. Wprowadzenie

Konieczność ograniczania negatywnego wpływu na środowisko poprzez zwiększanie efektywności energetycznej skłania projektantów i konstruk-

torów do ciągłego poszukiwania nowych rozwiązań technologicznych. Obserwujemy stały wzrost zapotrzebowania na energię elektryczną, konieczną do napędu układów wentylacji i klimatyzacji. Według IEA w 2016 r. ok. 10% światowej energii elektrycznej zostało zużyte na potrzeby chłodnictwa [1]. W systemach tych znaczącą rolę odgrywają wentylatory, dlatego ich wysokosprawna praca jest kluczowa z punktu widzenia zmniejszenia zużycia energii.

Zasadniczo wentylatory możemy podzielić na promieniowe oraz osiowe. Promieniowe (rys. 1a) charakteryzują się wysokimi przyrostami ciśnienia przy małym wydatku objętościowym (wydajności) oraz zwartą zabudową. Powoduje to, że bardzo dobrze sprawdzają się w instalacjach ze znacznymi oporami przepływu. Napływ płynu w tego typu wentylatorach następuje w kierunku osiowym, zaś wypływ w promieniowym. Naturalnym środowiskiem pracy wentylatora promieniowego jest zabudowa spiralna. Osiągi wentylatorów osiowych cechują niższe wartości przyrostu ciśnienia przy dużych wartościach natężenia przepływu. Ze względu na liniowy montaż są bardzo popularne w instalacjach rurociągowych, gdyż ograniczają konieczność stosowania elementów charakteryzujących się dodatkowymi stratami przepływowymi. Zalety obu typów wentylatorów łączą wentylatory promieniowe w zabudowie kanałowej (rys. 1b).



Rys. 1. Wentylator promieniowy w zabudowie: a) spiralnej, b) kanałowej

O ile wentylatory promieniowe oraz osiowe w swych naturalnych zabudowach są dobrze rozpoznane pod względem konstrukcji i eksploatacji [2]–[4], to brak jest usystematyzowanej wiedzy na temat wentylatorów promieniowych w zabudowach osiowych. Niska sprawność tego wariantu pracy, brak modeli teoretycznych, a także wytycznych dotyczących projektowania tych nietypowych wariantów pracy, skłoniło autorów do przeprowadzenia badań. Miały one na celu poprawę sprawności tych maszyn poprzez analizę wybranych parametrów geometrycznych, takich jak średnica zabudowy, a także geometryczny kąt łopatki na wlocie.

Rozróżnić można kilka sposobów metod badań i opisu pracy wentylatorów. Podejście teoretyczne polega na stworzeniu tzw. palisady profili, polegającej na uproszczeniu rzeczywistego, trójwymiarowego przepływu do układu dwuwymiarowego. Umożliwia to analizę trójkątów prędkości, a także, przy pomocy równania Eulera, pozwala na wykreślenie teoretycznych krzywych pracy. Krzywe te obciążone są jednak dużym błędem, dlatego charakterystyki te najlepiej wyznaczać w oparciu o badania laboratoryjne. Wadą pracy laboratoryjnej jest czasochłonność, wysokie koszty, a w przypadku najprostszycy stanowisk – brak możliwości analizy wektorów prędkości i identyfikacji struktur dyssypacji energii.

Największe możliwości w kwestii ilościowych oraz jakościowych badań wentylatorów wykazuje obliczeniowa mechanika płynów CFD. Jest powszechnie stosowana zarówno w ośrodkach badawczych [5]–[8], jak i w przemyśle. Dzięki metodom CFD możliwe jest nie tylko zoptymalizowanie pracy istniejących maszyn, ale również doskonalenie produktu na etapie prototypowania. W przypadku maszyn rotodynamicznych CFD umożliwia szczegółowe rozpoznanie zjawisk przepływowych, mających miejsce zarówno w przestrzeni kanałów międzyłopatkowych, jak i w obrębie zabudowy. Dlatego zdecydowano, że to narzędzie charakteryzuje się naj-większym potencjałem w rozwiązaniu omawianego problemu.

2. Przygotowanie geometrii oraz siatki obliczeniowej

Przestrzenny model wirnika przygotowano na podstawie dokumentacji technicznej rzeczywistego wentylatora F2, wyprodukowanego w fabryce OWENT w Olkuszcu. Stworzono również geometrię zabudowy kanałowej oraz kanału wlotowego. Czynności te wykonano w module Design Modeler, dostępnym w ramach Ansys Workbench. Podczas tworzenia modelu szczególną uwagę zwrócono na parametry mające kluczowe znaczenie ze względu na kinematykę przepływu. Wymiary te przedstawiono w tab. 1. Odtworzenie od podstaw geometrii przy użyciu Design Modeler umożliwiło również całkowite sparameetryzowanie modelu oraz zapewniło pełną kompatybilność z pozostałymi modułami dostępnymi w ramach tej platformy. Możliwa jest zatem zmiana średnicy zabudowy, a także zmiana kąta łopatki na wlocie β_1 , który determinuje cały kształt kanału międzyłopatkowego. Z punktu widzenia obliczeń przepływowych analizie poddany zostaje płyn, nie zaś geometria ścianek. Dlatego, tworząc dodatkowe powierzchnie domykające, model wypełniono płynem, sporządzając tym samym właściwą domenę obliczeniową.

