



POLITECHNIKA WARSZAWSKA

**WYDZIAŁ
MECHANICZNY ENERGETYKI I LOTNICTWA**



ZAKŁAD AERODYNAMIKI

PRACA DYPLOMOWA

MAGISTERSKA

Filip Solarczyk

Numeryczna analiza tłumienia fali powrotniej w układzie zasilania silnika RDE

Numerical analysis of return wave attenuation in the RDE engine power supply system

302737

Mechanika i Budowa Maszyn
Komputerowe Wspomaganie Prac Inżynierskich

Promotor: Prof. dr hab. inż Janusz Piechna

Warszawa, styczeń 2024



Spis treści

Streszczenie pracy - język polski.....	4
Masters thesis summary - english.....	5
1. Wstęp	6
2. Przygotowanie modelu geometrycznego	12
3. Model dyskretny	17
4. Przygotowanie modelu w programie Ansys-Fluent	18
5. Obliczenia dla modeli 1-pętlowych	25
6. Obliczenia dla modeli 2-pętlowych	43
7. Obliczenia dla modeli 2-pętlowych - dokładny model lepkościowy	55
8. Nieustalony przepływ powietrza przez zawór Tesli	66
8.1. Model dyskretny	66
8.2. Warunki brzegowe i początkowe	67
8.3. Krok czasowy i podział okresów symulacji.....	69
8.4. Wstępne obliczenia zaworu 2D	70
8.5. Ustawienia symulacji w programie Ansys-Fluent	72
8.6. Wyniki analizy przepływu nieustalonego w zaworze Tesli.....	76
8.7. Wykresy i porównania wyników analizy przepływu nieustalonego dla modelu dwupętlowego	132
8.8. Porównanie modelu dwupętlowego i jednopętlowego.....	137
9. Podsumowanie i wnioski	150
10. Źródła	151



Warszawa, 24.02.2024

miejscowość i data

Filip Solarczyk

imię i nazwisko studenta

302737

numer albumu

Mechanika i Budowa Maszyn

kierunek studiów

OŚWIADCZENIE

Świadomy/-a odpowiedzialności karnej za składanie fałszywych zeznań oświadczam, że niniejsza praca dyplomowa została napisana przeze mnie samodzielnie, pod opieką kierującego pracą dyplomową.

Jednocześnie oświadczam, że:

- niniejsza praca dyplomowa nie narusza praw autorskich w rozumieniu ustawy z dnia 4 lutego 1994 roku o prawie autorskim i prawach pokrewnych (Dz.U. z 2006 r. Nr 90, poz. 631 z późn. zm.) oraz dóbr osobistych chronionych prawem cywilnym,
- niniejsza praca dyplomowa nie zawiera danych i informacji, które uzyskałem/-am w sposób niedozwolony,
- niniejsza praca dyplomowa nie była wcześniej podstawą żadnej innej urzędowej procedury związanej z nadawaniem dyplomów lub tytułów zawodowych,
- wszystkie informacje umieszczone w niniejszej pracy, uzyskane ze źródeł pisanych i elektronicznych, zostały udokumentowane w wykazie literatury odpowiednimi odnośnikami,
- znam regulacje prawne Politechniki Warszawskiej w sprawie zarządzania prawami autorskimi i prawami pokrewnymi, prawami własności przemysłowej oraz zasadami komercjalizacji.

Oświadczam, że treść pracy dyplomowej w wersji drukowanej, treść pracy dyplomowej zawartej na nośniku elektronicznym (płycie kompaktowej) oraz treść pracy dyplomowej w module APD systemu USOS są identyczne.

.....
czytelny podpis studenta



Streszczenie pracy - język polski

Praca magisterska dotyczy próby numerycznej analizy wykorzystania cech zaworu Tesli do ograniczenia zjawiska cofania się przepływu w układzie zasilania komory spalania z wirującą falą detonacyjną (silnika Rotating Detonation Engine).

W procesie inżynierskim przedstawionym w tej pracy wykorzystano software taki jak: Catia V5 (stworzenie modelu geometrycznego), Altair Hyperworks (dyskretyzacja modelu CAD) a także moduły programu Ansys - Workbench oraz Fluent do obliczeń CFD.

Praca przedstawia proces stworzenia geometrii zaworu Tesli, który byłby użyty w takim silniku. W kolejnych rozdziałach opisana została odpowiednia dyskretyzacja modelu 3D oraz ustawienia symulacji. W pierwszym etapie sprawdzana jest skuteczność jednopętlowego zaworu w ustalonym przepływie z nadciśnieniem 1 bar. Porównywane są stosunki wydatku na wylocie przy przepływie przez pętle zaworu i w kierunku przeciwnym, gdzie przepływ omija przeszkody z pętlami, a także inne parametry referencyjne (liczba Macha, ciśnienie).

Następnie sprawdzono skuteczności zaworów dwupętlowych i wybrano najlepszy generujący najkorzystniejszy stosunek blokowania przepływu.

Ostatnim etapem badań jest sprawdzenie działania wybranego zaworu Tesli w przepływie nieustalonym, symulującym pracę zaworu w obrotowym silniku detonacyjnym. Warunki brzegowe obejmują jeden cykl przejścia fali detonacyjnej. Sprawdzono miejsce zatrzymania fali spalinowej wygenerowanej przez wybuch mieszanki paliwowo-powietrznej, tak by mieć pewność czy spaliny nie dostają się do zbiornika z paliwem. Aby uzasadnić działanie zaworu dwupętlowego sprawdzono również działanie zaworu jednopętlowego w przepływie nieustalonym, oraz porównano parametry pracy obu geometrii.



Masters thesis summary - english

The master's thesis concerns an attempt to numerically analyze the use of the features of the Tesla valve to reduce the phenomenon of reverse flow in the power supply system of the combustion chamber with a rotating detonation wave (RDE engine).

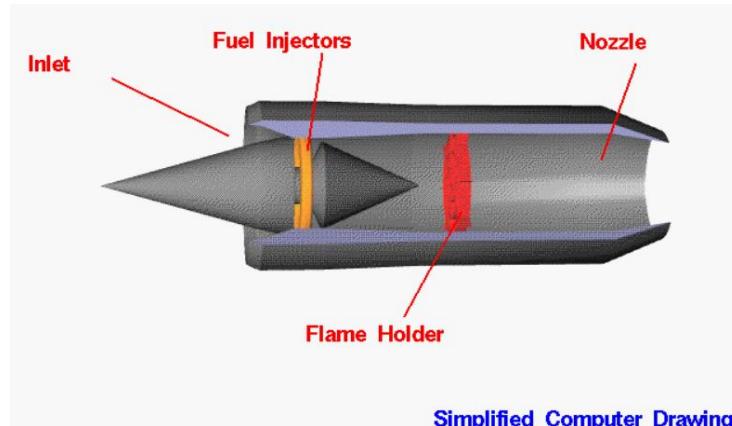
The engineering process presented in this document uses software such as: Catia V5 (creating a geometrical model), Altair Hyperworks (discretization of CAD model) as well as Ansys - Workbench and Fluent modules for CFD calculations.

The master's thesis presents the process of creating a geometry of Tesla valve that would be used in such an engine. The following sections describe the appropriate discretization of the 3D model and the simulation settings. In the first stage, the effectiveness of the single-loop valve is checked in a steady flow with an overpressure of 1 bar. The ratios of discharge flow at the outlet when flowing through the valve loops and in the opposite direction, where the flow avoids obstacles with loops, as well as other reference parameters (Mach number, pressure) are compared. Then, the effectiveness of the two-loop valves was checked and the best one generating the most favorable flow blocking ratio was selected.

The final stage of the research is to check the operation of the selected Tesla valve in unsteady flow, simulating the operation of the valve in a rotary detonation engine. The boundary conditions include one cycle of the detonation wave. The place of stopping the exhaust wave generated by the explosion of the fuel-air mixture was checked to make sure that exhaust gases did not get into the fuel tank. To justify the operation of the double-loop valve, the operation of the single-loop valve in unsteady flow was also checked, and the operating parameters of both geometries were compared.

1. Wstęp

Prostym silnikiem generującym ciąg i konkurujący z silnikiem turboodrzutowym jest silnik strumieniowy. Elementy konstrukcyjne silnika strumieniowego zapewniają odpowiedni spręż powietrza na wlocie do komory spalania (rys 1.1.) przy naddźwiękowym locie silnika. Strumień wlotowy sprężonego powietrza dostarcza tlen do mieszania się z paliwem (takim jak gaz ziemny, inne odpowiednie węglowodory, lub wodór), który jest dostarczany do komory spalania silnika strumieniowego, aby w konsekwencji wytworzyć rozszerzające się gazy spalinowe [1], [2].

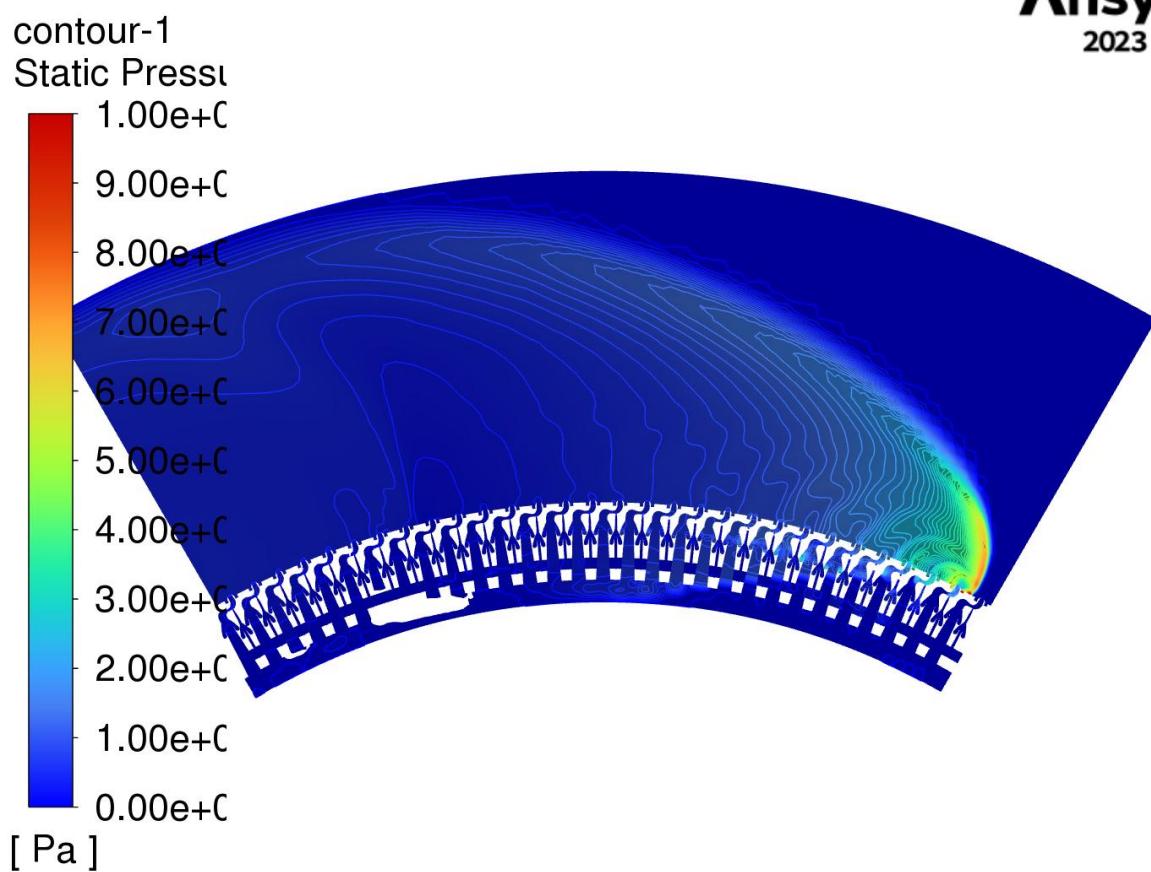


Rys. 1.1. Uproszczony rysunek 3D silnika strumieniowego [3]

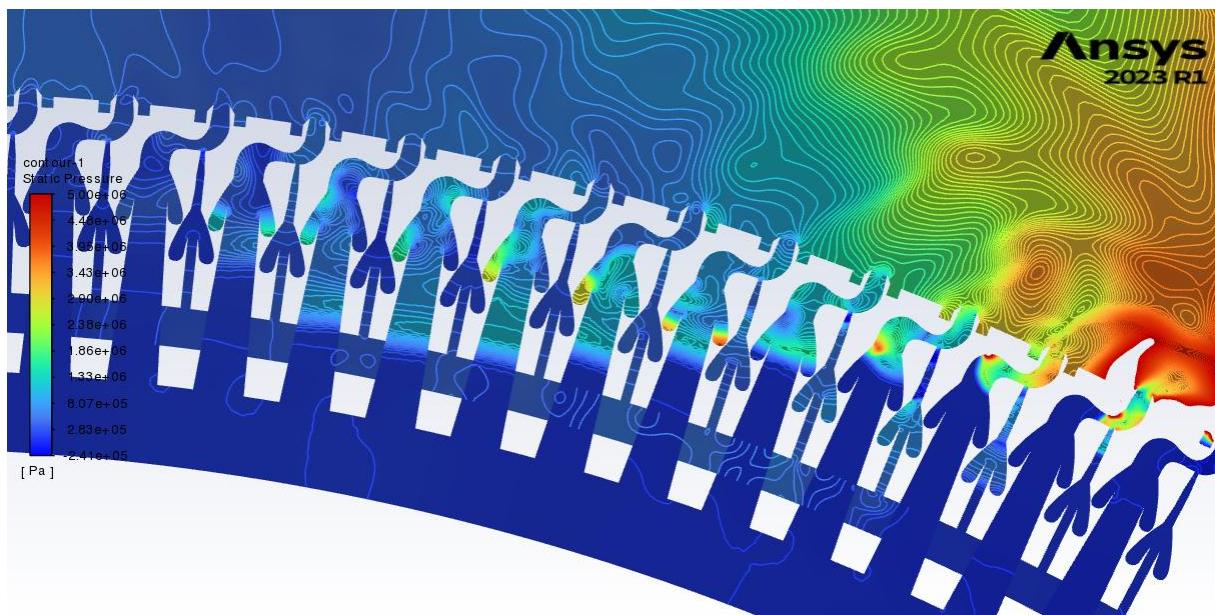
Takie gazy wydostają się przez dyszę wylotową. Silnik strumieniowy działa przy prędkościach naddźwiękowych, a najlepiej przekraczających $Ma=2$, tak aby wytworzyć odpowiedni ciąg.

Zamiast klasycznej komory spalania przy stałym ciśnieniu, rozważane są konstrukcje komory spalania z wirującą falą detonacyjną.

Silnik RDE (rotating detonation engine - obrotowy silnik detonacyjny) to koncepcja, według której fala detonacyjna powstała w wyniku eksplozji mieszanki paliwowo- powietrznej rozchodzi się po pierścieniowym kanale będącym jednocześnie komorą spalania. Mieszanka jest wtryskiwana do kanału od wewnętrznej strony pierścienia (traktowanej jako zbiornik paliwa). Po uruchomieniu silnika i zapłonu mieszanki, dalsze cykle spalania są samopodtrzymujące (energia pojedynczej detonacji wystarcza do kolejnych eksplozji). Spaliny wydostają się z silnika będąc wypychane przez ciśnienie powstałe w wyniku detonacji, a także ciśnienie wtaczające nową mieszankę paliwowo-powietrzną do kolejnych cykli spalania w pierścieniowej komorze. Wizualizacje działania silnika RDE pokazane są na rysunkach 1.2. oraz 1.3. Są to schematy, w których wtrysk paliwa i powietrza jest rozdzielony (falka to powietrze, strzałka wodór).



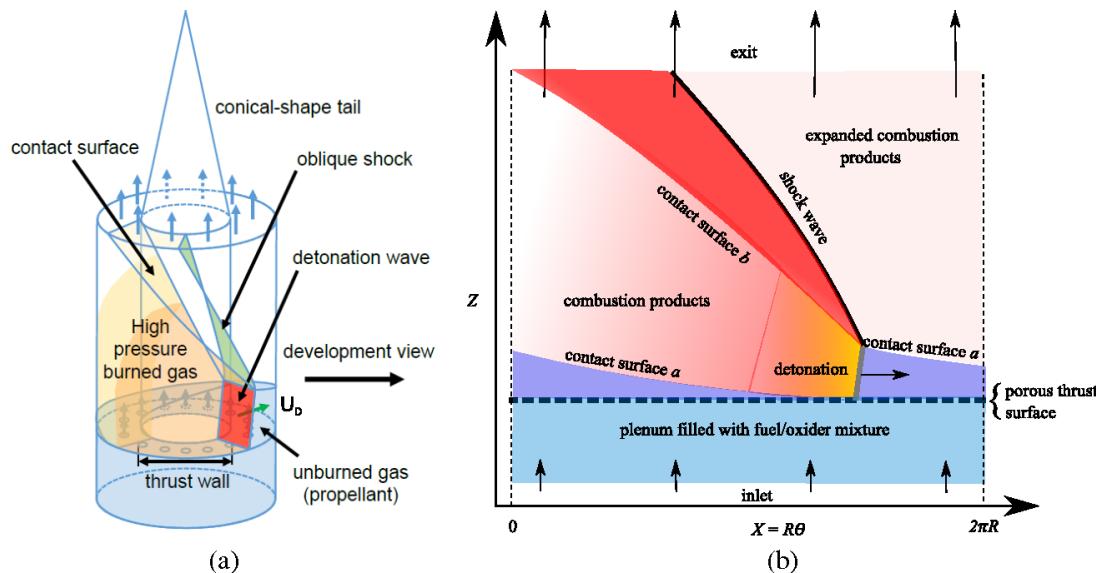
Rys 1.2. Wizualizacja wtrysku do silnika RDE [schemat rozkładu ciśnień uzyskany u autora]



Rys 1.3. Wizualizacja wtrysku do silnika RDE (przybliżony) [schemat rozkładu ciśnień uzyskany u autora]

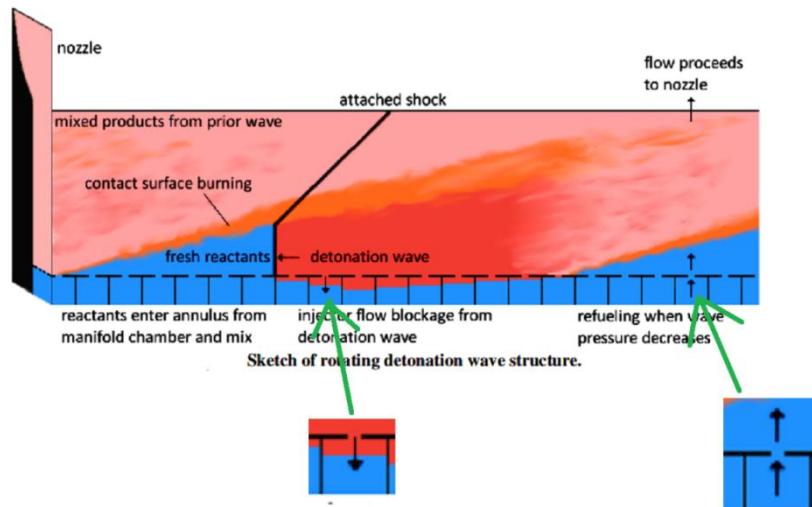
Komora ma kształt pierścieniowy jak pokazano na rys. 1.4. W dnie komory znajdują się szczeliny przez które do komory podawana jest mieszanka palna.

Ruchoma fala detonacyjna obiegając dno komory spalania spręża i podgrzewa mieszankę powodując jej zapalenie i kolejny wzrost ciśnienia i temperatury. Za ruchomym czołem fali powstaje także ruchomy obszar wysokiego ciśnienia powodujący chwilowe cofanie się spalin do układu zasilania.



Rys. 1.4. Schemat procesów zachodzących w pierścieniowej komorze spalania z ruchomą (obiegającą dno komory) falą detonacyjną

Fala detonacyjna obiega dno pierścieniowej komory spalania. Gdy ciśnienie na dnie po przejściu fali spada, przez szczeliny w dnie przedostaje się do komory mieszanina palna. Tuż za ruchomą falą detonacyjną ciśnienie w komorze jest wysokie i powoduje cofanie się spalin przez szczeliny zasilające (Rys 1.5.).

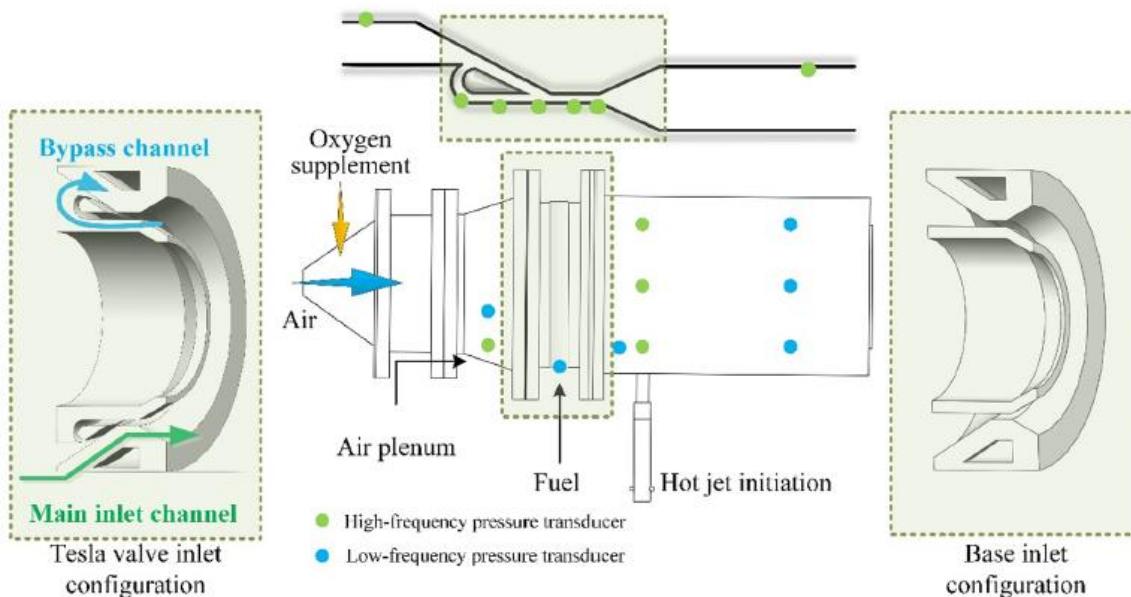


Rys. 1.5. Schemat powstawania przepływów wstecznych w szczelinach zasilających w dnie komory spalania

Aby uniemożliwić cofanie się spalin potrzebna jest szczelina zasilająca o charakterystyce zależnej od kierunku przepływu - powinna mieć małe opory przy przepływie w kierunku komory spalania i duże opory w kierunku przeciwnym (gdy powietrze cofa się z komory spalania).

W pracy [4] przedstawiono wyniki badań komory spalania z wirującą falą detonacyjną wykorzystującą ideę zaworu Tesli dla zredukowania przepływów wstecznych w układzie zasilania komory. Na rys. 1.6. pokazano geometrię takiego układu.

Applied Thermal Engineering 216 (2022) 119123



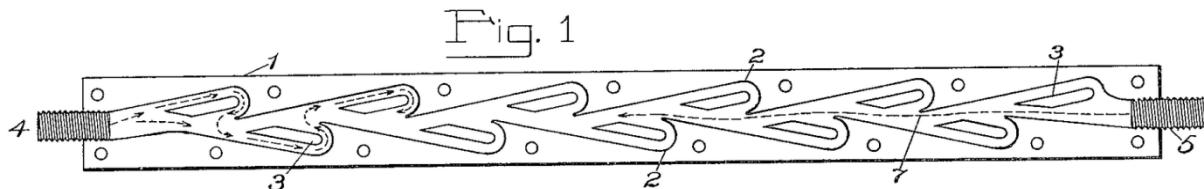
Rys. 1.6. Schemat geometrii układu zasilania komory z elementem zaworu Tesli

Na podstawie przedstawionych we wstępie zjawisk fizycznych występujących w układzie zasilania komory spalania z wirującą falą detonacyjną został sformułowany cel pracy.

Zatem celem niniejszej pracy magisterskiej jest próba numerycznej analizy wykorzystania cech zaworu Tesli do ograniczenia zjawiska cofania się przepływu w układzie zasilania komory spalania z wirującą falą detonacyjną.

Analizy obejmowałyby przepływy ustalone dla oceny wpływu geometrii kanałów zasilających oraz przepływy nieustalone dla oceny zjawisk w których występują efekty bezwładności przepływu.

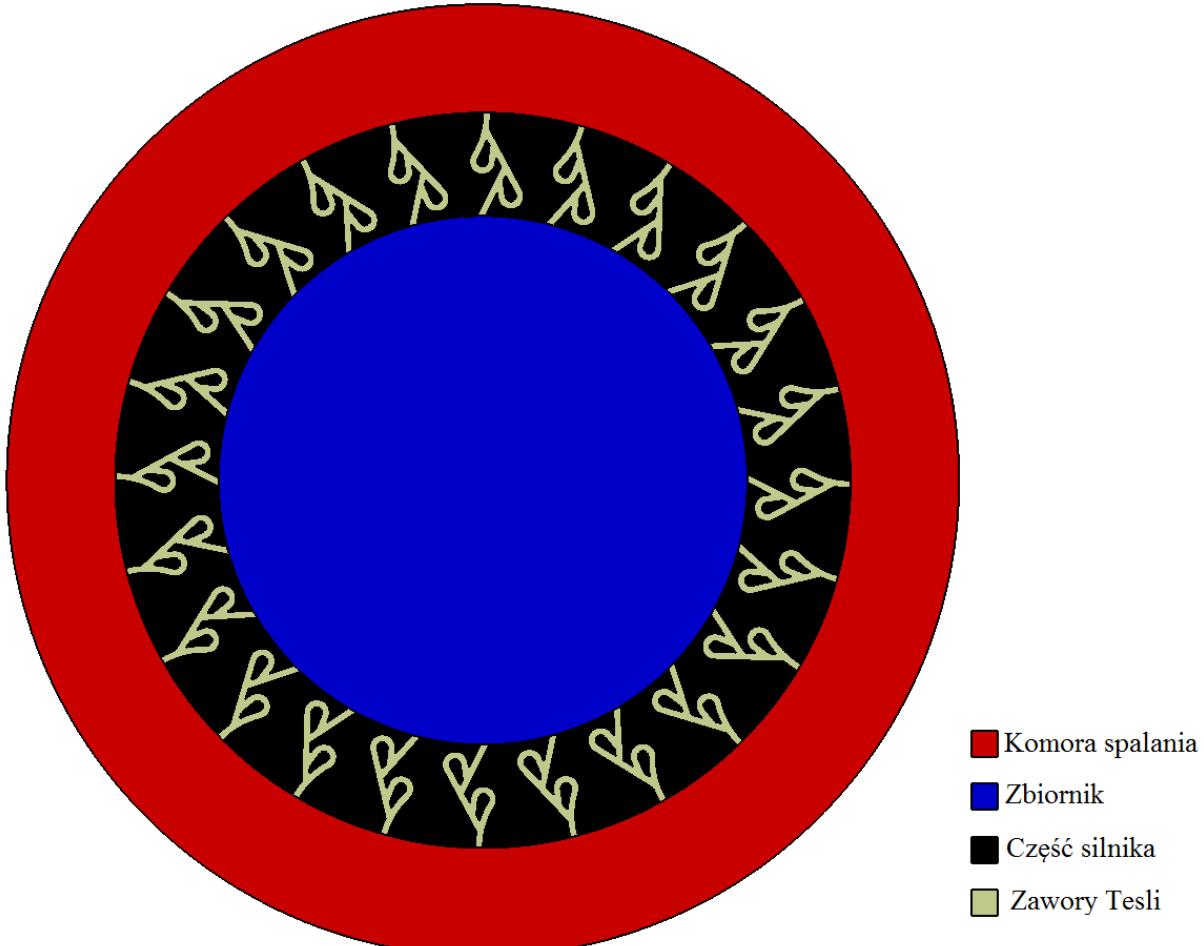
Zawór o geometrii zbliżonej do zaworu Tesli miałby za zadanie ograniczanie zasięgu cofania się spalin. Jest to konstrukcja faworyzująca jeden z kierunków przepływu, poprzez tworzenie wirów wstecznych w kierunku przepływu. Odbywa się to za pomocą pętli zawracających płyn w kierunku przeciwnym do nurtu głównego kanału. Patrząc na rys. 1.7. widać że przepływ od lewej do prawej jest o wiele trudniejszy do zrealizowania niż od prawej do lewej.



Rys 1.7. Przekrój zaworu Tesli [5]

Ponieważ zgodnie z rysunkiem 1.7 zawory Tesli musiałyby być wywiercone w pierścieniu wzdłuż przepływu, co jest technicznie niemożliwe (lub bardzo trudne do wykonania) to

zadecydowano o sposobie, w którym zawory byłyby wywiercone promieniowo w części silnika strumieniowego między zbiornikiem z mieszanką paliwowo-powietrzną. Takie rozwiązanie byłoby dużo łatwiejsze do wykonania, a technicznie dla spalania nie różni się wiele od rozwiązania z zasilaniem z dna komory spalania. Przekrój dla silnika z takim zasilaniem widoczny jest na rysunku 1.6. Dodatkowym ograniczeniem w tym wypadku są również rozmiary silnika strumieniowego, zawory mogłyby być wykonane po promieniu tylko w cienkim, około 15-20mm pierścieniu. Wobec tego wszystkie projektowane pomysły mają tylko 2 pętle (lub 1 z rozdziału 8.8).



Rys. 1.8. Przekrój przez silnik wraz z rozłożonymi po obwodzie zaworami Tesli

Zatem, celem tej pracy jest wyznaczenie stosunku wydatków przy przepływie przy użyciu pętli (trudniejszym, od strony komory spalania do zbiornika) do przepływu w kierunku przeciwnym (łatwiejszym, od strony zbiornika do komory spalania), tak by poznać jak dobrze zawór Tesli blokuje przepływ.

Obliczenia przeprowadzone są za pomocą CFD (computational fluid dynamics, obliczeniowa mechanika płynów). Jest to metoda obliczeniowa wykorzystująca numerykę do rozwiązywania zagadnień przepływu płynu. Zachowanie się płynu opisywane jest równaniami wynikającymi ze spełnienia podstawowych praw zachowania. Są to:

- zasada zachowania masy płynu
- zasada zachowania pędu
- zasada zachowania energii

Generalizacja

Równanie ciągłości $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho U) = 0$

Równanie pędu -x $\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u U) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + S_{Mx}$

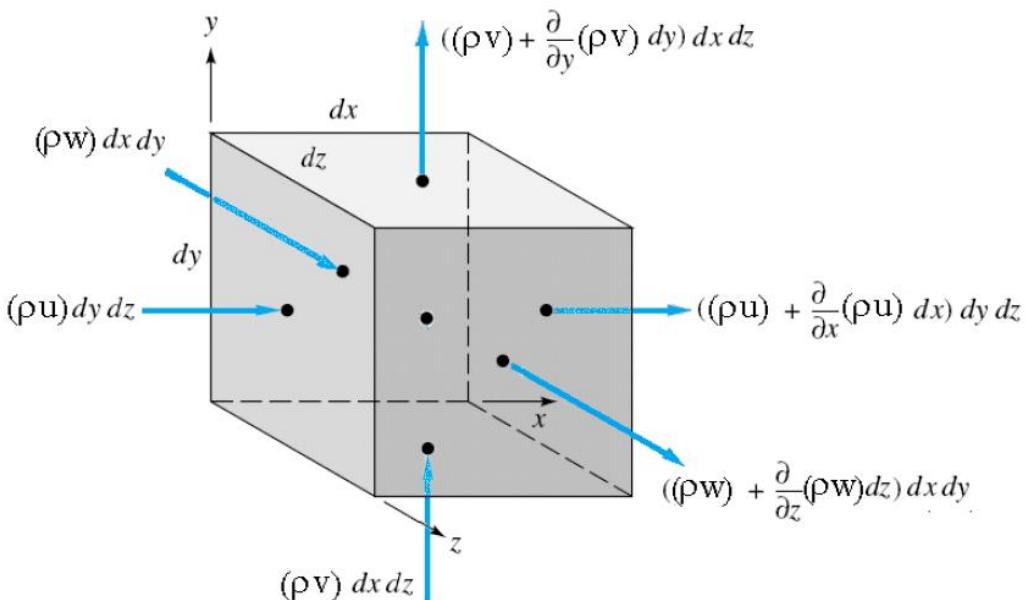
Równanie pędu -y $\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho v U) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) + S_{My}$

Równanie pędu -z $\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho w U) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) + S_{Mz}$

Równanie energii $\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho e U) = -p \operatorname{div} U + \operatorname{div}(k \operatorname{grad} T) + \Phi + S_e$

Równanie stanu $\rho = \frac{P}{RT} \quad e = c_v T$

Płyn traktowany jest jak ośrodek ciągły. Zachowanie płynu opisywane jest takimi makroskopowymi własnościami jak prędkości, ciśnienie, gęstość i temperatura oraz ich pochodnymi w przestrzeni i czasie. Dzięki dyskretyzacji, możliwe jest wyznaczenie tych stanów w każdym miejscu przepływu. Operuje się elementami płynu które są małe, ale na tyle duże, iż ich własności nie zależą od tego co się dzieje z pojedynczymi cząsteczkami. Typowo zajmować się będziemy sześciennym elementem płynu o wymiarach dx, dy, dz (rys. 1.7.). Wymiary elementu płynu są przyjmowane na tyle małe iż zmiany własności płynu pomiędzy przeciwnymi ścianami mogą być opisane przez ich pierwsze pochodne.



Rys 1.9. Cząsteczka płynu oraz wielkości i równania ją opisujące [6]

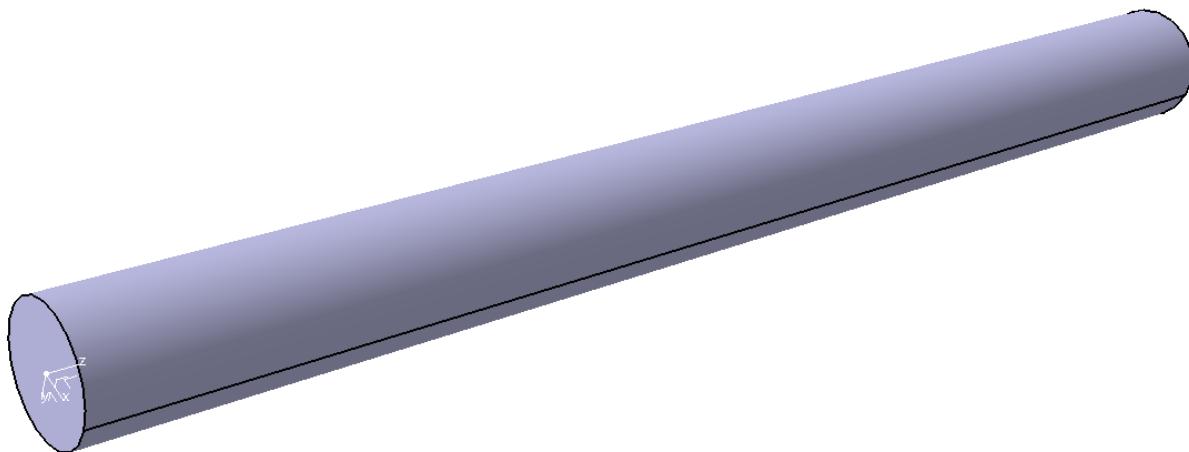
2. Przygotowanie modelu geometrycznego

Oprogramowanie które posłużyło za przygotowanie modeli 3D to Catia V5.

W toku projektowania przygotowano kilka modeli zaworu Tesli, tak aby spośród narysowanych wybrać ten, który ma najwyższą skuteczność (stosunek przepuszczanej masy w jednostce czasu w przepływie w stronę blokującą do masy w jednostce czasu w przepływie przez w stronę przepuszczającą).

Ze względu na rozmiary całego obrotowego silnika strumieniowego średnica pętli zaworu jest równa 1,5mm (przekrój zaworu jest kołowy). Średnica samego pierścienia w którym muszą zmieścić się wydrążone zawory Tesli to około 1-2cm, więc długości zaworów są ograniczone tymi wartościami.

Aby ustalić pełne możliwości przepływu przez rurkę o tej średnicy, przygotowano również model prostego walca (Rys. 2.1.). Wyniki z tej analizy posłużą jako punkt odniesienia do wyników z obliczeń poszczególnych zaworów tesli.



Rys. 2.1. Testowy model prostej rurki

Konstrukcje poszczególnych zaworów w prezentowanej pracy odzwierciedlają tok myślowy i konstrukcyjny podejmowany w miarę uzyskiwania poszczególnych wyników z przepływów.

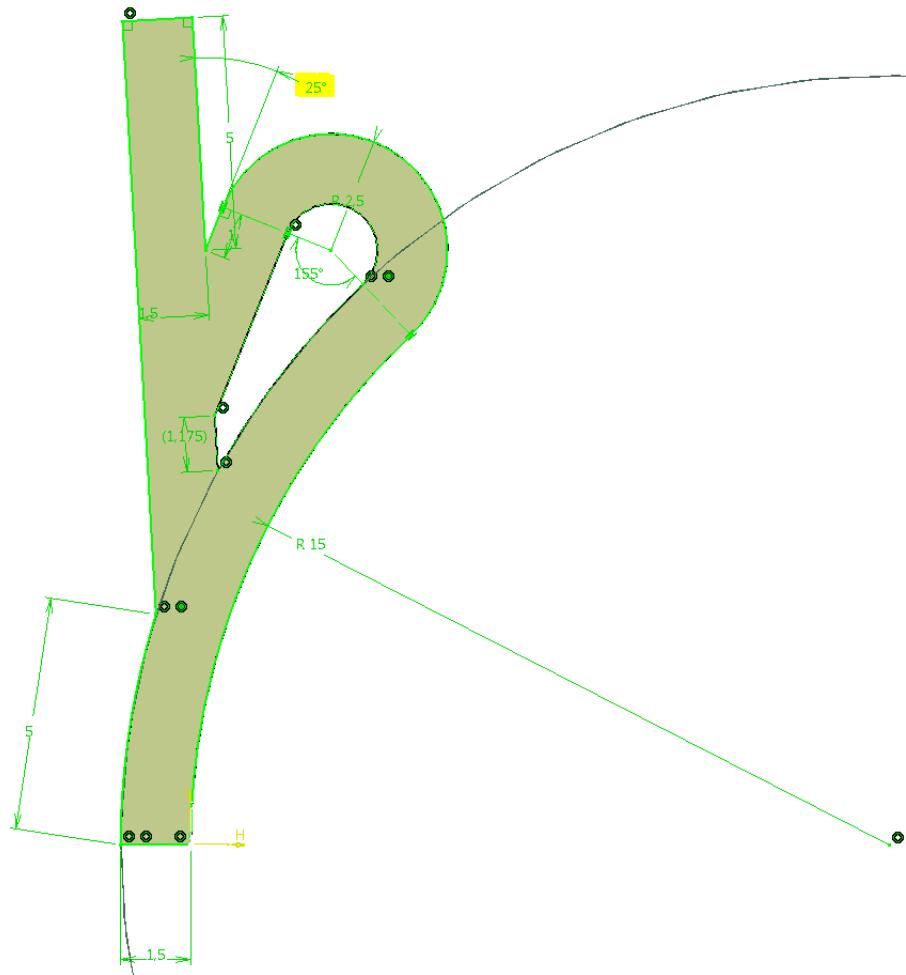
Jako wniosek wyciągnięty z pracy przejściowej, dotyczącej badań przepływu przez zawór Tesli w przestrzeni dwuwymiarowej, ustalono że aby zachować jak największe możliwości blokowania przepływu, konstruowany zawór będzie miał 2 pętle. Praca przejściowa pokazała że zawór z 1 pętlą ma znacznie mniejsze możliwości, natomiast większa liczba pętli (niż 2) jest niemożliwa ze względu na rozmiary pierścienia silnika strumieniowego.

Aby na początku ustalić najbardziej optymalny kąt wyjścia strumienia powietrza z pętli w kanał główny na początku przygotowano serię zaworów 1-pętlowych.

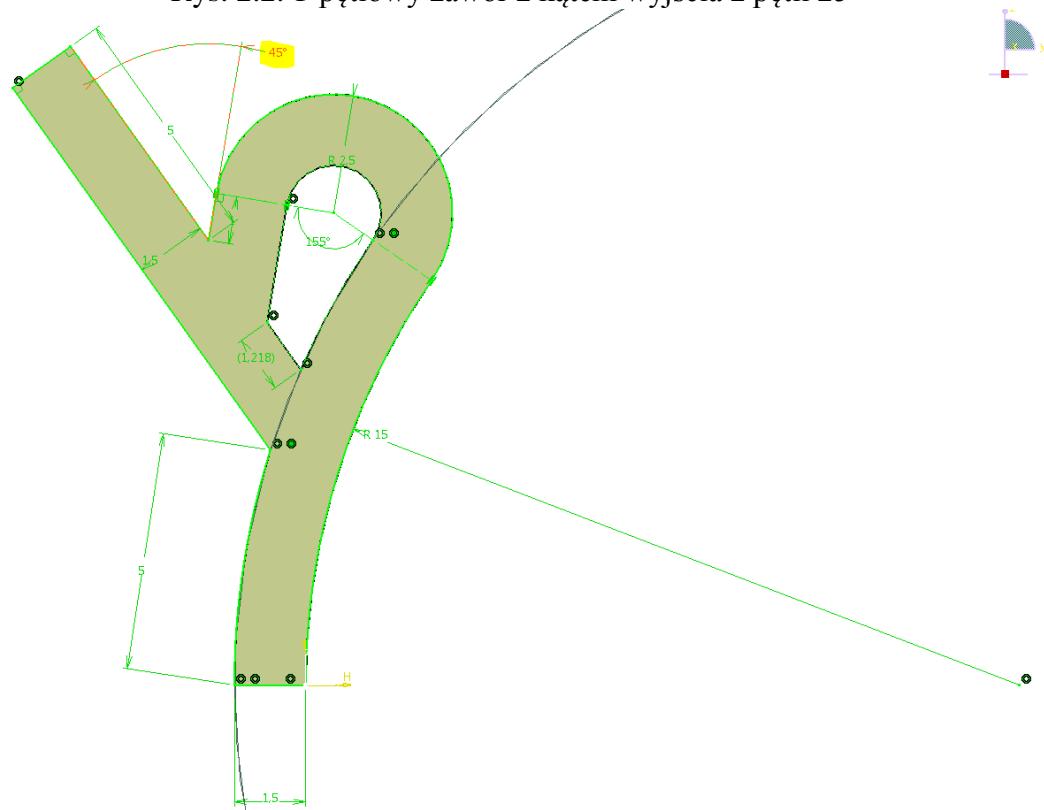
Rys. 2.2. przedstawia wymiary zaworu 2D. Jest on przygotowany w module Generative Shape Design.

Dojście do pierwszej pętli jest stworzone na łuku, tak aby jak najbardziej skierować strumień na wejście do pętli, a nie na płynięcie w głównym kanale. Kąt który był badany jest zaznaczony na żółto. Przygotowano kilka zaworów, a kąty zmieniały się od 25° do 45° .

Wersja 45° jest widoczna na Rys. 2.3 (wymiary 2D).

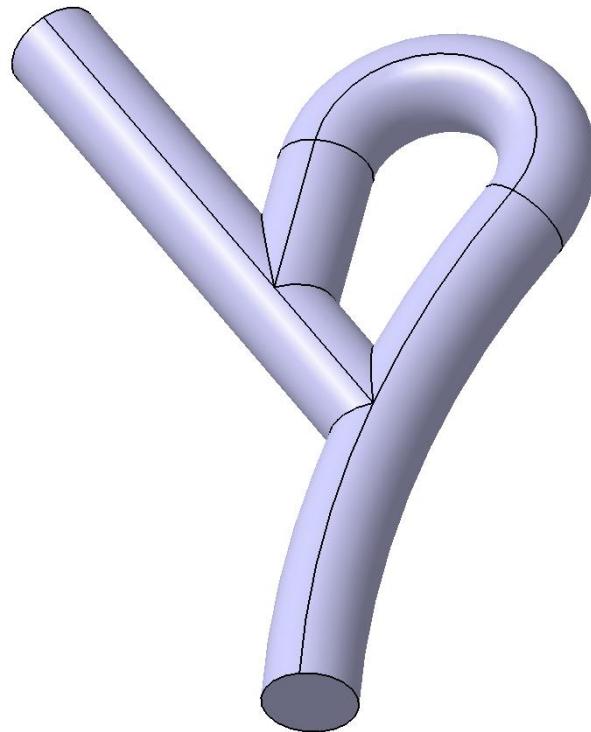


Rys. 2.2. 1-pętlowy zawór z kątem wyjścia z pętli 25°

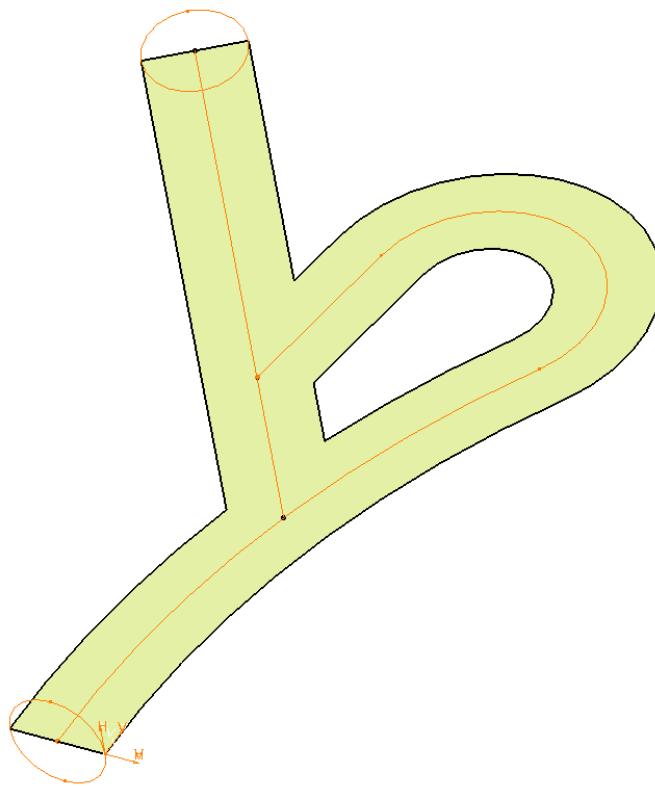


Rys. 2.3. 1-pętlowy zawór z kątem wyjścia z pętli 45°

Na Rys. 2.4. widać 1-pętlowy zawór z kątem 45° w przestrzeni 3D. Na podstawie rysunku 2D stworzono krzywą po której wyciągnięto profil koła o średnicy 1,5mm, za pomocą funkcji Rib w module Part Design Catii (rys. 2.5.).



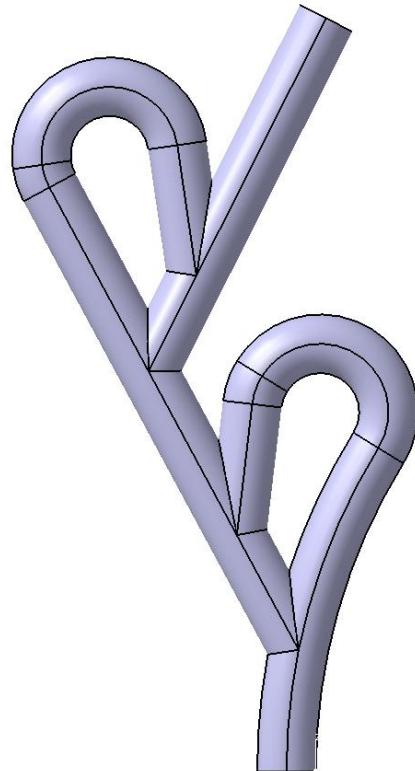
Rys. 2.4. 1-pętlowy zawór z kątem wyjścia z pętli 45° , model 3D



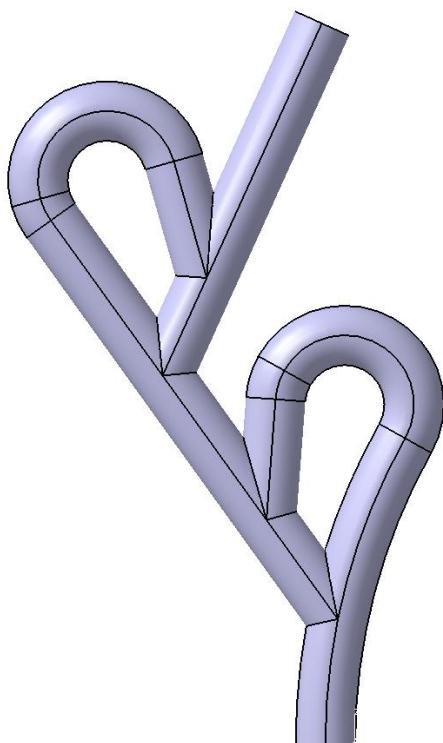
Rys. 2.5. 1-pętlowy zawór z kątem wyjścia z pętli 45° , szkice do wyciągnięcia funkcją Rib

Jak wspomniano, na podstawie wyników uzyskanych z przepływów w 1-pętlowym modelu przygotowano modele 2-pętlowe z najbardziej optymalnymi kątami wyjścia z pętli, a następnie przetestowano te, które dawały najlepsze wyniki skuteczności w przepływie.

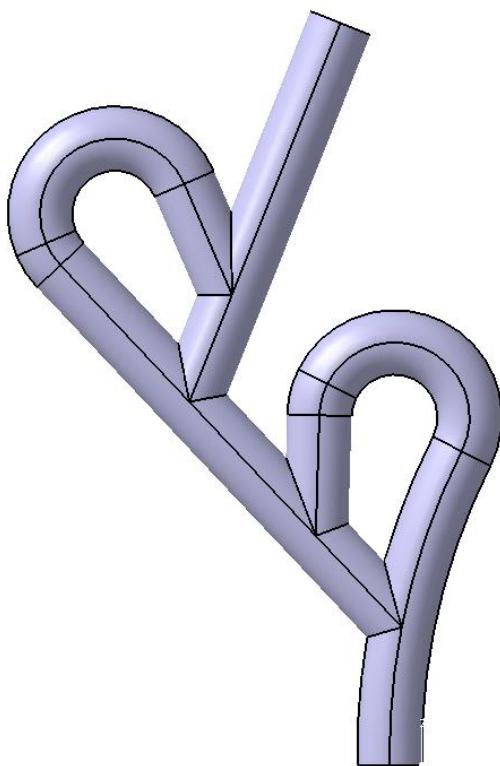
Na rys. 2.6. do 2.8. widać 2-pętlowe zawory, które zostały przetestowane w toku obliczeń w dalszej części tej pracy. Druga pętla w takich zaworach jest ustawiona pod takim samym kątem jak pierwsza.



Rys. 2.6. 2-pętlowy zawór z kątem wyjścia z pętli 35° , model 3D



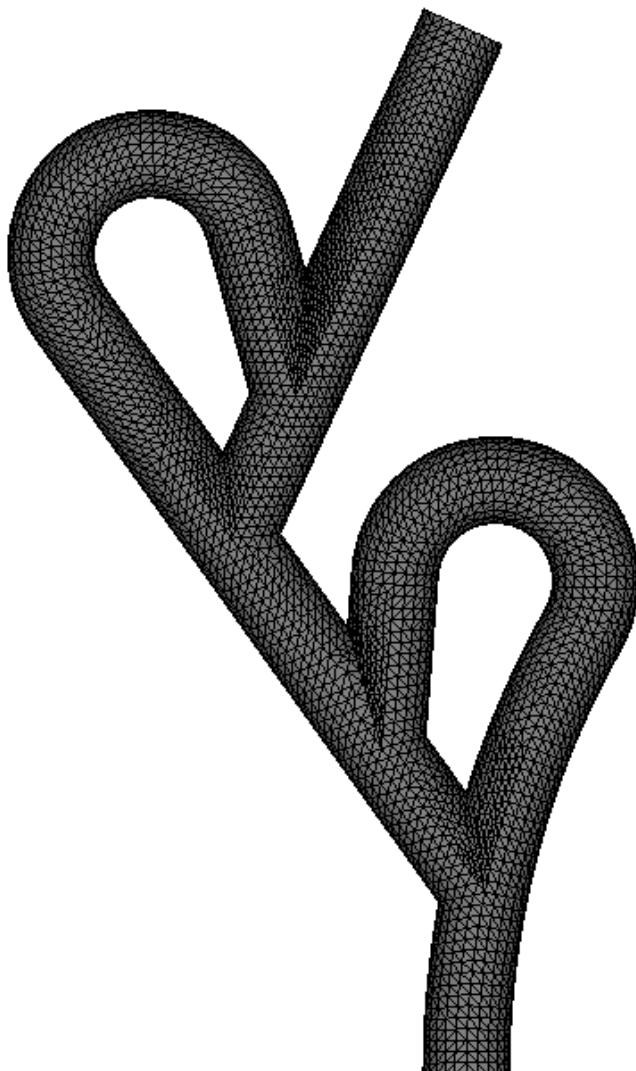
Rys. 2.7. 2-pętlowy zawór z kątem wyjścia z pętli 40° , model 3D



Rys. 2.8. 2-pętlowy zawór z kątem wyjścia z pętli 45° , model 3D

3. Model dyskretny

Model dyskretny wraz z określeniem warunków brzegowych został przygotowany w programie Hypermesh v13.0 (Rys. 3.1.).



Rys. 3.1. Siatka typu tetra nałożona w programie Hypermesh v13.0 (2-pętlowy zawór z kątem wyjścia z pętli 40°)

Siatka zastosowana dla warunków brzegowych (wall, inlet, outlet) jest siatką 2D R-trias, a siatka wewnętrzna to ta typu 3D tetra (określona jako internal). Ilość stworzonych objętości skończonych i węzłów jest widoczna na rys. 3.2. (10828 węzłów i 57543objętości skończonych), a dobrana wielkość rozmiaru to 0,2mm.

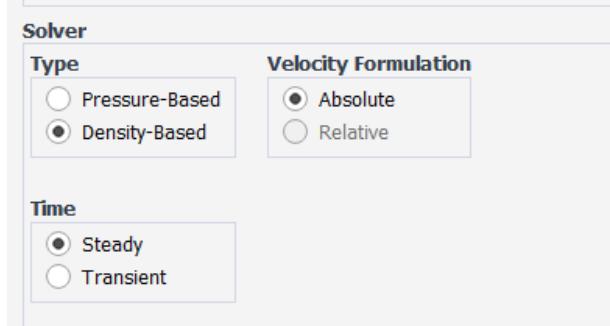
<input type="radio"/> geometry	nodes=	1 0 8 2 8	sets=	0	plots=	0	<input checked="" type="checkbox"/> selected
<input checked="" type="radio"/> FE entities	elems=	5 7 5 4 3	plies=	0	curves=	0	<input type="checkbox"/> all
<input type="radio"/> BC entities	comps=	4	laminates=	0	titles=	1	<input type="checkbox"/> displayed
<input type="radio"/> safety	assems=	0	beamsects=	0	tags=	0	
<input type="radio"/> morph	mats=	0	beamsectcol=	0			
<input type="radio"/> optimization	props=	0					
<input checked="" type="radio"/> nodes							<input type="button" value="return"/>

Rys. 3.2. Statystyki stworzonej siatki dla przypadku trzeciego modelu zaworu Tesli

4. Przygotowanie modelu w programie Ansys-Fluent

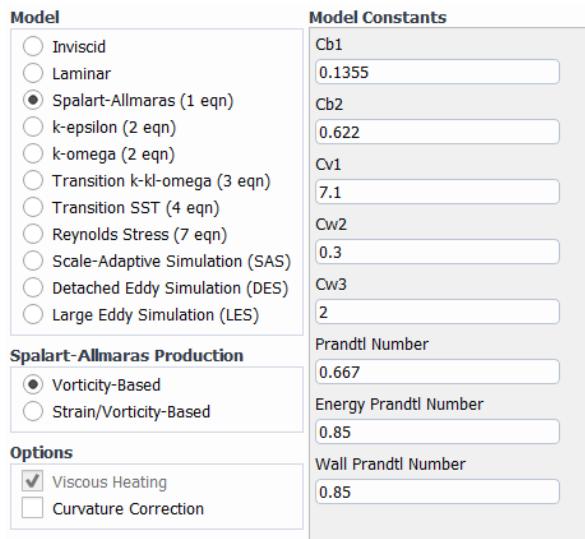
Ustawienie parametrów analizy w programie Fluent zależy od przypadku który się rozpatruje. Ponieważ w obliczeniach zaworu Tesli zależy nam głównie na ustaleniu ich skuteczności (wspomniany wcześniej stosunek wydatku w przepływie w jedną i drugą stronę) dla wartości nadciśnień w okolicach 1, 2 czy 3 barów, to analiza przepływu z prędkościami bliskimi prędkości dźwięku (i ponad nią) będzie wymagała obliczeń zmienności gęstości, czyli uwzględnienie ściśliwości płynu (model turbulentny, bazujący na gęstości). Przy takiej ilości zmiennych należy również uwzględnić równanie energii, tak by zapewnić odpowiednią ilość danych i zmiennych.

Wstępne obliczenia zostały przeprowadzone dla przepływu ustalonego (rys. 4.1.).



Rys. 4.1. Ustawienia symulacji

Model turbulencji dobrany do tego zagadnienia to model Spalart-Almaras, a więc prosty 1-równaniowy model, o standardowych współczynnikach (Rys. 4.2.). Rozwiązuje on równanie transportu zmodyfikowanego współczynnika lepkości turbulentnej.



Rys. 4.2. Model lepkościowy w symulacji

Materiałem przypisanym do węzłów jest powietrze, o jak wspomniano gęstości zależnej od prostego równania Clapeyrona dla gazów idealnych ($pV=mRT$; Rys. 4.3).



Politechnika Warszawska

F Create/Edit Materials

Name air	Material Type fluid	Order Materials by <input checked="" type="radio"/> Name <input type="radio"/> Chemical Formula
Chemical Formula	Fluent Fluid Materials air	Fluent Database... GRANTA MDS Database... User-Defined Database...
	Mixture none	

Properties

Density (kg/m ³)	ideal-gas	Edit...
Cp (Specific Heat) (J/kg-k)	constant	Edit...
	1006.43	
Thermal Conductivity (W/m-k)	constant	Edit...
	0.0242	
Viscosity (kg/m-s)	constant	Edit...
	1.7894e-05	
Molecular Weight (kg/kmol)	constant	Edit...
	28.966	

Rys. 4.3. Parametry materiału - powietrza

Warunki panujące na wlocie określone są poprzez nadciśnienie i temperaturę panującą na powierzchni oznaczonej jako inlet (zdefiniowanej w poprzednim kroku w Hypermeshu). Są one widoczne na Rys. 4.4. Ogólnie, wartość nadciśnienia to 1 bar (Gauge Total Pressure), jednak by przyspieszyć obliczenia iteracyjne w przestrzeni 3D wprowadzamy wstępne nadciśnienie 0,5 bara (Initial Gauge Pressure), które wygeneruje ciśnienia/ parametry w każdym węźle w początkowym kroku symulacji. Pomoże to w łatwiejszym osiągnięciu zbieżności, lub w niektórych przypadkach pozwoli na osiągnięcie zbieżności obliczeń. Wielkość przestrzennej skali turbulencji określana jest jako część wielkości samego zaworu, przyjęta tu jako 1mm, a intensywność turbulencji przyjęto na poziomie 5%. W przypadku takiego przepływu wydają się to być rozsądne wartości, oznaczają one bowiem wielkość wirów posiadających największą energię kinetyczną turbulencji właśnie na poziomie około 1mm.

W zakładce Thermal wprowadzana jest również temperatura panująca na wlocie (wprowadzono 300K).

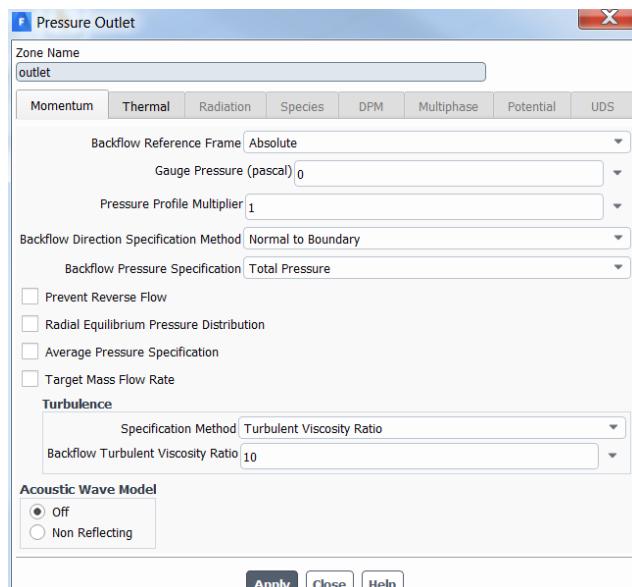
F Pressure Inlet

Zone Name inlet	X							
Momentum	Thermal	Radiation	Species	DPM	Multiphase	Potential	UDS	
Reference Frame Absolute	Gauge Total Pressure (pascal) 100000	Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 50000	Direction Specification Method Normal to Boundary					
<input type="checkbox"/> Prevent Reverse Flow								
Turbulence								
Specification Method Intensity and Length Scale								
Turbulent Intensity (%) 5								
Turbulent Length Scale (m) 0.001								

Apply Close Help

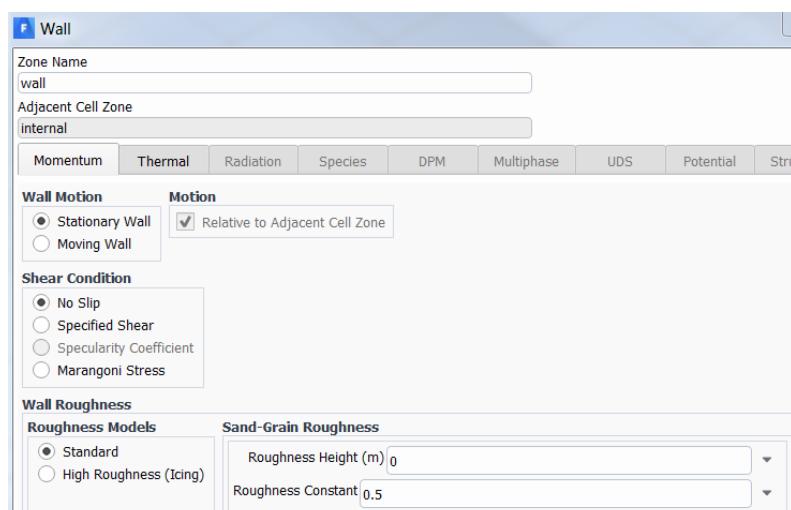
Rys. 4.4. Warunki panujące na wlocie

Nadciśnienie i temperatura panująca na wylocie zostały ustawione odpowiednio na 0 bar i 300K. Wartości turbulencji poza wylotem nie mają już znaczenia w symulacji i zostały ustawione na standardowe wartości (Rys.4.5.).



Rys. 4.5. Warunki panujące na wylocie

Warunki, które panują na ścianie są ustawiane na typ wall (zerowa prędkość powietrza na ścianie), o standardowych wartościach (brak wymiany ciepła z otoczeniem/ radiacji/ konwekcji). Założono na ścianie warunek shear condition - no slip, który oznacza zerową prędkość na powierzchni ściany. Temperatura na ścianie to również 300K (Rys. 4.6.).



Rys. 4.6. Warunki panujące na ścianie

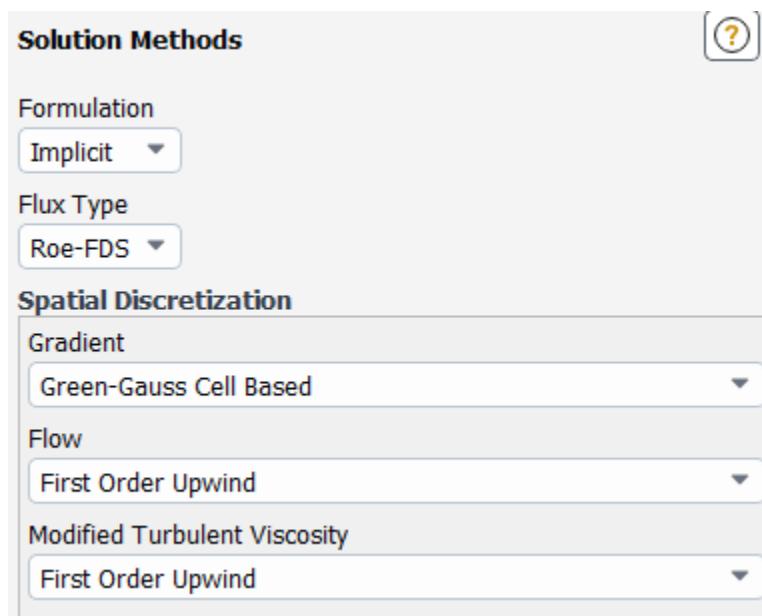
Prowadzone w dalszym etapie pracy obliczenia procesów nieustalonych wymagało wybranie schematu całkowania w czasie - w tym wypadku implicit, czyli metoda niejawną rozwiązywania układów równań, która jest niezależna od kroku czasowego (timestep). Jest ona bezwzględnie stabilna (warunki równowagi są sprawdzane po każdej wykonanej iteracji, jeśli są spełnione to osiągnięta zostaje zbieżność).

Wartości typu przepływu, oraz dyskretyzacji przestrzennej są standardowo dobierane przez Fluent dla symulacji density-based (Rys. 4.7.).



Politechnika Warszawska

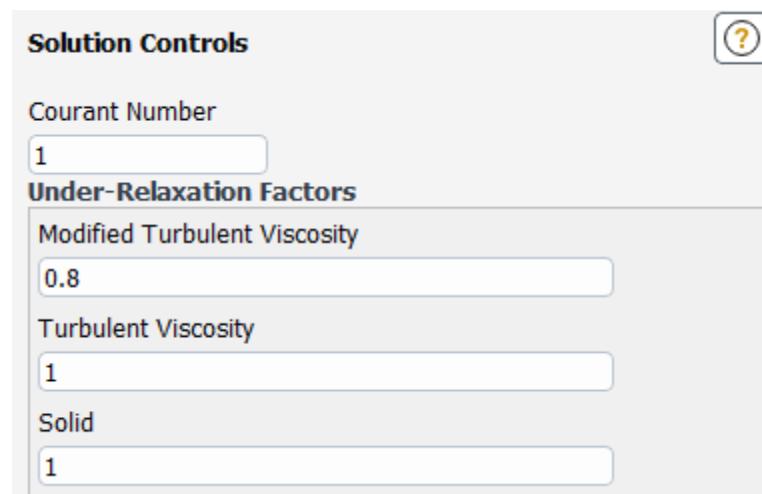
Typ przepływu Roe-FDS określa strumienie konwekcyjne dzieląc je zgodnie z odpowiadającymi im wartościami własnymi metody strumieni. Przepływ obliczany jest z dokładnością pierwszego rzędu, podobnie jak zmodyfikowana lepkość turbulentna.



Rys. 4.7. Ustawienia symulacji

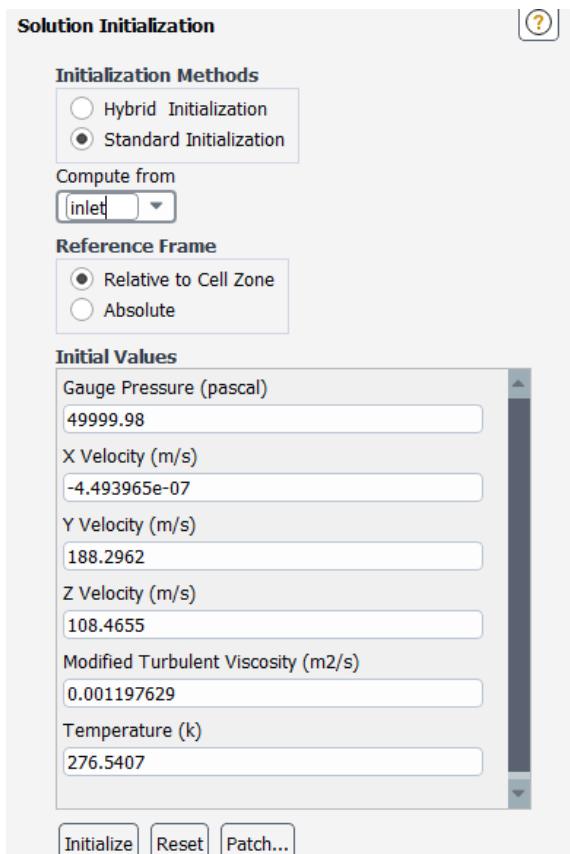
Liczba Couranta w wypadku symulacji z schematem niejawnym jest wielkością określającą tylko szybkość i dokładność rozwiązywania równań i nie stanowi ograniczeń dotyczących ewentualnej niestabilności rozwiązywania. W wypadku tej analizy w początkowych iteracjach ustawiona jest na 1, tak by w miarę rozwiązywania zagadnienia ją zwiększyć. Niższa liczba Couranta zwiększa dokładność, jednak jest bardziej kosztowna "czasowo", a większa powoduje szybsze obliczenia z nieco mniejszą dokładnością. Standardową wielkością liczby Couranta dla obliczeń w solverze bazującym na gęstości i rozwiązyującym równania w schemacie niejawnym jest 5.

Współczynniki relaksacji ustawione są na standardowe wartości Fluenta (Rys. 4.8.).



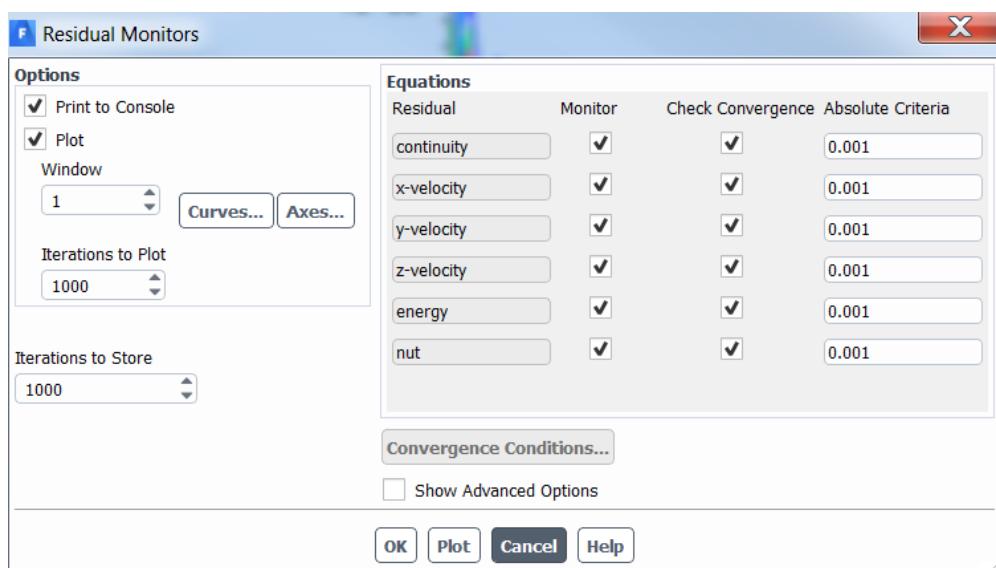
Rys. 4.8. Ustawienia symulacji

Inicjalizacja jest operacją wprowadzającą wstępne parametry do każdego węzła w symulacji, co przyspiesza osiąganie zbieżności. Wyliczana jest ona z warunku brzegowego na wlocie i wspomnianego wstępniego nadciśnienia (Initial Gauge Pressure, Rys. 4.9.).



Rys. 4.9. Ustawieniainicjalizacji obliczeń

Wielkości dokładności określających zbieżność symulacji są ustawione na standardowe wartości 0,001 (Rys. 4.10.).



Rys. 4.10. Dokładności parametrów płynu liczonych w symulacji



Wartości błędów są różnicami z obliczeń danego parametru w danej iteracji. Dla przykładu, w iteracji i:

$$C_i - C_{i-1} = dc_i$$

Gdzie:

C_i - wartość parametru ciągłości (continuity) w kroku obliczeniowym i

dc_i - dokładność obliczeń ciągłości w kroku obliczeniowym i

Ciągłość jest parametrem mierzącym przepływ określonej masy przez dany węzeł w trakcie danej iteracji.

Gdy wszystkie parametry - ciągłość, prędkości X, Y, Z, energia oraz lepkość turbulentna osiągną założone wartości błędu, to obliczenia dobiegają końca, a osiągnięte wyniki są uznawane za dokładne.

