

学位請求論文

内燃機関のピストン冷却におけるオイルジェットと
チャンネル内気液二相流の流動特性

Characteristics of Piston Cooling Oil Jet and Two-phase Flow in Channel
for Internal Combustion Engines

2019年5月

機械システム工学専攻 中 島 聖

目次

主要記号一覧.....	v
第一章 序論.....	1
1.1 研究の背景.....	1
1.1.1 ディーゼル機関を取り巻く環境.....	1
1.1.2 ピストン冷却の重要性.....	3
1.2 従来の研究.....	6
1.2.1 噴流挙動に関する研究動向.....	6
1.2.2 ピストンクーリングチャンネルの流動および冷却特性に関する研究動向.....	10
1.3 本研究の目的.....	13
1.4 本論文の構成.....	14
第二章 実験装置および方法.....	16
2.1 緒言.....	16
2.2 実験装置.....	17
2.2.1 オイルジェット界面挙動の可視化.....	17
2.2.2 往復運動中のチャンネル内気液二相流動様相の可視化および気泡径計測.....	19
2.2.3 PIVによる速度場計測.....	20
2.2.4 オイル.....	25
2.3 評価方法.....	26
2.3.1 画像処理による気液界面情報の取得.....	26
2.3.2 オイルジェット界面挙動特性評価指標.....	29
2.3.3 無次元数.....	32
2.4 オイルジェットノズル曲がり部上流における管内速度分布の検証.....	32
2.5 チャンネル往復運動装置におけるチャンネル変位量の検証.....	35
2.6 結言.....	36
第三章 曲がり管から噴出するオイルジェット界面挙動特性.....	37
3.1 緒言.....	37
3.2 実機搭載ノズルによるオイルジェット挙動可視化観察.....	37
3.2.1 ノズル形状.....	37
3.2.2 実験条件.....	38
3.2.3 直管および曲がり管によるオイルジェット挙動の比較.....	39

3.2.4	Re および We の違いによる曲がり管ノズルからのオイルジェット挙動	42
3.3	透明アクリル製拡大ノズルによるオイルジェット界面挙動特性.....	44
3.3.1	ノズル形状	44
3.3.2	実験条件	47
3.3.3	曲がりの影響.....	50
3.3.4	曲がり後長さの影響	70
3.3.5	曲がり部曲率半径の影響	85
3.4	結言.....	103
第四章	ノズル内部流れがオイルジェット界面挙動に与える影響.....	105
4.1	緒言.....	105
4.2	ノズル形状および実験条件	105
4.2.1	ノズル形状	105
4.2.2	実験条件	106
4.3	2D2C PIV による軸方向主流速度の比較.....	109
4.4	2D3C PIV による断面内 3 成分速度分布.....	116
4.4.1	CUR 6-5-15 (CUR 6-5-5).....	116
4.4.2	CUR 6-2.5-5.....	120
4.4.3	CUR 6-10-5.....	121
4.5	結言.....	123
第五章	オイルジェット流入によるチャンネル内気液二相流動特性.....	125
5.1	緒言.....	125
5.2	試験形状および実験条件	125
5.2.1	ノズル形状	125
5.2.2	チャンネル形状	125
5.2.3	実験条件	128
5.3	往復運動中のチャンネル内オイル挙動の可視化.....	130
5.3.1	オイルジェット Re の影響.....	130
5.3.2	振動周波数 f_{os} の影響.....	132
5.3.3	気相面積割合および気相重心	134
5.3.4	チャンネル内気泡径分布	137
5.4	チャンネル流入口径がチャンネル内オイル挙動に与える影響.....	142
5.4.1	流入口径違いによるチャンネル内オイル挙動の観察.....	142
5.4.2	流入口径違いによる気相面積割合	148
5.5	結言.....	153

第六章 結論.....	155
参考文献.....	161
謝辭.....	166

主要記号一覧

A_{air}	チャンネル内の投影気相面積 (pixel)
A_{all}	チャンネル部投影面積 (pixel)
A_b	気泡投影面積 (mm^2)
$B(x, y)$	二値化処理後の出力値 ($B(x, y) = 0$ のとき, 空気を示す.)
C	界面波速 (m/s)
C_{th}	理論噴流速度 (m/s)
$D_{b10}(\theta)$	各クランクアングルにおける平均気泡径 (μm)
\bar{D}_{b10}	1 サイクル中の平均気泡径 (μm)
D_{ch}	チャンネル直径 (mm)
D_{in}	チャンネル流入口径 (mm)
D_{out}	チャンネル流出口径 (mm)
Fr	フルード数
G_{air}	気相重心位置 (mm)
L	入口長 (mm)
L_{aft}	曲がり後長さ (mm)
L_b	気泡の外周長 (mm)
L_c	コンロッド長 (mm)
L_{ch}	チャンネル長さ (mm)
L_{str}	曲がり上流部の直管部長さ (mm)
N	撮影枚数
M_{dm}	ダイレクトマッピングにおける多項式の次数
N_{db}	気泡径分布におけるクラス数
N_{dm}	ダイレクトマッピングにおける z 項の次数
Q	オイルジェット流量 (m^3/s)
R_c	曲がり部曲率半径 (mm)
Re	レイノルズ数
R', G', B'	赤, 緑, 青の RGB 成分
$Scale$	空間解像度 (mm/pix.)
$SD_{jet}(\Phi, z)$	噴流幅標準偏差 (mm)
$SD_r(\Phi, z)$	界面位置標準偏差 (mm)
S_{Lag}	相互相関関数における空間方向のラグ
T_{Lag}	相互相関関数における時間方向のラグ

Y'	グレースケール値
W	主流方向速度 (m/s)
\bar{W}	ノズル出口平均流速 (m/s)
We	ウエーバー数
W_{max}	最大主流速度 (m/s)
W_{th}	ハーゲン・ポアズイユ流れにおける主流方向理論速度 (m/s)
$Z_{jet}(\Phi, z)$	噴流軸 (mm)
Z_{th}	クランク機構における変位量の理論値 (mm)
d	管内径 (mm)
d_0	ノズル内径 (mm)
d_b	気泡径 (μm)
dx_i, dy_i	カメラパラメータ
f_{os}	振動周波数 (Hz)
g	重力加速度 (m/s^2)
k	界面波数 (1/mm)
n	各クラスでの気泡数
r	円管半径方向 (mm)
r_0	ノズル半径 (mm)
r_c	クランク半径 (mm)
$r(\Phi, z)$	平均界面位置 (mm)
$r(\Phi, z, i)$	噴流界面位置 (mm)
x, y, z	座標軸
x_{cam}, y_{cam}	カメラ座標における座標
x_p, y_p, z_p	実座標
$(z/d_0)_{st}$	界面変動開始位置
α_3	歪度 0: 対称な流れ場, 負: Outer 側への偏り (-)
α_{TH}	クランク機構における加速度の理論値 (m/s^2)
$\delta_{jet}(\Phi, z)$	平均噴流幅 (mm)
η	分離度
θ	クランクアングル (deg.)
λ	連棹比 ($= r_c / L_c$)
μ_0, μ_l	各クラスにおける輝度値の平均
μ_T	画像全体の輝度値の平均
ν	オイル動粘度 (m^2/s)
ρ_{oil}	オイル密度 (kg/m^3)
σ	オイル表面張力 (N/m)

$\sigma_{\theta}^2, \sigma_I^2$	各クラスにおける輝度値の分散
σ_b^2	クラス間分散
σ_I^2	画像全体の輝度値の分散
σ_w^2	クラス内分散
Φ	噴流界面方向
ω	クランクシャフトの角速度 (rad/s)
ω_0, ω_1	各クラスにおける画素数の割合
Δt	高速度カメラにおける撮影間隔 (msec.)

第一章 序論

1.1 研究の背景

1.1.1 ディーゼル機関を取り巻く環境

ディーゼル機関は、1892年ルドルフ・ディーゼルによるディーゼルエンジンの発明以降、現代までめざましい発展を遂げてきた。この発展において研究開発の主要目的は、年々厳しくなる規制や多様化するニーズなどによって時代とともに変化してきたといえ、3つの大きな変換点が挙げられる。

第一に挙げられるのが、1970年にアメリカで制定された大気浄化法改正法(通称、マスキー法)である。それまでの内燃機関の開発は、主に高性能化、軽量化や燃費向上などが主体であったが、マスキー法の制定により、エミッション性能の向上が重要視されるようになった。特に、ディーゼルエンジンは、圧縮比を高くすることが可能であるため、燃費の面ではガソリンエンジンに比べ優位性を有しているが、トレード関係となるNOxやPM(Particulate matter)などのエミッション規制が厳しくなるにつれて両立することが難しくなり、ディーゼルエンジンにとって厳しい時代であったといえる。

京都議定書が採択された1997年以降は、地球温暖化などの環境問題や化石燃料の枯渇による原油価格の上昇などの経済問題の観点から、CO₂排出量が重要視されるようになった。これが、第二の変換点である。こうした状況の中、ディーゼルエンジンは、コモンレール、高圧噴射弁や後処理などの技術革新によって、エミッション規制への対策が進んだこともあり、特に欧州において、ユーザに支持されるようになった。しかしながら、図1.1⁽¹⁾に示すように、エミッション規制は各国ともに段階的に強化されてきており、自動車メーカー各社

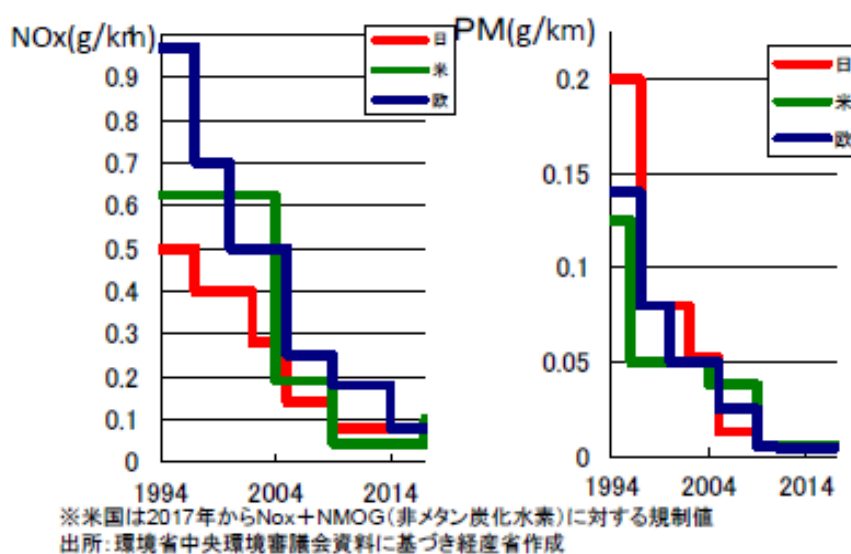


図 1.1 日本、米国、欧州市場におけるディーゼル乗用車エミッション規制値⁽¹⁾

は、燃費/出力/EM/騒音といった複雑に絡み合う性能の両立に向けて非常に厳しい高い壁を乗り越えるべく継続的に研究開発を行ってきた。たとえば、2012年に発売されたマツダ CX-5 は、世界初の低圧縮比 14 を実現したクリーンディーゼル⁽²⁾を搭載し、NOx 後処理技術に頼らない画期的なエンジンを開発した。

そして、現在、重要な課題となっているのが第三の変換点であり、ハイブリッドや電動化などの次世代自動車への変革である。2015年に開催された第21回気候変動枠組条約締結国会議(Conference of Parties, COP21)において、「世界的な平均気温上昇を産業革命以前に比べて2°Cより十分低く保つとともに、1.5°Cに抑える努力を追及すること⁽³⁾」という条文が含まれた内容で採択され、2°C目標だけでなく、1.5°C以内に抑える努力についても言及された。図 1.2 に、上記採択内容を反映した IEA(International Energy Agency)発行の Energy Technology Perspectives 2017 における 2°C未満シナリオ(B2DS)、2°Cシナリオ(2DS)および参照シナリオ(RTS)に基づく乗用車のパワートレイン構成変化予測⁽⁴⁾を示す。各国がコミットした排出削減や対策を考慮した RTS に比べ、2DS は、将来の次世代自動車比率の増加の必要性を示している。つまり、今後、内燃機関は、エンジン単体での乗用車が減少し、内燃機関と電動デバイスを組み合わせた乗用車が増加していくといえる。一方、日本は、CO₂ 排出量を 2030 年度に 2013 年度比▲26.0%の水準にする約束草案を提出し、さらに長期目標として現状より 60~80%の削減を掲げている⁽⁵⁾。この中で、部門別における運輸部門の削減目標は、約 28%となっており、バッテリー技術や充電インフラなどの普及に対する課題が残る電動化だけでは、短中期的な対応が難しい状況である。そのため、近年、モータや電池などの電動化技術だけでなく、内燃機関そのものの熱効率向上に対するニーズが非常に高まってきている。

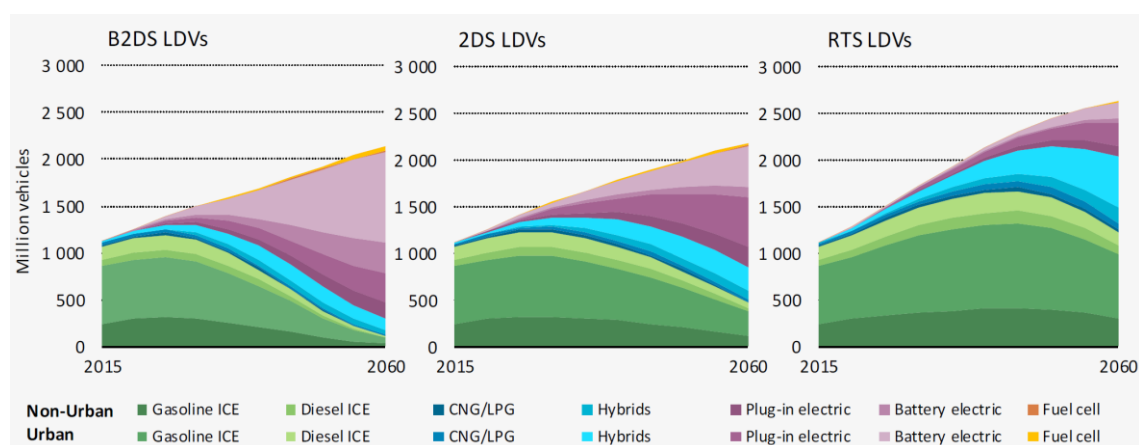


図 1.2 乗用車のパワートレイン構成比率予測⁽⁴⁾

1.1.2 ピストン冷却の重要性

内燃機関とは、「シリンダおよびピストンの機構を備え、シリンダ内において直接燃料を燃焼させ、その発生熱エネルギーをピストンに与え、その熱エネルギーを機械的エネルギーに変換する熱機関である⁽⁶⁾」と定義されている。しかしながら、実際は熱エネルギーを100%機械的エネルギーに変換することは難しく、変換の際に損失が生じる。図1.3⁽⁷⁾に、燃焼によって生じる熱エネルギーを100としたときのエンジン負荷に対する熱収支を示す。燃焼による熱エネルギーは、主に排気損失、冷却損失、機械損失およびポンピング損失の4つの損失として捨てられる。特に、冷却損失は、低負荷において最も大きい約30%もの損失となり、その熱エネルギーによるシリンダヘッド、シリンダライナーおよびピストンの破損を防ぐため、冷却することが必須である。シリンダヘッドおよびシリンダライナーは、運転中静止しているため冷却水によって冷却しているが、ピストンは、運転中往復運動を行う部品であるため、冷却水を使用した冷却を行うことは困難である。また、近年、内燃機関の比出力の増加に伴い、燃焼室内圧力は上昇傾向にあり、ピストンへの熱負荷が増加してきている。

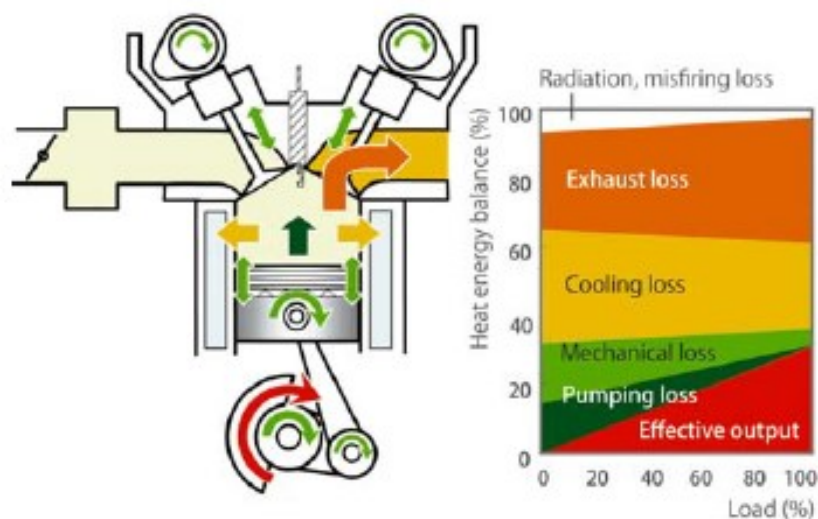


図 1.3 内燃機関における熱収支⁽⁷⁾

そのため、多くの内燃機関のピストン冷却は、図1.4に示すように、エンジン内の摺動部品の潤滑や油圧機器に使用されるエンジンオイルを使用し、シリンダブロックに取り付けられたノズルからオイルをピストンに向かって噴射させることで冷却を行っている。現在、内燃機関におけるピストン冷却の方法は、図1.5に示すように、主に2つの方法が採用されている。一つ目(a)が、オイルをピストン背面に直接衝突させることで冷却する方法⁽⁸⁾であり、二つ目(b)が、ピストン内部に設けられたクーリングチャンネル(オイルギャラリー)へオイルを流入させて冷却する方法⁽⁹⁾である。図1.6⁽¹⁰⁾に、ディーゼルエンジンにおけるクーリングチャンネル有無によるピストン温度の違いの一例を示す。クーリングチャンネルによる冷

却は、ピストン内に流路を設けるため製造コストが上昇するが、オイルジェット衝突による冷却に比べ、ピストン温度の低減効果が高く、また、適用可能な比出力レンジが広いことが分かる。近年は、熱効率向上やノッキング抑制の観点から、冷却性能が優れたピストンクーリングチャンネルを用いた冷却方法が多く採用されている。

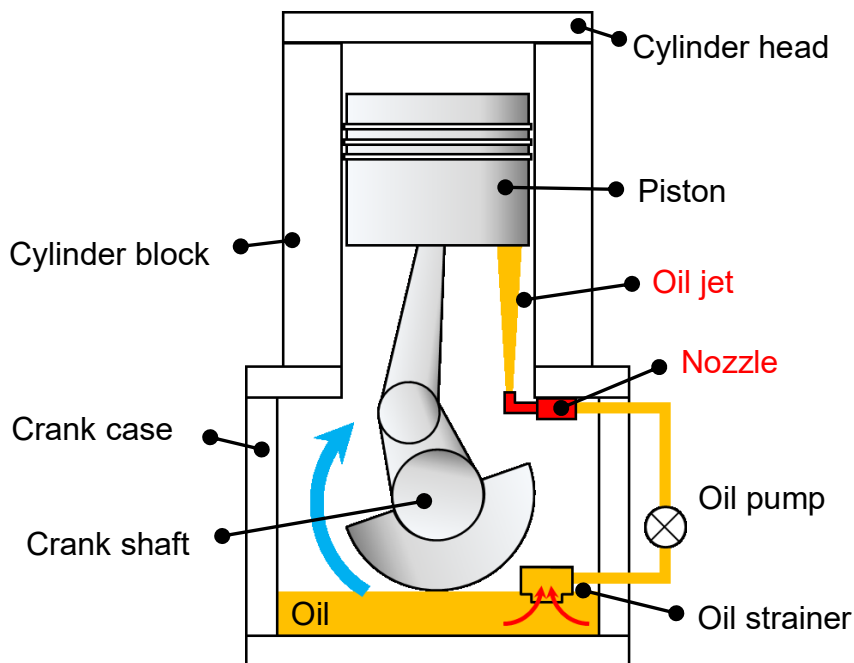
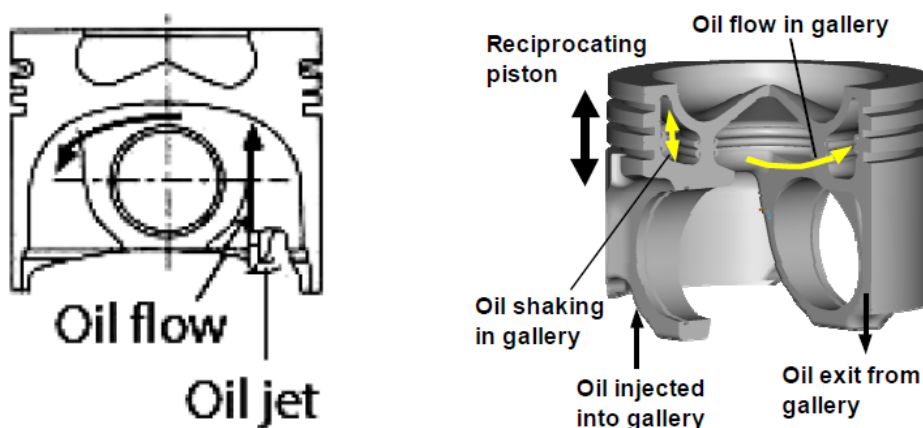


図 1.4 オイルジェットによるピストン冷却のイメージ



(a) オイルジェット衝突による冷却⁽⁸⁾

(b) クーリングチャンネルによる冷却⁽⁹⁾

図 1.5 オイルジェットによるピストン冷却方法

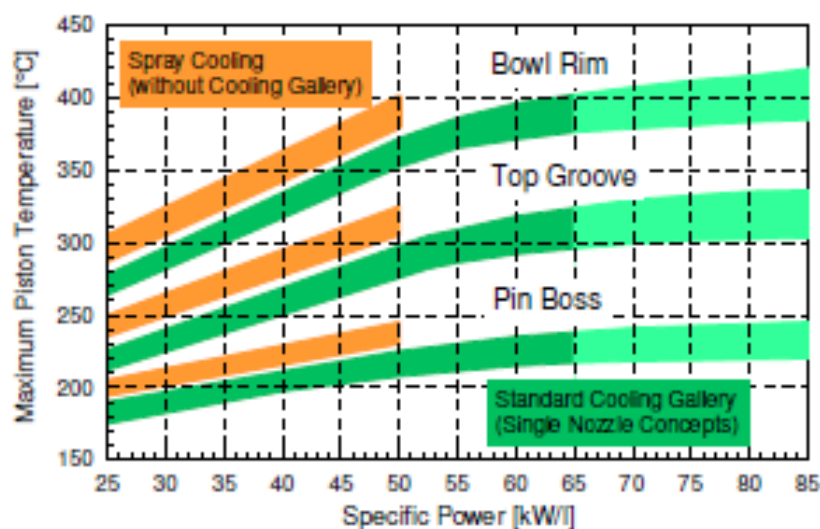


図 1.6 ディーゼルエンジンにおけるクーリングチャンネル有無によるピストン温度の違い⁽¹⁰⁾

この冷却方法(図 1.5 (b))は、クーリングチャンネル内に流入するオイルジェット運動量およびピストンの往復運動による慣性力によって、オイルを攪拌させて熱交換を行う。その際、流入したオイルは、クーリングチャンネル内を完全に満たすことなく、空気及びオイルの気液二相流を形成する。その結果、チャンネル内の流動様相は、ピストンの往復運動によってピストンに掛かる慣性力の大きさおよび方向が変化するため、非常に複雑な気液混相流動場となる。中里見ら⁽¹¹⁾は、鉛直に設置された円管内の沸騰を伴わない条件下での相分布が異なる気液混相流動場が熱伝達に与える影響について実験的に検討し、相分布の差異が熱伝達係数に影響を与えることを示した。つまり、効率的なピストン冷却を行うためには、チャンネル内の流動場に影響を与える因子、すなわち、チャンネル形状や回転数などのエンジン条件、オイルジェットのレイノルズ数などのエンジンオイルの無次元パラメータに合った気液混相流動状態を把握することが重要である。

一方、内燃機関のピストン冷却に用いられるオイルジェットノズルは、シリンダブロック内の油路レイアウトの制約上、直管形状のノズルを設置することが難しく、曲がり部を有する円管ノズル形状が主に使用されている。Sudo ら⁽¹²⁾は、曲がり部を有する円管内の流れ場は、曲がり部の遠心力によって生じる軸方向速度勾配と二次流れの影響で、曲がり後において複雑な速度分布を形成することを示し、Lin ら⁽¹³⁾は、ノズル内部流れが液体噴流挙動に与える影響が大きいと報告している。そのため、直管ノズルに比べ、ノズル出口部で空間的に不均一な速度分布を形成すると考えられる曲がり管ノズルから噴射された噴流特性を理解する必要があるといえる。また、オイルジェット条件は、一般にレイノルズ数(Re)=2500 以上の乱流噴流となっており、多量のオイルを噴射して冷却を行っている。オイルジェット流量

が増えると、チャンネルへのオイル流入量が増加するため冷却性能は向上するが、そのためには高い油圧が必要となり、オイルポンプの駆動エネルギーが増加してしまう。また、噴射するオイル量が増加することは、ピストン往復運動やクランクシャフトの回転によって飛散するオイルミスト量が増大し、その結果、クランクケース内の抵抗増加によるポンピングロス増大、ブローバイガス中のオイル量増加によるエミッション悪化やオイル消費量増大など多くの問題を引き起こす。

以上のことから、ピストン冷却は、ピストンの信頼性だけでなく、燃費やエミッションといった多くの性能に影響を及ぼす。そのため、今後のピストン冷却開発では、曲がり管ノズルから噴出されるオイルジェットによって、クーリングチャンネル内熱伝達やオイルミスト発生量をコントロールできる技術を構築することが求められており、それらに影響を与える因子であるオイルジェットやチャンネル内の流動様相を解明することが重要である。

1.2 従来の研究

1.2.1 噴流挙動に関する研究動向

噴流とは、「速度をもった流体がスリット、ノズルなどの小孔から空間に噴出する現象⁽¹⁴⁾」のことをいう。この噴流という流体现象は、多くの領域で利用されている。たとえば、超高圧水噴流によるウォータジェット加工や混相噴流による水浄化処理などが挙げられ、自動車に関しても、ピストン冷却以外にインジェクタからの燃料噴霧や車体塗装など、その目的によって適した噴流を形成することで、産業界に貢献しているといえる。このように、産業界のニーズの高さから、噴流現象に関する研究は、今日まで多くの研究者のテーマとなっている。本研究で対象としている液体噴流は、図 1.7⁽¹⁵⁾に示すように、慣性力と粘性力の比である Re および粘性力と表面張力の比であるオーネズルゲ数(Oh)によって、4つの領域に分類されることが知られている。 Re が低い条件下では、表面張力の影響が大となる(a) Rayleigh regime となり、 Re や Oh が増加するにつれて、(b) First wind-induced regime, (c) Second wind-

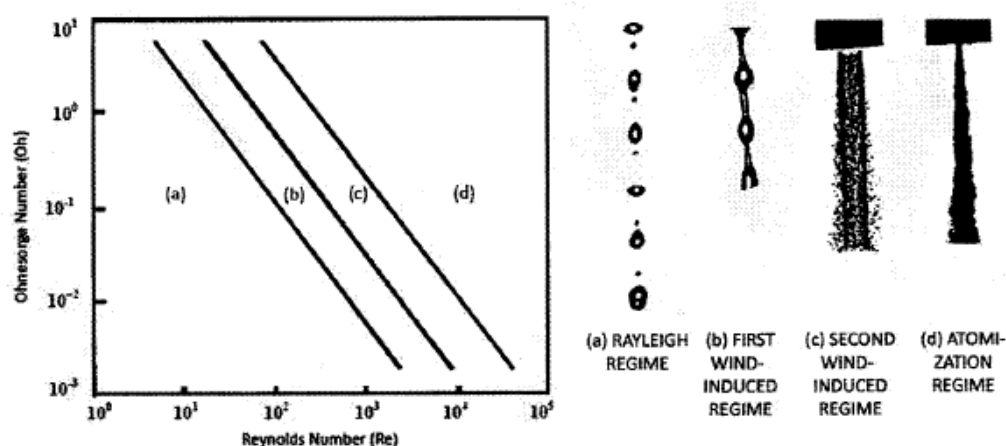


図 1.7 液体噴流における分裂形態⁽¹⁵⁾

induced regime と遷移していき、最終的に(d) Atomization regime となり、噴霧を形成する。クーリングチャンネルによる冷却のオイルジェットでは、噴霧のように微粒化が目的ではなく、チャンネルへの流入が重要であるため、(c) Second wind-induced regime 以下の液体噴流が用いられる。クーリングチャンネルによるピストン冷却で重要となる噴流液柱の界面挙動特性に関する研究は、直管ノズルを使用した軸対称噴流を対象に、理論的および実験的に広く研究がおこなわれている。

理論的な研究では、Rayleigh⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾による無限長の非粘性液柱表面に生じる表面張力に基づく安定性理論にはじまり、多くの研究者によって、その理論が拡張されている。たとえば、Weber⁽¹⁸⁾は、粘性の影響と周囲空気の影響を考慮することによって理論を拡張し、噴流速度が小さければ周囲空気の影響は重要ではないことを示した。また、Tomotika⁽¹⁹⁾は、密度や粘性の異なる周囲流体の影響について理論解析をおこなった。しかしながら、これらの理論解析は、気体と液体間の相対速度が小さい定常流の条件を対象としているため、噴流内部の速度分布が不均一となる流れや乱れが生じるような不規則に界面が変動する条件では、取り扱うことは難しいといえる。

実験的研究では、Arai and Amagai⁽²⁰⁾や天谷および新井⁽²¹⁾⁽²⁴⁾は、円管ノズルから重力方向に噴出する層流水噴流に対して、一定の間隔で配置した 2 台のフォトセンサによって界面挙動を計測し、FFT および相互相関分析を用いることで界面周波数や界面波速などについて検討した。彼らは、噴流界面の表面波はいくつかの異なる波成分の重ね合わせで構成されていること、噴流速度と界面波速間に速度差はなく、表面波は重力の影響によって液柱の伸びと共に伸長することを明らかにした。また、近年、カメラ性能の発展により、噴流可視化画像の画像処理によって界面変動特性を把握しようとする研究が行われている。Morozumi⁽²⁵⁾らは、同軸気流速度が水噴流($Re = 2940$)の界面成長率に与える影響について、高速度カメラを用いて計測した。彼らは、撮影した可視化画像から界面変位を取得し、界面変動のスペクトル特性について検討した。Gong ら⁽²⁶⁾は、ノズル近傍の水噴流界面の拡大撮影による詳細な波長特性について調査した。彼らは、背景照明法を用いて噴流界面の細かな変動を鮮明に撮影することを可能とし、画像上の輝度値分布から界面波長の取得を行っている。その結果、ノズル近傍の噴流は、層流、遷移部、不安定部、および乱流部の 4 つの現象が生じており、“Second wind-induced regime”における波長は、“First wind-induced regime”に比べ、波長が短くなることが確認された。以上のように、計測技術の発展により、実験的に気液界面の定量的な数値データを取得することで詳細な界面変動特性の理解が進んできているが、本研究で対象とするエンジンオイルに比べ、低粘性かつ高表面張力である水による検討が多い。

一方、高粘性液体噴流に関する研究については、いくつか報告されている。Reitz ら⁽²⁷⁾は、グリセロールと水の割合を変化させることによって液体の粘性の影響について調査した。彼らは、粘性が増加するにつれて界面の不安定性が強く減衰することで、一次分裂の位置は下流にシフトし、層流噴流が形成されることを示した。また、新井ら⁽²⁸⁾は、動粘度およびノ

ノズル内部形状が微粒化形態に与える影響について調査し、動粘度の増加により、液流の分裂形態が平滑流から波状流に遷移するレイノルズ数が低下することを示した。また、図 1.8⁽²⁸⁾に、新井らによって分類された高粘性液体噴流の分裂過程を示す。左の図が分裂長さの変化を示し、右の図がノズル出口速度ごとの噴流可視化画像を示している。分裂過程の分類として、それぞれ平滑流領域(α 域)、波状流領域(β 域)、液柱周辺部で液膜やリガメント(液糸)から液滴が形成する領域(γ 域)、そして、噴流が液塊に分裂し、噴霧中心部でも液滴が生成される領域(δ 域)と定義し、整理を行っている。彼らは、Reitz ら⁽²⁷⁾による実験結果と同様に高粘性液体による噴流は、ノズル出口直後では平滑流を形成し、ある位置から突然波状流に遷移する特性があることを示した。

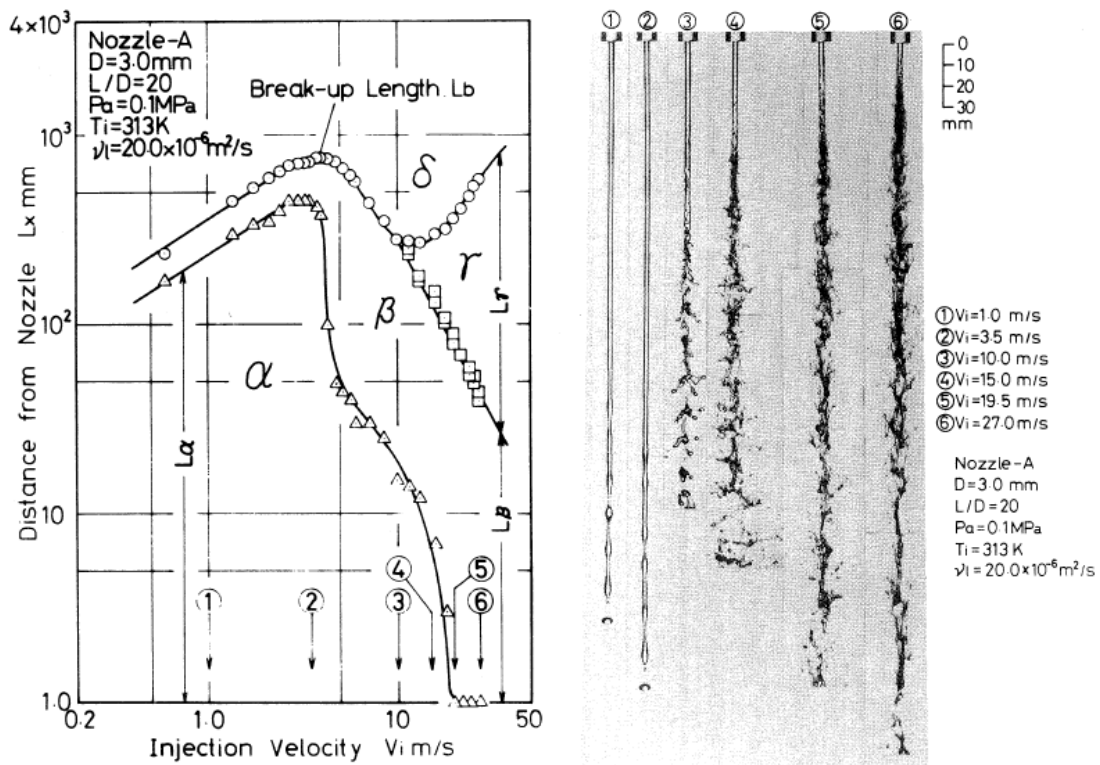


図 1.8 高粘性液体噴流の分裂過程⁽²⁸⁾

以上のように、噴流に関する研究は、直管ノズルを対象にした研究が多いといえる。対して、本研究で対象としている曲がり管から噴出する噴流挙動は、直管ノズルでは見られない複雑な現象となることが考えられるが、曲がり管ノズルから噴出する噴流挙動に関する研究はあまり多くみられない。特に、本研究において重要な液体噴流に関しては、ほとんど見当たらないといえる。曲がり管から噴出する気体噴流に関して、須藤ら⁽²⁹⁾⁻⁽³⁰⁾は、高 Re ($Re = 40000$) 域を対象に熱線流速計を用いて静止気体中に 90° 曲がり管から噴出する噴流内速度分布や曲がり曲率の影響について検討している。彼らによれば、噴流軸(噴流の最大軸方

向速度の位置)は、下流に進むにつれて二次流れの影響により管軸とは一致せず曲がり外側にずれることを明らかにした。また、図 1.9 に示すように、曲がり管ノズルの面内速度成分は、(a)および(b)に示すノズル近傍では管内速度分布と同様な形になるが、(c)や(d)のように下流になるにつれて、二次流れは急速に減衰し自由噴流形に速度分布に近い分布になると述べている。曲率半径の影響については、曲率半径が小さいノズルほど曲がり外側への噴流軸のずれ量は大きくなるが、噴流の拡がり、曲率半径によらずほぼ同じになることを示している。つまり、曲がり管ノズルによる気体噴流においては、軸方向の速度勾配および面内二次流れといった複雑な流れ場によって噴流軸に影響を及ぼすが、噴流下流では、その影響は小さくなるといえる。しかしながら、液体噴流に関しては、周囲気体との境界に気液界面を有し、噴流界面挙動に与えるノズル出口における速度勾配や面内二次流れの影響は、極めて大きいと考えられる。

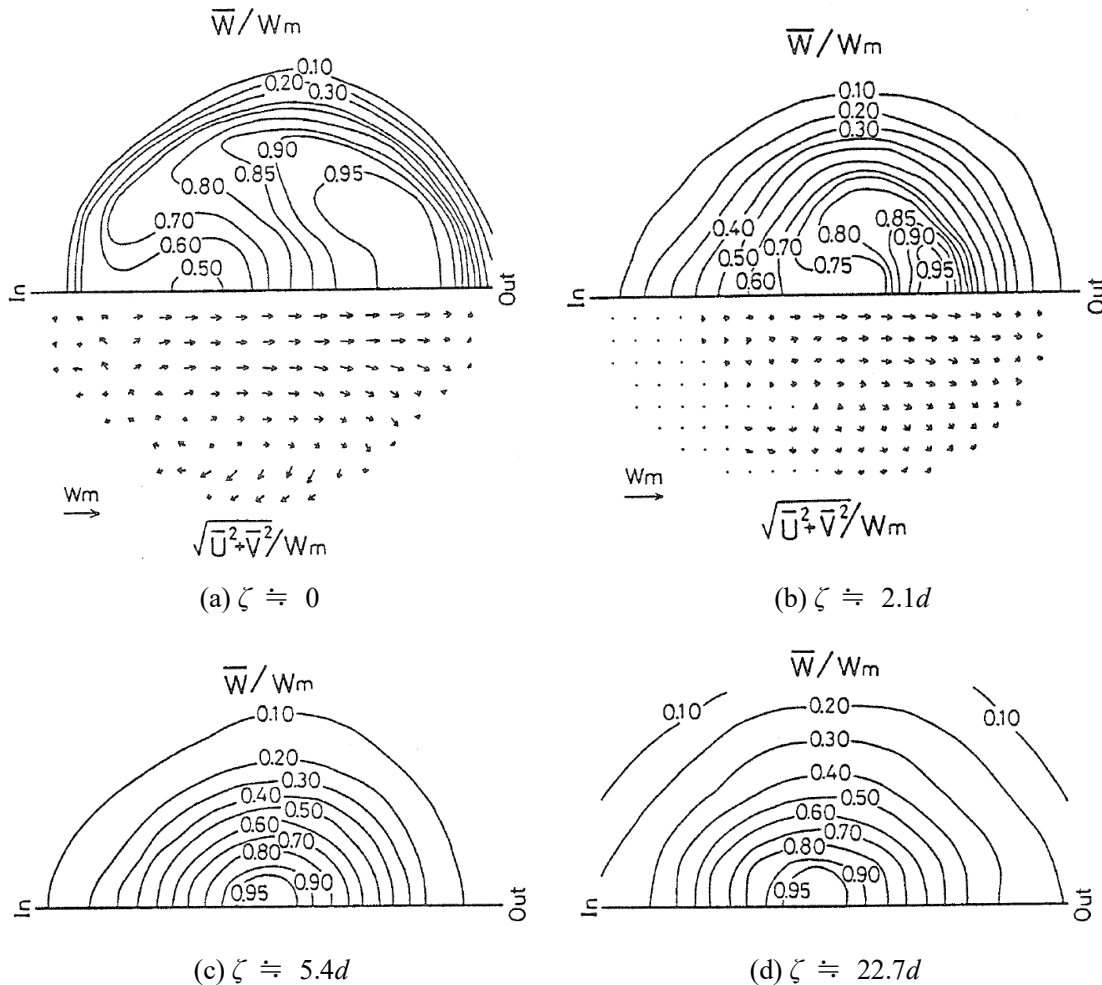


図 1.9 曲がり管噴出する気体噴流断面内の速度分布⁽²⁹⁾。 ζ は、噴流軸を基準とした噴射方向座標を示し、 d は、ノズル径を示す。それぞれの図は、左側が曲がり内側(IN)、右側が曲がり外側(OUT)に対応する。

以上の既往研究から、曲がりによる影響が大きいと考えられる曲がり管から噴出するオイルジェット界面挙動特性に注目した研究は見られない。そこで、本研究では、曲がり有無、曲がり後の長さ、および曲がり部曲率半径に着目し、噴流界面の拡がりや界面変動などの流動特性を明らかにすることを目的とした。さらに、ノズル内部の流動場の可視化を行い、オイルジェット流動特性に与えるノズル内部流れ場の影響についても考察した。

1.2.2 ピストンクーリングチャンネルの流動および冷却特性に関する研究動向

ピストン冷却に関する研究は、古くから船舶ディーゼルを対象に行われてきており、Bushら⁽³¹⁾および French⁽³²⁾による、ピストン冷却に関する対流熱伝達の相関式を無次元形式で提示したのが始まりとされる。一方、自動車用エンジンにおける実際のピストンクーリングチャンネルの冷却特性に関する研究は、実験や数値解析によって今日まで多くの研究報告がなされている。

実験検討では、Leites⁽³³⁾らは、ディーゼルエンジンにおけるオイルジェットノズルの数およびピストンスカートの構成がピストン温度に与える影響について計測している。Thielら⁽¹⁰⁾は、乗用車用ディーゼルエンジンを使用して、オイルジェットの仕様(本数や配置)およびクーリングチャンネル形状の違いによるピストン温度について詳細に分析している。Luffら⁽³⁴⁾は、実際のディーゼルエンジンを使用して、オイルジェットの ON/OFF を可能とできるように改良し、オイルジェット有無が摩擦平均有効圧やエミッション性能に与える影響を検討した。彼らは、オイルジェットを OFF にすると、NOx のわずかな増加および CO の増加が確認され、また、潤滑性能の低下によって摩擦平均有効圧が増加することを示した。また、Torregrosaら⁽³⁵⁾は、ディーゼルエンジンのピストン静止条件下におけるピストン内のオイルギャラリを通過する熱の流れを調査した。彼らは、レイノルズ数、プラントル数およびノズルとクーリングチャンネル入口との相対距離に熱伝達は依存することを示した。

数値解析による検討では、Kajiwaraら⁽³⁶⁾は、CFD (Computational Fluid Dynamics) シミュレーションを使用したオイルギャラリへ流入するオイル量に対するピストン温度予測を行うための2次元解析アプローチ法を提案した。また、多くの研究者⁽³⁷⁾⁻⁽⁴⁰⁾によって、実際のピストンクーリングチャンネル構造における3D-CFDシミュレーションによる詳細なオイルの流れや熱伝達プロセスを予測している。Dengら⁽⁴¹⁾は、3D-CFDシミュレーションを用いて、温度と熱応力を目的関数としたピストンクーリングチャンネル形状の多目的最適化計算を行っている。

以上のように、実際のエンジンを対象にした、これらの研究は、実機運転中のピストン内部のオイル挙動の把握が困難であるため、CFDシミュレーションを用いたアプローチが多いといえる。しかしながら、CFDシミュレーションを活用するためには、実験結果との予実差検証が必要である。そのため、ピストン往復運動条件下でのチャンネル内の複雑な気液二相流の挙動の把握やCFDシミュレーションの予測精度向上に着目した単純なチャンネル形状とRig試験装置を用いた実験的研究が行われている。

Nozawa ら⁽⁴²⁾は、オイルジェット流量 3.0L/min.以下における透明アクリル製のダミーピストンチャンネル内に蛍光剤を混入したオイルの挙動可視化観察および同形状のアルミ製ダミーピストンチャンネル周りの伝熱量を測定している。彼らは、上死点前後において、チャンネル出口付近でオイル滞留による逆流現象が生じていること、および、通過油量の増加とともに受熱量が増加することを述べている。また、図 1.10 に示すように、チャンネル入口上部の冷却量を 100 としたとき、チャンネル出口に向かう各部では、入口の 50 %程度の冷却量となることを示した。Komiya ら⁽⁴³⁾は、光散乱法を使用して、一般的なオイルジェット噴射方向とは逆となる上から下に向かって噴流を噴射できるように設置した透明アクリル製ピストンクーリングチャンネル内部の往復運動中の精製水-空気混相流動の可視化観察を行っている。彼らの研究によると、チャンネル内のオイルは、ピストンの往復運動に合わせて螺旋状に運動しながら流れており、伝熱が促進される流動様相になっていると述べている。また、Lv ら⁽⁴⁴⁾は、単純な閉じた長方形流路を用いて、往復運動中の水充填率および振

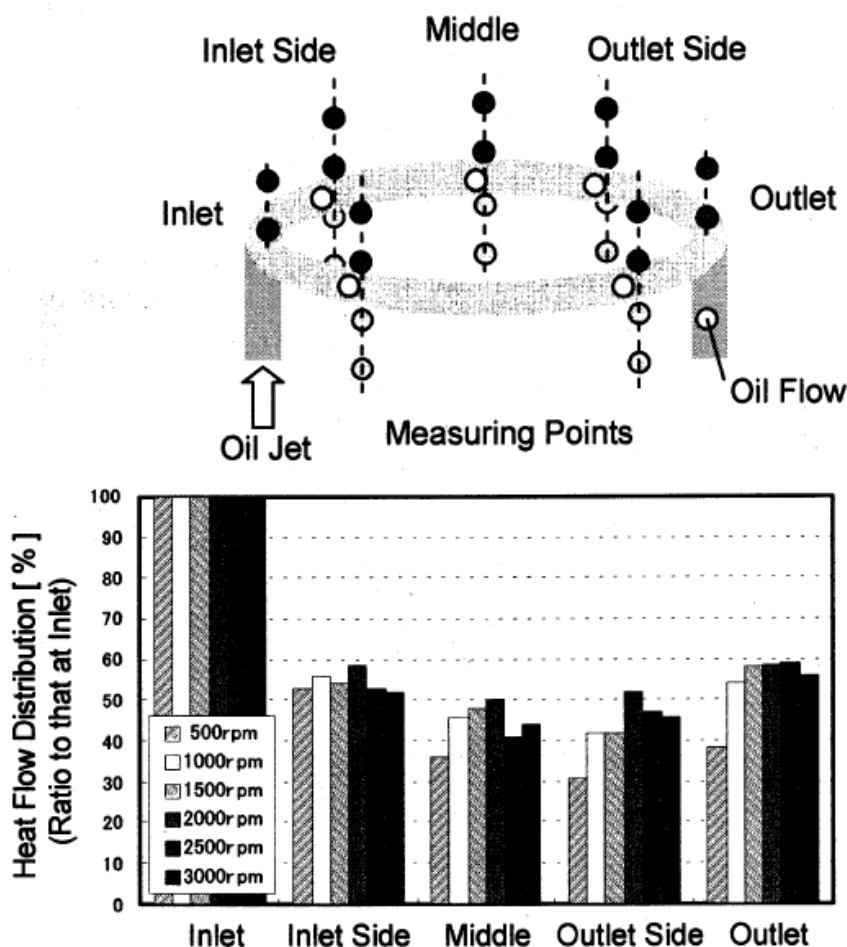


図 1.10 チャンネル各測定位置における冷却量分布⁽⁴²⁾。上図は、計測点を示し、下図は、チャンネル入口上部の冷却量を 100 としたときの比率で整理した冷却量を示す。

動周波数が流路内の水-空気気液二相流動様相に与える影響を調査している。彼らは、図 1.11⁽⁴⁴⁾に示すように、水充填率が 40~60%の範囲で最適な熱伝達係数が得られることを示した。これは、水と空気の割合、すなわち、チャンネル内の気液二相流動様相の違いによって、チャンネル内の熱伝達が大きく異なることを示しており、大変興味深い結果である。

以上の既往研究から、クーリングチャンネル内の気液二相流動様相の可視化観察や壁面における熱伝達の測定に関する研究は行われているが、基本的な特性であるチャンネル内の気液二相流の挙動や気泡などの流動特性に及ぼす振動周波数やオイルジェット流量の影響を調査した実験的な研究は見当たらない。したがって、最適なピストン冷却方法を検討していくためには、まずは往復運動中のチャンネル内流動特性を明らかにする必要がある。そして、曲り管によるオイルジェット界面挙動特性とチャンネル内流動特性をつなげ、現象解明を進めていく。

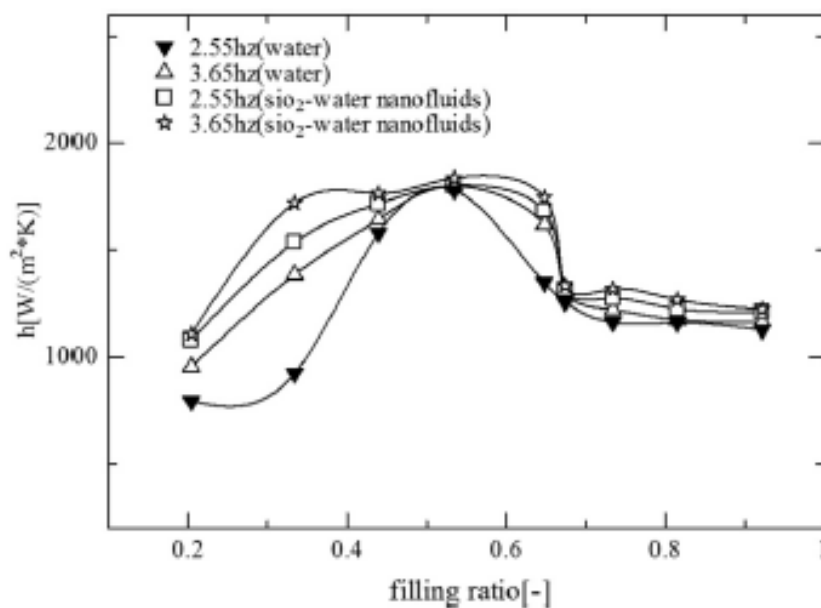


図 1.11 水充填率が熱伝達係数に与える影響⁽⁴⁴⁾

1.3 本研究の目的

内燃機関のさらなる技術革新に向けて、クーリングチャンネルによる冷却は、信頼性問題のみならず、内燃機関の燃費向上や高出力化のために冷却性能を制御することが求められている。しかしながら、ピストン冷却を検討する上で、オイルジェット流量増加によって引き起こされるオイルミスト量増加が起因となる、クランクケース内抵抗増加やブローパイガス中のオイル量増加によるオイル消費量増大およびエミッション性能の悪化など、影響は多岐にわたる。そのため、低流量かつ噴流の拡がりを抑えたオイルジェットによって冷却性能を満足することが必要であると考え、この実現のためには、曲がり管によるオイルジェット界面挙動やチャンネル内気液二相流動様相などの流動特性を理解したうえで、冷却特性につなげることが重要であるが、曲がり管を対象とした液体噴流の界面挙動やチャンネル内の定量的な流動特性評価を議論した研究は見当たらず、いまだ未解明な点が多い。

そこで、本研究では、「オイルジェット界面挙動特性」と「チャンネル内気液二相流動様相」の2つの現象に注目し、以下に示す5つの項目に着目して、研究を進めた。

(1) 実機搭載ノズルによるオイルジェット界面挙動の把握

明瞭な気液界面画像を取得可能な背景照明法を用いて、自動車用内燃機関に搭載されている実機搭載ノズル、および、比較対象として、実機搭載ノズルの生産工程において、ノズルの取り付けおよび曲げ加工を行う前のノズル先端形状が同形状の直管ノズルの2仕様のノズルから噴出するオイルジェット界面挙動様相の比較を行う。ここでは、実機搭載ノズルの諸元として、曲り部が2か所あり、かつ、油圧コントロールのためのチェックボールが上流に設置されているなど、様々な現象が絡み合った複雑な挙動になることが予想される。そのため、実機搭載ノズルによる噴流挙動を把握する目的で、可視化画像による比較を行う。

(2) 透明アクリル製拡大ノズルによるオイルジェット界面挙動特性の検討

背景照明法を用いて、透明アクリル製拡大ノズルから噴出するオイルジェット界面挙動の可視化撮影をおこない、曲がり管形状が噴流界面特性に及ぼす影響について検討する。曲がり有無で生じる二次流れの強さや剥離後の再付着の影響を把握するため、曲り有無(直管 vs. 曲がり管)、曲がり後の長さ、および曲がり部曲率半径の影響について考察する。

(3) 曲がりノズル内部における速度分布の検討

PIV (Particle Image Velocimetry)法を用いて、ノズル内部の流れ場を計測し、曲がりによって生じる管内流れ場を明らかにする。そのうえで、ノズル内部流れが噴流界面挙動に及ぼす影響について考察する。

(4) 直円柱状チャンネル内気液二相流動様相の検討

背景照明法を用いて、直円柱状のシンプルな透明アクリル製チャンネル内の気液二相流動様相を検討する。そのために、チャンネル内の流動様相が把握可能なチャンネル往復運動装置を新たに製作した。チャンネル内流動様相の可視化撮影を行い、計測結果を画像処理することでチャンネル内部の気相面積割合や気相重心など定量的なチャンネル内気液二相流動特性を把握する。また、チャンネル流入口の違いによるチャンネル内気液二相流動様相の影響についても考察する。

(5) 直円柱状チャンネル内気泡径分布の検討

チャンネル内に存在する気泡径特性を把握するため、気泡径分布などの解析が可能なPIA (Particle Image Analyzer)を用いて、チャンネル内の気泡径分布を検討する。

1.4 本論文の構成

本論文は、6章で構成される。図 1.12 に、本論文の構成を示す。

第1章では、ディーゼル機関を取り巻く環境、ピストン冷却の重要性、噴流挙動およびピストンクーリングチャンネルの流動および冷却特性に関する研究動向について述べ、本論文の目的と構成について述べている。

第2章では、オイルジェット界面挙動とチャンネル内気液二相流の流動様相という異なる対象を繋げて議論するために開発した実験装置および計測方法について述べるとともに、評価方法について述べている。また、開発した実験装置による検討が可能か、妥当性について検証を行っている。

第3章では、曲がり管ノズルから噴出するオイルジェット界面挙動特性を明らかにすることを目的として、はじめに、現状を理解するために、実機に搭載されているノズルによるオイルジェット界面挙動の可視化観察結果について述べている。次に、曲がりの影響について詳細に検討するため、直管タイプおよび曲がり管タイプの透明アクリル製拡大ノズルによるオイルジェット界面挙動を可視化し、曲がり有無における噴流の拡がりや界面変動などの噴流挙動特性について考察している。さらに、曲がり有無だけでなく、曲がり後長さ、および曲がり部曲率半径に着目し、曲がり管ノズルの諸元違いによる影響についても述べている。

第4章では、2次元断面内の2成分速度場を計測可能な2D2C PIV および2次元断面内の3成分速度場を計測可能な2D3C PIV を用いたノズル内部の流動場について述べている。そして、ノズル諸元や Re によるノズル内部流れの変化が、オイルジェット界面挙動特性に及ぼす影響について考察している。

第5章では、往復運動中のチャンネル内気液二相流動特性を明らかにすることを目的として、新たに開発したチャンネル往復運動装置を用いて、基礎的な形状である直円柱状の透明アクリル製チャンネルを対象に、振動周波数(f_{os})やオイルジェット Re がチャンネル内の

気相面積割合, 気相重心, および, 気泡径分布などの流動特性に及ぼす影響について述べている. さらに, チャンネル諸元の影響として, チャンネル流入口径の違いによる流動特性への影響についても考察している.

最後に, 第6章で本論文の結論を示す.

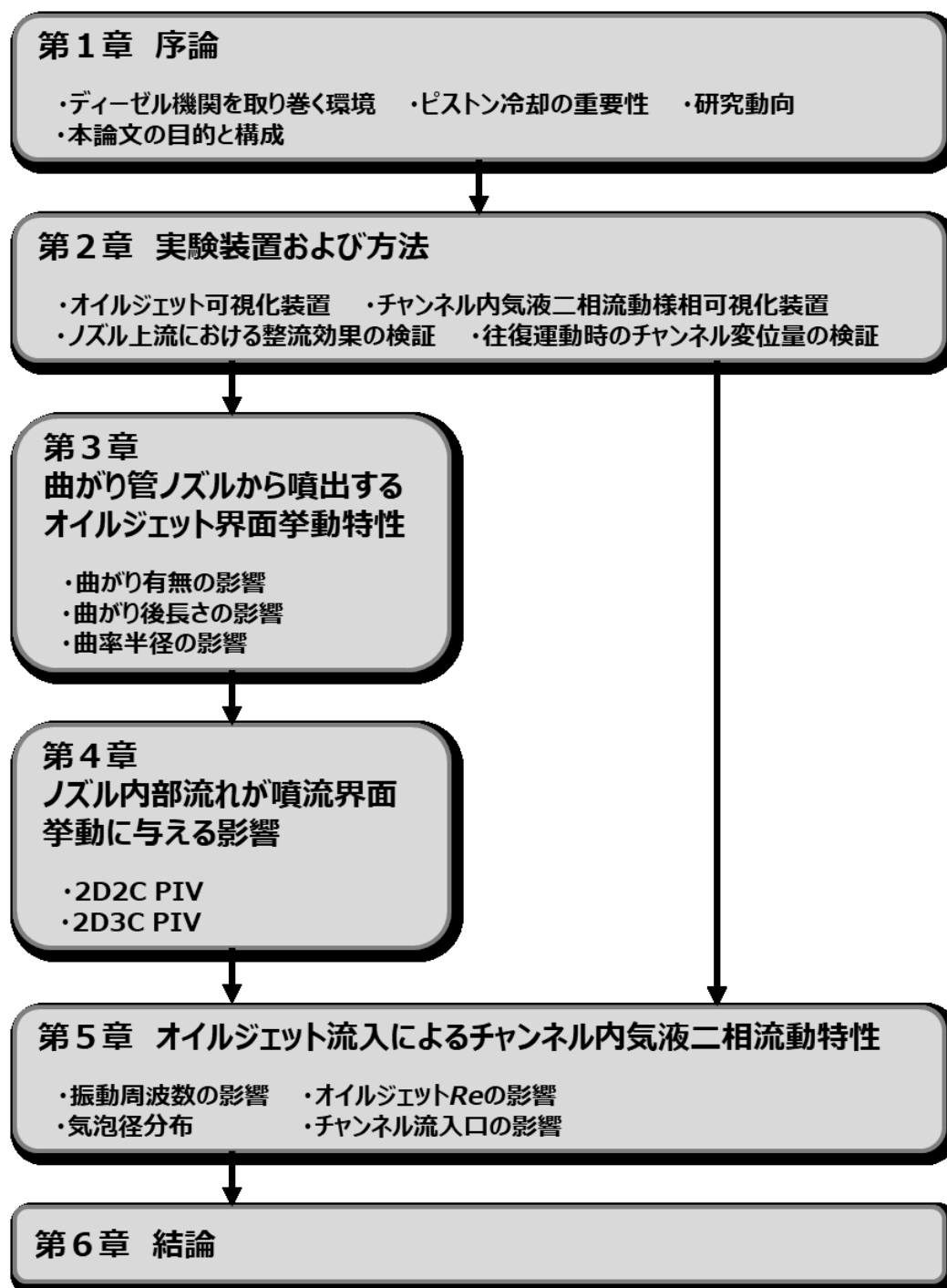


図 1.12 本論文の構成

第二章 実験装置および方法

2.1 緒言

高効率なピストン冷却に向けたオイルジェット挙動およびピストンクーリングチャンネル内の気液二相流の流動特性を把握するためには、詳細な気液界面挙動の特性を明らかにし、その特性がノズルやチャンネル諸元などの形状要因によって、どのような影響を及ぼすのかを明らかにすることが重要である。そのため、オイルジェットやチャンネルの気液界面情報、および流路内部の速度分布といった定量的な数値による検討は極めて有益である。

気液界面に関する計測法は、気液界面挙動に影響を与えないように光学的計測や画像計測などの非接触での計測が主に行われている。光学的計測では、光が対象物体を通過する際の減衰、屈折、散乱などの変化を検知して電気信号を出力するフォトセンサや光電センサを用いた研究^{(20), (45)}が行われている。この計測法は、電気信号を数値データとして取得するため、比較的容易に長時間の計測が可能であるが、センサ位置の情報しか得られないため、例えば、噴流下流方向といった空間的な界面情報を得るためには、計測点の数と同数のセンサを準備する必要があるという難点を有する。一方、画像計測は、古くから行われてきた計測法であるが、近年の記憶媒体の大容量化やカメラ性能の著しい向上により、可視化だけでなく撮影したデジタル画像から詳細な界面情報を取得することで、界面変動特性を議論した多くの研究^{(25), (26), (46)-(51)}が報告されている。

流体の速度場の計測法は、噴流内部の速度分布の計測を対象にしても熱線流速計^{(52), (53)}や LDA (Laser-Doppler anemometry)^{(54), (55)}といった接触・非接触による計測が数多く行われている。特に、近年、マーカ法の一つであるトレーサ粒子を流体中に混入し、微小時間ごとの撮影画像中の粒子群の移動量から速度を算出する PIV (Particle Image Velocimetry) 計測技術が確立し、多くの研究⁽⁵⁶⁾⁻⁽⁵⁹⁾に使われている。この計測法は、トレーサ粒子やレーザなどの高出力な光源が必要となるが、レーザシート光面内の速度分布を詳細に把握することが可能である。

本研究では、オイルジェット界面挙動とチャンネル内気液二相流の流動様相という異なる対象を繋げて議論するため、共通パーツで構成される実験装置を開発した。気液界面の計測として鮮明な気液界面の撮影が可能な拡散板を用いた背景照明による画像計測を使用し、オイルジェット界面挙動の可視化、チャンネル内気液二相流の流動様相および気泡径分布の計測を行った。また、流路内部の速度場の計測には、面内速度分布を把握可能な PIV を使用した。

本章は、開発した実験装置および計測方法について述べるとともに、評価方法について述べる。また、開発した実験装置による検討が可能か、妥当性について検証を行った結果について述べる。

2.2 実験装置

2.2.1 オイルジェット界面挙動の可視化

2.2.1.1 実機搭載ノズルによるオイルジェット可視化

図 2.1 に、実機搭載ノズルにおけるオイルジェット可視化装置の概略図を示す。オイルジェットは、トロコイド式ポンプ(2ME200S-206HBM, 日本オイルポンプ)によって重力方向に噴射した。オイルジェット流量は、オイルポンプ後の経路にオイルタンクに戻すバイパス経路を設け、リターン側のバルブ開度を変更し、管理は流量計(LS4976-400C, オーバル)を使用して調整した。油温は、K 型熱電対(ST-14, 佐藤計量)によってオイルタンク内およびノズル出口に近い位置の 2 箇所計測を行い管理した。油温の調整は、油用温調付投げ込みヒーター(SAC1113, 八光電機)をオイルタンク内に挿入して行った。

オイルジェット界面挙動は、背景照明法によって可視化した。光源は、Nd: YAG レーザ(20Hz, LS-2132, LOTIS TII)を使用し、レーザーは減衰装置を通り、レーザー縞を除去した後、拡散板によって拡散光を照射した。カメラは、CCD カメラ(モノクロ, AM-200GE, JAI)および焦点距離 105mm のレンズ(AI Micro-Nikkor 105mm f/2.8S, NIKON)を使用し、画像サイズは、1200×1600 pixels である。レーザーとカメラの信号は、デジタルディレイジェネレータ(VSD2000, Flowtech Research)によって同期した。

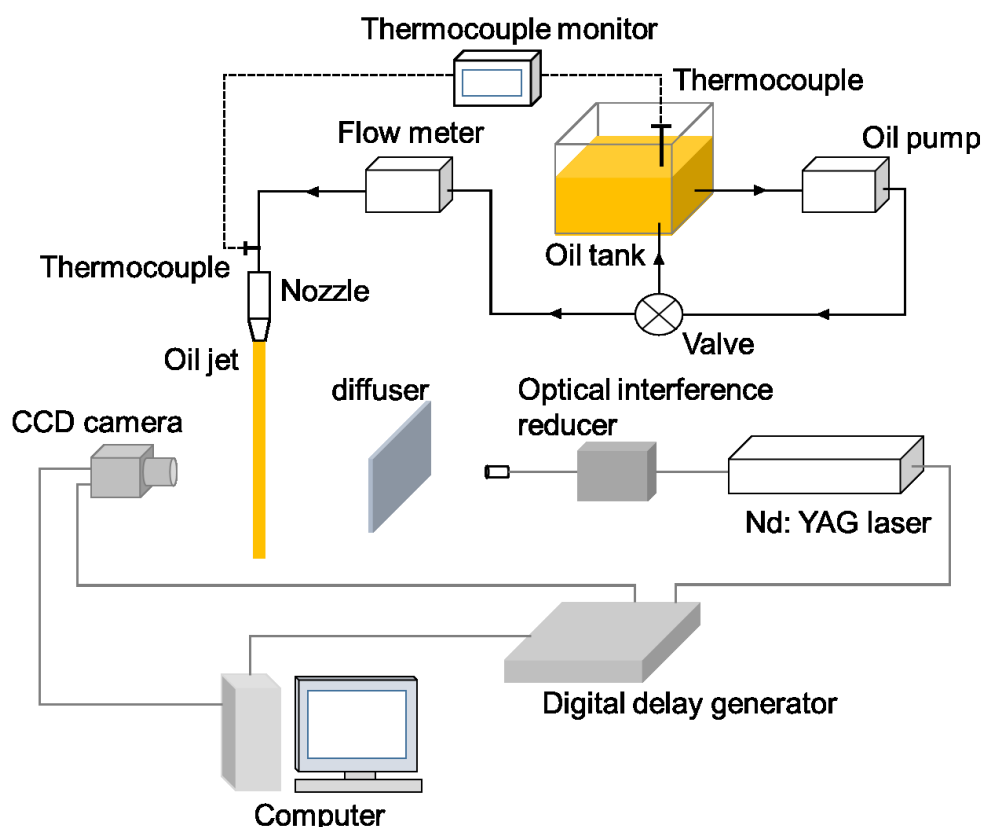


図 2.1 実機搭載ノズルにおけるオイルジェット可視化装置

2.2.1.2 透明アクリル製拡大ノズルによるオイルジェット可視化

図 2.2 に、透明アクリル製拡大ノズルによるオイルジェット可視化計測装置の概略図を示す。本計測では、曲り以外の影響を除外するため、図 2.1 に示す実機搭載ノズルによるオイルジェット可視化計測装置とは別の新たな装置を開発した。ノズルから噴射されたオイルは、オイルタンクで捕集した後、再びノズルから噴射させる循環方式を採用した。オイルジェットは、渦流ポンプ(20KHD07Z, ニクニ)によって、静止気体中に重力方向へ噴射させた。流量は、インバータ(FR-D720, 三菱電機)によって、ポンプの駆動周波数を調整することで変更した。流量および油温の管理は、コリオリ式流量計(FD-SS20A, KEYENCE)を使用して、精密な計測を行った。また、渦流ポンプは、ケーシング内の羽根の高速回転により渦流れを生じさせることで流体を搬送する原理であるため、ポンプ後流の流れ場は偏流や渦が生じる。そこで、内径 35.5 mm、長さ 400 mm の整流器(FSF032, オーバル)を設置して、流れ場の整流を行った。そして、ノズルと整流器の間に、内径 14.9 mm、長さ 1200 mm の直管パイプを設け、さらに、ノズル内部の曲がり部上流において内径 6 mm、長さ 300 mm の直管部を確保することで、発達した流れをノズルに流入させた。

噴流界面の挙動可視化計測は、背景照明法を使用し、オイルジェット界面の詳細な挙動を把握するため、フル画素サイズ 1024×1024 pixels の高速度カメラ(カラー, SA-Z, Photron)および焦点距離 105mm のレンズ(AI Micro-Nikkor 105mm f/2.8S, NIKON)を使用した。光源は、LED ストロボ(DITECT)もしくは LED 光源(LLBK シリーズ, AITEC SYSTEM)を使用し、拡散板(#47-952, Edmond Optics)によって拡散光を照射した。

