

Na prawach rękopisu

POLITECHNIKA WROCŁAWSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNO-ENERGETYCZNY

Raport serii PRE nr __/2019

**„Numeryczna analiza procesów
cieplno-przepływowych w komorze roboczej
maszyny spiralnej z uwzględnieniem wpływu
przecieków wzdłużnych na współczynnik
wnikania ciepła”**

JÓZEF RAK

Słowa kluczowe: wymiana ciepła
sprężarka spiralna
łopatkowe maszyny objętościowe

PRACA DOKTORSKA

Promotor: dr hab. inż. Sławomir Pietrowicz, prof. uczelni.

Wrocław, 2019

Podziękowania

Dziękuję wszystkim osobom, które obdarzyły mnie uśmiechem, serdecznością i cierpliwością w czasie mojej przygody z pisaniem rozprawy doktorskiej.

Pragnę podziękować osobom, bez pomocy których praca ta nigdy nie została by napisana:

Panu prof. zw. dr hab. inż. Zbigniewowi Gnutkowi,

Panu dr hab. inż. Sławomirowi Pietrowiczowi, prof. uczelni

wszystkim zaangażowanym w prace Katedry Termodynamiki, Teorii Maszyn i Urządzeń Ciepłych.

A w szczególności dziękuję moim Rodzicom, za całokształt i każdy drobny gest z osobna.

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń	4
Wstęp	6
1 Wprowadzenie	9
1.1 Opis konstrukcji maszyn spiralnych	13
1.1.1 Zasada działania maszyn spiralnych	13
1.1.2 Geometrie krzywych spiralnych	14
1.2 Stan wiedzy o warunkach wymiany ciepła w komorze roboczej . . .	19
1.3 Modele matematyczne maszyn spiralnych	23
1.3.1 Modele oparte o parametry zredukowane	23
2 Sformułowanie tezy, celów i zakresu pracy	30
3 Model matematyczny sprężarki spiralnej	32
3.1 Opis modelu	32
3.1.1 Równania	32
3.1.2 Implementacja modelu	34
3.2 Deformacja siatki numerycznej i remesh w obliczeniach maszyn ob- jętościowych	35
3.2.1 Symulacje testowe	36
3.2.2 Wyniki symulacji testowych	39
3.2.3 Wnioski z symulacji wstępnych	40
3.3 Geometria sprężarki	41
3.4 Generacja siatki numerycznej	43
3.4.1 Wpływ gęstości siatki numerycznej na wyniki obliczeń . . .	44
3.5 Wpływ przecieków na sprawność izentalpową procesu	46
3.5.1 Założenia	48

3.5.2	Wyniki	50
3.5.3	Podsumowanie	55
3.6	Odbiór ciepła od gazu roboczego	56
3.6.1	Warunki brzegowe	56
3.6.2	Wyniki	57
3.6.3	Dyskusja wpływu przecieków przez szczelinę promieniową na wymianę ciepła w komorze roboczej	61
3.7	Podsumowanie	64
4	Weryfikacja eksperymentalna	66
4.1	Stanowisko badawcze z zastępczą komorą roboczą	66
4.1.1	Kształt mieszkadła i geometria zastępczej komory roboczej	68
4.2	Model numeryczny stanowiska badawczego	70
4.2.1	Warunki brzegowe i początkowe	71
4.2.2	Wyniki obliczeń	72
4.3	Pomiary gęstości strumienia ciepła na stanowisku doświadczalnym	76
4.3.1	Przyrządy pomiarowe i procedura pomiaru	78
4.4	Wyniki pomiarów walidacyjnych modelu	79
5	Podsumowanie i wnioski	82

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A	–	powierzchnia, m^2
C	–	stała
c_p	–	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, $J/(kg K)$
d	–	średnica, m
e	–	mimośrodowość, m
f	–	częstotliwość, Hz
K	–	współczynnik korekcyjny
g	–	grubość spirali, m
H	–	wysokość, m
h	–	entalpia, J/kg
i	–	i-ta komora robocza
\dot{m}	–	strumień masy, kg/s
n	–	prędkość obrotowa, obr/s
Nu	–	liczba Nusselta, $Nu = \alpha D/\lambda_g$
p	–	ciśnienie, Pa
Pr	–	liczba Prandtla, $Pr = c_p \eta/\lambda$
r_{sr}	–	promień średni krzywizny, m
Re_m	–	liczba Reynoldsa wyr. przez masę
Re_w	–	liczba Reynoldsa wyr. przez prędkość
Re_a	–	liczba Reynoldsa przecieku
T	–	temperatura, K
w	–	prędkość absolutna, m/s
\dot{q}	–	gęstość strumienia ciepła, W/m^2
x, y	–	współrzędne kartezjańskie, m
V	–	objętość, m^3
V_{ijk}	–	objętość komórki numerycznej

Symbole greckie:

- α – współczynnik wnikania ciepła, $W/(m^2 K)$
- ϕ – kąt spirali, rad
- Θ – kąt obrotu wału, m
- δ – szerokość szczeliny, m
- ν – współczynnik lepkości kinematycznej, $m^2 s$
- λ – współczynnik przewodzenia ciepła, $W/(m K)$
- ρ – gęstość, kg/m^3
- Ψ – współczynnik przepływu
- ω – prędkość kątowna, $1/s$

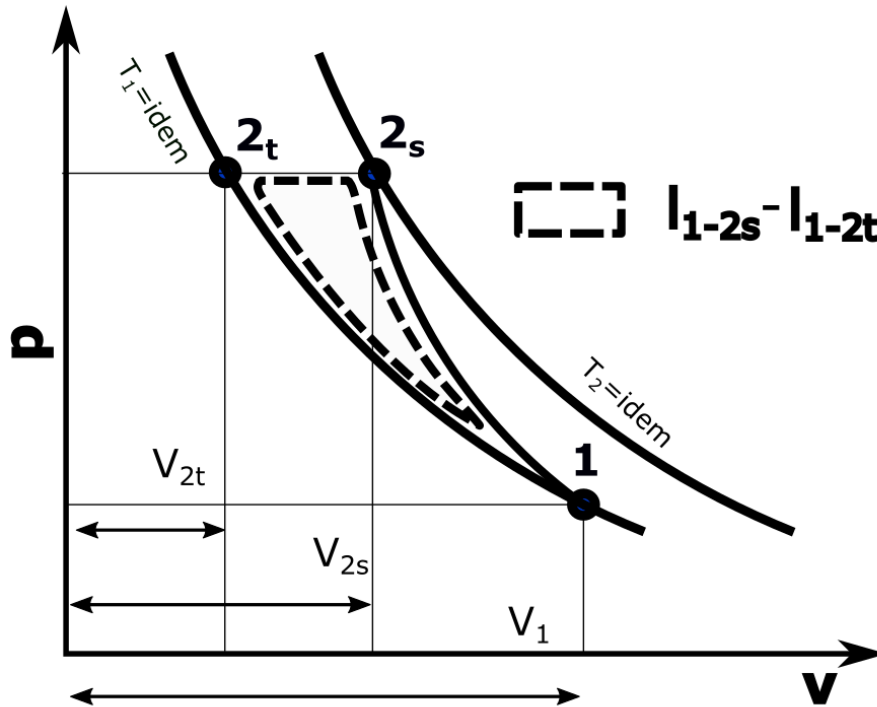
Użyte skróty:

- CFD – Computational Fluid Dynamics
- SSHE – Scraped Surface Heat Exchanger (wymiennik skrobakowy)

Wstęp

Raport *Compressed Air Systems in the European Union* [76] z 2001 roku pokazał, że w Unii Europejskiej roczne zużycie energii na zasilanie systemów sprężonego powietrza przekroczyło 80 TWh, z czego około 70% zainstalowanych maszyn energetycznych było w przedziale mocy 10 do 100 kW (średnio 42 kW). Zakłada się, że projektowane urządzenia powinny pracować około trzynaście lat, co odpowiada 3500 godzin. Jednocześnie zużycie energii wpływa na całkowity koszt pracy systemu sprężonego powietrza nawet w 80% [82]. Rosnące zapotrzebowanie na energię na świecie oraz szkodliwe skutki jej wytwarzania skłaniają do poszukiwania oszczędności energii, m. in. poprzez zwiększenie sprawności dotychczasowych procesów i rozwój nowych technologii konwersji energii. Przykładem jest rosnący rynek odzysku energii cieplnej z takich źródeł jak gorące spaliny silnika wewnętrznego spalania, spalanie biomasy i śmieci, energia słoneczna czy geotermalna za pomocą układów ORC [1]. Gazowe maszyny energetyczne (sprężarki i rozprężarki) są zatem istotnym ogniwem w pogoni za osiągnięciem bezpieczeństwa energetycznego.

Na rys. 1 zostało pokazane porównanie idealnej przemiany adiabatycznej i izotermicznej dla procesu sprężania czynnika roboczego od ciśnienia p_1 do p_2 . Wymagany nakład pracy na sprężenie gazu jest minimalny, gdy realizowana jest przemiana izotermiczna. Analogicznie dla układu silnika pneumatycznego - utrzymanie stałej temperatury rozprężanego czynnika roboczego pozwala na wykonanie większej pracy. Osiągnięcie wysokiej sprawności izotermicznej procesu wymaga zatem wymiany ciepła pomiędzy gazem a ścianami komory roboczej na drodze konwekcji. Intensywność transportu ciepła jest różna w zależności od typu maszyny gazowej. Jedną z konstrukcji, które szczególnie dobrze sprawdzają się na tym polu jest maszyna spiralna.



Rys. 1 Proces sprężania w maszynie spiralnej

Maszyny spiralne są gazowymi maszynami energetycznymi służącymi do zmiany stanu termodynamicznego porcji czynnika roboczego [32] w komorze roboczej o zmiennej objętości, zarówno w procesie sprężania (wymagającego włożenia pracy do układu), jak i rozprężania (z odbiorem pracy użytecznej). Wymiana ciepła z gazem roboczym, określona współczynnikiem wnikanía ciepła α , zależy od wymiarów komory roboczej, czasu trwania procesu, a także temperatury i prędkości czynnika. Złożoność procesów ciepłno-przepływowych w komorach roboczych maszyny spiralnej sprawia, że są one interesującymi obiektami badań naukowych. Dotychczasowa wiedza na temat wyznaczania współczynnika wnikanía ciepła wewnątrz maszyn spiralnych nie jest jeszcze pełna. Stosowana najczęściej formuła wykorzystująca liczby podobieństwa oparta jest na wzorze Dittusa-Boeltera [47] na liczbę Nusselta uzupełnionym o współczynniki korekcyjne zależne od geometrii [13] i charakteru

ruchu obrotowego komory roboczej [49]. Niestety stosowanie tej formuły nie daje w pełni satysfakcjonujących rezultatów i pojawiają się próby znalezienia innych parametrów mających wpływ na wymianę ciepła i uwzględnienia ich w rozważaniach [69, 25, 57, 26], bazują one jednak głównie na danych empirycznych i nie wnoszą dużo do głębszego poznania fizyki zjawiska transferu ciepła.

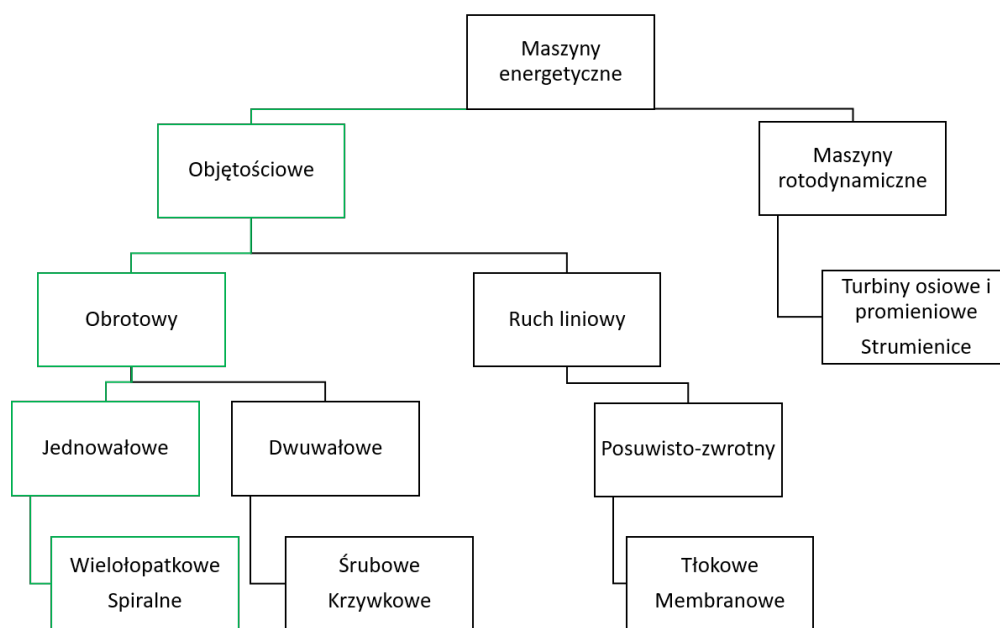
W pracy Autor przedstawił próbę zdefiniowania wpływu wybranych zjawisk ciepłno-przepływowych na intensywność wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym a łopatkami w maszynach spiralnych. Autor wykonał rewizję dotychczasowych zasad wyznaczania współczynnika wnikania ciepła poprzez modelowanie numeryczne oraz weryfikację eksperymentalną założeń modelu z zastosowaniem pośredniej metody badawczej.

Badania zostały wykonane podczas studiów doktoranckich w Katedrze Termodynamiki, Teorii Maszyn i Urządzeń Ciepłych, na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym Politechniki Wrocławskiej. Motywacją do podjęcia tematu było dla Autora przekonanie, że maszyny spiralne dobrze nadają się do wprowadzania innowacyjnych rozwiązań w zakresie zwiększania sprawności i niezawodności. Dzięki identyfikacji kluczowych czynników wpływających na współczynnik wnikania ciepła możliwe było poszerzenie wiedzy na temat możliwości poprawy sprawności izotermicznej maszyn spiralnych.

Rozdział 1

Wprowadzenie

Maszyna spiralna opatentowana została w 1905 roku przez Leona Creux [56]. Ze względu na sposób realizacji procesu obróbki gazu roboczego należy do tzw. maszyn objętościowych o rotacyjnym ruchu organu roboczego (rys. 1.1). Oznacza to, że procesy prowadzone są w niej cyklicznie i porcjami, w odseparowanych od siebie komorach roboczych o zmiennej w czasie geometrii, a zasada działania oparta jest w niej o ruch obrotowy łopatek.

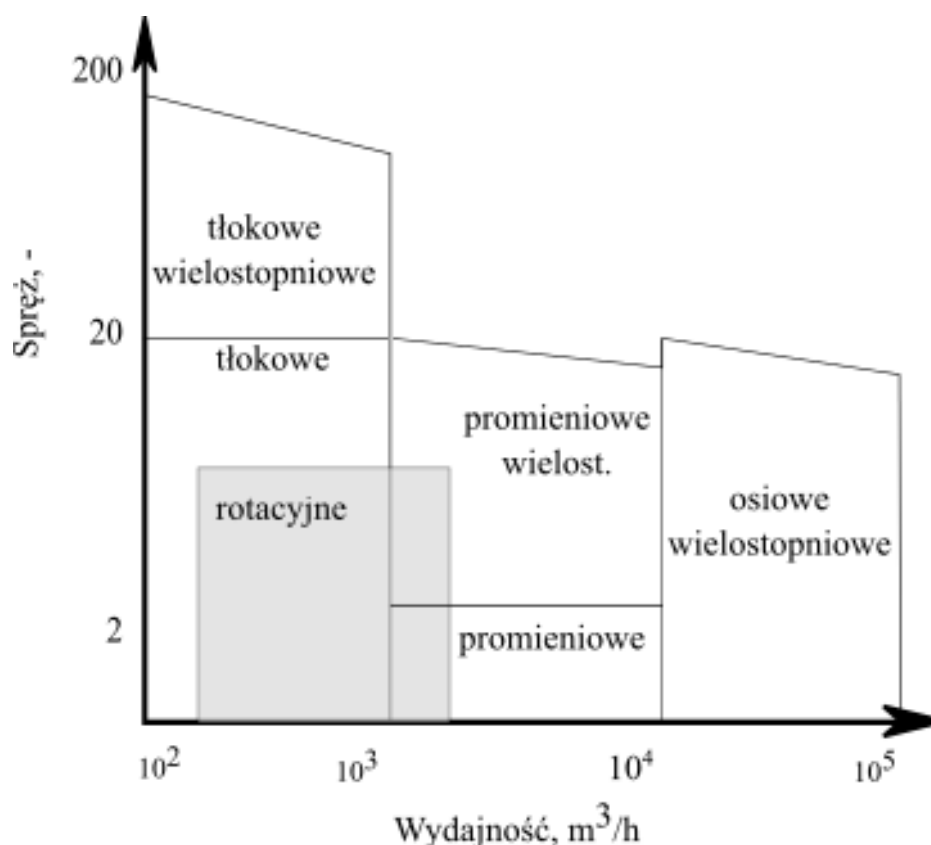


Rys. 1.1 Klasyfikacja gazowych maszyn objętościowych.

Dostępnych na rynku jest wiele różnych gazowych maszyn energetycznych małej i średniej mocy. Jak widać na rys. 1.2 technologiami bezpośrednio konkurującymi z maszynami rotacyjnymi są konstrukcje tłokowe oraz, w pewnym

zakresie, promieniowe - mikroturbiny [12]. Wadą tych ostatnich jest trudność ich skalowania ku małym wydajnościom [68] spowodowana stopniem skomplikowania konstrukcji [60] oraz wymaganą precyzją wykonania [52, 20], co skutkuje wysokimi kosztami produkcji mikroturbin [94]. Dickes [24] określa granicę opłacalności stosowania maszyn rotodynamicznych na nie mniej niż 100 kW, a więc w przedziale mocy preferowanym w kontekście przyszłej, rozproszonej energetyki [2] i obsługiwanym przez maszyny objętościowe.

Historycznie, maszyny tłokowe to najdłużej stosowany typ gazowych maszyn objętościowych. Pośród zalet wymienić można optymalną pracę przy szerokich zakresach wydajności i ciśnień [44]. Jednocylindrowa maszyna tego typu jest łatwo skalowalna pod kątem osiąarów. Rozprężarka tłokowa może działać zasilana czynnikiem roboczym o parametrach sięgających 32 bar i 380 °C [84]. Jedno lub wielocylindrowe maszyny można łączyć w układy wielostopniowe, z chłodzeniem międzystopniowym [50], co dodatkowo zwiększa zakres parametrów pracy i elastyczność układów obróbki gazu opartych o maszyny tłokowe [32]. Jest to technologia dobrze znana, powszechna i dojrzała. Z drugiej strony poprawna praca maszyny tłokowej wymaga stosowania zaawansowanych technik smarowania i precyzyjnego sterowania zaworami. Komplikuja one konstrukcję, a te ostatnie są też główną przyczyną niepożądanych wibracji i awarii [88]. W związku z tym, w pewnych zastosowaniach, maszyny tłokowe są wypierane z rynku przez maszyny rotacyjne.



Rys. 1.2 Zakres parametrów gazowych maszyn energetycznych stosowanych w przemyśle [12].

Maszyny rotacyjne (spiralne, śrubowe, wielołopatkowe, z wirującym tłokiem i inne) nie potrzebują dodatkowego oprzyrządowania, dzięki czemu znacząco zredukowana jest w nich liczba części ruchomych, co z kolei obniża masę urządzenia i poprawia niezawodność w porównaniu z maszynami tłokowymi [58, 33]. Ze względu na charakter pracy, maszyny są one niewrażliwe na obecność fazy ciekłej [41, 23, 80]. Inną zaletą jest fakt, że proces wytłaczania czynnika ma charakter ciągły i nie powoduje niebezpiecznych wibracji akustycznych [8]. W istocie dobre odseparowanie części ssawnej od tłocznej sprawia, że stosowanie zaworów jest niepotrzebne [63]. Prędkości obrotowe typowe dla maszyn rotacyjnych to 1500 do 10 000 obr/min, co ogranicza maksymalną wydajność. Również osiągnane

ciśnienia nie są wysokie, nie przekraczając kilku, kilkunastu bar.

Sprężarki spiralne są to maszyny wyporowe stosowane głównie w przemysłach chłodniczym i klimatyzacyjnym. W komercyjnych zastosowaniach działają one głównie w zakresach wydajności od 4 do 90 m³/h i pracują z czynnikami chłodniczymi takimi jak: R22, R407c, R134a. Od początków masowej produkcji tych urządzeń w latach osiemdziesiątych XX w., gdy technologia wytwarzania precyzyjnych elementów na obrabiarkach numerycznych rozwinęła się wystarczająco, rynek maszyn spiralnych nieustannie i dynamicznie się rozwija [98]. Światowa produkcja tego typu urządzeń sięgnęła 100 milionów sztuk w okolicach 2005 roku [28], a ich udział w rynku klimatyzacji samochodowej szacuje się na 20 % [8]. Największymi producentem tych urządzeń są amerykański *Copeland*, japońskie *Hitachi*, koreańskie *LG Electronics* czy niemiecki *Renner*.

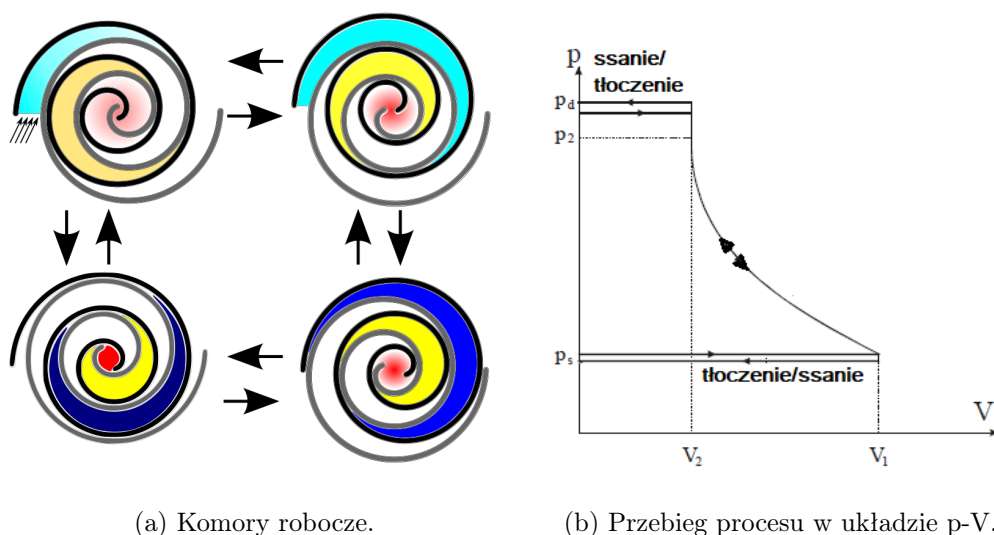
Osiągi i zalety konstrukcyjne maszyn spiralnych sprawiają, że sprawdzają się one bardzo dobrze również w układach ORC i mikro-ORC (ang. Organic Rankine Cycle) do odzysku ciepła nisko i średnotemperaturowego, spełniając funkcję rozprężarek. Możliwe i często stosowane jest korzystanie w tym celu z komercyjnych sprężarek, które łatwo dostosować do odwrotnej pracy [96, 46, 102, 59, 64, 66]. Zakres mocy odpowiedni w tym kontekście to 1 do 10 kW [75, 71, 66].

Ograniczeniem dla maszyn spiralnych jest temperatura czynnika, która może powodować odkształcenia termiczne łopatek maszyny, co utrudnia poprawne uszczelnienie komór roboczych i zużycie mechaniczne łopatek [36, 62]. Praktyczny limit stosowania ekspanderów spiralnych wg [40, 54] to około 215 °C, natomiast bezpieczną graniczną temperaturę w sprężarkach producenci określają na 130 do 145 °C [29, 58, 27]. W tym kontekście istotną cechą konstrukcji spiralnych jest to, że dają duże możliwości wymiany ciepła z gazem roboczym w trakcie jego obróbki. Pozwala to na konstruowanie maszyn o wysokiej sprawności, a nawet na próby prowadzenia procesu zbliżonego do teoretycznej przemiany izotermicznej [96, 19, 103].

1.1 Opis konstrukcji maszyn spiralnych

1.1.1 Zasada działania maszyn spiralnych

Na rys. 1.3a pokazano etapy procesu obróbki czynnika roboczego zamkniętego w kieszeniach pomiędzy dwiema łopatkami maszyny spiralnej. Spirala bierna osadzona jest na statorze, podczas gdy spirala czynna porusza się mimośrodowo, dzięki czemu gaz roboczy jest przetłaczany, a objętość komory roboczej zmienia się. Cykl przemian termodynamicznych realizowany w ten sposób pokazano na rys. 1.3b. Kształt łopatek sprawia, że procesy ssania, zmiany objętości i tłoczenia realizowane są jednocześnie w wielu komorach roboczych.



Rys. 1.3 Proces obróbki gazu w maszynie spiralnej.

W trakcie pracy jako sprężarka, spirala czynna porusza się zgodnie z ruchem wskazówek zegara. Oznacza to, że gaz jest zasysany w zewnętrznej części maszyny, a po zamknięciu komory roboczej przetłaczany w kierunku obszaru centralnego, gdzie znajduje się króciec wylotowy. Praca w trybie rozprężarki następuje analogicznie, poprzez dostarczenie do części centralnej czynnika o wysokim ciśnieniu, które napędza spiralę przeciwnie do ruchu

wskazówek zegara. Możliwy wtedy jest odbiór mocy mechanicznej na wale maszyny za pomocą generatora elektrycznego.

Maszyny spiralne połączone są z wałem napędowym zazwyczaj za pomocą sprzęgła Oldhama [100]. Jest to pierścień z parami wypustek prostopadłych do siebie, które osadzone są w rowkach w elemencie aktywnym i w nieruchomej podstawie. Zapobiega to niepożądanemu obrotowi osiowemu spirali ruchomej, umożliwiając jednocześnie swobodną pracę maszyny. Precyzja ruchu jest kluczowa dla prawidłowej pracy, ponieważ szczeliny pomiędzy łopatkami mają szerokość rzędu setnych części milimetra.