Dla przyspieszenia obliczeń wielu wariantów analizowanych w tej pracy, wszystkie ustawienia pokazane w tym rozdziale zostały zapisane do pliku typu .set w dziale "console" wewnętrz Fluenta, za pomocą komendy write-settings (Rys. 4.11.). Dla każdego rozpatrywanego przypadku można wczytać te ustawienia używając komendy read-settings, przywołując wcześniej zapisany plik .set (Rys. 4.12.).

```
/file> w-s
Output filename [] settings.set
The file "settings.set" already exists.
OK to overwrite? [cancel] OK

Writing Settings file "settings.set"...
    writing rp variables ... Done.
    writing domain variables ... Done.
    writing internal (type fluid) (mixture) ... Done.
    writing inlet (type pressure-inlet) (mixture) ... Done.
    writing outlet (type pressure-outlet) (mixture) ... Done.
    writing wall (type wall) (mixture) ... Done.
    writing interior-6 (type interior) (mixture) ... Done.
    writing zones map name-id ... Done.
```

Rys. 4.11. Komenda write-settings do zapisu ustawień w Fluencie

```
/file> r-s
Input filename [] settings.set

Reading Settings file "settings.set"...

Setting zone id of internal to 5.
Setting zone id of inlet to 3.
Setting zone id of outlet to 4.
Setting zone id of wall to 2.
Setting zone id of interior-6 to 6.
Done.

Setting internal (mixture) ... Done.
Setting outlet (mixture) (zone type changed to pressure-outlet) ... Done.
Setting inlet (mixture) (zone type changed to pressure-inlet) ... Done.
Setting wall (mixture) ... Done.
Setting interior-6 (mixture) ... Done.
```

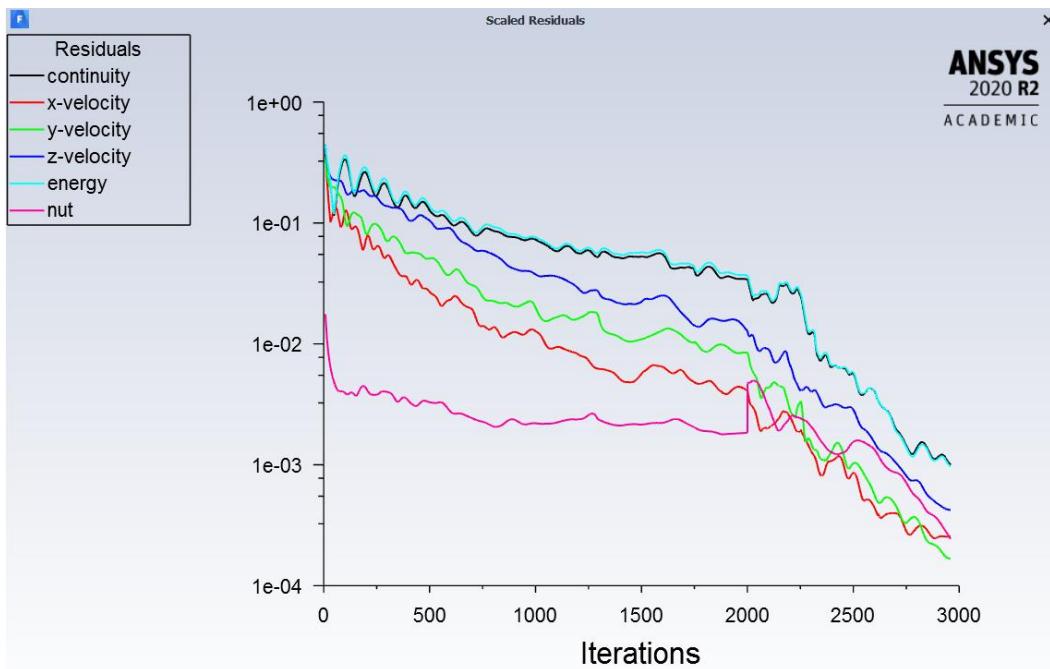
Rys. 4.12. Komenda read-settings do zapisu ustawień w Fluencie

Wykres rezyduów jest tworzony przez Fluenta bezpośrednio podczas iterowania do ostatecznego wyniku. Na wykresie widać proces dochodzenia do odpowiednich wartości błędu (zejście poniżej wartości 0,001). Pełna symulacja potrzebowała około 3000 iteracji do

uzyskania zbieżności. Kierunek i szybkość zbiegania się symulacji zależy od parametrów takich jak:

- wielkość siatki/ liczba węzłów i objętości skończonych
- złożoność zagadnienia/ kształt geometrii
- dobrane metody rozwiązywania równań (zakładka Methods we Fluencie)
- dobrane parametry symulacji (zakładka Controls we Fluencie)

Patrząc na wykres (Rys. 4.11.), można dostrzec „falki,” na każdej z linii rezyduów. Wynikają one z odbić strumieni powietrza od ścianek i ściśliwości która wówczas następuje. W pierwszych 2000 iteracji liczbę Couranta ustawiono na wartość 1, więc zbieżność była osiągana wolniej. Później zwiększyły liczbę Couranta do 5, więc wartości błędów zmniejszyły się szybciej.



Rys. 4.11. Wykres rezyduów dla przypadku trzeciego modelu zaworu Tesli; przepływ przez pętle

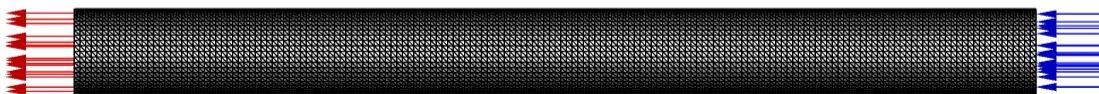
5. Obliczenia dla modeli 1-pętlowych

W tym rozdziale przedstawione zostaną wszystkie wyniki przeprowadzonych symulacji dla przygotowanych geometrii.

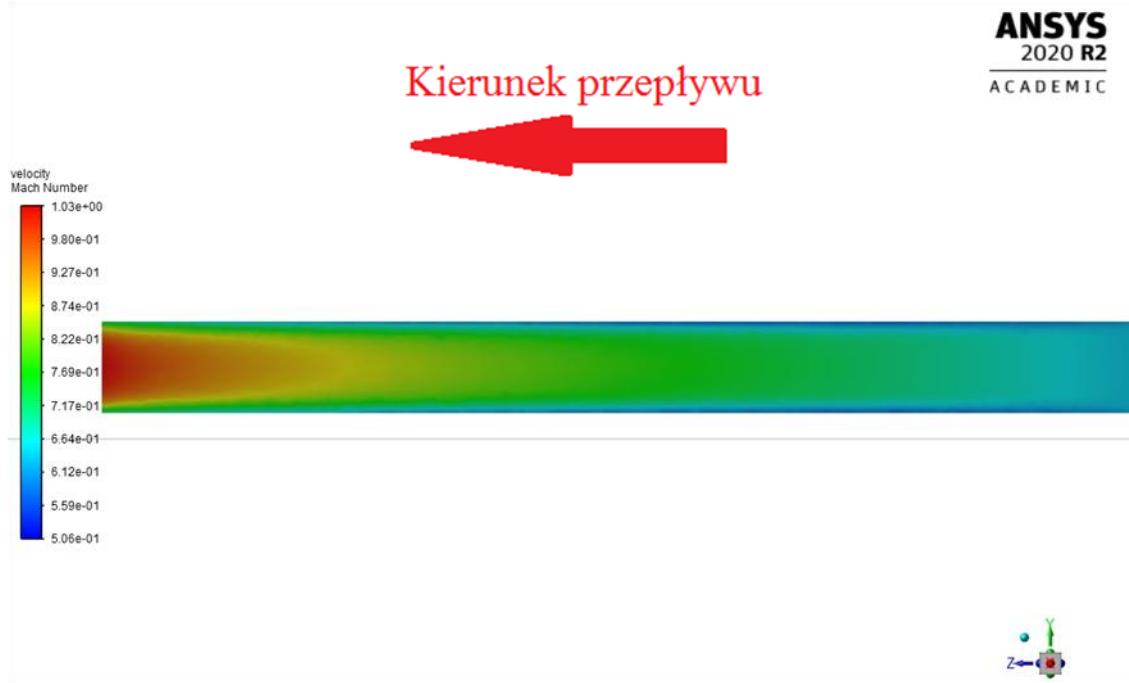
Pierwsza przeprowadzona analiza dotyczy prostej rurki, tak aby wyznaczyć wartość maksymalny strumień masy która jest w stanie przepłynąć przez zawór o średnicy 1,5mm w jednostce czasu. Na rys. 5.1. widać model wspomnianej rurki, wraz z oznaczeniem wlotu i wylotu.

Na rys. 5.2. widoczny jest rozkład liczby Macha w takim przypadku, a na rys. 5.3. pokazano rozkład ciśnień. Przedstawione kontury pokazują sytuację w przekroju modelu w połowie średnicy.

ANSYS
2020 R2
ACADEMIC



Rys. 5.1. Widok siatki objętości skończonych



Rys. 5.2. Rozkład liczby Macha w prostej rurce [Ma]



Rys. 5.3. Rozkład ciśnień w prostej rurce (Pa)

Wartości strumienia masy przepływu, które będą odnoszone do wszystkich zaworów widoczne są na rys. 4.4. Wartość kg/s która zostanie użyta to ta widoczna na wylocie - 0,0007229.

	Mass Flow Rate	(kg/s)
inlet	0.00072426599	
outlet	-0.00072289922	
Net	1.3667741e-06	

Rys. 5.4. Wartości masowych natężeń przepływu dla wersji prostej rurki

Następnym etapem obliczeń były analizy przepływu przez geometrię zaworu Tesli w dwóch kierunkach. Oczekiwano, iż zawór Tesli będzie się charakteryzował małym oporem w jednym kierunku przepływu i dużym w kierunku odwrotnym.

Sprawność działania zaworu Tesli starano się opisać w sposób matematyczny.

Wzór w którym wyliczana jest skuteczność zaworu Tesli przedstawia się następująco:

$$E_T = \frac{F_{RT} - F_T}{F_{RT}} \times 100\%$$

Gdzie:

E_T - skuteczność zaworu Tesli

F_T - masowe natężenie przepływu przez pętle zaworu Tesli

F_{RT} - masowe natężenie przepływu omijające pętle zaworu

Aby ustalić jak duże jest blokowanie przepływu przy przepływie wstecznym przez zawór Tesli, odniesiono tę wartość przepływu do wartości wyznaczonej w przepływie przez prostą rurkę (Rys 5.4.):

$$E_{RT} = \frac{F_{ST} - F_{RT}}{F_{ST}} \times 100\%$$

Gdzie:

E_{RT} - skuteczność zaworu Tesli

F_{RT} - masowe natężenie przepływu bez przepływu przez pętle zaworu

F_{ST} - masowe natężenie przepływu przez prostą rurkę

Pierwszy etap obliczeń dotyczył wyznaczenia optymalnego kąta wyjścia z pętli w zaworze Tesli (dla modeli 1-pętlowych).

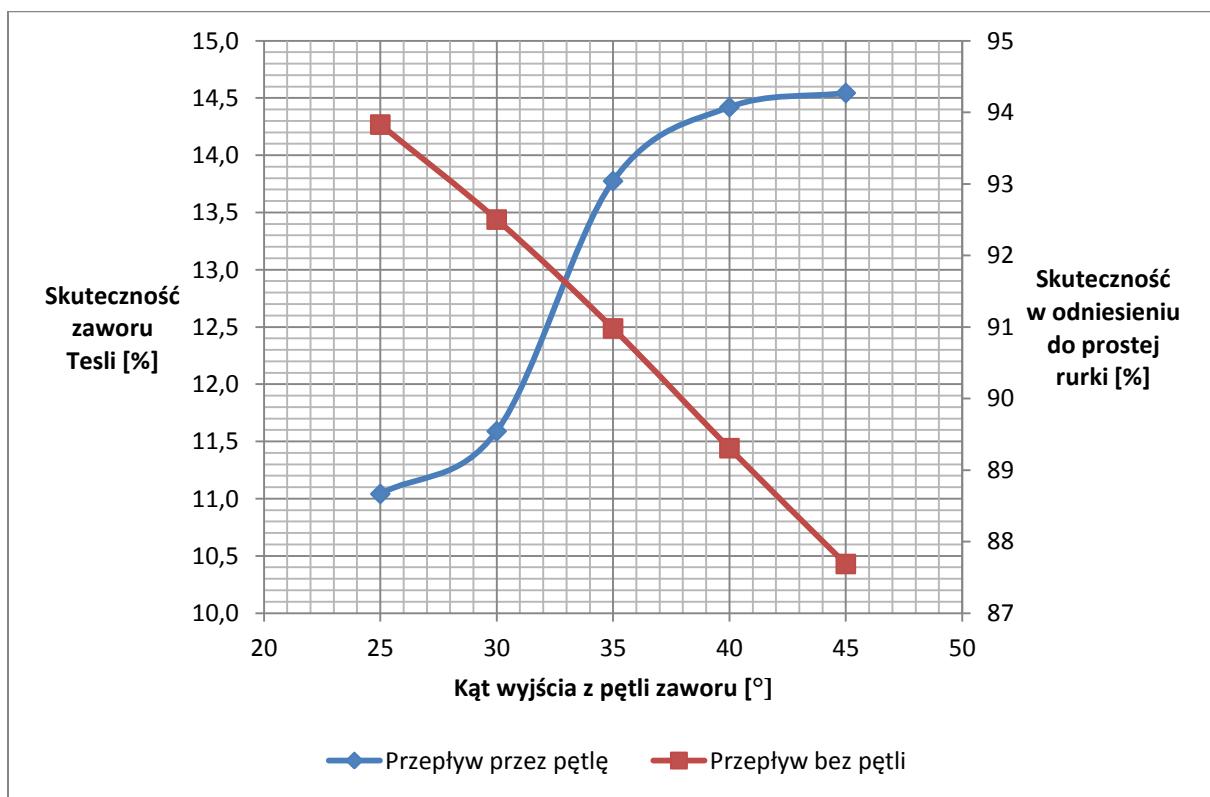
Wyniki wartości przepływu dla poszczególnych kątów zebrane w Tabeli 4.1.

Kąt [°]	Wydatek przy przepływie przez pętle, F_T [kg/s]	Wydatek przy przepływie omijającym pętle, F_{RT} [kg/s]	Efektywność, E_T [%]	Efektywność w odniesieniu do prostej rurki, E_{RT} [%]
25	0,0006034	0,0006783	11,04	93,83
30	0,0005912	0,0006687	11,59	92,50
35	0,0005671	0,0006577	13,78	90,98
40	0,0005525	0,0006456	14,42	89,31
45	0,0005417	0,0006339	14,54	87,69

Tabela 5.1. Wyniki dla przepływu w zaworach 1-pętlowych

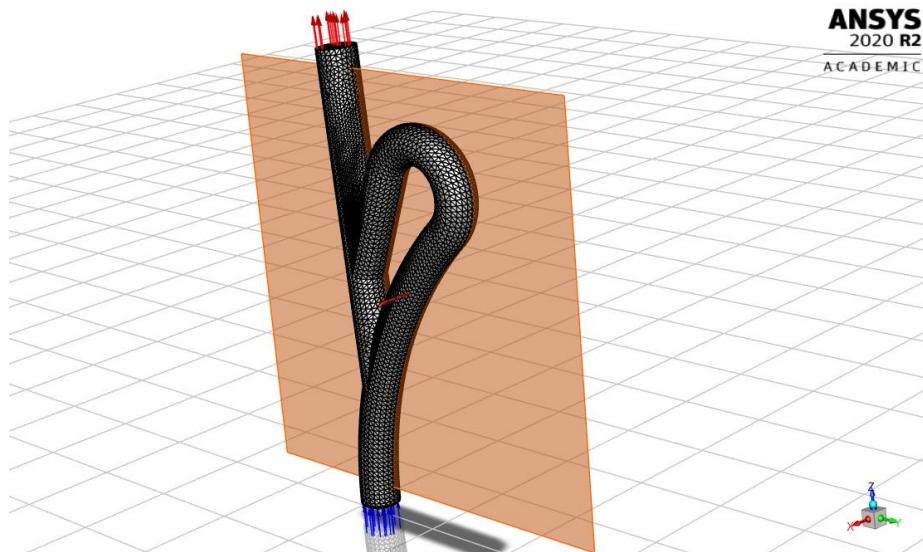
Analizując wykres 5.1. widać stosunkowo duży przeskok skuteczności zaworu między kątem wyjścia z pętli 30° i 35° . Dalej ta krzywa się wypłaszcza, z kolei między kolejnymi kątami następuje spory spadek skuteczności w odniesieniu do przepływu przez prostą rurkę.

Oczywiście najbardziej zależy nam tu na jak największej skuteczności zaworu Tesli i jak najwyższym przepływie w drugą stronę. Do dalszej analizy (z 2 pętlami) wybrano zatem wersje z kątem 35° , 40° i 45° .



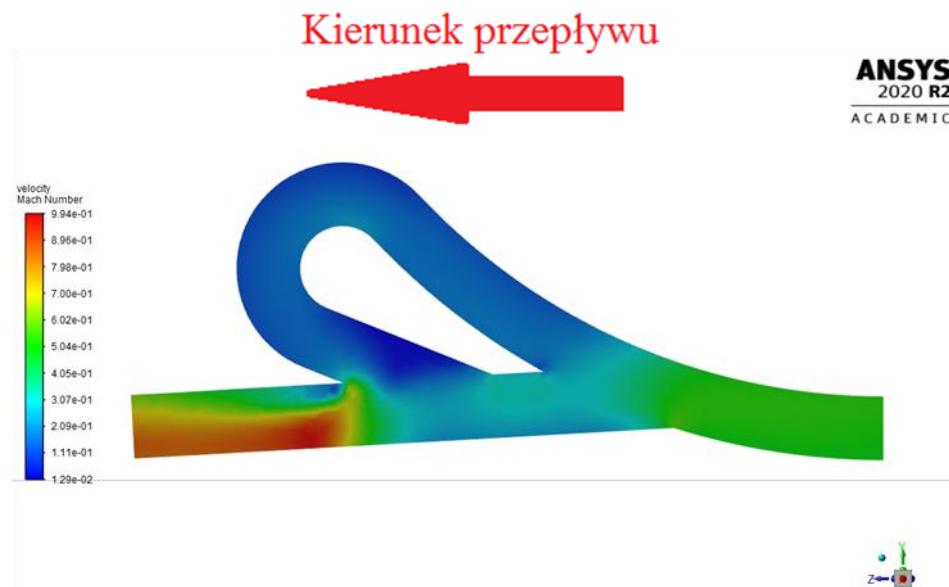
Wykres 5.1. Zestawienie skuteczności zaworu Tesli i skuteczności w odniesieniu do prostej rurki w zależności od kąta wyjścia z pętli zaworu

Na kolejnych rysunkach (5.6. do 5.35.) przedstawiono rozkłady ciśnień (w Pa), prędkości (w odniesieniu do liczby Macha) oraz linii prądu na 1-pętlowych zaworach Tesli, zarówno w kierunku w którym powietrze przepływa przez pętle, jak i w kierunku przeciwnym. Rysunki z ciśnieniem i prędkością przedstawione są w przekroju w połowie pełnego zaworu - pokazane na rys. 5.5.

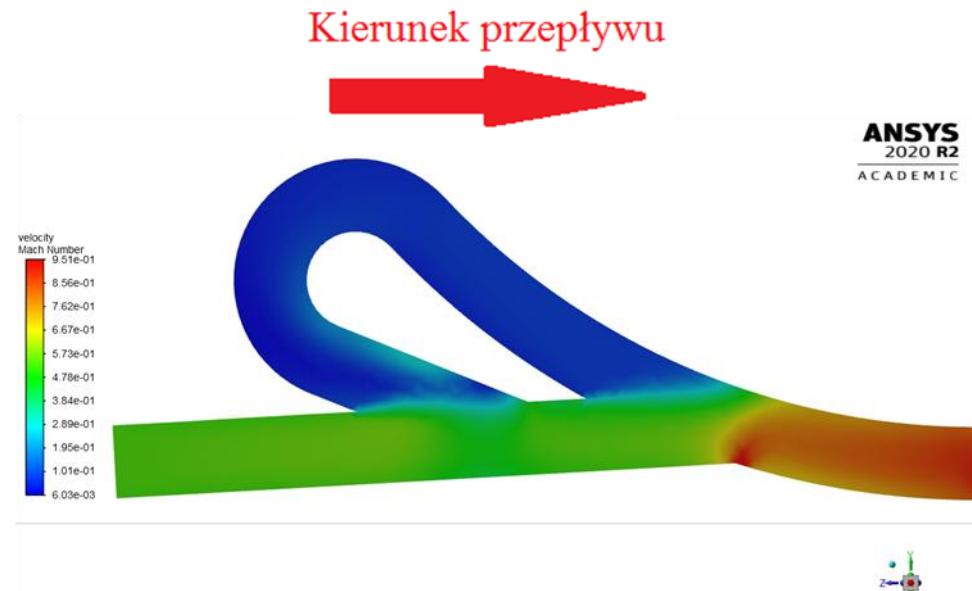


Rys. 5.5. Przekrój zaworu w którym pokazywane będą Rozkład ciśnień i prędkości (pokazane na przykładzie pętli pod kątem 25°)

Rysunki 5.6 do 5.11 przedstawiają przepływ ustalony przez zawór z kątem wyjścia z pętli 25°, dla przepływów przez pętle i bez pętli. Na rys. 5.6., na przykładzie konturu liczby Macha wyraźnie widać zderzenie dwóch strumieni powietrza, wychodzącego z pętli i drugiego w głównym kanale. Jest to miejsce, w którym przepływ się blokuje (widać duże amplitudy liczby Macha na małej przestrzeni) i powoduje zmniejszony wydatek względem wersji z rys. 5.7. Przepływ z tego rysunku jest niezaburzony i biegnie jedynie przez główny kanał.



Rys. 5.6. Rozkład liczby Macha dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 25°, przepływ przez pętle zaworu [Ma]

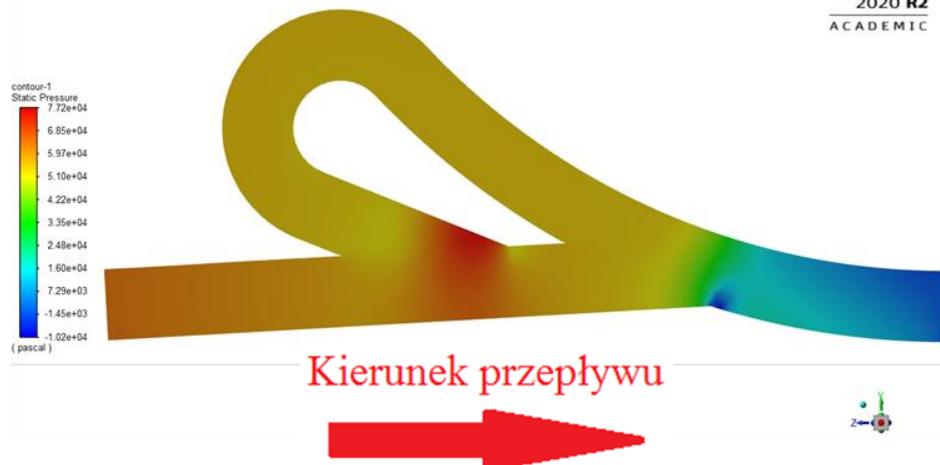


Rys. 5.7. Rozkład liczby Macha dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 25° , przepływ omijający pętlę [Ma]

Najwyższe ciśnienia (rys. 5.8.) dla przepływu przez pętle następuje w pętli, gdzie ze względu na zmianę kierunku przepływu, powietrze jest kompresowane na ścianach (i ciśnienie się zwiększa). Ponownie największe amplitudy widoczne są na wyjściu z pętli, gdzie spotykają się dwie masy powietrza o przeciwnych zwrotnach. Na rysunku 5.9. przepływ jest mniej zaburzony, ciśnienia są znacznie niższe, a jedyny wzrost widoczny jest na wypukłej ścianie pętli, która ma nieco inny kąt niż główny kanał (o 25° dla tej wersji).

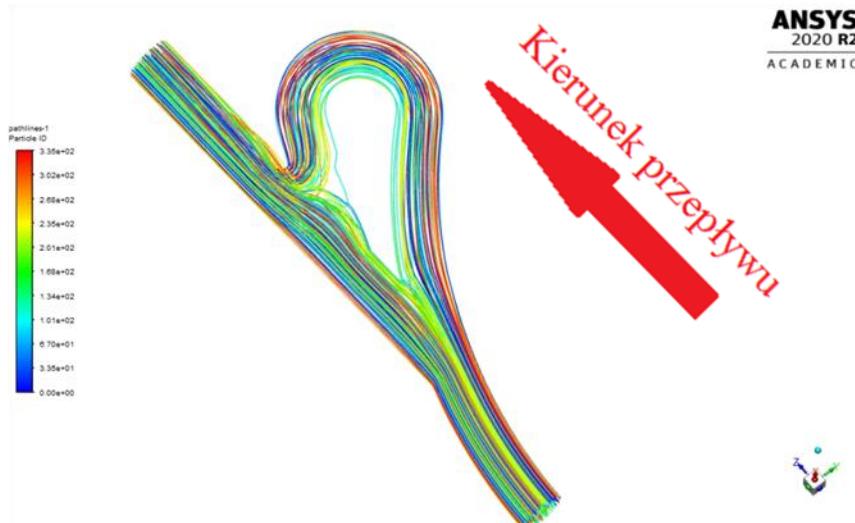


Rys. 5.8. Rozkład ciśnień dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 25° , przepływ przez pętle zaworu [Pa]

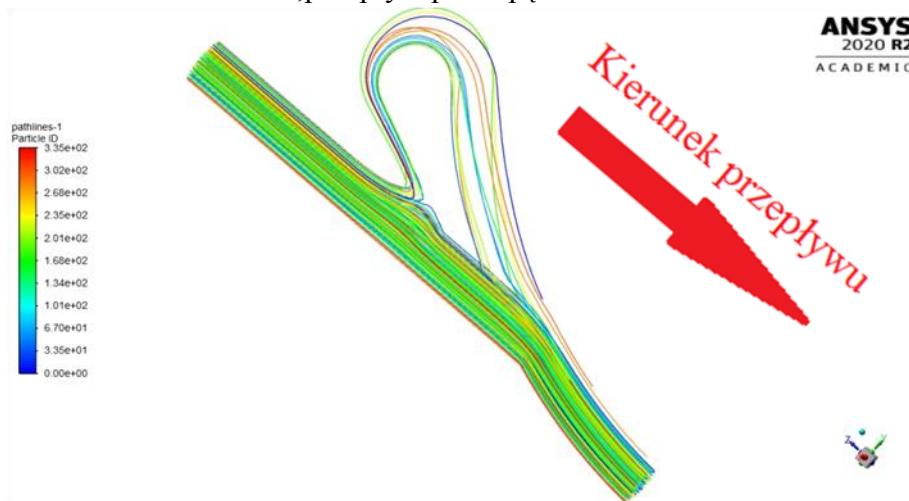


Rys. 5.9. Rozkład ciśnień dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 25° , przepływ omijający pętlę [Pa]

Linie prądu z rysunku 5.10. pokazują że przepływ następuje przez cały kanał wraz z pętlą, zaś dla rysunku 5.11. zdecydowana większość w głównym kanale (przez pętle tylko kilka linii).

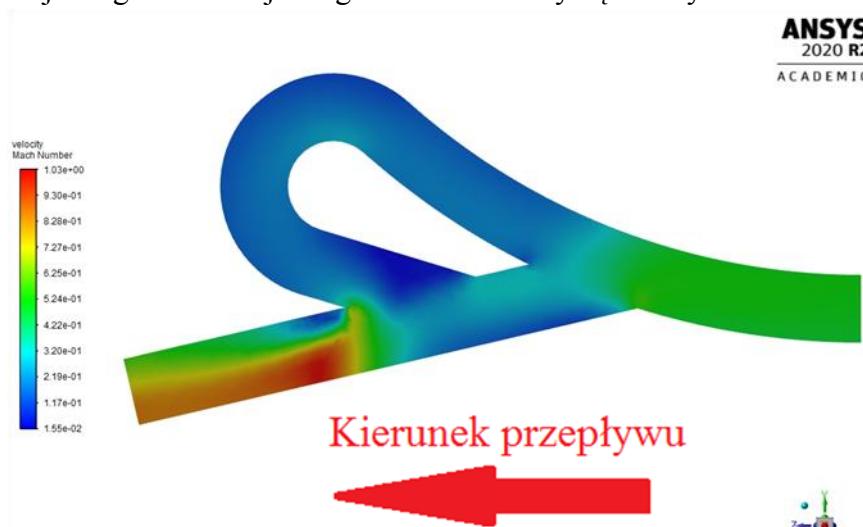


Rys. 5.10. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 25° , przepływ przez pętle zaworu

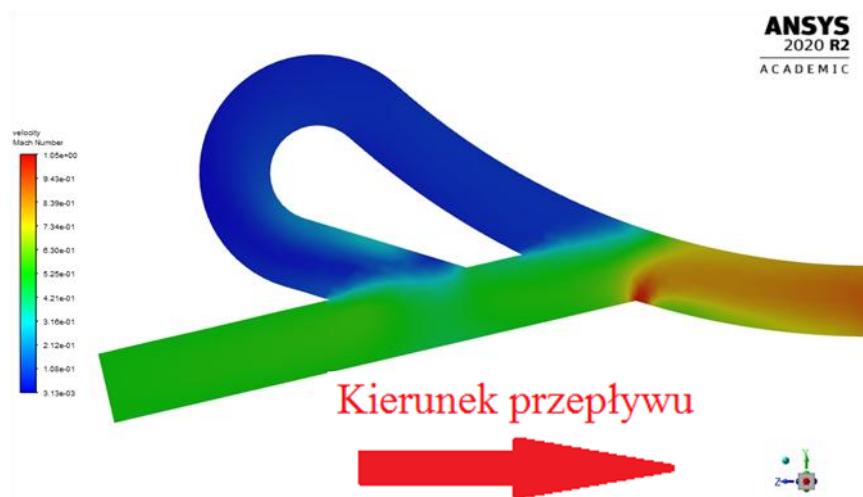


Rys. 5.11. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 25° , przepływ omijający pętlę

Porównując rys. 5.12 dla kąta 30° z rys. 5.6 widać nieznaczny wzrost maksymalnej liczby Macha, lecz ogólnie kontur pozostaje bardzo podobny. W wypadku rys. 5.13. dla przepływu bez pętli, również widać nieco większą liczbę Macha na wylocie, przy ponownie zwiększonej wartości na przejściu geometrii z jednego kształtu w inny kąt nachylenia ścianki (30°).



Rys. 5.12. Rozkład liczby Macha dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 30° , przepływ przez pętle zaworu [Ma]

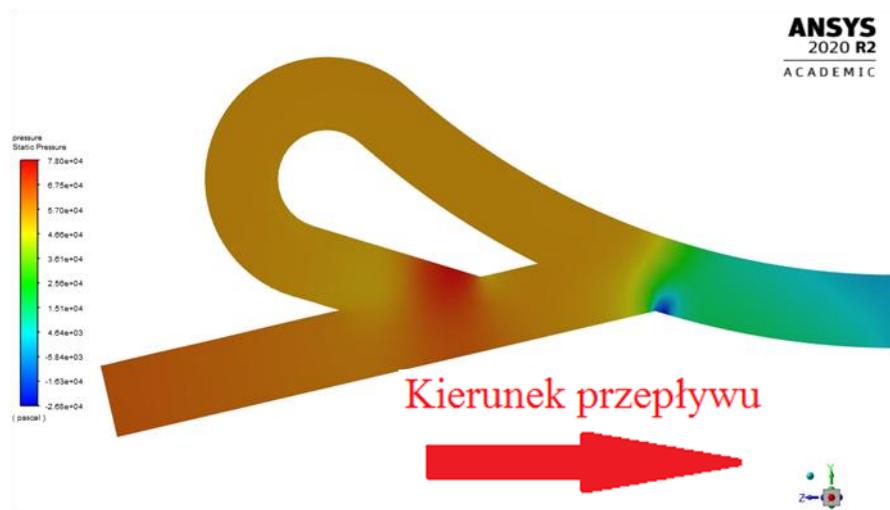


Rys. 5.13. Rozkład liczby Macha dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 30° , przepływ omijający pętlę [Ma]

Ponieważ kąt wyjścia z pętli z rys. 5.14. jest wyższy niż z rys. 5.8. (30° do 25°), ciśnienia nieco wzrastają (linie prądu padają coraz bardziej prostopadłe na ścianki zaworu, zatem kompresja wzrasta, co prowadzi do zwiększych ciśnień). Podobną zależność zaobserwować można dla przeciwnego kierunku przepływu (rys. 5.15.), gdzie w stosunku do rys. 5.9. ciśnienia również rosną.

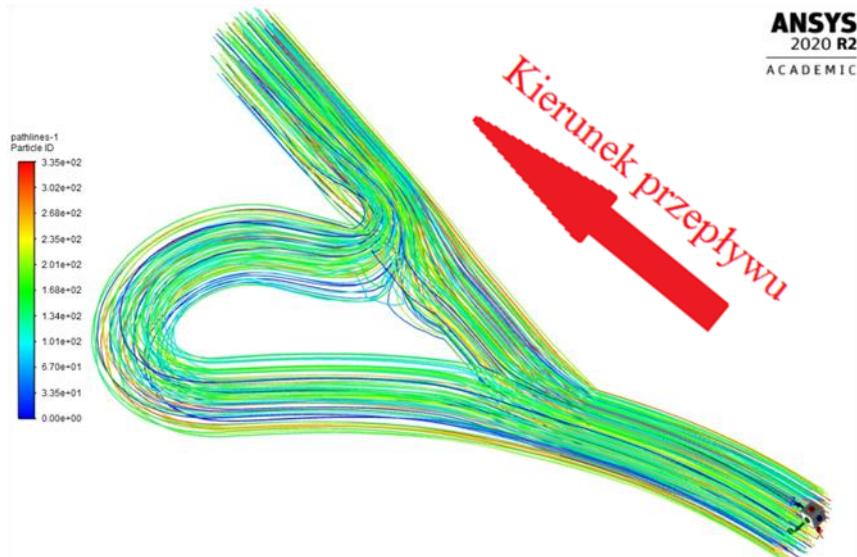


Rys. 5.14. Rozkład ciśnień dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 30° , przepływ przez pętle zaworu [Pa]

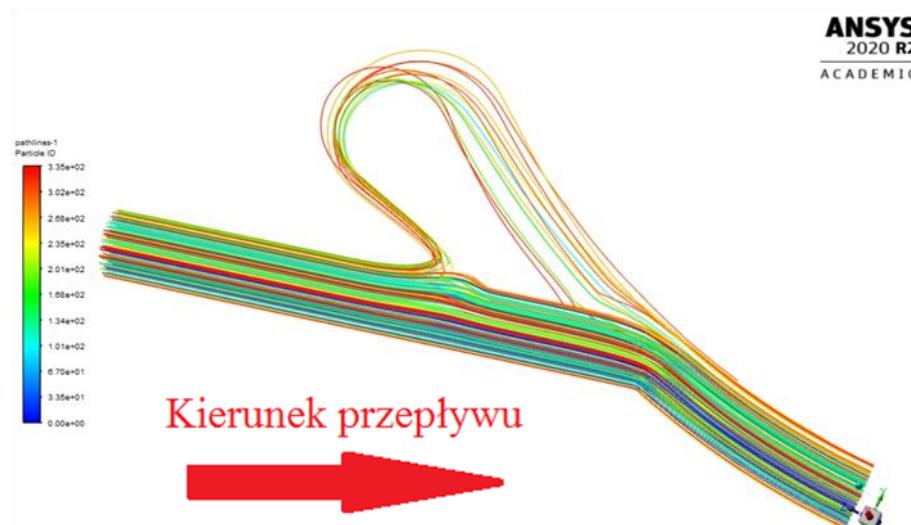


Rys. 5.15. Rozkład ciśnień dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 30° , przepływ omijający pętlę [Pa]

Linie prądu z rysunków 5.16. i 5.17. wskazują przebiegi powietrza przez objętość zaworu.

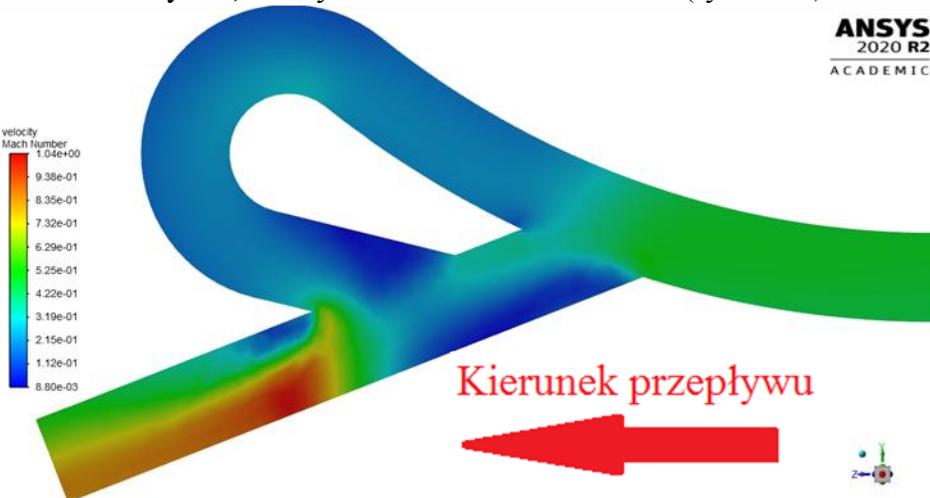


Rys. 5.16. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 30° , przepływ przez pętle zaworu

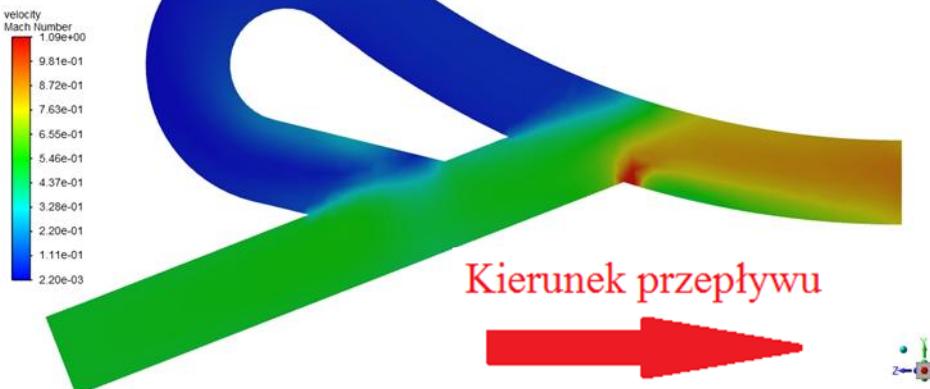


Rys. 5.17. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 30° , przepływ omijający pętlę

Ponownie, dla większego kąta liczba Macha rośnie, nieznacznie, co wskazuje na zwiększoną turbulencję w obszarze mieszania się dwóch mas powietrza o przeciwnym zwrocie (rys. 5.18.). W przypadku przepływu bez pętli, ze względu na bardziej gwałtowną zmianę geometrii w obszarze wylotu, maksymalna liczba Macha rośnie (rys. 5.19.).

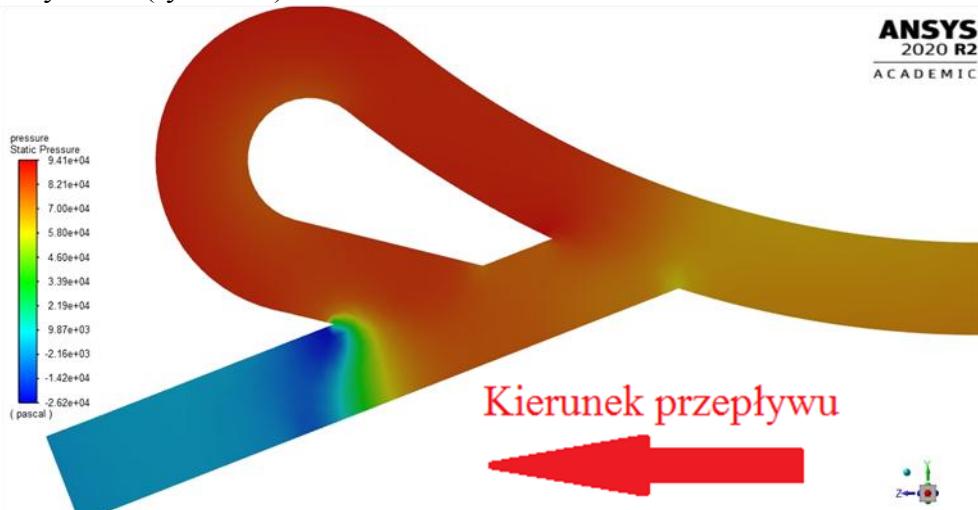


Rys. 5.18. Rozkład liczby Macha dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 35° , przepływ przez pętle zaworu [Ma]

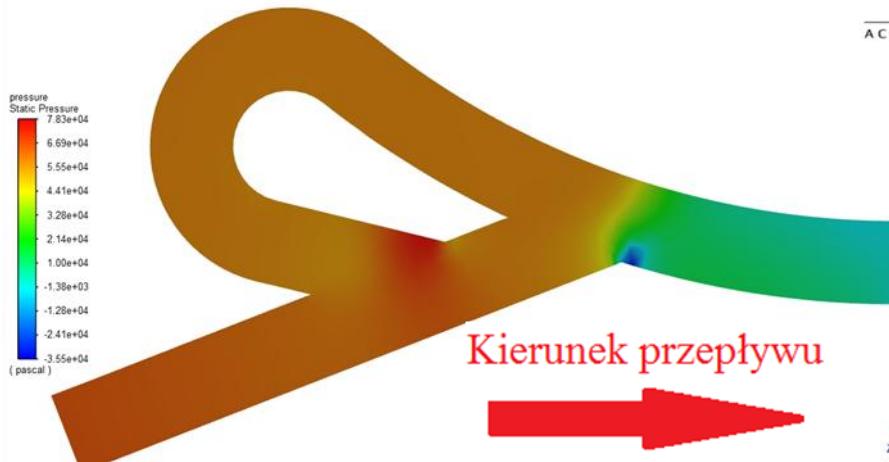


Rys. 5.19. Rozkład liczby Macha dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 35° , przepływ omijający pętlę [Ma]

Ze względu na coraz większy kąt wyjścia z pętli, coraz większa ilość powietrza wpada do pętli i powoduje coraz wyższe ciśnienie kompresowane na ściance pętli (rys. 5.20.). W przypadku przepływu przeciwnego, ciśnienie również rośnie, padając na ściankę pod kątem coraz bliższym 90° (rys. 5.21.).



Rys. 5.20. Rozkład ciśnień dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 35° , przepływ przez pętle zaworu [Pa]

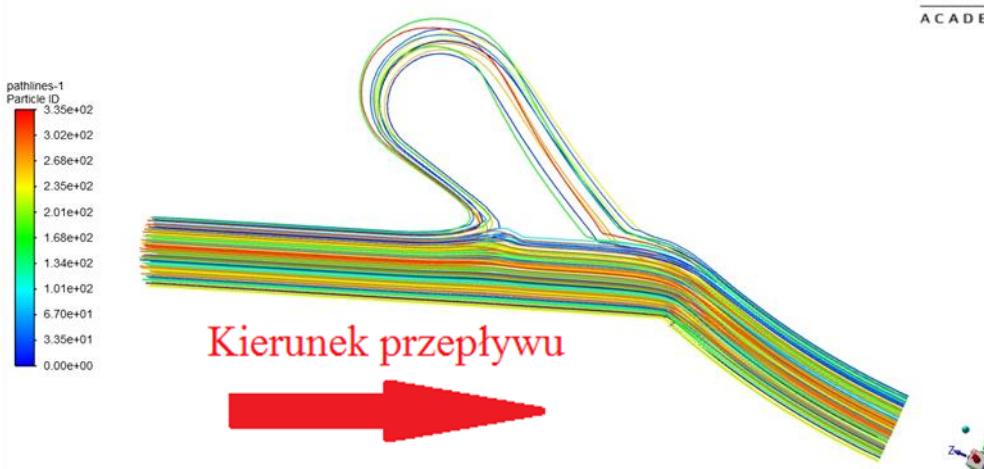


Rys. 5.21. Rozkład ciśnień dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 35° , przepływ omijający pętlę [Pa]

Linie prądu pokazują coraz większe masy powietrza wpadające do pętli, i mniejsze wpadające do głównego kanału (rys. 5.22.). Rys. 5.23. pokazuje przepływ z ominięciem pętli.

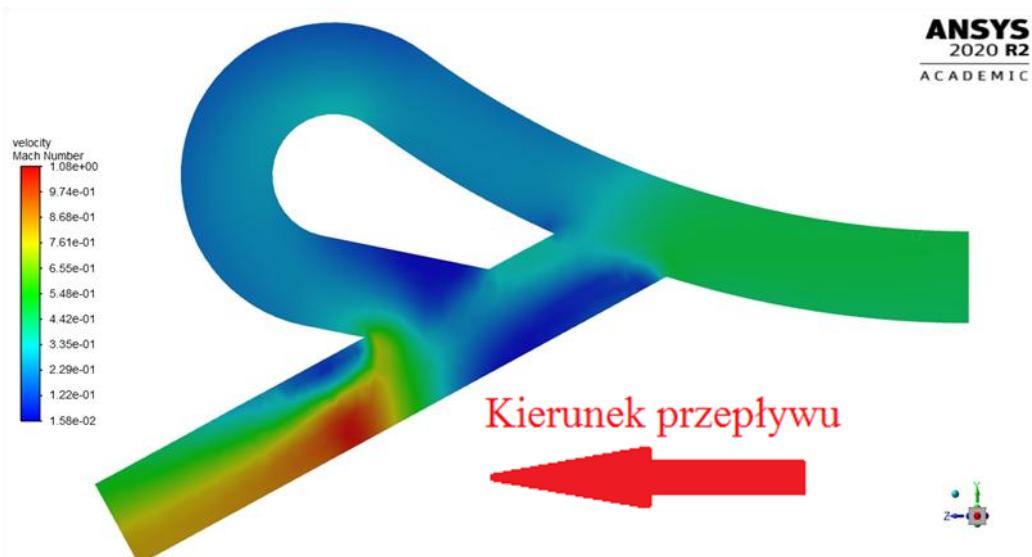


Rys. 5.22. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 35° , przepływ przez pętle zaworu

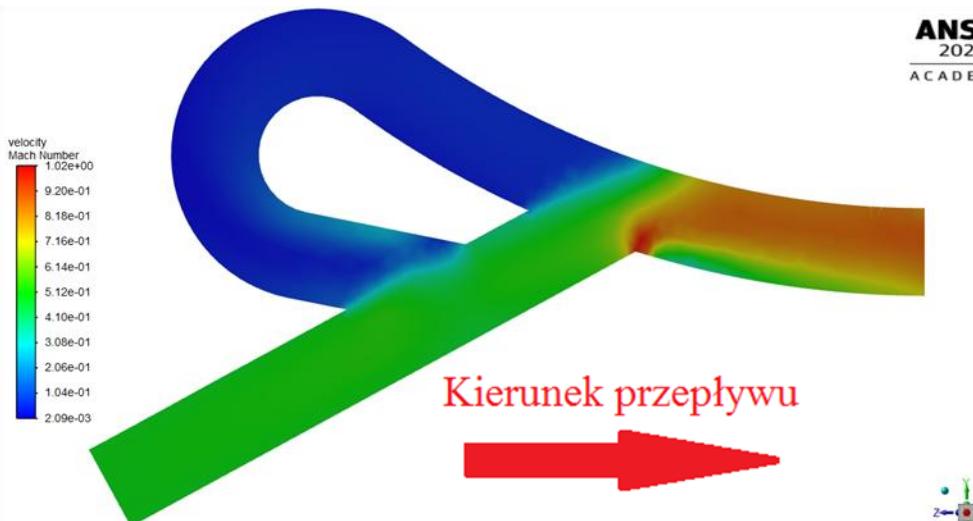


Rys. 5.23. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 35° , przepływ omijający pętlę

Dla kąta wyjścia z pętli 40° , maksymalna liczba Macha rośnie, osiągając wartość 1,08 (rys. 5.24.). Liczba Macha w kierunku przeciwnym zaś nieco spadła (rys. 5.25.). Patrząc na ogólny trend, może to być jedynie kwestią rozłożenia węzłów i dokładności modelu, gdyż teoretycznie liczba Macha powinna nieco wzrosnąć.



Rys. 5.24. Rozkład liczby Macha dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 40° , przepływ przez pętle zaworu [Ma]

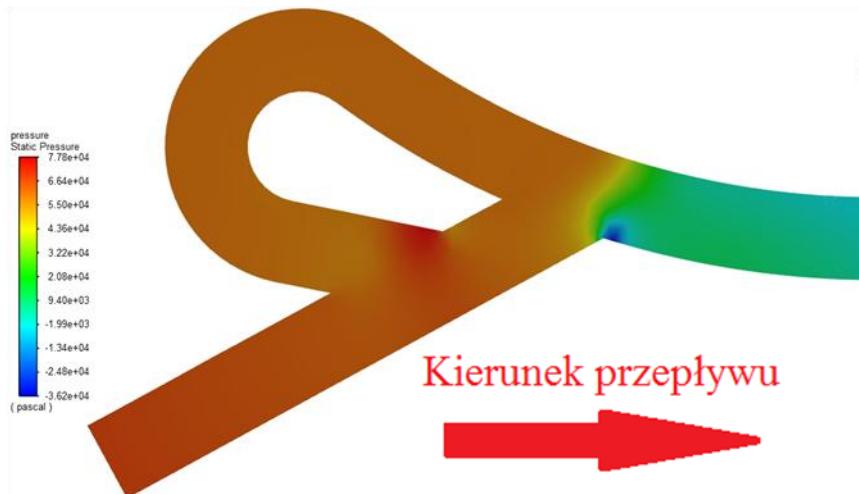


Rys. 5.25. Rozkład liczby Macha dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 40° , przepływ omijający pętlę [Ma]

Ciśnienia dla kąta 40° przy przepływie przez pętle są najwyższe – równe ok. 94400 Pa (rys. 5.26.). Ciśnienia w kierunku przeciwnym w porównaniu z kątami 30° i 35° nieco spadły, ale wciąż są na bardzo podobnym poziomie (rys. 5.27.).

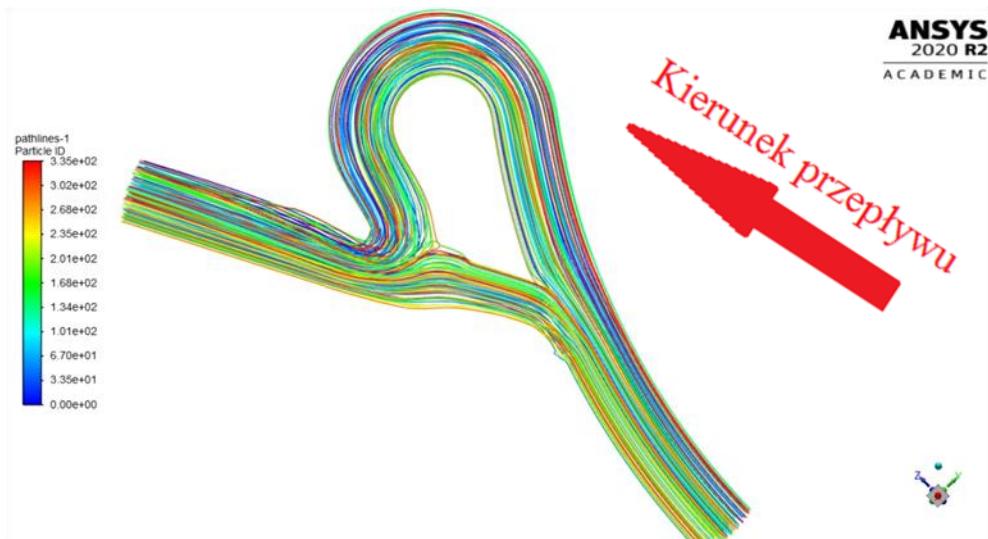


Rys. 5.26. Rozkład ciśnień dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 40° , przepływ przez pętle zaworu [Pa]

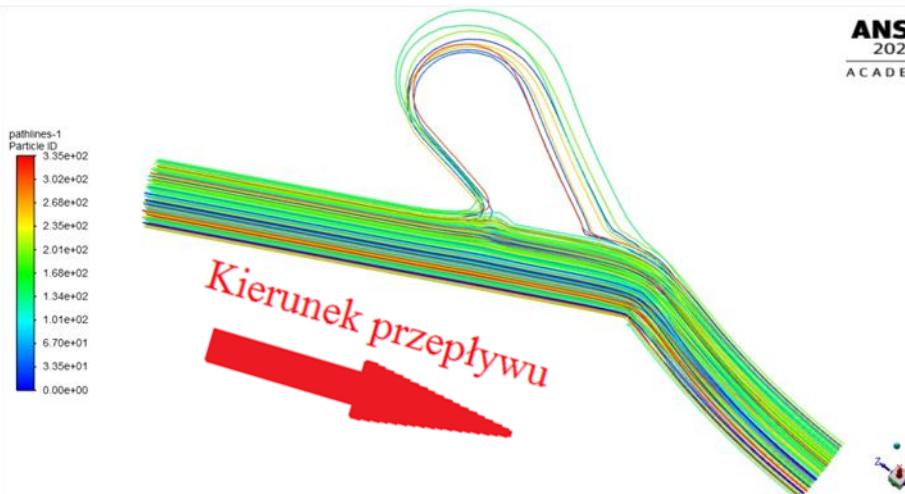


Rys. 5.27. Rozkład ciśnień dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 40° , przepływ omijający pętlę [Pa]

Tak jak poprzednio, linie prądu pokazują masy powietrza wpadające do pętli i głównego kanału (rys. 5.28.). Rys. 5.29. pokazuje przepływ z ominięciem pętli.

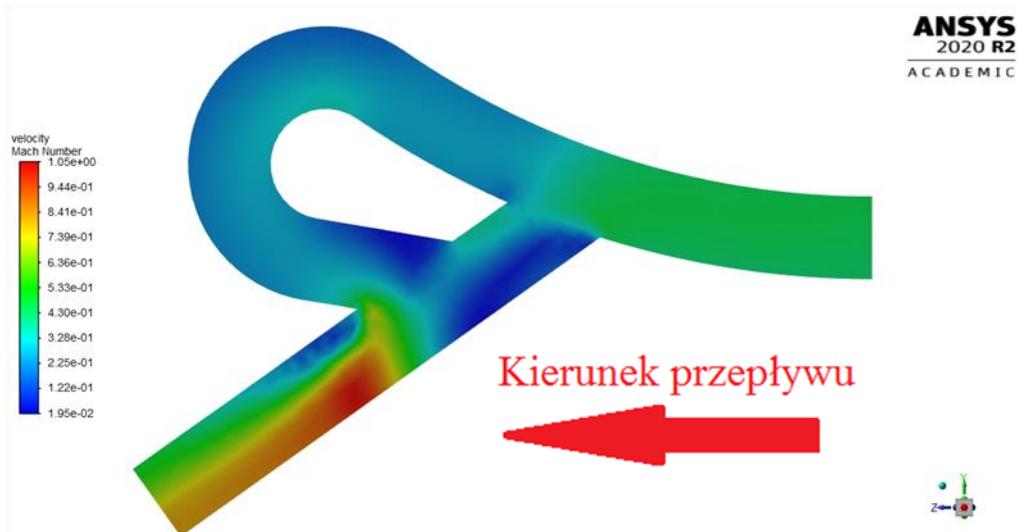


Rys. 5.28. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 40° , przepływ przez pętle zaworu

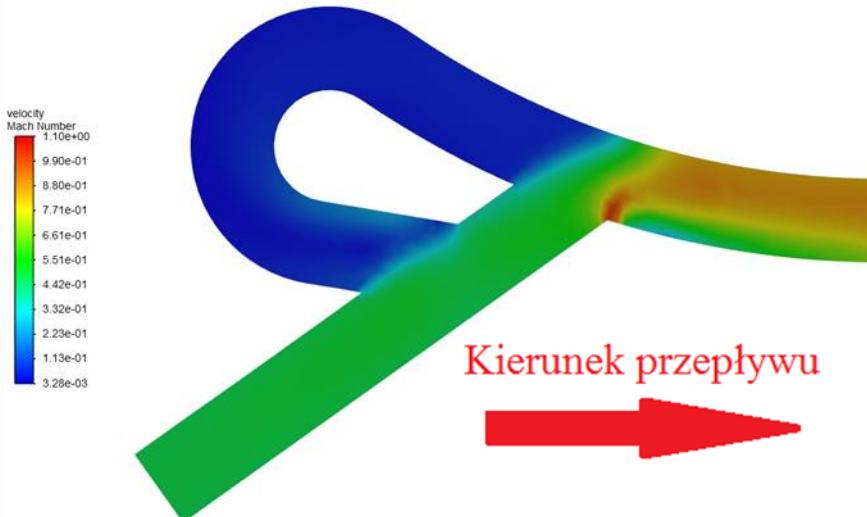


Rys. 5.29. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 40° , przepływ omijający pętlę

Liczba Macha dla 45° (największego badanego kąta wyjścia z pętli dla jednopętlowego zaworu) przy przepływie przez pętle nieco spada, jest równa $1,05 \text{ Ma}$ (rys. 5.30.). Jest to jedyna wartość która jest niższa niż poprzedni wynik, więc ponownie, może to być wynikiem dokładności modelu numerycznego. W wypadku przepływu w kierunku przeciwnym, liczba Macha jest najwyższa z wszystkich badanych modeli jednopętlowych, równa $1,1 \text{ Ma}$ (rys. 5.31.).

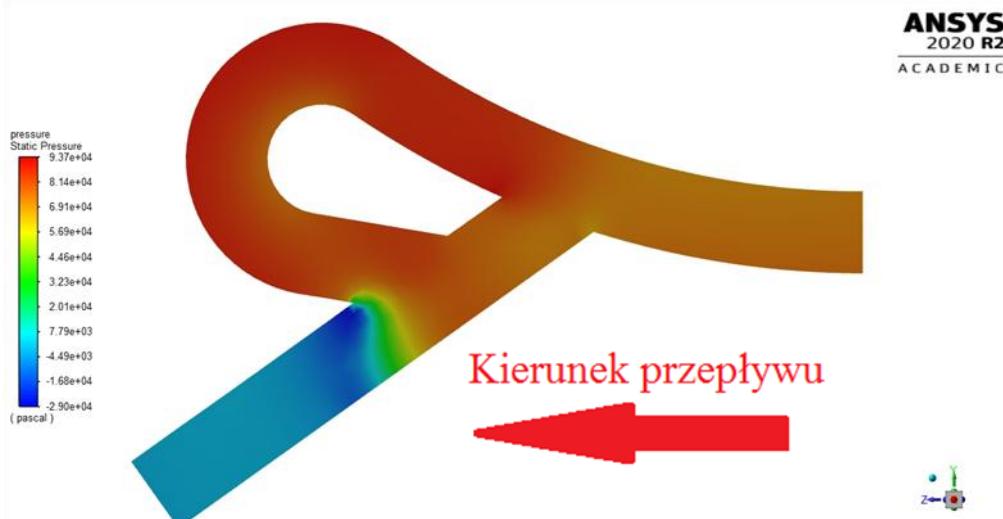


Rys. 5.30. Rozkład liczby Macha dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 45° , przepływ przez pętle zaworu [Ma]



Rys. 5.31. Rozkład liczby Macha dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 45° , przepływ omijający pętlę [Ma]

W przypadku ciśnień dla kąta wyjścia z pętli 45° , dla modelu z przepływem przez pętle, maksima nieco spadają (93700 Pa, rys. 5.32.). Są one również nieco niższe dla przepływu bez pętli, równe 77100 Pa (rys. 5.33.). Ogólny wygląd przebiegu ciśnień dla wszystkich badanych wariantów jest dość podobny.

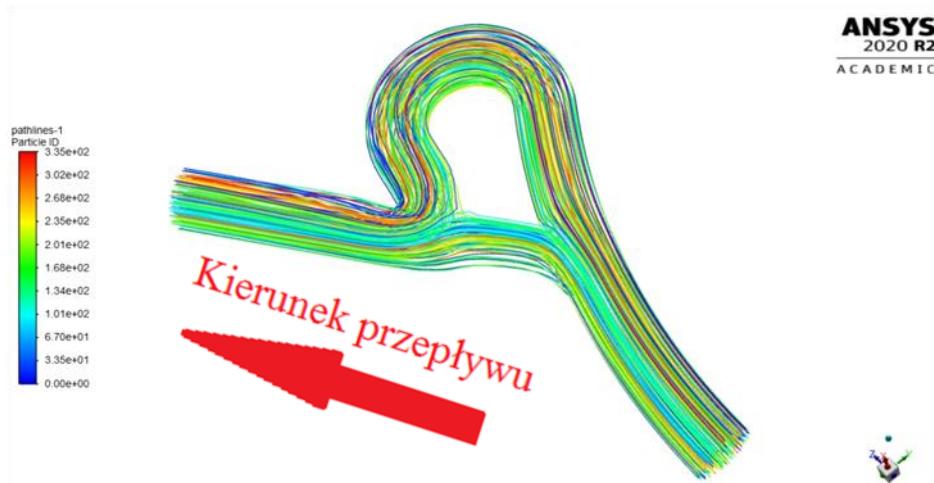


Rys. 5.32. Rozkład ciśnień dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 45° , przepływ przez pętle zaworu [Pa]

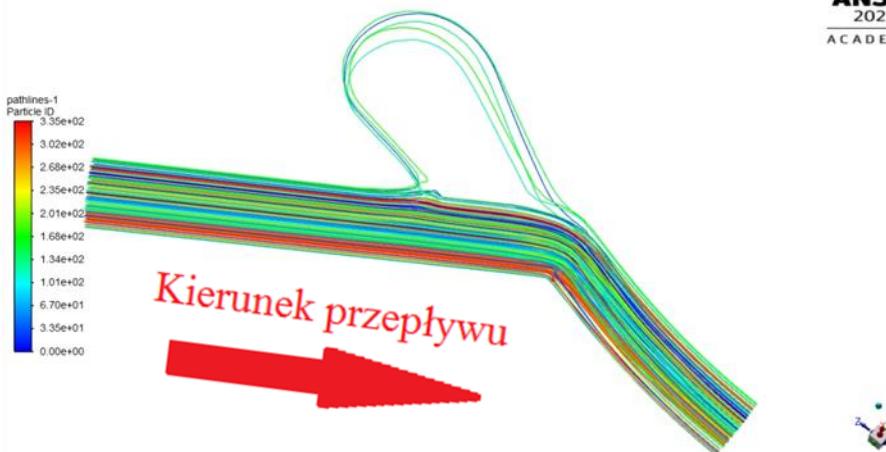


Rys. 5.33. Rozkład ciśnień dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 45° , przepływ omijający pętlę [Pa]

Ponownie, aby pokazać w jaki sposób masy powietrza przepływają przez zawory, na rys. 5.34. i 5.35. pokazano linie prądu dla obu kierunków przepływu.



Rys. 5.34. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 45° , przepływ przez pętle zaworu



Rys. 5.35. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 1-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 45° , przepływ omijający pętlę

Przedstawiane wyniki potwierdzają zatem dane widoczne na wykresie 5.1. Wizualizacja przebiegu linii prądu, gdy skierowane są bardziej w stronę pętli (dla większych kątów wyjścia z pętli) sprawiają że właśnie na wyjściu powstaje większa turbulencja i mieszanie się gazów, co z kolei prowadzi do zmniejszonego przepływu na wylocie. Z kolei w drugą stronę, gdy gaz nie płynie przez pętle (lub jedynie kilka strózek), strumienie padają na przednią zakrzywioną część tunelu pod większym kątem, co z kolei powoduje zmniejszony przepływ w ruchu gazu z pominięciem pętli.

Najwyższe ciśnienie i najniższa prędkość w zaworze z kątem 25° wynika z dużej kompresji gazu wewnętrz pętli, gdzie brakuje możliwości rozprężenia gazu na wyjściu z pętli, gdyż spora część płynie przez główny kanał. Ze zwiększeniem kąta ten stosunek maleje, zatem prędkość rośnie a ciśnienie spada. Rosnąca prędkość widać również w maksimach osiąganych na wyjściu z pętli, gdzie gaz musi już się rozprężyć do ciśnienia otoczenia (zebrane w tabeli 5.2.).

W przypadku przepływu bez pętli największa prędkość jest dla najmniejszego kąta, gdzie gaz płynie najbardziej "prosto" i ma szansę się rozpędzić. Ciśnienie jest wówczas najniższe, a kompresja i jej wzrost następuje najbardziej na ściance przy wejściu w pętle, która ze zwiększeniem kąta jest bardziej prostopadła do całego przepływu.

Parametr kąt [°]	Ciśnienia [Pa]		Liczba Macha [Ma]	
	Przepływ przez pętle	Przepływ wsteczny	Przepływ przez pętle	Przepływ wsteczny
25	93200	77200	0,99	0,95
30	93500	78000	1,03	1,05
35	94100	78300	1,04	1,09
40	94400	77800	1,08	1,02
45	93700	77100	1,05	1,10

Tabela 5.2. Tabela maksimów osiąganych w 1-pętlowych zaworach tesli



6. Obliczenia dla modeli 2-pętlowych

Po określeniu najbardziej optymalnych kątów przy przepływie przez 1 pętlę przygotowano zawory z 2 pętlami, odpowiednio dla wersji:

- 35°
- 40°
- 45°

Które prezentują najbardziej optymalne wartości blokowania przepływu i odpowiednio duży przepływ przy przepływie omijającym pętlę. Dla wszystkich 3 geometrii obie pętle będą miały te same kąty. Będzie to również łatwiejsze i logiczniejsze rozwiązanie w wypadku technicznej realizacji takich rozwiązań, aby unikać pomyłek, np. zakładając inne kąty dla poszczególnych pętli.

Kąt [°]	Wydatek przy przepływie przez pętle, F_T [kg/s]	Wydatek przy przepływie bez pętli, F_{RT} [kg/s]	Efektywność [%]	Efektywność w odniesieniu do prostej rurki [%]
35	0,0004082	0,00059	30,81	81,62
40	0,0004068	0,0005731	29,02	79,28
45	0,0004066	0,000558	27,13	77,19

Tabela 6.1. Wyniki dla przepływu w zaworach 2-pętlowych

Zatem patrząc na wyniki z tabeli 6.1. widać, że większy kąt wyjścia z pętli jest w stanie blokować większą część z przepływu, jednak jednocześnie wiry generowane są przy przepływie w przeciwną stronę, co sprawia że ogólna skuteczność spada. Największą skuteczność wyznaczono dla zaworu z kątem wyjścia 35° . Posiada on zarazem największą skuteczność w porównaniu z prostą rurką.

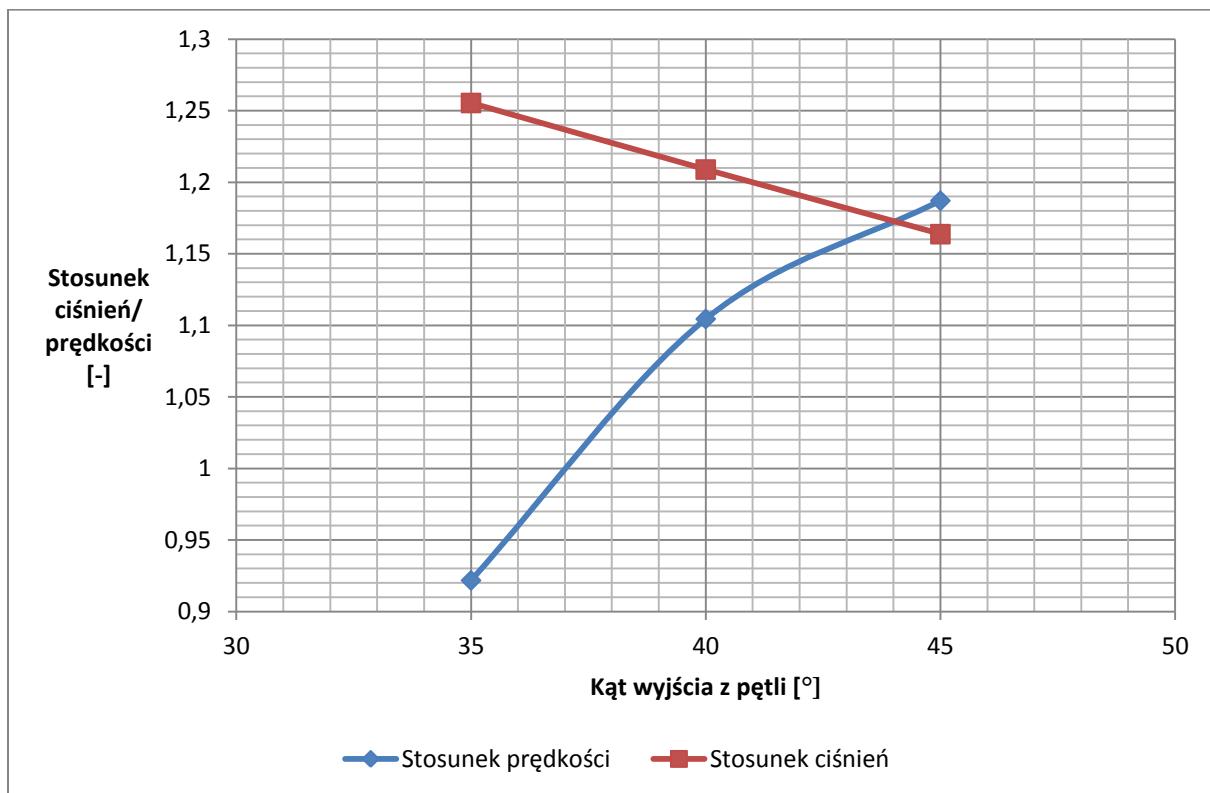
Te wnioski wydają się mieć potwierdzenie w średniej prędkości i ciśnieniu panującym w zaworze. W tabelach 6.2. i 6.3. zebrano dane z całki średniej-masowej po objętości geometrii. W obu tabelach wyliczono stosunki ciśnień/ prędkości w przepływie przez pętle do przepływu bez pętli. Na wykresie 6.1. zebrano zależność kąta wyjścia z pętli do opisanych stosunków.

Ciśnienia [Pa]			
Kąt [°]	Przepływ przez pętle	Przepływ z pominięciem pętli	Stosunek
35	72865,0	58039,3	1,26
40	71409,9	59068,0	1,21
45	70552,7	60624,1	1,16

Tabela 6.2. Wyniki dla przepływu w zaworach 2-pętlowych

Liczba Macha [Ma]			
Kąt [°]	Przepływ przez pętle	Przepływ z pominięciem pętli	Stosunek
35	0,2257	0,2449	0,922
40	0,2615	0,2367	1,104
45	0,2680	0,2257	1,187

Tabela 6.3. Wyniki dla przepływu w zaworach 2-pętlowych



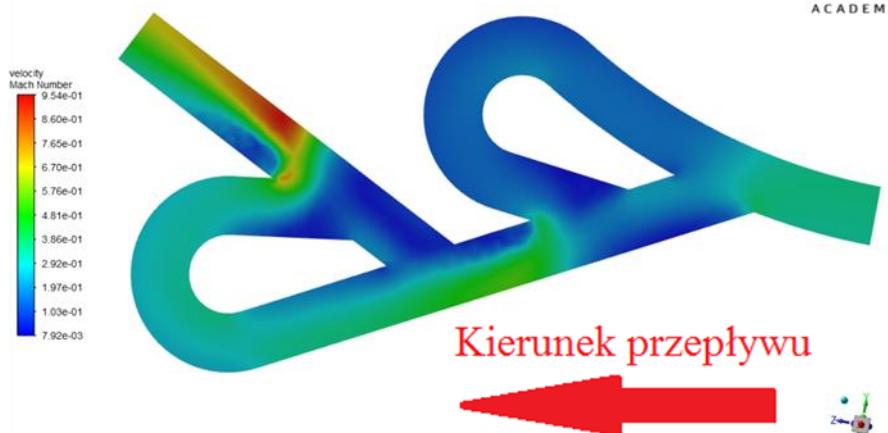
Wykres 6.1. Wyniki dla przepływu w zaworach 2-pętlowych

Pozornie może wydawać się że płyn ma szansę rozpędzić się bardziej w przepływie bez pętli tylko w zaworze o kącie wyjścia 35° (stosunek mniejszy od 1, na poziomie 0,922), jednak jak wspomniano w przypadku 1-pętlowym zaworze, oba węzły są "zimne", a przepływ jest niemal zerowy. Wpływa to oczywiście na średnią-masową, i stąd stosunki wszystkich wersji są bliskie 1 (lub nawet większe). Przepływ przez zawór w stronę przeciwną niż działanie zaworu Tesli jest oczywiście szybszy, a stosunek i dane tu prezentowane wskazują jedynie że wersja 35° działa najlepiej.

Jednocześnie, wersja 35° ma największą różnicę ciśnień, zatem kompresja jest znacznie większa w przepływie przez pętle, co powoduje zwiększenie ogólnej skuteczności (stosunek na poziomie 1,26).