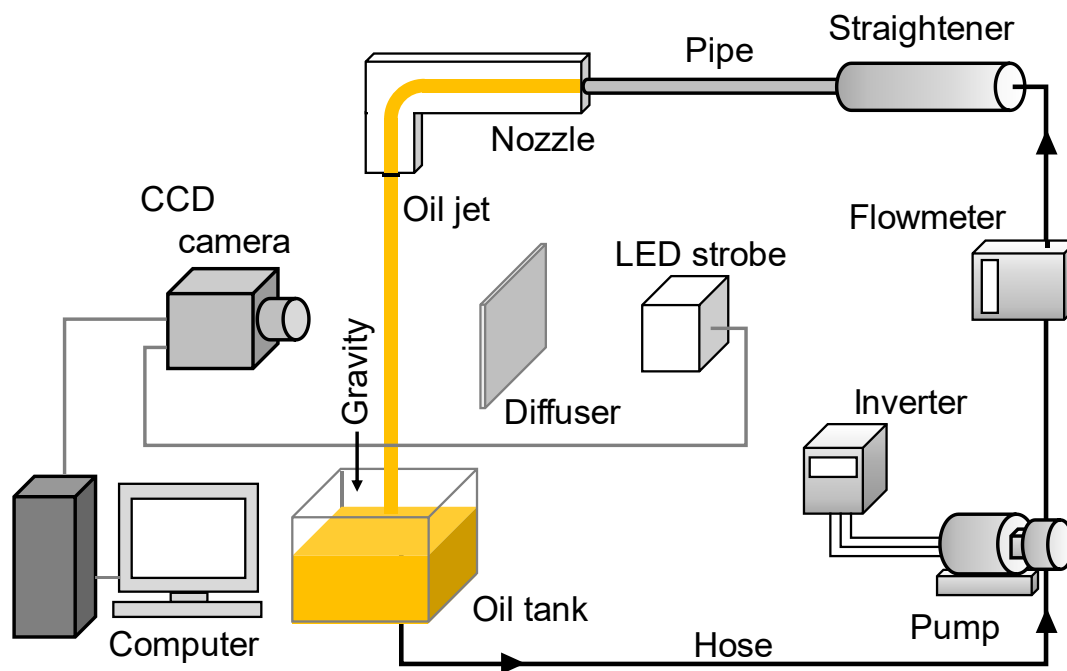


図 2.2 透明アクリル製拡大ノズルにおけるオイルジェット可視化装置

2.2.2 往復運動中のチャンネル内気液二相流動様相の可視化および気泡径計測

図 2.3 に、チャンネル内気液二相流動様相可視化装置の概略図を示す。オイルジェット挙動とチャンネル内流動をリンクして議論できるように、オイルジェット噴射装置は、図 2.2 に示す装置を転用した。オイルジェットは、チャンネル方向に流入させるため、上方向に噴射した。チャンネルの往復運動には、クランク機構を採用した。クランクシャフトは、通常下部に設置されるが、回転中のオイル飛散による可視化領域の阻害および後述する PIV 計測におけるトレーサ粒子が混入したオイルによる摺動部の摩耗を防ぐため、装置上部に設置した。そのため、往復運動中のチャンネル速度は、実機エンジンのピストン挙動と比べて TDC (Top-Dead-Center) および BDC (Bottom-Dead-Center) が逆となる。往復運動は、出力 3.7kW のモータ (TFO-LK 4P, 日立三機システム) をインバータ (FR-E720, 三菱電機) によって駆動周波数を調整し、2 つのプーリを介して、クランクシャフトに動力を伝達した。プーリ比 (Pulley-A : Pulley-B) は、1 : 1 である。クランク半径 r_c は、40 mm、コンロッド長 L_c は、160 mm を採用した。すなわち、ストロークは 80 mm、連棹比 $\lambda (= r_c / L_c)$ は、1/4 である。チャンネル部は、4 本のガイドロッドを設置し、ボールスプラインによって摺動させた。また、クランクシャフトの回転数は、光電式センサ (LG-9200, 小野測器) によって信号を取得し、回転計 (TM-3110, 小野測器) で表示させた。本計測装置では、モータ回転数 650 rpm (振動周波数 $f_{os} = 10.83$ Hz) 以下の条件下において、安定的な稼働を行うことを確認した。

チャンネル内流動様相可視化およびチャンネル内気泡径分布の計測は、オイルジェット挙動可視化と同様に、背景照明法によって行った。図 2.4(a) に、チャンネル内気液二相流動様相の可視化方法を示す。撮影は、往復運動中のチャンネル内の流動様相を詳細に把握する

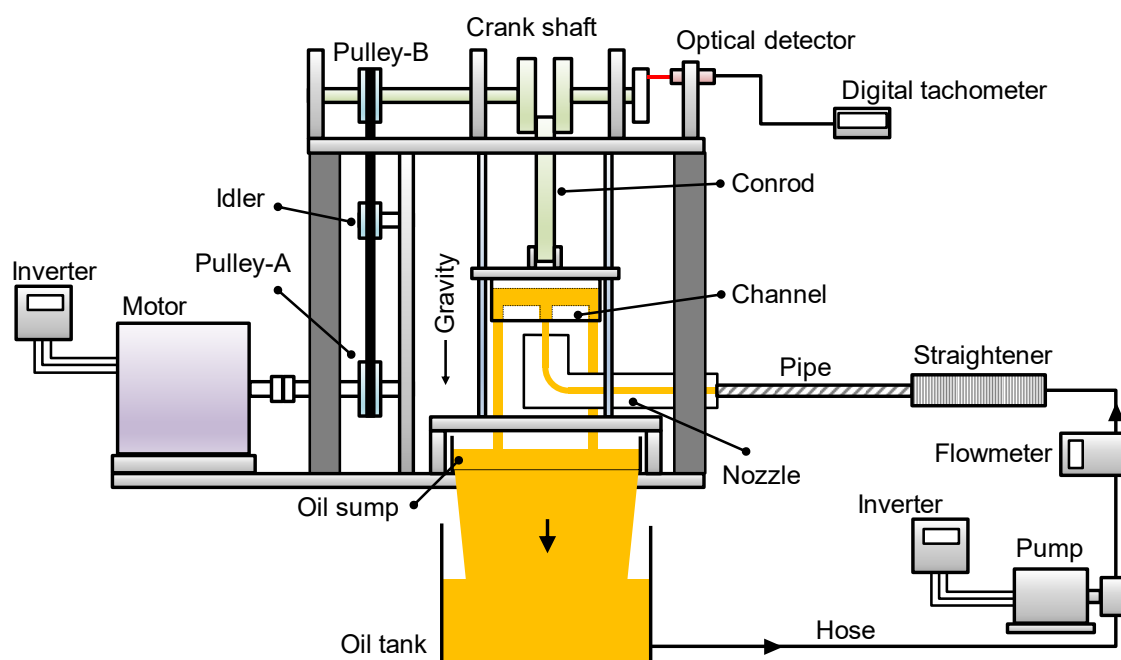


図 2.3 チャンネル内気液二相流動様相可視化装置

ため、高速度カメラ(カラー, SA-Z, Photron) および焦点距離 105 mm のレンズ(AI Micro-Nikkor 105mm f/2.8S, NIKON)を使用した。光源は、TDC から BDC の範囲の可視化を行うため、広範囲に照射可能な LED 光源(LLBK シリーズ, AITEC SYSTEM)および拡散板(#47-952, Edmond Optics)を使用して拡散光を照射した。カメラは、クランクシャフトの回転パルスを取得している回転計から外部入力トリガを入力させ、撮影を開始した。図 2.4(b)に、チャンネル内気泡径分布の計測方法を示す。本計測では、任意のクランクアングル位置の計測を行い、位相平均で評価を行うため、図 2.1 に示す実機搭載ノズルによるオイルジェット可視化と同様な計測方法を用いた。カメラは、CCD カメラ(AM-200GE, JAI)を使用した。光源は、明瞭な気泡界面を可視化するため、高出力である Nd:YAG レーザ(20Hz, LS-2132, LOTIS TII)を使用し、減衰装置によってレーザ縞を除去した後、拡散板(#47-952, Edmond Optics)によって拡散光を照射した。カメラおよびレーザの信号の同期は、回転計からの信号パルスをプログラブルフィルタ(3624, NF CORPORATION)によって、ローパスフィルタ処理を行った後、デジタルディレイジェネレータ(VSD2000, Flowtech Research)に入力させて、同期を行った。気泡径の解析には、球形及び非球形の気泡径測定が可能な輝度勾配法を用いた PIV ソフトウェア(FtrPIV, Flowtech Research)の PIA (Particle Image Analyzer)⁽⁶⁰⁾を用いて行った。

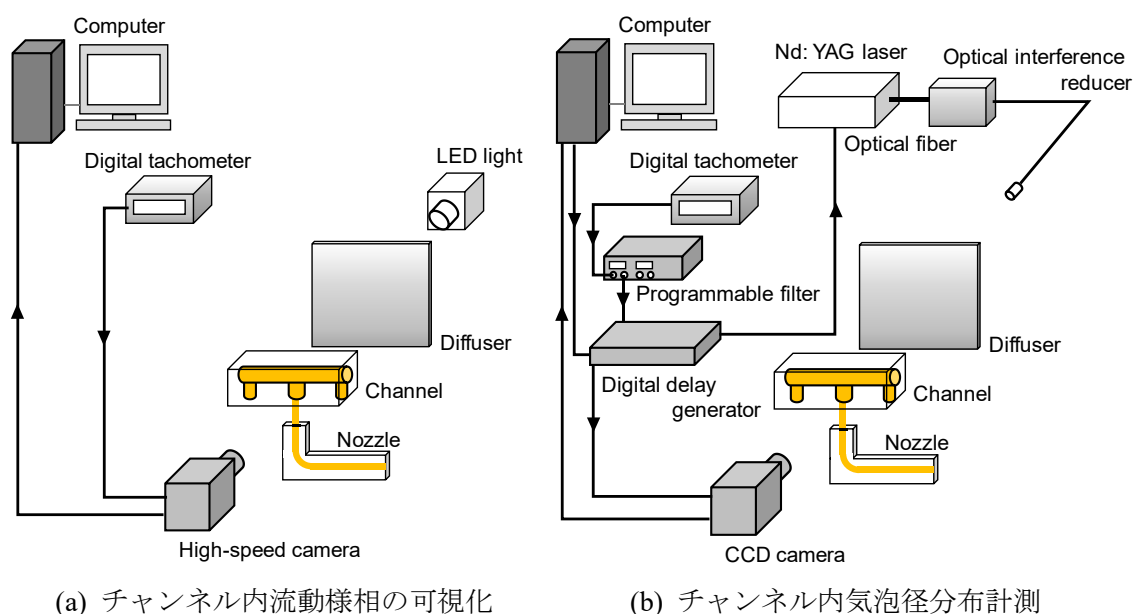


図 2.4 チャンネル内現象の計測方法

2.2.3 PIV による速度場計測

非接触かつ面内の定量的な速度分布が計測可能な PIV を用いて、透明アクリル製拡大ノズル内部流れの可視化を行った。曲がりによって生じる速度勾配を把握する目的で 2D2C PIV (two-dimensions two-components PIV)を行い、さらに、より詳細な流れ場を把握するため、2D3C PIV (two-dimensions three-components PIV)を行った。

2.2.3.1 2D2C PIV

図 2.5 に、2D2C PIV によるノズル内部流れ可視化装置の概略図を示す。オイルジェット噴射装置は、図 2.2 に示すオイルジェット可視化装置と同じ構成である。波長 532 nm の Nd:YAG レーザによって、シート厚さ約 1.2 mm のシート光を照射した。トレーサ粒子は、レーザ光による反射などを除外するため、比重 1.1 g/cm^3 、平均粒子径 $15 \mu\text{m}$ の蛍光粒子 (Fluostar0459, EBM Corporation) を使用した。この蛍光粒子は、波長 532 nm のレーザで照射されると、波長 580nm で励起され、カメラレンズにロングパスフィルタ (SCF-50S-560, シグマ光機) を取り付けることで、蛍光粒子の励起波長のみを撮影した。撮影画像データの保存は、カメラコントロールソフトウェア (FtrCAM, Flowtech Research) を使用した。レーザの Q-switch とカメラの信号は、デジタルディレイジェネレータ (VSD2000, Flowtech Research) によって同期し、FtrCAM 上でフレームストラドリング法を用いて制御した。

また、本研究では、円管内の流れ場を可視化するため、アクリルと流体との屈折率による影響に注意しなければならない。そこで、一般的なアクリル樹脂の屈折率 (1.49-1.53) とほぼ同じ屈折率を有し、かつ、エンジンオイルに近い粘性を持つシリコンオイル (KF56A, 信越化学, 屈折率=1.498) を使用することで、インデックスマッチングを行った (物性値は、後述する)。図 2.6 に、透明アクリル製ノズル背面に等間隔の格子を印刷した用紙を配置した際のシリコンオイル有無における画像を示す。屈折率の近いシリコンオイルを使用することで、ノズル内部の現象を捉えることができることを確認した。速度場は、直接相互相関法によって速度を算出する FtrPIV ソフトウェア (Flowtech Research) を使用して解析を行った。ペ

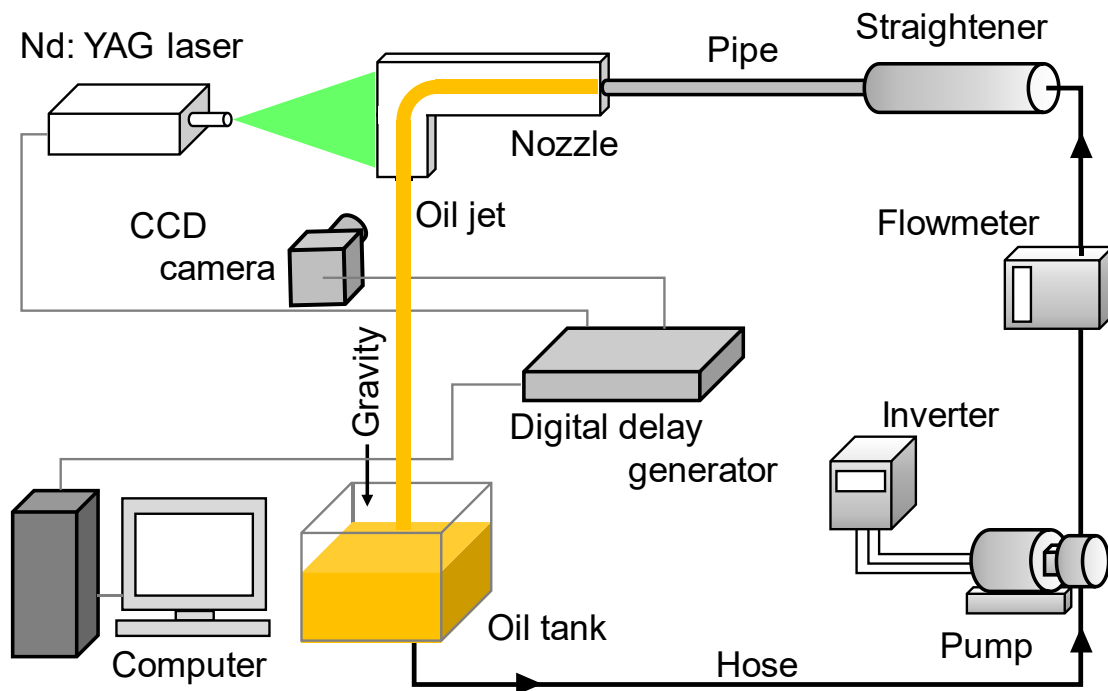
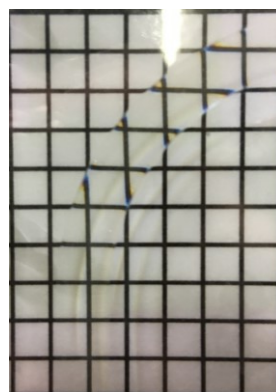


図 2.5 ノズル内部流れ可視化装置(2D2C PIV)

ア粒子画像における検査窓は、 33×33 pixels でオーバーラップ 50%，探索範囲は、10 pixels に設定した。



(a) シリコンオイル流入無



(b) シリコンオイル流入有

図 2.6 インデックスマッチング検証

2.2.3.2 2D3C PIV

図 2.7 に、2D3C PIV によるノズル内部流れ可視化装置の概略図を示す。2D3C PIV では、ノズル内におけるシート光内の 3 成分速度場を計測するため、画像サイズ 1200×1600 pixels のカメラ 2 台(モノクロ, AM-200GE, JAI)を使用して行った。カメラ以外の構成は、図 2.5 に示す 2D2C PIV による計測装置と同じである。ペア粒子画像における検査窓は、 41×41 pixels でオーバーラップ 50%，探索範囲は、10 pixels に設定した。

本計測では、計測断面に対して、2 台のカメラをノズル前面および背面にステレオ配置することによって撮影を行った。ステレオ配置を行う際は、斜め方向からの撮影となるため、通常の撮影では撮影面全体にピントを合わせることが難しい。そのため、カメラ本体およびカメラレンズの間にティルト機能を有したマウントアダプタ(TILT NIK-m4/3 N, KIPON)を接続し、図 2.8 に示すように、撮影面、レンズ面、およびカメラ CCD 素子面のそれぞれの延長線が一点に交わるシャインフルーグ条件を満足できるように撮影画像を確認しながら調整した。また、ノズルは、矩形透明アクリル樹脂の内部にあるため、斜め方向からの撮影を行う場合、屈折により像の歪みが生じる。そのため、ノズル流路と同じ材質である透明アクリル樹脂のプリズムを製作し、ノズル側面に設置することで計測精度の向上を図った。

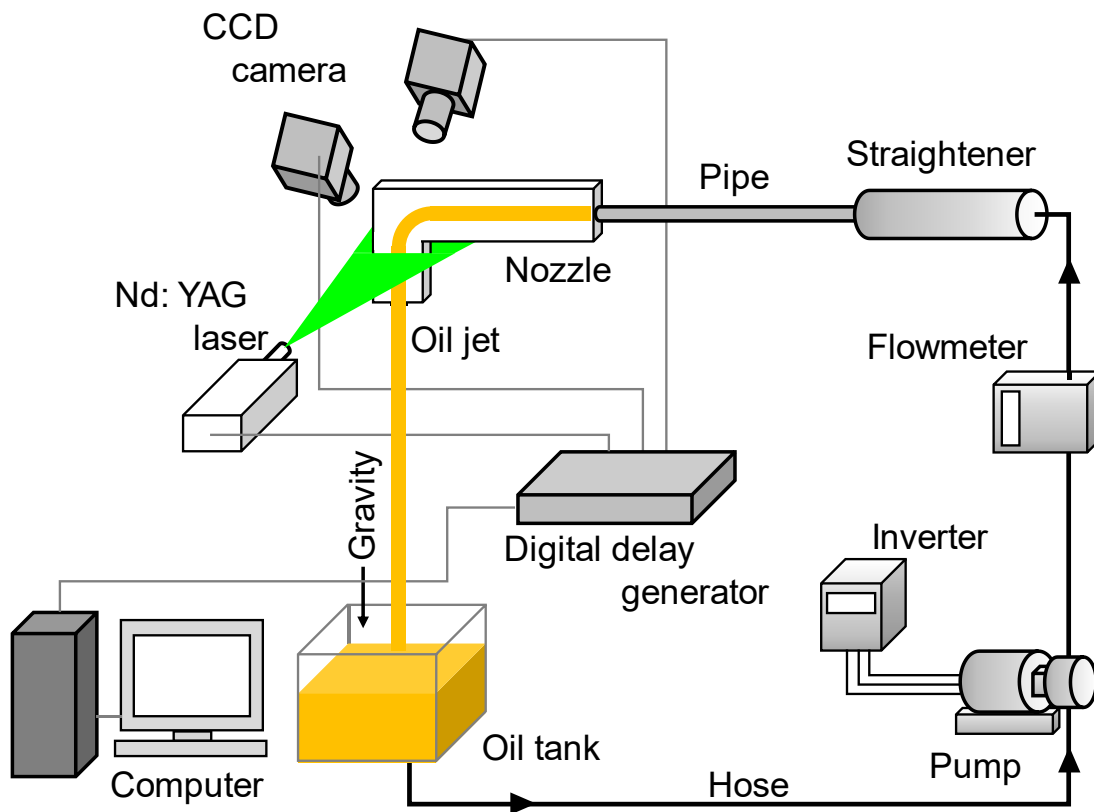


図 2.7 ノズル内部流れ可視化装置(2D3C PIV)

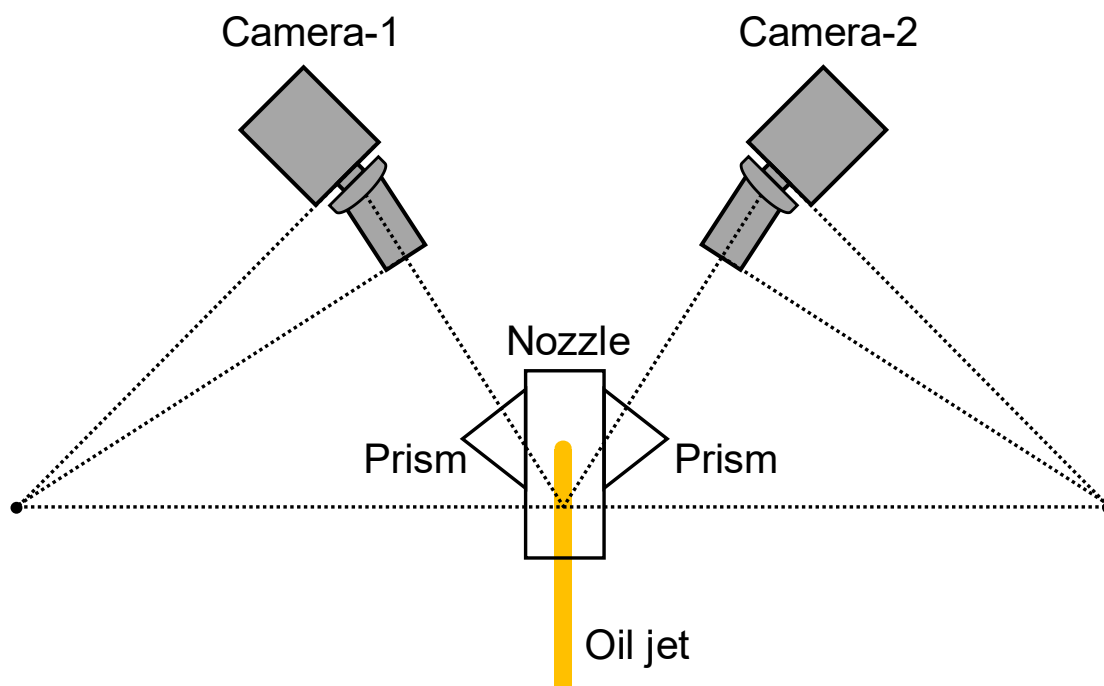


図 2.8 2D3C PIV におけるカメラ配置

カメラ校正のためのキャリブレーションプレートは、図 2.9 に示す格子点を使用した。ノズル内径 6mm に対して、直径 5.8mm のキャリブレーションプレートを製作した。円管内を可視化するため、キャリブレーションプレート中央に直交型の格子を配置し、外周には、同心円型の格子を配置している。基準点の総数は、97 点である。キャリブレーションプレートを上面に設置したロッドをマイクロメータによって x, y, z 方向に微小移動可能なトラバース装置を構築し、ノズル出口より挿入してシート光内の 5 断面の撮影を行い、カメラ校正を行った。図 2.10 に、キャリブレーションプレートの撮影画像および逆投影後の画像の一例を示す。ステレオ撮影を行った撮影画像(a)に対して、逆投影(b)を行うことで、それぞれの画像上での水平および垂直画像における移動量を計算する。このように、既知の格子点情報に対して撮影を行うことで、画像空間と物理空間の幾何学的な対応関係を定義することができ、カメラパラメータを計算することが可能となる。カメラパラメータの生成は、カメラ校正プログラム(ISCC, Flowtech Research)を使用して計算した。カメラパラメータ生成モデルは、強歪画像への対応が可能な多項式によって近似するダイレクトマッピング⁽⁶¹⁾を使用した。カメラパラメータ(dx_i, dy_i)は、カメラ画像における座標(x_{cami}, y_{cami})および実座標(x_p, y_p, z_p)によって、以下で求められる。

$$x_{cami} = \sum_{\substack{nx+ny+nz \leq M_{dm} \\ nz \leq N_{dm}}} dx_i x_p^{nx} y_p^{ny} z_p^{nz} \quad (2.1)$$

$$y_{cami} = \sum_{\substack{nx+ny+nz \leq M_{dm} \\ nz \leq N_{dm}}} dy_i x_p^{nx} y_p^{ny} z_p^{nz} \quad (2.2)$$

ここで、 M_{dm} は、多項式の次数であり、 N_{dm} は、 z 項の次数となる。本研究では、 $M_{dm} = 6$ 、 $N_{dm} = 3$ で解析を行った。

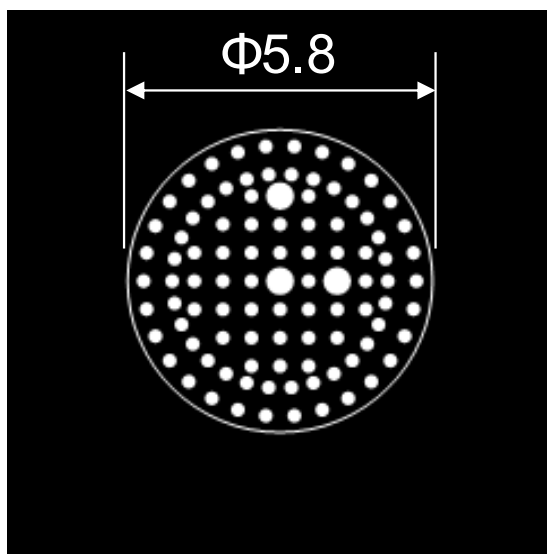


図 2.9 キャリブレーションプレート

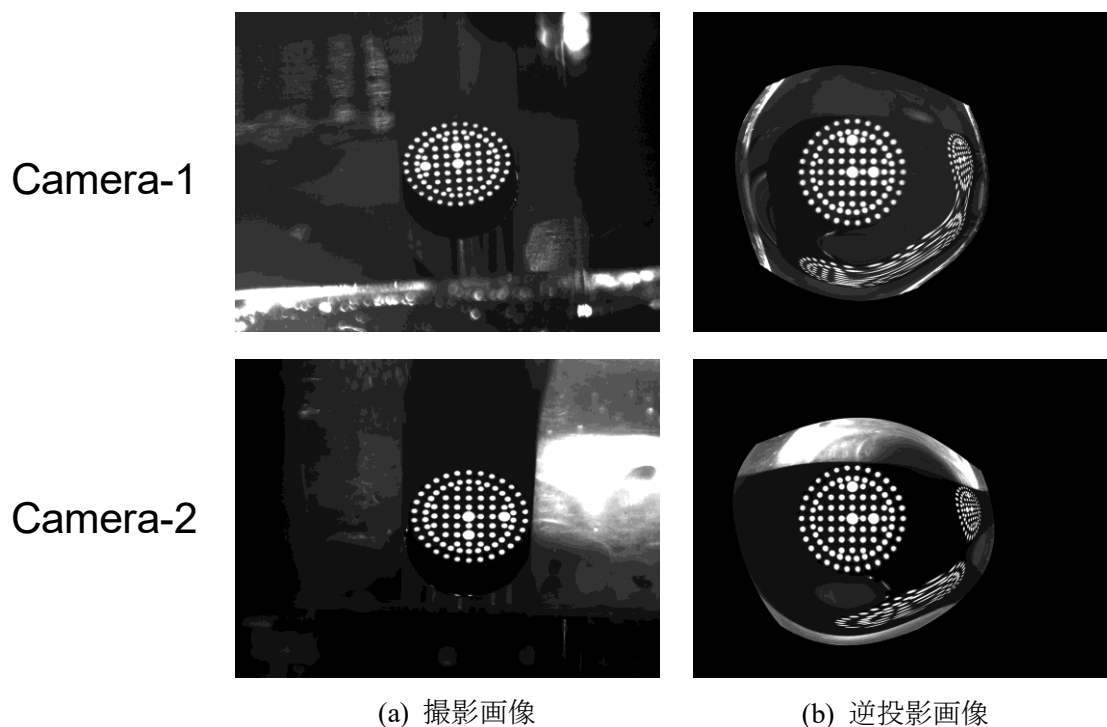


図 2.10 キャリブレーションプレート撮影画像および逆投影画像

2.2.4 オイル

本研究では、2種類のオイルを使用した。図 2.1 に示す実機搭載ノズルによるオイルジェット挙動可視化では、実機で起こっている現象を把握するため、実際に乗用車用ディーゼルエンジンで使用されているエンジンオイル(SAE 0W30)を使用し、それ以外の透明アクリル流路を使用した実験では、円形形状に対するインデックスマッチングを行うため、シリコンオイルを使用した。

表 2.1 に、303 K から 353 K の範囲におけるエンジンオイル(SAE 0W30)の物性値を、表 2.2 に、298 K におけるシリコンオイル(KF56A, 信越化学)の物性値⁽⁶²⁾を示す。本研究で使用したシリコンオイルは、透明アクリル樹脂の屈折率(1.49-1.51)およびエンジンオイルにおける 353 K のときの動粘性係数に近い値となるオイルを選定した。

表 2.1 エンジンオイル(SAE 0W30)の物性値

	303 K	333 K	343 K	353 K
Density ρ_{oil} (kg/m ³)	840.15	825.54	820.71	815.89
Kinetic viscosity ν (m ² /s)	6.28×10^{-5}	2.37×10^{-5}	1.82×10^{-5}	1.44×10^{-5}
Surface tension σ (N/m)	29.9×10^{-3}	27.5×10^{-3}	26.7×10^{-3}	26.0×10^{-3}

表 2.2 298 K におけるシリコンオイル(KF56A)の物性値⁽⁶²⁾

	298 K
Density ρ_{oil} (kg/m ³)	995
Kinetic viscosity ν (m ² /s)	1.5×10^{-5}
Surface tension σ (N/m)	24.4×10^{-3}
Refractive index	1.498

2.3 評価方法

2.3.1 画像処理による気液界面情報の取得

噴流挙動およびチャンネル内流動様相を定量的に評価するため、撮影した画像に対して数値計算ソフトウェア Matlab (MathWorks 社)を使用して画像処理を行い、界面情報の出力を行った。図 2.11 に、オイルジェット界面位置の取得を例に画像処理のフローチャートを示す。オイルジェット挙動の可視化では、オイルジェット画像に加えて光源による光のムラを除外するため、背景画像についても撮影を行った。

最初のステップとして、CCD カメラによるモノクロ画像および高速度カメラによるカラー画像(8bit ビットマップ)において、画像処理を行う上でカラー画像のみグレースケールへの変換を行った(Step. 1)。グレースケールへの変換は、以下の式⁽⁶³⁾を使用して算出した。

$$Y' = 0.299 \times R' + 0.587 \times G' + 0.114 \times B'. \quad (2.3)$$

ここで、 Y' は、グレースケール値を示し、 R', G', B' は、赤、緑、青の RGB 成分である。

グレースケールへの変換後、オイルジェット画像から背景画像を減算し(Step. 2)、その背景減算画像に対して二値化処理を行うことで、オイルジェットが存在する領域を判別した(Step. 3)。二値化処理は、二値化処理を行う際の閾値を画像情報から自動的に算出する手法である大津法⁽⁶⁴⁾を使用した。大津法は、画像における輝度値ヒストグラムを暫定閾値によって、2つのクラスに分けた各クラスのクラス内分散 σ_w^2 およびクラス間分散 σ_b^2 を用いて、閾値の良さの判断基準として分離度 η を求め、その分離度 η が最大となる閾値を最適な閾値として求める方法である。クラス内分散 σ_w^2 およびクラス間分散 σ_b^2 は以下の式で求められる。

$$\sigma_w^2 = \omega_0 \sigma_0^2 + \omega_1 \sigma_1^2, \quad (2.4)$$

$$\sigma_b^2 = \omega_0 (\mu_0 - \mu_T)^2 + \omega_1 (\mu_1 - \mu_T)^2 = \omega_0 \omega_1 (\mu_0 - \mu_1)^2, \quad (2.5)$$

$$\sigma_T^2 = \sigma_w^2 + \sigma_b^2. \quad (2.6)$$

ここで、 ω_0 および ω_1 は、各クラスにおける画素数の割合、 μ_0 および μ_1 は、それぞれ各クラスにおける輝度値の平均、 σ_0^2 および σ_1^2 は、各クラスにおける輝度値の分散である。また、 μ_T は、画像全体の輝度値の平均であり、 σ_T^2 は、クラス内分散およびクラス間分散の和で計算される画像全体の輝度値の分散である。これらの値を用いて、分離度 η は以下の式で定義される。

$$\eta = \frac{\sigma_b^2}{\sigma_w^2} = \frac{\sigma_b^2}{\sigma_T^2 - \sigma_b^2}. \quad (2.7)$$

ここで、 σ_T^2 は、閾値に関係なく一定であるため、クラス間分散 σ_b^2 が最大となる閾値が最適な閾値となる。

そして、大津法によって二値化処理を行った画像において液柱界面の拡がり最大となる界面位置を取得するため、分裂によって浮遊した液滴の除去および液柱内の空隙部の充填処理を行った(Step. 4)。この処理によって、噴流軸方向位置ごとに黒(=0)から白(=1)に変わる位置が界面位置となり、撮影画像に対して、左側(青色)および右側(赤色)の界面位置座標をそれぞれ出力した(Step. 5)。

一方、チャンネル内気液二相流動様相に関しては、チャンネル内を可視化するため、背景照明を撮影することが難しく、背景減算のステップ(Step. 2)は行わず、処理を行った。また、オイル液相と気相の占有状況を把握するため、空隙部の充填処理(Step. 4)については除外した。

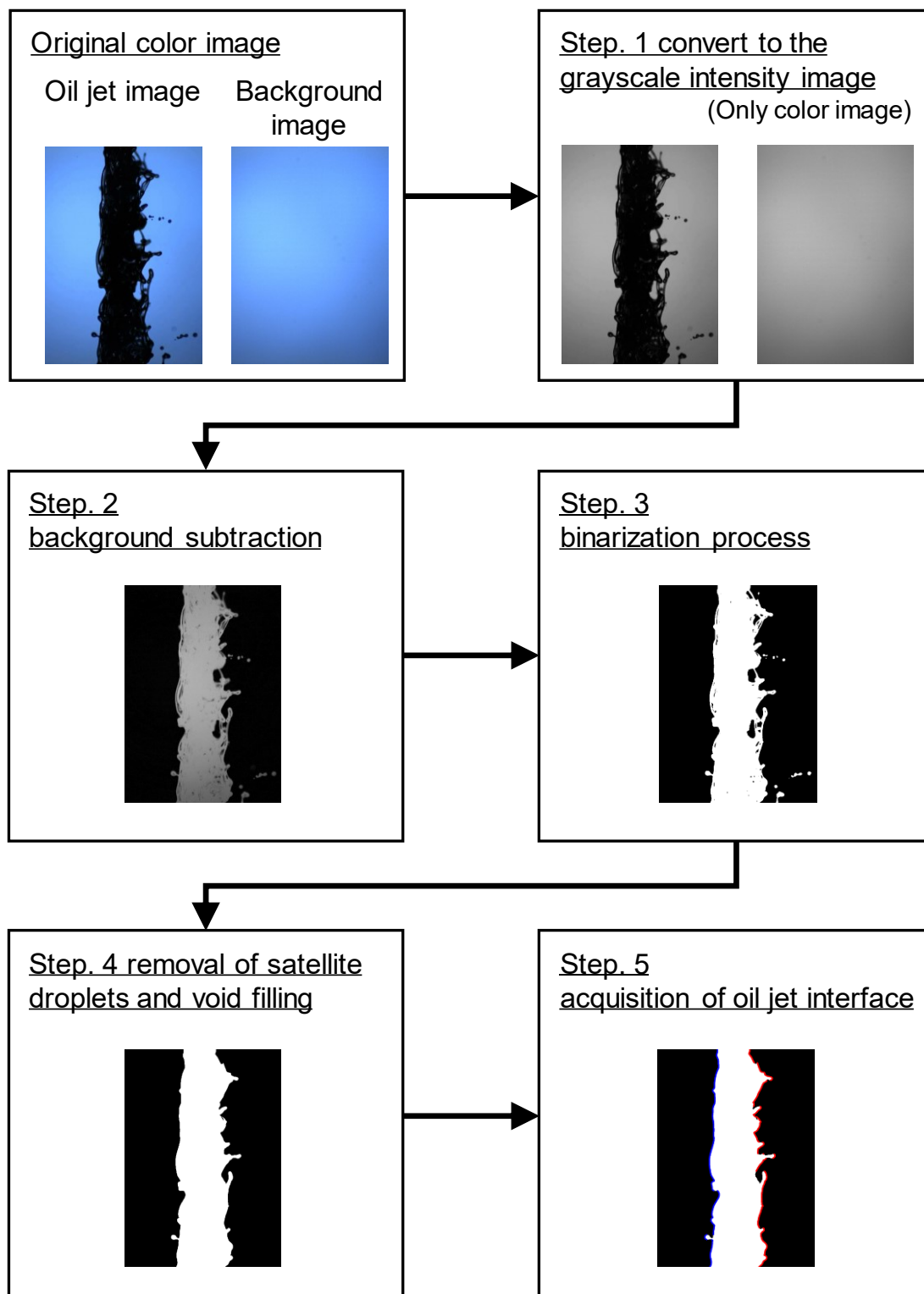


図 2.11 画像処理による気液界面取得フローチャート

2.3.2 オイルジェット界面挙動特性評価指標

画像処理によって出力したオイルジェット界面位置を使用して、噴流の拡がりや界面変動などのオイルジェット挙動特性の定量的評価を行った。図 2.12 に、オイルジェット挙動における座標軸の定義を示す。曲がり管ノズルに対して、ノズル出口中心を原点とし、噴流の噴射方向を+z 軸、曲がり外側方向を+y 軸とした。また、噴流界面の各側は、+x 側を Front side ($\Phi=0$)、+y 側を Outer side ($\Phi=\pi/2$)、-x 側を Rear side ($\Phi=\pi$)、そして、-y 側を Inner side ($\Phi=3\pi/2$)と定義する。直管ノズルにおいても、同じ定義を用いた。

図 2.13 に、界面位置取得のための座標軸を示す。オイルジェット界面挙動特性の評価は、画像処理によって取得した界面位置 $r(\Phi, z, n)$ を使用して、7つの評価指標を用いて検討した。ここで、 n は、撮影画像番号である。それぞれの評価指標について、以下に述べる。

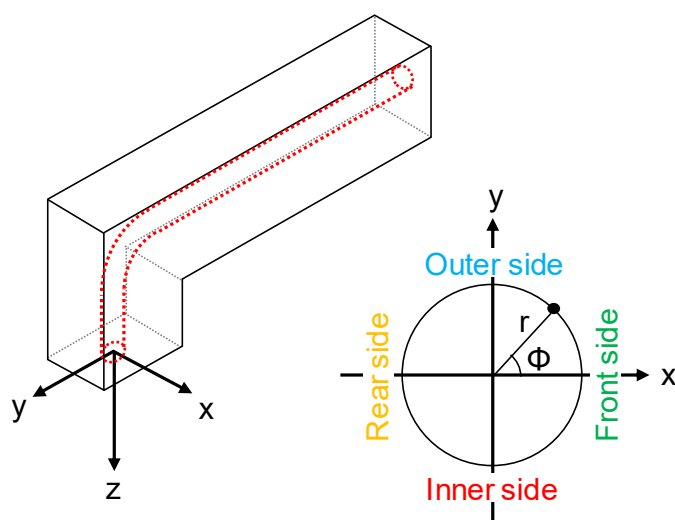


図 2.12 オイルジェット挙動における座標軸

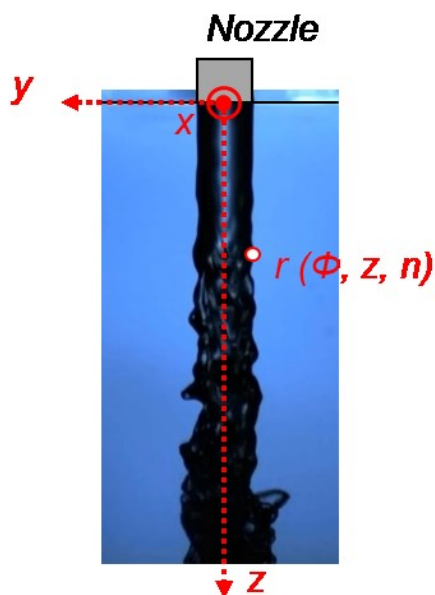


図 2.13 界面位置取得における座標軸

(a) 平均界面位置 $r(\Phi, z)$

平均界面位置 $r(\Phi, z)$ は、画像処理により取得した噴流界面位置 $r(\Phi, z, n)$ を撮影枚数 N で加算平均したものである。平均界面位置 $r(\Phi, z)$ は、以下の式で求められる。

$$r(\phi, z) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N r(\phi, z, i) , \quad (2.8)$$

ここで、 Φ は、界面方向を示し、 $\Phi=0$ (Front side), $\pi/2$ (Outer side), π (Rear side), もしくは、 $3\pi/2$ (Inner side)である。

(b) 界面位置標準偏差 $SD_r(\Phi, z)$

界面位置標準偏差 $SD_r(\Phi, z)$ は、噴流界面位置 $r(\Phi, z, n)$ の標準偏差であり、界面変動の指標として用いる。界面位置標準偏差 $SD_r(\Phi, z)$ は、以下の式で求められる。

$$SD_r(\phi, z) = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (r(\phi, z, i) - r(\phi, z))^2 \right)^{\frac{1}{2}} . \quad (2.9)$$

ここで、 Φ は、界面方向を示し、 $\Phi=0$ (Front side), $\pi/2$ (Outer side), π (Rear side), もしくは、 $3\pi/2$ (Inner side)である。

(c) 平均噴流幅 $\delta_{jet}(\Phi, z)$

平均噴流幅 $\delta_{jet}(\Phi, z)$ は、噴流界面位置 $r(\Phi, z, n)$ によって、以下の式で求められる。

$$\delta_{jet}(\phi, z) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (r(\phi, z, i) + r(\phi + \pi, z, i)) , \quad (2.10)$$

ここで、 Φ は、界面方向を示し、 $\Phi=0$ (Front side), $\pi/2$ (Outer side)である。

(d) 噴流幅標準偏差 $SD_{jet}(\Phi, z)$

噴流幅標準偏差 $SD_{jet}(\Phi, z)$ は、噴流幅の標準偏差であり、噴流幅変動の指標として用いる。噴流幅標準偏差 $SD_{jet}(\Phi, z)$ は、以下の式で求められる。

$$SD_{jet}(\phi, z) = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (r(\phi, z, i) + r(\phi + \pi, z, i) - \delta_{jet}(\phi, z))^2 \right)^{\frac{1}{2}} , \quad (2.11)$$

ここで、 Φ は、界面方向を示し、 $\Phi=0$ (Front side), $\pi/2$ (Outer side)である。

(e) 界面変動開始位置 $(z/d_0)_{st}$

界面変動開始位置 $(z/d_0)_{st}$ は、各界面 (Inner, Outer, Front, Rear) の変動が開始した位置とノズル先端までの距離である。各界面の界面位置標準偏差 $SD_r(\Phi, z)$ が、ノズル径の 1% を超えた位置と定義する。

(f) 界面波速 C

界面波速 C は、噴流界面位置 $r(\theta, z, n)$ に対して、空間および時間方向に相互相関関数を用いて、空間方向のラグ S_{Lag} および時間方向のラグ T_{Lag} を算出し、以下の式を用いて、波速 C を求めた。

$$C = \frac{S_{Lag} \times Scale}{T_{Lag} \times \Delta t}, \quad (2.12)$$

ここで、 $Scale$ は、空間解像度 (mm/pix.)、 Δt (msec.) は、高速度カメラにおける撮影間隔である。

(g) 界面波数 k

界面波数 k は、空間領域の観測信号、すなわち、噴流下流方向の噴流界面位置に含まれる波数成分を解析することで求めた。波数解析の手法として、平均ピリオドグラム法であるウェルチ法を用いて、パワースペクトル密度を推定した。この手法は、いくつかのセグメントに分割し、それぞれのセグメントに対して修正ピリオドグラム法でパワースペクトル密度を推定し、求められた値から平均を計算する手法である。Gong ら⁽²⁶⁾ は、ウェルチ法を用いて液柱表面上の界面変動による波長の検討を行っており、良好な結果を得ている。

本研究では、数値計算ソフトウェア **Matlab** に実装されているウェルチのパワースペクトル密度推定における **pwelch** 関数⁽⁶⁵⁾ を使用して求めた。セグメント長さは、1024 とし、50% のオーバーラップ、窓関数は、ハミングウインドウを使用した。

2.3.3 無次元数

オイルジェット界面挙動特性において、オイル物性やノズル径の影響といった条件の違いによる評価を行うため、無次元数を用いて整理した。流動条件の整理として、慣性力と粘性力の比であるレイノルズ数(Re)、慣性力と表面張力の比であるウェーバ数(We)、そして、慣性力と重力の比であるフルード数(Fr)の3つの無次元数を用いた。それぞれの無次元数は以下の式で求められる。代表速度は、ノズル出口平均流速 \bar{W} 、代表長さは、ノズル内径 d_0 を用いた。

$$Re = \frac{\bar{W}d_0}{\nu}, \quad (2.13)$$

$$We = \frac{\rho_{oil}\bar{W}^2d_0}{\sigma}, \quad (2.14)$$

$$Fr = \frac{\bar{W}}{\sqrt{gd_0}}. \quad (2.15)$$

ここで、 g は、重力加速度(m/s^2)を示し、ノズル出口平均流速 \bar{W} (m/s)は、流量 Q (m^3/s)を用いて以下の式で求めた。

$$\bar{W} = \frac{4Q}{\pi d_0^2}. \quad (2.16)$$

2.4 オイルジェットノズル曲がり部上流における管内速度分布の検証

透明アクリル製流路による計測では、曲がりの影響に着目した噴流挙動の把握を行うため、ノズル曲がり部上流における偏流などの速度勾配はノイズとなる、そのため、図 2.9 に示すオイルジェット可視化装置の整流効果を検証した。比較対象として、ハーゲン・ポアズイユ流れにおける理論速度分布、整流器なし、および、整流器ありの3パターンでの速度分布の比較を行った。ハーゲン・ポアズイユ流れにおける円管半径方向 r に対する主流方向理論速度分布 $W_{th}(r)$ ⁽⁶⁶⁾は、以下の式で定義される。

$$W_{th}(r) = W_{max} \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2}\right). \quad (2.17)$$

ここで、 W_{max} は、最大主流速度を示し、 r_0 は、ノズル半径である。

図 2.14 に、整流効果の検証における計測断面位置を示す。計測位置は、曲がり開始位置より $2d_0$ の位置とし、 y - z 断面(Section-1)および 90° 回転させた断面(Section-2)の2断面の主流方向速度分布について 2D2C PIV を用いて計測を行った。なお、整流器なしの条件では、Section-

1 のみの計測とした。油温は、 298 ± 0.5 K に調整して行った。流量条件は、整流器なしの条件では、 $Re = 940, 1890$ の条件で行い、整流器ありの条件では、 $Re = 1500, 2500$ の条件で行った。

図 2.15(a)に、整流器なしの条件における主流方向速度分布の計測結果を示す。整流器を取り付けない場合は、低い流量条件($Re = 940$)では、ハーゲン・ポアズイユ流れに一致した流れとなっているが、高い流量条件($Re = 1890$)では、最大速度となる位置が管中心ではなく、偏っていることが分かる。つまり、整流器がない条件では、整流ができていないといえる。一方、Boussinesq による層流において安定状態となる入口長 L は、以下のように求められる。

$$\frac{L}{d} = 0.065 Re. \quad (2.18)$$

ここで、 d は、管内径を示す。上式より、 $Re = 1890$ における入口長と内径との比(L/d)は、約 123 となるが、本可視化装置では、図 2.2 で述べたように、曲がり部上流の直管部は、ノズル部($L = 300$ mm, $d = 6$ mm)およびパイプ部($L = 1200$ mm, $d = 14.9$ mm)を設けており、管長さと内径の比の合計は、約 130 と十分な距離を確保しているにもかかわらず、不足していることが分かった。これは、過流ポンプによる偏流の影響が大きいことが要因であると考えられる。そのため、整流器を取り付けることで改善を図った。図 2.15(b)に、整流器ありの条件における主流方向速度分布の計測結果を示す。整流器を取り付けたことで、層流($Re = 1500$)の条件において、ハーゲン・ポアズイユ流れに一致し、また、遷移領域($Re = 2500$)の条件においても、管中心において最大流速となる対称流れを形成することが分かった。

以上のことから、本計測装置を用いることで、曲がりの影響に着目したオイルジェット界面挙動特性の把握を行えることを確認した。

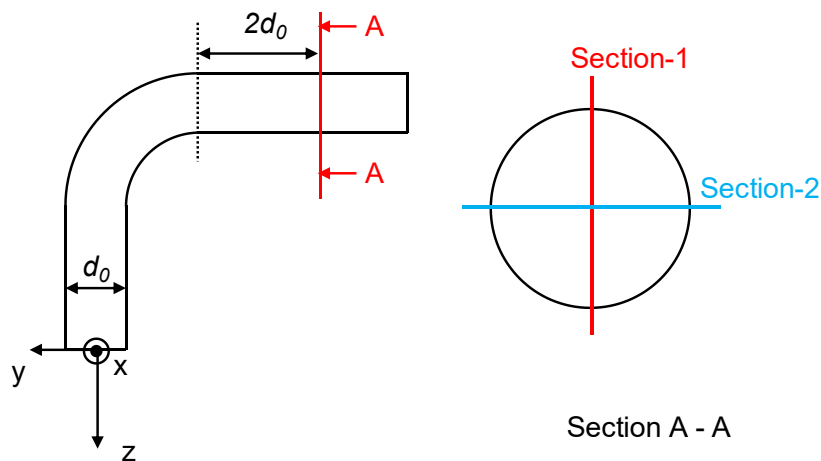


図 2.14 整流効果検証のための計測断面位置

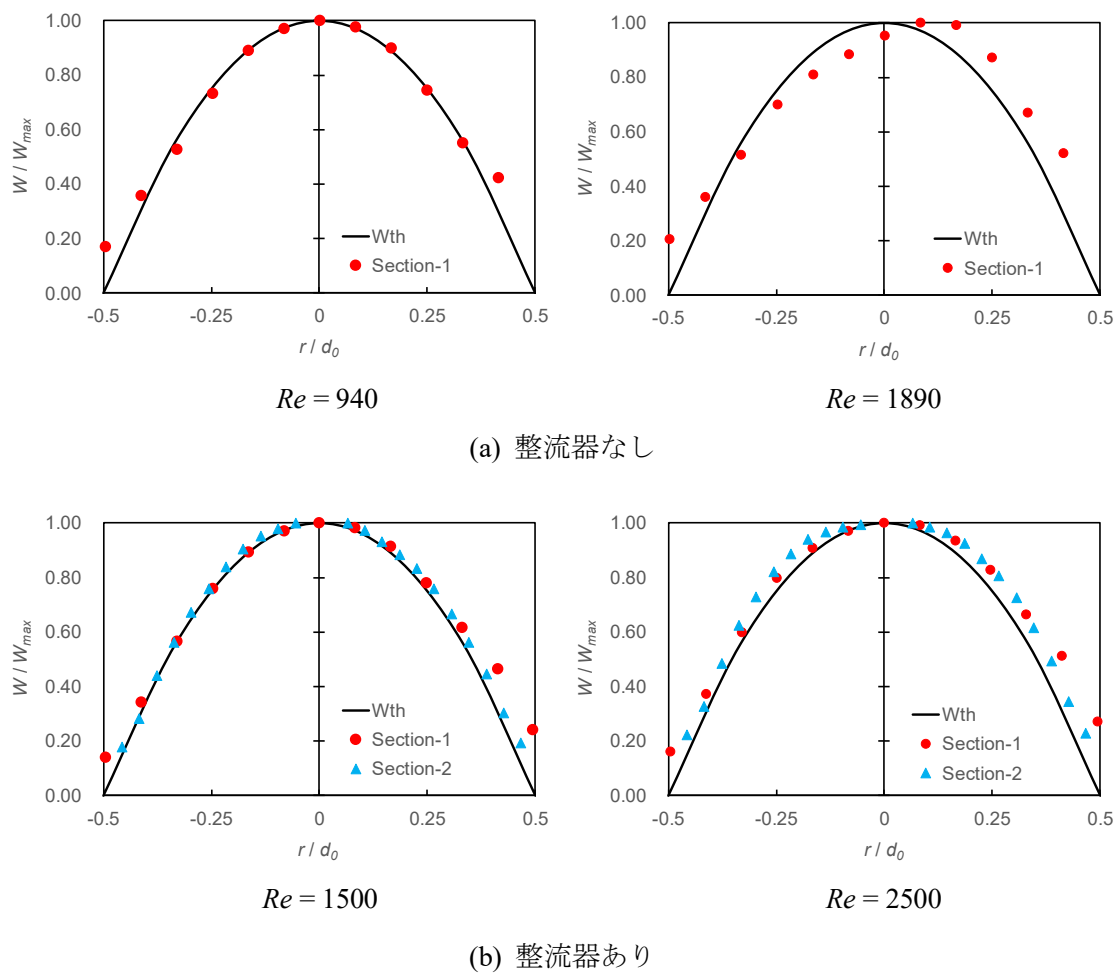


図 2.15 曲がり開始位置より $2d_0$ 上流における主流速度分布

2.5 チャンネル往復運動装置におけるチャンネル変位量の検証

図 2.3 に示すチャンネル内気液二相流動様相可視化装置は、クランク機構によって回転運動を往復運動に変換しており、実際のチャンネル変位量は、部品間のクリアランスやモータ回転時の振動などの影響で設計値に対してずれが生じる可能性が考えられる。そのため、開発した往復運動装置におけるチャンネル変位量の妥当性を評価する必要がある。そこで、オイルジェットを噴射しない条件での往復運動中のチャンネルの撮影を行い、チャンネル変位量の設計理論値との比較検証を行った。クランク機構における変位量の理論値 Z_{th} は、クランクアングル θ の関数として以下の式で求められる。

$$Z_{th} \cong r_c \left\{ (1 + \cos\theta) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\theta) \right\}. \quad (2.19)$$

ここで、 $\theta=0 \text{ deg.}$ のとき、チャンネル位置は TDC となる。チャンネル変位量検証のための計測では、高速度カメラ(SA-Z, Photron)を使用して、5000 fps で計測を行い、TDC をスタートとしたとき 5cycles 分の変位量が取得できる撮影時間にて行った。チャンネル変位量は、数値計算ソフトウェア Matlab における正規化された 2 次元相互相関を計算する normxcorr2 関数⁽⁶⁸⁾を使用して、最初の画像に対する移動後の画像内のチャンネル部の相互相関関数を時系列で算出し、それぞれの相関値が最大となるずれ量を変位量として出力した。図 2.16 に、理論値と振動周波数 $f_{os}=4.17, 8.33 \text{ Hz}$ におけるチャンネル変位量の計測値との比較結果を示す。横軸は、同じ比較を行うため、クランクアングルで整理している。チャンネル変位は、振動周波数を変えても位相、振幅ともに同じ変位履歴を示し、振動周波数の違いによる往復運動に問題はないといえる。また、クランク機構における理論値とも非常に良く一致しており、開発した往復運動装置を用いることで、設計値通りのチャンネル変位量を実現することが可能であることを確認した。

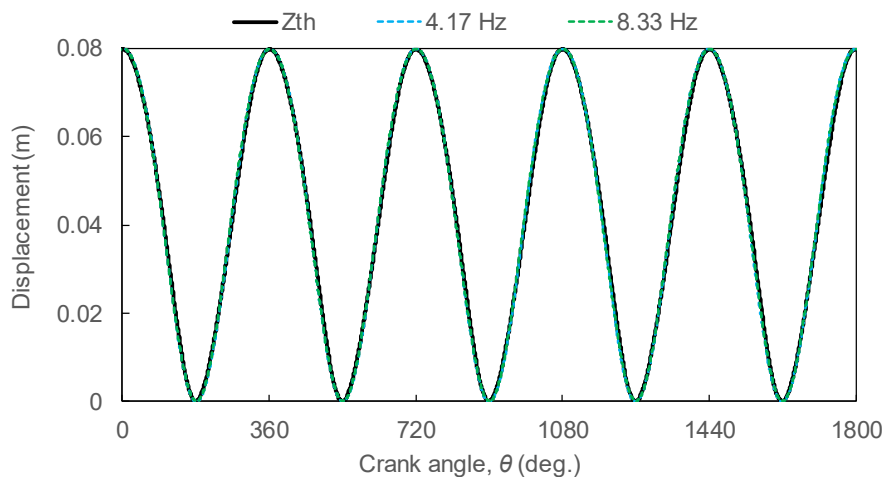


図 2.16 チャンネル変位量の比較

2.6 結言

本章では、計測対象が異なるオイルジェット界面挙動とチャンネル内気液二相流動様相とを繋げて議論するため、新たに開発した実験装置や計測方法および評価方法について述べた。さらに、本研究の目的に対して、開発した実験装置による検討が可能かどうか、オイルジェット可視化装置およびチャンネル往復運動装置の妥当性について検証を行った。

- (1) オイルジェット可視化装置では、曲がりによる噴流挙動特性に着目するため、ノズル曲がり部上流の速度分布について 2D2C PIV を用いて整流効果を確認した。整流器を取り付けない条件では、Boussinesq による層流における安定状態となる入口長以上の管長を確保していたが、偏流成分が残っていることが明らかになった。そのため、整流器を取り付けることで、ノズル曲がり部上流の流れ場の改善を図り、期待通りの整流効果が得られた。
- (2) チャンネル往復運動装置では、設計値通りのチャンネル変位量を実現できているかを検証するため、高速度カメラを使用して往復運動中のチャンネル画像を撮影し、相互相関関数によってチャンネル変位量を算出した。検証の結果、振動周波数の違いによる差異は見られず、また、クランク機構における理論変位値と一致し、設計値通りの駆動をしていることが分かった。

以上のことから、本研究の目的に対して、開発したオイルジェット可視化装置およびチャンネル往復運動装置による検討が可能であるということを実証した。

第三章 曲がり管から噴出するオイルジェット界面挙動特性

3.1 緒言

ピストンクーリングチャンネル内の流動特性を把握する上で、境界条件となるチャンネルへ流入するオイルジェット挙動にどのような特性があるのかを明らかにすることは重要である。しかしながら、内燃機関のピストン冷却用オイルジェットノズルは、シリンダブロック内の油路レイアウトの都合上、曲がり部をもつ円管ノズル形状が主に使用されている。曲がり管ノズル出口の速度場は、直管ノズル出口の速度場に比べて、曲がりによって空間的に不均一な速度分布を形成すると考えられるが、この不均一な速度分布がオイルジェット界面挙動に与える影響については、いまだ分かっていない。

本章では、曲がり管ノズルから噴出するオイルジェット界面挙動特性を明らかにすることを目的として、はじめに、現状を理解するために、実機に搭載されているノズルによるオイルジェット界面挙動の可視化観察を行った。次に、曲がりの影響について詳細に検討するため、直管タイプおよび曲がり管タイプの透明アクリル製拡大ノズルによるオイルジェット界面挙動を可視化し、曲がり有無における噴流の拡がりや界面変動などの噴流挙動特性について比較検討した。さらに、曲がり有無だけでなく、曲がり後長さ、および曲がり部曲率半径に着目し、曲がり管ノズルの諸元違いによる影響についても考察した。

3.2 実機搭載ノズルによるオイルジェット挙動可視化観察

3.2.1 ノズル形状

オイルジェットノズルは、実際のオイルジェット挙動の観察を目的とした乗用車用ディーゼル機関に搭載されているオイルジェットノズル(以下、実機搭載ノズル)および曲がりによる影響の把握を目的とした透明アクリル製拡大ノズルを使用した。

図 3.1 に、実機搭載ノズルアッシーの外観を示す。ノズルアッシーは、ノズル部とチェックボール部で構成され、ノズルアッシー流入部にチェックボールを内蔵しており、図 3.2 に示すように、ボールをスプリングで支える構造となっている。オイルが流れていない条件(a)では、ボールはスプリングによる力でノズル入口部を塞いだ状態となるが、設定油圧以上のオイルが流れると(b)、ボールが下がり、オイルが噴射される構造になっている。この構造によって、始動時などのエンジンが冷えているタイミングにおいてオイルジェットをカットすることで、早期暖気などを図っている。図 3.3 に、ノズル部の寸法を示す。実機搭載ノズル(a)のオイルジェット界面挙動と比較を行うことを目的として、ノズル先端形状が同一となる直管ノズルの計測も行った。なお、直管ノズルは、チェックボール機構は無く、ノズル部のみを使用した。ノズル先端から上流に向けて 5.4 mm の位置で絞っている。絞り後のノズル先端の内径は、 $d_0=1.8\text{ mm}$ である。2 か所の曲がり部は、第 1 曲がり部は 148° 、第 2 曲がり部は 122° となり、各曲がり部間の距離は、13.8 mm である。

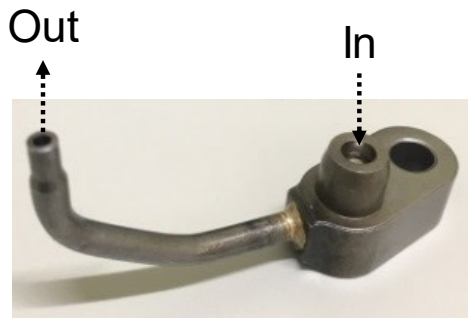
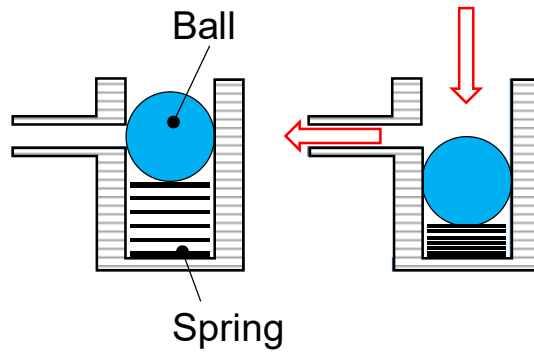
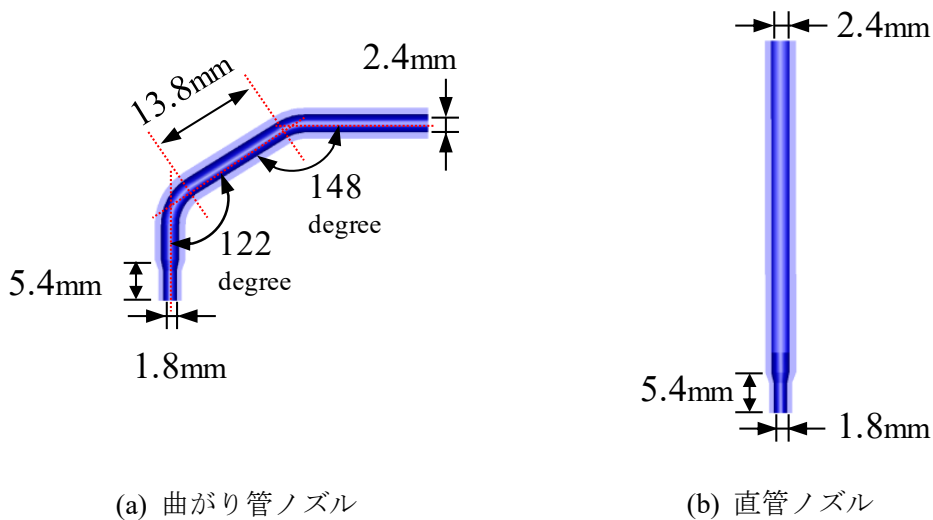


図 3.1 実機搭載ノズルアッシー.



(a) オイル流入無し (b) 設定油圧以上

図 3.2 チェックボールの動作.



(a) 曲がり管ノズル

(b) 直管ノズル

図 3.3 実機搭載ノズル部寸法.

3.2.2 実験条件

表 3.1 に、実機搭載ノズルによるオイルジェット挙動可視化における実験条件を示す。周囲気体は空気とし、気圧および室温は部屋条件で行った。噴射するオイルは、表 2.1 に示すエンジンオイル(SAE 0W30)を使用し、オイルジェット条件として Re および We を用いて、整理を行った。オイルの粘性および表面張力は、油温を 303~353 K の範囲で変化させることによって調整した。オイルジェット流量は、 $0.83 \times 10^{-5} \sim 5.00 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ の範囲で行った。そのため、 Re は、94~2456 の範囲、および、 We は、543~21846 の範囲である。本可視化観察では、オイルジェットの拡がりなどの挙動に着目しているため、CCD カメラおよび Nd:YAG レーザーを用いて可視化した。撮影時間はフレームレートを 20 fps で 2 秒間行い、1

回の撮影で 40 枚のオイルジェット画像を取得した。ノズルは、図 3.3 に示すように実機搭載ノズルにおいて先端が同形状である直管ノズルおよび曲がり管ノズルの 2 種類を使用した。直管ノズルによる可視化では、噴流噴射方向にノズル先端部を含む 50 mm の範囲でのみ撮影を行い、曲がり管ノズルによる可視化では、ノズル先端部を含む 50 mm の範囲に加えて、カメラ位置を噴流下流に 50 mm づつシフトさせることで、ノズル先端から 150 mm の位置まで、計 3 か所計測した。CCD カメラの画素数 1200×1600 pixels において、画素の多い長辺側 (1600 pixel) で噴流方向を撮影した。そのため、空間解像度は、0.03125 mm/pix. である。

表 3.1 実機搭載ノズルにおける実験条件.

Ambient gas	Air (stationary)	
Ambient pressure	98.0 kPa (room pressure)	
Ambient temperature	299 K (room temperature)	
Test oil	Engine oil (SAE 0W30)	
Oil temperature	303, 333, 343, 353 K	
Flow rate (Q)	$0.83 \times 10^{-5} - 5.00 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$	
Reynolds number (Re)	94 - 2456	
Weber number (We)	543 - 21846	
Froude number (Fr)	25 - 148	
Camera	CCD camera (AM-200GE, JAI)	
Light source	Nd: YAG laser (LS-2132, LOTIS TII)	
Measurement period	2 sec.	
Frame rate	20 fps	
Nozzle type	Straight nozzle	Curved nozzle
Nozzle inner diameter (d_0)	1.8 mm	
Observation range	0 - 50 mm	0 - 50, 50 - 100, 100 - 150 mm
Spatial resolution	0.03125 mm/pix.	