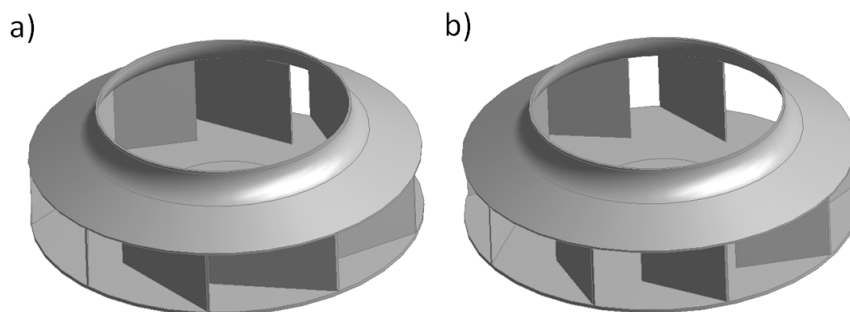
Siatkę obliczeniową stworzono przy użyciu modułu Ansys Meshing, dostępnego w ramach Ansys Workbench. Licencja studencka, z której korzystano w obliczeniach CFD, narzucała limit 512 000 węzłów. W celu uzyskania jak najbardziej wiarygodnych obliczeń stworzono dwie siatki numeryczne,

różniące się liczbą elementów. Widok na przekrój poprzeczny siatek przedstawiono na rys. 3, natomiast parametry jakościowe w tab. 2.

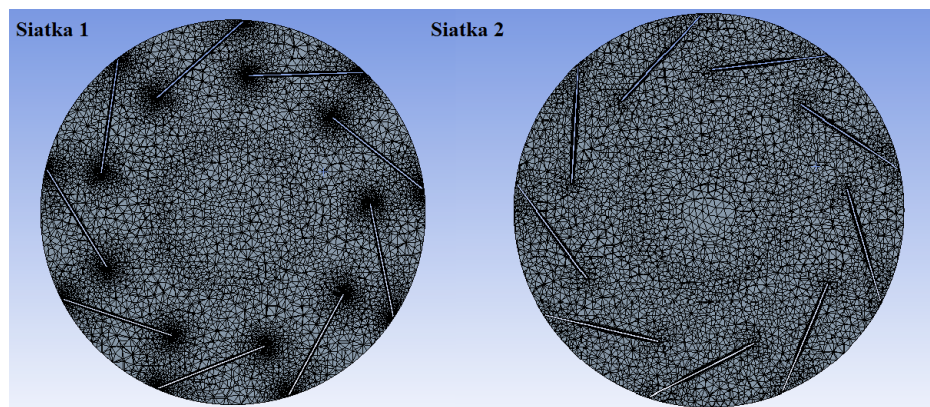
Podstawowymi wskaźnikami jakości siatki są m.in. ortogonalność oraz skośność. Ortogonalność mieści się w zakresie od 0 do 1, przy czym 1 oznacza najwyższą możliwą jakość. Skośność mieści się w zakresie od 0 do 1, przy czym 0 oznacza najwyższą możliwą jakość. Ortogonalność obu siatek wynosi 0,71 przy odchyleniu 0,18. Skośność obu siatek jest mniejsza niż 0,3 przy odchyleniu 0,18. Wskaźniki te są satysfakcjonujące i pokazują jasno, że siatki są bardzo dobrej jakości.

Tabela 1. Podstawowe wymiary wirnika F2

Szerokość łopatki na wlocie	$b_1 = 75 \text{ mm}$
Szerokość łopatki na wylocie	$b_2 = 54 \text{ mm}$
Kąt łopatki na wlocie	$\beta_1 = 8^\circ$
Kąt łopatki na wylocie	$\beta_2 = 45^\circ$
Typ łopatki	prosta
Liczba łopatek	$z = 9$
Średnica wewnętrzna	$d_w = 225 \text{ mm}$
Średnica zewnętrzna	$d_z = 315 \text{ mm}$
Średnica leja wlotowego	$d_l = 203 \text{ mm}$



Rys. 2. Geometria wirnika dla geometrycznego kąta na wlocie β_1 równego: a) 2° , b) 20°



Rys. 3. Przekrój poprzeczny przez dwie siatki numeryczne: siatka 1 z 1 137 255 elementami, siatka 2 z 487 279 elementami

Tabela 2. Parametry jakościowe siatek

Nr siatki	Siatka 1	Siatka 2
Liczba węzłów	338 674	146 183
Liczba elementów	1 137 255	487 279
Średnia ortogonalność	0,71	0,71
Odchylenie standardowe ortogonalności	0,184	0,186
Średnia skośność	0,29	0,28
Odchylenie standardowe skośności	0,18	0,18
Grubość warstwy inflacji przy łopatkach	0,00007	0,00010
Średni $Y+$ na powierzchni łopatek	<5	9–16

W celu oceny jakości siatki pod względem zgodności z przyjętym modelem turbulencji, przeprowadzono wstępne obliczenia dla kilku punktów pomiarowych. Dla każdej z siatek obliczono średnią wartość parametru $Y+$ na powierzchni łopatek. Ze względu na jego uniwersalność posłużono się modelem turbulencji $k-\omega$ SST. Dla dokładnego obliczenia warstwy przyściennej, wartość $Y+$ powinna być mniejsza niż 1 (w przypadku maszyn rotodynamicznych wystarczy <5), natomiast w przedziale $Y+$ równym 30–300 model przybliży warstwę przyścinną za pomocą funkcji logarytmicznej. Definicję liczby kryterialnej $Y+$ przedstawia równanie 1.

$$Y+ = \frac{y \cdot u_{\tau}}{\nu} \quad (1)$$

gdzie:

