Paweł Paliszewski

Modelowanie numeryczne procesu napełniania cylindra silnika ZI

Praca doktorska

Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki

Politechnika Śląska

Gliwice 2016

Autor:
Paweł Paliszewski
Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki
Politechnika Śląska
Instytut Techniki Cieplnej
ul. Konarskiego 22
44-210 Gliwice
Polska
www.itc.polsl.pl/paliszewski

Promotor:
prof. dr. hab. inż. Ireneusz Szczygieł,
Politechnika Śląska, Gliwice, Polska

Copyright © 2016 Paweł Paliszewski
Instytut Techniki Cieplnej
Politechnika Śląska

1 WSTĘP 6
2 PRZEGLĄD LITERATURY PRZEDMIOTU. 11
3 CEL PRACY 15
4 WYBRANE ZAGADNIENIA ZWIĄZANE Z NAPEŁNIANIEM CYLINDRÓW SILNIKÓW ZI.. 18
4.1 ZAWIROWANIA W CYLINDRACH SILNIKÓW ZI 18
4.2 KINEMATYKA UKŁADU ROZRZĄDU 21
5 MODEL NUMERYCZNY 26
5.1 MODELOWANIE 1-D 26
5.2 MODELOWANIE CFD 29
5.2.1 Opis nieformalny modelu 32
5.2.2 Opis formalny modelu 37
6 WALIDACJA MODELU 52
6.1 OPIS STANOWISKA 53
6.2 WYNIK WALIDACJI 57
7 WIELOWARIANTOWE OBLICZENIA STOPNIA NAPEŁNIENIA CYLINDRA 63
7.1 BADANIE SPRAWNOŚCI NAPEŁNIENIA CYLINDRA DLA DWÓCH WYBRANYCH PROFILI OTWARCIA. 65
7.2 TRAJEKTORIE CZYNNIKA NAPEŁNIAJĄCEGO CYLINDER 71
7.3 OKREŚLENIE WPŁYWU PARAMETRÓW GEOMETRYCZNYCH WLOTU DO KOLEKTORA DOLOTOWEGO NA NAPEŁNIENIE CYLINDRA. 73
7.3.1 Badanie wpływu geometrii wlotowych do kolektora dolotowego na opory przepływu 76
8 WNIOSKI 89
BIBLIOGRAFIA 93

Załączniki

A. Rysunek złożeniowy geometrii modelu procesu napełniania silnika m20b27

B. Rysunek złożeniowy geometrii modelu procesu napełniania silnika 170A1.046

C. Arkusz kalkulacyjny do wyznaczania profilu otwarcia zaworów na podstawie zarysu krzywki harmonicznej

Wykaz podstawowych symboli i oznaczeń

a) Litery alfabetu łacińskiego

A	- wznios krzywki pomniejszony o promień wierzchołkowy,	m
a	- prędkość dźwięku,	m/s
b	- przyspieszenie zaworu,	m/s^2
E	- energia kinetyczna,	J
e_u	- energia właściwa układu,	J/kg
g_x, g_y, g_z	- składowe przyspieszeń sił masowych,	m/s^2
H	- stopień zawirowania,	
h	- wznios zaworu,	m
k	- kinetyczna energia turbulencji,	m^2/s^3
M	- moment obrotowy silnika,	Nm
m	- masa,	kg
N	- moc,	kW
n	- prędkość obrotowa silnika,	obr/min
p	- ciśnienie,	Pa
$\dot{q}_v$	- wydajność źródeł ciepła na jednostkę objętości,	W/m^3
T	- temperatura,	K
t	- czas,	s
u	- wektor prędkości płynu,	m/s
u,v,w	- składowe prędkości,	m/s
V	- objętość,	m^3
v	- prędkość,	m/s
x	- droga tłoka,	m

b) Litery alfabetu greckiego

α	- kąt obrotu wału korbowego,	rad, (^{o}OWK)
δ	- błąd względny,	
ε	- dyssypacja energii kinetycznej turbulencji,	m^2/s^3

η_v	- współczynnik napełnienia,	
λ	- współczynnik przewodzenia ciepła,	W/mK
μ	- dynamiczny współczynnik lepkości,	Pa·s
ρ	- gęstość,	kg/m^3
σ_{xx}, σ_{zz}, σ_{yy}	- składowe naprężeń normalnych,	N/m^2
τ_{yx}, τ_{zx}, τ_{xy}, τ_{zy}, τ_{xz}, τ_{yz}	- składowe tensora naprężeń,	N/m^2
Ψ_k, Ψ_ε	- liczby Prandtla dla k i ε,	
ω	- prędkość kątowa,	rad/s

1 Wstęp

Postępujący rozwój konstrukcyjny silników na przestrzeni lat ma swoje źródło w: nieustającym zaostrzaniu norm emisji spalin, rosnących wymaganiach użytkowników oraz w ogólnym postępie technicznym. Nowoczesne jednostki napędowe wyposażane są w coraz większą ilość podzespołów, mających na celu zniwelowanie niekorzystnych wpływów samochodów na środowisko oraz poprawę takich parametrów jak moc czy moment obrotowy silnika, przy jednoczesnym zmniejszaniu pojemności skokowej. Zjawisko dążenia do osiągania jak największej mocy jednostkowej silników nosi miano downsizingu; główną przyczyną uaktywniającą wspomniany trend są przepisy Unii Europejskiej. Ograniczenia emisji takich związków jak tlenki azotu (NO_x), tlenki siarki (SO_x) i dwutlenku węgla (CO_2) wymuszają na producentach jednostek napędowych zwiększanie ich sprawności poprzez pomniejszanie gabarytów i zarazem redukcję sił bezwładności oraz strat tarcia komponentów. Dążenie do poprawy stosunku mocy do pojemności skokowej silników skutkuje stopniowym zwiększaniem ich maksymalnej prędkości obrotowej, zwłaszcza w silnikach ZI. Wynika to z zależności pomiędzy mocą a prędkością obrotową:

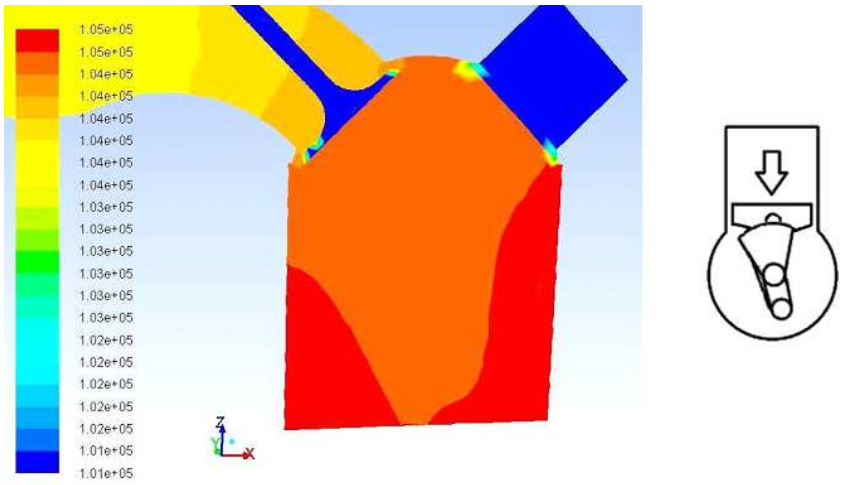
$$N = M \cdot \omega; \tag{1}$$

gdzie: M - moment obrotowy silnika, ω - prędkość kątowa silnika.

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}; \tag{2}$$

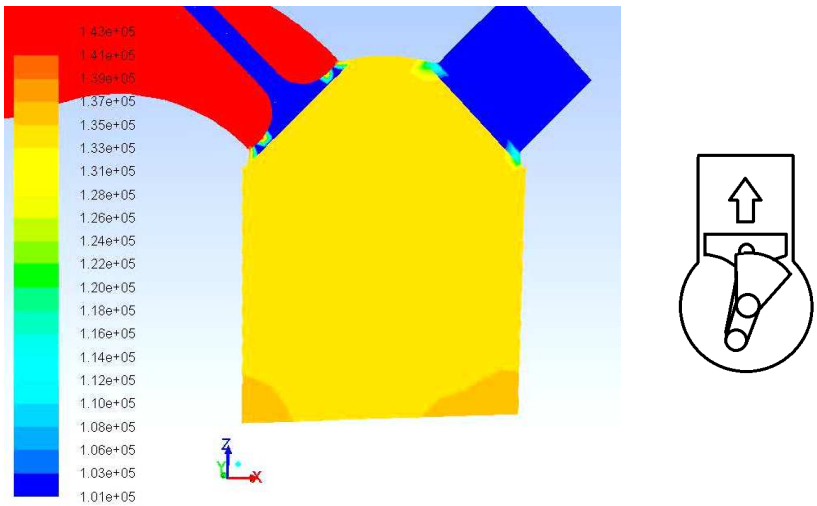
gdzie: n - prędkość obrotowa silnika [obr/min].

Pomijając aspekty wytrzymałościowe, zwiększanie prędkości obrotowych silników znacząco wpływa na wymianę ładunku, a w szczególności na proces napełniania cylindra. Wzrost prędkości obrotowej powoduje skrócenie czasu, w którym proces przebiega. Powietrze zasysane jest z większą szybkością co intensyfikuje turbulencje w przestrzeni roboczej (poprawia wymieszanie paliwa z powietrzem), lecz jednocześnie zmniejsza ilość zassanego ładunku (krótszy czas napełniania). W celu zilustrowania zjawiska redukcji ilości zasysanego czynnika wraz ze wzrostem prędkości obrotowej zbudowano uproszczony model CFD (*Computational fluid dynamics*) suwu ssania. Geometria modelu obejmuje: kolektor dolotowy, przestrzeń roboczą i jeden zawór.



Rys. 1 Kontury ciśnienia wewnątrz cylindra przy 176 stopniach OWK i prędkości 2000 obr/min

Przeprowadzone symulacje pozwalają na porównanie rozkładów ciśnień w przekrojach poprzecznych modeli, dla dwóch wybranych prędkości obrotowych. W przypadku 2000 obr/min (rys. 1) widoczne jest nadciśnienie w cylindrze w stosunku do kanału dolotowego. Przyjmując jako kryterium ilość zasysanego czynnika, należy w tym momencie zamknąć zawór, aby uniknąć straty ładunku. Przeciwną prawidłowość można zaobserwować przy wyższej prędkości obrotowej. Na rysunku 2 pokazano kontury ciśnienia dla przypadku 6000 obr/min., gdzie w znacznie późniejszym punkcie pracy, tj. 221 stopni OWK, podciśnienie w cylindrze w stosunku do kanału dolotowego jest sygnałem motywującym do wydłużania czasu otwarcia zaworu.



Rys. 2 Kontury ciśnienia wewnątrz cylindra przy 221 stopniach OWK i prędkości 6000 obr/min

Powyższy przykład zmienności opisywanego procesu oraz fakt, że efektywność napełnienia cylindra wpływa na parametry pracy silnika, motywują do podjęcia badań nad procesem napełniania, szczególnie w erze downsizingu jednostek napędowych.

Badania zostały przeprowadzone na przykładzie jednostki ZI ze względu na prostszą budowę oraz szerszy zakres prędkości obrotowych w stosunku do silników ZS.

Ponieważ dostarczanie powietrza do cylindra związane jest z tworzeniem mieszanki paliwowo-powietrznej, określenie efektywności procesu napełnienia powinno odbywać się w ujęciach:

a) ilościowym: ocenie podlega ilość (masa) powietrza dostarczanego do cylindra

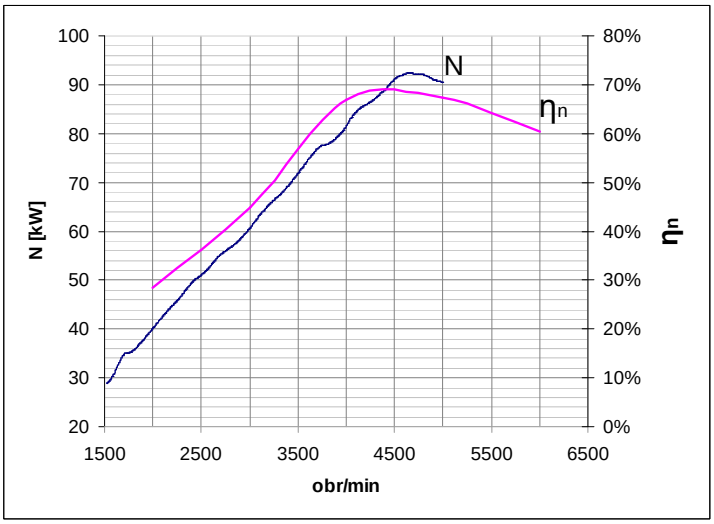
b) jakościowym: ocenie podlegają parametry dynamiczne czynnika dostarczanego do cylindra wpływające na szybkość tworzenia i rozkład mieszanki w komorze spalania,

Wskaźnikiem ilościowej efektywności procesu napełniania cylindra jest współczynnik napełnienia [34], obliczany jako iloraz masy powietrza zasysanego do cylindra, do masy powietrza idealnie wypełniającego cylinder w warunkach normalnych,

$$\eta_v = \frac{m_r}{m} = \frac{m_r}{\rho \cdot (V_{sc} + V_{ks})} \tag{3}$$

gdzie: η_v - współczynnik napełnienia, m_r - masa powietrza rzeczywiście zassanego do cylindra, ρ - gęstość, V_{sc} - objętość skokowa cylindra, V_{ks} - objętość komory spalania

przy czym w większości silników wolnossących $\eta_v<1$ a w silnikach doładowanych $\eta_v>1$. Współczynnik napełnienia jest wartością silnie związaną z mocą maksymalną osiąganą przez silnik, dzięki czemu może zostać wykorzystany jako kryterium oceny modyfikacji poczynionych w jednostce napędowej. Zależność ta została pokazana na rys. 3 gdzie zestawiono wykres wartości współczynników napełnienia cylindra dla różnych prędkości obrotowych i wykres mocy silnika m20b27. Krzywą mocy uzyskano podczas badań na hamowni podwoziowej, natomiast wartości współczynników napełnienia są wynikiem symulacji CFD.



Rys.3 Porównanie wykresu wartości współczynników napełnienia cylindra z wykresem mocy silnika m20b27

Naturalnie do określenia współczynnika napełniania nie jest wymagane modelowanie CFD. Obliczeń dokonać można stosując analizę bilansową ilości powietrza zasysanego do cylindra przez istniejącą jednostkę, jednakże w przypadku gdy elementy badanego silnika poddawane są modyfikacjom konieczna jest budowa prototypów i wykonanie pomiarów. W takim wypadku modelowanie CFD pozwala ograniczyć koszty i czas badań.

Drugim z aspektów oceny procesu napełniania cylindra jest wpływ parametrów dynamicznych zasysanego czynnika na formowanie mieszaniny palnej. Jakość rozpylenia paliwa determinuje przebieg procesu spalania, a do jej określenia wykorzystywane są charakterystyki rozpylenia. Szczegóły dotyczące wymienionych charakterystyk dostępne są w pozycji A. Ambrozika [2], z tego powodu nie wprowadzono ich opisu do pracy. Natomiast parametrem istotnym w odniesieniu do podejmowanych badań, a jednocześnie wpływającym na charakterystykę rozpylenia jest stopień zawirowania wyrażany zależnością:

$$H = \frac{\omega_1}{\omega} \tag{4}$$

gdzie: ω_1 - prędkość kątowa wiru, ω - prędkość kątowa wału korbowego silnika [2].

Problem oceny intensywności zawirowań w przestrzeni roboczej nasilił się wraz z wprowadzeniem wtryskowych układów zasilania silników ZI, istotnymi czynnikami przy tego

typu układach są: czas tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej i wspomniany wcześniej rozkład kropel paliwa w komorze spalania. Zarówno pierwszy jak i drugi parametr zależy od intensywności zawirowania podczas napełniania cylindra, jednakże do kompletnej analizy problemu tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej konieczne jest wprowadzenie zagadnienia modelowania przepływów wielofazowych. W związku z powyższym pracę ograniczono do aspektu oceny ilościowej efektywności procesu napełniania. Należy jednak pamiętać, że od szybkości tworzenia mieszaniny palnej i jej rozkładu zależą wskaźniki operacyjne silnika oraz emisja szkodliwych związków, co w świetle istniejących przepisów jest szczególnie istotne. Tak więc problem tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej powinien zostać rozwinięty w dalszych badaniach.

Pomimo zawężenia pracy do analizy ilościowej procesu napełniania, podjęty temat stanowi wyzwanie pod kątem organizacji warsztatu badawczego. Badania i rozwój silników są procesami skomplikowanymi i jednocześnie kosztownymi. Nowe elementy wprowadzane są w procesie wieloetapowym wymagającym czasu i odpowiednio przeprowadzanych testów w różnych warunkach obciążenia. Narzędziem umożliwiającym skrócenie czasu przeznaczonego na analizę nowych rozwiązań i zarazem ograniczenie kosztów cyklu rozwojowego jest modelowanie numeryczne. Należy jednak wspomnieć, iż opis matematyczny procesów zachodzących w silnikach ZI jest skomplikowany i modelowanie numeryczne tych zjawisk również nie należy do prostych zadań. Wspomniane trudności leżą w charakterystyce zjawisk zachodzących w silniku, jak np. dynamicznie przebiegające spalanie czy też zawirowania mieszanki podczas procesu wymiany ładunku. W związku z powyższym budowa modelu komputerowego wymaga sformułowania warunków upraszczających, założenie to wynika z samej definicji modelu. Według K. Wisłockiego [35] "*Model jest pewnym substratem rzeczywistości, pozbawionym wielu szczegółów i cech nieistotnych z punktu widzenia celów modelowania. Jest to także uproszczony schemat, wyobrażenie przedmiotu materialnego, jego działania, zjawiska, procesu, ułatwiający jego implementację lub symulację komputerową"*. Oznacza to, że podjęcie zadania modelowania wymaga określenia celu (do modelowania jakich zjawisk dany model ma zostać wykorzystany) oraz powiązanych z tym uproszczeń, czyli wyselekcjonowanie jakie elementy modelu mają kluczowe znaczenie w wybranym zagadnieniu, a które mogą zostać pominięte. Określenie wymienionych cech jest możliwe w oparciu o przegląd literatury w danym temacie.

2 Przegląd literatury przedmiotu.

Przegląd literatury zawiera prace, w których badania skoncentrowane zostały na problemach: napełniania cylindra, wymiany ładunku oraz modelowania numerycznego. Pierwszym z analizowanych zagadnień jest proces napełniania; w pozycji C. Kordzińskiego [18] opisano wpływ geometrii kolektora dolotowego na napełnienie cylindra. Przeanalizowane zostały aspekty powstawania zjawisk falowych w kolektorze, a także wpływu długości kolektora na sprawność napełnienia. Autor wspomniał również, iż pomimo dostępnej szerokiej wiedzy teoretycznej, niemożliwe jest zaprojektowanie przewodu dolotowego bez badań doświadczalnych. Problemy przepływu przez kolektor dolotowy poruszono także w pozycji M.A. Ceviz [8], w której analizowano wpływ długości/objętości kolektora o zmiennej geometrii na charakterystykę silnika. W pracy wykazano zasadność zmiany długości kolektora wraz ze zmianą prędkości obrotowej i obciążenia. Zaznaczono jednak, iż kolektory o zmiennej długości/objętości znajdują zastosowanie szczególnie w pojazdach miejskich tzn. pracujących w szerokim zakresie obciążeń.

Istotnym aspektem podczas procesu napełniania jest zawirowanie czynnika wypełniającego cylinder. Wpływ geometrii kolektora dolotowego na powstający wir omówiono w pozycjach T. Rychtera [29] oraz J.A Beauquel [4]. Autorzy wskazali, iż ukształtowanie kolektora znacząco wpływa na turbulencje w cylindrze. W pracach analizowano dwa typy zawirowań tj. wir osiowy oraz wir prostopadły do osi cylindra (tzw. beczkowy). Trzecim typem zawirowania jest wir wyciskający (squish) badany przez S.Falfaria [10], wir ten powstaje w wyniku oddziaływania ruchu tłoka i wykorzystywany jest głównie w silnikach ZS.

Kolejnym z analizowanych zagadnień jest problem wymiany ładunku. Pozycje J.T. Wajanda [34] i T. Rychtera [28] zawierają opisy obiegów porównawczych silników, gdzie proces wymiany ładunku określony został jako strata pola pracy; jednocześnie wykazano istotny wpływ faz rozrządu na wspomniany proces. Autorzy opisali aspekt konieczności stosowania współotwarcia oraz zmian czasu otwarcia zaworów dla różnych prędkości obrotowych. Również A.Ambrozik [2] wykazał, że zmiana czasu otwarcia zaworów umożliwia przekształcenie charakterystyki silnika poprzez przesunięcie obszaru maksymalnej efektywności napełnienia w inny zakres obrotów (rozwiązanie stosowane w silnikach wyczynowych). Możliwość zmian czasu otwarcia i wzniosu zaworów może również zostać wykorzystana do sterowania obciążeniem silnika i eliminacji przepustnicy, stanowiącej element generujący straty przepływu w układzie dolotowym jednostek ZI. Wymienione

zagadnienie opisywane zostało przez F. Millo [20] na przykładzie silnika Fiat MultiAir; w pracy analizowany był problem mieszania paliwa z powietrzem przy niskich wzniosach zaworu dolotowego. Jako rozwiązanie problemu autor wskazał optymalizację kształtu kanału dolotowego pod kątem intensyfikacji turbulencji w cylindrze. Przy analizie procesu wymiany ładunku należy również rozpatrzeć aspekt oporów przepływu układu wylotowego. O. Bodin [7] opisał problem wypływu spalin przez kolektor wylotowy, zaznaczony został negatywny wpływ oporów przepływu przez kolektor na pozostałość spalin w cylindrze i jednoczesne pogorszenie sprawności napełniania cylindra świeżym ładunkiem. Zjawiska zawirowań oraz wzrostów prędkości przepływu wywołanych ukształtowaniem przewodu wylotowego zostały wykorzystane wyłącznie do rozwiązywania problemów akustycznych. Wnioskiem płynącym z pracy jest możliwość zastąpienia oporów przepływu układu wydechowego, ciśnieniowym warunkiem brzegowym generującym nadciśnienie w kolektorze. Kryterium ograniczającym stosowanie uproszczenia jest zawężenie analizowanych problemów do wyłącznie procesu napełniania.

Kolejnym z analizowanych zagadnień jest modelowanie numeryczne procesów zachodzących w cylindrach silników ZI; w przytoczonych źródłach zwrócono uwagę na problemy: wymiany ciepła, modelowania turbulencji, dyskretyzacji oraz uproszczeń geometrycznych.

Problem zastosowania modelu wymiany ciepła w cylindrze opisany został w pracy C.D. Rakopoulos [26]. Autor porównał wartości strumieni ciepła obliczone na podstawie dostępnych modeli autorstwa: *Launder and Spalding*, *Angelberger et al.*, *Han and Reitz*, *Huh et al.*, z wartościami zmierzonymi na stanowisku badawczym. Wykazane zostały rozbieżności pomiędzy wartościami obliczeniowymi i eksperymentalnymi co poskutkowało zbudowaniem przez autora nowego modelu: *Rakopoulos et al.* Kluczowym wnioskiem wynikającym z pracy jest fakt wydłużenia czasu potrzebnego do symulacji CFD, przy zastosowaniu zaawansowanych modeli wymiany ciepła. Rozwiązanie problemu stanowi określenie warunków brzegowych pierwszego rodzaju, czyli stałych temperatur na ścianach rozpatrywanej geometrii, wykorzystane w pracach: P. Yogesh [37], Y. L. QI [25], K. Pietrykowski [23] lub założenie adiabatycznych warunków brzegowych M. A. Jemni [16].

Kolejny aspekt to wybór modelu turbulencji, I. Pantokratoras [22] przy użyciu metody CFD opisał porównanie czterech najpopularniejszych modeli turbulencji tj.:
a) Standard k-ε, b) Standard k-ω, c) RNG k-ε, d) Sst k-ω. Zastosowany model CFD zwierał: przestrzeń roboczą z kanałem dolotowym i jeden zawór. Wynikiem obliczeń są zestawienia rozkładów prędkości oraz ciśnienia w punktach referencyjnych geometrii. I. Pantokratoras

wykazał, iż użycie modelu turbulencji Standard k-ε skutkuje poprawnym odwzorowaniem procesu napełniania przy zachowaniu mniejszego czasu symulacji niż w przypadku korzystania z pozostałych propozycji. Model Standart k-ε został również użyty w pracach: F. Millo [20], S. A. Sulaiman [32], P. D. Solanki [31], M. A. Jemni [16], P. Yogesh [37], C.D. Rakopoulos [27] potwierdzając jednocześnie szeroki zakres możliwości jego zastosowania.

Podczas przeglądu literatury zwrócono również uwagę na problemy dyskretyzacji i uproszczeń modeli, stosowanych przez autorów w zależności od badanego zjawiska. P. D. Solanki [31] i M. K. Sinha [30] opisali problemy przepływu związane z kolektorem dolotowym, przy wykorzystaniu podobnych podejść tzn. symulacji przeprowadzonych w stanie ustalonym. Geometria modeli zawierała jedynie kolektor, natomiast przepływ wymuszono określeniem warunków brzegowych na wylocie z kolektora. Rozwiązanie to może posłużyć jedynie do badania oporów przepływu i profili prędkości w kanałach, natomiast wpływ geometrii kolektora na zawirowanie w cylindrze czy współczynnik napełnienia pozostaje niewyjaśniony.

Kolejną grupę modeli zaprezentowali S. A. Sulaiman [32], A. Mohammadebrahim [21]. Geometrie, które wykorzystali badacze zawierały kolektor dolotowy zawór i przestrzeń roboczą, a przedmiotem badań było zawirowanie czynnika roboczego w cylindrze. Zastosowane uproszczenie polegało, tak jak w poprzedniej grupie, na przeprowadzeniu symulacji w stanie ustalonym (objętość przestrzeni roboczej nie ulegała zmianie w czasie obliczeń). Wadą takiego rozwiązania jest możliwość analizy wybranych parametrów wyłącznie w jednym punkcie, odpowiadającym danemu kątowi obrotu wału korbowego.

W literaturze znaleziono również obszerny zbiór pozycji opisujących modele z dynamiczną siatką. Ponieważ ruch siatki znacznie wydłuża czas obliczeń autorzy wykorzystują szereg uproszczeń. M. A. Jemni [16] badał wpływ geometrii kolektora dolotowego na wymieszanie paliwa z powietrzem, w tym przypadku uproszczenie modelu polegało na pominięciu zaworów wylotowych i kolektora wydechowego, w efekcie niemożliwe są analizy wpływu reszty spalin pozostającej w cylindrze na proces napełniania a także problemów wymiany ładunku. Ł. Grabowski [12] prowadził analizę wpływu umieszczenia dyszy wtrysku gazu LPG na rozkład paliwa w przestrzeni roboczej, model zawiera zarówno kolektor dolotowy jak i przestrzenie robocze z zaworami i częścią kolektora wylotowego. Zastosowane uproszczenie polegało na ograniczeniu badań do jednego punktu pracy określonego obciążeniem i prędkością obrotową. Artykuły autorstwa Y. L. QI [25] i F. Millo [20] zawierają opisy optymalizacji geometrii kanału dolotowego pod kątem jej oddziaływania na zawirowanie w cylindrze; w obydwu przypadkach istotnym uproszczeniem

jest pominięcie kolektora dolotowego w modelach. Kolejnym problemem rozwiązywanym przy zastosowaniu techniki CFD był wpływ opóźniania faz rozrządu na zawirowanie w obrębie świecy i emisję szkodliwych związków. W pozycjach F.Brusiania [6] i G. Fontana [11] zmiana faz polegała jedynie na przesunięciu w czasie profilu otwarcia zaworu, a nie modyfikacji jego przebiegu. Powodem takiego uproszczenia była trudność w implementacji profili do modeli numerycznych, ze względu na konieczność wprowadzenia wzniosu zaworu względem kąta OWK jako wewnętrznej funkcji w programie. Autorzy pozycji wymienionych w przeglądzie literatury stosowali profile otwarcia uzyskane w wyniku pomiaru wychyleń zaworów na stanowisku badawczym (F.Brusiania [6], G. Fontana [11]) lub dostarczonych przez producenta jednostki napędowej (F. Millo [20]). Pomiar wychyleń na stanowisku badawczym jest czasochłonny, wynikiem czego liczba zastosowanych profili była ograniczona. Problem analizy wrażliwości modelu na zmiany przebiegu profili otwarcia jest możliwy w oparciu o prosty arkusz kalkulacyjny, w którym profil otwarcia byłby wykreślany na podstawie funkcji opisujących wznios zaworu dla krzywki harmonicznej. Funkcje takie opublikowano w pozycji W. Matzke [19] Należy jednak potraktować wspomniane rozwiązanie jako znaczne uproszczenie, służące głównie do rozwoju modelu, a nie do badania rzeczywistych zjawisk.

Podczas przeglądu literatury napotkano również artykuł M. Guizzetti [13] dotyczący modelowania 1-D, w którym autor przeprowadził analizę przepływu czynnika przez kolektor dolotowy w 6 cylindrowym silniku produkcji Alfa-romeo. Model silnika w tym przypadku pełnił rolę jedynie wymuszenia przepływu przez kolektor, natomiast analiza wyników ograniczona została do określenia strat przepływu w kanałach. Istotnym wnioskiem płynącym z pracy jest brak możliwości modelowania zawirowań w oprogramowaniu wykorzystującym metodę 1-D, tym samym autor wskazuje na konieczność połączenia metod 1-D z CFD.

3 Cel pracy

Przegląd literatury przedmiotu umożliwił sformułowanie następujących wniosków dotyczących procesu napełniania:

- geometria kolektora dolotowego znacząco wpływa na stopień napełnienia oraz zawirowanie czynnika roboczego w cylindrze, przy czym określenie jego parametrów wymaga przeprowadzenia badań doświadczalnych,

- zmiany czasu otwarcia oraz wzniosu zaworów wpływają na charakterystykę silnika, dając sposobność do dostosowania jednostki napędowej wg indywidualnych potrzeb.

- modelowanie numeryczne umożliwia analizę wielu czynników związanych z procesem napełniania, lecz konieczne jest wykonanie szeregu uproszczeń zależnie od badanego problemu,

- opory przepływu układu wydechowego skutkują pozostałością spalin w cylindrze ograniczając napełnienie świeżym ładunkiem, jednakże przy analizie przebiegu wymiany ładunku opory układu wydechowego mogą zostać zastąpione ciśnieniowym warunkiem brzegowym generującym nadciśnienie w modelowanym kolektorze,

- zastosowanie modelu turbulencji standard k-ε w metodzie CFD zapewnia poprawne odwzorowanie zjawisk zachodzących podczas procesu napełniania cylindra silnika ZI,

- wykorzystanie zaawansowanych algorytmów wymiany ciepła w modelu numerycznym skutkuje wydłużeniem czasu obliczeń a w przypadku modelu zimnego (z pominięciem procesu spalania), może zostać zastąpione przez warunek brzegowy pierwszego rodzaju (założenie stałych temperatur w wybranych elementach),

- określenie efektywności ilościowej procesu napełniania w oparciu modelowanie CFD wymaga uwzględnienia w modelu geometrii: kolektora dolotowego, przestrzeni roboczej oraz kolektora wylotowego badanego silnika,

- poprawne odwzorowanie ruchu zaworów i zmian objętości przestrzeni roboczej w modelu komputerowym procesu napełniania wymaga zastosowania dynamicznej siatki, natomiast wykorzystany model powinien wykazywać wrażliwość na zmiany: prędkości obrotowej, obciążenia i geometrii elementów składowych w kolejnych symulacjach,

- modelowanie zawirowań jest niemożliwe do realizacji przy użyciu technik 1-D .

Sformułowane wnioski, a także problemy wymienione we wstępie, w tym głównie: czasochłonność i koszty badań stanowiskowych, a także ryzyko zniszczenia badanej jednostki napędowej przy pracy z wałkami rozrządu o różnych profilach otwarcia przyczyniły się do określenia celu pracy, którym jest zbudowanie modelu numerycznego procesu napełniania cylindra silnika ZI. Zbudowany model ma umożliwić analizę wpływu elementów układów: dolotowego oraz rozrządu, na parametry pracy silnika. Zmienne niezależne w tym wypadku stanowią: profile otwarcia zaworów, geometria kolektora dolotowego oraz punkty pracy określane obciążeniem i prędkością obrotową. Zmienne zależne stanowią: współczynnik napełnienia i rozkład ciśnienia w kolektorze. Model powinien również umożliwić ocenę, jak geometria kolektora i profil otwarcia zaworów przyczyniają się do powstania zawirowań w cylindrze. Wprawdzie założono, że aspekt formowania mieszanki paliwowo-powietrznej nie stanowi istoty pracy, jednak znaczący wpływ wspomnianego zjawiska na proces spalania powoduje, iż może wystąpić taka potrzeba w przyszłości. Symulacja procesu wymiany ładunku wymaga uwzględnienia w modelu geometrii: kolektora dolotowego i wylotowego, przestrzeni roboczej oraz zaworów. Założono, że opracowany model powinien wykazywać wrażliwość na zmiany obciążenia i prędkości obrotowych w kolejnych symulacjach. Rozwiązanie oryginalne w stosunku do przykładów przedstawionych w przeglądzie literatury stanowi umieszczenie w modelu dodatkowych króćców w kolektorach, zastosowanie których umożliwi określenie warunków brzegowych. Rozwiązanie takie umożliwi symulację obciążenia (deklaracja ciśnienia), a także modelowanie efektów falowych w kolektorach, poprzez zastosowanie wewnętrznej funkcji wymuszającej zmiany ciśnienia w czasie symulacji. Istotą deklaracji warunków brzegowych symulujących obciążenie na bocznych króćcach kolektorów jest odzwierciedlenie pracy pozostałych cylindrów nieujętych w modelu. Ponadto na podstawie wniosków z przeglądu literatury określono potrzebę opracowania prostego arkusza kalkulacyjnego do obliczeń profili otwarcia zaworów na podstawie funkcji wzniosu zaworu dla krzywki harmonicznej. Opisywany arkusz (załącznik C) został wykorzystany do generacji profili otwarcia o różnych długościach i wzniosach, niezbędnych do badania wrażliwości modelu na zmiany przebiegu profili. Ponieważ krzywka harmoniczna jest rozwiązaniem dość starym, sprawdzającym się w maszynach tłokowych wolnoobrotowych, badanie wpływu zmian faz rozrządu na stopień napełnienia zostało przeprowadzone przy użyciu profili zmierzonych na rzeczywistym silniku wyposażonym w czujnik zegarowy. Ze względu na skomplikowaną budowę silnika oraz złożoność procesów w nim zachodzących do badań wybrano stosunkowo prostą jednostkę napędową o oznaczeniu m20b27, wyposażoną w dwa zawory na cylinder. Zmiany dokonywane w silniku i

weryfikowane przy użyciu modelu, miały na celu dostosowanie wybranej jednostki do indywidualnych potrzeb (w tym przypadku sportu motorowego) natomiast jako kryterium oceny modyfikacji wybrano współczynnik napełnienia.

Praca została podzielona na trzy części:

- część teoretyczną, obejmującą krótki opis dotyczący zawirowań w cylindrze oraz kinematyki rozrządu,
- część numeryczną, obejmującą budowę i weryfikację modelu procesu napełniania,
- część obliczeniową, obejmującą obliczenia przeprowadzone przy wykorzystaniu opracowanego modelu, w celu:

a) określenia jak czas otwarcia zaworu dla dwóch wybranych profili wpływa na ilościową efektywność napełnienia cylindra przy różnych prędkości obrotowych,

b) analizy zasadności stosowania kolektora dolotowego typu ram-air w silniku m20b27.