3.2.3 直管および曲がり管によるオイルジェット挙動の比較

実機搭載ノズルにおけるオイルジェット界面挙動に与える曲りの影響を把握するため、先端形状が同じ直管ノズルおよび曲がり管ノズルによるオイルジェット可視化挙動の比較を行った。図 3.4 に、 Re および We を増加させたときの直管ノズル(a)および曲がり管ノズル(b)によるオイルジェット挙動可視化計測結果を示す。噴流軸方向距離 z は、ノズル径で正規化した z/d_0 で整理し、ノズル先端より $z/d_0=25$ の位置までを示す。噴流軸に対して、左側が Outer 側となり、右側が Inner 側となる。これらの画像における黒い領域は、オイルジェットを示す。

直管ノズルによるオイルジェット挙動は、 $Re = 2456$ の条件において、噴流下流にいくにつれて液柱上に界面不安定性が生じているが、その他の条件では、ノズル上流から下流まで平滑流を形成していることが分かる。対して、曲がり管ノズルによるオイルジェット挙動は、 $Re = 997$ において、噴流界面に変動が生じ始め、波状流を形成していることが分かる。さらに Re が増加していくと、噴流界面の挙動が激しくなる様相が捉えられ、直管ノズルに比べ曲がり管ノズルから噴出するオイルジェットは、低 Re 条件において非常に複雑な噴流挙動を形成することが分かった。

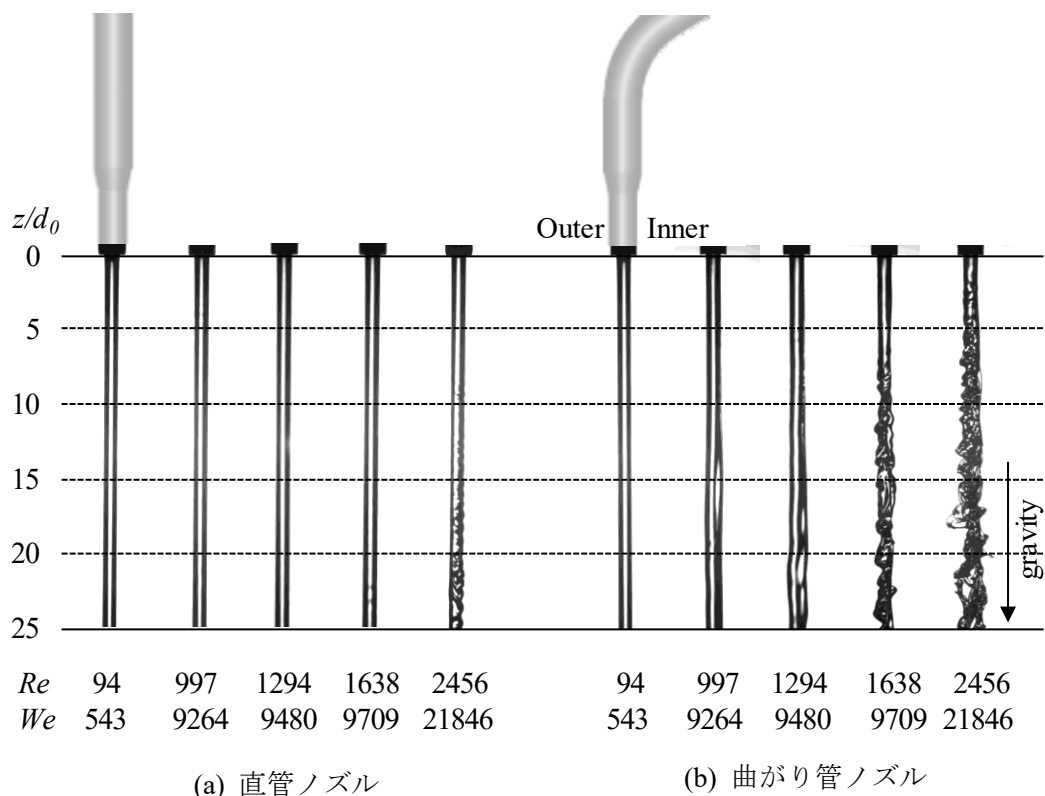


図 3.4 実機搭載ノズルにおけるオイルジェット挙動可視化比較結果。

また、定量的な評価を行うため、式(2.10)に示す平均噴流幅の比較を行った。図 3.5 に、直管ノズルおよび曲がり管ノズルによる $z/d_0 = 5, 15, 25$ の位置の時間平均噴流幅の比較結果を示す。横軸は、 Re を示し、縦軸は、噴流幅をノズル径で正規化した。また、エラーバーは、最大値および最小値を示し、破線は、二次の多項式近似曲線を示す。直管ノズルでは、オイルジェット可視化観察結果と同様に、噴流上流である $z/d_0 = 5, 15$ において噴流の拡がりは確認できず、噴流下流となる $z/d_0 = 25$ において $Re = 2456$ の条件のみ、微小ではあるが増加した。対して、曲がり管ノズルでは、噴流下流にいくにつれて噴流幅は増加していき、また、 Re の増加にともない噴流の拡がりは大きくなっていることが分かる。たとえば、 $z/d_0 = 25$ において、 $Re = 2456$ の条件では、平均噴流幅は、ノズル径の約 1.9 倍となる 3.4 mm まで拡がっており、最大噴流幅および最小噴流幅は、それぞれ 3.04 および 1.68 mm と噴流幅の変動

も大きくなっている。これは、曲がりによる影響により、ノズル出口で不均一な速度勾配が生じることで、直管ノズルに比べて低い Re 条件においても噴流界面が不安定になりやすくなったためであると考えられる。つまり、曲がり管ノズルは、直管ノズルとは異なる挙動および特性を示し、低 Re 条件下においても噴流界面への影響が生じることが分かった。

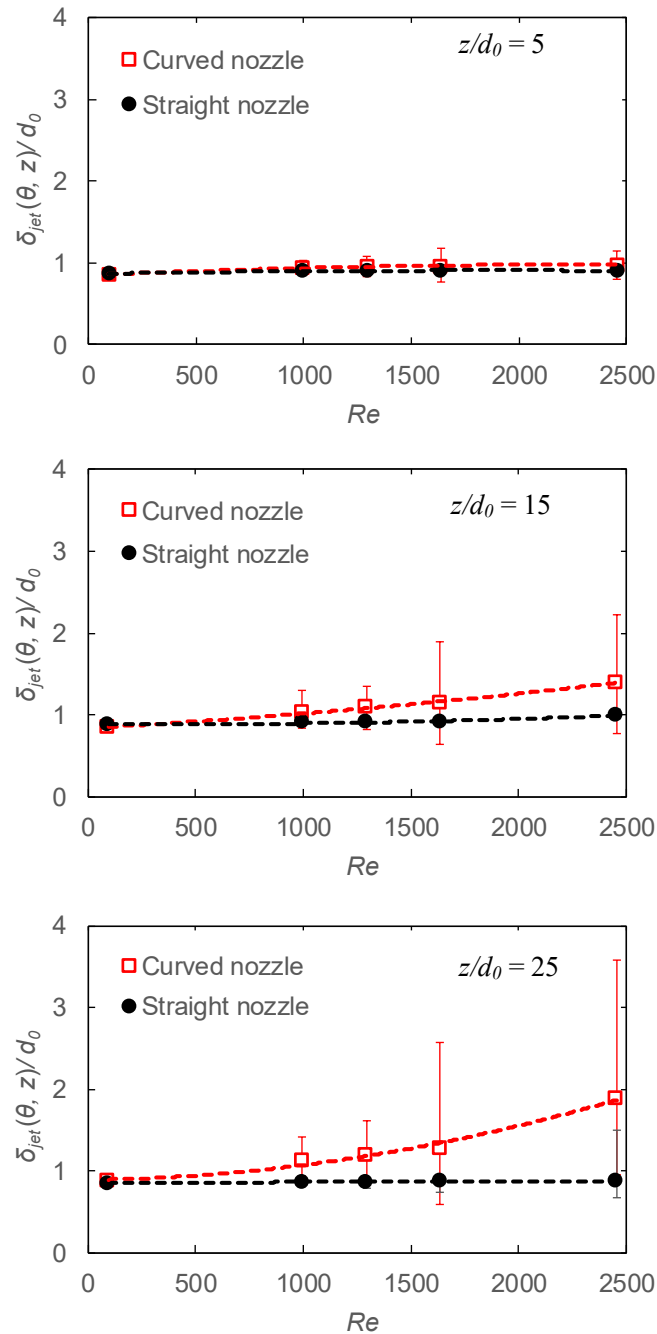


図 3.5 実機搭載ノズルにおける時間平均噴流幅の比較。エラーバーは、最大値および最小値を示す。破線は、二次の多項式近似曲線を示す。

3.2.4 Re および We の違いによる曲がり管ノズルからのオイルジェット挙動

曲がり管ノズルから噴出されたオイルジェット挙動に与える Re や We などのオイルジェット条件の違いによる影響を把握するため、 Re および We をそれぞれ変化させたときのオイルジェット挙動について検討した。図 3.6 に、 Re および We の一方がほぼ等しいときのノズル先端部から $z/d_0 = 75$ の範囲における Re の増加による影響(a)および We の増加による影響(b)について比較したオイルジェット可視化結果を示す。 Re の増加による影響(a)は、 $We = 20844 \sim 21846$ の範囲で、 We の平均は、約 21340 となり、 We の増加による影響(b)は、 $Re = 1228 \sim 1246$ の範囲で、 Re の平均は、約 1260 となる。噴流軸に対して、左側が Outer 側となり、右側が Inner 側となる。これらの画像における黒い領域は、オイルジェットを示す。

実機搭載ノズルにおける曲がり管から噴出するオイルジェットは、 Re が増加していくにつれて、噴流界面変動が次第に複雑な挙動となり、液糸の発生および液滴への分裂が捉えられた。また、平滑流から波状流に遷移するタイミングである界面変動開始位置が Re の増加に伴い、ノズルに近づいていることが観察された。一方、 We の増加による界面変動の差は Re の影響に比べて小さく、ほぼ同様な挙動となった。つまり、 We がオイルジェット界面変動に与える影響は小さく、 Re による影響が大きいということが分かった。

次に、オイルジェット界面の挙動特性について検討した。 $Re > 1900$ の条件では、非常に複雑な界面変動挙動となるが、 $Re < 1900$ の条件において、界面上に Inner 側から Outer 側に向かって捻じれが生じており、この捻じれによって Outer 側方向に突出した界面が多く観察された。これは、曲がりの影響でノズル出口において Inner 側および Outer 側間に速度差が生じるため、速度の高い Outer 側界面に速度の低い Inner 側界面が引っ張られ、捻じれが形成されたと考えられる。つまり、曲がり管から噴出するオイルジェットは、速度差による Inner 側および Outer 側で異なる慣性力と粘性によるせん断力によって界面が変化しており、慣性力と粘性力の比である Re が、界面変動に与える影響が大きいといえる。

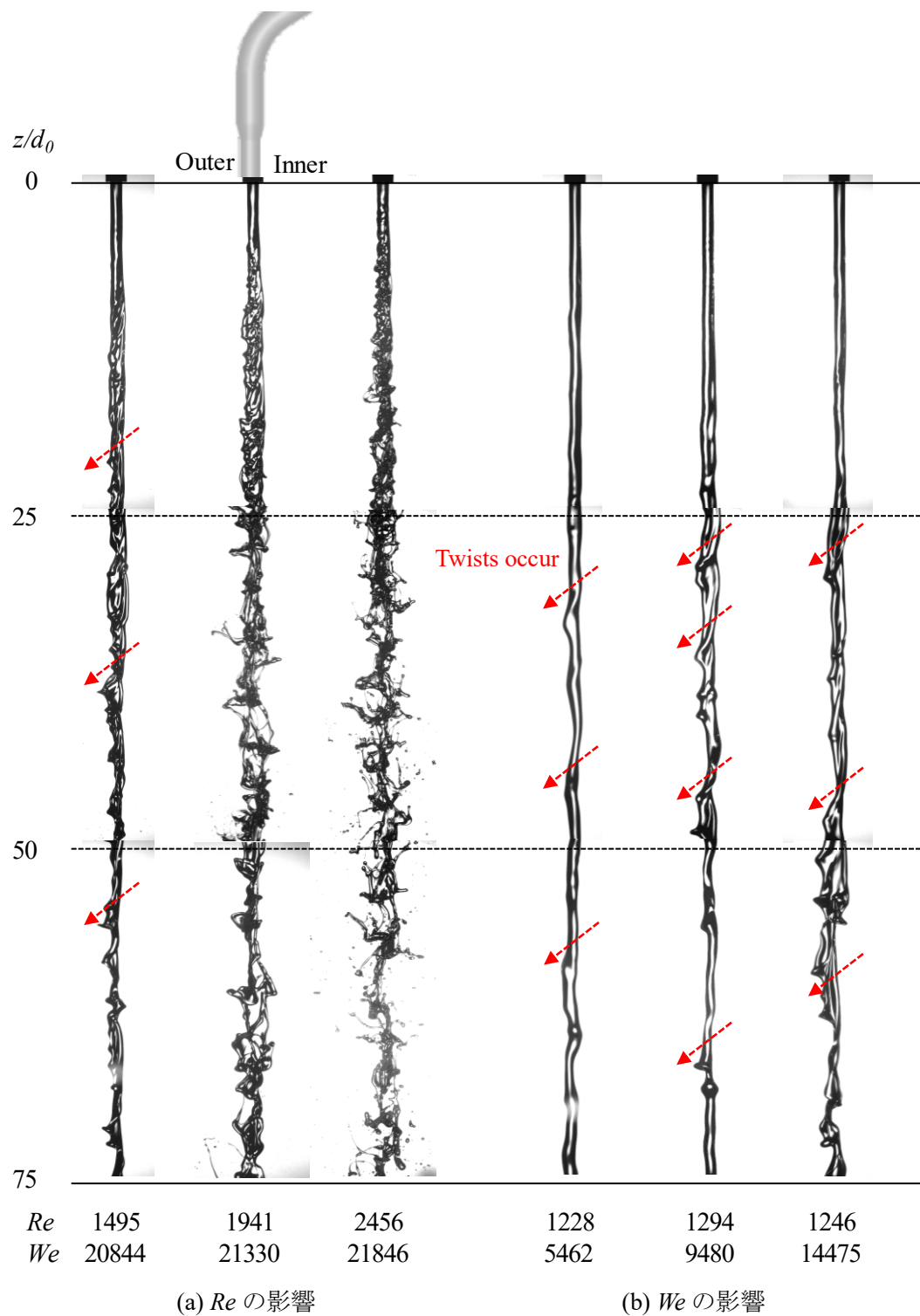


図 3.6 ノズル先端から $z/d = 75$ の範囲における曲り管ノズルから噴出したオイルジェット挙動可視化比較結果.

3.3 透明アクリル製拡大ノズルによるオイルジェット界面挙動特性

3.3.1 ノズル形状

透明アクリル製拡大ノズルは、曲がり有無、曲がり後長さ、および曲がり部曲率半径の影響を検討するため、4形状の曲がり管タイプのノズル、1形状の直管タイプのノズルを製作した。図3.7に透明アクリル製拡大ノズルの内部流路仕様を、表3.2に、ノズルの諸元を示す。曲がり管ノズルにおける曲がり上流部の直管部 L_{str} は、ノズル径に対して50倍の長さとなる300mmを確保した。ノズル径 $d_0 = 6$ mm、曲率半径 $R_c = 30$ mm、曲がり後長さ $L_{aft} = 30$ mmのノズル(CUR6-5-5)をベースとし、曲がりによる影響を議論できるように形状を変更した。

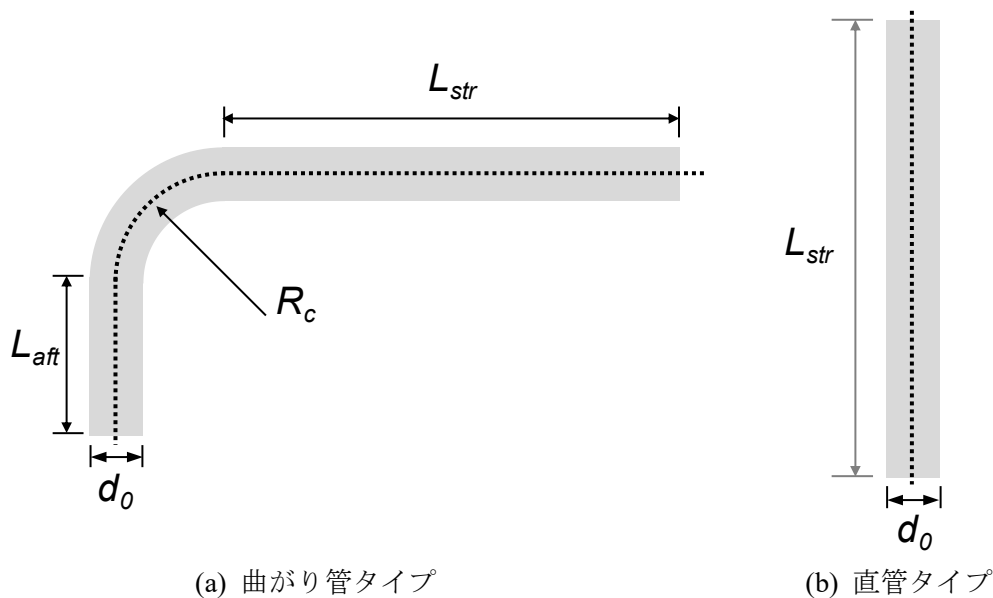


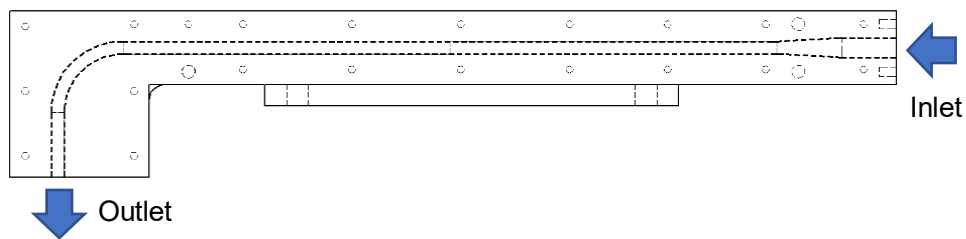
図 3.7 透明アクリル製拡大ノズル内部流路仕様。

表 3.2 透明アクリル製拡大ノズルの諸元。

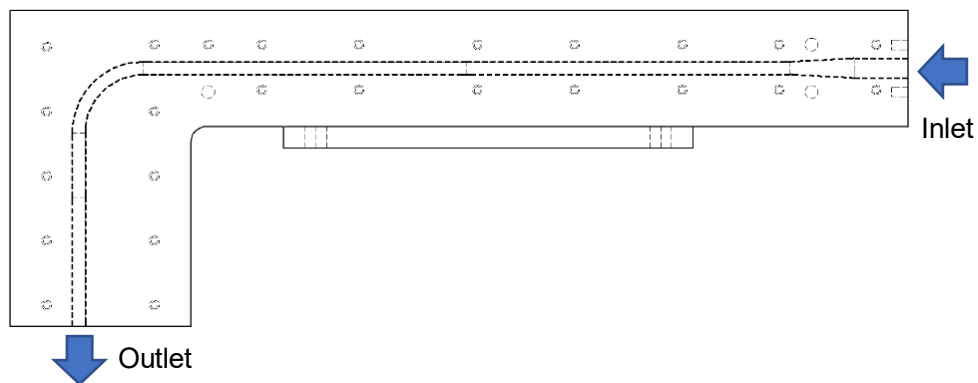
	d_0 (mm)	L_{str} (mm)	R_c (mm)	L_{aft} (mm)	R_c/d_0	L_{aft}/d_0
CUR6-5-5	6	300	30	30	5	5
CUR6-5-15	6	300	30	90	5	15
CUR6-2.5-5	6	300	15	30	2.5	5
CUR6-10-5	6	300	60	30	10	5
Straight	6	300	-	-	-	-

CUR (A)-(B)-(C): (A) = d_0 , (B) = R_c/d_0 , (C) = L_{aft}/d_0

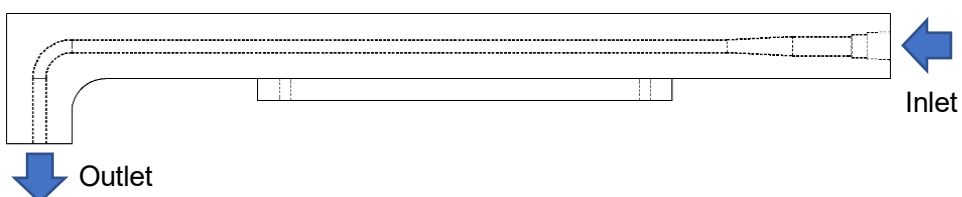
曲がりの影響については、ベースノズルにおける曲がり前までの流路と同じ形状となる直管ノズル(Straight)を製作した。曲がり後長さの影響については、曲がり後長さがベースノズル($L_{aft} = 30 \text{ mm}$)に対して3倍となる $L_{aft} = 90 \text{ mm}$ のノズル(CUR6-5-15)を製作した。そして、曲率半径の影響については、ベースノズル($R_c = 30 \text{ mm}$)に対して0.5倍および2倍となる $R_c = 15 \text{ mm}$ (CUR6-2.5-5)および 60 mm (CUR6-10-5)の2種類のノズルを製作した。また、ノズルは、曲り部を含む形状のため、対称面に対して2つに割った状態で加工し、最終工程にて、接続する方法をとった。本研究では、製作時期の違いにより、ボルト締結および接着の2種類の方法を用いた。図3.8に、ノズル5仕様の形状を示す。破線は、内部流路形状である。ボルト締結による接続法は、複数のM3のねじで締結し、(a) CUR 6-5-5, (b) CUR 6-5-15, そして、(e) Straightの3仕様である。対して、接着による接続法は、真空引きにより接着面の空気を抜いた上で、紫外線照射により硬化するアクリル用接着剤を用いて接着を行い、(c) CUR 6-2.5-5 および(d) CUR 6-10-5の2仕様である。



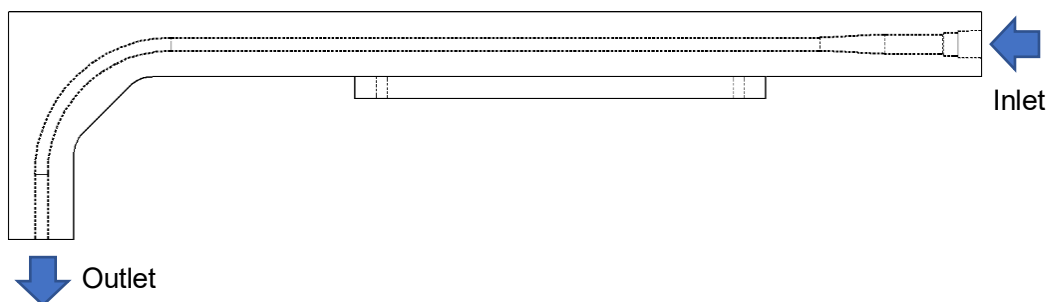
(a) CUR 6-5-5



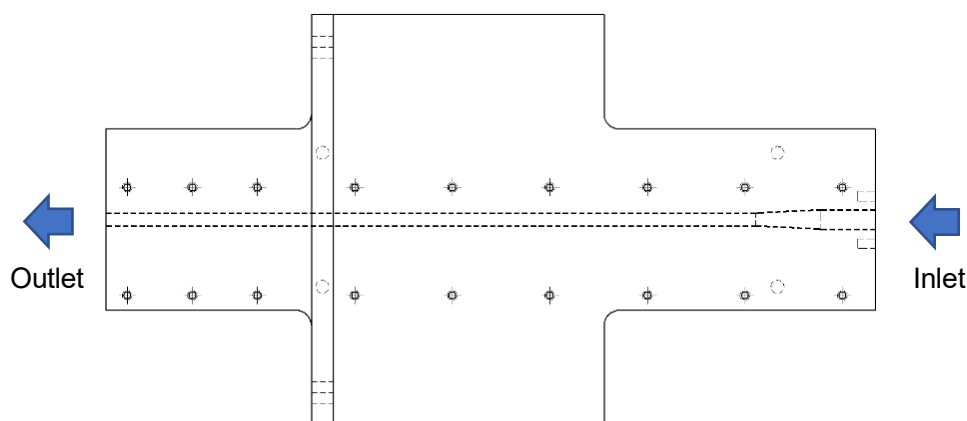
(b) CUR 6-5-15



(c) CUR 6-2.5-5



(d) CUR 6-10-5



(e) Straight

図 3.8 透明アクリル製拡大ノズル形状. 破線は、内部流路形状を示す. (a)は、曲率半径比 $R_c/d_0 = 5$ ，曲がり後長さ比 $L_{af}/d_0 = 5$ の曲がり管ノズル，(b)は、曲率半径比 $R_c/d_0 = 5$ ，曲がり後長さ比 $L_{af}/d_0 = 15$ の曲がり管ノズル，(c)は、曲率半径比 $R_c/d_0 = 2.5$ ，曲がり後長さ比 $L_{af}/d_0 = 5$ の曲がり管ノズル，(d)は、曲率半径比 $R_c/d_0 = 10$ ，曲がり後長さ比 $L_{af}/d_0 = 5$ の曲がり管ノズル，そして，(e)は、直管ノズルを示す.

3.3.2 実験条件

表 3.3 に、透明アクリル製拡大ノズルによるオイルジェット挙動可視化における実験条件を示す。静止空気中にオイルジェットを噴射し、気圧は部屋条件で行った。オイルは、表 2.2 に示すシリコンオイルを使用し、室温および油温は、両者の温度差による影響を小さくするため、それぞれ $298 \pm 3.0 \text{ K}$ および $298 \pm 1.5 \text{ K}$ と近い値となるように調整した。本計測では、前節の実機搭載ノズルによるオイルジェット可視化計測の結果から、 Re が界面変動に与える影響が大きいことが分かったため、 Re による整理を行った。オイルジェット流量を $0.71 \times 10^{-4} \sim 2.12 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ で調整し、 $Re = 1000 \sim 3000$ の範囲である。撮影は高速度カメラを用いて、フレームレート 20000 fps、0.5 秒間の計測を行い、10000 枚の画像を取得した。可視化範囲は、 $z/d_0 = 0 \sim 24.7$ の範囲を対象とした。オイルジェット噴射方向に 50 mm の範囲で撮影を行い、カメラ位置を噴流下流にシフトさせて可視化範囲内の噴流可視化を行った。高速度カメラの画素は、20000 fps におけるフルフレームである $1024 \times 1024 \text{ pixels}$ で撮影を行い、空間解像度は、 $0.04883 \text{ mm}/\text{pix.}$ である。

オイルジェット挙動特性の検討は、ベースノズルである曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)および直管ノズル(Straight)を対象に曲がりの影響について詳細な分析を行った上で、曲がり後長さおよび曲がり部曲率半径の影響について一部の Re 条件を選定して検討を行った。表 3.4 に、各ノズルにおける計測方向および Re 条件に関する計測条件を整理した。可視化方向は、図 2.1 に示す $+x$ 方向より撮影した Inner-Outer 側だけでなく、 90° 回転させた $+y$ 方向より撮影した Front-Rear 側の 2 方向から可視化した。ベースノズル(CUR 6-5-5)および直管ノズル

表 3.3 透明アクリル製拡大ノズルにおける実験条件.

Ambient gas	Air (stationary)
Ambient pressure	$99.0 \pm 0.75 \text{ kPa}$
Ambient temperature	$298 \pm 3.0 \text{ K}$
Test oil	Silicone oil (KF56A, Shin-Etsu Chemical)
Oil temperature	$298 \pm 1.5 \text{ K}$
Flow rate (Q)	$0.71 \times 10^{-4} - 2.12 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
Area-averaged streamwise velocity (\bar{W})	$2.50 - 7.50 \text{ m/s}$
Reynolds number (Re)	$1000 - 3000$
Froude number (Fr)	$10 - 31$
Camera	High-speed camera (SA-Z, Photron)
Light source	LED light (LLBK Series, AITEC SYSTEM)
Measurement period	0.5 sec.
Frame rate	20000 fps
Observation range	$z/d_0 = 0 - 24.7$
Spatial resolution	$0.04883 \text{ mm}/\text{pix.}$,

(Straight)における Re 条件は, 1000 から 3000 までの 500 おきの撮影に加えて, 1750 および 2250 の計 7 ケースを行った. ただし, 軸対称噴流となる直管ノズルの Front-Rear 側については, 軸対称噴流となることを確認する目的として 2000 から 3000 まで 500 おきの 3 ケースのみ計測した. 曲がり後長さの影響(CUR 6-5-15)および曲がり部曲率半径の影響(CUR 6-2.5-5, CUR 6-10-5)は, 可視化方向はベースノズルと同様であるが, Re 条件については, それぞれ $Re = 1000 - 3000$ および $Re = 1000 - 2500$ までの範囲で 500 ごとに調査した.

表 3.4 透明アクリル製拡大ノズルにおける可視化計測条件.

		Re						
Nozzle specifications	Visualization direction	1000	1500	1750	2000	2250	2500	3000
CUR 6-5-5	Inner-outer	●	●	●	●	●	●	●
	Front-rear	●	●	●	●	●	●	●
CUR 6-5-15	Inner-outer	●	●	-	●	-	●	●
	Front-rear	●	●	-	●	-	●	●
CUR 6-2.5-5	Inner-outer	●	●	-	●	-	●	-
	Front-rear	●	●	-	●	-	●	-
CUR 6-10-5	Inner-outer	●	●	-	●	-	●	-
	Front-rear	●	●	-	●	-	●	-
Straight	Inner-outer	●	●	●	●	●	●	●
	Front-rear	-	-	-	●	-	●	●

$$\text{CUR (A)-(B)-(C): (A) = } d_0, \text{ (B) = } R_c/d_0, \text{ (C) = } L_{aft}/d_0$$

直管ノズルから噴出するオイルジェットが, 軸対称噴流を形成しているかを確認するため, $Re = 2000, 2500, 3000$ のときの直管ノズルによる噴流挙動を比較した. 図 3.9 に, 可視化方向の違いである Inner-Outer 側 (a)および Front-Rear 側 (b)のオイルジェット挙動可視化画像の比較結果を示す. これらの画像は, 実機搭載ノズルによる可視化と同様に背景照明法によって撮影されたため, 黒い領域がオイルジェットを示す. $z/d_0 = 0$ の位置がノズル先端を表す. Re の増加にともなう噴流の拡がりの様相が, Inner-Outer 側および Front-Rear 側ともに近い挙動を示すことが観察された. また, 図 3.10 に, 変動が観察された $Re = 2500, 3000$ における Inner, Outer, Front, Rear 側の式(2.8)による各界面位置(a)および式(2.9)による界面位置の標準偏差である界面変動値(b)を示す. 横軸は, z/d_0 を示し, 縦軸は, 界面位置および界面変動値をそれぞれノズル径で正規化している. 界面位置及び界面変動値は, 各界面によらず界面の拡がりや界面変動値の増加量が同様な結果となっており, このことから, 本研究において製作した直管ノズルによって軸対称噴流を形成することを確認できた.

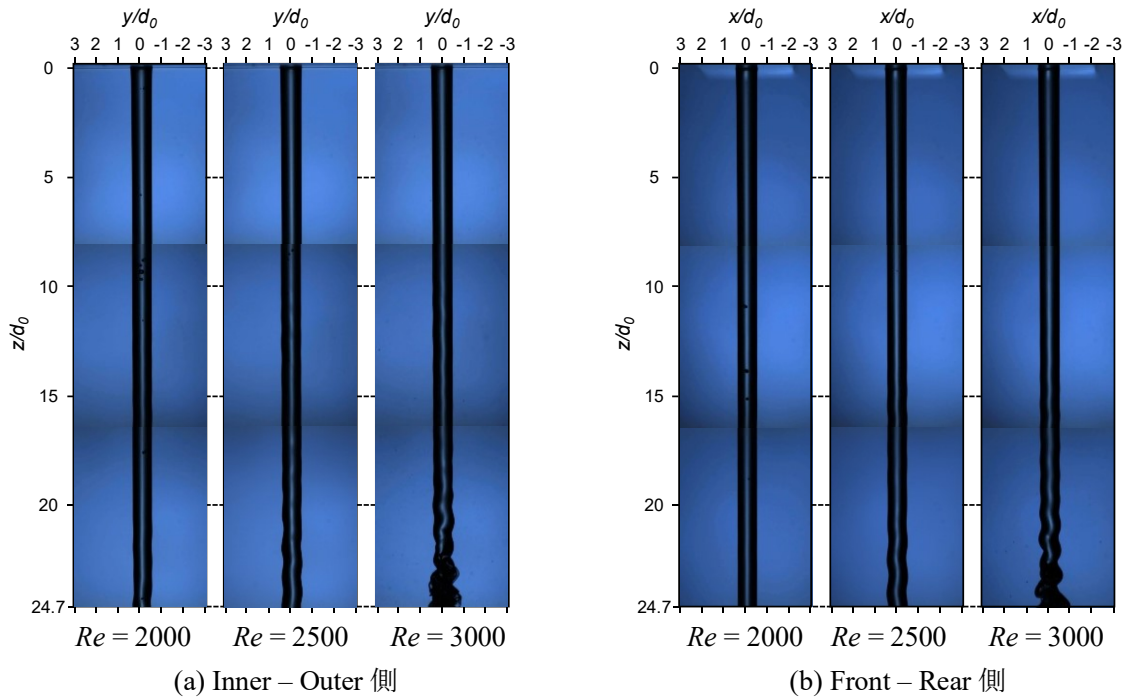


図 3.9 可視化方向の違いによる直管ノズルから噴出するオイルジェット可視化画像

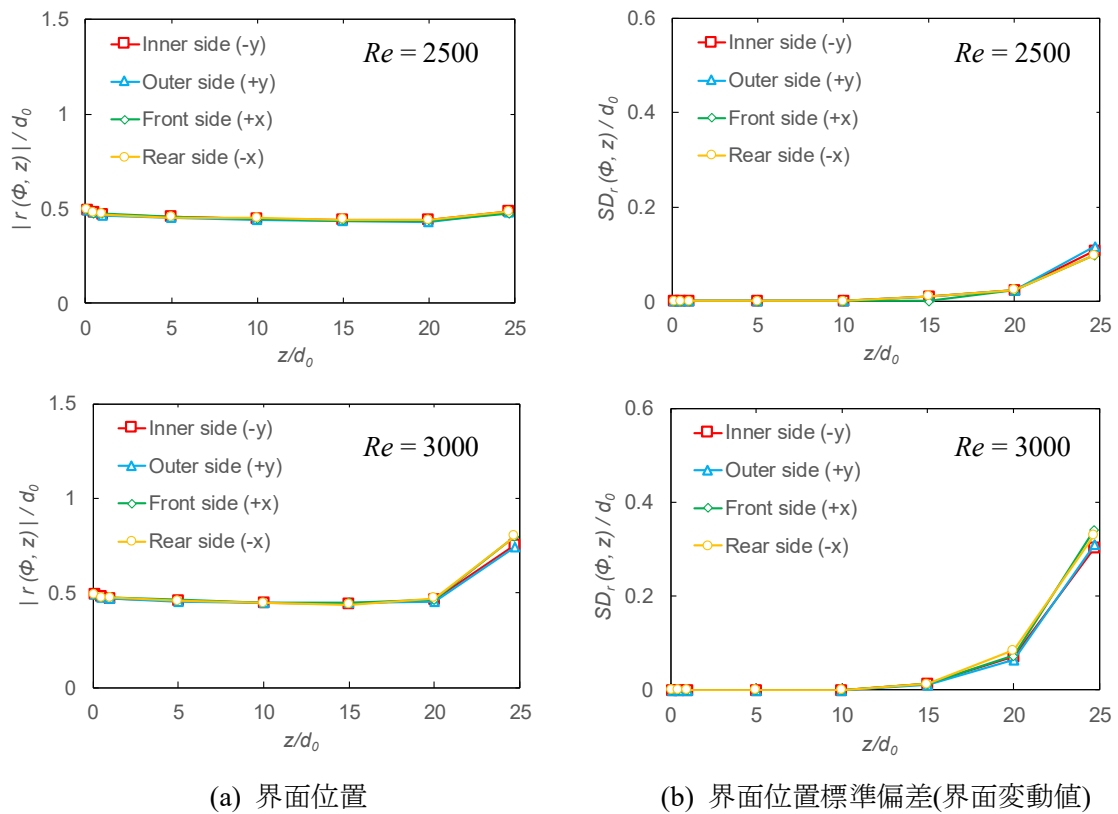


図 3.10 可視化方向の違いによる直管ノズルから噴出する界面位置および界面変動値

3.3.3 曲がりの影響

本節では、曲がりの有無がオイルジェット挙動特性に与える影響について述べる。比較対象としての直管ノズル(Straight)および曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)の 2 仕様について、曲がりによってオイルジェット挙動にどのような影響を及ぼすかを明らかにする目的で、オイルジェット可視化画像、噴流の拡がり、および界面特性に関する比較検討を行う。

3.3.3.1 オイルジェット挙動の可視化観察

図 3.11 に、 $Re = 1000 - 3000$ における直管ノズル(Straight)から噴出するオイルジェット可視化画像を、図 3.12 に、 $Re = 1000 - 3000$ における曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)から噴出するオイルジェット可視化画像を示す。なお、直管ノズルでは、Inner-Outer 側のみの結果を示す。噴流軸方向距離 z は、ノズル径で正規化した z/d_0 で整理し、ノズル先端より $z/d_0 = 24.7$ の位置までとした。また、画像内の黒で示された領域が、オイルジェットとなる。

直管ノズル(Straight)では、どの Re においてもノズル出口近傍では平滑流を形成し、 Re の増加にともない噴流下流で波状構造に移行していることが観察された。さらに、 Re が増加するにつれて、界面変動がより上流で確認、すなわち、ノズル出口から界面変動が生じるまでの距離が短くなり、その結果、噴流の拡がりが大きくなった。これらの結果は、新井ら⁽²⁸⁾による高粘性液体噴流について報告されたものと同様である。つまり、本実験方法によって高粘性液体噴流の特性を調査することができることを示しているといえる。

一方、図 3.12(a)および(b)に示す曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)では、前節の実機搭載ノズルによるオイルジェット挙動結果と同様に、直管ノズルに比べてオイルジェットが大きく拡がった。これらの画像では、 Re が増加するとともにオイルジェット界面の拡がりは次第に増大していき、 $Re \geq 2500$ になると、液柱から多くの液滴への分裂が発生することが捉えられた。また、各側のオイルジェット界面挙動は、Inner-Outer 側と Front-Rear 側で異なる挙動となった。Inner-Outer 側の界面(a)は、Inner 側および Outer 側で異なる挙動となり、非軸対称噴流を形成した。Inner 側の界面変動は、 Re の増加とともに次第に増加し、Outer 側に比べ Inner 側でより多くの液滴が発生する様相となった。つまり、特に曲がりの影響が大きいと考えられる Inner-Outer 側のオイルジェット界面では、 Re の増加にともないノズル内部流れが変化し、噴流界面挙動に影響していることが示唆される。対して、Front-Rear 側の界面(b)では、各界面における噴流界面挙動および液滴の発生に大きな差異が見られず、同様な現象となった。これは、同 Re 条件における直管ノズルによるオイルジェット挙動に比べ Front-Rear 側界面の変動が大きいことから、速度が高い Outer 側界面の影響が、Front および Rear 側界面を引っ張る作用として働き、両側の界面が同様に変動したと考えられる。これらの結果から、曲がり管ノズルから噴出されるオイルジェットは、直管ノズルに比べて曲がりの影響によって噴流の拡がりが拡大するため、クーリングチャンネルへの流入効率が低下しやすくなる傾向になるといえる。

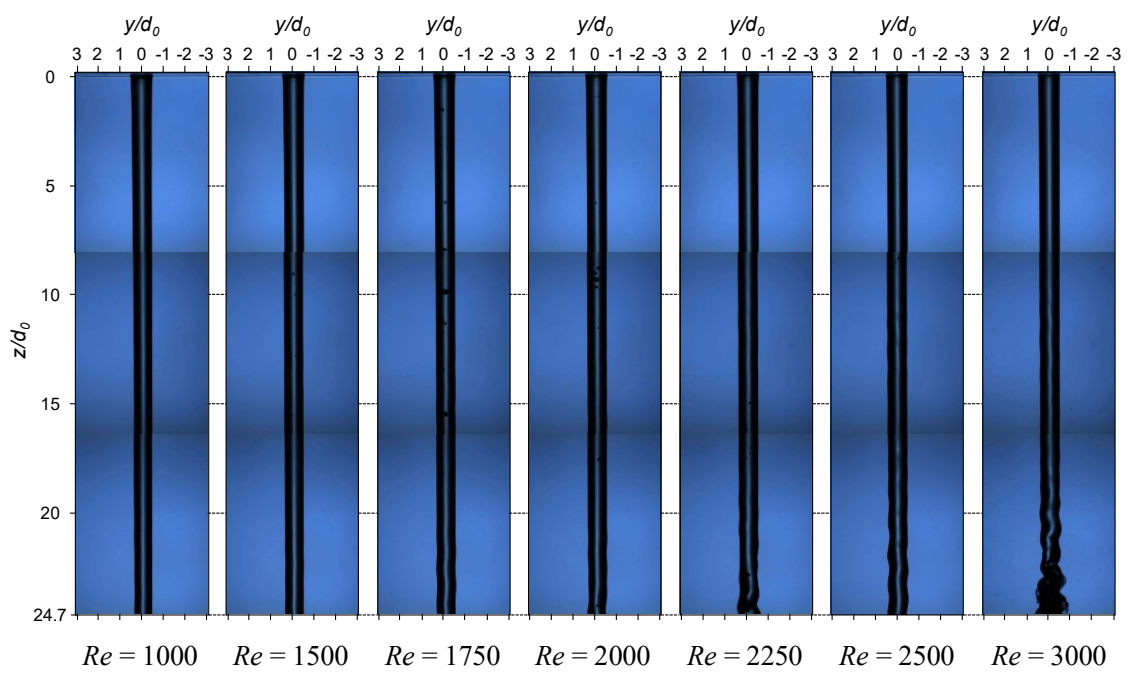
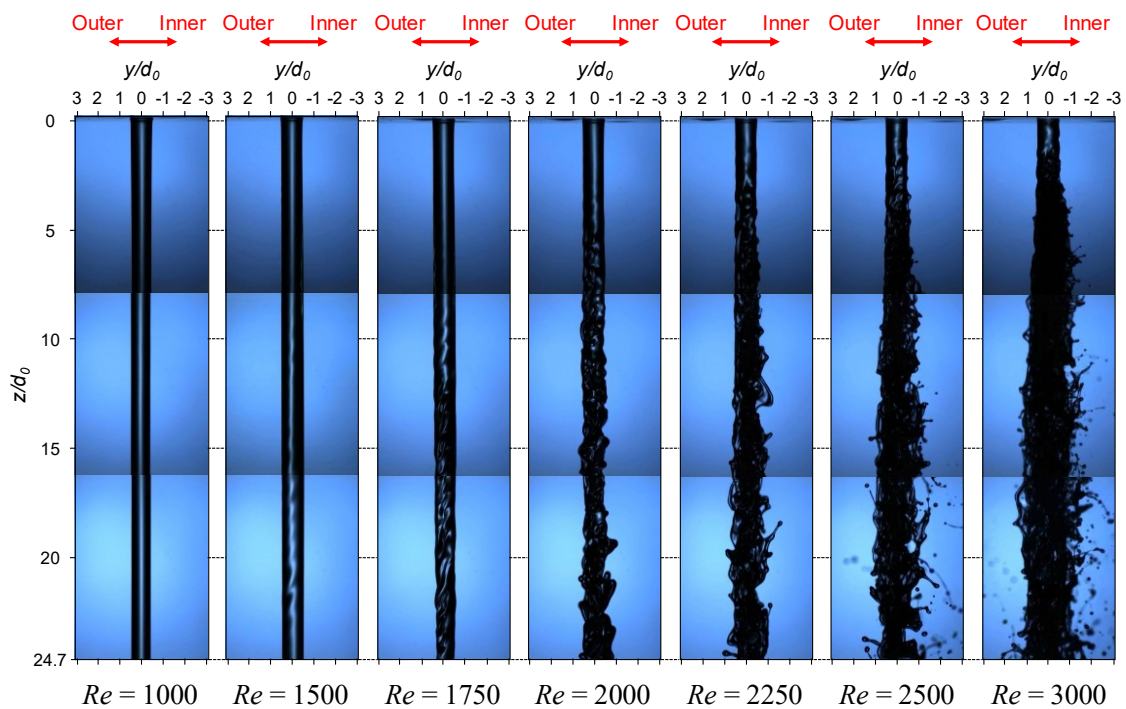
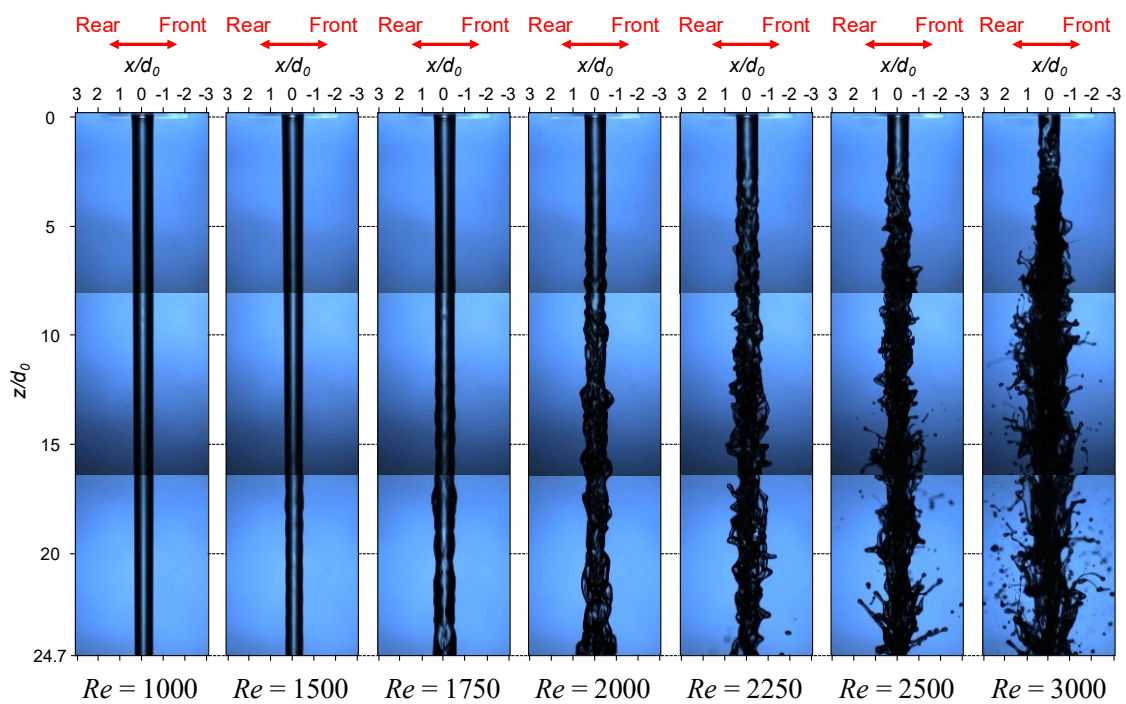


図 3.11 $Re = 1000 - 3000$ における直管ノズル(Straight)から噴出するオイルジェット可視化画像(Inner - Outer 側).



(a) Inner – Outer 側



(b) Front – Rear 側

図 3.12 $Re = 1000 - 3000$ における曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)から噴出するオイルジェット可視化画像. (a)は, Inner – Outer 側(+x 方向からの撮影), (b)は, Front – Rear 側(+y 方向からの撮影).

3.3.3.2 噴流の拡がり

前節のオイルジェット画像比較結果より、直管ノズルおよび曲がり管ノズルによるオイルジェット挙動は大きく異なることが分かった。本節では、曲り形状が噴流の拡がりに与える影響を定量的に考察するため、噴流幅および各側の界面位置について検討した。

(1) 噴流幅

オイルジェット界面の拡がりを評価するため、Inner-Outer 側および Front-Rear 側の z/d_0 に対する噴流幅の比較を行った。図 3.13 に、 $z/d_0 = 5, 15, 24.7$ における Re で整理した式(2.10)で求めた平均噴流幅を示す。横軸は、 Re を示し、縦軸は、平均噴流幅 $\delta_{jet}(\Phi, z)$ をノズル径 d_0 で正規化した。エラーバーは、各位置での噴流幅の界面変動値(噴流幅標準偏差)である。破線は、二次の多項式近似曲線を示す。また、直管ノズルについては、Inner-Outer 側のみの値を示す。

直管ノズルによるオイルジェットの噴流幅は、噴流上流では変化が見られず、噴流下流となる $z/d_0 = 24.7$ において Re の増加にともない噴流の拡がりが確認された。対して、曲がり管ノズルの噴流幅は、 Re が増加するにつれて増加傾向となることは直管ノズルと同様であるが、噴流上流より噴流の拡がりが確認でき、いずれの噴流軸方向位置 z/d_0 においても曲がり管ノズルが直管ノズルに比べて大きくなることが分かった。また、 $z/d_0 = 15$ および 24.7 では、 Re の増加による噴流幅に大きな違いは見られず、曲がり管ノズルによるオイルジェット界面の拡がりは、噴流下流にいくにつれて変化量が小さくなることが分かった。

曲がり管ノズルにおける Inner-Outer 側および Front-Rear 側のオイルジェットの噴流幅は、 $z/d_0 = 24.7$ において両者の違いが顕著となり、 Re の増加にともない次第に円形状(Inner-Outer \doteq Front-Rear)から楕円形状(Inner-Outer \neq Front-Rear)に噴流が変形していることが分かった。この楕円形状となる噴流の長軸側および短軸側は、 $Re = 1000 - 2000$ の範囲では、Inner-Outer 側と Front-Rear 側の噴流幅は同等であるが、 $Re \geq 2250$ になると、Inner-Outer 側が大きくなっている。つまり、曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)によるオイルジェットの噴流形状は、噴流下流にいくにしたがい Re の増加につれて曲がりによって速度勾配が生じる Inner-Outer 側が拡がり、楕円形状を形成する特性を有することが分かった。

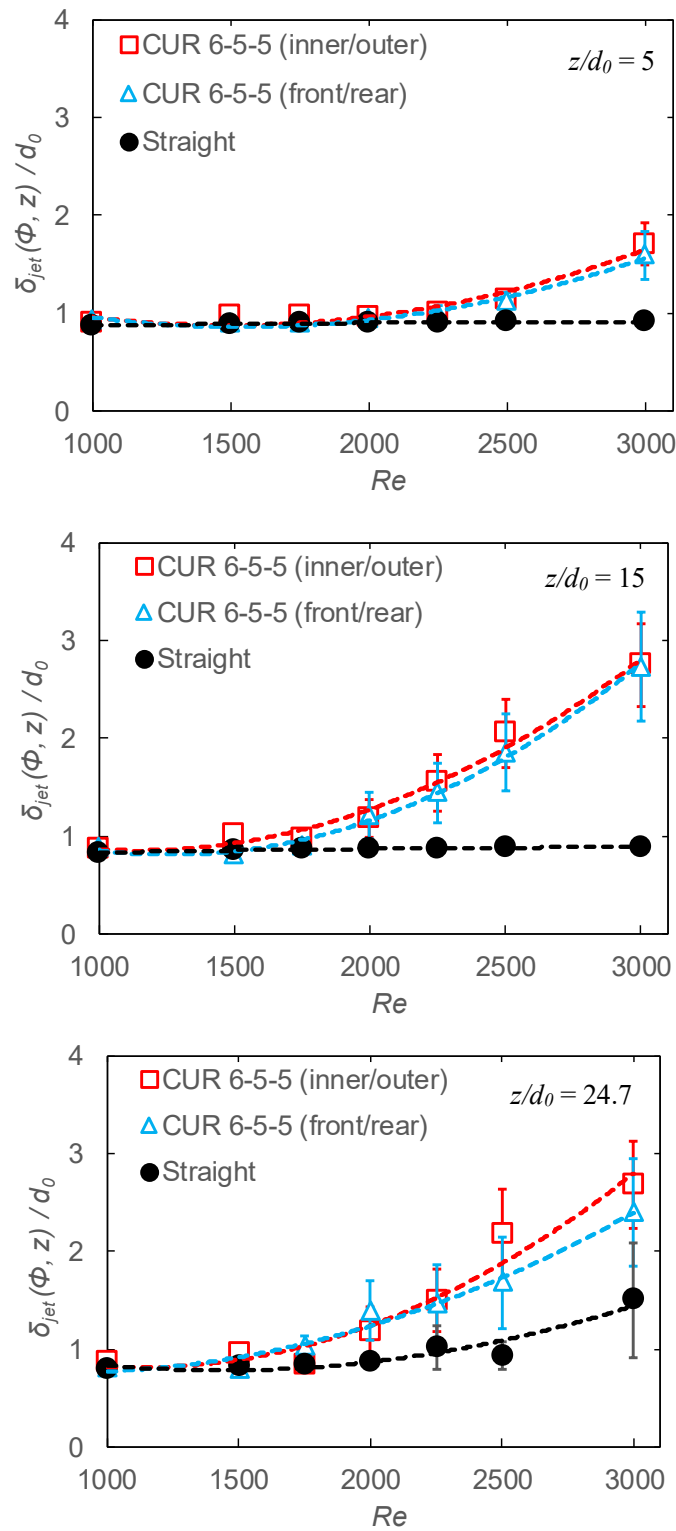


図 3.13 $z/d_0 = 5, 15, 24.7$ における Re で整理した平均噴流幅. 縦軸の平均噴流幅 $\delta_{jet}(\Phi, z)$ は, ノズル径 d_0 で正規化している. また, エラーバーは, 各位置での噴流幅の界面変動値(標準偏差)を示す. 破線は, 二次の多項式近似曲線を示す.

(2) 噴流界面位置

噴流幅の比較で得られた特性を詳細に分析するため、各側(Inner, Outer, Front, Rear)の噴流界面位置について比較を行った。図 3.14 に、 $z/d_0=5, 15, 24.7$ における Re で整理した各側界面位置を示す。横軸は、 Re を示し、縦軸は、噴流界面位置 $r(\Phi, z)$ をノズル径 d_0 で正規化した。エラーバーは、各界面位置の噴流幅標準偏差である。破線は、二次の多項式近似曲線を示す。また、界面位置は、正もしくは負の符号を持つため、絶対値で示す。直管ノズル(Straight)による平均界面位置は、前述したとおり対称性を確認できたため、Inner 側のみを示す。

曲がり管ノズルによるオイルジェットの各界面の平均位置は、どの界面においても直管ノズルに比べて広がっていることが分かる。また、曲がり管ノズルにおける平均界面位置の増加傾向は、 Re の増加にともない Inner および Outer 側の界面では、大きく異なる傾向があるのに対して、Front および Rear 側の界面では、界面位置がともに近い挙動となった。噴流上流である $z/d_0=5$ および 15 の位置における界面位置の広がり、Inner 側が最も大きく、Outer 側で最も小さくなり、Front および Rear 側の界面位置は、最大となる Inner 側および最小となる Outer 側の界面位置の範囲内に入ることが分かった。そして、噴流下流である $z/d_0=24.7$ になると、Inner 側の界面のみ大きく広がった。つまり、曲がり管ノズルから噴出するオイルジェットでは、 Re の増加にともない遠心力の影響により噴出速度が高くなると考えられる Outer 側の界面の広がり、逆に噴出速度が低くなると考えられる Inner 側の界面は噴流上流から広がる特性があるといえる。そのため、 $Re \geq 2250$ の条件での Inner-Outer 側の噴流幅が、Front-Rear 側に比べて広がりが大きくなる特性は、Inner 側の界面位置の広がりによるものであることが分かった。

Inner-Outer 側の界面位置の広がり、Front-Rear 側の界面位置の広がり、の両方によるノズル中心からの噴流の偏りを調査するため、噴流軸の整理を行った。図 3.15 に、 $z/d_0=15, 24.7$ における Re で整理した Inner-Outer 側および Front-Rear 側噴流幅の中心位置である平均噴流軸を示す。縦軸は、平均噴流軸 $Z_{jet}(\Phi, z)$ をノズル径 d_0 で正規化し、エラーバーは、標準偏差を示す。また、破線は、二次の多項式近似曲線を示す。

Re の増加にともない Inner 側の界面位置が広がることで、噴流軸は、Inner 側への偏りが増加した。その偏りは、 $z/d_0=15$ で $Re=3000$ のとき最大となり、ノズル径に対して約 0.2 倍、すなわち、ノズル中心より Inner 側へ約 1.2 mm のずれとなった。さらに、噴流下流となる $z/d_0=24.7$ では、Inner 側への噴流軸のずれは小さくなった。これは、図 3.14 の各側界面位置から分かるように、Outer 側の界面位置の増加によるものである。一方、Front-Rear 側では、直管ノズルと同様に、ノズル中心からの偏りは小さくなった。

これらの結果から、曲がり管ノズルから噴出するオイルジェットは、曲がりの影響により曲がり内側の界面の広がりが大きくなることで、Inner-Outer 側の噴流は、噴流中心軸がノズル中心から Inner 側にシフトし、Front-Rear 側の噴流は、ノズル中心と一致することが分かった。つまり、曲がり管ノズルを用いたピストン冷却を行う上で、ノズル中心からのずれ量を考慮した設計が必要であるといえる。

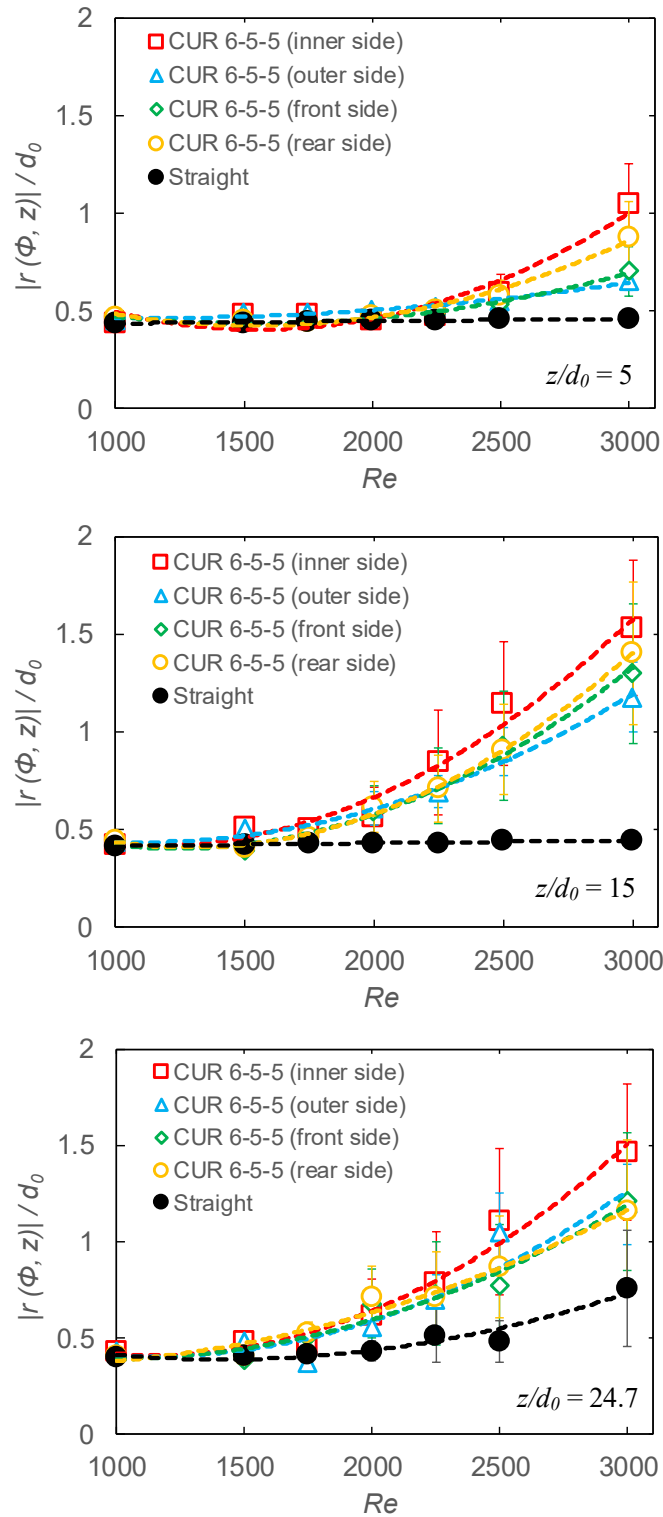


図 3.14 $z/d_0 = 5, 15, 24.7$ における Re で整理した各側平均界面位置. 縦軸の平均界面位置 $r(\phi, z)$ は, ノズル径 d_0 で正規化している. エラーバーは, 各界面位置の界面変動値(標準偏差)を示す. 破線は, 二次の多項式近似曲線を示す.

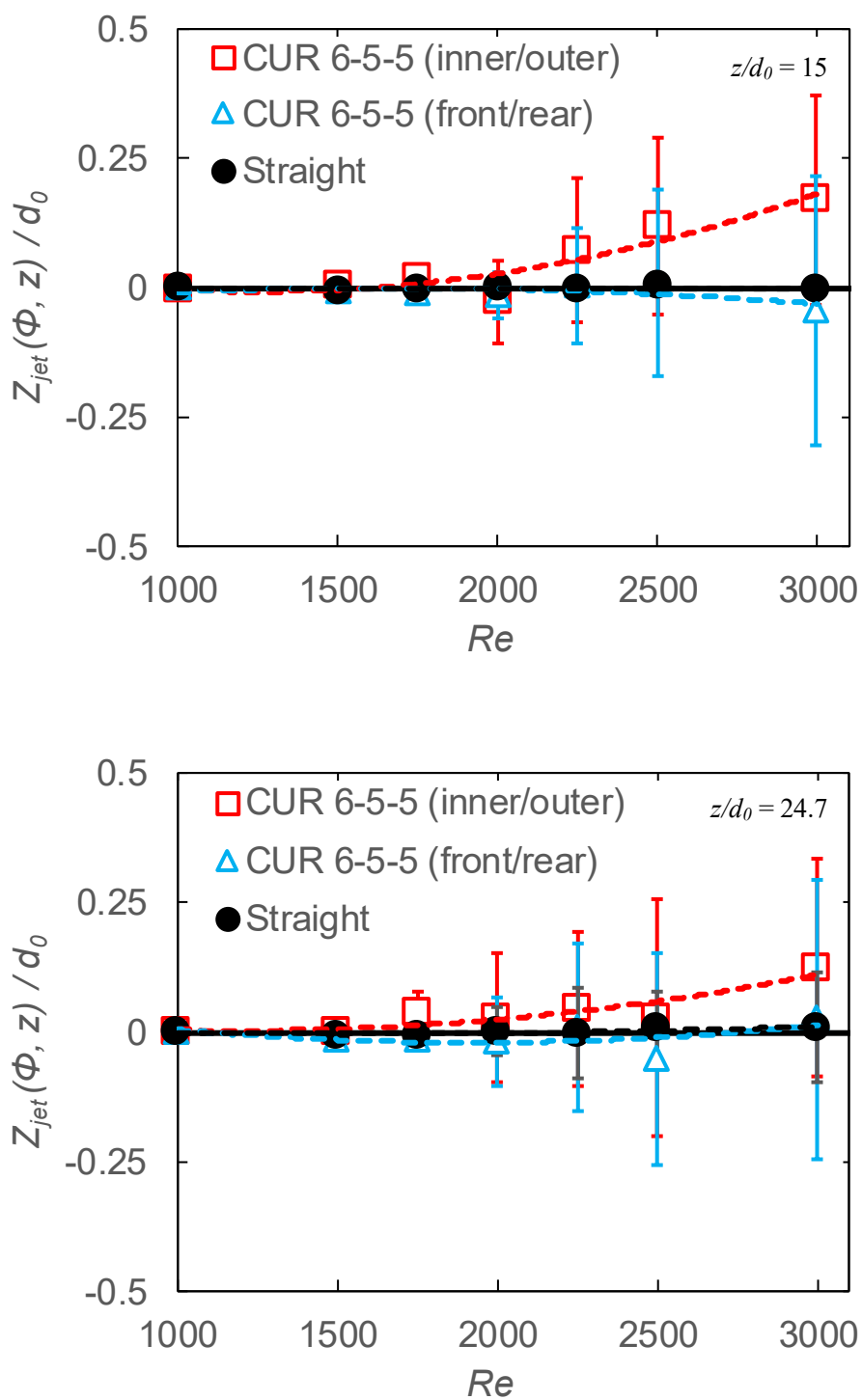


図 3.15 $z/d_0 = 15, 24.7$ における Re で整理した平均噴流軸. 縦軸の平均噴流軸 $Z_{jet}(\Phi, z)$ は, ノズル径 d_0 で正規化している. エラーバーは, 標準偏差を示す. 破線は, 二次の多項式近似曲線を示す.

