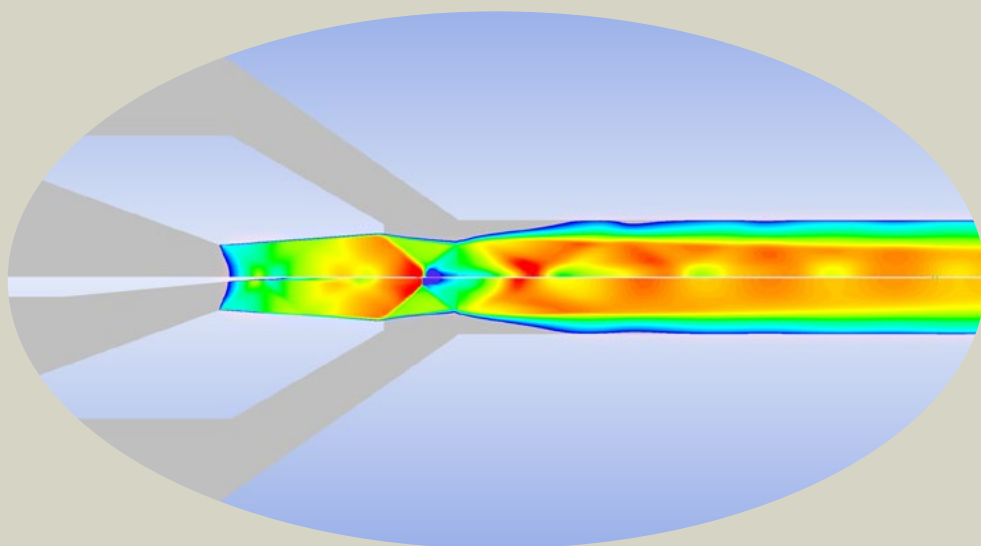


Jerzy Gagan

Strumieniowe układy chłodnicze

Modelowanie i badania eksperymentalne



Jerzy Gagan

Strumienicowe układy chłodnicze Modelowanie i badania eksperymentalne



Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej

Białystok 2019

Recenzenci:

dr hab. inż. Paweł Ocłoń, prof. PK

prof. dr hab. inż. Aleksander A. Stachel

Redaktor wydawnictwa:

Elżbieta Dorota Alicka

Rysunek na okładce:

Jerzy Gagan

© Copyright by Politechnika Białostocka, Białystok 2019

ISBN 978-83-65596-94-9

ISBN 978-83-65596-95-6 (eBook)

DOI: 10.24427/978-83-65596-95-6



Publikacja jest udostępniona na licencji

Creative Commons Uznanie autorstwa-Użycie niekomercyjne-Bez utworów zależnych 4.0 (CC BY-NC-ND 4.0).

Pełna treść licencji jest dostępna na stronie

creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/legalcode.pl.

Publikacja jest dostępna w Internecie na stronie Oficyny Wydawniczej PB.

Redakcja techniczna, skład:

Oficina Wydawnicza Politechniki Białostockiej

Druk:

EXDRUK Spółka Cywilna

Oficina Wydawnicza Politechniki Białostockiej

ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok

tel.: 85 746 91 37

e-mail: oficina.wydawnicza@pb.edu.pl

www.pb.edu.pl

Spis treści

Wykaz skrótów i oznaczeń.....	5
Wstęp	9
Literatura.....	17
1. Strumienicowe obiegi chłodnicze	19
1.1. Klasyfikacja strumienic gazowych	19
1.2. Charakterystyka pracy strumienicy gazowej	22
1.3. Zagadnienia modelowania strumienic gazowych	24
1.4. Zagadnienia modelowania obiegów strumienicowych.....	26
1.5. Wpływ własności czynnika roboczego na pracę obiegu strumienicowego.....	38
Podsumowanie.....	41
Literatura.....	43
2. Analiza czynników roboczych w strumienicowych układach chłodniczych	45
Podsumowanie.....	68
Literatura.....	69
3. Model strumienicy o parametrach skupionych w zastosowaniu do układów chłodniczych	71
3.1. Model strumienicy gazowej	71
3.2. Wyznaczanie charakterystyki pracy strumienicy z zastosowaniem modelu o parametrach skupionych.....	87
3.3. Walidacja eksperymentalna modeli strumienicy gazowej	97
Podsumowanie.....	99
Literatura.....	100
4. Numeryczna analiza wpływu geometrii strumienicy na jej sprawność.....	103
4.1. Zagadnienia wstępne	103
4.2. Wpływ położenia dyszy na pracę strumienicy	105
4.3. Wpływ długości komory mieszania na pracę strumienicy.....	117
4.4. Analiza regulacji wydajności strumienicy metodą zmiany przekroju gardła dyszy napędowej	125

4.5. Wpływ modelu turbulencji na uzyskiwane wyniki obliczeń CFD	145
Podsumowanie.....	150
Literatura.....	151
5. Walidacja eksperymentalna modelowania numerycznego strumienia.....	153
5.1. Stanowisko badawcze	153
5.2. Wyniki badań eksperymentalnych	156
5.3. Obliczenia numeryczne strumienia i walidacja eksperymentalna	162
Podsumowanie.....	170
Literatura.....	171
6. Prototypowy strumienicowy układ chłodniczy w skali technicznej	173
6.1. Obliczenia wstępne parametrów układu strumienicowego.....	173
6.2. Geometria i analiza pracy strumienia na bazie modelu o parametrach skupionych.....	175
6.3. Model CFD strumienia gazowej	182
6.4. Wyniki obliczeń testowych CFD.....	185
6.5. Modelowanie numeryczne charakterystyki pracy strumienia gazowej	194
6.6. Modyfikacja geometrii strumienia.....	199
6.7. Stanowisko do badania prototypu układu chłodniczego w skali technicznej	206
6.8. Badania eksperymentalne parametrów pracy strumienia	211
6.9. Modelowanie numeryczne i badania eksperymentalne finalnej wersji układu przepływowego strumienia	235
Podsumowanie.....	248
Literatura.....	251
Podsumowanie końcowe.....	255
Summary	259

Wykaz skrótów i oznaczeń

A	pole powierzchni [m^2]
a	prędkość dźwięku [m/s]
C	współczynnik korekcyjny [-]
C_n	współczynnik wypływu z dyszy [-]
COP	współczynnik efektywności energetycznej [-]
c_p	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
d	średnica [m]
GWP	współczynnik tworzenia efektu cieplarnianego [-]
h	entalpia właściwa [J/kg]
K	współczynnik strat [-]
L	długość [m]
M	liczba Macha [-]
$\dot{m}$	strumień masy [kg/s]
NXP	odległość pomiędzy wylotem z dyszy a początkiem komory mieszania [m]
p	ciśnienie [Pa]
P	moc mechaniczna bądź elektryczna [W]
$\dot{Q}$	moc cieplna [W]
R	indywidualna stała gazowa [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
Re	liczba Reynoldsa [-]
s	entropia właściwa [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
t, T	temperatura, [$^{\circ}\text{C}$, K]
U	współczynnik zasysania strumienicy [-]
v	objętość właściwa [m^3/kg]
w	prędkość [m/s]
x	stopień suchości [-]

Litery greckie

β	krytyczny stosunek ciśnień
δ	kąt rozbieżności [°]
η	sprawność [-]
κ	wykładnik izentropy [-]
λ	współczynnik przewodzenia ciepła [W/(m·K)]
μ	lepkość dynamiczna [Pa·s]
π_c	stopień sprężania [-]
π_e	stopień ekspansji [-]
Π	spręż strumienicy [-]
ρ	gęstość [kg/m³]
ϕ	współczynnik prędkości [-]
χ	objętościowy stosunek zasysania [-]

Indeksy

<i>c</i>	skraplacz
<i>co</i>	parametry graniczne
<i>cr</i>	parametry krytyczne w dyszy
<i>cs</i>	stan nasycenia w skraplaczu
<i>d</i>	dyfuzor
<i>e</i>	parownik
<i>es</i>	stan nasycenia w parowniku
<i>g</i>	generator
<i>gs</i>	stan nasycenia w generatorze
<i>in</i>	parametry wejściowe
<i>l</i>	ciecz
<i>m</i>	cyldryczna komora mieszania
<i>mc</i>	mieszanina
<i>m''</i>	stożkowa komora mieszania
<i>max</i>	maksymalny
<i>n</i>	dysza napędowa
<i>o</i>	wylot dyszy napędowej
<i>out</i>	parametry wyjściowe
<i>p</i>	pompy
<i>ref</i>	referencyjny
<i>s</i>	komora ssawna
<i>sc</i>	ścianki
<i>ss</i>	rozprężanie gazu poza dyszą napędową
<i>v</i>	para nasycona
<i>t</i>	gardło dyszy
<i>wg</i>	woda grzewcza
<i>WL</i>	woda lodowa
<i>x,y,z</i>	współrzędne

Wstęp

Zasadnicze kierunki prac badawczych w zakresie chłodnictwa, klimatyzacji i pomp ciepła koncentrują się na: obniżeniu energochłonności i poziomu emisji zanieczyszczeń związanych z wytwarzaniem i eksploatacją, wykorzystaniu ekologicznych czynników roboczych oraz możliwości wykorzystania ciepła niskotemperaturowego (odpadowego) do napędu tych urządzeń. Obciążenie środowiska naturalnego przez urządzenia chłodnicze i klimatyzacyjne wynika z jednej strony z obecności płynu roboczego w układzie, którego emisja w znacznym stopniu zagraża środowisku, zaś z drugiej – z emisji dwutlenku węgla oraz innych zanieczyszczeń powstających przy produkcji energii elektrycznej, wykorzystywanej do napędu tych urządzeń. Pierwsze zagrożenie związane z destrukcją warstwy ozonowej jest przyczyną wycofania z użycia substancji należących do grup CFC oraz HCFC, zaś drugie, oceniane jako dominujące, stanowi przyczynę stopniowej rezygnacji ze stosowania rozwiązań charakteryzujących się wysoką emisją gazów cieplarnianych, jak dwutlenek węgla i chłodnicze czynniki robocze. Aktualnie szeroko stosowane jeszcze czynniki syntetyczne, należące do grupy HFC, zaliczane są do płynów o bardzo wysokim potencjale tworzenia efektu cieplarnianego (tysiące razy wyższym od dwutlenku węgla). Nie zawsze gwarantują one wysoką efektywność energetyczną urządzeń. Szczęólnego znaczenia nabierają zatem rozwiązania umożliwiające zastosowanie z jednej strony układów wykorzystujących bezpieczne dla środowiska płyny robocze, zaś z drugiej – wykorzystujące do napędu czyste rodzaje energii, w tym przede wszystkim te, które pochodzą ze źródeł odnawialnych, jak również te, które umożliwiają wykorzystanie jako źródeł napędu energii cieplnej traktowanej jako odpadową. Warunki te spełniają układy chłodnicze sorpcyjne oraz strumienicowe. W przypadku tych ostatnich możliwe jest wykorzystanie do napędu ciepła niskotemperaturowego w zakresie temperatur niższych od 80°C. Wpływa to znacząco na wzrost zainteresowania tego typu urządzeniami ze strony energetyki, gdzie zasadniczym problemem jest racjonalne wykorzystanie możliwości produkcji energii elektrycznej w skojarzeniu, a zwłaszcza – zgodnie z prawem energetycznym – w wysoko sprawnej kogeneracji. O ile produkcja energii elektrycznej oraz ciepła użytkowego może być prowadzona w sposób efektywny w okresie sezonu grzewczego z racji sprzedaży ciepła na cele ogrzewania systemowego, to w sezonie letnim, z uwagi na niskie zapotrzebowanie na ciepło systemowe, stopień wykorzystania skojarzonej produkcji energii elektrycznej i ciepła drastycznie maleje. Oznacza to, że kluczowym warunkiem wzrostu udziału energii elektrycznej produkowanej w skojarzeniu jest wypracowanie efektywnych sposobów zagospodarowania ciepła systemowego w sezonie letnim. Ciepło to aktualnie wykorzystywane jest głównie na potrzeby ogrzewania ciepłej wody użytkowej. Z tym

wiąże się nie tylko jego mała ilość, jaka jest dostarczana do systemu grzewczego, lecz także jego niskie lub bardzo niskie parametry temperaturowe. W istotny sposób ogranicza to możliwość efektywnego zastosowania układów absorpcyjnych i adsorpcyjnych do produkcji chłodu. Ponadto systemy te cechują się na ogół bardzo wysokimi kosztami inwestycyjno-eksploatacyjnymi oraz ograniczonymi możliwościami regulacyjnymi, co znacząco wpływa na ekonomiczne zbilansowanie całości systemu pracującego w kogeneracji. Strumienicowe układy chłodnicze, ze względu na możliwość napędu ciepłem niskotemperaturowym, prostotę budowy, niskie koszty inwestycyjno-eksploatacyjne oraz stosunkowo małe gabaryty i prostą regulację, mogą być z powodzeniem zastosowane do produkcji chłodu, wykorzystując efektywnie ciepło niskotemperaturowe. Jako napęd może być także wykorzystana energia promieniowania słonecznego. Takie źródło napędu znacząco rozszerza zakres możliwego zastosowania dla tychże konstrukcji. Co więcej, układy te mogą pracować z czynnikami roboczymi przyjaznymi środowisku: płynami naturalnymi (przede wszystkim węglowodorami) lub syntetycznymi (czynnikami nowej generacji o bardzo niskim wskaźniku tworzenia efektu cieplarnianego).

Materiał przedstawiony w niniejszej monografii stanowi podsumowanie wybranych prac badawczych autora realizowanych na przestrzeni ostatnich lat i wpisujących się w ogólną kategorię związaną z modelowaniem i badaniami eksperymentalnymi strumienic gazowych i strumienicowych układów chłodniczych. Należy wskazać również inne prace autora [1÷7], które także wpisują się w zakres działań związanych z tematyką prezentowaną w dalszej części monografii. Część spośród tych prac stanowi syntetyczne podsumowanie [3÷5], część rozszerzenie [6], a część zawiera treści, które nie są w tym miejscu szczegółowo dyskutowane [1,2,7].

Wyniki przedstawione w niniejszej monografii oraz w pracach [1÷6] odnoszą się do prac badawczych realizowanych przez autora, w których jego udział był kluczowy lub dominujący. Uwzględniają one prace analityczne, numeryczne, eksperymentalne i projektowe, dotyczące modelowania i weryfikacyjnych badań eksperymentalnych strumienicowych układów chłodniczych zasilanych ciepłem niskotemperaturowym – ze szczególnym uwzględnieniem modelowania głównego elementu tych układów, czyli strumienic. Jest to zagadnienie kluczowe i stanowi podstawę przy projektowaniu tego typu układów. Przedstawiono zatem zagadnienia związane z wykorzystaniem modelu 0D, jak i modelowania CFD dla predykcji geometrii strumienicy, modelowania jej charakterystyk pracy, optymalizacji i wpływu geometrii strumienicy na jej pracę.

Należy wskazać, że część prezentowanych wyników uzyskano w ramach realizacji projektów badawczych i rozwojowych, w tym projektu NN 512 458936 „Modelowanie i badania eksperymentalne strumienic jednofazowych i dwufazowych w zastosowaniu do solarnych układów lewobieżnych”, którego autor był kierow-

nikiem, oraz projektu finansowanego przez partnera przemysłowego EDF Polska S.A., Umowa nr C3Z1400127/2014 – „Opracowanie innowacyjnego rozwiązania układu do produkcji chłodu (wody lodowej) z zastosowaniem strumienicowego urządzenia chłodniczego”, w którym autor był głównym wykonawcą.

Syntetyczne przeglądowe podsumowanie stanu wiedzy odnośnie do modelowania obiegów chłodniczych strumienicowych zaprezentowano **w rozdziale pierwszym**. Na bazie analizy literaturowej przedstawiono w nim podejścia do formułowania tychże modeli, co jest niezbędne do przeprowadzenia analiz pracy układów chłodniczych strumienicowych oraz określenia wymaganych parametrów pracy strumienic, a w efekcie poprawnego doboru ich geometrii. W ogólny sposób na wybranych przykładach opisano również wpływ parametrów czynnika roboczego na funkcjonowanie strumienicowych układów chłodniczych. Autor przeanalizował zastosowanie metody charakterystyk dla wybranego perspektywicznego czynnika roboczego.

W rozdziale drugim w szerszym zakresie przeprowadzona została wielowariantowa autorska analiza zagadnień dotyczących możliwości wykorzystania bezpiecznych dla środowiska i perspektywicznych czynników roboczych. Wybór optymalnego czynnika roboczego powinien uwzględniać zarówno aspekt ekologiczny, jak i sprawnościowy. Zagadnienie wykorzystania ekologicznych czynników powróciło w związku z pojawieniem się najnowszych europejskich regulacji prawnych, które wymuszają ograniczenie, a nawet powolne wycofywanie czynników roboczych charakteryzujących się współczynnikiem GWP > 150. W ciągu ostatniej dekady opublikowano wiele wyników badań eksperymentalnych oraz teoretycznych układów strumienicowych pracujących z czynnikami halogenowanymi, w tym z czynnikami HCFC oraz HFC o niskich ciśnieniach nasycenia. Jednakże w zakresie badań eksperymentalnych – obejmujących zastosowanie czynników naturalnych, takich jak pary węglowodorów lub alkoholi, CO₂, a także nowych czynników z grupy HFO o niskim wskaźniku GWP – należy zaznaczyć, iż można odnotować bardzo małą dostępność lub wręcz brak publikacji w zakresie tej tematyki. O ile dostępne są publikacje (choć bardzo nieliczne) traktujące o zagadnieniu doboru odpowiedniego czynnika do urządzeń strumienicowych, to jednak zastosowanie w tych układach czynników naturalnych lub czynników z grupy HFO jest zagadnieniem nowym. Na podstawie przedstawionych modeli autor przeanalizował efektywność energetyczną układów chłodniczych strumienicowych dla szeregu różnych, w tym perspektywicznych, nowych na rynku, czynników roboczych. Wyniki tej analizy, przedstawione w rozdziale trzecim, mogą stanowić przesłankę dla doboru perspektywicznego i proekologicznego czynnika roboczego do strumienicowych układów chłodniczych.

Zagadnienia projektowania geometrii strumienicy gazowej z wykorzystaniem modelu o parametrach skupionych zostały przedstawione **w rozdziale trzecim**. Dotychczas w modelowaniu strumienic największym powodzeniem cieszy się

model zaproponowany przez Huanga (1999). Model ten zbudowany został na bazie równań bilansowych oraz funkcji gazodynamicznych, jakie obowiązują dla gazów doskonałych. Przewiduje on średnicę komory mieszania dającą największy możliwy współczynnik zasysania dla zadanych parametrów roboczych. Jest jednocześnie modelem, który słuszny jest jedynie dla obszaru projektowego (*on-design*), a konkretnie dla pojedynczego punktu pracy strumienicy. Model ten został rozszerzony o obszar pracy pozaprojektowej (*off-design*) przez Chena i in. (2013). Jednak również tutaj zastosowano równania gazu doskonałego. Autor niniejszej monografii zaproponował uogólniony model, uwzględniający podejście zaproponowane przez Chena i in. (2013) oraz Kumara i in. (2014). Zaprezentowany przez autora monografii model łączy w sobie najważniejsze cechy dostępnych modeli bilansowych. Uwzględnia on zasadniczy aspekt procesu, z punktu widzenia zjawisk fizycznych zachodzących w strumienicy, a mianowicie powstającą w urządzeniu falę uderzeniową, dzięki której uzyskuje się znaczącą część wzrostu ciśnienia. Wzrost ciśnienia modelowany jest przez rozwiązanie równań Rayleigha i Fanno, które to uwzględniają siły tarciove. Dodatkowo prezentowany model uwzględnia procesy nieizentropowe. Dotychczas formułowane modele nie wykorzystywały takiego podejścia. Warto także dodać, że w obecnie stosowanych modelach strumienicy gazowej bardzo często wykorzystuje się stałą wartość wykładnika adiabaty, a własności czynników termodynamicznych modelowane są jako gaz doskonały. W opracowanym modelu proponuje się podejście podobne, jednak z zastosowaniem właściwości gazów rzeczywistych oraz rozdzieleniem wykładnika adiabaty osobno na dyszę i pozostałą część strumienicy. Wynika to z faktu, że w zależności od zastosowanego czynnika i ciśnień, jakie panują w układzie, wykładnik ten może przyjmować różne wartości dla dyszy i dla pozostałej części strumienicy. Stosując tylko jedną wartość, można popełnić błędy przy wyliczaniu parametrów krytycznych, co będzie mieć bezpośrednie przełożenie na geometrię strumienicy oraz pozostałe parametry wyznaczane podczas modelowania. W drugiej części rozdziału czwartego zaproponowano procedurę modelowania charakterystyki pracy strumienicy na bazie sformułowanego modelu o parametrach skupionych, opracowanego w poprzedniej części rozdziału. Cechą charakterystyczną modelu jest to, że może on być wykorzystany zarówno do wyznaczania parametrów geometrycznych strumienicy dla zadanych warunków roboczych, jak również do wyznaczania charakterystyki pracy dla zadanej geometrii. W końcowej części rozdziału czwartego autor niniejszej pracy pokusił się o walidację dostępnych modeli za pomocą autorskich wyników prac eksperymentalnych strumienicy pracującej z czynnikiem o niskim GWP. Jak dotąd do walidacji prezentowanych modeli strumienicy gazowej najczęściej wykorzystywane były wyniki eksperymentalne zaprezentowane przez Huanga i in. (1999). Wyniki te dotyczą pracy strumienicy z czynnikiem R142b. Nie są znane prace, w których modele walidowane są wynikami badań eksperymentalnych uzyskanych dla in-

nych czynników roboczych. W niniejszej monografii do walidacji modelu Huang i in. (1999) oraz własnego modelu autor wykorzystał wyniki własnych badań eksperymentalnych strumienicy pracującej z R600a oraz R1234zeE. W myśl przepisów EU, dotyczących stosowania F-gazów, wspomniane czynniki należą do płynów perspektywicznych. Warto również podkreślić, że z uwagi na odmienne własności termodynamiczne poszczególnych czynników oraz fakt, że modele dostępne w literaturze bazują na własnościach gazu doskonałego, taka walidacja wydaje się niezbędna. Z inżynierskiego punktu widzenia jest to informacja o kluczowym znaczeniu, gdyż określa ona własności utylitarne tych modeli.

Wpływ geometrii strumienicy na jej pracę i osiągane parametry jest zagadnieniem podejmowanym przez badaczy tych aparatów przepływowych, przy czym największą uwagę przykładą się do poprawy współczynnika zasysania. Jednak należy zaznaczyć, iż prezentowane w literaturze wyniki dotyczą głównie czynników roboczych uznanych obecnie za nieekologiczne i nieperspektywiczne, jak np. R245fa lub R141. Każdy z czynników roboczych cechuje się odmiennymi własnościami termodynamicznymi i termokinetycznymi, zatem parametry geometryczne poszczególnych strumienic mogą się zdecydowanie różnić pomiędzy sobą. W związku z powyższym nie można bezpośrednio odnosić wyników badań do innych czynników niż te, które były przedmiotem tych badań. Również uwzględnianie samego położenia dyszy i posługiwanie się bezwzględną wielkością NXP , bez odniesienia się do innych parametrów geometrycznych strumienicy, może okazać się mylące.

Uwzględniając powyższe, w **rozdziale czwartym** zaprezentowano wyniki przeprowadzonej przez autora analizy numerycznej wpływu zmian dwóch głównych parametrów geometrycznych na pracę strumienicy, czyli wpływu położenia dyszy napędowej względem komory mieszania oraz wpływu długości komory mieszania na pracę strumienicy. Wpływ położenia dyszy napędowej względem komory mieszania przeprowadzono, analizując zmianę parametru NXP odniesionego do średnicy komory mieszania. Analizę przeprowadzono w zakresie $0,33 < NXP/d_m < 1,50$. Na tej podstawie sformułowano wnioski odnośnie do możliwości poprawy efektywności strumienicy poprzez modyfikację geometrii.

Obliczenia strumienic wykonano, wykorzystując jako czynnik roboczy ekologiczny i akceptowalny z punktu widzenia parametrów termodynamicznych i termokinetycznych – izobutan (R600a). Warunki brzegowe do obliczeń po stronie ssawnej i tłocznej strumienicy zostały ustalone na poziomie takim, aby mogły być uznane za odpowiednie dla klimatyzacji solarnej lub do napędu ciepłem niskotemperaturowym. W rozdziale tym podjęto także zagadnienie oceny modeli turbulencji w modelowaniu numerycznym strumienic gazowych, zaproponowanym po raz pierwszy przez autora niniejszej monografii. Bazuje ono na analizie kształtu naddźwiękowej części przepływu w zakresie pracy zaprojektowej. Jak się okazuje – kształt ten jest niezwykle czuły na stosowane

modele turbulencji, Zastosowanie takiego podejścia otwiera drogę do bardziej racjonalnej analizy w zakresie doboru modeli turbulencji.

Rozdział piąty zawiera głównie wyniki autorskich badań eksperymentalnych dotyczących strumienic wykonanych z wykorzystaniem izobutanu jako płynu ekologicznego i korzystnego z punktu widzenia parametrów termodynamicznych i termokinetycznych. Większość badań wykonano w ramach realizacji projektu badawczego finansowanego przez Narodowe Centrum Nauki NN 512 458936. Autor niniejszej monografii był kierownikiem tego projektu. Parametry badań strumienicy zostały ustalone na poziomie takim, aby mogły być uznane za odpowiednie do uzyskania napędu z klimatyzacji solarnej lub odpadowego ciepła niskotemperaturowego. Badania prowadzone były na stanowisku o mocy napędowej 20 kW. Dotyczyły zagadnień wpływu geometrii strumienicy na jej pracę. Długość komory mieszania ustalono na poziomie odpowiadającym najdłuższej wersji komory przyjętej do badań numerycznych. Takie podejście zapewniło uwzględnienie obecności fali uderzeniowej w obrębie komory mieszania, umożliwiając jednocześnie jej przesuwanie się wewnątrz komory mieszania przy występowaniu niewielkich zmian parametrów roboczych. Ponadto, korzystając z pomiaru temperatury i ciśnienia czynnika wewnątrz komory, możliwa była precyzyjna lokalizacja fali uderzeniowej. Badania eksperymentalne obejmowały zatem jedynie zmianę położenia dyszy napędowej względem komory mieszania. W badaniach eksperymentalnych wartość NXP wynosiła odpowiednio: $NXP = 3$ mm, $NXP = 5$ mm i $NXP = 7$ mm. Wyniki badań eksperymentalnych wykorzystano również do walidacji obliczeń numerycznych strumienicy pracującej z izobutanem. W symulacjach jako warunki brzegowe zastosowano parametry uzyskane eksperymentalnie. Warto dodać, że jak dotąd modelowanie numeryczne z zastosowaniem CFD walidowane było eksperymentalnie jedynie za pomocą pary wodnej i powietrza. Przeprowadzona walidacja modelowania z zastosowaniem izobutanu ma zatem kluczowe znaczenie. Parametry uzyskane z eksperymentu to ciśnienia statyczne oraz temperatury mierzone na ścianie strumienicy i strumienie mas przepływające przez strumienicę. Symulacje numeryczne pracy strumienicy wykonano z wykorzystaniem modelu geometrycznego strumienicy dyskretyzowanego w przestrzeni płaskiej (2D), zakładając osiowość przepływu, oraz w przestrzeni trójwymiarowej (3D). W procesie tworzenia właściwej siatki obliczeniowej wykorzystano wyniki wcześniejszych symulacji, uzyskane na przestrzeni wieloletniego doświadczenia autora w zakresie symulacji pracy strumienicy. Na podstawie analizy wrażliwości siatki i wpływu jej gęstości na wyniki obliczeń oszacowano minimalne zadowalające parametry siatki obliczeniowej niezbędne do uzyskania ogólnych informacji o przepływie i strumieniach masy, jak również przy budowaniu ogólnej charakterystyki wydajnościowej – z zadowalającą dokładnością i przy rozsądnym czasie obliczeń.

W rozdziale szóstym monografii zaprezentowano wyniki modelowania i badań eksperymentalnych strumienicy pracującej w układzie chłodniczym zasilanym ciepłem niskotemperaturowym o wydajnościach, które można uznać za parametry charakteryzujące układy pracujące w skali technicznej. Zaprezentowane wyniki prac zarówno od strony koncepcyjnej i projektowej w odniesieniu do stanowiska badawczego, jak i w odniesieniu do prac analityczno-badawczych stanowią materiał poznawczy, w którego realizacji udział autora był kluczowy. Celem podejmowanych prac, których wyniki przedstawia rozdział siódmy, było opracowanie w pełni funkcjonalnego strumienicowego układu chłodniczego zasilanego ciepłem niskotemperaturowym, ale przede wszystkim rozpoznanie zjawisk fizycznych i ich wpływu na efektywność pracy urządzenia. Zrealizowana została wielowariantowa analiza numeryczna, która pozwoliła na zbudowanie narzędzia opartego na modelu CFD, służącego do wspomagania projektowania podobnych systemów. Wyniki uzyskane z modelowania numerycznego zwalidowano w szerokim zakresie wynikami badań doświadczalnych, dotyczącymi zarówno zjawisk zachodzących w układzie chłodniczym, jak również w samej strumienicy.

Pierwsza część rozdziału zawiera wielowariantowe obliczenia podstawowych wymiarów geometrycznych i parametrów cieplno-przepływowych strumienicy przewidzianej do pracy z czynnikiem R600a i R 1234ze(E), które wykonane zostały na bazie zaprezentowanego w poprzednich rozdziałach modelu o parametrach skupionych. W dalszej części rozdziału przedstawiono wyniki symulacji numerycznych. Duży nacisk położono na przygotowanie siatek do analiz numerycznych. Jakość siatki ma oczywiście znaczący wpływ na jakość uzyskiwanych wyników. Uwzględniając powyższe, w szerokim zakresie przeprowadzono analizę dotyczącą właściwej gęstości i jakości siatki obliczeniowej. Przygotowano do analizy trzy siatki osiowosymetryczne i jedną siatkę 3D. Wykonano obliczenia testowe, których celem było wykazanie niezależności wyników od liczby komórek obliczeniowych. Oceny tej dokonano na podstawie porównania strumieni mas oraz rozkładu ciśnienia w osi i na ścianie strumienicy. Dodatkowo skupiono się na zachowaniu odpowiedniej wartości parametru y^+ , pozwalającego na prawidłowe modelowanie warstwy przyściennej. Symulacje testowe wykonano niezależnie dla modelu z zastosowaniem równania stanu gazu doskonałego oraz z zastosowaniem równania stanu gazu rzeczywistego. Wyniki uzyskane z symulacji dla modelu 2D porównano z wynikami obliczeń modelu 3D. Wykazano bardzo dobrą zgodność pomiędzy wynikami obu modeli – stało się to uzasadnioną przesłanką do wykonywania obliczeń właściwych w przestrzeni 2D, co zdecydowanie wpłynęło na skrócenie czasu obliczeń. Przeprowadzono modyfikację wybranej siatki obliczeniowej, zagęszczając liczbę komórek w newralgicznych miejscach modelu strumienicy. W dalszym etapie prac wyznaczono numerycznie charakterystyki pracy strumienicy. Celem było rozpo-

znanie możliwości pracy strumienicy w warunkach różnego przeciwcisnienia dla zadanych warunków roboczych na napędzie i ssaniu strumienicy. Głównym zamierzeniem było wyznaczenie punktu krytycznego, przy którym strumienica przechodzi z zakresu pracy projektowej do obszaru pracy pozaprojektowej, oraz przeprowadzenie analizy wpływu poszczególnych parametrów geometrycznych na uzyskiwane charakterystyki pracy strumienicy. Bazując na wynikach modelowania z wykorzystaniem modelu o parametrach skupionych, jak również modelowania numerycznego z uwzględnieniem zagadnień związanych z modyfikacją geometrii dla poprawy efektywności, zaprojektowano i wykonano strumienicę gazową dostosowaną do parametrów pracy umożliwiających wykorzystanie do napędu ciepła niskotemperaturowego. Następnie, uwzględniając wymagania cieplno-przepływowe zaprojektowanej strumienicy gazowej, zaprojektowano i wykonano stanowisko do badań strumienicowych układów chłodniczych wraz z niezbędnym wyposażeniem kontrolno-pomiarowym.

W dalszej części rozdziału zaprezentowane zostały wyniki badań eksperymentalnych układu strumienicowego, które przeprowadzono z wykorzystaniem czynnika roboczego R1234ze(E). W początkowym etapie przeprowadzono badania rozruchowe, których głównym celem była jakościowa oraz ilościowa próba ogólnej oceny pracy układu chłodniczego. W skład stanowiska badawczego wchodzi: strumienicowy układ chłodniczy oraz trzy obiegi współpracujące z czynnikiem pośredniczącym w układzie źródła i odbiorników ciepła. Wyniki takich pomiarów pozwoliły na ocenę możliwych do uzyskania parametrów roboczych, korekcję procedur pomiarowych i procedur sterowania.

W kolejnym etapie przeprowadzono badania charakterystyk pracy układu strumienicowego dla parametrów odbiegających od projektowych. Wyniki tych badań potwierdzają możliwość pracy strumienicy w warunkach odbiegających od tych, na które została zaprojektowana. To potwierdza, że strumienica może pracować ze zmiennymi parametrami skraplania i parowania. Następnie zaprezentowane zostały wyniki badań eksperymentalnych pracy strumienicy w warunkach, dla których była projektowana jej geometria. W ramach badań zrealizowano szereg serii pomiarowych dla parametrów możliwie zbliżonych do projektowych. Istotą pomiarów była ocena pracy strumienicy w warunkach projektowych dla różnych temperatur skraplania. Pomiary przeprowadzone zostały w warunkach stabilnej pracy instalacji. Dodatkowo przeprowadzono też badania dla sytuacji, kiedy nie zostają zachowane wymagane parametry źródła napędu cieplnego. Eksperymenty wykonano dla trzech różnych stanów pracy strumienicowego układu chłodniczego. We wszystkich przypadkach parametrem zmiennym była temperatura skraplania. Pozostałe parametry ustalono jako stałe w danej serii pomiarowej. Wyniki potwierdzają możliwość pracy układu z temperaturą źródła nawet na poziomie 48 °C, co należy uznać za wynik niespotykany w układach chłodniczych zasilanych ciepłem. Nie odnotowano

jak dotąd żadnych doniesień w profesjonalnej literaturze tematu przypadków zasilania strumienicy parą o tak niskiej temperaturze.

W ostatniej części rozdziału zaprezentowano wyniki analizy porównawczej danych uzyskanych z modelowania numerycznego w odniesieniu do wyników pomiarów. Szczególny nacisk położono na parametry uzyskiwane wewnątrz strumienicy. W związku z tym, że punkty pomiaru parametrów pracy układu są w dużej mierze podyktowane warunkami techniczno-konstrukcyjnymi, co zwykle nie pokrywa się z punktami, w których zadawane są warunki brzegowe w symulacjach numerycznych, wykonano pełny model geometryczny strumienicy wraz z przyłączami i odcinkami rur o długościach pozwalających na właściwe zadanie warunków brzegowych. Model ten dokładnie odwzorowywał położenie punktów pomiarowych w kluczowych miejscach stanowiska, jak również samej strumienicy. Wykorzystując opracowany model geometryczny, rozbudowano model numeryczny strumienicy tak, aby uwzględniał on wszystkie szczegóły w odniesieniu do warunków brzegowych ustalanych przy modelowaniu. Takie podejście umożliwiło przeprowadzenie precyzyjnej analizy porównawczej wyników modelowania numerycznego i wyników badań eksperymentalnych strumienicy gazowej.

W monografii zaprezentowano w sposób kompleksowy szereg kluczowych zagadnień w zakresie modelowania oraz badań eksperymentalnych strumienicowych urządzeń chłodniczych, w których stosowane są naddźwiękowe strumienice gazowe. Uzyskany został istotny postęp wiedzy w zakresie rozpoznania zjawisk cieplno-przepływowych w tych układach, który ostatecznie doprowadził do opracowania w pełni funkcjonalnego prototypowego układu chłodniczego zasilanego ciepłem niskotemperaturowym. Aktualnie rozwijane są przez autora monografii kolejne generacje układów chłodniczych strumienicowych przeznaczonych dla różnych zastosowań przemysłowych.

Literatura

1. Gagan J., Śmierciew K., Butrymowicz D., Karwacki J. (2014), Comparative study of turbulence models in application to gas ejectors, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 78, pp. 9-15.
2. Śmierciew K., Gagan J., Butrymowicz D., Karwacki J. (2014), Experimental investigations of solar driven ejector air-conditioning system, *Energy and Buildings*, Vol. 80, pp. 260-267.
3. Butrymowicz D., Śmierciew K., Karwacki J., Gagan J. (2014), Experimental investigations of low-temperature driven ejection refrigeration cycle operating with isobutane, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 39, pp. 196-209.
4. Śmierciew K., Gagan J., Butrymowicz D., Łukaszuk M., Kubiczek H. (2017), Experimental investigation of the first prototype ejector refrigeration system with HFO-1234ze(E), *Applied Thermal Engineering*, Vol. 110, pp. 115-125.

5. Gagan J., Śmierciew K., Łukaszuk M., Butrymowicz D., (2018), Investigations of thermal performance of ejection refrigeration system driven by low grade heat, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 130, pp. 1121-1138.
6. Gagan J., Śmierciew K., Butrymowicz D., (2018), Performance of ejection refrigeration system operating with R1234ze(E) driven by ultra-low grade heat source, *International Journal Of Refrigeration*, Vol. 88, pp. 458-471.
7. Butrymowicz D., Śmierciew K., Gagan J., Karwacki J., (2015), Ejection refrigeration cycles, rozdział 5 w: Gaspar, P. D., & Dinho da Silva, P. (2015). *Handbook of Research on Advances and Applications in Refrigeration Systems and Technologies* (2 Volumes), pp. 155-206. Hershey, PA: IGI Global. doi:10.4018, ISBN: 978-1-4666-8398-3.

Rozdział 1

Strumienicowe obiegi chłodnicze

1.1. Klasyfikacja strumienic gazowych

Strumienice parowe (gazowe), jako elementy wchodzące w skład systemów chłodniczych, znane są od wielu lat, jednakże w ostatnim czasie – wraz z pojawianiem się nowych czynników chłodniczych oraz wzrostem zainteresowania dotyczącym wykorzystania odnawialnych źródeł energii i ciepła odpadowego – znacząco wzrasta zainteresowanie w zakresie możliwości ich zastosowania w systemach chłodniczych zasilanych ciepłem niskotemperaturowym. Generalnie strumienice są urządzeniami służącymi do transportu i sprężania gazów, cieczy, mieszanin i zawieszin. Ogólnie w zastosowaniach technicznych mogą być wykorzystywane dwa typy strumienic: strumienice parowe (gazowe) jednofazowe i strumienice dwufazowe, w których czynnik w fazie ciekłej jest czynnikiem napędowym, zaś czynnik w fazie parowej (gazowej) jest czynnikiem zasysanym. Należy podkreślić, że w niniejszej monografii pojęcia „gaz” i „para” są stosowane zamiennie, co wynika z utrwalonej tradycji w piśmiennictwie, a także z faktu, że podejście do modelowania w obydwu przypadkach płynów jest zasadniczo jednakowe.

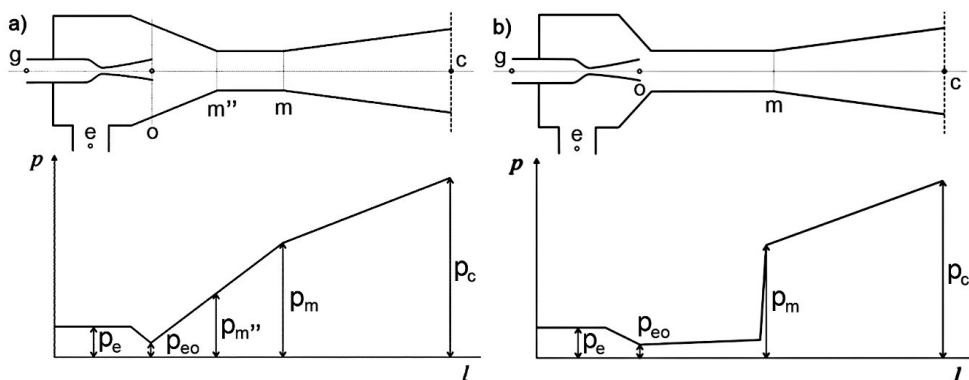
W odniesieniu do strumienicowych układów chłodniczych rozważa się możliwość zastosowania głównie strumienic jednofazowych. Klasyfikacja takich urządzeń została zaproponowana po raz pierwszy przez Sokolova i Zingera [19], tabela 1.1. W większości przypadków w strumienicowych układach chłodniczych stosuje się strumienice charakteryzujące się stopniem sprężania $\pi_c > 2,5$.

Tab. 1.1. Ogólna klasyfikacja strumienic

Typ	Stopień sprężania $\pi_c = p_c/p_e$
inżektory	$< 1,2$
sprężarki strumienicowe	$1,2 \div 2,5$
strumienice właściwe	$> 2,5$

Na rysunku 1.1 schematycznie przedstawiono geometrię i rozkłady ciśnień statycznych w charakterystycznych punktach strumienic: ze stożkowo-cylindryczną komorą mieszania oraz z cylindryczną komorą mieszania. Są to geo-

metrie strumienic gazowych najczęściej spotykane w zastosowaniach technicznych. Jak widać, rozkłady ciśnień statycznych wewnątrz strumienicy są różne. Urządzenia ze stożkowo-cylindryczną komorą mieszania mogą znaleźć zastosowanie głównie jako strumienice pracujące z parą wodną, na przykład w układach do chłodzenia wody lub jako pompy próżniowe – w zastosowaniu do usuwania niepożądanych gazów inertnych w skraplaczach parowych.

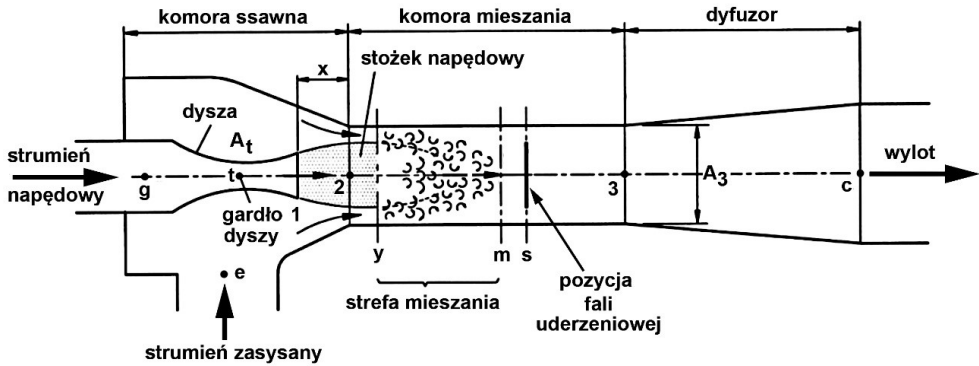


Rys. 1.1. Typy strumienic z rozkładem ciśnienia:
a) ze stożkowo-cylindryczną komorą mieszania, b) z cylindryczną komorą mieszania

W zastosowaniach, o których mowa powyżej, osiągany stopień sprężania zawiera się w zakresie $\pi_c = 4 \div 7$. Charakterystyczną cechą tego typu strumienic jest ich bardzo wysoki stopień ekspansji płynu napędowego, który może osiągać wartość nawet $\pi_e = p_g/p_e \approx 500$.

W zastosowaniach dotyczących strumienicowych układów chłodniczych w większości wykorzystywane są strumienice z cylindryczną komorą mieszania. Przykładowo w strumienicowym układzie chłodniczym przeznaczonym do systemów klimatyzacyjnych współczynnik ekspansji strumienia napędowego wynosi około $\pi_e \approx 5$, przy czym stopień sprężania wynosi $\pi_c = 4 \div 7$.

Fizyczne podstawy działania strumienicy gazowej bazują na zjawisku wymiany pędu między strumieniem napędowym a strumieniem zasysanym. W większości zastosowań wykorzystywane są strumienice naddźwiękowe, gdzie strumień napędowy na wylocie z dyszy osiąga parametry nadkrytyczne. Dlatego w takich strumienicach stosowane są dysze de Laval, które umożliwiają osiąganie wymaganych parametrów. Dla pary napędowej na wlocie do dyszy przyjmuje się parametry stagnacji, z uwagi na to, że prędkość pary na wlocie do dyszy można uznać za pomijalnie małą.



Rys. 1.2. Strumienica gazowa z cylindryczną komorą mieszania, wg [11]

W trakcie ekspansji czynnika na wylocie z dyszy napędowej osiągnęte jest niskie ciśnienie i znaczna prędkość pary napędowej odpowiadająca parametrom nadkrytycznym w_o . Ciśnienie statyczne p_o na wylocie z dyszy napędowej zależy w głównej mierze od geometrii rozbieżnej części dyszy, a przede wszystkim od pola powierzchni przekroju poprzecznego wylotu w dyszy. Ciśnienie statyczne płynu zasysanego zmniejsza się, zgodnie z równaniem Bernoulliego, na skutek zwiększenia prędkości płynu. Dla ustalonej geometrii dyszy napędowej występuje tylko jedna wartość ciśnienia $p_e = p_o$, dla którego wypływ pary z dyszy następuje bez fal uderzeniowych zlokalizowanych wewnątrz lub na zewnątrz dyszy. Jednak w większości przypadków parametry operacyjne nie mogą być precyzyjnie ustalone na wymaganym poziomie, więc w wyniku ekspansji generowane są skupione fale ukośne uderzeniowe zgęszczeniowo-rozrzedzeniowe, które swoim kształtem mogą przypominać strukturę diamentową. Jako rezultat intensywnie zachodzących procesów wymiany pędu, powodowanych ogromną różnicą prędkości między strumieniem napędowym i zasysanym, następuje znaczący wzrost prędkości strumienia płynu zasysanego wraz ze spadkiem ciśnienia statycznego. Jednocześnie występuje spadek prędkości strumienia płynu napędowego oraz w efekcie spadek prędkości całej mieszaniny i przejście z przepływu nadkrytycznego do podkrytycznego. Przejście z przepływu nadkrytycznego do przepływu podkrytycznego może nastąpić jedynie poprzez falę uderzeniową, za którą następuje wzrost ciśnienia statycznego i spadek prędkości mieszaniny. Sprężanie pary w fali uderzeniowej jest głównym mechanizmem podniesienia ciśnienia występującym w strumienicy. Dalsze sprężanie pary i spadek jej prędkości występują w dyfuzorze wskutek zwiększania się przekroju poprzecznego dyfuzora. Zjawisko to posiada znacznie mniejsze znaczenie praktyczne w pracy strumienicy z uwagi na stosunkowo niewielki osiągalny dodatkowy wzrost ciśnienia.

Analizując efektywność strumienicy przy założonych parametrach napędowych, należy uwzględnić dwa główne parametry określające jej pracę. Pierwszy z nich to zdolność do sprężania strumienia zasysanego określany mianem sprężu. Drugi to zdolność strumienicy do zasysania, której miarą jest współczynnik zasysania. W rezultacie działanie strumienicy jest analizowane jako związek między współczynnikiem zasysania i sprężem.

1.2. Charakterystyka pracy strumienicy gazowej

Współczynnik zasysania U definiowany jest jako stosunek strumienia masy pary zasysanej do strumienia masy pary napędowej. Jak już wspomniano, parametrem, który oprócz współczynnika zasysania jest kluczowy w analizie pracy układów strumienicowych, jest spręż Π . Definiuje się go jako stosunek przyrostu ciśnienia w strumienicy do różnicy ciśnień dyspozycyjnych. Spręż opisany jest równaniem:

$$\Pi = \frac{p_c - p_e}{p_g - p_e}, \quad (1.1)$$

gdzie:

p_c – ciśnienie wylotowe,

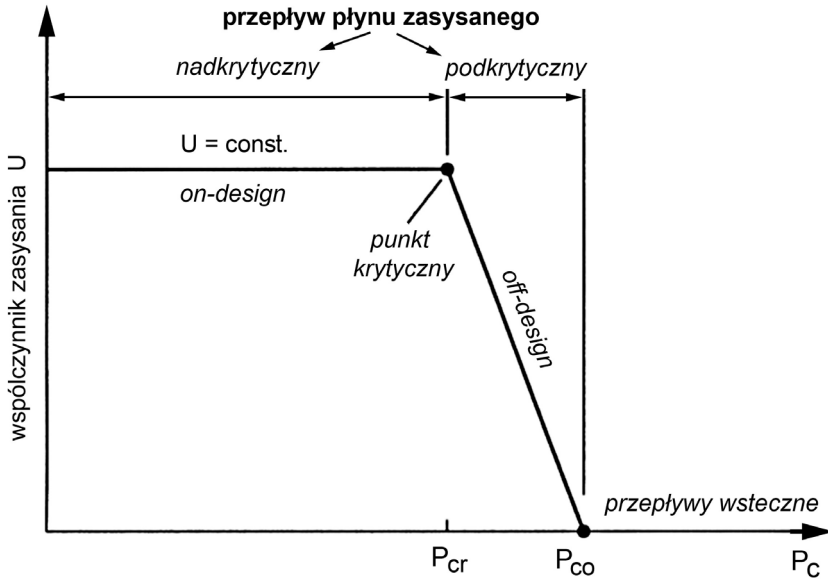
p_e – ciśnienie zasysania,

p_g – ciśnienie pary napędowej.

Charakterystyka pracy strumienicy przedstawia relację uzyskiwanego współczynnika zasysania U w zależności od ciśnienia na wylocie z dyfuzora, które w układach chłodniczych bezpośrednio zależy od ciśnienia skraplania. Przebieg tej charakterystyki uzależniony jest od parametrów pracy strumienicy: ciśnienia napędowego, ciśnienia tłoczenia, ciśnienia zasysania, temperatur czynników napędowego i zasysanego, stanu termodynamicznego czynnika, stopnia suchości w przypadku pary mokrej oraz od geometrii strumienicy.

Dla określonego ciśnienia napędowego p_g i ciśnienia zasysania p_e , w odniesieniu do pewnego zakresu ciśnień po stronie wylotowej p_c , współczynnik zasysania U ma stałą wartość. Oznacza to, że w strumienicy oba strumienie, napędowy oraz zasysany, są przepływami krytycznymi. Z racji występowania różnicy ciśnień po stronie ssawnej i tłocznej strumienicy w jej wnętrzu pojawia się fala uderzeniowa. Może być ona umiejscowiona w komorze mieszania lub w dyfuzorze. Wzrost ciśnienia za dyfuzorem p_c skutkuje przemieszczaniem się fali uderzeniowej w kierunku przeciwnym do ruchu płynu. Dopóki ciśnienie za strumienicą ma mniejszą wartość od ciśnienia krytycznego $p_c \leq p_{cr}$, dopóty przemieszczanie się fali na skutek zmian ciśnienia wylotowego nie powoduje zmiany wartości stosunku zasysania U . Taki charakter pracy strumienicy nazywany jest pracą w warunkach *on-design* (projektowych, obliczeniowych). W tych warunkach strumienica pracuje stabilnie, a wszelkie wahania ciśnienia po stronie tłocznej

przenoszą się jedynie na położenie fali uderzeniowej w komorze mieszania lub dyfuzorze i nie mają wpływu na wydajność strumienicy. Zakres pracy *on-design* reprezentuje pozioma część charakterystyki przedstawionej na rysunku 1.3.



Rys. 1.3. Charakterystyka pracy strumienicy gazowej

W przypadku gdy na wylocie z dyfuzora ciśnienie przekroczy wartość ciśnienia krytycznego $p_c > p_{cr}$, strumień zasysany przechodzi do przepływu podkrytycznego, a w konsekwencji maleje również wartość współczynnika zasysania U . Dalszy wzrost ciśnienia po stronie tłocznej, na wylocie z dyfuzora, powoduje osłabienie fali uderzeniowej i dalszy spadek współczynnika zasysania. W sytuacji gdy wartość ciśnienia na wylocie z dyfuzora osiągnie wartości ciśnienia granicznego p_{co} , strumienica przestaje zasysać. Znika fala uderzeniowa odpowiadająca za pracę strumienicy, współczynnik zasysania spada do zera i we wnętrzu strumienicy pojawiają się przepływy wsteczne. Zakres pracy strumienicy od ciśnienia krytycznego p_{cr} do ciśnienia p_{co} jest określany w literaturze jako pozaprojektowy (*off-design*). Różnica ciśnień $p_{co} - p_{cr}$ zależy od geometrii strumienicy, jak również od własności termodynamicznych czynnika roboczego. Reasumując, w zależności od wartości ciśnienia p_c na wylocie ze strumienicy można w pracy strumienicy wyróżnić: zakres pracy nadkrytycznej (nadkrytyczny przepływ strumienia napędowego i krytyczny przepływ czynnika zasysanego *on-design*), zakres pracy podkrytycznej (nadkrytyczny przepływ strumienia napędowego, przy podkrytycznym przepływie czynnika zasysanego (*off-design*), zakres przepływów wstecznych – strumienica wówczas nie pracuje.

1.3. Zagadnienia modelowania strumienic gazowych

Zasadniczym celem niniejszego rozdziału jest prezentacja ogólnego stanu wiedzy odnośnie do modelowania obiegów chłodniczych strumienicowych. Sformułowanie tych modeli jest niezbędne do przeprowadzenia analiz pracy układów chłodniczych strumienicowych oraz określenia wymaganych parametrów pracy strumienic, a w efekcie poprawnego doboru ich geometrii.

Metodykę obliczania strumienic gazowych można obecnie podzielić na dwie wzajemnie uzupełniające się metody, mianowicie: bilansowe i empiryczne modele zero- lub jednowymiarowe oraz metody CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Modele zero-wymiarowe oraz jednowymiarowe opierają się na bilansowaniu masy, pędu i energii pomiędzy trzema granicami bilansowania: wlotem pary napędowej, wlotem zasysanej pary i wylotem dyfuzora. Z racji swojej prostoty oraz szybkości obliczeń modele te wciąż cieszą się powodzeniem wśród badaczy. Charakterystyczną cechą tych modeli jest zależność od bazy danych eksperymentalnych, które umożliwiają wprowadzenie szeregu istotnych i czasami niezbędnych korelacji. Oczywiście przepływ w strumienicy polega w głównej mierze na procesach mieszania się strumieni napędowego i zasysanego, dlatego też zwyczajowo przyjęty jest podział metod jednowymiarowych na dwie grupy określające podejście do modelowania procesów mieszania: są to modele mieszania przy stałym ciśnieniu i modele mieszania przy założeniu przemiany adiabatycznej.

W zakresie modelowania strumienic parowych dla czynników chłodniczych należy jednak odnotować znaczący postęp, bowiem oprócz modeli zerowymiarowych oraz jednowymiarowych pojawiły się w literaturze prace dotyczące modelowania numerycznego w dwóch wymiarach (zagadnienie osiowosymetryczne) z wykorzystaniem komercyjnego oprogramowania CFD, np. [1,17]. Istotą tych metod jest dyskretyzacja modelowanego obszaru na elementy siatki obliczeniowej i rozwiązywanie równań zachowania w tych obszarach za pomocą różnych metod numerycznych, z uwzględnieniem równań konstytutywnych opisujących właściwości czynnika. Obliczenia numeryczne pozwalają na racjonalne dobranie cech geometrycznych dyszy napędowej, dyszy ssawnej, komory mieszania oraz dyfuzora. Pozwalają one również na ocenę pracy strumienicy o zadanej geometrii w zmiennych warunkach ruchu. Należy jednak podkreślić, że poza nielicznymi wyjątkami – wykorzystanie metod CFD do modelowania strumienic ograniczono dotychczas do przypadków powietrza oraz pary wodnej jako płynu roboczego. Odczuwa się zatem brak danych odnośnie do strumienic parowych dla czynników naturalnych (wyłączając oczywiście parę wodną).

W publikacjach [6,8,9] modelowano strumienicę, wykorzystując dwuwymiarowy osiowosymetryczny model przepływu płynu nieściśliwego, za pomocą którego obliczono profile prędkości i temperatur, i otrzymując dość dobrą

zgodność jakościową z pomiarami. Podobny model, w którym uwzględniono zmienną gęstość płynu, został zaproponowany przez Hilla [10]. Dość zadowalające wyniki pomiarów z obliczeniami uzyskali autorzy pracy [7], gdzie obliczano osiowosymetrycznie strumienicę z powietrzem jako czynnikiem roboczym. W pracy Rebaina [14] znajdują się już dwuwymiarowe obliczenia przepływów naddźwiękowych i poddźwiękowych w strumienicy z uwzględnieniem różnych modeli turbulencji. Zmienne zachowawcze wybrano w sformułowaniu entalpowym, w którym obok ciśnienia i składowych prędkości do wektora zachowawczego wchodzi entalpia. Wybrano w tym przypadku ciekawą metodę całkowania, a mianowicie jedną z modyfikacji metody SUPG (*Streamline Upwind Petrov-Galerkin*) uzupełnioną o narzędzie wychwytyjące nieciągłości. W obliczeniach turbulencję modelowano dwoma modelami: algebraicznym Baldwin-Lomax i jednorównaniowym Spalart-Allamaras. W pracy Reisingera [15] zastosowano obliczenia strumienicy dla pary wodnej za pomocą równań Eulera uzupełnionych o lepką warstwę przyścienną. Parę wodną modelowano jako gaz idealny. Jedną z pierwszych prac, w której zastosowano pełny układ równań RANS z najpopularniejszym dwurównaniowym modelem turbulencji ($k-\varepsilon$) i porównano z sukcesem wyniki z własnymi pomiarami, jest praca Desevaux i in. [5]. Autorzy ci porównali rozkład ciśnienia w osi strumienicy i topologię przepływu.

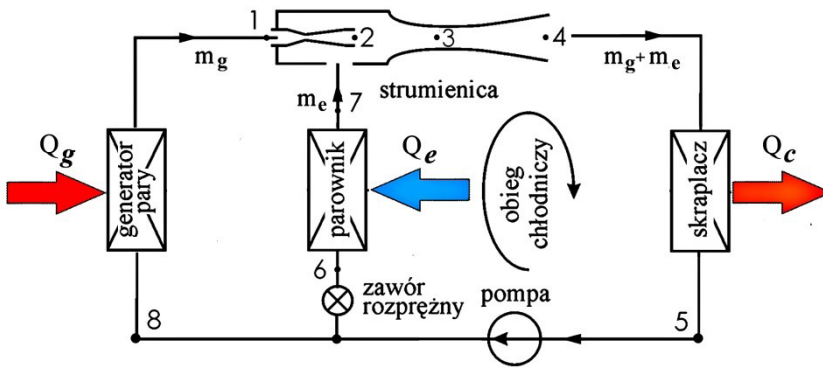
W tym miejscu należy zasygnalizować istotny problem występujący przy porównywaniu wyników pomiaru z wynikami otrzymanymi z modelowania CFD. W przypadku pomiarów ciśnienia w komorze mieszania strumienicy naddźwiękowej odbiory ciśnienia znajdują się najczęściej na jej ścianie. W takim przypadku nawet niewielkie nierówności przy wlocie do kanału pomiarowego mogą w sposób znaczący wpłynąć na mierzone wartości ciśnienia. Poza tym, w celu porównania wyników modelowania CFD z pomiarem, wskazane byłoby porównywanie wartości ciśnienia w osi strumienicy. W niektórych pracach [2,5] stosuje się sondę do pomiaru ciśnienia wprowadzaną osiowo od wylotu strumienicy w kierunku wlotu do komory mieszania. Jednakże w takim przypadku wpływ elementu pomiarowego powinien być uwzględniony w modelowaniu CFD strumienicy parowej. Ponadto – nawet przy tych samych parametrach wlotowych i wylotowych – w pracach [2,5] uzyskiwano różne pola prędkości i ciśnień dla różnych modeli turbulencji. Stąd też szczególnego znaczenia nabierają metody weryfikacji obliczeń CFD oparte na braku zakłóceń przepływu. Wobec tego konieczne stało się wykonanie badań eksperymentalnych samej strumienicy także poprzez wizualizację przepływu.

Modelowanie CFD wydaje się nieodzowną częścią etapu projektowego strumienicy. Należy jednak wskazać, że umiejętne posługiwanie się kodami obliczeniowymi CFD w zakresie zastosowania do układów strumienicowych nie jest zagadnieniem prostym z uwagi na czasochłonne zabiegi związane z etapem preprocessingu oraz kosztowne numerycznie obliczenia. Dlatego w pro-

cesie projektowania strumienic w pierwszej kolejności zaleca się posługiwanie prostszymi modelami do obliczeń zgrubnych, których efektem jest podstawowa geometria strumienicy obliczona na punkt pracy, pozostawiając techniki CFD do obliczeń związanych z optymalizacją geometrii bądź rozszerzeniem zakresu pracy poza warunki obliczeniowe.

1.4. Zagadnienia modelowania obiegów strumienicowych

W obiegu strumienicowym można wyróżnić obieg chłodniczy i obieg napędowy, co zostało przedstawione na rysunku 1.4. W przypadku przemiany termodynamicznej odwracalnej para napędowa o stanie 1 rozpręża się izentropowo w dyszy napędowej do stanu 2. Podczas rozprężania na skutek spadku ciśnienia wzrasta prędkość czynnika. Para o niskim ciśnieniu i dużej prędkości (stan 2) zasysa parę o stanie 7. Na pewnym odcinku długości strumienicy następuje mieszanie się pary zasysanej i napędowej. Mieszanie jest wynikiem wymiany pędu pomiędzy strumieniem pary napędowej i zasysanej. Efektem tego procesu jest utrata prędkości pary napędowej oraz wzrost prędkości pary zasysanej. Spadek prędkości powoduje jednoczesny wzrost ciśnienia. Pomimo spadku prędkości można założyć, że po całkowitym wymieszaniu (stan 3) prędkość mieszaniny jest nadkrytyczna. W pewnym przekroju strumienicy następuje zmiana przepływu z nadkrytycznego w podkrytyczny. Powoduje to powstanie fali uderzeniowej i gwałtowny wzrost ciśnienia. W zależności od konstrukcji i warunków pracy strumienicy fala uderzeniowa może powstać w komorze mieszania lub przy zmianie parametrów pracy – w dyfuzorze. Dalszy wzrost ciśnienia następuje w dyfuzorze. Mieszanina parowa opuszczająca strumienicę (stan 4) posiada ciśnienie równe ciśnieniu panującemu w skraplaczu. Czynnik po skropleniu, osiągając stan 5, dopływa do pompy, gdzie jego ciśnienie zostaje podniesione od wartości p_c (stan 5) do wartości p_g (stan 8). Następnie czynnik zostaje rozdzielony. Część ciekłego czynnika ulega zdławieniu w elemencie dławiącym do ciśnienia p_e , a następnie odparowuje w parowniku. Czynnik osiąga stan 7 i ponownie ulega zassaniu w strumienicy. Część czynnika, która po rozdzieleniu dopływa do części napędowej obiegu, zostaje odparowana w generatorze pary i doprowadzona do dyszy napędowej strumienicy. Czynnik, odparowując w generatorze pary, zmienia parametry od stanu 8 do stanu 1.



Rys. 1.4. Schemat chłodniczego obiegu strumieniowego

Jednym z najtrudniejszych zagadnień dotyczących modelowania obiegu jest określenie współczynnika zasysania U , będącego stosunkiem masowych natężeń przepływu strumieni – napędowego i zasysanego [20,21,22].

Opracowanie modelu opisującego pracę obiegu wymaga określenia takich parametrów, jak:

- ciśnienie: skraplania p_c , parowania p_e , napędowe p_g ;
- temperatura T_g pary napędowej;
- przegrzanie pary zasysanej (na wylocie z parownika);
- dochłodzenie cieczy na wylocie ze skraplacza;
- przyjęcie założenia o uwzględnianiu (bądź nieuwzględnianiu) strat oraz oporów przepływu.

Na podstawie powyższych założeń zasadnicze parametry stanu czynnika w obiegu można jednoznacznie określić z zależności, zakładając brak oporów przepływu w układzie [20]:

$$\text{punkt 1: } T_1 = T_g, \quad p_1 = p_g, \quad h_1 = f(T_1, p_1), \quad s_1 = f(T_1, p_1);$$

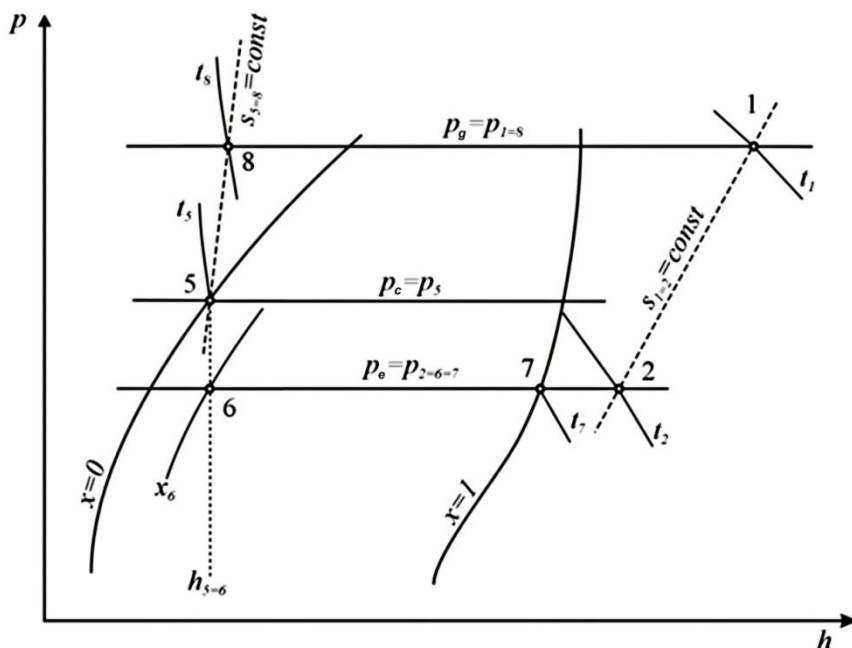
$$\text{punkt 2: } s_1 = s_2, \quad p_2 = p_e, \quad T_2 = f(s_2, p_2), \quad h_2 = f(s_2, p_2);$$

$$\text{punkt 5: } p_5 = p_c, \quad T_5 = f(p_5, x=0), \quad h_5 = f(T_5, p_5), \quad s_5 = f(T_5, p_5);$$

$$\text{punkt 6: } h_6 = h_5, \quad p_6 = p_e, \quad x_6 = f(h_6, p_e), \quad s_6 = f(x_6, p_6);$$

$$\text{punkt 7: } p_7 = p_e, \quad T_7 = f(p_e, x=1), \quad h_7 = f(T_7, p_7), \quad s_7 = f(T_7, p_7);$$

$$\text{punkt 8: } s_8 = s_5, \quad p_8 = p_1, \quad T_8 = f(s_8, p_8), \quad h_8 = f(s_8, p_8).$$



Rys. 1.5. Wyznaczenie zasadniczych charakterystycznych punktów chłodniczego obiegu strumienicowego

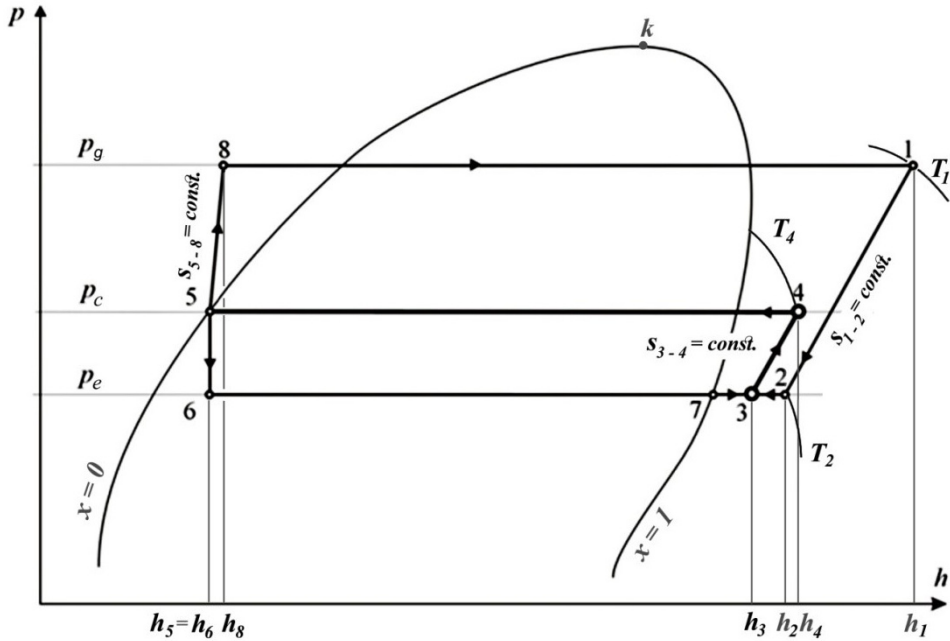
Najbardziej skomplikowanym problemem jest określenie parametrów czynnika wewnątrz strumienicy, to znaczy w komorze mieszania i dyfuzorze. Spowodowane jest to procesem jednoczesnego mieszania oraz sprężania strumieni czynników napędowego i zasysanego. W dostępnej literaturze przedstawione są metody obliczeń obiegu urządzenia wykorzystujące równania zachowania masy, pędu i energii [4,11,12,13,16,18,23]. W celu określenia parametrów czynnika wewnątrz strumienicy należy jednak przyjąć określony model mieszania. Obieg strumienicowy będzie wówczas adekwatny do przyjętego arbitralnie modelu mieszania.

Przy modelowaniu obiegów strumienicowych bardzo często przyjmuje się założenie, że proces mieszania i sprężania strumieni, a więc przejście od stanu 2 do stanu 4, który określa parametry czynnika na wyjściu ze strumienicy, odbywa się niezależnie. Podstawowe założenia przy budowaniu tego typu modelu to:

- przepływ wewnątrz strumienicy jest ustalony;
- prędkość wlotowa do dyszy pary napędowej i zasysanej oraz prędkość wylotowa ze strumienicy są pomijalne;
- proces sprężania i rozprężania jest izentropowy lub straty wywołane tarciem w strumienicy lub pompie zdefiniowane są sprawnością;
- mieszanie par czynnika odbywa się przy stałym ciśnieniu;
- strumienica jest adiabatyczna;

- fala uderzeniowa powstaje w komorze mieszania.

Na rysunku 1.6 przedstawiono procesy zachodzące w obiegu o izobarycznym mieszanii, stosowanym najczęściej w uproszczonych obliczeniach praktycznych.



Rys. 1.6. Obieg strumieniowy o izobarycznym mieszanii

Para napędowa o stanie 2, opuszczając dyszę napędową, zasysa czynnik o stanie 7, następnie w komorze mieszania dokonuje się izobaryczne mieszanie (stan 3), a w dalszej kolejności następuje sprężanie do wartości ciśnienia skraplania p_c (stan 4). Zgodnie z zasadą zachowania energii dla idealnej dyszy napędowej można zapisać:

$$h_1 + \frac{1}{2} w_1^2 = h_{2s} + \frac{1}{2} w_{2s}^2, \quad (1.2)$$

gdzie:

h_1 – entalpia czynnika na wlocie do dyszy;

h_{2s} – entalpia czynnika na wylocie z dyszy;

w_1 – prędkość czynnika na wlocie do dyszy;

w_{2s} – prędkość czynnika na wylocie z dyszy.

Wprowadzając parametr U jako stosunek zasysania $U = \dot{m}_e / \dot{m}_g$, z równania zachowania pędu można zapisać zależność na prędkość mieszaniny:

$$w_3 = \frac{w_2 + Uw_7}{1 + U}. \quad (1.3)$$

Przyjmując dopuszczalne uproszczenie, że prędkość wlotowa zasysanego czynnika w_7 jest pomijalnie mała względem prędkości pary napędowej opuszczającej dyszę w_2 , wzór na prędkość mieszaniny w_3 przyjmuje postać:

$$w_3 = \frac{w_2}{1 + U}. \quad (1.4)$$

Wprowadzając współczynnik zmieszania η_m , można określić przebieg procesu mieszania, tzn. uzyskać informację o rozkładzie prędkości, gęstości, temperatury i ciśnienia w dowolnym przekroju mieszaniny. Współczynnik zmieszania η_m można wyrazić jako [20]:

$$\eta_m = \bar{w}_3^2 / w_3^2, \quad (1.5)$$

gdzie $\bar{w}_3^2$ jest prędkością średnią mieszaniny w komorze mieszania.

Model zerowymiarowy z natury rzeczy operuje wielkościami średnimi, toteż wartość sprawności mieszania musi być ustalona na podstawie badań eksperymentalnych. Współczynnik zmieszania może przyjmować wartości $\eta_m = 0.85 \div 0.95$, wg prac [13,24,25].

Zasada zachowania energii dla komory mieszania opisana jest równaniem [26]:

$$\dot{m}_g \left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) + \dot{m}_e \left(h_7 + \frac{w_7^2}{2} \right) = (\dot{m}_g + \dot{m}_e) \left(h_3 + \frac{w_3^2}{2} \right). \quad (1.6)$$

Entalpię mieszaniny możemy wyznaczyć, wykorzystując powyższe równanie z zależności:

$$h_3 = \frac{h_2 + w_2^2 + Uh_7}{1 + U} - \frac{w_3^2}{2}. \quad (1.7)$$

Wówczas: $T_3 = f(h_3, p_3)$, $p_3 = p_e$, $s_3 = f(T_3, p_3)$. Zakładając izentropowe sprężanie w dyfuzorze, entalpię punktu 4 łatwo wyznaczyć jako funkcję $h_{4s} = f(s_4 = s_3, p_c)$. Stąd sprawność dyfuzora opisana jest zależnością:

$$\eta_d = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}, \quad (1.8)$$

która zgodnie z literaturą najczęściej nie przekracza $\eta_d = 0.75$ [13], chociaż można spotkać nawet wartości $\eta_d = 0.85$, wg prac [24,25]. Z kolei entalpię punktu 4 można wyznaczyć z bilansu energetycznego całej strumienicy:

$$\dot{m}_g h_1 + \dot{m}_e h_7 = (\dot{m}_g + \dot{m}_e) h_4. \quad (1.9)$$

Współczynnik zasysania strumienicy wyznaczony z zasady zachowania pędu [26]:

$$U = \sqrt{\eta_n \eta_m \eta_d \frac{h_1 - h_{2s}}{h_{4s} - h_3}} - 1. \quad (1.10)$$

Wydajność poszczególnych urządzeń obiegu strumienicowego można wyznaczyć z następujących zależności,

- dla parownika:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e (h_7 - h_6), \quad (1.11)$$

- dla generatora pary:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g (h_1 - h_8), \quad (1.12)$$

- dla skraplacza:

$$\dot{Q}_c = (\dot{m}_g + \dot{m}_e) (h_4 - h_5), \quad (1.13)$$

- dla pompy:

$$\dot{P}_p = \frac{\dot{m}_g + \dot{m}_e}{\rho'} \frac{p_g - p_c}{\eta_p}, \quad (1.14)$$

gdzie:

ρ' jest średnią gęstością cieczy czynnika płynącego przez pompę, zaś η_p sprawnością pompy.

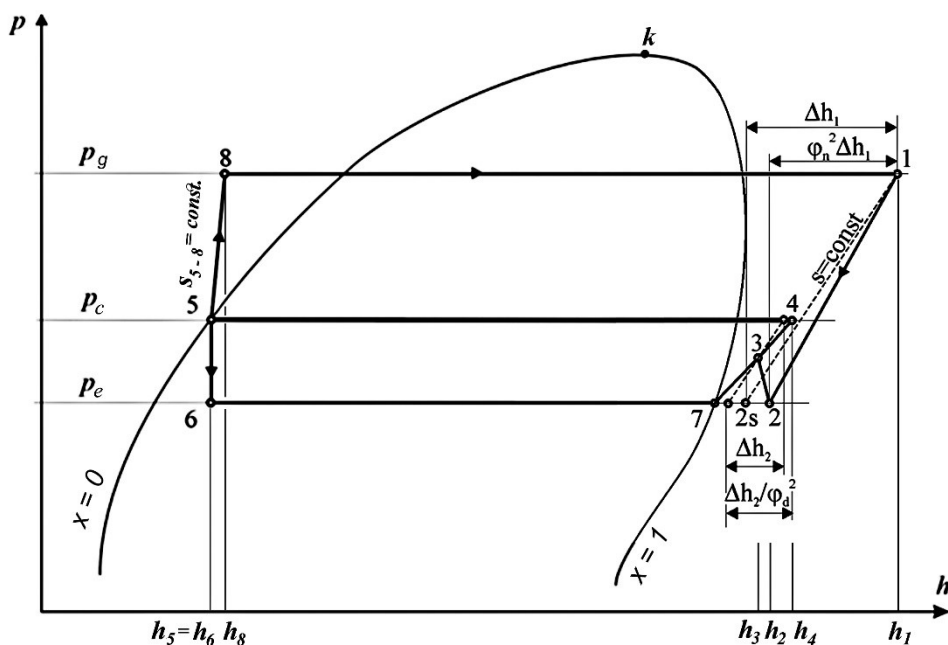
Efektywność energetyczną obiegu charakteryzuje współczynnik wydajności chłodniczej zdefiniowany jako stosunek wydajności chłodniczej do dostarczonej energii będącej sumą wydajności cieplnej generatora pary i mocy napędowej pompy:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{P}_p}. \quad (1.15)$$

Ze względu na małe wymiary strumienic oraz szybki przebieg procesów zachodzących wewnątrz strumienicy można traktować te procesy jako adiabatyczne. Upoważnia to do zastosowania odmiennego podejścia do modelowania

obiegu chłodniczego strumieniowego. Na rysunku 1.7 przedstawiono procesy zachodzące w strumienicy adiabatycznej idealnej oraz rzeczywistej [21,26].

W strumienicy idealnej rozprężanie pary napędowej w dyszy odbywa się wzdłuż linii 1-2s, a jej spadek entalpii równy jest Δh_1 . W procesie rzeczywistym występuje przyrost entropii spowodowany stratami. Wówczas proces rozprężania przebiega wzdłuż politropy 1-2, a odpowiadający takiemu przebiegowi spadek entalpii równy jest $\varphi_n^2 \Delta h_1$, gdzie φ_n oznacza stosunek prędkości rzeczywistej do prędkości teoretycznej strumienia o stanie 1 (napędowego). Rozprężona do stanu 2 para napędowa zasysa strumień o parametrach 7, po czym następuje mieszanie i sprężanie do stanu 3, a następnie sprężanie do stanu 4.



Rys. 1.7. Interpretacja procesów izentropowych i rzeczywistych w strumienicy o adiabatycznym mieszanii na wykresie p-h, wg [21]

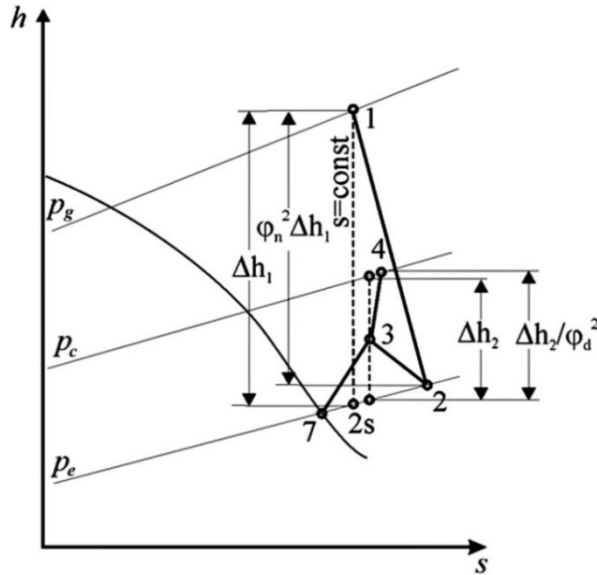
Procesowi sprężania od ciśnienia p_e do p_c odpowiada izentropowy przyrost entalpii Δh_2 . Z uwagi na to, że izobary na wykresie h-s i izentropy na wykresie p-h są niemal równoległe w przedziale ciśnień $p_e \div p_c$, założenie, że izentropowy przyrost entalpii jest jednakowy, gdy izentropa $s = const$ przechodzi przez punkt 2s, 2, 3 lub 7, jest dopuszczalne, jak to przedstawiono na rysunku 1.8. Zatem rze-

czywisty proces zachodzi wzdłuż linii 2-3-4 oraz 7-3-4. Rzeczywisty przyrost entalpii równy jest równy [21, 26]:

$$\Delta h_{2r} = \frac{1}{\phi_d^2} \Delta h_2, \quad (1.16)$$

gdzie:

ϕ_d – stosunek prędkości rzeczywistej do prędkości teoretycznej strumienia o stanie 4.



Rys. 1.8. Interpretacja procesów izentropowych i rzeczywistych w strumieniu o adiabatycznym mieszaniu na wykresie h-s, wg [21]

W modelu zaproponowanym przez Paliwodę [13] definiuje się hipotetyczną strumienicę idealną, w której w trakcie procesu mieszania nie występują żadne straty energii. Zakłada się także, że zmiany entalpii właściwej w trakcie procesu mieszania czynnika zasysanego i napędowego nie występują. Wobec tego dla procesu mieszania stosuje się bilans jedynie energii kinetycznej:

$$\dot{m}_g \frac{w_2^2}{2} + \dot{m}_e \frac{w_7^2}{2} = (\dot{m}_g + \dot{m}_e) \frac{w_3^2}{2}. \quad (1.17)$$

Z kolei równanie zachowania pędu dla komory mieszania ma postać:

$$\dot{m}_g w_2 + \dot{m}_e w_7 = (\dot{m}_g + \dot{m}_e) w_3, \quad (1.18)$$

stąd:

$$U = \frac{w_1}{w_4} - 1 = \sqrt{\frac{\Delta h_1}{\Delta h_2}} - 1 = \sqrt{\chi} - 1. \quad (1.19)$$

W warunkach rzeczywistych dokładniejszy rezultat uzyska się [21,26], wprowadzając współczynnik uwzględniający straty w przepływie, zdefiniowany jako iloczyn stosunków prędkości w poszczególnych częściach strumienicy:

$$K = \varphi_n \varphi_m \varphi_d, \quad (1.20)$$

gdzie:

φ_n – stosunek prędkości w dyszy,

φ_m – stosunek prędkości w komorze mieszania,

φ_d – stosunek prędkości w dyfuzorze.

Wówczas:

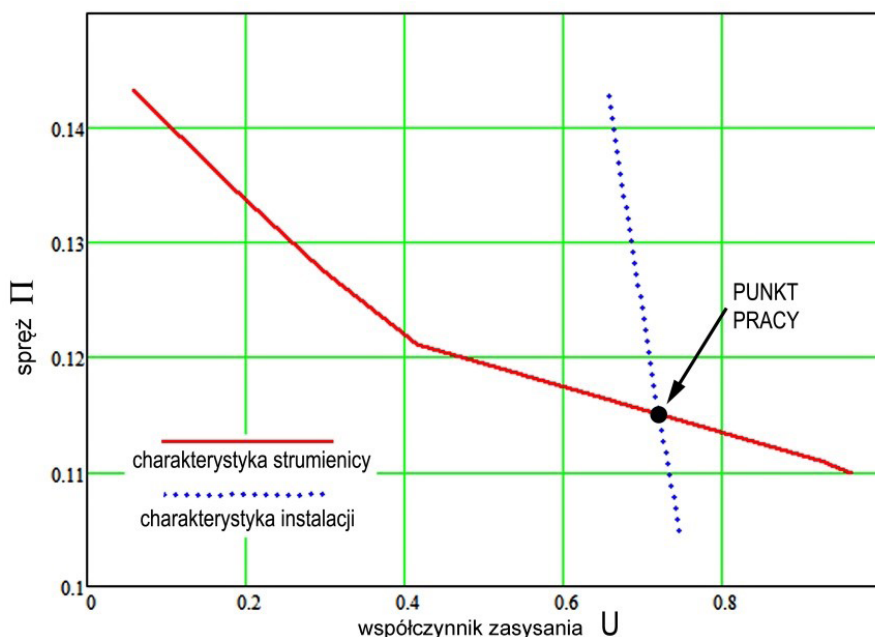
$$U = K \sqrt{\chi} - 1. \quad (1.21)$$

Jak wspomniano powyżej, linie stałego ciśnienia $p = const$ na wykresie h - s w zakresie ciśnień $p_e \div p_c$ są prawie równoległe, co dało sposobność do propozycji efektywnego obliczania współczynnika zasysania z zastosowaniem wzoru [21,26]:

$$U = K \sqrt{\frac{\Delta h_1}{C \Delta h_2}} - 1. \quad (1.22)$$

W literaturze są dostępne zależności korelacyjne opisujące współczynnik C dla wybranych płynów roboczych [21,26].

Nowe, oryginalne podejście do analizy i modelowania obiegów strumieniowych zaproponowano w pracy [22]. Podstawowym założeniem tej metody jest rozdzielenie układu chłodniczego i strumienicy, a co za tym idzie, odseparowanie zależności czysto termodynamicznych od parametrów charakteryzujących pracę strumienicy, co schematycznie przedstawiono na rysunku 1.9 przez wydzielenie strumienicy w postaci elementu, w którym nie rozpatrujemy zjawisk zachodzących wewnątrz. Takie podejście umożliwia oddzielne rozpatrywanie bardzo skomplikowanych zjawisk cieplno-przepływowych zachodzących w strumienicy i stosunkowo prostych zależności opisujących pracę instalacji uzyskanych na podstawie relacji o czysto termodynamicznym charakterze.



Rys. 1.10. Punkt pracy układu strumienicowego uzyskany z wykorzystaniem metody charakterystyk dla układu pracującego z czynnikiem R1234zeE

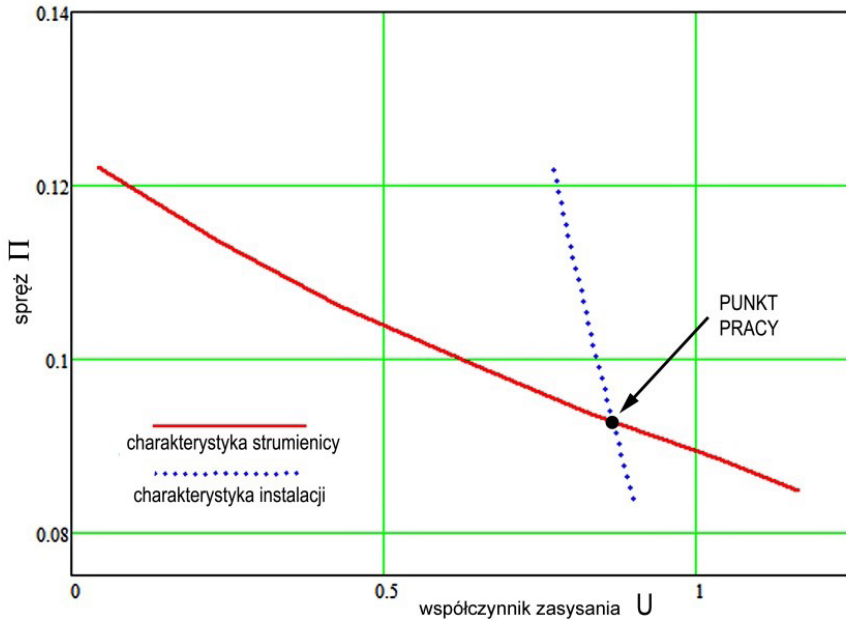
Na rysunku 1.10 przedstawiono charakterystyki i punkt pracy uzyskane dla następujących parametrów pracy układu strumienicowego:

- czynnik roboczy – R1234zeE;
- parametry geometryczne strumienicy: średnica gardła dyszy napędowej $d_n = 9$ mm, średnica komory mieszania (stały przekrój) $d_m = 24$ mm, średnica wylotowa dyfuzora $d_d = 50$ mm;
- parametry napędowe: ciśnienie w generatorze $p_g = 1900 \div 2500$ kPa;
- przegrzanie pary czynnika na wyjściu z generatora $\Delta T_g = 4$ K;
- ciśnienie parowania $p_e = 260$ kPa, przegrzanie pary czynnika na wyjściu z parownika $\Delta T_e = 5$ K;
- ciśnienie skraplania $p_c = 495$ kPa;
- współczynnik $\kappa = 1,15$.

Charakterystyki i punkt pracy uzyskane dla układu pracującego z naturalnym czynnikiem R600a przy następujących parametrach pracy układu strumienicowego przedstawiono na rysunku 1.11:

- czynnik roboczy – R600a;
- parametry geometryczne strumienicy: średnica gardła dyszy napędowej $d_n = 8$ mm, średnica komory mieszania (stały przekrój) $d_m = 24$ mm, średnica wylotowa dyfuzora $d_d = 50$ mm;

- parametry napędowe: ciśnienie w generatorze $p_g = 1500 \div 2100$ kPa;
- przegrzanie pary czynnika na wyjściu z generatora $\Delta T_g = 4$ K;
- ciśnienie parowania $p_e = 190$ kPa, przegrzanie pary czynnika na wyjściu z parownika $\Delta T_e = 5$ K;
- ciśnienie skraplania $p_c = 350$ kPa;
- współczynnik $\kappa = 1,15$.



Rys. 1.11. Punkt pracy układu strumieniowego uzyskany z wykorzystaniem metody charakterystyk dla układu pracującego z czynnikiem R600a

Za pomocą modelowania numerycznego i badań eksperymentalnych strumienic gazowych możliwe jest wykorzystanie powyższego podejścia w analizie dostępnych parametrów pracy obiegów strumieniowych. Możliwe jest także zastosowanie omawianego podejścia w przypadku substytucji czynnika roboczego z wycofywanych płynów syntetycznych na nowe płyny, traktowane jako proekologiczne.