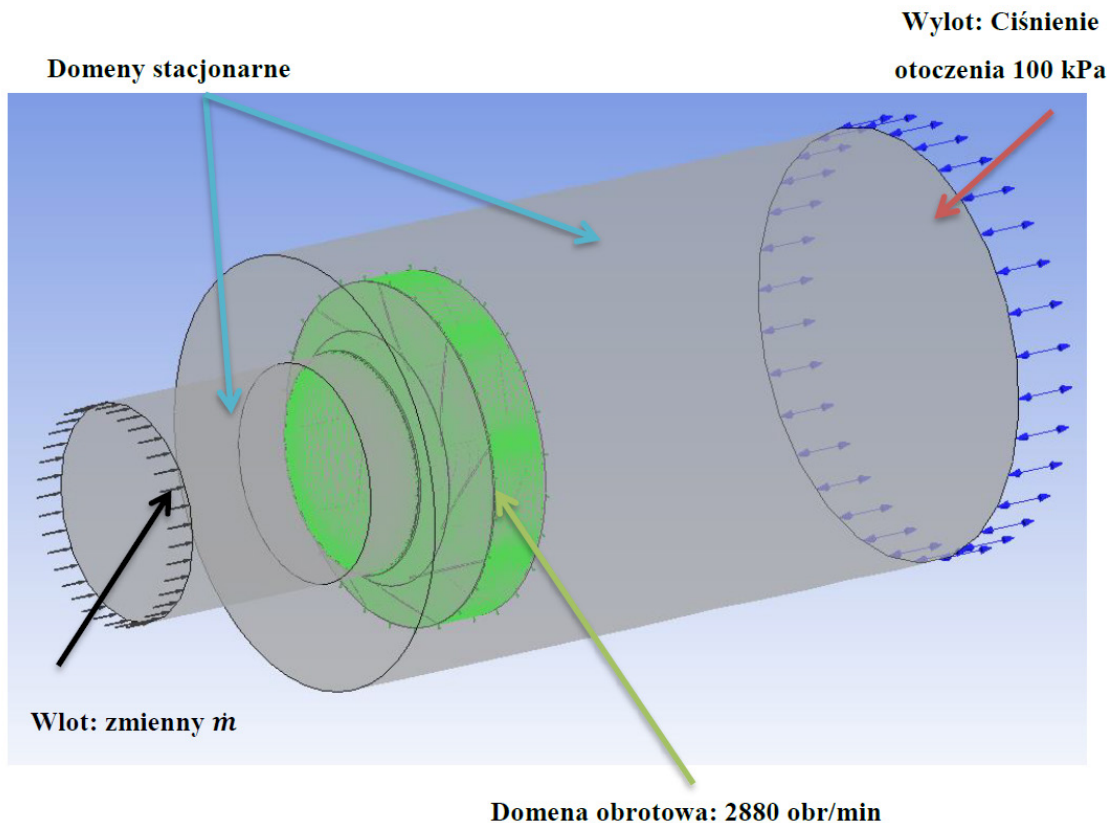
- y – wysokość pierwszego elementu przy ścianie,
- u – prędkość tarcia,
- ν – współczynnik lepkości kinematycznej.

W przypadku siatki nr 2 średnia wartość $Y+$ mieściła się w przedziale 9–16. Jest to obszar przejściowy, niekorzystny podczas używania przyjętego modelu turbulencji (obszar $Y+$ w granicach 10–15 jest zabroniony). W tym przypadku oderwania obliczenia mogłyby zostać przeprowadzone nieprawidłowo. Dla siatki nr 1 o większej liczbie węzłów i elementów, $Y+$ przyjmował wartości mniejsze niż 5. To oznacza, że wykonanie analizy na tej siatce będzie gwarantowało dokładne zamodelowanie warstwy przyściennej wraz z oderwaniami oraz przepływami wstecznymi. Biorąc pod uwagę przytoczone fakty, zdecydowano się wybrać siatkę nr 2.

3. Warunki brzegowe oraz ustawienia solvera

Obliczenia wykonano przy użyciu solvera Ansys CFX. W presolverze zdefiniowano warunki brzegowe oraz właściwości fizyczne domen obliczeniowych.

Widok ogólny modelu płynu wypełniającego wentylator i jego zabudowę, wraz z najważniejszymi warunkami brzegowymi, przedstawiono na rys. 4. W tym przypadku parametrem wejściowym jest zmienny strumień masy, który pozwala na przeprowadzenie obliczeń dla całego zakresu charakterystyki pracy wentylatora. Ponadto należy pamiętać, że parametrami wejściowymi są również średnica zabudowy oraz geometryczny kąt na wlocie.



Rys. 4. Widok ogólny modelu wraz z warunkami brzegowymi

Przyjęto stacjonarny model symulacji. Wszystkie domeny stanowią płyn – powietrze, o temperaturze 25°C, a ciśnienie odniesienia wynosi 101325 Pa. Ponadto założono:

- brak transferu ciepła (przepływ izotermiczny),
- stała gęstość ($\rho = 1,185 \text{ kg/m}^3$) i lepkość dynamiczna ($\mu = 1,1831 \times 10^{-5} \text{ Pa s}$),
- model turbulencji $k-\omega$ SST.

Model $k-\omega$ SST jest dwurównaniowym modelem turbulencji, hybrydą modeli $k-\omega$ oraz $k-\epsilon$. Dzięki funkcji mieszania (ang. *blending function*) w obszarze przyściennym aktywowany jest model $k-\omega$, natomiast w rdzeniu przepływu model $k-\epsilon$. Umożliwia to zastosowanie prawidłowego modelu w całym zakresie modelowanego przepływu. W obszarach o wysokim, dodatnim gradiencie ciśnienia, model posiada człon limitujący nadprodukcję energii kinetycznej turbulencji. Jest to bardzo użyteczne w przypadku przepływów o silnych zmianach kierunku. Można zatem stwierdzić, że model SST

najlepiej sprawdzi się do ogólnych obliczeń dotyczących osiągow wentylatora, a także do dokładnego modelowania oderwań, które są istotne z punktu widzenia sprawności maszyny. Ponadto według „NASA Technical Memorandum” model SST jest najdokładniejszym modelem do obliczeń aerodynamicznych [9].

Skala czasowa modelu została ustawiona jako automatyczna. Kryterium zbieżności równań zachowania masy i energii ustawiono na poziomie 10^{-4} . Warto również zauważyć, że wśród domen zdefiniowano domenę obrotową (domena płynu, wypełniająca bezpośrednio geometrię wirnika) oraz domeny stacjonarne (pozostałe). Aby umożliwić wymianę informacji zdefiniowano odpowiednie interfejsy między tymi domenami. Między domeną obrotową a stacjonarną przyjęto interfejs typu Frozen Rotor, który mimo że nie uwzględnia bezwładności płynu, jest wystarczający w tego typu obliczeniach.