Na kolejnych rysunkach przedstawione zostały prędkości i ciśnienia w przekroju w połowie zaworu, oraz linie prądu na pełnym modelu (siatka z obrzeżami - ścianek, wlotu i wylotu pokazana dla lepszej wizualizacji) - Rys. 6.1. do 6.18.

Na rysunku 6.1. widać rozkład liczby Macha przy przepływie przez pętle. W miejscach gdzie fala powietrza wypada z pętli i zderza się z falą z głównego kanału, widać zwiększone liczby Macha. Na rysunku 6.2., gdzie powietrze przepływa głównym kanałem, i nie wpada do pętli, widać zwiększoną liczbę Macha na załamaniach geometrii kanału, osiągając maksimum 1,07 Ma niedaleko wlotu do komory spalania.

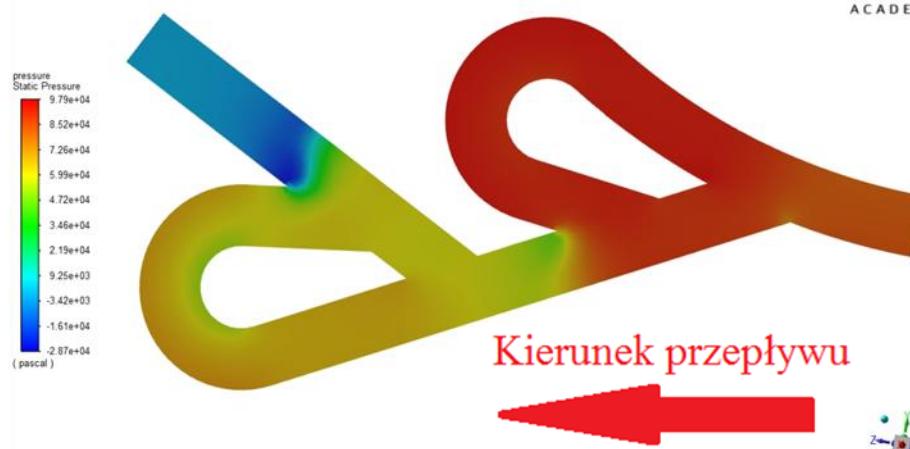


Rys. 6.1. Rozkład liczby Macha dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 35° , przepływ przez pętle zaworu [Ma]



Rys. 6.2. Rozkład liczby Macha dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 35° , przepływ omijający pętlę [Ma]

Ciśnienia maksymalne w przepływie przez pętle osiągane są na pierwszej pętli od strony komory spalania (rys. 6.3.). Powietrze wpada tam z komory z nadciśnieniem 1 bar (warunek brzegowy), zatem płynie w tym obszarze najszybciej (napierając na ścianki pętli), zanim zostanie przez nie zahamowane. Na rys. 6.4. widać rozkład ciśnień w przepływie bez pętli. Najwyższe wartości osiągane są na pierwszej pętli w obszarze, gdzie powietrze wpadające z zbiornika uderza w ściankę pętli (84100 Pa).

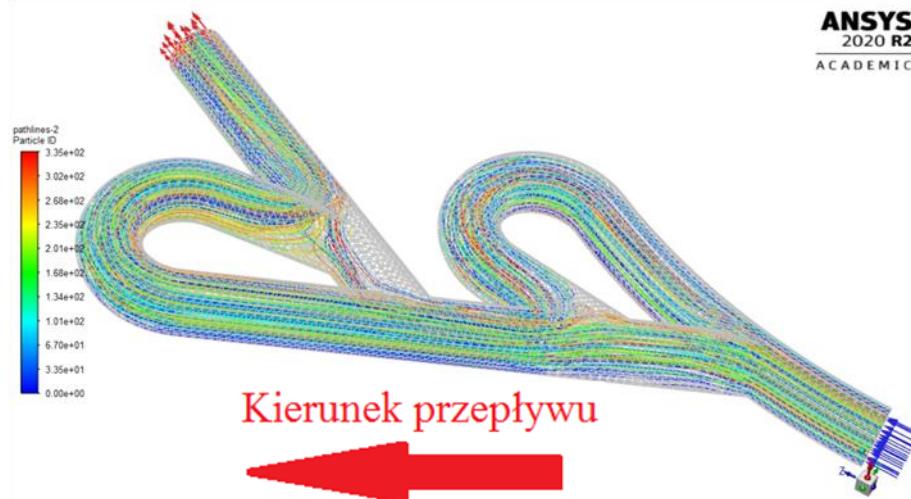


Rys. 6.3. Rozkład ciśnień dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 35° , przepływ przez pętle zaworu [Pa]

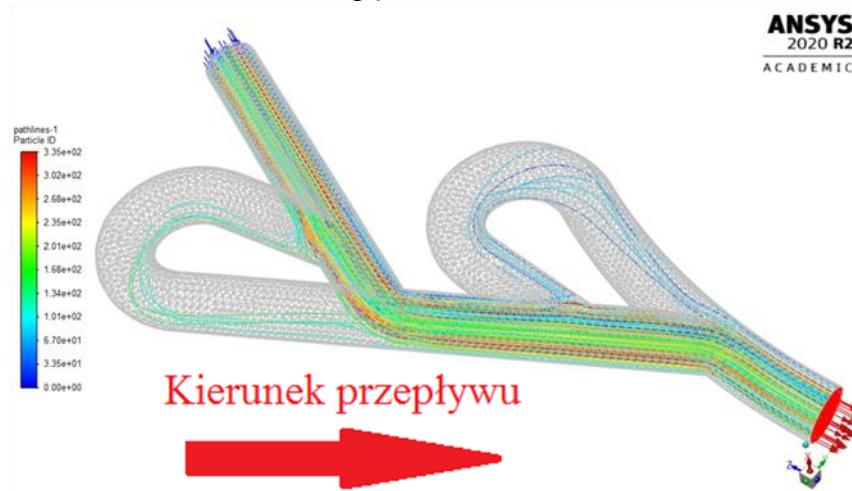


6.4. Rozkład ciśnień dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 35° , przepływ omijający pętle [Pa]

Rys. 6.5. i 6.6. pokazują linie prądu w zaworze dla przeciwnych kierunków przepływu dla zaworu z pętlami o kącie wyjścia z pętli 35° .

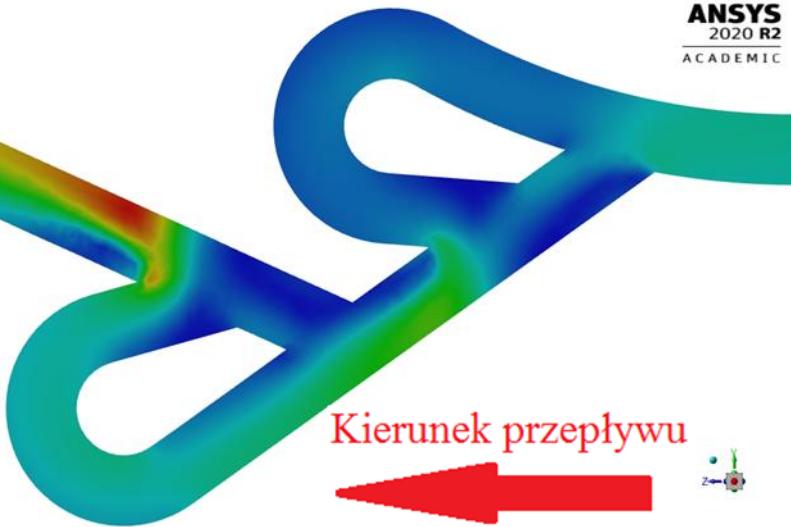
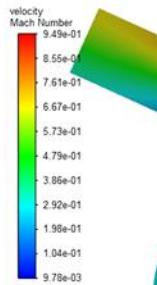


Rys. 6.5. Linie prądu dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 35° , przepływ przez pętle zaworu

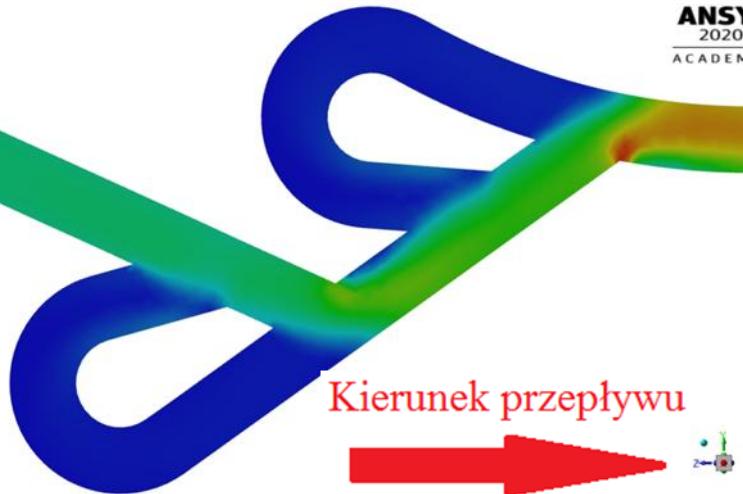
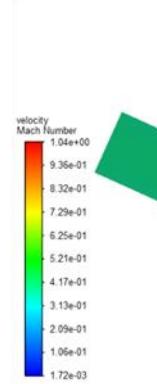


Rys. 6.6. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 35° , przepływ omijający pętle

Maksymalne liczby Macha dla wersji kąta 40° są nieco niższe niż w wersji 35° (rys. 6.7.). Ogólne rozkłady, położenie maksimów są bardzo podobne do sytuacji z wersji 35° . Przy przypadku przepływu w stronę przeciwną, liczba Macha jest również nieco niższa (rys. 6.8.).



Rys. 6.7. Rozkład liczby Macha dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 40° , przepływ przez pętle zaworu [Ma]



Rys. 6.8. Rozkład liczby Macha dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 40° , przepływ omijający pętlę [Ma]

Rozkład ciśnień w zaworze dla wersji 40° jest podobny do wersji 35° , maksimum jest nieco niższe (97200 Pa), widoczne na rys 6.9. Przepływ w przeciwną stronę jest bardzo podobny, a maksimum jest nieco wyższe (rys. 6.10., 84400 Pa).

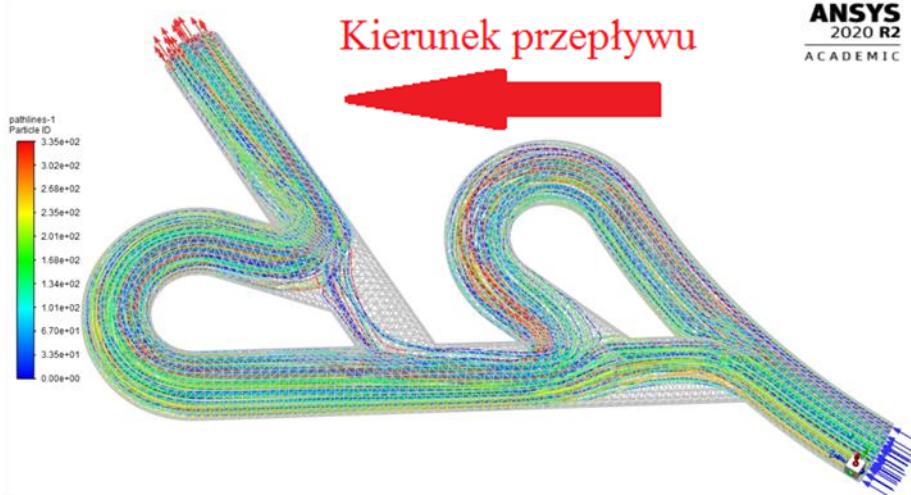


Rys. 6.9. Rozkład ciśnień dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 40° , przepływ przez pętle zaworu [Pa]

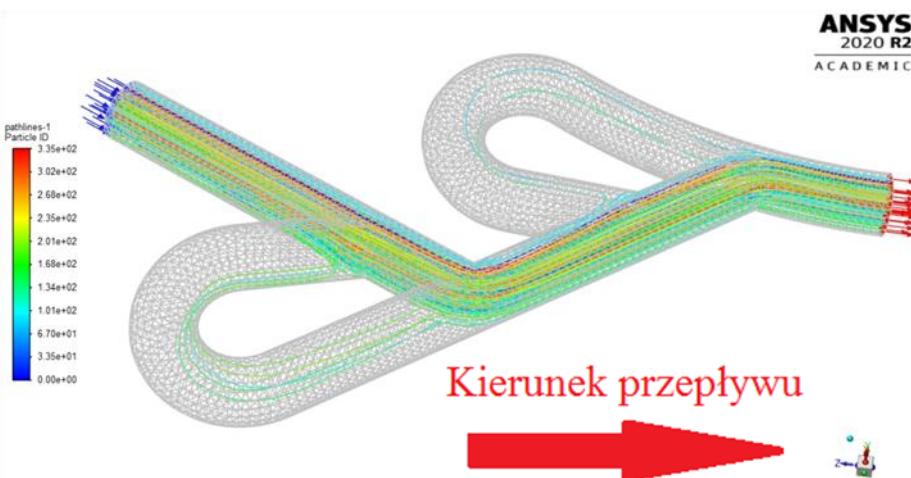


Rys. 6.10. Rozkład ciśnień dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 35° , przepływ omijający pętlę [Pa]

Rys. 6.11. i 6.12. pokazują linie prądu w zaworze i kierunki przepływu dla zaworu z pętlami o kącie wyjścia z pętli 40° .

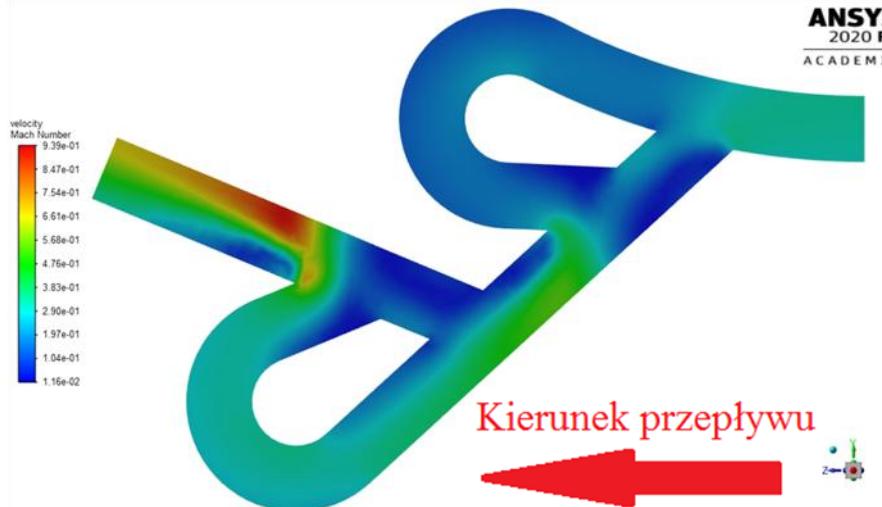


Rys. 6.11. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 40° , przepływ przez pętle zaworu

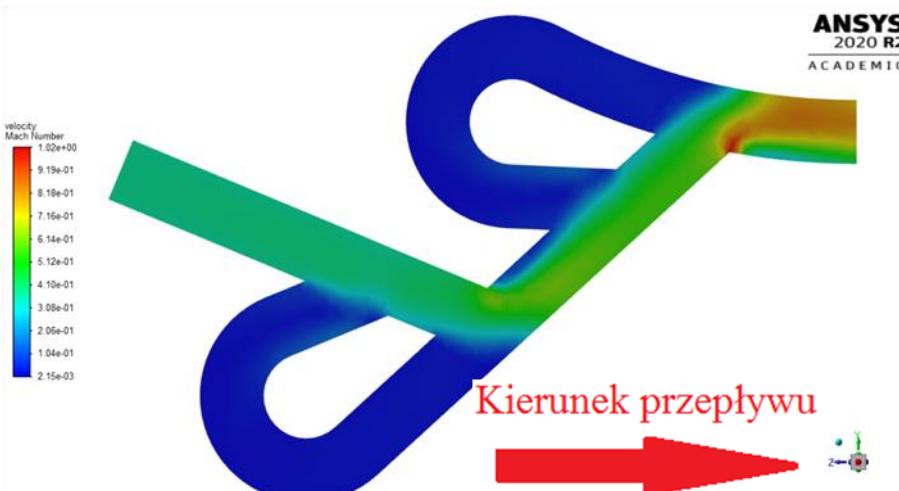


Rys. 6.12. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 40° , przepływ omijający pętlę

Na rys. 6.13. widoczny jest rozkład liczby Macha dla modelu 45° . Jej wartości spadają względem wersji 35° oraz 40° (max 0,939 Ma). Przepływ w przeciwną stronę widoczny jest na rys. 6.14. Wartości liczby Macha są niższe niż wersja 35° i 40° (1,02 Ma).



Rys. 6.13. Rozkład liczby Macha dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 45° , przepływ przez pętle zaworu [Ma]



Rys. 6.14. Rozkład liczby Macha dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 45° , przepływ omijający pętlę [Ma]

Ciśnienia dla pętli o kącie 45° widoczne są na rys. 6.15. Maksimum jest równe 96900 Pa, niższe niż dla wersji 40° . Przepływ w przeciwną stronę pokazuje rys. 6.16., z maksimum równym 84300 Pa.

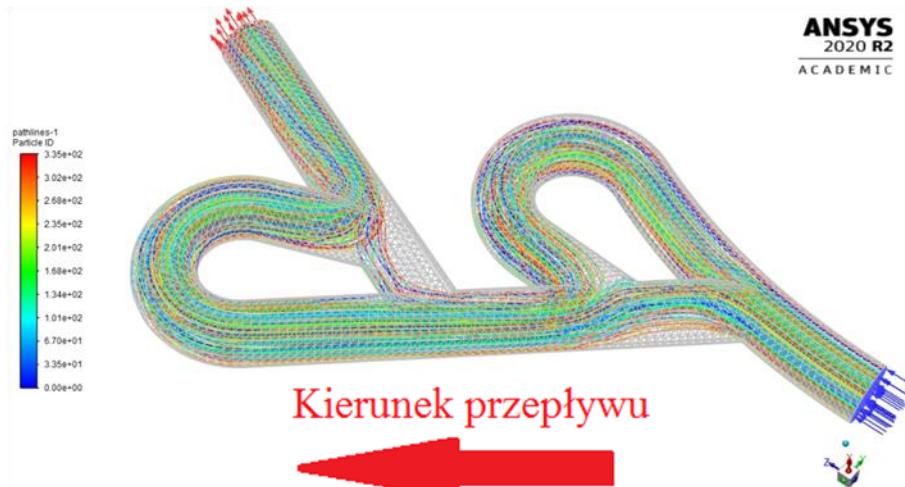


Rys. 6.15. Rozkład ciśnień dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 45° , przepływ przez pętle zaworu [Pa]

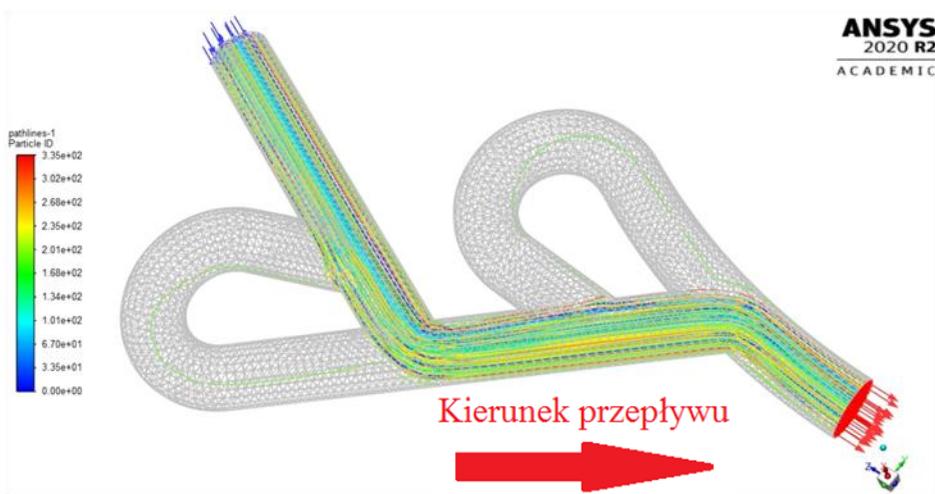


Rys. 6.16. Rozkład ciśnień dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 45° , przepływ omijający pętlę [Pa]

Rys. 6.17. i 6.18. pokazują linie prądu w zaworze i kierunki przepływu dla zaworu z pętlami o kącie wyjścia z pętli 45° .



Rys. 6.17. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 45° , przepływ przez pętle zaworu



Rys. 6.18. Wizualizacja przebiegu linii prądu dla 2-pętlowego zaworu z kątem wyjścia z pętli 45° , przepływ omijający pętlę

Analizując wyniki z przedstawionych rysunkach dla przepływu przez pętle widać, że wyjście z pierwszej pętli, identycznie jak w przypadku zaworów z jedną pętlą powoduje zderzenie dwóch strumieni płynących prawie w przeciwnych kierunkach, co jest pozytywne w kwestii zmniejszenia wydatku na wylocie. Wewnątrz pierwszej pętli powstaje również w konsekwencji największe ciśnienie, widoczne najbardziej w wersji z kątem 35° , gdzie strumienie padają w siebie pod kątem najbliższym 180° , dokładnie w teorii jest to 145° . Dla każdego innego zaworu będzie to już większa wartość.

Dodanie drugiej pętli zaś powoduje sytuację, w której płyn wchodzący w drugą pętlę trafia właściwie tylko w nią (w kanale głównym widać tylko 1-2 linie prądu, a więc aby wylecieć z zaworu będzie musiał praktycznie "zawrócić", co na pewno ma pozytywny wpływ na blokowanie przepływu (znowu, im mniejszy kąt wyjścia tym większy kąt nawrotu)). W takich warunkach płyn dla kąta 35° rozpędza się najmniej spośród wszystkich wersji. Najwyższe, maksymalne prędkości widać przy rozprężaniu się gazu do ciśnienia otoczenia, a więc na wylocie.

W przepływie w przeciwną stronę do działania zaworu Tesli główny strumień omija praktycznie obie pętle, jedynie kilka drobnych strumieni przez nie przepływa, jednak nie powoduje to większych zaburzeń w przepływie (co widoczne jest również na przebiegach



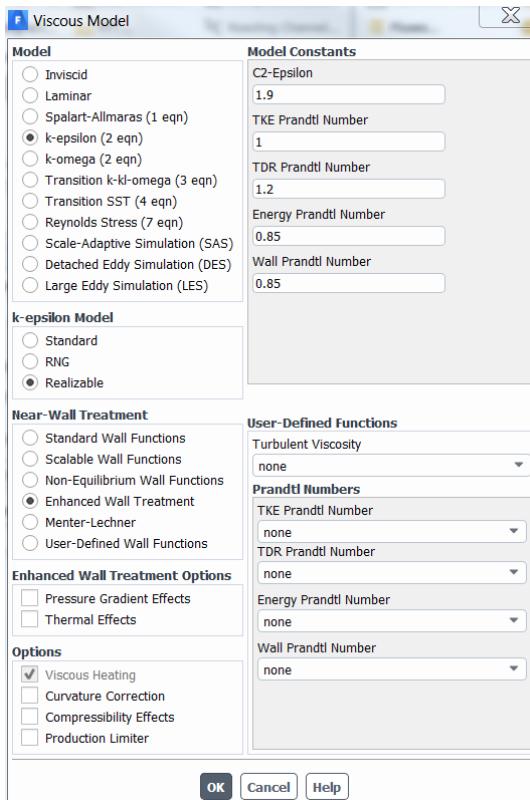
Politechnika Warszawska

prędkości, płyn w pętlach praktycznie stoi). Na skuteczność najbardziej oddziaływało tu kąt pod jakim strumień pada na ścianki głównego kanału, więc dla wersji 45° i 40° będzie to więcej niż 35° . Uderzając o ściankę gaz najbardziej się kompresuje, powodując przy okazji największe zaburzenia, które osłabiają skuteczność porównywany do prostej rurki.

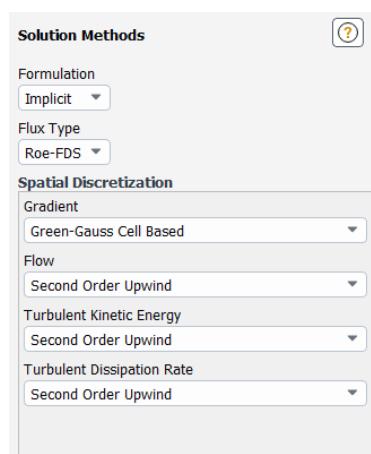
7. Obliczenia dla modeli 2-pętlowych - dokładny model lepkościowy

Ponieważ wykazano że dla kąta 35° i dwóch pętli uzyskano najlepsze wyniki, dla tego zaworu sprawdzono wyniki z dokładniejszym modelem turbulencji - $k-\epsilon$, wraz z modelem Realizable i rozszerzonym modelem funkcji ścianki (Rys 7.1.). W związku z tym modelem zagęszczono również siatkę w okolicach ścianek aby wyniki obliczeń w tych węzłach były nieco dokładniejsze. Metody obliczeniowe strumieni na ściankach objętości skończonych w tym wypadku również zostały ustawione na bardziej dokładne - Green-Gauss Cell Based (gradient) oraz metody drugiego rzędu w interpolacji parametrów przepływu, turbulentnej energii kinetycznej oraz współczynnika turbulentnej dyssypacji (Rys. 7.2.). Te ustawienia umożliwiają uzyskiwanie dokładniejszych wyników, kosztem dłużości obliczeń.

Reszta ustawień pozostała niezmieniona.



Rys. 7.1. Model turbulencji w modelu z dokładniejszymi obliczeniami



Rys. 7.2. Metody obliczeniowe używane w modelu

Obliczenia przeprowadzono również dla kliku wartości nadciśnień - bazowego 1 bara oraz 2 i 3. Aby ustalić efektywność przepływu w kierunku przeciwnym do działania pętli przeprowadzono także dodatkowe obliczenia prostej rurki referencyjnej. Wyniki tych obliczeń zebrane w tabeli 7.1.

ciśnienie [bar]	przepływ [kg/s]
1	0,0007229
2	0,0011273
3	0,0015073

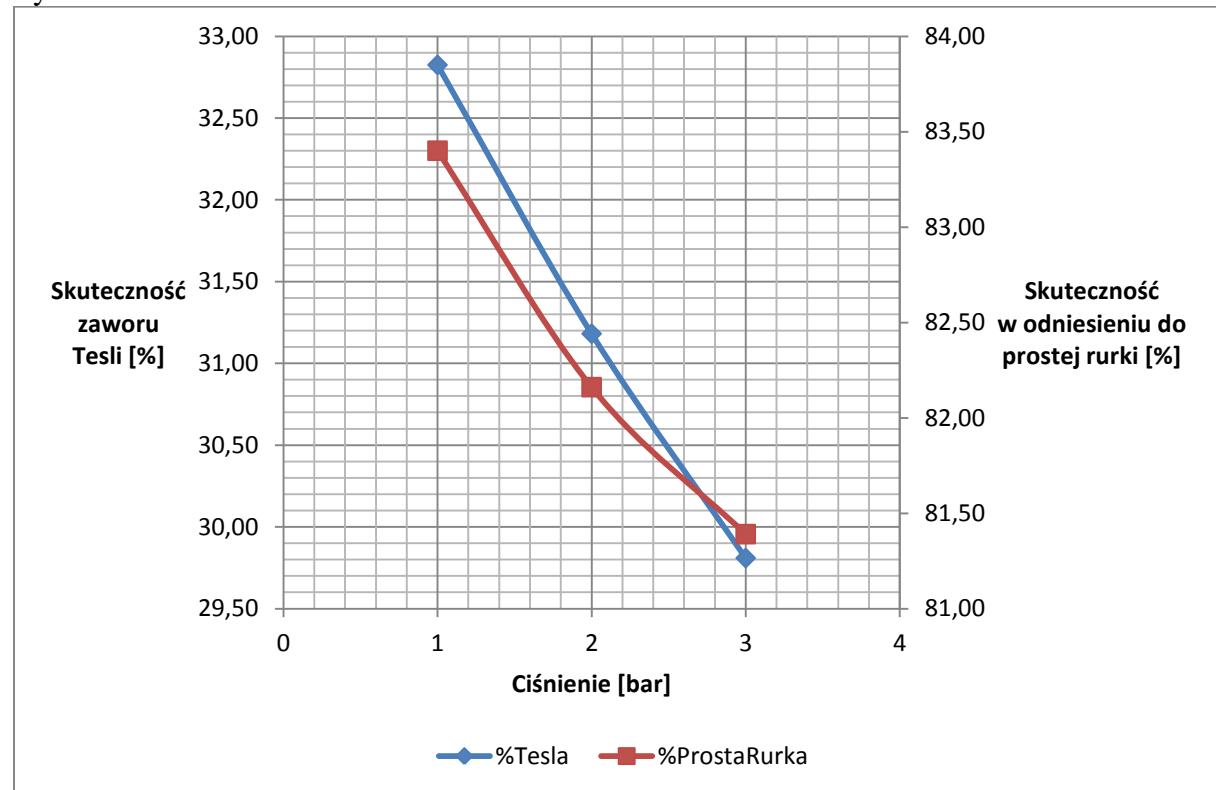
Tabela 7.1. Wyniki dla przepływu przez rurkę referencyjną z różnymi wartościami nadciśnienia

Wyniki z obliczeń dla kąta 35° z różnymi ciśnieniami i dokładniejszymi modelami obliczeniowymi zebrane są w tabeli 7.2.

ciśnienie [bar]	kąt [°]	Przepływ przez pętle[kg/s]	Przepływ omijający pętlę[kg/s]	Skuteczność [%]	skuteczność w porównaniu do prostej rurki [%]
1	35	0,0004050	0,0006029	32,82	83,40
2	35	0,0006374	0,0009262	31,18	82,16
3	35	0,0008611	0,0012268	29,81	81,39

Tabela 7.2. Wyniki dla przepływu w zaworze 35° z dokładniejszymi obliczeniami

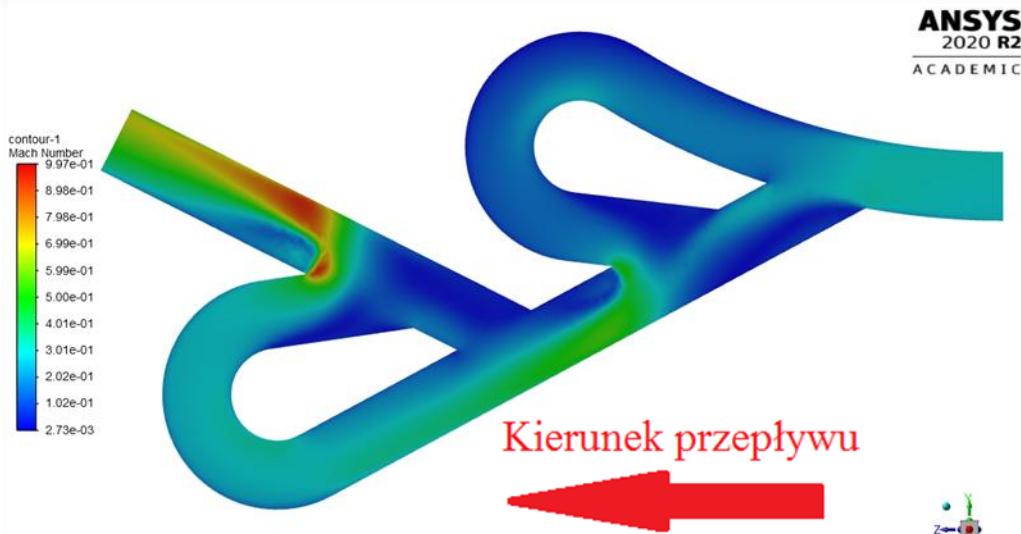
Jak widać, wyniki dla nadciśnienia 1 bar produkują nieco wyższe skuteczności niż dla prostszego modelu Spallarta-Almarasa, 32,82% (około 2 punkty procentowe różnicy). Ze wzrostem nadciśnienia ta skuteczność nieznacznie maleje. Dane z tej tabeli przedstawiono na wykresie 7.1.



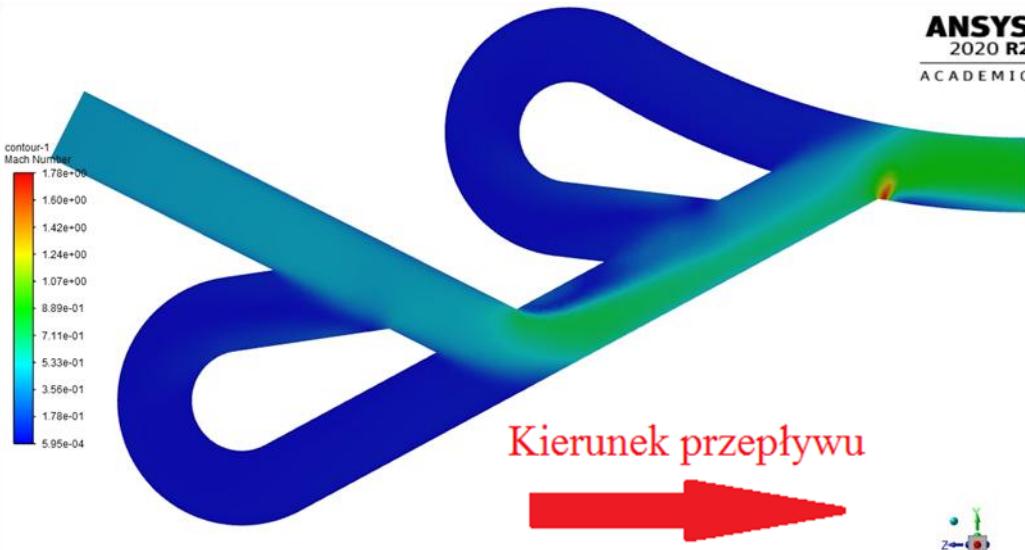
Wykres 7.1. Wyniki dla przepływu z dokładniejszymi metodami obliczeniowymi

Rozkład ciśnień, prędkości oraz linii prądu zebrane na rysunkach 7.3. - 7.20.

Maksymalna Liczba Macha dla przepływu przez pętle z nadciśnieniem 1 bar wynoszą 0,997 Ma (rys 7.3.). Jest to pik liczby Macha, osiągany na wylocie z drugiej pętli. Średnia wartość na wylocie to ok. 0,6 Ma. Dla przepływu w przeciwną stronę(rys. 7.4.), pik liczby Macha to 1,78 Ma, jednak średnia na wylocie to ok. 1,0 Ma.

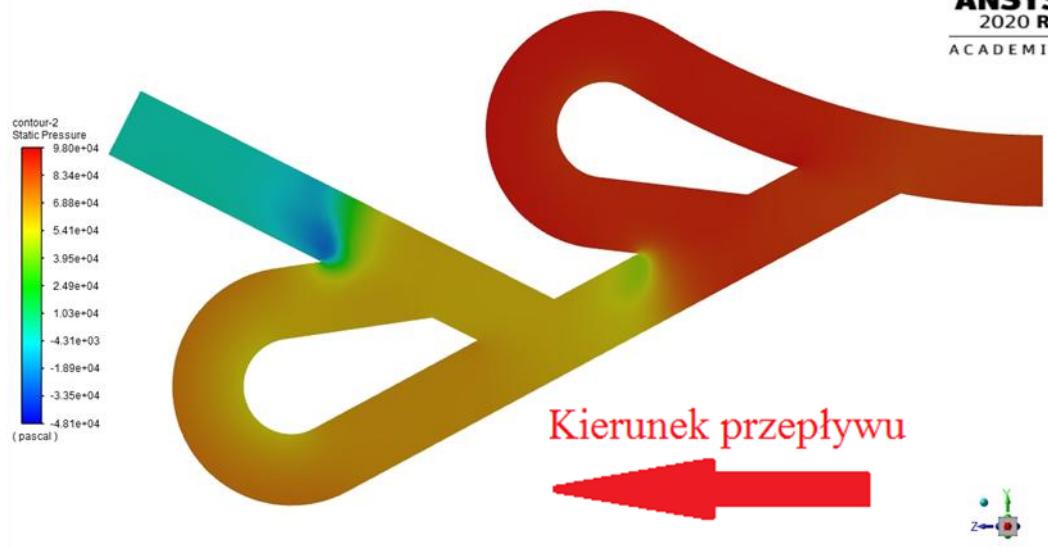


Rys. 7.3. Rozkład liczby Macha modelu k- ε , nadciśnienie 1 bar, przepływ przez pętle [Ma]

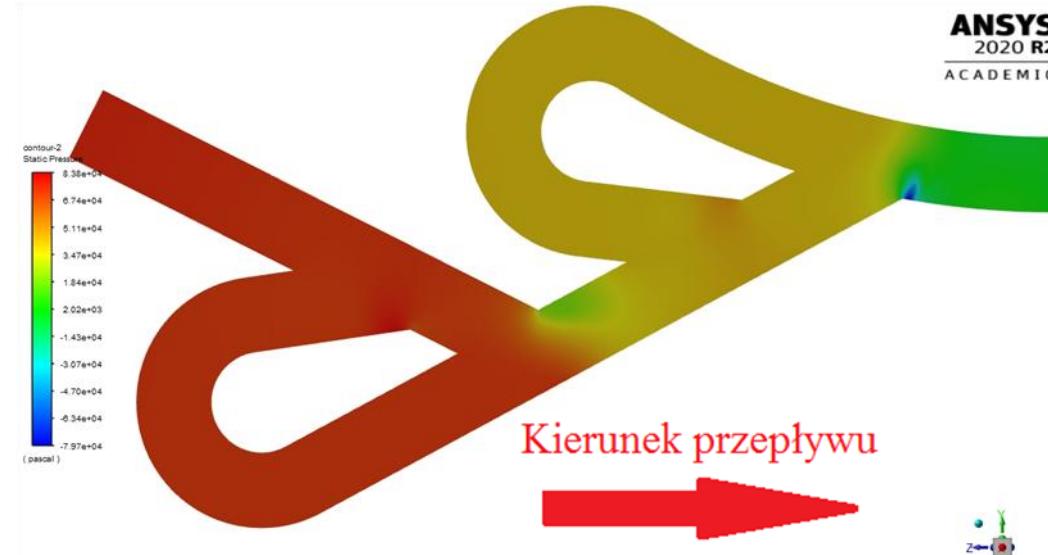


Rys. 7.4. Rozkład liczby Macha modelu k- ε , nadciśnienie 1 bar, przepływ omijający pętlę [Ma]

Rozkłady ciśnień dla warunku brzegowego 1 bar widoczne są na rys. 7.5., z maksimum 98000 Pa. Przepływ w przeciwną stronę pokazano na rys. 7.6., a maksimum wynosi 83800 Pa.

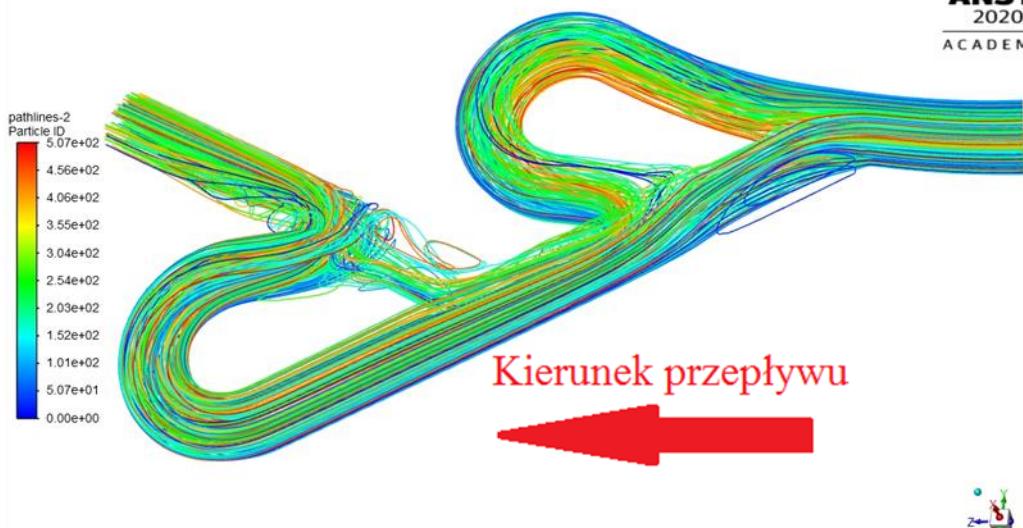


Rys. 7.5. Rozkład ciśnień modelu k- ε , nadciśnienie 1 bar, przepływ przez pętle [bar]

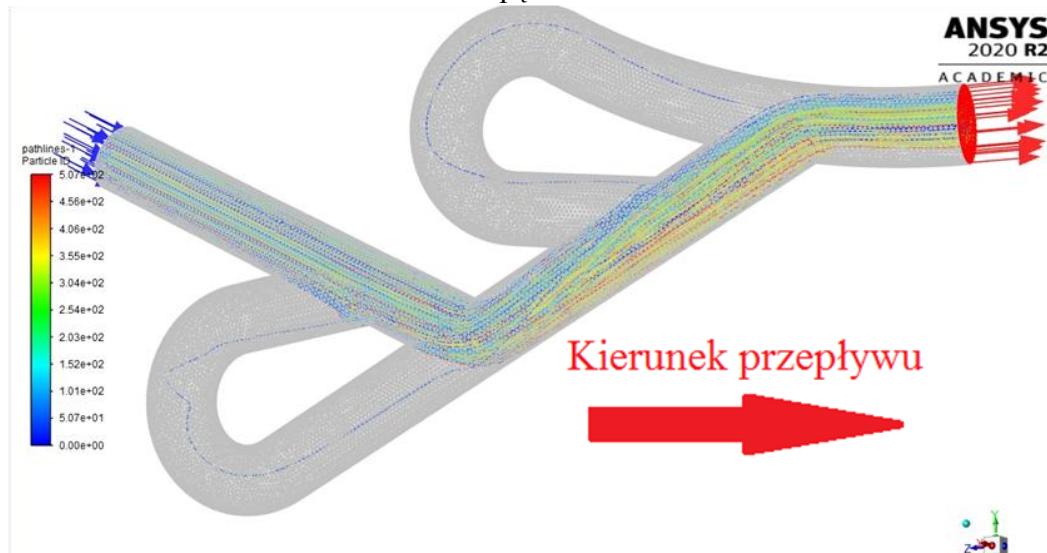


Rys. 7.6. Rozkład ciśnień modelu k- ε , nadciśnienie 1 bar, przepływ omijający pętlę [bar]

Rys. 7.7. i 7. 8. pokazują linie prądu w zaworze i kierunki przepływu dla zaworu z pętlami dla warunku brzegowego 1 bar.

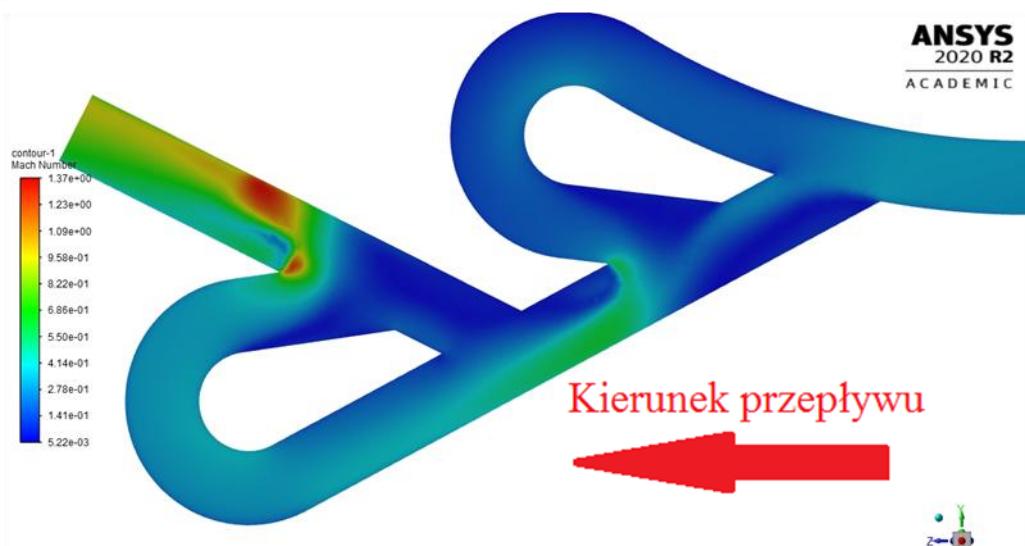


Rys. 7.7. Wizualizacja przebiegu linii prądu modelu k- ε , nadciśnienie 1 bar, przepływ przez pętle

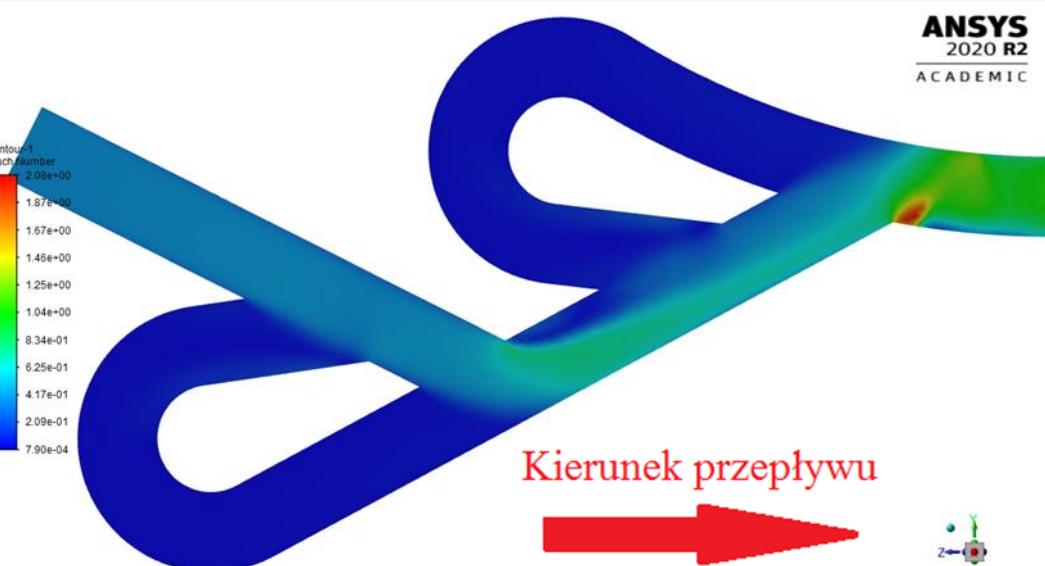


Rys. 7.8. Wizualizacja przebiegu linii prądu modelu k- ε , nadciśnienie 1 bar, przepływ omijający pętle

Liczba Macha dla warunku brzegowego 2 bary rośnie względem poprzedniego przypadku, osiągając maksimum 1,37 Ma (rys. 7.9.). W kierunku przeciwnym (rys. 7.10.) maksimum wynosi 2,08 Ma.

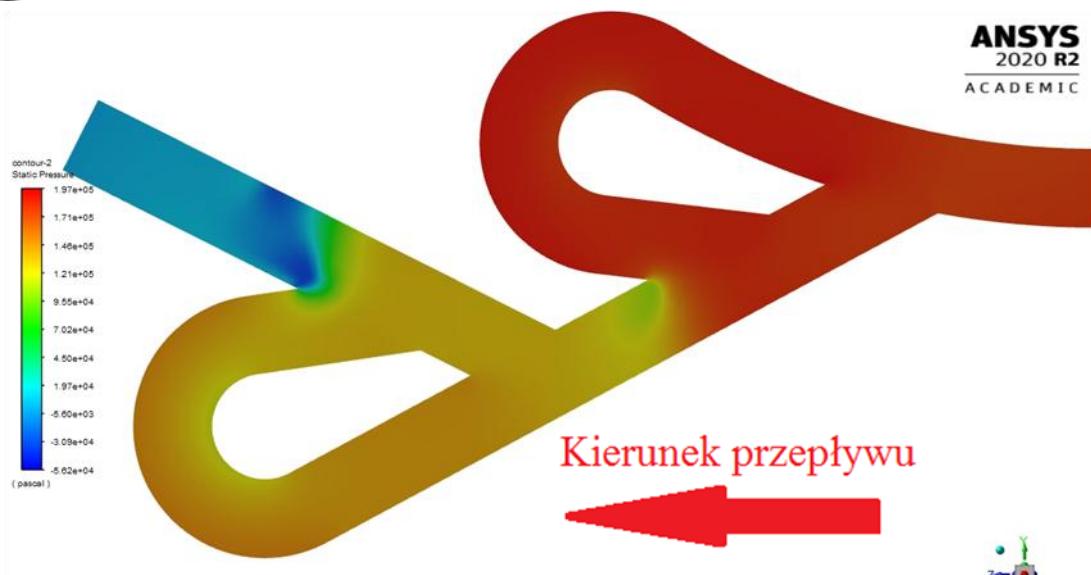


Rys. 7.9. Rozkład liczby Macha modelu k- ε , nadciśnienie 2 bar, przepływ przez pętle [Ma]

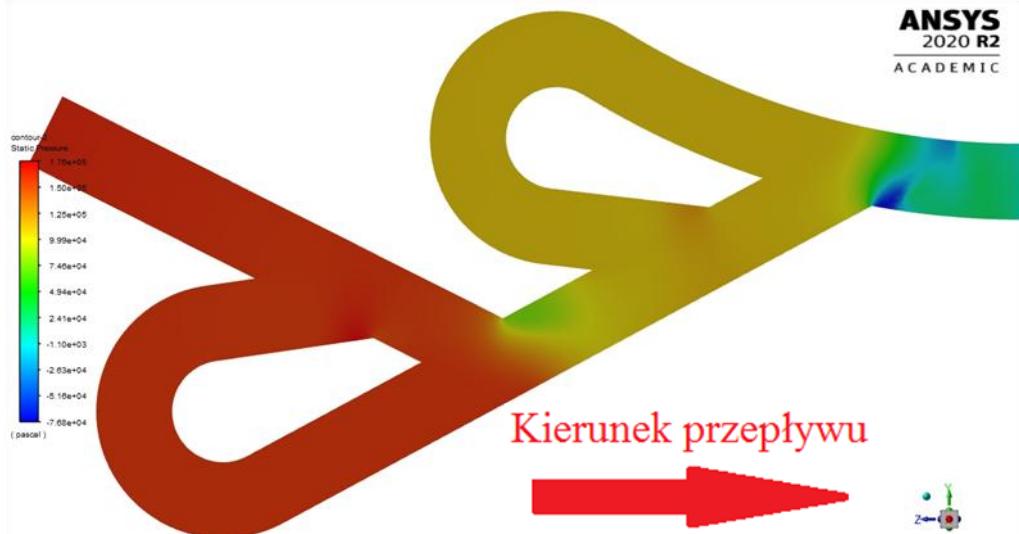


Rys. 7.10. Rozkład liczby Macha modelu k- ε , nadciśnienie 2 bar, przepływ omijający pętle [Ma]

Ciśnienia maksymalne dla zaworu 35° z warunkiem brzegowym 2 bary wynoszą 197000 Pa, widoczne na rys. 7.11. Przy przepływie w przeciwną stronę (rys. 7.12.) maksimum to 176000 Pa.

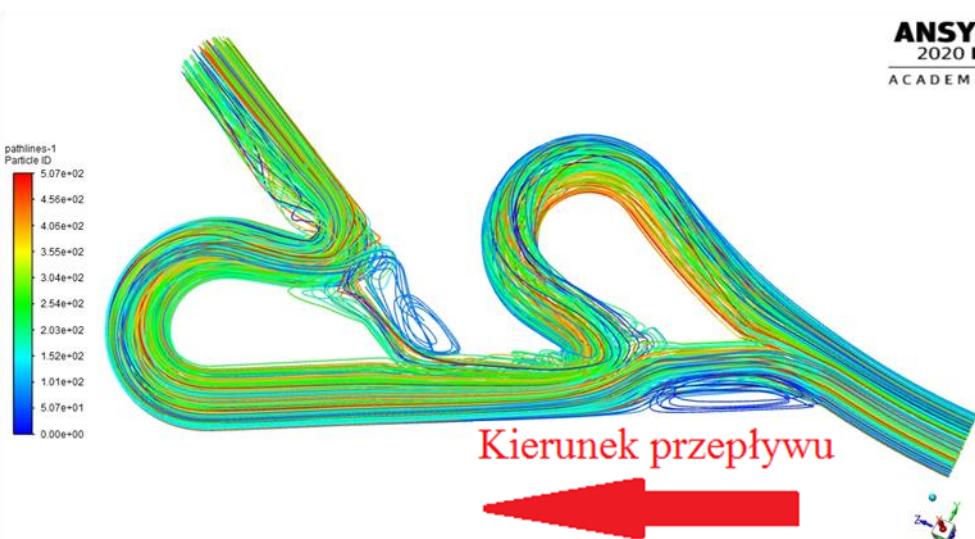


Rys. 7.11. Rozkład prędkości modelu k- ε , nadciśnienie 2 bar, przepływ przez pętle [bar]

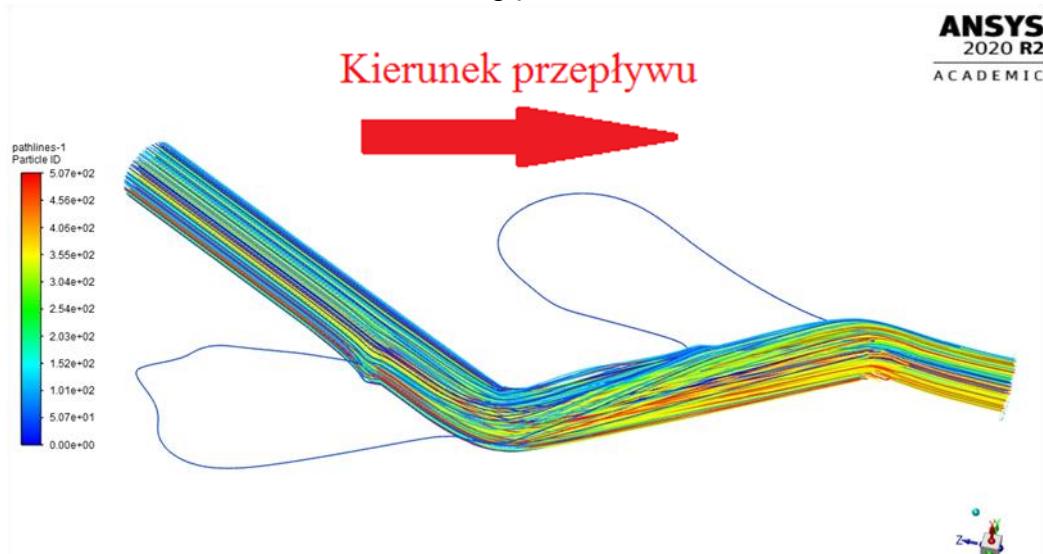


Rys. 7.12. Rozkład prędkości modelu k- ε , nadciśnienie 2 bar, przepływ omijający pętlę [bar]

Rys. 7.13. i 7. 14. pokazują linie prądu w zaworze i kierunki przepływu dla zaworu z pętlami dla warunku brzegowego 2 bar.

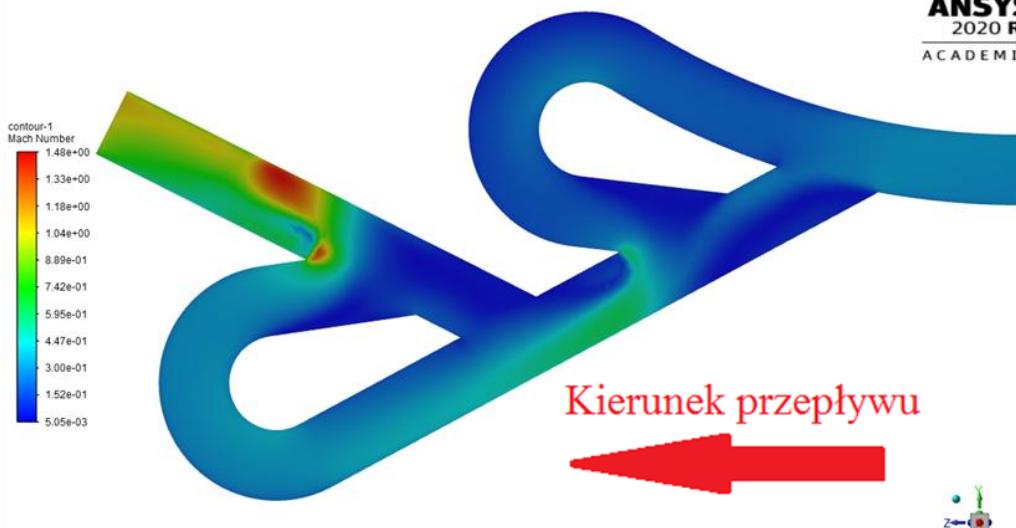


Rys. 7.13. Wizualizacja przebiegu linii prądu modelu k- ε , nadciśnienie 2 bar, przepływ przez pętle

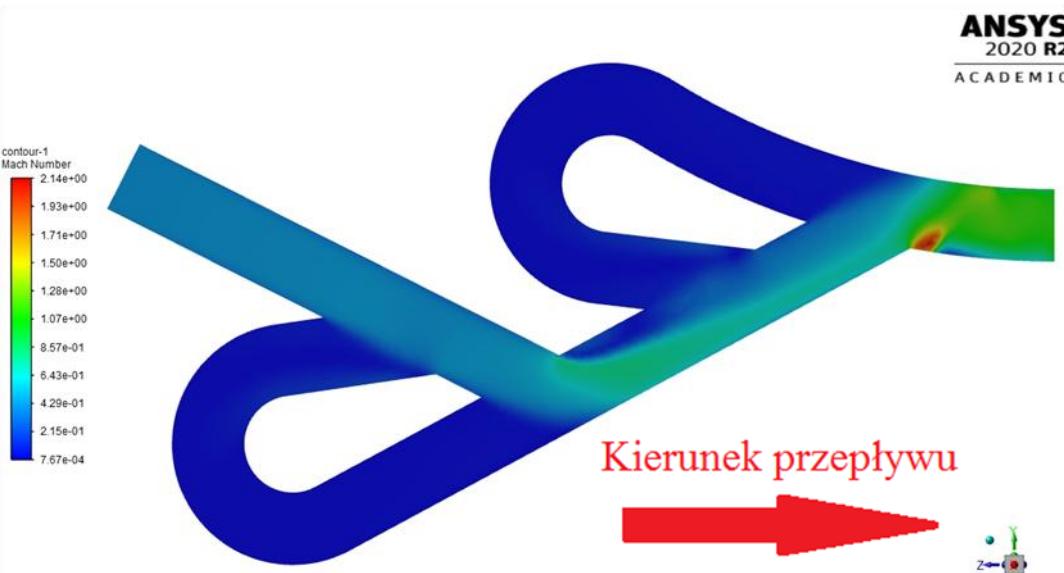


Rys. 7.14. Wizualizacja przebiegu linii prądu modelu k- ε , nadciśnienie 2 bar, przepływ omijający pętle

Liczba Macha dla warunku brzegowego 3 bary rośnie względem poprzedniego przypadku, osiągając maksimum 1,48 Ma (rys. 7.15.). W kierunku przeciwnym (rys. 7.16.) maksimum wynosi 2,14 Ma.

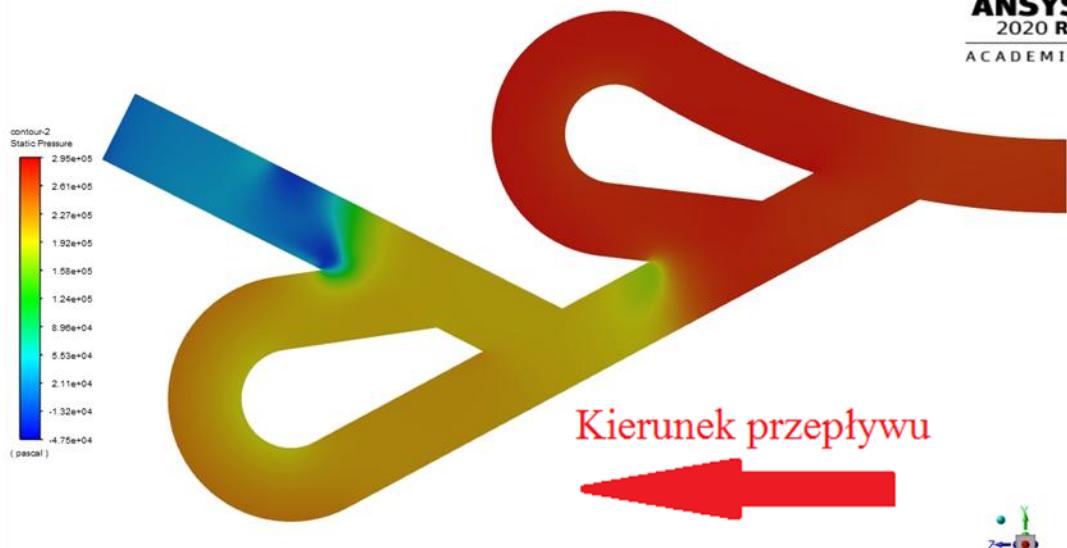


Rys. 7.15. Rozkład liczby Macha modelu k- ϵ , nadciśnienie 3 bar, przepływ przez pętle [Ma]

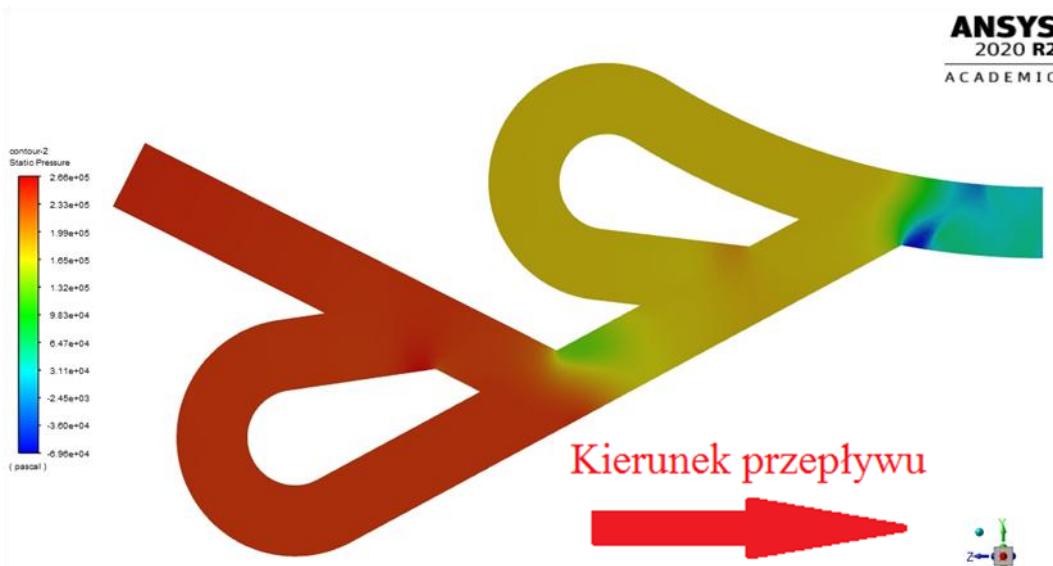


Rys. 7.16. Rozkład liczby Macha modelu k- ϵ , nadciśnienie 3 bar, przepływ omijający pętlę [Ma]

Ciśnienia maksymalne dla zaworu 35° z warunkiem brzegowym 3 bary wynoszą 295000 Pa, widoczne na rys. 7.17. Przy przepływie w przeciwną stronę (rys. 7.18.) maksimum to 266000 Pa.

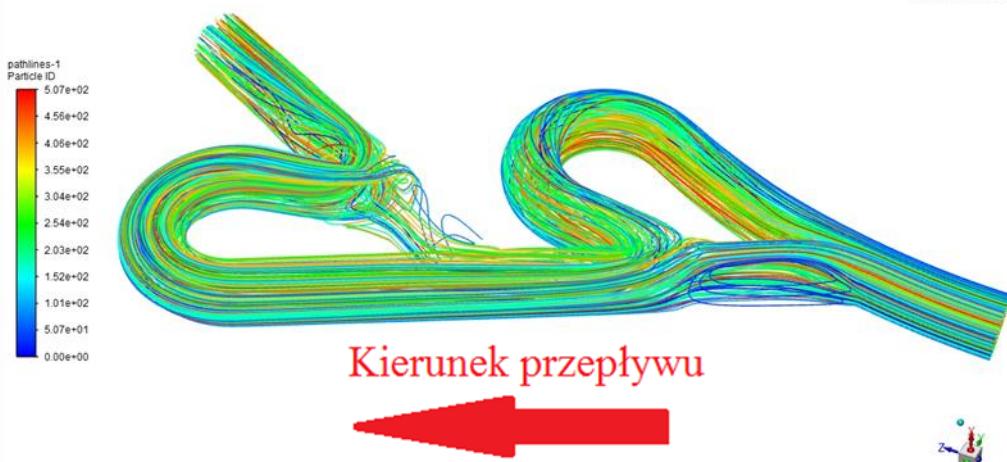


Rys. 7.17. Rozkład prędkości modelu k- ε , nadciśnienie 3 bar, przepływ przez pętle [bar]

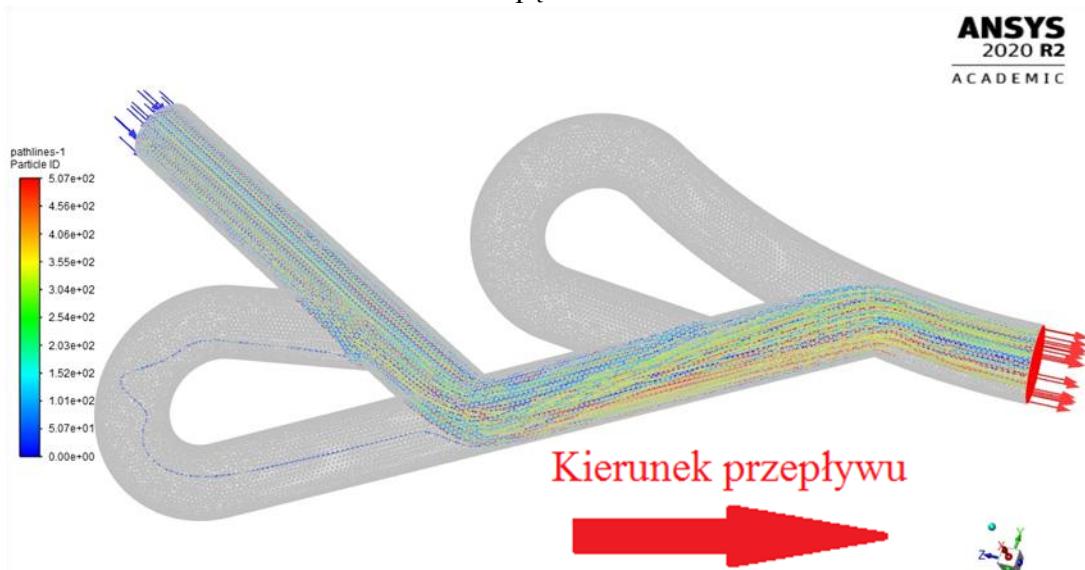


Rys. 7.18. Rozkład prędkości modelu k- ε , nadciśnienie 3 bar, przepływ omijający pętlę [bar]

Rys. 7.19. i 7.20. pokazują linie prądu w zaworze i kierunki przepływu dla zaworu z pętlami dla warunku brzegowego 3 bar.



Rys. 7.19. Wizualizacja przebiegu linii prądu modelu k- ϵ , nadciśnienie 3 bar, przepływ przez pętle



Rys. 7.20. Wizualizacja przebiegu linii prądu modelu k- ϵ , nadciśnienie 3 bar, przepływ omijający pętle



8. Nieustalony przepływ powietrza przez zawór Tesli

Kolejnym etapem obliczeń jest sprawdzenie efektywności zaworu w warunkach pracy silnika, a więc podczas obiegu fali detonacyjnej dookoła silnika. Obliczenia będą wówczas zależne od czasu, a więc ustawienia solvera zostały zmienione na transient. W takim wypadku do rozwiązywania układów równań zastosowano schemat jawny (explicit). Jest on zależny od kroku czasowego, wyliczanego na podstawie kryterium Couranta-Friedrichsa-Levy'ego (kryterium CFL). Jest on wyliczany z wzoru:

$$CFL = \frac{(|C| + |u|) \times \Delta t}{\Delta x} \leq 1$$

Gdzie:

Δx - rozmiar siatki

Δt - numeryczny krok czasowy

u - maksymalna prędkość fali

c – prędkość dźwięku w danym ośrodku

CFL - liczba Couranta

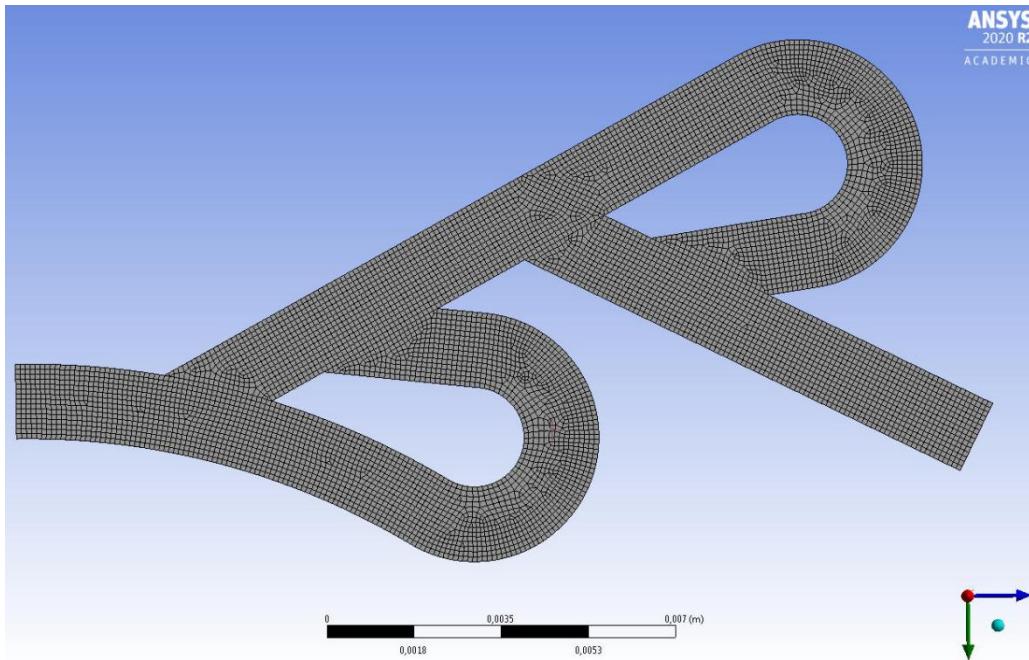
Dla zachowania stabilności rozwiązania, dla schematu jawnego przyjmuje się wartość liczby Couranta równej, lub poniżej 1. Pozwala to na uniknięcie występowania dyfuzji i dyspersji numerycznej, a więc zjawisk które są przyczyną utraty wspomnianej stabilności.

Wielkość kroku czasowego jest oczywiście zmienną która wpływa na szybkość obliczeń, a także pośrednio na jego dokładność.

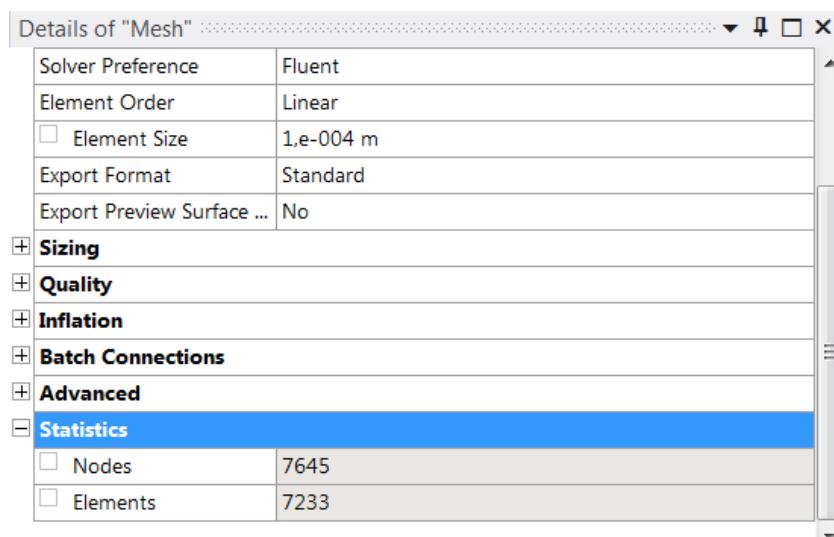
8.1. Model dyskretny

Model geometryczny użyty do niniejszych obliczeń jest oczywiście dobrany na podstawie wyników z obliczeń z rozdziałów 5 i 6. Zatem zawór 2 pętlowy i kącie wyjścia z pętli 35° został dobrany (najwyższa, 33% skuteczność).