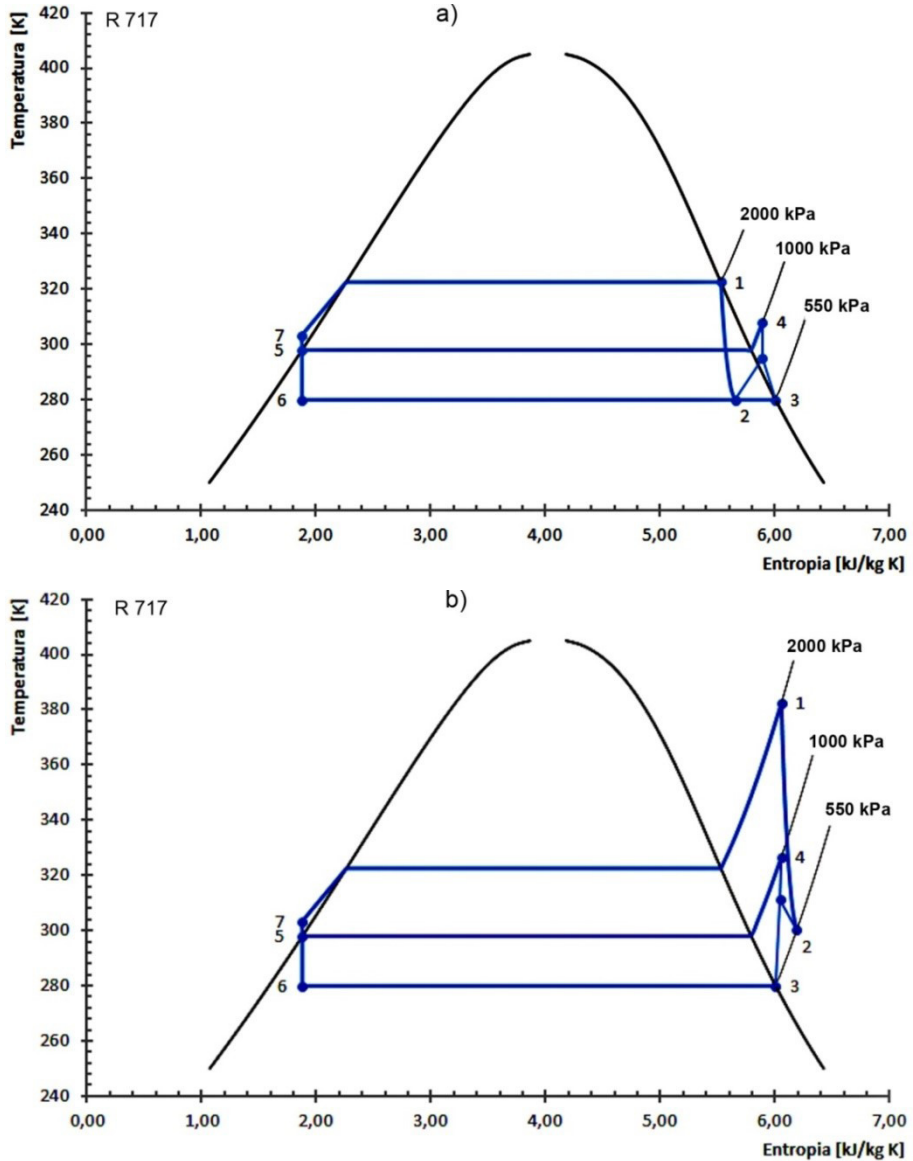
1.5. Wpływ własności czynnika roboczego na pracę obiegu strumienicowego

Dobór odpowiedniego czynnika roboczego ma zasadniczy wpływ na wydajność strumienicowego układu chłodniczego i z tej racji ma bardzo istotne znaczenie.

Kluczowym kryterium doboru czynnika roboczego do strumienicowego układu chłodniczego jest możliwość realizacji obiegu w zależności od przebiegu krzywych nasycenia czynnika oraz poziomu ciśnień nasycenia. Większość niskowrzących czynników roboczych ma „dzwonowy” kształt linii nasycenia w układzie współrzędnych T - s , przy czym krzywe nasycenia dla czynników o dużych wartościach entalpii parowania (dla przykładu R718 – woda, R717 – amoniak) mają niemal symetryczny przebieg krzywych nasycenia dla cieczy i dla pary. Istnieje jednak wiele płynów niskowrzących, w tym czynniki chłodnicze syntetyczne, dla których przebieg krzywej nasycenia dla pary jest niesymetryczny względem przebiegu krzywej nasycenia dla cieczy. Przebieg prawej krzywej granicznej nasycenia pozwala sklasyfikować czynniki robocze w trzech podstawowych grupach [26]:

- czynniki mokre, które charakteryzują się ujemnym nachyleniem parowej linii nasycenia na wykresach T - s , np.: R717, R718, R22, R142;
- czynniki izentropowe, w których krzywa graniczna pary nasyconej jest w przybliżeniu pionowa na wykresach T - s , np. R114;
- czynniki suche, charakteryzujące się dodatnim nachyleniem linii nasycenia pary na wykresach T - s , np.: R123, R600a.

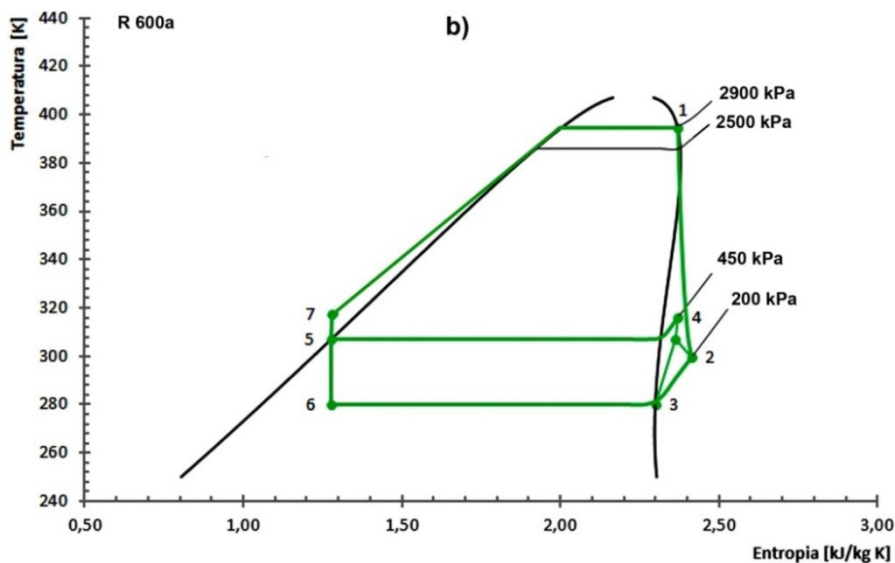
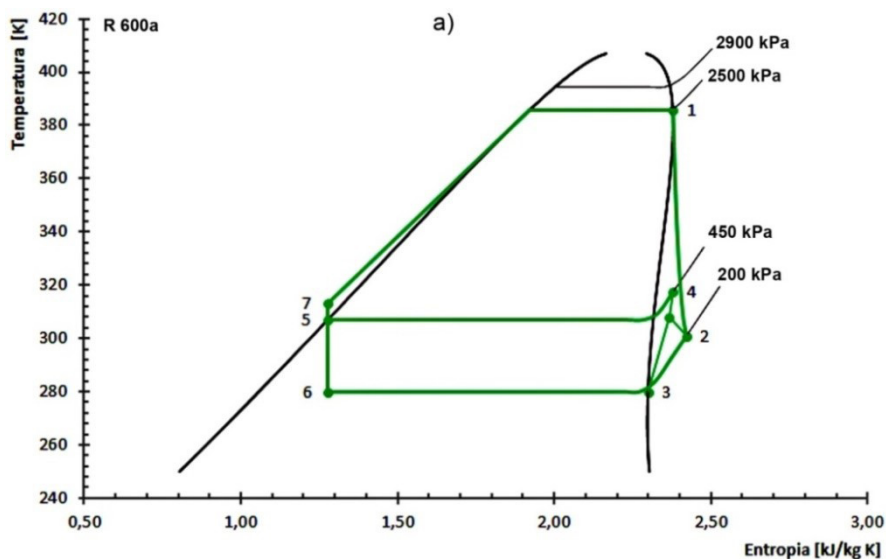
Wykresy w układzie współrzędnych T - s reprezentatywnych czynników (mokry – R717 amoniak, suchy – R600a izobutan) wraz z naniesionymi liniami przedstawiającymi możliwe do realizacji obiegi strumienicowe przedstawione są na rysunkach 1.12 i 1.13. Widać na nich, że możliwy jest szereg wariantów realizacji strumienicowego obiegu chłodniczego. Analizując obiegi, w których zastosowany jest czynnik mokry, na przykład R717, można rozpatrzeć przypadek, kiedy para napędowa na wyjściu z dyszy jest w stanie nasycenia (punkt 1), a wówczas podczas rozprężania w dyszy napędowej uzyskuje się parę mokrą (punkt 2) – rysunek 1.12a. Kolejny przypadek realizacji obiegu strumienicowego (rysunek 1.12b) przedstawia wariant, kiedy proces ekspansji zakończy się w obszarze pary przegrzanej. Taki przypadek należy oczywiście uznać za korzystny. Na rysunku 1.12b przedstawiono obieg z mokrym czynnikiem roboczym, w którym strumienica pracuje na sucho. Uzyskanie takich parametrów na wyjściu z dyszy napędowej, w przypadku zastosowania czynnika mokrego, wymaga znaczącego przegrzania pary napędowej.

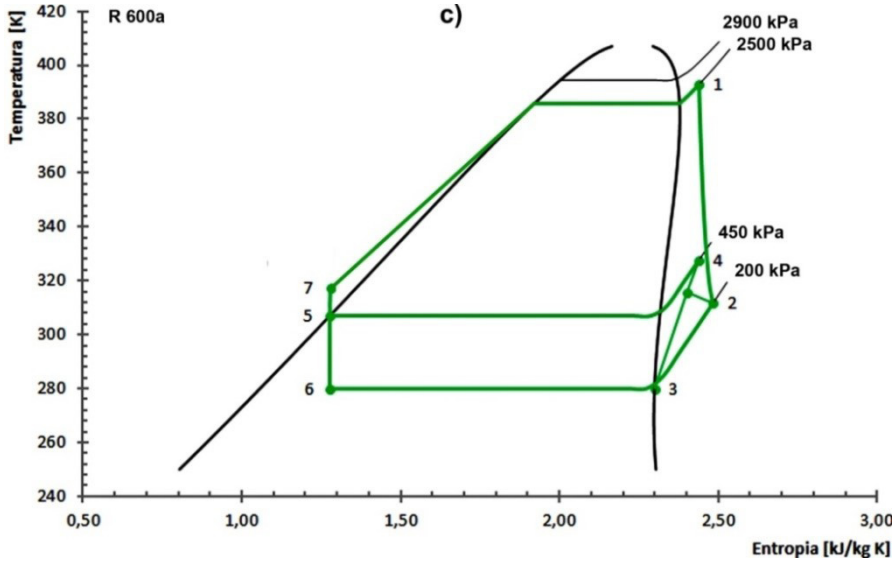


Rys. 1.12. Obiegi termodynamiczne realizowane w strumienicowym urządzeniu chłodniczym dla czynnika mokrego

W przypadku zastosowania w obiegu strumienicowym czynnika suchego, na przykład R600a, można rozpatrywać następujące warianty. Pierwszy przypadek, kiedy para napędowa na wyjściu z dyszy jest w stanie nasycenia (punkt 1), a ciśnienie nasycenia nie przekracza wartości, dla której krzywa nasycenia

pary suchej zmienia krzywiznę, zdążając do punktu krytycznego. Rysunek 1.13a przedstawia taki właśnie obieg z ekspansją pary nasyconej, w którym proces rozprężania przebiega w obszarze pary przegrzanej.





Rys. 1.13. Obiegi termodynamiczne realizowane w strumienicowym urządzeniu chłodniczym dla czynnika suchego

Kolejny możliwy przypadek przedstawia rysunek 1.13b, kiedy para napędowa na wyjściu z dyszy jest również w stanie nasycenia (punkt 1), a ciśnienie nasycenia przekracza wartość, dla której krzywa nasycenia pary suchej zmienia krzywiznę, zdążając do punktu krytycznego. W takiej sytuacji krzywa ekspansji przecina się z krzywą nasycenia dla pary, co może skutkować wystąpieniem wewnątrz dyszy zjawiska częściowej kondensacji czynnika i następnie odparowaniem. W efekcie końcowym przemiany również uzyskany zostanie stan pary przegrzanej na wylocie z dyszy. Rysunek 1.13c przedstawia wariant, kiedy para napędowa na wyjściu z dyszy jest w stanie przegrzania (punkt 1). Linia ekspansji przebiega wyłącznie w obszarze pary przegrzanej. Biorąc pod uwagę fakt, iż w literaturze nie ma dostępnych informacji o wpływie stopnia suchości pary napędowej na sprawność funkcjonowania układu strumienicowego, należy założyć, że ekspansja czynnika ze względów odnoszących się do możliwości przewidywania zachowania się układu powinna następować w obszarze pary przegrzanej.

Podsumowanie

Informacje przedstawione w powyższym rozdziale stanowią syntetyczne podsumowanie stanu wiedzy w odniesieniu do modelowania obiegów chłodniczych strumienicowych. Na bazie analizy literaturowej przedstawiono w nim podejścia do formułowania najbardziej użytecznych modeli matematycznych, co jest

niezbędne do przeprowadzenia analiz pracy układów chłodniczych strumieniowych oraz określenia wymaganych parametrów pracy strumienic, a w efekcie do poprawnego doboru ich geometrii.

W ogólny sposób na wybranych przykładach opisano też wpływ parametrów czynnika roboczego na funkcjonowanie strumienicowych układów chłodniczych. Dokładniejsza analiza dotycząca wybranych czynników roboczych dla strumieniowych układów chłodniczych została zaprezentowana w kolejnym rozdziale.

Należy podkreślić, że zagadnienia modelowania strumienic parowych (gazowych), z uwagi na znaczny stopień skomplikowania zjawisk fizycznych, należą do zagadnień o wciąż otwartym charakterze. Kluczowe znaczenie ma także zagadnienie doboru czynnika roboczego dla układów chłodniczych strumieniowych. Jak dotąd podejmowano prace badawcze, głównie poszukując warunków uzyskania jak największej efektywności energetycznej układów chłodniczych strumieniowych, nie podejmowano zatem niemal w ogóle zagadnień wykorzystania ciepła niskotemperaturowego do napędu układów chłodniczych. Biorąc pod uwagę fizyczne ograniczenia właściwe dla układów sorpcyjnych, zastosowanie źródeł ciepła niskotemperaturowego do wytworzenia chłodu jest zagadnieniem o fundamentalnym charakterze, niespotykanym w literaturze. Stąd zagadnieniu temu poświęcono szczególną uwagę w niniejszej monografii.

Kluczowym zagadnieniem jest także zastosowanie perspektywicznych czynników roboczych w układach strumieniowych z racji wycofywania zasadniczej części płynów roboczych z techniki chłodniczej. Sprawia to, że zagadnienie doboru odpowiedniego czynnika roboczego staje się kluczową kwestią wymagającą do podjęcia w aspekcie strumieniowych układów chłodniczych. Stało się to przesłanką do podejmowania własnych prac analitycznych oraz eksperymentalnych zaprezentowanych w niniejszej monografii.

Literatura

1. Ablwaifa A., Eames I.W., Petrenko V.O.: Use of CFD in prediction of jet-pump performance with R141b as refrigerant, XIX Zjazd Termodynamików, Gdańsk, 2005, Paper ZT-2005-009.
2. Bartosiewicz Y., Aidoun Z., Desevaux P., Mercadier Y.: Numerical and Experimental Investigations on Supersonic ejectors, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 26, 2005, 56-60.
3. Butrymowicz D.: Modern approaches to efficiency enhancement of thermal systems, Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej, Białystok 2012.
4. Chunnanond K., Aphornratana S.: Ejectors applications in refrigeration technology, Renewable & Sustainable Energy Reviews, Vol. 8, 2004, s. 129-155.

5. Desevaux P., Aeschbacher O.: Numerical and experimental flow visualization of the mixing process inside an induced air ejector, *International Journal of Turbo and Jet Engines*, Vol. 19, 2002, 718.
6. Gilbert G.B., Hill P.G.: Analysis and testing of two-dimensional slot nozzle ejectors with variable area mixing sections, *NASA CR-2251*, 1973.
7. Hallo L. et al.: Ejecteurs frigorifiques supersoniques. Modlisation de leurs performances, *Revue Generale de Thermique*, No 375-376, 1993, 166.
8. Hedges K.R., Hill P.G.: Compressible flow ejectors, Part 1&2: Compressible flow. *International Journal of Fluid Engineering*, Vol. 96, 1974, 272 & 282.
9. Hendricks C.J., Brighton J.A.: The prediction of swirl and inlet turbulence kinetic energy effects on confined jet mixing, *International Journal of Fluid Engineering*, Vol. 97, 1975, 51.
10. Hill P.G.: Analysis and testing of compressible flow ejectors with variable area mixing tubes, *Journal of Basic Engineering*, 1972, 407.
11. Huang B.J., Chang J.M., Wang C.P., Petrenko V.A.: A 1-D analysis of ejector performance, *International Journal Of Refrigeration*, Vol. 22, 1999, s. 354-364.
12. Ouzzane M., Aidoun Z.: Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, 2003, s. 2337-2351.
13. Paliwoda A.: Urządzenia chłodnicze strumienicowe, *Wydawnictwa Naukowo-Techniczne*, Warszawa 1971.
14. Rebaine A., Soulaïmani A.: Numerical simulation of two-dimensional compressible turbulent flows in ejectors. *Transactions of the CSME*, Vol. 25, 2001, 227.
15. Reisinger C. et al.: Numerical Simulation of flow through a steam jet ejector, *University Linz, Austria, Privat Communication*, 2000.
16. Rogdakin E.D., Alexis G.K.: Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, 2000, s. 213-226.
17. Rusly E., Aye L., Charters W.W.S., Ooi A.: CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, 1092-1101.
18. Selvaraju A., Mani A.: Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, 2004, s. 827- 838.
19. Sokolov E. I., Zinger N. M.: Jet apparatuses (in Russian), *Energoatomizdat*, Moscow 1989.
20. Śmierciew K., Butrymowicz D., Karwacki J.: Analiza obiegów termodynamicznych urządzeń strumienicowych, cz. I, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna* nr 9, 2008, s. 360-3.

21. Śmierciew K., Butrymowicz D., Karwacki J.: Analiza obiegów termodynamicznych urządzeń strumienicowych, cz. II, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna* nr 10, 2008, s. 408-412.
22. Śmierciew K., Butrymowicz D., Karwacki J.: Analiza obiegów termodynamicznych urządzeń strumienicowych, cz. III, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna* nr 12, 2008, s. 502-508.
23. Yapici R., Ersoy H.K.: Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area flow model, *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, 2005, s. 3117-3135.
24. Yu J., Chen H., Ren Y., Li Y.: Applying mechanical subcooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, 2007, s. 1193-1199.
25. Yu J., Li Y.: A theoretical study of a novel regenerative ejector refrigeration cycle, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30, 2007, s. 464-470.
26. Butrymowicz D., Śmierciew K., Gagan J., Karwacki J. (2015): Ejection refrigeration cycles, rozdz. 5 w: P. D. Gaspar, & P. Dinho da Silva (2015): *Handbook of Research on Advances and Applications in Refrigeration Systems and Technologies* (2 Volumes), s. 155-206. Hershey, PA: IGI Global. doi:10.4018, ISBN: 978-1-4666-8398-3.

Rozdział 2

Analiza czynników roboczych w strumienicowych układach chłodniczych

W niniejszym rozdziale, na podstawie przeglądu dostępnych w literaturze modeli [8÷10], przeprowadzono wieloparametrową analizę dotyczącą wyboru optymalnego czynnika roboczego dla strumienicowych układów chłodniczych. Bazując na przedstawionych w literaturze modelach, przeanalizowano efektywność energetyczną układów chłodniczych strumienicowych dla szeregu wybranych czynników roboczych, co w efekcie może stanowić przesłankę dla doboru czynnika roboczego do pracy w takich układach.

Podstawowym i zasadniczym kryterium doboru czynnika roboczego w strumienicowych układach chłodniczych są wskaźniki ekologiczne. Zastosowany czynnik chłodniczy powinien charakteryzować się brakiem negatywnego wpływu na środowisko lub, jeżeli to kryterium nie będzie mogło być spełnione, jego negatywne oddziaływanie na środowisko naturalne powinno być możliwie minimalne. Najnowsze regulacje prawne dotyczące stosowania czynników syntetycznych fluorowanych w technice chłodniczej na terenie Unii Europejskiej praktycznie eliminują możliwość zastosowania czynników roboczych o potencjale tworzenia efektu cieplarnianego GWP powyżej 150 i potencjale niszczenia warstwy ozonowej ODP powyżej 0 w nowych układach chłodniczych. W zasadniczy sposób ogranicza to ilość możliwych do zastosowania w projektowanych układach czynników roboczych, czyli takich, które nie podlegają restrykcjom przedmiotowego rozporządzenia.

Istotnym zagadnieniem, które należy rozpatrzyć, jest również problem bezpieczeństwa eksploatacji układów chłodniczych strumienicowych pracujących z czynnikami, które są palne i wybuchowe. Należy uznać, że jednym z najbardziej istotnych środków bezpieczeństwa w tym przypadku, oprócz podjęcia standardowych działań zmierzających do uzyskania szczelności układu oraz zastosowania zaworów bezpieczeństwa zgodnie z normą bezpieczeństwa PN-EN 378, jest także minimalizacja napełnienia układu czynnikiem. To ostatnie działanie ma kluczowe znaczenie z punktu widzenia bezpieczeństwa eksploatacji, na ogół jednak nie wpływa na zasadnicze parametry pracy układu.

W dalszej części niniejszego rozdziału przeprowadzono analizę możliwości zastosowania wybranych czynników chłodniczych pod kątem ich pracy w stru-

mienicowych układach chłodniczych z uwzględnieniem najistotniejszych dla tych układów parametrów.

Analiza efektywności prowadzona była z wykorzystaniem bazy danych REFPROP [6] oraz w przypadkach braku bezpośredniej możliwości zastosowania w obliczeniach bazy danych REFPROP wykorzystywano własności termodynamiczne dla rozpatrywanych czynników zaczerpnięte z bazy CoolPropFluidProperties [2]. Analiza efektywności układów strumienicowych została przeprowadzona dla czynników roboczych przedstawionych w tabeli 2.1, szczegółowe dane zaczerpnięto z prac [1,3,4,5,7].

Tab. 2.1. Zestawienie czynników chłodniczych wytypowanych do analizy

Nazwa czynnika ASHRAE	Nazwa handlowa	Kategoria	Zastępuje	GWP	Klasyfikacja bezpieczeństwa ASHRAE
R123	R123	HCFC	-	71	A1
R134a	R134a	HFC	R12, R22	1300	A1
R507a	R507	HFC	R22, R502	3985	A1
R717	AMONIAK		-	0	B2
R600a	IZOBUTAN	HC	R12, R134a	3	A3
R290	PROPAN	HC	R22, R404A, R507	3	A3
R1234ze(E)	SOLSTICE® ze	HFO	R134a	6	A2L
R1234yf	Opteon XL10	HFO	R134a	4	A2L
R1336mzz-Z	DR 2	HFO	R123	10	A1
R454C	Opteon XL20	HFO	R404A, R22	148	A2L
R454A	Opteon XL40	HFO	R404A	239	A2L
R454B	Opteon XL41	HFO	R410A	466	A2L
R452B	Opteon XL55	HFO/HFC	R410A	698	A2L
R513A	Opteon XP10	HFO	R134a	631	A1
R514A	Opteon XP30	HFO	R123	2	B1
R449A	Opteon XP40	HFO	R404A, R507A	1397	A1
R452A	Opteon XP44	HFO	R404A, R507A	2140	A1

W grupie analizowanych płynów roboczych uwzględniono naturalne, ekologiczne czynniki chłodnicze, czynniki z grupy HC i czynniki z grupy (HFO), pte-

ony, oraz czynniki klasyfikowane jako płyny rozwojowe, tzw. DR, w odniesieniu do których w ostatnim czasie znacznie wzrasta zainteresowanie możliwością ich wykorzystania w układach chłodniczych, mimo ich stosunkowo wysokich w niektórych przypadkach wskaźników GWP. Wskaźniki te są jednak mniejsze niż w przypadku czynników z grupy HCFC oraz HFC. W zestawieniu znalazły się również czynniki z grup HCFC oraz HFC, których wykorzystanie zgodnie z najnowszymi regulacjami prawnymi powinno być ograniczane, a w krótkiej perspektywie czasowej nawet zakazane. W analizie tej parametry tych czynników traktowane są jako porównawcze – bazowe dla czynników ekologicznych i czynników z grupy Opteonów i płynów z grupy DR.

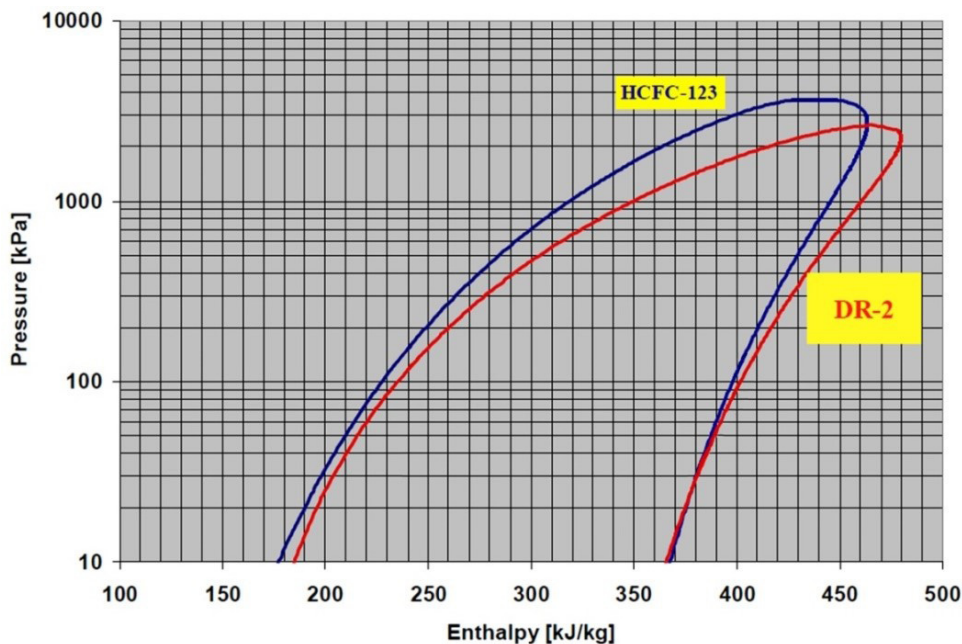
Tabela 2.1 zawiera zestawienie wybranych parametrów obiegów strumienicowych dla wyżej wymienionych czynników roboczych, zarówno naturalnych, jak i syntetycznych. Obliczeń dokonano, przyjmując następujące założenia:

- stałe przegrzanie pary napędowej;
- czynnik opuszczający parownik jest w stanie nasycenia;
- wszelkie straty związane z przepływem czynnika przez strumienicę określa współczynnik sprawności strumienicy przyjęty na poziomie 0,7.

Do analizy przyjęto parametry pracy obiegu, które umożliwiają wykorzystanie do napędu strumienicowych układów chłodniczych ciepła w zakresie temperatur kwalifikujących to źródło jako niskotemperaturowe lub odpadowe. Przedstawione w tabeli parametry dotyczą pracy urządzenia przy założonej temperaturze nasycenia pary napędowej $t_g = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperaturze parowania $t_e = 5^{\circ}\text{C}$, temperaturze skraplania $t_c = 30^{\circ}\text{C}$. Zmiennym parametrem jest także przegrzanie czynnika w generatorze, co spowodowane jest założeniem, że ekspansja pary w dyszy powinna odbywać się w obszarze pary przegrzanej. Oczywiście strumienica może również pracować w warunkach ekspansji czynnika w dyszy w obszarze pary mokrej, gdzie zachodzi jednak znaczny spadek jej sprawności. W związku z powyższym w analizie założono, że ekspansja czynnika odbywa się w obszarze pary przegrzanej. W związku z tym w przypadku, kiedy obieg jest realizowany z wykorzystaniem czynnika mokrego, założono konieczność zastosowania odpowiedniego przegrzania pary. Wielkość wymaganego przegrzania jest w takim przypadku kluczowym kryterium w odniesieniu do możliwości wykorzystania do napędu ciepła niskotemperaturowego. Wraz ze wzrostem przegrzania rośnie wymagana temperatura czynnika napędowego, w związku z czym w wielu przypadkach może być ona na tyle wysoka, że nie będzie można takiego źródła traktować jako ciepło niskotemperaturowe lub odpadowe. Tabela 2.2 przedstawia zestawienie wybranych parametrów obiegu strumienicowego dla czynników wyszczególnionych w tabeli 2.1 przy uwzględnieniu założeń opisanych powyżej. Wartość przegrzania została ustalona indywidualnie dla każdego z analizowanych czynników na poziomie wymaganym dla uzyskania ekspansji w obszarze pary przegrzanej. Wartości objętości właściwych cieczy

nasyconej v_l i pary nasyconej v_v (oraz ich stosunek v_v/v_l) wyznaczono dla warunków skraplania (t_c, p_c).

Uwzględniając aspekty eksploatacyjne, można stwierdzić, że z przeanalizowanych czynników najbardziej obiecująco pod względem efektywności i wymagań eksploatacyjnych prezentuje się R123. Należy jednak zaznaczyć, że jest to czynnik syntetyczny należący do grupy HCFC substancji kontrolowanych, zatem jego stosowanie w nowych układach chłodniczych jest zabronione. W powyższym zestawieniu nie jest uwzględniony czynnik R1336mzz-Z (został on uwzględniony w tabeli 2.1), o nazwie handlowej (DR2). Spowodowane jest to brakiem dostępu do parametrów termodynamicznych i termokinetycznych w chwili przygotowywania niniejszej monografii. Należy jednak o nim wspomnieć z powodu tego, iż jest to czynnik o parametrach termodynamicznych zbliżonych do R123 i sugerowany jako jego zamiennik [3], natomiast należy on do grupy HFO, a jego współczynnik GWP nie przekracza 10. Krzywe nasycenia R123 i R1336mzz-Z przedstawiono na rysunku 2.1. Uwzględniając powyższe, należy rozpatrywać ten czynnik jako perspektywiczny w odniesieniu do możliwości zastosowania w strumieniowych układach chłodniczych zasilanych ciepłem niskotemperaturowym. Jednak biorąc pod uwagę fakt, iż R1336mzzZ jest jeszcze ciągle w fazie testów, należy rozpatrzyć możliwość zastosowania innych czynników roboczych, których parametry termodynamiczne są znane i dostępne dla prowadzonych analiz.



Rys. 2.1. Porównanie krzywych nasycenia dla R123 i R1336mzzZ (DR2) [3]

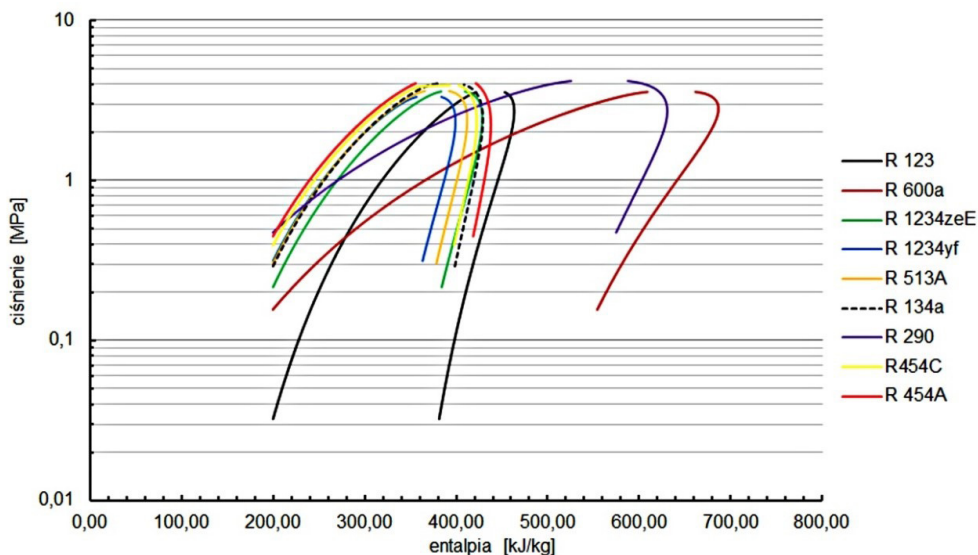
Tab. 2.2. Wybrane parametry obiegu strumienicowego dla czynników roboczych określonych w tabeli. 2.1:
 $t_g = 60^\circ\text{C}$, $t_c = 30^\circ\text{C}$, $t_e = 5^\circ\text{C}$, $\eta = 0,70$

Nazwa czynnika ASHRAE	ΔT_g [$^\circ\text{C}$]	h_1 [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$]	h_{2s} [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$]	h_3 [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$]	$h_5=h_6$ [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$]	h_7 [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$]	p_c [MPa]	v_1 [$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$]	v_v [$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$]	v_v/v_1	U	COP wz.(1.15)
R123	3	419,61	388,36	384,35	230,10	230,22	3,66	0,00069	0,14428	209,4	0,422	0,240
R134a	6	434,57	401,89	401,41	241,51	242,27	4,06	0,00084	0,02676	31,8	0,410	0,238
R507a	8	390,93	364,81	364,40	243,61	245,05	3,71	0,00098	0,01259	12,9	0,398	0,229
R717	70	1857,48	1612,03	1610,40	484,19	486,61	11,33	0,00168	0,11094	66,1	0,476	0,273
R600a	3	639,70	578,43	560,85	270,87	271,72	3,63	0,00184	0,09581	52,2	0,413	0,227
R290	6	643,64	580,85	580,16	278,42	280,55	4,25	0,00206	0,04281	20,7	0,413	0,239
R1234ze- (E)	3	423,78	393,02	387,49	240,57	241,17	3,63	0,00087	0,03291	37,7	0,406	0,228
R1234yf	3	400,10	372,98	366,42	240,30	241,10	3,38	0,00093	0,02297	24,7	0,399	0,220
R454C	8	434,19	400,67	400,19	243,28	244,20	3,88	0,00095	0,02270	24,0	0,413	0,238
R454A	14	459,53	421,28	421,07	245,20	246,24	4,21	0,00096	0,02236	23,3	0,423	0,243
R454B	29	522,42	472,42	472,25	250,21	251,68	5,04	0,00100	0,02086	20,8	0,444	0,254
R452B	29	515,97	467,04	466,42	250,03	251,55	5,06	0,00100	0,01969	19,7	0,443	0,253
R513A	3	413,17	383,92	381,46	240,81	241,59	3,68	0,00089	0,02458	27,6	0,403	0,230
R459A	29	520,57	470,86	470,50	250,16	251,64	5,12	0,00100	0,02064	20,6	0,444	0,253
R449A	14	441,54	405,85	404,93	244,05	245,11	4,39	0,00090	0,01923	21,3	0,420	0,239
R452A	8	393,57	366,06	365,31	241,35	242,80	3,91	0,00089	0,01426	16	0,406	0,231

Pierwszym kluczowym kryterium oceny czynnika roboczego pod względem możliwości zastosowania w strumienicowych układach chłodniczych, jak i też we wszystkich innych układach wykorzystujących jako nośniki ciepła substancje kontrolowane jest wskaźnik GWP, który zgodnie z Rozporządzeniem Parlamentu Europejskiego i Rady Unii Europejskiej nr 517/2014 z dnia 16 kwietnia 2014 r. w sprawie fluorowanych gazów cieplarnianych i uchylenia rozporządzenia (WE) nr 842/2006, nie powinien przekraczać 150. W związku z powyższym do dalszej analizy przyjęto czynniki zawarte w tabeli 2.3. Zestawione czynniki podzielono na trzy grupy. Grupa pierwsza, do której zaliczono R123 i R134a, to czynniki wycofywane z zastosowania ze względu na ich szkodliwy wpływ na środowisko, jednakże są jeszcze szeroko stosowane w technice chłodniczej, zaś ich parametry i właściwości termodynamiczne i eksploatacyjne są bardzo dobrze rozeznane. Ponadto wypadają korzystnie w analizie możliwości zastosowania w chłodniczych układach strumienicowych i w związku z tym będą traktowane jako czynniki porównawcze, stanowiące bazę dla oceny pozostałych płynów. Ponadto analiza czynnika R123, przy założeniu zbliżonych właściwości termodynamicznych do R1336mzz-Z, jest traktowana jako porównawcza dla możliwości zastosowania tego właśnie czynnika w strumienicowych układach chłodniczych. Drugą grupę stanowią czynniki, które spełniają postawione powyżej kryteria i zostaną poddane szczegółowej analizie. Trzecia grupa, obejmująca płyny R454A i R513A, to czynniki traktowane jako perspektywiczne, które spełniają jednak tylko jedno z powyższych kryteriów, aczkolwiek ze względu na wysokie możliwe do uzyskania COP w przypadku R454A i klasyfikację bezpieczeństwa A1 w przypadku R513A zostały wybrane do szczegółowej analizy.

Tab. 2.3. Czynniki wybrane do dalszej analizy parametrycznej (warunki wyznaczenia COP jak w tabeli 2.2)

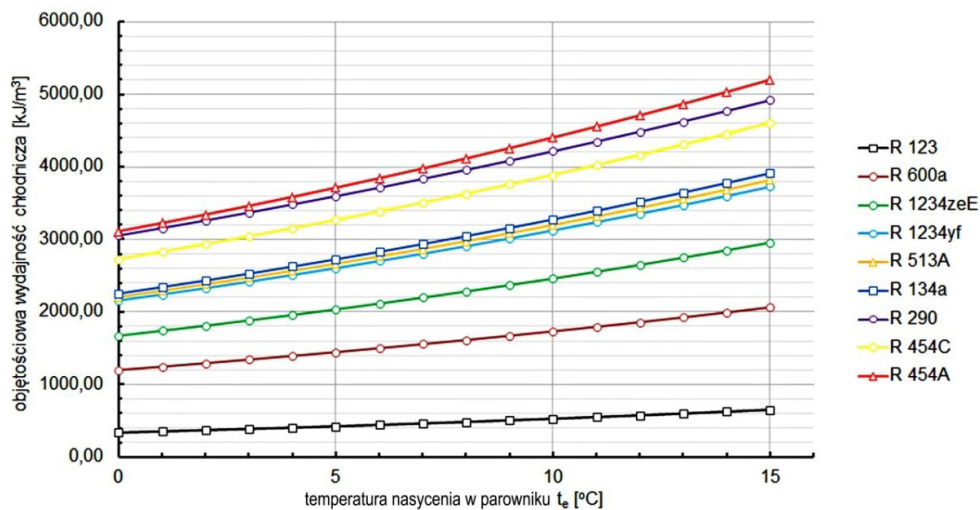
Nazwa czynnika ASHRAE	ΔT_g [°C]	GWP	Klasyfikacja bezpieczeństwa ASHRAE	COP
		–	–	–
R123	3	71	A1	0,240
R134a	6	1300	A1	0,238
R600a	3	3	A3	0,227
R290	6	3	A3	0,239
R1234ze(E)	3	6	A2L	0,228
R1234yf	3	4	A2L	0,220
R454C	8	148	A2L	0,238
R454A	14	239	A2L	0,243
R513A	3	631	A1	0,230



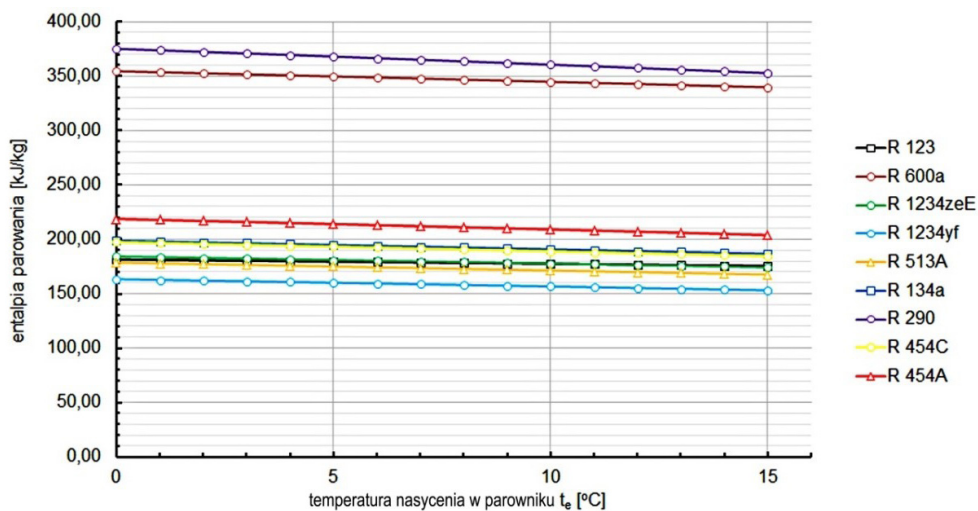
Rys. 2.2. Porównanie krzywych nasycenia czynników zestawionych w tabeli 2.3

Analogicznie do klasycznych sprężarkowych układów chłodniczych również w przypadku strumienicowych układów chłodniczych jednym z głównych parametrów uwzględnianych w ocenie czynników roboczych jest objętościowa wydajność chłodnicza, której wartości w odniesieniu do założonego zakresu temperatury nasycenia w parowniku i założonej wartości temperatury nasycenia w skraplaczu przedstawiono na rysunku 2.3. Podobnie istotnym parametrem jest wartość entalpii parowania, która dla założonego zakresu temperatury parowania została przedstawiona na rysunku 2.4.

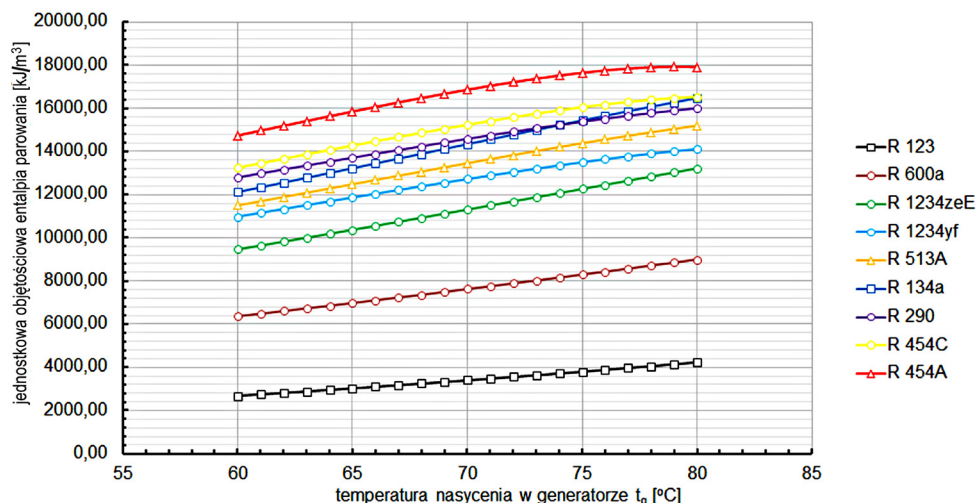
Czynnik roboczy powinien również być tak dobrany, aby w możliwie największym stopniu zminimalizować koszty inwestycyjne. Powyższe oznacza nie tylko, iż pożądana jest niska cena samego płynu roboczego, lecz także pożądaną są niewielkie gabaryty układu, które są uzależnione od stopnia napełnienia i objętości właściwej czynnika roboczego. Miarą zwartości instalacji wynikającej z własności płynu roboczego może być pod tym względem strumień objętości czynnika zasilającego strumienicę bądź jednostkowa objętościowa entalpia parowania, którą możemy określić jako stosunek entalpii parowania czynnika do objętości właściwej czynnika w punkcie nasycenia dla $x=1$. Wartości tego parametru w funkcji temperatury nasycenia w generatorze przedstawiono na rysunku 2.5.



Rys. 2.3. Objętościowa wydajność chłodnicza w funkcji temperatury parowania dla czynników zestawionych w tabeli 2.3, $t_c = 30^\circ\text{C}$

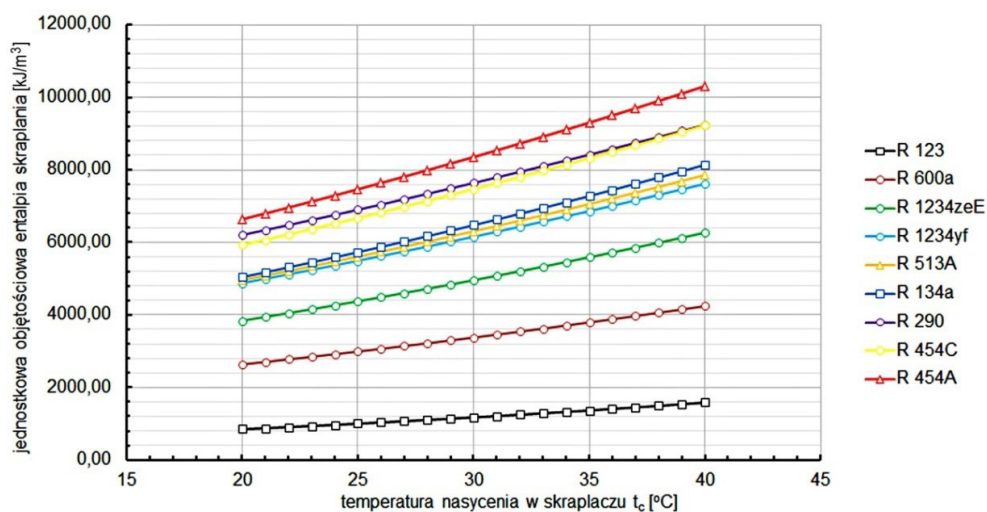


Rys. 2.4. Entalpia parowania w funkcji temperatury parowania czynników zestawionych w tabeli 2.3



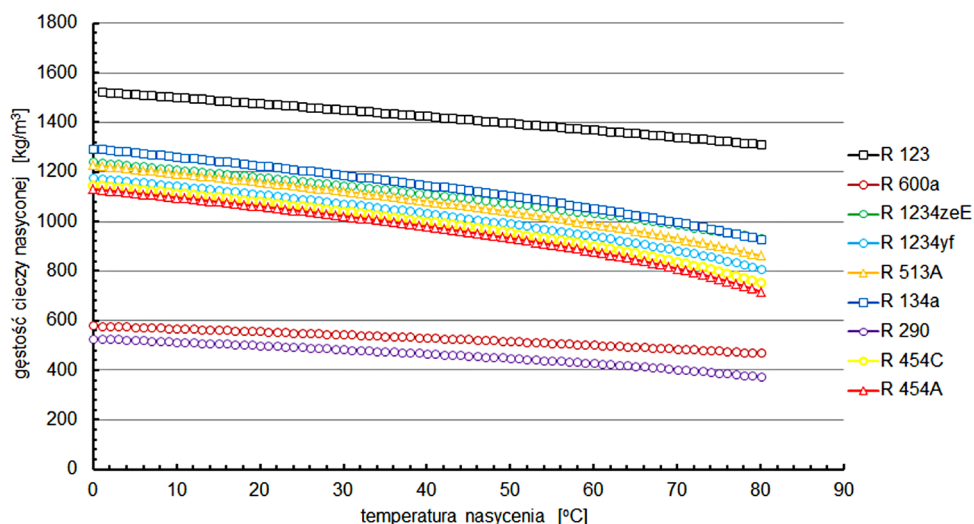
Rys. 2.5. Jednostkowa objętościowa entalpia parowania w funkcji temperatury parowania w generatorze dla czynników zestawionych w tabeli 2.3

W odniesieniu do procesów zachodzących w skraplaczu należy też uwzględnić jednostkową objętościową entalpię skraplania. Parametr ten może mieć znaczący wpływ na gabaryty skraplacza w strumienicowym układzie chłodniczym. Parametr ten można zdefiniować jako stosunek jednostkowej entalpii skraplania do objętości właściwej czynnika w punkcie nasycenia dla $x=1$.



Rys. 2.6. Jednostkowa objętościowa entalpia skraplania w funkcji temperatury skraplania dla czynników zestawionych w tabeli 2.3

Kolejnym istotnym parametrem jest objętość właściwa cieczy nasyconej v_l i pary nasyconej v_v (oraz ich stosunek v_v/v_l), który może stanowić o wielkości instalacji. Wartość tego parametru w funkcji temperatury nasycenia przedstawiono na rysunku 2.7.

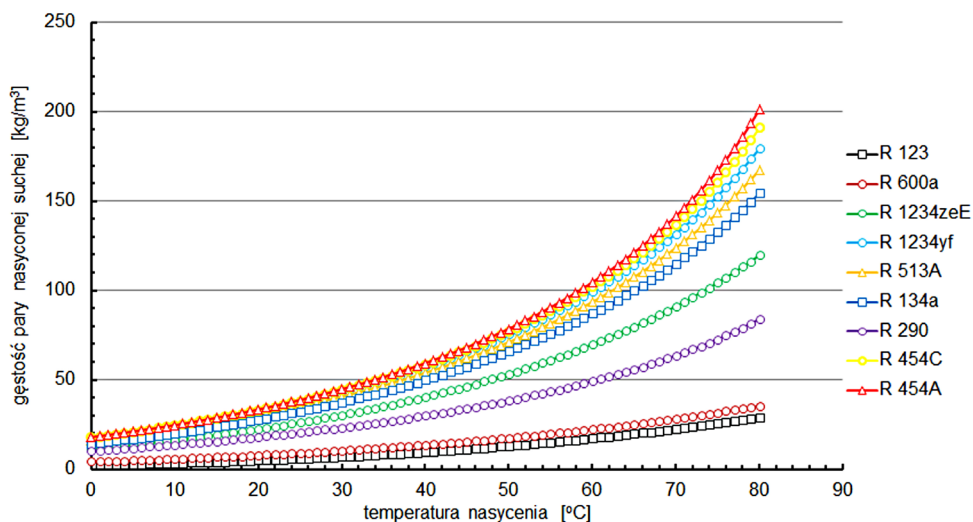


Rys. 2.7. Gęstość cieczy nasyconej w funkcji temperatury nasycenia

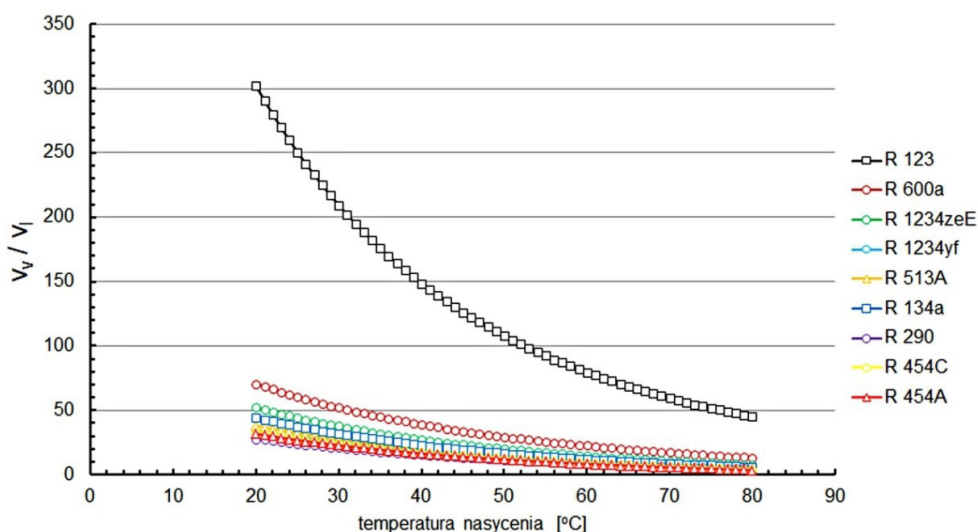
Największą wartością gęstości cieczy nasyconej charakteryzuje się R123, najmniejszą R600a i R290. Ten parametr ma istotny wpływ na wielkości i parametry przepływowe tej części instalacji, w której czynnik występuje w fazie ciekłej.

W przypadku, kiedy rozpatrywana jest gęstość pary nasyconej suchej, mającej wpływ na parametry ciepłno-przepływowe tej części instalacji, w której czynnik występuje w fazie gazowej i gdzie ulega przemianie fazowej – zależności tego parametru w funkcji temperatury przedstawiono na rysunku 2.8.

Parametrem wynikającym bezpośrednio z przedstawionych powyżej wielkości jest stosunek gęstości pary nasyconej do gęstości cieczy nasyconej, przedstawiony na rysunku 2.9.



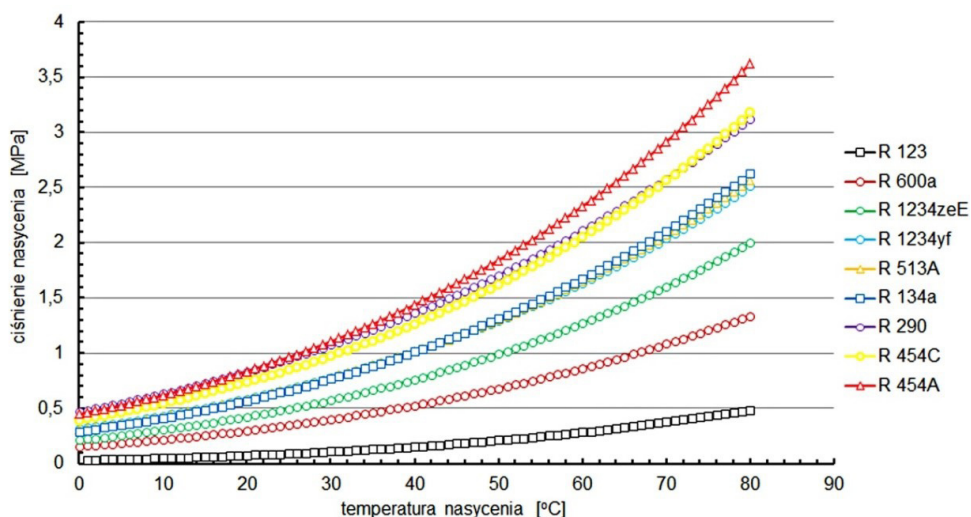
Rys. 2.8. Gęstość pary nasyconej w funkcji temperatury nasycenia



Rys. 2.9. Stosunek gęstości pary nasyconej do gęstości cieczy nasyconej w funkcji temperatury nasycenia

Z zaprezentowanych wykresów można wyciągnąć wniosek, że najmniej korzystnym stosunkiem objętości właściwej fazy gazowej do fazy ciekłej w stanie

nasycenia charakteryzuje się R123. Najbardziej korzystnie pod tym względem wypadają R454A i R290. Największe znaczenie ma ten parametr w przypadku zakresu temperatury odpowiadającemu skraplaniu, co bezpośrednio przekłada się na wielkość skraplacza, który z natury funkcji w instalacji i parametrów pracy powinien być największym wymiennikiem. Duża wartość objętości fazy gazowej znacznie wpłynie na zwiększenie gabarytów wymiennika. Kolejnym parametrem, który może stanowić głównie o własnościach wytrzymałościowych urządzeń w instalacji oraz dyspozycyjnej różnicy ciśnień pompy, jest ciśnienie nasycenia, którego to zależność w funkcji temperatury nasycenia zaprezentowano na rysunku 2.10.

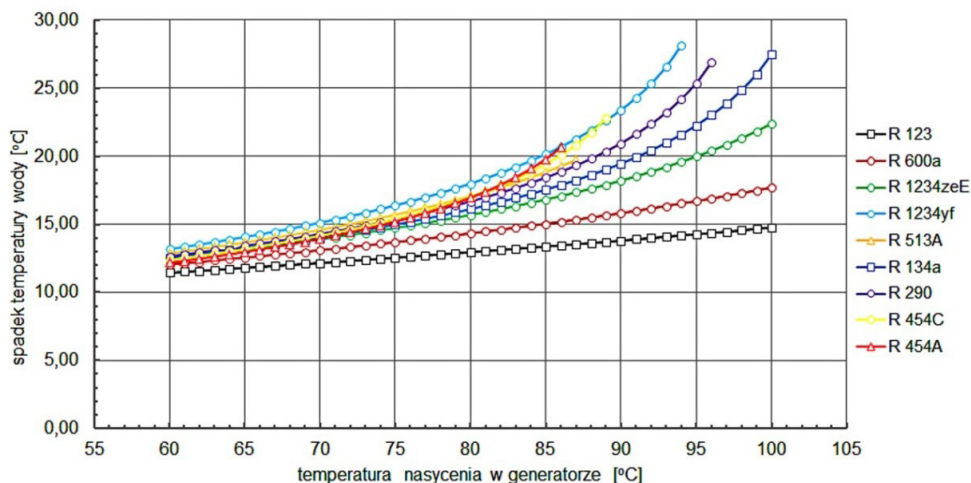


Rys. 2.10. Ciśnienie nasycenia w funkcji temperatury nasycenia

Jak widać z rysunku 2.10, najlepszymi właściwościami pod tym względem charakteryzuje się czynnik R123, dla którego maksymalne ciśnienia pracy w instalacji zasilanej ciepłem niskotemperaturowym nie przekraczają 0,5 MPa. Wymagana wysokość podnoszenia pompy nie przekracza 0,4 MPa. Najgorsze własności pod tym względem posiada R454A, którego ciśnienie nasycenia w generatorze przy 80 °C przekracza 3,5 MPa.

Istotnym parametrem systemów, w których źródło napędu stanowi ciepło niskotemperaturowe, jest możliwy do uzyskania spadek temperatury czynnika dostarczającego ciepło do generatora, którego to wartość jest ściśle związana z parametrami odbioru ciepła po stronie czynnika pracującego w obiegu strumieniowym. Ze względów eksploatacyjnych pożądany jest jak największy spadek temperatury czynnika zasilającego generator, co bezpośrednio wpływa na

parametry i zapotrzebowanie mocy układów pośredniczących, których rolą jest dostarczenie ciepła ze źródła do generatora strumienicowego układu chłodniczego. Przykładowe wartości tego parametru w funkcji temperatury nasycenia w generatorze przedstawiono na rysunku 2.11.



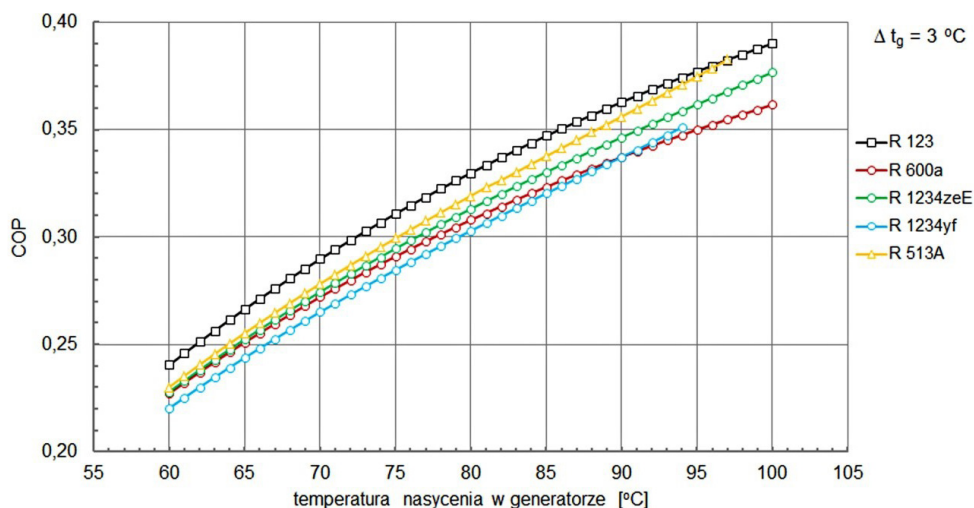
Rys. 2.11. Spadek temperatury cieczy zasilającej generator w funkcji temperatury nasycenia w generatorze; przyjęto: sprawność wymiennika $\eta_w = 1$, średnia różnica temperatur w wymienniku 3 K

Największe spadki temperatury czynnika zasilającego generator uzyskuje się dla wysokich temperatur parowania. Spowodowane jest to tym, że temperatura nasycenia w generatorze zbliża się do punktu krytycznego w przypadku poszczególnych czynników. Ze względów oczywistych jest to skutek zmniejszającego się zakresu temperatur, w których występuje przemiana fazowa zachodząca przy stałej temperaturze. W zakresie temperatur istotnych z punktu widzenia możliwości wykorzystania ciepła niskotemperaturowego (odpadowego) różnice w uzyskiwanych spadkach temperatury są niewielkie, rzędu kilku kelwinów dla temperatury generatora w zakresie 60-70 °C. W zestawieniu tym najkorzystniej wypada czynnika R1234yf, a najmniej korzystnie R123, jednakże są to różnice rzędu 1÷3 K.

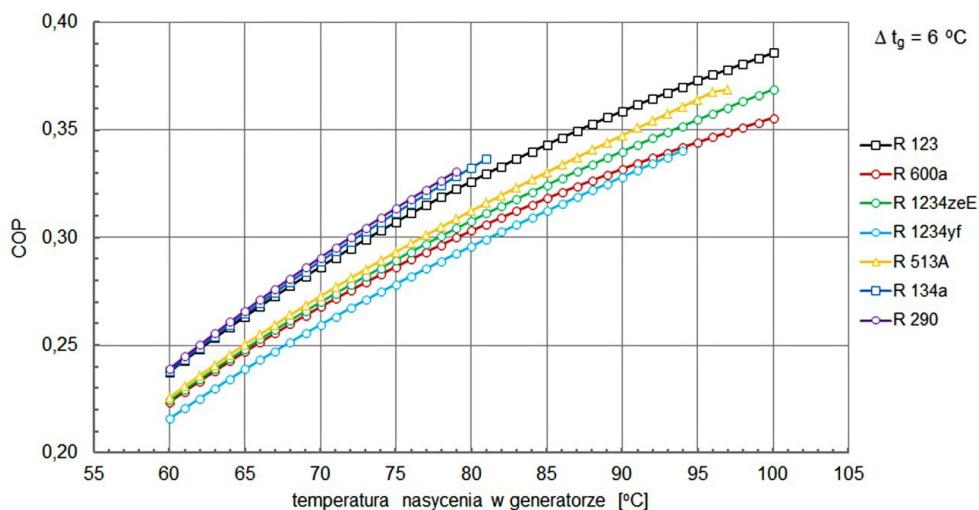
W dalszym etapie analizy dotyczącej oceny czynnika pod względem możliwości zastosowania go w strumienicowych układach chłodniczych zasilanych ciepłem niskotemperaturowym zaprezentowano ocenę czynnika pod względem jego efektywności – przy założeniu określonych minimalnych wartości przegrzania na wylocie z generatora, niezbędnych dla uzyskania ekspansji w obszarze pary przegrzanej. Jak wskazano wyżej, przegrzanie to jest istotnym

parametrem w odniesieniu do możliwości wykorzystania ciepła niskotemperaturowego. Przyjęto maksymalną wartość przegrzania dla uzyskania ekspansji w obszarze pary przegrzanej na poziomie 15 K.

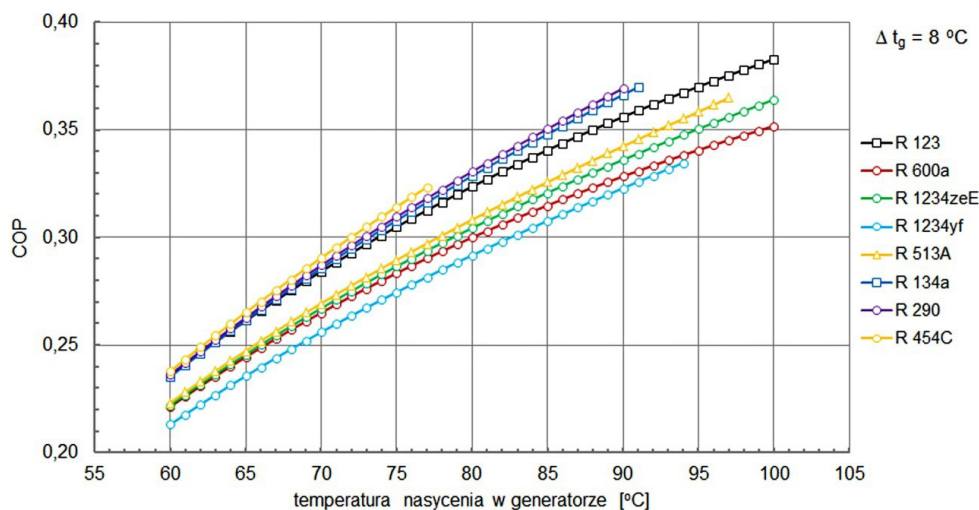
Analizę powyższą przedstawiono w postaci charakterystyk uzyskiwanego COP w funkcji temperatury nasycenia w generatorze dla poszczególnych progów minimalnego przegrzania, dla którego dany czynnik będzie ekspandował w obszarze pary przegrzanej. Temperaturę nasycenia w generatorze przyjęto w zakresie $t_g = 60^\circ\text{C} \div 100^\circ\text{C}$ przy założeniu stałych parametrów: temperatury skraplania $t_c = 30^\circ\text{C}$, temperatury parowania $t_e = 5^\circ\text{C}$, sprawności dyszy strumienicy $\eta = 0,70$. Analizę przeprowadzono dla 4 poziomów przegrzania: 3K, 6K, 8K, 14K, co pozwoliło precyzyjniej przeanalizować własności wybranych czynników pod względem uzyskiwanego COP i możliwości wykorzystania ciepła niskotemperaturowego.



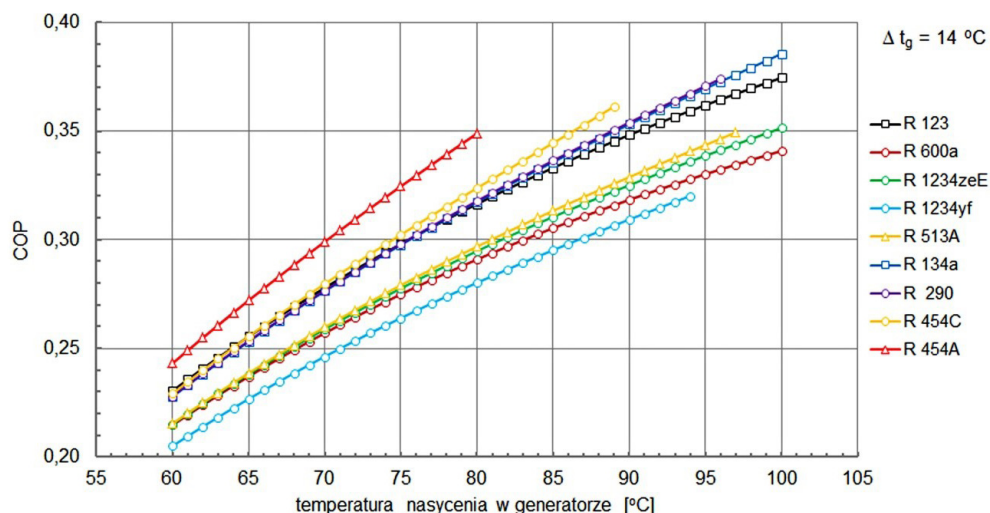
Rys. 2.12. Zależność współczynnika COP w funkcji temperatury nasycenia w generatorze dla temperatury parowania $t_e = 5^\circ\text{C}$, temperatury skraplania $t_c = 30^\circ\text{C}$, sprawności dyszy $\eta = 0,70$, przegrzania czynnika w generatorze $\Delta t_g = 3\text{ K}$



Rys. 2.13. Zależność współczynnika COP w funkcji temperatury nasycenia w generatorze dla temperatury parowania $t_e = 5^{\circ}\text{C}$, temperatury skraplania $t_c = 30^{\circ}\text{C}$, sprawności dyszy $\eta = 0,70$, przegrzania czynnika w generatorze $\Delta t_g = 6 \text{ K}$



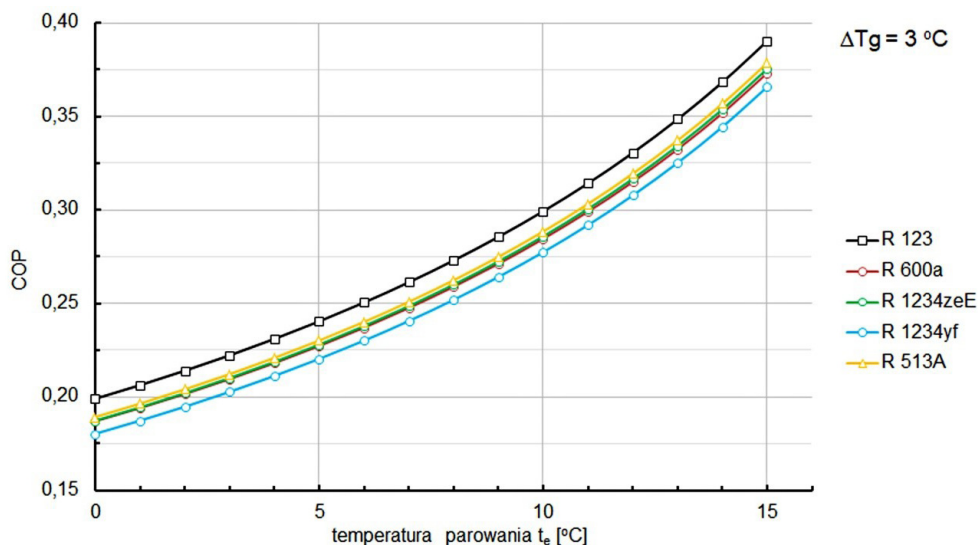
Rys. 2.14. Zależność współczynnika COP w funkcji temperatury nasycenia w generatorze dla temperatury parowania $t_e = 5^{\circ}\text{C}$, temperatury skraplania $t_c = 30^{\circ}\text{C}$, sprawności dyszy $\eta = 0,70$, przegrzania czynnika w generatorze $\Delta t_g = 8 \text{ K}$



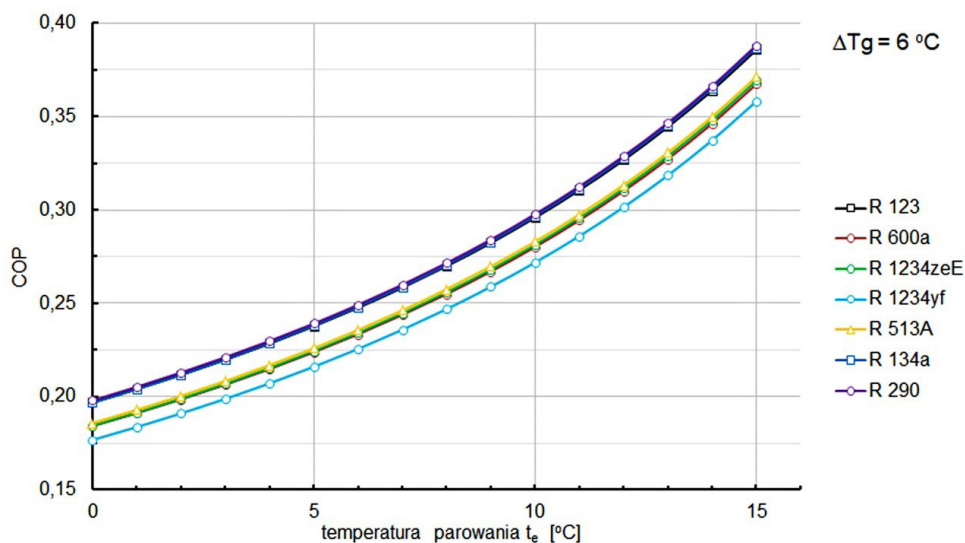
Rys. 2.15. Zależność współczynnika COP w funkcji temperatury nasycenia w generatorze dla temperatury parowania $t_e = 5^\circ\text{C}$, temperatury skraplania $t_c = 30^\circ\text{C}$, sprawności dyszy $\eta = 0,70$, przegrzania czynnika w generatorze $\Delta t_g = 14\text{ K}$

Jak wynika z analizy powyższych wykresów, dla wszystkich założonych wartości przegrzania pary czynniki R123, R134a, R290, R454C R454A pozwalają uzyskać największe COP. Znacząco najlepiej wypada R454A, jednak ekspansję w obszarze pary przegrzanej dla tego czynnika można uzyskać wyłącznie przy wysokim przegrzaniu, co oznacza konieczność zastosowania źródła o wyższej temperaturze, i nie jest korzystne z punktu widzenia wykorzystania ciepła niskotemperaturowego. Najbardziej efektywnym z punktu widzenia wykorzystania ciepła niskotemperaturowego czynnikiem jest R123.

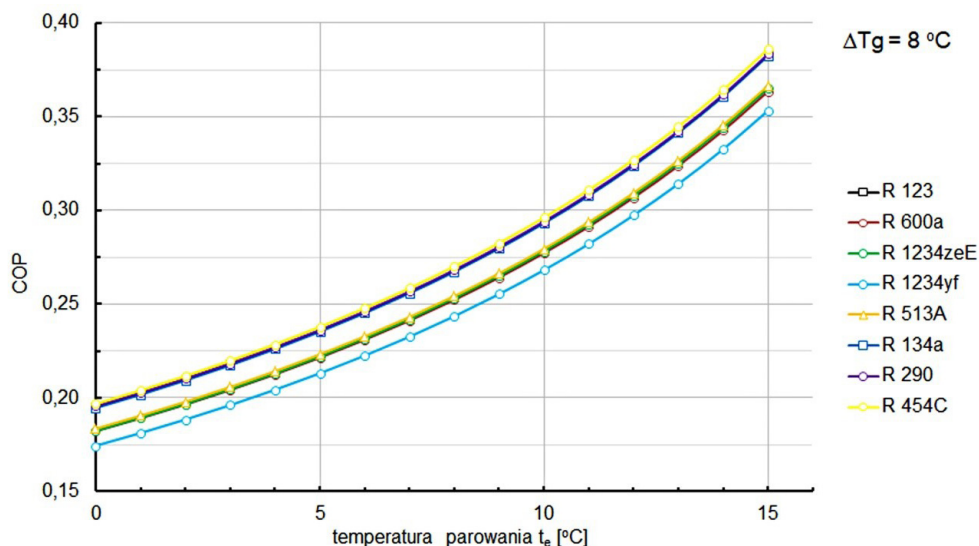
W dalszej kolejności przedstawiono ocenę uzyskiwanej efektywności energetycznej COP przy założeniu stałych parametrów: temperatury nasycenia w generatorze $t_g = 60^\circ\text{C}$, temperatury skraplania $t_c = 30^\circ\text{C}$, sprawności strumienicy $\eta = 0,70$. Zmiennym parametrem jest temperatura parowania t_e w zakresie $0^\circ\text{C} \div 15^\circ\text{C}$. Analiza przeprowadzona została jak poprzednio – z podziałem na grupy zależnie od minimalnego przegrzania czynnika Δt_g dla uzyskania ekspansji w obszarze pary przegrzanej. Wykresy przedstawiają wyniki analizy pogrupowane w zależności od tego, czy dany czynnik charakteryzuje się możliwością uzyskania ekspansji w obszarze pary przegrzanej dla założonego przegrzania czynnika w generatorze Δt_g .



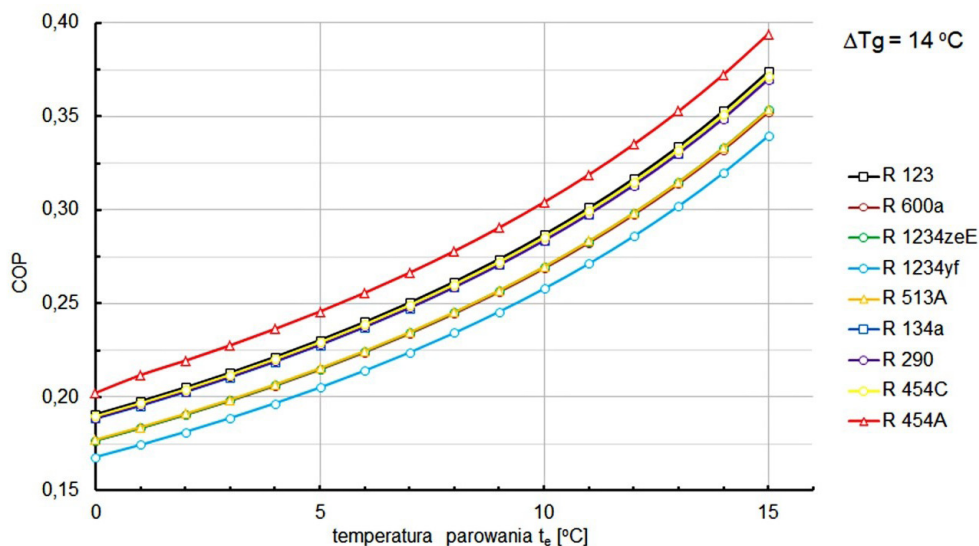
Rys. 2.16. Zależność współczynnika COP w funkcji temperatury nasycenia w parowniku dla: temperatury nasycenia w generatorze $t_g = 60^{\circ}\text{C}$, temperatury nasycenia w skraplaczu $t_c = 30^{\circ}\text{C}$, sprawności dyszy $\eta = 0,70$, przegrzania czynnika w generatorze $\Delta t_g = 3 \text{ K}$



Rys. 2.17. Zależność współczynnika COP w funkcji temperatury nasycenia w parowniku dla: temperatury nasycenia w generatorze $t_g = 60^{\circ}\text{C}$, temperatury nasycenia w skraplaczu $t_c = 30^{\circ}\text{C}$, sprawności dyszy $\eta = 0,70$, przegrzania czynnika w generatorze $\Delta t_g = 6 \text{ K}$



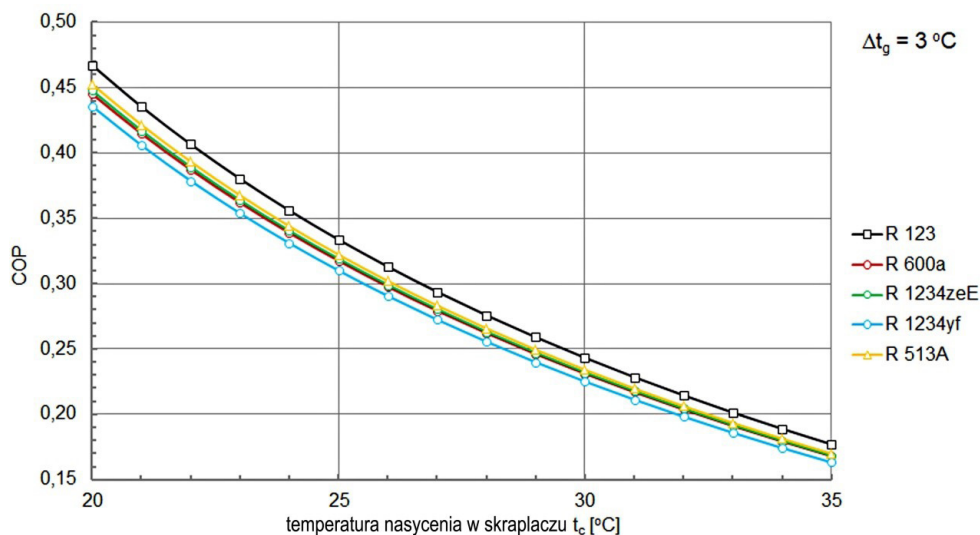
Rys. 2.18. Zależność współczynnika COP w funkcji temperatury nasycenia w parowniku dla: temperatury nasycenia w generatorze $t_g = 60^\circ\text{C}$, temperatury nasycenia w skraplaczu $t_c = 30^\circ\text{C}$, sprawności dyszy $\eta = 0,70$, przegrzania czynnika w generatorze $\Delta t_g = 8\text{ K}$



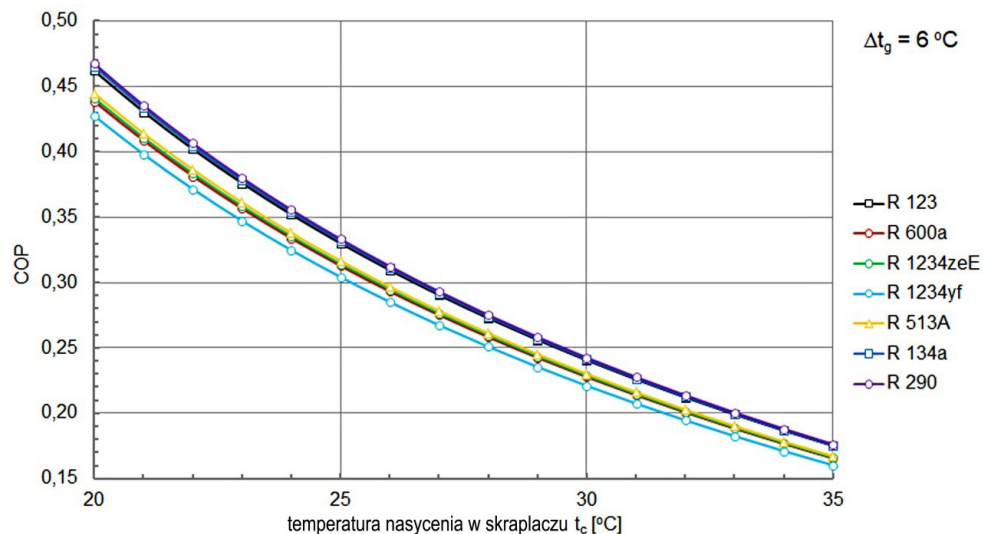
Rys. 2.19. Zależność współczynnika COP w funkcji temperatury nasycenia w parowniku dla: temperatury nasycenia w generatorze $t_g = 60^\circ\text{C}$, temperatury nasycenia w skraplaczu $t_c = 30^\circ\text{C}$, sprawności dyszy $\eta = 0,70$, przegrzania czynnika w generatorze $\Delta t_g = 14\text{ K}$

W przypadku analizy czynników pod względem uzyskiwanego COP w zależności od temperatury nasycenia w parowniku, zakładając również cztery poziomy przegrzania czynnika w generatorze, można stwierdzić, iż podobnie jak w powyższej analizie – największe COP pozwalają uzyskać czynniki R123, R134a, R290, R454C R454A. Również znacząco najlepiej wypada R454A, jednak ekspansję w obszarze pary przegrzanej dla tego czynnika można uzyskać wyłącznie przy wysokim przegrzaniu. Najbardziej efektywnym z punktu widzenia wykorzystania ciepła niskotemperaturowego czynnikiem jest R123.

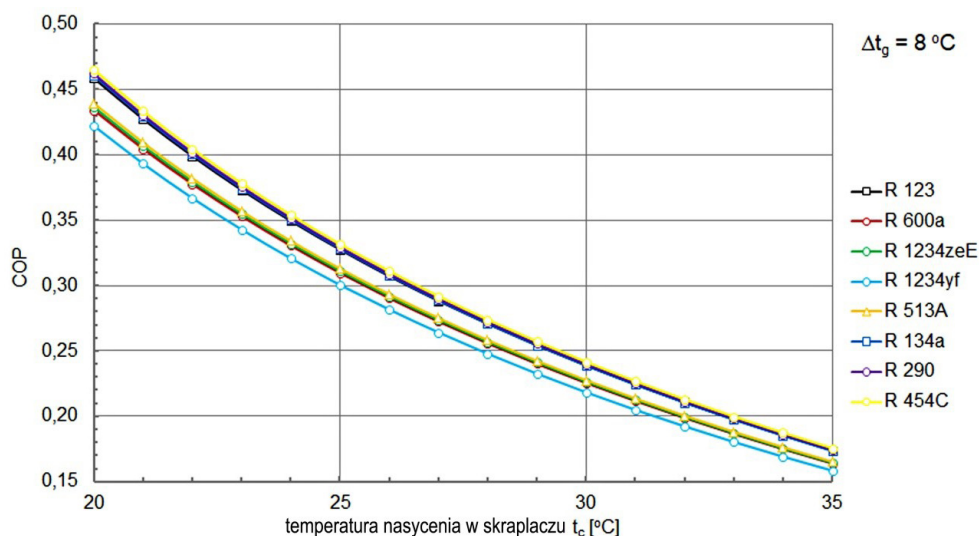
Kolejnym kryterium jest ocena uzyskiwanej efektywności energetycznej COP przy założeniu stałych parametrów: temperatury nasycenia w generatorze $t_g = 60^\circ\text{C}$, temperatury nasycenia w parowniku $t_e = 5^\circ\text{C}$, sprawności strumienicy $\eta = 0,70$. Zmiennym parametrem jest temperatura nasycenia w skraplaczu w zakresie $t_c = 20 \div 30^\circ\text{C}$. Analiza przeprowadzona została jak powyżej – z podziałem na grupy zależnie od minimalnego przegrzania czynnika Δt_g dla uzyskania ekspansji w obszarze pary przegrzanej.



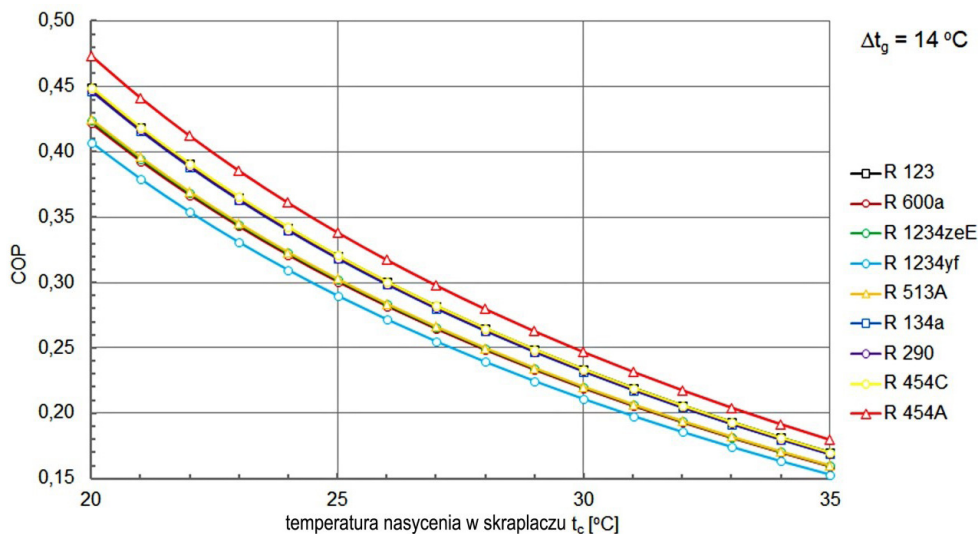
Rys. 2.20. Zależność współczynnika COP w funkcji temperatury nasycenia w skraplaczu dla: temperatury nasycenia w generatorze $t_g = 60^\circ\text{C}$, temperatury nasycenia w parowniku $t_e = 5^\circ\text{C}$, sprawności dyszy $\eta = 0,70$, przegrzania czynnika w generatorze $\Delta t_g = 3\text{ K}$



Rys. 2.21. Zależność współczynnika COP w funkcji temperatury nasycenia w skraplaczu dla: temperatury nasycenia w generatorze $t_g = 60^\circ\text{C}$, temperatury nasycenia w parowniku $t_c = 5^\circ\text{C}$, sprawności dyszy $\eta = 0,70$, przegrzania czynnika w generatorze $\Delta t_g = 6\text{ K}$



Rys. 2.22. Zależność współczynnika COP w funkcji temperatury nasycenia w skraplaczu dla: temperatury nasycenia w generatorze $t_g = 60^\circ\text{C}$, temperatury nasycenia w parowniku $t_c = 5^\circ\text{C}$, sprawności dyszy $\eta = 0,70$, przegrzania czynnika w generatorze $\Delta t_g = 8\text{ K}$



Rys. 2.23. Zależność współczynnika COP w funkcji temperatury nasycenia w skraplaczu dla: temperatury nasycenia w generatorze $t_g = 60^\circ\text{C}$, temperatury nasycenia w parowniku $t_c = 5^\circ\text{C}$, sprawności dyszy $\eta = 0,70$, przegrzania czynnika w generatorze $\Delta t_g = 14\text{ K}$

W przypadku analizy uzyskiwanego COP w zależności od temperatury nasycenia w skraplaczu, analogicznie do poprzednich przypadków, największe COP pozwalają uzyskać czynniki R123, R134a, R290, R454C, R454A. Również podobnie jak poprzednio – znacząco najlepiej wypada R454A, jednak ekspansję w obszarze pary przegrzanej dla tego czynnika można uzyskać wyłącznie przy wysokim przegrzaniu. Najbardziej efektywnym z punktu widzenia wykorzystania ciepła niskotemperaturowego czynnikiem jest R123.

Zestawienie wyników analiz przedstawionych powyżej zawiera tabela 2.4. Analizie poddano 9 wybranych czynników chłodniczych. Czynnik uzyskujący najkorzystniejsze parametry w danej kategorii oznaczono „9”, natomiast czynnik uzyskujący najmniej korzystne wyniki oznaczono „1”. Jeżeli występuje oznaczenie „0”, to znaczy, że nie jest możliwa ekspansja czynnika w obszarze pary przegrzanej przy danych parametrach pracy obiegu. Można uznać, iż końcowa suma punktów uzyskana przez wyszczególnione czynniki robocze może sugerować, który z tych czynników jest najlepszy do zastosowania w strumieniowych układach chłodniczych. Jednakże należy zaznaczyć, iż w przedmiotowej analizie nie uwzględniono wagi poszczególnych kryteriów oceny. Dlatego też końcowy wybór czynnika zależy od wymienionej wyżej wagi kryteriów wyboru, która może znacząco zmienić końcowy wynik.