4 Wybrane zagadnienia związane z napełnianiem cylindrów silników ZI

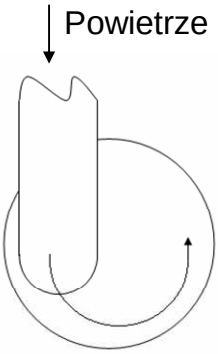
Analiza zjawisk związanych z napełnianiem cylindrów silników ZI wymaga wprowadzenia dotyczącego mechanizmów działania wybranych elementów silnika. Zagadnieniami szczególnie istotnymi w odniesieniu do podjętych badań są problemy kształtowania kolektorów dolotowych oraz kreślenia profili otwarcia zaworów, z tego powodu poniżej zamieszczono opisy poświęcone tematom zawirowań w cylindrze silników ZI oraz kinematyki układów rozrządu.

4.1 Zawirowania w cylindrach silników ZI

Analiza oddziaływania geometrii kolektora dolotowego na sprawność napełnienia wymaga wprowadzenia teoretycznego wyjaśniającego zasadność różnorodnego kształtowania kolektorów. W przeglądzie literatury, na podstawie pozycji T. Rychtera [29] oraz Beauquel J.A [4] wspomniano o problemie zasilania silników wtryskiem paliwa oraz związane z wspomnianym zjawiskiem aspekty: szybkości tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej i równomiernego jej rozkładu, szczególnie przy małych prędkościach obrotowych. Rozwiązaniem pozytywnie wpływającym na wymienione zjawiska jest wymuszenie zawirowania czynnika napełniającego cylinder, uzyskiwane w wyniku odpowiedniego ukształtowania kolektora dolotowego. W zależności od konstrukcji rozrządu danego silnika rozróżnia się dwa główne typy zawirowań w cylindrach silników ZI [29,4]:

- zawirowanie osiowe (silniki wyposażone w dwa zawory na cylinder),
- zawirowanie prostopadłe do osi cylindra (silniki wyposażone w cztery zawory na cylinder).

Zawirowanie osiowe uzyskiwane jest przez styczne doprowadzenie kanału dolotowego do ściany cylindra i jak sama nazwa wskazuje zawirowanie czynnika oscyluje wokół jego osi. Schemat powstawania tego typu zawirowania został przedstawiony na rysunku 4.



Rys. 4 Styczne doprowadzenie kanału dolotowego do ściany cylindra.

Efekt zawirowania można zintensyfikować konstrukcyjnym "zakręceniem" kanałów w kolektorze dolotowym. Turbulencja wewnątrz cylindra ma w tym przypadku bardziej złożony przebieg, dzięki czemu możliwe jest lepsze wymieszanie paliwa z powietrzem Przykładem tego typu rozwiązania jest kolektor dolotowy badanego silnika m20b27 przedstawiony na rysunku 5.

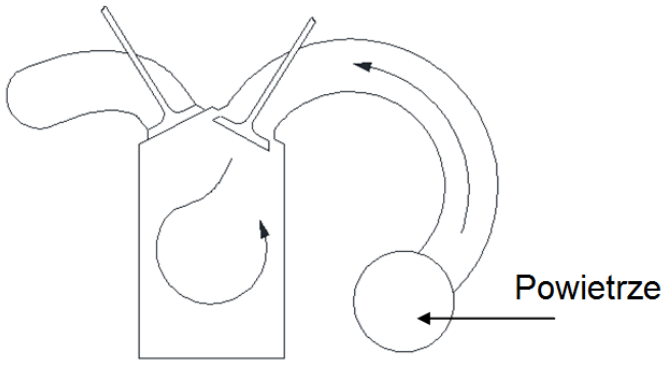
Rys. 5 Kolektor dolotowy silnika m20b27 [39].

Zawirowanie prostopadłe do osi cylindra (tzw. beczkowe) jest drugim sposobem na zwiększenie intensywności mieszania paliwa z powietrzem wewnątrz cylindra. Przebieg zawirowania wynika z konstrukcji rozrządu silników wyposażonych w cztery zawory przypadające na jeden cylinder i zarazem braku możliwości stycznego do gładzi cylindra doprowadzenia czynnika przez obydwa kanały dolotowe.

Kierunek wirowania w tym przypadku zachodzi w poprzek osi cylindra tworząc beczkę [29]. Podobnie jak w rozwiązaniu osiowym, do powstania wiru wykorzystane jest

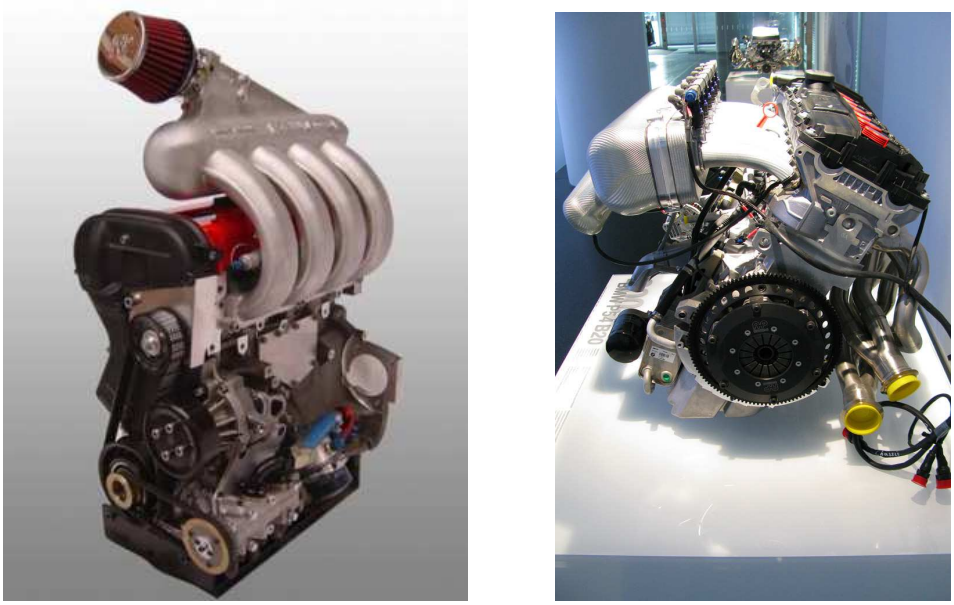
konstrukcyjne "zakręcenie" kanałów kolektora jednak zależnie od rozwiązania kierunek zakręcenia może przebiegać od dołu ku górze lub od góry do dołu. Jest to głównie wymuszone dostępnością miejsca w komorze silnikowej pojazdu.

Schemat powstawania opisywanego wiru został zobrazowany na rysunku 6.



Rys. 6 Tworzenie wiru beczkowego w cylindrze silnika ZI

Przykłady rozwiązań kolektorów w silnikach z poprzecznym zawirowaniem wewnątrz cylindrów zostały przedstawione na rysunku 7.



Rys.7 Przykłady geometrii kolektorów dolotowych w silnikach (od lewej marki Ford oraz BMW) [42,40]

Negatywnym skutkiem zastosowania przytoczonych rozwiązań jest wzrost oporów przepływu powodujący pogorszenie sprawności napełniania przy dużych prędkościach obrotowych. W związku z tym uproszczenie konstrukcji i skrócenie kolektora dolotowego jest

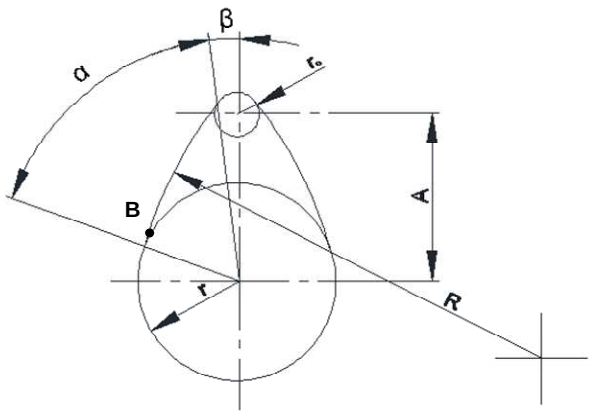
jednym z kierunków modyfikacji jednostek napędowych stosowanych w sporcie motorowym, czyli pracujących przede wszystkim w zakresie maksymalnych prędkości obrotowych (często przekraczających wartości graniczne jakimi zabezpieczone zostały seryjne silniki).

Przy przeprowadzaniu zmian należy jednak pamiętać o wpływie długości kolektora na zjawiska falowe i związanych z tym możliwościami wykorzystania doładowania dynamicznego [36].

4.2 Kinematyka układu rozrządu

Istotnym elementem modelu numerycznego jest model ruchu zaworów (dolotowego i wylotowego). W celach pomocniczych zbudowano arkusz kalkulacyjny ułatwiający definiowanie profili otwarcia w funkcji parametrów geometrycznych układu rozrządu. Wymieniony arkusz opracowano przy wykorzystaniu zależności omówionych szerzej w pozycjach J.A Wajanda [34] i W. Matzke [19], natomiast przybliżeniu podstawowych problemów kinematyki układów rozrządu służy opis zamieszczony poniżej.

Profil wzniosu zaworu zależy (w przypadku konwencjonalnego układu rozrządu) od zarysu krzywki wywierającej nacisk na: zawór, dźwigienkę zaworową lub popychacz, z kolei zagadnienie tworzenia zarysu krzywek związane jest z kinematyką układu rozrządu. Największym problemem rozrządów zaworowych są obciążenia w nich występujące. Rozwój jednostek napędowych w kierunku ciągłego powiększania prędkości obrotowych skutkuje wzrostem przyspieszeń podczas otwierania oraz zamykania zaworów. Duże przyspieszenia powodują powstanie szeregu problemów jak np. uderzanie zaworów o gniazda, niewystarczające siły docisku sprężyn zaworowych, szybkie zużywanie się elementów współpracujących, a w skrajnych przypadkach pęknięcia zaworów. Zjawisko uderzania zaworów o gniazda kompensowane jest odpowiednią konstrukcją profilu krzywki wałka rozrządu. W starszych wolnoobrotowych konstrukcjach najpopularniejsze rozwiązanie stanowiły krzywki harmoniczne, których charakterystyczną cechą był prosty w kreśleniu profil składający się z dwóch okręgów i dwóch łuków.



Rys. 8 Zarys krzywki harmonicznej

Również wznios (h_α, h_β), prędkość (v_α, v_β) i przyspieszenie popychacza (b_α, b_β) są w tym przypadku proste do wyznaczenia, poprzez użycie wyłącznie funkcji matematycznych. Przy współpracy popychacza lub dźwigienki z łukiem bocznym, wspomniane wielkości można przedstawić jako [19]:

$$h_\alpha = (R - r) \cdot (1 - \cos\alpha); \tag{4}$$

$$v_\alpha = (R - r) \cdot \omega \cdot \sin\alpha; \tag{5}$$

$$b_\alpha = (R - r) \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha. \tag{6}$$

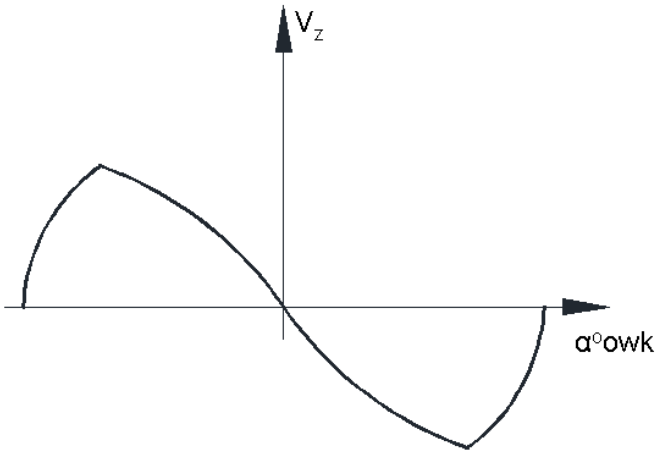
Natomiast przy współpracy popychacza lub dźwigienki z łukiem wierzchołkowym [19]:

$$h_\beta = A \cdot \cos\beta - (r - r_o); \tag{7}$$

$$v_\beta = A \cdot \omega \cdot \sin\beta; \tag{8}$$

$$b_\beta = A \cdot \omega^2 \cdot \cos\beta. \tag{9}$$

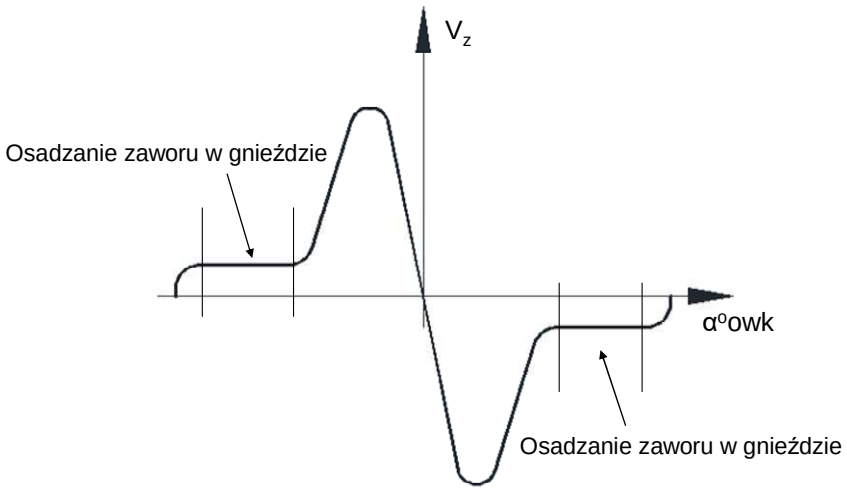
Analizując cykl zmienności prędkości popychacza poruszanego krzywką harmoniczną w funkcji kąta OWK (rys. 9), można zauważyć jej niekorzystny przebieg. W zakresach odpowiadających osadzaniu zaworu w gnieździe prędkość w sposób ciągły narasta, a przyspieszenia występujące podczas zamykania zaworów skutkują uderzeniami przylgni o gniazdo, powodując uszkodzenia udarowe.



Rys. 9 Wykres prędkości popychacza współpracującego z krzywką harmoniczną

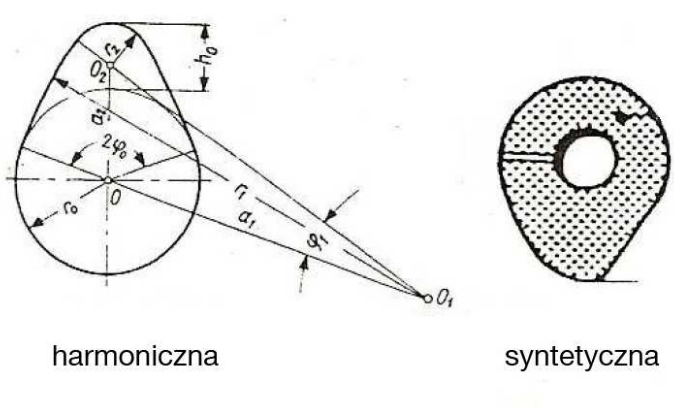
Niekorzystne zjawisko uderzeń w układach rozrządu stanowi duży problem w nowoczesnych silnikach szybkoobrotowych, który jest rozwiązywany wykorzystaniem zaawansowanych profili krzywek. Pomimo, iż zewnętrzny wygląd współczesnych krzywek nie odbiega znacznie od harmonicznych, proces ich kreślenia oraz wykonania jest znacznie bardziej skomplikowany.

Podstawą do budowy nowego zarysu jest wykres przyspieszeń a następnie prędkości popychacza (rys.10). Fundamentalnym założeniem przy generowaniu wykresu jest zerowa wartość przyspieszenia w zakresie odpowiadającym osadzaniu zaworu w gnieździe. Należy również zwrócić uwagę na aspekt rozpiętości zakresu, w którym występuje stała prędkość. Bezwładności działające na elementy mechanizmu, zwłaszcza przy wysokich prędkościach obrotowych, powodują różnice w przełożeniu przyspieszenia pomiędzy współpracującymi komponentami. Opracowanie profilu o szerokim zakresie występowania zerowych przyspieszeń zabezpiecza przed uderzeniami przylgni o gniazda zaworowe, pomimo bezwładności i zmiennych luzów w układzie.



Rys. 10 Wykres prędkości popychacza współpracującego z krzywką syntetyczną

Wstępnie opracowany wykres (przedstawiony na rys. 10), jest używany do przygotowania odpowiadającego zarysu krzywki. Krzywka taka jest nazywana krzywką syntetyczną [34]. Porównanie krzywki harmonicznej i syntetycznej pokazano na rysunku 11.



Rys. 11 Krzywki o zarysie harmonicznym oraz syntetycznym [38]

Różnice pomiędzy harmonicznym i syntetycznym zarysem krzywki skutkują pewnymi ograniczeniami w odniesieniu do modelowania numerycznego. Zarys harmoniczny jest prosty do wyznaczenia jednakże nie odwzorowuje poprawnie profilu otwarcia zaworów nowoczesnych układów rozrządu. Zarys syntetyczny z kolei wymaga przeprowadzania pomiarów stanowiskowych wychylenia zaworu względem kąta OWK (w przypadku braku dokumentacji konstrukcyjnej zarysu krzywki), ograniczając tym samym liczbę stosowanych wariantów (dłuższy czas wymagany do wykreślenia profilu otwarcia). W pierwszej fazie modelowania procesu napełniania wykorzystano zarys harmoniczny, posłużył on wyłącznie

do sprawdzenia wrażliwości modelu na zmiany czasu otwarcia zaworów. Zależności (4-9) stanowiły bazę do budowy arkusza kalkulacyjnego, który umożliwia szybką generację profili w oparciu o wprowadzane dane (rys. 11):

r_0 - promień wierzchołkowy,
r - promień koła podstawowego krzywki,
R - promień łuku bocznego krzywki,
A - wznios krzywki pomniejszony o promień wierzchołkowy,
$\frac{a_p}{a_z}$ - przełożenie dźwigni zaworowej.

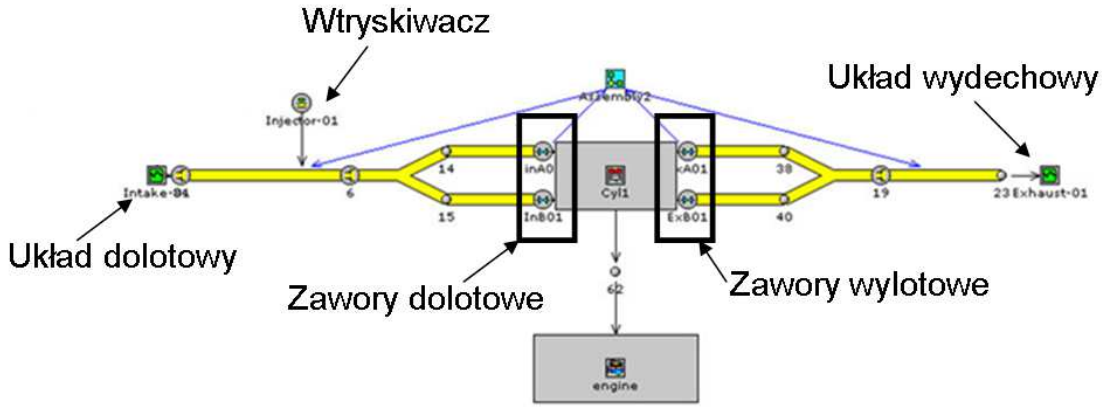
Następnie otrzymane wyniki w postaci wzniosu zaworu względem kąta OWK wprowadzane zostały do modelu jako wewnętrzna funkcja UDF (*User defined function*). Opracowany arkusz został zamieszczony w pracy jako załącznik C, natomiast rezultaty badania wrażliwości modelu na zmiany faz zostały zaprezentowane w pozycji *Modelowanie numeryczne procesu napełniania cylindra silnika ZI*. Należy jednak pamiętać, iż wykorzystanie zarysu harmonicznego do kreślenia profili otwarcia nowoczesnych układów rozrządu jest znacznym uproszczeniem, z tego powodu do badań wpływu faz rozrządu na współczynnik napełnienia zastosowano profile uzyskane w wyniku pomiaru na rzeczywistej jednostce. Proces pomiaru rzeczywistych profili otwarcia a także zastosowanej techniki pomiarowej opisano w dalszej części pracy.

5 Model numeryczny

Budowę modelu numerycznego rozpoczęto od analizy dostępnych metod modelowania. W przeglądzie literatury wykazano, iż modelowanie numeryczne procesów zachodzących w silnikach ZI realizowane jest przeważnie w oparciu o metody 1-D oraz CFD. W przeglądzie wspomniano o braku możliwości odwzorowania zawirowań w metodzie 1-D, przez co badanie problemów wpływu geometrii kolektora dolotowego na napełnienie cylindra i procesy w nim zachodzące jest ograniczone. Jednakże należy uwzględnić, iż narzędzie 1-D jest wykorzystywane przy konstrukcji układów rozrządu, dzięki czemu może wspomóc analizę problemu wpływu zmian faz rozrządu na parametry pracy silnika. Z tego powodu do pracy wprowadzono krótki opis metody 1-D wraz z wynikami symulacji, którego celem jest zapoznanie z wymienionym narzędziem i ocena jego przydatności w podjętych badaniach.

5.1 Modelowanie 1-D

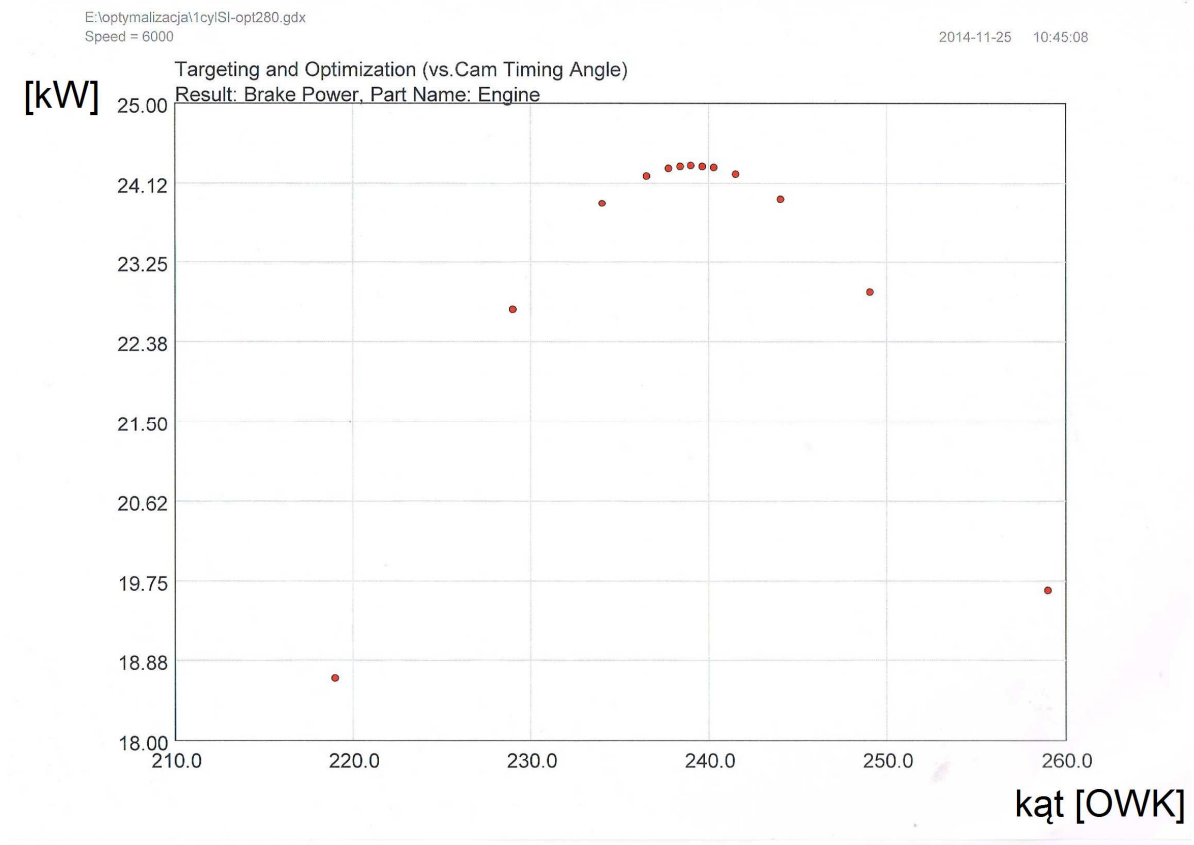
Modelowanie 1-D, jest najczęściej wykorzystywanym narzędziem przez producentów samochodów ze względu na łatwą obsługę oraz szybkość obliczeń. W ramach pracy wykorzystano oprogramowanie GT-power, używane min. przez takich producentów jak: Daimler, BMW, Ford i GM. Budowa modelu w wspomnianym pakiecie obliczeniowym jest stosunkowo prosta i polega na łączeniu ze sobą określonych elementów, jednocześnie poszczególne elementy odwzorowują pracę systemów rzeczywistej jednostki napędowej. Przykładowy model został pokazany ma rysunku 12.



Rys. 12 Model 1-D silnika ZI [41]

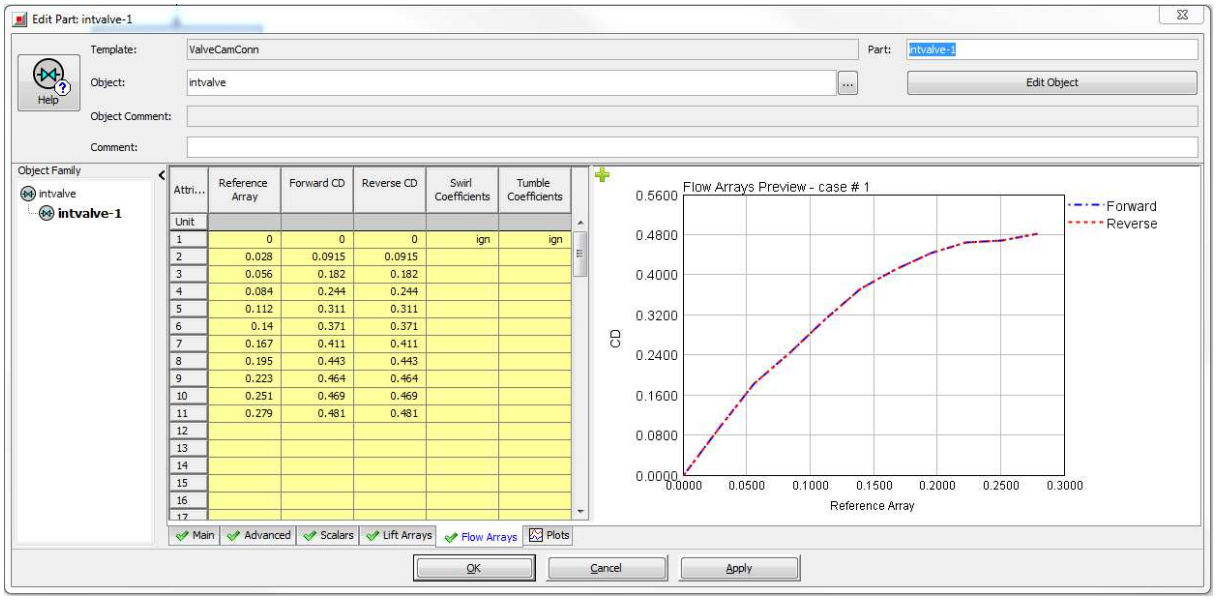
Stosunkowo prosta budowa modelu 1-D wymaga implementacji szeregu dodatkowych danych charakteryzujących pracę elementów. Na przykład przy symulacji otwarcia zaworów, oprócz deklaracji profilu otwarcia wymagane jest również określenie charakterystyki przepływu przez zawór.

Zapoznanie z techniką modelowania 1-D polegało na symulacji pracy jedno-cylindrowego silnika ZI ze zmiennymi fazami rozrządu w oprogramowaniu GT-power. Wielkość niezależną stanowił w tym przypadku kąt obrotu wału korbowego, przy którym następowało otwarcie zaworu dolotowego, natomiast zależną osiągana moc maksymalna silnika przy 6000 obr/min. W ramach symulacji profil otwarcia nie ulegał zmianie, następowało jedynie jego przesunięcie w czasie. Wynikiem obliczeń jest wykres punktowy mocy maksymalnej osiąganej przy różnych kątach rozpoczęcia otwarcia pokazany na rysunku 13.



Rys. 13 Wykres osiąganej mocy maksymalnej silnika przy różnych kątach rozpoczęcia otwarcia zaworu dolotowego.

Problem pojawił się przy próbie analizy wpływu zmian zarysu profilu otwarcia zaworu na osiąganą moc. Wczytywanie profili o dłuższych czasach otwarcia nie powodowało znacznych różnic w wynikach obliczeń, było to spowodowane koniecznością wprowadzenia poza wspomnianym profilem, również charakterystyki przepływu przez zawór (rysunek 14).



Rys. 14 Okno programu GT-power z charakterystyką przepływu przez zawór.

Opisywana charakterystyka określana jest jako zależność współczynnika wypływu (CD), względem referencyjnego współczynnika powierzchni przepływu (Reference Array). Wykreślenie powyższej charakterystyki jest niemożliwe przy użyciu oprogramowania Gt-power. Według producenta oprogramowania zadanie to wymaga przeprowadzenia badań na stanowisku pomiarowym (producent nie podał przy tym algorytmów wykorzystanych do obliczeń wymienionych współczynników). Niepodważalna jest więc konieczność wspomagania modelowania 1-D eksperymentami na stanowisku badawczym lub modelowaniem CFD. Ponieważ już we wstępie założono ograniczenie badań stanowiskowych ze względu na koszty i czasochłonność badań, a także możliwość uszkodzenia jednostki napędowej przy eksperymentach z różnymi wałkami rozrządu, w dalszej części pracy wykorzystano modelowanie CFD.

5.2 Modelowanie CFD

Podjęcie tematu modelowania CFD wymaga krótkiego opisu wykorzystanej metody i symulacyjnego programu komputerowego. Modelowanie CFD (*Computational Fluid Dynamics*) jest dziedziną mechaniki płynów, w której do rozwiązywania problemów przepływu wykorzystywane są metody numeryczne. Odwzorowanie przepływu płynów lub ciepła możliwe jest dzięki zawężeniu analizowanego problemu, model sam w sobie jest już wydzielonym fragmentem rzeczywistości dzięki czemu analizie poddawane są wybrane zjawiska, natomiast w metodzie CFD model ten dodatkowo poddawany jest fragmentacji. Podział domeny na mniejsze elementy nosi nazwę dyskretyzacji i pozwala na wykorzystanie metod numerycznych do rozwiązywania równań różniczkowych cząstkowych osobno dla każdego z elementów, przy czym wektor wynikowy jednego z elementów stanowi wektor wejścia dla elementu sąsiadującego [9]. Zastosowanie metod numerycznych w ujęciu do niepodzielonego modelu skomplikowałoby problem, m.in. ze względu na złożoność przepływów turbulentnych, reakcji fazowych a także wydłużony czas obliczeń.

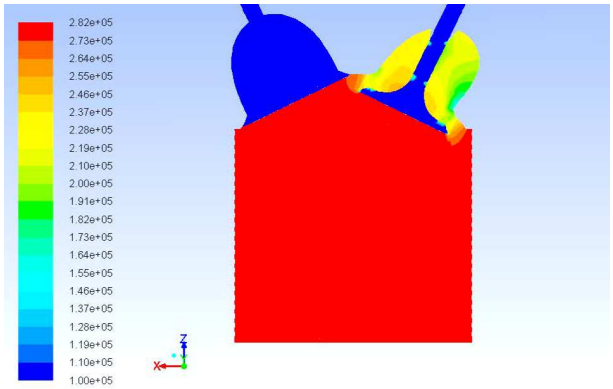
Wyróżniamy następujące metody dyskretyzacji:

- metoda elementów skończonych (FEM);
- metoda objętości skończonych (FVM);
- metoda różnic skończonych (FDM).

Szczegółowy opis wymienionych metod oraz zasady wykorzystywania algorytmów matematycznych w metodzie CFD jest dostępny w pozycji T.J. Chung [9].

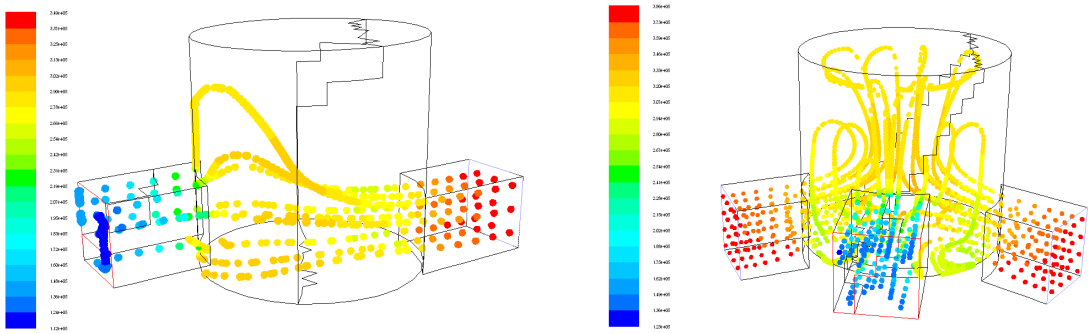
Jednym z komercyjnych programów komputerowych opartych na modelowaniu CFD jest wykorzystany w pracy pakiet obliczeniowy Ansys-Fluent. Pakiet umożliwia symulacje rozkładu: ciśnienia, gęstości, profilu prędkości, a także trajektorii ruchu cząsteczek przepływającego czynnika w badanym modelu. Aplikacja pozwala również na analizę procesów wielofazowych w tym: parowania, kondensacji i mieszania. Poniżej przedstawiono kilka możliwości prezentacji wyników przy użyciu programu Ansys Fluent. Na rysunku 15 pokazano rozkład ciśnienia w przestrzeni roboczej modelu napełnienia czterosuwowego silnika ZI, natomiast na rysunku 16 pokazano trajektorie ruchu cząstek czynnika

przepłukującego cylinder w modelu napełniania dwusuwowego silnika ZI wyposażonego w jedno i dwa okna wlotowe. Przeprowadzone przez autora modelowanie procesu przepłukiwania cylindra dwusuwowego silnika ZI nie było tematem pracy, przedstawione ilustrację mają charakter wyłącznie demonstracyjny narzędzia o nazwie *particle tracking* stosowanego do wizualizacji trajektorii przepływającego czynnika.



Rys. 15 Rozkład ciśnienia w cylindrze czterosuwowego silnika ZI

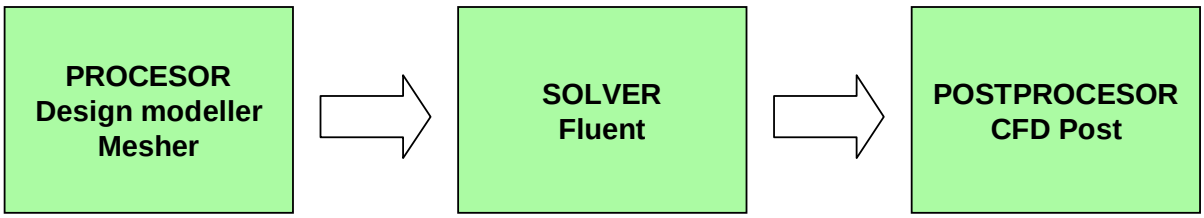
a) b)



Rys. 16 Trajektorie ruchu czynnika przepłukującego cylinder dwusuwowego silnika ZI (*particle tracking*) a) z jednym oknem wlotowym, b) z dwoma oknami wlotowymi.

Istotnym zagadnieniem składającym się na opis charakterystyki oprogramowania Ansys-Fluent jest fakt, iż pakiet ten wykorzystywany jest do analizy szerokiej gamy problemów badawczych, na które składają się m.in.: aerodynamika pojazdów, inżynieria biomedyczna, meteorologia, inżynieria morska, inżynieria procesowa a także zagadnienia związane z pracą silników cieplnych. Szeroka gama badanych zagadnień sprawia, że w opisywanym pakiecie nie istnieją gotowe modele odwzorowujące rzeczywistość. Naturalnie w programie zawarte są algorytmy do opisu np. turbulencji przepływu czy też fizyki mieszania różnych faz czynnika. Jednakże określenie cech modelu począwszy od jego

geometrii, poprzez dyskretyzację, opis zmienności w czasie, na warunkach brzegowych skończywszy należy do użytkownika. Pracę w pakiecie Ansys-Fluent można podzieli na trzy etapy przedstawione na rysunku 17.