Wielkością bezpośrednio wpływającą na jakość wyników jest rozmiar siatki. Dla tego przypadku zdecydowano się na rozwiązywanie w przestrzeni 2D, w przekroju środkowym zaworu. Zmniejszy to zdecydowanie liczbę węzłów i objętości skończonych i pozwoli na zastosowanie bardziej regularnej i dokładnej siatki typu quad. Ponieważ fala powinna równomiernie wchodzić do wnętrza zaworu, to kształt i rozłożenie węzłów w siatce będzie dość ważne. Aby zoptymalizować czas trwania obliczeń i jednocześnie by siatka była dość drobna ustalono jej wielkość na 0,1mm (2x rzadsza siatka niż dla poprzednio rozpatrywanego przypadku obliczeń statycznych). Siatkę przygotowano w module Mesh z programu Ansys Workbench 2020R2 (Rys. 7.1.). Łączna liczba objętości skończonych to 7233 oraz liczba węzłów 7645 (Rys. 7.2.).



Rys. 8.1.1. Siatka objętości skończonych w module Mesh



Rys. 8.1.2. Statystyki siatki objętości skończonych

8.2. Warunki brzegowe i początkowe

Warunki brzegowe przyjęte w tych obliczeniach dotyczą ciśnień i temperatur na wlocie i na wylocie oraz czasów ich obowiązywania.

Wartości ciśnień przyjętych w obliczeniach to stała, liczona w poprzednich rozdziałach na wylocie 1 bar nadciśnienia (2 bary absolutne), a więc wartość z jakim wtłaczane jest paliwo (mieszanka) do komory spalania. Na wlocie przyjęto 4 bary nadciśnienia w momencie detonacji (5 absolutne), obowiązujące przez wspomniane 1/10 czasu badanego cyklu, oraz 0 bar nadciśnienia (1 absolutny) obowiązujące przez 9/10 czasu badanego cyklu.

W rzeczywistości wartości ciśnienia są znacznie wyższe, ale jednocześnie trwają dużo krócej. Przyjęcie 5 bar przez 1/10 trwania cyklu jest przybliżeniem warunków które panują w trakcie przechodzenia przez silnik fali detonacyjnej.

Fala detonacyjna obiegająca silnik powoduje gwałtowne wzrosty ciśnień, przez bardzo krótki okres czasu, część obiegu fali przez silnik. Przyjęto, że 1/10 czasu obiegu to czas wysokiego ciśnienia, bezpośrednio po detonacji dostarczonej mieszanki paliwowo-powietrznej, a 9/10



okresu obiegu to czas niskiego ciśnienia (ciśnienia atmosferycznego). Jest to spore uproszczenie, lecz pozwala na dobre przybliżenie warunków pracy badanego zaworu Tesli. Dla przyjętych warunków, możemy odczytać z tablic parametrów przepływu z falą uderzeniową (Tabela 8.2.1.). Stosunek ciśnień dla wylotu wynosi 0,2 (dobra wartość p/p_0).

M	p/p ₀	T/T ₀	ro/ro ₀	A/A*		M ₂	T ₂ /T ₁	p ₂ /p ₁	ro ₂ /ro ₁ =u ₁ /u ₂	p ₀₂ /p ₀₁
1,700	0,203	0,634	0,320	1,338		0,641	1,458	3,205	2,198	0,856

Tabela 8.2.1. Tablice parametrów dla przepływu z falą uderzeniową (dla stosunku ciśnień ~0,2)

W takim wypadku możemy odczytać parametry za falą uderzeniową:

$$u = 1,7 \text{ [Ma]}$$

Z tablic można odczytać również stosunek temperatur:

$$\frac{T_2}{T_1} = 1,458$$

Jednak dotyczy to zmian jedynie wynikających z stosunku ciśnień. W rzeczywistości temperatura, która powstaje po spaleniu mieszanki paliwowo-powietrznej w silniku jest znacznie wyższa, dla obliczeń pokazanych w nniajszym rozdziale przyjęto wartość 2000K.

Ponadto, warunkiem początkowym jest stan stały przepływu w zaworze, w którym do komory spalania jest dostarczana mieszanka paliwowo-powietrzna pod nadciśnieniem 1 bar (w stosunku do ciśnienia atmosferycznego, zatem sumarycznie 2 bary). W tym celu na przygotowanym modelu przeprowadzono obliczenia typu steady, z identycznymi ustawieniami jak w pierwszej części pracy. Obliczenia te opisane są w podrozdziale 8.4.



8.3. Krok czasowy i podział okresów symulacji

Uwzględniając parametry siatki oraz warunki brzegowe można obliczyć maksymalny krok czasowy który należy zastosować w obliczeniach (wzór otrzymany z przekształcenia warunku CFL, z początku rozdziału 7):

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{|C| + |u|}$$

Wartość prędkości dźwięku jest silnie zależna od temperatury. Można ją wyliczyć z zależności:

$$C = \sqrt{kRT}$$

Zatem:

$$C = \sqrt{1.4 \times 287.05 \times 2000 \times 0.634} = 713,85 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Wartość temperatury za falą wynosi 2000 K. Zgodnie z Tabelą 7.2.1. stosunek temperatury T/T₀ to 0,634, stąd wartość 2000 K jest mnożona przez ten współczynnik przy wyliczeniu prędkości dźwięku w tym ośrodku.

Prędkość fali wynosi zatem:

$$u = 1,7 [Ma] = 2,1 \times 713,85 = 1213,53 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Po podstawieniu krok czasowy:

$$\Delta t \leq \frac{0,0001}{713,85 + 1213,53} = 5,19 \times 10^{-8} [s]$$

Ostatecznie, wartość, która będzie przyjęta do symulacji to 4×10^{-8} s (nieco mniejsza niż obliczone maksimum, więc liczba Couranta jest poniżej 1).

By określić podział okresów symulacji rozpatrujemy sytuację jaka zachodzi w pojedynczym zaworze podczas obiegu fali detonacyjnej dookoła silnika strumieniowego. Ponieważ przyjęta wartość promienia zewnętrznego silnika to 80mm, to dystans jaki pokonuje czoło fali to 0,5m:

$$2\pi r = 2\pi \times 80 \times 10^{-3} = 0,5 \text{ m}$$

Przyjęta wartość prędkości czoła fali to 2km/s, więc w takim wypadku czas 1 obiegu fali dookoła silnika to:

$$t = \frac{S}{V} = \frac{0,5}{2000} = 0,00025 \text{ s}$$

Jak wspomniano w rozdziale 7.2., podział pełnego okresu obiegu fali następuje wg. klucza 1/10 wysokie ciśnienie i 9/10 niskie ciśnienie

$$t_h = \frac{1}{10} \times 0,25 \times 10^{-3} = 0,25 \times 10^{-4} \text{ s}$$

$$t_l = \frac{9}{10} \times 0,25 \times 10^{-3} = 0,225 \times 10^{-3} \text{ s}$$

t_h - czas działania wysokiego ciśnienia

t_l - czas działania niskiego ciśnienia

Zatem liczba kroków w czasie potrzebna do obliczenia każdego z przyjętych cykli to:

$$I_h = \frac{t_h}{\Delta t} = \frac{0,25 \times 10^{-4}}{4 \times 10^{-8}} = 625$$

$$I_l = \frac{t_l}{\Delta t} = \frac{0,225 \times 10^{-3}}{4 \times 10^{-8}} = 5625$$

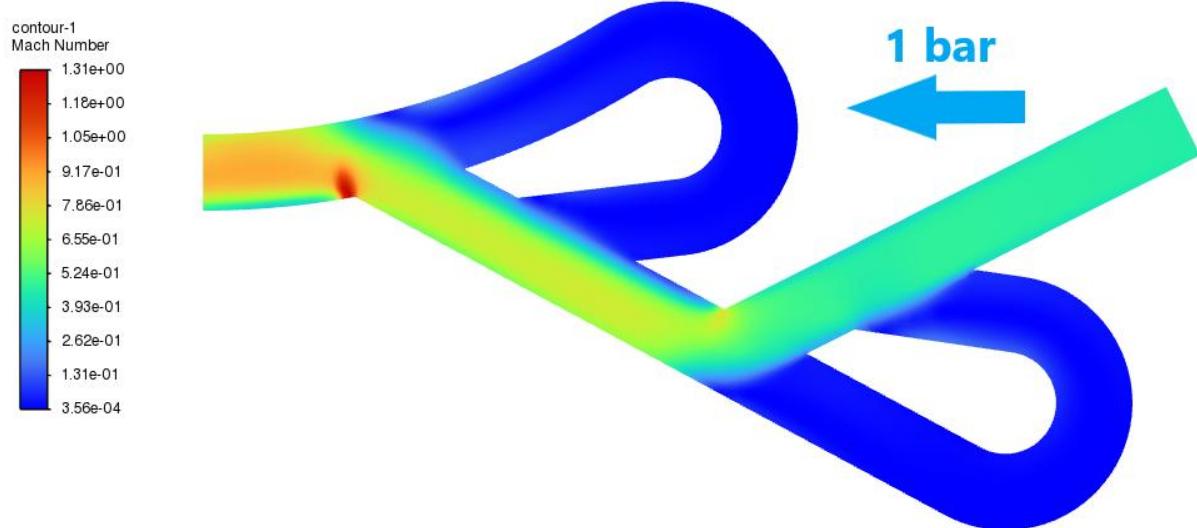
I_h - liczba kroków w czasie dla wysokiego ciśnienia

I_l - liczba kroków w czasie dla niskiego ciśnienia

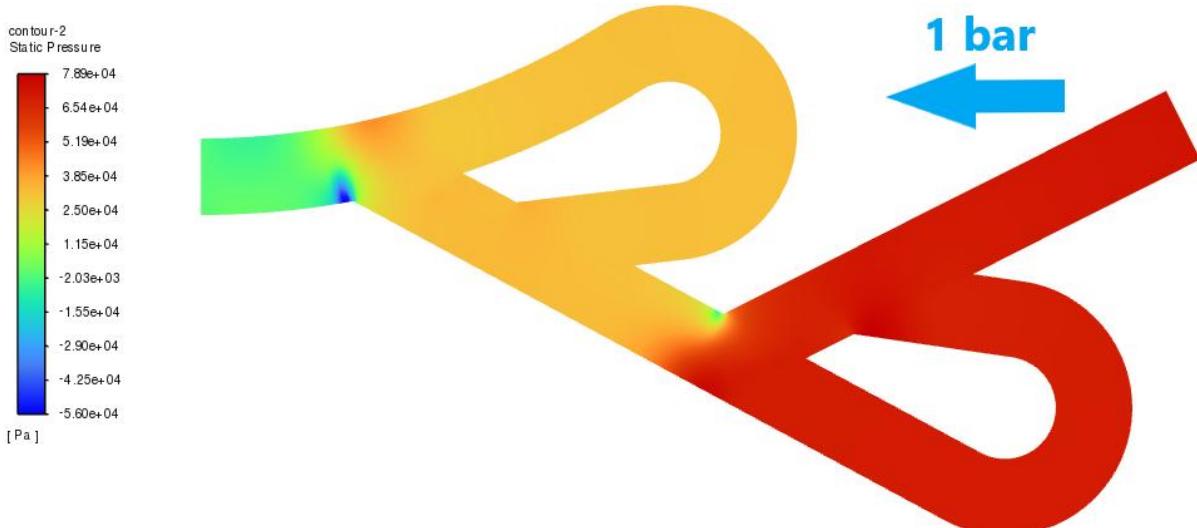
Sumarycznie symulacja będzie miała zatem 6250 iteracji (czas trwania 0,25 ms).

8.4. Wstępne obliczenia zaworu 2D

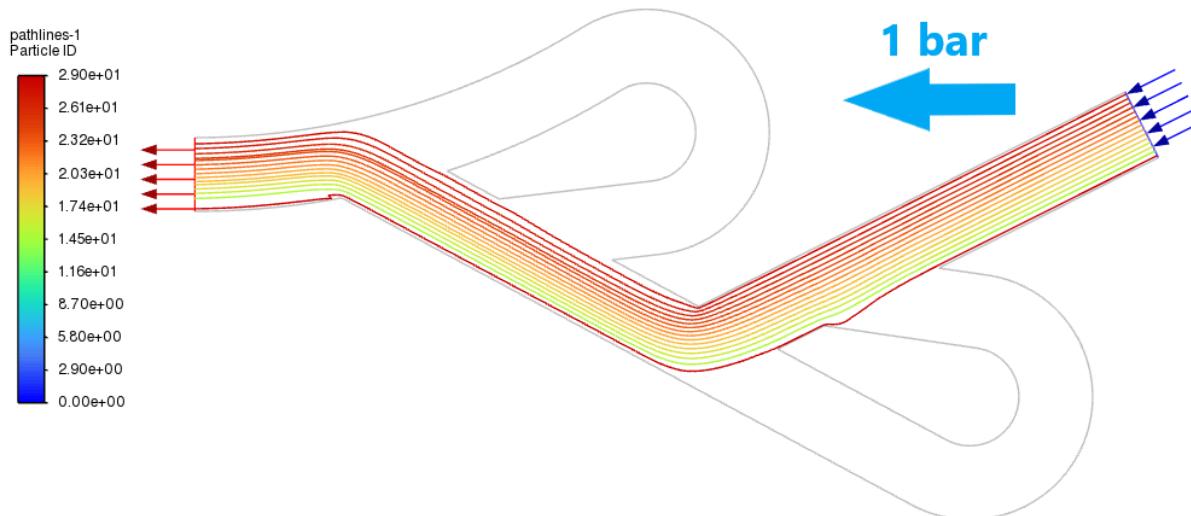
Początkowo, aby ustalić stan przed przejściem fali detonacyjnej w zaworze 2D, należy przeliczyć przypadek identyczny jak w rozdziale 5 i 6, w stanie ustalonym. Będzie to stan wejściowy dla obliczeń nieustalonych. Kierunek przepływu będzie w tym wypadku z pominięciem pętli, a więc jest to stan w którym mieszanka paliwowo-powietrzna wtryskiwana jest do komory spalania (z nadciśnieniem 1 bar). Rozkład prędkości i ciśnień widoczne są na rysunkach 8.4.1 i 8.4.2, a Wizualizacja przebiegu linii prądu 8.4.3.



Rys. 8.4.1. Rozkład liczby Macha zaworu 2D, nadciśnienie 1 bar, przepływ omijający pętlę [Ma]



Rys. 8.4.2. Rozkład ciśnień zaworu 2D, nadciśnienie 1 bar, przepływ omijający pętlę [Pa]



Rys. 8.4.3 Wizualizacja przebiegu linii prądu zaworu 2D, nadciśnienie 1 bar, przepływ omijający pętle

Dodatkowo, sprawdzono skuteczności zaworu badając przepływ przez pętle, tak aby odnieść to do obliczeń przeprowadzanych na modelu 3D – Tabela 8.4.1.

Kąt [°]	Przepływ przez pętle [kg/s]	Przepływ z pominięciem pętli [kg/s]	Efektywność [%]
35	0.29949	0.51351	41.68

Tabela 8.4.1 Wyniki dla przepływu w zaworze 35° dla modelu 2D

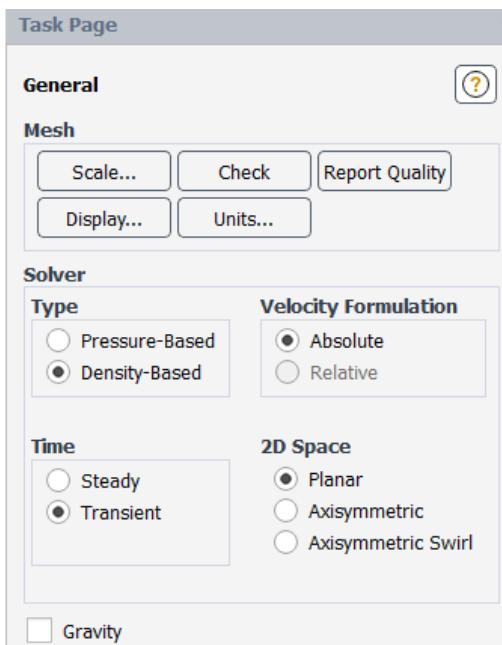
Jak widać, skuteczność zaworu jest nieco wyższa niż w obliczeniach 3D. Wynika to z faktu, że dodatkowy wymiar w trzecim wymiarze, do policzenia przepływu jest w Fluencie ustawiony na standardową wartość 1m. Nie zakłada on zatem ścianek dookoła zaworu (które na pewno zwalniają przepływ, na nich prędkość jest równa 0), tylko kształt bazowy, wydłużony na rzeczoną długość (wartości referencyjne na rys. 8.4.4).

Rys. 8.4.4 Wartości referencyjne w Fluencie do obliczeń

8.5. Ustawienia symulacji w programie Ansys-Fluent

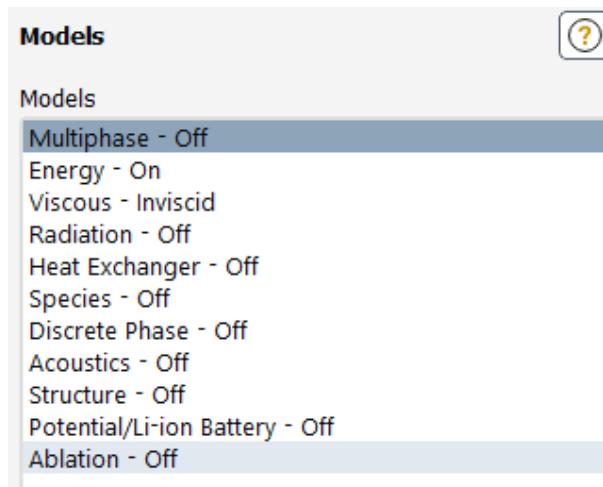
Obliczenia z warunkami brzegowymi i początkowymi opisanymi w poprzednich rozdziałach przeprowadzono w programie Ansys-Fluent 2022R2.

Ponownie, jak w przypadku obliczeń z pierwszej części pracy mamy do czynienia z sytuacją w której prędkości przepływu będą większe niż prędkości dźwięku – więc przepływ jest ściśliwy, a typ solvera ustawiony jako density based. Obliczenia są tym razem nieustalone, zatem czas ustawiamy jako transient; badany przekrój nie jest (osiowo)symetryczny więc wybieramy zwykły, powierzchniowy model (Rys. 8.5.1).



Rys. 8.5.1 Wartości referencyjne w Fluencie do obliczeń

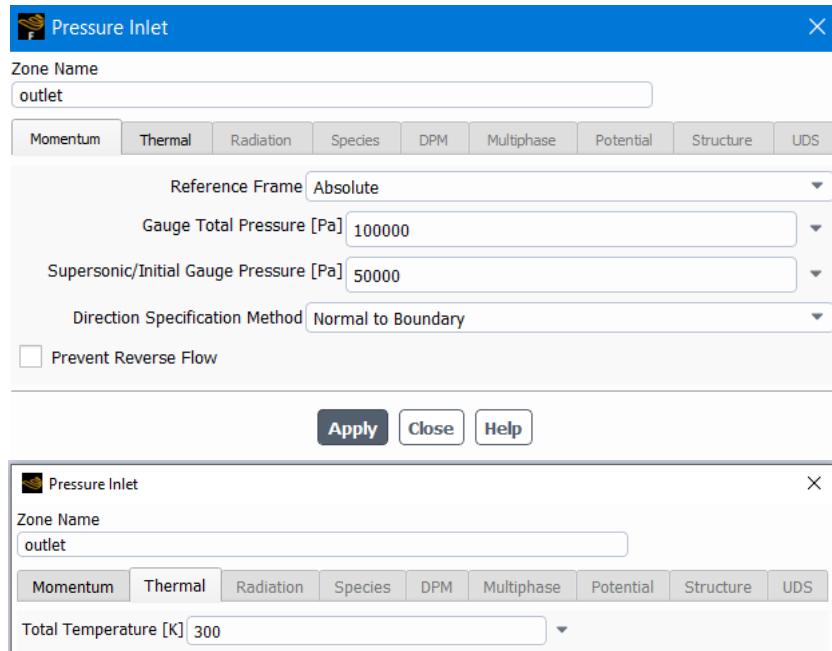
Dodatkowe równanie energii pozostaje włączone, a dla uproszczenia rozwiązania model lepkościowy został ustawiony na inviscid (Rys 8.5.2).



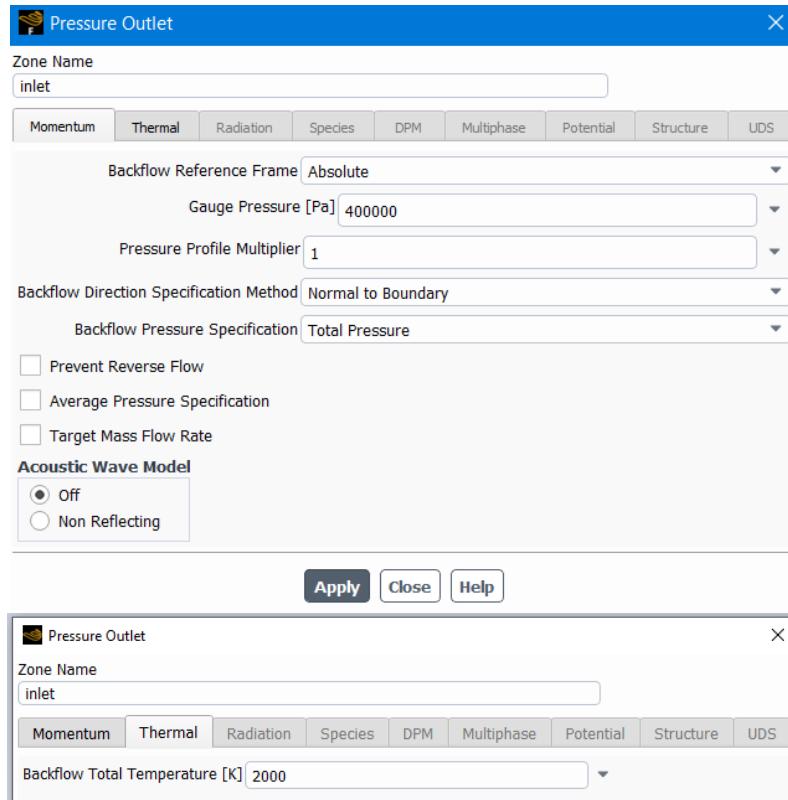
Rys. 8.5.2 Ustawienia modeli rozwiązania

Dane materiałowe pozostają bez zmian (rozdział 4, rys. 4.3).

Warunki brzegowe dostosowane zostały do opisu z podrozdziału 8.3. Warunki na wylocie (kierunek bez przepływu przez pętle) są stałe przez cały czas trwania symulacji (nadciśnienie 1bar, temperatura 300K, Rys 8.5.2). Warunki na wlocie są zmienne, najpierw 4 bary i 2000K widoczne na Rys. 8.5.3 a następnie 0 bar i 300K – Rys. 8.5.4 (zgodnie z opisem warunków brzegowych z rozdziałów 8.2. i 8.3.).



Rys. 8.5.2 Warunki na wylocie – kierunek bez przepływu przez pętle



Rys. 8.5.3 Warunki na wlocie – kierunek wpływu do pętli zaworu; początkowa faza obliczeń



Politechnika Warszawska

The screenshot shows the 'Pressure Outlet' dialog box for an 'inlet' zone. The 'Zone Name' is set to 'inlet'. The 'Momentum' tab is selected. Under 'Backflow Reference Frame', 'Absolute' is chosen. 'Gauge Pressure [Pa]' is set to 0. 'Pressure Profile Multiplier' is set to 1. 'Backflow Direction Specification Method' is 'Normal to Boundary'. 'Backflow Pressure Specification' is 'Total Pressure'. There are three unchecked options: 'Prevent Reverse Flow', 'Average Pressure Specification', and 'Target Mass Flow Rate'. Under 'Acoustic Wave Model', 'Off' is selected. At the bottom are 'Apply', 'Close', and 'Help' buttons.

Zone Name
inlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential Structure UDS

Backflow Reference Frame Absolute

Gauge Pressure [Pa] 0

Pressure Profile Multiplier 1

Backflow Direction Specification Method Normal to Boundary

Backflow Pressure Specification Total Pressure

Prevent Reverse Flow

Average Pressure Specification

Target Mass Flow Rate

Acoustic Wave Model

Off

Non Reflecting

Apply Close Help

Rys. 8.5.4 Warunki na wlocie – kierunek wpływu do pętli zaworu; końcowa faza obliczeń

Warunki panujące na ściance są identyczne jak w przypadku obliczeń przepływu ustalonego (rozdział 4, Rys. 4.6.).

The screenshot shows the 'Solution Methods' dialog box. Under 'Formulation', 'Explicit' is selected. Under 'Flux Type', 'Roe-FDS' is selected. Under 'Spatial Discretization', 'Gradient' is selected, with 'Green-Gauss Cell Based' chosen for 'Flow'. Under 'Transient Formulation', 'Explicit' is selected. There are five unchecked options: 'Non-Iterative Time Advancement', 'Frozen Flux Formulation', 'Warped-Face Gradient Correction', 'High Order Term Relaxation', and 'Convergence Acceleration For Stretched Meshes'. At the bottom is a 'Default' button.

Solution Methods

Formulation Explicit

Flux Type Roe-FDS

Spatial Discretization

Gradient Green-Gauss Cell Based

Flow First Order Upwind

Transient Formulation

Explicit

Non-Iterative Time Advancement

Frozen Flux Formulation

Warped-Face Gradient Correction

High Order Term Relaxation

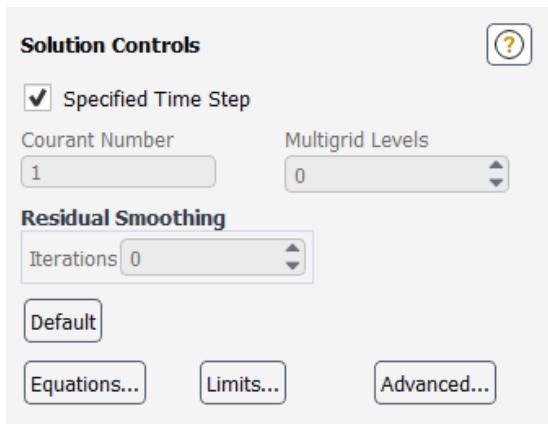
Convergence Acceleration For Stretched Meshes

Default

Rys. 8.5.5 Ustawienia methods w przypadku obliczeń transient

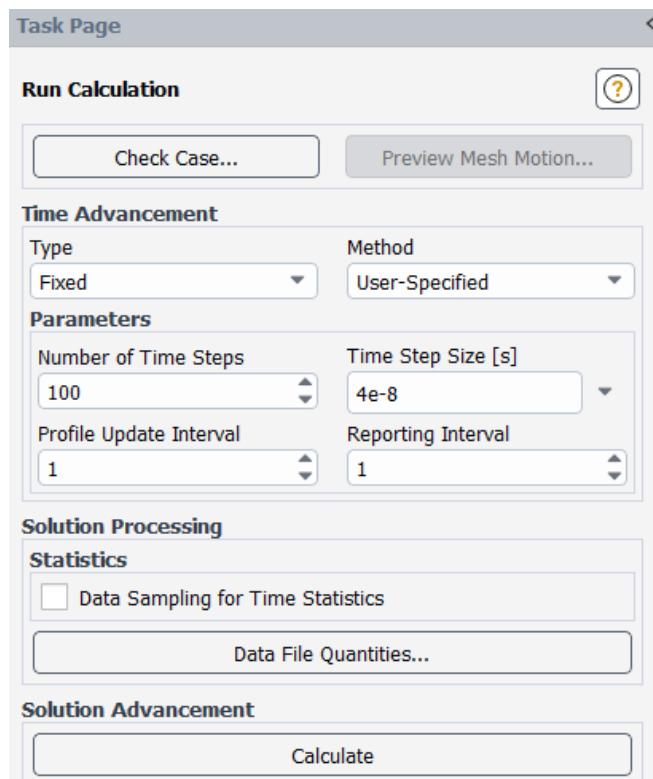
Dalsze ustawienia symulacji to wybranie schematu całkowania - w tym wypadku explicit, czyli metoda jawna rozwiązywania układów równań. Wartości typu przepływu, oraz dyskretyzacji przestrzennej są standardowo dobierane przez Fluent dla symulacji density-based.

Typ schematu numerycznego Roe-FDS określa strumienie konwekcyjne dzieląc je zgodnie z odpowiadającymi im wartościami własnymi metody strumieni. Gradient jest obliczany zgodnie z schematem Green-Gauss'a, a przepływ liczony jest z dokładnością pierwszego rzędu (Rys. 8.5.5).



Rys. 8.5.6 Ustawienia solution controls

Ustawienia solution controls odwołują się do warunku CFL (Rys. 8.5.6), w którym liczba Couranta jest określona obliczony krok czasowy (wpisany w dalszej części ustawień).



Rys. 8.5.7 Ustawienia symulacji

Liczba iteracji i wartość kroku czasowego wpisane są w ostatniej części ustawień (Rys. 8.5.7).



8.6. Wyniki analizy przepływu nieustalonego w zaworze Tesli

By pokazać dokładny rozkład ciśnień, prędkości, gęstości i temperatur w zaworze w trakcie pojedynczego obiegu fali detonacyjnej dookoła silnika podzielono czas takiego obiegu na kilka części. Większe natężenie zbierania danych przypada na okres cofania spalin z silnika, tak by dokładnie zobaczyć miejsce, w którym zatrzymują się one w zaworze. W tabeli 8.6.1. zebrano okresy, w których pokazane będą wcześniej wspomniane parametry.

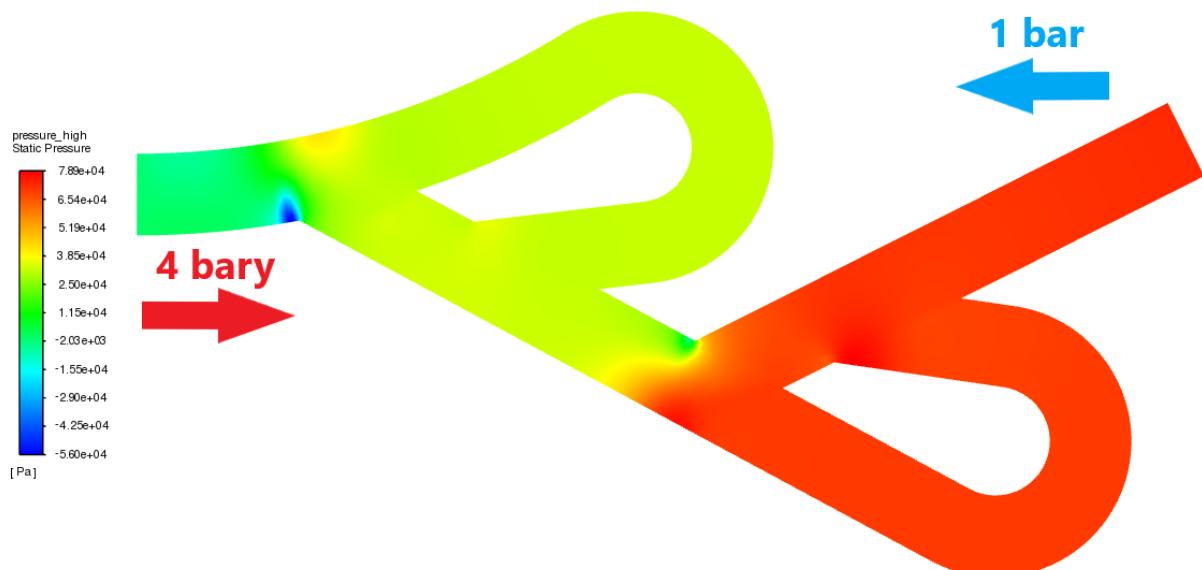
Iteracja	czas [ms]
0	0.000
100	0.004
200	0.008
300	0.012
400	0.016
500	0.020
625	0.025
800	0.032
1500	0.060
3000	0.120
5000	0.200
6250	0.250

Tabela 8.6.1. Okresy zbierania informacji prezentowanych w rozdziale 8.6

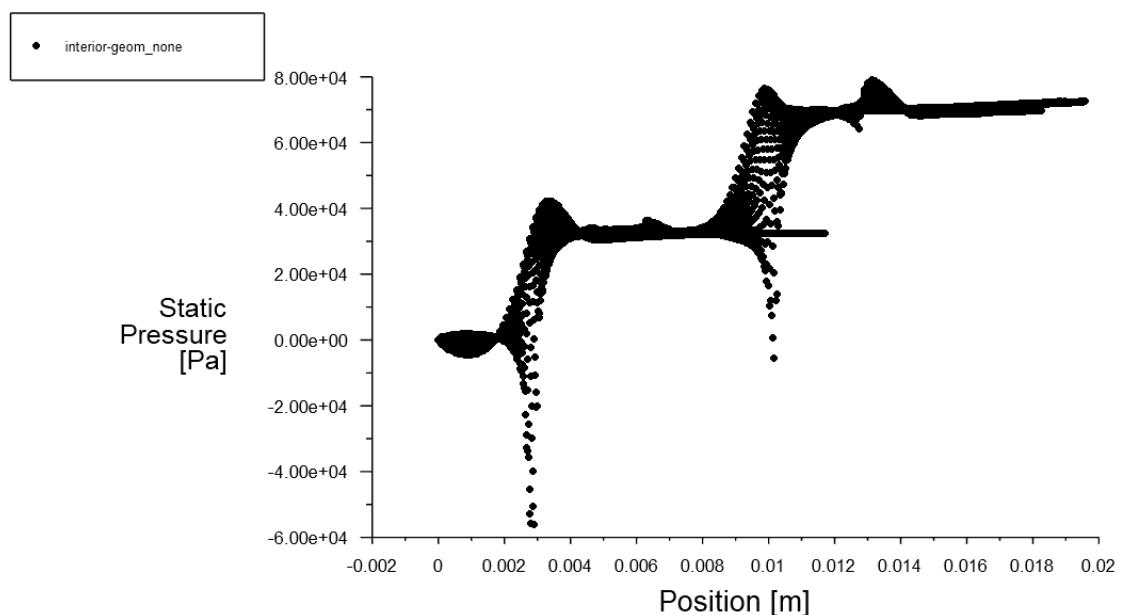
Na rysunkach 8.6.1.-8.6.8. zebrano rozkład oraz wykresy dla parametrów: ciśnienie, prędkość, gęstość oraz temperatura, a także linie prądu dla chwili 0 (0 iteracji), stan wejściowy, w którym mieszanka paliwowo-powietrzna wtryskiwana jest do wnętrza komory spalania).

Z Rys. 8.6.9. (linie prądu) widać, że przepływ jest stały od strony zbiornika z paliwem do komory spalania. Ciśnienie wzrasta na pierwszej pętli od strony zbiornika, gdzie spory napływ mieszanki na ścianę powoduje kompresję powietrza (Rys.8.6.1.), wartości ciśnień max osiągają około 0,8 bara (Rys 8.6.2.). Prędkości w głównym kanale są wysokie, maksymalne wartości osiągane są na wylocie (Rys. 8.6.3.), o wartości ok. 400 m/s (Rys 8.6.4.). Przekrój gęstości jest analogiczny do ciśnień (maksima na pierwszej pętli, rys 8.6.5. i 8.6.6.), maksymalne równe $2,12 \text{ kg/m}^3$. Temperatury dla przepływu mieszanki do komory nie są wysokie i osiągają wartości ok. 465 K na drugiej pętli.

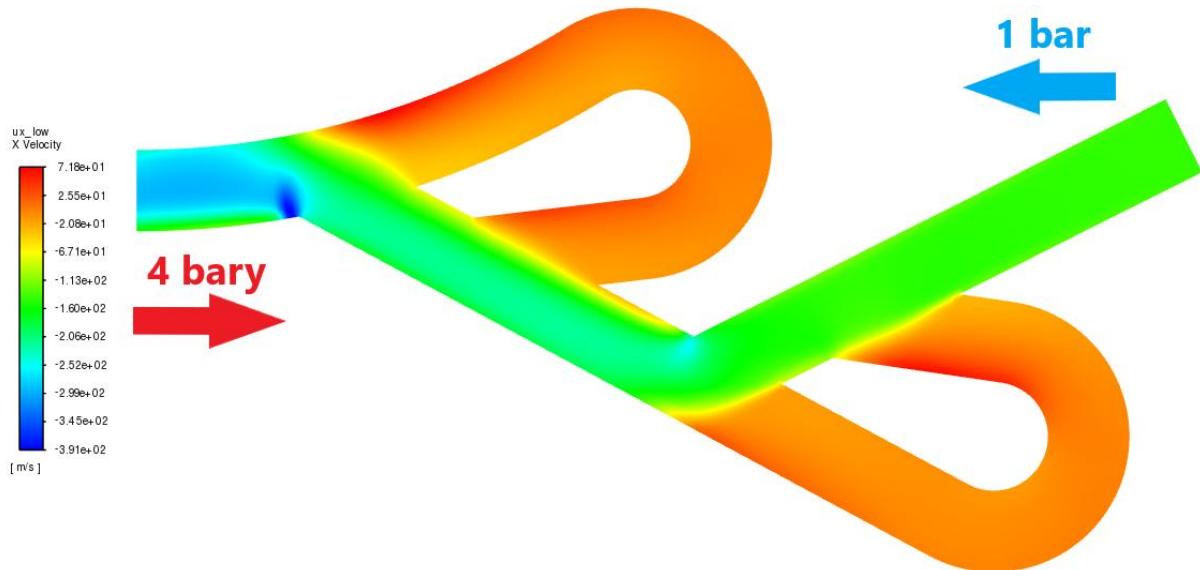
Odnosząc te wartości do statycznych obliczeń zaworu 3D, widać że mierzone parametry są bardzo podobne.



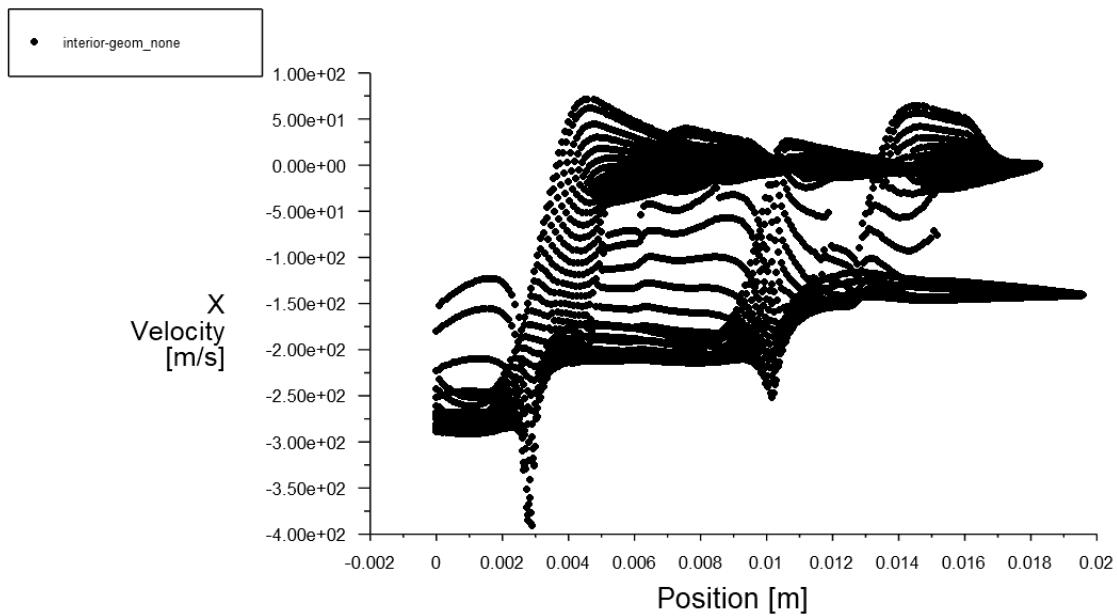
Rys. 8.6.1. Rozkład ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0 [ms]



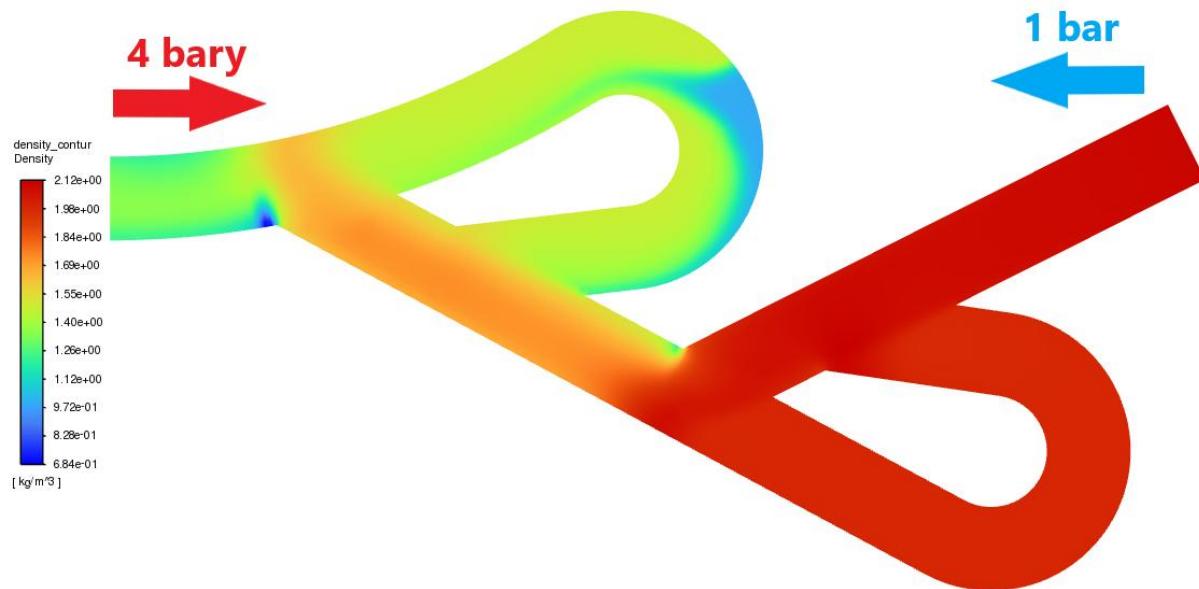
Rys. 8.6.2. Wykres ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0 [ms]



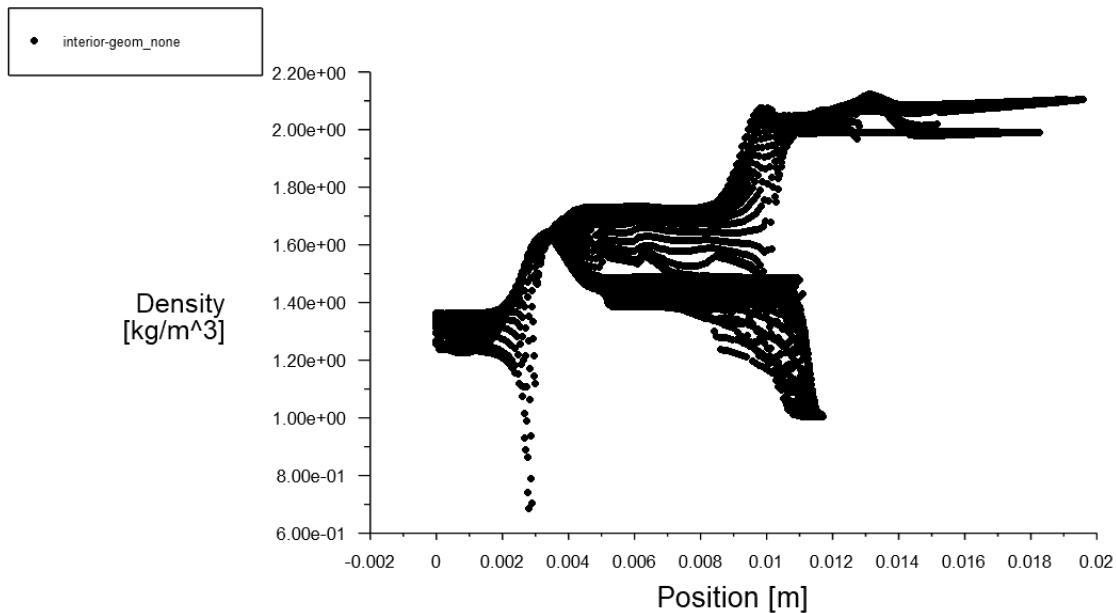
Rys. 8.6.3. Rozkład prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0 [ms]



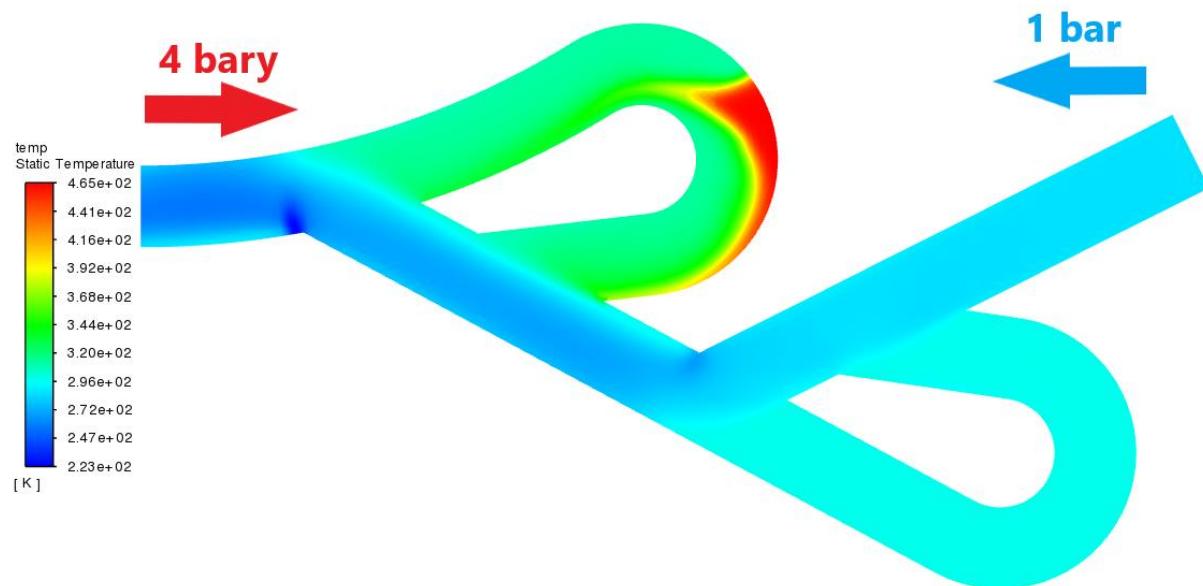
Rys. 8.6.4. Wykres prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0 [ms]



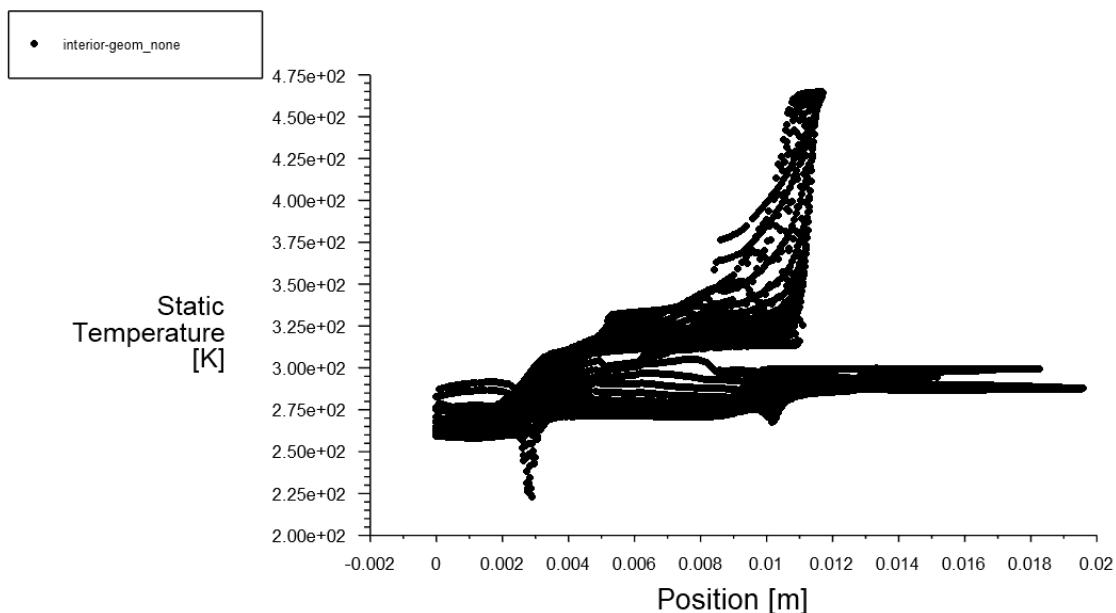
Rys. 8.6.5. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0$ [ms]



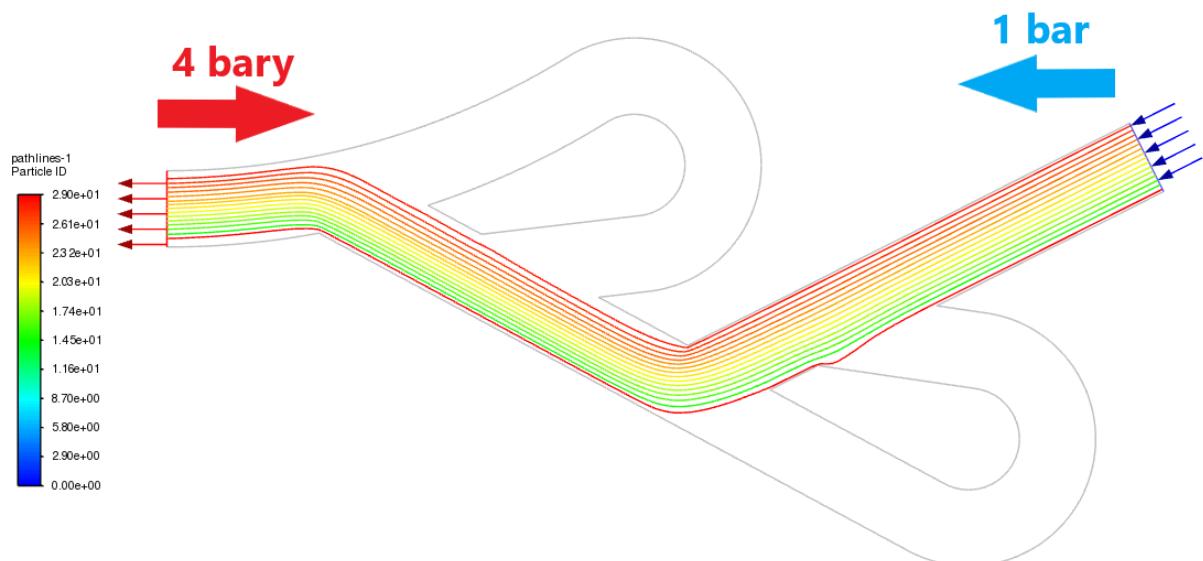
Rys. 8.6.6. Wykres gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0$ [ms]



Rys. 8.6.7. Rozkład temperatury zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0$ [ms]

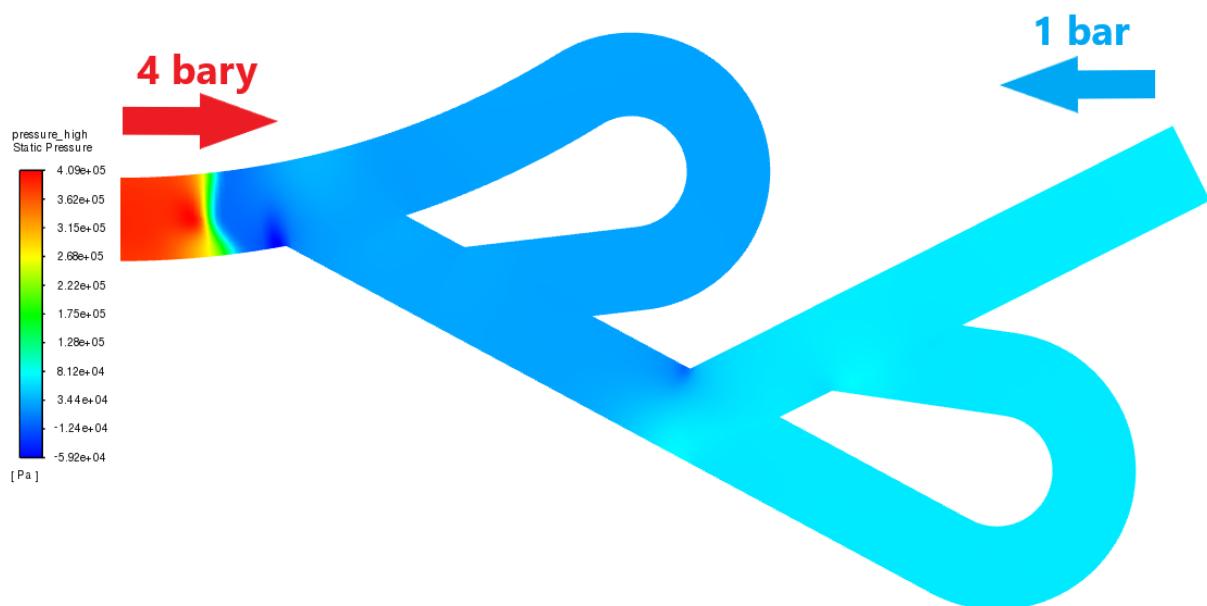


Rys. 8.6.8. Wykres temperatury zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0$ [ms]

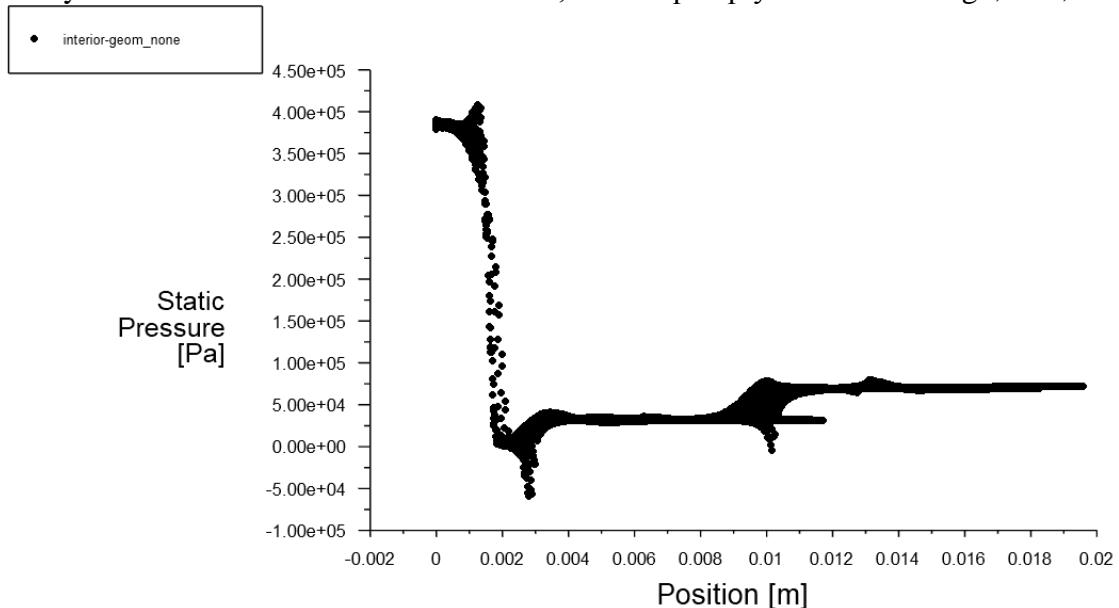


Rys. 8.6.9. Linie prądu zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0$ [ms]

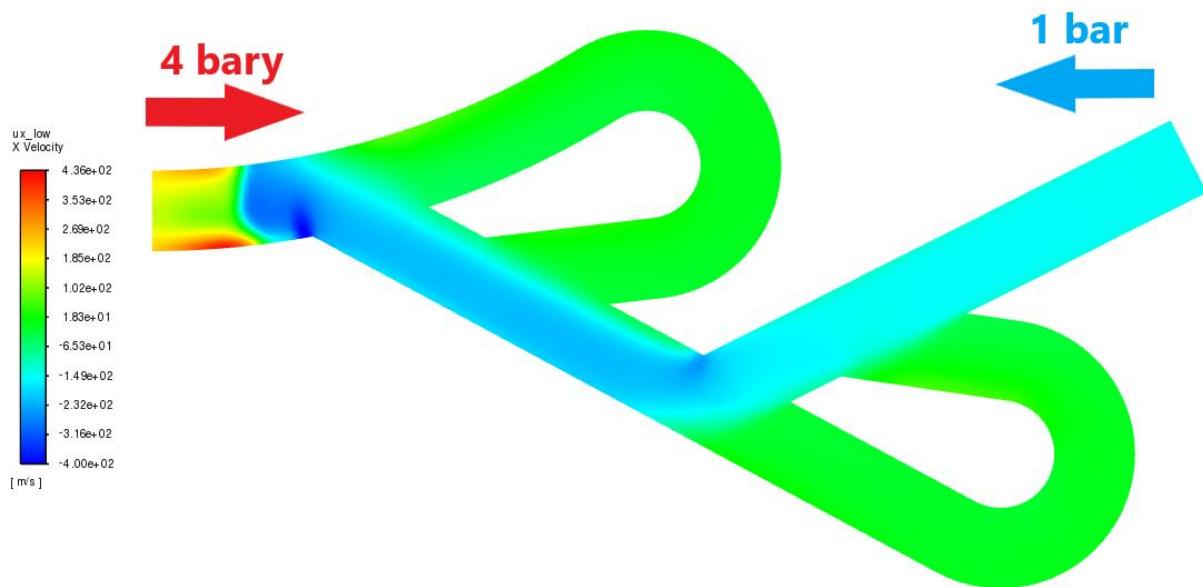
Kolejne rysunki pokazują stan w zaworze po przejściu fali detonacyjnej o parametrach nadciśnienia i temperatury opisanych w podrozdziale 8.5. Na rys. 8.6.10.-8.6.18. widoczne są wycinki dla $t=0,004$ ms po rozpoczęciu cyku. Na rys. 8.6.10. i 8.6.11 widać wyraźnie falę detonacyjną (pod nadciśnieniem 4 bar) która wpłynęła do wnętrza zaworu i powoli zwiększa ciśnienie w zaworze, który dotychczas operował wtryskując paliwo z nadciśnieniem ok. 1 bar. Rys. 8.6.12. i 8.6.13 pokazują, że wektory prędkości w zaworze w głównym kanale mają przeciwny zwrot, ale jako że znacznie większe prędkości powstają od strony silnika i powstała fali detonacyjnej, fala ta przemieszcza się w kierunku pierwszej pętli zaworu. Gęstości i temperatury (rys. 8.6.14, 15, 16 i 17) pozwalają również określić miejsce czoła fali detonacyjnej wewnętrz zaworu. Z wykresu temperatur najbardziej dostrzec można charakterystyczne zachowanie fali, która przyjmuje kształt U wewnętrz zaworu. Jest to spowodowane faktem, że fali o dużej prędkości najłatwiej rozprzestrzenić się po bokach zaworu, gdzie prędkości są zerowe, a nie na środku przekroju, gdzie prędkość wtrysku jest najwyższa i stawia największy opór fali detonacyjnej. Podobne wnioski widoczne są na rys. 8.6.18.



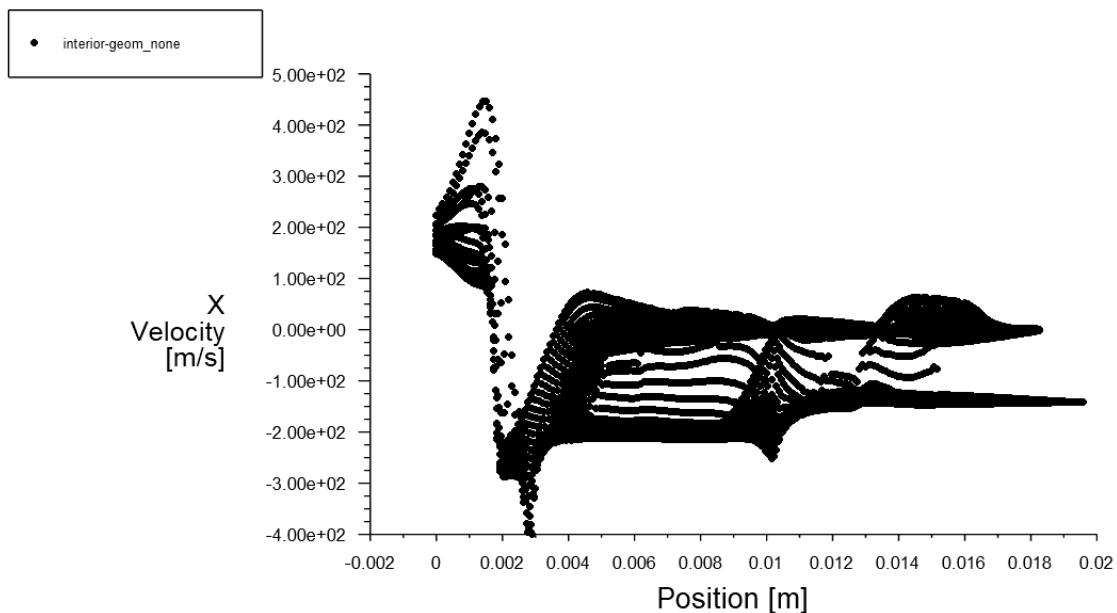
Rys. 8.6.10. Rozkład ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,004 [ms]



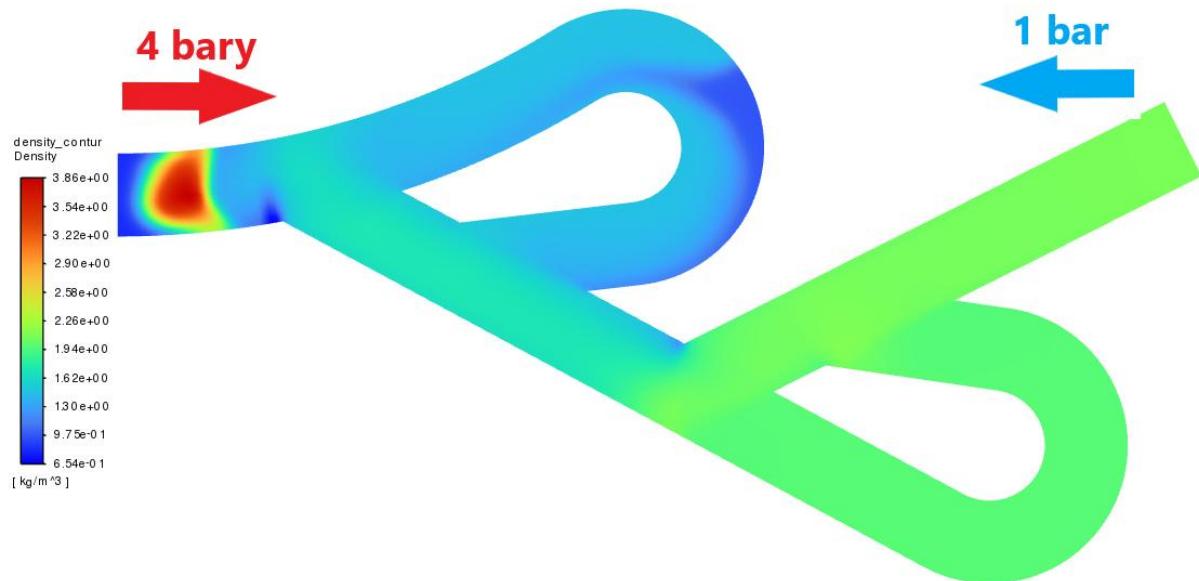
Rys. 8.6.11. Wykres ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,004 [ms]



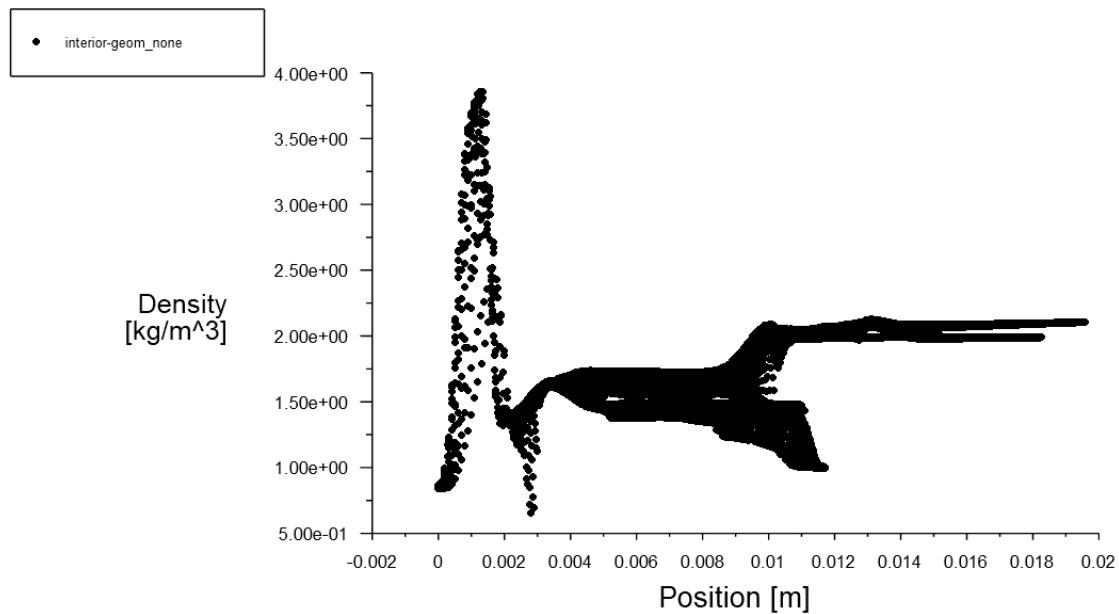
Rys. 8.6.12. Rozkład prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,004 [ms]



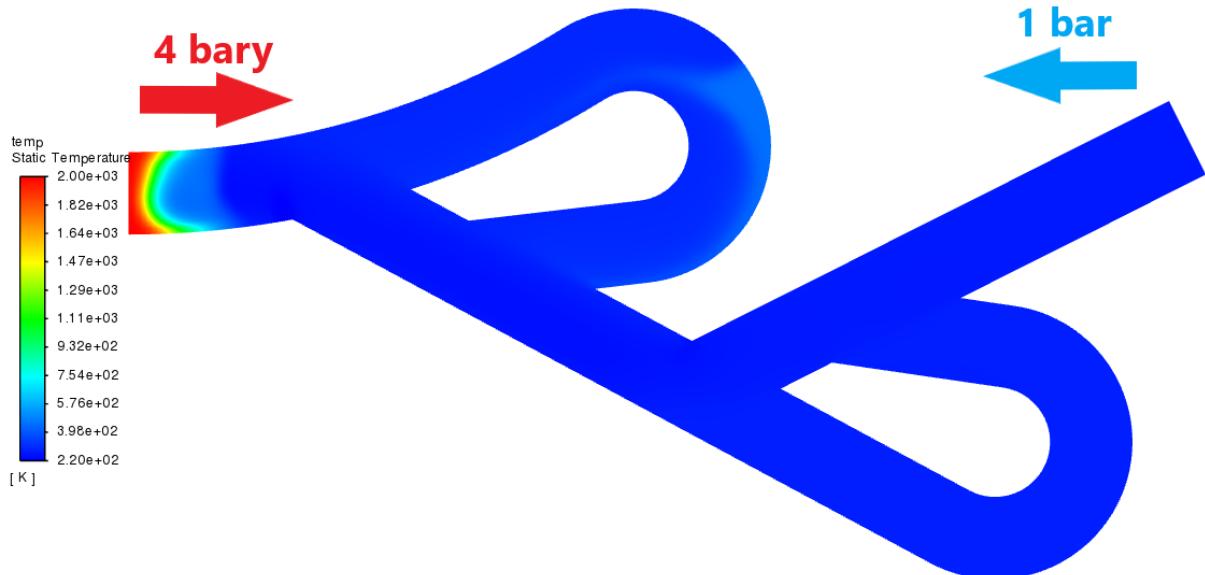
Rys. 8.6.13. Wykres prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,004 [ms]



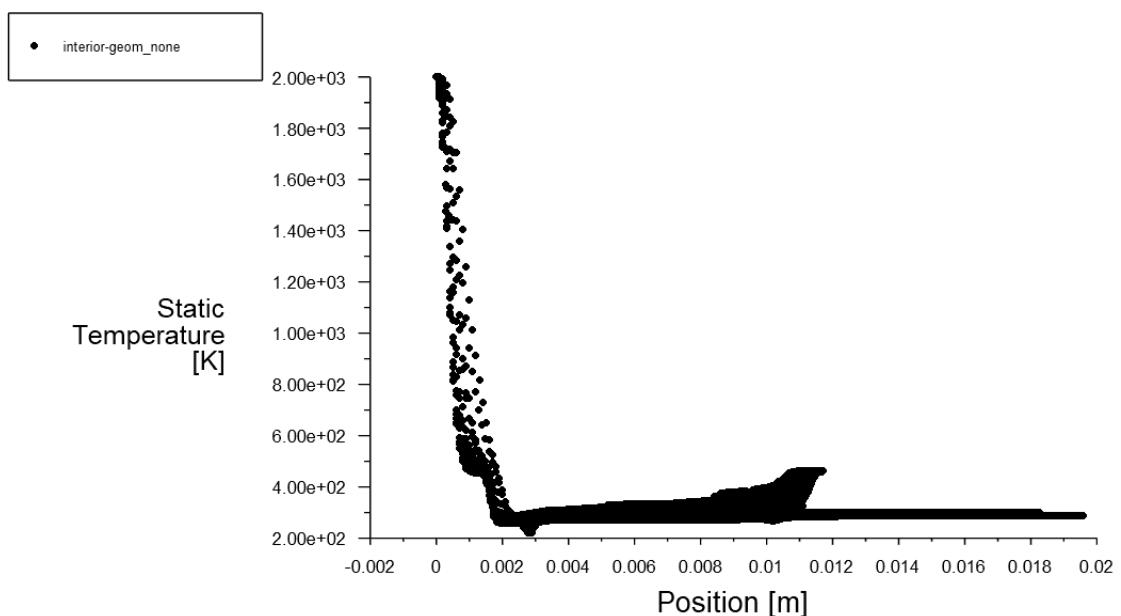
Rys. 8.6.14. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,004$ [ms]



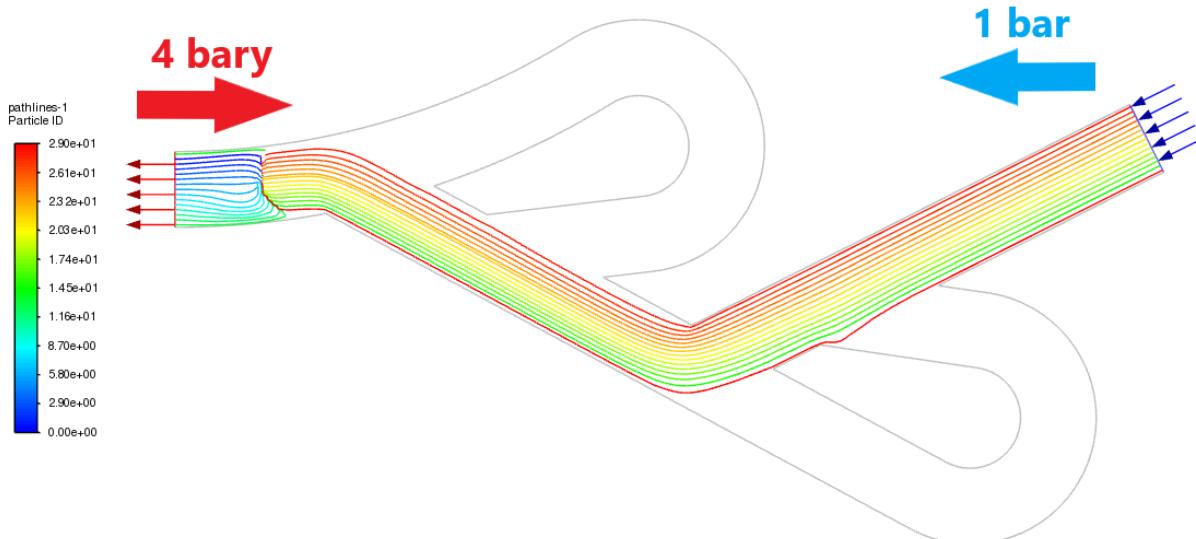
Rys. 8.6.15. Wykres gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,004$ [ms]



Rys. 8.6.16. Rozkład temperatury zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,004$ [ms]

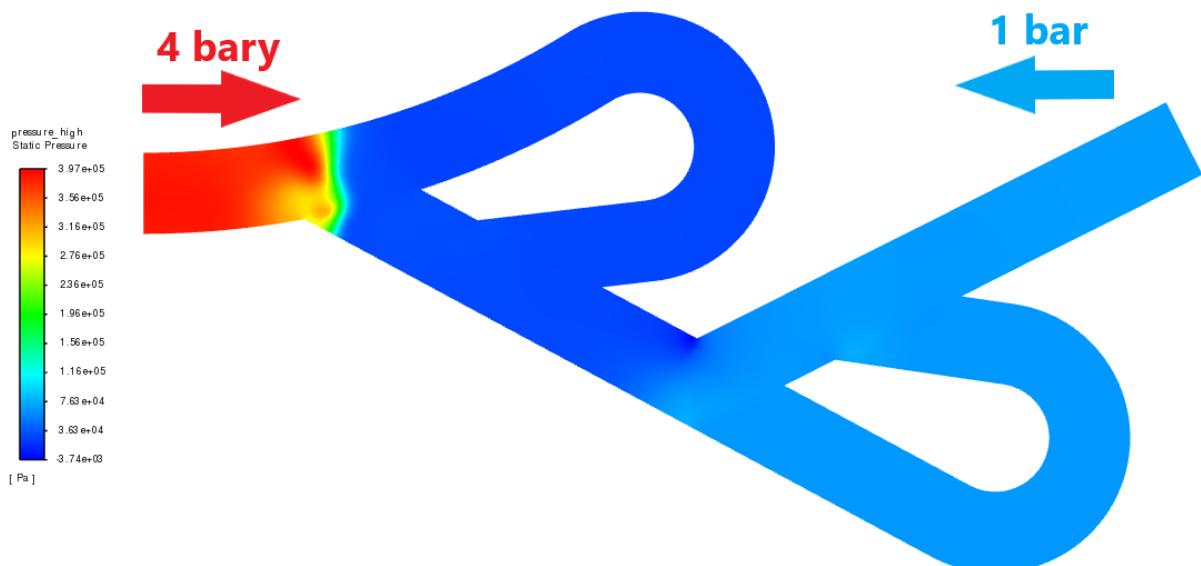


Rys. 8.6.17. Wykres temperatury zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,004$ [ms]

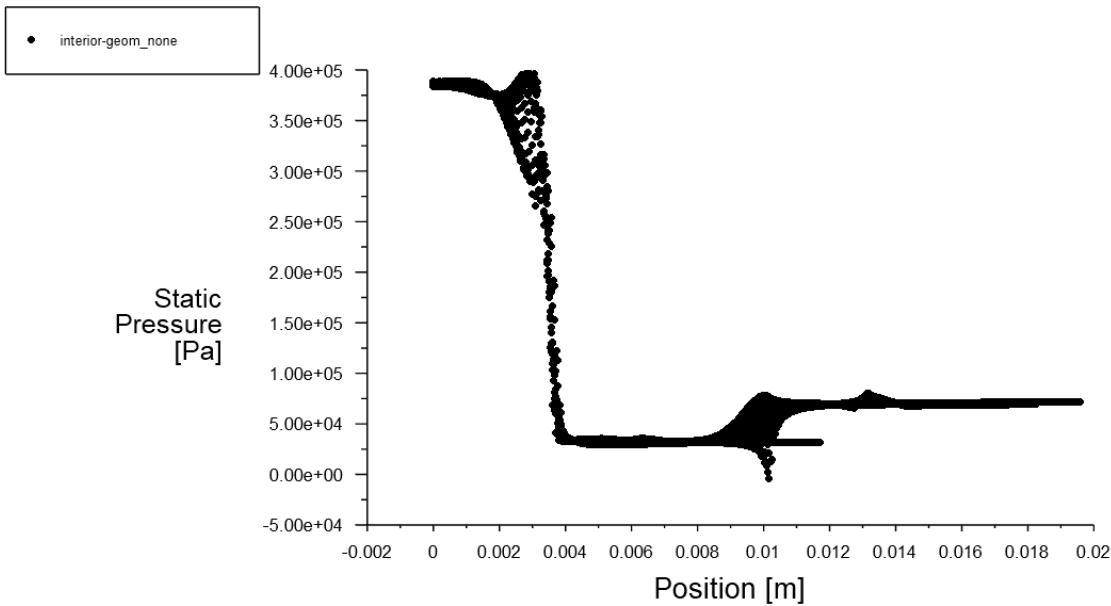


Rys. 8.6.18. Linie prądu zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,004 [ms]

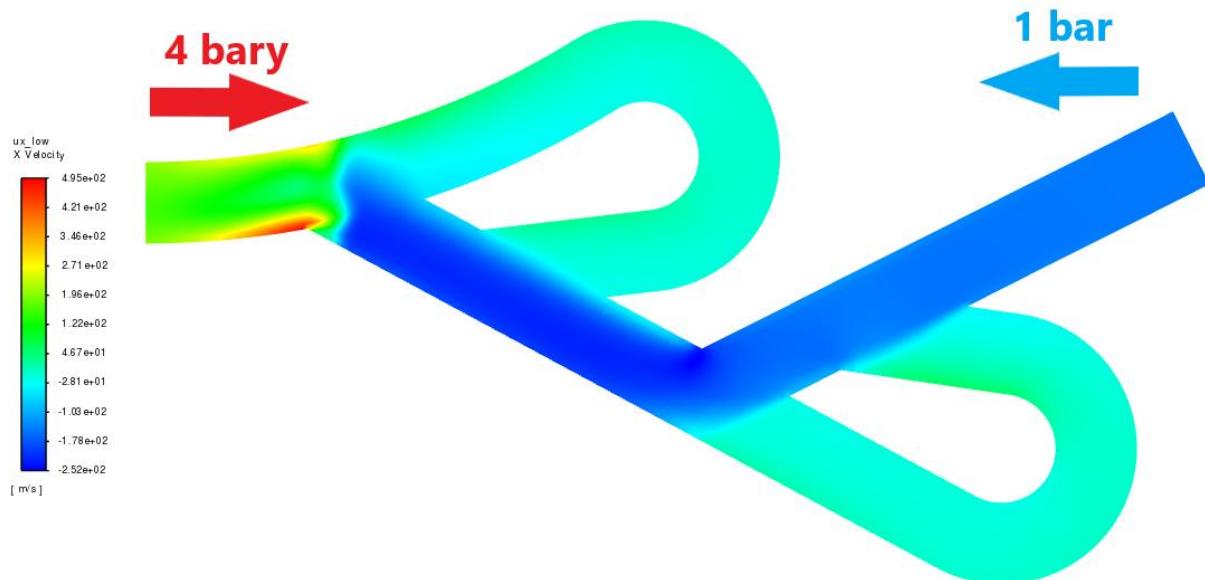
Na Rys. 8.6.19.-8.6.27. widoczne są wycinki dla t=0,008 ms po rozpoczęciu cyku. Fala detonacyjna, wciąż pod nadciśnieniem 4 bar postępuje w głąb zaworu – najbardziej widoczne jest to na rys. ciśnień 8.6.19 i 20. Maksymalne gęstości osiągają wartość $3,85 \text{ kg/m}^3$. Obszar najwyższych gęstości przemieszcza się wraz z falą detonacyjną. Linie prądu z rys. 8.6.27 pokazują, że część powietrza wpływa już do zaworu. Jest to dla fali dużo łatwiejsze, ponieważ wewnętrz pętli powietrze nie przemieszcza się, więc sforsowanie wolnej przestrzeni następuje dużo dynamiczniej niż w głównym kanale.