Tab. 2.4. Zestawienie wyników analizy wybranych czynników chłodniczych

Nazwa czynnika ASHRAE	GWP	ΔT_g °C	COP (t_g - zmienne) $T_c = 30^\circ\text{C}; T_e = 5^\circ\text{C}; \eta = 0,7$				COP (t_e - zmienne) $T_g = 60^\circ\text{C}; T_c = 30^\circ\text{C}; \eta = 0,7$			
			ΔT_g 3°C	ΔT_g 6°C	ΔT_g 8°C	ΔT_g 14°C	ΔT_g 3°C	ΔT_g 6°C	ΔT_g 8°C	ΔT_g 14°C
R123	6	9	9	7	6	5	9	7	6	8
R134a	2	8	0	8	7	6	0	8	7	5
R600a	9	9	6	4	3	2	6	4	3	2
R290	9	8	0	9	8	7	0	9	8	6
R1234ze(E)	7	9	7	5	4	3	7	5	4	4
R1234yf	8	9	5	3	2	1	5	3	2	1
R454C	5	7	0	0	9	8	0	0	9	7
R454A	4	6	0	0	0	9	0	0	0	9
R513A	3	9	8	6	5	4	8	6	5	3

Tab. 2.4. (cd.)

COP (t_e - zmienne) $T_g = 60^\circ\text{C}; T_e = 5^\circ\text{C}; \eta = 0,7$				v_v/v_l	P_s Ciśnienie nasylenia MPa	ΔT cieczy zasilającej °C	Entalpia parowania kJ/kg
ΔT_g 3°C	ΔT_g 6°C	ΔT_g 8°C	ΔT_g 14°C				
9	7	6	8	1	9	1	3
0	8	7	5	4	4	5	6
6	4	3	2	2	8	2	8
0	9	8	6	9	3	7	9
7	5	4	4	3	7	4	4
5	3	2	1	6	6	9	1
0	0	9	7	7	2	6	5
0	0	0	9	8	1	3	7
8	6	5	3	5	5	8	2

Tab. 2.4. (cd.)

Objęto- ściowa wydajność chłodnicza	Objęto- ściowa entalpia parowania	Objęto- ściowa entalpia skraplania	Gęstość cieczy nasyconej	Gęstość pary nasyconej	Klasyfika- cja bez- pieczeń- stwa Ashrae	Nazwa czynnika Ashrae	Suma pkt
kJ/m^3	kJ/m^3	kJ/m^3	kg/m^3	kg/m^3	–		
1	1	1	9	1	9	R123	132
6	6	6	8	5	9	R134a	130
2	2	2	2	2	7	R600a	100
8	7	8	1	3	7	R290	149
3	3	3	7	4	8	R1234ze- (E)	121
4	4	4	5	7	8	R1234yf	104
7	8	7	4	8	8	R454C	123
9	9	9	3	9	8	R454A	103
5	5	5	6	6	9	R513A	135

Biorąc powyższe pod uwagę i pomijając czynniki, które nie spełniają wymogów ekologicznych, a zostały zaprezentowane w powyższym zestawieniu jako porównawcze, należy rozpatrzyć zastosowanie propanu. Jest to czynnik naturalny, całkowicie ekologiczny, ale jednocześnie palny, co uwzględniając napełnienie układu chłodniczego strumienicowego, wymaga ustanowienia odpowiedniej strefy bezpieczeństwa. Jest to więc czynnik mało pożądany z punktu widzenia eksploatacji takich układów. Następnym jest w kolejności czynnik R454C, jednak biorąc pod uwagę dość wysokie GWP, wynoszące 148, i ewentualną możliwość dalszego obniżania progu, jeżeli chodzi o wykorzystanie czynników roboczych w nowych układach chłodniczych – wskazane jest rozpatrzenie możliwości wykorzystania kolejnego czynnika w zestawieniu, którym jest R1234zeE. Uzyskał on wysoką notę w zestawieniu i jego zastosowanie w strumienicowych układach chłodniczych jest szerzej opisane w niniejszej monografii. Z kolei izobutan, który w powyższym zestawieniu w odniesieniu do czynników zaszeregowanych jako perspektywiczne uzyskał najniższą liczbę punktów, a który charakteryzuje się dobrymi współczynnikami COP oraz U , zdecydowanie lepiej wypada w odniesieniu do innych czynników pod względem stosunku v_v/v_p , który to parametr może stanowić o wielkości instalacji. Jest on czynnikiem naturalnym, co z punktu widzenia efektywności ekologicznej, jak w przypadku propanu, ma ogromne znaczenie. W związku z powyższym należy, jak już poprzednio zaznaczono, uwzględnić wagę poszczególnych kryteriów oceny. Dlatego też końcowy

wybór czynnika zależy od wymienionej wyżej wagi kryteriów wyboru, która może znacząco zmienić końcowy wynik.

Podsumowanie

W rozdziale trzecim w szerszym zakresie przeprowadzono własną kompleksową analizę zagadnień nieodrodninie związanych z funkcjonowaniem układów strumienicowych, dotyczących wyboru czynnika roboczego z uwzględnieniem możliwości wykorzystania bezpiecznych dla środowiska i perspektywicznych czynników roboczych. Wybór optymalnego czynnika roboczego powinien uwzględniać zarówno aspekt ekologiczny, jak również aspekty efektywności termodynamicznej. Ze względów formalnoprawnych aspekt ekologiczny w obecnym czasie jest kluczowym kryterium wyboru. Najnowsze regulacje prawne wymuszają ograniczenie, a w krótkim okresie również wycofywanie czynników roboczych charakteryzujących się współczynnikiem GWP > 150. W związku z powyższym informacje dotyczące możliwości zastosowania perspektywicznych czynników roboczych są ciągle zagadnieniem o otwartym charakterze. W ciągu ostatniej dekady opublikowano wiele wyników badań eksperymentalnych oraz teoretycznych analiz strumienicowych układów chłodniczych pracujących z czynnikami halogenowanymi, w tym z czynnikami HCFC oraz HFC o niskich ciśnieniach nasycenia. Jednakże w zakresie badań eksperymentalnych obejmujących zastosowanie czynników naturalnych, takich jak węglowodory lub alkohole, CO₂, a także nowych czynników z grupy HFO o niskim wskaźniku GWP – należy zaznaczyć, iż można odnotować bardzo małą dostępność lub wręcz brak publikacji w zakresie tej tematyki. O ile dostępne są publikacje (choć bardzo nieliczne) traktujące o zagadnieniu doboru odpowiedniego czynnika do urządzeń strumienicowych, to jednak zastosowanie w tych układach czynników naturalnych lub czynników z grupy HFO jest zagadnieniem nowym. Na podstawie przedstawionych modeli autor przeanalizował efektywność energetyczną układów chłodniczych strumienicowych dla szeregu różnych, w tym perspektywicznych, nowych na rynku czynników roboczych. Wyniki analizy, przedstawione w powyższym rozdziale, mogą stanowić wskazówki do doboru czynnika roboczego w strumienicowych układach chłodniczych.

Literatura

1. Bell I. H., Wronski J., Quolin S., and Lemort V.: Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp, *nd. Eng. Chem. Res.*, 2014, 53 (6), pp. 2498–2508 Copyright © 2014 American Chemical Society.
2. Devecioğlu A. G., Oruç V.: Characteristics of Some New Generation Refrigerants with Low GWP, *Energy Procedia* 75 (2015), 1452-1457.
3. Konstantinos K.: A Low GWP Replacment for HCFC 123 in centrifugal chillers: DR2, DuPoint Fluorochemicals R&D, Wilimington, Delaware, USA, 2014.
4. Leck T. J.: New High Performance, Low GWP Refrigerants for Stationary AC and Refrigeration, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 12-15, 2010.
5. Leck T. J., Naicker P. K., Hughes J., Hydutsky B.: Novel Reduced GWP Refrigerant compositions for Stationary Air Conditioning, 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 14-17, 2014.
6. Lemmon E.W., McLinden M.O., Huber M.L., REFPROP – Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties, version 8, Physical and Chemical Properties Division, National Institute of Standards and Technology, Boulder 2006.
7. Safety Data Sheet for refrigerants: R123, R134a, R134a, R507a, R717, R600a, R290, R1234ze(E), R1234yf, R454C, R454A, R454B, R452B, R513A, R514A, R449A, R452A.
8. Śmierciew K., Butrymowicz D., Karwacki J., Analiza obiegów termodynamicznych urządzeń strumienicowych, cz. I, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna* nr 9, 2008, s. 360-363.
9. Śmierciew K., Butrymowicz D., Karwacki J., Analiza obiegów termodynamicznych urządzeń strumienicowych, cz. II, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna* nr 10, 2008, s. 408-412.
10. Śmierciew K., Butrymowicz D., Karwacki J., Analiza obiegów termodynamicznych urządzeń strumienicowych, cz. III, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna* nr 12, 2008, s. 502-508.

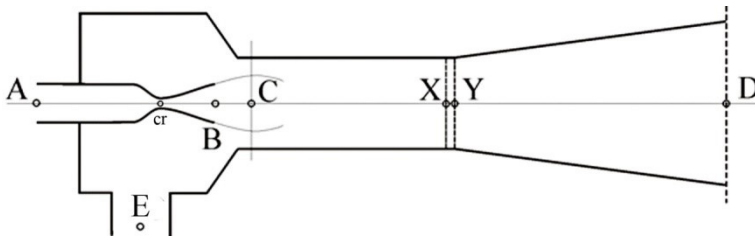
Rozdział 3

Model strumienicy o parametrach skupionych w zastosowaniu do układów chłodniczych

3.1. Model strumienicy gazowej

W niniejszym podrozdziale przedstawiono własny model strumienicy gazowej przeznaczonej do pracy w urządzeniach chłodniczych o wstępnie ustalonej wydajności chłodniczej i mocy napędowej.

Najbardziej popularnym modelem wykorzystywanym do określania parametrów geometrycznych strumienic gazowych jest model zaproponowany przez Huangą i in. (1999) [5]. Model ten wykorzystuje równania bilansowe i pozwala na określenie podstawowych parametrów geometrycznych strumienicy pracującej w warunkach *on-design*. Traktując czynnik roboczy jako gaz doskonały, wyznacza się średnicę komory mieszania, która pozwala na uzyskanie maksymalnego współczynnika zasysania dla zadanych wcześniej parametrów roboczych. W literaturze znaleźć można również inne modele, które zbudowane są na bazie równań bilansowych oraz założeń przepływu gazu doskonałego (Kumar i Ooi 2014, Chen i in. 2013) [7,2]. W niniejszej monografii autor zaproponował model o uogólnionym charakterze, który łączy w sobie najważniejsze cechy dostępnych modeli bilansowych. Dodatkowo model wykorzystuje równania właściwości termodynamicznych czynników. Bazując na opracowanym modelu o parametrach skupionych, możliwe jest wykonanie obliczeń podstawowych wymiarów geometrycznych strumienic przewidzianych do pracy z analizowanymi czynnikami chłodniczymi.



Rys. 3.1. Przyjęty na potrzeby modelu system oznaczeń charakterystycznych przekrojów strumienicy

Model matematyczny przedstawiony poniżej pozwala określić podstawowe parametry geometryczne i termodynamiczne w charakterystycznych punktach strumienicy gazowej w warunkach pracy *on-design*. W równaniach zastosowano oznaczenia zgodne z oznaczeniami na rysunku 3.1. Poszczególne przekroje reprezentowane są przez punkty, w których wyznaczane są parametry termodynamiczne czynnika.

Zaprezentowany poniżej model o parametrach skupionych zbudowano, wykorzystując zależności przedstawione przez autorów pracy (Kumar 2014 i Huang 1999) [7,5]. Model łączy w sobie cechy modeli wyszczególnionych powyżej, tj. pozwala na uzyskanie parametrów przepływowych w charakterystycznych punktach strumienicy, umożliwia budowę charakterystyki pracy strumienicy, obejmującej zarówno obszar *on-design*, jak również *off-design*. Ponadto model uwzględnia zasadniczy aspekt z punktu widzenia procesów fizycznych zachodzących w strumienicy, a mianowicie powstającą w urządzeniu falę uderzeniową, dzięki której uzyskuje się znaczącą część wzrostu ciśnienia. Wzrost ciśnienia modelowany jest przez rozwiązanie równań Rayleigha i Fanno, które to uwzględniają siły tarciove. Zaproponowane podejście jest zatem oparte na bardziej fizycznym podejściu do modelowania strumienicy niż w dostępnych w literaturze modelach. Dodatkowo prezentowany model uwzględnia procesy nieizentropowe, a własności termodynamiczne czynnika modelowane są za pomocą pochodnych równania stanu energii swobodnej Helmholtza.

W modelu przyjmuje się następujące założenia:

- wartość wykładnika adiabaty jest stała;
- strumienie płyną niezależnie (bez mieszania) aż do osiągnięcia przekroju *C*, wskazanego na rysunku 3.1;
- na odcinku wlot do dyszy–gardło dyszy przyjmuje się wstępnie proces izentropowego rozprężania;
- w przekroju *C* powstaje „hipotetyczne gardło” strumienicy, w którym strumień zasysany osiąga prędkość dźwięku;
- proces mieszania kończy się w przekroju *X*, w którym występuje fala uderzeniowa;
- przekrój *Y* znajduje się na końcu komory mieszania;
- straty w strumienicy wynikają jedynie z tarcia;
- przyjmuje się stałe wartości współczynników tarcia;
- strumienica jest adiabatyczna;
- pomija się prędkości wlotowe do strumienicy;
- przepływ gazu jest jednowymiarowy w kierunku osiowym, adiabatyczny, ustalony;
- strumienica pracuje jako *double-chocked* (warunek *on-design*);
- w dyszy napędowej i poza nią nie ma fal uderzeniowych;
- na wlotach do strumienicy panują warunki spiętrzenia;

- do opisu nieodwracalności procesów stosuje się sprawności izentropowe komponentów.

W modelu przyjmuje się następujące parametry wejściowe:

- moc cieplna napędowa generatora pary $\dot{Q}_g$;
- moc cieplna parownika pary $\dot{Q}_e$;
- temperatura nasycenia w generatorze: T_g ;
- przegrzanie pary napędowej ΔT_g ;
- temperatura nasycenia w parowniku: T_e ;
- przegrzanie czynnika w parowniku ΔT_e ;
- temperatura skraplania T_c
oraz parametry sprawnościowe:
- sprawność dyszy napędowej η_n ;
- sprawność rozprężania gazu poza dyszą napędową η_{ss} ;
- sprawność komory ssawnej η_s ;
- sprawność komory mieszania η_m ;
- sprawność dyfuzora η_d ;
- ciśnienie pary napędowej (jeżeli parametry w generatorze są nadkrytyczne) p_g ;
- współczynnik wypływu z dyszy C_n .

Wynikiem obliczeń są:

- maksymalny możliwy do osiągnięcia współczynnik zasysania U_{max} ;
- średnica gardła dyszy napędowej d_t ;
- długość dyszy napędowej $L_{cr-B'}$;
- średnica wylotowa dyszy napędowej $d_{B'}$;
- średnica komory mieszania d_m ;
- długość komory mieszania L_m ;
- średnica wylotowa dyfuzora d_d ;
- długość dyfuzora L_d ;
- zasadnicze parametry czynnika w przekrojach: cr, A, B, C, X, Y, D .

W przypadku gdy liczba znanych parametrów pozwala na wyznaczenie kolejnych z wykorzystaniem równań stanu, własności termodynamiczne czynnika roboczego w poszczególnych przekrojach strumienicy wyznaczano na podstawie równań stanu wykorzystywanych na przykład w oprogramowaniu REFPROP [8] lub CoolProp [6].

Warto dodać, że w literaturze przedmiotu bardzo często wykorzystuje się stałą wartość wykładnika adiabaty. W niniejszej pracy proponuje się podejście podobne, jednak z rozdzieleniem wykładnika adiabaty: osobno na dyszę i pozostałą część strumienicy. Wynika to z faktu, że w zależności od zastosowanego czynnika i ciśnień, jakie panują w układzie, wykładnik ten może przyjmować wartości różne dla dyszy i dla pozostałej części strumienicy. Stosując tylko jedną wartość, można popełnić znaczące błędy przy wyliczaniu parametrów kry-

tycznych, co będzie mieć bezpośrednie przełożenie na geometrię strumienicy oraz pozostałe parametry czynnika roboczego. Zagadnienie to również jak dotąd nie było podejmowane w literaturze. Przyjęto zatem założenie, że dla dyszy wykładnik adiabaty oblicza się jako funkcje parametrów napędowych, a dla pozostałej części strumienicy wykładnik adiabaty oblicza się jako funkcje parametrów panujących w parowniku. Ponadto proponuje się obliczanie wartości własności termodynamicznych z równań gazu rzeczywistego, a nie jak dotąd z równań gazu doskonałego.

Strumień masy czynnika napędowego

Wymagany strumień masy czynnika napędowego wyznaczono na podstawie:

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{Q}_g}{h_g - h_{g_in}} \cdot C_n, \quad (3.1)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_g$ – moc cieplna napędowa generatora pary,
- $h_{g_in} = h(T_c, p_g)$ – entalpia czynnika na wejściu do generatora,
- $h_g = h(T_g, p_g)$ – entalpia czynnika na wyjściu z generatora,
- C_n – współczynnik wypływu z dyszy [3].

Parametry krytyczne czynnika w dyszy napędowej (cr)

Zakładając, że strumień czynnika napędowego na wlocie do dyszy posiada warunki stagnacji, przy odpowiedniej różnicy ciśnień po obu stronach dyszy czynnik, wpływając do dyszy, osiąga w jej wnętrzu krytyczne parametry przepływu.

Ciśnienie krytyczne p_{cr} w gardle dyszy napędowej opisuje równanie:

$$p_{cr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} p_A = \beta p_A, \quad (3.2)$$

gdzie:

- $p_A = p_g$ – ciśnienie pary napędowej,
- β – krytyczny stosunek ciśnień,
- $\kappa = \kappa(T_g, p_g)$ – wykładnik adiabaty dla dyszy.

Zakładając rozprężanie w dyszy, gdzie entropia w gardle dyszy jest równa entropii czynnika napędowego $s_g = s_A = s_{cr} = s(T_g, p_g)$, określa się pole powierzchni przekroju krytycznego dyszy oraz średnicę krytyczną:

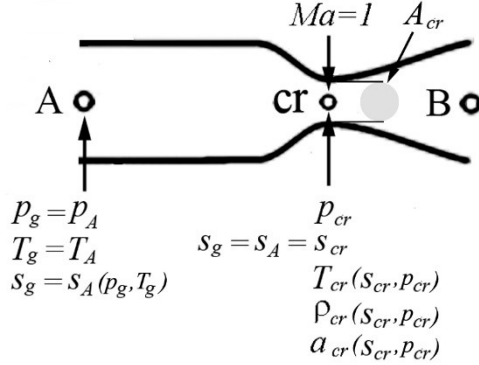
$$A_{cr} = \frac{\dot{m}_g}{\rho_{cr} \cdot a_{cr}}, \quad d_{cr} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{cr}}{\pi}}, \quad (3.3)$$

gdzie:

$\rho_{cr} = \rho(s_{cr}, p_{cr})$ – gęstość krytyczna pary napędowej,

$a_{cr} = a(s_{cr}, p_{cr})$ – prędkość dźwięku w przekroju krytycznym.

Temperaturę krytyczną w dyszy napędowej można wyznaczyć: $T_{cr} = T(s_{cr}, p_{cr})$.



Rys. 3.2. Parametry wyznaczone w dyszy napędowej strumienicy

Przekrój wylotowy dyszy (B)

Zakładając jak poprzednio rozprężanie izentropowe, wartość entropii na wylocie z dyszy w punkcie B wynosi $s_{Bs} = s(T_g, p_g)$. Ciśnienie w punkcie B bardzo często przyjmuje się jako równe ciśnieniu nasycenia dla parownika $p_B = p(T_e)$. Po wyznaczeniu parametrów s_{Bs} i p_B można wyznaczyć temperaturę strumienia wylotowego z dyszy $T_{Bs} = T(s_{Bs}, p_B)$. Należy sprawdzić, czy wyznaczona temperatura T_{Bs} jest większa od temperatury nasycenia dla ciśnienia p_B . Jest to konieczne do sprawdzenia, czy z dyszy wypływa para przegrzana, co jest warunkiem koniecznym uniknięcia wypływu dwufazowego. Następnie przy założeniu rozprężania izentropowego wyznaczana jest entalpia czynnika $h_{Bs} = h(T_{Bs}, p_B)$. Uwzględniając sprawność dyszy napędowej, wyznaczona zostaje rzeczywista entalpia w punkcie B:

$$h_B = h_A - \eta_n \cdot (h_A - h_{Bs}), \quad (3.4)$$

gdzie:

η_n – sprawność dyszy napędowej,
 $h_A = h_g = h(T_g, p_g)$ – entalpia czynnika na wlocie do dyszy równa entalpii czynnika na wyjściu z generatora.

Pozostałe rzeczywiste parametry czynnika w punkcie B:

- temperatura $T_B = T(h_B, p_B)$,
- gęstość czynnika $\rho_B = \rho(h_B, p_B)$,
- prędkość dźwięku $a_B = a(T_B, p_B)$.

Uwzględniając powyższe, wyznacza się prędkość czynnika w punkcie B:

$$w_B = \sqrt{2 \cdot (h_A - h_B)}. \quad (3.5)$$

Liczbę Macha w punkcie B wyznacza się jako:

$$M_B = \frac{w_B}{a_B}, \quad (3.6)$$

gdzie:

$a_B = a(T_B, p_B)$ – lokalna prędkość dźwięku dla czynnika w punkcie B.

Pole powierzchni przekroju wylotowego i średnicę wylotową dyszy wyznaczono ze wzoru:

$$A_B = \frac{\dot{m}_g}{\rho_B \cdot w_B}, \quad d_B = \sqrt{\frac{4 \cdot A_B}{\pi}}, \quad (3.7)$$

gdzie:

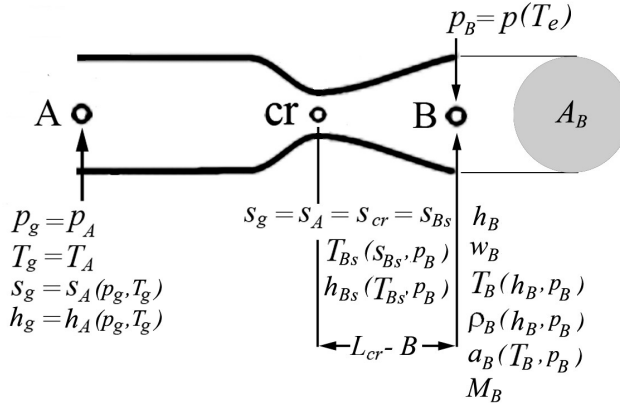
$\rho_B = \rho(h_B, p_B)$ – gęstość czynnika w punkcie B.

Długość części rozbieżnej dyszy wyznaczono ze wzoru:

$$L_{cr-B} = \frac{d_B - d_{cr}}{2 \cdot \tan(\delta_n)}, \quad (3.8)$$

gdzie:

δ_n – kąt rozbieżności części naddźwiękowej zwykle przyjmuje się 10° [9,4].



Rys. 3.3. Parametry wyznaczone na wyjściu z dyszy napędowej strumienicy

Przekrój C

Położenie przekroju *C* ma charakter umowny. Przekrój ten można traktować jako hipotetyczne gardło strumienicy. Rozprężanie strumienia poza dyszą, pomiędzy przekrojami *B* i *C*, odbywa się w sposób niekontrolowany. Warunkiem nadkrytycznej pracy strumienicy jest uzyskanie prędkości dźwięku przez oba strumienie. Strumień napędowy warunek ten spełnia już w gardle dyszy napędowej, a dalsze rozprężanie tylko zwiększa jego prędkość. Przy zadanej wartości ciśnienia parowania p_e i założeniu, że zasysany czynnik osiąga prędkość dźwięku, której odpowiada $M_{sc} = 1$, w przekroju *C* można wyznaczyć wartość ciśnienia strumienia zasysanego p_{sc} , przy którym uzyskane będą parametry krytyczne [5]:

$$\frac{p_e}{p_{sc}} \approx \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_{sc}^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \quad (3.9)$$

gdzie:

$\kappa = \kappa(T_e, p_e)$ – wykładnik adiabaty dla strumienicy. Indeks dolny „s” w równaniu (3.9) oznacza *secondary stream* – strumień zasysany.

Zakłada się za [5], że wartość ciśnienia strugi strumienia napędowego w przekroju *C*, p_{pc} równa jest wartości ciśnienia strumienia zasysanego p_{sc} , tj. $p_{pc} = p_{sc}$. W przekroju *C* w cylindrycznej części strumienicy liczbę Macha M_{pc} strugi strumienia napędowego wyznacza się z równania:

$$\frac{p_{pC}}{p_B} \approx \left(\frac{1 + \frac{\kappa-1}{2} M_B^2}{1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{pC}^2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad (3.10)$$

gdzie:

$\kappa = \kappa(T_e, p_e)$ – wykładnik adiabaty dla strumienicy, indeks dolny „p” w tym przypadku i równaniu (3.10) oznacza (primary stream) – strumień napędowy.

Do obliczenia powierzchni zajmowanej przez strugę strumienia napędowego A_{pC} w przekroju C wykorzystuje się relację:

$$\frac{A_{pC}}{A_B} = \frac{\frac{\eta_{ss}}{M_{pC}} \left[\frac{2}{\kappa+1} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{pC}^2 \right) \right]^{\frac{\kappa+1}{2 \cdot (\kappa-1)}}}{\frac{1}{M_B} \left[\frac{2}{\kappa+1} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_B^2 \right) \right]^{\frac{\kappa+1}{2 \cdot (\kappa-1)}}}, \quad (3.11)$$

gdzie:

η_{ss} – współczynnik strat rozprężania poza dyszą.

Wymagany strumień masy czynnika zasysanego wyznaczono na podstawie:

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_e}{h_{e_out} - h_{e_in}}, \quad (3.12)$$

gdzie:

$\dot{Q}_e$ – moc cieplna parownika,

$h_{e_in} = h(T_e, p_e)$ – entalpia czynnika na wejściu do parownika,

$h_{e_out} = h(T_e, p_e)$ – entalpia czynnika na wyjściu z parownika.

Pamiętając, że w przekroju C zakłada się $M_{sC} = 1$, co oznacza, że wartość strumienia masy $\dot{m}_e$ jest wartością krytyczną (maksymalną), można, korzystając z równania na krytyczny wydatek przepływu, obliczyć pole powierzchni zajmowanej przez czynnik zasysany A_{sC} :

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{e_max} = p_e A_{sC} \sqrt{\frac{\eta_s \kappa}{RT_e} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}, \quad (3.13)$$

gdzie:

η_s – sprawność komory ssawnej,

R – indywidualna stała gazowa [J/(kg·K)].

Pole powierzchni przekroju A_m komory mieszania oblicza się z równania:

$$A_m = A_{sC} + A_{pC}. \quad (3.14)$$

Średnica d_m komory mieszania wynika w sposób oczywisty z powierzchni przekroju A_m komory mieszania.

W literaturze przedmiotu trudno znaleźć ogólne zależności na długość komory mieszania strumienic gazowych. Zwyczajowo przyjmuje się, że długość komory mieszania powinna być wystarczająca na tyle, aby fala uderzeniowa była umieszczona w jej wnętrzu możliwie jak najdłużej. Bazując na doświadczeniu autora w badaniach i projektowaniu strumienic gazowych [1,11], proponuje się długość komory mieszania $L_m = 10 d_m$.

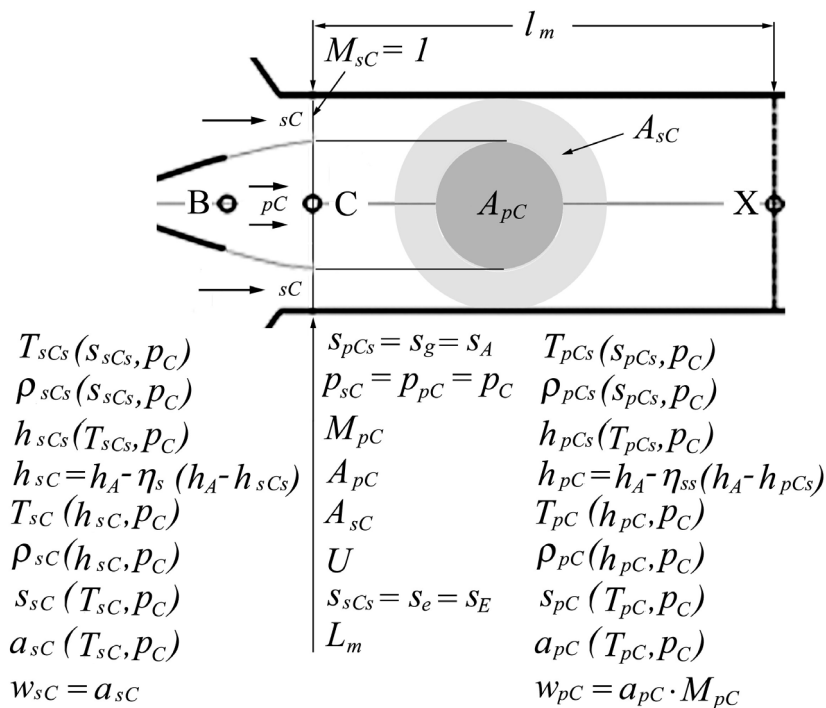
Spełnienie przez oba strumienie warunku krytycznego przepływu przez strumienicę definiuje tym samym współczynnik zasysania, który dla takiej pracy strumienicy osiąga wartość maksymalną:

$$U = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g}. \quad (3.15)$$

Korzystając z założenia izentropowego rozprężania, określa się pozostałe parametry w przekroju C . Uwzględniając, że: $p_{sC} = p_{pC} = p_C$ oraz zakładając, że entropia strumienia napędowego w punkcie C jest równa entropii pary czynnika opuszczającego generator: $s_{pCs} = s_g = s_A$ oraz entropia strumienia czynnika zasysanego z parownika jest równa entropii strumienia czynnika opuszczającego parownik $s_{sCs} = s_e = s_e$, można wyznaczyć pozostałe wymagane parametry czynnika w punkcie C dla:

- strumienia napędowego:
 - temperatura pary przy rozprężaniu izentropowym $T_{pCs} = T(s_{pCs}, p_C)$,
 - gęstość pary przy rozprężaniu izentropowym $\rho_{pCs} = \rho(s_{pCs}, p_C)$,
 - entalpia pary przy rozprężaniu izentropowym $h_{pCs} = h(T_{pCs}, p_C)$,
 - rzeczywista entalpia pary $h_{pC} = h_A - \eta_{ss}(h_A - h_{pCs})$,
 - rzeczywista temperatura pary $T_{pC} = T(h_{pC}, p_C)$,
 - rzeczywista gęstość pary $\rho_{pC} = \rho(h_{pC}, p_C)$,
 - rzeczywista entropia pary $s_{pC} = s(T_{pC}, p_C)$,
 - rzeczywista lokalna prędkość dźwięku $a_{pC} = a(T_{pC}, p_C)$,
 - rzeczywista prędkość pary $w_{pC} = a_{pC} \cdot M_{pC}$,
- strumienia zasysanego:
 - temperatura pary przy rozprężaniu izentropowym $T_{sCs} = T(s_{sCs}, p_C)$,
 - gęstość pary przy rozprężaniu izentropowym $\rho_{sCs} = \rho(s_{sCs}, p_C)$,
 - entalpia pary przy rozprężaniu izentropowym $h_{sCs} = h(T_{sCs}, p_C)$,

- rzeczywista entalpia pary $h_{sC} = h_E - \eta_s (h_E - h_{sCs})$,
- rzeczywista temperatura pary $T_{sC} = T(h_{sC}, p_C)$,
- rzeczywista gęstość pary $\rho_{sC} = \rho(h_{sC}, p_C)$,
- rzeczywista entropia pary $s_{sC} = s(T_{sC}, p_C)$,
- rzeczywista lokalna prędkość dźwięku $a_{sC} = a(T_{sC}, p_C)$,
- rzeczywista prędkość pary $w_{pC} = a_{pC}$

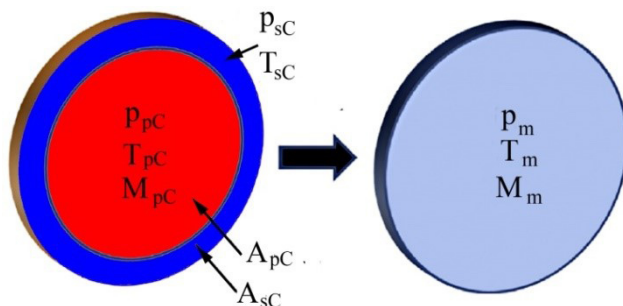


Rys. 3.4. Parametry wyznaczone w gardle strumienicy

Przekrój X

Lokalizacja przekroju X jest trudna do jednoznacznego ustalenia, gdyż zmienia się ona wraz ze zmianą ciśnienia po stronie tłocznej strumienicy. Jest to punkt, w którym przepływ naddźwiękowy zmienia się w przepływ poddźwiękowy; innymi słowy – w przekroju X pojawia się fala uderzeniowa. Liczba Macha przepływu naddźwiękowego jest funkcją parametrów spiętrzenia. Ponieważ parametry strumienia zmieszanego wynikają od parametrów spiętrzenia obu strumieni oraz stosunku zmieszania, zrozumiałe jest, że dokładna lokalizacja przekroju X jest funkcją wielu zmiennych. W modelowaniu strumienic pożąda-

ne jest, aby przepływ naddźwiękowy zmieniał się w poddźwiękowy na końcu komory mieszania. Na rysunku 3.1 położenie przekroju X znajduje się na końcu komory mieszania.



Rys. 3.5. Schemat zamiany parametrów płynów rozdzielonych na parametry strumienia płynu zmieszanego [7]

Aby wyznaczyć parametry czynnika przed falą uderzeniową, konieczna jest znajomość parametrów średnich czynnika na początku komory mieszania. W związku z powyższym parametry dwu oddzielnych strumieni, napędowego i zasysanego, zamieniamy na parametry strumienia zmieszanego [7]. Ciśnienia strumieni napędowego i zasysanego w punkcie C są takie same, więc ciśnienie strumienia zmieszanego $p_m = p_{sc} = p_{pC}$. Entalpia strumienia zmieszanego wyznaczona jest jako:

$$h_m = \frac{h_{pC} + U \cdot h_{sc}}{1 + U}. \quad (3.16)$$

Prędkość strumienia zmieszanego wyznaczono jako:

$$w_m = \eta_m \frac{\dot{m}_g \cdot w_{pC} + \dot{m}_e \cdot w_{sc}}{\dot{m}_g + \dot{m}_e}, \quad (3.17)$$

gdzie:

η_m – sprawność komory mieszania.

Liczbę Ma strumienia zmieszanego wyznaczono jako:

$$M_m = \frac{w_m}{a_m}, \quad (3.18)$$

gdzie:

$a_m = a(T_m, p_m)$ – lokalna prędkość dźwięku strumienia zmieszanego.

Liczbę Re strumienia zmieszanego wyznaczono jako:

$$\text{Re}_m = \frac{w_m \cdot d_m \cdot \rho_m}{\mu_m}, \quad (3.19)$$

gdzie:

$\rho_m = \rho(T_m, p_m)$ – gęstość strumienia zmieszanego,

$\mu_m = \mu(T_m, p_m)$ – lepkość dynamiczna strumienia zmieszanego.

W modelowaniu strumienic bardzo często przyjmuje się model mieszania przy stałym ciśnieniu lub przy stałym przekroju. W niniejszej pracy rozpatruje się strumienice o cylindrycznej komorze mieszania, zatem jest to model mieszania przy stałym polu przekroju. W modelu przyjęto, że zmiana parametrów wzdłuż komory mieszania wynika z tarcia płynu o ścianki. Wpływ ten ujmuje równanie Fanno [7, 12] które opisuje przepływ płynu ściśliwego przez komorę mieszania o stałym przekroju:

$$\frac{f_m L_m}{d_m} = \frac{\kappa + 1}{2\kappa} \ln \frac{1 + \left[\left(\frac{\kappa - 1}{2} \right) M_X^2 \right]}{1 + \left[\left(\frac{\kappa - 1}{2} \right) M_m^2 \right]} - \frac{1}{\kappa} \left(\frac{1}{M_X^2} - \frac{1}{M_m^2} \right) - \frac{\kappa + 1}{2\kappa} \ln \frac{M_X^2}{M_m^2}, \quad (3.20)$$

gdzie:

L_m – długość komory mieszania $L_m = 10 d_m$,

κ – średnia wartość wykładnika adiabaty dla komory mieszania:

$$\kappa = \frac{\kappa_m + \kappa_X}{2}, \quad (3.21)$$

gdzie:

$\kappa_m = \kappa(p_m, T_m)$ – wartość wykładnika adiabaty dla strumienia zmieszanego,

$\kappa_X = \kappa(p_X, T_X)$ – wartość wykładnika adiabaty dla punktu X w komorze mieszania,

f_m – współczynnik tarcia wyznaczony z równania Schlichtnga [7, 10]:

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = 2 \log \left(\text{Re}_{m-X} \sqrt{f_m} \right) - 0,8, \quad (3.22)$$

Re_{m-X} – liczba Re wyznaczona dla średnich wartości w komorze mieszania:

$$\text{Re}_{m-X} = \frac{\text{Re}_m + \text{Re}_X}{2}; \quad (3.23)$$

Re w punkcie X:

$$\text{Re}_X = \frac{w_X \cdot d_m \cdot \rho_X}{\mu_X}, \quad (3.24)$$

gdzie:

$\mu_X = \mu(p_X, T_X)$ – lepkość dynamiczna w punkcie X,

w_X – prędkość w punkcie X:

$$w_X = \frac{\dot{m}_g + \dot{m}_e}{A_m \cdot \rho_X}, \quad (3.25)$$

gdzie:

$\rho_X = \rho(p_X, T_X)$ – gęstość w punkcie X.

Wszystkie powyższe parametry odnoszące się do przekroju X zależą od temperatury T_X i ciśnienia p_X , które na tym etapie są wielkościami niewiadomymi. Podobna sytuacja jest z liczbą Macha M_X użytą w równaniu (3.20). Dysponując jednym równaniem opisującym zmianę stanu czynnika w komorze mieszania, wobec trzech niewiadomych (T_X, p_X, M_X), niezbędne jest poszukiwanie kolejnych równań, pozwalających wyznaczyć pozostałe niewiadome w punkcie X. Pozostałymi równaniami pozwalającymi określić parametry w przekroju X są równania stanu gazu:

$$\frac{T_X}{T_m} = \frac{1 + \left[\left(\frac{\kappa - 1}{2} \right) M_m^2 \right]}{1 + \left[\left(\frac{\kappa - 1}{2} \right) M_X^2 \right]}, \quad (3.26)$$

gdzie: $T_m = T(h_m, p_m)$ – temperatura strumienia zmieszanego.

$$\frac{p_X}{p_m} = \frac{M_m}{M_X} \left[\frac{1 + \left(\frac{\kappa - 1}{2} \right) M_m^2}{1 + \left(\frac{\kappa - 1}{2} \right) M_X^2} \right]^{0.5}. \quad (3.27)$$

Rozwiązując układ równań (3.20), (3.26) i (3.27), można wyznaczyć żądane parametry: ciśnienie p_X , temperaturę T_X i liczbę Macha M_X w punkcie X oraz parametry, które zależą od p_X i T_X .

gdzie:

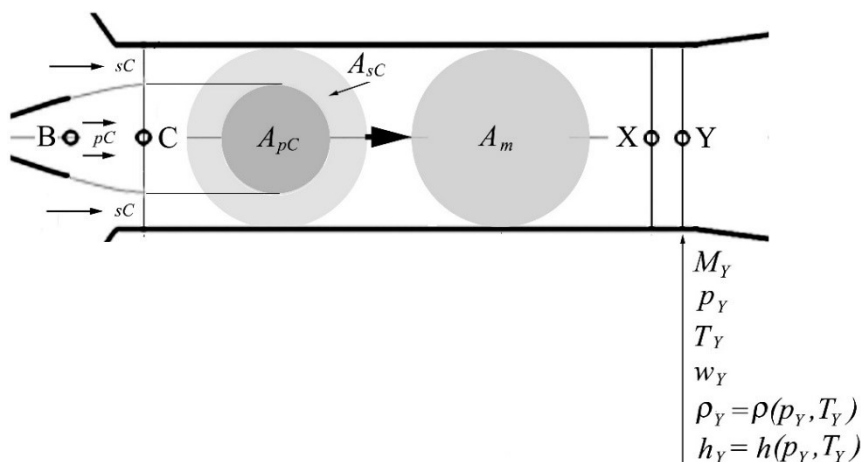
$\rho_Y = \rho(p_Y, T_Y)$ – gęstość pary w punkcie Y, która w tym miejscu jest parametrem nieznanym.

Ciśnienie p_y i temperatura T_y czynnika za falą uderzeniową obliczane są z równania Fanno (3.30) i Rayleigha (3.31):

$$h_X + v_X^2 \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{\dot{m}_g + \dot{m}_e}{A_m} \right)^2 = h_Y + v_Y^2 \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{\dot{m}_g + \dot{m}_e}{A_m} \right)^2, \quad (3.30)$$

$$p_X + v_X \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{\dot{m}_g + \dot{m}_e}{A_m} \right)^2 = p_Y + v_Y \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{\dot{m}_g + \dot{m}_e}{A_m} \right)^2. \quad (3.31)$$

Entalpia pary przegrzanej h_v oraz objętość właściwa v_v również jest w funkcji ciśnienia p_v i temperatury T_v . Entalpię właściwą, podobnie jak gęstość, określa się z równania stanu: $h_v = h(p_v, T_v)$.



Rys. 3.7. Parametry wyznaczone za falą uderzeniową

Przekrój D

Zmiana parametrów czynnika w dyfuzorze wynika przede wszystkim ze zmiany przekroju poprzecznego kanału wzdłuż dyfuzora oraz zjawisk towarzyszących przepływowi czynnika ściśliwego. Zakładając stagnację warunków panujących na wylocie z dyfuzora, temperaturę T_d i ciśnienie p_d na wyjściu z dyfuzora można wyznaczyć, rozwiązując układ równań:

$$\frac{T_D}{T_Y} = \eta_d \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_Y^2 \right), \quad (3.32)$$

$$\frac{p_D}{p_Y} = \eta_d \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_Y^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \quad (3.33)$$

gdzie:

κ – średnia wartość wykładnika adiabaty dla wartości w punkcie D na wyjściu z dyfuzora:

$$\kappa = \frac{\kappa_Y + \kappa_D}{2}, \quad (3.34)$$

gdzie:

$\kappa_D = \kappa(p_D, T_D)$ – wartość wykładnika adiabaty dla punktu D,

η_d – sprawność dyfuzora [4,9].

Prędkość w_D na wylocie z dyfuzora oblicza się z równania:

$$w_D = \frac{\dot{m}_g \cdot (1 + U)}{A_d \cdot \rho_D}, \quad (3.35)$$

gdzie:

$A_d = A(d_d)$ – pole powierzchni przekroju poprzecznego końca dyfuzora.

$\rho_D = \rho(p_D, T_D)$ – gęstość czynnika na wylocie z dyfuzora,

$h_D = h(p_D, T_D)$ – entalpia czynnika na wylocie z dyfuzora.

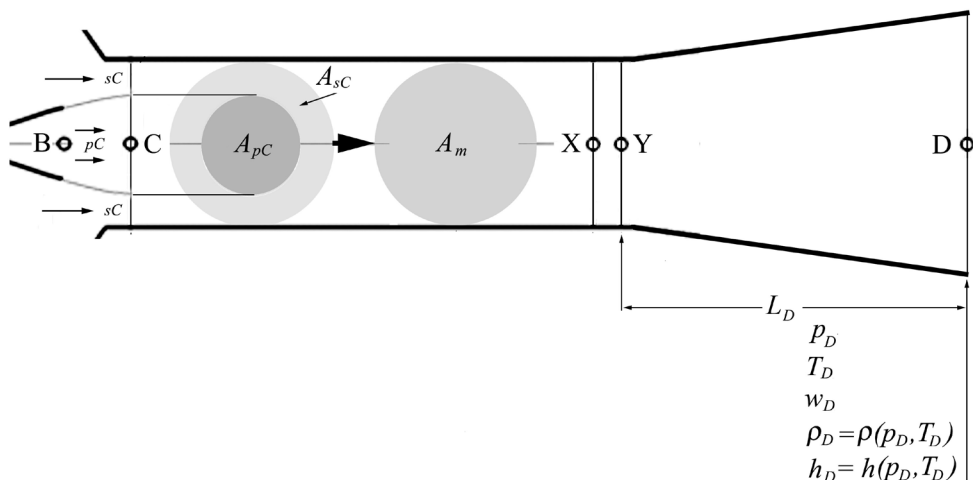
Zadaniem dyfuzora jest wyhamowanie przepływu czynnika do wartości odpowiednich dla przepływu gazu w instalacji chłodniczej. Pomimo tego, że do dyfuzora wpływa sprężony czynnik z prędkością poddźwiękową, można oczekiwać, że są to prędkości co najmniej kilkudziesięciu m/s. Przepływający przez dyfuzor czynnik traci prędkość na skutek tarcia o ścianki oraz na skutek wzrostu przekroju poprzecznego. Projektując dyfuzor, należy zwrócić uwagę na kąt rozbieżności. Zbyt duży kąt może przyczynić się do oderwań strugi, co pogorszy jego sprawność. Literatura przedmiotu wskazuje, że nie jest zalecane stosowanie dyfuzorów o kącie rozbieżności większym niż 12° . Przy projektowaniu dyfuzorów do strumieni gazowych kluczowym parametrem nie jest jego długość, lecz pole przekroju poprzecznego. Na podstawie własnych doświadczeń autor proponuje przyjmowanie średnicy wylotowej dyfuzora jako $d_d = 3d_m$.

Długość dyfuzora wyznaczono z zależności:

$$L_d = \frac{d_d - d_m}{2 \cdot \tan(\delta_d)}, \quad (3.36)$$

gdzie:

δ_d – kąt rozbieżności dyfuzora; zwykle przyjmuje się kąt 8° [4,9].



Rys. 3.8. Parametry wyznaczone za falą uderzeniową

Przedstawiony powyżej model matematyczny nadkrytycznej strumienicy gazowej pozwala wyznaczyć jej podstawowe parametry geometryczne. Oczywiście po wykonaniu obliczeń konieczne jest sprawdzenie warunku, czy uzyskane ciśnienie p_D na wyjściu z dyfuzora jest większe od założonego ciśnienia skraplania p_c .

3.2. Wyznaczanie charakterystyki pracy strumienicy z zastosowaniem modelu o parametrach skupionych

Charakterystyka pracy urządzenia jest podstawowym źródłem informacji dla predykcji parametrów eksploatacyjnych całego strumienicowego układu chłodniczego. Procedura przedstawiona w poprzednim podrozdziale pozwala wyznaczyć podstawowe parametry geometryczne strumienicy gazowej w zależności od założonych parametrów pracy układu. Są to niezbędne parametry dla modelowania charakterystyki pracy strumienicy gazowej. Kolejnym ważnym aspektem są własności termodynamiczne czynnika roboczego. Przykładowa charakterystyka pracy strumienicy gazowej została przedstawiona na rysunku 1.3.

W niniejszym podrozdziale przedstawiono procedurę wyznaczania charakterystyki pracy strumienicy gazowej dla zadanych parametrów geometrycznych

(wyznaczonych na bazie modelu przedstawionego w poprzednim podrozdziale), uwzględniając parametry termodynamiczne czynnika roboczego.

Podstawowymi geometrycznymi parametrami wejściowymi modelu są:

- średnica gardła dyszy napędowej d_{cr} ;
- średnica wylotowa dyszy napędowej d_B ;
- długość dyszy napędowej $L_{cr-B'}$;
- średnica komory mieszania d_m ;
- długość komory mieszania L_m ;
- średnica wylotowa dyfuzora d_d ;
- długość dyfuzora L_d .

W modelu przyjmuje się następujące parametry zadane:

- temperatura pary napędowej: T_g ;
- przegrzanie pary napędowej ΔT_g ;
- temperatura nasycenia pary zasysanej: T_e ;
- przegrzanie pary zasysanej ΔT_e ;
- ciśnienie pary napędowej (jeżeli parametry w generatorze są nadkrytyczne) p_g ;
- współczynnik wypływu z dyszy C_n ;
- sprawność dyszy napędowej η_n ;
- sprawność rozprężania gazu poza dyszą napędową η_{ss} ;
- sprawność komory ssawnej η_s ;
- sprawność komory mieszania η_m ;
- sprawność dyfuzora η_d ;
- zakłada się zmienną wartość temperatury skraplania, t_k i odpowiadające tej temperaturze ciśnienie nasycenia będące ciśnieniem skraplania, p_k ; każdy punkt wyznaczonej charakterystyki odpowiada innej temperaturze t_k .

Ponadto, jak w poprzednim przypadku, w modelu przyjmuje się następujące założenia:

- wartość wykładnika adiabaty jest stała;
- na odcinku wlot do dyszy–gardło dyszy przyjmuje się wstępnie proces izentropowego rozprężania;
- w przekroju C powstaje hipotetyczne gardło strumienicy, w którym strumień zasysany osiąga prędkość dźwięku;
- proces mieszania kończy się w przekroju X , w którym występuje fala uderzeniowa;
- przekrój Y reprezentuje miejsce, gdzie strumień osiąga parametry przepływu podkrytycznego, czyli znajduje się na końcu komory mieszania;
- przyjmuje się stałe wartości współczynników tarcia;
- czynnik roboczy traktowany jest jako gaz idealny o stałych parametrach c_p i κ ;
- przepływ wewnątrz strumienicy jest ustalony i jednowymiarowy;
- energia kinetyczna czynnika na wlocie do strumienicy jest pomijalnie mała;

- dla określenia nieizentropowości procesów i wynikających z tego strat spowodowanych tarciem i mieszaniem się strumieni wykorzystuje się współczynniki sprawności;
- strumień płynie niezależnie (bez mieszania) aż do osiągnięcia przekroju C , bez względu na to, czy strumienica pracuje w *on-design* czy *off-design*;
- strumienica jest adiabatyczna;
- podobnie jak poprzednio stosuje się dwie wartości wykładnika adiabaty, jedną dla dyszy, liczoną jako funkcja parametrów napędowych, i drugą dla pozostałej części strumienicy, liczoną jako funkcja parametrów w parowniku.

Parametry krytyczne czynnika w dyszy napędowej (cr)

Zakładając, że strumień czynnika napędowego na wlocie do dyszy posiada warunki stagnacji, to przy odpowiedniej różnicy ciśnień po obu stronach dyszy czynnik, wpływając do dyszy, osiąga w jej wnętrzu krytyczne parametry przepływu. Ciśnienie krytyczne p_{cr} w gardle dyszy napędowej opisuje równanie (3.2). Zakładając, jak poprzednio, rozprężanie izentropowe w dyszy, gdzie entropia w gardle dyszy jest równa entropii czynnika napędowego $s_g = s_A = s_{cr} = s(T_g, p_g)$, określa się: temperaturę krytyczną $T_{cr} = T(s_{cr}, p_{cr})$, gęstość krytyczną $\rho_{cr} = \rho(s_{cr}, p_{cr})$ oraz prędkość dźwięku w gardle dyszy $a_{cr} = a(s_{cr}, p_{cr})$.

Przepływ krytyczny pary napędowej wyznaczany jest z zależności:

$$\dot{m}_{gcr} = A_{cr} \cdot \rho_{cr} \cdot a_{cr}, \quad (3.37)$$

gdzie:

$A_{cr} = A(d_{cr})$ – pole powierzchni przekroju poprzecznego gardła dyszy.

Strumień masy pary napędowej wypływający z dyszy:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{gcr} \cdot C_n, \quad (3.38)$$

gdzie:

C_n – współczynnik wypływu z dyszy.

Przekrój wylotowy dyszy (B)

Zakładając rozprężanie izentropowe i wykorzystując zasadę zachowania masy i zasadę zachowania energii oraz relacje gazodynamiki dla przepływów izentropowych między liczbą Macha na wyjściu z dyszy a przekrojem wylotowym dyszy, określa się ciśnienie czynnika i liczbę Macha na wyjściu z dyszy. Liczbę Macha M_{Bs} na wylocie z dyszy (punkt B) i ciśnienie wylotowe p_B wyznaczane są z zależności:

$$\left(\frac{A_B}{A_{cr}}\right)^2 = \frac{1}{M_{Bs}^2} \left[\frac{2}{\kappa+1} \cdot \left(1 + \frac{\kappa-1}{2}\right) \cdot M_{Bs}^2 \right]^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}, \quad (3.39)$$

$$\frac{p_g}{p_B} \approx \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{Bs}^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad (3.40)$$

gdzie:

$\kappa = \kappa(T_e, p_e)$ – wykładnik adiabaty dla strumienicy,

$A_B = A(d_B)$ – pole powierzchni przekroju wylotowego dyszy.

Pozostałe parametry czynnika w punkcie B, przy założeniu rozprężania izentropowego, wyznacza się z zależności:

- wartość entropii czynnika na wylocie z dyszy $s_{Bs} = s(T_g, p_g)$,
- temperatura strumienia wylotowego z dyszy $T_{Bs} = T(s_{Bs}, p_B)$,
- entalpia czynnika na wylocie z dyszy $h_{Bs} = h(T_{Bs}, p_B)$.

Należy sprawdzić, czy wyznaczona temperatura T_{Bs} jest większa od temperatury nasycenia dla ciśnienia p_B . Jest to konieczne dla sprawdzenia, czy z dyszy wypływa para przegrzana, co jest warunkiem koniecznym dla uniknięcia wpływu dwufazowego. Uwzględniając sprawność dyszy napędowej, wyznacza się rzeczywistą entalpię h_B w punkcie B, wykorzystując zależność (3.4). Pozostałe rzeczywiste parametry czynnika w punkcie B:

- temperatura $T_B = T(h_B, p_B)$,
- gęstość czynnika $\rho_B = \rho(h_B, p_B)$,
- prędkość dźwięku $a_B = a(T_B, p_B)$.

Uwzględniając powyższe, prędkość w_B czynnika w punkcie B wyznaczona zostaje z (3.6), a liczbę Macha M_B w punkcie B wyznaczono analogicznie do (3.7):

Przekrój C

Jak już wspomniano w poprzednim podrozdziale, położenie przekroju C ma charakter umowny i jest traktowany jako hipotetyczne gardło strumienicy. Jednym z kluczowych zagadnień jest tutaj wyznaczenie pól powierzchni zajmowanych przez strumienie odpowiednio: czynnika napędowego A_{pc} i zasysanego A_{sc} . Wpływa to bezpośrednio na jeden z głównych parametrów pracy strumienicy, jakim jest współczynnik zasysania U .

Biorąc pod uwagę fakt, iż pole przekroju A_m komory mieszania jest funkcją średnicy komory mieszania, która to jest parametrem wejściowym w prezentowanym modelu, wystarczające jest wyznaczenie jednego z wyszczególnionych powyżej parametrów. W związku z powyższym pole przekroju A_{pc} strumienia napędowego w przekroju C wyznacza się z zależności:

$$\frac{A_{pC}}{A_B} = \frac{\eta_{ss}}{M_{pC}} \left[\frac{2}{\kappa+1} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{pC}^2 \right) \right]^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}, \quad (3.41)$$

gdzie:

η_{ss} – współczynnik strat rozprężania poza dyszą,

M_{pC} – liczba Macha strumienia napędowego w przekroju C wyznaczona z zależności:

$$\frac{p_C}{p_B} = \left(\frac{1 + \frac{\kappa-1}{2} M_B^2}{1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{pC}^2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad (3.42)$$

gdzie:

p_C – ciśnienie strumienia napędowego w przekroju C ; jest ono równe ciśnieniu strumienia napędowego p_{pC} w przekroju C i ciśnieniu strumienia zasysanego p_{sC} w przekroju C :

$$p_C = p_{Ccr} + \Delta p_C, \quad (3.43)$$

gdzie:

Δp_C – przyrost ciśnienia, który jest parametrem definiowanym przez użytkownika w celu wyznaczenia charakterystyki pracy strumienicy w obszarze *off-design*,

p_{Ccr} – ciśnienie krytyczne strumienia zasysanego w przekroju C , równe ciśnieniu strumienia napędowego w przekroju C :

$$p_{Ccr} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} p_e = \beta_s p_e, \quad (3.44)$$

gdzie:

p_e – ciśnienie nasycenia pary zasysanej,

β_s – krytyczny stosunek ciśnień dla strumienicy,

$\kappa = \kappa(T_e, p_e)$ – wykładnik adiabaty dla strumienicy.

Kolejnym istotnym parametrem koniecznym do określenia współczynnika zasysania strumienicy U jest liczba Macha strumienia zasysanego, która jednocześnie warunkuje charakter pracy strumienicy. Ponieważ strumienica może pracować w warunkach nadkrytycznych (*on-design*) lub podkrytycznych

(*off-design*), rozpatruje się dwa przypadki. W obu przypadkach strumień napędowy warunek przepływu krytycznego spełnia już w gardle dyszy napędowej, a dalsze rozprężanie tylko zwiększa jego prędkość.

Praca w warunkach nadkrytycznych (*on-design*)

Warunkiem nadkrytycznej pracy strumienicy jest przekroczenie prędkości dźwięku przez oba strumienie. Rozpatrując pracę strumienicy w obszarze nadkrytycznym, w mocy jest założenie, że strumień zasysany uzyskał prędkość dźwięku i liczba Macha dla tego strumienia w punkcie C, $M_{sc} = 1$ oraz ciśnienie $p_c = p_{ccr}$. W takich warunkach strumienica pracuje z maksymalnym współczynnikiem zasysania. Praca strumienicy trwać będzie tak długo, aż ciśnienie na wyjściu ze strumienicy p_d będzie wyższe od ciśnienia panującego w skraplaczu p_k . Należy jednak wyjaśnić mechanizm tego zjawiska. Za przyrost ciśnienia w strumienicy odpowiada w głównej mierze fala uderzeniowa i w dużo mniejszym stopniu przyrost ciśnienia w dyfuzorze. Przyrost ciśnienia na fali uderzeniowej opisany jest relacjami gazodynamicznymi i stanowi funkcję liczby Macha strumienia naddźwiękowego, jaką ten strumień posiada tuż przed wystąpieniem fali uderzeniowej (punkt X na rys. 3.1). Liczba Macha strumienia w tym miejscu, M_x , zależy tylko od parametrów spiętrzenia strumienia. Zatem dla określonych parametrów wlotowych można uzyskać konkretny przyrost ciśnienia na fali uderzeniowej. Oznaczając przyrost ciśnienia w strumienicy jako Δp_{eje} , który uwzględni przyrost ciśnienia na fali uderzeniowej i w dyfuzorze, można stwierdzić, że dopóki $p_c + \Delta p_{eje} > p_k$, strumienica pracuje jako nadkrytyczna. Kluczowym parametrem jest jednak wartość ciśnienia $p_c = p_{ccr}$. Jeśli $p_c > p_{ccr}$, strumień zasysany nie uzyska parametrów krytycznych i obliczenia powinny być wykonywane jak dla układu podkrytycznego.

Bezwzględne spełnienie warunku $p_c = p_{ccr}$ jest niezwykle trudne w warunkach rzeczywistych, wymaga się bowiem zgodności do setnych części Paskala. Należy tutaj wskazać fakt, że nawet podczas stabilnych warunków pracy rzeczywistych układów występują niewielkie fluktuacje parametrów termicznych i przepływowych. Dlatego proponuje się przyjąć założenie, że czynnik osiąga prędkość krytyczną $M_{sc} = 1$ tak długo, dopóki dla ciśnienia w punkcie C jest $p_c \leq 1,05 p_{ccr}$. Ponadto własności termodynamiczne wyznaczone są z dokładnością do 1%. Przyjęcie powyższego założenia znacznie ułatwia posługiwanie się modelem.

Pozostałe parametry czynnika w punkcie C w warunkach nadkrytycznych pracy strumienicy, przy założeniu rozprężania izentropowego, wyznacza się z zależności:

- entropia strumienia czynnika zasysanego $s_{sc} = s(T_e, p_e)$;
- gęstość strumienia zasysanego $\rho_{sc} = \rho(s_{sc}, p_{ccr})$;
- temperatura strumienia zasysanego $T_{sc} = T(s_{sc}, p_{ccr})$;

- entalpia strumienia zasysanego $h_{sc} = h(p_{sc}, p_{ccr})$;
- prędkość dźwięku strumienia zasysanego $a_{sc} = a(T_{sc}, p_{ccr})$;
- prędkość strumienia zasysanego $w_{sc} = a_{sc}$;
- entropia strumienia czynnika napędowego $s_{pc} = s(T_g, p_g)$;
- gęstość strumienia czynnika napędowego $\rho_{pc} = \rho(s_{pc}, p_{ccr})$;
- temperatura strumienia czynnika napędowego $T_{pc} = T(s_{pc}, p_{ccr})$;
- entalpia strumienia czynnika napędowego $h_{pc} = h(p_{pc}, p_{ccr})$;
- prędkość dźwięku strumienia czynnika napędowego $a_{pc} = a(T_{pc}, p_{ccr})$;
- prędkość strumienia czynnika napędowego $w_{pc} = M_{pc} \cdot a_{pc}$

Praca w warunkach podkrytycznych (*off-design*)

W warunkach podkrytycznej pracy strumienicy, kiedy ciśnienie $p_c > 1,05p_{ccr}$, tylko strumień napędowy przekracza prędkość dźwięku. Strumień zasysany jest podkrytyczny, to znaczy $M_{sc} < 1$. W takiej sytuacji wartość liczby Macha wyznaczana jest z zależności:

$$\frac{p_c}{p_e} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_{sc}^2 \right)^{-\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \quad (3.45)$$

gdzie:

$\kappa = \kappa(T_e, p_e)$ – wykładnik adiabaty dla strumienicy,

$p_e = p(T_e)$ – ciśnienie nasycenia strumienia zasysanego.

W tym miejscu należy wyjaśnić parametr Δp_c z równania (3.43), który ma zastosowanie tylko do pracy strumienicy w obszarze *off-design*. Jak wspomniano wcześniej, dopóki $p_c + \Delta p_{eje} > p_k$, strumienica pracuje jako nadkrytyczna. W momencie, gdy $p_c + \Delta p_{eje} < p_k$, strumienica wkracza w pracę podkrytyczną. Oznacza to, że ciśnienie w punkcie C musi być wyższe od ciśnienia krytycznego, $p_c > p_{ccr}$. W takim przypadku ciśnienie p_c liczone jest według równania (3.43). Wartość Δp_c zwiększa się tak długo, aż dla zadanej temperatury t_k i odpowiedniego p_k spełniony zostanie warunek $p_c + \Delta p_{eje} > p_k$. Oznacza to, że nawet w warunkach *off-design* strumienica jest w stanie wytworzyć ciśnienie wyższe niż w skraplaczu, co pozwoli na wtłoczenie pary do skraplacza. Oczywiście odbywa się to kosztem zmniejszenia współczynnika zasysania.

Pozostałe parametry czynnika w punkcie C w warunkach podkrytycznych pracy strumienicy, przy założeniu rozprężania izentropowego, wyznacza się z zależności:

- entropia strumienia czynnika zasysanego $s_{scs} = s(T_e, p_e)$;
- gęstość strumienia zasysanego $\rho_{scs} = \rho(s_{scs}, p_c)$;
- temperatura strumienia zasysanego $T_{scs} = T(s_{scs}, p_c)$;
- entalpia strumienia zasysanego $h_{scs} = h(\rho_{scs}, p_c)$;
- entropia strumienia czynnika napędowego $s_{pcs} = s(T_g, p_g)$;

- gęstość strumienia czynnika napędowego $\rho_{pCs} = \rho(s_{pCs}, p_C)$;
- temperatura strumienia czynnika napędowego $T_{pCs} = T(s_{pCs}, p_C)$;
- entalpia strumienia czynnika napędowego $h_{pCs} = h(T_{pCs}, p_C)$.

Uwzględniając sprawność komory mieszania η_s , wyznaczone zostają parametry po rozprężaniu rzeczywistym:

- entalpia strumienia zasysanego h_{sC} :

$$h_{sC} = h_e - \eta_s \cdot (h_e - h_{sCs}), \quad (3.46)$$

gdzie:

- η_s – sprawność komory ssawnej strumienicy;
- $h_e = h(T_e, p_e)$ – entalpia nasycenia strumienia zasysanego;
- temperaturę strumienia czynnika zasysanego $T_{sC} = T(h_{sC}, p_C)$;
- entropia strumienia czynnika zasysanego $s_{sC} = s(h_{sC}, p_C)$;
- gęstość strumienia czynnika zasysanego $\rho_{sC} = \rho(h_{sC}, p_C)$;
- prędkość dźwięku strumienia zasysanego $a_{sC} = a(T_{sC}, p_C)$;
- prędkość strumienia zasysanego w_{sC} :

$$w_{sC} = \sqrt{2(h_e - h_{sC})}, \quad (3.47)$$

gdzie:

$h_e = h(T_e, p_e)$ – entalpia nasycenia strumienia zasysanego;

- entalpia strumienia czynnika napędowego h_{pC} :

$$h_{pC} = h_g - \eta_n \cdot (h_g - h_{pCs}), \quad (3.48)$$

gdzie:

- η_n – sprawność dyszy napędowej,
 - $h_g = h(T_g, p_g)$ – entalpia nasycenia strumienia napędowego;
 - temperaturę strumienia czynnika napędowego $T_{pC} = T(h_{pC}, p_C)$;
 - entropia strumienia czynnika napędowego $s_{pC} = s(h_{pC}, p_C)$;
 - gęstość strumienia czynnika napędowego $\rho_{pC} = \rho(h_{pC}, p_C)$;
 - prędkość dźwięku strumienia czynnika napędowego $a_{pC} = a(T_{pC}, p_C)$;
 - prędkość strumienia czynnika napędowego $w_{pC} = M_{pC} \cdot a_{pC}$
- Strumień masy pary zasysanej $\dot{m}_e$ wyznacza się jako:

$$\dot{m}_e = A_{sC} \cdot \rho_{sC} \cdot w_{sC}. \quad (3.49)$$

Dla pracy nadkrytycznej równanie (4.49) przyjmuje postać:

$$\dot{m}_{e*} = A_{sC*} \cdot \rho_{sC*} \cdot w_{sC*},$$

gdzie:

indeks * oznacza parametry krytyczne.

Współczynnik zasysania U strumienicy wyznaczana się ze wzoru:

$$U = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g}. \quad (3.50)$$

Przekrój X

W literaturze z zakresu modelowania strumienic bardzo często przyjmuje się, że przepływ czynnika roboczego przez komorę mieszania odbywa się przy izobarycznym mieszaniu. W rzeczywistości przepływ strumienia czynnika roboczego jest przepływem tarciovym, w którym ulegają zmianie parametry termodynamiczne czynnika. Przepływ ten może być modelowany jako przepływ Fanno. Oznacza to, że stan termodynamiczny czynnika może być określony w sposób analogiczny, jak to pokazano w poprzednim podrozdziale, za pomocą równań (3.16)÷(3.27).

Przekrój Y

Przekrój Y reprezentuje miejsce, w którym przepływ staje się w pełni poddźwiękowy i parametry czynnika zmieniają się skokowo. W fali uderzeniowej w sposób dyssypatywny zachodzi zmiana energii kinetycznej na wzrost ciśnienia. Analogicznie, jak w poprzednim podrozdziale, zmianę parametrów termodynamicznych czynnika na fali uderzeniowej można wyznaczyć, korzystając z równań linii Rayleigha (3.51) i Fanno (3.52). Równanie (3.52) jest analogiczne do równania (3.27):

$$\frac{p_Y}{p_X} = \frac{1 + \kappa M_X^2}{1 + \kappa M_Y^2}, \quad (3.51)$$

$$\frac{p_Y}{p_X} = \frac{M_X \sqrt{1 + M_X^2 \frac{\kappa - 1}{2}}}{M_Y \sqrt{1 + M_Y^2 \frac{\kappa - 1}{2}}}, \quad (3.52)$$

gdzie:

$\kappa = \kappa(T_e, p_e)$ – wykładnik adiabaty dla strumienicy.

Łącząc równania (3.51) i (3.52), można wyznaczyć liczbę Macha strumienia za falą uderzeniową, będącą funkcją jedynie liczby Macha przed falą uderzeniową:

$$M_Y = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\kappa - 1}{2}\right) \cdot M_X^2}{\kappa M_X^2 - \frac{\kappa - 1}{2}}}. \quad (3.53)$$

Podobnie, łącząc równania (3.51) i (3.53), można wyznaczyć stosunek ciśnień po obu stronach fali uderzeniowej, będący funkcją jedynie liczby Macha przed falą uderzeniową:

$$\frac{p_Y}{p_X} = \left(1 + \left(\frac{2\kappa - 1}{\kappa - 1}\right) \cdot (M_X^2 - 1)\right). \quad (3.54)$$

Prędkość strumienia po przejściu przez falę uderzeniową w przekroju Y wyznaczono z zależności:

$$w_Y = w_X \cdot M_Y^2. \quad (3.55)$$

Temperaturę strumienia T_Y po przejściu przez falę uderzeniową w przekroju Y wyznaczono z zależności:

$$\frac{w_Y}{M_Y} = a(T_Y, p_Y). \quad (3.56)$$

Entropię strumienia s_Y po przejściu przez falę uderzeniową w przekroju Y wyznaczono z zależności:

$$s_Y = s(T_Y, p_Y). \quad (3.57)$$

Gęstość strumienia ρ_Y po przejściu przez falę uderzeniową w przekroju Y wyznaczono z równania:

$$\rho_Y = \rho(T_Y, p_Y). \quad (3.58)$$

Przekrój D

Zmiana parametrów czynnika w dyfuzorze wynika przede wszystkim ze zmiany przekroju poprzecznego kanału wzdłuż dyfuzora oraz zjawisk towarzyszących przepływowi czynnika ściśliwego. Ciśnienie strumienia p_D na wyjściu z dyfuzora w przekroju D wyznaczono z zależności:

$$\frac{p_D}{p_Y} = \left(1 + \left(\frac{\kappa - 1}{2}\right) \cdot M_Y^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \quad (3.59)$$

gdzie:

$\kappa = \kappa(T_e, p_e)$ – wykładnik adiabaty dla strumienicy.

Temperatura nasycenia dla strumienia na wyjściu z dyfuzora przy ciśnieniu p_D przekroju D wyznaczono z zależności:

$$T_{D_sat} = T(p_D, X_1), \quad (3.60)$$

gdzie:

X_1 – stopień suchości pary czynnika x = 1.

Po wyznaczeniu powyższych parametrów można wyznaczyć uzyskiwaną moc cieplną parownika $\dot{Q}_e$ i zapotrzebowanie na moc cieplną generatora $\dot{Q}_g$ oraz współczynnik COP dla założonej geometrii strumienicy.

3.3. Walidacja eksperymentalna modeli strumienicy gazowej

Weryfikacja modelu strumienicy gazowej ma znaczenie przede wszystkim praktyczne. Pozwala bowiem na ocenę jakościową i ilościową wartości przewidywanych parametrów, pozwala ocenić, jak wiernie model odwzorowuje eksperyment. Na podstawie walidacji można przede wszystkim ocenić, jaka jest użyteczność modelu.

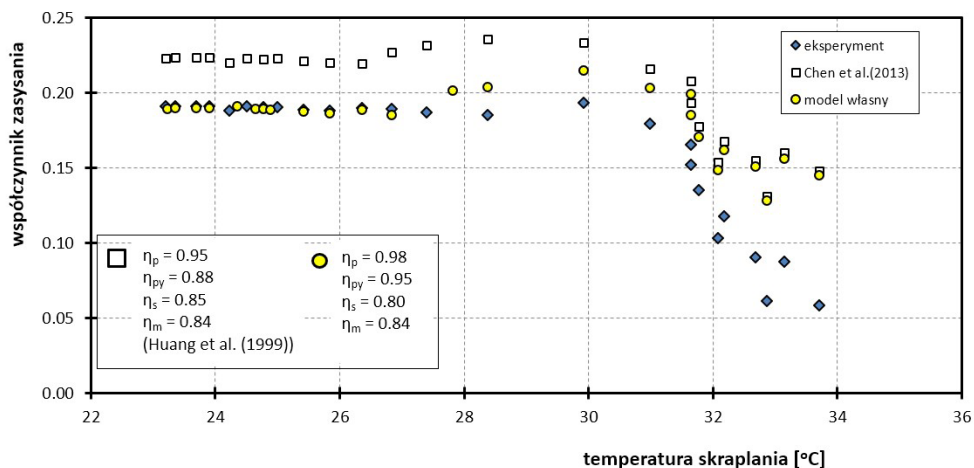
Jak dotąd w literaturze przedmiotu można znaleźć modele, które wywodzą się od modelu zaproponowanego w 1942 roku przez Keenana i Neumanna. Na przestrzeni lat model ten ewoluował. W 1999 Huang [5] i in. zaproponowali jak dotąd najbardziej popularny model strumienicy, bazujący na modelu Keenana i Neumanna. Głównym efektem modelu było poszukiwanie średnicy komory mieszania i współczynnika zasysania dla zmiennych warunków panujących w skraplaczu. Model bazował na równaniach gazu doskonałego i nie obejmował pracy *off-design*. Innymi słowy, był to model, który nadawał się do wyznaczenia punktu pracy, a nie charakterystyki pracy strumienicy. Autorzy do walidacji modelu wykorzystali czynnik R142b, testując kilka kombinacji geometrycznych i uzyskując dobrą zgodność. Z tego tytułu model ten oraz dane wykorzystane do jego walidacji stały się głównym źródłem kolejnych prac. W 2013 roku Chen i in. [2]. zaproponowali model uwzględniający oba obszary pracy strumienicy. Model został zbudowany na bazie modelu Huanga i in. [5]. Ponownie zostały wykorzystane równania dla gazu doskonałego. Wprowadzając izentropowe sprawności poszczególnych komponentów, autorzy uwzględnili nieodwracalność procesów zachodzących w strumienicy. Do walidacji wykorzystali te same dane, jakie użyte były przez Huanga i in. [5].

Autor zaproponował własny model. Pomimo uproszczeń model ten pozwala na dokładny opis pracy strumienicy. Został on poddany walidacji za pomocą

własnych wyników prac eksperymentalnych autora ze strumienicą pracującą z czynnikiem o niskim GWP. Do walidacji wykorzystano wyniki badań eksperymentalnych strumienicy pracującej z R600a oraz R1234zeE. W myśl przepisów EU, dotyczących stosowania F-gazów, wspomniane czynniki są zdecydowanie perspektywiczne. Czynnik R600a jest już powszechnie używany w mniejszych instalacjach, natomiast R1234zeE jest czynnikiem stosunkowo nowym i należy spodziewać się wzrostu jego popularności w układach chłodniczych.

Dodatkowo autor poddał walidacji model Chena i in. [2], który jak dotąd walidowany był dla czynnika R142b.

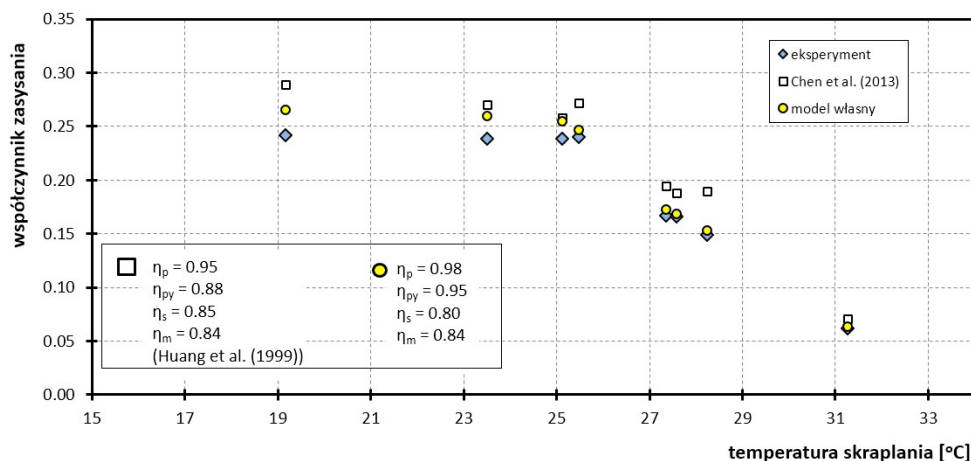
Na poniższych rysunkach pokazano porównanie modelu z eksperymentem wykonanym dla obu czynników. Charakterystykę wyznaczoną eksperymentalnie oznaczono jako $\blacklozenge$, natomiast charakterystykę wyznaczoną na podstawie modelu oznaczono $\square$. Do wyznaczenia charakterystyki wykorzystano dane eksperymentalne jako parametry wejściowe, tj. ciśnienia i temperatury napędowe oraz ssania. Symbolem $\bullet$ oznaczono charakterystyki uzyskane z modelu, jednak autor monografii zaproponował inne wartości sprawności izentropowych poszczególnych komponentów strumienicy. Przyjęte wartości zaprezentowane są w opisach rysunków przedstawionych poniżej.



Rys. 3.9. Charakterystyka strumienicy pracującej z czynnikiem R600a

Dane z obu wykresów wskazują na to, że model jakościowo dobrze oddaje wyniki eksperymentu w warunkach *on-design*, zgodność dla warunków *off-design* także można uznać za zadowalającą. W obu przypadkach model zawyża wartość współczynnika zasysania o około 20-25%. Dla izobutanu w obszarze *off-design* ta zgodność jest dużo mniejsza niż dla R1234zeE. Większą zgodność, zwłaszcza w zakresie pracy w obszarze *on-design*, można uzyskać, dopasowując

sprawności poszczególnych elementów, co obrazują punkty oznaczone symbolem $\bullet$. Należy dodać, że w modelu nie uwzględniono sprawności dyfuzora.



Rys. 3.10. Charakterystyka strumienicy pracującej z R1234zeE

Rysunek 3.10 wskazuje na to, że zaproponowane wartości sprawności powodują, iż model bardzo dobrze odzwierciedla wyniki eksperymentu. Można zatem stwierdzić, że wiarygodność modelu została zweryfikowana. Warto również podkreślić, że w dostępnej literaturze jak dotąd nie są znane przypadki walidacji modelu strumienicy za pomocą danych eksperymentalnych uzyskanych dla izobutanu i R1234zeE. Fakt ten podkreśla wartość prezentowanego porównania.

Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono własny model strumienicy gazowej dedykowanej do pracy w urządzeniach chłodniczych o wstępnie ustalonej wydajności chłodniczej i mocy napędowej. Najbardziej popularnym modelem wykorzystywanym do określania parametrów geometrycznych strumienic gazowych, jest model zaproponowany przez Huang i in. [5]. Konstrukcja tego modelu wykorzystuje równania bilansowe i pozwala na określenie podstawowych parametrów geometrycznych strumienicy pracującej w warunkach *on-design*. W literaturze znaleźć można również inne modele, które zbudowane są na bazie równań bilansowych oraz założeń przepływu gazu doskonałego (Kumar i in. [7], Chen i in. [2]).

W niniejszej pracy zbudowany został model, który łączy w sobie najważniejsze cechy dostępnych modeli bilansowych. Dodatkowo w prezentowanym modelu uwzględniono właściwości termodynamiczne czynników. Bazując na opracowanym modelu o parametrach skupionych, można wykonać obliczenia

podstawowych wymiarów geometrycznych strumienicy przewidzianych do pracy z analizowanymi czynnikami chłodniczymi.

Zaproponowany model jest optymalny pod względem budowy i opisu zjawisk do celów inżynierskich. Pomimo uproszczeń i założeń jest adekwatny do w miarę dokładnego opisu pracy strumienicy. W końcowej części rozdziału autor pracy przedstawił walidację dostępnych modeli za pomocą autorskich wyników prac eksperymentalnych strumienicy pracującej z czynnikiem o niskim GWP. Do walidacji wykorzystano wyniki autorskich badań eksperymentalnych strumienicy pracującej z R600a oraz R1234zeE. W myśl przepisów EU, dotyczących stosowania F-gazów, wspomniane czynniki są zdecydowanie perspektywiczne. Uzyskane rezultaty wskazują na przydatność zaproponowanego modelu do predykcji geometrii strumienicy dedykowanej do zastosowania w układach chłodniczych.

Literatura

1. Butrymowicz D., Śmierciew K., Karwacki J., Gagan J. (2014), Experimental investigations of low-temperature driven ejection refrigeration cycle operating with isobutane, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 39, pp. 196-209.
2. Chen W., Liu M., Chong D., Yan J., Little A.B., Bartosiewicz Y., A 1D model to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes, *International Journal of Refrigeration* 36 (2013), 1750-1761.
3. Genick B-N., *Fundamentals of Compressible Fluid Mechanics*, wersja elektroniczna, v.0.4.8.2, Minneapolis 2008.
4. Goliński I.A.A., Troskolański A.T., *Strumienice*, WNT, 1979.
5. Huang B.J., Chang J.M., Wang C.P., Petrenko V.A., A 1-D analysis of ejector performance, *International Journal of Refrigeration* 22 (1999), 354– 364.
6. Bell I.H., Wronski J., Quolin S., and Lemort V.: Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp, *nd. Eng. Chem. Res.*, 2014, 53 (6), pp. 2498–2508, Copyright © 2014 American Chemical Society.
7. Kumar N. S., Ooi K.T., One dimensional model of an ejector with special attention to Fanno flow within the mixing chamber, *Applied Thermal Engineering* 65 (2014), 226-235.
8. Lemmon E.W., McLinden M.O., Huber M.L., REFPROP – Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties, version 8, Physical and Chemical Properties Division, National Institute of Standards and Technology, Boulder 2006.
9. Paliwoda A. *Urządzenia chłodnicze strumienicowe*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1971.

10. Schlichting H., Gersten K.: Boundary-Layer Theory, ninth edition, Springer, 2017.
11. Śmierciew K., Gagan J., Butrymowicz D., Karwacki J. (2014), Experimental investigations of solar driven ejector air-conditioning system, Energy and Buildings, Vol. 80, pp. 260-267.
12. Zucker R.D., Biblarz O.: Fundamentals of Gas Dynamics, second edition, John Wiley&Sons, INC, 2002.

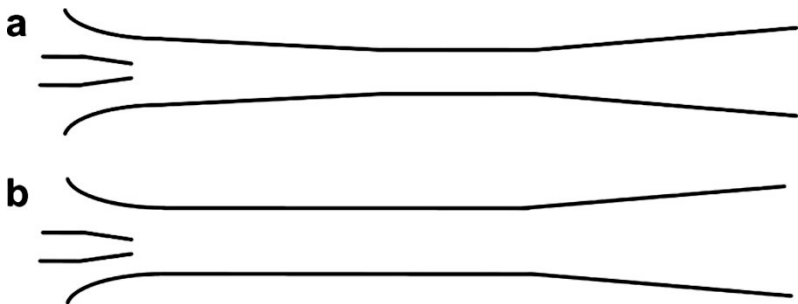
Rozdział 4

Numeryczna analiza wpływu geometrii strumienicy na jej sprawność

4.1. Zagadnienia wstępne

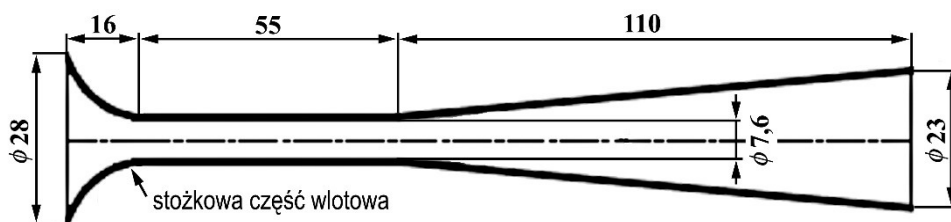
Z uwagi na oczywiste ograniczenia modeli uproszczonych wykonanie dokładnej analizy pracy strumienicy parowej wymaga wykorzystania modelowania numerycznego, w szczególności do zagadnień takich należy badanie wpływu geometrii strumienicy na jej sprawność. W dostępnych w literaturze analizach opartych na CFD największą uwagę przykładą się do poprawy współczynnika zasysania U [1÷7 i 11÷15]. Głównie podejmowane są prace koncentrujące się wokół kilku parametrów geometrycznych:

- kształtu komory mieszania (rys. 4.1):
 - cylindrycznej, tzw. CMA (ang. *Constant Mixing Area*), w której wyjście z dyszy umieszczone jest w cylindrycznej komorze mieszania,
 - stożkowo-cylindrycznej, tzw. CMP (ang. *Constant Mixing Pressure*), gdzie wyjście z dyszy napędowej umieszczone jest w stożkowej części komory mieszania;
- położenia dyszy napędowej względem komory mieszania;
- kształtu komory ssawnej;
- średnicy i długości komory mieszania;
- stosunków pól przekroju.



Rys. 4.1. Dwa podstawowe typy strumienic gazowych: a) strumienica o mieszaniu przy stałym ciśnieniu, b) strumienica o mieszaniu przy stałym przekroju poprzecznym

Podjęmowane są również próby poprawy efektywności strumienicy poprzez zastosowanie kilku dysz napędowych [5]. Zasadniczo próby optymalizacji strumienicy oparte są na obliczeniach numerycznych, które w ograniczonym zakresie są weryfikowane eksperymentalnie. W pracy [9] autorzy testowali numerycznie położenie dyszy względem komory mieszania, oceniając jednocześnie wpływ położenia dyszy na współczynnik zasysania strumienicy. W symulacjach jako płyn roboczy wykorzystano czynnik R141b. Zbadano położenia dyszy napędowej: 0 mm, 3 mm, 6 mm, 9 mm, przy czym 0 mm oznacza, że przekrój wylotowy z dyszy pokrywa się z początkiem części cylindrycznej komory mieszania, 9 mm oznacza odsunięcie o 9 mm dyszy od początku komory mieszania. Symulacje przeprowadzono, przyjmując 2 poziomy temperatury źródła napędowego. Uzyskane wyniki wykazały, że dla dwóch poziomów temperatury istnieją dwa osobne optymalne położenia dyszy napędowej. Jednocześnie wykazano, że zmiana położenia dyszy powoduje, iż zmienia się charakter pracy dyszy, tzn. w zależności od położenia dyszy ciśnienie w otoczeniu dyszy jest wyższe lub niższe od wylotowego z dyszy. Ci sami autorzy w pracy [12] dokonali numerycznej i eksperymentalnej oceny wpływu położenia dyszy na współczynnik zasysania strumienicy pracującej z R245fa (schemat testowej strumienicy pokazano na rysunku 4.2). Uzyskano dobrą zgodność pomiędzy obliczeniami numerycznymi a eksperymentem. Na podstawie uzyskanych wyników eksperymentalnych stwierdzono, że najwyższy stosunek zasysania uzyskuje się dla odległości dyszy od początku komory mieszania równej 10 mm. Jednakże konstrukcja strumienicy i mocowania dyszy nie pozwalała uzyskiwać większych wartości odsunięcia dyszy. Na podstawie badań numerycznych uzyskano optymalne cofnięcie dyszy, równe 12,5 mm.



Rys. 4.2. Schemat testowanej strumienicy, wg [12]

Autorzy pracy [9] dokonali numerycznej próby oceny wpływu położenia dyszy względem komory mieszania. Uzyskane przez nich wyniki wskazują, że zwiększanie odsunięcia dyszy powoduje wzrost współczynnika zasysania. Wartości maksymalne współczynnika zasysania uzyskano przy odsunięciu dyszy o 10 mm. Wyniki uzyskane za pomocą techniki CFD zostały z dobrą zgodnością potwierdzone eksperymentalnie. Jako czynnika roboczego użyto pary wodnej.

Należy jednak zaznaczyć, że wyniki otrzymane w poszczególnych próbach, zarówno studiów numerycznych, jak i eksperymentalnych, należy traktować jako reprezentatywne dla analizowanych geometrii. Strumienice bowiem pracowały z różnymi czynnikami roboczymi, co miało zasadniczy wpływ na osiągnięte parametry. Każdy z czynników roboczych cechuje się odmiennymi właściwościami termodynamicznymi i termokinetycznymi. Z tego tytułu parametry geometryczne poszczególnych strumienic mogą się zdecydowanie różnić pomiędzy sobą. Również położenie dyszy może się zmieniać w różnym zakresie i posługiwanie się bezwzględną wielkością NXP może być mylące.

W niniejszej pracy dla analizy zmianę parametru NXP odniesionego do średnicy komory mieszania ustalono w zakresie $0,33 < NXP/d_m < 1,50$. Przeprowadzono analizę wpływu dwóch parametrów geometrycznych na pracę strumienicy, to jest:

- położenia dyszy napędowej względem komory mieszania;
- długości komory mieszania na pracę strumienicy.