4. Wyniki badań

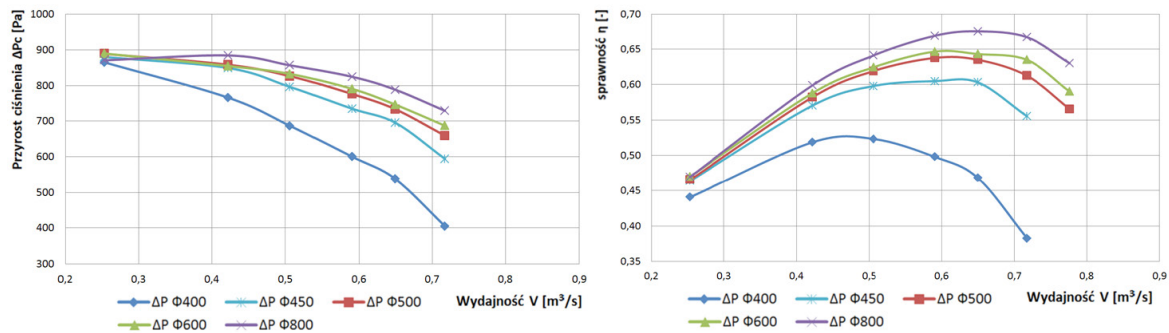
Pierwszy etap badań obejmował zbadanie wpływu zmiany średnicy zabudowy na pracę wirnika promieniowego, gdyż w literaturze brak jest zaleceń na temat projektowania tego typu zabudowy. Dzięki parametryzacji wymiarów geometrycznych przebadano 5 wariantów średnicy. Dla każdego z wariantów wyznaczono kilka punktów pomiarowych o różnym masowym natężeniu przepływu, tak aby zobaczyć osiągi w całym zakresie pracy maszyny. Wyniki obliczeń, tj. całkowity przyrost ciśnienia, a także sprawność całkowita w funkcji wydajności, przedstawiono na rys. 5 i 6.

Krzywe przyrostu ciśnienia mają monotoniczny, malejący kształt, typowy dla wentylatorów o kącie wlotu do kanału międzyłopatkowego β_1 mniejszym niż 90° [2]. Mimo osiowej zabudowy krzywe nie posiadają żadnych cech pracy wentylatora osiowego ani osiowo-promieniowego (występowanie uskoków). Widać wyraźnie, że wraz ze wzrostem średnicy, wzrasta wartość przyrostu ciśnienia w całym zakresie objętości, najbardziej dynamicznie między średnicami $\varnothing 400$ a $\varnothing 450$. Największy osiągnięty przyrost ciśnienia wyniósł niecałe 900 Pa.

W przypadku krzywych sprawnościowych również zaobserwowano wzrost sprawności w całym zakresie wydajności. Ponadto wraz ze wzrostem średnicy krzywe ulegały wypłaszczeniu, co wiąże się ze zwiększaniem możliwego zakresu pracy wentylatora. Również w tym przypadku największy przyrost obserwuje się między średnicami $\varnothing 400$ a $\varnothing 450$, a także w zakresie większych wydajności.

Na podstawie pomiarów wyznaczono również optymalne punkty pracy, czyli takie charakteryzujące się największą wartością sprawności (tab. 3). Wraz ze zwiększaniem średnicy optymalny punkt pracy nie tylko osiągał co-

raz większe wartości, ale zmieniał także położenie w kierunku większych przepływów. Dysponując tą wiedzą możliwe byłoby manewrowanie wymiarem średnicy tak, aby osiągnąć najwyższą możliwą sprawność przy z góry zadanej wydajności.

