



Politechnika Śląska

Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki

Katedra Maszyn i Urządzeń Energetycznych



**Politechnika
Śląska**

Analiza warunków pracy i dobór parametrów geometrycznych separatora powietrzno-olejowego dla turbiny gazowej

Praca doktorska

mgr inż. Tomasz Szwarc

Promotor

dr hab. inż. Włodzimierz Wróblewski, Prof. PŚ

Promotor pomocniczy

dr inż. Tomasz Borzęcki

Gliwice 2023

Praca powstała w ramach programu doktorat wdrożeniowy. Pragnę podziękować firmie Avio Polska za udostępnienie materiałów do badań i współpracę.

Składam serdeczne podziękowania prof. Włodzimierzowi Wróblewskiemu za opiekę naukową i merytoryczną, którą mnie obdarzył podczas realizacji tej pracy.

Dziękuję Panu profesorowi za poświęcony czas i mądrość, którą wsparł mnie podczas procesu tworzenia pracy.

Składam również serdeczne podziękowania dla Pana dr inż. Tomasza Borzęckiego pełniącego funkcje promotora pomocniczego za opiekę merytoryczną.

Spis treści

Oznaczenia.....	6
1 Wprowadzenie	11
1.1 Opis systemu olejowego turbinowego silnika lotniczego	12
1.2 Przepływy w separatorze cyklonowym.....	22
1.2.1 Ogólna charakterystyka przepływu w cyklonie	22
1.2.2 Zjawiska występujące w separatorach typu gaz-ciecz.....	26
1.3 Badania konstrukcji separatorów oraz ich optymalizacja	30
2 Cel i zakres pracy	37
3 Modele separatorów cyklonowych.....	41
3.1 Modele analityczne	41
3.2 Modele numeryczne	47
4 Modele matematyczne przepływu dwufazowego.....	51
5 Geometria separatora lotniczego i punkty jego pracy	59
6 Badania wstępne	63
6.1 Modele pomocnicze	67
6.2 Ewolucja modelu.....	68
7 Model separatora cyklonowego instalacji olejowej silnika lotniczego	81
7.1 Model dla obliczeń stacjonarnych oraz analiza wyników.....	81
7.2 Model dla obliczeń niestacjonarnych oraz analiza wyników	90
8 Optymalizacja geometrii separatora dla zadanych warunków brzegowych.....	103
8.1 Wybór planu eksperymentalnego i algorytm optymalizacji	103
8.2 Budowa modelu obliczeniowego do optymalizacji	105
9 Analiza wyników optymalizacji	109
9.1 Plan eksperymentu i powierzchnia odpowiedzi	109
9.2 Zadanie optymalizacyjne.....	113
9.3 Wpływ wysokości i średnicy rury centralnej na parametry separatora.....	124

9.4	Wpływ warunków operacyjnych na parametry pracy separatora	127
10	Podsumowanie i wnioski	133
	Bibliografia	139
	Lista rysunków	145
	Lista tabel	149
	Załączniki	150
	Streszczenie	152
	Abstract	153

Oznaczenia

- a – wysokość wlotu [m], przyspieszenie [m/s^2]
- A – pole powierzchni [m^2]
- b – szerokość wlotu [m]
- B – średnica wylotu [m]
- C – stała wiru [-]
- Co – liczba Couranta
- C_p – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu [$\text{J}/(\text{kgK})$]
- d – średnica [m]
- D – średnica, średnica części walcowej separatora [m]
- DPZ – współczynniki dla mapy przepływu Taitela-Dukler'a
- e – liczba Eulera (matematyczna)
- Eu – liczba Eulera (kryterialna)
- F – siła [N]
- f – współczynnik tarcia [-]
- Fr – liczba Frouda
- G – składnik generujący energie kinetyczną turbulencji
- g – stała grawitacyjna [m/s^2]
- h – wysokość części walcowej cyklonu [m]
- H – wysokość [m]
- ISA – atmosfera standardowa (International Standard Atmosphere)
- K – wartość stała
- k – energia kinetyczna turbulencji, wartość stała dla równań cyklonu
- KTD – współczynniki dla mapy przepływu Taitela-Dukler'a
- m – masa [kg]
- \dot{m} – strumień masowy [kg/s]
- $\dot{m}\rho$ – gęstość strumienia masy [$\text{kg/m}^2 \text{ s}$]
- N – liczba spiralnych obrotów w separatorze [-]
- NS – Navier Stokes
- n – liczba faz w równaniach wielofazowych

- OQ – jakość oleju [%]
 p – ciśnienie [Pa]
 Δp – spadek ciśnienia [Pa]
 q – współczynnik bezwymiarowy [-]
 Q – strumień objętościowy [m³/s]
 QS – współczynnik dla równania Stairmanta
 R, r – promień [m]
 Re – liczba Reynoldsa [-]
 S – długość rury centralnej [m]
 sv – współczynnik w równaniu Svarovsky'ego
 T – temperatura [°C], współczynniki dla mapy przepływu Taitela-Dukler'a
 t – czas przebywania [s], współczynniki dla mapy przepływu
 w – wykładnik wiru [-],
 V – objętość [L]
 v – prędkość [m/s]
 X – współczynniki dla mapy przepływu Taitela-Dukler'a
 y^+ – bezwymiarowa odległość od ścianki

Oznaczenia greckie:

- α – udział objętościowy powietrza [-], współczynnik statyczny
 δ – grubość filmu oleju [m]
 Δ – delta
 ε – prędkość rozpraszania energii turbulencji
 ϵ – współczynnik dla modelu Bartha
 λ – lepkość objętościowa
 λ – współczynnik dla mapy Baker-a
 ρ – gęstość [kg/m³]
 σ – napięcie powierzchniowe [N/m], współczynnik w równaniach turbulencji
 η – sprawność [%]
 μ – współczynnik lepkości dynamicznej [Pa·s]
 τ – tensor naprężenia
 φ_{sf} – współczynnik [-]

- Ψ – współczynnik dla mapy Baker-a
- θ – współrzędna w układzie cylindrycznym, wartość styczna
- ω – prędkość kątowna [rad/s]
- Ω – intensywność zawirowania [-]

Indeksy:

- 50 – wartość średnicy krytycznej
- a* – powietrze
- b* – wartość masowa
- c* – wymiar stożka
- cs* – powierzchnia kontrolna
- cyl* – część cylindryczna
- D* – siła oporu
- dyn* – wartość dynamiczna
- eff* – wartość efektywna
- f* – wartość dla filmu olejowego
- gas* – gaz
- in* – wartość na wlocie
- liq* – ciecz
- m* – wartość dla mieszaniny
- mixture* – mieszanina powietrza i oleju
- o* – olej
- out* – wartość wylotowa
- q* – oznaczenie fazy
- pp* – pęcherzyk powietrza
- p* – oznaczenie fazy
- RC* – wartość na wylocie z rury centralnej
- s* – separacja
- stat* – wartość statyczna
- svar* – wartość dla równania Svarowskiego
- t* – wartość całkowita

x – kierunek w układzie kartezjańskim, rura centralna

z, θ, r – składowe osiowa, styczna i promieniowa układu walcowego

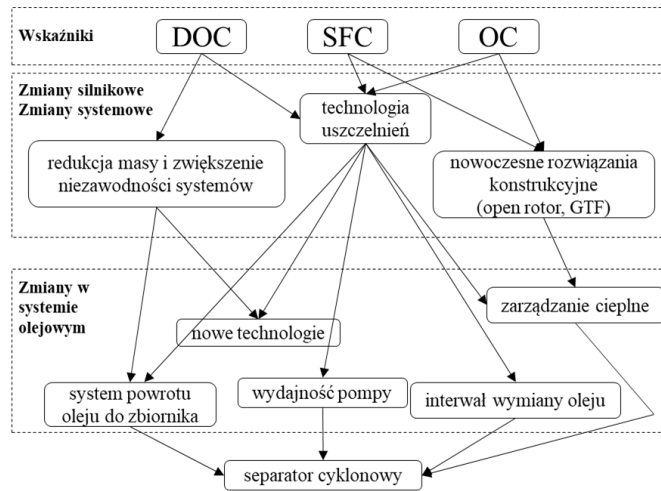
zb – zbiornik

1 Wprowadzenie

Współczesne systemy smarowania występujące w silnikach lotniczych, oparte są na konstrukcjach i technologiach, które nie uległy znaczącym zmianom na przestrzeni ostatnich 30 lat. Aktualnie tworzone rozwiązania technologiczne w silnikach turbinowych oraz ich komponentach biorą pod uwagę trzy główne cele: ekologiczny, ekonomiczny oraz bezpieczeństwo. Miarą ich realizacji jest zmiana wartości kluczowych wskaźników:

- bezpośredniego kosztu operacyjnego (DOC ang. direct operating cost),
- zużycia paliwa (SFC ang. specific fuel consumption),
- zużycia oleju (OC ang. oil consumption).

Redukcja wartości wyżej wymienionych wskaźników wymaga wprowadzenia nowych rozwiązań konstrukcyjnych i technologicznych lub dokonania zmian w eksploatowanych turbinach lotniczych. Schemat na Rys. 1 pokazuje zależności pomiędzy wskaźnikami, a ogólnymi zmianami w silniku, zmianami systemowymi i koniecznymi modernizacjami w podzespołach silnika lotniczego. Rozwój technologii lotniczej jest procesem czasochłonnym oraz kosztownym, dlatego w tej branży, w ramach polityki zrównoważonego rozwoju, przyjmuje się odpowiednią długofalową strategię. Na wybór kierunku rozwoju firmy ma wpływ obserwacja działań i decyzja firm konkurencyjnych [1]. W 2022 w ramach joint venture firmy General Electric z firmą Safran ogłoszono rozpoczęcie prac nad nowym rodzajem konstrukcji silnika typu „open rotor” pod nazwą „RISE” [2]. Firma Avio Polska w ramach programu INNOLOT [3] w latach 2014-2019, przeprowadziła badania nad nowymi technologiami uszczelnień stosowanymi w turbinach gazowych niskiego ciśnienia.



Rys. 1 Schemat zależności wskaźników od zmian systemowych

Częścią prowadzonych badań jest poprawa niezawodności systemu olejowego. Skupione są one na poprawie parametrów pracy systemu powrotu oleju do zbiornika. Ze względu na to, że separator cyklonowy jest częścią powyższego systemu, usprawnienie jego działania wpłynie korzystnie na cały układ olejowy. W konsekwencji nastąpi zwiększenie wydajności pompy tłoczącej i interwału wymiany oleju. Wyższa wydajność pompy i separacja oleju powodują lepszą stabilność cieplną turbiny gazowej. Motywacją do pogłębienia analizy pracy separatora olejowego, były wyzwania projektowe w nowych konstrukcjach silników i trudności napotkane w trakcie pracy układu olejowego. Nieprawidłowa praca separatora skutkuje pojawieniem się ograniczeń w eksploatacji silnika. W związku z tym zaistniała konieczność dokładnego przeanalizowania zjawisk występujących w separatorze powietrzno-olejowym i wskazania możliwości poprawy parametrów jego pracy.

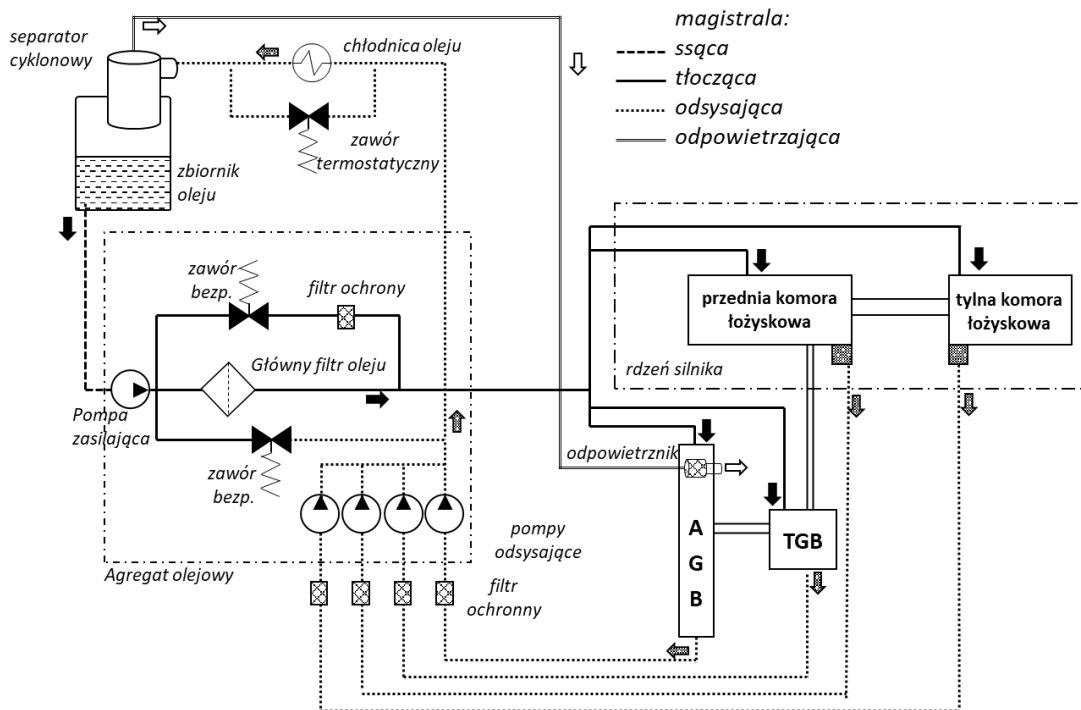
1.1 Opis systemu olejowego turbinowego silnika lotniczego

System olejowy stanowi integralną część silnika, a jego praca warunkuje prawidłowe funkcjonowanie turbiny gazowej. Większość lotniczych silników turbinowych posiada zamknięty system smarowania. Tylko w niektórych konstrukcjach zdecydowano się na zastosowanie obiegu częściowo otwartego, czyli mieszanego (np. Armstrong Siddeley Viper). Zamknięte systemy smarowania silników lotniczych można podzielić na dwa typy: z mokrą i z suchą miską olejową. Występujące w nich elementy są podobne dla obu typów systemów, ale główną różnicą między nimi jest umiejscowienie zbiornika oleju.

W systemie z mokrą miską olejową elementy smarowane są poprzez zanurzenie w oleju. Gromadzi się on w misce olejowej, która stanowi część korpusu silnika. Zamontowana jest w dolnej części skrzyni agregatów lub w obudowie silnika. Taka konstrukcja jest mało skomplikowana a powrót oleju do miski następuje na skutek działania siły grawitacji. Takie rozwiązanie było stosowane w początkowych konstrukcjach silników odrzutowych i nadal wykorzystuje się je w: pomocniczych jednostkach zasilających APU (ang. Auxiliary Power Unit), przekładniach helikopterów oraz w samolotowych silnikach tłokowych.

W układzie z suchą miską olejową (np. silnik AI-25, LIS-5), olej dostarczany jest do komór łożyskowych i przekładni za pomocą systemu wtryskiwaczy. Wychodzący strumień oleju smaruje i chłodzi zazębienia kół zębatych, łożyska, uszczelnienia i wielowypusty. Następnie olej zawracany jest pompami odsysającymi do zbiornika oleju, który znajduje się poza głównym kadłubem silnika. Zbiornik ten zazwyczaj montowany jest w gondoli silnika lub łączy się z obudową przekładni, która napędza agregaty (pompy paliwa, pompy układu hydraulicznego i generatory prądu). Biorąc pod uwagę organizację wymiany ciepła w lotniczych turbinach gazowych można zastosować dwa rodzaje konstrukcji systemu powrotu oleju: zimny lub gorący. W pierwszym przypadku, pompa odsysająca przesyła olej z odstojników do chłodnicy oleju a następnie do zbiornika. Dla takiego systemu olej nie może być mocno napowietrzony, gdyż wpływałoby to na zwiększenie gabarytów chłodnicy. Dzieje się tak dlatego, że mieszanina powietrzno-olejowa posiada gorsze właściwości cieplne i większą objętość niż czysty olej. W drugim przypadku konstrukcji, chłodnica oleju znajduje się na magistrali tłocznej. W związku z tym, że nie występuje chłodzenie na magistrali odsysającej, do separatora znajdującego się w zbiorniku wpływa gorąca mieszanina. Jest to ważny aspekt dla przebiegu separacji powietrza z oleju oraz dla spadku ciśnienia na magistrali odsysającej ze względu na zmianę parametrów mieszaniny (gęstość i lepkość). W zależności od potrzeby termoregulacji silnika stosuje się kilka wymienników ciepła typu: paliwo/olej oraz powietrze/olej, pracujących w układzie równoległym lub szeregowym. W trakcie uruchamiania silnika przy niskich temperaturach otoczenia (poniżej -40°C) układ olejowy posiada zabezpieczenie w formie termostatu. Pozwala on na przepływ oleju bezpośrednio do silnika omijając wymienniki ciepła, które w takich warunkach powodowałyby wzrost ciśnienia na magistrali tłocznej.

Przykładowy układ olejowy został przedstawionym na Rys. 2. Olej ze zbiornika zasysany jest przez pompę tłoczną a odcinek pomiędzy nimi nazywany jest magistralą ssącą. Ciśnienie panujące w magistrali ssącej jest zbliżone do ciśnienia w zbiorniku. Przy projektowaniu zwraca się uwagę na to, aby magistrala posiadała małe opory hydrauliczne. Dla uniknięcia zjawiska kawitacji i zapewnienia prawidłowej pracy pompy tłocznej na dużych wysokościach stosuje się zawór barostatyczny podnoszący wartość ciśnienia w zbiorniku olejowym. Odcinek pomiędzy pompą tłoczną a elementami smarującymi stanowi magistralę tłoczną. Umieszczono na niej czujniki temperatury i ciśnienia oleju, których odczyt jest widoczny w kabinie pilota. Na magistrali tłocznej znajduje się główny filtr oleju oraz zawory bezpieczeństwa odpowiedzialne za utrzymanie prawidłowego ciśnienia w układzie, np. podczas rozruchu zimnego silnika, gdy lepkość oleju jest największa (przyjmuje się $4e-3m^2/s$ przy około $-40^{\circ}C$) w magistrali tłocznej, panuje wysokie ciśnienie (około 1240kPa) [4]. Olej płynący w magistrali przepływa najpierw przez chłodnice a następnie ulega rozdzieleniu docierając do kanałów w kadłubie komór łożyskowych, skrzyni agregatów (AGB na Rys. 2) i pozostałych przekładni. Wypływający z wtryskiwaczy olej ma postać strugi, która przy kontakcie z wirującymi częściami silnika zostaje rozbita. Do komory łożyskowej dostaje się pewna ilość powietrza z upustu sprężarki mająca na celu blokowanie wycieku oleju do kanału przepływowego silnika. Zapobiega to nadmiernym ubytkom oleju z układu oraz takim niepożądanym efektem jak dymienie z silnika lub zapach oleju w kabinie pasażerskiej samolotu. Olej użyty w procesie smarowania spływa do odstożników w postaci drobnych kropelek lub cienkiej warstwy filmu olejowego na ścianach. Z powodu wysokich prędkości obrotowych krople oleju porywane są przez strumień wirującego powietrza w skrzyni łożyskowej. W dolnej części miski, w odstożniku, olej jest silnie mieszany przez wir, co w konsekwencji prowadzi do zwiększenia objętości mieszaniny w wyniku napowietrzania. Magistralą odsysającą nazywamy część przewodów od odstożników i komór skrzyń przekładniowych do separatora olejowego. W separatorze następuje usunięcie powietrza z mieszaniny a odseparowany olej jest ponownie zasysany ze zbiornika oleju. Powietrze usuwane z separatora zawiera mgłę olejową, dlatego należy je odprowadzić do odpowietrznika bezwładnościowego w celu ponownej separacji. Część układu pomiędzy zbiornikiem a odpowietrznikiem nazywamy magistralą odpowietrzającą.



Rys. 2 Przykładowy schemat systemu olejowego w turbinowym silniku lotniczym

Wydajność objętościowa pompy odsysającej jest powiększona czterokrotnie w stosunku do pompy tłocznej. Zapobiega to gromadzeniu się oleju w misce olejowej i umożliwia odsysanie powietrza ze skrzyni łożyskowej oraz komory przekładni [5]. Ilość powietrza pobranego przez pompę odsysającą jest funkcją ciśnienia przed separatorem (ciśnienia tłoczenia na pompie odsysającej, Rys. 3A). Ciśnienie tłoczenia do 410kPa jest często spotykane podczas zimnego rozruchu silnika, gdy temperatura otoczenia wynosi około -40°C . Pompy odsysające zwykle dostarczają do separatora mieszaninę oleju zawierającą od 40% do 70% powietrza. Przykład napowietrzenia oleju przedstawia Rys. 3B [5,6].



A

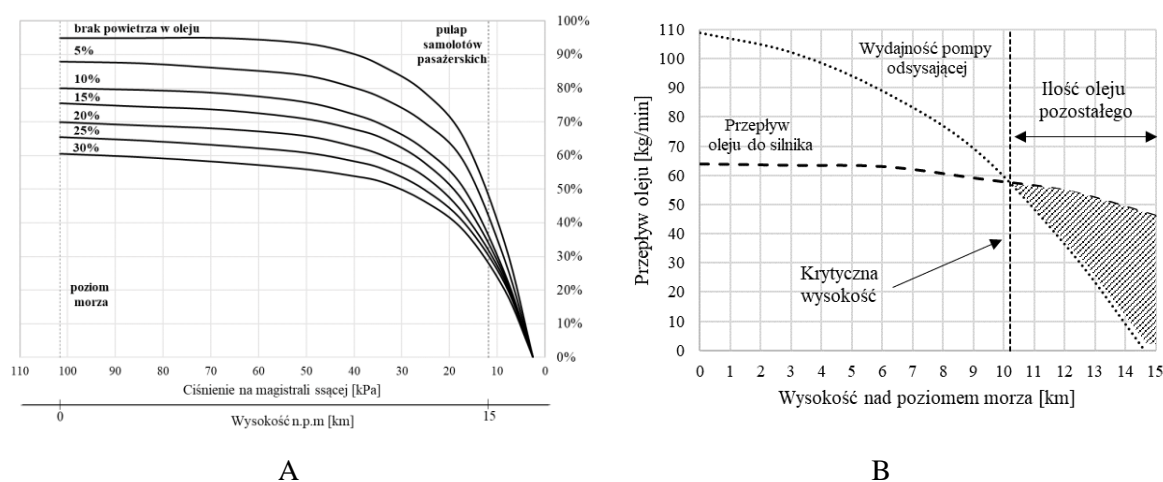
B

Rys. 3 Struktura napowietrzenia oleju A –charakterystyka ilości piany w objętości oleju w zależności od ciśnienia tłoczenia pompy odsysającej [5],
 B – różnica między napowietrzonym olejem i olejem odgazowanym [7]

Napowietrzenie oleju ma negatywny wpływ na prace silnika lotniczego. Problemy, które mogą pojawić się na skutek tego zjawiska to:

- spadek sprawności pompy tłocznej i odsysającej,
- nadmierne spienienie się oleju na powierzchni zbiornika oleju,
- korek powietrzny na magistrali tłocznej,
- problemy w hydraulicznych systemach samolotowych np. w systemie sterującym skokiem śmigła,
- wadliwe smarowanie.

Charakterystyka przedstawiona na Rys. 4A, określa wpływ zawartości powietrza na sprawność pompy w systemie olejowym. Jej wydajność maleje wraz ze wzrostem zawartości powietrza. Brak wymaganego przepływu oleju powoduje wzrost jego temperatury. W konsekwencji ulega on utlenianiu a po przekroczeniu temperatury dymienia następuje jego rozkład termiczny i odkładanie się nagaru w magistrali olejowej. Jest to spowodowane obniżoną pojemnością cieplną mieszaniny powietrzno-olejowej w stosunku do oleju. Kolejne trudności pojawiają się na magistrali odsysającej po przekroczeniu wysokości krytycznej (powyżej 10km n.p.m.). Następuje spadek sprawności pompy odsysającej i w konsekwencji nieodessany olej gromadzi się w dolnych częściach przekładni lub w komorach łożyskowych. W efekcie tego, koła i łożyska zaczynają zanurzać się w oleju generując straty.



Rys. 4 Charakterystyka parametrów pomp układu olejowego. A – Zmiana sprawności pompy tłocznej w zależności od zawartości powietrza w oleju [8], B – Zmiana wydajności pompy odsysającej w zależności od wys. n.p.m. [5]

Powstająca piana olejowa zwiększa swoją objętość i jest wyrzucana przez odpowietrznik lub uszczelnienia w komorach łożyskowych (Rys. 4B). Spadek wydajności pompy to zagadnienie, które wciąż jest badane [9,10].

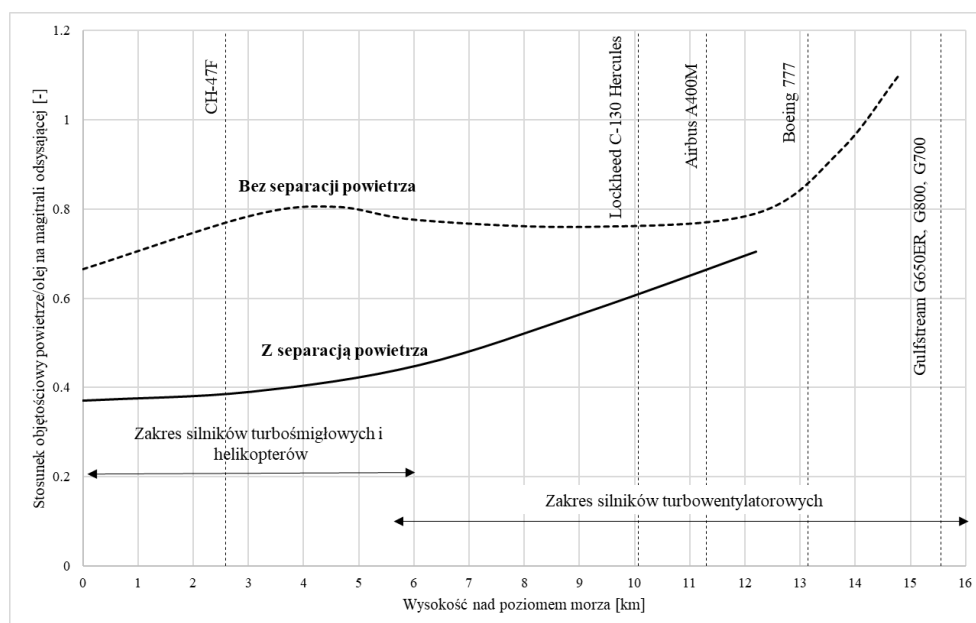
Nadmierne pienienie się oleju będzie powodować wzrost objętości mieszaniny w zbiorniku oleju oraz wycieki oleju z odpowietrznika silnika [11,12].

Korek powietrza na magistrali tłocznej obniża ciśnienie oleju, wywołując spadek prędkości wylotowej z wtryskiwaczy. Zmniejszenie wartości prędkości strugi oleju skutkuje zmianą jej krzywizny lub jej nadmiernym rozproszeniem przez wir powietrza powstający wokół obracających się kół zębatach w przekładniach [13].

W najbardziej krytycznym przypadku powietrze może doprowadzić do przerwania filmu olejowego. W efekcie tego spodziewać się można zwiększenia zużycia elementów na powierzchniach kontaktu np. bieżni łożysk oraz powierzchni natarcia kół zębatach. W miejscach tych, w trakcie przeglądów obserwuje się ogniska korozji.

Separacja powietrza i oleju w silniku lotniczym

Stosunek objętości powietrza do objętości oleju na magistrali odsysającej jest wyższy, gdy nie zastosujemy separacji oleju. Stosunek objętościowy powietrza rośnie wraz z wysokością n.p.m. Powyżej 12km n.p.m., konieczne jest wtedy usunięcie powietrza z oleju dla zachowania prawidłowego funkcjonowania systemu [5] (Rys. 5).



Rys. 5 Wpływ separacji powietrza na stosunek objętościowy powietrze/olej w magistrali tłocznej w zależności od wysokości nad poziomem morza [12]

W przypadku braku separatora cyklonowego mocno napowietrzony olej trafia bezpośrednio do zbiornika. Wraz ze wzrostem wysokości lotu obniża się ciśnienie otoczenia. Powoduje to rozszerzanie i unoszenie się pęcherzów powietrza na powierzchnię oleju, które zostają na niej lub pękają. W warunkach niskiej temperatury wysoka lepkość oleju będzie powodować spienianie się oleju na powierzchni. Prędkość unoszenia się pęcherzyka można opisać za pomocą równania [6]:

$$v_{pp} = \frac{2gd_{pp}^2(\rho_a - \rho_o)}{36\mu_o} \quad (1)$$

Z zależności (1) wynika, że im mniejszy pęcherzyk powietrza, tym niższa jest jego prędkość unoszenia. Spada tym samym prawdopodobieństwo pozbycia się pęcherzyków z mieszaniny. Na ogół w ten sposób usuwa się około 80% powietrza z mieszaniny, a pozostałe 20% pozostaje w postaci małych pęcherzyków, które są trudne do eliminacji. Zbiornik oleju oprócz funkcji magazynującej, wpływa na jego odgazowanie. Dlatego projekt zbiornika ma wpływ na charakterystykę systemu olejowego. W przypadku użycia zbiornika oleju o dużej objętości, stosunkowo łatwo można osiągnąć zadowalający stopień odgazowania, ponieważ pęcherzyki mają wystarczająco dużo czasu, aby unieść się na powierzchnię, zanim olej trafi do magistrali ssącej i nastąpi powtórzenie cyklu. Czas przebywania oleju w zbiorniku określany jest równaniem:

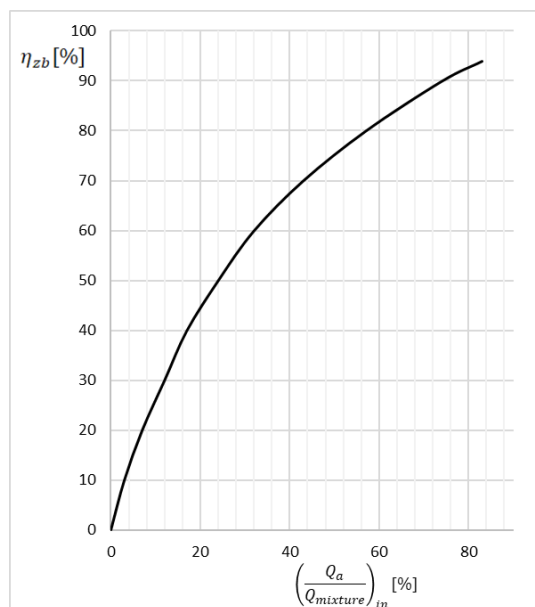
$$t_{zb} = \frac{V_o}{Q_{pomp}} \quad (2)$$

gdzie V_o jest objętością oleju w zbiorniku, a Q_{pomp} wydajnością objętościową pompy. Im dłuższy czas przebywania oleju tym lepsza możliwość jego odgazowania podczas pracy. Dla przykładu czas przebywania oleju dla silnika RB 211 przy napełnieniu zbiornika do połowy wynosi 10.6 sekundy [11]. Sprawność separacji zbiornika [5] jest określona równaniem:

$$\eta_{zb} = \frac{\left(\frac{Q_a}{Q_{mixture}}\right)_{in} - \left(\frac{Q_a}{Q_{mixture}}\right)_{out}}{\left(\frac{Q_a}{Q_{mixture}}\right)_{in}} 100\% \quad (3)$$

Przykładową charakterystykę sprawności zbiornika przedstawiono na Rys. 6. Sprawność separacji zbiornika rośnie wraz z napowietrzeniem dostarczanego oleju. Oznacza to, że zbiornik będzie lepiej odpowietrzał mieszaninę o wysokiej zawartości powietrza. W przypadku zawartości powietrza w mieszaninie około 3% sprawność zbiornika wynosi około 10% (Rys. 6). Charakterystyka zbiornika będzie się zmieniać w zależności

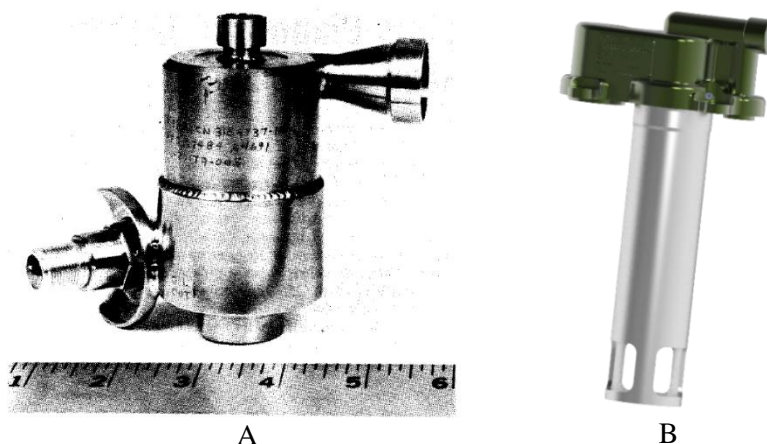
od poziomu oleju oraz temperatury i ciśnienia w jego wnętrzu. Przyjmuje się, że w prawidłowo zaprojektowanym zbiorniku objętość procentowa powietrza w mieszaninie na wylocie wynosi od 6% do 2% [6]. Chcąc otrzymać mniejszą zawartość powietrza należy znaleźć dodatkowe sposoby separacji mieszaniny.



Rys. 6 Przykładowa charakterystyka sprawności zbiornika oleju stosowanego w samolocie [14]

Odseparowanie powietrza z oleju można dokonać za pomocą separatora cyklonowego. Jest to urządzenie statyczne znajdujące się na magistrali odsysającej przed zbiornikiem oleju (Rys. 2). Sprawność jego pracy wpływa na zawartość powietrza w magistrali ssącej oleju oraz na ilość oleju przedostającego się do magistrali odpowietrzającej. Separatory stosowane w lotnictwie działają przy zmiennych warunkach pracy w porównaniu do wykorzystywanych w przemyśle. Ważną cechą separatorów stosowanych w silnikach lotniczych jest ich kompaktowość, która wynika z konieczności redukcji masy oraz dostępnej przestrzeni projektowej. Głównym ograniczeniem wysokości projektowej separatora cyklonowego jest odległość zwierciadła oleju od krawędzi jego rury centralnej. W lotniczych turbinowych silnikach oczekiwany stosunek strumienia objętościowego powietrza i oleju na wlocie do separatora wynosi od 1:1 do 4:1 [15] w warunkach ISA. W przypadku niektórych silników stosunek ten może osiągać wyższe wartości. W trakcie pracy następują zmiany takich parametrów jak: temperatura oleju, ciśnienie otoczenia (zależne od wysokości), przepływ objętościowy oleju (zależny od temperatury, prędkości obrotowej pompy oraz wysokości n.p.m.), przepływ masowy powietrza (zależny od punktu misji samolotu). Przepływ powietrza będzie też uwarunkowany technologią uszczelnienia stosowaną w komorze łożyskowej

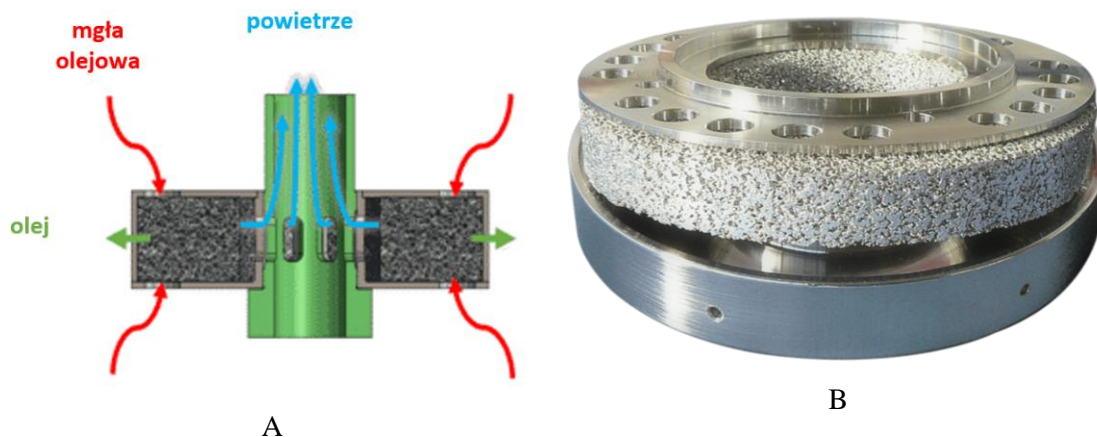
silnika oraz stopniem jego zużycia, narastającym w trakcie eksploatacji. W porównaniu do odpowietrznika bezwładnościowego, separator cyklonowy pracuje przy wyższych wartościach strumienia przepływu oleju. W silnikach lotniczych występują dwa rodzaje konstrukcji separatorów cyklonowych: zamknięta i otwarta. Separator o konstrukcji zamkniętej umieszczony jest na magistrali odsysającej silnika przed zbiornikiem oleju (przykład silnika turbośmigłowego Honeywell TPE331 [15]).



Rys. 7 Przykłady separatorów olejowych A – Cyklonowy separator lotniczy silnika Honeywell TPE331-14/15R (wymiar w calach) [15], B – Air Oil Separator - Umbria Aerospace Systems[16]

Zazwyczaj jest to urządzenie małych rozmiarów (Rys. 7A) pracujące przy niższych parametrach pracy w porównaniu do otwartego typu separatora. W przypadku dużych silników turbowentylatorowych (np. Trent900), separator znajduje się w zbiorniku oleju (Rys. 7B) a jego dolna część może znajdować się poniżej powierzchni zwierciadła oleju. Konstrukcje tego typu zawierają także zawór barostatyczny.

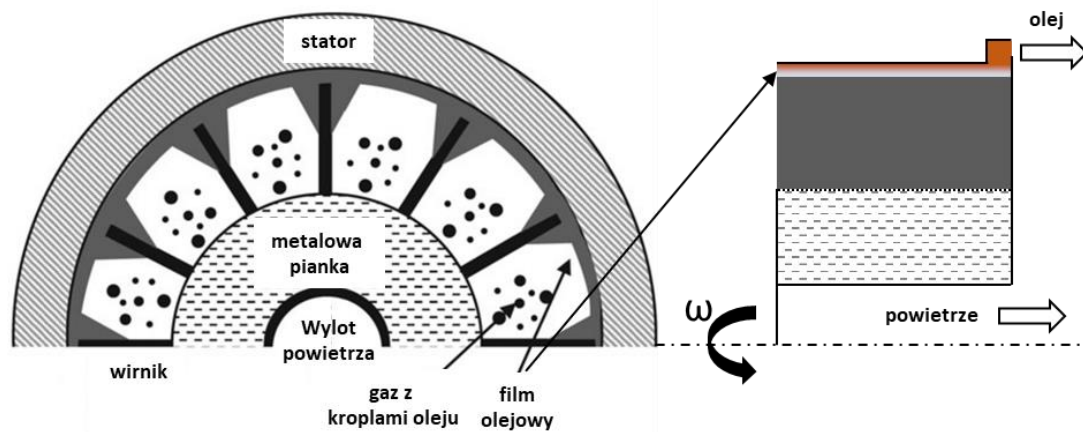
W zależności od konstrukcji systemu olejowego stosuje się różne urządzenia separacyjne. W większości silników lotniczych system odpowietrzenia silnika zakończony jest odpowietrznikiem bezwładnościowym [17]. Jego konstrukcja składa się z wałka z otworami, na który nałożony jest wirnik zawierający łopatki lub pojemnik z porowatym materiałem (Rys. 8A). Występują też odmiany odpowietrznika bezwładnościowego montowanego bezpośrednio na wale turbiny w komorze łożyskowej. Podczas ruchu obrotowego następuje oddzielenie oleju ze strumienia mgły olejowej przepływającego przez pojemnik (Rys. 8B). Krople oleju opuszczają pojemnik przez otwory i są wyrzucane siłą bezwładności na ścianki kadłuba, skąd olej spływa do studzienki magistrali odsysającej.



Rys. 8 Przykład odpowietrznika bezwładnościowego A – zasada działania odpowietrznika bezwładnościowego, B – widok pojemnika z porowatym materiałem [18]

Odpowietrzniki bezwładnościowe obracają się z prędkością do 45 m/s, a w przypadku niskich prędkości obrotowych poniżej 20 m/s ich sprawność spada [19]. Dostarczany strumień mieszaniny poddawany jest zazwyczaj wstępnej separacji w separatorze cyklonowym w celu zmniejszenia udziałów oleju. Sprawność separacji odpowietrznika bezwładnościowego wpływa bezpośrednio na wskaźnik zużycia oleju (OC).

Część prac badawczych koncentruje się na zastosowaniu nowego systemu o nazwie PASS (ang. Pump and Separation System), który łączy w sobie trzy komponenty: pompę odsysającą, separator cyklonowy oraz odpowietrznik bezwładnościowy [10,20,21] (Rys. 9). System PASS jednocześnie dokonuje separacji powietrza od oleju i zwiększa ciśnienie w magistrali odsysającej. Połączenie trzech komponentów przyczynia się do zmniejszenia masy, poprawia niezawodność układu olejowego i zmniejsza jego złożoność.



Rys. 9 Schemat systemu PASS wraz z przekrojem [21]

System oparty jest na konstrukcji podobnej do odpowietrznika bezwładnościowego. Mieszanina przechodzi przez dwa etapy separacji. Najpierw zostaje wprowadzona

na wirnik, składający się z kilku łopatek, pełniący rolę pompy. Następnie w wyniku działania siły odśrodkowej olej jest wyrzucany na zewnętrzną część wirnika. Na ścianie statora tworzy się film olejowy, a jego grubość zależy od ciśnienia na wylocie oraz od prędkości obrotowej wirnika (Rys. 9). W drugim etapie mgła olejowa, która wciąż zawiera krople oleju o wielkości 15-25 μm [17], przepływa przez wirującą metaliczną piankę (Retimet klasy 45 firmy Meggit [22]). Odseparowany olej ponownie kierowany jest na łopatki wirnika. Oczyszczone powietrze opuszcza system przez wylot znajdujący się w osi wirnika. System jest w fazie testów i nie został jeszcze wykorzystany w projektach komercyjnych.

1.2 Przepływy w separatorze cyklonowym

Separatory cyklonowe lub hydrocyklony są urządzeniami, które w zależności od rodzaju używanego płynu roboczego, mają na celu oddzielenie fazy rozproszonej - cząstek stałych, pęcherzyków gazu, kropeł, od fazy ciągłej gazu lub cieczy. Pierwsze badania separatorów przeprowadzone w latach 1945-1960 ujawniły dużą złożoność przepływu [23]. Cyklony zostały przebadane i ulepszone do wykorzystania w procesach przemysłowych, takich jak: oczyszczanie gazów, klarowanie cieczy, klasyfikacja proszku, odgazowywanie cieczy i oddzielanie niemieszających się cieczy [24]. Są stosowane w cementowniach [25,26], procesach przemysłowych do oczyszczania powietrza [27], silnikach lotniczych [15,28], rafineriach [29] i przemyśle spożywczym [30,31]. Konstrukcja separatora nie wymaga stosowania ruchomych części, ponieważ siła odśrodkowa wytwarzana jest przez przepływającą mieszaninę. Separatory o konstrukcji cyklonu posiadają szereg zalet: posiadają prostą i zwartą budowę, są tanie w eksploatacji, mają możliwość pracy przy wysokich temperaturach i ciśnieniu, są łatwe w instalacji i konserwacji. Co więcej, mogą pracować z wysoką wydajnością separacji w szerokim zakresie warunków bez konieczności instalacji systemu sterowania. Do wad cyklonów należą: duży spadek ciśnienia gazu oraz konieczność dostosowania konstrukcji do wymaganej sprawności separacji przy uwzględnieniu niestabilności przepływu i wielkości separowanych cząstek stałych czy kropeł.

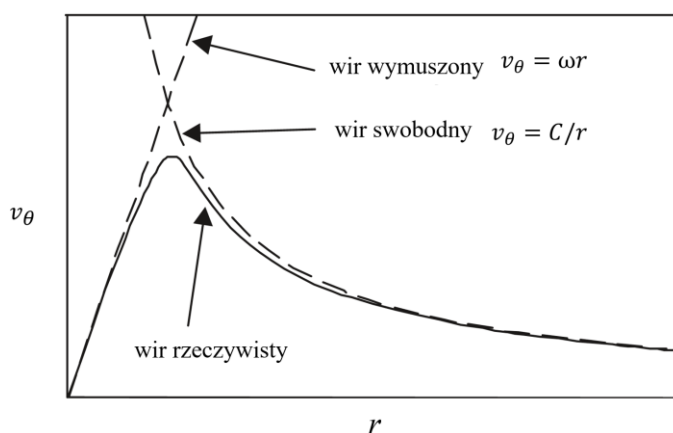
1.2.1 Ogólna charakterystyka przepływu w cyklonie

Pole przepływu wewnątrz cyklonu jest złożone, ponieważ występują w nim turbulencje oraz przepływ dwufazowy. Wir wewnątrz cyklonu generowany jest przez zastosowany styczny napływ do separatora. Na podstawie badań cyklonów

przeprowadzonych przez Shepherda i Lapple'a [32] prędkość styczna przepływu wirowego wynika z zależności:

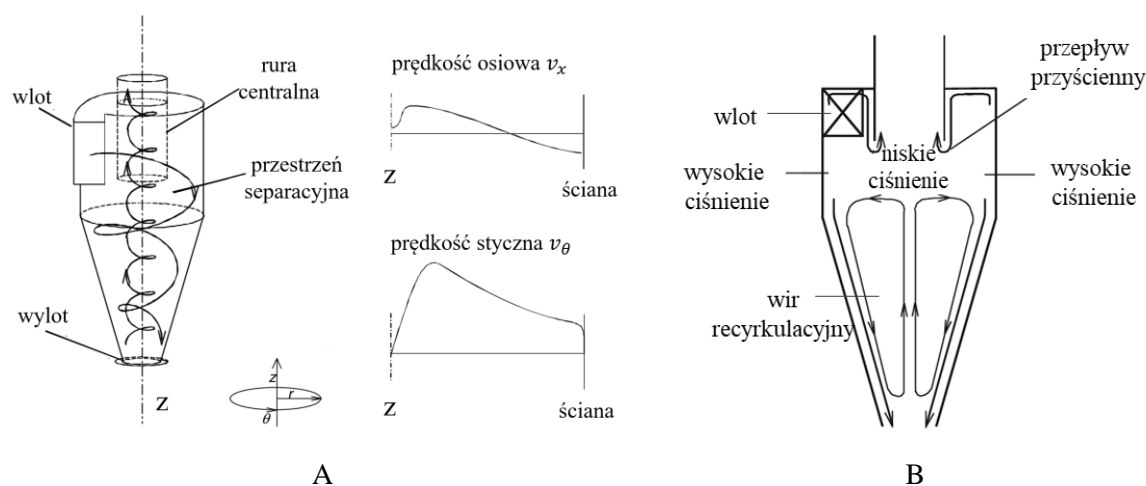
$$v_{\theta} r^w = const \quad (4)$$

gdzie, dla $w = -1$ występuje wir wymuszony a dla $w = 1$ wir swobodny. Dla wymuszonego przepływu wirowego, prędkość wiru jest taka sama jak prędkość styczna poruszającego się w nim płynu. W przypadku wymuszonego wiru, płyn zachowuje się tak jakby miał nieskończoną lepkość (tak jak ciało stałe). W związku z tym między warstwami płynu na różnym promieniu nie występuje ruch ścinający. Elementy płynu we wszystkich położeniach promieniowych muszą mieć tę samą prędkość kątową. Zatem prędkość styczna dla wiru wymuszonego będzie wynosić $v_{\theta} = \omega r$. Tymczasem w swobodnym przepływie wirowym zakłada się wirowanie płynu bez sił lepkości. W takim przypadku moment pędu elementów płynu jest taki sam na całej długości promienia separatora. Jeśli w takim płynie element zostanie sprowadzony na mniejszy promień, jego prędkość styczna wzrośnie, ponieważ jego moment pędu ($mv_{\theta}r$) będzie stały. Dlatego dla wiru swobodnego prędkość styczna wynosi $v_{\theta} = C/r$, gdzie C jest wartością stałą. W przypadku rzeczywistych przepływów wirowych profil prędkości stycznej jest pośredni między wymuszonym i swobodnym wirami. Składa się z dwóch części: wewnętrznej części z wymuszonym obrotem i zewnętrznej ze swobodnym ruchem wirowym. Taki przepływ nazwany jest wirami Rankine'a. Rys. 10 wskazuje zachowanie wiru rzeczywistego, którego prędkość styczna na mniejszym promieniu jest bardzo zbliżona do wymuszonego wiru. W sytuacji większego promienia prędkość styczna jest bliższa do tej, którą charakteryzuje wir swobodny [33].



Rys. 10 Zmiana prędkości stycznej w zależności od promienia dla różnych rodzajów wirów [33]

Standardowy schemat przepływu wewnątrz konstrukcji cyklonu cylindryczno-stożkowego to wir w wirze (Rys. 11A). Mieszanina po wejściu przez wlot do przestrzeni separacyjnej rozpoczyna spiralny przepływ w dół, blisko ściany separatora. Dzieje się tak na skutek stycznego napływu mieszanki. Przepływ ten tworzy zewnętrzny spiralny wir. Obecność niższego ciśnienia w rurze centralnej oraz natężenie przepływu powodują, że cały strumień wpływający do cyklonu nie ma możliwości bezpośredniego wydostania się przez dolny wylot. Część powietrza zaczyna przemieszczać się do wnętrza cyklonu. Zjawisko to narasta wraz z przemieszczaniem się strumienia w dół cyklonu a strumień powietrza, który przepływa do wewnątrz, ostatecznie odwraca kierunek swojej prędkości pionowej i porusza się w górę do rury centralnej (Rys. 11A). W rezultacie tego zjawiska tworzy się wewnętrzny wir obracający się w tym samym kierunku co wir zewnętrzny.