1.1.2 Geometrie krzywych spiralnych

Kształt łopatek determinuje parametry maszyny spiralnej. Istnieje mnogość krzywych możliwych do zastosowania jako podstawa geometrii łopatki maszyny spiralnej. Minimum warunków, jakie musi spełniać krzywa zestawiono w [73]:

1. Dowolnemu punktowi znajdującemu się na ruchomym elemencie odpowiada jeden i tylko jeden punkt znajdujący się na współpracującej powierzchni.
2. Kiedy dowolna para punktów pozostaje w kontakcie, środki dwóch współpracujących elementów są przesunięte o stałą odległość, równą promieniowi mimośrodowości.
3. Dla dwóch współpracujących punktów, wektory styczne do powierzchni spiralnych muszą być równoległe względem siebie i normalne do kierunku przesunięcia środków tych spiral.

Spełnienie powyższych warunków zapewnia, przynajmniej teoretycznie, że maszyna skutecznie przetłoczy gaz roboczy pomiędzy króćcami ssawnym i tłocznym, w komorze roboczej o zmiennej objętości.

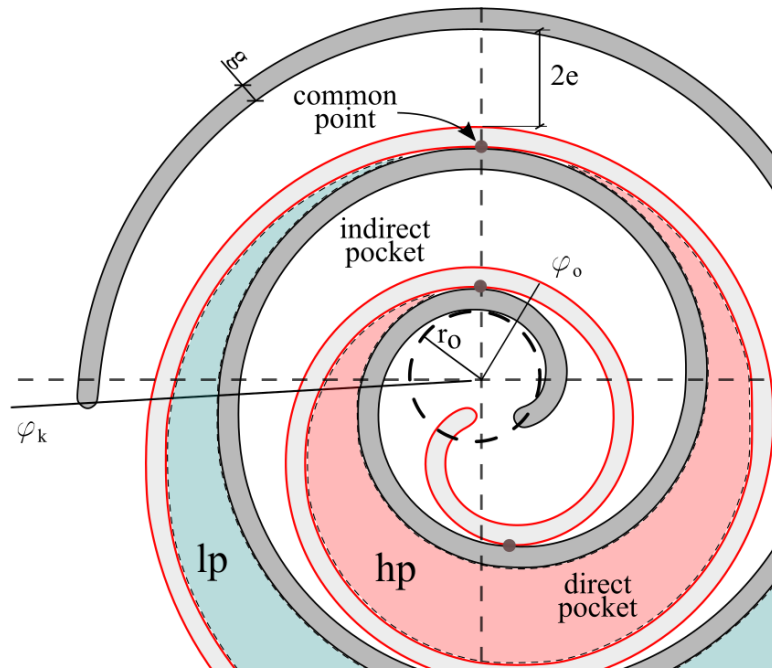
Krzywa ewolwentowa

Najczęściej stosowaną krzywą wyznaczającą kształt łopatek w maszynach spiralnych jest ewolwenta (rozwijająca) okręgu [35, 49, 55, 98, 26]. Na rys. 1.4 pokazano najważniejsze parametry określające kształt spiral. Podstawą jest okrąg bazowy o promieniu r_b , natomiast współrzędne krzywej wyrażone są wzorami (1.1) i (1.2). Długość krzywej, zawarta pomiędzy kątami ϕ_o i ϕ_k , wyznacza liczbę komór roboczych w maszynie (po jednej parze na każdy zwój).

$$x(\phi) = r_b \cdot (\cos\phi + \phi \cdot \sin\phi) \quad (1.1)$$

$$y(\phi) = r_b \cdot (\sin\phi - \phi \cdot \cos\phi) \quad (1.2)$$

Zależnie od grubości łopatki g , promienia bazowego r_b i zakresu kątów odwińnięcia ϕ , układ współpracujących łopatek posiada zdefiniowaną mimośrodowość e . Parametry te, wraz z wysokością, jednoznacznie określają wymiary maszyny spiralnej, jej wydajność (na jeden obrót) i tzw. naturalny spręż związany z różną objętością komory roboczej na początku i końcu procesu obróbki gazu.



Rys. 1.4 Geometria łopatki maszyny spiralnej opartej o ewolwentę okręgu.

Istotne parametry geometryczne, stosowane w opisie termodynamicznym maszyn spiralnych, są wyrażone wzorami od (1.3) do (1.7).

- średnica hydrauliczna [49]

$$D_h = \frac{2 \cdot e \cdot H}{e + H} \quad (1.3)$$

- średni promień komory:

$$r_{sr} = \frac{r(\phi_1) + r(\phi_2)}{2} \quad (1.4)$$

gdzie ϕ_1 i ϕ_2 to kąty opisujące położenie punktów wspólnych spiral dla danego kąta obrotu wału Θ

- pole powierzchni komory roboczej w płaszczyźnie promieniowej:

$$A_k = 2\pi r e \left(\phi_1 + \frac{\pi}{2} \right) \quad (1.5)$$

- objętość komory roboczej:

$$V = A_k H \quad (1.6)$$

- pole powierzchni przekroju komory:

$$A_c = eH \quad (1.7)$$

Inne konstrukcje

Rozwijająca okręgu to niejedyna rodzina krzywych spełniająca warunki współpracy łopatek spiralnych. Jednym z przykładów jest koncept łopatek o zmiennej grubości zaproponowany na początku lat dziewięćdziesiątych XX w. [10, 14, 73, 35, 5]. Dla takiego samego sprężu, łopatki o zmiennej grubości mają nawet o połowę mniejszą długość względem klasycznych. Oznacza to, że czas obróbki gazu jest krótszy, zatem ograniczone są przecieki i wymiana ciepła, pomimo iż współczynnik wnikania ciepła jest wyższy [77]. Zwiększona jest także powierzchnia czołowa łopatek, co dodatkowo poprawia szczelność. Niestety duża różnica ciśnień pomiędzy sąsiadującymi komorami intensyfikuje przecieki wzdłużne, co obniża sprawność maszyny [30]. W pracy [99] zaprezentowano badania zmodyfikowanej sprężarki osiągającej sprawność izentropową na poziomie 60%. Inną wariację na temat ewolwenty przedstawiono w [74], gdzie spirale oparte były na rozwijającej wielokąta foremnego. Autor przedstawił równocześnie metodę obliczania stopnia dopasowania krzywizny łopatek. Z przeprowadzonych analiz wynika, że najlepsze wyniki osiąga geometria klasyczna. Przykład zaprezentowany przez [46] zakłada trójkątny kształt łopatki - najszerszy przy podstawie i zwężający się górze - co ma na celu zwiększenie powierzchni wymiany ciepła. Innym przykładem modyfikacji łopatek w kierunku osiowym jest praca [93], gdzie wysokość łopatek w części centralnej jest mniejsza niż na końcach. W założeniu zwiększa to spręż maszyny ponad wynikający

z geometrii łopatek w płaszczyźnie promieniowej.

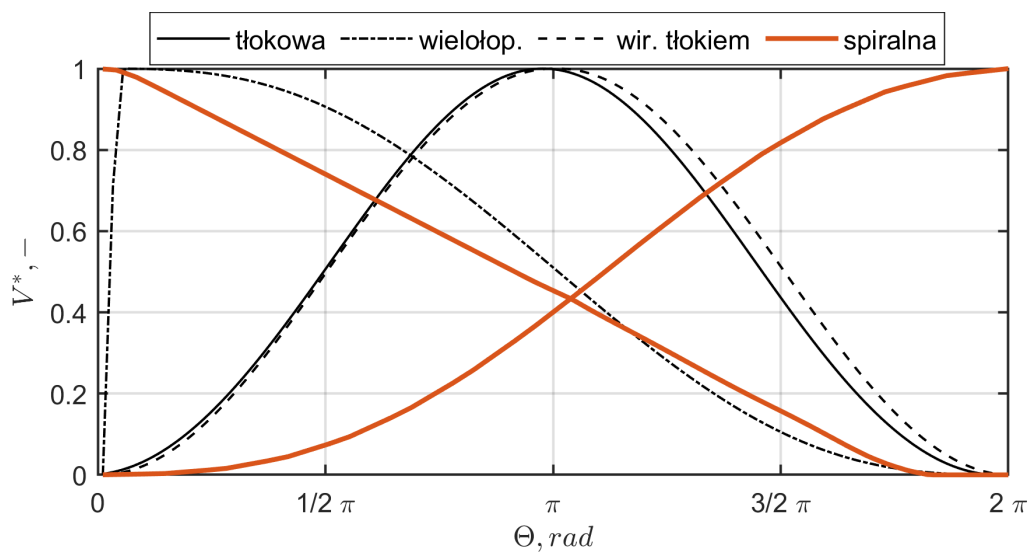
Przedstawione konstrukcje są obecnie jedynie conceptami, a ich ewentualne upowszechnienie w przemyśle wymaga dalszych prac koncepcyjnych i wdrożeniowych. Pokazują one, że maszyny spiralne dają duże pole do wprowadzania modyfikacji konstrukcji i stanowią wyzwanie badawcze. Niemniej jednak niezależnie od wyboru kształtu łopatek, w każdej maszynie spiralnej gaz roboczy poddany jest tym samym zjawiskom fizycznym. W dalszej części pracy wszystkie rozważania dotyczą maszyn opartych o ewolwentę okręgu.

1.2 Stan wiedzy o warunkach wymiany ciepła w komorze roboczej

Ilość ciepła możliwego do wyprowadzenia z komory roboczej maszyny spiralnej ograniczona jest następującymi czynnikami [92, 32, 16, 72]:

1. Tempem procesu i dynamiką zmiany objętości;
2. Polem powierzchni ścian komory roboczej;
3. Polem przepływu czynnika wewnątrz komory roboczej;
4. Wymianą masy i energii pomiędzy komorami roboczymi przez przecieki wewnętrzne;
5. Dyfuzyjnością cieplną czynnika roboczego;
6. Temperaturą ścian komory roboczej;
7. Współczynnikiem wnikania ciepła do ścian komory roboczej.

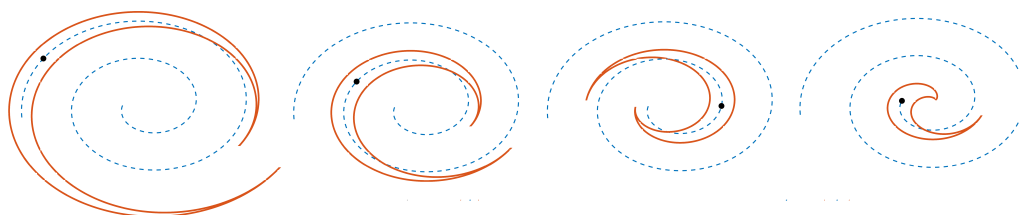
Na rys. 1.5 przedstawiono względną objętość komory roboczej w czasie pełnego obrotu wału maszyny tłokowej, wielołopatkowej, z wirującym tłokiem oraz spiralne, dla której czas trwania procesu jest dwukrotnie większy od pozostałych.



Rys. 1.5 Porównanie długości procesu sprężania w różnych typach maszyn objętościowych.

Czas ewolucji komory roboczej, od momentu uformowania komory w fazie ssania do końca fazy tłoczenia, przy założeniu, że prędkość obrotowa to 3000 obr/min i łopatek o trzech zwojach, wynosi około 20 ms. Należy dodać, że część gazu roboczego oddziałuje z układem dłużej, niż trwa czas pełnego cyklu sprężania, ze względu na straty wolumetryczne.

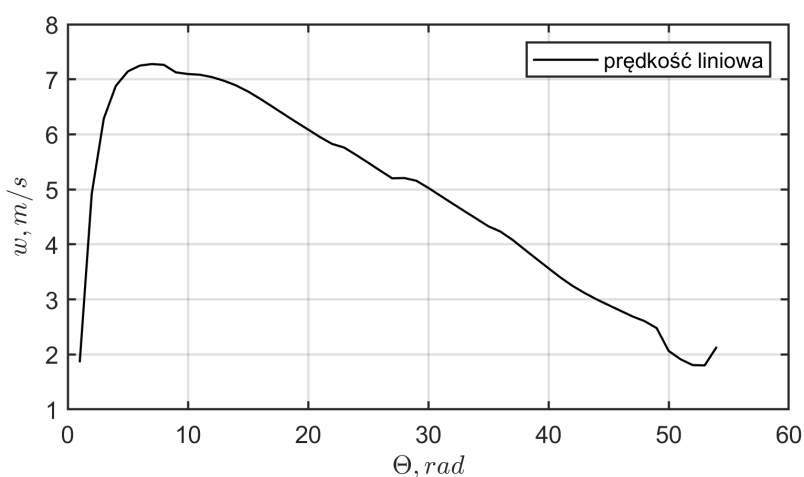
Na rys. 1.6 pokazano, jak zmienia się położenie i geometria komory roboczej w procesie sprężania. Gaz jest przetłaczany w kierunku części centralnej po trajektorii wyznaczonej przez łopatkę stacjonarną i przetaczającą się przezeń łopatkę ruchomą.



Rys. 1.6 Ewolucja położenia i kształtu komory roboczej sprężarki spiralnej.

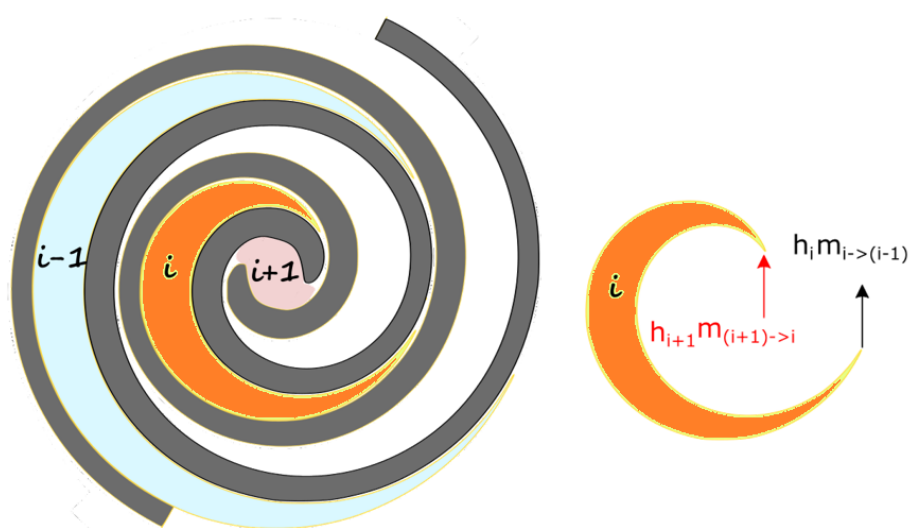
Zmienność ciśnienia czynnika roboczego jest uwarunkowana ewolucją objętości komory roboczej (a więc zależna jest też od geometrii łopatek), bilansem masy w komorze i ciśnieniem na zaworze wylotowym [38]. Zatem, w zależności od stopnia zaawansowania procesu, zmienia się strumień ciepła konieczny do wymienia z gazem roboczym w celu utrzymania jego stałej temperatury. Jeżeli duża ilość ciepła zostanie wytworzona w gazie pod koniec procesu, to efektywny czas wymiany ciepła będzie niewielki. Tak więc maszyny spiralne charakteryzują się swoim naturalnym sprężem [34], zależnym od długości i geometrii łopatek. Jest to spręż osiągnięty na odcinku liniowej zmiany objętości komory roboczej, zanim gaz znajdzie się w części tłocznej maszyny. Liczne prace [91, 28, 41, 71, 31, 96] pokazują, że najwyższe sprawności maszyna spiralna osiąga gdy parametr naturalnego sprężu jest dobrany odpowiednio do zastosowania.

Na rys. 1.7 przedstawiono wykres średniej prędkości liniowej gazu w komorze roboczej w funkcji kąta obrotu wału. Dla zastosowanej geometrii łopatek prędkość liniowo spada wraz z przybliżaniem się komory roboczej w kierunku króćca wylotowego, a co za tym idzie, wraz z malejącą wartością średniego promienia komory r_{sr} .



Rys. 1.7 Prędkość liniowa komory roboczej sprężarki spiralnej.

W pracach [73, 85] autorzy zwrócili uwagę na niejednorodność rozkładu pola ciśnienia, prędkości i temperatury w maszynach spiralnych w płaszczyźnie promieniowej. Jest to spowodowane przetłaczaniem gazu roboczego i związaną z jego bezwładnością, nierównomiernością rozkładu masy, a także poprzez przecieki pomiędzy komorami. Bilans masy w komorze roboczej w trakcie procesu uzależniony jest od trzech głównych składników: szerokości i długości szczelin wzdłużnych i promieniowych pomiędzy łopatkami maszyny, różnic ciśnień pomiędzy komorami oraz prędkości obrotowej. Rozróżnia się przecieki czołowe, gdzie kierunek przepływu jest promieniowym oraz przecieki wzdłużne, pomiędzy łopatkami (rys. 1.8).



Rys. 1.8 Bilans masy w komorze roboczej, z uwzględnieniem przecieków przez szczelinę promieniową (wzdłużnych).

Strumień przecieków osiąga prędkości podkrytyczne i krytyczne [83], w kierunku prostopadłym (przecieki czołowe) i przeciwnym do kierunku ruchu komory roboczej (wzdłużne). Przecieki lokalnie zaburzają pole prędkości i ciśnienia w maszynie. Badania [61] wykazały, że przecieki wzdłużne, będące przedmiotem badań w niniejszej pracy, stanowią od 20 do 40% całej wymiany masy w komorze roboczej. Szczeliny, przez które przepływa czynnik, mają szerokość rzędu

kilkudziesięciu mikrometrów, co sprawia, że przeważają w nich siły lepkości. Liczba Reynoldsa w obszarze przecieku jest na poziomie $Re = 100 \div 1000$, co oznacza przepływ laminarny i brak warstwy przyściennej. Jednocześnie, ruch spirali czynnej powoduje zjawisko znane z tzw. skrobakowych wymienników ciepła, w których umieszczone blisko ścian cylindra łopatki powodują zrywanie warstwy przyściennej w płynie, podnosząc w ten sposób współczynnik wnikania ciepła. Przyjąć można więc, że temperatura czynnika uczestniczącego w przecieku jest zbliżona do średniej temperatury ścian komory roboczej [32]. Zachodzi potrzeba sprawdzenia jak przecieki wewnętrzne w maszynie wpływają na pole temperatury i zjawiska przepływowe wewnątrz komór roboczych, jako że brak w literaturze badań łączących przecieki i warunki wymiany ciepła.

1.3 Modele matematyczne maszyn spiralnych

Prace naukowe traktujące o modelowaniu maszyn spiralnych można podzielić na dwie kategorie o zróżnicowanym poziomie dokładności. Zależnie od zastosowania preferowane jest stosowanie modeli matematycznych uproszczonych, bazujących na parametrach zredukowanych oraz szczegółowych, opartych o metody CFD. Proste modele nadają się wyśmienicie przy projektowaniu całych układów wykorzystujących maszyny spiralne, dzięki temu, że obliczenia są szybkie i wystarczająco dokładne na takim poziomie ogólności. Modele numeryczne z kolei pozwalają na dokładne zbadanie konkretnych rozwiązań konstrukcyjnych w fazie projektowania maszyny, jednak jakość wyników okupiona jest dużym wydatkiem i czasem obliczeniowym.

1.3.1 Modele oparte o parametry zredukowane

Korzystając ze średnich wartości parametrów gazu roboczego możliwe jest iteracyjne rozwiązywanie równań bilansowych masy i energii w maszynie spiralnej. Traktując komorę roboczą jako układ otwarty [73, 16, 97], pierwszą

zasadę termodynamiki dla procesu sprężania można opisać wzorem (1.8).

$$\frac{dT}{d\Theta} = \frac{1}{mc_v} \left(-T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \left(\frac{dV}{d\Theta} - \frac{\nu}{\omega} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \right) \right) - \sum \frac{\dot{m}_{in}}{\omega} (h - h_{in}) + \frac{\dot{Q}}{\omega} \quad (1.8)$$

gdzie:

T - chwilowa średnia temperatura w komorze;

p - chwilowe średnie ciśnienie;

h - entalpia czynnika w komorze;

h_{in} - entalpia czynnika wpływającego do komory;

m - masa czynnika w komorze;

m_{in}, m_{out} - strumień masy wpływający do i wypływający z komory;

\dot{Q} - strumień ciepła doprowadzonego do komory.

ω - prędkość kątowna;

Z kolei równanie ciągłości wyraża równanie (1.9).

$$\frac{\partial m}{\partial \Theta} = \frac{\dot{m}_{in}}{\omega} - \frac{\dot{m}_{out}}{\omega} \quad (1.9)$$

Modelowanie wymiany masy

Wydajność maszyny na jeden obrót wału zależna jest od wysokości łopatek oraz ich długości i promienia bazowego spirali. Zgodnie ze wzorem (1.10), obróbce termodynamicznej zostanie poddana ilość substancji zajmująca w warunkach na ssaniu, objętość komory roboczej w momencie jej uformowania.

$$\dot{m} = \rho_{(T_s, p_s)} f H A_{pocz} \quad (1.10)$$

gdzie:

\dot{m} - strumień masy czynnika;

ρ - gęstość czynnika w zadanej temperaturze i ciśnieniu;

f - częstotliwość obrotów wału maszyny;

H - wysokość łopatki;

A_{pocz} - początkowa powierzchnia komory w przekroju promieniowym;

Przecieki pomiędzy komorami roboczymi obliczane są najczęściej w oparciu o model przepływu izentropowego (bez tarcia) [53, 81, 49, 17, 73, 26, 25, 69, 18, 83].

Strumień masy wymieniany pomiędzy komorami roboczymi wyrażony jest wzorem (1.11) i podlega dławieniu po osiągnięciu parametrów krytycznych.

$$\dot{m}_{leak} = \begin{cases} \Psi A_l \sqrt{2p_h \rho_h} \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_l}{p_h} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_l}{p_h} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} & \text{dla } \frac{p_l}{p_h} > \left(1 + \frac{k-1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ \Psi a \sqrt{p_h \rho_h} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} & \text{dla } \frac{p_l}{p_h} \leq \left(1 + \frac{k-1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases} \quad (1.11)$$

gdzie:

A_l - pole przekroju szczeliny;

p_l, p_h - średnie ciśnienia w kolejnych komorach;

ρ_h - średnia gęstość czynnika w komorze o wyższym ciśnieniu;

k - wykładnik adiabaty;

Ψ - współczynnik korekcyjny uwzględniający nieodwracalność rzeczywistego przepływu.

Opisywany model zakłada: brak wymiany ciepła gazu z otoczeniem, ściśliwość gazu i jednofazowość oraz jednowymiarowość przepływu. Bezpośrednia weryfikacja modelu przepływu izentropowego w maszynach objętościowych nie została dotychczas wykonana. Badania eksperymentalne [48, 6, 16] potwierdzają

za to, że całkowity bilans przecieków (wpływających i opuszczających komorę roboczą) obliczony teoretycznie odpowiada rzeczywistym, zmierzonym wartościom z dokładnością lepszą niż 30%. Istotną kwestią jest dobór współczynnika korekcyjnego ψ , który wyznaczany jest eksperymentalnie. Istnieją jedynie próby jego szacowania [49, 43] z użyciem formuł empirycznych zależnych od wymiarów szczeliny i stosunku ciśnień.

Niektórzy badacze [83, 89, 51, 7, 45] sugerują zastosowanie modelu Fanno do obliczania bilansu masy w komorze roboczej. Model ten rozszerza założenia przepływu izentropowego uwzględniając tarcie. Zakłada, że przepływ jest w pełni turbulentny, ze stałym współczynnikiem tarcia na długości przecieku [95]. Strumień przepływu wyrażony jest wzorem (1.12).

$$G = \frac{A_l P_h}{\sqrt{RT_h}} \sqrt{\frac{1 - (P_l/P_h)^2 (T_h/T_l)}{fL/D + \frac{1+k}{k} 2\log(P_h/P_l)}} \quad (1.12)$$

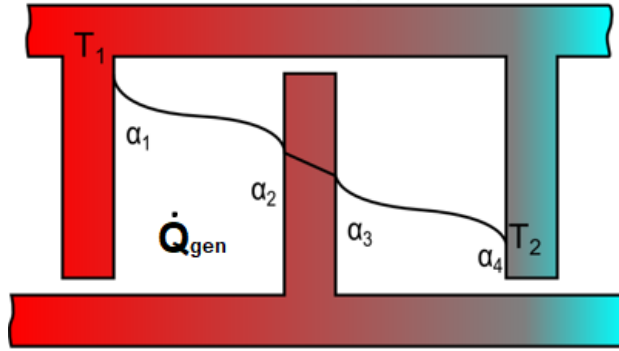
gdzie:

fL/D - współczynnik tarcia; długość i szerokość kanału,

T_h - średnia temperatura w komorze o wysokim ciśnieniu.

Modelowanie wymiany ciepła

Na bilans cieplny w komorze roboczej maszyny spiralnej składa się: wymiana energii pomiędzy gazem roboczym, a ścianami komory, przepływ masy pomiędzy komorami oraz wewnętrzne źródło ciepła wynikające ze zmiany objętości i ciśnienia gazu. Jak pokazano na rys. 1.9, rozkład temperatury w korpusie i łopatkach maszyny istotnie wpływa na kierunek przepływu ciepła w gazie roboczym.



Rys. 1.9 Rozkład temperatury w maszynie spiralnej.

