



気水分離器内気液二相旋回流に関する研究

船橋, 駿斗

(Degree)

博士 (工学)

(Date of Degree)

2019-03-25

(Date of Publication)

2020-03-01

(Resource Type)

doctoral thesis

(Report Number)

甲第7511号

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/D1007511>

※ 当コンテンツは神戸大学の学術成果です。無断複製・不正使用等を禁じます。著作権法で認められている範囲内で、適切にご利用ください。



博士論文

気水分離器内気液二相旋回流に関する研究

2019年1月

神戸大学大学院 工学研究科

船橋 駿斗

目次

第 1 章	序論	1
1.1	緒言	1
1.2	沸騰水型原子炉と気水分離器	3
1.2.1	沸騰水型原子炉	3
1.2.2	気水分離器	5
1.3	従来研究	8
1.4	本研究の目的	11
1.5	本論文の構成	11
	第 1 章の参考文献	13
第 2 章	気水分離器内旋回二相流の流動特性と性能評価	17
2.1	緒言	17
2.2	気水分離器縮小模擬実験装置	17
2.3	実験方法	20
2.3.1	気相および液相質量流量	20
2.3.2	流動撮影	21
2.3.3	液膜厚さ測定	25
2.3.4	圧力損失測定	29
2.4	実験条件	30
2.5	定格運転条件における気水分離器性能	32
2.5.1	液相分離率	32
2.5.2	内部流動特性	32
2.5.3	圧力損失	42
2.6	気相および液相流量が気水分離器性能に及ぼす影響	43
2.6.1	液相分離率および流動特性	43
2.6.2	圧力損失	47
2.7	結言	49
	第 2 章の参考文献	51
第 3 章	気水分離器性能の改良	54
3.1	緒言	54
3.2	気水分離器構成機器の改良指針	54

3.3	改良型スワラーが気水分離器性能に及ぼす影響	55
3.3.1	スワラー形状	55
3.3.2	液相分離率	57
3.3.3	内部流動特性	58
3.3.4	圧力損失	65
3.4	1 st POR の改良	66
3.4.1	分離部形状	66
3.4.2	改良型気水分離器	66
3.4.3	液相分離率	67
3.4.4	圧力損失	68
3.5	改良型気水分離器の高クオリティ条件への適用性	71
3.5.1	液相分離率	71
3.5.2	圧力損失	73
3.6	結言	74
	第3章の参考文献	76
第4章	鉛直円管内旋回二相流の界面および壁面摩擦係数	78
4.1	緒言	78
4.2	実験装置と実験条件	79
4.3	実験方法	81
4.3.1	圧力損失測定	81
4.3.2	ボイド率測定	81
4.3.3	内部流動特性評価	83
4.4	界面および壁面摩擦係数の評価方法	85
4.5	測定結果	88
4.6	気水分離器内液膜厚さと圧力損失の予測	100
4.7	結言	102
	第4章の参考文献	103
第5章	結論	105
付録A	キャリアアンダーの評価	109
付録B	鉛直管内非旋回二相流の界面摩擦係数	111
付録C	液滴が界面および壁面摩擦係数に及ぼす影響	113
	本研究に関連する論文・講演論文等	123
	謝辞	

図一覽

1.1	世界の気温変化予測 (2005 年の気温に対する変化).....	2
1.2	各発電方法別の CO2 排出量	2
1.3	BWR から ABWR への変遷 (原子力プラント工学より抜粋)	4
1.4	ABWR 圧力容器内の概略	5
1.5	第 1, 3 世代気水分離器の構成機器 (原子力プラント工学より抜粋)	6
1.6	実機原子炉に搭載される集合された気水分離器 (東芝カタログより抜粋)	7
2.1	空気-水系 1/5 スケール気水分離器模擬実験装置	18
2.2	気液混合部概略	19
2.3	スワラー概略	19
2.4	ピックオフリング概略	21
2.5	流動撮影用拡張 1 st バレル	22
2.6	流動撮影用拡張 3 rd バレル	23
2.7	バレル内部の流動撮影方法	23
2.8	Time strip 画像処理	24
2.9	LFD の測定原理	25
2.10	平行面に対するレーザ経路	26
2.11	円管の外周の一部を平滑面にした場合のレーザ経路	27
2.12	LFD の精度検証実験	28
2.13	LFD の測定精度と測定限界値	28
2.14	圧力損失測定方法	29
2.15	本実験体系(空気-水系)と実機 BWR(蒸気-水系)における キャリーオーバーの比較	31
2.16	本実験体系(空気-水系)と実機 BWR(蒸気-水系)における キャリーアンダーの比較	31
2.17	液相分離率 ($J_G = 14.6$ m/s および $J_L = 0.08$ m/s)	32
2.18	1 st バレル内の流動 ($J_G = 14.6$ m/s および $J_L = 0.08$ m/s)	33
2.19	1 st バレルの Time strip 画像 ($J_G = 14.6$ m/s および $J_L = 0.08$ m/s)	34
2.20	1 st および 2 nd バレル内部流動 (ボアスコープ先端位置 $z = 240$ mm, $J_G = 14.6$ m/s および $J_L = 0.08$ m/s)	35
2.21	1 st POR における液膜分離と液滴飛散	36

2.22	1 st POR 入口位置での液膜厚さ ($z = 170 \text{ mm}$, $J_G = 14.6 \text{ m/s}$ および $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	37
2.23	3 rd バレル内の流動 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$ および $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	38
2.24	3 rd バレル内の Time strip 画像 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$ および $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	39
2.25	3 rd POR 入口位置での液膜厚さ ($z = 310 \text{ mm}$, $J_G = 14.6 \text{ m/s}$ および $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	40
2.26	3 rd バレル内部流動 (ボアスコープ先端位置 $z = 370 \text{ mm}$, $J_G = 14.6 \text{ m/s}$ および $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	41
2.27	2 nd および 3 rd POR における液相分離と液滴飛散	42
2.28	軸方向圧力損失分布 (全圧力損失で規格化, $J_G = 14.6 \text{ m/s}$ および $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	43
2.29	液相分離率に対する各 POR の貢献	44
2.30	J_G が各 POR 入口位置における最大液膜厚さに及ぼす影響	45
2.31	J_G および J_L が未分離液相質量流量に及ぼす影響	45
2.32	各 POR 入口位置での δ_{99} と δ_{ave} の関係	46
2.33	J_G が圧力損失に及ぼす影響	48
2.34	J_L が圧力損失に及ぼす影響	48
2.35	POR による流路面積の縮小と拡大	49
3.1	標準型スワラーと改良型スワラーの概略図	56
3.2	ディフューザ内流路面積	57
3.3	各スワラーが液相分離率に及ぼす影響 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	58
3.4	各スワラーにおける 1 st バレル内の流動画像 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	59
3.5	各スワラーにおける 1 st バレル内の Time strip 画像 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	60
3.6	1 st バレル内輝度値の時系列変化の比較 ($z = 85 \text{ mm}$, $J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	61
3.7	1 st バレルにおける液滴付着位置 (液滴の総付着回数 1200 回, $J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	62
3.8	1 st バレル内の流動画像の比較 (ボアスコープ先端位置 $z = 150 \text{ mm}$, $J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	63
3.9	1 st POR 入口位置での各スワラーの最大液膜厚さ δ_{99} と 気液界面波の軸方向速度 V_{zi} の関係 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	64
3.10	改良型スワラーと標準型スワラーの圧力損失分布の比較 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	65
3.11	改良型 1 st POR の概略図	66
3.12	ディフューザ性能線図	67

3.13	改良型気水分離器の液相分離率 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	68
3.14	1 st および2 nd バレル内の流動画像の比較 (ボアスコープ先端位置 $z = 240 \text{ mm}$, $J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	69
3.15	改良型1 st PORにおける流動の模式図	70
3.16	改良型気水分離器の圧力損失 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)	70
3.17	クオリティ増加に伴う各 POR の液相分離率の変化	72
3.18	クオリティ増加に伴う1 st POR 入口位置における液膜厚さの変化	72
3.19	クオリティ増加に伴う軸方向圧力分布の変化	74
4.1	非旋回流用 f_i 相関式の比較	79
4.2	旋回二相流の摩擦係数測定用実験装置の概略図	80
4.3	急閉弁の構造	82
4.4	瞬時局所体積平均ボイド率 α_{Gi} とその統計平均値 $\bar{\alpha}_G$	83
4.5	流動撮影領域	84
4.6	気液界面波速度の時間平均値の収束性	84
4.7	気液界面波軸方向速度 V_{zi} の時系列波形と Time strip 画像の比較	85
4.8	旋回環状流の一次元二流体モデルの概略図	86
4.9	V_{zi} と $V_{\theta i}$ の軸方向分布の比較	89
4.10	J_G および J_L が V_{zi} と $V_{\theta i}$ に及ぼす影響	89
4.11	旋回二相流の f_i と α_L の関係	90
4.12	低 α_L と高 α_L における試験パイプ内流動画像の比較	92
4.13	低 α_L と高 α_L における液膜厚さの比較	93
4.14	高 α_L での旋回二相流の f_i の整理	94
4.15	f_i 相関式(式(4.18),式(4.19))と実験データの比較	94
4.16	旋回二相流の f_w と Re_L および Re_G の関係	95
4.17	V_{zi}/V_L と Re_G の関係	96
4.18	式(4.22)で算出した f_w と Re_G の関係	96
4.19	A と B の Re_G に対する依存性	97
4.20	f_w の Re_G 依存性に対する f_w 相関式の精度	98
4.21	f_w の測定値と式(4.23)を用いた計算値の比較	98
4.22	圧力損失と液相体積率の計算値と測定値の比較	99
4.23	縮小模擬気水分離器実験装置の平均液膜厚さの測定値と計算値の比較	100
4.24	縮小模擬気水分離器実験装置の ΔP_B の測定値と計算値の比較	101

表一覽

1.1	気水分離器の諸元と要求性能	7
1.2	既存の f_i 相関式	10
3.1	各スワラーの諸元	57
3.2	クオリティ増加に伴う W_{ST}^* の変化	71
3.3	クオリティ増加に伴う ΔP_T の変化	73
4.1	縮小模擬気水分離器実験装置の最大液膜厚さの測定値と計算値の比較	101

主な使用記号一覧

[英文字]

A_{Bi}	: i 段目バレル内水平管断面積 ($i = 1-3$)	[m ²]
A_{Pi}	: i 段目 POR 位置の水平管断面積 ($i = 1-3$)	[m ²]
CO	: キャリーオーバー	
CU	: キャリーアンダー	
C_D	: 抗力係数	
C_P	: ディフューザの圧力回復率	
d_{32}	: 液滴のザウター平均径	[m]
D	: 管直径	[m]
F_C	: 二相遠心力	[N/m ³]
f_i	: 気液界面摩擦係数	
f_w	: 壁面摩擦係数	
g	: 重力加速度	[m/s ²]
h	: 実験部貯水タンクの水位	[m]
H	: 急閉弁の測定液位	[m]
J	: バレル内体積流束	[m/s]
J_T	: スタンドパイプ内合計体積流束	[m/s]
L	: 急閉弁締切区間長さ	[m]
L_T	: テーパ部長さ	[m]
m	: 液滴の質量	[kg]
n	: 急閉弁の測定回数	
P	: 圧力	[Pa]
P_{ei}	: 気液界面の濡れ縁長さ	[m]
P_{ew}	: 壁面の濡れ縁長さ	[m]
Re	: レイノルズ数	
S	: 水平断面方向面積	[m ²]
t	: 時間	[s]
t_{Gi}	: i 段目 POR のギャップ幅 ($i = 1-3$)	[m]
t_t	: POR の肉厚	[m]
u	: 流速	[m/s]

u_τ	: 摩擦速度	[m/s]
u^+	: 無次元速度	
V	: 相平均速度	[m/s]
$V_{\theta i}$: 気液界面波の周方向速度	[m/s]
V_{zD}	: 擾乱波の界面波軸方向速度	[m/s]
V_{zi}	: 気液界面波の軸方向速度	[m/s]
We	: ウェーバー数	
W_{Gi}	: i 段目 POR で排出される気相質量流量 ($i = 1-3$)	[kg/s]
W_{GO}	: 気水分離器出口部での気相の質量流量	[kg/s]
W_{GT}	: 全供給気相の質量流量	[kg/s]
W_{Li}	: i 段目 POR で分離される液相質量流量 ($i = 1-3$)	[kg/s]
W_{LO}	: 未分離液相の質量流量	[kg/s]
W_{LT}	: 全供給液相の質量流量	[kg/s]
W_{Si}^*	: i 段目 POR での液相分離率 ($i = 1-3$)	
W_{ST}^*	: 合計液相分離率	
x	: クオリティ	
y	: 壁からの距離	[m]
y^+	: 壁からの無次元距離	
z	: 軸方向高さ(スワラー出口を $z = 0$ mm とする)	[m]

[ギリシャ文字]

α	: ボイド率	
α_{Gi}	: i 番目の測定回数における瞬時のボイド率	
$\bar{\alpha}_G$: ボイド率の統計平均値	
α_L	: 液相体積率	
β	: 入射角, 屈折角	[deg]
δ	: 液膜厚さ	[m]
δ_{ave}	: 液膜厚さの時間平均値	[m]
δ_m	: LFD で出力される変位量	[m]
δ_{99}	: 累積存在確立分布が 99 % となる際の液膜厚さ	[m]
ΔP_B	: 1 st バレル部の圧力損失	[Pa]
ΔP_i	: i 段目 POR における圧力損失 ($i = 1-3$)	[Pa]
ΔP_S	: スワラー部の圧力損失	[Pa]
$\Delta P_{singular}$: 局所圧力損失	[Pa]
ΔP_T	: 全圧力損失	[Pa]
ΔP_{TH}	: 高クオリティ条件における全圧力損失	[Pa]
ΔP_{TN}	: 原子炉定格運転条件における全圧力損失	[Pa]

ΔP^*	: 全圧力損失で規格化した圧力損失	
γ	: 界面積濃度	[1/m]
μ	: 粘性係数	[Pa · s]
ν	: 動粘性係数	[m ² /s]
θ_v	: スワラー羽根出口角度	[deg]
ρ	: 密度	[kg/m ³]
ρ_m	: 二相平均密度	[kg/m ³]
τ_i	: 気液界面のせん断応力	[Pa/m]
τ_w	: 壁面のせん断応力	[Pa/m]
ζ	: 損失係数	
ζ_T	: 気水分離器全体での局所損失係数	

[下付添字]

AC	: アクリル
E	: 液滴
F	: 液膜
G	: 気相
i	: 気液界面, 測定回数, POR およびバレルの番号
L	: 液相
w	: 壁面

第 1 章

序論

1.1 緒言

地球温暖化に起因すると考えられる極端な気象・気候現象が頻発している。2018年7月には、埼玉県熊谷市で国内の観測史上最高気温となる41.1℃が記録された[1]。連日続く高温による熱中症で、東京都消防庁では救急車の出場回数が過去最高を更新し続ける[2]など、地球温暖化を一因とする気温上昇はすでに我々の日常生活に危害を及ぼしている。また、世界各地で発生している大型ハリケーンや大規模な山火事といった気象災害も地球温暖化が要因の一つと考えられている。世界気象機関は気象災害に伴う2017年の経済損失が過去最高の34兆円と試算した[3]。このように地球温暖化は世界規模の深刻な環境問題である。

一方、世界の人口増加と中国やインドといった新興諸国の経済成長に伴い国際的なエネルギー需要は増大している[4]。図1.1には気候変動に関する政府間パネルが予測した2100年までの地球気温の変化を示す[5]。なお2005年以降は複数の気候予測モデルに基づく予測結果である。代表濃度経路シナリオ(Representative Concentration Pathways : RCP)で、温室効果ガス排出量が最も大きい最悪の場合(RCP8.5シナリオ)には、地球気温は2005年と比べて2100年で最大4.8℃上昇すると予測されている。このように増大する地球温暖化リスクに対して、第21回の気候変動枠組条約締結国会議(Conference of Parties : COP)では2020年以降の温暖化対策の新たな枠組みとして「パリ協定」を採択し、世界の平均気温上昇を産業革命前と比較して2℃未満に抑える目標を設定した。RCP2.6シナリオはこの目標に沿って開発された温室効果ガス排出量が最も低いシナリオであり、このシナリオを実現するためには2100年に温室効果ガスの排出量をゼロまたはマイナスにする必要がある。図1.2に各発電方法別の燃料燃焼時と設置・建設等で発生する二酸化炭素(CO₂)排出量を示す[6]。原子力発電によるCO₂排出量は化石燃料と比べて極めて少なく、再生可能エネルギーとほぼ同水準であることがわかる。このため原子力発電、再生可能エネルギー、CO₂回収・貯留(Carbon dioxide capture and storage : CCS)といった低炭素エネルギーの合計を一次エネルギーに占める供給比率で、2050年までに2010年と比較して3-4倍程度増加させることが、RCP2.6シナリオの実現に不可欠と報告されている[5]。ただし再生可能エネルギーの多くはエネルギー密度が低く、増大するエネル

ギー需要をまかなうためには大規模な発電設備が必要となる。また、CCSも設置・稼動コストに課題を抱えており、商用化には至っていない。これらの課題を克服できる技術を開発するためにも、まずは高い発電能力と豊富な運転実績を有する原子力発電を有効活用し、地球温暖化対策への歩みを一刻も早く進めることが望まれる。

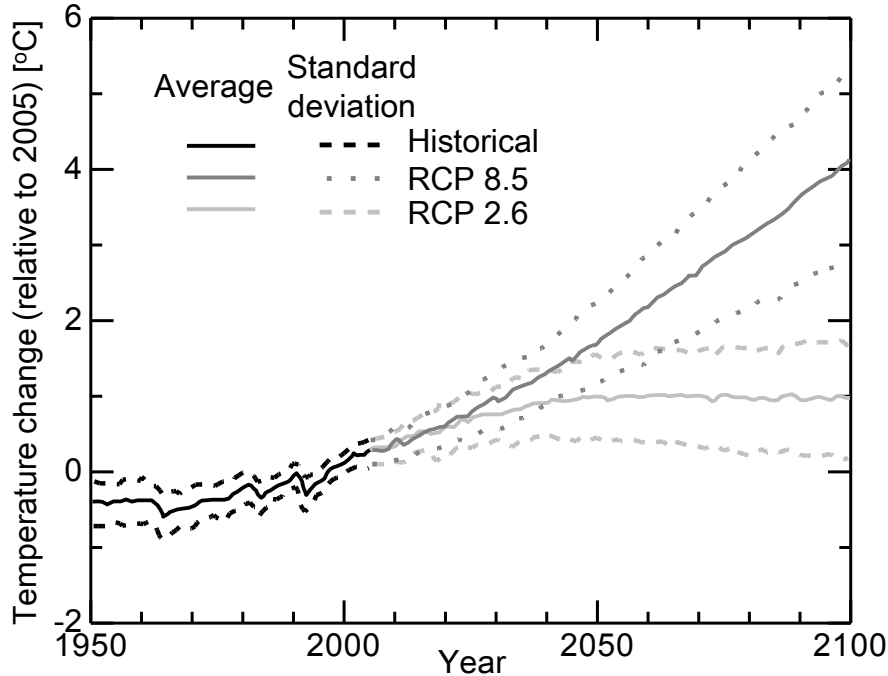


図 1.1 世界の気温変化予測 (2005 年の気温に対する変化)

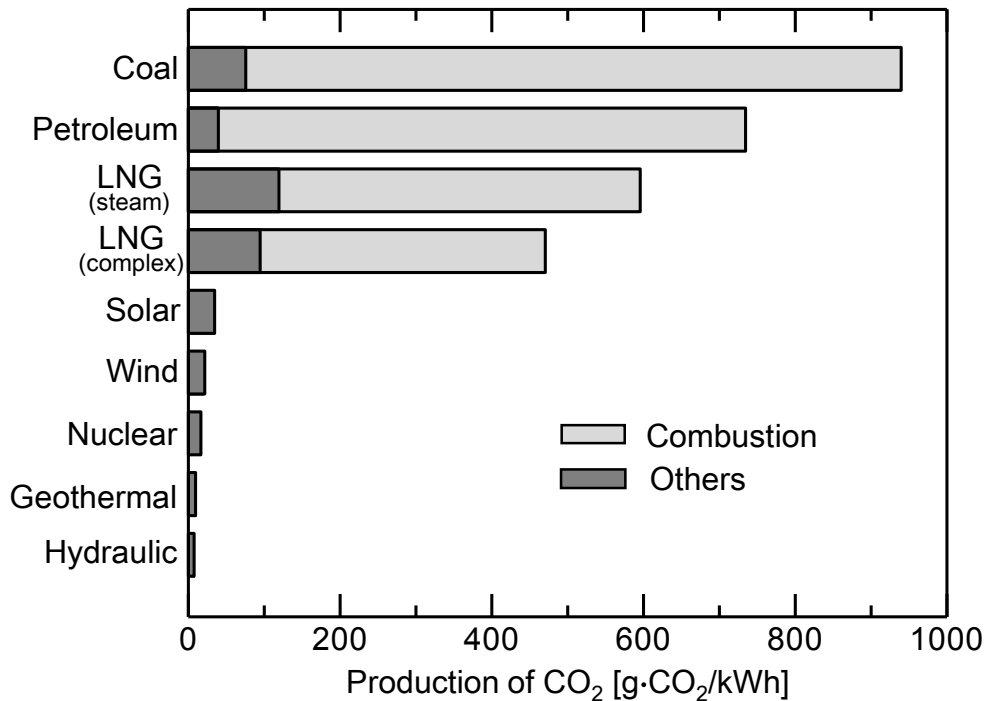


図 1.2 各発電方法別の CO₂ 排出量

原子力発電で用いる核反応によって発生する放射線および放射性物質が原子炉から漏洩した場合、人体や環境に悪影響を及ぼす可能性がある。原子力発電所事故の深刻度を示す国際評価尺度(International nuclear and radiological event scale : INES)[7]で最大とされた1986年のチェルノブイリ原子力発電所事故や2011年の東日本大震災に伴う津波による福島第一原発事故では、放射性物質の重大な外部放出が記録されている。近年、後者の事故を受けて原子力発電の安全性に対する不信感や批判が高まり、一部の国(ドイツやイタリア等)では原子力発電所への依存性を下げる政策を取り決めた。一方、2017年12月に開催された国際原子力機関(International Atomic Energy Agency : IAEA)の国際閣僚会議[8]では、電力需要の拡大とエネルギー安全保障等を含めた総合的検討の結果、多くの開発途上国が原子力発電導入への関心を表明した。また、一部の国が原子力発電利用を拡大する方針を示した。日本でも2018年の第5次エネルギー基本計画[9]において、安全確保を大前提に原子力発電を「重大なベースロード電源」として推進し、2030年度の電源構成に占める原子力発電の割合を20-22%まで高めると表明している。

以上より、原子力発電がエネルギー供給の根幹としてより一層の役割を果たすためには、安全性の追求はもちろんのこと、信頼性および経済性を更に高める技術開発が必要となる。

1.2 沸騰水型原子炉と気水分離器

1.2.1 沸騰水型原子炉

2018年1月時点で、世界の商業用原子炉は443基が営業運転中であり[10]、その内の約80%は炉心の冷却材に軽水(水)を使用する軽水炉である。商業用軽水炉は、沸騰水型原子炉(Boiling Water Reactor : BWR)および加圧水型原子炉(Pressurized Water Reactor : PWR)の2種類に分類される。BWRでは、原子炉内にあるウラン燃料の核分裂反応によって発生する熱エネルギーで軽水を直接沸騰させ、発生した蒸気をタービンに送り発電する。PWRでは、加圧器によって炉内をBWRの2倍程度に加圧することで軽水を蒸発させることなく加熱し、蒸気発生器でこの高温高压の軽水を熱源として用いて蒸気を発生させ、タービンを駆動し発電する。日本での原子力利用は欧米諸国からの技術導入により開始された。その後、日本型軽水炉の確立を目標とした第3次改良標準化計画において、標準プラントとして位置付けられたのが改良型沸騰水型原子炉(Advanced Boiling Water Reactor : ABWR)である[11]。

BWRでは配管のひび割れ、給水スパーージャの熱疲労割れなどの問題から原子炉格納容器内での保守点検作業が増加し、稼働率が低下していた。ABWR開発の目的の一つはこれらの問題を解消することである。図1.3にBWRからABWRへの各構成機器、構造の変遷を示す[11]。日本で運転実績のあるBWRは、BWR-2、BWR-4、BWR-5とABWRである。ABWRでは、従来のBWRで採用されていた外部再循環ポンプを原子炉内に直接設置するインターナルポンプに変更したことで、外部再循環ポンプ、大口径の配管、

弁が存在しない。この結果、外部配管の破断事故の想定が不要となった。また、従来型 BWR で水圧によって操作していた制御棒が、ABWR では水圧操作に加えてモータによる電動駆動も使用するため運転性、操作性が向上している。その他に、耐震性の向上や非常用炉心冷却システムの最適化などが施され、ABWR は BWR 固有の安全性に加えて信頼性、経済性で優れた特性を有している。ABWR は世界で初めて東京電力柏崎刈羽原子力発電所 6 号機および 7 号機として採用され、6 号機は 1996 年 11 月に、7 号機は 1997 年 7 月に運転を開始した。現在は、柏崎刈羽 6,7 号機、志賀 2 号機および浜岡 5 号機で採用され、大間 1 号機と島根 3 号機で新設中である。このように ABWR は国内原子力発電所の基幹の一つとなっているため、本研究では ABWR を研究対象とする。海外では、アメリカ型改良型加圧水型原子炉 (US-APWR)、欧州型加圧水型原子炉 (European Pressurized Water Reactor : EPR)、単純化 BWR (Economic and Simplified BWR : ESBWR) 等の更なる大型原子力プラントの開発が行われている。高い技術的価値と豊富な運転実績を兼ね揃えた ABWR が一層の経済性と国際競争力を有するためには安全性の確保を前提とした発電能力の向上が必要となる。

ABWR の原子炉内構造の概略を図 1.4 に示す。原子炉圧力容器内は、主に燃料集合体と制御棒からなる炉心、炉心を収納し冷却材流路を構成する炉心シュラウド、タービン発電用の蒸気を乾燥させる気水分離器・蒸気乾燥器、炉心に冷却材 (水) を供給するインターナルポンプで構成される。原子炉圧力容器内に供給された冷却材は容器内壁面側から炉心下部プレナムに流入し、炉心で加熱されて蒸気を発生する。炉心で発生した蒸気と水の混合流はシュラウドヘッドに接続された気水分離器によって蒸気と水に分離され、蒸気乾燥器で乾燥蒸気となってタービンへ供給される。

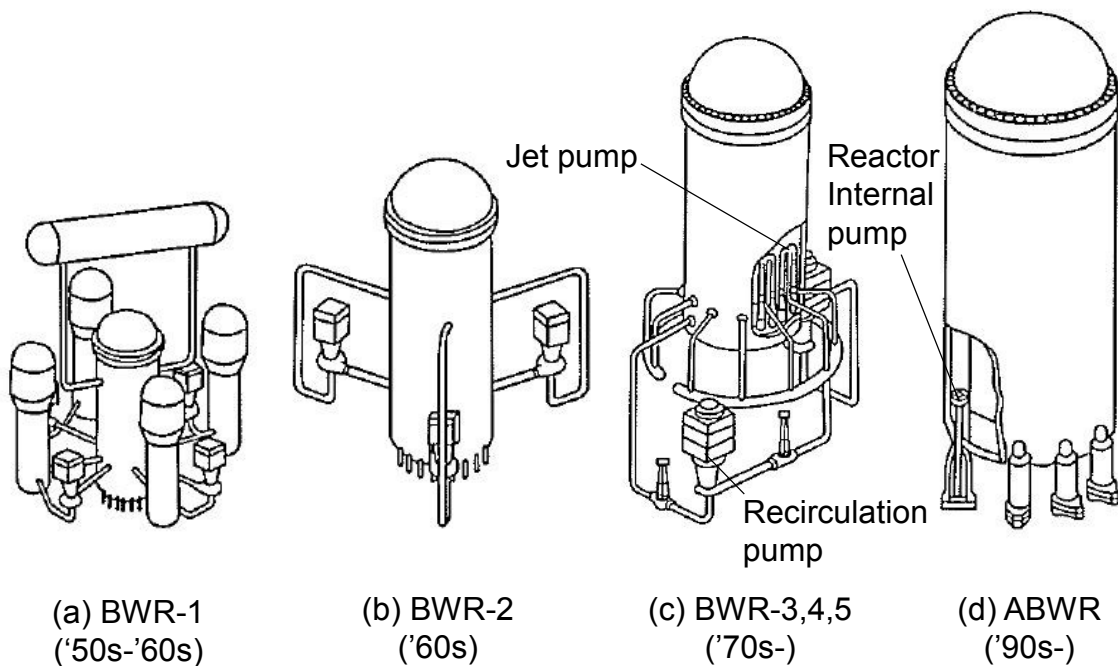


図 1.3 BWR から ABWR への変遷 (原子力プラント工学[11]より抜粋)

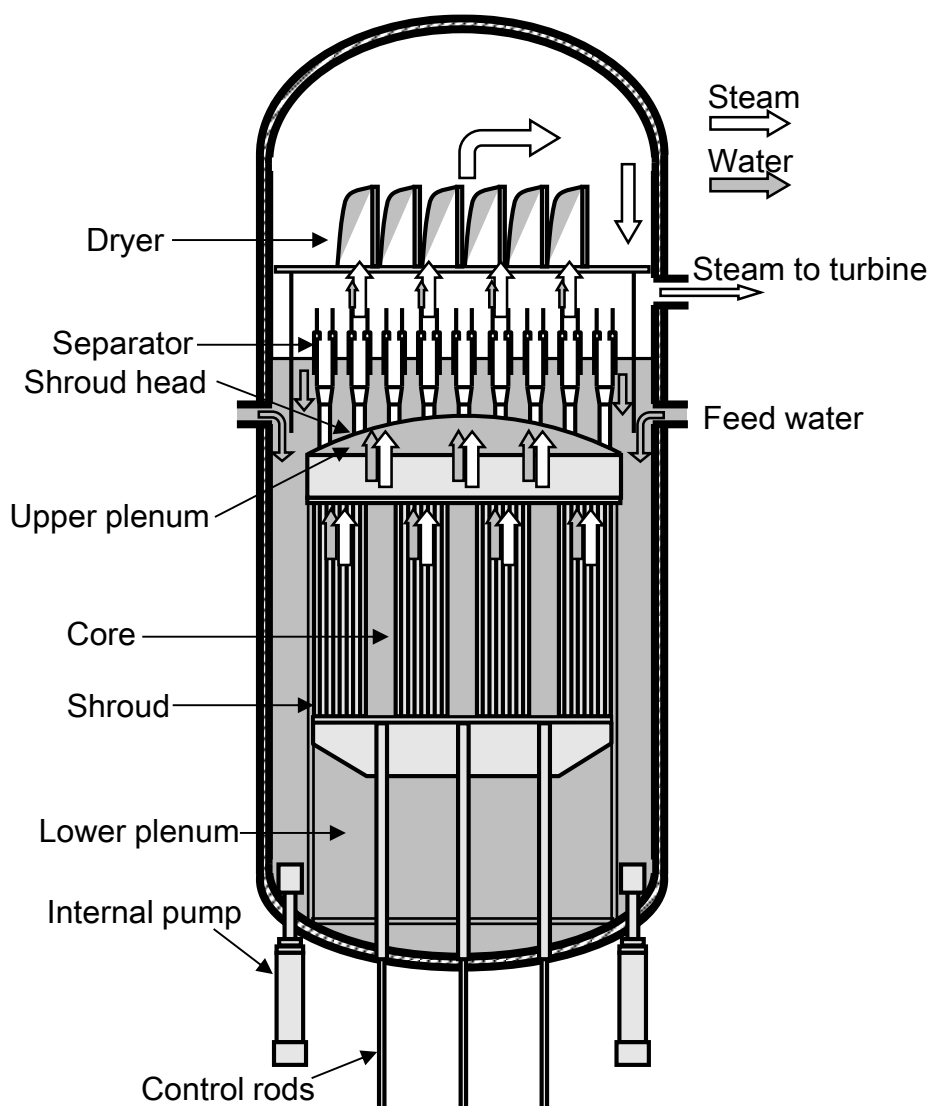


図 1.4 ABWR 圧力容器内の概略

1.2.2 気水分離器

気水分離器は、アメリカのゼネラル・エレクトリック (General electric company : GE) 社によって 1958 年から開発が始まった[12-14]. BWR-1 では気液分離は圧力容器の外部で行われていたが, BWR-2 からは圧力容器内部に現在と同じ遠心分離型の気水分離器が設置された. 図 1.5 には遠心分離型第 1 世代気水分離器と第 3 世代気水分離器の概略を示す. 世代を経る中で液膜分離部(Pick-off ring : POR)の数が増加し, 各構成要素が最適化されることで構造が単純化された. ABWR では第 3 世代の 3 つの POR を有する気水分離器が採用されている.