3.3.3.3 界面特性

曲がり管ノズルから噴出するオイルジェットは、軸対称噴流を形成する直管ノズルによるオイルジェットと比較して Inner, Outer, Front, そして, Rear 側のそれぞれの界面で生じる変動特性に変化が生じることで、大きく異なる挙動を示すことが分かった。そのため、各側の界面変動の変化について、界面特性を考察した。

(1) 界面変動開始位置

図 3.16 に、界面変動が発生する位置として直管ノズル(Straight)および曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)における界面変動開始位置(z/d_0)_{st}を示す。横軸は、 Re で整理し、縦軸は、界面変動開始位置(z/d_0)_{st}を示す。直管ノズルによる Inner, Outer, Front, Rear 側の界面変動開始位置は、同じマーカーで示す。また、実線は、各側の界面変動開始位置に対して、直管ノズルでは線形近似を行った直線、曲がり管ノズルでは指数近似を行った曲線を示す。

直管ノズル(Straight)および曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)による界面変動の開始は、 Re が増加するにつれて減少しており、よりノズル出口に近い位置で生じることが分かる。しかしながら、その減少傾向は、曲がりの有無により、大きく異なる傾向を示した。直管ノズルによる変動開始位置は、 Re の増加にともない線形的にノズルに近づく傾向となるが、曲がり管ノズルによる開始位置は、指数的にノズルに近づく傾向が見られた。つまり、曲がり管ノズル

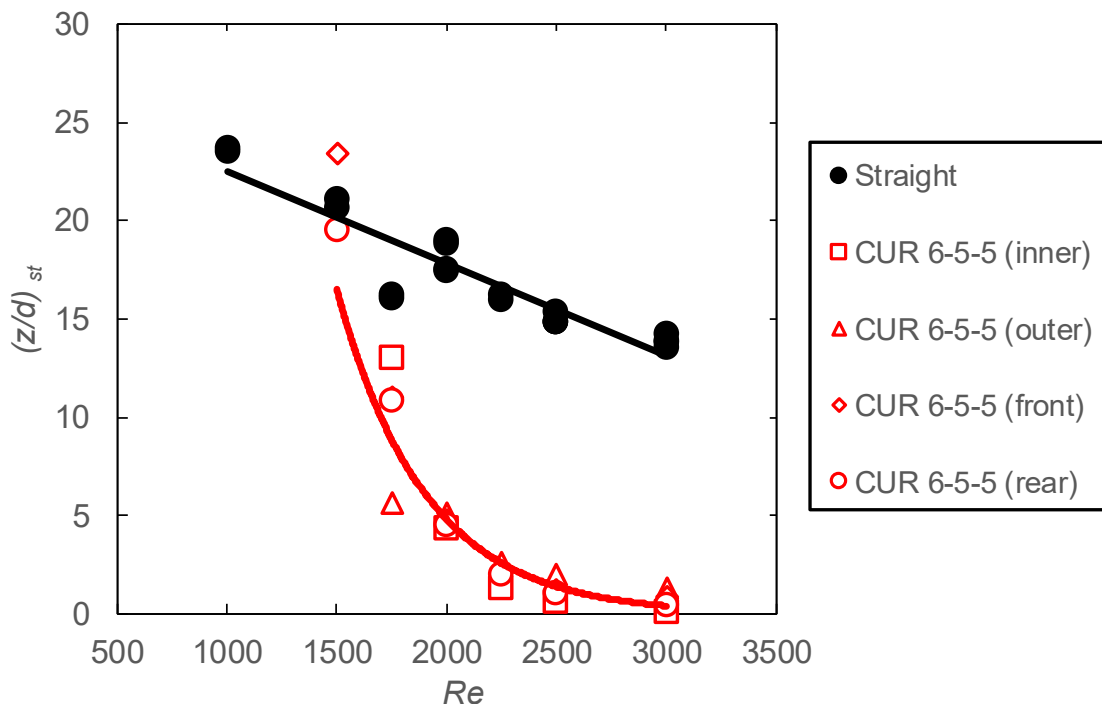


図 3.16 直管ノズル(Straight)および曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)における Re で整理した各側の界面変動開始位置。実線は、各側の界面変動開始位置に対して、直管ノズルでは線形近似による直線、曲がり管ノズルでは指数関数で近似した曲線を示す。

ルでは、 Re の増加によって急激に変動開始位置が噴流上流に遷移することが分かった。また、曲がり管ノズルによる各側(Inner, Outer, Front, Rear)の界面変動開始位置は、 Re の増加にともない変動が開始する位置が近くなっていることが分かる。

そこで、曲がり管ノズルによる界面変動開始位置の各側の特性を理解するため、詳細な検討を行った。図 3.17 に、曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)における片対数グラフによる界面変動開始位置を示す。各側の界面変動開始位置は、指数近似によって良好な一致を示すことが分かった。また、すべての界面で変動が確認できた $Re \geq 1750$ の条件において、界面変動が開始する順番は、Outer \rightarrow Front/Rear \rightarrow Inner、もしくは、Inner \rightarrow Front/Rear \rightarrow Outer のどちらかのパターンとなった。これは、Inner もしくは Outer 側界面のうち、最も噴流上流で変動が生じる側の界面変動が、隣接する Front および Rear 側の界面に伝播し、その後、もう一方の界面(Inner もしくは Outer)に影響を及ぼすことで、界面変動が生じたことを示している。つまり、CUR 6-5-5 では、最も上流で変動を開始した界面の変動が、他方の界面の変動を開始させるトリガーとなって変動を生じさせていることが明らかになった。

また、 $Re=2000$ では、各側の界面変動がほぼ同じ位置から開始し、 $Re=2000$ を境に Inner および Outer 側の界面変動開始位置は、傾向が逆転した。 $Re=1750$ では、Outer 側の変動開

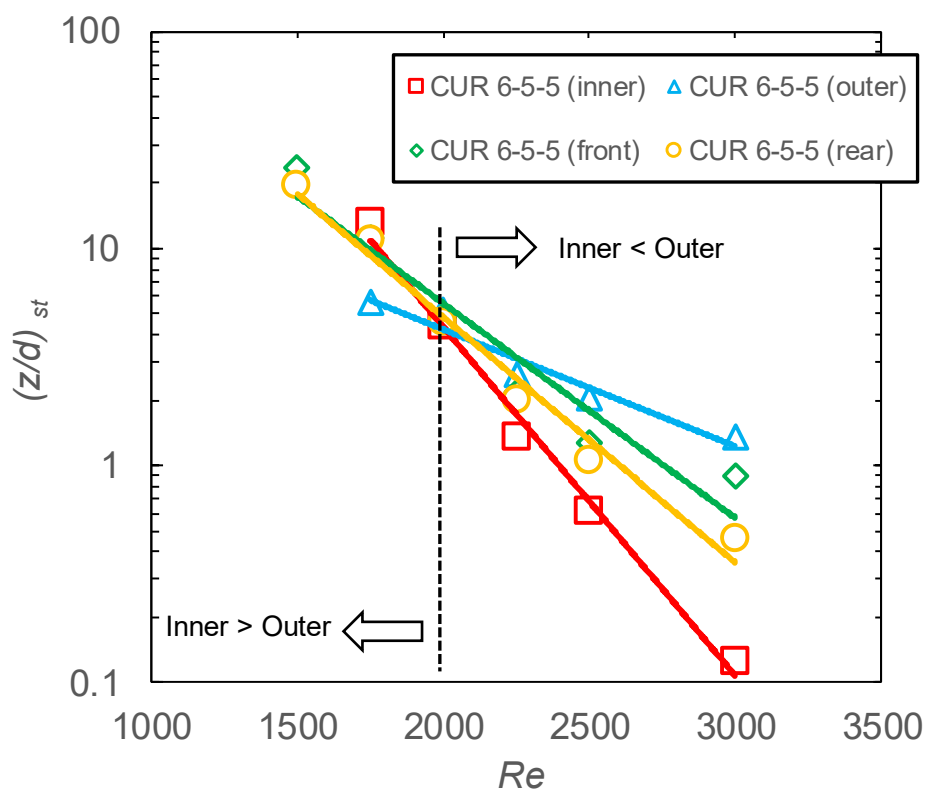


図 3.17 曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)における Re で整理した対数表示による各側の界面変動開始位置。実線は、各側の界面変動開始位置に対して、指数近似を行った曲線を示す。

始位置が Inner 側に比べて噴流上流で開始するが、 $Re > 2000$ では、Inner 側が Outer 側より上流で開始していることが分かる。これは、図 3.14 で示した $Re > 2000$ で Inner 側の界面位置が増加した現象と同様な傾向であり、Inner 側の界面位置が増加する要因は、 $Re=2000$ を境に最も噴流上流で界面変動を開始する側が Outer 側から Inner 側に変化したためであることが明らかになった。一方、Front および Rear 側の界面変動開始位置は、両者の差はほぼ見られず、対称に近い挙動となった。つまり、Front および Rear 側の界面挙動は、同様な位置から界面変動が開始し、かつ、先に述べたように界面位置に差が見られないことから、類似した挙動を形成することが分かった。

(2) 界面波速

図 3.18 に、 $Re=2000$ および 2500 における直管ノズル(Straight)および曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)から噴出するオイルジェット界面の平均波速を示す。横軸は、噴流軸方向である z/d_0 を示し、縦軸は、平均波速 C を示す。直管ノズルによる界面波速は、各側(inner, outer, front, rear)の波速値を一つのマーカーでプロットしている。エラーバーは、各位置での可視化計測した 0.5 秒間における波速の最大値および最小値である。界面波速の取得は、界面が変動していなければ相互相関値を求めることができないため、界面変動開始位置(z/d_0)_{st} より噴流下流の界面を対象に行った。 $z/d_0=7$ および 15 付近で界面波速が取得できていないが、これは本計測ではカメラ位置を噴流噴射方向にシフトさせて可視化計測を行ったため、各撮影画像の下部において相互相関値を計算するための探査範囲が不足するためである。また、黒の破線は、ノズル出口部の主流方向平均速度 \bar{W} を用いて連続の式およびベルヌーイの式から求めた軸対称噴流における理論噴流速度 C_{th} を示す。理論噴流速度 C_{th} は以下の式で求められる。

$$C_{th} = \frac{d_0^2}{\delta_{jet}^2} (\bar{W}^2 + 2gz)^{1/2}, \quad (3.1)$$

ここで、噴流幅 δ_{jet} は、画像処理によって出力した噴流幅の実験結果として、Inner-outer 側および Front-Rear 側の値を用いた。

直管ノズル(Straight)における界面波速は、先に述べたように軸対称噴流を形成するため、各側(inner, Outer, Front, Rear 側)の界面波が同じ速度で動いていることが確認できる。また、 Re が増加すると界面波速も同様に増加しており、理論噴流速度 C_{th} とほぼ同等の速度となった。すなわち、本研究における Re 条件での軸対称噴流となる直管ノズルによるオイルジェットは、噴流速度と界面速度が同一の速度を有することが分かる。これは、Arai and Amagai⁽²¹⁾によって報告された界面波が液面に固定され、界面波と噴流速度が液柱の伸長とともに伸びる現象と同様の結果である。しかしながら、 $Re = 2500$ の条件で $z/d_0 = 23$ 以降、界面波速が取得できた噴流最下流の波速と理論噴流速度の間に微小ではあるが差異が生じ始めていることが分かる。これは、図 3.11 に示すように両側の界面において同期した変動

が生じていることから、界面変動が増加していくと水平方向への変動が大きくなり、噴流下流内部の軸方向速度が低下する。そこに上流の噴流が追いつき噴流下流外側方向に逃げるため、界面波速とは異なる噴流速度になったと考えられる。

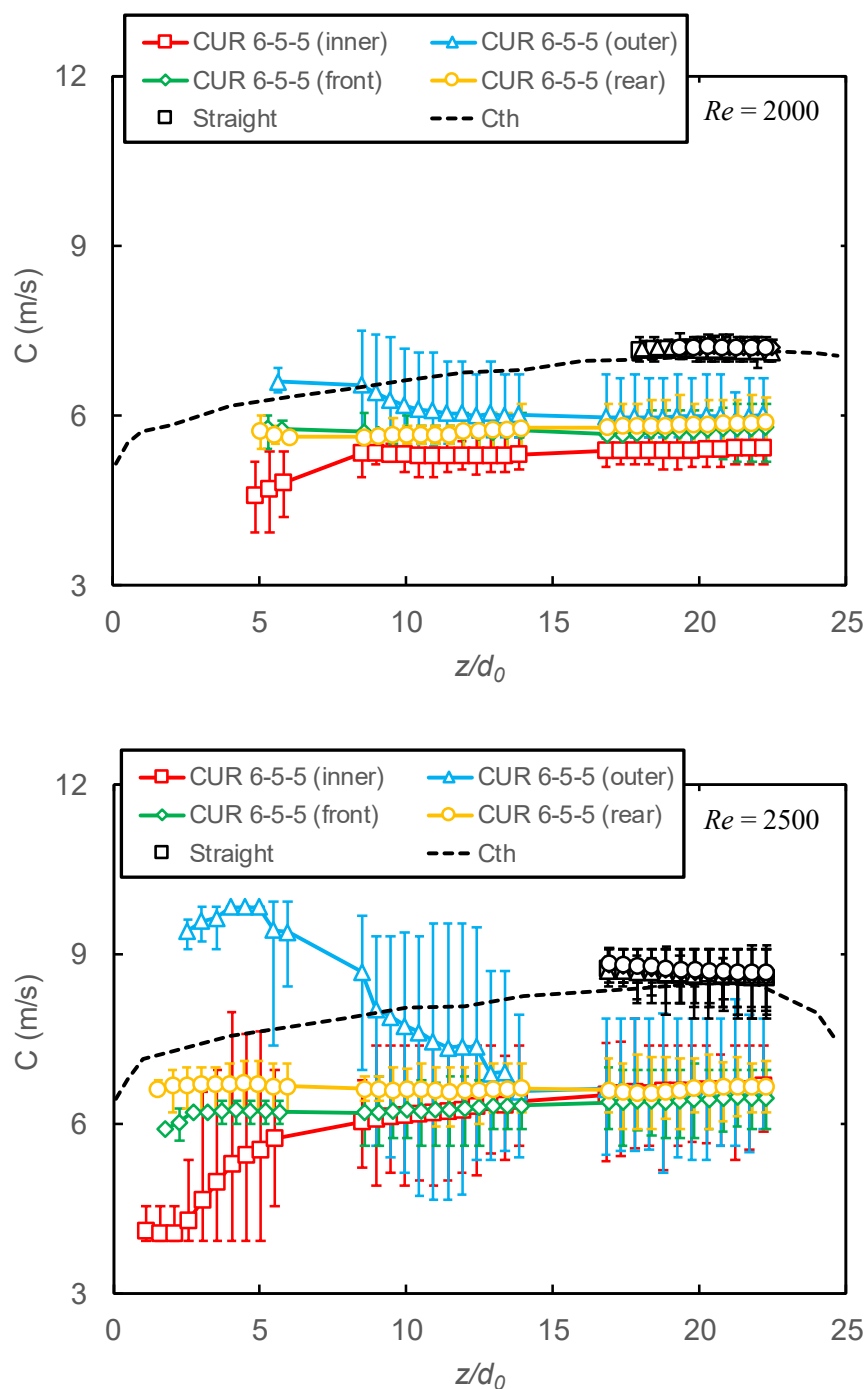
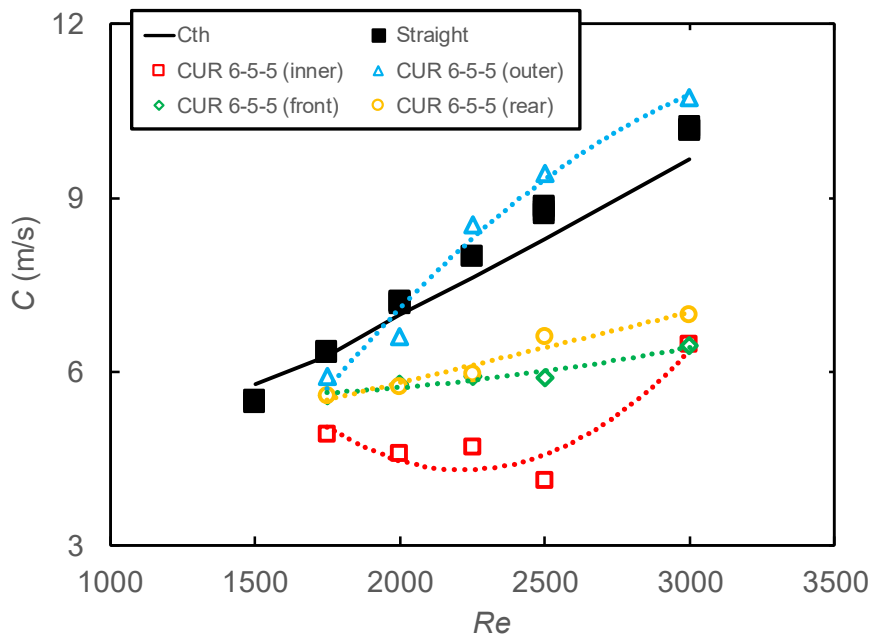


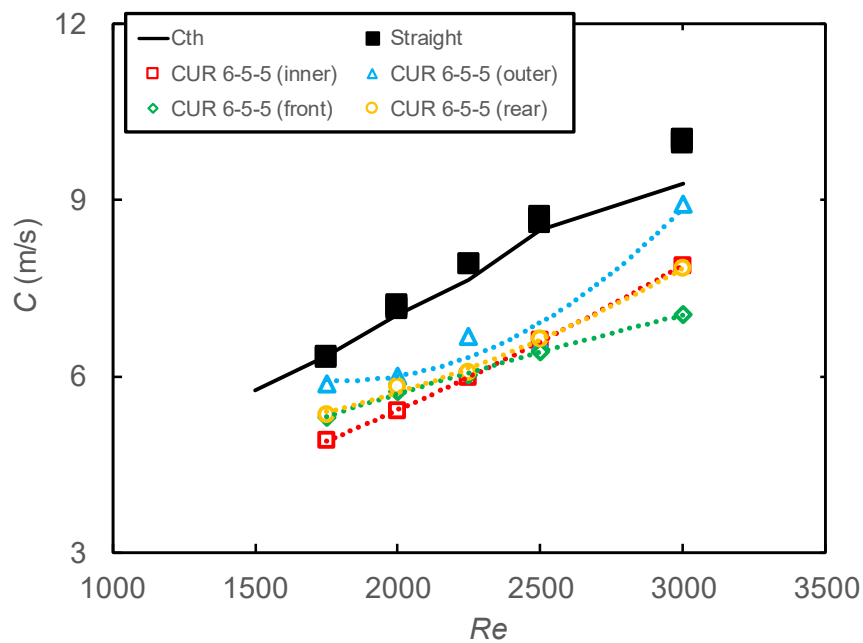
図 3.18 直管ノズル(Straight)および曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)における $Re = 2000$, 2500 のときの噴流界面波速. 黒の破線は、直管ノズルにおける噴流幅解析結果を用いた理論噴流速度 C_{th} , エラーバーは、最大値および最小値を示す。

対して、曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)における界面波速は、界面変動開始後において、Outer側の波速が最も高く、反対にInner側の波速が最も低くなっており、 Re が高い条件ほど速度差が大きくなった。FrontおよびRear側界面の波速は、InnerおよびOuter側界面の波速のような差が見られず、両者ともに同様な傾向で増速していることが分かる。そして、噴流下流にいくにつれて、Outer側の波速は減少し、Inner側の波速は増加することで、下流においては各側の速度差は小さくなることが分かった。また、界面波速が増減する過程における界面波速のばらつきは、低いInner側と高いOuter側の波速が近づくタイミングで大きく変動しており、界面間で相互に影響していることが分かる。このことから、各界面間での速度差によってせん断力による抵抗が生じたことで、Outer側は減速、Inner側は増速したと考えられる。

次に、界面変動開始時および噴流下流における界面波速の傾向を調査するため、図 3.19に、(a)界面変動開始時 $z/d_0 = (z/d_0)_{st}$ および(b)噴流下流 $z/d_0 = 20$ における Re で整理した平均波速を示す。横軸は、 Re を示し、縦軸は、平均波速を示す。直管ノズルによる界面波速は、各側(Inner, Outer, Front, Rear)の波速値を一つのマーカーでプロットしている。また、黒の実線は、ノズル出口部の主流方向平均速度 \bar{W} を用いて連続の式およびベルヌーイの式から求めた軸対称噴流における理論噴流速度 C_{th} を示す。破線は、各界面の波速における2次の多項式近似曲線を示す。界面変動開始時(a)、直管ノズル(Straight)では、 Re が増加するにつれて界面波速は増加し、理論噴流速度 C_{th} と良好に一致した。対して、曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)では、各側の界面変動が開始する位置における界面波速は、異なる傾向を示した。界面波速が最も高いOuter側では、 Re の増加にともない上に凸の傾向で波速が増加し、直管ノズルと同程度の波速において変動が開始していることが分かった。界面波速が最も低いInner側では、 Re の増加にともない下に凸の傾向で波速が増加した。先に述べた界面変動開始位置の検討において、Inner側の界面は、 $Re > 2000$ になると、Outer側に比べて界面の変動が上流で開始する特性があることが分かっているが、変動が開始した位置でのInner側の波速は、Outer側に比べて低いことが分かった。つまり、 $Re > 2000$ においてInner側で最も上流で変動が開始する特性は、静止気体との速度差によって生じた界面不安定性によるものではないといえる。噴流下流 $z/d_0 = 20$ (b)において、直管ノズル(Straight)は、界面変動開始位置における波速と同様に、理論噴流速度 C_{th} と良好な一致を示した。対して、曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)では、高い波速となるOuter側と低い波速となるInner側が、それぞれ減速および増速し、 Re の増加にともない波速は増加するが、噴流下流においては、各界面の波速が近づくことが分かった。これらの結果から、曲がり管ノズルから噴出するオイルジェットは、ノズル出口より比較的距離が短い範囲では、噴流上流において各界面の波速、特に、曲がりの影響によってInner-Outer側に大きな速度差が生じ、ノズル出口からの距離が離れると、各界面の波速の差が小さくなり、ほぼ一定となることが分かった。つまり、ピストン冷却において、ノズルとピストンとの距離が近づくBDC付近では、曲がりによる影響が大きいといえる。



(a) 界面変動開始位置 $z/d_0 = (z/d_0)_{st}$



(b) 噴流下流 $z/d_0 = 20$

図 3.19 直管ノズル(Straight)および曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)における Re で整理した界面変動開始時 $z/d_0 = (z/d_0)_{st}$ および噴流下流 $z/d_0 = 20$ の平均界面波速. 黒の実線は, 直管ノズルにおける噴流幅解析結果を用いた理論噴流速度 C_{th} を示す. 破線は, 各界面の波速における 2 次の多項式近似曲線を示す.

(3) 界面波数

図 3.20 に、 $Re = 2000, 2500, 3000$ における直管ノズル(Straight)から噴出するオイルジェット各界面の噴流軸方向 z/d_0 に対する波数を示す。横軸は、噴流軸方向である z/d_0 を示し、縦軸は、平均界面波数を示す。界面波数の取得は、界面波速の解析と同様に、界面変動開始位置より噴流下流における界面を対象に行った。直管ノズルでは、軸対称噴流を形成するため、界面波速と同様に各側の界面波数は、同じ値となった。また、本研究で着目している $z/d_0 = 0 - 24.7$ の範囲では、界面変動開始以降の波数は、噴流下流においても約 0.11 となり、変動開始位置からの変化が小さいことが分かった。

次に、界面変動開始時および噴流下流における Re に対する波数特性を考察するため、界面変動開始時および噴流下流の界面波数について Re で整理を行った。図 3.21 に、界面変動開始時($z/d_0 = (z/d_0)_{st}$)および噴流下流($z/d_0 \simeq 23.5$)における Re で整理した界面波数を示す。横軸は、 Re を示し、縦軸は、平均界面波数を示す。界面変動開始位置(a)では、 Re が増加するにつれて波数も増加していることが分かる。つまり、 Re の増加によって短波長の波が生成されたということになる。これは、 Re の増加、すなわち噴流速度の増加により静止気体との界面での速度差が増加することで界面の不安定性が強くなり、より短い波長の波が生成されたと考えられる。一方、噴流下流(b)では、変動開始位置における波数と比較して、 Re の増加による波数の増加傾向は減少し、ほぼ同様な波数となった。直管ノズルでは、界面波速の検討において述べたように、噴流下流において Re の増加にともない界面波速が増加しているのかかわらず同様な界面波数であることから、 Re が増加するにつれて界面周波数が高くなったといえる。

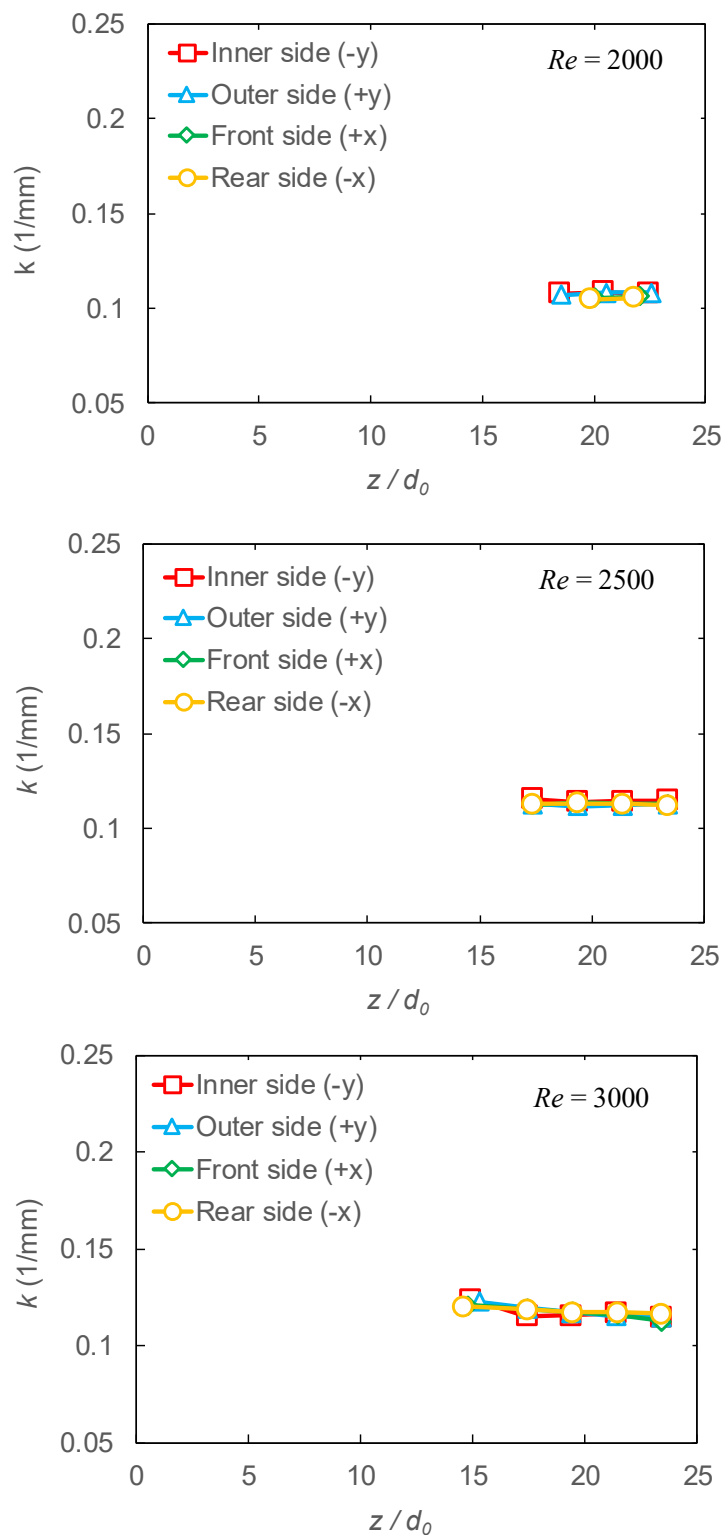
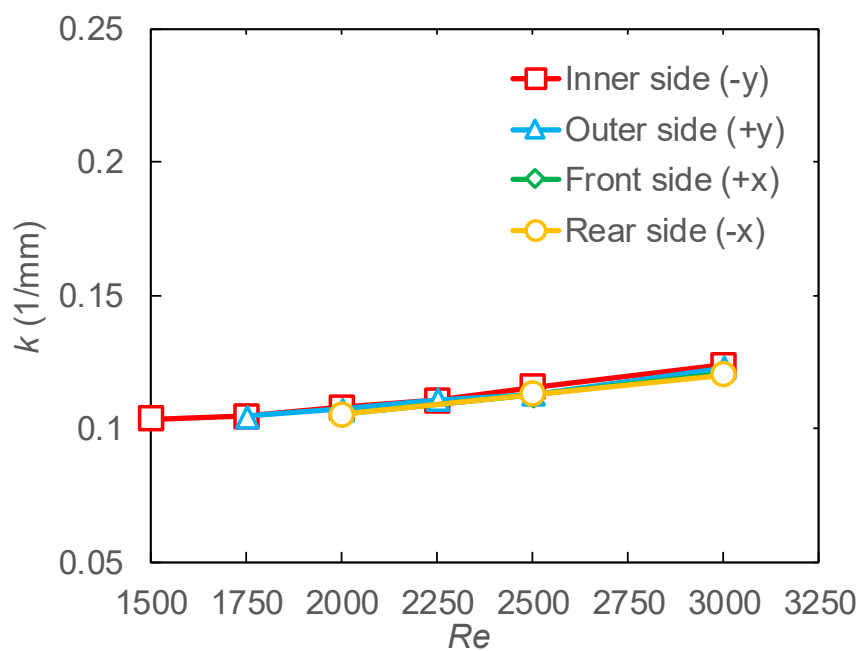
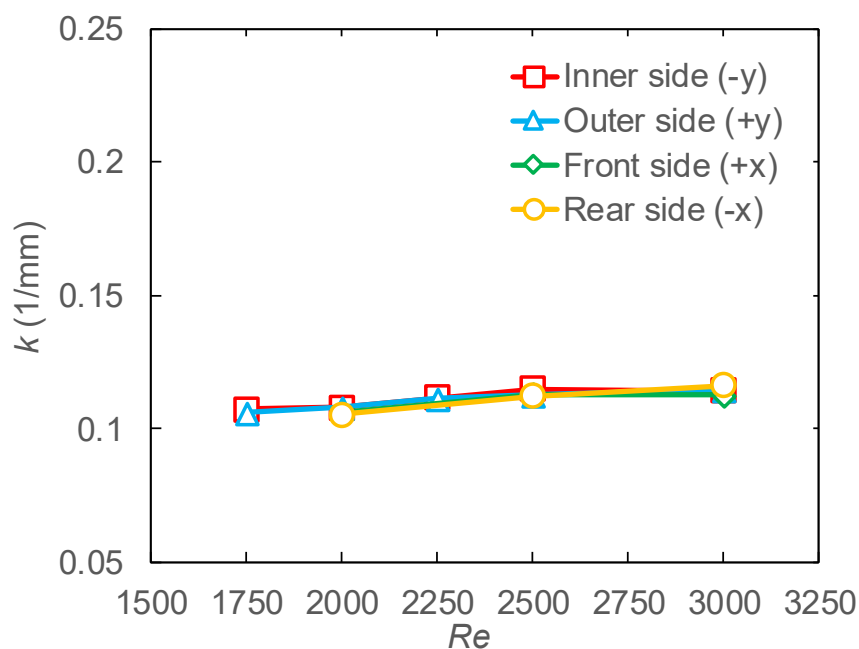


図 3.20 $Re = 2000, 2500, 3000$ における z/d_0 で整理した直管ノズル(Straight)によるオイルジェット各界面の平均界面波数.



(a) 界面変動開始位置($z/d_0 \doteq (z/d)_{st}$)



(b) 噴流下流 ($z/d_0 \doteq 23.5$)

図 3.21 直管ノズル(Straight)における界面変動開始位置($z/d_0 \doteq (z/d)_{st}$)および噴流下流 ($z/d_0 \doteq 23.5$)での Re で整理した平均界面波数.

対して、図 3.22 に、 $Re = 2000, 2500, 3000$ における曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)から噴出するオイルジェット各界面の噴流軸方向 z/d_0 に対する波数を示す。横軸は、噴流軸方向である z/d_0 を示し、縦軸は、平均界面波数を示す。界面波数の取得は、直管ノズルと同様に、界面変動開始位置より噴流下流における界面を対象に行った。曲がり管ノズルでは、直管ノズルに比べて変動開始位置における各側界面の波数が大きく異なることが分かった。また、曲がり管ノズルにおける各側の界面波数特性は、界面変動開始位置で Re によって 2 種類の傾向があることが分かる。 $Re = 2500, 3000$ の条件では、Outer 側の界面波数が最も大きく、Inner 側の界面波数が最も小さくなった。つまり、これは、先に述べた界面波速が Outer 側で最も速く、Inner 側で最も遅い傾向となった特性と同じであり、界面波速が増加したことによる静止気体との速度差の影響であると考えられる。しかしながら、 $Re = 2000$ の条件では、Front および Rear 側界面が、最も界面波数が大きくなるという現象が確認された。この結果は、 $Re = 2000$ 付近で、Front および Rear 側界面の波数の増大、すなわち Front および Rear 側で短波長の波が生成されており、ノズル内部流れの影響によるものと考えられる。また、 z/d_0 における影響は、噴流開始位置では各側の界面波数に大きな違いが生じているが、噴流下流にいくにつれてその差は減少し、ほぼ同様な値に落ち着くことが分かった。

そこで、直管ノズルの時と同様に、変動開始時から噴流下流にかけての波数特性を考察するため、界面変動開始時および噴流下流の界面波数について Re で整理を行った。図 3.23 に、界面変動開始位置($z/d_0 = (z/d_0)_{st}$)および噴流下流($z/d_0 \doteq 23.5$)における Re で整理した界面波数を示す。界面変動開始位置(a)では、 Re が増加するにつれて各側の界面波数は異なる傾向となっていることが分かる。Inner 側では、 Re の増加にともない波数が増加していることが確認できるが、他の界面と比較して最も小さいことが分かる。対して、Outer 側界面では、 Re に関係なく Inner 側に比べて界面波数は大きいことが分かる。つまり、 $Re > 2000$ において、Inner 側界面が Outer 側界面に比べて界面位置が増加する現象は、界面波数による影響ではないといえる。Front および Rear 側界面では、 $Re = 2000$ および 2250 でのみ急激に界面波数が増大しており、ノズル内部流れの影響により界面変動開始位置で短い波長の波が生成されたと考えられる。一方、噴流下流(b)では、変動開始位置における各側の波数の違いと比較して Re の増加によって、その差は減少し、ほぼ同様な波数となった。また、その波数は、直管ノズルでの噴流下流における波数とほぼ同じ値となっており、このことから、曲がり管ノズルから噴出オイルジェットは、直管ノズルと比較して界面変動開始位置では大きく異なるが、噴流下流においては、直管ノズルと同様な波数特性となることが分かった。

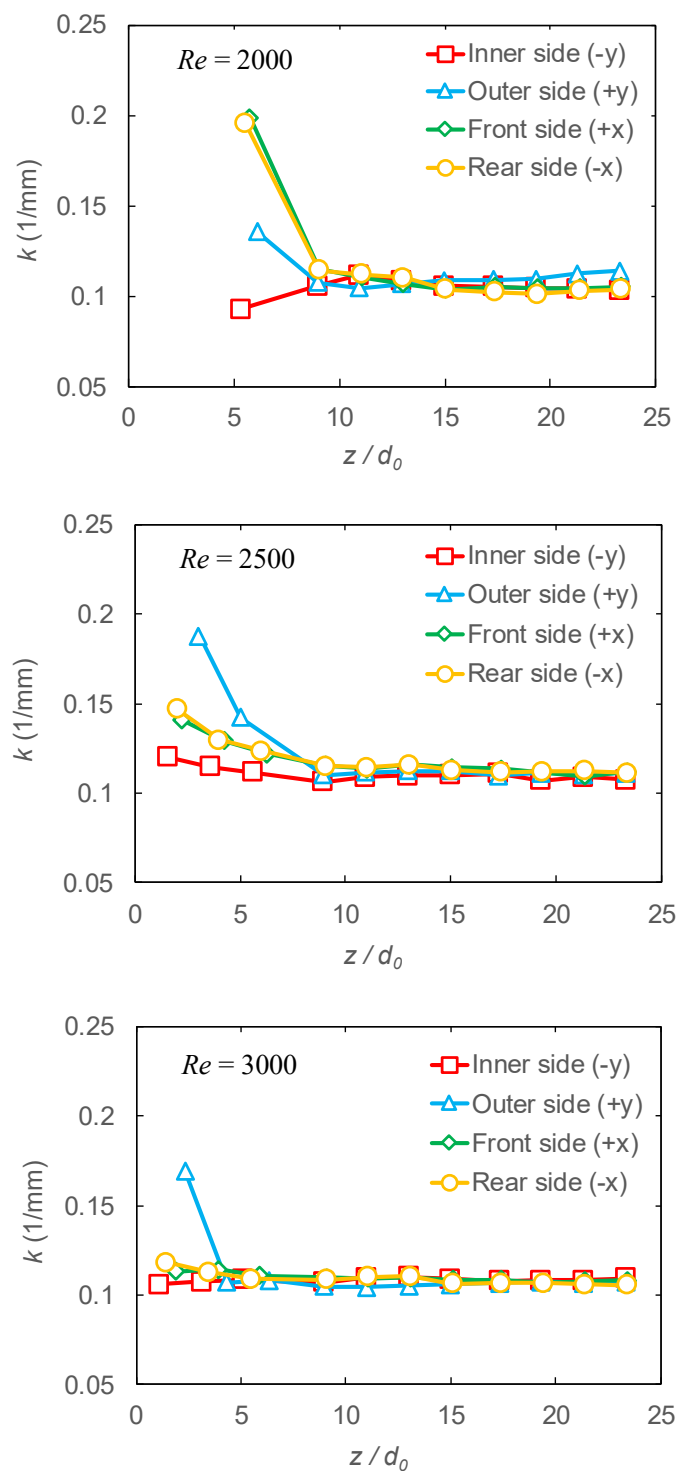
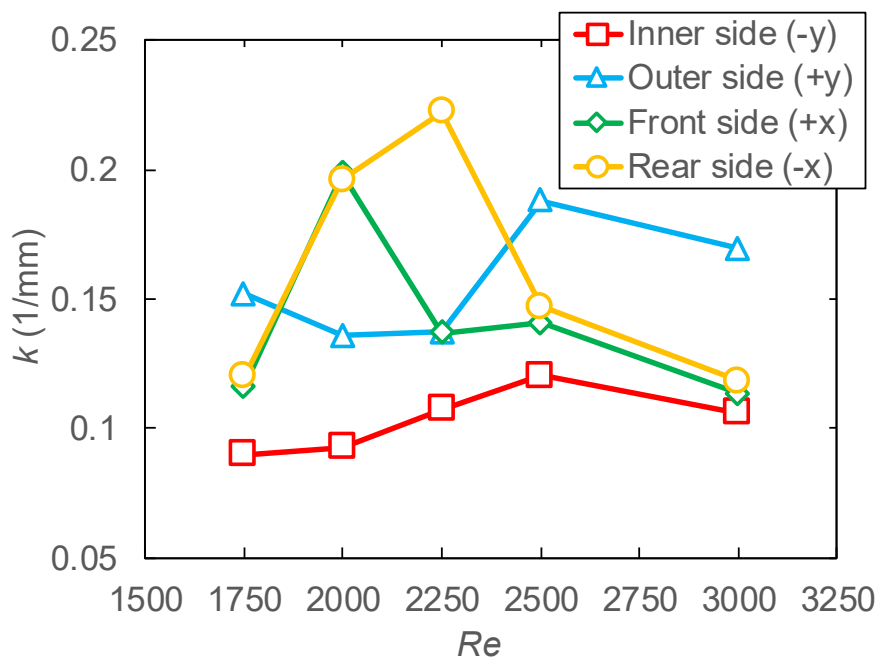
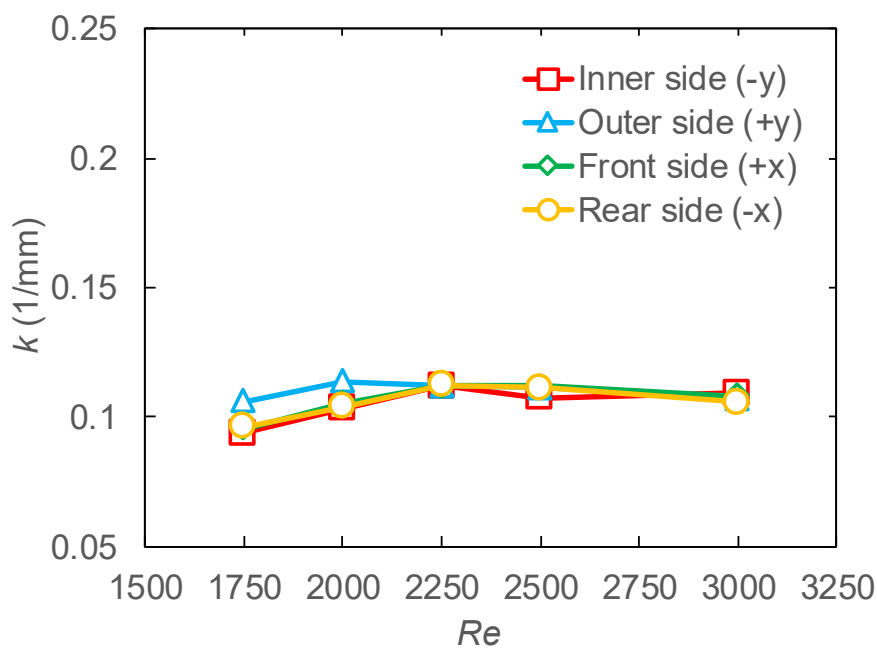


図 3.22 $Re = 2000, 2500, 3000$ における z/d_0 で整理した曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)によるオイルジェット各界面の平均界面波数.



(a) 界面変動開始位置($z/d_0 \doteq (z/d)_{st}$)



(b) 噴流下流 ($z/d_0 \doteq 23.5$)

図 3.23 曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)における界面変動開始位置($z/d_0 \doteq (z/d)_{st}$)および噴流下流($z/d_0 \doteq 23.5$)での Re で整理した平均界面波数.

3.3.4 曲がり後長さの影響

本節では、曲がり後長さがオイルジェット挙動特性に与える影響について述べる。曲り管ノズルにおけるベースノズルである CUR 6-5-5(曲り後長さ $L_{aft} = 30\text{mm}$)およびベースノズルに対して曲がり後長さのみを 90mm とした CUR 6-5-15 の 2 仕様のノズルを使用した。曲がり後の長さによってオイルジェット挙動にどのような影響を及ぼすかを明らかにする目的で、曲がりの影響と同様に、オイルジェット可視化画像、噴流の拡がり、および界面特性に関する比較検討を行う。

3.3.4.1 オイルジェット挙動の可視化観察

図 3.24 に、 $Re = 1000 - 3000$ における曲がり後長さ 30mm ($L_{aft} / d_0 = 5$)であるベースノズル (CUR 6-5-5)から噴出するオイルジェット可視化画像を、図 3.25 に、同 Re 条件における曲り後長さを 90mm ($L_{aft} / d_0 = 15$)に変更したノズル(CUR 6-5-15)から噴出するオイルジェット可視化画像を示す。なお、図 3.24 は、曲がり後長さ違いによる影響を比較するため、先に述べた図 3.12 の中から本検討に必要な Re 条件を抜粋した図を示す。

ベースノズル(CUR 6-5-5)に対して曲がり後長さ比(L_{aft} / d_0)が 3 倍となる CUR 6-5-15 によるオイルジェット挙動は、曲がり後長さが短いノズル(CUR 6-5-5)と同様に、 Re が増加するにつれて激しい変動が見られ、噴流の拡がりの増加が観察された。Inner-Outer 側界面では、曲がり後長さの違いによって各界面におけるオイルジェット挙動に違いがみられた。 $Re = 1500$ において、曲がり後長さが短い CUR 6-5-5 では、Inner および Outer 側のどちらの界面でも界面変動が観察されなかったが、曲がり後長さが長い CUR 6-5-15 では、Outer 側で界面変動が観察され、sin 波のような単純な界面波が捉えられた。また、 $Re = 2000$ および 2500 の条件になると、CUR 6-5-5 では Inner 側と Outer 側の界面挙動が異なったのに対して、CUR 6-5-15 では、可視化画像を観察した限りでは両者に界面変動の差は見られなかった。これらの結果は、曲がり部において剥離によって生じた速度勾配を有する流れ場が、曲がり後の直管部が長くなったことで、噴流挙動に影響したと考えられるが、この流れ場が噴流挙動に与える影響に関する考察は、次章にて検討する。対して、Front-Rear 側界面では、曲がり後長さの違いによって噴流幅の拡がりは異なるが、ノズルごとの Front および Rear 側のそれぞれの界面の拡がりは、曲がり後の直管部が長くなっても対称に近い同様な挙動となることが分かった。つまり、曲がり後長さが長くなると、Inner-Outer 側界面に対しては、オイルジェットの拡がりおよび各界面の変動の両方に大きく影響を及ぼすが、Front-Rear 側界面に対しては、オイルジェットの拡がりへの影響はあるが、各界面に与える影響は小さいことが分かった。

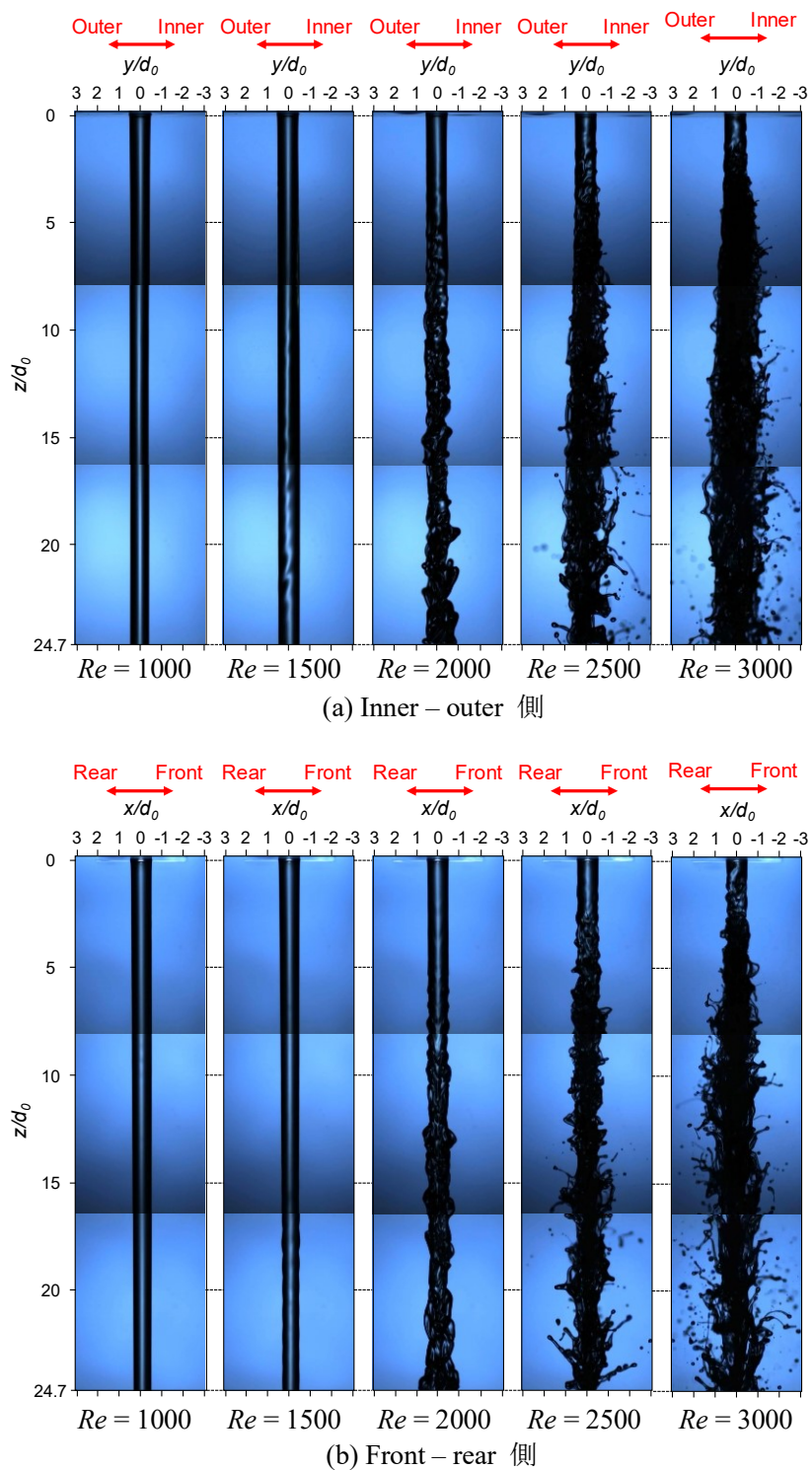


図 3.24 $Re = 1000 - 3000$ における曲がり後長さ $L_{dft} = 30 \text{ mm}$ ノズル(CUR 6-5-5)から噴出するオイルジェット可視化画像. (a)は, Inner – Outer 側(+x 方向からの撮影), (b)は, Front – Rear 側(+y 方向からの撮影). 本図は, 図 3.12 の一部抜粋である.

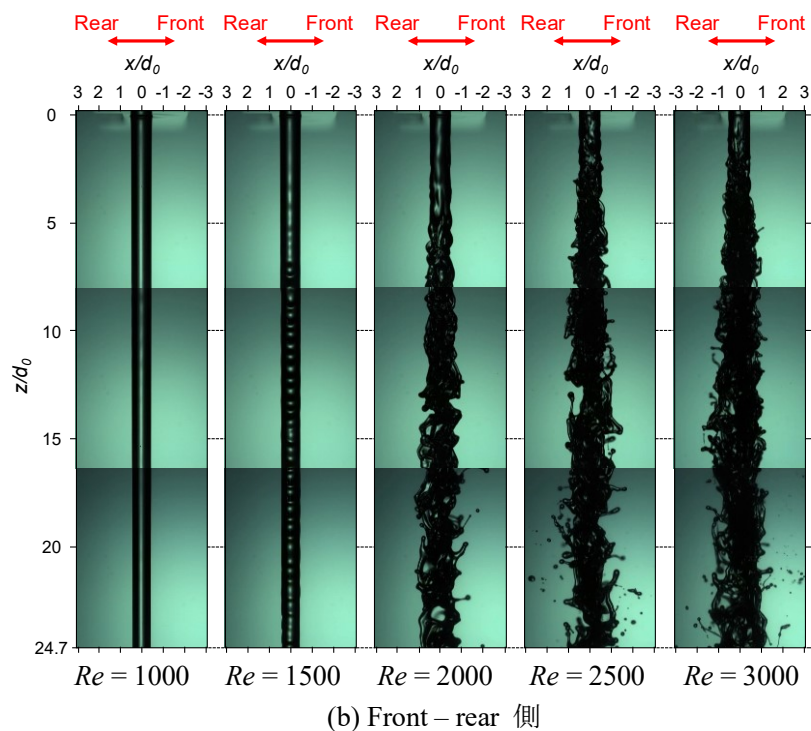
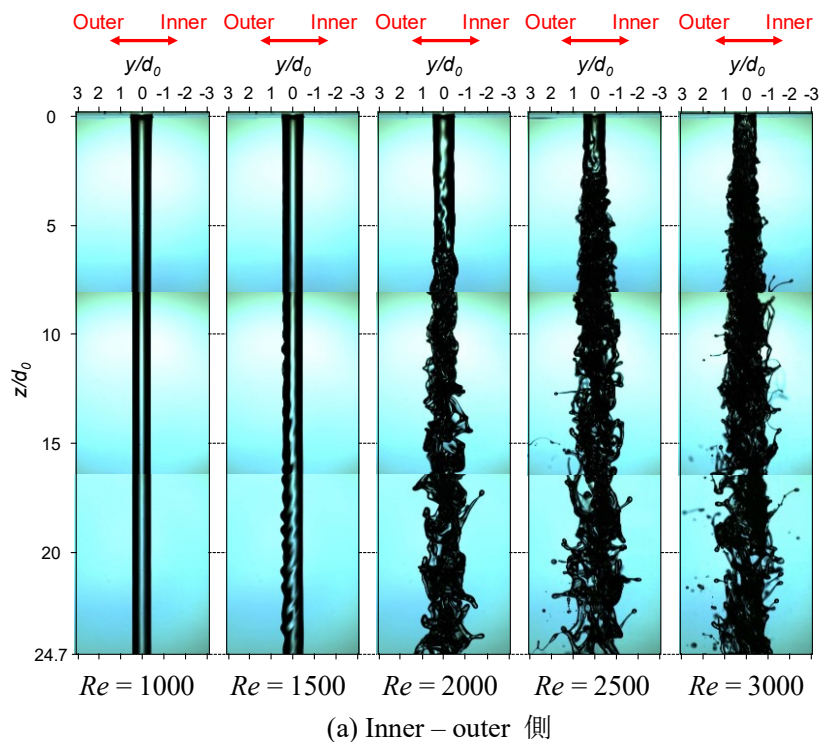


図 3.25 $Re = 1000 - 3000$ における曲がり後長さ $L_{aft} = 90$ mm ノズル(CUR 6-5-15)から噴出するオイルジェット可視化画像. (a)は, Inner – outer 側(+x 方向からの撮影), (b)は, Front – rear 側(+y 方向からの撮影).

3.3.4.2 噴流の拡がり

前節のオイルジェット画像比較結果より、曲がり後長さの違いによるオイルジェットは、界面挙動が大きく異なることが分かった。本節では、曲がり後長さの違いが噴流の拡がりに与える影響を定量的に考察するため、噴流幅および各側の界面位置について検討した。

(1) 噴流幅

図 3.26 に、曲がり後長さの違いによる $z/d_0 = 5, 15, 24.7$ における Re で整理した平均噴流幅を示す。横軸は、 Re を示し、縦軸は、噴流幅 $\delta_{jet}(\Phi, z)$ をノズル径 d_0 で正規化した。エラーバーは、各位置での噴流幅の界面変動値(標準偏差)である。実線および破線は、それぞれ Inner-Outer および Front-Rear 側の噴流幅の二次の多項式近似曲線を示す。 $Re \leq 1500$ の条件では、曲り後長さの違いによって平均噴流幅に大きな差は見られなかった。図 3.25 に示したオイルジェット可視化画像では、 $Re = 1500$ において Outer 側に sin 波のような変動が観察されたが、これは、Outer 側の平均界面位置に対して対称に近い変動が生じたため、平均噴流幅には現れなかったと考えられる。また、 $Re \geq 2000$ の条件で、 Re の増加にともない曲がり後長さの違いによる差が確認できる。 $Re = 2000$ では、曲がり後長さが長い CUR 6-5-15 は、CUR 6-5-5 と比較して噴流の拡がりが大きくなっているが、 $Re = 2500$ になると、曲がり後長さの違いによる噴流幅は、ほぼ同様な拡がりとなった。そして、 $Re = 3000$ の条件になると、曲がり後長さの長い CUR 6-5-15 による噴流幅が、曲がり後長さの短い CUR 6-5-5 による噴流幅より小さくなった。つまり、CUR 6-5-5 に対して曲がり後長さが長くなると、 $Re = 2000$ 付近において噴流の拡がりは増加する傾向があり、 Re が増加していくと噴流の拡がりは、再び減少する傾向があることが分かった。この傾向は、噴流下流にいくほど顕著となる。この特性については、詳細な界面特性やノズル内部流れの影響について考察する必要がある。次節以降で議論する。しかしながら、ピストン冷却におけるクーリングチャンネル内への流入を考えると、オイルジェット噴流幅は、できるだけ拡がりを抑制することが求められる。したがって、ピストン冷却開発で要求される Re の設定値次第では、設計因子として曲がり後長さを検討することは、クーリングチャンネルによるピストン冷却に対して、重要なパラメータになりうるといえる。

曲がり後長さの長い CUR 6-5-15 における Inner-Outer 側および Front-Rear 側の噴流幅の拡がりの違いは、 $z/d_0 = 5, 15$ では大きな差は見られず、円に近い噴流形状を形成した。最下流の $z/d_0 = 24.7$ では、Inner-Outer 側と Front-Rear 側の噴流幅の違いが確認できる。しかしながら、どの Re においても Inner-Outer 側および Front-Rear 側の噴流幅の大小関係は、同等もしくは Inner-Outer 側が大となった。このことから、CUR 6-5-5 で明らかになった噴流が楕円形状を形成し、 Re の増加にともない長軸側が Inner-Outer 側もしくは Front-Rear 側に切り替わる現象は、曲がり後長さが長くなると、発生しないことが分かった。

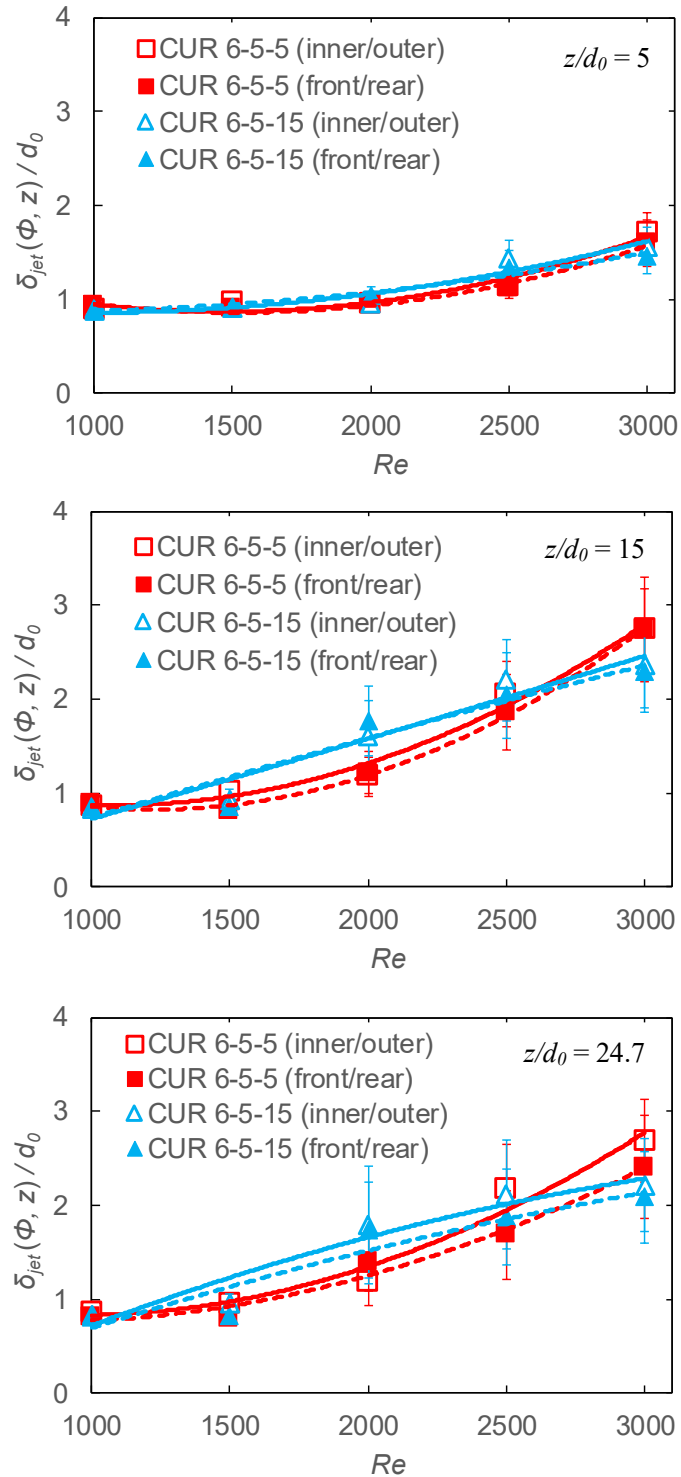


図 3.26 $z/d_0 = 5, 15, 24.7$ における Re で整理した平均噴流幅. 縦軸の平均噴流幅 $\delta_{jet}(\Phi, z)$ および横軸の z は, ノズル径 d_0 で正規化している. また, エラーバーは, 各位置での噴流幅の標準偏差を示す. 実線および破線は, それぞれ Inner-Outer および Front-Rear 側の噴流幅の二次の多項式近似曲線を示す.

(2) 噴流界面位置

図 3.27 に、 $z/d_0 = 5, 15, 24.7$ における Re で整理した Inner および Outer 側の噴流界面位置を、図 3.28 に、同じ z/d_0 の位置における Re で整理した Front および Rear 側の噴流界面位置を示す。各側の界面位置は、正もしくは負の符号を持つため、絶対値で示す。また、エラーバーは、各界面位置での標準偏差を示す。実線および破線は、それぞれ Inner (Front) および Outer (Rear) 側界面位置の二次の多項式近似曲線を示す。

曲がり後長さの違いにおける Re による噴流界面位置の傾向は、 Re が増加するにつれて各側 (Inner, Outer, Front, Rear) の界面によらず増加傾向となることは同じであるが、その変化の仕方に違いがあることが分かる。曲がり後長さの短い CUR 6-5-5 は、「下に凸」の変化で増加していくのに対して、曲がり後長さの長い CUR 6-5-15 は、逆となる「上に凸」の変化で増加した。

Inner および Outer 側の界面 (図 3.27) では、 $Re = 2000$ において曲がり後長さが長くなると、噴流幅の傾向と同様に両側の界面位置はともに増大した。この両側の界面位置の差は、噴流下流に行くにつれて増加し、Inner 側の界面位置が大きくなったことで生じることが分かった。この現象は、曲がり後長さが短い CUR 6-5-5 と同じ特性である。そのため、CUR 6-5-5 において $Re > 2000$ で、Inner 側の界面が Outer 側の界面より広がる現象は、曲がり後長さの変更をしても影響を及ぼしていないことから、他の因子の影響である可能性が示唆される。また、曲がり後長さが長くなることで、噴流下流 ($z/d_0 = 24.7$) において、CUR 6-5-5 と比べて Inner 側と Outer 側の界面位置の差が大きくなった。

一方、Front および Rear 側の界面 (図 3.28) では、曲がり後長さが長くなっても CUR 6-5-5 と同様に、Front および Rear 側の界面位置に大きな差はなかった。つまり、曲がり後長さ違いによる条件下では、Front および Rear 側界面特性は対称的な挙動となることが分かった。

これらの結果から、曲がり後長さの違いによって、Inner 側の界面が広がる特性は同様であるが、 Re による各側の界面位置の増加傾向は異なることが分かった。また、曲がり後長さが長くなると、噴流下流である $z/d_0 = 24.7$ において Inner と Outer 側界面の広がりが CUR 6-5-5 に比べて大きくなることから、ノズル中心からの噴流中心軸の Inner 側へのずれ量は、大きくなった。つまり、曲がり後長さが小さい方が、ノズル中心からのずれが小さくなるといえる。

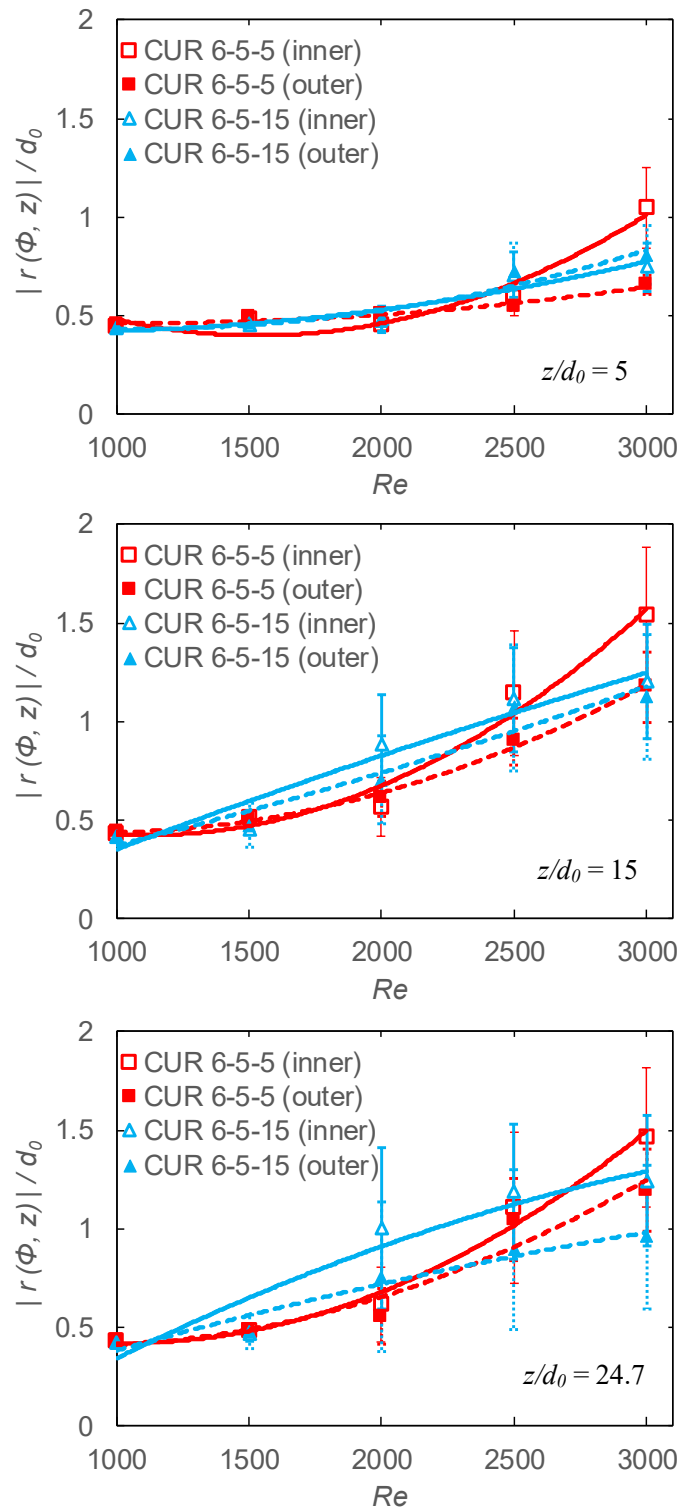


図 3.27 $z/d_0 = 5, 15, 24.7$ における Re で整理した Inner および Outer 側の平均界面位置. 縦軸の平均界面位置 $r(\Phi, z)$ は, ノズル径 d_0 で正規化している. また, エラーバーは, 各界面位置での標準偏差を示す. 実線および破線は, それぞれ Inner および Outer 側界面位置の二次の多項式近似曲線を示す.

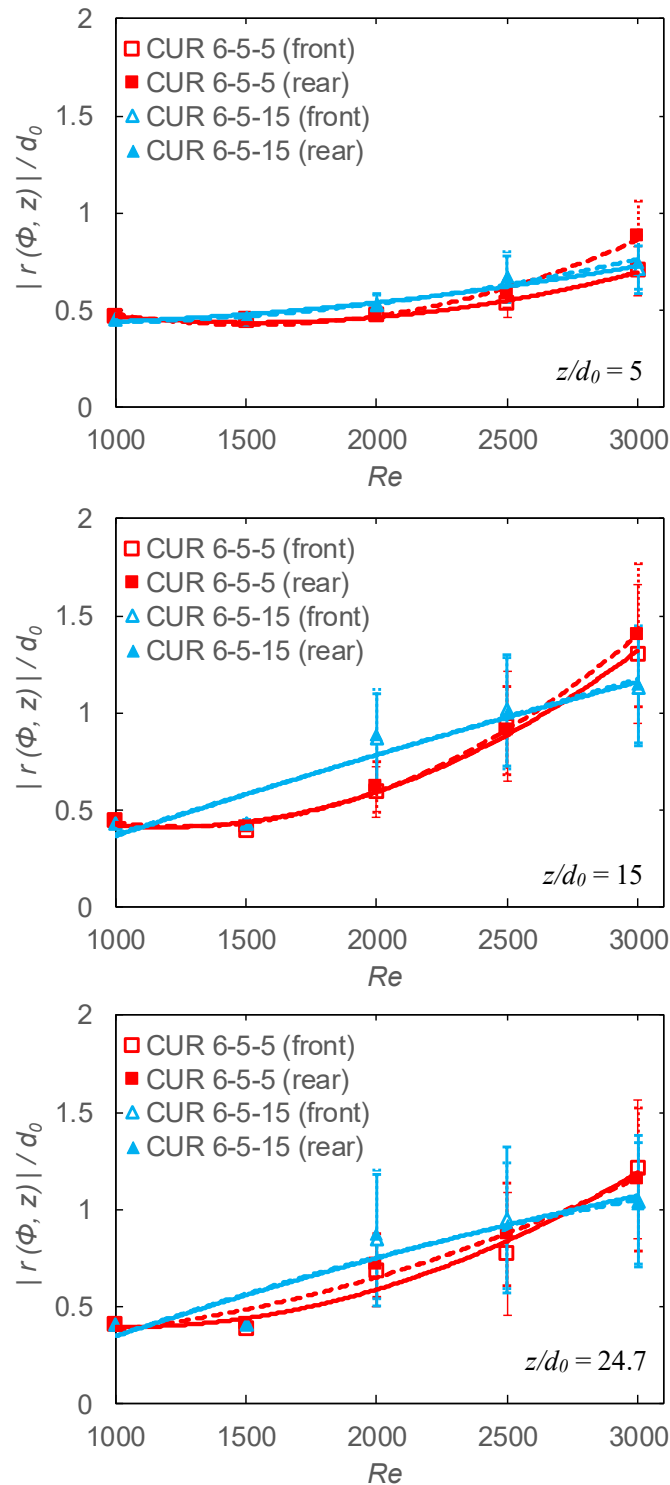


図 3.28 $z/d_0 = 5, 15, 24.7$ における Re で整理した Front および Rear 側の平均界面位置. 縦軸の平均界面位置 $r(\phi, z)$ は, ノズル径 d_0 で正規化している. また, エラーバーは, 各界面位置での標準偏差を示す. 実線および破線は, それぞれ Front および Rear 側界面位置の二次の多項式近似曲線を示す.