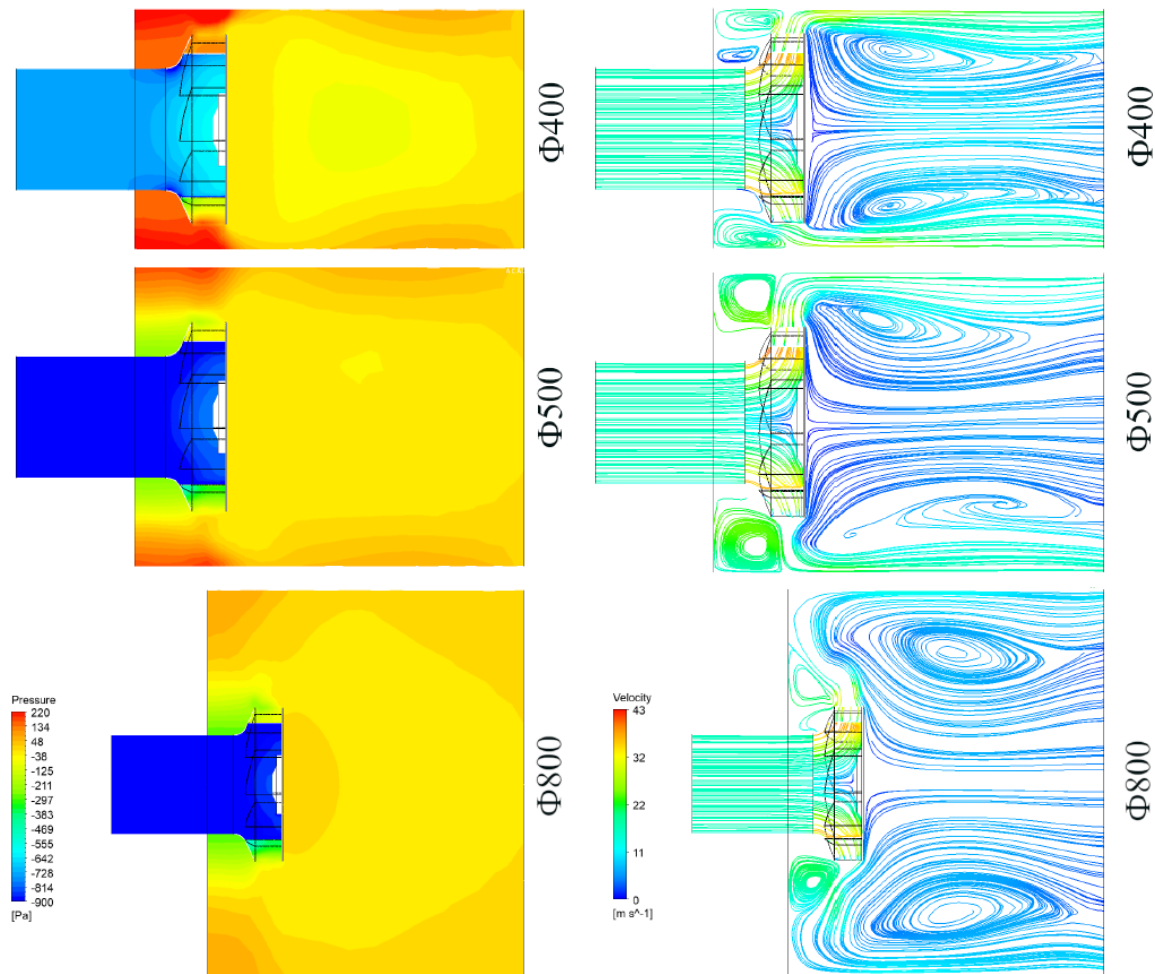


Rys. 5. Przyrost ciśnienia całkowitego oraz sprawności całkowitej w funkcji wydajności dla różnych średnic zabudowy kanałowej

Tabela 3. Optymalne punkty pracy dla różnych średnic zabudowy

Optymalne punkty pracy dla różnych średnic zabudowy					
Średnica zabudowy \varnothing [mm]	400	450	500	600	800
Optymalna wydajność [m ³ /h]	0,506	0,591	0,591	0,591	0,65
Optymalny przyrost ciśnienia całkowitego Δp_c [Pa]	687	735	776	790	788
Optymalna sprawność całkowita η_c [-]	0,52	0,60	0,64	0,64	0,68

W celu rozpoznania zjawisk przepływowych związanych z wpływem zabudowy osiowej, sporządzono kontury przedstawiające rozkład średnich linii prądu w przekroju osiowym całego układu wentylatora dla różnych średnic. Można zauważyć dwie strefy tworzenia się wirów – mniejsze nad rurociągiem ssącym przed tarczą przednią wirnika oraz większe za wirnikiem. Powstawanie dużych wirów wynika z nagłego rozszerzenia przekroju, bez obecności elementów kierowniczych, kształtujących przepływ. Większe wiry mają kształt elipsy o rozmiarach 150/300 mm i prędkość około 8 m/s, co przy założeniu średnicy 150 mm daje prędkość kątową około 100 rad/s. Stanowi to około 33% prędkości kątowej wirnika. Strukturę mniejszych wirów można przybliżyć kołem o średnicy 100 mm oraz prędkości 15–20 m/s, co odpowiada prędkości kątowej 300–400 rad/s, równej prędkości kątowej wirnika. Zmiana średnicy nie powoduje zatem istotnych zmian w strukturze wirowej, zidentyfikowanej na podstawie badań numerycznych.



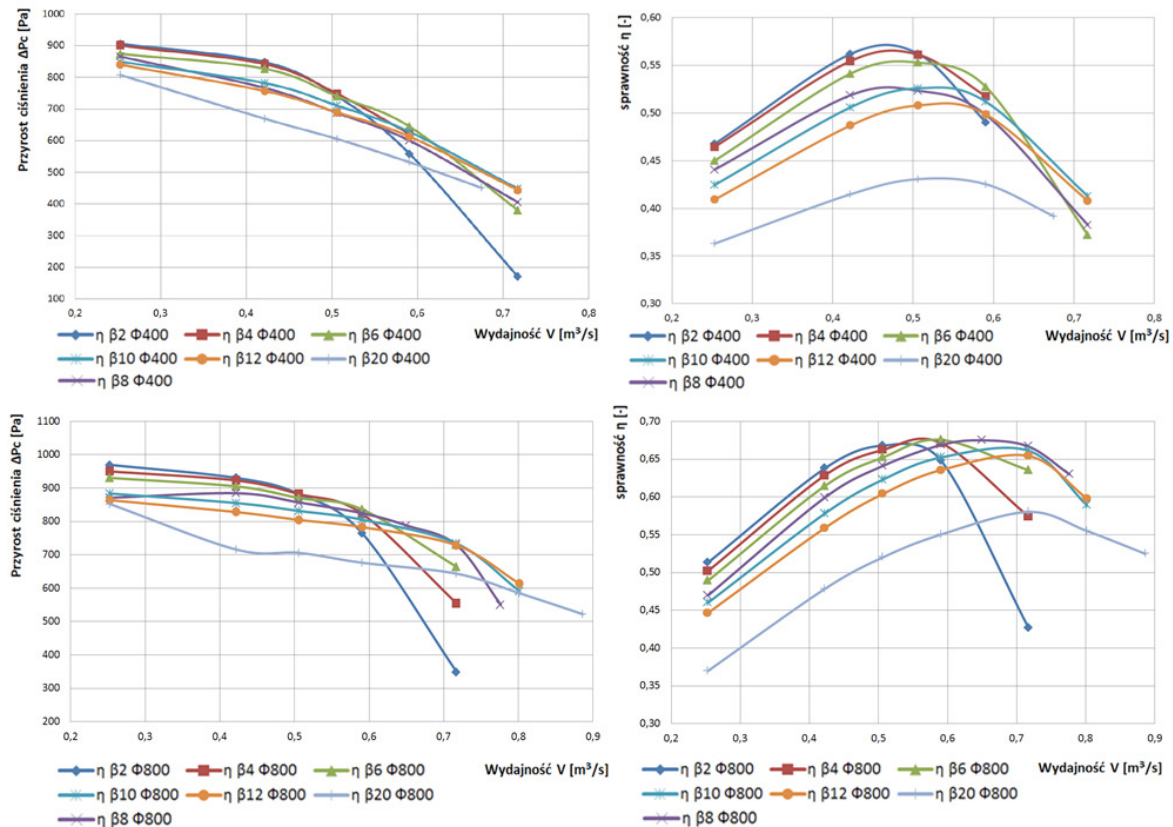
Rys. 6. Rozkład ciśnienia statycznego w przekroju osiowym wentylatora dla wybranych średnic zabudowy kanałowej