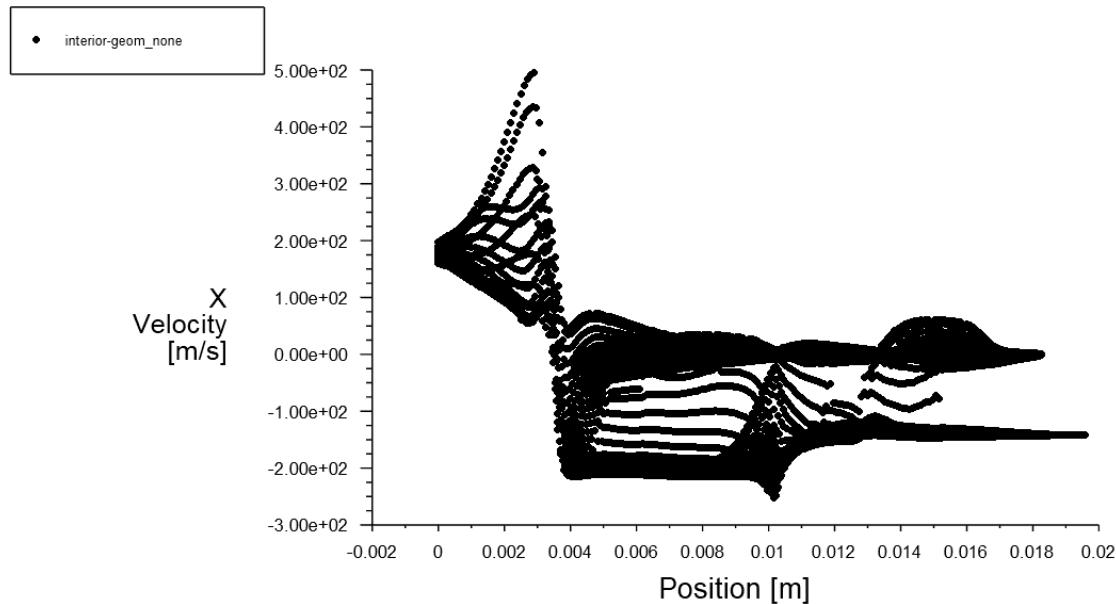
Rys. 8.6.19. Rozkład ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,008 [ms]



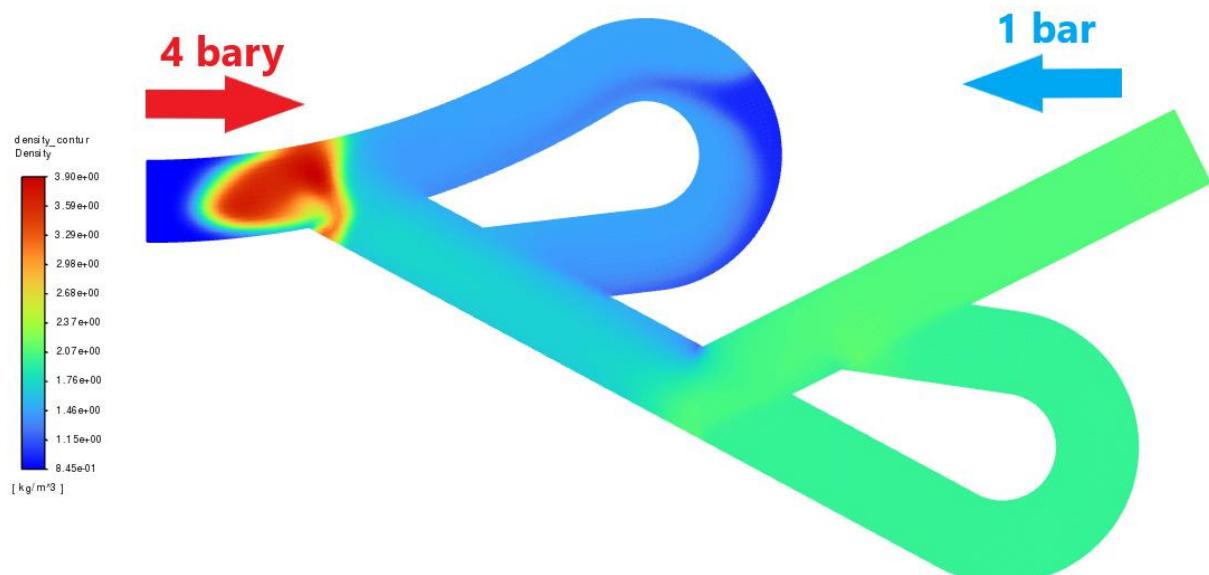
Rys. 8.6.20. Wykres ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,008 [ms]



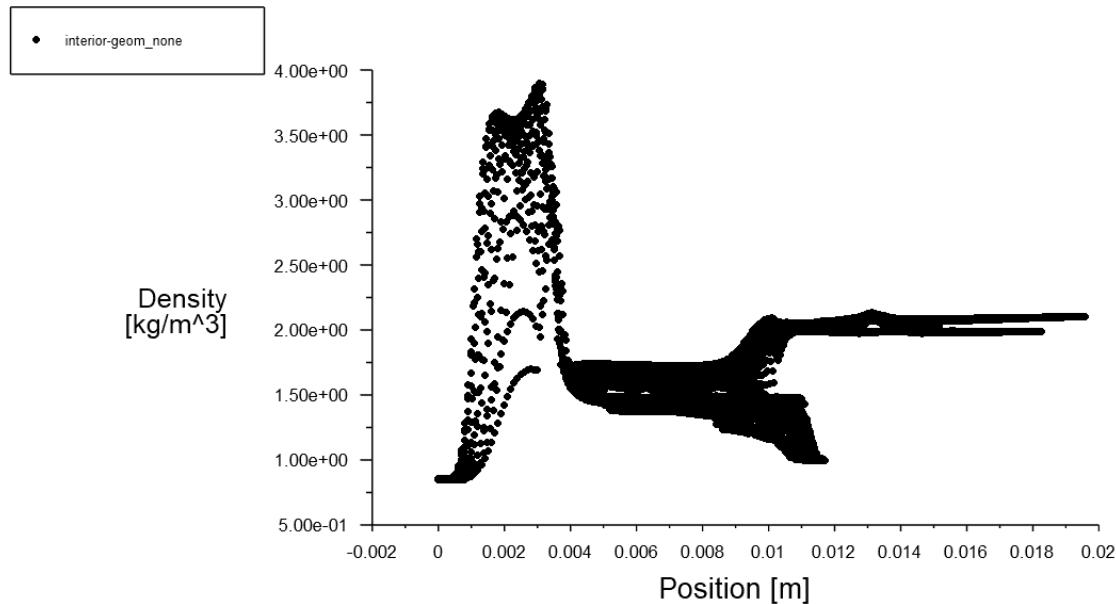
Rys. 8.6.21. Rozkład prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,008 [ms]



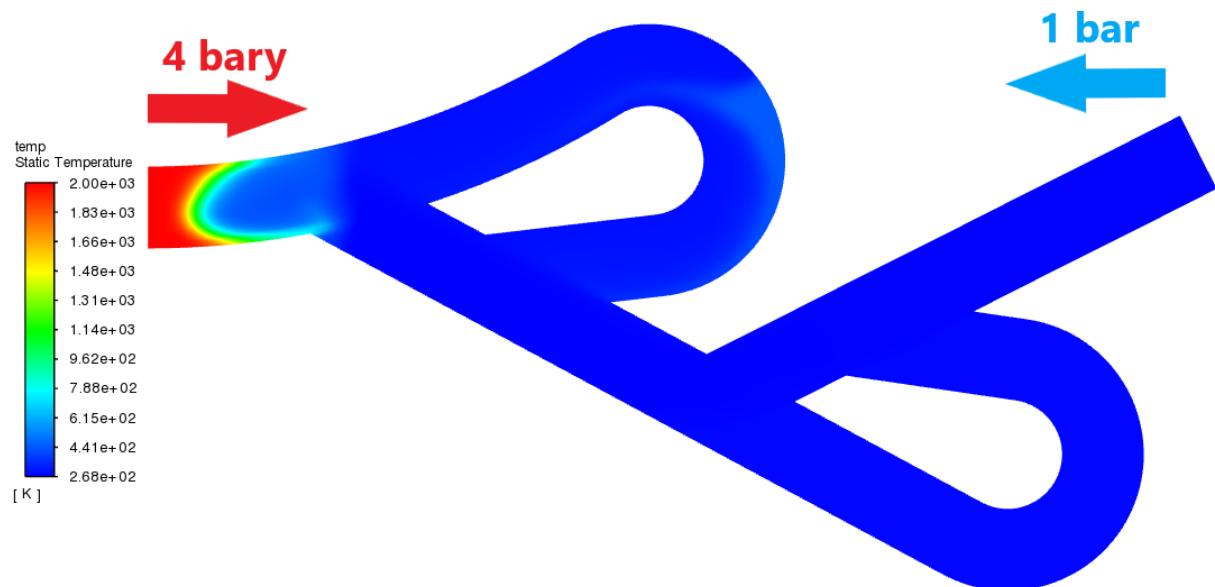
Rys. 8.6.22. Wykres prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,008$ [ms]



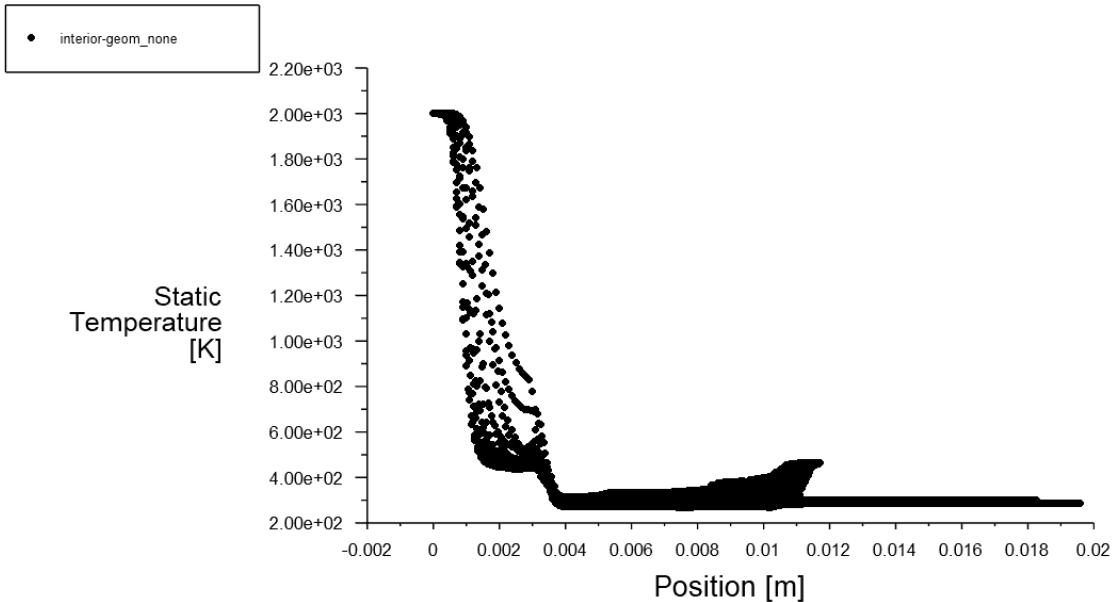
Rys. 8.6.23. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,008$ [ms]



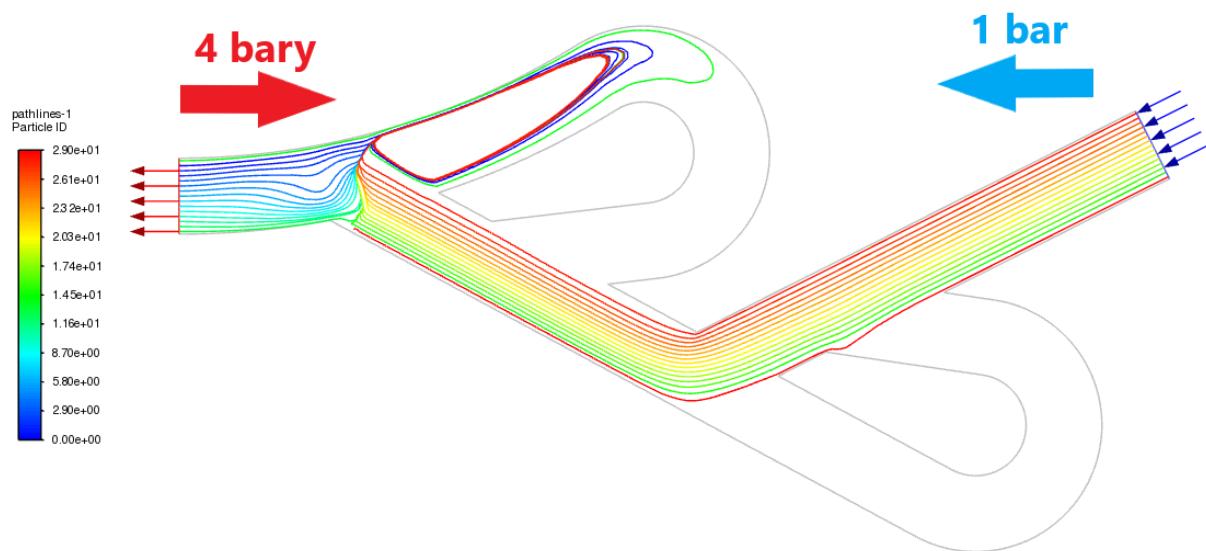
Rys. 8.6.24. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,008 [ms]



Rys. 8.6.25. Rozkład temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,008 [ms]

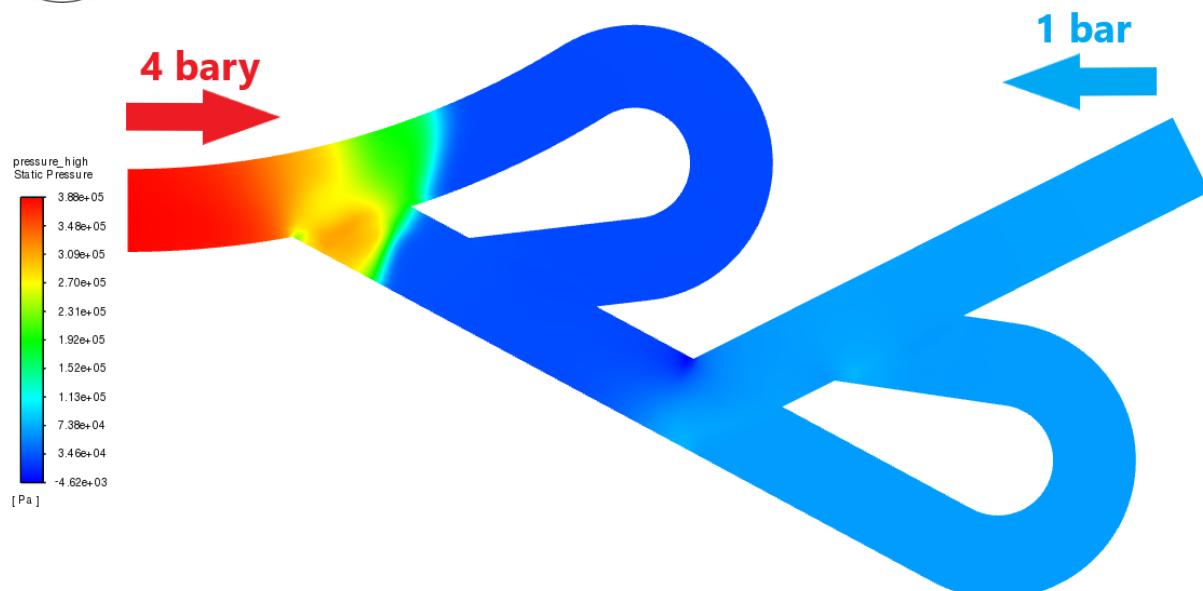


Rys. 8.6.26. Wykres temperatury zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,008$ [ms]

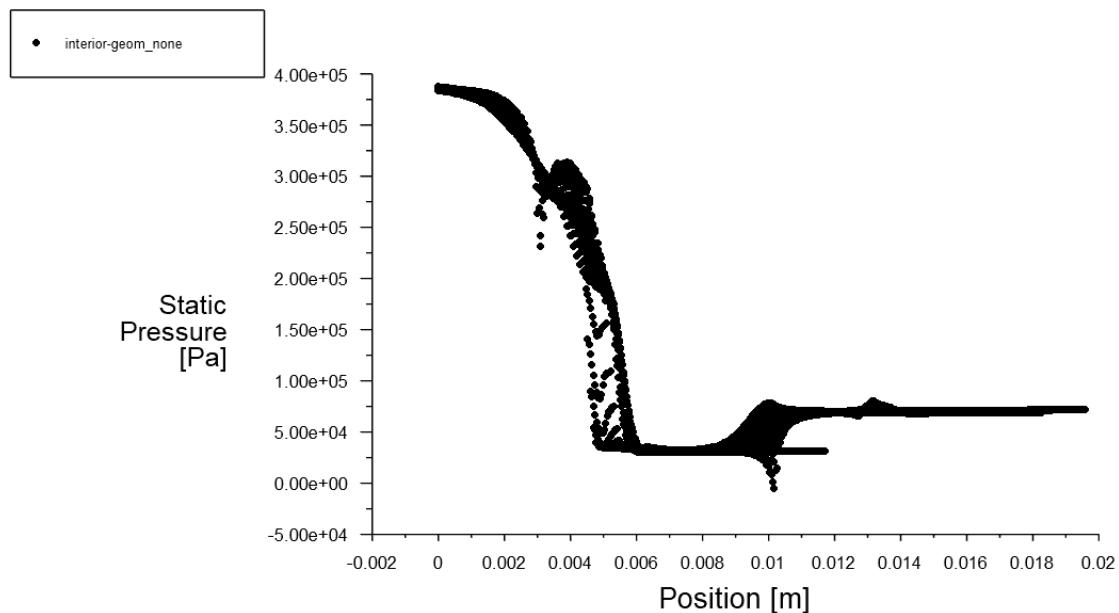


Rys. 8.6.27. Linie prądu zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,008$ [ms]

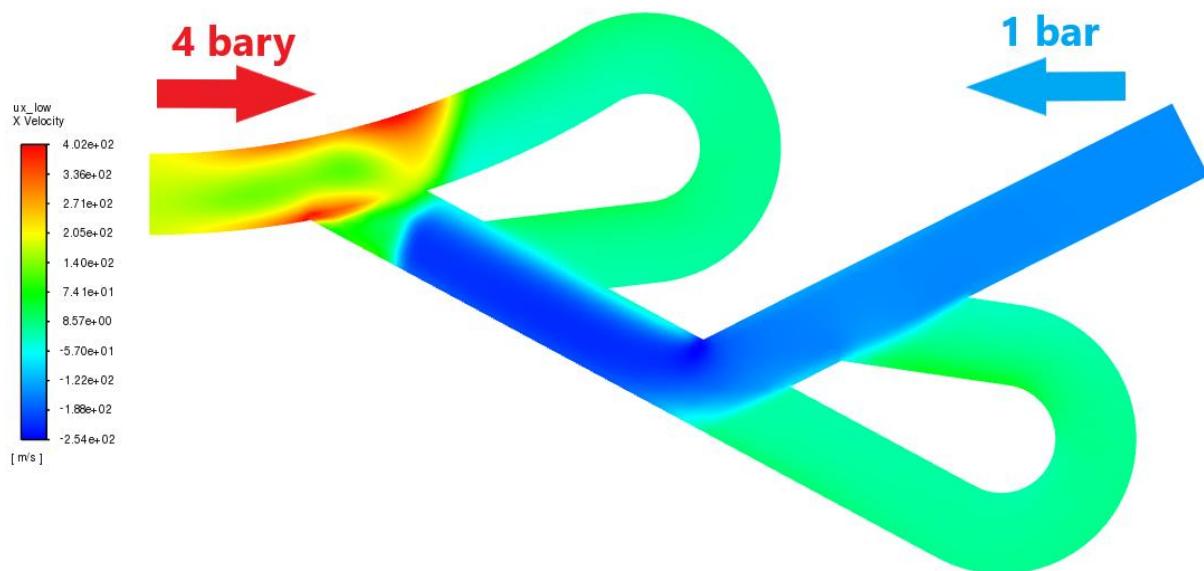
Na Rys. 8.6.28.-8.6.37. widoczne są wycinki dla $t=0,012$ ms po rozpoczęciu cyklu. Obszar zwiększonego ciśnienia dociera już do pętli (rys 8.6.28 i 29). Prędkości w pętli zaczynają się zwiększać i powoli generować przepływ który zderzy się z przepływem w głównym kanale (rys. 8.6.30 i 31). Temperatury (rys. 8.6.34) pokazują wyraźnie kształt fali (mocno zakrzywiony, poprzez niewielkie prędkości na ścianach).



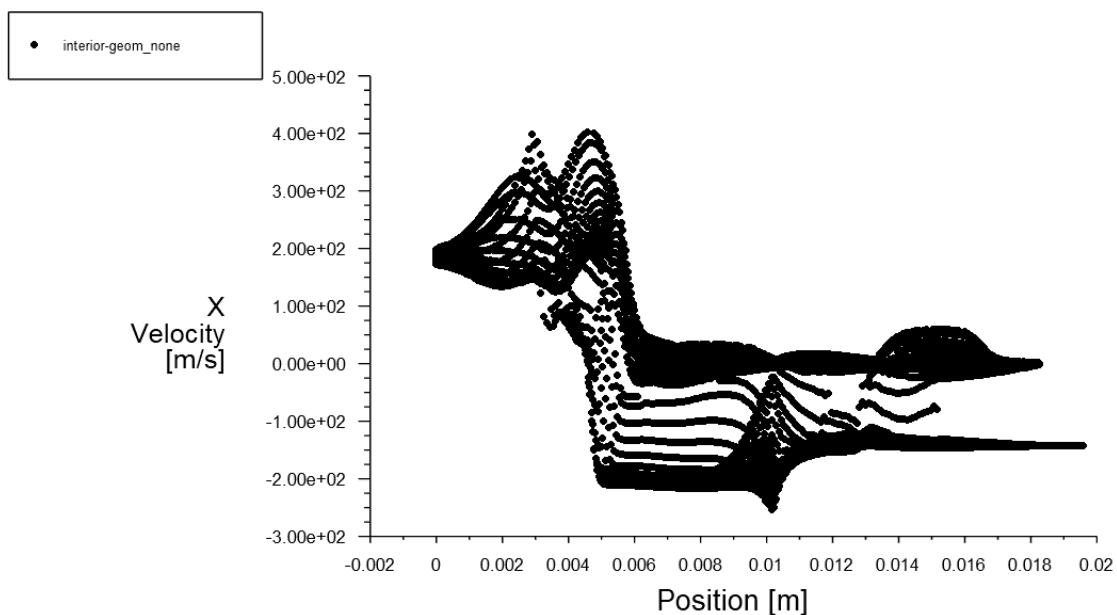
Rys. 8.6.28. Rozkład ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,012$ [ms]



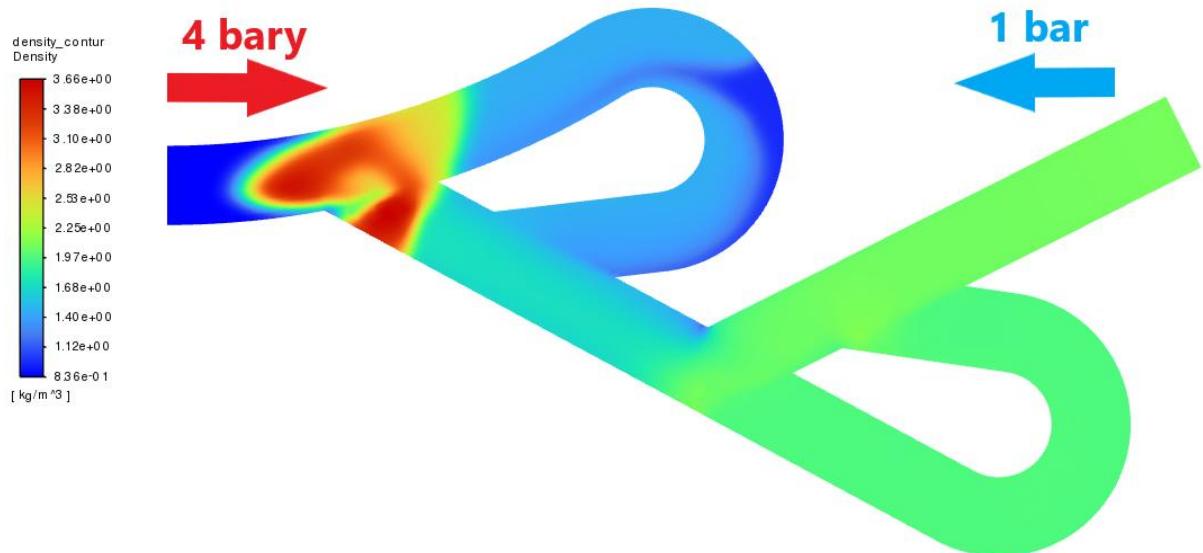
Rys. 8.6.29. Wykres ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,012$ [ms]



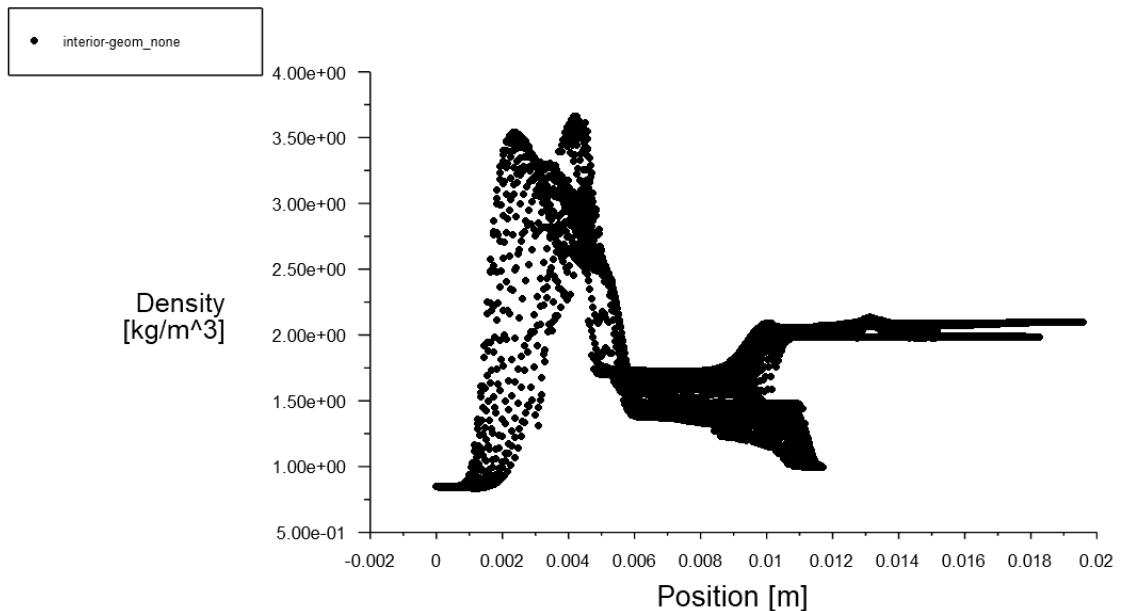
Rys. 8.6.30. Rozkład prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,012 [ms]



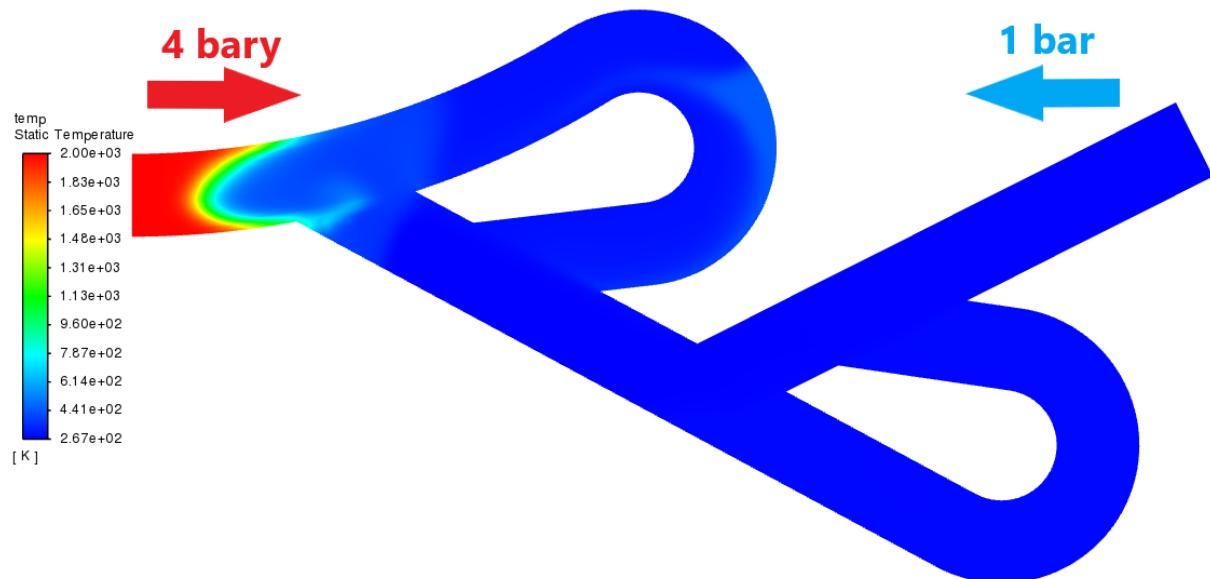
Rys. 8.6.31. Wykres prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,012 [ms]



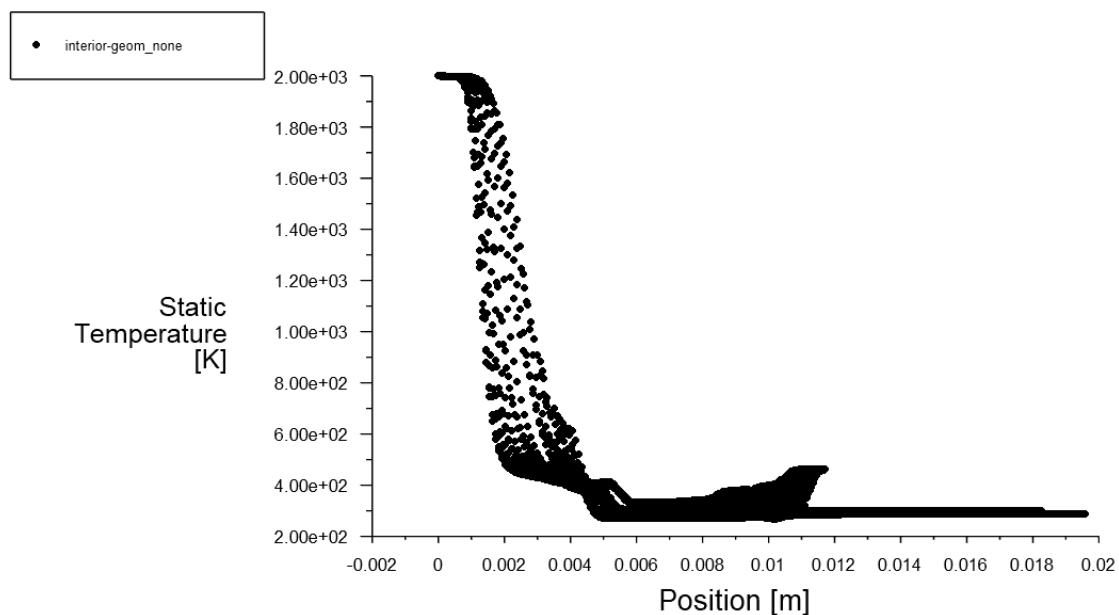
Rys. 8.6.32. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,012$ [ms]



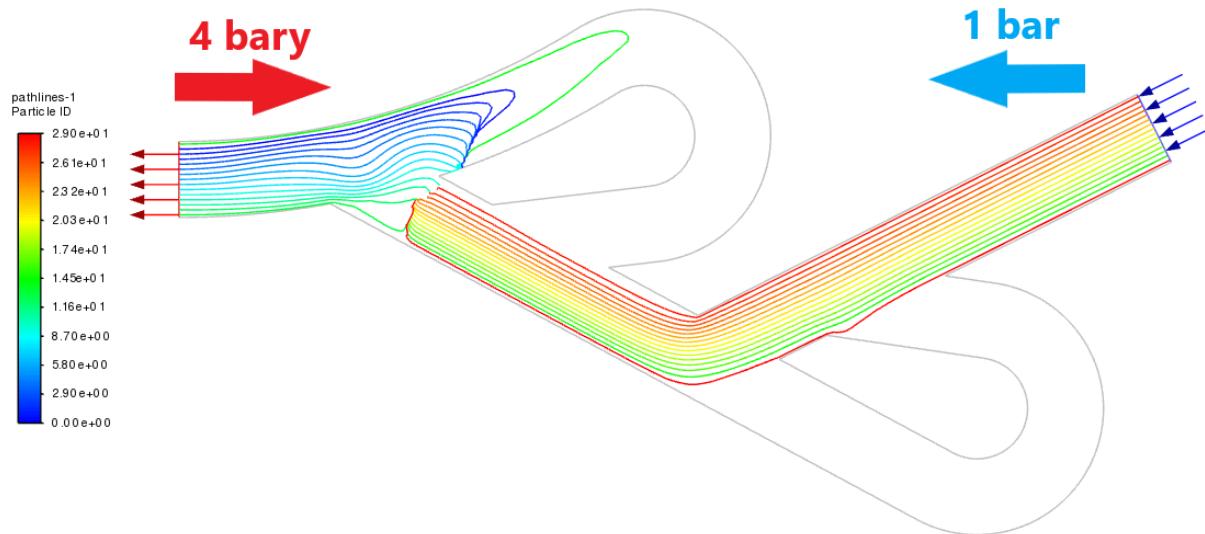
Rys. 8.6.33. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,012$ [ms]



Rys. 8.6.34. Rozkład temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,012$ [ms]

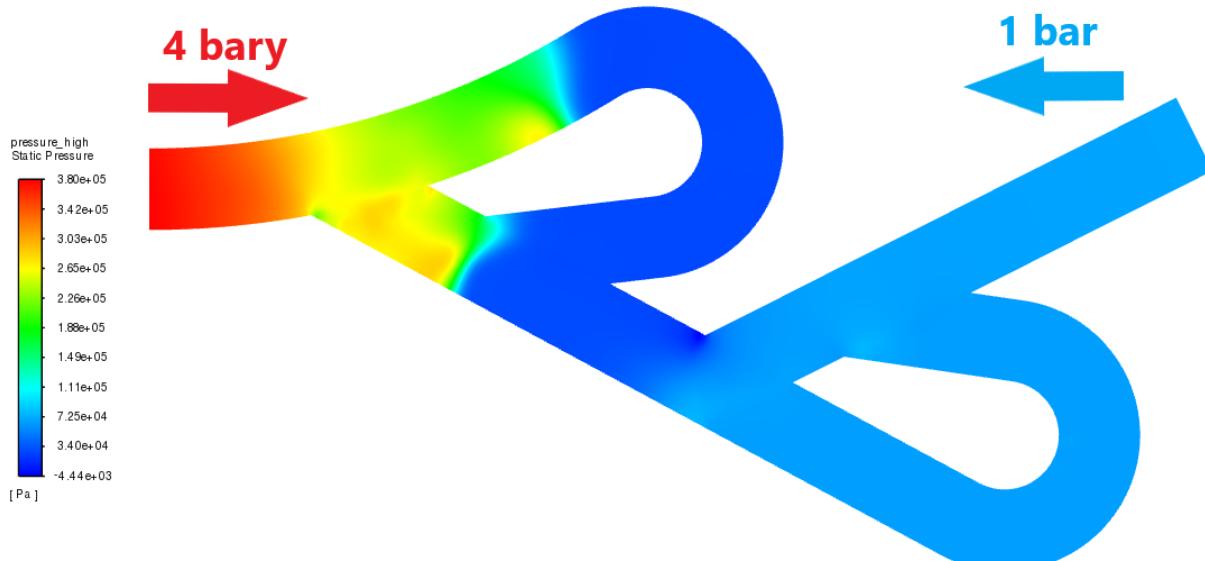


Rys. 8.6.35. Wykres temperatury zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,012$ [ms]

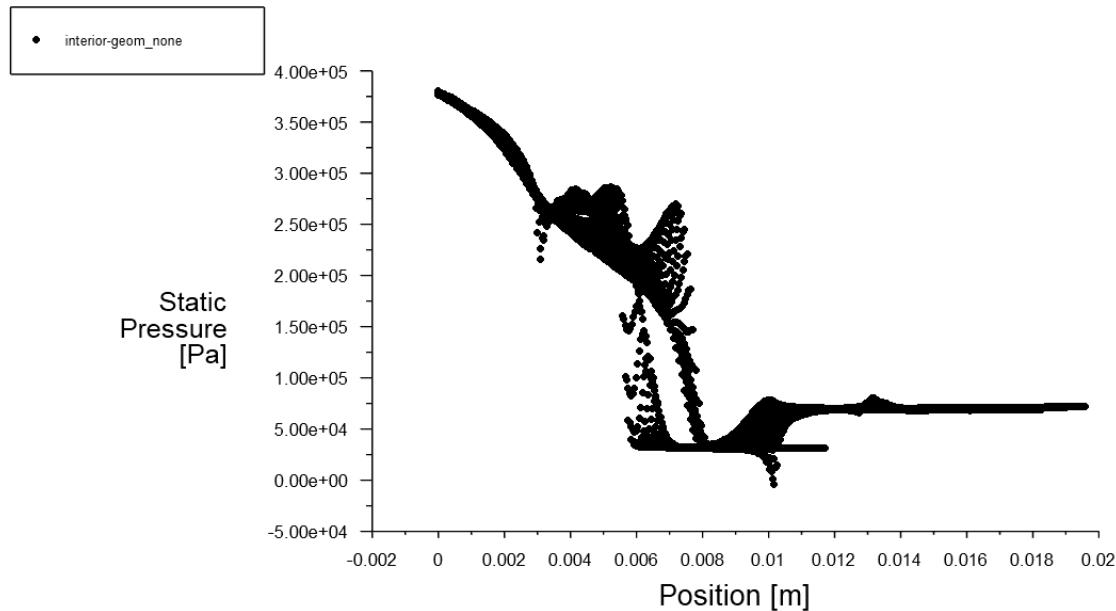


Rys. 8.6.36. Linie prądu zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,012 [ms]

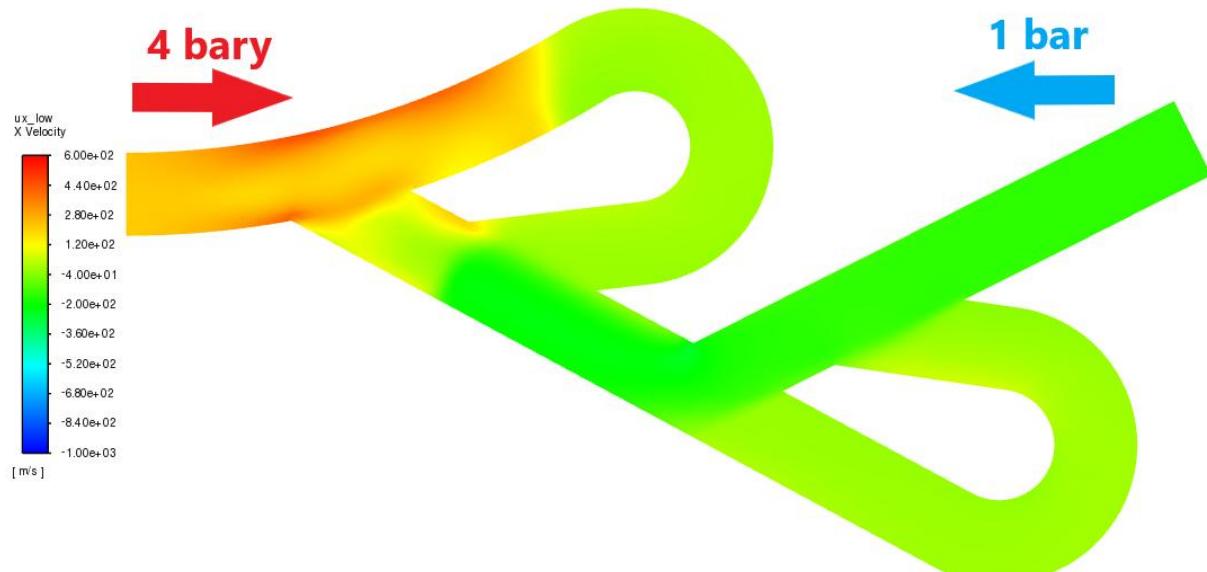
Na Rys. 8.6.37.-8.6.45. widoczne są wycinki dla t=0,016 ms po rozpoczęciu cyklu. Ciśnienie w tym kroku powoli się wyrównuje, widać wyraźne przejście między maksymalnymi wartościami na początku zaworu i minimalnymi wewnątrz pierwszej pętli (rys 8.6.37 i 38). Patrząc na parametr gęstości czoła fali przemieszcza się wgłąb zaworu (rys. 8.6.41). Linie prądu 8.6.45 pokazują, że przepływ wchodzi w pętlę coraz głębiej.



Rys. 8.6.37. Rozkład ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,016 [ms]

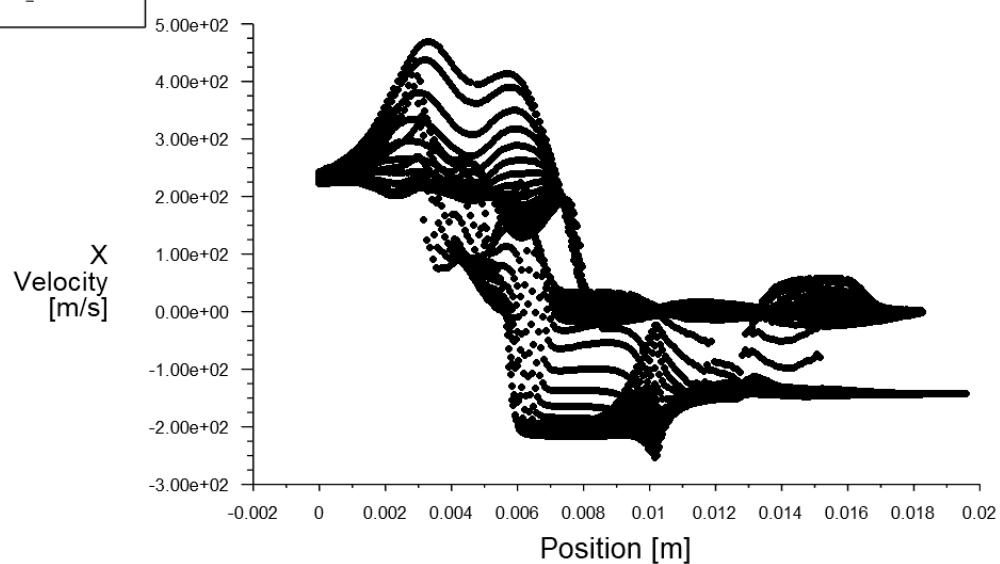


Rys. 8.6.38. Wykres ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,016$ [ms]

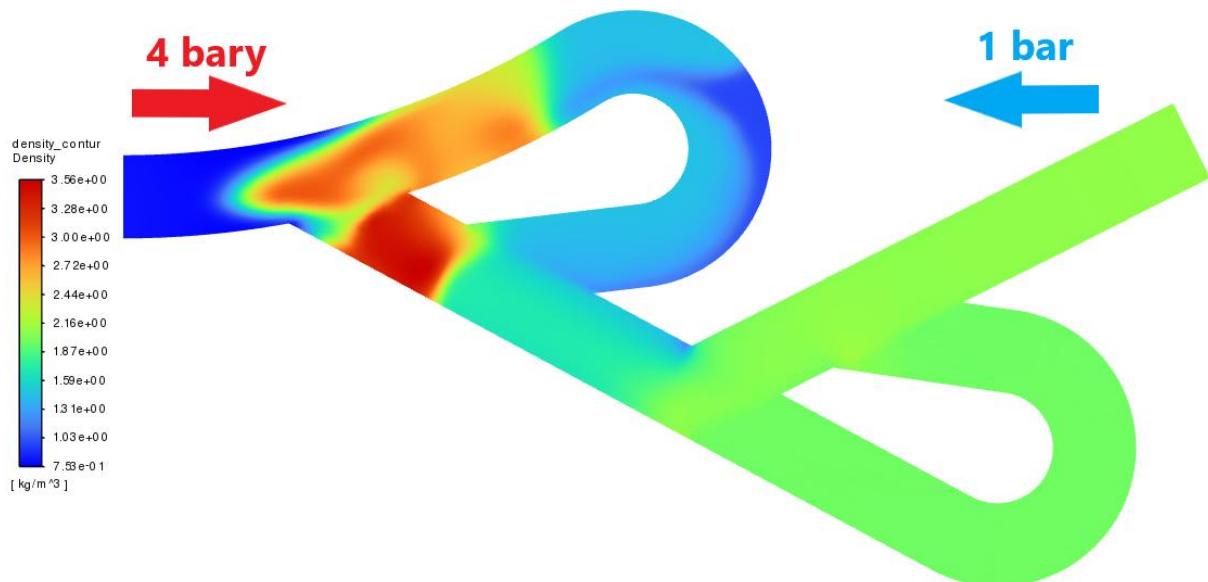


Rys. 8.6.39. Rozkład prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,016$ [ms]

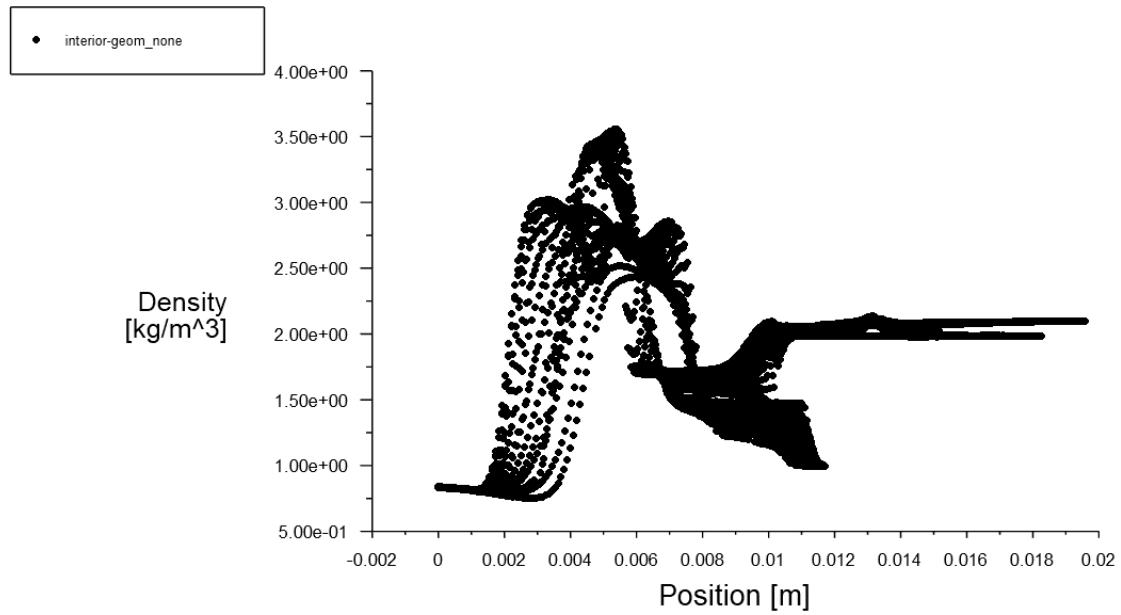
- interior-geom_none



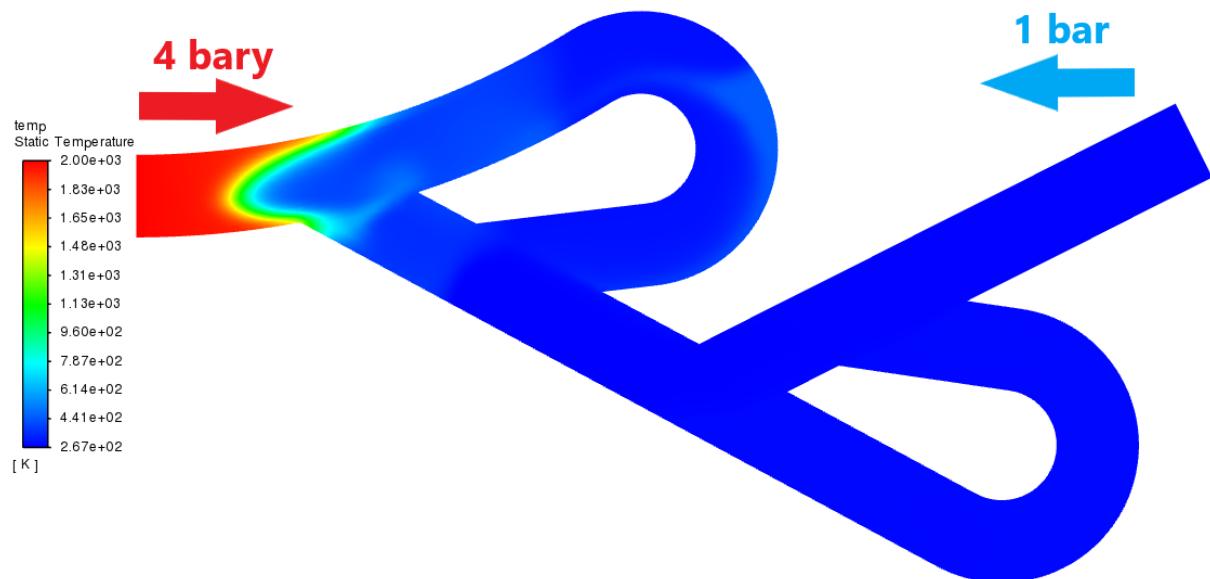
Rys. 8.6.40. Wykres prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,016$ [ms]



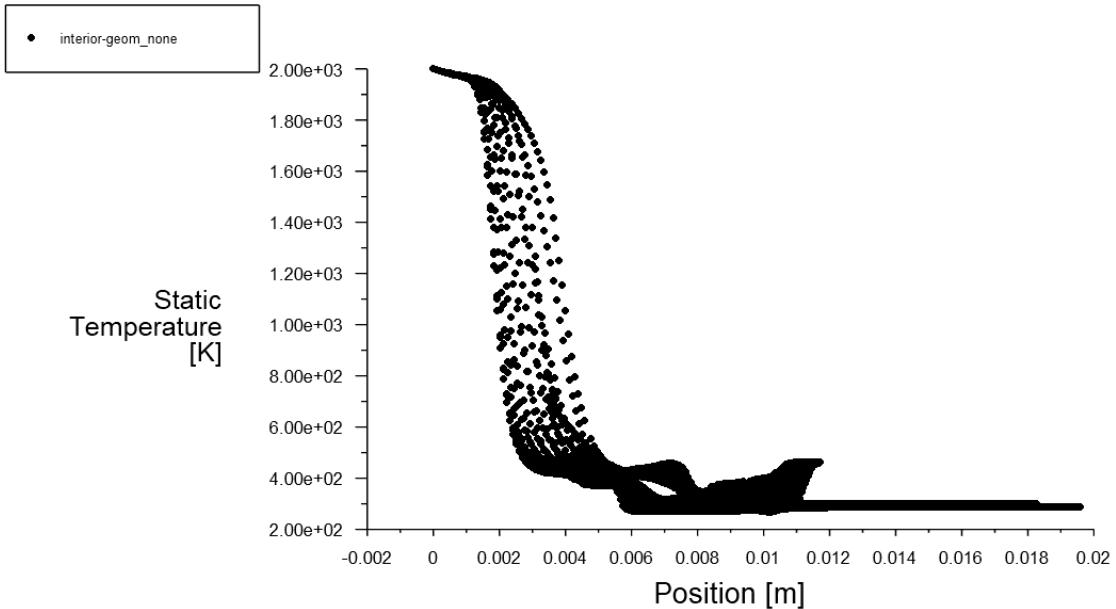
Rys. 8.6.41. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,016$ [ms]



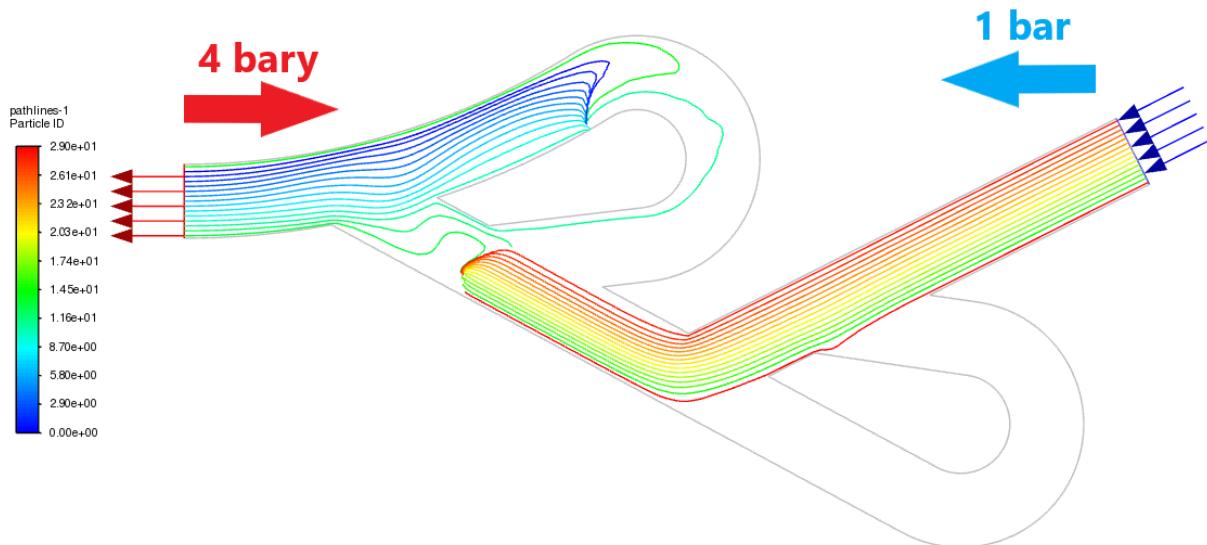
Rys. 8.6.42. Wykres gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,016 [ms]



Rys. 8.6.43. Rozkład temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,016 [ms]

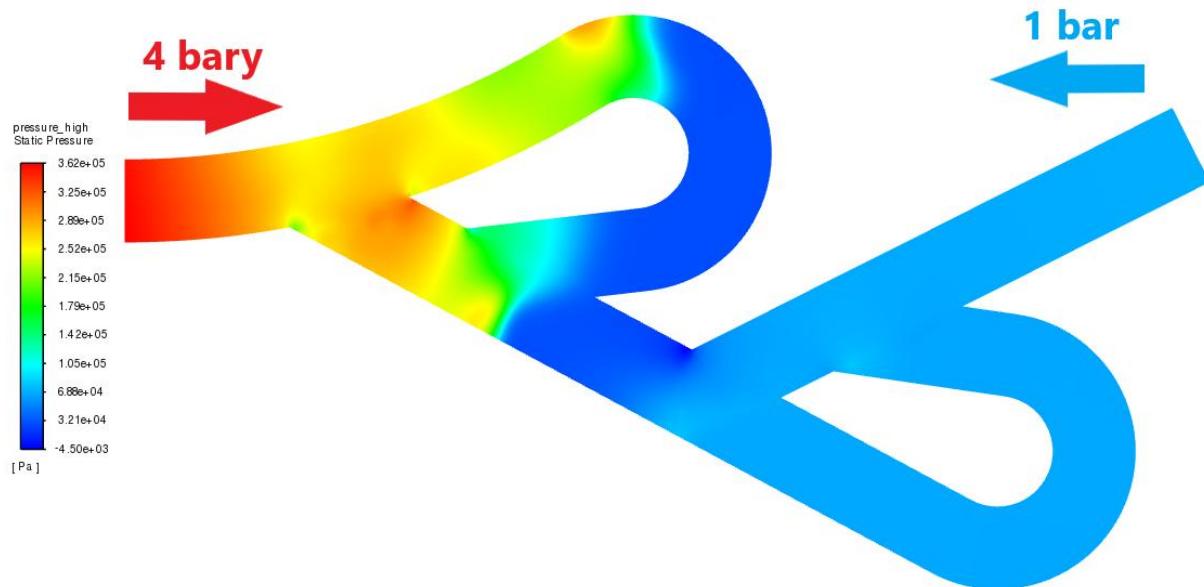


Rys. 8.6.44. Wykres temperatury zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,016 [ms]

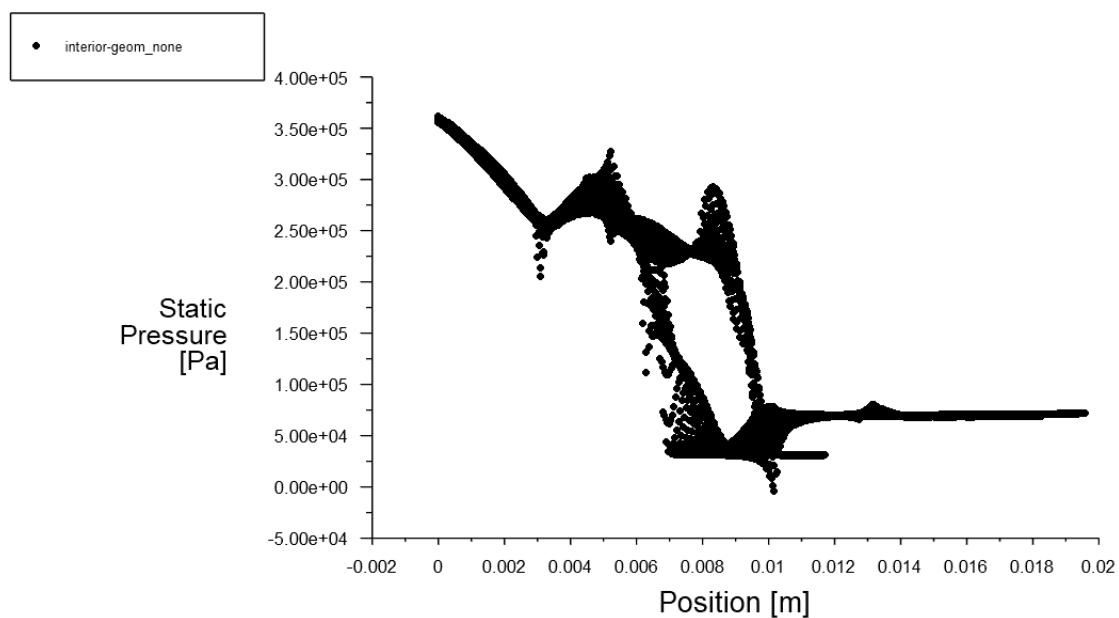


Rys. 8.6.45. Linie prądu zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,016 [ms]

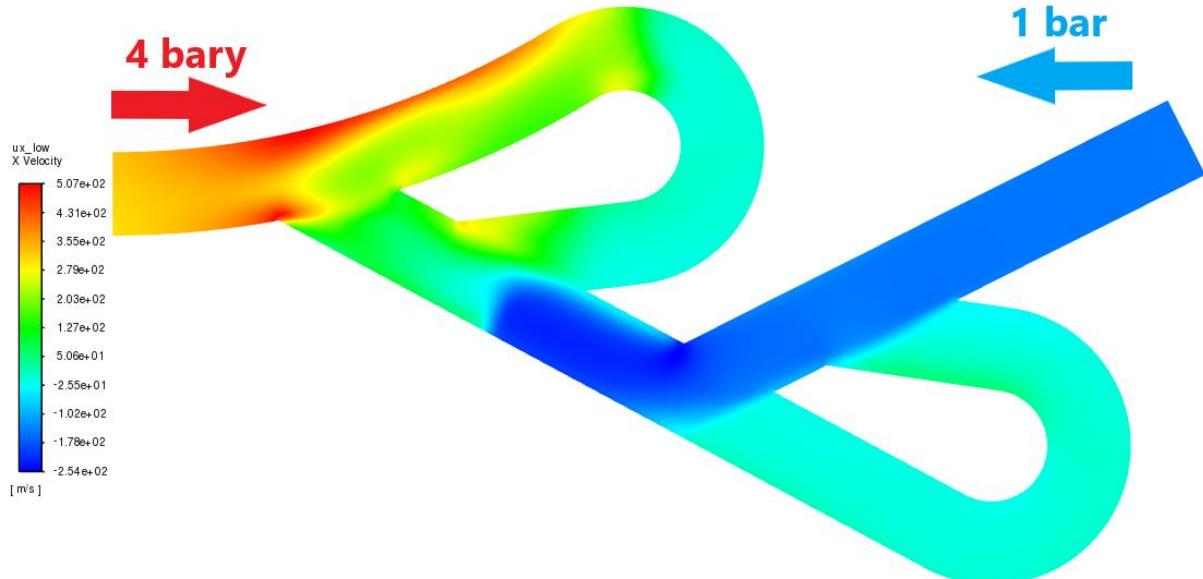
Na Rys. 8.6.46.-8.6.55. widoczne są wycinki dla t=0,020 ms po rozpoczęciu cyklu. Na wlocie istnieje nadciśnienie 4 bary oraz temperatura 2000 K. Na wykresach ciśnień oraz prędkości (8.6.47 i 49) widać ciągłe zwiększenie wartości liczbowych tych parametrów od strony silnika. Położenie czoła fali, z rys. 8.6.50 wskazuje że jest ono w miejscu wyjścia pierwszej pętli do głównego kanału. Z rys. 8.6.55 widoczne są pierwsze linie prądu które zderzają się z przepływem w przeciwną stronę, tworząc wir, który zatrzymuje przepływ.