3.3.4.3 界面特性

曲がり後長さが長くなると、ノズルから噴出するオイルジェットは、 $Re = 2000$ において界面位置が増大し、また、曲がり後長さの違いによって Re の増加にともなう界面の拡がり異なる特性を示すことが分かった。そのため、各側の界面変動の変化について、界面特性を考察した。

(1) 界面変動開始位置

図 3.29 に、界面変動が発生する位置として曲がり後長さ違いとなる CUR 6-5-5 および CUR 6-5-15 における界面変動開始位置 $(z/d_0)_{st}$ を示す。横軸は、 Re で整理し、縦軸は、界面変動開始位置 $(z/d_0)_{st}$ を示す。また、黒の実線は、CUR 6-5-5 による指数近似を行った曲線を示し、赤の実線は、CUR 6-5-15 による指数近似を行った曲線を示す。なお、マーカーについては、煩雑となることを防ぐため、曲がり後長さの長い CUR 6-5-15 のみを示す。

曲がり後長さ違いとなる CUR 6-5-5 および CUR 6-5-15 による界面変動の開始は、 Re が増加するにつれて両者ともに減少しており、よりノズル出口に近い位置で生じることが分かる。しかしながら、その減少にともなう傾向は、曲がり後長さの違いにより、異なるカーブ

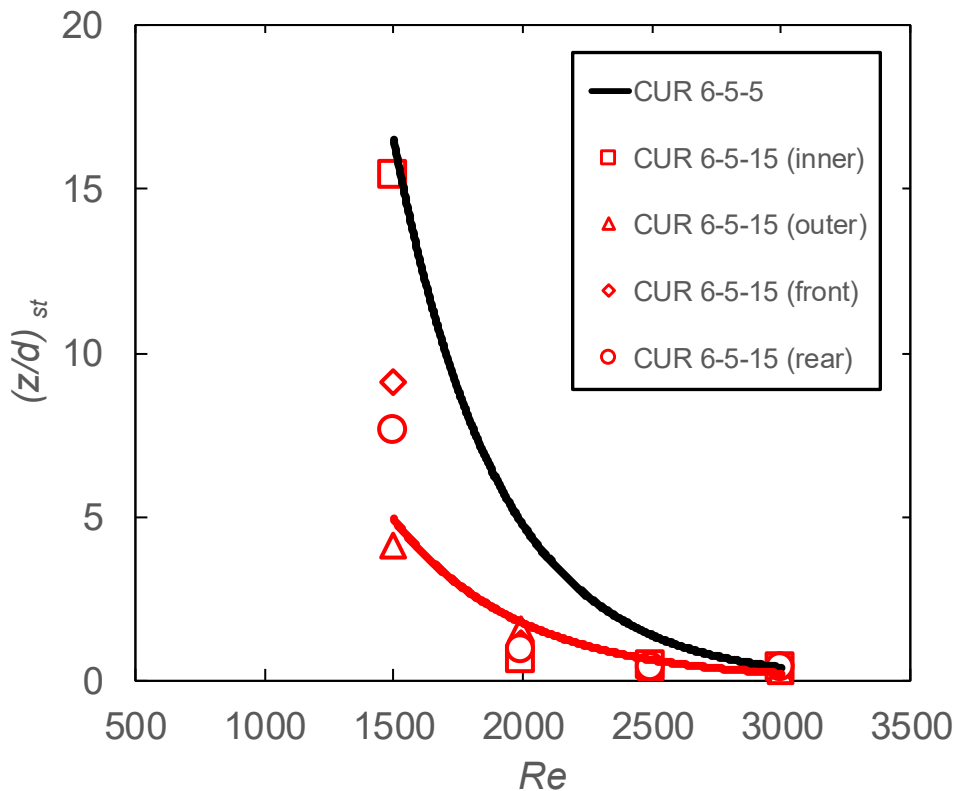


図 3.29 曲がり後長さ違い(CUR 6-5-5 および CUR 6-5-15)における Re で整理した各側の界面変動開始位置。黒の実線は、指数近似を行った CUR 6-5-5 による曲線を、赤の実線は、指数近似を行った CUR 6-5-15 による曲線を示す。

を示した。曲がり後長さが長くなると、界面変動開始位置は、曲がり後長さの短い CUR 6-5-5 と比較して噴流上流で生じ、その差は、低い Re であるほど大きく、 Re が増加するにつれて近づく結果となった。つまり、界面変動が確認できる Re 条件下においては、 Re が低いほど曲がり後長さが界面変動開始位置に与える影響が大きいといえる。噴流界面位置の検討において確認された曲がり後長さが長い CUR 6-5-15 が、曲がり後長さの短い CUR 6-5-5 に比べて噴流上流から界面位置が増加したのは、界面変動が上流で開始したためであると考えられる。

各側(Inner, Outer, Front, Rear)の界面変動開始位置は、CUR 6-5-5 と同様に、 Re の増加にともない変動が開始する位置が近くなっていることが分かる。そこで、曲がり後長さ違いによる界面変動開始位置の各側の特性を理解するため、図 3.30 に曲がり後長さ違いとなる CUR 6-5-5 および CUR 6-5-15 における片対数グラフによる界面変動開始位置を示す。破線は、CUR 6-5-5 における各側の指数近似した曲線を示し、マーカーについては、煩雑となることを防ぐため、曲がり後長さの長い CUR 6-5-15 のみを示す。 Re の増加による傾向は、曲がり後長さの短い CUR 6-5-5 では、指数近似によって良好な一致を示したのに対して、曲がり後長さの長い CUR 6-5-15 では、界面変動開始位置の指数による減少傾向は、Outer 側でのみ確認できたが、Outer 側以外の界面では見られなかった。Inner, Front, Rear 側の界面は、 Re が増加するにつれて変動が開始する位置が、次第に $(z/d_0)_{st} =$ 約 0.4 に収束する傾向を示した。つまり、曲がり後長さが長くなると、Outer 側以外の界面は、 Re の増加にともない界面変動開始位置は一定となることが分かった。また、界面変動が開始する順番は、 $Re = 3000$ を除いて、CUR 6-5-5 と同様に、Inner もしくは Outer 側界面のうち、最も噴流上流で生じた界面の変動が、隣接する Front および Rear 側、そして、もう一方の界面(Inner もしくは Outer)の順番で伝播し、界面変動が生じることが分かった。つまり、CUR 6-5-5 で確認された最も噴流上流で起こる界面変動が、トリガーとなって他界面へ伝播する特性は、曲がり後長さを長くしても有しているということがいえる。

Inner および Outer 側の界面変動開始位置では、 $Re = 2000$ の条件のみ、Inner 側の界面変動が Outer 側より噴流上流で開始するが、 $Re = 2000$ 以外の条件では、Outer 側が Inner 側よりも噴流上流で界面変動が開始した。この特性は、先に述べた界面位置の検討によって明らかになった曲がり後長さが長くなると、 $Re = 2000$ 付近で Inner 側の界面が Outer 側の界面よりも拡がる挙動と同じ特性であり、この変動開始位置の特性は、Inner 側の界面の拡がりに影響を及ぼしていると考えられる。しかしながら、Inner 側が Outer 側よりも噴流上流で界面変動が生じるのは、 $Re = 2000$ の条件のみであり、CUR 6-5-5 で確認された Inner 側の界面変動が、 $Re > 2000$ で Outer 側よりも噴流上流で開始する、すなわち逆転する現象は生じていないことが分かる。この逆転現象は、曲がり後長さが長くなることで生じないことから、曲り部で生じた不均一な速度分布の強さの影響によるものであることが推測される。一方、Front および Rear 側の界面変動開始位置では、曲がり後長さが長くなると界面変動がより噴流上流で開始することが分かった。また、Front および Rear 側の界面変動開始位置の差はほ

ぼ見られず，CUR 6-5-5 と同様に対称な挙動となった．つまり，曲がり後長さの違いによる Front および Rear 側の界面挙動は，変動が開始する位置は異なるが，同様な挙動を形成することが分かった．

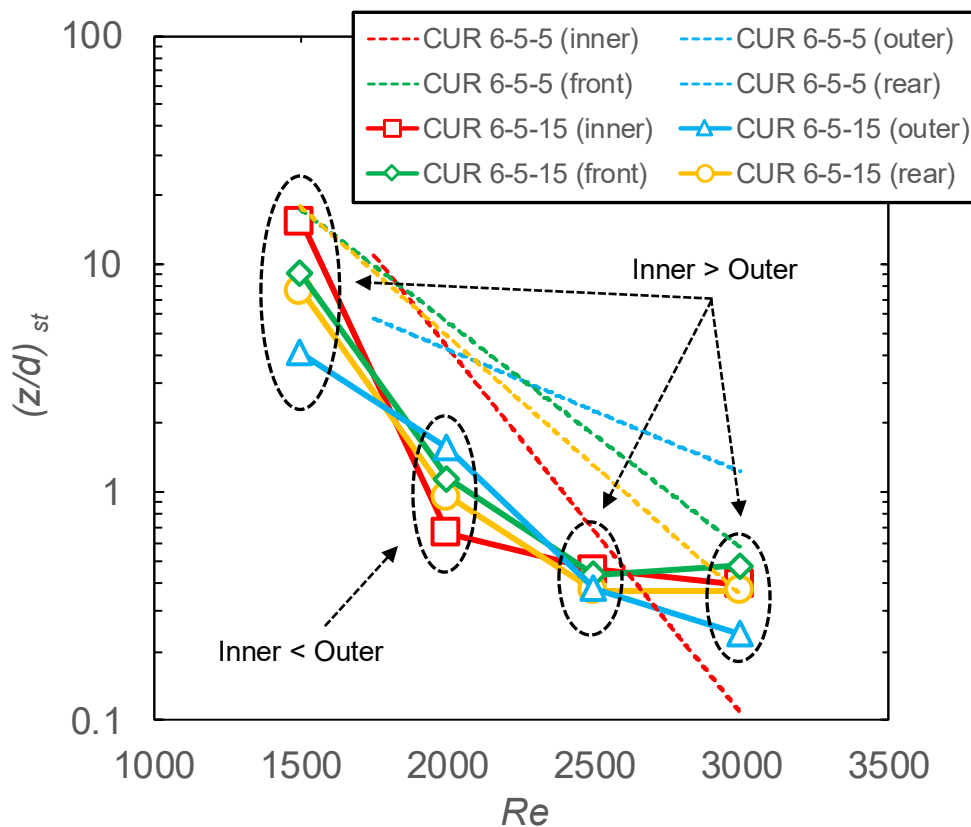


図 3.30 曲がり後長さ違い(CUR 6-5-5 および CUR 6-5-15)における Re で整理した対数表示による各側の界面変動開始位置．破線は，CUR 6-5-5 における各側の指数近似した曲線を示す．

(2) 界面波速

図 3.31 に、 $Re = 2000$ および 2500 における曲がり後長さの長い曲がり管ノズル(CUR 6-5-15)から噴出する界面変動開始位置より下流のオイルジェット界面の平均波速を示す。また、図 3.32 に、曲がり後長さ違いによる影響を比較するため、先に述べた CUR 6-5-5 による界面波速結果である図 3.18 を再度示す。横軸は、噴流軸方向である z/d_0 を示し、縦軸は、平均波速 C を示す。エラーバーは、各位置での波速の最大値および最小値である。黒の破線は、CUR 6-5-5 におけるノズル出口部の主流方向平均速度 \bar{W} を用いて連続の式およびベルヌーイの式から求めた軸対称噴流における理論噴流速度 C_{th} を示す。

界面波速の結果より、曲がり後長さの違いによって各側の界面波速は大きく異なることが分かった。曲がり後長さが短い CUR 6-5-5 では、噴流上流で Outer 側波速が高く、Inner 側波速が低くなるなどの曲がりによる速度勾配の影響が界面波速に顕著に現れているのに対して、曲がり後長さが長い CUR 6-5-15 では、Outer 側および Inner 側の波速のどちらかが高波速もしくは低波速となる傾向は確認できるが、それらの波速差は小さくなった。そして、噴流下流にいくにつれて各界面間の波速は、互いに影響しあわず界面変動開始時の波速を保持したまま、ほぼ一定となった。また、 $Re = 2500$ において、曲がり後長さの短い CUR 6-5-5 では、界面変動開始時の波速は、Outer > Front \approx Rear > Inner となる傾向になったが、曲がり後長さの長い CUR 6-5-15 では、界面変動開始時の各側の波速は、Inner 側が最も高く、Rear 側が最も低いといった異なる傾向となっていることが分かる。これは、乱流条件 ($Re > 2300$) となる曲がり後における速度勾配を有する流動場が、直管部を通過することにより流れが変化していることが推測されるが、次章のノズル内部速度分布を検討することで考察していく。

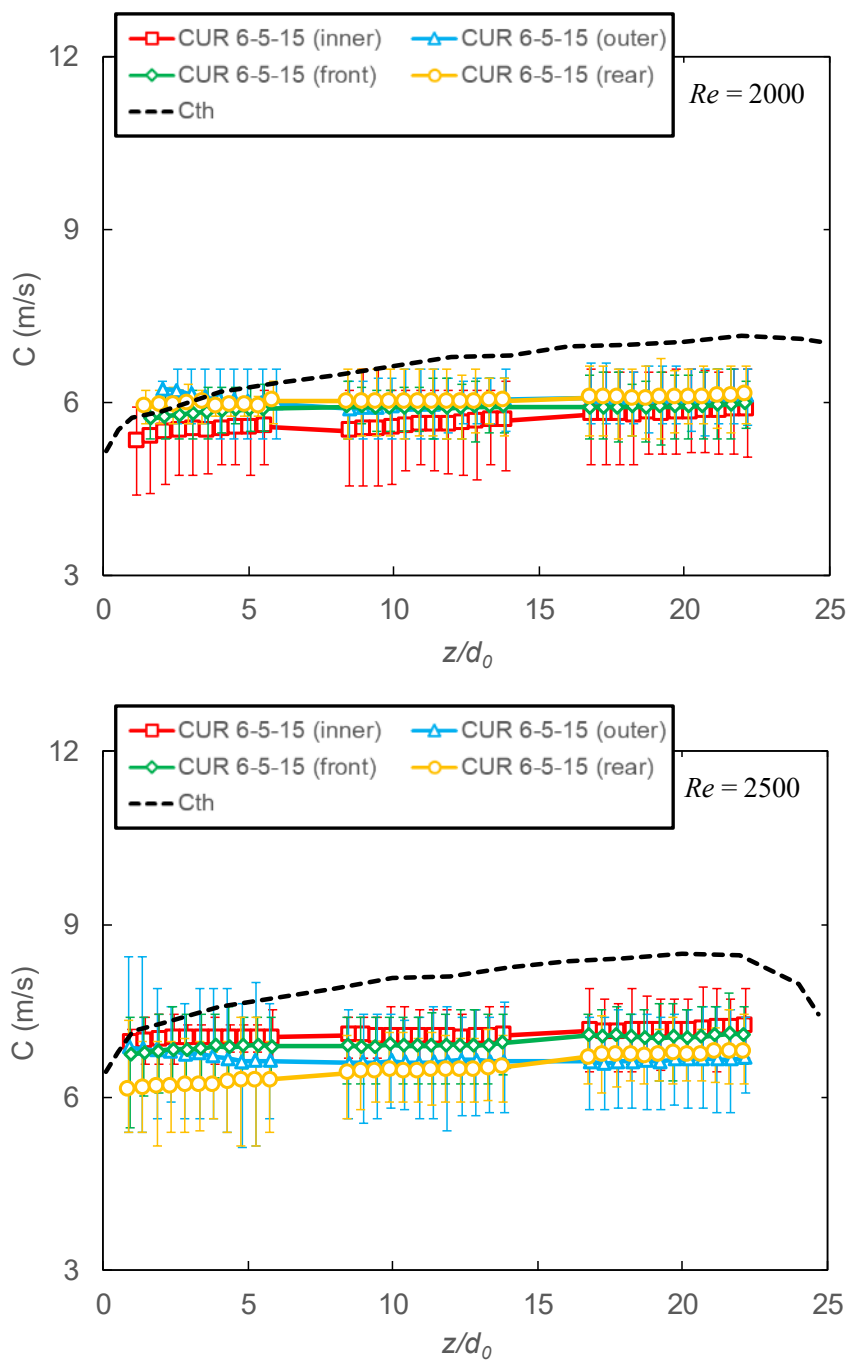


図 3.31 曲がり後長さの長い曲がり管ノズル(CUR 6-5-15)における $Re = 2000, 2500$ のときの噴流界面波速. 黒の破線は, 直管ノズルにおける噴流幅解析結果を用いた理論噴流速度 C_{th} , エラーバーは, 最大値および最小値を示す.

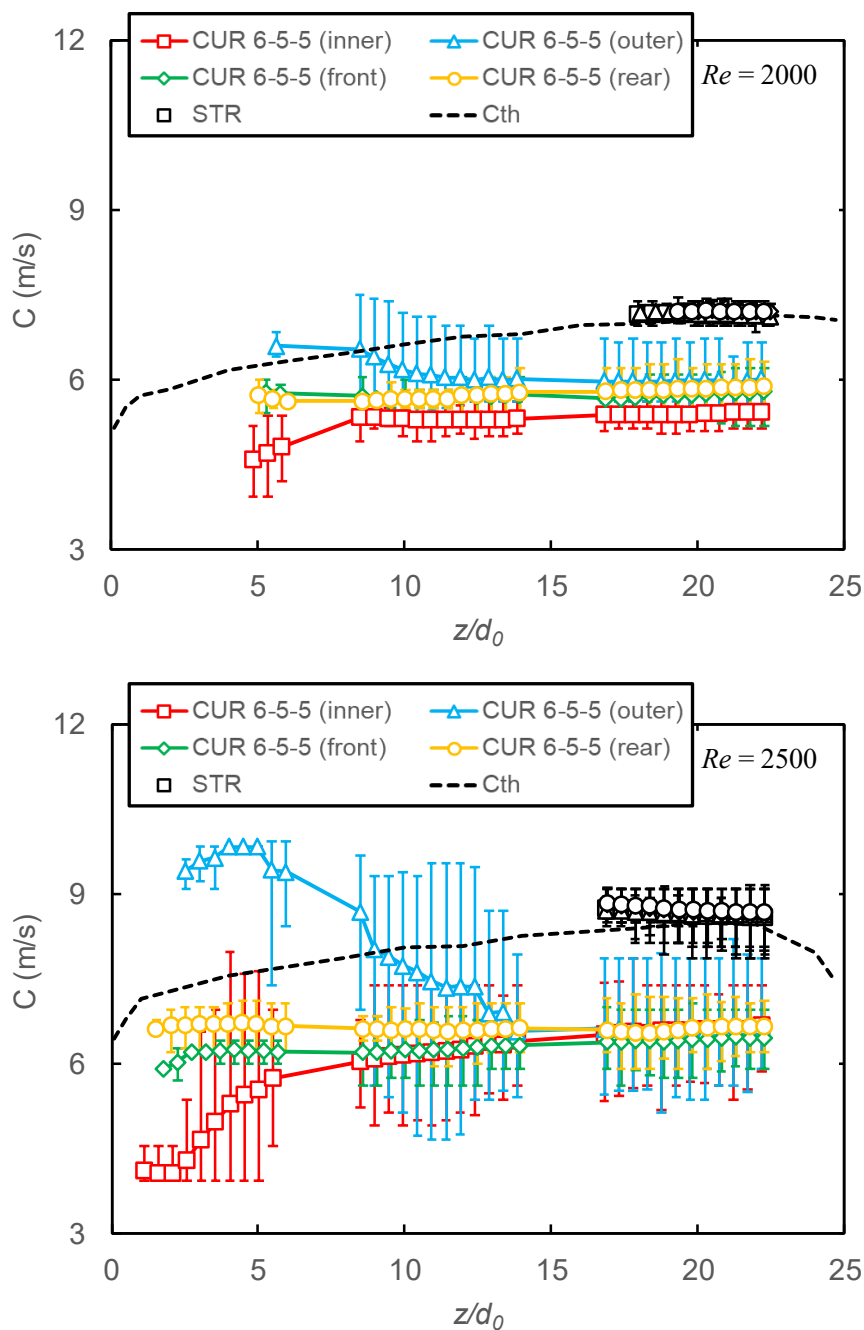


図 3.32 直管ノズル(STR)および曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)における $Re = 2000, 2500$ のときの噴流界面波速. 黒の破線は, 直管ノズルにおける噴流幅解析結果を用いた理論噴流速度 C_{th} , エラーバーは, 最大値および最小値を示す. 曲がり後長さ違いによる影響を比較するため, 先に述べた図 3.18 を再度示す.

(3) 界面波数

図 3.33 に、 $Re = 2000-3000$ の範囲における CUR 6-5-5(a)および CUR 6-5-15(b)から噴出する界面変動開始位置より下流のオイルジェット各界面の噴流軸方向 z/d_0 に対する波数を比較した結果を示す。界面変動開始位置での CUR 6-5-15 における z/d_0 に対する波数特性は、CUR 6-5-5 と比較して各界面での波数の変化は小さくなった。また、その各界面間の差は、 Re が増加するにつれて各界面間の違いはより小さくなった。そのため、曲がり後長さが長

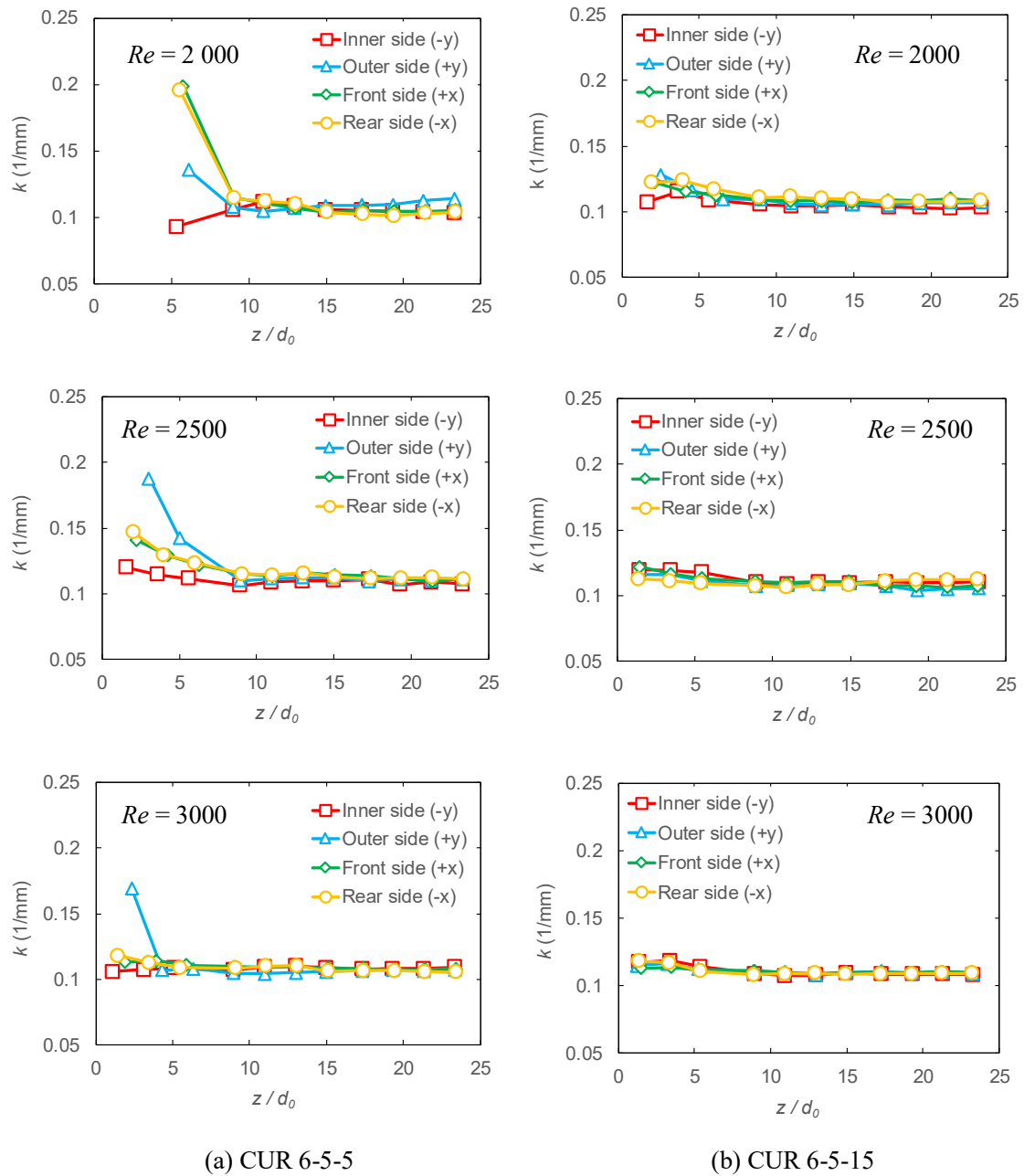


図 3.33 $Re = 2000 - 3000$ の範囲における z/d_0 で整理した CUR 6-5-5 および CUR 6-5-15 による界面波数の比較。

くなると、界面変動開始時の波数は、低下することが分かった。そして、界面変動開始位置より下流では、直管ノズル(Straight)や CUR 6-5-5 と同様に各界面波数はほぼ同じ値となり、約 0.11 となった。つまり、噴流下流において CUR 6-5-15 は、直管ノズル(Straight)や CUR 6-5-5 における波数と近く、界面波速はノズル諸元によって異なるが、噴流下流で界面波数は同様な特性となることが分かった。

3.3.5 曲がり部曲率半径の影響

本節では、曲がり部曲率半径がオイルジェット挙動特性に与える影響について述べる。曲がり管ノズルにおけるベースノズルである CUR 6-5-5(曲がり部曲率半径 $R_c = 30\text{mm}$)およびベースノズルに対して曲がり部曲率半径のみを 15, 60mm とした、それぞれ CUR 6-2.5-5 および CUR 6-10-5 の 3 仕様のノズルを使用した。曲がり部曲率半径によってオイルジェット挙動にどのような影響を及ぼすかを明らかにする目的で、曲がりの影響や曲がり後長さの影響と同様にオイルジェット可視化画像、噴流の拡がり、および界面特性に関する比較検討を行う。

3.3.5.1 オイルジェット挙動の可視化観察

図 3.34 に、 $Re = 1000 - 2500$ における曲がり部曲率半径 15 mm ($R_c / d_0 = 2.5$)のノズル(CUR 6-2.5-5)から噴出するオイルジェット可視化画像を、図 3.35 に、同 Re 条件における曲がり部曲率半径 30 mm ($R_c / d_0 = 5$)のベースノズル(CUR 6-5-5)から噴出するオイルジェット可視化画像を、そして、図 3.36 に、同 Re 条件における曲がり部曲率半径 60 mm ($R_c / d_0 = 10$)のノズル(CUR 6-10-5)から噴出するオイルジェット可視化画像を示す。なお、図 3.36 は、曲がり部曲率半径違いによる影響を比較するため、先に述べた図 3.12 の中から本検討に必要な Re 条件を抜粋した図を示す。

ベースノズル(CUR 6-5-5)に対して曲率半径比(R_c / d_0)が 0.5 倍となる CUR 6-2.5-5 によるオイルジェット挙動(図 3.34)は、ベースノズルによるオイルジェット挙動(図 3.35)と比較して、界面変動が上流で開始しており、同 Re で比較しても、オイルジェット挙動に違いがあることが観察された。Inner-Outer 側界面では、 $Re = 1500$ で Outer 側界面に変動が生じ、噴流の形状が変形している様相が捉えられた。そして、 $Re = 2000$ においては、観察による比較でも分かるレベルで噴流の拡がりが増大した。しかしながら、 $Re = 2500$ になると、噴流の拡がり、観察による比較では、曲率半径の違いによって大きな差は見られなかった。つまり、曲率半径が 0.5 倍に小さくなると、 $Re = 1500 - 2000$ の範囲で噴流の拡がりが大きくなる特性があることが分かった。また、 $Re > 2000$ の条件で、界面からの液滴の分裂が観察されたが、ベースノズルと比較して、発生する液滴数は少なくなり、かつ、液滴の分裂が多く発生する界面は、ベースノズルとは逆の Outer 側で多くの液滴が生成していることが分かった。一方、Front-Rear 側界面では、各側の界面挙動は、ベースノズルと同様に対称に近い挙動を形成したが、噴流の拡がりの大きさに違いがみられる。CUR 6-2.5-5 における噴流の

拡がりは、 $Re \geq 2000$ の条件で CUR 6-5-5 に比べて増大していることが分かる。このときの噴流の拡がりの様相は、Inner-Outer 側と同様な拡がりとなることが観察された。つまり、曲がり部曲率半径を小さくすると、 Re が増加するにつれて Inner-Outer 側だけでなく、Front-Rear 側の界面挙動に与える影響が大きくなることが分かった。

ベースノズル(CUR 6-5-5)に対して曲率半径比(R_c / d_0)が 2 倍となる CUR 6-10-5 によるオイルジェット挙動(図 3.36)は、ベースノズルによるオイルジェット挙動(図 3.35)と比較して、 $Re = 2500$ でのみ変動が確認され、界面変動が下流で開始し、かつ、界面変動が極めて小さくなる様相となった。 Re が増加しても噴流挙動の変化は小さく、 $Re = 2500$ の条件になると各界面において変動していることが観察された。つまり、曲率半径を大きくすると、界面の変動が抑えられ、平滑噴流となる Re の範囲を拡大することが可能であるといえる。これは、曲がり部曲率半径が無限大のとき、その形状は直管ノズルに限りなく近づくため、直管ノズルによるオイルジェット挙動に近づいたと考えられる。

以上の結果から、曲がり部曲率半径の違いによって、オイルジェット挙動様相は、大きく異なることが分かった。これらの特性は、曲率半径の違いによって、曲がり部で生じる剥離などのノズル内部流れが変化したことによるものと考えられる。そのため、噴流挙動の違いについて考察するためには、ノズル内部流れ場の把握が重要であるといえる。

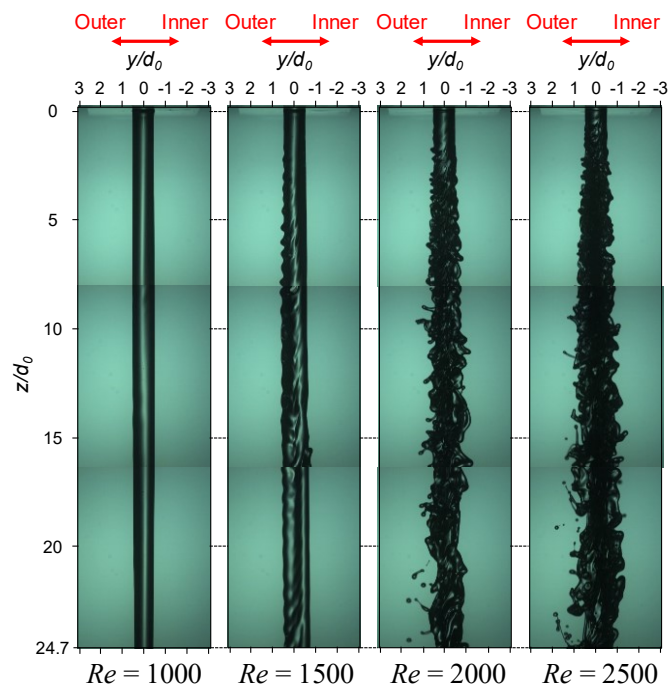
3.3.5.2 噴流の拡がり

前節のオイルジェット画像比較結果より、曲がり部曲率半径の違いによってオイルジェットは、界面挙動が大きく異なることが分かった。本節では、曲率半径の違いが噴流の拡がりに与える影響を定量的に考察するため、噴流幅および各側の界面位置について検討した。

(1) 噴流幅

図 3.37 に、曲がり部曲率半径違いとなる CUR 6-2.5-5, CUR 6-5-5, CUR 6-10-5 の 3 仕様のノズルでの $Re = 1000 - 2500$ の範囲における z/d_0 で整理した平均噴流幅を示す。横軸は、噴流軸方向である z/d_0 を示し、縦軸は、噴流幅 $\delta_{jet}(\Phi, z)$ をノズル径 d_0 で正規化している。エラーバーは、各位置での噴流幅の界面変動値(標準偏差)である。実線および破線は、それぞれ Inner-Outer および Front-Rear 側の噴流幅の二次の多項式近似曲線を示す。

曲がり部曲率半径の違いによる噴流幅は、曲率半径が小さくなるほど拡がりやすい傾向にあり、特に界面が拡がり始める初期の立ち上がりに差がみられることが分かった。また、Inner-Outer 側および Front-Rear 側のそれぞれの噴流幅は、曲がり部曲率半径の違いによって異なる特性を示した。



(a) Inner – outer 側

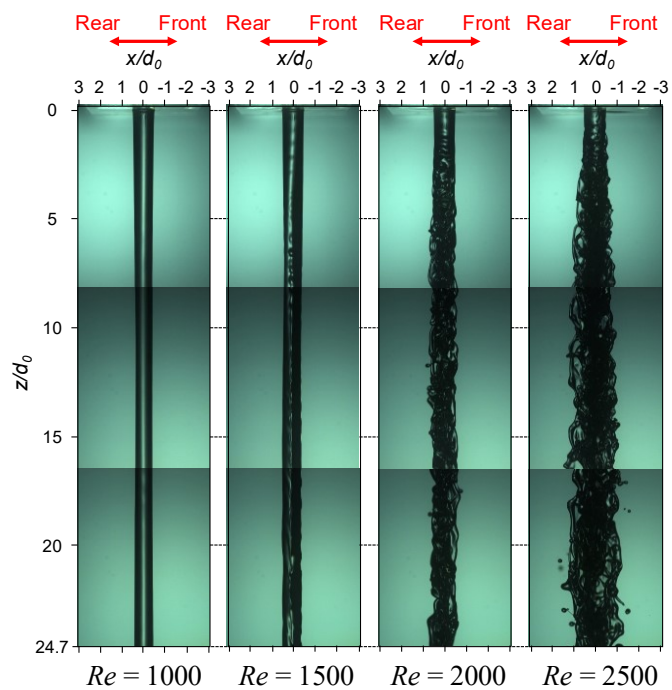


図 3.34 $Re = 1000 - 2500$ における曲率半径 $R_c = 15$ mm ノズル(CUR 6-2.5-5)から噴出するオイルジェット可視化画像. (a)は, Inner – outer 側(+x 方向からの撮影), (b)は, Front – rear 側(+y 方向からの撮影).

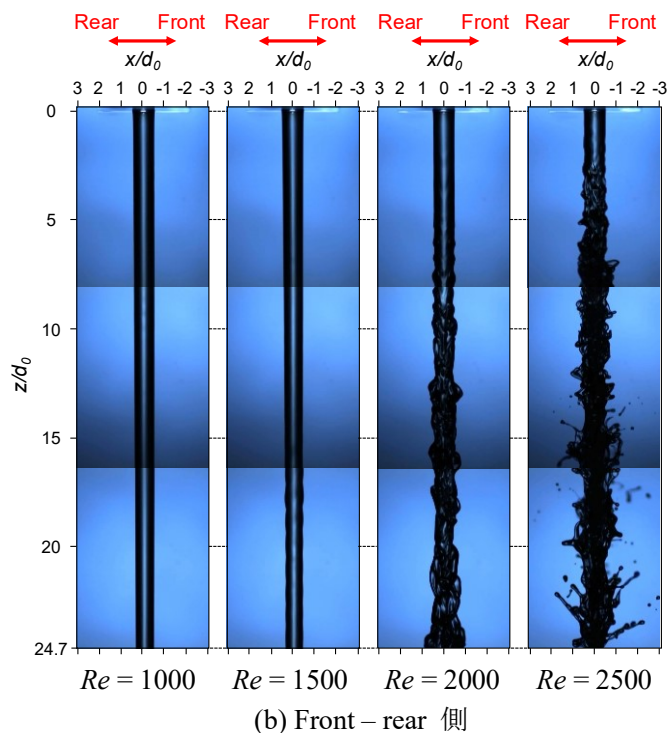
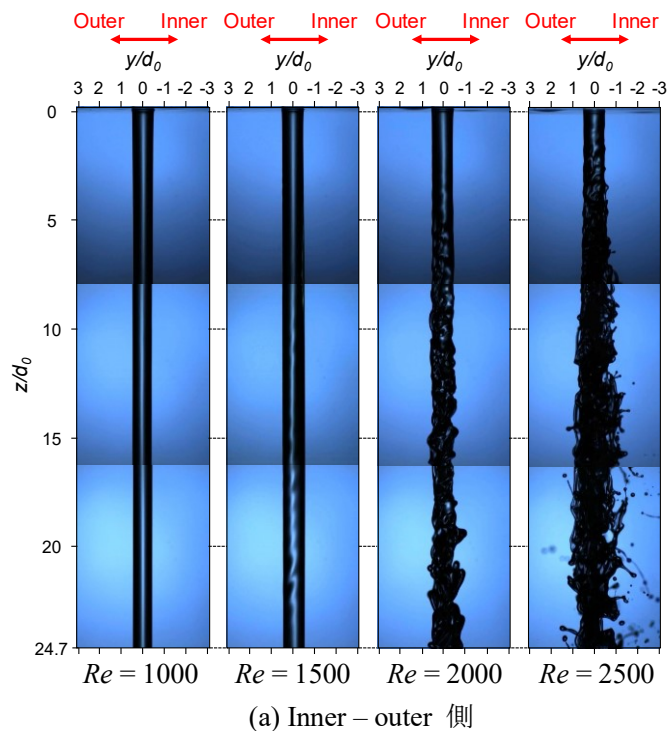


図 3.35 $Re = 1000 - 2500$ における曲率半径 $R_c = 30$ mm ノズル(CUR 6-5-5)から噴出するオイルジェット可視化画像. (a)は, Inner – outer 側(+x 方向からの撮影), (b)は, Front – rear 側(+y 方向からの撮影). 曲がり部曲率半径違いによる影響を比較するため, 先に述べた図 3.12 の中から抜粋した図を示す.

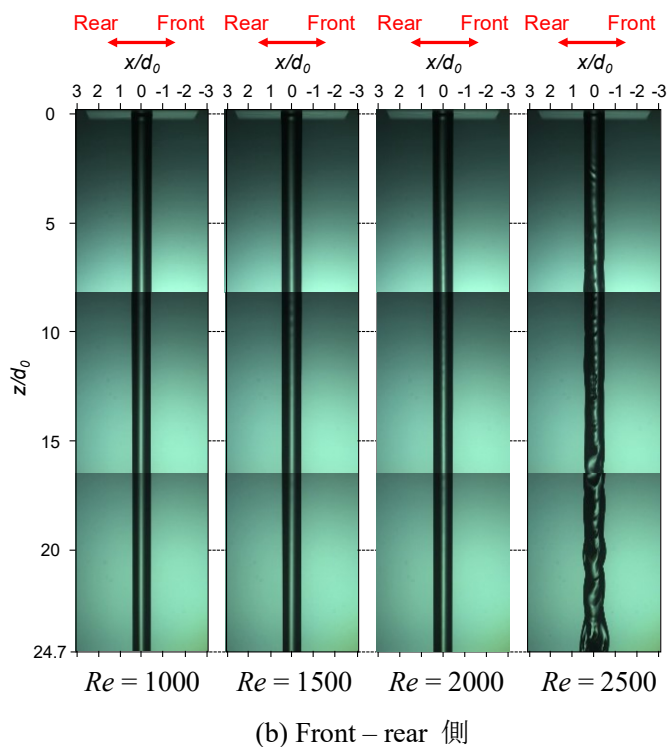
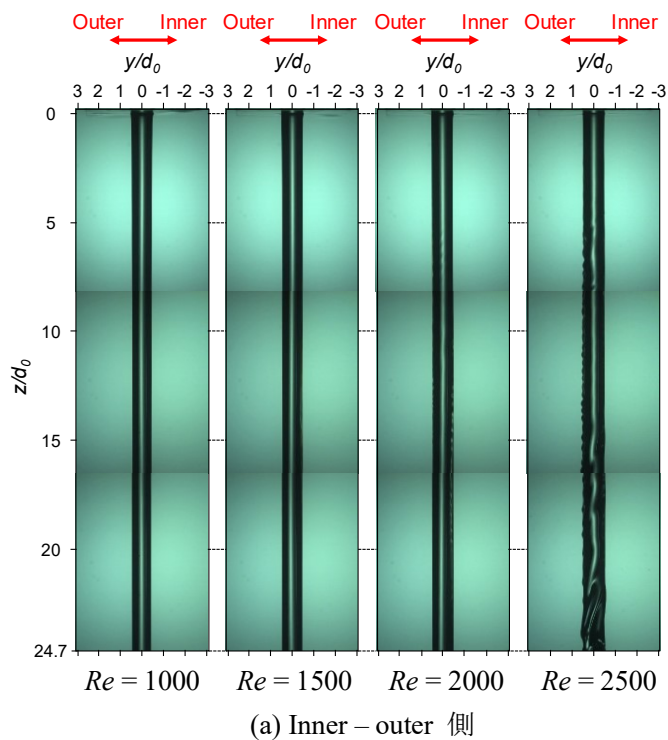


図 3.36 $Re = 1000 - 2500$ における曲率半径 $R_c = 60$ mm ノズル(CUR 6-10-5)から噴出するオイルジェット可視化画像. (a)は, Inner – outer 側(+x 方向からの撮影), (b)は, Front – rear 側(+y 方向からの撮影).

CUR 6-5-5 に対して曲率半径が 0.5 倍となる CUR 6-2.5-5 では、これまでの直管ノズル (Straight) や曲がり管ノズル (CUR 6-5-5, CUR 6-5-15) では変化が見られず、平滑流を形成していた $Re = 1000$ において、噴流幅に変化が見られた。 $Re = 1000$ および 1500 の条件において、Inner-Outer 側の噴流幅に増加がみられるのに対して、Front-Rear 側の噴流幅は、対称的にノズル径よりも減少している。この傾向は、噴流幅の増減は小さいが、 $Re = 1500$ の条件におけるベースノズル (CUR 6-5-5) でも同様な傾向があることが確認できる。そのため、曲率半径が小さいノズルほど増減傾向が顕著であることから、遠心力によって生じたノズル内部流れに要因があると考えられる。 $Re = 2000$ になると、Front-Rear 側界面が、ノズル径よりも拡がり、Inner-Outer 側とともに増加するが、Inner-Outer 側の噴流幅が、特に大きく拡がって

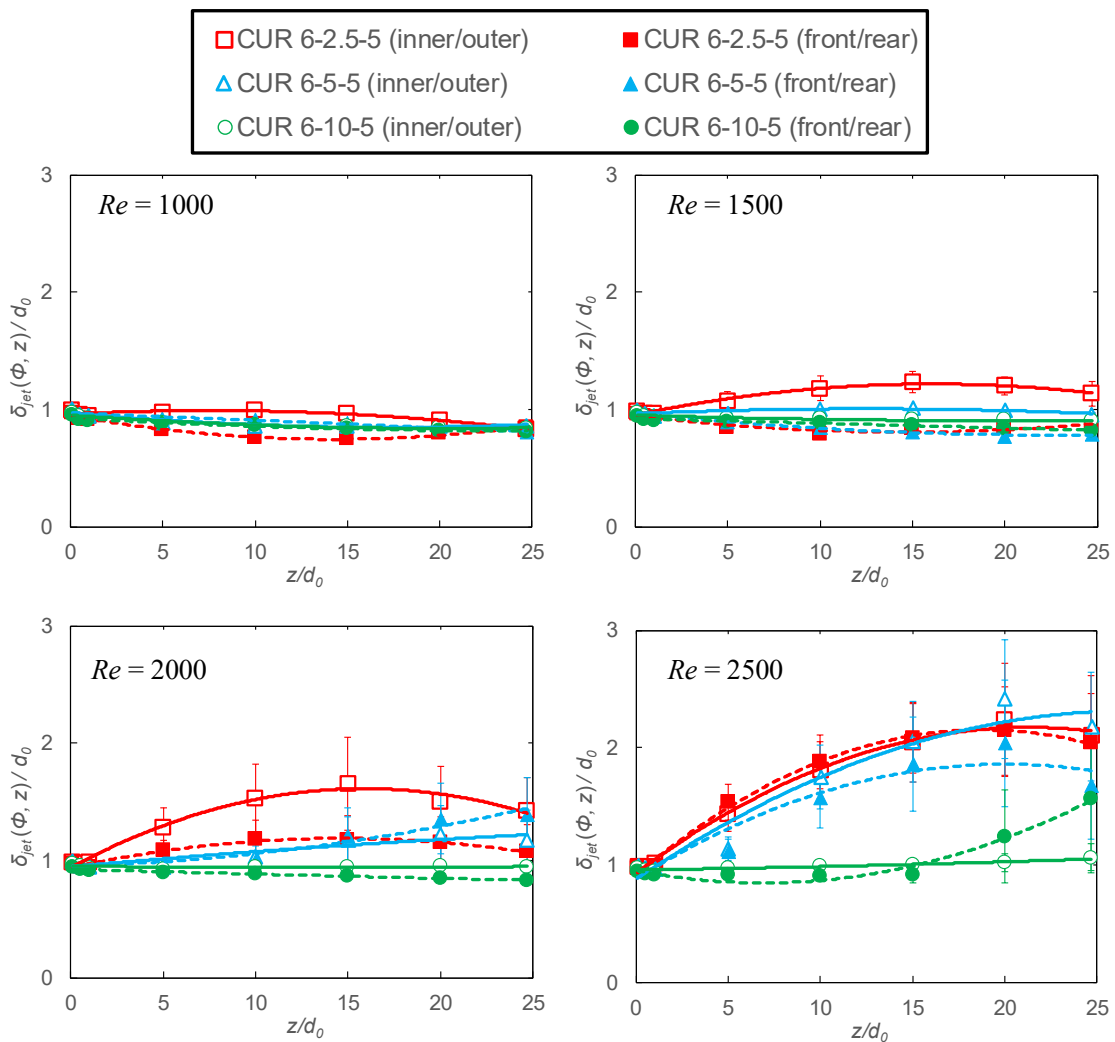


図 3.37 $Re = 1000 - 2500$ の範囲における z/d_0 で整理した平均噴流幅。縦軸の平均噴流幅 $\delta_{jet}(\Phi, z)$ および横軸の z は、ノズル径 d_0 で正規化している。また、エラーバーは、各位置での噴流幅の界面変動値(標準偏差)を示す。実線および破線は、それぞれ Inner-Outer および Front-Rear 側の噴流幅の二次の多項式近似曲線を示す。

いることが分かる。しかしながら、 $Re=2500$ では、噴流上流で曲率半径の小さい CUR 6-2.5-5 は、最も噴流上流で拡がり始め、噴流下流にいくにつれて Inner-Outer 側および Front-Rear 側の噴流幅は、ほぼ同じ拡がりとなり、同様な挙動となった。

ベースノズルに対して曲率半径が 2 倍となる CUR 6-10-5 では、曲率半径が小さいノズル (CUR 6-2.5-5, CUR 6-5-5) と比べて噴流の拡がりは、小さくなる傾向を示した。これは、曲率半径が無限大の場合、曲がり後長さと同様に、直管ノズルとなるため、曲がりによる速度勾配を有する流動場の生成が弱くなったためであると考えられる。また、CUR 6-5-5 に対して前節の曲がり後長さ比 3 倍の CUR 6-5-15 に比べて、曲率半径比 2 倍の CUR 6-10-5 の方が、噴流の拡がりを抑えられることが分かった。以上のことから、CUR 6-10-5 は、本研究における Re 条件の範囲では、 $Re=2500$ で Front-Rear 側の噴流幅の増加がみられるが、他ノズルと比べても噴流の拡がりはいさといえる。

(2) 噴流界面位置

図 3.38 に、 $z/d_0 = 5, 15, 24.7$ における Re で整理した Inner および Outer 側の噴流界面位置を、図 3.39 に、同じ z/d_0 の位置における Re で整理した Front および Rear 側の噴流界面位置を示す。各側の界面位置は、正もしくは負の符号を持つため、絶対値で示す。また、エラーバーは、各界面位置での標準偏差を示す。実線および破線は、それぞれ Inner (Front) および Outer (Rear) 側界面位置の二次の多項式近似曲線を示す。

Inner および Outer 側の界面(図 3.38)では、曲がり部曲率半径が小さくなるほど、低い Re 条件から界面位置は増加し、噴流下流に行くにつれて、より増加する傾向となった。CUR 6-5-5 では、先に述べたように、 $Re=2000$ 以上の条件で Inner 側の界面位置および界面変動値は、Outer 側に比べて拡がる特性を有するが、曲率半径の小さい CUR 6-2.5-5 による界面位置は、 $Re=1500$ 以上の条件で Inner 側の界面が Outer 側界面に比べて拡がる傾向となった。また、曲率半径が小さいほど、その差がより顕著になった。つまり、曲率半径が小さくなると、Inner 側の界面が Outer 側の界面より拡がる現象が生じる Re が、低 Re 側にシフトし、かつ、その差が増加する傾向があることが分かった。また、曲率半径の大きい CUR 6-10-5 による界面位置は、変化は小さく、Inner および Outer 側の両界面ともに同様な挙動、すなわち、対称に近い挙動を示すことが分かった。

これらの結果から、曲がり部曲率半径の違いによって、Inner 側の界面が Outer 側の界面より拡がる特性は同様であるが、 Re による各側の界面位置の増加傾向は異なることが分かった。曲がり部曲率半径が小さくなるほど、Inner と Outer 側界面の拡がりが増加し、 $z/d_0 = 24.7$ において Inner と Outer 側の界面の差が大きくなることから、ノズル中心からの噴流中心軸の Inner 側へのずれ量は、大きくなった。つまり、曲がり部曲率半径が小さい方が、ノズル中心からのずれが大きくなるといえる。これは、ピストン冷却において、曲がり管ノズルを設計する上で曲率半径の影響は大きく、できるだけ曲率を大きく取れるような形状を検討することで、噴流の拡がりを抑制できることが示唆される。

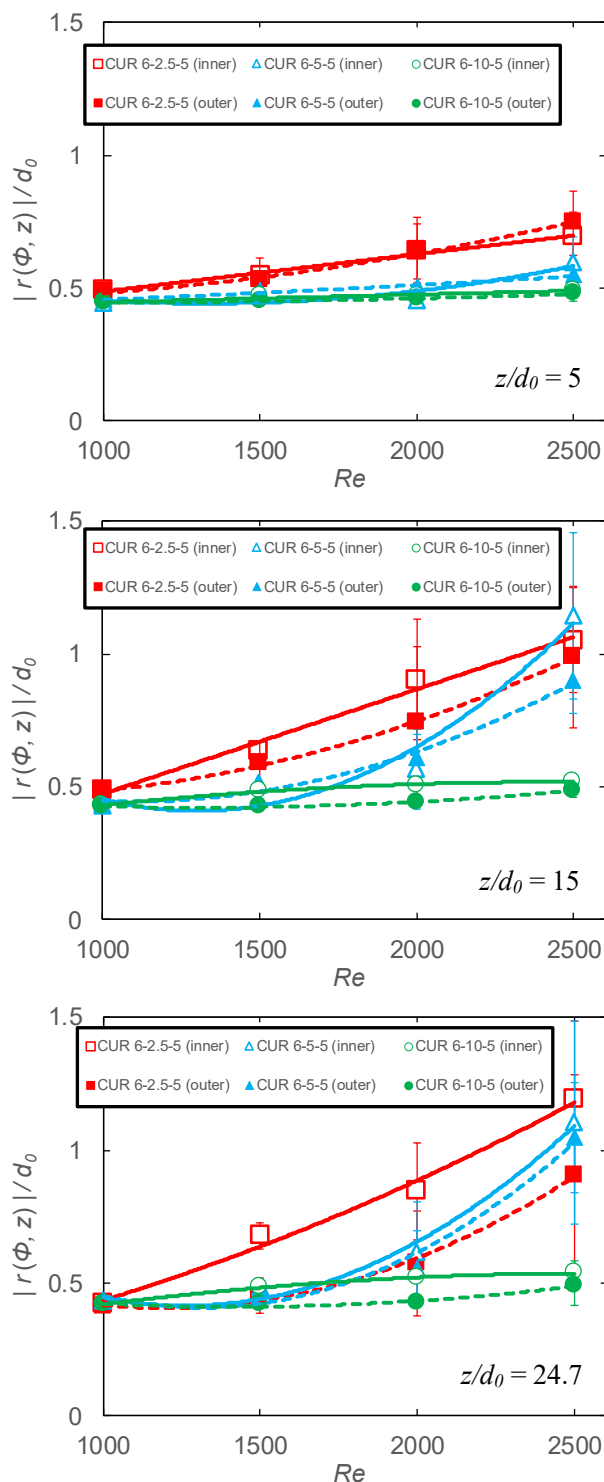


図 3.38 $z/d_0 = 5, 15, 24.7$ における Re で整理した Inner および Outer 側の平均界面位置. 縦軸の平均界面位置 $r(\Phi, z)$ は, ノズル径 d_0 で正規化している. また, エラーバーは, 各界面位置での標準偏差を示す. 実線および破線は, それぞれ Inner および Outer 側界面位置の二次の多項式近似曲線を示す.

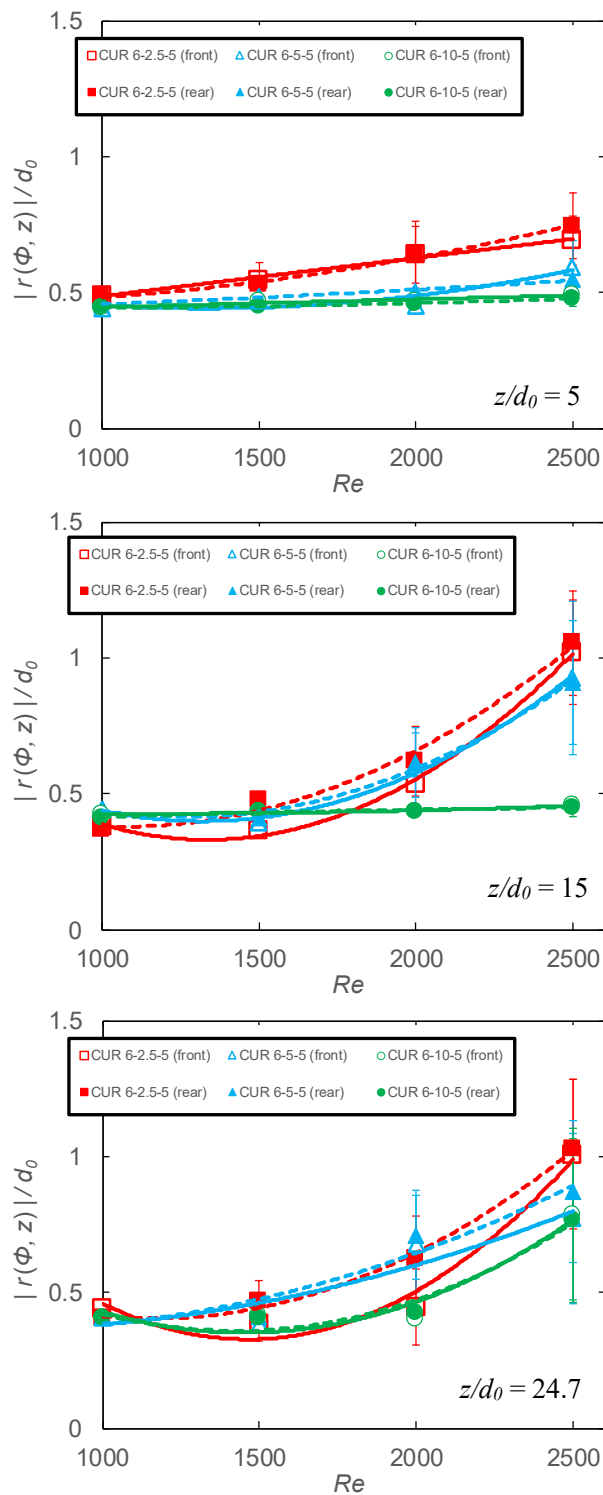


図 3.39 $z/d_0 = 5, 15, 24.7$ における Re で整理した Front および Rear 側の平均界面位置. 縦軸の平均界面位置 $r(\Phi, z)$ は, ノズル径 d_0 で正規化している. また, エラーバーは, 各界面位置での標準偏差を示す. 実線および破線は, それぞれ Front および Rear 側界面位置の二次の多項式近似曲線を示す.

一方、Front および Rear 側の界面(図 3.39)では、曲がり部曲率半径比 $R/d_0 = 5$ および 10 での両側の界面位置は、比較的近い値を示し、対称に近い挙動を形成したが、 $R/d_0 = 2.5$ では、 $z/d_0 = 15$ および 24.7 において、Inner および Outer 側界面位置の差に比べると小さいが、Front および Rear 側界面位置に差が生じた。つまり、曲がり部曲率半径が小さいほど、Front および Rear 側界面位置に与える影響が大きくなることが分かった。

3.3.5.3 界面特性

曲がり部曲率半径が異なるノズルから噴出するオイルジェットは、曲がり部曲率半径が小さくなると、各側の界面位置および界面変動が増大し、また、ノズルごとに Inner および Outer 側間の界面挙動に違いが生じることが分かった。そのため、各側の界面変動の変化について、界面特性を考察した。

(1) 界面変動開始位置

図 3.40 に、曲がり部曲率半径違いとなる CUR 6-2.5-5, CUR 6-5-5 および CUR 6-10-5 における界面変動が発生する位置となる界面変動開始位置(z/d_0)_{st}を示す。横軸は、 Re で整理し、縦軸は、界面変動開始位置(z/d_0)_{st}を示す。また、黒の実線は、CUR 6-5-5 における指数近似を行った曲線を、赤の実線は、CUR 6-2.5-5 における指数近似を行った曲線を、そして、青の実線は、CUR 6-10-5 における指数近似を行った曲線を示す。なお、マーカーについては、煩雑となることを防ぐため、ベースノズル(CUR 6-5-5)は除外した。

CUR 6-5-5 に対して、曲がり部曲率半径違いとなる CUR 6-2.5-5 および CUR 6-10-5 による界面変動の開始は、 Re が増加するにつれて両者ともに減少し、CUR 6-5-5 と同様な傾向となることが分かった。また、曲がり部曲率半径が小さいほど、界面変動は、噴流上流で生じることが分かった。しかしながら、その減少にともなう傾向は、曲がり部曲率半径の違いにより、異なるカーブを示した。

曲がり部曲率半径が小さくなると(CUR 6-2.5-5)、界面変動開始位置は、曲率半径が大きい CUR 6-5-5 と比較して噴流上流で生じ、その差は、 $Re = 1500$ などの低い Re の条件で大きく、 Re が増加するにつれて両者は近づく結果となった。つまり、界面変動が確認できる Re 条件下においては、 Re が低いほど曲がり部曲率半径が界面変動開始位置に与える影響が大きいといえる。これは、前節の曲がり後長さの長い CUR 6-5-15 における界面変動開始位置の傾向と同じ特性である。対して、曲がり部曲率半径が大きくなると(CUR 6-10-5)、界面変動開始位置は、他ノズルに比べて界面変動が小さいため、Outer 側の界面では $Re = 2000, 2500$ の条件で変動開始を確認できるが、Inner, Front, Rear 側の界面では、 $Re = 2500$ の条件のみで変動を開始したことが分かった。そのため、指数近似による曲線は、 $Re = 2000$ では、Outer 側の 1 点のみとなるが、界面変動開始位置は、CUR 6-5-5 と比較して噴流下流で生じ、 Re が増加するにつれて CUR 6-5-5 や CUR 6-2.5-5 と同様に近づく傾向となった。

各側(Inner, Outer, Front, Rear)の界面変動開始位置は、CUR 6-5-5 や CUR 6-5-15 と同様に、

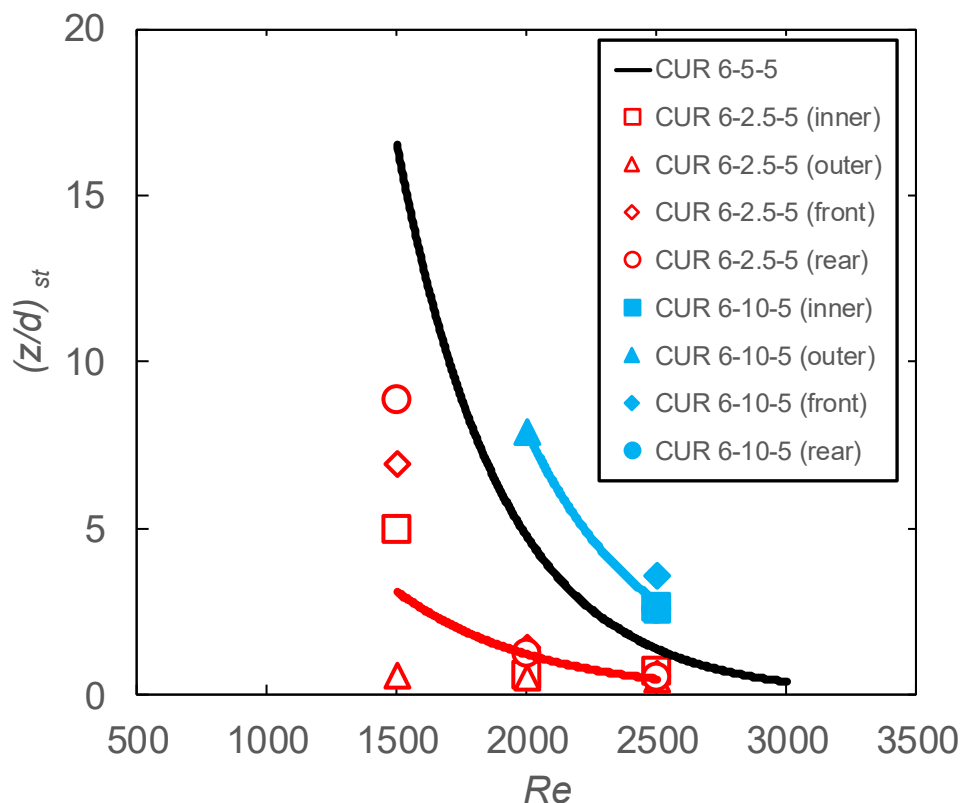


図 3.40 曲がり部曲率半径違い(CUR 6-2.5-5, CUR 6-5-5, CUR 6-10-5)における Re で整理した各側の界面変動開始位置. 黒の実線は, 指数近似を行った CUR 6-5-5 による曲線, 赤の実線は, 指数近似を行った CUR 6-2.5-5 による曲線, そして, 青の実線は, 指数近似を行った CUR 6-10-5 による曲線を示す.

Re の増加にともない各側の変動開始位置の差が小さくなっていることが分かる. そこで, 曲がり部曲率半径違いによる界面変動開始位置の各側の特性を理解するため, 図 3.41 に曲がり部曲率半径違いとなる CUR 6-2.5-5, CUR 6-5-5, CUR 6-10-5 における片対数グラフによる界面変動開始位置を示す. 破線は, CUR 6-5-5 における各側の指数近似した曲線を示し, 実線は, CUR 6-2.5-5 における各側の変動開始位置を繋げた直線を示す. マーカーについては, 煩雑となることを防ぐため, ベースノズル(CUR 6-5-5)については近似曲線のみを示す. なお, CUR 6-10-5 については, Inner, Outer, Front, Rear 側のすべての界面で変動が開始した条件である $Re = 2500$ の 1 条件について, マーカーを示す. CUR 6-5-5 に対して曲がり部曲率半径が小さい CUR 6-2.5-5 では, Re の増加による界面変動開始位置の傾きは, Outer 側が最も傾きが小さく, Inner 側が最も傾きが大きくなる特性をもつ CUR 6-5-5 と同様な傾向を示すが, 界面変動が開始する順番は大きく異なった. 曲率半径が小さい CUR 6-2.5-5 は, 常に Outer 側の界面変動の開始が最も噴流上流で生じ, Re の増加による界面変動開始位置の変化は小さい. そして, 次に発生するのは, Front や Rear 側ではなく, Inner 側の界面であ

ることが分かった。この結果から、ベースノズルである CUR 6-5-5 や曲がり後長さの長い CUR 6-5-15 とは、異なる現象が起きているといえる。つまり、Outer 側界面の変動が、Inner 側界面に与える影響は小さいと考えられる。

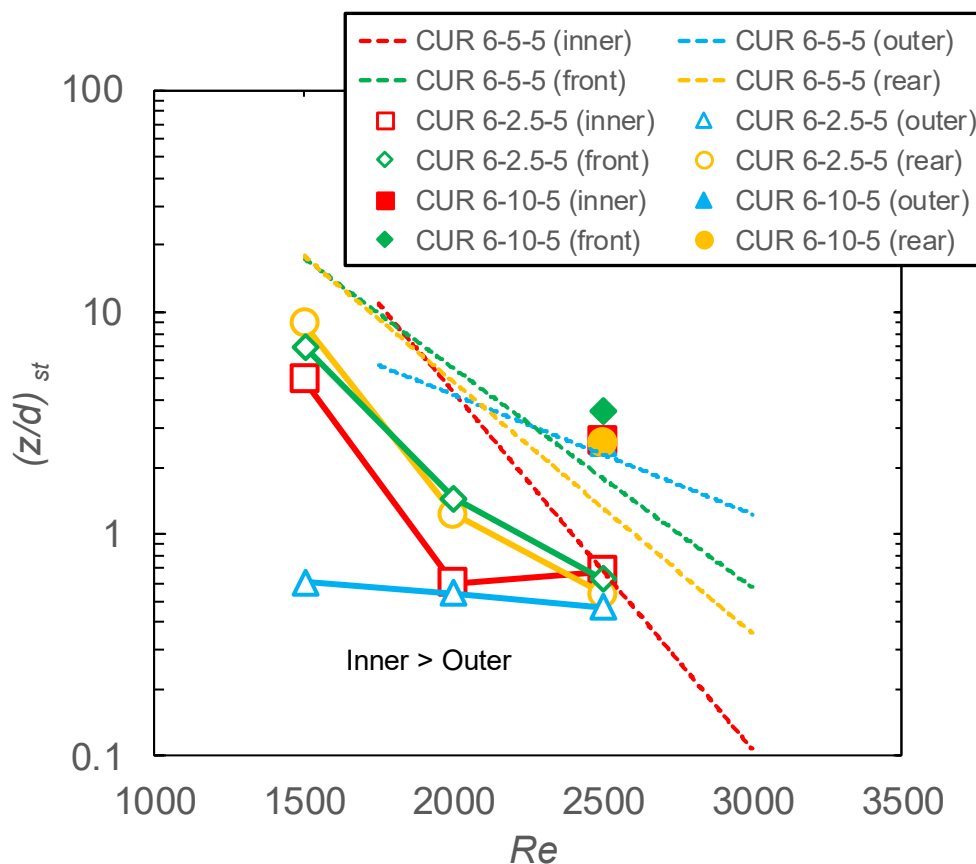


図 3.41 曲がり部曲率半径違い(CUR 6-2.5-5, CUR 6-5-5, CUR 6-10-5)における Re で整理した対数表示による各側の界面変動開始位置。破線は、CUR 6-5-5 における各側の指数近似した曲線を示す。また、実線は、指数による減少傾向がみられなかったため、CUR 6-5-15 における各側の変動開始位置を繋げた直線を示す。

(2) 界面波速

図 3.42 に、 $Re = 2000$ および 2500 における曲がり部曲率半径の小さい曲がり管ノズル (CUR 6-2.5-5) から噴出する界面変動開始位置より下流のオイルジェット界面の平均波速を、図 3.43 に、曲がり部曲率半径違いによる影響を比較するため、先に述べた CUR 6-5-5 による界面波速結果である図 3.18 を再度示す。また、図 3.44 に、 $Re = 2500$ における曲がり部曲率半径の大きい曲がり管ノズル (CUR 6-10-5) から噴出する界面変動開始位置より下流のオイルジェット界面の平均波速を示す。横軸は、噴流軸方向である z/d_0 を示し、縦軸は、平均波速 C を示す。エラーバーは、各位置での波速の最大値および最小値である。黒の破線は、CUR 6-5-5 におけるノズル出口部の主流方向平均速度 \bar{W} を用いて連続の式およびベルヌーイの式から求めた軸対称噴流における理論噴流速度 C_{th} を示す。

曲がり部曲率半径 $R_c = 15 \text{ mm}$ である CUR 6-2.5-5 では、CUR 6-5-5 と比較して界面変動開始から噴流下流にかけて界面波速が、Inner および Outer 側の界面では変化していないことが分かる。CUR 6-5-5 においては、高い波速の Outer 側と低い波速の Inner 側が、噴流下流にいくにつれて減速および増速し、同程度の波速となることが明らかになったが、 $R_c = 15 \text{ mm}$ と曲率半径が小さくなると、Inner および Outer 側の界面波速は、界面変動開始以降、各界面で一定の波速で噴出されることが分かった。そして、CUR 6-5-5 に対して曲がり部曲率半径が 2 倍となる CUR 6-10-5 では、CUR 6-5-5 と同様に Outer 側波速が高く、Inner 側波速が低くなる特性は、現れているが、噴流下流にいくにしたがい界面間の波速差が小さくなる特性については、弱くなっていることが分かる。つまり、曲がり部曲率半径の違いが界面波速に与える影響は大きく、CUR 6-5-5 において生じた噴流下流における Inner および Outer 側の界面波速差が安定しようと同じ波速に近づく特性は、曲率半径に対してピークを持つ傾向があることが分かった。

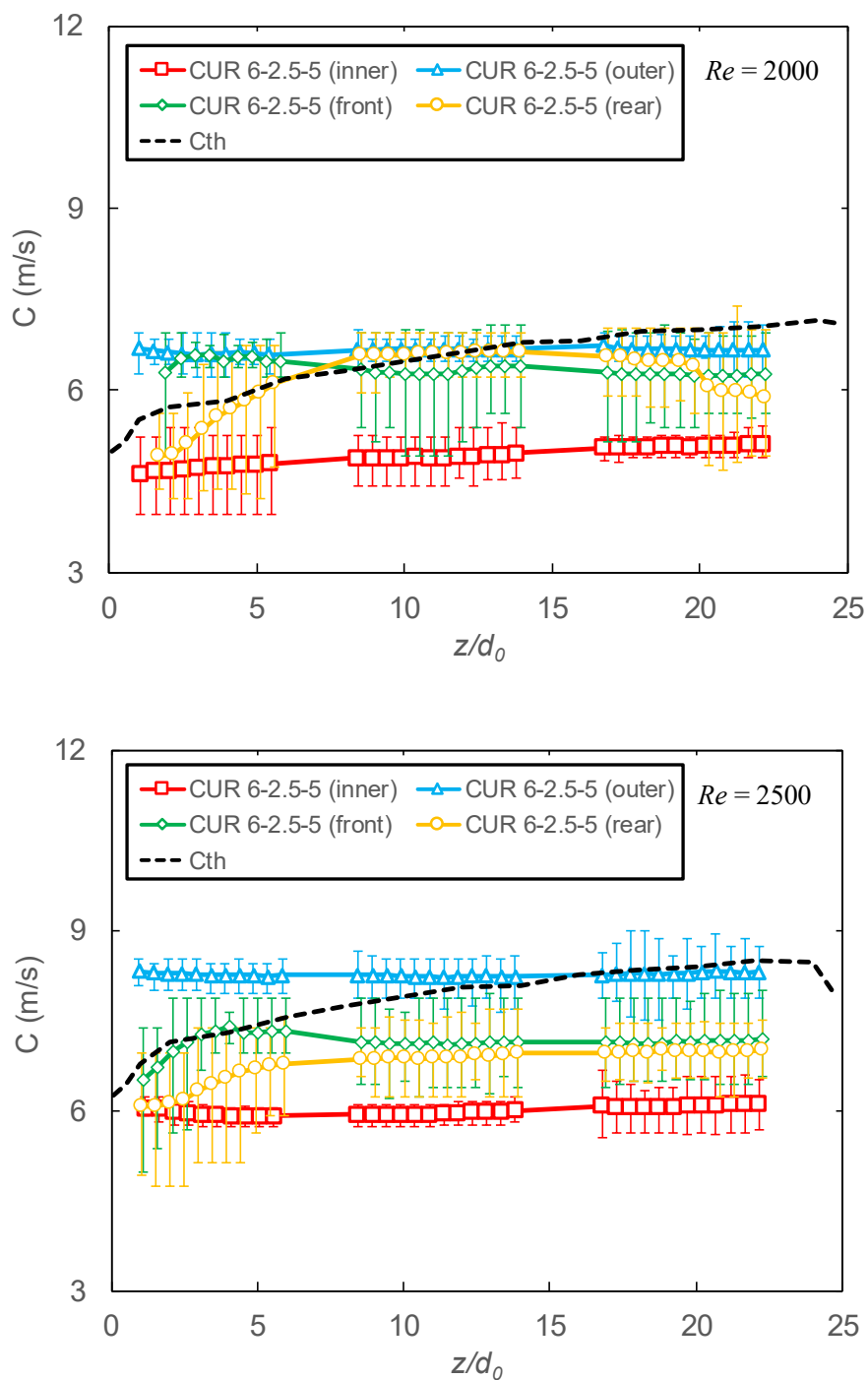


図 3.42 曲がり部曲率半径の小さい曲がり管ノズル(CUR 6-2.5-5)における $Re = 2000$, 2500 のときの噴流界面波速. 黒の破線は, 直管ノズルにおける噴流幅解析結果を用いた理論噴流速度 C_{th} , エラーバーは, 最大値および最小値を示す.

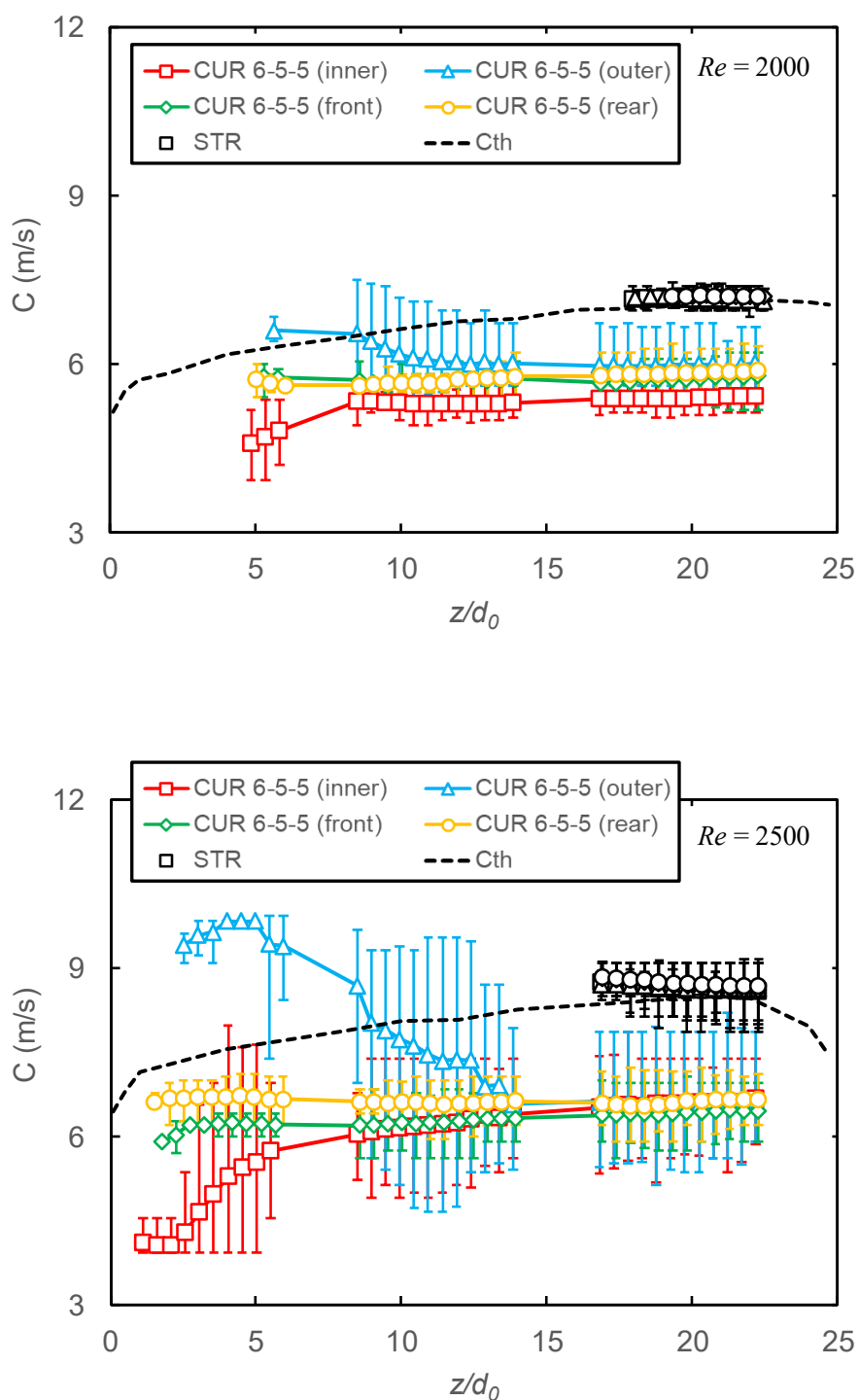


図 3.43 直管ノズル(STR)および曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)における $Re = 2000, 2500$ のときの噴流界面波速. 黒の破線は、直管ノズルにおける噴流幅解析結果を用いた理論噴流速度 C_{th} , エラーバーは、最大値および最小値を示す. 曲がり部曲率半径違いによる影響を比較するため、先に述べた図 3.18 を再度示す.