Rys. 7. Rozkład średnich linii prądu w przekroju osiowym wentylatora dla wybranych średnic zabudowy kanałowej

Kinematyka przepływu jest bezpośrednio związana z geometrią kanału międzyłopatkowego. W tym przypadku zmiana tej geometrii odbywała się poprzez zmianę geometrycznego kąta na wlocie. Symulację zmiany kąta przeprowadzono dla średnicy zabudowy $\varnothing 400$ oraz $\varnothing 800$. Przeprowadzono obliczenia dla zakresu kątów: 2° , 4° , 6° , 8° , 10° , 12° oraz 20° . Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego, a także sprawności w funkcji wydajności dla dwóch średnic zabudowy osiowej przy różnych kątach wlotowych, pokazano na rys. 8.

Bazowy kąt modelu wirnika (zgodny z dokumentacją techniczną) wynosi 8° . W przypadku zabudowy o średnicy $\varnothing 400$ wraz ze zmniejszaniem kąta wlotowego, sprawność w optymalnym punkcie pracy rosła i osiągnęła wartość 0,56 (wzrost o 4pp. w stosunku do fabrycznego kąta). Wraz ze zwiększaniem kąta sprawność osiągała znacząco mniejsze wartości. W przypadku średnicy $\varnothing 800$ największą sprawność osiągnięto dla geometrycznego kąta na wlocie równego 8° (kąt rzeczywisty wirnika). Warto również zwrócić

uwagę na zmianę lokalizacji optymalnego punktu pracy. W obu przypadkach wraz ze zmniejszaniem wartości kąta optymalny punkt pracy przesunął się w stronę mniejszych wydajności, a zakres roboczy zwięźał się. W przypadku zwiększania kąta optymalny punkt pracy przesunął się w stronę większych wydajności, a charakterystyka sprawnościowa ulegała spłaszczeniu.

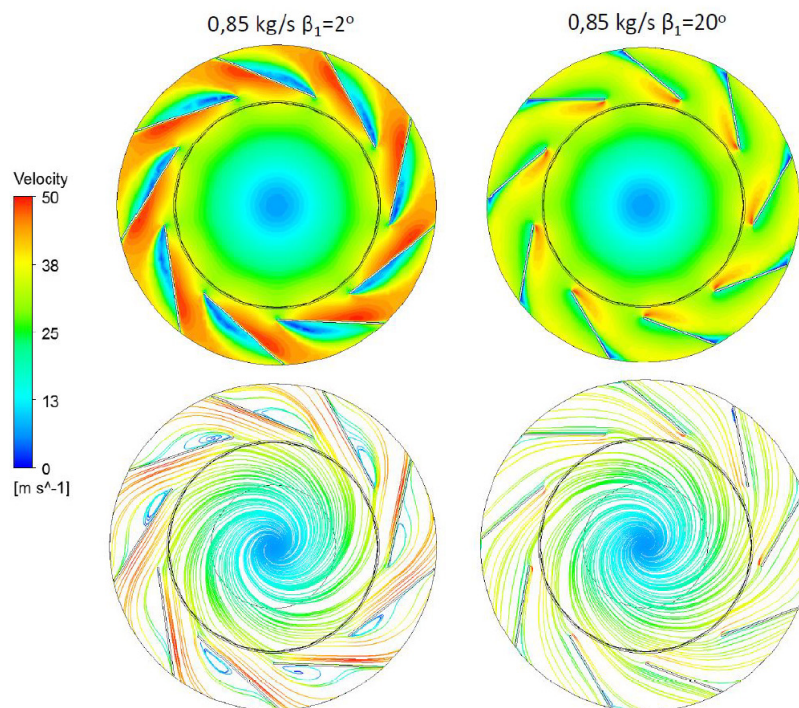


Rys. 8. Przyrost ciśnienia całkowitego oraz sprawności całkowitej w funkcji wydajności dla wirnika o średnicy zabudowy osiowej $\varnothing 400$ i $\varnothing 800$, przy różnych wartościach geometrycznego kąta na wlocie

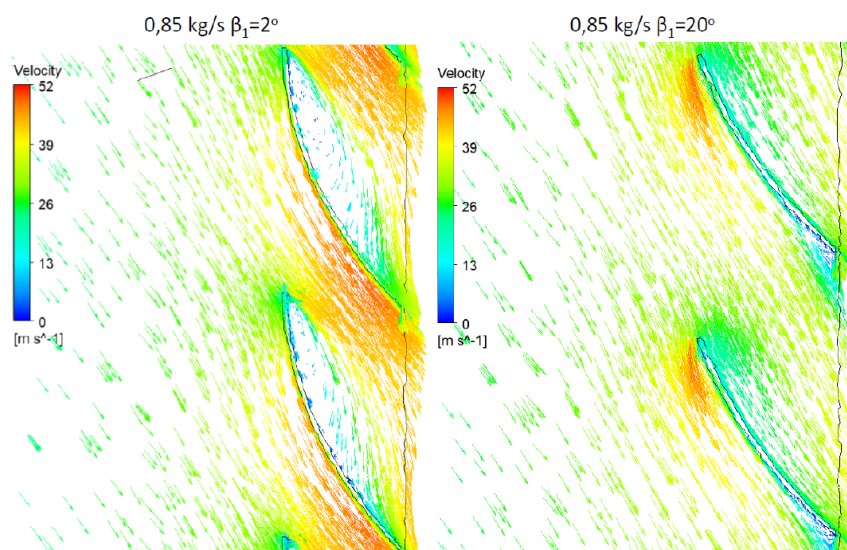
W celu zobrazowania wpływu zmiany geometrycznego kąta wlotowego β_1 na strukturę przepływu podczas pracy wirnika dla tych samych wartości masowego natężenia przepływu a dwóch różnych, skrajnych kątów wlotowych (2° i 20°), stworzono kontury rozkładu prędkości względnej w przekroju poprzecznym wirnika, a także rozkład wektorów prędkości względnej w widoku „łopatka do łopatki”. Zaprezentowano je odpowiednio na rys. 8 i 9. W tym przypadku kontury odnoszą się do średnicy $\varnothing 800$, charakteryzującej się największą sprawnością.