Rys. 11 Charakterystyka przepływu w cyklonie A – Szkic cyklonu z wlotem stycznym z wzorcem przepływu oraz poglądowy profil prędkości stycznej i osiowej, B – Schemat przepływów w cyklonie [33]

W przestrzeni separatora występuje przepływ przyścienny [34], który obniża sprawność cyklonu. Część strumienia mieszanki wpływającej do separatora przedostaje się bezpośrednio do rury centralnej nie poddając się procesowi separacji. Zjawisko to powstaje w wyniku połączenia obszaru niskiego ciśnienia występującego przy rurze centralnej z obszarem w górnej części separatora na wlocie mieszanki. Następuje wtedy zasysanie ze strumienia wlotowego. Następnie zassany strumień przepływa wzdłuż zewnętrznej ściany rury centralnej i łączy się z wirem wewnętrznym (Rys. 11B). Wielkość przepływu przyściennego może wynosić nawet do 15% przepływu zasilającego [35].

Oprócz tego w separatorach występują wiry recyrkulacyjne. Pojawiają się one pomiędzy zewnętrznym promieniem rury centralnej a przepływem przy ścianie cyklonu.

Wiry te powstają w wyniku oderwania się części strumienia przepływu powietrza skierowanego do rury centralnej. Gdy średnica wewnętrznego wiru jest większa niż średnica rury centralnej, część strumienia powietrza nie przedostaje się do wylotu i ponownie zawraca do przestrzeni separacyjnej tworząc wir (Rys. 11B).

W cyklonie obserwuje się również precesję wiru wewnętrznego [33,35]. Zjawisko to polega na zmianie kierunku osi obrotu wiru. Oś wiru obraca się wówczas wokół pewnego kierunku w przestrzeni zakreślając powierzchnię boczną stożka. Najczęściej zjawisko precesji występuje w dolnej części separatora. W przypadku, gdy koniec wiru przyczepi się do wewnętrznej ściany cyklonu, część odseparowanego materiału zostaje porwana przez wewnętrzny wir do rury centralnej. Powoduje to pogorszenie separacji.

Pomimo asymetrii spowodowanej pojedynczym wlotem, schemat przepływu w cyklonie jest często przyjmowany za osiowo symetryczny. Pole przepływu separatora cyklonowego jest określane przez trzy składowe prędkości: osiową v_x , styczną v_θ i promieniową v_r . Składowe osiowe i styczne są o rząd wielkości większe od składowych promieniowych. Składowa osiowa prędkości powoduje transport płynu od góry do dołu i jest bardziej istotna od siły grawitacji. Zazwyczaj w przypadku cyklonów poniżej krawędzi rury centralnej profil prędkości osiowej składa się z wewnętrznego przepływu do góry w obszarze rdzenia i zewnętrznego przepływu w dół w pobliżu ściany. Składowa styczna prędkości w głównej mierze odpowiada za zjawisko separacji. Szczegółowe badania prędkości stycznej dla hydrocyklonu przeprowadzono w [35]. Maksymalna prędkość styczna występuje przy ścianie poniżej krawędzi rury centralnej a następnie maleje w obszarze warstwy przyściennej (Rys. 11A). Składowa promieniowa prędkości powoduje transport materiału od ściany cyklonu do wiru wewnętrznego. Prędkość jest skierowana do wewnątrz a jej wartość maleje wraz z promieniem.

Podczas przepływu gazu pomiędzy przewodem wlotowym a rurą centralną następuje spadek ciśnienia w cyklonie. Na jego całkowitą wartość składa się suma spadków ciśnienia statycznego oraz dynamicznego:

$$\Delta p = \Delta p_{stat} + \Delta p_{dyn} \quad (5)$$

Spadek ciśnienia jest powodowany stratami: na wlocie, w części cylindrycznej oraz w rurze centralnej. Straty na wlocie zależne są od przyjętej geometrii (Rys. 15A). W przypadku geometrii ze stycznym wlotem osiąga się najmniejszy spadek ciśnienia. Z kolei straty w części cylindrycznej wynikają z tarcia o ściany cyklonu prowadząc

do mniejszej intensywności zewnętrznego wiru. W tej części cyklonu następuje rozprężanie się gazu po przedostaniu się go do wnętrza i przejścia w ruch obrotowy powodując spadek ciśnienia w wyniku strat energii. Straty w rurze centralnej mogą być większe o rząd wielkości w porównaniu do innych rodzajów strat, zarówno w cyklonach z przepływem przelotowym jak i przepływem zwrotnym. Występują one na skutek sprężania gazu na wlocie do rury centralnej [33].

Wartość Δp jest proporcjonalna do kwadratu objętościowego natężenia przepływu. Aby uzyskać charakterystyczną miarę spadku ciśnienia w danym cyklonie, podawany jest on często w postaci bezwymiarowej znanej jako liczba Eulera:

$$Eu = \frac{\Delta p}{0.5\rho v^2} \quad (6)$$

Ogólna definicja sprawności separatora η ma postać:

$$\eta = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_t} = 1 - \frac{\dot{m}_{RC}}{\dot{m}_t} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_c + \dot{m}_{RC}} \quad (7)$$

gdzie \dot{m}_c jest strumieniem masowym na wylocie ze stożka, \dot{m}_{RC} jest strumieniem masowym na wylocie z rury centralnej a \dot{m}_t strumieniem masowym całkowitym na wlocie do separatora. Pomiędzy strumieniami zachodzi zależność $\dot{m}_e = \dot{m}_t - \dot{m}_s$ [33]. Innym parametrem określającym sprawność jest tak zwana średnica krytyczna d_{50} :

$$d_{50} = \sqrt{\frac{9b\mu_{gas}}{\pi N v_{wlot}(\rho_{liq} - \rho_{gas})}} \quad (8)$$

Przekraczając wielkość cząstek powyżej d_{50} nastąpi ich separacja ze sprawnością 50%. Natomiast cząstki o średnicy mniejszej będą unoszone do rury centralnej. Wzrost średnicy krytycznej będzie powodował obniżenie sprawności separacji. W przypadku znanej wielkości d_{50} przy projektowaniu cyklonów można posłużyć się zależnościami empirycznymi [36].

1.2.2 Zjawiska występujące w separatorach typu gaz-ciecz

Za odseparowanie gazu z mieszaniny odpowiadają głównie dwa zjawiska, pierwszym jest wir a drugim turbulencje. Mieszanina, na którą działa siła odśrodkowa skierowana jest promieniowo w kierunku cylindrycznej ściany separatora. W obracającej się mieszaninie w części cylindrycznej na pęcherzyki działa siła wyporu w kierunku promieniowym do osi cyklonu. Brak równowagi między tymi dwoma przeciwstawnymi siłami jest przyczyną separacji. Ponadto, gdy pęcherzyki powietrza poruszają się

w mieszaniu, każdy posiada inną ścieżkę zależną od położenia promieniowego oraz jego rozmiaru. Krople oleju wirujące w przestrzeni separacyjnej, poddawane są działaniu siły odśrodkowej. W związku z tym większe krople ze względu na swoją masę są łatwiej wychwytywane. Uderzając w ściany, tracą pęd a wir zewnętrzny przemieszcza je do otworu wylotowego na dole. Natomiast krople, które pozostają w przestrzeni separacyjnej zabierane są przez wir wewnętrzny i wznoszą się do rury centralnej [23]. Ponadto na sprawność separacji wpływa odległość promieniowa wlotu względem wewnętrznego wiru. Mała odległość spowoduje porywanie kropeł przez wewnętrzny wir. W przypadku źle zaprojektowanego wylotu odseparowany olej zostanie ponownie porwany w dolnej części cyklonu [33].

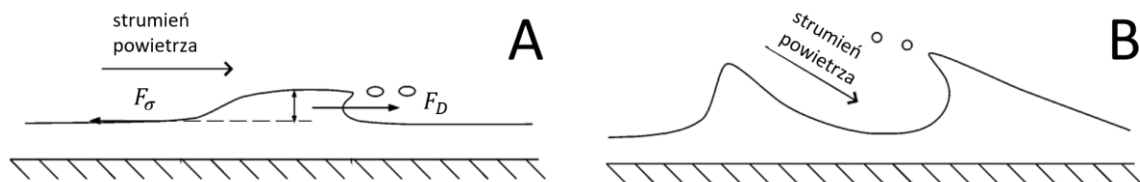
Kolejnym zjawiskiem występującym w separatorach gaz-ciecz jest formowanie się filmu cieczy. Powstająca powierzchnia filmu spływająca w dół wzdłuż zewnętrznych ścian separatora jest niestabilna ze względu na wirujący strumień powietrza w kierunku rury centralnej. Powoduje to przemieszczanie się górnej warstwy filmu w kierunku wylotu powietrza. Turbulentny przepływ i chropowatość ściany sprzyjają zjawisku odrywania się a następnie porywania kropeł cieczy. Nasila się ono, wraz ze wzrostem prędkości gazu, który rozrywa film [37]. W przypadku zwiększenia przepływu cieczy, następuje wzrost jego grubości na ścianie zewnętrznej. Wtedy łatwiej następuje rozrywanie się filmu, tworząc przy tym krople. W separatorze cyklonowym film oleju wiruje wzdłuż ściany. A siła działająca na film jest zależna od przyspieszenia dośrodkowego, które wyraża się wzorem [38]:

$$a = \frac{v_{\theta,liq}^2}{R} \quad (9)$$

Porywanie oleju z filmu może występować na dwa sposoby zależne od wartości liczby Reynoldsa (Re_f) [38]. Dla filmu cieczy na ścianie jest ona obliczana według zależności:

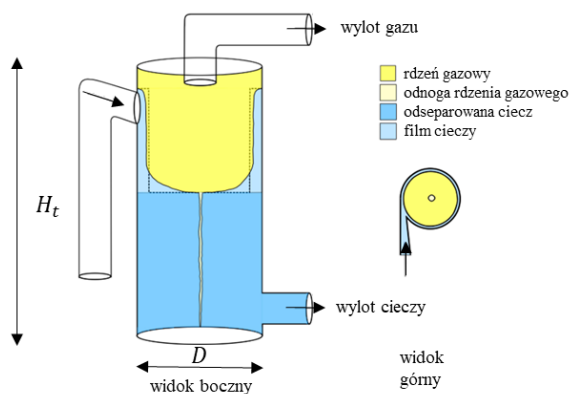
$$Re_f = \frac{\rho_{liq} v_f \delta}{\mu_{liq}} = \frac{Q \rho_{liq}}{\pi D \mu_{liq}} \quad (10)$$

Dla wysokich wartości liczby Re_f porywanie kropeł następuje z fali tworzącej się na filmie olejowym (Rys. 12A). Z kolei przy niższych występuje podcięcie filmu przez strumień powietrza (Rys. 12B). Warunkiem koniecznym do pojawienia się zjawiska porywania kropeł jest $F_D \geq F_\sigma$ [39] (Rys. 12A). F_D jest siłą oporu wynikającą z działania gazu na film olejowy, a F_σ stanowi siłę napięcia powierzchniowego.



Rys. 12 Zjawisko tworzenia się kropeł z filmu cieczy [40]

Ishii i Grolmes [39] stwierdzili, że istnieje dolna granica liczby Re_f przy, której tworzenie się fali na filmie nie będzie powodować powstawanie kropeł oleju. Niezależnie od tego jak wysoka jest prędkość gazu nad filmem. Przy wysokiej wartości Re_f , gdy film olejowy jest w pełni turbulentny, porywanie kropeł występuje niezależnie od prędkość gazu nad filmem. Wadą kompaktowych separatorów jest ich mała objętość wewnętrzna, co powoduje, że są wrażliwe na zmiany przepływu. Analizując zastosowanie separatorów cyklonowych w różnych dziedzinach przemysłu stwierdzono, że separatory typu Gas Liquid Cylindrical Cyclone (GLCC) używane w przemyśle petrochemicznym wykazują podobne zjawiska jak w separatorach lotniczych [41]. Dzieje się tak ze względu na zbliżone prędkości gazu i cieczy na wlocie do separatora oraz stosunek strumieni objętościowych. Badania przeprowadzone nad GLCC [29,42–50], określiły występujące w nich zjawiska oraz pozwoliły na opracowanie szczegółowych modeli opisujących wpływ parametrów operacyjnych. Wydajność GLCC jest zależna od dwóch zjawisk: unoszenia cieczy (z ang. liquid carry over - *LCO*) i przenoszenia gazu (z ang. gas carry under - *GCU*). *LCO* oznacza ilość cieczy opuszczającej górny wylot separatora, a *GCU* opisuje ilość gazu opuszczającą wylot cieczy (Rys. 13).



Rys. 13 Przekrój separatora GLCC wraz ze schematyczną lokalizacją fazy gazowej i ciekłej [43]

Dla geometrii GLCC występuje zjawisko tworzenia się ogona rdzenia gazowego. Z powodu niestabilności następuje przerwanie połączenia rdzenia gazowego z odnogą,

tworząc małe pęcherzyki w cieczy kierujące się do wylotu cieczy. Przy wyższych prędkościach kątowych siły odśrodkowe wzrastają i większa objętość gazu znajduje się w rdzeniu, co wzmacnia stabilność jego odnogi.

Podobnie jak w przypadku separatora lotniczego, wpływ na występujące zjawiska w GLCC ma poziom odseparowanej cieczy. Wynika to z faktu, że określa ona objętość rdzenia gazu i odległość osiową, jaką musi pokonać kropla, aby dotrzeć do wylotu gazu. Wraz ze wzrostem poziomu cieczy i wzrostem prędkości wlotowej gazu zjawisko porywania cieczy do wylotu gazu będzie się nasilać. Natomiast, gdy większość gazu jest skutecznie usuwana z przestrzeni separatora, to do dolnej części dostają się małe pęcherzyki. Ich prędkość promieniowa jest na tyle mała, że nie zdążą opuścić filmu olejowego przed spływem do dolnej części. Oddzielenie tych pęcherzyków zależy od czasu przebywania w objętości separatora zajętej przez ciecz, podobnie stwierdzono w przypadku zbiornika oleju w silniku lotniczym (rów. 3). Ilość gazu przedostającego się do wylotu cieczy zmniejsza się wraz ze wzrostem poziomu cieczy i wzrostem prędkości wlotowych do GLCC. Niższy poziom cieczy zmniejsza intensywność porywania cieczy przez gaz, natomiast skraca czas jej przebywania w zbiorniku, przez co część pęcherzyków gazu nie zostaje odseparowana [43]. Obydwa zjawiska są niekorzystne dla GLCC jak i separatorów stosowanych w systemach olejowych silników lotniczych.

W analizach separatora lotniczego przyjmuje się głównie dwa parametry pracy. Sprawność separacji η_s definiowaną jako stosunek różnicy strumienia objętościowego oleju na wlocie ($Q_{o,in}$) i strumienia opuszczającego rurę centralną ($Q_{o,RC}$) do strumienia objętościowego oleju na wlocie:

$$\eta_s = \frac{Q_{o,in} - Q_{o,RC}}{Q_{o,in}} \quad (11)$$

Sprawność separatora będzie ulegać zmianie w zależności od punktu misji samolotu. W przypadku badanego separatora lotniczego zakłada się, że zmiana sprawności nie powinna przekraczać $\pm 1\%$. Przyjęta wartość może różnić się dla innych silników lotniczych. Ocena akceptowanej wartości sprawności separacji jak i jej zmiany będzie zależeć od strumienia masowego oleju na wlocie do separatora oraz średnicy magistrali odpowietrzającej. W przypadku separatora lotniczego ocena wyłącznie sprawności separacji nie jest wystarczająca do prawidłowej oceny efektywności jego pracy. Wynika to z faktu, że opiera się ona na strumieniach objętościowych oleju wypływających przez

rurę centralną. Dla prawidłowego funkcjonowania systemu olejowego silnika lotniczego potrzebny jest też olej o niskiej zawartości powietrza. Zawartość powietrza w oleju docierającym do silnika określana jest przez jakość oleju (ang. Oil Quality - OQ). Definiowana jest jako stosunek strumienia objętościowego oleju na wlocie ($Q_{o,in}$) do całkowitego strumienia objętościowego powietrza i oleju na dolnym wylocie ze zbiornika:

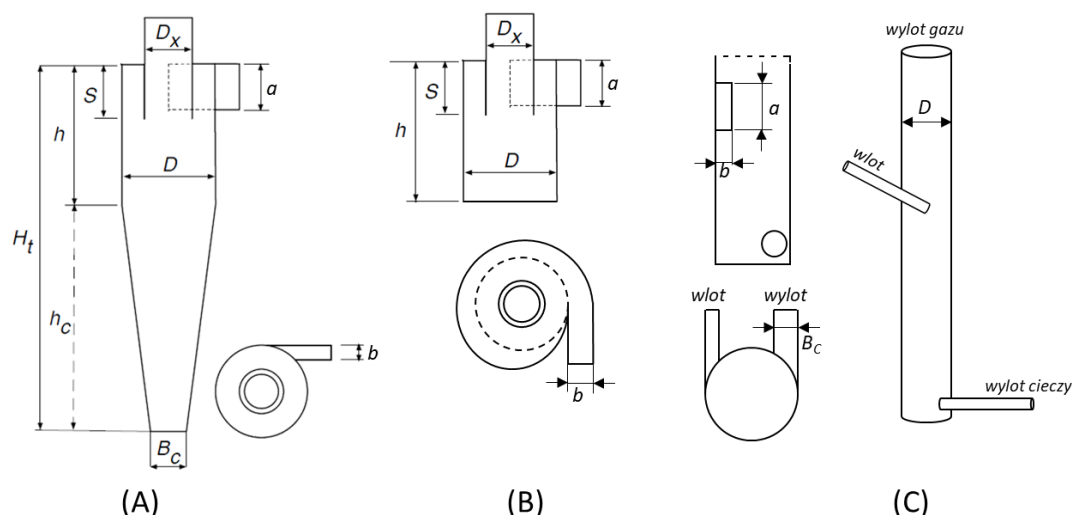
$$OQ = \frac{Q_{o,in}}{(Q_a+Q_o)_{o,out}} \quad (12)$$

Pomiar ilości powietrza w magistrali olejowej jest trudny z powodu mocno wymieszanego powietrza z olejem. W silniku lotniczym napowietrzony olej będzie wpływać na obniżenie ciśnienia w magistrali tłocznej. Niską jakość oleju OQ można stwierdzić pośrednio badając występujące fluktuacje ciśnienia na wylocie z pompy tłocznej. Podczas testów silnika lotniczego istnieje możliwość pomiaru wahań ciśnienia. Jednak określenie dokładnej zależności pomiędzy nim a jakością oleju OQ jest trudne ze względu na inne składowe (kształt zbiornika oleju, rodzaj zastosowanej pompy). Dodatkowo jest to późny etap projektu, na którym zmiany w wyprodukowanych komponentach są często kosztowne lub ramy czasowe projektu nie uwzględniają dodatkowego czasu na przeprowadzenie zmian konstrukcyjnych komponentu. Dlatego wartościowe jest przeprowadzenie wcześniejszych badań mogących sprawdzić, czy zaprojektowany separator lotniczy spełnia wymagania systemu olejowego i wykonać potrzebne zmiany w projekcie. W badaniach opisanych w [51] zmierzono jakość oleju OQ w silniku lotniczym na stacjonarnym stanowisku testowym oraz podczas lotu. Niestety metoda pomiarowa wykorzystująca zwężkę Venturiego powodowała wysoki spadek ciśnienia na magistrali ssącej. Skutkowało to pogorszeniem wydajności pompy tłocznej oraz obniżeniem pułapu lotu uniemożliwiając przez to sprawdzenie całego zakresu operacyjnego samolotu. Inne badania prowadzone nad jakością oleju OQ wykorzystwały urządzenie emitujące promieniowanie rentgenowskie. Zastosowano je również w badaniu jakości oleju OQ w samochodowym silniku tłokowym [52] i na stanowisku badawczym kompletnego układu smarowania silnika lotniczego [9].

1.3 Badania konstrukcji separatorów oraz ich optymalizacja

Badania eksperymentalne i symulacje numeryczne zaowocowały dużą różnorodnością geometrii cyklonów, dostosowanych do celów przemysłowych [23,24].

Dobór odpowiedniej geometrii będzie zależał od rodzaju separowanego czynnika oraz warunków jego pracy. Najczęściej spotykanymi geometriami cyklonów są te oparte na geometrii Stairmand (Rys. 14A), stosowane do odpylania gazu. Z kolei separatory otwarte posiadające styczny wlot, bez dolnej części stożkowej (Rys. 14B) mogą być wykorzystywane do separacji gazów z cieczy oraz odpylania. Konstrukcje stosowane w przemyśle petrochemicznym (GLCC) składają się z wysokiej części cylindrycznej i nachylnego wlotu (Rys. 14C).



Rys. 14 Ogólny schemat separatorów cyklonowych stosowanych w przemyśle

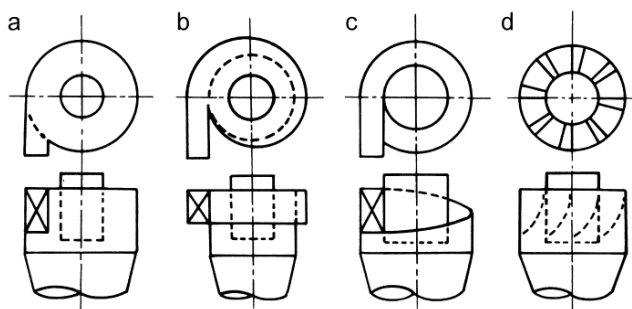
Dla porównania separatora lotniczego (SL) z innymi urządzeniami tego typu zestawiono podstawowe wymiary geometryczne w odniesieniu do średnicy poszczególnych separatorów (Tab. 1). W SL niska wartość stosunku H_t/D wynika z braku części stożkowej. W przypadku konstrukcji GLCC również nie występuje ta część, zatem $H_t = h$ przyjmuje wysoką wartość względem h/D (około 2-14 większa). Jak wskazują publikacje [65–68], zmiany stosunków parametrów z Tab. 1 wpływają na pole przepływu, a tym samym na efektywność pracy separatora.

Tab. 1 Stosunki wymiarów geometrycznych dla separatorów

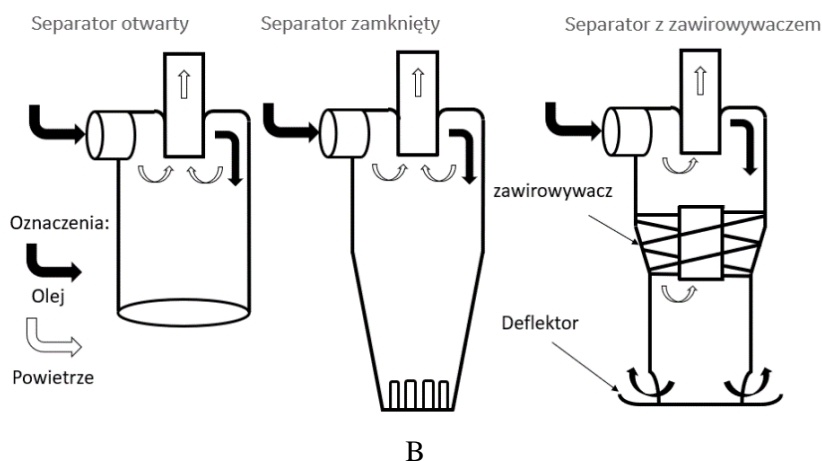
	a/D	b/D	D_x/D	H_t/D	h/D	S/D	B_c/D
Stairmand [69]	0.5	0.2	0.5	4	1.5	0.5	0.38
Sep.lotniczy (SL) [41]	0.46	0.28	0.39	1.05		0.52	1.0
GLCC Minh [64]	0.5	0.5	0.5	18.1		1	0.9
GLCC Farchi[29]	0.5	0.1	1.0	2.5		1	0.2
GLCC Erdal [47]	0.4	0.4	1.0	16.5		1	0.6

Głównymi parametrami geometrycznymi konstrukcji separatora są: wymiary wlotu (dla wlotu prostokątnego: wysokość a i szerokość b), średnica części walcowej D , wysokość części walcowej h , wysokość całkowita cyklonu H_t , średnica wylotowa stożka B_c , średnica D_x oraz długość rury centralnej S (Rys. 14). Dla większości standardowych cyklonów oraz hydrocyklonów są to wymiary charakterystyczne, pozwalające określić ich sprawność oraz spadek ciśnienia za pomocą modeli empirycznych opracowanych na podstawie wyników badań doświadczalnych [33,55–60]. Dobierając wielkości geometryczne można poprawić parametry pracy separatora. Analizując dotychczasowe doniesienia dotyczące separatora lotniczego [15,28,41,61] stwierdzono, że jego geometria nie odbiega od standardowego cyklonu stosowanego do odpylania gazów, natomiast zjawisko separacji jest zbliżone do zjawiska występującego w separatorach typu GLCC, który wykorzystywany jest w przemyśle petrochemicznym. Wartość średnicy części walcowej D używanych dla GLCC (76mm [29], 88.9mm [42], 57mm [62], 72mm [63,64]) jest zbliżona do wymiarów występujących w separatorach lotniczych (~50mm [15]). Chcąc uzyskać jak najniższy spadek ciśnienia w instalacji gazu nie stosuje się w GLCC rury centralnej zatem relacja D_x/D wynosi 1. Jego stosunek długości całkowitej do średnicy części walcowej, wynoszący $H_t/D = 16 \div 18$ jest czterokrotnie większy w porównaniu do separatorów odpylających gaz (Tab. 1). Przy tak dużej wysokości H_t , dolna część separatora pełni jednocześnie rolę zbiornika, w którym pozostaje odseparowana ciecz.

Separatorzy przedstawione na Rys. 14A,B występują z różnymi kształtami kanału wlotowego (Rys. 15A), który zapewnia odpowiednią prędkość styczną. Dolna część separatora odpowiada za prawidłowe odprowadzenie odseparowanego materiału. W zależności od dostępnej przestrzeni projektowej, dolna część separatora może być: otwarta, zamknięta lub może posiadać dodatkowe elementy wspomagające proces separacji, takie jak zawirowywacz lub deflektor (Rys. 15B).



A



Rys. 15 Przykłady geometrii wlotów i wylotów w separatorach cyklonowych A – Przykłady wlotów a) styczny, b) spiralny, c) helikoidalny, d) osiowy [53], B – Geometria dolnego wylotu [54]

Zhu i Lee [65] wykonali eksperyment dla cyklonów o małych rozmiarach, które pracowały przy strumieniu przepływu powietrza do 110 l/min. Separator posiadał stałą średnicę ($D = 30.5\text{mm}$), a badania dotyczyły wpływu parametrów: h , D_x , S na sprawność separacji cząstek i na spadek ciśnienia. Stwierdzono, że różnica ($h - S$) istotnie wpływa na charakterystykę separacji. Spadek ciśnienia zmniejszał się, gdy wysokość h wzrastała albo gdy długość S zmniejszała się. Badano geometrię o stosunkach h/D oraz S/D w zakresach odpowiednio 0.75-4.5 i 0.5-1.5. Uzyskano optymalną sprawność dla stosunków $h/D=2$ oraz $S/D=1$.

Brar i Sharma [70] przeprowadzili badania wpływu średnicy D separatora Stairmanda wykorzystując narzędzia CFD. Wykonano obliczenia dla średnic $0.8D$, D , $1.2D$ określając sprawność separacji cząstek i spadek ciśnienia separatora. Wzrost średnicy D powodował zmianę wartości spadku ciśnienia odpowiednio – dla $0.8D$ spadek o 4.15% oraz przy $1.2D$ wzrost o 16.2% w stosunku do separatora o średnicy D . Sprawność separacji malała wraz ze wzrostem średnicy o 3.3% dla $0.8D$ i rosła o 3.9% dla $1.2D$.

Tauber, D'Ambrosia i inni [15] zbadali eksperymentalnie separator lotniczy dla silnika turbośmigłowego. Badania zostały przeprowadzone dla szerokiego zakresu warunków pracy, uwzględniając zmiany ilości oleju, temperatury oraz udziału objętościowego powietrza wpływającego do separatora. Zbadano wpływ średnicy D_x i stwierdzono, że jej zwiększanie powoduje wzrost jakości oleju OQ i spadek sprawności separacji.

Furino [61] wykonał obliczenia CFD dotyczące wpływu parametrów geometrycznych na sprawność SL. Rozważano konfiguracje otwartą (Rys. 14B), w której zmieniano parametry (a, b, D, h, D_x, S) . Następnie brano pod uwagę geometrię zamkniętą zawierającą stożek z bocznymi otworami wylotowymi (Rys. 15B), w których zmieniano kształt i ich pole powierzchni. Wykonane obliczenia wykazały brak znaczącego wpływu na sprawność separacji w przypadku zmian wielkości D_x i S . Stwierdzono, że zmniejszenie pola powierzchni wlotu (parametry a, b) o 30% wpływa w podobnym stopniu na poprawę separacji co zmniejszenie średnicy D o tę samą wartość. Badania były ograniczone ze względu na stosunkowo małą ilość konfiguracji separatora. Nie wspomniano w nich o wpływie parametrów geometrycznych na spadek ciśnienia oraz nie określono jakości oleju OQ .

Elsayed i Lacor przeprowadzili badania nad usprawnieniem geometrii separatora Stairmanda wykorzystując modele matematyczne oraz narzędzia CFD [66, 71, 72]. Badania parametrów geometrycznych a, b, D_x, h i S pozwoliły określić ich wpływ na spadek ciśnienia oraz sprawność separacji. Wykazano, że maksymalna prędkość styczna w separatorze zmniejsza się wraz ze wzrostem zarówno a jak i b . Zaobserwowana zmiana wymiarów wlotu nie powodowała znaczącej różnicy w wartościach zarówno ciśnienia statycznego, jak i prędkości osiowej. Wyniki badań wskazały, że optymalna wartość stosunku b/a , powinna mieścić się w zakresie $0.5 - 0.7$. Zauważono niższy spadek ciśnienia dla przedziału $0.25 \leq a/D \leq 0.4$ oraz gdy $a/D \geq 0.4$. Nie zalecano konstrukcji z szerokim wlotem, gdy stosunek b/D jest większy niż odległość między częścią walcową a ścianą rury centralnej. Natomiast najlepszy stosunek b/D wynosił 0.236 . Wpływ zmiany wysokości części walcowej h na wydajność i pole przepływu był mniej istotny w porównaniu z wpływem zmian wysokości stożka h_c . Wartość sprawności nie wykazywała istotnych zmian powyżej wartości stosunku $h/D = 1.8$. Maksymalna prędkość styczna w cyklonie malała wraz ze wzrostem wysokości h jak i h_c . Zmiany tych parametrów nie wywierały wpływu na maksymalną prędkość styczną w przestrzeni walcowej separatora. Wzrost wartości średnicy D_x powodował zmniejszenie maksymalnej prędkości stycznej w cyklonie. Zwiększenie wartości długości rury centralnej S wywoływało niewielką zmianę rozkładów ciśnienia statycznego oraz prędkości osiowej i stycznej.

Kolejne przeprowadzone badania optymalizacyjne przez Elsayeda i Lacora [69,72,73] pozwoliły na efektywny dobór parametrów geometrycznych poprawiających pracę separatora. Pierwsze próby optymalizacji [72] dla 7 parametrów ($a, b, h, H_t, D_x, S, B_c$) skupiły się na minimalizacji spadku ciśnienia z wykorzystaniem analizy RSM (ang. Response Surface Method) w oparciu o model matematyczny Muschelknautza oraz model CFD. Plan eksperymentu został wybrany wg. metody Box–Behnken. Funkcją dopasowania w RSM był wielomian drugiego stopnia, a do optymalizacji zastosowano metodę Nelder–Mead (NM) (ang. downhill simplex method). Wyniki CFD dla nowej geometrii wykazały o ponad połowę mniejszy spadek ciśnienia w stosunku do separatora analizowanego przez Stairmanta przy tych samych parametrach pracy. W kolejnych badaniach [69] skupiono się na optymalizacji wielokryterialnej, w której został wykorzystany model sieci neuronowych. Otrzymane wyniki zostały sprawdzone za pomocą symulacji modelem CFD. Wybrano parametry geometryczne jak w [72] a jako funkcje celu wybrano minimalny spadek ciśnienia oraz maksymalizację sprawności. Do analizy RSM zastosowano wielomian drugiego stopnia, a optymalizację wielokryterialną wykonano przy użyciu algorytmu genetycznego. W badaniach opisanych w [73] również dokonano optymalizacji wielokryterialnej, wykorzystując te same funkcje celu ale dla 4 parametrów (a, b, D_x, S). Do badań wykorzystano metodę RSM z planem Box–Behnke oraz symulacje CFD. Wykorzystując wyniki symulacji numerycznej zastosowano model sieci neuronowych a następnie przeprowadzono optymalizację wielokryterialną za pomocą algorytmu genetycznego. Porównując wyniki do poprzednich badań [72], stwierdzono, że metoda NM posiada istotną wadę. Jej wynik może zależeć od warunku początkowego, co skutkuje możliwością osiągnięcia lokalnego minimum. Wyniki analizy CFD potwierdziły poprawę parametrów pracy zoptymalizowanego cyklonu.

Singh, Couckuyt i inni [74] zaproponowali nowe podejście wykorzystując algorytm optymalizacji wielokryterialnej EMO (ang. Efficient Multi-objective Optimization). Algorytm obliczał parametry pracy cyklonu w oparciu o modele matematyczne (Muschelknautz [33], Ramachandran [58], Iozia i Leitha [57]) a geometria cyklonu, była sparametryzowana siedmioma wielkościami projektowymi ($a, b, h, H_t, D_x, S, B_c$). Następnie wykorzystano trzy modele matematyczne: kriging, radial basis functions i support vector regression w celu stworzenia frontu Pareto. Wyniki wykazały możliwość skrócenie czasu obliczeń w stosunku do tych wykonanych za pomocą algorytmu

genetycznego NSGA-II. Zaproponowana metoda pozwoliła na wskazanie preferowanej geometrii do analiz CFD. Jej wybór skracał czas obliczeń i jest ważny w przypadku bardzo długich i licznych symulacji.

Sun i inni przeprowadzili badania wpływu parametrów geometrycznych na spadek ciśnienia i sprawność separacji cyklonu odpylającego [75] oraz optymalizację jego geometrii [76]. W badaniach wykorzystano metodę RSM z centralnym planem kompozycyjnym oraz obliczenia CFD dla separatora Stairmunda. Przeprowadzona analiza Pareto wykazała istotny wpływ wymiarów wlotu a, b , oraz średnicy rury centralnej D_x na spadek ciśnienia. Na sprawność separacji istotne okazały się mieć wielkości: a, H_t, b, D_x (wymienione w kolejności od największego do najmniejszego wpływu). Otrzymano optymalne rozwiązanie dla następujących wartości stosunków: dla wlotu $a/D = 0.56$, $b/D = 0.2$, dla części walcowej $h/D = 1$ i dla rury centralnej $D_x/D = 0.451$ i $S/D = 0.2$. Optymalizacja geometrii została wykonana za pomocą algorytmu genetycznego. W celu ograniczenia ilości użytych parametrów przeprowadzono plan eliminacyjny dla (a, b, h, D_x, S, B_c) oraz chropowatości powierzchni, aby wskazać statystycznie najistotniejsze parametry. Dla spadku ciśnienia i sprawności separacji istotne były szerokość wlotu i średnica rury centralnej (b, D_x) . Natomiast dla samej sprawności separacji istotne okazały się szerokość wlotu (a) i chropowatość powierzchni.

2 Cel i zakres pracy

Rozwój numerycznych metod inżynierskich oraz wzrost mocy obliczeniowej stwarza możliwości powstania nowych, innowacyjnych rozwiązań konstrukcyjnych. Pozwala również na zoptymalizowanie geometrii już istniejących elementów silnika dla różnych warunków pracy. Zastosowanie narzędzi z zakresu numerycznej mechaniki płynów umożliwia na etapie projektu wstępnego przeanalizowanie skutków wprowadzonych modyfikacji oraz określenie zalet nowych rozwiązań. Takie podejście stanowi coraz bardziej efektywną metodę obserwacji zjawisk fizycznych i może ograniczać badania eksperymentalne, które są kosztowne i wymagają specjalistycznych instalacji.

Naukowym celem niniejszej pracy jest opracowanie dwufazowego modelu przepływowego dla separatora powietrzno-olejowego i przeprowadzenie obliczeń z wykorzystaniem komercyjnego kodu CFD wraz z ich weryfikacją. Modelowanie przepływu mieszaniny powietrzno-olejowej jest dość złożone, gdyż musi uwzględniać wzajemne oddziaływania między fazami i tworzące się wewnątrz struktury przepływowe. Istotnym dla procesu separacji może okazać się poziom oleju w zbiorniku. Prowadzone prace badawcze mają na celu usystematyzowanie wiedzy o warunkach pracy separatora powietrzno-olejowego. Następnie określenie wpływu poszczególnych zjawisk, wymiarów geometrycznych i udziałów oleju i powietrza w mieszaninie na parametry pracy separatora. A w końcowym etapie, znalezienie optymalnych wymiarów geometrycznych dla zadanych warunków pracy.

Utylitarnym celem pracy jest zaproponowanie wytycznych do projektowania separatorów w cywilnych silnikach lotniczych, które będą wykorzystywane przy kolejnych rozwiązaniach konstrukcyjnych. Wnioski z przeprowadzonych badań pomogą w opracowaniu nowego, optymalnego separatora powietrzno-olejowego spełniającego zadane ograniczenia konstrukcyjne, a jednocześnie odznaczającego się wysoką efektywnością pracy. W silnikach lotniczych, oprócz efektywności pracy, ważnym kryterium jest masa komponentu. W związku z tym wybór nowej konstrukcji separatora powinien ją uwzględniać, ponieważ wpływa to na wskaźnik zużycia paliwa.

Tezy pracy:

1. Istnieje możliwość opracowania modelu numerycznego pozwalającego symulować zjawiska przepływowe w cyklonowym separatorze lotniczym oraz określić parametry jego pracy.
2. Istnieje możliwość poprawy parametrów pracy separatora lotniczego, przebadanego na stanowisku testowym.
3. Możliwe jest wskazanie, które z wybranych parametrów geometrycznych i w jakim zakresie mają wpływ na parametry pracy separatora lotniczego.
4. Możliwe jest opracowanie metody postępowania w przypadku projektowania separatora lotniczego w firmie.

Do zrealizowania naukowego i utilityarnego celu pracy będzie konieczne rozwiązanie szeregu zadań cząstkowych i osiągnięcie celów pośrednich.

Zakres pracy objął:

1. Usystematyzowanie wiedzy o warunkach pracy separatora powietrzno-olejowego, w tym zjawisk przepływowych, udziałów oleju w mieszaniu oraz wielkości kropeł oleju wpływających na jego wydajność.
2. Opracowanie modelu obliczeniowego do symulacji przepływu w separatorze lotniczym wraz z analizą wpływu parametrów geometrycznych na wyniki obliczeń.
3. Ocenę wpływu poziomu oleju w zbiorniku na proces separacji.

4. Wybór metody optymalizacji oraz parametrów geometrycznych separatora lotniczego przy założonych ograniczeniach i wskazanie optymalnych wymiarów konstrukcji.
5. Określenie wytycznych do projektowania separatorów w cywilnych silnikach lotniczych.

Dla udowodnienia tez i celów pracy zaproponowano następującą metodykę badawczą:

1. Przegląd dostępnych pozycji literatury w zakresie lotniczych separatorów olejowych. Określenie kluczowych parametrów geometrycznych mających wpływ na parametry pracy separatora lotniczego.
2. Przegląd dostępnych modeli matematycznych przepływów dwufazowych.
3. Stworzenie modelu numerycznego pozwalającego określić parametry pracy separatora lotniczego oraz weryfikację wyników modelu w oparciu o dostępne w firmie badania eksperymentalne.
4. Przedstawienie obliczeń wykazujących wpływ wybranych parametrów geometrycznych separatora lotniczego na zmiany parametrów pracy.
5. Przedstawienie nowej geometrii separatora lotniczego dla badanych warunków pracy.
6. Sformułowanie wniosków o charakterze naukowym i użytkowym.

3 Modele separatorów cyklonowych

3.1 Modele analityczne

Badania w dziedzinie separatorów cyklonowych koncentrują się głównie na obserwacji wpływu parametrów geometrycznych na sprawność i spadek ciśnienia cyklonu. Dla separatorów cyklonowych typu gaz-ciało stałe, istnieje stosunkowo obszerna literatura, prezentująca modele analityczne [24,33,35]. W ostatnich latach obserwowano wzrost zainteresowania tym zagadnieniem [77]. Najczęściej stosowanymi modelami matematycznymi do oszacowania średnicy krytycznej d_{50} lub spadku ciśnienia są: model Bartha [55], model Muschelknautza [33], model Stairmanda [56], model Svarovsky'ego [78], model Lapple'a [79], model Shepherd'a i Lapple'a [60], model Casala i Martinez-Beneta [59], model Ramachandrana [58], model Iozia i Leitha [57], model Rietema [80]. Opisywane są też modele pozwalające określić prędkość styczną w cyklonie [81]. Obliczenia wykonano dla spadku ciśnienia w oparciu o dostępne formuły (Tab. 2) [78]. Wykorzystano w tym celu wartości użyte na stanowisku eksperymentalnym (punkt pracy z Tab. 6) a wyniki porównano ze zmierzonym spadkiem ciśnienia.

Model Lapple'a, zakłada parametr K_{Lap} o wartości 12, uwzględnia wymiary wlotu a, b , wylotu ze stożka B_c (Rys. 14A) oraz gęstość i prędkość wlotową powietrza. Dla badanego przypadku geometrii założono $B_c = D$ ze względu na brak części stożkowej (Rys. 14B). Model nie bierze pod uwagę wymiarów rury centralnej oraz współczynnika tarcia o ściany.

Model Stairmanda używa współczynnika tarcia, uwzględnia wymiary wlotu a, b , średnicę rury centralnej D_x oraz gęstość i prędkość wlotową powietrza.

Model Bartha oblicza spadek ciśnienia w części walcowej i w rurze centralnej. Przy części walcowej zakłada współczynnik tarcia na ścianie, uwzględnia średnicę centralną D , wysokość całkowitą H_t , wymiary rury centralnej D_x , S oraz gęstość gazu i prędkości: wylotową w rurze centralnej i styczną na powierzchni kontrolnej. Dla rury centralnej model zakłada współczynnik wlotu K_{Bar} o wartości 4.4, gęstość powietrza i prędkości jak dla spadku ciśnienia w części walcowej. W przypadku spadku ciśnienia w rurze wylotowej wykorzystuje się tylko powyższe prędkości bez uwzględnienia wymiarów geometrycznych.

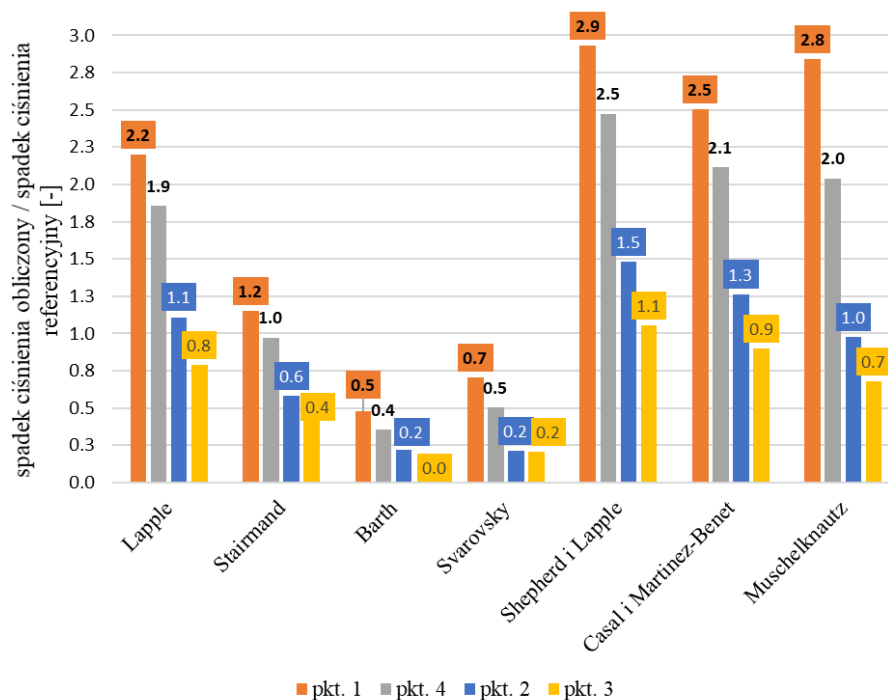
Model Svarovsky'ego zakłada współczynniki k_{svar} , sv , φsf , uwzględnia średnicę centralną D gęstość i lepkość dynamiczną gazu oraz prędkość charakterystyczną. Nie bierze pod uwagę współczynnika tarcia ani geometrii wlotu lub wylotu separatora. Jest to też jedyny model z zestawionych w Tab. 2 opracowany dla hydrocyklonu.

Modele Shepherda i Lapple'a, Casala i Martineza-Beneta wykorzystują wymiary wlotu a, b , średnicę rury centralnej D_x oraz gęstość i prędkość wlotową powietrza. Nie biorą pod uwagę współczynnika tarcia.

Model Muschelknautza podobnie jak model Bartha daje możliwość określenia spadku ciśnienia w części walcowej jak i rurze centralnej. Przy części walcowej zakłada współczynnik tarcia na ścianie, uwzględnia powierzchnie całkowitą cyklonu, przepływ objętościowy na wlocie, gęstość powietrza, prędkość styczną przy ścianie oraz na powierzchni kontrolnej. W przypadku spadku ciśnienia w rurze wylotowej wykorzystuje się gęstość powietrza oraz prędkość na powierzchni kontrolnej i w rurze wylotowej. Nie uwzględnia się wymiarów geometrycznych rury wylotowej.

Na Rys. 16 przedstawiono wyniki obliczeń spadku ciśnienia wybranymi metodami dla punktów pracy z Tab. 6. Wartości zostały odniesione do spadku ciśnienia zmierzonego na stanowisku pomiarowym (referencyjny spadek ciśnienia). Analizując wyniki można stwierdzić duże różnice pomiędzy poszczególnymi modelami (Rys. 16). Zaobserwowano, że największy wpływ na spadek ciśnienia ma przepływ masowy powietrza. Spośród badanych modeli nie stwierdzono, aby którykolwiek przewidywał prawidłowy spadek ciśnienia dla wszystkich punktów pracy. Dla punktów 1 i 4, gdzie

występował duży przepływ masowy powietrza, spadek ciśnienia był przeszacowany w przypadku modeli: Lapple'a, Sheperda i Lapple'a, Casala i Martinez-Beneta i Muschelknautza. W tych przypadkach obliczone wartości były około 1.9-2.9 większe dla punktów 1 i 4, natomiast przy niższych wartościach przepływu powietrza różnica malała i wynosiła około 0.7-1.5. Najbardziej zbliżone wyniki do eksperymentu wykazał model Stairmanta około 1.0-1.2 dla punktów 1 i 4 oraz około 0.4-0.6 dla punktów 2 i 3. Modele Svarovsky'ego i Bartha wykazały spadek ciśnienia poniżej zmierzonych wartości.



Rys. 16 Spadek ciśnienia dla separatora lotniczego obliczony dla wybranych modeli (geometria referencyjna)

Dla modeli Bartha i Muschelknautza różnice mogły wynikać z przyjętych założeń. Parametrem, który wpływał na rozbieżności była prędkość styczna v_θ w części cylindrycznej cyklonu, nie mierzona na stanowisku testowym. Analiza zmiany wartości prędkości przy ścianie $v_{\theta,\omega}$ jak i na powierzchni kontrolnej $v_{\theta,cs}$ wykazała duży wpływ na obliczany spadek ciśnienia w części cylindrycznej. Dla zaprezentowanych obliczeń przyjęto $v_{\theta,\omega}$ równą prędkości wlotowej do separatora. Model Stairmanta najlepiej przewidywał spadek ciśnienia dla dużych przepływów powietrza. W przypadku małych wartości strumieni przepływu najbliższej eksperymentu dla punktów 2 i 3 był model Lapple'go. Badanie wymienionych modeli zostało wykonane, aby wyselekcjonować taki, który może być zastosowany na wstępnym etapie projektowania

do określenia spadku ciśnienia w separatorze lotniczym. Wybrany model powinien przewidywać wartości w różnych warunkach pracy silnika przy uwzględnieniu parametrów geometrycznych (Rys. 14B). Jak wykazała analiza, żaden z badanych modeli nie przewidywał prawidłowego lub zbliżonego spadku ciśnienia dla wszystkich warunków pracy z Tab. 6. Stwierdzono, że modele cyklonów używane do odpylania gazu nie nadają się do prawidłowego określenia spadku ciśnienia w separatorze lotniczym. Dla geometrii i warunków pracy separatora lotniczego należy przeprowadzić dokładniejsze badania, które pozwolą na pomiar prędkości występujących w przestrzeni separacyjnej oraz na wylocie z rury centralnej. Obliczenie średnicy krytycznej d_{50} przy pomocy powyższych modeli nie zostało wykonane, gdyż badania własne nie pozwoliły na pomiar i określenie średnicy kropeł oleju lub pęcherzyków powietrza na wlocie do separatora.