Możliwości odbioru ciepła przez ścianki określane są za pomocą bezwymiarowej liczby Nusselta (1.13), określającej stosunek ciepła wymienionego na drodze konwekcji do przewodności cieplnej gazu w warstwie przyściennej.

$$Nu = \frac{\alpha D_h}{\lambda} \quad (1.13)$$

W sprężarkach spiralnych parametr ten wyznaczany jest za pomocą równania Dittusa-Boeltera (1.14), jako zależny od liczby Reynoldsa i liczby Prandtla, z dodatkowym członem włączającym do modelu informacje o krzywiznie komory roboczej [16].

$$Nu_{DB} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(1 + 1,77 \frac{D_h}{r_{sr}} \right) \quad (1.14)$$

Badania, skupione na warunkach cieplnych w sprężarkach spiralnych pokazały, że równanie (1.14) daje znacznie zaniżone wyniki [49, 25]. Dokładniejsze wyniki uzyskano dzięki zastosowaniu poprawki uwzględniającą liczbę Strohoula (równania (1.15) i (1.16)). Ta liczba podobieństwa pozwala na włączenie do rozważań wpływ ruchu łopatki czynnej w kierunku normalnym do przepływu [49].

$$St = \frac{f A_c}{w} \quad (1.15)$$

$$Nu_{St} = Nu_{DB} \cdot (1 + 8,48(1 - \exp(-5,35 \cdot St))) \quad (1.16)$$

Liczba Reynolda może być wyznaczona na dwa sposoby: z uwzględnieniem prędkości średniej gazu w komorze (1.17), lub posiłkując się przekształconym wzorem (1.18) gdzie bezwładność wyrażona jest masą płynu.

$$Re_w = \frac{w_i D_h}{\nu} \quad (1.17)$$

$$Re_m = \frac{f \cdot m_i D_h}{A_c \cdot \nu} \quad (1.18)$$

Od wybranej interpretacji liczby Reynolda zależy dynamiczny przebieg tego parametru w czasie obróbki gazu. Zgodnie z rys. 1.7 wartość Re_w maleje wraz z przetłaczaniem czynnika w kierunku części centralnej, natomiast na skutek strat wolumetrycznych Re_m ma charakter niemalejący.

Modele dwu i trójwymiarowe

Na pogłębione badania fizyki procesów cieplno-przepływowych pozwalają modele numeryczne. Zjawiska cieplno-przepływowe zaczęto badać metodami CFD na początku XXIw. Pierwsze rozkłady ciśnienia, prędkości i temperatury w komorze roboczej opisali [73] i [65]. Analizowali oni pojedynczą komorę roboczą, bez uwzględnienia przecieków. Podobne próby podejmowano jeszcze kilkakrotnie [77, 70] i były zgodne co do trendu i rzędu wielkości otrzymanych wyników. Prace te stanowiły podstawę i punkt odniesienia dla dalszych badań. Krok dalej wykonał [11] modelując wszystkie komory robocze jednocześnie, co pozwoliło na zbadanie wpływu modelu ściśliwości gazu na przebieg wykresów indykatyrowych, a także na obliczoną wydajność i sprawność adiabatyczną procesu. Duża część literatury poświęcona jest obliczeniom wytrzymałościowym konstrukcji maszyn i łożysk. W pracach [22, 21] opisano obliczenia zorientowane na poznanie procesu wypływu z maszyny i pulsacjami z tym związanymi. Z kolei [90] badał naprężenia mechaniczne w łopatkach maszyny spiralnej i porównał wyniki z pomiarami. W ostatnim czasie wydano serię prac [91, 86, 96, 87], które

pokazują, że zagadnienia związane z przepływem i ciśnieniem są dobrze rozpoznane w literaturze. Inaczej sytuacja przedstawia się w kontekście wymiany ciepła. Wspomniani [65] oraz [77] analizowali otrzymane wyniki numeryczne pod kątem współczynnika wnikania ciepła i wykazali, że liczba Reynoldsa oraz współczynnik wnikania ciepła rosną wraz z postępem procesu sprężania. Innymi próbami podjęcia aspektu cieplnego maszyn spiralnych za pomocą metod CFD były prace [70, 69]. Autorzy zaproponowali własne współczynniki korekcyjne do formuły (1.16) na podstawie wyników obliczeń na siatce dwuwymiarowej. Postulowane korekty dotyczyły sposobu obliczania liczby Prandtla, Reynoldsa oraz współczynnika krzywizny $\frac{D_h}{r_{sr}}$, i miały zastosowanie do zakresu $0,7 < Pr < 1,1$ i $1000 < Re < 240000$.

W wymienionych pracach autorzy rozwiązywali uśrednione w czasie równania Naviera-Stokes'a (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) oraz stosowali model turbulencji *RNG* $k - \epsilon$, ze względu na jego znaną dokładność w modelowaniu przepływu swobodnego oraz gwałtownie ścinanego [91, 87, 65, 22, 70]. Stosowany był także model turbulencji $k - \omega$ *SST*, w którym przepływy w warstwie przyściennej i przez szczeliny (gdzie turbulentna energia kinetyczna zdąża do zera) obliczany jest za pomocą modelu $k - \omega$ [11, 42, 101].

Rozdział 2

Sformułowanie tezy, celów i zakresu pracy

Celem pracy doktorskiej jest:

Poszerzenie wiedzy na temat możliwości poprawy sprawności izotermicznej maszyn spiralnych, poprzez wymianę ciepła od gazu roboczego do łopatek maszyny. Identyfikacja zjawisk ciepłno-przepływowych, które występują okresowo w komorach roboczych posłuży do rewizji dotychczasowych metod wyznaczania współczynnika wnikania ciepła w maszynach spiralnych. Sformułowanie ogólnych zasad pozwoli na weryfikację dotychczasowych modeli matematycznych.

Teza pracy:

Zaburzenia przepływu czynnika, wywołane przez przecieki wzdłużne, wpływają na współczynnik wnikania ciepła i procesy mieszania w komorze roboczej maszyny spiralnej, co pozwala na przybliżenie procesu sprężania do teoretycznej przemiany izotermicznej.

Teza pomocnicza:

Możliwe jest modelowanie zjawisk zachodzących w maszynach spiralnych w określonej fazie procesu za pomocą układu z tożsamą geometrią, opartego na ruchu obrotowym.

Zakres prac naukowych:

1. Modelowanie numeryczne wymiany ciepła pomiędzy gazem a łopatką w komorze roboczej sprężarki spiralnej.
2. Określenie potencjału poprawy sprawności poprzez odbiór ciepła od łopatek maszyny spiralnej.
3. Sformułowanie ogólnych wytycznych do modelowania konwekcyjnej wymiany ciepła w kierunku promieniowym w maszynie spiralnej.
4. Zamodelowanie układu obrotowego, odwzorowującego chwilową geometrię komory roboczej sprężarki spiralnej, z regulowaną generacją ciepła i ciśnienia.
5. Sprawdzenie występowania analogii pomiędzy modelem sprężarki spiralnej i układu obrotowego.
6. Badania eksperymentalne w celu walidacji modelu układu obrotowego. Potwierdzenie poprawności założeń modelu. Zbadanie wpływu prędkości obrotowej, geometrii komory oraz rodzaju czynnika roboczego na wymianę ciepła.
7. Opracowanie wyników w formie wykresów i tabel.

Rozdział 3

Model matematyczny sprężarki spiralnej

Do realizacji celów pracy Autor posłużył się metodami komputerowej mechaniki płynów (CFD). Opracowany został model numeryczny wykorzystujący metodę elementów skończonych do rozwiązywania równań zachowania masy, pędu i energii ściśliwego gazu w zmiennej geometrii. Sprawdzono działanie modelu na geometrii testowej, dzięki czemu wstępnie potwierdzono możliwość stosowania zaproponowanej metody do realizacji założonych zadań badawczych. Następnie sporządzono model geometryczny sprężarki spiralnej i wygenerowano początkową siatkę numeryczną. Wykonano dwie serie symulacji pracy sprężarki spiralnej. W pierwszej serii badano wpływ szerokości szczeliny promieniowej na przecieki wzdłużne i sprawność izentalpową procesu sprężania. W drugiej części analizowano warunki ciepłno-przepływowe w maszynie przy różnych prędkościach obrotowych, ciśnieniach na tłoczeniu, rodzajach gazu roboczego i temperatur łopatek sprężarki. Wyniki badań zostały porównane z wytycznymi obliczenia współczynnika wnikania ciepła w komorze roboczej maszyny spiralnej dostępnymi w literaturze, bazującymi na liczbach podobieństwa.

3.1 Opis modelu

3.1.1 Równania

Obliczenia ciepłno-przepływowe wykonano przy użyciu metod numerycznych, rozwiązując równania zachowania dla objętości skończonych (*komórek*

obliczeniowych):

- ciągłości (3.1):

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho dV + \int_S \rho (\mathbf{U}_j - \mathbf{W}_j) dn_j = 0 \quad (3.1)$$

- pędu (3.3):

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho \mathbf{U}_i dV + \int_S \rho (\mathbf{U}_j - \mathbf{W}_j) \mathbf{U}_i dn_j \\ = \\ - \int_S P dn_j + \int_S \mu \left(\frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial \mathbf{x}_j} + \frac{\partial \mathbf{U}_j}{\partial \mathbf{x}_i} \right) dn_j \end{aligned} \quad (3.2)$$

- energii (3.4):

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho \phi dV + \int_S \rho (\mathbf{U}_j - \mathbf{W}_j) \phi dn_j \\ = \\ \int_S \Gamma \left(\frac{\partial \phi}{\partial \mathbf{x}_j} \right) dn_j \end{aligned} \quad (3.3)$$

Uwzględnienie zmiennych warunków brzegowych, odwzorowujących zmianę kształtu komór roboczych w maszynie spiralnej, polegało na transformacji domeny obliczeniowej w czasie. Konwekcja obliczana jest wtedy z wykorzystaniem względnej prędkości, obliczonej na ścianach komórki obliczeniowej [4, 9, 39, 78].

Prędkości deformacji ścian komórek numerycznych zawarte w członie \mathbf{W}_j w równaniach zapewniają, że spełniony jest warunek geometrycznej zasady zachowania (3.4). Oznacza to, że sposób realizacji przemiany termodynamicznej w maszynie spiralnej - polegający na zmianie objętości przestrzeni z gazem roboczym - może zostać odwzorowany matematycznie, poprzez transformację obszaru obliczeniowego.

$$\frac{d}{dt} \int_{V_{ijk}(t)} dV = \int_S \mathbf{W}_j dn_j \quad (3.4)$$

gdzie:

V_{ijk} - objętość komórki numerycznej;

\mathbf{W} - prędkość ściany komórki numerycznej;

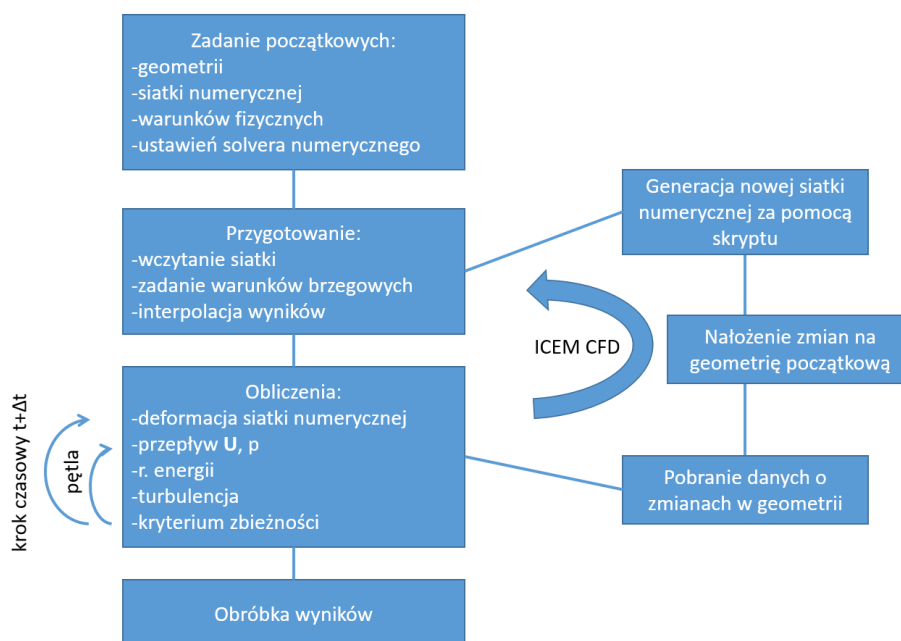
dn - wektor normalny;

t - czas;

3.1.2 Implementacja modelu

Do obliczeń zastosowano pakiet *Ansys CFX* oraz program *ICEM CFD*. Symulacje prowadzone były zgodnie z procedurą przedstawioną schematycznie na rys. 3.1. Po załadowaniu siatki numerycznej, zdefiniowaniu warunków brzegowych i innych ustawień włączano solver numeryczny, który rozpoczynał od obliczenia deformacji siatki numerycznej na podstawie zadanych równań ruchu dla warunków brzegowych. Następnie rozwiązywane było klasyczne zagadnienie sprzężonego pola ciśnienia i prędkości, a w dalszej kolejności równanie energii, turbulencja i dodatkowe, pochodne wartości. Wewnętrzna pętla obliczeń powtarzała się do uzyskania zadanej zbieżności wyników. Następnie postępował krok czasowy Δt i opisany blok operacji był powtarzany. Proces kończył się po wykonaniu maksymalnej liczby kroków czasowych.

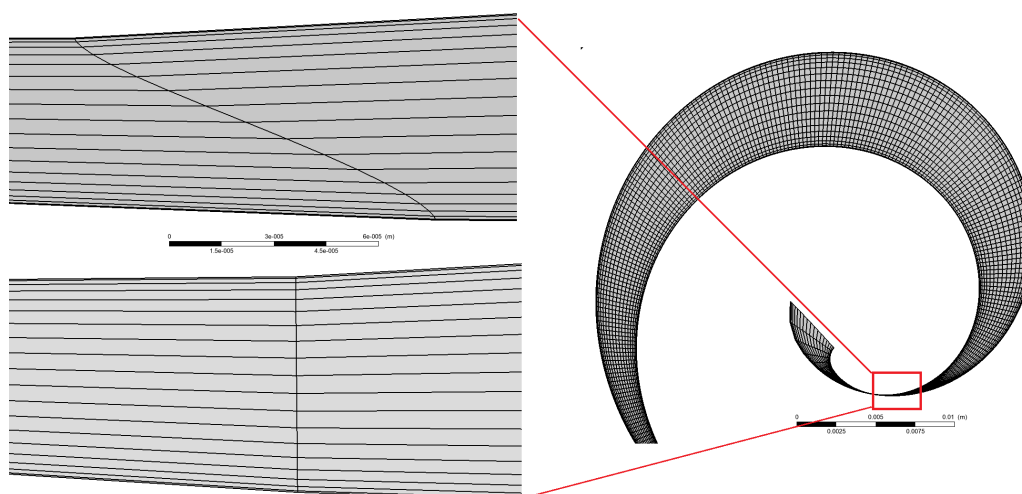
W ustawieniach zdefiniowany był warunek przerywania obliczeń i rozpoczęcia procedury *remesh*. Jego zadziałanie powodowało, uruchomienie programu *ICEM CFD*, w którym generowana była nowa siatka numeryczna, adekwatna do aktualnej geometrii. Obliczenia były kontynuowane po interpolacji dotychczasowego rozwiązania na nową siatkę numeryczną.



Rys. 3.1 Schemat obliczeń [3].

3.2 Deformacja siatki numerycznej i remesh w obliczeniach maszyn objętościowych

Ze względu na metodę prowadzenia procesu zmiany objętości komory roboczej w sprężarce spiralnej, deformacja siatki numerycznej możliwa jest jedynie w wąskim zakresie kąta obrotu wału maszyny Θ . Jak pokazano na rys. 3.2 przesunięcie spirali czynnej powodowało, że znacząco spadała ortogonalność siatki numerycznej w rejonach punktów wspólnych spiral. *Remesh* jest konieczny, aby możliwa była symulacja wielu pełnych cykli pracy maszyn, przy jednoczesnym zachowaniu wysokiej jakości, a także niezmiennej topologii siatki numerycznej na przestrzeni całej symulacji. Ta druga cecha sprawia również, że tok obliczeń jest kontrolowany, a analiza wyników ułatwiona.



Rys. 3.2 Charakter deformacji domeny obliczeniowej.

3.2.1 Symulacje testowe

W celu wstępnego sprawdzenia działania gotowego modelu numerycznego, wykonano za jego pomocą serię obliczeń korzystając z uproszczonej geometrii walca. Duża idealizacja zadanego problemu pozwoliła na sprawdzenie tempa narastania błędów numerycznych (w stosunku do rozwiązania analitycznego) w różnych wariantach metody obliczania deformacji siatki numerycznej. W taki sposób walidowano wstępnie m. in. model do obliczeń sprężarek śrubowych [78]. W stanie nieustalonym walec o promieniu $r_w = 3$ mm i wysokości początkowej $H_w = 1$ mm był poddawany dwóm rodzajom deformacji jednocześnie:

- zmianie wysokości cylindra,
- obrocie osiowym górnej podstawy cylindra,

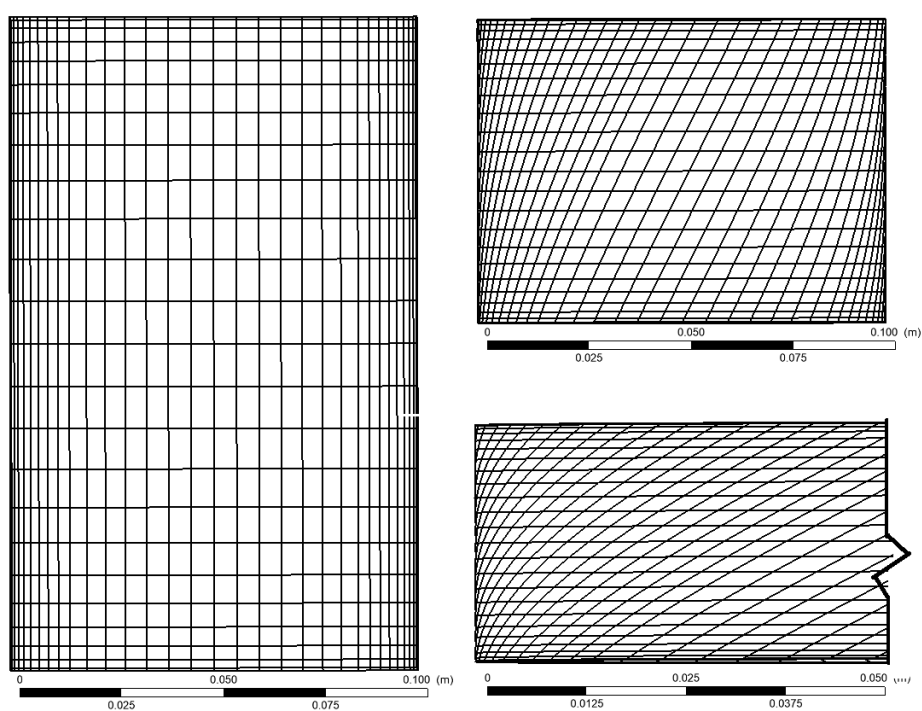
przy czym dolna podstawa pozostaje stacjonarna, a ściany boczne są skręcane jak na rys. 3.3. Taki problem fizyczny zadano w dwóch seriach symulacji:

Seria RM - z zastosowaniem remeshingu - ze stałym krokiem czasowym, remesh odbywa się co 5, 10, 20 kroków czasowych, mająca pokazać skalę

nawarstwiających się błędów interpolacji.

Seria S - bez remeshingu, a więc z maksymalnym skróceniem siatki numerycznej, gdzie testowano wpływ wielkości kroku czasowego na wyniki uzyskane na siatce numerycznej o niskiej jakości.

W serii **RM**, wygenerowana, nowa siatka numeryczna nie jest skrócona. Kosztem dodatkowej interpolacji, przez cały cykl pracy maszyny, minimalna i średnia jakość siatki jest wyższa niż w serii **S**.



Rys. 3.3 Siatka numeryczna i deformacja walca w symulacjach testowych.

Szczegółowe warunki brzegowe do omawianego benchmarku zestawiono w tab. 3.1. Prędkość ruchu tłoka i kąt skrócenia siatki numerycznej dobrane zostały tak, aby pokrywać się, co do rzędu wielkości, z wartościami oczekiwanymi przy modelowaniu maszyny spiralnej.

Tab. 3.1 Obliczone warianty symulacji cylindra

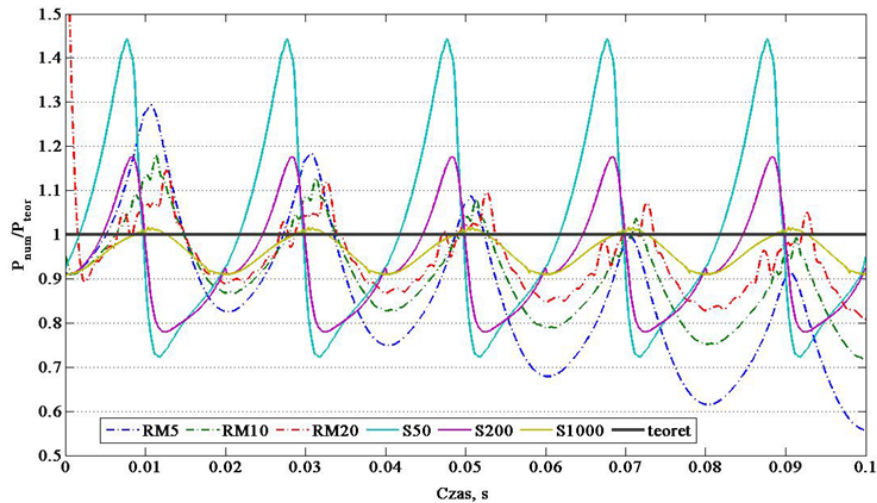
No.	RM5	RM10	RM20	S50	S200	S1000
$dt, s \cdot 10^{-4}$	2	2	2	8	2	0.4
l. kroków czas. do remeshu	5	10	20	x	x	x
czynnik	powietrze, gaz doskonały					
wymiana ciepła	adiabaticzne					
prędkość tłoka	50 Hz					
model turbulencji	SST					
maks. obrót tłoka	45°					
wysokość minimalna	16 mm					
l. elementów siatki	104421					
ciśnienie początkowe	1 bar					
liczba cykli	5					

Ze względu na zastosowanie adiabaticznych warunków brzegowych na ścianach, w układzie realizowana była przemiana izentropowa. To pozwoliło na porównanie średnich parametrów ciśnienia i temperatury, obliczonych za pomocą modelu trójwymiarowego, z wartościami wynikającymi z równania (3.5), wiążącego wspomniane parametry w ujęciu zero-wymiarowym (model na parametry zredukowane). Założono za [78, 79], że przez przynajmniej trzy pełne cykle pracy maszyny błędy numeryczne nie powinny przekroczyć 10 % wartości wynikających z równania (3.5).

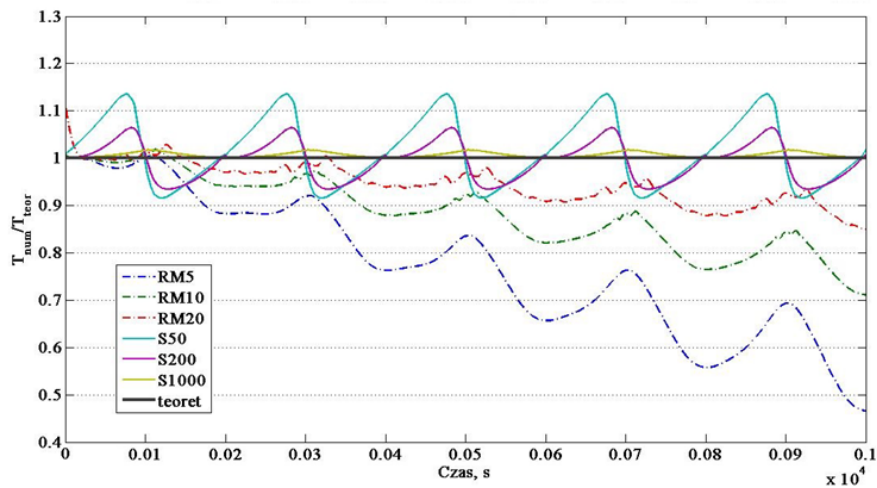
$$\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{1}{1-\kappa}} \quad (3.5)$$

3.2.2 Wyniki symulacji testowych

Przyjmując, jako odniesienie wartości obliczone z równania izentropy, na wykres naniesiono wyniki symulacji CFD w postaci bezwymiarowego ciśnienia $\frac{P_{CFD}}{P_S}$ - rys. 3.4a oraz bezwymiarowej temperatury $\frac{T_{CFD}}{T_S}$ - rys. 3.4b.



(a) Przebieg ciśnienia w czasie



(b) Przebieg temperatury w czasie

Rys. 3.4 Rezultaty symulacji testowych modelu CFD

W wynikach serii S widoczna jest powtarzalność w kolejnych cyklach pracy tłoka. Zmniejszenie kroku czasowego powoduje znaczące zmniejszenie błędu względnego. Dla przypadku bez użycia *Remesh*, maksymalny błąd względny zmienia się od ponad 40% ciśnienia odniesienia dla przypadku *S50* ($dt = 800 \mu s$) do poniżej 10% w wariancie *S1000* ($dt = 40 \mu s$). W obliczeniach temperatury maksymalny błąd dla serii S nie przekracza 15%, a dla przypadku *S1000* jest on mniejszy niż 1%. Wyraźnie widoczna cykliczność charakterystyki błędów względnych.

Seria *RM*, o stałym kroku czasowym, wykazuje inną charakterystykę. Co prawda charakterystyki ciśnienia i temperatury również wykazują cechy cykliczności, jednak obliczone odchyłki dodatkowo kumulowane są w czasie. Nawarstwiająca się błędy sprawiają, że wartości obliczone w kolejnych cyklach są coraz bardziej niedoszacowane. Przykłady *RM10* i *RM20* wykazują błąd zbliżony do wariantu *S200*, który ma ten sam krok czasowy. Maksymalne wartości błędów zaobserwowano w skrajnym dolnym położeniu tłoka.

3.2.3 Wnioski z symulacji wstępnych

Otrzymane rezultaty są zbieżne ze spostrzeżeniami opublikowanymi w [78], gdzie również wskazywano na interpolację jako źródło błędów w obliczeniach i zalecano sprawdzenie modelu numerycznego pod tym kątem. Wyniki świadczą o tym, że zarówno deformacja siatki numerycznej, jak i interpolacja wyników pośrednich na nową siatkę są źródłem błędów w wynikach. Pokazano, że błędy te są możliwe do zredukowania poniżej akceptowalnego minimum dla procesów, których prędkość jest porównywalna z tymi realizowanymi w rzeczywistych maszynach. Wnioski z symulacji testowych zostały wykorzystane do dobrania warunków symulacji i kryterium stosowania remeshu.