Przyjęto strumień masy na poziomie $0,85 \text{ kg/s}$, co w przypadku pracy rozpatrywanego wirnika jest dużą wartością. Dla kąta β_1 równego 20° rozkład prędkości względnej oraz średnich linii prądu jest symetryczny wobec środka przekroju wirnika. Wektory prędkości względnej układają się stycznie do łopatek. Powoduje to, że wirnik pracuje w zrównoważonych warunkach. W przypadku kąta na wlocie równego 2° kontur prędkości względnej

oraz linie prądu układają się niesymetrycznie, następuje oderwanie, co prowadzi do powstawania znacznych struktur wirowych. Mają one charakter dyssypacyjny, co skutkuje znacznym obniżeniem sprawności. Biorąc pod uwagę powyższe obserwacje można dojść do wniosku, że dla kąta 20° wirnik pracuje w pobliżu optymalnego punktu pracy, natomiast dla kąta 2° w obszarze niekorzystnym. Obserwacje te zgadzają się z wcześniej zaprezentowanymi wykresami osiągow wentylatora (rys. 8).



Rys. 9. Rozkład prędkości względnej (górną) oraz średnich linii prądu (dół) w przekroju poprzecznym wirnika na wysokości $b_2=50\%$, przy natężeniu masowym $0,85 \text{ kg/s}$ dla dwóch kątów β_1 równych 2° i 20°



Rys. 10. Rozkład wektorów prędkości względnej w widoku „łopatka do łopatki”, przy natężeniu masowym $0,85 \text{ kg/s}$ dla dwóch kątów β_1 równych 2° i 20°

Zmianę lokalizacji optymalnego punktu pracy przy zmianie kąta β_1 najlepiej wyjaśnić, posługując się trójkątami prędkości. Prędkość bezwzględna c (widziana z perspektywy nieruchomego obserwatora) możemy przedstawić jako złożenie ruchu względnego w i unoszenia u , co przedstawia równanie (2). Ponadto każdy wektor można rozłożyć na składowe: promieniową (merydionalną) oraz obwodową (równanie (3)). O energii przekazanej do czynnika decyduje składowa obwodowa, zgodnie z równaniem Eulera, wyrażonym równaniem (4) (prędkości unoszenia u_2 i u_1 mają wartości stałe, związane z promieniem oraz prędkością kątową zgodnie z równaniem (5)). O wydajności decyduje składowa merydionalna.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2)$$

$$\vec{c} = \vec{c}_r + \vec{c}_u$$

$$\vec{u} = \vec{u}_r + \vec{u}_u \quad (3)$$

$$\vec{w} = \vec{w}_r + \vec{w}_u$$

$$N_{utoo} = \dot{m}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (4)$$

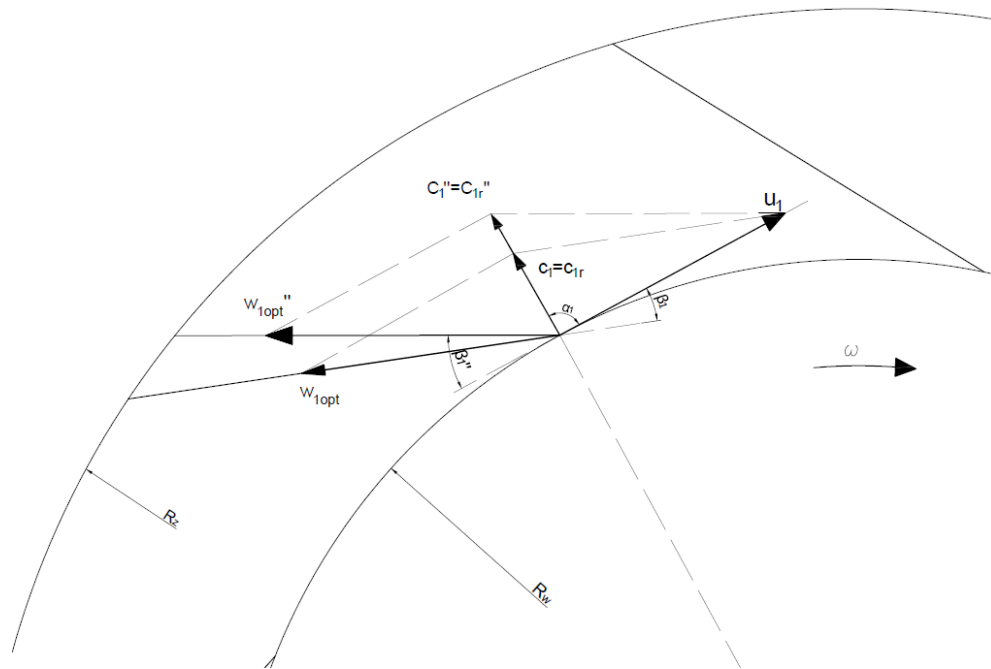
$$u_1 = \omega r_1, \quad u_2 = \omega r_2 \quad (5)$$

gdzie:

- c – wektor prędkości bezwzględnej,
- u – prędkości unoszenia,
- w – wektor prędkości bezwzględnej,
- \dot{m} – strumień masy,
- ω – prędkość kątowa,
- r – promień,
- N – moc.
- r – składowa promieniowa,
- u – składowa unoszenia,
- 1 – na wlocie,
- 2 – na wylocie,

$utoo$ – moc użyteczna, teoretyczna dla nieskończonej liczby łopatek.