Tab. 2 Równia spadku ciśnienia dla poszczególnych modeli

Model/rodzaj cyklonu	Równania matematyczne modeli separatorów
Lapple (odpylacz)	$\Delta p = \frac{1}{2} \frac{\rho_p v_{in}^2 K_{Lap} ab}{B_c^2} \quad (13)$ <p>gdzie K_{Lap} jest wartością stałą przyjętą z zakres od 12 do 18.</p>
Stairmand (odpylacz)	$Eu = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho_p v_{in}^2} = 1 + 2QS^2 \left(\frac{2(D-b)}{D_x} - 1 \right) + 2 \left(\frac{4ab}{\pi D_x^2} \right)^2 \quad (14)$ $QS = \frac{-\left(\frac{D_x}{2(D-b)} \right)^{0.5} + \left(\frac{D_x}{2(D-b)} + \frac{2A_t f}{ab} \right)^{0.5}}{\left(\frac{A_t f}{ab} \right)} \quad (15)$ <p>gdzie f jest współczynnikiem tarcia o ścianę, założono wg. badań Stairmand $f = 0.005$. A_t jest całkowitą powierzchnią ścian separatora:</p> $A_t = \frac{\pi(D^2 - D_x^2)}{4} + \pi D(H_t - h_c) + \pi D_x S + \frac{\pi(D - B_c)}{2} \left(h_c^2 + \left(\frac{(D - B_c)}{2} \right)^2 \right)^{0.5} \quad (16)$
Barth (odpylacz)	<p>Spadek ciśnienia w części cylindrycznej:</p> $\Delta p_{cyl} = \frac{\rho v_{RC}^2 D_x}{2 D} \left(\frac{1}{\left(\frac{v_{RC}}{v_{\theta,cs}} - \frac{H_t - S}{0.5 D_x} f \right)^2} - \left(\frac{v_{\theta,cs}}{v_{RC}} \right)^2 \right) \quad (17)$ <p>gdzie $v_{\theta,cs}$ jest prędkością styczną na powierzchni kontrolnej CS.</p> $v_{\theta,cs} = \frac{0.5 \pi R_{in} D_x v_{RC}}{ab \epsilon + H_{cs} \pi f R_{in}} \quad (18)$ <p>gdzie f wynosi 0.05, $R_{in} = R - 0.5b$, a ϵ jest definiowane jako:</p> $\epsilon = 1 - 0.4 \left(\frac{b}{R} \right)^{0.5} \quad (19)$

Spadek ciśnienia w rurze centralnej:

$$\Delta p_{RC} = (0.5\rho v_{RC}^2) \left(\left(\frac{v_{\theta,cs}}{v_{RC}} \right)^2 + K_{Bar} \left(\frac{v_{\theta,cs}}{v_{RC}} \right)^{\frac{4}{3}} \right) \quad (20)$$

$K_{Bar}=4.4$ i jest współczynnikiem wlotowym do rury centralnej

Svarovsky	$\Delta p = 0.5Eu\rho v_a^2$	(21)
-----------	------------------------------	------

(hydrocyklon)	$Eu = 371.5Re^{K_{svar}} e^{sv\varphi sf}$	(22)
---------------	--	------

gdzie współczynniki wynoszą odpowiednio: $K_{svar} = 0.116$, $sv = -2.12$, $\varphi sf = 1$

$$Re = \frac{v_{svar} D \rho}{\mu} \quad (23)$$

Prędkość charakterystyczna v_{svar} :

$$v_{svar} = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (24)$$

Shepherd i Lapple (odpylacz)	$Eu = \frac{\Delta p}{0.5\rho v_{in}^2} = \frac{16ab}{D_x^2}$	(25)
---------------------------------	---	------

Casal i Martinez- Benet (odpylacz)	$Eu = \frac{\Delta p}{0.5\rho v_{in}^2} = 3.33 + 11.3 \left(\frac{ab}{D_x^2} \right)^2$	(26)
---------------------------------------	--	------

Muschelknautz Liczba Eulera dla części cylindrycznej:
(odpylacz)

$$Eu_{cyl} = \frac{\Delta p}{0.5\rho v^2} = \left(\frac{f A_t \rho (v_{\theta,\omega} v_{\theta,cs})^{1.5}}{2(0.9Q)} \right) \left(\frac{2}{\rho v_{RC}^2} \right) \quad (27)$$

gdzie $v_{\theta,\omega}$ jest prędkością styczną na ścianie. Liczba Eulera dla rury centralnej:

$$Eu_{RC} = \frac{\Delta p}{0.5\rho v^2} = 2 + \left(\frac{v_{\theta,cs}}{v_{RC}} \right)^2 + 3 \left(\frac{v_{\theta,cs}}{v_{RC}} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (28)$$

3.2 Modele numeryczne

Zastosowanie prawidłowego modelu numerycznego do modelowania przepływu w separatorze cyklonowym wymaga zrozumienia występujących w nim zjawisk. Porównanie wyników eksperymentu pozwala na określenie czy założony model odpowiednio przewiduje symulowane zjawisko fizyczne. Do najczęstszych parametrów, które podlegają takiej weryfikacji należą sprawność, ciśnienie oraz profile prędkości. Zastosowanie metody pomiaru prędkości pola pozwala na dokładne sprawdzenie modeli numerycznych turbulencji. W celu określenia pola prędkości przepływu wewnątrz cyklonu stosuje się metodę anemometrii laserowej wykorzystującą efekt Dopplera (ang. Laser-Doppler Velocimetry - LDV). Pomiar dokonywany jest poprzez monitorowanie ścieżki cząstek w objętości kontrolnej. Wykonuje się go przy transparentnej konstrukcji separatora wykonanego ze szkła lub tworzywa sztucznego [82]. Interesująca weryfikacja pola prędkości za pomocą LDV dla GLCC została przedstawiona w [42]. Wyniki pomiaru porównano z symulacją CFD wykorzystującą modele turbulencji RNG $k - \varepsilon$ oraz model naprężeń Reynoldsa (ang. Reynolds Stress Model-RSM). Stwierdzono, że obydwa modele turbulencji nie określają dokładnie zjawiska zachodzącego w GLCC. Model RNG $k - \varepsilon$ lepiej przewidywał ogólną strukturę pola prędkości, ale zawyżał wartości prędkości. Model turbulencji RSM z kolei wykazywał gorsze odwzorowanie pola prędkości oraz niższe wartości prędkości stycznej i osiowej.

Yue, Chen i inni przeprowadzili badania GLCC [37] w celu zrozumienia zjawiska jakim jest wirujący przepływ cieczy powyżej wlotu (ang. Upper Swirling Liquid Film - USLF). Badania eksperymentalne zostały wykonane na transparentnym GLCC pozwalającym na weryfikacje struktury przepływu. Zaobserwowano cztery struktury przepływu oraz ich wpływ na USLF. Obliczenia CFD wykorzystywały model wielofazowy Eulerian z funkcją symmetric drag model. Rozkład filmu olejowego obliczono przy użyciu modelu Eulerian Wall Film (EWF). Wybrano dwa modele turbulencji do obliczeń numerycznych. Stosując model RNG $k - \varepsilon$ otrzymano wartość spadku ciśnienia zbliżoną do wartości zmierzonej w eksperymencie, a w symulacjach z modelem RSM spadek ciśnienia był wyższy.

Rudolf [83] przedstawił obliczenia numeryczne dla cyklonu badanego eksperymentalnie przez Hsieh [82]. Posiadał on średnicę 75mm, która była w zakresie zainteresowania badanego separatora lotniczego. Do analiz zastosowano model VOF

z różnymi modelami turbulencji RSM, LES (ang. Large Eddy Simulation) i DDES (ang. Delayed Detached Eddy Simulation) oraz model Mixture z modelem turbulencji RSM. Otrzymane wyniki porównano z wynikami eksperymentu otrzymanymi techniką LVD. Profile prędkości i średnica rdzenia powietrznego zostały prawidłowo odwzorowane przy pomocy modelu RSM. Model DDES wykazał niedoszacowanie prędkości stycznej w części centralnej przez co występowała mniejsza średnica wiru wewnętrznego. Z kolei jego składowa osiowa w okolicy rury centralnej była około 2.5 razy mniejsza od zmierzonej w eksperymencie. Natomiast prędkości w modelu LES były zawyżone dla składowej stycznej i zaniżone dla osiowej w obszarze poniżej rury centralnej. Zamodelowanie granicy pomiędzy fazą wody a powietrza zostało najlepiej odwzorowane za pomocą modelu turbulencji RSM, zarówno dla modelu VOF jak i Mixture.

Tab. 3 Zestawienie typów separatorów, intensywności zawirowania oraz użytych modeli turbulencji i wielofazowych

Autor	Typ separatora	Ω	Model Turbulencji	Model Wielofazowy
Erdal [29]	GLCC	0.76	RNG $k - \varepsilon$	Mixture, Particle Model***
Yue [37]	GLCC	1.20	RNG $k - \varepsilon$ RSM	Eulerian
Yang [84]	GLCC	1.87	RNG $k - \varepsilon$	DPM
Luo [63]	GLCC	2.01-5.33	RNG $k - \varepsilon$	VOF
Zhuge [85]	GLCC	2.59	RSM	Mixture
Song [86]	Cyklon*	2.99	RSM	-
Erdal [42]	GLCC	3.57	RNG $k - \varepsilon$ RSM	-
Elsayed [66]	Cyklon*	3.83	RSM	-
Feng [87]	GLCC	4.13	RNG $k - \varepsilon$	-
Migule [88]	GLCC	4.58	RSM	Particle Model***
Wang [89]	Cyklon**	4.69	RSM	DPM
Han [90]	GLCC	5.24	RSM	Eulerian
Gao [91]	Cyklon**	5.27	RSM	DPM
Rudolf [83]	Cyklon*	5.66	RSM, LES, DDES	VOF, Mixture
Hu [92]	Cyklon	6.98	RSM	-
Rojas-Solórzano [62]	GLCC	10.26	RSM	Particle Model***

*geometria Rys. 14A, **geometria Rys. 14B, *** model używany przez program ANSYS CFX

Jak wskazano [37] wybór modelu turbulencji dla separatora GLCC można uzależnić od występującej intensywności zawirowania, określanej za pomocą równania:

$$\Omega = \frac{\pi D^2 \cos \theta}{3ab} \left[3 \left(\frac{b}{D} \right) \left(1 - \frac{b}{D} \right)^2 + \left(\frac{b}{D} \right)^3 \right] \quad (29)$$

Granicą zastosowania modelu RNG $k - \varepsilon$ była wartość zawirowania mniejsza od 5.24. Dla geometrii referencyjnej separatora lotniczego intensywność zawirowania wynosiła 3.9. Poza dwoma przypadkami separatorów GLCC opisanymi w [85] i [88], dla których wartość zawirowania Ω była poniżej 5.24 został zastosowany model turbulencji RNG $k - \varepsilon$. W badaniach, w których wybrano model RNG $k - \varepsilon$ wskazywano na dobrą zgodność z eksperymentem. Model turbulencji RSM wykazywał wyższy o około 40-50% spadek ciśnienia [37] lub symulował inny kształt wiru [42]. Dla geometrii cyklonu ze stożkiem (Rys. 14A) w [66,83,86] jak i geometrii wg. Rys. 14B użytej w [89,91] zastosowano model RSM. W przypadku wymienionych badań tylko w [66] intensywność zawirowania była niższą od separatora lotniczego. Dla separatora GLCC najczęściej symulowano przepływ wybierając modele Eulerian [37,90], Particle Model [29,62,88] lub DPM (Discrete Phase Modeling) [84,89,91]. Model VOF [63] został zastosowany ze względu na przepływ korkowy występujący w rurze wlotowej do separatora. Model Mixture używany był najczęściej jako rozwiązanie pośrednie pomiędzy przepływem dyspersyjnym a tym, z zaobserwowanym rozdziałem między fazami [29,83,85] (Tab. 3). W dalszych badaniach wykonano obliczenia wstępne pozwalające na określenie struktury przepływu na wlocie do separatora lotniczego. Identyfikacja struktury przepływu dwufazowego pozwoli na określenie, który model wielofazowy wybrać do dalszych analiz.

4 Modele matematyczne przepływu dwufazowego

Do symulacji zjawisk przepływowych w separatorze powietrzno-olejowym konieczne jest dobranie odpowiedniego modelu matematycznego i numerycznego, który pozwoli na uzyskanie możliwie dokładnego rozwiązania. Powinien on poprawnie odzwierciedlać zjawiska w separatorze, co pozwoli na:

- modelowanie wypływu oleju przez wylot powietrza oraz wypływu nieodseparowanego powietrza wraz z olejem,
- modelowanie poziomego oleju w zbiorniku, który warunkuje jakość oleju i sprawność separacji,
- widoczny rozdział między fazowy określający zachowanie oleju w domenie obliczeniowej,
- modelowanie struktur turbulentnych występujących w separatorze (wirów).

Współcześnie wykorzystywane modele przepływu wielofazowego można podzielić na dwie grupy, które różnią się koncepcją opisu ruchu poszczególnych faz: Euler-Lagrange (EL) oraz Euler-Euler (EE).

Podejście EL rozwiązuje dla fazy ciągłej (pierwotnej) uśrednione w czasie równania Naviera-Stokesa, ciągłości i energii podczas gdy faza rozproszona, jako zestaw pojedynczych cząstek/kropel/pęcherzy, opisana jest równaniami zachowania w formie Lagrange'a. W programie ANSYS FLUENT model oparty na tej zasadzie nazywa się Discrete Phase Modeling (DPM). Model DPM jest przydatny w analizie fazy rozproszonej. Przy modelowaniu przepływu za pomocą metody Lagrange'a, faza wtórna (dyspersyjna) powinna zajmować niewielki udział objętościowy. Wielkość cząstek powinna być mała w porównaniu z charakterystyczną długością dla przepływu. Porównanie dostępnych modeli w programie Fluent przedstawiono w Tab. 4

Tab. 4 Porównanie modeli wielofazowych dostępnych w programie ANSYS Fluent [93]

Cecha	DPM	Eulerian	Mixture	VOF
Rodzaj zmiennych	Lagrange	Euler	Euler	Euler
Możliwość określenia wielkości cząstek	tak	tak	tak	nie
Typowe zastosowanie	Rozproszone pęcherze gazu, krople i cząstki stałe		Rozproszone pęcherze gazu, krople i cząstki stałe (duże zawartości powyżej 10% obj.), transport pneumatyczny hydrotransport	Przepływ powolne, uwarstwione

W podejściu EE faza nośna (pierwotna) i rozproszona (wtórna) opisane są równaniami transportu dla globalnego układu odniesienia i obie są traktowane jako ciągle. Faza rozproszona nie jest indywidualnie śledzona w przestrzeni i w czasie. Zakłada się, że objętość jednej fazy nie może być zajęta przez drugą fazę. Trzy rodzaje tego modelu są zaimplementowane w programie ANSYS FLUENT: model mieszaniny (ang. Mixture), model dyspersyjny (Eulerian) i model objętości płynu (VOF) [93].

Model mieszaniny wykorzystuje podejście jednego płynu posiadającego uśrednione własności fizyczne takie jak gęstość, lepkość. Założenia modelu pozwalają na wzajemne przenikanie się faz, poruszanie się z różnymi prędkościami i rozwiązuje prędkości poślizgu między nośnikiem a fazami rozproszonymi. W przypadku jednorodnych przepływów wielofazowych model może być stosowany bez prędkości względnych dla fazy wtórnej. Zastosowania modelu obejmują przepływy cieczy wraz z cząstkami stałymi, sedymentację, przepływy bąbelkowe oraz przepływy w separatorach cyklonowych. Model mieszaniny łączy równanie ciągłości, pędu, energii dla mieszaniny i równanie udziałów objętościowych dla drugiej fazy. Równanie ciągłości przyjmuje następującą postać [93]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad (30)$$

Gęstość mieszaniny ρ_m , określa się za pomocą zależności:

$$\rho_m = \sum_{q=1}^n \alpha_q \rho_q \quad (31)$$

gdzie n jest liczbą faz, α_q jest udziałem objętościowym q -tej fazy Natomiast \vec{v}_m jest prędkością średnią mieszaniny określona równaniem:

$$\vec{v}_m = \frac{\sum_{q=1}^n \alpha_q \rho_q \vec{v}_q}{\rho_m} \quad (32)$$

Gdzie \vec{v}_q jest prędkością dla q -tej fazy. Równanie momentu dla mieszaniny jest otrzymywane poprzez zsumowanie każdego równania pędu dla każdej z faz. Przedstawione jest ono w następujący sposób:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \vec{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = & -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T)] + \rho_m \vec{g} + \vec{F}_b \\ & - \nabla \cdot (\sum_{q=1}^n \alpha_q \rho_q \vec{v}_{dr,q} \vec{v}_{dr,q}) \end{aligned} \quad (33)$$

gdzie \vec{F}_b jest siłą masową działającą na płyn a μ_m lepkością dynamiczną mieszaniny obliczaną tak jak gęstość mieszaniny w równaniu (31). W przypadku, gdy uwzględnia się prędkość unoszenia $\vec{v}_{dr,q}$ dla fazy q -tej jest ona wyznaczana według równania:

$$\vec{v}_{dr,q} = \vec{v}_q - \vec{v}_m \quad (34)$$

co wymaga uwzględnienia dodatkowych zależności. Jeżeli pomija się prędkość unoszenia to model mieszaniny redukuje się do modelu homogenicznego. Równanie udziału objętościowego dla fazy p oblicza się w oparciu o równanie ciągłości (30).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_p \rho_p) + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{v}_m) = -\nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{v}_{dr,p}) \quad (35)$$

Model Eulerian jest wykorzystywany w modelowaniu aparatów absorpcyjnych, kolumn pionowych, zawieszin cząstek lub złożeń fluidalnych. W przypadku separatorów stosuje się go, kiedy występuje przepływ dyspersyjny. Charakteryzuje się on większą złożonością względem modelu mieszaniny i VOF. Dla analizy ze stałą temperaturą model Eulerian rozwiązuje równania: ciągłości i pędu dla każdej fazy. Pole ciśnienia jest zmienną wspólną dla wszystkich faz. Równanie ciągłości dla fazy q przyjmuje następującą formę [93]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) = 0 \quad (36)$$

Równanie ciągłości dla fazy p można sformułować w ten sam sposób jak dla fazy q . Równanie momentów dla fazy q -tej:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q \vec{v}_q) = -\alpha_q \nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} + \sum_{p=1}^n (\vec{R}_{qp}) + \vec{F}_q \quad (37)$$

Gdzie \vec{R}_{qp} siłą oddziaływania między fazami, \vec{F}_q jest zewnątrz siłą działającą na ciało, p ciśnieniem dzielonym przez wszystkie fazy, $\bar{\tau}_q$ jest fazowym tensorem naprężenia-odkształcenia definiowanym dla fazy q -tej. Przyjmuje on następującą postać:

$$\bar{\tau}_q = \alpha_q \mu_q (\nabla \vec{v}_q + \nabla \vec{v}_q^T) + \alpha_q \left(\lambda_q - \frac{2}{3} \mu_q \right) \nabla \cdot \vec{v}_q \bar{I} \quad (38)$$

gdzie μ_q stanowi lepkość ścinania a λ_q to lepkość objętościowa.

Model objętości płynu (VOF) jest to technika śledzenia i lokalizacji swobodnej powierzchni lub granicy faz płyn-płyn. Charakteryzuje się siatką, która jest nieruchoma lub porusza się w sposób, pozwalający dostosować się do ewoluującego kształtu interfejsu. W tej metodzie rozwiązuje się pojedynczy zestaw równań pędu dla mieszaniny dwóch lub więcej niemieszających się płynów. Taki model wykorzystuje się do określenia przepływów warstwowych, przepływów swobodnych, napełniania zbiorników, chlupotania, ruchu dużych pęcherzyków w płynie, ruchu cieczy po przerwaniu zapory, przewidywania rozpadu strumienia i śledzenia dowolnej granicy faz ciecz-gaz. Wielkość opisująca obecność fazy w dowolnym obszarze domeny obliczeniowej przepływu to udział objętościowy. Dla udziałów objętościowych mieszaniny obowiązuje następujące ograniczenie [93]:

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \quad (39)$$

Równanie ciągłości dla udziału objętościowego fazy q można zapisać w następującej postaci:

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) \right] = 0 \quad (40)$$

Równanie pędu rozwiązywane jest w całej domenie, a powstałe pole prędkości jest dzielone między fazy. Przedstawione równanie pędu zależy od udziałów objętościowych wszystkich faz p i q poprzez wielkości ρ i μ .

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T)] + \rho \vec{g} + \vec{F}_b \quad (41)$$

Modelowanie turbulencji

Modelowanie przepływu turbulentnego w separatorach cyklonowych dokonuje się najczęściej na drodze rozwiązania równań Naviera-Stokesa, uśrednionych metodą Reynoldsa RANS (ang. Reynolds Averaged Navier–Stokes equations). W związku z tym, że równania Naviera-Stokesa są nieliniowe, to każdy proces uśredniany tą metodą tworzy dodatkowe niewiadome, które wymagają powiązania z wielkościami średnimi. Występująca ilość niewiadomych w równaniach powoduje, że nie można ich rozwiązać nawet po uwzględnieniu warunków brzegowych. Rozwiązanie tego układu wymaga dodatkowych związków funkcjonalnych między naprężeniami Reynoldsa lub współczynnikami efektywnymi, a uśrednionymi parametrami polowymi, co określa się modelami turbulencji. Aby rozwiązać układ równań stosuje się dwie metody:

- liniowe lub nieliniowe modele lepkości turbulentnej, Eddy Viscosity Models (EVM) – wykorzystujące hipotezę Boussinesqa, zgodnie z którą naprężenia turbulentne są proporcjonalne do prędkości deformacji i są wyrażone za pomocą dynamicznego współczynnika lepkości turbulencji,
- model naprężeń Reynoldsa (RSM), polega na bezpośrednim modelowaniu równań opisujących składowe tensora naprężeń. Nie używa się w nim koncepcji lepkości turbulentnej. Naprężenia Reynoldsa wyznaczone są bezpośrednio z własnych równań transportu, ujmujących procesy generacji, dyfuzji, konwekcji i dysypacji.

W symulacji separatorów cyklonowych wykorzystywane były również takie modele jak: Large Eddy Simulation (LES), Detached Eddy Simulation (DES) [83]. Ze względu na duże wymagania obliczeniowe ich przydatność w analizie rzeczywistych geometrii i w analizach optymalizacyjnych jest ograniczona. W przypadku cyklonów powyższe modele nie wykazały dobrej zgodności z wynikami uzyskanymi w badaniach [83], dlatego ich zastosowanie nie było rozważane w dalszej części pracy.

Model turbulencji $k - \varepsilon$ wykorzystuje metodę EVM. Jest on często wykorzystywanym modelem w przemyśle do symulacji przepływów turbulentnych. Składa się on z dwóch równań, w którym pierwsze opisuje energię kinetyczną turbulencji (k). Natomiast drugie obrazuje szybkość rozpraszania energii turbulencji (ε). W przypadku modelowania przepływu wielofazowego, równania standardowe modelu przyjmują następującą postać:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m k) + \nabla(\rho_m \vec{v}_m k) = \nabla \cdot \left(\mu_m + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right) + G_{k,m} - \rho_m \varepsilon \quad (42)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \varepsilon) + \nabla(\rho_m \vec{v}_m \varepsilon) = \nabla \cdot \left(\mu_m + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} G_{k,m} - C_{2\varepsilon} \rho_m \varepsilon) \quad (43)$$

Gdzie ρ_m i μ_m obliczane są w zależności od udziałów objętościowych wg. równania (31), a $G_{k,m}$ stanowi produkt energii kinetycznej turbulencji. Zgodnie z hipotezą Boussinesqua współczynnik lepkości turbulentnej obliczany jest według równania:

$$\mu_t = \rho_m C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (44)$$

W powyższych równaniach stałe posiadają następujące wartości: $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$, $C_\mu=0.09$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$. Model $k - \varepsilon$ oprócz wariantu standardowego posiada dwie odmiany RNG $k - \varepsilon$ [94] i model Realizable $k - \varepsilon$ [95], które znajdują zastosowanie w obliczeniach przepływów wirowych [93]. Równanie opisujące energię kinetyczną turbulencji k jest podobnie definiowane dla każdego z modeli. Przyjmuje się w nich różne wartości stałych.

Model RNG $k - \varepsilon$ opiera się na równaniach (42) i (43), ale zawiera udoskonalenia w postaci dodatkowego członu w równaniu ε . Wprowadzona zmiana poprawia dokładność modelowania przepływów wirowych dzięki uwzględnieniu wpływu wirowości na turbulencje [96]. Teoria RNG dostarcza analitycznego wzoru na turbulentną liczbę Prandtla, podczas gdy standardowy model $k - \varepsilon$ wykorzystuje jedynie określone przez użytkownika, wartości stałe [94]. Równanie transportu szybkości rozpraszania energii kinetycznej turbulencji ε przyjmuje postać:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \varepsilon) + \nabla(\rho_m \vec{v}_m \varepsilon) = \nabla \cdot \left(\mu_m + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_{k,m} - C_{2\varepsilon}^* \rho_m \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (45)$$

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_o)}{1 + \beta \eta^3} \quad (46)$$

Występujące w równaniach (45) i (46) stałe posiadają następujące wartości: $C_{1\varepsilon}=1.42$, $C_{2\varepsilon}=1.68$, $\sigma_k, \sigma_\varepsilon=0.7194$, $\eta_o=4.38$, $\beta=0.012$. Lepkość turbulentną dla równania (45) oblicza się wg. równania (44) zakładając, że $C_\mu=0.0845$.

Model Realizable stosowany jest w przypadku modelowania przepływu, w którym występują wiry, zjawisko separacji lub recyrkulacji. Podobnie jak RNG ma wprowadzone zmiany przyczyniające się do poprawy modelowania powyższych zjawisk w stosunku

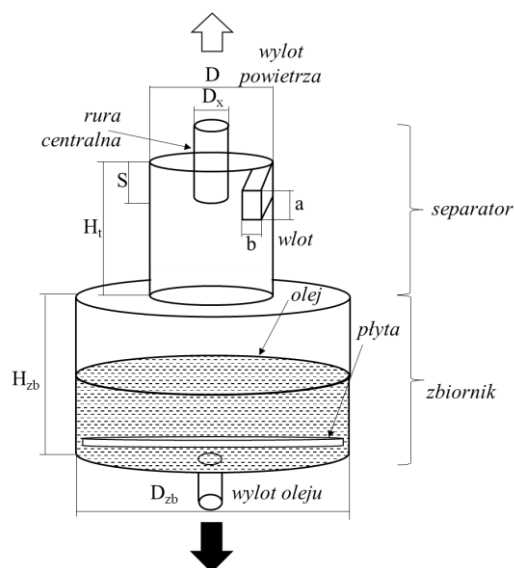
do modelu standardowego. Równanie transportu szybkości dyssypacji energii kinetycznej turbulencji ε przyjmuje postać:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \varepsilon) + \nabla(\rho_m \vec{v}_m \varepsilon) = \nabla \cdot \left(\mu_m + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + \rho_m C_1 \varepsilon S - \rho_m C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \quad (47)$$

Równanie (47) zostało wyprowadzone z równania transportu średniokwadratowych fluktuacji wirowości. W równaniu (47) i (42) stałe posiadają następujące wartości: $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_2=1.9$, $\sigma_\varepsilon=1.2$, $\sigma_k=1.0$. Lepkość turbulentna obliczana jest na podstawie równania (44), z tą różnicą, że wartość C_μ nie jest stała, jak w standardowym modelu $k - \varepsilon$ czy w modelu RNG $k - \varepsilon$, lecz jest funkcją tensora rotacji i tensora deformacji oraz energii kinetycznej turbulencji i szybkości rozpraszania energii. Szczegółowy opis określania stałych można znaleźć w [93].

5 Geometria separatora lotniczego i punkty jego pracy

Badany lotniczy separator olejowy był elementem systemu olejowego silnika turbowentylatorowego, w konfiguracji przedstawionej na Rys. 2. Nie posiadał on części stożkowej (Rys. 14B) a jego wlot miał kształt spiralny (typ „b” na Rys. 15). Separator był zamontowany w walcowym zbiorniku testowym, jak pokazano na Rys. 17. Wymiary ogólne separatora wraz ze zbiornikiem w odniesieniu do szerokości wlotu b przedstawiono w Tab. 5. W dolnej części zbiornika znajdowała się płyta, która zakrywała wylot oleju. Zainstalowanie jej było konieczne, ponieważ wstępnie przeprowadzone badania wykazały tworzenie się wiru odsłaniającego wylot oleju. Powodowało to zasysanie powietrza do wylotu oleju przy próbie badania niskiego poziomu oleju oraz niestabilność pracy pompy olejowej na stanowisku testowym.

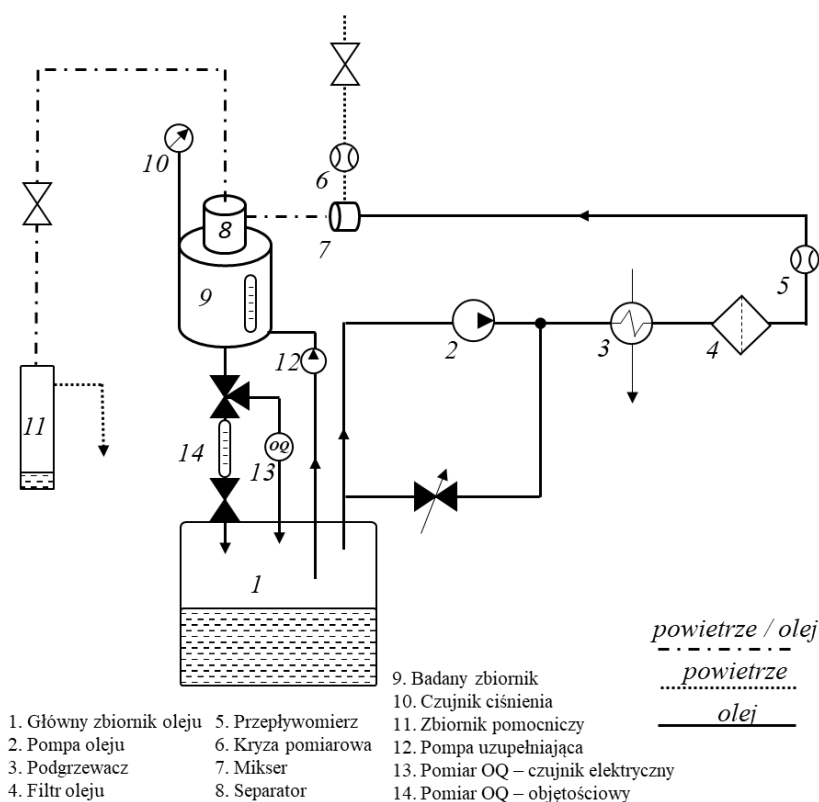


Rys. 17 Wymiary ogólne separatora lotniczego wraz z zbiornikiem testowym

Tab. 5 Wymiary domeny odniesione do szerokości wlotu b

H_t	S	D	D_x	b	a	H_{zb}	D_{zb}
3.2	1.4	3.6	1.3	1	1.6	12	9.6

Schemat stanowiska badawczego, które powstało w celu zbadania parametrów pracy separatora lotniczego przedstawiono na Rys. 18. Separator (8) został umiejscowiony w górnej części cylindrycznego zbiornika (9). Zbiornik ten posiadał możliwość określenia poziomu oleju poprzez wziernik z podziałką. Strumień oleju dostarczany był przez pompę (2), której prędkość obrotową regulowano za pomocą falownika. Następnie olej przepływał przez układ podgrzewania (3), filtr (4) i przepływomierz (5). Masowy strumień powietrza mierzono kryzą pomiarową (6) przed mikserem (7), w którym następowało połączenie strumieni. Mieszanina wytwarzana przez mikser (7) kierowana była na wlot do separatora. Następnie odseparowany olej powracał do zbiornika głównego (1), który charakteryzował się kilkakrotnie większą objętością względem zbiornika testowego (9). Przekierowanie oleju do głównego zbiornika miało na celu jego dokładne odgazowanie. Zbiornik pomocniczy (11) umieszczony na wylocie powietrza magazynował tracony przez separator olej. Ilość oleju w zbiorniku (11) monitorowana była za pomocą wagi oraz pionowego wziernika.



Rys. 18 Schemat stanowiska badawczego

Badany separator posiadał wymiary rzeczywiste. Olej używany podczas testów spełniał wymogi specyfikacji MIL-PRF-23699. Gęstość oleju określana jest równaniem:

$$\rho_o = -0.731T_o + 1006.1 \quad (48)$$

Natomiast lepkość w zakresie temperatury od 37°C do 200°C wynosi:

$$\mu_o = 31.527T_o^{-1.907} \quad (49)$$

Stanowisko pomiarowe pozwoliło na ustawienie odpowiedniej ilości powietrza i oleju na wlocie do separatora na poziomie, jaki występuje w silniku lotniczym [15]. Układ podgrzewania oleju umożliwił symulowanie standardowej temperatury pracy silnika (bez efektów przegrzania lub warunków „ISA hot day”). Stanowisko badawcze nie posiadało możliwości obniżenia ciśnienia w zbiorniku poniżej ciśnienia atmosferycznego. Z tego powodu badane punkty nie uwzględniały warunków pracy na dużych wysokościach (około 13-15km nad poziomem morza).

Rozpoczynając badanie zainicjowano przepływ oleju i uruchomiono podgrzewacz znajdujący się w zbiorniku głównym (1). Poprzez te działania uzyskano wstępne podgrzanie oleju. Następnie włączono pompę (2) oraz układ podgrzewania (3). Po ustabilizowaniu temperatury oleju na wlocie do separatora, ustalano jego poziom w zbiorniku za pomocą wziernika. Potem doprowadzano powietrze do miksera (7). W przypadku dużych strat oleju w zbiorniku (9), olej uzupełniano za pomocą pompy (12). Dążono do utrzymania jego stałej wysokości podczas trwania pomiaru. Pomiary jakości oleju OQ dokonywane były na odcinku pomiędzy zbiornikami (9) - (1), za pomocą dwóch przyrządów. Pierwszy z przyrządów przeprowadzał pomiar wykorzystując czujnik oparty na zjawisku elektrycznym (13). Drugi mierzył zmianę objętości mieszaniny zamkniętej w pojemniku. Wykorzystywano do tego szklany wizjer z podziałką o określonej objętości. Na wlocie i wylocie znajdowały się zawory pneumatyczne odcinające przepływ. Mieszanina zamykana była w objętości pomiarowej, gdzie następowało odgazowywanie. Różnica pomiędzy objętością początkową a tą zmierzoną po odpowiednim czasie określała ilość powietrza zawartego w mieszaninie. W zbiorniku pomocniczym (11) mierzono ilość oleju opuszczając separator. Dla zbadanych punktów pracy powtórzono pomiary, aby zaobserwować powtarzalność zjawiska i sprawdzić uzyskane wcześniej wartości.

Walidacja modelu numerycznego będzie opierała się na porównaniu wyników obliczeń jakości oleju OQ oraz sprawności separacji η_s z danymi eksperymentalnymi uzyskanymi na stanowisku pomiarowym. Badania eksperymentalne przeprowadzono dla wybranych czterech warunków pracy silnika, które podano w Tab. 6. Wartości parametrów zostały znormalizowane poprzez odniesienie ich do wartości w punkcie pracy 1.

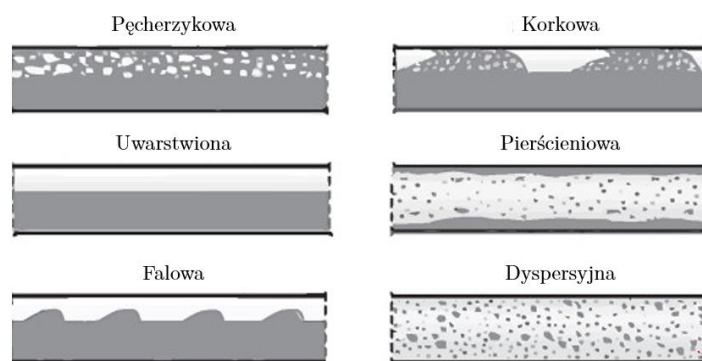
Tab. 6 Punkty pracy zbadane na stanowisku testowym

Punkt pracy	1	2	3	4
Przepływ masowy powietrza [-]*	1	0.31	0.09	0.60
Przepływ masowy oleju [-]*	1	0.65	0.87	0.86
Temperatura*	1	0.93	0.95	0.99
Udział objętościowy powietrza [-]	0.80	0.69	0.32	0.75

**Wartości odniesione do punktu pracy 1*

6 Badania wstępne

Analizując literaturę przedmiotu opisującą przepływy dwufazowe można spotkać się z różnymi sposobami klasyfikacji przepływu. W zależności od parametrów przepływu (strumień masowy powietrza oraz oleju, temperatura, ciśnienie) jego struktura charakteryzować może się różnymi formami fazy dyspersyjnej, od obecności filmu na ściankach po przepływ pęcherzykowy [97]. Przepływ występujący w magistrali odsysającej układu olejowego jest głównie przepływem dwufazowym - powietrza i oleju. W rzeczywistości występują w nim inne niepożądane substancje takie jak woda czy zanieczyszczenia stałe (drobiny metalu, elementy uszczelnienia oraz pozostałości procesów technologicznych). W celu zidentyfikowania struktury przepływu dwufazowego w kanale wlotowym, przeprowadzono analizę dostępnych map struktur dla dostępnego zakresu parametrów pracy (Tab. 7). Mapy struktur zostały opracowane na podstawie badań eksperymentalnych dla różnych konfiguracji przepływu dwufazowego [98–100]. W większości publikacji występuje podział na sześć rodzajów struktur: pęcherzykową, korkową, uwarstwioną, pierścieniową, falową, dyspersyjną (Rys. 19).



Rys. 19 Rodzaje struktur przepływów w rurach poziomych [97]

Stworzone mapy określają zakresy występowania danych struktur w zależności od dobranych parametrów przepływu dwufazowego. Należy pamiętać, że dana mapa została utworzona na podstawie badań eksperymentalnych dla wybranych płynów (najczęściej wody), odpowiedniej średnicy przewodu, wartości przepływu cieczy jaki gazu oraz konfiguracji przewodu poziomej lub pionowej. Przystępując do wykonywania obliczeń numerycznych przepływu dwufazowego, ważna jest identyfikacja jego struktury [54].

W silnikach lotniczych struktura przepływu w przewodach będzie zależeć od rodzaju magistrali oraz od konfiguracji danego systemu. Każda magistrala charakteryzuje się innymi parametrami przepływu oraz położeniem przewodu. Należy także pamiętać, że parametry pracy silnika lotniczego ulegają zmianie w trakcie lotu. Podczas jego pracy następuje zmiana ciśnienia w komorach, temperatury oraz ilości przepływającego powietrza i oleju. W przypadku magistrali odpowietrzającej najczęściej obserwuje się przepływ pierścieniowy lub dyspersyjny [101,102]. Dla separatorów lotniczych nie odnajdujemy w literaturze wielu wskazówek dotyczących przepływu dwufazowego. W badanej konfiguracji silnika występuje krótki odcinek pomiędzy pompą odsysającą a wlotem do separatora. Dlatego identyfikacja struktury przepływu w kanale dolotowym na podstawie map struktur dla rur poziomych ma jedynie charakter orientacyjny. Pozwala jednak na przyjęcie ogólnego scenariusza zachowania przepływu dwufazowego w przestrzeni separacyjnej. Wybór odpowiedniego modelu numerycznego uwarunkowany był występowaniem określonej struktury przepływu dwufazowego. Wykorzystując formuły dla map przepływów z załącznika Z1 przeprowadzono obliczenia zakładające występowanie wyłącznie powietrza i oleju w mieszaninie. Dla mapy Bakera (Rys. 20) obliczono gęstość strumienia masy dla powietrza i oleju oraz dodatkowe parametry uwzględniające zmianę właściwości płynu (gęstość, lepkość i napięcie powierzchniowe). W mapie Mandhanea i Gregory'ego (Rys. 21) policzono prędkość powietrza i oleju wykorzystując ich strumień objętościowy oraz średnicę hydrauliczną na wlocie do separatora. Aby określić strukturę przepływu dla mapy Taitela-Duklera należało najpierw obliczyć liczbę Frouda Fr oraz parametr X , który był funkcją parametru Lockharta – Martinellogo. Współrzędne Fr i X mogą być przeliczone na parametr T określający strukturę przepływu, co pokazano na Rys. 22. Dla mapy Shella (Rys. 23) wykorzystano liczbę Frouda Fr dla powietrza i oleju. Dla każdej z map przyjęto

parametry typowe dla zakresu pracy silnika lotniczego (Tab. 7) i zaznaczono obszary występujących struktur na Rys. 20 - Rys. 23.

Tab. 7 Zakres parametrów operacyjnych map przepływów i zakres pracy turbinowego silnika lotniczego [103]

Rodzaj mapy	Ciecz	Gaz	Zakres średnicy przewodu [cm]	Zakres przepływu dla gazu [kg/h]	Zakres przepływu dla cieczy [kg/h]	Zakres ρ_{liq} [kg/m ³]	Zakres ρ_{gas} [kg/m ³]
Taitel and Dukler	płyn newtonowski		-	-	-	-	-
Baker	woda	powietrze	2.54÷10.160	-	-	1000	-
Mandhanve, Gregory Aziz	różne	różne	1.27÷16.51	-	-	705 ÷ 1009	0.8 ÷ 50.5
Shell DEP 31.22.05.11	-	-	50	-	-	860	8
Parametry pracy silnika lotniczego	MIL23699	powietrze	2÷5	0.3 ÷ 20	1800 ÷ 5500	889 ÷ 1035	1.2 ÷ 2.5

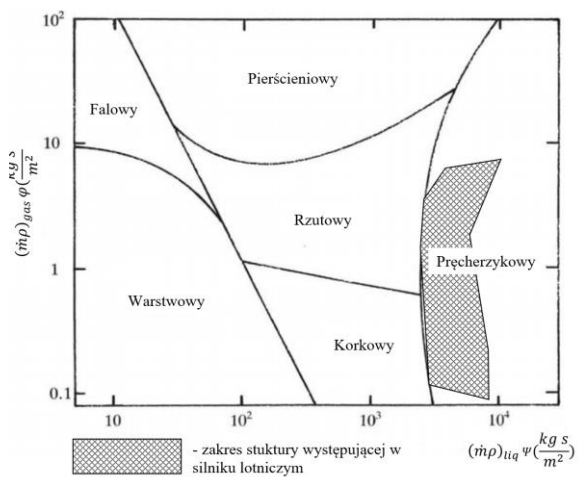
Rodzaj mapy	Zakres μ_{gas} [kg/(ms)]	Zakres μ_{liq} [kg/(ms)]	σ_o [N/m]	Zakres temperatury [°C]	Zakres ciśnienia [bar]
Taitel and Dukler	-	-	-	-	-
Baker	1.8e-5	0.001	0.073	20	0-1
Mandhanve, Gregory Aziz	1e-5 ÷ 2.2e-5	3e-4 ÷ 0.09	0.024 ÷ 0.1	-	-
Shell DEP 31.22.05.11	1.2e-5	1.6e-4	0.03	-	<89
Parametry pracy silnika lotniczego	15e-6 ÷ 26e-6	10 ÷ 0.0016	-0.03	-40 ÷ +200	0.3 ÷ 4.6

" - " brak danych

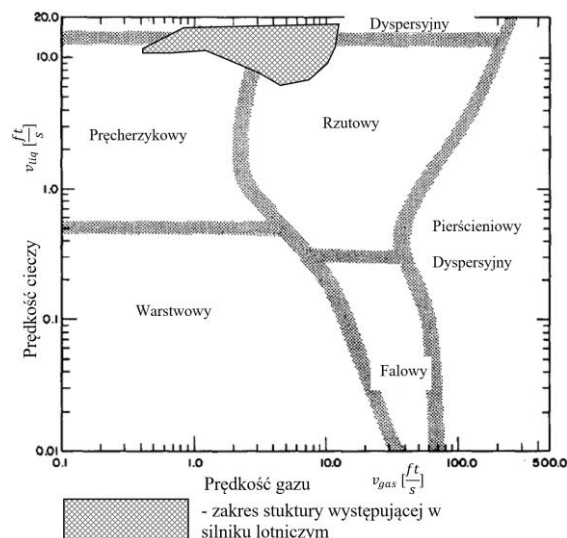
Analizując mapy zauważono, że:

- mapa Bakera w całości pokrywa się z obszarem przepływu pęcherzykowego (Rys. 20),
- wg. mapy Mandhanea i Gregory’ego (Rys. 21) przepływ znajduje się na granicy trzech zakresów: dyspersyjnego, pęcherzykowego oraz rzutowego,
- przepływ wg. mapy Taitela-Duklera (Rys. 22) przepływ występuje w zakresie przejściowym – przepływ korkowy rzutowy na granicy przepływu pęcherzykowego,
- wg. mapy Shella (Rys. 23) przepływ obejmuje zakres przejściowym w formie przepływu korkowo rzutowego.

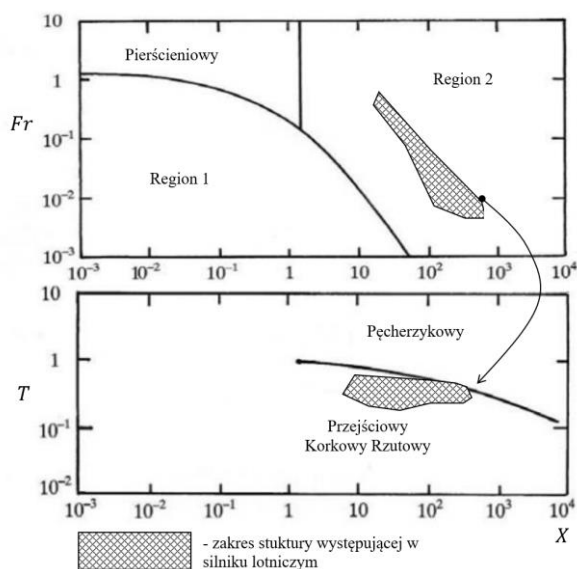
Obliczenia wykonane dla parametrów pracy silnika lotniczego wykazały formowanie się struktur: pęcherzykowej lub korkowo-rzutowej. Biorąc pod uwagę dwa ostatnie rodzaje, należy zauważyć, że ich do wytworzenia potrzebna jest odpowiednia długość poziomego przewodu. W badanym systemie olejowym silnika lotniczego taka sytuacja nie występuje ze względu na ograniczoną przestrzeń. Dodatkowo pompa odsysająca powoduje dokładne wymieszanie się powietrza z olejem tworząc na jej wylocie strukturę odpowiadającą pęcherzykowej [6].



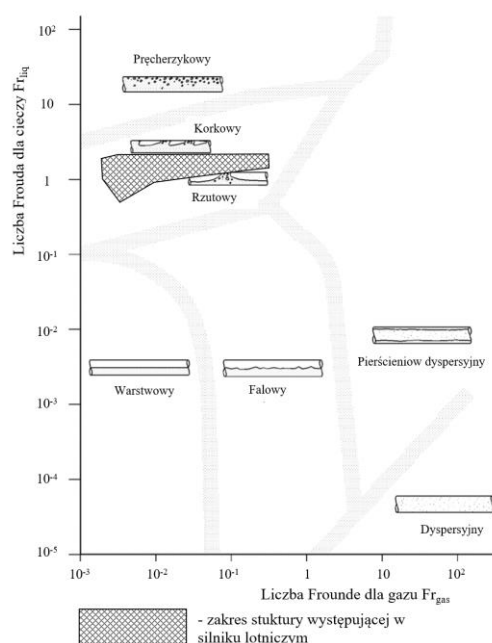
Rys. 20 Mapa Bakera [98] dla rur poziomych



Rys. 21 Mapa Mandhanea i Gregory [100] dla rur poziomych



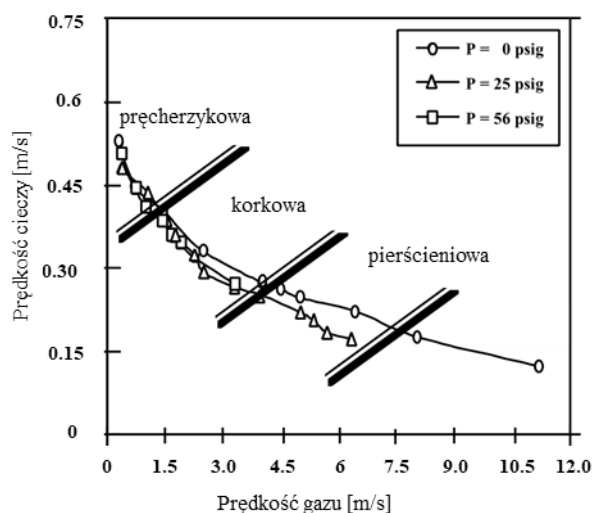
Rys. 22 Mapa Taitela-Duklera dla rur poziomych [99]



Rys. 23 Mapa Shell dla rur poziomych [104]

Przebadana literatura nie dostarczyła odpowiedniej ilości informacji na temat warunków panujących na wlocie do separatora lotniczego, dlatego przeanalizowano inne separatory używane w przemyśle. Dokonując przeglądu badań dla GLCC przy wyższych prędkościach cieczy zaobserwowano strukturę pęcherzykową i korkową (Rys. 24). Dla badanego separatora lotniczego, obliczenia przedstawione na Rys. 20 do Rys. 23 wykazały występowania podobnych struktur. Zakres średnicy części walcowej GLCC wynosił około 50-76mm, co mieściło się w zakresie przestrzeni konstrukcyjnej separatora lotniczego. Prędkości występujące na wlocie do separatora oraz ciśnienie operacyjne [49]

miały podobne wartości jakie występują dla separatorów cyklonowych stosowanych w silnikach lotniczych.



Rys. 24 Struktura przepływu GLCC o średnicy 3 cale [49]

6.1 Modele pomocnicze

Przed analizą właściwego problemu, przeprowadzono uproszczone symulacje numeryczne przepływu dwufazowego w przewodzie poziomym. Miało to na celu zbadanie modeli wielofazowych pod kątem wytworzonej struktury przepływu. Przeprowadzono analizę trzech dostępnych modeli w programie Fluent: VOF, Mixture i Eulerian. Wyznaczono średnicę hydrauliczną na wlocie do separatora, ponieważ nie był on przekrojem kołowym. Następnie przyjęto powyższą średnicę dla modelu przewodu poziomego. Jego długość dobrano w oparciu o badania [105, 106]. Analiza struktury przepływu odbywała się na dystansie określonym stosunkiem l/d 80 i 245 (długość przewodu do średnicy przewodu). Wstępne wyniki wykazały zbliżoną koncentrację powietrza w górnej części przewodu dla wszystkich modeli wielofazowych. Zauważono też różnice w formowaniu się struktury przepływu w zależności od zastosowanego systemu wtrysku powietrza na wlocie.