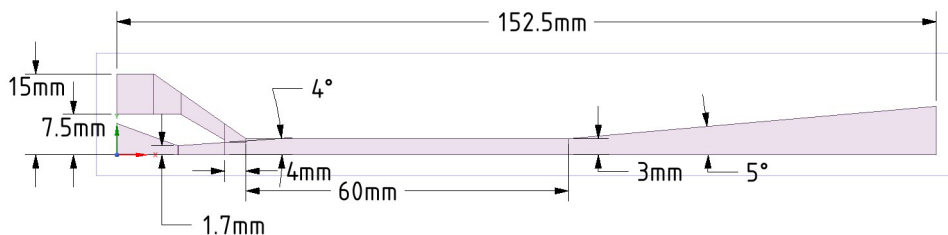
Obliczenia strumienic wykonano, wykorzystując jako czynnik roboczy ekologiczny i akceptowalny z punktu widzenia parametrów termodynamicznych i termokinetycznych izobutan – R600a. Warunki brzegowe do obliczeń po stronie ssawnej i tłocznej strumienicy zostały ustalone na poziomie takim, aby mogły być uznane za odpowiednie dla klimatyzacji solarnej lub dla napędu ciepłem niskotemperaturowym.

Jak już wspomniano we wstępie, zagospodarowanie potencjału energetycznego ciepła niskotemperaturowego (odpadowego) jest bardzo istotnym aspektem z punktu widzenia poprawy efektywności energetycznej we wszelkiego typu układach technologicznych, gdzie występuje ono jako produkt uboczny procesów, lub też ciepło niskotemperaturowe w systemach ciepłowniczych w sezonie letnim. Ciepło to aktualnie wykorzystywane jest głównie na potrzeby ogrzewania ciepłej wody użytkowej. Z tym wiąże się jego mała ilość, jaka jest dostarczana do systemu grzewczego, który jednak powinien być utrzymywany w pełnej dyspozycji technologicznej, co pociąga za sobą wymierne straty. W takim przypadku możliwość wykorzystania ciepła systemowego dla produkcji chłodu, który w sezonie letnim jest towarem pożądanym dla celów klimatyzacji, może znacznie poprawić efektywność energetyczną i ekonomiczną takich systemów.

4.2. Wpływ położenia dyszy na pracę strumienicy

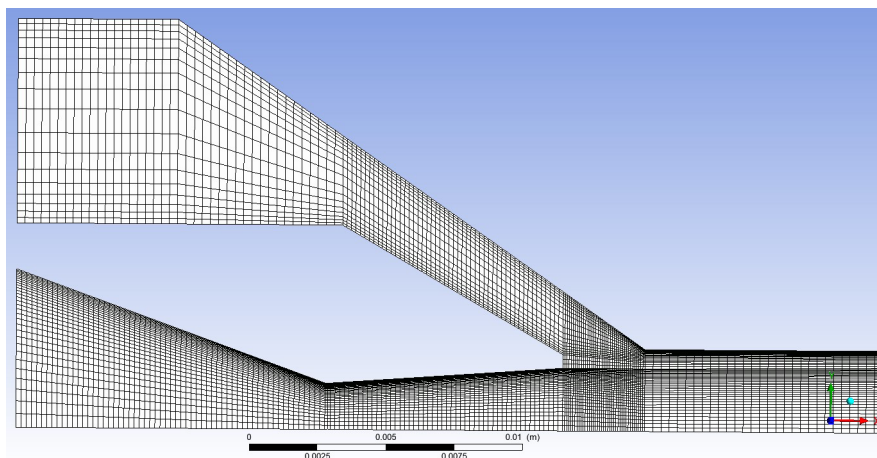
Parametr określający położenie dyszy względem komory mieszania w literaturze oznaczony jest jako NXP (*nozzle exit position*) i oznacza odległość liczoną pomiędzy wylotem z dyszy a początkiem komory mieszania. Wpływ tego parametru na pracę strumienicy został zbadany numerycznie z zastosowaniem technik CFD. W tym celu opracowano model geometryczny strumienicy, który

następnie został dyskretyzowany siatką obliczeniową. Model geometryczny pokazano na rysunku 4.3.

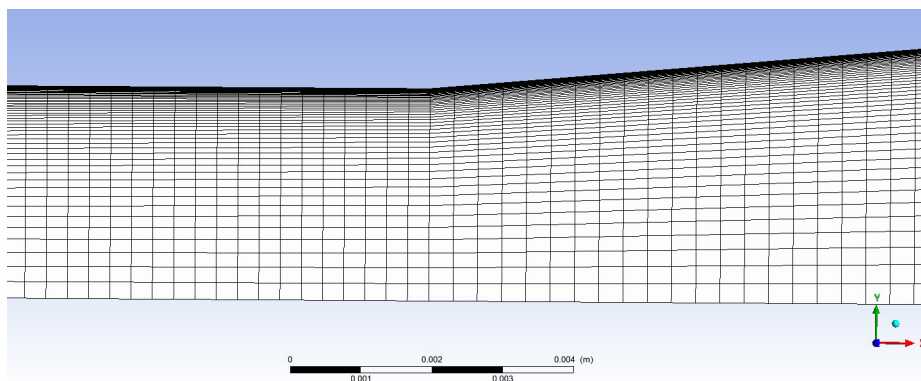


Rys. 4.3. Model geometryczny strumienicy wykorzystanej w symulacjach

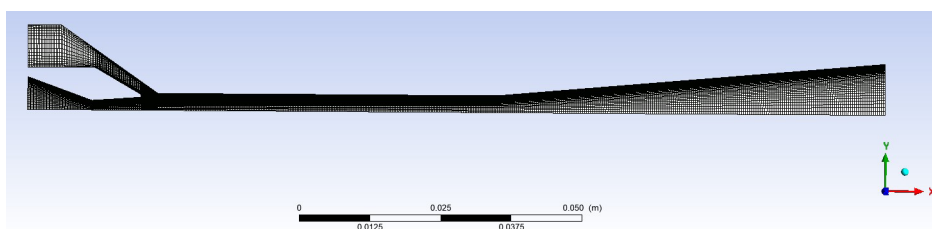
Z uwagi na to, że strumienica jest elementem posiadającym oś obrotu, model geometryczny zbudowany został jako model dwuwymiarowy osiowosymetryczny. Na rysunku 4.3 przedstawiono zasadnicze wymiary strumienicy. Należy dodać, że dla kompleksowej analizy zmian parametrów geometrycznych do każdej symulacji konieczne było wprowadzenie zmian w zakresie analizowanego parametru, tj. odległości dyszy napędowej od komory mieszania oraz długości komory mieszania. Na rysunku 4.4 umieszczono widok wygenerowanej siatki numerycznej. Z uwagi na fakt, że model jest zbudowany jako dwuwymiarowy o stosunkowo prostej geometrii, został on dyskretyzowany strukturalną siatką numeryczną.



Rys. 4.4. Widok siatki numerycznej w okolicy dyszy napędowej i komory ssawnej



Rys. 4.5. Widok siatki numerycznej w okolicy wlotu do dyfuzora



Rys. 4.6. Widok siatki numerycznej na całą strumienicę

Siatki numeryczne liczyły od 25000 do 30000 komórek obliczeniowych bazowych, tj. takich, dla których rozpoczynano symulacje. Następnie, w trakcie obliczeń, siatki były poprawiane poprzez wykorzystanie wewnętrznego algorytmu solwera *Mesh Adaptation*, który pozwalał zagęszczać siatkę w niewrażliwych punktach strumienicy. Do poprawy siatek jako parametr charakterystyczny wykorzystano gradient prędkości. Dzięki temu udało się uzyskać dodatkowe oczka obliczeniowe, na przykład w okolicy powstającej fali uderzeniowej lub na wyjściu z dyszy, gdzie z uwagi na naprężenia styczne istnieje wyraźna granica pomiędzy strumieniami. Adaptacja siatki pozwoliła na uzyskanie dodatkowych elementów. Siatki po adaptacji liczyły do 60 000 komórek.

W symulacjach pominięto zmiany parametrów przepływu w czasie i wykonane zostały jako przepływ stacjonarny (ustalony). Wykorzystano solwer ciśnieniowy. Model turbulencji, jaki był zastosowany, to *realizable* z rodziny modeli *k-epsilon*. Warunki brzegowe, jakie zastosowano, to: na wlotach obu strumieni – *pressure inlet*, na wylocie ze strumienicy – *pressure outlet*. Ścianki modelowane były jako adiabatyczne. Równania dyskretyzowane były schematem *upwind* z dokładnością drugiego rzędu.

Wykonano szereg symulacji, w których zmiennym parametrem było odsunięcie dyszy od początku komory mieszania. Główne parametry geometryczne modelowanej strumienicy to: średnica dyszy $d_n = 3,4$ mm, średnica komory mieszania $d_m = 6,0$ mm, długość komory mieszania $L_m = 60$ mm. Jako punkt referencyjny przyjęto odsunięcie dyszy $NXP_{ref} = 4,0$ mm (pokazany na rys. 4.3). Obliczenia wykonano w zakresie zmienności odsunięcia bądź dosunięcia dyszy względem komory mieszania od $NXP = 2,0$ mm do $NXP = 9,0$ mm.

Przyjęto następujące warunki brzegowe:

- parametry pary napędowej dopływającej do dyszy:
 - temperatura pary napędowej $t_g = 65,62$ °C,
 - ciśnienie pary napędowej $p_g = 0,788$ MPa;
- parametry pary zasysanej przez strumienicę:
 - temperatura pary zasysanej $t_g = 7$ °C,
 - ciśnienie pary zasysanej $p_g = 0,2$ MPa;
- parametry pary po stronie tłocznej strumienicy:
 - ciśnienie tłoczenia $p_c = 0,35$ MPa.

Wyniki obliczeń dla poszczególnych wartości NXP przedstawia tabela 4.1, w której wielkości oznaczone indeksem dolnym „out” oznaczają parametry w przekroju wylotowym strumienicy. Wielkość Δm oznacza różnicę mas pomiędzy wlotem a wylotem ze strumienicy i jest jednocześnie informacją o jakości zbieżności rozwiązania numerycznego. Symulacje zakończono, jeśli residua osiągnęły poziom 10^{-3} dla równań masy i pędu oraz 10^{-6} dla równania energii.

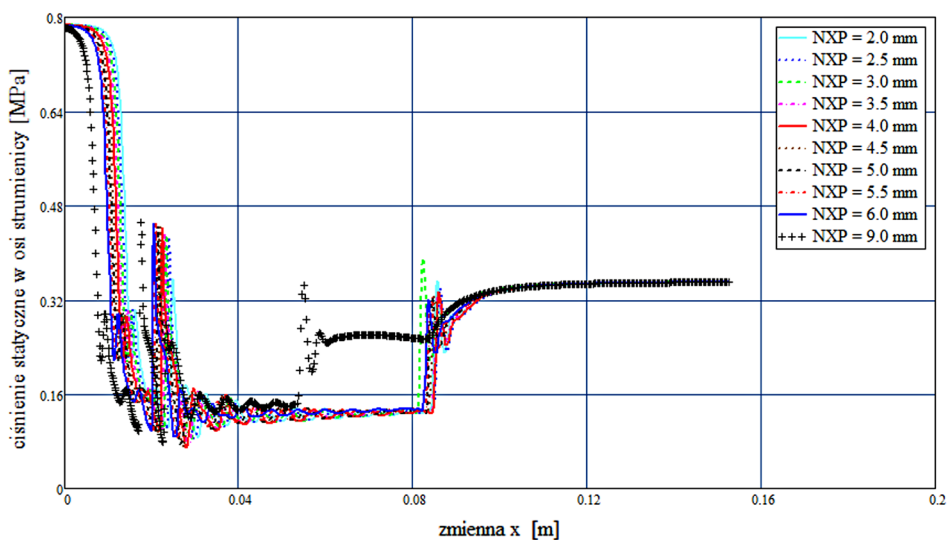
Tab. 4.1. Wyniki obliczeń numerycznych pracy strumienicy w punkcie dla zadanych warunków po stronie napływowej, dla różnych wartości NXP

NXP	$\dot{m}_g$	$\dot{m}_g$	$\dot{m}$	T_{out}	h_{out}	s_{out}	w_{out}	$\Delta m \times 10^3$
[mm]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[K]	[J/kg]	[J/(kgK)]	[m/s]	[kg/s]
2,00	0,02080	0,00720	0,0309	318,9	626651,2	2434,46	14,67	0,0029
2,50	0,02080	0,00712	0,0277	319,3	627337,1	2436,61	13,18	-0,0002
3,00	0,02080	0,00705	0,0272	319,7	628096,8	2438,98	13,16	-0,0006
3,50	0,02080	0,00700	0,0282	319,4	627621,1	2437,50	13,39	0,0004
4,00	0,02082	0,00698	0,0281	319,5	627855,0	2438,23	13,66	0,0003
4,50	0,02079	0,00700	0,0295	319,3	627461,6	2437,00	14,40	0,0017
5,00	0,02079	0,00704	0,0291	319,3	627350,5	2436,65	14,20	0,0012
5,50	0,02079	0,00713	0,0287	319,3	627314,0	2436,53	13,95	0,0008
6,00	0,02079	0,00724	0,0287	319,1	627069,9	2435,77	13,98	0,0007
9,00	0,02079	0,00782	0,0292	318,5	625860,5	2431,977	13,80	0,5488

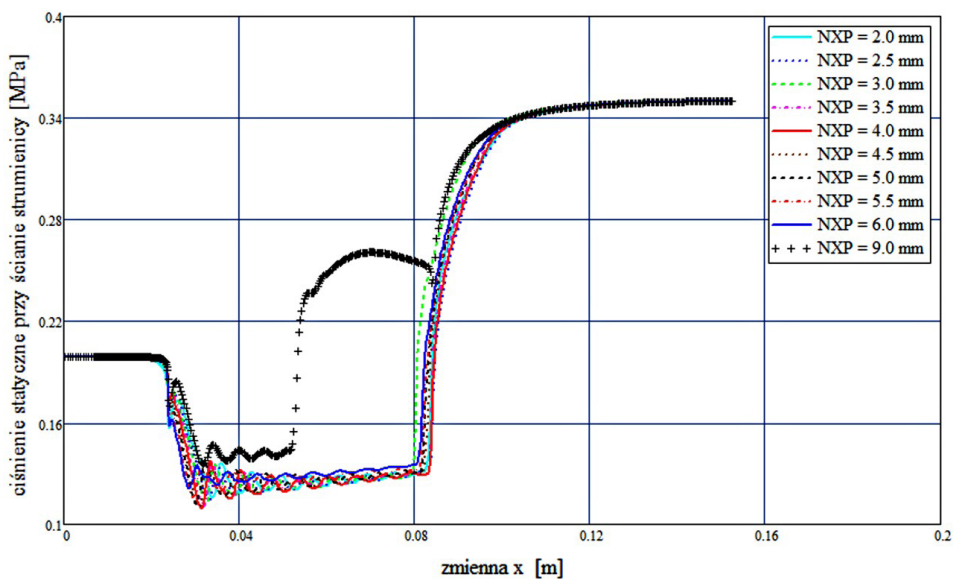
Jak widać z powyższej tabeli, strumień masy zmienia się w bardzo niewielkim zakresie dla poszczególnych wartości NXP . Zmiana ta może wynikać z dokładności numerycznej i zdaniem autora może być pominięta, gdyż w odniesieniu do wahań parametrów roboczych w warunkach rzeczywistej pracy urządzenia strumienicowego jest ona niemierzalna. Jedynie dla przypadku skrajnego, tj. gdy $NXP = 9$ mm, następuje wzrost strumienia masy pary zasysanej o 12% względem $NXP_{ref} = 4,0$ mm.

Na rysunkach 5.7 ÷ 5.10 pokazano wyniki analizy numerycznej wybranych głównych parametrów, w zależności od odsunięcia dyszy napędowej, mających wpływ na pracę strumienicy. Zmienna „x” jest to wymiar bezpośrednio korepondujący z długością strumienicy.

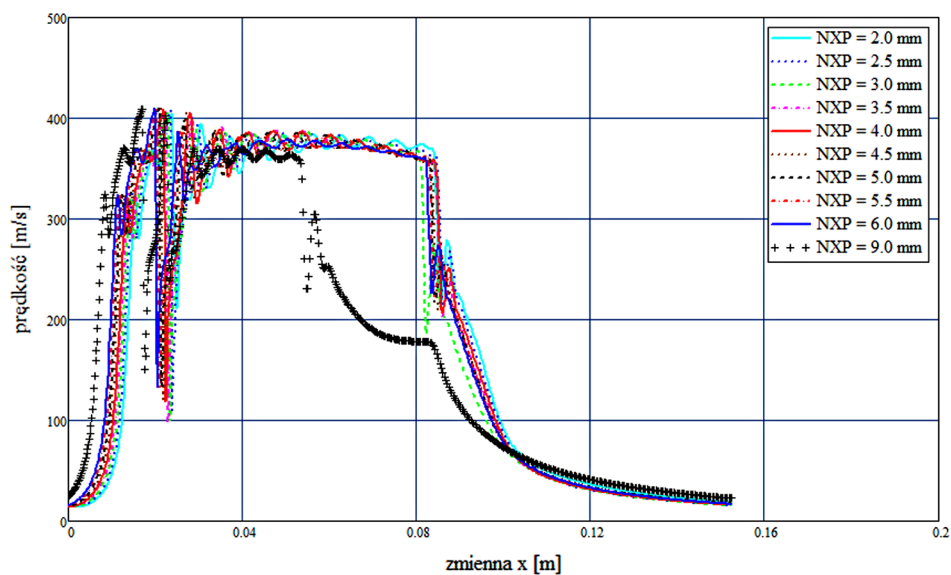
Analizując wyniki przedstawione na rysunkach 5.7 ÷ 5.10, można wnioskować, że odsuwanie dyszy od początku komory mieszania powoduje coraz większy skok ciśnienia, wynikający z niedopasowania się ciśnienia statycznego strumienia wypływającego z dyszy i ciśnienia w otoczeniu dyszy. Ciśnienie w przekroju wylotowym dyszy jest jednakowe dla wszystkich przypadków, gdyż zależy ono od geometrii dyszy i parametrów po obu stronach dyszy, a te pozostają stałe. Tuż za dyszą wypływająca struga zachowuje się jak strumień swobodny, który ekspanduje w przestrzeni otaczającej dyszę. Dopasowanie się ciśnień strumienia swobodnego do ciśnienia panującego w przestrzeni otaczającej dyszę zachodzi na serii skośnych fal uderzeniowych. Położenie drugiej fali uderzeniowej jest mniej więcej jednakowe dla przypadków od $NXP = 2,0$ do $NXP = 6,0$. Jedynie dla przypadku $NXP = 9,0$ fala uderzeniowa jest mniej więcej w połowie komory mieszania. Taki stan pracy sugeruje, że strumienica, podobnie jak w pozostałych przypadkach, pracuje w obszarze *on-design*, jednakże przy zdecydowanie niższym ciśnieniu krytycznym zmienia obszar z *on-design* do *off-design*. Można też zaobserwować niewielkie zmiany w odniesieniu do współczynnika zasysania U .



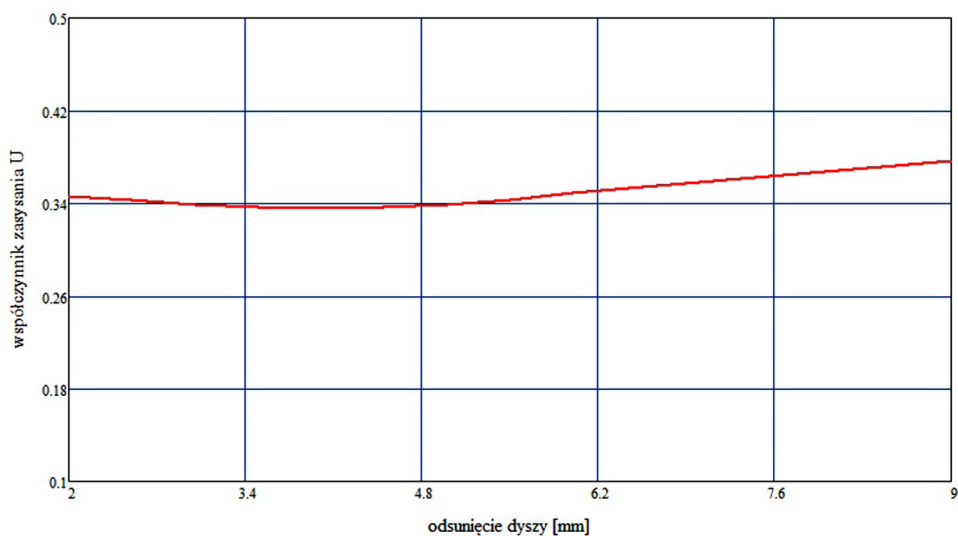
Rys. 4.7. Osiowy rozkład ciśnienia statycznego



Rys. 4.8. Rozkład ciśnienia statycznego na ścianie wewnętrznej strumienicy

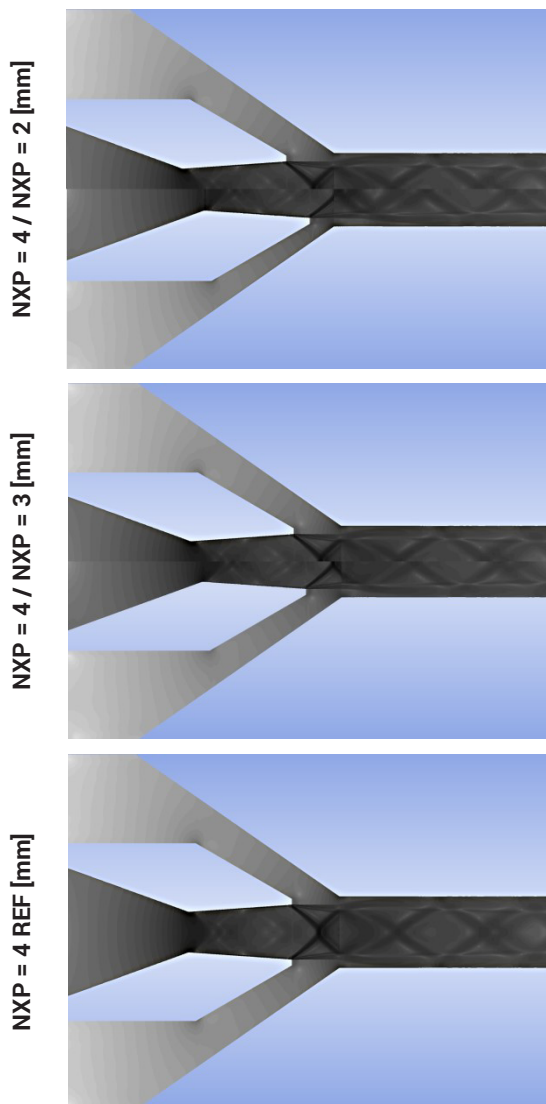


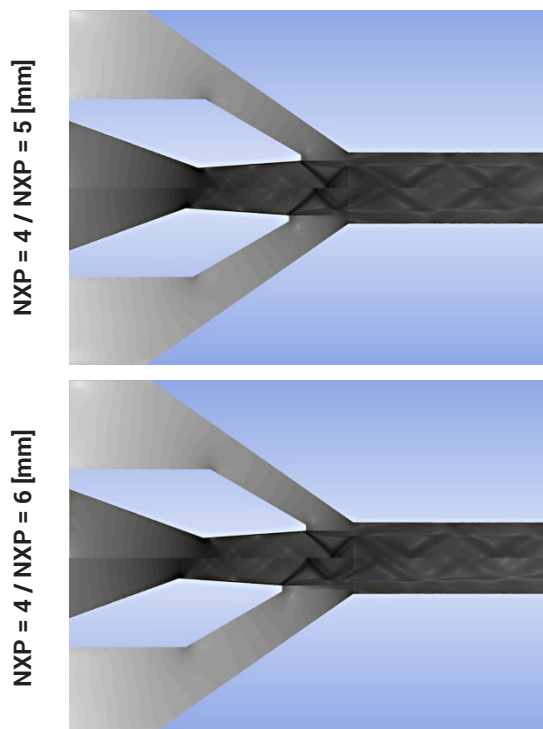
Rys. 4.9. Osiowy rozkład prędkości w strumienicy



Rys. 4.10. Współczynnik zasysania w funkcji odsunięcia dyszy

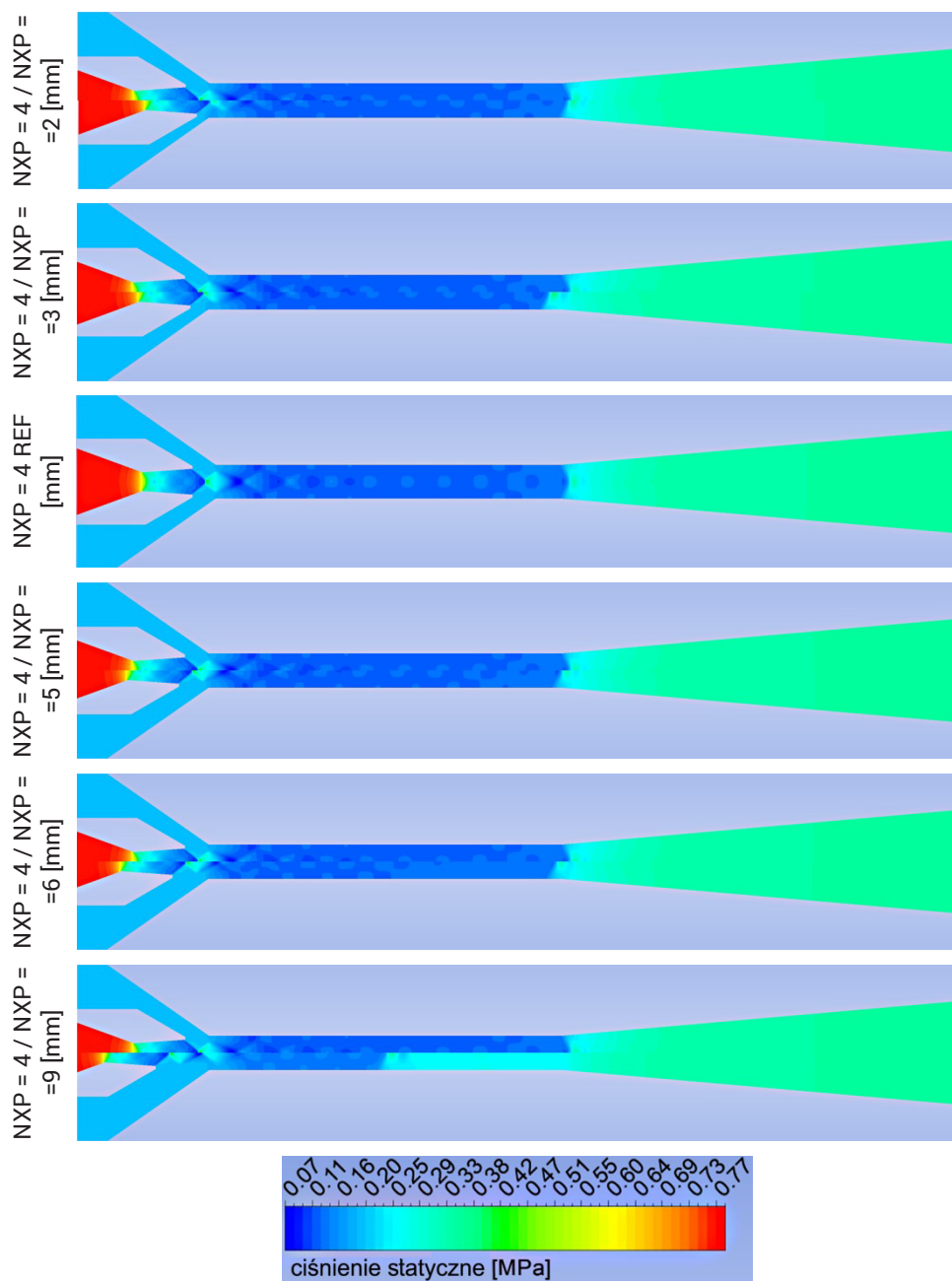
Na rysunkach 4.11 ÷ 4.15 przedstawiono wyniki analizy w postaci map barwnych dla wybranych parametrów przepływowych. Rysunki te zostały złożone z dwóch półobrazów, w których górna połowa dotyczy przypadku referencyjnego dla $NXP_{ref} = 4,0$ mm, dolna połowa dotyczy przypadków z odsunięciem dyszy dla $NXP = (2,3,4_{ref},5,6,9)$ mm.



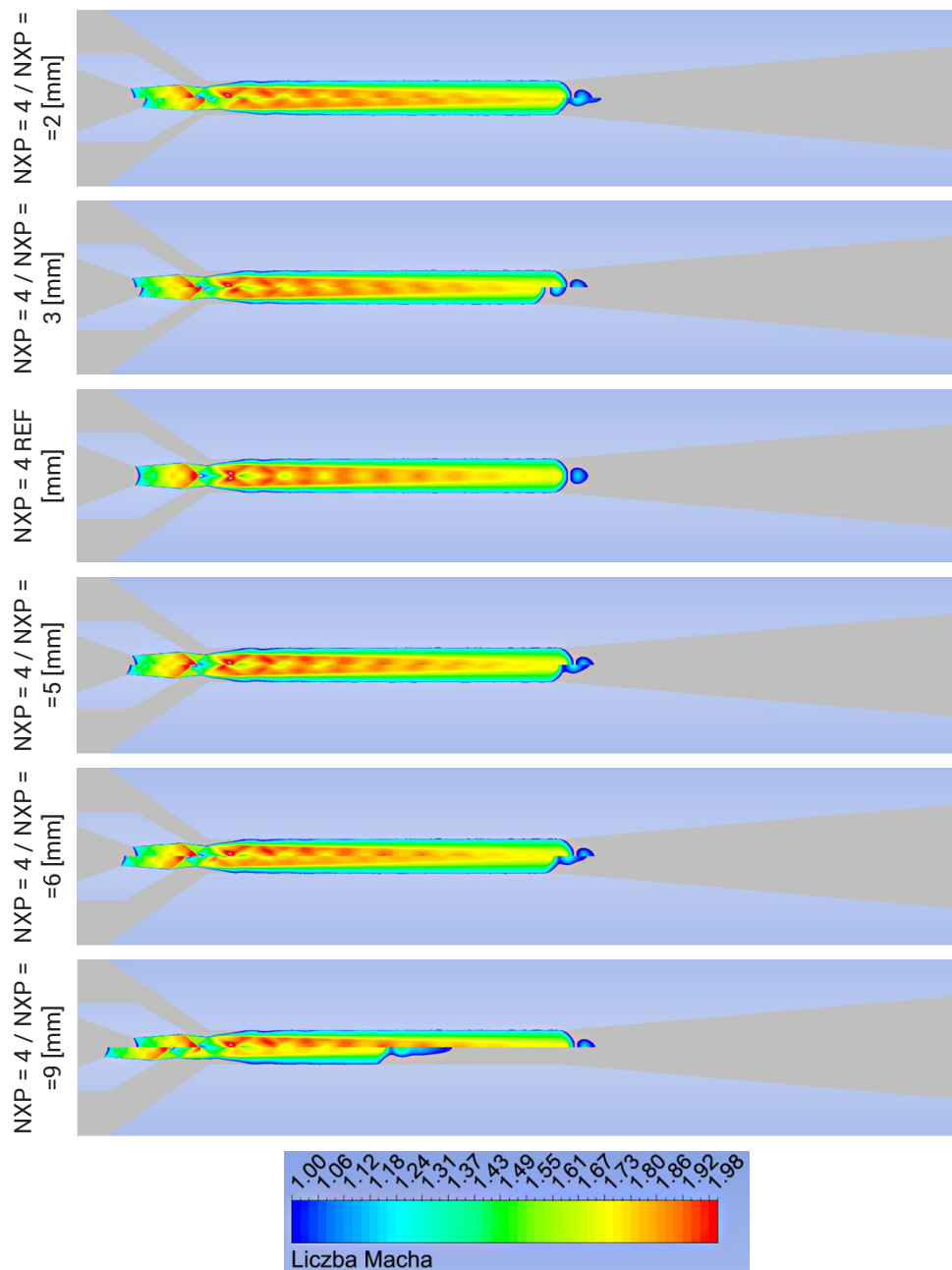


Rys. 4.11. Rozkład gradientu gęstości w strumienicy

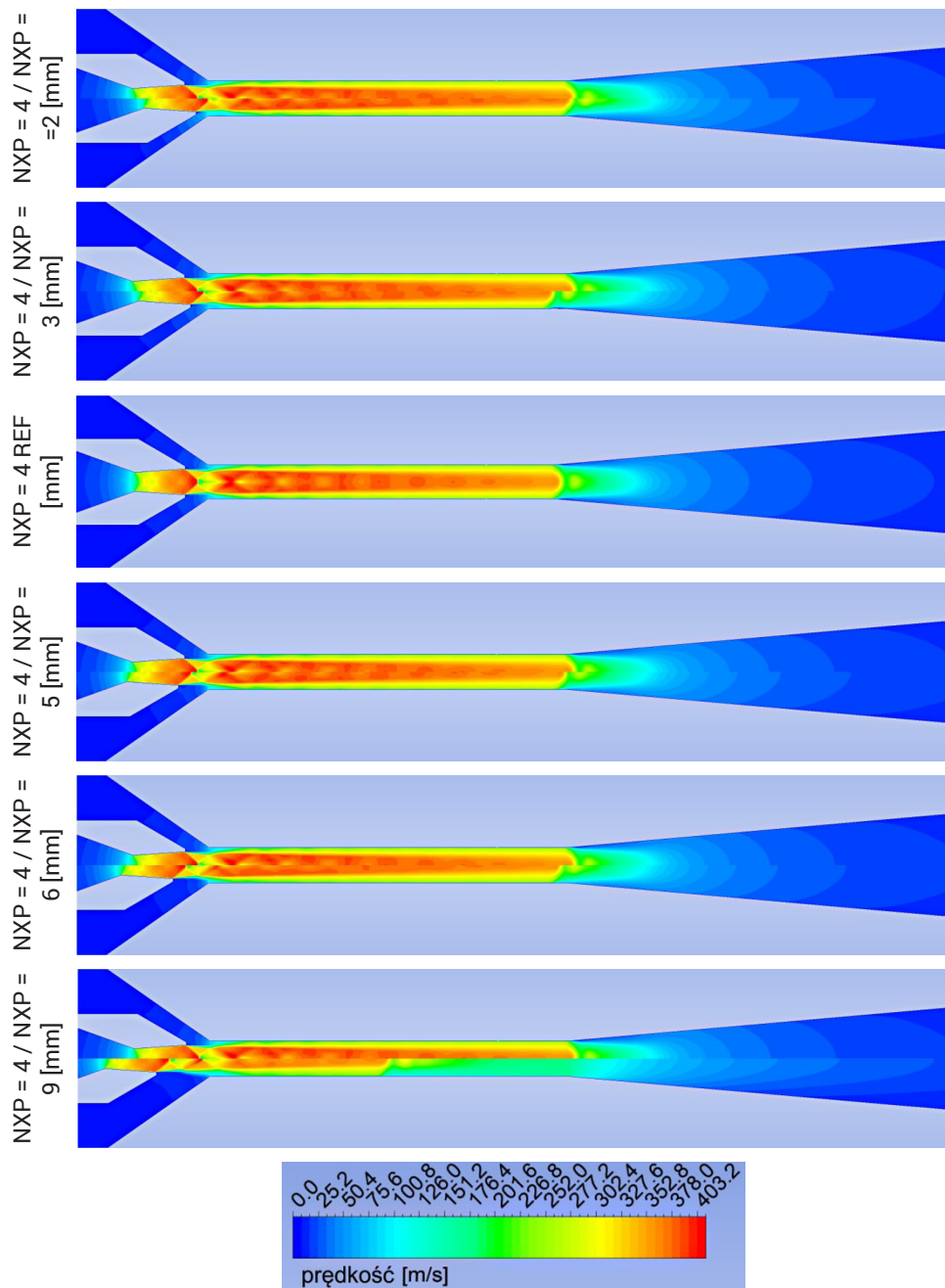
Na podstawie analizy rysunków od 4.11 do 4.14 można stwierdzić, poza oczywistą różnicą w lokalizacji fali uderzeniowej, że strumień zasysany ulega zatkaniu mniej więcej w tym samym miejscu w komorze ssawnej, z wyjątkiem $NXP = 9$, co obrazuje na rysunku 4.13 miejsce, w którym obszar naddźwiękowy wypełnia cały przekrój poprzeczny cylindrycznej komory mieszania. Na odcinku pomiędzy przekrojem wylotowym z dyszy a początkiem cylindrycznej komory mieszania istnieją wyraźne różnice.



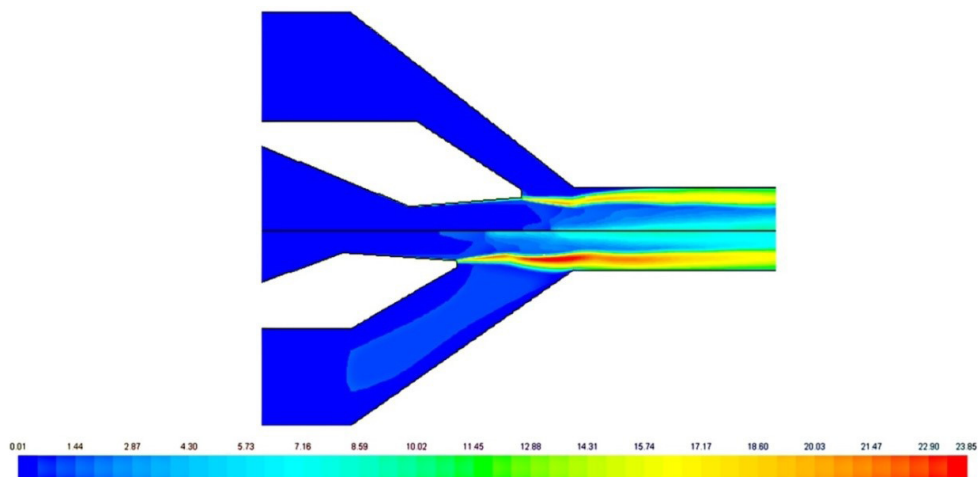
Rys. 4.12. Rozkład ciśnienia statycznego w strumienicy, [MPa]



Rys. 4.13. Rozkład liczby Macha w strumienicy



Rys. 4.14. Rozkład prędkości w strumienicy



Rys. 4.15. Intensywność turbulencji [%] (widok w powiększeniu), [10]

W przypadku gdy $NXP = 4,0$ mm, za falą rozrzedzeniową mającą swój początek na ostrym narożniku dyszy występuje fala sprężająca sięgająca komory mieszania. Natomiast dla przypadku $NXP = 9,0$ mm w przestrzeni otaczającej dyszę pojawia się kolejno fala rozrzedzająca, sprężająca, kolejna rozrzedzająca i kolejna sprężająca, która sięga komory mieszania. Ta dodatkowa seria fal rozrzedzeniowo - sprężających powoduje rozwój warstwy intensywnego mieszania, co obrazuje rysunek 4.15, na którym przedstawiona jest intensywność turbulencji.

4.3. Wpływ długości komory mieszania na pracę strumienicy

W niniejszym podrozdziale przeanalizowany został wpływ długości komory mieszania na pracę strumienicy. Wykonano szereg symulacji, w których zmiennym parametrem była długość komory mieszania. Główne parametry geometryczne modelowanej strumienicy to: średnica dyszy $d_n = 3,5$ mm, odsunięcie dyszy $NXP = 4,0$ mm, średnica komory mieszania $d_m = 6,0$ mm. Obliczenia wykonano dla następujących długości komory mieszania: $L_m = 55$ mm, $L_m = 60$ mm, $L_m = 65$ mm, $L_m = 70$ mm, $L_m = 75$ mm, $L_m = 80$ mm. Przyjęto taki sam zestaw warunków brzegowych jak dla obliczeń wpływu położenia dyszy na pracę strumienicy, tj.:

- parametry pary napędowej dopływającej do dyszy:
 - temperatura pary napędowej $t_g = 65,62$ °C,
 - ciśnienie pary napędowej $p_g = 0,788$ MPa;
 - parametry pary zasysanej przez strumienicę:
 - temperatura pary zasysanej $t_g = 7$ °C,

- ciśnienie pary zasysanej $p_g = 0,2$ MPa;
- parametry pary po stronie tłocznej strumienicy:
 - ciśnienie tłoczenia $p_c = 0,35$ MPa.

Analizy numeryczne, podobnie jak w przypadku modelowania wpływu położenia dyszy na pracę strumienicy, ograniczono jedynie do modeli osiowosymetrycznych. Wyniki obliczeń dla poszczególnych wartości L_m zestawiono w tabeli 4.2, w której wielkości oznaczone indeksem dolnym „out” oznaczają parametry w przekroju wylotowym strumienicy. Wielkość Δm oznacza różnicę mas pomiędzy wlotem a wylotem strumienicy i jest jednocześnie informacją o jakości zbieżności rozwiązania numerycznego. Symulacje zakończono, gdy residua osiągnęły poziom 10^{-3} dla równań masy i pędu oraz 10^{-6} dla równania energii.

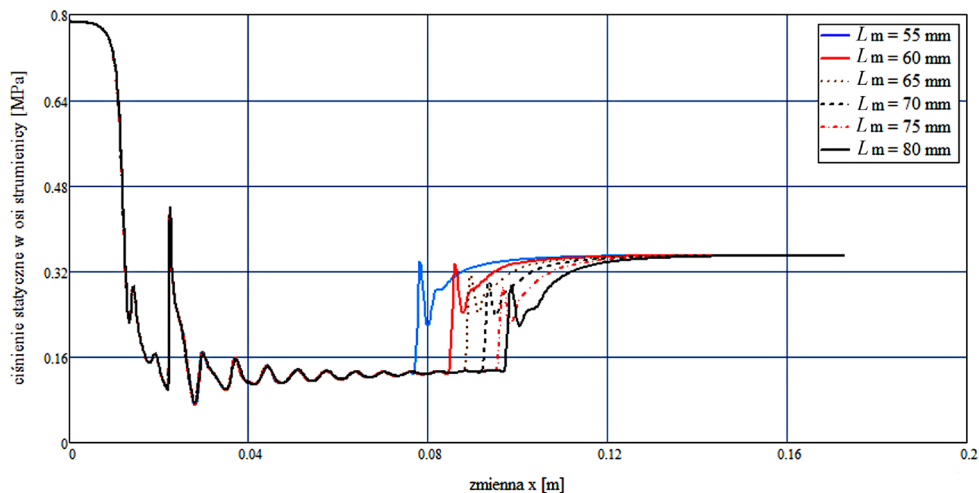
Tab. 4.2. Wyniki obliczeń numerycznych pracy strumienicy w punkcie dla zadanych warunków po stronie napływowej, dla różnych wartości L_m

L_m	$\dot{m}_g$	$\dot{m}_e$	$\dot{m}$	T_{out}	h_{out}	s_{out}	w_{out}	$\Delta m \times 10^{-3}$
[mm]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[K]	[J/kg]	[J/(kgK)]	[m/s]	[kg/s]
55,00	0,02082	0,00698	0,0289	319,4	627518,8	2437,18	14,19	1,119421
60,00	0,02082	0,00698	0,0281	319,5	627855,0	2438,23	13,66	0,334083
65,00	0,02082	0,00698	0,0295	319,4	627480,6	2437,06	14,37	1,65459
70,00	0,02082	0,00698	0,0293	319,5	627657,8	2437,61	14,01	1,492024
75,00	0,02082	0,00698	0,0287	319,5	627694,5	2437,73	14,12	0,925378
80,00	0,02082	0,00698	0,0286	319,5	627720,6	2437,81	14,14	0,771513

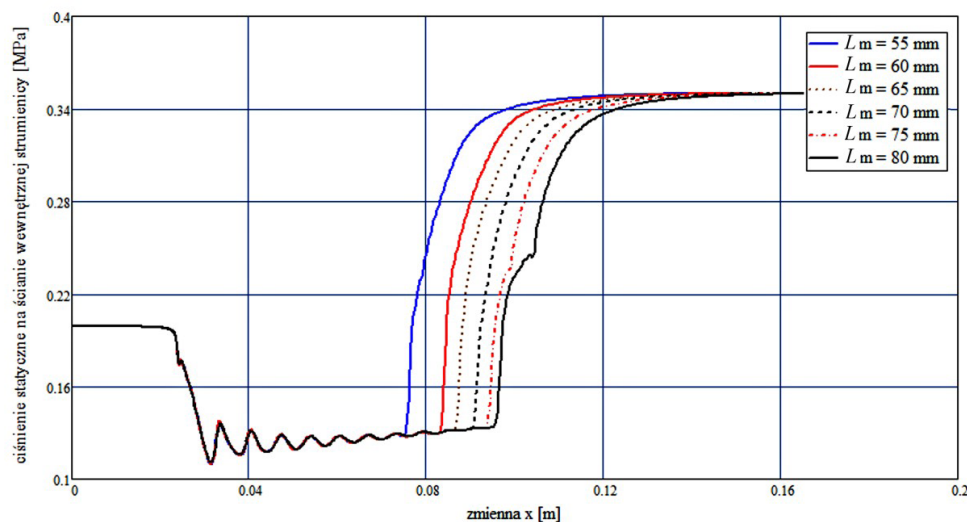
Analizując uzyskane wyniki przedstawione w tabeli 4.2, stwierdza się, że parametry przepływowe w strumienicy w rozpatrywanym zakresie nie zależą od długości komory mieszania w odniesieniu do założonego zakresu zmienności. Strumienie mas $\dot{m}_g$ i $\dot{m}_e$ nie ulegają żadnym zmianom, a niewielkie zmiany, jakie da się zauważyć w strumieniu sumarycznym $\dot{m}$, wynikają z dokładności obliczeń i zmiennej liczby oczek w poszczególnych siatkach. Przy budowaniu geometrii strumienic w miarę wzrostu długości komory mieszania sukcesywnie zwiększano liczbę oczek w tej części modelu. Wynikało to z konieczności zachowania w miarę niezmiennych proporcji oczek w początkowej części komory mieszania.

Brak wpływu długości komory mieszania na parametry przepływowe w strumienicy pracującej w obszarze *on-design* jest efektem spodziewanym, gdyż w tym obszarze pracy warunki przepływowe zostają zdeterminowane w momencie zatkania się przepływu zasysanego, co najczęściej ma miejsce w początkowej części komory mieszania. Wydaje się, że chęć uzyskania większych wartości współczynnika zasysania należałoby zatem wiązać ze średnicą komory mieszania, a nie z jej długością. Na rysunkach 4.16 ÷ 4.19 pokazano

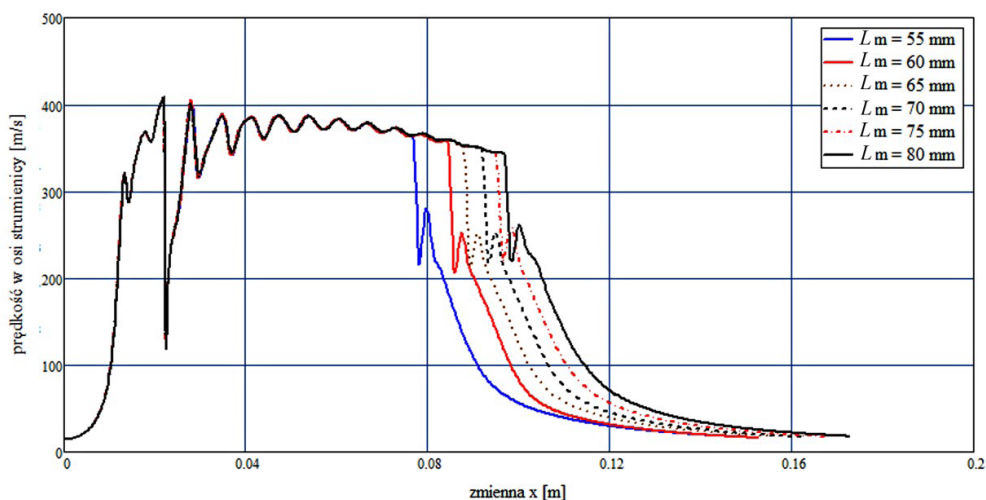
wyniki analizy numerycznej wybranych głównych parametrów, w zależności od długości komory mieszania, mających wpływ na pracę strumienicy; zmienną „x” jest wymiar bezpośrednio korespondujący z długością strumienicy.



Rys. 4.16. Osiowy rozkład ciśnienia statycznego wzdłuż strumienicy



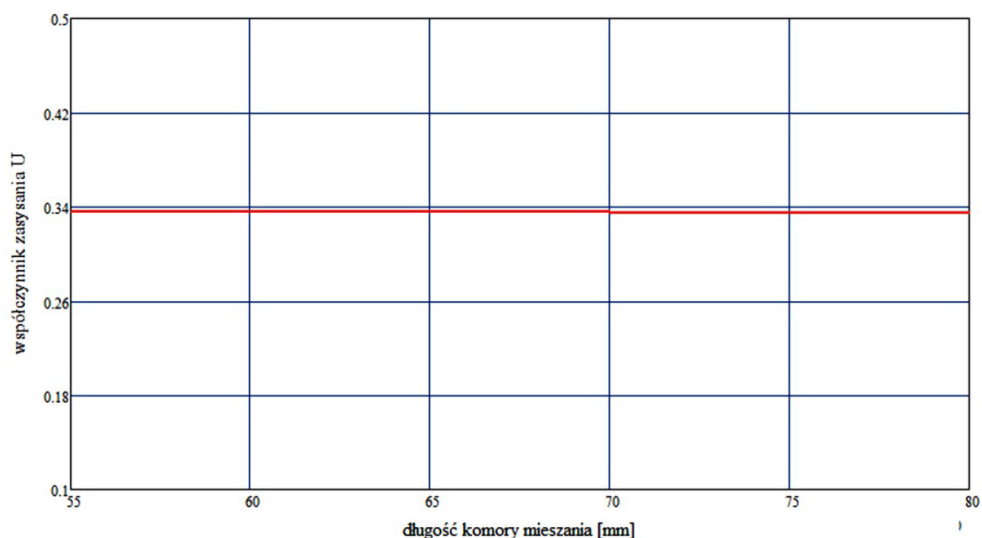
Rys. 4.17. Rozkład ciśnienia statycznego na ścianie wewnętrznej strumienicy



Rys. 4.18. Osiowy rozkład prędkości wzdłuż strumienicy

Analiza uzyskanych wyników, przedstawionych na rysunkach 4.16 ÷ 4.18, wskazuje, że do pojawienia się fali uderzeniowej w komorze mieszania strumienica „nie odczuwa” zmian długości komory mieszania i zarówno charakterystyki ciśnień oraz charakterystyki prędkości w osi przepływu pokrywają się dla wszystkich analizowanych parametrów L_m . Można zauważyć również, że wzrost długości komory mieszania powoduje przemieszczanie się fali uderzeniowej zgodnie z kierunkiem przepływu. To powoduje, że wydłuża się proces wymiany pędu i prędkość strumienia napędowego maleje tym bardziej, im dłuższa jest komora mieszania. W efekcie fala uderzeniowa powstaje przy niższych liczbach Macha i staje się mniej intensywna (patrz rys. 4.22). Wzrost parametrów gazu w fali uderzeniowej zależy od liczby Macha przed falą i jest tym większy, im większa jest jej wartość. Wydłużenie komory mieszania skutkuje zatem niższym ciśnieniem za falą uderzeniową, co uwidocznione zostało na rysunku 4.16. Należy również dodać, że w analizowanych przypadkach długość komory mieszania zmienia się o stałą wartość $\Delta L_m = 5$ mm. Jednakże fala uderzeniowa nie przesuwa się o stałą wartość. Największą zmianę lokalizacji fali uderzeniowej obserwuje się przy zmianie długości komory mieszania z 55 mm do 60 mm, najmniejszą natomiast przy wzroście długości z 75 mm do 80 mm.

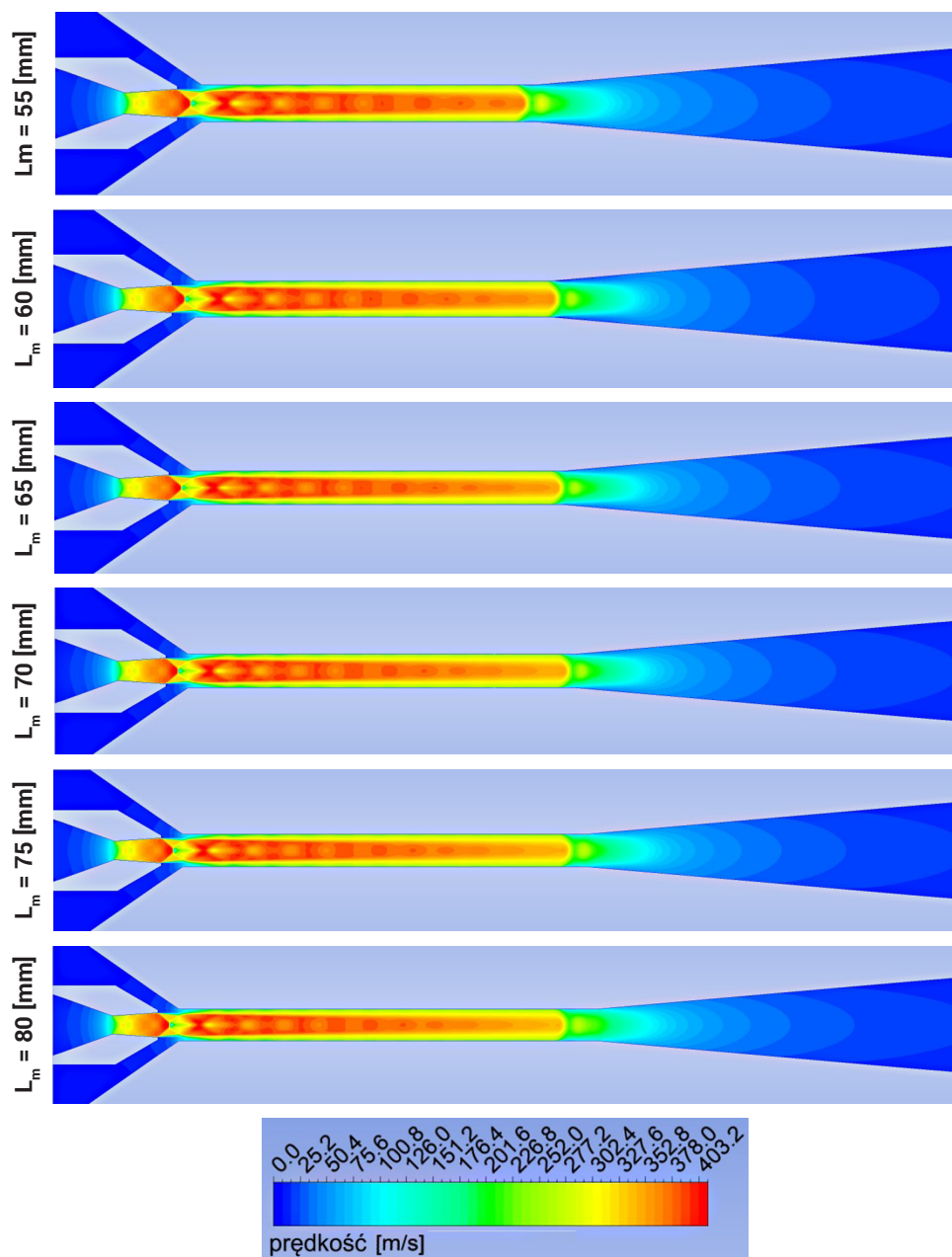
Wzdłużosiowy rozkład ciśnienia, zaprezentowany na rysunku 4.16, pomimo tego, że ujawnia fakt przemieszczania się fali uderzeniowej, nie jest wystarczająco przejrzysty, aby ocenić, czy fala uderzeniowa ułożona jest na końcu komory mieszania. Rozważając pracę strumienicy, można bowiem wskazać, że w swoim punkcie pracy dla poprawnie dobranej geometrii fala uderzeniowa powinna być ułożona na końcu komory mieszania.



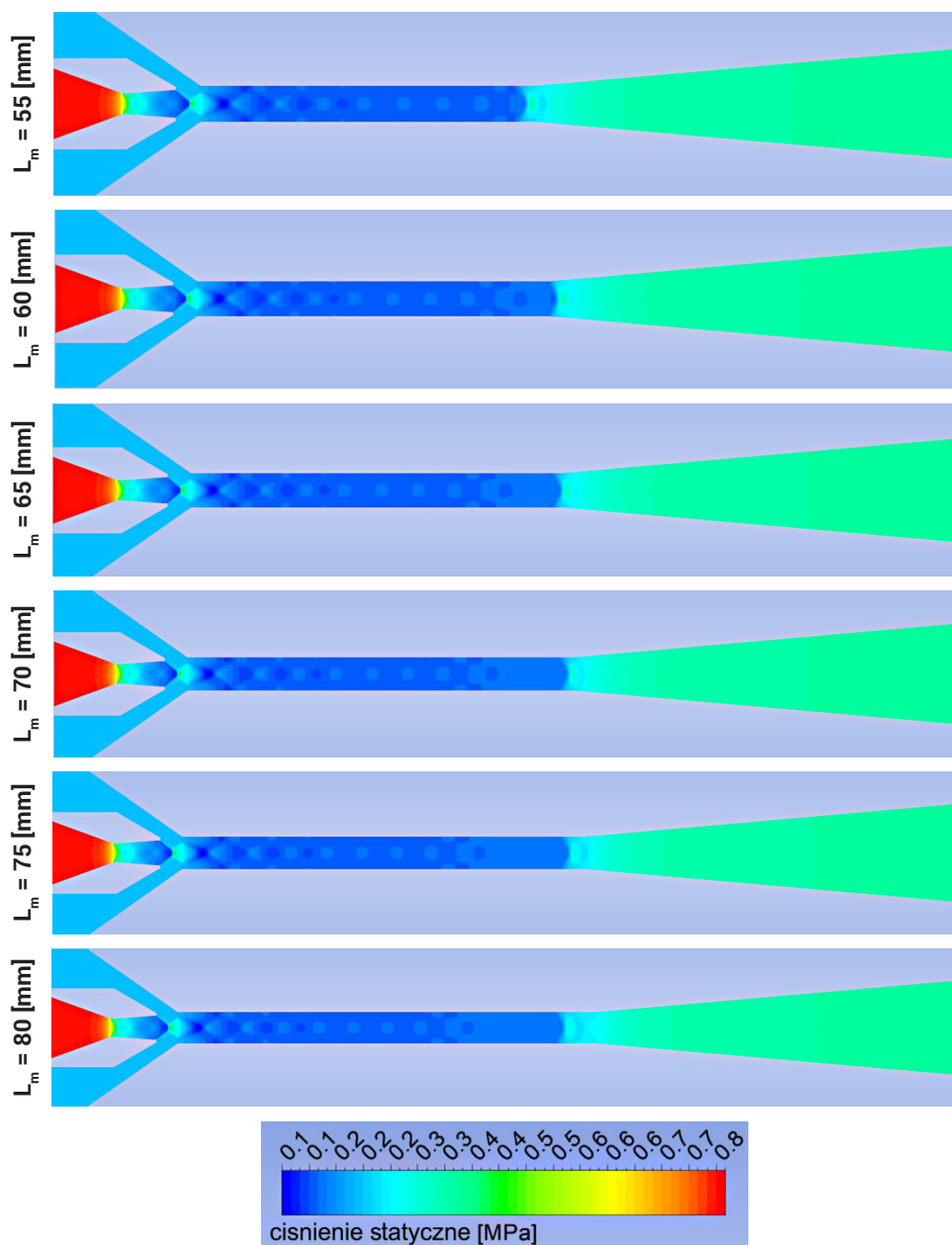
Rys. 4.19. Współczynnik zasysania w funkcji długości komory mieszania

Jeśli w warunkach pracy, do jakich strumienica była projektowana, fala uderzeniowa nie jest na końcu komory mieszania, to odcinek komory mieszania będący za falą staje się dodatkowym źródłem strat. Jeśli natomiast komora mieszania byłaby za krótka, wówczas fala uderzeniowa przesunęłaby się do dyfuzora. Strumień w dyfuzorze uległby dalszej ekspansji i fala uderzeniowa powstałaby w warunkach znacznie większych liczb Macha. W takich warunkach nastąpiłaby większa degradacja energii na skutek dyssypatywnego charakteru fali uderzeniowej. W celu dokładniejszego ustalenia lokalizacji fali uderzeniowej w komorze mieszania wykorzystano uzyskane rozkłady prędkości dla poszczególnych przypadków, które zostały zaprezentowane na rysunku 4.18.

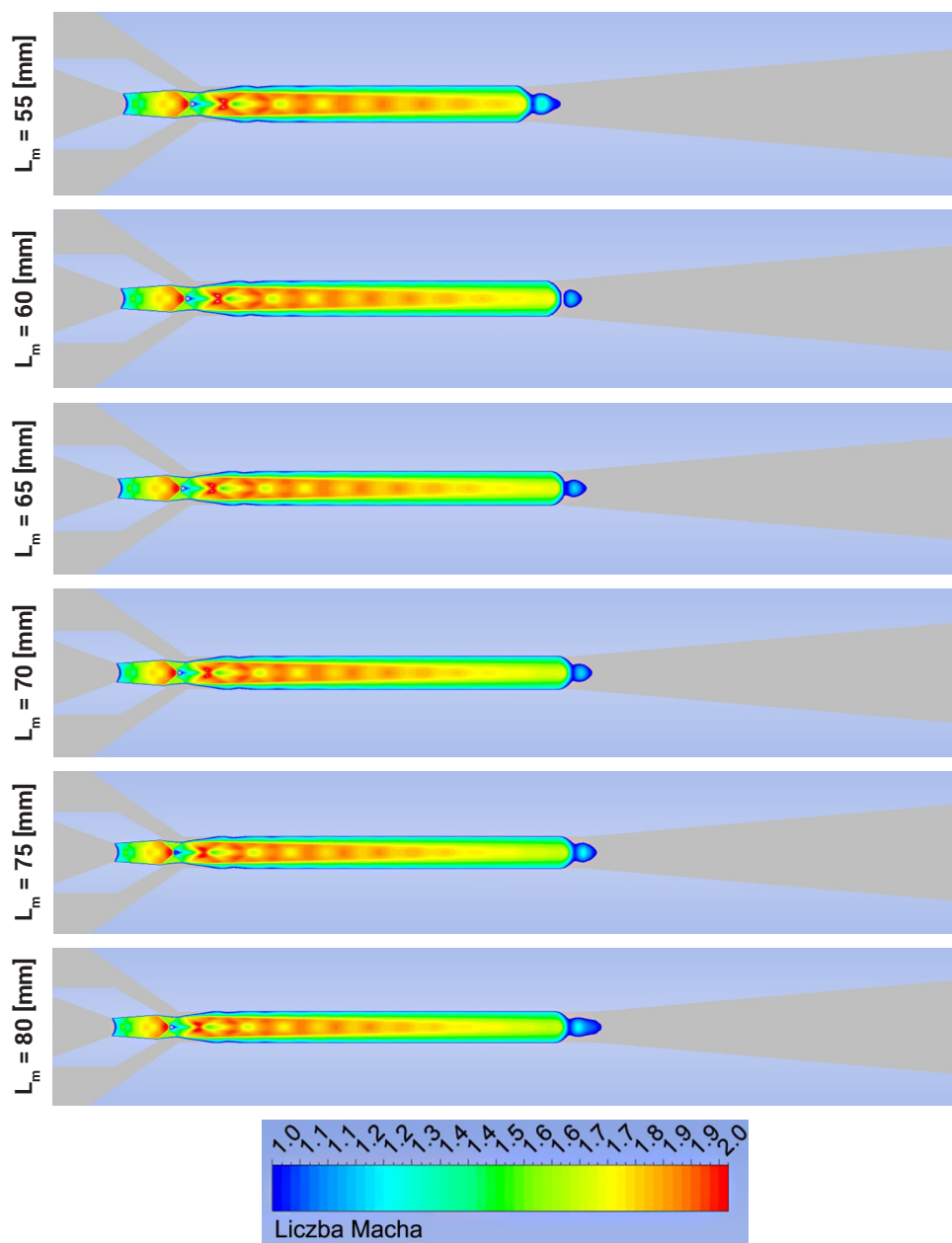
Analiza pól prędkości uzyskanych dla różnych długości komory mieszania pokazana na rysunku 4.20 oraz rozkładów ciśnienia przedstawionych na rysunku 4.21 wskazuje, że tylko dla przypadku, gdy długość komory mieszania $L_m = 60$ mm, fala uderzeniowa zlokalizowana jest najbliżej końca komory mieszania. Dla pozostałych przypadków komora mieszania może być uznana za nieznacznie zbyt długą. Jednakże, jak wcześniej wspomniano, wydłużenie komory mieszania przesunęło falę uderzeniową w kierunku dyfuzora. Taki stan powinien być uznany za efekt korzystny, gdyż oznacza, że wraz ze wzrostem długości komory mieszania wzrasta wartość ciśnienia krytycznego pracy strumienicy p_{cr} . Dzięki temu wzrasta zakres ciśnień po stronie tłocznej strumienicy, przy którym pracuje ona w obszarze *on-design*.



Rys. 4.20. Pola prędkości w strumienicy dla różnych długości komory mieszania



Rys. 4.21. Rozkłady ciśnienia statycznego w strumienicy dla różnych długości komory mieszania

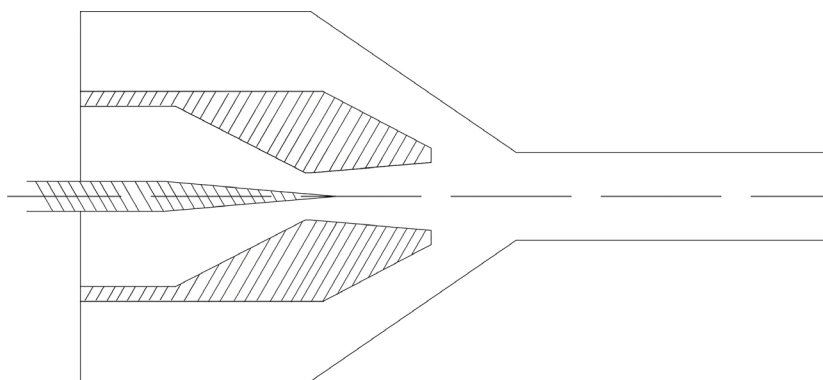


Rys. 4.22. Rozkład liczby Macha w strumienicy

4.4. Analiza regulacji wydajności strumienicy metodą zmiany przekroju gardła dyszy napędowej

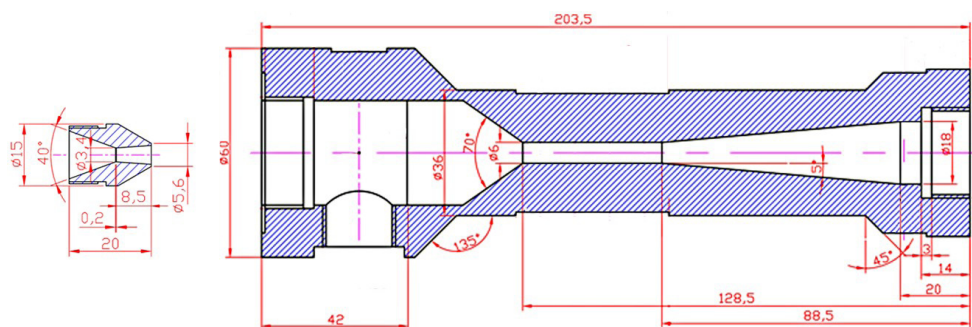
Niniejszy podrozdział zawiera wybrane dane dotyczące koncepcji regulacji wydajności strumienicy gazowej metodą zmiany przekroju gardła dyszy napędowej. Przedstawione poniżej wyniki uzyskano w trakcie realizacji projektu badawczego „Modelowanie i badania eksperymentalne strumienic jednofazowych i dwufazowych w zastosowaniu do solarnych układów lewobieżnych”, którego autor był kierownikiem. Szczegółowe informacje zawarto w pracy [10].

Regulacja ilościowa wydajności strumienicy zależy bezpośrednio od strumienia napędowego dopływającego do dyszy napędowej. Ilość strumienia zasysanego jest funkcją parametrów roboczych, wymiarów geometrycznych, jak również uwarunkowana jest wymianą pędu pomiędzy rozprężonym i rozprężonym do naddźwiękowej prędkości strumieniem napędowym i strumieniem zasysanym. Ponieważ ilość strumienia napędowego zależy wprost od parametrów roboczych po stronie napędowej oraz od geometrii dyszy, a w zasadzie od przekroju poprzecznego gardła dyszy, regulacja wydajności strumienicy sprowadza się do regulacji ilości strumienia napędowego. W związku z powyższym regulację strumienia napędowego można uzyskać przez zmianę pola przekroju krytycznego dyszy, która to wielkość determinuje wartość masowego natężenia przepływu pary napędowej. Do wspomnianej regulacji wielkości pola przekroju można zastosować specjalnie dedykowaną igłę umieszczaną wewnątrz dyszy. Ten sposób regulacji ilościowej pracy strumienicy został pokazany już przed kilkudziesięciu laty przez autorów [8]. Obecnie ten sposób regulacji został również zastosowany przez Elbela i Hrnijaka [6] w zastosowaniu do strumienicy pracującej z CO_2 . Na rysunku 4.23 pokazano przekrój wzdłużny strumienicy wraz z koncepcją umiejscowienia iglicy regulacyjnej.



Rys. 4.23. Rysunek schematyczny umieszczenia iglicy regulacyjnej w dyszy napędowej

Rysunek 4.24 przedstawia przekrój wzdłużny analizowanej strumienicy wraz z dyszą napędową. Zaznaczono też na nim główne wymiary charakterystyczne.

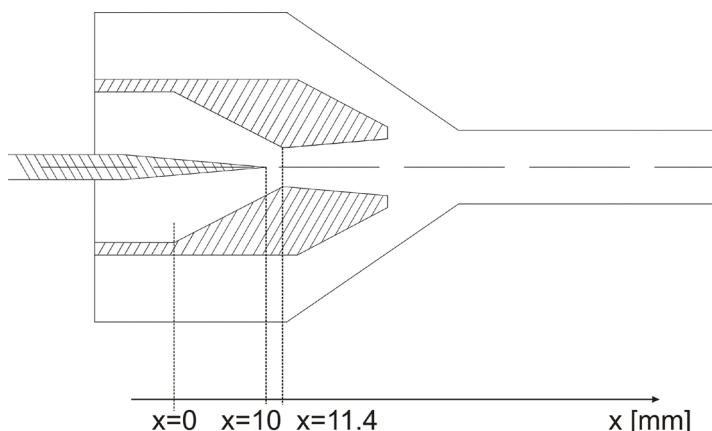


Rys. 4.24. Podstawowe wymiary geometryczne analizowanej strumienicy

Dla przeprowadzenia analizy przyjęto układ współrzędnych, w którym:

- początek układu, tj. $x = 0$, pokrywa się ze zmianą kształtu dyszy napędowej z cylindrycznego na stożkowy w części poddźwiękowej dyszy;
- gardło dyszy (przekrój krytyczny) ma współrzędną $x = 11,3$ mm;
- położenie nominalne iglicy regulacyjnej, określone jest przez współrzędną x wierzchołka iglicy; położenie to ustalono na $x_{ig} = 10$ mm.

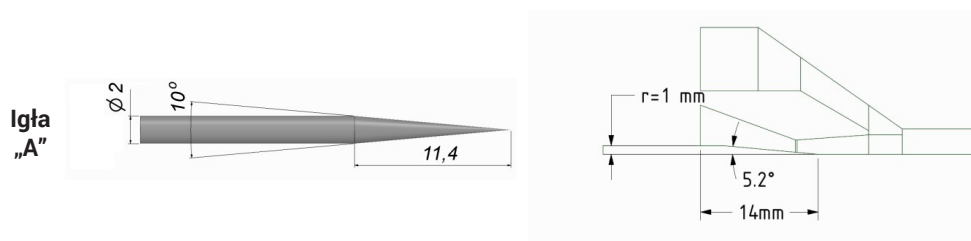
Położenie iglicy regulacyjnej względem osi x pokazano schematycznie na rysunku 4.25.



Rys. 4.25. Rysunek schematyczny zastosowanego układu współrzędnych

Analiza pracy strumienicy z iglicą regulacyjną „A”

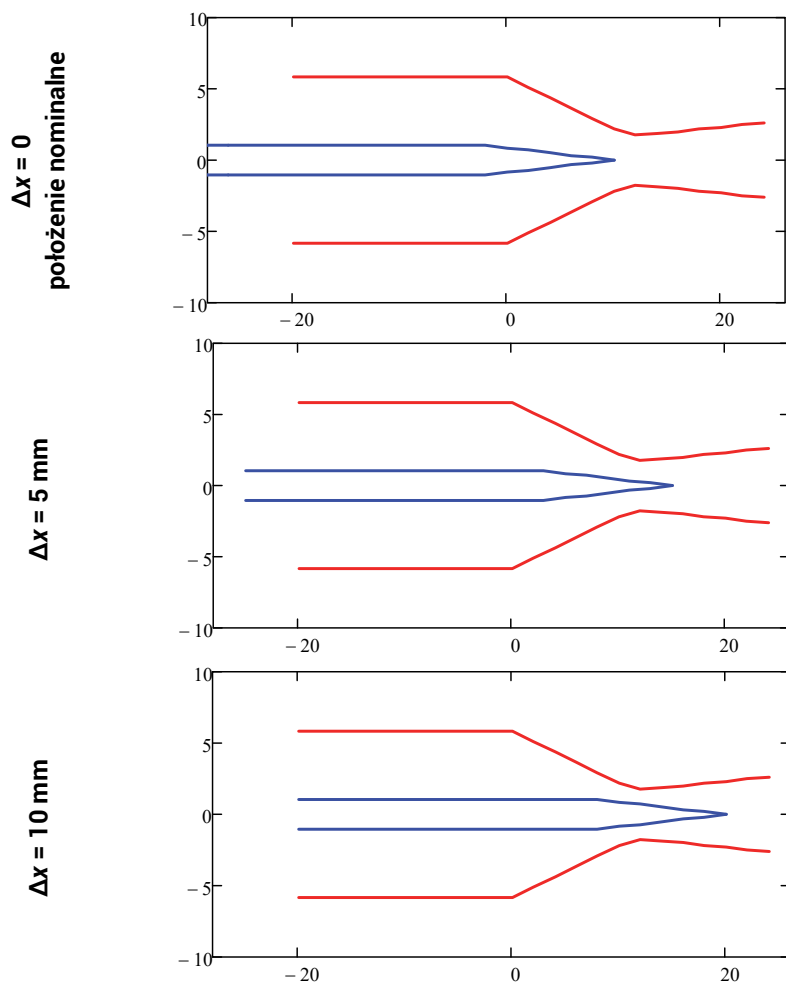
Średnica wewnętrzna dyszy napędowej po stronie napływu pary wynika z przyjętej geometrii części poddźwiękowej dyszy i w przypadku analizowanej wynosi 11,6 mm, średnica przekroju krytycznego równa jest 3,4 mm, natomiast średnica wylotowa z dyszy równa jest 4,6 mm. Ponadto przyjęto, że zmiana pola przekroju w gardle dyszy ze zwężającego się do rozszerzającego się nie następuje w sposób skokowy, tylko występuje niewielkie „podcięcie” – gardło dyszy na odcinku 0,5 mm posiada stałe pole przekroju. Do dalszej analizy wytypowano dwie geometrie iglicy regulacyjnej. Dla ułatwienia analizy opisowej igłę regulacyjną o średnicy 2 mm oznaczono jako „A”, a igłę regulacyjną o średnicy 4 mm oznaczono jako „B”. W pierwszym etapie analizie poddano igłę regulacyjną „A” o parametrach geometrycznych przedstawionych na rysunku 4.26.



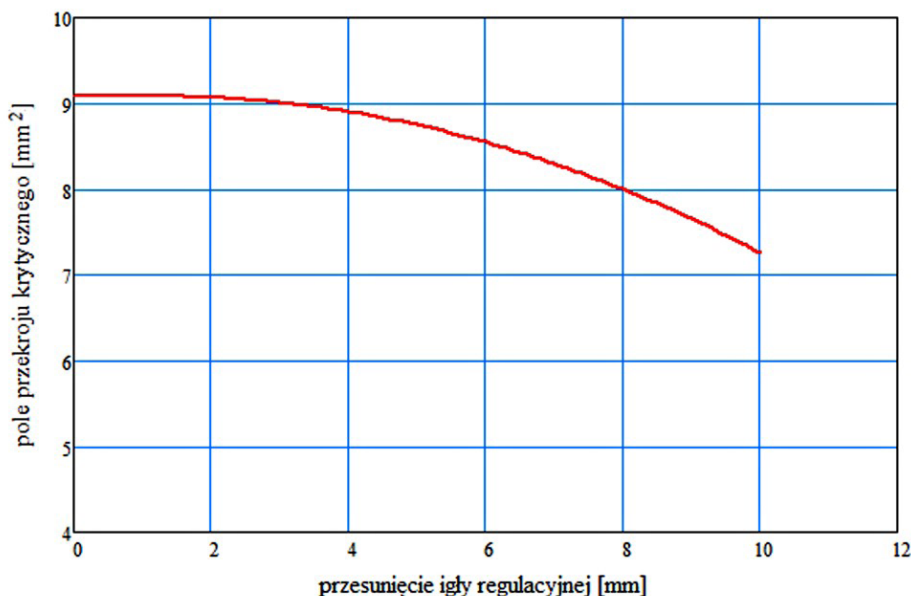
Rys. 4.26. Parametry geometryczne iglicy regulacyjnej A i jej umiejscowienie w modelu geometrycznym strumienicy

Położenie iglicy względem dyszy napędowej dla wybranych wartości Δx pokazano na rysunku 4.27. Kolorem czerwonym oznaczono krawędź wewnętrzną dyszy, zaś kolorem niebieskim zarys iglicy regulacyjnej.

Należy zaznaczyć, że przesunięcie iglicy o $\Delta x = 10$ mm może być zbyt duże dla warunków pracy strumienicy, jednakże przypadek ten pozostawiono dla lepszego zobrazowania analizowanego problemu. Na rysunku 4.28 pokazano zamiany pola powierzchni czynnej przekroju krytycznego gardła dyszy w funkcji położenia iglicy względem dyszy.



Rys. 4.27. Położenie iglicy regulacyjnej względem dyszy napędowej



Rys. 4.28. Zmiana pola przekroju poprzecznego powierzchni czynnej gardła dyszy napędowej w funkcji położenia iglicy względem dyszy

Zmiana pola przekroju poprzecznego gardła dyszy skutkuje zmianą wartości strumienia napędowego przepływającego przez dyszę. Analizę przeprowadzono dla czynnika R600a. Zmianę tę oszacowano, przyjmując parametry pary napędowej dopływającej do dyszy:

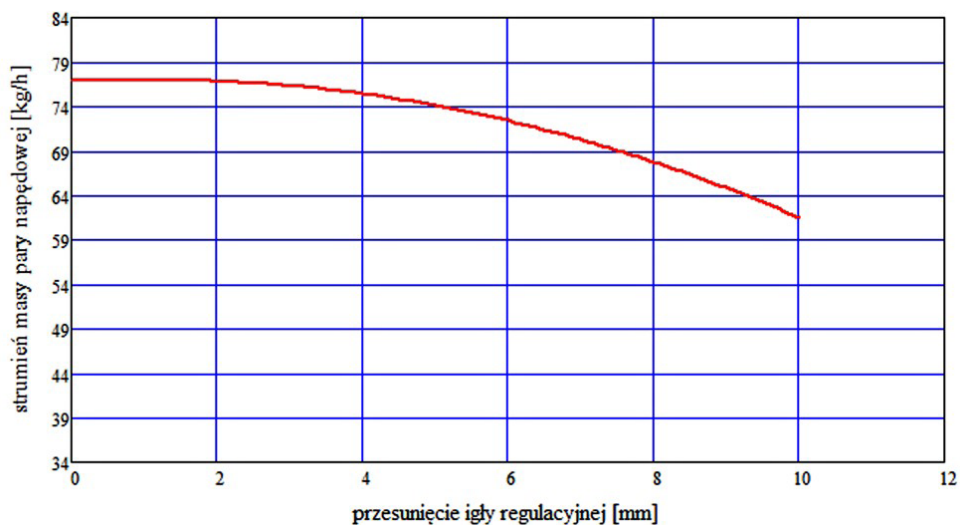
- temperatura pary napędowej $t_g = 65,62\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- przegrzanie pary napędowej $\Delta T = 9,77\text{ K}$;
- ciśnienie pary napędowej $p_g = 7,88\text{ bar}$.

Wydatek masowy obliczony został jako:

$$\dot{m}_g(\Delta x) = A_{nz}(\Delta x) \cdot \rho^* \cdot w^*, \quad (4.1)$$

gdzie:

parametry krytyczne ρ^* i w^* wyznaczono w oparciu o równanie stanu Helmholtza, zakładając rozprężanie izentropowe czynnika R600a.



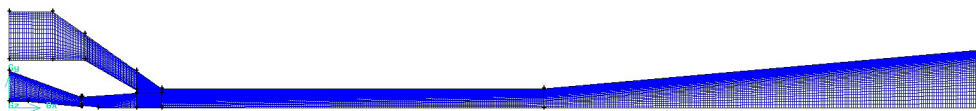
Rys. 4.29. Zmiana strumienia masy pary napędowej w funkcji położenia iglicy względem dyszy

Budowa siatki modelu obliczeniowego dla strumienicy z iglicą regulacyjną „A”

Do wygenerowania siatki obliczeniowej strumienicy wykorzystano program Gambit w wersji 2.4. Jako solwera użyto pakietu ANSYS FLUENT 14. Zbudowano siatkę o gęstości 26890 oczek. Geometrię strumienicy opracowano w płaszczyźnie 2D. Wykorzystując warunek symetrii, zbudowano jedynie połowę rzeczywistej geometrii. Na rysunkach 4.30 i 4.31 pokazano widok modelowanej strumienicy oraz podział na obszary obliczeniowe. Zastosowany sposób podziału strumienicy na poszczególne sekcje obliczeniowe pozwolił na zastosowanie w całym obszarze siatki strukturalnej typu Map.



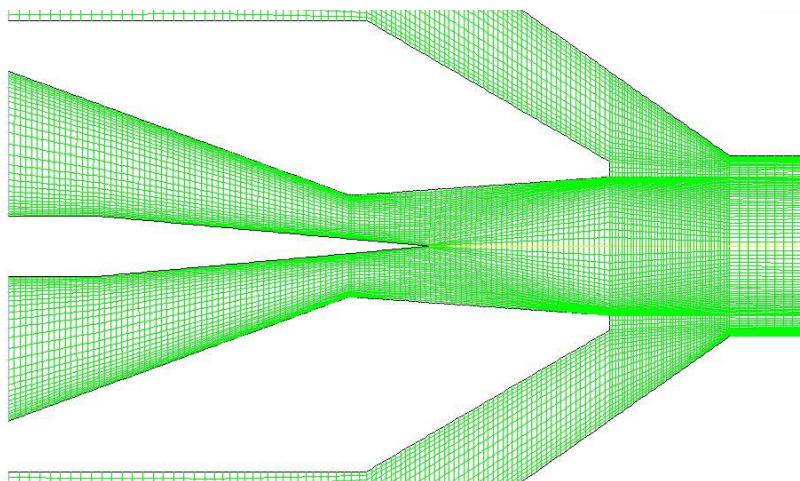
Rys. 4.30. Geometria obliczeniowa modelowanej strumienicy – podział na obszary obliczeniowe



Rys. 4.31. Siatka obliczeniowa modelowanej strumienicy

Oceny parametrycznej jakości siatki dokonano przy użyciu polecenia *Examine Mesh* dostępnego w programie Gambit. Według instrukcji programu [7] za siatkę o bardzo dobrej jakości uznaje się taką, którą charakteryzuje parametr Q_{EAS} przyjmujący wartości z zakresu $0 < Q_{EAS} < 0,25$, a za siatkę o dobrej jakości taką, której parametr Q_{EAS} mieści się w zakresie $0,25 < Q_{EAS} < 0,50$.

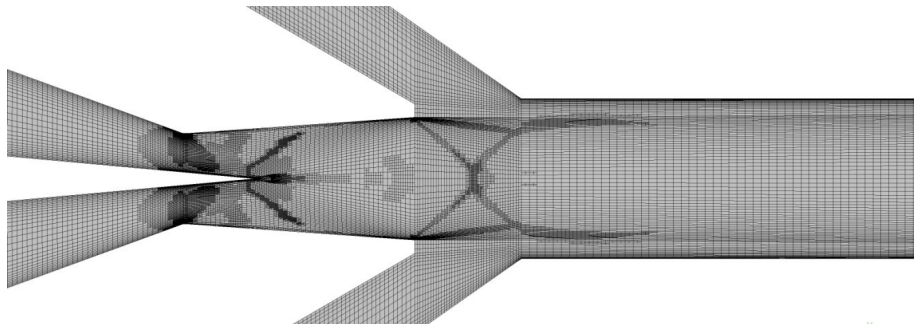
W przygotowanej geometrii dla 95,05% komórek obliczeniowych $Q_{EAS} < 0,25$. Pozostała część komórek obliczeniowych mieści się w zakresie $0,25 < Q_{EAS} < 0,50$, przy czym najgorsza komórka obliczeniowa posiada parametr $Q_{EAS} = 0,38885$. Można zatem uznać przygotowaną siatkę obliczeniową za bardzo dobrej jakości. Histogram rozkładu wartości parametru Q_{EAS} dla przygotowanej geometrii pokazano na rysunku 4.32. Dla tak przygotowanej geometrii wykonano obliczenia wstępne.



Rys. 4.32. Fragment wstępnej siatki obliczeniowej strumienicy parowej

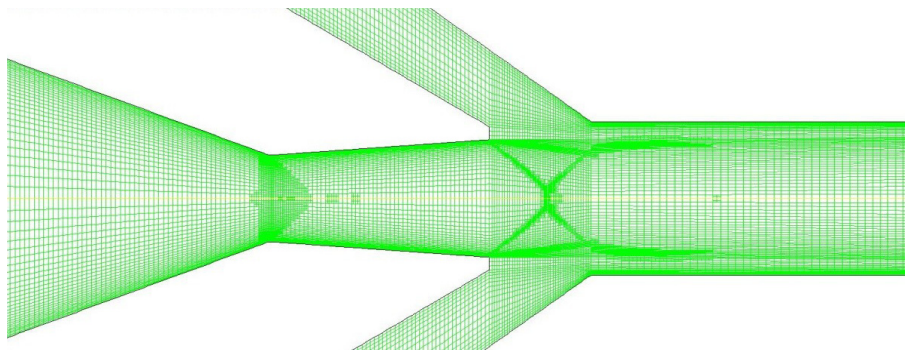
Obliczenia właściwe wykonano na siatce obliczeniowej, w której zastosowano procedurę adaptacji siatki w obszarze największych gradientów. Siatka obliczeniowa właściwa liczy zatem 38498 węzłów, co w efekcie tworzy 36922 ko-

mórki obliczeniowe. Fragment siatki obliczeniowej z widokiem na część nadźwiękową dyszy oraz początek komory mieszania pokazano na rysunku 4.33.



Rys. 4.33. Fragment właściwej siatki obliczeniowej strumienicy parowej

Obliczenia pracy strumienicy bez iglicy regulacyjnej wykonano z wykorzystaniem siatki przedstawionej na rysunku 4.34; siatka zbudowana była z 33970 komórek.



Rys. 4.34. Fragment właściwej siatki obliczeniowej strumienicy parowej wykorzystanej do obliczeń bez uwzględnienia iglicy regulacyjnej

Sformułowanie zagadnienia obliczeniowego

Jako płyn roboczy zastosowano izobutan (R600a), którego własności termodynamiczne implementowano do solwera z zewnętrznej bazy danych NIST. Należy mieć na uwadze, że własności gazu w bazie NIST są zdefiniowane w ograniczonym zakresie. Jest to ważne, ponieważ przypisane warunki muszą znaleźć się w zasięgu bazy danych. Może się zdarzyć, że modelowany problem jest fizycznie poprawny, ale nie mieści się w zakresie bazy danych. W tej sytuacji rozwiązanie

rozbieganie się lub natychmiast zostanie wygenerowany komunikat błędu. Jeśli pojawienie się błędu nastąpi bezpośrednio po uruchomieniu obliczeń, oznacza to, że wprowadzone warunki brzegowe są niepoprawne, a właściwie znajdują się poza obszarem zakresu bazy danych. W tej sytuacji modelowanie nie może być kontynuowane. W pewnych przypadkach może wystąpić sytuacja, że rozwiązanie znajduje się w granicach bazy danych, lecz proces iteracyjny przejściowo wykracza poza ten obszar.

Jako warunki brzegowe pary napędowej dopływającej do strumienicy przyjęto parametry uzyskane eksperymentalnie:

- parametry pary napędowej dopływającej do dyszy:
 - temperatura pary napędowej $t_g = 65,62\text{ }^{\circ}\text{C}$,
 - przegrzanie pary napędowej $\Delta T = 9,77\text{ K}$,
 - ciśnienie pary napędowej $p_g = 7,88\text{ bar}$;
- parametry pary zasysanej przez strumienicę:
 - temperatura pary zasysanej $t_g = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$,
 - ciśnienie pary zasysanej $p_g = 1,989\text{ bar}$.

Warto dodać, że w przypadku określania warunków brzegowych na ssaniu strumienicy wartość ciśnienia pary przyjęto zgodnie z wartością uzyskaną eksperymentalnie, jednakże temperatura pary jest w tym przypadku niższa od wartości zmierzonej. Temperaturę pary zasysanej ustalono na poziomie $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, zatem przegrzanie pary zasysanej jest niewielkie. Założenie to wynika z faktu operowania zewnętrzną bazą danych własności termodynamicznych czynnika. Należy zaznaczyć, że w przypadku definicji parametrów pary zasysanej jako pary suchej nasyconej podczas trwania obliczeń własności termodynamicznych w każdej iteracji istniałoby znacznie większe prawdopodobieństwo przejścia do obszaru pary mokrej, co prowadziłoby do pojawienia się znacznych błędów bądź całkowitego zatrzymania obliczeń, gdyż z założenia modele własności termodynamicznych NIST w pakiecie FLUENT dedykowane są do pracy w warunkach pary nasyconej lub przegrzanej.

