

# Badania numeryczne wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych na hałas aerodynamiczny wentylatora promieniowego

DAWID ROMIK, IRENEUSZ CZAJKA, ANDRZEJ GOŁAŚ

AGH, Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

## Streszczenie

W artykule zamieszczono częściowe wyniki prac których celem jest modyfikacja konstrukcji wentylatora promieniowego w celu minimalizacji generowanego hałasu aerodynamicznego przy założonej wydajności i spiętrzeniu. Analiza dotyczy zmian kształtu obudowy spiralnej wentylatora promieniowego w okolicy języczka. Zbadano zmiany odległości promieniowej języczka obudowy od wirnika. Zmodyfikowano geometrię obudowy w celu osiągnięcia lepszej wydajności wentylatora. Przedstawiono wpływ zmian geometrii na wydajność wentylatora. Symulacje komputerowe oraz analiza wyników modelu 2D przeprowadzone zostały w programie Ansys Fluent.

**Słowa kluczowe:** numeryczna mechanika płynów, wentylator promieniowy, obudowa spiralna, modyfikacja geometrii

## 1. Wprowadzenie

W ostatnich latach szczególnie istotne stało się zagadnienie optymalizacji maszyn przepływowych pod kątem efektywności energetycznej. Decydujący wpływ na to zjawisko ma stan prawny. Coraz silniejsze naciski, mające na celu dbanie o klimat, skutkują wymaganiami dotyczącymi efektywności energetycznej, emisji zanieczyszczeń czy emisji CO<sub>2</sub>.

W związku z tym pojawia się silny trend poprawy efektywności energetycznej maszyn, w tym wentylatorów promieniowych. Ponieważ prace nad konstrukcją wentylatorów promieniowych prowadzone są przynajmniej od 1832 roku [4], badacze zazwyczaj zgadzają się z tezą mówiącą, że sprawność wentylatorów promieniowych zbliża się do górnej granicy. Oczywiście nie jest to założenie towarzyszące badaniom, ponieważ czasami zdarzają się przełomowe rozwiązania, które zmieniają utarte schematy konstrukcyjne wentylatorów promieniowych. Było tak na przykład z obowiązującą przez lata zasadą mówiącą, że płyn od wlotu do koła wirnikowego powinien być przyspieszany [11]. Zatem można podjąć starania o podniesienie sprawności o 1 czy nawet 2%, ale okazuje się, że niedoskonałości wykonania rujną efekt i wentylator nie osiąga wyliczonej teoretycznie sprawności [4,10].

Z uwagi na powszechność występowania wentylatorów, podejmowanych starań o podnoszenie sprawności wentylatorów nie należy przekreślać, ponieważ wiele konstrukcji pracuje w warunkach dalekich od optymalnych z punktu widzenia sprawności. Ta sytuacja pozwala wnioskować o możliwości znacznego zmniejszenia globalnego zużycia energii wykorzystywanej do ich napędu.

Drugim, oprócz efektywności energetycznej, istotnym zagadnieniem wiążącym się z eksploatacją wentylatorów jest hałas generowany przez te urządzenia. Wieloletnie badania pozwoliły wskazać dominujące źródła hałasu wentylatorów. Zalicza się do nich między innymi: turbulencja przepływu, zmienne siły powstające na powierzchniach łopatek na skutek przerywania wirów na tylnych krawędziach łopatek, zmienne siły na powierzchniach łopatek pochodzące od przecinania turbulentnego śladu aerodynamicznego wlotowych aparatów kierujących, zmienne siły na języku i łopatkach pochodzące od ich współdziałania [3]. Tradycyjne modelowanie hałasu aerodynamicznego wentylatorów prowadzone było na drodze przypisywania

poszczególnym źródłom dźwięku modelowych źródeł akustycznych, czyli monopoli, dipoli i kwadrupoli. Moce akustyczne poszczególnych źródeł modelowych wyrażają się następującym wzorem

$$N_a \sim \rho \frac{v^k}{c^{k-3}} l^2 \quad (1)$$

gdzie:  $k$  jest wykładnikiem równym dla monopoli, dipoli i kwadrupoli odpowiednio 4, 6, 8; natomiast  $l$  jest wymiarem charakterystycznym,  $\rho$  jest gęstością przelatującego płynu,  $v$  jego prędkością zaś  $c$  jest prędkością dźwięku w ośrodku. Chociaż większość źródeł w wentylatorze powinny stanowić źródła dipolowe (odpowiadające fluktuacji sił normalnych i stycznych na powierzchniach ograniczających) to jednak eksperymenty wykazały, że w obiektach rzeczywistych bardzo trudno jest wskazać precyzyjnie wykładnik występujący przy prędkości przepływu. Inną trudność stanowi zmienność prędkości w przepływie i w pobliżu powierzchni ścian. Z tego też powodu półempiryczne zależności określające moc akustyczną wentylatorów uwzględniają moc napędu  $N$ , spiętrzenie  $\Delta p$ , strumień objętości  $\dot{V}$  i mają najczęściej postać [2,3] następującej zależności:

$$L_N = A + 10 \log N^B + 10 \log \Delta p^C + 10 \log \dot{V}^D \quad (2)$$

w której poszczególne stałe  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  są wyznaczane na drodze eksperymentalnej. Każda zmiana zasad konstruowania wentylatorów powoduje, że te stałe przestają być aktualne i wymagają kolejnych prac eksperymentalnych. A nawet każdy typoszereg wentylatorów wymaga dostrajania modelu w takiej postaci. Co prawda za używaniem zależności postaci (2) przemawia fakt, iż różnych zestawach parametrów konstrukcyjnych ( $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ ) można uzyskać tą samą wydajność i spiętrzenie [11]. Jednak dają one mocno przybliżone wyniki i ujmują nie tylko hałas pochodzenia aerodynamicznego, ale też mechanicznego.