実機原子炉に搭載される気水分離器の写真[15,16]を図 1.6 に示す. また, 気水分離器の諸元と要求性能[17]を表 1.1 に示す. 第 3 世代気水分離器は主にスタンドパイプ, スワ

ラー、バレルと3つのPORで構成される(図1.5(b)). スワラーはスタンドパイプとバレルを繋ぐディフューザに固定して装着される。ABWRでは、349体の気水分離器が三角格子状にシュラウドヘッド上に設置されている[12-14]。炉心で発生した蒸気と水は上部プレナムで混合され、349本の気水分離器に分流して流入する。スタンドパイプを上昇した蒸気-水二相流に対してスワラーに装着された旋回羽で遠心力が付与されると、密度の大きい水がバレル壁面に集積し、壁面では液膜流が形成される。バレル内部ではこのようにして旋回環状流が形成される。液膜はバレル内壁とPOR間の環状の隙間から分離され、気水分離器外部へ排出される。1st PORで分離されない液膜と気相中の液滴は、2nd PORおよび3rd PORで分離されるか、もしくは気水分離器を通過し蒸気とともに蒸気乾燥器、タービンへと流入する。

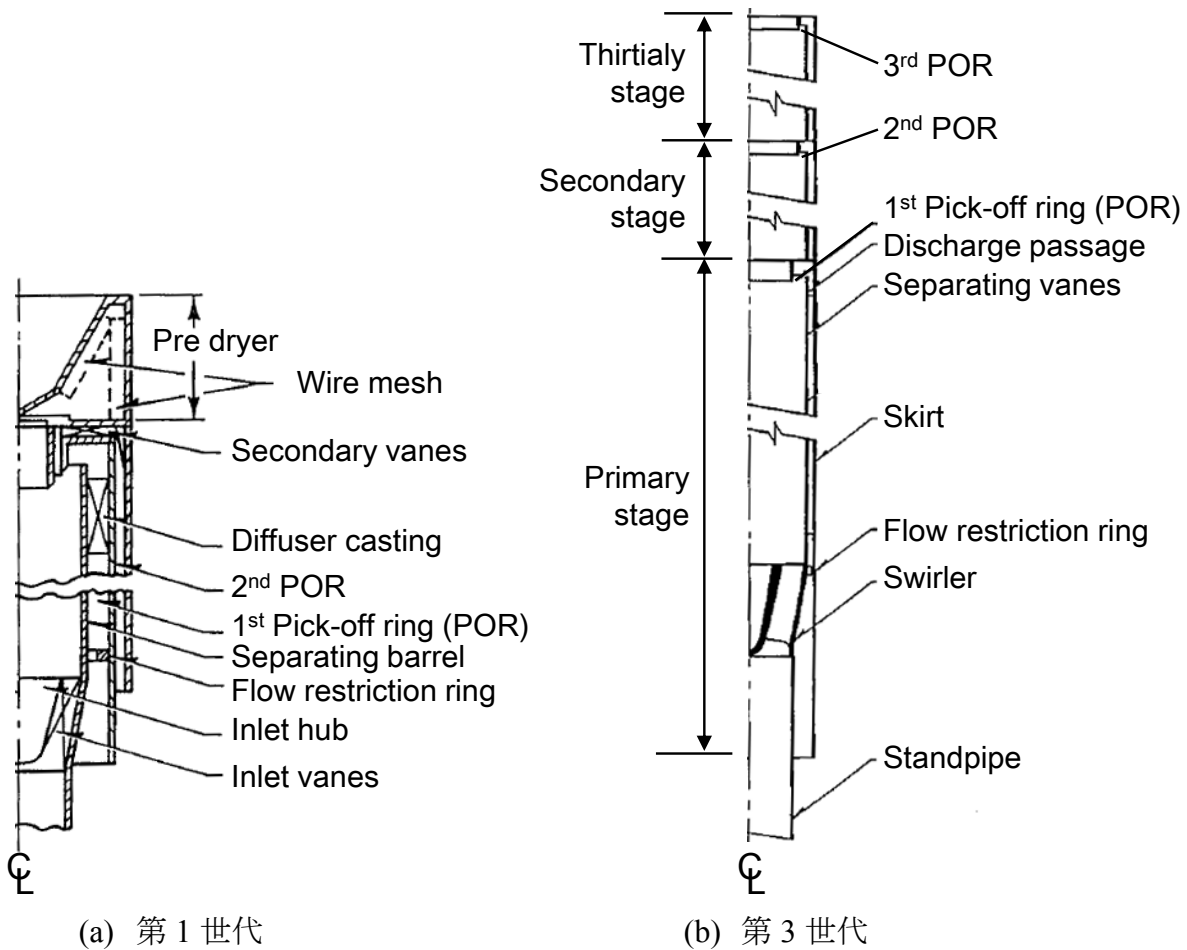


図1.5 第1, 3世代気水分離器の構成機器 (原子カプラント工学[11]より抜粋)

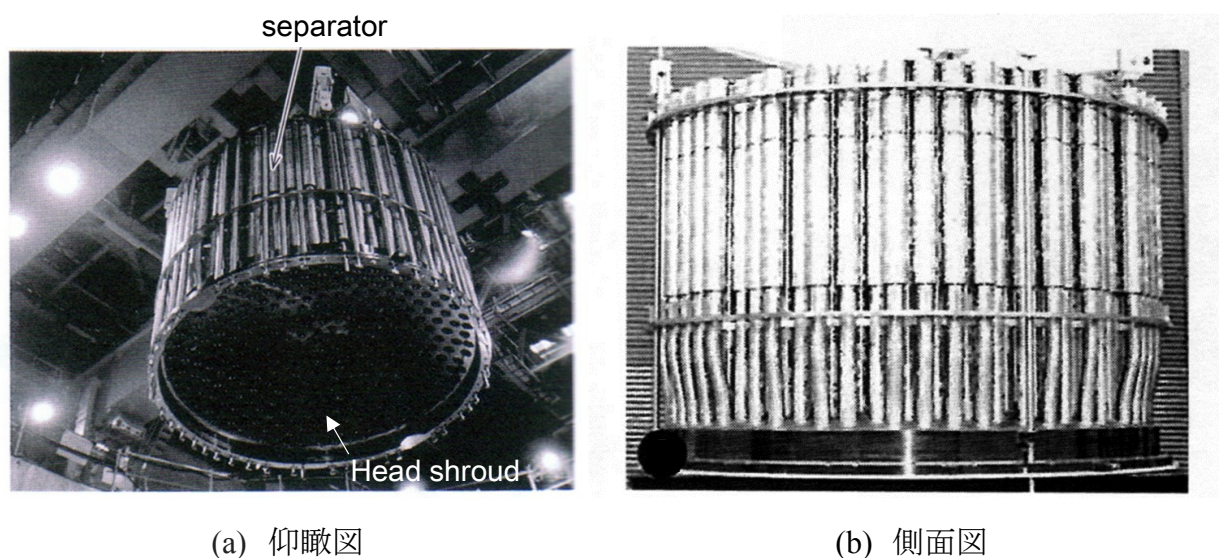


図 1.6 実機原子炉に搭載される集合された気水分離器（東芝カタログ[15, 16]より抜粋）

表 1.1 気水分離器の構成と要求性能[17]

Third generation separator specification	
Number of separators	349
Installation pitch	305 mm
Total flow rate	41.5 kg/s/separator
Inlet quality	18.0 %
Carry under criteria	≤ 0.25 %
Carry over criteria	≤ 10 %

取り出した蒸気に含まれる液滴の質量流量割合はキャリーオーバー(Carry over : CO)と呼ばれる。気水分離器通過後に存在する蒸気乾燥器の負荷、タービンブレードの腐食を抑制するため CO は 10 %以下とする設計目標値が設定されている[18]。 CO が液相分離性能の主な評価指標となるが、分離プロセスに関連する副次的な評価指標も存在する。気液分離の際に、液膜界面近傍の蒸気および液膜内に混入した蒸気が POR で分離・排出される。この蒸気の質量流量と蒸気と液相の合計分離質量流量の割合はキャリーアンダー(Carry under : CU)と呼ばれる。再循環ポンプ内のキャビテーションを防止するため CU は 0.25 %以下とする設計目標値が定められている。

また、気水分離器を含む二相流領域における圧力損失の増加は密度波振動の原因[19,20]となる。二相流領域の圧力損失が単相流領域と比べて大きいため、密度波振動を抑制するには単相流領域での圧力損失を意図的に増加させる必要がある。この結果、冷却水再循環経路全体での圧力損失が増加する。再循環経路の圧力損失の約 25 %を占める気水分離器[21]での圧力損失低減は原子炉の安全性、経済性を向上する上で非常に重要な設計課題である[12]。ただし、POR 数の変更やスワラーを回転させるといった気水分

離器構造の抜本的変更には、安全審査が必要となり莫大な時間と金額を要するため、各構成機器の形状改良で所望の性能を満たすことが望ましい。

1.3 従来研究

気水分離器の基本性能は主にキャリーオーバー CO 、キャリーアンダー CU といった気液の分離性能つまり液相分離率と圧力損失で評価される。本論文では以降、液相分離率と圧力損失を総称した性能を気水分離器性能と呼ぶ。気水分離器に関する従来研究は(1)気水分離器性能を評価した研究、(2)機器内部の流動特性を調べた研究、(3)気水分離器性能を改良した研究、(4)気水分離器性能の予測手法に関する研究に大別できる。また、シュラウドヘッド中央部に取り付けられた気水分離器と外周部に位置する気水分離器では、流入する二相流のボイド率が異なる。よって、定格運転時の気水分離器性能の評価に加え、気相および液相体積流量が気水分離器性能に及ぼす影響を調べることも重要となる。

BWR の気水分離器開発初期において、ゼネラル・エレクトリック社の Wolf と Moen[14]は実機気水分離器のモックアップを用いて幅広い蒸気クオリティ x における CO および CU を調べている。彼らは定格運転時の x において、 CO ならびに CU が設計目標値を満たすことを確認した。また、 x の増加に伴い旋回力が向上し気液分離が促進され CO が低下すると報告している。岩城ら[22]は実規模の蒸気-水系気水分離器試験装置[23]を用いて、 CO 、 CU に加えてスワラーと各 POR における圧力損失を調べている。彼らは定格運転条件ではスワラーと 1st POR が気水分離器内の主要な圧力損失の原因であることを明らかにした。しかし気相および液相の体積流量が圧力損失に及ぼす影響は調べられていない。また、Wolf と Moen[14]、岩城ら[22]の研究では、各 POR で分離される液相流量は測定されておらず、各 POR の液相分離率への寄与は明らかとなっていない。これらの研究に代表される原子炉運転条件を模擬した実規模スケール、高温・高圧下での試験は高コストかつ膨大な時間を要する。そこで、常温・常圧の空気-水系縮小試験装置を用いた実験も多く行われている。Katono ら[24]は蒸気-水系実機実証試験と空気-水系縮小模擬試験の力学的類似性を調べ、空気-水系縮小模擬試験の x と二相遠心力 F_C を蒸気-水系実機実証試験と一致させることで、液相分離率が模擬できると報告している。中尾ら[25]は、常温・常圧下 1/2 スケール空気-水系試験器を用いて各 POR の液相分離率を測定している。定格運転条件では液相分離の多くが 1st POR で行われ、 x の減少に伴って各 POR での液相分離流量が減少することを明らかにした。また高 x の領域では 1st POR での液相分離率が低下しても、2nd POR と 3rd POR が 1st POR の液相分離率低下を補うことで合計の液相分離流量がほとんど x に依存しないと報告している。しかし機器内部の液膜厚さや流動特性が調べられておらず各 POR での液相分離のプロセスは明らかでない。巡回二相流動の把握を目的として鉛直円管内の空気-水系巡回環状流を対象に、ボイド率の測定[26,27]や流動観察[28]が行われているが、これらは POR を持たない鉛直円管

での研究であり、内部流動特性と液相分離率や圧力損失との関係を理解する上では適用性に欠ける。Kataoka ら[29-31]は、1st POR までを模擬した空気-水系 1/5 スケールの実験装置を用いて、気水分離器内部旋回環状流の液膜厚さ測定や流動特性の評価方法を提案している。上遠野ら[32]は Kataoka らの装置[29]を拡張、改良し気水分離器外部水位の影響を組み込んだ 2nd POR までを模擬した空気-水系 1/5 スケールの実験装置を用いて、2nd POR までの流動特性を調べた。しかし、実機と同じ 3 つの POR を有する装置で気水分離器性能と流動特性の関係を調べた研究はない。

気水分離器の圧力損失の主因の一つであるスワラーを対象とした改良が多く行われている[24,25,33-36]。Jensen ら[33]は実機 1/2 スケールで 1st POR のみを有する気水分離器模擬実験装置を用いて、スワラー形状が空気-水系旋回二相流の圧力損失に及ぼす影響を調べ、圧力損失がスワラーの旋回羽の出口角度に大きく依存することを明らかにした。Ikeda ら[34,35]は旋回羽の出口角度の減少に加えて、スワラーのハブ径を縮小した低圧力損失型スワラーを提案した。岩城ら[22]は実規模試験装置を用いてこのスワラーの性能評価を行い、液相分離率をほとんど悪化させることなく、気水分離器全体の圧力損失(全圧力損失)を 25 %低減できると報告している。Matsubayashi ら[36]は、1st POR までを模擬した空気-水系 1/5 スケールの実験装置を用い、スワラーの羽角度、羽枚数、ハブ径の各構成要素が圧力損失に及ぼす影響を調べた。この結果、ハブ径の縮小に加え羽枚数の減少が有効と報告している。ただし 3 つの POR を有する装置において羽枚数を減らしても旋回力を維持できるか否かは検証されていない。一方、もう一つの気水分離器の圧力損失の主因である 1st POR の改良は Kataoka ら[31]と上遠野ら[32]の研究程度しか見受けられない。上遠野ら[32]は 2nd POR までを模擬した空気-水系 1/5 スケールの実験装置を使用して、最大液膜厚さの指標となる累積存在確立分布が 99 %となる際の液膜厚さ δ_{99} と一致するように 1st POR とバレル内壁の距離(POR ギャップ幅)を縮小することで、液相分離率を維持しつつ圧力損失が低減できると報告している。しかし彼らの研究では改良型スワラーと組み合わせる場合においても POR ギャップ幅の縮小が有効か否かは示されていない。1st POR の改良例が少ない要因の一つは機器内部の流動特性が明らかでないことが挙げられる。そこで、気水分離器内の旋回二相流動特性を把握し、その知見に基づく機器の改良手法を構築できれば、気水分離器開発の一層の合理化が期待できる。

同様に開発コストおよび開発期間を削減する上では、気水分離器内旋回環状流の液膜厚さと圧力損失を正確に予測・評価することが重要となる。環状流の予測には、多流体モデルが用いられることが多く[37]、気水分離器を対象とした研究でも二流体モデルを使用した計算例が多い[38-41]。中尾ら[25]は、二流体モデルを用いた汎用熱流体解析プログラム STAR-CD[42]と軸対象二次元気液二相流解析コード[39]を使用し、各 POR での液相分離率と CO を評価している。彼らの計算は 1st POR の液相分離率は良好に評価しているものの、2nd POR と 3rd POR の分離率を過小評価した結果、 CO が過大評価されている。この計算では、気液界面摩擦応力のモデルと排水流路モデルの依存性が強く、汎用性に欠けることが指摘されている[43]。寺坂ら[44,45]は、多次元二流体モデルに基

づく計算コードを開発し、旋回羽形状を正確にモデル化し、旋回羽根周りの三次元計算を試みている。彼らは旋回環状流に適用できる気液界面摩擦係数 f_i および壁面摩擦係数 f_w が確立されていないことを指摘し、 f_i は TRAC コード内の相間摩擦力モデル[46]で代用している。二流体モデルの予測精度は f_i および f_w に強く依存する[47]にも関わらず、これまで気水分離器を対象とした数値計算は f_i と f_w を非旋回二相流用の既存モデルから適当に選択して実施されてきたのが実状である。

Wallis[48]は完全発達した水平管内非旋回環状流の実験データを用いて f_i を管内の液相体積率 α_L で整理した相関式を提案している。以降も、異なる管径 D や鉛直管の実験データを用いて種々の相関式が提案されてきた。表 1.2 には代表的な f_i 相関式の一例を示す。既存の f_i 相関式はいずれも発達した非旋回環状流を対象としている。単相流の旋回流れにおける圧力損失は摩擦損失の増加に伴い、非旋回流れの圧力損失よりも増加すると報告されており[53-55]、Kataoka ら[56]は二流体モデルを用いて、非旋回流の f_i と f_w を 5 倍程度増加させることで旋回環状流の液膜厚さを良好に評価している。しかし、これまで単純な鉛直円管内ですら旋回環状流の f_i および f_w を実験的に調べた例はない。従って、旋回環状流の摩擦係数の基礎的実験データベースを拡充するとともに、旋回環状流摩擦係数の整理方法や非旋回環状流用摩擦係数相関式の旋回環状流への適用性を検証する必要がある。

このように未だ実機 BWR 同等の 3rd POR までを有した気水分離器での旋回二相流動および気水分離器性能を評価した例はなく、流動特性に基づいた合理的な改良指針は提案されていない。また、気水分離器内液膜厚さと圧力損失を予測する上で重要となる旋回環状流の f_i ならびに f_w の知見は不十分であり、摩擦係数の実験的取得と旋回二相流動特性の評価手法の構築が気水分離器開発には不可欠である。

表 1.2 既存の f_i 相関式

Authors	D [mm]	(1)	(2)	Swirl	Correlation
Wallis[48]	25.4	→	A-W	No	$f_i = 0.005(1 + 75\alpha_L)$
Moeck[49]	24	↑	S-W	No	$f_i = 0.005(1 + 204\alpha_L^{1.42})$
Fukano and Furukawa[50]	26	↑	A-W A-G	No	$f_i = 0.014(1 + 3\alpha_L)^8$
Fore et al.[51]	102x5*1	↑	N-W	No	$f_i = 0.005[1 + 300(\alpha_L/4 - 0.0015)]$
Belt et al.[52]	19	↑	A-W	No	$f_i = 0.29\alpha_L + 3.143 \times 10^{-4}$

(1)- Flow direction : ↑ = Vertical upflow, → = Horizontal flow

(2)- Fluids : A = Air, W = Water, S = Steam, G = Glycerol, N = Nitrogen

*1 Rectangular duct

1.4 本研究の目的

沸騰水型原子力発電所の安全性と経済性を両立して向上させるため、液相分離率を維持しつつ圧力損失を低減できるように気水分離器の構成要素を改良する必要がある。そのためには気水分離器内旋回二相流動を把握し、その知見に基づいて機器構成要素を効率的かつ合理的に改良することが重要となる。更に気水分離器の開発コストや開発期間を削減する上で、旋回二相流の液膜厚さと圧力損失の予測・評価技術が不可欠である。しかし、機器内部流動に基づいて改良が行われた既存の研究では、実機気水分離器よりも少ないPOR数の模擬試験装置が使用されており、実機同様の三段のPORを持った気水分離器内の流動に関する知見は不十分であり、既存の改良方法の適用性は明らかでない。また、二流体モデルを用いた数値計算の予測精度向上に不可欠な旋回環状流の界面摩擦係数 f_i および壁面摩擦係数 f_w を調べた研究は見受けられない。

そこで本研究では、気水分離器の開発に資する旋回二相流動特性を調べ、その知見に基づけば気水分離器性能を合理的に改良できることを示す。さらに旋回環状流の摩擦係数を実験的に調べ、気水分離器内旋回二相流動特性の評価手法を開発する。

まず、実機と同じ3つのPORで構成される空気-水系1/5スケールの気水分離器模擬実験装置を用いて、原子炉定格運転条件での気水分離器性能を評価するため液相分離率および圧力損失を測定する。さらに内部旋回二相流動特性を調べるため流動撮影と液膜厚さ測定を行う。また、機器に流入する気相ならびに液相体積流束が気水分離器性能に及ぼす影響を調べる。次に、既存研究を整理し改良型スワラーの形状を検討する。スワラーの改良が気水分離器性能および液膜厚さに及ぼす影響を調べ、これら実験データに基づきPORの形状を検討する。また、改良型スワラーと改良型PORを組み合わせた際の気水分離器性能を評価する。さらに旋回環状流の摩擦係数を調べるため、PORを持たない鉛直円管の実験装置を用いて、 f_i および f_w を実験的に測定し、各々の整理方法を検討し相関式を構築する。最後に構築した相関式を用いて予測した旋回環状流の液膜厚さと気水分離器内1st POR入口位置での液膜厚さの測定値を比較し、本予測手法の妥当性を検証する。

1.5 本論文の構成

本論文は5章からなる。各章の概略を以下に述べる。

第1章では、本研究の対象である沸騰水型原子炉の気水分離器について、既存研究と安全性と経済性の向上に向けての課題を整理し、本研究の目的を示した。

第2章では、実機同等の液相分離構造である3rd PORまでを有した空気-水系気水分離器縮小模擬実験装置を用いて、巡回二相流動特性と気水分離器性能を評価する。この目的のため、高速度ビデオカメラを用いた流動撮影ならびに液相分離率、液膜厚さ、圧力損失を測定する。また、気相ならびに液相体積流束が気水分離器性能に及ぼす影響を調べる。

第3章では、既存研究に基づき最適なスワラー構造を選定する。空気-水系気水分離器縮小模擬実験装置を用いて、異なる巡回力をもつ二種類の改良型スワラーが気水分離器性能と液膜厚さに及ぼす影響を調べる。また、液膜厚さのデータに基づき1st PORのギャップ幅を縮小、1st POR後端の形状をテーパ化した改良型1st PORを提案する。最後に改良型スワラーと改良型1st PORを組み合わせた改良型気水分離器の圧力損失低減効果と液相分離率を検証する。さらに、改良型気水分離器の高クオリティ条件への適用性も評価する。

第4章では、縮小模擬した気水分離器実験装置での標準型スワラーとPORを持たない鉛直円管の実験装置を使用して、巡回環状流の f_i と f_w を実験的に取得する。 f_i および f_w の整理方法を検討し、各々の相関式を構築する。構築した相関式を用いて、巡回環状流の液膜厚さの数値予測を行い、気水分離器内1st POR入口位置における液膜厚さの測定値と比較し、巡回環状流用摩擦係数相関式の有用性を検証する。

第5章では、以上の結論を総括し、本研究の結論を述べる。

第1章の参考文献

- [1] 気象庁, “報道発表 平成 30 年 7 月 23 日” (2018)
(https://www.jma.go.jp/jma/press/1807/23a/20180723_kouon.pdf).
- [2] 東京消防庁, “報道発表資料 平成 30 年 7 月 24 日” (2018)
(<http://www.tfd.metro.tokyo.jp/hp-kouhouka/pdf/300724.pdf>).
- [3] World Meteorological Organization, “WMO Statement on the State of the Global Climate in 2017”, WMO-No.1212 (2018).
- [4] BP energy economics, “BP Energy Outlook 2018 edition” (2018).
- [5] Intergovernmental Panel on Climate Change, “Fifth Assessment Report (AR5)” (2014).
- [6] 電気事業連合会, “原子力コンセンサス 2018” (2018).
- [7] 環境省, “放射線による健康影響等に関する統一的な基礎資料(平成 26 年度版)” (2013).
- [8] 日本原子力産業協会・国際部, “各国の原子力政策と世界の原子力開発動向 –IAEA 2017 年原子力閣僚会議から–” (2017).
- [9] 経済産業省 資源エネルギー庁, “第 5 次エネルギー基本計画” (2018).
- [10] 日本原子力産業協会, “世界の原子力発電開発の動向(2018 年版)” (2018).
- [11] 神田誠, 梅田賢治, 三宅修平, 清水建男, 一宮正和, 山下清信, 望月弘保, 与能本泰介, 岡芳明, “原子力プラント工学”, オーム社 (2009).
- [12] R. H. Moen, A. A. Kudirka, G. W. Fitzsimmons, E. L. Burly, “Advances in Boiling Water Reactor Steam Separators Systems”, ASME, No. 69-WA/NE-5 (1969).
- [13] E. L. Burley, R. H. Moen, A. A. Kudirka, “Performance of Internal Steam Separation Systems in Large Boiling Water Reactor Plants”, ASME, No. 72-PWR6 (1972).
- [14] S. Wolf, R. H. Moen, “Advances in Steam-Water Separators for Boiling Water Reactors”, ASME, No. 73-WA/PWR-4 (1973).
- [15] 東芝カタログ: 原子炉機器部 2005-2 ‘99-11 C1.
- [16] 東芝カタログ: 東芝原子力発電設備 2001-5 ‘99-10 A-R3.
- [17] 中尾俊次, 村瀬道雄, 石田直行, 河村勉, 湊明彦, 守屋公三明, “BWR 用セパレーターの圧力損失低減(1) (気水分離器特性予測手法の検討)”, 日本混相流学会論文集, Vol. 15, No. 4 (2001).
- [18] 池田浩, 瀧川幸夫, 岩城智香子, 師岡慎一, 山崎之崇, 山田勝己, 楊井知啓, 曾根田秀雄, “Design-by-Analysis と試験による低圧損気水分離器の開発(I) (解析の妥当性確認および低圧損スワラーの設計)”, 日本原子力学会和文論文誌, Vol. 9, No.2, pp.109 - 107 (2010).
- [19] M. Aritomi., J. H., Chiang, M. Mori., “Fundamental Studies on Safety-related

- Thermo-hydraulics of Natural Circulation Boiling Parallel Channel Flow Systems under Start-up Conditions (Mechanism of Geysering in Parallel Channels)”, *Accid. Anal. Nucl. Safety*, Vol. 33, pp.170-182 (1992).
- [20] M. Furuya, F. Inada, T.H.J.J van der Hagen, “Flashing-induced Density Wave Oscillations in a Natural Circulation BWR –Mechanism of Instability and Stability Map”, *Nucl. Eng. Des.*, Vol. 235, pp.1557-1569 (2005).
- [21] 中尾俊次, “沸騰水型原子炉用気水分離器と蒸気乾燥器内の気液分離現象および気水分離器の圧力損失低減に関する研究”, 大阪大学博士論文 (2007).
- [22] 岩城智香子, 山崎之崇, 師岡慎一, 山田勝己, 池田浩, 楊井知啓, 曾根田秀雄, “Design-by-Analysis と試験による低圧損気水分離器の開発(II) (実規模試験による低圧損気水分離器性能の実証)”, *日本原子力学会和文論文誌*, Vol. 9, No.2, pp.118-124 (2010).
- [23] G. Mauro, M. Sala, G. Hetsroni, “Improved Italian Moisture Separators (IIMS)”, *Nucl. Eng. Desg.*, Vol. 118, pp.179-192 (1990).
- [24] K. Katono, N. Ishida, T. Sumikawa, K. Yasuda, “Air-Water Downscaled Experiments and Three-Dimensional Two-Phase Flow Simulations of Improved Steam Separator for Boiling Water Reactor”, *Nucl. Eng. Desg.*, Vol. 278, pp.465-471 (2014).
- [25] 中尾俊次, 村瀬道雄, 石田直行, 河村勉, 湊明彦, 守谷公三明, “BWR 用セパレータの圧力損失低減(1) (気水分離器特性予測手法の検討)”, *日本混相流学会論文集*, Vol. 15, No. 4 (2001).
- [26] 米田公俊, 稲田文夫, “遠心気水分離器の流動特性 (水・空気系における気液各相の詳細挙動)”, *日本機械学会論文集 (B 編)*, Vol. 70, No. 690 pp.363-370 (2004).
- [27] K. Yoneda, “Study of Standpipe Length for Gas-Liquid Separator”, *Jpn. Soc. of Mech. Eng. Annu. Mtg.*, pp.191-192 (2005).
- [28] 若杉一寿, 中西智久, 坂井臣司, 若井和憲, 隅田勲, “長い垂直管内気液二相旋回流の流動特性 (第1報, 流動様式と圧損特性)”, *日本機械学会論文集 (B 編)*, Vol. 60, No. 578 pp.3345-3351 (1994).
- [29] H. Kataoka, Y. Shinkai, S. Hosokawa, A. Tomiyama, “Swirling Annular Flow in a Steam Separator”, *Trans. ASME. J. Eng. Gas Turb. Pow.*, Vol. 131 (3), Paper No. 032904 (2009).
- [30] H. Kataoka, A. Tomiyama, S. Hosokawa, A. Sou, M. Chaki, “Two-Phase Swirling Flow in a Gas-Liquid Separator”, *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. J. Pow. Ene. Sys.*, Vol. 2, No. 4 pp.1120-1131 (2008).
- [31] 片岡宏庸, 富山明男, 細川茂雄, 宋明良, 茶木雅夫, “気水分離器内液相分離部の形状が分離性能に及ぼす影響”, *日本混相流学会論文集 混相流研究の進展 3*, pp.67-74 (2008).
- [32] 上遠野健一, 田丸隼人, 細川茂雄, 林公祐, 富山明男, “気水分離器における液

- 相分離部が気液分離性能に及ぼす影響”，日本混相流学会論文集，Vol. 29，No. 4 pp.343-350 (2015).
- [33] D. W. Jensen, T. F. Carter, G. W. Fitzsimmons, P. F. Peterson, “BWR Steam Separator Swirler Optimization”, Proc. of 4th Int. Conf. of Nucl. Eng. (ICONE-4), Vol. 2, pp.517-525 (1996).
- [34] H. Ikeda, T. Shimizu, T. Narabayashi, T. Kondo, K. Nishida, T. Fukuda, “Improvement of BWR Steam Separator with Three-Dimensional Gas-Liquid Two-Phase Flow Simulation Method”, Proc. 11th Int. Conf. of Nucl. Eng. (ICONE-11), pp.1-9 (2003).
- [35] 池田浩, 瀧川幸男, 岩城智香子, 師岡慎一, 山崎之崇, 山田勝己, 楊井知啓, 曾根田秀雄, “Design-by-Analysis と試験による低圧損気水分離器の開発(I) (解析の妥当性確認および低圧損スワラーの設計)”, 日本原子力学会和文論文誌, Vol. 9, No.2, pp.109-117 (2010).
- [36] T. Matsubayashi, K. Katono, K. Hayashi, A. Tomiyama, “Effects of Swirler Shape on Swirling Annular Flow in a Gas-Liquid Separator”, Nucl. Eng. Desg., Vol. 249, pp.63-70 (2012).
- [37] G. F. Hewitt, N. S. Hall-Taylor, “Annular Two-Phase Flow”, Pergamon Press, Oxford (1970).
- [38] G. S. Srikantiah, S. S. Wang, “Numerical Modeling of Phase Separation in Steam Separators by a Three-Dimensional Two-Fluid Model”, Proc. 4th Int. Top. Mtg. Nucl. React. Therm. Hydr. (NURETH-13), No. 2 pp.1031-1036 (1989).
- [39] 湊明彦, 山内俊男, 高森和英, 須々木晃, “二流体モデルによる気液二相旋回流の解析”, 第31回日本伝熱シンポジウム講演論文集, pp.133-135 (1994).
- [40] S. Yokobori, M. Akiba, H. Terasaka, Y. Kudo, F. Koh, T. Saito, “Investigation of Two-Phase Flow Characteristics in the BWR Steam Separator”, 4th Int. Conf. Nucl. Eng. (ICONE-4), Vol. 1 pp.131-139 (1996).
- [41] M. Chaki, M. Murase, “Evaluation of the Sensitivity of a Two-phase Flow model for Steam Separators Analysis”, Proc. 14th Int. Conf. Nucl. Eng. (ICONE-14), Paper No. 89507 (2006).
- [42] シーディーアダプコジャパン, STAR-CD ユーザーズマニュアル (Ver. 3.05).
- [43] 片岡宏庸, “沸騰水型原子炉気水分離器内の旋回二相流に関する研究”, 神戸大学博士論文 (2010).
- [44] 寺坂晴夫, “BWR セパレータの流動解析”, 第3回オーガナイズド混相流フォーラム(OMF'99-Yokohama)講演論文集, pp.44-49 (1999).
- [45] H. Terasaka, S. Shimizu, “Two-Phase Flow Simulation around Swirler in a BWR Steam Separator”, Proc. 15th CFD Symp. <C14-2>, (2001).
- [46] 秋山守 (監修者), 有富正憲 (監修者), “新しい気液二相流数値解析—多次元流動解析—”, コロナ社 (2002).

- [47] M. Ishii, K. Mishima, “Two-Fluid Model and Hydrodynamic Constitutive Relations”, Nucl. Eng. Desg., Vol. 82 pp.107-126 (1984).
- [48] G. B. Wallis, “Annular Two-Phase Flow Part 1: A Simple Theory”, J. Basic Eng., Vol. 92 (1) pp.59-72 (1970).
- [49] E. O. Moeck, “Annular-Dispersed Two-Phase Flow and Critical Heat Flux”, McGill University Ph.D. thesis (1970).
- [50] T. Fukano, T. Furukawa, “Prediction of the Effects of Liquid Viscosity on Interfacial Shear Stress and Frictional Pressure Drop in Vertical Upward Gas-Liquid Annular Flow”, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 24 No. 4 pp.587-603 (1998).
- [51] L. B. Fore, S. G. Beus, R. C. Bauer, “Interfacial Friction in Gas-Liquid Annular Flow: Analogies to Full and Transition Roughness”, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 26 pp.1755-1769 (2000).
- [52] R. J. Belt, J. M. C. Van’t Westende, L. M. Portela, “Prediction of the Interfacial Shear-Stress in Vertical Annular Flow”, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 35 pp.689-697 (2009).
- [53] O. Kitoh, “Experimental Study of Turbulent Swirling Flow in a Straight Pipe”, J. Fluid Mech., Vol. 225 pp.445-479 (1991).
- [54] F. T. Kanizawa, G. Ribatski, “Two-Phase Flow Patterns and Pressure Drop inside Horizontal Tubes Containing Twisted-Tape Inserts”, Int. J. Mult. Flow., Vol. 47 pp.50-65 (2012).
- [55] 梶沢政保, “真っ直ぐな円管内の乱流旋回流の特性—圧力損失に及ぼす旋回の影響—”, 日本混相流学会論文集 ながれ 17, pp.202-213 (1998).
- [56] H. Kataoka, Y. Shinkai, A. Tomiyama, “Pressure Drop in Two-Phase Swirling Flow in a Steam Separator”, Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. J. Pow. Ene. Sys., Vol. 3, No. 2 pp.382-392 (2009).

第 2 章

気水分離器内旋回二相流の流動特性と性能評価

2.1 緒言

沸騰水型原子力発電所の安全性と経済性を共に向上させるための合理的機器改良指針の構築には、まず気水分離器内旋回二相流動の理解に基づいた気水分離器性能の評価が必要となる。しかし、第 1 章で記述したように、実機同等の 3rd ピックオフリング (Pick-off ring : POR)までを有した気水分離器で内部旋回二相流動と気水分離器性能が調べられた例はなく、既存研究の改良案の実機気水分離器への適用性は不明である。

本章では、まず原子炉定格運転条件における気水分離器内旋回二相流の流動特性および気水分離器性能の評価を目的とする。そのため、縮小模擬した気水分離器実験装置を用いて、空気-水系旋回二相流を対象とし、内部流動撮影ならびに液膜厚さ、気液分離率、圧力損失を測定する。

2.2 気水分離器縮小模擬実験装置

図 2.1 に実機気水分離器を 1/5 スケールに縮小した模擬実験装置を示す。本装置は内径 40 mm のバレル、3 つの POR、スワラー、ディフューザ、内径 30 mm のスタンドパイプ、内径 60 mm のプレナム、気液混合部、水供給系および空気供給系、上部タンク、貯水槽からなる。POR は下部より順に 1st, 2nd および 3rd POR と呼ぶ。また、スワラーと 1st POR, 1st POR と 2nd POR, 2nd POR と 3rd POR の間に位置するバレルを各々 1st, 2nd と 3rd バレルと呼ぶ。バレルは流動撮影および液膜厚さ測定のために、透明アクリル製樹脂で製作した。

空気はコンプレッサ(Oil-free Scroll 11, Hitachi Industrial Equipment System)から供給された圧縮空気をレギュレータ(R600-20, CKD)で減圧した後、流量計(FLT-N, Nippon Flow-cell)を経て気液混合部底面へと供給される。水は貯水槽からポンプ(MD-40RX, Iwaki Ltd.)により汲み上げられ、流量計(FLT-N, Nippon Flow-cell)を経て気液混合部側面へ供給される。なお、投げ込み式ヒータで貯水槽内の水を加熱することで試験中の水温を維持した(298 ± 2 K)。気液混合部の概略を図 2.2 に示す。気液混合部内部には ABS 樹脂

製多孔質散気筒(DAICEN MEMBRANE-SYSTEMS, パールコン, 内径 60 mm, 外形 70 mm, 長さ 50 mm, 空孔径 400 μm , 空孔率 36 %)を設置した. 混合部壁面に供給した水は, 散気筒を介して, 混合部底面から供給される気流と周方向に均一に混入する.

図 2.3 にディフューザ内に装着されているスワラーの概略図を示す. スワラーは旋回羽および羽を固定するハブで構成される. 材質には ABS (Acrylonitrile Butadiene Styrene)樹脂を使用し, 熱溶解積層方式により製作した. 幾何形状は実機 BWR での形状 [1]を模擬し, 羽枚数は 8 枚, 入口側のハブ直径は 6 mm また出口側では 15 mm, 出口側の羽根角度 θ_0 はハブ側で 30°, 壁側で 60°となっている. スワラーはディフューザと 1st バレル間に挟んで固定される.