Rys. 17 Schemat blokowy kolejnych kroków podjętych w pracy

Czynności przeprowadzane w ramach kolejnych etapów obejmują:

Procesor - budowa geometrii (Design Modeller), dyskretyzacja (Mesher) wraz z wyróżnieniem powierzchni do których przypisywane są warunki brzegowe.

Solver - wybór współczynników modelu, opis zmienności modelu w czasie, definicję ruchu elementów modelu, wybór algorytmów do opisu turbulencji przepływu i wymiany ciepła, nadanie warunków brzegowych oraz symulacje (Fluent).

Postprocesor - wizualizacja wyników (CFD Post).

Przedstawiony schemat został również wykorzystany w ramach poniższej pracy, przy czym szczegółowy opis czynności zrealizowanych w etapach Procesor oraz Solver został zawarty w punkcie **Formalny opis modelu**. Zanim jednak możliwe będzie przystąpienie do opisu formalnego konieczne jest zapoznanie się z głównymi założeniami modelu ujętymi w opisie nieformalnym.

5.2.1 Opis nieformalny modelu

Opis nieformalny stanowi bazę do podjęcia działań mających na celu budowę modelu, ponieważ określa jego główne cechy, na które składają się: założenia upraszczające, definicja systemu, opis elementów z których model jest zbudowany oraz charakterystyka zmiennych modelowych [35]. Kolejne punkty opisu zostały przedstawione poniżej.

a) Założenia upraszczające

Zgodnie z informacjami zawartymi we wstępie określenie założeń upraszczających wymaga przeprowadzenia przeglądu literatury. Szczegółowe wnioski wynikające z przeglądu literatury (str. 13) oraz celów modelowania (str. 14) są podstawą do opracowania następujących założeń:

- Proces spalania nie stanowi tematu pracy więc został pominięty. Celem uwzględnienia wpływu reszty spalin na napełnianie symulacja rozpoczyna się od suwu pracy, następnie zachodzi suw wydechu i ostatecznie suw ssania (0-550^{o}OWK).

- Powietrze traktowane jest jako gaz doskonały, uproszczenie wynika z faktu, iż podczas procesu napełniania nie występują znaczne zmiany ciśnienia i temperatury (przy suwach pracy i wydechu wysokie wartości wymienionych parametrów mogą wpływać na błędy w obliczeniach, jednakże to suw ssania jest głównym przedmiotem modelowania).

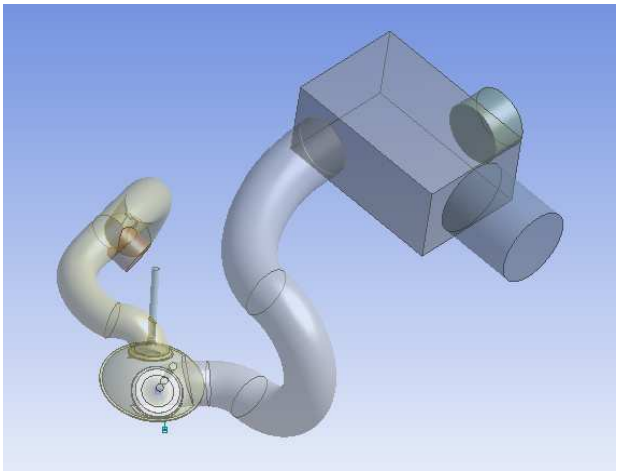
- Turbulencja modelowana jest przy użyciu modelu k-ε, podstawę do wymienionego założenia stanowią badania Pantokratorasa [22] odnośnie modelowania turbulencji podczas procesu napełnianiu cylindra.

- Symulacja obciążenia silnika jest realizowana poprzez zdeklarowanie ciśnień w kolektorach: dolotowym i wylotowym oraz początkowego ciśnienia w cylindrze.

- Warunki brzegowe określone są jako stałe temperatury na ścianach omywanych przez przepływający czynnik. Podstawę do wymienionego założenia stanowią badania Rakopoulosa [26] odnośnie modelowania wymiany ciepła w cylindrze.

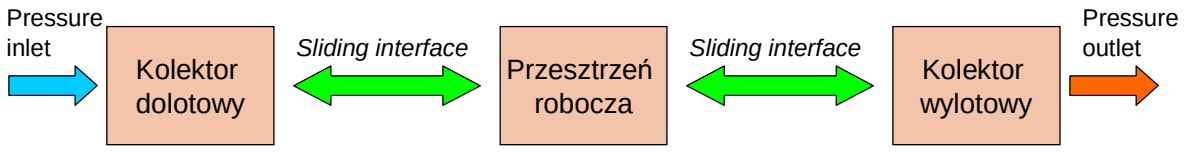
b) Opis elementów modelu:

Zbudowany model odwzorowuje wydzieloną część jednostki napędowej, która obejmuje następujące elementy silnika: kolektor dolotowy, jedną komorę spalania wraz z zaworami (dolotowym i wydechowym) oraz kolektor wylotowy. Geometrię modelu razem z wymienionymi elementami pokazano na rysunku 18.



Rys. 18 Trójwymiarowy model procesu napełniania czterosuwowego silnika ZI

Granice modelu tworzą ciśnieniowe warunki brzegowe, odpowiednio dla wlotu do kolektora dolotowego - *pressure inlet* i wylotu z kolektora wylotowego - *pressure outlet.* W zależności od punktu symulacji elementy modelowanego systemu pozostają w interakcji lub separacji. Jak wcześniej wspomniano symulacja rozpoczyna się od suwu pracy, przy symulacji którego kolektory dolotowy i wylotowy pozostają oddzielone od przestrzeni roboczej (zawory zamknięte). Kolejny etap symulacji stanowi suw wydechu, następuje sprzężenie elementów kolektora wylotowego i przestrzeni roboczej (otwarcie zaworu wydechowego) przy wykorzystaniu narzędzia *sliding interface* (opisanego dokładniej w dalszej części pracy). Jednakowy mechanizm wykorzystuje się symulacji suwu ssania i interakcji między kolektorem dolotowym i przestrzenią roboczą. Graficzny zapis zależności występujących pomiędzy elementami modelu został pokazany na rysunku 19.



Rys. 19 Uproszczony Schemat blokowy interakcji elementów modelowanego systemu

Przepływ czynnika przez kolektory wylotowy i dolotowy wymuszany jest zmianami parametrów w przestrzeni roboczej, na które składają się ciśnienie oraz temperatura. Zmiany ciśnienia wynikają ze zmian objętości przestrzeni roboczej, modelowanych na podstawie algorytmu wykorzystywanego do opisu drogi tłoka w układzie korbowo-tłokowym [34]:

$$x = r \cdot \left[(1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \tag{10}$$

$$\lambda = \frac{r}{l} \tag{11}$$

gdzie: x - droga tłoka, r - promień wykorbienia badanego silnika [mm], l - długość korbowodu badanego silnika [mm], α - kąt obrotu wału korbowego [^{o}OWK].

Wzór (10) służy do wyznaczenia drogi tłoka x, jaką pokonuje przy osiągnięciu danego kąta OWK. Do celów symulacji przemieszczenie x przypisane jest do dolnej powierzchni komory spalania (odwzorowującej w modelu denko tłoka rzeczywistego silnika). Jednocześnie górna powierzchnia modelowanej komory spalania (odwzorowująca ścianę głowicy rzeczywistego silnika) nie ulega przekształceniom, zatem ruch denka tłoka wg zależności (10) skutkuje "rozciąganiem" komory spalania a więc i wzrost jej objętości. Konsekwencją zastosowania wymienionego mechanizmu jest wybór kąta OWK zmienianego z krokiem $0{,}5^{o}$ jako kroku symulacji.

Zmiany temperatury również wynikają ze zmian objętości, lecz dodatkowo uwzględniony jest model wymiany ciepła, zawarty w pakiecie obliczeniowym i oparty na równaniu bilansu energii (13).

c) Zbiory wymuszeń i odpowiedzi modelu

Celem modelowania jest odzwierciedlenie działania rzeczywistego systemu, czyli wygenerowanie określonej odpowiedzi na zadane wymuszenie. Przeprowadzenie symulacji wymaga zatem określenia zmiennych niezależnych modelu stanowiących zbiór wymuszeń oraz odpowiadających wymuszeniom zmiennych zależnych (zbiór odpowiedzi) [35].

W ramach przeprowadzonych badań określono następujące zmienne niezależne:

- profil otwarcia zaworów: w celu zbadania jak czasoprzekrój otwarcia zaworów dla dwóch wariantów wałków rozrządu wpływa na proces napełnienia cylindra,
- czas symulacji: symulacja jednakowego zakresu pracy silnika tj. 0-550^{o}OWK w różnym czasie służy do odzwierciedlenia pracy jednostki napędowej przy różnych prędkościach obrotowych,
- ciśnienie w kolektorach: w celu modelowania obciążenia silnika.

Badanie odpowiedzi modelu na określone wymuszenia odbywa się przy wykorzystaniu następujących zmiennych zależnych:

- współczynnik napełnienia: obliczany na podstawie scałkowania po czasie strumienia masowego czynnika zasysanego do przestrzeni roboczej w kolejnych krokach symulacji, w celu określenia sprawności napełniania cylindra w ujęciu ilościowym,

- ciśnienie w przestrzeni roboczej: wykorzystywane do walidacji, która obejmuje porównanie wykresu indykatorowego rzeczywistego silnika z wykresem ciśnienia uzyskanym na drodze symulacji.

d) Współczynniki modelu

Na współczynniki modelu składa się zbiór wielkości niezbędnych dla dostosowania reakcji modelu do reakcji modelowanego systemu. Wartości współczynników są określane w następstwie procedury identyfikacyjnej [35]; w ramach pracy przeprowadzono eksperymentalną identyfikację współczynników modelu. Odnalezienie odpowiednich wartości nie wiąże się wyłącznie z minimalizowaniem potencjalnego błędu obliczeń lecz, również z zapewnieniem zbieżności procedury iteracyjnej. Zastosowany mechanizm powiązań między elementami modelu (rys. 19) oraz rozmieszczenie warunków brzegowych, wlotowego i wylotowego na granicy oddzielanych elementów, skutkuje fluktuacją wyników kolejnych iteracji przy sprzęganiu i rozdzielaniu tych elementów. Rozrzut wyników spowodowany jest zmianą granicy bilansowej modelu podczas otwierania i zamykania zaworów. Gdy zawory pozostają zamknięte granica bilansowa obejmuje jedynie przestrzeń roboczą, następnie po otwarciu zaworu wylotowego granica bilansowa obejmuje zarówno

przestrzeń roboczą jak i kolektor wylotowy, do którego w dodatku przypisany jest warunek brzegowy *pressure outlet.* Jest to szczególnie istotne ponieważ prawidłowy przepływ modelowanego czynnika powinien odbywać się w kierunku od *pressure inlet* do *pressure outlet*. Przerywanie tego przepływu powoduje wspomnianą fluktuację wyników. Problem ma istotne znaczenie w odniesieniu do równań ciągłości (12), zachowania energii (13) i zachowania pędu (14) i jest kompensowany odpowiednimi współczynnikami modelu.

Pakiet obliczeniowy Ansys-fluent umożliwia przypisanie współczynników do następujących wielkości fizycznych: *pressure* (ciśnienie), *density* (gęstość), *body forces* (siły masowe), *momentum* (pęd), *turbulent kinetic energy* (energia kinetyczna turbulencji), *turbulent dissipation rate* (dyssypacja energii kinetycznej turbulencji), *turbulent viscosity* (dynamiczny współczynnik lepkości turbulentnej), *species, energy* (energia właściwa układu). Powyższe wielkości występują w równaniach (12-16), których postać została przedstawiona w punkcie **Formalny opis modelu**. Pomimo przypisania do wielkości fizycznych, współczynniki modelu nie mają bezpośredniego sensu fizycznego a ich eksperymentalna identyfikacja polega na przeprowadzeniu kolejnych symulacji z różnymi wartościami współczynników do momentu uzyskania stabilnego przebiegu symulacji (brak występowania błędów podczas obliczeń w programie komputerowym) i najmniejszych odchyleń wyników obliczeń od wartości porównywanych zmierzonych na stanowisku badawczym. Efektem przeprowadzonej identyfikacji jest szczegółowy wykaz współczynników modelu przedstawiony w tabeli 1, z kolei błąd obliczeń i metoda porównywania wyników symulacji z wynikami pomiarów na stanowisku badawczym przedstawiono w punkcie **Walidacja**

Tab. 1 Współczynniki modelu

Parametr	współczynnik
pressure	0.1
density	0.1
body forces	0.1
momentum	0.1
turbulent kinetic energy	0.1
turbulent dissipation rate	0.1
turbulent viscosity	0.1
species	0.1
energy	0.1

5.2.2 Opis formalny modelu

Celem opisu formalnego jest wprowadzenie szczegółowej charakterystyki modelu, dzięki której możliwe będzie jego ponowne odtworzenie. Opis rozpoczęto od przedstawienia modelu matematycznego tzn. zbioru algorytmów wykorzystanych do obliczeń odpowiedzi modelu na zadane wymuszenia. Następnie opisano jak opracowana została geometria, wyjaśniono mechanizmy dyskretyzacji i ruchu siatki. W opisie zawarto również informacje dotyczące: zmienności w czasie, ciągłości modelu, schematu przypisywania warunków brzegowych, deklaracji wewnętrznych funkcji ruchu i metody obliczeniowej. W celu podsumowania opisu formalnego zamieszczono tabelę nr 3, w której przedstawiono parametry modelu.

Zgodnie z wymienionym wcześniej schematem opis formalny rozpoczęto od przedstawienia Modelu matematycznego składającego się z następujących równań [33]:

- równanie zachowania ilości substancji

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \tag{12}$$

gdzie: **u** - wektor prędkości płynu [m/s]; ρ - gęstość [kg/m^3], t - czas [s]

- równanie zachowania energii

$$\rho c \frac{DT}{Dt} = k\nabla^2 T + \dot{q}_v + \Phi \tag{13}$$

oraz:

$$\Phi = 2\mu\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\right] + \mu\left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right)^2\right] \tag{14}$$

gdzie: c - pojemność cieplna właściwa [J/kgK]; k - współczynnik przewodzenia ciepła [W/mk]; $\dot{q}_v$ - wydajność objętościowych źródeł ciepła [W/m^3]; u,v,w - składowe prędkości [m/s]; ρ - gęstość [kg/m^3]; t - czas [s]; T - temperatura [K]

- równanie zachowania pędu:

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \tag{15}$$

gdzie: ρ - gęstość [kg/m^3]; **u** - wektor prędkości płynu [m/s]; **g** - jednostkowa siła masowa [m/s^2]; t - czas [s]; p - ciśnienie [Pa]; μ - dynamiczny współczynnik lepkości [Pa·s]

-Równanie transportu modelu turbulencji k-ε:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla(\rho k \mathbf{u}) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma \psi_k}\right) \text{grad}\, k\right] + E_k + E_b - \rho\varepsilon - Y_m + S_k \tag{16}$$

oraz

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla(\rho \varepsilon \mathbf{u}) = \nabla\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma \psi_\varepsilon}\right) \text{grad}\, \varepsilon\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(E_k + C_{3\varepsilon}E_b) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \tag{17}$$

gdzie: ρ - gęstość [kg/m^3]; **u** - wektor prędkości płynu [m/s]: ε - dyssypacja energii kinetycznej turbulencji [m^2/s^3]; k - kinetyczna energia turbulencji [m^2/s^3]; μ - dynamiczny współczynnik lepkości [Pa·S]; μ_t - dynamiczny współczynnik lepkości turbulentnej [Pa·S]; E_k - generacja energii kinetycznej turbulencji ze względu na gradienty prędkości średniej [J]; E_b - generacja energii kinetycznej turbulencji ze względu na siły wyporu [J]; Y_m - wpływ wahań dylatacji na rozproszenie energii kinetycznej turbulencji; $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ - stałe modelu; ψ_k, ψ_ε - liczby Prandtla dla k i ε; S_k, S_ε - zdefiniowane źródła ciepła [J], t - czas [s].

5.2.2.1 Geometria

Geometria modelu obejmuje następujące elementy silnika: kolektor dolotowy, komora spalania wraz z zaworami (dolotowym i wydechowym) oraz kolektor wylotowy. Zawarcie wymienionych elementów było niezbędne ze względu na poprawne odwzorowanie warunków wymiany ładunku w cylindrze. Poniżej przedstawiono aspekty, które należało uwzględnić podczas modelowania geometrii natomiast gotowe modele geometryczne zostały zamieszczone jako załączniki A i B wraz z rysunkami.

Jak wynika z przeglądu literatury, zjawiska przepływu zasysanego czynnika przez kolektor dolotowy oraz wylotowy istotnie wpływają na proces wymiany ładunku. W związku z tym podczas tworzenia geometrii szczególną uwagę zwrócono na wyprofilowanie oraz długość kolektora dolotowego. Do budowy modelu wykorzystana została aplikacja DesignModeller, wchodząca w skład pakietu Ansys. Program umożliwia tworzenie rozmaitych geometrii trójwymiarowych, które najczęściej powstają z prostych brył oraz w wyniku transformacji prostych profili geometrycznych. Odpowiednie łączenie ze sobą brył oraz ich wzajemne wycinanie skutkuje powstaniem modelu o zaawansowanym kształcie.

Zbudowany model geometryczny został uproszczony w stosunku do rzeczywistego kształtu. Uproszczenie to zostało przyjęte ze względu na skrócenie czasu obliczeń oraz możliwość wygenerowania siatki o wyższej jakości. Już w trakcie tworzenia geometrii modelu należało zwrócić uwagę na fakt, iż najlepsza jakość wygenerowanej siatki uzyskiwana jest dzięki wykorzystaniu elementów strukturalnych (elementy sześcienne). Jednocześnie, skomplikowane krzywizny oraz zaokrąglenia skutkują niższą jakością siatki. Dodatkowo w kolektorze wylotowym i dolotowym stworzono boczne wloty/wyloty, co pozwala na deklarowanie ciśnienia w kolektorach i jednocześnie symulację obciążenia silnika (kąt uchylenia przepustnicy jest adekwatny do podciśnienia panującego w kolektorze dolotowym). Deklarowanie ciśnienia jest znacznie prostszym rozwiązaniem niż modelowanie przepustnicy, której położenie zmienia się wraz z obciążeniem. Podobny zabieg został dokonany w przypadku kolektora wylotowego. Z uwagi na fakt, iż temat pracy został skoncentrowany na procesie napełniania, niecelowym było modelowanie całego układu wylotowego. Interesującym z punktu widzenia napełnienia był jedynie opór przepływu, jaki stanowi dla spalin układ wydechowy. Opór ten został przełożony na nadciśnienie w kolektorze wylotowym. Następnym ważnym elementem było poprawne odwzorowanie komory spalania wraz zaworami. Należało zwrócić bezwzględną uwagę na objętość komory

spalania, tak aby w modelu była identyczna z tą w rzeczywistym silniku, ponieważ ruch tłoka w używanym oprogramowaniu wyznaczano na podstawie takich wartości jak promień wykorbienia i długość korbowodu. Różnice objętości samej komory spowodowałaby zmianę stopnia kompresji modelu w stosunku do rzeczywistej jednostki, a tym samym rozbieżności w wynikach uzyskanych z modelu i eksperymentu. Kształt komory również odgrywał istotną rolę, ze względu na zawirowanie czynnika wewnątrz cylindra, przekładające się na opory w napełnianiu. Również ze względu na zawirowanie czynnika, konieczne było odpowiednie umiejscowienie zaworów, wraz z zachowaniem kątów względem płaszczyzny głowicy. Naturalnie, takie wymiary jak średnice stopek, trzonków, promieni przejścia czy też kątów pochylenia przylgni zaworów pozostały zgodne z rzeczywistością.

5.2.2.2 Dyskretyzacja modelu

Dyskretyzacji modelu dokonano wykorzystując program o nazwie Mesher, jest to aplikacja służąca do generowania siatki składającej się z elementów geometrycznych o skończonej liczbie. Narzędzie umożliwia szereg opcji tworzenia siatki, która może być formowana dla całego obiektu lub dla każdej z brył osobno. Dostępne są zaawansowane metody dyskretyzacji jak np.: siatkowanie poprzez wyciąganie, tzn. definiowana jest powierzchnia dominująca oraz krawędź, według której tworzone są kolejne elementy. Budowana siatka może być strukturalna (prostopadłościany), niestrukturalna (czworościany), lub hybrydowa (połączenie elementów prostopadłościennych i czworościennych).

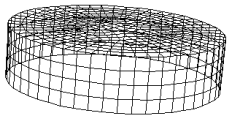
Jednym z ważniejszych parametrów siatki jest liczba elementów składowych. Teoretycznie im większa jest liczba komórek, tym dokładniejsze są wyniki symulacji. Niestety, wraz ze zwiększaniem liczby komórek, wydłuża się czas niezbędny do przeprowadzenia obliczeń oraz po przekroczeniu krytycznej liczby elementów rośnie prawdopodobieństwo utraty zbieżności modelu. Mesher pakietu Ansys Workbench umożliwia szeroki zakres wyboru wymiarów elementów siatki. Udogodnienie to pozwala na redukcję liczby komórek, ponieważ w zależności od siatkowanego obszaru możliwy jest wybór rozmiaru elementów. Przykładem może być warstwa przyścienna, w której spodziewane jest odrywanie się strugi płynu omywającego ścianę; tego typu obszary zazwyczaj siatkowane są dokładniej ze względu na bardziej złożony charakter przepływu. Wraz z oddalaniem się od ściany, przepływ płynu jest bardziej ustabilizowany, tak więc zastosowane elementy mogą być większe a zarazem zmniejsza się ich liczba. Następnym parametrem wpływającym na

jakość siatki, jest rodzaj wykorzystanych elementów. Spośród wymienionych opcji, najlepsze wyniki obliczeń otrzymywane są przy wykorzystywaniu siatek strukturalnych. Należy jednak zwrócić uwagę na ograniczoną stosowalność elementów prostopadłościennych. Szczególnie w praktycznym zastosowaniu metod numerycznych, wyjątkowo rzadko zdarzają się proste i regularne bryły składowe modelu. Kompromisem w tym przypadku jest stosowanie siatki hybrydowej. Gotowa geometria zostaje podzielona, tak aby wyszczególnić regularne wielościany. Wydzielone bryły zostają posiatkowane prostopadłościanami, natomiast bardziej skomplikowane części elementami czworościennymi. Szerokie spektrum parametrów wybieranych do przeprowadzenia dyskretyzacji skutkuje obszerną gamą otrzymywanych siatek. Wybór najlepszej siatki dokonywany jest przez jej testy. Za przykład może posłużyć symulacja prostej rurki o danej średnicy. Problem jest prosty i rozwiązywalny analitycznie. Obliczając np. straty ciśnienia dla danego odcinka i strumienia masowego, otrzymywana jest wartość wynikowa, która zostaje skonfrontowana z wynikami modelu numerycznego. Siatka poddana zostaje modyfikacjom metodą prób i błędów, tak aby wyniki różniły się w jak najmniejszym stopniu. Podobne postępowanie następuje w przypadku metod Volume of fluid (w tym zagadnieniu, testy siatki poza zbadaniem jak zwiększanie liczby elementów wpływa na wyniki, polegają na sprawdzeniu czy modelowany płyn rozpływa się po objętości zgodnie z prawami fizyki) oraz siatek dynamicznych (sprawdzana jest swoboda przemieszczania brył i deformacja komórek siatki).

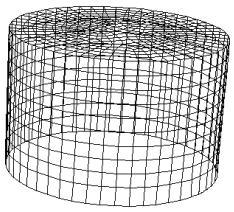
Zebrane informacje posłużyły do dyskretyzacji geometrii opisywanego modelu. Wygenerowana siatka składa się z **105 000 elementów** i jest siatką **hybrydową**, przy minimalnym rozmiarze komórki równym **0,2 mm**. Symulacja suwów pracy, wydechu oraz ssania wymagała zastosowania **siatki dynamicznej**. Ruchoma siatka znacząco komplikowała symulację, należy zwrócić uwagę, iż w modelu procesu napełniania występowały 3 elementy ruchome (zawory oraz denko tłoka) a ruch odbywał się w kilku płaszczyznach. Problemy pojawiły się już przy symulacji przestrzeni roboczej, której objętość podczas symulacji zwiększała się dziesięciokrotnie w stosunku do pierwotnych wymiarów, dodając do wymienionego problemu interferencje objętości (zaworów i przestrzeni roboczej) wywołaną symulacją otwarcia zaworów, koniecznym stało się wykorzystanie złożonych mechanizmów odkształceń zdyskretyzowanej geometrii. Ansys Fluent zawiera dwie metody deformacji siatki: tj. przez zmianę rozmiaru elementów (deforming), oraz w przypadku jednokierunkowych ruchów, przez dodawanie kolejnych rzędów (remeshing) [1]. Najlepszym przykładem rozwijania siatki przez remeshing, stanowi siatka ściany cylindra modelu procesu napełniania, przedstawiona na rysunku 20. Ponieważ symulację rozpoczęto od suwu pracy,

kolejne kroki symulacji skutkowały stopniowym rozszerzaniem przestrzeni roboczej i jednocześnie modelowanej ściany cylindra. Po osiągnięciu maksymalnego wydłużenia komórek odpowiadającego dwukrotności wymiaru początkowego dodawany był nowy rząd siatki. Efekt dodawania kolejnych rzędów siatki można zauważyć poniżej.

a)



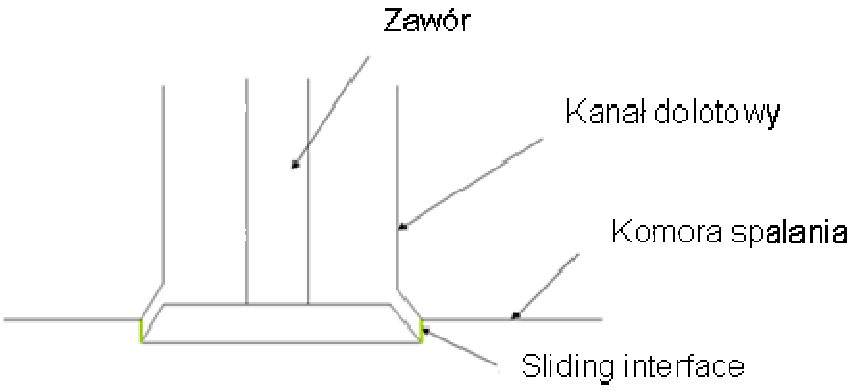
b)



Rys. 20 Remeshing siatki ściany modelowanego cylindra, w dwóch różnych punktach: a) GMP tłoka, b) podczas suwu pracy.

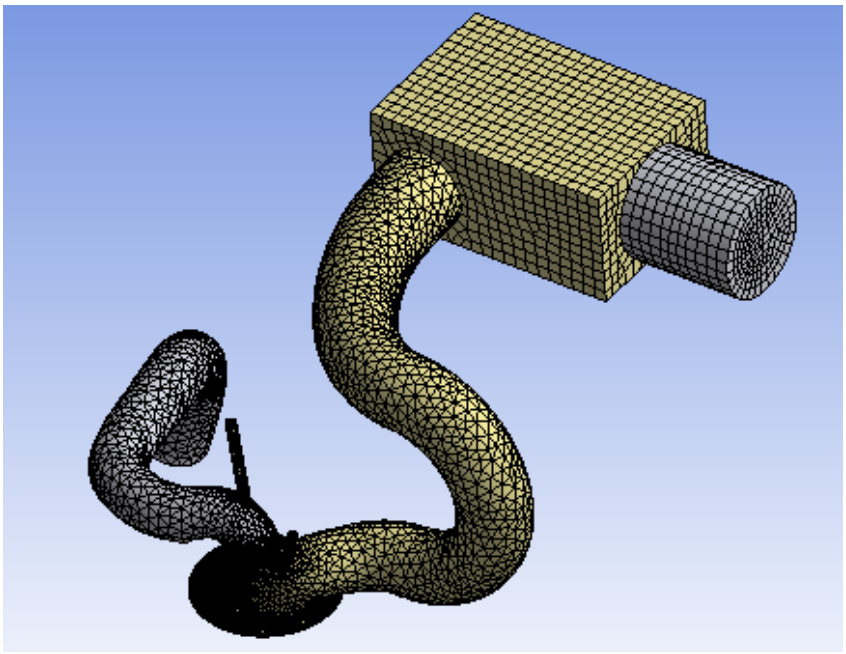
Dużych problemów przysporzyła siatka numeryczna gniazd zaworowych. Modelowanie ruchu zaworów wiązało się bowiem z generacją elementów o ujemnej objętości, szczególnie przy zamykaniu zaworów. Było to konsekwencją powstania bardzo małych przestrzeni pomiędzy komorą spalania a zaworami w kilku punktach symulacji. Ponadto problemem okazała się wspomniana wcześniej interferencja elementów siatki różnych brył związana z ruchem zaworów w głąb przestrzeni roboczej. Aby rozwiązać te problemy, stworzono połączenia zwane *sliding interface* pomiędzy kanałami (dolotowym oraz wylotowym) i przestrzenią roboczą. *Sliding interface* stanowi powierzchnię, która oddziela lub łączy dwie objętości w zależności od tego czy *sliding interface* jest zamknięty

czy otwarty. Cechą charakterystyczną wymienionego połączenia jest możliwość wzajemnego przemieszczania się elementów siatki na granicy łączonych brył czyli tzw. względnego ślizgu siatka po siatce. Zastosowanie mechanizmu ślizgu siatki sprawiło, iż ruch zaworów w głąb przestrzeni roboczej nie powodował nakładania się elementów siatki. Natomiast przylgnie modelowanych zaworów nie stykały się z powierzchnią modelowanej przestrzeni roboczej, ponieważ podczas symulacji oddzielenie/sprzężenie przestrzeni roboczej od kanałów: dolotowego i wylotowego, realizowane było zamknięciem/otwarciem *sliding interface.* Sprzęganie elementów przestrzeni roboczej z kanałami zdeklarowane zostało w pakiecie obliczeniowym tak aby odpowiadało kątom otwarcia/zamknięcia zaworów rzeczywistego silnika. Umiejscowienie *sliding interface* w modelu zostało pokazane na rysunku 21.



Rys. 21 Sliding interface

Ostatnim etapem dyskretyzacji były testy siatki polegające na sprawdzeniu, czy w danej siatce nie występują ujemne objętości komórek w jakimkolwiek z punktów symulacji, przy którejkolwiek z wybranych prędkości obrotowych. W przypadkach występowania negatywnych objętości, dokonywano szczegółowych przekrojów geometrii, celem znalezienia problematycznych miejsc. Podczas testów siatki ciekawym wnioskiem okazał się fakt różnych sposobów realizacji mechanizmu remeshing przy różnych prędkościach obrotowych. Np. przy symulacji procesu napełniania dla prędkości 6000 obr/min podczas zamykania zaworu wydechowego wystąpiły ujemne objętości komórek. Tymczasem stosując tą samą siatkę dla symulacji przy 2000 obr/min, kalkulacja przebiegła bez żadnych problemów. Ze względu na powtarzalność wyników, należało opracować siatkę umożliwiającą symulację dla wszystkich zmienianych parametrów tj. prędkości obrotowej czy profili otwarcia. W związku z tym generacja optymalnej siatki stanowiła poważny problem podczas tworzenia modelu. Zdyskretyzowana geometria została przedstawiona na rysunku 22.

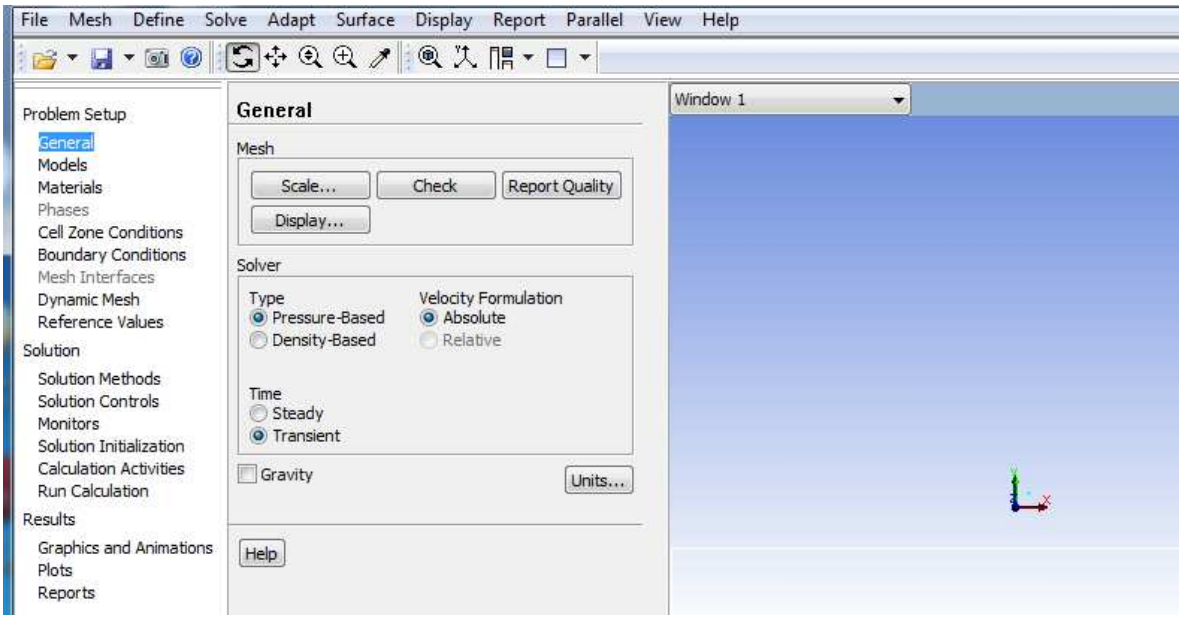


Rys. 22 Posiatkowany model wykorzystany w pracy

Widoczne na rysunku wydzielenie regularnych brył umożliwiło selektywne ich siatkowanie, a zagęszczenie elementów w obrębie komory spalania oraz zaworów poprawę dokładności obliczeń.

5.2.2.3 Symulacja

Ostatnim punktem opisu formalnego jest schemat przygotowania symulacji, którą przeprowadzono w pakiecie o nazwie Fluent wykorzystywanym do badań szerokiej gamy problemów przepływu. Ze względu na uniwersalność oprogramowania, przygotowanie symulacji wymagało wprowadzenia szeregu parametrów, a w przypadku opisywanych badań również wewnętrznych funkcji zdefiniowanych przez użytkownika. Kolejność wykonywanych operacji przebiegała według listy okien programu widocznej z lewej strony rysunku 23. Pierwszym z podjętych kroków było określenie zmienności modelu w czasie. Wybierając opcję *transient* w pierwszym oknie *general* zdeklarowano, iż symulacja przeprowadzona zostanie w stanie nieustalonym.



Rys. 23 Okno *general* programu Fluent.

Następnie w oknie *models* wybrano równania, na podstawie których obliczana została odpowiedź modelu na wymuszenia. Zgodnie z zamieszczonym wyżej modelem matematycznym w skład równań wchodziły:

- równanie zachowania ilości substancji,
- równanie zachowania energii,
- równanie zachowania pędu:,
-równanie transportu modelu turbulencji.

Również w oknie *models* zaznaczono, iż model turbulencji oparty zostanie na dwóch równaniach *k-ε*.

W kolejnym oknie *materials* zdefiniowano substancje biorące udział w symulacji (powietrze, spaliny) oraz zaznaczono, że wymienione substancje traktowane będą podczas symulacji jako gazy doskonałe.