Problem modelowania hałasu aerodynamicznego bywa rozwiązywany na co najmniej cztery sposoby

- zależności empiryczne i półempiryczne uwzględniające spiętrzenie  $\Delta p$ , strumień objętości  $\dot{V}$ , rzadziej moc napędu i prędkość obrotowa czy liczba Macha,
- analogie aeroakustyczne mające początek w pracach Lighthilla,
- bezpośrednie symulacje numeryczne (DNS – ang. *Direct Numerical Simulation*),
- metody hybrydowe wykorzystujące np. zlinearyzowane równania Eulera.

Pierwsze podejście zostało poddane krytyce w innych pracach [2], i chociaż jest przydatne przy szacunkowych obliczeniach, nie ulega wątpliwości, że nie może znaleźć zastosowania przy projektowaniu wentylatorów, ponieważ nie uwzględnia zależności mocy akustycznej generowanej przez wentylator od parametrów konstrukcyjnych. Metoda bezpośrednich symulacji numerycznych polega na rozwiązywaniu równań opisujących dynamikę płynu we wszystkich skalach. Nie wprowadza się modelowania turbulencji. Co za tym idzie zarówno siatka, jak i krok czasowy muszą pozwalać na odwzorowanie bardzo drobnych detali przepływu, co prowadzi do ogromnego nakładu obliczeniowego. Z tego powodu metoda DNS praktycznie nie może być zastosowana do zagadnień praktycznych i w chwili obecnej jej zastosowanie ogranicza się do modelowania niewielkich obszarów, a obliczenia służą między innymi do weryfikowania modeli turbulencji. Obliczenia prowadzone za pomocą analogii aeroakustycznych powodują pojawienie się szeregu trudnych do pokonania przeszkód. Pierwszą z nich jest realizacja analizy przepływu z uwzględnieniem wzajemnej zmiany położenia wirnika i obudowy spiralnej. Budowa takiego modelu wymaga zastosowania jednej z metod: MRF (ang. *Multiple Reference Frames*), SlidingMesh czy mixingsurface. Pierwsza i trzecia nadaje się do analizy w stanie ustalonym, natomiast druga jest znacznie bardziej uniwersalna za cenę znacznie większego nakładu obliczeniowego. Niemniej już sama koncepcja strefy obrotowej jest uproszczeniem, które nie zawsze oddaje prawidłowo charakter przepływu.

Kolejnym problemem napotykanym przy wykorzystaniu analogii aeroakustycznych jest sposób modelowania turbulencji w przepływie. Analogie wymagają chwilowych wartości ciśnienia i prędkości płynu w analizowanym obszarze. Najwydajniejsze metody analizy przepływu wykorzystują uśrednianie Reynoldsa (RANS, ang. *Reynolds Averaged Navier-Stokes*) do modelowania turbulencji w przepływie. Niestety nie dostarczają one informacji o chwilowych wartościach prędkości, a jedynie o średniej prędkości i średnim poziomie turbulencji w danym obszarze. Przez to wykorzystanie tych danych do obliczeń ciśnień akustycznych jest utrudnione. Znacznie dokładniejsze dane można uzyskać wykorzystując metodę symulacji dużych wirów (ang. *Large Eddy Simulation* – LES) i jej odmiany. Niestety użycie tej metody w obecności obszarów wirujących nastęrcza pewnych problemów. Nie wspominając o dużych wymaganiach dotyczących gęstości

i jakości siatki, oraz niewielkich krokach czasowych analizy. Niezależnie od wybranej metody konieczne jest zrealizowanie obliczeń dla kilku obrotów wirnika wentylatora, aż do uzyskania ustabilizowanego przepływu.

Oddzielnym zagadnieniem jest trudność wykorzystania analogii aeroakustycznych do obszarów w których występują odbicia fal akustycznych. Istniejące analogie nie uwzględniają odbić i umożliwiają jedynie analizy w obszarze otwartym. Z tego powodu wykorzystanie ich do analizy hałasu generowanego we wnętrzu obudowy jest niemożliwe.

Czwarty wymieniony sposób modelowania hałasu aerodynamicznego polega na wyznaczeniu źródeł akustycznych z wykorzystaniem np. analogii Lighthilla, a następnie rozwiązaniu zagadnienia propagacji zaburzenia akustycznego w analizowanym obszarze. Można wykorzystać do tego celu zlinearyzowane równania Eulera, zlinearyzowane równania Naviera-Stokes'a czy rozwiązanie równania falowego. Niestety w wentylatorach występuje silnie niejednorodne pole prędkości wynikające, między innymi z dużej zmienności prędkości unoszenia, co jeszcze utrudnia analizę tą metodą.