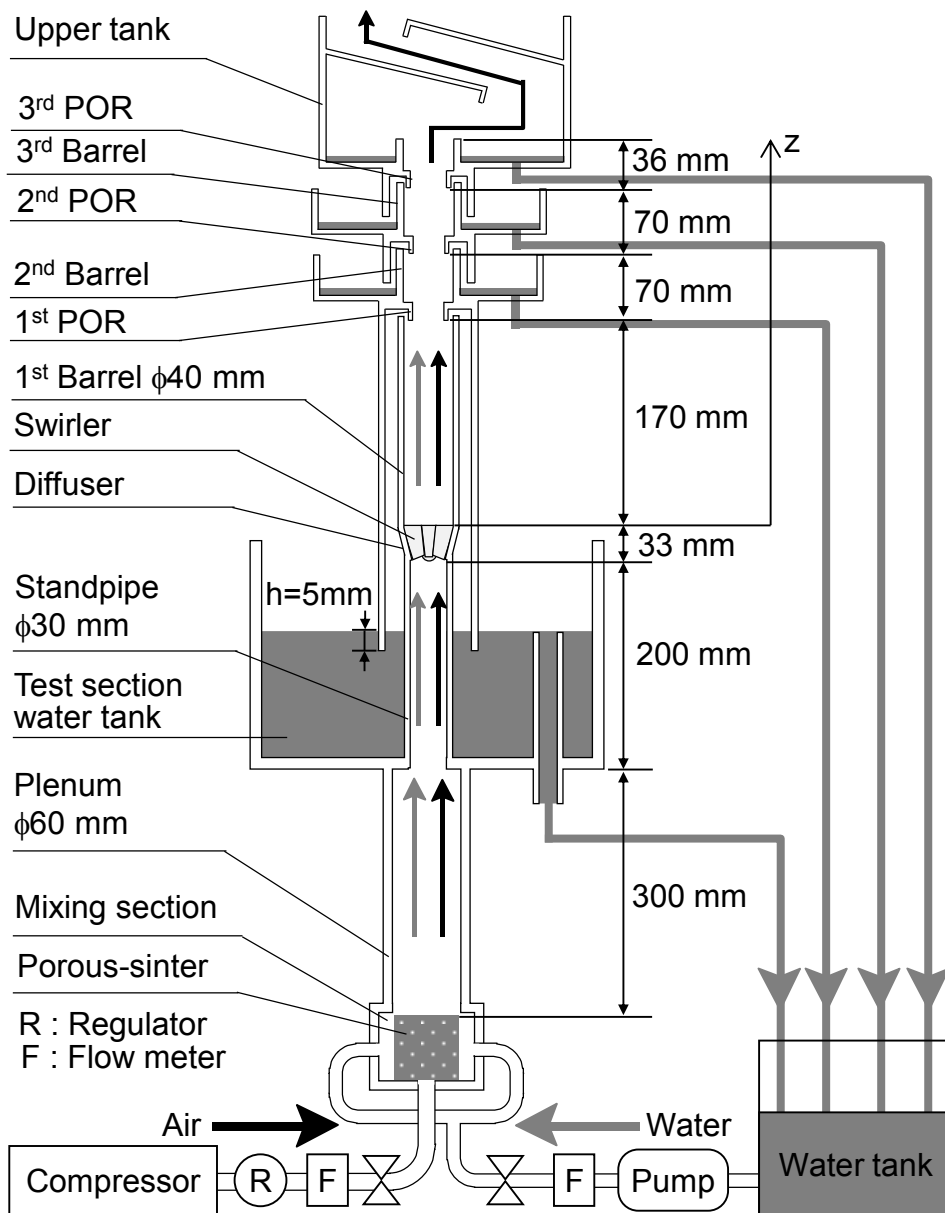


図 2.1 空気-水系 1/5 スケール気水分離器模擬実験装置

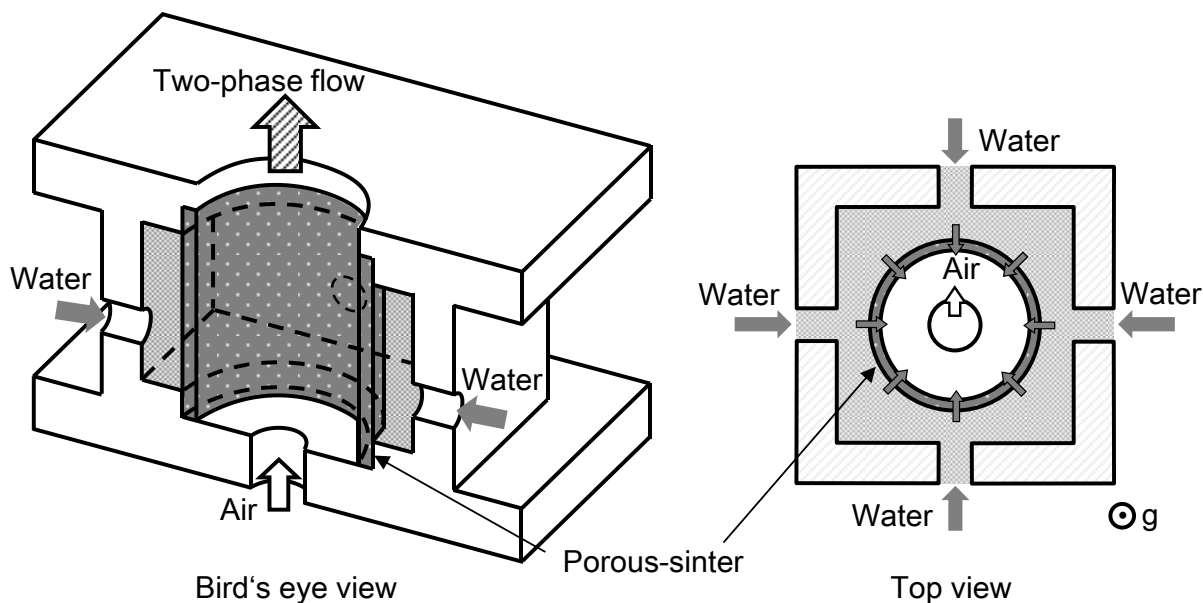


図 2.2 気液混合部概略

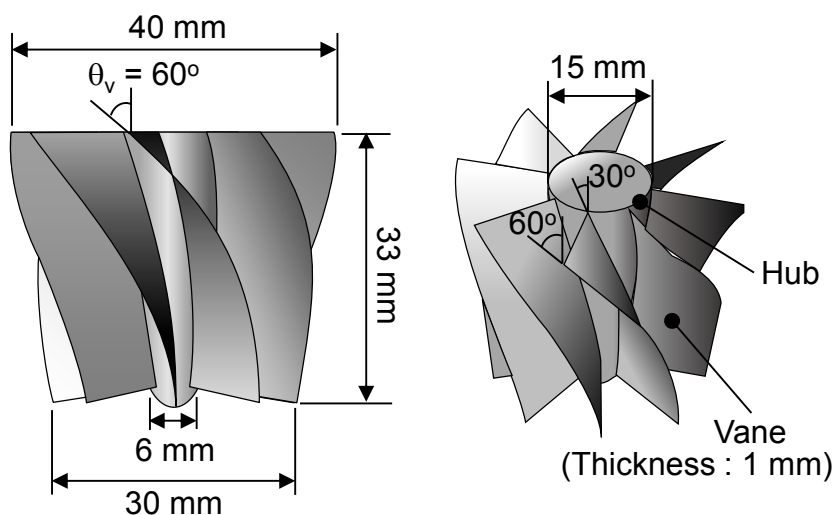


図 2.3 スワラー概略

各 POR はバレル壁面近傍の流れとガスコア流を分離する。1st POR で分離された水は 1st バレル外周に位置する排水流路用の間隙を流れ、スタンドパイプ周囲の実験部貯水槽を経由して、貯水槽へと戻る。また、2nd および 3rd POR で分離された液相は各々のバレル外周の排水流路を通じて、分離されなかった液相は上部タンクで受け止められて、貯水槽へと戻る。実験部貯水タンクの水位 h が増加すると、1st POR 排水流路出口に加わる静水圧が増加し液相分離率が抑制される[2]。本研究では、ABWR 定格運転条件での標準水位における排水流路出口に加わる静水圧と機器内部の全圧との比が一致するように縮小模擬装置の h を定めた($h = 5 \text{ mm}$)[3]。

2.3 実験方法

2.3.1 気相および液相質量流量

図 2.4 に POR の詳細図を示す。バレル内壁と POR 外壁の間隔は POR ギャップ幅と定義され、実機気水分離器と幾何学的に相似となるよう 1st, 2nd および 3rd POR で各々 3.4 mm, 1.9 mm, 1.15 mm と定めた。また、POR の肉厚はいずれも 0.6 mm である。スワラーの出口を基準軸方向高さ $z = 0$ mm として、1st, 2nd および 3rd POR 先端は各々 $z = 170, 240, 310$ mm に位置する。

質量流量 $W_{LT}, W_{L1}, W_{L2}, W_{L3}$ および W_{LO} は各々全供給液相、1st, 2nd および 3rd POR で分離される液相、未分離の液相であり、受け止め法によって計測した。擾乱波周期に比べて十分長い時間の測定を行うため、各液相質量流量の測定時間は 80 s 以上と設定した。 i 番目の POR による分離液相流量と全供給液相流量の比である液相分離率 W_{Si}^* 、また全分離液相流量と全供給液相流量の比である合計液相分離率 W_{ST}^* は次式で定義される。

$$W_{Si}^* = \frac{W_{Li}}{W_{LT}} \quad (i = 1-3) \quad (2.1)$$

$$W_{ST}^* = \sum_{i=1}^3 W_{Si}^* = \frac{W_{L1} + W_{L2} + W_{L3}}{W_{LT}} \quad (2.2)$$

ここで 95 %信頼区間において $W_{S1}^*, W_{S2}^*, W_{S3}^*$ および W_{ST}^* の不確かさは各々 0.29, 1.23, 1.56, 0.05 % であった。

また全供給気相質量流量、1st, 2nd および 3rd POR で排出される気相質量流量、出口部での気相質量流量を各々 $W_{GT}, W_{G1}, W_{G2}, W_{G3}$ および W_{GO} として定義する。実験部貯水槽に排出された気相を水上置換法で測定し W_{G1} を算出した。ここでキャリーオーバー (Carry over : CO) およびキャリーアンダー (Carry under : CU) は各々次式で定義される[2]。

$$CO = \frac{W_{LO}}{W_{LO} + W_{GO}} \quad (2.3)$$

$$CU = \frac{W_{G1}}{W_{G1} + W_{L1}} \quad (2.4)$$

なお CO の算出においては $W_{GO} \approx W_{GT} - W_{G1}$ を仮定した。この仮定では、 W_{G2} と W_{G3} を考慮できないが、 W_{G1} は W_{GT} の 1 % 程度であり、ギャップ幅の小さい 2nd POR と 3rd POR で分離される気相質量流量 (W_{G2} と W_{G3}) は W_{GT} と比べ無視できるほど小さいとみなした。95 %信頼区間において CO および CU の不確かさは各々 1.6 % と 2.5 % であった。

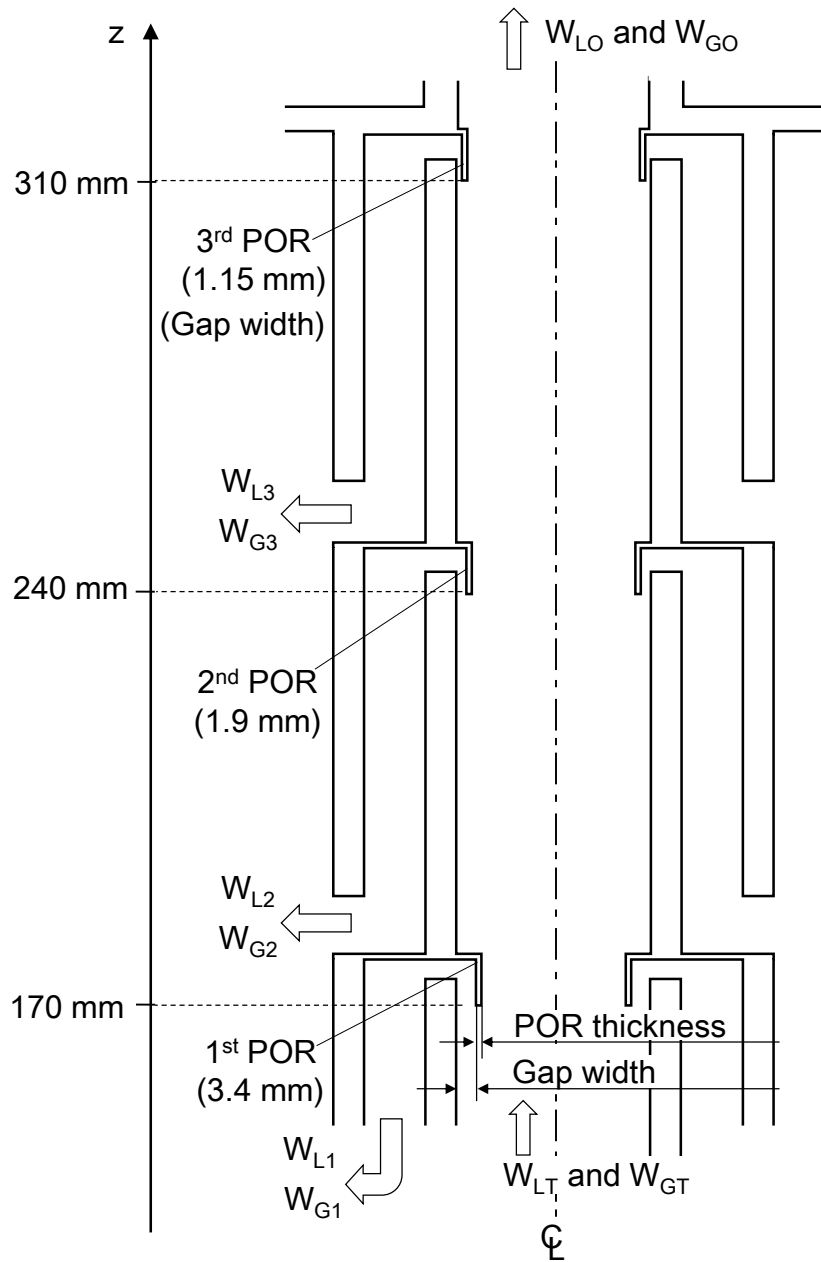


図 2.4 ピックオフリング概略

2.3.2 流動撮影

スワラー直後と 2nd POR 通過後の旋回二相流動を観察するため、高速度ビデオカメラ(Motion Pro X-3, IDT, フレームレート = 4000 frame/s, 露光時間 = 200 μ s)および光源にレフランプ(PRF-500WB, Panasonic)を使用して 1stバレルと 3rdバレルにおける流動を撮影した。通常の 1stバレルの外周部には分離した液相の排水流路が存在するため、1stバレル内部流動は明確に撮影できない。そこで 1stバレルの流動撮影の際には、図 2.5 に示すようにバレル外周部の一部に排水流路を持たず、平滑面が加工された流動撮影用 1stバレル

ルを使用した。また、流動撮影用 1st バレルは本来の 1st POR 入口位置($z = 170$ mm)での流動が明確に観察できるように軸方向にバレル長さを 60 mm 延長した。図 2.6 に示すように、3rd バレルの流動撮影においても分離液相流路を持たずバレル長さを軸方向に延長した流動撮影用 3rd バレルを使用した(1st, 2nd バレルは通常の構成)。

図 2.7 にバレル内部流動撮影方法を示す。ボアスコープ(R080-084-000-50, Olympus Corp.)を装着した高速度ビデオカメラ(Motion Pro X-3, IDT, フレームレート = 1000 frame/s, 露光時間 = 990 μ s および Motion Pro M5, IDT, フレームレート = 400 frame/s, 露光時間 = 2500 μ s)を試験部上方からバレル内に挿入した。各バレル位置での内部旋回二相流動を調べるため、ボアスコープの先端位置を $z = 150$ mm, 2nd POR 入り口高さの $z = 240$ mm, 3rd POR 下流の $z = 380$ mm での三点で撮影を行った。光源としてバレル側面からレフランプを照射し、ボアスコープ先端からはメタルハライドファイバー(Fiber-Light MH-100, Edmund Optics)で光を照射した。

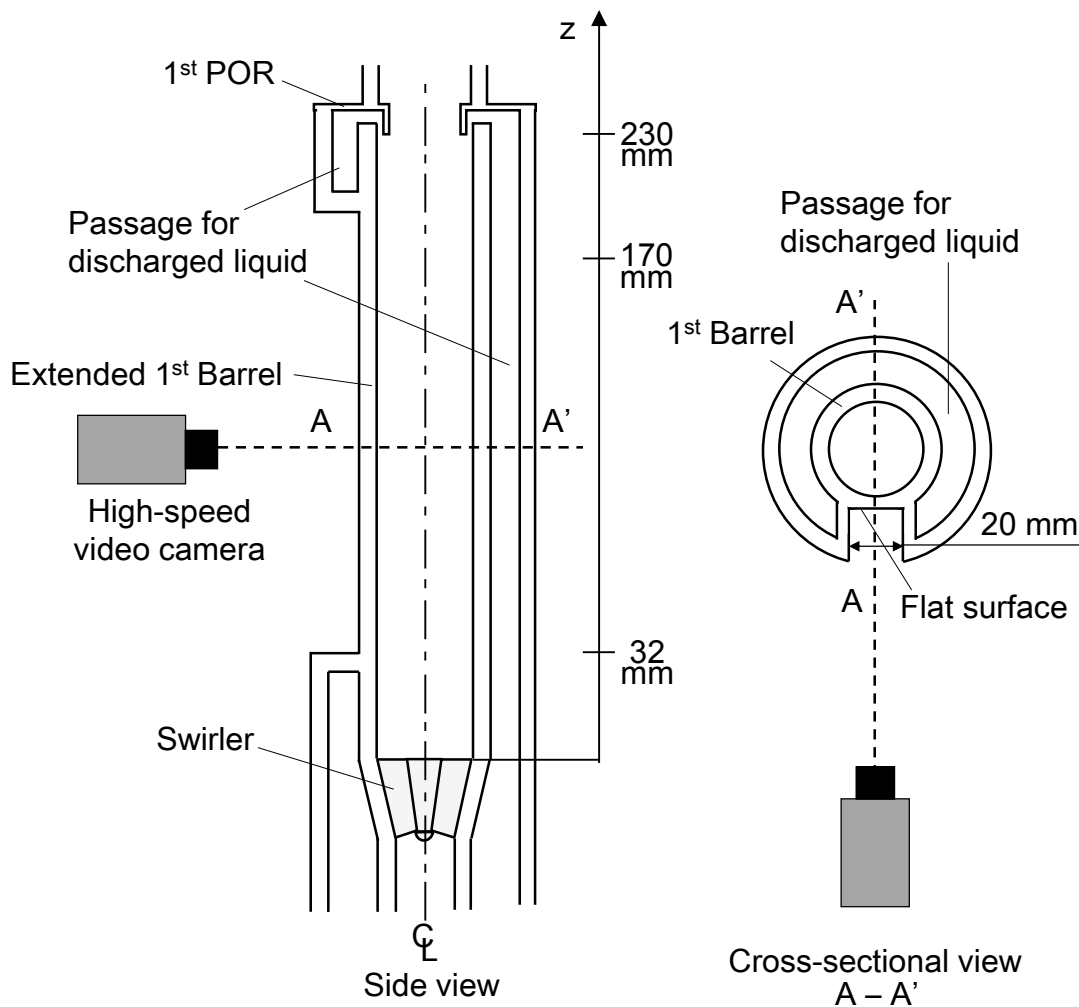


図 2.5 流動撮影用拡張 1st バレル

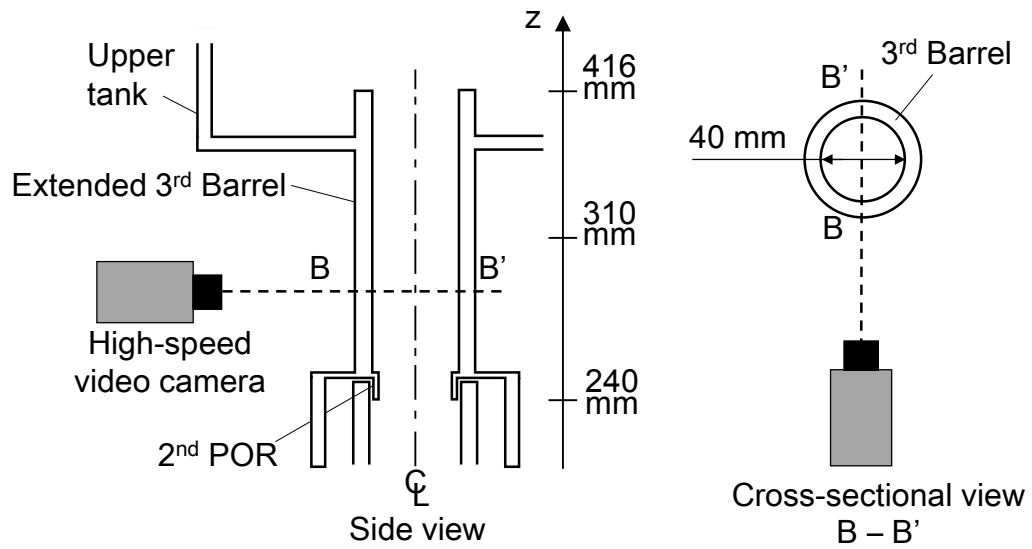


図 2.6 流動撮影用拡張 3rd バレル

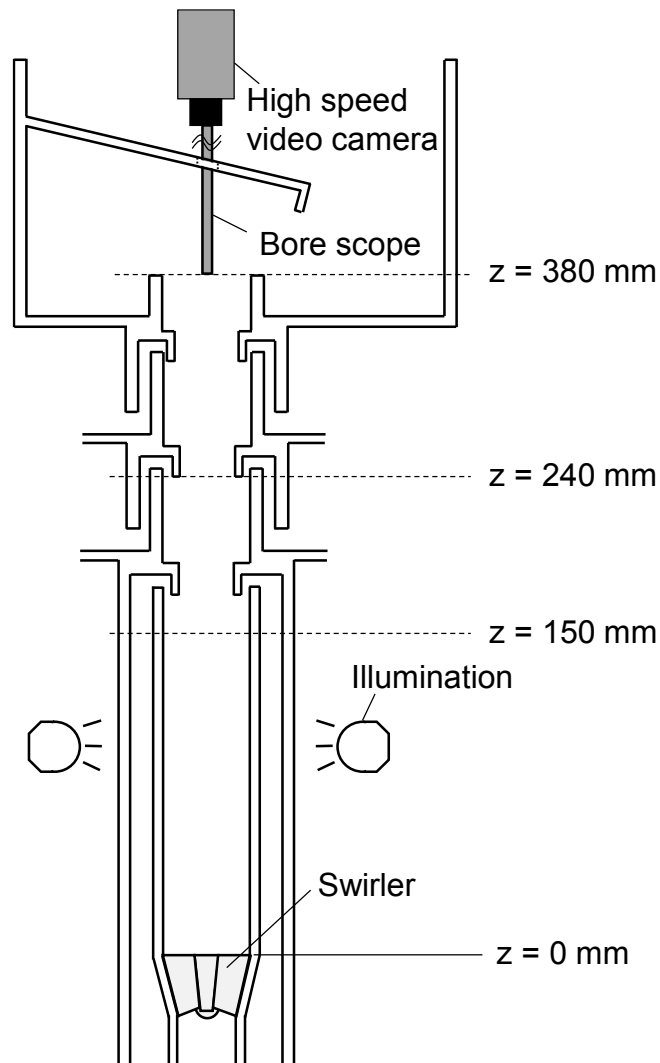


図 2.7 バレル内部の流動撮影方法

軸方向の流れの発達や時間変化を理解するため、撮影した画像に対して Time strip 処理[4]を施した。図 2.8 では一例としてある二相流の撮影画像に対して Time strip 処理を施した場合の模式図を示す。Time strip では撮影した元画像（図 2.8 (a)）の任意領域のピクセルデータを撮影フレームごとに抽出し、それらのピクセルデータを時間に対して再配置する（図 2.8 (b)）。本研究では主流方向中心線のピクセルデータを抽出した。この結果、元画像では離散的な上昇気泡や波の軌跡が連続的に表現できる。また Time strip 画像における界面の勾配は、軸方向への界面移動速度を示す。図 2.8 (b)の破線の丸で示すように、プラグ流の上昇方向移動速度が低下している点では、界面の勾配が小さくなっていることがわかる。

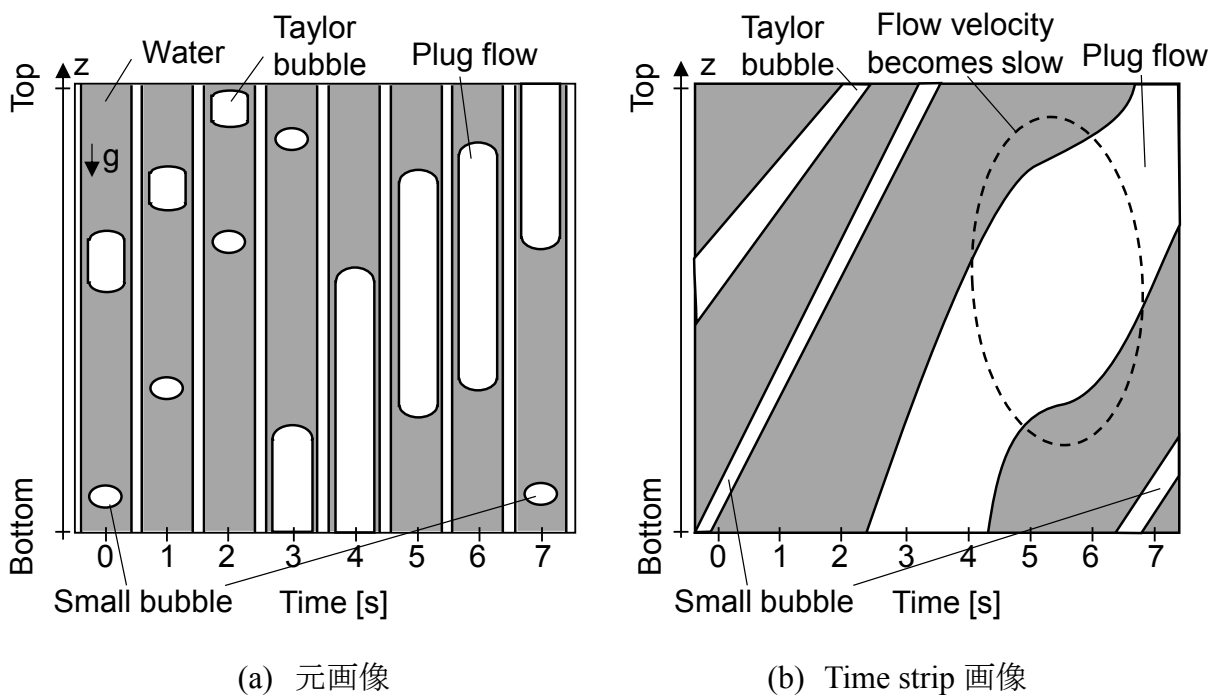


図 2.8 Time strip 画像処理[5]

2.3.3 液膜厚さ測定

管路内気液二相流において、気相流量が増加すると、液相は一般に流路壁に沿った液膜流を形成し、密度の小さい気相は流路中心部を高速で流れる環状流となる。また、気水分離器内部の旋回環状流では、気相内の液滴が遠心力の作用で液膜に付着し、液膜厚さが増加することが指摘されている[6]。液膜流はこのような液滴付着や表面張力、界面せん断力の作用で気液界面が時間的・空間的に激しく変動する[7]。よって高時空間分解能かつ非接触による液膜厚さ測定が望ましい。

本研究ではレーザーフォーカス変位計(Laser focus displacement meter : LFD, LT9030M, KEYENCE Corp.)を用いてバレル内の液膜厚さを測定した。LFDのレーザスポットの径は約 $7\mu\text{m}$ 、空間分解能は $0.1\mu\text{m}$ 、サンプリング周期は 0.64ms である。LFDの測定原理を図2.9に示す。半導体レーザーから照射された円錐状レーザ光は音叉により高速で往復する対物レンズを通り、対象物上で焦点を結ぶ。対象物より散乱した光はハーフミラーで反射され、ピンホールに到達する。共焦点原理によりレーザ光が対象物で焦点を結んだときにその反射光がピンホールの一点で集光され、ピンホール背後の受光素子に入光することで信号強度が増加する。この時のレンズ位置と音叉位置をセンサで認識することで、対象物までの距離が求まる。

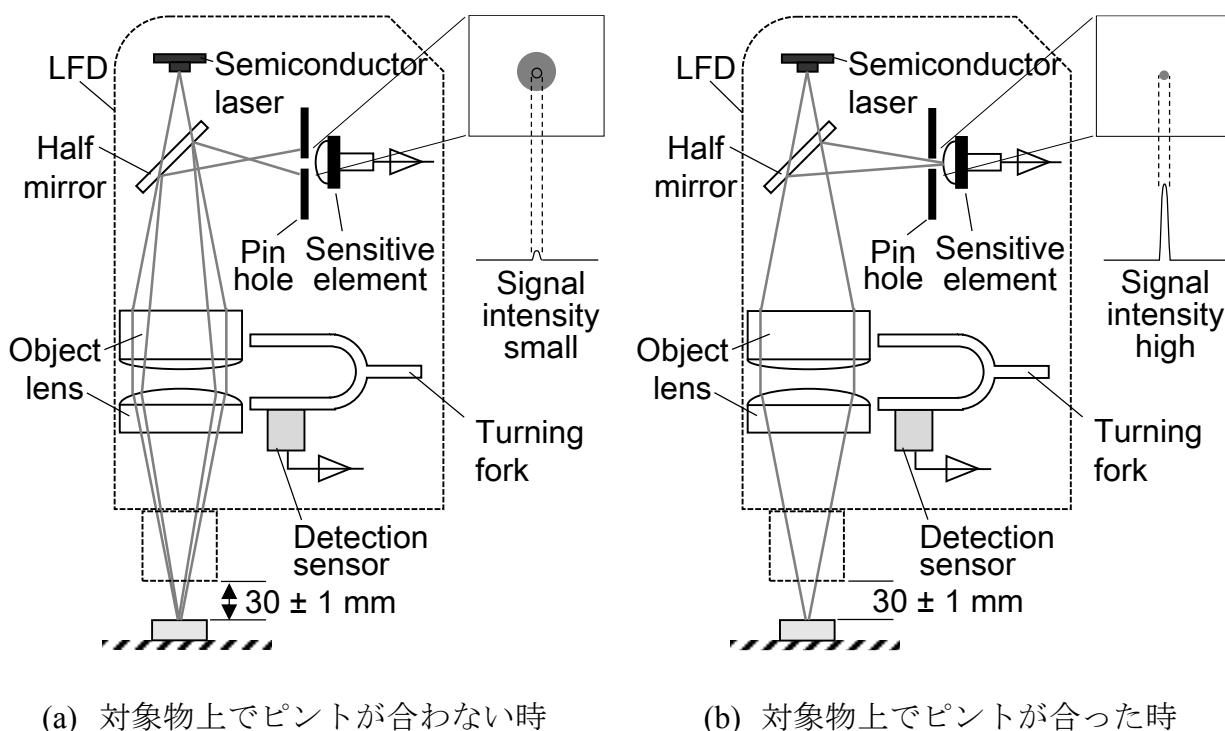


図 2.9 LFD の測定原理[8]

LFD を用いて透明体厚さを測定する際には通過する透明体の密度を考慮した屈折補正を施す必要がある。本実験においては空気および水の密度を考慮した屈折補正を施す。平板壁面上の液膜に対する屈折補正の概略を図 2.10 に示す。図中、 β は入射角もしくは屈折角、 n は絶対屈折率であり下付文字 G, AC, L はそれぞれ空気、アクリル、水を示す。ここで時間 $t = t_0$ で A 地点より照射されたレーザーが空気とアクリル間で屈折し、アクリルと液膜の界面(A'地点)で焦点を結ぶとする。微小時間 t_1 後に音叉によって対物レンズ位置が変化し、B 地点から照射されたレーザーは液膜と空気の界面(B'地点)で焦点が結ばれる。LFD では A 地点から B 地点の変位量 δ_m が測定される。しかし、各界面で屈折を伴うため、 δ_m と実際の液膜厚さ δ は異なる。 δ と δ_m の比は平板の厚みや屈折率には依存せず、空気と作動流体の屈折率のみに依存するため、対象とする流体が水の場合、 δ は次式で補正できる[9]。

$$\delta = 1.332\delta_m \tag{2.5}$$

賞雅ら[10]は LFD を用いて鉛直壁面を流下する液膜波形の特性を測定し、透明壁通過時の屈折の影響を上式で補正し、液膜厚さを精度良く測定できると報告している。

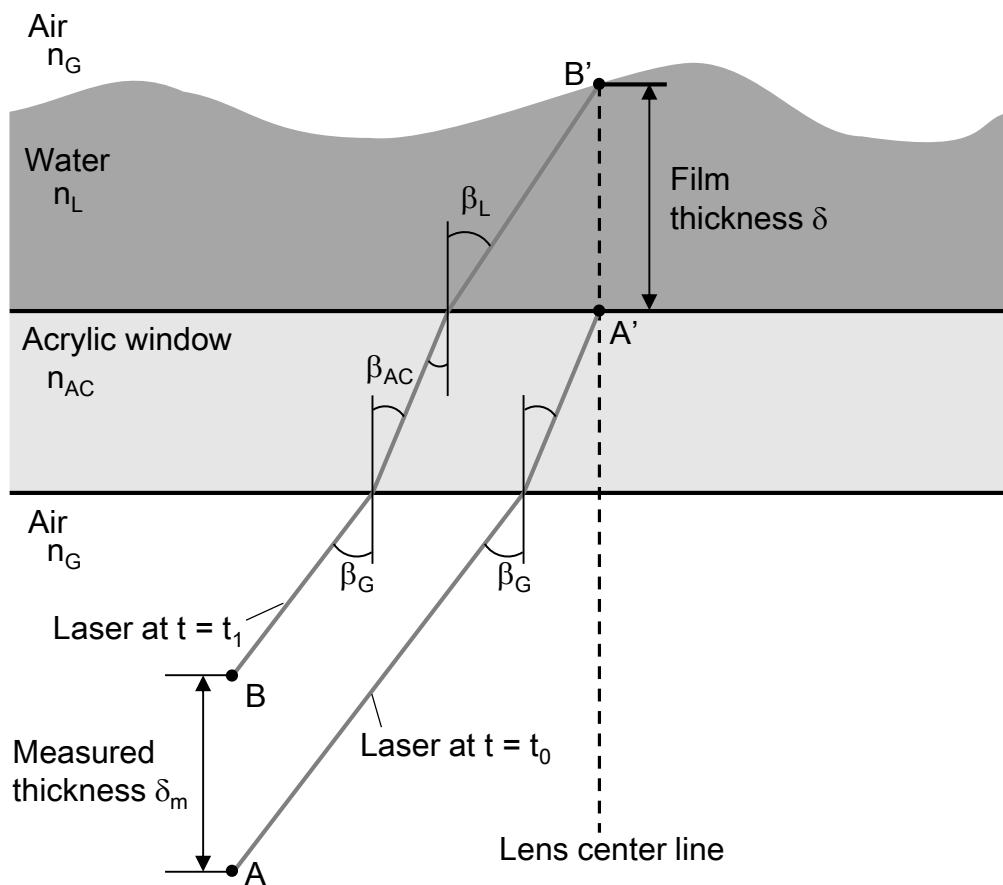


図 2.10 平行面に対するレーザー経路

円管の場合は、レーザの水平方向が曲率の影響を受けるため、鉛直方向のレーザと同一地点で焦点を結ぶことができない。このため、受光素子に入光する散乱反射光の強度が低下し、膜厚の検知回数や周期が大きく低下する傾向にある。そこで賞雅ら[11]は円管外壁面の一部を平滑にすることで、散乱反射光が検知レベルを超え測定が可能となると報告している(図 2.11)。また、波津久ら[12]はこの手法を利用して、LFD で鉛直円管上昇環状流の液膜厚さを測定できると報告している。本研究においてもバレル外壁の一部を平滑面に加工し、液膜厚さを測定した。管外壁を平滑面とした際の補正式は管内径 D を用いて、次式[11]で与えられる。

$$\delta = \left(1.332 + 0.356 \frac{\delta_m}{D} \right) \delta_m \quad (2.6)$$

LFD から出力される測定値 δ_m はバレル内径 40 mm に対して十分小さく、式(2.5)と式(2.6)に対する誤差は 2 % 以下ではあるが、本研究では式(2.6)を用いて測定値を補正した。

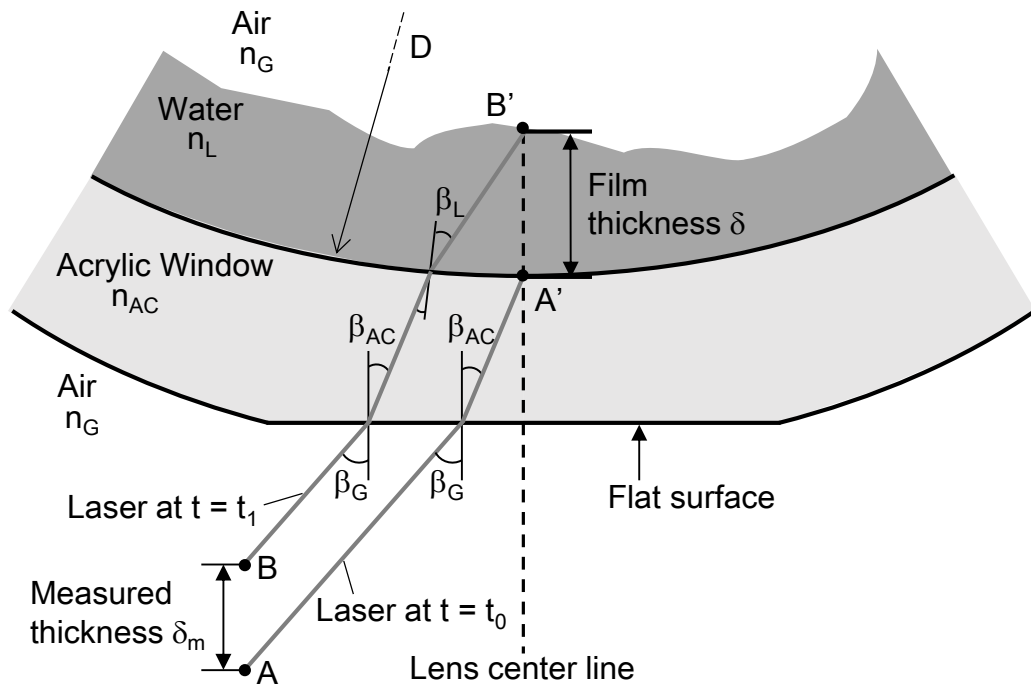


図 2.11 円管の外周の一部を平滑面にした場合のレーザ経路

予備実験として LFD の測定精度と測定限界値を調べた。図 2.12 に示すようにトラバース (TSD-609S, シグマ光機) の移動距離と LFD によって出力される任意面からアクリル壁までの変位量 δ_m を比較した。ここでトラバースは 10 μm 間隔で移動させた。図 2.13 にトラバースの移動距離と δ_m の関係を示す。 δ_m とトラバースの移動距離の差は 1.4 % 以下であった。また、LFD で測定可能な最大 δ_m は約 2.2 mm である。よって式(2.5)より妥当に測定可能な最大液膜厚さは

約 3.0 mm である. なお測定可能な最大液膜厚さ以下であっても, ロールウェーブ[13]といった多価関数の波や, 気液界面の曲率が大きい波は散乱光強度が低下するため LFD で測定できない可能性があることを注記しておく.

実験条件として, サンプル間隔を 0.64 msec, サンプル数は平均値が十分収束する 50000 点とし 6 回の平均値を用いた. 95 %信頼区間における平均液膜厚さの不確かさは 1st, 2nd 及び 3rd POR 入口位置においてそれぞれ 1.6 %, 3.6 %と 3.3 %であった.