Istotny aspekt przygotowywania symulacji stanowiło okno *boundary conditions.* W pracy wykorzystano dwa typy warunków brzegowych, ciśnieniowe (wloty, wyloty) i temperaturowe (powierzchnie geometrii). Temperaturowe warunki brzegowe zostały określone jako stałe temperatury na powierzchniach będących w kontakcie z przepływającym czynnikiem. Wartości temperatur takich powierzchni jak denko tłoka czy grzybki zaworów zostały zaczerpnięte z literatury [14, 23] i przedstawione w tabeli 2.

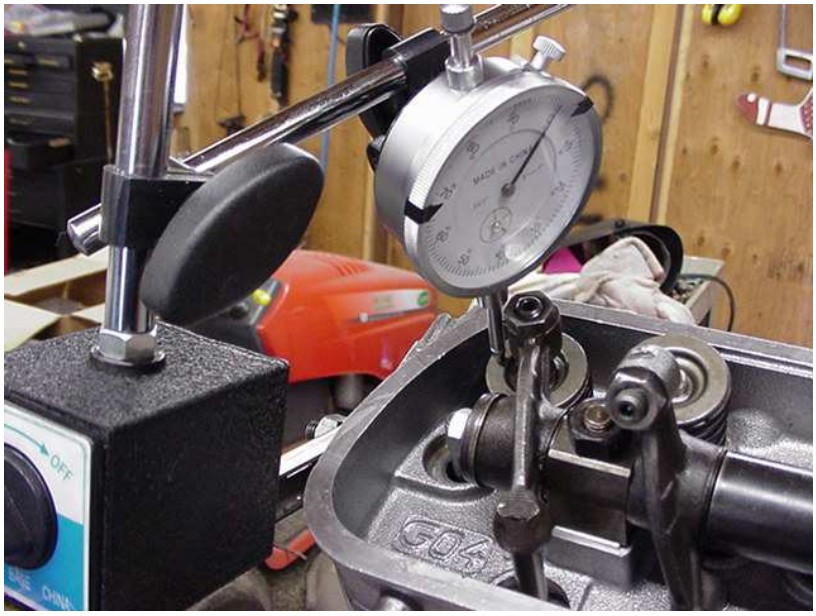
Tab. 2 Warunki brzegowe przypisane do powierzchni modelu [14, 23].

Powierzchnia	Temperatura ^{o}C
Ściana głowicy	230
Przylgnia oraz grzybek zaworu dolotowego	180
Ściana kanału dolotowego w głowicy	90
Denko tłoka	330
Przylgnia oraz stopka zaworu dolotowego	430

Założenie stałych temperatur jest znacznym uproszczeniem, jednakże należy nadmienić, iż w czasie pracy rzeczywistego silnika temperatury w przestrzeniach roboczych szybko zmieniają się w czasie. Z tego powodu określenie warunków brzegowych wymiany ciepła (innych niż pierwszego rodzaju) w cylindrach silników tłokowych jest zagadnieniem złożonym. Dodatkowo wg. badań Rakopoulosa [26] stosowanie zaawansowanych modeli wymiany ciepła w symulacjach CFD wydłuża czas obliczeń, w skrajnych przypadkach doprowadzając do utraty zbieżności a.

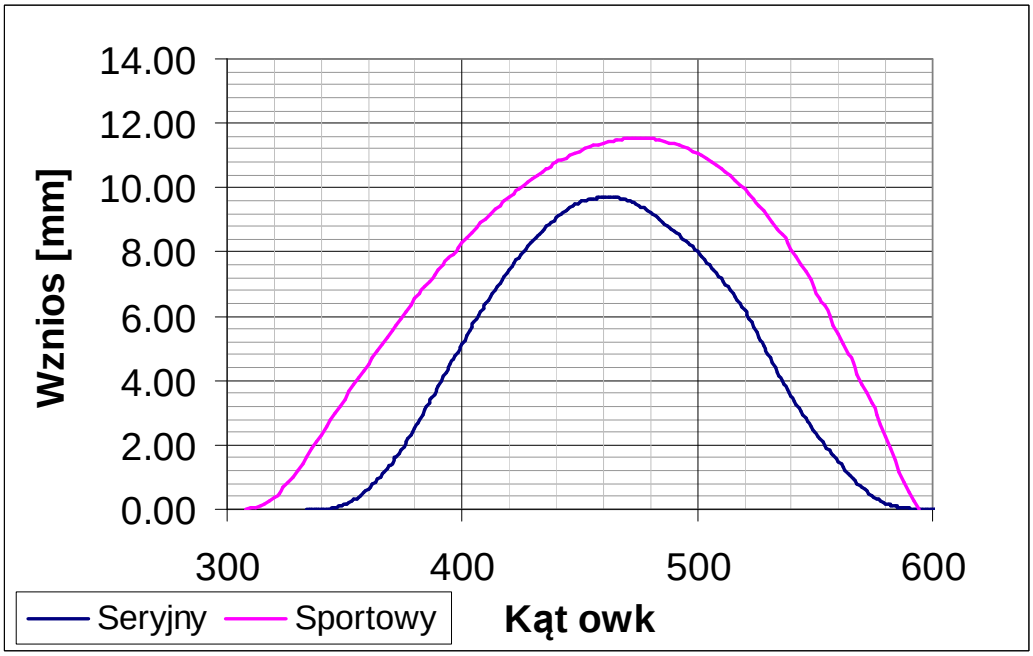
Następny krok polegał na zdefiniowaniu ruchu tłoka oraz zaworów modelu, które odbywały się według określonych profili [4]. Ruch tłoka zamodelowano określając jego skok oraz długość korbowodu (funkcja wewnętrzna programu), podczas gdy dla określenia ruchu zaworów koniecznym było zbudowanie wewnętrznej funkcji w programie UDF (*User's defined function)* zawierającej zależność wzniosu zaworu od kąta obrotu wału korbowego [1]. Podstawą wewnętrznego kodu były profile otwarcia zaworów zmierzone na rzeczywistym silniku. Przygotowanie stanowiska do pomiaru profili polegało na przymocowaniu kątomierza do koła pasowego wału korbowego wraz z wskaźnikiem GMP. Następnie utwierdzono statyw razem z czujnikiem zegarowym na głowicy silnika. Podczas pomiaru skoku zaworów, należało zwrócić uwagę na konstrukcje układu rozrządu. Bazowy silnik wyposażony jest w rozrząd typu OHC, przy czym ruch zaworów odbywa się w skutek nacisku dźwigienki. Dodatkowo stopka dźwigienki jest półokrągła, rozwiązanie to powoduje różnicę wychylenia zaworu w zależności od kąta pod jakim krzywka naciska na dźwigienkę. Celem uzyskania poprawnego profilu otwarcia, należało oprzeć trzpień czujnika zegarowego o końcówkę trzonka zaworu. Przeciwnie do rozwiązań, w których krzywka bezpośrednio naciska na element wykonawczy przesuwający zawór, gdzie przy użyciu czujnika zegarowego wychylenie można odczytywać bezpośrednio z krzywki (należy jednak pamiętać o kompensacji luzu zaworowego). Efektem wspomnianego rozwiązania konstrukcyjnego była konieczność dokonywania pomiarów bezpośrednio na silniku, kręcąc wałem korbowym z

dokładnością 1^o obrotu. Zdjęcie stanowiska do pomiaru profilu otwarcia zaworów został przedstawiony na rysunku 24.



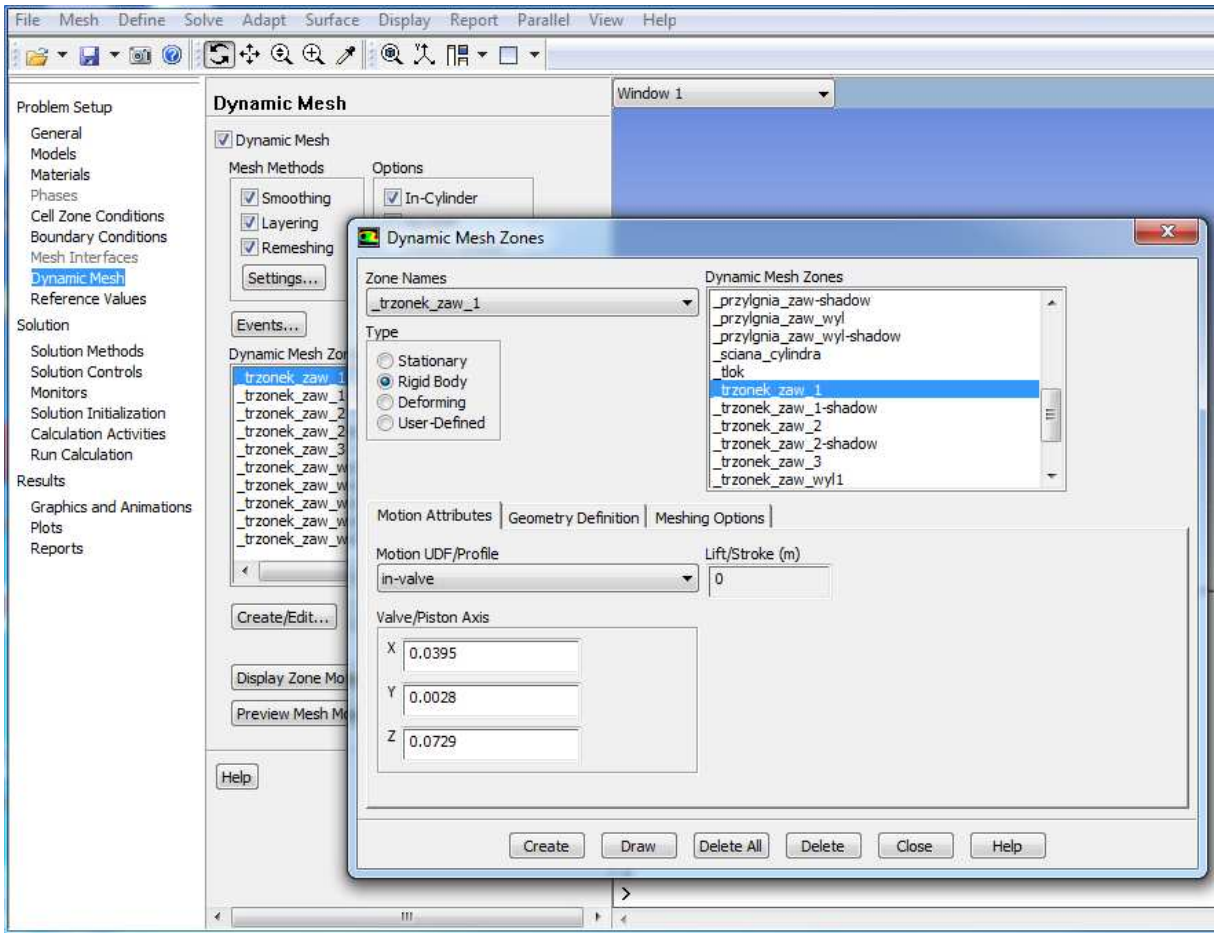
Rys. 24 Stanowisko do pomiaru profilu otwarcia zaworów [44]

Efektem przeprowadzonych pomiarów są profile pokazane na rysunku 25.



Rys. 25 Porównanie profili otwarcia zaworów (różowy-sportowy, granatowy-seryjny)

Gotowe funkcje zostały zaimplementowane do programu, następnie w oknie *Dynamic mesh* wybrane zostały powierzchnie, objętości ruchome oraz krok symulacji. Jako krok określono połowę stopnia obrotu wału korbowego. Powodem wyboru takiej jednostki było ograniczenie przemieszczeń elementów ruchomych przypadających na jeden krok czasowy. W dalszej kolejności należało określić typ ruchu elementów (deformacja/stała objętość), a także cechy ruchu w tym osie i minimalne rozmiary elementów siatki ruchomej (0.2 mm). Na rysunku 26 pokazano okno wyboru elementów ruchomych, w którym wprowadzane są właściwe atrybuty zależnie od typu ruchu.

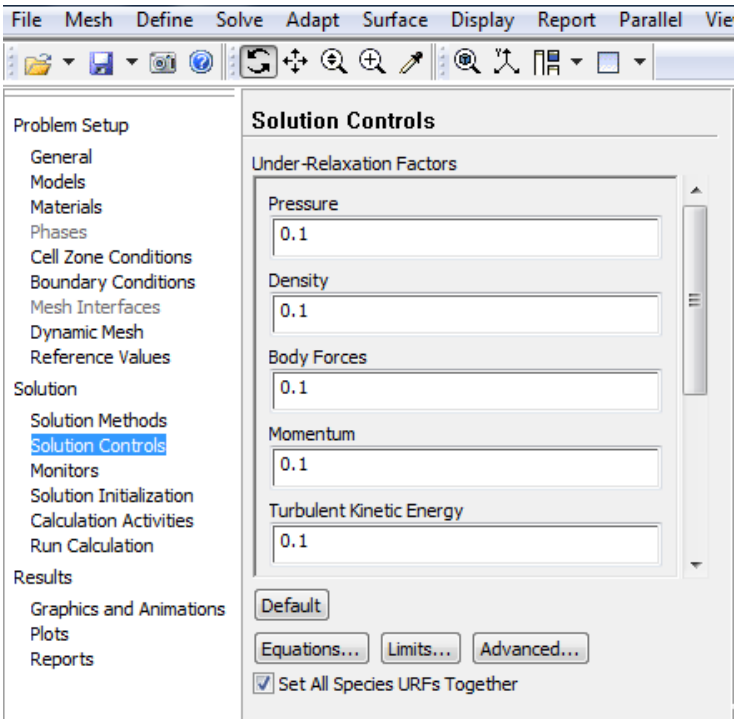


Rys. 26 Okno *Dynamic Mesh* programu fluent, wraz z opcją wyboru osi ruchu dla powierzchni trzonka zaworu dolotowego.

Kolejnym etapem przygotowań do symulacji był wybór metody obliczeń. W oknie *solution methods* wybierana jest metoda rozwiązania sprzężenia ciśnienie-prędkość, a także sposób rozwiązania równań (12-17). W zależności od liczby elementów siatki wykorzystywane są różne metody numeryczne do rozwiązywania równań modelu matematycznego. Najprostszą metodą jest prowadzenie obliczeń dla każdego elementu z

osobna. Jednakże przy wysokim zagęszczeniu elementów konieczna jest aproksymacja wyników kilku elementów. Aproksymacja może zostać wykonana jako wielomian 1-rzędu, czy też krzywa wykładnicza (wielomian n-tego rzędu). Ponieważ liczba elementów siatki podczas symulacji uległa zmianie (zmienna liczba aproksymowanych wartości), nastawy w oknie *solution methods* zachowano w pozycjach domyślnych.

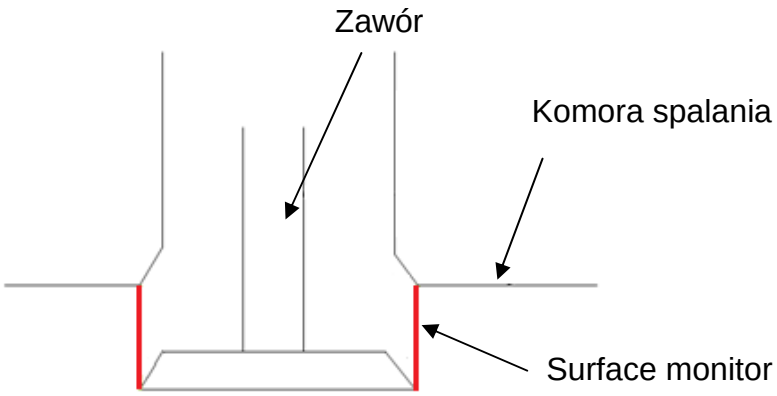
Następnie, po wyborze metod obliczeń, w oknie *solution controls* wprowadzono współczynniki podrelaksacji modelu. Przedstawione w punkcie **Nieformalny opis modelu** współczynniki zostały wpisane w odpowiadające komórki (rysunek 27).



Rys. 27 Okno *Solution Controls* z wprowadzonymi współczynnikami podrelaksacji

Określenie odpowiedzi modelu na wymuszenia byłoby niemożliwe bez zapisu wektorów wynikowych, ponieważ do symulacji wykorzystano dynamiczną siatkę zapis parametrów obliczanych odbywał się po każdym kroku obliczeń, co należało zdeklarować w oknie *monitors*. Celem archiwizacji wyników zdefiniowano powierzchnie monitorowane, w programie nazywane jako *surface monitor*. Program umożliwia monitorowanie takich wartości jak: strumień masy, średnie temperatury, maksymalne temperatury, ciśnienie oraz prędkości na powierzchni. Wspomniane wartości wyznaczane są nie tylko dla ścian modelu lecz również dla objętości (*volume monitors)*, zarówno tyczy się to danych maksymalnych, minimalnych jak i uśrednionych.

Obliczenie sprawności napełnienia wymagało wyboru jako parametru zapisywanego strumienia masy powietrza napływającego do cylindra. Powierzchnię monitorowaną stanowiła ściana opisywanego wcześniej połączenia *sliding interface*. Możliwość zapisu danych w tym miejscu umożliwia nie tylko określenie masy powietrza, które wpłynęło do cylindra lecz również ilość powietrza, które zostało utracone na skutek źle dobranych faz rozrządu dla danej prędkości obrotowej. Umiejscowienie tzw. *surface monitor* w zbudowanym modelu pokazano na rysunku 28.



Rys. 28 Powierzchnia monitorowana (*surface monitor*)

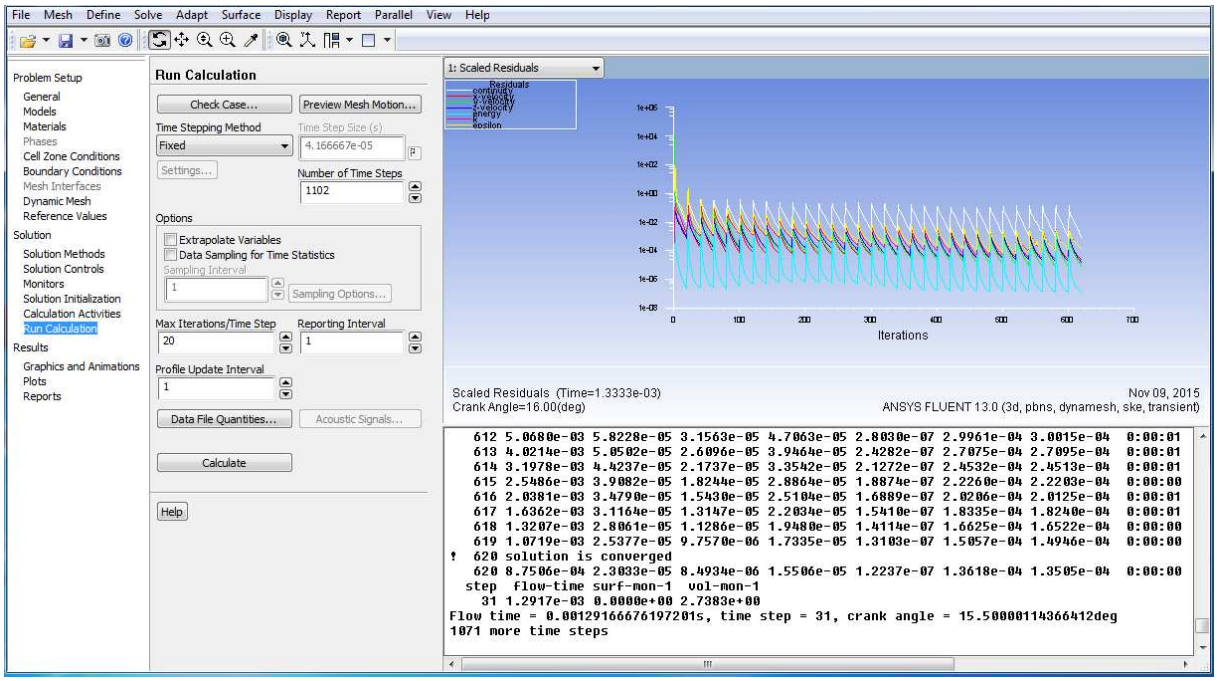
Efektem wynikowym jest plik tekstowy z wartościami strumieni masy powietrza w danym kroku obliczeń. Aby określić ilość czynnika zassanego podczas symulacji, należało scałkować w czasie wartości strumienia masy.

Następnie przeprowadzono inicjalizację symulacji, w oknie *solution initialization* wprowadzono warunki początkowe. Ciśnienie zostało wybrane na podstawie danych z pomiaru na stanowisku hamowni silnikowej i dla obciążenia 50% wynosiło p_p = 3 MPa. Z kolei temperatura początkowa została wybrana na podstawie danych literaturowych [15] i również dla obciążenia 50% wynosiła: T_p = 1500 ^oK.

Ostatnim etapem przygotowań był wybór animacji przedstawiającej zmiany wprowadzane w poszczególnych symulacjach. Wybór animacji jest konieczny jeszcze przed przystąpieniem do symulacji, ponieważ analogicznie do przypadku zapisu danych na powierzchniach monitorowanych, zastosowanie dynamicznej siatki wymaga archiwizacji wyników dla każdego kroku, w przeciwnym razie możliwe jest jedynie prezentowanie obrazu ostatniego kroku symulacji. W oknie *calculation activities* zdefiniowano powierzchnię przekroju geometrii 3D przechodzącą przez osie zaworów, tak aby widoczne były zmiany

konturów ciśnień w przestrzeni roboczej i części kanałów dolotowych. Efekty animacji w postaci zrzutów ekranu pokazano na rysunkach 41 i 48.

Opisane wyżej czynności umożliwiły rozpoczęcie symulacji, w oknie *run simulation* określono liczbę kroków, które miały zostać przeliczone podczas symulacji oraz liczbę iteracji przypadającą na jeden krok. Następnie uruchomiono symulację, w czasie obliczeń należało obserwować przebieg krzywych rezydualnych ilustrujących zbieżność (rysunek 29).



Rys. 29 Obliczenia podczas symulacji procesu napełniania.

Utratę zbieżności obliczeń obserwowano przez skokowe zmiany wartości widocznych w dolnej części rysunku 29. Jeżeli podczas obliczeń nastąpiła utrata zbieżności, koniecznym było zidentyfikowanie, której wartości dotyczy i następnie skompensowanie jej pomniejszonym współczynnikiem (okno *solution controls*).

Podsumowaniem podjętych działań jest tabela 3, w której zawarto parametry modelu

Tab. 3 Parametry modelu

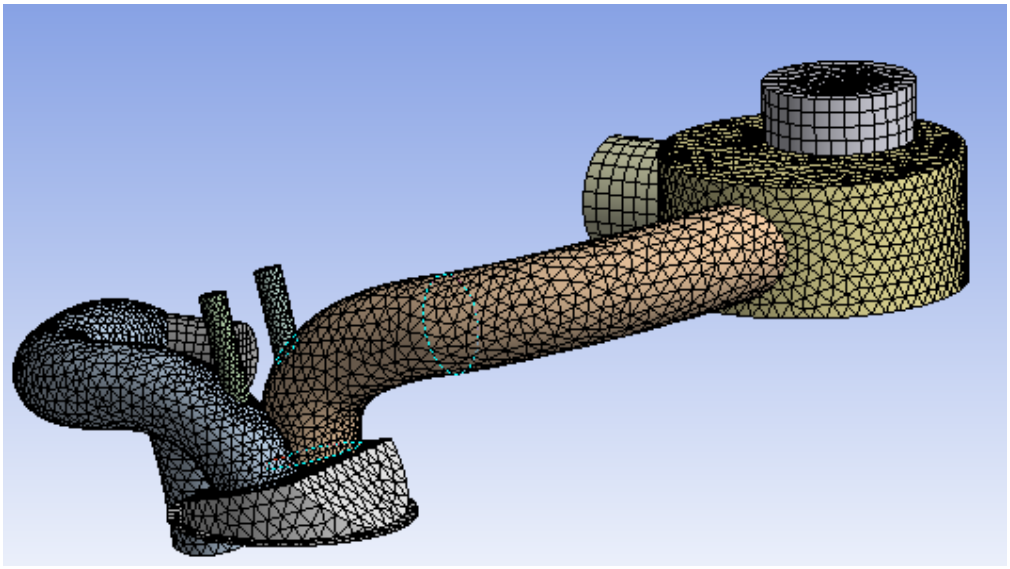
Czas	Stan niesustalony	Warunki początkowe	
Zakres czasowy	0-550^{o}OWK	Obciążenie 50 %	
Model turbulencji	*k-ε*	Ciśnienie: 3,0 MPa	Temp. 1500^{o}K
Krok symulacji	0,5^{o}OWK	Obciążenie 100 %	
Warunki brzegowe	Pierwszego rodz.	Ciśnienie 4,8 MPa	Temp. 1800^{o}K

6 Walidacja modelu

Walidacji modelu dokonano poprzez porównanie wartości ciśnienia w cylindrze silnika otrzymanego na drodze symulacji z danymi eksperymentalnymi. Ze względu na brak możliwości przeprowadzenia indykacji jednostki m20b27, w celu walidacji do modelu wprowadzono geometrię wzorowaną na silniku 170A1.046. Wymieniona jednostka umieszczona jest na stanowisku hamowni silnikowej Instytutu Techniki Cieplnej Politechniki Śląskiej w Gliwicach, stanowisko to wyposażono w szereg urządzeń pomiarowych m.in. układ do indykacji silnika. Podmiana geometrii w celu walidacji modelu potwierdza, iż o wiele łatwiejsze są modyfikacje modelu numerycznego niż przygotowanie pomiarów stanowiskowych na różnych jednostkach napędowych.

Ponieważ do modelu wprowadzono nową geometrię, koniecznym było ponowne jej zdyskretyzowanie. Otrzymana siatka składa się z 86 000 elementów w stanie początkowym (GMP). Pozostałe parametry symulacji przyjęto jak dla przypadku bazowego, tzn. warunki brzegowe zostały zaimplementowane jako stałe temperatury na powierzchniach omywanych przez przepływające powietrze. Model turbulencji jest opisywany przez dwa równania k-ε. Natomiast profile otwarcia zaworów odpowiadają wałkom seryjnym i nie podlegały modyfikacji.

Geometria modelu składa się z: kolektora dolotowego, komory spalania (w kształcie klina, jak w rzeczywistym silniku), zaworów, części kolektora wylotowego. Siatka po dyskretyzacji została przedstawiona na rysunku 30.



Rys. 30 Posiatkowana geometria modelu wykorzystanego do walidacji

6.1 Opis stanowiska

Stanowisko, na którym przeprowadzono pomiary do walidacji zostało wykorzystywane m.in. do realizacji pracy doktorskiej G. Przybyły pt. *" Wpływ parametrów obciążenia silnika spalinowego na przebieg generacji ciepła oraz efektywność konwersji energii w układzie"*. Poniżej przedstawiona została krótka charakterystyka urządzenia [24].

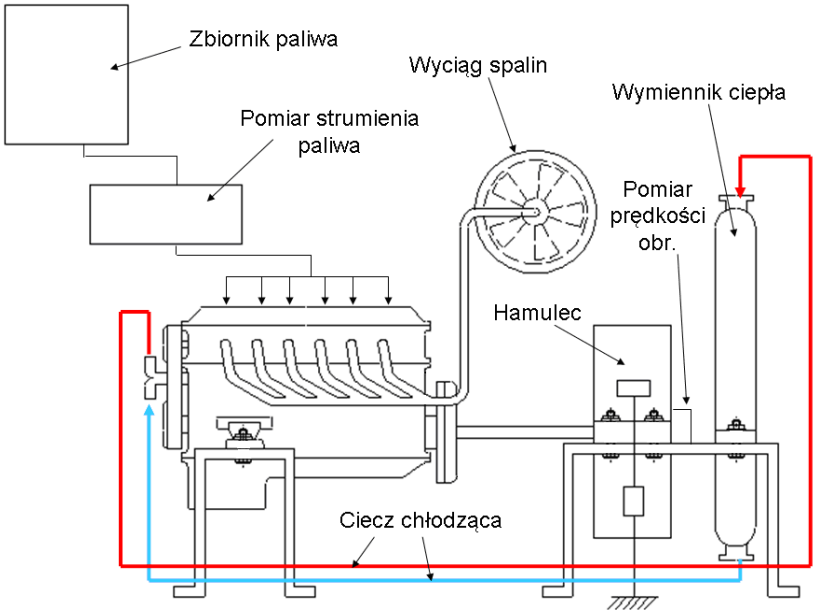
Stanowisko badawcze wyposażone jest w zautomatyzowany układ sterowania oraz szereg urządzeń pomiarowych. Dostępna aparatura umożliwia pomiar takich parametrów pracy silników tłokowych jak ciśnienie indykatorowe, prędkość obrotowa, moment obrotowy, moc, masa zużywanego paliwa, a także wyznaczanie charakterystyk: prędkościowych i obciążeniowych. Pomiar momentu obrotowego oraz symulacja obciążenia silnika odbywa się przy użyciu hamulca elektrowirowego.

Pełne obciążenie jednostki napędowej podczas pracy na stanowisku badawczym jest niemożliwe bez układu chłodzenia. Głównym elementem układu są wymienniki płaszczowo – rurowe odbierające ciepło z obiegu pierwotnego chłodzącego silnik. Dodatkowo hamownia jest wyposażona w chłodnicę oleju silnikowego, zastosowanie której kompensuje brak chłodzenia miski olejowej silnika, jakie ma miejsce w warunkach drogowych (powietrze przepływające pod samochodem). Również ze względu na zabudowę jednostki w pomieszczeniu konieczne jest wyposażenie stanowiska w układ wyciągu spalin

Sterowanie silnikiem odbywa się przy użyciu kasety regulacyjno – pomiarowej. Podstawowymi parametrami nastawnymi są prędkość i moment obrotowy; do pomiaru wspomnianych wielkości służą:

- czujnik tensometryczny, pomiar obciążenia silnika z dokładnością do 1 Nm/rad w zakresie 0-100 Nm/rad,
- czujnik indukcyjny, pomiar prędkości obrotowej z dokładnością do 1 obr/min w zakresie 0-6000 obr/min.

Schemat stanowiska pomiarowego wraz z opisywanymi elementami został pokazany na rysunku 31.

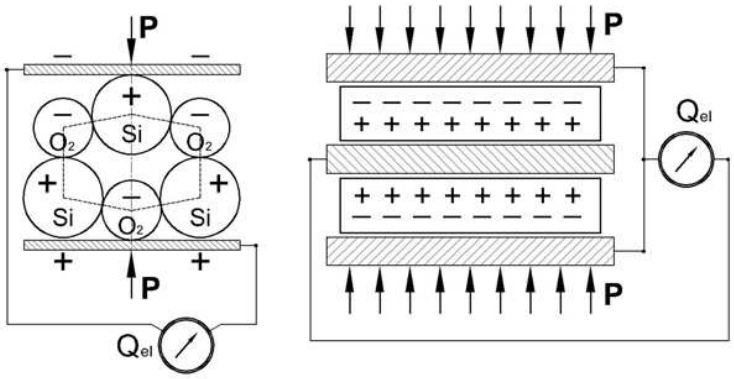


Rys. 31 Schemat stanowiska pomiarowego.

Podjęcie zadania walidacji wymaga przeprowadzenia pomiaru ciśnienia indykowanego w przestrzeni roboczej silnika 170A1.046. Ze względu na szybko zmieniające się parametry w cylindrach badanej jednostki, do pomiaru ciśnienia wykorzystuje się czujnik piezokwarcowy. Kwarc (SiO2) jest najczęściej stosowanym materiałem używanym do budowy urządzeń pomiarowych pracujących w szybko-zmieniających się warunkach, głównie ze względu na dobre właściwości, na które składają się:

- wytrzymałość mechaniczna,
- własności izolacyjne,
- liniowa charakterystyka w szerokim zakresie temperatur.

Działanie wymienionego czujnika wykorzystuje zjawisko piezoelektryczne, które opiera się na powstawaniu ładunków elektrycznych na granicach kryształów. Przetworniki ciśnienia są tak konstruowane, aby wywołać tzw. podłużne zjawisko piezokwarcowe (rys. 32). Powstanie zjawiska piezokwarcowego jest możliwe w wypadku występowania siły skierowanej wzdłuż osi pola elektrycznego kryształów. Aby zwiększyć czułość czujnika element pomiarowy ma kształt walca, natomiast kryształy z których składa się element, mają mniejszą wysokość niż średnicę. Oznacza to, że przetwornik jest zbudowany ze stosu płytek łączonych w sposób równoległy.



Rys. 32 Schemat powstawania zjawiska piezokwarcowego [24]

Przetwornik dobierany jest ze względu na miejsce i sposób montażu, zakres ciśnień w którym będzie pracował, oraz ze względu na częstotliwość mierzonego sygnału. Częstotliwość mierzonego sygnału determinuje dokładność odczytów [24]. Obecnie większość produkowanych czujników, dysponuje częstotliwością własną przewyższającą 80 Hz. Przy takiej wartości błąd pomiaru nie przekracza 2% [24].

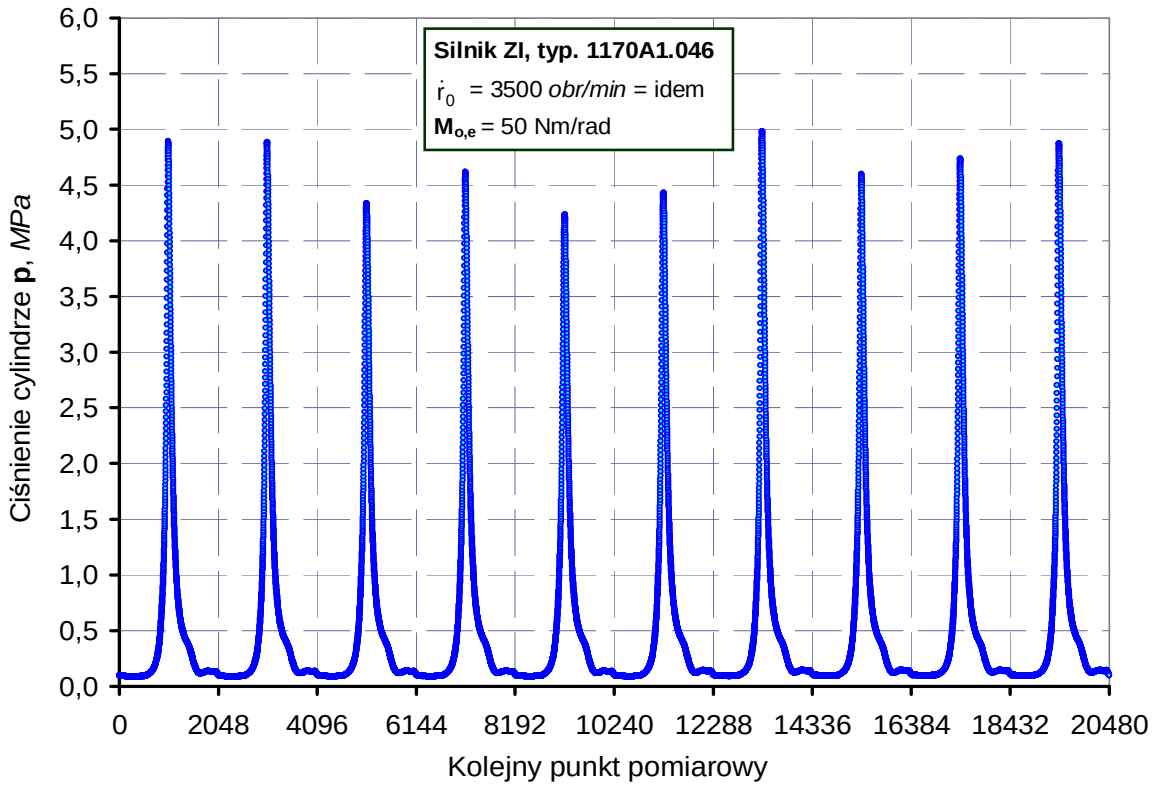
Stanowisko, na którym przeprowadzono pomiar ciśnienia indykowanego wyposażono w czujnik firmy Kistler typ 6117BF17. Dane techniczne wymienionego czujnika zostały zamieszczone w tabeli 4.