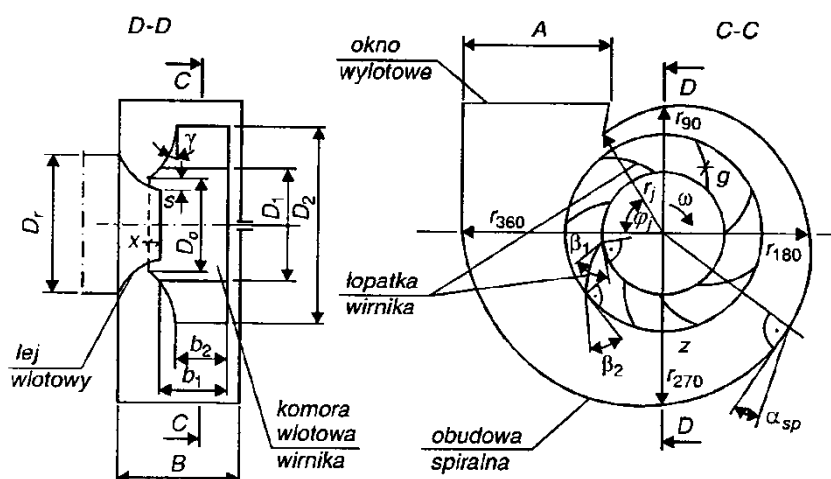
Z wymienionych powyżej powodów autorzy zdecydowali się na znaczne uproszczenie zagadnienia analizy hałasu generowanego przez wentylator. Przyjęto, iż fluktuacje ciśnienia na wylocie wentylatora będą odpowiadać za emitowany hałas. Z powodu przyjętych warunków brzegowych, do obliczeń przyjęto fluktuację spiętrzenia wentylatora.

Chociaż Sentek, Bommes, Otte [10,11] czy Fortuna [4] zgadzają się z tezą, iż obudowa pełni istotną rolę i w znacznym stopniu decyduje o osiąganym przez wentylator sprawności, to jednak brak prac głębiej badających tą zależność. Próbą wypełnienia tej luki jest praca Otte i Dziuby [10] gdzie podjęto próbę opisanie optymalnego doboru geometrii obudowy spiralnej i wpływu zmian cech geometrycznych na charakterystyki pracy wentylatorów. Nieco później podobny temat podjęli Kameier i Horvat [7].

W związku z powyższymi rozważaniami autorzy podjęli się sprawdzenia wrażliwości modelu płaskiego wentylatora promieniowego na zmianę odległości wirnika od języczka. Wielkością wyjściową są fluktuacje ciśnienia wylotowego, które można uznać za emisję akustyczną.

## 2. Obiekt badań

Głównym celem stawianym przez konstruktorów wentylatorów promieniowych jest osiągnięcie jak największej sprawności przy zachowaniu jak najmniejszej emitowanej mocy akustycznej dla założonej wydajności oraz spiętrzenia. Do eksploatacyjnych wielkości charakterystycznych wentylatorów promieniowych należą: wydajność objętościowa  $\dot{V}$  (częściej stosowana niż wydajność masowa ponieważ bilans energii odniesiony do jednostki objętości wyraża się w  $[N/m^2]$ ), spiętrzenie całkowite  $\Delta p_c$ , moc użyteczna  $N_u$ , moc mechaniczna  $N_m$ , sprawność  $\eta$ . Do parametrów konstrukcyjnych wentylatora promieniowego zaliczamy: średnicę wewnętrzną i zewnętrzną wirnika  $D_1, D_2$ , średnicę otworu wlotowego  $D_0$ , szerokość wirnika  $u$  wlotu i wylotu  $b_1, b_2$ , kąt łopatki u wlotu i wylotu  $\beta_1, \beta_2$ , kąt nachylenia tarczy przedniej  $\gamma$ , promień języczka  $r_j$ , kąt języczka  $\varphi_j$ , promień wodzący spirali  $r_\varphi$ , szerokość obudowy  $B$ , wysokość okna wylotowego  $A$ , liczba łopatek wirnika  $z$ , kąt rozwinięcia spirali logarytmicznej  $\alpha_{sp}$ , szczelina przywlotowa  $s$ , zagłębienie leja wlotowego  $x$ , grubość łopatki  $g$  [4,5]. Wyżej wymienione parametry konstrukcyjne zaprezentowano na rysunku 1.



Rys. 1. Główne wymiary geometryczne wentylatora promieniowego [4]

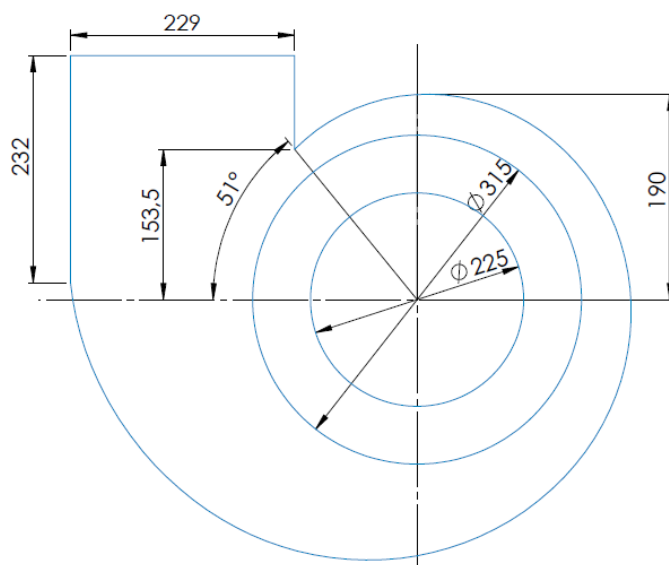
Projektowanie wentylatora promieniowego oznacza proces takiego doboru wartości parametrów konstrukcyjnych, by spełnione były wymagania dotyczące wybranego zestawu niezależnych parametrów eksploatacyjnych. Trzeba pamiętać też, iż niektóre z parametrów eksploatacyjnych są funkcją innych parametrów eksploatacyjnych.