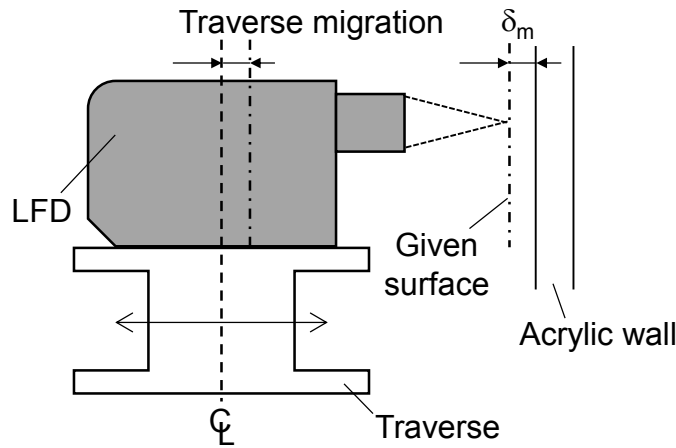


図 2.12 LFD の精度検証実験

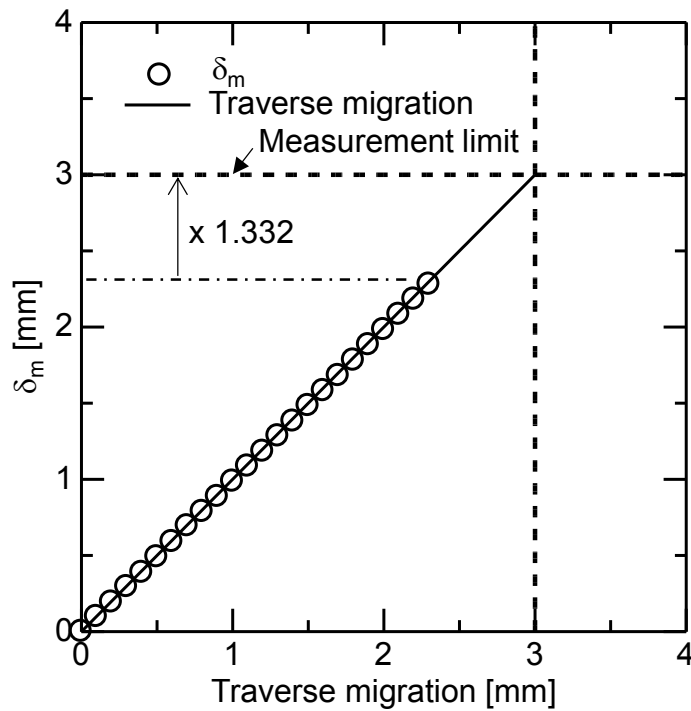


図 2.13 LFD の測定精度と測定限界値

2.3.4 圧力損失測定

試験部の圧力損失は微差圧トランスデューサ(DP15, Validyne Ltd., 測定レンジ 0-1 kPa, フルスケール誤差 $\pm 0.25\%$ および DP45, Validyne Ltd., 測定レンジ 0-3 kPa, フルスケール誤差 $\pm 0.25\%$)を用いて測定した. 図 2.14 に示すように試験区間に 6 つの測定孔(孔径 1 mm)を設け, 各点と差圧計をポリウレタンチューブ(外径 4 mm, 内径 2.5 mm, TU0425C-20, SMC)で接続することで各構成機器での圧力損失を測定した. 差圧計と測定点を繋ぐチューブ内の流体の圧縮性が測定値に及ぼす影響を小さくするため, 非圧縮性の流体が封入されることもある[14]. 液体を封入する場合, チューブ内の流体密度の増加に伴い静水圧が増加することで, 大きい測定レンジの差圧計を使用する必要がある, フルスケール誤差が増加する. 本実験では発生する圧力の絶対値が小さく, チューブ内を空気で満たしても圧縮性の影響が少なく, 液の侵入が見られなかったことから, チューブ内の流体に空気を使用した. サンプル周期は 1.0 msec とし平均値が十分収束する 50000 点の計測を行い 10 回の測定データの平均値を取得した. 95 %信頼区間における平均ゲージ圧の不確かさは 0.3 %であった.

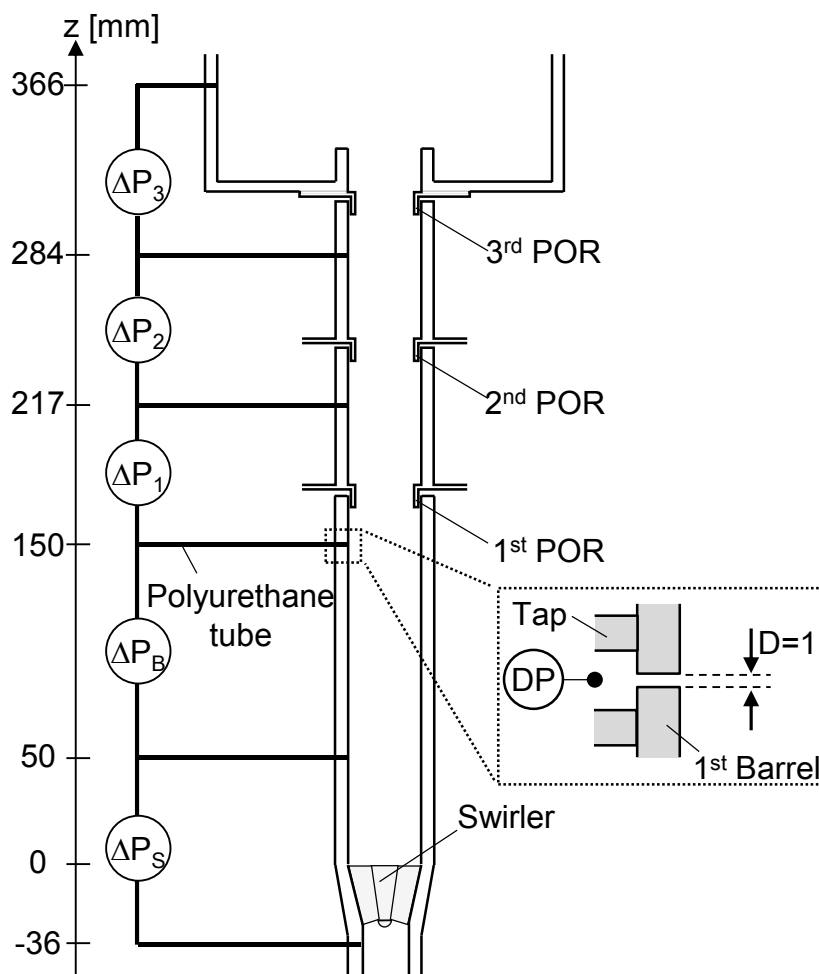


図 2.14 圧力損失測定方法

2.4 実験条件

Katono ら[15]はクオリティ x と二相旋回力 F_C を一致させることで空気-水系縮小模擬した気水分離器の液相分離率と BWR での気水分離器の液相分離率が良好に一致すると報告している。ここで x と F_C は以下の式で定義される。

$$x = \frac{\rho_G J_G}{\rho_G J_G + \rho_L J_L} \quad (2.7)$$

$$F_C = \frac{2\rho_m (J_G + J_L)^2}{D} \tan \bar{\theta}_v \quad (2.8)$$

下付文字 G および L は各々気相と液相を示し、 ρ は密度、 J はバレルにおける体積流束、 D は管径、 $\bar{\theta}_v$ はスワラーのハブから管壁までの出口側羽根角度の平均値である。ここで二相平均密度 ρ_m は次式で与えられる。

$$\rho_m = \rho_G \alpha + \rho_L (1 - \alpha) \quad (2.9)$$

α はボイド率であり、均質流を仮定すると次式で定義される。

$$\alpha = \frac{x\rho_L}{x(\rho_L - \rho_G) + \rho_G} \quad (2.10)$$

このスケーリング則に基づくと、Hyper ABWR[16]の定格運転条件に対応する実験条件は、バレル内気相体積流束 $J_G = 14.6$ m/s、バレル内液相体積流束 $J_L = 0.08$ m/s、クオリティ $x = 0.18$ となる。また、BWR 稼動時に気水分離器に流入するクオリティが低下すること[17]や、気水分離器のシュラウドヘッドの取り付け位置によって流入するクオリティが異なる。そこで J_G および J_L が気水分離器性能に及ぼす影響を調べるため、定格運転条件を包含する $J_G = 12.0\text{--}17.8$ m/s および $J_L = 0.05\text{--}0.11$ m/s ($x = 0.11\text{--}0.30$)の範囲で実験を行った。

上述のスケーリング則の妥当性を評価するために、本実験体系(空気-水系)で得たキャリーオーバー CO およびキャリーアンダー CU の値と実機 BWR(蒸気-水系)で測定された値[2]の比較を図 2.15, 16 に示す。ここで J_T^* は定格条件でのスタンドパイプ内合計体積流束 J_T で規格化した値であり $J_T^* = (J_G + J_L) / J_T$ として定義した。わずかな差はあるものの、このスケーリング則を用いることで、本実験体系でのキャリーオーバーおよびキャリーアンダーが実機 BWR の結果と良く一致している。また、 J_T^* に対する傾向もおおむね一致している。Katono ら[15]はこのスケーリング則を用いた場合、蒸気-水系と空気-水系で圧力損失の定性的な傾向も一致すると報告している。以上より、このスケーリング則の適用によって、本実験装置内の旋回二相流動特性の定性的な特徴が実機 BWR の

気水分離器と一致すると期待できる。なお、キャリーアンダーは1stバレルの排水流路面積を縮小することで抑制できる[3]。以降、本論文では気液の分離性能としてキャリーオーバーに関連する合計液相体積率に注目し、キャリーアンダーの結果は付録Aに記す。

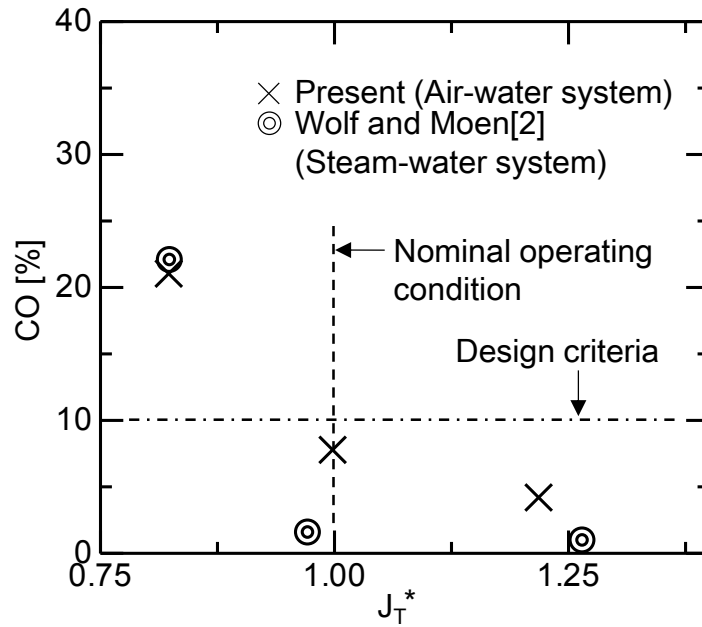


図 2.15 本実験体系(空気-水系)と実機 BWR(蒸気-水系)におけるキャリーオーバーの比較

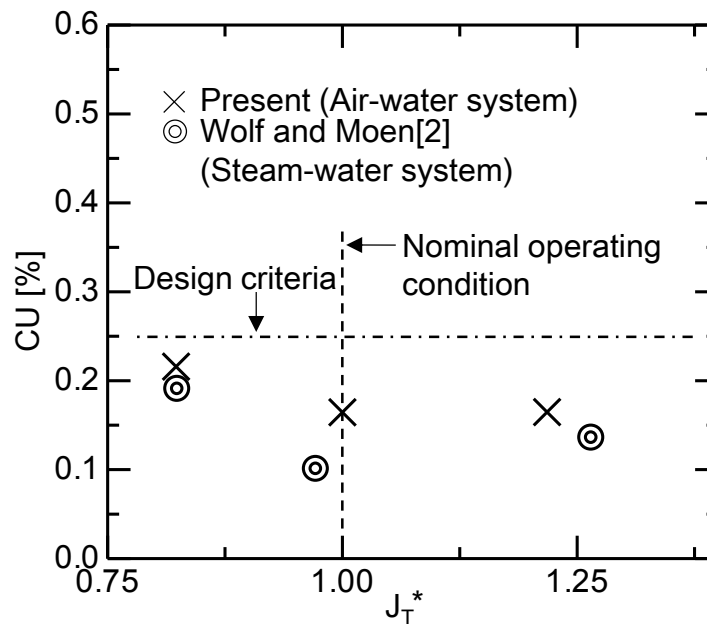


図 2.16 本実験体系(空気-水系)と実機 BWR(蒸気-水系)におけるキャリーアンダーの比較

2.5 定格運転条件における気水分離器性能

本節では、まず定格運転条件($J_G = 14.6$ m/s および $J_L = 0.08$ m/s)における気水分離器性能および流動特性を評価する。

2.5.1 液相分離率

図 2.17 に、定格運転条件における液相分離率の測定結果を示す。全供給液相流量の 83 %が 1st POR, 12 %が 2nd POR, 3 %が 3rd POR で分離されており、ほとんどの液相が 1st POR によって分離されている。なお、この 1st POR での液相分離率 W_{S1}^* の値は、池田ら[18]による蒸気-水系 1/2 スケール試験機の結果(83-84 %)や寺坂[19]による解析結果(87.3 %)と良好に一致している。2nd POR および 3rd POR の液相分離性能は 2nd バレルと 3rd バレルの各々に流入する液相質量流量に対する分離性能、つまり $W_{S2}^*/(1-W_{S1}^*)$ と $W_{S3}^*/(1-W_{S1}^*-W_{S2}^*)$ でも評価できる。 $W_{S2}^*/(1-W_{S1}^*)$ と $W_{S3}^*/(1-W_{S1}^*-W_{S2}^*)$ の値は各々 70 %と 60 %であり、各 POR に流入する液相の 60 %以上が分離できている。また、仮に 3rd POR が存在しない場合($W_{S3}^* = 0$ %), キャリーオーバー CO は 8.1 %から 18.9 %へと悪化し、設計基準値である 10 %を大きく上回る。このように、高い合計液相分離率を達成する上で 3rd POR は重要な役割を担っている。

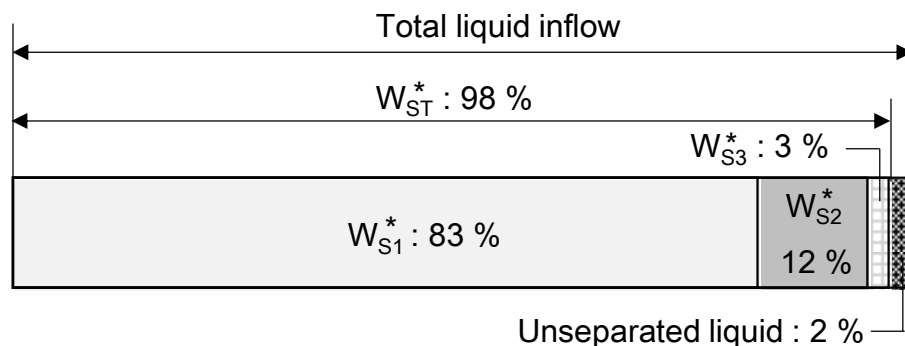


図 2.17 液相分離率 ($J_G = 14.6$ m/s および $J_L = 0.08$ m/s)

2.5.2 内部流動特性

図 2.18 に 1st バレルにおける流動の一例を示す。スワラー出口直後に他の領域よりも濃い灰色の流れ(旋回縞)が形成されている。これは Kataoka ら[20]が報告するように、スタンドパイプを流れる液滴がスワラーの旋回羽根に衝突、集積することで、スワラー出口で厚い液膜となって流出しているためと考えられる。この旋回縞が斜め方向に流れており、旋回が付与されている様子が確認できる。また、スワラー下流の液膜に丸みを帯びた乱れがしばしば確認された。これは、スワラーのハブから飛散したと想定されるガスコア内の液滴が液膜に再付着したためである。この液滴の再付着が 1st バレルの下流

領域よりも上流領域でよく観察されたことから、再付着が旋回力によって促進されていることが示唆される。

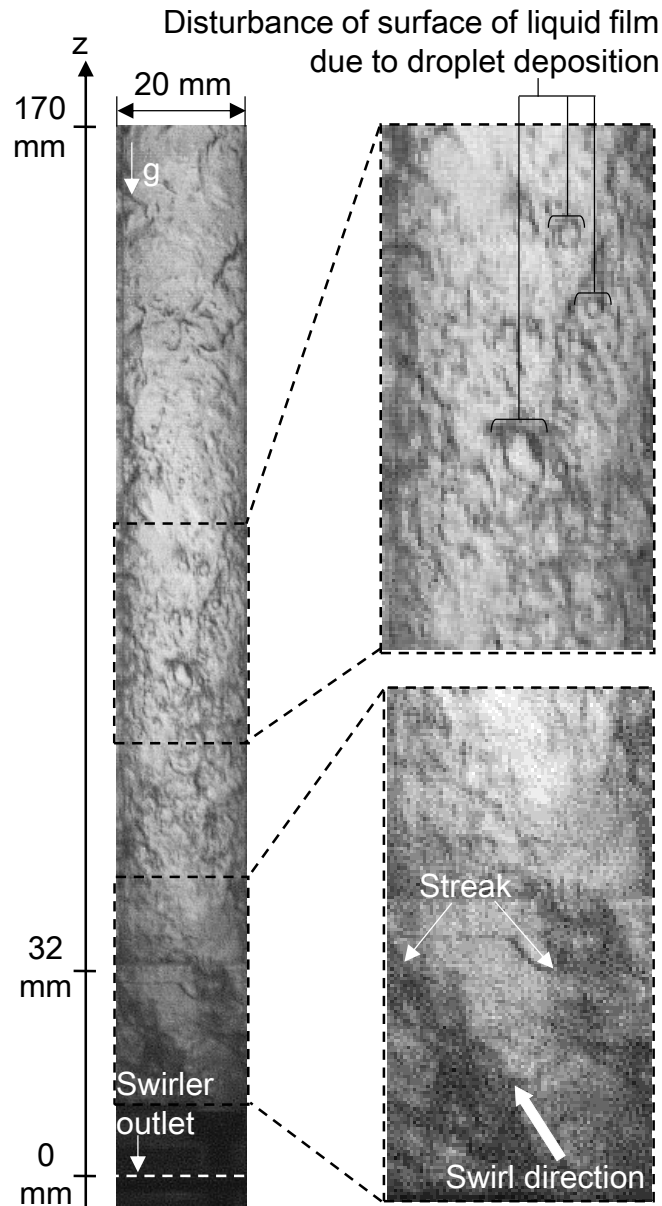


図 2.18 1st バレル内の流動 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$ および $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)

図 2.19 には、1st バレルの Time strip 画像を示す。波高が大きい波が周期的に管内を通過することで、スワラー出口から 1st POR 入口に至る濃い灰色の線が多数形成されている。1st POR 入口部近傍におけるこの線の傾きと比べるとスワラー出口近傍の線の傾きは小さい。このことは、スワラー出口直後では波の軸方向速度が増加していることを示す。また、白色[]で囲っている領域では、他の時間よりも陰影が濃く（波高が大きい）なっている。スワラー直後で陰影が濃く、この流れはスワラーの上流で形成されていると考えられる。プレナムからスタンドパイプへと流路面積は急縮小する。このため、流

路の閉塞によってプレナムで生じた液溜まりが通過すると間欠的に液相流量が増加する可能性がある。また、一般に環状流では気相流速が増すと液膜上に波高の大きい擾乱波が形成される[13,21,22]。スタンドパイプの管径(30 mm)はバレルの管径(40 mm)よりも小さく、気相流速の大きいスタンドパイプでの擾乱波形成もバレルで陰影の濃い波が通過した一因と考えられる。このように、複数の現象が関連し要因を一つに断定はできないが、流れの間欠性と波高の増加に着目し、以降はこの流れを擾乱波と呼ぶ。擾乱波の波頭からは液滴が飛散する[23,24]が、スタンドパイプを流れる液滴のほとんどがスワラーの旋回羽根に捕集されるため、バレル中の液滴流量は非旋回流の擾乱波と比べ大きく低下すると考えられる。この擾乱波の通過は約 1-2 Hz 程度で確認された。

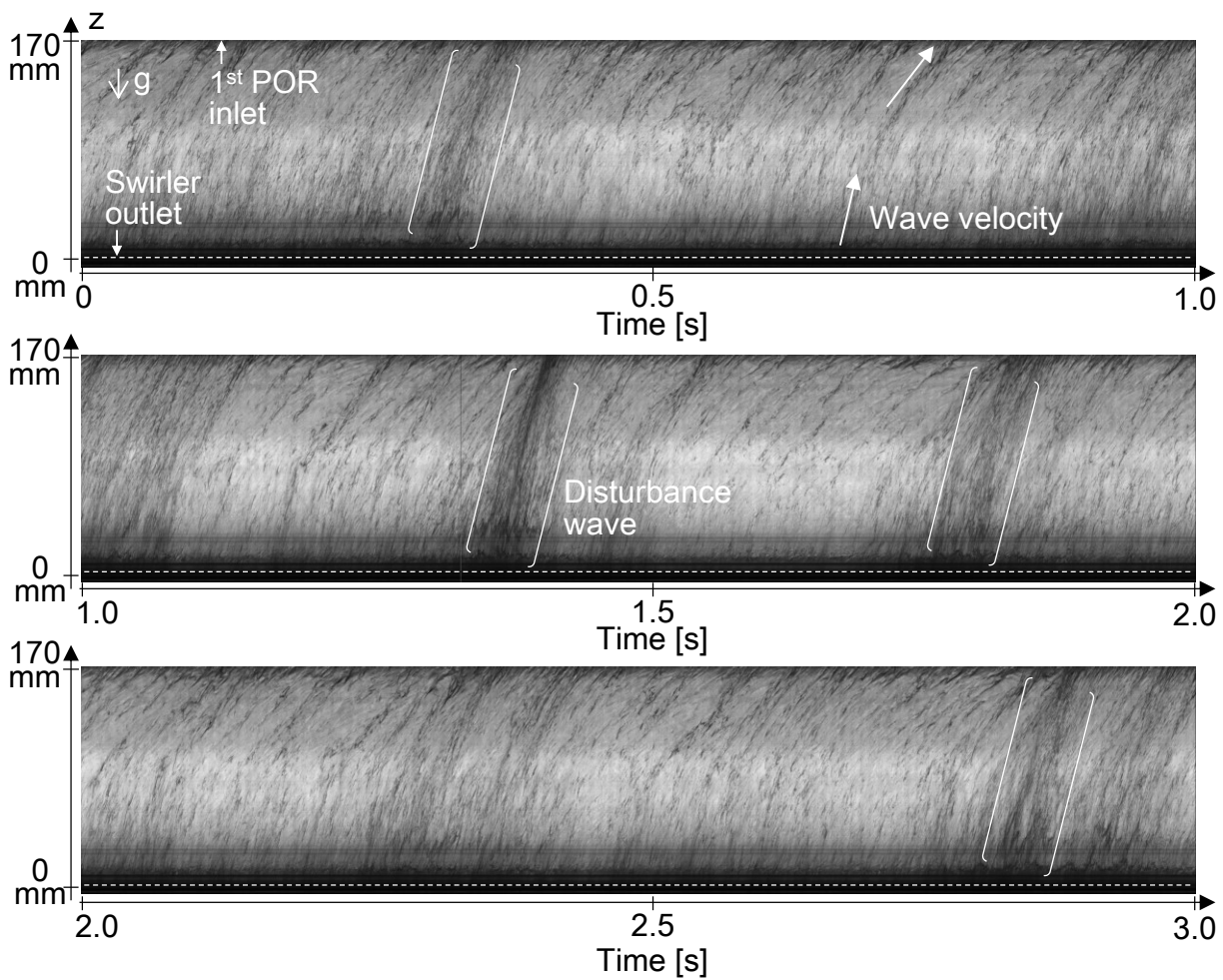


図 2.19 1st バレルの Time strip 画像 ($J_G = 14.6$ m/s および $J_L = 0.08$ m/s)

2nd POR 入口位置からボアスコープを用いて撮影した1stおよび2nd バレル内部の流動画像を図 2.20, また, $t = 0 \text{ s}$ と 0.04 s における流動の模式図を図 2.21 に示す. $t = 0 \text{ s}$ において, ガスコア中の液滴流量は非常に少なく, バレル内は液膜流とガスコアで形成される旋回環状流となっている. $t = 0.04 \text{ s}$ において, 1st POR に流入した液膜が POR を乗り越えると同時に, POR の後端(1st POR edge)付近において液滴飛散(Liquid entrainment)を生じ, 液滴がガスコア内に流れている.

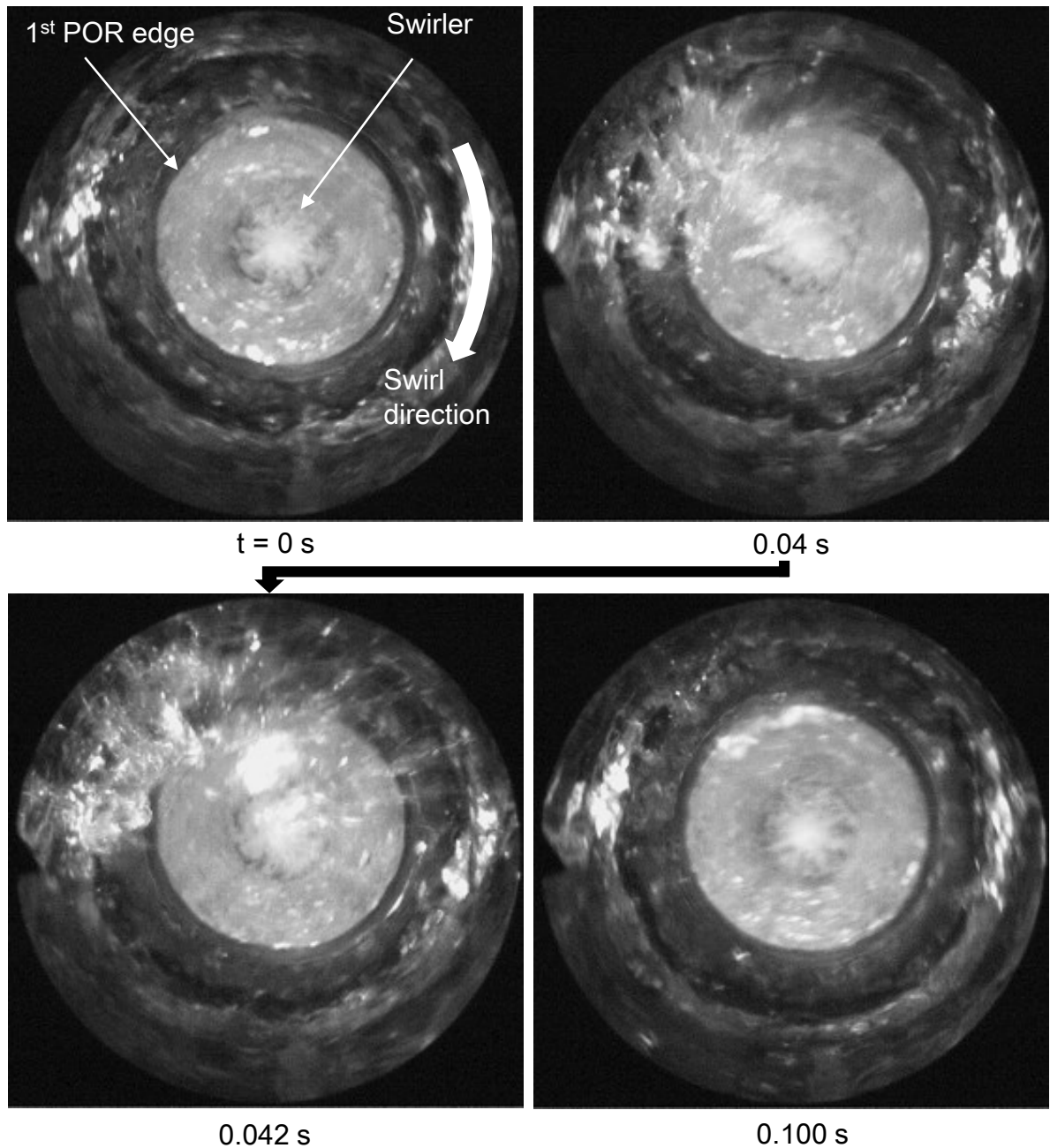


図 2.20 1st および 2nd バレル内部流動
(ボアスコープ先端位置 $z = 240 \text{ mm}$, $J_G = 14.6 \text{ m/s}$ および $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)

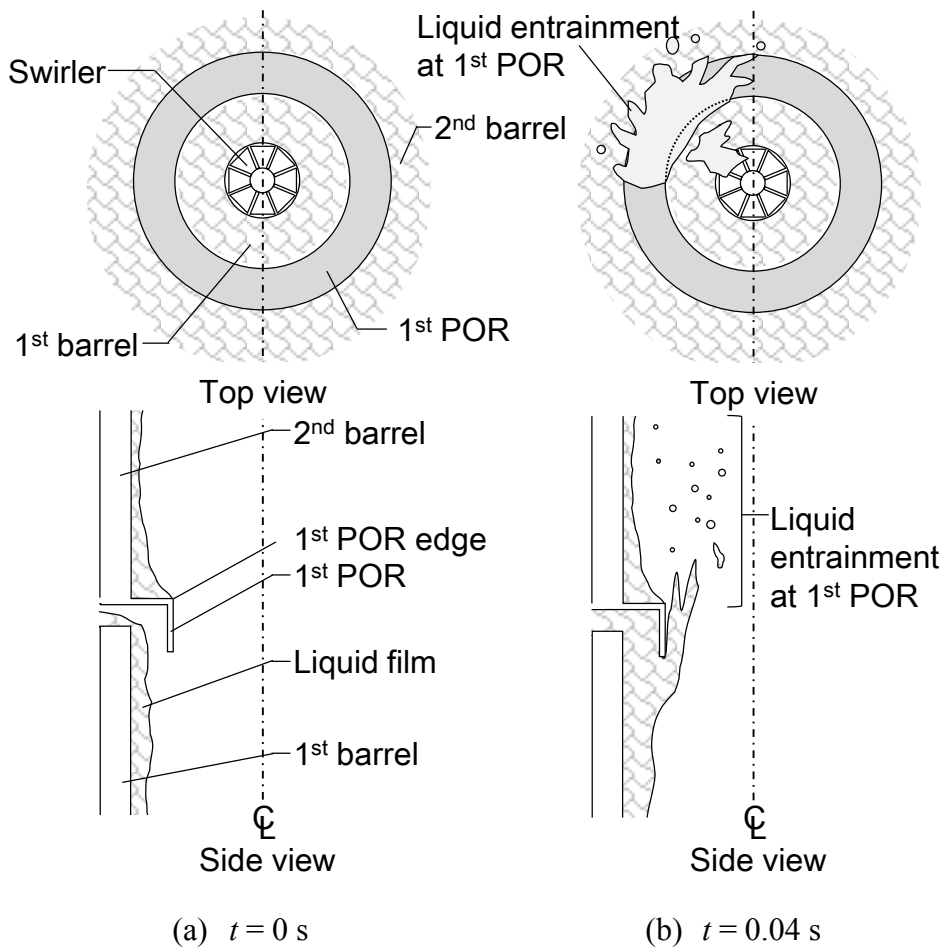


図 2.21 1st POR における液膜分離と液滴飛散

図 2.22 に 1st POR 入口位置における液膜厚さ δ の時系列波形を示す. 図中の点線は 1st POR ギャップ幅(3.4 mm)を示す. δ は時間的に大きく変動しており, 図 2.19 でスワラー出口から 1st POR 入口に至る濃い灰色の線が多数形成されていた事実とよく一致している. また, δ は 1st POR ギャップ幅よりも十分小さい. 一方で, 前出のバレル内流動画像より, 1st POR を乗り越える液膜が確認されている. 液膜が POR を乗り越える要因は, POR の排水流路で液の排出が滞ることで流入した液膜の逃げ場がなくなり POR を乗り越えることや, POR ギャップ幅よりも厚い液膜が流入することが考えられる. 前者の場合は POR ギャップ幅よりも薄い液膜厚さであっても POR を乗り越える可能性がある. また, LFD を用いた本測定方法では, 測定限界(3.0 mm)を超える液膜厚さや, ロールウェーブ[13]といった多価関数の界面を持つ際の波高は計測できない. このため図 2.19 の白色[]で示したような擾乱波の場合, POR ギャップ幅よりも大きい波高の波が流入している可能性もある. ただし, これらの波の発生周期(約 1-2 Hz)は少なく, 過剰な 1st POR ギャップ幅を設けることは液相分離率への貢献度に対して不要に圧力損失を上げる可能性がある. また, 1st POR で 83 %という高い液相分離率が達成している事実が, ほとんどの時間で δ は 1st POR ギャップ幅よりも十分小さいことを示唆している.