Kolejną analizą pomocniczą było modelowanie przepływu powietrza przez zawór barostatyczny. W badanym separatorze zastosowano tego rodzaju rozwiązanie, aby utrzymać stałą różnicę ciśnienia pomiędzy zbiornikiem oleju a komorą przekładni agregatów. Stopień jego otwarcia zależał od przepływającego strumienia powietrza. W ramach analizy wykonano kilka wstępnych modeli takiego zaworu o różnym stopniu otwarcia. Dla każdego z nich określono charakterystykę spadku ciśnienia w zależności od

ilości przepływającego powietrza. W oparciu o uzyskane wyniki wykonano kilka konfiguracji modeli dla każdego z warunków pracy przedstawionego w Tab. 6. Następnie stworzono model uproszczonego przewodu wraz ze zwężoną średnicą na jego końcu. Pozwoliło to na wyznaczenie średnicy, która generuje ten sam spadek ciśnienia co zawór. Otrzymane wnioski posłużyły do wprowadzenia na wylocie powietrza uproszczonej geometrii.

6.2 Ewolucja modelu

Model wyjściowy separatora zawierał elementy instalacji silnika lotniczego. Separator wraz z przewodem wlotowym, magistralą odpowietrzającą, zaworem barostatycznym tworzył relatywnie złożony układ geometryczny. Dodatkowo komplikowały go szczegóły konstrukcyjne w postaci promieni zaokrągleń na krawędziach. W trakcie badań wstępnych podjęto decyzję o uproszczeniu wybranych węzłów geometrycznych, mających niewielki wpływ na pracę separatora, a wpływających na wielkość modelu numerycznego. Postanowiono zredukować magistralę odpowietrzającą oraz przewód doprowadzający mieszaninę do separatora. W konsekwencji nie modelowano przepływu przez magistralę oraz nie badano wpływu geometrii wlotu na tworzącą się strukturę przepływu. Badano możliwość wyeliminowania złożonej geometrii zaworu barostatycznego, który miał wpływ na spadek ciśnienia. Zaproponowano rozwiązanie, które pozwalało odtworzyć warunki pracy separatora i jednocześnie uprościć geometrię modelu. To umożliwiło efektywniej przeprowadzać analizy. Następne obliczenia miały na celu wybór modelu matematycznego. Wykonano analizę dla domeny obliczeniowej ze zbiornikiem oleju dla dwóch modeli wielofazowych Eulerian i Mixture. W kolejnym kroku zastosowano model VOF, aby poszukiwać możliwości poprawy odwzorowania warunków przepływowych w separatorze. Uproszczono dolną część zbiornika poniżej płyty, aby ograniczyć domenę obliczeniową i nie symulować w tej części przepływu ze względu na tworzące się złożone struktury oraz pojawianie się niestabilności w strefie zadawanego warunku brzegowego na wylocie. Wykonane analizy dla drugiego i trzeciego modelu wstępnego pozwoliły wybrać model wielofazowy do dalszych obliczeń. W ostatniej konfiguracji zmieniono geometrię wylotu powietrza poprzez usunięcie przewężenia oraz zmieniono na nim warunek brzegowy. Wprowadzone rozwiązania pozwoliły na zachowanie jednej geometrii domeny dla wszystkich warunków pracy bez konieczności zmiany średnicy przewężenia. Dobrano też odpowiednie warunki brzegowe pozwalające

zadać wartości zmierzone podczas eksperymentu oraz dobrać algorytm rozwiązywania równań

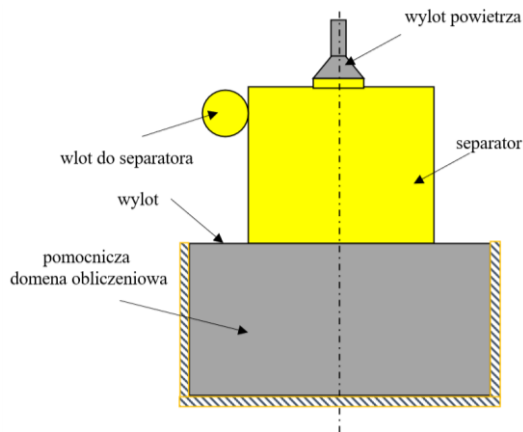
NS

Na koniec wykonano próby sterowania poziomem oleju w zbiorniku, aby móc zbadać jego wpływ na pracę separatora. Opracowany model numeryczny dobrze nadawał się do przeprowadzenia obliczeń i porównania wyników z badań separatora na stanowisku pomiarowym, gdyż pozwalał na:

- odwzorowanie wymiarów i geometrii stanowiska pomiarowego,
- wybór powierzchni, na których będzie zadany warunek brzegowy,
- modelowanie oczekiwanych zjawisk w separatorze i pozwalał określić wpływ oleju przez wylot powietrza oraz wypływu nieodseparowanego powietrza wraz z olejem poniżej płyty,
- odwzorowanie tworzenia się struktury wirowej charakterystycznej dla separatora cyklonowego,
- uzyskanie wartości parametrów przepływu do porównania z tymi, które zmierzono na stanowisku pomiarowym,
- możliwość sterowania poziomem oleju w zbiorniku,

Dla każdego z modeli wygenerowaną siatkę numeryczną sprawdzano pod kątem ilości i jakości tworzących ją elementów. Następnie uruchamiano i obserwowano przebieg analizy. W trakcie jej trwania zwracano uwagę na występujące zjawiska oraz wartości obliczane przez model. Sprawdzano też czas, przebieg i zbieżność uzyskanego rozwiązania. W końcowym etapie porównywano otrzymane wyniki z pomiarem otrzymanym na stanowisku testowym. Jeśli, na jednym z etapów nie spełniano założonych wymagań przeprowadzano wtedy zmiany w geometrii lub ustawieniach modelu.

W firmie GE Avio wykonano obliczenia wstępne dla geometrii z Rys. 14B [61], przebadanej na stanowisku testowym. Na potrzeby obliczeń rozszerzono domenę separatora (Rys. 25, kolor żółty) o dwie dodatkowe. Jedną z nich umieszczono poniżej separatora na wylocie oleju, natomiast drugą na wylocie powietrza w miejscu zaworu barostatycznego (Rys. 25, kolor szary).

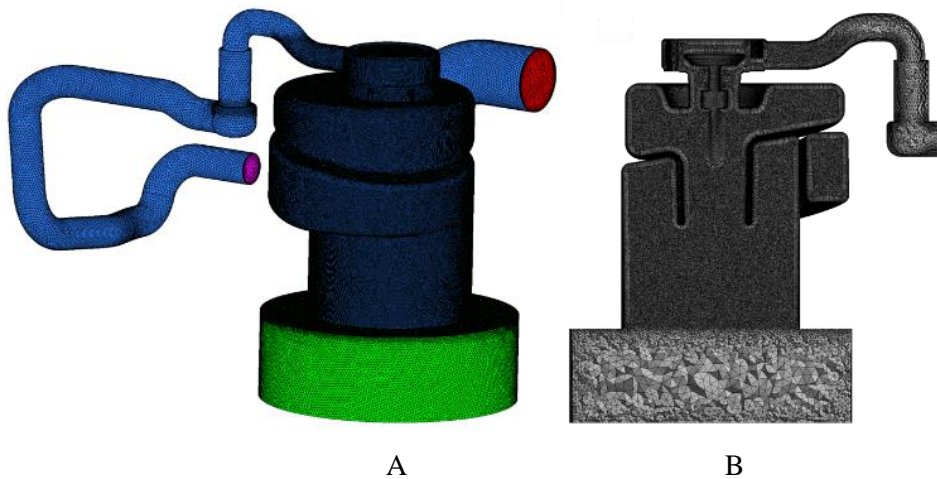


Rys. 25 Szkic domeny przepływu [61]

Przedstawiony model numeryczny nie posiadał zbiornika oleju znajdującego się na stanowisku pomiarowym, przez co nie można było określać jakości oleju OQ . Lokalizacja wylotu oleju w domenie pomocniczej modelu nie odpowiadała wylotowi na stanowisku pomiarowym. Zastosowano model Eulerian, w którym założono, że olej jest fazą dyspersyjną i posiada stały rozmiar kropeł. Na wlocie jako warunki brzegowe, przyjęto masowe natężenia przepływu powietrza i oleju. Z kolei na wylotach zdefiniowano ciśnienia statyczne mierzone na stanowisku. Założono stałą temperaturę mieszaniny na wlocie oraz brak wymiany ciepła z otoczeniem. Przyjęto stałą gęstość i lepkość oleju dla zadanej temperatury na wlocie. Poniżej w sposób skrótowy przedstawiono podstawowe informacje z badań wstępnych wykonanych na modelach numerycznych separatora lotniczego.

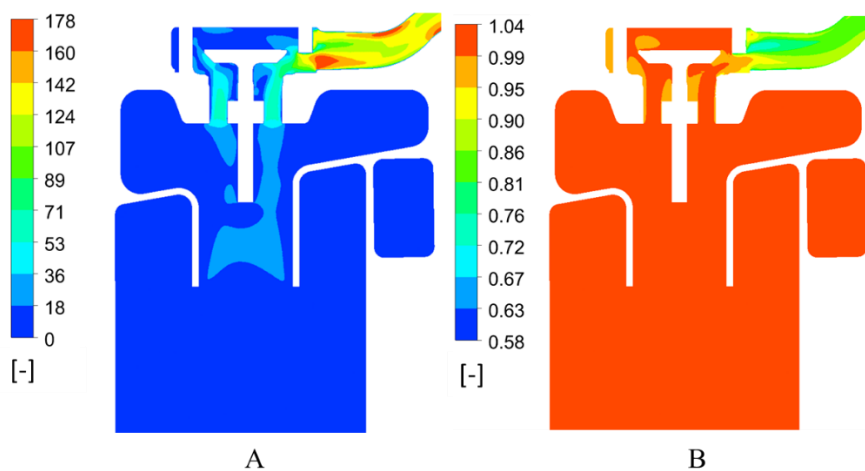
Model wstępny 1

W modelu wstępnym 1 odtworzono dokładną geometrię separatora lotniczego z uwzględnieniem wlotu, magistrali odpowietrzającej i zaworu barostatycznego. Na Rys. 26A przedstawiono model domeny obliczeniowej, na której kolorem czerwonym oznaczono wlot, fioletowym wylot powietrza a zielonym domenę pomocniczą. Na Rys. 26B pokazano przekrój separatora, gdzie uwidocznił się tłoczek zaworu w ustalonej pozycji.



Rys. 26 Domena obliczeniowa oraz przekrój separatora

Do wygenerowania siatki numerycznej wykorzystano program ANSYS Meshing. Geometria domeny ze względu na wysoki stopień odwzorowania powierzchni posiadała wiele cech geometrycznych, które powodowały powstawanie elementów o niskiej jakości. W celu osiągnięcia satysfakcjonujących parametrów siatki szczególnie w rejonie zaworu, została zamodelowana warstwa przyścienna składająca się z 10 elementów z przyrostem 1.2 i grubością pierwszej warstwy 0.1mm skutkując y^+ około 30. W sumie model zawierał ponad 8 milionów węzłów. Do modelowania turbulencji zastosowano model SST i przeprowadzono obliczenia stacjonarne. Analizę numeryczną przeprowadzono dla modelu jednofazowego, w którym założono przepływ masy powietrza z punktu pracy 2 (Tab. 6). Na wlocie z magistrali zadano ciśnienie statyczne zmierzone na stanowisku, natomiast na powierzchni domeny pomocniczej przyjęto warunek „openinig” z wartością ciśnienia zmierzona w zbiorniku oleju.

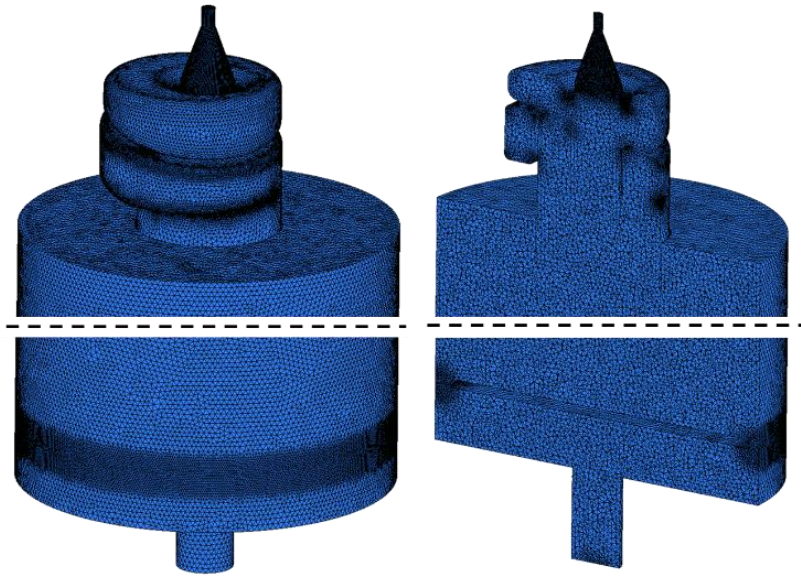


Rys. 27 Pole prędkości (A) wartość odniesiona do uśrednionej prędkości na wlocie, pole ciśnienia (B)- wartość ciśnienia statycznego odniesiona do uśrednionego ciśnienia na wlocie.

Otrzymane rozkłady pola prędkości i stosunek ciśnień w przekroju separatora (z Rys. 26B) przedstawiono na Rys. 27. Analizując wyniki zaobserwowano 8 do 10-krotny wzrost prędkości powietrza w przestrzeni wylotowej za zaworem w stosunku do przestrzeni w części walcowej separatora. Wykazano również, że stosunek ciśnienia w separatorze do ciśnienia w magistrali wynosił około 0.7, co świadczy o dobrze dobranym położeniu zaworu (w oparciu o model pomocniczy z rozdziału 6.1). W przypadku zmiany warunków pracy, należałoby stworzyć kolejną geometrię z inną pozycją zaworu oraz nową siatką obliczeniową. Stwierdzono również, że zawór pracuje w pozycji na przemian otwartej/zamkniętej, nie mając stałego położenia. Analiza numeryczna wpływu pozycji zaworu na spadek ciśnienia była czasochłonnym zajęciem. Jego skomplikowana geometria utrudniała proces tworzenia siatki numerycznej i tym samym komplikowała obliczenia. Zawór barostatyczny generował stałą wartość spadku ciśnienia, dlatego postanowiono uprościć geometrię tworząc przewężenie, na którym wystąpił spadek ciśnienia o podobnej wartości. Takie rozwiązanie było stosowane w analizach separatorów cyklonowych w analizach wewnętrznych prowadzonych w przedsiębiorstwie dla modeli jednofazowych i dwufazowych [61]. W wyniku przeprowadzonych symulacji stwierdzono, że ze względu na długie czasy obliczeń konieczne jest uproszczenie geometrii i redukcja ilości elementów. W trakcie obliczeń zaobserwowano przepływy wsteczne na wylocie z domeny pomocniczej, dlatego w kolejnych modelach dodano geometrię zbiornika.

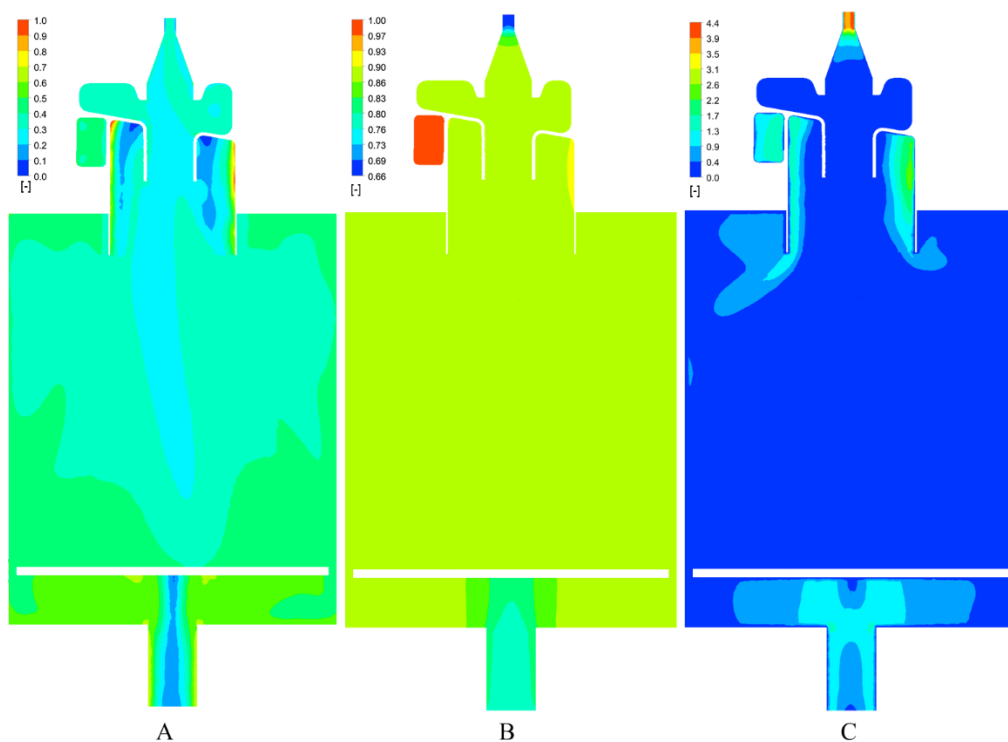
Model wstępny 2

W modelu wstępnym 2, wprowadzono zmiany w geometrii poprzez dołączenie zbiornika oleju. W zbiorniku oleju uwzględniono płytę znajdującą się w jego dolnej części i wylot oleju umieszczony centralnie w dnie (Rys. 28). Wymiary modelu zbiornika odpowiadały wymiarom zbiornika ze stanowiska badawczego. Zawór barostatyczny został zastąpiony zwężeniem kanału. Pozwalało to na zadawanie wartości ciśnienia na wylocie na takim poziomie, jaki był na stanowisku badawczym. Uproszczenie geometrii separatora poprzez połączenie małych powierzchni, usunięcie nieistotnych zaokrągleń pozwoliło na redukcję liczby węzłów obliczeniowych do 692 tysięcy przy zastosowaniu siatki tetragonalnej. Siatka numeryczna była zagęszczana w rejonie zwężki oraz w przestrzeni pomiędzy płytą a zbiornikiem. Na tym etapie nie dyskretyzowano obszaru warstwy przysciennej.



Rys. 28 Widok ogólny domeny obliczeniowej oraz jej przekrój

Zamodelowano przepływ dwufazowy za pomocą dwóch modeli płynów Eulerian oraz Mixture. Do modelowania turbulencji zastosowano model Realizable $k - \varepsilon$. Wykonano obliczenia stacjonarne i przyjęto wartości na warunkach brzegowych z punktu pracy 1 (Tab. 6).



Rys. 29 Wyniki modelu Eulerian A - udział objętości oleju, B - ciśnienie statyczne odniesione do uśrednionej wartości na wlocie, C - prędkość powietrza odniesiona do uśrednionej wartości na wlocie

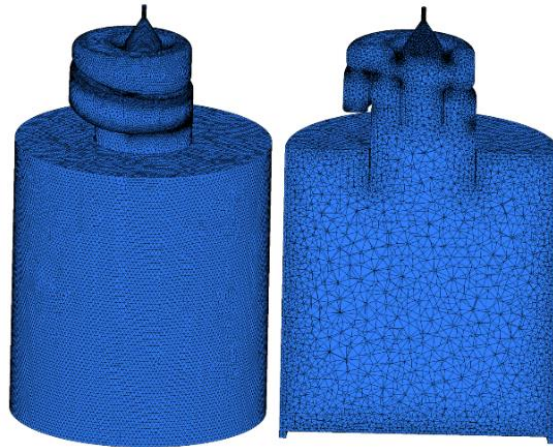
Stabilnie numerycznie rozwiązanie uzyskano dla modelu wielofazowego z opcją Eulerian. W przypadku użycia modelu Mixture wystąpiły problemy z uzyskaniem zadowalającej zbieżności zadania. Analizując udział objętości oleju, nie zauważono efektu jego koncentracji w zbiorniku (Rys. 29). Film olejowy w dolnej części zbiornika zanikał. Zaobserwowano obniżoną wartość udziałów objętościowych poniżej rury centralnej oraz w osi przewodu wylotowego pod płytą. Spadek ciśnienia na przewężeniu był niższy niż przewidywano za pomocą modelu, ponieważ część powietrza wydostawała się przez wylot oleju. Obliczony spadek ciśnienia w separatorze był około 20% niższych do wartości zmierzonych podczas badania. Zaobserwowano również oscylacje prędkości na wylocie powietrza. Brak objętości oleju zakrywającego dolny wylot powodował przepływy wsteczne oraz recyrkulacje w osi wylotu. Zjawiska występujące na wylotach domeny utrudniały stabilność obliczeń.

Na kolejnym etapie postanowiono wykonać analizę modelem VOF, ponieważ daje on możliwość modelowania powierzchni swobodnej. Opcja ta pozwala na określenie położenia zwierciadła oleju w zbiorniku. Zakładając, że w badanych warunkach (Tab. 6) zbiornik będzie wypełniony do pewnej wysokości olejem, można spodziewać się, że jego poziom będzie wpływał na warunki separacji. W przypadku dużych przepływów bardziej widoczny rozdział faz może wpływać na film oleju oraz na strukturę wiru. Ze względu na obserwację przepływów wstecznych w dolnej części domeny zaproponowano usunięcie w dolnej części obszaru poniżej płyty.

Model wstępny 3

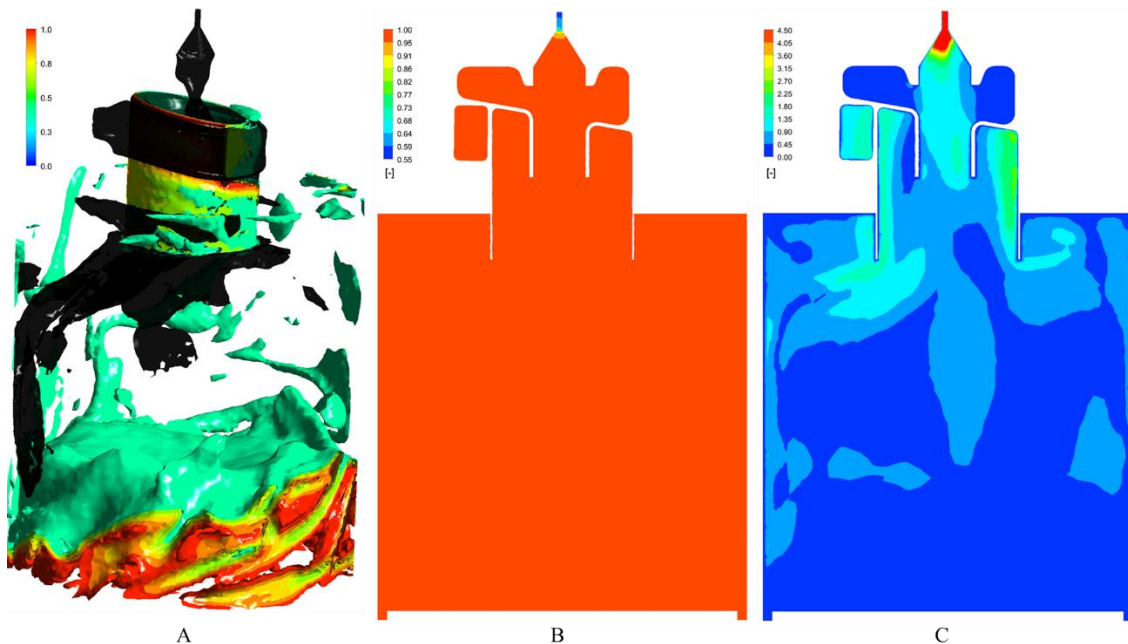
W modelu wstępnym 3 wykonano siatkę obliczeniową o zmniejszonej ilości węzłów do 241 tysięcy. Obniżono ich ilość w celu przyspieszenia obliczeń. W początkowym etapie badań nie przeprowadzono analizy jakości wyników w zależności od ilości węzłów. Ze względu na czasochłonność obliczeń każdego z modeli wstępnych skupiono się na poszukiwaniu konfiguracji takiego modelu, który spełniłby założenia wyszczególnione w rozdziale 4. Do dalszej analizy zastosowano model VOF i model turbulencji Realizable $k - \varepsilon$. Wstępna analiza modelu 3 dla punktu pracy 1 wykazała duże oscylacje prędkości na wylotach. Dlatego zmieniono zestaw wartości warunków brzegowych na punkt pracy 2 (Tab. 6) o zmniejszonym przepływie masowym powietrza i oleju. Na wlocie modelu zadano masowy strumień powietrza i oleju. Na wylotach założono ciśnienie statyczne, na wylocie powietrza ciśnienie zmierzone za zaworem,

natomiast na wylocie oleju (pierścień pomiędzy zbiornikiem a płytą) ciśnienie statyczne panujące w zbiorniku (Rys. 30).



Rys. 30 Widok ogólny domeny obliczeniowej oraz jej przekrój

Na Rys. 31 przedstawiono powierzchnie udziałów objętościowych oleju (A), ciśnienie statyczne (B) oraz pole prędkości (C). Zaobserwowano tworzenie się warstwy oleju na ścianach separatora oraz gromadzenie się go w zbiorniku. Na wylocie oleju wystąpiły przepływy wsteczne. Wynika to z zachowania się strumienia oleju wpływającego z separatora.



Rys. 31 Wyniki analizy A – powierzchnie o stałym udziale objętościowym oleju, B – ciśnienie statyczne, C – prędkość odniesiona do uśrednionej wartości na wlocie

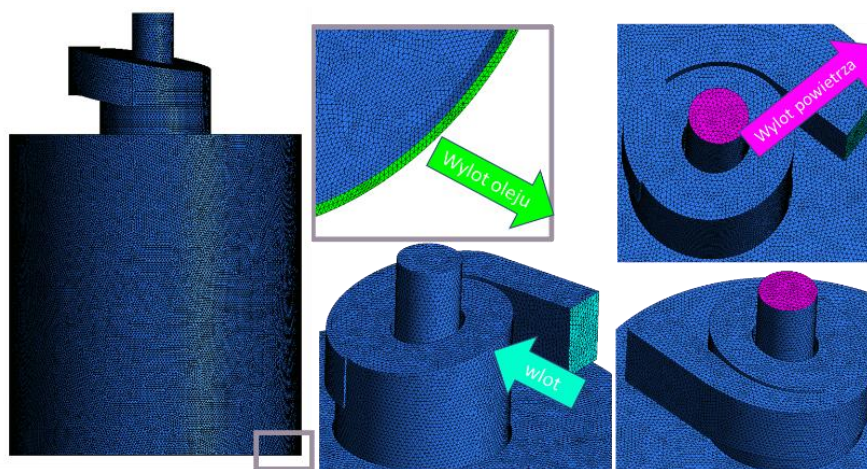
Na Rys. 31A kolorem czarnym zaznaczono powierzchnie swobodną o stałym stosunku prędkości 1.3, pozostałe kolory oznaczają udział objętościowy oleju. Strumień oleju

nie jest rozprowadzany równomiernie w zbiorniku. Część strumienia wychodząca z separatora uderza w ścianę zbiornika a następnie kieruje się w dół obniżając w tym rejonie jego poziom. Przyczynia się to do występowania przepływów wstecznych na powierzchni wylotowej po przeciwnej stronie zbiornika. Wartości ciśnienia odpowiadały pomiarom ze stanowiska badawczego. W zwężce występowała wysoka prędkość powietrza około dziewięciokrotnie większa niż w przestrzeni separatora (Rys. 31C- skala zmniejszona do 4.5).

W celu poprawy jakości siatki numerycznej oraz umożliwienia jej szybszej generacji zdecydowano o uproszczeniu geometrii separatora. Kolejną propozycją była zmiana warunku brzegowego na wylocie powietrza na „pressure vent” i założenie współczynnika strat. Taka zmiana miała zapobiegać przewężeniu na wylocie, które utrudniało osiągnięcie stabilności obliczeń. Proces prowadzenia obliczeń był prostszy, ponieważ dla jednej geometrii modelu można było testować wszystkie zbadane punkty pracy.

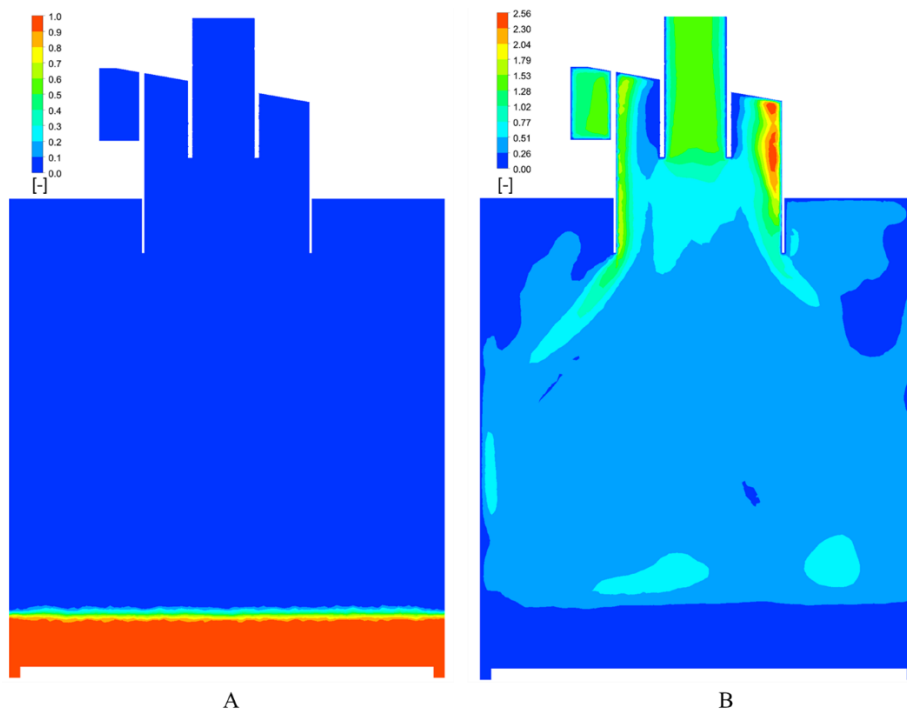
Model wstępny 4

Model wstępny 4 posiadał uproszoną geometrię separatora w stosunku do poprzedniej geometrii. Zmiany polegały na zmodyfikowaniu kształtu wylotu powietrza i wlotu do separatora. Usunięto zaokrąglenia w kanale wlotowym oraz w części cylindrycznej. Wygenerowana siatka numeryczna zawierała 373 tysiące węzłów. Stanowiło to więcej węzłów w porównaniu do poprzedniego modelu, ale uzyskano w ten sposób ich równomierny rozkład w całej domenie. Uproszczona geometria separatora ułatwiła tworzenie siatki z elementami typu Hexa na kolejnych etapach badań (Rys. 32).



Rys. 32 Widok ogólny domeny obliczeniowej wraz z warunkami brzegowymi

Ponownie zastosowano model VOF i model turbulencji Realizable $k - \varepsilon$. Użyto takich samych warunków brzegowych oraz założonych wartości jak w modelu wstępnym 3. Jediną różnicę stanowił wylot powietrza, gdzie zastosowano warunek „pressure vent” ze współczynnikiem strat. Na początku przeprowadzono próby ze wstępnie założonym poziomem oleju, ponieważ proces napełniania zbiornika wydłużał czas prowadzonej analizy. Takie założenie skutkowało niestabilnością obliczeń. Próby dobrania wartości ciśnienia powodowały zmiany poziomu oleju lub nawet całkowity jego wypływ. Z tego względu zdecydowano się na zmianę wartości przepływów na wlocie do separatora i wykonanie obliczeń dla małych wartości przepływu (0.1% powietrza, 0.3% oleju wartości względem punktu pracy 1 Rys. 33). Takie działania miały również na celu weryfikację przebiegu napełniania zbiornika oraz stabilizację poziomu oleju. Dodatkowo dla założonego przepływu powietrza wyznaczano współczynnik strat na wylocie powietrza. Zwiększano najpierw stopniowo (o 10% punktu pracy 1) przepływ oleju do maksymalnej wartości punkt pracy 1. Zwiększanie strumienia oleju w rozpatrywanym zakresie parametrów nie wpływało na zmiany jego poziomu w zbiorniku oraz na stabilność obliczeń. Następnie podwyższano ilość doprowadzanego powietrza.



Rys. 33 Udział objętościowy oleju (A), prędkość odniesiona do uśrednionej wartości na wlocie (B)

Aby przyspieszyć analizę wykonano próby zmiany wartości przepływu powietrza. Przy zwiększeniu o około 22% lub więcej (wartości powietrza z punktu pracy 1),

występowały błędy w analizie (floating point exception). Z kolei przy wzroście wartości między 2% a 11% można było kontynuować jej dalszy przebieg. Zauważono, że przy wzroście około 11%, trudniej osiągnąć stan stabilności w domenie i należało przedłużyć obliczenia. Wzrost strumienia masowego powietrza powodował obniżenie poziomu oleju. Należało wykonać korektę ciśnienia na wylocie oleju w celu utrzymania jego poziomu. W przypadku zmiany wartości ciśnienia na wylocie należało to wykonywać stopniowo w zakresie między 10 a 50Pa. Aby osiągnąć ciśnienie w zbiorniku takie jak na stanowisku pomiarowym zwiększono współczynnik strat na wylocie powietrza. W dalszym ciągu występowało zjawisko przepływu wstecznego na znacznej powierzchni wylotu oleju. Wykonując obliczenia dla przepływu powietrza z pkt. pracy 1 napotkano problemy ze stabilnością obliczeń numerycznych. W związku z tym zdecydowano o powrocie do konfiguracji modelu wylotu oleju z modelu wstępnego numer 2.

Wnioski z badań wstępnych

Przeprowadzono obliczenia z użyciem modeli wstępnych, które dostarczyły informacji pozwalających na powstanie modelu poddanego walidacji. Opierając się na wnioskach uzyskanych z modelu wstępnego 1, zdecydowano o rozszerzeniu domeny obliczeniowej. Pozwoli to na obserwacje zjawisk zachodzących w zbiorniku i monitorowanie jakości oleju. Zawór barostatyczny został usunięty, a geometria na wylocie powietrza została uproszczona. Na zakończeniu rury centralnej przyjęto warunek brzegowy „pressure vent” wraz ze współczynnikiem strat. Usunięcie dolnej części zbiornika (poniżej płyty) skutkowało przepływem wstecznym na wylocie oleju. Dla ustabilizowania wypływu koniecznym było odwzorowanie geometrii zbiornika ze stanowiska pomiarowego. Obliczenia opierające się o mapy przepływów, wykonane dla warunków pracy silnika lotniczego wykazały występowanie trzech struktur przepływów: pęcherzykową, korkową lub rzutową. Natomiast badania przeprowadzone w [6] wskazały na formowanie się przepływu pęcherzykowego za wylotem z pompy odsysającej. Ze względu na krótki dystans pomiędzy wlotem do separatora a pompą odsysającą, założono jednorodną strukturę przepływu. Spośród trzech analizowanych modeli płynu wybrano VOF ze względu na tworzącą się powierzchnie swobodną w separatorze. Inicjalizacja obliczeń z założonym poziomem oleju powodowała ich niestabilność, dlatego rozpoczęto je od domeny zawierającej tylko powietrze. Proces napełniania zbiornika olejem powodował wydłużenie się czasu obliczeń. W badanych modelach dla wysokich wartości przepływu powietrza

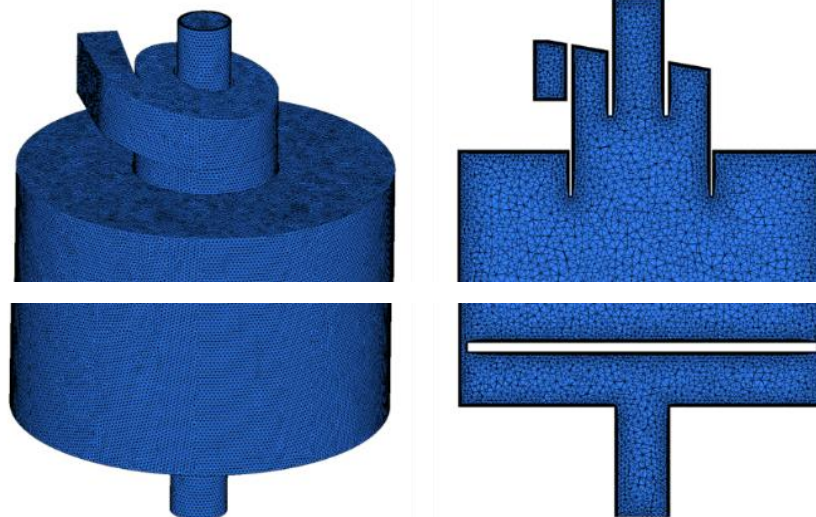
występowały duże zmiany w niezbilansowaniu masy powietrza i oleju w domenie obliczeniowej. Wywoływały one oscylacje prędkości na wylotach domeny.

Badania nad doбором odpowiedniego modelu turbulencji wskazały na trzy, które wzięto pod uwagę w tym: RSM, Realizable $k - \varepsilon$ i RNG $k - \varepsilon$. Użycie modelu z grupy $k - \varepsilon$ przyspieszyło obliczenia ze względu na mniejszą liczbę rozwiązywanych równań. W oparciu o analizy przeprowadzone w firmie GE Avio dla modeli wstępnych 1-4 wykorzystano model Realizable $k - \varepsilon$. Natomiast biorąc pod uwagę symulację separatorów w badanej literaturze (Tab. 3) oraz obliczony współczynnik zawirowania z równania (29), zdecydowano o wyborze modelu RNG $k - \varepsilon$.

7 Model separatora cyklonowego instalacji olejowej silnika lotniczego

7.1 Model dla obliczeń stacjonarnych oraz analiza wyników

W oparciu o wnioski wynikające z poprzednich modeli wstępnych do dalszych analiz przyjęto geometrię separatora z wylotem oleju poniżej płyty (Rys. 34).



Rys. 34 Domena obliczeniowa wraz z siatką tetragonalną

Analiza została przeprowadzona dla drugiego punktu pracy, który był badany na stanowisku pomiarowym (Tab. 6). Biorąc pod uwagę wcześniej wykonane próby, dobrano odpowiednie wartości ciśnienia oraz współczynnika strat na wylocie powietrza. Ciśnienie na wylocie oleju było zmieniane w trakcie analizy w celu ustabilizowania

poziomu oleju. Ustawienia modelu numerycznego zastosowane w obliczeniach zostały przedstawione w Tab. 8.

Tab. 8 Ustawienia w programie dla modelu separatora

Time	steady
Materials	oil, air
Multiphase	VOF
phases	primary oil secondary air
	Ideal gas
Formulation:	Implicit
Interface Modeling type	Sharp
Volume Fraction Cutoff	1e-06
Surface tension force modeling	Model continuum surface force, Surface tension coeff. 0.293
Viscous model	RNG $k - \varepsilon$, Standard wall function, swirl dominated flow
	Boundary conditions
	inlet – mass flow inlet
	air outlet – pressure vent
	oil outlet – pressure outlet
	Solution methods
Pressure – Velocity Coupling	Scheme Coupled
	Spatial Discretization:
Gradient	Least Square Cell Based
Pressure	PRESTO!
Momentum	Second Order Upwind
Volume Fraction	Compressive
Turbulent Kinetic Energy	Fist Order Upwind
Turbulent Dissipation Rate	Fist Order Upwind
Pseudo Transient	ON
Time step method	Automatic

Warstwa przyścienna była modelowana za pomocą opcji Enhanced Wall Treatment (EWT). Pozwoliła ona na obliczenie uwzględnienie profilu prędkości przy ścianie dla siatki o wymaganych wartościach y^+ z obszaru logarytmicznego jaki obowiązuje dla standardowej funkcji ściany. Funkcja ściany EWT posiada funkcję w obszarze przejściowym pomiędzy podwarstwą laminarną a obszarem turbulentnym, gdy $y^+ = 5-30$.

Badanie wpływu siatki na rozwiązanie

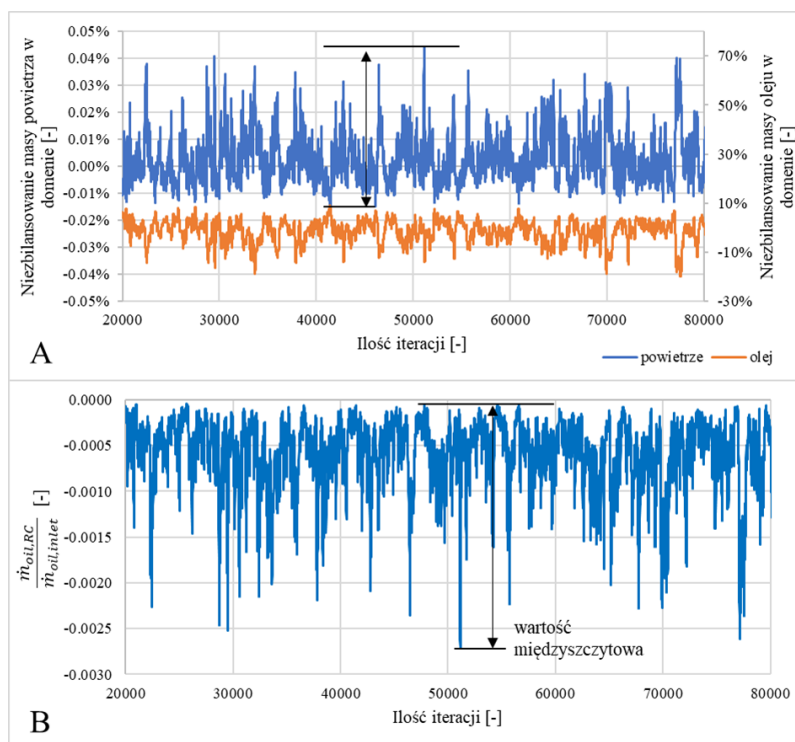
Domena została dyskretyzowana z użyciem elementów tetragonalnych w programie ANSYS Meshing 19.2. Wykonano cztery siatki numeryczne posiadające

od 337 do 1527 tysięcy węzłów. Zamodelowana warstwa przyścienna dla siatki o największej liczbie elementów składała się z 10 elementów z przyrostem 1.2 i grubością pierwszej warstwy 0.1mm skutkując y^+ około 30. Każda wygenerowana siatka została sprawdzona pod kątem zachowania odpowiednich parametrów jakościowych. Wymagania oraz średnia jakość otrzymanych siatek zostały podane w Tab. 9.

Tab. 9 Parametry siatki numerycznej

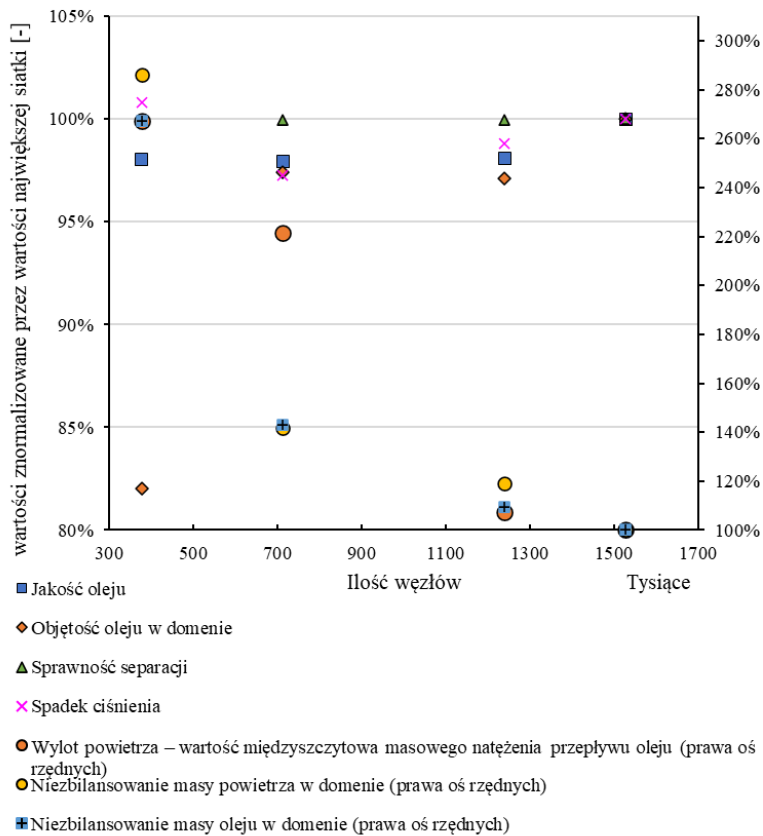
Parametr	Wymagania	Średnia jakość siatki
Współczynnik proporcji	5:1	5.34
Jakość ortogonalna	>0.01 (najlepiej = 1)	0.96
Skośność	Poniżej 0.95	0.82

W celu określenia wpływu ilości węzłów na parametry pracy separatora, wykonano analizę uwzględniającą sprawność separacji η_s , jakość oleju OQ i spadek ciśnienia dp . Podczas przeprowadzania obliczeń dla siatki z 377k węzłów zauważono oscylacje przepływu masowego powietrza i oleju. Dlatego sprawdzono także wpływ ilości węzłów na zmianę wartości szczytowej masy powietrza i oleju w domenie obliczeniowej (Rys. 35A), objętość oleju w domenie obliczeniowej oraz przepływu masowego oleju na wylocie z rury centralnej (Rys. 35B).

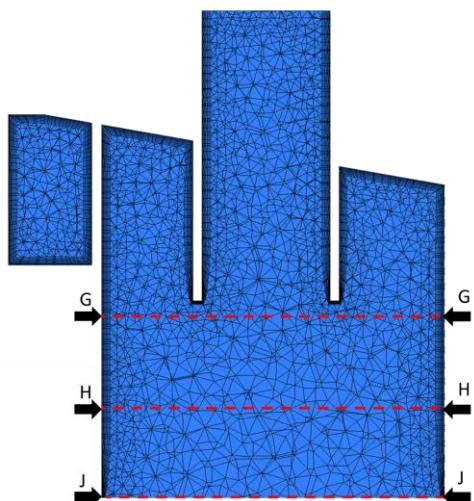


Rys. 35 Zmiana masy powietrza i oleju w domenie obliczeniowej (A), przepływ oleju w rurze centralnej odniesiony do wartości przepływu na wlocie do separatora (B)

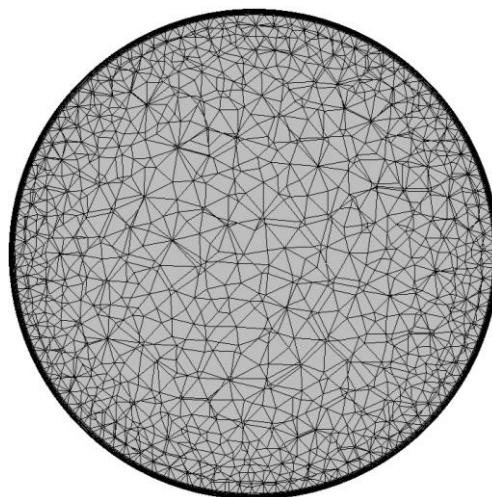
Ze względu na występujące oscylacje parametrów pracy ich ocena była utrudniona. Wyniki zostały uśrednione za pomocą średniej arytmetycznej w przedziale iteracji pokazanym na Rys. 35. Wpływ ilości węzłów na analizowane parametry przedstawiono na Rys. 36, gdzie na lewej osi rzędnych znajdują się parametry: sprawność separacji η_s , jakość oleju OQ , spadek ciśnienia dp i objętość oleju w domenie. Natomiast na prawej osi rzędnych widnieją: wartości międzyszczytowe z zakresu badanych parametrów z Rys. 35. Otrzymane w obliczeniach wyniki zostały odniesione do wartości dla najgęstszej siatki. Analiza wyników dla siatki o najmniejszej liczbie węzłów wykazała różnicę w jakości oleju OQ około 2% w porównaniu do najgęstszej siatki. Kolejne siatki nie wykazały wzrostu tej wartości. Poziom oleju w domenie dla siatki 377k węzłów był o około 18% niższy niż dla najgęstszej siatki, a dla kolejnych siatek był o około 3% niższy. Sprawność separacji była poniżej 0.03% dla siatek 377k i 712k węzłów i 0.02% dla siatki 1240k węzłów. Spadek ciśnienia dla siatki 377k węzłów był około 0.8% wyższy od najgęstszej siatki. Z kolei wartości dla siatki 712k i 1240k węzłów były odpowiednio o 2.8% i o 1.2% niższe w stosunku do siatki 1527k węzłów. W domenie obliczeniowej występowały duże zmiany w niezbilansowaniu masy powietrza i oleju. Dla siatki o 377k węzłów wartości wynosiły odpowiednio 286% dla powietrza i 267% dla oleju. Wartości międzyszczytowe zmalały ponad 2.5 razy wraz z zagęszczeniem siatki. Podobnie w przypadku przepływu oleju na wylocie z rury centralnej. Dla siatki 377k węzłów wartość międzyszczytowa była o 267% wyższa od występującej dla najgęstszej siatki. Wartości dla kolejnych siatek 712k i 1240k węzłów wyniosły odpowiednio 142% i 109%. Przyrost liczby węzłów przyczynił się do obniżenia wartości międzyszczytowej masowego natężenia przepływu oleju na wylocie powietrza oraz masy powietrza i oleju w domenie. Poprawiło to stabilność prowadzonych obliczeń (Rys. 36). Zdecydowano się na wybór siatki o 1527k węzłach (Rys. 37-Rys. 38), która wydłużyła czas prowadzonej analizy, ale pozwoliła uzyskać większą stabilność obliczeń oraz mniejsze oscylacje wartości wyników. Chcąc wykorzystać powyższy model do obliczeń optymalizacyjnych należało zastanowić się nad możliwościami przyspieszenia wykonywanych analiz.