Tab. 4 Dane techniczne czujnika Kistler typ 611BF17.

Zakres Pomiarowy	0…20MPa
Chwilowe maksymalne ciśnienie przeciążenia czujnika	25MPa
Czułość dla temp. 200°C	-15,9pc/bar
Częstotliwość własna (czujnik wraz z adapterem świecy zapłonowej)	130kHz
Robocza temperatura pracy	≤300°C
Rezystancja izolacji czujnika w temperaturze: 20°C 200°C	 $>10^{13}\Omega$ $>10^{11}\Omega$
Pojemność elektryczna czujnika z 1m przewodu pomiarowego	110pF

Zbudowanie wykresu indykatorowego wymaga przeprowadzenia pomiaru ciśnienia w cylindrze przy określonych kątach OWK. Zadanie to jest realizowane przy użyciu znacznika (enkodera) położenia wału, tzn. połączonego z wałem korbowym czujnika, generującego sygnały elektryczne i wzbudzające układ karty. W analizowanym przypadku taktowanie odbywało się co 0.1^{o}OWK.

Przed przystąpieniem do analizy wyników walidacji należy zwrócić uwagę na nierównomierność cykli pracy silnika. Na rysunku 33 pokazano przykład (punkt pracy o poniższych parametrach prędkości obrotowej i obciążenia nie podlega walidacji) nierównomierności przebiegu ciśnienia indykowanego kolejnych cykli.

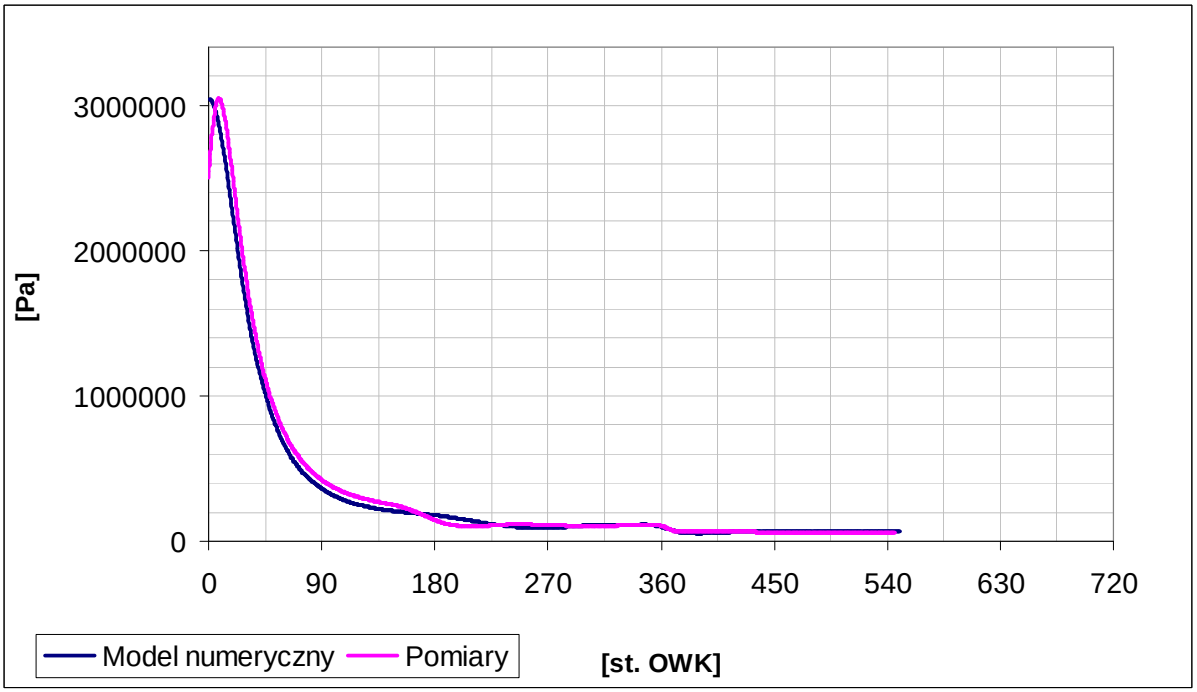


Rys. 33 Nierównomierność przebiegu ciśnienia kolejnych cykli pracy silnika ZI [24]

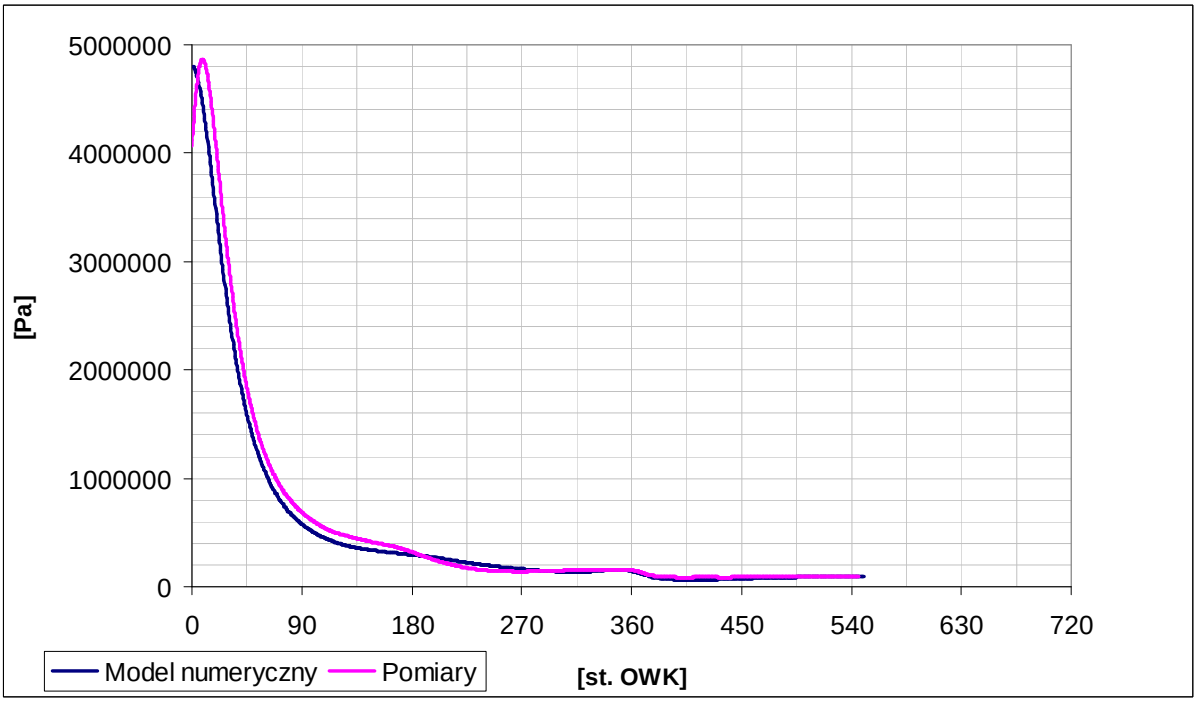
Wybrane wykresy indykatorowe dla dwóch punktów pracy silnika tj. 50% obciążenia przy prędkości 3000 obr/min oraz 100% obciążenia przy prędkości 5000 obr/min otrzymane zostały w następstwie uśrednienia wartości ciśnień zmierzonych w przestrzeniach roboczych dla 100 cykli pracy i każdego kąta OWK osobno. Szczegóły dotyczące obliczeń są dostępne w pracy doktorskiej G. Przybyły [24], w której autor podaje również błąd pomiaru ciśnienia w cylindrze przy wykorzystaniu opisywanego stanowiska na poziomie **1,7%.**

6.2 Wynik walidacji

Wyniki walidacji przedstawiono na wykresach: ciśnienia indykowanego uzyskanego w wyniku pomiaru na stanowisku hamowni silnikowej oraz ciśnienia obliczonego w wyniku symulacji procesu napełniania. Porównanie dotyczyło ciśnienia w przestrzeni roboczej silnika i obejmowało suwy: pracy, wydechu oraz ssania (0-550^{o}OWK). Zakres od 550^{o} do 720^{o}OWK został pominięty, ponieważ temat pracy dotyczy wyłącznie procesu napełniania (nie uwzględniono problemów formowania mieszanki podczas suwu sprężania). Zestawień dokonano dla dwóch stanów obciążenia silnika, tj. 50% i 100%. Otrzymane wykresy zostały przedstawione na rysunkach 34 i 35.



Rys. 34 Porównanie wykresów: ciśnienia indykowanego uzyskanego w wyniku pomiaru na stanowisku hamowni silnikowej oraz ciśnienia obliczonego w wyniku symulacji procesu napełniania dla silnika 170A1.046 przy obciążeniu 50%.



Rys. 35 Porównanie wykresów: ciśnienia indykowanego uzyskanego w wyniku pomiaru na stanowisku hamowni silnikowej oraz ciśnienia obliczonego w wyniku symulacji procesu napełniania dla silnika 170A1.046 przy obciążeniu 100%.

Zakładając, iż dane uzyskane z eksperymentu na hamowni stanowią wartość dokładną obliczono błąd względny jako:

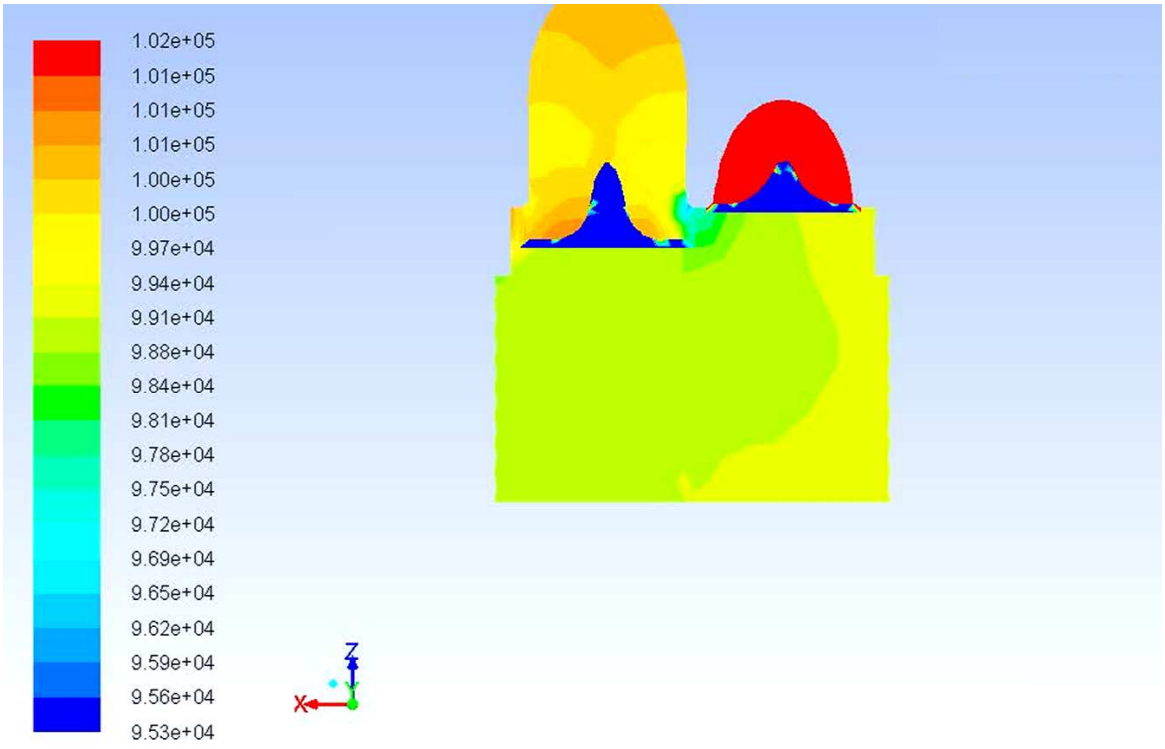
$$\partial = \frac{p_m - p_z}{p_z} \cdot 100\% \tag{18}$$

gdzie: ∂ - względny błąd modelu numerycznego; p_m- ciśnienie w cylindrze obliczone z modelu dla danego kąta OWK, p_z - ciśnienie w cylindrze zmierzone na stanowisku badawczym dla danego kąta OWK.

Błąd względny obliczony dla wszystkich kątów poddanych walidacji (kąty od 0^o do 550^o OWK zmieniane z częstotliwością co 1^o OWK) został uśredniony i dla wariantu z obciążeniem 50% wynosi $\partial_{50\%}$ = **15,1%**; natomiast dla wariantu z obciążeniem 100% wynosi $\partial_{100\%}$ = **16%**.

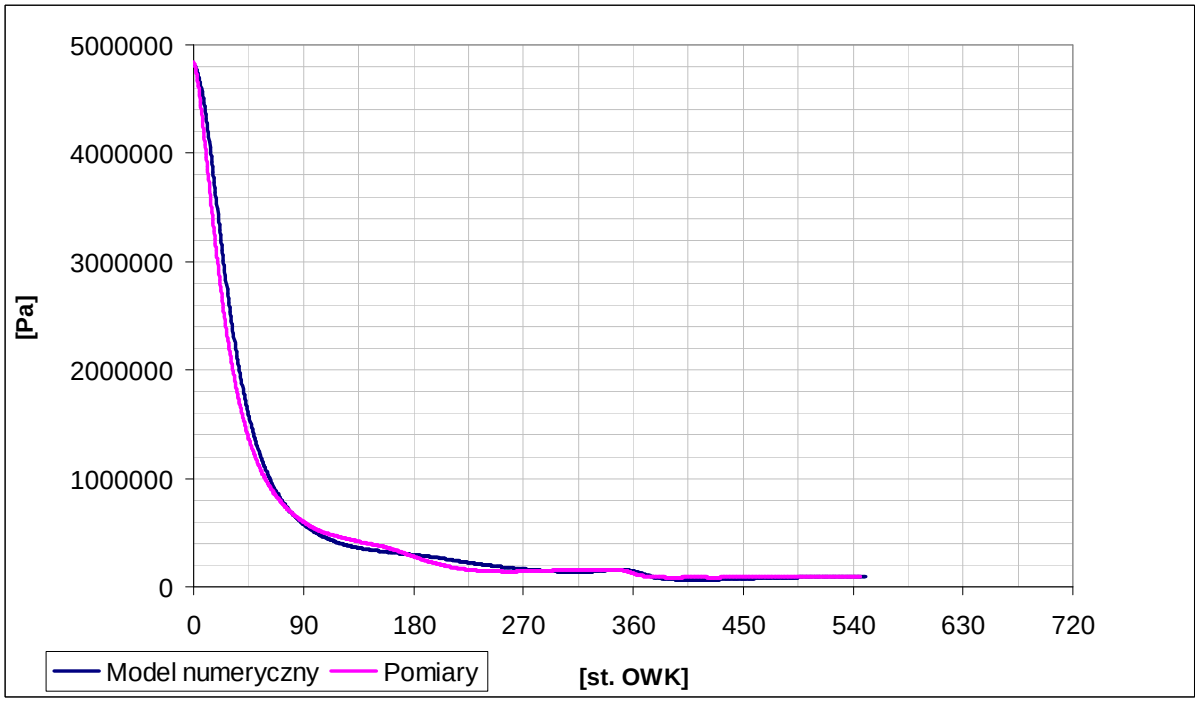
Widoczne na rysunkach 34 i 35 przebiegi ciśnień są wyraźnie zbliżone, nieliczne różnice wynikają z: założeń upraszczających model, błędów numerycznych oraz z zastosowanej metody pomiarowej.

Używane podczas pomiaru na hamowni czujniki piezokwarcowe stanowiły jeden komponent wraz z święcą zapłonową, dzięki czemu nie zakłócały procesu napełniania. Charakterystyczną cechą tego rozwiązania był pomiar ciśnienia w określonym punkcie, natomiast wyniki przedstawione dla modelu numerycznego uwzględniają średnią wartość ciśnienia dla całego cylindra (w GMP dla komory spalania). Specyfika metod CFD powodowała, iż zapisywanie parametrów występujących w jednym punkcie siatki, skutkowało dużą rozbieżnością odczytywanych wartości; powodem tego mogło być pogorszenie jakości siatki w danym obszarze w skutek ruchu elementów (zaworów). Odczyt parametrów z możliwie jak największej objętości pozwalał na uśrednienie wyników, a tym samym na zmniejszenie wpływu elementów siatki o niskiej jakości na wynik obliczeń. Aspekt uśredniania ciśnienia dla całej objętości cylindra był szczególnie znaczący przy procesie wymiany ładunku. Turbulencja powstała w czasie przepłukiwania cylindra skutkowała występowaniem lokalnych obszarów o ciśnieniu znacznie odbiegającym od wartości średniej dla całej objętości, zjawisko to zostało pokazane na rysunku 36, na którym przedstawiono rozkład ciśnienia w cylindrze zbudowanego modelu, podczas suwu ssania.



Rys. 36 Rozkład ciśnienia w cylindrze podczas suwu ssania modelu zbudowanego do celów walidacji.

Kolejnym uproszczeniem wynikającym ze specyfiki zbudowanego modelu, a zarazem wpływającym na błąd modelowania było rozpoczęcie symulacji przy założeniu maksymalnego ciśnienia w przestrzeni roboczej w GMP. W rzeczywistym silniku ZI punkt maksymalnego ciśnienia występuje w zakresie 8-15^{o} OWK po GMP, jest to spowodowane przebiegiem procesu spalania. Przyjęte uproszczenie było konieczne ze względu na brak możliwości redukcji liczby elementów siatki poniżej wartości początkowej (pakiet obliczeniowy umożliwia usuwanie elementów wyłącznie tych które zostały dodane podczas symulacji). Rozpoczęcie symulacji w punkcie 8-15^{o} OWK po GMP uniemożliwiłoby poprawne odzwierciedlenie suwu wydechu czyli pełnego ruchu tłoka w kierunku GMP (bez występowania elementów o ujemnej objętości czyli tzw. miażdżenia komórek siatki). Przyjęte uproszczenie wpływało nie tylko na zakres od 0^{o} do 15^{o} OWK, lecz na przebieg modelowania całego procesu suwu pracy. Celem oszacowania błędu wynikającego z uproszczenia, przesunięto wykres indykatorowy z pomiaru na hamowni dla pełnego obciążenia o 10^{o} OWK w kierunku GMP. Efekt przesunięcia pokazano na rysunku 37.



Rys. 37 Porównanie wykresów: ciśnienia indykowanego uzyskanego w wyniku pomiaru na stanowisku hamowni silnikowej i przesuniętego o 10^{o} OWK w kierunku GMP oraz ciśnienia obliczonego w wyniku symulacji procesu napełniania dla silnika 170A1.046 przy obciążeniu 100%.

Przesunięcie wykresów pociągnęło za sobą kolejne błędy, związane z niepoprawnym odzwierciedleniem faz rozrządu. Jednakże średni błąd względny obliczony dla wariantu pełnego obciążenia z przesunięciem wynosi $\partial_{P100\%}$ = **12,3%** co oznacza wartość o 2,7 punktu procentowego niższą w stosunku do wariantu bez przesunięcia.

Następnym zjawiskiem nieujętym w modelu a znacząco wpływającym na błędy modelowania są efekty falowe zachodzące w kolektorach dolotowym i wylotowym. Opisane dokładniej w pozycjach C. Kordzińskiego [18], M.A. Ceviz [8] oraz O. Bodin [7] problemy kolejno zachodzących po sobie fal czynnika napełniającego lub opuszczającego cylinder w sposób istotny wpływają na proces wymiany ładunku. Niejednokrotnie efekty pulsacji czynnika zostały wykorzystywane przy projektowaniu nowych układów dolotowych i wylotowych stając się motywacją dla takich rozwiązań jak kolektor dolotowy o zmiennej długości czy *quarter vawe tuner* (tłumik o długości równej 1/4 długości fali przy której następuje rezonans układu wydechowego).

W opisywanym modelu analizie podlegał wyłącznie jeden cykl pracy silnika (niepełny, zakres od 0^o do 550^o OWK), aby uwzględnić wpływ zjawisk falowych na proces napełniania koniecznym byłoby przeprowadzenie symulacji kilku następujących po sobie pełnych cykli dla każdej z rozpatrywanych prędkości obrotowych osobno. Takie podejście znacznie wydłużyłoby czas badań, co w warunkach ograniczonych możliwości korzystania z klastra obliczeniowego uniemożliwiłoby wielowariantową analizę problemów związanych z procesem napełniania. Drugim sposobem byłaby implementacja do modelu wewnętrznych funkcji wymuszających pulsacje w kolektorach, przy wykorzystaniu ciśnieniowych warunków brzegowych, umieszczonych na bocznych króćcach kolektorów używanych do symulacji obciążenia. Jednakże rozwiązanie wspomnianego problemu wymagałoby szczegółowej analizy zagadnień propagacji fal czynnika przepływającego w kolektorach dolotowych i wylotowych, która powinna zostać przeprowadzona przy kolejnych pracach dążących do rozbudowy modelu. Jednocześnie niemożliwe było jednoznaczne określenie wpływu pominięcia zjawisk falowych w opracowanym modelu procesu napełniania na błędy modelowania.

Porównując przebiegi wykresów indykatorowych należało również pamiętać o ograniczeniach konstrukcyjnych i zużyciu badanej jednostki. Uszczelnienia pierścieniowe nie zapewniały idealnej szczelności przestrzeni roboczej podczas badań, szczególnie w silniku używanym od 10 lat na stanowisku hamowni. Dodatkowo zużycie elementów układu rozrządu generowało różnice w przebiegu otwarcia zaworów w stosunku do fabrycznie

nowego mechanizmu. W opracowanym modelu nie uwzględniono przecieków czynnika przez uszczelnienia pierścieniowe natomiast profil otwarcia wykreślono w oparciu o fabrycznie nowy wałek rozrządu. Przedstawione różnice również wpłynęły na rozbieżności pomiędzy przebiegiem porównywanych wykresów indykatorowych.

Podsumowując wyniki walidacji należało zatem uwzględnić:

- błąd pomiaru ciśnienia na stanowisku badawczym oszacowany w pracy G. Przybyły [24] i wynoszący ∂_{pom} = **1,7** %,

- błędy wynikające z uproszczeń modelu, w tym:

a) uśrednienie wyników obliczanego ciśnienia indykowanego dla całej objętości przestrzeni roboczej;

b) założenie maksymalnego ciśnienia indykowanego w GMP;

c) pominięcie zjawisk falowych oraz założenie warunków brzegowych pierwszego rodzaju.

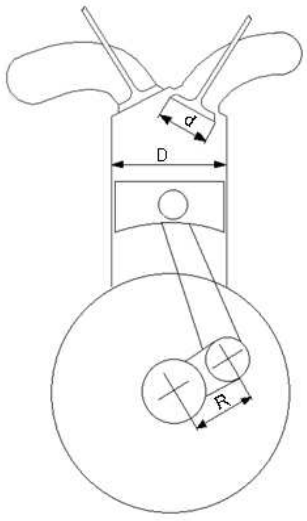
Błędy wynikające z uproszczeń modelu były niemożliwe do jednoznacznego oszacowania dla każdego z przyjętych założeń upraszczających osobno, z tego powodu obliczono sumaryczny błąd względny modelu (przy założeniu, iż dane uzyskane z eksperymentu na hamowni stanowią wartość dokładną) i wynoszący odpowiednio dla obciążenia 50%: $\partial_{50\%}$ = **15,1%**; natomiast dla obciążenia 100%: $\partial_{100\%}$ = **16%**.

7 Wielowariantowe obliczenia stopnia napełnienia cylindra.

Zweryfikowany model wykorzystano do przeprowadzenia wielowariantowej analizy wpływu wybranych parametrów układu dolotowego na sprawność procesu napełniania. Celem przeprowadzonej analizy było określenie wrażliwości modelu na zmiany takich parametrów jak:

- profil otwarcia zaworów,
- geometria kolektora dolotowego oraz określenie, jak zmiana geometrii wpływa na zawirowanie czynnika w cylindrze,
- geometria dysz wlotowych do kolektora typu *ram-air*.

Przed przystąpieniem do wielowariantowych obliczeń należy nadmienić, iż model zweryfikowano dla geometrii wzorowanej na silniku 170A1.046 natomiast badania dotyczą modelu z zaimplementowaną geometrią opracowaną w oparciu o silnik m20b27. Podmiana geometrii na potrzeby walidacji została umotywowana brakiem możliwości montażu jednostki m20b27 na stanowisku hamowni silnikowej i przeprowadzenia pomiarów na jednostce. Udowodnienie zasadności weryfikacji wymagało wprowadzenia wskaźników podobieństwa silników. Wskaźniki obliczone zostały na podstawie wymiarów charakterystycznych takich jak: *D* - średnica cylindra, *d* - średnica zaworu dolotowego, S - skok tłoka ($S = 2 \cdot R$), następnie porównane w tabeli 5. Poniżej zamieszczono rysunek z zaznaczonymi charakterystycznymi wymiarami jednostki napędowej oraz tabelę 5.



Rys. 38 Charakterystyczne wymiary porównywanych silników

Tab.5 Wskaźniki podobieństwa silników

Wskaźniki podobieństwa	m20b27	170A1.046
S/D	0,96	1,05
d/D	0,54	0,44
Stopień sprężania	8,8	8,8

Wartości zamieszczone w tabeli wskazują na podobieństwo jednostek w zakresie stopnia sprężania oraz stosunku średnicy cylindra do skoku tłoka. Należy również zwrócić uwagę na podobieństwo konstrukcyjne silników ponieważ obie jednostki są wyposażone układ rozrządu typu OHC i dwa zawory przypadające na każdy cylinder, jednakże stosunek średnicy zaworu dolotowego do średnicy cylindra wynosi odpowiednio: **0,54** dla silnika m20b27 i **0,44** dla silnika 170A1.046. Ponieważ największa rozbieżność porównywanych wskaźników dotyczy stosunku średnicy zaworu dolotowego do średnicy cylindra, kolejnym krokiem było określenie podobieństwa przepływu przez zawór dolotowy. Obliczono w tym celu liczbę Macha przepływu przez zawór dolotowy przy wykorzystaniu porównywanych modeli. Powierzchnię kontrolną stanowił w tym przypadku opisywany wcześniej *surface monitor*, z którego odczytano prędkości przepływu odpowiadające maksymalnemu strumieniowi przepływu przez zawór. Z *surface monitor* odczytano następujące dane: prędkość przepływu przez zawór dolotowy dla modelu z geometrią silnika m20b27 - $v_d = 70{,}03\frac{m}{s}$; prędkość przepływu przez zawór dolotowy dla modelu z geometrią silnika 170A1.046 - $v_d = 77{,}63\frac{m}{s}$. Wymienione wartości zostały wykorzystane do obliczenia liczby Macha dla powierzchni *surface monitor* wg wzoru (19)

$$Ma = \frac{v_d}{a} \tag{19}$$

gdzie: v_d - prędkość przepływu (przez zawór, *surface monitor*) $\frac{m}{s}$; a - prędkość dźwięku w danym płynie (przyjęto dla powietrza 340 $\frac{m}{s}$)

Wynikiem obliczeń są następujące wartości liczby Macha: dla modelu procesu napełniania cylindra silnika m20b27 Ma_1 = **0,21**; oraz dla modelu procesu napełniania cylindra silnika 170A1.046 Ma_2 = **0,23**. Różnica liczb Macha wynosi 0,02 wskazując na podobieństwo przepływu podczas procesu napełniania porównywanych modeli silników.

Wykonana praca w zakresie budowy i weryfikacji modelu o cechach wymienionych w punkcie 3 **Cel pracy** realizuje cel podjętych badań. Zbudowany model wykorzystano dalej do przeprowadzenia wielowariantowych obliczeń procesu napełniania. Zamieszczenie poniżej wyników symulacji umotywowane zostało zamiarem przedstawienia wrażliwości modelu na zmiany parametrów, na które składały się: prędkość obrotowa, profile otwarcia zaworów oraz geometria kolektora dolotowego.

7.1 Badanie sprawności napełnienia cylindra dla dwóch wybranych profili otwarcia.

Badanie wpływu profilu otwarcia zaworów na napełnienie cylindra zrealizowano przy wykorzystaniu dwóch profili, otrzymanych z pomiaru wychylenia zaworu względem obrotu wału korbowego dla oryginalnego oraz sportowego wałka rozrządu. Profile badanych krzywek zostały pokazane na rysunku 39.

Rys. 39 Wałki rozrządu (z lewej strony sportowy oraz seryjny z prawej)

Podstawową różnicą przedstawionych profili jest czas, w którym zawór pozostaje otwarty, wynoszący dla wałka oryginalnego 269^o OWK (zawór dolotowy) oraz 282^o OWK

dla wałka sportowego. Porównania profili dokonano analizując współczynniki napełnienia, wyrażane jako stosunek rzeczywistej masy powietrza zassanej do cylindra do masy powietrza całkowicie wypełniającej objętość cylindra. Jak już wspomniano, do określenia współczynników napełniania nie jest wymagane modelowanie CFD. Obliczenia można zrealizować stosując analizę bilansową ilości powietrza zasysanego do cylindra przez istniejącą jednostkę, jednakże w przypadku gdy elementy badanego silnika poddawane są modyfikacjom konieczna jest budowa prototypów i każdorazowe wykonanie pomiarów. Jednocześnie współczynnik napełnienia jest jednoznaczną miarą sprawności napełniania cylindra. Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, iż wymieniony współczynnik pozwala określić sprawność napełnienia wyłącznie w ujęciu ilościowym i został wybrany jako kryterium oceny symulowanego procesu, ponieważ badanie procesu napełniania w ujęciu jakościowym nie stanowiło tematu pracy.

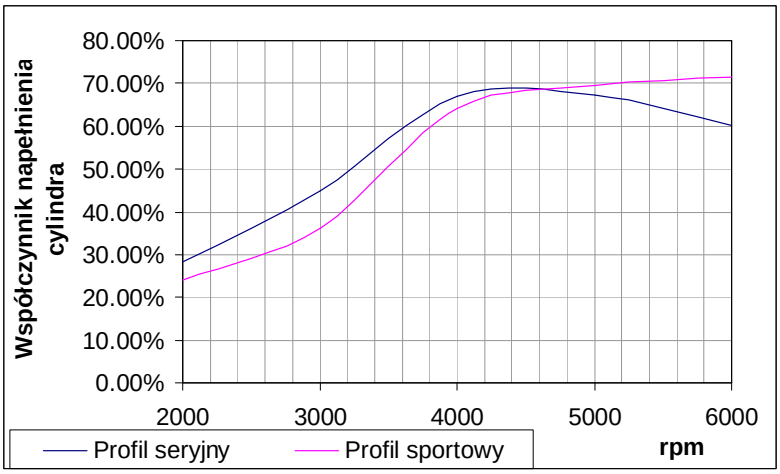
Wartości współczynników napełnienia wyznaczono dla:

- pięciu prędkości obrotowych;
- symulacji pełnego obciążenia, zdeterminowanego podciśnieniem w kolektorze dolotowym oraz nadciśnieniem w przestrzeni roboczej, wynoszącymi odpowiednio $\boldsymbol{p_{kol} = 5000}$ **Pa**, $\boldsymbol{p_{max}}$ **= 4,6 MPa** (wartości zmierzone na stanowisku hamowni silnikowej dla jednostki 170A1.046 i założone w modelu procesu napełniania silnika m20b27, po wcześniejszej analizie podobieństwa jednostek).

Otrzymane wyniki zostały przedstawione w tabeli 6 oraz na wykresie porównawczym rys. 40.

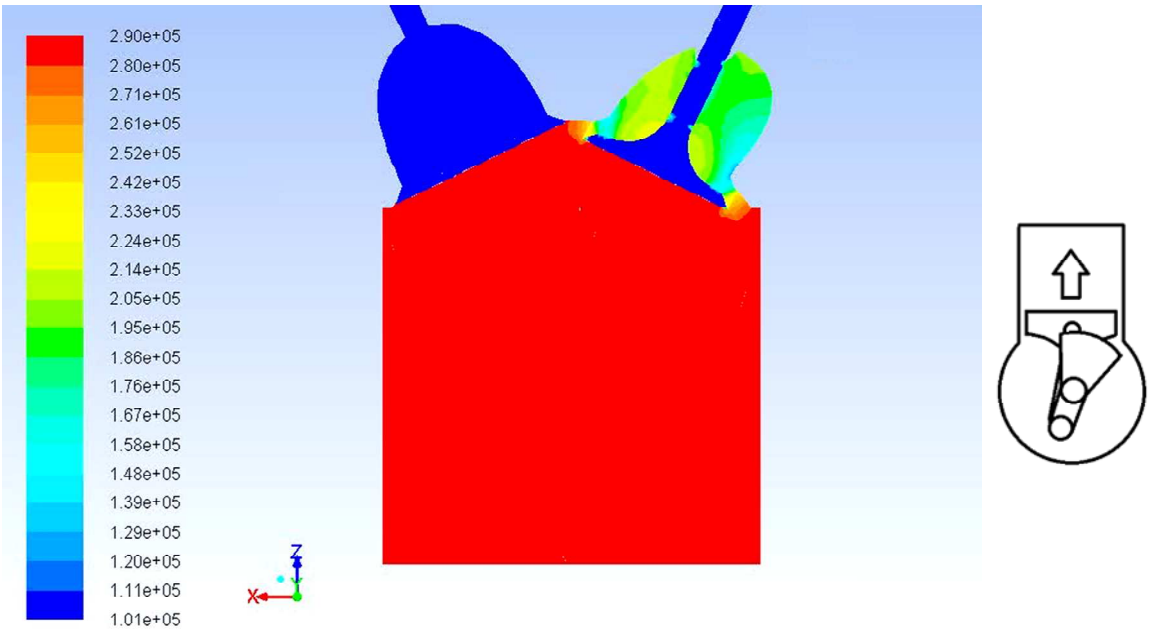
Tab. 6 Wartości współczynników napełnienia dla różnych profili i prędkości obrotowych.

Obr/min	Profil „seryjny”	Profil „sportowy”
2000	28,4%	24,0%
3000	45,0%	36,1%
4000	66,9%	64,1%
5000	67,3%	69,6%
6000	60,3%	71,5%

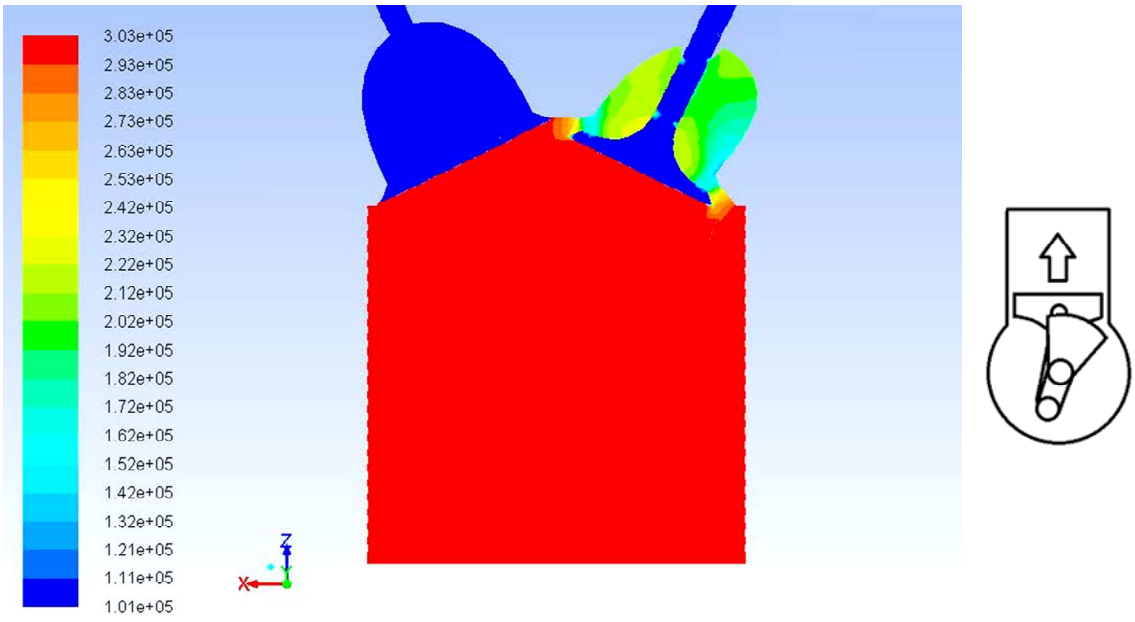


Rys. 40 Wykres zależności współczynnika napełnienia od prędkości obrotowej silnika dla sportowego i seryjnego profilu otwarcia zaworów.