Tab. 3.2 Warunki brzegowe i założenia do modelu

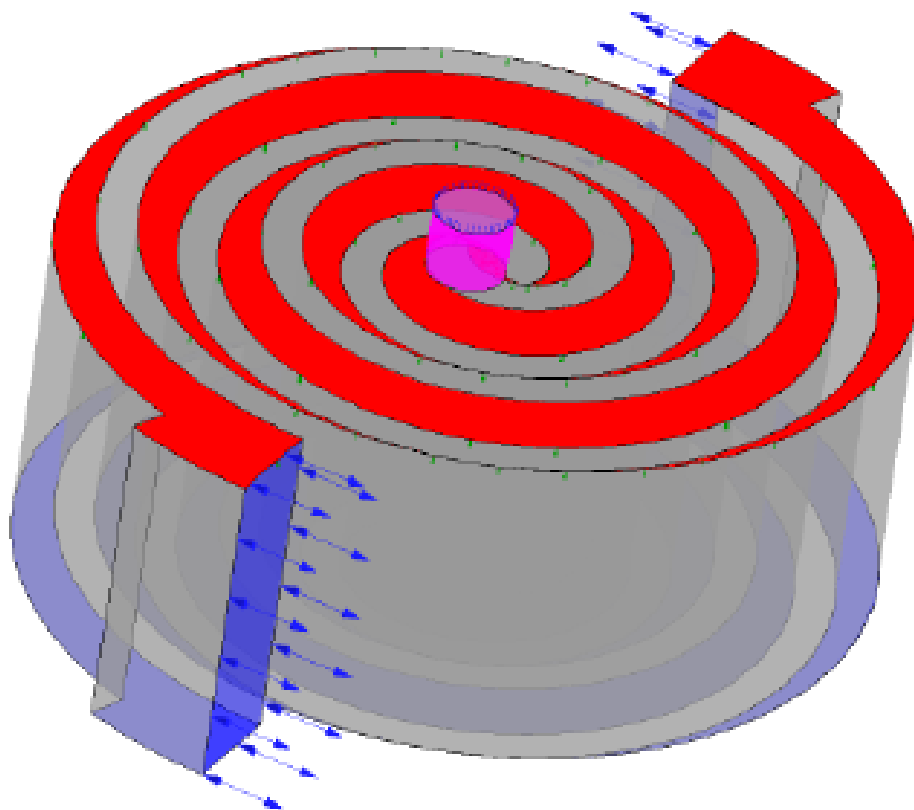
Promień okr. opisującego spirale	(r_b)	1,91 mm
Grubość spirali	(g)	3 mm
Kąt pocz. spirali	(ϕ_o)	$1,00 \pi$
Kąt końcowy spirali	(ϕ_k)	$5,85 \pi$
Mimośrodowość	(e)	3 mm
Prędkość obrotowa	(n)	3000 do 7500 obr/ min
Wydajność	(q_v)	50 do 150 L/min
Naturalny spręż	(σ)	1,62
Wysokość łopatki	(H)	25 cm
Czynnik roboczy	$(-)$	powietrze, CO2

3.3 Geometria sprężarki

Do badań numerycznych wybrano bezolejową sprężarkę spiralną, w której geometria łopatek oparta jest o krzywą ewolwentową. Parametry konstrukcyjne przedstawiono w tab. 3.2. Założone wymiary oznaczają, że w tej maszynie obróbka gazu odbywa się w trzech parach komór roboczych. Maksymalna objętość pojedynczej komory to około 50 mL. Średnica hydrauliczna dla tej konstrukcji obliczona wzorem (1.3) to $D_h = 5,3$ mm. Stosunek wysokości łopatek do promienia ruchu spirali czynnej $e/H = 0,12$.

Pokazany na rys. 3.5 model geometryczny maszyny jest zredukowany do przestrzeni zajmowanej przez czynnik roboczy. Od przestrzeni ssawnej, poprzez komory robocze, do króćca wylotowego w centralnej części sprężarki płyn modelowany jest w pojedynczej domenie obliczeniowej. W ten sposób przecieki pomiędzy komorami roboczymi przez szczelinę promieniową obliczane są bez stosowania osobnych podmodeli tego zjawiska, bez rozdzielania komór roboczych interfacem. Jest to istotne, ponieważ takie podejście nie wymaga dodawania kolejnych założeń do modelu, a także pozwala na wartościowe porównanie wyników symulacji

CFD ze wzorami literaturowymi, opartymi na parametrach zredukowanych.



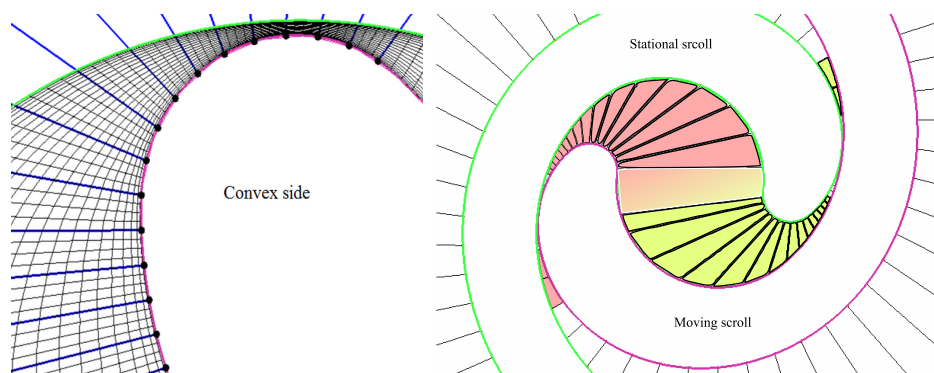
Rys. 3.5 Geometria w modelu sprężarki spiralnej

Z rozważań wyłączono zjawiska przepływowe w kierunku osiowym, a także przecieki czołowe. Dzięki temu, że przecieki wzdłużne są jedynym sposobem wymiany masy pomiędzy komorami, możliwe było dalsze uproszczenie modelu do postaci dwuwymiarowej. Jak pokazano w [91, 22] i [42] rozkład temperatury w komorach roboczych w kierunku osiowym jest jednorodny w porównaniu ze zmiennością parametrów w płaszczyźnie promieniowej, nawet w przypadku uwzględnienia przecieków czołowych. Również [102, 101] pokazuje, że w określonych warunkach możliwe jest rozpatrywanie zjawisk przepływowych w płaszczyźnie osiowej i promieniowej osobno. Dodatkowo stosunek mimośrodowości do wysokości łopatki w analizowanej sprężarce

$e/H \ll 1$ wskazuje, że w płaszczyźnie umieszczonej w połowie wysokości maszyny, dominującymi siłami działającymi na gaz roboczy są siły promieniowe.

3.4 Generacja siatki numerycznej

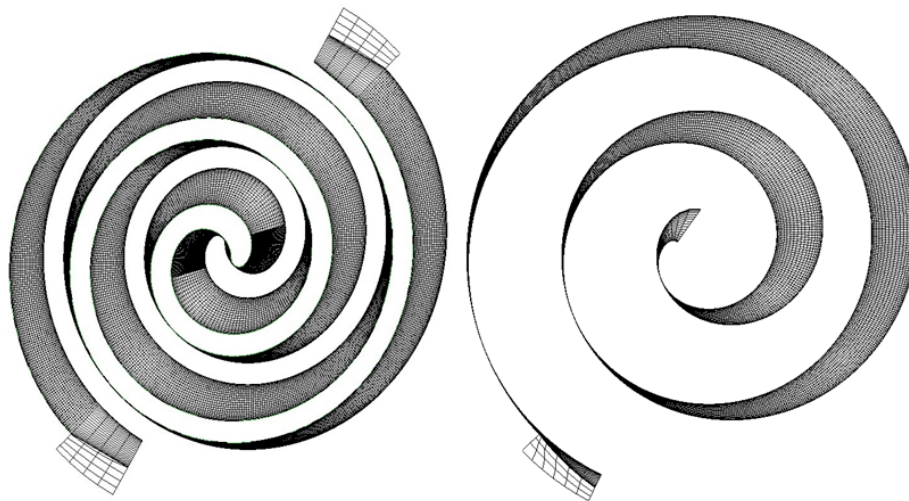
Opracowano algorytm do generowania siatki numerycznej blokowo-strukturalnej. Połowa wierzchołków bloków umiejscowiona była w równo oddalonych odstępach, na zewnętrznych krawędziach obu łopatek, natomiast położenie przeciwnych wierzchołków obliczane było tak, aby zachować ortogonalność bloku względem wypukłej krawędzi łopatek. Na rys. 3.6 pokazano przykład zastosowania algorytmu i rozkład bloków siatki w części centralnej.



Rys. 3.6 Podział domeny obliczeniowej na bloki.

Wykorzystana metoda zapewniła, że dla dowolnego kąta obrotu wału wygenerowana siatka numeryczna spełniała założone wymagania co do ortogonalności i jakości na całym obszarze domeny obliczeniowej (około 80% siatki o jakości powyżej 0,95; przy minimalnej wartości 0,75 w części centralnej, gdzie krzywizny geometrii były największe). Zarówno komory robocze, jak i szczeliny promieniowe, dyskretyzowane były z jednakową liczbą węzłów w kierunku promieniowym, zagęszczonych przy ścianach. Obliczona dla użytej siatki numerycznej wartość parametru y^+ była zawsze mniejsza od 40 (średnio 17 na przekroju wszystkich symulacji), co pozwala na poprawne

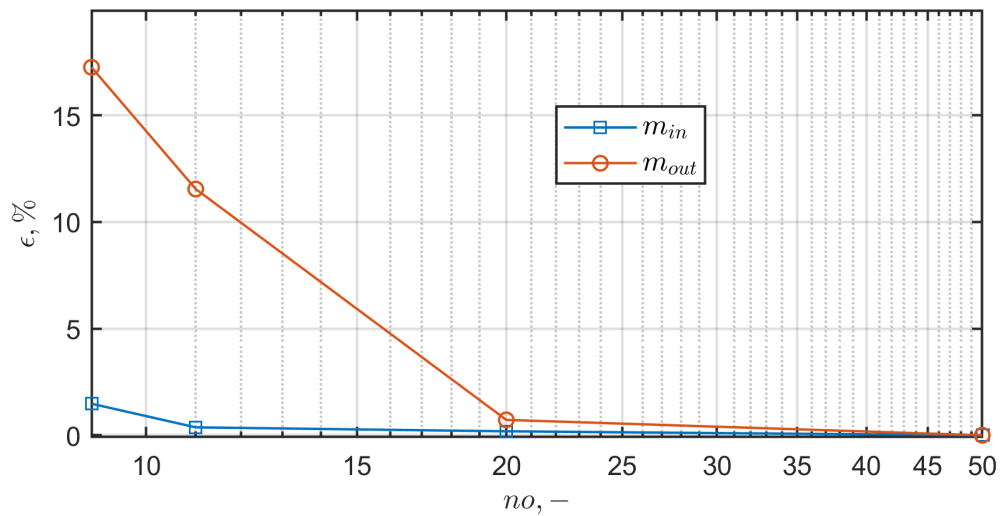
zastosowanie wybranego modelu turbulencji *SST* [53, 3] zarówno w wąskiej szczelinie, gdzie przepływ jest laminarny, jak i w komorze roboczej, dla przepływu przejściowego i turbulentnego.



Rys. 3.7 Siatka numeryczna dla kąta obrotu wału $\theta = 1, 4\pi$.

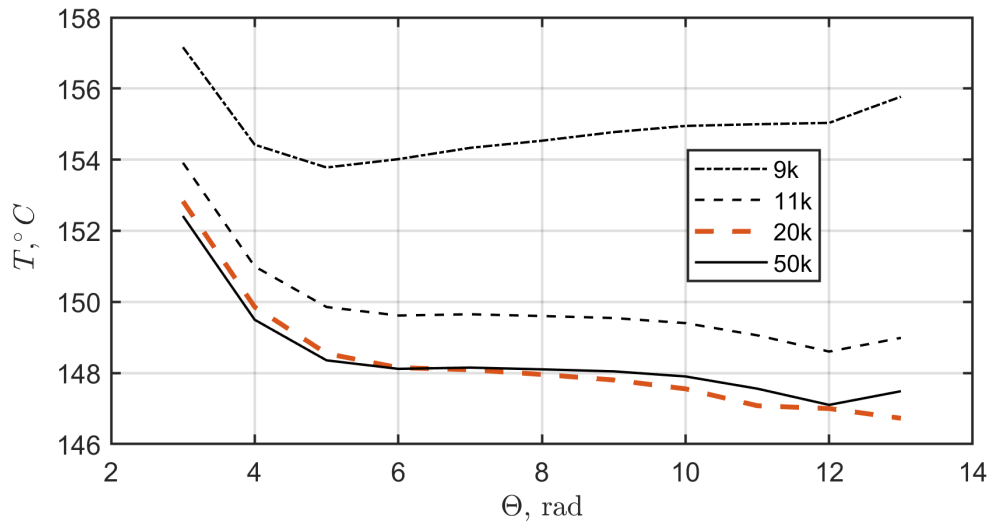
3.4.1 Wpływ gęstości siatki numerycznej na wyniki obliczeń

Przeprowadzono badania wpływu wielkości siatki numerycznej na wyniki symulacji. Identyczną symulację wykonano na siatkach numerycznych o liczbie węzłów od 8 do 50 tysięcy. Parametry pracy zastosowane w obliczeniach to: prędkość obrotowa $n = 6000$ obr/min, ciśnienie wylotowe $p_d = 10$ bar i temperatura ścian łopatek $T_s = 20$ °C. Czynnikiem roboczym był dwutlenek węgla. Szerszy opis założeń do symulacji znajduje się w rozdziale 3.6. Na rys. 3.8 pokazano wyniki średniego strumienia przepływu i temperatury gazu roboczego na wylocie z maszyny. Różnica pomiędzy obliczonymi wartościami dla dwóch największych siatek numerycznych nie przekracza jednego procenta.



Rys. 3.8 Względna odchyłka wyników obliczeń strumieni masy na wlocie i wylocie ze sprężarki w zależności od liczby węzłów w siatce numerycznej.

Porównano charakterystyki dynamiczne średniej temperatury wylotowej czynnika roboczego. Przebiegi widoczne na rys. 3.9 wskazują, że niezależnie od rozdzielczości siatki numerycznej zmienność parametru w czasie ma taki sam charakter. Dla liczby węzłów powyżej 20 tys. różnice ilościowe pomiędzy wynikami nie przekraczają dwóch procent.



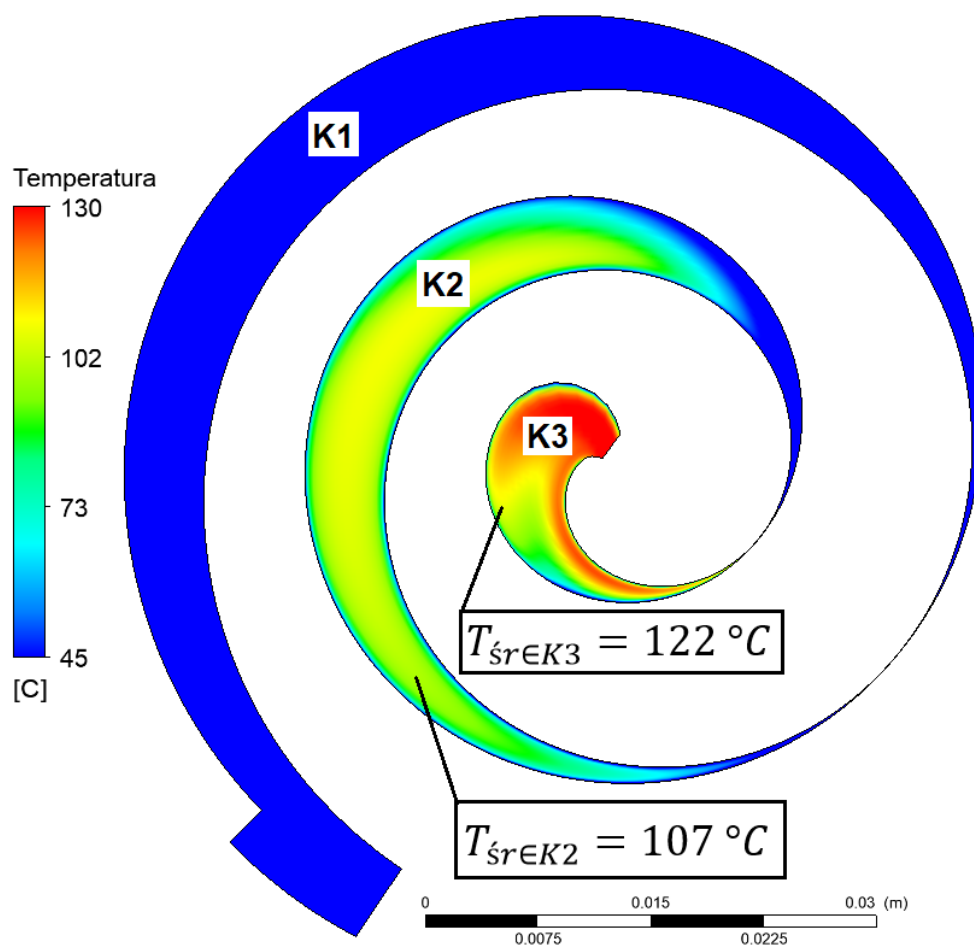
Rys. 3.9 Zmienność temperatury wylotowej, obliczonej na siatkach numerycznych o różnych rozdzielczościach.

Spośród przetestowanych przypadków wybrany został ten z liczbą węzłów numerycznych równą 20 tysięcy, ponieważ dalsze zwiększanie rozmiaru siatki numerycznej przynosi minimalną poprawę wyników. Czas obliczeń jednej pełnej symulacji wynosił w tym przypadku około 40 godzin, a rozmiar plików wynikowych równał się w przybliżeniu 4,2 GB.

3.5 Wpływ przecieków na sprawność izentalpową procesu

W tej serii symulacji badano proces sprężania w maszynie spiralnej z adiabaticznym warunkiem brzegowym na łopatkach. Celem było sprawdzenie jaki wpływ ma pole przepływu w komorze roboczej na realizację przemiany termodynamicznej. Ponieważ topologia siatki numerycznej jest niezmienna, a komory robocze przemieszczają się, oznaczano komórki numeryczne znajdujące się w obszarze danej komory roboczej jak pokazano na rys. 3.10, a następnie uśredniano obliczone w nich parametry. Tak uzyskane wartości porównano

z rezultatami obliczeń bazującymi na parametrach zredukowanych.



Rys. 3.10 Parametry zredukowane czynnika w komorach roboczych.

Warunek adiabatyczny na ścianach maszyny pozwalał na analizę właściwości przepływowych gazu roboczego z pominięciem akumulacji ciepła w konstrukcji sprężarki i wymianą ciepła przez przewodzenie w łopatkach. Redukcja liczby stopni swobody modelu pozwoliła na określenie wpływu przecieków wzdłużnych na pracę maszyny spiralnej w precyzyjnie kontrolowanych warunkach i na wyznaczenie parametrów pracy sprężarki w skrajnym przypadku, jako odniesienia do dalszych rozważań.

3.5.1 Założenia

Zastosowanymi czynnikami roboczymi były suche powietrze i dwutlenek węgla. Są to gazy szeroko stosowane w przemyśle, które w temperaturze 20 °C mają podobne do siebie właściwości fizyczne, zestawione w tab. 3.3.

Tab. 3.3 Wybrane właściwości fizyczne badanych czynników roboczych w temperaturze 20 °C

Parametr	<i>powietrze</i>	<i>CO₂</i>	Jednostka
gęstość, ρ	1,25	1,84	kg/m ³
liczba Prandtla, Pr	0,71	0,76	-
lepkość kinematyczna, μ	1,421	1,568	m/s ²
stała gazowa, R	287	189	J/(kg K)
ciepło właściwe, c_p	1006	846	J/(kg K)
przewodność cieplna, λ	25,6	16,2	W/(m K)

Dwutlenek węgla jest nieco gęstszy od powietrza, jest też bardziej od niego lepki. Niewielkie różnice właściwości obu gazów gwarantowały, że wyniki symulacji były jakościowo zbliżone do siebie, a więc porównywalne przy obliczeniach na jednakowej siatce numerycznej. Zastosowanie tych dwóch gazów miało swoje uzasadnienie w tym, że subtelne różnice pomiędzy nimi poszerzyły zbadany obszar parametrów i dały dodatkową podstawę do sformułowania ogólnych wniosków na temat przepływów w maszynie spiralnej.

W tab. 3.4 przedstawiono warunki brzegowe zastosowane w symulacjach.

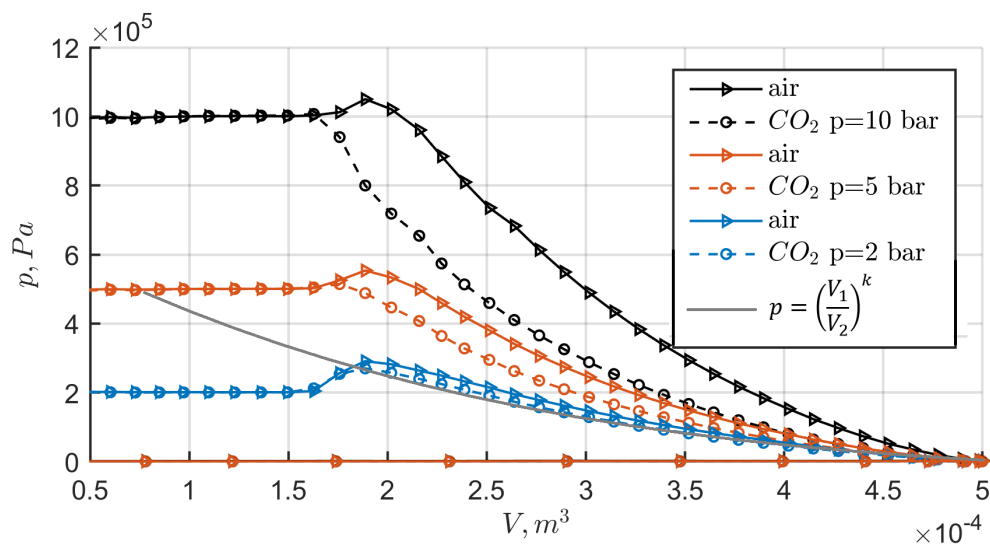
Tab. 3.4 Warunki brzegowe i założenia do modelu

Czynnik	<i>powietrze i CO₂</i>
Szczelina promieniowa (d)	$20\mu m$
Wlot	$p_s = 1 \text{ bar}, T = 20^\circ C$
Wylot	$p_d = 2; 5; 10 \text{ bar}$ (opening)
Prędkość obrotowa	$3000 \text{ obr}/\text{min}$
Kąt obr. wału/krok	0,125 stopni
Remesh	po każdym 2 stopniach obrotu wału
Model turbulencji	<i>SST</i>
Wymiana ciepła	Brak (adiabaticzne)

Założono stałe parametry czynnika na ssaniu - ciśnienie absolutne $p_s = 1 \text{ bar}$ i temperatura $t_s = 20^\circ C$. Zastosowano model gazu doskonałego, ze zmienną gęstością. Symulowano pracę maszyny z prędkością obrotową $n = 3000 \text{ obr}/\text{min}$ oraz dla serii ciśnień wylotowych $p_d = 2, 5 \text{ i } 10 \text{ bar}$. Zastosowanie różnych ciśnień na wylocie ze sprężarki pozwoliło na obliczenie sprawności wolumetrycznej maszyny i sprawności przemiany termodynamicznej, dla różnych strumieni przecieków przez szczelinę promieniową (jako konsekwencja różnych spadków ciśnień pomiędzy komorami roboczymi). Proces modelowano do momentu uzyskania cyklicznie powtarzalnych parametrów odczytywanych na wylocie z maszyny. W tym celu potrzebne było symulowanie do 4 pełnych obrotów wału. Konstrukcja sprężarki traktowana była jako sztywna, ze stałą szerokością szczeliny promieniowej $\delta = 20 \mu m$.

3.5.2 Wyniki

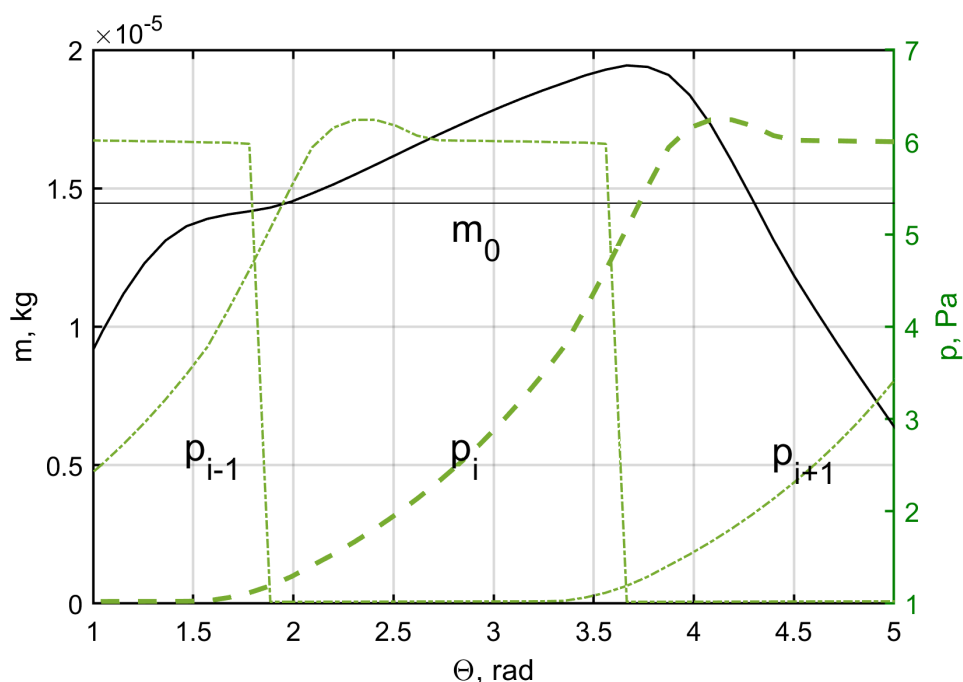
Obliczony przebieg procesu sprężania zobrażowano w postaci wykresu P-V na rys. 3.11. W zależności od ciśnienia na tłoczeniu otrzymano różny przebieg zmian ciśnienia w funkcji położenia, a co za tym idzie, objętości komory roboczej. Zbliżony przebieg, w porównaniu z ciśnieniem odniesienia wynikającym z zależności pomiędzy parametrami stanu gazu w przemianie izentropowej gazu doskonałego, wykazały przypadki sprężania dwutlenku węgla i powietrza do ciśnienia wylotowego równego 2 bar. Jest to wartość bliska naturalnemu sprężowi badanej geometrii maszyny. Dla większych sprężów krzywe przemiany są coraz bardziej strome, a także rosną różnice pomiędzy krzywymi dla dwutlenku węgla i powietrza. Przyrost ciśnienia w początkowej fazie sprężania jest w przypadku dwutlenku węgla znacznie łagodniejszy, co skutkuje późniejszym niż powietrze osiągnięciem ciśnienia docelowego.