Rys. 36 Wpływ ilości węzłów siatki na analizowane parametry [28]



Rys. 37 Siatka dla przekroju separatora (linie G, H, J użyte w analizie prędkości)



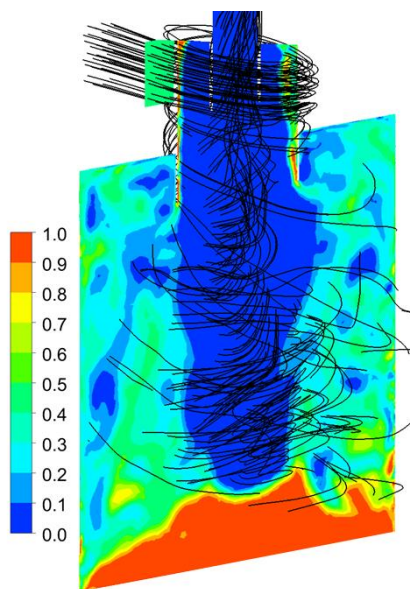
Rys. 38 Siatka numeryczna na wylocie z separatora – linia J [28]

Wyniki obliczeń

Próby wykonane na modelach wstępnych wykazały, że ważne było odpowiednie zainicjowanie obliczeń dla początkowej fazy analizy obliczeniowej. Nieprawidłowo dobrane ciśnienie na wylocie powietrza i oleju wywoływało przepływy wsteczne.

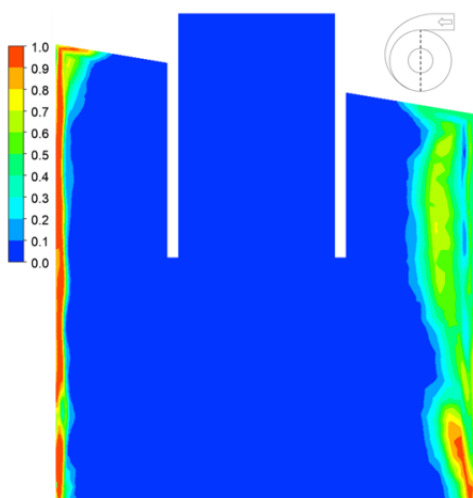
Wpływało to na zbieżność zadania i w konsekwencji doprowadzało do problemów z niezbilansowaniem masy w domenie. W związku z tym, że napełnianie zbiornika wydłużało czas prowadzonej analizy, wykonano próby z dobraniem wstępnego poziomu oleju w zbiorniku, które zakończyły się niepowodzeniem. Po szeregu prób ustalono następujący schemat prowadzenia symulacji: analizę rozpoczynano zakładając pusty zbiornik, następnie w trakcie prowadzonych obliczeń napełniano go olejem. W tym czasie wykonywano próby doboru różnych wartości ciśnienia na wylocie oleju w celu osiągnięcia określonego poziomu oleju w zbiorniku. Dla zadanej wartości ciśnienia oczekiwano na moment ustabilizowania się poziomu oleju. W wyniku przeprowadzonych prób stwierdzono, jak położenie poziomu oleju w zbiorniku jest zależne od ciśnienia na wylocie oleju. Zauważono, że zmiana wartości ciśnienia powodowała dużą niestabilność obliczeń a przyjęty schemat obliczeniowy wydłużał prowadzonej czas analizy. Dlatego wykonano obliczenia tylko dla jednego poziomu oleju w zbiorniku.

W przypadku separatora otwartego, poziom oleju wpływał na kształtowanie się w nim struktur przepływowych i na parametry jego pracy. Zastosowany model RNG $k - \varepsilon$ wykazał tworzenie się dwóch wirów: zewnętrznego i wewnętrznego, obracających się w tym samym kierunku (Rys. 39). W części zbiornika poniżej separatora występowało głównie faza powietrza natomiast powyżej średnicy separatora występowała mieszanina o udziałach objętościowych od 0.2 do 0.6. W dolnej części zbiornika ponad płytą występował odseparowany olej.

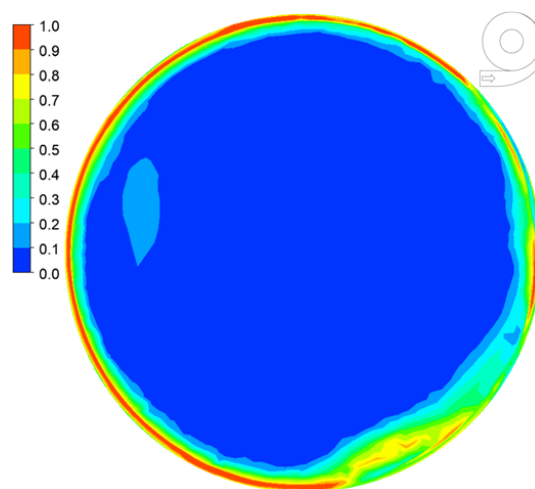


Rys. 39 Przekrój domeny obliczeniowej, udział objętościowy oleju z zaznaczonymi przestrzennymi liniami prądu (linie czarne) w strefie wiru wewnętrznego.

Następnie przeanalizowano zachowanie udziałów objętościowych oleju w separatorze. Geometria wlotu separatora oddziaływała na zjawiska separacji zachodzące w jego wnętrzu poprzez odpowiednie nadanie kierunku strumienia przepływu. Mieszanka powietrza i oleju, która dostała się do wnętrza cylindra, rozprowadzana była wzdłuż całej wysokości części walcowej separatora. Następnie wykonywała ruch w dół tworząc spiralny kształt linii prądu (Rys. 39). Część objętości oleju koncentrowała się w lewym górnym rogu i prawym dolnym rogu przekroju separatora. Obecność większej objętości mieszaniny po prawej stronie konturu wynikała z napływającego strumienia ze stycznego kanału wlotowego (Rys. 40). Film olejowy formował się za wlotem do części walcowej i występował na całej wysokości lewej strony przekroju (Rys. 40). Cechą badanego separatora lotniczego było niepokrywanie się osi rury centralnej z osią części walcowej. Powodowało to przesunięcie wewnętrznego wiru i oddalenie go od powierzchni rozdziału powietrza i napływającej mieszaniny po prawej stronie przekroju (Rys. 40). Zapobiegło to porywaniu oleju przez wir wewnętrzny do rury centralnej.

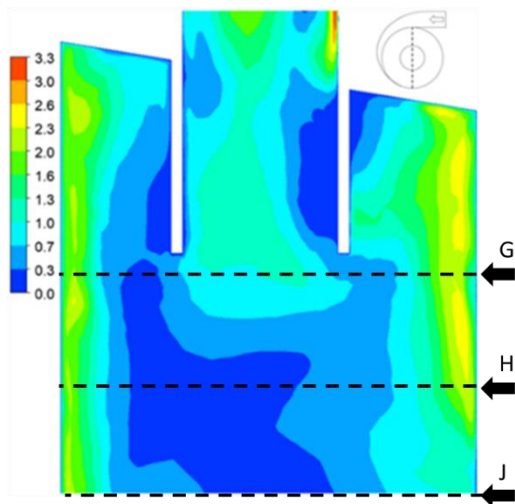


Rys. 40 Udział objętościowy oleju [28]

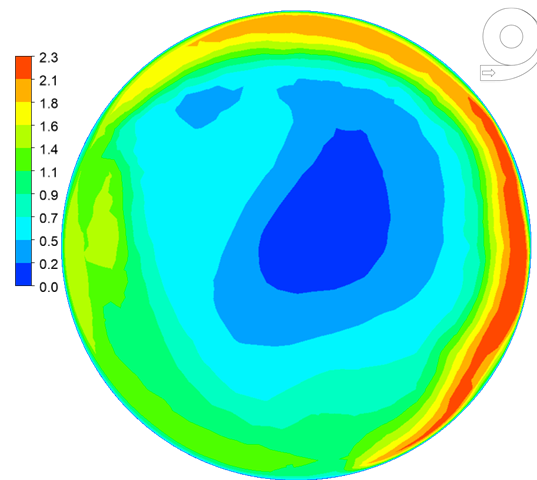


Rys. 41 Udział objętościowy oleju na wylocie z separatora – linia J na Rys. 37 [28]

Część odseparowanego oleju, która wykonała obrót była ponownie kierowana w strefę wlotową, gdzie łączyła się z napływającą do separatora mieszaniną (Rys. 41).

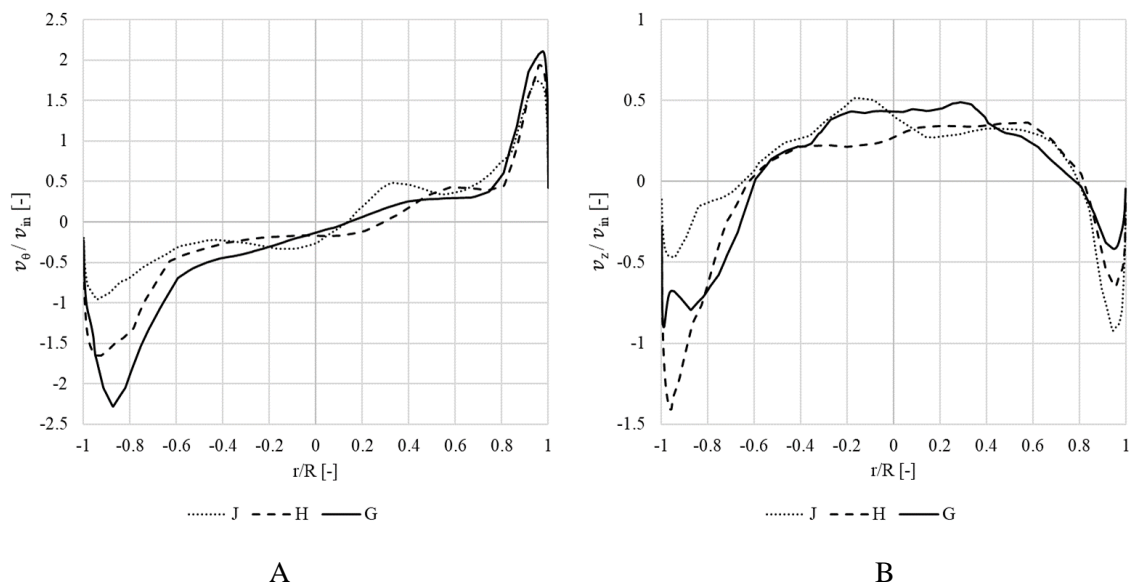


Rys. 42 Pole prędkości w przekroju separatora, (linie G, H, J użyte w analizie prędkości) [28]



Rys. 43 Pole prędkości na wylocie z separatora- linia J na Rys. 37 [28]

Kontury prędkości w separatorze zobrazowano na Rys. 42 i Rys. 43. Wartości prędkości stycznej i osiowej zostały odniesione do średniej prędkości na wlocie separatora. W środku separatora stwierdzono obszary o bardzo małej prędkości (0-0.3), natomiast w rurze centralnej wystąpił nierównomierny rozkład prędkości od około 0.3 do około 3.3.



Rys. 44 Profile prędkości odniesione do prędkości wlotowej separatora: A – prędkość styczna; B – prędkość osiowa

Następnie dokonano porównania wartości prędkości stycznej i osiowej w odniesieniu do uśrednionej prędkości wlotowej (Rys. 44). Analizę prędkości przeprowadzono na trzech różnych wysokościach części walcowej. Oznaczono je przy pomocy linii G, H, J w płaszczyźnie widocznej na Rys. 37. W części centralnej separatora ($\pm 0.2r/R$) otrzymano zbliżone wartości prędkości stycznej (0.2-0.4) dla każdej z wysokości. Z kolei przy ścianie ($+0.9r/R$) prędkość styczna malała wraz z przybliżaniem się do wylotu

separatora (około 0.4 pomiędzy G a J). Dla przeciwnej strony separatora ($-0.9r/R$) prędkość malała ponad dwukrotnie, na odcinku pomiędzy linią G a J.

Tab. 10 Porównanie wyników modelu stacjonarnego z wynikami eksperymentu [28]

	Różnica względna [%]
$\frac{OQ_{eksperyment} - OQ_{model}}{OQ_{eksperyment}}$	9.3
$\frac{\eta_{s_{eksperyment}} - \eta_{s_{model}}}{\eta_{s_{eksperyment}}}$	0.05
$\frac{dp_{eksperyment} - dp_{model}}{dp_{eksperyment}}$	10.8

Wartości jakości oleju OQ , sprawności separacji η_s i spadku ciśnienia zmierzone podczas eksperymentu porównano z wynikami symulacji numerycznych przedstawiono w Tab. 10. Wyniki obliczeń są średnią arytmetyczną z zakresu około 60k iteracji. Wartości obliczone przez model były poniżej wyników eksperymentu. Różnica względna dla jakości oleju OQ wyniosła 9.3% a dla sprawność separacji 0.05%. Przy zastosowanym modelu RNG $k - \varepsilon$ obliczony spadek ciśnienia otrzymano różnice 10.8%.

Wnioski

Opracowany model obliczeniowy pozwolił na przeprowadzenie symulacji przepływu w separatorze cyklonowym i uzyskanie dobrej zgodności wartości jakości oleju OQ , sprawności separacji η_s i spadku ciśnienia dp z wynikami eksperymentu. Otrzymane wyniki przyjmowały wartości niższe od tych zmierzonych na stanowisku badawczym. Zastosowany model RNG $k - \varepsilon$ pozwolił na symulacje struktury wirowej w domenie obliczeniowej. Dobrane warunki brzegowe pozwoliły ustabilizować poziom oleju w zbiorniku. Podczas przeprowadzania obliczeń występowały trudności:

- bardzo długi czas obliczeń dochodzący do 4 tygodni,
- wysoki stopień niezbilansowania masy w układzie przekładający się na wyniki obliczeń. Poprawa stabilności analizy otrzymana kosztem użycia większej ilości węzłów siatki numerycznej, co wydłużyło czas prowadzonych obliczeń. Do wykonania optymalizacji potrzebny będzie model o większej stabilności numerycznej i krótszym czasie obliczeniowym,

- brak możliwości łatwego sterowania poziomem oleju w domenie. Zmiana wartości warunków brzegowych, ciśnienia na wylocie oleju lub współczynnika strat powodował brak zbieżności rozwiązania lub wydłużał czas stabilizacji analizy,
- ułożenie elementów siatki tetragonalnej wpływało na kształt filmu olejowego. Kształt krawędzi elementów pokrywał się z udziałami objętościowymi oleju. Należałoby przeprowadzić analizę na siatce z elementami heksahedralnymi w celu sprawdzenia różnic.

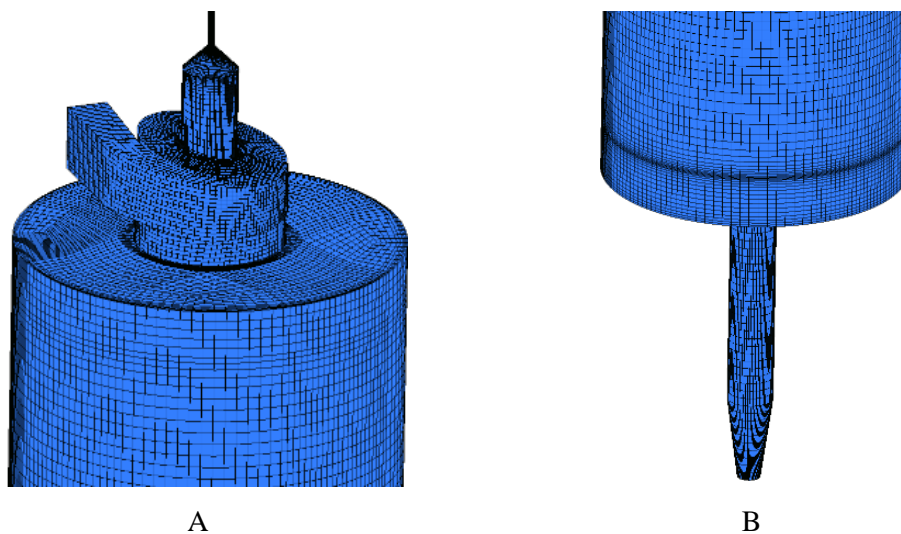
Mając na uwadze powyższe trudności można stwierdzić, że taki model nie pozwala na efektywne prowadzenie obliczeń w zadaniu optymalizacyjnym. W efekcie uniemożliwia to przeprowadzenie analizy wpływu poziomu oleju na parametry pracy separatora. Konieczne więc było poszukiwanie sposobu przyspieszenia prowadzonych analiz.

7.2 Model dla obliczeń niestacjonarnych oraz analiza wyników

W oparciu o wnioski z przeprowadzonej analizy stacjonarnej w pkt. 7.1, wprowadzono następujące zmiany:

- na wylocie powietrza powrócono do geometrii ze zwężeniem (Rys. 45A), powracając do warunku brzegowego „pressure outlet”. Wprowadzona zmiana pozwoliła na regulację poziomu oleju, poprzez zmianę wartości ciśnienia na wylocie powietrza. To spowodowało brak zaburzeń wypływu oleju poniżej płyty poprawiając stabilizację w domenie obliczeniowej,
wykonano zwężenie na zakończeniu dolnego przewodu w celu stabilizacji wypływu oleju na wylocie (Rys. 45B),
- zastosowano siatkę numeryczną z heksahedralnymi elementami,
- wprowadzono dodatkowy otwór w płycie, który wspomagał proces napełniania domeny poprzez odpowietrzenie przestrzeni pod płytą. Otwór został zamodelowany jako ciało porowate, w momencie napełniania się domeny powyżej płyty zmieniano stopień porowatości materiału na wyższy, przez co element zachowywał się jak ciało stałe,

- przeprowadzono obliczenia niestacjonarne. Uzyskano w ten sposób lepszą stabilność numeryczną modelu a czas potrzebny na wykonanie analizy był dwukrotnie krótszy w porównaniu do poprzednich obliczeń,
- zastosowano procedurę zwiększania kroku czasowego, począwszy od wartości liczby Couranta równej 8, którą stopniowo zwiększano w miarę napełniania się domeny olejem do wartości 64,
- analiza została wykonana dla trzeciego punktu pracy (Tab. 6) przebadanego na stanowisku pomiarowym.



Rys. 45 Domena obliczeniowa wraz z siatką typu Hexa; A- wlot do separatora i wylot powietrza, B- wylot oleju

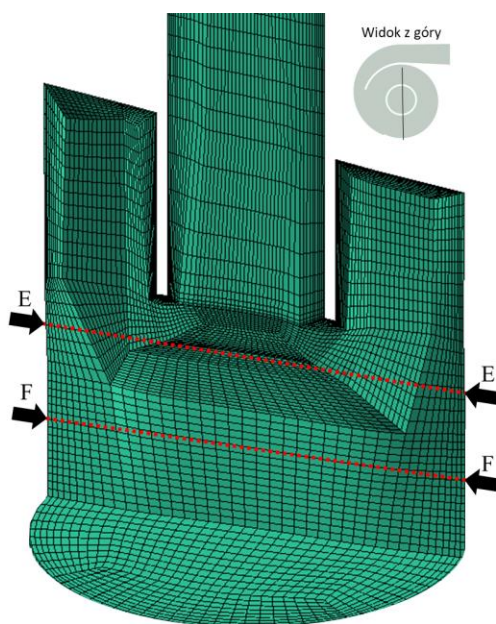
Tab. 11 Ustawienia modelu

Time	Transient	
Materials	air, oil	
Multiphase	VOF	
Phases	I air – ideal gas	II olej
Formulation:	Implicit	
Interface Modeling type	Sharp	
Volume Fraction Cutoff	1e-06	
Surface tension force modeling	Model continuum surface force, Surface tension coeff. 0.293	
Viscous model	RNG $k - \epsilon$, Standard wall function, swirl dominated flow	
Boundary conditions		
inlet – mass flow inlet		
air outlet – pressure outlet		
oil outlet – pressure outlet		

Solution methods	
Pressure – Velocity Coupling	Scheme Coupled
Spatial Discretization:	
Gradient	Least Square Cell Based
Pressure	PRESTO!
Density	Second Order Upwind
Momentum	Second Order Upwind
Volume Fraction	Compressive
Turbulent Kinetic Energy	Fist Order Upwind
Turbulent Dissipation Rate	Fist Order Upwind
Time step method	Variable time step

Analiza wpływu siatki

Geometrię separatora dyskretyzowano przy użyciu pakietu ANSYS ICEM 19.2. Na Rys. 46 przedstawiono przekrój domeny separatora zawierającego siatkę numeryczną. Dla dwóch wysokości części walcowej została przeprowadzona analiza zmiany prędkości w zależności od gęstości siatki. Wysokości oznaczono liniami E i F (kolor czerwony).

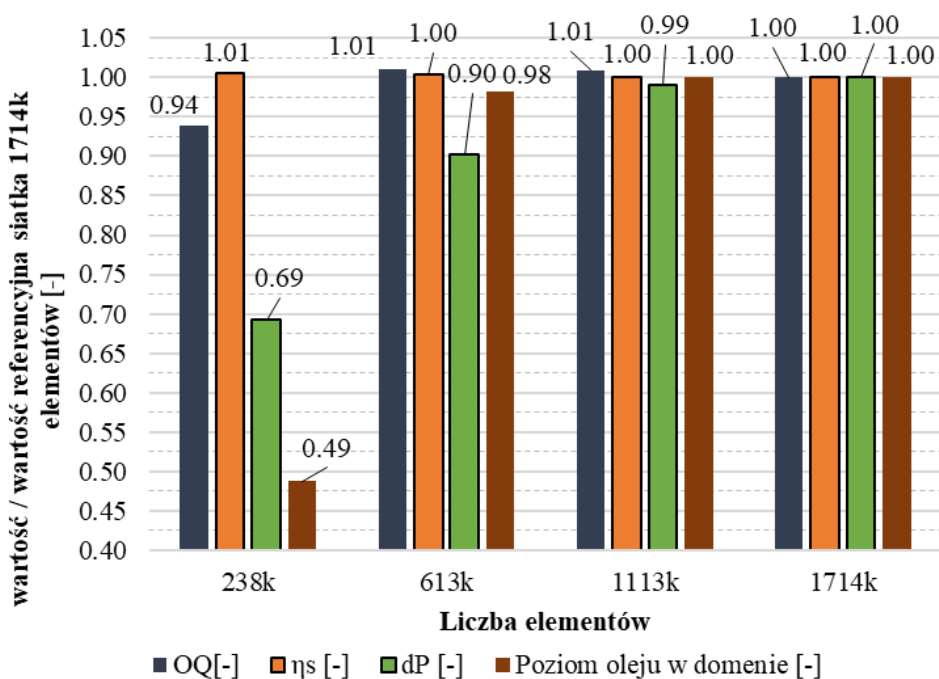


Rys. 46 Siatka numeryczna w przekrojach separatora (płaszczyzna środkowa i wylotowa)

W badaniu niezależności siatki uwzględniono cztery modele posiadające: 238k, 613k, 1113k i 1714k elementów. Gęstość elementów wzrastała równomiernie w całej domenie obliczeniowej. Jakość każdej z siatek obliczeniowych była powyżej 0.3 a wartość y^+ wynosiła przy grubości 0.1mm dla pierwszej warstwy około 30. W badaniu uwzględniono cztery parametry: spadek ciśnienia (dp) w separatorze, jakość oleju OQ ,

sprawność separacji η_s oraz stopień napełnienia domeny (PO). Dodatkowo zestawiono ze sobą prędkość osiową i styczną na linii E (Rys. 46). Siatka zawierająca 238k elementów wykazała około 49% niższy PO domeny w porównaniu do siatki z 1714k elementami. Z kolei siatka 613k elementów pokazała 2% niższy stopień napełnienia domeny PO , a siatka 1112k elementów ten sam PO w stosunku do 1714k elementów. Spadek ciśnienia był o 31% mniejszy dla siatki z 238k elementów, dla siatki z 613k elementów 10% mniej a 1113k elementów około 1% mniej w stosunku do siatki z 1714k elementów. Stwierdzono, że nie nastąpiła istotna zmiana (około 1%) dla parametru sprawności separacji η_s . Jakość oleju OQ była najniższa dla siatki z 238k elementami

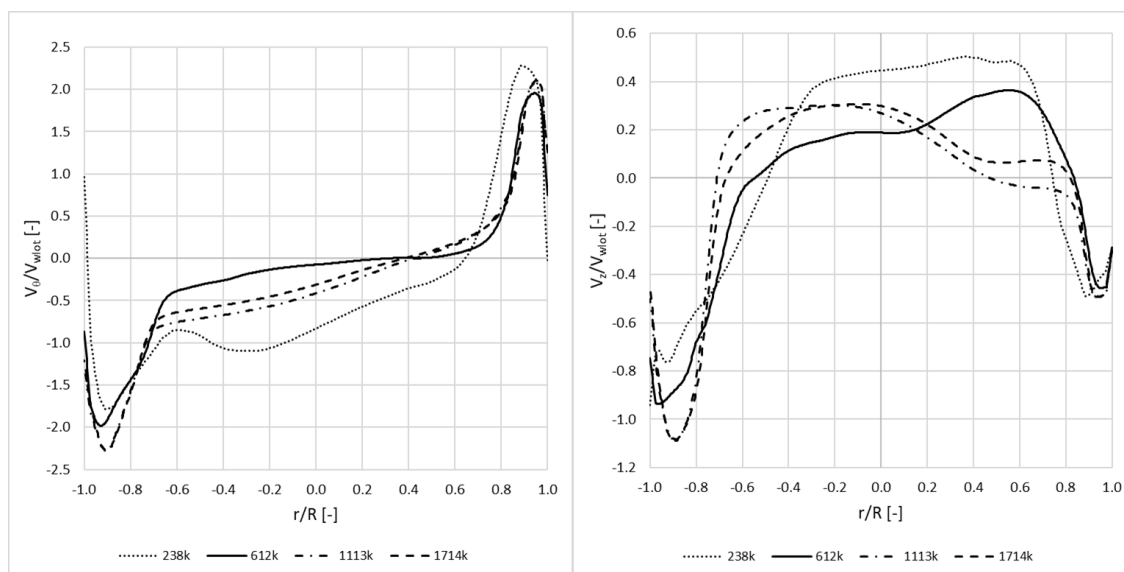
i wynosiła około 6% mniej w stosunku do siatki z 1714k elementów. W pozostałych przypadkach różnica w jakości oleju OQ wynosiła około 1% (Rys. 47).



Rys. 47 Wpływ ilości elementów na analizowane parametry (wartość referencyjna dla siatki 1714k elementów)

Otrzymane wielkości dotyczące parametru prędkości wykazały, największe różnice w prędkościach maksymalnych dla siatki z 238k elementami. Profil prędkości stycznej dla modelu o 613k elementach był podobny względem modeli o wyższej liczbie elementów, ale wystąpiły różnice w wartościach przy ścianie około 0.2-0.3 i około 0.3 w części centralnej. Profil prędkości osiowej przy ścianach osiągnął zbliżone wartości w stosunku do modelu o wyższej ilości elementów (różnica prędkości wyniosła wówczas około 0.2), w części centralnej otrzymane wielkości były analogiczne do profilu modelu o 238k elementach. Modele zawierające

1113k elementów i 1714k elementów wskazały zbliżone wartości maksymalnych prędkości stycznych i osiowych w pobliżu ścianek. Natomiast w centralnej części separatora ($\pm 0.8 r/R$) różniły się około 0.1-0.2 (Rys. 48).



A

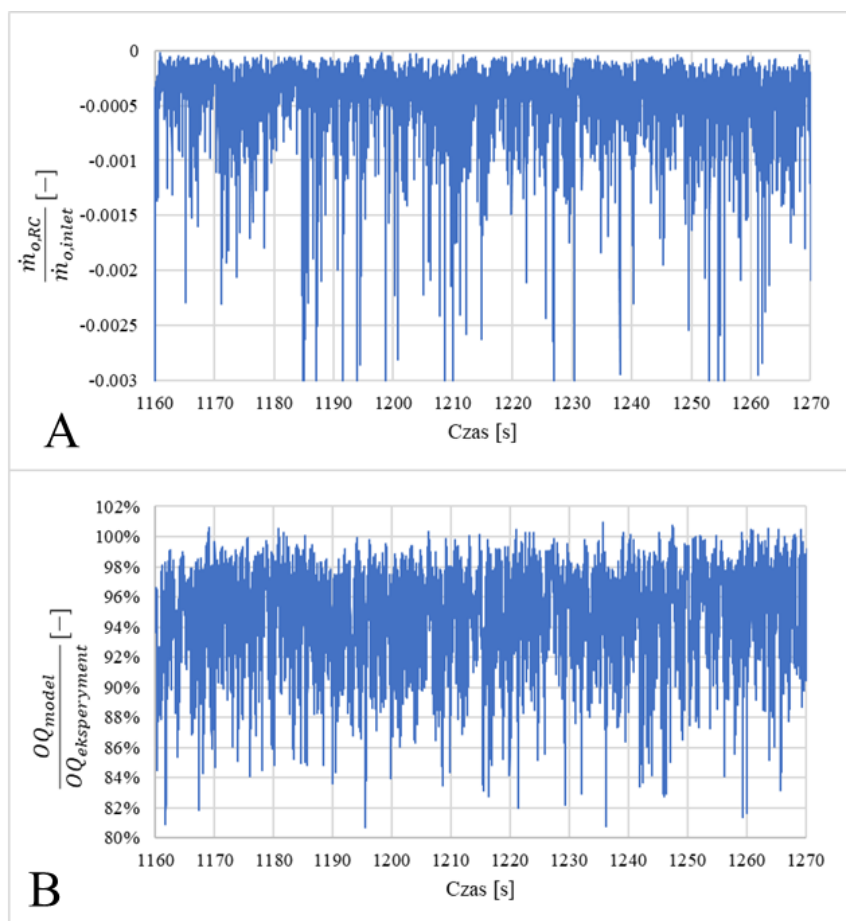
B

Rys. 48 Uśrednione w czasie profile prędkości w stosunku do prędkości wlotowej separatora: A – prędkość styczna (linia E na Rys. 46); B – prędkość osiowa (linia E na Rys. 46)

Siatki posiadające 1113k i 1714k elementów wymagały znacznie większych zasobów obliczeniowych, ograniczenia czasowe i dokładność danych eksperymentalnych nie pozwalały na walidację różnic pomiędzy parametrami. Biorąc pod uwagę różnice pomiędzy parametrami jakości oleju OQ , sprawnością separacji η_s , a obliczeniami numerycznymi wybrano siatkę z 613k elementami. Wybrana siatka gwarantowała akceptowaną dokładność wyników w rozsądnym czasie obliczeniowym i pozwalała na określenie wpływu stopnia napełniania domeny PO na parametry pracy separatora.

Wyniki obliczeń

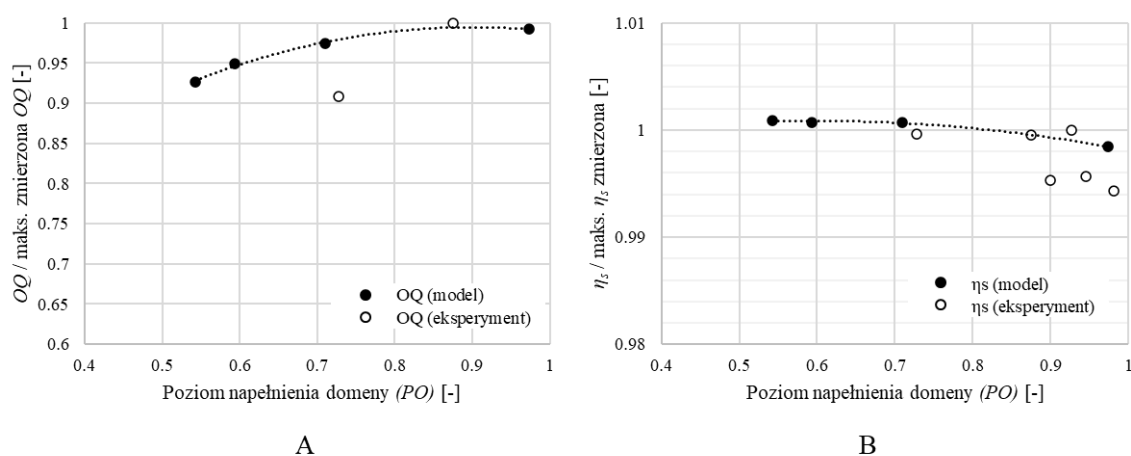
Przeprowadzono obliczenia dla czterech poziomów napełnienia zbiornika. Badanie rozpoczęto od najwyższego poziomu oleju $PO=0.97$ a następnie stopniowo go obniżano. W obliczeniach stwierdzono zmieniające się w czasie oscylacje przepływu masowego oleju w rurze centralnej i jakości oleju OQ (Rys. 49). Dla każdego punktu znajdującego się na wykresie Rys. 50 wykonano uśrednienie w oparciu o średnią arytmetyczną. Średnia była obliczana dla zakresu ponad 100 sekund.



Rys. 49 Przepływ oleju w rurze centralnej odniesiony do wartości przepływu na wlocie do separatora (A) dla $PO=0.59$, jakość oleju OQ odniesiona do maksymalnej zmierzonej jakości oleju OQ (B)

Na podstawie wykonanych obliczeń określono zależność jakości oleju OQ oraz sprawności separacji η_s od stopnia napełnienia domeny PO . Napełnienie domeny jest to masa oleju znajdująca się w domenie obliczeniowej. Poziom oleju mierzony podczas eksperymentu został przeliczony, aby mógł odpowiadać wartościom z modelu. W trakcie wykonywania obliczeń okazało się, że niski poziom oleju (poniżej 50% PO) powodował zasysanie dużych ilości powietrza ze zbiornika przez pompę. Przekładało się to na spadek jakości oleju OQ , dlatego do analizy przyjęto PO w zakresie od 50% do 100%. Zaobserwowano poprawę jakości oleju wraz ze wzrostem poziomu wypełnienia zbiornika. Uzyskane dane eksperymentalne wykazały spadek jakości oleju OQ o 10% dla wartości PO od około 0.7 do około 0.9 (Rys. 50A). Natomiast według obliczeń modelu numerycznego spadek wynosił około 8% dla całego zakresu. Zauważono również, że przy wyższym stopniu napełnienia domeny PO około 0.9, wynik eksperymentu różnił się około 1% od wyniku obliczeń. W przypadku niższego poziomu PO różnica wynosiła około 5% poniżej wartości modelu. Uzyskane wyniki wykazały zgodność z badaniami na stanowisku pomiarowym, ponieważ większy PO wpływał na wydłużenie czasu

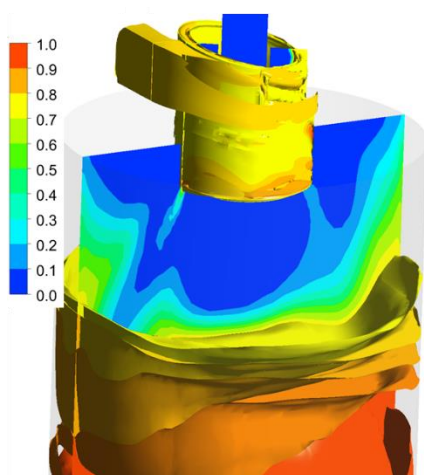
przebywania oleju w zbiorniku [43] podwyższając jakość oleju OQ . Pęcherzyki powietrza miały więcej czasu na odseparowanie w dolnej części zbiornika.



Rys. 50 Parametry pracy separatora vs. poziomu napełnienia zbiornika A –jakości oleju; B – sprawność separacji

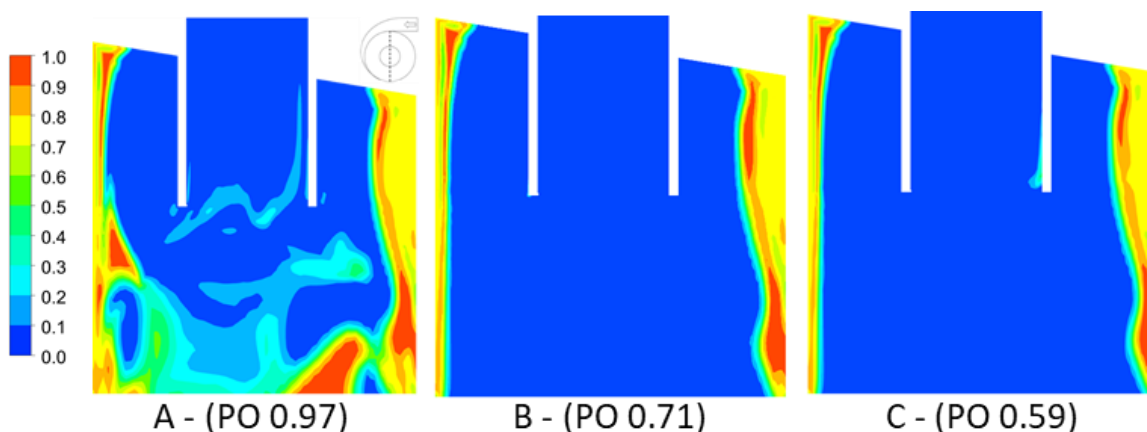
Na jakość oleju OQ wpływało także zachowanie się strumienia oleju w zbiorniku. Przy niższym PO struga oleju, która opuszczała separator rozbryzgiwała się o spód zbiornika (jak zaobserwowano na Rys. 31A). Powodowało to niepożądany efekt ponownego napowietrzania.

Kolejne wyniki eksperymentu wykazały spadek sprawności separacji η_s wraz ze wzrostem poziomu oleju w zbiorniku. Spadek η_s w eksperymencie osiągnął poziom $\sim 0.57\%$ i był wyższy niż wyznaczony przez model numeryczny, który kształtował się na poziomie $\sim 0.24\%$. Przy niższym poziomie oleju uzyskane wartości były podobne do założeń modelowych, z tym, że powyżej poziomu 0.9 zaobserwowano różnicę względem wartości uzyskanych dla modelu do około $\sim 0.4\%$. Należy też zwrócić uwagę na wzrost rozproszenia się punktów dla stopnia napełnienia domeny PO . Model numeryczny przewiduje zbliżone wartości sprawności separacji η_s w zakresie od 0.7-0.8 stopnia napełnienia (Rys. 50B).



Rys. 51 Uśrednione powierzchnie oleju o stałych udziałach objętościowych oleju

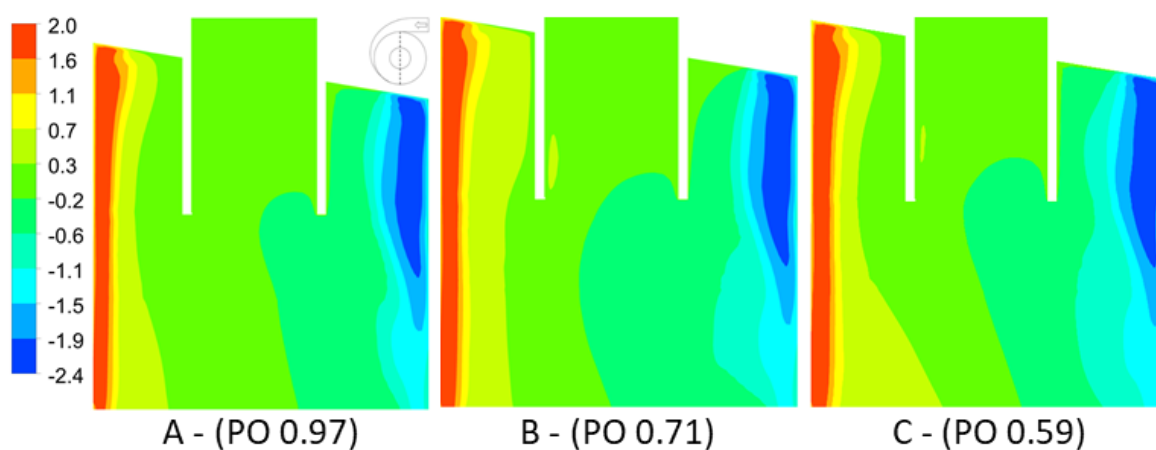
Przeprowadzona symulacja dla różnych PO , wskazała wytworzenie się powierzchni swobodnej oraz warstwowy układ frakcji oleju w zbiorniku. Zaobserwowano, że najniższa powierzchnia oleju w zbiorniku lokalizuje się w jego osi, a najwyższa przy ściankach zbiornika, co jest spowodowane ruchem obrotowym cieczy (Rys. 51). Taką samą zależność stwierdzono w badaniach przeprowadzonych na separatorach stosowanych w przemyśle petrochemicznym [43]. Spadek sprawności separacji η_s jest konsekwencją zwiększonej objętości oleju wypływającej przez rurę wylotową (rów. 11). Zjawisko to nasila się, gdy powierzchnia swobodna oleju jest blisko przewodu wylotowego.



Rys. 52 Udział objętościowy oleju w zależności od poziomu oleju

Kolejne analizy dotyczyły uśrednionych w czasie udziałów objętościowych oleju dla 3 różnych stopni napełniania domeny PO . Film olejowy w cyklonie posiadał asymetryczny kształt. Natomiast koncentracja fazy oleju występowała w tych samych miejscach dla każdego PO . Wykazano, że wysoki poziom oleju powoduje zwiększony udział objętościowy oleju (0.2-0.6) w centralnej części separatora (Rys. 52A).

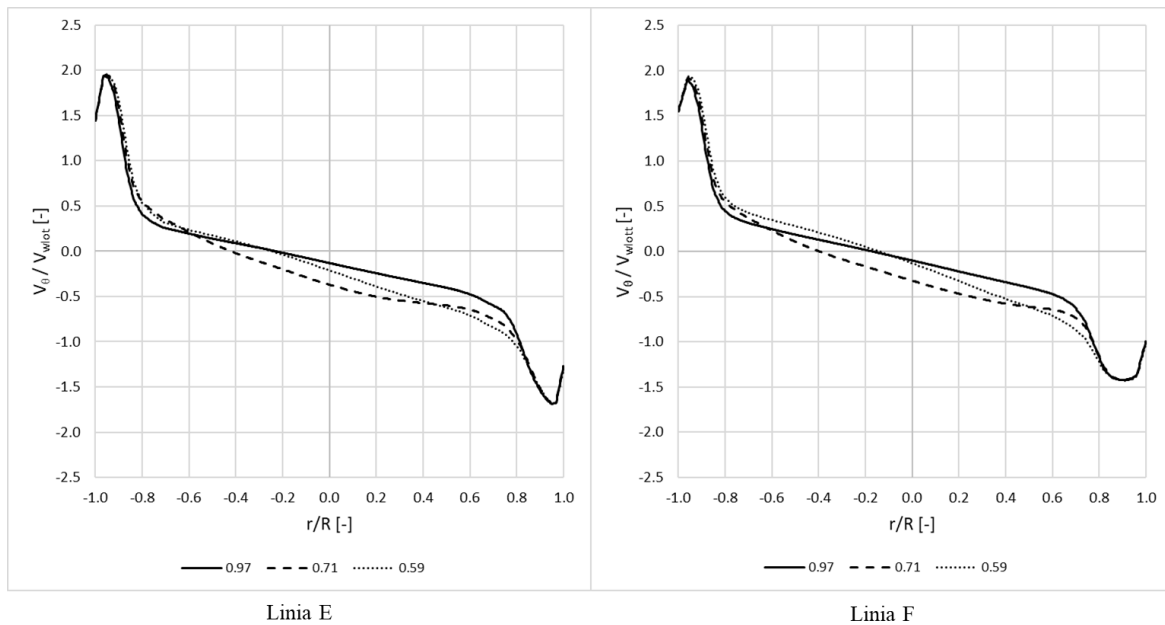
Zwiększona ilość frakcji oleju w wewnętrznej części separatora wpływała na pogorszenie sprawności separacji η_s , ponieważ część oleju została porwana do wylotu powietrza. Analiza wykazała, że ilość oleju wypływającego do magistrali odpowietrzającej separatora jest zjawiskiem zmieniającym się w czasie. Nie zaobserwowano wypływu frakcji oleju z separatora dla $PO=0.71$ (Rys. 52B), natomiast dla $PO=0.59$ (Rys. 52C) była ona widoczna. Część oleju wracająca do separatora powodowała zaburzenia formowania się filmu olejowego na ściankach separatora tylko dla $PO=0.97$ (Rys. 52A), natomiast kontury udziałów objętościowych oleju dla pozostałych poziomów były podobne, i nie wykazywały zaburzeń (Rys. 52B-C). Dalsze obserwacje udziałów objętościowych oleju pokazały trzy miejsca jego koncentracji, zostało do przedstawione na Rys. 52. W lewym górnym narożniku oraz górnym i dolnym prawym narożnik. W lewym górnym narożniku koncentracja oleju wynikała z działania prędkości stycznej i przepływu gazu nad wlotem, który powodował unoszenie się oleju. Ze względu na ponowną recyrkulację mieszaniny jest to zjawisko nie pożądane. Kolejne miejsce koncentracji wystąpiło w prawym narożniku, gdzie warstwa frakcji oleju była najgrubsza, ale poziom odseparowania powietrza był niski. We wszystkich przypadkach największe nagromadzenie się oleju zaobserwowano w prawym dolnym narożniku. Wynika to z odseparowania oleju na skutek ruchu obrotowego i kształtowania się przepływu spiralnego w kierunku w dół do wylotu (Rys. 52A-C).



Rys. 53 Kontur prędkości stycznej dla różnych poziomów oleju

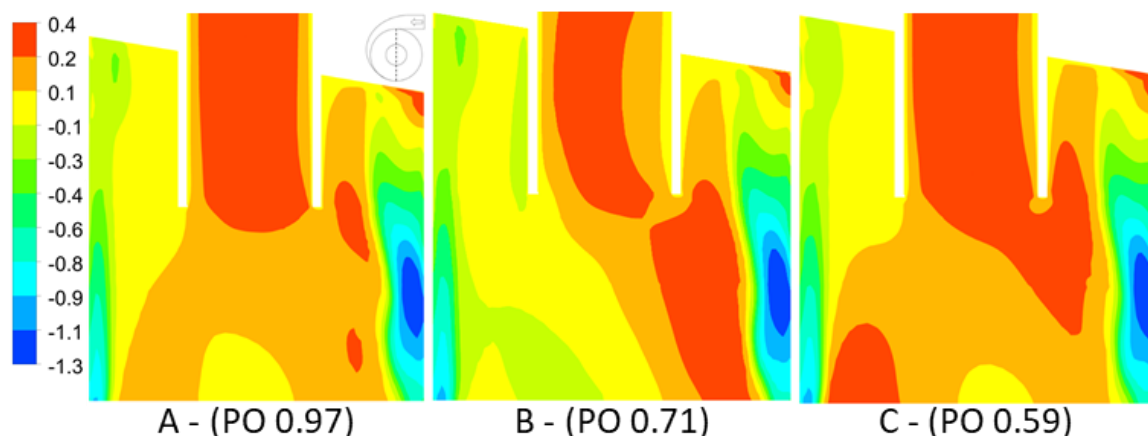
W kolejnym kroku sprawdzono pola prędkości stycznej i osiowej. Wykazano, że przepływ wewnątrz separatora jest silnie uzależniony od geometrii stycznego wlotu, a najwyższa prędkość styczna występuje w pobliżu obszaru wlotowego. Potwierdziły

to wyniki badań uzyskane przez Erdala [29]. Natomiast z lewej strony separatora prędkość była równomiernie rozłożona na całej jego wysokości (Rys. 53A-C).



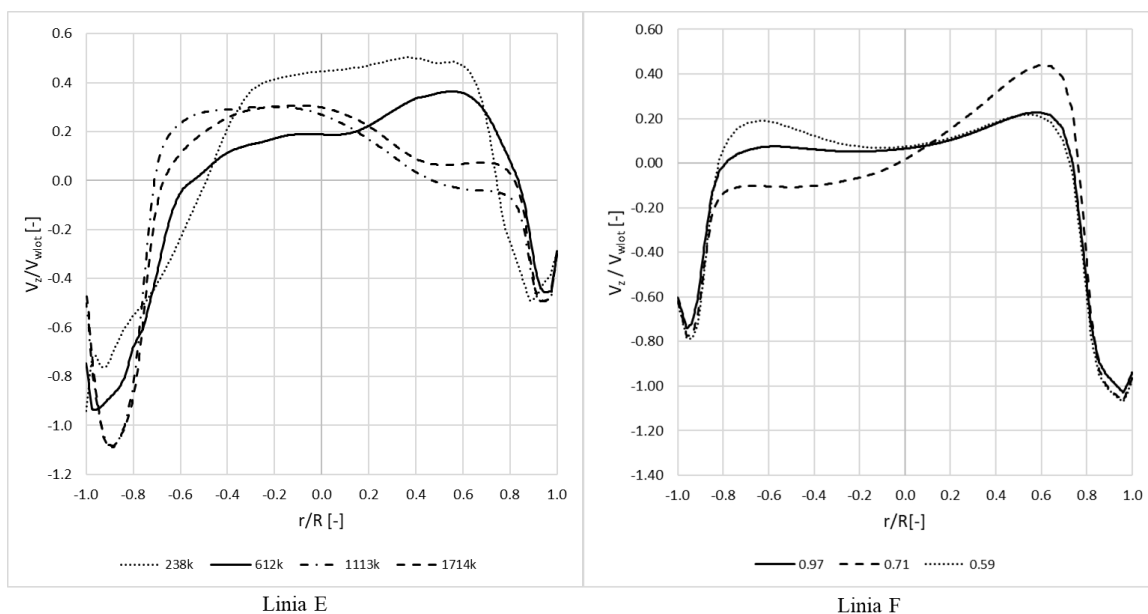
Rys. 54 Prędkość styczna dla linii E i F

Następnie analizowano wartości prędkości stycznych na linii E i F. Przedstawiony profil prędkości podzielono na cztery zakresy. Pierwszy z nich leżący najbliżej ściany osiągał prędkość bliską zero z powodu tarcia występującego w warstwie przyściennej. Drugi, gdzie występował wymuszony wir, w którym prędkość silnie wzrastała i osiągała maksymalną wartość około 2.0 i 1.7 ($-0.9 \div 0.9 r/R$). Trzeci profil, w którym prędkość styczna spada liniowo do wartości około 0.5. W czwartym zakresie, prędkość spadała do 0 wraz ze zbliżaniem się do rury centralnej. Zaobserwowano, że największa prędkość wystąpiła w obszarze wlotowym wzdłuż linii E, aby następnie zmniejszyć się w okolicach wylotu separatora (linia F). Prędkość po lewej stronie przekroju separatora wykazała podobne wartości dla czterech rozważanych zakresów. Poziom oleju w zbiorniku nie miał istotnego wpływu na prędkość w drugim zakresie. Maksymalna różnica prędkości w zakresie $\pm 0.8r/R$ wynosiła około 0.25. Natomiast różnica prędkości pomiędzy niskim a wysokim stopniem napełnienia domeny wynosiła około 0-0.1. Należy też zauważyć, że prędkość styczna widoczna na Rys. 54A-B przechodziła przez środek separatora podobnie jak w badaniach przeprowadzonych przez Erdala [29].