Parametry pary wylotowej ze strumienicy ustalono, przyjmując założenie, że strumienica pracuje w zakresie *on-design*, czyli z tzw. podwójnym zadławieniem czynnika. Na podstawie wielu analiz numerycznych przeprowadzanych dla strumienic pracujących z izobutanem można przyjąć, że dla zastosowanych parametrów pary dolotowej w obu króćcach strumienicy dla żądanego obszaru pracy strumienicy ciśnienie na wylocie ze strumienicy powinno mieścić się w zakresie od 3 do 4 bar. Wartość ciśnienia ustalono na 3,5 bar.

Zadano ciśnieniowe warunki brzegowe. Obliczenia przeprowadzono przy wykorzystaniu modelu turbulencji *k-ε realizable*. Zastosowano standardową funkcję ścianki oraz domyślne wartości stałych w poszczególnych modelach. Rozwiązanie pola prędkości i ciśnień uzyskano, wykorzystując algorytm *coupled*. Schemat dyskretyzacji ustawiono na *second order* typu *upwind*.

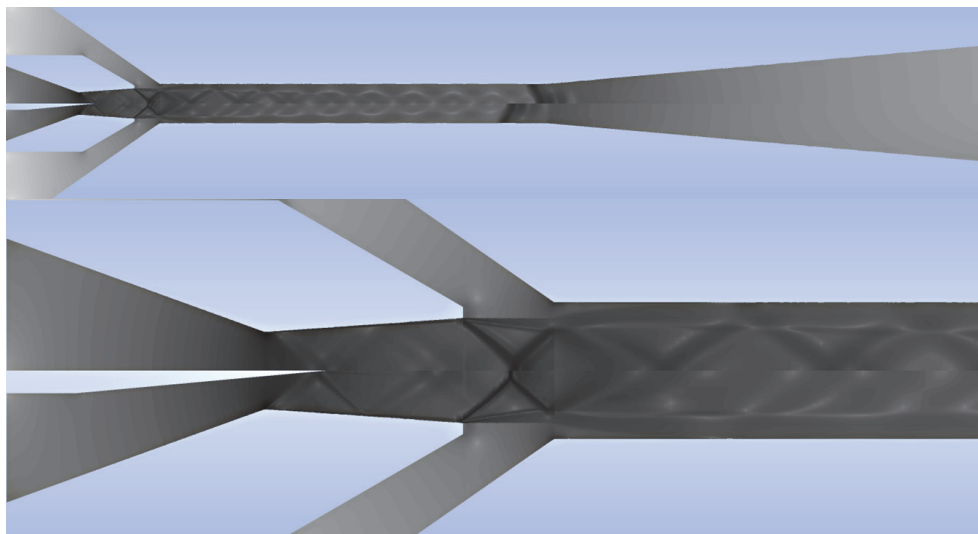
Tab. 4.3. Warunki brzegowe dla obliczeń numerycznych

t_g [°C]	p_g [bar]	t_e [°C]	p_e [bar]	p_c [bar]
65,62	7,88	7	1,989	3,5

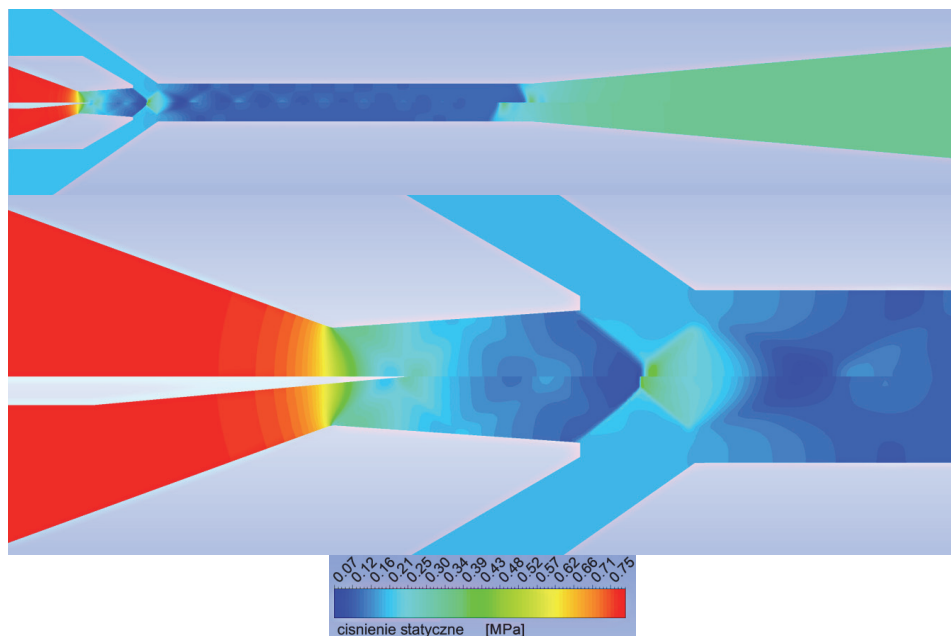
Tab. 4.4. Wyniki obliczeń numerycznych z wykorzystaniem finalnych siatek dla iglicy „A”

Siatka finalna – praca z iglicą (rys. 4.33) (36922 komórek)	Siatka finalna – praca bez iglicy (rys. 4.34) (33970 komórek)
$m_g = 0,020215565$	$m_g = 0,020644491$
$m_e = 0,007144209$	$m_e = 0,0070506193$
$m_{outlet} = 0,028020059$	$m_{outlet} = 0,027546847$
$U = 0,3534$	$U = 0,3415$

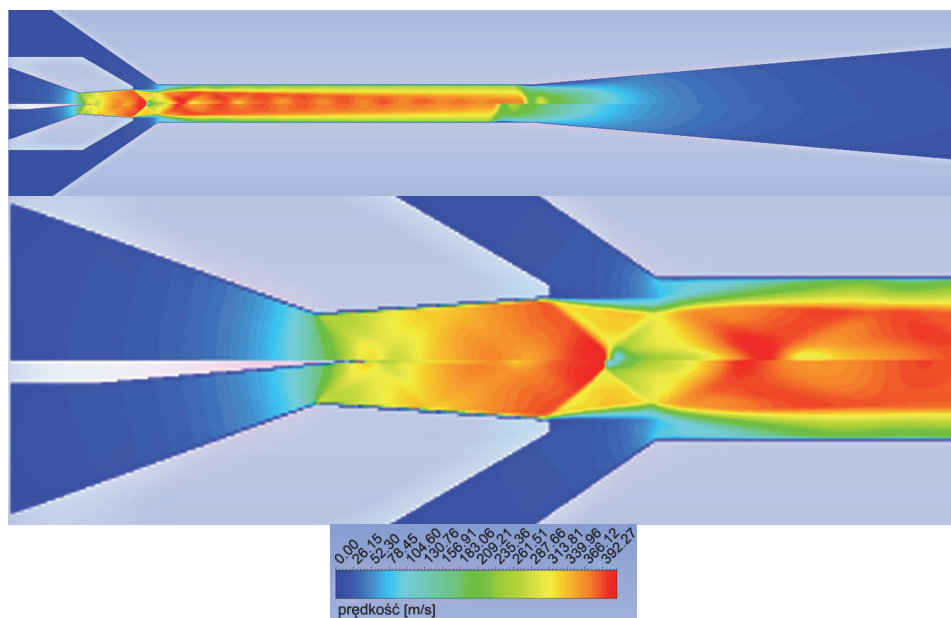
Na rysunkach od 4.35 do 4.38 pokazano wizualizację rozwiązania w postaci rozkładów połowych takich wielkości, jak: gęstość, ciśnienie statyczne, prędkość przepływu oraz liczba Macha. Górna połowa poniższych rysunków odnosi się do pracy strumienicy bez iglicy regulacyjnej, natomiast dolna połowa do pracy strumienicy z iglicą regulacyjną.



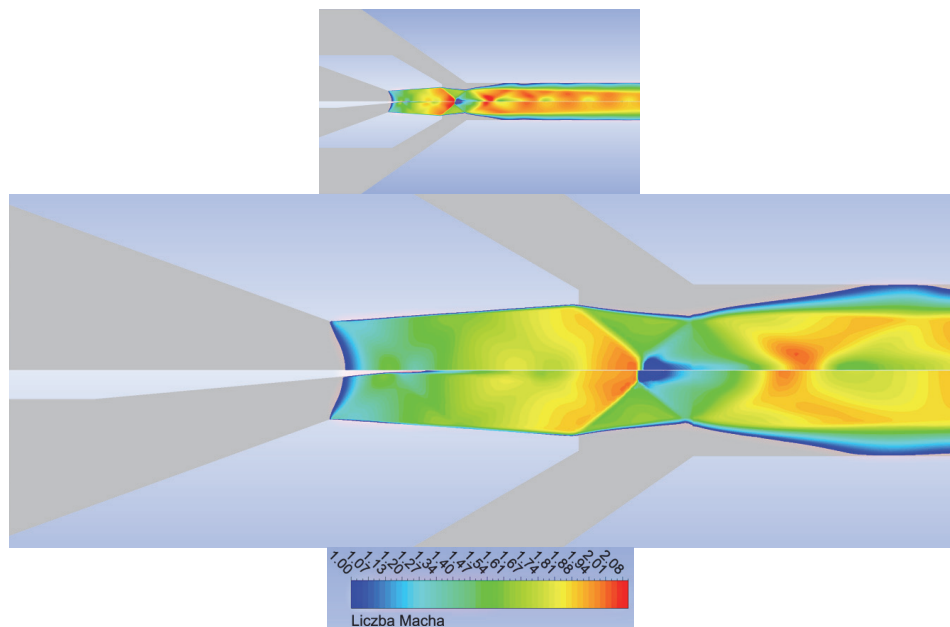
Rys. 4.35. Porównanie rozkładu gęstości dla strumienicy pracującej bez iglicy regulacyjnej i z iglicą regulacyjną



Rys. 4.36. Porównanie rozkładu ciśnienia dla strumienicy pracującej bez iglicy regulacyjnej i z iglicą regulacyjną



Rys. 4.37. Porównanie rozkładu prędkości dla strumienicy pracującej bez iglicy regulacyjnej i z iglicą regulacyjną



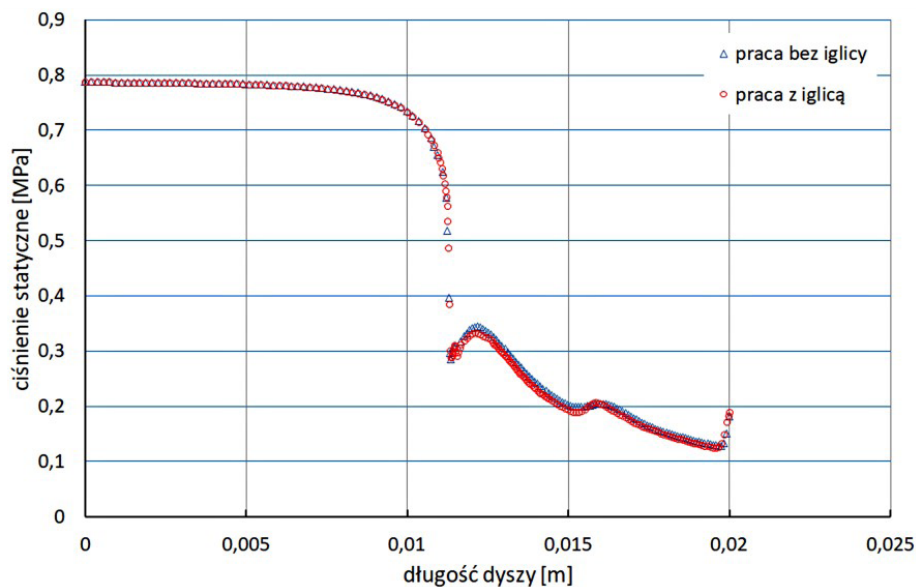
Rys. 4.38. Porównanie rozkładu liczby Macha dla strumienicy pracującej bez iglicy regulacyjnej i z iglicą regulacyjną

Na rysunku 4.39 pokazano również rozkład ciśnienia statycznego na ścian-
ce dyszy napędowej w warunkach pracy z iglicą i bez iglicy.

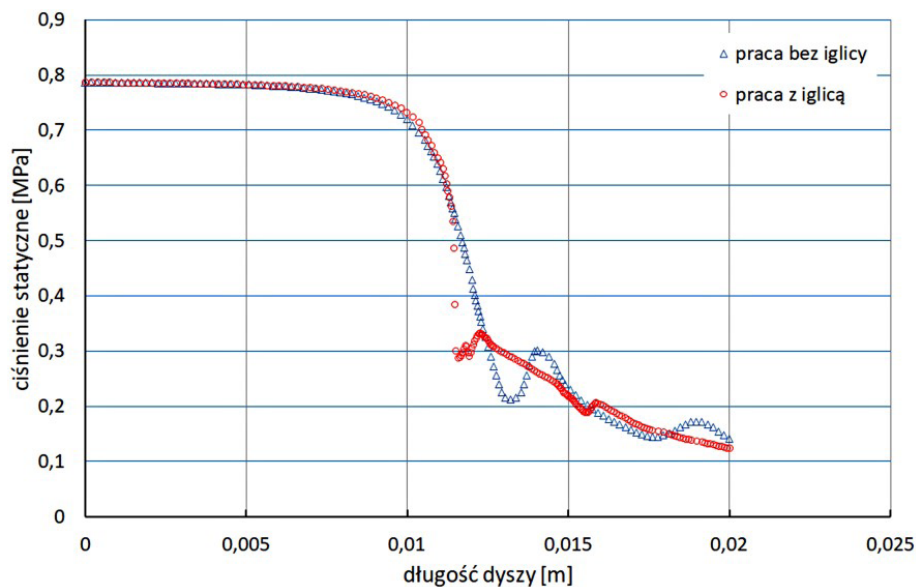
Przedstawione na rysunkach od 4.35 do 4.40 wyniki obliczeń CFD wskazują, że zastosowanie iglicy „A” w zasadzie nie ma wpływu zarówno pod względem przepływowym, jak też wydajnościowym dla analizowanego zestawu ciśnień roboczych. Uzyskane obrazy przepływu są w zasadzie bez znaczących zmian, bez względu na to, czy w strumienicy jest umieszczona igła, czy też jej tam nie ma. Można zatem stwierdzić, że zaproponowana wstępnie geometria iglicy nie jest odpowiednia, gdyż przesunięcie iglicy o $\Delta x = 4\text{ mm}$ względem położenia nominalnego jest niewystarczające, aby powodować znaczące zmiany w przepływie. Wynika to przede wszystkim z faktu, że dla takiego położenia iglicy, gardło dyszy jest przysłonięte w bardzo małym zakresie. Stosunek pól przekroju gardła dyszy z iglicą do gardła dyszy bez iglicy wynosi bowiem:

$$\frac{A_n}{A_{nn}} = \frac{8.9039 \cdot 10^{-6}}{9.0792 \cdot 10^{-6}} = 0.98 \quad (4.2)$$

i w takim samym stosunku zmienił się strumień masy pary napędowej.



Rys. 4.39. Rozkład ciśnienia na ścianie dyszy napędowej w warunkach pracy z iglicą regulacyjną i bez iglicy



Rys. 4.40. Rozkład ciśnienia w osi dyszy napędowej w warunkach pracy z iglicą regulacyjną i bez iglicy

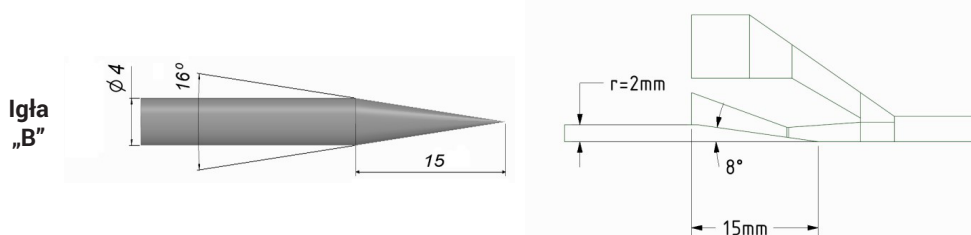
Należy zaznaczyć, że tego typu regulacja wydatku możliwa jest w tylko w ściśle określonym przedziale. Wynika to z faktu, że zbyt duże przysłonięcie dyszy spowoduje znaczne zmniejszenie strumienia masy pary napędowej, co przełoży się na zmniejszenie strumienia pędu pary napędowej. W efekcie ograniczona zostanie wymiana pędu pomiędzy strumieniami w strumienicy, przez co zmaleje jej wydajność. Należy zatem oczekiwać, że gardło dyszy, a tym samym strumień masy pary napędowej, mogą być ograniczane o kilka procent.

Zagadnienie regulacji wydajności dyszy poprzez zastosowanie iglicy związane jest również z kwestiami natury technicznej. Otóż położenie iglicy regulacyjnej z uwagi na rozwiązania konstrukcyjne musi być proporcjonalne do wymiarów dyszy. Kąt wierzchołka iglicy odgrywa kluczowe znaczenie, gdyż determinuje maksymalne dosunięcie iglicy do gardła dyszy. Ponadto pole przekroju oraz strumień masy pary napędowej nie zmienia się liniowo względem liniowej zmiany położenia iglicy, lecz jest zależnością kwadratową.

Analizę przepływową wykonano z wykorzystaniem narzędzi CFD, pozwalających uzyskać mapę przepływu, tj. rozkład polowy zasadniczych parametrów, takich jak: rozkład prędkości, ciśnienia, gęstości w warunkach pracy strumienicy z iglicą regulacyjną wewnątrz dyszy. W celach porównawczych wykonano obliczenia pracy strumienicy bez iglicy regulacyjnej dla tego samego zestawu ciśnień i temperatur zewnętrznych. Uzyskane wyniki obliczeń CFD wskazały, że zastosowanie iglicy w zasadzie nie ma wpływu zarówno pod względem przepływowym, jak też wydajnościowym dla analizowanego zestawu ciśnień roboczych. Obrazy przepływu są w zasadzie bez znaczących zmian, bez względu na to, czy w strumienicy jest umieszczona igła, czy też jej tam nie ma. Stwierdzono, że zaproponowana wstępnie geometria iglicy nie jest odpowiednia.

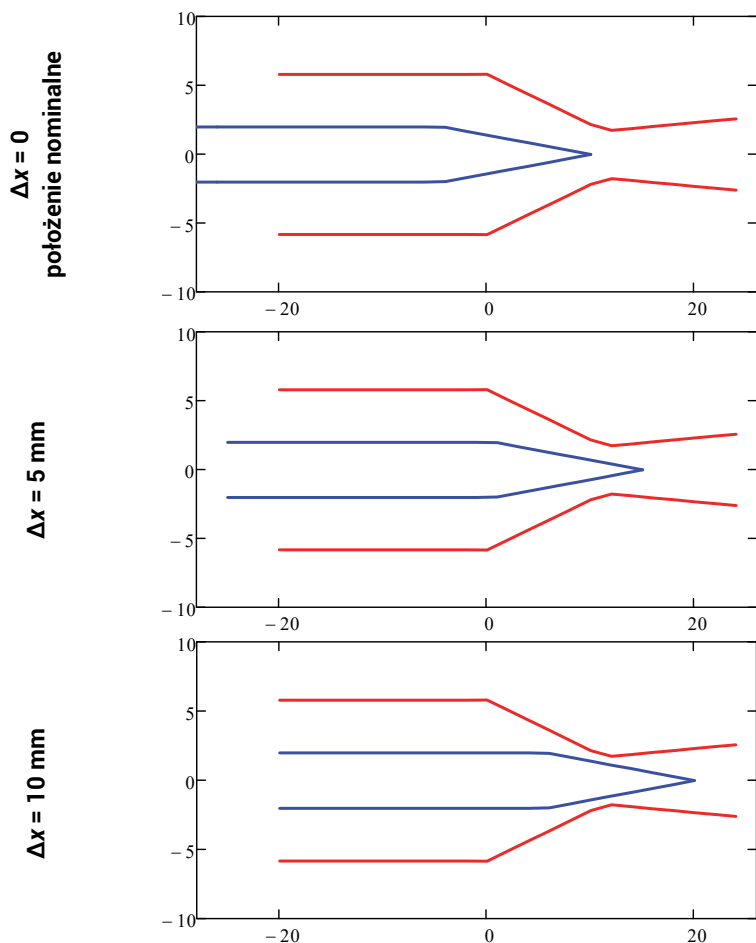
Analiza pracy strumienicy z iglicą regulacyjną „B”

W związku z powyższym zamodelowano pracę strumienicy z iglicą o zmiennej geometrii. Geometrię iglicy regulacyjnej zmieniono, uwzględniając wyniki obliczeń wstępnych. Zwiększono średnicę iglicy do 4 mm, a kąt ostrza iglicy przyjęto równy 16° .

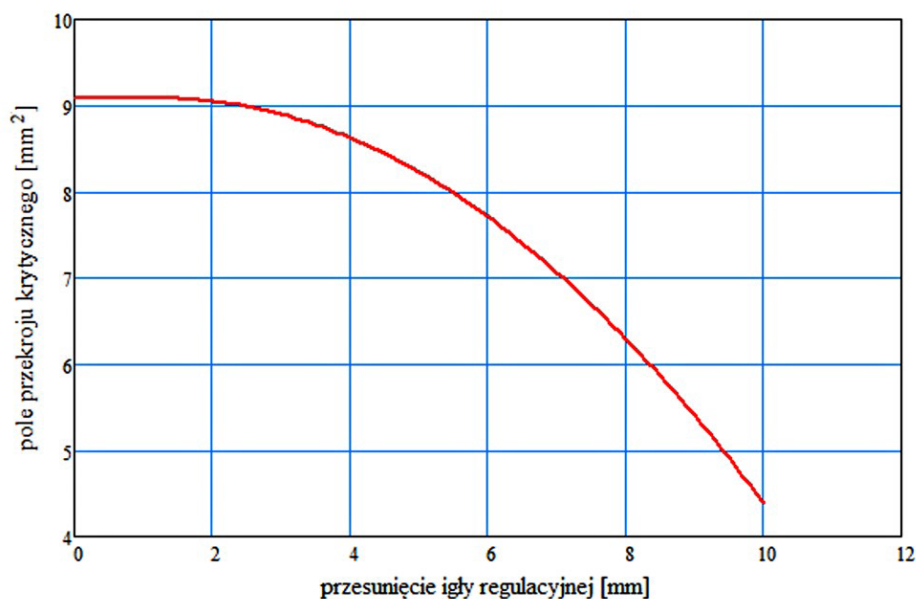


Rys. 4.41. Parametry geometryczne igieł regulacyjnych i ich umiejscowienie w modelu geometrycznym strumienicy

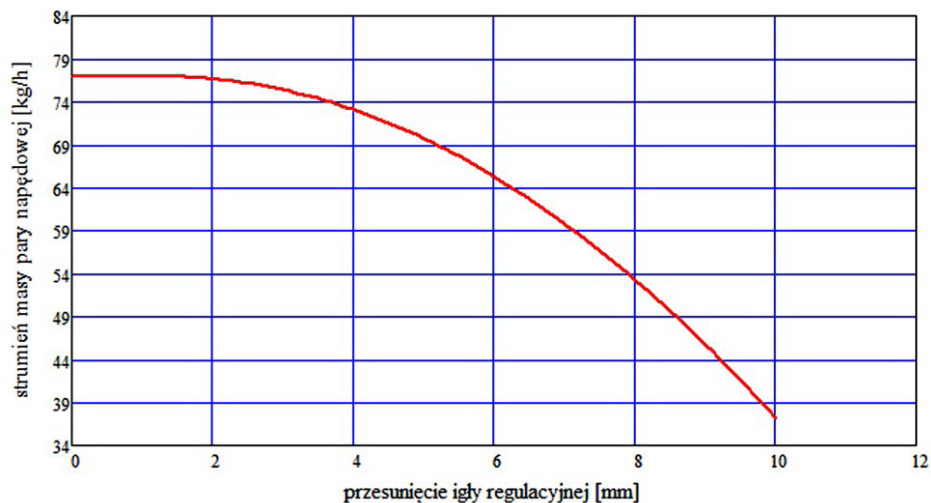
Na rysunku 4.43 pokazano zamiany pola powierzchni czynnej przekroju krytycznego gardła dyszy w funkcji położenia iglicy względem dyszy.



Rys. 4.42. Położenie iglicy regulacyjnej względem dyszy napędowej – iglica „B”



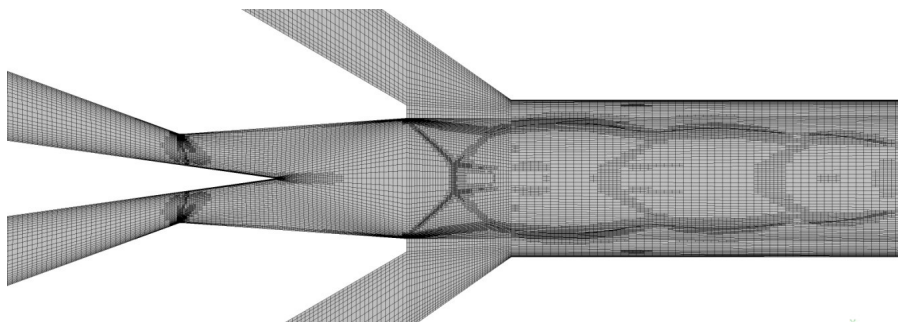
Rys. 4.43. Zmiana pola przekroju poprzecznego powierzchni czynnej gardła dyszy napędowej w funkcji położenia iglicy względem dyszy



Rys. 4.44. Zmiana strumienia masy pary napędowej w funkcji położenia iglicy względem dyszy

Budowa siatki modelu obliczeniowego dla strumienicy z iglicą regulacyjną „B”

Budowa modelu obliczeniowego oraz sposób prowadzenia obliczeń przebiegały analogicznie do obliczeń dla iglicy „A”. Zbudowano siatkę obliczeniową o podstawowej liczbie oczek 26890, którą sukcesywnie zagęszczano w niewrażliwych obszarach w miarę postępu obliczeń. Końcowa liczba oczek siatki obliczeniowej to 35389.



Rys. 4.45. Fragment siatki obliczeniowej strumienicy parowej

Obliczenia pracy strumienicy bez iglicy regulacyjnej wykonano tak, jak w poprzednim przypadku – z wykorzystaniem siatki przedstawionej na rysunku 4.34. Siatka zbudowana była z 33970 komórek.

Zadano również, jak w przypadku iglicy „A”, ciśnieniowe warunki brzegowe. Obliczenia przeprowadzono przy wykorzystaniu modelu turbulencji *k-ε realizabile*. Zastosowano standardową funkcję ścianki oraz domyślne wartości stałych w poszczególnych modelach. Rozwiązanie pola prędkości i ciśnień uzyskano, wykorzystując algorytm *coupled*. Schemat dyskretyzacji ustawiono na *second order* typu *upwind*.

Warunki brzegowe przyjęto identyczne jak w przypadku obliczeń iglicy „A”, zgodnie z parametrami przedstawionymi w tabeli 4.3. Wyniki uzyskane z obliczeń CFD przedstawiono w tabeli 4.5.

Tab. 4.5. Wyniki obliczeń numerycznych z wykorzystaniem finalnych siatek dla iglicy „B”

Siatka finalna – praca z iglicą (rys. 4.45) (35389 komórek)	Siatka finalna – praca bez iglicy (rys. 4.34) (33970 komórek)
$m_g = 0,018747818$	$m_g = 0,020644491$
$m_e = 0,0055384883$	$m_e = 0,0070506193$
$m_{outlet} = 0,024032677$	$m_{outlet} = 0,027546847$
$U = 0,2954$	$U = 0,3415$

Bazując na wynikach pokazanych poprzednio, umieszczono iglicę o 1 mm dalej niż w obliczeniach dla iglicy „A”. Ponadto zmiana kąta ostrza iglicy spowodowała, że gardło zostało przytkane w większym stopniu. Dla przyjętych warunków stosunek pól powierzchni gardła dyszy z iglicą do gardła dyszy bez iglicy równy jest:

$$\frac{A_n}{A_{nn}} = \frac{8.2297 \cdot 10^{-6}}{9.0792 \cdot 10^{-6}} = 0.906, \quad (4.3)$$

zatem, proporcjonalnie do pola przekroju, strumień masy pary napędowej uległ zmniejszeniu w tym samym stosunku. Zmiana strumienia masy pary napędowej z obliczeń CFD to:

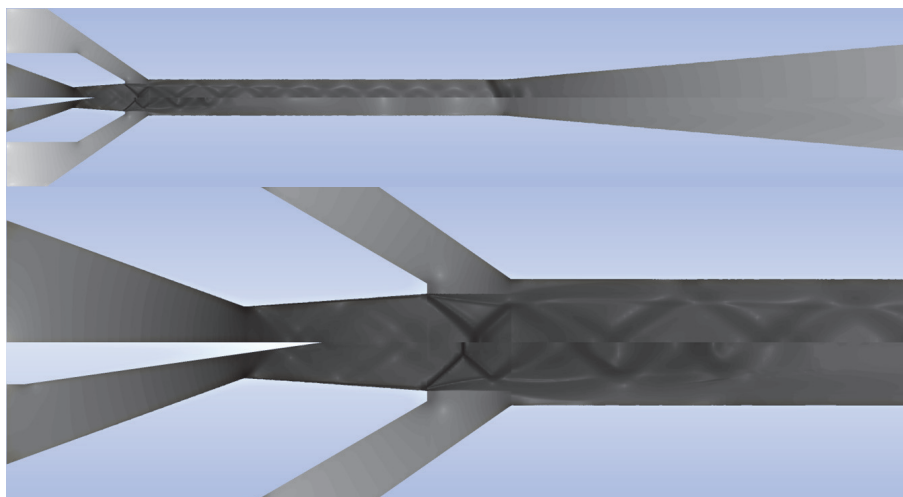
$$\frac{m_{obl}}{m_g} = \frac{0.018747}{0.020644} = 0.908. \quad (4.4)$$

Zmiana o 10% strumienia masy pary napędowej przełożyła się na spadek współczynnika zasysania:

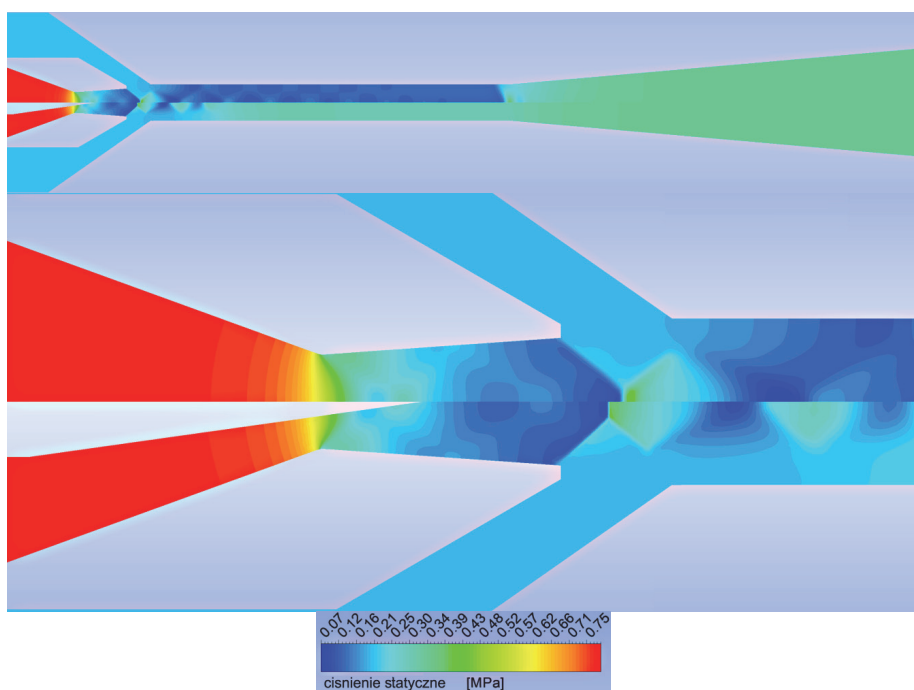
$$\frac{U}{U_{ref}} = \frac{0.2954}{0.3415} = 0.865, \quad (4.5)$$

czyli o około 14%.

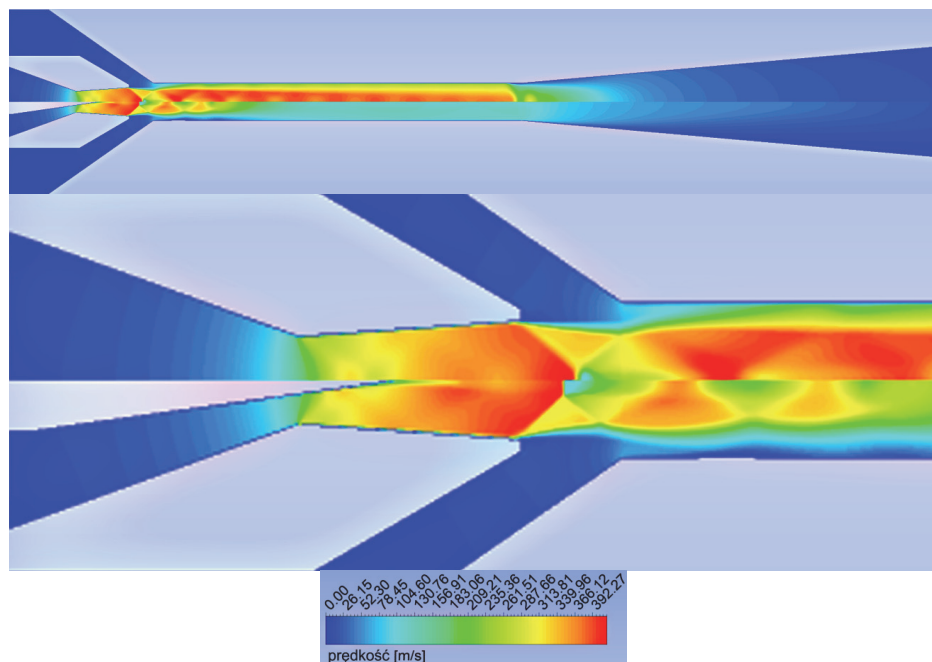
Na rysunkach 4.46 ÷ 4.49 pokazano wyniki modelowania w postaci rozkładów połowych takich wielkości, jak: gęstość, ciśnienie statyczne, prędkość przepływu oraz liczba Macha. Górna połowa poniższych rysunków, jak poprzednio, odnosi się do pracy strumienicy bez iglicy regulacyjnej, natomiast dolna połowa odnosi się do pracy strumienicy z iglicą regulacyjną.



Rys. 4.46. Rozkład gradientu gęstości wzdłuż strumienicy



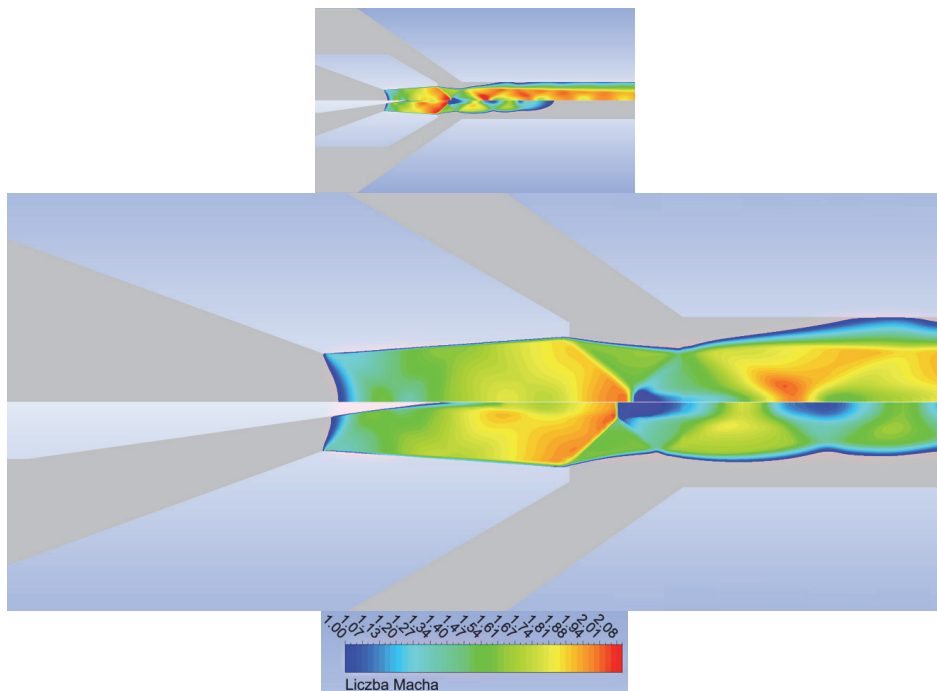
Rys. 4.47. Rozkład ciśnienia statycznego



Rys. 4.48. Rozkład prędkości w strumieniu

Uzyskane wyniki wyraźnie ukazują różnice w przepływie pomiędzy przepływem nominalnym (bez iglicy) a przepływem z zamocowaną w dyszy iglicą regulacyjną. Istotną cechą jest fakt, że zmiana pola przekroju dyszy o 10% spowodowała zmianę współczynnika zasysania o 15%. Jednocześnie uległ zmianie reżim pracy strumienicy z *on-design* do *off-design*. Zmiana ta ma fundamentalne znaczenie, gdyż pozwala określić jakość proponowanej regulacji. Wyniki wskazują, że ten sposób regulacji może w sposób bardzo gwałtowny wpływać na parametry pracy strumienicy, co może mieć daleko idące konsekwencje i w skrajnym przypadku może spowodować zatrzymanie pracy strumienicy przy niewielkiej zmianie ustawienia iglicy względem dyszy. Należałoby zatem rozpatrywać zastosowanie iglicy o bardzo ostrym zakończeniu, dzięki czemu strumień masy pary napędowej będzie zmniejszany w bardzo ograniczonym zakresie (kilka procent względem wartości nominalnej). Osobnym zagadnieniem jest kwestia zakończenia iglicy. Pole przekroju oraz strumień masy pary napędowej nie zmieniają się liniowo względem liniowej zmiany położenia dyszy. Zależność pomiędzy tymi parametrami jest zależnością kwadratową. Fakt ten może przełożyć się na problemy z płynną regulacją wydajności dyszy napędowej. Rozkład parametrów w komorze mieszania wskazuje, że w przypadku pracy z iglicą zanika fala uderzeniowa, odpowiedzialna za zasadniczy spręż strumienicy. W tym przypadku

przyrost ciśnienia uzyskuje się na serii fal skośnych tuż za dyszą i w początkowej części komory mieszania. Dalej, wskutek oporów przepływu, ciśnienie w komorze mieszania nieznacznie maleje i kolejny wzrost uzyskiwany jest w dyfuzorze.



Rys. 4.49. Rozkład liczby Macha w strumienicy

Należy dodać, że zasadne jest kontynuowanie przedstawionego zagadnienia w celu uzyskania informacji o charakterystyce pracy strumienicy przy zmien-
nym przeciwcieśnieniu w zależności od położenia iglicy.

4.5. Wpływ modelu turbulencji na uzyskiwane wyniki obliczeń CFD

Celem niniejszego podrozdziału jest wykazanie, jak istotnym problemem w modelowaniu numerycznym strumienic gazowych jest wybór odpowiedniego modelu turbulencji dla realizowanych obliczeń numerycznych. Zagadnienie to należy do najbardziej kontrowersyjnych kwestii w obszarze modelowania pracy strumienic naddźwiękowych, gdyż dotąd nie istniała żadna wiarygodna metoda identyfikacji eksperymentalnej pola prędkości pozwalająca na weryfikację eksperymentalną doboru modelu turbulencji. Autor opracował całkowi-

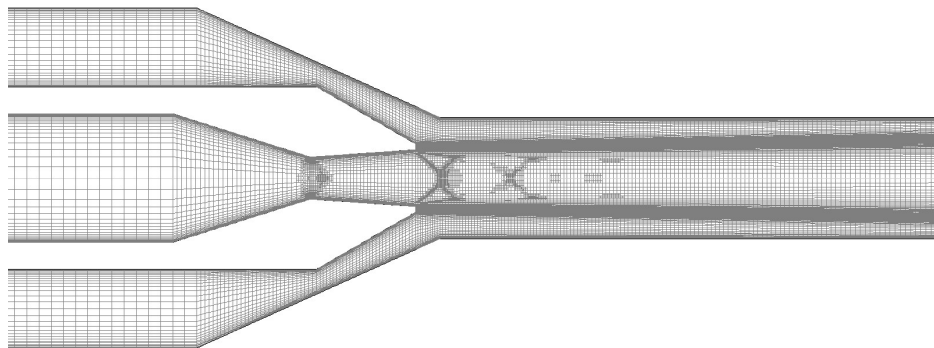
cie oryginalne podejście, które stanowi przełom w tym zakresie; szczegółowe informacje dotyczące zagadnienia walidacji doboru modelu turbulencji zawarto w publikacji [16]. Zaproponowane przez autora niniejszej monografii podejście oparte jest na analizie identyfikacyjnej obszaru naddźwiękowego w zakresie pracy pozaprojektowej. W niniejszym rozdziale zamieszczono natomiast przykładowe wyniki obrazujące wpływ zastosowanego modelu turbulencji na prace strumienicy w zakresie pozaprojektowym.

Wpływ zastosowanego modelu turbulencji na uzyskiwane wyniki zostanie przedstawiony na przykładzie strumienicy NR1 o geometrii:

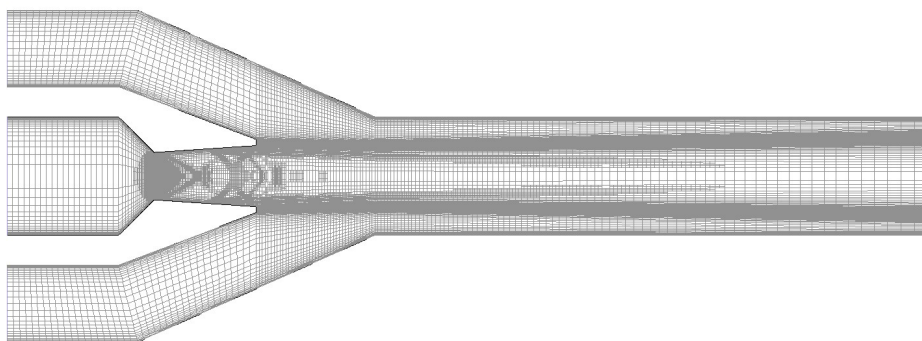
- średnica gardła dyszy $d_n = 3,5$ mm,
 - średnica komory mieszania $d_m = 10$ mm,
 - odsunięcie dyszy od początku komory mieszania $l_t = 2$ mm
- oraz strumienicy NR 2 o geometrii:

- średnica gardła dyszy $d_n = 4$ mm,
- średnica komory mieszania $d_m = 10$ mm,
- odsunięcie dyszy od początku komory mieszania $l_t = 10$ mm.

Siatka wykorzystana w obliczeniach CFD dla strumienicy NR 1 została przedstawiona na rysunku 4.50. Siatkę wykorzystaną w obliczeniach CFD dla strumienicy NR 2 pokazano na rysunku 4.51.



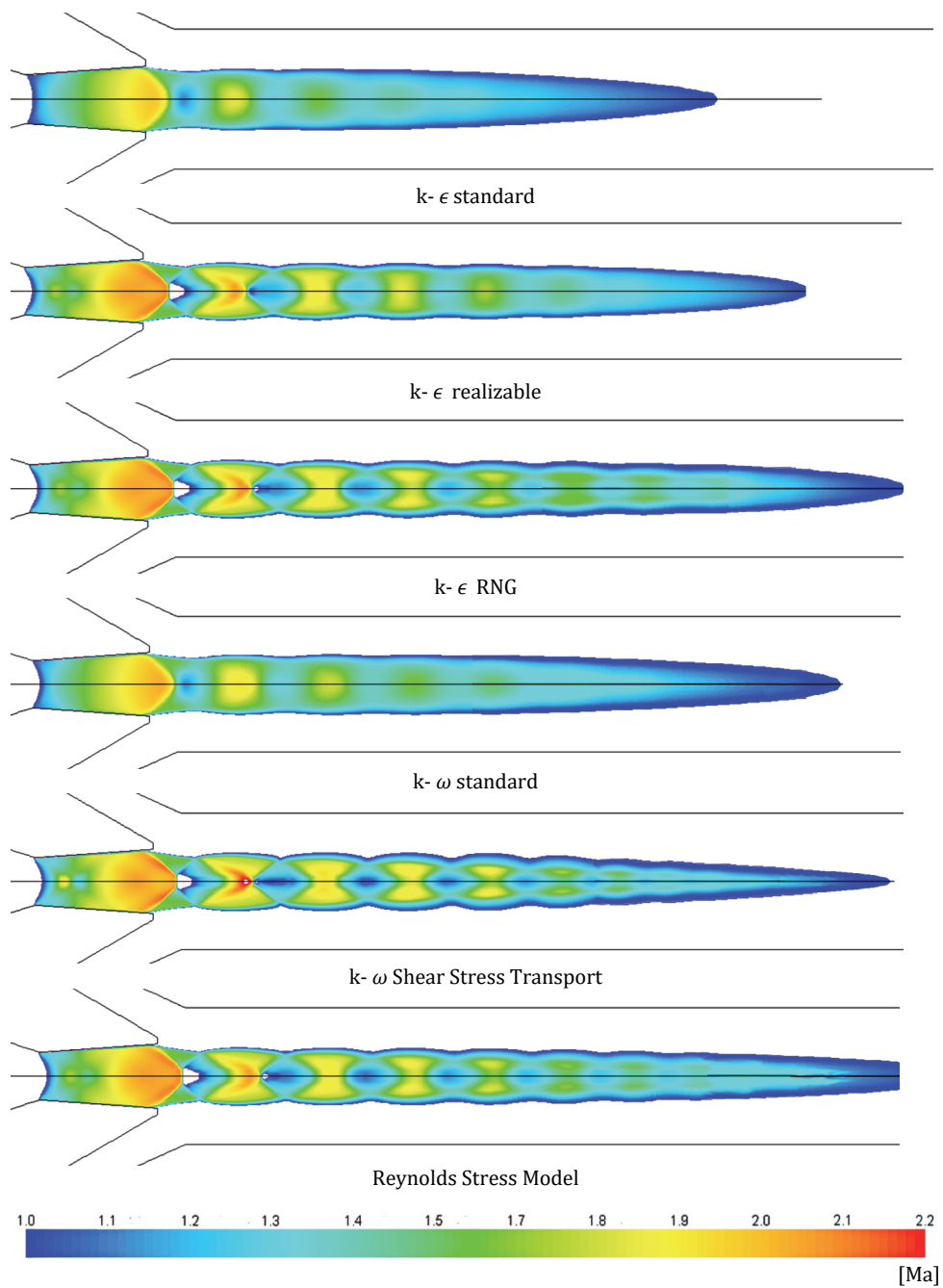
Rys 4.50. Siatka obliczeniowa strumienicy NR 1



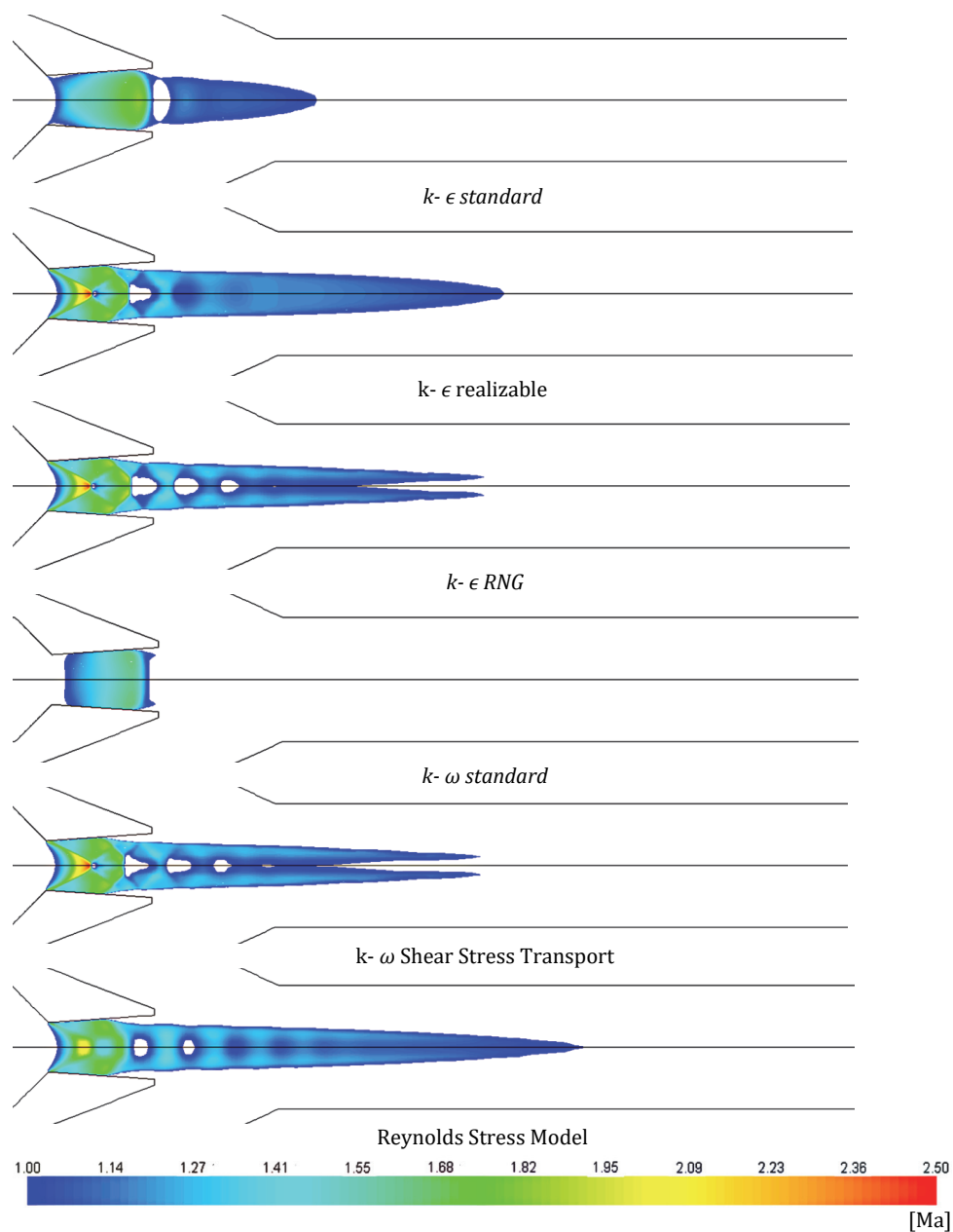
Rys 4.51. Siatka obliczeniowa strumienicy NR 2

Z góry założono, że obliczenia prowadzone będą przy wykorzystaniu modelu przepływu osiowosymetrycznego. Z tego tytułu wszelkie siatki budowano w przestrzeni 2D. Ogranicza to czas preprocesingu związanego z przygotowaniem geometrii oraz generowaniem siatek. Siatki obliczeniowe były kilkakrotnie adaptowane w trakcie obliczeń. Jako kryteria adaptacyjne wybrano: gradient gęstości, prędkości, dodano 2 rzędy komórek przy ściankach, kontrolowano również wartość parametru y^+ . Finalna siatka obliczeniowa wykorzystana w modelu osiowosymetrycznym dla geometrii strumienicy NR 1 liczyła 24705 komórek strukturalnych, a dla geometrii strumienicy NR 2 – 23303 komórki.

Obliczenia wykonano z wykorzystaniem programu Fluent 12, jako czynnik roboczy wykorzystano powietrze traktowane jako gaz doskonały. Głównym celem analizy było zidentyfikowanie najistotniejszych różnic w mapach przepływu czynnika roboczego w zależności od zastosowanego modelu turbulencji. Różnice wykazane zostały przez porównanie obszarów, w których prędkość przepływu była większa od $Ma = 1$. Należy zwrócić uwagę, że w analizowanych przypadkach nie występuje charakterystyczna dla strumieni gazowych fala uderzeniowa. Stąd można wnioskować, iż prezentowane wyniki dotyczą pracy strumienicy w trybie *off-design*. Jak wynika z doświadczeń autora, w tym właśnie trybie pracy strumienicy można zaobserwować największy wpływ zastosowanych modeli turbulencji na uzyskiwane wyniki.



Rys. 4.52. Pole przepływu naddźwiękowego, $Ma > 1,0$ strumienicy NR 1, dla wybranych modeli turbulencji



Rys. 4.53. Pole przepływu naddźwiękowego, $Ma > 1,0$ strumienicy NR 2, dla wybranych modeli turbulencji

Na podstawie przedstawionych w rozdziale wyników symulacji można sformułować szereg wniosków.

W odniesieniu do porównania modelu turbulencji dla obu analizowanych geometrii wyraźnie odmienny charakter w mapach przepływu w porównaniu do pozostałych modeli można zaobserwować dla typu standardowego modelu $k-\epsilon$ i $k-\omega$. Modele te w najmniejszym stopniu czułe są na fluktuacje gęstości i prędkości w dyszy napędowej i poza nią, wynikających z powstania fal zgęszczeniowo-rozrzedzeniowych. Z modeli tych uzyskuje się niższe prędkości wylotowe z dyszy w porównaniu do pozostałych typów modeli.

Dla geometrii strumienicy NR 2, porównując obszar naddźwiękowy, wyraźnie widać różnicę pomiędzy poszczególnymi modelami. Zmienia się zarówno kształt stożka naddźwiękowego, jak również jego długość. Należy jednak dodać, że obliczenia prowadzone były na tej samej siatce numerycznej. Punktem bazowym do adaptacji siatki w obszarach największych gradientów były obliczenia wykonane przy zastosowaniu modelu *realizable k- ϵ* . Zagęszczenia siatki dokonano więc w miejscach właściwych dla wspomnianego modelu turbulencji. Faktem jest, że największe zmiany parametrów przepływowych (pomijając warstwę przyścienną) obserwuje się w bliskim sąsiedztwie dyszy napędowej, a dokładnie w miejscu pojawienia się fal rozrzedzeniowo-zgęszczeniowych. Można przypuszczać jednak, że dla obszaru, w którym liczba Macha jest w przybliżeniu równa 1, gdzie zmiany parametrów nie mają charakteru skokowego, zagęszczenie siatki jest niewystarczające.

Podsumowanie

W rozdziale czwartym zaprezentowano wyniki autorskiej analizy numerycznej wpływu zmian dwóch głównych parametrów geometrycznych na pracę strumienicy: wpływu położenia dyszy napędowej względem komory mieszania oraz wpływu zmian długości komory mieszania na pracę strumienicy. Są to zagadnienia o kluczowym znaczeniu dla predykcji geometrii strumienicy właściwej dla efektywnej jej pracy, a zarazem nie są one uwzględniane w modelach zerowymiarowych, analizowanych w rozdziale trzecim niniejszej monografii.

Wpływ położenia dyszy napędowej względem komory mieszania przeprowadzono, analizując zmianę parametru NXP odniesionego do średnicy komory mieszania. Analizę przeprowadzono w zakresie $0,33 < NXP/d_m < 1,50$. Powyższe podejście zastosowano, ponieważ uwzględnianie samego położenia dyszy i posługiwanie się bezwzględną wielkością NXP , bez odniesienia się do innych parametrów geometrycznych strumienicy, może okazać się mylące. Wpływ geometrii strumienicy na jej pracę i osiągane parametry jest zagadnieniem podejmowanym przez badaczy tych aparatów przepływowych, przy czym największą uwagę przykłada się do aspektu poprawy współczynnika zasysania. Jednakże

należy zaznaczyć, iż prezentowane w literaturze tematu wyniki dotyczą głównie czynników roboczych, uznanych obecnie za nieekologiczne i nieperspektywiczne, jak na przykład R245fa. Każdy z czynników roboczych cechuje się odmiennymi własnościami termodynamicznymi i termokinetycznymi. Z tego tytułu parametry geometryczne poszczególnych strumienic mogą się zdecydowanie różnić pomiędzy sobą. W związku z powyższym nie można bezpośrednio odnosić wyników badań do innych czynników niż te, które były przedmiotem niniejszych badań. Prezentowane wyniki wnoszą zatem istotny postęp w zakresie rozpoznania zagadnienia predykcji geometrii strumienicy dla nowych czynników roboczych. Co więcej, podjęto zagadnienie oceny możliwości regulacyjnych wydajności strumienicy z zastosowaniem igły regulacyjnej dla izobutanu, czego nie podejmowano dotąd w literaturze dla tego czynnika roboczego.

Obliczenia numeryczne strumienic wykonano, wykorzystując izobutan jako czynnik roboczy ekologiczny i akceptowalny z punktu widzenia parametrów termodynamicznych i termokinetycznych oraz często stosowany w technice chłodniczej. Warunki brzegowe, do obliczeń po stronie ssawnej i tłocznej strumienicy, zostały ustalone na poziomie takim, aby mogły być uznane za odpowiednie dla klimatyzacji solarnej lub dla napędu ciepłem niskotemperaturowym.

Na podstawie uzyskanych wyników z analizy numerycznej sformułowano wnioski odnośnie do możliwości poprawy efektywności strumienicy poprzez modyfikację jej geometrii. Przeanalizowano wpływ zastosowanego modelu turbulencji na pracę strumienicy w zakresie pozaprojektowym. Analiza taka pozwoliła w efekcie zaproponować przełomowe podejście do walidacji modeli turbulencji w zakresie strumienic naddźwiękowych, co opublikowano w pracy [10].

Literatura

1. Ablwaifa A., Eames I.W., Petrenko V.O., Use of CFD in prediction of jet-pump performance with r141b as refrigerant, XIX Zjazd Termodynamików, Gdańsk 2005, Paper ZT-2005-009.
2. Ablwaifa A., Eames I.W., Petrenko V.O., Experimental validation of CFD Model used to design jet-pumps, International Seminar on ejector/jet-pump technology and application, Louvain-La-Neuve, Belgium 2009, Paper No. 19.
3. Alsayed A.M., Elbanna H.M., Abdelrahman M.M., Design optimization of thrust augmentation ejector utilizing the CFD tools, Tenth International Congress of Fluid Dynamics, Egypt 2010.
4. Dvořák V., Shape optimization of axisymmetric ejector, European Conference on Computational Fluid Dynamics, The Netherlands 2006.
5. Dvořák V., Shape optimization of supersonic ejectors with several primary nozzles, 2nd International Conference on Engineering Optimization, Portugal 2010.

6. Elbel S., Hrnijak P., Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation, *International Journal of Refrigeration*, 31, 2008, 411-422.
7. GAMBIT 2.4 User Guide, May 2007.
8. Goliński I.A., Troskoleński A.T., Strumienice, WNT 1979.
9. Pianthong K., Seehanam W., Behnia M., Sriveerakul T., Aphornaratana S., Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique, *Energy conversion and Management*, 48, 2007, 2556-2564.
10. Śmierciew K., Analiza regulacji wydajności układu strumienicowego metodą zmiany przekroju gardła dyszy napędowej – analiza regulacji wydajności strumienicy, opracowanie wew. nr 6.1, Gdańsk 2012.
11. Qi Zhang1, Jiepeng Huo, Ruofei Liu, and Ruwu Wang, Numerical Simulation and Performance Study of Steam Ejector Using CFD, *Advanced Science Letters*, Vol. 4, 2276–2280, 2011.
12. Utomo T., Ji M., Kim P., Jeong H., Chung H., CFD Analysis on the Influence of Converging Duct Angle on the Steam Ejector Performance, *EngOpt 2008 - International Conference on Engineering Optimization*, Brazil 2008.
13. Watanawanavet S., CFD optimization study of high-efficiency jet ejectors, Ph.D. Thesis, 2008.
14. Xichao X., Baijing Q., Flow Field Analysis and Optimum design of jet-mixing apparatus based on CFD, 2011 International Conference on Computer Distributed Control and Intelligent Enviromental Monitoring.
15. Zhu Y., Cai W., Wen C., Li Y., Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, 2009, 898–905.
16. Gagan J., Śmierciew K., Butrymowicz D., Karwacki J. (2014), Comparative study of turbulence models in application to gas ejectors, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 78, pp. 9-15.

Rozdział 5

Walidacja eksperymentalna modelowania numerycznego strumienic

5.1. Stanowisko badawcze

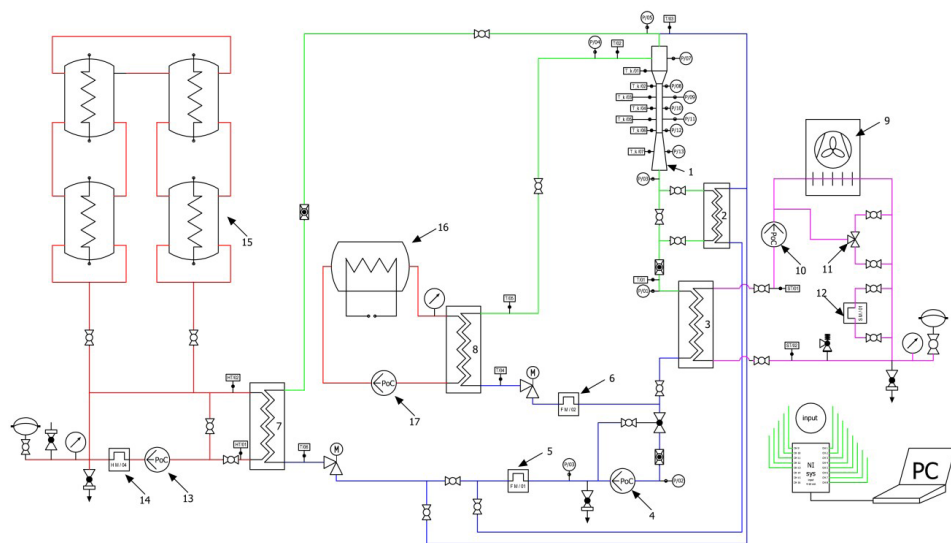
Badania eksperymentalne strumienic, które wykorzystano do analizy porównawczej, wykonano, wykorzystując, jak przy analizie numerycznej, ekologiczny i korzystny z punktu widzenia parametrów termodynamicznych i termodynamicznych czynnik roboczy izobutan – R600a. Warunki brzegowe, do badań po stronie ssawnej i tłocznej strumienicy, również zostały ustalone na poziomie takim, aby mogły być uznane za odpowiednie dla klimatyzacji solarnej lub dla napędu ciepłem niskotemperaturowym.

Prace badawcze, których rezultatem są prezentowane w poniższym rozdziale wyniki, wykonano w trakcie realizacji projektu badawczego finansowanego przez Narodowe Centrum Nauki NN 512 458936 – „Modelowanie i badania eksperymentalne strumienic jednofazowych i dwufazowych w zastosowaniu do solarnych układów lewobieżnych”, którego autor był kierownikiem. Projekt był realizowany we współpracy z Laboratorium Wymiany Ciepła IMP PAN, gdzie zbudowane zostało pod kierownictwem autora na potrzeby realizowanych w projekcie prac badawczych stanowisko do badania strumienic jednofazowych pracujących z naturalnymi czynnikami chłodniczymi.

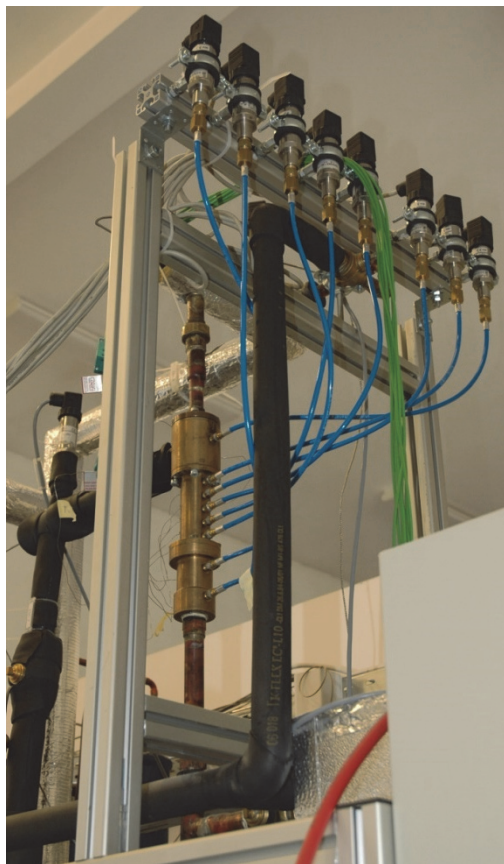
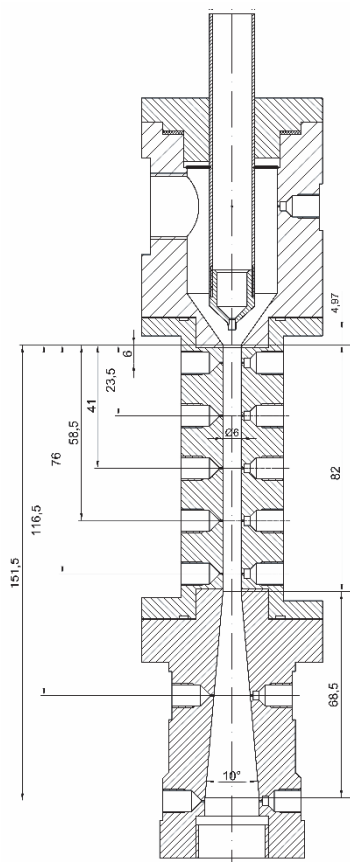
Schemat stanowiska badawczego, na którym wykonywano badania, z wyszczególnieniem najważniejszych elementów, przedstawiono na rysunku 5.1. Moc cieplna generatora to 20 kW, przy czym układ posiada możliwości precyzyjnej regulacji mocy cieplnej. Ponadto układ sterowania pozwala na pracę wspólną kolektorów i podgrzewaczy elektrycznych lub ich pracę niezależną. W układzie zainstalowano również zbiornik buforowy, pompę obiegową i przepływomierz. W instalacji obciążenia cieplnego generatora pary zastosowano czynnik ANTIFROGEN SOL (VP 1981) bazujący na glikolu propylenowym, który jest przeznaczony przede wszystkim do zastosowań w technice solarnej z uwagi na szeroki zakres temperatur roboczych (-30 do +200 °C). Do ustalenia żądanych parametrów pracy parownika zostały zastosowane dwa elektroniczne zawory regulacyjne, umieszczone na wlocie (zawór rozprężny) i na wylocie tego wymiennika (zawór dławiący). Źródłem wytwarzania ciśnienia i przepływu czynnika w układzie jest pompa czynnika niskowrzącego. Jej

zadaniem jest dostarczenie cieczy do wymienników ciepła. W układzie zastosowana jest pompa wyporowa Hydra-Cell WANNER serii G 03.

Pompa czynnika posiada płynną regulację wydajności za pomocą zainstalowanego przemiennika częstotliwości. Za jej pomocą czynnik w stanie ciekłym jest zasysany ze zbiornika cieczy. Część cieczy tłoczona jest do wymiennika 3, gdzie zostaje podgrzana, by następnie zasilić generator pary, pozostała część dopływa do parownika 2, gdzie następuje odparowanie cieczy. Wydatek przepływającej cieczy określają odpowiednio: przepływomierz dla strugi czynnika płynącej do wymiennika regeneracyjnego oraz przepływomierz dla czynnika płynącego do parownika. Z wymiennika regeneracyjnego czynnik przepływa przez generator pary do strumienicy i zasila jej dyszę napędową. Parownik opuszcza para czynnika i jest zasysana przez strumienicę. Mieszanina w postaci pary przegrzanej opuszczająca dyfuzor strumienicy przepływa przez wymiennik regeneracyjny do wymiennika, gdzie zostaje całkowicie skroplona i jako ciecz zasila zbiornik cieczy. Przekrój badanej strumienicy oraz strumienicę zamontowaną na stanowisku badawczym pokazano na rysunku 5.2. W badaniach wykorzystano strumienicę o średnicy komory mieszania 6 mm, zaopatrzonej w dyszę de Laval'a o średnicy przekroju krytycznego 3,5 mm.



Rys. 5.1. Schemat ogólny stanowiska do badań strumienicowych urządzeń klimatyzacji solarnej: 1 – strumienica parowa, 2 – wymiennik regeneracyjny, 3 – skraplacz, 4 – pompa obiegowa Hydra-Cell, 5,6 – przepływomierze masowe, 7 – generator pary, 8 – parownik, 9 – chłodnica wentylatorowa, 10 – pompa obiegowa Grundfos, 11 – zawór trójdrożny, 12 – przepływomierz masowy, 13 – pompa obiegowa Grundfos, 14 – przepływomierz masowy, 15 – podgrzewacz elektryczny 15kW, 16 – podgrzewacz elektryczny 4kW, pompa obiegowa Grundfos [2]



Rys. 5.2. Podstawowe parametry geometryczne badanej strumienicy [2]

Do zapewnienia odbioru ciepła ze skraplacza wykorzystano układ chłodzenia z chłodnicą powietrzną wentylatorową. Układ wyposażony jest w pompę zasilaną przemiennikiem częstotliwości, co pozwala na płynną regulację wydatku w szerokim zakresie. Dodatkowo za pompą zainstalowano zawór trójdrogowy. Takie rozwiązanie pozwoliło utrzymywać zarówno strumień masy, jak i temperaturę cieczy chłodzącej na żądanym poziomie. Parownik obciążany był grzałką o mocy maksymalnej 4 kW. W układzie obciążenia parownika czynnikiem roboczym była woda. Wszystkie podzespoły stanowiska były opomiarowane w sposób umożliwiający identyfikację wszystkich niezbędnych parametrów cieplno-przepływowych.

5.2. Wyniki badań eksperymentalnych

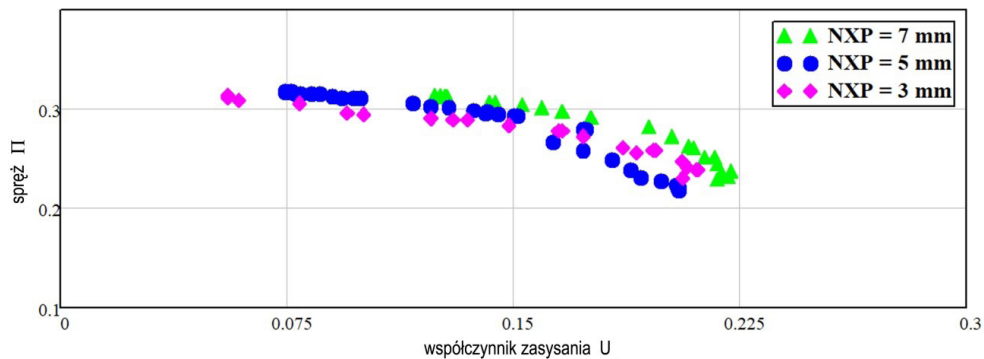
Badania eksperymentalne związane z zagadnieniem wpływu geometrii strumienicy na jej pracę obejmują 3 serie pomiarowe i z racji ograniczeń technicznych nie ujmują zmiany długości komory mieszania. Długość komory mieszania ustalono na 82 mm, co odpowiada najdłuższej wersji komory przyjętej do badań numerycznych i powinno zapobiec przejściu fali uderzeniowej do dyfuzora. Wykorzystując jednocześnie pomiar ciśnienia i temperatury w komorze mieszania, można oszacować położenie fali uderzeniowej. Badania eksperymentalne obejmowały zatem jedynie zmianę położenia dyszy napędowej względem komory mieszania. W badaniach eksperymentalnych wartość NXP wynosiła odpowiednio: $NXP = 3$ mm, $NXP = 5$ mm i $NXP = 7$ mm. Ciśnienie w generatorze pary utrzymywane było na poziomie 0,9 MPa, co przy stałym przegrzaniu na poziomie $\Delta T_g = 8$ K pozwalało na produkcję pary napędowej o temperaturze $t_g = 70$ °C. Parametry parownika utrzymywane były na poziomie odpowiednim dla parametrów klimatyzacji, tj. przy temperaturze parowania na poziomie $t_e = 7$ °C, co odpowiada ciśnieniu parowania $p_e = 0,2$ MPa. Temperatura skraplania zmieniana była z zakresie od nieco ponad 30 do około 25 °C, również w kierunku od wartości wyższych do niższych.

Tab. 5.1. Wartości średnie parametrów pracy stanowiska utrzymywanych podczas badań

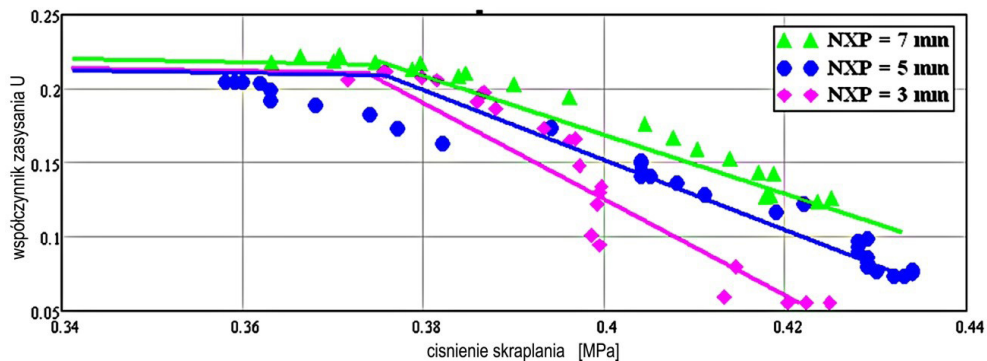
NXP	3 mm	5 mm	7 mm
ciśnienie pary napędowej p_g	0,90 MPa	0,915 MPa	0,915 MPa
temperatura pary napędowej t_g	69,6 °C	70,3 °C	70,3 °C
przegrzanie pary napędowej ΔT_g	7,9 K	8,0 K	8,0 K
ciśnienie pary zasysanej p_e	0,2 MPa	0,197 MPa	0,197 MPa
temperatura pary zasysanej t_e	14,5 °C	13,7 °C	13,7 °C
temperatura nasycenia pary zasysanej t_{es}	7,6 °C	6,6 °C	6,6 °C
przegrzanie pary zasysanej ΔT_e	6,9 K	7,1 K	7,1 K

Wyniki analizy wpływu położenia dyszy napędowej względem początku komory mieszania przedstawiono w postaci charakterystyk:

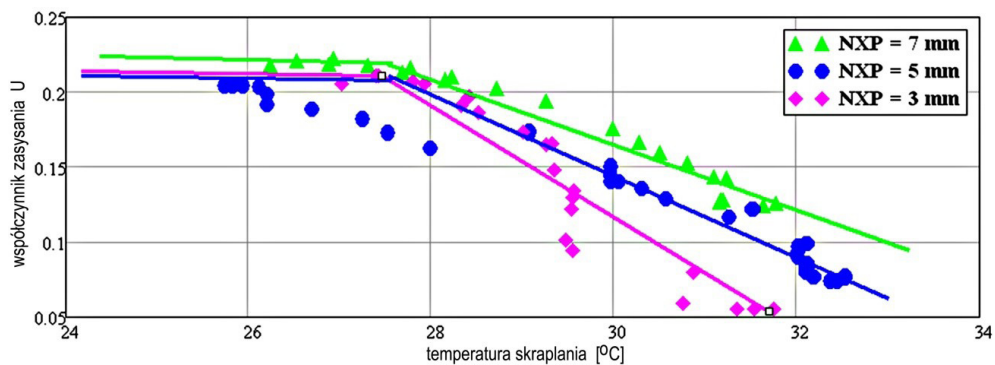
- charakterystyki pracy $\Pi = f(U)$ - przy zmiennym przeciwcisnieniu;
- charakterystyki pracy $U = f(p_e)$;
- charakterystyki pracy $U = f(t_e)$;
- współczynnika wydajności chłodniczej $COP = f(t_e)$;
- charakterystyki sprawnościowej $\eta = f(U)$, $\eta = f(\Pi)$.



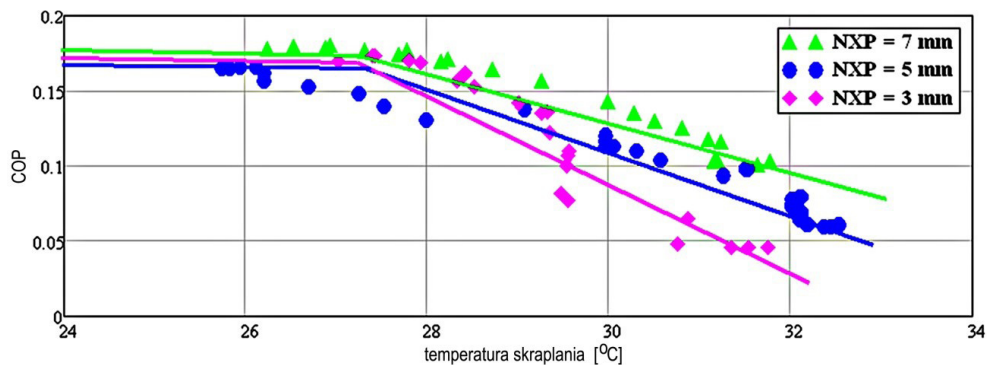
Rys. 5.3. Charakterystyki pracy $\Pi = f(U)$



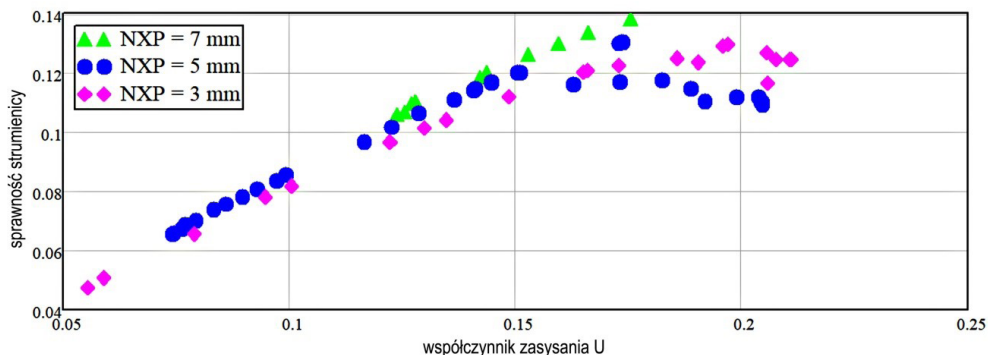
Rys. 5.4. Charakterystyki pracy $U = f(p_c)$



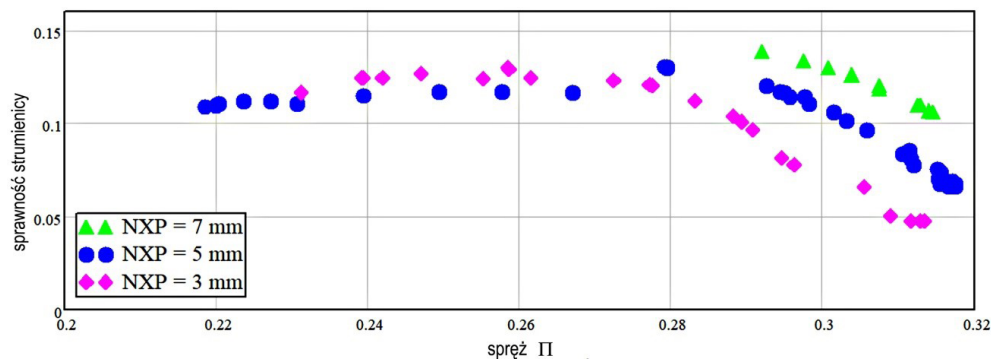
Rys. 5.5. Charakterystyki pracy $U = f(t_c)$



Rys. 5.6. Współczynnik wydajności chłodniczej $COP = f(t_c)$



Rys. 5.7. Sprawność strumienicy w funkcji współczynnika zasysania $\eta = f(U)$



Rys. 5.8. Sprawność strumienicy w funkcji sprężu $\eta = f(\Pi)$

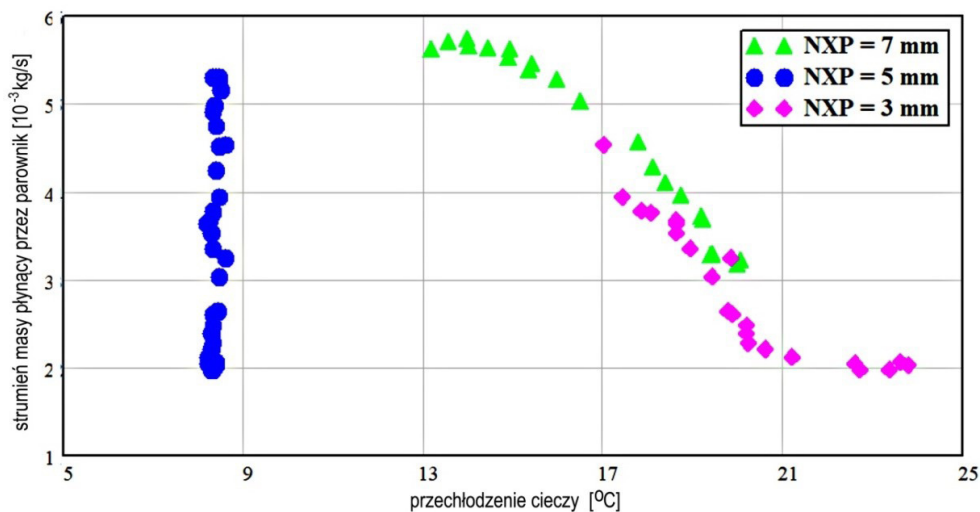
Prezentowane zestawienie porównawcze dotyczy przypadków strumienicy pracującej przy zmiennym położeniu dyszy napędowej. Zakres parametrów roboczych obejmuje głównie obszar pracy w warunkach pracy niestabilnej, tj. poza-projektowych – *off-design*. Świadczy o tym większa część charakterystyki $\Pi = f(U)$, z której wynika, że wzrost sprężu strumienicy powoduje spadek współczynnika zasysania. Takie zachowanie strumienicy jest zgodne z oczekiwaniami. W obszarze pracy *on-design* współczynnik zasysania ma wartość stałą – ta część charakterystyki jest reprezentowana tylko przez kilka początkowych punktów i w większości nie jest uwzględniana w niniejszej analizie. Wynika to z faktu, iż w ostatnim czasie za zasadniczy kierunek badań strumienic parowych można uznać pracę strumienicy w warunkach pracy *off-design*. Z tego właśnie powodu prace badawcze strumienic ograniczono do pracy strumienicy w tych właśnie warunkach.

Celem badań było wyznaczenie dwóch zasadniczych parametrów charakteryzujących strumienicę, czyli: sprężu Π oraz współczynnika zasysania U , a także określenie relacji pomiędzy nimi. Typowe zachowanie strumienicy przy pracy ze zmiennym przeciwcisnieniem powinno przebiegać według następującego schematu. Strumienica rozpoczyna pracę przy określonym przeciwcisnieniu p_c , któremu odpowiada pewna wartość współczynnika zasysania $U = f(p_c)$. Przyjmijmy dalej, że przeciwcisnienie maleje. Jeśli obniżanie przeciwcisnienia spowoduje, że współczynnik zasysania wzrasta, oznacza to, że strumienica pracuje w zakresie *off-design*. Tę część charakterystyki $\Pi = f(U)$ reprezentuje linia prosta o ujemnym nachyleniu. Dalsze obniżanie przeciwcisnienia powinno powodować wzrost współczynnika zasysania aż do osiągnięcia wartości maksymalnej $U = U_{max}$, odpowiadającej ciśnieniu określanemu jako ciśnienie krytyczne $p_c = p_k$. W tych warunkach strumienica zmienia reżim swej pracy z *off-design* do *on-design*. Wówczas następuje zatkanie się strumienia zasysanego i współczynnik zasysania nie zmienia swej wartości, pomimo dalszego obniżania ciśnienia. Ta część charakterystyki $\Pi = f(U)$ reprezentowana jest przez linię prostą poziomą, przecinającą oś odciętych w $U = U_{max}$.

Na podstawie badań eksperymentalnych stwierdzono jednak, że istnieją pewne niezgodności w zakresie strumienia masy pary zasysanej. Niezgodność ta objawia się na wykresie $\Pi = f(U)$ w postaci rozbieżności pomiędzy wartościami maksymalnymi współczynnika zasysania. Ponieważ średnie wartości parametrów zewnętrznych utrzymywane były na tym samym poziomie, należałoby się zatem spodziewać, że wartość U_{max} powinna być jednakowa dla wszystkich analizowanych w niniejszym podrozdziale serii pomiarowych. Podczas pracy strumień masy pary napędowej ulega zatkaniu w dyszy i jego wartość jest stała tak długo, jak stałe są parametry pary dopływającej do dyszy. Zatem zmiana współczynnika zasysania wynika z różnej wartości strumienia pary zasysanej. Odmienne wartości współczynnika zasysania dla różnego odsunięcia dyszy w obszarze *off-design* nie są wynikiem nieoczekiwanym, gdyż w takich warun-

kach przepływ przez strumienicę kształtuje się w głównej mierze w komorze ssawnej. Fala uderzeniowa znajdująca się w komorze ssawnej odgrywa znaczącą rolę w kształtowaniu się pola ciśnień i prędkości, co przekłada się na proces wymiany pędu i wartość współczynnika zasysania.

Zdaniem autora na odmienne wartości współczynnika zasysania wpływa różna wartość dochłodzenia cieczy za skraplaczem. Zależność strumienia masy pary zasysanej od dochłodzenia cieczy pokazano poniżej, na rysunku 5.9.

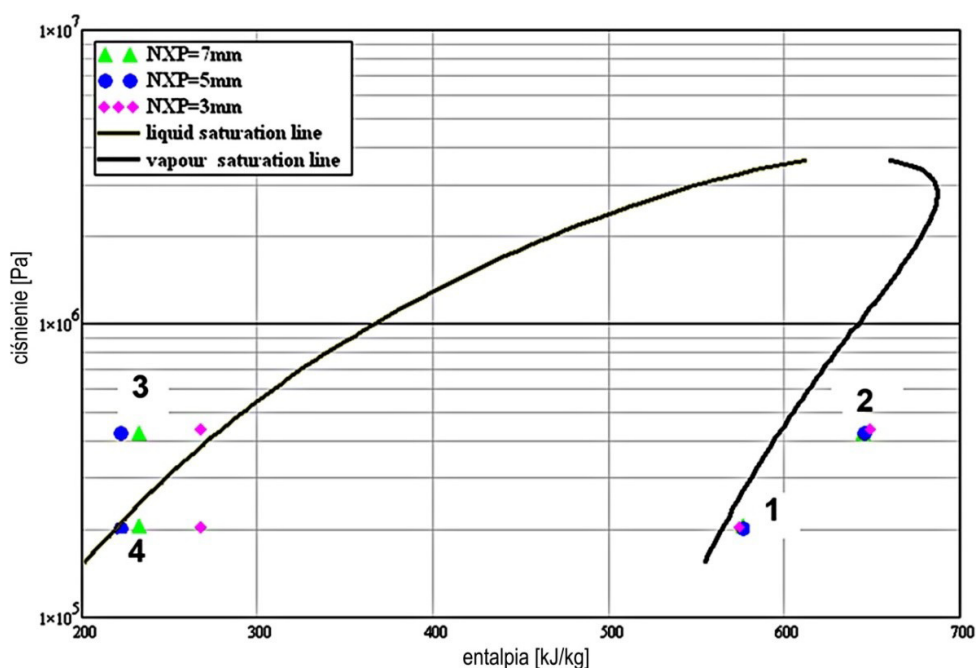


Rys. 5.9. Strumień masy pary zasysanej w funkcji dochłodzenia cieczy

Na rysunku 5.9 wyraźnie widać, że wartość dochłodzenia różni się nie tylko pomiędzy seriami, ale również zmienia się w trakcie pomiarów (dla serii $NXP = 7\text{ mm}$ i $NXP = 3\text{ mm}$). Należy również dodać, że różnice te są dość znaczące. Różna wartość dochłodzenia wpływa na pracę parownika, gdyż podczas dławienia czynnika w zaworze czynnik może zacząć odparowywać i do parownika dopływać będzie para mokra, przy czym stopień suchości pary dopływającej do parownika uzależniony jest od dochłodzenia cieczy. Poniżej, na wykresie $p-h$, pokazano charakterystyczne punkty obiegu chłodniczego (rys. 5.10). Na wykresie zaznaczono punkty reprezentujące stan czynnika na ssaniu strumienicy (1), na jej tłoczeniu (2), na wyjściu ze skraplacza (3) i na wlocie do parownika (4).