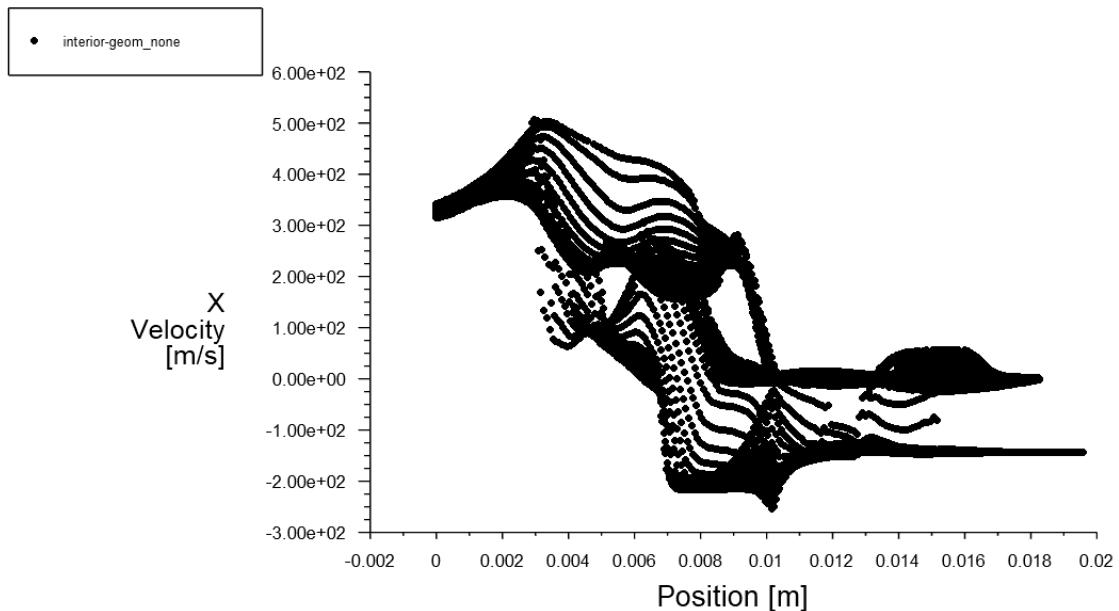
Rys. 8.6.46. Rozkład ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,020 [ms]



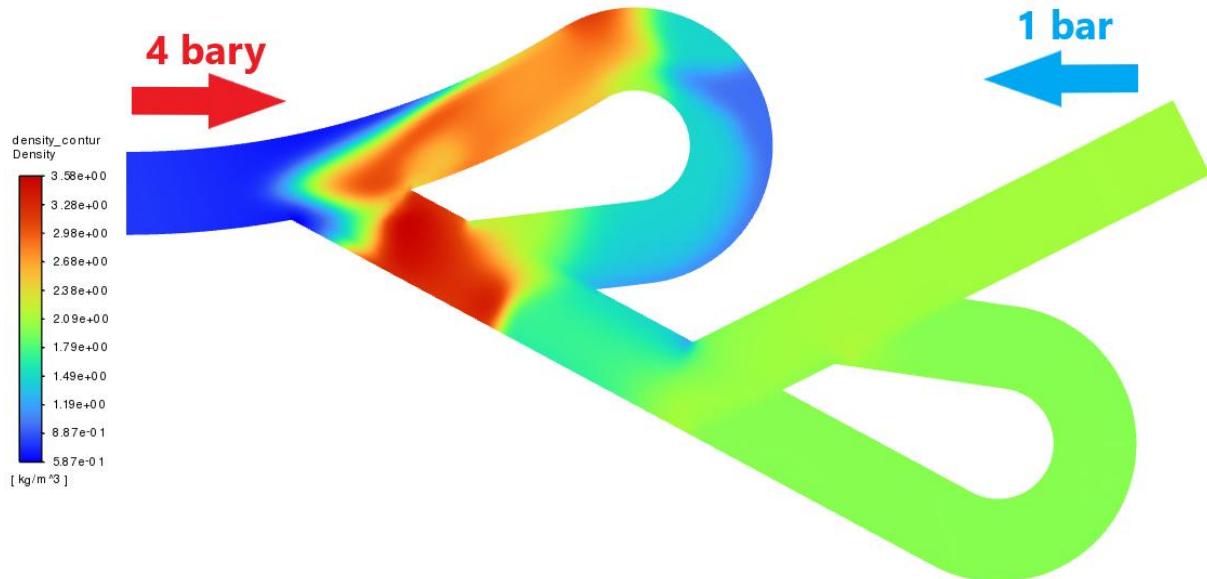
Rys. 8.6.47. Wykres ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,020 [ms]



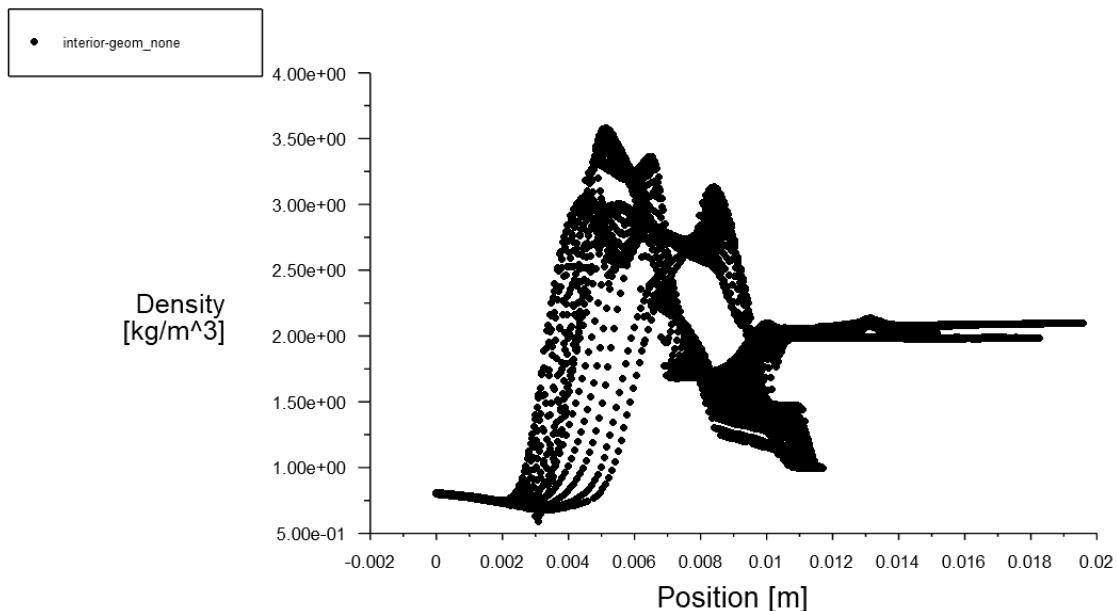
Rys. 8.6.48. Rozkład prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,020$ [ms]



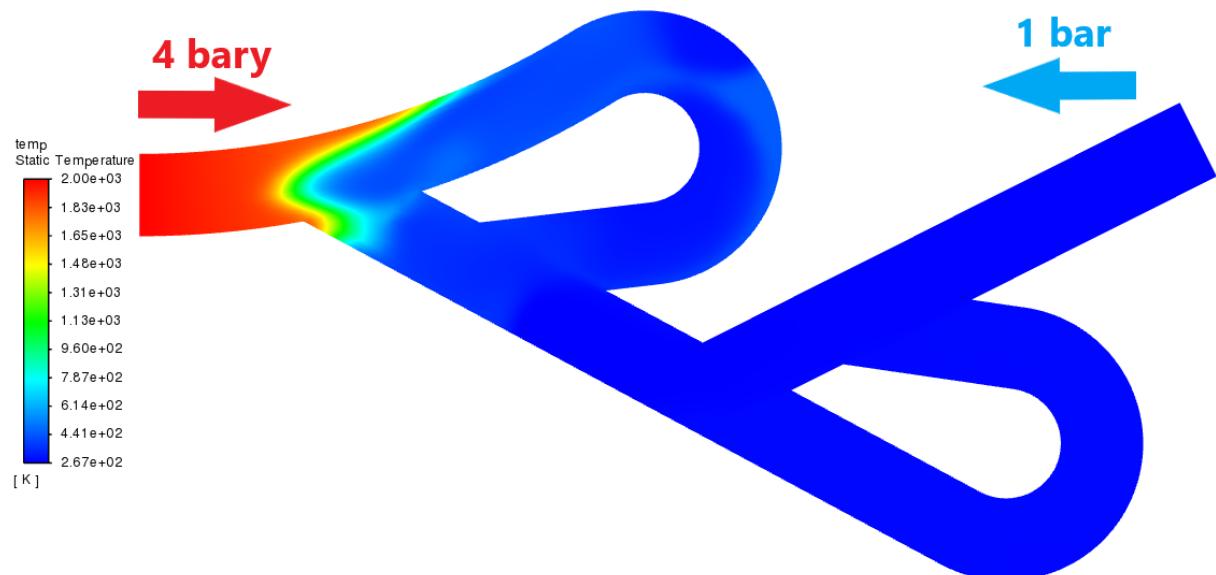
Rys. 8.6.49. Wykres prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,020$ [ms]



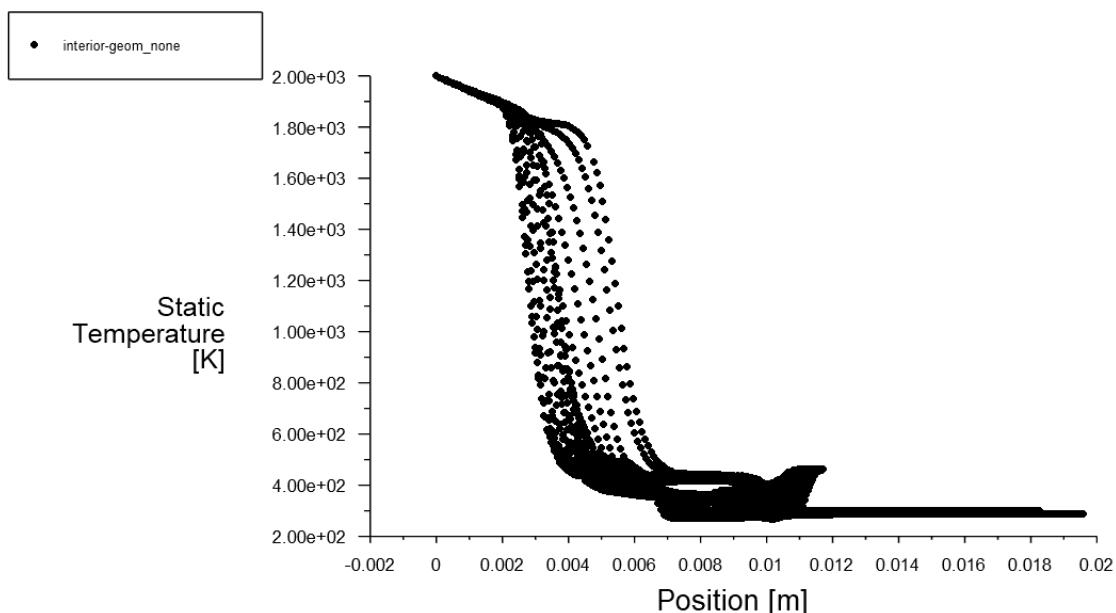
Rys. 8.6.50. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,020$ [ms]



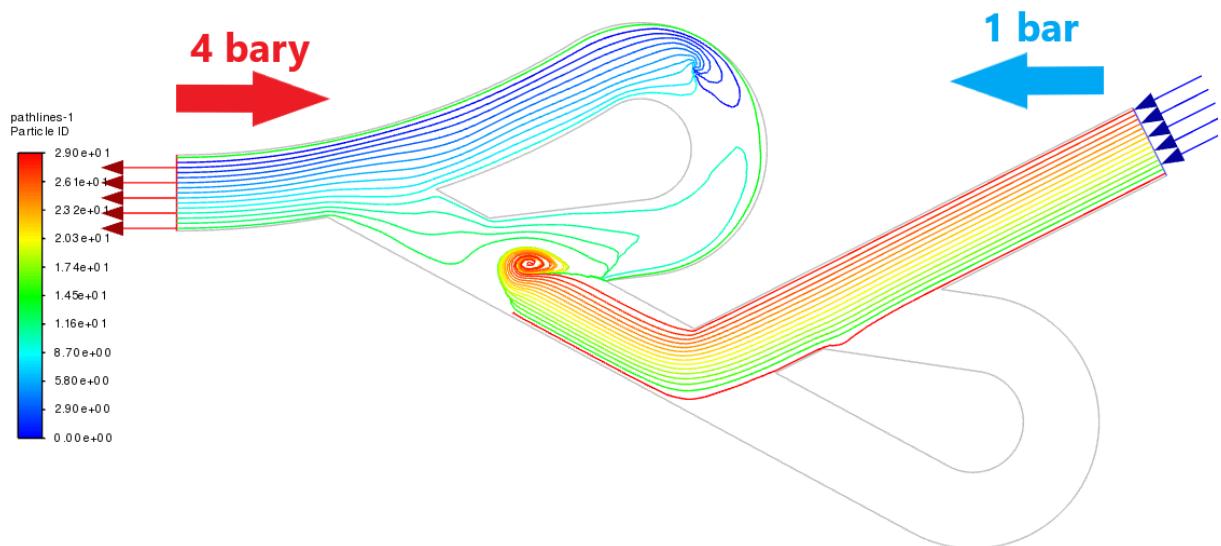
Rys. 8.6.51. Wykres gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,020$ [ms]



Rys. 8.6.52. Rozkład temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,020$ [ms]

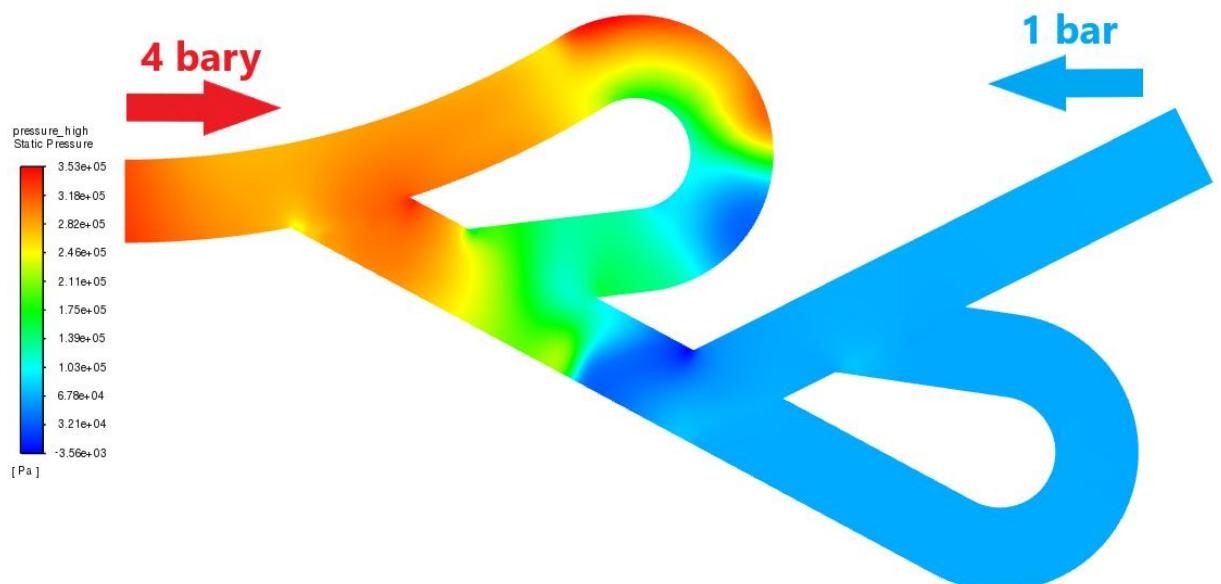


Rys. 8.6.53. Wykres temperatury zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,020$ [ms]

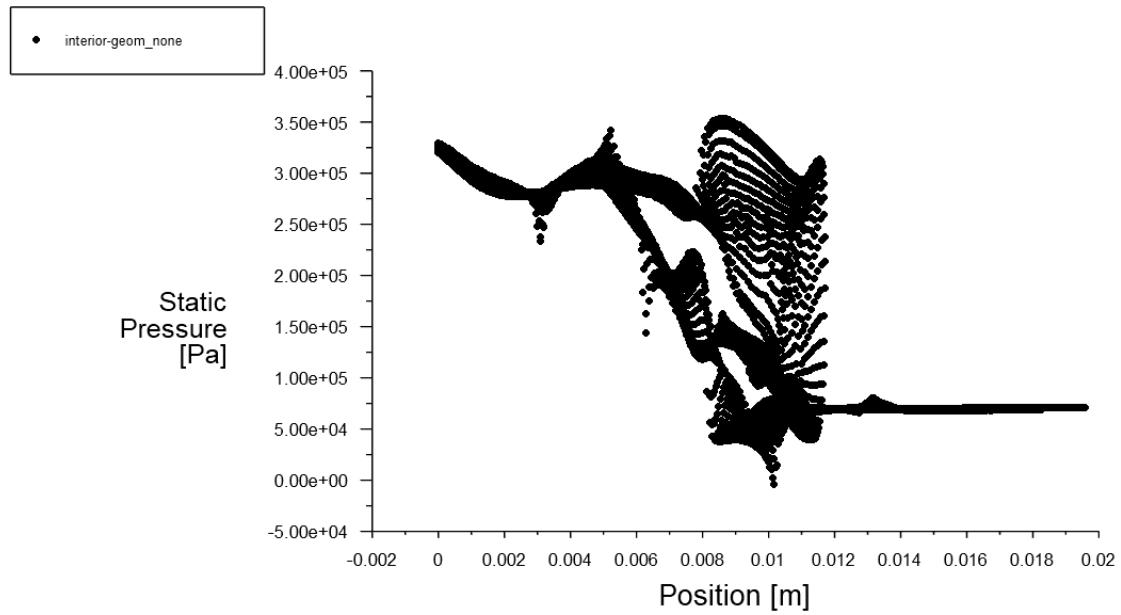


Rys. 8.6.54. Linie prądu zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,020$ [ms]

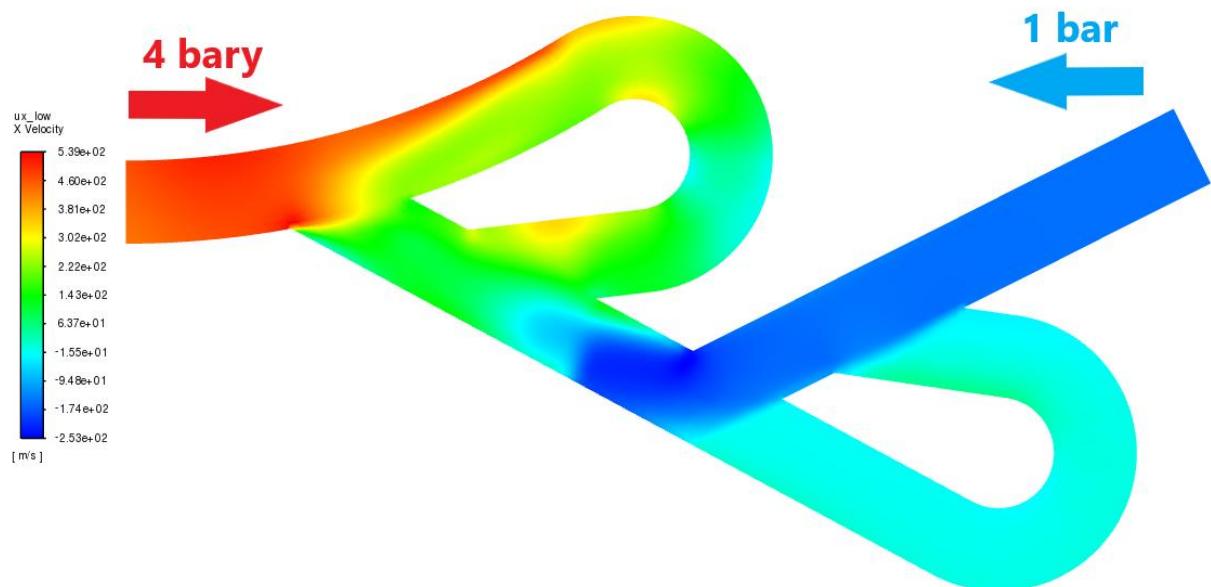
Na Rys. 8.6.55.-8.6.64. widoczne są wycinki dla $t=0,025$ ms po rozpoczęciu cyklu. Jest to ostatnia klatka dla wysokich wartości nadciśnienia i temperatury na wlocie, przy których przyjęte jest, że fala detonacyjna silnika opuściła już obszar zaworu. Obszar wpływu fali ciśnieniowej obejmuje już pierwszą pętlę (8.6.55 i 8.6.57). Wartości maksymalne gęstości nieco spadają (rys. 8.6.59, do $3,45 \text{ kg/m}^3$), a temperatura rozprzestrzenia się aż do wlotu do pierwszej pętli (rys. 8.6.61). Linie prądu (rys. 8.6.63) wskazują na coraz większe wiry wynikające ze zderzeń mas powietrza o wektorach prędkości o przeciwnych zwrotnach.



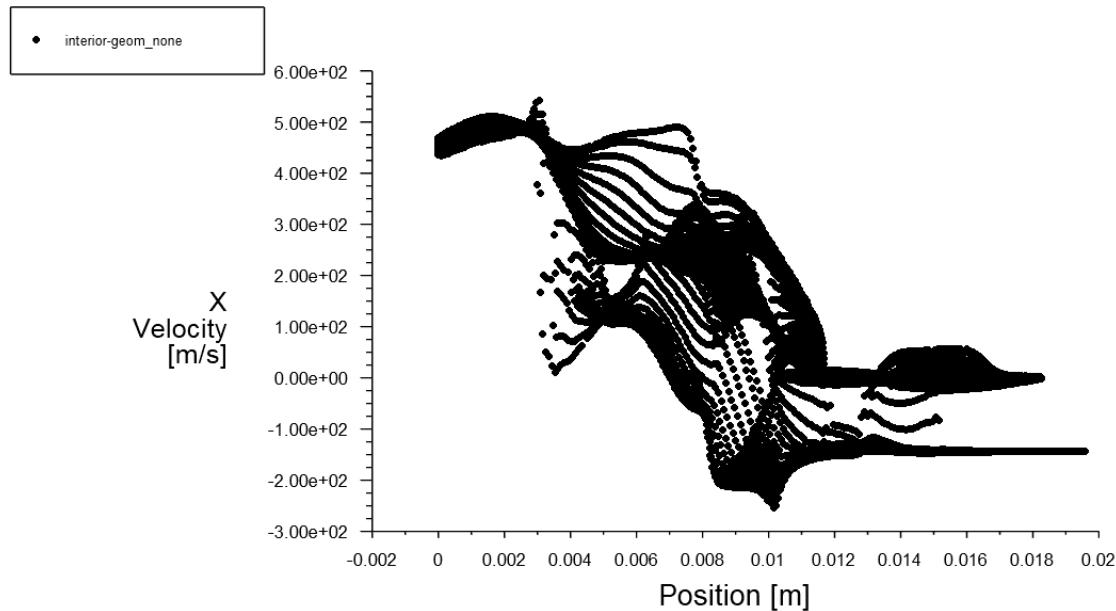
Rys. 8.6.55. Rozkład ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]



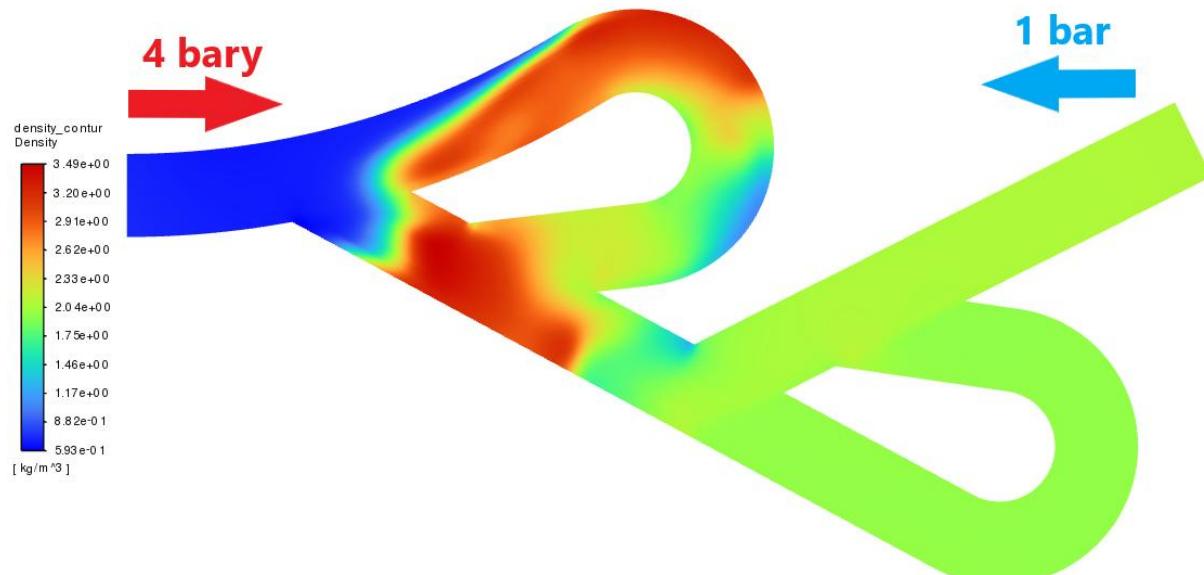
Rys. 8.6.56. Wykres ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,025 [ms]



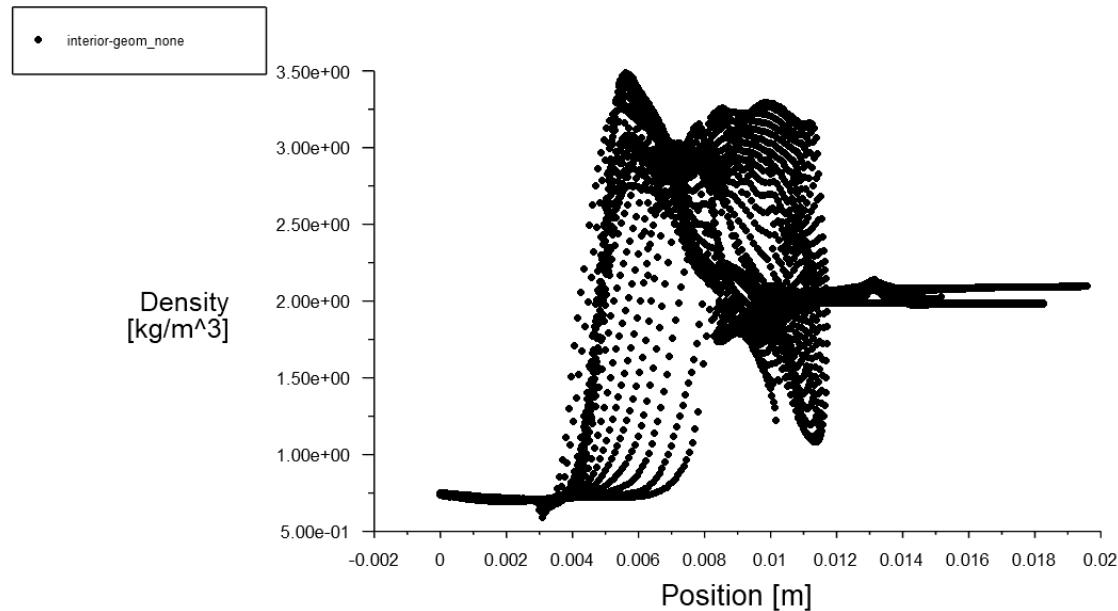
Rys. 8.6.57. Rozkład prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,025 [ms]



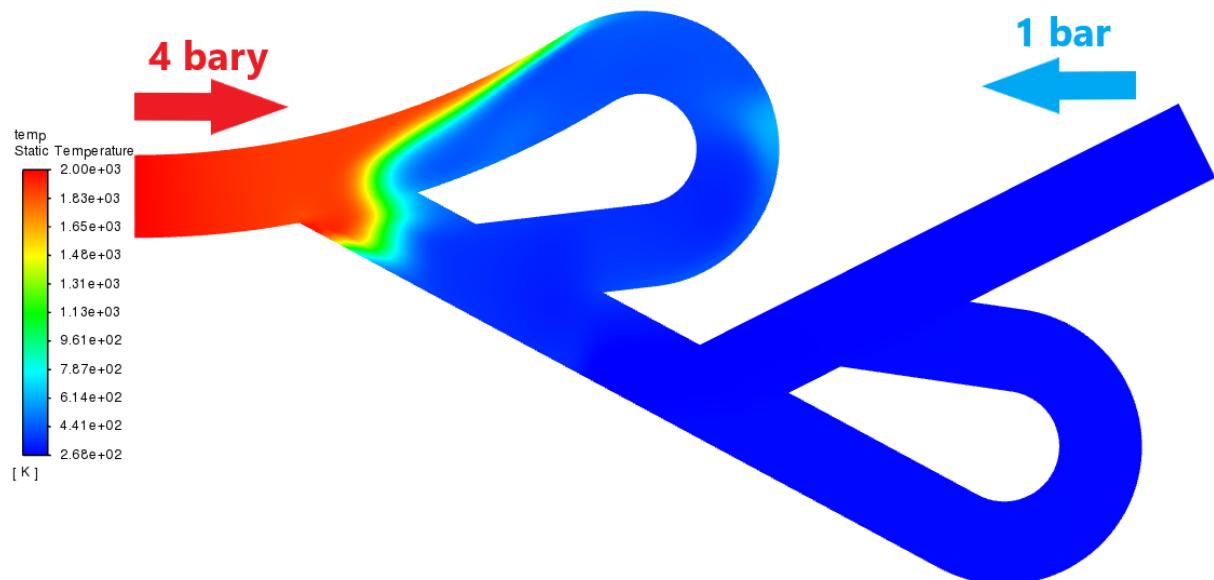
Rys. 8.6.58. Wykres prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]



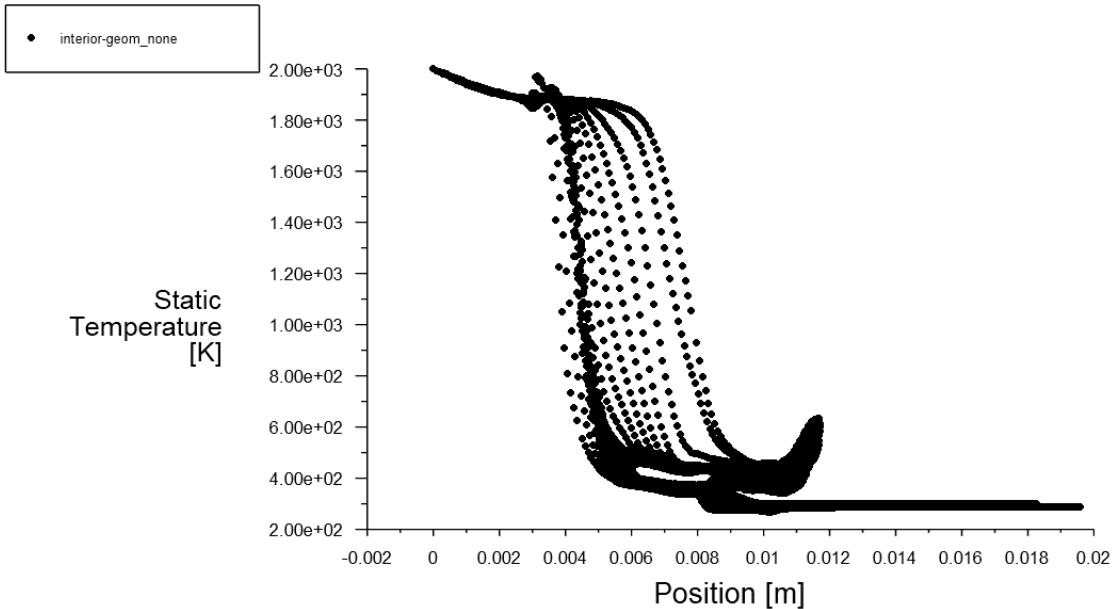
Rys. 8.6.59. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]



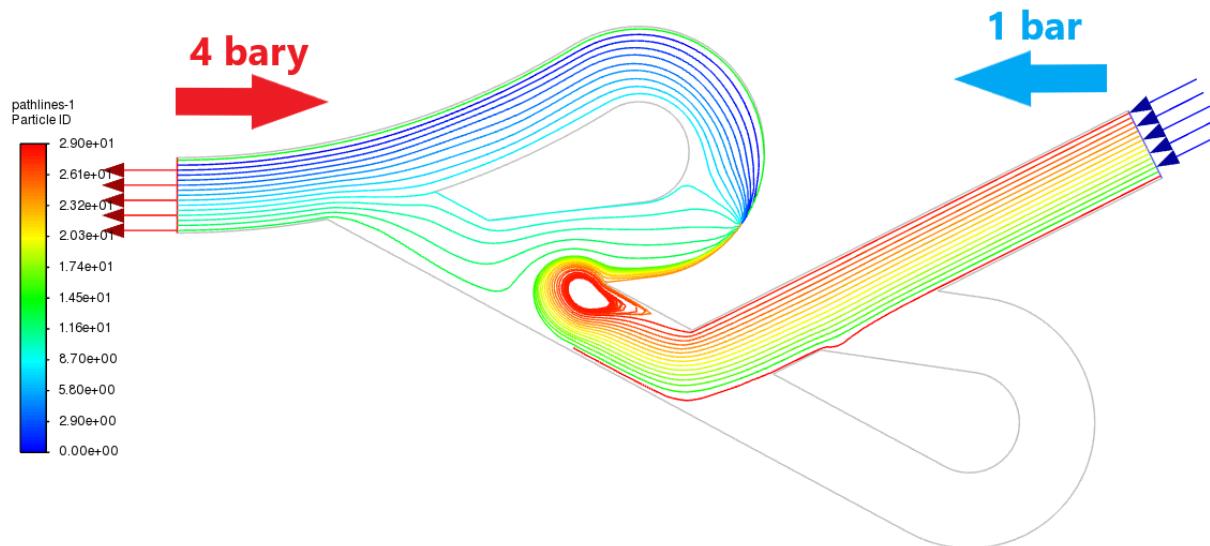
Rys. 8.6.60. Wykres gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]



Rys. 8.6.61. Rozkład temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]



Rys. 8.6.62. Wykres temperatury zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,025 [ms]



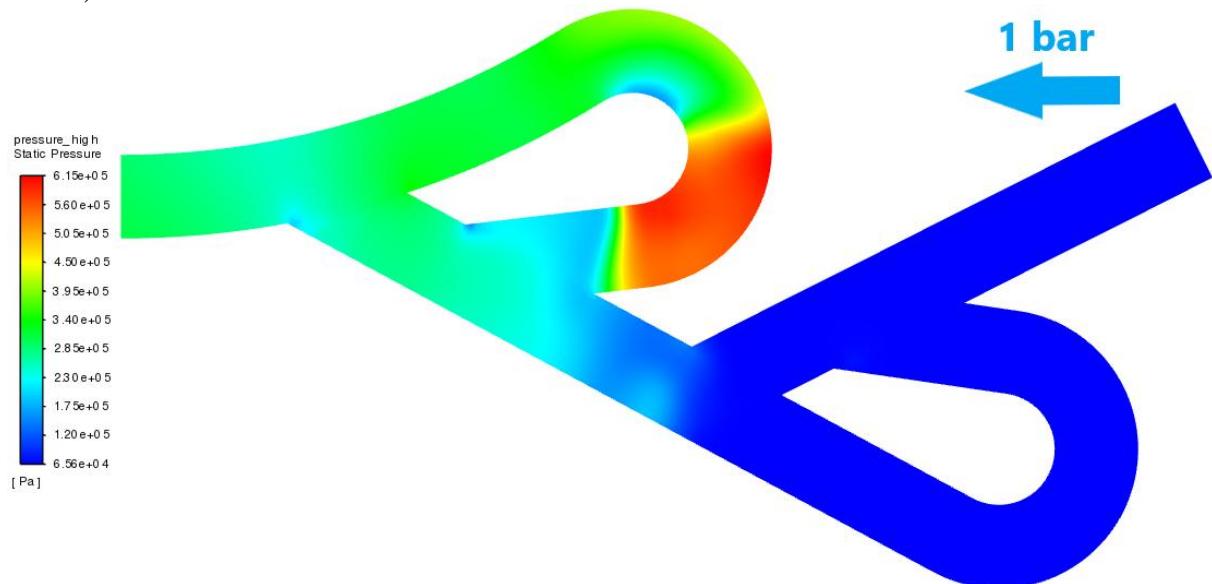
Rys. 8.6.63. Linie prądu zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,025 [ms]

Po 0,025 ms fala detonacyjna przemija i zgodnie z warunkami brzegowymi opisanymi w podrozdziale 8.2. ciśnienie i temperatura na wlocie wraca do warunków otoczenia (0 bar nadciśnienia i 273 K jako temperatura otoczenia). Następne Rozkład i wykresy będą już z okresu w którym następuje jedynie wtrysk mieszanki od strony zbiornika.

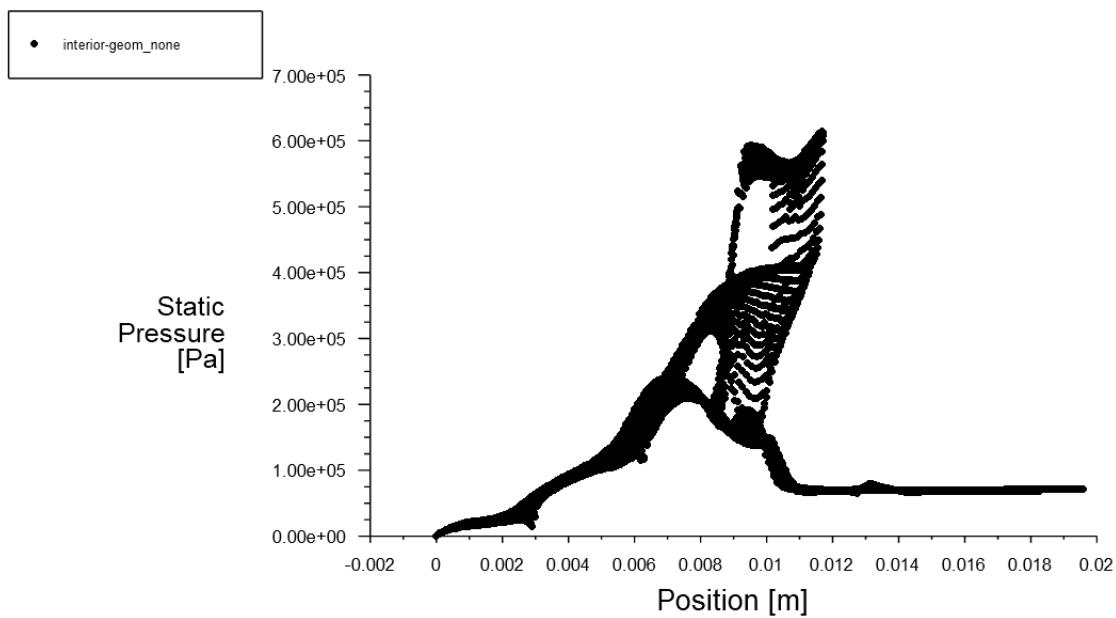
Następne rysunki dotyczą okresu po 0,032 ms od początku cyklu, czyli 0,007ms po końcu okresu przejścia fali detonacyjnej (Rys 8.6.64.-8.6.72).

Pomimo braku wtrysku z jednej ze stron wartości maksymalne ciśnień znacznie wzrastają, ze względu na wciąż napływające masy powietrza (rys. 8.6.64, do ok. 6 barów). Ciśnienie na wlocie spada do 0 (warunek brzegowy, rys. 8.6.65). Jak wspomniano, wysokie prędkości powodują kompresję powietrza na ścianie i pik ciśnień wewnętrz pętli (Rys. 8.6.66). Gęstości osiągają swoje maksimum w miejscu gdzie ciśnienia są największe (rys. 8.6.68 i 69, ok. 6 kg/m³), a temperatury kontynuują rozprzestrzenianie się (rys. 8.6.70 i 71). Linie prądu

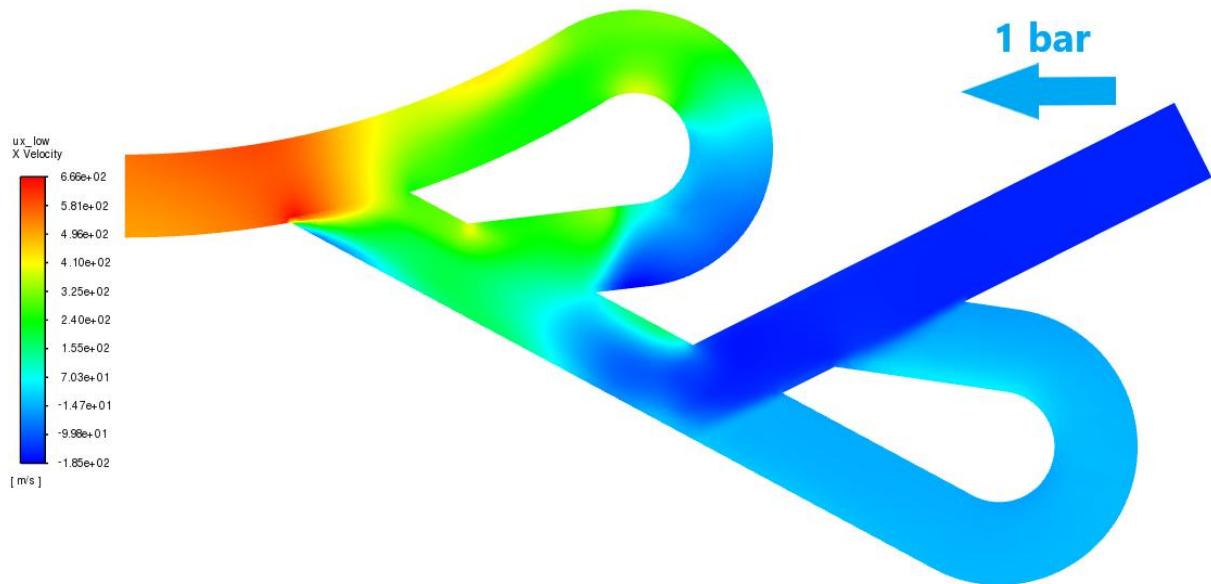
wskazują na coraz większe wiry i zatrzymywanie się przepływu za pierwszą pętlą (rys. 8.6.72).



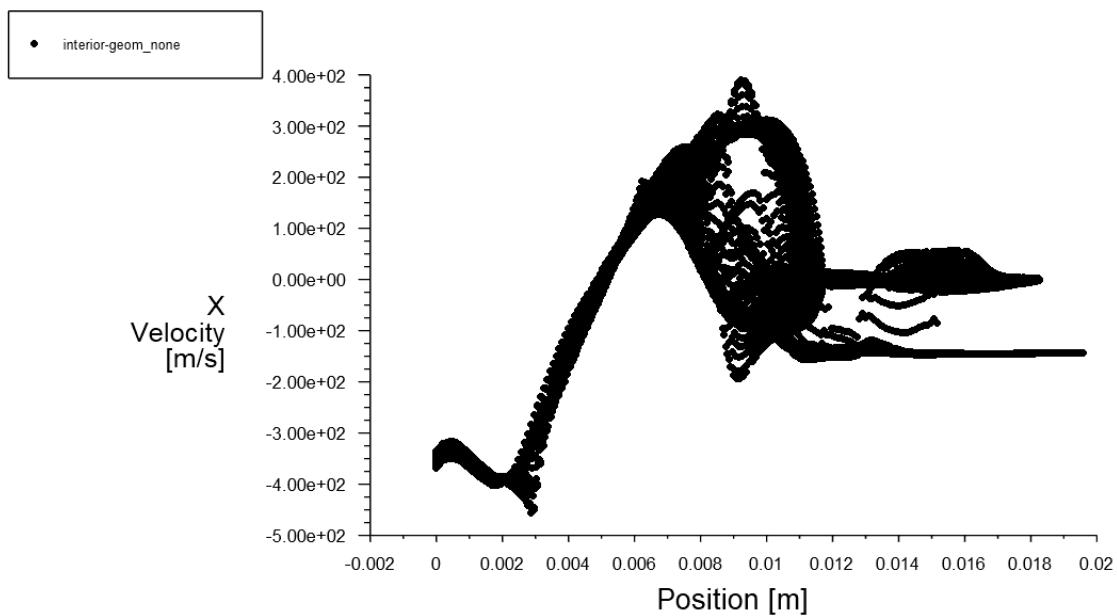
Rys. 8.6.64. Rozkład ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,032$ [ms]



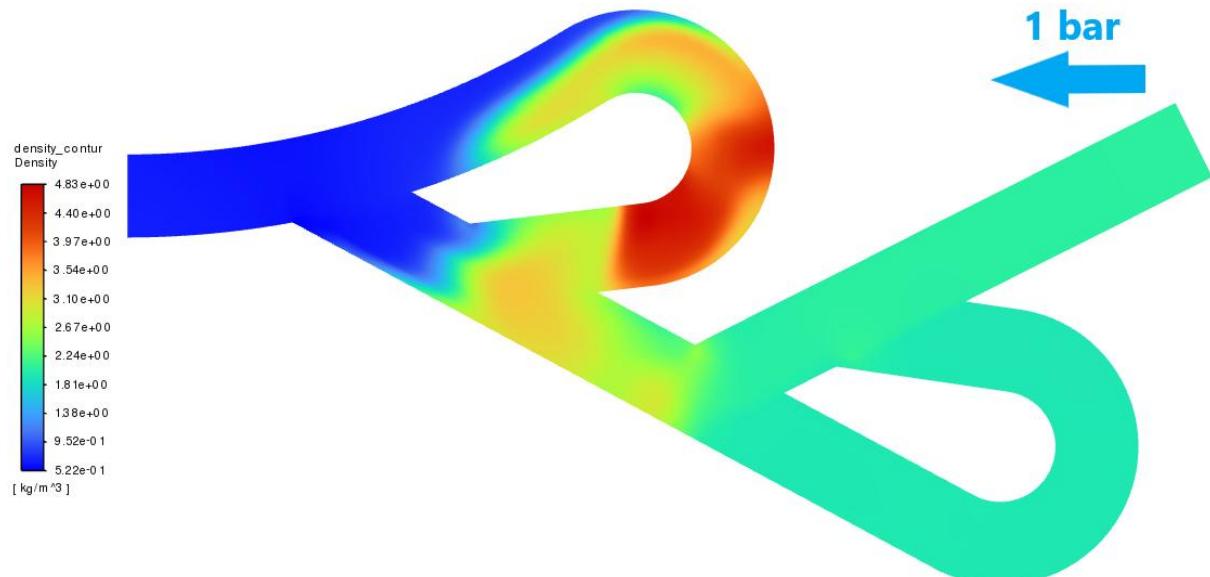
Rys. 8.6.65. Wykres ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,032$ [ms]



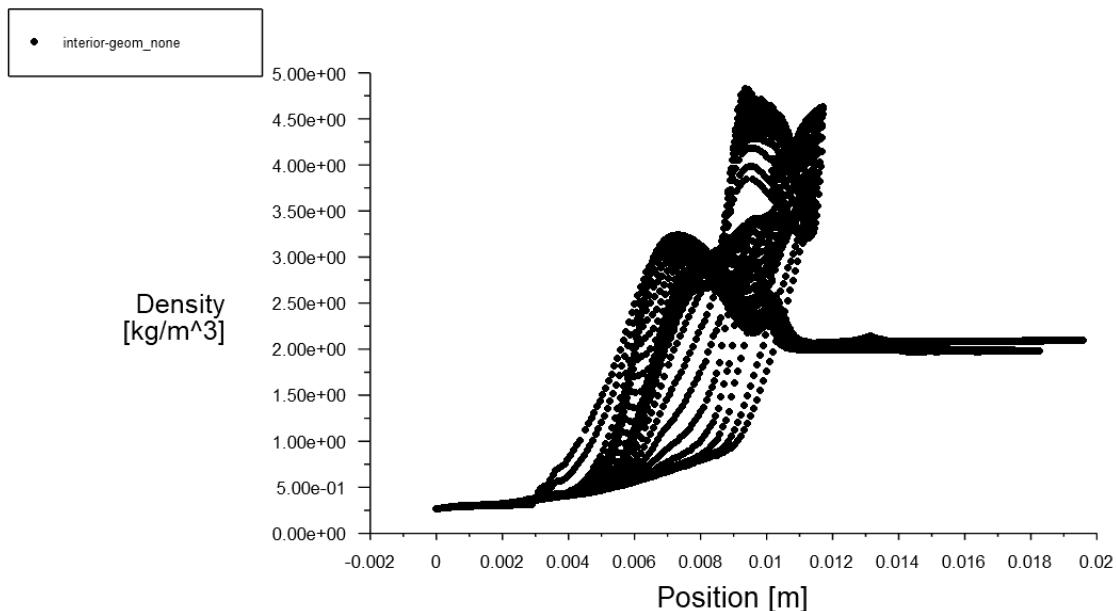
Rys. 8.6.66. Rozkład prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,032 [ms]



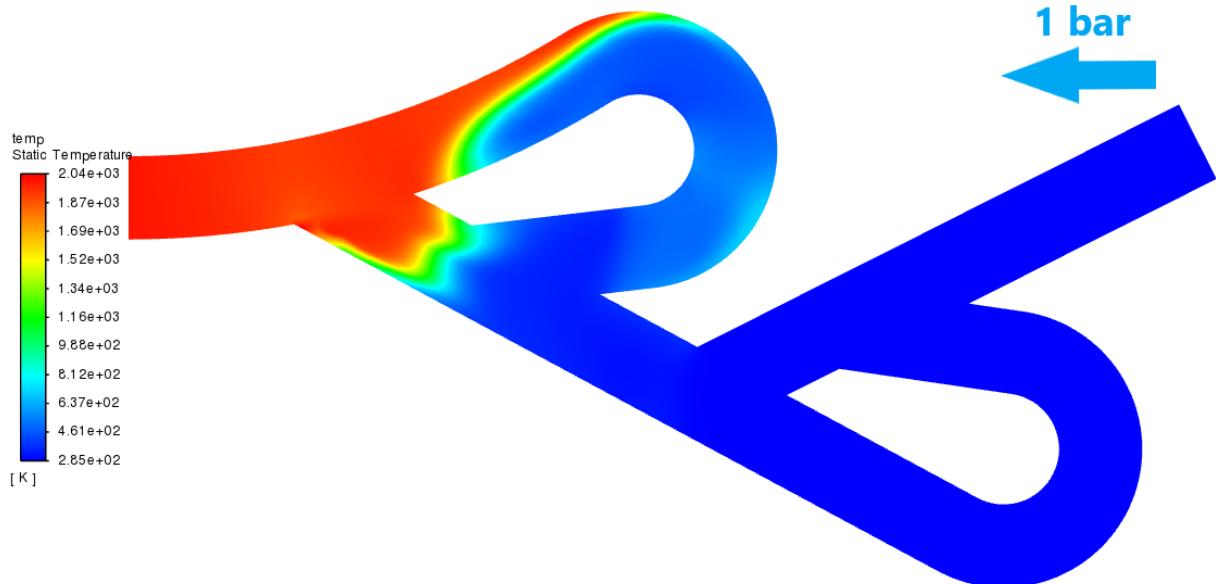
Rys. 8.6.67. Wykres prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,032 [ms]



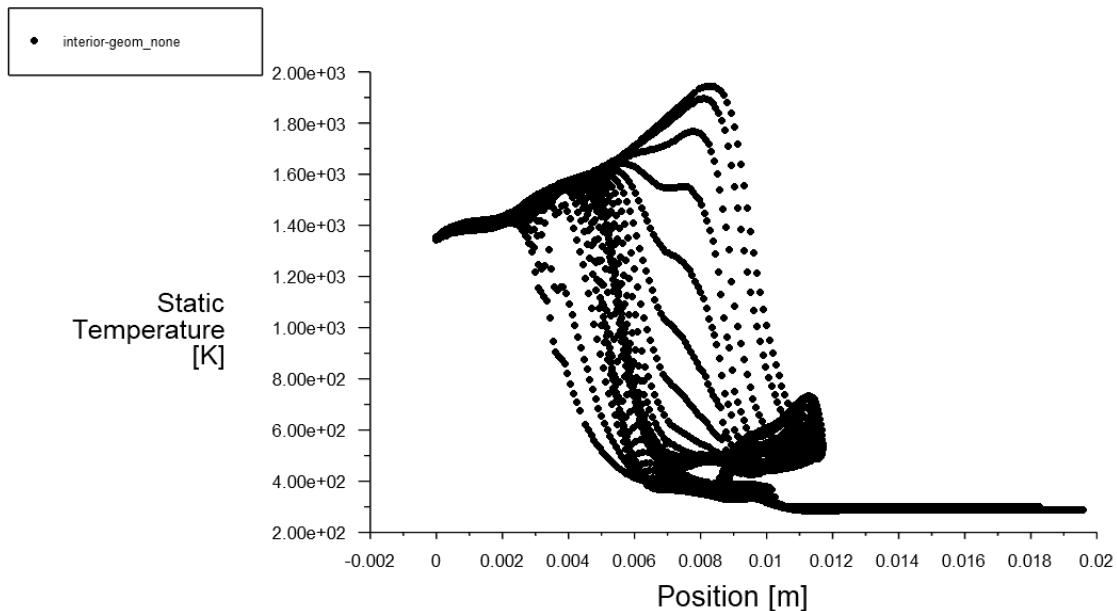
Rys. 8.6.68. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,032$ [ms]



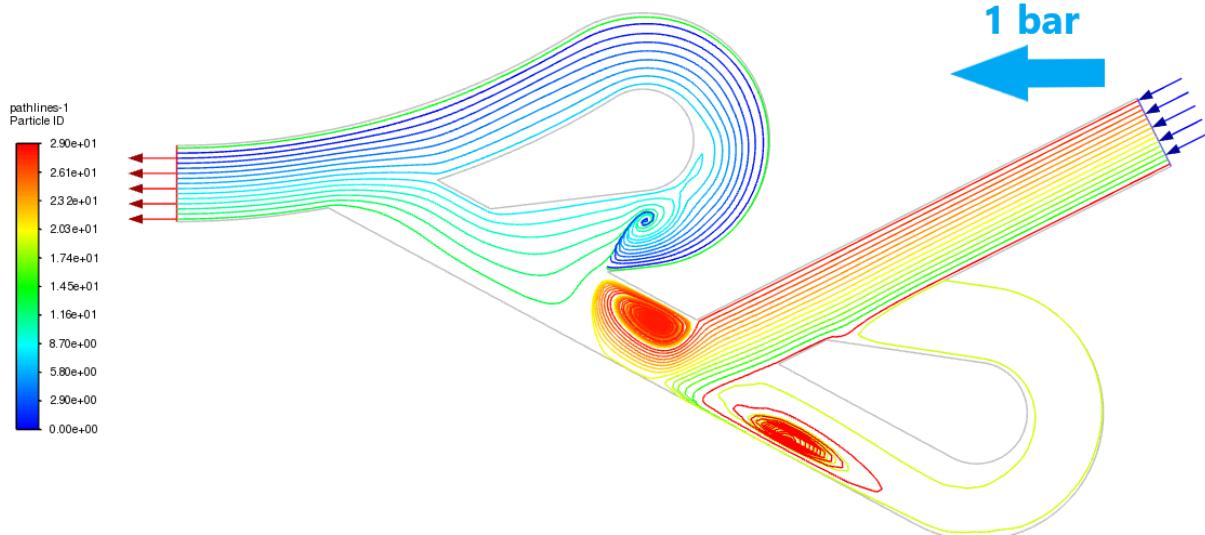
Rys. 8.6.69. Wykres gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,032$ [ms]



Rys. 8.6.70. Rozkład temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,032 [ms]

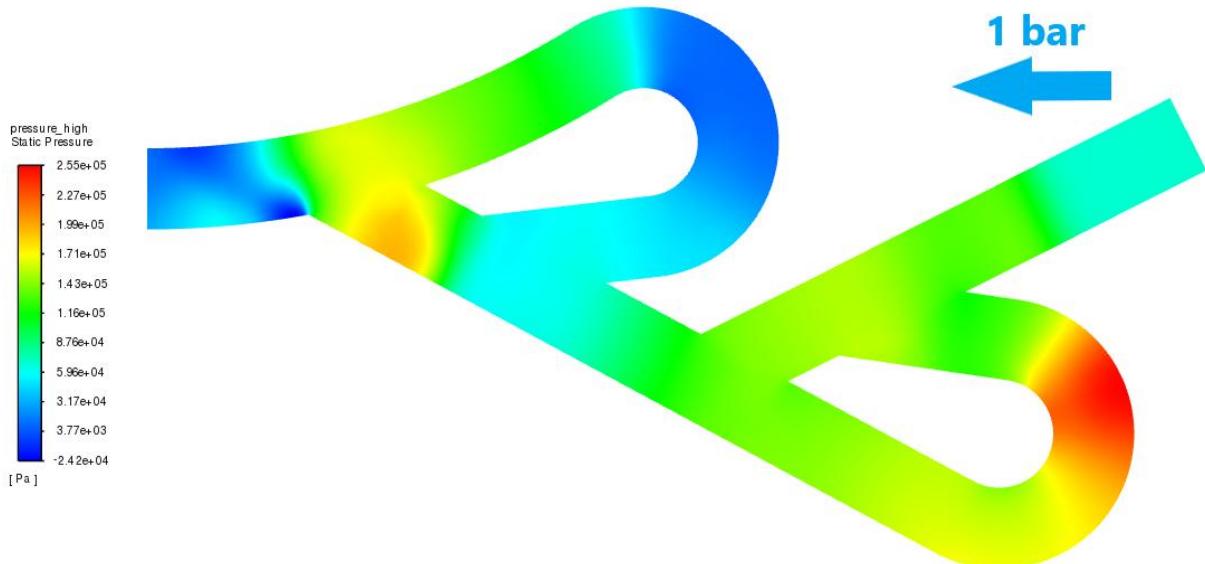


Rys. 8.6.71. Wykres temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,032 [ms]

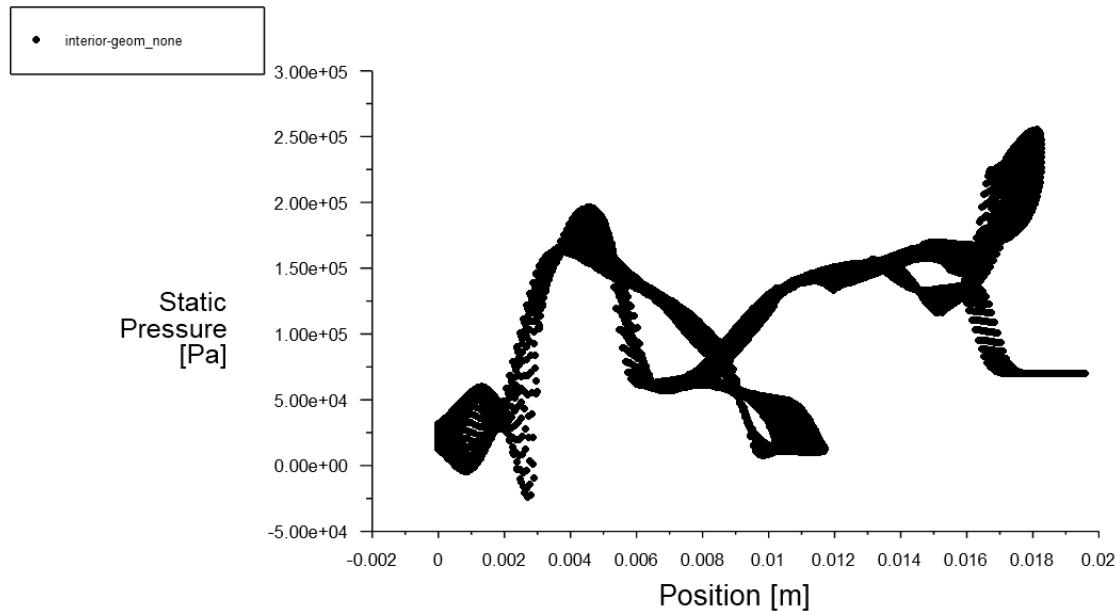


Rys. 8.6.72. Linie prądu zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,032$ [ms]

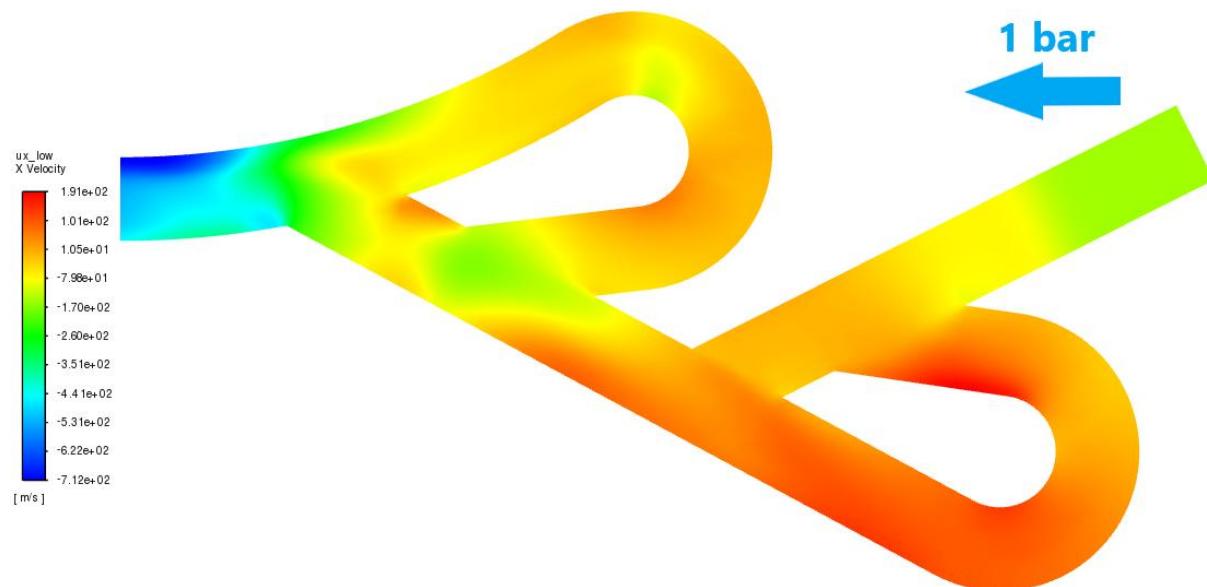
Następny okres to 0,060 ms, czyli 0,035 ms po przejściu fali detonacyjnej. Wartości ciśnień sukcesywnie spadają do ok. 2,5 bara (rys. 8.6.73 i 74), podobnie do prędkości (do ok. 200m/s, rys. 8.6.75 i 76). Ciśnienie i prędkość zrównują się na przestrzeni całego zaworu. Gęstości maksymalne również spadają, ok $3,5 \text{ kg/m}^3$ (rys. 8.6.77 i 78), temperatury zrównują się, a maksymalne wartości to ok. 1100 K, przy wlocie do pierwszej pętli (rys. 8.6.79 i 80). Linie prądu pokazują że przepływ nie dociera do wlotu od strony zbiornika (rys. 8.6.81).



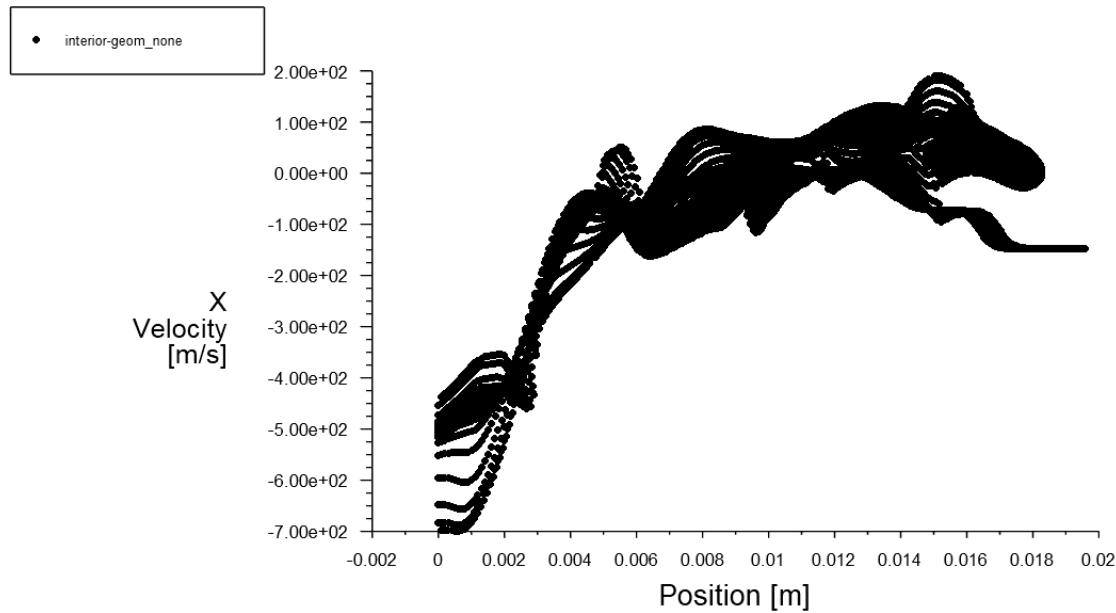
Rys. 8.6.73. Rozkład ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,06$ [ms]



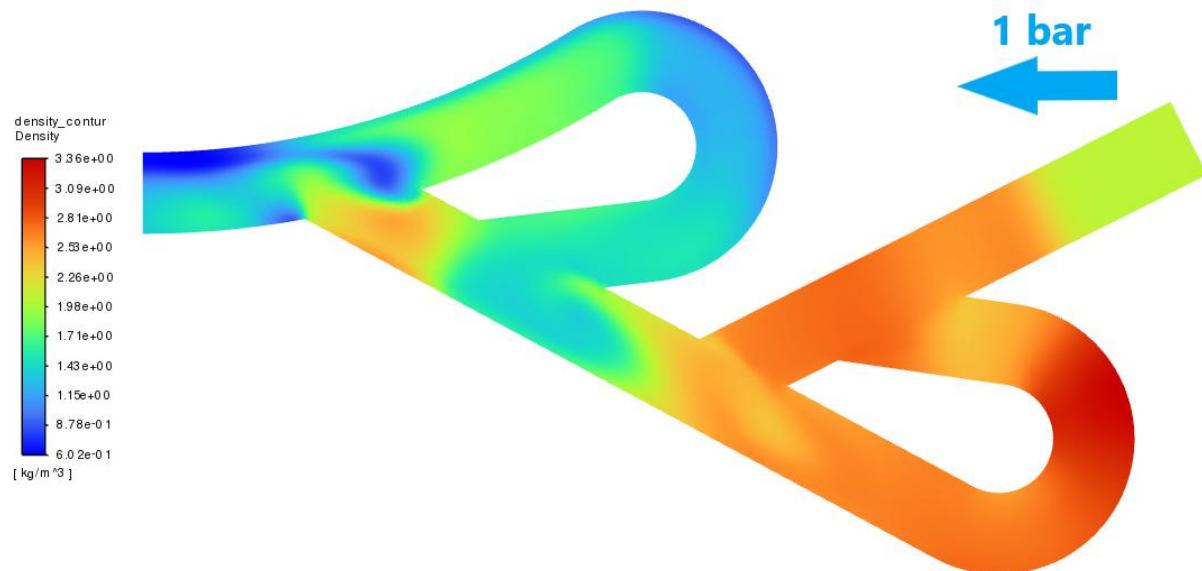
Rys. 8.6.74. Wykres ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,06 [ms]



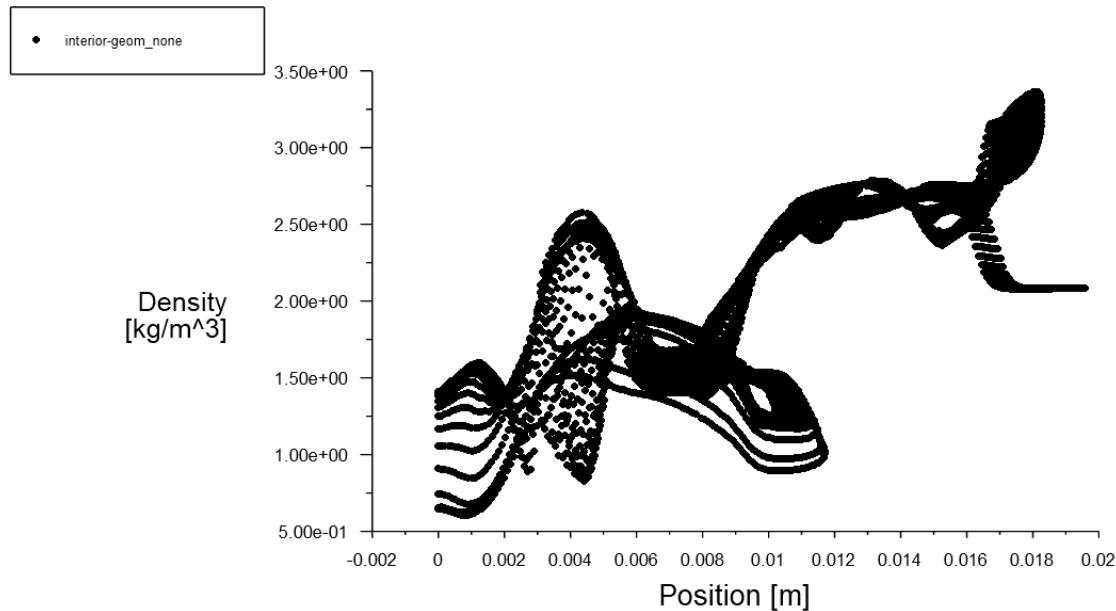
Rys. 8.6.75. Rozkład prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,06 [ms]



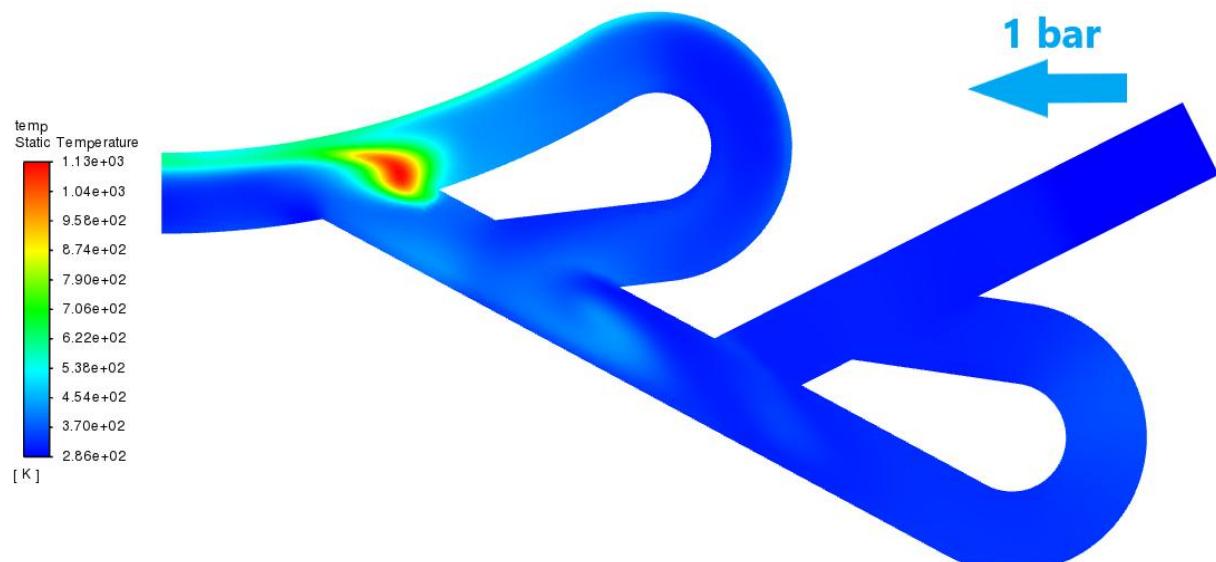
Rys. 8.6.76. Wykres prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,06 [ms]



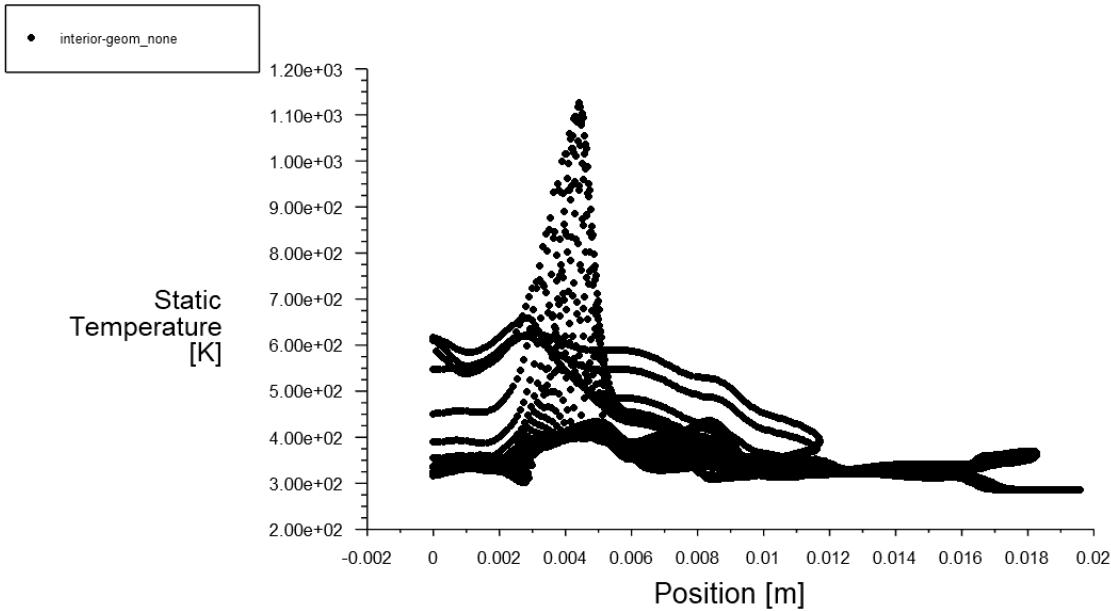
Rys. 8.6.77. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,06 [ms]



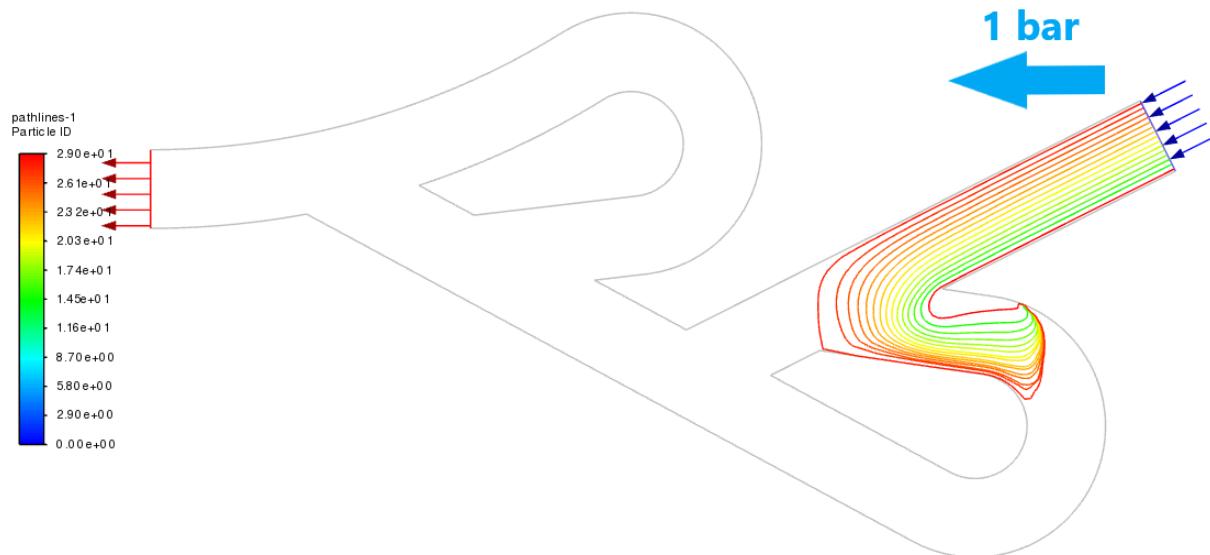
Rys. 8.6.78. Wykres gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,06 [ms]



Rys. 8.6.79. Rozkład temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,06 [ms]

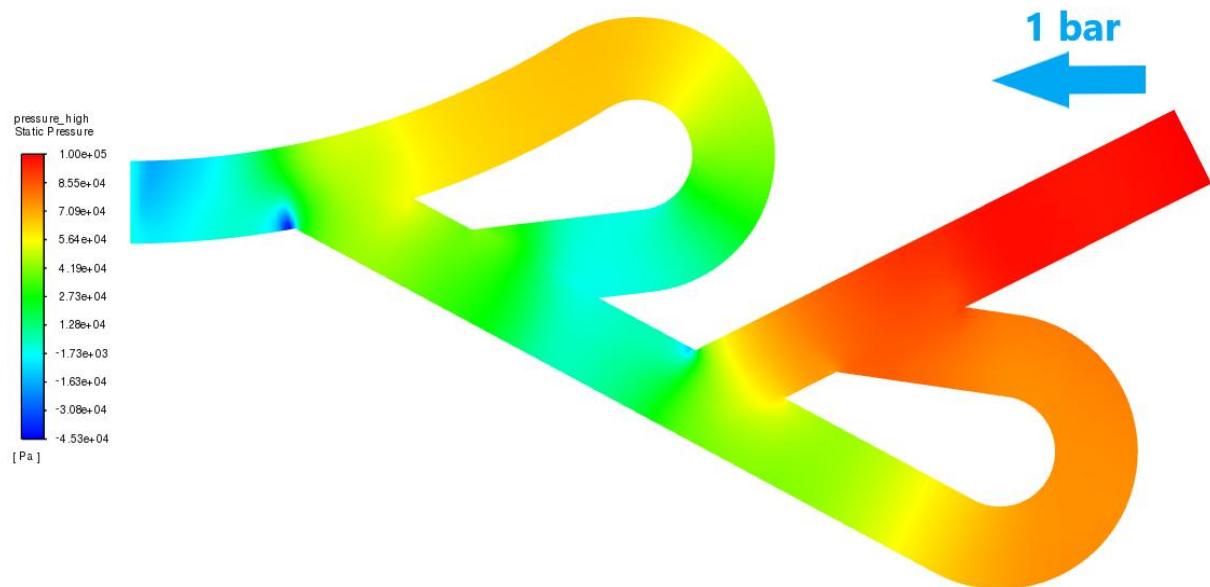


Rys. 8.6.80. Wykres temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,06$ [ms]

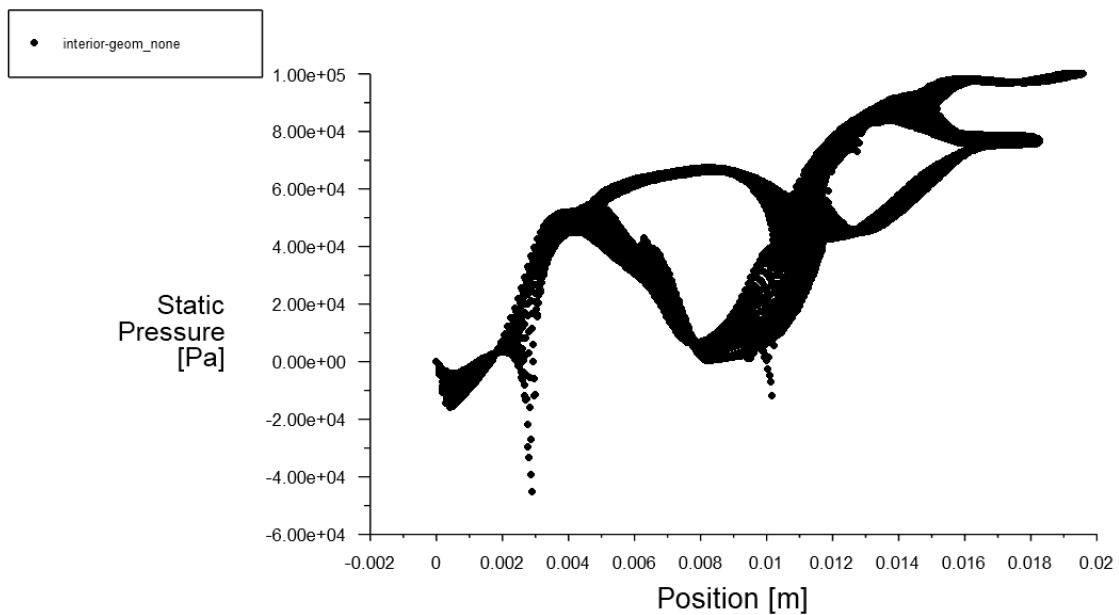


Rys. 8.6.81. Linie prądu zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,06$ [ms]

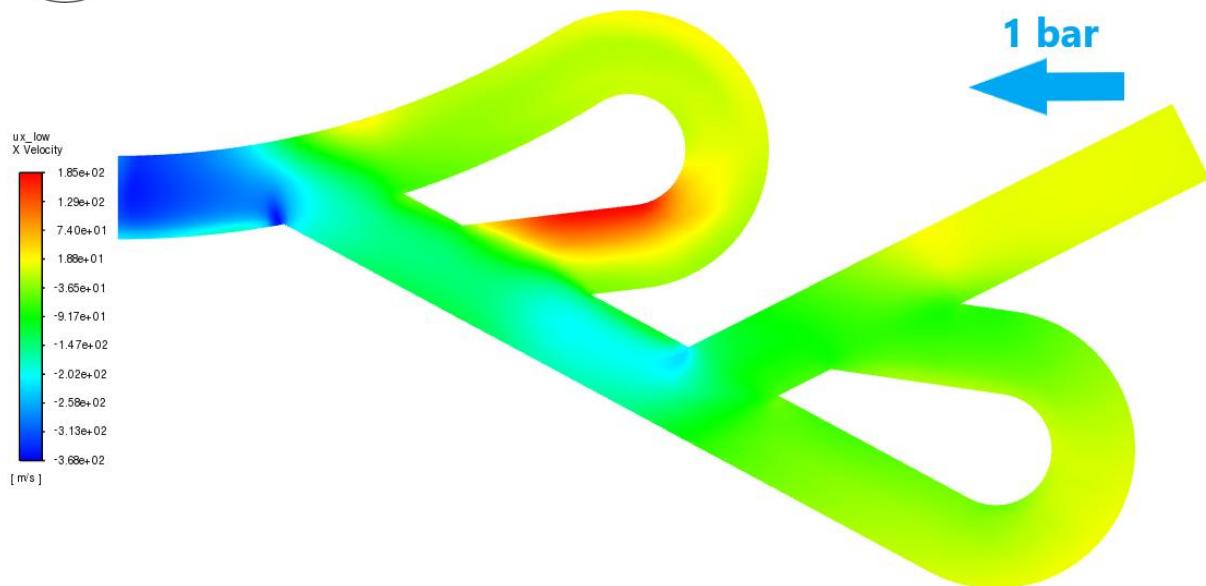
Kolejny okres to 0,120 ms, czyli 0,095 ms po przejściu fali detonacyjnej. Maksymalne nadciśnienia wynoszą 1bar, a więc spadają już do wartości jaka panuje na wtrysku od strony zbiornika, gdzie mieszanka jest wciąż wtłaczana do zaworu (Rys. 8.6.82 i 83). Prędkości maksymalne na wylocie spadają do ok 400 m/s (Rys. 8.6.84 i 85). Najwyższe gęstości obecne są w początku zaworu od strony zbiornika, gdzie masy powietrza najbardziej na siebie napływają (Rys. 8.6.86 i 87). Temperatury konsekwentnie stabilizują się na przestrzeni całego zaworu, jedynie w pierwszej pętli od strony silnika są one podwyższone (Rys. 8.6.88 i 89). Z Rys. 8.6.90 widać że ruch wewnętrz zaworu ustaje i nie ma przepływu mieszanki do wnętrza silnika ani spalin do wnętrza zbiornika.