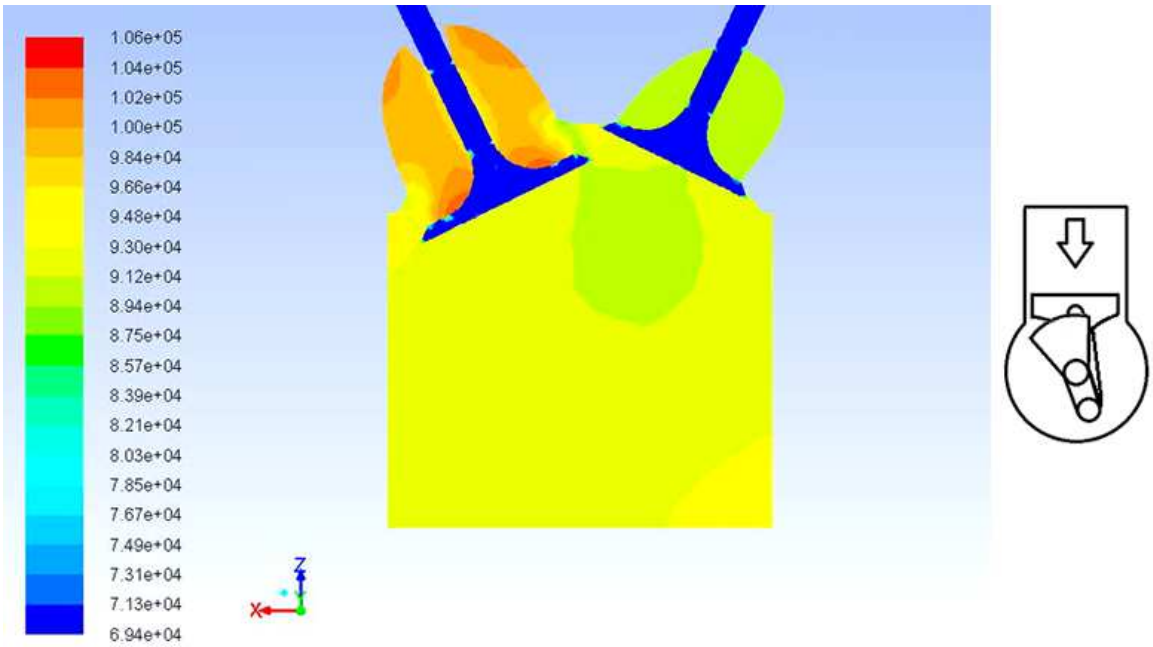
Na podstawie powyższej tabeli oraz wykresu można zauważyć, że współczynnik napełnienia zależny jest od prędkości obrotowej, wynika to ze skrócenia czasu napełniania cylindra wraz ze wzrostem prędkości. Podobnie jak we wstępie pracy, różnice efektywności wymiany ładunku dla różnych prędkości obrotowych można przedstawić przy wykorzystaniu konturów ciśnienia przekrojów przestrzeni roboczej uzyskanych na drodze symulacji. Na rysunkach 41, 42, pokazano kontury ciśnienia w modelu z seryjnym profilem otwarcia zaworów w tym samym punkcie pracy tzn. przy 203^{o} OWK, jednakże przy dwóch różnych prędkościach obrotowych wynoszących odpowiednio 4000 i 5000 obr/min. Porównując kontury ciśnienia oraz skale można zauważyć wyższe ciśnienie podczas wydechu dla przypadku 5000 obr/min. Aby zachować jednakowe warunki podczas suwu wydechu dla obu przypadków, przy prędkości 5000 obr/min zawór wylotowy powinien zostać otworzony szybciej. Podobną zależność można zauważyć podczas suwu ssania, przy tym samym punkcie pracy tzn. 485^{o} OWK widoczna jest znacząca różnica podciśnienia w cylindrze pomiędzy symulacją dla 4000 i 5000 obr/min. A więc tak samo, jak przy suwie wydechu dla prędkości 5000 obr/min otwarcie zaworu powinno nastąpić szybciej celem zapewnienia jednakowych warunków procesu napełniania.



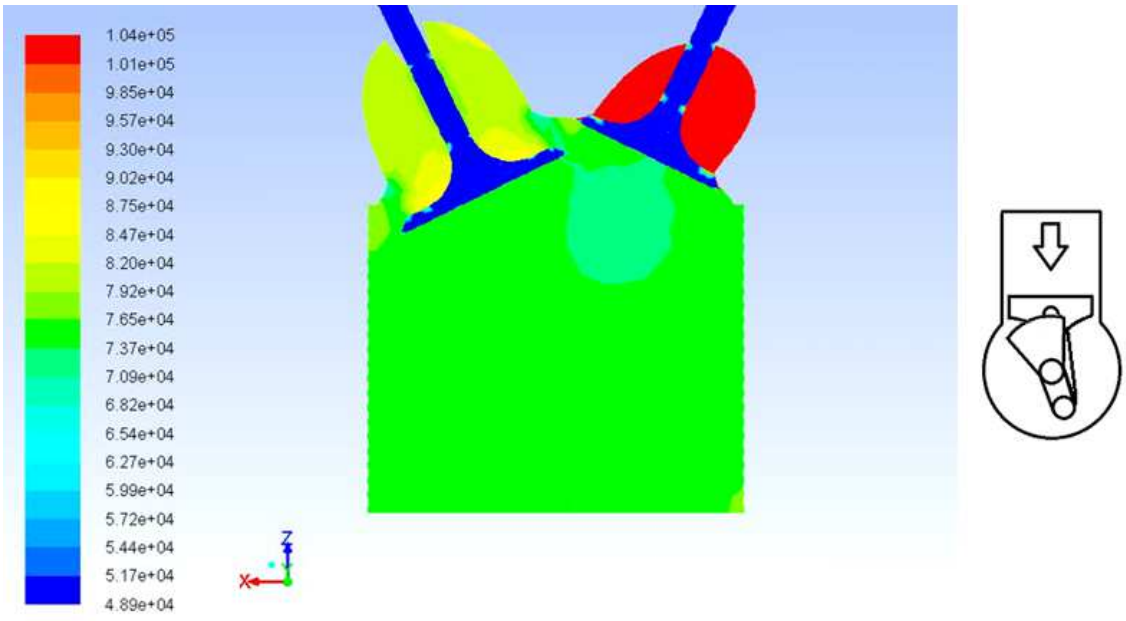
Rys. 41 Kontury ciśnienia wewnątrz cylindra dla wariantu z seryjnym wałkiem rozrządu przy suwie wydechu i prędkości 4000 obr/min



Rys. 42 Kontury ciśnienia wewnątrz cylindra dla wariantu z seryjnym wałkiem rozrządu przy suwie wydechu i prędkości 5000 obr/min



Rys. 43 Kontury ciśnienia wewnątrz cylindra dla wariantu z seryjnym wałkiem rozrządu przy suwie ssania i prędkości 4000 obr/min



Rys. 44 Kontury ciśnienia wewnątrz cylindra dla wariantu z seryjnym wałkiem rozrządu przy suwie ssania i prędkości 5000 obr/min

Ponieważ prędkości obrotowe silników zmieniają się w szerokim zakresie, od ok. 1000 do 7000 obr/min a w przypadku jednostek sportowych nawet do 15000 obr/min (formuła 1), dobór odpowiedniego profilu otwarcia zaworów stanowi poważny problem. Wynika stąd potrzeba stosowania skomplikowanych układów zmian faz rozrządu opisanych dokładniej w pozycji F. Millo [20]. Analizowany przypadek porównania dwóch profili wykazuje znaczne różnice w wartościach współczynników napełnienia. Niepodważalna jest większa efektywność napełniania cylindra dla profilu seryjnego, **lecz wyłącznie w zakresie od 1 do 4 tys. obr/min**. Różnica jest znaczna i dla prędkości n=3000 obr/min, wynosi aż **9 punktów procentowych**. Powodem rozrzutu wartości nie jest jedynie zwiększony czas otwarcia zaworu ale i zarys krzywki. Aby zgłębić problem należy zwrócić uwagę na rys. 39. Porównanie obydwu profili krzywek wykazuje znacznie bardziej obły zarys w przypadku wałka przeznaczonego do silników wyczynowych. Wyraźniej różnica jest widoczna na wykresie profili (rys. 25). Pomimo niewielkiej różnicy w czasie otwarcia zaworu wynoszącej 13^{o} OWK, czaso-przekrój otwarcia dla profilu sportowego jest znacznie większy. Zastosowanie takiego zarysu powoduje powstanie dużo większych przyspieszeń podczas otwierania oraz zamykania zaworów i jednocześnie wzrost obciążenia elementów mechanizmu rozrządu. Uzasadnienie stosowania wałka rozrządu o zmodyfikowanym zarysie krzywki wymaga analizy potencjalnego wykorzystania danego silnika. Z punktu widzenia przeciętnego użytkownika samochodu, istotnym jest zachowanie jak największej elastyczności jednostki napędowej. Częste zmiany przełożeń oraz konieczność utrzymywania wysokich prędkości obrotowych, wpływają na pogorszenie komfortu podróżowania. Sytuacja zmienia się przy zastosowaniu silnika do sportów motorowych, gdzie jednostka pracuje głównie w zakresie maksymalnych prędkości obrotowych, a ograniczenia pojemności silników wymuszają uzyskiwanie jak największych mocy jednostkowych. Moc maksymalna bazowej jednostki wynosi 90 kW przy 4300 obr/min. Natomiast maksymalna prędkość obrotowa n=5500 obr/min. Zastosowanie wyczynowego wałka rozrządu spowoduje zwiększenie prędkości obrotowej dla mocy maksymalnej, oraz zmianę zakresu prędkości obrotowych, przy których silnik będzie pracował z największą efektywnością **do przedziału pomiędzy 4 a 7 tys. obr/min**. Założenie to zostało poparte wynikami tabeli 6, gdzie widoczna jest większa efektywność procesu napełniania przy zastosowaniu profilu sportowego dla dużych prędkości obrotowych. Analizując skrajny przypadek widoczne jest, iż sprawność napełniania dla maksymalnej prędkości n=6000 obr/min i profilu sportowego wynosi 71,5%, co w porównaniu ze sprawnością napełniania uzyskaną dla profilu seryjnego przy tej samej prędkości obrotowej wynoszącej: 60,3% stanowi poprawę o **11 punktów**

procentowych. Zmieniając charakterystykę prędkościową jednostki napędowej należy jednak pamiętać o zaleceniu producenta sportowego wałka rozrządu, aby propozycje zmian w silniku powiązać ze zmianami układu wydechowego, a szczególnie zmniejszeniem oporów przepływu. Zmniejszenie oporów wiąże się z redukcją nadciśnienia w układzie wydechowym, co w przypadku wysokich prędkości obrotowych dodatkowo poprawi efektywność wymiany ładunku. Wspomniana zależność wynika z faktu, iż silniki ZI są bardzo złożonymi urządzeniami a wszelkie przeróbki wymagają ingerencji w kilku układach jednocześnie. Niestety ze względu na wydłużenie czasu obliczeń wynikające z zwielokrotnienia liczby wariantów (uwzględniających zmianę parametru nadciśnienia w kolektorze wydechowym), analiza wpływu oporów układu wydechowego na proces przepłukania cylindra przy zastosowaniu wydłużonego profilu otwarcia zaworów nie została wykonana.

Podsumowując, obliczenia wykonane w zakresie badania wpływu wybranych profili otwarcia zaworów na proces napełniania cylindra wykazują wrażliwość zbudowanego modelu na zmiany zarówno profili otwarcia, jak i prędkości obrotowych. Wspomnianą wrażliwość modelu na zmiany wymuszeń pokazano obliczając współczynniki napełnienia oraz generując obrazy konturów ciśnienia w przestrzeniach roboczych. Dodatkowo przeprowadzone obliczenia wykazały, iż zastosowanie sportowego profilu otwarcia zaworów skutkuje zwiększeniem efektywności napełniania cylindrów silnika m20b27 w zakresie od 4 do 6 tys. obr/min i pogorszeniem w zakresie od 1 do 4 tys. obr/min. Pomimo ograniczenia badań wyłącznie do porównania profili pochodzących ze sportowego i seryjnego wałka rozrządu, przedstawiony przykład udowadnia, iż zbudowany model może zostać wykorzystany do analizy wpływu zmian profili otwarcia zaworów na proces napełniania. Zastosowanie to jest szczególnie istotne ze względu na fakt związku opisanego przykładu z ogólną tendencją budowy nowoczesnych jednostek napędowych, zakładającą uzyskanie jak największej mocy jednostkowej i stopniowym zwiększaniem maksymalnych prędkości obrotowych silników.

7.2 Trajektorie czynnika napełniającego cylinder

Kolejnym etapem obliczeń była symulacja trajektorii czynnika napełniającego cylinder, wykonana na przykładzie dwóch geometrii kolektorów dolotowych. O ile obliczenia współczynnika napełnienia są możliwe do wykonania metodą analityczną, o tyle obrazowanie trajektorii zawirowań wymaga budowy stosownego stanowiska lub wykorzystania metod modelowania komputerowego. Obliczenia przeprowadzono w celu przedstawienia

wrażliwości modelu na zmiany kształtu kolektora dolotowego. Zamodelowano dwa kolektory o różnej geometrii, następnie efekt wpływu ukształtowania kolektora na zawirowanie czynnika w cylindrze został pokazany na rysunku 45. Wybór dwóch typów kolektorów został uzasadniony w rozdziale 4 **Zawirowania w cylindrach silników ZI** gdzie przedstawiono dwa główne typy zawirowań ładunku; wir beczkowy i wir osiowy[29,4] (zawirowanie wyciskowe nie podlegało analizie ponieważ dotyczy głównie silników ZS).

Również wcześniej opisane zostały rozwiązania konstrukcyjne służące do wywołania wymienionych zawirowań. Obrazowanie trajektorii czynnika napełniającego cylinder zostało zrealizowane przy użyciu uproszczonego modelu procesu napełniania. Geometria zawiera: jeden zawór, kolektor dolotowy (2 warianty) i przestrzeń roboczą. Parametry geometryczne (skok tłoka i objętość komory spalania) zostały dobrane tak aby uzyskać stopień kompresji ε=8:8. Symulacja obejmuje jedynie suw ssania.

Profil otwarcia zaworu, został wykreślony zakładając użycie krzywki harmonicznej opisanej przez następujące dane:

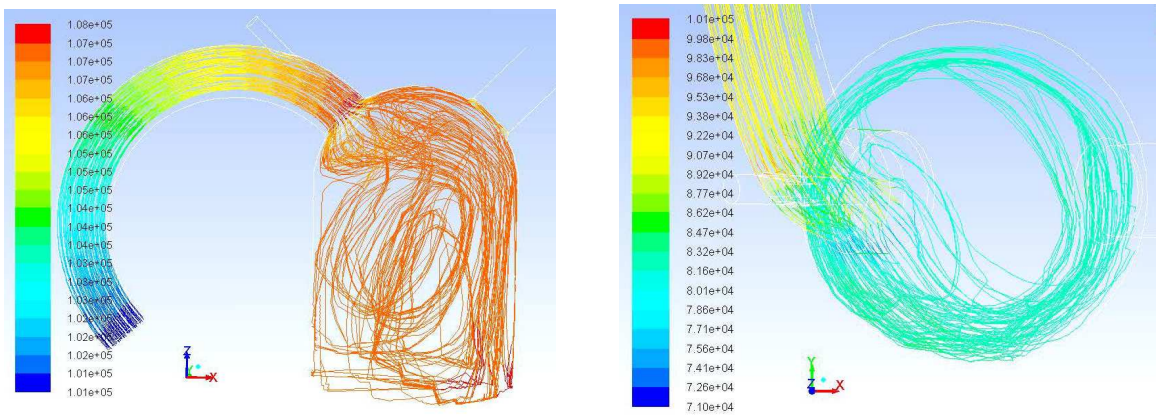
- promień główny: r = 12,5 mm;
- promień szczytowy: r_o = 6 mm;
- wznios zaworu: $r_o + A$ = 10 mm.

Pozostałe ustawienia utrzymano bez zmian w porównaniu z pełnym modelem napełniania cylindra, tzn. przyjęto następujące założenia upraszczające:

- powietrze traktowane jest jako gaz doskonały,
- wybrano model turbulencji k-ε,
- warunki brzegowe zostały określone jako temperatury na ścianach omywanych przez przepływający czynnik.

Geometria została zdyskretyzowana siatką składają się z 70 000 elementów (w GMP), a kolektory zostały ukształtowane tak, aby wywołać dwa typy zawirowań, kolejno: wir osiowy i wir poprzeczny do osi cylindra (tzw. beczkowy). Zgodnie z opisem w zawartym w punkcie 5, symulacja zawirowania osiowego odbyła się na skutek stycznego doprowadzenia kanału dolotowego do ściany cylindra rys. 4 a efekt wiru osiowego został zintensyfikowany konstrukcyjnym "zakręceniem" kanałów w kolektorze dolotowym rys. 5. Symulacja wiru poprzecznego została zrealizowana podobnie jak w przykładzie symulacji zawirowania osiowego, jednakże w tym przypadku łuk kolektora dolotowego zorientowano w płaszczyźnie osi cylindra rys. 6. Efektem przeprowadzonych symulacji są zamieszczone poniżej zrzuty ekranu (rys. 45), na których pokazano trajektorie czynników wypełniających cylinder.

a) b)



Rys. 45 Zawirowanie a) poprzeczne, b) osiowe (widok z góry) w cylindrze czterosuwowego silnika ZI

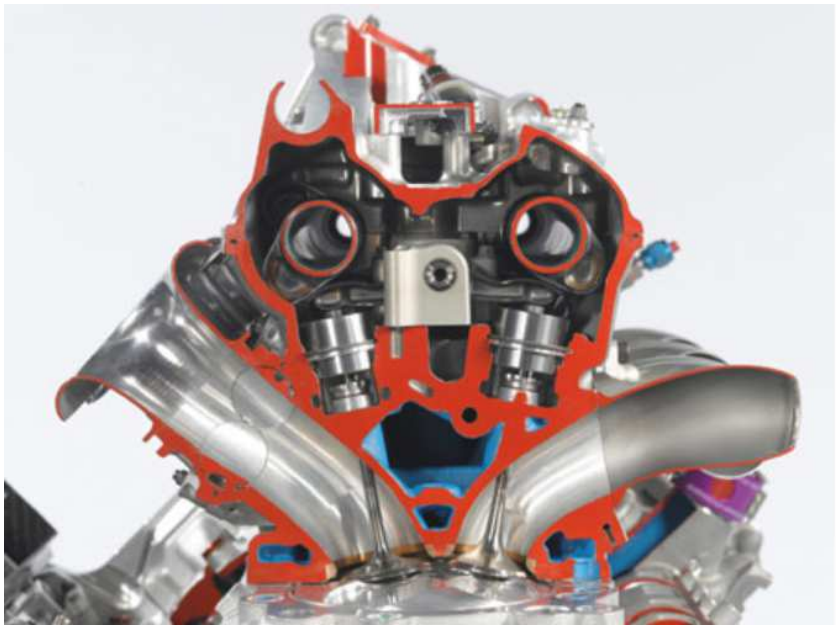
Powyższe rysunki wskazują wrażliwość opracowanego modelu na zmiany geometryczne kolektorów dolotowych. Zależnie od ukształtowania kanałów kolektora uzyskano dwa różne typy zawirowań w przestrzeni roboczej. Na rysunku 45a można zauważyć przebieg zawirowania w poprzek osi cylindra, natomiast na rysunku 45b widoczny jest styczny do ściany cylindra wir osiowy. Odwzorowanie zawirowań zgodnie z zasadami wykorzystywanymi w technice samochodowej (odpowiednie kształtowanie kolektorów) potwierdza zasadność modelowania turbulencji dwoma równaniami *k-ε* na potrzeby zbudowanego modelu. Rozszerzenie analizy zawirowań czynnika napełniającego o aspekty wtrysku paliwa i tworzenia mieszanki umożliwi w przyszłości wykorzystanie opisywanego modelu do badania procesu napełniania w ujęciu jakościowym.

7.3 Określenie wpływu parametrów geometrycznych wlotu do kolektora dolotowego na napełnienie cylindra.

Zagadnienie wpływu wybranych kształtów kolektora dolotowego na napełnienie cylindra zostało zrealizowane w oparciu o analizę geometrii kolektora typu *ram-air*. Rozwiązanie to stosowane było już w latach pięćdziesiątych dwudziestego wieku, szczególnie w sporcie motorowym. Ponieważ charakterystyka silników wyczynowych ogranicza zakres pracy jednostek do dużych prędkości obrotowych, istotą konstrukcji kolektora *ram-air* jest maksymalne skrócenie kolektora dolotowego oraz zastosowanie dyszy na jego wlocie.

Maksymalne skrócenie kolektora uzasadnione jest wystarczającą intensywnością zawirowań mieszanki przy napełnianiu cylindrów dla dużych prędkości obrotowych. Co

oznacza brak konieczności dodatkowego kształtowania kolektorów pod kątem intensyfikacji zawirowań w przestrzeniach roboczych. Przekładem rozwiązania kolektora typu *ram-air* jest konstrukcja pokazana na rysunku 46.



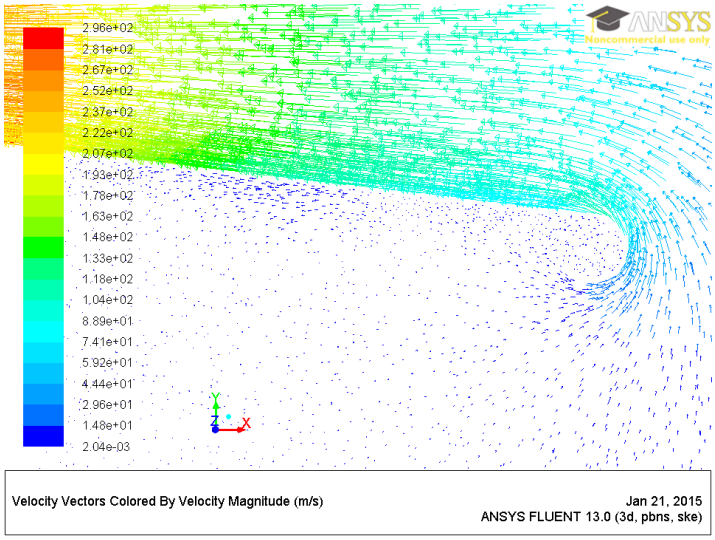
Rys.46 Silnik wyczynowy z kolektorem dolotowym typu ram-air [43]

Stosowanie kolektorów z dyszami wlotowymi było w ubiegłym stuleciu motywowane zmniejszeniem oporu przepływu przez gaźnik. Specyfika gaźnikowego zasilania silników powoduje powstanie stosunkowo wysokiego podciśnienia w kolektorze dolotowym (koniecznym do zasysania paliwa). Zaletą zasilania gaźnikowego jest tworzenie gotowej mieszanki paliwowo-powietrznej w urządzeniu. Tym samym nie występuje tutaj konieczność zawirowywania czynnika w cylindrze, a jednocześnie istnieje możliwość skrócenia kolektora dolotowego do minimum. Nowoczesne jednostki napędowe zasilane układem wtrysku benzyny wyposażone są w rozbudowane układy dolotowe o możliwie jak najmniejszych oporach przepływu, a w przypadku marek luksusowych nawet w kolektory o zmiennej długości. Niemniej jednak ciągle spotykane są kolektory typu *ram-air* szczególnie w silnikach wyczynowych, ponieważ silniki te charakteryzują się wyższym niż seryjne jednostki podciśnieniem w cylindrze podczas suwu ssania, wynikającym z osiąganych prędkości obrotowych (nawet do 15000 obr/min) oraz dużych stopni sprężania.

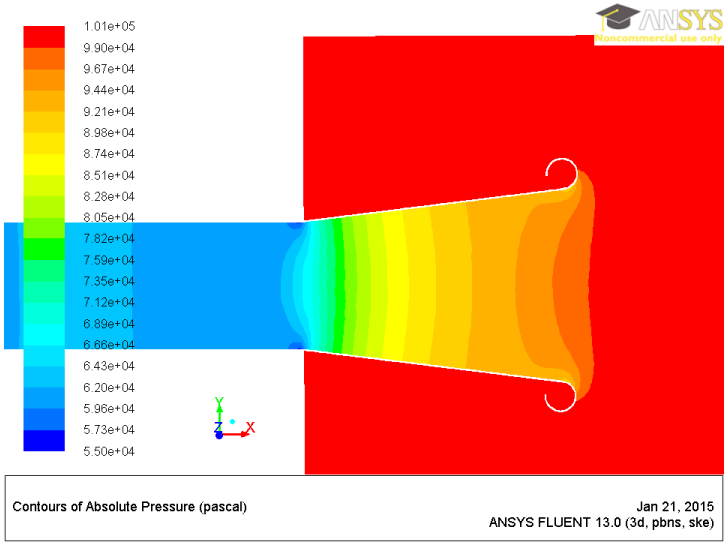
Poprawa ilości zasysanego czynnika, w przypadku kolektora *ram-air*, polega na odpowiednim ukształtowaniu dyszy wlotowej. Zaokrąglenie krawędzi na wlocie pozwala na zassanie czynnika z większego obszaru, natomiast odpowiedni kąt nachylenia stożka

zmniejsza powstanie turbulencji przy przejściu do prostego kanału. Opisywane rozwiązania zostały przedstawione na rysunku 47.

a)



b)



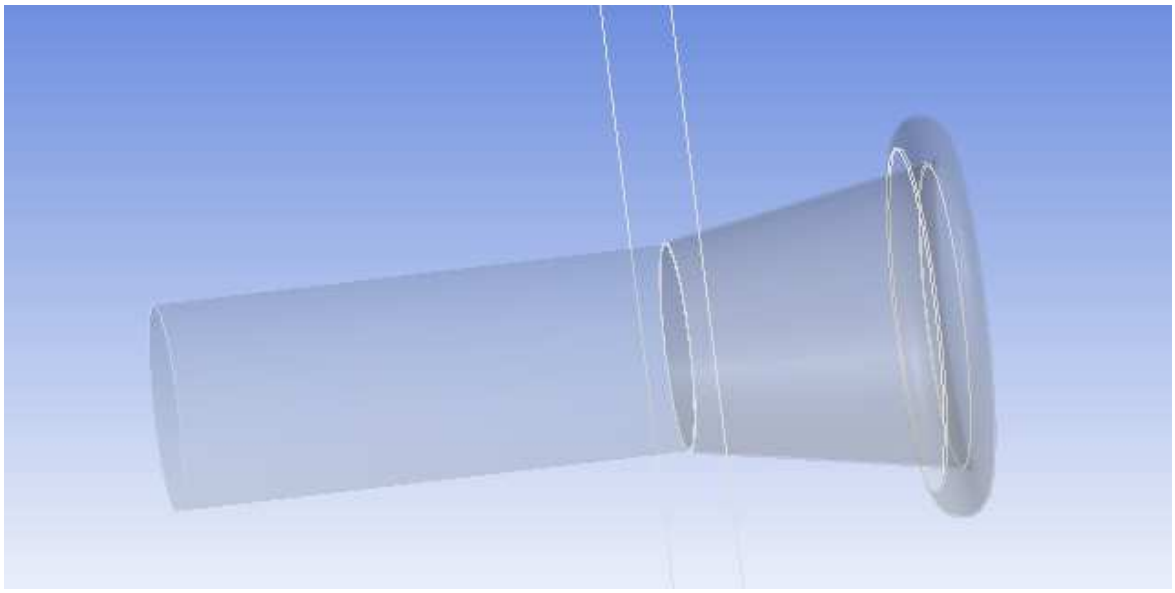
Rys. 47 Rozkład wektorów prędkości (a) oraz konturów ciśnienia (b) zasysanego czynnika, przy zastosowaniu lejka z zaokrągloną krawędzią

7.3.1 Badanie wpływu geometrii wlotowych do kolektora dolotowego na opory przepływu

W niniejszym rozdziale poddano analizie różne typy dysz wlotowych oraz ich wpływ na ilość zasysanego powietrza w stosunku do prostego kanału dolotowego. Następnie wybrana geometria została zaadoptowana do zbudowanego modelu procesu napełniania cylindra i określono wpływ opisywanego urządzenia na sprawność napełniania cylindra. Ze względu na ograniczone możliwości obliczeniowe, kluczową rolę odegrało planowanie eksperymentu numerycznego. Porównania różnych geometrii dokonano na modelu prostego kanału, imitującego zespół przepustnicy i wtryskiwacza z dołączoną na wlocie dyszą. Założeniem upraszczającym było przeprowadzenie badań wyłącznie dla stanu pełnego obciążenia (pełnego uchylenia przepustnicy), dzięki czemu uniknięto konieczność modelowania wychylenia przepustnicy. Pozostałe uproszczenia przyjęto tak jak poprzednio:

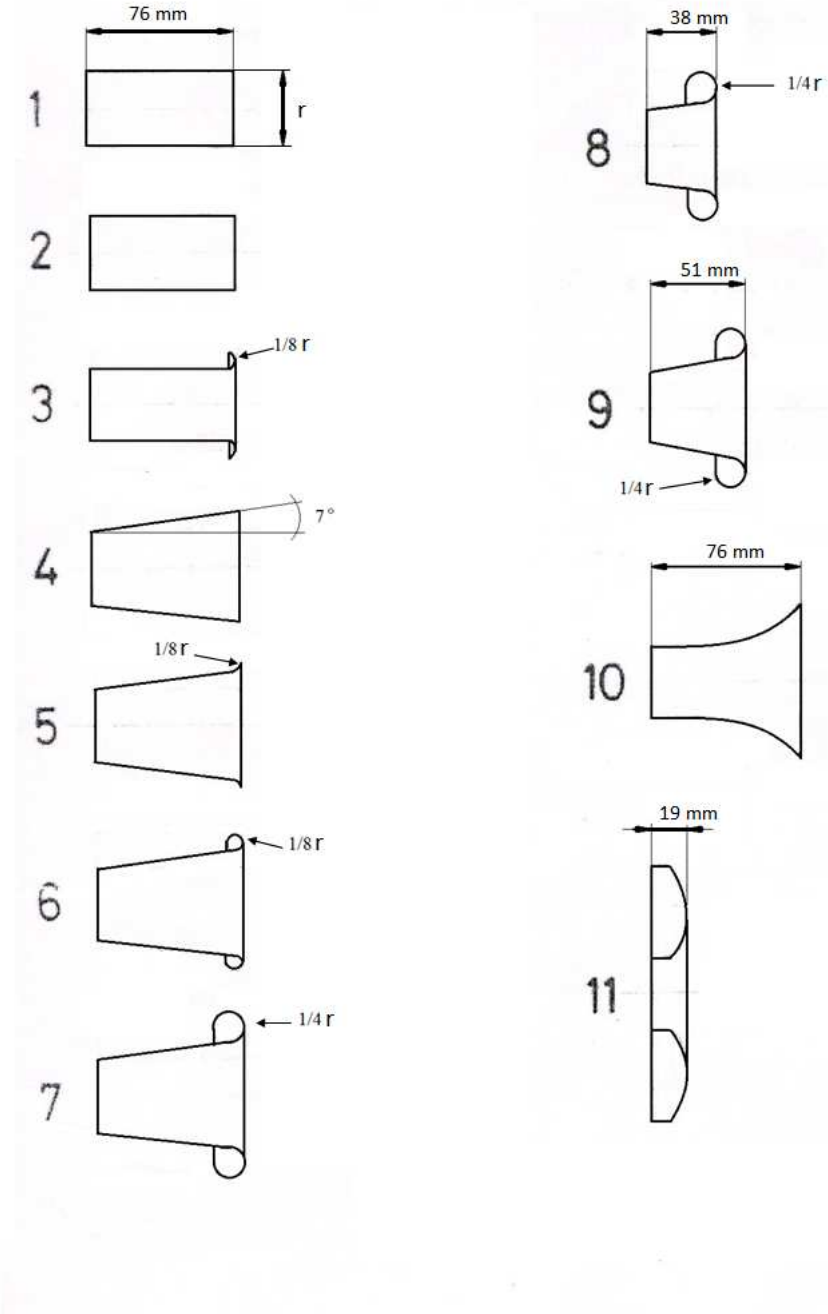
- powietrze traktowane jest jako gaz doskonały,
- zastosowano model turbulencji k-ε,
- warunki brzegowe zostały określone jako temperatury na ścianach omywanych przez przepływający czynnik.

Model do porównań geometrii lejów został pokazany na rysunku 48.



Rys. 48 Model do porównań geometrii elementu wlotowego kolektora typu *ram-air*

W literaturze [5] znaleziono zbiór proponowanych geometrii, o różnych długościach, promieniach zaokrąglenia krawędzi, a nawet warianty, w których krawędzie nie są zaokrąglone.