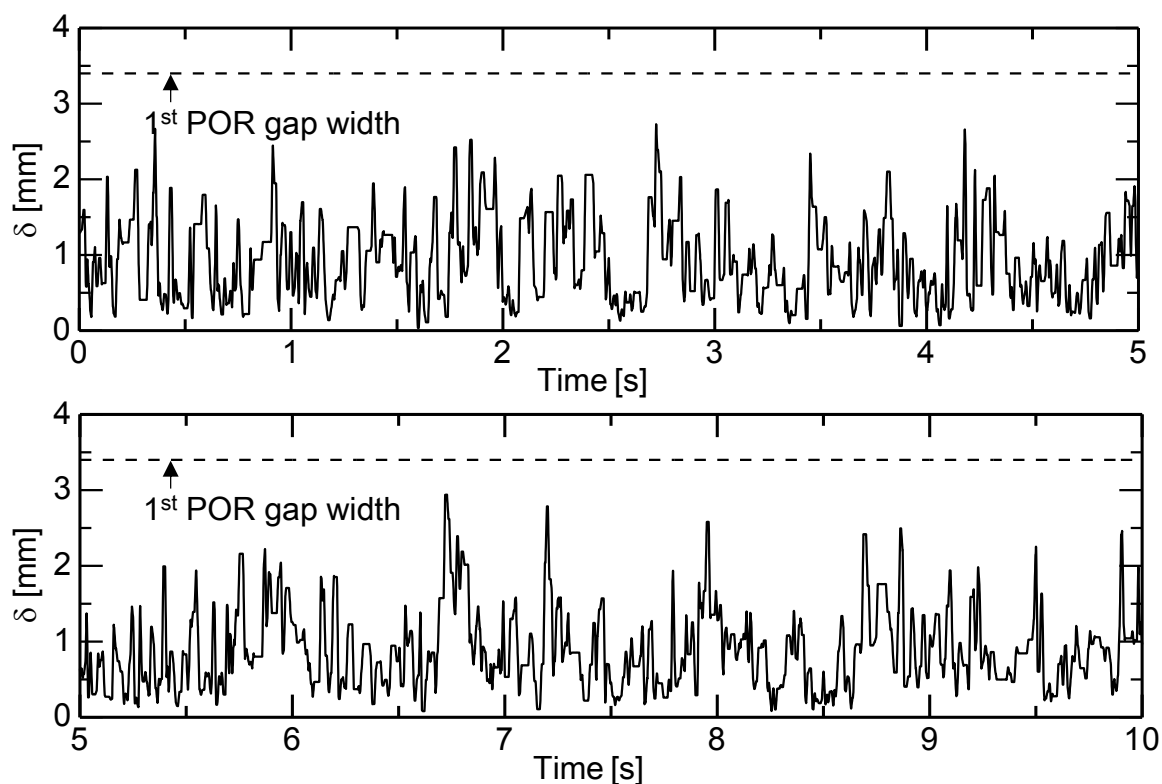


図 2.22 1st POR 入口位置での液膜厚さ($z = 170$ mm, $J_G = 14.6$ m/s および $J_L = 0.08$ m/s)

2nd バレルと 3rd バレルで観察された流動特性の特徴はおおむね類似しているため、ここでは 3rd バレル内流動の時系列画像の一例を図 2.23 に示す。また、図 2.24 に 3rd バレル内流動の Time strip 画像を示し、図中①-⑨の番号は図 2.23 での各時刻①-⑨と対応する。いずれの時刻においても液膜がバレル壁面に存在していた。また、画像の陰影から波も形成されている様子が確認できる。 $t = 0.3-0.4$ s において、波は周方向に移動していたが、軸方向への移動量は非常に小さかった。この流動は Time strip 画像で確認しやすく、波の軸方向移動が小さいために、時間経過に伴い陰影が横方向に引き伸ばされるように形成されている。図 2.24 中の破線白丸で示すように、一部流下する液膜も存在していた。これらの時間帯において、液滴の再付着はほとんど確認できなかった。一方、図 2.23 の $t = 0.6$ s では液滴再付着が確認でき、さらに図 2.24 で示すように、波が軸方向に駆動され液膜が上昇している。この流れは図 2.24 の白色[]のように間欠的に発生する。この発生周期(約 1-2 Hz)が 1st バレルでの擾乱波の通過周期とよく一致することから、擾乱波の通過が図 2.24 の白色[]の流れの要因と考えられる。以上より、擾乱波が通過した際に 3rd バレルで液滴が再付着し、3rd POR で液膜が分離されることがわかった。

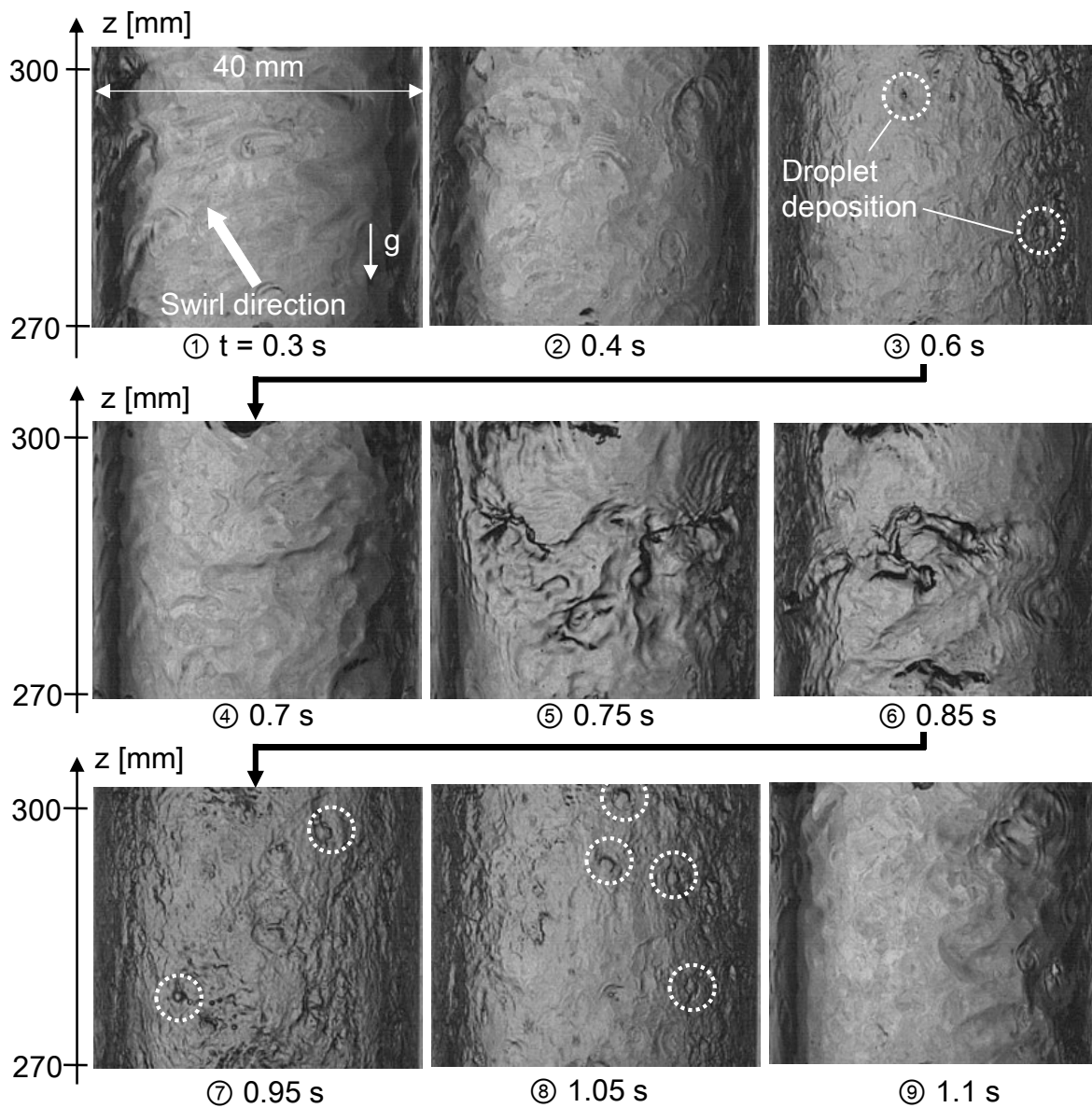


図 2.23 3rd バレル内の流動 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$ および $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)

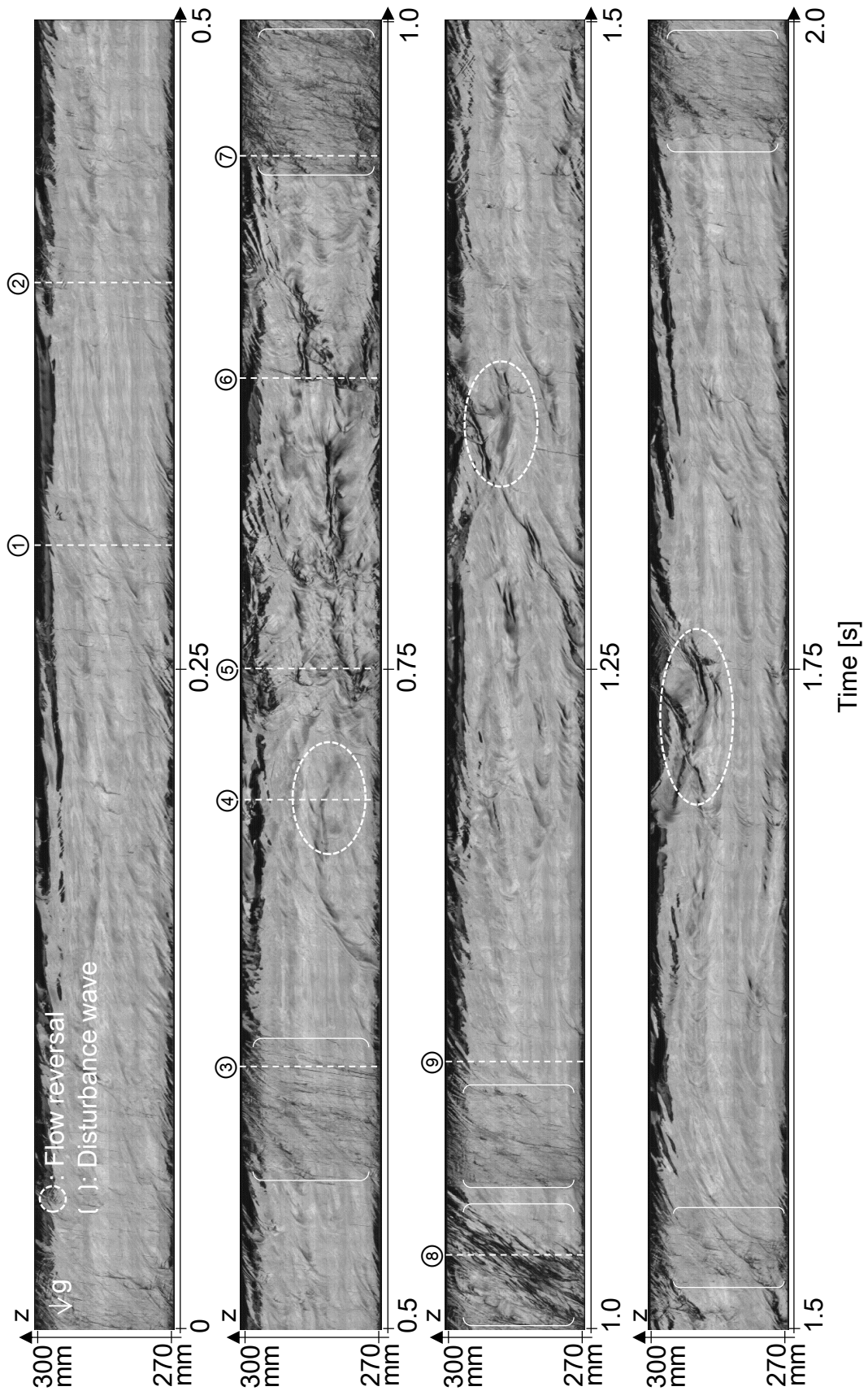


図 2.24 3rd バレル内の Time strip 画像 ($J_G = 14.6$ m/s および $J_L = 0.08$ m/s)

図 2.25 には 3rd POR 入口位置における液膜厚さ δ の時系列波形を示す. 3rd POR での δ は 1st POR の δ と比べて非常に薄い. これは 1stおよび 2nd POR で液相分離され 3rd バレルに流入する液相流量が全供給液相流量の 5 %程度に減少するためである. δ が非常に薄く気液界面に働くせん断応力が低下した結果, 図 2.24 での液膜流下が発生したと考えられる. δ は時に 3rd POR ギャップ幅と同程度の値を示しているが, ほとんどの時間で 3rd POR ギャップ幅よりも薄い.

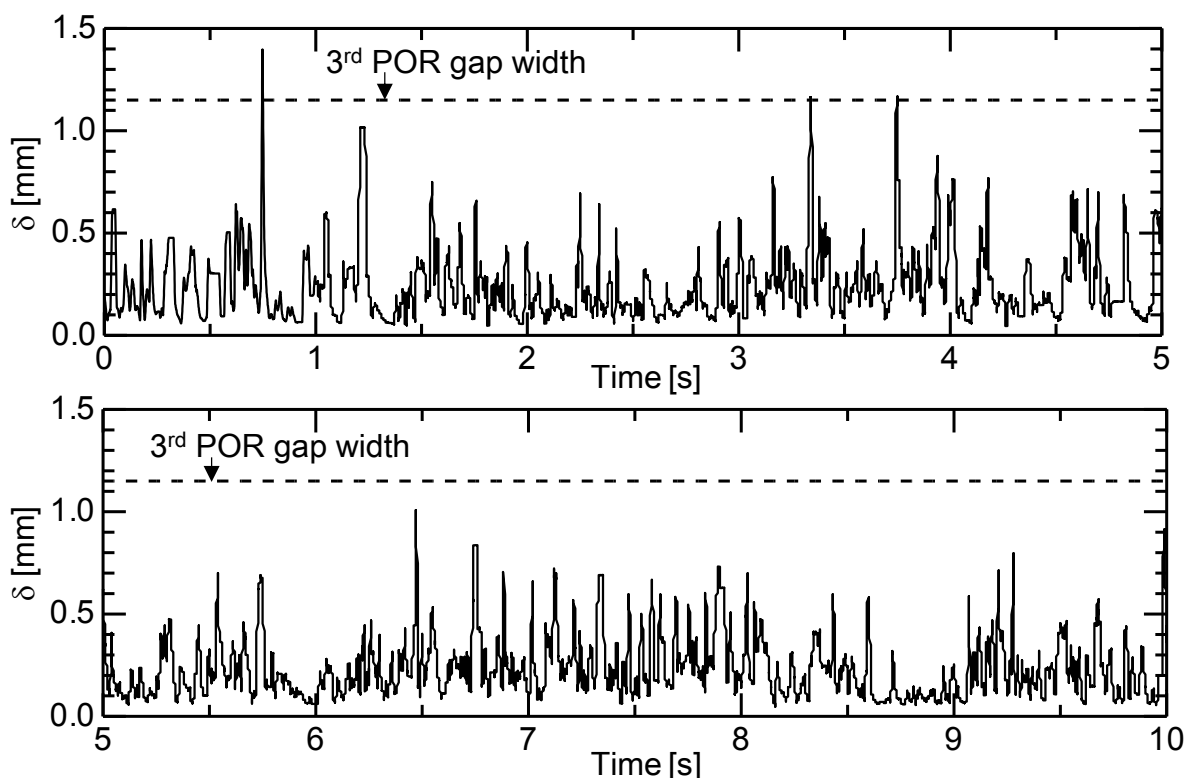


図 2.25 3rd POR 入口位置での液膜厚さ($z = 310$ mm, $J_G = 14.6$ m/s および $J_L = 0.08$ m/s)

3rd バレルの内部流動画像を図 2.26 に, その模式図($t = 0 - 0.4$ s)を図 2.27 に示す. $t = 0$ s ではバレル内を通過する液滴が非常に少ない. このような液滴の少ない流れが, 3rd バレルの撮影時間の大半で観測された. 一方, 気水分離器で未分離となる液相は以下の通りであった. $t = 0.025$ s で, 液膜の一部が 3rd POR を乗り越え, 気水分離器出口へと流出している. これは擾乱波通過時にわずかに δ がギャップ幅より大きくなった (図 2.25) ことが一因と考えられる. $t = 0.375$ s で 2nd POR で液滴が飛散している. 飛散した液滴で管壁に近いものは 3rd バレルで再び液膜に付着する($t = 0.4$ s)が, 管中心に飛散した液滴は未分離液相となった. なお, 本画像時間外で 1st POR で飛散した液滴 (図 2.21 (b)) の一部も未分離液相となる様子が観察された. 飛散する液滴流量は擾乱波の波高に大きく依存し, $t = 0.9$ s のように多数の液滴が通過する流れも存在する. このような液滴飛散にも関わらず, 3rd POR は 3rd バレルに流入する液滴の 60 %を分離($W_{S3}^*/(1 - W_{S1}^* - W_{S2}^*) \approx 60\%$)した. 3rd バレルでの液滴再付着 (図 2.23) が確認できたように, 擾乱波通過時は 3rd POR

位置でも液相分離に貢献しえる旋回力が維持されている可能性が高い。このため、管軸近傍を通過する液滴を分離するために3rd PORのギャップ幅を過剰に設計するより、むしろ液滴が中心部へと飛散しないように3rd POR上流のPOR形状を改良することが望ましいと考えられる。

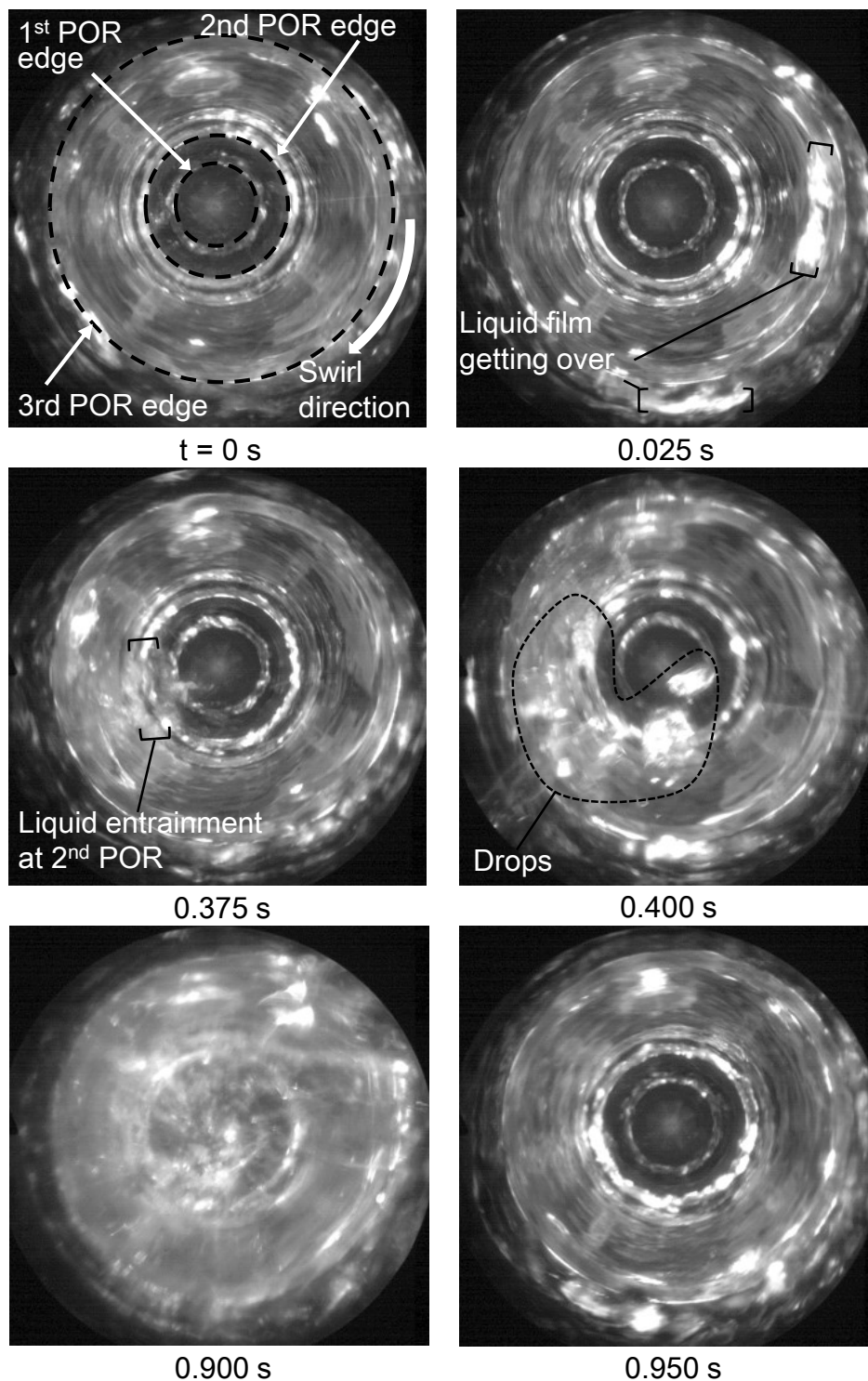


図 2.26 3rd バレル内部流動

(ボアスコープ先端位置 $z = 370$ mm, $J_G = 14.6$ m/s および $J_L = 0.08$ m/s)

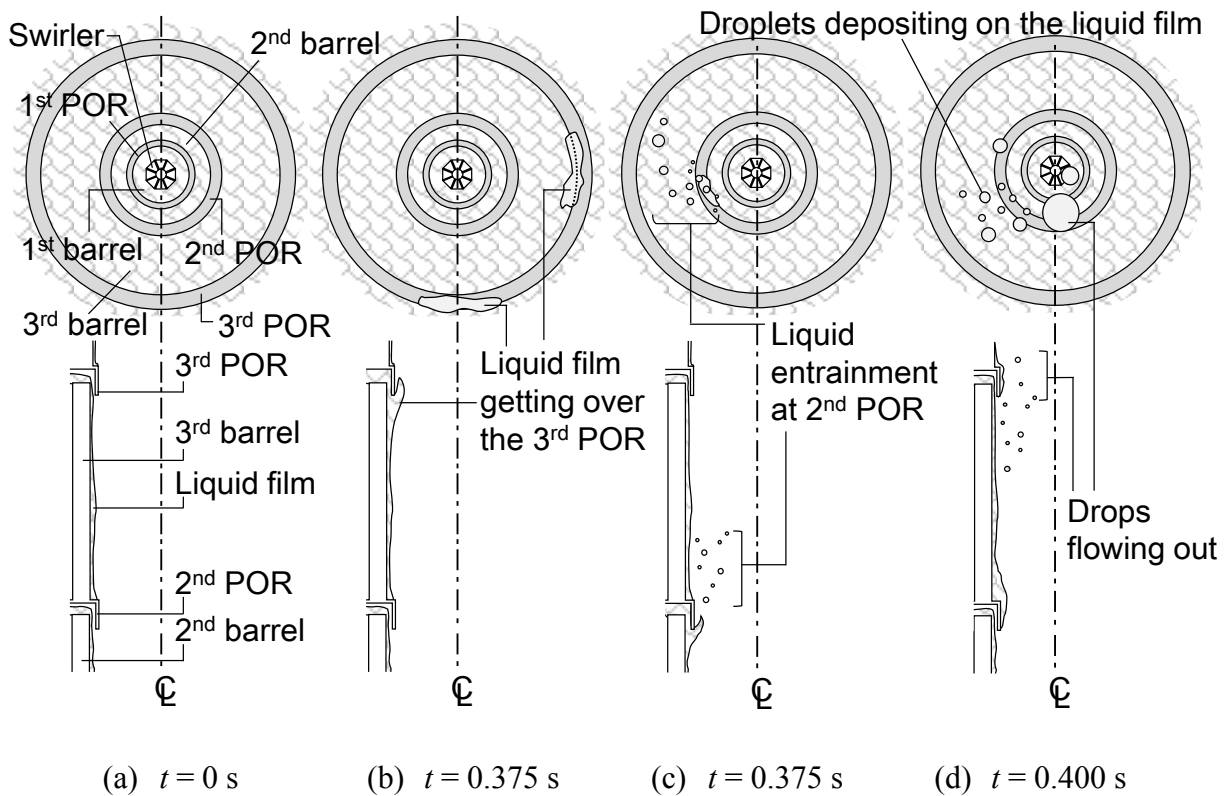


図 2.27 2ndおよび 3rd POR における液相分離と液滴飛散

2.5.3 圧力損失

図 2.28 に気水分離器内の軸方向の圧力分布を示す．ここで ΔP_S^* 、 ΔP_1^* 、 ΔP_2^* 、 ΔP_3^* および ΔP_B^* は各々スワラー，1st、2ndおよび3rd POR，バレルで発生する圧力損失を全圧力損失 ΔP_T （スワラーから気水分離器出口部までの圧力損失）で規格化したものである．これらの圧力損失は各々31 %，41 %，3 %，8 %と17 %であった．岩城らの蒸気-水系実規模試験の結果[25]と同様に，気水分離器における圧力損失が主に ΔP_S と ΔP_1 で発生している． ΔP_S が大きい要因は，旋回羽根との摩擦損失に加えて，スタンドパイプからスワラーに流入する際に流路面積が急激に低下するためと考えられる[1,15,26]．

また， ΔP_1^* は ΔP_2^* および ΔP_3^* と比べて数倍大きい．これは前節で示したように1st PORで多くの液相が分離されることで，1st PORにおける液相分離に伴う運動量損失が2ndおよび3rd PORよりも大きいこと．また，流路内に存在する POR がブロックの役割を果たし流路面積が縮小・拡大されることで局所損失が生じる．POR ギャップ幅が他の POR よりも大きい1st POR での局所損失が増加したことも ΔP_1^* が大となる一因である．なお， ΔP_3^* が ΔP_2^* よりも大きい原因は，気水分離器出口部での拡大損失を含むためである．また， ΔP_B はシンプルな形状ではあるが， ΔP_S と ΔP_1 に次ぐ圧力損失の原因となっている．

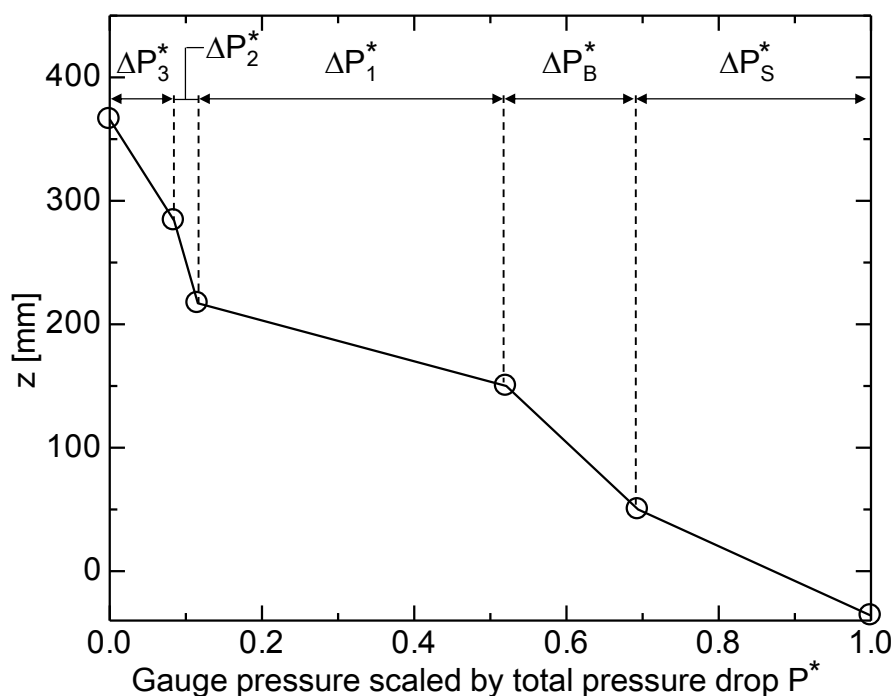


図 2.28 軸方向圧力損失分布（全圧力損失で規格化， $J_G = 14.6 \text{ m/s}$ および $J_L = 0.08 \text{ m/s}$ ）

2.6 気相および液相流量が気水分離器性能に及ぼす影響

定格運転条件であってもプレナム内のボイド率は周方向に分布や変動を有していると考えられる。このため流入するクオリティは気水分離器のシュラウドヘッド取り付け位置に依存する。また，BWR 稼動時には，蒸気流量が低下する[17]と報告されている。よって気水分離器に流入する気相体積流束 J_G と液相体積流束 J_L が気水分離器性能および流動特性に及ぼす影響を理解することが，実運用を想定したロバスト性の高い設計を行う上で重要となる。本節では J_G および J_L が気水分離器性能と流動特性に及ぼす影響を評価することを目的とする。

2.6.1 液相分離率および流動特性

図 2.29 に J_G および J_L が各 POR での液相分離率と合計液相分離率 W_{ST}^* に及ぼす影響を示す。 W_{ST}^* は J_G 増加に伴い増加する。一方， J_L にはほとんど依存していない。また， J_G 増加に伴い 1st POR での液相分離率 W_{S1}^* も増加している。この傾向は各 POR における液膜厚さとギャップ幅の関係から説明できる。図 2.30 に J_G が各 POR における最大液膜厚さ δ_{99} に及ぼす影響を示す。ここで δ_{99} は測定した液膜厚さの累積存在確立分布が 99% となる際の値で定義している。 J_G 増加に伴い 1st POR における δ_{99} は減少している。これは J_G 増加に伴って界面せん断力が増加するためである。液膜厚さが薄くなった結果，液膜の 1st POR の乗り越えが抑制され W_{S1}^* が増加する。また， J_G 増加に伴って遠心力が増加

することで1stバレルにおける液滴の再付着量が増加し[27], 液膜流量が増加したことも W_{S1}^* 増加の一因である. なお, 液膜流量の増加にも関わらず, δ_{99} が減少している事実は界面せん断応力増加によって液膜の速度が増加したことを示唆している. W_{S2}^* は J_G 増加に伴い低下している. これは W_{S1}^* が増加したことで, 2ndバレルに流入する液相流量が低下したためである. このため W_{S3}^* の J_G 依存性も W_{S2}^* とおおむね類似している. 本実験条件の範囲では J_L が W_{S1}^* ($i=1-3$) に及ぼす影響は小さい. このように1st PORでの液相分離率が低下した際に2ndと3rd PORで液相分離を補うことで W_{ST}^* が維持される. 流入するクオリティが変化する場合, つまり J_G ならびに J_L が変化した際に高い W_{ST}^* を維持する上で2ndと3rd PORが重要な役割を果たすといえる.

低 J_G ($=12.0$ m/s) において, 2ndと3rd POR 入口位置での δ_{99} は各々2ndと3rd POR ギャップ幅よりも大きい. この場合, 前節で確認されたような2nd PORでの液滴飛散や液膜が3rd PORを乗り越える回数が増加する. 図2.31には未分離液相流量 W_{LO} の J_G および J_L 依存性を示す. δ_{99} が POR ギャップ幅よりも小さい $J_G = 14.6, 17.8$ m/s では, W_{LO} は J_L にほとんど依存しない. 一方, $J_G = 12.0$ m/s では W_{LO} は J_L 増加に伴い大幅に増加する. このことから δ_{99} が POR のギャップ幅を上回る場合には, W_{LO} が増加することに加え, J_L が増加した際の W_{LO} の増加率が大幅に増加する危険性がある. よってギャップ幅の選定の際には, 少なくとも δ_{99} を下回らないように設定すべきである.

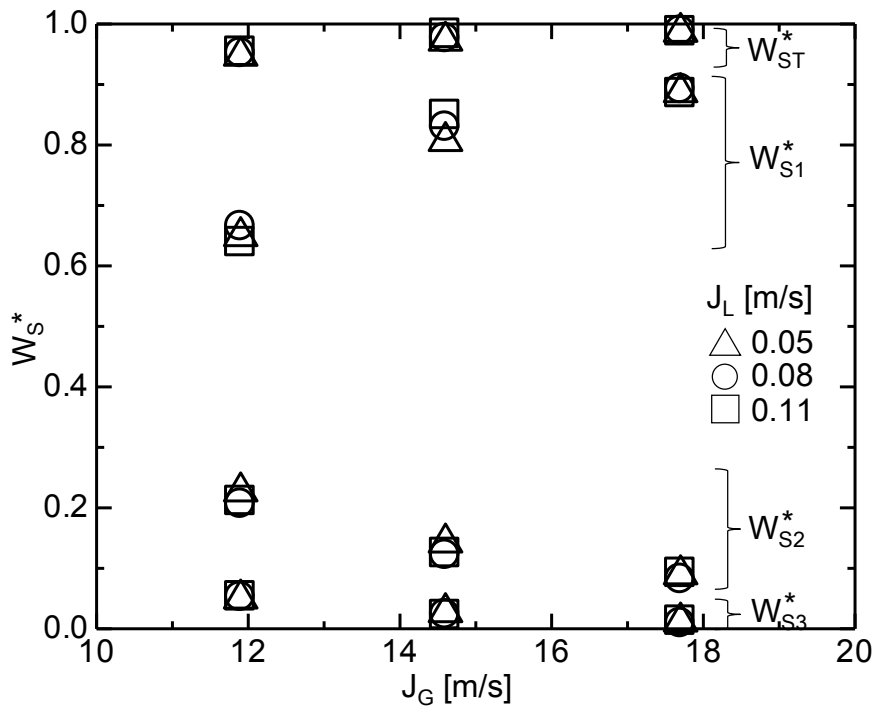


図 2.29 液相分離率に対する各 POR の貢献

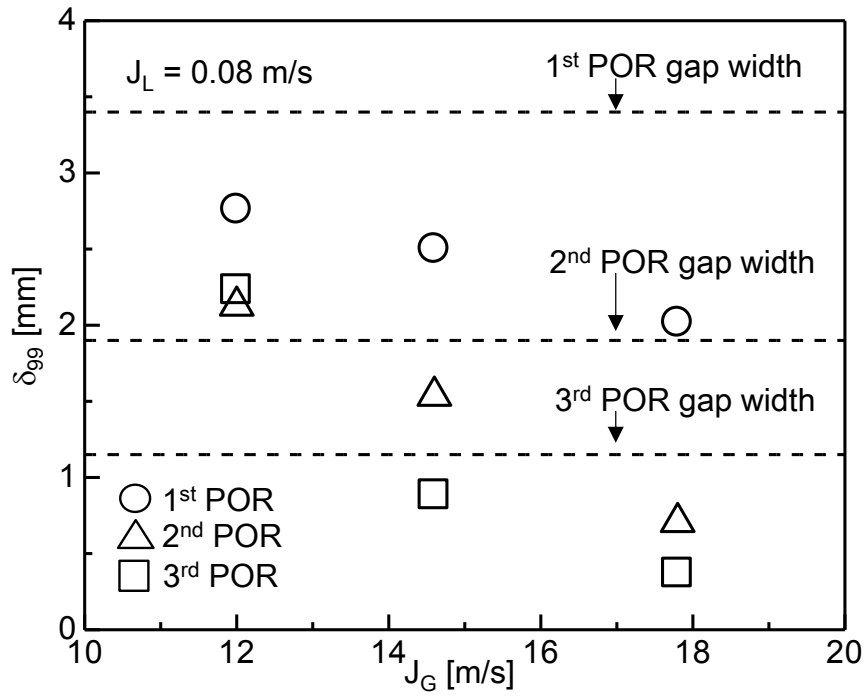


図 2.30 J_G が各 POR 入口位置における最大液膜厚さに及ぼす影響

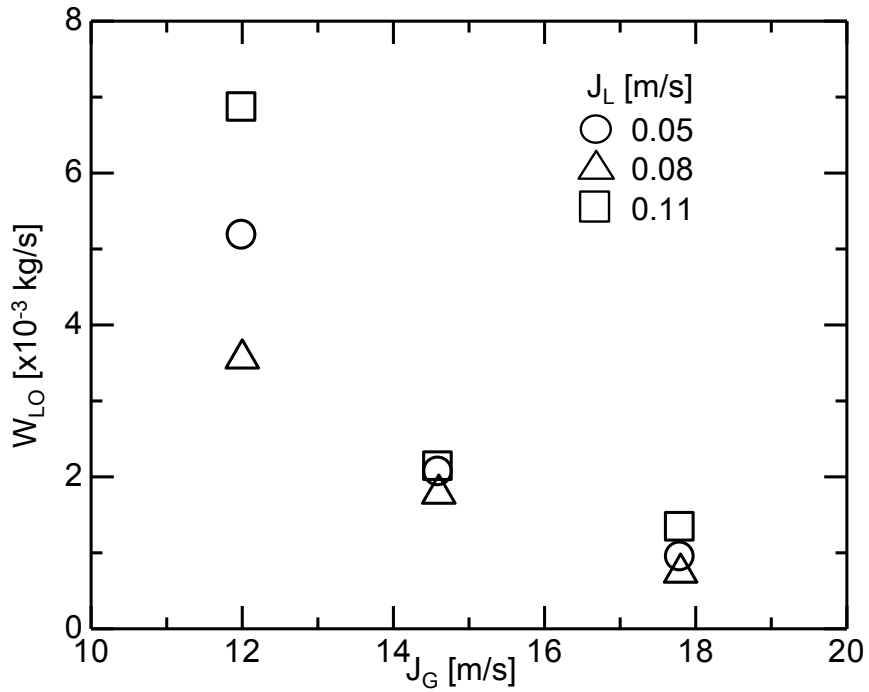


図 2.31 J_G および J_L が未分離液相質量流量に及ぼす影響

図 2.32 に各 J_G および J_L における最大液膜厚さ δ_{99} と液膜厚さの時間平均値 δ_{ave} の関係を示す. シンボルの形は J_G, J_L を示し, 白抜き, 二重線, 半塗りのシンボルは各々 1st, 2nd, 3rd POR 入口位置での測定結果を示す. ただし, $J_G = 12.5 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$ における 3rd POR 入口位置での δ_{99} は 3rd POR ギャップ幅より大きくなる (図 2.30) など, J_G 低下に伴うせん断応力減少に加え, 旋回力の減衰によって液膜を安定に保持する力が減少し, バレル内の流動様式が液膜流下が頻繁に発生するチャーン流へと遷移した可能性があるためデータから取り除いた. 2nd と 3rd POR 入口位置での δ_{ave} に対する δ_{99} の傾きはおおむね類似しているが, その傾きは 1st POR 入口位置での値の傾きと比べ大きい. そこで, 各 POR 入口位置における δ_{99} は次式で表現できる.

$$\delta_{99} = 5.321\delta_{ave}^{0.2816} - 2.552 \quad (2.11)$$

本式で全実験データを $\pm 7.5\%$ 以内の誤差で良好に整理できる. 二流体モデルでは時間, 空間について平均化された基礎方程式を用いるため, 気液二相流の平均的挙動が解析される. ただし, POR ギャップ幅を設計する上では, POR で液膜を分離するため最大液膜厚さ δ_{99} といった過渡変動値の情報も有用となる. 上式を用いることで二流体モデルを用いて液膜厚さの時間平均値 δ_{ave} を計算できれば, 最大液膜厚さ δ_{99} も評価できる.