Pokazana zależność współczynnika zasysania $U = f(p_c)$ – rysunek 5.4 i temperatury skraplania $U = f(t_c)$ – rysunek 5.5 wyraźnie ukazują rozwarstwienie wyników dla poszczególnych serii pomiarowych. Na podstawie rysunku 5.5 widać, że dla temperatur $t_c > 28\text{ °C}$ nachylenie charakterystyk zmienia się. W efekcie zachodzi spadek wartości współczynnika zasysania wraz ze wzrostem tem-

peratury t_c i jest on tym mniejszy, im większe jest odsunięcie dyszy. Jest to bardzo pozytywna cecha badanej strumienicy, gdyż oznacza, że odsunięcie dyszy zwiększa zakres temperatur roboczych i odpowiadających im ciśnień. Dla serii pomiarowej $NXP = 5 \text{ mm}$, dla temperatur skraplania poniżej $t_c < 28^\circ\text{C}$, widać, że punkty pomiarowe wyraźnie odbiegają od ogólnego trendu charakterystyk. Może to wynikać z wahań parametrów zewnętrznych na stanowisku badawczym. Charakterystyki sprawnościowe pokazane na rysunku 5.7 wskazują na to, że w zakresie niższych wartości współczynnika zasysania sprawność strumienicy nie zależy od położenia dyszy, natomiast w zakresie wyższych wartości współczynnika zasysania zależność ta zaczyna być wyraźnie widoczna w postaci rozwarstwiania się punktów pomiarowych na płaszczyźnie wykresu, przy czym największe wartości sprawności uzyskuje się dla większego odsunięcia dyszy od komory mieszania. Zależność sprawności od sprężu pokazana na rysunku 5.9 wskazuje, że w zakresie sprężu $\Pi > 0,28$ sprawność strumienicy osiąga wyższe wartości dla większego odsunięcia dyszy od komory mieszania.



Rys. 5.10. Punkty charakteryzujące obieg chłodniczy w układzie p - h (opis w tekście)

5.3. Obliczenia numeryczne strumienicy i walidacja eksperymentalna

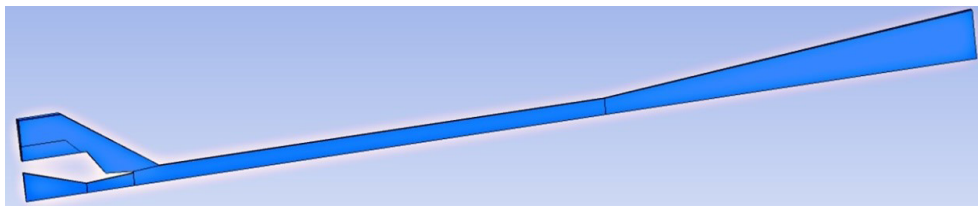
Jako uzupełnienie badań eksperymentalnych wykonano obliczenia numeryczne strumienicy pracującej z izobutanem w warunkach uzyskanych eksperymentalnie. Symulacje numeryczne pracy strumienicy wykonano na modelu obliczeniowym strumienicy dyskretyzowanym w przestrzeni płaskiej (2D) z wykorzystaniem założenia osiowości przepływu oraz w przestrzeni trójwymiarowej (3D).

Właściwa gęstość i jakość siatki obliczeniowej jest jednym z podstawowych parametrów prowadzących do sukcesu w dziedzinie obliczeń CFD. Umiejętność posługiwania się siatkami numerycznymi jest zagadnieniem skomplikowanym i wymaga ogromnego doświadczenia. W budowaniu siatek obliczeniowych należy uwzględnić kilka zasadniczych kwestii, przy czym w zależności od złożoności rozwiązywanego problemu kwestie te mogą przybierać różne stopnie ważności.

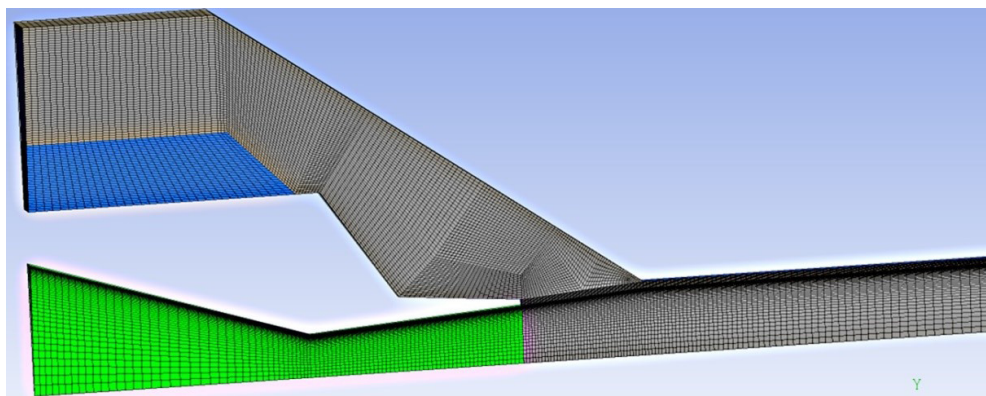
Celem przeprowadzanych symulacji jest przede wszystkim porównanie wyników numerycznych z eksperymentalnymi. Parametry uzyskane z eksperymentu to ciśnienia statyczne mierzone na ścianie strumienicy oraz strumienie mas przepływające przez strumienicę. Wobec tego w niniejszym rozdziale porównane zostaną te parametry.

W procesie tworzenia właściwej siatki obliczeniowej wykorzystano wyniki wcześniejszych symulacji, uzyskane na przestrzeni wieloletniego doświadczenia autora w zakresie symulacji pracy strumienicy. Na podstawie analizy wrażliwości siatki i wpływu jej gęstości na wyniki obliczeń stwierdzono, że do uzyskania ogólnych informacji o przepływie i strumieniach masy, jak również przy budowaniu ogólnej charakterystyki wydajnościowej z zadowalającą dokładnością, przy rozsądnym czasie obliczeń, tj. kilku godzin dla jednego punktu obliczeniowego, siatka obliczeniowa powinna liczyć około 40000 komórek w przestrzeni 2D.

Decydując się na obliczenia 3D, należy liczyć się z faktem, że przy wykorzystaniu tej samej mocy obliczeniowej liczba komórek siatki obliczeniowej nie może się znacząco różnić, zatem traci się na dokładności obliczeń.

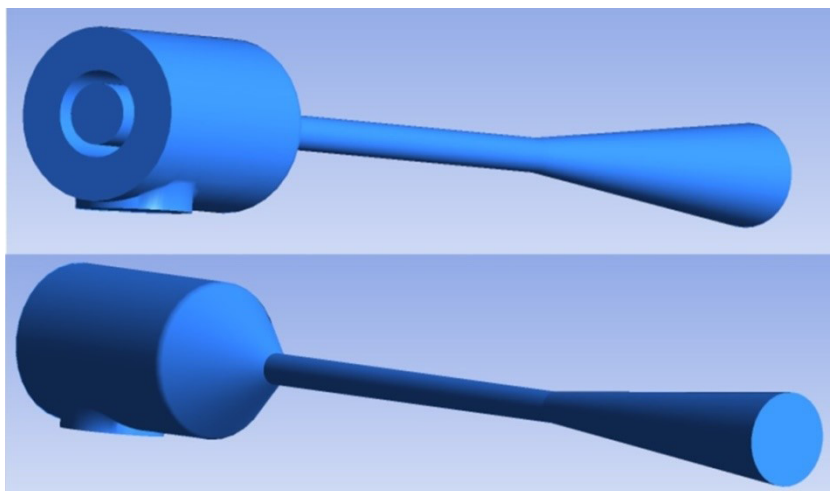


Rys. 5.11. Geometria obliczeniowa modelowanej strumienicy – model 2D

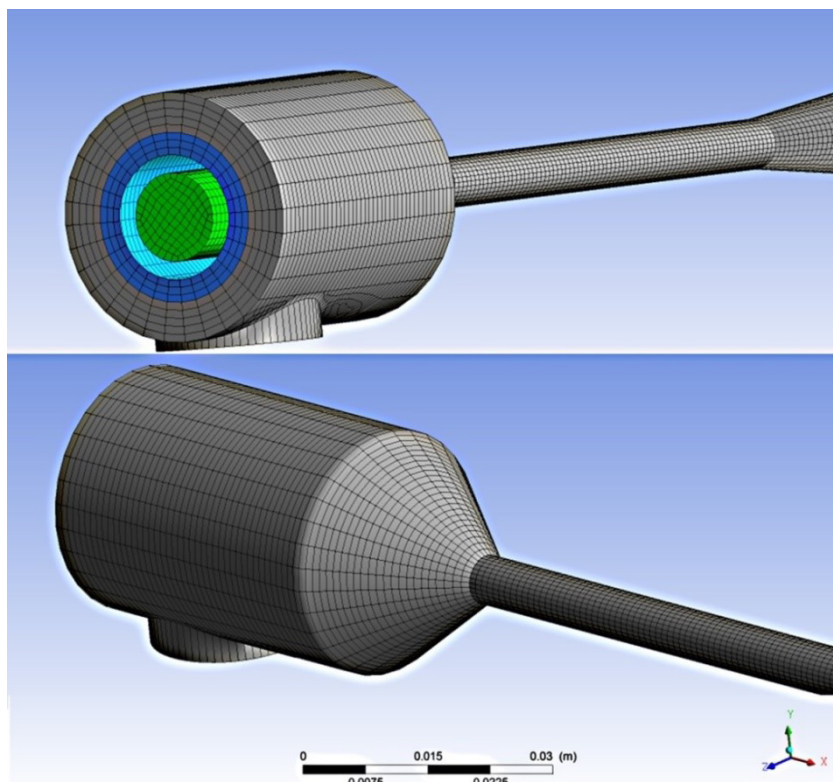


Rys. 5.12. Siatka obliczeniowa modelowanej strumienicy - model 2D

Do wygenerowania siatki obliczeniowej strumienicy wykorzystano program Gambit [3] w wersji 2.4. Jako solwera użyto pakietu ANSYS FLUENT 14 [1]. Zbudowano dwa modele obliczeniowe: model 2D osiowosymetryczny dyskretyzowany siatką strukturalną o gęstości 46612 komórek (48931 węzłów) oraz model 3D dyskretyzowany siatką strukturalną o gęstości 42714 komórek (50800 węzłów). Na rysunkach poniżej przedstawiono widok przestrzeni wewnętrznej modelowanej strumienicy.



Rys. 5.13. Geometria obliczeniowa modelowanej strumienicy – model 3D



Rys. 5.14. Siatka obliczeniowa modelowanej strumienicy - model 3D

W przygotowanych modelach obliczeniowych położenie dyszy napędowej względem komory mieszania to $NXP = 5$ mm. W modelu nie uwzględniono końcówek termopar umiejscowionych wzdłuż ściany wewnętrznej komory mieszania strumienicy. Jednym z głównych założeń stosowanych w modelowaniu pracy strumienicy jest adiabatyczność jej ścian. Często jako przyczyny stosowania wspomnianego założenia podaje się krótki czas przepływu czynnika przez strumienicę oraz niewielką różnicę temperatur pomiędzy wnętrzem strumienicy a jej otoczeniem. Założenie to można uznać za zasadne, gdyż w warunkach pracy strumienicowych urządzeń klimatyzacyjnych para zasysana przez strumienicę ma zazwyczaj kilkanaście stopni Celsjusza. Pomimo faktu, iż w strumienicy następuje wzrost temperatury do kilkudziesięciu stopni, przez co nagrzewa się korpus strumienicy, wymianę ciepła pomiędzy strumienicą a otoczeniem pomija się. Należy jednak dodać, że wyniki eksperymentalne wykazały, iż w warunkach wielogodzinnej pracy strumienicy korpus wyraźnie się nagrzewa. Dodatkowo podczas badań uruchomieniowych stanowiska, których wyniki nie są pokazane w niniejszej pracy, zaobserwowano, że w wyniku przepływu gorącej

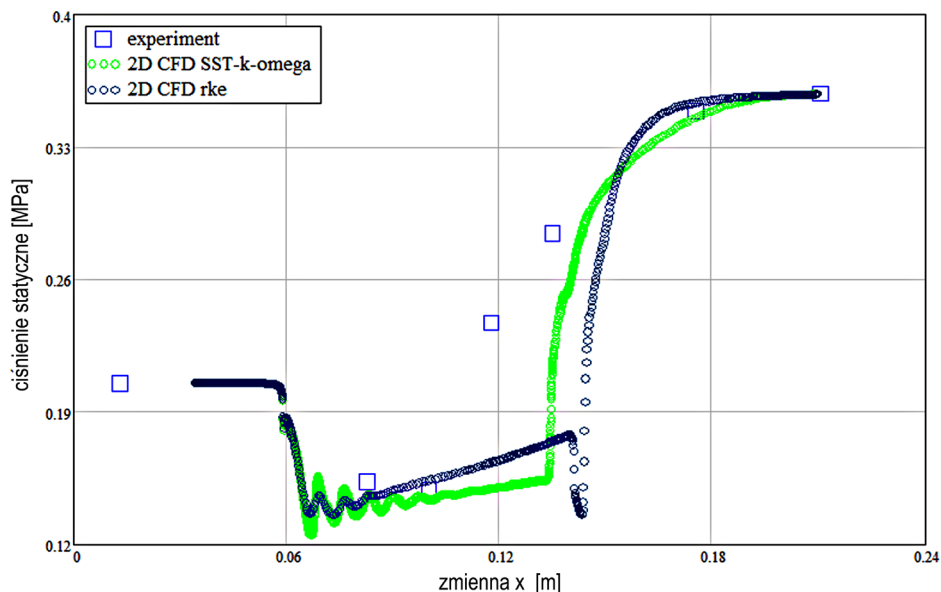
pary, o temperaturze około 70 °C, przez rurkę dolotową do dyszy napędowej para zasysana przez strumienicę nagrzewa się w komorze ssawnej o około 30 K. W związku z tym temperatura pary zasysanej nie jest na poziomie kilkunastu stopni Celsjusza, ale na poziomie 40 ÷ 50 °C.

Z tego tytułu w badaniach eksperymentalnych zastosowano izolację na rurce dopływowej do dyszy. Izolację tę uwzględniono również w modelu numerycznym. Własności fizyczne teflonu przyjęto następujące: gęstość $\rho = 2160 \text{ kg/m}^3$, ciepło właściwe $c_p = 1250 \text{ J/(kg}\times\text{K)}$, przewodność cieplna $\lambda = 0,21 \text{ W/(m}\times\text{K)}$ [6]. Jako warunek brzegowy przyjęto stałą temperaturę zewnętrznej ścianki rurki dolotowej, będącą w bezpośrednim kontakcie z izolacją teflonową. Przyjęto temperaturę ścianki $t_{sc} = 67 \text{ °C}$. Numerycznie odtworzono 2 punkty z wybranej serii pomiarowej. Zestawienie parametrów brzegowych zawiera poniższa tabela 5.2.

Tab. 5.2. Zestawienie warunków brzegowych przyjętych do obliczeń CFD

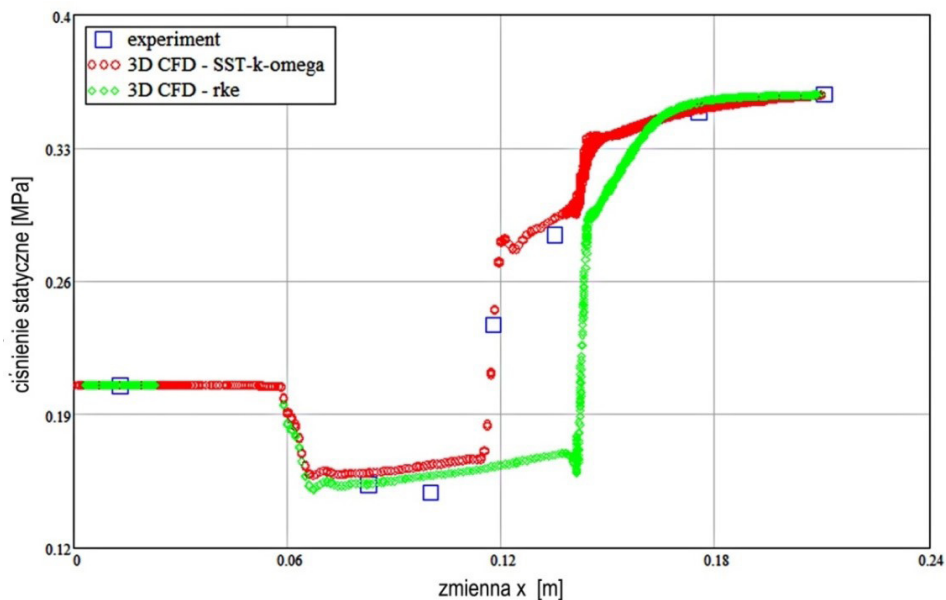
Punkt obliczeniowy	$t_g \text{ [°C]}$	$p_g \text{ [MPa]}$	$t_e \text{ [°C]}$	$p_e \text{ [MPa]}$	$t_c \text{ [°C]}$	$p_c \text{ [MPa]}$
20	69,9	0,912	12,9	0,194	54,8	0,404
35	69,8	0,905	14,1	0,205	52,6	0,358

Obliczenia przeprowadzono przy wykorzystaniu modelu turbulencji *SST* z rodziny *k- ω* oraz modelu *k- ϵ* *realizable*. Zastosowano standardową funkcję ścianki dla przypadku modelu *k- ϵ* oraz domyślne wartości stałych w obu modelach. Rozwiązanie pola prędkości i ciśnień uzyskano, wykorzystując algorytm *coupled*. Schemat dyskretyzacji ustawiono na *second order* typu *upwind*. W pierwszej kolejności wykonano obliczenia w przestrzeni 2D w modelu osiowosymetrycznym. Rozkład ciśnienia wzdłuż ścianki strumienicy dla punktu obliczeniowego No. 35 (tab. 5.2) pokazano na rysunku 5.15.

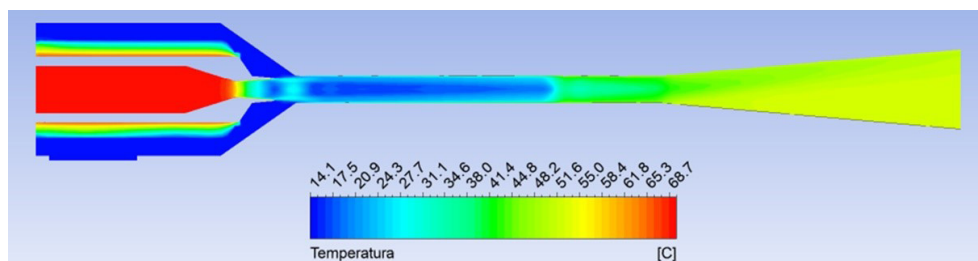


Rys. 5.15. Rozkład ciśnienia statycznego na ścianie strumienicy – wyniki obliczeń 2D (punkt 35)

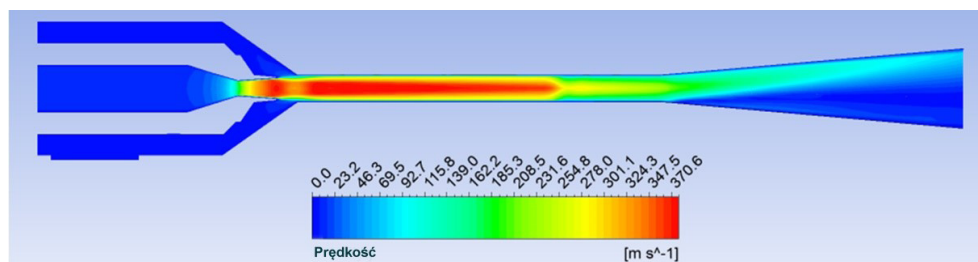
Jak widać na rysunku 5.15, zarówno dla modelu turbulencji $k-\varepsilon$ *realizable*, jak również $k-\omega$ -*SST* nie zgadza się położenie fali uderzeniowej. Równolegle do obliczeń 2D wykonywane były obliczenia 3D dla tego samego zestawu warunków brzegowych oraz tych samych modeli turbulencji. Wyniki uzyskane z symulacji 3D pokazano na rysunku 5.16. Widać na nim, że dopasowanie profilu ciśnienia można uznać za zadowalające dla modelu turbulencji $k-\omega$ -*SST*, natomiast dla modelu $k-\varepsilon$ *realizable* nie stwierdza się zasadniczych różnic pomiędzy modelem 2D a modelem 3D. Taki rozkład ciśnienia, jaki uzyskuje się z modelu $k-\varepsilon$ *realizable*, w którym nie zgadza się położenie fali, należy zdecydowanie odrzucić z analiz, gdyż błędna predykcja położenia fali uderzeniowej przekłada się na błędne określenie wartości ciśnienia krytycznego strumienicy, zmieniającego reżim pracy strumienicy z *on-design* do *off-design*.



Rys. 5.16. Rozkład ciśnienia statycznego na ścianie strumienicy – wyniki obliczeń 3D (punkt 35)

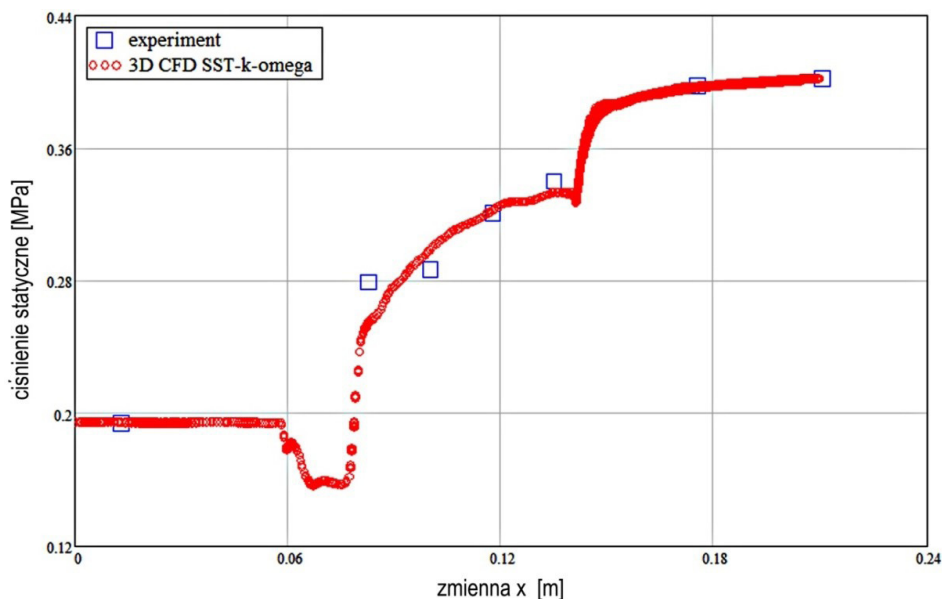


Rys. 5.17. Pole temperatury w strumienicy – wyniki obliczeń 3D (punkt 35)

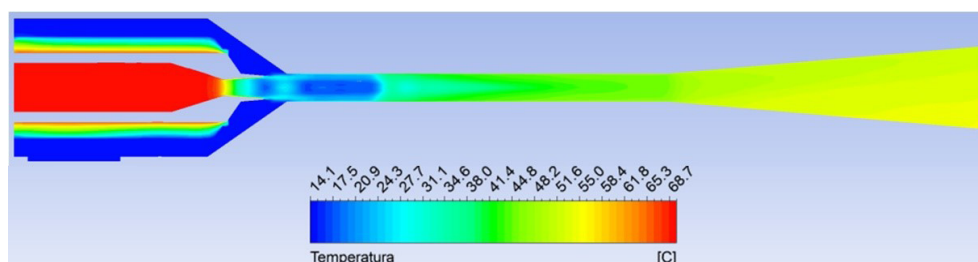


Rys. 5.18. Pole prędkości w strumienicy – wyniki obliczeń 3D (punkt 35)

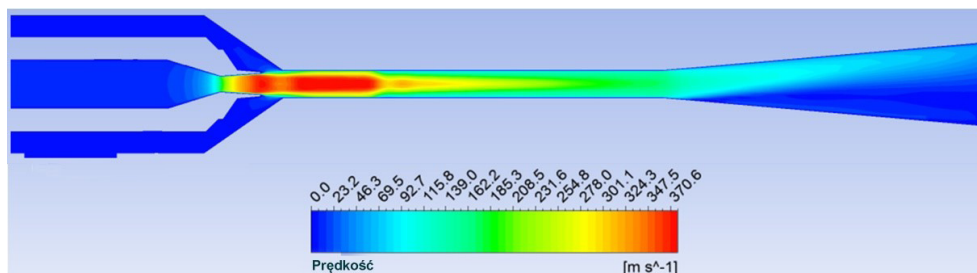
Uwzględniając, iż dla modelu $k-\varepsilon$ *realizable* nie stwierdza się zbyt dobrego dopasowania w odniesieniu do ciśnień statycznych, obliczenia dla kolejnego punktu (20) przeprowadzono tylko z wykorzystaniem dla modelu turbulencji $k-\omega$ -SST. Uzyskane wyniki przedstawia rysunek 5.19.



Rys. 5.19. Rozkład ciśnienia statycznego na ścianie strumienicy – wyniki obliczeń 3D (punkt 20)

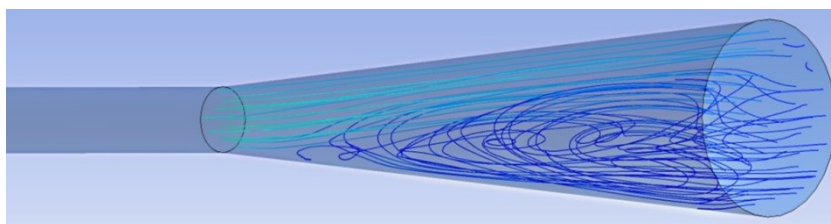


Rys. 5.20. Pole temperatury w strumienicy – wyniki obliczeń 3D (punkt 20)



Rys. 5.21. Pole prędkości w strumieniu – wyniki obliczeń 3D (punkt 20)

Rozkład ciśnienia pokazany na rysunku 5.16 i rysunku 5.19, na którym wyraźnie widoczna jest pojedyncza fala uderzeniowa znajdująca się w komorze mieszania, wskazuje na pracę strumienicy w warunkach *on-design*. Potwierdzają to mapy barwne pola prędkości pokazane na rysunkach 5.18 i 5.21, na których widać, że część komory mieszania wypełniona jest płynem, którego prędkość przekracza prędkość dźwięku (około 200 m/s). Należy dodać, że w modelowaniu uzyskano informację o przepływach wstecznych w dyfuzorze, co widoczne jest w postaci niesymetryczności w przepływie. Niesymetryczności te są oznaką wirów pokazanych na rysunku 5.22. Taki przepływ oznacza, że dla zadanych warunków przepływowych nieodpowiednia jest geometria dyfuzora, tzn. następuje zbyt nagle zmiana przekroju poprzecznego strumienicy. Ma to swoje przełożenie w postaci spadku sprawności strumienicy.



Rys. 5.22. Linie prądu w dyfuzorze

Osobną kwestią, jaką należy rozważyć, jest strumień masy pary przepływającej przez strumienicę. Poniżej w tabeli pokazano zestawienie wyników pomiaru masy uzyskanej z badań eksperymentalnych, jak również uzyskanych z symulacji numerycznej.

Tab. 5.3. Strumienie mas płynące przez strumienicę

Punkt obliczeniowy	m_g EXP (kg/s)	m_g CFD (kg/s)	m_e EXP (kg/s)	m_e CFD (kg/s)
20	0,0261	0,0262	0,0040	0,0065
35	0,0259	0,0260	0,0053	0,0069

Wyniki zestawione w tabeli 5.3 wskazują na bardzo dobrą zgodność w zakresie strumienia masy pary napędowej m_g , jednakże w zakresie masy pary zasysanej istnieją wyraźne rozbieżności pomiędzy wynikami eksperymentalnymi a numerycznymi. Tendencja do zawyżania strumienia masy pary zasysanej przez strumienicę w modelowaniu numerycznym jest dość często spotykana [4,5]. Jako próby wyjaśnienia takiego zachowania się modelu najczęściej podaje się założenie modelu gazu doskonałego, adiabatyczność ścianek strumienicy oraz jakość wykonania strumienicy. W powyższym modelowaniu własności termodynamiczne czynnika zastały wprowadzane wprost z bazy NIST, zatem zrezygnowano z założenia modelu gazu doskonałego. Ponadto w modelu uwzględniono wymianę ciepła pomiędzy parą w dyszy napędowej a parą w komorze ssawnej. Jednak założenie adiabatyczności ścianek zewnętrznych strumienicy pozostało w mocy. Wymiana ciepła pomiędzy strumienicą a otoczeniem jest nieunikniona w warunkach pracy rzeczywistej, nie uwzględniono jej jednak w modelowaniu. Odnośnie do założenia trzeciego, dotyczącego jakości wykonania strumienicy, należy wskazać, że w modelowaniu przyjmuje się ścianki jako idealnie gładkie, w warunkach rzeczywistych jednakże uzyskanie takich warunków jest ogromnie trudne. Ponadto strumienica rzeczywista wyposażona jest w otwory odbioru ciśnienia i temperatur. Pomimo tego, że termopary zostały usunięte, otwory w ściance mogą przyczyniać się do zakłócenia przepływu. Osobną kwestią jest fakt, że w modelowaniu strumienica pracuje w układzie otwartym. Tymczasem w układzie zamkniętym, jakim jest stanowisko badawcze, każda zmiana któregośkolwiek z parametrów roboczych może w sposób przypadkowy przenosić się na pracę strumienicy.

Podsumowanie

Rozdział piąty zawiera głównie wyniki autorskich badań eksperymentalnych strumienic wykonanych z wykorzystaniem, podobnie jak przy analizie numerycznej, izobutanu – jako ekologicznego i korzystnego z punktu widzenia parametrów termodynamicznych i termokinetycznych czynnika roboczego. Większość badań wykonano w ramach realizacji projektu badawczego finansowanego przez Narodowe Centrum Nauki NN 512 458936, którego autor był kierownikiem. Parametry badań strumienicy zostały ustalone na takim poziomie, aby

mogły być uznane za odpowiednie dla uzyskania napędu z klimatyzacji solarnej lub odpadowego ciepła niskotemperaturowego. Badania prowadzone były na stanowisku o mocy napędowej cieplnej 20 kW.

Badania dotyczyły zagadnień wpływu geometrii strumienicy na jej pracę i obejmowały 3 serie pomiarowe. Długość komory mieszania ustalono na poziomie odpowiadającym najdłuższej wersji komory przyjętej do badań numerycznych. Takie podejście powinno zapobiec przejściu fali uderzeniowej do dyfuzora, a jednocześnie, wykorzystując pomiar ciśnienia i temperatury w komorze mieszania, pozwala oszacować położenie fali uderzeniowej. Badania eksperymentalne obejmowały zatem efekt zmiany położenia dyszy napędowej względem komory mieszania. W badaniach eksperymentalnych wartość NXP wynosiła odpowiednio: $NXP = 3$ mm, $NXP = 5$ mm i $NXP = 7$ mm.

Jako uzupełnienie badań eksperymentalnych wykonano obliczenia numeryczne strumienicy pracującej z izobutanem dla parametrów pracy uzyskanych eksperymentalnie. Porównawczą analizę numeryczną przeprowadzono dla jednego parametru położenia dyszy napędowej względem komory mieszania $NXP = 5$ mm. Symulacje numeryczne pracy strumienicy wykonano na modelu obliczeniowym strumienicy dyskretyzowanym w przestrzeni płaskiej (2D) z wykorzystaniem założenia osiowości przepływu oraz w przestrzeni trójwymiarowej (3D). Celem przeprowadzonych symulacji było przede wszystkim porównanie wyników numerycznych z eksperymentalnymi. Parametry uzyskane z eksperymentu to ciśnienia statyczne i temperatury mierzone na ścianie strumienicy oraz strumienie mas przepływające przez strumienicę. W procesie tworzenia właściwej siatki obliczeniowej wykorzystano wyniki wcześniejszych symulacji, uzyskane na przestrzeni wieloletniego doświadczenia autora w zakresie symulacji pracy strumienicy. Na podstawie analizy wrażliwości siatki i wpływu jej gęstości na wyniki obliczeń oszacowano minimalne zadowalające parametry siatki obliczeniowej do uzyskania ogólnych informacji o przepływie i strumieniach masy, jak również przy budowaniu ogólnej charakterystyki wydajnościowej z zadowalającą dokładnością, przy rozsądnym czasie obliczeń, tj. kilku godzin dla jednego punktu obliczeniowego. Uzyskano bardzo dobrą zgodność pomiędzy wynikami obliczeń numerycznych i rezultatami eksperymentalnymi.

Literatura

1. ANSYS FLUENT 14. Theory Guide.
2. Gagan J., Butrymowicz D., Śmierciew K., Karwacki J., Raport z realizacji Projektu badawczego, N N512 458936 „Modelowanie i badania eksperymentalne strumienic jednofazowych i dwufazowych w zastosowaniu do solarnych układów lewobieżnych”, Białystok 2013.
3. GAMBIT 2.4 User Guide, May 2007.

4. Huang B.J., Chang J.M., Wang C.P., Petrenko V.A., A 1-D analysis of ejector performance, International Journal Of Refrigeration, Vol.22, 1999, s. 354-364.
5. Yapici R., Ersoy H.K., Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area flow model, Energy Conversion and Management, Vol. 46, 2005, s. 3117-3135.
6. <http://www.dehoplast.com.pl/pl/produkty.php?poddz=1&prod=8>.

Rozdział 6

Prototypowy strumienicowy układ chłodniczy w skali technicznej

6.1. Obliczenia wstępne parametrów układu strumienicowego

Niniejszy podrozdział zawiera procedurę wyznaczania podstawowych parametrów obiegu strumienicowego oraz zestawienie wyników obliczeń wstępnych obiegu w zakresie oczekiwanych i wymaganych parametrów cieplno-przepływowych w takim układzie.

Obliczenia obiegu [24,17] oraz predykcje parametrów geometrycznych strumienicy wykonane zostały za pomocą modelu o parametrach skupionych, opisanego w rozdziale czwartym [6,13,17,19,25].

Zagadnienia doboru czynników roboczych do urządzeń strumienicowych zawiera rozdział 3, gdzie przedstawiono również podstawowe właściwości termodynamiczne szeregu czynników roboczych. Z uwagi na coraz większe wymagania środowiskowe dotyczące branży chłodniczej do niniejszej analizy wybrano czynniki R600a i R1234ze(E).

Obliczeń obiegów strumienicowych dokonano, przyjmując następujące parametry robocze układu chłodniczego:

- moc cieplna napędowa generatora pary $Q_g = 100$ kW,
- temperatura nasycenia w generatorze: $t_g = 65$ °C,
- przegrzanie pary napędowej $\Delta T_g = 2$ K,
- temperatura nasycenia w parowniku: $t_e = 5$ °C z przegrzaniem $\Delta T_e = 2$ K,
- temperatura skraplania $t_c = 28$ °C.

W analizach przyjęto założenie, że ciecz na wlocie do generatora pary ma temperaturę skroplin $t_{g,li} = 30$ °C, tzn. nie następuje przyrost temperatury w pompie [25]. Założenie to wprowadza pewne uproszczenie, ponieważ na podstawie badań eksperymentalnych strumienicowych układów chłodniczych w rzeczywistych warunkach pracy odnotowuje się nieznaczny przyrost temperatury – około $1,5 \div 2$ K.

Dla przyjętych warunków roboczych obliczono wymagany strumień masy czynnika roboczego oraz występujący w układzie spręż. Poniżej przedstawiono procedurę wyznaczania wyżej wymienionych podstawowych parametrów

pracy układu strumienicowego. Wyniki obliczeń dla wybranych czynników zawiera tabela 6.1.

Strumień masy:

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{Q}_g}{q_g} = \frac{\dot{Q}_g}{\Delta h_g}, \quad (6.1)$$

gdzie:

$\dot{Q}_g$ jest w kW, h w kJ/kg.

W powyższych obliczeniach różnicę entalpii obliczono jako:

$$\Delta h_g = (h_{g,v} - h_{g,li}),$$

gdzie:

$$h_{g,v} = h(p_g, t_g) \text{ i } h_{g,li} = h(p_g, t_{g,li}).$$

Na podstawie równania (1.1) wyznaczony zostaje **spręż strumienicy**:

$$\Pi = \frac{p_c - p_e}{p_g - p_e},$$

Na podstawie równania (1.19) oraz rysunków 1.7 i 1.8 można obliczyć **teoretyczny maksymalny teoretyczny współczynnik zasysania**:

$$U_t = \sqrt{\frac{h_1 - h_{2s}}{h_x - h_{2s}}} - 1, \quad (6.2)$$

gdzie dla uproszczenia przyjęto $h_x = h(s_1, p_c)$.

Dalej, zakładając współczynnik strat na poziomie $K = 0,7$ [25], oblicza się z równania (1.21) przewidywane współczynniki zasysania

$$U = K \cdot \left(\sqrt{\frac{h_1 - h_{2s}}{h_x - h_{2s}}} - 1 \right). \quad (6.3)$$

Współczynnik zasysania na poziomie $U \approx 0,3$, jaki uzyskano dla analizowanych czynników, można uznać za możliwy do osiągnięcia.

Tab. 6.1. Podstawowe parametry pracy układu strumienicowego

	$\dot{m}_g$ [kg/s]	Π	U_t	U
R1234ze(E)	0,541	0,263	0,464	0,325
R600a	0,267	0,269	0,473	0,331

6.2. Geometria i analiza pracy strumienicy na bazie modelu o parametrach skupionych

Bazując na opracowanym modelu o parametrach skupionych, wykonano szacunkowe obliczenia podstawowych wymiarów geometrycznych strumienicy przewidzianej do pracy z czynnikiem R600a i R1234ze(E). Poniżej zestawiono wyniki prezentujące zasadnicze wymiary geometryczne oraz przewidywane parametry w zakresie uzyskiwanych mocy układu. Tabela 6.2 zawiera zestawienie parametrów geometrycznych strumienicy pracującej z izobutanem, natomiast oczekiwane wartości parametrów definiujących efektywność układu strumienicowego dla izobutanu zawiera tabela 6.3.

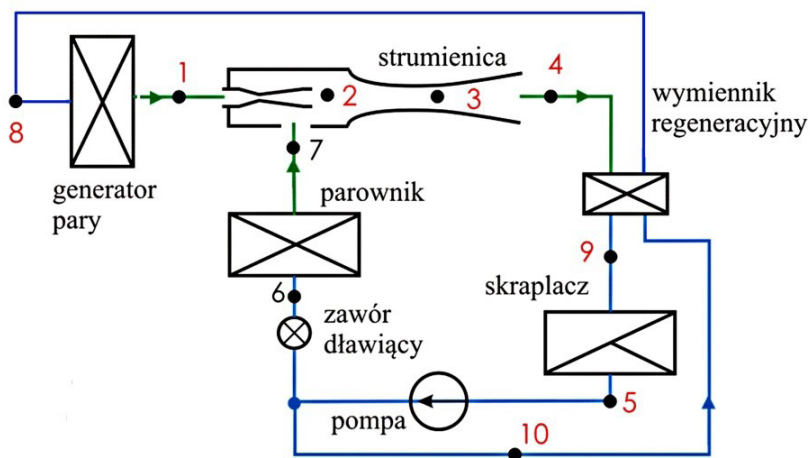
Tab. 6.2. Podstawowe parametry geometryczne strumienicy

R600a	Strumienica 1
	$Q_g = 100 \text{ kW}$
Średnica dyszy napędowej	$d_{cr} = 10,5 \text{ mm}$
Średnica wylotu z dyszy napędowej	$d_2 = 15 \text{ mm}$
Długość części rozbieżnej dyszy napędowej	$L_n = 22,9 \text{ mm}$
Średnica komory mieszania	$d_3 = 20 \text{ mm}$
Długość komory mieszania	$L_3 = 200 \text{ mm}$
Średnica wylotu z dyfuzora	$d_d = 60 \text{ mm}$
Długość dyfuzora	$L_d = 286 \text{ mm}$

Obliczenia obiegu wykonane zostały dla układu strumienicowego podstawowego, którego schemat pokazano na rysunku 1.4. Cechą układów strumienicowych jest możliwość poprawy efektywności energetycznej poprzez zastosowanie wymiennika regeneracyjnego [8,25]. Układ taki pokazano na rysunku 6.1.

Tab. 6.3. Parametry robocze układu dla strumienicy o wyznaczonej geometrii (tab. 6.2.)

R600a	Strumienica 1
założone Q_g	$Q_g = 100 \text{ kW}$
strumień masy pary napędowej m_g [kg/h]	960
strumień masy pary zasysanej m_e [kg/h]	295,7
obliczone U - rów. (2.21)	0,306
obliczone U - model OD	0,307
obliczone Π	0,2836
wymagane Π - rów. (2.1)	0,275
obliczone p_c [bar]	4,25
obliczona temperatura nasycenia $t_c(p_c)$ [°C]	31,8
obliczone Q_g [kW]	99,7
obliczone Q_e [kW]	24,3
obliczone Q_c [kW]	124,0
obliczone COP	0,243



Rys. 6.1. Schemat obiegu strumienicowego urządzenia chłodniczego z wymiennikiem regeneracyjnym

Wymiennik regeneracyjny umieszczony jest z jednej strony pomiędzy strumienicą a skraplaczem, a z drugiej pomiędzy pompą a generatorem pary. Dla takich warunków uzyskuje się odzysk ciepła przegrzania pary wypływającej ze strumienicy w celu podgrzewu cieczy dopływającej do generatora pary. Zastosowanie wymiennika regeneracyjnego poprawia efektywność energetyczną układu, gdyż obniża ilość ciepła napędowego potrzebnego do uzyskania pary napędowej o żądanych parametrach.

Tab. 6.4. Główne parametry pracy strumienicowego układu chłodniczego z zastosowaniem wymiennika regeneracyjnego

R600a	Strumienica 1
założone Q_g	$Q_g = 100$ kW
obliczone ciepło napędowe Q_g (bez wymiennika regeneracyjnego) [kW]	99,7
obliczone ciepło napędowe Q_{gx} (z wymiennikiem regeneracyjnym) [kW]	90,3
Ciepło wymienione w wymienniku [kW]	10,4
obliczone COP (bez wymiennika regeneracyjnego)	0,243
obliczone COP_x (z wymiennikiem regeneracyjnym)	0,269
Przyrost COP : $\Delta COP = \frac{COP_x - COP}{COP} \cdot 100\%$	10,39

Przyjmując pracę instalacji ze strumienicą o wyznaczonej geometrii (tab. 6.2) w układzie z wymiennikiem regeneracyjnym (zastosowano indeks „X” w celu odróżnienia parametrów układu z wymiennikiem) oraz przyjmując sprawność wymiennika na poziomie $\eta_x = 0,90$ [8,25], dla układu pracującego z izobutanem uzyskano wyniki przedstawione w tabeli 6.4.

Należy zaznaczyć, że zastosowanie wymiennika regeneracyjnego pozwoliło uzyskać przyrost COP o około 10%, jednakże odbyło się to kosztem zmniejszenia ilości ciepła napędowego. Chcąc pozostawić moc napędową na żądanym poziomie 100 kW, należy liczyć się z tym, że dodatkowy wymiennik wymusi konieczność zapewnienia większego masowego strumienia czynnika m_{gx} , tj. zmiany geometrii dyszy lub nawet strumienicy.

Dla zadanych warunków obliczeniowych uzyskano zmiany wymiarów geometrycznych, które zawiera tabela 6.5.

Tab. 6.5. Wymiary charakterystyczne strumienicy dedykowanej do pracy w układzie bez wymiennika i z wymiennikiem regeneracyjnym, dla mocy napędowej $Q_g = 100$ kW

R600a	Strumienica 1	Strumienica 1a
	<i>Do układu bez wymiennika</i>	<i>Do układu z wymiennikiem</i>
Średnica dyszy napędowej, mm	$d_{cr} = 10,5$	$d_{cr} = 11$ mm
Średnica wylotu z dyszy napędowej	$d_2 = 15$ mm	$d_2 = 15,5$ mm
Długość części rozbieżnej dyszy napędowej	$L_n = 22,9$ mm	$L_n = 25,7$ mm
Średnica komory mieszania	$d_3 = 20$ mm	$d_3 = 21$ mm
Długość komory mieszania	$L_3 = 200$ mm	$L_3 = 210$ mm
Średnica wylotu z dyfuzora	$d_d = 60$ mm	$d_d = 63$ mm
Długość dyfuzora	$L_d = 286$ mm	$L_d = 300$ mm

Zastosowanie wymiennika regeneracyjnego, które przekłada się na nieznaczną zmianę wymiarów geometrycznych strumienicy, przyczynia się również do zmiany parametrów przepływowych, co skutkuje zmianą wydajności poszczególnych wymienników. Zmiany te zawiera tabela 6.6, w której pokazano parametry pracy układu klasycznego oraz modyfikowanego.

Na podstawie wyników prezentowanych poniżej można oczekiwać, że aplikacja wymiennika ciepła pozwoli uzyskać przyrost COP na poziomie prawie 12% przy nieznaczącej modyfikacji geometrii strumienicy, zachowując jednocześnie założoną wydajność cieplną generatora pary. Wzrost COP uzyskany poprzez wzrost wydajności chłodniczej skutkuje jednocześnie większym obciążeniem cieplnym skraplacza.

Tab. 6.6. Przewidywane parametry pracy układu strumienicowego pracującego bez wymiennika i z wymiennikiem regeneracyjnym

R600a	Strumienica 1	Strumienica 1a
	<i>układ bez wymiennika</i>	<i>układ z wymiennikiem</i>
Oczekiwana moc cieplna generatora Q_g	$Q_g = 100$ kW	$Q_g = 100$ kW
strumień masy pary napędowej m_g [kg/h]	960	1054
strumień masy pary zasysanej m_e [kg/h]	295,7	328,2
obliczone U - rów. (2.21)	0,306	0,306
obliczone U - model OD	0,307	0,311
obliczone Π	0,2836	0,282
wymagane Π - rów. (2.1)	0,275	0,275

R600a	Strumienica 1	Strumienica 1a
	<i>układ bez wymiennika</i>	<i>układ z wymiennikiem</i>
obliczone p_c [bar]	4,25	4,24
obliczona temperatura nasycenia $t_c(p_c)$ [°C]	31,8	31,7
obliczone Q_g [kW]	99,6	99,1
obliczone Q_e [kW]	21,15	27,0
obliczone Q_c [kW]	120,7	126,1
obliczone COP	0,243	0,272
Przyrost COP: $\Delta COP = \frac{COP_x - COP}{COP} \cdot 100\%$	11,9%	

Tok postępowania oraz sposób prezentacji wyników uzyskanych dla czynnika R1234ze(E) jest analogiczny do analizy pracy obiegu z izobutanem. W pierwszej kolejności przedstawione są parametry geometryczne strumienicy pracującej w układzie klasycznym (tab. 6.7).

Tab. 6.7. Podstawowe parametry geometryczne strumienicy

R1234ze(E)	Strumienica 2
	$Q_g = 100$ kW
Średnica dyszy napędowej	$d_{cr} = 10,2$ mm
Średnica wylotu z dyszy napędowej	$d_z = 15$ mm
Długość części rozbieżnej dyszy napędowej	$L_n = 27,4$ mm
Średnica komory mieszania	$d_3 = 20$ mm
Długość komory mieszania	$L_3 = 200$ mm
Średnica wylotu z dyfuzora	$d_d = 60$ mm
Długość dyfuzora	$L_d = 286$ mm

Dalej zestawiono oczekiwane parametry pracy układu klasycznego (tab. 6.8). Przyjmując ponownie założenie sprawności wymiennika regeneracyjnego $\eta_x = 0.90$, oszacowano parametry pracy układu oraz wynikającą z konieczności dostosowania wydajności grzewczej generatora modyfikację geometrii strumienicy (tab. 6.9) i parametry pracy układu klasycznego i modyfikowanego (tab. 6.10).

Tab. 6.8. Parametry robocze układu dla strumienicy o wyznaczonej geometrii

R1234ze(E)	Strumienica 2
założone Q_g	$Q_g = 100 \text{ kW}$
strumień masy pary napędowej m_g [kg/h]	1930
strumień masy pary zasysanej m_e [kg/h]	565,8
obliczone U - rów. (2.21)	0,298
obliczone U - model 0D	0,293
obliczone Π	0,2563
wymagane Π - rów. (2.1)	0,252
obliczone p_c [bar]	5,83
obliczona temperatura nasycenia $t_c(p_c)$ [°C]	30,3
obliczone Q_g [kW]	100,5
obliczone Q_e [kW]	23,3
obliczone Q_c [kW]	123,8
obliczone COP	0,232

Aplikacja wymiennika regeneracyjnego o sprawności $\eta_x = 0,90$ w układzie powoduje zmiany, które przedstawiono w tabeli 6.9.

Tab. 6.9. Główne parametry pracy strumienicowego układu chłodniczego z zastosowaniem wymiennika regeneracyjnego

R1234ze(E)	Strumienica 2
założone Q_g	$Q_g = 100 \text{ kW}$
obliczone Q_g (bez wymiennika regeneracyjnego) [kW]	100,5
obliczone Q_{gx} (z wymiennikiem regeneracyjnym) [kW]	90,8
Ciepło wymienione w wymienniku [kW]	10,7
obliczone COP (bez wymiennika regeneracyjnego)	0,232
obliczone COP_x (z wymiennikiem regeneracyjnym)	0,257
Przyrost COP $\Delta COP = \frac{COP_x - COP}{COP} \cdot 100\%$	10,6

Aplikacja wymiennika regeneracyjnego pozwoliła uzyskać przyrost COP o 10%, jednakże odbyło się to kosztem zmniejszenia ilości ciepła napędowego. Chcąc pozostawić moc napędową na żądanym poziomie 100kW, należy liczyć

się z tym, że aplikacja wymiennika wymusi konieczność zapewnienia większego masowego strumienia czynnika m_{gx} , tj. zmiany geometrii dyszy lub nawet strumienicy. W wyniku dalszych obliczeń uzyskano geometrię strumienicy pracującej w układzie z wymiennikiem regeneracyjnym. Wyniki zestawiono w tabeli 6.10, w której pokazano również wymiary charakterystyczne strumienicy dedykowanej do pracy w układzie klasycznym.

Tab. 6.10. Wymiary charakterystyczne strumienicy dedykowanej do pracy w układzie bez wymiennika i z wymiennikiem regeneracyjnym, dla mocy napędowej $Q_g = 100$ kW

R1234ze(E)	$Q_g = 100$ kW	$Q_g = 100$ kW
	<i>Strumienica 2</i>	<i>Strumienica 2a</i>
	<i>do układu bez wymiennika</i>	<i>do układu z wymiennikiem</i>
Średnica dyszy napędowej, mm	$d_{cr} = 10,2$	$d_{cr} = 10,7$ mm
Średnica wylotu z dyszy napędowej	$d_2 = 15$ mm	$d_2 = 15,5$ mm
Długość części rozbieżnej dyszy napędowej	$L_n = 22,9$ mm	$L_n = 27,4$ mm
Średnica komory mieszania	$d_3 = 20$ mm	$d_3 = 21$ mm
Długość komory mieszania	$L_3 = 200$ mm	$L_3 = 210$ mm
Średnica wylotu z dyfuzora	$d_d = 60$ mm	$d_d = 63$ mm
Długość dyfuzora	$L_d = 286$ mm	$L_d = 300$ mm

Tab. 6.11. Przewidywane parametry pracy układu strumienicowego pracującego bez wymiennika i z wymiennikiem regeneracyjnym

R1234ze(E)	<i>Strumienica 2</i>	<i>Strumienica 2a</i>
	<i>układ bez wymiennika</i>	<i>układ z wymiennikiem</i>
założone Q_g	$Q_g = 100$ kW	$Q_g = 100$ kW
strumień masy pary napędowej m_g [kg/h]	1930	2124
strumień masy pary zasysanej m_e [kg/h]	565,8	625,9
obliczone U - rów. (2.21)	0,298	0,298
obliczone U - model OD	0,293	0,294
obliczone Π	0,2563	0,256
wymagane Π - rów. (2.1)	0,252	0,252
obliczone p_c [bar]	5,83	5,83
obliczona temperatura nasycenia $t_c(p_c)$ [°C]	30,3	30,3

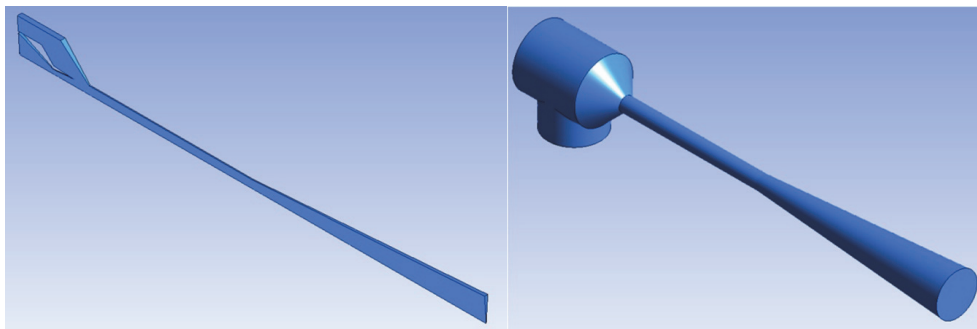
R1234ze(E)	Strumienica 2	Strumienica 2a
	<i>układ bez wymiennika</i>	<i>układ z wymiennikiem</i>
obliczone Q_g [kW]	100,5	99,9
obliczone Q_e [kW]	23,3	25,8
obliczone Q_c [kW]	123,8	125,7
obliczone COP	0,232	0,258
Przyrost COP: $\Delta COP = \frac{COP_x - COP}{COP} \cdot 100\%$	11,2%	

Na podstawie prezentowanych wyników można oczekiwać, że zastosowanie wymiennika regeneracyjnego pozwoli uzyskać przyrost COP na poziomie 11% przy nieznacznej modyfikacji geometrii strumienicy, zachowując jednocześnie założoną wydajność cieplną generatora pary. Ponownie uzyskuje się nieznaczny wzrost obciążenia cieplnego skraplacza.

6.3. Model CFD strumienicy gazowej

Do wygenerowania siatki obliczeniowej strumienicy wykorzystano program Gambit w wersji 2.4 [11]. Jako solwera użyto pakietu ANSYS FLUENT 15 [4]. Zbudowano dwa modele obliczeniowe: model 2D osiowosymetryczny oraz pełny model 3D. Wykonano kilka modeli numerycznych dyskretyzowanych różną liczbą komórek obliczeniowych. Modele 2D osiowosymetryczne dyskretyzowano jako pojedyncze domeny siatkami o gęstościach 17183 (siatka 1), 67923 (siatka 2) i 188923 (siatka 3) komórek obliczeniowych. Model 3D wykonano z zastosowaniem siatki liczącej 3011336 komórek.

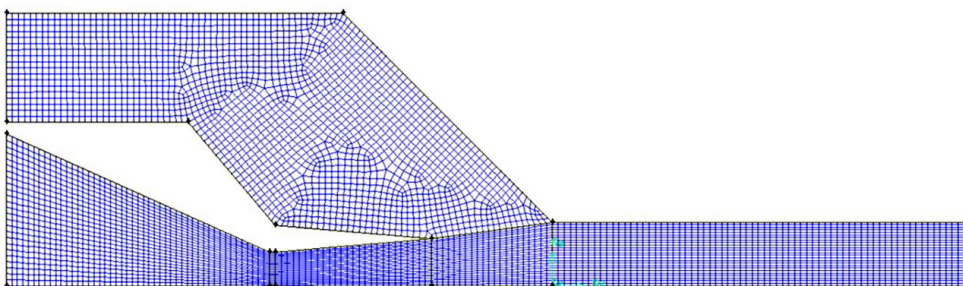
Model geometryczny strumienicy zarówno osiowosymetryczny, jak i przestrzenny pokazano na rysunku 6.2. W modelu osiowosymetrycznym zastosowano uproszczenie w budowie komory ssawnej, tj. pominięto mocowanie rurociągu. W ten sposób z góry zakłada się, że para zasysana wpływa do strumienicy równolegle do osi, przez co pomija się efekty rozprzężu pary w różnych kierunkach i opływanie rurki, w której zamocowana jest dysza napędowa.



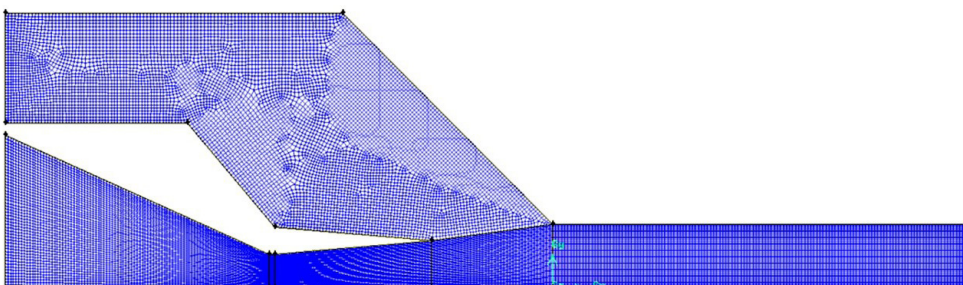
Rys. 6.2. Model geometryczny strumienicy: osiowosymetryczny (z lewej), przestrzenny (z prawej)



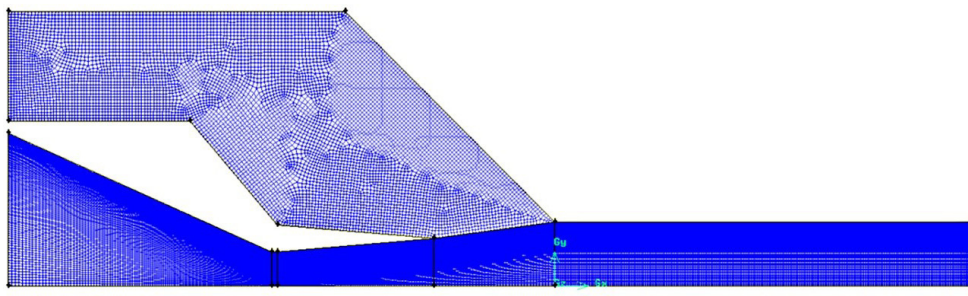
Rys. 6.3. Siatka obliczeniowa modelowanej strumienicy (mesh 1)



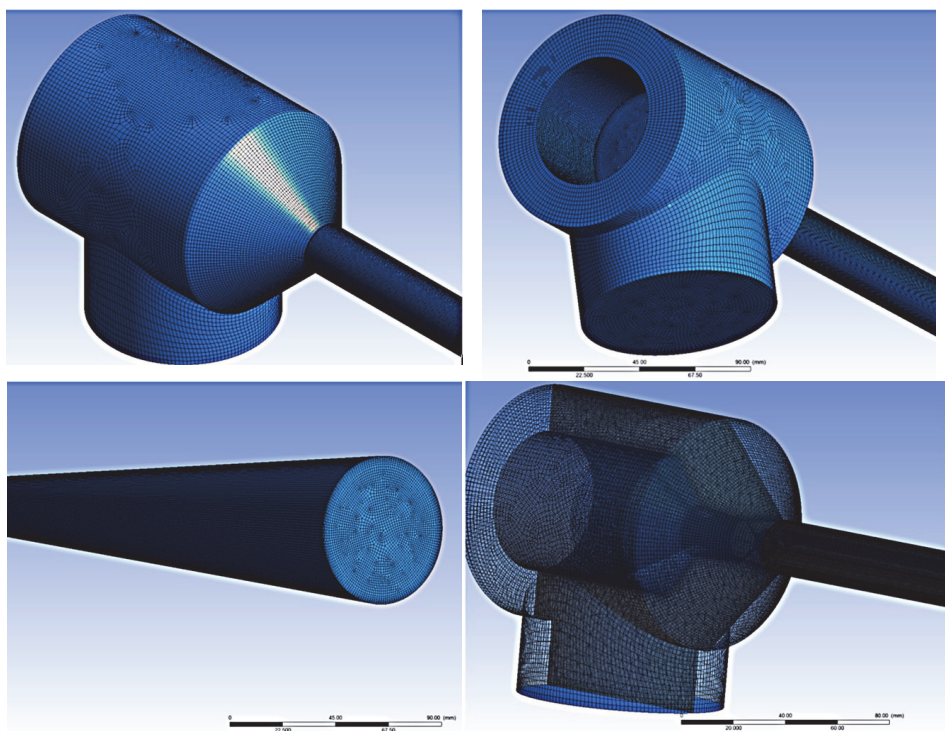
Rys. 6.4. Siatka obliczeniowa modelowanej strumienicy - dysza napędowa i komora ssawna (mesh 1)



Rys. 6.5. Siatka obliczeniowa o małej liczbie oczek - dysza napędowa i komora ssawna (mesh 2)



Rys. 6.6. Siatka obliczeniowa o małej liczbie oczek – dysza napędowa i komora ssawna (mesh 3)



Rys. 6.7. Dyskretyzacja modelu przestrzennego

Widok modelu osiowosymetrycznego dyskretyzowanego siatką numeryczną pokazano na rysunku 6.3. Powiększenie dyszy napędowej, komory ssawnej i części komory mieszania dla modelu z siatką numeryczną nr 1 ujęto na rysunku 6.4. Na rysunkach kolejnych (6.5 i 6.6) pokazano ten sam fragment modelu

z siatkami numerycznymi oznaczonymi jako 2 i 3. Dyskretyzację modelu przestrzennego przedstawiono na rysunku 6.7.

6.4. Wyniki obliczeń testowych CFD

Test jakości siatki i jej wpływ na uzyskane wyniki przeprowadzono dla parametrów roboczych zestawionych w tabeli pokazanej poniżej. Jako parametry napędowe zadano parametry, jakie przewiduje się przy pracy urządzenia w warunkach eksperymentalnych. Ciśnienie tłoczenia wybrano arbitralnie na poziomie na tyle niskim, aby mieć pewność, że strumienica pracować będzie w zakresie projektowym, tj. w warunkach podwójnego zatkania strumieni (maksymalny współczynnik zasysania).

Tab. 6.12. Zestawienie warunków brzegowych dla obliczeń testowych

Parametry napędowe		Parametry ssania		Parametry tłoczenia	
ciśnienie p_a [MPa]	0,974	ciśnienie p_e [MPa]	0,187	ciśnienie p_c [MPa]	0,3
temperatura t_a [°C]	68	temperatura t_e [°C]	7	---	---

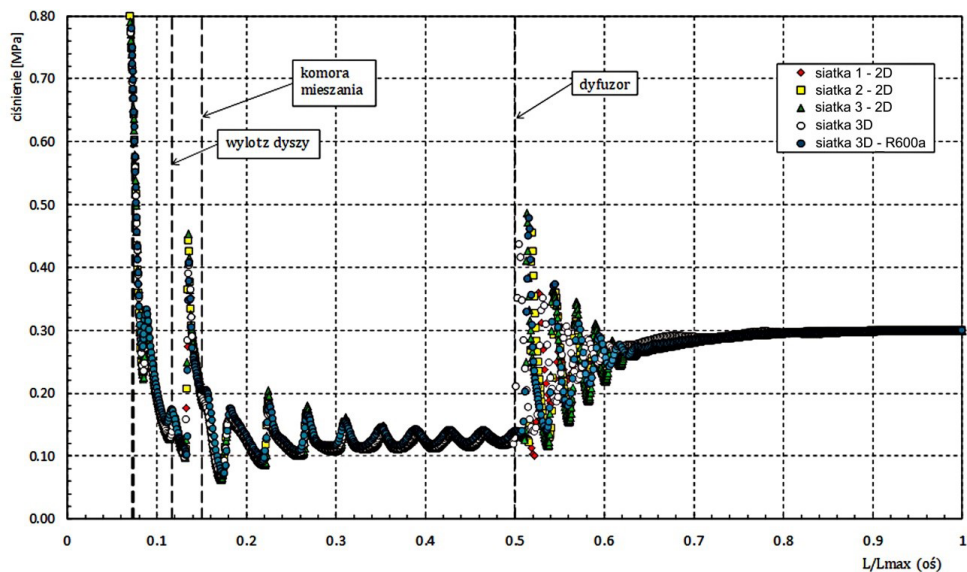
Obliczenia przeprowadzono na siatkach 2D (siatka 1-3) oraz siatce 3D. Warunki brzegowe do obliczeń jak w tabeli 6.12. Siatka obliczeniowa nr 4 (z założenia jako siatka właściwa-finalna) powstała po analizie wyników uzyskanych z obliczeń testowych na siatkach 1-3.

Tab. 6.13. Wyniki uzyskane z modelowania numerycznego dla warunków testowych

Model		Nr siatki	Liczba Komórek	Strumień Napędowy		Strumień Zasysany	
				[kg/s]	[kg/h]	[kg/s]	[kg/h]
2D osiowo-symetryczny	gaz doskonały	1	17 183	0,259	931	0,0865	311
		2	67 923	0,255	919	0,0876	315
		3	188 923	0,254	914	0,0876	315
		4	72 507 (dynamiczna adaptacja max. 110 000 kom.)	0,254	915	0,0879	316
3D	gaz doskonały	5	3 011 336	0,256	921	0,0877	316
3D R600a	gaz rzeczywisty (NIST)	6	3 520 926 (po adaptacji siatki)	0,270	973	0,0878	316

Na podstawie uzyskanych wyników symulacji widać, że pomiędzy siatką numeryczną 1 i 2 występuje różnica w strumieniach mas, zarówno napędowego, jak i zasysanego. Różnica ta zanika pomiędzy wynikami uzyskanymi z symulacji przeprowadzonych na siatce 3, co sugeruje, że liczba oczek siatki obliczeniowej 2 jest wystarczająca i wykonywanie obliczeń na siatkach gęstszych nie poprawia dokładności, a jedynie generuje wydłużenie czasu obliczeń. Ponadto wynik uzyskany na siatce drugiej jest bardzo zbliżony do wyniku, jaki uzyskano na siatce 3D, która liczyła ponad 3 mln komórek obliczeniowych. Różnice, jakie obserwuje się pomiędzy wynikami uzyskanymi na siatce 2, 3 i siatce 3D, można uznać zatem za nieznaczące.

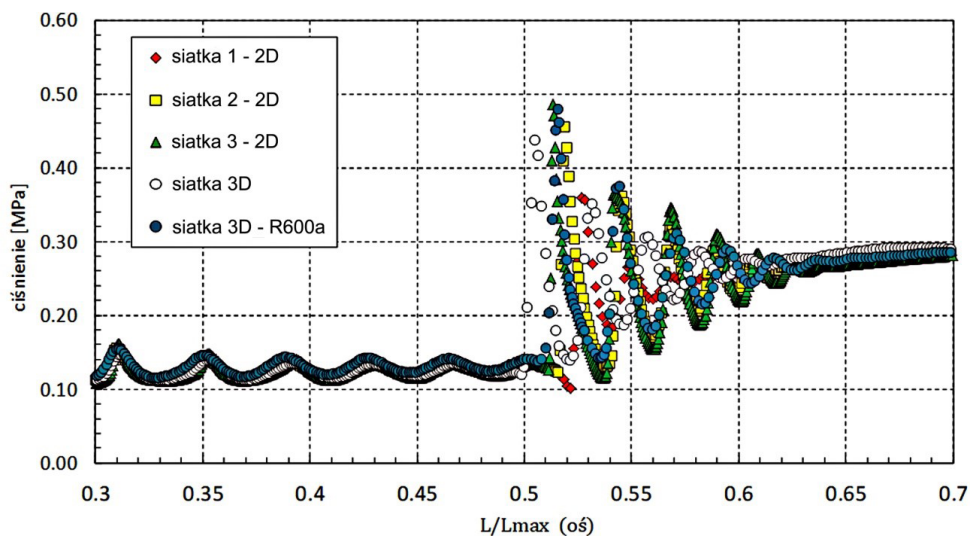
Dodatkowo oceny niezależności wyników od gęstości siatki dokonano w oparciu o uzyskany rozkład ciśnienia statycznego zarówno w osi przepływu, jak i na ścianie. Rozkład ciśnienia w osi dla analizowanych siatek obliczeniowych pokazano na rysunku 7.8. Zaznaczono na nim lokalizację zasadniczych przekrojów poprzecznych określających poszczególne części strumienicy. Na osi odciętych oznaczono bezwymiarowy parametr określający długość strumienicy ($L/L_{\max}$) (0 oznacza wlot do dyszy napędowej i komory ssawnej strumienicy, 1 oznacza wylot z dyfuzora).



Rys. 6.8. Rozkład ciśnienia w osi dla różnych siatek obliczeniowych

Rysunek 6.9 obrazuje rozkład ciśnienia w osi w obszarze występowania fali uderzeniowej na końcu komory mieszania. Jak widać, do momentu pojawienia się fali uderzeniowej rozkład ciśnienia w osi jest identyczny dla każdej testowanej siatki obliczeniowej. Ponadto symulacje przeprowadzone na testowa-

nych siatkach obliczeniowych niemalże w sposób identyczny przewidują miejsce pojawienia się fali uderzeniowej. Zauważalna różnica występuje jednak dla obliczeń wykonanych na modelu 3D przy założeniu gazu doskonałego (rozkład ciśnienia oznaczony jako (ooo)), w którym fala uderzeniowa pojawia się nieznacznie wcześniej niż dla pozostałych symulacji. Widać również, że obliczenia 3D wykonane dla gazu rzeczywistego, dla którego równania stanu pobrane zostały z bazy NIST, i rozkład ciśnienia oznaczony jako (●●●) pokrywają się z dużą dokładnością z wynikami uzyskanymi z obliczeń 2D, zwłaszcza dla siatki drugiej (■ ■ ■) i trzeciej (▲ ▲ ▲). Uzyskany rezultat jest bardzo ważny, gdyż dowodzi, że wystarczająco dokładne wyniki obliczeń można uzyskać, stosując obliczenia 2D z wykorzystaniem równania gazu doskonałego, zamiast przeprowadzać czasochłonne obliczenia na modelu 3D z implementacją równań stanu z bazy NIST.

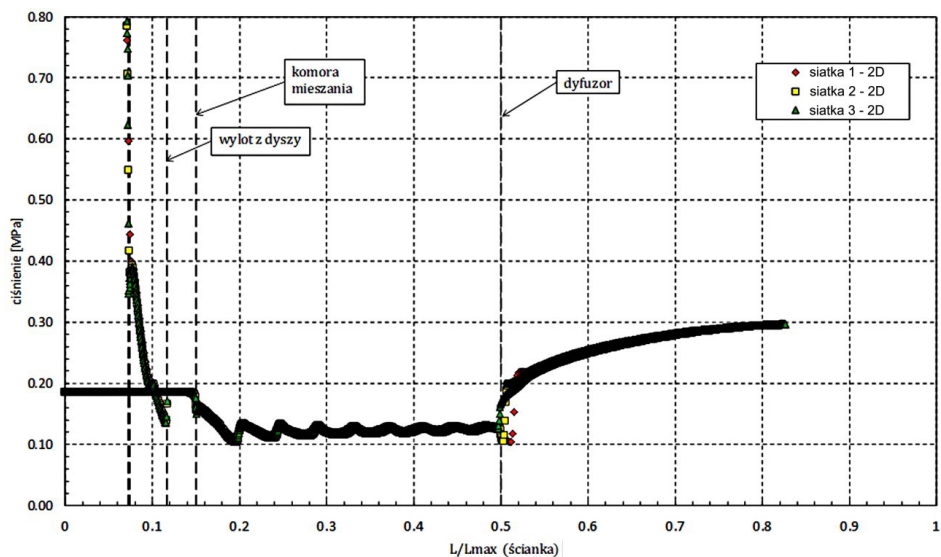


Rys. 6.9. Rozkład ciśnienia w osi dla różnych siatek obliczeniowych – obszar fali uderzeniowej

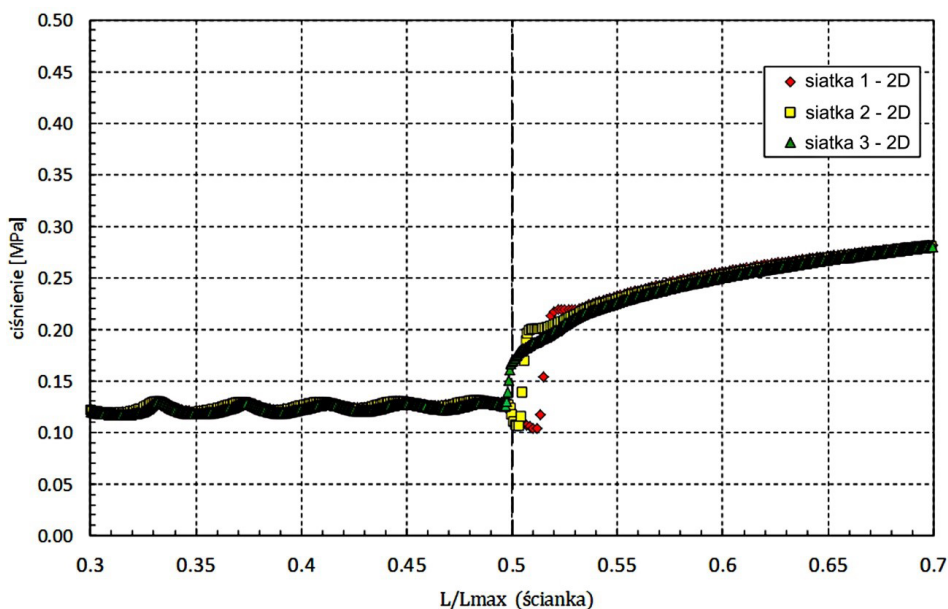
Rozkład ciśnienia statycznego na ścianie strumienicy dla modeli 2D pokazano na rysunku 6.10. Z kolei przybliżenie obszaru występującej fali uderzeniowej można zaobserwować na rysunku 6.11.

Na podstawie prezentowanych wyników widać, że uzyskany rozkład ciśnienia jest identyczny na całej długości strumienicy, z pominięciem miejsca występowania fali uderzeniowej. Miejsce występowania fali uderzeniowej jest w obliczeniach przeprowadzanych na potrzeby niniejszego projektu parametrem o charakterze kluczowym, ponieważ miejsce pojawienia się fali uderzeniowej decyduje o sposobie pracy strumienicy. Porównując wyniki ujęte na rysunku

6.11, widać, że dla siatki nr 2 i nr 3 uzyskuje się bardzo zbliżoną lokalizację fali uderzeniowej dla określonych warunków brzegowych.



Rys. 6.10. Rozkład ciśnienia na ścianie dla różnych siatek obliczeniowych modeli 2D



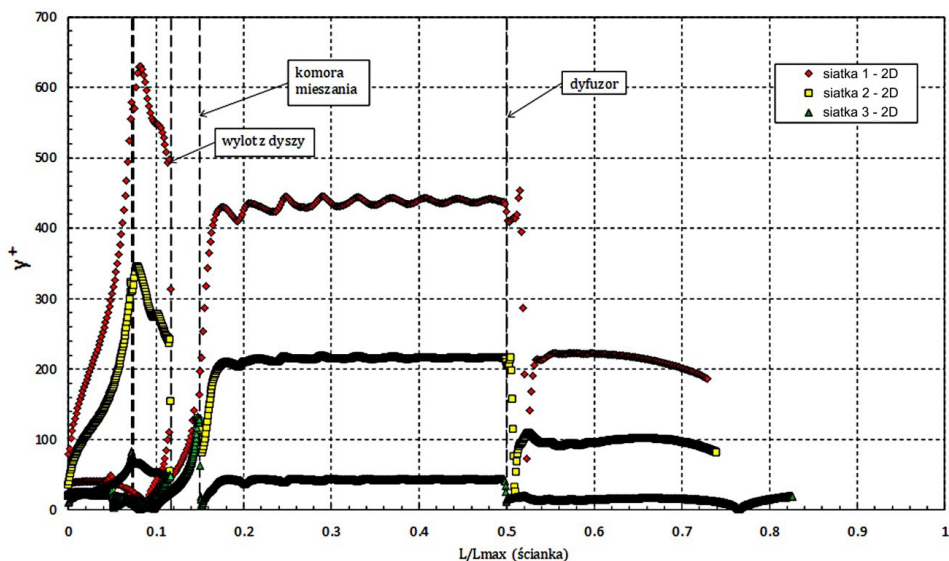
Rys. 6.11. Rozkład ciśnienia na ścianie dla różnych siatek obliczeniowych modeli 2D – obszar fali uderzeniowej

Należy wyjaśnić również różnice występujące pomiędzy rozkładem ciśnienia na ścianie a rozkładem w osi strumienicy. Jak widać na rysunkach 6.8 i 6.9, w osi strumienicy nie występuje pojedynczy przyrost ciśnienia, jak to jest obserwowane na ścianie, lecz obserwuje się wahania ciśnienia, które zanikają w dyfuzorze. Wynika to z tego, że wewnątrz strumienicy nie powstaje fala uderzeniowa prostopadła, ale fala uderzeniowa skośna, której towarzyszy seria odbitych fal zgęszczeniowo-rozrzedzeniowych. Taki charakter przepływu obserwuje się również w okolicy wyloty z dyszy napędowej, gdzie pojawia się seria fal zgęszczeniowo-rozrzedzeniowych.

Należy również dodać, że zrezygnowano z prezentacji rozkładu ciśnienia na ścianie dla obliczeń 3D z uwagi na chęć zachowania czytelności rysunków. W przypadku siatki 3D na ścianie strumienicy znajduje się ponad 155000 węzłów numerycznych siatki obliczeniowej, co oznacza, że na wykresach prezentowanych poniżej znalazłoby się dodatkowo tyle punktów reprezentujących poszczególne węzły numeryczne. Należy również dodać, że model 3D posiada możliwość odtworzenia pojawiających się lokalnie wirów czy oderwań na skutek pojawienia się fal uderzeniowych, co oznacza powstawanie lokalnych wahań ciśnienia, które przenosi się w 3 kierunkach (x, y, z), przez co prezentacja rozkładu ciśnienia z modelu 3D względem modelu 2D osiowosymetrycznego w celach porównawczych jest utrudniona i nieuzasadniona.

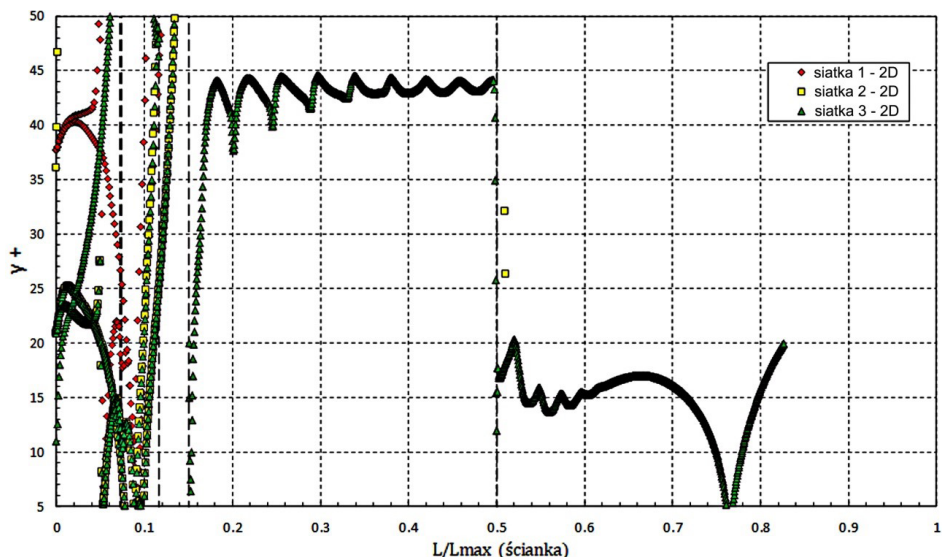
Na podstawie prezentowanych wyników można wysnuć wniosek, że siatka nr 2 i siatka nr 3 dają bardzo zbliżone wyniki, a ewentualne różnice można potraktować jako niewielkie, które nie mają decydującego wpływu na ostateczny rezultat. Wystarczającą dokładność predykcji pracy strumienicy uzyskaną z obliczeń na siatce 2 lub 3 wykazano, porównując wyniki z wynikami, jakie uzyskano z modelu 3D z zastosowaniem równań gazu rzeczywistego.

W celu oceny jakości siatki oraz wiarygodności wyników porównano jeszcze jeden kluczowy parametr, jakim jest bezwymiarowa odległość y^* pierwszego węzła od ścianki. Prawidłowa odległość, tj. wartość y^* , gwarantuje poprawne modelowanie warstwy przyściennej. Rozkład wartości y^* pokazano na rysunku 6.12.



Rys. 6.12. Rozkład parametru y^+ na ścianie dla różnych siatek obliczeniowych modeli 2D

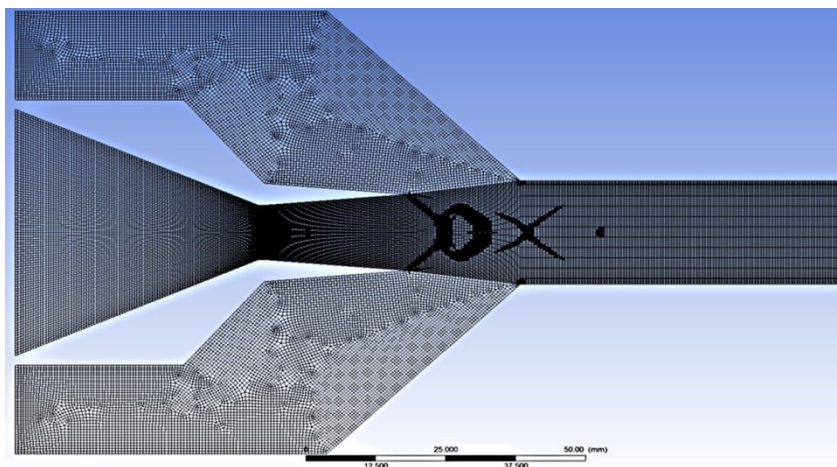
Przy zastosowaniu w obliczeniach standardowej funkcji siatki, a taka była stosowana w przeprowadzonych symulacjach, oczekuje się, że wartość y^+ mieści się w zakresie 50 - 500. Analizując wykres pokazany na rysunku 6.12, widać, że poza obszarem $L/L_{max} < 0,15$, tj. w dyszy napędowej i komorze ssawnej, dla siatki nr 1 i 2 warunek y^+ jest spełniony. Należy dodać, że we wspomnianym obszarze, gdzie $L/L_{max} < 0,15$, warstwa przyścienna może nie być modelowana dokładnie, jednakże z punktu widzenia celowości przeprowadzania obliczeń zjawiska występujące w tej części strumienicy są poza obszarem zainteresowania. Na rysunku 6.13 pokazano rozkład parametru y^+ w zakresie niepożądanym, tj. $y^+ < 50$. Jak widać na rysunku 6.13, wyniki symulacji przeprowadzonych dla siatki nr 3 znajdują się w tym obszarze dla całej długości strumienicy. To oznacza, że w warstwie przyściennnej siatka nr 3 jest za gęsta. Zatem należy uznać, że siatka nr 2 z dużym prawdopodobieństwem symuluje pracę strumienicy w sposób wiarygodny.



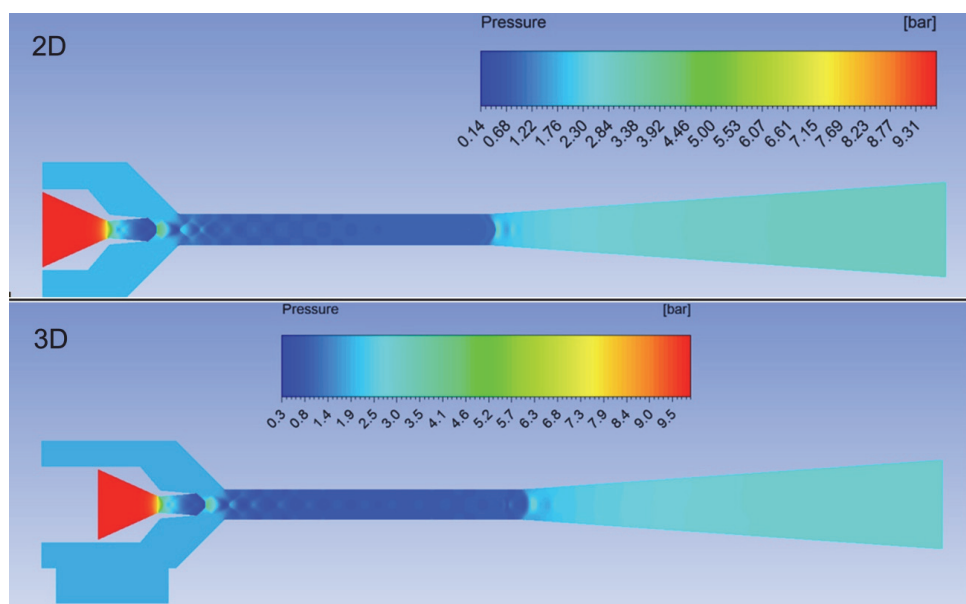
Rys. 6.13. Rozkład parametru y^+ (dla wartości niepożądanych) na ścianie dla różnych siatek obliczeniowych modeli 2D

Na podstawie prezentowanych wcześniej wyników symulacji testowych stwierdzono, że finalna siatka obliczeniowa powstanie na bazie siatki nr 2 z zagęszczeniem liczby komórek w newralgicznych miejscach strumienicy, tj. w okolicy wylotu z dyszy, gdzie mieszają się oba strumienie, i lokalizacji fali uderzeniowej. Zagęszczenie siatki wykonano poprzez narzędzie *Grid Adaptation* z gradientem prędkości jako przyjętym kryterium decydującym o miejscu zagęszczenia siatki. Przyjęto, że algorytm w trakcie symulacji uzupełni siatkę podstawową o dodatkowe oczka w liczbie pozwalającej na zachowanie sumarycznej liczby oczek nieprzekraczającej 110000. Adaptacji siatki dokonywano w sposób dynamiczny po każdych 100 przeprowadzonych iteracjach. Siatkę finalną oznaczono numerem 4.

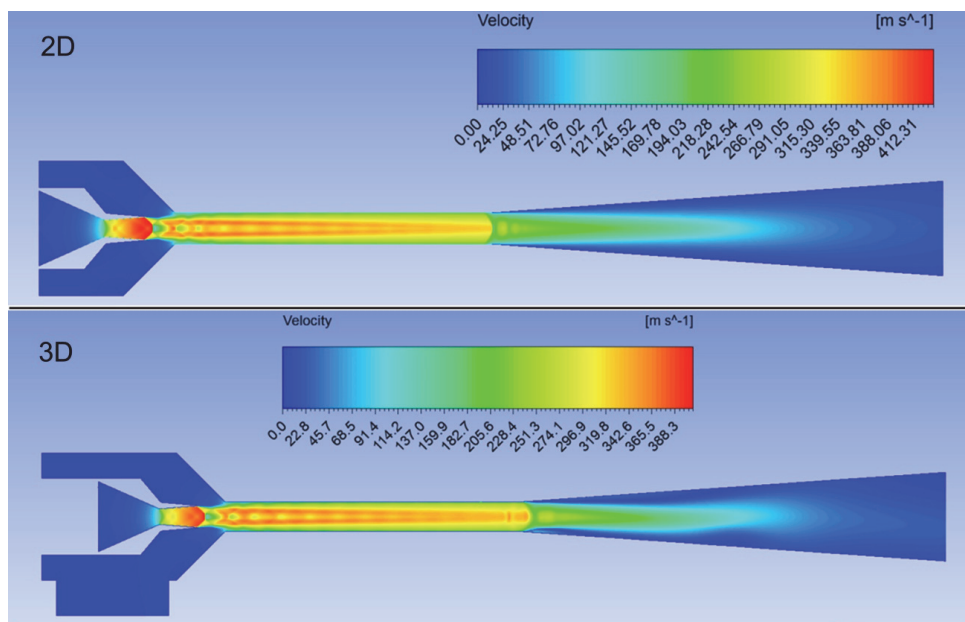
Jedną z postaci siatki, jaką uzyskiwano podczas procesu adaptacji siatki dla analizowanych warunków brzegowych, pokazano na rysunku 6.14.



Rys. 6.14. Wyniki procesu modyfikacji siatki obliczeniowej modelu 2D; widok przykładowej postaci siatki



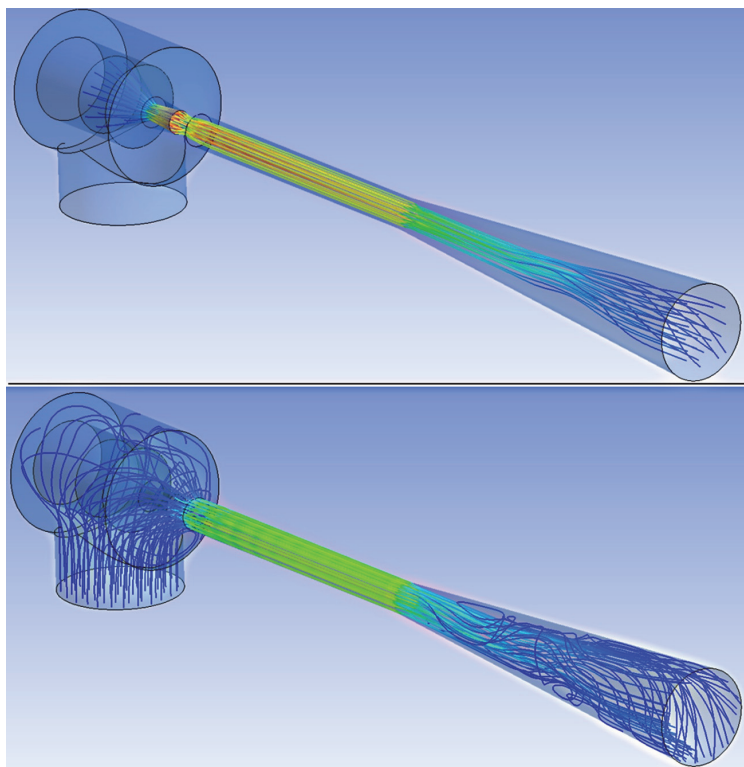
Rys. 6.15. Rozkład ciśnienia w przepływie – model 2D (góra), model 3D (dół)



Rys. 6.16. Rozkład prędkości w przepływie – model 2D (góra), model 3D (dół)

Na rysunkach 6.15 i 6.16 pokazano w celach porównawczych mapy barwne odpowiednio rozkładu ciśnienia statycznego i prędkości w strumienicy dla modelu 2D (siatka nr 4) i 3D w płaszczyźnie przechodzącej przez środek strumienicy. Rysunek 6.17 obrazuje przepływ strumienia napędowego i zasysanego w strumienicy, pokazując trajektorię cząstek.