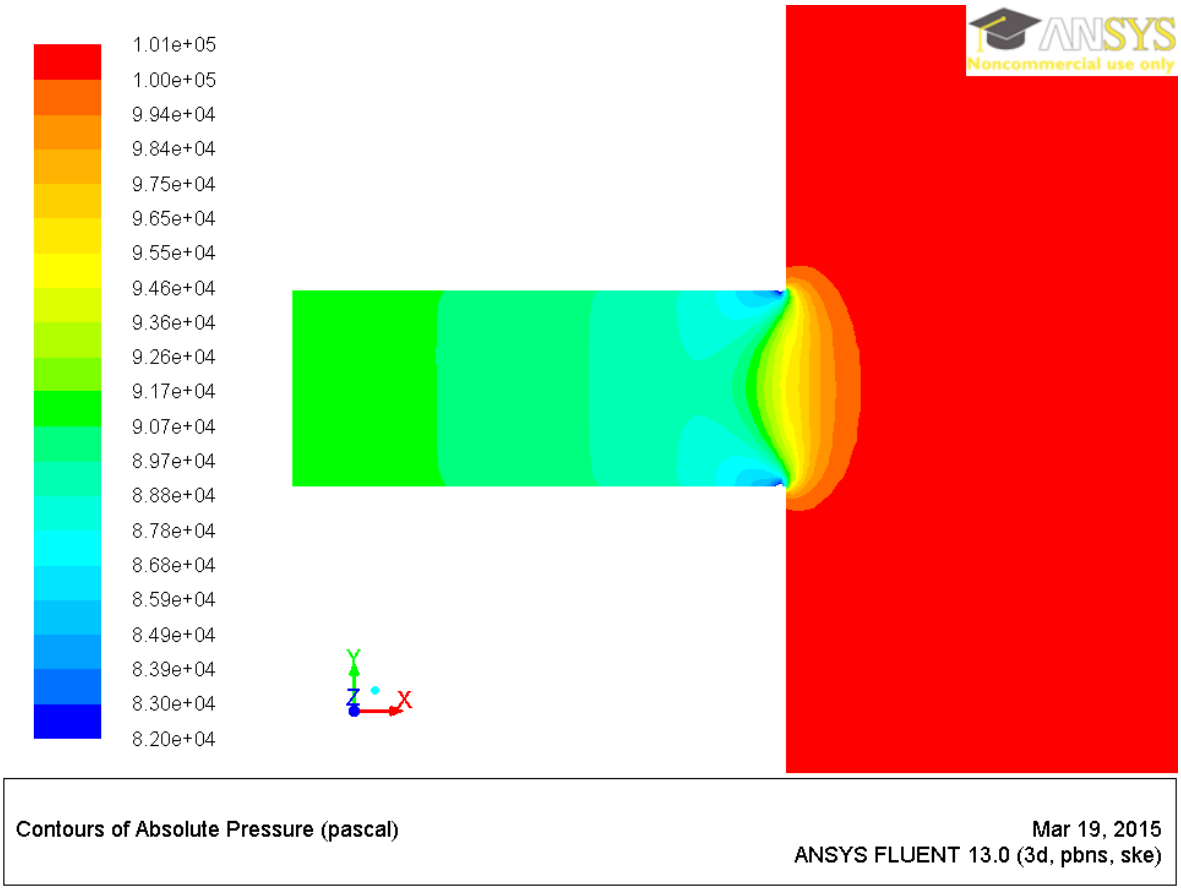


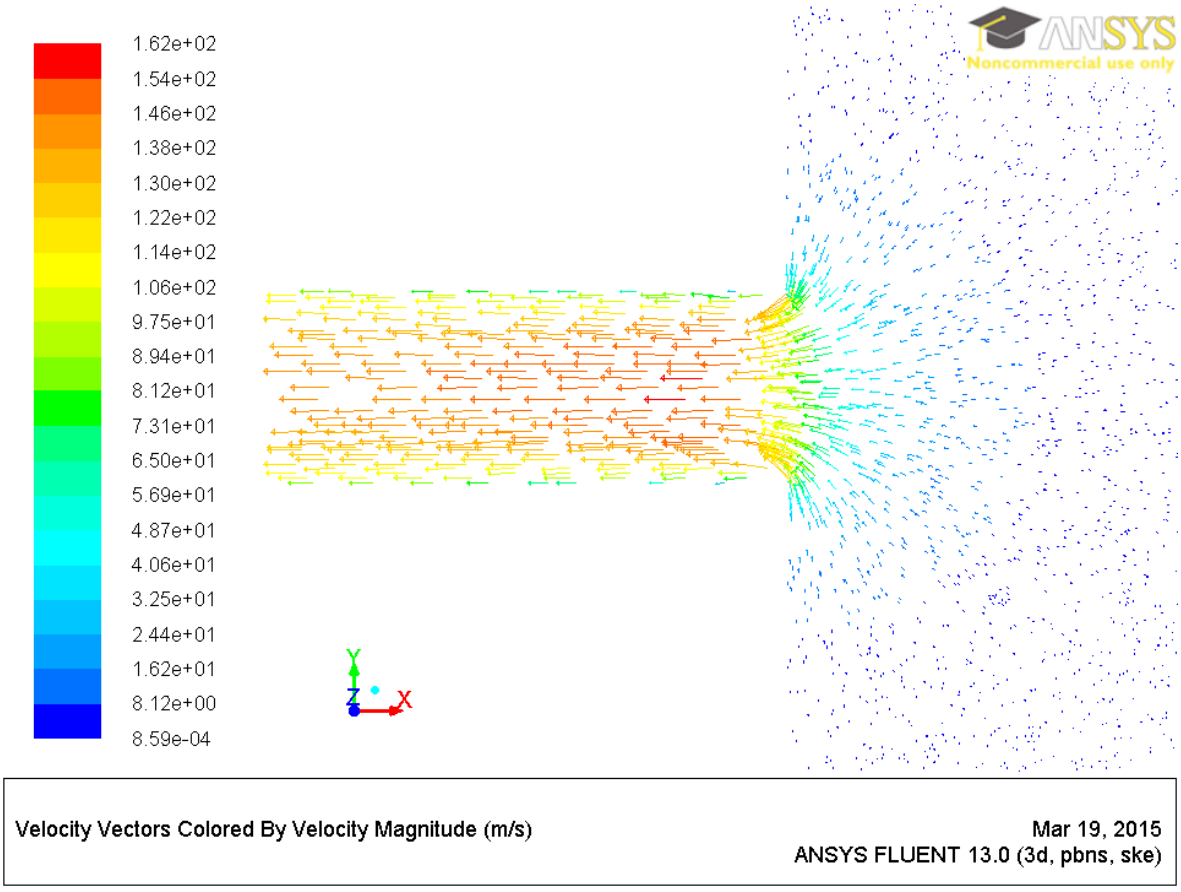
Rys.49 Propozycje geometrii dysz dla kolektorów typu *ram-air* [5]

Należy zwrócić uwagę na fakt, iż dane warianty są charakterystyczne dla regionów, w których produkowane są silniki. Przykład stanowi rozwiązanie nr 10 (rys. 49) stosowane głównie przez zespoły wyścigowe w Stanach Zjednoczonych, podczas gdy rozwiązania nr 6 i 7, są częściej wykorzystywane w Europie. Można zatem wnioskować, iż dobór określonego rozwiązania zależy od cech wybranego silnika (stosunek D/S i d/D). Celem sprawdzenia powyższego założenia wykonano symulacje zasysania powietrza dla dwóch wartości podciśnienia na wylocie z układu: 10 i 40 kPa. Eksperyment numeryczny przeprowadzono na przykładzie wybranych wariantów tj. 6,7,8,9,10,11 oraz wariantu 0 stanowiącego prosty kanał bez dyszy. Jako kryterium oceny jakości procesu zasysania czynnika przyjęto parametr strumienia masowego odczytywanego z powierzchni wylotowej układu kanał-dysza, wybór został umotywowany zamiarem oceny procesu wyłącznie w aspekcie ilościowym. Wyniki symulacji przedstawiono w formie tabeli 7, a także na rysunkach zawierających rozkłady ciśnienia i wektory prędkości na powierzchniach przekrojów elementów. Analizując poniższe rysunki rozpatrywano opisany wyżej aspekt spadku ciśnienia na łączeniu dyszy z kanałem oraz obszar zasysania czynnika. Obserwacje pozwoliły wyróżnić dwa charakterystyczne warianty, tj. 0 i 11. Porównując rozkłady ciśnienia, wariant 0 czyli prosty kanał bez dyszy jest najlepszym przykładem powstawania spadków ciśnienia przy powierzchni wlotowej. Obszary niskiego ciśnienia widoczne na wlocie do kanału (rys. 50) są spowodowane zawirowaniem czynnika w wyniku omywania ostrej krawędzi wlotowej. Wymienione zjawisko zostało skompensowane w kolejnych wariantach odpowiednim kątem rozwarcia dyszy oraz zaokrągleniem krawędzi. Niemniej jednak promień zaokrąglenia krawędzi nie powinien przekraczać wartości 1/4 średnicy kanału wlotowego [5]. Przykładem wyjaśniającym to założenie jest wariant 11. Rozpatrując rozkład wektorów prędkości dla podciśnienia 10 kPa (rys.56) można zauważyć, iż efektywny obszar zasysania czynnika kończy się w połowie krawędzi wlotowej. Promień zaokrąglenia przekraczający 1/4 średnicy kanału wlotowego, skutkuje nadmiernym wydłużeniem krawędzi wlotowej co w połączeniu z oddziaływaniem zjawisk lepkości płynu powoduje obniżenie efektywności zasysania czynnika dla podciśnienia 10 kPa, do wartości niższej niż dla wariantu 0 (tab. 4).

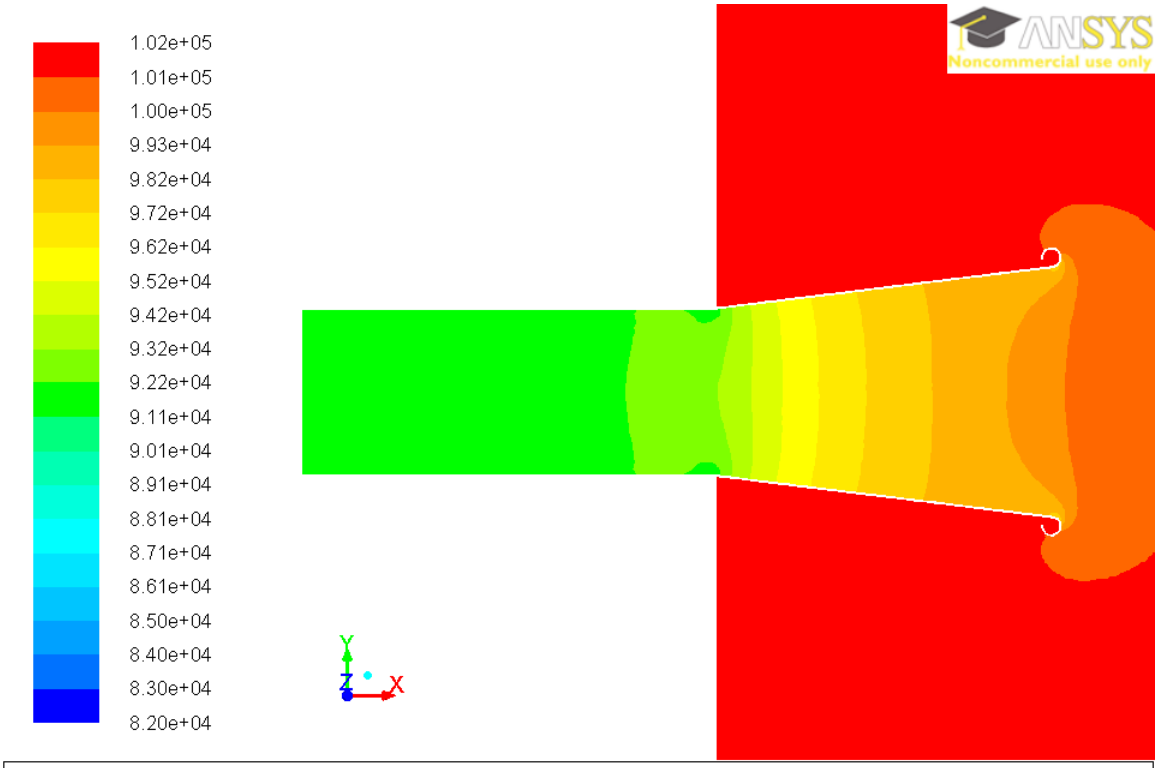
Tab.7 Wartości strumieni masowych dla różnych wariantów dysz wlotowych.

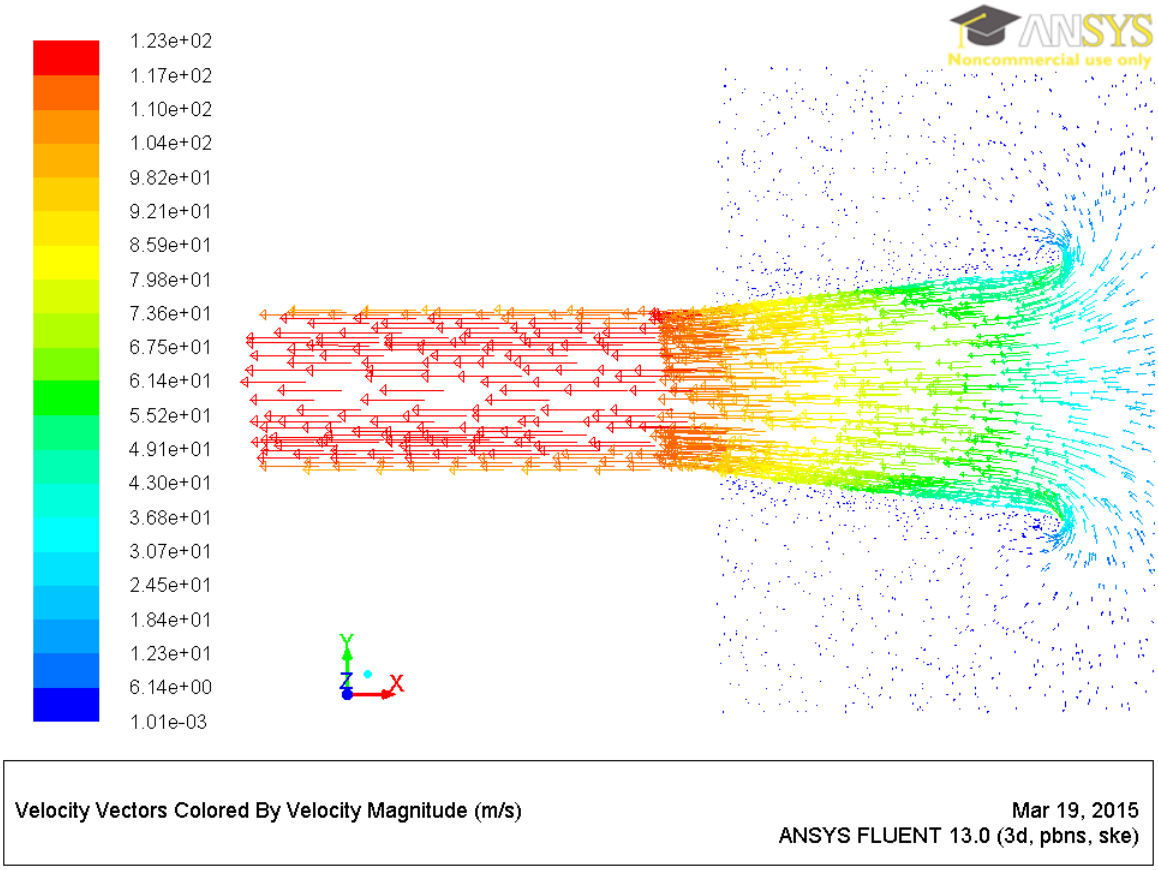
Wariant	Strumień kg/s dla podciśnienia 10 kPa	Strumień kg/s dla podciśnienia 40 kPa
0	0.127	0.198
6	0.129	0.235
7	0.130	0.233
8	0.127	0.231
9	0.130	0.233
10	0.125	0.235
11	0.119	0.230



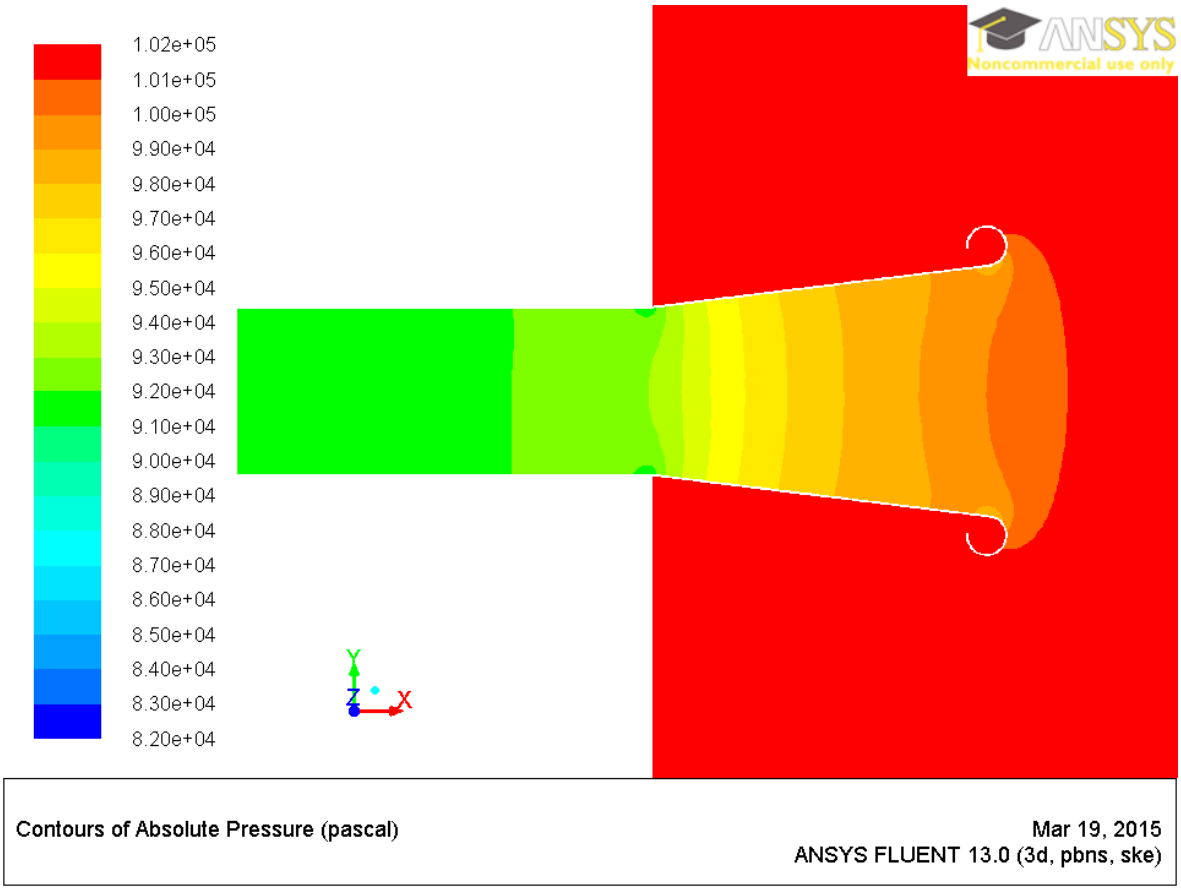


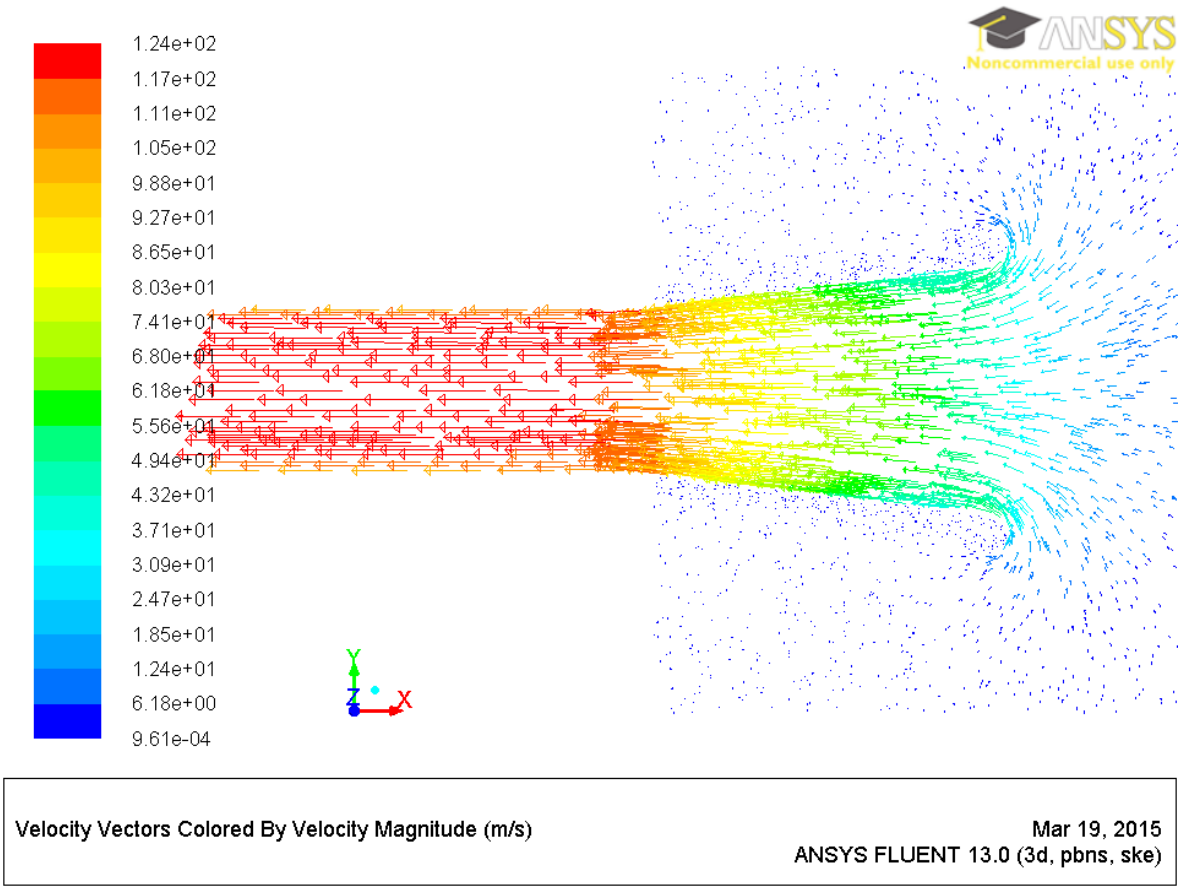
Rys.50 Kontury ciśnienia oraz wektory prędkości dla wariantu 0 przy 10kPa podciśnienia



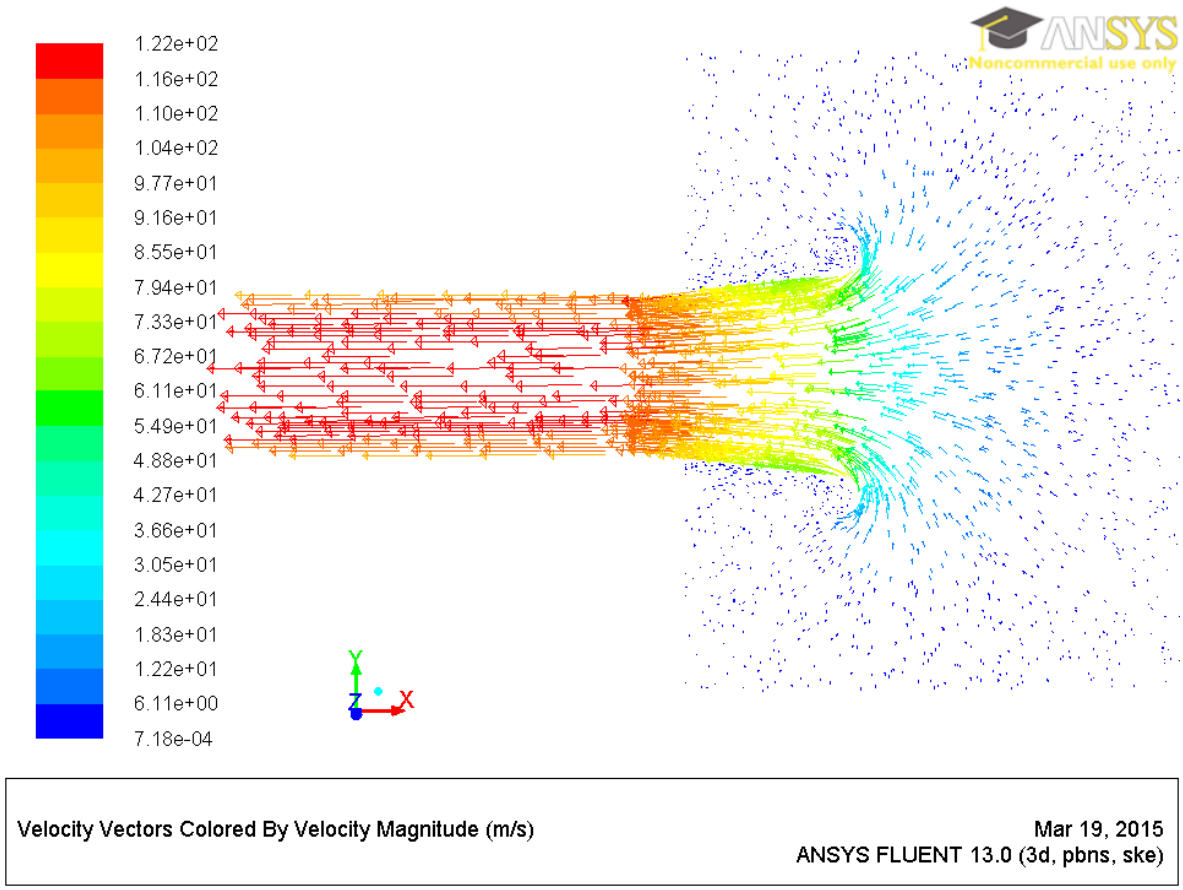


Rys.51 Kontury ciśnienia oraz wektory prędkości dla wariantu 6 przy 10kPa podciśnienia

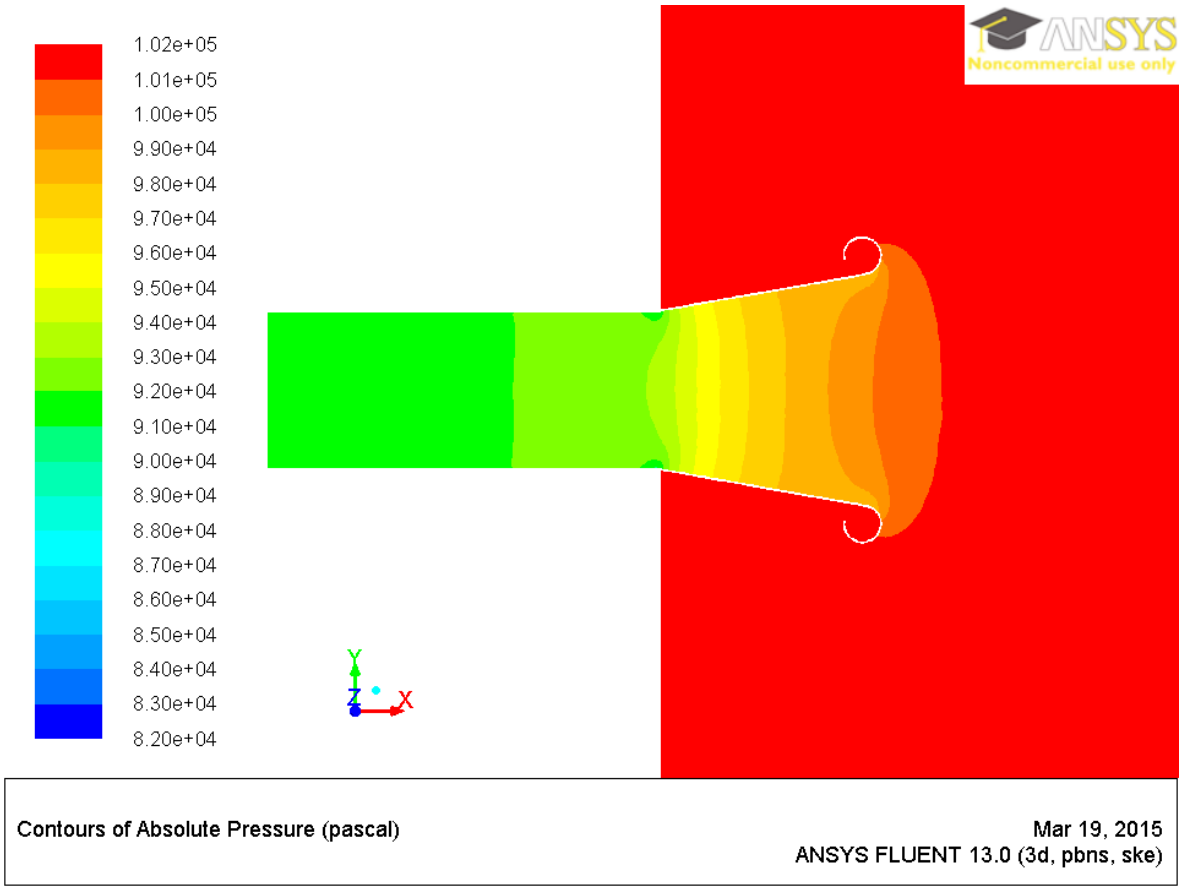


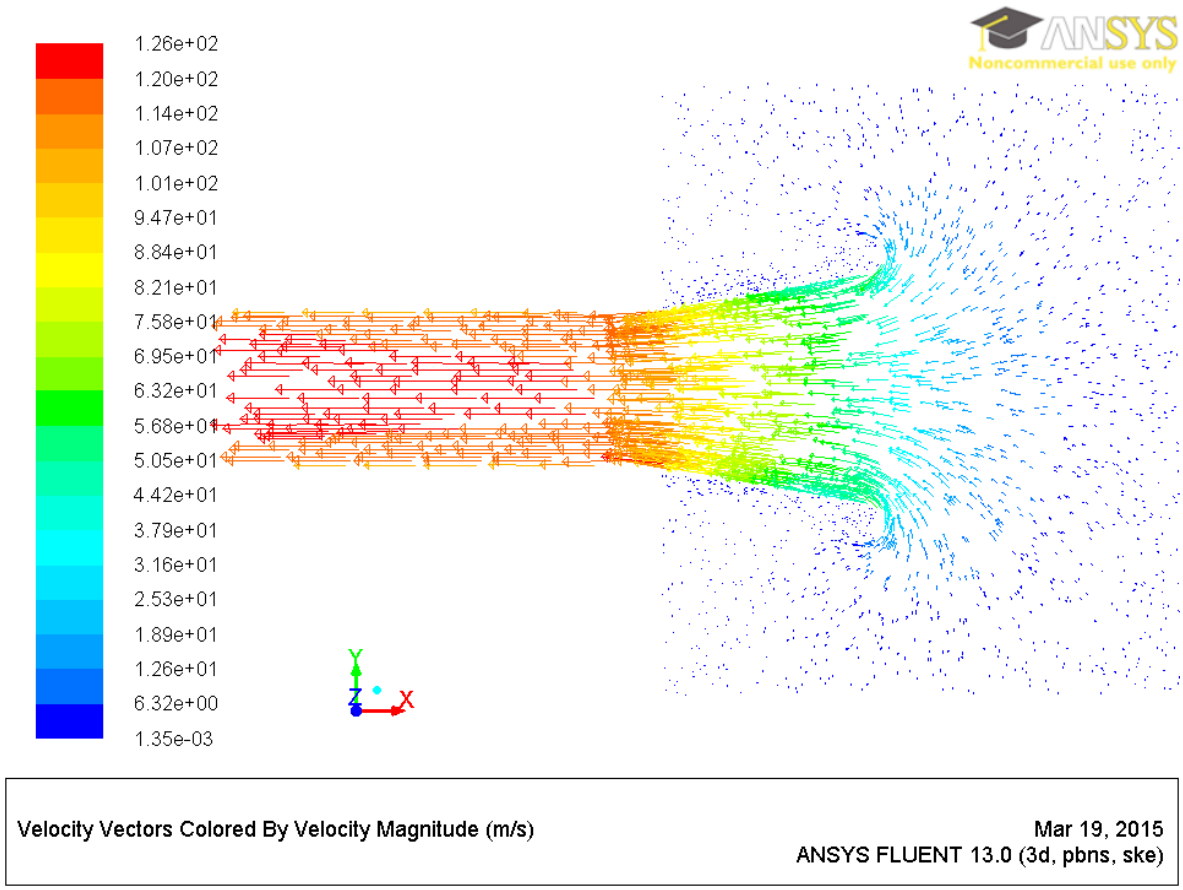


Rys.52 Kontury ciśnienia oraz wektory prędkości dla wariantu 7 przy 10kPa podciśnienia

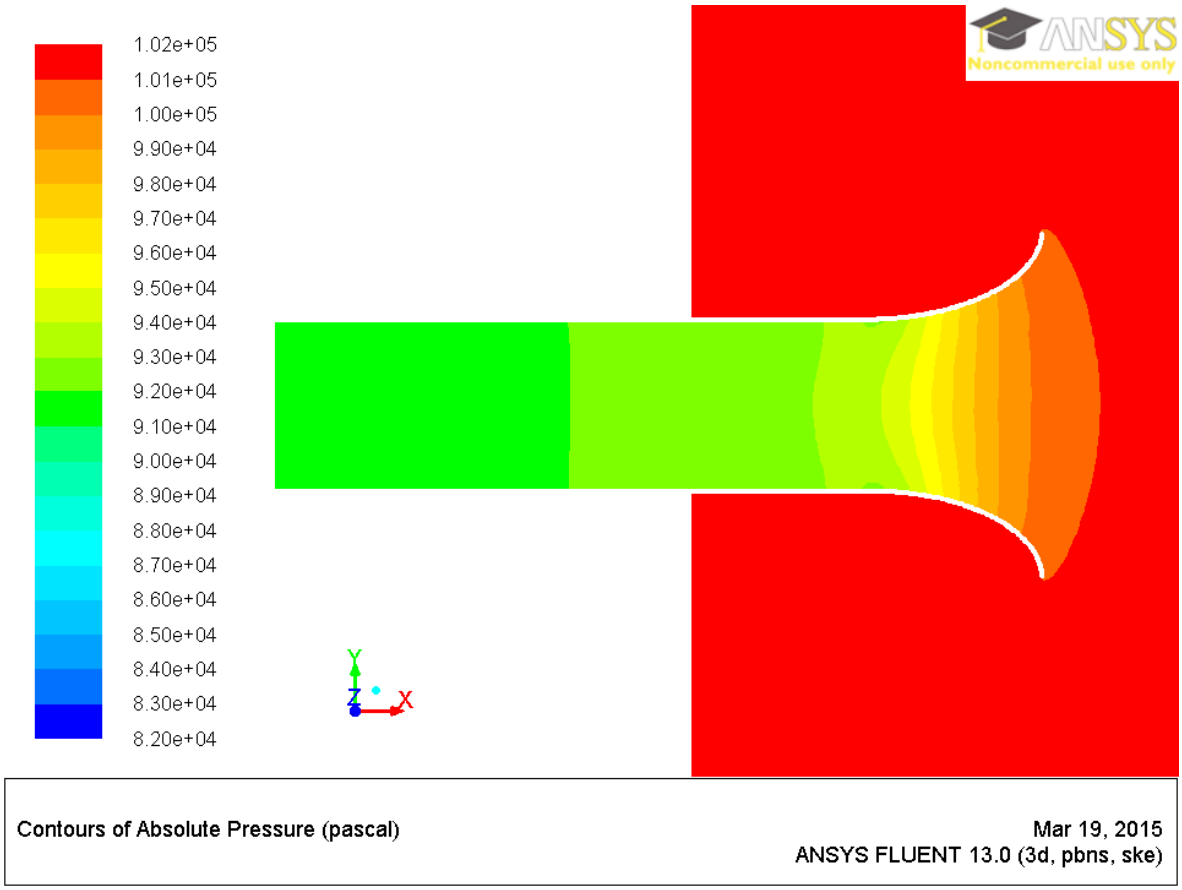


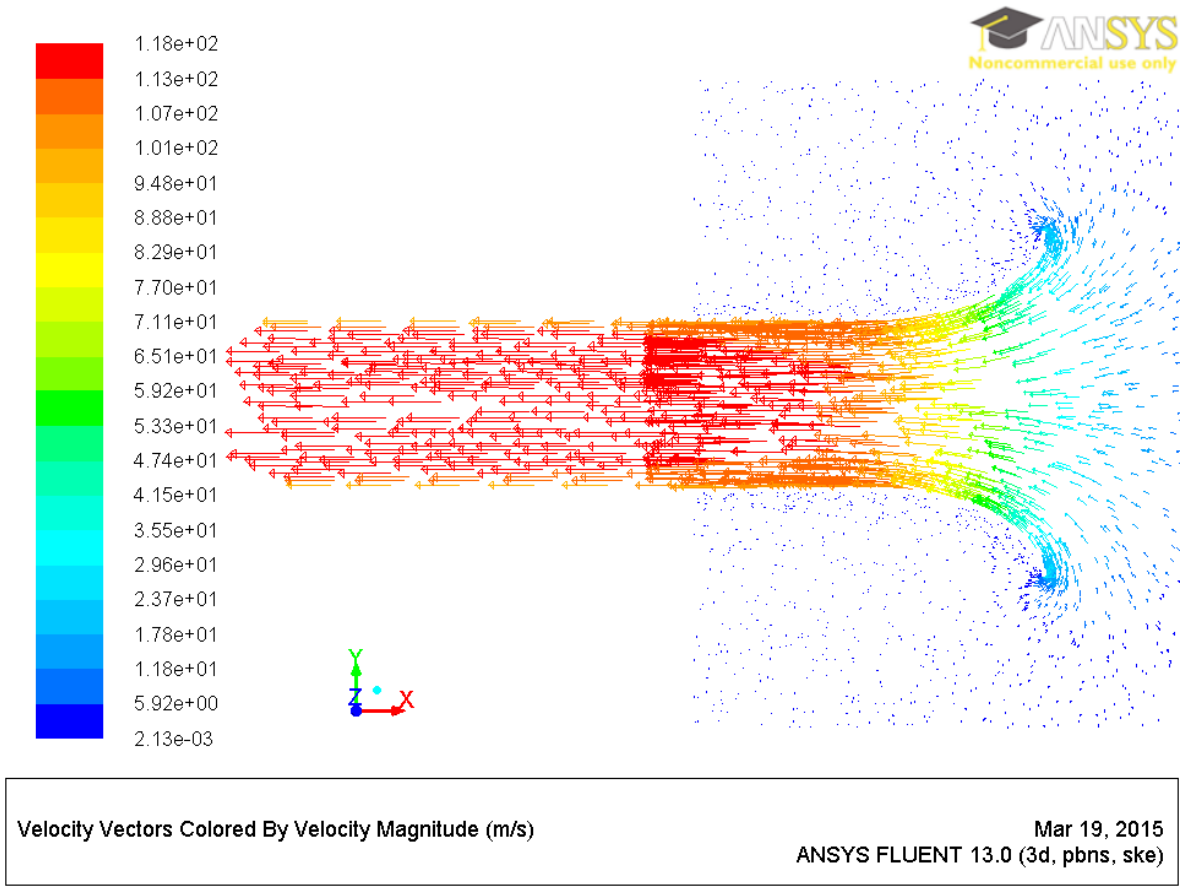
Rys.53 Kontury ciśnienia oraz wektory prędkości dla wariantu 8 przy 10kPa podciśnienia