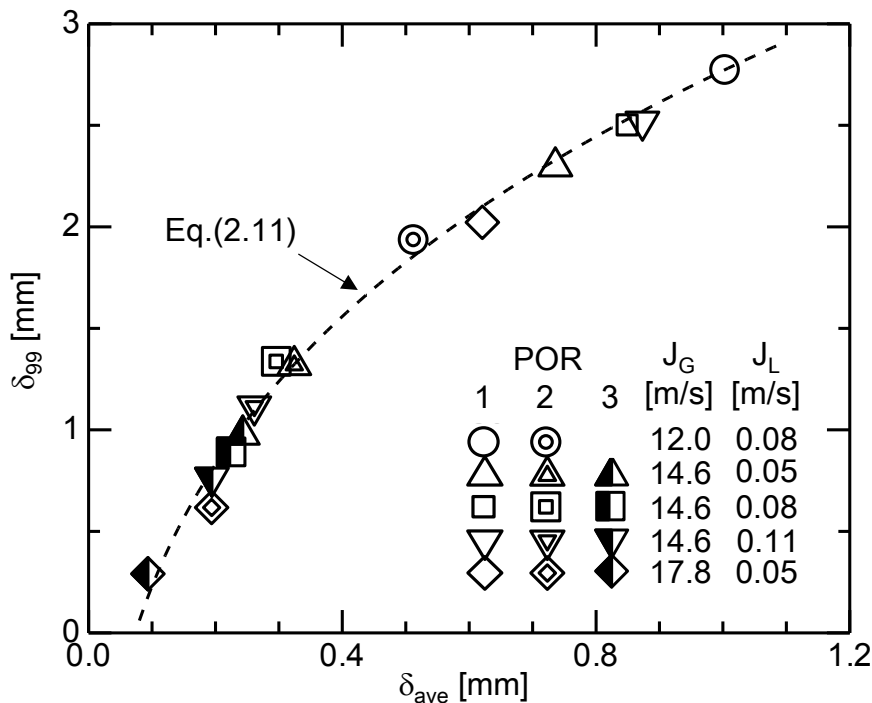


図 2.32 各 POR 入口位置での δ_{99} と δ_{ave} の関係

2.6.2 圧力損失

図 2.33 に J_G が圧力損失に及ぼす影響を示す。 J_G 増加に伴って、定格運転条件で圧力損失の主因であったスワラーでの圧力損失 ΔP_S と 1st POR での圧力損失 ΔP_1 が増加している。これは気相流速の増加に伴い、スワラーおよび 1st POR で誘起される乱れが増加し、局所圧力損失が大きくなったためである。この結果、 ΔP_T は J_G 増加に伴って増加する。

図 2.34 に J_L が圧力損失に及ぼす影響を示す。 ΔP_S は J_L の増加に伴って大きく増加している。これはスタンドパイプ内の液滴と液膜流量が増加し、スワラーに流入する運動量が増加したためである。一方、 ΔP_1 は J_L にほとんど依存していない。この理由は以下に説明する局所圧力損失減少と運動量損失増加がほぼ同等になるためと考えられる。図 2.35 には 1st POR による流路の縮小と拡大の概要図を示す。POR で分離されない気相流は 1st バレル内を流れ 1st POR を通過し、2nd バレルへと流入する。この際、1st バレルの流路面積 A_{B1} は 1st POR 内側の流路面積 A_{P1} へ縮小し、再び 2nd バレルで流路面積 A_B へと拡大することで局所圧力損失が生じる。ここでは縮小に伴う圧力損失に着目する。一般に拡大管・縮小管を通過する定常流れで生じる局所圧力損失 $\Delta P_{singular}$ は次式で表現される [28]。

$$\Delta P_{singular} = \zeta \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (2.12)$$

ここで ρ は密度、 u は流路面積が狭い側の流速である。また、 ζ は損失係数であり流路面積の比として次式のように与えられる。

$$\zeta = (1 - A_{P1} / A_{B1})^2 \quad (2.13)$$

A_{P1} は 1st POR ギャップ幅 t_{G1} 、POR の肉厚 t_i および管直径 D を用いて、また A_{B1} は 1st POR 入口位置における δ_{99} と D を用いて各々次のように表現できる。

$$A_{P1} = \pi(D/2 - (t_{G1} + t_i))^2 \quad (2.14)$$

$$A_{B1} = \pi(D/2 - \delta_{99})^2 \quad (2.15)$$

ここで低 J_L ($J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.05$ m/s) と高 J_L ($J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.11$ m/s) における 1st POR の δ_{99} は各々 2.30 mm と 2.52 mm であり、 J_L の増加に伴って液膜厚さが増加する。この結果、高 J_L の ζ は 0.01 となり低 J_L の $\zeta = 0.015$ より 35 % 減少する。 J_G は等しいので式(2.12) の u が同値と仮定すると、 J_L の増加に伴い ζ が低下するために $\Delta P_{singular}$ は減少すると推察できる。一方、 J_L 増加に伴い 1st POR で分離される液相流量が増加し運動量損失が増加する。このように 1st POR での局所圧力損失の減少と運動量損失の増加がほぼ同等となったことで、 ΔP_1 の J_L 依存性が低下したと想定される。

2nd POR での圧力損失 ΔP_2 と3rd POR での圧力損失 ΔP_3 はいずれの J_G および J_L においても ΔP_1 より十分小さい。また、 ΔP_S が小さい低 J_L を除いて、1st バレルの圧力損失 ΔP_B が ΔP_S と ΔP_1 に次ぐ圧力損失となる。

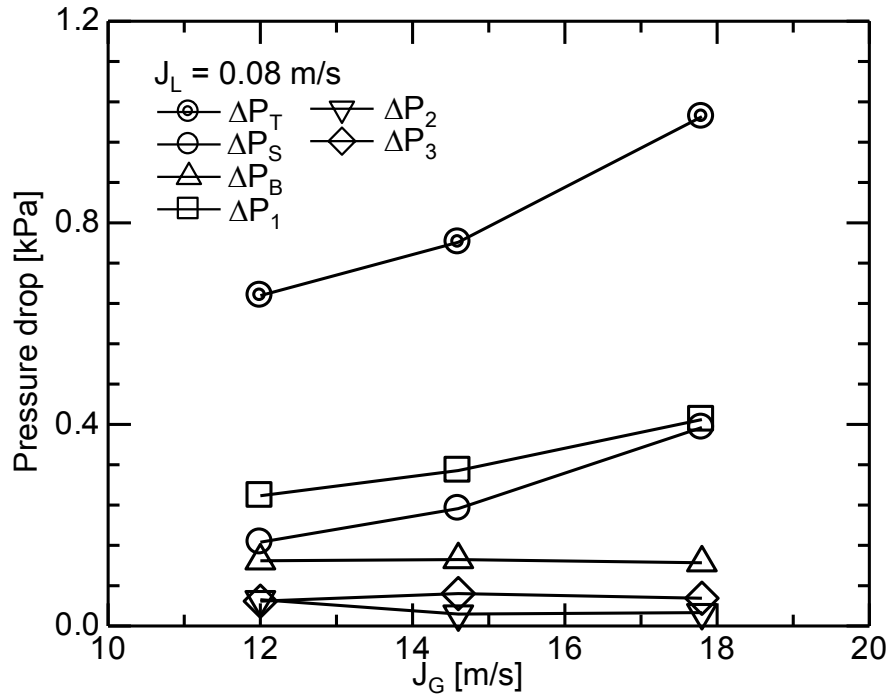


図 2.33 J_G が圧力損失に及ぼす影響

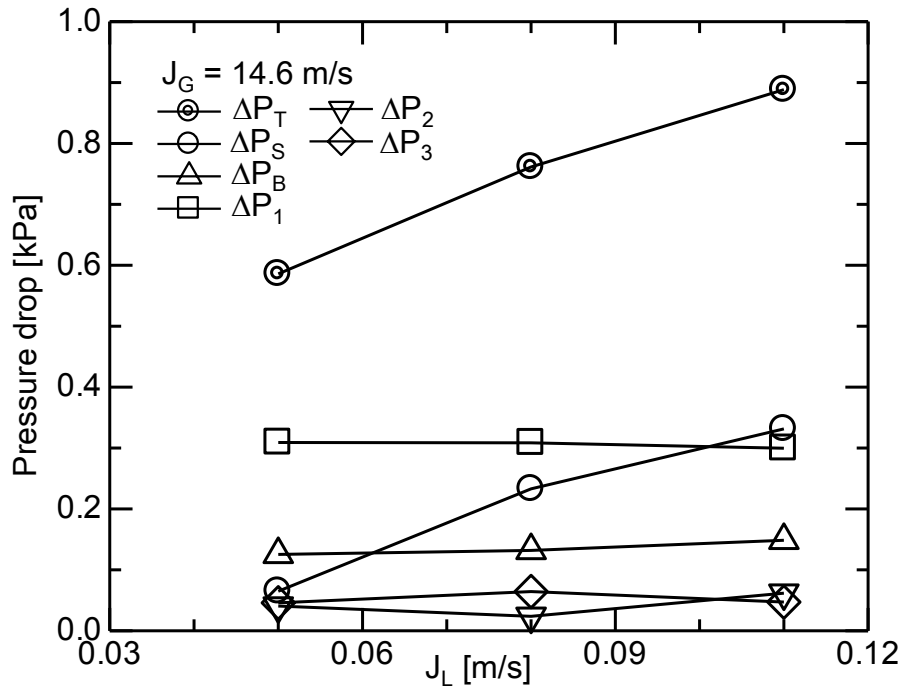


図 2.34 J_L が圧力損失に及ぼす影響

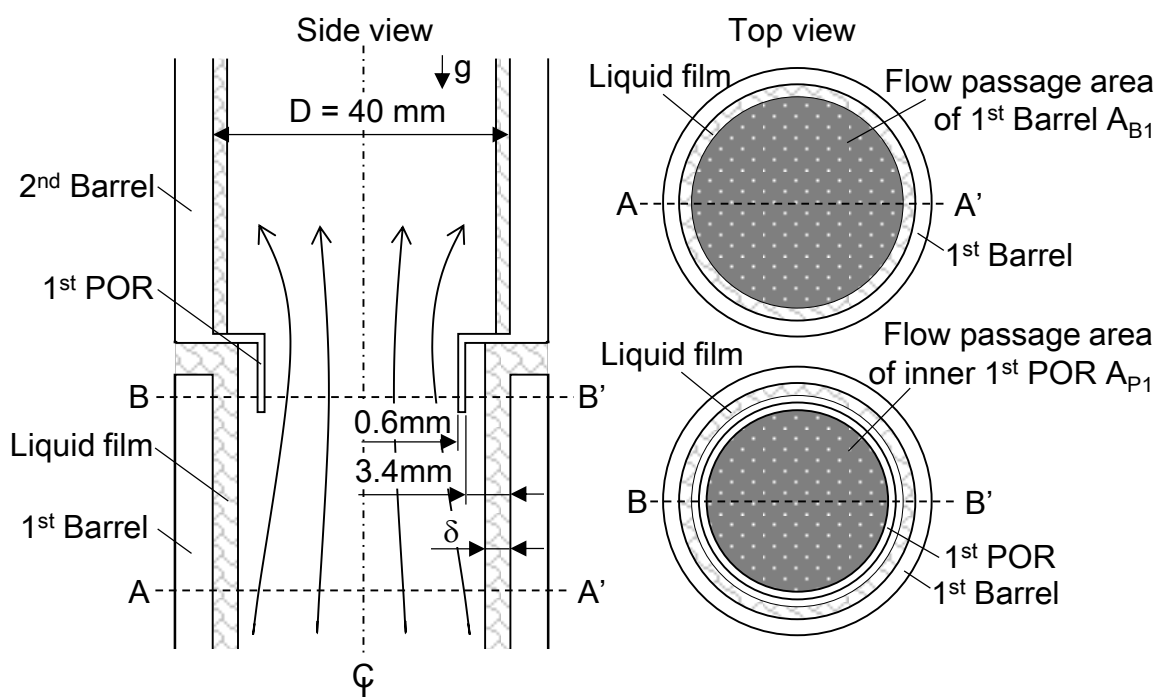


図 2.35 POR による流路面積の縮小と拡大

2.7 結言

本章では、まず定格運転条件における気水分離器内旋回二相流の流動特性および気水分離器性能の評価を目的として、気水分離器縮小模擬実験装置を用いて、空気-水系旋回二相流を対象とし、内部流動撮影ならびに液膜厚さ、気液分離率、圧力損失を測定した。さらに J_G および J_L が気水分離器性能および内部旋回二相流動特性に及ぼす影響を調べた。

その結果、以下の結論を得た。

- (1) 定格運転条件($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)での各 POR 入口位置の液膜厚さは各々の POR ギャップ幅よりも薄く、その結果合計液相分離率で 98 % という高い液相分離率を達成できる。
- (2) J_G の増加に伴って未分離の液相質量流量は減少する。これは J_G 増加に伴い遠心力が増加するため液膜への液滴付着が促進されること、界面せん断応力の増加に伴い液膜厚さが減少することで、POR を乗り越える液相体積流量が減少したためである。また未分離の液相質量流量は、2nd と 3rd POR で液膜厚さがギャップ幅を超える低 J_G 条件を除いて、 J_L にほとんど依存しない。
- (3) 1st POR で飛散した液滴や、多量の液滴を含む間欠的流れが 2nd と 3rd POR で分離されるため高い分離性能が維持される。また 2nd と 3rd POR の圧力損失は 1st POR の圧力損失と比べると大幅に小さく、液相分離率への貢献を考慮すると高効率な

構成機器であることがわかった。

- (4) 各 POR 入口位置における最大液膜厚さ δ_{99} と平均液膜厚さ δ_{ave} の関係は式(2.11)を用いて良好に表現できる。
- (5) 定格運転条件ではスワラーと 1st POR が主な圧力損失の要因である。またどちらも J_G 増加に伴い圧力損失が増加する。一方, J_L 増加に伴ってスワラーでの圧力損失のみが増加する。

第2章の参考文献

- [1] H. Ikeda, T. Shimizu, T. Narabayashi, T. Kondo, K. Nishida, T. Fukuda, “Improvement of BWR Steam Separator with Three-Dimensional Gas-Liquid Two-Phase Flow Simulation Method”, Proc. of 11th Int. Conf. of Nucl. Eng. (ICONE-11), pp.1-9 (2003).
- [2] S. Wolf, R. H. Moen, “Advances in Steam-Water Separators for Boiling Water Reactors”, ASME, No. 73-WA/PWR-4 (1973).
- [3] 上遠野健一, “旋回二相流動把握に基づく気水分離器圧力損失低減に関する研究”, 神戸大学博士論文 (2017).
- [4] N. Borhani, B. Agostini, J. R. Thome, “A Novel Time Strip Flow Visualisation Technique for Investigation of Intermittent Dewetting and Dryout in Elongated Bubble Flow in a Microchannel Evaporator”, Int. J. Heat. Mass Transf., Vol. 53, pp.4809-4818 (2010).
- [5] G. Spinato, N. Borhani, B. P. d’Entremont, J. R. Thome, “Time-Strip Visualization and Thermo-Hydrodynamics in a Closed Loop Pulsating Heat Pipe”, Applied Therm. Eng., Vol. 78, pp.364-372 (2015).
- [6] 赤川浩爾, 藤井照重, 麦谷信夫, 坂口忠司, 村田一夫, “旋回環状噴霧流に関する研究 (第2報, 液膜流量変化の解析)”, 日本機械学会論文集 (B編), Vol. 49, No. 444 pp.1704-1712 (1983).
- [7] 日本機械学会, “気液二相流技術ハンドブック”, コロナ社 (1989).
- [8] キーエンス レーザ変位計ラインナップカタログ, 精密 5-1017, (2016).
- [9] 賞雅寛而, 波津久達也, “レーザフォーカス変位計による鉛直流下液膜の測定 (第1報, 測定原理と液膜厚さ)”, 日本機械学会論文集 (B編), Vol. 64, No. 617 pp.128-135 (1998).
- [10] 賞雅寛而, 波津久達也, “レーザフォーカス変位計による鉛直流下液膜の測定 (第1報, 助走領域における波動特性)”, 日本機械学会論文集 (B編), Vol. 64, No. 619 pp.775-780 (1998).
- [11] 賞雅寛而, 波津久達也, “レーザフォーカス変位計による鉛直流下液膜の測定 (第3報, 円管内壁面の液膜界面波形の測定原理)”, 日本機械学会論文集 (B編), Vol. 64, No. 628 pp.4023-4030 (1998).
- [12] 波津久達也, 賞雅寛而, 松本洋一郎, “レーザフォーカス変位計による環状流液膜界面構造の計測 (第1報, 測定精度と液膜発達特性)”, 日本機械学会論文集 (B編), Vol. 71, No. 705 pp.1265-1271 (2005).
- [13] G. F. Hewitt, N. S. Hall-Taylor, “Annular Two-Phase Flow”, Pergamon Press, Oxford (1970).
- [14] K. Vierow, I. Choutapalli, K. Hogan, Y. Liao, M. Solmos, S.N. Williams, “Countercurrent

- Flow Limitation Experiments and Modeling for Improved Reactor Safety”, Final Technical Report July 1, 2005 through June 30, 2008, Nucl. Eng. Dept. Texas A&M University, (2008).
- [15] K. Katono, N. Ishida, T. Sumikawa, K. Yasuda, “Air-Water Downscaled Experiments and Three-Dimensional Two-Phase Flow Simulations of Improved Steam Separator for Boiling Water Reactor”, Nucl. Eng. Desg., Vol. 278, pp.465-471 (2014).
- [16] K. Mishima, A. Tomiyama, T. Okawa, H. Takeuchi, Y. Kudo, Y. Yamamoto, M. Chaki, “Research of ABWR Plants of Hyper Core Power Density”. Proc. 11th Nati. Symp. Pow. Ener. Sys. (SEPS 2006) 11, pp. 225-230 (2006).
- [17] M. Aritomi., J. H., Chiang, M. Mori., “Fundamental Studies on Safety-related Thermo-hydraulics of Natural Circulation Boiling Parallel Channel Flow Systems under Start-up Conditions (Mechanism of Geysering in Parallel Channels)”, Accid. Anal. Nucl. Safety, Vol. 33, pp.170-182 (1992).
- [18] 池田浩, 瀧川幸夫, 岩城智香子, 師岡慎一, 山崎之崇, 山田勝己, 楊井知啓, 曾根田秀雄, “Design-by-Analysis と試験による低圧損気水分離器の開発(I) (解析の妥当性確認および低圧損スワラーの設計),” 日本原子力学会和文論文誌, Vol. 9, No.2, pp.109 - 107 (2010).
- [19] 寺坂晴夫, “BWR セパレータの流動解析”, 第3回オーガナイズド混相流フォーラム(OMF'99-Yokohama)講演論文集, pp.44-49 (1999).
- [20] H. Kataoka, Y. Shinkai, S. Hosokawa, A. Tomiyama, “Swirling Annular Flow in a Steam Separator”, Trans. ASME. J. Eng. Gas Turb. Pow., Vol. 131 (3), Paper No. 032904 (2009).
- [21] 植田辰洋, “気液二相流 一流れと熱伝達一”, 株式会社養賢堂 (1981).
- [22] B .J. Azzopardi, “Disturbance Wave Frequencies and Spacing in Vertical Annular Two-Phase Flow”, Nucl. Eng. Desg., Vol. 92, pp.121-133 (1986).
- [23] B. J. Azzopardi, “Drop Sizes in Annular Two-Phase Flow”, Exp. in Fluids, Vol. 3, pp.53-59 (1985).
- [24] B. J. Azzopardi, “The Role of Drops in Annular Gas-Liquid Flow : Drop Sizes and Velocities”, 日本混相流学会誌, Vol. 2, No. 1, pp.15-35 (1988).
- [25] 岩城智香子, 山崎之崇, 師岡慎一, 山田勝己, 池田浩, 楊井知啓, 曾根田秀雄, “Design-by-Analysis と試験による低圧損気水分離器の開発(II) (実規模試験による低圧損気水分離器性能の実証)”, 日本原子力学会和文論文誌, Vol. 9, No.2, pp.118-124 (2010).
- [26] T. Matsubayashi, K. Katono, K. Hayashi, A. Tomiyama, “Effects of Swirler Shape on Swirling Annular Flow in a Gas-Liquid Separator”, Nucl. Eng. Desg., Vol. 249, pp.63-70 (2012).
- [27] H. Kataoka, A. Tomiyama, S. Hosokawa, A. Sou, M. Chaki, “Two-Phase Swirling Flow

- in a Gas-Liquid Separator”, Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. J. Pow. Ene. Sys., Vol. 2, No. 4 pp.1120-1131 (2008).
- [28] G. K. Batchelor, “An Introduction to Fluid Dynamics”, Cambridge University Press (1967).

第 3 章

気水分離器性能の改良

3.1 緒言

沸騰水型原子炉 BWR で炉心出力密度が増加すると、気水分離器の入口での蒸気密度や蒸気流束が増え、気水分離器の圧力損失が増加する[1]。気水分離器の圧力損失増加は蒸気出力の低下や内部機器への負担を増加させるのみならず、炉内二相流動が不安定化し密度波振動[2]の原因となる。このため、BWR の安全性の向上には、気水分離器の液相分離率を損なうことなく圧力損失を低減する必要がある。本章では前章で得た内部旋回二相流動特性の知見に基づき機器の合理的改良指針を構築し、改良した気水分離器の性能を評価する。

3.2 気水分離器構成機器の改良指針

岩城らの蒸気-水系模擬試験器[3]や前章の空気-水系縮小模擬試験器を用いた測定結果で示したように、定格運転条件における気水分離器の主要な圧力損失の要因はスワラーと 1st POR である。さらに気相体積流束 J_G の 14.6 m/s から 17.8 m/s への増加によりスワラーと 1st POR の圧力損失が増加し、全圧力損失 ΔP_T は 40 % 増加する(図 2.33)。中尾ら[4]はスワラーの圧力損失の原因が運動量損失であると推察し、旋回羽根の出口角度の減少もしくはハブ径を縮小しスワラー出口の流路面積を増加させることで、圧力損失を減少できるか否か検証した。彼らは空気-水系縮小模擬試験器を用いた実験を行い、後者の改良が前者よりもスワラーの圧力損失低減に有効であると報告している。ただし液相分離率を維持するため、この改良に加えて 3rd バレルと 3rd POR の接続形状も修正している。池田ら[5]はスワラー部における二相流の数値計算を行い、スワラーの入口と出口部における流路面積の大幅な変化により急峻な圧力勾配が発生すると予測している。そこで流路面積が均一となるように旋回羽根とハブの形状を変更した改良型スワラーを提案し、蒸気-水系模擬試験器を用いてスワラー部の圧力損失を半減できることを実証している[3]。Jensen ら[6]は旋回羽根の枚数の増加に伴って圧力損失が増加すると報告している。Matsubayashi ら[7]は 1st POR までを模擬した 1/5 スケール空気-水系試験装置を用いて、羽根枚数が 8 枚と 6 枚のスワラーを使用し羽根枚数が気水分離器性能に及ぼす影響を調べた。6 枚羽根スワラーは 8 枚羽根スワラーよりも圧力損失を大きく低減でき、どちら

のスワラーの液相分離率もほとんど等しいと報告している。しかし、実機と同じ3rd PORまでを有する気水分離器において、旋回力の小さい6枚羽根スワラーでも液相分離率を維持できるか否かは不明である。このようにスワラー形状に関する研究は多数行われているが、既存改良手法の知見を整理・統合し、その有用性を検証した例はない。

前章で示したように、定格運転条件では各POR入口位置における液膜厚さは各々のPORギャップ幅よりも薄く、たとえ1stバレルでの液膜厚さが1st PORのギャップ幅よりも厚くなったとしても2ndおよび3rd PORで1st PORを乗り越える液膜の分離が期待できる。また、ギャップ幅の縮小でPORから飛散する液滴の発生位置が管壁に近づき、管軸近傍を通過する液滴流量が減少する可能性がある。それゆえ1st PORのギャップ幅の縮小によって液相分離率を損なうことなく圧力損失の低減が期待できる。上遠野ら[8]はスワラーと1st PORと2nd PORのみで構成される空気-水系模擬試験器を用いてこの改良指針を検証した。1st PORのギャップ幅を最大液膜厚さの指標となる累積存在確立分布が99%となる際の液膜厚さ δ_{99} まで減少させることで、低圧力損失と高液相分離率を達成している。ただし、3rd PORまでを有する気水分離器へのこの改良手法の適用性は明らかでない。また、改良型スワラーと組み合わせた場合にも液相分離率を損なうことなく圧力損失を低減できるか否かは不明である。なお、 δ_{99} はスワラー形状に依存すると想定されるため、1st PORギャップ幅を選定する上では、まず改良型スワラーの旋回二相流動特性を調べる必要がある。

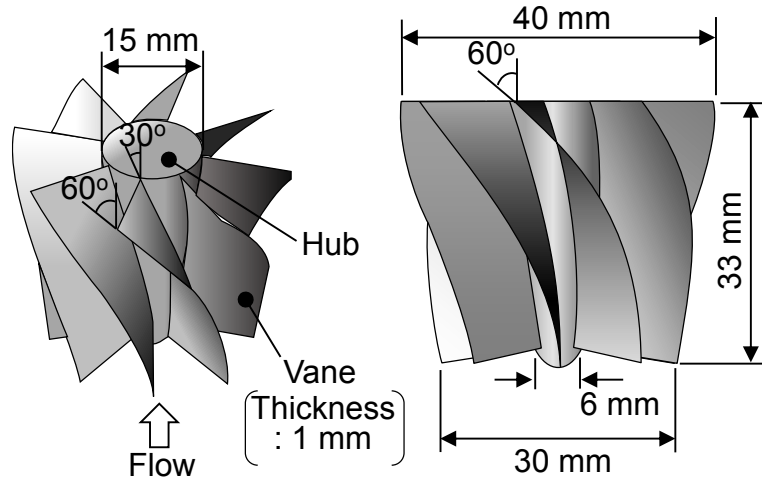
以上より、本章では3rd PORを有する1/5スケール空気-水系気水分離器模擬実験装置を用いてまず改良型スワラーが気水分離器性能と旋回二相流動特性に及ぼす影響を調べる。改良型スワラーは羽根枚数が8枚と6枚の二種類を用意し、両者ともハブ径を縮小した。次に測定した改良型スワラーの δ_{99} に基づき、1st PORを改良する。最後にスワラーの改良と1st PORの改良を組み合わせた改良型気水分離器の気水分離器性能を評価し、本改良手法の有用性を検証する。

3.3 改良型スワラーが気水分離器性能に及ぼす影響

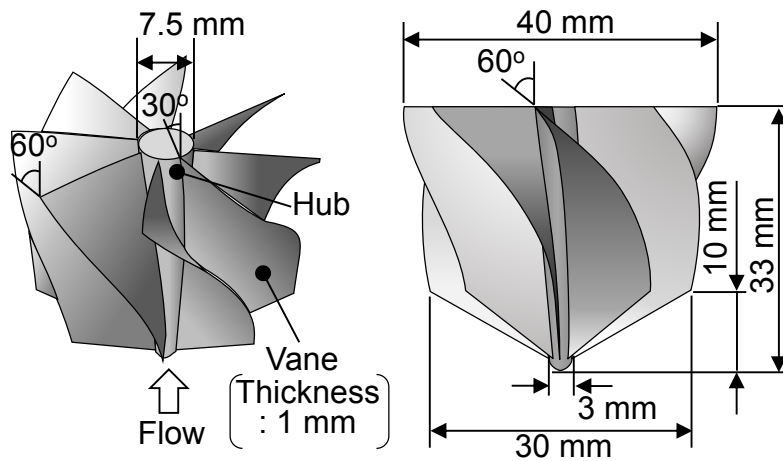
3.3.1 スワラー形状

図3.1および表3.1に本研究で用いた3種のスワラー形状とその諸元を示す。図3.1(a)は前章で使用した実機BWRのスワラー形状を模擬した標準型のスワラーである。標準型スワラーは8枚の旋回羽根と直径が入口と出口で各々6 mmと15 mmのハブで構成される。図3.1(b)と(c)には8枚羽根と6枚羽根の改良型スワラーを示す。スワラー入口部における流路面積を均一とするため、改良型スワラーのハブ直径を標準型スワラーの半分とし、また旋回羽根の入口側形状をコーン状に成形した。改良型スワラーも標準型スワラー同様に材質にABS (Acrylonitrile Butadiene Styrene)樹脂を使用し、熱溶解積層方式で製作した。本縮小模擬実験装置(図2.1)のディフューザと1stバレルはフランジで接

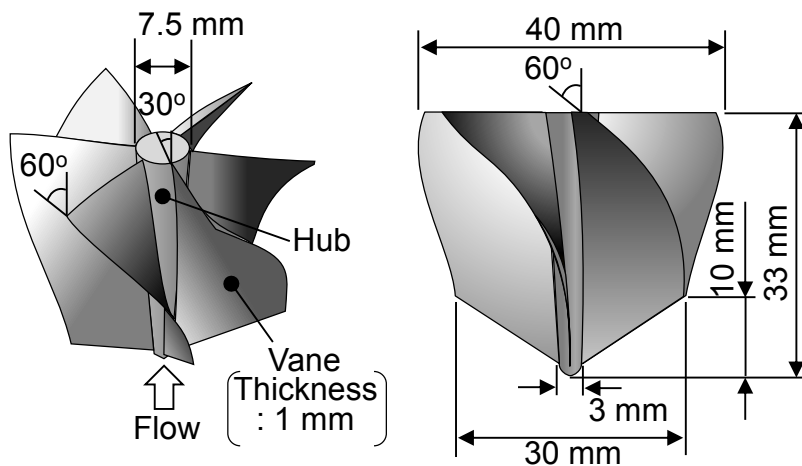
続されており、各スワラーの交換の際にはディフューザと 1st バレルを分離し、スワラーを装着した。以降、この標準型スワラーと羽根枚数が 8 枚と 6 枚の改良型スワラーを N8, V8, V6 と呼ぶ。



(a) 8 枚羽根 標準型スワラー(N8)



(b) 8 枚羽根 改良型スワラー(V8)



(c) 6 枚羽根 改良型スワラー(V6)

図 3.1 標準型スワラーと改良型スワラーの概略図

表 3.1 各スワラーの諸元

	N8	V8	V6
Number of vanes	8	8	6
Hub diameter at outlet [mm]	15	7.5	7.5
Hub diameter at inlet [mm]	6	3	3
Nose shape of vanes	Normal	Coned	Coned

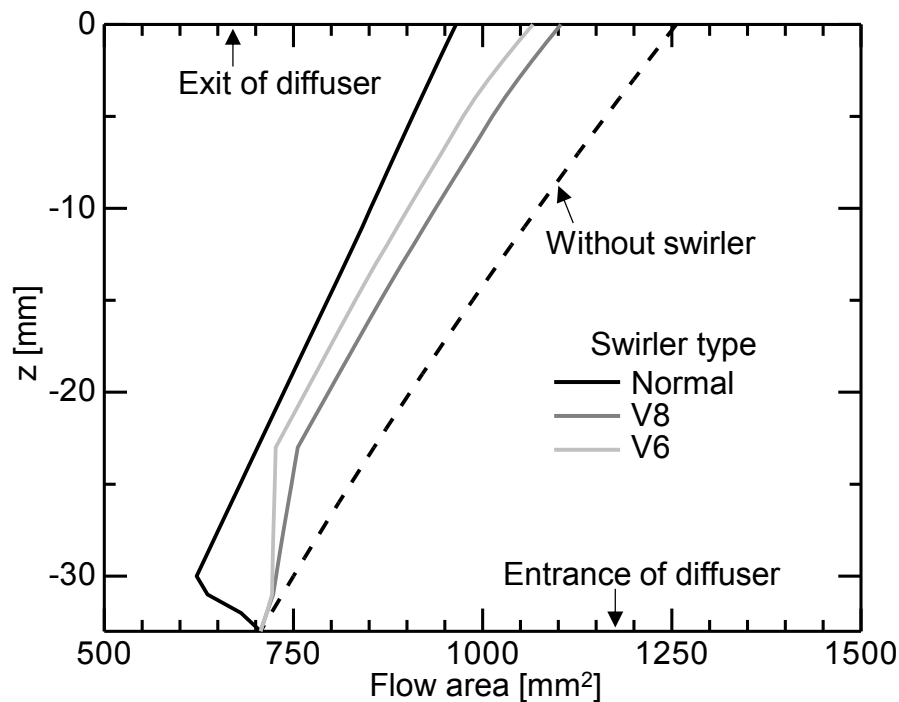


図 3.2 ディフューザ内流路面積

図 3.2 に、ディフューザ内水平断面方向の流路面積の軸方向位置 z に対する変化を示す。 z はスワラー出口を $z = 0$ mm としている。ここで破線はスワラーが装着されない場合の流路面積を示し、ディフューザによって緩やかに面積が増加している。N8 の流路面積はディフューザ入口直後で大幅に縮小している。一方、羽根形状の改良によって V6 と V8 の流路面積は z 方向に緩やかに増加している。

3.3.2 液相分離率

図 3.3 に定格運転条件 ($J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s) におけるスワラー形状が各 POR の液相分離率に及ぼす影響を示す。いずれのスワラーも 80 % 以上の液相が 1st POR において分離されている。また、改良型スワラー V8 と V6 の 1st POR における液相分離率 W_{S1}^* は標準型スワラー N8 の W_{S1}^* よりも大きい。 W_{S1}^* が増加したことで 2nd バレルに流入する液相質量流量が低下し、V8 と V6 の 2nd POR における液相分離率 W_{S2}^* が N8 よりも低下して

いる。また、3rd POR で V8 と V6 は各々2.0 %と 2.5 %の液相を分離している。なお、3rd バレルに流入する液相質量流量に対する分離性能 $W_{S3}^*/(1-W_{S1}^*-W_{S2}^*)$ の値は V8 と V6 で各々 50.8 %と 48.4 %であり、羽根枚数の少ない V6 で僅かに液相の分離効率が低下した。N8, V8 と V6 の合計液相分離率 W_{ST}^* は各々97.9%, 97.7%と 97.2%であり、改良型スワラーにおいても良好に W_{ST}^* を維持できている。

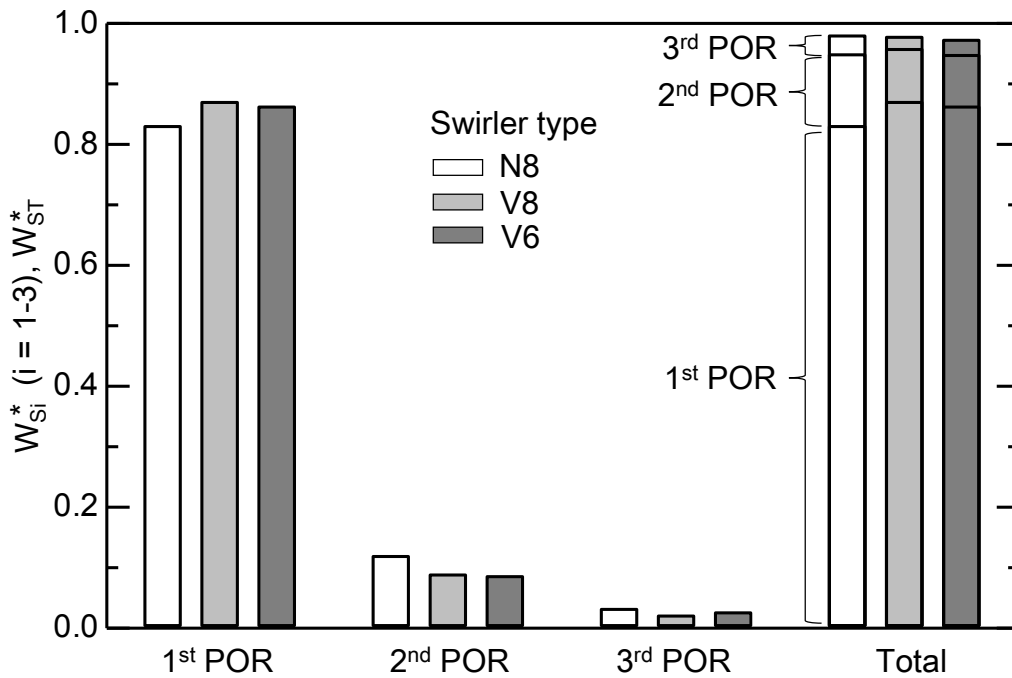


図 3.3 各スワラーが液相分離率に及ぼす影響 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)

3.3.3 内部流動特性

定格運転条件における各スワラーの 1st バレル内の流動画像を図 3.4 に示す。また、1st バレルにおける Time strip 画像の一例を図 3.5 に示す。V8 および V6 のいずれも旋回羽根の延長線上から旋回縞が形成され、流れに旋回力が付与されている様子が確認できる。Time strip 画像では改良型スワラーにおいても波高が大きい波が周期的に通過することでスワラー出口から 1st POR 入口に至る濃い灰色の線が多数確認できる。この線の傾きがスワラー出口近傍で大きいことは、改良型スワラーによって界面波の z 方向速度が加速されていることを示す。また、どちらの改良型スワラーにおいても液滴の液膜への付着により界面上に丸状の波紋が多数生じている様子が確認できる(図 3.4 中の白丸)。図 3.6 は 1st バレル内撮影画像中 $z = 85 \text{ mm}$ から軸方向で $\pm 30 \text{ pixel}$ の領域(図 3.4 中の白点線)における輝度値の時系列波形であり、2 回の 5 秒間の撮影画像に対する処理結果を示す。縦軸は輝度値の時間平均値で規格化している。擾乱波の通過時には、陰影の濃い波(波高が大)によって輝度値が低下する。いずれのスワラーにおいても、周期的に輝度値が

大きく低下し、改良型スワラーでも擾乱波の形成が確認できる。各スワラーで輝度値が大きく低下する頻度、つまり擾乱波の通過頻度に大きな違いは見られず、スワラー形状が擾乱波の発生周期に及ぼす影響は小さいと考えられる。