Rys. 55 Pole prędkości osiowej dla różnych poziomów napelnienia zbiornika oleju

Na Rys. 55 przedstawiono rozkłady prędkości osiowej w separatorze. Zaobserwowano różnice między konturami, które związane były ze zjawiskiem niestabilnego przepływu wewnątrz strefy separatora. Stwierdzono, że największa prędkość pojawiła się w miejscu koncentracji fazy olejowej na ścianie w prawym dolnym narożniku przekroju. Prędkość przepływu gazu w rdzeniu była trzykrotnie niższa w porównaniu z wartościami występującymi przy ściankach. W rurze centralnej pojawił się niesymetryczny przepływ, spowodowany nie osiowym położeniem wylotu górnego względem dolnego (Rys. 55). W dalszej kolejności oceniono profile prędkości osiowej dla linii E i F. Prędkość mieszaniny przy wewnętrznych ściankach separatora posiadała zwrot w dół do wylotu separatora. Oddalając się od ściany w kierunku osi separatora zmieniała zwrot w górę do magistrali odpowietrzającej.



Rys. 56 Prędkość osiowa na linii E i F

Ze względu na zaobserwowane zjawisko podzielono profil prędkości na trzy zakresy. W pierwszym około ($\pm 1.0r/R$) podobnie jak w przypadku prędkości stycznej wartość zmierzała do 0. Następnie prędkość osiągała maksimum przy $\pm 0.9r/R$. Obliczone wartości wskazywały na silny przepływ w dół wzdłuż ścian cyklonu. Miało to zasadnicze znaczenie dla procesu separacji, ponieważ mechanizm ten pełnił dominującą rolę w usuwaniu oddzielonej mieszaniny olejowo-powietrznej. W trzecim zakresie, przepływ zmieniał kierunek na przeciwny w wyniku czego powstawało miejsce, w którym prędkość osiowa wynosiła 0. W badanej geometrii miejsce zerowe prędkości występowało dla wartości $\sim -0,8$ i $\sim -0,7 r/R$ (Rys. 56). Zaobserwowane zjawisko występowania zerowej prędkości potwierdzano w badaniach [44].

Wnioski

Uzyskane wyniki pokazują, że w dolnym zakresie wypełnienia zbiornika wartość sprawności separacji η_s jest zgodna z wynikami pomiaru, natomiast wartości jakości oleju OQ odbiegają od modelu. Dla wysokiego poziomu wypełnienia zbiornika, wartości jakości oleju OQ są zbliżone do pomiaru na stanowisku, a sprawności separacji η_s są od niego różne. Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że zwiększanie poziomu oleju powyżej 0.9 pogarsza sprawność separacji η_s o 0.5% i sprzyja otrzymaniu jakości oleju OQ powyżej 95%. Dla zaprezentowanego przypadku optymalny stopnia napełnienia domeny PO pozwalający na zachowanie odpowiednio wysokiej wartości jakości oleju OQ oraz sprawności separacji η_s wynosi około 70-90%. Pomimo poprawy stabilności obliczeń oraz skrócenia czasu obliczeniowego, wykonanie optymalizacji dla powyższej domeny byłoby trudnym zadaniem. Poziom oleju w zbiorniku zmieniał się w zależności od ciśnienia założonego na linii odpowietrzającej. W przedstawionym modelu przewężenie na wylocie powietrza zostało dobrane do warunków pracy, co pozwoliło na odwzorowanie prawidłowego ciśnienia w zbiorniku oleju zmierzonego na stanowisku badawczym. W przypadku wykonywania optymalizacji, zdecydowano się na uproszczenie geometrii wylotu powietrza i założenia na nim wartości ciśnienia atmosferycznego. Jak wykazało powyższe badanie poziom oleju będzie miał wpływ na parametr jakości oleju OQ oraz sprawności separacji η_s . Dlatego należy opracować geometrię domeny obliczeniowej, która pozwoli na stabilizację poziomu oleju poprzez wyeliminowanie wpływu ciśnienia hydrostatycznego na wylot z separatora.

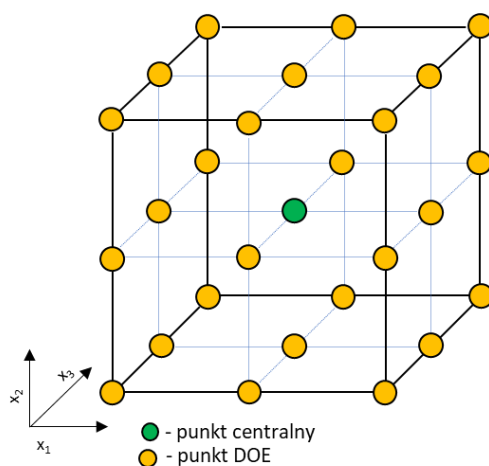
8 Optymalizacja geometrii separatora dla zadanych warunków brzegowych

8.1 Wybór planu eksperymentalnego i algorytm optymalizacji

Optymalizacja jest to postępowanie mające na celu wyznaczenie najlepszego spośród dopuszczalnych rozwiązań danego problemu. Aby to osiągnąć przyjmuje się kryterium, które stanowi ograniczenie dla postępowania mającego na celu znalezienia najlepszego rozwiązania. W przypadku prowadzenia analizy, w której występuje wiele kryteriów mówimy o optymalizacji wielokryterialnej. Występuje wtedy wiele funkcji celu, z których każda może osiągnąć inne ekstremum w badanej przestrzeni. W takim przypadku rozwiązanie najlepsze z punktu widzenia jednego kryterium nie jest najlepsze z punktu widzenia innych dostępnych kryteriów. Występujące wtedy rozwiązanie jest kompromisowe i możliwe jest wystąpienie ich wielu.

Celem planowanego eksperymentu było opracowanie takiego zestawu punktów w przestrzeni optymalizacyjnej, który dla najmniejszej liczby doświadczeń był w stanie dostarczyć najwięcej danych o badanym modelu. Pozwoliło to na zbudowanie najlepszej powierzchni odpowiedzi. Wybór planu eksperymentu (DOE) zależy od jego celów oraz liczby parametrów, które należy zbadać. Aby uzyskać odpowiedź i zaobserwować interakcje dowolnego złożenia parametrów, przeprowadzono wielowymiarowe badanie parametryczne. W tym celu, wykorzystano popularną metodę inżynierską, opartą na powierzchni odpowiedzi (RSM). Wykonanie analizy wymagało wybrania spośród szeregu propozycji odpowiedniego planu eksperymentu. Istotnym jest, aby plan oparty o metodę RSM posiadał odpowiednie cechy takie jak: zadowalająca dystrybucja w całym

obszarze prowadzonych doświadczeń i rotalność [107]. Najczęściej stosowanymi planami eksperymentalnymi są: centralne plany kompozycyjne (Central Composite – CC) - circumscribed (CCC), inscribed (CCI), face-centered (CCF) [108], plan trzypoziomowy PS/DK 3^3 , plan Box-Behnkena i tablice ortogonalne. Plan powinien dostarczać jak najwięcej informacji dotyczących wielkości wyjściowych i zapewniać możliwie najmniejszą niepewność w przewidywaniu jej przyszłych wartości. Zakładając zależność nieliniową, wymagane są przynajmniej 3 wartości dla poszczególnych zmiennych. Plany CCI i CCC zostały odrzucone ze względu dużą liczbę punktów i występowanie 5 wartości dla każdego z czynników wejściowych. Dla planu CCC niektóre punkty obliczeniowe znajdują się poza założoną przestrzenią projektową. Plan CCF był rotalny ale posiadał słabą precyzję szacowania współczynników [108]. Metoda Box-Behnkena oraz tablice ortogonalne dysponowały kombinacją punktów w zakresie przestrzeni projektowej. Brakowało im jednak punktów w narożach, które mogłyby okazać się istotne ze względu na niepewność w przewidywaniach parametrów pracy w wybranym zakresie wymiarów geometrycznych. Podjęto decyzję o wyborze trójpoziomowego planu PS/DK 3^3 . Głównym czynnikiem wpływającym na jego akceptację była redukcja ilości przypadków obliczeniowych, przy zachowaniu możliwości zbadania warunków pracy separatora w całej dostępnej przestrzeni projektowej. Nie wykazywał się rotalnością, ale posiadał za to równomiernie rozłożone punkty w całej przestrzeni projektowej oraz punkty w narożach przez co był symetryczny. Tego typu plan jest rzadko używany ze względu na wzrost kosztu obliczeń wraz ze wzrostem ilości badanych parametrów. Jednak przy zachowaniu mniejszej liczby parametrów, ilość punktów może być akceptowalna (Rys. 57).



Rys. 57 Graficzna interpretacja planu PS/DK 3^3

W celu wyboru odpowiedniej powierzchni odpowiedzi rozważano dopasowanie powierzchni za pomocą trzech metod: krigingu, agregacji genetycznej i nieparametrycznej regresji. Kriging jest metodą, w której powierzchnia przechodzi dokładnie przez punkty. W przypadku, gdy w wynikach występuje rozrzut wyników nie stanowi ona odpowiedniego narzędzia by się na nim opierać. W opisywanych analizach miała miejsce taka sytuacja, dlatego użyto ją tylko w celu wstępnej oceny przebiegu powierzchni względem pozostałych metod. Z kolei agregacja genetyczna to wszechstronny, wydajny i niezawodny algorytm, który wykorzystuje algorytm genetyczny, generujący populacje różnych powierzchni odpowiedzi rozwiązywanych równolegle. Algorytm automatyzuje proces wyboru, konfiguracji i generowania typu powierzchni odpowiedzi najlepiej dopasowanej do każdego parametru wyjściowego. Nieparametryczna regresja należy do grupy SVM (ang. Support Vector Methods). Metoda ta jest często wykorzystywana w przypadku wyników, w których występuje rozrzut. Główną zasadą tego modelu jest przyjęcie wartości tolerancji tworzącej wąski przedział pomiędzy wartościami odpowiedzi w danym zbiorze. Zakres jest tworzony w taki sposób, aby zawierał większość punktów zbioru lub główne punkty odpowiedzi. Następnie utworzona powierzchnia odpowiedzi mieści się w marginesie przyjętej tolerancji. Porównując między sobą dostępne typy powierzchni odpowiedzi w tym wielomian drugiego stopnia, nieparametryczną regresję, kriging i metodę najmniejszych kwadratów, agregacja genetyczna tworzy najbardziej odpowiedni sposób podejścia dla otrzymanych wyników.

Do utworzenia powierzchni odpowiedzi wybrano nieparametryczną regresję a optymalizację przeprowadzono metodą MOGA (ang. Multi-Objective Genetic Algorithm). Stanowi ją odmiana algorytmu NSGA-II (ang. Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II). Jako funkcje celu wybrano maksymalizację parametrów sprawności separacji i jakości oleju OQ oraz minimalizację spadku ciśnienia. Powierzchnię odpowiedzi wygenerowano w programie Design Explorer, w którym użyto algorytm optymalizacyjny.

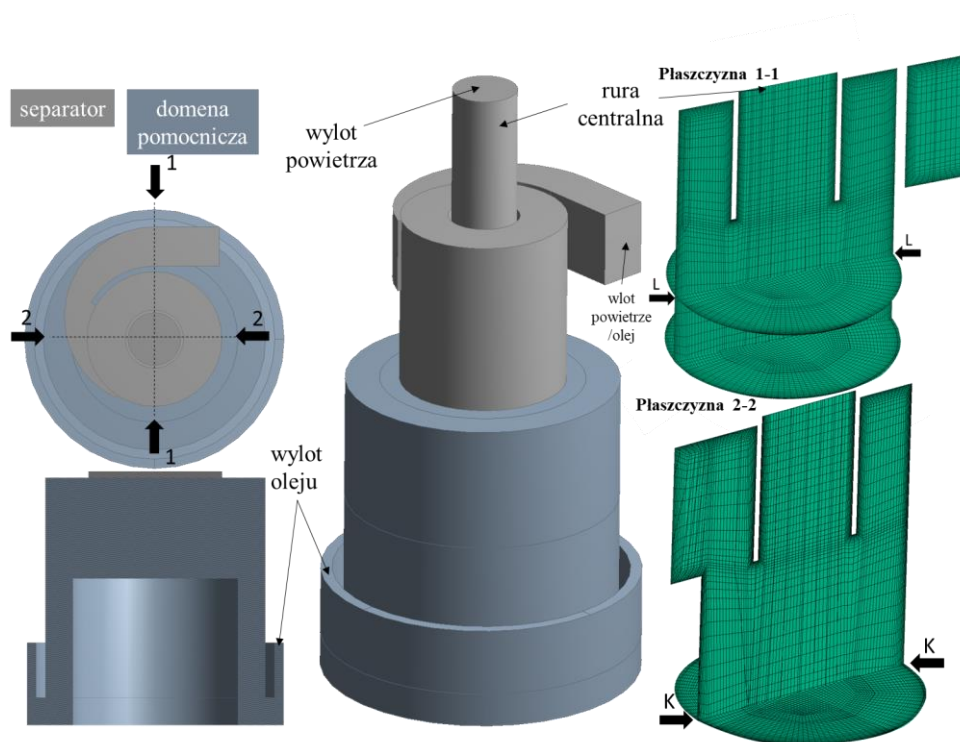
8.2 Budowa modelu obliczeniowego do optymalizacji

Domena obliczeniowa (Rys. 58) składała się z modelu separatora (zaznaczonego kolorem szarym) oraz domeny pomocniczej (kolor szaro-niebieski). W lewym górnym rogu rysunku widoczny jest rzut z góry na domenę płynu z zaznaczonymi dwoma

płaszczyznami 1-1 i 2-2. Poniżej znajduje się przekrój domeny pomocniczej z zaznaczonym wylotem oleju. Po prawej stronie rysunku mieści się przekrój separatora wraz z zaznaczoną siatką numeryczną w dwóch płaszczyznach oraz liniami K i L wzdłuż których zostaną zbadane prędkości w separatorze.

Warunkiem brzegowym na wlocie był strumień masowy powietrza i oleju. Obliczenia przeprowadzono dla punkt pracy 1 z Tab. 6. Zakładając obliczenia wykonane dla map przepływów rur poziomych oraz bliskość pompy odsysającej na wlocie założono jednorodną dystrybucję faz [6]. Wylot odseparowanego powietrza następował poprzez rurę centralną a odseparowany olej wypływał przez wylot znajdujący się w dolnej części domeny pomocniczej (Rys. 58). Na wylotach założono ciśnienie statyczne, równe atmosferycznemu. W celu stabilizacji przepływu w domenie przyjęto wartość „oil backflow volume fraction” równą 0 na wylocie powietrza oraz wartość 0 dla frakcji powietrza na wylocie oleju. Dla wlotu założono parametr „turbulent intensity” na poziomie 5% a „turbulent viscosity ratio” równe 10. Ustalono, że nie występuje wymiana ciepła z otoczeniem. Założono powietrze jako gaz doskonały a gęstość i lepkość użytego oleju były zgodne ze specyfikacją MIL-PRF-23699. Właściwości oleju w symulacji dobrano dla określonej temperatury.

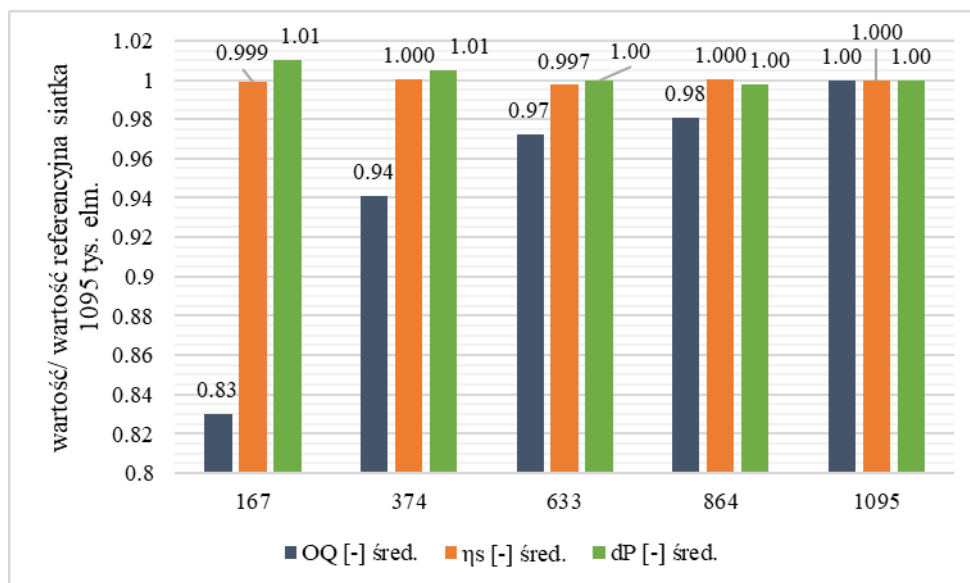
Analizy wykonane na modelu w rozdziale 7.2, wykazały zależność poziomu oleju na jakość oleju OQ i sprawność separacji η_s . Na jego poziom wpływały dobrane warunki brzegowe, ciśnienie statyczne na wylocie oleju i ciśnienie na wylocie powietrza. Dodatkowo modelowanie przepływu w zbiorniku komplikowało i wydłużało obliczenia. Ponieważ prowadzone badanie miało wykazać wpływ parametrów geometrycznych na parametry pracy separatora, domena obliczeniowa została zmodyfikowana tak, aby ustabilizować poziom oleju. Model geometryczny został sparametryzowany, aby automatycznie zmieniać w nim najważniejsze wymiary separatora (Rys. 58, Tab. 1).



Rys. 58 Domena obliczeniowa wraz z siatką numeryczną

Ze względu na zmianę geometrii domeny przeprowadzono badanie niezależności dyskretyzacji obszaru obliczeniowego. Przeprowadzono badanie niezależności rozwiązania od gęstości siatki obliczeniowej. Geometria domeny separatora została dyskretyzowana elementami heksahedralnymi. Zostały przeprowadzone obliczenia niestacjonarne a ustawienia opierały się na założeniach poprzedniej analizy [41]. Dla kolejnych, gęstszych siatek przyjęto zasadę równomiernego zagęszczenia w całej domenie. Parametr ogólnej jakości siatki był w każdym przypadku powyżej 0.4, przy dobranej grubości pierwszej warstwy 0.1 mm wartość y^+ wynosiła około ~ 30 . Przeanalizowano wpływ gęstości siatki numerycznej na: jakość oleju OQ , sprawność separacji η_s oraz spadek ciśnienia dp (Rys. 59). Wszystkie prezentowane wyniki zostały odniesione do wyników uzyskanych na siatce z 1095k elementami. Wzrost ilości elementów powodował zmianę sprawności separacji η_s poniżej 0.1%. Wartość spadku ciśnienia zmieniała się o 1% dla najmniejszej siatki z 167k elementami i o 0.5% dla siatki z 374k elementami, pozostałe siatki wykazały różnicę poniżej 0.1%. Największy wpływ gęstości siatki zaobserwowano dla jakości oleju OQ . Siatka składająca się z 167k elementów dała 17% mniejszą wartość a siatka z 374k elementami mniejszą o 6%. Na siatce z 633k elementami różnica wyniosła 3%, a przy 864k elementach występowała 2% różnica. Biorąc pod uwagę otrzymane różnice w parametrach pracy, czas obliczeń

oraz ilość przypadków potrzebnych do dalszych analiz wybrano siatkę z 633k elementami. Wybrana siatka pozwoliła na uzyskanie ustabilizowanych wyników w ciągu około 2 tygodni na klastrze obliczeniowym przy wykorzystaniu 14 rdzeni.



Rys. 59 Wpływ ilości elementów na rozwiązanie (wartości odniesione do siatki 109k elementów)

9 Analiza wyników optymalizacji

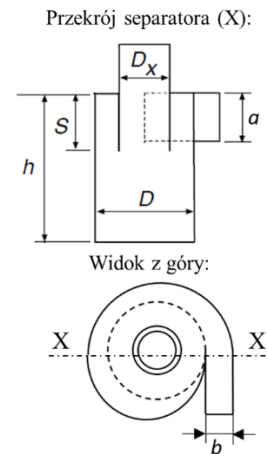
9.1 Plan eksperymentu i powierzchnia odpowiedzi

W zadaniu optymalizacji przyjęto trzy parametry geometryczne separatora: wysokość i szerokość wlotu a , b i średnicę części walcowej D . Przy zastosowanym planie eksperymentu PS/DK dla przyjętych trzech wartości, uzyskano 3^3 czyli 27 przypadków, co było akceptowalne ze względu na czas obliczeń. Parametry D_x i S związane z geometrią rury centralnej nie były rozważane dla tej analizy, ponieważ zmiana wymienionych wymiarów powodowałaby konieczność opracowania nowego zaworu barostatycznego, zwiększając przy tym koszty wdrożenia nowej geometrii separatora.

W ramach badań analizowano dwa plany eksperymentalne dla różnych zakresów parametrów przekroju wlotowego – pierwszy plan (RS1), dla stosunku wymiarów wlotu $b/a > 1$ i drugi plan (RS2) dla stosunku $b/a < 1$. W obu planach eksperymentalnych zakładano te same wartości średnicy: $0.9D, D, 1.1D$. Zachowana została stała wysokość części walcowej poniżej wlotu ($h - a$) (Rys. 14B). Badanie dwóch zakresów b/a prowadzono ze względu na ograniczoną wysokość h_{max} separatora. Maksymalna wysokość otwartego separatora (Rys. 14B) była zależna od odległości między dolnym wylotem separatora a zwierciadłem oleju w zbiorniku. W przypadku przekroczenia jej wartości występował spadek sprawności separacji. Z kolei przedział wysokości wlotu a został dobrany tak, aby nie przekroczyć wysokości h_{max} (Tab. 12).

Tab. 12 Plan eksperymentu – punkty DOE, przekrój separatora z wymiarami [109]

Nr.	RS1			RS2		
	a/D	b/D	h/D	a/D	b/D	h/D
1	0.45	0.26	1.0	0.26	0.45	1.0
2	0.42	0.24	0.9	0.24	0.42	0.9
3	0.39	0.22	0.8	0.22	0.39	0.8
4	0.45	0.34	1.0	0.34	0.45	1.0
5	0.42	0.31	1.0	0.31	0.42	1.0
6	0.39	0.29	0.9	0.29	0.39	0.9
7	0.45	0.42	1.1	0.42	0.45	1.1
8	0.42	0.39	1.0	0.39	0.42	1.0
9	0.39	0.36	1.0	0.36	0.39	1.0
10	0.53	0.26	1.0	0.26	0.53	1.0
11	0.49	0.24	0.9	0.24	0.49	0.9
12	0.46	0.22	0.8	0.22	0.46	0.8
13	0.53	0.34	1.0	0.34	0.53	1.0
14	0.49	0.31	1.0	0.31	0.49	1.0
15	0.46	0.29	0.9	0.29	0.46	0.9
16	0.53	0.42	1.1	0.42	0.53	1.1
17	0.49	0.39	1.0	0.39	0.49	1.0
18	0.46	0.36	1.0	0.36	0.46	1.0
19	0.61	0.26	1.0	0.26	0.61	1.0
20	0.56	0.24	0.9	0.24	0.56	0.9
21	0.52	0.22	0.8	0.22	0.52	0.8
22	0.61	0.34	1.0	0.34	0.61	1.0
23	0.56	0.31	1.0	0.31	0.56	1.0
24	0.52	0.29	0.9	0.29	0.52	0.9
25	0.61	0.42	1.1	0.42	0.61	1.1
26	0.56	0.39	1.0	0.39	0.56	1.0
27	0.52	0.36	1.0	0.36	0.52	1.0



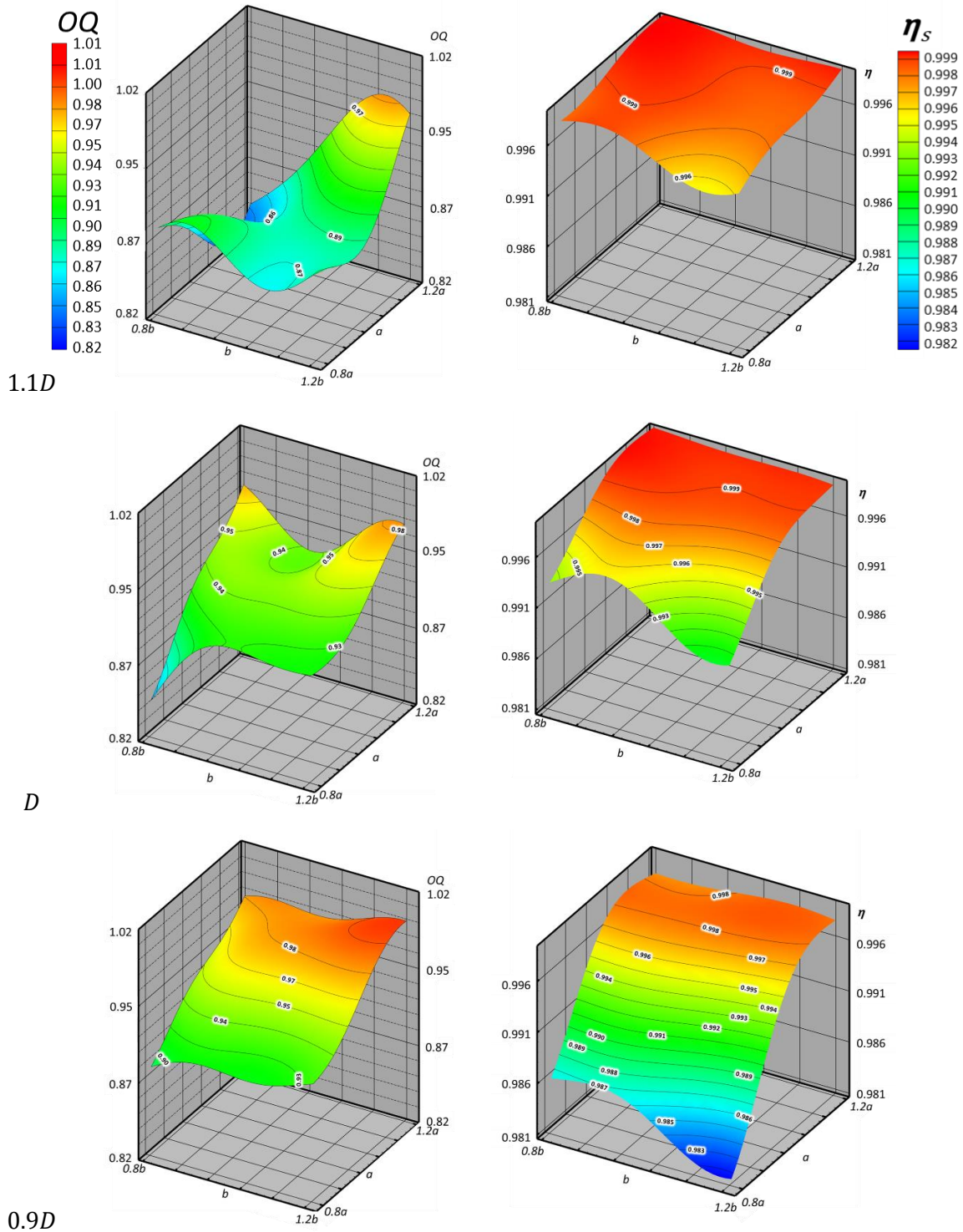
W pierwszej kolejności wykonano obliczenia dla konfiguracji geometrycznych separatora lotniczego z Tab. 12. Następnie przeprowadzono wstępne dopasowanie modeli powierzchni odpowiedzi dla punktów DOE. Powierzchnie RS1 i RS2 dla nieparametrycznej regresji wykazały błąd dopasowania punktów około 4-5.1%. W przypadku agregacji genetycznej powierzchnia RS2 wykazała około dwukrotnie wyższy błąd dopasowania w porównaniu do RS1 otrzymanej tą samą metodą. Dla punktów DOE największy błąd dopasowania (RS2 10.5%) występował dla jakości oleju OQ a dla spadku ciśnienia był najmniejszy (RS1 0.7%). W celu uzyskania lepszego dopasowania powierzchni odpowiedzi wykonano obliczenia dodatkowych punktów weryfikacyjnych, znajdujących się w przestrzeni eksperymentu. Punkty zostały zaproponowane przez program. Wykonano obliczenia 22 punktów weryfikujących dla RS1 i 15 punktów weryfikujących dla RS2. Pierwszy plan RS1 posiadał więcej punktów weryfikacyjnych. Stwierdzono, że powyżej 18 punktów, zmiana błędu dopasowania

powierzchni nie zmieniała się więcej niż o 1% w stosunku do poprzednio dodanego punktu. Dlatego dla planu RS2 zaprzestano wykonywać kolejne obliczenia, gdy wartość błędu dopasowania dla punktów weryfikacyjnych przestała się zmniejszać o więcej niż o 1% w stosunku do kolejno dodawanych punktów (Tab. 13). Ocenę dopasowania powierzchni prowadzono na punktach weryfikacyjnych. Przy użyciu agregacji genetycznej stwierdzono bardzo dobre dopasowanie powierzchni dla parametru spadku ciśnienia (błąd dopasowania punktów DOE i pkt. weryfikacyjnych 0.7-0.8% dla RS1 i 2.6-2.7% dla RS2). Natomiast dla jakości oleju OQ błąd był około dwukrotnie większy dla RS2 w porównaniu do tej samej powierzchni otrzymanej przy pomocy nieparametrycznej regresji (Tab. 13). Oceniając wartości z Tab. 13 zdecydowano się na zastosowanie w dalszych obliczeniach nieparametrycznej regresji liniowej, ponieważ dopasowanie powierzchni było równomierne dla każdego parametru pracy separatora dla obu powierzchni odpowiedzi.

Tab. 13 Dopasowanie RS - Wartości względnego średniego błędu bezwzględnego[109]

	Nieparametryczna regresja			Agregacja genetyczna		
	OQ [%]	η_s [%]	dp [%]	OQ [%]	η_s [%]	dp [%]
RS1						
Punkty DOE	5.1	4.2	3.4	5.6	4.2	0.7
Pkt. weryfikacyjne	5.4	4.8	3.7	7.4	4.1	0.8
RS2						
Punkty DOE	4.2	3.8	4.0	10.5	8.0	2.6
Pkt. weryfikacyjne	5.3	4.1	4.2	8.2	9.6	2.7

Dla przedstawienia graficznej zależności wpływu zmiennych niezależnych na parametry pracy separatora, jakość oleju OQ i sprawność separacji η_s , wygenerowano powierzchnię odpowiedzi dla każdej badanej średnicy separatora $0.9 - 1.1D$ (Rys. 60). Wpływ szerokości b i wysokości a wlotu był zależny od badanej średnicy. Dla średnicy $0.9D$ widoczna była niewielka poprawa jakości oleju OQ około 0.03 przy zmianie szerokości wlotu b , natomiast przy zmianie wysokości a wystąpiła bardziej wyraźna poprawa około 0.09. Wraz ze wzrostem średnicy D wpływ parametru b zwiększa się, ale nie tak wyraźnie jak parametru a , który wykazuje wzrost o ponad 0.1 dla średnicy $1.1D$.



Rys. 60 Powierzchnie odpowiedzi dla jakości oleju OQ (lewa) oraz sprawności separacji (prawa)

Dla wygenerowanej powierzchni odpowiedzi wzrost parametru b powodował obniżenie sprawności separacji η_s o około 0.02-0.04 dla średnicy 0.9D. Natomiast wzrost wysokości wlotu a podnosił sprawność separacji η_s o około 0.015 dla 0.9D. Wraz ze wzrostem średnicy części walcowej D wpływ parametrów a i b na sprawność

separacji malała, a w przypadku 1.1D nie występowały silne zależności pomiędzy nimi (około 0.003) (Rys. 60).

9.2 Zadanie optymalizacyjne

Tab. 14 zawiera porównanie odniesionych parametrów geometrycznych separatora zoptymalizowanego (NSL), separatora referencyjnego (Ref.SL) oraz innych raportowanych w literaturze. Stosunek a/D nowej geometrii jest o ok. 30% większy w porównaniu do geometrii referencyjnej. Otrzymany stosunek b/D jest zbliżony do odpowiedniego stosunku dla separatora Ref.SL. Wartość stosunku D_x/D wzrosła w porównaniu do separatora Ref.SL o 15%, natomiast stosunek h/D zwiększył się odpowiednio o 27%. Żaden z badanych separatorów w przedstawionej tabeli nie posiadał podobnych stosunków wymiarowych jak separator NSL (Tab. 14).

Tab. 14 Porównanie parametrów geometrycznych modelu optymalnego i modeli optymalnych we wcześniejszych badaniach

	NSL	Ref. SL	Stairmand [110]	Sun [76]	Ravi [111]	Elsayed [72]	Elsayed [69]	Elsayed [73]	Elsayed [73]	Sgrott Jr. [112]
a/D	0.60	0.46	0.50	0.6	0.40	0.62	0.60	0.26	0.49	0.41
b/D	0.29	0.28	0.20	0.2	0.15	0.24	0.20	0.15	0.16	0.50
D_x/D	0.45	0.39	0.50	0.5	0.40	0.62	0.55	0.42	0.62	0.50
h/D	1.29	1.01	1.50	1.0	1.10	1.62	1.41	1.50	1.50	1.53
S/D	0.60	0.52	0.50	0.2	0.40	0.62	0.60	0.50	0.50	0.72

W Tab. 15 przedstawiono zestawienie parametrów pracy dla konfiguracji geometrycznych separatora lotniczego: NSL, Ref.SL i 15 konfiguracji z planu eksperymentu RS2 (Tab. 12 - N15RS2). Trzecia konfiguracja miała taki sam stosunek b/a dla kanału wlotowego jak w separatorze Ref.SL. Została wybrana w celu zaobserwowania wpływu wymiarów a, b, D na pracę separatora dla geometrii NSL i N15RS2. Następnie sprawdzono różnice występujące przy nachylnym wlocie do separatora i przy wlocie poziomym (Ref.SL vs. N15RS2). Separator NSL wykazywał najwyższą jakość oleju OQ względem pozostałych geometrii (około 0.26 więcej niż Ref.SL). Sprawność względna separacji NSL była nieznacznie niższa w stosunku do separatora Ref.SL (około 0.002), jednak wartości powyżej 0.995 uznaje się za zadowalające. Wartość względnego spadku ciśnienia w separatorze NSL była około 0.31 niższa od spadku ciśnienia w separatorze Ref.SL. Zoptymalizowana geometria posiadała wyższą wartość względną jakości oleju OQ , akceptowalną sprawność separacji

η_s i niższy spadek ciśnienia. Geometria NSL posiadała zredukowaną o 20% średnicę D i o 14% większą całkowitą wysokość separatora h w stosunku do separatora Ref. SL. Zwiększona wysokość była akceptowalna, ponieważ zawierała się w założonym ograniczeniu wysokości h_{max} .

Tab. 15 Porównanie wyników (wyniki/maksymalna wartość z DOE) [109]

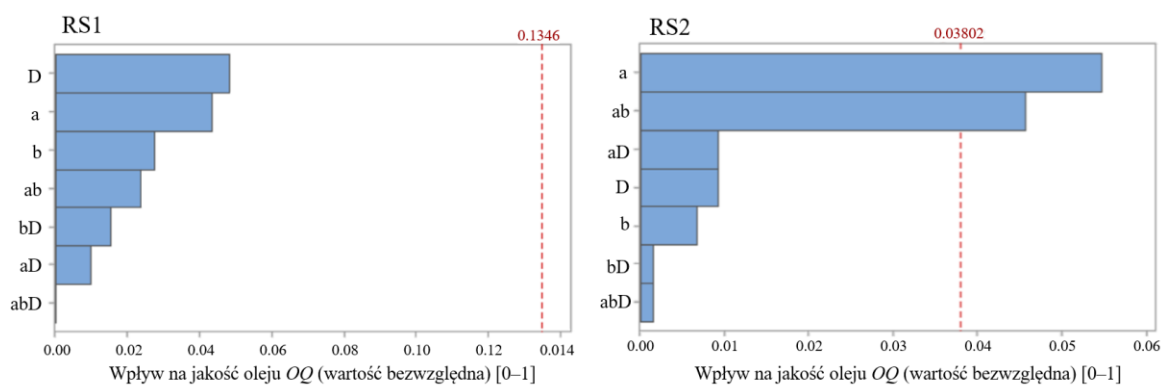
Konfiguracja	$OQ/OQ_{max}[-]$	$\eta_s/\eta_{s\ max}[-]$	$dp/dp_{max}[-]$
NSL	0.99	0.997	0.38
N15RS2	0.88	0.998	0.34
Ref.SL	0.73	0.999	0.69

Analiza wyników Pareto

Analizę porównawczą Pareto wykonano dla dwóch planów eksperymentalnych RS1 i RS2. Na Rys. 61-Rys. 63 na osi odciętych występują wartości bezwzględne badanych parametrów pracy (jakości oleju OQ , sprawności separacji η_s i spadku ciśnienia). Na osi rzędnych znajdują się badane parametry geometryczne. Badano wpływ zmiany pojedynczych parametrów geometrycznych (a, b, D) jak i powiązanych, gdy zmieniane są wartości dwóch (ab, bD, aD) lub trzech parametrów (abd). Na wykresie Pareto

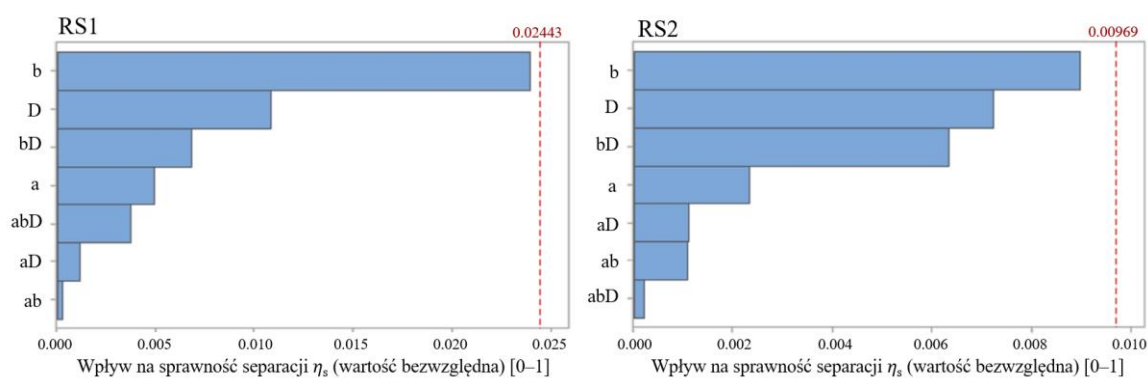
w przypadku, gdy niebieski słupek przecinał czerwoną linię odniesienia oznaczało to, że dany parametr był statystycznie istotny. Parametry geometryczne są statystycznie istotne na poziomie $\alpha=0.05$ przy aktualnych warunkach modelu. W wyniku analizy zaobserwowano brak znaczącego parametru wpływającego na jakość oleju OQ dla planu

RS1. Zmiana średnicy części walcowej D i wysokości wlotu a powodowała wzrost wartości o około 0.05 (Rys. 61-RS1). W przypadku RS2 parametr a oraz powiązanie a i b miały znaczący wpływ na jakość oleju OQ , średnica D nie była istotnym parametrem (Rys. 61-RS2).



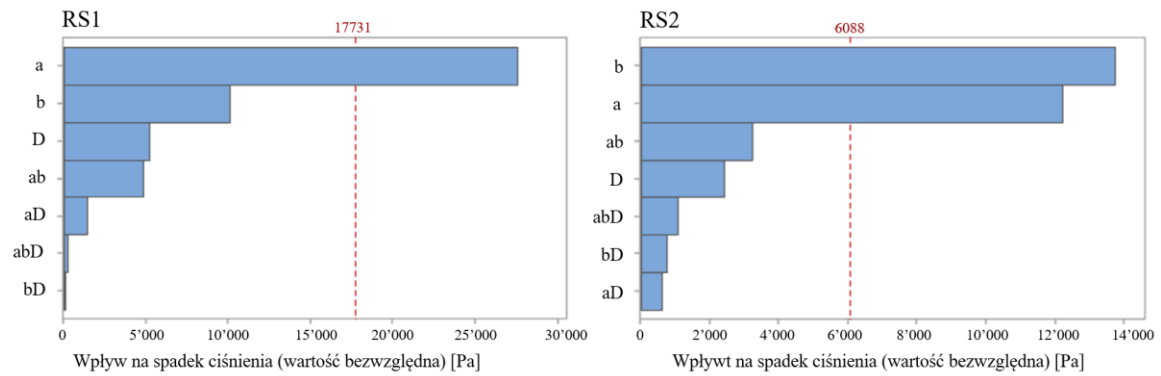
Rys. 61 Wykres Pareto dla jakość oleju OQ

Wyniki dla sprawności separacji η_s wykazały inne zależności. Nie stwierdzono parametrów istotnych statystycznie. Dla planu eksperymentalnego RS1 parametr b był najbliższej granicy powodując wzrost o około 0.023, następnie wpływ średnicy D był o połowę mniejszy. Dla planu RS2 kolejność czterech pierwszych parametrów była taka sama jak dla RS1. Zmiana szerokości wlotu b powodowała około 2.5 razy większy wzrost sprawności separacji dla planu RS1 w porównaniu do planu RS2 (około 0.024 względem 0.009). Z kolei przy zmianie średnicy D w planie eksperymentu RS1 występował wzrost 1.2 razy większy niż przy RS2 (0.011 vs. 0.009) (Rys. 62). Korelacja między b i D miała podobny wpływ dla obu eksperymentów odpowiedzi około 0.007.



Rys. 62 Wykres Pareto dla sprawność separacji η_s

Wysokość wlotu a była istotna dla spadku ciśnienia w planie eksperymentu RS1. Pozostałe parametry b i D nie były istotne statystycznie. Dla planu RS2 zarówno szerokość wlotu b jak i jego wysokość a miały wpływ na spadek ciśnienia (Rys. 63).



Rys. 63 Wykres Pareto dla spadku ciśnienia

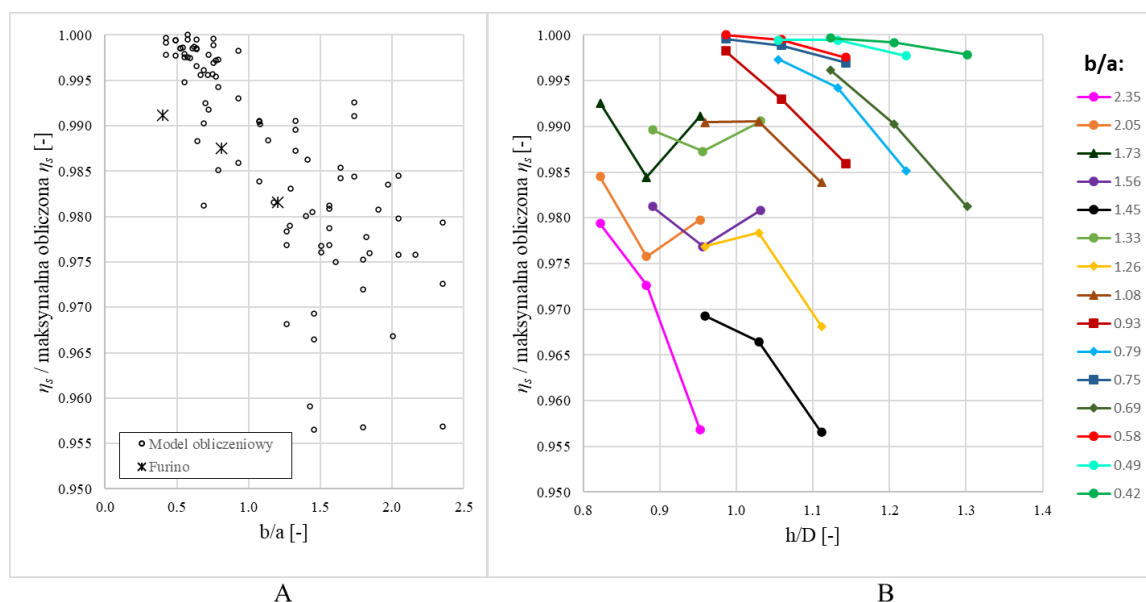
Stwierdzono, że zakres stosunku wymiarów wlotu separatora ($b/a > 1$ dla RS1, $b/a < 1$ dla RS2) decydował, które parametry są znaczące. Wpływ parametrów geometrycznych na jakość oleju OQ zależał od zakresu, w którym znajdowały się wymiary wlotowe. Dla planu RS1 nie stwierdzono parametrów znacząco wpływających na poprawę jakości oleju OQ . Natomiast dla planu RS2 wskazano wysokość a i korelacje parametrów wlotu ab . Dla sprawności separacji η_s zakres stosunku wymiarów wlotu nie wpłynął na pojawienie się istotnych statystycznie parametrów. W przypadku spadku ciśnienia zaobserwowano, że w zależności od tego czy występował szeroki wlot w planie RS1 ($b/a > 1$) czy wąski w RS2 ($b/a < 1$), istotnie statystycznie był inny wymiar wlotu. Kiedy spełniona była zależność $b/a > 1$, znaczącym parametrem była tylko wysokość wlotu a . Natomiast dla $b/a < 1$ parametrami istotnymi były szerokość b oraz wysokość a wlotu do separatora.

Wpływ parametrów geometrycznych na pracę separatora lotniczego

Zbadano wpływ zależności parametrów geometrycznych b/a oraz h/D na sprawność separacji, jakość oleju OQ i spadek ciśnienia separatora lotniczego. Poniższa analiza zawierała wszystkie dostępne rezultaty obliczeń z planu eksperymentalnego RS1 i RS2 oraz ich punkty weryfikacyjne.

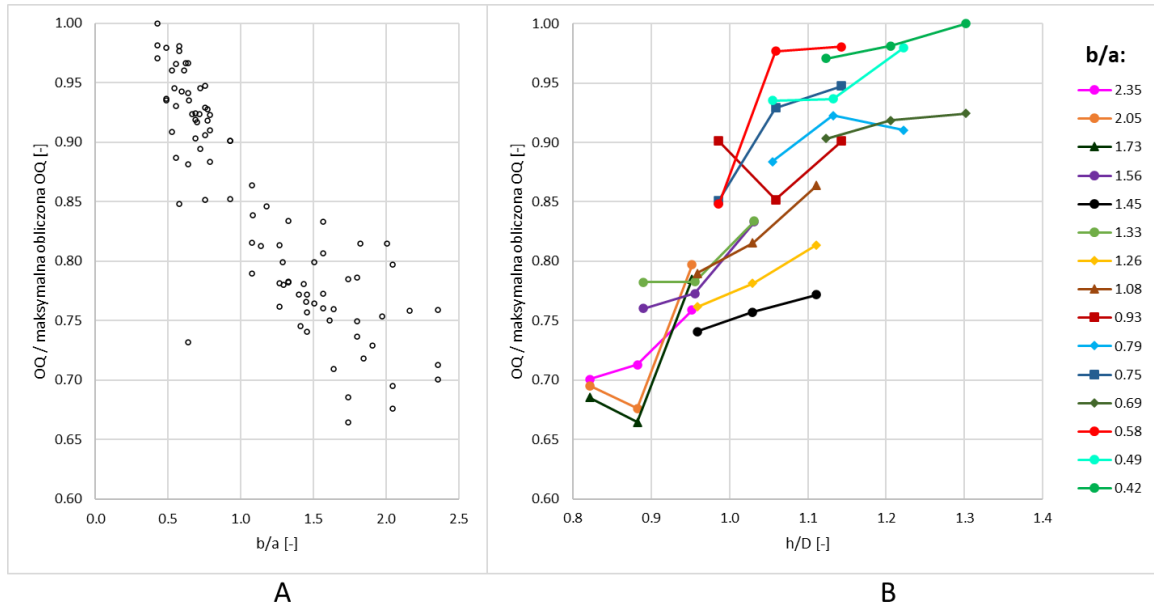
Na Rys. 64A ukazano zmianę sprawności separacji w zależności od stosunku wymiarów wlotu b/a . Uzyskane wartości sprawności względnej wykazały zbliżony trend z wynikami badań osiągniętymi dla geometrii referencyjnej przez Furino [61]. Różnica pomiędzy wynikami dla $b/a = 0.4$ wynosiła około 0.09. Dla pozostałych konfiguracji $b/a = 0.8$ i $b/a = 1.2$, wartości znalazły się w zakresie wyników otrzymanych w tej pracy badań (Rys. 64A).

Na Rys. 64B przedstawiono zmianę sprawności separacji w funkcji stosunku h/D dla wartości stosunków wymiarów wlotu b/a . Stwierdzono, że przy szerokim wlocie ($b/a > 1$) następuje znaczny spadek sprawności względnej poniżej wartości 0.99. Najwyższe wartości sprawności względnej ponad 0.995 uzyskiwano dla stosunku $b/a < 0.58$ w zakresie $0.95 < h/D < 1.3$.