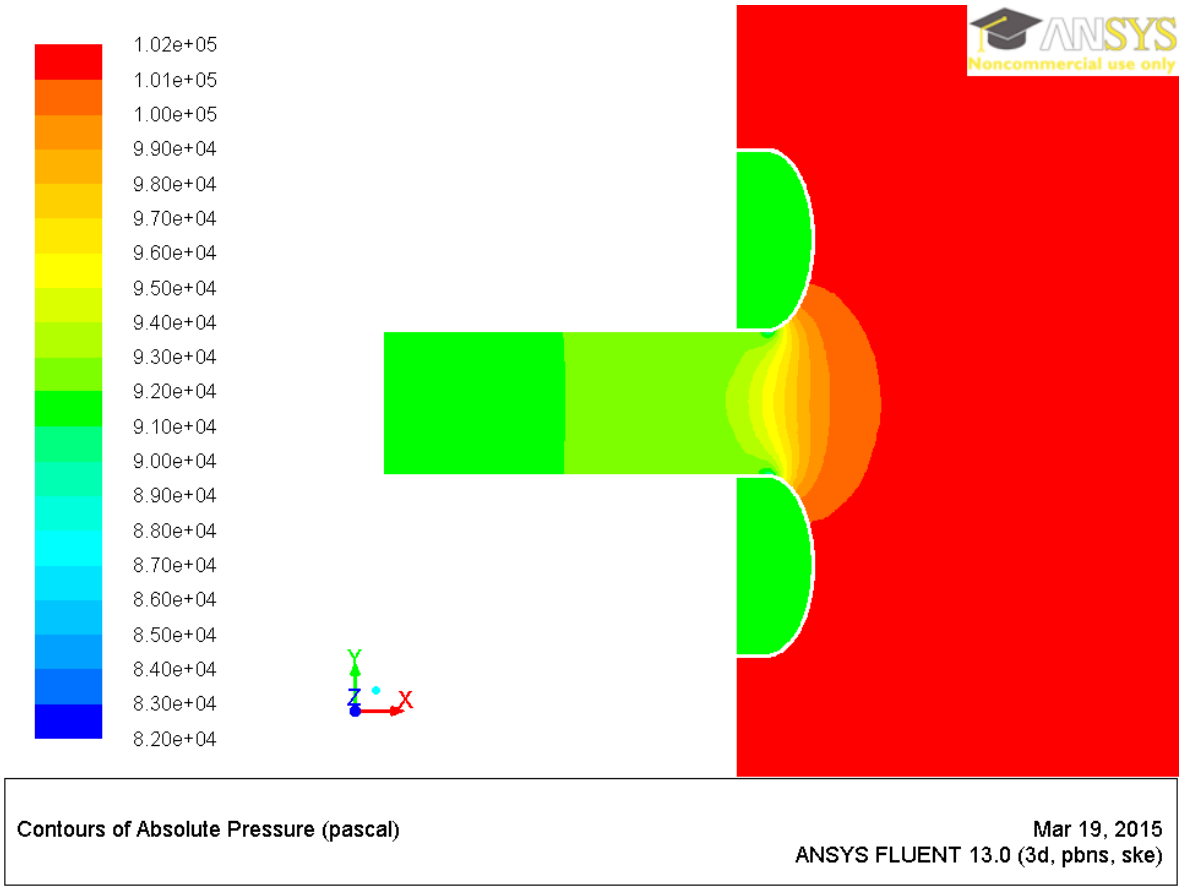


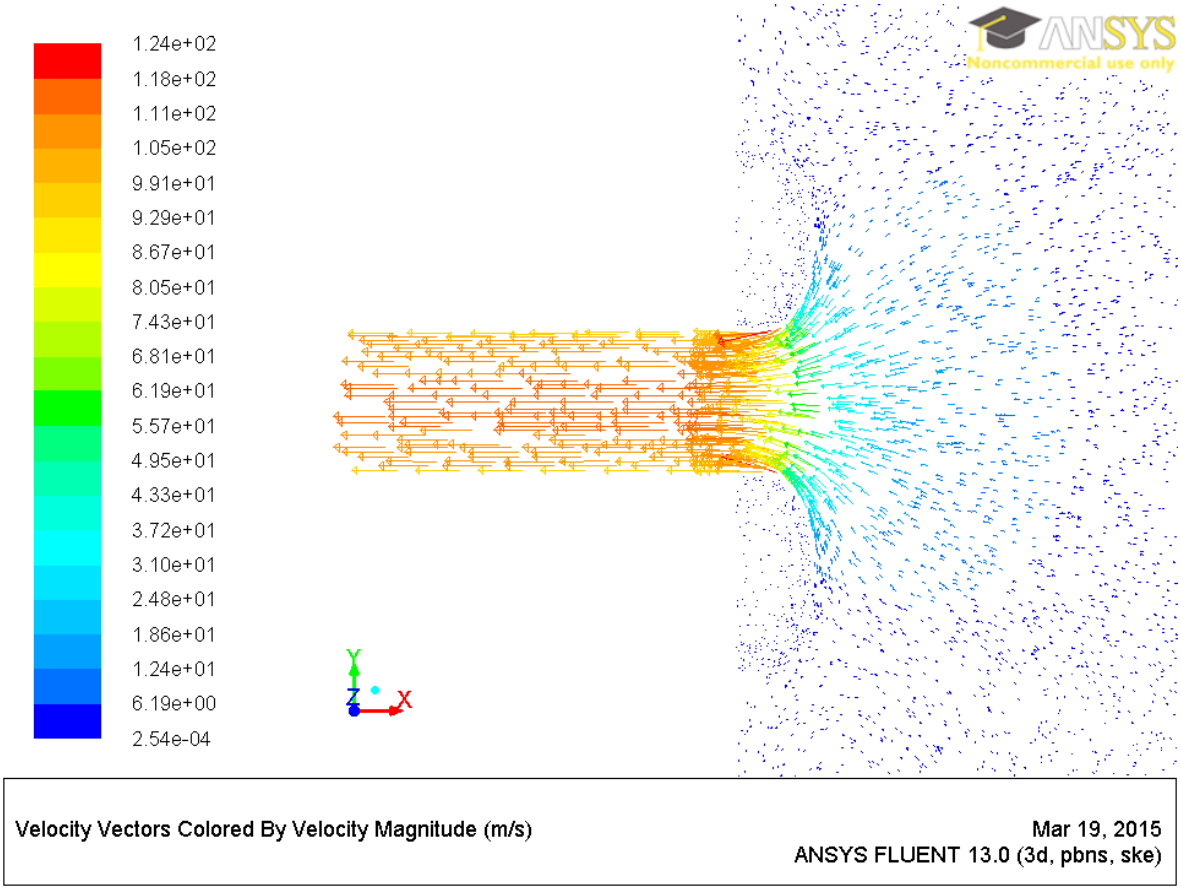
Rys.54 Kontury ciśnienia oraz wektory prędkości dla wariantu 9 przy 10kPa podciśnienia





Rys.55 Kontury ciśnienia oraz wektory prędkości dla wariantu 10 przy 10kPa podciśnienia

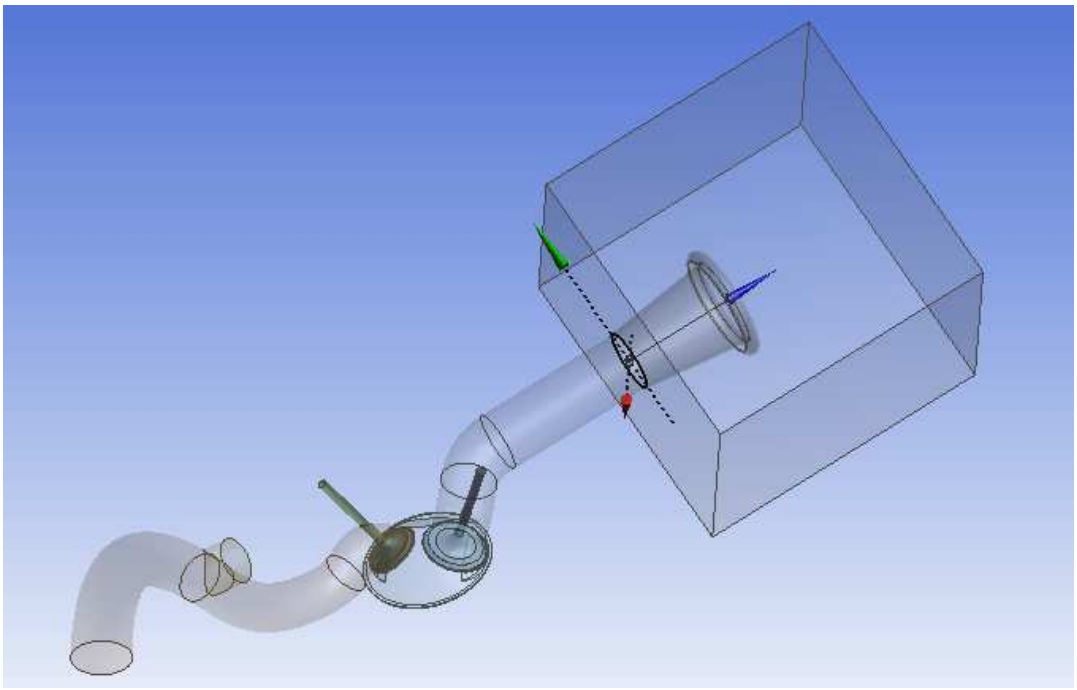




Rys.56 Kontury ciśnienia oraz wektory prędkości dla wariantu 11 przy 10kPa podciśnienia

Analizując tabelę wyników można również zauważyć, że dobór parametru podciśnienia wymuszającego przepływ znacząco wpływa na efektywność zasysania czynnika (dla tych samych warunków ciśnienia i temperatury otoczenia). Jednocześnie potwierdzona została zasadność doboru konkretnej geometrii dla danego silnika, ponieważ podciśnienie podczas suwu ssania zależy od skoku tłoka oraz średnicy cylindra. Kolejnym wnioskiem wynikającym z analizy wyników jest mniejszy wzrost efektywności zasysania czynnika dla przypadków instalacji dysz wlotowych przy podciśnieniu 10 kPa w porównaniu z podciśnieniem 40 kPa, co potwierdziło założenie, iż dysze wlotowe znajdują zastosowanie w silnikach o wysokim podciśnieniu występującym podczas suwu ssania. Powyższy wniosek stanowi motywację do podjęcia obliczeń mających na celu określenie, czy kolektor dolotowy typu *ram-air* znajduje zastosowanie w silniku m20b27. Na podstawie wyników w tabeli 7 dla obydwu wartości podciśnienia oraz oszacowanego średniego podciśnienia z wcześniej opracowanych modeli napełniania cylindra badanego silnika, do dalszego etapu wybrano wariant nr. 7.

Geometrię wraz z rurką imitującą zespół przepustnicy z wtryskiwaczem za-implementowano do wcześniej opracowanego modelu napełniania cylindra silnika m20b27, poprzez usunięcie rozbudowanego kanału dolotowego. Geometria modelu została pokazana na rysunku 57.



Rys. 57 Model procesu napełniania cylindra z kolektorem typu *ram-air*

Z uwagi na obciążenie klastra obliczeniowego, możliwa okazała się symulacja dla jednego punktu pracy określonego parametrami prędkości obrotowej i obciążenia. Ponieważ przypuszczano, iż pozytywny efekt skrócenia kolektora dolotowego wystąpi przy prędkościach obrotowych bliskich wartości maksymalnej [18], obliczenia przeprowadzono dla prędkości obrotowej n=6000 obr/min i pełnego obciążenia zdeklarowanego analogicznie do wcześniejszych obliczeń dotyczących sprawności napełniania, podciśnieniem w kolektorze dolotowym: $\boldsymbol{p_{kol}}$ **= *5000* Pa**, i maksymalnym nadciśnieniem w przestrzeni roboczej $\boldsymbol{p_{max}}$ **= 4,6 MPa**

Wynikiem przeprowadzonej symulacji jest współczynnik napełnienia, obliczony dla modelu z wyczynowym profilem otwarcia zaworów i kolektorem typu *ram-air*, wyposażonym w dyszę wlotową wariant 7, o wartości:

$$\eta_v = 71{,}2\ \%;$$

w stosunku do rozbudowanego kolektora dolotowego, przy którym η_v wynosiło 71,5 %, odnotowano 0,3 punktu procentowego spadku w ilościowej efektywności procesu napełniania. Przy analizie wyników obliczeń należy uwzględnić błąd modelu określony w punkcie 7 **Walidacja** i dla symulacji pełnego obciążenia wynoszący $\partial_{100\%}$ = **16%**. Ponieważ różnica w wynikach obliczeń współczynników napełnienia dla modeli z krótkim i długim kolektorem nie przekracza błędu modelowania, zasadnym jest wniosek, iż zastosowanie kolektora typu *ram-air* nie spowoduje zmian w ilościowej efektywności procesu napełniania dla symulowanego punktu pracy. Biorąc pod uwagę ograniczenia w maksymalnej prędkości obrotowej badanego silnika, oraz wady krótkiego kolektora dolotowego tj.: słabsza turbulencja przy napełnianiu cylindra i utratę paliwa w wyniku oddziaływania zjawisk falowych (przez które w przypadku krótkiego kolektora paliwo zostaje wstecznie wyrzucone z kolektora), zastosowanie tego typu geometrii kolektora dolotowego nie jest zabiegiem korzystnym przy obecnej konfiguracji badanego silnika.

8 Wnioski

W ramach pracy doktorskiej zbudowano model numeryczny procesu napełniania cylindra silnika ZI. Działania rozpoczęto od wyjaśnienia problemów związanych z konstrukcją nowoczesnych jednostek napędowych, a w szczególności aspektem "downsizingu" i związanych z nim potrzebami generacji jak największych mocy jednostkowych oraz postępującym zwiększaniem maksymalnych prędkości obrotowych. Ponieważ prędkość obrotowa znacząco wpływa na wymianę ładunku, postanowiono skoncentrować badania na analizie zjawisk związanych z napełnianiem cylindra. Ze względu na ograniczone środki i możliwości przeprowadzenia wielowariantowych badań stanowiskowych, jako cel pracy określono budowę modelu komputerowego umożliwiającego badanie problemów związanych z napełnianiem cylindra silnika ZI. Na podstawie przeglądu literatury określono założenia upraszczające model oraz parametry wpływające na przebieg procesu napełniania, z których wyróżniono: geometrię kolektora dolotowego, profile otwarcia zaworów i wspomnianą wcześniej prędkość obrotową. Również na podstawie przeglądu literatury wyszczególniono dwie najczęściej stosowane w badanej dziedzinie metody modelowania komputerowego tj. 1-D i CFD, przy czym w punkcie 6 **Modelowanie numeryczne** podkreślono ograniczenia modelowania 1-D, na podstawie których podjęto decyzję o kontynuacji pracy przy zastosowaniu metody CFD. Ze względu na tematykę podjętych badań opracowany model miał wykazywać wrażliwość na wymuszenia w postaci zmian: prędkości obrotowej, obciążenia, profili otwarcia, geometrii kolektora dolotowego. Elementem wyróżniającym opracowany model pośród istniejących już rozwiązań była implementacja bocznych króćców wlotowych, służących do deklaracji ciśnień w kolektorach (symulacji obciążenia) jednocześnie odzwierciedlających pracę pozostałych cylindrów nie ujętych w modelu.

Zbudowany model został poddany walidacji, w celu określenia poprawności modelu zestawiono wykresy: ciśnienia indykowanego uzyskanego w wyniku pomiaru na stanowisku hamowni silnikowej oraz ciśnienia obliczonego w wyniku symulacji procesu napełniania. Porównanie dotyczyło ciśnienia w przestrzeni roboczej silnika i obejmowało suwy: pracy, wydechu oraz ssania (0-550^{o}OWK). Zakres od 550^{o} do 720^{o}OWK został pominięty, ponieważ temat pracy dotyczył wyłącznie procesu napełniania (nie uwzględniono problemów formowania mieszanki podczas suwu sprężania). Zakładając, iż dane uzyskane z eksperymentu na hamowni stanowią wartość dokładną, obliczono sumaryczny błąd względny

wynoszący odpowiednio: dla obciążenia 50% - $\partial_{50\%}$ = **15,1%**; natomiast dla obciążenia 100% - $\partial_{100\%}$ = **16%**.

Określono, iż różnice pomiędzy wartościami zmierzonymi i obliczonymi wynikają z:

- błędu pomiaru ciśnienia na stanowisku badawczym oszacowanym w pracy G. Przybyły [24] i wynoszącym ∂_{pom} = **1,7** %,

- uproszczeń modelu, w tym:

a) uśrednienia wyników obliczanego ciśnienia indykowanego dla całej objętości przestrzeni roboczej;

b) założenia maksymalnego ciśnienia indykowanego w GMP;

c) pominięcia zjawisk falowych oraz założenia warunków brzegowych pierwszego rodzaju.

Zweryfikowany model wykorzystano do wielowariantowych obliczeń, mających na celu wykazanie jego wrażliwości na zmiany parametrów: prędkości obrotowej, profili otwarcia i geometrii kolektora dolotowego. Obliczenia podzielono na trzy etapy: pierwszy etap obejmował symulacje napełnienia cylindra dla dwóch profili otwarcia i pięciu prędkości obrotowych. Kolejny etap obejmował symulacje napełnienia cylindra dla dwóch geometrii kolektora dolotowego. Ostatni etap obejmował analizę wpływu geometrii dysz wlotowych do kolektora typu *ram-air* na efektywność zasysania czynnika oraz weryfikację, czy kolektor typu *ram-air* znajduje zastosowanie w silniku m20b27.

Obliczenia wykonane w ramach pierwszego etapu wykazały różnicę w sprawności napełnienia dla porównywanych profili otwarcia zaworów. Zastosowanie profilu z wyczynowego wałka rozrządu spowodowało zmianę zakresu prędkości obrotowych, przy których symulacje wykazywały największą efektywność zasysania czynnika **do przedziału pomiędzy 4 a 7 tyś. obr/min**. Analizując skrajny przypadek widocznym było, iż sprawność napełniania dla prędkości maksymalnej n=6000 obr/min i profilu sportowego wynosiła 71,5%, co w porównaniu ze sprawnością napełniania uzyskaną dla profilu seryjnego przy tej samej prędkości obrotowej wynoszącej: 60,3% stanowiło poprawę o **11 punktów procentowych**. Wykonane symulacje wykazały wrażliwość modelu na zmiany profili otwarcia i prędkości obrotowych.

W ramach kolejnego etapu pracy przeprowadzono symulacje trajektorii czynnika napełniającego cylinder, zrealizowane na przykładzie dwóch geometrii kolektorów dolotowych. Kolektory ukształtowano tak aby uzyskać dwa typy zawirowań w przestrzeni roboczej tj. zawirowanie osiowe i poprzeczne. Odwzorowanie zawirowań zgodnie z zasadami

wykorzystywanymi w technice samochodowej (odpowiednie kształtowanie kolektorów) potwierdziło zasadność modelowania turbulencji dwoma równaniami *k-ε*, na potrzeby przeprowadzonych badań oraz wrażliwość modelu na zmiany geometrii kolektorów dolotowych.

Ostatni etap obliczeń obejmował analizę wpływu sześciu wariantów dysz wlotowych do kolektora typu *ram-air* na ilość zasysanego powietrza w stosunku do prostego kanału dolotowego. Potwierdzona została zasadność doboru konkretnej geometrii dla danego silnika, ze względu na zmiany efektywności zasysania czynnika pomiędzy wariantami przy dwóch wartościach podciśnień wymuszających przepływ. Największe strumienie masowe zasysanego czynnika przy podciśnieniu 10kPa odnotowano dla wariantów 7 i 9 (tab.7). Natomiast dla podciśnienia 40 kPa najefektywniejszymi (ilościowo) okazały się warianty 6 i 10 (tab.7). Kolejnym wnioskiem wynikającym z analizy wyników jest mniejszy wzrost efektywności zasysania czynnika dla przypadków instalacji dysz wlotowych przy podciśnieniu 10 kPa w porównaniu z podciśnieniem 40 kPa, potwierdzając założenie, iż dysze wlotowe znajdują zastosowanie w silnikach o wysokim podciśnieniu występującym podczas suwu ssania. Wniosek ten stanowił motywację do podjęcia dalszych obliczeń mających na celu określenie czy kolektor dolotowy typu *ram-air* znajduje zastosowanie w silniku m20b27. Z uwagi na obciążenie klastra obliczeniowego, możliwa okazała się symulacja dla jednego punktu pracy określonego parametrami prędkości obrotowej i obciążenia. Ponieważ przypuszczano, iż pozytywny efekt skrócenia kolektora dolotowego wystąpi przy prędkościach obrotowych bliskich wartości maksymalnej [18], obliczenia przeprowadzono dla prędkości obrotowej n=6000 obr/min i pełnego obciążenia. Wynikiem symulacji jest współczynnik napełnienia wynoszący: η_v = 71,2 %; w stosunku do rozbudowanego kolektora dolotowego, przy którym η_v wynosiło 71,5 %, odnotowano 0,3 punktu procentowego spadku w ilościowej efektywności procesu napełniania. Rozważając błąd obliczeń opracowanego modelu, ograniczenia w maksymalnej prędkości obrotowej badanego silnika, oraz wady krótkiego kolektora dolotowego tj.: słabsza turbulencja przy napełnianiu cylindra i utratę paliwa w wyniku oddziaływania zjawisk falowych (przez które w przypadku krótkiego kolektora paliwo zostaje wstecznie wyrzucone z kolektora) stwierdzono, iż kolektor dolotowy typu *ram-air* nie znajduje zastosowania w jednostce m20b27.

Przeprowadzone obliczenia udowadniają, że opracowany model nadaje się do badań numerycznych wpływu: profili otwarcia zaworów, geometrii kolektorów dolotowych, obciążenia i prędkości obrotowych silnika, na ilościową efektywność procesu napełniania cylindra. Wniosek poparto wykazaną w ramach obliczeń wrażliwością modelu na zmiany wymienionych parametrów, które obejmowały 5 różnych prędkości obrotowych, 2 profile otwarcia zaworów, 3 geometrie kolektorów dolotowych i 2 stany obciążenia.

Zbudowany model znajduje zastosowanie w badaniach nad problemami wymiany ładunku nowoczesnych silników ZI. Wyniki pracy wskazują na użyteczność modelu w zakresie realizacji eksperymentów nad nowymi technologiami dotyczącymi sterowania otwarciem zaworów, czy kształtowania geometrii kolektorów dolotowych. Wykorzystanie modelu ograniczy badania stanowiskowe, a jego uniwersalność umożliwi szybkie dokonywanie zmian analizowanych parametrów.

Wyniki symulacji wskazały również na ograniczenia modelu, pośród których wyróżniono brak możliwości analizy efektywności procesu napełniania w ujęciu jakościowym oraz pominięcie wpływu efektów falowych zachodzących w kolektorze dolotowym na wyżej wymieniony proces. Ograniczenia modelu stanowią uzasadnienie do podjęcia kolejnych prac mających na celu jego rozwijanie. Implementacja zjawisk falowych możliwa jest przy wykorzystaniu warunków brzegowych na bocznych króćcach w kolektorach generujących pulsacje wg. wewnętrznej funkcji opracowanej przez użytkownika (zabieg analogiczny do wewnętrznej funkcji sterującej otwarciem zaworów). Natomiast analiza problemu formowania mieszanki paliwowo-powietrznej podczas suwu sprężania wymaga rozbudowę modelu o problemy wielofazowe (metoda *Volume of Fluid*). Rozwiązanie problemów wymaga jednak wnikliwej analizy zjawisk dynamiki płynów oraz zmian fazowych.

Bibliografia

1. *Ansys Fluent User's guide*. Ansys, Inc. Canonsburg (2010).
2. Ambrozik A., *Podstawy teorii tłokowych silników spalinowych.* Politechnika Warszawska, Warszawa (2012).
3. Bari S., Saad I., *CFD modelling of the effect of guide vane swirl and tumble device to generate better in-cylinder air flow in a CI engine fuelled by biodiesel.* Computers & Fluids, Philadelphia (2013).
4. Beauquel J.A., *Flow behaviour in the combustion chamber of a spark ignition engine*. VDM Verlag Dr. Muller, Saarbrücken (2009).
5. Bell A.G., *Four-stroke performance tuning*. Haynes Publishing, Sparkford (2006).
6. Brusiania F., Falfaria S., Cazzolia G., *Tumble motion generation in small gasoline engines:a newmethodological approach for the analysis of the influence of the intake duct geometrical parameters.* Energy Procedia, Philadelphia (2014).
7. Bodin O., *Simulations of compressible flows associated with internal combustion engines.* KTH Mechanics, Stockholm, Sweden (2013).
8. Ceviz M.A., *Design of a new SI engine intake manifold with variable length plenum*. Energy Conversion and Management, New Delhi (2010)
9. Chung T.J., *Computational Fluid Dynamics.* Cambridge University Press, New York (2010).
10. Falfaria S., Brusiania F., Pellonia P., *3D CFD analysis of the influence of some geometrical engine parameters on small PFI engine performances – the effects on the tumble motion and the mean turbulent intensity distribution.* Energy Procedia, Philadelphia (2014).
11. Fontana G., Galloni E., *Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine.* Applied Energy, Philadelphia (2008).
12. Grabowski Ł. *Badania procesu tworzenia mieszanki w silniku o zapłonie iskrowym zasilanym wtryskiem gazu propan-butan.* PTNSS, Bielsko-Biała (2011).
13. Guizzetti M., *Combined WAVE-VECTIS simulation of an intake manifold of V6 PFI gasoline engine.* F.A. Powertrain Italia, Arese (2015).
14. Gupta H.N., *Fundamentals of internal combustion engines.* PHI, Delhi (2013).
15. Hunicz J. *Kontrolowany samozapłon w silniku benzynowym*. Politechnika Lubelska, Lublin (2011).
16. Jemni M. A., *Influence of intake manifold design on in-cylinder flow and engine performances in a bus diesel engine converted to LPG gas fuelled, using CFD analyses and experimental investigations.* Energy, Philadelphia (2011)
17. Jia M., Xie M., Wang T., Peng Z., *The effect of injection timing and intake valve close timing on performance and emissions of diesel PCCI engine with a full engine cycle CFD simulation*. Applied Energy, Philadelphia (2011).
18. Kordziński C., *Układy dolotowe silników spalinowych.* Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa (1968).
19. Matzke W., *Konstrukcja rozrządu silników szybkoobrotowych*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa (1974).
20. Millo F., Luisi S., *Numerical and experimental investigation on combustion characteristics of a spark ignition engine with an early intake valve closing load control*. Fuel, Philadelphia (2013).
21. Mohammadebrahim A., *Numerical simulation of in-cylinder tumble flow field measurements and comparison to experimental results.* The Journal of Engine Research, Teheran (2012).

22. Pantokratoras, *Turbulence Models Comparison for theNumerical Study of the Air Flow, an Internal Combustion Engine.* Advances in Engineering Mechanics and Materials Xanthi (2014).
23. Pietrykowski K., Wendeker M., Grabowski Ł., *Modelowanie 3D procesu napełniania w silniku o ZI*. Postępy Nauki i Techniki , Lublin (2012).
24. Przybyła G. *Wpływ parametrów obciążenia silnika spalinowego na przebieg generacji ciepła oraz efektywność konwersji energii w układzie*. Praca doktorska, Gliwice (2007).
25. QI Y. L. *Optimization of intake port design for SI engine.* International Journal of Automotive Technology, Seoul (2012).
26. Rakopoulos C.D. *Critical evaluation of current heat transfer models used in CFD in cylinder engine simulations and establishment of a comprehensivewall-function formulation.* Applied Energy, Philadelphia (2009).
27. Rakopoulos C.D. *Investigating the effect of crevice flow on internal combustion engines using a new simple crevice model implemented in a CFD code.* Applied Energy, Philadelphia (2010).
28. Rychter T., Teodorczyk A., *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłoko wego*. PWN, Warszawa (1990).
29. Rychter T., Teodorczyk A., *Teoria silników tłokowych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa, (2006).
30. Sinha M. K., *Turbulence modeling in CFD simulation of intake manifold for a 4 cylinder engine.* HEFAT, Jamshedpur (2012).
31. Solanki P. D., *Simulation studies on different intake manifold designs for performance improvement of four stroke four cylinder diesel engine.* Akshar Publication, Gujarat (2015)
32. Sulaiman S. A. *Study of flow in air-intake system for a single-cylinder go-kart engine.* International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, Perak (2010). Research, Teheran (2012).
33. Szczygieł I., *Analiza wybranych zagadnień odwrotnych konwekcji*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2005).
34. Wajand J.A., Wajand J.T., *Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa (2005).
35. Wisłocki K., *Metodologia i redakcja prac naukowych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań (2013).
36. Wisłocki K., *Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych.* Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa (1991).
37. Yogesh P., *In cylinder cold flow CFD simulation of IC engine using hybrid approach,* International Journal of Research in Engineering and Technology, Bangalore (2014).
38. http://www.autokult.pl
39. http://www.bmw.wroclaw.pl
40. http://www.forums.eurocca.net
41. http://www.gtisoft.com
42. http://www.nitrobahn.com
43. http://www.opentrack.tqhq.ee
43. http://www.thesamba.com

Modelowanie numeryczne procesu napełniania cylindra silnika ZI

P. Paliszewski

Promotor: **prof. dr hab. inż. Ireneusz Szczygieł**

Instytut Techniki Cieplnej
Politechnika Śląska, Konarskiego 22, 44-100 Gliwice, Poland
e-mail: pawel.paliszewski@polsl.pl

Streszczenie

Celem pracy było opracowanie modelu numerycznego procesu napełniania cylindra silnika ZI, którego zastosowanie umożliwiłoby analizę wpływu elementów układów: dolotowego oraz rozrządu na proces napełniania. Model został zbudowany przy użyciu komercyjnego pakietu obliczeniowego ANSYS Fluent, wykorzystywanego do modelowania przepływu ciepła i masy. Geometria zbudowanego modelu składa się z: kolektora dolotowego, przestrzeni roboczej z zaworami i części kolektora wydechowego. Warunki brzegowe zostały zdefiniowane jako stałe temperatury na powierzchniach, omywanych przez przepływający płyn. Zbudowany model został wykorzystany do określenia wpływu:

- profili otwarcia zaworów na stopień napełnienia cylindra,
- geometrii wlotowej kolektora typu ram-air na proces napełniania cylindra,
- geometrii kolektora dolotowego na zawirowanie w cylindrze podczas procesu napełniania.

Pierwsza część pracy obejmowała walidację modelu, która została zrealizowana na przykładzie silnika 170A1 usytuowanego na stanowisku hamowni silnikowej Instytutu Techniki Cieplnej. Walidacja polegała na porównaniu wartości ciśnienia w cylindrze, otrzymanych na drodze symulacji z wartościami eksperymentalnymi.

Następnym krokiem była analiza wpływu geometrii kolektora dolotowego na zawirowanie w cylindrze podczas procesu napełniania. Eksperyment numeryczny przeprowadzono na przykładzie dwóch geometrii kolektorów. Wynikiem przeprowadzonych obliczeń są przykłady dwóch typów zawirowań: zawirowanie osiowe oraz beczkowe.

Kolejną częścią pracy było określenie, jak profil otwarcia zaworów wpływa na stopień napełnienia cylindra. Symulacje przeprowadzono przy użyciu dwóch profili otwarcia zaworów: uzyskanych na podstawie pomiarów seryjnego oraz "sportowego" wałka rozrządu. W ramach obliczeń otrzymano dziesięć różnych wartości współczynników napełnienia, dla prędkości obrotowych w zakresie od 2000 do 6000 obr/min.

Ostatnią część pracy stanowiła analiza wpływu geometrii wlotowej kolektora dolotowego typu ram-air na proces napełniania cylindra. Wyboru geometrii dokonano poprzez porównanie efektywności zasysania czynnika, dla różnych wariantów na uproszczonym modelu. Następnie wybrany wariant został zaimplementowany do modelu procesu napełniania cylindra. Wykonano tylko jedną symulację dla najwyższej prędkości obrotowej, ponieważ kolektory typu ram-air znajdują zastosowanie głównie w silnikach wysokoobrotowych i o wysokim stopniu kompresji.

Numerical modeling of an IC engine cylinder filling process

P. Paliszewski

Thesis advisor: **prof. dr hab. inż. Ireneusz Szczygieł**

Institute of Thermal Technology
Silesian University of Technology, Konarskiego 22, 44-100 Gliwice, Poland
e-mail: pawel.paliszewski@polsl.pl

Abstract

Aim of the thesis was to create numerical model of an IC engine cylinder filling process, that could be used to analyze influence of such aspects like: intake manifold geometry or valve lift profile on cylinder fill rate. Model was built using commercial computational package Ansys Fluent, which is able to simulate heat and mass flows. Geometry of a model contains: intake manifold, combustion chamber with valves, and part of a exhaust manifold. Boundary conditions were set up as a temperatures on surfaces that contacts flowing fluid. Built model was used to determine:

- influence of valve lift profile on cylinder fill rate,
- influence of ram-air intake manifold inlet geometry on cylinder fill rate,
- influence of intake manifold geometry on in-cylinder swirl during filling process.

First part of the research was model validation, which was made using 170A1 engine situated in Institute of Thermal Technology engine dynamometer. Validation was performed by comparison of in-cylinder pressure data sets, obtained from numerical model and experiment on engine-dynamometer.

After validation the influence of intake manifold geometry on in-cylinder swirl during filling process was determined. Through properly structured intake manifold a variety of in-cylinder swirls can be obtained. Numerical experiment was performed on two intake manifold geometries. As a result of the experiment two different in-cylinder swirls were obtained: a tumble swirl and axial swirl.

Another part of research was examination how valve lift profile affects on cylinder fill rate. Numerical experiment was carried out using 2 valve opening profiles: one from stock camshaft, and one from camshaft intended for use in motor-sport. As a result of the calculation 10 different cylinder fill rate values were obtained, for rpm speeds from 2000 to 6000.

Last part of research was determination of how ram-air intake manifold inlet geometry influences on cylinder fill rate. For this purpose selection one of the ten inlet geometries was carried out. After selection on simplified model, inlet geometry that provides the most effective flow conditions was implemented in full cylinder filing process model. Only one simulation for the highest rpm speed were carried out to verify does ram-air intake manifold will cause a relevant difference on cylinder filling process in analyzed engine.