Jak widać na dolnej części rysunku 6.17, na końcu komory mieszania fali uderzeniowej towarzyszy oderwanie strugi, które obrazują występujące w dyfuzorze wiry.



Rys. 6.17. Trajektoria ruchu cząstek płynu: strumienia napędowego (góra), strumienia zasysanego (dół)

6.5. Modelowanie numeryczne charakterystyki pracy strumienicy gazowej

Na bazie obliczeń testowych wykonano obliczenia zasadnicze charakterystyki pracy strumienicy. Celem obliczeń było rozpoznanie możliwości pracy strumienicy w warunkach różnego przeciwcisnienia dla zadanych warunków roboczych (temperatura i ciśnienie) na napędzie i ssaniu strumienicy. Głównym zamierzeniem było oszacowanie punktu krytycznego (ciśnienia i temperatury skraplania), przy którym strumienica przechodzi z zakresu pracy projektowej do obszaru pracy pozaprojektowej. W obszarze pracy projektowej strumienica uzyskuje maksymalny współczynnik zasysania, jaki jest możliwy dla zadanych warunków na obu jej wlotach. Maksymalna wartość współczynnika zasysania utrzymywana jest w całym zakresie pracy projektowej, bez względu na zmianę przeciwcisnienia. Parametrem, który zmienia się wraz z przeciwcisnieniem, jest położenie fali uderzeniowej. Dopóki fala uderzeniowa znajduje się w komorze

mieszania, strumienica pracuje w obszarze pracy projektowej. Dlatego miejsce występowania fali uderzeniowej uznano za parametr kluczowy w obliczeniach testowych. W momencie, gdy fala uderzeniowa pojawi się w komorze ssawnej, strumienica przechodzi w stan pracy pozaprojektowej. Wówczas współczynnik zasysania maleje wraz ze wzrostem przeciwności.

Wartość ciśnienia skraplania w symulacjach zadawana była na granicy modelu obliczeniowego jako jeden z warunków brzegowych (na wylocie z dyfuzora). Temperaturę nasycenia, będącą poszukiwaną temperaturą skraplania, odczytano z bazy NIST dla każdej testowanej wartości ciśnienia. Szczegóły dotyczące zadanych warunków brzegowych oraz uzyskanych wyników symulacji z zastosowaniem modelu gazu doskonałego zawiera tabela 6.14.

Tab. 6.14. Wyniki obliczeń charakterystyki pracy strumienicy z zastosowaniem gazu doskonałego

Geometria podstawowa - siatka #4									
Model		ciśnienie tłoczenia	temperatura skraplania	strumień napędowy		strumień zasysany		współ- czynnik zasy- sania	spręż
		[MPa]	[°C]	[kg/s]	[kg/h]	[kg/s]	[kg/h]		
2D osio- wo- syme- tryczny	gaz doskonały	0,30	19,8	0,254	915	0,0879	316	0,346	0,144
		0,35	24,9	0,254	915	0,0879	316	0,346	0,207
		0,36	25,9	0,254	915	0,0879	316	0,346	0,220
		0,37	26,9	0,254	915	0,0879	316	0,346	0,233
		0,38	27,8	0,254	915	0,0879	316	0,346	0,245
parametry napędowe		0,39	28,7	0,254	915	0,0879	316	0,346	0,258
ciśnienie p _g [MPa]	0,974	0,40	29,6	0,254	915	0,0752	271	0,296	0,271
temperatura [°C]	68	0,41	30,5	0,254	915	0,0478	172	0,188	0,283
parametry ssania		0,42	31,3	0,254	915	0,0306	110	0,120	0,296
ciśnienie p _e [MPa]	0,187	0,43	32,2	0,254	915	0,0144	52	0,056	0,309
temperatura [°C]	7	0,44	33,0	0,254	915	-0,0002	0	-0,001	0,321

Jak pokazuje tabela 6.14, głównym obszarem zainteresowania były uzyskane masowe natężenia przepływu strumieni napędowego i zasysanego. W tabeli pokazano wartość obliczonego współczynnika zasysania oraz odpowiadającego sprężu. Uzyskane wyniki wskazują, że dla ciśnienia $p_c = 0,4$ MPa strumienica pracuje już w obszarze pozaprojektowym. Temu ciśnieniu odpowiada temperatura nasycenia $t_c = 29,6$ °C. Ponieważ dla ciśnienia $p_c = 0,39$ MPa strumienica pracuje jeszcze w obszarze projektowym, oznacza to, że ciśnienie krytyczne zmieniające charakter pracy strumienicy odpowiada temperaturze około $t_c = 29$ °C. Z kolei dla ciśnienia $p_c = 0,44$ MPa i odpowiadającej temu ciśnieniu temperaturze $t_c = 33$ °C obserwuje się przepływy wsteczne na wlocie do komory ssawnej, co oznacza zatrzymanie pracy strumienicy. Maksymalna wartość współczynnika zasysania to 0,346.

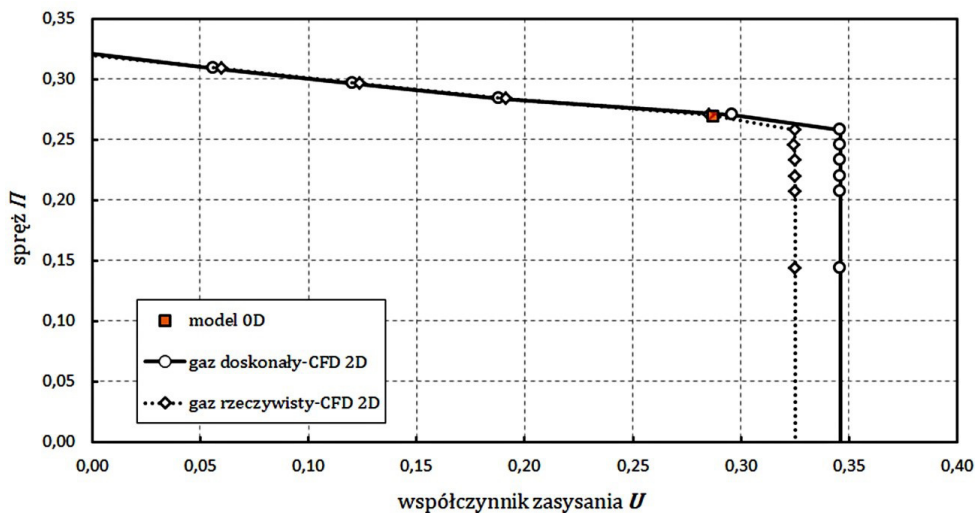
Wyniki symulacji przeprowadzonych dla tych samych warunków brzegowych, jednak z zastosowaniem równania stanu gazu rzeczywistego, zawiera tabela 6.15.

Jak widać na podstawie wyników – w przypadku zastosowania równania gazu doskonałego, podobnie jak dla gazu doskonałego, uzyskuje się przejście z obszaru projektowego w pozaprojektowy przy ciśnieniu odpowiadającym temperaturze $t_c = 29$ °C. W tym przypadku również uzyskuje się przepływy wsteczne przy ciśnieniu $p_c = 0,44$ MPa, co oznacza zatrzymanie strumienicy. Warto zaznaczyć, że dla gazu rzeczywistego obserwuje się zmianę wartości współczynnika zasysania względem obliczeń dla gazu doskonałego. Uzyskany w symulacjach maksymalny współczynnik zasysania to 0,325. Należy dodać, że uzyskane strumienie mas, jakie zawiera tabela 6.15, w warunkach pracy projektowej zgodne są z uzyskanymi dla obliczeń 3D (tab. 6.13, siatka nr 6). Różnica w strumieniu napędowym pomiędzy obliczeniami na gazie doskonałym i gazie rzeczywistym wynika przede wszystkim ze zmieniającej się wartości wykładnika izentropy (κ_s) wzdłuż przepływu gazu przez dyszę. W obliczeniach z zastosowaniem modelu gazu doskonałego wykładnik izentropy κ_s jest wielkością stałą. Zmieniająca się wraz z przepływem wartość κ_s wpływa na zmianę obliczeniowych parametrów krytycznych w dyszy, które determinują jej przepustowość.

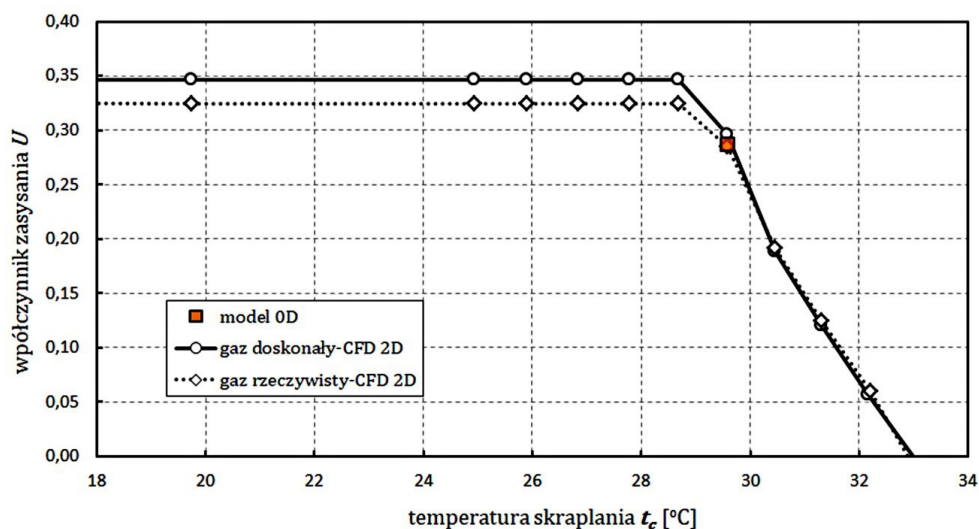
Tab. 6.15. Wyniki obliczeń charakterystyki pracy strumienicy z zastosowaniem gazu rzeczywistego

Geometria podstawowa - siatka #4									
Model		ciśnienie tłoczenia	temperatura skraplania	strumień napędowy		strumień zasysany		współczynnik zasysania	spręż
		[MPa]	[°C]	[kg/s]	[kg/h]	[kg/s]	[kg/h]		
2D osiowo-symetryczny	gaz rzeczywisty	0,30	19,8	0,270	973	0,0878	316	0,325	0,144
		0,35	24,9	0,270	973	0,0878	316	0,325	0,207
		0,36	25,9	0,270	973	0,0878	316	0,325	0,220
		0,37	26,9	0,270	973	0,0878	316	0,325	0,233
		0,38	27,8	0,270	973	0,0878	316	0,325	0,245
parametry napędowe		0,39	28,7	0,270	973	0,0878	316	0,325	0,258
ciśnienie p _g [MPa]	0,974	0,40	29,6	0,270	973	0,0770	277	0,285	0,271
temperatura [°C]	68	0,41	30,5	0,270	973	0,0517	186	0,192	0,283
parametry ssania		0,42	31,3	0,270	973	0,0335	121	0,124	0,296
ciśnienie p _e [MPa]	0,187	0,43	32,2	0,270	973	0,0162	58	0,060	0,309
temperatura [°C]	7	0,44	33,0	0,270	973	-0,0027	0	-0,010	0,321

Prezentację graficzną uzyskanych wyników pokazano w postaci charakterystyk sprężu w funkcji współczynnika zasysania (rys. 6.18) oraz zależności współczynnika zasysania od temperatury skraplania (rys. 6.19).



Rys. 6.18. Charakterystyka $\Pi = f(U)$ dla modelu osiowosymetrycznego, dla gazu doskonałego i rzeczywistego



Rys. 6.19. Charakterystyka $U = f(t_c)$ dla modelu osiowosymetrycznego, dla gazu doskonałego i rzeczywistego

Na obu charakterystykach symbolem (■) zaznaczono wynik uzyskany z modelu 0D. Obszar pracy projektowej obrazuje linia pionowa na rysunku 6.18 i pozioma na rysunku 6.19. Linie ukośnie reprezentują obszar pracy pozaprojektowej.

6.6. Modyfikacja geometrii strumienicy

Uzyskany na podstawie obliczeń CFD punkt krytyczny strumienicy leżący w okolicy temperatury $t_c = 29\text{ °C}$ należy traktować jako umiarkowanie zadowalający. Zdecydowanie korzystniejsze z punktu widzenia stabilnej pracy strumienicy jest występowanie punktu krytycznego przy wyższych temperaturach. Oceniając uzyskane wyniki, należy stwierdzić, że współczynnik zasysania na poziomie 0,316 może być uznany za stosunkowo wysoki. Zależność sprężu od współczynnika zasysania jest odwrotnie proporcjonalna. Rozpatrzono zatem możliwość obniżenia współczynnika zasysania kosztem wzrostu sprężu. W tym celu dokonano nieznacznej modyfikacji geometrii strumienicy. Polegała ona na zmniejszeniu średnicy komory mieszania do 20 mm zamiast 21 mm, jak to było w geometrii bazowej. Jednocześnie zmiana ulega długość dyfuzora, pozostawiając kąt rozbieżności w przybliżeniu ten sam i tę samą średnicę wylotową. Dysza i jej położenie pozostają niezmiennie. Dalej model oznaczono jako geometrię 2.

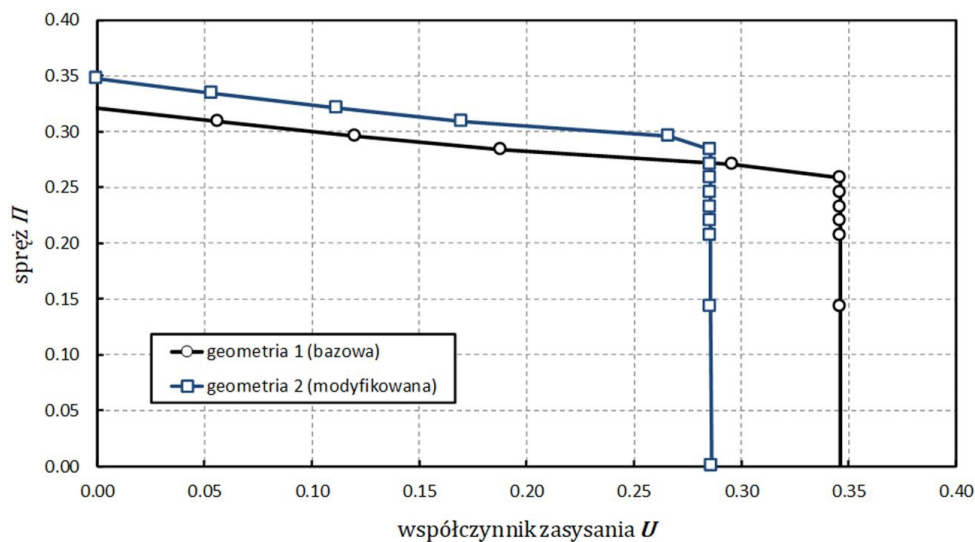
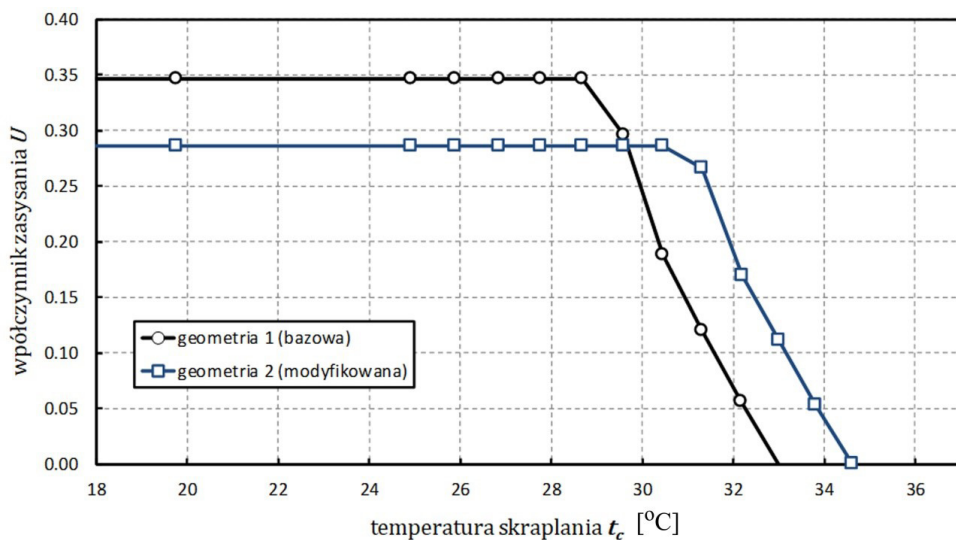
Wyniki symulacji przeprowadzonych dla tych samych warunków brzegowych, jakie ustalone były dla geometrii bazowej, zawiera tabela 6.16.

Na podstawie uzyskanych wyników można zauważyć, że modyfikacja geometrii strumienicy spowodowała zmniejszenie współczynnika zasysania do wartości 0,286. Uzyskany wynik słuszny jest dla gazu doskonałego. Nawiązując do wyników pokazanych na rysunku 6.18, gdzie porównuje się wyniki dla gazu doskonałego i rzeczywistego, można oczekiwać, że dla gazu rzeczywistego współczynnik zasysania będzie mniejszy i jego wartość powinna oscylować w granicach 0,26. Zmniejszenie współczynnika zasysania spowodowało wydłużenie charakterystyki pracy strumienicy w warunkach projektowych o około 2K, co przekłada się na wzrost ciśnienia krytycznego o około 0,2 bar. Przepływy wsteczne reprezentujące moment zatrzymania strumienicy zanotowano przy ciśnieniu $p_c = 0,46\text{ MPa}$.

Uzyskane wyniki symulacji dla geometrii 2 zestawiono z wynikami geometrii bazowej i pokazano w postaci charakterystyk sprężu w funkcji współczynnika zasysania (rys. 6.20) oraz zależności współczynnika zasysania od temperatury skraplania (rys. 6.21).

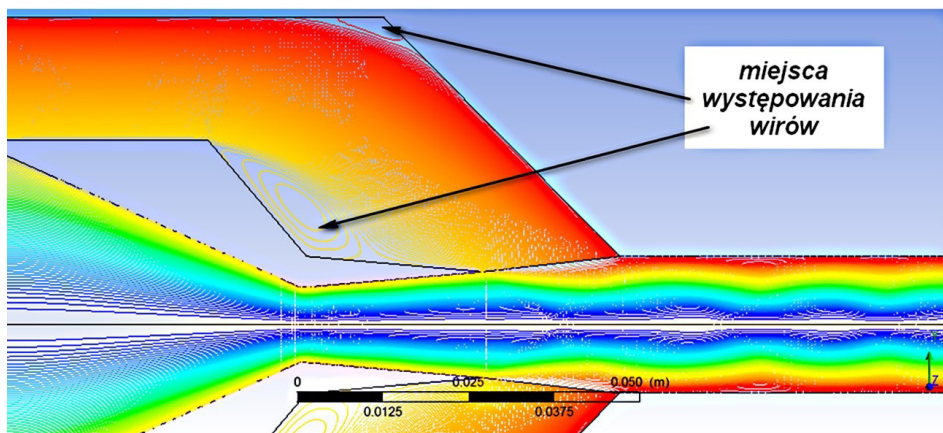
Tab. 6.16. Wyniki obliczeń charakterystyki pracy strumienicy o zmodyfikowanej geometrii

Geometria 2 (modyfikowana średnica komory mieszania)									
Model		Ciśnienie tłoczenia	Temperatura skraplania	Strumień napędowy		Strumień zasysany		Współczynnik zasysania	Spręż
2D osiowo-symetryczny	gaz doskonały	0,30	19,8	0,253	912	0,0724	261	0,286	0,144
		0,35	24,9	0,253	912	0,0724	261	0,286	0,207
		0,36	25,9	0,253	912	0,0724	261	0,286	0,220
		0,37	26,9	0,253	912	0,0724	261	0,286	0,233
		0,38	27,8	0,253	912	0,0724	261	0,286	0,245
parametry napędowe		0,39	28,7	0,253	912	0,0724	261	0,286	0,258
ciśnienie p _g [MPa]	0,974	0,40	29,6	0,253	912	0,0724	261	0,286	0,271
temperatura [°C]	68	0,41	30,5	0,253	912	0,0724	261	0,286	0,283
parametry ssania		0,42	31,3	0,253	912	0,0674	243	0,266	0,296
ciśnienie p _e [MPa]	0,187	0,43	32,2	0,253	912	0,0430	155	0,170	0,309
temperatura [°C]	7	0,44	33,0	0,253	912	0,0283	102	0,112	0,321
		0,45	33,8	0,253	912	0,0135	49	0,053	0,334
		0,46	34,6	0,253	912	-0,0051	0	0,000	0,347

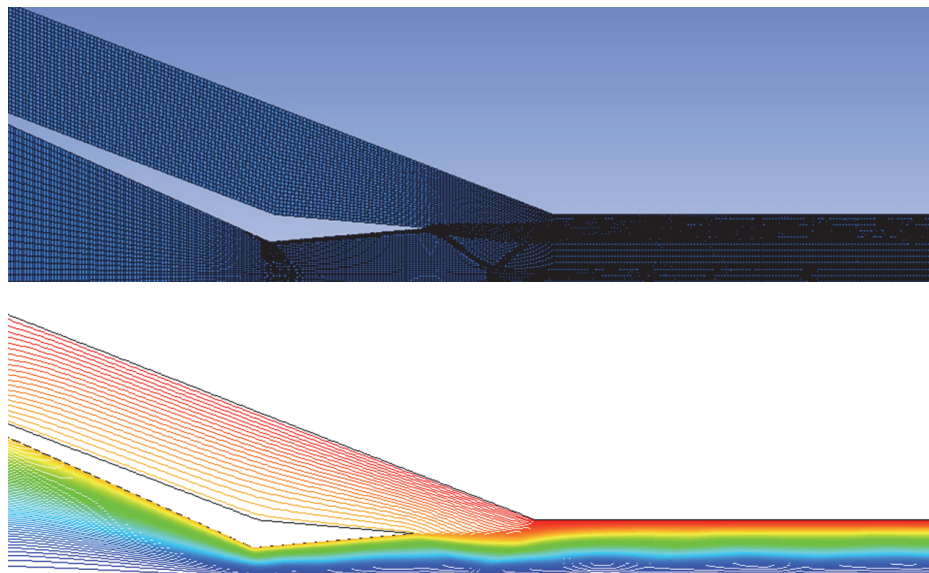
Rys. 6.20. Charakterystyki $\Pi = f(U)$ dla geometrii bazowej i modyfikowanejRys. 6.21. Charakterystyki $U = f(t_c)$ dla geometrii bazowej i modyfikowanej

Analiza map przepływu gazu przez strumienicę w obszarze pracy pozaprojektowej ukazała pojawiające się wewnątrz komory ssawnej wiry, które w modelu 2D reprezentują zamknięte krzywe funkcji prądu (rys. 6.22). Wiry te mogą być jedną z przyczyn nieefektywnej pracy strumienicy w obszarze pozaprojekt-

towym. Chcąc wyeliminować wiry, podjęto decyzję o kolejnej modyfikacji geometrii, tym razem komory ssawnej, poprzez zastosowanie takiego jej kształtu, który nie powoduje znacznych zmian kierunku przepływu. Pozostałe parametry geometryczne związane z komorą mieszania i dyfuzorem pozostały bez zmian. Powstały model obliczeniowy oznaczono jako geometrię 3, którą pokazano na rysunku 6.23.



Rys. 6.22. Rozkład linii prądu w komorze ssawnej strumienicy



Rys. 6.23. Widok geometrii z siatką części strumienicy po modyfikacji oraz rozkład linii prądu w komorze ssawnej strumienicy po modyfikacji geometrii

Wyniki symulacji przeprowadzonych dla tych samych warunków brzegowych, jakie ustalone były dla przypadków poprzednich, zawiera tabela 6.17.

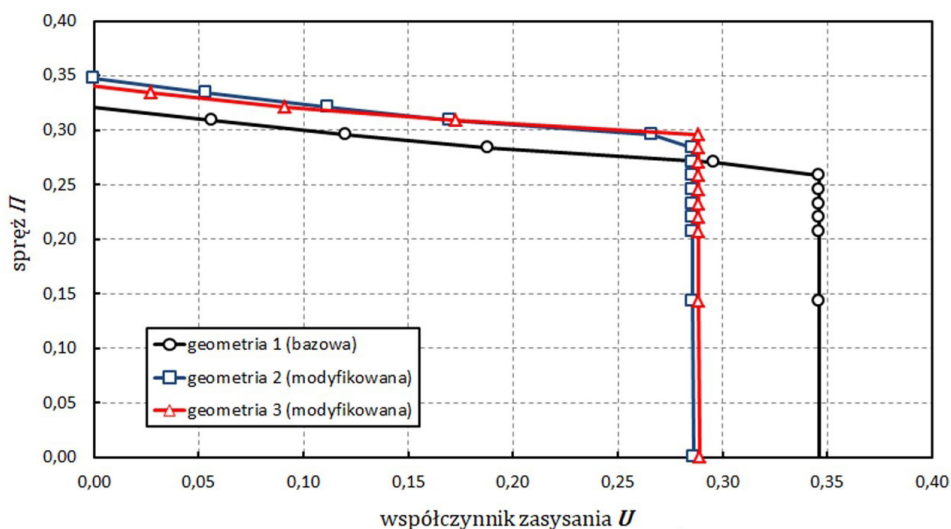
Tab. 6.17. Wyniki obliczeń charakterystyki pracy strumienicy o zmodyfikowanej geometrii

Geometria 3 (modyfikowana komora ssawna)									
Model		Ciśnienie tłoczenia	Temperatura skraplania	Strumień Napędowy		Strumień Zasysany		Współczynnik zasysania	Spręż
		[MPa]	[°C]	[kg/s]	[kg/h]	[kg/s]	[kg/h]		
2D osiowo-symetryczny	gaz doskonały	0,30	19,8	0,253	912	0,0731	263	0,289	0,144
		0,35	24,9	0,253	912	0,0731	263	0,289	0,207
		0,36	25,9	0,253	912	0,0731	263	0,289	0,220
		0,37	26,9	0,253	912	0,0731	263	0,289	0,233
		0,38	27,8	0,253	912	0,0731	263	0,289	0,245
parametry napędowe		0,39	28,7	0,253	912	0,0731	263	0,289	0,258
ciśnienie p _g [MPa]	0,974	0,40	29,6	0,253	912	0,0731	263	0,289	0,271
temperatura [°C]	68	0,41	30,5	0,253	912	0,0731	263	0,289	0,283
parametry ssania		0,42	31,3	0,253	912	0,0731	263	0,289	0,296
ciśnienie p _e [MPa]	0,187	0,43	32,2	0,253	912	0,0438	158	0,173	0,309
temperatura [°C]	7	0,44	33,0	0,253	912	0,0230	83	0,091	0,321
		0,45	33,8	0,253	912	0,0069	25	0,027	0,334
		0,46	34,6	0,253	912	-0,0077	-28	-0,031	0,347

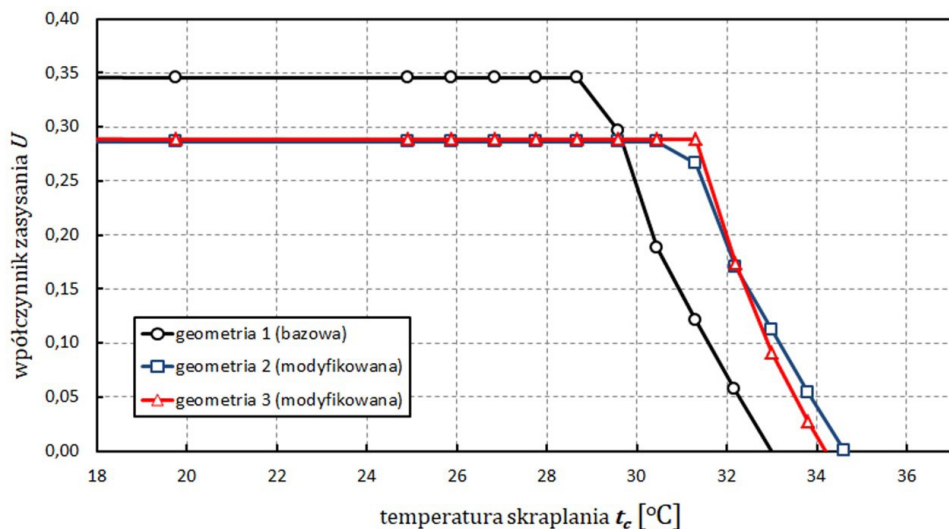
Jak widać na podstawie uzyskanych wyników, modyfikacja geometrii komory mieszania spowodowała nieznaczne wydłużenie pracy w warunkach projektowych, tj. dla ciśnienia $p_c = 0,42$ MPa strumienica o geometrii 3 pracuje jeszcze przy maksymalnym współczynniku zasysania. Dla geometrii 2 był to już punkt pracy pozaprojektowej. Wyniki wskazują również na fakt, że w obszarze pracy pozaprojektowej.

jektowej uzyskuje się mniejsze współczynniki zasysania dla warunków brzegowych analogicznych dla geometrii 2 – i tak na przykład dla $p_c = 0,44$ MPa uzyskano $U_{G3} = 0,091$ i $U_{G2} = 0,112$, gdzie indeks G2 i G3 oznacza odpowiednio geometrię 2 i geometrię 3. Analogicznie wygląda to dla $p_c = 0,45$ MPa, natomiast dla obu przypadków (G2 i G3) przepływy wsteczne obserwuje się dla $p_c = 0,46$ MPa.

Uzyskane wyniki symulacji dla geometrii 3 ponownie zestawiono z wynikami wcześniejszych symulacji wykonanych dla geometrii bazowej modyfikowanej (geometria 2) i pokazano w postaci charakterystyk sprężu w funkcji współczynnika zasysania (rys. 6.24) oraz zależności współczynnika zasysania od temperatury skraplania (rys. 6.25). Można zauważyć, że kąt nachylenia krzywej obrazującej pracę pozaprojektową nieznacznie różni się pomiędzy geometrią 2 i geometrią 3. Jednakże tak niewielkie różnice mogą być spowodowane błędem wynikającym z dokładności modelu numerycznego. W takim przypadku poszukiwanie fizycznych zjawisk wyjaśniających rozbieżności wyników można uznać za nieuzasadnioną nadinterpretację.



Rys. 6.24. Charakterystyki $\Pi = f(U)$ dla geometrii bazowej i modyfikowanych



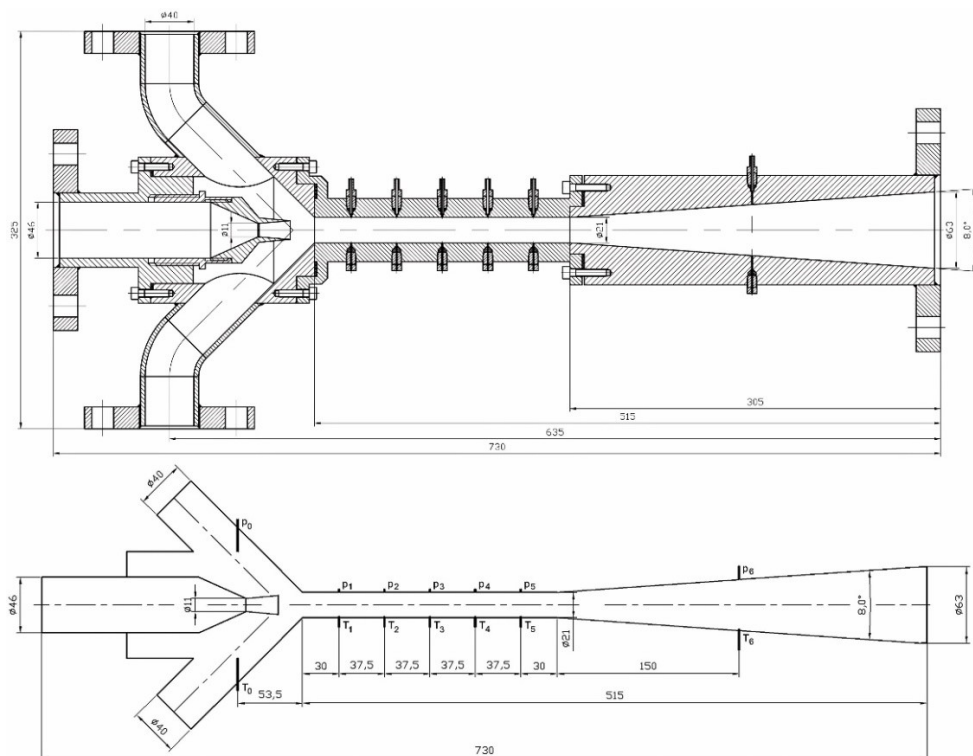
Rys. 6.25. Charakterystyki $U = f(t_c)$ dla geometrii bazowej i modyfikowanych

W powyższej części rozdziału przedstawiono wyniki prac związanych z analizą numeryczną odnoszącą się do prognozowania parametrów geometrycznych i parametrów pracy strumienicy w strumienicowym układzie chłodniczym w skali technicznej. Na bazie wyników uzyskanych z modelu 0D zbudowano model numeryczny strumienicy. Model numeryczny dyskretyzowano w przestrzeni 2D i 3D. Dla modelu 2D osiowosymetrycznego wykonano obliczenia testowe, których celem było wykazanie niezależności wyników od liczby komórek obliczeniowych. Oceny tej dokonano na podstawie porównania strumieni mas oraz rozkładu ciśnienia w osi i na ścianie strumienicy. Dodatkowo skupiono się na zachowaniu odpowiedniej wartości parametru y^+ pozwalającego na prawidłowe modelowanie warstwy przyściennej. Symulacje testowe wykonano niezależnie dla modelu z zastosowaniem równania stanu gazu doskonałego oraz z zastosowaniem równania stanu gazu rzeczywistego. Wyniki uzyskane z symulacji dla modelu 2D porównano z wynikami obliczeń modelu 3D. Wykazano bardzo dobrą zgodność pomiędzy wynikami obu modeli, co było uzasadnioną przesłanką do wykonywania obliczeń właściwych w przestrzeni 2D. Pozwala to na zdecydowane skrócenie czasu obliczeń. Na podstawie wyników symulacji testowych zbudowano siatkę obliczeniową finalną, na której przeprowadzono obliczenia pozwalające na uzyskanie charakterystyki pracy strumienicy dla spodziewanych warunków roboczych. Wyniki obliczeń przedstawiono w postaci tabelarycznej i graficznej jako charakterystyki robocze zależności sprężu w funkcji współczynnika zasysania oraz zależności współczynnika zasysania od temperatury skraplania. Symulacje wykazały, że

strumienica pracuje w obszarze projektowym do ciśnienia odpowiadającego temperaturze $t_c = 29\text{ }^{\circ}\text{C}$, uzyskując współczynnik zasysania 0,316. Obliczenia wykazały również, że zatrzymaniu pracy strumienicy należy spodziewać się przy ciśnieniu nieco niższym niż $p_c = 0,44\text{ MPa}$, czemu odpowiada temperatura około $t_c = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$. Chcąc uzyskać pracę strumienicy w warunkach projektowych w szerszym zakresie temperatur, dokonano modyfikacji geometrii strumienicy w zakresie średnicy komory mieszania oraz w dalszej kolejności modyfikacji geometrii komory ssawnej. Zmniejszenie średnicy komory mieszania w zamierzeniu powinno skutkować obniżeniem współczynnika zasysania kosztem rozszerzenia zakresu pracy strumienicy. Modyfikacja geometrii komory ssawnej miała w zamierzeniu wyeliminować wiry mogące przyczynić się do nieefektywnej pracy urządzenia w obszarze pozaprojektowym. Wykonane obliczenia wykazały, że modyfikacja średnicy komory mieszania przyniosła oczekiwany rezultat. Uzyskano współczynnik zasysania na poziomie 0,28 oraz wydłużenie zakresu pracy strumienicy od około 1,5 do 2K. Wyniki obliczeń wykonanych po kolejnej modyfikacji, tym razem komory ssawnej, były niemal identyczne jak dla obliczeń przed modyfikacją, a zauważone rozbieżności mogą być wynikiem ograniczonej dokładności modelu numerycznego. W związku z tym nie podejmowano dalszych prac w zakresie modyfikacji geometrii strumienicy.

6.7. Stanowisko do badania prototypu układu chłodniczego w skali technicznej

Bazując na wynikach modelowania z wykorzystaniem modelu o parametrach skupionych, jak również modelowania numerycznego z uwzględnieniem zagadnień związanych z modyfikacją geometrii dla poprawy efektywności zaprojektowano i wykonano strumienicę gazową dostosowaną do parametrów pracy określonych w podrozdziale 6.1. Konstrukcja strumienicy umożliwia wymianę poszczególnych elementów składowych. Dzięki temu możliwe jest prowadzenie pomiarów z wykorzystaniem wymiennych podzespołów o różnych geometriach. Konstrukcja strumienicy pozwala na pomiar temperatury i ciśnienia czynnika w komorze ssawnej, w komorze mieszania (5 punktów pomiarowych) i w dyfuzorze. Rysunek 6.26 przedstawia konstrukcję strumienicy wraz z głównymi wymiarami.



Rys. 6.26. Strumienica gazowa dostosowana do pracy z czynnikiem R1234ze(E) o mocy napędowej 100 kW

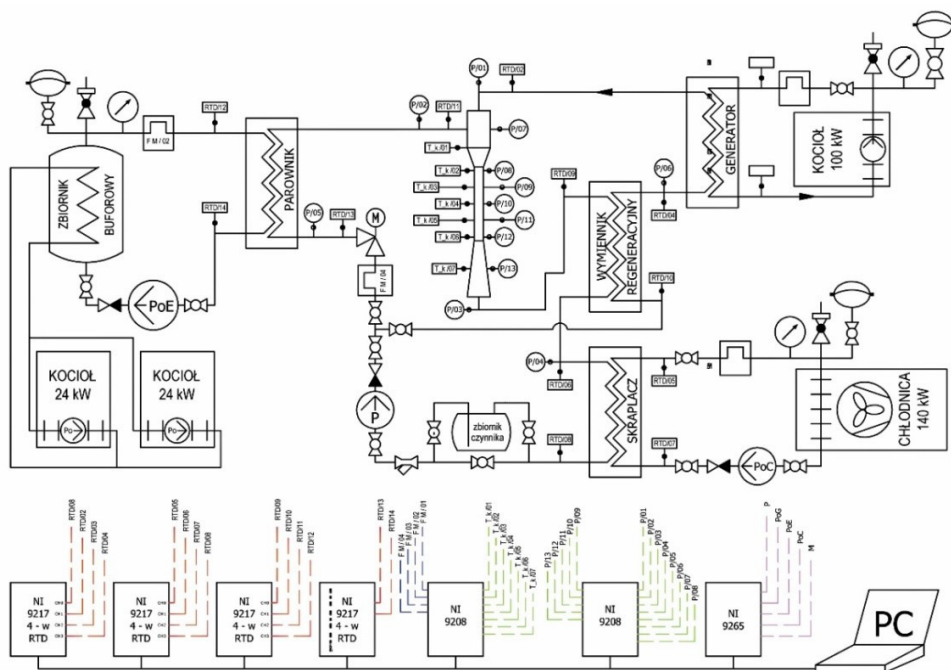
Takie rozwiązanie układu chłodniczego zapewni możliwość realizacji pomiarów w szerokim zakresie wymaganych parametrów pracy badanych strumienic gazowych.

Ogólny schemat stanowiska do badań strumienic gazowych wraz z głównymi elementami systemu pomiarowego oraz punktami pomiaru ciśnienia, temperatury i przepływu przedstawiono na rysunku 6.27.

Biorąc pod uwagę wymagania cieplno-przepływowe zaprojektowanej strumienicy gazowej, w Laboratorium Techniki Ciepłej na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej został opracowany projekt i wykonano stanowisko do badań strumienicowych układów chłodniczych w skali technicznej wraz z niezbędnym wyposażeniem kontrolno-pomiarowym, systemem rejestracji i akwizycji danych pomiarowych. Konstrukcja stanowiska umożliwia płynną regulację parametrów:

- mocy napędowej generatora w zakresie 27 – 100 kW z krokiem 3,7 kW,
- temperatury zasilania generatora w zakresie 40 – 95°C,

- obciążenia parownika w zakresie 0 – 28 kW (regulacja płynna dzięki zbiornikowi buforowemu i falownikom na silnikach pomp obiegowych),
- temperatury parowania w zakresie $-10 \div 85^{\circ}\text{C}$,
- mocy skraplacza do 140 kW,
- temperatury skraplania w zakresie $10 \div 45^{\circ}\text{C}$.



Rys. 6.27. Schemat stanowiska do badań strumieniów gazowych o mocy napędowej do 100 kW

Do zbierania i archiwizacji danych pomiarowych dotyczących badanego stanowiska wybrano komputerowy system CompactRIO produkcji National Instruments. Elementy składowe systemu zestawiono powyżej, na rysunku 6.27.

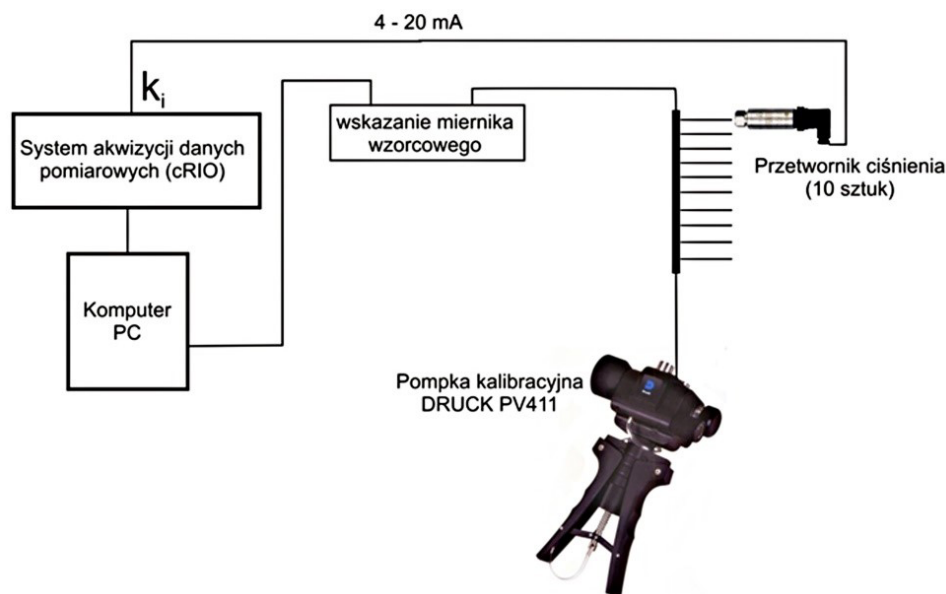


Rys. 6.28. Widok głównego modułu prototypowego strumienicowego układu chłodniczego o mocy napędowej do 100 kW

Przetworniki ciśnienia używane podczas badań charakteryzowały się dokładnością katalogową 0,25%. Jako czujniki temperatury stosowane były czujniki RTD o dokładności katalogowej 0,20% oraz termoelementy o dokładności katalogowej 0,15%. Przepływomierze masowe stosowane w badaniach charakteryzowały się dokładnością katalogową 0,15%. Biorąc pod uwagę fakt, iż w skład poszczególnych torów pomiarowych wchodziły jeszcze przetworniki analogowo-cyfrowe i inne elementy przekaźnikowe, wszystkie tory pomiaru ciśnienia i temperatury poddane zostały całościowo kalibracji. Metodę kalibracji zastosowaną do torów pomiarowych ciśnienia i temperatury w przedstawionym stanowisku opisano poniżej.

Do przeprowadzenia kalibracji toru ciśnienia wykorzystano kalibrator firmy DRUCK DPI-880, uwzględniając parametry pracy instalacji oraz zakresy pomiarowe czujników ciśnienia. Kalibracja została przeprowadzona w zakresie ciśnień 0÷10 bar dla przetworników znajdujących się po stronie niskiego ciśnienia w układzie badawczym oraz w zakresie ciśnień 0÷25 bar w przypadku przetworników znajdujących się po stronie wysokiego ciśnienia. Schemat układu kalibracji przetworników ciśnienia wraz z torem pomiarowym przedstawia rysunek 6.29.

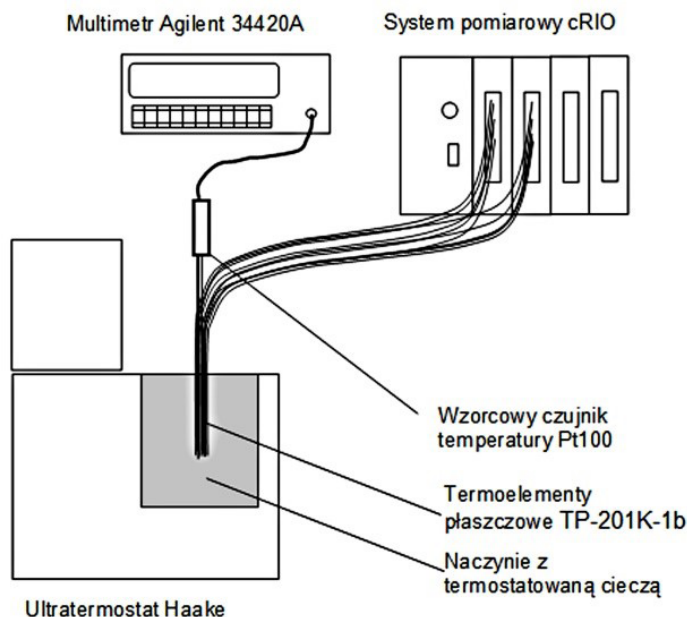
Wskazania kalibratora DPI-880 przyjmuje się za wzorcowe. Zaproponowany sposób kalibracji czujników uwzględnia zainstalowany system pomiarowy cRIO. System pomiarowy dokonuje rejestracji wskazań poszczególnych przetworników. Zebrano przynajmniej 100 próbek dla każdego rejestrowanego ciśnienia, z których wyznaczono wartość średnią. Wskazania ciśnienia wzorcowego notowane były w sposób tradycyjny, jak również rejestrowane były przez system pomiarowy. Ciśnienie w instalacji obniżano od wartości maksymalnej i dopuszczalnej dla przetworników, czyli odpowiednio od 25 bar i 10 bar, do ciśnienia najbardziej bliskiego próżni. W tym celu wykorzystano pompę próżniową. Rejestracji wskazań dokonywano po ustabilizowaniu termicznym parametrów. Krok pomiarowy przyjęto co 1 bar. Zaproponowany sposób umożliwia dokonanie kalibracji wskazań dla wszystkich czujników jednocześnie.



Rys. 6.29. Schemat układu kalibracji toru pomiaru ciśnienia

Kalibracji torów pomiarowych temperatury dokonano przy wykorzystaniu ultratermostatu firmy Haake o zakresie temperaturowym od -35°C do $+350^{\circ}\text{C}$. Zakres temperatur, w jakim kalibrowano czujniki, wynikał z umiejscowienia danego czujnika w instalacji i zawierał się w przedziale od -20°C do $+80^{\circ}\text{C}$. Najniższa temperatura odpowiada minimalnym wartościom osiąganym w parowniku instalacji, natomiast najwyższa temperaturze pary napędowej w generatorze oraz w instalacji pomocniczej (obciążenie cieplne generatora) na wejściu nośnika ciepła do generatora. Krok temperaturowy ustalono na 5 K. Zainstalowa-

ny w ultratermostacie (urządzeniu wzorcowym) czujnik wzorcowy wskazywał mierzoną temperaturę, a wartość była wyświetlana oraz rejestrowana. Podczas pomiarów rejestrowano minimum 100 próbek, przy stałych wskazaniach czujnika wzorcowego. Wykorzystanie łaźni wodnej ultratermostatu daje możliwość wykalibrowania kilku czujników temperatury jednocześnie. Schemat układu kalibracji czujników temperatury uwzględniający również system rejestracji i akwizycji danych przedstawia rysunek 6.30.



Rys. 6.30. Schemat układu kalibracji czujników temperatury

W przypadku urządzeń do masowego pomiaru przepływu jako bazę dla określenia ich dokładności przyjęto dane z kart charakterystyki pomiarowej dostarczonych i gwarantowanych przez producenta.

6.8. Badania eksperymentalne parametrów pracy strumienicy

Badania eksperymentalne układu strumienicowego przeprowadzono z wykorzystaniem czynnika roboczego R1234ze(E). W początkowym etapie przeprowadzono badania rozruchowe, których głównym celem była ocena jakościowa oraz czasami ilościowa próba ogólnej oceny pracy układu chłodniczego. Instalacja

laboratoryjna to układ chłodniczy strumienicowy oraz 3 obiegi współpracujące z czynnikiem pośredniczącym w układzie źródła i odbiorników ciepła. Do tego również dochodzi weryfikacja toru pomiarowego oraz układu sterowania. Badania rozruchowe często przeprowadzane są w warunkach pracy nieustalonej, co jest naturalnym stanem prac badawczych. Wyniki takich pomiarów pozwalają na zgrubną ocenę możliwych do uzyskania parametrów roboczych, korekcję procedur pomiarowych i procedur sterowania. W pierwszej fazie testów badania zostały wykonane przy zamkniętym zaworze rozprężnym, co równoważne jest z tym, że nie występuje przepływ przez parownik. Zabieg taki pozwala na ocenę, jak niskie ciśnienie w parowniku może wyprodukować strumienica przy danych parametrach napędowych i parametrach w skraplaczu. W ramach badań przeprowadzono 7 serii pomiarowych, w których zmiana warunków skraplania pozwalała na obserwację zmian ciśnienia w parowniku. Z uwagi na zbliżony zakres parametrów roboczych prezentuje się jedynie wyniki 4 serii pomiarowych. Charakterystyczne parametry robocze zestawiono w tabeli 6.18.

Tab. 6.18. Ważniejsze parametry robocze układu strumienicowego: p_g – ciśnienie w generatorze; t_{gs} – temperatura nasycenia w generatorze odpowiadająca ciśnieniu p_g ; p_e – ciśnienie w parowniku; t_{es} – temperatura nasycenia w parowniku odpowiadająca ciśnieniu p_e ; t_{cs} – temperatura nasycenia odpowiadająca ciśnieniu mierzonemu na wyjściu ze strumienicy

	p_g (max)	t_{gs} (max)	p_e (min)	t_{es} (min)	t_{cs} (zakres zmienności)	$p_c - p_e$ (max)
	MPa	°C	MPa	°C	°C	MPa
Seria 1	1,236	58,6	0,088	-22,7	10,1 – 28,1	0,459
Seria 2	1,190	57,1	0,095	-20,9	11,9 – 24,8	0,401
Seria 3	1,189	57,0	0,094	-21,1	12,2 – 27,0	0,435
Seria 4	1,221	58,2	0,098	-20,2	12,8 – 29,7	0,477

W tabeli 6.18 zaprezentowano maksymalną zarejestrowaną wartość ciśnienia w generatorze p_g i odpowiadającą temu ciśnieniu temperaturę t_{gs} . W zakresie pracy parownika zaprezentowano minimalną wartość ciśnienia, jakie zostało wytworzone przez strumienicę p_e , i odpowiadającą temu ciśnieniu temperaturę t_{es} . Temperatura skraplania reprezentuje, w jakim zakresie zmienności przeprowadzono zapis parametrów roboczych. Ostatnia kolumna tabeli 6.18 przedstawia maksymalną różnicę ciśnień, jaką strumienica miała do pokonania. Wyniki wskazują, że strumienica pracowała przy średnim ciśnieniu w generatorze na poziomie 1.2 MPa, czemu odpowiada temperatura około 57-58°C. Jak widać, dla takich parametrów napędowych strumienica wytwarza ciśnienie odpowiadają-

ce bardzo niskim temperaturom, rzędu -20°C . W takich warunkach strumienica pokonuje różnicę ciśnień sięgającą 4,0-4,5 bar.

W kolejnym etapie przeprowadzono wstępne badania charakterystyk pracy układu strumienicowego dla parametrów odbiegających od projektowych. Przesłanką dla tego typu badań była konieczność określenia charakteru pracy układu w warunkach odbiegających od projektowych. Tabela 6.19 przedstawia główne parametry pracy układu strumienicowego wybrane do analizy.

Tab. 6.19. Główne parametry pracy układu strumienicowego: p_g – ciśnienie w generatorze (ciśnienie pary napędowej); t_{gs} – temperatura wrzenia w generatorze odpowiadająca ciśnieniu p_g ; t_g – temperatura pary na wyjściu z generatora (temperatura pary napędowej); p_e – ciśnienie w parowniku (ciśnienie pary zasysanej); t_{es} – temperatura wrzenia w parowniku odpowiadająca ciśnieniu p_e ; t_e – temperatura na wyjściu z parownika; Q_g – ciepło napędowe, pobrane w generatorze przez czynnik roboczy

	p_g	t_{gs}	t_g	p_e	t_{es}	t_e	Q_g
	MPa	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	MPa	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	kW
Seria 1 	1,15	55,7	72,2	2,37	2,3	31,7	83,4
Seria 2 	1,14	55,3	70,8	2,35	2,1	31,6	83,2
Seria 3 	1,17	56,5	70,3	3,38	12,5	31,0	82,2
Seria 4 	1,17	56,4	72,1	1,69	-6,7	31,0	89,1
Seria 5 	1,09	53,4	73,4	2,68	5,7	31,2	78,1

Zgodnie z zestawieniem parametrów roboczych pokazanym w tabeli 6.19 można zauważyć, że parametry pary napędowej były w przybliżeniu te same dla wszystkich serii pomiarowych. Zatem parametrem separującym poszczególne serie pomiarowe są parametry parownika (ciśnienie parowania i odpowiadająca temu ciśnieniu temperatura parowania). Zmiana parametrów w parowniku kontrolowana była nastawą zaworu. Do analizy wyników badań wartość ciśnienia parowania oraz ciśnienia napędowego uśredniono dla każdej serii i wartości średnie pokazano w tabeli 6.19.

Jak wynika z tabeli 6.19, dla wszystkich przedstawionych serii pomiarowych ciśnienie napędowe to około 1,15 MPa, co odpowiada temperaturze nasycenia około $55-56^{\circ}\text{C}$. Zarejestrowane wysokie przegrzanie pary napędowej waha się w zakresie 15-20 K, co oznacza, że temperatura pary napędowej mieści się w zakresie $70-75^{\circ}\text{C}$. Strumień ciepła, jaki czynnik chłodniczy pobrał w generatorze, mieści się w zakresie 79-90 kW. Strumień ciepła zarówno po stronie generatora, jak i parownika obliczono jako:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h, \quad (6.4)$$

gdzie:

$\dot{m}$ – strumień masy, kg/s, dla pary zasysanej uzyskany bezpośrednio z pomiarów, dla pary napędowej wyznaczony jako strumień krytyczny (maksymalny), zgodnie z teorią przepływu strumienia przez dyszę;

Δh – różnica entalpii na wlocie i wylocie wymiennika; entalpia została wyznaczona z równania stanu na podstawie pomiaru ciśnienia i temperatury.

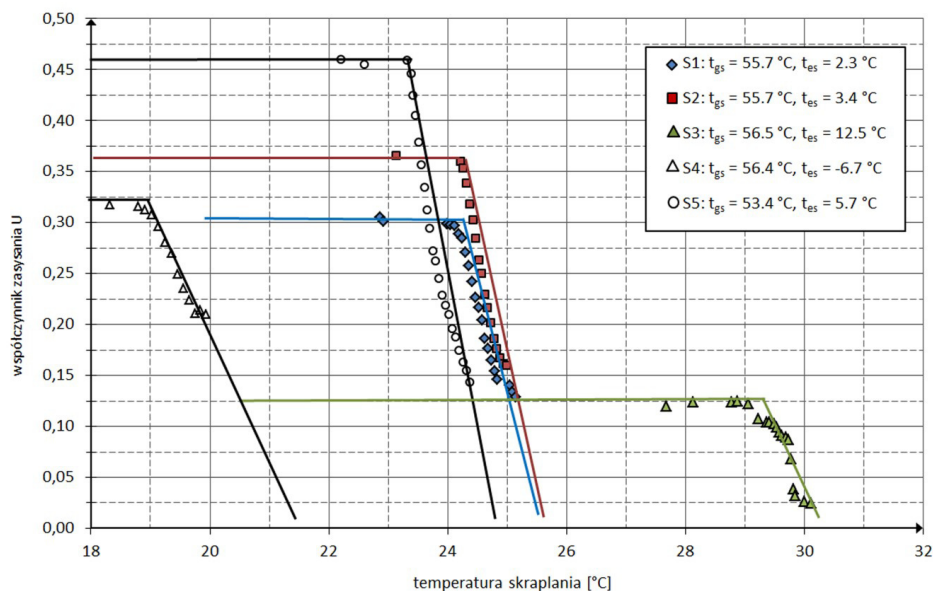
Na rysunku 6.31 pokazano charakterystykę pracy układu w postaci zależności współczynnika zasysania od temperatury skraplania, $U = f(t_c)$. Współczynnik zasysania U obliczony został jako stosunek strumienia masy czynnika przepływającego przez parownik $\dot{m}_e$ (strumień masy zasysany przez strumienicę) do strumienia masy pary przepływającej przez generator $\dot{m}_g$ (strumień masy pary napędowej):

$$U = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g}, \quad (6.5)$$

gdzie:

$\dot{m}_e$ – strumień masy, kg/s, pary zasysanej uzyskany bezpośrednio z pomiarów,

$\dot{m}_g$ – strumień masy pary napędowej wyznaczony jako strumień krytyczny (maksymalny) zgodnie z teorią przepływu strumienia przez dyszę.



Rys. 6.31. Charakterystyka pracy $U = f(t_c)$

Można stwierdzić, że we wszystkich wykonanych seriach pomiarowych zdecydowana większość punktów zarejestrowanych znajduje się w obszarze pra-

cy pozaprojektowej (*off-design*), jednakże obserwuje się tzw. punkt krytyczny pracy strumienicy, charakteryzujący się zmianą parametrów pracy. Nie należy mylić punktu krytycznego pracy strumienicy z punktem krytycznym czynnika roboczego. Punkt krytyczny pracy strumienicy oznacza zmianę parametrów osiąganych przez strumienicę. Punkt ten obrazuje zmianę przebiegu charakterystyk. Aproksymując dane pomiarowe, wykreślono charakterystyki obrazujące pracę układu w szerszym zakresie temperatur. Najwyższy współczynnik zasysania $U_{max} = 0,45$ uzyskano dla serii pomiarowej nr 5 oznaczonej jako S5, dla której średnia temperatura nasycenia pary napędowej to $t_{gs,S5} = 53,4^{\circ}\text{C}$, z przegrzaniem $\Delta T = 20$ K. Temperatura krytyczna, tj. temperatura, przy której zmieniają się parametry pracy strumienicy, dla tej serii pomiarowej to około $t_{kr,S5} = 23^{\circ}\text{C}$. Z kolei najniższy współczynnik zasysania $U_{min} = 0,12$ uzyskano dla serii pomiarowej oznaczonej jako S3, gdzie średnia temperatura nasycenia pary napędowej to $t_{gs,S3} = 56,5^{\circ}\text{C}$, z przegrzaniem $\Delta T = 13,8$ K. Tu jednak obserwuje się, że temperatura krytyczna to około $t_{kr,S3} = 29^{\circ}\text{C}$. Tak wysoka temperatura krytyczna może być wynikiem dość wysokiej temperatury nasycenia w parowniku, $t_{es,S3} = 12,5^{\circ}\text{C}$.

Dla serii S1 i S2 temperatura pary napędowej jest taka sama – $t_{gs,S1} = t_{gs,S2} = 55,7^{\circ}\text{C}$, temperatura nasycenia w parowniku również jest zbliżona w obu przypadkach. Dla obu tych serii temperatura krytyczna to $t_{kr,S1} = t_{kr,S2} = 24^{\circ}\text{C}$. Dla serii S1 współczynnik zasysania osiąga wartość $U_{S1} = 0,30$, natomiast dla serii S2 – $U_{S2} = 0,36$. Najniższą wartość temperatury krytycznej uzyskano dla serii S4, $t_{kr,S4} = 19^{\circ}\text{C}$, która charakteryzuje się bardzo niską temperaturą w parowniku, $t_{es,S4} = -6,7^{\circ}\text{C}$. Cechą charakterystyczną badanego układu jest bardzo stroma pozaprojektowa część charakterystyki roboczej. Dla wszystkich serii obserwuje się, że po przekroczeniu temperatury krytycznej część pozaprojektowa obejmuje zmianę temperatury skraplania jedynie 1-2 K.

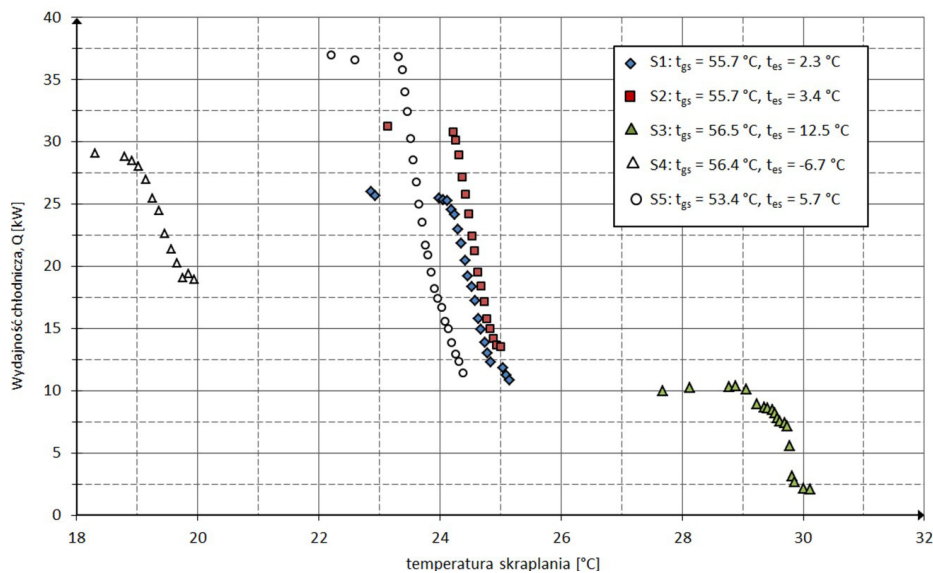
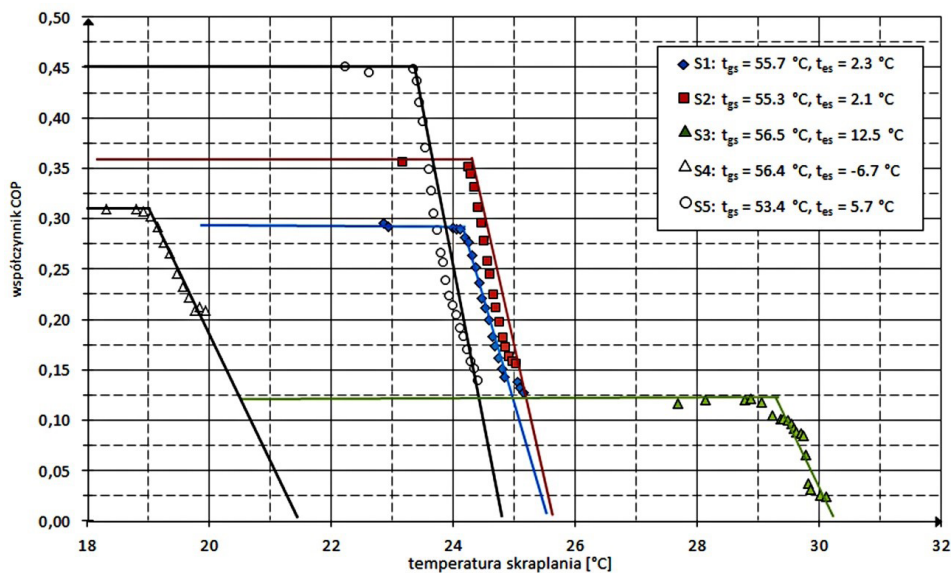
Analogicznie do charakterystyk pokazanych na rysunku 6.31 wykreślone zostały charakterystyki obrazujące zależność wydajności chłodniczej od temperatury skraplania $Q_e = f(t_c)$, przedstawione na rysunku 6.32, oraz zależność współczynnika zasysania U od temperatury skraplania $U = f(t_c)$, przedstawione na rysunku 6.33.

Współczynnik COP wyznaczono z zależności:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + P_p}, \quad (6.6)$$

gdzie:

P_p - moc pompy obiegowej; w obliczeniach przyjęto maksymalną wartość mocy silnika pompy, tj. $P_p = 3$ kW.

Rys. 6.32. Charakterystyki pracy $Q_e = f(t_c)$ Rys. 6.33. Charakterystyki pracy $\text{COP} = f(t_c)$

W związku z faktem, iż wartość współczynnika zasysania ma bezpośrednio wpływ na wartość COP, kształt przedstawionych charakterystyk jest podobny

jak pokazany na rysunku 6.31. Podobnie jak w przypadku współczynnika zasysania najwyższe wartości wydajności chłodniczej $Q_{e,max} = 36$ kW uzyskuje się dla serii S5, a najniższe $Q_{e,min} = 10$ kW dla serii S3. Wartości współczynnika COP, jakie uzyskuje się na stanowisku w analizowanych parametrach roboczych, są bardzo zbliżone do wartości współczynnika zasysania.

Kolejną typową charakterystyką obrazującą pracę układu strumienicowego jest zależność sprężu od współczynnika zasysania $\Pi = f(U)$. Spręż strumienicy wyznaczamy jako:

$$\Pi = \frac{p_c - p_e}{p_g - p_e}, \quad (6.7)$$

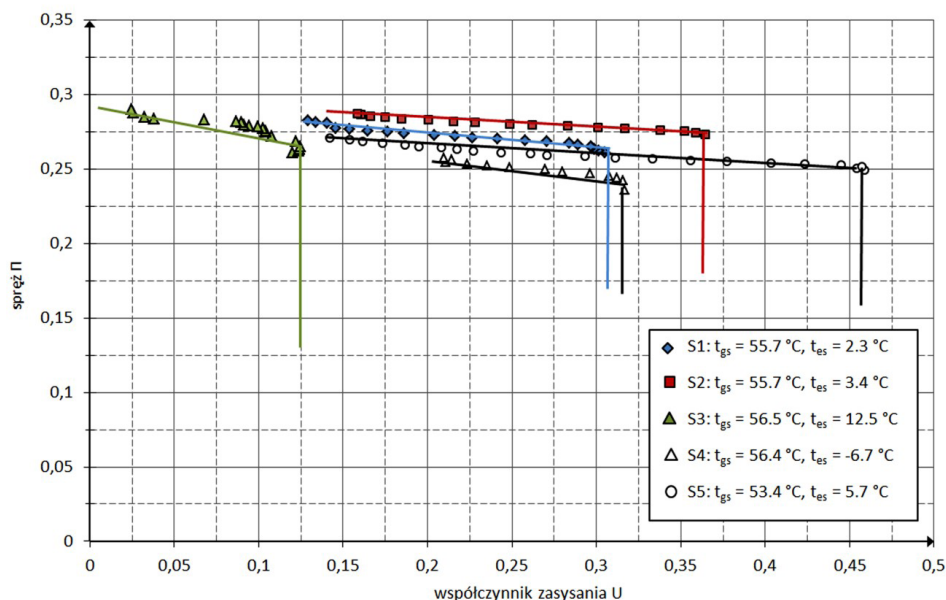
gdzie:

p_c – ciśnienie skraplania (zmiennie podczas badań),

p_g – ciśnienie w generatorze,

p_e – ciśnienie w parowniku.

Charakterystyki te pokazano na rysunku 6.34. Z uwagi na fakt, że niemal wszystkie punkty pomiarowe znajdują się w obszarze pozaprojektowym (pochyła część charakterystyki), część charakterystyk obrazujących pracę projektową (pionowa część charakterystyki) wykreślono w oparciu o charakterystyki pokazane na rysunku 6.31.



Rys. 6.34. Charakterystyka pracy $\Pi = f(U)$

Następnym etapem badań strumienicy gazowej pracującej z czynnikiem R1234ze(E) była ocena pracy strumienicy w warunkach, dla których była projektowana jej geometria. W ramach badań zrealizowano szereg serii pomiarowych dla parametrów możliwie zbliżonych do projektowych. Prezentowane w tej części wyniki dotyczą warunków pracy, w których temperatura pary napędowej oscyluje w zakresie 60–65°C z przegrzewem w generatorze poniżej 1 K. Z kolei temperatura parownika ustalona została na poziomie 1-5°C w warunkach nasycenia z niewielkim przegrzewem na poziomie kilku kelwinów. Istotą pomiarów była ocena pracy strumienicy w warunkach projektowych dla różnych temperatur skraplania. Pomiary przeprowadzone zostały w warunkach stabilnej pracy instalacji. Za stabilną pracę instalacji uznawano stan, w którym nie obserwowano znaczących zmian parametrów ciśnienia, temperatury i przepływu, wyłączając z tego minimalne wahania parametrów typowe dla pracy połączonych systemów, które pozostają w ciągłej interakcji.

Rejestrowano od kilkunastu do kilkudziesięciu próbek podczas trwania pomiaru. Następnie pomiary te poddane zostały procesowi uśredniania. Tak przygotowany zestaw danych wejściowych poddano analizie, w wyniku której oceniono zasadnicze parametry bezwymiarowe układu, takie jak współczynnik zasysania U , spręż Π , współczynnik efektywności energetycznej COP oraz parametry wymiarowe, takie jak ilość odebranego ciepła od źródła, ilość wyprodukowanego chłodu, spadki temperatur: wody zasilającej generator, wody lodowej (w instalacji był to glikol propylenowy). Spadek temperatury wody zasilającej generator, jak również temperatura wody lodowej nie były wcześniej prezentowane. Wyniki zostały przedstawione w tabeli 6.20. Prezentowane wyniki zostały uszeregowane względem temperatury parowania. Należy dodać, że przedstawione w niniejszej części wyniki można uznać za kompletne i wystarczające do oceny pracy strumienicy i całego strumienicowego układu chłodniczego. Wyniki przedstawiono również w postaci graficznej, jako zależności kluczowych parametrów w funkcji temperatury skraplania oraz charakterystyki $\Pi = f(U)$.

Tab. 6.20. Parametry cieplno-przepływowe układu: p_g – ciśnienie w generatorze (ciśnienie pary napędowej); t_{gs} – temperatura wrzenia w generatorze odpowiadająca ciśnieniu p_g ; t_g – temperatura pary na wyjściu z generatora (temperatura pary napędowej); ΔT_g – przegrzanie pary napędowej; p_e – ciśnienie w parowniku (ciśnienie pary zasysanej); t_{es} – temperatura wrzenia w parowniku odpowiadająca ciśnieniu p_e ; t_e – temperatura pary zasysanej; ΔT_e – przegrzanie pary zasysanej; p_c – ciśnienie skraplania; t_c – temperatura na wyjściu ze strumienicy; t_{cs} – temperatura skraplania odpowiadająca ciśnieniu p_c ; m_g – masowe natężenie pary napędowej; m_e – masowe natężenie pary napędowej; U – współczynnik zasysania strumienicy; Π – spręż strumienicy; COP – współczynnik efektywności energetycznej; Q_g – ilość ciepła napędowego; Q_e – ilość wyprodukowanego chłodu; Q_c – ilość ciepła oddanego przez skraplacz; ΔT_{wg} – spadek temperatury sieciowej wody grzewczej na generatorze; t_{WLout} – temperatura wody lodowej na wyjściu z parownika

Nr	p_g [bar]	T_{gs} [°C]	t_g [°C]	ΔT_g [K]	p_e [bar]	t_{es} [°C]	t_e [°C]
1	13,27	61,62	61,81	0,19	1,60	-7,35	10,19
2	13,21	61,44	61,49	0,05	2,23	1,13	6,59
3	12,76	59,99	60,08	0,09	2,23	1,26	7,11
4	12,76	59,99	60,11	0,12	2,26	1,66	8,07
5	13,42	62,11	62,18	0,07	2,27	1,66	7,24
6	13,44	62,17	62,26	0,09	2,36	2,72	7,24
7	13,58	62,61	62,67	0,06	2,37	2,89	7,68
8	13,90	63,60	63,68	0,08	2,48	4,25	9,04
9	13,85	63,43	63,5	0,07	2,50	4,42	10,30
10	14,00	63,91	63,97	0,06	2,57	5,20	9,97
11	13,19	61,38	61,41	0,03	3,44	13,51	24,72
12	13,58	62,59	62,55	-0,04	3,66	15,46	24,76

Tab. 6.20. (cd.)

ΔT_e [K]	p_c [bar]	t_c [°C]	t_{cs} [°C]	m_g [kg/h]	m_e [kg/h]
17,5	4,80	24,35	23,7	1813	384,1
5,5	5,15	26,47	26,0	1823	299,9
5,8	5,10	26,2	25,7	1829	357,8
6,4	5,13	26,4	25,9	1835	439,9
5,6	5,29	27,42	27,0	1833	365,4
4,5	5,40	28,07	27,6	1842	334,4
4,8	5,43	28,25	27,8	1843	242,6
4,8	5,80	30,44	30,1	1868	178,2
5,9	5,66	29,65	29,2	1859	256,3
4,8	5,83	30,66	30,2	1872	311,0
11,2	6,00	31,88	31,3	1975	256,7
9,3	6,00	33,35	31,3	1927	297,0

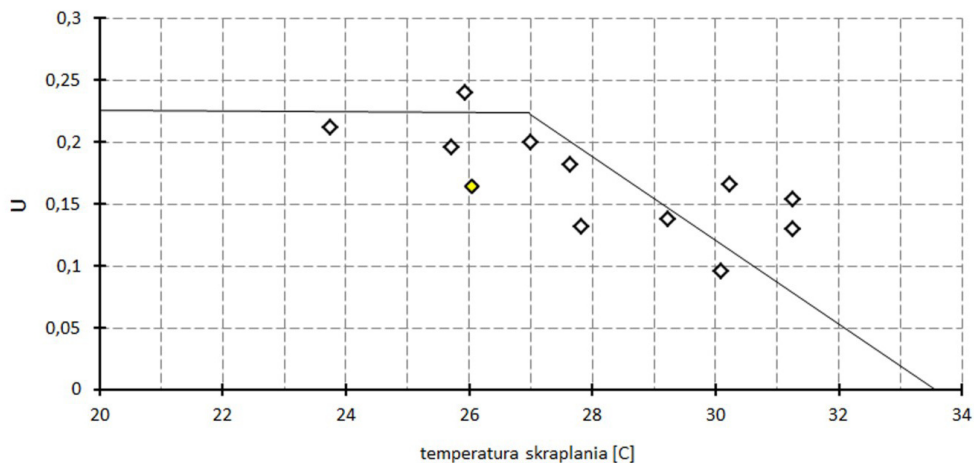
Tab. 6.20. (cd.)

U	Π	COP	Q_g [kW]	Q_e [kW]	Q_c [kW]	ΔT_{wg} [K]	t_{WLout} [°C]
0,212	0,274	0,197	95	19,3	111,3	7,7	-4,73
0,164	0,266	0,171	95	16,7	107,0	3,5	3,97
0,196	0,272	0,211	95	20,6	115,8	4,1	3,30
0,240	0,272	0,234	95	22,9	118,9	4,2	3,56
0,199	0,271	0,188	95	18,4	111,8	3,2	4,29
0,181	0,274	0,173	95	16,9	110,8	3,2	4,73
0,132	0,272	0,143	95	14,0	105,6	3,1	5,19
0,095	0,290	0,078	95	7,7	99,9	3,3	4,25
0,138	0,278	0,119	95	11,7	105,4	3,1	5,94
0,166	0,284	0,091	95	8,9	106,4	3,2	5,87
0,130	0,262	0,107	95	10,5	121,9	9,5	14,41
0,154	0,236	0,100	95	9,8	125,6	7,8	17,24

Na rysunku 6.35 pokazano wartości średnie punktów pomiarowych uzyskanych z każdej serii pomiarowej. Najwyższą wartość współczynnika zasysania $U_{max} = 0,24$ uzyskano dla temperatury $t_c = 26^\circ\text{C}$. Z kolei najwyższe temperatury skraplania, przy których urządzenie pracowało w warunkach stabilnych, to $t_{c-max} = 31^\circ\text{C}$. Takiej temperaturze skraplania odpowiada współczynnik zasysania na poziomie $U = 0,13 \div 0,15$. Różnicę w zarejestrowanych współczynnikach

zasysania można przypisać nieznacznym różnicom po stronie napędowej, jak i ssawnej strumienicy. Niemniej jednak warunek pracy w temperaturach powyżej 30°C, dla którego obserwuje się współczynnik zasysania na poziomie 0,10 ÷ 0,17, jest obiecujący.

Dodatkowo rysunek 6.35 prezentuje wykreśloną charakterystykę pracy układu, która może być reprezentatywna dla testowanego egzemplarza strumienicy pracującej w warunkach termicznych przedstawionych w tabeli 6.20. Charakterystykę wyznaczono na podstawie dogłębnej analizy danych eksperymentalnych. Na podstawie prezentowanej charakterystyki można wskazać, że dla temperatury napędowej, leżącej w zakresie 60 ÷ 63°C i pracującej przy temperaturze parowania z zakresu 1 ÷ 5°C, temperatura krytyczna zmieniająca charakter pracy strumienicy jest równa około 27°C. Nachylenie części odpowiadającej pracy pozaprojektowej, tj. przy temperaturach powyżej temperatury krytycznej, wskazuje na to, że strumienica pracuje do temperatury około 34°C. Wynik ten należy uznać za bardzo obiecujący, wiedząc, że do napędu układu wykorzystano ciepło niskotemperaturowe. Temperatura źródła była na tyle niska, że nie mogła być ona wykorzystana do napędu absorpcyjnych urządzeń chłodniczych.

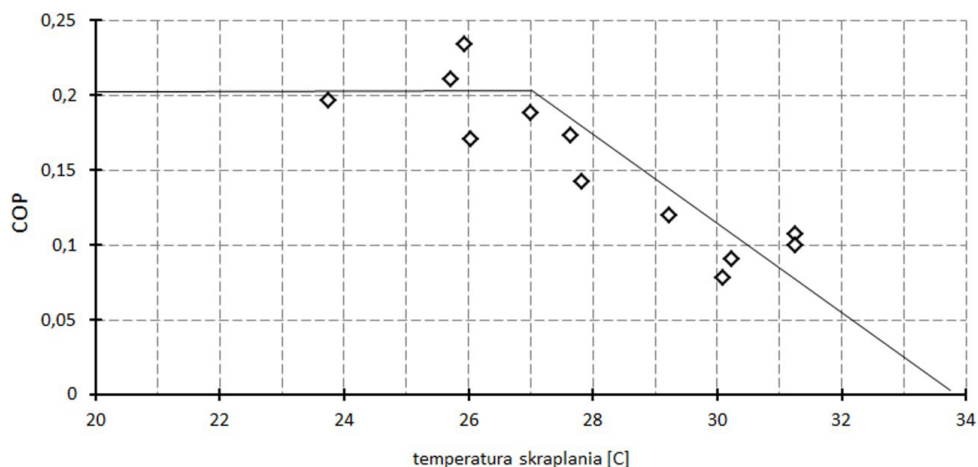


Rys. 6.35. Charakterystyka pracy układu strumienicowego, $U = f(t_c)$

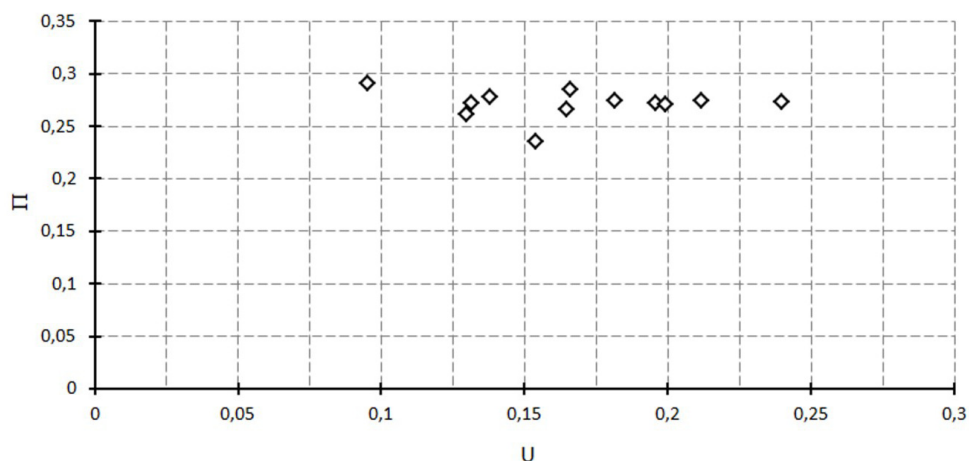
Rysunek 6.36 przedstawia zależność współczynnika efektywności energetycznej COP od temperatury skraplania. Kształt i trend, jaki przybierają wyniki pomiarów na płaszczyźnie t_c -COP, jest zbliżony do tego, jaki pokazany jest na rysunku 6.35, co jest zgodne z oczekiwaniami. Ilość wyprodukowanego chłodu może być oceniona jako wydajność chłodnicza parownika po stronie czynnika chłodniczego Q_{eR} , jak również ilości ciepła odebranego od czynnika ochładzanego

Q_{ew} (w tym przypadku był to glikol propylenowy). Chcąc zminimalizować wpływ sprawności wymiennika na ocenę układu, współczynnik ilości chłodu wyprodukowanego przez strumienicę został wyznaczony jako wartość średnia z wydajności chłodniczej obliczonej po obu stronach wymiennika, $Q_e = 0,5(Q_{eR} + Q_{ew})$.

Na rysunku 6.36 również wykreślono podobną charakterystykę w postaci zależności $COP = f(t_c)$. Uzyskane średnie wartości COP dla warunku pracy projektowej to 0,20. Wynik ten należy uznać za bardzo obiecujący względem parametrów uzyskiwanych przez układy absorpcyjne. W najnowszej literaturze z zakresu badań niskotemperaturowych urządzeń absorpcyjnych [24,25] autorzy wskazują, że analitycznie uzyskiwane wartości COP mieszczą się w granicach $0,11 \div 0,26$ przy temperaturze parowania 5°C , temperaturze absorpcji 24°C i temperaturze źródła ciepła $110 \div 130^\circ\text{C}$ [24]. Eksperymentalnie uzyskano wartości COP: $COP_{6-3^\circ\text{C}} = 0,06$, $COP_{12-8^\circ\text{C}} = 0,14$, $COP_{18-14^\circ\text{C}} = 0,17$ [25]. Autorzy tych prac wskazują na to, że aby uzyskać zadowalające wartości COP, konieczne jest dostarczenie ciepła napędowego o temperaturze powyżej 130 , a nawet 150°C . Jedną z metod jest stosowanie alternatywnych absorbentów. We wspomnianej pracy [24] przedstawiono wyniki dotyczące mieszaniny amoniaku, roduńku sodu i helu. Należy zatem uznać, że uzyskana przez układ strumienicowy wartość COP, mieszcząca się w zakresie wartości uzyskiwanych przez układy absorpcyjne dla temperatur źródła napędowego o połowę niższych, jest bardzo korzystną cechą.



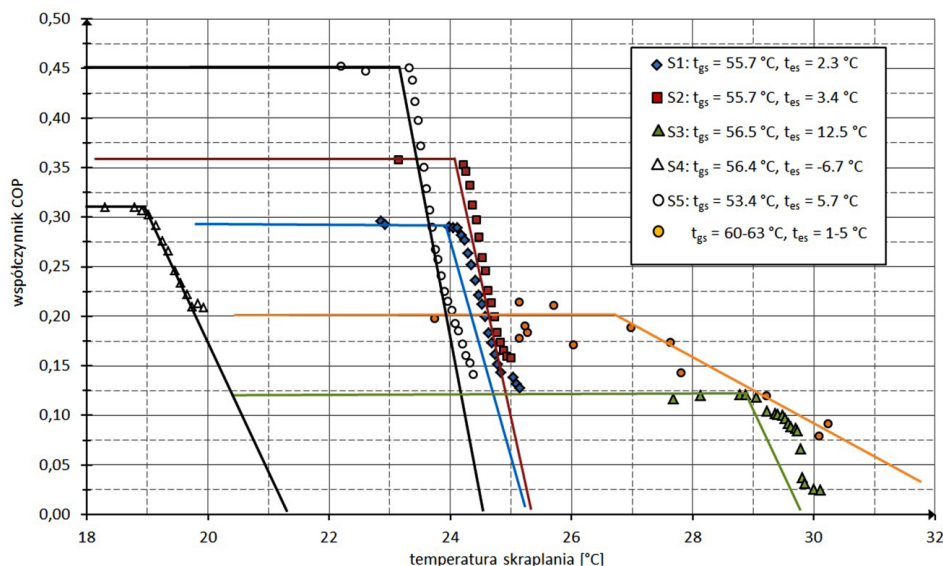
Rys. 6.36. Charakterystyka pracy układu strumienicowego, $COP = f(t_c)$



Rys. 6.37. Zależność sprężu Π od współczynnika zasysania U

Wpływ współczynnika zasysania na spręż pokazano na rysunku 6.37. Jak widać, punkty pomiarowe układają się w miarę liniowo względem siebie. Obserwowany spręż dla analizowanych warunków roboczych waha się w zakresie $0,25 \div 0,30$, co można uznać za wartość zadowalającą, a nawet dobrą, jeśli chodzi o ogólne możliwości strumienicy gazowych.

Rysunek 6.38 przedstawia zestawienie zbiorcze charakterystyk roboczych wykreślonych na podstawie badań wstępnych układu z dodatkowo naniesioną charakterystyką pracy strumienicy gazowej w warunkach projektowych. Analizując uzyskane wartości COP strumienicy pracującej w warunkach, na które została zaprojektowana przy temperaturze nasycenia w granicach $60 \div 63^\circ\text{C}$ z minimalnym przegrzewem pary napędowej, można stwierdzić, że uzyskane wartości pomiarowe w stopniu dobrym odpowiadają parametrom uzyskiwanym w modelowaniu zarówno numerycznym, jak i z wykorzystaniem modelu o parametrach skupionych. W porównaniu do badań wstępnych układu, gdzie występowały znacznie większe przegrzania czynnika napędowego, jak również czynnika w parowniku, korzystniejszą cechą jest jednak to, że uzyskano wzrost temperatury krytycznej, tj. temperatury skraplania, przy której zmienia się stan pracy strumienicy. Wzrost ten wynosi 3K i w ostatnich badaniach temperatura krytyczna oszacowana została na 27°C . Drugim pozytywnym aspektem jest fakt, że uzyskano mniej stromą część charakterystyki obrazującej pozaprojektową część pracy strumienicy, przez co zwiększył się zakres temperatur roboczych.



Rys. 6.38. Charakterystyki pracy układu strumienicowego, $\text{COP} = f(t_c)$ – wyniki zbiorcze

Kolejnym etapem eksperymentów z pracą strumienicy przy parametrach zmienionych, w stosunku do projektowych, była konieczność zweryfikowania działania oraz osiąganych parametrów wydajnościowych w sytuacjach, kiedy nie zostają dochowane wymagane parametry źródła napędu cieplnego. Eksperymenty wykonano dla trzech różnych stanów pracy strumienicowego układu chłodniczego. We wszystkich przypadkach parametrem zmiennym była temperatura skraplania. Pozostałe parametry ustalono jako stałe w danej serii pomiarowej. Średnie parametry pracy systemu uzyskane z pomiarów przy określonym zakresie zmienności przedstawiono w tabeli 6.21, natomiast średnie parametry pracy strumienicy ujęto w tabeli 6.22.

Parametry pracy w pierwszym przypadku, oznaczonym w tabeli 6.21 numerem 1, są następujące. Temperatura nasycenia w generatorze $t_{gs} = 58^\circ\text{C}$, temperatura nasycenia w parowniku $t_{es} = 0^\circ\text{C}$, tak więc są zbliżone do projektowych ($t_{gs} = 60^\circ\text{C}$, $t_{es} = 0^\circ\text{C}$). W drugim przypadku, oznaczonym w tabeli 6.21 numerem 2, podniesiona została temperatura nasycenia w parowniku $t_{es2} = 6^\circ\text{C}$, temperatura nasycenia w generatorze pozostała na porównywalnym do pierwszego przypadku poziomie $t_{gs2} = 58^\circ\text{C}$. W trzeciej serii temperatura nasycenia w generatorze była na poziomie $t_{gs3} = 48^\circ\text{C}$, a temperatura nasycenia w parowniku na poziomie $t_{es3} = 7^\circ\text{C}$. Przegrzanie pary napędowej w generatorze we wszystkich przypadkach ustalone było na poziomie $5 \div 7\text{ K}$, co po uwzględnieniu parametrów nasycenia dawało wynikową temperaturę pary napędowej w granicach od 65°C do poniżej 55°C .