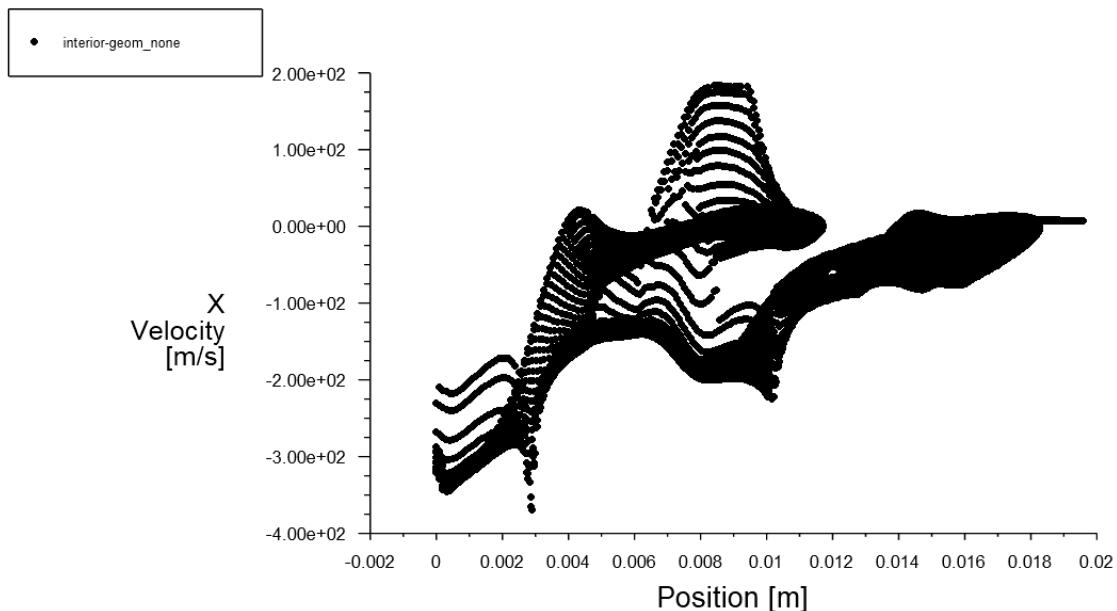
Rys. 8.6.82. Rozkład ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,12$ [ms]



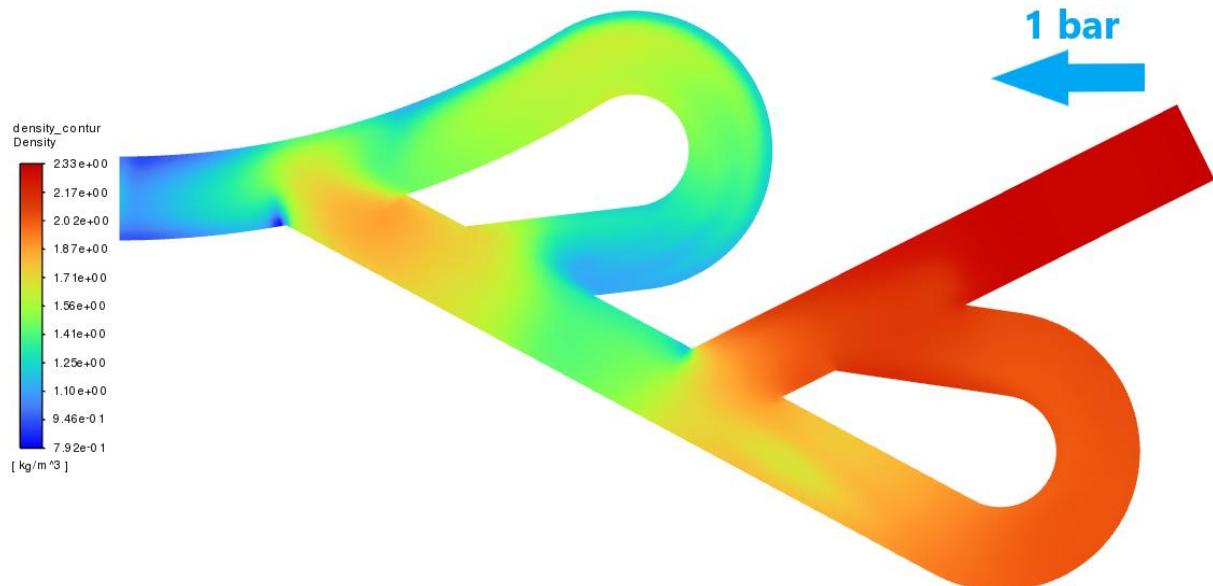
Rys. 8.6.83. Wykres ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,12$ [ms]



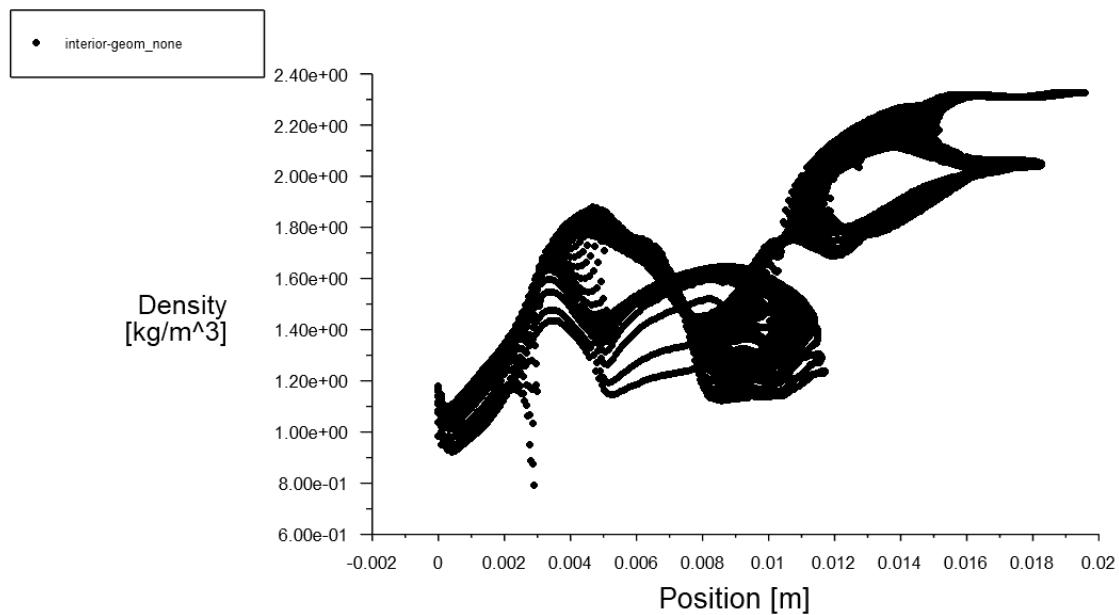
Rys. 8.6.84. Rozkład prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,12 [ms]



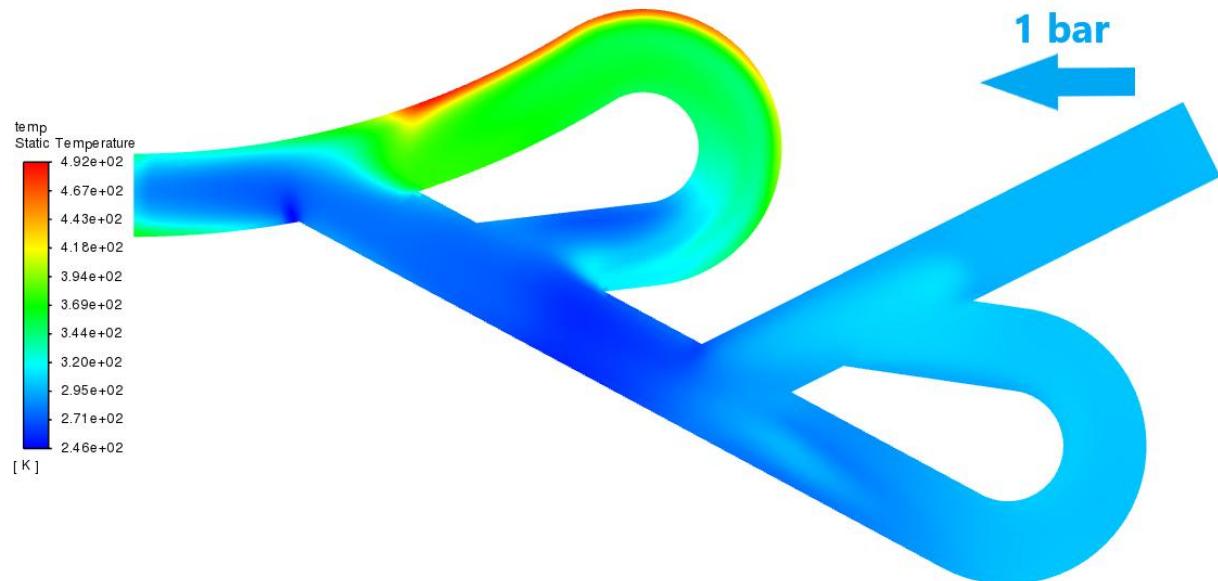
Rys. 8.6.85. Wykres prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,12 [ms]



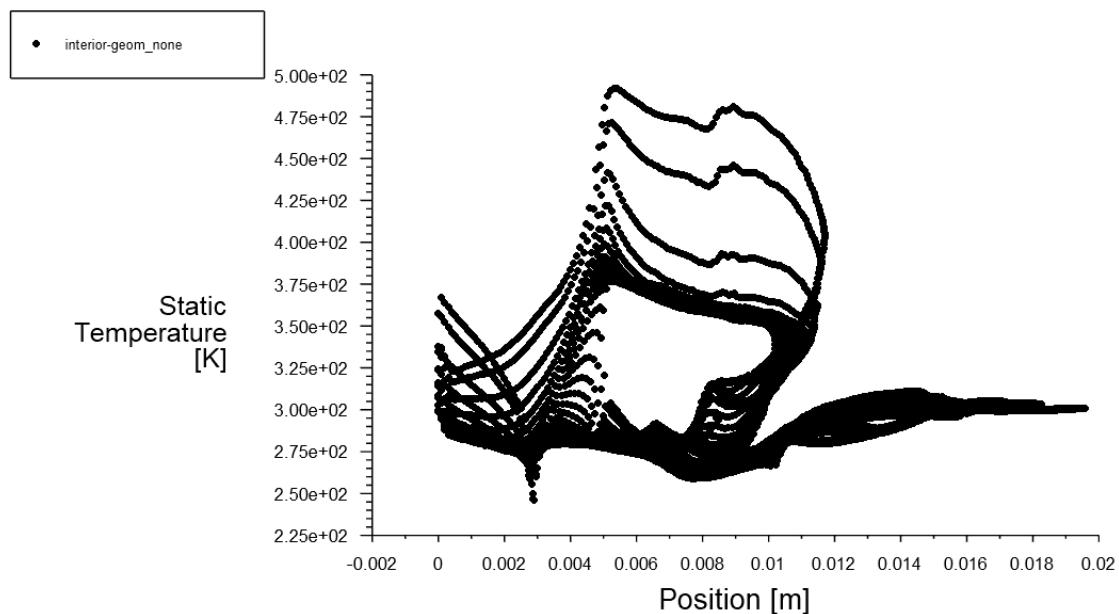
Rys. 8.6.86. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,12$ [ms]



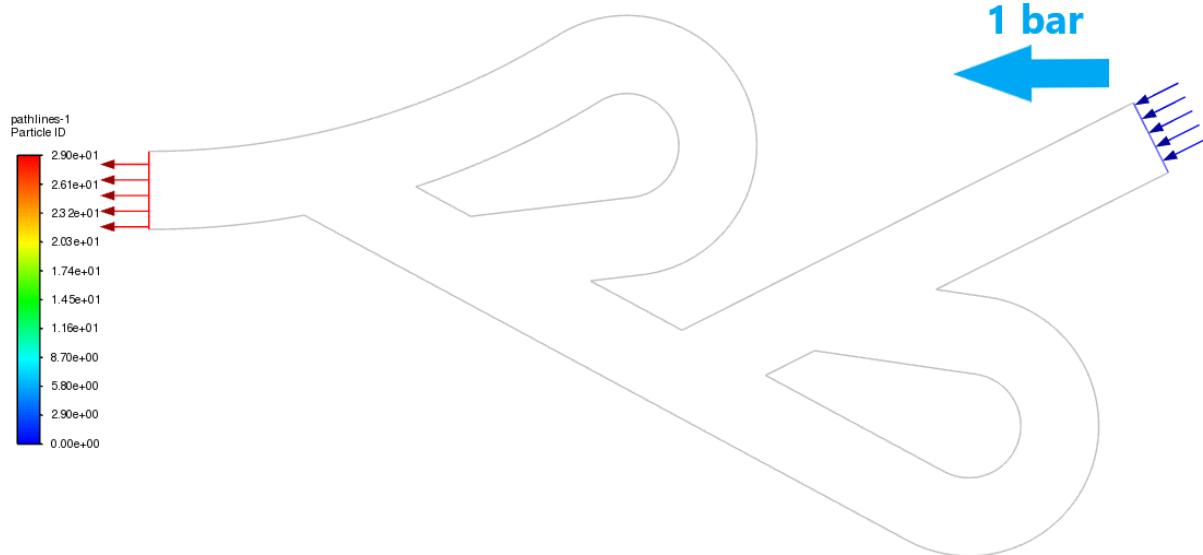
Rys. 8.6.87. Wykres gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,12$ [ms]



Rys. 8.6.88. Rozkład temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,12$ [ms]

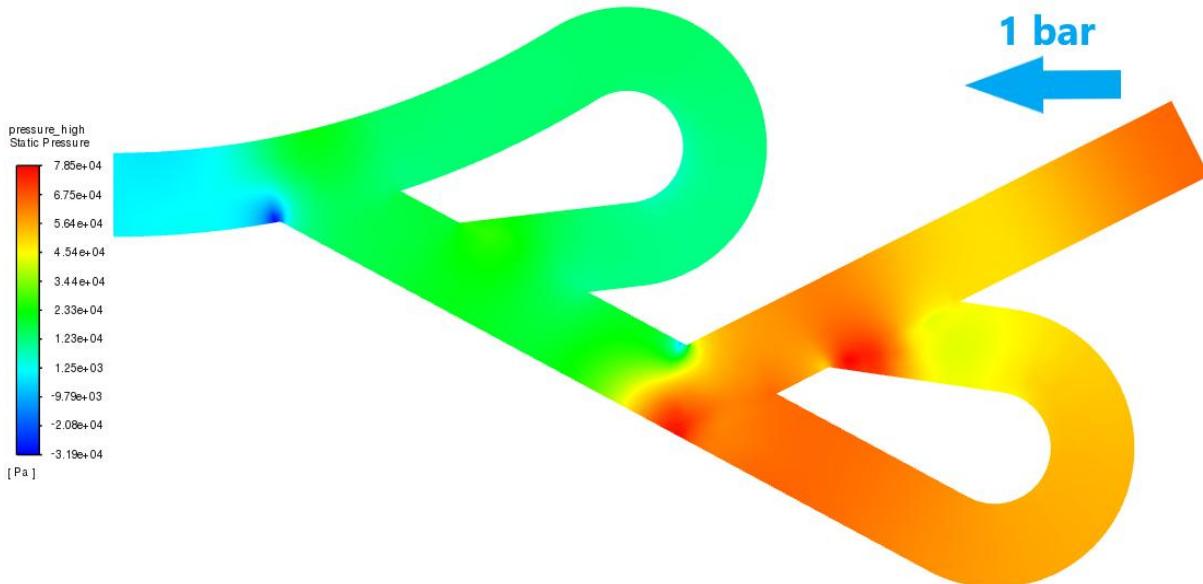


Rys. 8.6.89. Wykres temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,12$ [ms]

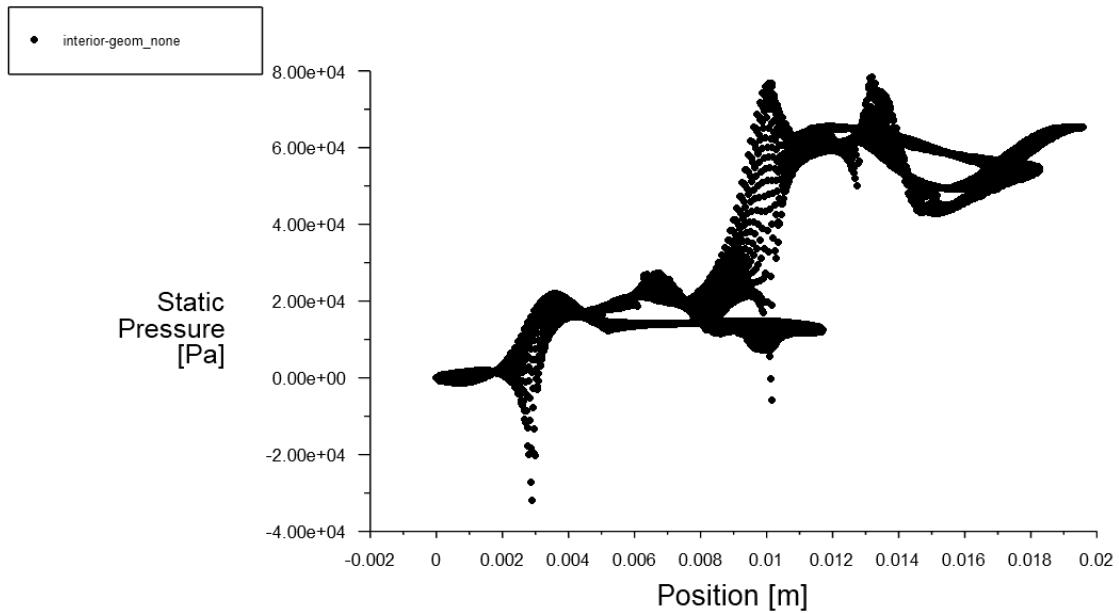


Rys. 8.6.90. Linie prądu zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,12 [ms]

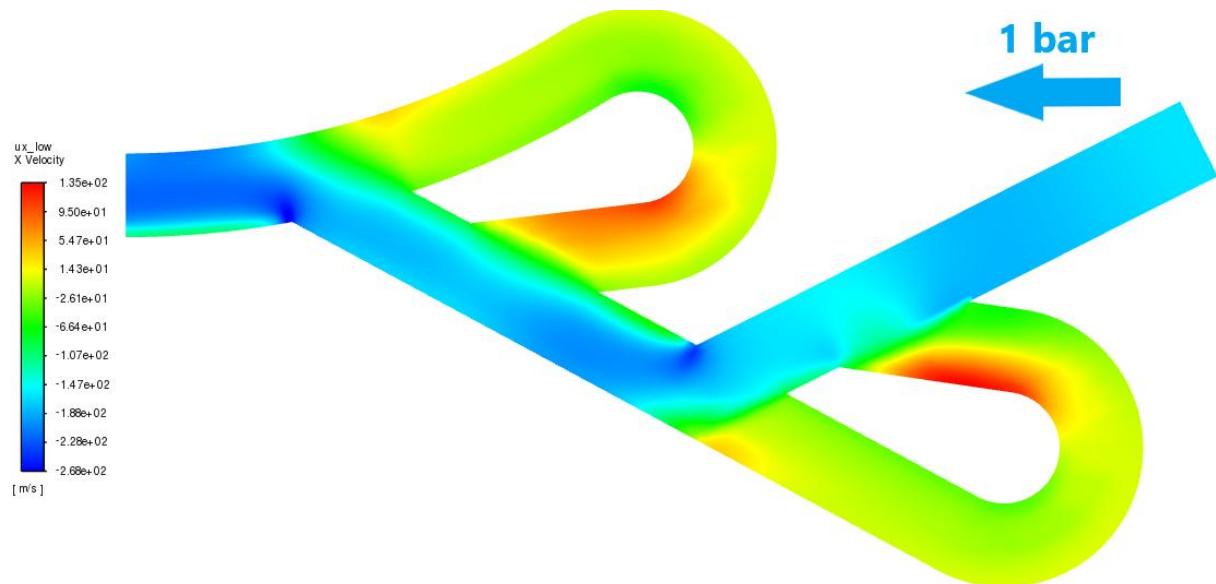
Kolejny okres dla którego pokazywane są Rozkład i wykresy to 0,20 ms po rozpoczęciu cyklu. Ciśnienia stabilizują się dalej i są poniżej 1 bara w nadciśnieniu i podciśnieniu (Rys. 8.6.91 i 92). Prędkości w głównym kanale są największe, około 200 m/s (Rys. 8.6.93 i 94). Gęstości na drugiej pętli spadają, ale wciąż pozostają najwyższe w zaworze (Rys. 8.6.95 i 96). Temperatury pozostają mniej więcej takie same jak w poprzednim pokazywanym okresie, nieznacznie spadając (Rys. 8.6.97 i 98). Linie prądu, podobnie jak prędkości pokazują, że mieszanka jest wtłaczana do silnika (Rys. 8.6.99).



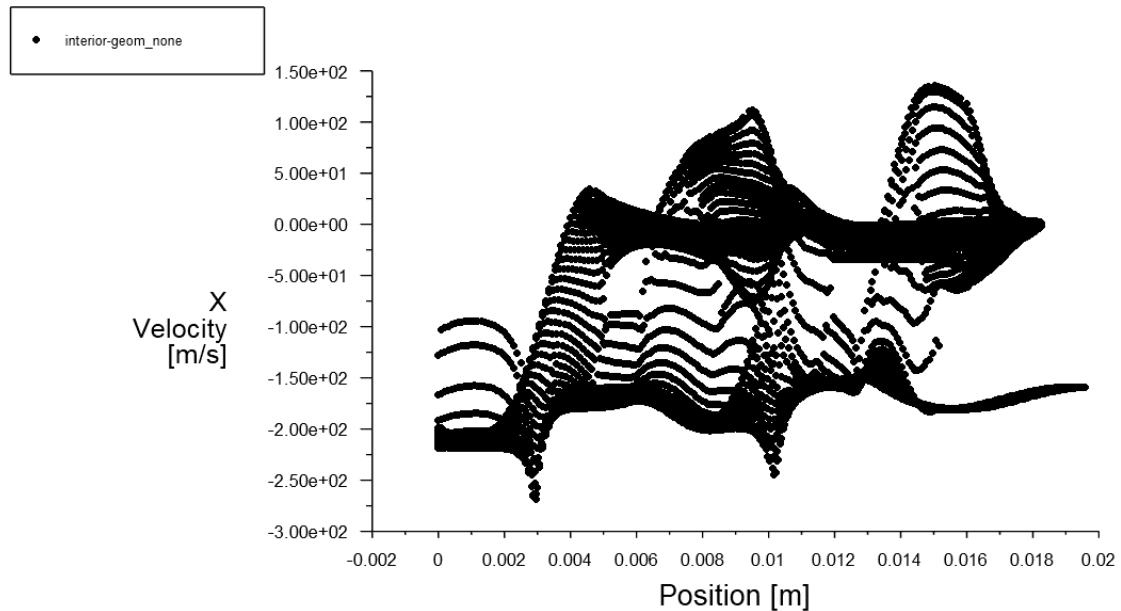
Rys. 8.6.91. Rozkład ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,20 [ms]



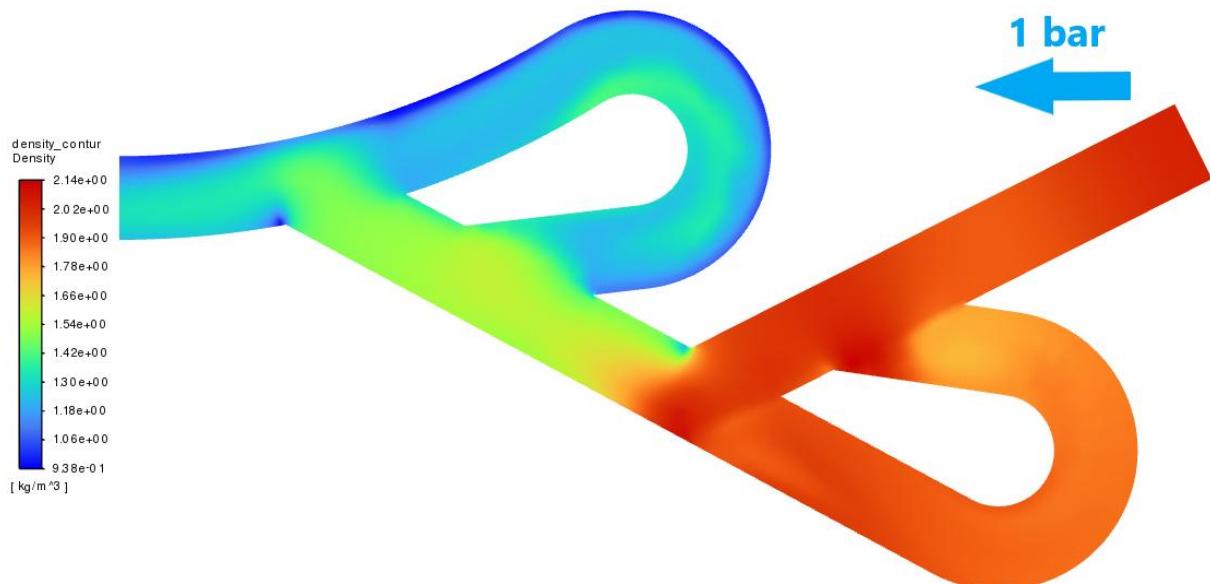
Rys. 8.6.92. Wykres ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,20 [ms]



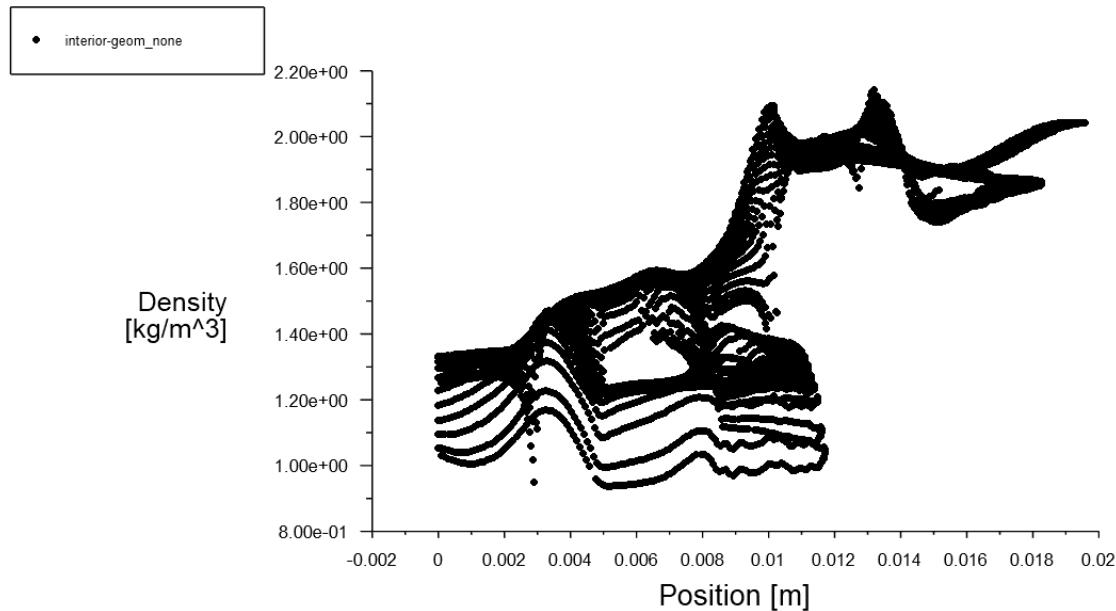
Rys. 8.6.93. Rozkład prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,20 [ms]



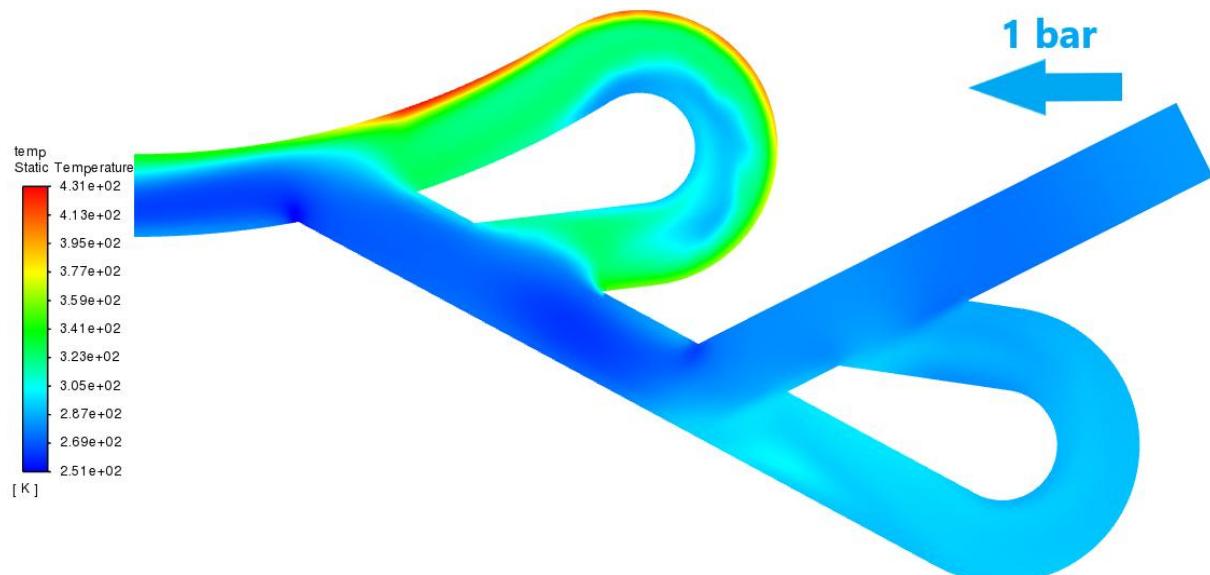
Rys. 8.6.94. Wykres prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,20$ [ms]



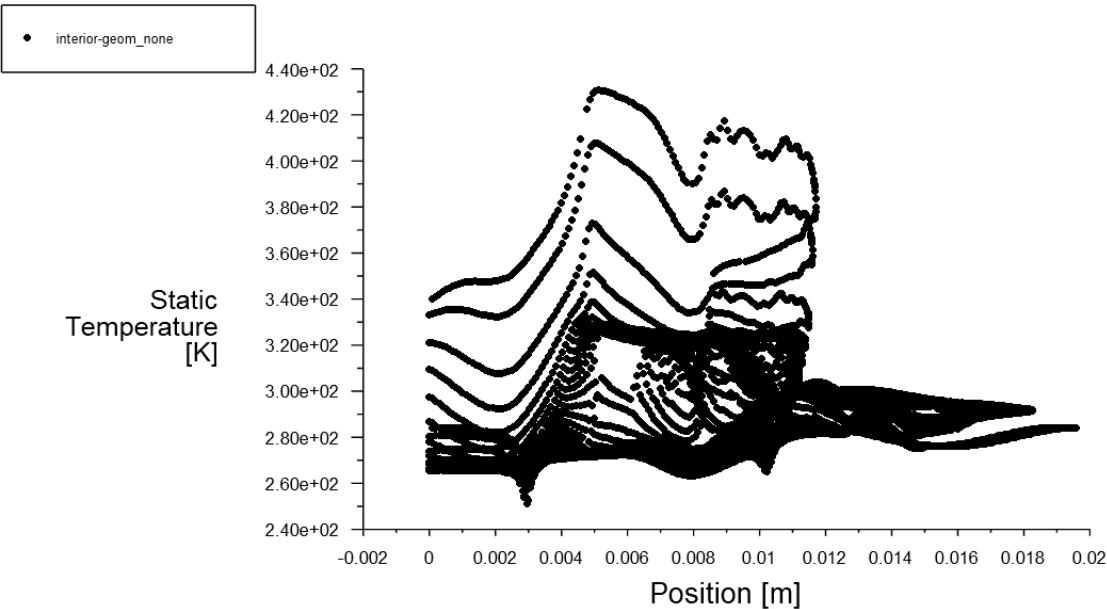
Rys. 8.6.95. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,20$ [ms]



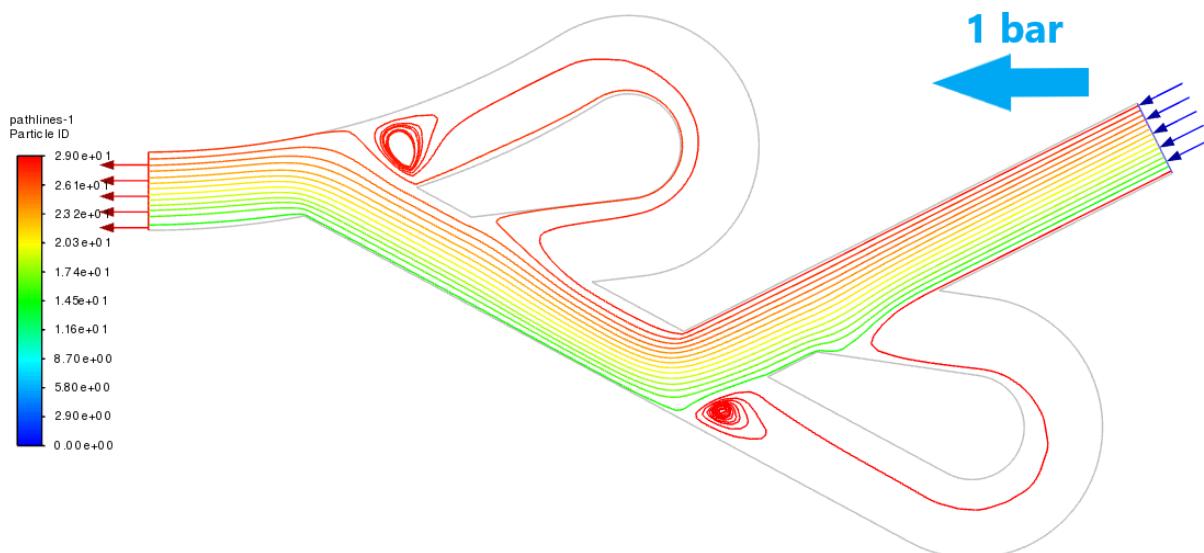
Rys. 8.6.96. Wykres gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,20$ [ms]



Rys. 8.6.97. Rozkład temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,20$ [ms]

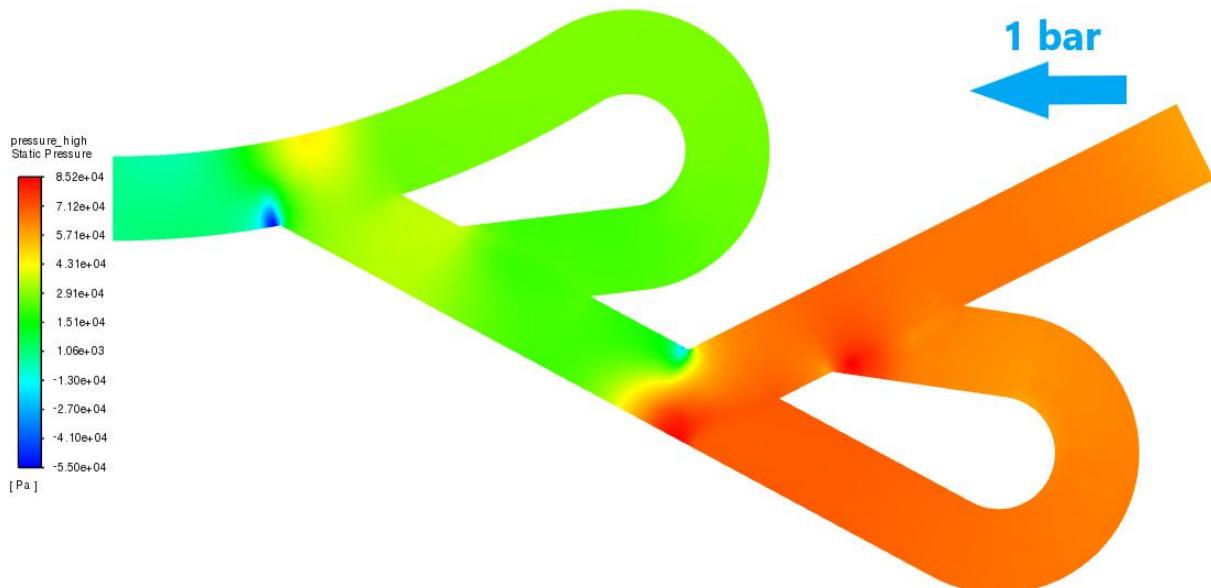


Rys. 8.6.98. Wykres temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,20 [ms]

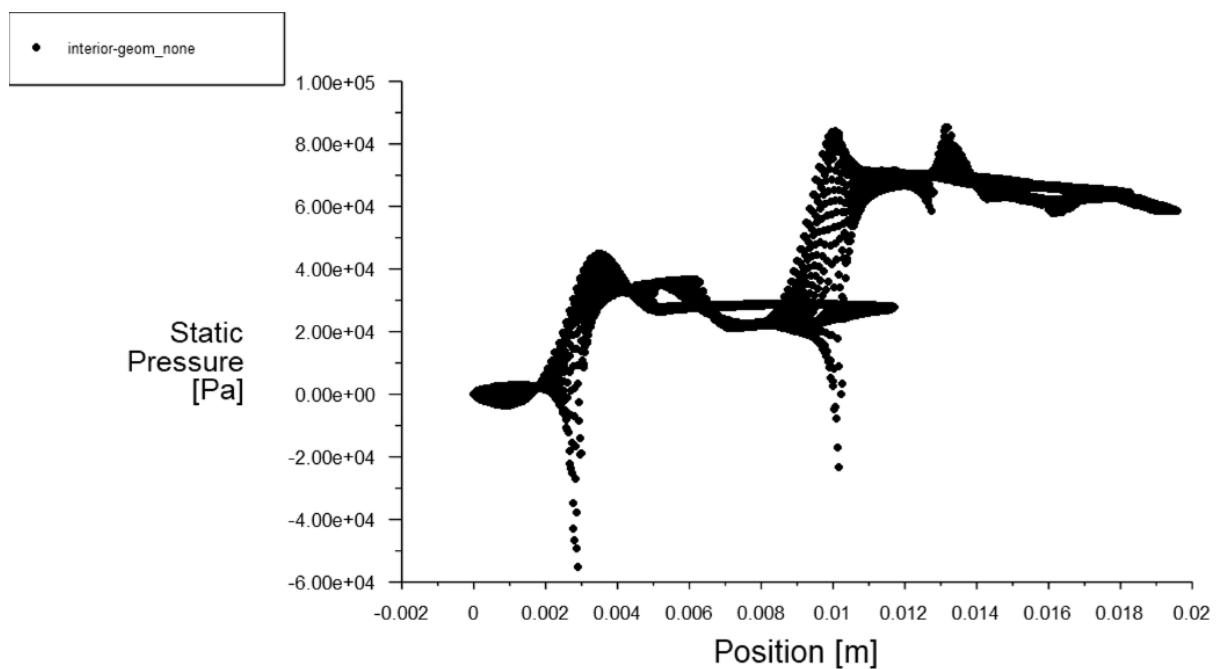


Rys. 8.6.99. Linie prądu zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,20 [ms]

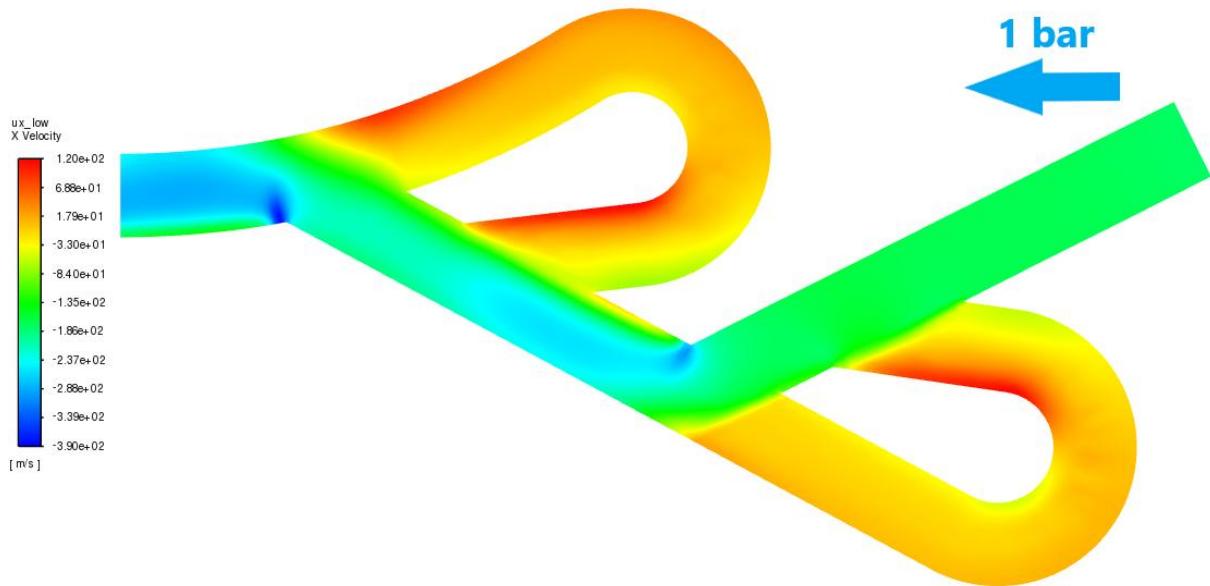
Ostatni okres dla którego pokazywane są Rozkład i wykresy to 0,25 ms po rozpoczęciu cyklu. Ciśnienia pozostają poniżej 1 bara nadciśnienia (Rys. 8.6.100 i 101). Prędkości najwyższe są w głównym kanale są najwyższe, zaś w pętlach głównie równe 0 m/s (Rys. 8.6.102 i 103). Gęstości maksymalne wynoszą około 2,2 bara, największe na pierwszej pętli, gdzie napływ powietrza ze zbiornika na ściankę powoduje kompresję i zgęstnienie powietrza wewnętrz pętli (Rys 8.6.104 i 105). Temperatury nie zmieniają się dużo w porównaniu z poprzednimi prezentowanymi okresami (Rys. 8.6.105 i 107). Linie prądu (Rys. 8.6.108) pokazują ciągły przepływ mieszanki do silnika.



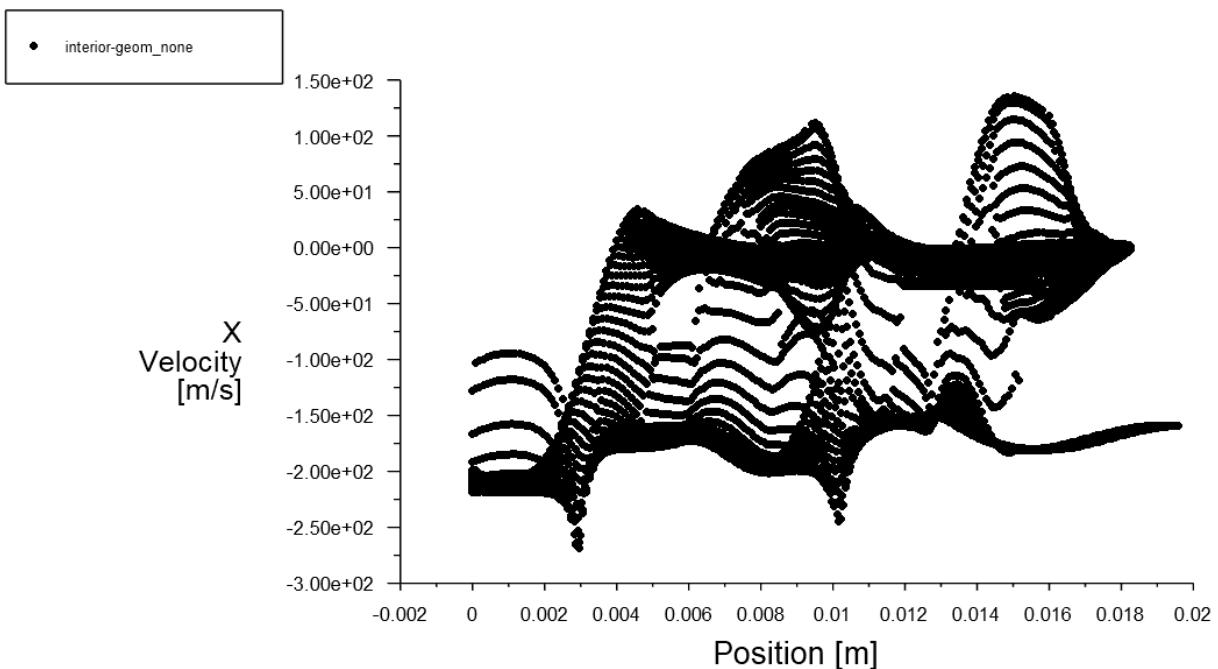
Rys. 8.6.100. Rozkład ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,25$ [ms]



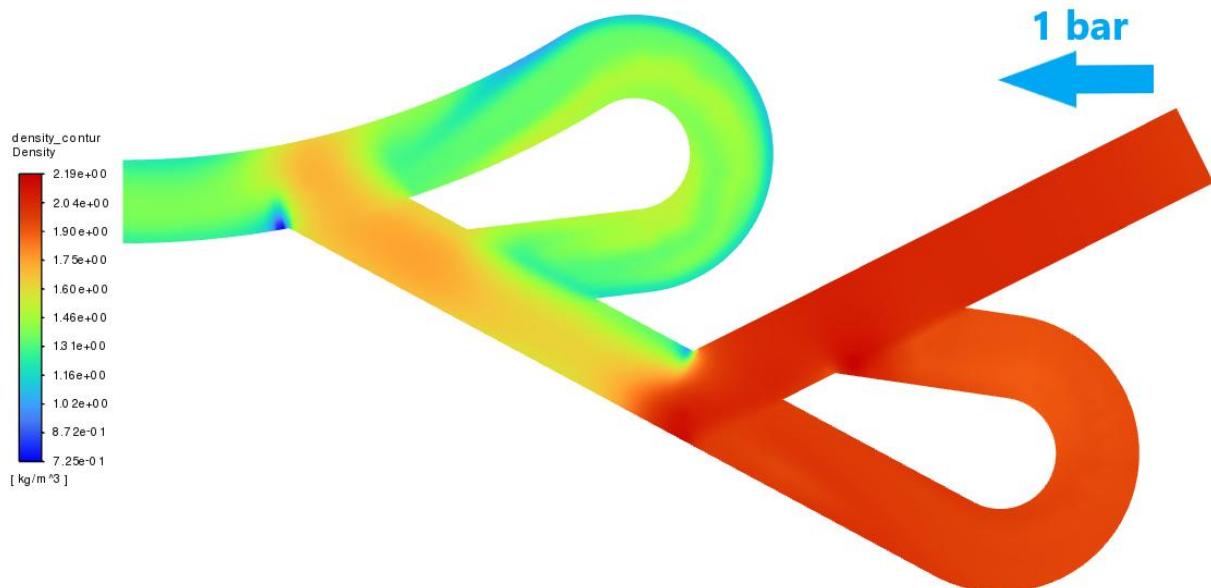
Rys. 8.6.101. Wykres ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,25$ [ms]



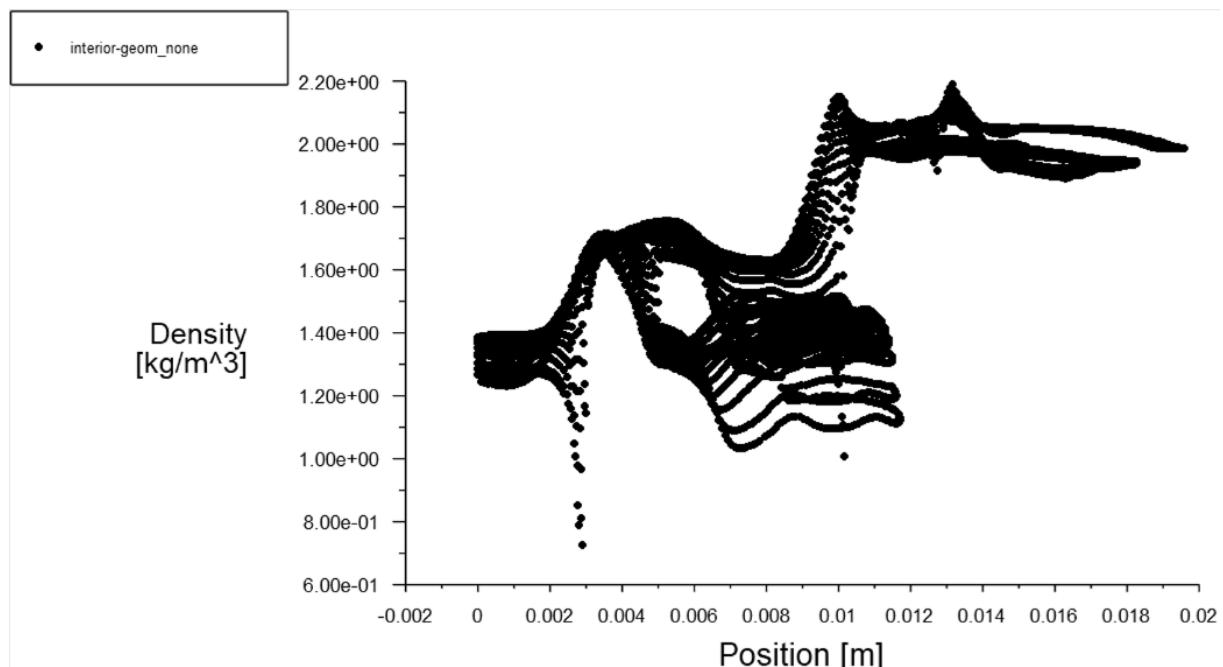
Rys. 8.6.102. Rozkład prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,25 \text{ [ms]}$



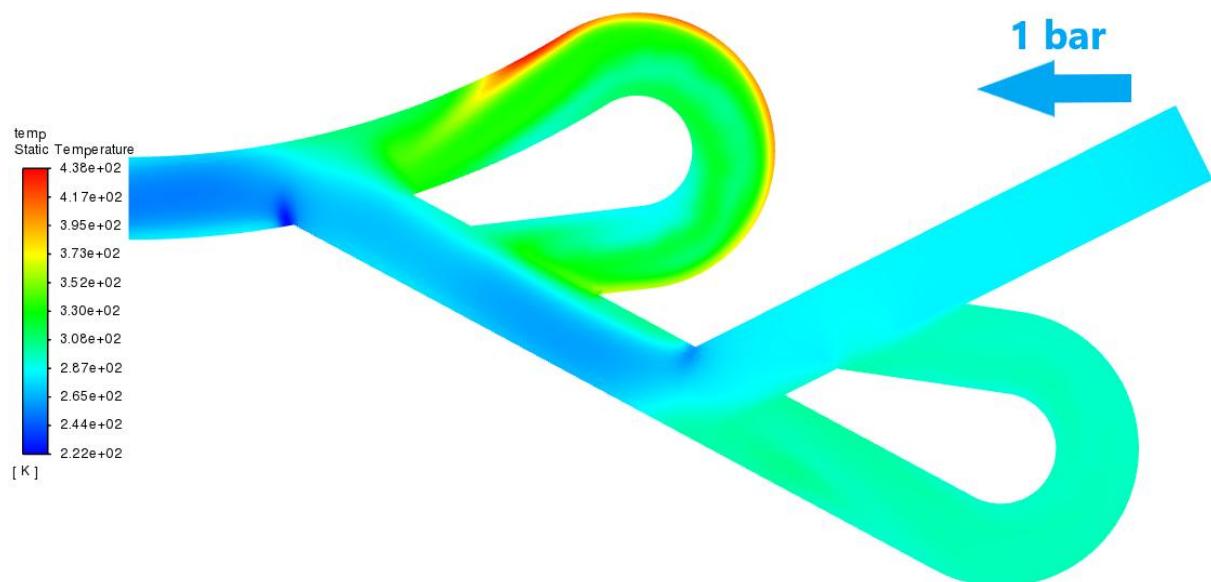
Rys. 8.6.103. Wykres prędkości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,25 \text{ [ms]}$



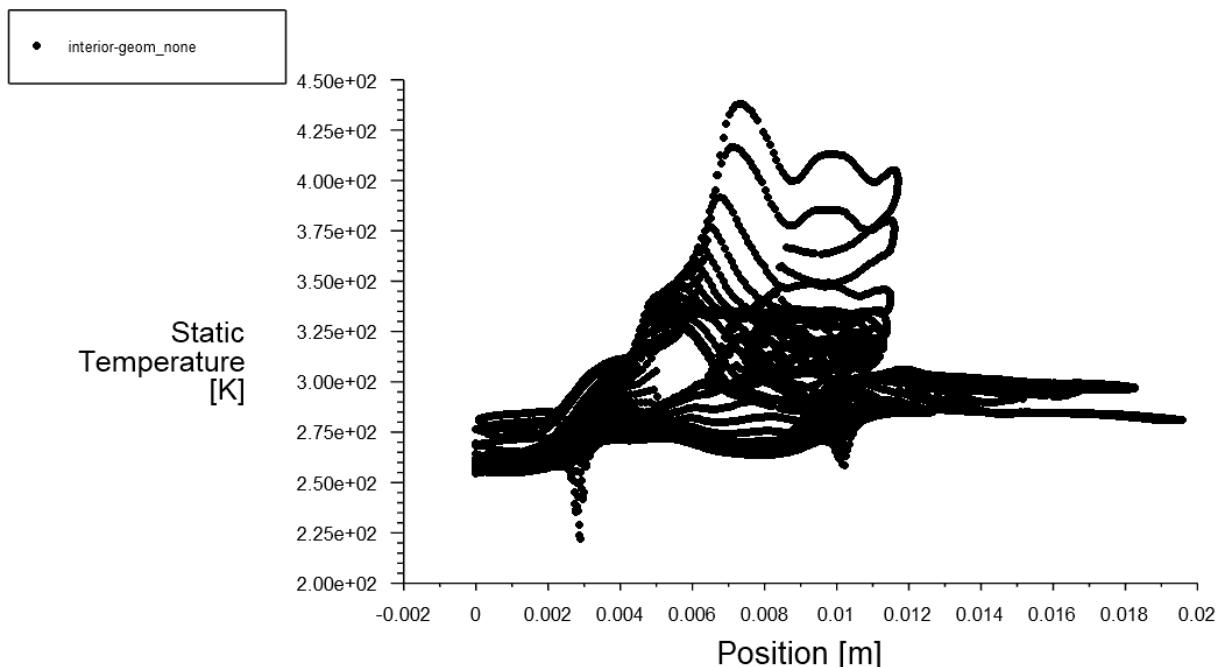
Rys. 8.6.104. Rozkład gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,25 [ms]



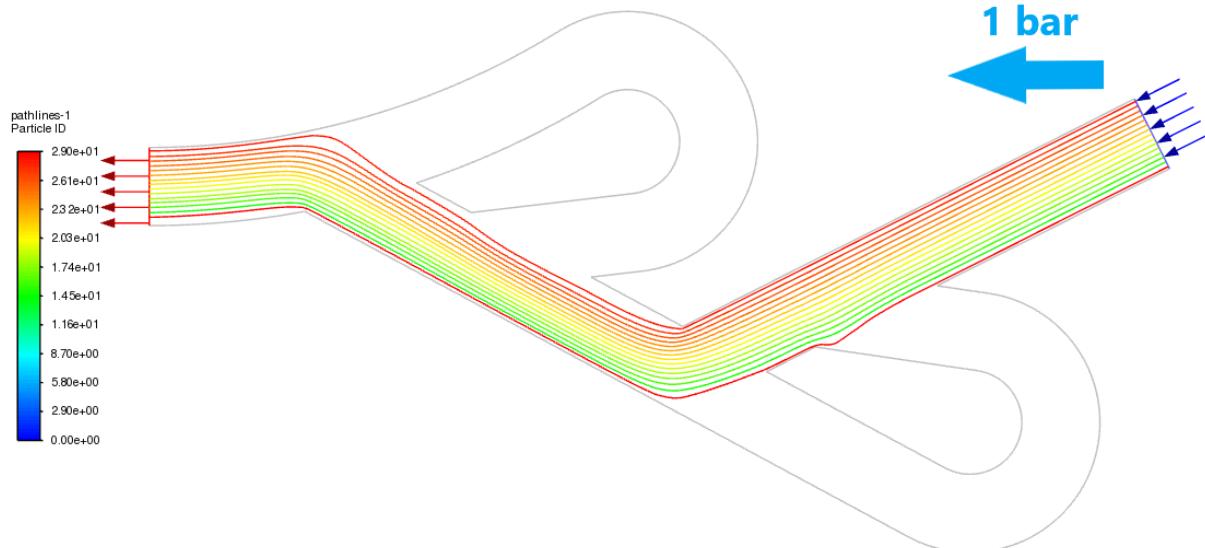
Rys. 8.6.105. Wykres gęstości zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, t=0,25 [ms]



Rys. 8.6.106. Rozkład temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,25$ [ms]



Rys. 8.6.107. Wykres temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,25$ [ms]

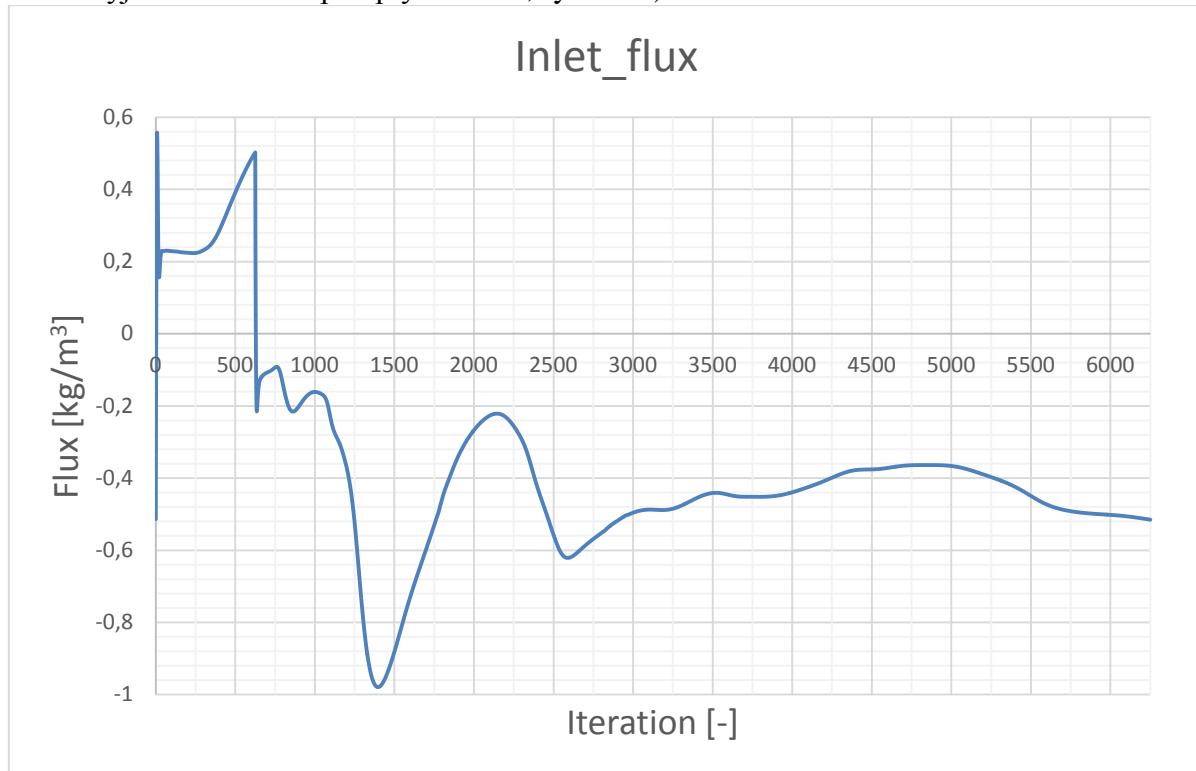


Rys. 8.6.108. Linie prądu zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0.25$ [ms]

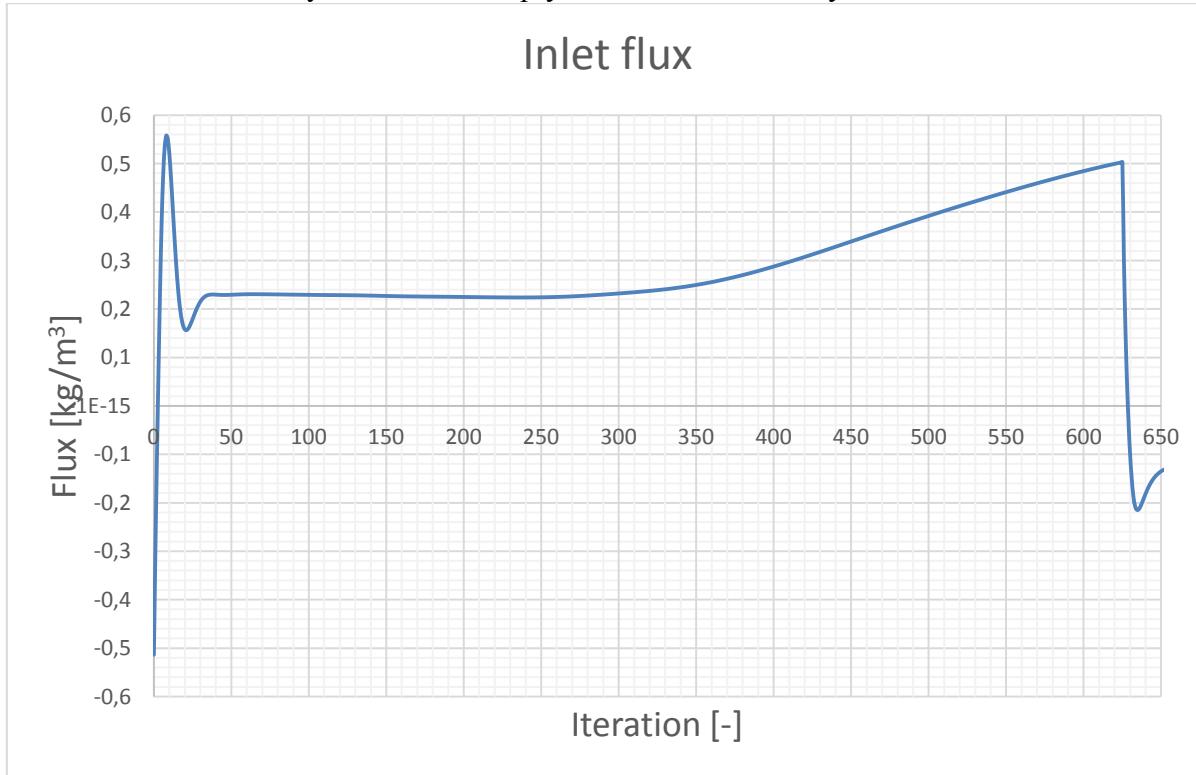
Porównując początek i koniec cyklu, sytuacje w tych momentach są bardzo podobne do tego co widoczne było na początku cyklu. Praktycznie wszystkie mierzone wartości są takie same lub podobne dla chwili $t=0$. Oznacza to że w czasie wtrysku i przejścia fali sytuacja w zaworze się stabilizuje do sytuacji ciągłego wtrysku mieszanki.

8.7. Wykresy i porównania wyników analizy przepływu nieustalonego dla modelu dwupętlowego

Podczas analizy zarejestrowano również przepływy na wlocie (od strony silnika) i wylocie (od strony zbiornika). Wartości samego przepływu, wyrażone w kg/m^3 są jedynie referencyjne, a trzeci wymiar do jego określenia jest równy 1m (jako standardowa wartość referencyjna Fluenta dla przepływów 2D, rys 8.4.4).

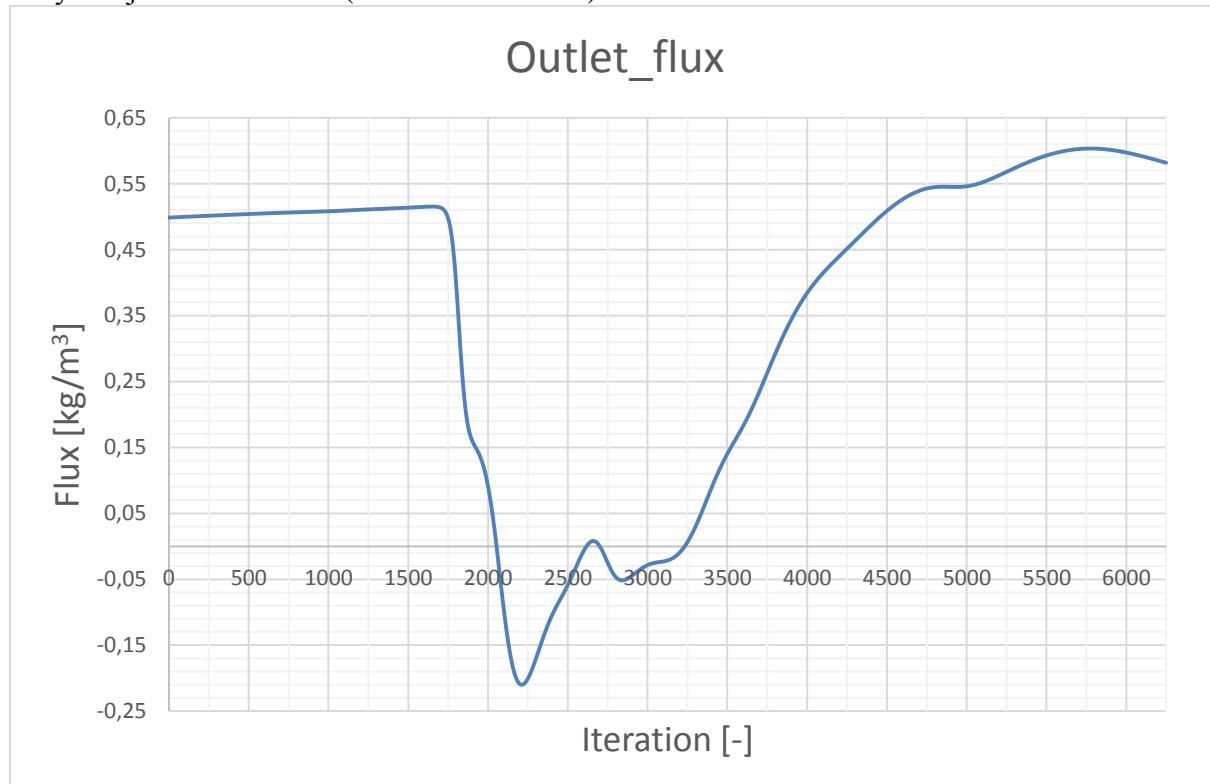


Wykres 8.7.1. Przepływ na wlocie od strony silnika



Wykres 8.7.2. Przepływ na wlocie od strony silnika – początkowy okres wtrysku

Przepływ na wlocie od strony silnika (Wykres 8.7.1) wskazuje na nagły wzrost przepływu z ujemnego na dodatni, aż do końca krótkiego okresu z wysokim ciśnieniem od strony silnika (Wykres 8.7.2. pokazuje początkowy okres tak aby zauważyc ten skok). Po końcu tego okresu mamy dość szybką stabilizację przepływu wraz z pikiem około -1 kg/m^3 . Pod koniec przepływ stabilizuje się na wartości ok. $-0,5 \text{ kg/m}^3$, a więc wartość wejściowa dla analizy statycznej z rozdziału 8.4 (dane z tabeli 8.4.1).