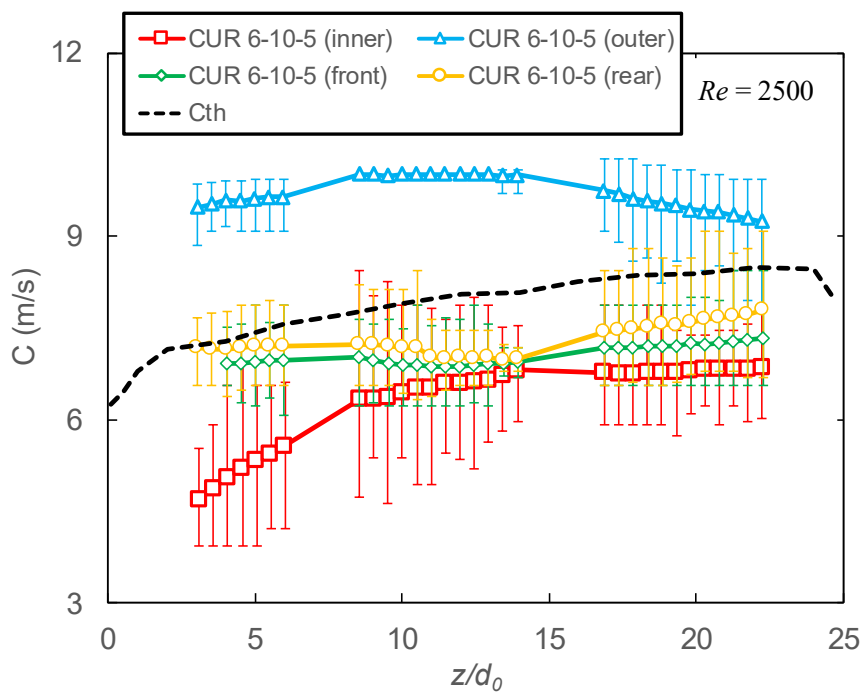


図 3.44 曲がり部曲率半径の大きい曲がり管ノズル(CUR 6-10-5)における $Re = 2500$ のときの噴流界面波速. 黒の破線は, 直管ノズルにおける噴流幅解析結果を用いた理論噴流速度 C_{th} , エラーバーは, 最大値および最小値を示す.

(3) 界面波数

図 3.45 に、曲がり部曲率半径違い(CUR 6-2.5-5, CUR 6-5-5, CUR 6-10-5)の 3 形状すべてで、界面変動が開始した $Re=2500$ における界面変動開始位置より下流のオイルジェット各界面の噴流軸方向 z/d_0 に対する波数を比較した結果を示す。曲がり部曲率半径の違いにより、界面変動開始位置での界面波数に違いがみられ、曲率半径が小さくなるほど、界面変動開始位置における Outer および Inner 側の界面で、より高い波数の波が生じていることが分かった。曲率半径が小さい CUR 6-2.5-5 では、Outer 側の界面における波数が、噴流下流にいくにつれて急激に減少していることが分かる。この時の界面波速は、図 3.42 で示したように、ほぼ一定となっており、これらの結果から、曲率半径が小さくなると、Outer 側の界面では界面変動開始時の界面周波数は高周波数成分となり、噴流下流にいくにつれて、界面周波数が急激に低周波数成分に変化することが分かった。一方、Front および Rear 側の界面では、界面変動開始時の界面波数は、CUR 6-5-5 が最も高く、曲率半径の大小によって波数が低くなることが確認できる。つまり、Front および Rear 側の波数特性は、曲率半径との単純な比例関係ではなく、ある曲率半径でピークをもつ特性を持つことが分かった。また、各側の界面は、噴流下流にいくにつれて、各界面間の波数の差が小さくなり、同様な傾向となる。そのため、本研究で対象としている $z/d_0 = 0 - 24.7$ の距離においては、曲がり有無、曲がり後長さ、そして、曲がり部曲率半径の違いによる噴流下流における界面波数特性は、同じ特性となることが分かった。

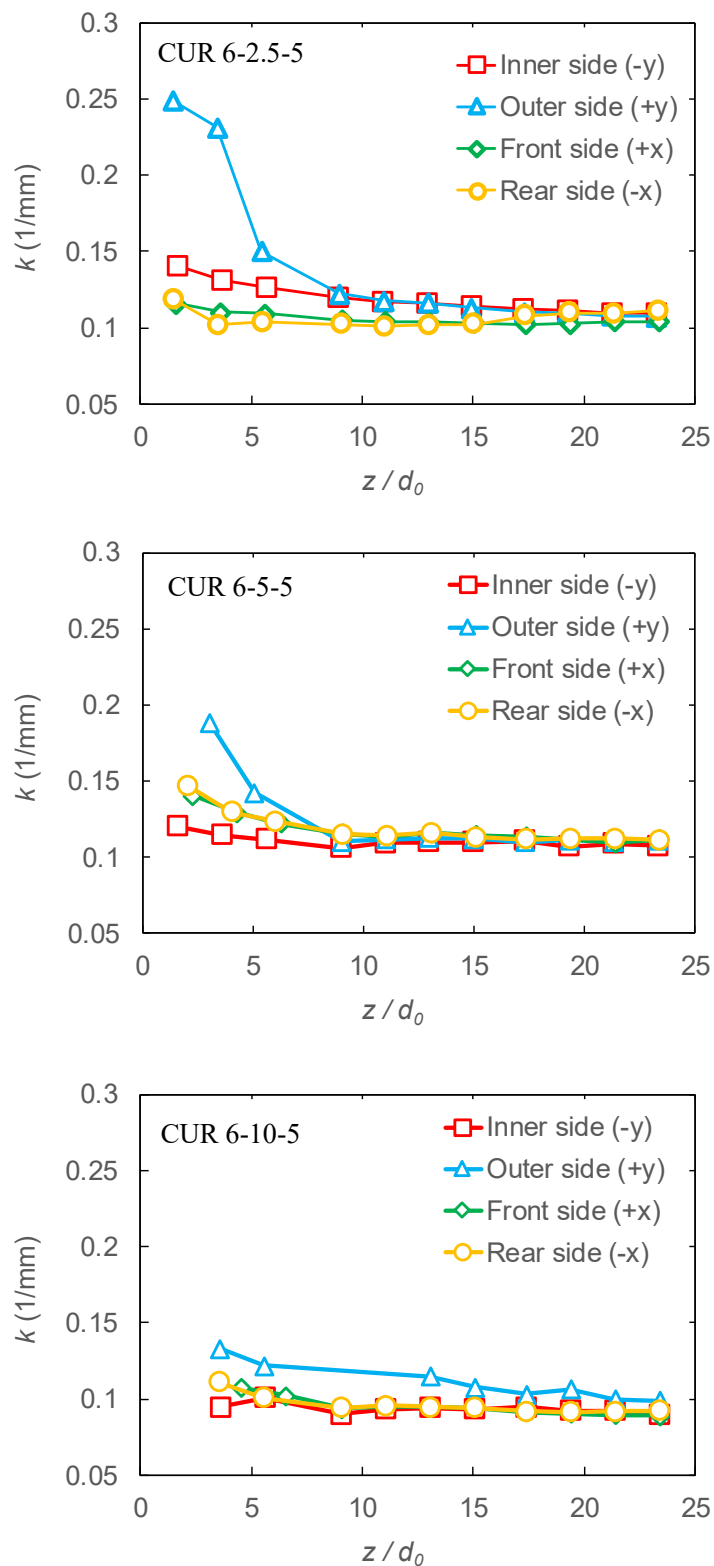


図 3.45 $Re = 2500$ における z/d_0 で整理した曲り部曲率半径違い (CUR 6-2.5-5, CUR 6-5-5, CUR 6-10-5) による界面波数の比較.

3.4 結言

曲がり管ノズルから噴出するオイルジェット界面挙動特性を明らかにすることを目的として、背景照明法および直接撮影を用いた明瞭かつ詳細なオイルジェット挙動可視化計測を行った。はじめに、実機エンジンに搭載されているノズルを用いたオイルジェット界面挙動の可視化観察によって現状について把握を行った。その上で、曲がりの影響によるオイルジェット界面挙動特性について詳細に検討するため、透明アクリル製拡大ノズルを製作し、ノズル諸元として、曲がり有無、曲がり後長さ、および、曲がり部曲率半径の3つの因子に着目し、それら形状因子が、オイルジェットの拡がり、界面変動などの界面挙動特性に与える影響について考察した。以上の検討により、得られた主な知見を以下に示す。

- (1) 実機エンジンに搭載されているピストン冷却用曲がり管ノズルから噴出するオイルジェットは、ノズル先端形状が同一となる直管ノズルに比べて、低 Re 条件から噴流界面の変動し始める。 Re の増加にともない非常に複雑な噴流挙動を形成し、噴流幅が増大する。オイルジェット界面の挙動は、Inner 側(曲がり内側)から Outer 側(曲がり外側)に向かって「捻じれ」が生じ、Outer 側方向に突出した界面が多く出現する。
- (2) 透明アクリル製拡大ノズルから噴出するオイルジェットは、実機搭載ノズルから噴出するオイルジェットと同様に、直管ノズルに比べて界面は大きく変動する。その結果、曲がり管ノズルによるオイルジェットは、直管ノズルに比べて曲がりの影響によって噴流の拡がりが拡大するため、クーリングチャンネルへの流入効率が低下しやすくなる傾向になる。また、曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)によるオイルジェットの噴流形状は、噴流下流にいくにしたがい Re の増加につれて曲がりによって速度勾配が生じる Inner-Outer 側が拡がり、楕円形状を形成する特性を有する。
- (3) 曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)によるオイルジェットの界面位置は、 Re の増加にともない遠心力の影響により噴出速度が高くなると考えられる Outer 側の界面の拡がりは小さくなり、逆に噴出速度が低くなると考えられる Inner 側の界面は噴流上流から拡がる特性がある。そのため、 $Re \geq 2250$ の条件での Inner-Outer 側の噴流幅が、Front-Rear 側に比べて拡がりが大きくなる特性は、Inner 側の界面位置の拡がりによるものである。また、曲がりの影響により曲がり内側の界面の拡がりが大きくなることで、Inner-Outer 側の噴流は、噴流中心軸がノズル中心から Inner 側にシフトし、Front-Rear 側の噴流は、ノズル中心と一致することが分かった。つまり、曲がり管ノズルを用いたピストン冷却を行う上で、ノズル中心からのずれ量を考慮した設計が必要であるといえる。

- (4) 直管ノズル(STR)および曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)によるオイルジェットの界面が変動を開始する位置は、 Re が増加するにつれて減少し、よりノズル出口に近い位置で生じる。直管ノズルによる変動開始位置は、 Re の増加にともない線形的にノズルに近づく傾向となるが、曲がり管ノズルによる変動開始位置は、指数的にノズルに近づく傾向があり、曲がり管ノズルの方が、より噴流上流で界面変動を開始する。
- (5) 曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)によるオイルジェット界面の波速は、界面変動開始時において Outer 側が高く、Inner 側が低くなる。噴流下流に行くにつれて、それぞれ減速および増速し、 Re に関係なく各界面の波速が近づく。また、界面変動開始時、界面波速が高いほど界面波数は増加する傾向にある。つまり、ピストン冷却において、ノズルとピストンとの距離が近づく BDC 付近では、曲がりによる影響が大きい。
- (6) 曲がり後長さが長くなる(CUR 6-5-5 → CUR 6-5-15)ことで、オイルジェット挙動は、より低 Re および噴流上流から界面変動が開始する。噴流の拡がりには、 $Re = 2000 - 2500$ の範囲において、CUR 6-5-15 が CUR 6-5-5 に比べて拡がり、さらに Re が増加すると反対に CUR 6-5-5 が上回る傾向がある。つまり、CUR 6-5-15 では、 $Re = 2000$ 付近でのみ噴流幅が増大する特性がある。また、噴流界面位置は、曲がり後長さに関係なく、 Re が増加するにつれて Inner 側の界面が Outer 側の界面より拡がり、Front-Rear 側界面は、対称的な噴流挙動を形成する。
- (7) 曲がり部曲率半径が小さくなる(CUR 6-10-5 → CUR 6-5-5 → CUR 6-2.5-5)ことで、オイルジェット挙動は、曲がり後長さ違いの影響と同様に、より低 Re および噴流上流から界面変動が開始する。噴流の拡がりには、曲率半径が小さいほど、噴流上流で拡がりやすく、 $Re \leq 2000$ の条件においては、Inner-Outer 側で顕著に噴流幅が増加し、楕円状の噴流形状を形成する。また、噴流界面位置は、曲率半径が小さくなるほど、Inner 側の界面位置が増大していき、Outer 側との差が大きくなる。一方、CUR 6-5-5 で明らかになった噴流下流での各界面の波速が近づく特性は、CUR 6-2.5-5 では見られず、CUR 6-10-5 ではその特性が弱まる。つまり、CUR 6-5-5 で現れた特性は、曲率半径に対してピークを持つ傾向がある。

第四章 ノズル内部流れがオイルジェット界面挙動に与える影響

4.1 緒言

第三章では、曲がり管ノズルから噴出するオイルジェット界面挙動特性を明らかにすることを目的として、曲がり有無、曲がり後長さ、および、曲がり部曲率半径の3つのノズル諸元が、界面挙動に与える影響について検討した。その結果、曲がり管から噴出するオイルジェット挙動は、非常に複雑な噴流挙動を形成し、Inner, Outer, Front, Rear側の各界面位置や界面変動が、特定の Re において界面挙動特性が変化するなど、ノズル諸元や Re によって著しく変化することが分かった。これは、ノズル諸元や Re が異なることで、ノズル内部流れが変化し、噴流挙動に影響を及ぼしているといえる。特に、本研究で対象としている曲がり管ノズルは、曲がり部の遠心力によって生じる速度勾配を有する不均一な軸方向速度分布や二次流れが生成され、ノズル諸元や Re による影響は大きいと考えられる。つまり、前章において、明らかになったオイルジェット挙動特性の発生メカニズムを議論するためには、ノズル内部流れの把握は、必須であるといえる。

本章では、2次元断面内の2成分速度場を計測可能な2D2C PIVおよび2次元断面内の3成分速度場を計測可能な2D3C PIVを用いて、ノズル内部の流れ場を計測した。そして、ノズル諸元や Re によるノズル内部流れの変化が、オイルジェット界面挙動特性に及ぼす影響について考察した。

4.2 ノズル形状および実験条件

4.2.1 ノズル形状

ノズル内部流れの計測は、前章のオイルジェット界面挙動の可視化に用いた直管ノズルを除いた3形状の曲がり管ノズルを使用した。表4.1に、表3.2の中から抜粋したノズル内部流れの計測に用いたノズル諸元を示す。ベースノズルに対して曲がり後長さ違いのCUR 6-5-15、そして、曲がり部曲率半径違いのCUR 6-2.5-5、CUR 6-10-5の4仕様である。本研究では、可視化が可能な透明アクリル樹脂によってノズルを製作した。そのため、オイルジェット挙動可視化計測で使用した同一ノズルを用いて内部流れ計測を行った。

表 4.1 ノズル内部流れ計測におけるノズル諸元 (表 3.2 の一部抜粋).

	d_0 (mm)	L_{str} (mm)	R_c (mm)	L_{aft} (mm)	R_c/d_0	L_{aft}/d_0
CUR6-5-15	6	300	30	90	5	15
CUR6-2.5-5	6	300	15	30	2.5	5
CUR6-10-5	6	300	60	30	10	5

CUR (A)-(B)-(C): (A) = d_0 , (B) = R_c/d_0 , (C) = L_{aft}/d_0

4.2.2 実験条件

表 4.2 に、透明アクリル製拡大ノズルによるノズル内部流れ計測における実験条件を示す。気圧は部屋条件で行った。オイルは、シリコンオイルを使用し、室温および油温は、両者の温度差による影響を小さくするため、それぞれ $298 \pm 3.0 \text{ K}$ および $298 \pm 1.5 \text{ K}$ と近い値となるように調整した。流量条件は、前章のオイルジェット界面挙動特性において、界面特性が変化した $Re = 2000$ に着目して設定した。そのため、オイルジェット流量を $1.06 \times 10^{-4} - 1.77 \times 10^{-4}$ の範囲で調整し、 $Re = 1500 - 2500$ の範囲で行った。撮影は CCD カメラを用いて、20 Hz, 15 秒間の計測を行い、300 ペア、計 600 枚の粒子画像を取得した。ペア画像間の時間間隔は、粒子移動量が 5 - 10 ピクセルの範囲内に入るように選定した。時間間隔は、2D2C PIV では、15 - 45 μsec の範囲となり、2D3C PIV では、8 - 22 μsec の範囲となった。可視化範囲は、2D2C PIV では、Inner - Outer 方向の断面となる $y-z$ 断面を対象とし、2D3C PIV では、 $z/d_0 = 1 - 15$ の範囲を対象とした。使用した CCD カメラの画素は、1200×1600 pixels となり、2D2C PIV および 2D3C PIV における空間解像度は、それぞれ 0.03419 mm/pix. および 0.01334 mm/pix. である。2D3C PIV におけるレーザシート光厚さは、約 0.8 mm に設定した。

また、2D2C PIV および 2D3C PIV は、CUR 6-5-15, CUR 6-2.5-5, CUR 6-10-5 の 3 仕様のノズルに対して計測を行った。表 4.3 に、各ノズルにおいて使用した計測手法および計測位置に関する計測条件を整理した。ここで、ベースノズルである CUR 6-5-5 におけるノズル内の軸方向主流速度および二次流れ成分の評価については、本章では、速度分布を把握する目的であることから、CUR 6-5-15 における $L_{af}/d_0 = 5$ までの結果を使用した。 Re は、1500, 2000,

表 4.2 ノズル内部流れ計測における実験条件.

	2D2C PIV	2D3C PIV
Ambient gas	Air (stationary)	
Ambient pressure	$99.0 \pm 0.75 \text{ kPa}$	
Ambient temperature	$298 \pm 3.0 \text{ K}$	
Test oil	Silicone oil (KF56A, Shin-Etsu Chemical)	
Oil temperature	$298 \pm 1.5 \text{ K}$	
Flow rate (Q)	$1.06 \times 10^{-4} - 1.77 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$	
Area-averaged streamwise velocity (\bar{W})	3.75 - 6.25 m/s	
Reynolds number (Re)	1500 - 2500	
Camera	CCD camera (AM-200GE, JAI)	
Light source	Nd: YAG laser (LS-2132, LOTIS TII)	
Measurement period	15 sec. (20Hz, 300 pairs)	
Delta time	15 - 45 μsec	8 - 22 μsec
Observation area	$y-z$ section	$L_{af}/d_0 = 1 - 15$
Spatial resolution	0.03419 mm/pix.,	0.01334 mm/pix.

第四章 ノズル内部流れがオイルジェット界面挙動に与える影響

2500 の 3 条件とした．2D3C PIV における計測断面は，CUR 6-5-15 については， $L_{aj}/d_0 = 1, 5, 10, 15$ で行い，CUR 6-2.5-5 および CUR 6-10-5 については， $L_{aj}/d_0 = 1, 5$ で行った．なお，2D3C PIV は，レーザーシート光厚さの中心断面での 3 成分速度場を計測する手法であるため，ノズル出口部断面の計測を行うことはできない．そのため，ノズル出口より 1 mm 上流の位置を計測断面とした．

表 4.3 ノズル内部流れ計測における計測条件．

Nozzle specifications	Re	Visualization area				
		2D2C PIV	2D3C PIV (L_{aj}/d_0)			
		$y-z$ section	1	5	10	15
CUR 6-5-15 (CUR 6-5-5)	1500	●	●	●	●	●
	2000	●	●	●	●	●
	2500	●	●	●	●	●
CUR 6-2.5-5	1500	●	●	●	-	-
	2000	●	●	●	-	-
	2500	●	●	●	-	-
CUR 6-10-5	1500	●	●	●	-	-
	2000	●	●	●	-	-
	2500	●	●	●	-	-

曲がりやエッジ部を通過する流れにおいて，流れの剥離が生じることで，剥離領域内の圧力は低下するが，低圧となった結果，蒸気や気泡が生成されるキャビテーション現象が発現することがある．これは，内燃機関における燃料噴霧においては重要な現象であり，たとえば，Sou ら⁽⁶⁸⁾は，キャビテーションの発生有無により，噴霧挙動が大きく変化することを報告している．本研究では，ピストン冷却で用いられる低 Re 条件下を対象としているが，オイルジェット界面挙動特性を解明する上で，噴流挙動に重大な影響を及ぼす剥離によって曲がり部で発生するキャビテーションの有無について確認しておく必要があるといえる．そこで，2D2C PIV による計測で得られた粒子画像を確認することで，キャビテーションの発生有無について検証を行った．図 4.1 に，CUR 6-5-15 (a) および CUR 6-2.5-5 (b) のノズルにおける 2D2C PIV において撮影した $Re = 2500$ のときの粒子画像を示す．粒子画像の確認の結果，曲がり後の流路内では，トレーサ粒子が流路全体に存在している様相が確認された．つまり，流路内は，オイルで完全に満たされていることになり，実験装置起因の空気の混入や流れの剥離による気泡の発生はないことが分かった．

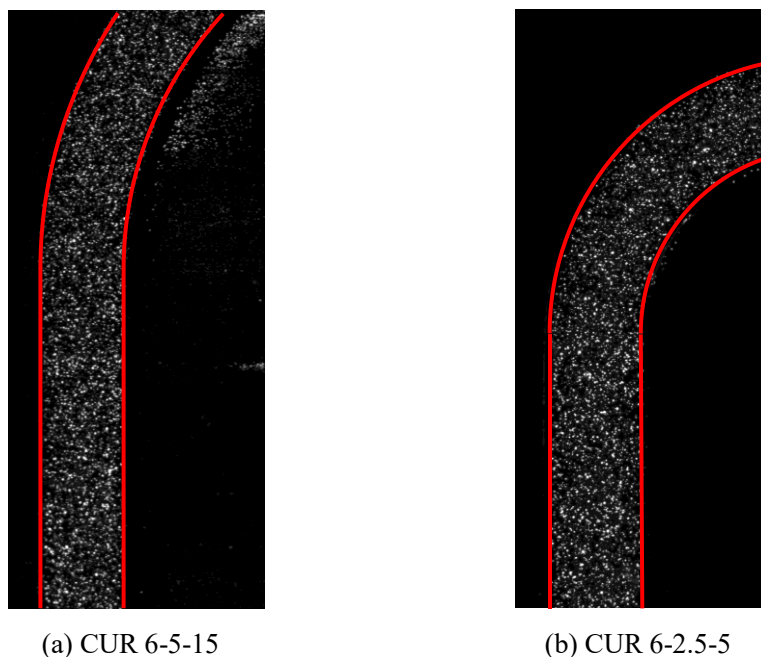


図 4.1 $Re = 2500$ のときの CUR 6-5-15 (a)および CUR 6-2.5-5 (b)での 2D2C PIV における粒子画像.

また、本章で用いる 2D2C PIV および 2D3C PIV の計測法は、両者ともに軸方向主流速度を取得することが可能である。そこで、2D2C PIV および 2D3C PIV の計測の両者の妥当性を評価するため、同 Re 条件における軸方向速度分布 W の比較検証を行った。図 4.2 に、 $Re = 2500$ のときの CUR 6-5-15 (a)および CUR 6-2.5-5 (b)での $L_{aj}/d_0 = 1$ およびノズル出口における計測法違いの軸方向速度 W を示す。横軸は、ノズル円管中心からの距離 r をノズル径 d_0 で正規化したものを示し、縦軸は、軸方向主流速度 W を示す。 r/d_0 が、正の方向で Outer 側、負の方向で Inner 側となる。比較検証の結果、曲がり直後となる $L_{aj}/d_0 = 1$ において、軸方向主流速度が、Outer 側で高く、Inner 側で低くなる傾向を 2D2C PIV および 2D3C PIV の両計測法で捉えられており、その絶対値に関してもほぼ同様な値となった。また、ノズル出口部の軸方向主流速度分布においても曲がり後の直管部を通過することで、速度勾配を有する流れ場が減衰する傾向を両者ともに捉えられており、特徴的な流れ場を計測できているといえる。したがって、2D2C PIV および 2D3C PIV による計測は、妥当な結果であると判断した。

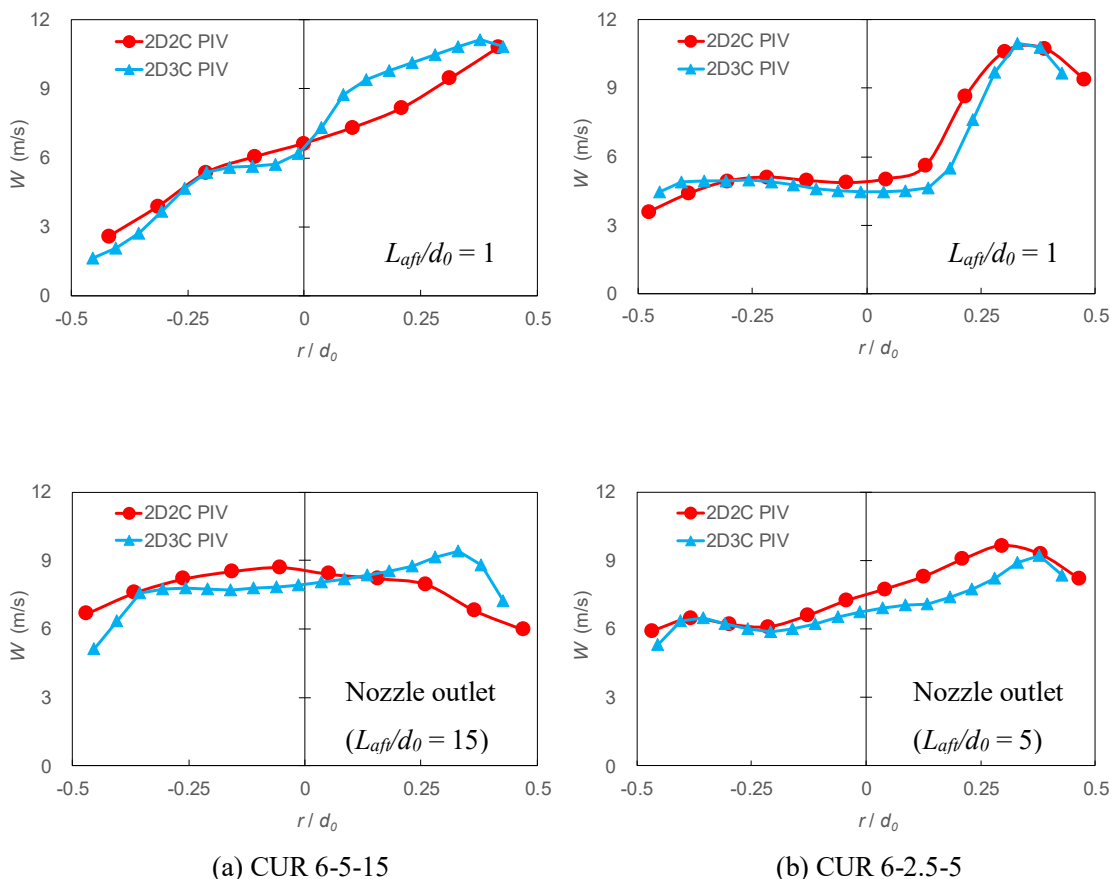


図 4.2 $Re = 2500$ のときの CUR 6-5-15 (a) および CUR 6-2.5-5 (b) での $L_{af}/d_0 = 1$ および ノズル出口における計測法違いの軸方向速度 W の比較

4.3 2D2C PIV による軸方向主流速度の比較

曲がり管ノズルにおいて、特徴的な流動現象となる剥離によって曲がり後に生じる勾配を有する軸方向主流速度分布について、ノズル諸元および Re による影響を検討した。図 4.3 に、 $Re = 2000$ のときのノズル諸元違いにおける y - z 断面内速度分布を示す。コンターは、 UV 成分速度を最大 UV 成分速度で正規化したものを示す。赤色で表示された領域は、速度が高く、青色で表示された領域は、速度が低いことを示す。すべてのノズルにおいて、曲がりによる剥離が確認でき、曲がり後の流れ場は、Outer 側の流れが速い速度勾配を有していることが分かった。剥離によって生じた速度勾配を有する流れ場は、曲がり後のノズル下流にいくにつれて安定した流れである一様流に近づいていく。しかしながら、CUR 6-5-15 を除いた CUR 6-5-5, CUR 6-2.5-5, CUR 6-10-5 の 3 仕様のノズルでは、ノズル出口における流れ場は、曲がり後長さが短いため、強い速度勾配を有したまま噴流として噴出しており、 $Re = 2000$ の条件では、流れの再付着が生じないことが分かった。

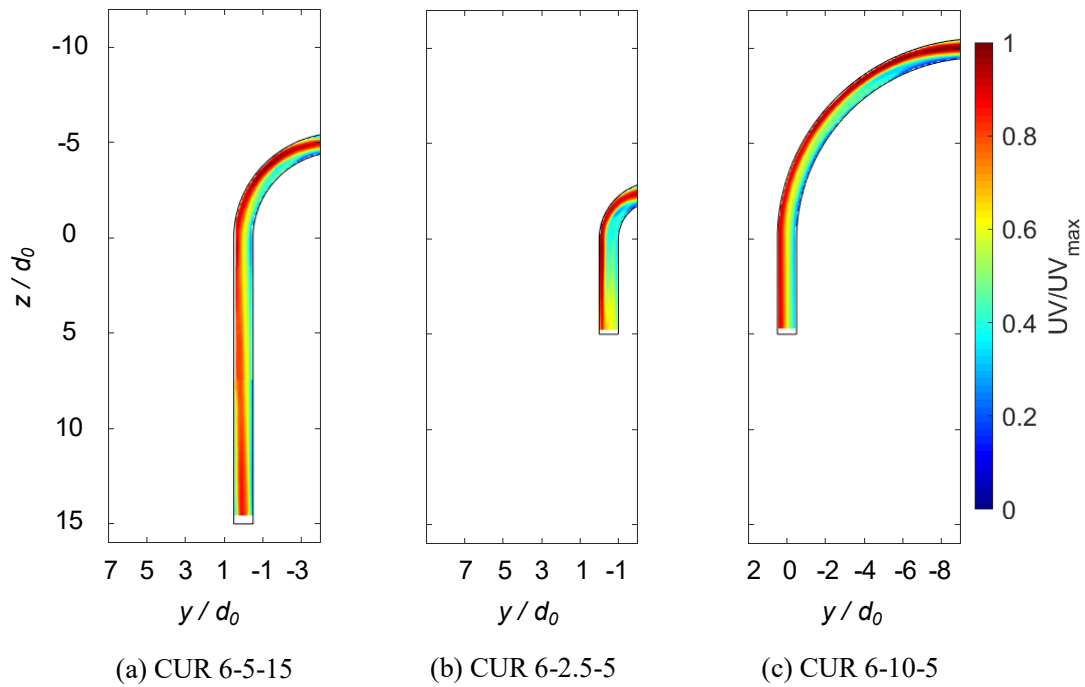


図 4.3 $Re = 2000$ のときのノズル諸元違いにおける y - z 断面内速度分布. ベースノズル (CUR 6-5-5) に対して, (a) は, 曲がり後長さ比が 3 倍となる CUR 6-5-15, (b) は, 曲がり部曲率半径比が 0.5 倍となる CUR 6-2.5-5, そして, (c) は, 曲がり部曲率半径比が 2 倍となる CUR 6-10-5 を示す.

次に, 曲がり後からノズル出口における軸方向主流速度分布の違いについて比較検討を行った. CUR 6-5-15, CUR 6-2.5-5, CUR 6-10-5, および, CUR 6-5-15 の結果を用いた CUR 6-5-5 の計 4 仕様のノズルの曲がり直後 ($L_{qf}/d_0 = 0$) およびノズル出口での軸方向主流速度を Re ごとに, それぞれ図 4.4 ($Re = 1500$), 図 4.5 ($Re = 2000$), 図 4.6 ($Re = 2500$) に示す.

ノズル諸元の違いによって軸方向主流速度は, 曲がり直後では Outer 側の速度が高く, Inner 側の速度が低い傾向は同様であるが, 速度勾配に違いが見られた. 4 仕様のノズルのうち, CUR 6-5-15 (CUR 6-5-5), CUR 6-10-6 のノズルでは, ほぼ同じ速度分布を示し, 最大速度が Outer 側に偏り, 低い速度となる Inner 側にかけて直線状に低下したことが分かった. 対して, 曲がり部曲率半径が小さい CUR 6-2.5-5 のみ, 最大速度は同様に Outer 側に偏っているが, 他のノズルに比べて Inner 側および Outer 側で速度が高くなっており, また, ノズル中心部において速度低下がみられた. さらに, Re が増加してもすべてのノズルで同じ速度分布を形成したまま, 速度が一律増加した. つまり, 本研究で対象としている Re 条件の範囲での曲がり直後における流れ場は, Re の増加による速度分布の変化は見られず, 曲がり部曲率半径比 $R_c/d_0 = 2.5$ 以外のノズルでは, 同一な流れ場を形成していることが分かった.

一方、ノズル出口における流れ場は、ノズル諸元および Re の違いによって、大きく変化していることが分かる。ノズル出口での流れ場は、曲がり直後の速度と比べて Outer 側の速度が低下し、ノズル中心から Inner 側にかけて速度が増加する傾向となった。これは、剥離によって Outer 側に偏った流れが、曲がり後の直管部において、ノズル下流にいくにつれて遠心力が弱まり、一様流に遷移しようとするためと考えられる。

曲がり直後に生じた Outer 側に偏りを有する速度分布は、ノズル出口に至るまでに偏りが変化し、ノズル諸元の違いによってその傾向は異なることが分かった。そこで、ノズル下流にいくにつれて流れ場の偏りがどのように変化するかについて調査した。図 4.7 に、CUR 6-5-15, CUR 6-2.5-5, CUR 6-10-5 における Re ごとの歪度 a_3 を示す。横軸は、曲がり後からの距離 z をノズル径 d_0 で正規化したものを示し、縦軸は、歪度 a_3 を示す。歪度 a_3 は、3 次のモーメントとなり、対称な流れ場であれば、0 となり、Outer 側に偏りを有する場合、負の値を示す。すべてのノズルにおいて、歪度は、曲がり直後では、負の値、すなわち、Outer 側に偏りがあり、ノズル下流にいくにつれて歪度は増加していく傾向となった。曲がり部曲率半径が小さい CUR 6-2.5-5 では、他のノズルに比べて、曲り直後では Outer 側への偏りが最も大きく、下流にいくにつれて最も Outer 側の偏りの減衰傾向が強いことが分かった。対して、曲がり部曲率半径の大きい CUR 6-10-5 では、曲がり直後の Outer 側への偏りを有する速度分布はノズル出口に至るまで、その速度分布の変化が小さくなった。つまり、ノズル出口での速度分布は、曲率半径が小さいと、曲がり直後の Outer 側に偏った速度分布からの変化が大きく、逆に、曲率半径が大きいと、変化が小さいことが分かった。これは、曲率半径が小さいノズルでは、曲がり後長さが流れ場に与える影響が大きくなることがいえる。次に、 Re の影響について、図 4.8 に、ノズル出口での $Re = 1500, 2000, 2500$ における歪度の変化を示す。CUR 6-2.5-5 および CUR 6-10-5 は、ともに Re の増加にともない歪度が減少、すなわち、Outer 側への偏りが次第に強くなったが、曲率半径が中間となる CUR 6-5-5 (CUR 6-5-15 における $L_{eff}/d_0 = 5$ までの結果) では、 Re の増加による偏りの変化が小さいことが分かった。対して、曲がり後長さが長い CUR 6-5-15 では、 Re が増加するにつれて歪度は増加し、ノズル出口で一様流に近い速度分布を示すことが分かった。つまり、ノズル出口における軸方向主流速度分布は、曲率半径が大きい CUR 6-10-5 が、最も偏った流れが噴出しており、曲がり後長さが長い CUR 6-5-15 が、最も一様流に近い流れが噴出したということになる。しかしながら、オイルジェット界面挙動特性は、曲率半径の大きい CUR 6-10-5 では、噴流の拡がりおよび界面変動が最も小さくなるのに対して、曲がり後長さが長い CUR 6-5-15 では、 $Re = 2000$ において、最も噴流が拡がることが分かっており、軸方向主流速度分布の偏りがオイルジェット界面挙動特性に与える影響は小さいことが分かった。

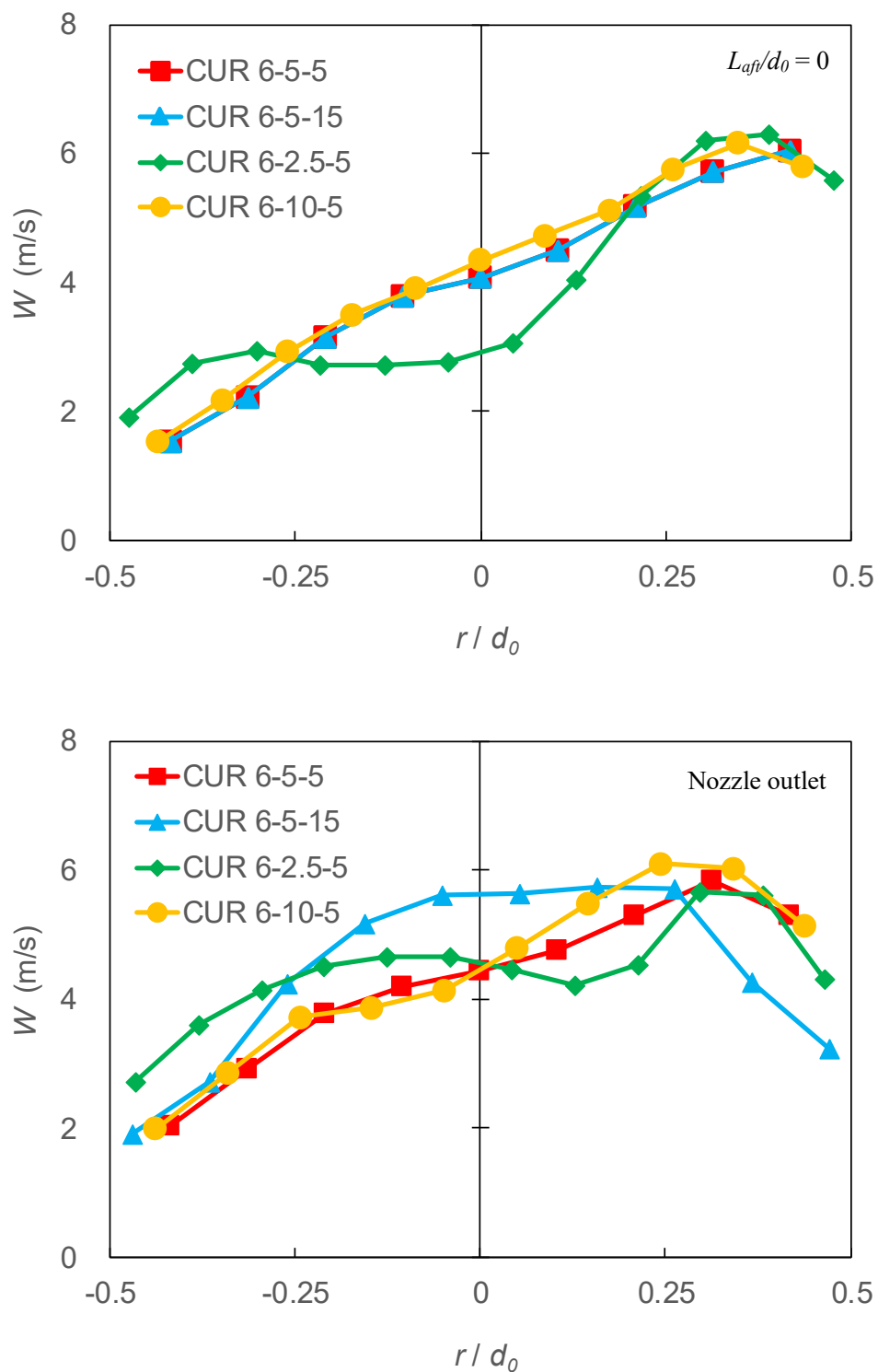


図 4.4 $Re = 1500$ のときのノズル諸元違いにおける曲り直後($L_{qfi}/d_0 = 0$)およびノズル出口での軸方向主流速度分布.

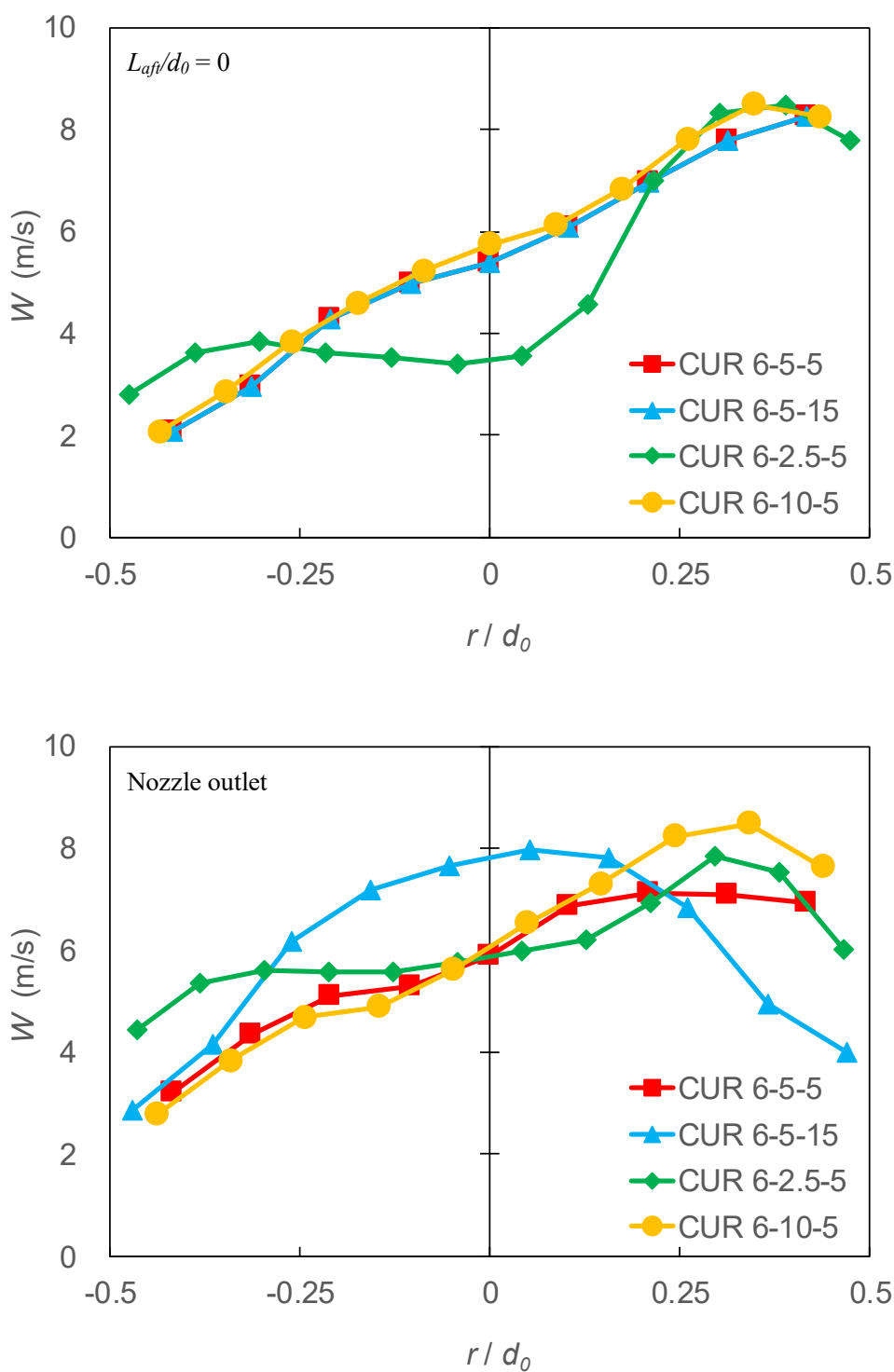


図 4.5 $Re = 2000$ のときのノズル諸元違いにおける曲り直後($L_{af}/d_0 = 0$)およびノズル出口での軸方向主流速度分布.

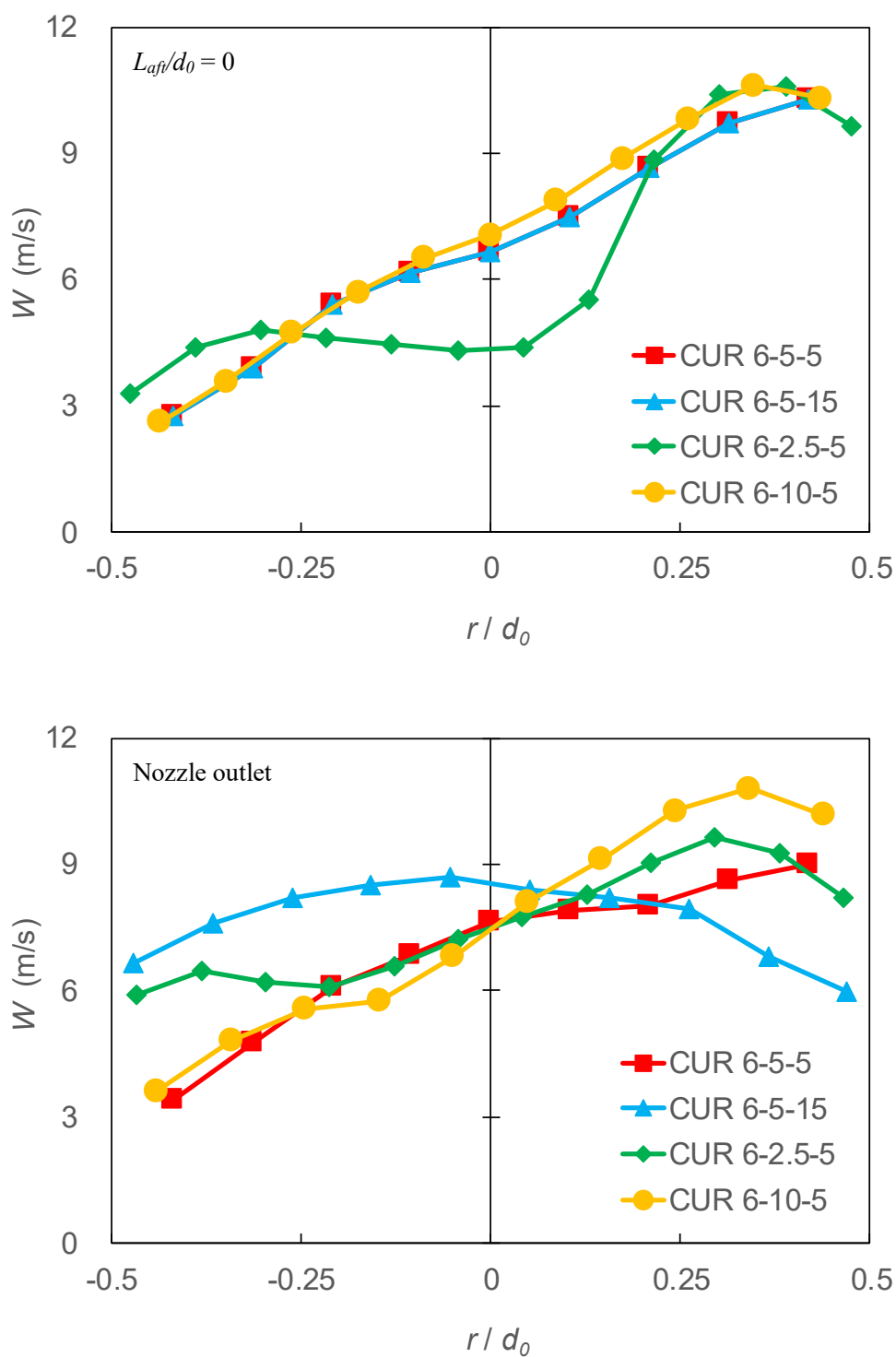


図 4.6 $Re = 2500$ のときのノズル諸元違いにおける曲り直後($L_{af}/d_0 = 0$)およびノズル出口での軸方向主流速度分布.

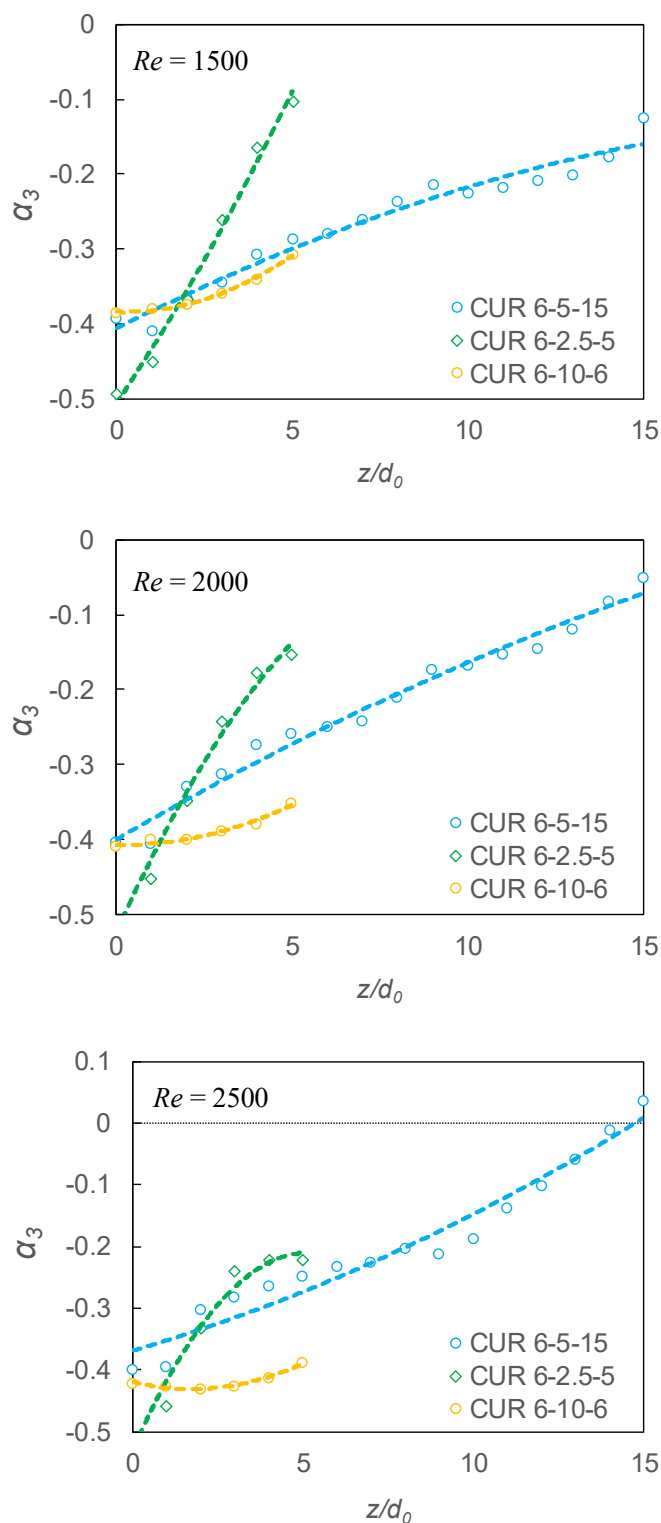


図 4.7 CUR 6-5-15, CUR 6-2.5-5, CUR 6-10-5 における Re ごとの歪度 α_3 . 破線は、各ノズルの 2 次の多項式近似曲線を示す. 対称な流れ場であれば, 0 となり, Outer 側に偏りを有する場合, 負の値を示す.

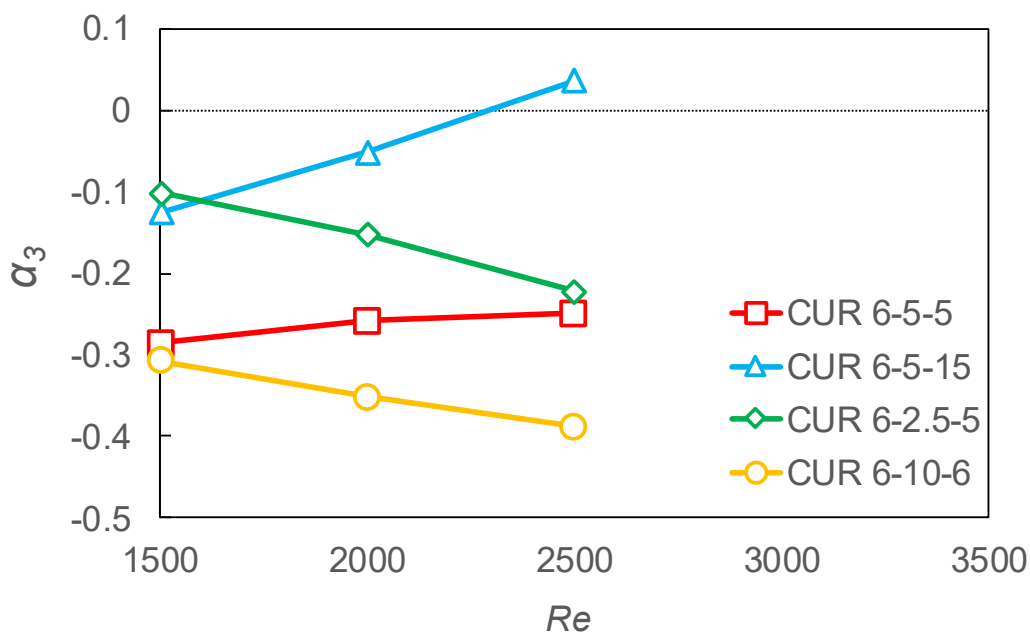


図 4.8 ノズル諸元違いにおける Re 違いによるノズル出口での歪みの変化.

4.4 2D3C PIV による断面内 3 成分速度分布

2D2C PIV による Inner-Outer 側(y - z 断面)における軸方向主流速度分布の比較結果から、ノズル諸元および Re の違いによってノズル下流にいくにつれて流れ場が異なることが分かったが、軸方向主流速度分布とオイルジェット界面挙動特性の間に関係性は見られなかった。そこで、ノズル下流にいくにつれて軸方向垂直断面内に生じる二次流れや軸方向主流速度分布の変化を含めた詳細な考察を行うため、2D3C PIV による任意の断面内の 3 成分速度分布とオイルジェット界面挙動との関係について検討した。

4.4.1 CUR 6-5-15 (CUR 6-5-5)

図 4.9 に、 $Re = 1500, 2000, 2500$ のときの CUR 6-5-15 における $L_{aj}/d_0 = 1, 5, 10, 15$ (ノズル出口)での速度分布を示す。なお、 $L_{aj}/d_0 = 5$ までの流れ場を CUR 6-5-5 として用いる。断面内の矢印は、速度ベクトルを示し、コンターは、断面を通過する軸方向主流速度を最大主流速度で正規化したものを示す。また、半径 3mm の黒色の円は、ノズル形状を示している。ここで、ノズルに対して壁面付近の速度場が取得できていないのは、2D3C PIV におけるカメラパラメータ生成法によるものである。本研究において、カメラパラメータ生成モデルとして採用したダイレクトマッピング法は、強歪画像への対応が可能である利点を有する反面、多項式近似による内挿になるため、外挿領域での精度が著しく低下する。そのため、図 2.9 に示すキャリブレーションプレートで構成される格子点より外側の領域については、PIV

解析の前処理で除外した。流れ場の計測結果より、断面内の面内速度および軸方向主流速度は、 Re の増加およびノズル下流にいくにつれて大きく分布が変わることが分かる。

$Re = 1500$ の条件では、曲がり後($L_{ajt}/d_0 = 1$)において、遠心力の影響によりノズル中心で Inner 側から Outer 側に向かう二次流れが生じ、対称な 2 つの渦、すなわち、Dean 渦⁽⁶⁹⁾が発生した。この Dean 渦は、ノズル下流にいくにつれて発生位置を大きく変えず、次第に減衰していく様相が捉えられた。軸方向主流速度は、前節の 2D2C PIV で得られた結果と同様に、曲がり後、Outer 側への流れの偏りが大きく、Inner 側で低くなった。また、主流速度分布は、面内で生じた二次流れが影響を及ぼしていることが分かる。Inner 側から Outer 側へ向かう二次流れが、Front および Rear 側に分かれて渦を形成すると、軸方向主流速度は、その渦によって高速域が広がる様相が確認された。この様相は、ノズル下流にいくにつれて Inner 側に広がった。CUR 6-5-5 におけるノズル出口に相当する $L_{ajt}/d_0 = 5$ では、高速域が二次流れによって広がるタイミングであり、Front および Rear 側に高速域が存在し、不均一な速度分布となることが分かった。また、CUR 6-5-15 におけるノズル出口である $L_{ajt}/d_0 = 15$ では、Outer 側に高速域が多少確認できるが、円形状に速度が分布していることが分かった。

次に、 $Re = 2000$ の条件では、曲がり後($L_{ajt}/d_0 = 1$)において、 $Re = 1500$ のときとは異なる流れ場を形成した。Inner 側から Outer 側へ向かう流れは、 $Re = 1500$ の条件と同様に発生しているが、Outer 側領域で Outer 側から Inner 側に向かう流れが生じていることが捉えられた。これは、 Re が増加することによる Outer 側の圧力の上昇、および、曲がり部内で生じた剥離による Inner 側の圧力低下によって、生じたと考えられる。この圧力勾配による Outer 側から Inner 側へ向かう流れは、遠心力による Inner 側から Outer 側に向かう流れとノズル中心付近で衝突し、Front および Rear 側へ向かう流れが生じていることが分かった。この流れの衝突は、CUR 6-5-5 のノズル出口に相当する $L_{ajt}/d_0 = 5$ においても確認でき、Inner 側および Outer 側に、 $x = 0$ のノズル中心線に対して対称にそれぞれ 2 つずつ、計 4 つの渦が生じるという特徴的な流れ場を形成した。さらに、 $L_{ajt}/d_0 = 10, 15$ とノズル下流にいくにつれて、それらの渦は崩壊しているが、渦の影響により、軸方向主流速度分布は、いびつな分布となることが分かった。

そして、 $Re = 2500$ の条件になると、圧力勾配による Outer 側から Inner 側へ向かう流れが支配的となり、 $Re = 1500$ の条件でみられた Dean 渦とは、逆向きの渦が生成された。この Outer 側から Inner 側へ向かう流れにより、ノズル下流にいくにつれて軸方向主流速度における高速域が、Inner 側へ広がる様相が捉えられた。CUR 6-5-5 のノズル出口に相当する $L_{ajt}/d_0 = 5$ では、Inner 側へ向かう強い流れが形成された。また、CUR 6-5-15 のノズル出口($L_{ajt}/d_0 = 15$)では、軸方向主流速度分布は、Outer 側に多少の高速域が確認されるが、Inner, Front, rear 側に大きく広がることが分かった。

これらの結果から、CUR 6-5-15 (CUR 6-5-5)におけるノズル内の流れ場は、曲がりによって生じた二次流れが軸方向主流速度に大きく影響を及ぼし、また、 Re の違いによって、その速度分布は大きく異なることが分かった。曲がり部曲率半径比 $R/d_0 = 5$ の仕様では、 Re

$Re \geq 2000$ の条件で、二次流れによる渦の回転方向が逆転する現象が捉えられており、流れ場の特性を変える臨界レイノルズ数であることが分かった。

一方、CUR 6-5-5 によるオイルジェット界面挙動特性は、 $Re = 2000$ の条件で Front および Rear 側の噴流幅が Inner-Outer 側に比べ増加し、また、 $Re > 2000$ の条件で、Inner 側の界面が Outer 側の界面よりも広がるなど特性が変化しており、ノズル内部流れがオイルジェット界面挙動特性に影響する要因となっていることは明らかである。そこで、 Re ごとのノズル出口部断面における各方向速度(u, v)に対する乱れエネルギーに比例する指標として u^2, v^2 について、傾向を確認した。図 4.10 に、CUR 6-5-5 におけるノズル出口($L_{ajt}/d_0 = 5$)でのノズル中心軸上(Inner-Outer 側は、 $x = 0$ 、Front-Rear 側は、 $y = 0$)の各界面方向平均速度に対するエネルギー E を示す。Inner および Outer 側は、それぞれ y 軸上の $-y$ および $+y$ 方向の速度となり、Front および Rear 側は、それぞれ x 軸上の $-x$ および $+x$ 方向の速度となる。 $Re = 2000$ において、Front および Rear 側に向かうエネルギーは、Inner および Outer 側に比べて大きく、この傾向は、Front-Rear 側の噴流幅が増大することと相関があるといえる。また、 $Re = 1500$ では、Inner 側に向かうエネルギーは、Outer 側よりも小さいが、 $Re \geq 2000$ では、Inner 側に向かうエネルギーは、急激に増加していることが分かる。この傾向は、 $Re \geq 2000$ において、Inner 側の界面位置が、Outer 側に比べて増加する、および、界面変動開始位置も同様に、Inner 側が噴流上流で開始するというオイルジェット界面挙動特性と一致した。つまり、CUR 6-5-5 によるオイルジェット界面挙動特性は、ノズル内での各界面方向に向かう流れが、オイルジェット界面に外向きの力として作用して生じたものと考えられることができる。したがって、曲がり管ノズルによるオイルジェット挙動をコントロールする上で、ノズル内部流れは重要であり、特に、二次流れは界面挙動に大きな影響を与えることが分かった。

第四章 ノズル内部流れがオイルジェット界面挙動に与える影響

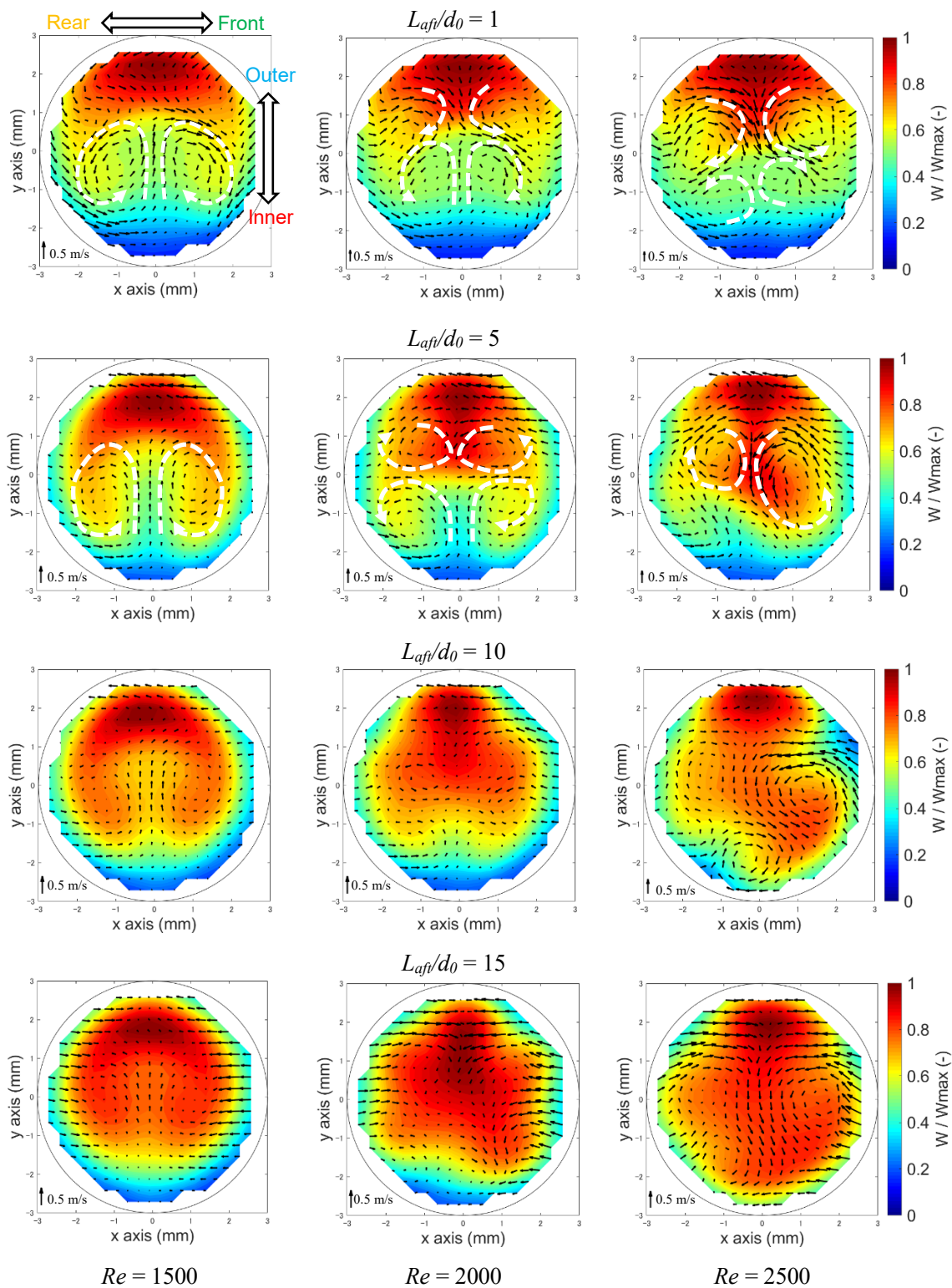


図 4.9 $Re = 1500, 2000, 2500$ のときの CUR 6-5-15 における $L_{af}/d_0 = 1, 5, 10, 15$ (Nozzle outlet) での断面内速度分布.

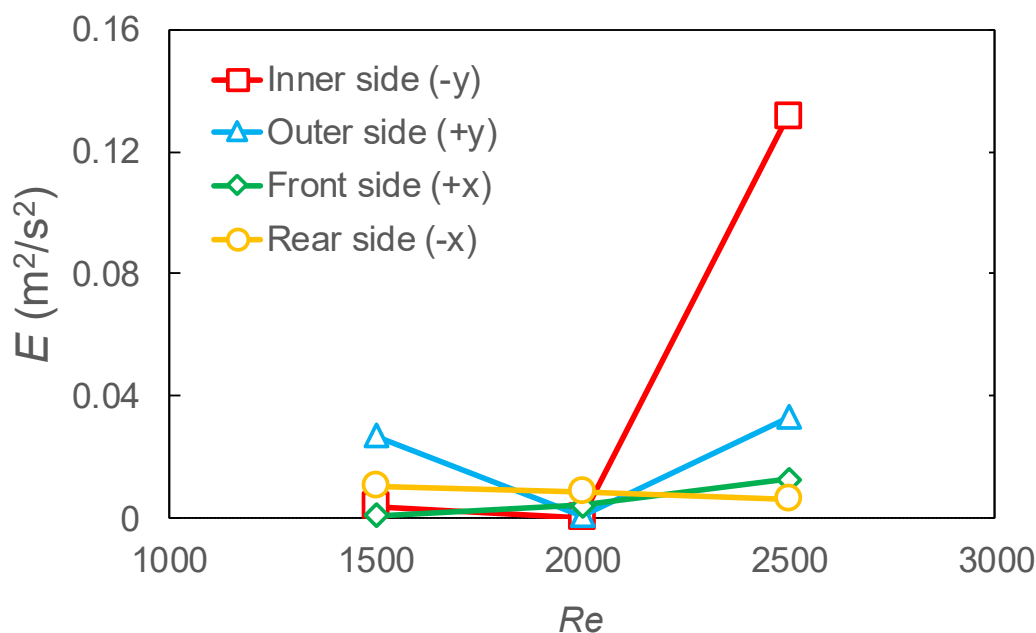


図 4.10 CUR 6-5-5 におけるノズル出口($L_{aff}/d_0 = 5$)でのノズル中心軸上の各界面方向平均速度に対する乱れエネルギー E . Inner-Outer 側は, y 軸上 ($x = 0$), Front-Rear 側は, x 軸上($y = 0$)における速度を用いた.

4.4.2 CUR 6-2.5-5

図 4.11 に, $Re = 1500, 2000, 2500$ のときの CUR 6-2.5-5 における $L_{aff}/d_0 = 1, 5$ (ノズル出口)での速度分布を示す. 断面内の矢印は, 速度ベクトルを示し, コンターは, 断面を通過する軸方向主流速度を最大主流速度で正規化したものを示す. また, 半径 3mm の黒色の円は, ノズル形状を示している. 断面内の面内速度および軸方向主流速度は, CUR 6-5-15 における速度分布と比べて異なる分布を形成した.

$Re = 1500$ の条件では, 曲がり後($L_{aff}/d_0 = 1$)において, CUR 6-5-15 に比べて曲がり部曲率半径が小さいことで遠心力の影響が増加し, 強い Dean 渦が生成された. その結果, 軸方向主流速度分布は, Outer 側の高速域は拡大し, Front および Rear 側に向かって大きく広がった分布を形成することが分かった. ノズル出口になると, 渦は崩壊し, 二次流れは, Inner から Outer 側へ向かう流れが形成された. また, 軸方向主流速度は, 上流で Front および rear 側に広がっていた高速域が Inner 側に合流した分布となった.