### 3. Model numeryczny

W pracach [5,6] Fortuna wykazał, iż wentylator WWOax-22.4 jest wdziecznym obiektem modelowania numerycznego. Przywołana praca przedstawia dwa modele numeryczne trójwymiarowe omawianego wentylatora. Równania opisujące pole przepływu rozwiązywano metodą objętości skończonych za pomocą oprogramowania Ansys Fluent i Ansys CFX. W niniejszej pracy także opracowano model numeryczny wentylatora WWOax-22.4. Przedmiotem badań jest płaski model wentylatora promieniowego. Zaletą wybranego sposobu modelowania jest niewielka złożoność obliczeniowa, co pozwala uzyskać wyniki w czasie liczącym w godzinach, a nie dniach jak u Fortuny. Istotną wadę stanowi przyjęcie przepływu płaskiego, ponieważ w wentylatorze promieniowym przepływ ma charakter bardzo złożony. Zatem zostaną pominięte zjawiska zachodzące w kolektorze wlotowym i obudowie spiralnej w płaszczyźnie osi wirnika. Aby sprawdzić zgodność modelu z obiektem rzeczywistym zrealizowano obliczenia dla pięciu wybranych punktów pracy.

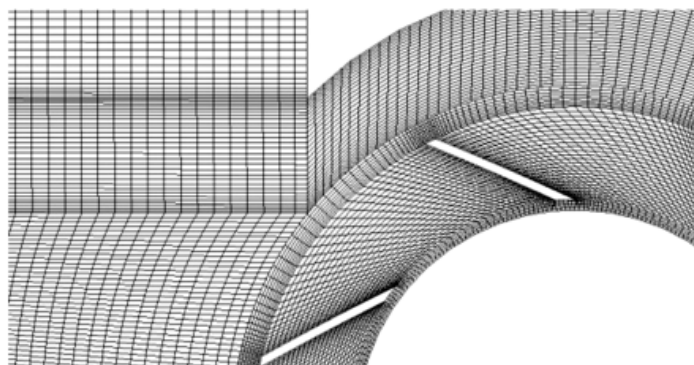
Aby sprawdzić jak zmieniają się charakterystyki wentylatora promieniowego wykorzystano do tego celu wymiary gabarytowe jednego z wentylatorów typu WWOax-22.4 z katalogu firmy OWENT [12]. Wentylator zamodelowano w taki sposób aby wymiarami był zgodny z obudową wyżej wymienionego wentylatora.

W modelu zastosowano wirnik o promieniu  $r_2 = 0,315$  [m] oraz 7 prostych łopatek o kątach wlotowym  $\beta_1 = 25^\circ$  i wylotowym  $\beta_2 = 48^\circ$ . Główne wymiary geometryczne obudowy przedstawiono na rysunku 2. Wyjściową odległość wirnika od języczka obudowy spiralnej, będącą najmniejszą odległością wirnika od obudowy, przyjęto równą 40 [mm], co daje promień języczka  $r_j$  równy 355 [mm].



Rys. 2. Geometria symulowanego wentylatora

Do wygenerowania siatki obliczeniowej dla wszystkich wariantów obudowy spiralnej wykorzystano program ICEM CFD z pakietu ANSYS. W całym modelu zastosowano elementy skończone typu QUAD 4 oraz LINE 2. Całkowita liczba elementów powstała w wyniku nałożenia siatki wyniosła 19536 z czego znaczną ilość, 10346 elementów, zawiera wirnik ze względu na duże prędkości obrotowe oraz niezbędne zagęszczenie siatki w warstwie przysiennej łopatek wirnika. Stanowi to niewielki ułamek liczby elementów wymaganych do budowy prawidłowego modelu 3D. Istotny fragment wygenerowanej siatki przedstawiono na rysunku 3. Wykonana analiza zbieżności siatki wykazała, iż przygotowany model jest wystarczający do uzyskania oczekiwanych wyników. Na przykład dla siatki składającej się z 50318 elementów wyniki obliczeń różniły się o 0,01% a czas obliczeń wydłużył się niemalże dwukrotnie. Ponadto podniesienie liczby elementów powodowało zwiększenie kątów elementów a co za tym idzie mniejszą dokładność uzyskanych wyników.



Rys. 3. Fragment zastosowanej siatki objętości skończonych

#### 4. Obliczenia numeryczne

Wszystkie obliczenia numeryczne wykonano w programie Ansys Fluent. Wstępnie została przeprowadzona analiza w celu wyznaczenia charakterystyki badanego wentylatora. Celem tych obliczeń było ocenienie zgodności wyników modelu płaskiego (2D) i trójwymiarowego (3D). Dokonano analizy w pięciu punktach pracy. Na łopatkach wirnika oraz ściankach obudowy nadano warunek brzegowy *Wall* co umożliwia przepływ powietrza przez te powierzchnie. Na wlocie zadano średni strumień masy w danym punkcie pracy, natomiast na wylocie określono ciśnienie tak, aby odpowiadało ciśnieniu barometrycznemu. Prędkość obrotowa wirnika wynosi 2880 obr/min, a w symulacji wykorzystano podejście Sliding Mesh. Warunki brzegowe przedstawiono w tabeli 1. Krok czasowy przyjęto  $\Delta t = 1,72 \cdot 10^{-4}$  [s] co odpowiada około 1/120 obrotu wirnika. Do obliczeń wykorzystano model opisany równaniami ciągłości i Naviera-Stokes'a z uśrednianiem Reynoldsa (RANS). Do domknięcia modelu wykorzystano dwurównaniowy model turbulencji Mentera  $k-\omega$  SST [1, 9]. Dla powyższych danych wejściowych model szybko osiągał zbieżność, a wyniki odpowiadały oczekiwanym rezultatom.