Na rysunku 10 zaprezentowano trójkąty prędkości na wlocie do wirnika dla dwóch różnych geometrycznych kątów wlotowych. Trójkąt prędkości dla kąta bazowego β_1 składa się z wektorów c_1 , w_1 , u_1 , a dla kąta wyjściowego β_1'' – c_1'' , w_1'' , u_1'' . Podczas rozważań założono brak zawirowania na wlocie ($\alpha_1 = 90^\circ$). W przedstawionej sytuacji wirnik pracuje w okolicy punktu optymalnego, gdyż kierunek wektora prędkości względnej w_1 jest styczny do łopatki.



Rys. 11. Trójkąt prędkości na wlocie do wirnika dla dwóch różnych geometrycznych kątów wlotowych β_1

W celu zachowania stycności wektora w_1'' przy zwiększaniu geometrycznego kąta łopatkowego β_1 na β_1'' , wydłużeniu musi ulec wektor c_1 (z c_1 do c_1'' , wektor u_1 jest stały, gdyż jego wartość zależy wyłącznie od promienia i prędkości kątowej). Jeżeli wartość wektora c_1 nie uległaby zmianie, wektor w_1'' nie byłby styczny do kierunku wyznaczanego przez łopatki, co spowodowałoby oderwanie strugi po stronie podciśnieniowej. Zwiększenie długości wektora c_1 do c_1'' wiąże się bezpośrednio ze zmianą wydajności wentylatora.

Można zatem stwierdzić, że zwiększenie geometrycznego kąta powoduje przesunięcie się optymalnego punktu pracy w kierunku większych wydajności. Analogicznie – zmniejszenie kąta β_1 kieruje optymalny punkt ku mniejszym wydajnościom, gdyż w celu zachowania stycności wymusza skrócenie długości wektora c_1'' . Praca poza punktami optymalnymi związana jest z tworzeniem się anomalii przepływowych, znacznie pogarszających osiągi. Teoretyczne rozważania trójkątów prędkości wyjaśniają zatem to zjawisko oraz potwierdzają prawidłowość modelu numerycznego.

5. Podsumowanie

Przeprowadzone badania wskazują istotną rolę nie tylko samej geometrii wirnika, ale także jego zabudowy. Głównym powodem niskich sprawności w porównaniu do układu pracy z zabudową spiralną, jest występowanie znacznych struktur wirowych. Są one wynikiem braku elementów kształtujących strugę, dlatego konieczne jest zastosowanie odpowiedniego układu

dyfuzorowego, pozwalającego efektywnie zamieniać energię kinetyczną na energię ciśnienia.

Zmiana średnicy zabudowy na większą zawsze dawała pozytywny skutek w postaci zwiększenia sprawności całkowitej. Biorąc pod uwagę pracę w optymalnych punktach, największy wzrost sprawności w stosunku do średnicy bazowej wyniósł nawet 15 pp. Jest to szczególnie ważne, gdyż producenci kierują się często kompaktowością wymiarów, nie patrząc tym samym na osiągi energetyczne. Można stwierdzić, że wymiar zabudowy powinien stanowić złoty środek między zabudową zwartą a wysokosprawną pracą.

Według Fortuny [3], na podstawie badań eksperymentalnych dla wirników promieniowych, kąt łopatkowy β_1 powinien mieścić się w przedziale 8–25°. Modelowanie pokazało, że zalecenia te nie mają zastosowania w przypadku wentylatora promieniowego, pracującego w zabudowie osiowej. Przy mniejszej średnicy kanału, optymalny kąt osiąga wartości rzędu 2–4°, w przypadku największej średnicy rzędu 6–8°. Ponadto zmiana kąta łopatkowego umożliwia zmianę położenia optymalnego punktu pracy, co może być użyteczne pod względem efektywnego dostosowania wentylatora do wymaganych warunków.

Badania pokazują, że istnieje duży potencjał wykorzystania numerycznej mechaniki płynów CFD do optymalizacji pracy maszyn rotodynamicznych. Ich zastosowanie odnosi się szczególnie do problemów niestandardowych, które ze względu na swoją złożoność nie mogą być rozwiązane przez tradycyjne modele teoretyczne oraz badania eksperymentalne.

Literatura

- [1] International Energy Agency, *The Future of cooling. Opportunities for energy-efficient air condition*, IEA 2018.
- [2] Fortuna S., *Badania wentylatorów i sprężarek*, Wydawnictwo Naukowo-Wydawnicze AGH, Kraków 2019.
- [3] Fortuna S., *Wentylatory. Podstawy teoretyczne i zagadnienia konstrukcyjno-eksploatacyjne, zastosowanie*, Techwent, Kraków 1999.
- [4] Tuliszką E., *Sprężarki, dmuchawy i wentylatory*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1976.
- [5] Budea S., Carbune Varzaru D., *The influence of the inlet angle over the radial impeller geometry, Design approach with Ansys*, University „Politehnica” of Bucharest, Bucharest 2012.
- [6] Gjeta A., Malka L., *Outlet surface area influence in spiral casing design on centrifugal fan performance*, Polytechnic University of Tirana, Tirana 2020.
- [7] Siwek T., *Badanie przepływów w wentylatorze z wirnikiem promieniowym o zabudowie osiowej*, Rozprawa doktorska, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków 2017.

-
- [8] Senturk U., Tas H., *Computational and experimental study on the performance improvement of an in-line centrifugal fan by outlet guide vanes*, Science and Technology for the built Environment 2015, 21(7), 1002–1009. DOI: 10.1080/23744731.2015.1035602.
- [9] Bardina J.E., Huang P.G., Coakley T.J., *Turbulence modeling validation, testing and development*, NASA Technical Memorandum 110446, 1997.