Rys. 3.11 Wykresy indykatorowe sprężarki spiralnej.

Ilość czynnika w komorze roboczej zmienia się w czasie jak pokazano na rys. 3.12. W fazie ssania ciśnienie pod łopatką jest prawie stałe, a ilość czynnika zagarniętego pomiędzy spirale rośnie. Po uformowaniu się komory znajduje

się w niej m_0 gazu roboczego. Stale zmieniająca się w czasie różnica pomiędzy ciśnieniami w kolejnych komorach skutkuje dodatnim bilansem masy w komorze w fazie sprężania. Tłumaczy to różnice w przebiegu krzywych na rys. 3.11. Gdy komora robocza otwiera się na króciec tłoczny i panuje w niej założone ciśnienie następuje liniowy wypływ czynnika z układu. Przedstawione charakterystyki są analogiczne do uzyskanych eksperymentalnie przez [81] oraz [83].



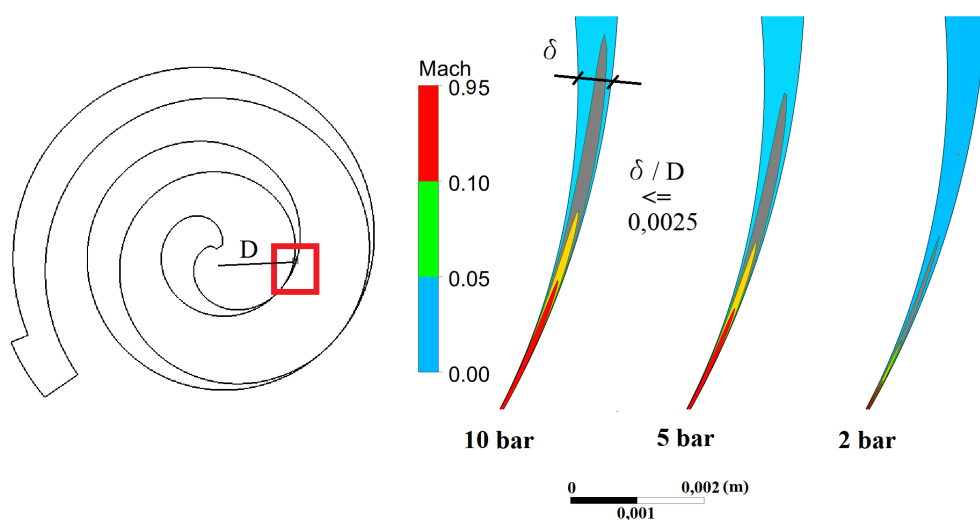
Rys. 3.12 Zmienność ilości czynnika w komorze roboczej sprężarki spiralnej na tle ciśnienia w sąsiednich komorach dla najwyższego ciśnienia tłoczenia $p_d = 10$ bar.

W związku z celem badawczym Autor prześledził szczegółowo przecieki pomiędzy komorami roboczymi. Na rys. 3.13 pokazano pole przepływu za punktem styku dwóch spiral. Pole prędkości zaburzone jest w najgorszym przypadku, w obszarze, gdzie odległość pomiędzy spiralami spełnia warunek zrywania warstwy przyściennej (3.6). Jest to kryterium zapożyczone ze skrobakowych wymienników ciepła [67] i wyznacza zasięg silnego zaburzenia

warunków wymiany ciepła.

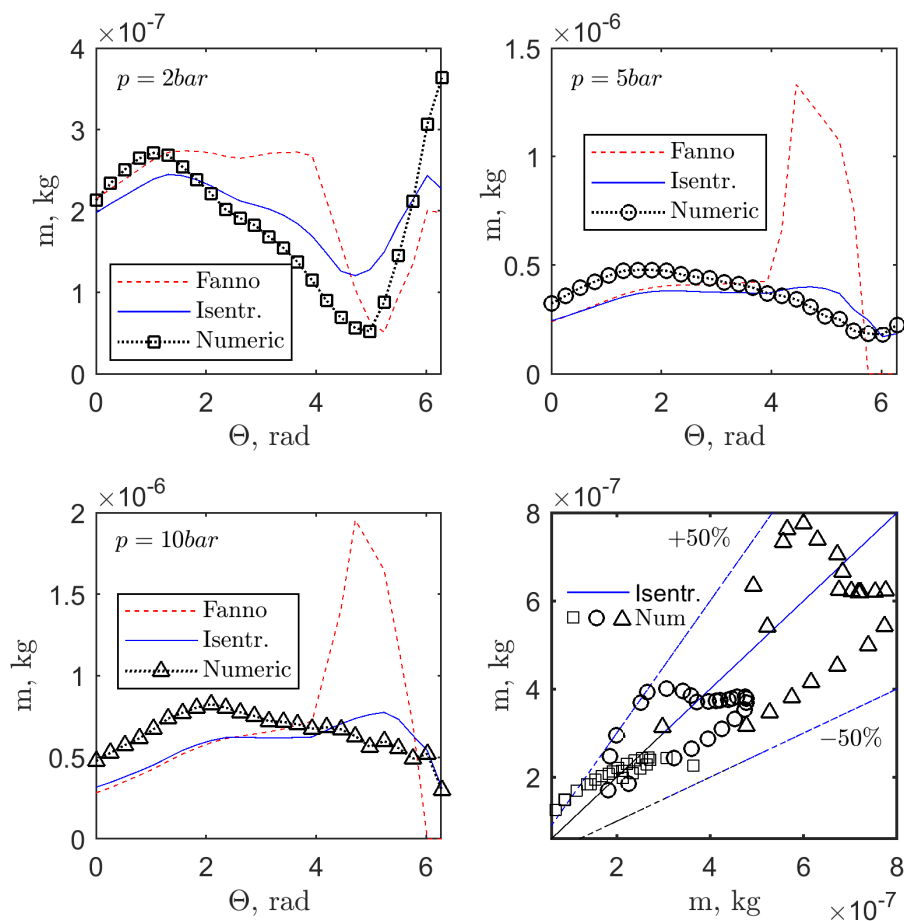
$$\frac{\delta}{D} \leq 0,0025 \quad (3.6)$$

W szczelinie pomiędzy łopatkami prędkości przecieku osiągną wartości podkrytyczne, by szybko wyhamować na skutek mieszania z przeciwnie skierowanym gazem roboczym w komorze niskiego ciśnienia.



Rys. 3.13 Wpływ szczeliny pomiędzy spiralami na pole przepływu czynnika w komorze roboczej.

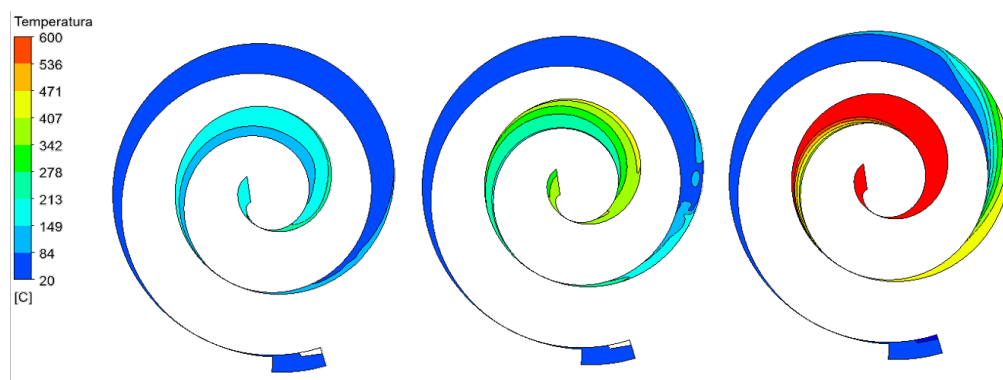
Przykład zmienności strumienia przecieków do komory roboczej (z komory o wyższym ciśnieniu), w funkcji kąta obrotu wału przedstawiono na rys. 3.14. Wyniki porównano z predykcjami modeli dyszy izentropowej (1.11) i Fanno (1.12).



Rys. 3.14 Przecieki czynnika pomiędzy komorami roboczymi. Wyniki symulacji CFD, modelu dyszy izentropowej i modelu Fanno ze zmienną temperaturą. a)-c): przebiegi dynamiczne, d) zestawienie zbiorcze.

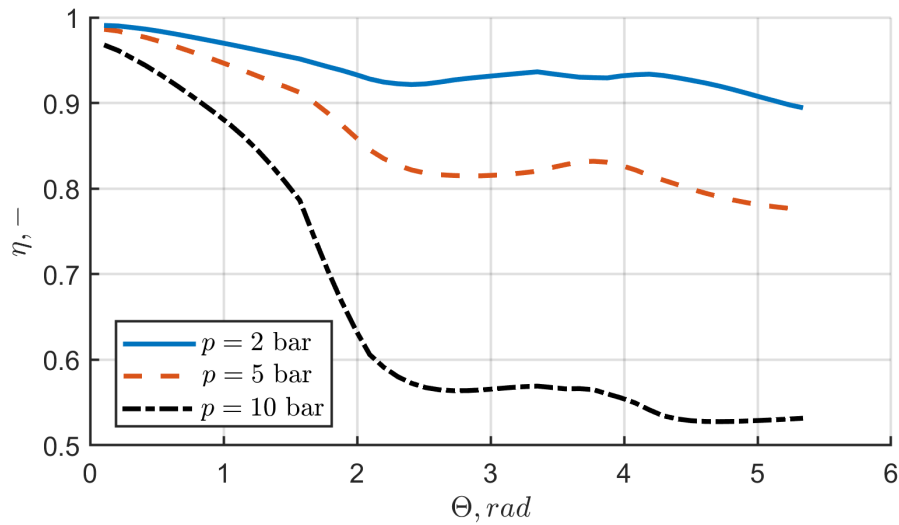
Natężenie przecieków obliczone za pomocą modelu przepływu izentropowego miało lepszą zgodność z wynikami CFD (w granicach 50%) od modelu Fanno. Rezultaty pokazały rosnący strumień przecieków wraz ze wzrostem ciśnienia tłoczenia. Strumień przecieku rośnie liniowo na początku fazy sprężania, aby po osiągnięciu maksimum, maleć wraz z wyrównywaniem się ciśnień w komorach roboczych.

Opisywane zjawiska mają bezpośredni wpływ na pole temperatury wewnątrz komory. Na rys. 3.15 przedstawiono pole temperatur w modelowanej sprężarce. Czynnik roboczy, który przedostał się poprzez przeciek do komory o niższym ciśnieniu był ponownie sprężany, jednocześnie jego temperatura nie była obniżana przez zastosowane adiabaticzne warunki brzegowe. W tym wypadku temperatura czynnika stanowi swego rodzaju marker obszaru oddziaływania przecieku wzdłużnego.



Rys. 3.15 Rozkład temperatury w sprężarce przy różnych ciśnieniach.

Finalnie, jak pokazano na rys. 3.16, ciśnienie wylotowe miało zasadnicze znaczenie dla obliczonej sprawności wewnętrznej maszyny.



Rys. 3.16 Zmiana sprawności wewnętrznej sprężarki spiralnej w funkcji obrotu wału dla różnych wartości ciśnienia na tłoczeniu, dla powietrza jako czynnika roboczego.

Wyniki wyraźnie pokazują, że najbardziej efektywne pod względem energetycznym jest wykorzystywanie sprężarki spiralnej na ciśnienie projektowe, określone geometrią łopatek. Możliwość zwiększania ciśnienia wylotowego poprzez zawór powoduje obniżenie sprawności procesu sprężania proporcjonalne do tego ciśnienia.

3.5.3 Podsumowanie

Przedstawiono wyniki serii symulacji numerycznych adiabaticznej, bezolejowej sprężarki spiralnej. Określono wpływ pola przepływu na realizowaną przemianę termodynamiczną. Obliczone numerycznie średnie wartości z bilansu masy w komorze roboczej zestawiono z modelami dostępnymi w literaturze, wykazując zgodność jakościową i ilościową wyników. Sprawdzone również, że zaburzenie pola przepływu, wywołane bezpośrednio przepływem przez szczelinę promieniową pomiędzy łopatkami maszyny, występuje na obszarze ograniczonym przez kryterium ze wzoru (3.6).

3.6 Odbiór ciepła od gazu roboczego

w tej części zaprezentowano wyniki symulacji przeprowadzonych dla parametrów przedstawionych w tab. 3.5. Tym razem w modelowanych przypadkach na ścianach bocznych łopatek sprężarki zastosowano warunek brzegowy stałej temperatury. Łącznie z poprzednią serią, z adiabatycznymi ścianami (dla tej samej szerokości szczeliny) analizie poddano trzy warianty pracy sprężarki:

- adiabatyczny;
- z jedną spiralą o stałej temperaturze;
- z dwoma ścianami o stałej temperaturze.

Ponownie żaden z wariantów nie przewiduje akumulacji ciepła w konstrukcji maszyny. Założeniem było, że każda ilość ciepła oddana przez gaz roboczy zostanie natychmiast odebrana z układu. Obliczone numerycznie średnie wartości liczby Nusselta porównano z modelami analitycznymi przedstawionymi w rozdz. 1.2. Na tej podstawie oraz wykorzystując fakt, że założenia modelu CFD były wyidealizowane, zapostulowano uwzględnienie przecieków wzdłużnych w obliczeniach współczynnika wnikania ciepła do ścian komory roboczej sprężarki spiralnej.

3.6.1 Warunki brzegowe

Warunki brzegowe zestawiono w tab. 3.5. W porównaniu z serią z adiabatycznymi łopatkami rozszerzono je o trzy dodatkowe prędkości obrotowe sprężarki. Powiększono w ten sposób ilość danych związanych z wymianą ciepła przy zróżnicowanych charakterystykach dynamicznych przecieków wzdłużnych.

Średnią, chwilową liczbę Nusselta dla komory roboczej obliczono na podstawie wyników symulacji ze wzoru (3.7).

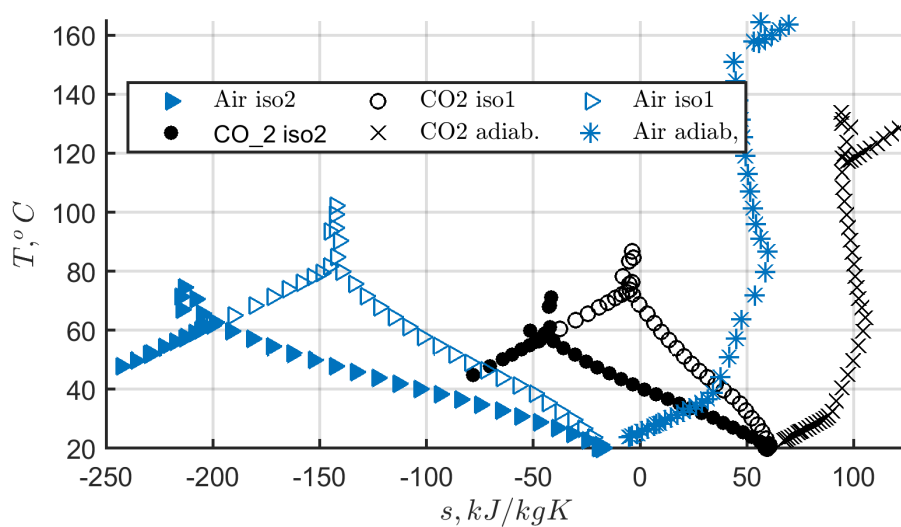
$$Nu_{CFD} = \frac{\dot{q}_{out}}{T_i - T_w} \cdot \frac{D_h}{\lambda_i} \quad (3.7)$$

Tab. 3.5 Warunki brzegowe i założenia do symulacji ze stałą temperaturą łopatek

Czynnik	powietrze i CO2
Ciśnienie ssania	1 bar
Ciśnienie tłoczenia	2,510 bar
Temperatura na ssaniu	293 K
Model turbulencji	SST
Prędkość obrotowa	3000 do 7500 obr/ min
Szerokość szczeliny promieniowej	20 μm

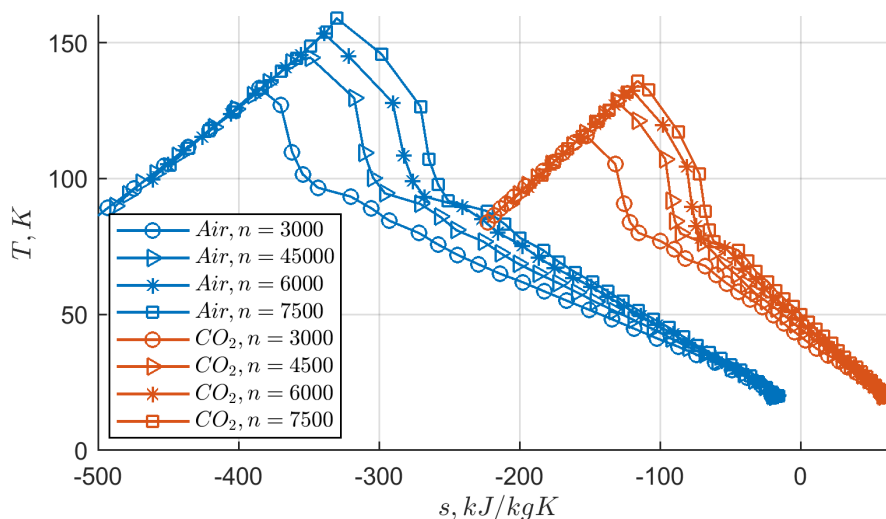
3.6.2 Wyniki

Uśrednione rezultaty w komorach roboczych wykreślono jako krzywe przemiany we współrzędnych T-s. Na rys. 3.17 pokazano przykład wyników dla powietrza i dwutlenku węgla sprężanych do ciśnienia 2 bar w trzech analizowanych wariantach temperatury łopatek.



Rys. 3.17 Krzywe sprężania na wykresie T-s, dla ciśnienia tłoczenia $p_d = 2$ bar, $n = 4500$ obr/ min

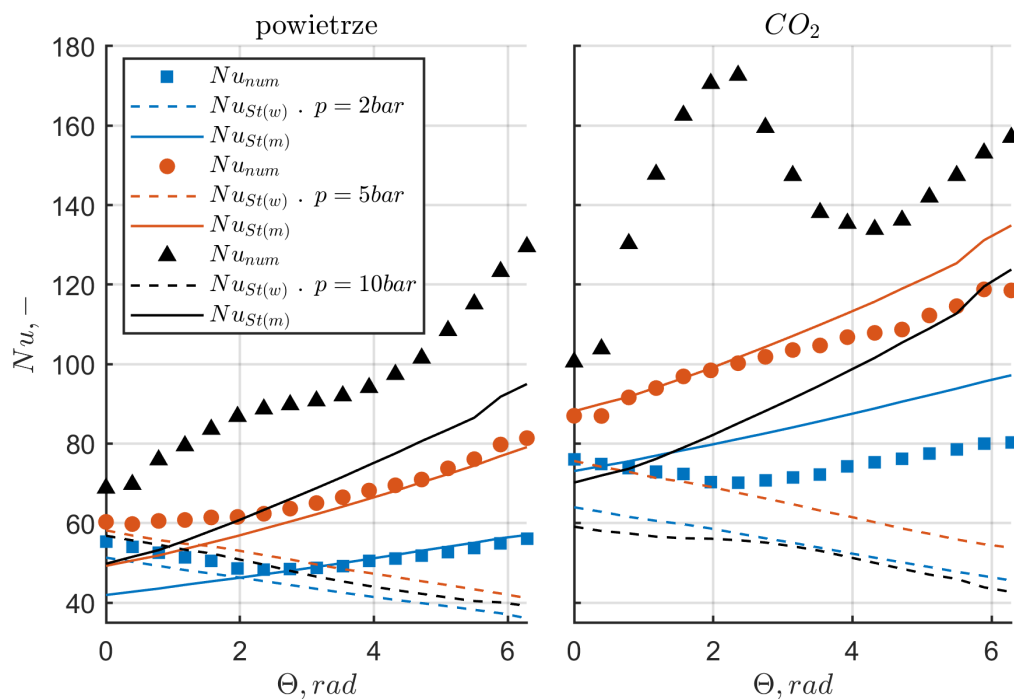
Wszystkie krzywe przemiany kończyły się na izobarze $p = p_d$. Krzywe odpowiadające sprężaniu z odbiorem ciepła wskazywały, że po rozpoczęciu wytłaczania czynnika temperatura gazu obniżała się, a także że różnica temperatury wylotowej i wlotowej była około jednej trzeciej niższa od różnicy pomiędzy temperaturą maksymalną i wlotową gazu. Zatem odbiór ciepła przez ściany boczne w każdym z przypadków następował wolniej niż generowane było ciepło wywołane sprężaniem gazu. Niemniej jednak krzywe przemiany z łopatkami izotermicznymi były znacznie odchyłone względem krzywych procesu adiabatycznego w lewo, a temperatury maksymalne gazu roboczego były odpowiednio mniejsze. Dzięki odbiorowi ciepła przez ściany komory roboczej, politropa przemiany przybliżona została w kierunku przemiany izotermicznej.



Rys. 3.18 Krzywe sprężania w układzie Ts dla powietrza, przypadek z chłodzonymi obiema łopatkami, $p_d = 2$ bar, $n = 3000$ do 7500 obr/min, czynnik: powietrze i dwutlenek węgla.

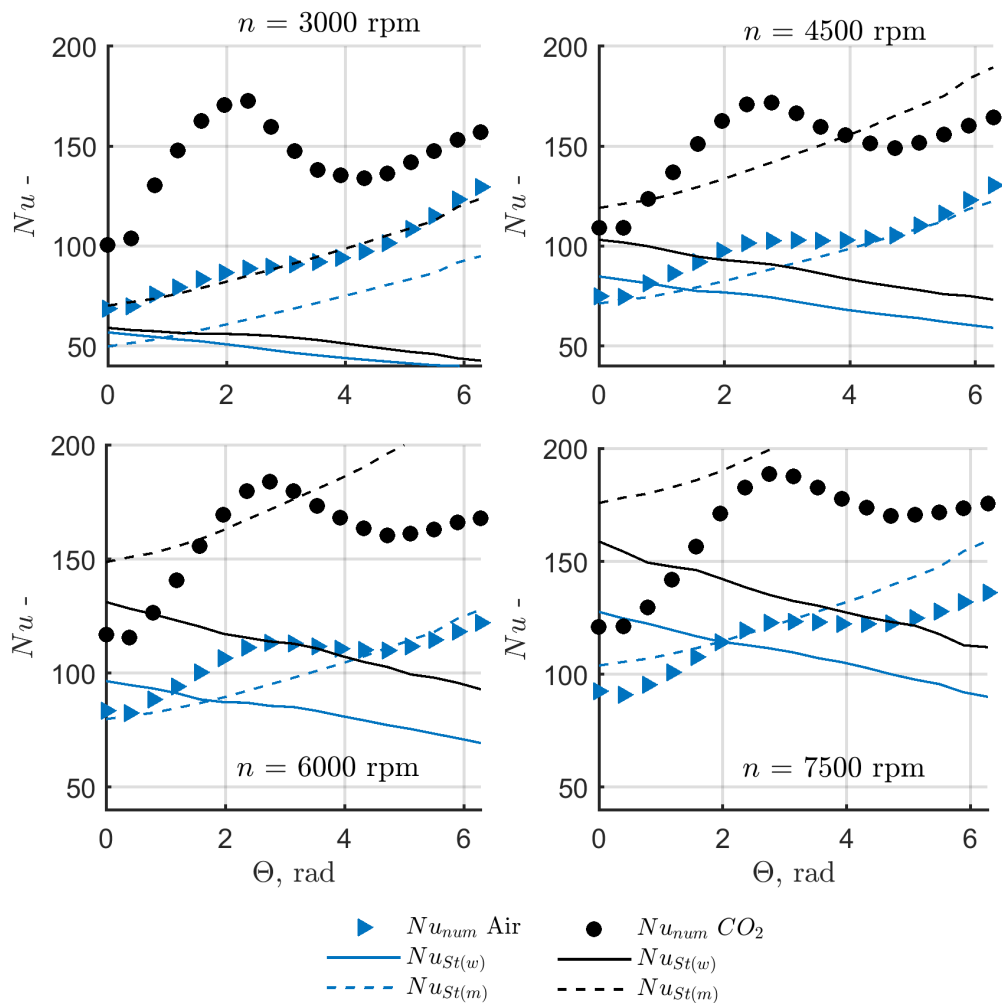
Wpływ prędkości obrotowej na przebieg sprężania był odpowiednio mniejszy, jednak niezaniechany. Na rys. 3.18 pokazano jak zmieniała się temperatura w komorze roboczej z chłodzonymi obiema łopatkami. Większa prędkość oznaczała zmniejszenie sprawności izotermicznej i podniesienie się temperatury maksymalnej.