Re が増加するにつれて, 曲がり後($L_{aff}/d_0 = 1$)の速度分布は, 二次流れの速度は増加しているが, 分布に大きな変化は見られなかった. ノズル出口においては, 次第に Outer 側の高速域が拡大しており, Inner-Front および Inner-Rear の間の領域で主流速度の低下がみられた.

これらの結果から, CUR 6-2.5-5 におけるノズル内の流れ場は, CUR 6-5-15 に比べて曲がり後およびノズル出口($L_{aff}/d_0 = 5$)での速度分布は, 大きく異なることが分かった. Re の増加

にともない流れ場は、Outer 側へ向かう強い流れが生じており、同様な分布が強化されていくことが分かった。オイルジェット界面挙動において見られた Outer 側界面変動値の増加は、この Outer 側へ向かう流れによって、引き起こされたと考えられる。また、CUR 6-5-15 で見られた Re による流れ場の変化特性は、CUR 6-2.5-5 では、形成されなかった。

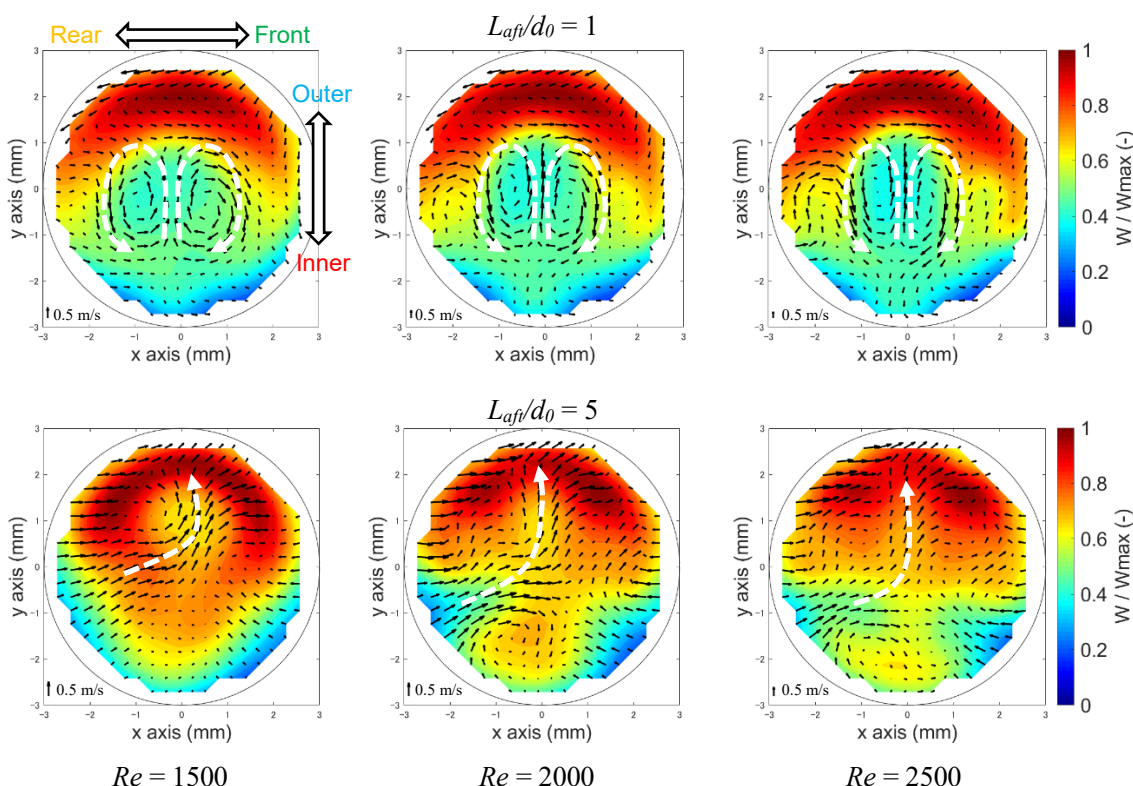


図 4.11 $Re = 1500, 2000, 2500$ のときの CUR 6-2.5-5 における $L_{afj}/d_0 = 1, 5$ (Nozzle outlet) での断面内速度分布。

4.4.3 CUR 6-10-5

図 4.12 に、 $Re = 1500, 2000, 2500$ のときの CUR 6-10-5 における $L_{afj}/d_0 = 1, 5$ (ノズル出口) での速度分布を示す。断面内の矢印は、速度ベクトルを示し、コンターは、断面を通過する軸方向主流速度を最大主流速度で正規化したものを示す。また、半径 3mm の黒色の円は、ノズル形状を示している。断面内の面内速度および軸方向主流速度は、ノズル位置ごとで Re に関係なく同様な速度分布を形成した。

曲がり後($L_{afj}/d_0 = 1$)では、CUR 6-5-15 に比べると曲がり部曲率半径が大きいことで遠心力の影響が小さくなり、弱い Dean 渦の生成が確認された。渦の位置は、Front および Rear 側に寄っていることが分かり、その結果、軸方向主流速度における高速域が広がっていることが分かった。ノズル出口においては、Dean 渦は崩壊しており、軸方向主流速度分布は、CUR 6-5-15 と比較すると、より外周から Inner 側に向かって広がる傾向があることが分かった。

これらの結果から、CUR 6-10-5 におけるノズル内の流れ場は、CUR 6-5-15 に比べて二次流れが弱まり、Front および Rear 側における軸方向主流速度が増加する傾向にあることが分かった。また、CUR 6-5-15 で見られた Re による流れ場の変化特性は、CUR 6-2.5-5 と同様に形成されなかった。つまり、 Re による流れ場の変化特性は、曲率半径が影響しており、曲がりによる遠心力と剥離による圧力勾配のバランスおよび発生タイミングの組み合わせによって引き起こされる特性であると考えられる。

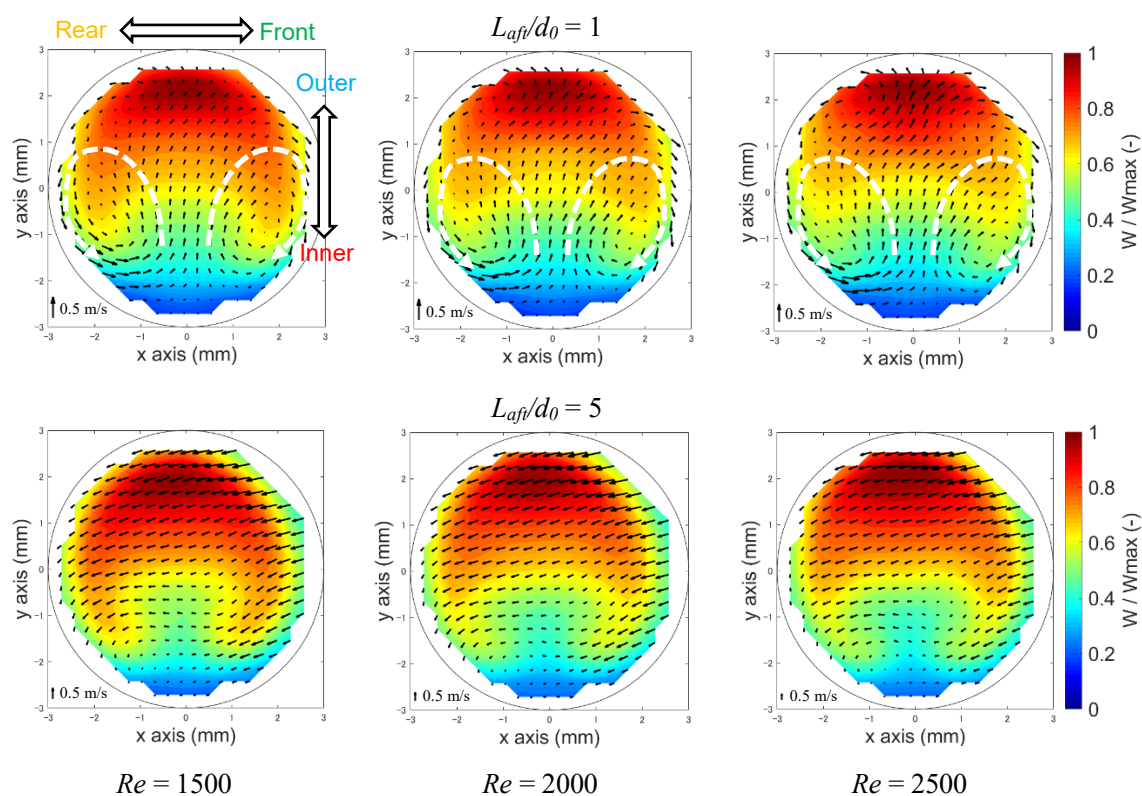


図 4.12 $Re = 1500, 2000, 2500$ のときの CUR 6-10-5 における $L_{af}/d_0 = 1, 5$ (Nozzle outlet) での断面内速度分布.

4.5 結言

3章にて明らかになったノズル諸元や Re の違いによるオイルジェット界面挙動特性にノズル内部流れがどのような影響を及ぼすか検討するため、2次元断面内の2成分速度場を計測可能な2D2C PIV および2次元断面内の3成分速度場を計測可能な2D3C PIV を用いて、ノズル内部の軸方向主流速度分布および面内3成分速度分布について計測を行った。以上の検討により、得られた主な知見を以下に示す。

- (1) 本研究で対象としているノズル諸元および Re 条件下においては、実験装置起因の空気の混入や流れの剥離による気泡の発生はない。
- (2) ノズル出口における軸方向主流速度分布は、曲率半径が小さいと、曲がり直後の Outer 側に偏った速度分布からの変化が大きく、逆に、曲率半径が大きいと、変化が小さい。つまり、曲率半径が小さいノズルでは、曲がり後長さが流れ場に与える影響が大きい。また、曲率半径が大きい CUR 6-10-5 が、最も偏った流れが噴出しており、曲がり後長さが長い CUR 6-5-15 が、最も一様流に近い流れが噴出する。しかしながら、オイルジェット界面挙動特性は、逆の傾向となり、Inner-Outer 側の軸方向主流速度分布の偏り自体がオイルジェット界面挙動特性に与える影響は小さい。
- (3) CUR 6-5-15 (CUR 6-5-5)におけるノズル内の流れ場は、 $Re \geq 2000$ の条件で、二次流れによる渦の回転方向が逆転する現象が捉えられており、流れ場の特性が変化する。この特性は、CUR 6-5-5 によるオイルジェット界面挙動における Re の増加による特性と同じ傾向であり、ノズル内での各界面方向に向かう流れが、オイルジェット界面に外向きの力として作用して生じたものと考えられる。したがって、曲がり管ノズルによるオイルジェット挙動をコントロールする上で、ノズル内部流れは重要であり、特に、二次流れは界面挙動に大きな影響を与える。
- (4) CUR 6-2.5-5 におけるノズル内の流れ場は、CUR 6-5-15 に比べて曲がり部曲率半径が小さいことで遠心力の影響が増加し、強い Dean 渦が生成される。 Re の増加にともない流れ場は、Outer 側へ向かう強い流れが生じ、同様な分布が強化されていく。そのため、オイルジェット界面挙動において見られた Outer 側界面変動値の増加は、この Outer 側へ向かう流れによって、引き起こされたと考えられる。

- (5) CUR 6-10-5 におけるノズル内の流れ場は、CUR 6-5-15 に比べると曲がり部曲率半径が大きいことで遠心力の影響が減少し、弱い Dean 渦が Front および Rear 側に寄った形で生成される。ノズル出口では、渦は崩壊し、軸方向主流速度分布は、CUR 6-5-15 と比較すると、より外周から Inner 側に向かって拡がり、高速域が拡大する傾向にある。

第五章 オイルジェット流入によるチャンネル内気液二相流動特性

5.1 緒言

近年、熱効率向上やノッキング抑制の観点から、自動車用内燃機関のピストン冷却法として、従来のオイルジェットによるピストン背面への衝突噴流を用いた冷却に替わって、クーリングチャンネルを用いた冷却が多く採用されている。ピストン内に設けられたクーリングチャンネルは、ピストン往復運動中の攪拌による流動強化が期待でき、冷却性能が向上する。しかしながら、クーリングチャンネル内の気液二相流動様相の可視化観察や壁面における熱伝達の測定に関する研究は行われているが、基本的な特性であるチャンネル内の気液二相流の挙動や気泡などの流動特性に及ぼす振動周波数やオイルジェット流量の影響を定量的に調査した実験的な研究は見当たらない。

本章では、往復運動中のチャンネル内気液二相流動特性を明らかにすることを目的として、新たに開発したチャンネル往復運動装置を用いて、基礎的な形状である直円柱状の透明アクリル製チャンネルを対象に、振動周波数(f_{os})やオイルジェット Re がチャンネル内の気相面積割合、気相重心、および、気泡径分布などの流動特性に及ぼす影響を検討した。さらに、チャンネル諸元の影響として、チャンネル流入口径の違いによる流動特性への影響についても考察した。

5.2 試験形状および実験条件

5.2.1 ノズル形状

透明アクリル製チャンネル内の気液二相流動の計測は、3章のオイルジェット界面挙動の可視化に用いた曲がり管ノズルの中から図 3.8(a)に示すベースノズルである CUR 6-5-5 に固定して検討を行った。CUR 6-5-5 は、ノズル内径 $d_0 = 6 \text{ mm}$ 、曲がり部曲率半径 $R_c = 30 \text{ mm}$ 、曲がり後長さ $L_{aft} = 30 \text{ mm}$ で構成されるノズルである。

5.2.2 チャンネル形状

本研究では、オイルジェット Re および f_{os} がチャンネル内流動様相に与える影響を調査することを目的として、ベースとなる一体型のチャンネル形状を使用した。そして、そこから得られた知見より、重要な形状パラメータであると示されたチャンネル流入口径の影響について検討した。図 5.1 に、一体型のベースチャンネル形状を示す。中心に流入口 1 か所および両端に流出口 2 か所を有する透明アクリル製の直円柱型チャンネルを製作した。図 5.2 に、チャンネル形状の寸法を示す。チャンネル部は、直径 $D_{ch} = 20 \text{ mm}$ 、長さ $L_{ch} = 100 \text{ mm}$ の円柱形状となっており、長さ方向中心に直径 $D_{in} = 12 \text{ mm}$ の流入口($D_{in}/d_0 = 2$)を設け、両端に直径 $D_{out} = 8.5 \text{ mm}$ の流出口を 2 か所設けている。また、流出口下部に、高さ 20 mm のスカート部を模擬した空間を設けた。さらに、往復運動中の可視化領域へのオイル飛散を防

ぐため、カバーを設置した。

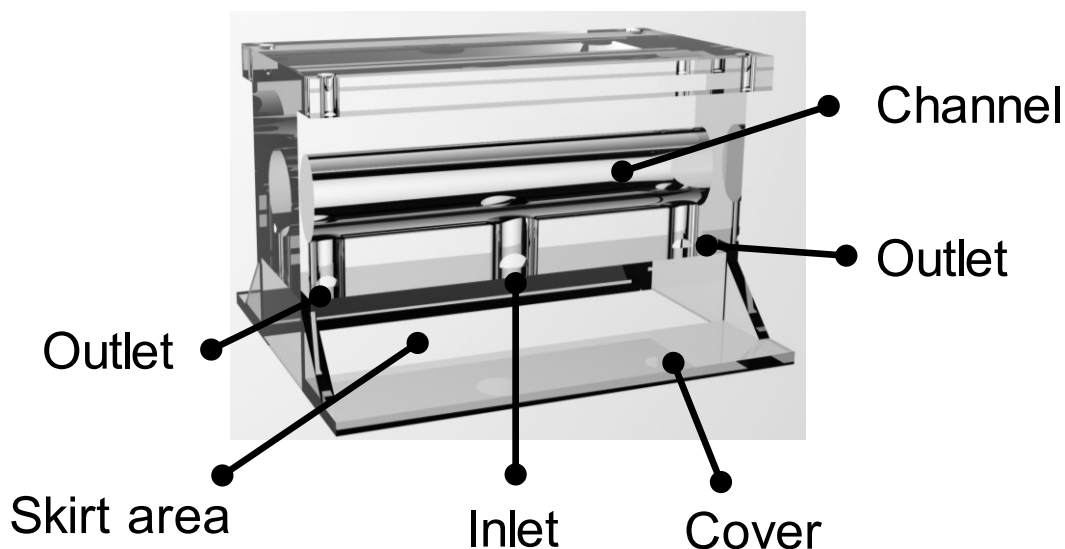


図 5.1 一体型ベースチャンネル形状

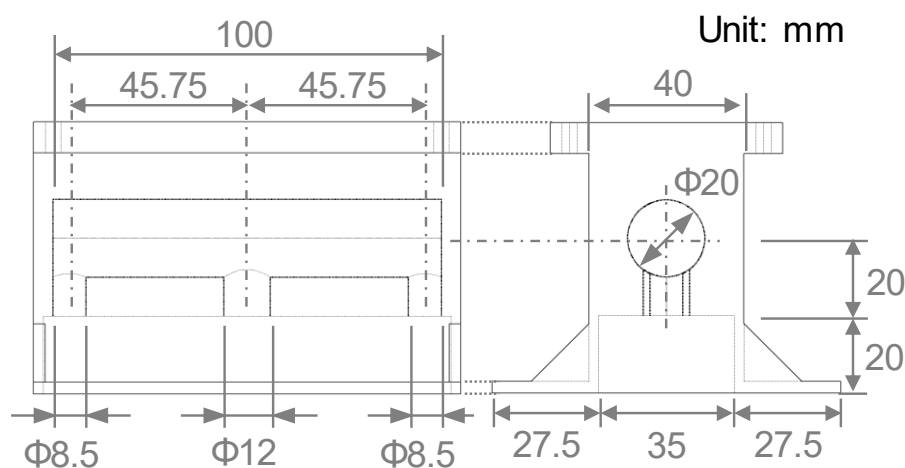


図 5.2 一体型ベースチャンネル寸法

チャンネル流入口径違いのチャンネルは、チャンネルメイン部にチャンネル入口部アダプタを締結可能な透明アクリル製分離型チャンネル形状を新たに製作した。これにより、流入口径の異なるチャンネル入口部アダプタを製作することで、流入口径の変更が可能となる。図 5.3(a)に、分離型チャンネル形状のチャンネルメイン部を、図 5.3(b)に、チャンネル入口部アダプタの形状を示す。流入口を除くチャンネル形状は、図 5.2 に示す一体型ベースチャンネルと同形状である。チャンネル入口部アダプタは、4 点の M3 ねじによって、チャンネルメイン部に締結される。本研究では、チャンネル流入口径 D_{in} の異なる 3 種類のアダ

5.2.3 実験条件

表 5.2 に、チャンネル内気液二相流動様相の可視化における実験条件を示す。気圧は部屋条件で行った。オイルは、3 および 4 章で使用したオイルと同一のシリコンオイルを使用した。これは、直円柱状チャンネル内オイル挙動を可視化するため、透明アクリル流路とのインデックスマッチングによって内部の可視化を可能とするためである。室温および油温は、両者の温度差による影響を小さくするため、それぞれ 296 ± 2.0 K および 298 ± 1.5 K と近い値となるように調整した。また、チャンネル内のオイル挙動可視化および気泡径分布計測では、一部条件を変更して行った。

チャンネル内のオイル挙動可視化では、流量条件は、 0.71×10^{-4} - 1.77×10^{-4} の範囲で調整し、 $Re = 1000 - 2500$ の範囲を 500 刻みで行った。振動周波数は、 $f_{os} = 0$ Hz (静止条件), 4.17 Hz, 8.33 Hz の 3 条件とした。撮影は、高速度カメラを用いて、静止条件 (0 Hz) では、特定のクランクアングル $\theta = 0, 90 (270), 180$ deg. のときのチャンネル位置に固定した後、2 秒間で 100 枚の画像を取得した。往復運動条件 (4.17, 8.33 Hz) では、5000 fps で 5 cycles の計測を行い、

表 5.2 チャンネル内気液二相流動様相の可視化における実験条件.

	Visualization of oil jet behavior in the channel	Measurement of bubble diameter distribution
Ambient gas	Air (stationary)	
Ambient pressure	99.2 ± 0.7 kPa	
Ambient temperature	296 ± 2.0 K	
Test oil	Silicone oil (KF56A, Shin-Etsu Chemical)	
Oil temperature	298 ± 1.5 K	
Flow rate (Q)	0.71×10^{-4} – 1.77×10^{-4} m ³ /s	0.71×10^{-4} – 1.41×10^{-4} m ³ /s
Reynolds number (Re)	1000 – 2500	1000 – 2000
Oscillation frequency (f_{os})	0 (stationary condition), 4.17, 8.33 Hz	
Camera	High-speed camera (SA-Z, Photron)	CCD camera (AM-200GE, JAI)
Light source	LED light (LLBK, Aitec System)	Nd: YAG laser (LS-2132, LOTIS TII)
Measurement period	0 Hz: 100 images (50 fps) 4.17, 8.33 Hz: 5 cycles (5000 fps)	0 Hz: 100 images (20 fps) 4.17, 8.33Hz: 100cycles
Crank angle (θ)	0 Hz: 0 (TDC), 90, 180, 270 deg.	0 (TDC), 90, 180, 270 deg.
Observation area	Area-A	Area-B
Spatial resolution	0.1493 mm/pix.,	0.01914 mm/pix.

時系列データを取得した。光源は、3章にてオイルジェット界面挙動可視化に用いたものと同じLED光源を使用した。

チャンネル内の気泡径分布の計測では、流量条件は、 0.71×10^{-4} - 1.41×10^{-4} の範囲で調整し、 $Re = 1000 - 2000$ の範囲を500刻みで行った。振動周波数は、オイル挙動可視化と同様に、 $f_{os} = 0$ Hz (静止条件)、4.17 Hz、8.33 Hz の3条件とした。撮影は、CCDカメラを用いて、静止条件 (0 Hz) では、特定のクランクアングル $\theta = 0, 90, 180$ deg. のときのチャンネル位置に固定した後、5秒間で100枚の画像を取得し、運動条件 (4.17, 8.33 Hz) では、特定のクランクアングル $\theta = 0, 90, 180, 270$ deg. ごとに100 cycles 分となる各100枚の画像を取得し、この100枚の画像ごとの気泡径を合計し、気泡径分布を出力した。

図5.4に、チャンネル内のオイル挙動可視化および気泡径分布計測における計測範囲を示す。この図は、オイルを流さない状態で、背景照明による撮影を行ったものである。そのため、円形部で構成されるチャンネルは、光の屈折により黒い領域として可視化される。チャンネル内のオイル挙動可視化では、オイルジェットノズルからTDCにおけるチャンネル形状が撮影範囲に入るよう、Area-A の領域の可視化を行った。チャンネル内の気泡径分布計測では、チャンネル流入口中心から x 方向に $\pm 0.75 D_{ch}$ の範囲内 (Area-B) について拡大撮影を行った。そのときのチャンネル内のオイル挙動可視化および気泡径分布計測における空間解像度は、それぞれ 0.1493 mm/pix. および 0.01914 mm/pix. である。また、計測は、チャンネル内が空の状態からスタートし、既定の流量まで増加させて、様相が安定したのを確認後、計測を開始した。

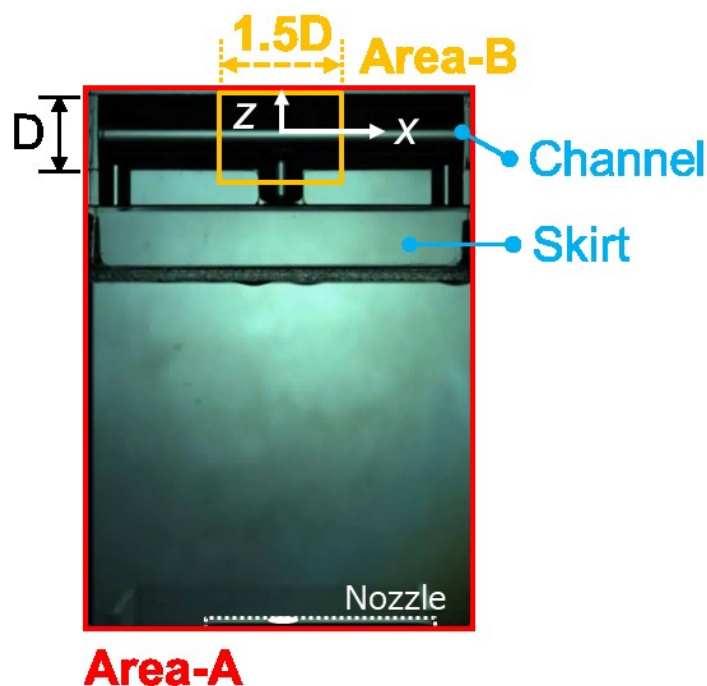


図 5.4 計測範囲 (チャンネル形状は、ベース仕様).

5.3 往復運動中のチャンネル内オイル挙動の可視化

5.3.1 オイルジェット Re の影響

図 5.5 に、 $f_{os}=4.17$ Hz における Re 違いの各クランクアングル($\theta=0, 90, 180, 270$ deg.)でのオイル挙動画像を示す。チャンネル内の黒い領域は、気相を示す。逆に、オイルジェットノズル先端とチャンネルスカート間の黒い領域は、背景光が直接照射されるため、オイルを示す。オイルジェット界面の挙動は、3 章にて明らかになった特性と同様に、 Re が増加するにつれて複雑な挙動を形成した。 $Re = 2500$ では、Inner 側(図中におけるオイルジェットに対して右側)の界面変動は、Outer 側(図中におけるオイルジェットに対して左側)の変動よりも大きくなった。つまり、オイルジェット挙動特性は、噴射方向に関係ないといえる。また、チャンネル内の左右の領域における気液二相流動様相に大きな差は見られなかった。そのため、気相流入が大きい条件では、曲がり管ノズルによるオイルジェット界面の非対称性がチャンネル内の気液二相流動パターンに及ぼす影響は、極めて小さいことが分かった。

往復運動中、気相が占める領域(チャンネル内の黒い領域)は、オイルジェット Re の増加にともない、チャンネル流入口における気相分布が増加し、チャンネル内が多くの気相で占有されていることが観察された。 Re が 2000 を超えると、チャンネル全体が気相で占有され、この気相面積の増加は、チャンネル流入口でオイルジェットと流路内に存在するオイルとの間の衝突による気相の巻き込みによって引き起こされることが観察された。これらの結果は、チャンネル流入口部の形状仕様の変更によって、チャンネル内への気相の流入量を制御できることを示している。チャンネル内部の気液二相流動様相を明確に観察することができる $Re=1000$ の場合、各クランクアングルに対する気相および液相の挙動は、慣性力の方向の違いにより大きく変化した。チャンネルが下降するクランクアングル($\theta = 90$ deg.)では、液相は、チャンネルの上部に、気相は下部に偏った。対して、チャンネルが上昇するクランクアングル($\theta=270$ deg.)では、気相および液相は、逆の挙動を示した。これらの挙動は、Nozawa ら⁽⁴²⁾によって報告された可視化結果と同様な結果である。また、チャンネル流出口から排出されるオイル量は、 Re が増加するにつれて増加する傾向となった。チャンネルが下降するクランクアングル($\theta = 90$ deg.)では、流出口からのオイル排出は、 $Re = 1000$ の条件では停滞した。チャンネルが下降するタイミングは、4 ストロークエンジンにおいて膨張行程となる。つまり、次のサイクルの燃焼行程に向かう最中であり、前のサイクルで熱交換により高温となったオイルを新鮮なオイルと交換することが重要である。したがって、 Re が低い条件では、チャンネル内オイルの交換効率が低下することが示唆される。

Re の増加にともないオイルジェットの運動量が増加するため、チャンネルの往復運動がオイルジェット界面挙動に与える影響は減少した。 $Re = 1000$ では、チャンネルが上昇するとき($\theta=270$ deg.)、流入口からリターンするオイルによってオイルジェットの形状が変形した。対して、 $Re = 2500$ の条件では、オイルジェットの運動量および噴流幅の増加により、流入口からリターンするオイル量の減少が観察された。これらの結果は、圧縮行程における熱交換前の低温のオイルが低流量の条件下では排出される可能性が高いことを示している。

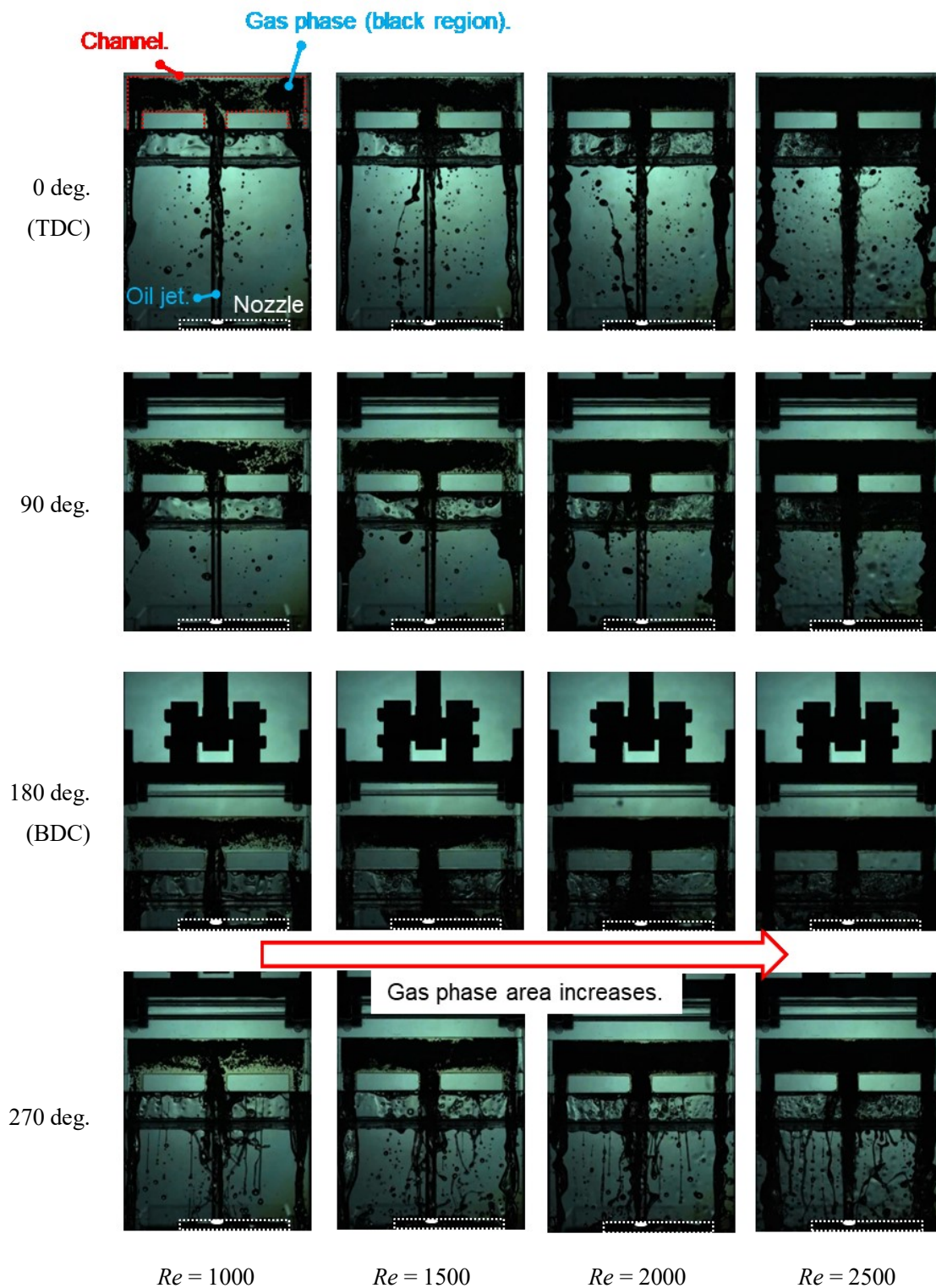


図 5.5 $f_{os} = 4.17$ Hz での Re 違いによるクランクアングルごと ($\theta = 0, 90, 180, 270$ deg.) のオイル挙動.

つまり、低流量のオイルジェットによるピストン冷却開発を行う上で、オイルジェットの拡がりやチャンネル流入部断面積との関係性が重要であると考えられる。

さらに、オイルジェットノズル先端とチャンネルスカート部との間のオイルミスト量が、 Re の増加とともに増加することが観察された。オイルミストは、チャンネルが上昇するときにスカート部に付着しているオイルが飛散することで生成されることが分かった。また、 Re が増加するにつれてスカート内壁に付着するオイルが増加するため、飛散するオイル量が増加した。しかしながら、生成されたオイルミストの大きさは、 Re を変化させても大きな違いは見られず、 Re がオイルミスト径に与える影響は小さいと考えられる。

5.3.2 振動周波数 f_{os} の影響

図 5.6 に、 $Re=1000$ における f_{os} 違いの各クランクアングル($\theta=0, 90, 180, 270$ deg.)でのオイル挙動画像を示す。チャンネル内の黒い領域は、気相を示す。逆に、オイルジェットノズル先端とチャンネルスカートの間の黒い領域は、背景光が直接照射されるため、オイルを示す。チャンネル内のオイルの挙動は、 f_{os} によって大きく変化することが分かった。静止状態となる $f_{os} = 0\text{Hz}$ では、往復運動時の条件と同様に、チャンネル流入部からの気相の混入が観察され、クランクアングルにかかわらずチャンネル内で環状流が形成された。そして、 f_{os} が増加するにつれて環状流は崩壊し、チャンネル内に微細気泡の発生が観察された。これは、慣性力が増すにつれてカクテルシェーカ効果が増加するためであると考えられる。この慣性力の影響により、 f_{os} の増加とともに気相の偏りが増加した。特に、チャンネルが下降するクランクアングル($\theta = 90$ deg.)において、 f_{os} が増加するにつれて気相はチャンネルの下部領域に偏るが、流入部から流入する気相は、チャンネルの上部領域に滞在することが分かった。

往復運動中のオイルジェットの挙動を観察すると、 f_{os} が増加するにつれてオイルジェットの形状が変化することが分かった。 $f_{os}=4.17$ および 8.33 Hz において、チャンネルが上昇しているとき($\theta=0, 270$ deg.), オイルジェットがチャンネル流入部からのリターンオイルによって妨げられていることが分かった。これらの結果は、 f_{os} の増加が、チャンネルへのオイル流入に影響を及ぼすことを示している。

さらに、 f_{os} が増加すると、オイルミスト量の増大を観察された。これは、 f_{os} の増加にともないチャンネル流入部からのリターンオイルが増加するため、スカート部内壁に付着するオイル量が増加し、オイルミストの飛散量が増加したと考えられる。また、 f_{os} が増加によって、生成されるオイルミストの大きさが、減少することが分かった。

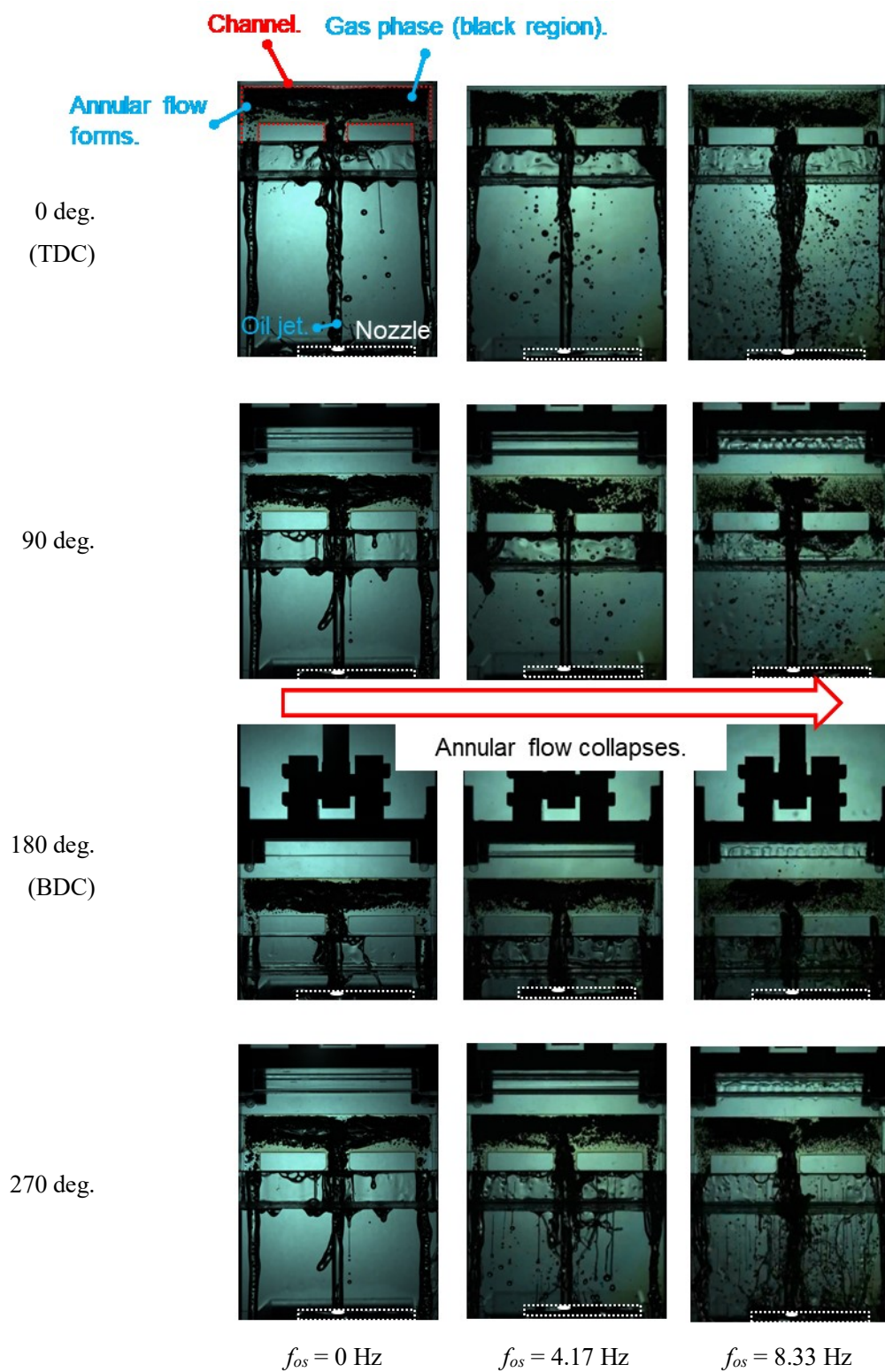


図 5.6 $Re = 1000$ での f_{os} 違いによるクランクアングルごと ($\theta = 0, 90, 180, 270 \text{ deg.}$) のオイル挙動.

5.3.3 気相面積割合および気相重心

チャンネル内の気相と液相の様相を調査するために、撮影した画像に2値化処理を施し、チャンネル内の投影気相面積 A_{air} を取得し、チャンネル部投影面積 A_{all} を用いて、気相面積割合 (A_{air}/A_{all}) や気相重心 (G_{air}) について検討した。図 5.7 に、 $f_{os} = 0, 4.17, 8.33$ Hz における 5cycles 平均の気相面積割合(a)および気相重心(b)を示す。破線は、チャンネルの加速度を示す。チャンネルの加速度は、式(2.19)に示すチャンネル変位量の2階時間微分によって、以下の式で得られる。

$$\alpha_{TH} = \omega^2 \frac{d^2 Z_{TH}}{d\theta^2} \cong r\omega^2 (-\cos\theta + \lambda \cos 2\theta), \quad (5.1)$$

ここで、 ω は、クランクシャフトの角速度であり、 $\omega = 2\pi f_{os}$ である。気相重心は、図 5.4 に示すチャンネル原点からストローク方向(z)にどれだけ偏っているかを検討するため、以下の式で求めた。

$$G_{air} = \frac{\int_{A_{all}} (1 - B(x, z)) z dA}{A_{air}} = \frac{\int_{A_{all}} (1 - B(x, z)) z dA}{\int_{A_{all}} (1 - B(x, z)) dA}. \quad (5.2)$$

ここで、 $B(x, y)$ は、二値化処理後の出力値を示す。すなわち、 $B(x, y) = 0$ のとき、気相を示し、1 のときオイルを示す。

静止条件となる $f_{os} = 0$ Hz では、クランクアングルが気相面積割合および気相重心に及ぼす影響は小さいが、往復運動条件となる $f_{os} = 4.17$ および 8.33 Hz では、クランクアングルの変化にともなって流動特性が変化した。また、気相面積割合は、 Re の増加にともない f_{os} にも関係なく増加した。さらに、 Re が 2000 を超えると、気相が 90% 以上の領域を占め、 f_{os} 違いによる気相面積割合への影響が小さくなった。これは、チャンネル流入口でオイルジェットとチャンネル内オイルとの衝突によって発生した小さな気泡が混ざり白濁状となったオイルが、図 5.5 に示すように、チャンネル全体に分布していたためである。 Re が増加するにつれて気相面積割合も増加するため、その結果、気相重心は、チャンネル中心に近づいた。また、 $f_{os} = 4.17$ および 8.33 Hz における気相面積割合のサイクル中の変化は、 Re の増加とともに徐々に減少したが、その傾向は同様であった。そして、 f_{os} が大きくなると、変化における振幅が増加していることが分かる。つまり、気相面積割合は、 Re の増加とともに増加するが、サイクル中の変動は、 Re に依存せず f_{os} が影響していることが分かった。しかしながら、気相重心は、 f_{os} が大きくなると、最大となる位置のチャンネル上部への移動量は小さく、最小となる位置のチャンネル下部への移動量が顕著に異なった。また、往復運動条件である $f_{os} = 4.17$ および 8.33 Hz では、チャンネル下降時に気相面積割合が最小となり、面積割合および重心は、チャンネル上昇時の前半である $180 - 270$ deg. 間で一定となった。そして、気相面積割合は、 270 deg. 以降、再び増加することが分かった。

これらの特性を考察するために、可視化画像の比較を行った。図 5.8 に、 $Re = 1000$ および $f_{os} = 8.33$ Hz のときの気相面積割合がサイクル中の変動が特徴的なクランクアングルにおけるチャンネル内可視化画像を示す。気相面積割合が減少するタイミング($\theta = 45$ deg. \rightarrow 135 deg.)では、チャンネルの下側および両側にある流出口上部の領域の液相が増加しているこ

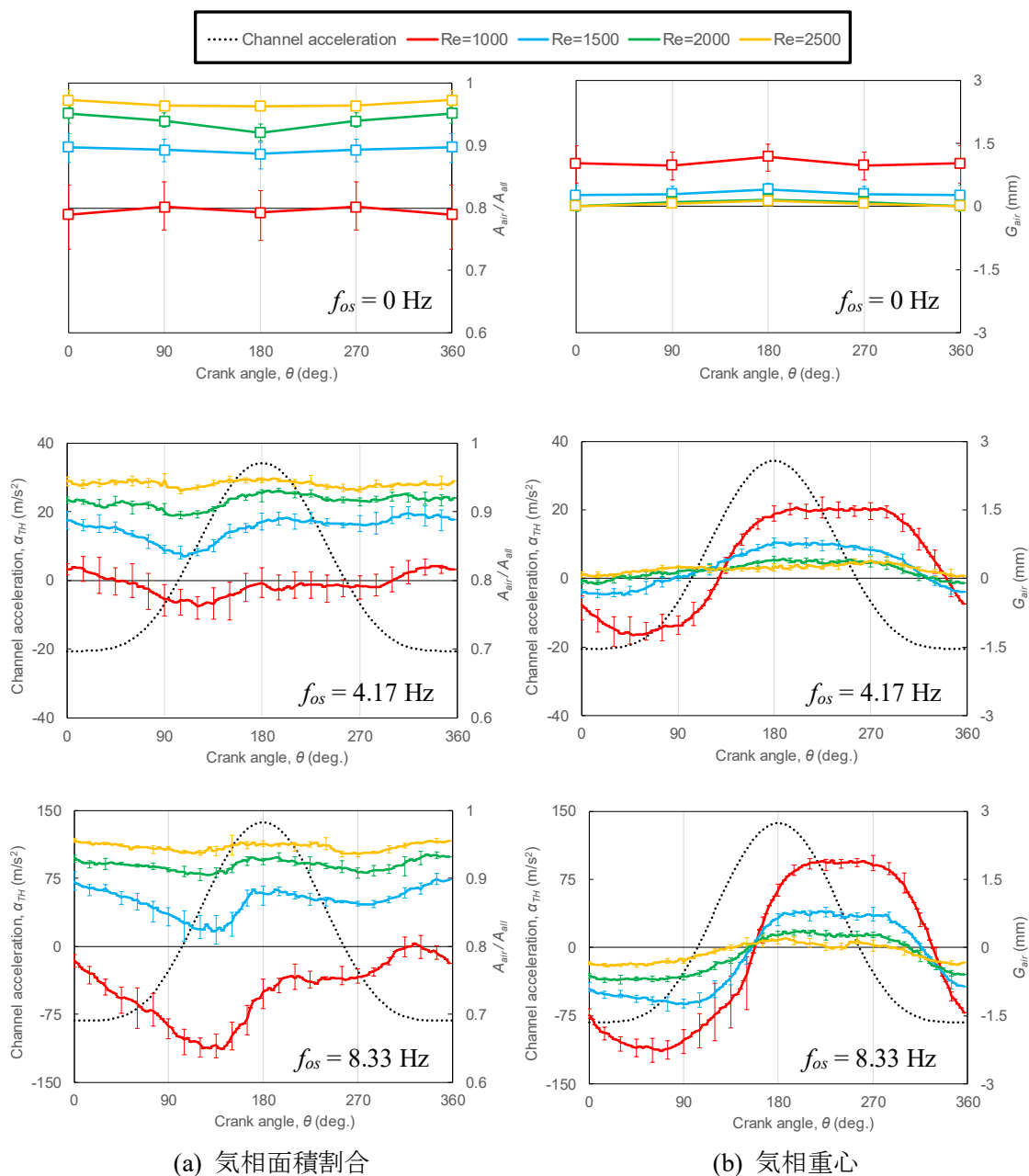


図 5.7 $f_{os} = 0, 4.17, 8.33$ Hz における気相面積割合(a)および気相重心(b). 黒の破線は、各 f_{os} におけるチャンネルの加速度を示す。静止条件($f_{os} = 0$ Hz)では、100 データの平均を示し、往復運動条件($f_{os} = 4.17, 8.33$ Hz)では、5cycles 平均の値を示す。エラーバーは、最大値および最小値を示す。

とが観察された. この液相の増加は, チャンネル下降時, 慣性力の影響で液相はチャンネル上部, 気相はチャンネル下部に偏りが生じた流動パターンを形成し, さらに, 相対的なオイルジェット速度が増加するため, チャンネル流出口からの気相を含んだオイルの排出量が増加しやすくなり, 気相が減少したことが分かった. チャンネル下降時において気相面積割合が増加するタイミング($\theta = 135 \text{ deg.} \rightarrow 165 \text{ deg.}$)では, チャンネル流入口から流入した気相がチャンネル全体に拡がることで増加した. そして, 気相面積割合が一定となるタイミング($\theta = 225 \text{ deg.}$)では, 流入口からの気相流入が連続的にチャンネル上部領域に流れ込むことが観察された. さらに, このクランクアングルでの気相重心は, 最大位置であり, チャンネル内の気相は, 最も偏ったパターンを形成することになる. そのため, チャンネル内の気相および流入口から流入する気相の両方が, チャンネル上部領域に向かって偏った流れを形成するため, 気相面積割合が一定となることが分かった. 気相面積割合が再び増加するタイミング($\theta = 315 \text{ deg.}$)では, チャンネル全体に気相が分布していることが観察された. これは, チャンネル速度が最大となるクランクアングル後, 負の加速度が生じることによるため, $\theta = 225 \text{ deg.}$ で観察された分布が, チャンネル下部領域に拡散したためである.

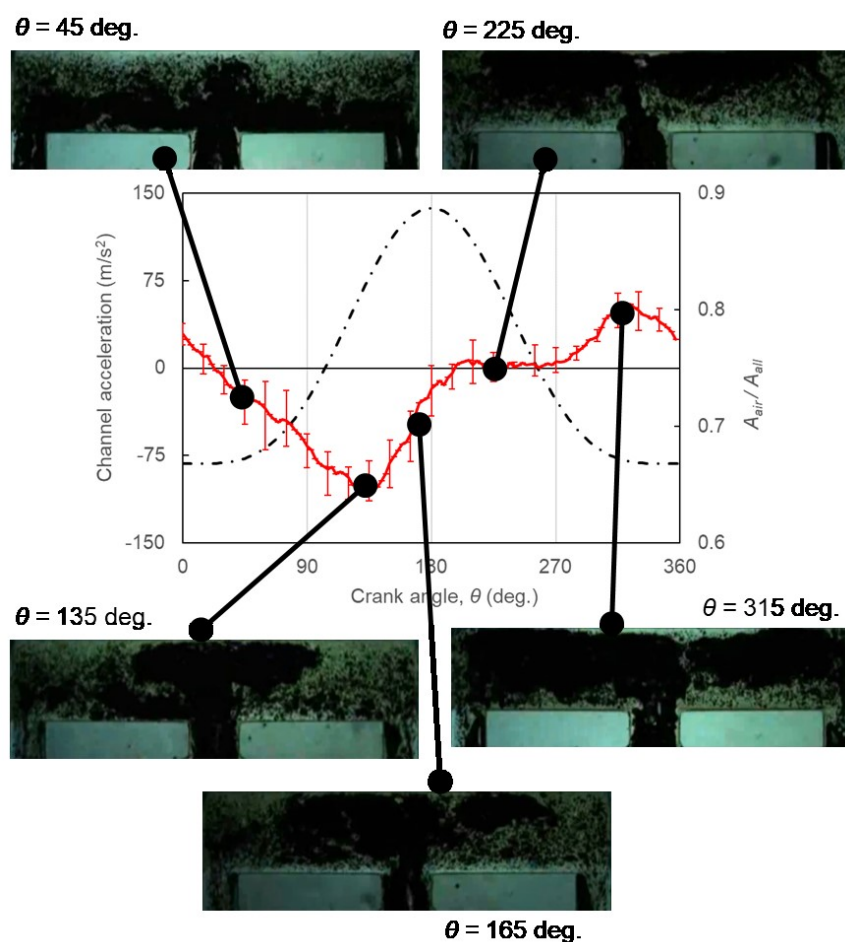


図 5.8 $Re = 1000$ および $f_{os} = 8.33 \text{ Hz}$ のときの気相面積割合がサイクル中の変動が特徴的なクランクアングルにおけるチャンネル内可視化画像.

5.3.4 チャンネル内気泡径分布

チャンネル内のオイル挙動を計測することで、 Re および f_{os} の違いによって、チャンネル内の気相分布は異なることが分かった。しかしながら、オイルジェットノズルからチャンネル全体までに着目したオイル挙動のための計測法では、チャンネル内気液二相流動特性において重要な気泡径分布といった詳細な特性を把握することは、空間解像度の問題から困難である。そこで、高出力光源である Nd:YAG パルスレーザを使用して、チャンネル流入口付近の拡大撮影を行い、気泡径分布の比較を行った。図 5.9 に、 $f_{os} = 4.17 \text{ Hz}$ における $Re = 1000$ および 2000 の拡大撮影画像の一例を示す。高出力パルスレーザを光源とした拡大撮影により、チャンネル内の気相が明瞭に可視化された。

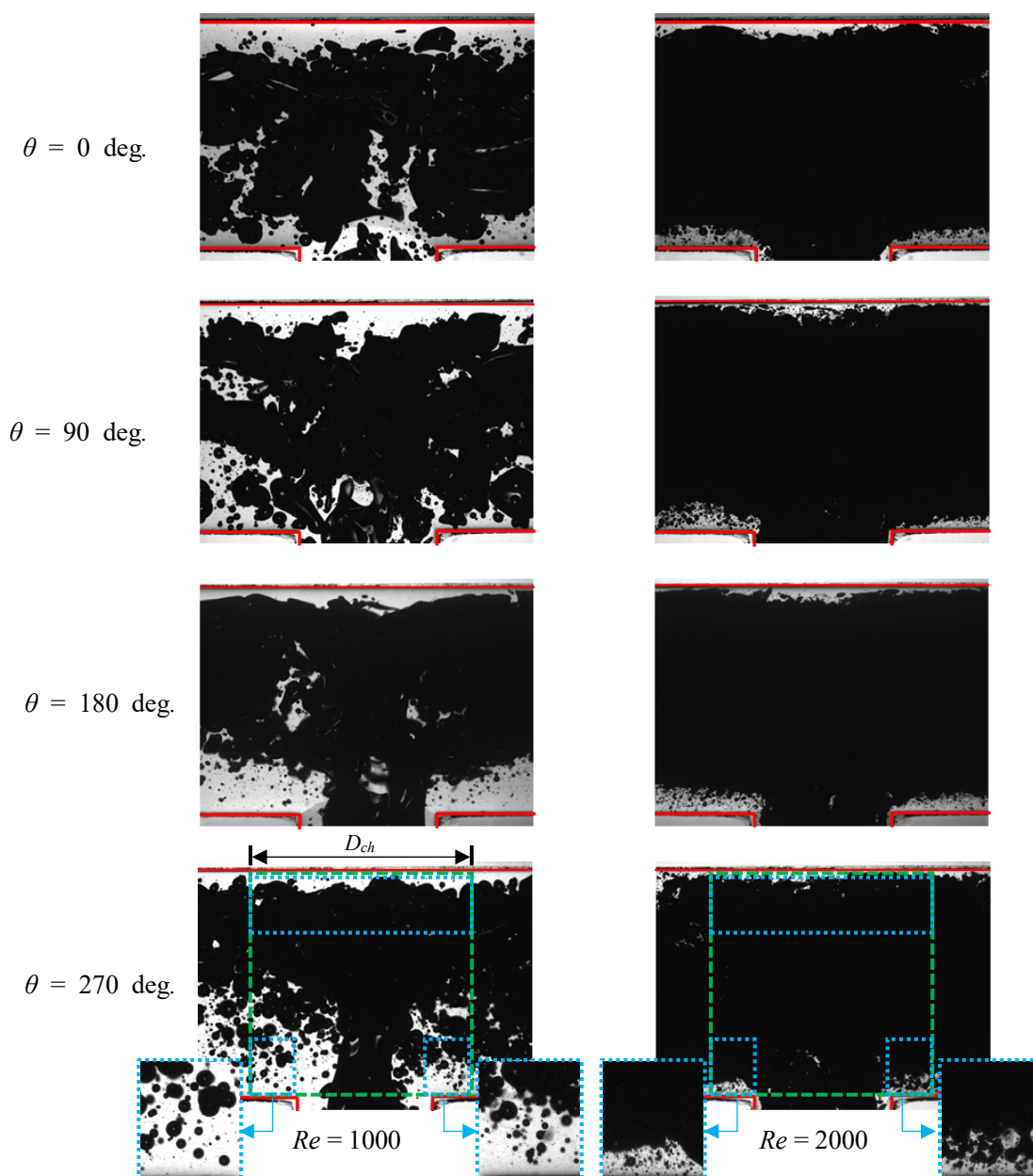


図 5.9 $f_{os} = 4.17 \text{ Hz}$ における $Re = 1000$ および 2000 の拡大撮影画像の一例。

したがって、 Re および f_{os} がチャンネル内の気泡特性に与える影響を調査するために、液相内の気泡径分布を PIA 解析により求めた。気泡径取得のための解析範囲は、ピストン冷却において重要と考えられるチャンネル上端および下端より 5 mm、チャンネル中心から $\pm 0.5D_{ch}$ の範囲とした。また、解析を行う上で、気泡の重なりを除去するために、真円度 > 0.3 の条件を満たす気泡のみを取得した。真円度は、以下の式で求められる。

$$Roundness = \frac{4 \times \pi \times A_b}{L_b^2}. \quad (5.3)$$

ここで、 A_b は、気泡投影面積を示し、 L_b は、気泡の外周長である。

図 5.10 に、クランクアングル $\theta = 0, 90, 180, 270 \text{ deg.}$ における平均気泡径 D_{b10} の 1cycle 中の平均気泡径 \bar{D}_{b10} を示す。平均気泡径 D_{b10} および 1cycle 中の平均気泡径 \bar{D}_{b10} は、以下の式でそれぞれ求められる。

$$D_{b10}(\theta) = \frac{\sum_{i=1}^{N_{db}} n_i d_{bi}}{\sum_{i=1}^{N_{db}} n_i}, \quad (5.4)$$

$$\bar{D}_{b10} = \frac{1}{4} \{D_{b10}(\theta = 0) + D_{b10}(\theta = 90) + D_{b10}(\theta = 180) + D_{b10}(\theta = 270)\}. \quad (5.5)$$

ここで、 d_b は、気泡径、 n は、各クラス値での気泡数である。

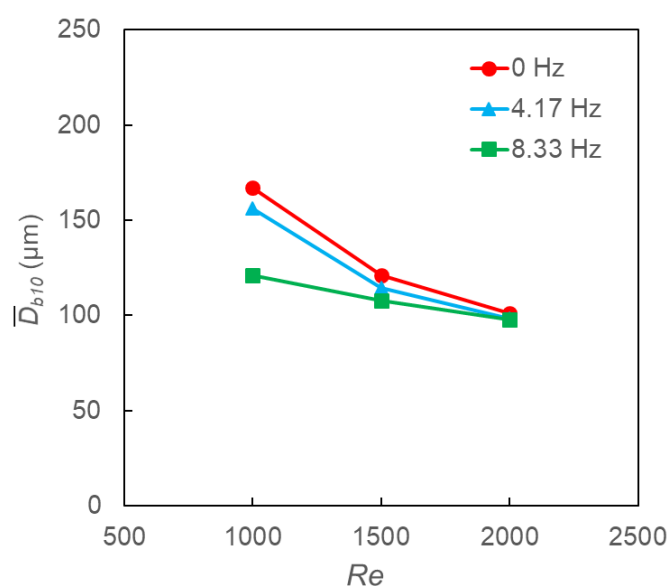


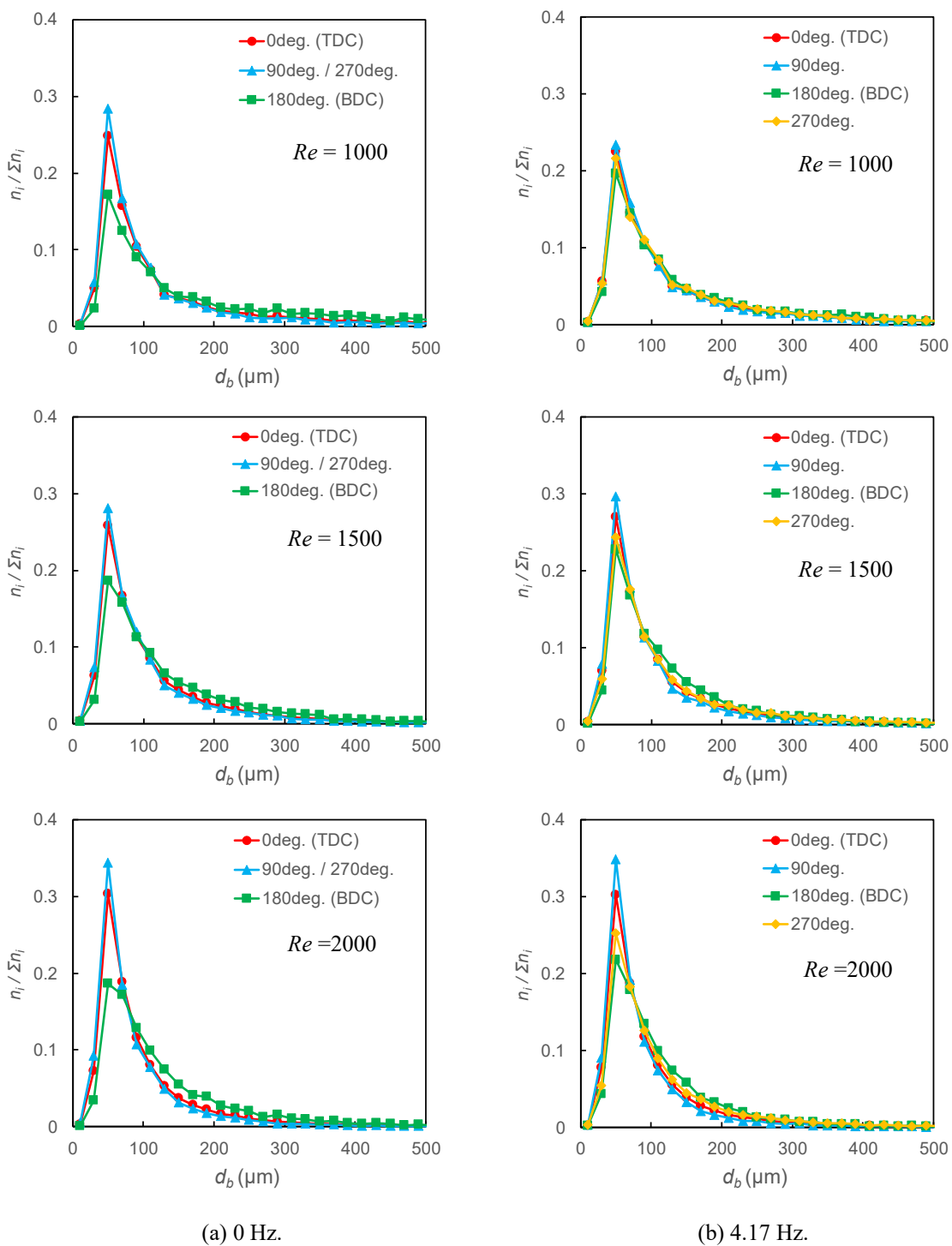
図 5.10 クランクアングル $\theta = 0, 90, 180, 270 \text{ deg.}$ における平均気泡径 D_{b10} の 1cycle 中の平均気泡径 \bar{D}_{b10} .

平均気泡径は、 Re および f_{os} の増加とともに小さくなった。低 Re では、 f_{os} が大きくなるにつれて平均気泡径は小さくなるが、 $Re \geq 1500$ になると、 f_{os} の違いによる差が小さくなった。これは、 Re が増加するにつれて、チャンネル内の気相面積割合が大きくなり、往復運動による攪拌の効果が小さくなったためであると考えられる。

図 5.11 に、 $f_{os} = 0, 4.17, 8.33$ Hz における Re 違いでの気泡径分布を示す。気泡径分布は、クランクアングルの違いにより変化したが、気泡のモード径は、 Re および f_{os} に依存せず、 $50\mu\text{m}$ で一定となった。また、 Re および f_{os} の増加にともない、モード径となる気泡の生成頻度が増加傾向となった。

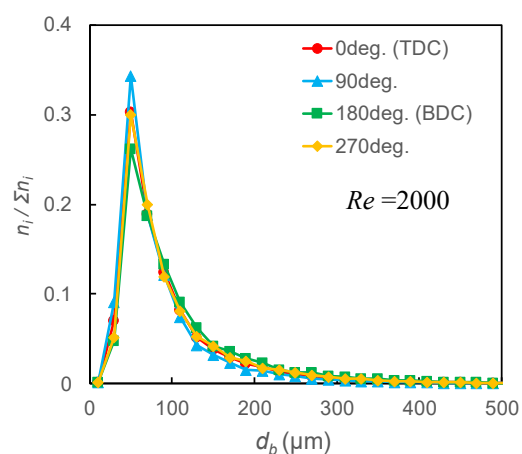
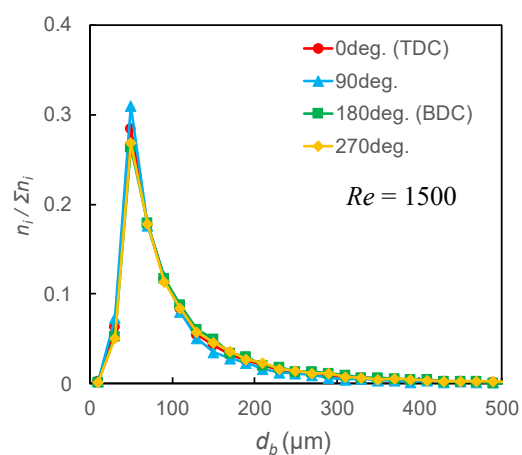
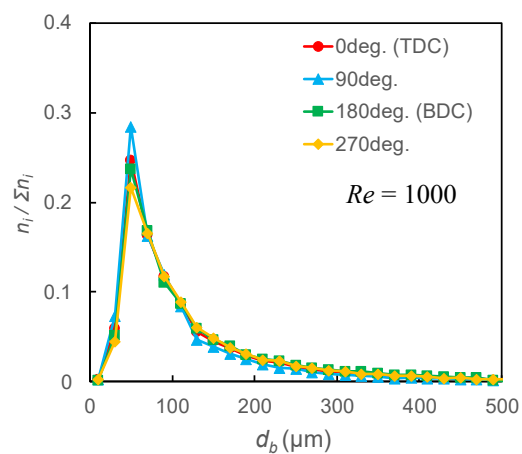
$f_{os} = 0$ Hz の静止条件では、 0 および 90 deg. における気泡径分布は、 180 deg. での気泡径分布と比較して、鋭い分布を形成した。つまり、ノズル先端からチャンネルまでの距離が長くなると、モード径となる気泡数が増えることを示している。これは、オイルジェット下流においてオイルジェット界面変動が大きくなるためであると考えられる。これらの結果は、 Re およびクランクアングル(すなわち、オイルジェットノズルからの距離)に関係なく気泡モード径は、同じ $50\mu\text{m}$ となることから、オイルジェット条件およびチャンネル流入口でのオイルジェットとの衝突パターンの違いは、気泡のサイズへの影響は小さく、発生個数に影響することが分かった。

一方、往復運動条件では、 $\theta = 270$ deg. を除く条件では、 $f_{os} = 0$ Hz の気泡径分布と同様な分布を形成した。 $\theta = 90$ deg. では、チャンネル下降時、オイルジェットとの相対速度の増加により、流入口での気相の巻き込みが強くなったため、気泡モード径の発生個数が増加したと考えられる。対して、 $\theta = 270$ deg. では、チャンネル流入口からのオイルのリターンによってオイルジェットが妨げられたため、気相の巻き込みが減少したためであると考えられる。



(a) 0 Hz.

(b) 4.17 Hz.



(c) 8.33 Hz.

図 5.11 $f_{os} = 0, 4.17, 8.33$ Hz における Re 違いでの気泡径分布. (a)は, $f_{os} = 0$ Hz, (b)は, $f_{os} = 4.17$ Hz, そして, (c)は, $f_{os} = 8.33$ Hz における結果を示す.