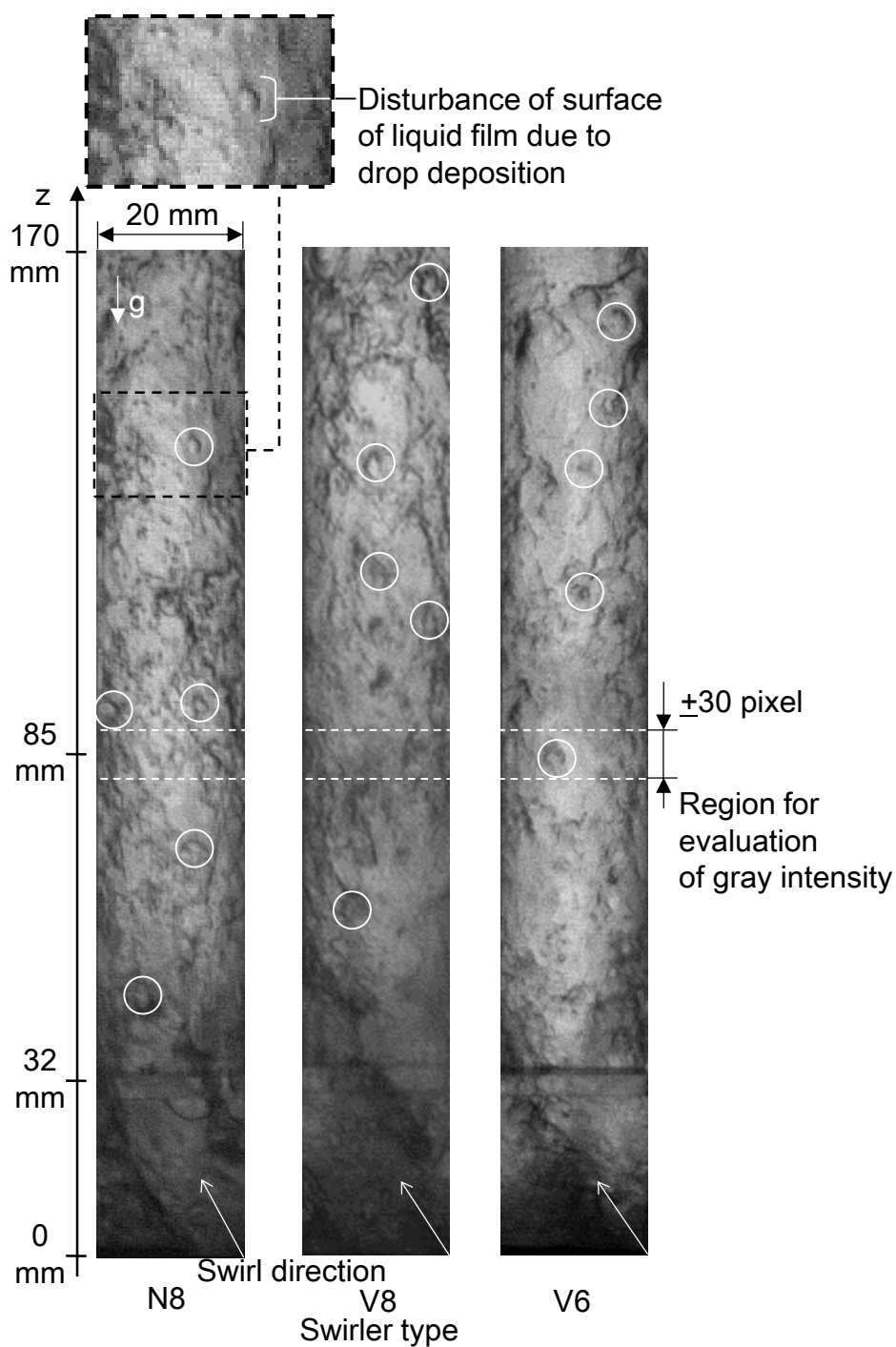


図 3.4 各スワラーにおける 1st バレル内の流動画像 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)

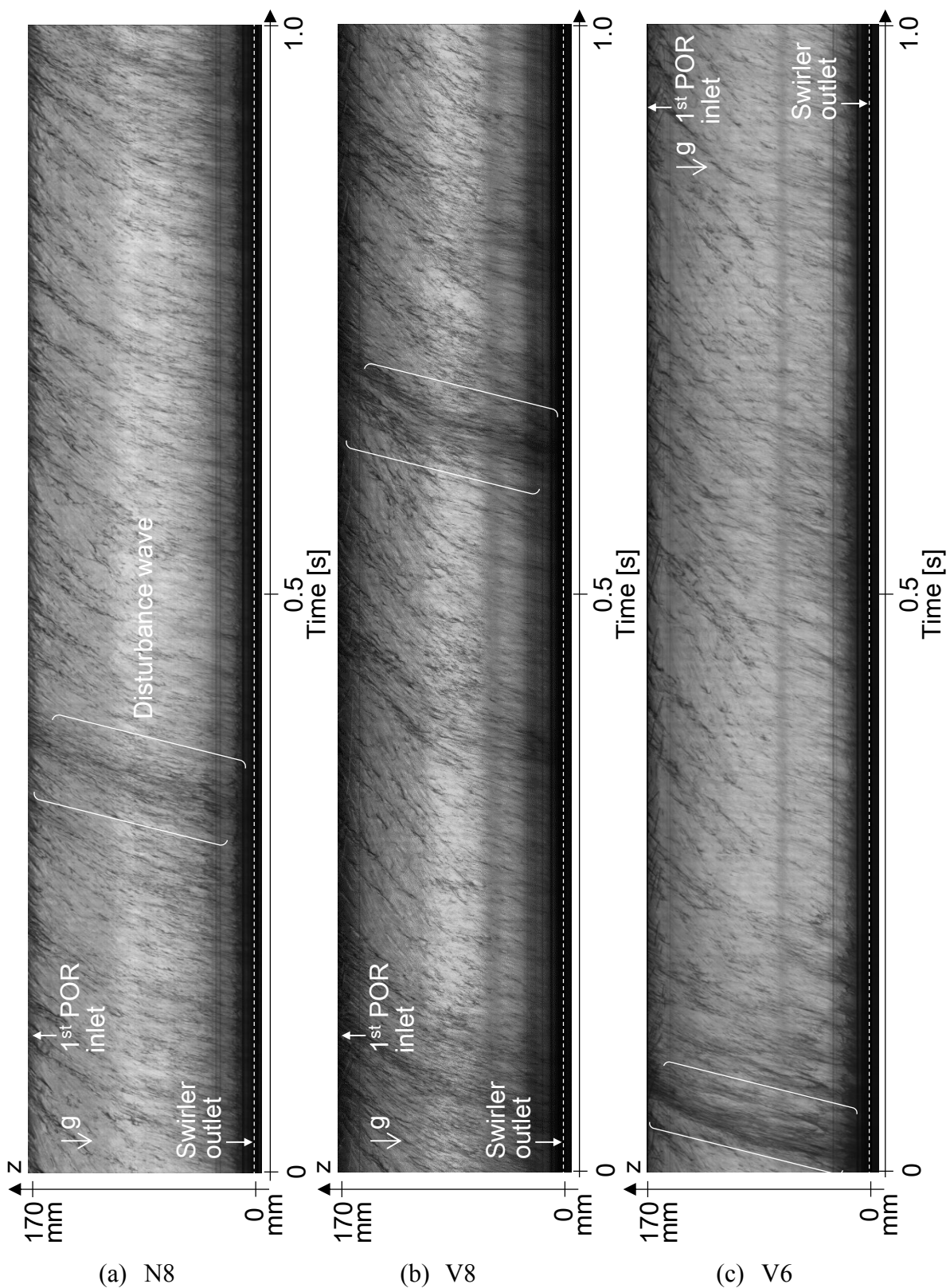


図 3.5 各スワラーにおける 1st バレル内の Time strip 画像 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)

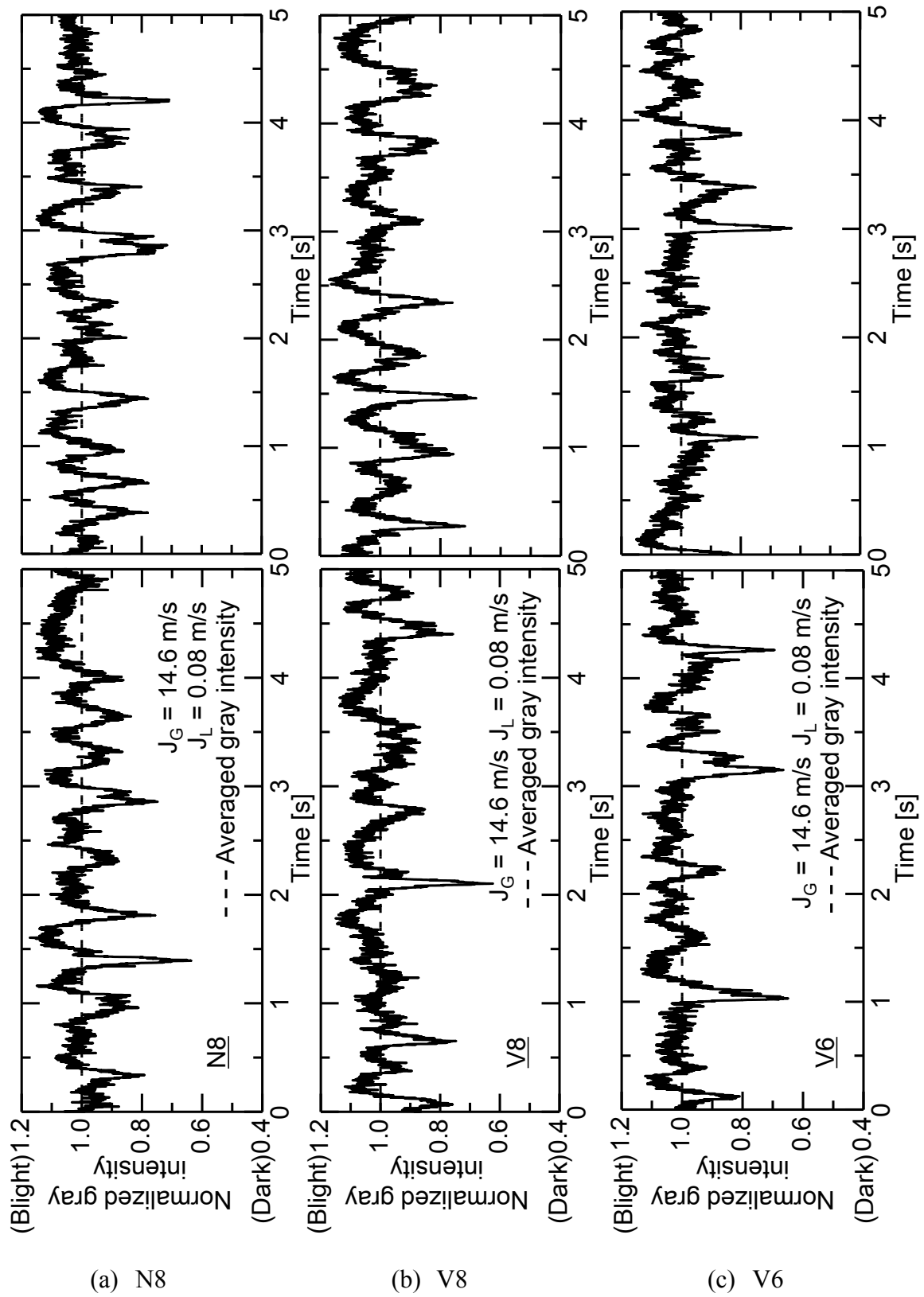


図 3.6 1st バレル内輝度値の時系列変化の比較 ($z = 85$ mm, $J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s)

1st バレルにおける撮影画像中の丸状の波紋から液滴が付着する軸方向位置を調べた。図 3.7 に各スワラーでの液滴付着位置とその回数（総付着回数 1200 回）の関係を示す。なお、スワラー出口近傍は旋回縞によって界面の乱れが大きく液滴付着に伴う波紋の観測が難しいため、 $z < 100$ mm の領域は測定区間から取り除いた。N8 の液滴付着回数は z 増加に伴って低下している。V8 も z 増加に伴う液滴付着回数の減少という点で N8 と類似しているが、 $z > 140$ mm では N8 より付着回数が多い。また、V6 の $z > 140$ mm における液滴付着数は V8 と良く一致している。片岡[9]は 1st バレル内を通過する液滴の多くがスワラーのハブ端からの飛散により発生すると報告している。図 3.8 にはボアスコープ先端位置 $z = 150$ mm における N8 と V8 の内部流動撮影画像の比較を示す。V8 では N8 に比べ管中心を通過する液滴が多い。これは V8 では N8 よりもハブ径が小さく、管軸中心に近い位置で発生した液滴は液膜に付着するまでの半径方向距離が長くなること、加えて管軸中心に近い液滴が気相に牽引されて主流方向に大きい速度を持つことで、液滴がより下流へ流れたためと考えられる。この結果、ハブ直径を縮小した V8 と V6 では $z > 115$ mm での液滴付着回数が増加したと推察される。120 $\leq z \leq 140$ mm において、V6 は N8 と V8 に比べて液滴付着回数が多い。これは羽根枚数の減少によって遠心力が低下し液滴付着が N8 および V8 に比べ、より下流で発生したためである。なお、N8、V8、V6 で 1200 回の液滴付着に至る時間は各々 2.99 s、2.51 s、1.99 s であり、V6 の液滴付着が最も頻繁であった。このことも、バレル下流へと通過する液滴流量が V6 で多いことを示唆している。

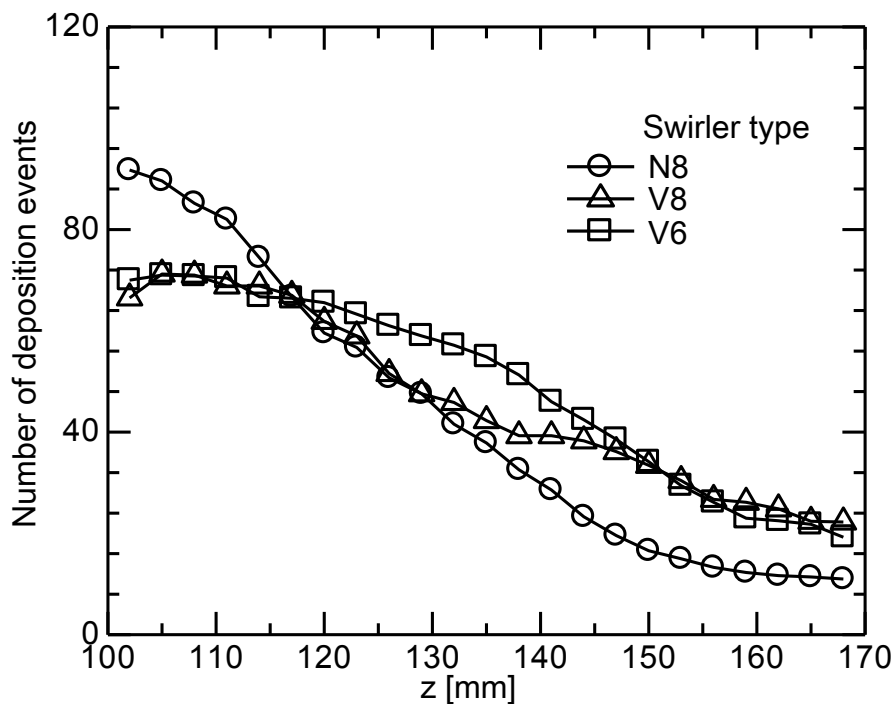


図 3.7 1st バレルにおける液滴付着位置
(液滴の総付着回数 1200 回, $J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s)

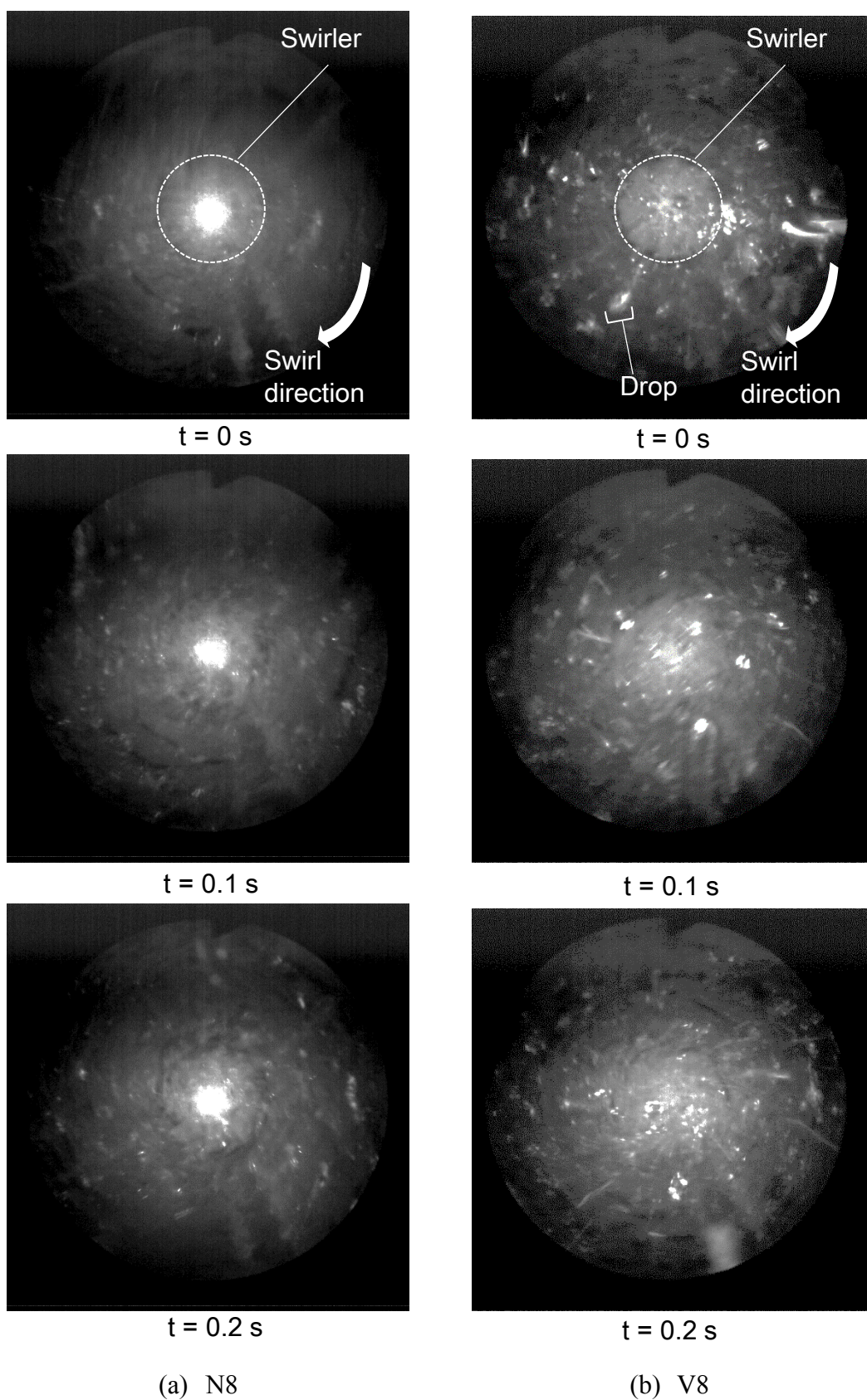


図 3.8 1st バレル内の流動画像の比較
 (ボアスコープ先端位置 $z = 150$ mm, $J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s)

図 3.9 には 1st POR 入口位置での各スワラーにおける最大液膜厚さ δ_{99} を示す。前述のように液滴流量が増加するため、改良型スワラーの δ_{99} は N8 よりも低下しており、 δ_{99} は 1st POR のギャップ幅よりも大幅に薄い。一般に、液膜の平均速度は気液界面波速度と正の相関にあるため[10,11]、ここでは気液界面波速度に着目する。図中の黒三角は 1st POR 入口位置での気液界面波の軸方向速度 V_{zi} を示す。ここで V_{zi} は 1st バレルの撮影画像（図 3.4）中の界面波の輝度値分布を PIV(Particle image velocimetry)での速度算出方法を参考に自己相関関数[12]を求めて算出した速度である。擾乱波の周期よりも十分長い時間の平均値を取得するため、処理に用いた画像数は 20000 枚、撮影時間で 5 s とした。改良型スワラーの V_{zi} は標準型スワラーの V_{zi} より大きい。これは液膜厚さが低下したことが一因である。また、回転強度が増加すると壁近傍の速度勾配が増加する[13,14]。羽根枚数の多い V8 で V6 より回転強度が大きくなった結果、V8 の V_{zi} が V6 と比べ増加したと考えられる。1st POR で分離される液相体積流量 W_{S1} は液膜厚さのみならず液膜の流速つまり V_{zi} に依存する。V8 と V6 では V_{zi} が増加したこと、加えて δ_{99} の減少により 1st POR を乗り越える液膜が減少したことが、 W_{S1} が N8 の W_{S1} よりも増加した要因と考えられる。

スワラー形状が液膜厚さと液膜速度に影響を及ぼした結果、V8 と V6 では N8 と比べて W_{S1} が増加する。さらに 2nd と 3rd バレルで液膜が分離されることで合計液相分離率 W_{ST}^* が高く維持されることがわかった。一方、改良型スワラーのハブで発生した液滴は N8 に比べより下流へ流れる。N8 と比べて V8 と V6 で僅かに小さい W_{ST}^* はこれらの液滴が気水分離器出口を通過し未分離液相となったことを示唆している。

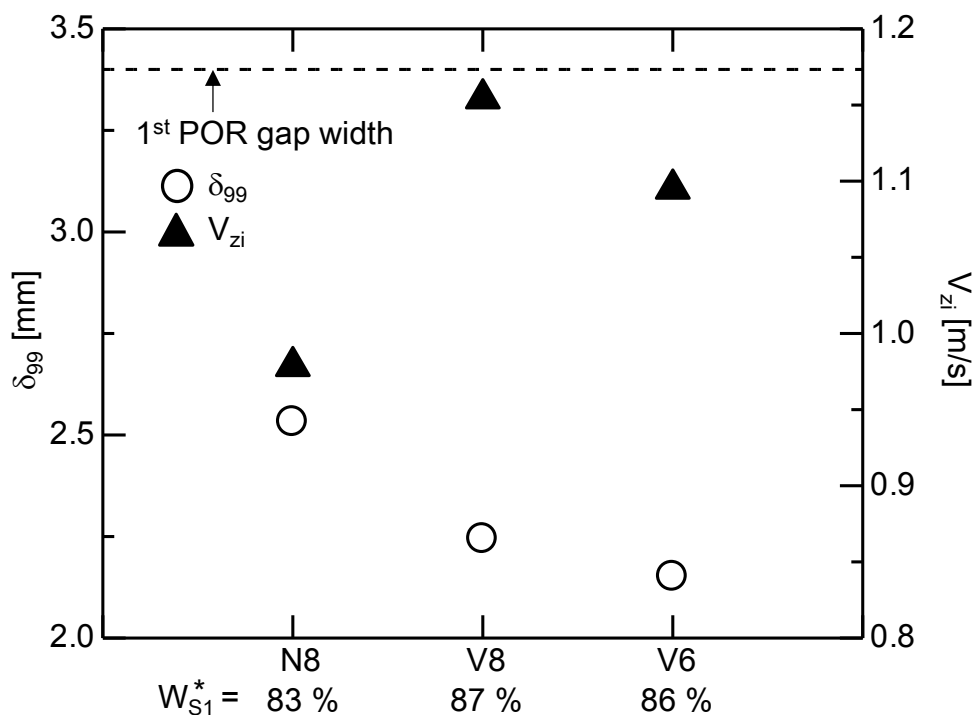


図 3.9 1st POR 入口位置での各スワラーの最大液膜厚さ δ_{99} と気液界面波の軸方向速度 V_{zi} の関係 ($J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s)

3.3.4 圧力損失

図 3.10 には N8 の全圧力損失 ΔP_T で規格化したゲージ圧の軸方向分布を示す。ここで ΔP_T はスワラー入口部から気水分離器出口部までの圧力損失である。また ΔP_S^* , ΔP_1^* , ΔP_2^* , ΔP_3^* および ΔP_B^* は各々スワラー, 1st, 2ndおよび3rd POR, バレルで発生する圧力損失を N8 の ΔP_T で規格化している。N8 のスワラーでの圧力損失 ΔP_S^* は 2nd POR での圧力損失 ΔP_2^* と 3rd POR での圧力損失 ΔP_3^* よりも大幅に大きい一方, V8 と V6 の ΔP_S^* の絶対値は ΔP_2^* と ΔP_3^* と同程度に小さい。特に V6 では圧力回復が生じている($\Delta P_S^* < 0$)。このようにスワラーの改良は ΔP_T の減少に極めて有効であり, V8 と V6 における ΔP_T の減少率は各々23%と38%であった。また, ΔP_1^* , ΔP_2^* , ΔP_3^* および ΔP_B^* において, 標準型スワラーと改良型スワラーで有意な差は見受けられない。以上より, どちらのスワラーの改良も合計液相分離率を高く維持しつつ全圧力損失を効果的に減少できることが示された。

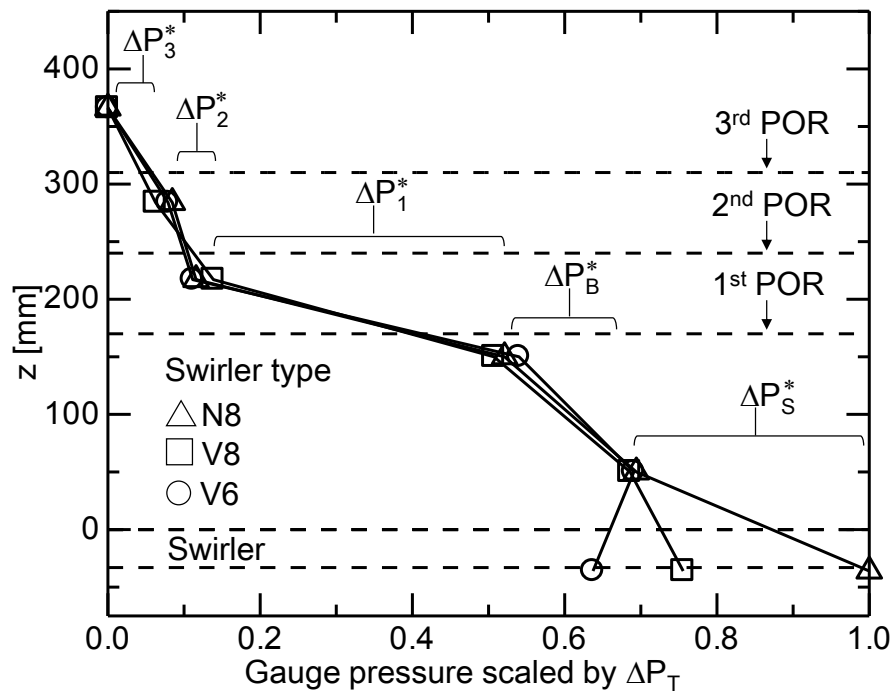


図 3.10 改良型スワラーと標準型スワラーの圧力損失分布の比較
($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)

3.4 1st POR の改良

3.4.1 分離部形状

上遠野ら[8]は2nd POR までを模擬した空気-水系縮小模擬装置を用いて1st POR のギャップ幅 t_{G1} を液膜厚さの累積存在確率分布が99%となる際の値 δ_{99} と一致するように縮小することで、1st POR における圧力損失 ΔP_1 を削減できると報告している。また、Mikaら[15]はPOR下流の急縮小を緩和するため1st POR 後端をテーパ化し ΔP_1 を低減している。そこで本研究では図3.11に示す t_{G1} の縮小とPOR後端のテーパ化を組み合わせた改良型1st POR を提案する。ここで改良型1st POR の t_{G1} はV8とV6の δ_{99} と同程度になるよう2.2 mmとした。テーパ形状の選定には図3.12に示す単相流における円錐ディフューザ性能線図[16]を用いた。図の縦軸は流路面積比 A_{B2}/A_{P1} 、横軸は無次元ディフューザ長さ $2L_T/D$ 、 C_p はディフューザの圧力回復率を示し、 L_T は軸方向のテーパ部の長さである。ディフューザの幾何形状は流路内の流れが安定する C_p^* 線と C_p^{**} 線の間の使用が推奨される[17]ことから、本研究ではテーパ角度を 10° 、 L_T を17.2 mmとした。

3.4.2 改良型気水分離器

本節では、改良型スワラーと改良型1st POR を統合した改良型気水分離器の液相分離率と圧力損失を調べる。以降、標準型1st PORとN8、標準型1st PORとV8、標準型1st PORとV6、改良型1st PORとV8、改良型1st PORとV6を組み合わせた気水分離器を各々NN8、NV8、NV6、IV8、IV6と呼ぶ。

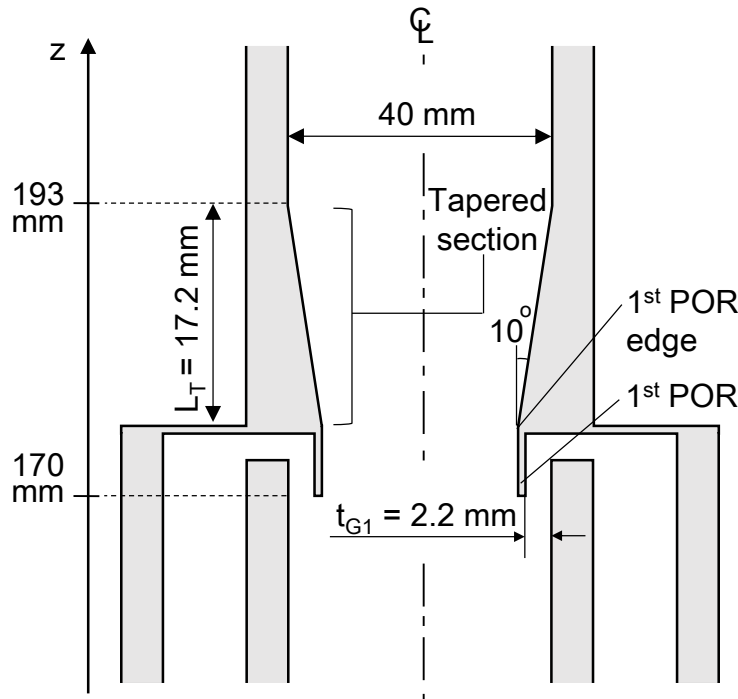


図3.11 改良型1st PORの概略図

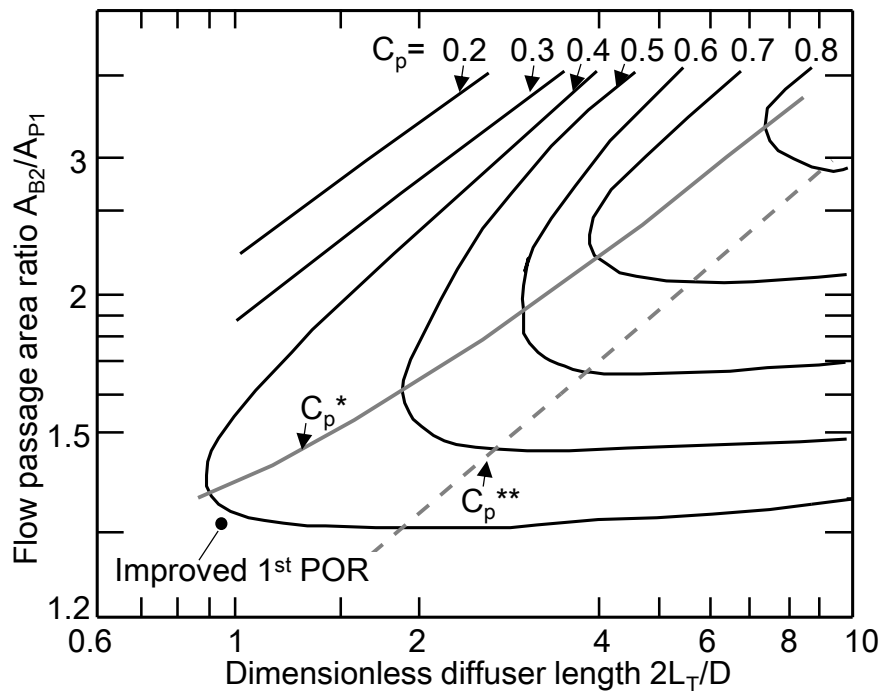


図 3.12 ディフューザ性能線図[16]

3.4.3 液相分離率

図 3.13 には各 POR の液相分離率と合計液相分離率を示す。定格運転条件($J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s)において, IV8 および IV6 の合計液相分離率 W_{ST}^* は各々 98.1% と 97.5% であった。改良型 1st POR のギャップ幅 t_{G1} は標準型 1st POR より小さいにも関わらず, IV8 と IV6 は NN8 の W_{ST}^* (97.9%) とほぼ同等である。 t_{G1} の低下に伴って 1st POR を乗り越える液膜流量が増加し 1st POR の液相分離率 W_{S1}^* は低下している。一方, 2nd POR の液相分離率 W_{S2}^* は増加した。この結果, IV8 と NV8 の 1st POR と 2nd POR の分離液相流量の合計値 ($W_{S1}^* + W_{S2}^*$) は各々 96.3% と 95.7% とほぼ等しい。図 3.14 にはボアスコープ先端位置を 2nd POR の入口部 ($z = 240$ mm) とした際の NN8 と IV8 のバレル内部流動撮影画像の一例を示す。IV8 では t_{G1} の縮小により 1st POR の内側の流路面積が広がっている様子が確認できる。NN8 の $t = 0.1$ s では 1st POR を乗り越えた液膜が POR の端から液滴を伴って飛散しているが IV8 では 1st POR からの液滴飛散はほとんど確認できない。これは図 3.15 に模式的に示すように, IV8 では POR 後端がテーパ化され POR を乗り越えた液膜が標準型 1st POR と比べて滑らかに 2nd バレルへと流れることで 1st POR での液滴飛散が抑制されたためと考えられる。このように POR 後端のテーパ化が POR から飛散する液滴流量の削減に貢献した結果, IV8 と IV6 で $W_{S1}^* + W_{S2}^*$ が高く維持されたと考えられる。バレル内部の撮影画像 $t = 0.2$ s において, IV8 ではハブから飛散した (図 3.8) と想定される液滴がガスコア内を多数通過している。これらの液滴は 3rd バレルの壁面で付着, もしくは気水分離器出口を通過し未分離液相となる。以上より, 改良型スワラーと改良型

1st POR を組み合わせる場合でも、高い合計液相分離率 W_{ST}^* が維持される。

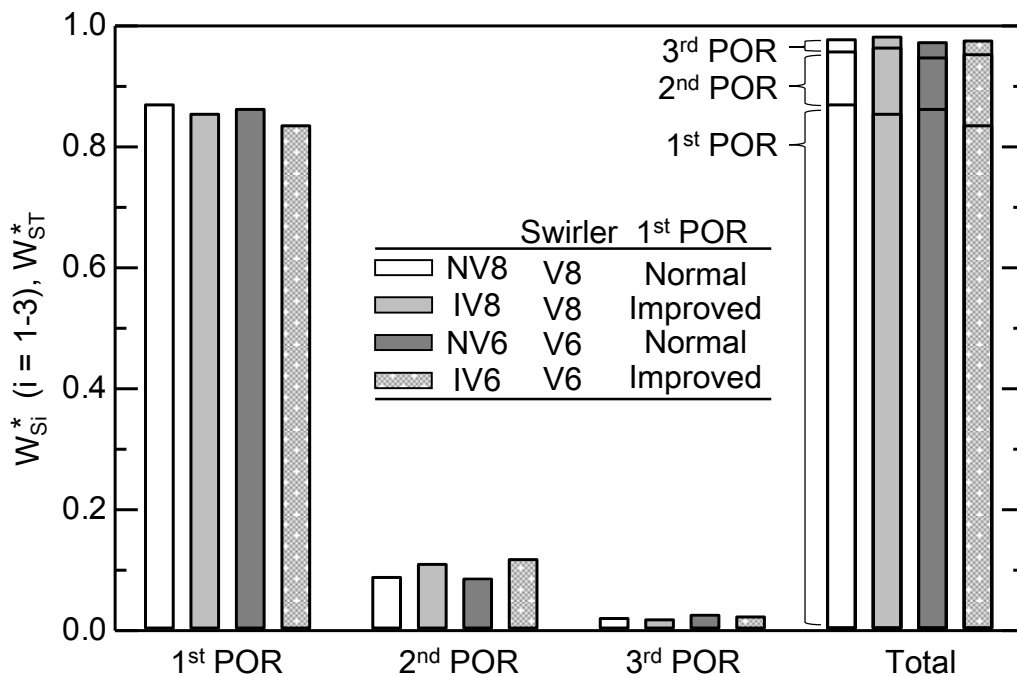


図 3.13 改良型気水分離器の液相分離率 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)

3.4.4 圧力損失

図 3.16 には定格運転条件における NN8, IV8, IV6 の NN8 の全圧力損失 ΔP_T で規格化した圧力損失分布を示す。改良型 1st POR によって 1st POR での圧力損失 ΔP_1 は大幅に減少しているが 2nd POR での圧力損失 ΔP_2 は僅かに増加している。ここで ΔP_2 が増加する理由は、2nd POR で分離される液相流量が増加し、2nd POR における運動量損失が増加したためである。IV6 におけるスワラーでの圧力損失 ΔP_S は無視できるほどに小さい。また、1st バレルでの圧力損失 ΔP_B はスワラーおよび 1st POR の形状にほとんど依存していない。この結果、改良型気水分離器では 1st バレルが 1st POR と並び主要な圧力損失の要因となっている。このように改良型スワラーと改良型 1st POR を組み合わせた改良型気水分離器では全圧力損失を著しく減少でき、IV8 と IV6 における NN8 からの全圧力損失の減少率は各々 42% と 54% であった。