Na rys. 3.19 i 3.20 porównano średnią, chwilową liczbę Nusselta dla komory roboczej sprężarki, obliczoną na podstawie wyników numerycznych i wartości wynikające ze wzoru Dittusa-Boeltera. Wzór (1.16) zastosowano w dwóch wariantach: z użyciem liczby Re_w ($Nu_{St(w)}$) i liczby Re_m ($Nu_{St(m)}$).



Rys. 3.19 Przebieg chwilowej liczby Nusselta w komorze roboczej, dla trzech analizowanych ciśnień wylotowych, przypadek z obiema łopatkami o stałej temperaturze.

Dla wszystkich prędkości obrotowych, dla $p_d = 10$ bar, liczba Nusselta miała znacznie większą zmienność w przypadku dwutlenku węgla niż powietrza, które również odznaczało się mniejszymi, nawet do 50%, wartościami l. Nusselta. W przypadku pozostałych ciśnień wylotowych przebieg charakterystyk był zbliżony do liniowego.

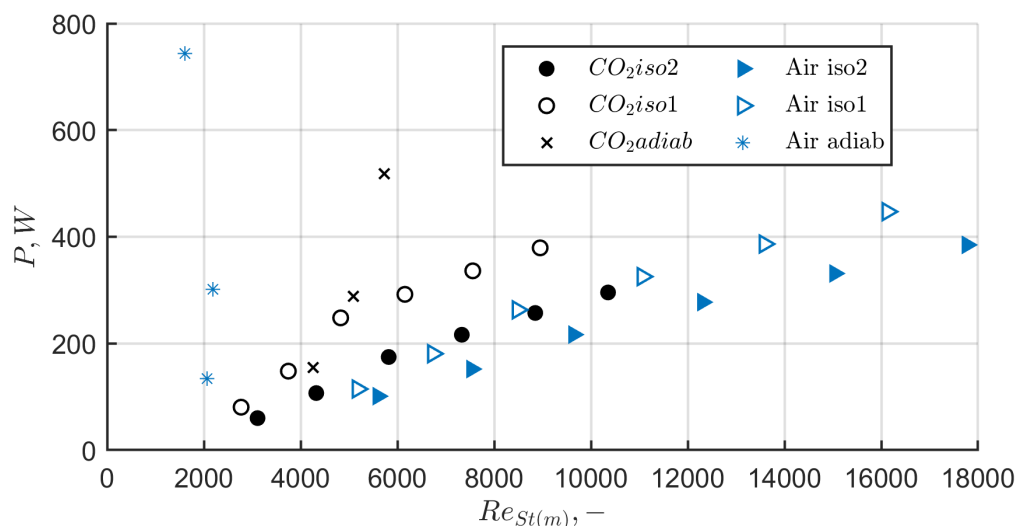


Rys. 3.20 Przebieg chwilowej liczby Nusselta w komorze roboczej, dla czterech analizowanych prędkości obrotowych.

Model $Nu_{St(w)}$ przewidywał trend spadkowy liczby Nusselta wraz z postępem procesu sprężania, co stało w kontrze z przebiegami $Nu_{St(m)}$ i Nu_{CFD} . Był on także najmniej wrażliwy na ciśnienie wylotowe (a więc na intensywność przecieków) i jednocześnie najmocniej reagował na prędkość obrotową maszyny.

Odbiór ciepła od gazu skutkowało obniżeniem jego temperatury wylotowej i zmniejszeniem pracy mechanicznej włożonej w proces sprężania.

Na rys. 3.21 przedstawiono moc sprężarki pracującej w analizowanych trybach w funkcji liczby Re_m . Jak widać, zarówno moc, jak i liczba Re_m rosły wraz z ciśnieniem wylotowym i prędkością procesu. Wyjątkiem było tutaj powietrze sprężane adiabatycznie, które niezależnie od stopnia sprężu utrzymywało stałą wartość średniej liczby Reynoldsa.



Rys. 3.21 Zależność średniej mocy sprężarki w funkcji liczby Reynoldsa Re_m .

3.6.3 Dyskusja wpływu przecieków przez szczelinę promieniową na wymianę ciepła w komorze roboczej

Można zauważyć, że rozbieżności pomiędzy wynikami uzyskanymi z różnych formuł na liczbę Nusselta mają charakter systematyczny. Zbadano relację parametru określającego stosunek parametru C (3.8) i wybranych zmiennych w czasie parametrów gazu w komorze roboczej.

$$C = \frac{Nu_{CFD}}{Nu_{St(w)}} \quad (3.8)$$

Na bazie analizy dotychczasowych danych o naturze przepływu w modelowanym układzie, zaproponowano formułę na liczbę Reynoldsa dla obszaru przecieków w komorze roboczej (3.9).

$$Re_l = \frac{(m_{in} + m_{out})D_h}{\nu A_{0,0025D}} \quad (3.9)$$

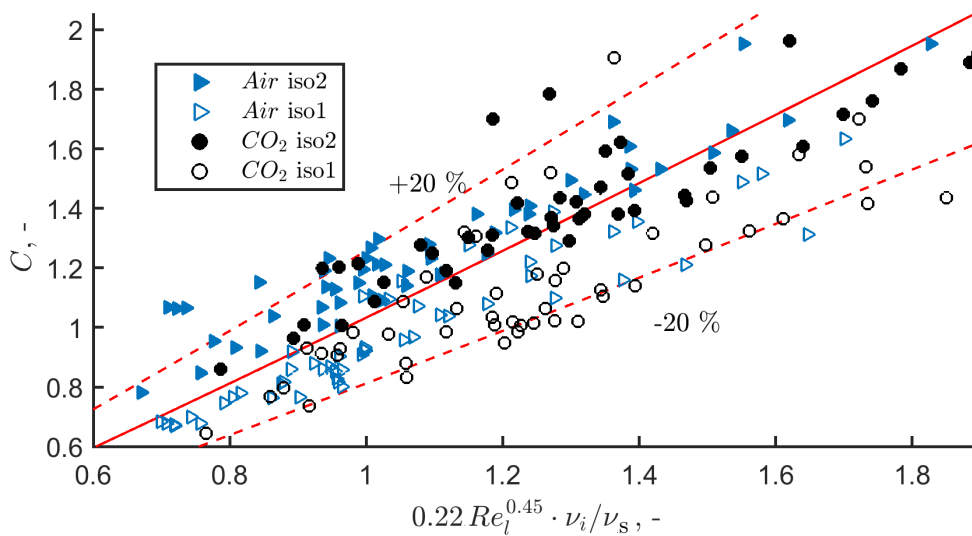
gdzie:

$A_{0,0025D}$ - suma pól ograniczonych kryterium (3.6) na wlocie i wylocie z komory;

$m_{in,out}$ - masa przecieków;

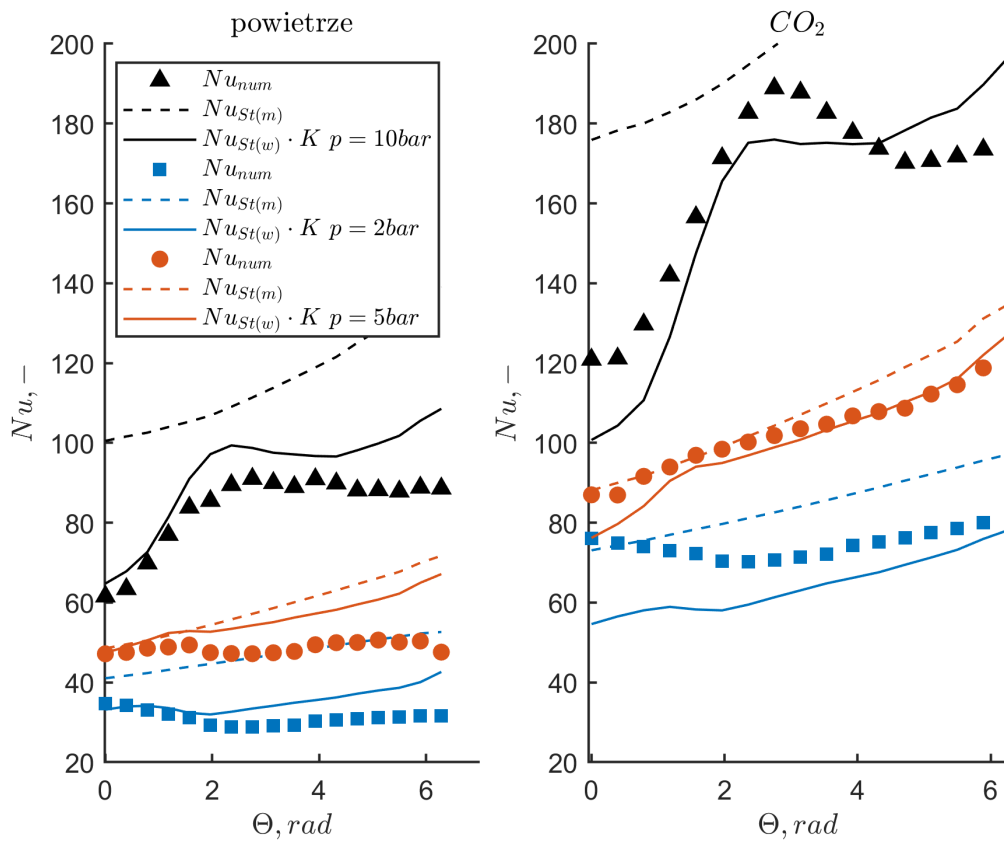
ν_s - lepkość gazu w temperaturze ściany.

Zależność pomiędzy parametrami C i Re_l pokazano na rys. 3.22. Jak widać, parametry te są ze sobą silnie skorelowane i na przestrzeni wszystkich analizowanych ciśnień, prędkości obrotowych, i zastosowanych czynników roboczych.

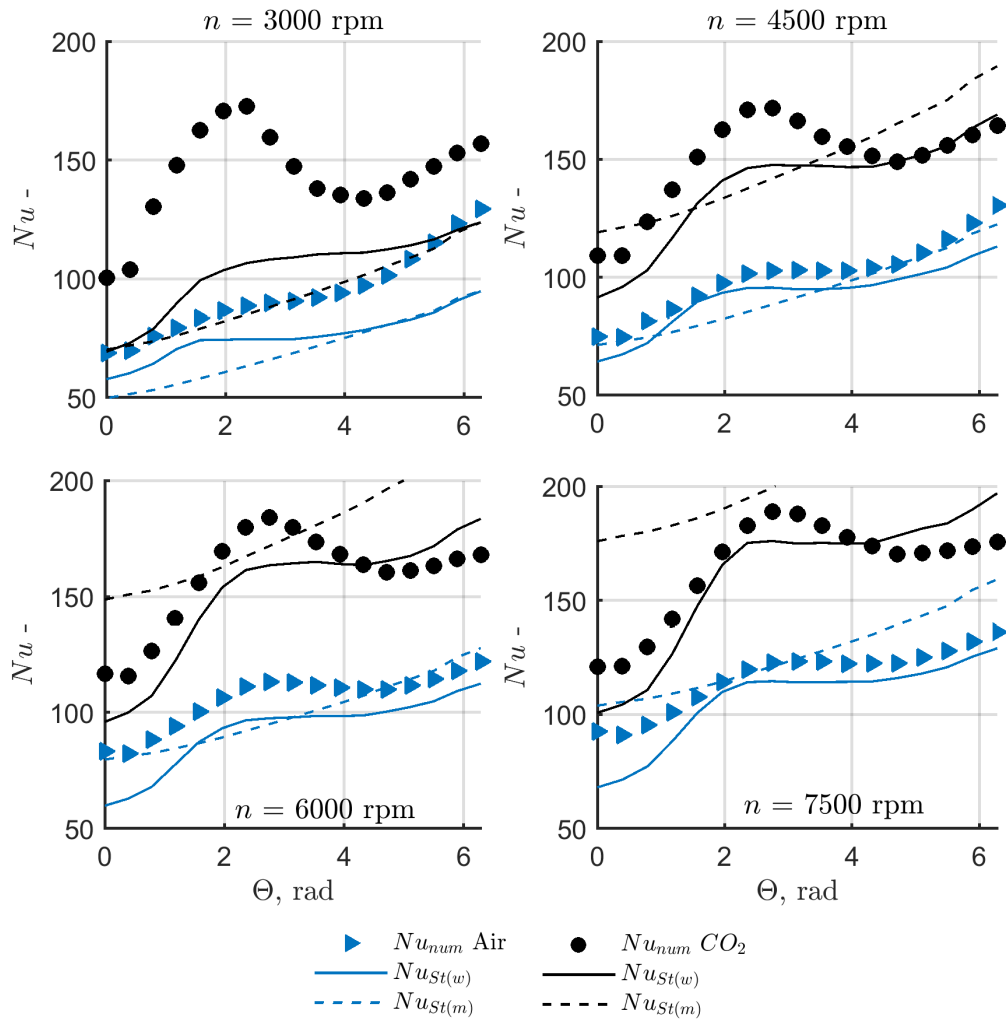


Rys. 3.22 Zależność parametru C od liczby Reynoldsa dla przecieków.

Obliczenia analityczne liczby Nusselta w funkcji kąta obrotu wału przeprowadzono ponownie, z uwzględnieniem wpływu przecieków. Wyniki dla różnych ciśnień (rys. 3.23) i prędkości obrotowych (rys. 3.24) pokazują, że dla wszystkich badanych przypadków zgodność pomiędzy wynikami numerycznymi i opartymi o parametry zredukowane została zwiększona.



Rys. 3.23 Skorygowana średnia liczba Nusselta w komórce roboczej, w funkcji kąta obrotu wału dla analizowanych ciśnień wylotowych - przypadek z jedną łopatką izotermiczną.



Rys. 3.24 Skorygowana średnia liczba Nusselta w komorze roboczej, w funkcji kąta obrotu wału dla analizowanych prędkości obrotowych.

3.7 Podsumowanie

Przeprowadzono badania numeryczne warunków wymiany ciepła w komorze roboczej sprężarki spiralnej. Opracowano model matematyczny maszyny spiralnej, oparty o metodę elementów skończonych, uwzględniający zmienność geometrii komór z czynnikiem roboczym, przecieki wzdłużne pomiędzy nimi oraz

wymianę ciepła z łopatkami sprężarki. Wyniki pozwoliły na obliczenie szybkości odbioru ciepła od gazu roboczego w zależności od ciśnienia tłoczenia, prędkości obrotowej i wielkości przecieków. Rezultaty w postaci bezwymiarowej liczby Nusseta porównano z formułami dostępnymi w literaturze. Pokazano, że dla dużych strumieni masy przecieków wzdłużnych należy wprowadzić poprawkę do wzoru analitycznego, aby uzyskać zgodność wyników uzyskanych obiema metodami.

Większa prędkość obrotowa oznacza, że proces termodynamiczny przebiega szybciej, co skraca czas kontaktu gazu roboczego ze ścianami maszyny. Polepszenie warunków wymiany ciepła w komorze roboczej nie równoważy tego ubytku i łączna ilość energii odebrana od gazu w trakcie przebywania w maszynie spada ze wzrostem prędkości obrotowej.

Rozdział 4

Weryfikacja eksperymentalna

Zasada działania maszyny spiralnej sprawia, że pomiary wielu parametrów chwilowych czynnika roboczego w komorze roboczej są trudne bądź niemożliwe. O ile wykreślenie wykresu indykatorowego [15], lub pomiar rozkładu średniej temperatury spirali biernej [49] są wykonywane przez badaczy, tak bezpośrednie pomiary strumienia ciepła pomiędzy czynnikiem a ścianami są niemożliwe do wykonania.

W celu przeprowadzenia pomiarów cieplnych i stwierdzenia poprawności wyznaczenia współczynnika wnikania ciepła w komorze roboczej maszyny spiralnej, zbudowano stanowisko badawcze. Ideą eksperymentu było możliwie wierne odwzorowanie chwilowych warunków przepływowych panujących w komorze roboczej, jednak w układzie obrotowym, o stałej geometrii i kontrolowanych parametrach ciśnienia, temperatury, strumienia ciepła, jak również prędkości obrotowej.

Tak dobrane stanowisko badawcze zostało zamodelowane numerycznie wykorzystując narzędzia użyte w symulacjach sprężarki spiralnej, a także zbudowane i przebadane eksperymentalnie. Dzięki temu sprawdzono poprawność wyboru metody badawczej i zasadność wykorzystania modelu turbulencji *SST* w omawianych zastosowaniach.

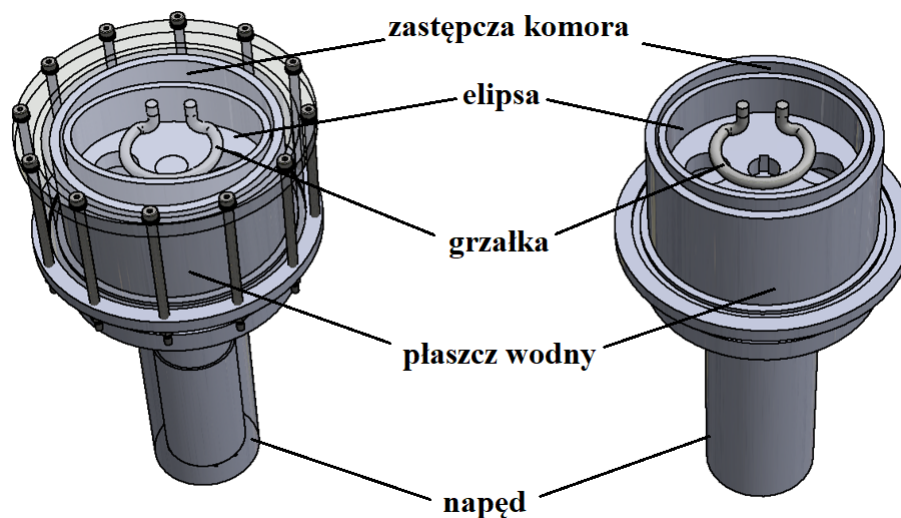
4.1 Stanowisko badawcze z zastępczą komorą roboczą

Badanie gęstości strumienia ciepła i temperatury wymaga, aby układ eksperymentalny znajdował się w stanie ustalonym ze względu na długie stałe czasowe niezbędne przy tego typu pomiarach. W związku z tym, że w sprężarce spiralnej

zapewnienie stabilnych warunków pomiaru jest niemożliwe, zaprojektowano obrotowe stanowisko doświadczalne z zastępczą komorą roboczą. Cechy chwilowej charakterystyki przepływu czynnika roboczego w komorze roboczej sprężarki spiralnej odwzorowano w układzie obrotowym poprzez zapewnienie:

1. Tożsamości z pierwotnym kształtu komory roboczej;
2. Przetłaczania czynnika ruchem wirowym;
3. Obecności wewnętrznego źródła ciepła;
4. Analogiczności pól prędkości w obu układach;
5. Zrywania warstwy przyściennej w szczelinie pomiędzy łopatką a ścianą cylindra.

Stanowisko badawcze, przedstawione na rys. 4.1, pozwalało na utrzymywanie stałych warunków cieplno-przepływowych w układzie. Składało się ono ze statycznego cylindra pomiarowego, wymiennych mieszadeł eliptycznych (które tworzyły zastępczą komorę roboczą), grzałki elektrycznej (będącej głównym źródłem ciepła), napędu elektrycznego i płaszcza wodnego do utrzymywania stałej temperatury ścian cylindra pomiarowego.



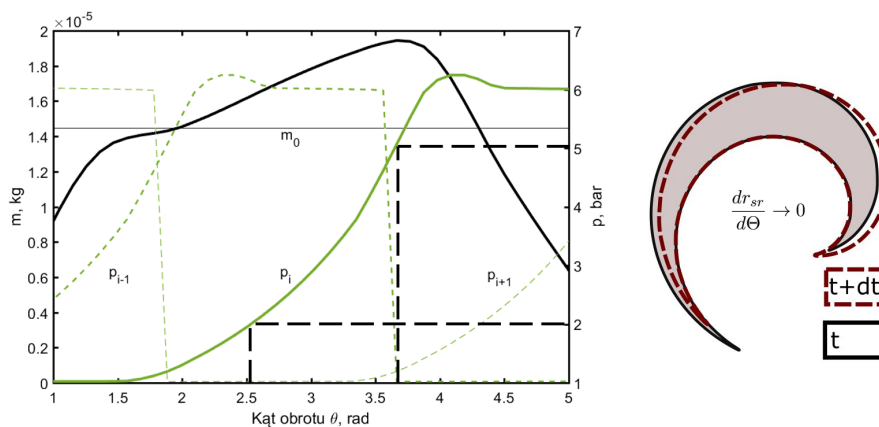
Rys. 4.1 Model układu badawczego

4.1.1 Kształt mieszadła i geometria zastępczej komory roboczej

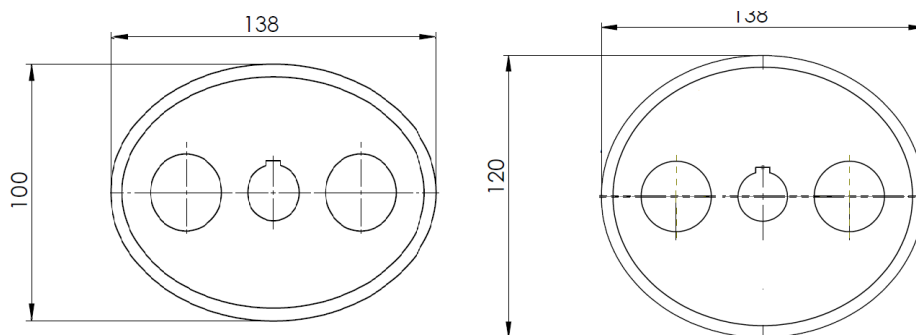
Podstawowym założeniem przy projektowaniu eksperymentu było, że dla małych kątów obrotu zmiana kształtu komory roboczej maszyny spiralnej jest niewielka (rys. 4.2). Parametry geometryczne r_{sr} , D_h i A_c zmieniają się w sposób nieznaczny (bądź są stałe), a chwilowa intensywność wymiany ciepła zależy głównie od przemieszczenia komory roboczej po orbicie względem osi wału napędowego o promieniu równym średniemu promieniowi komory.

Na rys. 4.3 przedstawiono elementy eliptyczne, których wymiary określały kształt zastępczej komory roboczej. Szerokość obu elips to 138 mm, natomiast ich drugi wymiar wynosił 100 mm (elipsa wąska) oraz 120 mm (elipsa szeroka). Mieszadła wykonane zostały z aluminium o przewodności cieplnej równej 240 W/(mK), celem uzyskania jak największej jednorodności temperatury zewnętrznej ściany bocznej.

Wymiary geometryczne zastępczych komór roboczych zostały dobrane w taki sposób, aby warunki cieplne, wyrażone liczbą Nusselta $Nu_{St(w)}$ w funkcji liczby Reynoldsa, były zbliżone do tych w komorze roboczej badanej sprężarki



Rys. 4.2 Zmiana geometrii komory roboczej maszyny spiralnej w czasie.



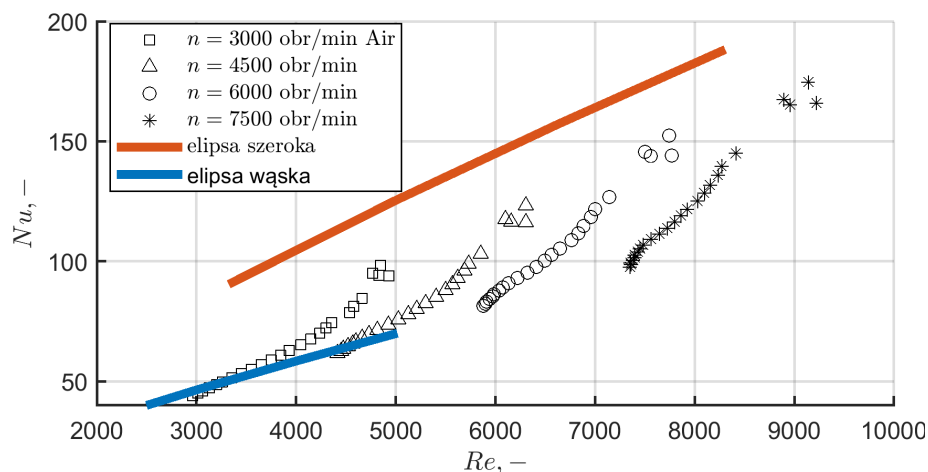
Rys. 4.3 Geometrie mieszadeł użytych w badaniach.

odpowiednio we wczesnej i późnej fazie procesu sprężania. Wybrane wymiary komór roboczych zaprezentowano w tab. 4.1. W przypadku szerokiej elipsy wymiary zostały zwielokrotnione, w porównaniu z końcową fazą sprężania, ze względu na możliwy zakres sterowania prędkością obrotową na docelowym stanowisku badawczym.

Tab. 4.1 Parametry konstrukcyjne sprężarki spiralnej i zastępczych komór roboczych.

	elipsa szeroka	początek sprężania	koniec sprężania	elipsa wąska
D_h, mm	8,9	5,3		15,9
$e/H, -$	0,13	0,12		0,26
$D_h/r_{sr}, -$	1,57	1,6	4,5	8,75

Jak zaprezentowano na rys. 4.4, dzięki zastosowaniu odpowiednich geometrii mieszadeł eliptycznych chwilowe warunki cieplno-przepływowe panujące w maszynie spiralnej, opisane za pomocą liczb podobieństwa, zostały odwzorowane w zastępczej komorze roboczej.



Rys. 4.4 Liczba Nusselta w funkcji liczby Reynoldsa na stanowisku badawczym i w sprężarce spiralnej.

4.2 Model numeryczny stanowiska badawczego

Model numeryczny sprężarki spiralnej opisywany w rozdziale 3 został zaadaptowany do geometrii stanowiska eksperymentalnego. Rozwiązywano ten sam zestaw równań oraz użyto tego samego modelu turbulencji. Również parametry siatki numerycznej zostały dobrane w taki sposób, aby rozkład

parametru y^+ mieścił się w takich samych zakresach, jak w obliczeniach sprężarki. Aby ograniczyć liczbę uproszczeń w symulacji, zdecydowano się na umieszczenie całego cylindra pomiarowego w domenie obliczeniowej. W rozważaniach uwzględniono nieizotermiczny przepływ wody przez płaszcz chłodzący, przenikanie ciepła przez elementy aluminiowe, a także konwekcję ciepła z otoczenia przez zewnętrzne powierzchnie. Wyniki obliczeń dla różnych ciśnień, prędkości obrotowych, rodzajów mieszadeł eliptycznych, typów gazów roboczych i mocy grzałki zostały poddane weryfikacji eksperymentalnej.