Model  $k-\omega$  SST jest modelem, który łączy zalety modelu  $k-\epsilon$  i modelu  $k-\omega$  oraz wprowadza dodatkowy człon ograniczający nadprodukcję energii kinetycznej turbulencji w obszarach silnych dodatnich gradientów ciśnienia (punkty spiętrzenia, obszary oderwania warstwy przyściennej). Menter badając modele  $k-\epsilon$  i  $k-\omega$ , zaobserwował, że pierwszy z nich dobrze modeluje turbulencje w przepływie swobodnym i warstwach ścinanych oraz charakteryzuje się małą czułością na warunki wlotowe, dla wielkości opisujących turbulencje. Jest to pożądana cecha ze względu na fakt, że często w praktycznych obliczeniach wielkości te nie są dokładnie znane. Model  $k-\omega$  za to znacznie lepiej modeluje przepływ turbulentny w warstwie przyściennej, natomiast jest bardzo czuły na wartości wielkości turbulentnych w przepływie swobodnym [9].

Obliczenia zostały przeprowadzone dla obudowy, której promień jęczyczka wynosi 355 [mm]. Jak widać na rysunku 5, fluktuacje ciśnienia ustalają się po 0,25 [s] dlatego zebrane dane analizowano w przedziale 0,25-0,47 [s] czyli po 12 obrotach wirnika. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 2.

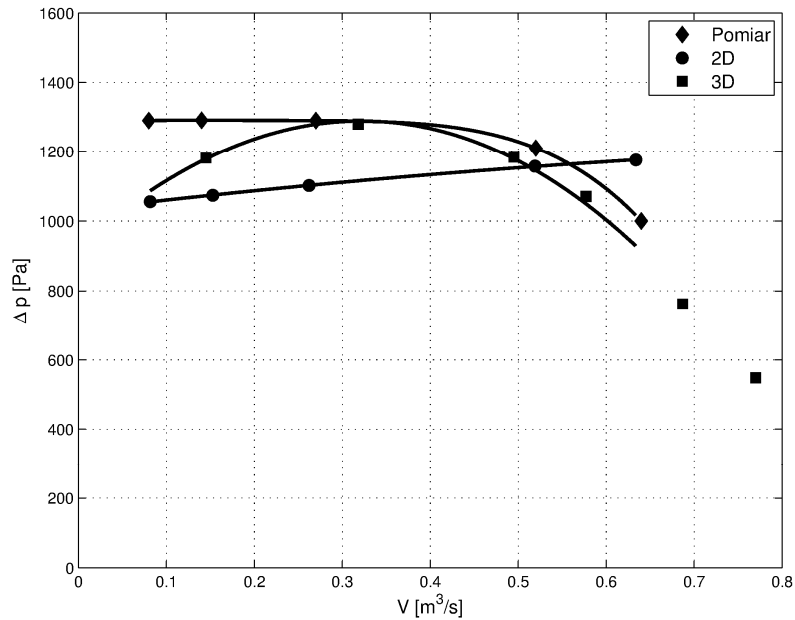
Tab. 1. Warunki brzegowe

Warunek brzegowy	Punkt pracy				
	A	B	C	D	E
Strumień objętości na wlocie [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]	0,5191	0,1528	0,6338	0,2622	0,0816
Ciśnienie na wylocie [Pa]	101325				
Gęstość powietrza [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	1,225				
Intensywność turbulencji [%]	5				

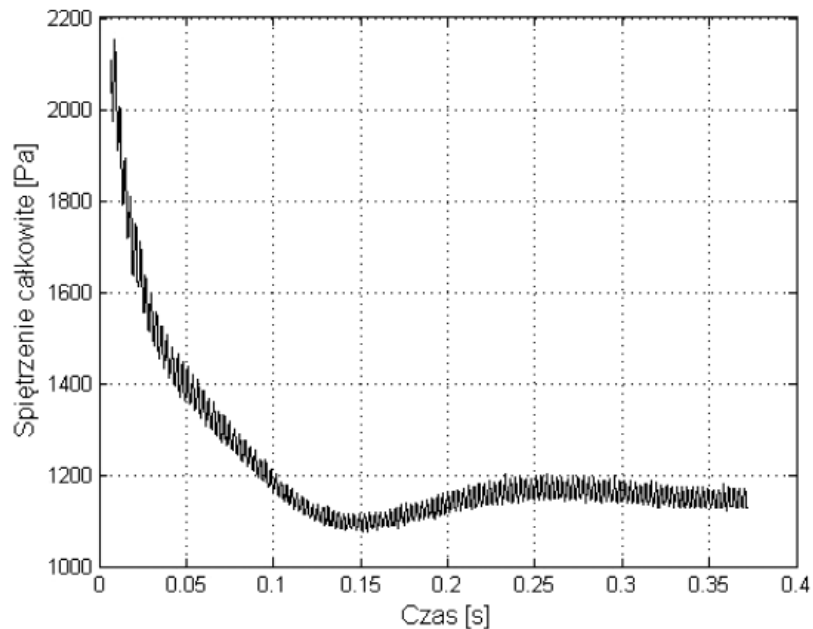
Tab. 2. Wyniki przeprowadzonej symulacji

Parametry przepływu	Punkt pracy				
	A	B	C	D	E
Strumień objętości na wlocie [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]	0,5191	0,1528	0,6338	0,2622	0,0816
Średnie spiętrzenie całkowite [Pa]	1157,4	1073,7	1175,3	1101,7	1055,4
Amplituda zmian ciśnienia [Pa]	43,6	26,2	43,4	36,3	23,7

Na podstawie uzyskanych wyników wyznaczono charakterystykę badanego modelu wentylatora. Otrzymaną charakterystykę zestawiono z wynikami pomiarów i obliczeniami numerycznymi dla modelu 3D. Zostały one przedstawione na rysunku 4. Jak widać na wykresie, błąd w modelu płaskim nie przekracza 20% wartości pomiarowych. Niestety zachowanie modelu nie oddaje zmiany nachylenia charakterystyki wentylatora.