Tab. 6.21. Parametry pracy systemu chłodniczego

Parametry nasycenia w generatorze		Parametry nasycenia w parowniku		Parametry nasycenia w skraplaczu	
p_{gs}	t_{gs}	p_{es}	t_{es}	p_{cs}	t_{cs}
MPa	°C	MPa	°C	MPa	°C
Nr 1					
1,231±0,020	58,3±0,3	0,222±0,030	0,2±1,0	0,416±0,020	19,2±0,3
				0,476±0,020	23,5±0,3
				0,501±0,020	25,1±0,3
				0,506±0,020	25,5±0,3
				0,539±0,020	27,6±0,3
				0,549±0,020	28,2±0,3
				0,600±0,020	31,3±0,3
Nr 2					
1,211±0,030	57,8±0,4	0,275±0,010	6,3±0,8	0,430±0,025	20,2±0,3
				0,475±0,025	23,4±0,3
				0,489±0,025	24,4±0,3
				0,493±0,025	24,6±0,3
				0,537±0,025	27,5±0,3
				0,554±0,025	28,5±0,3
				0,556±0,025	28,7±0,3
				0,564±0,025	29,2±0,3
				0,569±0,025	29,4±0,3
Nr 3					
0,950±0,04	48,0±1,6	0,276±0,012	6,8±0,9	0,425±0,026	19,8±0,4
				0,425±0,026	19,9±0,4
				0,457±0,026	22,2±0,4
				0,461±0,026	22,5±0,4
				0,466±0,026	22,8±0,4
				0,469±0,026	23,0±0,4
				0,473±0,026	23,3±0,4
				0,485±0,026	24,1±0,4
				0,490±0,026	24,5±0,4

Tab. 6.22. Parametry pracy strumienicy

Parametry pary napędowej		Parametry pary zasysanej		Parametry czynnika na wylocie ze strumienicy	
p_g	t_g	p_e	t_e	p_d	t_d
MPa	°C	MPa	°C	MPa	°C
Nr 1					
1,179±0,020	63,7±1,2	0,218±0,030	8,4±2,0	0,420±0,020	42,6±0,3
				0,479±0,020	36,2±0,3
				0,503±0,020	40,5±0,3
				0,509±0,020	43,6±0,3
				0,541±0,020	46,4±0,3
				0,552±0,020	47,4±0,3
				0,612±0,020	54,6±0,3
Nr 2					
1,160±0,018	64,7±1,1	0,272±0,020	11,0±1,5	0,441±0,020	30,6±0,3
				0,479±0,020	33,4±0,3
				0,492±0,020	32,9±0,3
				0,497±0,020	44,1±0,3
				0,540±0,020	45,8±0,3
				0,556±0,020	43,5±0,3
				0,559±0,020	49,0±0,3
				0,570±0,020	49,9±0,3
				0,579±0,020	50,8±0,3
Nr 3					
0,950±0,04	54,2±1,3	0,276±0,012	9,6±2,2	0,425±0,026	36,1±0,4
				0,425±0,026	33,4±0,4
				0,457±0,026	39,0±0,4
				0,461±0,026	39,4±0,4
				0,466±0,026	39,6±0,4
				0,469±0,026	41,5±0,4
				0,473±0,026	43,6±0,4
				0,485±0,026	43,7±0,4
				0,490±0,026	43,7±0,4

Jednym z głównych parametrów opisujących pracę strumienicy gazowej jest współczynnik zasysania. Badana strumienica była projektowana tak, aby teoretyczny współczynnik zasysania wynosił około $U = 0,25$. Warto zaznaczyć, iż teoretyczne określenie parametru U , ze względu na złożoność zjawisk cieplno-przepływowych zachodzących w układzie przepływowym strumienicy, jest bardzo skomplikowane. Jednak w przypadku przybliżonego rozważania strumienicowych układów chłodniczych strumienica może być traktowana jako „czarna skrzynka”, gdzie znane są tylko parametry wejściowe i wyjściowe. W związku z powyższym współczynnik zasysania U można wyznaczyć, wykorzystując zasadę zachowania pędu i zasadę zachowania energii [17]:

$$U = K \sqrt{\frac{h_g - h_{g,s}}{h_{d,s} - h_{m,s}}} - 1, \quad (6.8)$$

gdzie:

h_g – entalpia właściwa pary napędowej,

$h_{g,s}$ – entalpia właściwa pary napędowej na wylocie z dyszy przy rozprężaniu izentropowym,

$h_{m,s}$ – entalpia właściwa na wylocie z komory mieszania pary napędowej i zasysanej przy założeniu mieszania izentropowego,

$h_{d,s}$ – entalpia właściwa pary na wylocie z dyfuzora przy założeniu izentropowości zjawisk w dyfuzorze.

Wartości entalpii wyznaczono z równań stanu na podstawie pomiarów ciśnienia i temperatury. Uwzględniając brak możliwości pomiaru wymaganych parametrów w gardle i na wlocie dyszy napędowej, w pierwszym przypadku wykorzystano pomiar parametrów na wejściu do przewodu zasilającego dyszę, w drugim natomiast wartości odczytane w pierwszym punkcie pomiarowym w komorze mieszania.

Równanie (6.9) nie jest zbyt dokładne, ponieważ nie uwzględnia parametrów geometrycznych strumienicy, które są dość istotnym parametrem. Zawiera tylko parametry określające hipotetyczny stan czynnika, które ze względów technicznych nie mogą być zmierzone bezpośrednio z eksperymentu, nie wpływając na jego wynik. Pomimo tego, biorąc pod uwagę jego prostotę, może być ono użyte do predykcji realnych wartości współczynnika zasysania przy założonych parametrach pracy systemu. Dlatego wiedza na temat wartości współczynnika K jest w takim przypadku niezbędna. Wartość tego współczynnika w dużej mierze zależy właśnie od parametrów geometrycznych strumienicy, ściśle rzecz ujmując – jest związana z konstrukcją jej układu przepływowego. Dlatego dla wstępnej predykcji parametrów można wykorzystać dane z literatury [17].

Współczynnik strat K określony jest równaniem:

$$K = \varphi_s \varphi_m \varphi_d, \quad (6.9)$$

gdzie:

φ_s – stosunek prędkości w komorze ssawnej,

φ_m – stosunek prędkości w komorze mieszania,

φ_d – stosunek prędkości w dyfuzorze.

Kolejnymi istotnymi parametrami określającymi charakter pracy strumienicy gazowej są: spręż, jaki ona generuje, definiowany równaniem (1.1) oraz współczynnik COP definiowany równaniem (1.20). Rysunek 6.44 przedstawia uzyskane charakterystyki sprawności strumienicy w funkcji temperatury skraplania wyznaczone na podstawie równania zaproponowanego przez Dvořáka i Vita (2005) [9,10]:

$$\eta = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \frac{1 - \left(\frac{p_e}{p_c} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\left(\frac{p_g}{p_c} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}, \quad (6.10)$$

gdzie:

κ wyznaczono z równań stanu.

Tabela 6.23. zawiera wyznaczone według powyższego parametry charakteryzujące strumienicowy układ chłodniczy.

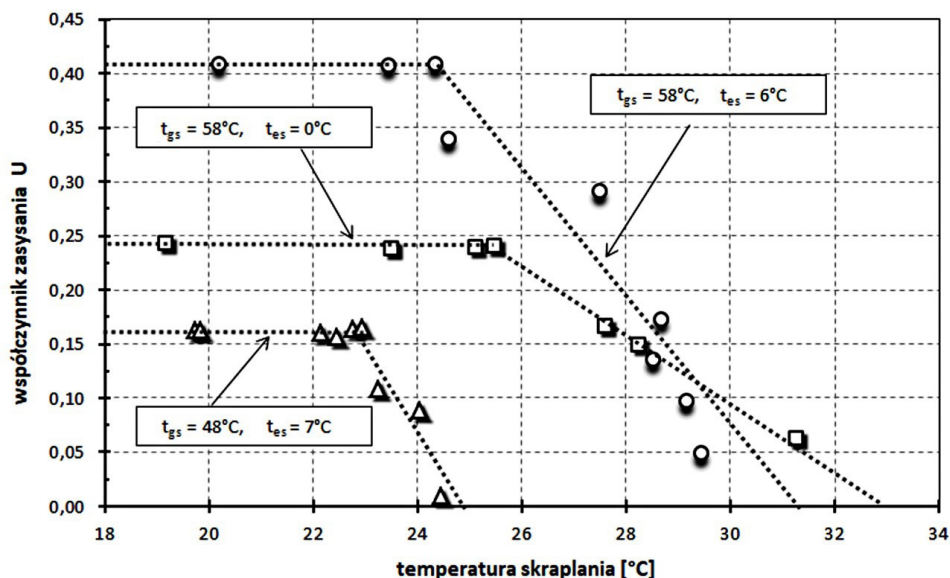
Tab. 6.23. Wyznaczone parametry strumienicowego obiegu chłodniczego

t_{cs} [°C]	U	Π	COP	K	η
Nr 1: $t_{gs} = 58$ °C, $t_{es} = 0$ °C					
19,2	0,242	0,213	0,242	0,7877	0,1415
23,5	0,238	0,277	0,244	0,8579	0,1964
25,1	0,239	0,310	0,244	0,8979	0,23
25,5	0,240	0,315	0,244	0,9016	0,2331
27,6	0,166	0,309	0,172	0,8257	0,1446
28,2	0,149	0,312	0,156	0,8139	0,1296
31,3	0,062	0,329	0,066	0,7528	0,0535
Nr 2: $t_{gs} = 58$ °C, $t_{es} = 6$ °C					
20,2	0,408	0,227	0,399	0,850	0,180
23,4	0,407	0,247	0,399	0,885	0,251
24,4	0,408	0,267	0,396	0,911	0,279
24,6	0,339	0,286	0,358	0,898	0,243

t_{cs} [°C]	U	Π	COP	K	η
27,5	0,291	0,296	0,306	0,896	0,237
28,5	0,135	0,312	0,141	0,798	0,115
28,7	0,172	0,309	0,180	0,820	0,143
29,2	0,097	0,319	0,102	0,780	0,085
29,4	0,049	0,329	0,052	0,758	0,045
Nr 3: $t_{gs} = 48$ °C, $t_{es} = 7$ °C					
19,75	0,163	0,2615	0,1669	0,754	0,103
19,9	0,163	0,263	0,168	0,754	0,104
22,2	0,160	0,265	0,165	0,773	0,111
22,5	0,156	0,269	0,158	0,771	0,109
22,8	0,163	0,269	0,161	0,758	0,111
23,0	0,165	0,270	0,161	0,753	0,112
23,3	0,109	0,287	0,115	0,759	0,081
24,1	0,088	0,291	0,093	0,752	0,068
24,5	0,009	0,291	0,009	0,696	0,007

Jak wspomiano poprzednio, na podstawie zrealizowanych badań wyznaczono podstawowe parametry strumienicowego układu chłodniczego. Wyniki badań przedstawione w tabeli 6.23 zaprezentowano w formie wykresów na rysunkach 6.39 ÷ 6.44. Parametry nasycenia dla generatora i skraplacza zostały przedstawione w odniesieniu do każdej z uzyskanych charakterystyk.

Charakterystyki przedstawiające zależność współczynnika zasysania w funkcji temperatury skraplania dla wszystkich analizowanych przypadków przedstawia rysunek 6.39. Jak można zauważyć, we wszystkich przypadkach zarejestrowano prace strumienicy w obu reżimach pracy: (*on-design*) – pozioma część charakterystyki i (*off-design*) – skośnie opadająca część charakterystyki. Dla przypadku pierwszego, gdzie $t_{gs} = 58$ °C, $t_{es} = 0$ °C, współczynnik zasysania w reżimie pracy (*on-design*) osiągnął wartość $U_1 = 0,24$. Wzrost temperatury parowania do 6 °C przy zachowanych parametrach napędowych, zgodnie z przewidywaniami, spowodował wzrost współczynnika zasysania w reżimie pracy (*on-design*) do wartości na poziomie $U_2 = 0,41$. Wynika to głównie z faktu zmniejszenia różnicy ciśnień, jaką strumienica musi pokonać. Punkt temperatury krytycznej, w której następuje przejście z trybu pracy (*on-design*) do (*off-design*), jest o około 1÷2 K większy dla przypadku Nr 1 w stosunku do przypadku Nr 2.



Rys. 6.39. Współczynnik zasysania U w funkcji temperatury skraplania

Podczas pracy strumienicy w trybie (*off-design*) mniej pochyła charakterystyka jest bardziej pożądana, ponieważ w takim przypadku przy wzroście ciśnienia skraplania strumienica nie przestaje pracować tak gwałtownie i okres do całkowitego zatrzymania jest dłuższy. Najbardziej korzystnie pod tym względem wypadł przypadek Nr 1, gdzie całkowite zatrzymanie strumienicy zachodzi przy temperaturze około $t_{c1*} = 33^{\circ}\text{C}$.

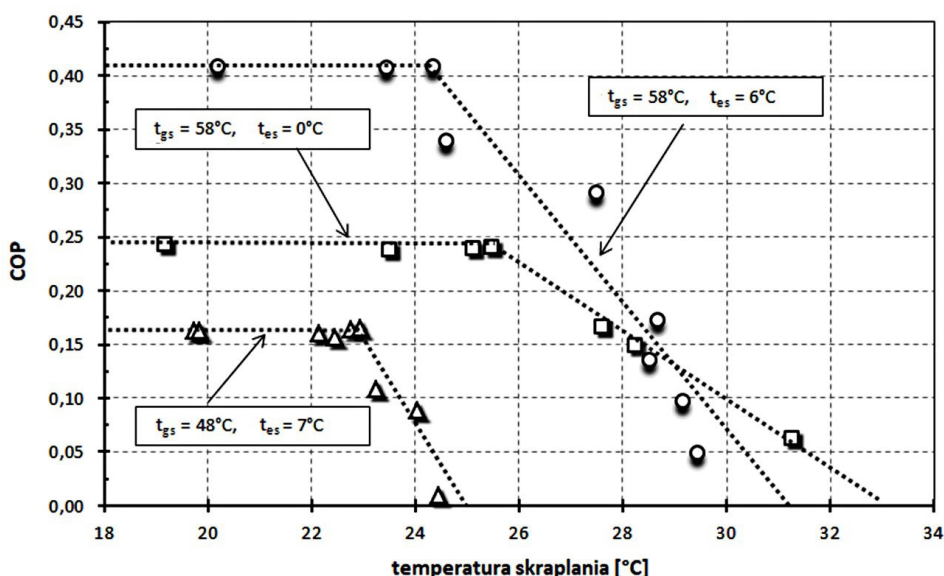
Dodatkowo, uwzględniając aproksymacje punktów pomiarowych linią prostą, widać, że dla przypadku Nr 2 rozbieżność punktów pomiarowych względem prostej może sugerować, że zatrzymanie strumienicy może nastąpić przy temperaturze skraplania poniżej 30°C . Oznacza to, że strumienica pracuje stabilniej przy projektowej temperaturze parowania $t_{es} = 0^{\circ}\text{C}$.

W przypadku znacznego obniżenia temperatury napędowej względem projektowej współczynnik zasysania wynosi $U_3 = 0,16$, przejście z trybu (*on-design*) do (*off-design*) następuje już przy temperaturze $t_{c3,crit} = 23^{\circ}\text{C}$, a strumienica przestaje pracować przy temperaturze skraplania powyżej $t_{c3*} = 25^{\circ}\text{C}$. Jednak wyniki uzyskane w przypadku Nr 3 jednoznacznie pokazują, że strumienicowe układy chłodnicze zasilane ciepłem mogą pracować już przy temperaturze źródła na poziomie 50°C .

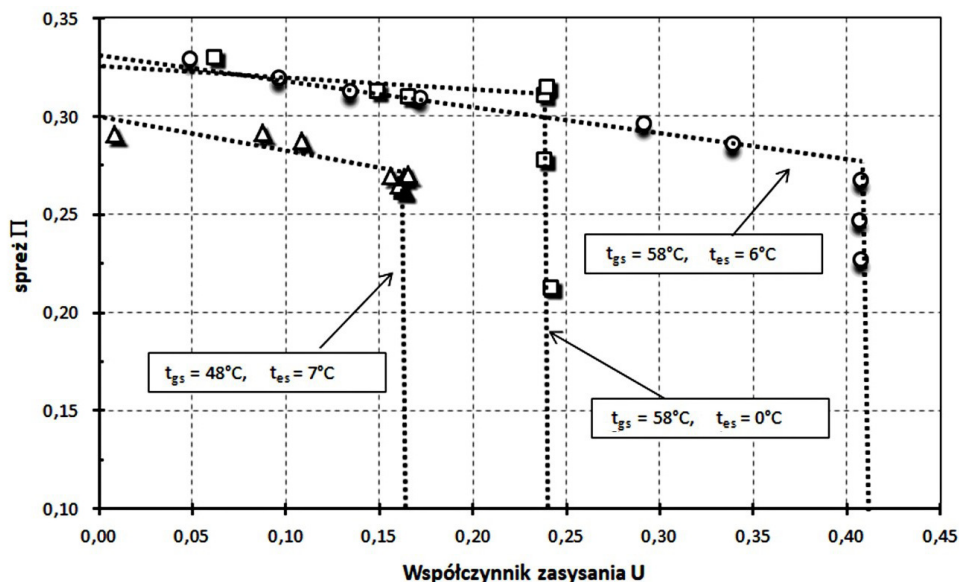
Rysunek 6.40 przedstawia wpływ temperatury skraplania na współczynnik COP. Jako że współczynnik COP pozostaje w ścisłej korelacji ze współczynnikiem zasysania U , maksymalna wartość tego współczynnika dla przypadku Nr 1 wynosi $COP_1 = 0,24$ dla temperatury skraplania poniżej 26°C . Maksymalna

wartość współczynnika COP była uzyskana dla przypadku Nr 2, $COP_2 = 0,41$, i była uzyskana dla temperatury parowania wyższej od projektowej. Jak można się spodziewać, najniższa wartość współczynnika COP = 0,16 była osiągnięta w przypadku Nr 3, gdzie strumienica pracowała przy znacznie obniżonej temperaturze źródła napędowego i podwyższonej temperaturze parowania.

Charakterystyki osiąganego sprężu Π w funkcji współczynnika zasysania U przedstawiono na rysunku 6.41. Są one typowe dla strumienic gazowych. Przejście z trybu pracy (*on-design*) do (*off-design*) następuje dla przypadku Nr 3 przy $\Pi_3 \approx 0,26$, dla przypadku Nr 2 przy $\Pi_2 \approx 0,27$. Najwyższa wartość jest dla przypadku Nr 1 $\Pi_1 \approx 0,31$. Dla przypadków Nr 1 i Nr 2 maksymalny osiąganý spręż wynosi $\Pi_{1max} \approx \Pi_{2max} \approx 0,33$. W przypadku Nr 3 jest on najniższy i wynosi $\Pi_{3max} \approx 0,30$.



Rys. 6.40. Współczynnik COP w funkcji temperatury skraplania

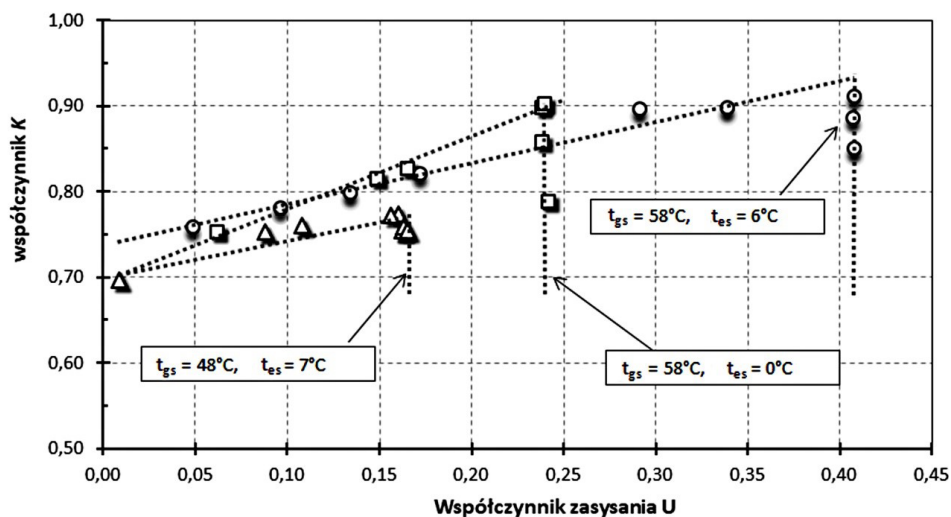
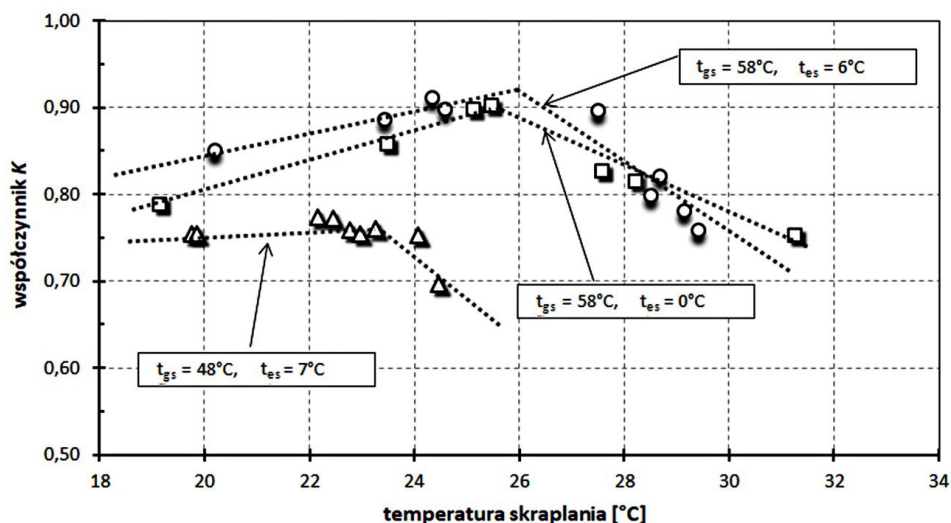


Rys. 6.41. Spręż strumienicy w funkcji współczynnika zasysania

Rysunki 6.42 i 6.43 zawierają charakterystyki przedstawiające zależność współczynnika strat w funkcji współczynnika zasysania (rys. 6.42) i charakterystyki współczynnika strat w funkcji temperatury skraplania.

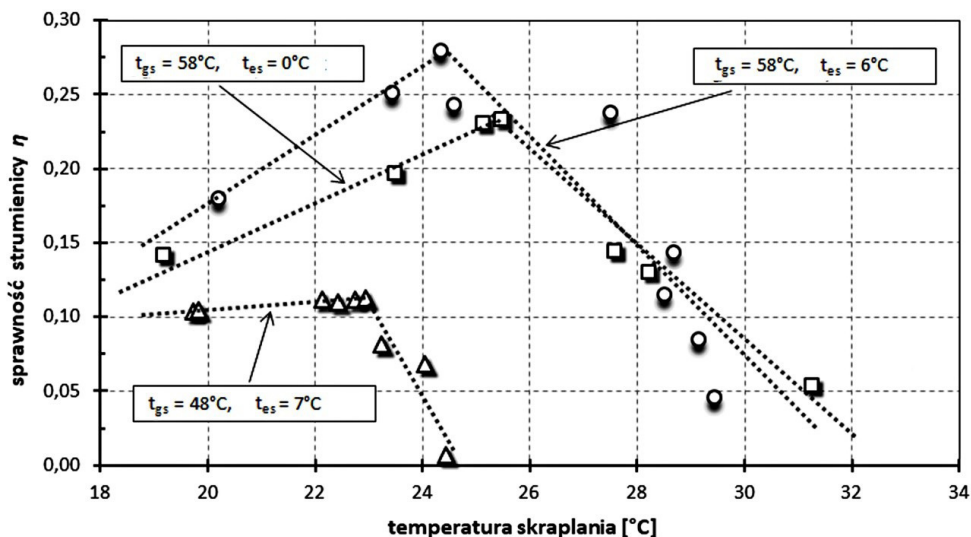
Z przedstawionych charakterystyk widać wyraźnie, że we wszystkich przypadkach współczynnik strat K jest wyższy niż 0,70. Zarówno na rysunku 6.42, jak i 6.43 wyraźnie widać punkt załamania charakterystyki w punkcie maksymalnej wartości współczynnika K , który jednocześnie koresponduje z punktem przejścia z trybu pracy (*on-design*) do (*off-design*). Dla trybu pracy (*on-design*), gdzie współczynnik zasysania U jest stały, wartość współczynnika strat rośnie. Spowodowane jest to wzrostem różnicy entalpii właściwych czynnika na skutek wzrostu różnicy ciśnień pomiędzy skraplaczem a parownikiem.

Kiedy strumienica przechodzi w tryb pracy (*off-design*), różnica entalpii właściwych nadal rośnie, ale spada współczynnik zasysania U . Ten spadek wartości współczynnika U ma kluczowy wpływ na całkowitą wydajność strumienicy.

Rys. 6.42. Współczynnik K w funkcji współczynnika zasysania U Rys. 6.43. Współczynnik K w funkcji temperatury skraplania

Niższe wartości współczynnika strat K uzyskano dla pracy przy niższej wartości temperatury napędowej. Może to być wyjaśnione dyssypacją energii wewnątrz strumienicy, spowodowaną niedopasowaniem geometrii dyszy napędowej do parametrów napędowych źródła. Dysza zaprojektowana była dla wyż-

szego ciśnienia napędowego. Stosunek powierzchni przekroju wylotu z dyszy do powierzchni przekroju gardła dyszy był nieodpowiedni dla takich parametrów napędowych, w wyniku czego energia kinetyczna strumienia napędowego była tracona w serii ukośnych fal uderzeniowych za dyszą napędową. Rysunek 6.44 przedstawia uzyskane charakterystyki sprawności strumienicy w funkcji temperatury skraplania wyznaczone na podstawie równania 6.10.

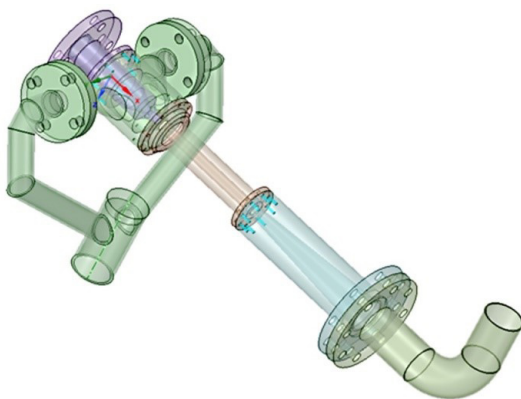


Rys. 6.44. Sprawność strumienicy w funkcji temperatury skraplania

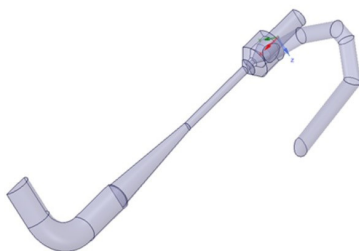
Jak można zauważyć, charakterystyki sprawności strumienicy pokazują podobny trend, jak to było w przypadku współczynnika strat K . Znow podobnie jak poprzednio maksimum sprawności uzyskano w okolicach punktu przejścia z (*on-design*) do (*off-design*). Zgodnie z równaniem (6.10) sprawność strumienicy w trybie pracy (*on-design*) rośnie ze wzrostem ciśnienia skraplania. W trybie pracy (*off-design*) sprawność strumienicy spada wraz ze wzrostem ciśnienia skraplania. Jest to wynikiem obniżającego się współczynnika zasysania w tym trybie pracy strumienicy. Dla przypadku Nr 1 $t_{gs} = 58^\circ\text{C}$ i $t_{es} = 0^\circ\text{C}$ maksymalna sprawność strumienicy wynosi $\eta_{1max} = 0,24$. Dla przypadku Nr 2 $t_{gs} = 58^\circ\text{C}$ i $t_{es} = 6^\circ\text{C}$ maksymalna sprawność wynosi $\eta_{2max} = 0,27$. Wyższa sprawność strumienicy w przypadku Nr 2 w odniesieniu do przypadku Nr 1 jest spowodowana wyższym współczynnikiem zasysania dla przypadku Nr 2, $U_2 > U_1$. Jak można się spodziewać, sprawność strumienicy przy temperaturze źródła napędowego na poziomie $t_{gs} = 48^\circ\text{C}$ wynosi maksymalnie odrobinę powyżej $\eta_{3max} = 0,10$.

6.9. Modelowanie numeryczne i badania eksperymentalne finalnej wersji układu przepływowego strumienicy

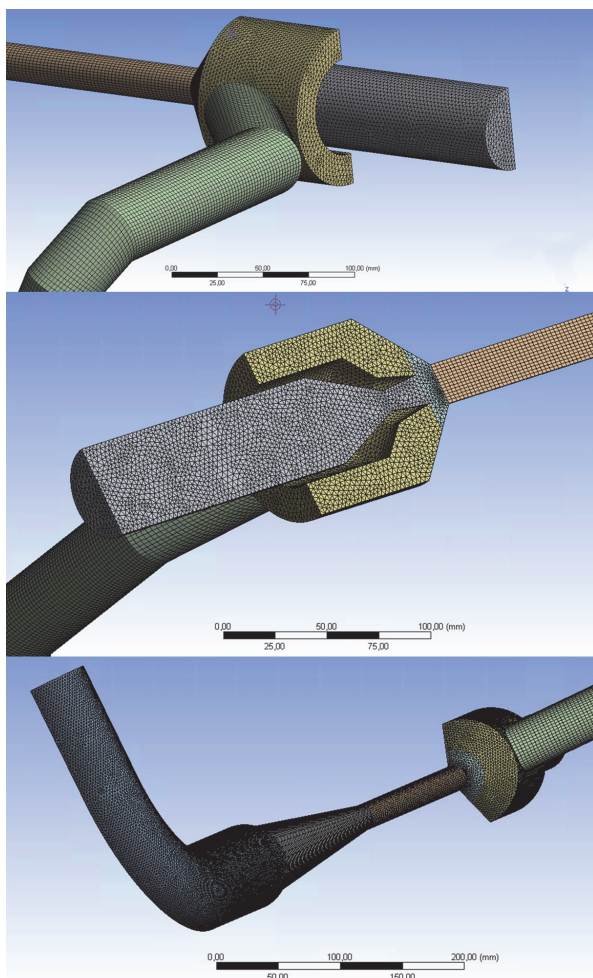
W tym podrozdziale zawarta jest analiza porównawcza wyników modelowania numerycznego w odniesieniu do wyników pomiarów dla wybranych punktów układu przepływowego strumienicy gazowej (jak na rys. 6.26) pracującej z czynnikiem R1234ze(E). Podczas badań dokonano rejestracji ciśnień, temperatur i przepływów w kluczowych miejscach stanowiska, jak również rejestracji ciśnień i temperatur wzdłuż strumienicy. W samej części przepływowej strumienicy znajdowało się siedem czujników ciśnienia i siedem czujników temperatury, rozmieszczonych jak na rysunku 6.26, dodatkowo ciśnienie i temperatura mierzone były na wejściu do komory ssawnej, na wejściu do kanału napędowego strumienicy oraz na wyjściu z dyfuzora. Uwzględniając te właśnie położenia, rozbudowano model numeryczny strumienicy tak, aby można było uwzględnić to w odniesieniu do warunków brzegowych ustalanych przy modelowaniu. W związku z powyższym wykonano pełny model geometryczny strumienicy wraz z przyłączami i odcinkami rur o długościach pozwalających na właściwe zadanie warunków brzegowych, wyodrębniona też została objętość płynu, którą poddano dyskretyzacji. Siatkę obliczeniową oraz same obliczenia przeprowadzono na połowie modelu, zakładając warunek symetrii. Rysunki 6.45 ÷ 6.47 prezentują model geometryczny i siatkę obliczeniową układu przepływowego strumienicy. Na rysunku 6.48 przedstawiono informacje dotyczące siatki obliczeniowej.



Rys. 6.45. Model geometryczny strumienicy



Rys. 6.46. Układ przepływowy



Rys. 6.47. Siatka obliczeniowa strumienicy układu przepływowego strumienicy

Statistics	
☐ Nodes	272148
☐ Elements	620833
Mesh Metric	Orthogonal Quality
☐ Min	0,19211
☐ Max	0,99985
☐ Average	0,87911
☐ Standard Deviation	8,3664e-002

Rys. 6.48. Parametry jakościowe siatki obliczeniowej

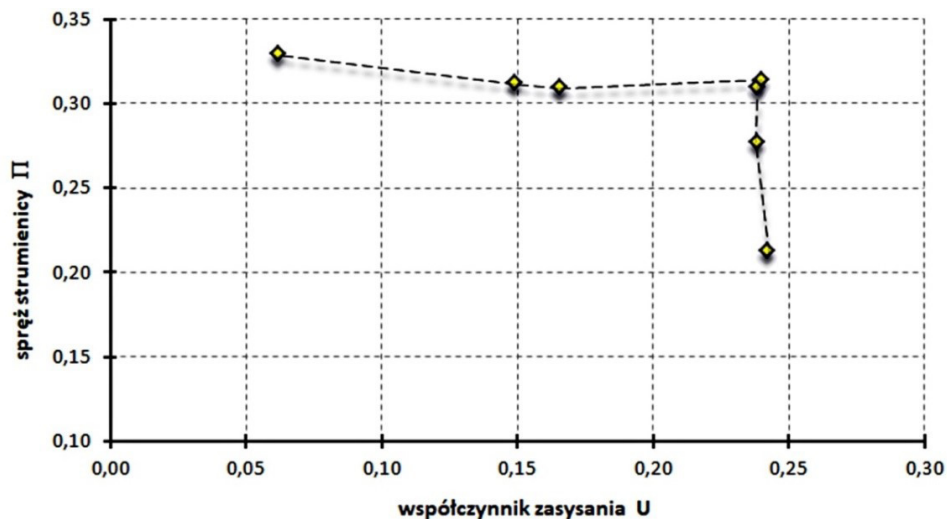
Analizę numeryczną przeprowadzono na podstawie wyników z uprzednio wykonanych badań doświadczalnych. Wyniki pomiarów i obliczenia parametrów cieplno-przepływowych układu strumienicowego przedstawiono w tabelach poniżej.

Tab. 6.24. Zewnętrzne parametry robocze strumienicy wg pomiarów

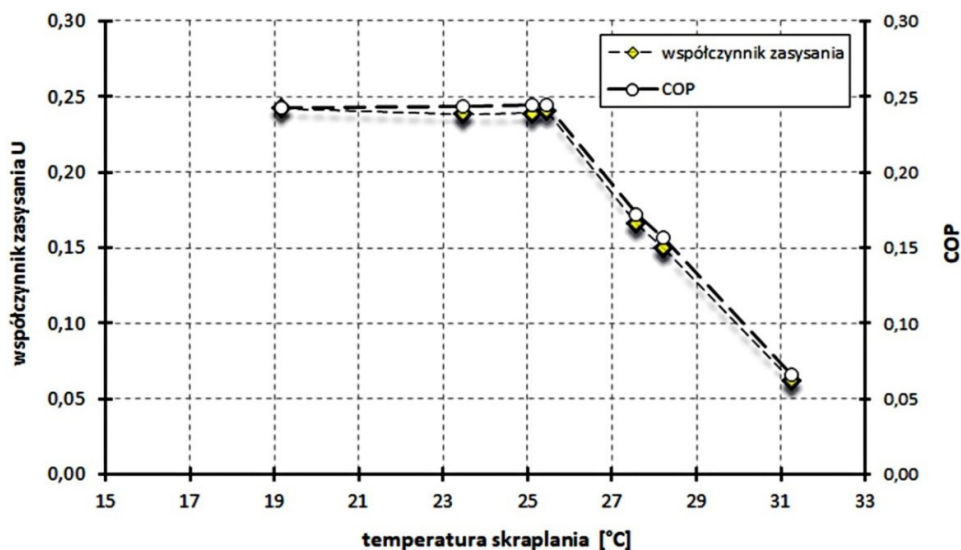
Nasycenie generator		Napęd strumienicy			Nasycenie parownik		Ssanie strumienicy			Nasycenie skraplacz		Tłoczenie strumienicy	
p_{gs}	t_{gs}	p_d	t_d	Δt_d	p_{es}	t_{es}	p_e	t_e	Δt_e	p_{cs}	t_{cs}	p_d	t_d
MPa	°C	MPa	°C	°C	MPa	°C	MPa	°C	°C	MPa	°C	MPa	°C
1,225	58,3	1,174	65,1	6,9	0,219	-0,1	0,215	5,7	5,8	0,416	19,2	0,419	42,6
1,231	58,5	1,180	62,0	3,5	0,214	-0,8	0,210	10,9	11,6	0,476	23,5	0,479	36,2
1,221	58,1	1,170	62,4	4,2	0,207	-1,7	0,203	8,6	10,3	0,500	25,1	0,503	40,5
1,216	58,0	1,165	64,0	6,1	0,211	-1,2	0,207	6,3	7,5	0,505	25,5	0,508	43,6
1,230	58,5	1,179	64,9	6,4	0,259	4,6	0,255	10,3	5,7	0,538	27,6	0,541	46,4
1,233	58,6	1,182	65,0	6,4	0,269	5,7	0,265	10,9	5,3	0,549	28,2	0,551	47,4
1,256	59,3	1,205	68,5	9,2	0,325	11,1	0,320	11,8	0,7	0,600	31,3	0,611	54,6

Tab. 6.25. Zewnętrzne parametry robocze obiegu wg pomiarów

Generator moc /temperatury wody/ przepływ wody						Parownik moc /temperatury wody lod./ prze- pływ wody lod.						Skrapłacz moc / przepływ wody chłodzącej			moc pom.		Zmiana temp. wody gener. / pa- row.	
Q_g	$t_{wg\text{in}}$	$t_{wg\text{out}}$	m_{wg}	m_{wlg}		$Q_{e\text{Ref}}$	t_{wlin}	t_{wlout}	m_{wl}	m_{wl}		$Q_{c\text{Ref}}$	m_w	m_w			Δt_{wg}	Δt_{wl}
kW	°C	°C	kg/s	kg/h		kW	°C	°C	kg/s	kg/h		kW	kg/s	kg/h	P _p		K	K
88,6	64,9	59,5	1,435	5165		22,2	13,1	1,3	0,573	2061		120,7	1,804	6493	3		5,4	11,8
90,2	64,3	59,0	1,436	5168		22,7	12,0	1,0	0,570	2053		122,2	1,363	4906	3		5,4	11,0
87,2	64,1	58,8	1,435	5167		22,0	10,4	-0,2	0,566	2038		120,7	1,206	4341	3		5,3	10,5
85,7	64,1	58,9	1,436	5168		21,6	10,3	0,2	0,567	2040		120,2	1,126	4052	3		5,2	10,1
85,4	64,7	59,5	1,436	5168		15,2	13,9	6,4	0,581	2090		114,2	0,974	3507	3		5,2	7,5
84,9	64,9	59,6	1,435	5167		13,7	13,6	7,3	0,581	2093		113,0	0,924	3328	3		5,2	6,3
83,5	68,2	62,9	1,435	5166		5,7	13,2	11,7	0,425	1529		107,0	2,226	8014	3		5,3	1,5



Rys. 6.49. Doświadczalnie uzyskana charakterystyka sprężu strumienicy w funkcji współczynnika zasysania $\Pi = f(U)$ na podstawie danych z tabeli 6.26

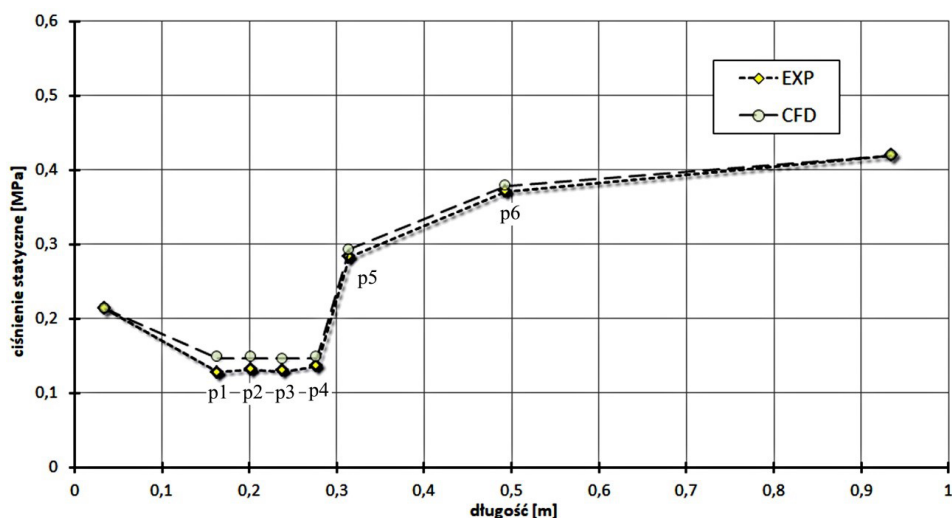


Rys. 6.50. Doświadczalnie uzyskana charakterystyka współczynnika zasysania strumienicy w funkcji temperatury skraplania $U = f(t_c)$ i charakterystyka COP w funkcji temperatury skraplania $\text{COP} = f(t_c)$; na podstawie danych z tabel 6.24 i 6.26

Jak opisano w poprzedniej części i przedstawiono na rysunku 6.26, w układzie przepływowym strumienicy dokonywano pomiarów ciśnienia i temperatury. Pomiar ciśnienia w komorze ssawnej ze względów konstrukcyjnych nie leży w tej samej płaszczyźnie co pozostałe pomiary w strumienicy, dlatego nie uwzględniono tego punktu w porównaniu wyników.

Tab. 6.26. Obliczone parametry wydajnościowe obiegu

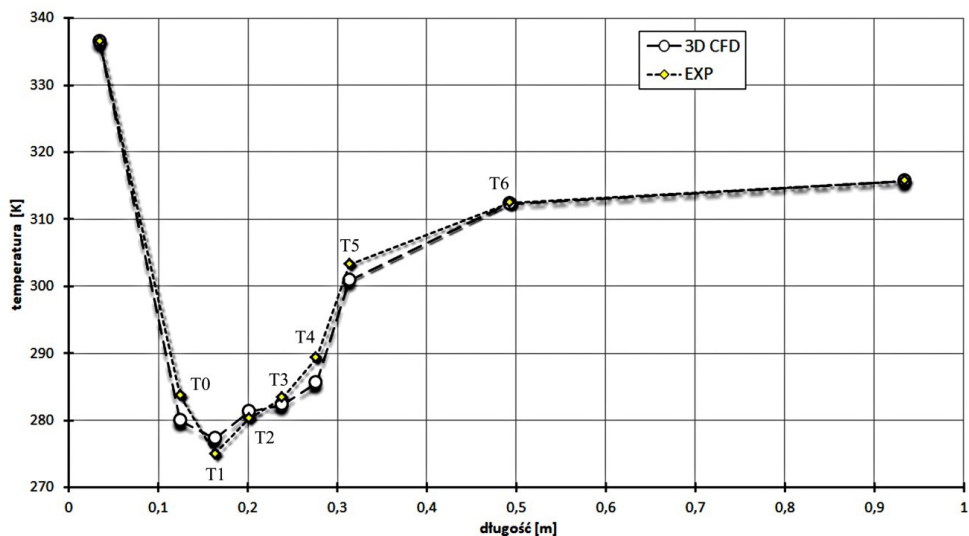
Strumienie mas				Parametry wydajnościowe			
napęd		ssanie		wsp. zasysania		spręż /COP	
m_g	m_g	m_e	m_e	U	U-CFD	π	COP
kg/s	kg/h	kg/s	kg/h				
0,4855	1748	0,1176	423	0,242	0,290	0,213	0,242
0,4931	1775	0,1175	423	0,238		0,277	0,244
0,4877	1756	0,1164	419	0,239		0,310	0,244
0,4829	1738	0,1159	417	0,240		0,315	0,244
0,4882	1758	0,0809	291	0,166		0,309	0,172
0,4894	1762	0,073	263	0,149		0,312	0,156
0,495	1782	0,0306	110	0,062		0,329	0,066



Rys. 6.51. Rozkład ciśnienia statycznego na ścianie wewnętrznej strumienicy; porównanie wyników CFD i wyników pomiarów eksperymentalnych

Rysunek 6.51 przedstawia porównanie wyników pomiarów i analizy CFD ciśnień na ścianie wewnętrznej strumienicy. Dla celów porównawczych z obliczeń CFD odczytane zostały wartości ciśnienia na ścianie w punktach, w których zainstalowane są czujniki ciśnienia. Pierwszy punkt na wykresie od lewej strony bez oznaczenia odpowiada ciśnieniu zarejestrowanemu na wlocie do komory ssawnej strumienicy. Ostatni punkt od lewej, również bez oznaczenia, odpowiada ciśnieniu na wylocie z dyfuzora.

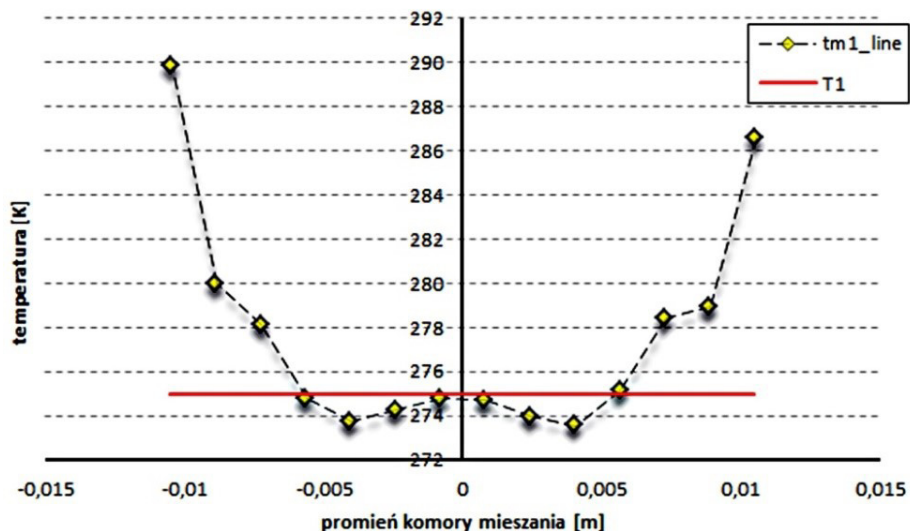
Poniżej, na rysunku 6.52, dokonano porównania rozkładu temperatury wzdłuż ścianki strumienicy. Końcówki pomiarowe termopar umieszczono wewnątrz strumienicy na głębokość około 2-3 mm w stosunku do powierzchni wewnętrznej ściany komory mieszania strumienicy. Pierwszy punkt na wykresie od lewej strony bez oznaczenia odpowiada temperaturze na wlocie do dyszy napędowej. Ostatni punkt od lewej, również bez oznaczenia, odpowiada temperaturze na wylocie z dyfuzora.



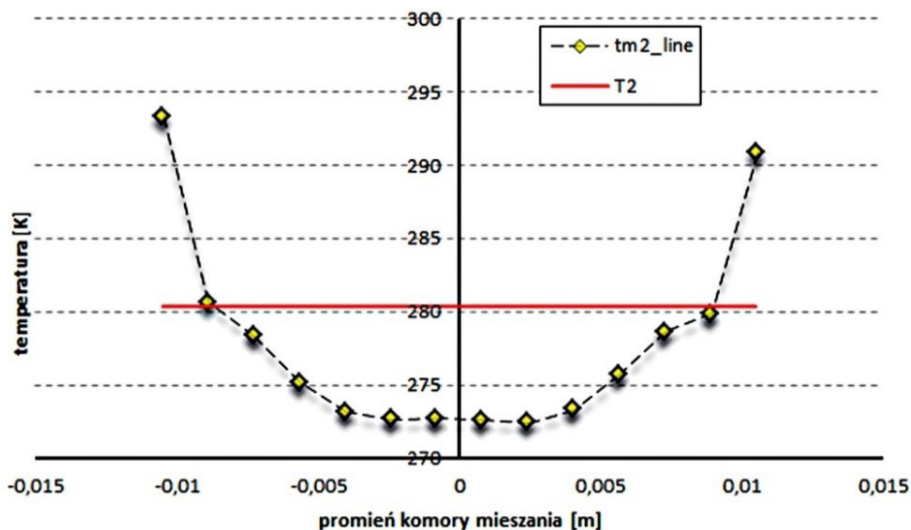
Rys. 6.52. Rozkład temperatury wzdłuż strumienicy w odległości około 2-3 mm od ścianki

Ponieważ dokładna lokalizacja punktu pomiarowego ze względów montażowych jest trudna do ustalenia, w celu porównania wyników odczytano wartości z obliczeń numerycznych temperatury w kierunku radialnym w strumienicy, w punktach umieszczenia czujników. Poniżej pokazano wykresy. Oznaczenia $tm1$, $tm2$, ..., tmn na rysunkach 6.53 ÷ 6.58 odpowiadają rozkładowi temperatury na linii w kierunku radialnym, zaś liczba odpowiada numerowi czujnika

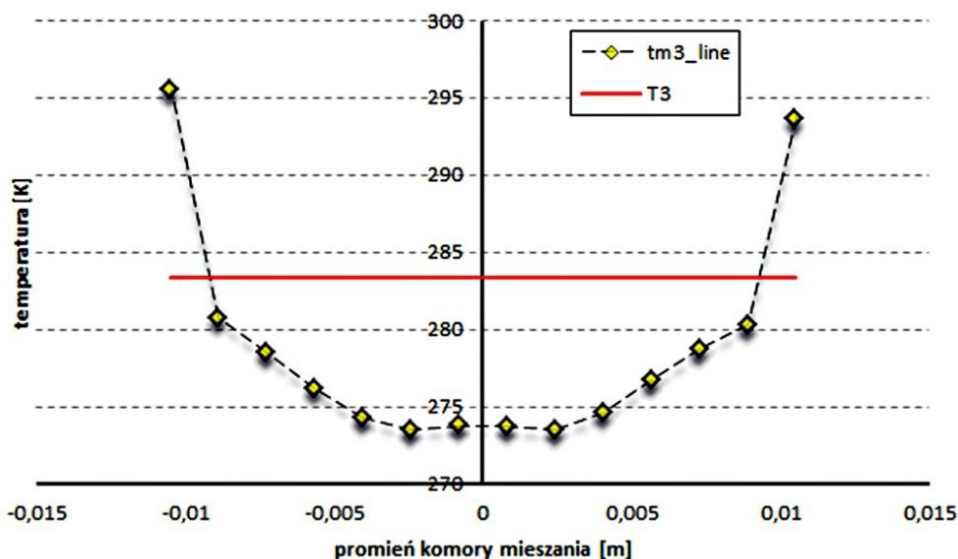
opisanego na rysunku 7.26. Ciągła czerwona linia odpowiada wartości temperatury zmierzonej czujnikiem.



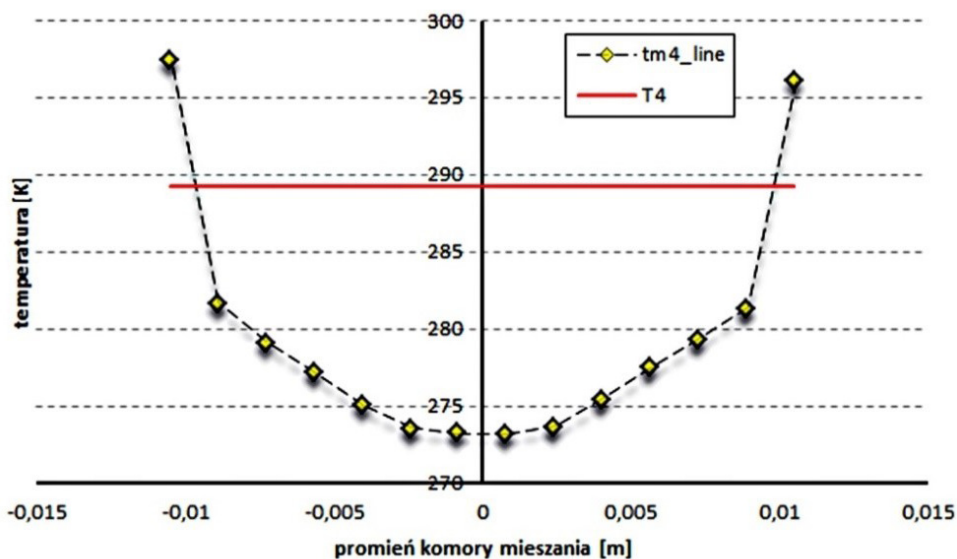
Rys. 6.53. Rozkład temperatury w kierunku radialnym w odniesieniu do wskazań czujnika nr T1 w komorze mieszania



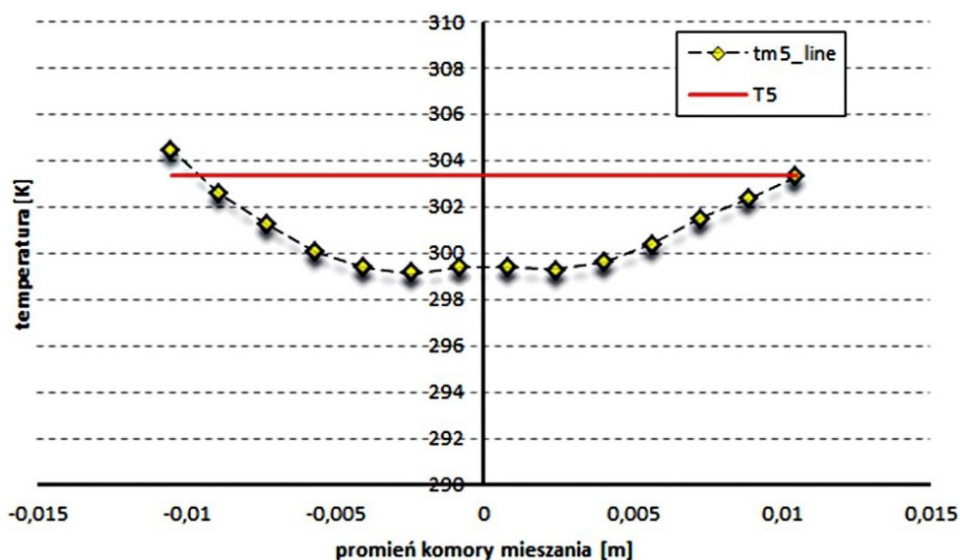
Rys. 6.54. Rozkład temperatury w kierunku radialnym w odniesieniu do wskazań czujnika nr T2 w komorze mieszania



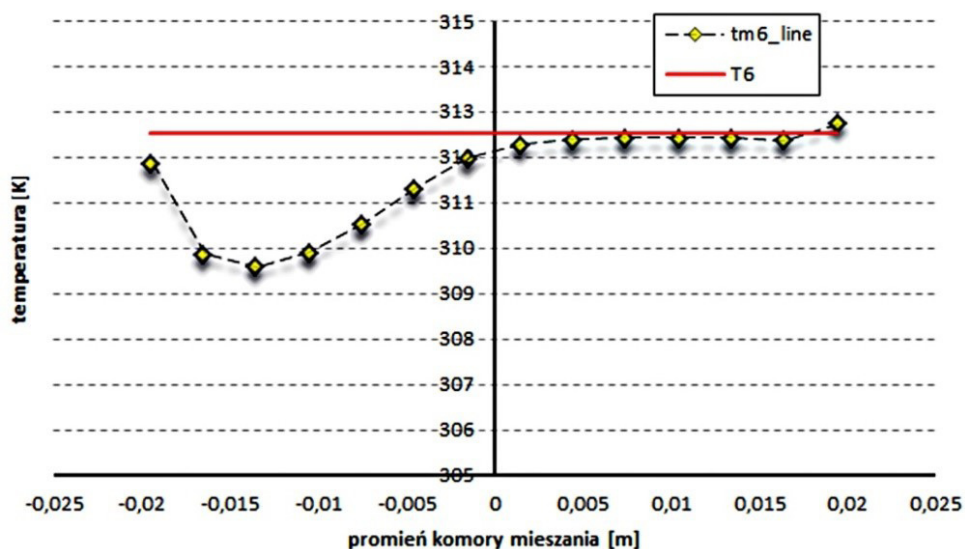
Rys. 6.55. Rozkład temperatury w kierunku radialnym w odniesieniu do wskazań czujnika nr T3 w komorze mieszania



Rys. 6.56. Rozkład temperatury w kierunku radialnym w odniesieniu do wskazań czujnika nr T4 w komorze mieszania



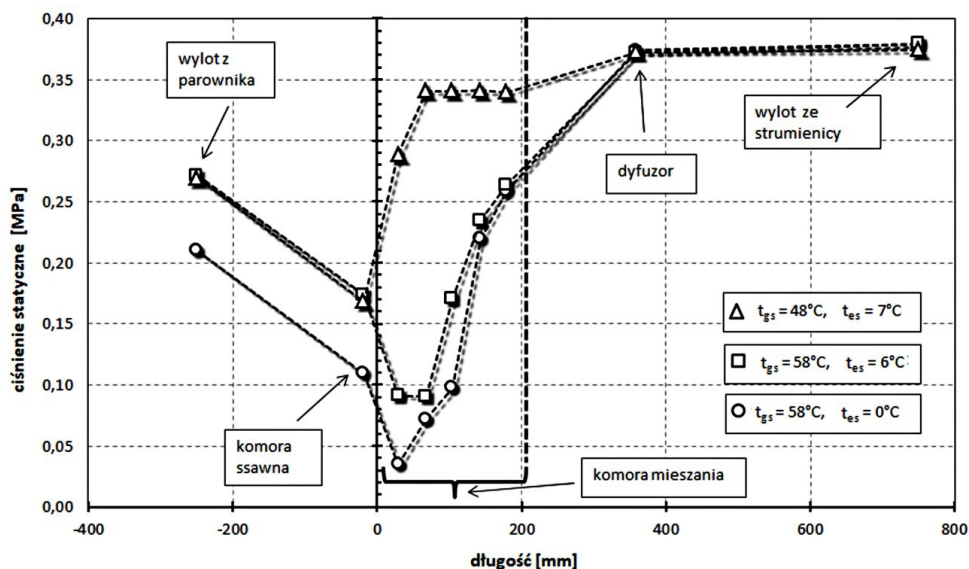
Rys. 6.57. Rozkład temperatury w kierunku radialnym w odniesieniu do wskazań czujnika nr T5 w komorze mieszania



Rys. 6.58. Rozkład temperatury w kierunku radialnym w odniesieniu do wskazań czujnika nr T6 w komorze mieszania

Z pokazanych wyżej rozkładów widać, że zmierzona wartość temperatury przecina się z obliczoną za pomocą CFD temperaturą przy współrzędnej $x \approx 0,008-0,009$ (rys. 6.54 ÷ 6.57), co przy promieniu równym 0,0105 odpowiada położeniu czujnika temperatury około 2-3 mm od wewnętrznej ścianki strumienicy. W przypadku dyfuzora (rys. 6.58) $x \approx 0,018$, co wynika ze zmiennego przekroju poprzecznego, bądź też jest związane ze zjawiskami wynikającymi z niedoskonałości dyfuzora, jak pokazano na rysunku 5.22. Jedynie dla pierwszego czujnika w komorze mieszania (rys. 6.53) miejsce przecięcia jest przy $x \approx 0,006$, co sugeruje albo głębsze położenie czujnika, albo niedokładność obliczeń.

Powyżej przedstawiono wyniki pomiarów w odniesieniu do wybranych punktów układu przepływowego strumienicy w sytuacji, kiedy strumienica pracuje przy parametrach projektowych. Poniżej przedstawiono wyniki pomiarów rozkładów ciśnienia i temperatury wewnątrz strumienicy dla parametrów pracy odbiegających od projektowych. Pomiary wykonano podczas badań strumienicy, których parametry pracy układu przedstawia tabela 6.21. Oznaczenia serii badań w tej części są identyczne z poprzednim opisem. Rysunek 6.59 przedstawia rozkład ciśnienia wzdłuż układu przepływowego strumienicy dla wybranej przykładowej temperatury skraplania.

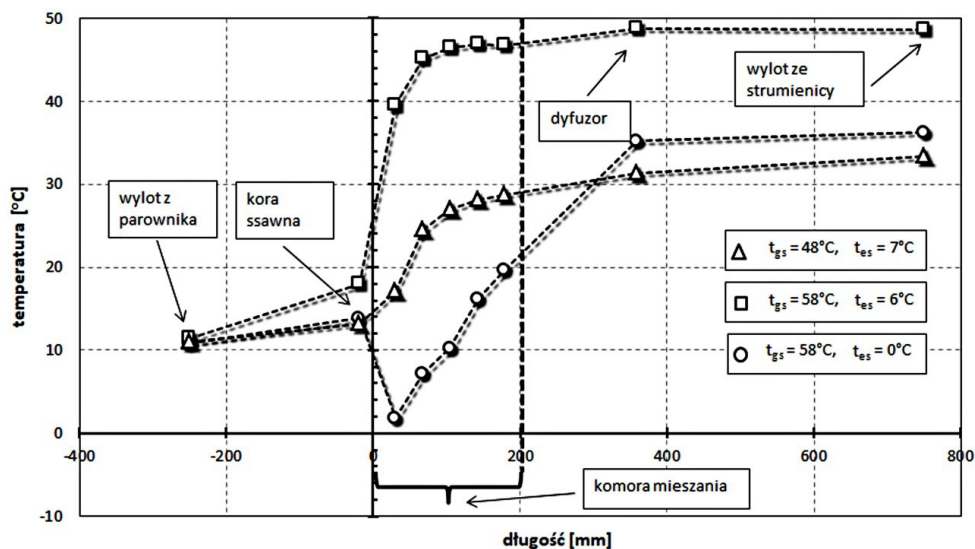


Rys. 6.59. Rozkład ciśnienia statycznego wzdłuż strumienicy dla temperatury skraplania $t_{cs} = 23,4 \pm 0,1^{\circ}\text{C}$

Na rysunku 6.59 wartość 0 na osi rzędnych odpowiada początkowi cylindrycznej części komory mieszania. Punktowa linia pionowa odpowiada koń-

cowi komory mieszania. Pierwszy punkt pomiarowy od lewej reprezentuje ciśnienie na wyjściu z parownika. Oczywiście nie znajduje się on w układzie przepływowym strumienicy, ale został umieszczony w celach porównawczych, dla wygodniejszej analizy. Podobnie jest z ostatnim punktem od lewej, który reprezentuje ciśnienie na wyjściu ze strumienicy. Zachowano jednocześnie skalę, jeżeli chodzi o długość. Oznacza to, że czujnik ciśnienia na wyjściu z parownika znajduje się w odległości 240 mm przed czynnikiem w komorze ssawnej strumienicy. Rozkład ciśnienia statycznego w przypadkach, kiedy $t_{gs} = 58^{\circ}\text{C}$ i $t_{es} = 0^{\circ}\text{C}$ oraz $t_{gs} = 58^{\circ}\text{C}$ i $t_{es} = 6^{\circ}\text{C}$, pokazuje, że warunki krytyczne strumienia są osiągnięte pomiędzy wyjściem z parownika a komorą mieszania, co jest typowe dla strumienic gazowych pracujących w trybie (*on-design*). Izobaryczne mieszanie dla przypadku ($t_{gs} = 58^{\circ}\text{C}$ i $t_{es} = 6^{\circ}\text{C}$) można zaobserwować tylko na krótkim odcinku na początku komory mieszania, gdy dla przypadku ($t_{gs} = 58^{\circ}\text{C}$ i $t_{es} = 0^{\circ}\text{C}$) ciśnienie rośnie od początku komory mieszania. Następnie obserwowana jest fala uderzeniowa, w której zachodzi sprężanie czynnika, i dalszy wzrost ciśnienia w dyfuzorze. Po wyjściu z dyfuzora ciśnienie jest praktycznie na stałym poziomie. Dla przypadku, kiedy występują obniżone parametry napędowe ($t_{gs} = 48^{\circ}\text{C}$ i $t_{es} = 7^{\circ}\text{C}$), ciśnienie spada pomiędzy wylotem z parownika a początkiem komory mieszania, a następnie gwałtownie rośnie już w początkowej części komory mieszania i w dalszej jej części pozostaje na niezmiennym poziomie, aby ponownie zwiększyć swoją wartość w dyfuzorze. To wyraźnie wskazuje na pracę strumienicy w warunkach (*off-design*) i punkt pracy strumienicy znajdujący się na opadającej części charakterystyki.

Rozkłady temperatury przedstawiono na rysunku 6.60. Jak można zauważyć, temperatura między wylotem z parownika a komorą ssawną strumienicy wzrasta we wszystkich trzech przypadkach. Na początku komory mieszania dla przypadku ($t_{gs} = 58^{\circ}\text{C}$ i $t_{es} = 0^{\circ}\text{C}$) można zaobserwować spadek temperatury podczas ekspansji, a następnie wzrost, co jest potwierdzeniem występowania fali uderzeniowej. W przypadkach ($t_{gs} = 58^{\circ}\text{C}$ i $t_{es} = 6^{\circ}\text{C}$) i ($t_{gs} = 48^{\circ}\text{C}$ i $t_{es} = 7^{\circ}\text{C}$) nie obserwuje się spadku temperatury na wlocie do komory mieszania. Może to wskazywać na większą dyssypację energii na skośnych falach występujących na wylocie dyszy napędowej. Wynika to z faktu, że parametry pracy strumienicy nie są zgodne z parametrami, dla których była projektowana. Można również zauważyć, że przegrzanie pary na wylocie dla przypadków ($t_{gs} = 58^{\circ}\text{C}$ i $t_{es} = 0^{\circ}\text{C}$) i ($t_{gs} = 48^{\circ}\text{C}$ i $t_{es} = 7^{\circ}\text{C}$) osiąga wartość $10\div 12$ K, ale dla przypadku ($t_{gs} = 58^{\circ}\text{C}$ i $t_{es} = 6^{\circ}\text{C}$) jest o wiele większe i przekracza 25 K. Wysokie przegrzanie czynnika na wyjściu ze strumienicy wskazuje na to, iż w takim przypadku zasadne jest zastosowanie wymiennika regeneracyjnego, co znacząco może podnieść COP układu.



Rys. 6.60. Rozkład temperatury wzdłuż strumienicy dla temperatury skraplania $t_{cs} = 23,4 \pm 0,1^\circ\text{C}$

Strumienica pracująca z czynnikiem R1234ze(E) w obu trybach pracy, *on-design* i *off-design*, osiągała typowe parametry robocze w odniesieniu do innych czynników roboczych, których wyniki badań można spotkać w literaturze. Uzyskane wyniki potwierdzają również, że strumienica pracująca z nowymi czynnikami o niskim potencjale tworzenia efektu cieplarnianego może być efektywna także przy niskich temperaturach ciepła napędowego, na poziomie około $t_{gs} = 60^\circ\text{C}$ lub nawet niższej, które w większości przypadków traktowane są jako ciepło odpadowe. Dodatkowo w pewnym zakresie potwierdzone zostało to, że strumienicowy układ chłodniczy jest odporny na wahania parametrów źródła i potrafi się do nich dostosować, nawet jeżeli odbiegają one od parametrów projektowych. Powyższe analizy potwierdzają również to, że modelowanie CFD w zadowalającym stopniu może być wykorzystywane do predykcji parametrów strumienic gazowych.

Podsumowanie

W prezentowanym powyżej rozdziale monografii zawarto informacje dotyczące modelowania i badań eksperymentalnych strumienicowego układu chłodniczego w skali technicznej.

Bazując na danych zaprezentowanych w poprzednich rozdziałach modelu o parametrach skupionych, wykonano wielowariantowe obliczenia podstawowe-

wych wymiarów geometrycznych i parametrów pracy strumienicy przewidzianej do pracy z czynnikiem R600a i R1234ze(E). Obliczenia uwzględniały zarówno układ pracujący z regeneracją, jak i bez regeneracji. Została przeprowadzona symulacja numeryczna, której celem było przede wszystkim rozpoznanie zjawisk fizycznych i ich wpływu na efektywność pracy urządzenia.

Umiejętność posługiwania się siatkami numerycznymi jest zagadnieniem bardzo złożonym, wymagającym dużego doświadczenia. Ponadto jakość siatki ma znaczący wpływ na jakość uzyskiwanych wyników. Uwzględniając powyższe, w szerokim zakresie przeprowadzono analizę dotyczącą właściwej gęstości i jakości siatki obliczeniowej, czyli podstawowych parametrów prowadzących do sukcesu w dziedzinie obliczeń CFD. Na bazie wyników uzyskanych z modelu 0D zbudowano model numeryczny strumienicy. Model dyskretyzowano w przestrzeni 2D i 3D. Przygotowano do analizy trzy siatki osiowosymetryczne i jedną siatkę 3D. Wykonano obliczenia testowe, których celem było wykazanie niezależności wyników od liczby komórek obliczeniowych. Oceny tej dokonano na podstawie porównania strumieni mas oraz rozkładu ciśnienia w osi i na ścianie strumienicy. Dodatkowo skupiono się na zachowaniu odpowiedniej wartości parametru y^+ , pozwalającego na prawidłowe modelowanie warstwy przyściennej. Symulacje testowe wykonano niezależnie dla modelu z zastosowaniem równania stanu gazu doskonałego oraz z zastosowaniem równania stanu gazu rzeczywistego. Wyniki uzyskane z symulacji dla modelu 2D porównano z wynikami obliczeń modelu 3D. Wykazano bardzo dobrą zgodność pomiędzy wynikami obu modeli, co było uzasadnioną przesłanką do wykonywania obliczeń właściwych w przestrzeni 2D. Pozwoliło to na zdecydowane skrócenie czasu obliczeń. Po analizie wyników uzyskanych z obliczeń testowych na siatkach 1-3 stwierdzono, że finalna siatka obliczeniowa powstanie na bazie siatki nr 2 z zagęszczeniem liczby komórek w newralgicznych miejscach strumienicy. Przeprowadzono modyfikację, czego efektem była siatka obliczeniowa nr 4, którą wykorzystano jako siatkę właściwą-finalną dla dalszych analiz numerycznych.

W dalszym etapie prac wykonano zasadnicze obliczenia charakterystyki pracy strumienicy. Celem ich było rozpoznanie możliwości pracy strumienicy w warunkach różnego przeciwcisnienia dla zadanych parametrów strumienia czynnika napędowego i czynnika zasysanego. Głównym zamierzeniem było oszacowanie punktu krytycznego, przy którym strumienica przechodzi z zakresu pracy projektowej do obszaru pracy pozaprojektowej.

Wyniki obliczeń przedstawiono jako charakterystyki robocze zależności sprężu w funkcji współczynnika zasysania oraz zależności współczynnika zasysania od temperatury skraplania. Symulacje wykazały, że strumienica pracuje w obszarze projektowym do ciśnienia odpowiadającego temperaturze $t_c = 29^\circ\text{C}$, uzyskując współczynnik zasysania 0,316. Obliczenia wykazały również, że zatrzymanie pracy strumienicy należy spodziewać się przy ciśnieniu

nieco niższym niż $p_c = 0,44$ MPa, czemu odpowiada temperatura około $t_c = 32^\circ\text{C}$. W kolejnym etapie dla uzyskania pracy strumienicy w warunkach projektowych w szerszym zakresie temperatur dokonano modyfikacji geometrii strumienicy w zakresie średnicy komory mieszania oraz w dalszej kolejności modyfikacji geometrii komory ssawnej. Zmniejszenie średnicy komory mieszania w zamierzeniu powinno skutkować obniżeniem współczynnika zasysania kosztem rozszerzenia zakresu pracy strumienicy. Modyfikacja geometrii komory ssawnej miała w zamierzeniu wyeliminować wiry mogące przyczynić się do nieefektywnej pracy urządzenia w obszarze pozaprojektowym. Wykonane obliczenia wykazały, że modyfikacja średnicy komory mieszania przyniosła oczekiwany rezultat. Uzyskano współczynnik zasysania na poziomie 0,28 oraz wydłużenie zakresu pracy strumienicy od około 1,5 do 2K. Wyniki obliczeń wykonanych po kolejnej modyfikacji, tym razem komory ssawnej, były niemal identyczne jak dla obliczeń przed modyfikacją, a zauważone rozbieżności mogły być wynikiem ograniczonej dokładności modelu numerycznego. W związku z tym nie podejmowano dalszych prac w zakresie modyfikacji geometrii strumienicy.

Bazując na wynikach modelowania z wykorzystaniem modelu o parametrach skupionych, jak również modelowania numerycznego z uwzględnieniem zagadnień związanych z modyfikacją geometrii dla poprawy efektywności, zaprojektowano i wykonano strumienicę gazową dostosowaną do parametrów pracy umożliwiających wykorzystanie jej do napędu ciepła niskotemperaturowego. Następnie, uwzględniając wymagania cieplno-przepływowe zaprojektowanej strumienicy gazowej, zaprojektowano i wykonano stanowisko do badań strumienicowych układów chłodniczych wraz z niezbędnym wyposażeniem kontrolno-pomiarowym.

W dalszej części rozdziału zaprezentowane zostały wyniki badań eksperymentalnych układu strumienicowego, które przeprowadzono z wykorzystaniem czynnika roboczego R1234ze(E). W początkowym etapie przeprowadzono badania rozruchowe, których głównym celem była ocena jakościowa oraz ilościowa próba ogólnej oceny pracy układu chłodniczego.

W kolejnym etapie przeprowadzono wstępne badania charakterystyk pracy układu strumienicowego dla parametrów odbiegających od projektowych. Przesłanką dla tego typu badań była konieczność określenia charakteru pracy układu w warunkach odbiegających od projektowych. Wyniki tych badań potwierdzają możliwość pracy strumienicy w warunkach znacznie odbiegających od tych, na które została zaprojektowana. To potwierdza, że strumienica może pracować ze zmiennymi parametrami źródła, skraplania i parowania. Następnie zaprezentowane zostały wyniki badań eksperymentalnych pracy strumienicy w warunkach, dla których była projektowana jej geometria. W ramach badań zrealizowano szereg serii pomiarowych dla parametrów możliwie zbliżonych do projektowych. Prezentowane w tej części wyniki dotyczą warunków pracy,

w których temperatura pary napędowej oscyluje w zakresie $60 \div 65^{\circ}\text{C}$ z przegrzewem w generatorze poniżej 1 K. Z kolei temperatura parownika ustalona została na poziomie $1\text{--}5^{\circ}\text{C}$ w warunkach nasycenia z niewielkim przegrzewem na poziomie kilku kelwinów. Istotą pomiarów była ocena pracy strumienicy w warunkach projektowych dla różnych temperatur skraplania. Pomiary przeprowadzone zostały w warunkach stabilnej pracy instalacji. Dodatkowo przeprowadzono też badania dla sytuacji, kiedy nie zostają dochowane wymagane parametry źródła napędu cieplnego przy wymaganiu zachowania parametrów parowania. Uzyskane wyniki potwierdziły możliwość pracy układu z temperaturą źródła na poziomie 48°C , co należy uznać za rezultat nie uzyskany jak dotąd w układach chłodniczych zasilanych ciepłem.

W ostatnim podrozdziale przeprowadzona jest analiza porównawcza wyników modelowania numerycznego w odniesieniu do wyników pomiarów. Rozbudowano model numeryczny strumienicy tak, aby można było uwzględnić w sposób racjonalny warunki brzegowe. Uzyskano bardzo dobrą zgodność pomiędzy rezultatami modelowania numerycznego oraz wynikami badań eksperymentalnych.

Literatura

1. Ablwaifa A., Eames I.W., Petrenko V.O., Experimental validation of CFD Model used to design jet-pumps, International Seminar on ejector/jet-pump technology and application, Louvain-La-Neuve, Belgium 2009, Paper No. 19.
2. Akasaka R., An application of the extended corresponding states model to thermodynamic property calculations for trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234ze(E)), International Journal of Refrigeration, Vol. 33, pp. 907-914, 2010.
3. Alsayed A.M., Elbanna H.M., Abdelrahman M.M., Design optimization of thrust augmentation ejector utilizing the CFD tools, Tenth International Congress of Fluid Dynamics, Egypt 2010.
4. ANSYS FLUENT 15 User's guide 2013.
5. Bartosiewicz Y., Aidoun Z., Desevoux P., Mercadier Y., 2003, CFD-Experiments Intergation in the evaluation of Six Turbulence Models for Supersonic Ejector Modeling, Conference Proc., Integrating CFD and Experiments, Glasgow, UK.
6. Bell I.H., Wronski J., Quoilin S., Lemort V., 2014, Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp, Industrial & Engineering Chemistry Research, 53, No.6, 2498-2508.
7. Buecker D., Wagner W., Reference Equations of State for the Thermodynamic Properties of Fluid Phase n-Butane and Isobutane, J. Phys. Chem. Ref. Data, 35(2):929-1019, 2006.

8. Butrymowicz D., Śmierciew K., Karwacki J. (2014), Investigation of internal heat transfer in ejection refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 40, 131-139.
9. Dvořák V., Shape optimization of axisymmetric ejector, *European Conference on Computational Fluid Dynamics*, The Netherlands 2006.
10. Dvořák V., Shape optimization of supersonic ejectors with several primary nozzles, *2nd International Conference on Engineering Optimization*, Portugal 2010.
11. GAMBIT 2.4 User Guide, May 2007.
12. Hemidi A., Henry F., Leclaire S., Seynhaeve J.M., Bartosiewicz Y., 2009, CFD analysis of a supersonic air ejector. Part II: Relation between global operation and local flow features. *Applied Thermal Engineering*, 29 (14-15), pp. 2990-2998.
13. Huang B.J., Chang J.M., Wang C.P., Petrenko V.A., A 1-D analysis of ejector performance, *International Journal Of Refrigeration*, Vol. 22, 1999, s. 354-364.
14. Kolar J., Dvorak V., Verification of k-omega SST turbulence model for supersonic internal flows, 2011, *World Academy of Science, Engineering and Technology*, Vol. 81, 262-266.
15. Lemmon E.W., McLinden M.O., Huber M.L., REFPROP Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties, version 9, Physical and Chemical Properties Division, National Institute of Standards and Technology, Boulder 2010.
16. Menter F. R., Kuntz M., Langtry R., 2003, Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, In: Hanjalic K., Nagano Y., Tummers M., *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, 4, Begell House, Inc.
17. Paliwoda A., *Urządzenia chłodnicze strumienicowe*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1971.
18. Pianthong K., Seehanam W., Behnia M., Sriveerakul T., Aphornaratana S., Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique, *Energy Conversion and Management*, 48, 2007, 2556-2564.
19. PTC MathCAD Prime v.3.0, 2015.
20. Qi Zhang, Jiepeng Huo, Ruofei Liu, Ruwu Wang, Numerical Simulation and Performance Study of Steam Ejector Using CFD, *Advanced Science Letters*, Vol. 4, 2276-2280, 2011.
21. Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids, *J. Chem. Eng. Data*, 51:785-850, 2006.
22. Span R., Wagner W., Equations of State for Technical Applications. II. Results for Nonpolar Fluids, *Int. J. Thermophys*, 24(1):41-109, 2003.
23. Sriveerakul T., Aphornatana S., Chunnanond K., Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of

- a steam ejector influenced by operating pressures and geometries, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 2007, 823-833.
24. Śmierciew K., Butrymowicz D., Karwacki J., Analiza obiegów termodynamicznych urządzeń strumienicowych, cz. III, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna* nr 12, 2008, s. 502-508.
 25. Śmierciew K., Badania eksperymentalne i teoretyczne strumienic napędowych w układach klimatyzacji solarnej, rozprawa doktorska, Gdańsk 2011.
 26. Utomo T., Ji M., Kim P., Jeong H., Chung H., CFD Analysis on the Influence of Converging Duct Angle on the Steam Ejector Performance, *EngOpt 2008 - International Conference on Engineering Optimization*, Brazil 2008.
 27. Varga S., Oliviera A.C., Diaconu B., 2009, Influence of geometrical factors on steam ejector performance – A numerical assessment, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, pp. 1694-1701.
 28. Watanawanavet S., CFD optimization study of high-efficiency jet ejectors, Ph.D. Thesis, 2008.
 29. Xichao X., Baijing Q., Flow Field Analysis and Optimum design of jet-mixing apparatus based on CFD, 2011 *International Conference on Computer Distributed Control and Intelligent Environmental Monitoring*.
 30. Zhu Y., Cai W., Wen C., Li Y., Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, 2009, 898-905.

Podsumowanie końcowe

Zaprezentowano w niniejszej monografii rezultaty podejmowanych przez autora prac badawczych w zakresie modelowania oraz badań eksperymentalnych strumienic i strumienicowych układów chłodniczych zasilanych ciepłem niskotemperaturowym. Poniżej zestawiono zasadnicze osiągnięcia uzyskane w ramach podejmowanych prac.

W rozdziale drugim przeprowadzono wielowariantową autorską analizę zagadnień dotyczących możliwości wykorzystania w strumienicowych układach chłodniczych bezpiecznych dla środowiska i perspektywicznych czynników roboczych, obejmujących zastosowanie czynników naturalnych, a także nowych czynników z grupy HFO o niskim wskaźniku GWP. Wskazano na podstawie kompleksowo przeprowadzonej analizy na racjonalny dobór czynnika roboczego dla strumieniowych układów chłodniczych.

W rozdziale trzecim autor zaproponował własne podejście w zakresie modelowania strumienicy z zastosowaniem modelu o parametrach skupionych. Autor niniejszej monografii opracował model łączący w sobie najważniejsze cechy dostępnych modeli bilansowych, a w tym modelu Huanga (1999), słusznego jedynie dla obszaru projektowego, który został rozszerzony o obszar pracy pozaprojektowej przez Chena i in., (2013), oraz modelu Kumara i in. (2014). Zaproponowany model uwzględnia zasadniczy aspekt z punktu widzenia procesów fizycznych zachodzących w strumienicy, a mianowicie powstającą w urządzeniu falę uderzeniową, dzięki której uzyskuje się znaczącą część wzrostu ciśnienia, który to modelowany jest przez rozwiązanie równań Rayleigha i Fanno - uwzględniających siły tarciove. Dodatkowo prezentowany model uwzględnia procesy nieizentropowe, jak również zastosowanie właściwości gazów rzeczywistych, co jest odmienne w odniesieniu do obecnie stosowanych modeli, gdzie własności termodynamiczne czynnika modelowane są jako gaz doskonały. Ponadto w zaproponowanym modelu zastosowano rozdzielenie wykładnika adiabaty: osobno dla dyszy napędowej i pozostałej części strumienicy. Zaproponowany model może być wykorzystany zarówno do wyznaczania parametrów geometrycznych strumienicy dla zadanych warunków roboczych, jak również do wyznaczania charakterystyki pracy dla zadanej geometrii, na co nie pozwalają inne znane modele.

W końcowej części rozdziału autor przedstawił walidację modeli Chena i in. (2013) oraz modelu własnego z wykorzystaniem autorskich wyników prac eksperymentalnych strumienicy pracującej z izobutanem i czynnikiem R1234zeE, uzyskując dobrą zgodność.

W rozdziale czwartym przedstawiono wyniki analizy numerycznej wpływu zmian dwóch głównych parametrów geometrycznych na pracę strumienicy:

wpływu położenia dyszy napędowej względem komory mieszania oraz wpływu długości komory mieszania na pracę strumienicy. Są to zagadnienia o kluczowym znaczeniu dla predykcji geometrii strumienicy właściwej dla efektywnej jej pracy, a zarazem nie są one uwzględniane w modelach zerowymiarowych. Przeprowadzono kompleksową analizę oceny możliwości regulacyjnych z zastosowaniem igły regulacyjnej. Analizy wykonano dla izobutanu, czego jak dotąd nie przedstawiano w literaturze. Należy podkreślić, że z uwagi na znaczne różnice własności termodynamicznych oraz termokinetycznych węglowodorów i syntetycznych czynników roboczych bezpośrednie przeniesienie wyników analiz nie jest możliwe, a w związku z tym podjęte prace analityczne w istotny sposób wypełniły dotychczasową lukę w wiedzy dotyczącej zagadnień o kluczowym znaczeniu dla strumienic naddźwiękowych związanych z efektami modyfikacji geometrii, w tym poprzez zmianę położenia dyszy napędowej oraz zastosowanie igły regulacyjnej. Przeanalizowano także wpływ zastosowanego modelu turbulencji na pracę strumienicy w zakresie pozaprojektowym. Analiza w tym obszarze badawczym pozwoliła w efekcie zaproponować przełomowe podejście w zakresie walidacji modeli turbulencji w odniesieniu do strumienic naddźwiękowych, co opublikowano w pracy [10].

W rozdziale piątym zaprezentowano wyniki autorskich badań eksperymentalnych strumienic wykonanych z wykorzystaniem izobutanu. Parametry badań strumienicy zostały ustalone na poziomie takim, aby mogły być uznane za odpowiednie dla uzyskania napędu z klimatyzacji solarnej lub odpadowego ciepła niskotemperaturowego. Dokonano walidacji obliczeń numerycznych strumienicy pracującej z izobutanem, uzyskując w pełni zadowalające rezultaty. Warto dodać, że dotychczas rezultaty modelowania numerycznego z zastosowaniem CFD walidowane były w literaturze głównie za pomocą pary wodnej i powietrza.

W rozdziale szóstym przedstawiono opracowany prototyp strumienicowego układu chłodniczego pracującego z perspektywnym i ekologicznym czynnikiem roboczym R1234zeE o wydajności w skali technicznej. Zgodnie z aktualnym stanem wiedzy można stwierdzić, że w trakcie realizacji badań był to pierwszy na świecie prototyp strumienicowego urządzenia chłodniczego pracującego z ekologicznym czynnikiem roboczym w takiej skali. Badania potwierdziły możliwość pracy strumienicowego układu chłodniczego z temperaturą źródła na poziomie nawet niższym od 50 °C, co należy uznać za wynik niespotykany w literaturze dla układów chłodniczych zasilanych ciepłem. Na bazie wielowariantowej analizy pracy układu zwalidowano w szerokim zakresie wyniki analizy numerycznej, jak i wyniki uzyskiwane z opracowanego modelu 0D, z zastosowaniem rezultatów badań doświadczalnych dotyczących zarówno zjawisk zachodzących w układzie chłodniczym, jak również w samej strumienicy. Uzyskano w pełni zadowalające rezultaty, wskazujące na zasadność przyjętej metodyki modelowania strumienicy. Przeanalizowano wpływ parametrów

roboczych na zjawiska fizyczne zachodzące w strumienicy oraz pracę całego układu strumieniowego. Można także stwierdzić, że zbudowano dodatkowo narzędzie projektowe oparte na modelu CFD, wspomagane modelem 0D, służące do projektowania podobnych systemów.

Summary

The monograph presents the results of the author's research concerning the modeling and experimental studies of supersonic gas ejectors and ejector refrigeration systems powered by low grade heat, which is treated as waste heat in the majority of technologies used nowadays.

The first part of the work shows a multivariant analysis of issues related to the possibility of using environment-friendly and prospective working media in ejector refrigeration systems, such as natural media and new HFO media with a low GWP.

Then, an original approach is presented as regards the modeling of a gas ejectors using a lumped model. The author proposed a model combining the key features of balance models described in source literature, including the model by Huang (1999), only applicable to the design area, which was extended by non-design work by Chen et al., (2013), and the model by Kumar et al. (2014). The proposed approach involves the main aspect connected to physical processes occurring in the supersonic gas ejectors: the shock wave generated in the device, resulting in a considerable part of the pressure rise, which is modeled by the solution of Rayleigh and Fanno equations, taking into account the friction forces. The presented model also takes into consideration non-isentropic processes and the properties of real gases, unlike other models used nowadays, in which the thermodynamic properties of the refrigerant are modeled as the ideal gas. In addition, separate adiabatic processes exponent ratios: were used for the propelling nozzle and for the remaining part of the ejectors. The proposed model can be applied both in the determination of the ejectors geometric parameters for the set working conditions and the determination of the work characteristics for the set geometry.

The next part of the work presents the findings of numerical analysis of the influence of changing two key geometric parameters on the work of the supersonic gas ejectors: the position of the propelling nozzle with relation to the mixing chamber, and the length of the mixing chamber. These issues have a crucial impact on the efficiency of the gas ejector's work; yet, they are not taken into consideration in zero-dimensional models. The monograph also presents the findings of analyses of regulation capacity with the use of a regulatory needle. The analyses were performed using isobutane, which has never been described in literature before. It should be stressed that due to substantial differences between the thermodynamic and thermokinetic properties of hydrocarbons and synthetic working media, the results of analyses cannot be transferred directly. Therefore, the analyses significantly contributed to filling the gap in knowledge on issues of key importance for supersonic gas ejectors, connected with the effects of geometry modification, including regulation with the use of the regulatory needle. The influence of the applied turbulence model on the results

concerning the parameters of non-design work of ejector was also analyzed. The result of analysis performed in this study area allowed to propose an original approach regarding the validation of turbulence models with reference to supersonic gas ejectors.

The remaining part of the work presents the results of original experimental studies on supersonic gas ejectors. In the first stage, the experiments involved isobutane as the working fluid. The parameters of the experiments were chosen so as to correspond to using the driving force from solar air conditioning or waste low grade heat. The numerical calculations concerning a gas ejectors working with isobutane were validated with fully satisfactory results. It is worth adding that so far, the results of numerical modeling with the use of CFD were mostly validated in literature with the use of steam and air.

The next section presents the results of studies involving an industrial-scale prototype ejector refrigeration system with a prospective and ecological refrigerant R1234zeE. Based on the available literature, at the moment of carrying out the study, it was the world's first prototype of a ejector refrigeration system using an ecological refrigerant on this sale. The research confirmed that a ejector refrigeration system can work with the source temperature even lower than 50oC, which has never been reported in literature for cooling systems powered by heat. Based on multivariant analysis of the system's work, the results of numerical analysis and the results obtained for the developed model 0D were validated with the use of the results of experimental studies of phenomena occurring in the cooling system and in the ejector. The results were fully satisfactory, indicating that the adopted methodology of gas ejector modeling is justified. The author analyzed the influence of working parameters on the physical phenomena occurring in the ejector, as well as the work of the whole ejector refrigeration system. In addition, a design instrument was built based on the CFD model and supported with the 0D model that can be used to design similar systems.