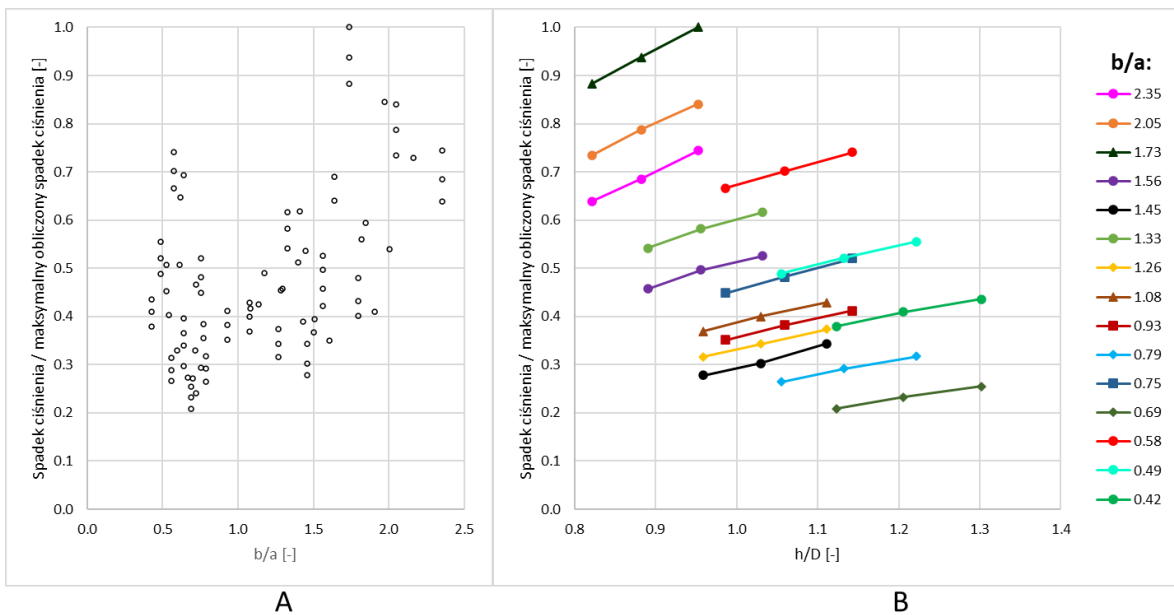
Rys. 64 Wpływ stosunków parametrów geometrycznych na względną sprawność separacji;
A – stosunek wymiarów wlotu b/a ; B – stosunek wysokości separatora do średnicy części walcowej h/D [109]

Na Rys. 65 pokazano wpływ parametrów geometrycznych na względną wartość jakości oleju OQ . Dla badanych zmian geometrii separatora odnotowano spadek względnej jakości oleju OQ około 0.15, gdy $b/a > 1$. Natomiast dla $b/a < 0.5$ zaobserwowano najwyższą wartość względną OQ , wynoszącą ponad 0.95 (Rys. 64A). Analizując wpływ h/D zauważono, że OQ poprawia się wraz ze wzrostem h/D i powyżej wartości 1.2 wynosi ponad 0.9. Dla $h/D > 0.99$ i $b/a < 1$ odnotowano wartości jakości oleju OQ wynoszące ponad 0.85 (Rys. 64B).



Rys. 65 Wpływ stosunków parametrów geometrycznych na względną jakość oleju OO; A – stosunek wymiarów wlotu b/a ; B – stosunek wysokości separatora do średnicy części walcowej h/D [109]

Analizując spadek ciśnienia dla separatora lotniczego (Rys. 66), stwierdzono wzrost spadku ciśnienia przy dwóch wartościach b/a . Względny spadek ciśnienia (dp) osiągał wartość 0.74 dla wlotu $b/a = 0.58$, oraz wartość maksymalną dla $b/a = 1.73$ (Rys. 66A). Najmniejszy dp występował dla $b/a = 0.69$ przy $h/D = 1.2$. Dla stałych wartości stosunku b/a wystąpił wzrost ciśnienia wraz ze wzrostem wartości h/D . Dla zakresu powyżej $b/a > 1.56$ wartość względnego spadku ciśnienia zmieniała się o około 0.1 natomiast poniżej tego zakresu zmiana wynosiła około 0.05 – 0.07 (Rys. 66B).



Rys. 66 Wpływ stosunków parametrów geometrycznych na względny spadek ciśnienia; A – stosunek wymiarów wlotu b/a ; B – stosunek wysokości separatora do średnicy części walcowej h/D [109]

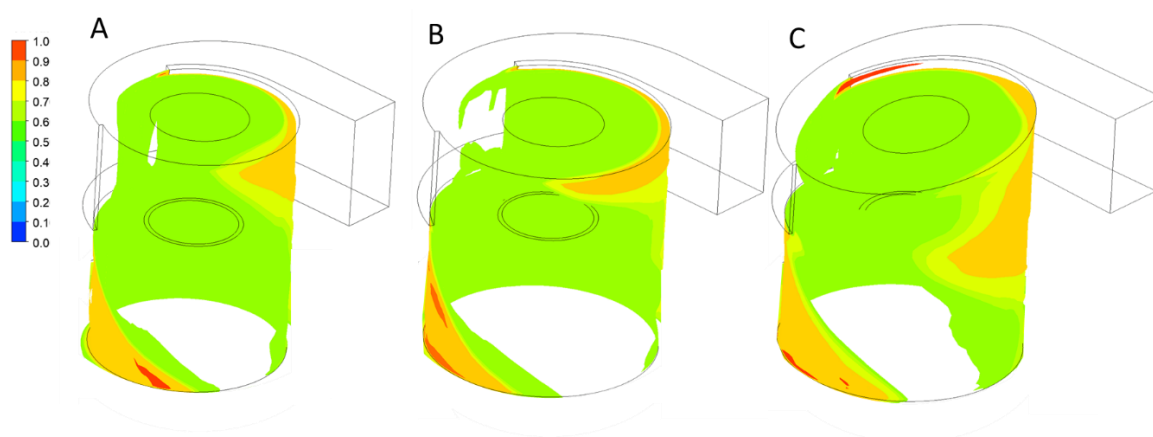
Z przeprowadzonych badań separatora lotniczego, dla zadanych parametrów pracy wynika, że:

- dla stosunku szerokości do wysokości wlotu b/a poniżej 0.6 i stosunku wysokości części walcowej do jej średnicy h/D znajdującej się w przedziale od 0.95 do 1.1 uzyskano względną sprawność separacji η_s powyżej 0.99,
- dla stosunku szerokości do wysokości wlotu b/a poniżej 0.5 i stosunku wysokości części walcowej do jej średnicy h/D powyżej wartości 1.1 uzyskano względną jakość oleju OQ powyżej 0.9,
- obniżenie stosunku wymiarów wlotu b/a i części walcowej h/D powodowało zwiększenie spadku ciśnienia,
- konfiguracje numer 19, 22, 25 z planu RS1 wykazały najniższą względną sprawność separacji poniżej 95.7% przy stosunku szerokości do wysokości wlotu b/a wynoszącym 2.35 oraz najmniejszej średnicy D ,
- konfiguracja numer 2 z planu RS1 wykazała najniższą względną jakość oleju OQ około 66.5% ze wszystkich dostępnych punktów eksperymentu,
- punkty eksperymentu RS2 posiadały wyższą sprawność separacji oraz jakość oleju OQ względem RS1,
- w przypadku braku dostępnej przestrzeni projektowej i konieczności zaprojektowania separatora o szerokim i niskim kanale wlotowym ($b/a > 1$) separator lotniczy będzie posiadał niskie parametry pracy, mogące niekorzystnie wpłynąć na pracę systemu olejowego w silniku lotniczym.

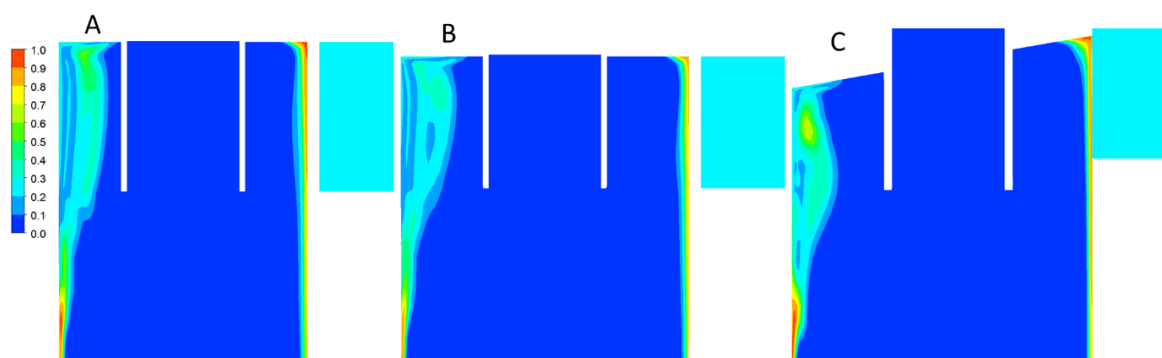
Udziały objętościowe oleju

W tym punkcie, porównano struktury przepływu dla konfiguracji przedstawionych w Tab. 15. Przekrój pokazany na Rys. 68 znajdował się na płaszczyźnie 1-1 (Rys. 58). Natomiast przekrój na Rys. 69 był prostopadły do płaszczyzny 1-1 i znajdował się na wysokości $0.25a$ mierzonej od dolnej krawędzi wlotu do separatora. Z przeprowadzonych symulacji dla różnych konfiguracji separatora wynikało, że miejsca koncentracji faz oleju były podobne dla wszystkich geometrii. Odseparowany olej kumulował się w górnej części separatora a następnie był rozprowadzany po części walcowej separatora. Następnie kierowany był ponownie na przestrzeń wlotową, gdzie odseparowany olej mieszał się z wpływającą mieszaniną (Rys. 67, Rys. 69). Zjawisko to było niekorzystne ze względu na ponowne mieszanie się oleju. Występowało ono też przy innych warunkach brzegowych [28,41]. Na lewej krawędzi przekroju, powyżej rury centralnej znajdował się region, w którym następowało łączenie się dwóch strumieni mieszanin. Dla każdej konfiguracji, stwierdzono występowanie przestrzeni pomiędzy

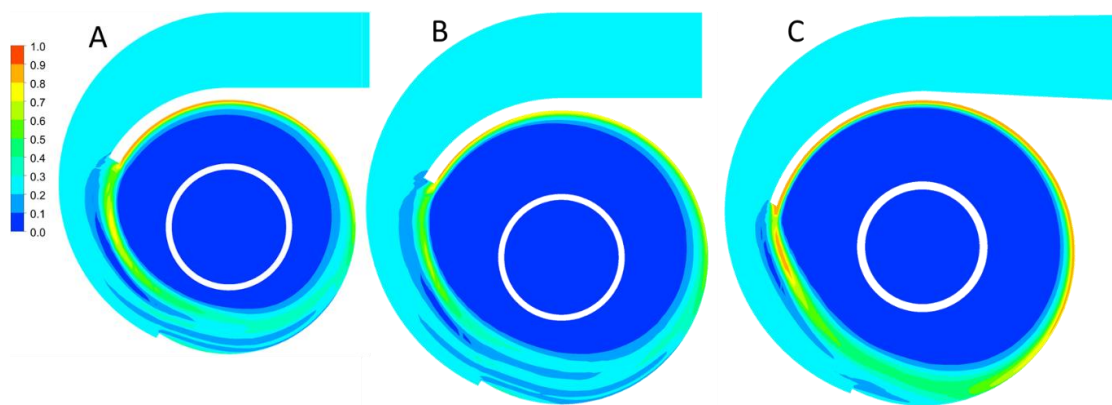
strumieniami, gdzie nie występowała faza oleju (Rys. 69). W separatorach NSL oraz N15RS2, przy wlocie do części walcowej, tworzyły się warstwy o różnych udziałach objętościowych oleju. Natomiast dla Ref. SL zaobserwowano tworzenie filmu z narastającą koncentracją oleju wraz z przybliżaniem się do ściany. Na krawędzi przekroju po prawej stronie występował równomierny rozkład filmu olejowego (Rys. 68). Natomiast w lewym dolnym rogu przekroju widoczna była koncentracja spiralnie spływającego w dół oleju. W separatorach NSL i N15RS2 olej w części walcowej wykonywał jeden obrót. W separatorze NSL, w wyniku zmniejszenia średnicy D , nastąpiła redukcja przestrzeni pomiędzy częścią cylindryczną a rurą centralną (Rys. 68A).



Rys. 67 Powierzchnia o udziale objętościowym oleju w zakresie od 0.65 do 1.0, A - separator NSL, B - separator N15RS2, C - separator Ref.SL [109]



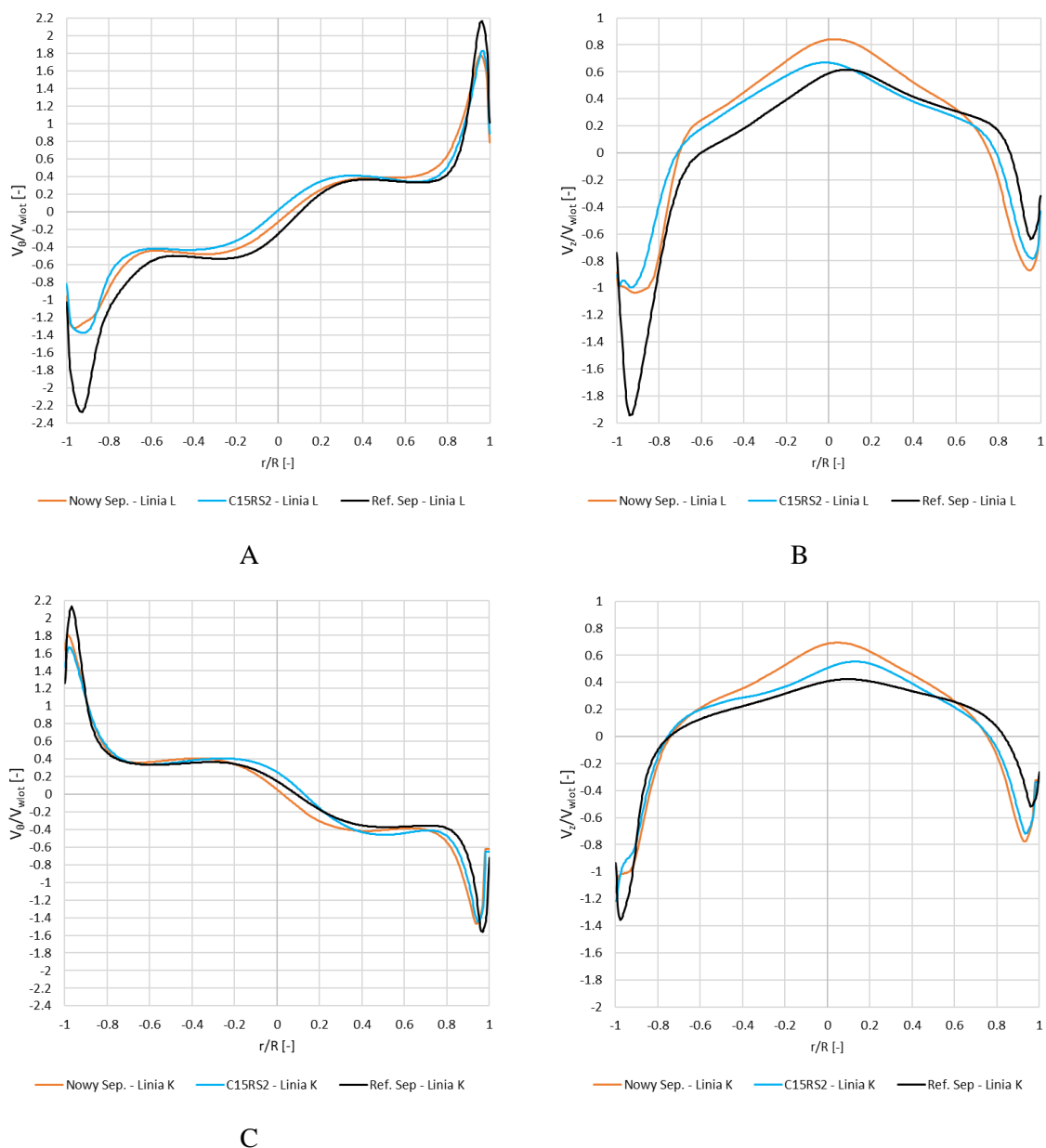
Rys. 68 Uśredniony udział objętościowy oleju – płaszczyzna 1-1, A - separator NSL, B - separator N15RS2, C - separator Ref.SL [109]



Rys. 69 Uśredniony udział objętościowy oleju – płaszczyzna 2-2, A - separator NSL, B - separator N15RS2, C - separator Ref. SL [109]

Pole prędkości

Strukturę przepływu w separatorze scharakteryzowano za pomocą rozkładów składowej osiowej i stycznej na różnych wysokościach separatora. Na Rys. 70 przedstawiono prędkość styczną odniesioną do uśrednionej prędkości na wlocie do separatora NSL w funkcji promienia części walcowej. Na Rys. 70B i D porównano wartości prędkości osiowej odniesioną do uśrednionej prędkości wlotowej w separatorze NSL. Na Rys. 58 zostały zaznaczone linie L i K będące miejscami przecięcia się dwóch płaszczyzn, dla których przeanalizowano prędkości styczne i osiowe. Separator Ref. SL posiadał pochylony kanał wlotowy, który zwężał się w dwóch wymiarach – wysokości a i szerokości b . Powodowało to przyspieszenie mieszaniny i wzrost prędkości stycznej i osiowej na wlocie do przestrzeni separatora w porównaniu do konfiguracji NSL i N15RS2 (Rys. 70 A-B). Analizując rozkład na linii L, prędkość styczna Ref. SL była wyższa o około 0.9 w porównaniu do pozostałych. Wartości prędkości stycznej w centralnej części separatora nie różniły się znacząco od siebie (maksymalna różnica wynosiła około 0.2). Natomiast w warstwie przy ścianie widoczne były różnice w prędkościach (Rys. 70A). Można zauważyć, że zmiana średnicy D nie wpływała znacząco na zmianę profilów prędkości stycznej. Natomiast zmniejszenie D , zwiększało prędkość osiową dla NSL w części centralnej (zakres $\pm 0.6r/R$) (Rys. 70B-D).



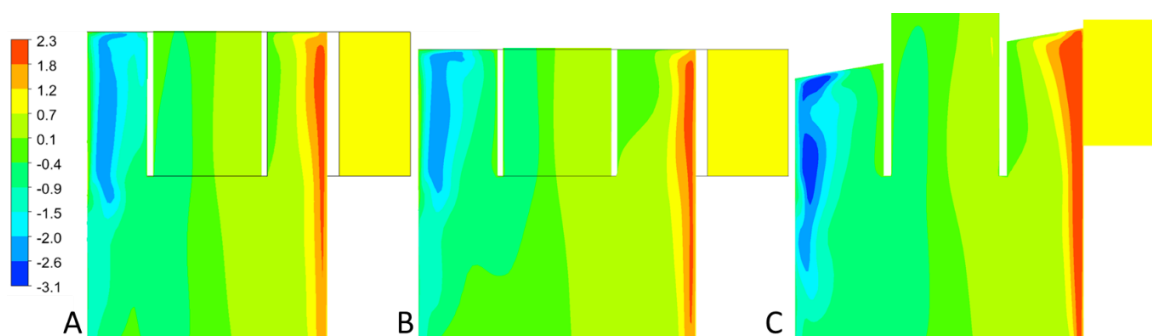
Rys. 70 Prędkości w części walcowej odniesiona do uśrednionej prędkości na wlocie do separatora NSL; A – styczna na linii L; B –osiowa na linii L; C – styczna na linii K; D – osiowa na linii K [109]

W części centralnej separatora ($\pm 0.1r/R$) różnica prędkości stycznych pomiędzy NSL i Ref. SL wynosiła około 0.1. Przy ścianie w rejonie wlotu ($-0.9 r/R$) prędkość Ref. SL była około 0.3 wyższa względem NSL. Prędkości dla przeciwległej ściany N15RS2 i NSL przyjmowały prawie równe wartości (Rys. 70C). Poniżej rury centralnej ($\pm 0.2r/R$) prędkość osiowa była wyższa o około 0.3 a przy ścianie ($\pm 0.9r/R$) po obu stronach prędkość osiowa w separatorze Ref. SL wykazywała wyższe wartości o około 0.3 w stosunku do NSL. Wynikało to z braku oleju w tym rejonie (Rys. 70D). W obu liniach L i K miejsca zerowe prędkości stycznej znajdowało się w osi lub blisko osi rury centralnej. Natomiast lokalizacje zerowej prędkości osiowej były podobne dla dwóch

badanych linii i wynosiły około: $-0.75r/R$ dla lewej strony i około $0.8r/R$ dla prawej strony separatora (Rys. 70C-D).

Zwiększanie prędkości w separatorze miało na celu poprawę sprawności oraz jakości oleju OQ poprzez wzrost siły odśrodkowej działającej na mieszaninę. Jednak w przypadku Ref. SL zauważono, że część strumienia mieszaniny wychodząca z wlotu do przestrzeni separatora kierowała się w dół do wylotu separatora nie wykonując w części walcowej spiralnego ruchu (Rys. 67C). W przypadku NSL i N15RS2 wlot nie był pochylony, co zmniejszało wpływ na składową osiową prędkości poniżej wlotu (Rys. 70B-D). Zaobserwowano, że zbyt wysoka prędkość osiowa może być przyczyną niskiej wartości OQ ze względu na skrócenie drogi, jaką pokonuje mieszanina w separatorze. Nieprawidłowa współpraca separatora ze zbiornikiem może również wpływać na zmniejszenie wartości OQ . Wysoka prędkość odseparowanego strumienia wychodzącego z separatora, może niekorzystnie oddziaływać na powierzchnie swobodną oleju w zbiorniku. Może powodować rozbryzgiwanie oleju i jego ponowne napowietrzanie.

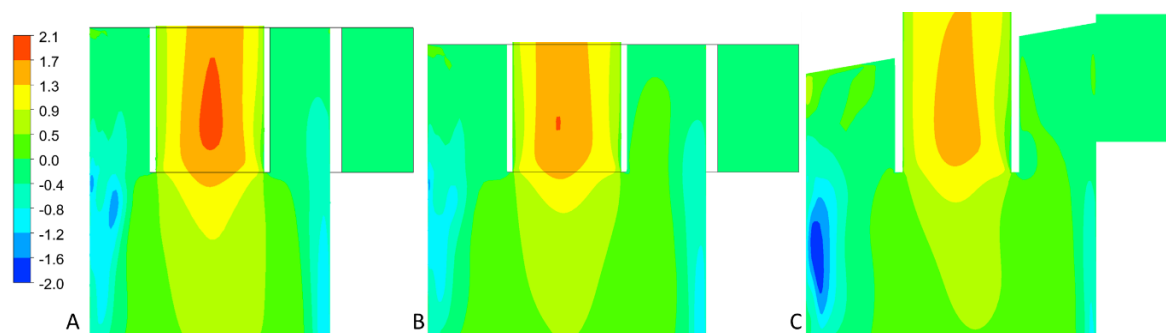
Wartość prędkości stycznej dla Ref. SL była wyższa w stosunku do pozostałych geometrii przy wlocie do części walcowej oraz w górnej części separatora po przeciwnej stronie wlotu. Wyższe prędkości wystąpiły przy ścianie (dla $-0.9r/R$), co wiązało się z mniejszą powierzchnią wlotu do części walcowej. Jej wartość była mniejsza o 27% w stosunku do NSL. Natomiast rozkłady prędkości przy wlocie poziomym były zbliżone do siebie. Dla wszystkich geometrii najwyższa prędkość styczna występowała w pobliżu kanału wlotowego (Rys. 71).



Rys. 71 Uśredniona w czasie prędkość styczna – płaszczyzna I-I [109]

Na Rys. 72 przedstawiono pole rozkładu prędkości osiowej. Dla NSL i N15RS2 pole przepływu poniżej rury centralnej wykazało symetrię prędkości osiowej w stosunku

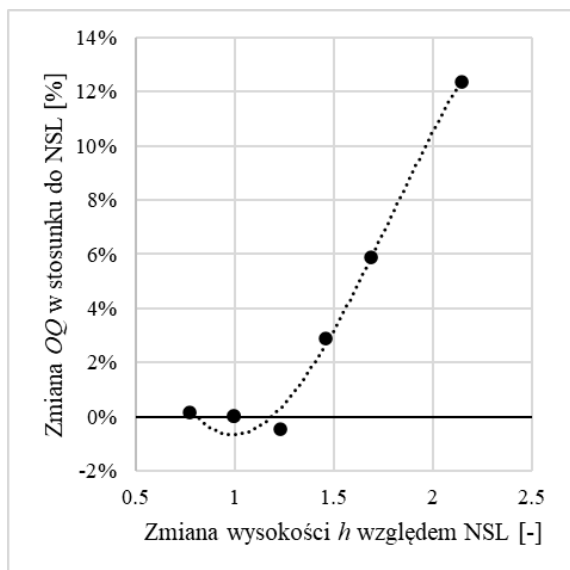
do ref. SL (Rys. 70 B-D, Rys. 72). Jest to kolejna zależność wynikająca z konstrukcji wlotu oraz nachylenia górnej płaszczyzny separatora (Rys. 72AB vs. C).



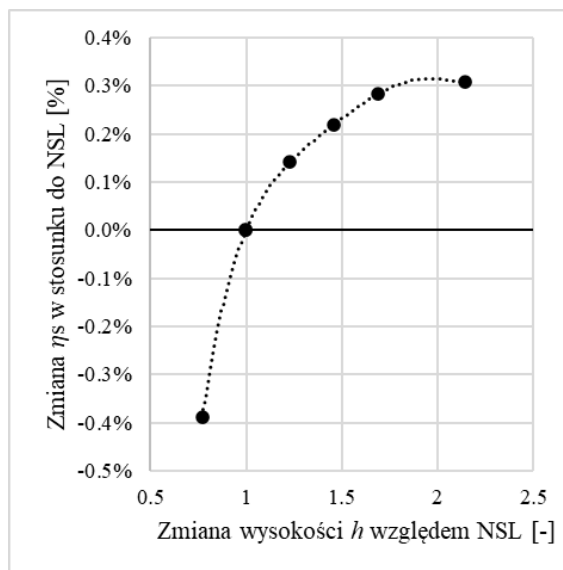
Rys. 72 Uśredniona w czasie prędkość osiowa – płaszczyzna 1-1 [109]

9.3 Wpływ wysokości i średnicy rury centralnej na parametry separatora

Badania przedstawione w literaturze [66,69,71–73] wykazały, że na zmianę parametrów pracy separatora cyklonowego miała wpływ średnica rury centralnej D_x i wysokość części walcowej h . W zbiorniku olejowym wysokość separatora była ograniczona dostępną przestrzenią projektową. To ograniczenie zostało narzucone i wynikało z wymagań klienta (zamawiającego). Na dobór stałej średnicy D_x miały wpływ wymiary zaworu barostatycznego zastosowanego w projekcie, z którego pochodził badany separator Ref.SL. Zaproponowana w poprzednim rozdziale konfiguracja separatora NSL wykazała wyższe parametry jakości oleju OQ oraz mniejsze wymiary względem separatora Ref.SL. Dzięki czemu mogła być wdrożona do prowadzonego w przedsiębiorstwie projektu. Jednak w celu wyznaczenia wytycznych dla nowych projektów, dla warunków pracy nr 1 wykonano dodatkową analizę wpływu zmian parametrów D_x i h na osiągi separatora.



Rys. 73 Wpływ wysokości części walcowej h na jakość oleju OQ

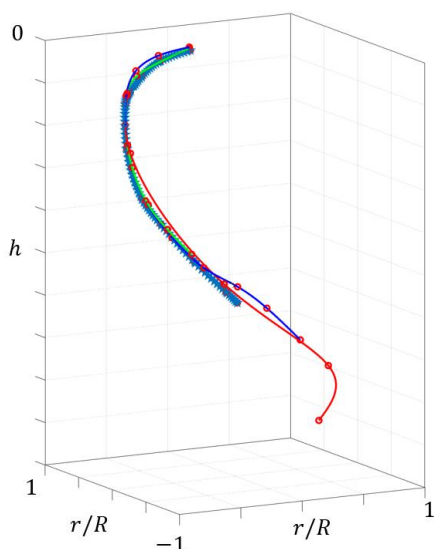


Rys. 74 Wpływ wysokości części walcowej h na sprawność separacji η_s

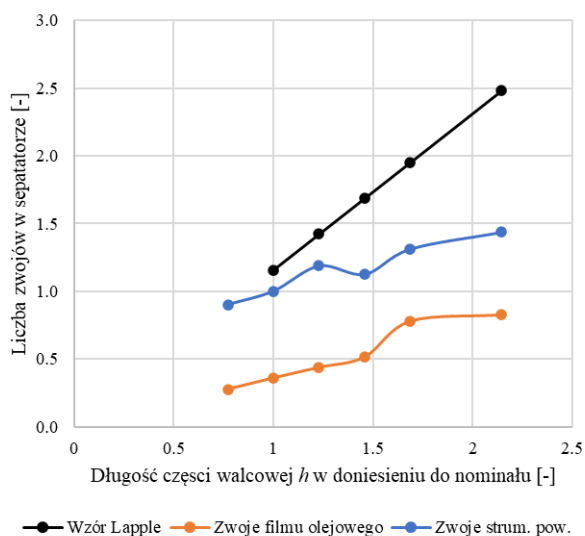
Analiza wrażliwości parametru h wykazała brak poprawy jakości oleju OQ dla przedziału $0.75h - 1.25h$ (poniżej $\pm 1\%$). Powyżej $1.25h$ nastąpił wzrost OQ osiągając tym samym około 12% dla $2.15h$ (Rys. 73). Dla zmieniającej się długości sprawdzono zachowanie się filmu olejowego (Rys. 75). Stwierdzono, że formowana spirala zachowuje swój profil i wraz z wydłużeniem części walcowej. Według założeń [32,60] wraz ze wzrostem długości separatora powinna wrastać liczba zwojów w cyklonie:

$$N = \frac{1}{a} \left(h + \frac{h_c}{2} \right) \quad (50)$$

W przypadku badanej geometrii człon $\frac{h_c}{2}$ został pominięty, ponieważ separator nie posiadał części stożkowej. Obliczona liczba zwojów została porównana ze zwojami wykonywanymi przez mieszanie dla udziału objętościowego oleju równego 0.9 oraz strumienia powietrza (Rys. 76). Liczba zwojów rosła do około $1.5h$, a dla wysokości wynoszącej $1.7h$ nastąpił wzrost zwojów o 0.25 i dalsze wydłużanie separatora nie powodowało zmian. Zachowanie strumienia powietrza było zbliżone do wzoru Lapple'go w zakresie od $0.7h$ do około $1.2h$ wykazując podobny trend, ale poniżej linii obliczonej za pomocą równania (50). Wzrost długości części walcowej do $2.15h$ powodował wzrost ilości zwojów do około 1.4 w stosunku do geometrii NSL. Strumień powietrza wykonywał o 0.6 więcej zwoju w porównaniu do filmu olejowego.



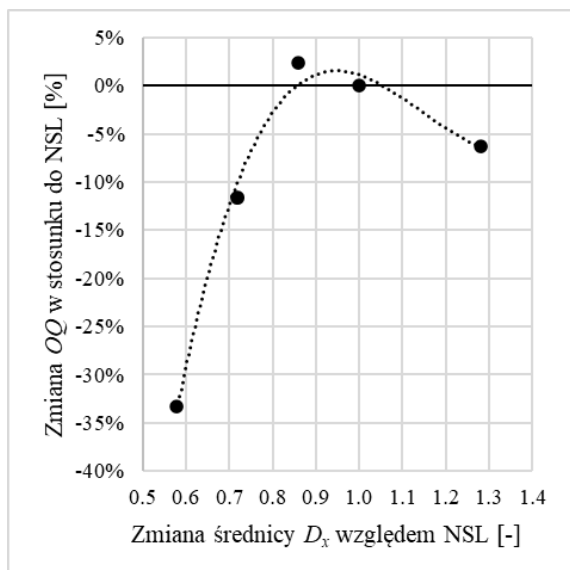
Rys. 75 Zwoje filmu dla udziału objętościowego oleju równej 0.9



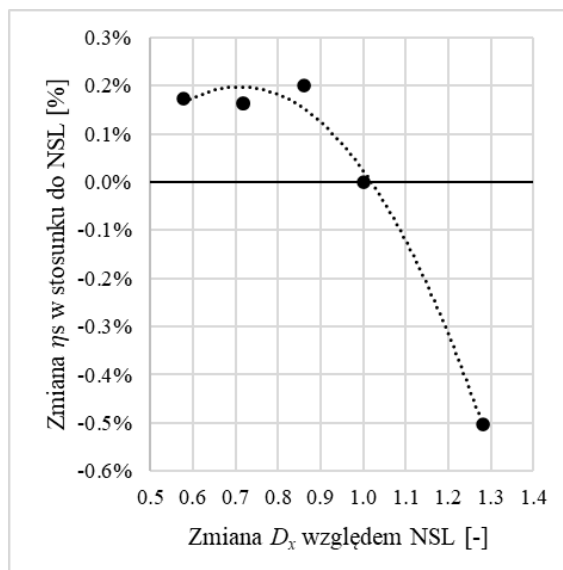
Rys. 76 Ilość zwojów w separatorze w zależności od długości części walcowej h

Kolejno wraz ze wzrostem wysokości h rosła sprawność separacji η_s , maksymalnie o około 0.3% przy $1.9h$. Stwierdzono też spadek sprawności o około 0.4%, gdy wysokość malała względem referencyjnej (Rys. 74). Przedstawione badanie wykazało, że istnieje możliwość wprowadzenia bardziej kompaktowego separatora, ale kosztem sprawności separacji. Występowała wtedy zwiększona ilość oleju w magistrali odpowietrzającej. Wysokość separatora nie miała wpływu na spadek ciśnienia, maksymalna poprawa wykazała 0.3% względem nominalu.

Zmiana średnicy rury centralnej D_x wykazała większy wpływ na jakość oleju OQ niż wysokość części walcowej h . Zmniejszenie średnicy do wartości około $0.6D_x$ pogorszyło jakość oleju około 34% w stosunku do NSL. Stwierdzono też małą poprawę jakości oleju OQ o około 2% przy zmniejszeniu średnicy $0.85D_x$ (Rys. 77). Powyższa obserwacja jest ważna ze względu na występującą optymalną wartość D_x . Sprawność separacji wykazała tendencje spadkową wraz ze wzrostem średnicy rury centralnej. Redukcja średnicy około $0.6D_x$ poprawiała separacje 0.17-0.2% w stosunku do geometrii NSL (Rys. 78). Dla przedstawionej geometrii przy zmniejszeniu średnicy o około $0.86D_x$ następowała poprawa pracy separatora dla jakości oleju OQ oraz sprawności separacji η_s .

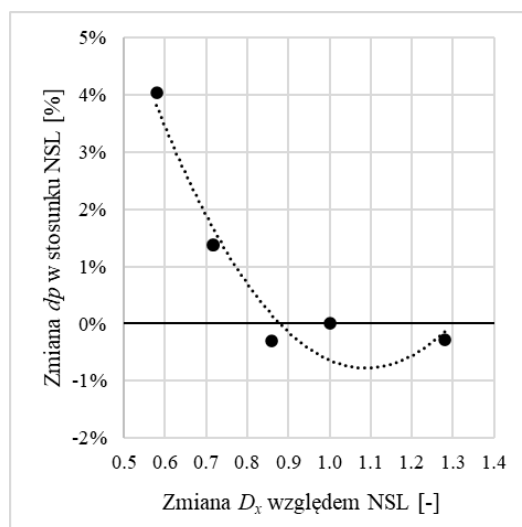


Rys. 77 Wpływ zmiany średnicy rury centralnej D_x na jakość oleju OQ



Rys. 78 Wpływ zmiany średnicy rury centralnej D_x na sprawność separacji η_s

Spadek ciśnienia określany jest poprzez różnicę ciśnień pomiędzy wlotem a wylotem powietrza. Analiza wykazała wzrost spadku ciśnienia, gdy D_x było poniżej 0.8 w stosunku do zoptymalizowanej geometrii.



Rys. 79 Wpływ zmiany średnicy rury centralnej D_x na spadek ciśnienia

9.4 Wpływ warunków operacyjnych na parametry pracy separatora

W Tab. 16 znajduje się osiem dodatkowych punktów pracy separatora dla których wykonano obliczenia. Dla zoptymalizowanej geometrii separatora (NSL) wykonano analizę zmiany strumienia masowego powietrza (pkt. 5-9) i oleju (pkt. 9-12). Temperatura pracy wybranych punktów była niższa względem punktu pracy 1. Ponieważ pkt. pracy 1 miał maksymalną temperaturą operacyjną jaką przewiduje się na silniku

zdecydowano o obniżeniu wartości, aby były zbliżone do parametrów standardowego lotu.

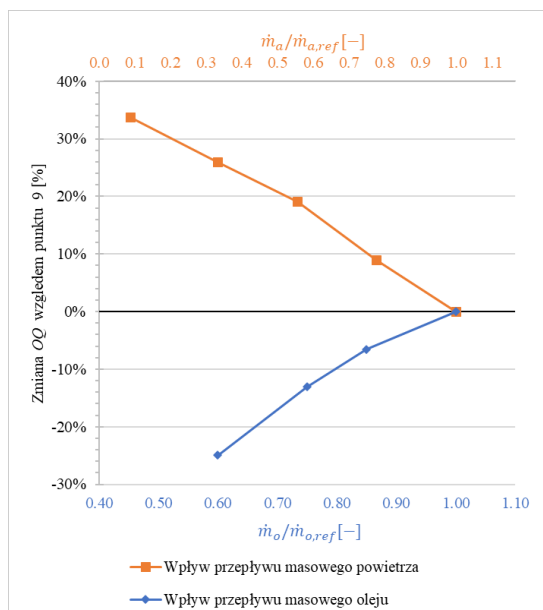
Tab. 16 Parametry punktów użytych do badania wpływu warunków operacyjnych

Punkt pracy	Zmiana przepływu masowego powietrza					Ref.	Zmiana przepływu masowego oleju			
	1	5	6	7	8		9	10	11	12
Przepływ masowy powietrza [-]*	1	0.1	0.3	0.6	0.8	1.0	1.0	1.0	1.0	
Przepływ masowy oleju [-]*	1	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	0.6	0.8	0.9	
Temperatura*	1	0.86								
Udział objętościowy powietrza [-]	0.8	0.32	0.75	0.29	0.59	0.70	0.84	0.82	0.80	

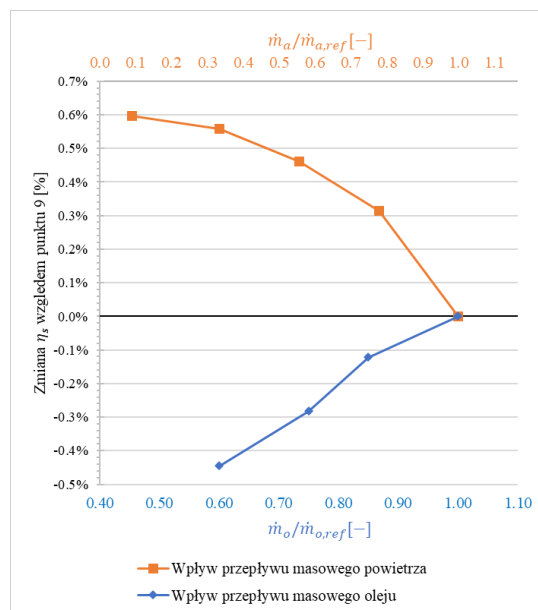
Na Rys. 80 przedstawiono zmianę jakości oleju OQ względem parametrów punktu 9 z Tab. 16. Stwierdzono, że dziesięciokrotne zmniejszenie przepływu masowego powietrza (pkt. 9 względem pkt 5) skutkuje podwyższeniem jakości oleju OQ około 34%. Z kolei obniżenie strumienia masowego oleju o 40% (pkt. 10 względem pkt. 9) obniżało jakość oleju OQ około 25%. Strumień powietrza był parametrem mającym większy wpływ na jakość oleju OQ niż strumień oleju. Zmiana wartości strumienia powietrza do separatora wynikała z jego ilości dostarczanej do systemów silnika (na przykład komór łożyskowych) na które głównie wpływają obroty turbiny i wysokość przelotu. Z kolei zmiana przepływu oleju była uzależniona od obrotów wału napędzającego turbinę wysokiego ciśnienia. Z punktu widzenia projektowego wybór punktu pracy względem, którego zostanie wykonany projekt jest bardzo ważny. W zależności od wybranego punktu pracy podczas lotu zmiany parametrów pracy mogą pogorszyć pracę separatora przez to jakość oleju OQ mającą bezpośrednio wpływ na system olejowy. Należy zwrócić szczególnie uwagę, aby nie następowało pogorszenie parametru jakości oleju OQ w punktach pracy na dużych wysokościach przelotu.

Na Rys. 81 przedstawiono zmianę sprawność separacji η_s względem parametrów punktu 9 z Tab. 16. Zaobserwowano, że dziesięciokrotne zmniejszenie przepływu masowego powietrza skutkuje poprawą sprawności separacji około 0.6% względem pkt pracy 9. Zmniejszenie przepływu masowego oleju skutkowało pogorszeniem sprawności separacji około -0.45%. O ile zmiana sprawności separacji w zakresie około 0.5% może wydawać się nie mieć wpływu na działanie systemu należy pamiętać, że jej wartość wpływa bezpośrednio na ilość strumienia oleju przepływającego w magistrali

odpowietrzającej. Ilość dozwolonego przepływu oleju będzie zależeć od średnicy, długości oraz tego jak dana magistrala odpowietrzająca była poprowadzona w silniku.

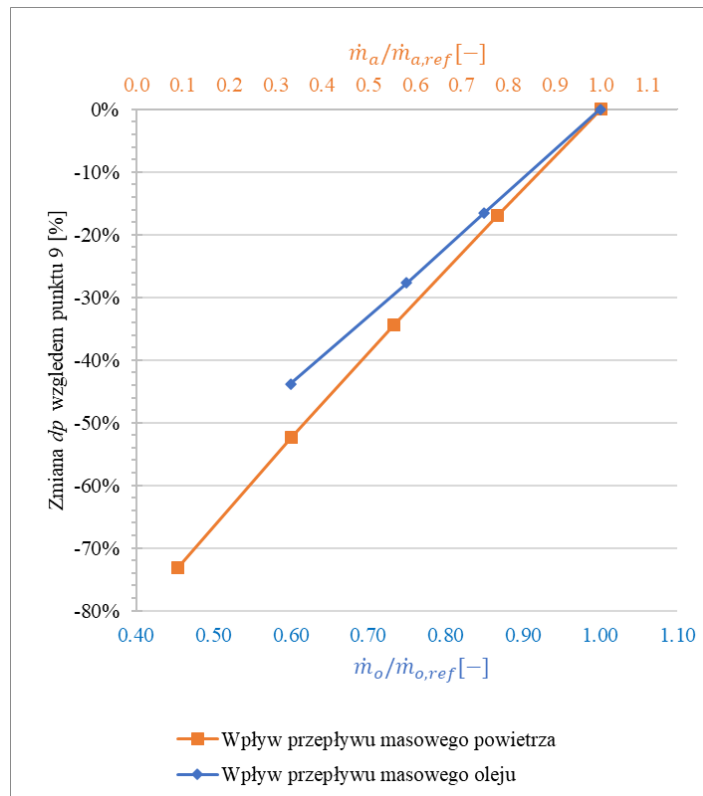


Rys. 80 Wpływ strumieni masowych powietrza i oleju na jakość oleju OQ



Rys. 81 Wpływ strumieni masowych powietrza i oleju na sprawność separacji η_s

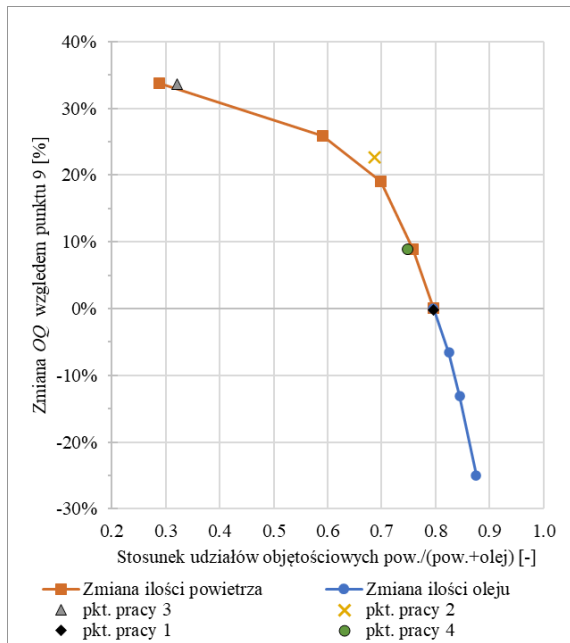
Analizując spadek ciśnienia separatora lotniczego (Rys. 82) stwierdzono, że zmniejszanie przepływu masowego powietrza i oleju powoduje mniejszy spadek ciśnienia. Obniżając dziesięciokrotnie strumień masowy powietrza otrzymano około 73% niższy spadek ciśnienia w stosunku punktu pracy 9. Dla zmniejszenia przepływu masowego oleju o tą samą wartość stwierdzono odpowiednio zmniejszenie spadku ciśnienia około 43%. Geometria NSL w poprzednim rozdziale wykazała obniżony spadek ciśnienia w stosunku do geometrii Ref.SL. Duży spadek ciśnienia separatora lotniczego będzie się przyczyniał do podniesienia ciśnienia w komorze łożyskowej silnika i nieprawidłowego funkcjonowania uszczelnień. Spowoduje też wzrost ciśnienia na wylocie z pompy ssącej, który wpłynie niekorzystnie na jej działanie.



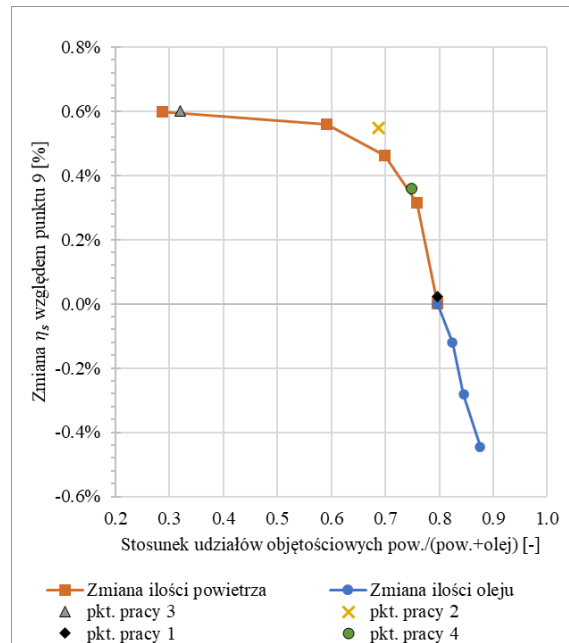
Rys. 82 Wpływ strumieni masowych powietrza i oleju na spadek ciśnienia

Przy projektowaniu separatora lotniczego ważną zależnością jest stosunek strumienia objętości powietrza do całkowitego strumienia mieszaniny. Podczas wstępnej pracy nad projektem separatora należy wykonać przegląd dostępnych rozwiązań w firmie w celu weryfikacji czy stosunek strumieni mieszaniny znajduje się w zakresie dostępnych rozwiązań. Na Rys. 83 przedstawiono jego wpływ na zmianę jakości oleju OQ . Można zauważyć, że obniżenie stosunku zawartości powietrza w mieszaninie skutkuje poprawą jakości oleju OQ . W zbadanym zakresie zmiany wynosiły około $-25\% \div +35\%$ w stosunku do parametrów pracy z punktu 9 (Tab. 16). Mieszaninę z mniejszą zawartością powietrza było łatwiej odseparować. Podobnie w przypadku sprawności separacji (Rys. 84), mieszanina z mniejszą zawartością powietrza wykazuje wyższą wartość. Zmiana w badanym zakresie wynosiła około $-0.5\% \div +0.6\%$. Dodatkowo wykonano obliczenia dla czterech punktów pracy silnika występujących w trakcie misji samolotu (Tab. 6). Zbadany zakres pokrywał się z punktami pracy silnika lub był bardzo zbliżony do niego (pkt. pracy 2). Analizując różne warunki pracy separatora można zaobserwować dużą zmianę parametrów jakości oleju OQ , sprawności separacji η_s oraz spadku ciśnienia. W badanym przypadku punkt pracy 1, na którym wykonano optymalizację wykazał najniższą sprawność separacji oraz jakości oleju OQ .

W przypadku pozostałych punktów pracy nie nastąpiło pogorszenie żadnego z parametrów pracy. Z punktu widzenia konstrukcyjnego punkt pracy został prawidłowo wybrany a obliczenia pozostałych punktów potwierdziły prawidłową pracę separatora lotniczego w pozostałych warunkach pracy silnika.



Rys. 83 Zmiana jakości oleju OQ w zależności od stosunku strumienia objętościowego powietrza do strumienia objętościowego mieszaniny



Rys. 84 Zmiana sprawności separacji η_s w zależności od stosunku strumienia objętościowego powietrza do strumienia objętościowego mieszaniny

10 Podsumowanie i wnioski

W niniejszej pracy opisano zagadnienie związane z modelowaniem przepływu dwufazowego w separatorze lotniczym wraz z doбором jego parametrów geometrycznych dla zadanych warunków pracy. W oparciu o dostępne badania literaturowe oraz obliczenia wykonane dla map rur poziomych, opracowano założenia dla wstępnych modeli numerycznych. Następnie w oparciu o wnioski z badań wstępnych powstał model numeryczny, który pozwolił na modelowanie przepływu w separatorze oraz zbiorniku oleju znajdującym się poniżej. Jego wymiary odpowiadały rzeczywistym wymiarom stanowiska pomiarowego. Zbudowany model obliczeniowy został zweryfikowany dla dwóch warunków pracy ze stanowiska testowego. Wykonano dwa modele numeryczne wykorzystujące model płynu VOF. Turbulencję zamodelowano z użyciem dwu-równaniowego modelu RNG $k - \varepsilon$. Chocóż zastosowany model płynu dwufazowego nie pozwolił na zbadanie wpływu wielkości kropeł oleju, nie kontynuowano badań w tym kierunku. Dostępna literatura przedmiotu oraz przeprowadzone obliczenia map przepływu dla rur poziomych wskazały na strukturę przepływu na wlocie do separatora, w której pęcherzyki powietrza były zawieszone w fazie oleju. W pierwszym modelu przeprowadzono obliczenia stacjonarne w wyniku których otrzymano jakość oleju OQ , sprawność separacji η_s i spadek ciśnienia dla jednego poziomu oleju w zbiorniku. Wyniki porównano z danymi eksperymentalnymi uzyskując zgodność na zadowalającym poziomie. W drugim modelu numerycznym wykonano analizę niestacjonarną dla innego punktu pracy oraz przeprowadzono badanie wpływu poziomu oleju w zbiorniku na parametry pracy separatora.