4.2.1 Warunki brzegowe i początkowe

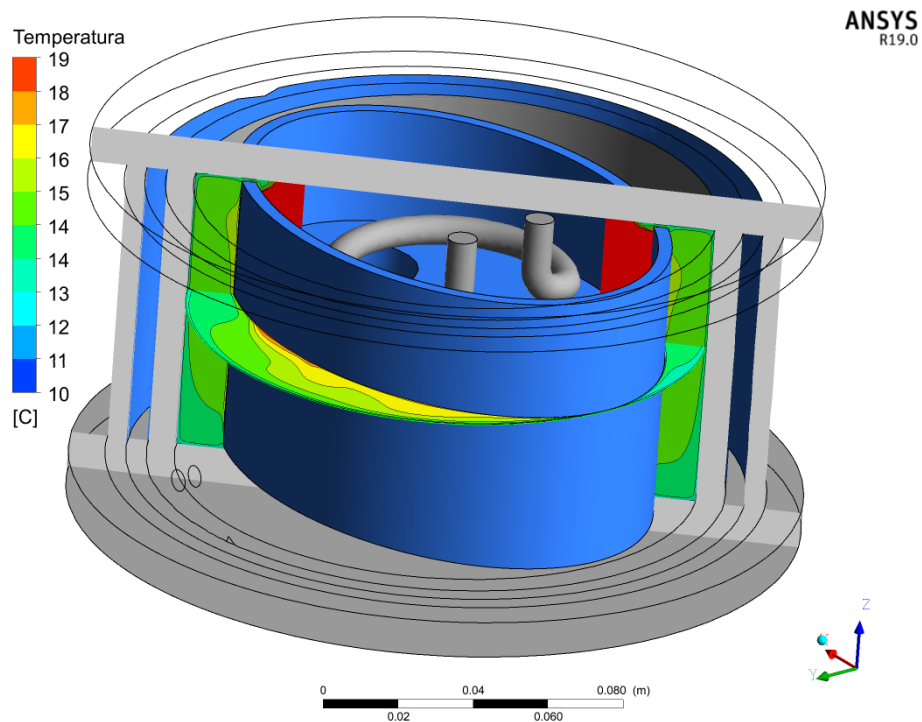
Obliczenia prowadzono, podobnie jak w sprężarce spiralnej, dla dwóch typów gazu: powietrza i dwutlenku węgla, przy nadciśnieniach 1 do 5 bar. Zakres stosowanych prędkości obrotowych mieszadła wynosił 1200 do 3000 obr/min i był limitowany wyważeniem rzeczywistego układu badawczego do 3300 obr/min. Modelowano warianty z dwoma mocami grzałki elektrycznej: 50 i 75 W, dzięki czemu rozszerzono zakres badanych różnic temperatur pomiędzy gazem a ścianką cylindra pomiarowego. Drugim źródłem ciepła brany pod uwagę w obliczeniach był silnik elektryczny i układ przeniesienia napędu. Założono, że strumień ciepła z tego źródła równy był mocy silnika napędzającego dane mieszadło w danym przypadku. Wartości te ustalono na podstawie eksperymentu (rozdz. 4.3).

Aluminiowy korpus stanowiska traktowany był jako pojedyncza domena ciała stałego, w której rozwiązywane było równanie energii. Geometrię uproszczono o wszelkie otwory, gwinty, uszczelki i aparaturę, obecne w rzeczywistym układzie, przy czym wysoki współczynnik przewodzenia materiału cylindra i zapewniony duży (17 L/min) strumień wody chłodzącej o stałej temperaturze 11 °C zapewniły szybkie wyrównywanie temperatury w materiale cylindra. w modelu znajdowało się z kolei wiele domen obliczeniowych dla płynów. Domena badanego gazu była podzielona na część stacjonarną, wokół

grzałki i połączoną z nią interfejsami częścią obrotową, kończącą się na ścianie bocznej komory badawczej. Ze względu na całkowicie obrotowy charakter ruchu mieszadeł, nie było konieczne wykorzystywanie deformacji siatki numerycznej. Ruch obrotowy elementów eliptycznych zasymulowano w układzie nieinercyjnym - poprzez dodanie do obliczanego pola prędkości płynu domeny obrotowej, składnika kątownego odpowiadającego zadanej prędkości obrotowej.

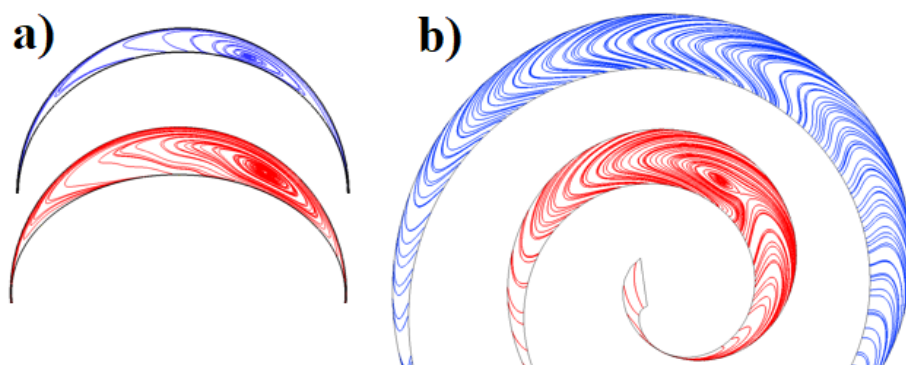
4.2.2 Wyniki obliczeń

Wynikami symulacji były rozkłady prędkości, ciśnienia i temperatury w badanych czynnikach i wodzie chłodzącej cylinder, a także rozkład temperatury w korpusie stanowiska. Na rys. 4.5 pokazano przykład rozkładu temperatury gazu wewnątrz stanowiska eksperymentalnego wypełnionego powietrzem o ciśnieniu 5 bar, dla wąskiej elipsy poruszającej się z prędkością obrotową 1200 obr/min, przy mocy grzałki elektrycznej równej 70 W. Jak pokazują wyniki, rozkład temperatury w zastępczej komorze roboczej jest jednorodny w kierunku osiowym.



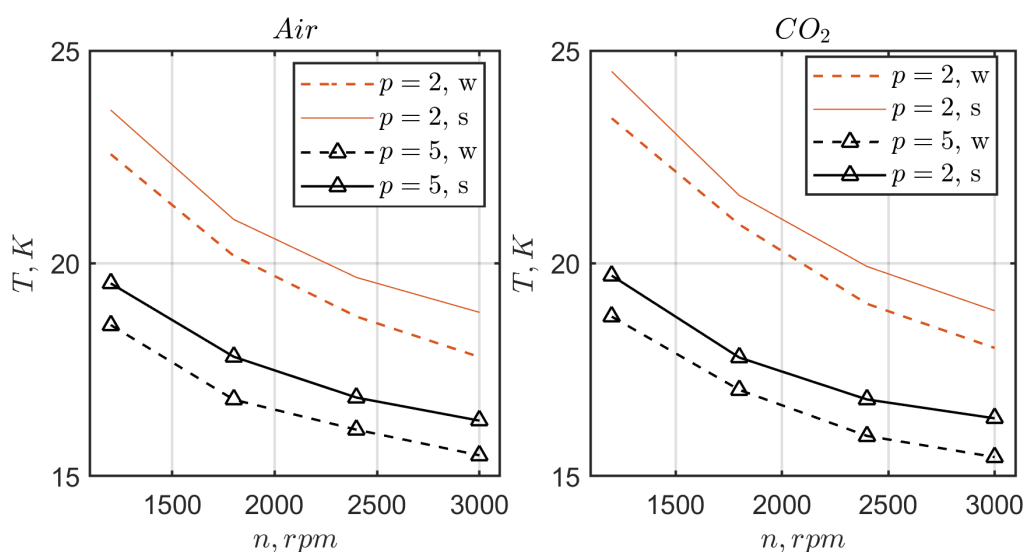
Rys. 4.5 Rozkład temperatury wewnątrz stanowiska eksperymentalnego obliczony dla elipsy 100 mm, ciśnienia $p_i = 5$ bar.

W ten sposób potwierdzone zostało, że założenie o równomiernym rozkładzie temperatury na ścianie wewnętrznej cylindra było słuszne. Z kolei na rys. 4.6 przedstawione są linie prądu dla czynnika wewnątrz zastępczej komory roboczej, zestawione z liniami prądu obliczonymi dla sprężarki spiralnej. Struktura przepływu we wszystkich przypadkach jest analogiczna. Przetłaczany płyn jest ściskany i poddawany siłom związanym z ruchem obrotowym.



Rys. 4.6 Porównanie profili prędkości a) układ zastępczy $p_i = 2 \text{ bar}$, b) sprężarka spiralna $\frac{p_i}{p_1} = 2$.

Średnia obliczona temperatura w zastępczej komorze roboczej zmieniała się wraz z ciśnieniem i prędkością obrotową zgodnie z rys. 4.7. Wraz ze wzrostem ciśnienia proporcjonalnie spada temperatura gazu. Podobnie, zwiększanie prędkości obrotowej skutkuje zwiększeniem intensywności wymiany ciepła, jednak tutaj efekt jest coraz mniejszy dla coraz wyższych prędkości.

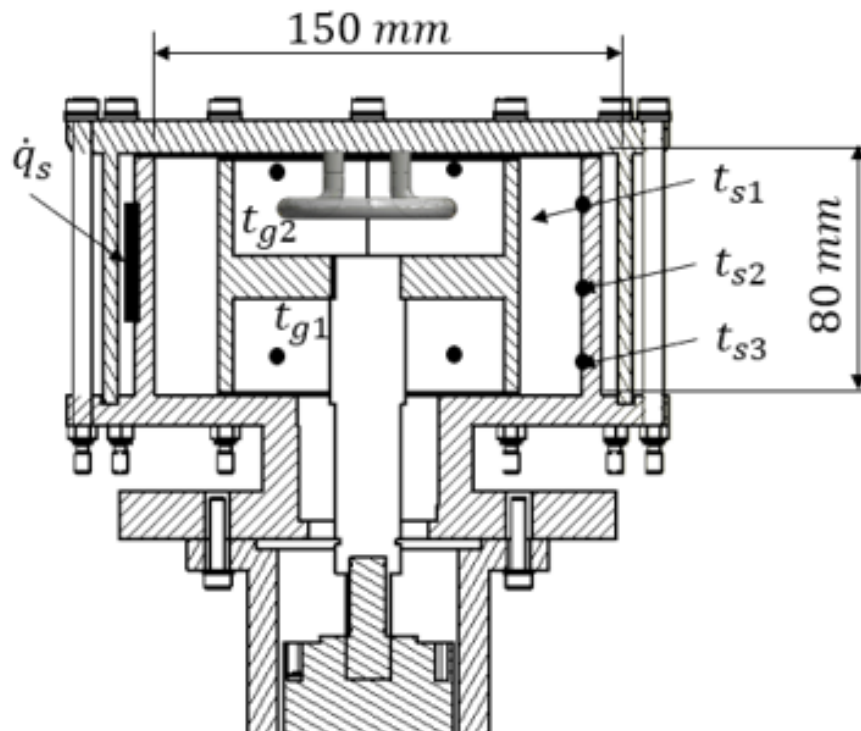


Rys. 4.7 Zależność temperatury średniej w zastępczej komorze roboczej od prędkości obrotowej, w - elipsa wąska 100 mm, s - elipsa szeroka 120 mm

Obliczenia wykazały, że ciepło mogło być skutecznie transportowane od grzałki znajdującej się wewnątrz elipsy do ściany bocznej cylindra. Różnica 20 W w mocy grzałki powoduje zwiększenie obliczonego strumienia ciepła o wartość większą niż dokładność pomiarowa zamontowanej aparatury pomiarowej. Następnym krokiem była weryfikacja przewidywań ilościowych modelu poprzez pomiary na rzeczywistym stanowisku.

4.3 Pomiary gęstości strumienia ciepła na stanowisku doświadczalnym

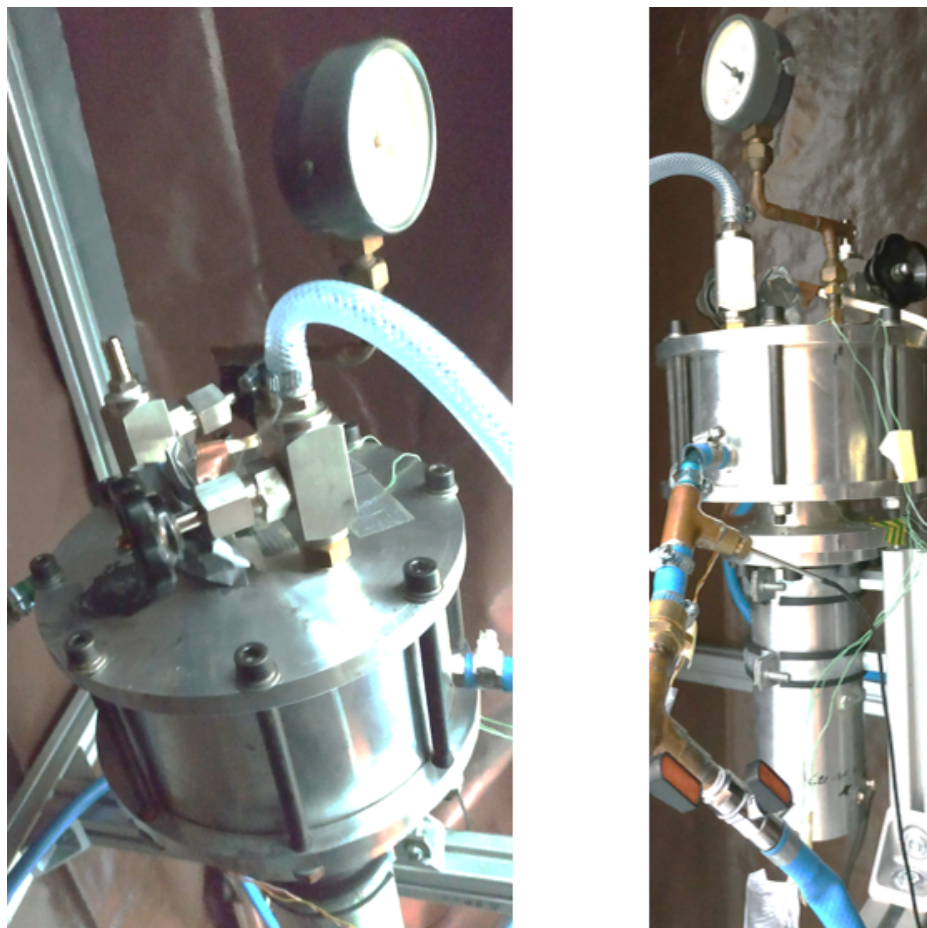
Stanowisko badawcze składało się z elementów przedstawionych schematycznie na rys. 4.8. Umożliwiało ono pomiar temperatury wewnątrz cylindra, zarówno na dnie, jak i w okolicy grzałki. Trzy termopary umiejscowione były również w ścianie cylindra, tuż przy powierzchni wewnętrznej.



Rys. 4.8 Schemat układu badawczego: 1 - cylinder pomiarowy, 2 - konstrukcja separująca, 3 - zasilacz, 4 - układ zasilania grzałki, 5 - chiller wody chłodzącej, 6 - akwizycja danych.

W sekcji testowej możliwe było stosowanie dowolnego medium gazowego w zakresie ciśnień do 7 bar oraz temperatur od 6 i 90 °C. Do badanego gazu dostarczana była energia za pomocą grzałki elektrycznej o mocy maksymalnej 100 W, sterowanej za pomocą autotransformatora. Silnik elektryczny zamknięty został hermetycznie wewnątrz konstrukcji, co zapewniało

szczelność części gazowej oraz pomogło w wyrównaniu pola temperatur w kierunku osiowym w centralnej części cylindra.



Rys. 4.9 Stanowisko badawcze gotowe do badań.

Cylinder pomiarowy umieszczono wewnątrz zaciemnionej komory (rys. 4.9), której zadaniem była separacja wnętrza od promieniowania i zapewnienie, że konwekcja wokół sekcji badawczej jest swobodna. Taka przestrzeń separująca zbudowana została z aluminiowej ramy pokrytej grubą płachtą brezentową. Ułatwia to zbilansowanie strat ciepła do otoczenia i zapewnia powtarzalność warunków otoczenia w stopniu adekwatnym do precyzji prowadzonych pomiarów. Ta sama cewa została wykorzystana także przez [37], którzy z powodzeniem badali subtelności konwekcji naturalnej wokół nagrzewanego pręta. Cylinder badawczy

przytwierdzono do ramy celi za pomocą obręczy z gumowymi podkładkami.

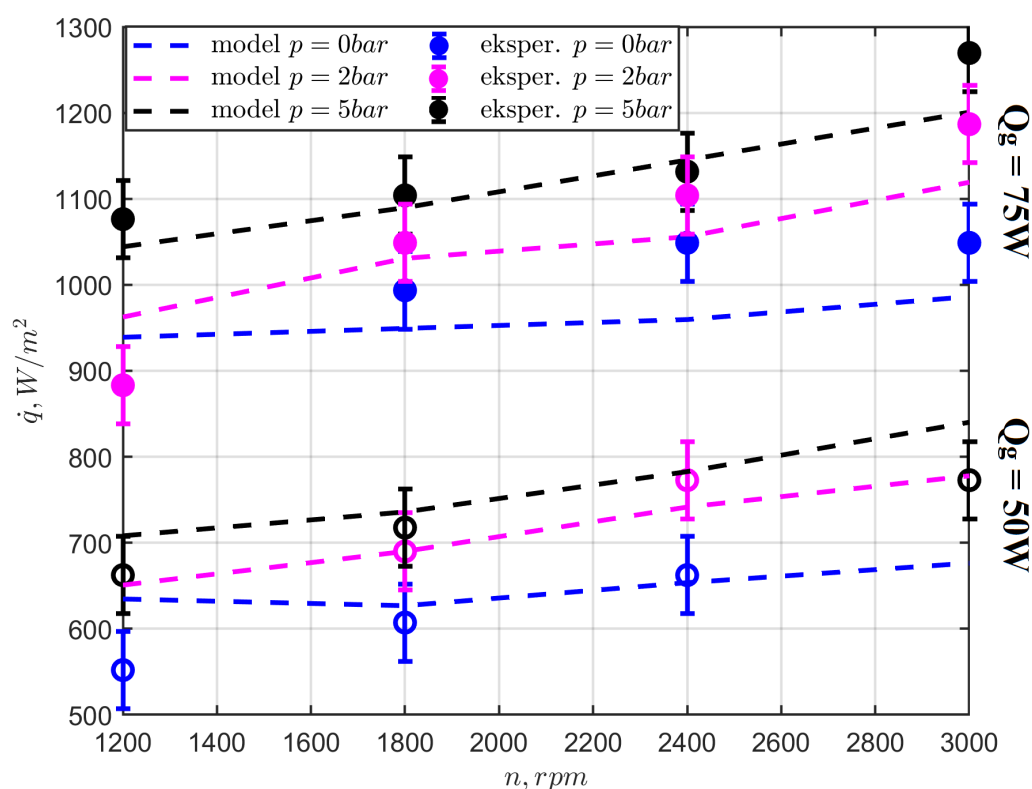
4.3.1 Przyrządy pomiarowe i procedura pomiaru

Rozmieszczenie termopar przedstawione na rys. 4.8 zapewniało, że na podstawie odczytów z nich, możliwe było jednoznaczne określenie czy układ badawczy jest w stanie ustalonym. Wykorzystano termopary typu K o niepewności pomiaru równej $\pm 0,4^{\circ}\text{C}$, a do pomiaru temperatury wody chłodzącej na wlocie i wylocie użyto czujników oporowych pt100 o pierwszej klasie dokładności. Do pomiaru współczynnika wnikania ciepła wykorzystano czujnik HFS-4 firmy Omega o dokładności pomiaru $\Delta\dot{q} = \pm 40 \text{ W/m}^2$ i szybkości reakcji równej 0,2 s.

Po zamontowaniu mieszadła i zamocowaniu pokrywy napełniano komorę badawczą gazem do nadciśnienia 5 bar i pozostawiano na 24 godziny celem przeprowadzenia próby szczelności. Eksperyment rozpoczynano poprzez uruchomienie chłodnicy wody wraz z pompą obiegową, a także grzałki elektrycznej. Kontrola temperatury w pomieszczeniu zapewniała stabilność temperatury wokół stanowiska na poziomie $\pm 1^{\circ}\text{C}$. Po ustaleniu się wszystkich mierzonych parametrów (co zajmowało około czterech godzin) rozpoczynano badania na wybranej prędkości obrotowej. Serie pomiarowe wykonano dwukrotnie, za każdym razem powtarzając procedurę pomiaru od początku.

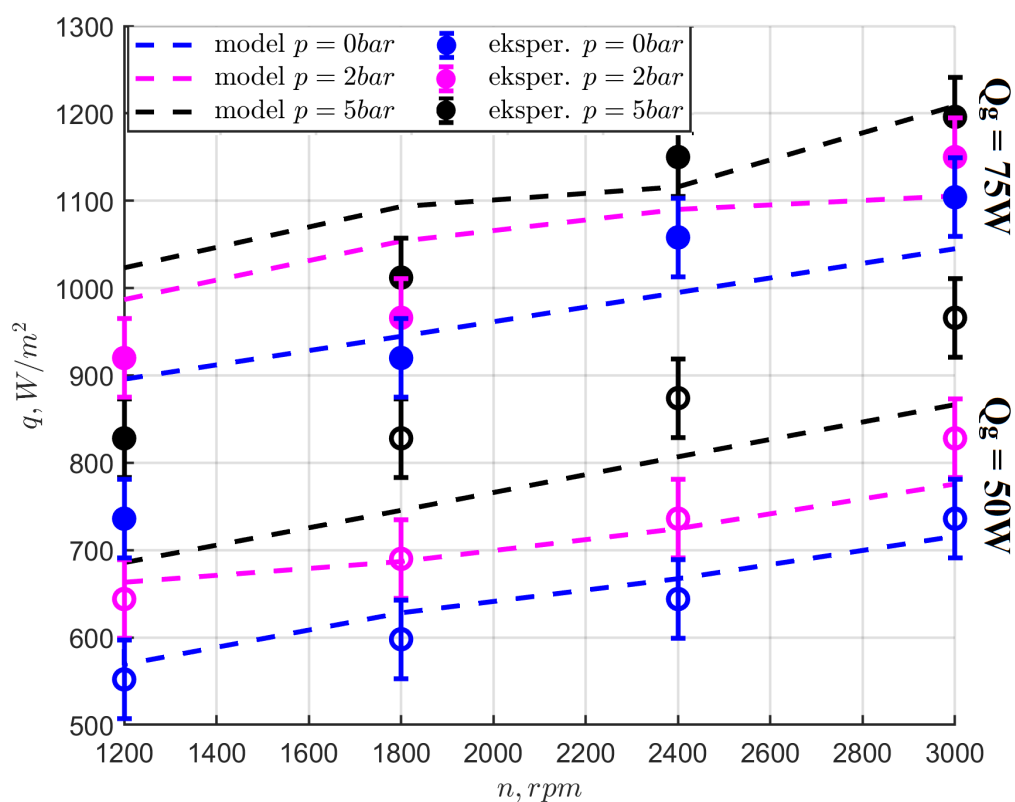
4.4 Wyniki pomiarów walidacyjnych modelu

Na rys. 4.10 przedstawiono jak zmieniała się zmierzona gęstość strumienia ciepła w funkcji prędkości obrotowej dla powietrza w zakresie badanych ciśnień i mocy grzałki elektrycznej, gdy zastosowane było mieszadło z elipsą szeroką. Wyniki pomiarów uzupełniono słupkami niepewności pomiarowych i zestawiono z wynikami uzyskanymi z użyciem modelu numerycznego (rozdz. 4.2). Wyniki eksperymentu były zgodne ilościowo z wartościami z symulacji. Zarówno ze wzrostem prędkości obrotowej, jak i mocy grzałki, gęstość strumienia ciepła oddawanego do wody chłodzącej rosła liniowo.



Rys. 4.10 Gęstość strumienia wnikania ciepła od powietrza w funkcji prędkości obrotowej n dla elipsy szerokiej 120 mm.

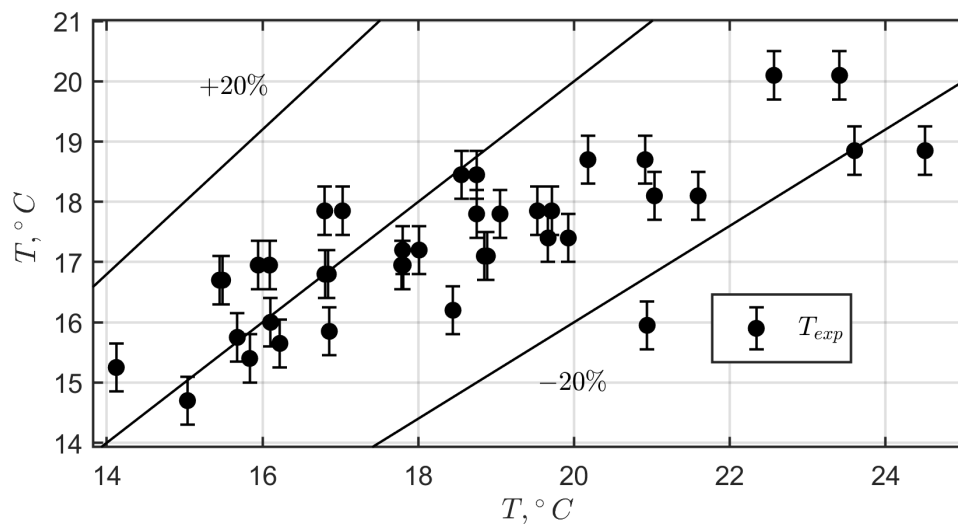
Podobną odpowiedź układu obserwowano w pozostałych badanych przypadkach. Jak pokazano na rys. 4.11, jednocześnie w przypadku dwutlenku węgla i drugiego typu mieszadła wyniki modelowe i rzeczywiste pozostawały w dobrej zgodności. W porównaniu z powietrzem, dwutlenek węgla przekazywał większe strumienie ciepła przez ścianę boczną cylindra. Jednocześnie ten sam gaz, bardziej intensywnie przekazywał ciepło, gdy jako mieszadło zastosowana była elipsa szeroka. Jest to zachowanie zgodne z przewidywaniami opartymi o liczby podobieństwa przedstawionymi w rozdziale 4.1.1.