5.4 チャンネル流入口径がチャンネル内オイル挙動に与える影響

前節において、チャンネル内は多くの気相が存在する気液二相流動様相を形成することが分かった。この気相の流入は、流入口で生じるチャンネル内オイルとオイルジェットとの衝突による気相の巻き込みであることが明らかになり、流入口部の形状仕様の変更によって、気相の流入量を制御できる可能性を示唆した。そこで、流入口の形状仕様の違いによるチャンネル内オイル挙動の様相を検討するため、本節では、流入口径に着目し、前節で使用した $D_{in} = 12 \text{ mm}$ に加えて、 $D_{in} = 4.5, 6, 9 \text{ mm}$ の3仕様のチャンネルを新たに製作し、径違いによるチャンネル内流動様相について検討した。

5.4.1 流入口径違いによるチャンネル内オイル挙動の観察

静止条件である $f_{os} = 0 \text{ Hz}$ における流入口径違いによるオイル挙動画像を、図 5.12 ($Re = 1000$) および図 5.13 ($Re = 2000$) に示す。静止条件では、 $\theta = 90, 270 \text{ deg.}$ は、同じチャンネル位置となるため、 $\theta = 90 \text{ deg.}$ に設定した結果を示す。

$Re = 1000$ (図 5.12) の条件では、流入口径の違いにより、チャンネル内オイル挙動に変化がみられた。 $D_{in}/d_0 = 0.75, 1$ では、どのクランクアングルにおいてもチャンネル上部に気相が存在していることが観察された。これは、オイルジェットノズル径 $d_0 = 6 \text{ mm}$ に対して、チャンネル流入口径が同等もしくは小さいため、オイル排出量とバランスが取れず、チャンネルを満たせるだけのオイルが流入できなかったためである。 $D_{in}/d_0 \geq 1.5$ になると、チャンネル上部までオイルが流入できており、流入口径が大きくなるにつれて、チャンネル内の気相領域が増加した。この傾向は、流入口部での気相の存在が、 $D_{in}/d_0 = 0.75, 1$ では、どのクランクアングルでも見られず、 $D_{in}/d_0 = 1.5$ になると気相の流入を確認でき、 $D_{in}/d_0 = 2$ では、その領域が増加していることから、気相の巻き込みによるものであることは明らかである。また、 $Re = 1000$ の条件では、オイルジェットは、平滑流を形成することが3章にて明らかになっており、このことから平滑噴流が衝突したとしてもチャンネル流入口径次第では、多くの気相が流入する可能性があることが分かった。これらの結果から、流入口径とオイルジェットノズル径との関係は気相の流入に関して特に重要な因子であるといえる。また、チャンネル流入口径を小さくすると、チャンネル内の気相割合を減少させることができるが、オイルの流入量も同時に減少するということが分かった。

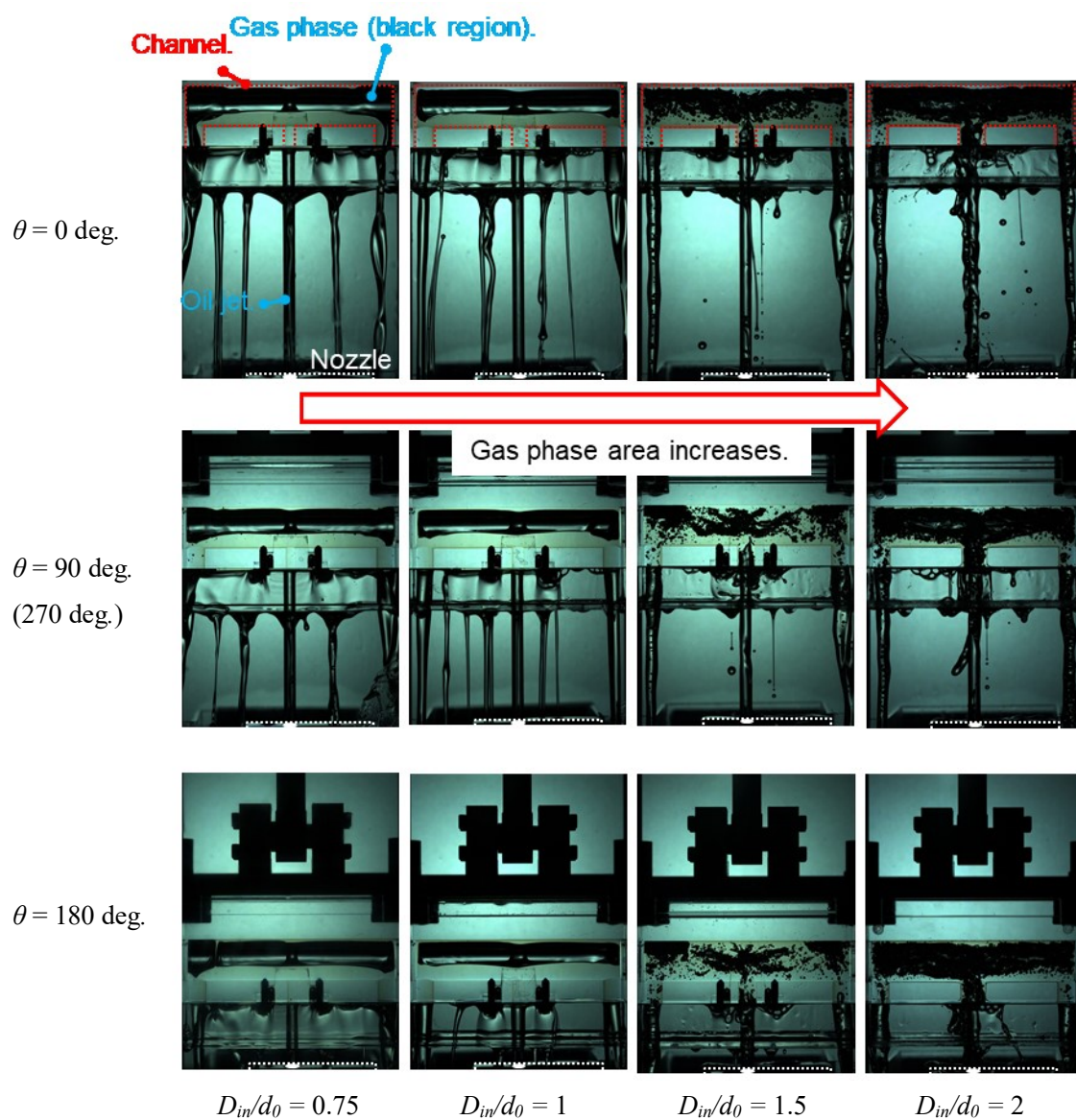


図 5.12 静止条件である $f_{os} = 0$ Hz における流入口径違いによるオイル挙動画像 ($Re = 1000$).

$Re = 2000$ (図 5.13)の条件では, Re が増加したことにより, $D_{in}/d_0 = 0.75, 1$ においてもチャンネル内への気相の流入がみられた. $\theta = 0, 90 \text{ deg.}$ では, すべての流入口径において, チャンネル流入口部に気相が確認でき, D_{in}/d_0 が大きくなるにつれて, 気相面積は増加した. これは, $Re = 2000$ におけるオイルジェットは, 複雑な波状噴流を形成することが3章にて明らかになっており, また, ノズル径 d_0 より小さいチャンネル流入口径で気相流入が確認されたことから, 界面変動によって気相流入が引き起こされたと考えられる. 一方, $\theta = 180 \text{ deg.}$ では, $D_{in}/d_0 = 1$ の条件のみ, 気相割合が他の流入口径の仕様と比べて, 急激に減少した. つまり, $D_{in}/d_0 = 1$ となる条件では, BDC時, 気相が流入しにくいことが分かった. これは, $D_{in}/d_0 = 0.75$ の仕様において, ノズル径より小さい流入口径であるが気相流入が確認で

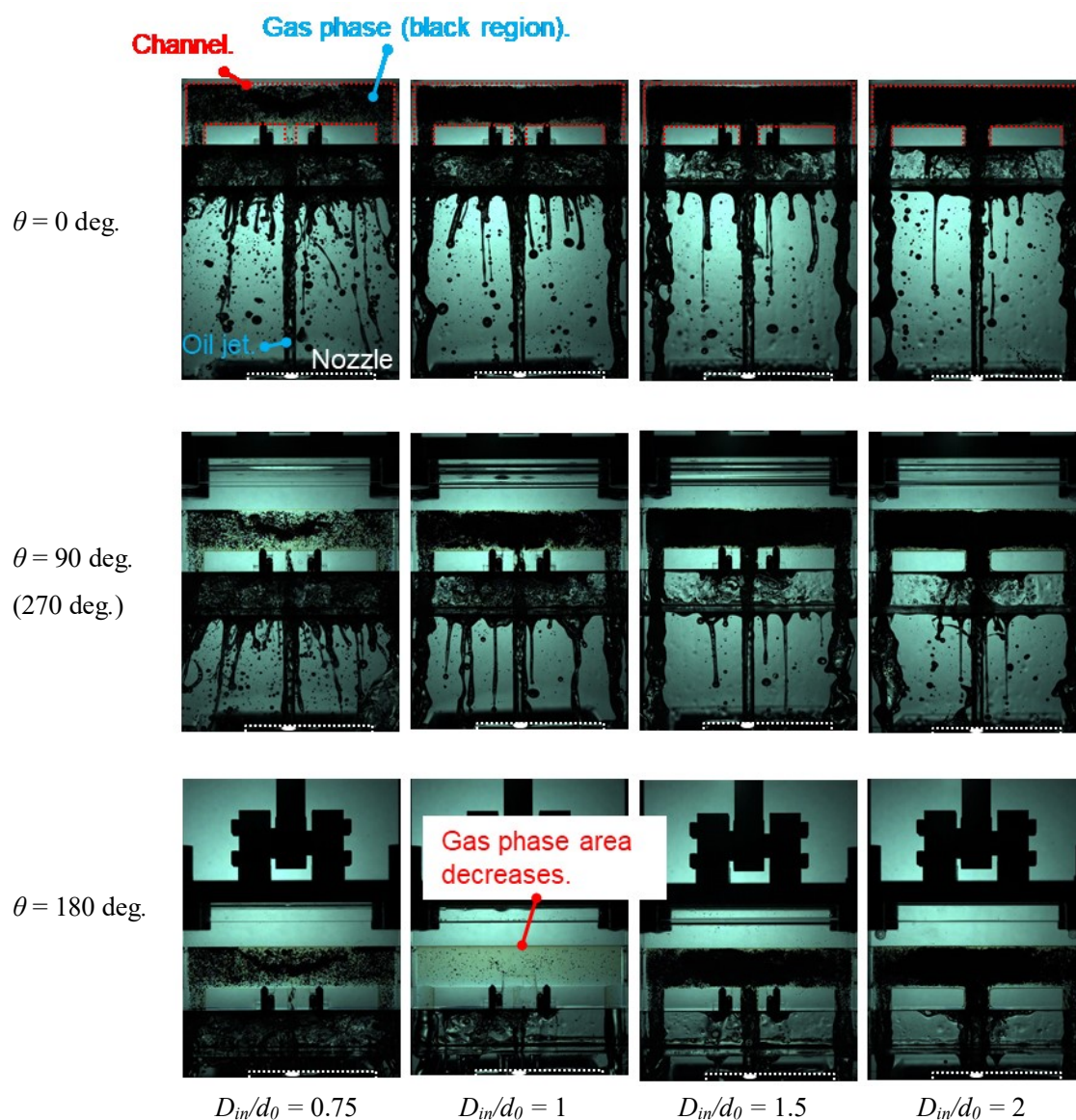


図 5.13 静止条件である $f_{os} = 0 \text{ Hz}$ における流入口径違いによるオイル挙動画像 ($Re = 2000$).

きること、および、流入口径が同等もしくは小さい仕様では、チャンネル内に流入できないオイルが存在していることから、オイルジェットノズルとチャンネル流入口とが近いこと、流入できないオイルがオイルジェットを阻害したことで、気相が流入したと推測される。そして、 $D_{in}/d_0=1$ の仕様では、 $D_{in}/d_0=0.75$ の仕様と比べて径が大きいため、流入できないオイルの量が減少し、オイルジェットに与える影響が小さくなったことから、気相割合が急激に減少したと考えられる。

次に、往復運動条件である $f_{os} = 8.33 \text{ Hz}$ における流入口径違いによるオイル挙動画像を、図 5.14 ($Re = 1000$) および図 5.15 ($Re = 2000$) に示す。5cycles の計測を行った中の 1cycle 分の画像を示す。

$Re = 1000$ (図 5.14) の条件では、静止条件に比べて、往復運動によってチャンネル上部にオイルが存在していることが観察された。これは、往復運動によってチャンネル下降時にオイルジェットとチャンネル間の相対速度が増加したことで流入したと考えられる。チャンネル内の気相割合は、 $D_{in}/d_0 = 1$ の仕様において最も少なく、流入口径を大小どちらに振っても増加する傾向があることが分かった。同様に、オイルジェット挙動に関しても、 $D_{in}/d_0 = 1$ の仕様が、最も流入口からのリターンオイルおよび流入できなかったオイルによる阻害が小さいといえる。また、サイクル中のチャンネル内気相の挙動は、 $D_{in}/d_0 \geq 1.5$ では、同様な様相となることが観察された。しかしながら、 $D_{in}/d_0 \leq 1$ では、異なる様相となった。特に、チャンネル下降時($\theta = 90 \text{ deg.}$)において、 $D_{in}/d_0 \geq 1.5$ では、オイルジェット流入と同時に生じる空気の巻き込みによる気相が、チャンネル上部に存在しているのに対して、 $D_{in}/d_0 \leq 1$ では、気相の流入が見られない。つまり、ノズル径に対して流入口径を小さくすることは、気相流入量の制御に効果的であることがいえる。

$Re = 2000$ (図 5.15) の条件では、流入径の増加にともないチャンネル内の気相割合が次第に増加していることが観察された。また、 $Re = 1000$ (図 5.14) の条件で観察された、 $D_{in}/d_0 \geq 1.5$ におけるチャンネル下降時($\theta = 90 \text{ deg.}$)のチャンネル上部領域への気相の流入が、 $D_{in}/d_0 \leq 1$ において同様な様相を形成しており、流入口径を小さくすることで気相の流入が生じる Re を高 Re 側にシフトした傾向となった。

以上のように、流入口径を小さくすることで、チャンネル内の気相割合は減少する傾向になることが分かった。しかしながら、流入口径を単に小さくすれば良いということではなく、オイルジェットの界面変動を抑えつつ、チャンネルからのリターンオイルやチャンネルに入りきれなかったオイルによるオイルジェットへの影響を小さくすることが重要であると考えられる。

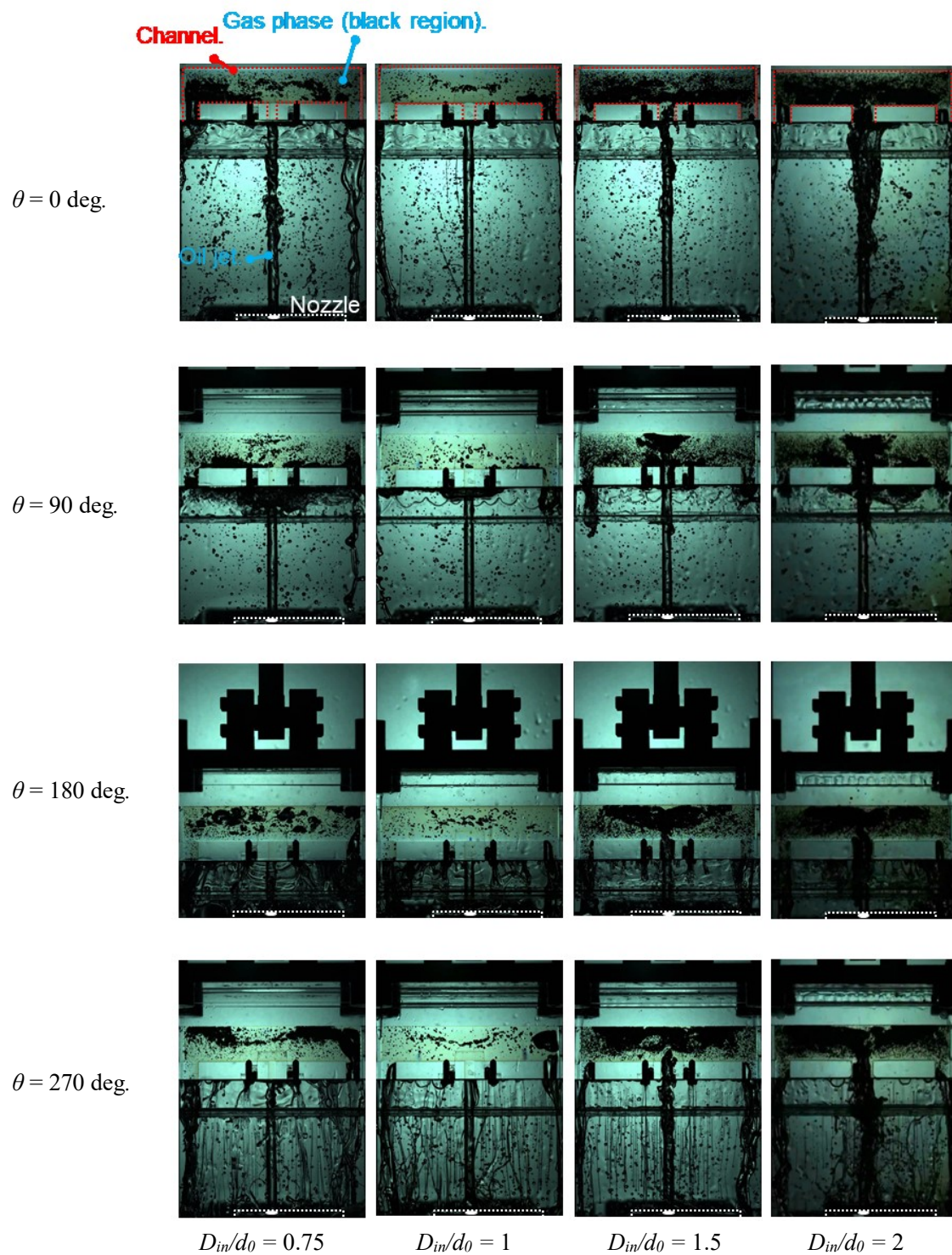


図 5.14 往復運動条件である $f_{os} = 8.33 \text{ Hz}$ における流入口径違いによるオイル挙動画像 ($Re = 1000$).

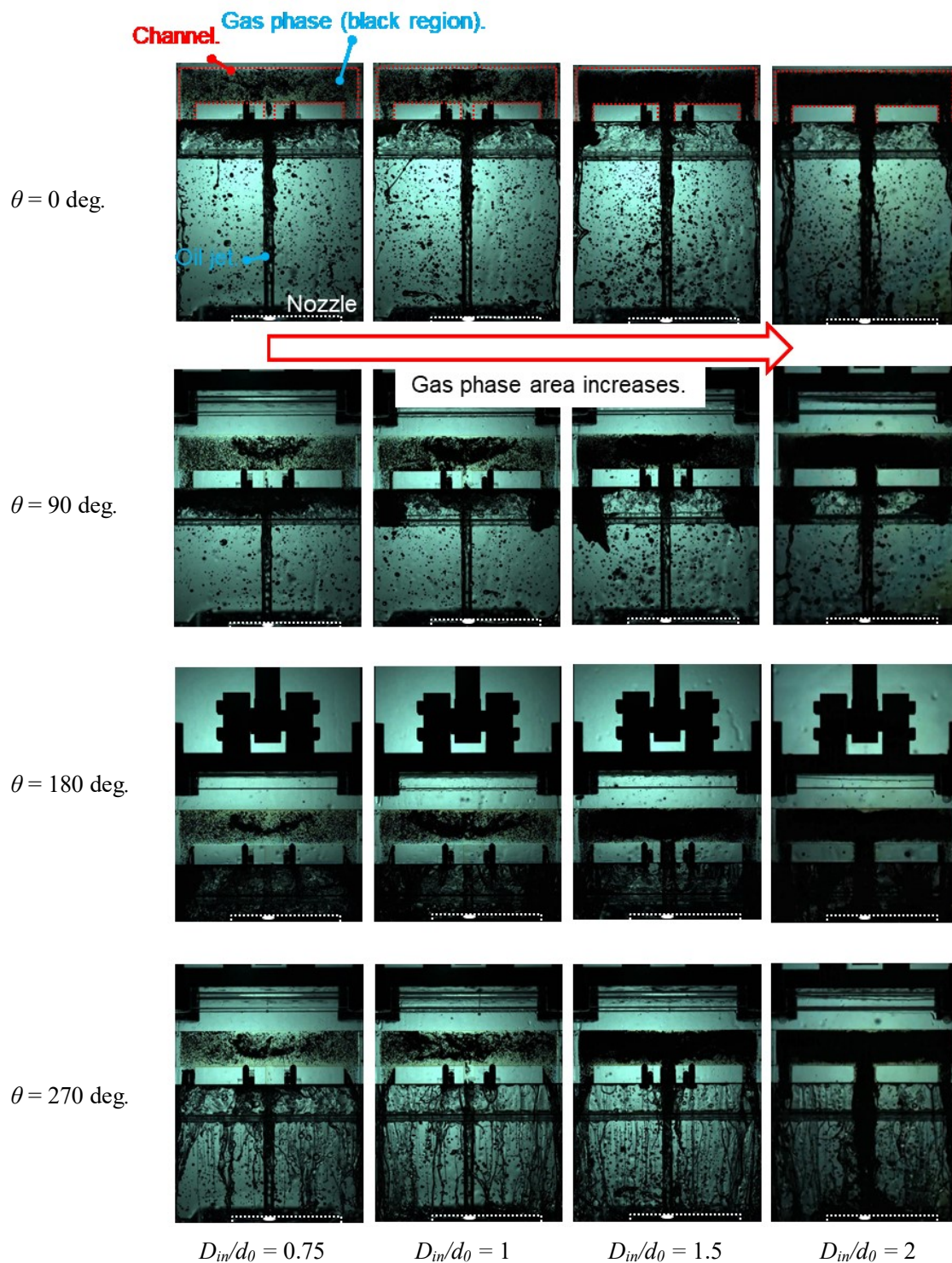
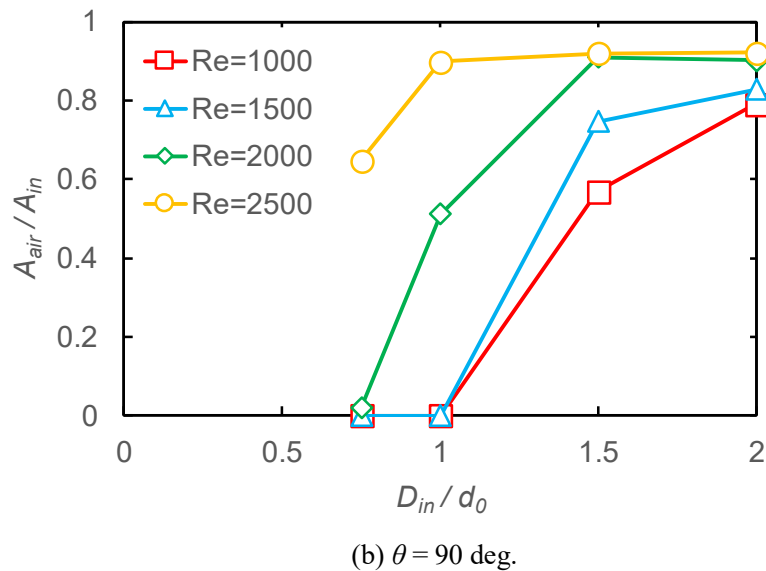
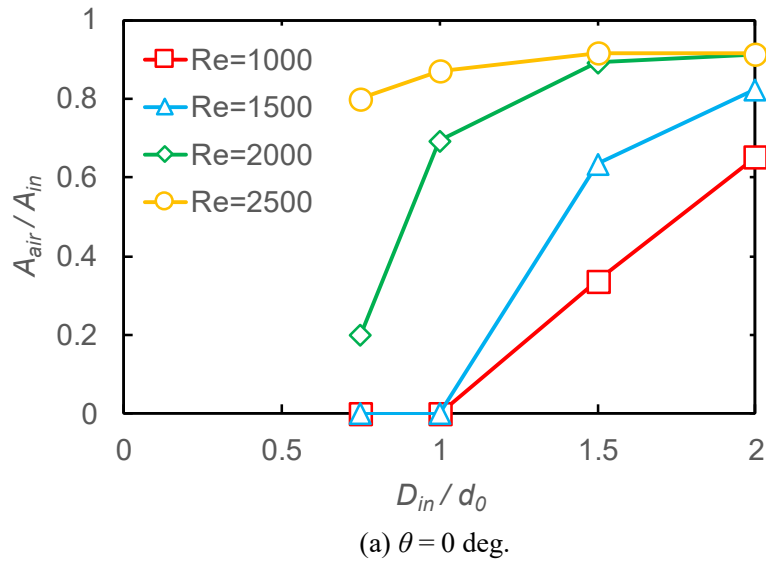
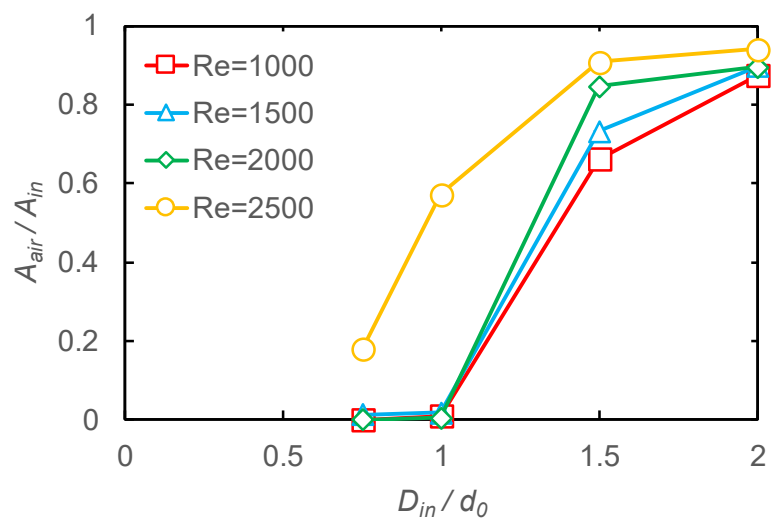


図 5.15 往復運動条件である $f_{os} = 8.33 \text{ Hz}$ における流入口径違いによるオイル挙動画像 ($Re = 2000$).

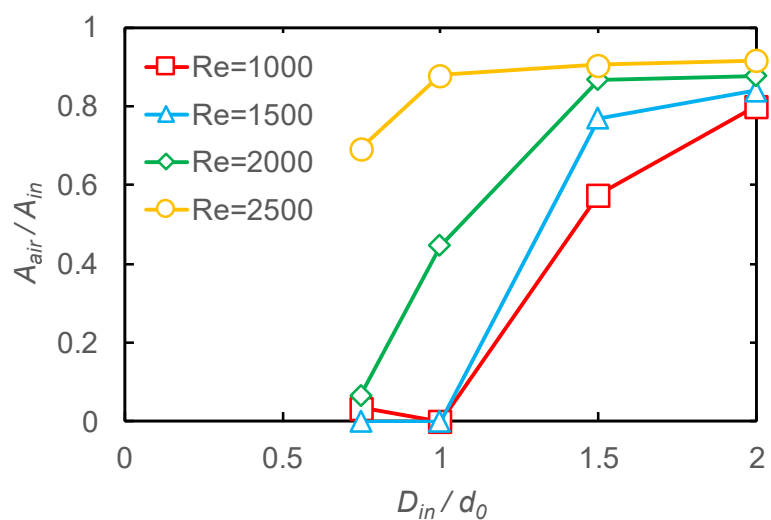
5.4.2 流入口径違いによる気相面積割合

チャンネル流入口径違いによるチャンネル内オイル挙動可視化の観察から，流入口径の違いによりチャンネル内の気相面積は変化することが分かった．そこで，定量的な比較を行うため，気相面積割合 A_{air}/A_{all} について比較を行った．まず，はじめに，チャンネル流入口からの気相流入量を相対的に評価するため，円筒流路となる流入口部の流入口から 10mm 上方の断面における 1pixel の厚さ内を通過する 5cycles 平均での気相面積割合を比較した．図 5.16 に， $f_{os} = 4.17 \text{ Hz}$ における流入口部入口より上方 10mm の位置の気相面積割合を示す．流入口径が大きくなるほど，通過する気相量は増加し，また，クランクアングルに関係なく Re が増加するにつれて流入口において通過気相量は増加した． $D_{in}/d_0 \geq 1$ となる流入口径では，どのクランクアングルにおいても，チャンネル内への気相の流入がほとんどないことが分かった．クランクアングルによる違いでは， $\theta = 180 \text{ deg.}$ のみ，他のクランクアングルに





(c) $\theta = 180 \text{ deg.}$



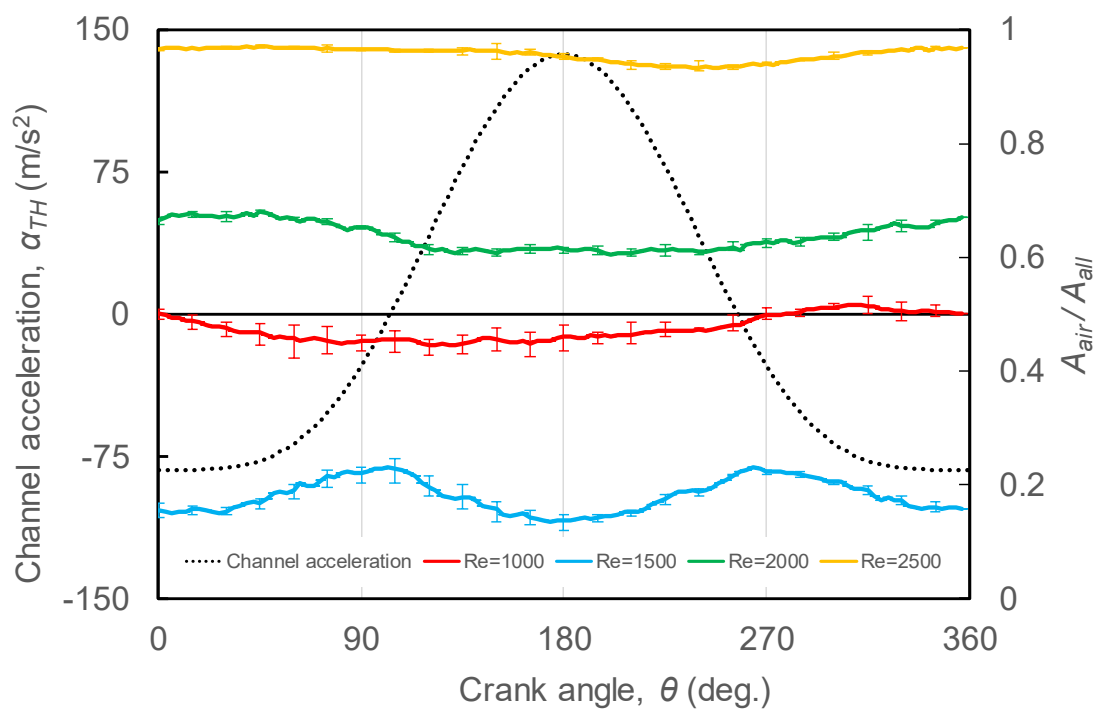
(d) $\theta = 270 \text{ deg.}$

図 5.16 $f_{os} = 4.17 \text{ Hz}$ における流入口部入口より上方 10mm の位置の 5cycles 平均での気相面積割合. (a)は, 0 deg, (b)は, 90 deg., (c)は, 180 deg., そして, (d)は, 270 deg.のときの結果を示す.

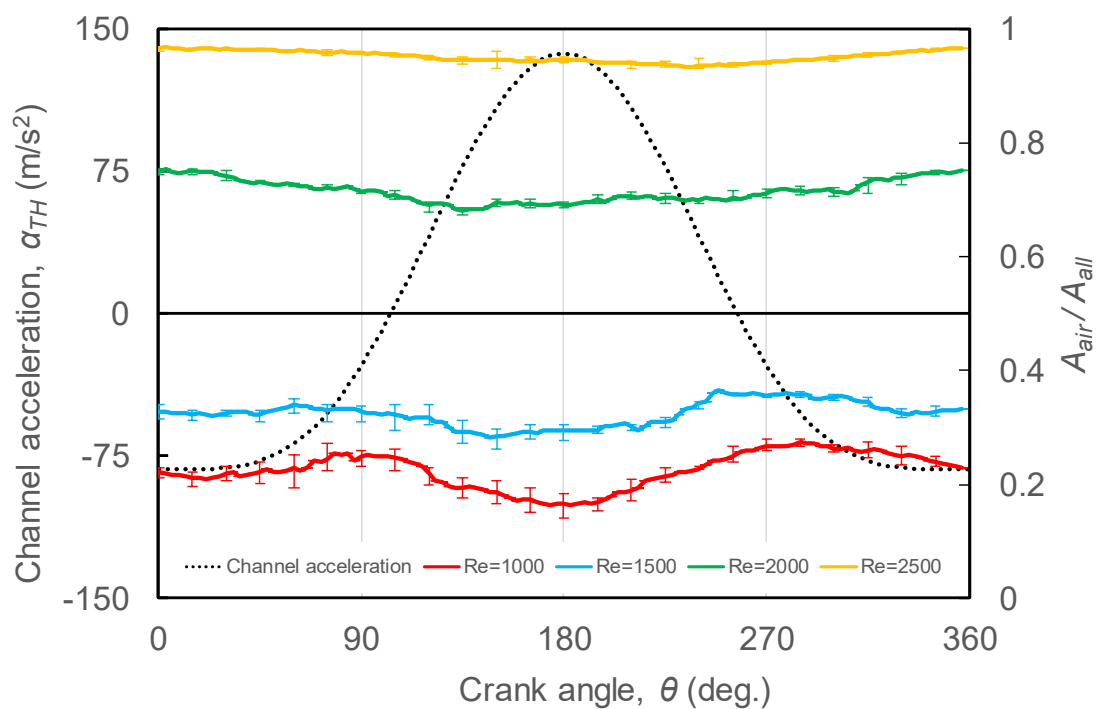
比べて, 流入挙動特性に違いがみられた. $D_{in}/d_0 \geq 1.5$ の場合は, クランクアングル間で違いは, ほとんどないといえるが, $D_{in}/d_0 \leq 1$ において, Re の増加による気相割合が, $Re = 2000$ まで, 増加せず, $Re = 2500$ になると, 増加することが分かった. また, 増加量も他のクランクアングルよりも小さくなった. これは, チャンネルが, オイルジェットノズルから近い位置であり, オイルジェット界面変動が小さくなったためであると考えられる.

次に、チャンネル内の気相割合について、検討した。図 5.17 に、 $f_{os} = 8.33 \text{ Hz}$ における 1cycle 中の流入口径違いによるチャンネル内の気相面積割合を示す。1cycle 中の気相面積割合の変化は、 Re の違いにより振幅は異なるが、チャンネル流入口径ごとに同様な傾向となった。チャンネル流入口径間では、 $D_{in}/d_0 = 1$ および 1.5 の間で、気相面積割合の 1cycle 中の挙動が異なっていることが分かる。 $D_{in}/d_0 = 1$ 以下では、 $\theta = 180 \text{ deg.}$ において気相割合は減少し、また、 180 deg. を境に、対称に近い挙動となった。これは、先に述べた通り流入口からの気相の流入がほとんどない条件であることから、チャンネル内にもともと残存していた気相が、チャンネル加速度の影響により、最大となる $\theta = 180 \text{ deg.}$ で偏るためであると考えられる。また、 $D_{in}/d_0 = 0.75$ において、 $Re = 1000$ の条件が、 $Re = 1500$ の条件よりも気相割合が増加しているが、これは、初期の気相がオイルジェット流入によって、排出しきれず、残存したためである。

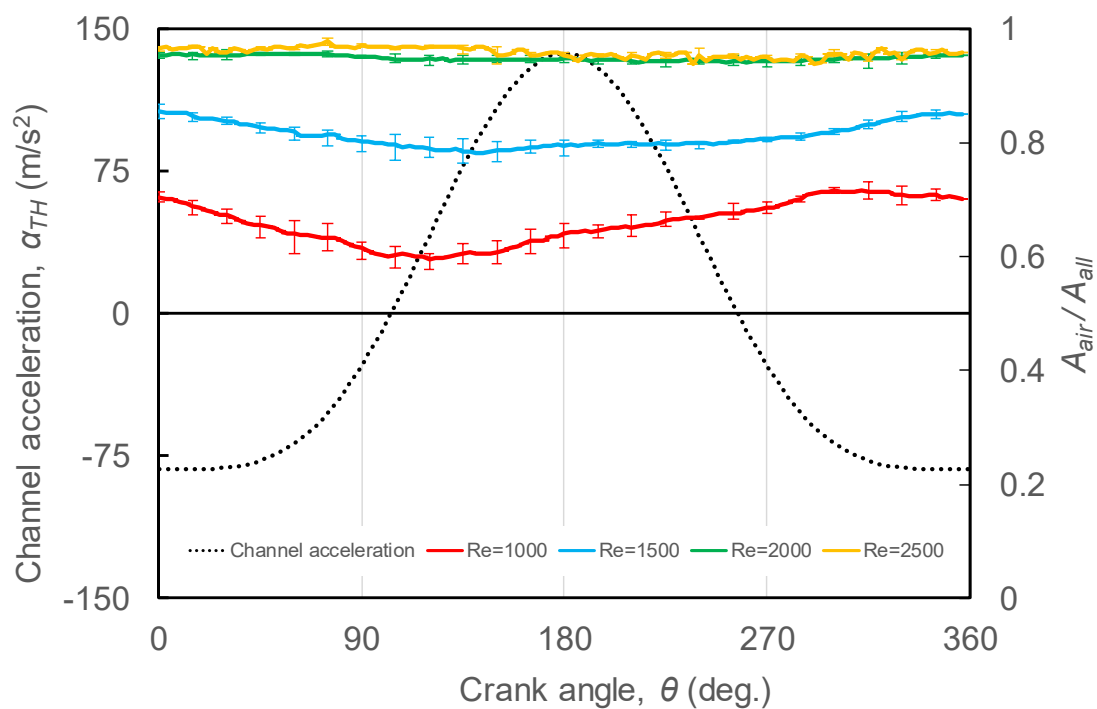
以上の結果から、流入口径による効果は、低 Re 条件下およびオイルジェットとチャンネル位置が最も近い $\theta = 180 \text{ deg.}$ においては、チャンネル内の気相流入量を低減することが可能であるといえる。しかしながら、 $Re = 2500$ になると、流入口径の調整だけでは気相流入量の制御は難しいことが分かった。



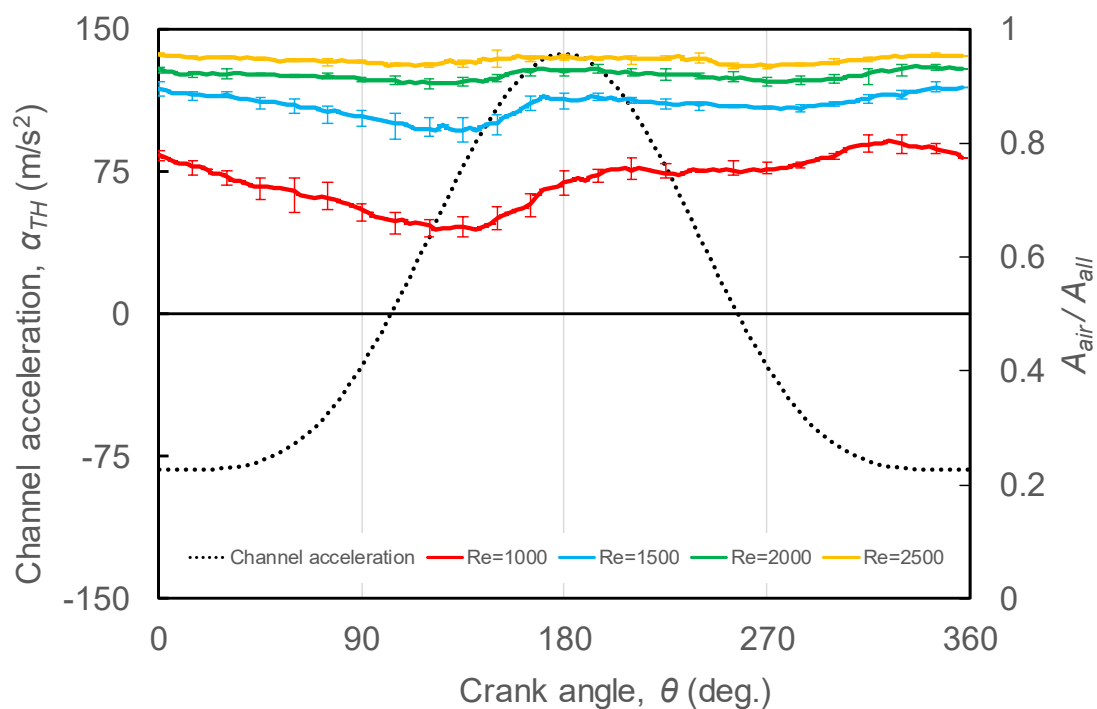
(a) $D_{in}/d_0 = 0.75$



(b) $D_{in}/d_0 = 1$



(c) $D_{in} / d_0 = 1.5$



(d) $D_{in} / d_0 = 2$

図 5.17 $f_{os} = 8.33$ Hz における流入口径違いによる気相面積割合. (a)は, $D_{in}/d_0 = 0.75$, (b)は, $D_{in}/d_0 = 1$, (c)は, $D_{in}/d_0 = 1.5$, そして, (d)は, $D_{in}/d_0 = 2$ を示す.

5.5 結言

オイルジェット流入による往復運動中のチャンネル内の気液二相流動特性を把握することを目的として、振動周波数(f_{os})およびオイルジェット Re が直円柱状チャンネル内の気相面積割合、気相重心、および、気泡径分布などの流動特性に及ぼす影響について検討した。以上の検討により、得られた主な知見を以下に示す。

- (1) オイルジェット流入によるチャンネル内のオイル挙動は、気相を多く含んだ複雑な気液二相流を形成する。気相面積割合の増大は、チャンネル流入口におけるチャンネル内のオイルとオイルジェットとの間での衝突による気相の巻き込みによって引き起こされる。そのため、チャンネル流入口部の形状仕様の違いによってチャンネルへの気相の流入量を制御できる可能性が示唆される。
- (2) 曲がり管ノズルによるオイルジェット界面の非対称性がチャンネル内の気液二相流動様相に与える影響は、気相流入量の大きい条件下では減少する。また、往復運動がオイルジェット挙動に与える影響は、 Re の増加とともに減少する。しかしながら、 f_{os} が増加するとともに、オイルジェットに与える影響は増加する。低流量の条件下では、圧縮行程中、燃焼による熱交換を行う前のオイルが、チャンネル流入口から排出される可能性が高い。
- (3) オイルミストは、チャンネル上昇時、スカート部に付着したオイルが飛散することで発生する。オイルミストの量は、 Re および f_{os} の増加とともに増加するが、 f_{os} の増加によって、オイルミスト径が小さくなる。
- (4) チャンネル内の気相面積割合は、 Re が増加するにつれて増加するが、サイクル中の変動は、 f_{os} のみによって支配される。 f_{os} の増加にともなう慣性力の増加により、気相重心の変動が大きくなる。しかしながら、 Re が増加するにつれて気相面積割合は大きくなるため、変動は小さくなる。
- (5) チャンネル内の平均気泡径は、 Re および f_{os} の増加とともに減少する。しかしながら、気泡径分布は、 Re および f_{os} に関わらず $50\mu\text{m}$ にピークを有する。チャンネル下降時、流入口での気相の巻き込みが強くなり、気泡径は小さくなる。逆に、チャンネル上昇時では、流入口におけるチャンネル内のオイルのリターンによってオイルジェットが妨げられ、空気の巻き込みの効果は減少する。

- (6) チャンネルの流入口径による効果は、低 Re 条件下およびオイルジェットとチャンネル位置が最も近い $\theta = 180 \text{ deg.}$ においては、チャンネル内の気相流入量を低減することが可能であるといえる。しかしながら、 $Re = 2500$ になると、流入口径の調整だけでは気相流入量の制御は難しく、オイルジェット界面変動の抑制だけでなく、他のアプローチが必要である。

第六章 結論

本論文では、内燃機関において、近年、信頼性のみならず、内燃機関の燃費向上や高出力化のために広く注目を集めている「オイルジェット流入によるピストンクーリングチャンネルを用いた冷却」に着目し、高効率な冷却システムの実現に向けて重要な2つの基本となる流動特性である「曲がり管ノズルから噴出するオイルジェット界面挙動特性」および「チャンネル内気液二相流動特性」の解明を目的として、以下に挙げる3つの影響について検討した。

1. 曲がり有無、曲がり後長さや曲がり部曲率半径がオイルジェット界面挙動特性に与える影響
2. ノズル内部流れが、オイルジェット界面変動に与える影響
3. オイルジェット Re 、振動周波数(f_{os})やチャンネル流入口径がチャンネル内気液二相流動様相に与える影響

得られた主な結果は、以下のとおりである。

オイルジェット界面挙動特性

自動車用内燃機関搭載ノズルにおけるオイルジェット挙動

- (1) 実機エンジンに搭載されているピストン冷却用曲がり管ノズルから噴出するオイルジェットは、ノズル先端形状が同一となる直管ノズルに比べて、低 Re 条件から噴流界面の変動が開始する。界面変動の開始が観察された Re は、直管ノズルでは、 $Re = 2456$ と管内乱流条件であったのに対して、曲がり管ノズルでは、 $Re = 997$ と非常に低い条件より開始する。
- (2) 曲がり管によるオイルジェットは、 Re の増加に伴い非常に複雑な噴流挙動を形成し、噴流幅が増大する。噴流の拡がり、直管ノズルに比べて、噴流下流にいくにつれて次第に増加していき、直管ノズルによる噴流幅比、平均で約 1.9 倍まで拡がり、最大で約 3.5 倍にまで拡がる。
- (3) オイルジェット界面の挙動は、Inner 側(曲がり内側)から Outer 側(曲がり外側)に向かって「捻じれ」が生じ、Outer 側方向に突出した界面が多く出現する。

透明アクリル製拡大ノズルによるオイルジェット界面挙動特性(曲がりの影響)

- (1) 透明アクリル製拡大ノズルから噴出するオイルジェットは、実機搭載ノズルから噴出するオイルジェットと同様に、直管ノズルに比べて界面は大きく変動する。その結果、曲がり管ノズルによるオイルジェットは、直管ノズルに比べて曲がりの影響によって噴流の拡がりが増大するため、クーリングチャンネルへの流入効率が低下しやすくなる傾向になる。
- (2) 曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)から噴出オイルジェットは、噴流下流に行くにつれて、曲がりによって速度勾配が生じる Inner-Outer 側が拡がり、次第に円形から楕円に噴流形状が変形する。
- (3) 曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)によるオイルジェットの界面位置は、 Re の増加にともない遠心力の影響により噴出速度が高くなると考えられる Outer 側の界面の拡がり小さくなり、逆に噴出速度が低くなると考えられる Inner 側の界面は噴流上流から拡がる特性がある。そのため、 $Re \geq 2250$ の条件での Inner-Outer 側の噴流幅が、Front-Rear 側に比べて拡がりが大きくなる特性は、Inner 側の界面位置の拡がりによるものである。また、曲がりの影響により曲がり内側の界面の拡がりが大きくなることで、Inner-Outer 側の噴流は、噴流中心軸がノズル中心から Inner 側にシフトし、Front-Rear 側の噴流は、ノズル中心と一致することが分かった。つまり、曲がり管ノズルを用いたピストン冷却を行う上で、ノズル中心からのずれ量を考慮した設計が必要であるといえる。
- (4) 直管ノズル(STR)および曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)によるオイルジェットの界面が変動を開始する位置は、 Re が増加するにつれて減少し、よりノズル出口に近い位置で生じる。直管ノズルによる変動開始位置は、 Re の増加にともない線形的にノズルに近づく傾向となるが、曲がり管ノズルによる変動開始位置は、指数的にノズルに近づく傾向があり、曲がり管ノズルの方が、より噴流上流で界面変動を開始する。
- (5) 曲がり管ノズル(CUR 6-5-5)によるオイルジェット界面の波速は、界面変動開始時において Outer 側が高く、Inner 側が低くなる。噴流下流に行くにつれて、それぞれ減速および増速し、 Re に関係なく各界面の波速が近づく。また、界面変動開始時、界面波速が高いほど界面波数は増加する傾向にある。つまり、ピストン冷却において、ノズルとピストンとの距離が近づく BDC 付近では、曲がりによる影響が大きい。

透明アクリル製拡大ノズルによるオイルジェット界面挙動特性(曲がり後長さの影響)

- (1) 曲がり後長さが長くなる(CUR 6-5-5 → CUR 6-5-15)ことで、オイルジェット挙動は、より低 Re および噴流上流から界面変動が開始する。
- (2) オイルジェットの拡がりは、 $Re = 2000 - 2500$ の範囲において、CUR 6-5-15 が CUR 6-5-5 に比べて拡がり、さらに Re が増加すると反対に CUR 6-5-5 が上回る傾向がある。つまり、CUR 6-5-15 では、 $Re = 2000$ 付近でのみ噴流幅が増大する特性がある。
- (3) 噴流界面位置は、曲がり後長さに関係なく、 Re が増加するにつれて Inner 側の界面が Outer 側の界面より拡がり、Front-Rear 側界面は、対称的な噴流挙動を形成する。

透明アクリル製拡大ノズルによるオイルジェット界面挙動特性(曲がり部曲率半径の影響)

- (1) 曲がり部曲率半径が小さくなる(CUR 6-10-5 → CUR 6-5-5 → CUR 6-2.5-5)ことで、オイルジェット挙動は、曲がり後長さ違いの影響と同様な特性となり、より低 Re および噴流上流から界面変動が開始する。
- (2) オイルジェットの拡がりは、曲率半径が小さいほど、噴流上流で拡がりやすく、 $Re \leq 2000$ の条件においては、Inner-Outer 側で顕著に噴流幅が増加し、楕円状の噴流形状を形成する。また、噴流界面位置は、曲率半径が小さくなるほど、Inner 側の界面位置が増大していき、Outer 側との差が大きくなる。
- (3) CUR 6-5-5 で明らかになった噴流下流での各界面の波速が近づく特性は、CUR 6-2.5-5 では見られず、CUR 6-10-5 ではその特性が弱まる。つまり、CUR 6-5-5 で現れた特性は、曲率半径に対してピークを持つ傾向があり、波速を制御するうえで、曲率の影響は大きい。

ノズル内部流れがオイルジェット界面挙動に与える影響

- (1) 製作したノズルおよび計測条件では、曲がり部における剥離などによるキャビテーションは発生しない。
- (2) ノズル出口における軸方向主流速度分布は、曲率半径が小さいと、曲がり直後の Outer 側に偏った速度分布からの変化が大きく、逆に、曲率半径が大きいと、変化が小さい。つまり、曲率半径が小さいノズルでは、曲がり後長さが流れ場に与える影響が大きい。また、曲率半径が大きい CUR 6-10-5 が、最も偏った流れが噴出しており、曲がり後長さが長い CUR 6-5-15 が、最も一様流に近い流れが噴出する。しかしながら、オイルジェット界面挙動特性は、逆の傾向となり、Inner-Outer 側の軸方向主流速度分布の偏り自体がオイルジェット界面挙動特性に与える影響は小さい。
- (3) CUR 6-5-15 (CUR 6-5-5)におけるノズル内の流れ場は、 $Re \geq 2000$ の条件で、二次流れによる渦の回転方向が逆転する現象が捉えられており、流れ場の特性が変化する。この特性は、CUR 6-5-5 によるオイルジェット界面挙動における Re の増加による特性と同じ傾向であり、ノズル内での各界面方向に向かう流れが、オイルジェット界面に外向きの力として作用して生じたものと考えられる。したがって、曲がり管ノズルによるオイルジェット挙動をコントロールする上で、ノズル内部流れは重要であり、特に、二次流れは界面挙動に大きな影響を与える。
- (4) CUR 6-2.5-5 におけるノズル内の流れ場は、CUR 6-5-15 に比べて曲がり部曲率半径が小さいことで遠心力の影響が増加し、強い Dean 渦が生成される。 Re の増加にともない流れ場は、Outer 側へ向かう強い流れが生じ、同様な分布が強化されていく。そのため、オイルジェット界面挙動において見られた Outer 側界面変動値の増加は、この Outer 側へ向かう流れによって、引き起こされたと考えられる。
- (5) CUR 6-10-5 におけるノズル内の流れ場は、CUR 6-5-15 に比べると曲がり部曲率半径が大きいことで遠心力の影響が減少し、弱い Dean 渦が Front および Rear 側に寄った形で生成される。ノズル出口では、渦は崩壊し、軸方向主流速度分布は、CUR 6-5-15 と比較すると、より外周から Inner 側に向かって拡がり、高速域が拡大する傾向にある。

ピストンクレーリングチャンネル内気液二相流動特性

チャンネル内流動様相

- (1) オイルジェット流入によるチャンネル内のオイル挙動は、気相を多く含んだ複雑な気液二相流を形成する。気相面積割合の増大は、チャンネル流入口におけるチャンネル内のオイルとオイルジェットとの間での衝突による気相の巻き込みによって引き起こされる。そのため、チャンネル流入口部の形状仕様の違いによってチャンネルへの気相の流入量を制御できる可能性が示唆される。
- (2) チャンネル内の気相面積割合は、 Re が増加するにつれて増加するが、サイクル中の変動は、 f_{os} のみによって支配される。 f_{os} の増加にともなう慣性力の増加により、気相重心の変動が大きくなる。しかしながら、 Re が増加するにつれて気相面積割合は大きくなるため、変動は小さくなる。

オイルジェット挙動に与える影響

- (1) 曲がり管ノズルによるオイルジェット界面の非対称性がチャンネル内の気液二相流動様相に与える影響は、気相流入量の大きい条件下では減少する。また、往復運動がオイルジェット挙動に与える影響は、 Re の増加とともに減少する。しかしながら、 f_{os} が増加するとともに、オイルジェットに与える影響は増加する。低流量の条件下では、圧縮行程中、燃焼による熱交換を行う前のオイルが、チャンネル流入口から排出される可能性が高い。
- (2) オイルミストは、チャンネル上昇時、スカート部に付着したオイルが飛散することで発生する。オイルミストの量は、 Re および f_{os} の増加とともに増加するが、 f_{os} の増加によって、オイルミスト径が小さくなる。

気泡径分布

- (1) チャンネル内の平均気泡径は、 Re および f_{os} の増加とともに減少する。しかしながら、気泡径分布は、 Re および f_{os} に関わらず $50\mu\text{m}$ にピークを有する。
- (2) チャンネル下降時、流入口での気相の巻き込みが強くなり、気泡径は小さくなる。逆に、チャンネル上昇時では、流入口におけるチャンネル内のオイルのリターンによってオイルジェットが妨げられ、空気の巻き込みの効果は減少する。

チャンネル流入口の影響

- (1) チャンネルの流入口径による効果は、低 Re 条件下およびオイルジェットとチャンネル位置が最も近い $\theta = 180 \text{ deg.}$ においては、チャンネル内の気相流入量を低減することが可能であるといえる。しかしながら、 $Re = 2500$ になると、流入口径の調整だけでは気相流入量の制御は難しく、オイルジェット界面変動の抑制だけでなく、他のアプローチが必要である。

以上のように、第一に、噴流挙動について明らかにされていない曲がり管ノズルから噴出するオイルジェット界面の挙動特性について、実験的にその界面挙動特性を明らかにした。曲がりの影響によって生じる二次流れが、界面挙動特性に与える影響は多大であり、曲がりによる主流方向速度勾配が界面挙動に与える影響は小さいことを新たに示した。また、曲がり部曲率半径や曲がり後長さの組み合わせにより、二次流れにおける渦の回転方向や主流方向速度勾配によって速度差が生じたオイルジェット界面波速を制御できる可能性を見出した。

第二に、実験的かつ定量的な議論が乏しかった往復運動中のチャンネル内気液二相流動様相について、チャンネル内の気相面積割合、気相重心や気泡径分布といった新たな評価指標を提示し、オイルジェット Re および振動周波数がチャンネル内流動特性に及ぼす影響について明らかにした。往復運動によるチャンネル内の気相面積割合の時系列変化履歴を新たに示した。また、チャンネル内の気相の割合を決める重要な現象として、チャンネル流入口におけるオイルジェットとの空気の巻き込み現象が重要であることを示した。

将来の展望

本論文において、平均噴流幅や平均流れ場などの準定常における統計的なアプローチによって曲がり、曲がり後長さや曲がり部曲率半径がオイルジェット界面挙動に与える影響を明らかにできたと考える。同様に、チャンネル内気液二相流動様相に関しても、新たな知見を示すことができたと考える。しかしながら、本研究は、最初の第一歩を踏み出すことが重要であった点から、平均的な議論に焦点をあてた。そのため、オイルジェット界面変動メカニズムの解明に関しては、時間分解能を上げたノズル内の流れ場の計測により、界面挙動と同期した流動場を解明していくことに議論の余地があると考えられる。また、チャンネル内気液二相流動に関しては、本研究で明らかになったチャンネルへの気相流入に重要な流入口の形状検討を先に進めるべく、流入口形状の工夫などにより、気相の巻き込みを抑制する、もしくは、巻き込んだ気相をチャンネル内に流入させない等のアプローチに関する検討について期待したい。

参考文献

- (1) 経済産業省, 自動車新時代戦略会議(第1回)資料, 経済産業省 HP,
http://www.meti.go.jp/shingikai/mono_info_service/jidosya_shinjidai/pdf/001_01_00.pdf,
(2018).
- (2) 森永 真一, 詫間 修治, 西村 博幸, SKYACTIV-D エンジンの紹介, マツダ技報,
No. 30 (2012), pp. 9-13.
- (3) 環境省, パリ協定の概要(仮訳), 環境省 HP,
http://www.env.go.jp/earth/ondanka/cop21_paris/paris_conv-a.pdf.
- (4) IEA, Energy Technology Perspectives 2017, (2017), p. 223.
- (5) 環境省, 第2章 パリ協定を踏まえて加速する気候変動対策, 環境省 HP,
https://www.env.go.jp/policy/hakusyo/h29/1_2.pdf, (2016).
- (6) 菅野 玄之助, 真保 吾一, 飯島 敏雄, 内燃機関工学概論(第23版), 理工学社, (1996),
p. 1-2.
- (7) 石野 勲雄, 伊藤 あずさ, 新世代技術「SKYACTIV パワートレイン」, マツダ技報,
No. 29 (2011), p. 30.
- (8) Mani Bijoy Varghese, Sandeep Kumar Goyal and Avinash Kumar Agarwal, Numerical and
Experimental Investigation of Oil Jet Cooled Piston, SAE Technical Paper, 2005-01-1382 (2005).
- (9) Jinfeng Pan, Roberto Nigro and Eduardo Matsuo, 3-D Modeling of Heat Transfer in Diesel
Engine Piston Cooling Galleries, SAE Technical Paper, 2005-01-1644 (2005).
- (10) Norman Thiel, Hans-Joachim Weimar, Hartmut Kamp and Herbert Windisch, Advanced Piston
Cooling Efficiency: A Comparison of Different New Gallery Cooling Concepts, SAE Technical
Paper, 2007-01-1441 (2007).
- (11) 中里見 正夫, 田原 和雄, 浜新 正博, 気ほう流の強制対流伝熱に関する研究 (第1
報, ボイド率分布と熱伝達係数の実験的關係), 宇部工業高等専門学校研究報告 第24
号, (1978).
- (12) Sudo, K., Sumida, M. and Hibara, H., Experimental investigation on turbulent flow in a circular-
sectioned 90-degree bend, Experiments in Fluids, Vol.25 (1998), pp.42-49.
- (13) Lin, S. P. and Reitz, R. D., Drop and spray formation from a liquid jet, Annual Review of Fluid
Mechanics, Vol.30 (1998), pp.85-105.
- (14) 社河内 敏彦, 噴流工学, 森北出版, (2004), p. 3.
- (15) Madjid Birouk and Nebojsa Lekic, LIQUID JET BREAKUP IN QUIESCENT ATMOSPHERE:
A REVIEW, Atomization and Sprays, Vol. 19(6) (2009), pp. 501-528.
- (16) Rayleigh, L., On the instability of jets, Proceedings of the London Mathematical Society, Vol.s1-
10 (1878), pp.4-13.

- (17) Rayleigh, L., On the capillary phenomena of jets, Proc. R. Soc. Lond., Vol.29 (1879), pp.71-97.
- (18) Weber, C., Zum Zerfall eines Flüssigkeitsstrahles, Ztschr. F. angew. Math. und Mech., Vol.11 (1931), pp.136-154.
- (19) Tomotika, S., On the instability of a cylindrical thread of a viscous liquid surrounded by another viscous fluid, Proc. R. Soc. Lond., Series A, Vol.150 (1935), pp.322-337.
- (20) Arai, M. and Amagai, K., Surface wave transition before breakup on a laminar liquid jet, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.20 (1999), pp.507-512.
- (21) 天谷 賢児, 新井 雅隆, 液体噴流分裂現象の周波数解析(第1報, 噴流表面波の周波数遷移), 微粒化, Vol. 5-1, No. 9 (1996), pp. 12-18.
- (22) 天谷 賢児, 新井 雅隆, 液体噴流分裂現象の周波数解析(第2報, 滴下および層流分裂領域の波動構造), 微粒化, Vol. 5-1, No. 9 (1996), pp. 19-25.
- (23) 天谷 賢児, 新井 雅隆, 液体噴流分裂現象の周波数解析(第3報, 乱流分裂領域の周波数構造), 微粒化, Vol. 5-4, No. 12 (1996), pp. 178-184.
- (24) 天谷 賢児, 新井 雅隆, 液体噴流分裂現象の周波数解析(第4報, 位相スペクトルによる表面波の軸対称性解析), 微粒化, Vol. 9, No. 25 (2000), pp. 227-233.
- (25) Morozumi, Y. and Fukai, J., Growth and structures of surface disturbances of a round liquid jet in a coaxial airflow, Fluid Dynamics Research, Vol. 34 (2004), pp. 217-231.
- (26) Gong, C., Yang, M., Kang, C. and Wang, Y., The acquisition and measurement of surface waves of high-speed liquid jets, Journal of Visualization, Vol.19 (2016), pp.211-224.
- (27) R. D. Reitz and F. V. Bracco, Mechanism of atomization of a liquid jet, Physics of Fluids, Vol. 25, No. 10 (1982), pp. 1730-1742.
- (28) 新井 雅隆, 清水 正則, 廣安 博之, 高粘度液体噴流の微粒化形態, 燃料協会誌, 第70巻第11号 (1991), pp. 1032-1038.
- (29) 須藤 浩三, 高見 敏弘, 檜原 秀樹, 90° 曲がったノズルからの噴流, 日本機械学会論文集(B編), 53巻, 487号 (1987), pp. 839-842.
- (30) 須藤 浩三, 高見 敏弘, 島田 伸和, 檜原 秀樹, 90° 曲がったノズルからの噴流 (第2報, ノズル曲率の影響), 日本機械学会論文集(B編), 55巻, 512号 (1989), pp. 1078-1084.
- (31) J. E. Bush and A. L. London, Design Data for "Cocktail Shaker" Cooled Pistons and Valves, SAE Technical Paper, 650727 (1965).
- (32) C. C. J. French, Piston Cooling, SAE Technical Paper, 720024 (1972).
- (33) Leites, J. M. M. and Camargo, R. C. D., Articulated piston cooling optimization, SAE Technical Paper, 930276 (1993).
- (34) Luff, D. C., Law, T., Shayler, P. J. and Pegg, I., The effect of piston cooling jets on diesel engine piston temperatures, emissions and fuel consumption, SAE Technical Paper, 2012-01-1212 (2012).

- (35) Torregrosa, A. J., Broatch, A., Olmeda, P. and Martin, J., A contribution to film coefficient estimation in piston cooling galleries, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.34 (2010), pp.142-151.
- (36) Kajiwara, H., Fujioka, Y. and Negishi, H., Prediction of temperatures on pistons with cooling gallery in diesel engines using CFD tool, *SAE Technical Paper*, 2003-01-0986 (2003).
- (37) Pan, J., Nigro, R. and Matsuo, E., 3-D modeling of heat transfer in diesel engine piston cooling galleries, *SAE Technical Paper*, 2005-01-1644 (2005).
- (38) Yi, Y., Reddy, M., Jarret, M., Kinsey, P. S. C., Alcenius, T. and Inal, K., CFD modeling of the multiphase flow and heat transfer for piston gallery cooling system, *SAE Technical Paper*, 2007-01-4128 (2007).
- (39) Wang, P., Liang, R., Wang, Y., Yu, Y., Zhang, J. and Liu, M., The numerical investigation of heat transfer enhancement of copper-oil and diamond-oil nanofluids inside the piston cooling gallery, *Power Technology*, Vol.320 (2017), pp.313-324.
- (40) Deng, X., Lei, J., Wen, J., Wen, Z. and Shen, L., Numerical investigation on the oscillating flow and uneven heat transfer processes of the cooling oil inside a piston gallery, *Applied Thermal Engineering*, Vol.126 (2017), pp.139-150.
- (41) Deng, X., Lei, J., Wen, J., Wen, Z. and Shen, L., Multi-objective optimization of cooling galleries inside pistons of a diesel engine, *Applied Thermal Engineering*, Vol.132 (2018), pp.441-449.
- (42) Nozawa, Y., Noda, T., Yamada, T., Takeuchi, Y. and Akimoto, K., Development of techniques for improving piston cooling performance (first report) –Measurement of heat absorption characteristics by engine oil in cooling channel, *SAE Technical Paper*, 2005-08-0372 (2005).
- (43) Komiya, A., Moriya, S., Kobari, T., Kosaka, S., Nakano, Y. and Maruyama, S., Visualization of flow pattern in piston cooling channel, *Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol.42, Issue.1 (2011), pp.149-154.
- (44) Lv, J., Wang, P., Bai, M., Li, G. and Zeng, K., Experimental visualization of gas-liquid two-phase flow during reciprocating motion, *Applied Thermal Engineering*, Vol.79 (2015), pp.63-73.
- (45) GONZALEZ, H. and GARCIA, F. J., The measurement of growth rates in capillary jets, *J. Fluid Mech.*, Vol. 619 (2009), pp. 179-212.
- (46) Kowalewski, T. A., On the separation of droplets from a liquid jet, *Fluid Dynamics Research*, Vol. 17 (1996), pp. 121-145.
- (47) Sou, A., Hosokawa, S. and Tomiyama, A., Effects of cavitation in a nozzle on liquid jet atomization, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50 (2007), pp. 3575-3582.
- (48) Kasyap, T. V., Sivakumar, D. and Raghunandan, B. N., Flow and breakup characteristics of elliptical liquid jets, *International Journal of Multiphase flow*, Vol. 35 (2009), pp. 8-19.
- (49) Amini, G. and Dolatabadi, A., Axis-switching and breakup of low-speed elliptic liquid jets, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 42 (2012), pp. 96-103.

- (50) Wang, F. and Fang, T., Liquid jet breakup for non-circular orifices under low pressures, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 72 (2015), pp. 248-262.
- (51) Rajesh, K. R., Sakthikumar, R. and Sivakumar, D., Interfacial oscillation of liquid jets discharging from non-circular orifices, *International of Journal of Multiphase Flow*, Vol. 87 (2016), pp. 1-8.
- (52) WYGNANSKI, I. and FIEDLER, H., Some measurements in the self-preserving jet, *J. Fluid Mech.*, Vol. 38, part 3 (1969), pp. 577-612.
- (53) Mi, J., Nathan, G. J. and Nobes, D. S., Mixing Characteristics of Axisymmetric Free Jets from a Contoured Nozzle, an Orifice Plate and a Pipe, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 123 (2001), pp. 878-883.
- (54) Hussein, H. J., Capp, S. P. and George, W. K., Velocity measurements in a high-Reynolds-number, momentum-conserving, axisymmetric, turbulent jet, *J. Fluid Mech*, Vol. 258 (1994), pp. 31-75.
- (55) Vouros, A. P. and Panidis, Th., Turbulent properties of a low Reynolds number, axisymmetric, pipe jet, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 44 (2013), pp. 42-50.
- (56) Nebuchinov, A. S., Lozhkin, Y. A., Bilsky, A. V. and Markovich, D. M., Combination of PIV and PLIF methods to study convective heat transfer in an impinging jet, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 80 (2017), pp. 139-146.
- (57) Cheng, Y., Torregrosa, M. M., Villegas, A. and Diez, F. J., Time Resolved Scanning PIV measurements at fine scales in a turbulent jet, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 32 (2011), pp. 708-718.
- (58) Zhang, J., Liu, Y. and Luo, Y., The turbulent behavior of novel free triple-impinging jets with large jet spacing by means of particle image velocimetry, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, Vol. 24 (2016), pp. 757-766.
- (59) Terekhov, V. I., Kalinina, S. V. and Sharov, K. A., An experimental investigation of flow structure and heat transfer in an impinging annular jet, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 79 (2016), pp. 89-97.
- (60) Nishino, K. and Torii, K., A fluid-dynamically optimum particle tracking method for 2-D PTV: triple pattern matching algorithm, *Transport Phenomena in Thermal Engineering*, Vol.2 (1993), pp.1411-1416.
- (61) (社)可視化情報学会, PIV ハンドブック, 森北出版, (2002), pp. 183-186.
- (62) 信越化学 HP, オイル, https://www.silicone.jp/catalog/pdf/fluid_j.pdf
- (63) BT. 601: Studio encoding parameters of digital television for standard 4:3 and wide-screen 16:9 aspect ratios, (2011).
- (64) Otsu, N., A threshold selection method from gray-level histograms, *IEEE-Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, Vol.9, No.1 (1979), pp.62-66.
- (65) MathWorks, ドキュメンテーション, <https://jp.mathworks.com/help/images/ref/pwelch.html>.

- (66) 白倉 昌明, 大橋 秀雄, 流体力学(2) (第 19 版), コロナ社, (2000), pp. 128-129.
- (67) MathWorks, ドキュメンテーション,
<https://jp.mathworks.com/help/images/ref/normxcorr2.html>.
- (68) Sou, A., Hosokawa, S. and Tomiyama, A., Effects of cavitation in a nozzle on liquid jet atomization, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50 (2007), Issues 17-18, pp. 3575-3582.
- (69) Dean, W. R., Fluid motion in a curved channel, Proc. R. Soc. Lond., Series A, Vol.121 (1928), pp.402-420.

謝辞

本研究は、2015年4月から2019年5月まで、広島大学大学院工学研究科 機械システム工学専攻 流体工学研究室において行われたものであり、本研究の遂行にあたり終始懇切丁寧な御教示ならびに御指導を賜りました尾形 陽一 准教授に対し、謹んで深厚なる感謝の意を表します。

本論文をまとめるに際し、大変有益な御助言ならびにご討論を賜りましたプラズマ基礎科学研究室 難波 慎一 教授、流体工学研究室 西田 恵哉 教授、燃烧工学研究室 下栗大右 准教授に対し、深く感謝いたします。

また、本研究の遂行に際して、有益な御教示をいただきました次世代自動車技術共同研究講座 内燃機関研究室 栗栖 徹 共同研究講座教授、松本 有平 共同研究講座助教、難波真 共同研究講座助教に対し、心より御礼申し上げます。そして、実験の遂行に際して昼夜を問わず惜しみなく御助力いただいた流体工学研究室卒業生 温 健氏(現在、京都大学博士後期課程学生)、大学院生 新田 吾一氏、三村 溪太氏の諸氏に対し、心より感謝申し上げます。さらに、研究室での時間を楽しく、かつ有意義に過ごさせていただきました流体工学研究室の卒業生ならびに現役学生の方々に感謝いたします。

なお、本研究は広島大学とマツダ株式会社の共同研究の中で実現できたものである。共同研究への参画および御教示、ご指導をいただきましたマツダ株式会社 MBD 革新部 横畑英明 部長、本郷 均 主任、西村 真人氏に厚く御礼申し上げます。

最後に、この4年の間、研究と仕事の両立に際して、良いときも悪いときも常に支え続けてくれた家族に感謝する。

以上