W kolejnym kroku wykonano model numeryczny, na którym przeprowadzono optymalizację wykorzystując metodę powierzchni odpowiedzi. Geometria domeny obliczeniowej została zmieniona, aby stabilizować poziom oleju w dolnej części na nie zmiennym poziomie. Dla przeprowadzonej optymalizacji geometrii separatora przyjęto plan eksperymentalny mający trzy czynniki: wysokość i szerokość wlotu a, b i średnicę części walcowej D po trzy wartości dla każdego z nich. Jako funkcje celu wybrano maksymalizację jakości oleju OQ i sprawności separacji η_s oraz minimalizację spadku ciśnienia. Dla celów porównawczych przy tej samej konfiguracji domeny wykonano analizę geometrii referencyjnej. Uzyskana w wyniku optymalizacji geometria NSL wskazała poprawę względnej jakości oleju OQ o około 26% w stosunku do geometrii Ref.SL. Sprawność separatora nie uległa znacząco poprawie i mieściła się w zakresie dokładności badań eksperymentalnych. Obniżył się natomiast spadek ciśnienia o około 55% w stosunku do geometrii Ref.SL. Przeprowadzona analiza Pareto dla powierzchni odpowiedzi RS2 wykazała jako parametry istotnie statycznie: wysokość wlotu a na jakość oleju oraz a i b dla spadku ciśnienia. Dla zoptymalizowanej geometrii została wykonana analiza wrażliwości na wysokości części walcowej h oraz średnicy rury centralnej D_x . W zakresie $0.7 - 1.2h$ stwierdzono niską zmianę w jakości oleju OQ około 1%. Dopiero powyżej wysokości około $1.5h$ następowała poprawa jakości oleju o około 12% w stosunku do jakości oleju OQ geometrii NSL. Dwukrotne zwiększenie wysokości h poprawiało też sprawność separacji o około 0.3%. Analizując trend wraz ze wzrostem wysokości stopień poprawy stawał się coraz mniejszy. W przypadku spadku ciśnienia zmiana wysokości powodowała zmiany ciśnienia około 0.5% w stosunku do NSL. W przypadku zmiany średnicy rury centralnej trend wykazywał maksimum dla jakości oleju i sprawności dla wartości około $0.85D_x$. Zwiększanie średnicy przyczyniało się do obniżenia sprawności separacji i jakości oleju, natomiast zbyt duże ograniczenie średnicy powodowało wzrost spadku ciśnienia. Zakres wybranych parametrów optymalizacji geometrii został tak dobrany, aby umożliwić zastosowanie otrzymanej geometrii do istniejących projektów. W przypadku braku limitów długości separatora i średnicy rury centralnej nałożonych przez klienta istnieje możliwość wprowadzania kolejnych zmian w geometrii NSL poprawiających jej parametry pracy. W kolejnym kroku wykonano analizę wrażliwości zoptymalizowanej geometrii NSL na zmienione warunki pracy. Prześledzono wpływ przepływu masowego powietrza i oleju na parametry pracy.

Wnioski o charakterze naukowym

W pracy postawiono problem badawczy, którym było opracowanie modelu numerycznego i przeprowadzenie badań wpływu parametrów geometrycznych na parametry separatora lotniczego. Założono, że model powinien pozwalać na przebadanie wszystkich parametrów pracy badanych na stanowisku eksperymentalnym. Jak przedstawiono w pracy opracowana metodyka badawcza pozwalała na zrealizowanie tego celu. Opracowano model oraz wskazano wpływ parametrów geometrycznych na parametry pracy separatora lotniczego. Dodatkowo stwierdzono, że:

- przeprowadzone własne badanie literatury wykazały wiele dokumentów opisujących separatory stosowane w lotnictwie. Analizując dostępne pozycje literaturowe wykazano podobne zjawiska występujące w separatorach stosowanych w przemyśle petrochemicznym,
- obliczenia przeprowadzone przy pomocy dostępnych w literaturze modeli analitycznych cyklonów wykazały rozbieżności w przewidywaniu spadku ciśnienia dla separatora lotniczego,
- wybrany model płynu VOF pozwalał na symulacje powierzchni swobodnej oleju w zbiorniku a użyty model turbulencji RNG $k - \varepsilon$ wykazał tworzenie się struktury wirowej charakterystycznej dla separatorów cyklonowych,
- biorąc pod uwagę zarówno dokładność modelowania numerycznego, jak i dokładność badań eksperymentalnych można stwierdzić, że uzyskane różnice w wynikach pomiędzy modelem a eksperymentem są zgodne w zadowalającym stopniu,
- analiza potwierdziła omawiany zgodny z literaturą oraz badaniami w firmie wpływ poziomu oleju na pracę separatora lotniczego. Wraz ze wzrostem poziomu oleju w zbiorniku występowała poprawa jakości oleju, gdyż separacja powietrza miała miejsce także w zbiorniku olejowym. Odwrotna tendencja występowała dla sprawności separacji. Podnoszący się poziom oleju powodował zbliżanie się powierzchni swobodnej oleju do rury centralnej powodując łatwiejsze porywanie oleju do wylotu powietrza.
- przeprowadzone analizy numeryczne pozwoliły na określenie związków pomiędzy parametrami geometrycznymi: a, b, D lotniczego separatora cyklonowego, a parametrami jego pracy – jakością oleju OQ , sprawnością separacji η_s oraz spadkiem ciśnienia,

- dodatkowa analiza przeprowadzona dla geometrii NSL wykazała możliwość poprawy parametrów pracy przy zmianie wartości h i D_x ,
- zestawiając wpływ parametrów geometrycznych dla analizowanych konfiguracji geometrycznych uzyskano najwyższe wartości jakości oleju dla stosunku wlotu b/a w zakresie 0.4-0.75 oraz h/D w zakresie 1.05-1.3. Najwyższe wartości sprawności separacji uzyskano dla podobnego zakresu wlotu b/a oraz h/D o około 1.0. Następnym zaobserwowanym zjawiskiem było obniżenie spadku ciśnienia dla stosunków wymiaru wlotu b/a i h/D .
- analiza Pareto przeprowadzona dla dwóch planów eksperymentach wykazała, że istotność statystyczna parametrów geometrycznych zależała od stosunku wlotu b/a ,
- pomimo nieuwzględnienia masy separatora w zadaniu optymalizacyjnym otrzymano mniejszą średnicę D około 20% i większą wysokość h o 6% od geometrii Ref.SL, co po konsultacjach z działem projektowym przełoży się na obniżenie masy komponentu.

Wnioski o charakterze utylitarnym

W oparciu o badanie opisane w rozdziale 9 (Analiza wyników optymalizacji) opracowano metodologię postępowania w przypadku projektowania nowego separatora lotniczego. Jako część wdrożenia w firmie Avio Polska zostanie przygotowana wewnętrzna procedura, która posłuży we wstępnej fazie projektowania separatora lotniczego.

Przed rozpoczęciem projektu, należy zweryfikować występujący w specyfikacji klienta stosunek objętościowy mieszaniny na wlocie do separatora oraz prędkość wlotową. W oparciu o wykonane badania, wytyczne odnoszą się do stosunku strumienia objętościowego powietrza względem strumienia objętościowego mieszaniny w zakresie od 0.3 do 0.8. Dla wyższych wartości stosunków oraz prędkości należałoby wykonać ponowne badanie. Ważne jest sprawdzenie wszystkich parametrów pracy separatora (przepływu powietrza i oleju, temperatury i ciśnienia) a następnie wybranie punktu pracy o najwyższym stosunku strumienia objętościowego powietrza względem strumienia objętościowego mieszaniny. Pozwoli to na określenie parametrów pracy w najtrudniejszych warunkach pracy separatora a następnie sprawdzenie czy ich wartości są akceptowalne dla systemu olejowego silnika lotniczego. Dzięki temu uniknie się

sytuacji, w której nastąpi pogorszenie pracy separatora w innych punktach pracy. Projektując geometrię separatora należy postępować uwzględniając wytyczne narzucone przez klienta, biorąc pod uwagę ograniczenia geometryczne wewnątrz zbiornika oleju lub znajdujące się wokół niego. Najważniejszym ograniczeniem jest wysokość separatora h , i jest ona zależna od położenia poziomu oleju w zbiorniku względem wylotu. Następnie projektant powinien stosować się do wymienionych zaleceń:

- wlot do separatora powinien charakteryzować się stosunkiem b/a w zakresie od 0.4-0.75. Preferowany jest wlot prostokątny, o większej wysokości niż szerokości,
- w przypadku ograniczeń narzuconych przez klienta i wykonywania wlotu ze stosunkiem powyżej $b/a > 1$ będzie występować pogorszenie jakości oleju i sprawności separacji. Należy wtedy wykonać analizę czy niskie parametry pracy będą akceptowalne dla systemu olejowego,
- zachowanie stosunku h/D około 1.0 będzie sprzyjać utrzymaniu wysokich parametrów pracy zarówno jakości oleju jak i sprawności separacji. Obniżenie średnicy części walcowej D będzie poprawiać jakość oleju. Przeprowadzone badania nie wykazały jak bardzo można obniżyć wartość D . Dlatego dla zbadanych warunków pracy nie zaleca się zmniejszania średnicy poniżej zbadanej wartości minimalnej,
- w zależności od ograniczeń projektowych wydłużenie części walcowej będzie sprzyjać poprawie jakości oleju,
- minimalna długość części walcowej h powinna być większa od wysokości wlotu separatora a ,
- podwyższenie stosunku b/a i obniżenie h/D będzie powodować zwiększenie spadku ciśnienia w separatorze,
- nieprawidłowy dobór parametrów geometrycznych może pogorszyć parametry pracy separatora lotniczego poniżej parametrów geometrii zbadanej na stanowisku pomiarowym,
- zaprojektowanie odpowiedniego kształtu wlotu jest ważnym czynnikiem mogącym wpływać na zwiększenie spadku ciśnienia oraz nieodpowiednie kierowanie strugi mieszaniny w przestrzeń separatora. W przypadku wlotu stycznego obniżenie szerokości i wysokości wlotu może przyczynić się do zwiększenia strat na wlocie.

W ramach dalszych badań należałoby zweryfikować uzyskane rozwiązania na stanowisku badawczym. Wartościowe byłoby potwierdzenie otrzymanych wyników dla badanych parametrów jak i innych stosunków strumieni objętościowych mieszaniny. W dalszej perspektywie prowadzonych badań eksperymentalnych należałoby zawrzeć kilkanaście zmian na stanowisku pomiarowym. Pierwszą zmianą byłoby określenie struktury mieszaniny dopływającej do separatora, poprzez zamontowanie odpowiedniego wizjera lub transparentnego przewodu na dopływie do separatora. Kolejną modyfikacją jest możliwość badania ciśnienia statycznego oraz dynamicznego w części walcowej separatora np. za pomocą rurki Pitota. Dokładniejsze zbadanie pola prędkości w separatorze będzie pomocne w weryfikacji wyników modelu numerycznego jak i porównaniu różnych modeli numerycznych. Instalacja sondy pomiarowej może okazać się trudna ze względu na zaburzenia jakie może generować przyrząd w przestrzeni separacyjnej. Dlatego należy też wykonać badania dla samego przepływu powietrza. Otrzymane wartości spadku ciśnienia będzie można porównać z modelami analitycznymi lub opracować model, który prawidłowo go przewiduje. Jednym z najważniejszych i najtrudniejszych do określenia parametrów pracy na stanowisku testowym była jakość oleju. Instalacja nowego przyrządu pomiarowego mogłaby przyczynić do poprawy dokładności pomiaru oraz ciągłego monitorowania zmian wartości podczas testów. Należałoby wtedy wykonać pomiar porównawczy pomiędzy mierzonymi wartościami nowego przyrządu a już dostępnymi metodami pomiarowymi w firmie.

Bibliografia

1. Engine Lubrication System technologies, <https://cordis.europa.eu/project/id/233651/es>.
2. CFM RISE program, https://www.cfmaeroengines.com/wp-content/uploads/2021/07/CFM_RISE_Whitepaper_Media.pdf.
3. Innowacyjna struktura uszczelnienia wirnika - Projekt COOPERNIK - INNOLOT, http://imiue.polsl.pl/innovacyjna-struktura-uszczelnienia-wirnika-projekt-coopernik-innolot-c-159_169_300_415.html.
4. Chachurski R: Olejenie. W: Lotnicze zespoły napędowe. Cz. 3. Warszawa: Instytut Lotnictwa; 2016, s. 117–67.
5. Tourret R, White N. Aeration and Foaming in Lubricating Oil Systems. *Aircr Eng Aerosp Technol*, 1952; 24(5): 122–37.
6. Pigott RJS. Oil aeration. *SAE Int*, 1944.
7. Yanovskiy L, Ezhov V, Molokanov A. The foaming properties of lubricating oils for aircraft gas turbine engines. 30th Congr Int Counc Aeronaut Sci ICAS 2016, 2016: 1–7.
8. Weeks WL. Factor in aeration and deaeration of aircraft engine oil. *SAE J*, 1946; 54(4): 174–90.
9. Ippoliti L, Hendrick P. Influence of the Supply Circuit on Oil Pump Performance in an Aircraft Engine Lubrication System. Vol 2 *Aircr Engine; Coal, Biomass Altern Fuels; Cycle Innov*, 2013.
10. Steimpolies J. Test bench and measurement system development for classical and more-electrical aero-engine oil system components characterization. *ISOGreener Aviat*, 2016.
11. Edge RG, Squires ATBP. Lubricant evaluation and systems design for aircraft gas turbine engines. *SAE Tech Pap*, 1969; 78(1969): 1565–85.
12. Giffen E, Mills HR. The effect of Aeration of the Oil on the Behaviour of an Engine Lubricating System Under High Altitude Conditions. *J R Aeronaut Soc*, 1949; 53(460): 383–404.
13. Massini D, Fondelli T, Facchini B, Tarchi L, Leonardi F. High Speed Visualizations of oil Jet Lubrication for Aero-engine Gearboxes. *Energy Procedia*, 2016; 101: 1248–55.
14. Wheeler WL. OIL SYSTEM PROBLEMS at High Altitude. *SAE Tech Pap*, 1945: 8.
15. Tauber T, D'Ambrosia S, Rudbarg F. A lube system diagnostic monitor with deaeration capability, 1982: 1–6.
16. Air Oil Separator - UAS - Umbria Aerospace Systems, <https://www.uas-group.com/product/air-oil-separator/>.
17. Eastwick CN, Simmons K, Wang Y, Hibberd S. Study of aero-engine oil-air separators. *Proc Inst Mech Eng Part A J Power Energy*, 2006; 220(7): 707–17.
18. Duocel Foam Aircraft Air Oil Separators, <https://ergaerospace.com/foam-aircraft-air-oil-separators/>.
19. Dzierżanowski P. Turbinowe silniki odrzutowe Napędy lotnicze. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1983.
20. Gruselle F, Steimes J, Hendrick P. Study of a Two-Phase Flow Pump and Separator

- System. *J Eng Gas Turbines Power*, 2011; 133(6).
21. Steimes J, Hendrick P. Dimensional analysis of an integrated pump and de-aerator solution in more electric aero engine oil systems. *Aeronaut J*, 2017; 121(1240): 803–20.
 22. Retimet, <https://www.meggitt.com/products-services/flow-control-valves/>.
 23. Warych J. *Oczyszczanie gazów. Procesy i aparatura*. WNT, 1998.
 24. Svarovsky L, Thew MTT. *Hydrocyclones, Analysis and Applications*. Dordrecht: Springer, 1992.
 25. Duda J, Wasilewski M. Wykorzystanie technik modelowania numerycznego w celu optymalizacji odpylaczy cyklonowych stosowanych w przemyśle cementowym. *Chemik*, 2013; 67(10): 985–94.
 26. Wasilewski M, Gąsior D, Kirejczyk E. Instytutu Ceramiki i Materiałów Budowlanych and Building Materials. *Pr Inst Ceram i Mater Bud*, 2015; 21(29): 7–21.
 27. Krishnan RBA, Vijayakumar S, Krishnan KH, Jyothi SN: Design and Analysis of an Air-Purifier Using Cyclone Separator for Industries.; 2021, s. 167–85.
 28. Szwarc T, Wróblewski W, Borzęcki T. Analysis of a cylindrical cyclone separator used in aircraft turbine engine. *Tech Sci*, 2020(2019/2020).
 29. Erdal FM, Shirazi SA, Shoham O, Kouba GE. CFD simulation of single-phase and two-phase flow in Gas-Liquid Cylindrical Cyclone separators. *SPE J*, 1997; 2(4): 436–45.
 30. Bednarski S: A New Method of Starch Production from Potatoes.; 1992, s. 309–26.
 31. Ariyawong A, Koolpiruck D, Songkasiri W. Performance monitoring for separator system in tapioca starch industry using state-space model. 2015 12th Int Conf Electr Eng Comput Telecommun Inf Technol, 2015: 1–6.
 32. Shepherd CB, Lapple CE. Flow Pattern and Pressure Drop in Cyclone Dust Collectors. *Ind Eng Chem*, 1939; 31(8): 972–84.
 33. Hoffmann AC, Stein LE. *Gas Cyclones and Swirl Tubes*. Berlin: Springer, 2008.
 34. Mieszkowski A. Zwiększenie skuteczności odpylania cyklonów. *Czas Tech*, 2008.
 35. Bradley D. *The hydrocyclone*. Pergamon Press, 1965.
 36. Wang L. *Theoretical study of cyclone design*. Texas A&M University, 2004.
 37. Yue T, Chen J, Song J, Chen X, Wang Y, Jia Z i wsp. Experimental and numerical study of Upper Swirling Liquid Film (USLF) among Gas-Liquid Cylindrical Cyclones (GLCC). *Chem Eng J*, 2019; 358: 806–20.
 38. Zhou YH. *Experimental and simulation studies on performance of a compact gas/liquid separation system*. CRANFIELD UNIVERSITY, 2013.
 39. Ishii M, Grolmes MA. Inception criteria for droplet entrainment in two-phase concurrent film flow. *AIChE J*, 1975; 21(2): 308–18.
 40. Austrheim T, Gjertsen LH, Hoffmann AC. Re-entrainment Correlations for Demisting Cyclones Acting at Elevated Pressures on a Range of Fluids, 2007(4): 2969–76.
 41. Szwarc T, Wróblewski W, Borzęcki T. Experimental and numerical study of the impact of the oil tank filling level on the aircraft separator. *Facta Univ*, 2022.
 42. Erdal FM, Shirazi SA. Local velocity measurements and computational fluid dynamics (CFD) simulations of swirling flow in a cylindrical cyclone separator. *J Energy Resour*

- Technol Trans ASME, 2004; 126(4): 326–33.
43. Kristoffersen TT, Holden C, Skogestad S, Egeland O. Control-oriented modelling of gas-liquid cylindrical cyclones. *Proc Am Control Conf*, 2017(October): 2829–36.
 44. Gomez L, Mohan R, Shoham O. Swirling Gas–Liquid Two-Phase Flow—Experiment and Modeling Part I: Swirling Flow Field. *J Fluids Eng*, 2004; 126(6): 935–42.
 45. Chirinos WA, Gomez LE, Wang S, Mohan RS, Shoham O, Kouba GE. Liquid carry-over in gas/liquid cylindrical cyclone compact separators. *SPE J*, 2000; 5(3): 259–67.
 46. Mantilla I, Shirazi SA, Shoham O. Flow field prediction and bubble trajectory model in gas-liquid cylindrical cyclone (glcc) separators. *J Energy Resour Technol Trans ASME*, 1999; 121(1): 9–14.
 47. Erdal FM, Shirazi SA, Mantilla I, Shoham O. CFD study of bubble carry-under in gas-liquid Cylindrical Cyclone separators. *Proc - SPE Annu Tech Conf Exhib*, 1998; 1999-Sept: 781–91.
 48. Kouba G, Wang S, Gomez L, Mohan R, Shoham O. Review of the State-of-the-Art Gas/Liquid Cylindrical Cyclone (GLCC) Technology—Field Applications. *Proc Int Oil Gas Conf Exhib China*, 2006.
 49. Arpandi IA, Joshi AR, Shoham O, Shirazi SA, Kouba GE. Hydrodynamics of two-phase flow in Gas-Liquid Cylindrical Cyclone separators. *SPE J*, 1996; 1(4): 427–36.
 50. Gomez LE, Mohan RS, Shoham O, Kouba GE. Enhanced Mechanistic Model and Field-Application Design of Gas/Liquid Cylindrical Cyclone Separators. *SPE J*, 2000; 5(02): 190–8.
 51. Carroll FE. *High-Altitude Aircraft Oil Systems*, 1950.
 52. Baran BA. *Engine lubrication oil aeration*. Massachusetts Institute of Technology, 2007.
 53. Dirgo J, Leith D: *Design of cyclone separators*. W:Encyclopedia of fluid mechanics; 1986, s. 401–15.
 54. Szwarc T, Wróblewski W, Borzęcki T. Modelowanie przepływu w olejowym separatorze turbinowego silnika lotniczego. *Model Inżynierskie*, 2019; 40(71): 74–80.
 55. Barth W. Design and layout of the cyclone separator on the basis of new investigations. *Brennstow-Waerme-Kraft*, 1956; 8(4): 1–9.
 56. Stairmand CJ. Pressure drops in cyclone separators. *Ind Eng Chem*, 1949; 16(B): 409–11.
 57. Iozia DL, Leith D. The Logistic Function and Cyclone Fractional Efficiency. *Aerosol Sci Technol*, 1990; 12(3): 598–606.
 58. Ramachandran G, Leith D, Dirgo J, Feldman H. Cyclone Optimization Based on a New Empirical Model for Pressure Drop. *Aerosol Sci Technol*, 1991; 15(2): 135–48.
 59. Casal J, Martinez-Benet JM. A better way to calculate cyclone pressure drop. *Chem Eng*, 1983; 90(2): 99–100.
 60. Shepherd CB, Lapple CE. Flow Pattern and Pressure Drop in Cyclone Dust Collectors Cyclone without Intel Vane. *Ind Eng Chem*, 1940; 32(9): 1246–8.
 61. Furino S. Parametric analysis of the deaerator flow field using CFD. Politecnico di Torino, 2020.
 62. Rojas-Solórzano L, Reyes M, Pacheco J, Marin J, Rincon J. Numerical Simulation of Multiphase Flow in a Liquid/Liquid Cylindrical Cyclone Separator. *Numer Model Exp*

- Meas Multiph Flows Pipes, Separators Aeolian Cond, 2006.
63. Luo X, Ren J, Chen T, Wang Y, Lu Y, He L. Influence of slug flow on flow fields in a gas-liquid cylindrical cyclone separator: A simulation study. *Chinese J Chem Eng*, 2020; 28(8): 2075–83.
 64. Kha HM, Phuong NN, Nam NT. The Effect of Different Geometrical Configurations of the Performances of Gas-Liquid Cylindrical Cyclone separators (GLCC), 2017: 646–51.
 65. Zhu Y, Lee KW. Experimental study on small cyclones operating at high flowrates. *J Aerosol Sci*, 1999; 30(10): 1303–15.
 66. Elsayed K, Lacor C. The effect of cyclone inlet dimensions on the flow pattern and performance. *Appl Math Model*, 2011; 35(4): 1952–68.
 67. Gao Z, Wang J, Liu Z, Wei Y, Wang J, Mao Y. Effects of different inlet structures on the flow field of cyclone separators, 2020; 372: 519–31.
 68. Elsayed K, Lacor C. Computers & Fluids Numerical modeling of the flow field and performance in cyclones of different cone-tip diameters. *Comput Fluids*, 2011; 51(1): 48–59.
 69. Elsayed K, Lacor C. Modeling and Pareto optimization of gas cyclone separator performance using RBF type artificial neural networks and genetic algorithms. *Powder Technol*, 2012; 217: 84–99.
 70. Brar LS, Sharma RP. Effect of varying diameter on the performance of industrial scale gas cyclone dust separators. *Mater Today Proc*, 2015; 2(4–5): 3230–7.
 71. Elsayed K. Analysis and Optimization of Cyclone Separators Geometry Using RANS and LES Methodologies Khairy Elsayed., 2011.
 72. Elsayed K, Lacor C. Optimization of the cyclone separator geometry for minimum pressure drop using mathematical models and CFD simulations. *Chem Eng Sci*, 2010; 65(22): 6048–58.
 73. Elsayed K, Lacor C. CFD modeling and multi-objective optimization of cyclone geometry using desirability function, Artificial neural networks and genetic algorithms. *Appl Math Model*, 2013; 37(8): 5680–704.
 74. Singh P, Couckuyt I, Elsayed K, Deschrijver D, Dhaene T. Shape optimization of a cyclone separator using multi-objective surrogate-based optimization. *Appl Math Model*, 2016; 40(5–6): 4248–59.
 75. Sun X. Multi-objective optimization of a Stairmand cyclone separator using response surface methodology and computational fluid dynamics, b.d..
 76. Sun X, Yoon JY. Multi-objective optimization of a gas cyclone separator using genetic algorithm and computational fluid dynamics. *Powder Technol*, 2018; 325: 347–60.
 77. Shastri R, Wasilewski M, Brar LS. Analysis of the novel hybrid cyclone separators using large-eddy simulation. *Powder Technol*, 2021; 394: 951–69.
 78. Kraipech W, Chen W, Dyakowski T, Nowakowski A. The performance of the empirical models on industrial hydrocyclone design. *Int J Miner Process*, 2006; 80(2–4): 100–15.
 79. Zevenhoven R, Kilpinen P. CONTROL OF POLLUTANTS IN FLUE GASES AND FUEL GASES. Helsinki: , b.d..
 80. Rietema K. Het mechanisme van de afscheiding van fijnverdeelde stoffen in cyclonen. *Ing*, 1959; 71(39): ch59–65.

81. Cristobal C, Gil A. Modeling the gas and particle flow inside cyclone separators, 2007; 33: 409–52.
82. Hsieh K-T. Phenomenological model of the hydrocyclone. The University of Utah, 1988.
83. Rudolf P. Simulation of multiphase flow in hydrocyclone. EPJ Web Conf, 2013; 45: 1–8.
84. Yang L, Zhang J, Ma Y, Xu J, Wang J. Experimental and numerical study of separation characteristics in gas-liquid cylindrical cyclone. Chem Eng Sci, 2020; 214: 115362.
85. Zhuge X, Qi X, Wang S, Yang L. Evaluation and Improvement of the Performance of a Wellhead Multistage Bundle Gas–Liquid Separator. Process - Adv Energy Syst Synth Energy-Water Nexus Ind, 2022; 10(4).
86. Song J, Wei Y, Shi M. Analysis of asymmetry of gas-phase flow field in volute cyclone. J Chem Ind Eng, 2007.
87. Feng L. CFD Simulation of Stable Gas-Liquid Cyclone Separator. Oil-gasf Surf Eng, 2009(5): 13–5.
88. Reyes M, Rojas-Solórzano L, Colmenares J, Marin-Moreno J, Melendez A. Eulerian-Eulerian Modeling of Disperse Two-Phase Flow in a Gas-Liquid Cylindrical Cyclone. Vol 2, Parts A B, 2004: 799–805.
89. Wang LZ, Gao X, Feng JM, Peng XY. Research on the two-phase flow and separation mechanism in the oil-gas cyclone separator. IOP Conf Ser Mater Sci Eng, 2015; 90: 012075.
90. Han Q, Zhang C, Xu B, Chen J. The effect of geometry and operation conditions on the performance of a gas-liquid cylindrical cyclone separator with new structure, 2013: 350–61.
91. Gao X, Zhao Y, Yang X, Chang Y, Peng X. The Research On The Performance Of Oil-gas Cyclone Separators In Oil Injected Compressor Systems With Considering The Collision And Breakup Of Oil Droplets, 2012.
92. Hu L, Shi M, Zhou L. Numerical simulation of 3-D strongly swirling turbulent flow in a cyclone separator. J Tsinghua Univ (Sci Tech), 2004; 44(11): 1501–4.
93. ANSYS Fluent - dokumentacja programu, 2019.
94. Yakhot V, Orszag SA. Renormalization group analysis of turbulence I Basic theory. J Sci Comput, 1986; 1(1): 3–51.
95. Shih T-H, W.Liou W, Shabbir A, Yang Z, Zhu J. A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows. Comput Fluids, 1995; 24(3): 227–38.
96. Paszko M, Łygas K. Współczesne Metody Modelowania Przepływów Turbulentnych W Otoczeniu Poruszającego Się Autobusu Miejskiego. Autobusy, 2016; 12(1): 1269–72.
97. Dziubiński M, Prywer J. Mechanika płynów dwufazowych., 2009.
98. Baker O. Simultaneous flow of oil and gas. Oil Gas J, 1954; 53: 185–95.
99. Taitel Y, Dukler AE. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. AIChE J, 1976; 22(1): 47–55.
100. Mandhane JM, Gregory GA, Aziz K. A flow pattern map for gas—liquid flow in horizontal pipes. Int J Multiph Flow, 1974; 1(4): 537–53.
101. Kanarachos S, Flouros M. Simulation of the air-oil mixture flow in the scavenge pipe of an aero engine using generalized interphase momentum exchange models. WSEAS Trans

- Fluid Mech, 2014; 9(July): 144–53.
102. Willenborg K, Klingsporn M, Tebby S, Ratcliffe T, Gorse P, Dullenkopf K i wsp. Experimental Analysis of Air/Oil Separator Performance. *J Eng Gas Turbines Power*, 2008; 130(6).
 103. Jedelsky J, <http://two-phase-flow.ic.cz/>.
 104. Shell manual gas/liquid separator - Type selection and design rules, 2022.
 105. Talley JD, Worosz T, Kim S. Characterization of horizontal air–water two-phase flow in a round pipe part II: Measurement of local two-phase parameters in bubbly flow. *Int J Multiph Flow*, 2015; 76: 223–36.
 106. Talley JD, Worosz T, Kim S, Buchanan JR. Characterization of horizontal air–water two-phase flow in a round pipe part I: Flow visualization. *Int J Multiph Flow*, 2015; 76: 212–22.
 107. Box GEP, Draper NR. *Empirical Model Building and Response Surfaces*. New York: John Wiley and Sons, 1987.
 108. NIST/SEMATECH e-Handbook of Statistical Methods, <https://www.itl.nist.gov/div898/handbook/>.
 109. Szwarc T, Wróblewski W, Borzęcki T. Optimization of the Aircraft Air/Oil Separator by the Response Surface Determined from Modeling of Three-Dimensional Two-Phase Flow. *Energies*, 2022; 15(19): 7273.
 110. Stairmand CJ. The design and performance of cyclone separators. *Ind Eng Chem*, 1951; 29: 356–383.
 111. Ravi G, Gupta SK, Ray MB. Multiobjective optimization of cyclone separators using genetic algorithm. *Ind Eng Chem Res*, 2000; 39(11): 4272–86.
 112. Sgrott OL, Noriler D, Wiggers VR, Meier HF. Cyclone optimization by COMPLEX method and CFD simulation. *Powder Technol*, 2015; 277: 11–21.

Lista rysunków

Rys. 1 Schemat zależności wskaźników od zmian systemowych	12
Rys. 2 Przykładowy schemat systemu olejowego w turbinowym silniku lotniczym	15
Rys. 3 Struktura napowietrzenia oleju A –charakterystyka ilości piany w objętości oleju w zależności od ciśnienia tłoczenia pompy odsysającej [5], B – różnica między napowietrzonym olejem i olejem odgazowanym [7].....	15
Rys. 4 Charakterystyka parametrów pomp układu olejowego. A – Zmiana sprawności pompy tłocznej w zależności od zawartości powietrza w oleju [8], B – Zmiana wydajności pompy odsysającej w zależności od wys. n.p.m. [5].....	16
Rys. 5 Wpływ separacji powietrza na stosunek objętościowy powietrze/olej w magistrali tłocznej w zależności od wysokości nad poziomem morza [12]	17
Rys. 6 Przykładowa charakterystyka sprawności zbiornika oleju stosowanego w samolocie [14].....	19
Rys. 7 Przykłady separatorów olejowych A – Cyklonowy separator lotniczy silnika Honeywell TPE331-14/15R (wymiar w calach) [15], B – Air Oil Separator - Umbria Aerospace Systems[16].....	20
Rys. 8 Przykład odpowietrznika bezwładnościowego A – zasada działania odpowietrznika bezwładnościowego, B – widok pojemnika z porowatym materiałem [18].....	21
Rys. 9 Schemat systemu PASS wraz z przekrojem [21]	21
Rys. 10 Zmiana prędkości stycznej w zależności od promienia dla różnych rodzajów wirów [33].....	23
Rys. 11 Charakterystyka przepływu w cyklonie A – Szkic cyklonu z wlotem stycznym z wzorcem przepływu oraz poglądowy profil prędkości stycznej i osiowej, B – Schemat przepływów w cyklonie [33]	24
Rys. 12 Zjawisko tworzenia się kropeł z filmu cieczy [40].....	28
Rys. 13 Przekrój separatora GLCC wraz ze schematyczną lokalizacją fazy gazowej i ciekłej [43]	28
Rys. 14 Ogólny schemat separatorów cyklonowych stosowanych w przemyśle	31
Rys. 15 Przykłady geometrii wlotów i wylotów w separatorach cyklonowych A – Przykłady wlotów a) styczny, b) spiralny, c) helikoidalny, d) osiowy [53], B – Geometria dolnego wylotu [54].....	33

Rys. 16 Spadek ciśnienia dla separatora lotniczego obliczony dla wybranych modeli (geometria referencyjna).....	43
Rys. 17 Wymiary ogólne separatora lotniczego wraz z zbiornikiem testowym.....	59
Rys. 18 Schemat stanowiska badawczego	60
Rys. 19 Rodzaje struktur przepływów w rurach poziomych [97]	63
Rys. 20 Mapa Bakera [98]	66
Rys. 21 Mapa Mandhanea i Gregory[100] dla rur poziomych	66
Rys. 22 Mapa Taitela-Duklera dla rur poziomych [99].....	66
Rys. 23 Mapa Shell dla rur poziomych [104]	66
Rys. 24 Struktura przepływu GLCC o średnicy 3 cale [49]	67
Rys. 25 Szkic domeny przepływu [61]	70
Rys. 26 Domena obliczeniowa oraz przekrój separatora.....	71
Rys. 27 Pole prędkości (A) wartość odniesiona do uśrednionej prędkości na wlocie, pole ciśnienia (B)- wartość ciśnienia statycznego odniesiona do uśrednionego ciśnienia na wlocie.....	71
Rys. 28 Widok ogólny domeny obliczeniowej oraz jej przekrój.....	73
Rys. 29 Wyniki modelu Eulerian A - udział objętości oleju, B - ciśnienie statyczne odniesione do uśrednionej wartości na wlocie, C - prędkość powietrza odniesiona do uśrednionej wartości na wlocie	73
Rys. 30 Widok ogólny domeny obliczeniowej oraz jej przekrój.....	75
Rys. 31 Wyniki analizy A – powierzchnie o stałym udziale objętościowym oleju, B – ciśnienie statyczne, C – prędkość odniesiona do uśrednionej wartości na wlocie	75
Rys. 32 Widok ogólny domeny obliczeniowej wraz z warunkami brzegowymi	76
Rys. 33 Udział objętościowy oleju (A) , prędkość odniesiona do uśrednionej wartości na wlocie (B).....	77
Rys. 34 Domena obliczeniowa wraz z siatką tetragonalną.....	81
Rys. 35 Zmiana masy powietrza i oleju w domenie obliczeniowej (A), przepływ oleju w rurze centralnej odniesiony do wartości przepływu na wlocie do separatora (B)	83
Rys. 36 Wpływ ilości węzłów siatki na analizowane parametry [28]	85
Rys. 37 Siatka dla przekroju separatora (linie G, H, J użyte w analizie prędkości)	85
Rys. 38 Siatka numeryczna na wylocie z separatora – linia J [28].....	85
Rys. 39 Przekrój domeny obliczeniowej, udział objętościowy oleju z zaznaczonymi przestrzennymi liniami prądu (linie czarne) w strefie wiru wewnętrznego.....	86
Rys. 40 Udział objętościowy oleju [28].....	87

Rys. 41	Udział objętościowy oleju na wylocie z separatora – linia J na Rys. 37 [28]	87
Rys. 42	Pole prędkości w przekroju separatora, (linie G, H, J użyte w analizie prędkości) [28].....	88
Rys. 43	Pole prędkości na wylocie z separatora- linia J na Rys. 37 [28]	88
Rys. 44	Profile prędkości odniesione do prędkości wlotowej separatora: A – prędkość styczna; B – prędkość osiowa.....	88
Rys. 45	Domena obliczeniowa wraz z siatką typu Hexa; A- wlot do separatora i wylot powietrza, B- wylot oleju.....	91
Rys. 46	Siatka numeryczna w przekrojach separatora (płaszczyzna środkowa i wylotowa)	92
Rys. 47	Wpływ ilości elementów na analizowane parametry (wartość referencyjna dla siatki 1714k elementów).....	93
Rys. 48	Uśrednione w czasie profile prędkości w stosunku do prędkości wlotowej separatora: A – prędkość styczna (linia E na Rys. 46); B – prędkość osiowa (linia E na Rys. 46).....	94
Rys. 49	Przepływ oleju w rurze centralnej odniesiony do wartości przepływu na wlocie do separatora (A) dla $PO=0.59$, jakość oleju OQ odniesiona do maksymalnej zmierzonej jakości oleju OQ (B).....	95
Rys. 50	Parametry pracy separatora vs. poziomu napełnienia zbiornika A –jakości oleju; B – sprawność separacji.....	96
Rys. 51	Uśrednione powierzchnie oleju o stałych udziałach objętościowych oleju.....	97
Rys. 52	Udział objętościowy oleju w zależności od poziomu oleju.....	97
Rys. 53	Kontur prędkości stycznej dla różnych poziomów oleju.....	98
Rys. 54	Prędkość styczna dla linii E i F.....	99
Rys. 55	Pole prędkości osiowej dla różnych poziomów napełnienia zbiornika oleju.....	100
Rys. 56	Prędkość osiowa na linii E i F	100
Rys. 57	Graficzna interpretacja planu PS/DK 3 ³	104
Rys. 58	Domena obliczeniowa wraz z siatką numeryczną	107
Rys. 59	Wpływ ilości elementów na rozwiązanie (wartości odniesione do siatki 109k elementów).....	108
Rys. 60	Powierzchnie odpowiedzi dla jakości oleju OQ (lewa) oraz sprawności separacji (prawa).....	112
Rys. 61	Wykres Pareto dla jakości oleju OQ.....	115
Rys. 62	Wykres Pareto dla sprawności separacji η_s	115

Rys. 63 Wykres Pareto dla spadku ciśnienia	116
Rys. 64 Wpływ stosunków parametrów geometrycznych na względną sprawność separacji; A – stosunek wymiarów wlotu b/a ; B – stosunek wysokości separatora do średnicy części walcowej h/D [109]	117
Rys. 65 Wpływ stosunków parametrów geometrycznych na względną jakość oleju OQ; A – stosunek wymiarów wlotu b/a ; B – stosunek wysokości separatora do średnicy części walcowej h/D [109].....	118
Rys. 66 Wpływ stosunków parametrów geometrycznych na względny spadek ciśnienia; A – stosunek wymiarów wlotu b/a ; B – stosunek wysokości separatora do średnicy części walcowej h/D [109].....	118
Rys. 67 Powierzchnia o udziale objętościowym oleju w zakresie od 0.65 do 1.0, A - separator NSL, B - separator N15RS2, C - separator Ref.SL [109]	120
Rys. 68 Uśredniony udział objętościowy oleju – płaszczyzna 1-1, A - separator NSL, B - separator N15RS2, C - separator Ref.SL [109]	120
Rys. 69 Uśredniony udział objętościowy oleju – płaszczyzna 2-2, A - separator NSL, B - separator N15RS2, C - separator Ref. SL [109]	121
Rys. 70 Prędkości w części walcowej odniesiona do uśrednionej prędkości na wlocie do separatora NSL; A – styczna na lini L; B –osiowa na lini L; C – styczna na lini K; D – osiowa na lini K [109].....	122
Rys. 71 Uśredniona w czasie prędkość styczna – płaszczyzna 1-1 [109]	123
Rys. 72 Uśredniona w czasie prędkość osiowa – płaszczyzna 1-1 [109]	124
Rys. 73 Wpływ wysokości części walcowej h na jakość oleju OQ.....	125
Rys. 74 Wpływ wysokości części walcowej h na sprawność separacji η_s	125
Rys. 75 Zwoje filmu dla udziału objętościowego oleju równej 0.9.....	126
Rys. 76 Ilość zwojów w separatorze w zależności od długości części walcowej h	126
Rys. 77 Wpływ zmiany średnicy rury centralnej D_x na jakość oleju OQ.....	127
Rys. 78 Wpływ zmiany średnicy rury centralnej D_x na sprawność separacji η_s	127
Rys. 79 Wpływ zmiany średnicy rury centralnej D_x na spadek ciśnienia.....	127
Rys. 80 Wpływ strumieni masowych powietrza i oleju na jakość oleju OQ.....	129
Rys. 81 Wpływ strumieni masowych powietrza i oleju na sprawność separacji η_s	129
Rys. 82 Wpływ strumieni masowych powietrza i oleju na spadek ciśnienia	130
Rys. 83 Zmiana jakości oleju OQ w zależności od stosunku strumienia objętościowego powietrza do strumienia objętościowego mieszaniny.....	131

Rys. 84 Zmiana sprawności separacji η_s w zależności od stosunku strumienia objętościowego powietrza do strumienia objętościowego mieszaniny 131

Lista tabel

Tab. 1 Stosunki wymiarów geometrycznych dla separatorów	31
Tab. 2 Równia spadku ciśnienia dla poszczególnych modeli.....	45
Tab. 3 Zestawienie typów separatorów, intensywności zawirowania oraz użytych modeli turbulencji i wielofazowych.....	48
Tab. 4 Porównanie modeli wielofazowych dostępnych w programie ANSYS Fluent [93]	52
Tab. 5 Wymiary domeny odniesione do szerokości wlotu b	60
Tab. 6 Punkty pracy zbadane na stanowisku testowym.....	62
Tab. 7 Zakres parametrów operacyjnych map przepływów i zakres pracy turbinowego silnika lotniczego [103].....	65
Tab. 8 Ustawienia w programie dla modelu separatora.....	82
Tab. 9 Parametry siatki numerycznej.....	83
Tab. 10 Porównanie wyników modelu stacjonarnego z wynikami eksperymentu [28]	89
Tab. 11 Ustawienia modelu	91
Tab. 12 Plan eksperymentu – punkty DOE, przekrój separatora z wymiarami [109].....	110
Tab. 13 Dopasowanie RS - Wartości względnego średniego błędu bezwzględnego[109]	111
Tab. 14 Porównanie parametrów geometrycznych modelu optymalnego i modeli optymalnych we wcześniejszych badaniach	113
Tab. 15 Porównanie wyników (wyniki/maksymalna wartość z DOE) [109]	114
Tab. 16 Parametry punktów użytych do badania wpływu warunków operacyjnych	128

Załączniki

Z1. Równania pozwalające określić strukturę przepływu dla poszczególnych map

Mapa Bakera:

Parametr dla gazu:

$$\varphi = \left(\frac{\rho_{gas}\rho_{liq}}{\rho_a\rho_{woda}} \right)^{0.5} \quad (51)$$

Parametr dla cieczy:

$$\psi = \frac{\sigma_{woda}}{\sigma} \left(\frac{\mu_{woda}}{\mu_{liq}} \left(\frac{\rho_{woda}}{\rho_{liq}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{3}} \quad (52)$$

Gęstość strumienia masy dla cieczy:

$$\dot{m}\rho_{gas} = \frac{\dot{m}_{gas}}{A_{d,in}} \quad (53)$$

Gęstość strumienia masy dla gazu:

$$\dot{m}\rho_{liq} = \frac{\dot{m}_{liq}}{A_{d,in}} \quad (54)$$

Mapa Mandhane i Gregory:

Prędkość gazu:

$$v_{gas} = \frac{Q_{gas}}{A_{d,in}} \quad (55)$$

Prędkość cieczy:

$$v_{liq} = \frac{Q_{liq}}{A_{d,in}} \quad (56)$$

Mapa Taitel-Dukler:

Liczba Frouda dla gazu:

$$Fr_{gas} = \frac{Q_{gas}}{(\rho_a(\rho_o - \rho_a)D_g)^{\frac{1}{2}}} \quad (57)$$

Współczynnik T:

$$T = \left(\frac{|DPZ_L|}{g(\rho_o - \rho_a)} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (58)$$

Współczynnik KTD:

$$KTD = Fr_{gas} Re_{liq}^{\frac{1}{2}} \quad (59)$$

Współczynnik X:

$$X = \left(\frac{DPZ_{liq}}{DPZ_{gas}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (60)$$

Liczba Reynoldsa dla gazu i płynu:

$$Re_q = \frac{\dot{m}_q d}{\mu_q} \quad (61)$$

$$DPZ_q = \frac{2f_q \dot{m}_q^2}{\rho_q D} \quad (62)$$

Współczynnik f_q w zależności od liczby Reynoldsa:

$$f_q = \begin{cases} \frac{16}{Re_q}, & Re_q \leq 2000 \\ \frac{0.079}{Re_q}, & Re_q > 2000 \end{cases} \quad (63)$$

Mapa Shell:

Liczba Frouda dla gazu:

$$Fr_{gas} = \frac{Q_{gas}}{(gd_{in})^{0.5}} \left(\frac{\rho_{gas}}{\rho_{liq} - \rho_{gas}} \right)^{0.5} \quad (64)$$

Liczba Frouda dla cieczy:

$$Fr_{liq} = \frac{Q_{liq}}{(gd_{in})^{0.5}} \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{liq} - \rho_{gas}} \right)^{0.5} \quad (65)$$

Streszczenie

Celem niniejszej pracy było opracowanie metodologii obliczeniowej dla separatora powietrzno-olejowego w lotniczej turbinie gazowej. W pracy przeprowadzono analizę literatury, w której występują separatory cyklonowe. Opracowany model numeryczny wykorzystywał model płynu dwufazowego VOF z modelem turbulencji RNG $k - \varepsilon$. W pierwszej części pracy opisano przeprowadzone badania wstępne, które miały na celu budowę modelu numerycznego. Odwzorowane zostały parametry zmierzone na stanowisku badawczym – jakość oleju, sprawność separacji oraz spadek ciśnienia. Właściwe obliczenia poprzedzono walidacją modelu obliczeniowego w oparciu o dane eksperymentalne. Po zweryfikowaniu modelu referencyjnego wykonano model służący do badania wpływu parametrów geometrycznych wykorzystanych do optymalizacji. Przygotowany model posłużył do analizy wpływu wymiarów wlotu separatora (wysokości i szerokości) oraz średnicy części walcowej. W oparciu o zaprojektowany eksperyment, uzyskano powierzchnię odpowiedzi i wykonano optymalizację. Następnie dla otrzymanej geometrii wykonano badanie wpływu długości części walcowej oraz średnicy rury centralnej. Dla optymalnej geometrii zrealizowano także analizę wpływu zmiany warunków brzegowych na parametry pracy.

Wnioski z niniejszej pracy dotyczą obszarów naukowych i użytecznych. Przeprowadzone analizy pokazały, że istnieją możliwości podwyższenia parametrów pracy separatora badanego na stanowisku pomiarowym. Proponowane zmiany wymiarów geometrycznych znajdują się w dostępnej przestrzeni projektowej. Przeprowadzona analiza Pareto wskazała, które parametry istotnie wpływają na pracę separatora. Zoptymalizowana geometria wykazała poprawę jakości oleju oraz obniżony spadek ciśnienia w stosunku do geometrii badanej na stanowisku. Wykonane badanie pozwoli na opracowanie postępowania w przypadku projektowania nowego separatora lotniczego dla cywilnych silników lotniczych.

Abstract

The aim of this study was to develop a calculation methodology for an air-oil separator in an aircraft gas turbine. The paper carried out a literature analysis of cyclone separators. The developed numerical model used the VOF two-phase fluid model with the RNG $k - \varepsilon$ turbulence model. The first part of the paper describes the preliminary research carried out, which aimed at building a numerical model. The parameters measured on the test bench were mapped – oil quality, separation efficiency and pressure drop. The actual calculations were preceded by the validation of the computational model based on experimental data. After verifying the reference model, a model was made to study the impact of geometric parameters used for optimization. The prepared model was used to analyse the influence of the dimensions of the separator inlet (height and width) and the diameter of the cylindrical part. Based on the designed experiment, the response surface was obtained, and optimizations were performed. Then, for the obtained geometry, a study of the influence of the length of the cylindrical part and the diameter of the central pipe was performed. For optimal geometry, an analysis of the impact of boundary changes on operating parameters was also carried out.

The conclusions of this work concern scientific and utilitarian areas. The conducted analyses showed that there are possibilities to increase the operating parameters of the separator tested at the measuring station. The proposed changes to geometric dimensions are in the available design space. The Pareto analysis indicated which parameters significantly affect the operation of the separator. The optimized geometry showed an improvement in oil quality and a reduced pressure drop compared to the geometry tested on the bench. The conducted research will allow to develop a procedure in the case of designing a new aircraft separator for civil aircraft engines.