Rys. 4. Charakterystyka wyznaczona numerycznie



Rys. 5. Wykres fluktuacji ciśnienia całkowitego [Pa] w punkcie w czasie

Jak widać z powyższej tabeli wyników amplitudy fluktuacji ciśnienia nie różnią się od siebie zbyt wiele i zachowują ten sam rząd wielkości średnio 30 [Pa], co można zauważyć na rysunku 5. Największe spiętrzenie uzyskano dla punktu C, w którym wynosi ono 1175,3 [Pa]. Opracowany model pozwala na oszacowanie parametrów wentylatora z dokładnością około 20%, co na potrzeby niniejszej pracy zostało uznane za wystarczające.

## 5. Wpływ zmiany kształtu języczka na charakterystyki przepływowe wentylatora

Kolejne symulacja przepływu powietrza zostały wykonana dla sześciu różnych konfiguracji obudowy wentylatora. Zmianie ulegała odległość między językiem i wirnikiem. Zmianę odległości przeprowadzono przemieszczając środek wirnika wzdłuż promienia wodzącego języczka. Dla każdej konfiguracji zastosowano takie same warunki brzegowe przedstawione w tabeli 3. Na rysunku 6 zaprezentowano graficznie układ obudowy względem wentylatora. Oprócz czterech podstawowych wariantów odległości obudowy od wirnika (40, 30, 20, 10), opracowano modele, w których szczelina 20 [mm] jest stała na długości kątowej 36° i 35°, co zostało oznaczone jako warianty 20b i 20c. Warto zauważyć że dla tego drugiego wariantu zmienia się nieco kształt kanału wylotowego. Wymiary oraz kształt płaszczyzny wylotu pozostają niezmiennie a kształt pozostałej część obudowy determinuje spirala logarytmiczna. W tabeli 4 zawarto zestawienie wyników obliczeń. Moc mechaniczną konieczną do napędzenia wirnika obliczono ze wzoru (3).

$$P_M = M \cdot \omega \quad (3)$$

gdzie:

$\omega$  – prędkość kątowa wirnika [rad/s],

$M$  – moment pochodzący od ciśnienia oraz sił lepkości na łopatkach [Nm].

Natomiast moc użyteczna, przekazana płynowi przez wirnik, to iloczyn spiętrzenia całkowitego i strumienia masy na wylocie wentylatora, co zapisano wzorem (4).

$$P_U = \Delta p_c \cdot \dot{V} \quad (4)$$

gdzie:

$\Delta p_c$  – spiętrzenie całkowite [Pa],

$\dot{V}$  – strumień objętości [m<sup>3</sup>/s].

Wyznaczenie mocy użytecznej i mocy mechanicznej użytej do napędu wirnika pozwoliło na obliczenie sprawności wentylatora dla danego wariantu.

Tab. 3. Warunki brzegowe

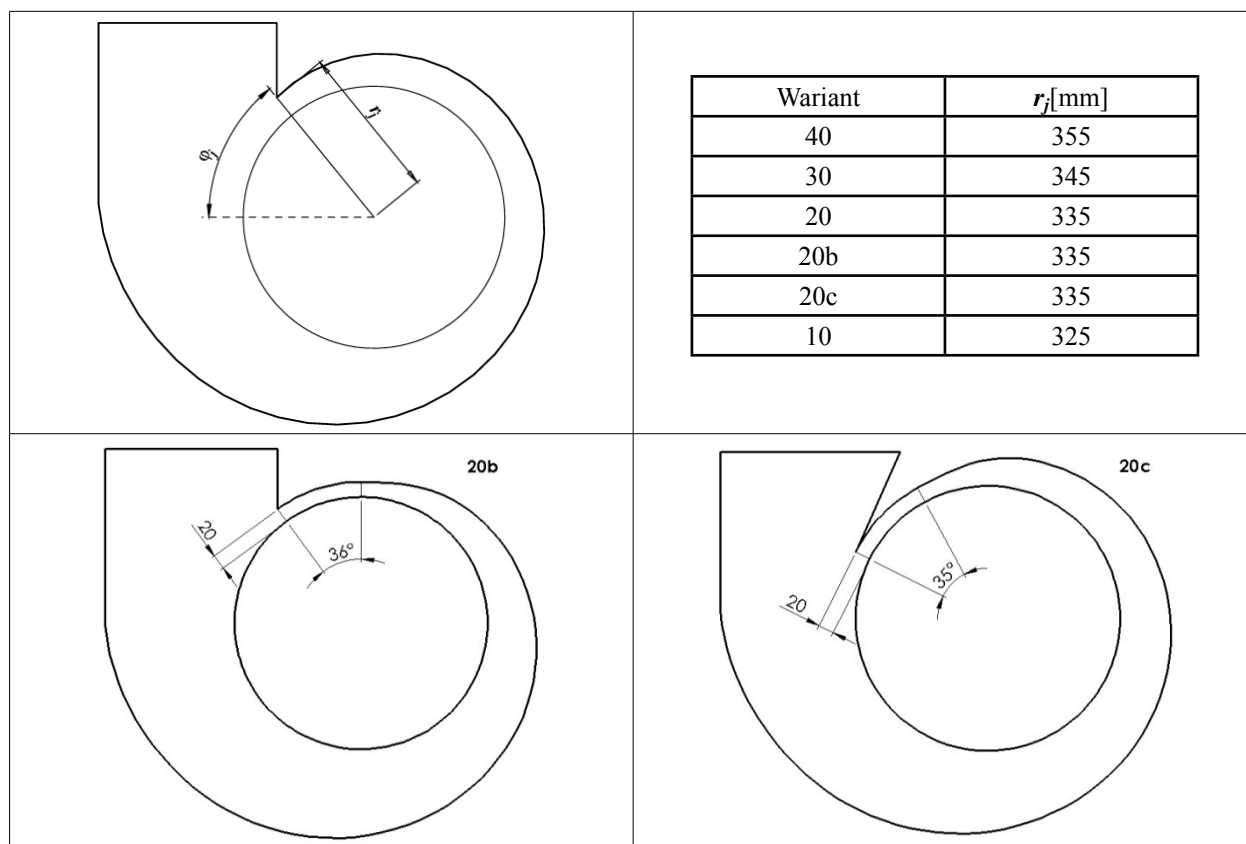
Warunek brzegowy	Wariant					
	40	30	20	20b	20c	10
Strumień objętości na wlocie [m <sup>3</sup> /s]	0,6338					
Ciśnienie na wylocie [Pa]	101325					
Gęstość powietrza [kg/m <sup>3</sup> ]	1,225					
Intensywność turbulencji [%]	5					