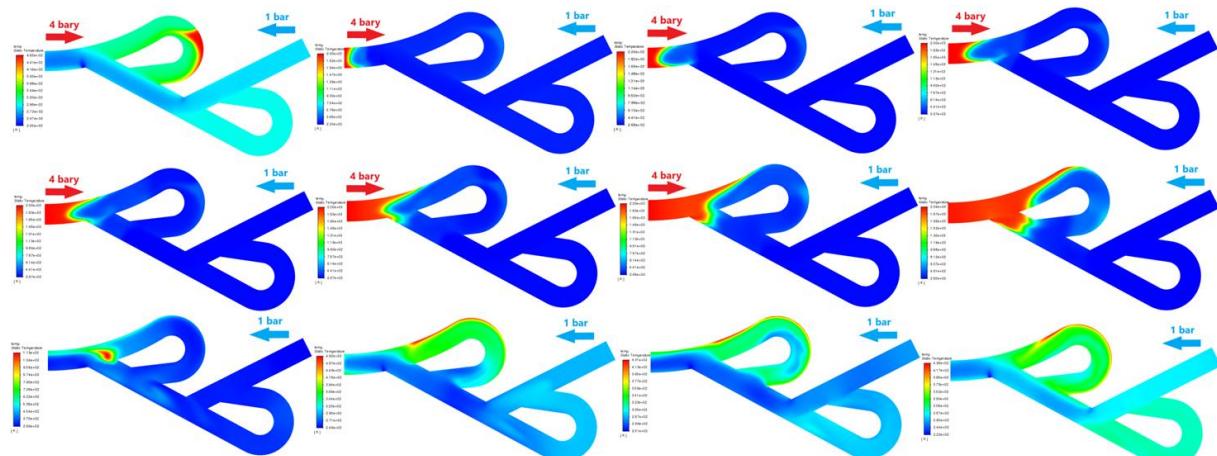
Wykres 8.7.3. Przepływ na wylocie od strony zbiornika

Przepływ od strony silnika dopiero od ok. 1750 iteracji (ok. 0,07 ms po początku cyklu) zauważa zmianę w stanie przepływu w zaworze. Wówczas, przepływ z dodatniego, ok. $0,5 \text{ kg/m}^3$ spada do ujemnych wartości, ok $-0,2 \text{ kg/m}^3$. Nie oznacza to jednak że spalin dostają się do zbiornika; te zatrzymują się mniej więcej w połowie zaworu; jedynie niewielka część paliwa wraca z powrotem do zbiornika, przepchnięta przez wysokie ciśnienie spalin od strony silnika. Stan w którym mieszanka paliwowo-powietrzna nie jest wtłaczana do zaworu trwa jednak około 1200 iteracji, czyli 0,048 ms. Po tym czasie mamy już dodatnie wartości przepływu, które pod koniec cyklu znowu stabilizują się do wartości $0,5 \text{ kg/m}^3$, a więc ponownie wartości z analizy statycznej, przy nieustannym wtrysku mieszanki do silnika.

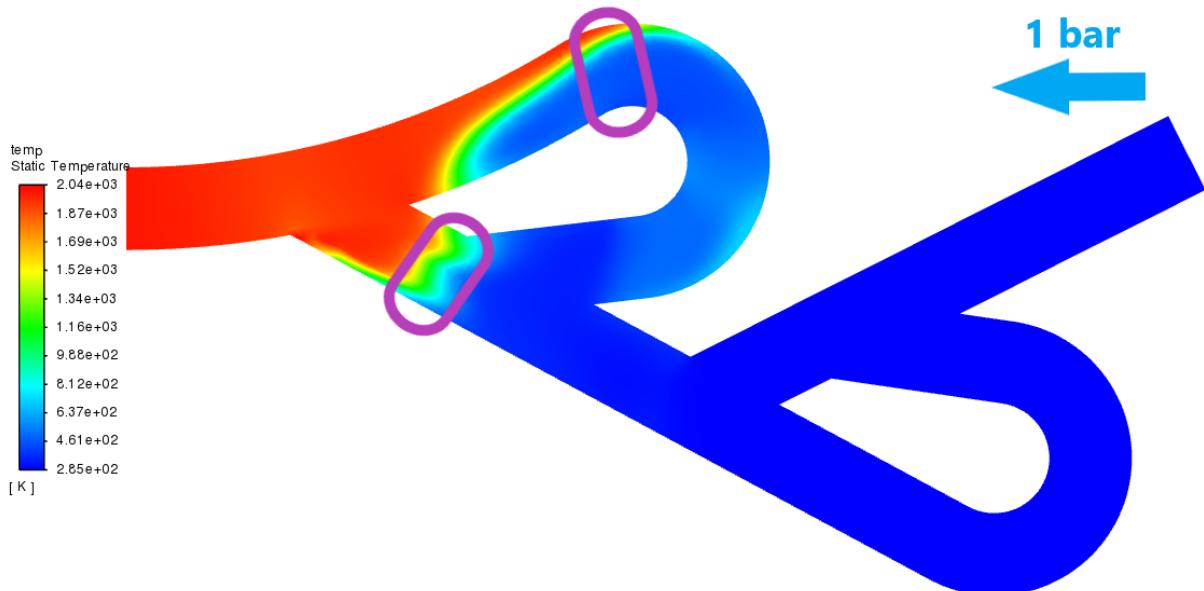
Patrząc na kontury temperaturowe i ich zmiany możemy określić miejsce w zaworze, do którego w trakcie cyklu docierają gorące gazy. Jeszcze pod koniec wtrysku (obrazek 7 z kolei na rys. 8.7.1.) widać, że gazy z temperaturą 2000K docierają do rozwidlenia na pierwszej pętli. Kolejny obraz (8 z kolei, 0,007 ms po zakończeniu wtrysku) wskazuje na rozprzestrzenienie się fali temperaturowej częściowo na główny kanał, a częściowo na pętlę. Temperatury na czole fali spadają, będąc chłodzone przez masy gazu zimnego w reszcie objętości zaworu. Kolejny obrazek, pokazujący stan w zaworze po 0,035ms po zakończeniu wtrysku pokazuje już diametralną zmianę – temperatury maksymalne wnoszą ok. 1000K, a fala gorącego gazu znajduje się tylko w miejscu rozwidlenia na pętlę i kanał główny. Kolejny obrazek pokazuje kolejne zmniejszenie temperatury maksymalnej do ok. 500K, a fala temperaturowa przemieszcza się nieznacznie wewnątrz pierwszej pętli. Kolejne kroki analizy

pokazują niewielkie już zmiany temperatury, a fala gorącego gazu została zatrzymana na pierwszej pętli.

Na rys. 8.7.2. na przykładzie warstwic temperatur bezpośrednio po zakończeniu wtrysku zaznaczono obszar, w którym mniej więcej zatrzymuje się fala gorących gazów (ok. 2000K).



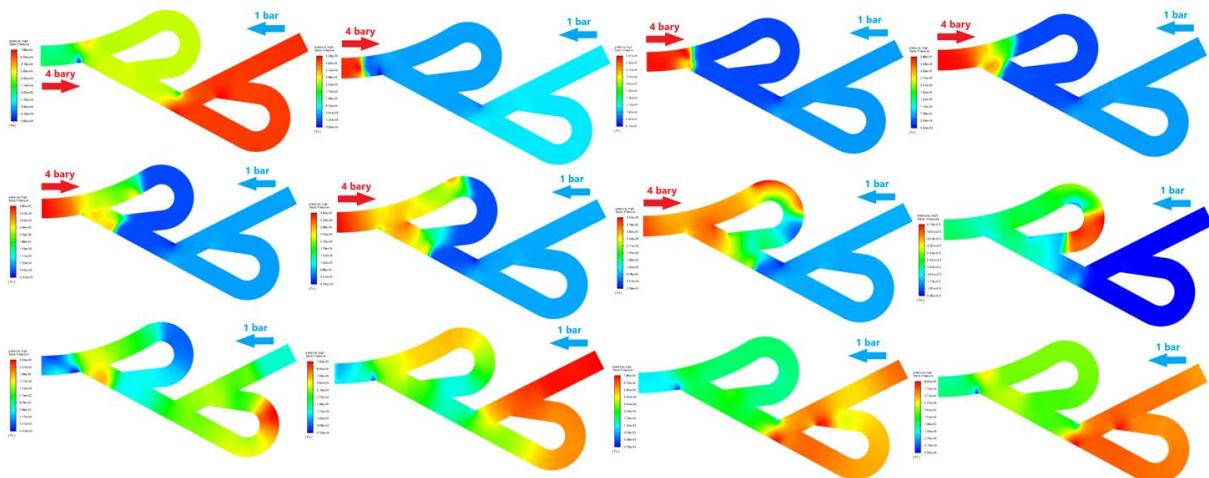
Rys. 8.7.1. Zestawienie zmiany temperatur w czasie dla cyklu modelu dwupętlowego [K]



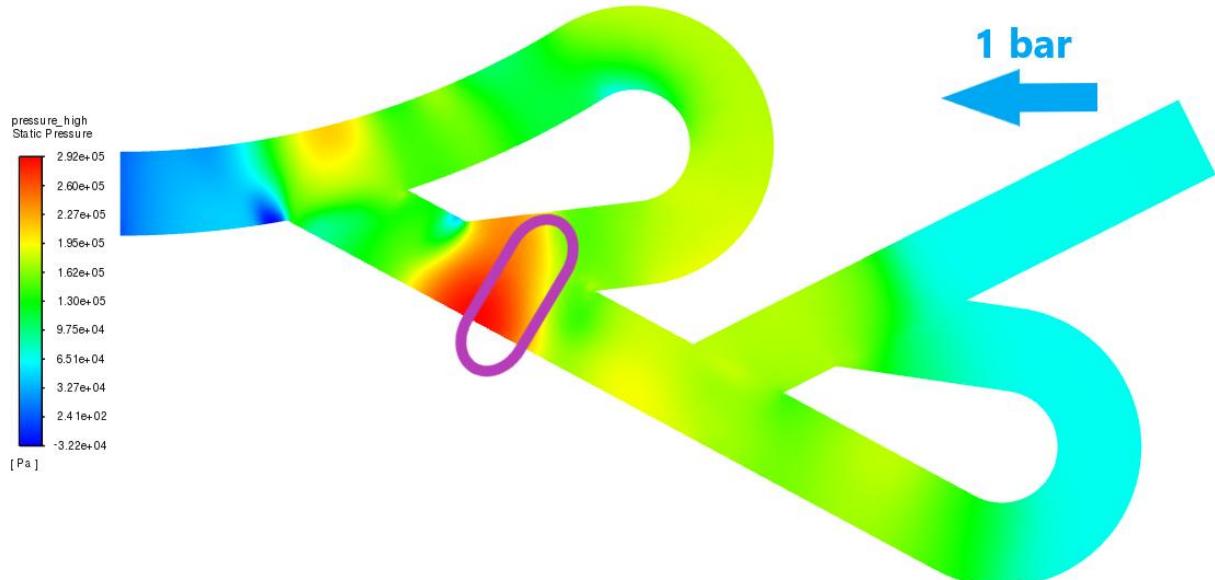
Rys. 8.7.2. Rozkład temperatur zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,032$ [ms], z zaznaczonym obszarem w którym zatrzymuje się fala gorących gazów

Rys.8.7.3. pokazuje zmiany ciśnień i przebieg fali wewnętrz zaworu. Porusza się ona znacznie szybciej niż fala temperaturowa. Pod koniec fazy wtrysku (7 z kolei obraz) fala ciśnieniowa jest już w pełni w pierwszej pętli i zaczyna przemieszczać się w kierunku drugiej. Na 8 z kolejnym obrazem, czyli po zakończeniu wtrysku, widać że fala ciśnieniowa z pętli spotyka się z tą z kanału głównego i stopuje nieco przepływ w dalszym kierunku. Ciśnienia w pętli, poprzez kompresję na ściankach, wzrastają do ok. 6 barów, czyli jeszcze wyższe niż ciśnienie z jakim powietrze było wtłaczane do zaworu (4 bary). Na kolejnym obrazku (nr 9 z kolei) widać znacznie niższe ciśnienia (max 2,5 bara), zlokalizowane w drugiej pętli. Fala ciśnieniowa przedostaje się w kierunku zbiornika, ale jest już znacznie mniejsza niż podczas wtrysku. Na kolejnych obrazach widać wyrównanie ciśnień do 1 bara, a więc ciśnienia z którym wtryskiwana jest mieszanka od strony zbiornika.

Fala ciśnieniowa w zaworze dobiera się do fali temperaturowej, choć w końcowej fazie ma już dużo niższe ciśnienie niż w początkowej fazie wtrysku. Na rys. 8.7.4. na warstwicach ciśnienia z czasu $t=0.048$ ms (jest to obrazek wcześniejszy nie pokazany w pracy) pokazano miejsce w którym fala ciśnieniowa ma jeszcze dość wysokie ciśnienie (ok. 3 bary).



Rys. 8.7.3. Zestawienie zmiany ciśnień w czasie dla cyklu modelu dwupętlowego [Pa]



Rys. 8.7.4. Rozkład ciśnień zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,048$ [ms], z zaznaczonym obszarem do którego dociera fala ciśnieniowa o wysokim ciśnieniu



Okresy, z których zebrane są kontury z rys. 8.7.1 i 8.7.3 pokazane są w tabeli 8.7.1.

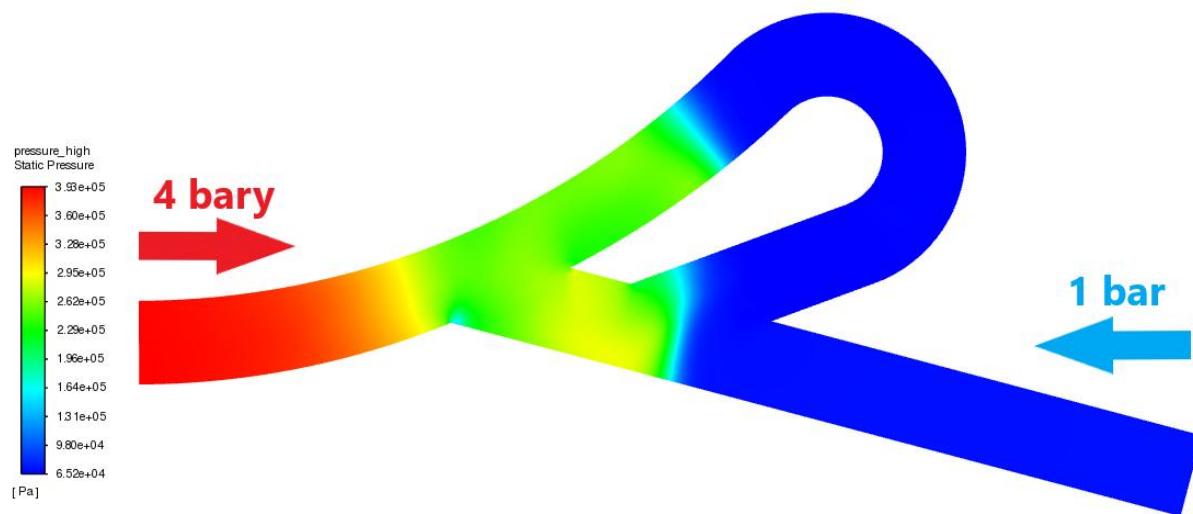
Iteracja	czas [ms]
0	0.000
100	0.004
200	0.008
300	0.012
400	0.016
500	0.020
625	0.025
1000	0.040
1500	0.060
3000	0.120
5000	0.200
6250	0.250

Tabela 8.7.1. Okresy zbierania informacji do zestawień dla 1-pętlowych modeli

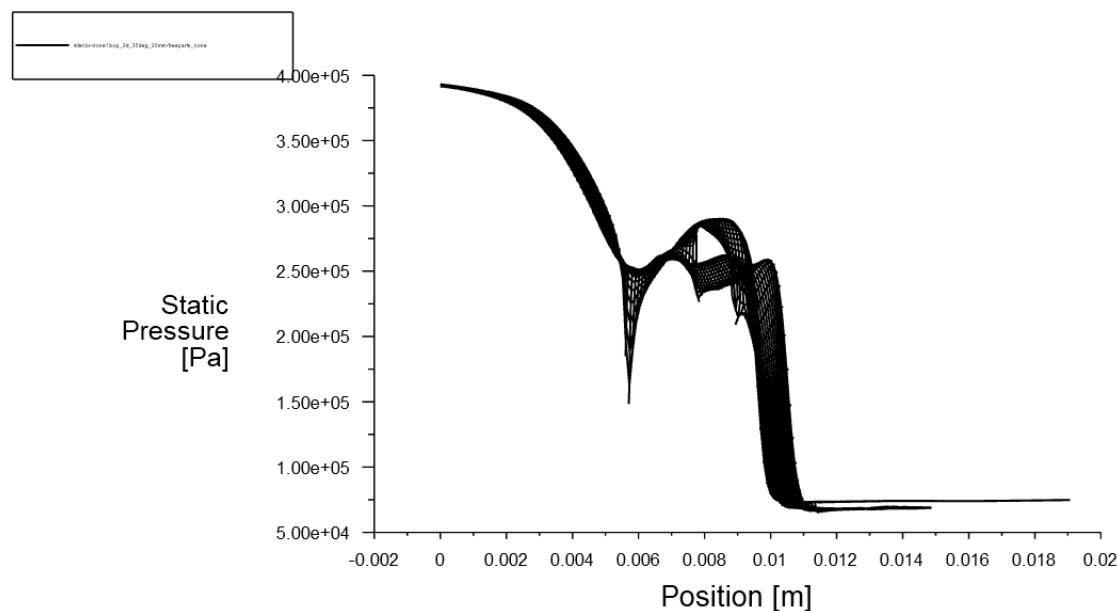
8.8. Porównanie modelu dwupętlowego i jednopętlowego

Aby pokazać różnicę między modelami jednopętlowymi i dwupętlowymi w analizie dynamicznego przepływu spalin przygotowano obliczenia modelu jednopętlowego. Jego geometria została dostosowana do wielkości modelu dwupętlowego, więc w ujęciu długości na jakich rozciągają się te zawory są one takie same. To pozwoli na analizę tych zaworów uznając że jedyną różnicą jest liczba pętli.

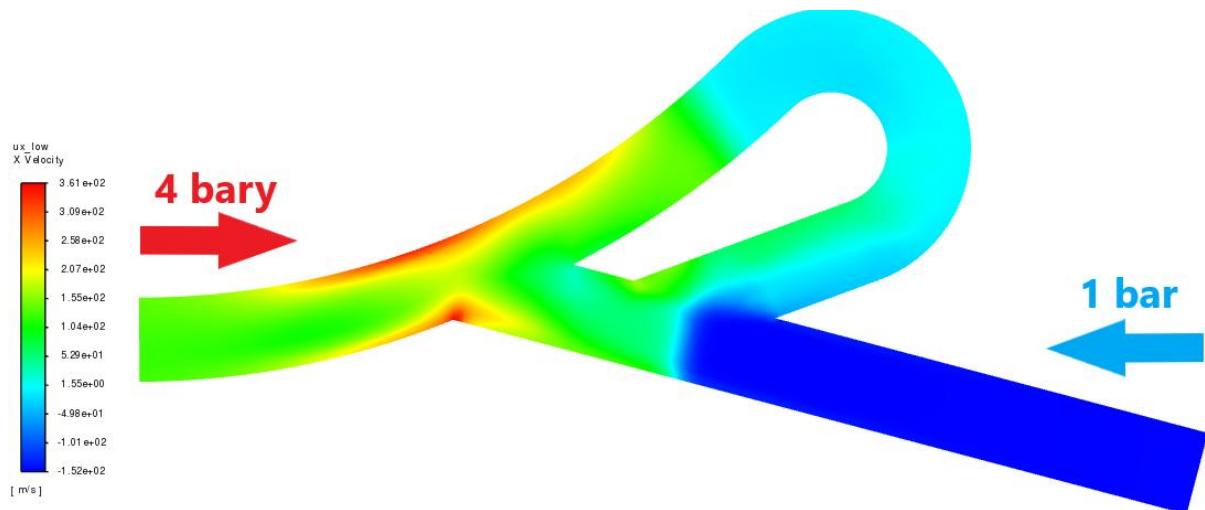
Aby uprościć sposób pokazania wyniku kolejno zostaną przedstawione rysunki tylko z ostatniej iteracji z wysokimi wartościami nadciśnienia i temperatury na wlocie oraz ostatniej iteracji całej symulacji (bezpośrednio przed startem kolejnego cyklu przechodzenia fali detonacyjnej w strumieniowym silniku spalinowym).



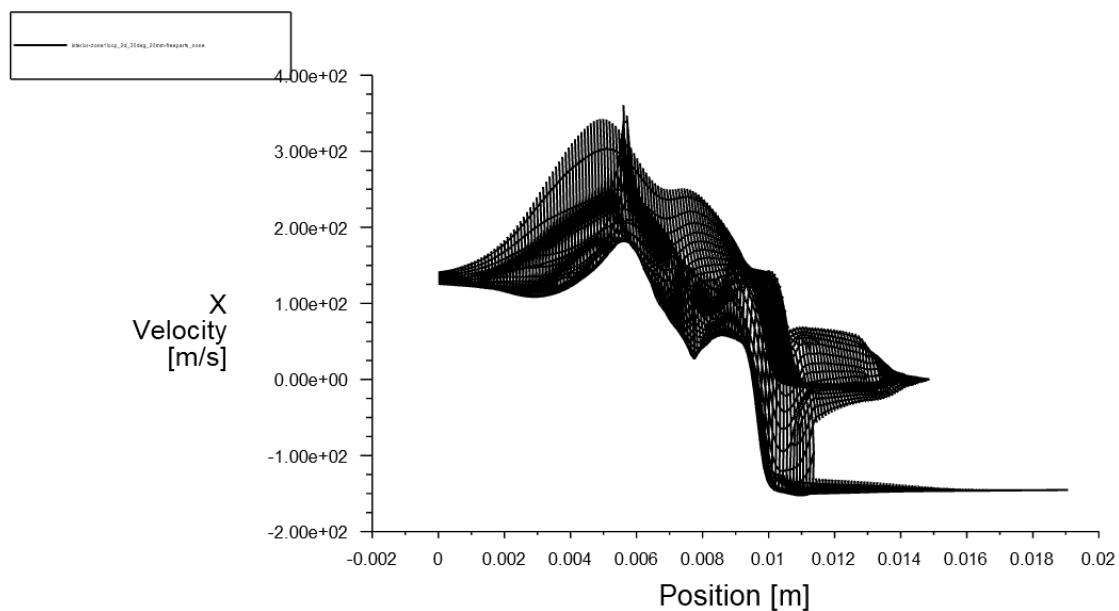
Rys. 8.8.1. Rozkład ciśnień jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]



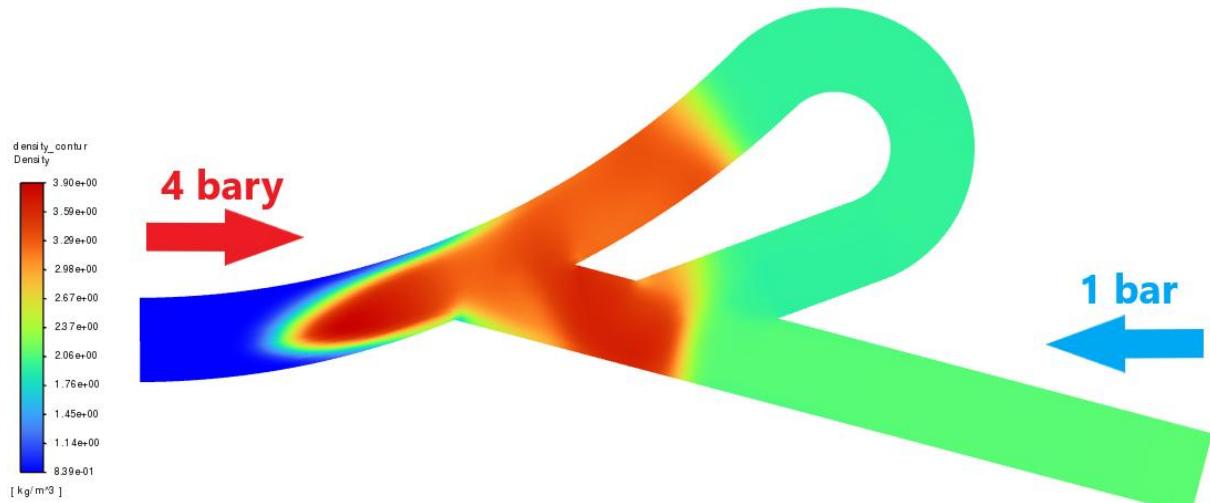
Rys. 8.8.2. Wykres ciśnień jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]



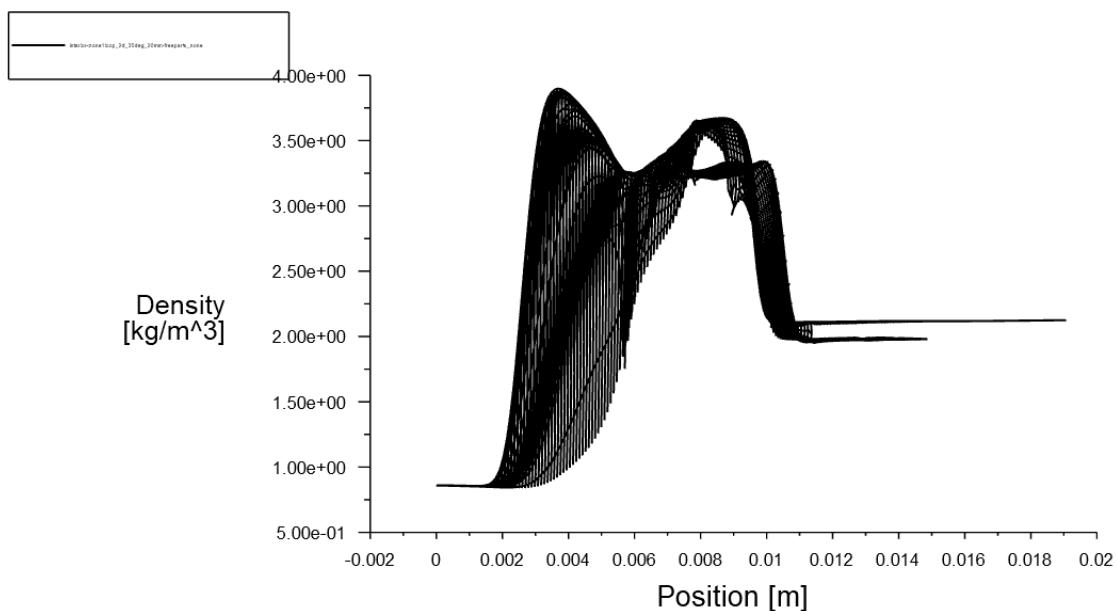
Rys. 8.8.3. Rozkład prędkości jednopetłowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]



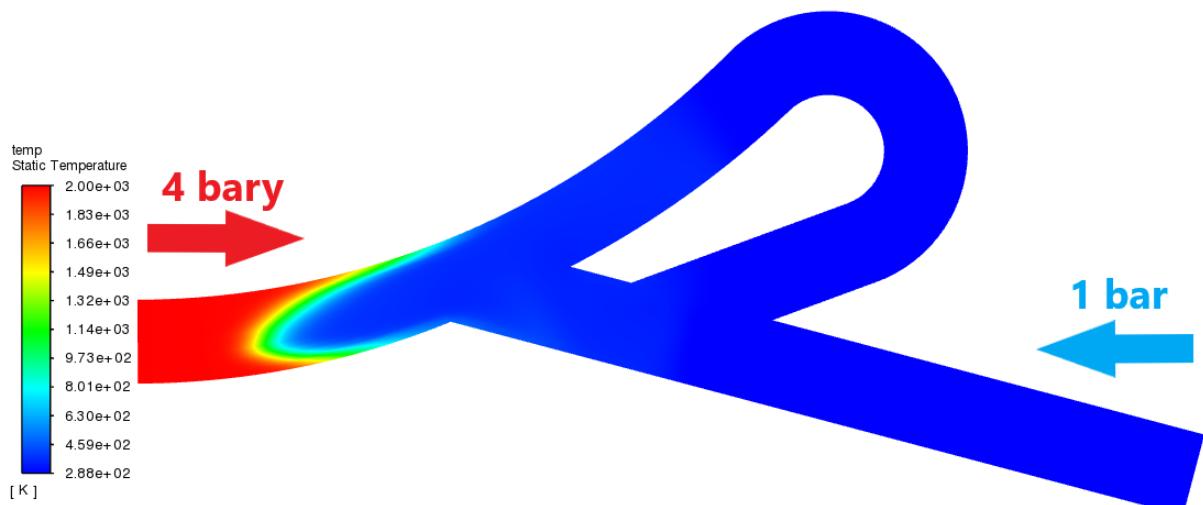
Rys. 8.8.4. Wykres prędkości jednopetłowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]



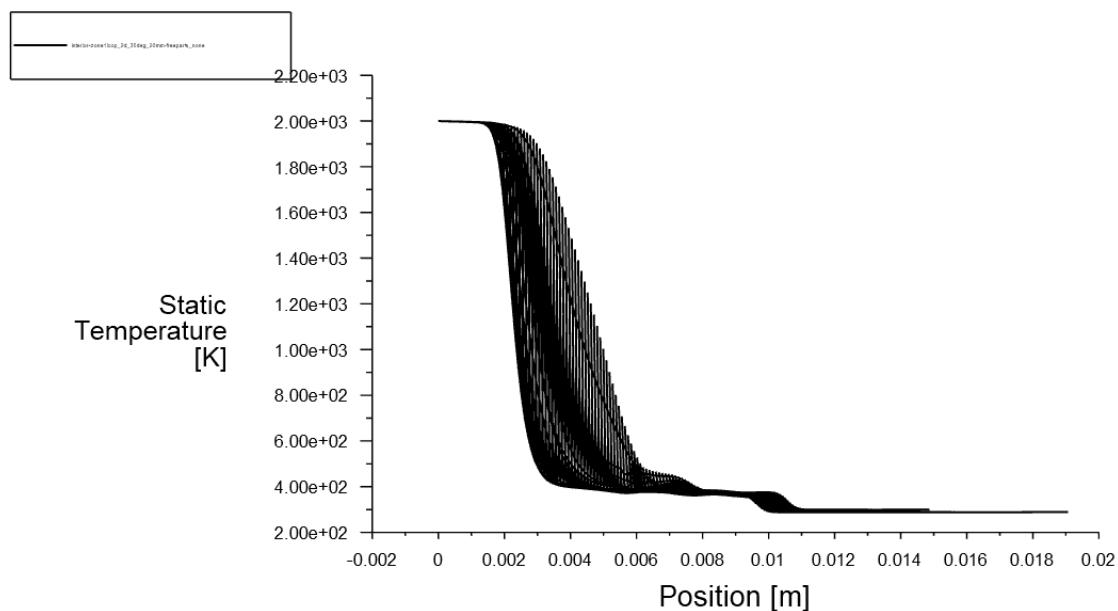
Rys. 8.8.5. Rozkład gęstości jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]



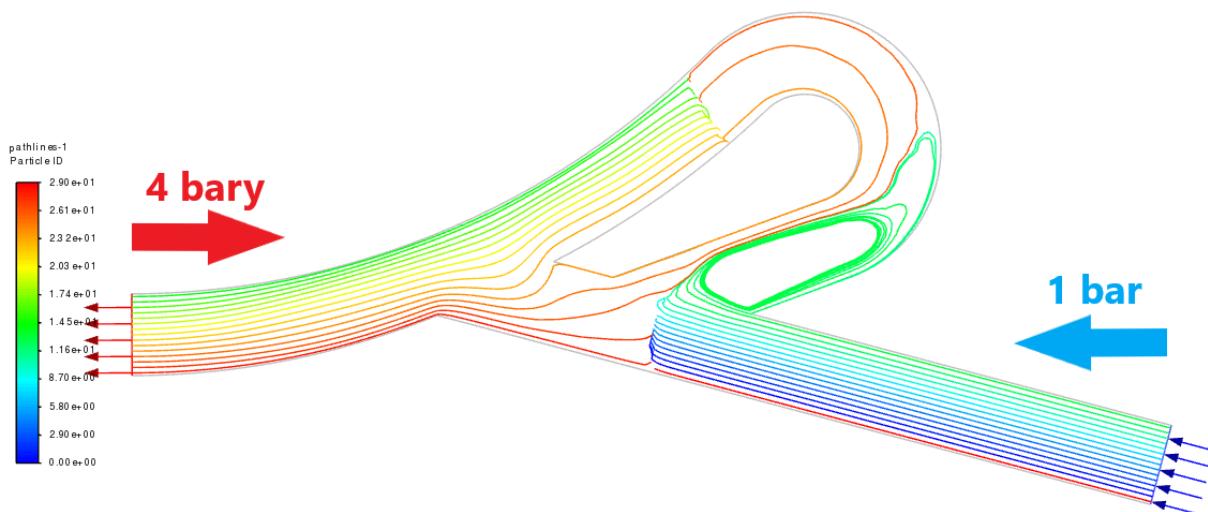
Rys. 8.8.6. Wykres gęstości jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]



Rys. 8.8.7. Rozkład temperatur jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]

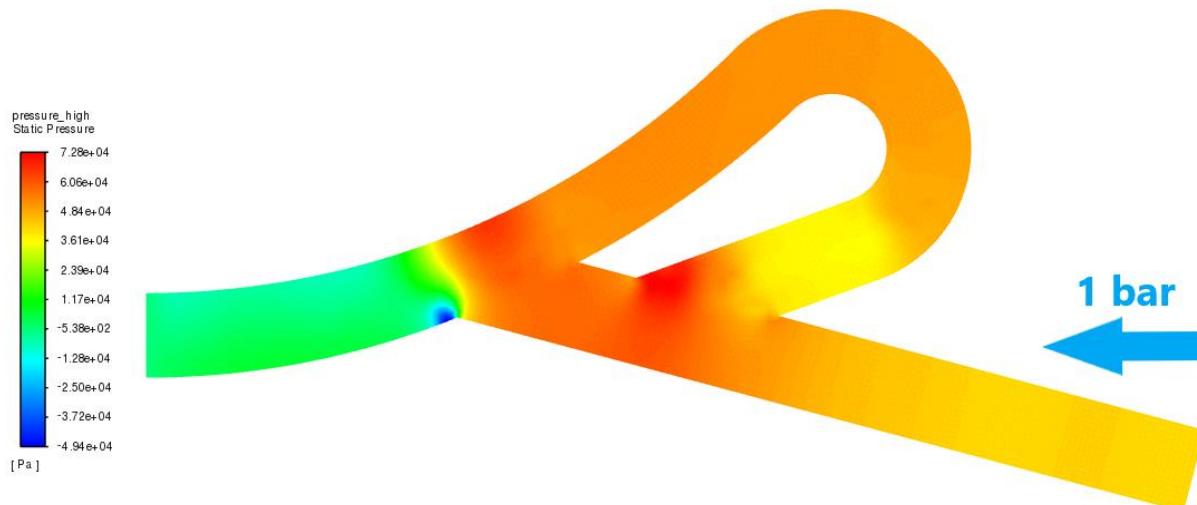


Rys. 8.8.8. Wykres temperatur jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]

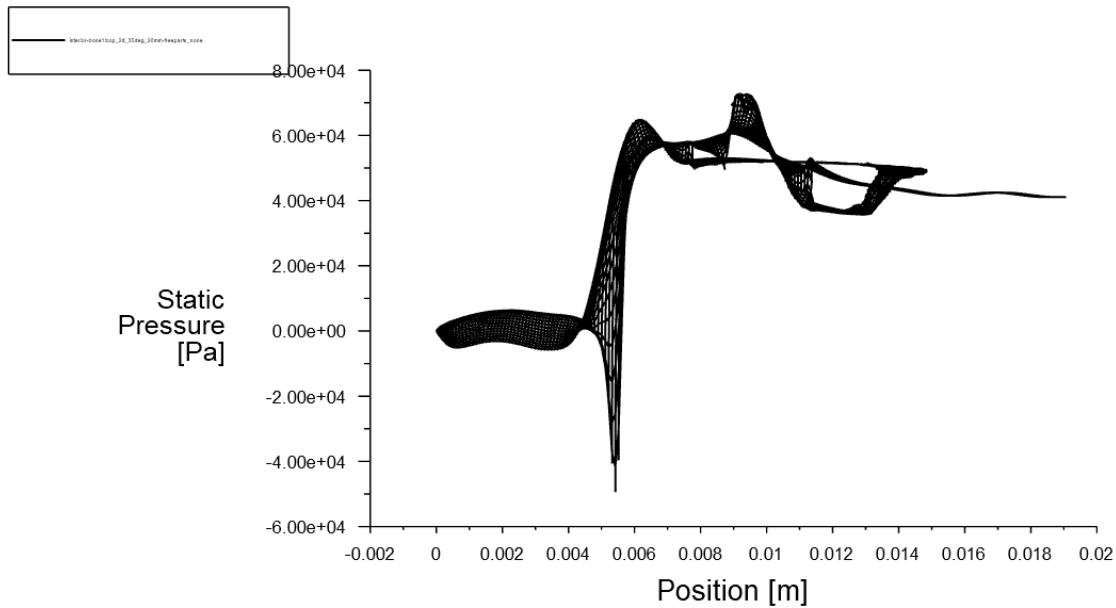


Rys. 8.8.9. Linie prądu jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,025$ [ms]

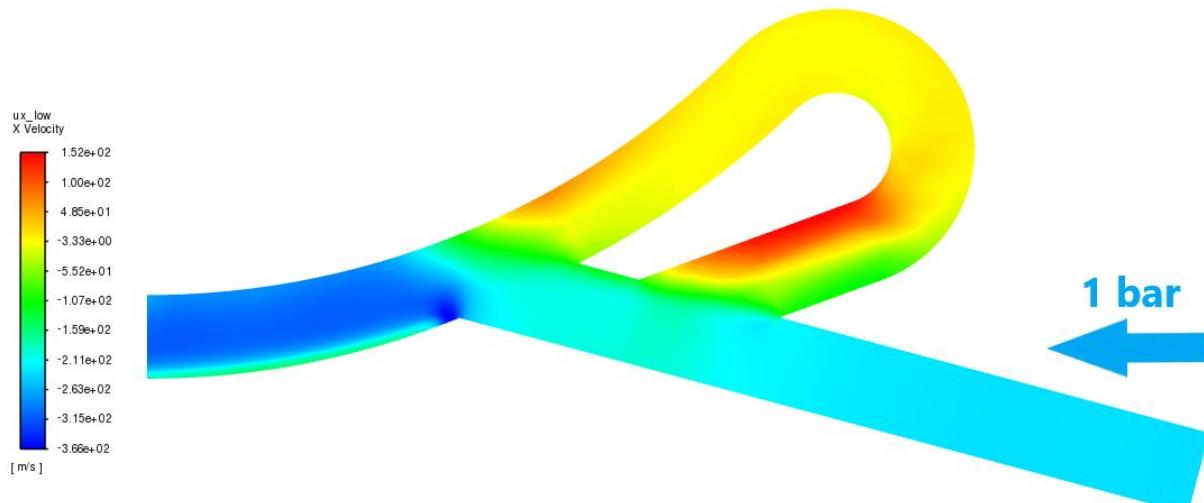
Z rysunków 8.8.1 i 8.8.2. widać rozkład ciśnień, gdzie maksymalne jest wciąż równe 4 bary (nadciśnienie fali detonacyjnej). Podwyższone ciśnienie widoczne jest już w pętli, ale postępuje także w głównym kanale. Prędkości osiągane w zaworze to około 361 m/s (Rys. 8.8.3. i 8.8.4. dużo mniejsze niż dla 2 pętlowego zaworu, 539 m/s). Gęstości maksymalne to $3,9 \text{ kg/m}^3$ (rys. 8.8.5. i 8.8.6.), większe niż w wypadku 2 pętlowego zaworu ($3,45 \text{ kg/m}^3$). Temperatury wciąż są maksymalne (2000K) i nie dotarły do początku pierwszej pętli (rys. 8.8.7. i 8.8.8.), nieco inaczej niż w przypadku dwupętlowego zaworu, gdzie temperatura dotarła do pierwszej pętli. Linie prądu (rys. 8.8.9.) są zaburzone, i zaczynają stykać się ze sobą dwie przeciwnostawne fale na wylocie z pętli.



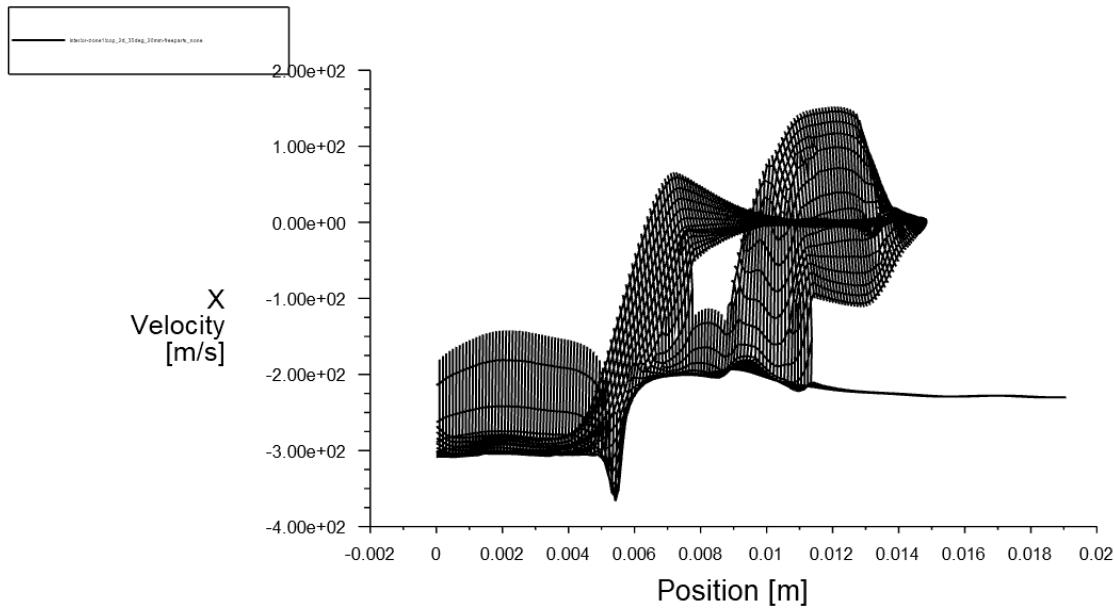
Rys. 8.8.10. Rozkład ciśnień jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,25$ [ms]



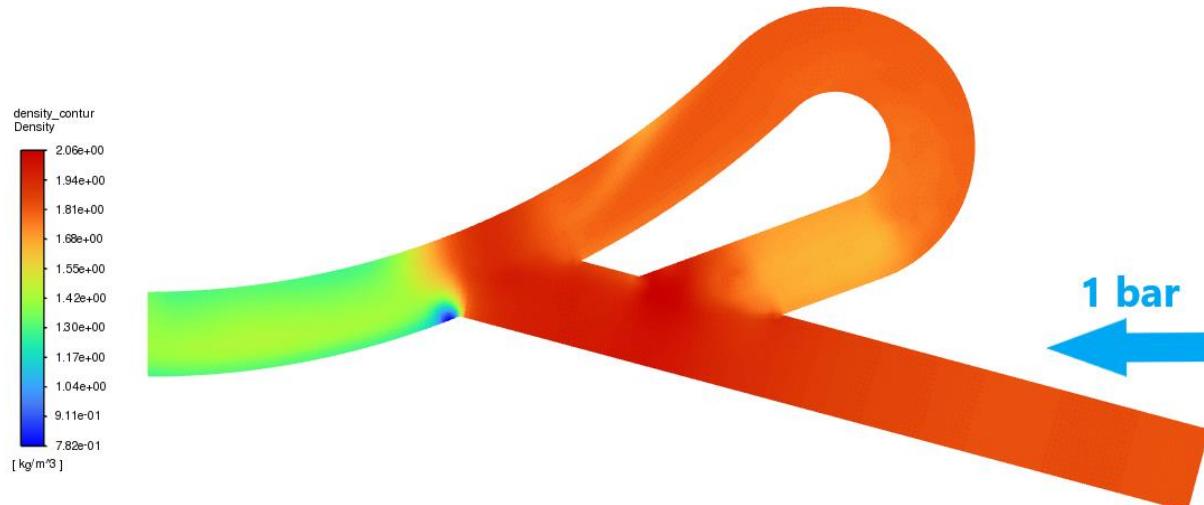
Rys. 8.8.11. Wykres ciśnień jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego,
 $t=0,25$ [ms]



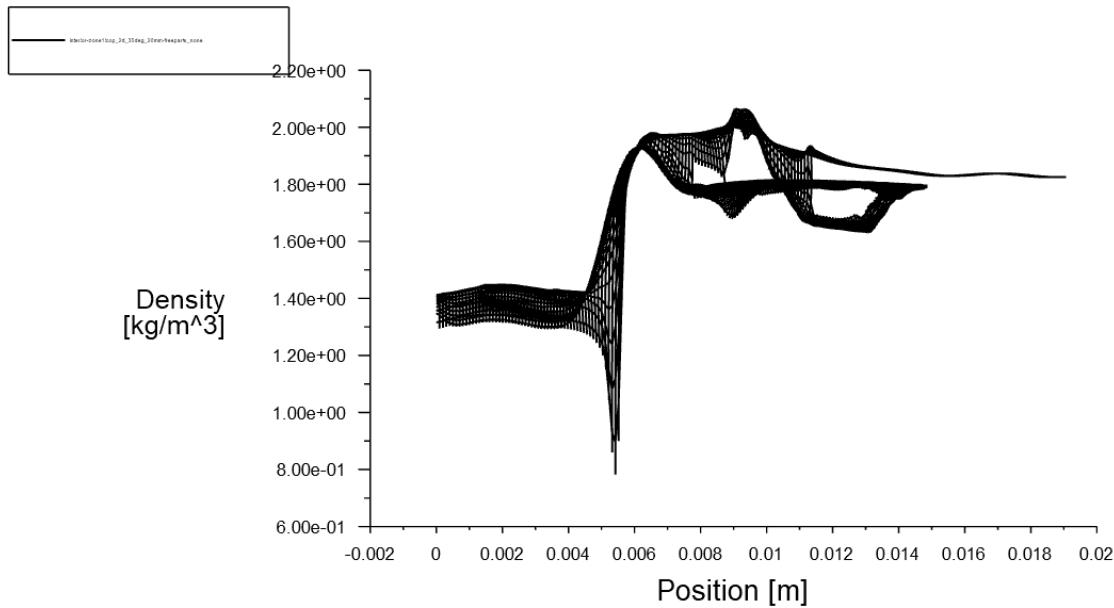
Rys. 8.8.12. Rozkład prędkości jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego,
 $t=0,25$ [ms]



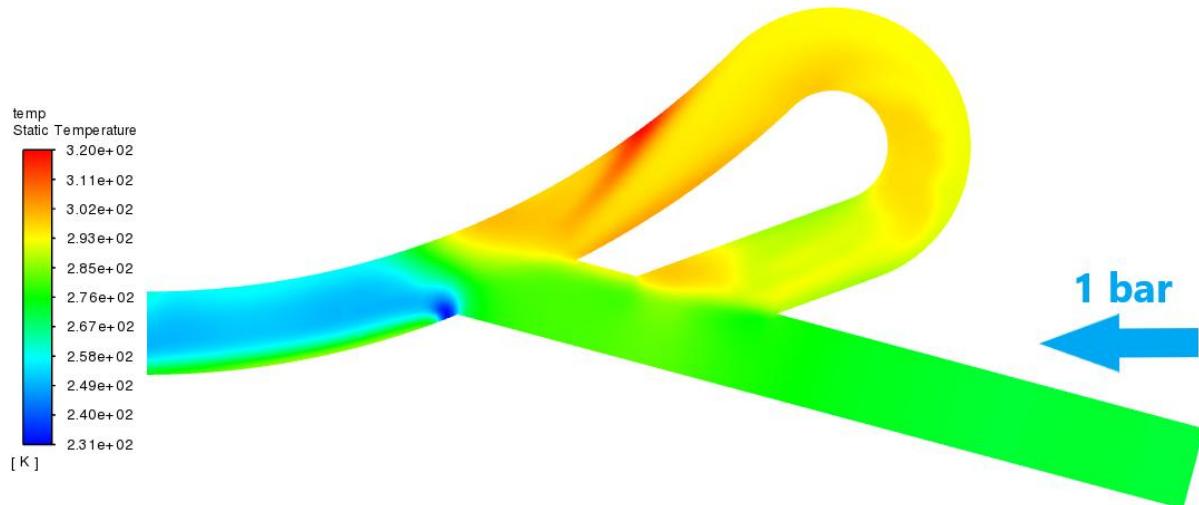
Rys. 8.8.13. Wykres prędkości jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,25$ [ms]



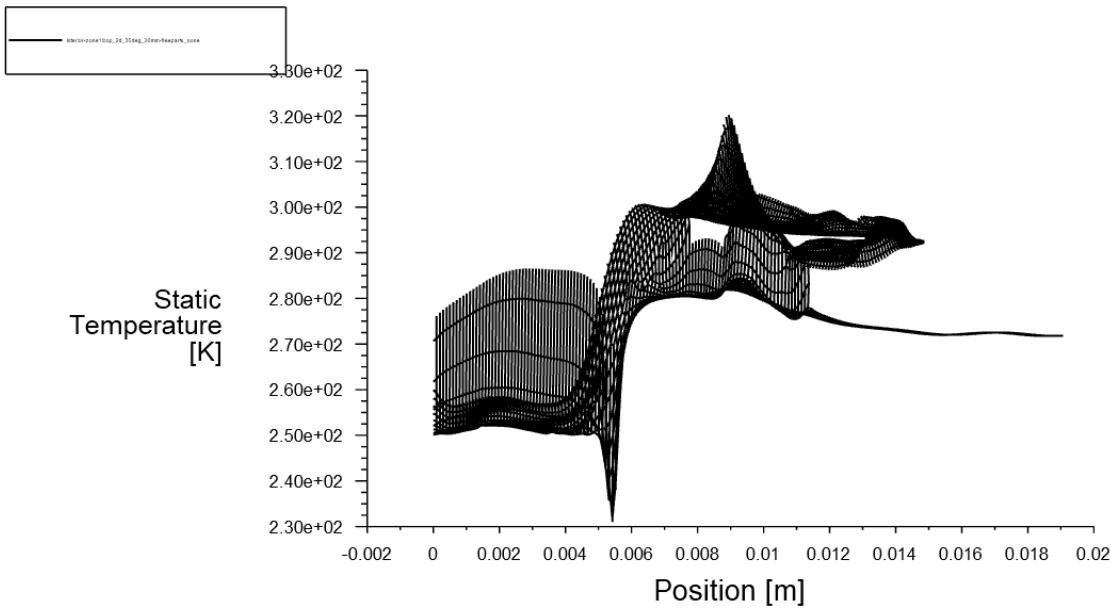
Rys. 8.8.14. Rozkład gęstości jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,25$ [ms]



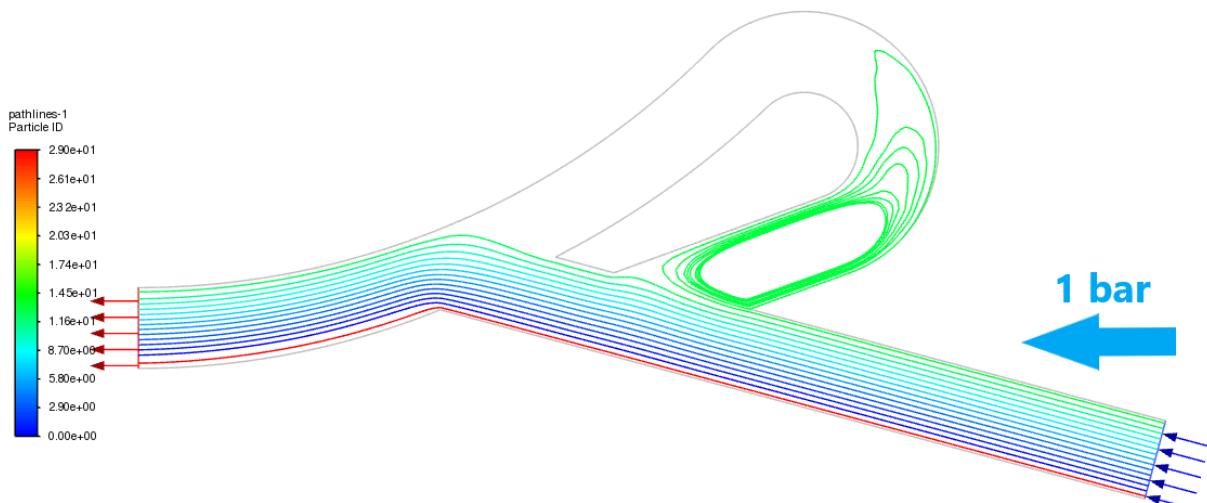
Rys. 8.8.15. Wykres gęstości jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,25$ [ms]



Rys. 8.8.16. Rozkład temperatur jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,25$ [ms]



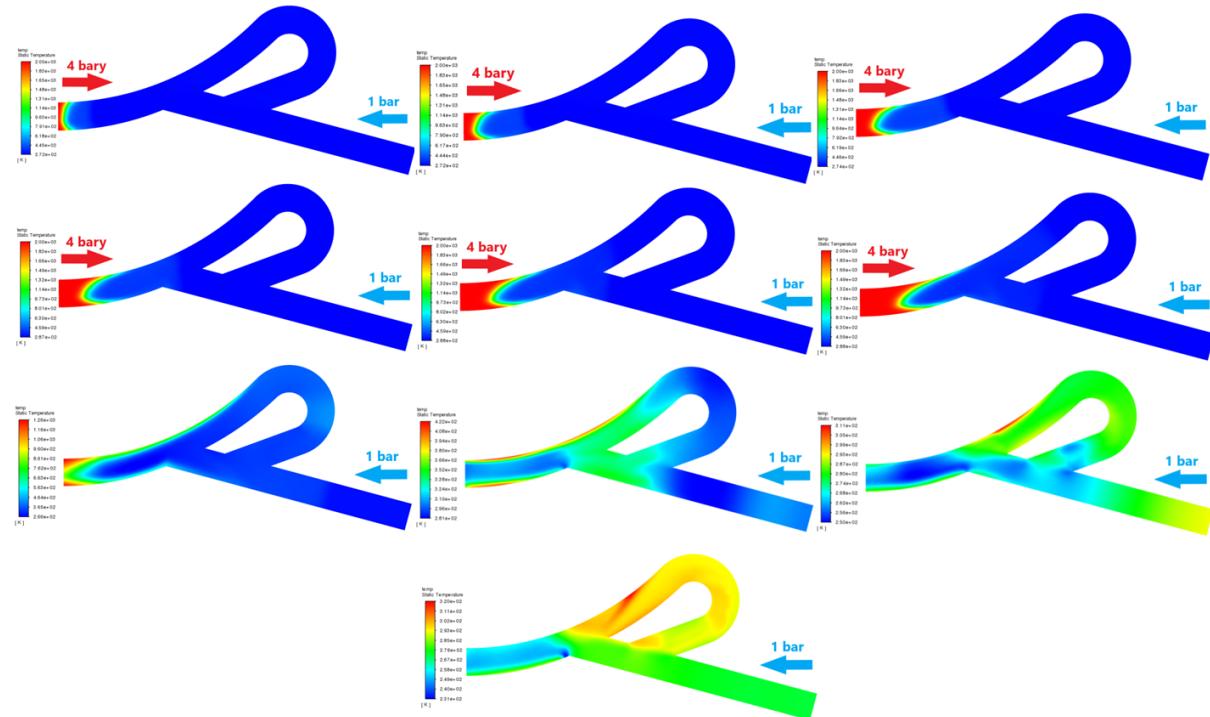
Rys. 8.8.17. Wykres temperatur jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,25$ [ms]



Rys. 8.8.18. Linie prądu jednopętlowego zaworu 2D, analiza przepływu nieustalonego, $t=0,25$ [ms]

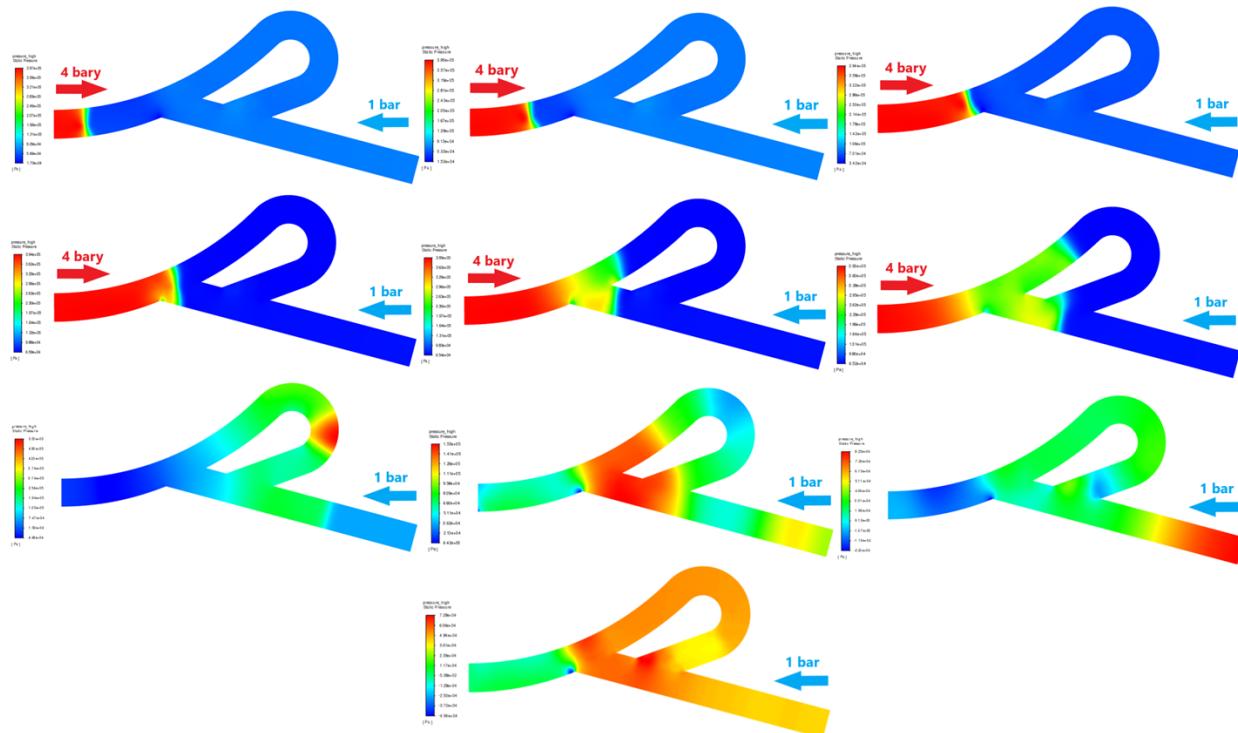
Maksymalne ciśnienia w ostatniej klatce badanego cyklu to 0,73 bara (rys. 8.8.10 i 8.8.11.), mniejsze niż w wypadku dwupętlowego zaworu (0,85 bara). Prędkości w kierunku silnika są równe ok. 366 m/s (rys. 8.8.12. i 8.8.13.), dla dwupętlowego 390 m/s. Gęstość wynosi 2,06 kg/m³ (rys. 8.8.14. i 8.8.15.) zatem jest nieco mniejsza w porównywanym przypadku (2,19 kg/m³). Temperatury maksymalne spadły do wartości 320 K (rys. 8.8.16 i 8.8.17.), dla dwupętlowego 436 K. Linie prądu pokazują stały przepływ ze zbiornika do silnika (Rys. 8.8.18.).

Kontury temperaturowe i ich zmiany dla modelu 1-pętlowego pokazane zostały na rys. 8.8.19. Fala temperaturowa o temperaturze 2000K nie dociera daleko (tylko do początku pętli). W dalszej części cyklu widać, że fala temperaturowa jest skutecznie ochładzana przez resztę mas powietrza, a do samego zbiornika nie dociera żadna masa gorącego gazu.



Rys. 8.8.19. Zestawienie zmian temperatur w czasie dla cyklu modelu jednopętlowego [K]

Kontury ciśnieniowe i ich zmiany dla modelu 1-pętlowego pokazane zostały na rys. 8.8.20. Ponownie, fala ciśnieniowa przedostaje się dużo dalej niż temperaturowa. Niestety dla tego modelu fala ciśnieniowa wychodząca z pętli nie zatrzymała fali z kanału głównego, gdyż przedostała się już dalej (co widać na obrazku 6 i 7 z kolei). Fala o ciśnieniu ok. 1.5-2 bary dociera do zbiornika, wstrzymując chwilowo wtrysk.



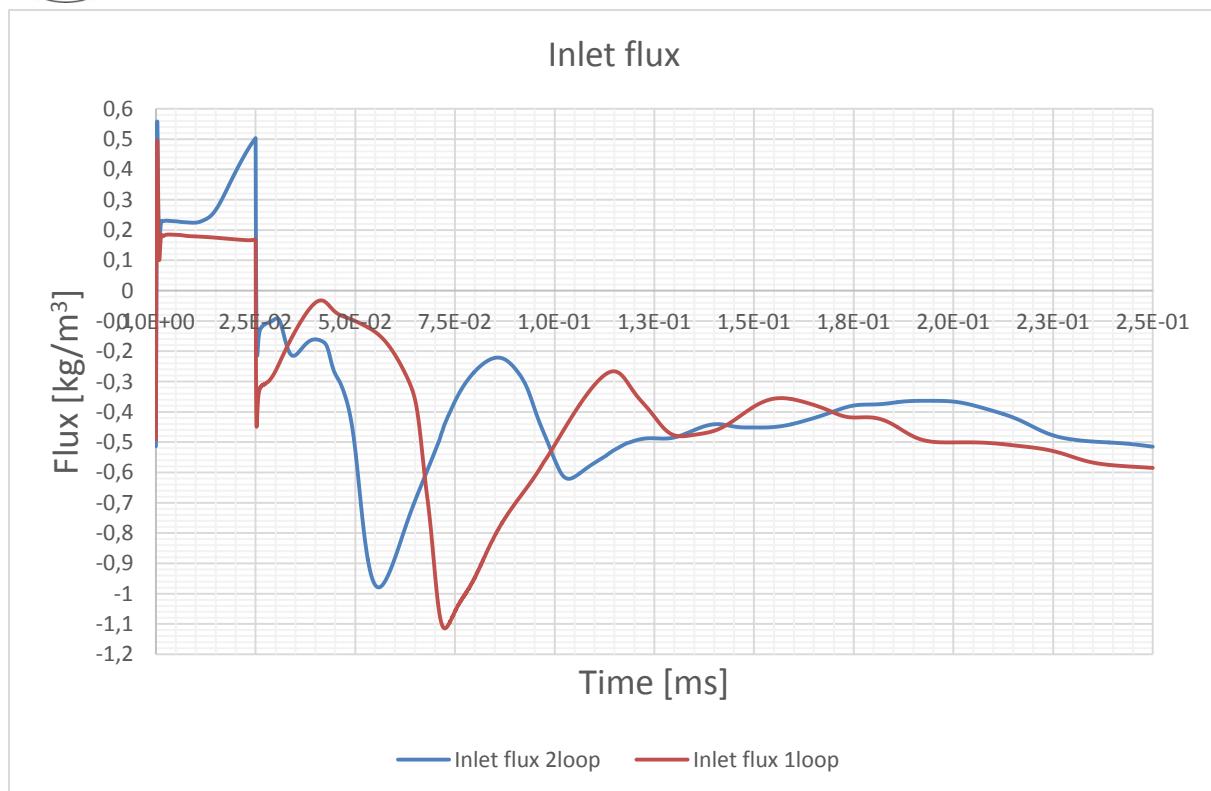
Rys. 8.8.20. Zestawienie zmiany ciśnień w czasie dla cyklu modelu jednopętlowego [Pa]

Okresy, z których zebrane są kontury z rys. 8.8.19 i 8.8.20 pokazane są w tabeli 8.8.1.

Iteracja	czas [ms]
100	0.004
200	0.008
300	0.012
400	0.016
500	0.020
625	0.025
1000	0.040
2000	0.080
4000	0.160
6250	0.250

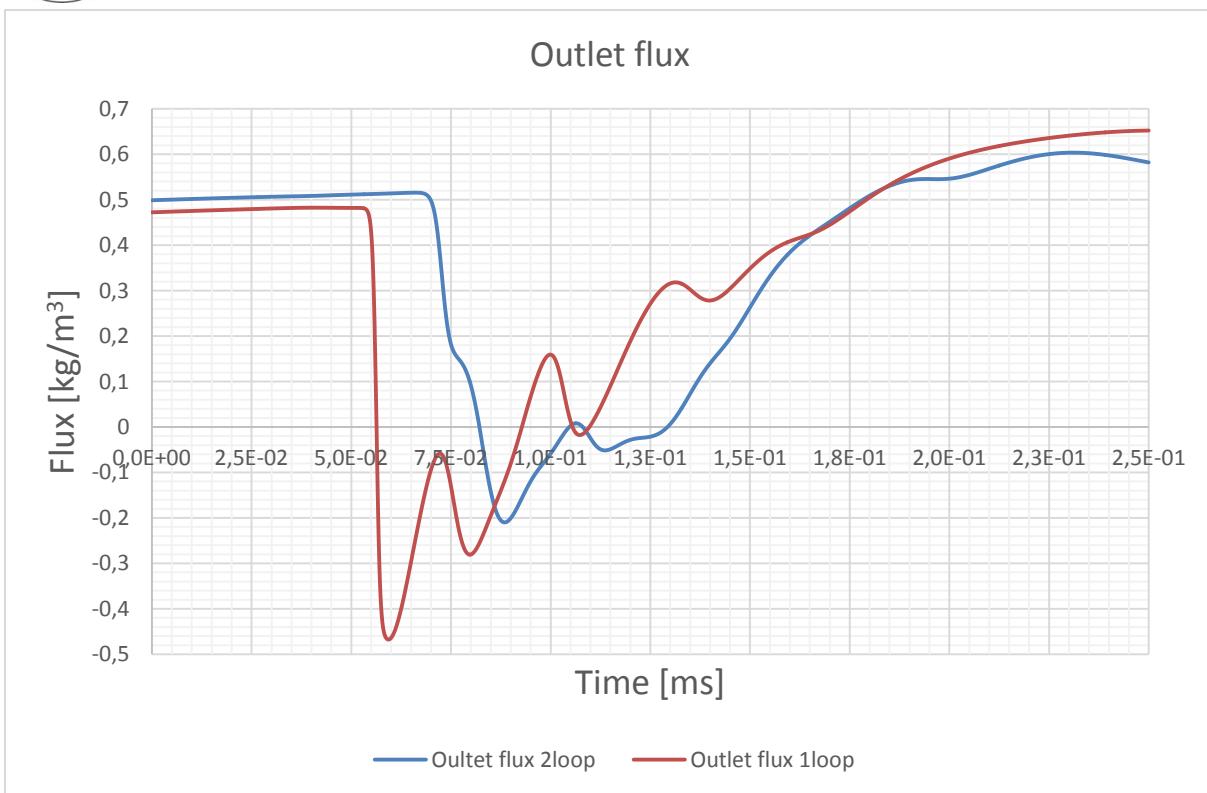
Tabela 8.8.1. Okresy zbierania informacji do zestawień dla 1-pętlowych modeli

Na koniec porównano wykresy przepływu w miejscach wlotu (od strony silnika) wykres 8.8.1 i wylocie (od strony zbiornika) wykres 8.8.2. Na obu wykresach widoczne są dane z zaworu jedno i dwupętlowych.



Wykres 8.8.1. Przepływ na wlocie od strony silnika

Jak można zauważyć na wykresie 8.8.1, na wlocie zawór dwupętłowy dochodzi do równowagi szybciej niż zawór jednopętłowy i ma nieco mniejsze amplitudy przepływu. Po zakończeniu cyklu, wartość przepływu ustala się na wartości $-0,515 \text{ kg}/\text{m}^3$ w wypadku zaworu dwupętlowego, podczas gdy dla zaworu jednopętlowego przepływ jest nieco większy ($-0,585 \text{ kg}/\text{m}^3$).



Wykres 8.8.2. Przepływ na wylocie od strony zbiornika

Podobnie na wykresie 8.8.2, można zauważyć iż na wylocie przepływ zaburzony jest szybciej w zaworze jednopętlowym, a przepływ wsteczny jest znacznie mniejszy i krótszy w zaworze dwupętlowym. Większa masa powietrza zostaje wtłoczona z powrotem do zbiornika w zaworze jednopętlowym. Po zakończeniu cyklu, wartości przepływu dla zaworu dwupętlowego ($0,582\text{kg}/\text{m}^3$) są bliższe warunków początkowych niż w przypadku zaworu jednopętlowego ($0,652 \text{ kg}/\text{m}^3$).

Oba wykresy pokazują lepsze działanie zaworu dwupętlowego.



9. Podsumowanie i wnioski

Pomysł zastosowania zaworu Tesli do ograniczenia cofania się czynnika doprowadzanego do komory spalania jest już wykorzystywany praktycznie przez innych badaczy. W niniejszej pracy dokonano szerokiej analizy własności takiego zaworu przy przepływie czynnika ściśliwego i kilku różniących się od siebie konfiguracjach geometrycznych.

Istotnym wynikiem analiz jest stwierdzenie, iż w krótkim czasie po przejściu nad wylotem kanału zasilania fali uderzeniowej, której towarzyszy krótki okres dużego wzrostu ciśnienia wokół tego wylotu, powstająca w kanale zasilania ruchoma fala zgęszczeniowa ma krótki zasięg a towarzyszący jej napływ gorących gazów ogranicza się do obszaru o długości porównywalnej do średnicy kanału.

Układ dwupętłowy, co prawda, bardziej skomplikowany, zapewnia jednak lepszą ochronę systemu zasilania przed powrotną falą występującą w tym układzie po przejściu po wylotem fali uderzeniowej.

Wydaje się, iż w dalszym etapie badań należałyby wykonać na przezroczystym modelu z systemem wizualizacji typu Schlieren i szybką kamerą, testy potwierdzające wyniki zaprezentowanych analiz numerycznych.



10. Źródła

- [1] T.Laube, J.Piechna, N. Muller, Rotary Ramjet Engine - Numerical analysis of aerodynamics and combustion, Archivum Combustionis Vol. 34 (2014) No 2, pp 129-154
- [2] Tomasz Laube, Janusz Piechna - Analytical and Numerical Feasibility Analysis of a Contra-Rotary Ramjet Engine
- [3] <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/rampart.html> (23.04.2023)
- [4] Xingkui Yang, Feilong Song, Yun Wu, Shanguang Guo, Shida Xu, Jianping Zhou, Hao Liu, Suppression of pressure feedback of the rotating detonation combustor by a Tesla inlet configuration, Applied Thermal Engineering 216 (2022) 119123
- [5] Q. M. Nguyen, J. Abouezzi, L. Ristroph - Early turbulence and pulsatile flows enhance diodicity of Tesla's macrofluidic valve
- [6] Komputerowa Analiza Przepływów - J. Piechna, materiały do zajęć, Politechnika Warszawska