Rys. 4.11 Gęstość strumienia wnikania ciepła od dwutlenku węgla w funkcji prędkości obrotowej n dla elipsy wąskiej 100mm.

Model numeryczny wykazał także dobrą zgodność z eksperymentem także w kwestii predykcji temperatury przy dnie cylindra pomiarowego. Na rys. 4.12 przedstawiono zestawienie, z którego wynika, że różnice pomiędzy

wartościami zmierzonymi dla wszystkich rozpatrywanych przypadków a rezultatami symulacji mieszczą się w przedziale 20 %.



Rys. 4.12 Zestawienie zmierzonych temperatur z przewidywaniami modelu CFD.

Biorąc pod uwagę powyższe wyniki Autor stwierdza, że metoda modelowania zjawisk ciepło-przepływowych na stanowisku z zastępczą komorą roboczą została dobrana poprawnie. Jednocześnie przeprowadzone rozważania teoretyczne i doświadczalne potwierdzają podobieństwo warunków wnikania ciepła pomiędzy komorą roboczą sprężarki spiralnej i zastępczą komorą utworzoną przez mieszadło eliptyczne.

Rozdział 5

Podsumowanie i wnioski

Opisane w powyższej pracy badania dotyczyły zależności pomiędzy przeciekami a warunkami wymiany ciepła w komorze roboczej sprężarki spiralnej. Oba zjawiska - traktowane jako niezależne - są powszechnie uwzględniane w modelach matematycznych i mają potwierdzony wpływ na przebieg obróbki energetycznej gazu. Celem pracy była rewizja znanych metod wyznaczania intensywności wymiany ciepła w maszynach spiralnych i poszerzenie wiedzy na temat możliwości poprawy ich sprawności izotermicznej.

Na początku pracy Autor scharakteryzował skrótowo rynek gazowych maszyn energetycznych i pokazał obszary zastosowań maszyn spiralnych. Następnie opisano zasadę działania i podstawy konstrukcji sprężarek i rozprężarek. Przedstawiono najważniejsze parametry geometryczne łopatek i utworzonych pomiędzy nimi komór roboczych.

Omówiono zjawiska wpływające na wymianę ciepła z gazem roboczym, w szczególności bilans masy, w pojedynczej komorze roboczej. W dalszej części zaprezentowano przegląd literatury traktującej o modelowaniu zjawisk cieplno-przepływowych w maszynach spiralnych z podziałem na metody oparte o parametry zredukowane i metody komputerowej mechaniki płynów.

W kolejnych etapach pracy przedstawiono opis działania autorskiego modelu numerycznego sprężarki spiralnej, opartego o metodę objętości skończonych w deformowanej domenie obliczeniowej. Uzasadniono dobór geometrii łopatek maszyny i badanego zakresu parametrów pracy, a także sposób generacji siatki

numerycznej i procedurę obliczeń. Wyniki obliczeń CFD i wzory analityczne znane z literatury stanowiły podstawę do rozważań na temat współzależności pomiędzy przeciekami wzdłużnymi a średnią chwilową liczbą Nusselta. Zaobserwowano, że wewnętrzne pole prędkości gazu roboczego jest zaburzone w rejonie szczelin międzyłatkowych. Autor zapostulował wprowadzenie współczynnika korekcyjnego do formuły na obliczanie współczynnika wnikania ciepła do ścian komory roboczej. Okazało się, że zastosowanie współczynnika znacząco zmniejsza rozbieżności pomiędzy liczbą Nusselta otrzymaną z modelu analitycznego a uśrednionymi wartościami z obliczeń numerycznych.

Ostatnim etapem rozprawy była weryfikacja eksperymentalna zastosowanych założeń do modelu numerycznego. W specjalnie zaprojektowanym stanowisku badawczym odwzorowano warunki wymiany ciepła panujące w maszynie spiralnej i wykonano pomiary rozkładu temperatury oraz gęstości strumienia ciepła przez ściany boczne cylindra badawczego. Uzyskane wyniki były zgodne jakościowo i ilościowo z wartościami obliczonymi teoretycznie.

Wnioski:

1. Komora robocza sprężarki spiralnej stanowi złożony układ ze względu na występujące w nim jednocześnie liczne współzależności pomiędzy szybkozmiennymi zjawiskami cieplno-przepływowymi. Przez to najbardziej dokładne symulacje omawianych maszyn wymagają zastosowania technik komputerowej mechaniki płynów.
2. Użycie modeli analitycznych jest obarczone znacznie mniejszym kosztem obliczeniowym niż modele CFD, jednak obarczone jest to mniejszą dokładnością wyników.
3. Wykazano istnienie zależności pomiędzy wewnętrznym polem przepływu czynnika roboczego w komorze roboczej maszyny spiralnej, przeciekami

wzdłużnymi pomiędzy komorami a warunkami wymiany ciepła. Zależność ta jest szczególnie widoczna dla wysokich ciśnień wylotowych z maszyny, gdy strumień przecieków jest największy.

4. Zaproponowany współczynnik korekcyjny do formuły na analityczne wyznaczanie liczby Nusselta, pozwala na zmniejszenie rozbieżności pomiędzy wynikami numerycznymi i opartymi o parametry zredukowane.
5. Oparcie rozważań o liczby bezwymiarowe pozwala na wywodzenie ogólnych wniosków na temat warunków wymiany ciepła w maszynach rotacyjnych. Dzięki temu możliwa była weryfikacja eksperymentalna modelu numerycznego na stanowisku badawczym z zastępczą komorą roboczą i walidacja poczynionych dla modelu numerycznego założeń.

Autor stwierdza, że sformułowane tezy pracy zostały udowodnione.

Bibliografia

- [1] International Energy Agency. *World Energy Outlook 2018*. IEA, Paris, 2018.
- [2] Merlinda Andoni, Valentin Robu, David Flynn, Simone Abram, Dale Geach, David Jenkins, Peter McCallum, and Andrew Peacock. Blockchain technology in the energy sector: A systematic review of challenges and opportunities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 100:143 – 174, 2019.
- [3] ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA. *ANSYS CFX-Solver Theory Guide version 19.0*, 2017.
- [4] P.D. Bates, S.N. Lane, and R.I. Ferguson. *Computational Fluid Dynamics: Applications in Environmental Hydraulics*. Wiley, 2005.
- [5] Ian H Bell, Eckhard a Groll, James E Braun, and Galen B King. Update on Scroll Compressor Chamber Geometry. *In: Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, page 9, 2010.
- [6] Ian H. Bell, Vincent Lemort, Eckhard A. Groll, James E. Braun, Galen B. King, and W. Travis Horton. Liquid flooded compression and expansion in scroll machines - Part II: Experimental testing and model validation. *International Journal of Refrigeration*, 35(7):1890–1900, 2012.
- [7] I.H. Bell, V. Lemort, E.A. Groll, J.E. Braun, and W.T. Horton. *Development of a generalized steady-state simulation framework for positive displacement compressors and expanders*. Woodhead Publishing Limited, 2013.
- [8] Mohamed Bentrchia, Mohamed Alshatewi, and Hanafy Omar. Developments of vapor-compression systems for vehicle air-conditioning: A review. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(8):1–15, 2017.
- [9] Giuseppe Bianchi, Sham Rane, Ahmed Kovacevic, and Roberto Cipollone. Deforming grid generation for numerical simulations of fluid dynamics in

- sliding vane rotary machines. *Advances in Engineering Software*, 112:180–191, 2017.
- [10] Peng Bin, Vincent Lemort, Arnaud Legros, Zhang Hongsheng, and Gong Haifeng. Variable thickness scroll compressor performance analysis - Part I: Geometric and thermodynamic modeling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 231(4):633–640, 2017.
- [11] Scott M Branch, Ingersoll Rand Trane, Pammel Creek Road, and La Crosse. Methods of Fluid Properties for Compressible Refrigerant CFD Analysis. *In: Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, pages 1–10, 2014.
- [12] Royce N Brown. *Compressors: Selection and sizing*. Gulf Professional Publishing, 1997.
- [13] L. C. Burmeister. *Convective heat transfer*. Wiley-Interscience, New York, 1983.
- [14] J W Bush and James W Bush. Maximizing Scroll Compressor Displacement Using Generalized Wrap Geometry. *In: Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, 1994.
- [15] Jen Chieh Chang, Chao Wei Chang, Tzu Chen Hung, Jaw Ren Lin, and Kuo Chen Huang. Experimental study and CFD approach for scroll type expander used in low-temperature organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 73(2):1444–1452, 2014.
- [16] Y Chen, Yu Chen, and James E Braun. A Comprehensive Model of Scroll Compressors Part I : Compression Process Modeling. *In: Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, 2000.

- [17] Yu Chen, James E. Braun, and Eckhard A. Groll. Modeling of hermetic scroll compressors: Model development. *HVAC and R Research*, 10(2):129–152, 2004.
- [18] Stefano Clemente, Diego Micheli, Mauro Reini, and Rodolfo Taccani. Energy efficiency analysis of Organic Rankine Cycles with scroll expanders for cogenerative applications. *Applied Energy*, 97:792–801, 2012.
- [19] Michael Coney, P Stephenson, A Malmgren, C Linnemann, R E. Morgan, R A. Richards, R Huxley, and H Abdallah. Development of a reciprocating compressor using water injection to achieve quasi-isothermal compression. In: *Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, 01 2002.
- [20] Franco Cotana, Antonio Messineo, Alessandro Petrozzi, Valentina Coccia, Gianluca Cavalaglio, and Andrea Aquino. Comparison of orc turbine and stirling engine to produce electricity from gasified poultry waste. *Sustainability*, 6(9):5714–5729, 2014.
- [21] M. M. Cui. Investigation of the scroll compressor porting process. Part II: Local characteristics of the porting process and properties of the ports. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 220(1):55–83, 2006.
- [22] M. M. Cui. Numerical Study of Unsteady Flows in a Scroll Compressor. *Journal of Fluids Engineering*, 128(5):947, 2006.
- [23] Laurent Dardenne, Enrico Fraccari, Alessandro Maggioni, Luca Molinaroli, Luca Proserpio, and Eric Winandy. ScienceDirect Semi-empirical modelling of a variable speed scroll compressor with vapour injection lisation semi-empirique d ’ un compresseur a spirale a Mod e me d ’ injection de vapeur vitesse variable avec syst e. *International Journal of Refrigeration*, 54:76–87, 2015.

- [24] Remi Dickes. Design and fabrication of a variable wall thickness two-stage scroll expander to be integrated in a micro-solar power plant. *Master Thesis*, page 124, 2013.
- [25] M C Diniz, E L L Pereira, and C J Deschamps. *Simulation model to predict temperature distribution along scroll wraps*. Woodhead Publishing Limited, 2013.
- [26] Marie-Eve Duprez, Eric Dumont, and Marc Frère. Modeling of scroll compressors – improvements. *International Journal of Refrigeration*, 33(4):721 – 728, 2010.
- [27] LG Electronics. Materiały reklamowe i instrukcje obsługi.
- [28] John Elson, Norbert Kaemmer, Simon Wang, and Michael Perevozchikov. Scroll Technology : An Overview of Past , Present and Future Developments . *In: Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, pages 1–8, 2008.
- [29] Climate Emerson. Materiały reklamowe i instrukcje obsługi.
- [30] Simon Emhardt, Guohong Tian, and John Chew. A review of scroll expander geometries and their performance. *Applied Thermal Engineering*, 141(June):1020–1034, 2018.
- [31] P. Gao, L. Jiang, L. W. Wang, R. Z. Wang, and F. P. Song. Simulation and experiments on an ORC system with different scroll expanders based on energy and exergy analysis. *Applied Thermal Engineering*, 75:880–888, 2015.
- [32] Zbigniew Gnutek. *Gazowe objętościowe maszyny energetyczne: podstawy*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2010.
- [33] Zbigniew Gnutek and Piotr Kolasiński. The application of rotary vane expanders in organic rankine cycle systems—thermodynamic description and

- experimental results. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135:061901, 06 2013.
- [34] Walter Grassi. *Types of Compression Heat Pumps and Their Main Components*, pages 15–71. Springer International Publishing, Cham, 2018.
- [35] J. Gravesen and C. Henriksen. The Geometry of the Scroll Compressor. *SIAM Review*, 43(1):113–126, 2001.
- [36] D. Gross. Fatigue design and safety factor for scroll compressor wraps. In *8th International Conference on Compressors and their Systems*, pages 285 – 300. Woodhead Publishing, 2013.
- [37] K. Grunt, A. Żuraw, and S. Pietrowicz. Analysis of Nusselt number distribution in case of a strongly heated, horizontal rod. *Journal of Thermal Science*, 25(6):542–548, 2016.
- [38] Liu Guangbin, Zhao Yuanyang, Li Liansheng, and Shu Pengcheng. Simulation and experiment research on wide ranging working process of scroll expander driven by compressed air. *Applied Thermal Engineering*, 30(14-15):2073–2079, 2010.
- [39] Hervé Guillard and Charbel Farhat. On the significance of the geometric conservation law for flow computations on moving meshes. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 190(11-12):1467–1482, 2000.
- [40] L Guillaume, A Legros, S Quoilin, S Declaye, and V Lemort. *Sizing models and performance analysis of volumetric expansion machines for waste heat recovery through organic Rankine cycles on passenger cars*. Woodhead Publishing Limited, 2013.
- [41] Wei He and Jihong Wang. Optimal selection of air expansion machine in compressed air energy storage: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 87:77 – 95, 2018.

- [42] Jan Hesse, Rainer Andres, C F X Berlin, and Software Gmbh. Cfd Simulation of a Dry Scroll Vacuum Pump Including Leakage Flows. *International Compressor Engineering, Refrigeration and Air Conditioning, and High Performance Buildings Conferences*, pages 1–10, 2016.
- [43] G.H. Lee H.J. Kim. The effects of scroll geometric parameter under compressor efficiency, 1993.
- [44] Justin Hollingsworth, Greg Phillippi, Martin Hinchliff, Chris Kulhanek, Aaron M. Rimpel, and Franzisko Maywald. Chapter 5 - reciprocating compressors. In Klaus Brun and Rainer Kurz, editors, *Compression Machinery for Oil and Gas*, pages 167 – 252. Gulf Professional Publishing, 2019.
- [45] P D Howell. Fluid mechanical modelling of the scroll compressor. *Group*, pages 24–29, 2001.
- [46] A. Iglesias and D. Favrat. Innovative isothermal oil-free co-rotating scroll compressor-expander for energy storage with first expander tests. *Energy Conversion and Management*, 85:565–572, 2014.
- [47] Frank P. Incropera and David P. DeWitt. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, Inc., New York City, New York, 4th edition edition, 1996.
- [48] N Ishii, K Bird, K Sano, M Oono, S Iwamura, and T Otokura. Refrigerant leakage flow evaluation for scroll compressors. *In: Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, pages 633–638, 1996.
- [49] Kitae Jang and Sangkwon Jeong. Experimental investigation on convective heat transfer mechanism in a scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, 29(5):744–753, 2006.
- [50] E. Kalinowski. *Termodynamika techniczna*. Skrypty - Politechnika Wrocławska. Wydaw. PWr, 1977.

- [51] D J Kang. Effects Of Leakage Flow Model On The Thermodynamic Performance Of A Scroll Compressor. *In: Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, 2002.
- [52] Zbigniew Kozanecki and Jakub Łagodziński. Magnetic thrust bearing for the orc high – speed microturbine. In *Mechatronic Systems and Materials IV*, volume 198 of *Solid State Phenomena*, pages 348–353. Trans Tech Publications, 5 2013.
- [53] Kyoung-Soo Lee, Ziaul Huque, and Sangeul Han. A study on the y^+ effects on turbulence model of unstructured grid for cfd analysis of wind turbine. *Journal of The korean Association For Spatial Structures*, 15:75–84, 03 2015.
- [54] V. Lemort and A. Legros. *Positive displacement expanders for Organic Rankine Cycle systems*. Elsevier Ltd, 2016.
- [55] Vincent Lemort, Sylvain Quoilin, Cristian Cuevas, and Jean Lebrun. Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29(14):3094 – 3102, 2009.
- [56] Creux Leon. Rotary engine, u.s. patent 801182.a, 1905.
- [57] Wenhua Li. Simplified steady-state modeling for hermetic compressors with focus on extrapolation. *International Journal of Refrigeration*, 35(6):1722 – 1733, 2012.
- [58] Hitachi Ltd. Materiały reklamowe i instrukcje obsługi.
- [59] Zhiwei Ma, Huashan Bao, and Anthony Paul Roskilly. Dynamic modelling and experimental validation of scroll expander for small scale power generation system. *Applied Energy*, 186:262–281, 2017.
- [60] Pedro J. Mago and Rogelio Luck. Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery from a microturbine using organic rankine cycles. *International Journal of Energy Research*, 37(8):888–898, 2013.

- [61] Hamdy A Gouda Mahfouz, Mat Nawi, Bin Wan, and Nor Musa. Analytical and experimental study on a scroll compressor. *In: Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, pages 1–11, 2004.
- [62] Zheng Miao, Jinliang Xu, and Kai Zhang. Experimental and modeling investigation of an organic Rankine cycle system based on the scroll expander. *Energy*, 134:35–49, 2017.
- [63] Gianluca Montenegro, Augusto Della Torre, Marco Fiocco, Angelo Onorati, Christian Benatzky, and Gerd Schlager. Evaluating the performance of a rotary vane expander for small scale organic rankine cycles using cfd tools. *Energy Procedia*, 45:1136 – 1145, 2014. ATI 2013 - 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association.
- [64] Luis Eric Olmedo, Violette Mounier, Luis Carlos Mendoza, and Jürg Schiffmann. Dimensionless correlations and performance maps of scroll expanders for micro-scale Organic Rankine Cycles. *Energy*, 156:520–533, 2018.
- [65] Kim Tiow Ooi and Jiang Zhu. Convective heat transfer in a scroll compressor chamber: A 2-D simulation. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(7):677–688, 2004.
- [66] E. Oralli, Md Ali Tarique, C. Zamfirescu, and I. Dincer. A study on scroll compressor conversion into expander for Rankine cycles. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 6(3):200–206, 2011.
- [67] P. Błasiak, S. Pietrowicz. Towards a better understanding of 2D thermal-flow processes in a scraped surface heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 98:240–256, 2016.
- [68] Fabio Pantano and Roberto Capata. A comparison between a microturbine and a scroll-type expander for a small scale orc energy recovery system for vehicular application. *Energy*, 6(November), 2017.

- [69] Evandro Pereira and Cesar J. Deschamps. A heat transfer correlation for the suction and compression chambers of scroll compressors. *International Journal of Refrigeration*, 82:325–334, 10 2017.
- [70] Evandro L L Pereira and Cesar J Deschamps. A Numerical Study of Convective Heat Transfer in the Compression Chambers of Scroll Compressors. In: *Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, 2012.
- [71] R B Peterson, H Wang, and T Herron. Performance of a small-scale regenerative rankine power cycle employing a scroll expander. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 222(3):271–282, 2008.
- [72] Sławomir Pietrowicz. *Modelowanie procesów termodynamicznych w maszynie spiralnej, praca doktorska*. PhD thesis, Politechnika Wrocławska, Wrocław, Polska, 2002.
- [73] Gnutek Z. Pietrowicz S., Yanagisawa T., Fukuta M. Mathematical Modeling Of Physical Processes In The Scroll Compressor Chamber. In *Proc. of the Int. Compressor Engineering Conference at Purdue*, pages C20–6, Purdue, 2002.
- [74] Jianguo Qiang and Zhenquan Liu. Scroll profiles in scroll compressors: General criteria and error sensitivity. *International Journal of Refrigeration*, 36(7):1796–1808, 2013.
- [75] Guoquan Qiu, Hao Liu, and Saffa Riffat. Expanders for micro-chp systems with organic rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 31(16):3301 – 3307, 2011.
- [76] P. Radgen and E. Blaustein. *Compressed Air Systems in the European Union Energy, Emissions, Savings Potential and Policy Actions*. Komisja Europejska, 2001.

- [77] Józef Rak, Slawomir Pietrowicz, Zbigniew Gnutek, et al. The scroll compressor with internal cooling system—conception and cfd analysis. *In: Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, 2014.
- [78] Sham Rane, Ahmed Kovacevic, and Madhulika Kethidi. CFD Modeling in Screw Compressors with complex multi rotor configurations. *In: Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, 1(1982):1–9, 2012.
- [79] Sham Rane, Ahmed Kovacevic, Nikola Stosic, and Madhulika Kethidi. Grid deformation strategies for CFD analysis of screw compressors. *International Journal of Refrigeration*, 36(7):1883–1893, 2013.
- [80] Chul Woo Roh and Min Soo Kim. Comparison of the heating performance of an inverter-driven heat pump system using r410a vapor-injection into accumulator and compressor. *International Journal of Refrigeration*, 35(2):434 – 444, 2012.
- [81] Chen Rong and Wang Wen. Discussion on leaking characters in meso-scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, 32(6):1433–1441, 2009.
- [82] R. Saidur, N. A. Rahim, and M. Hasanuzzaman. A review on compressed-air energy use and energy savings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(4):1135–1153, 2010.
- [83] J. Sauls. *Use of finite element and computational fluid dynamics analyses in the development of positive displacement compressor simulations*. Woodhead Publishing Limited, 2011.
- [84] Dieter Seher. Waste heat recovery for commercial vehicles with a rankine process. *21st Aachen Colloquium on Automobile and Engine Technology, Aachen, Germany*, 2012.

- [85] Simarpreet Singh, Abhyuday Singh, and M. S. Dasgupta. CFD Modeling of a Scroll Work Recovery Expander for Trans-critical CO₂ Refrigeration System. *Energy Procedia*, 109(November 2016):146–152, 2017.
- [86] P. P. Song, M. S. Wei, L. Shi, and C. C. Ma. Numerical simulation of three-dimensional unsteady flow in a scroll expander applied in waste heat recovery. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 52(TOPIC 4), 2013.
- [87] Panpan Song, Weilin Zhuge, Yangjun Zhang, Lei Zhang, and Hao Duan. Unsteady Leakage Flow Through Axial Clearance of an ORC Scroll Expander. *Energy Procedia*, 129:355–362, 2017.
- [88] Maurice Stewart. 9 - reciprocating compressors. In Maurice Stewart, editor, *Surface Production Operations*, pages 655 – 778. Gulf Professional Publishing, Boston, 2019.
- [89] Kazutaka Suefuji, Masao Shiibayashi, and Kenji Tojo. Performance analysis of hermetic scroll compressors. In: *Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, 1992.
- [90] Alessio Suman, Saverio Randi, Nicola Casari, Michele Pinelli, Luca Nespoli, Luca Nespoli, and I Andri. Experimental and Numerical of an Oil-Free Scroll Expander. *Energy Procedia*, 129:403–410, 2017.
- [91] Shuaihui Sun, Kai Wu, Pengcheng Guo, and Jianguo Yan. Analysis of the three-dimensional transient flow in a scroll refrigeration compressor. *Applied Thermal Engineering*, 127:1086–1094, 2017.
- [92] Sankar Sunder. *Thermodynamic and heat transfer modeling of a scroll pump*. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1997.

- [93] Taichi Tateishi and Hajime Sato. Development of High Performance 3D Scroll Compressor. *In: Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, pages 1–7, 2006.
- [94] Bertrand F. Tchanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, and G. Papadakis. Low-grade heat conversion into power using organic rankine cycles – a review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8):3963 – 3979, 2011.
- [95] Eizo Urata. A flow rate equation for subsonic fanno flow. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 227(12):2724–2729, 2013.
- [96] Jun Wang, Yongxing Song, Qiang Li, and Dahai Zhang. Novel structured dynamic mesh generation for cfd analysis of scroll compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 229(8):1007–1018, 2015.
- [97] Manel Wannassi and Manuel Buisson. Geometrical analysis of a scroll compressor and fluid mechanical modeling. In Mnaouar Chouchane, Tahar Fakhfakh, Hachmi Ben Daly, Nizar Aifaoui, and Fakher Chaari, editors, *Design and Modeling of Mechanical Systems - II*, pages 755–764, Cham, 2015. Springer International Publishing.
- [98] Jaroslav Wurm. Review of refrigeration compressor developmental trends. *IIF IIR Bulletin*, 2, 2007.
- [99] T Yanagisawa, M Fukuta, Y Ogi, T Hikichi, et al. Performance of an oil-free scroll-type air expander. In *Proc. of the ImechE Conf. Trans. on compressors and their systems*, number C591 in 027, pages 167–174, 2001.
- [100] Hang Ye, Zhigang Huang, and Jinduo Ye. Numerical simulation and experimental examination of an oldham coupling. *In: Proceedings of Purdue International Compressor Engineering Conference*, pages 1–10, 2016.

- [101] Qingqing Zhang, Jianmei Feng, Jie Wen, and Xueyuan Peng. 3D transient CFD modelling of a scroll-type hydrogen pump used in FCVs. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(41):19231–19241, 2018.
- [102] Xinjing Zhang, Yujie Xu, Jian Xu, Yong Sheng, Zhitao Zuo, Jimin Liu, Haisheng Chen, Yaodong Wang, and Ye Huang. Study on the performance and optimization of a scroll expander driven by compressed air. *Applied Energy*, 2017.
- [103] Yuanyang Zhao, Liansheng Li, Huagen Wu, and Pengcheng Shu. Theoretical and experimental studies of water injection scroll compressor in automotive fuel cell systems. *Energy Conversion and Management*, 46(9):1379 – 1392, 2005.