Tab. 4. Wyniki przeprowadzonej symulacji

Parametry przepływu	Wariant					
	40	30	20	20b	20c	10
Średnie spiętrzenie całkowite [Pa]	1175,3	1291	1216,7	1259	1294,8	1145,5
RMS fluktuacji [Pa]	20,45	35,16	45,06	39,74	45,90	62,42
Moc użyteczna [Nm]	672,6	818	770,9	797,7	820,3	725,9
Moc mechaniczna [Nm]	1650,3	1998	2028,7	1896,7	2601,2	2336,7
Sprawność [%]	40,7	40,9	38	42	31,5	31,1

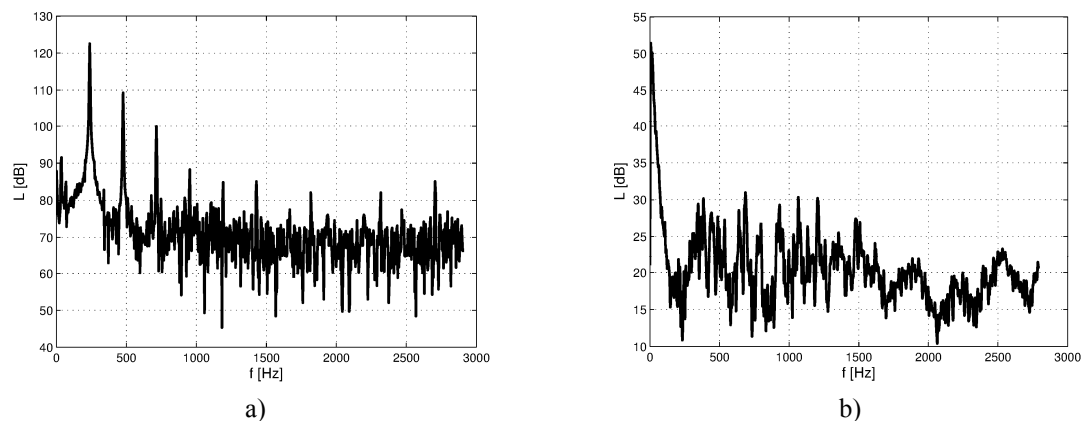
Analizując powyższe wyniki można zauważyć, że największe spiętrzenie równe 1294,8 [Pa] uzyskano dla obudowy ze stałą szczeliną o rozmiarze 20 [mm], co jest zgodne z danymi literaturowymi [7]. Wynik ten w porównaniu do wyjściowej konfiguracji obudowy różni się o blisko 120 [Pa] co oznacza znaczne zwiększenie spiętrzenia, niestety powoduje też znaczny wzrost sił działających na wirnik i obniża sprawność układu. Interesujący okazał się wynik dla odległości 30 [mm], zbliżony do osiągniętych maksymalnych. Różnica ta wynosi zaledwie 3,8 [Pa] co nasuwa myśl, że istnieje taka optymalna odległość języczka obudowy wentylatora od wirnika, dzięki której można osiągnąć największe spiętrzenie bez konieczności stosowania stałej szczeliny na określonym kącie.

Największą sprawność, wynoszącą 42%, osiąga obudowa z promieniem języczka równym 355 [mm] w wariancie *b*. Zaraz za nim na drugiej pozycji co do największej sprawności jest obudowa z promieniem języczka 345 [mm] z wynikiem 40,9%.



Rys. 6. Warianty analizowanych obudów spiralnych

Z powyższej analizy wynika, że wraz ze zmniejszeniem szczeliny zmienia się wielkość fluktuacji spiętrzenia wentylatora. Najmniejsza jest dla największej szczeliny, zaś ze spadkiem odległości między obudową i wirnikiem się zwiększa. Zgodnie z doniesieniami literaturowymi podobna zależność dotyczy emitowanej mocy akustycznej. Zatem wstępne założenie dotyczące możliwości oceny hałasu emitowanego przez wentylator promieniowy na podstawie fluktuacji spiętrzenia wydaje się być słuszne. Co więcej, porównując widmową gęstość mocy hałasu emitowanego przez rzeczywisty wentylator oraz widmo fluktuacji, przedstawione na rysunku 7, widać podobny charakter widm obu sygnałów.



Rys. 7. Widma sygnałów uzyskanych a) z obliczeń, b) z pomiarów



Wątpliwość może budzić znaczna wartość wartości skutecznej fluktuacji ciśnienia. Przyjęcie tej fluktuacji za ciśnienie akustyczne prowadzi do uzyskania wartości poziomu ciśnienia rzędu 120-130 [dB], czego nie można uznać za chociażby w przybliżeniu zgodne z wynikami pomiarów. Taka rozbieżność wyników obliczeń i pomiarów może być wytłumaczona na kilka sposobów. Po pierwsze, model płaski nie uwzględnia zmian fluktuacji ciśnienia w pozostałych przekrojach wylotu wentylatora, co może mieć wpływ na wielkość emitowanej mocy akustycznej. Istnieją prace, które sugerują sposób szacowania emisji akustycznej obiektów trójwymiarowych na podstawie modeli płaskich [8]. Takie szacowanie wymaga dokładniejszych informacji na temat zależności statystycznych wiążących fluktuacje ciśnienia w poszczególnych przekrojach wylotu.

Po drugie analizowane fluktuacje ciśnień dotyczą wnętrza wentylatora. Przy analizowaniu propagacji zaburzeń akustycznych w otoczeniu, należy uwzględnić tzw. stratę wylotu, czyli obniżenie amplitud fluktuacji na skutek nagłego rozszerzenia przekroju kanału przy przejściu fali do otaczającego środowiska.

Taka strata wylotu dla podobnego falowodu może wynosić średnio, w analizowanym paśmie częstotliwości około 10 [dB]. Po trzecie, analizowana wartość skuteczna (RMS) fluktuacji dotyczy całego pasma analizowanych częstotliwości. Pasma akustyczne należy od dołu ograniczyć do co najmniej 20 [Hz]. Nawet tak przetworzone wyniki nie dają zgodności z pomiarami. Niemniej, tabela 4 wskazuje, że mimo problemów z ilościową zgodnością symulacji i pomiarów, występuje zgodność jakościowa. Zatem model płaski można wykorzystać do wstępnej optymalizacji głównych wymiarów konstrukcyjnych wirnika i obudowy.

## 6. Podsumowanie

Przeprowadzone obliczenia komputerowe dowiodły, że dzięki stałej szczelinie można uzyskać większe ciśnienia na krótszym odcinku obudowy spiralnej niż w regularnej spirali na tym samym kącie opasania (warianty 20b i 20c). Nawet fakt, że do badania powyższego problemu wykorzystano model 2D to wyniki zachęcają do podjęcia dalszych badań w tym kierunku i przejścia do trójwymiarowego modelu numerycznego w celu dokładniejszego wyjaśnienia zjawisk spowodowanych modyfikacją obudowy spiralnej. Pomimo tego, iż wentylatory promieniowe są obiektem badań od dość długiego czasu, dalsze eksperymentowanie z obudową spiralną, zarówno przy pomocy modelu komputerowego jak i obiektu rzeczywistego, mogą przyczynić się do ich większego udoskonalenia zarówno pod względem sprawności jak i wydajności.

## Bibliografia

- [1] Ansys Fluent.: *Theory Guide*. Ansys Inc. 2015.
- [2] Fortuna S., Czajka I.: *Experimental verification of selected equations describing the sound power level in fans*. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej ; nr 1076. Ciepłne Maszyny Przepływowe. Seria: Turbomachinery, 2010, no. 138 s. 21-32.
- [3] Engel Z.: *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
- [4] Fortuna S.: *Wentylatory. Podstawy teoretyczne, zagadnienia konstrukcyjno-eksploatacyjne i zastosowanie*. Kraków, TECHWENT, 1999.
- [5] Fortuna S., Sobczak K.: *Numerical and experimental investigations of the flow in the radial fan*. Mechanics, 2008, vol. 27, no. 4.
- [6] Fortuna S.: *Badania pracy użytecznej i strat w wentylatorze promieniowym*. Rozprawy monografie, 227, Wydawnictwa AGH, Kraków, 2011.
- [7] Horvat I., Kameier F.: *Aeroakustische Optimierung von Radialventilatoren in Spiralgehäusen*. DAGA, 2010, Tagungsband.
- [8] Jung H. Seo, Young J. Moon: *Aerodynamic noise prediction for long-span bodies*. Journal of Sound and Vibration, Vol. 306, Is. 3-5, 9 October 2007, p. 564-579; <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2007.05.042>.
- [9] Menter F.R.: *Zonal Two Equation  $k-\omega$  Turbulence Models for Aerodynamic Flows*. AIAA Paper, 93-2906, (1993).
- [10] Otte J.J., Dziuba J.: *Badania wpływu geometrii obudów spiralnych na sprawność statyczną wentylatorów promieniowych*. Energetyka, nr 1/2004, s. 30-36.
- [11] Otte J.: *Badania wysoko sprawnych wentylatorów promieniowych*. Monografia. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2012.
- [12] OWENT – Wentylatory przemysłowe WWOax, przeglądany: 2013.05.16, dostępny w Internecie: <http://www.owent.pl/>

## **Numerical investigations the influence of design parameters on the aerodynamicnoise of the radial fan**

### **Abstract**

The article describes partial research results of the radial fan structure influence on generated aerodynamic noise. The analysis deals with changes of the shape of the volute casing and also distance between rotor and tongue of the volute. After partial model validation authors present estimated pressure fluctuations for 4 different rotor-stator distances. Authors also shows a change in radial fan performance due to changes in rotor-stator geometry. Analysis was performed based on developed 2D radial fan models. The flow analysis was carried out using Ansys Fluent software.

**Keywords:** computational fluid dynamics, radial fan, volute casing, modification of the geometry.