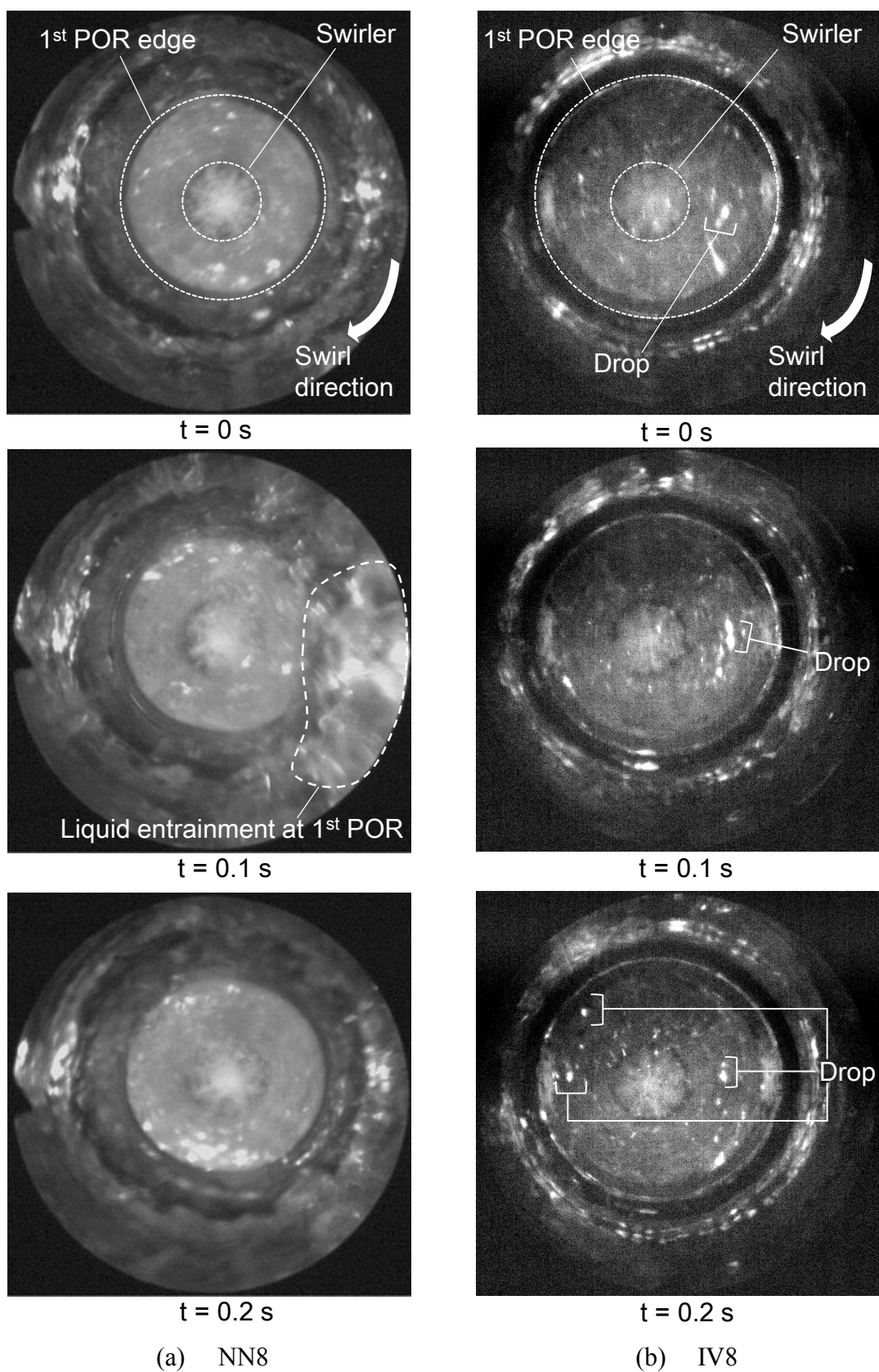


図 3.14 1st および 2nd バレル内の流動画像の比較
(ボアスコープ先端位置 $z = 240$ mm, $J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s)

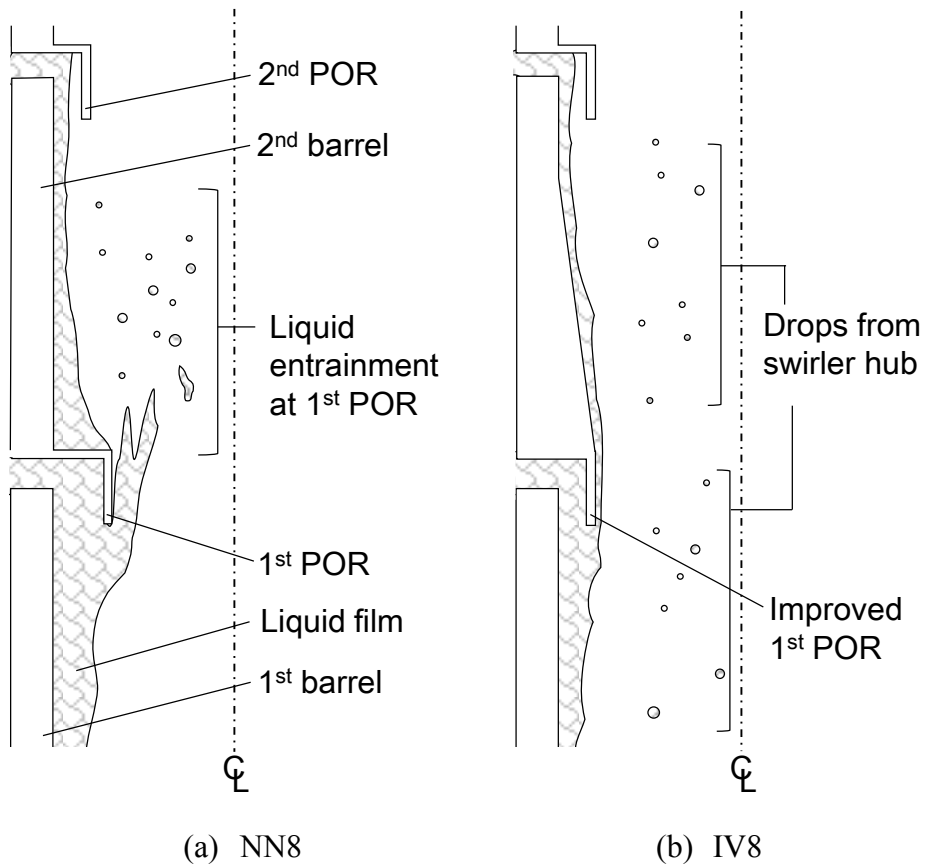


図 3.15 改良型 1st POR における流動の模式図

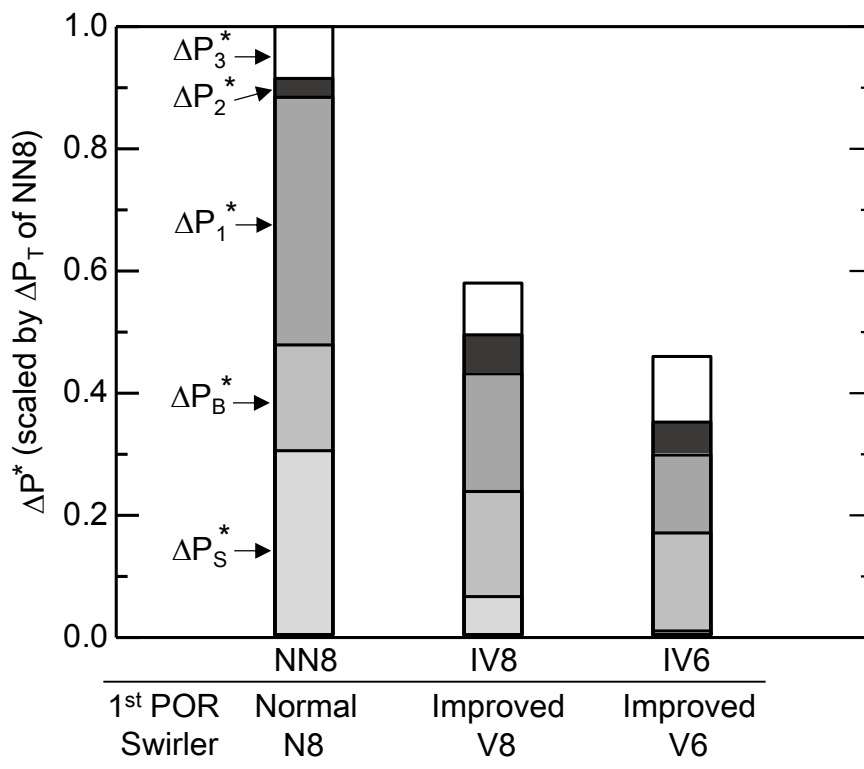


図 3.16 改良型気水分離器の圧力損失 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)

3.5 改良型気水分離器の高クオリティ条件への適用性

BWR の炉心出力密度を増加させる場合、気水分離器に流入する蒸気クオリティ x が増加し密度波振動を引き起こす可能性がある。前章では J_G が 14.6 m/s から 17.8 m/s へと増加することでスワラーと 1st POR の圧力損失が共に増加し、全圧力損失は 40 %増加することを確認した。本節では、高クオリティ条件 ($x = 0.21 : J_G = 17.8$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s) における改良型気水分離器の液相分離率および圧力損失を評価する。

3.5.1 液相分離率

表3.2には高クオリティ条件におけるNN8, IV8, IV6の合計液相分離率 W_{ST}^* を示す。いずれの気水分離器も W_{ST}^* は99 %以上の非常に高い値を示している。図3.17には $x = 0.18$ と 0.21における各PORの液相分離率の比較を示す。どちらの改良型気水分離器においても x の増加に伴い1st PORの液相分離率 W_{S1}^* が増加している。図3.18には1st POR入口位置における平均液膜厚さ δ_{ave} と δ_{99} を示す。 x の増加に伴い界面せん断応力が増加し δ_{ave} と δ_{99} が減少している。1st PORを乗り越える液膜が減少したこと、およびクオリティ増加に伴う旋回力の増加で液滴付着が促進されたことで改良型気水分離器の W_{ST}^* が増加したと考えられる。 W_{S1}^* の増加によって2ndと3rdバレルに流入する液相流量が減少し、2ndと3rd PORにおける液相分離率が減少している。このように高クオリティ条件でも改良型気水分離器はNN8と同程度に W_{ST}^* が維持される。

表 3.2 クオリティ増加に伴う W_{ST}^* の変化

Separator type	W_{ST}^* [%]	
	$x = 0.18$ (Nominal operating condition)	$x = 0.21$
NN8	97.9	99.1
IV8	98.1	99.2
IV6	97.5	99.0

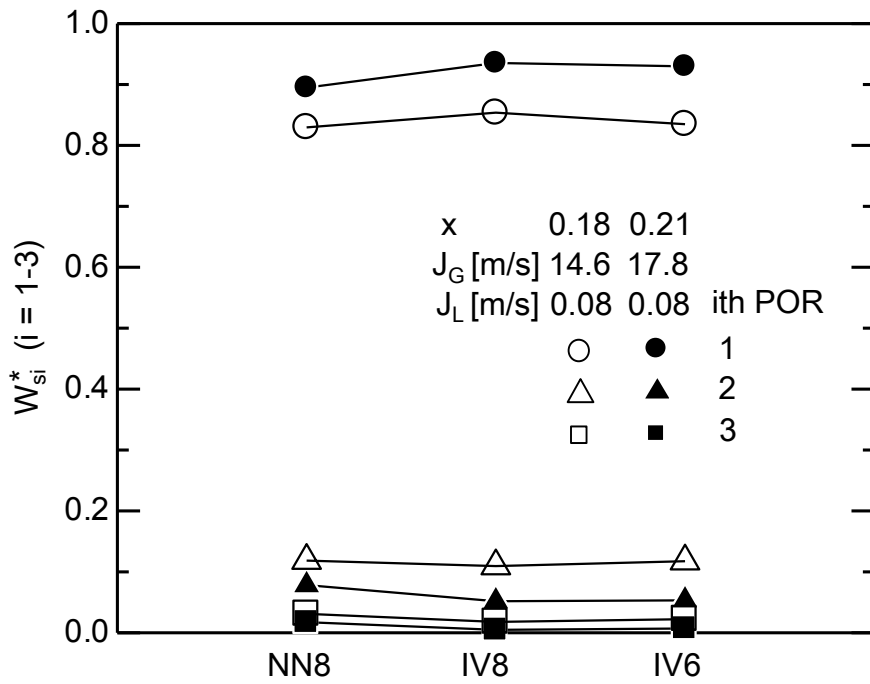


図 3.17 クオリティ増加に伴う各 POR の液相分離率の変化

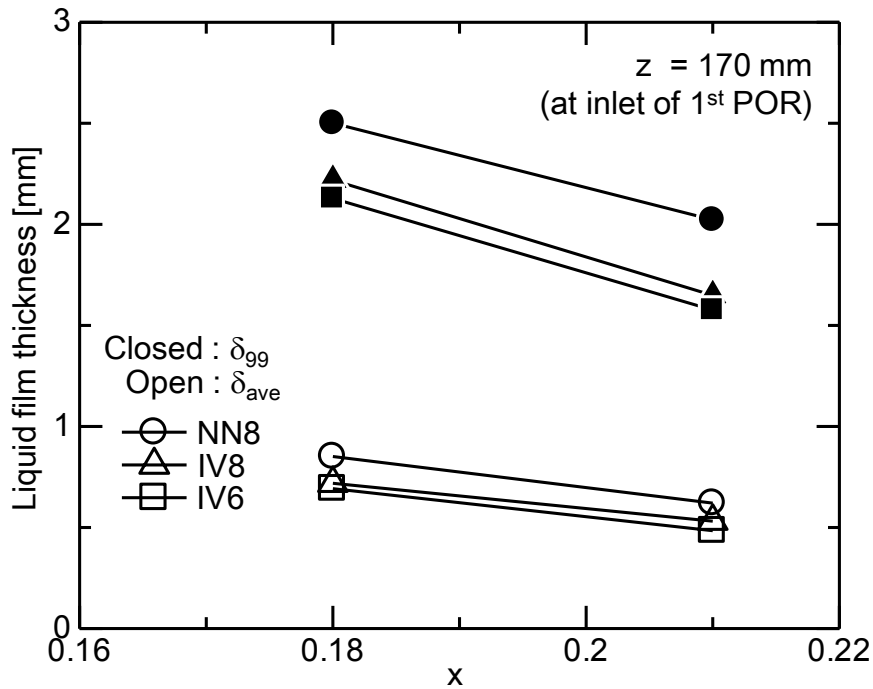


図 3.18 クオリティ増加に伴う 1st POR 入口位置における液膜厚さの変化

3.5.2 圧力損失

表 3.3 には各気水分離器の全圧力損失 ΔP_T を示す. いずれの気水分離器も x 増加に伴い ΔP_T が増加しているが, IV8 と IV6 の ΔP_T の増加率は NN8 と比べて小さい. 図 3.19 には NN8 と IV8 における定格運転条件と高クオリティ条件の軸方向圧力分布の比較を示す. x 増加に伴う NN8 のスワラー入口部($z = -36$ mm)と 1st POR 入口部($z = 150$ mm)におけるゲージ圧の増加量と比べ IV8 の増加量は小さい. つまり, 改良型 1st POR とスワラーによって x 増加に伴う ΔP_T の増加が抑制されている. 高クオリティ条件における気水分離器での全圧力損失 ΔP_{TH} は, 気水分離器全体の局所損失係数 ζ_T と高クオリティでの気相体積流束 J_{GH} を用いて次式で表現できる.

$$\Delta P_{TH} \approx \zeta_T \rho_G J_{GH}^2 \quad (3.1)$$

また, 定格運転条件での全圧力損失 ΔP_{TN} は, 定格運転条件での気相体積流束 J_{GN} を用いて,

$$\Delta P_{TN} \approx \zeta_T \rho_G J_{GN}^2 \quad (3.2)$$

式(3.1)から式(3.2)を差し引くことで x 増加に伴う圧力損失の増加量($\Delta P_{TH} - \Delta P_{TN}$)を次式で表現できる.

$$\Delta P_{TH} - \Delta P_{TN} \approx \frac{\zeta_T}{\rho_G (J_{GH}^2 - J_{GN}^2)} \quad (3.3)$$

気相密度 ρ_G および気相体積流束 J_G は IV8 と NN8 で等しいので, 上式は x 増加に伴う圧力損失の増加量($\Delta P_{TH} - \Delta P_{TN}$)が気水分離器全体での局所損失係数 ζ_T に依存することを示す. よって IV8 では 1st POR とスワラーの改良によって ζ_T が低下することで, NN8 と比べ x 増加に伴うゲージ圧力増加量が低下したと考えられる. このように BWR の炉心出力密度を増加させる際にも, スワラーと 1st POR の改良は W_{ST}^* を維持し, ΔP_T を削減する上で有効である.

表 3.3 クオリティ増加に伴う ΔP_T の変化

Separator type	ΔP_T [Pa]		
	$x = 0.18$	$x = 0.21$	(Increasing rate)
NN8	763	1013	(1.33)
IV8	443	532	(1.22)
IV6	357	402	(1.13)

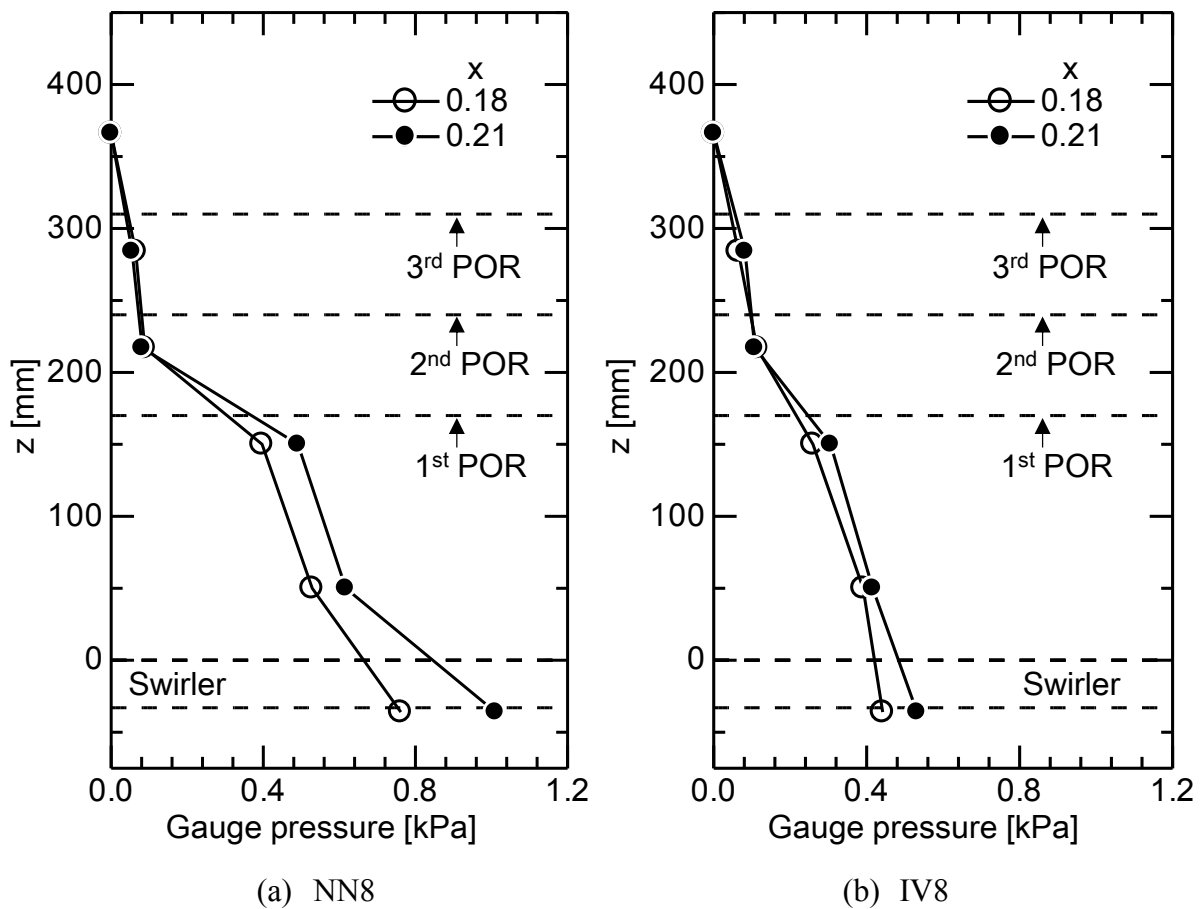


図 3.19 クオリティ増加に伴う軸方向圧力分布の変化

3.6 結言

本章では、まず 3rd POR までを有する空気-水系縮小模擬実験装置において二種類の改良型スワラーが気水分離器性能および旋回二相流動特性に及ぼす影響を調べるため、内部流動撮影ならびに液膜厚さ、液相分離率、圧力損失を測定した。改良型スワラー V8 は羽根枚数が 8 枚、V6 は羽根枚数が 6 枚であり、両者ともディフューザ内水平断面方向の流路面積の急縮小を抑制するためハブ径を標準型スワラー N8 の半分に縮小し、旋回羽根の入口側の形状をコーン状に成形した。

次に、改良型スワラーの 1st POR 入口位置における最大液膜厚さ δ_{99} と同程度になるよう 1st POR のギャップ幅 t_{G1} を縮小し、さらに POR 後端をテーパ形状とした改良型 1st POR を提案した。そして改良型スワラーと改良型 1st POR を統合した二種類の改良型気水分離器の液相分離率と圧力損失を評価した。最後に改良型気水分離器の高クオリティ条件への適用性を検証した。

その結果、以下の結論を得た。

- (1) 定格運転条件 ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$) では、V8 を用いることで気水分離器の

全圧力損失を約 23 %低減でき、合計液相分離率では N8 (97.9 %) とほぼ同程度 (97.7 %) に維持できる。このことはハブ径の縮小とコーン状の羽形状が有効な改良手法であることを裏付ける。

- (2) 羽根枚数の減少によって圧力損失をさらに低減できる。V6 では N8 に比べ全圧力損失を約 38 %減少できる。
- (3) 改良型スワラーの δ_{99} と一致するように t_{G1} を縮小しPOR 後端をテーパ化した改良型 1st POR と改良型スワラーを組み合わせた場合、全圧力損失を V8 で 42 %、V6 で 54 %低減できる。 t_{G1} の縮小に伴い 1st POR での液相分離率が低下するが、2nd および 3rd POR で 1st POR での液相分離率低下を補うことで、いずれの改良型気水分離器も N8 と同程度の高い合計液相分離率を実現できる。
- (4) 1st バレルにおける圧力損失はスワラーおよび 1st POR の形状にほとんど依存せず、改良型気水分離器では 1st バレルが 1st POR とならぶ主な圧力損失の要因となる。
- (5) 高クオリティ条件でも改良型気水分離器は優れた合計液相分離率を示す。また、改良型気水分離器ではクオリティ増加に伴う圧力損失増加を標準型気水分離器と比べて抑制できる。

第 3 章の参考文献

- [1] K. Mishima, A. Tomiyama, T. Okawa, H. Takeuchi, Y. Kudo, Y. Yamamoto, M. Chaki, “Research of ABWR Plants of Hyper Core Power Density”. Proc. 11th Nati. Symp. Pow. Ener. Sys. (SEPS 2006) 11, pp. 225-230 (2006).
- [2] M. Aritomi., J. H., Chiang, M. Mori., “Fundamental Studies on Safety-related Thermo-hydraulics of Natural Circulation Boiling Parallel Channel Flow Systems under Start-up Conditions (Mechanism of Geysering in Parallel Channels)”, *Accid. Anal. Nucl. Safety*, Vol. 33, pp.170-182 (1992).
- [3] 岩城智香子, 山崎之崇, 師岡慎一, 山田勝己, 池田浩, 楊井知啓, 曾根田秀雄, “Design-by-Analysis と試験による低圧損気水分離器の開発(II) (実規模試験による低圧損気水分離器性能の実証)”, *日本原子力学会和文論文誌*, Vol. 9, No.2, pp.118-124 (2010).
- [4] 中尾俊次, 村瀬道雄, 石田直行, 河村勉, 湊明彦, 守谷公三明, “BWR 用セパレータの圧力損失低減(1) (気水分離器特性予測手法の検討)”, *日本混相流学会論文集*, Vol. 15, No. 4 (2001).
- [5] 池田浩, 瀧川幸男, 岩城智香子, 師岡慎一, 山崎之崇, 山田勝己, 楊井知啓, 曾根田秀雄, “Design-by-Analysis と試験による低圧損気水分離器の開発(I) (解析の妥当性確認および低圧損スワラーの設計)”, *日本原子力学会和文論文誌*, Vol. 9, No.2, pp.109-117 (2010).
- [6] D. W. Jensen, T. F. Carter, G. W. Fitzsimmons, P. F. Peterson, “BWR Steam Separator Swirler Optimization”, *Proc. of 4th Int. Conf. of Nucl. Eng. (ICONE-4)*, Vol. 2, pp.517-525 (1996).
- [7] T. Matsubayashi, K. Katono, K. Hayashi, A. Tomiyama, “Effects of Swirler Shape on Swirling Annular Flow in a Gas-Liquid Separator”, *Nucl. Eng. Desg.*, Vol. 249, pp.63-70 (2012).
- [8] 上遠野健一, 田丸隼人, 細川茂雄, 林公祐, 富山明男, “気水分離器における液相分離部が気液分離性能に及ぼす影響”, *日本混相流学会論文集*, Vol. 29, No. 4 pp.343-350 (2015).
- [9] 片岡宏庸, “沸騰水型原子炉気水分離器内の旋回二相流に関する研究”, *神戸大学博士論文* (2010).
- [10] A. C. Ashwood, S. J. Vanden Hogen, M. A. Rodarte, C. R. Kopplin, D. J. Rodriguez, E. T. Hurlburt, T. A. Shedd, “A Multiphase, Micro-Scale PIV Measurement Technique for Liquid Film Velocity Measurements in Annular Two-Phase Flow”, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 68 pp.27-39 (2015).

- [11] 植田辰洋, 田中宏明, 石田堅治, “流下液膜の流動状態に関する研究”, 日本機械学会論文集, Vol. 41, No. 350 pp.2933-2940 (1975).
- [12] 可視化情報学会, “PIV ハンドブック”, 森北出版株式会社 (2002).
- [13] O. Kitoh, “Experimental Study of Turbulent Swirling Flow in a Straight Pipe”, J. Fluid Mech., Vol. 225 pp.445-479 (1991).
- [14] 畠沢政保, “真っ直ぐな円管内の乱流旋回流の特性—圧力損失に及ぼす旋回の影響—”, 日本混相流学会論文集 ながれ 17, pp.202-213 (1998).
- [15] T. Mika, T. Matsubayashi, S. Hosokawa, A. Tomiyama, “Two-Phase Swirling Flow in the Barrel of a Steam Separator”, Nucl. Safety. Sim., Vol. 3 pp.124-131 (2012).
- [16] G. Sovran, E. D. Klomp, “Experimentally Determined Optimum Geometries for Rectilinear Diffusers with Rectangular, Conical or Annular Cross-Section”. Fluid Dynamics of Internal Flow, Elsevier Publishing Company (1967).
- [17] 松永成徳, 西道弘, 富田侑嗣, 塚本寛, “流れ学-基礎と応用”, 朝倉出版 (1991).

第 4 章

鉛直円管内旋回二相流の界面および壁面摩擦係数

4.1 緒言

前章では、縮小模擬した気水分離器実験装置内の流動特性を調べ、スワラーおよび 1st POR の改良を行った。提案した改良型 1st POR と改良型スワラーを組み合わせた改良型気水分離器は液相分離率を維持しつつ大幅に圧力損失を低減できる。このように気水分離器内部の旋回二相流動特性に基づき機器設計を行うことで合理的に気水分離器を改良できる。特に、旋回二相流の液膜厚さの情報は 1st POR のギャップ幅を設計・改良する上で有用となる。また、改良型気水分離器では 1st バレルの圧力損失が 1st POR にならぶ全圧力損失の主な要因となる。気水分離器の安全性と経済性のさらなる向上には、機器設計段階で 1st バレル内部旋回環状流の圧力損失と液膜厚さを精度良く評価できることが望ましい。

気水分離器内旋回環状流では液滴流量が少ないため、液滴を無視した気流と液膜流のみを取り扱う二流体モデルによる計算が多数行われている[1-5]。寺坂ら[6]が指摘するように旋回環状流に適用できる気液界面摩擦係数 f_i および壁面摩擦係数 f_w が確立されていないため、既存の研究では摩擦係数に非旋回流用の相関式が使用されている。二流体モデルの予測精度は f_i と f_w に大きく依存する[7]が、非旋回環状流用摩擦係数相関式の旋回環状流への適用性は明らかとなっていない。

水平管内非旋回環状流の f_i の実験データを管内の液相体積率 α_L で整理した Wallis[8] の相関式を発端とし、異なる管径 D や鉛直管の実験データを用いて種々の f_i 相関式が提案されている。図 4.1 に非旋回二相流における f_i 相関式[9-12]の比較を示す(式は表 1.2 参照)。Fukano と Furukawa の式[9]を除き、異なる D や物性値であっても f_i はおおむね同様の値、傾向を示す。 f_i はチェーン流や未発達流では増加すると報告[13,14]されており、Fukano と Furukawa の式は f_i が流動特性に強く依存することを示唆している。

单相流の旋回流れにおける圧力損失は、摩擦損失の増加により非旋回流の圧力損失に比べ増加すると報告されている[15-17]。Kataoka ら[18]は二流体モデルを用い、非旋回流の f_i と f_w を 5 倍程度増加させることで旋回環状流の液膜厚さを良好に予測している。

しかし単純な鉛直円管内ですら旋回環状流の f_i および f_w を実験的に調べた例はなく、流動特性と旋回環状流の摩擦係数の関係や、摩擦係数の整理方法は明らかとなっていない。

本章では、まず気水分離器内旋回二相流動の予測に資する旋回環状流の摩擦係数の基本的な特性を理解するため、POR を持たない鉛直円管の実験装置を用いて f_i と f_w を実験的に測定する。次に、各々の整理方法を検討し相関式を構築する。最後に構築した相関式を用いて気水分離器内 1st POR 入口部における液膜厚さと 1st バレルの圧力損失の予測を行う。

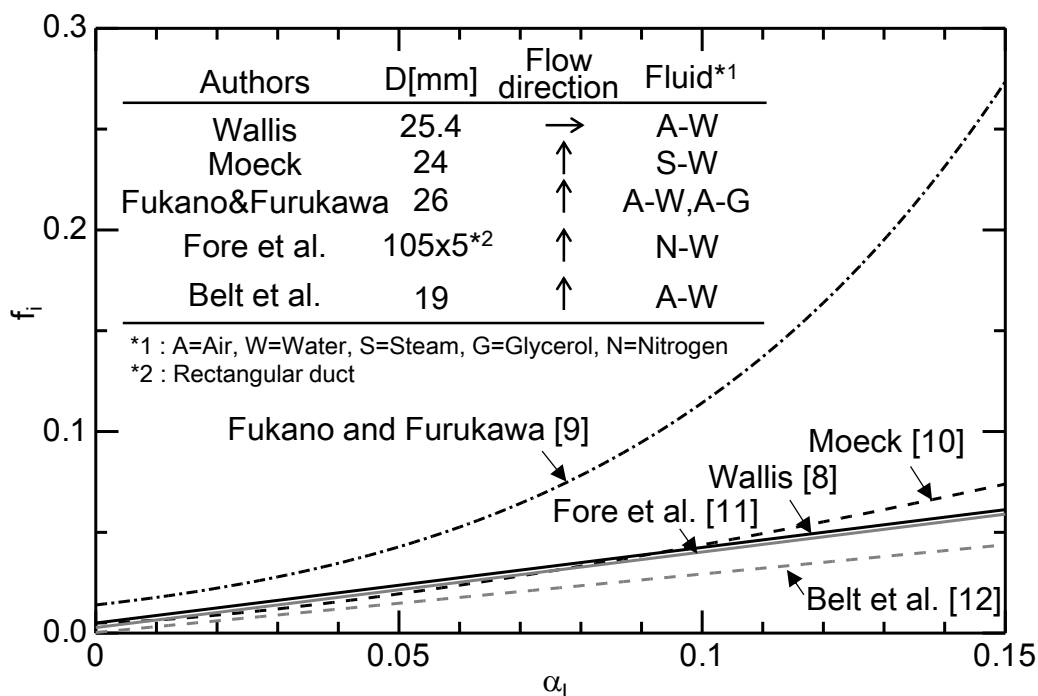


図 4.1 非旋回流用 f_i 相関式の比較

4.2 実験装置と実験条件

図 4.2 に実験装置を示す。本実験装置は上部タンク、試験パイプ、スワラー、助走部、バイパス部、気液混合部、貯水タンク、水供給系および空気供給系で構成される。助走部と試験パイプの内径は、縮小模擬した気水分離器実験装置のスタンドパイプとバレルの内径と同様に各々 30 mm と 40 mm とした。試験パイプは流動撮影および光学測定のために、透明アクリル製樹脂で製作した。また、 f_i および f_w を測定するためボイド率と圧力損失を測定した。詳細は次節で説明する。

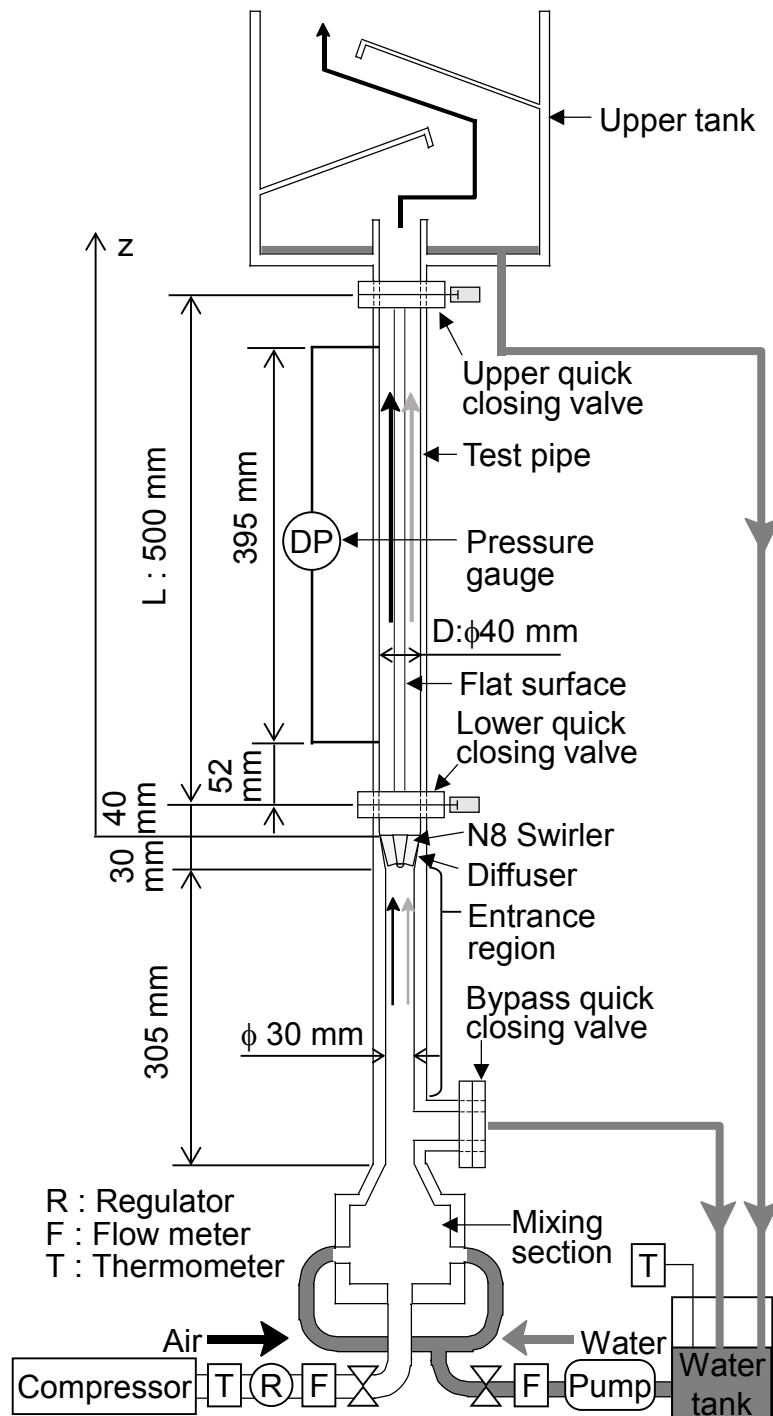


図 4.2 旋回二相流の摩擦係数測定用実験装置の概略図

空気はコンプレッサ(Think Air SLP-110EF, ANEST IWATA)から供給された圧縮空気を温度計(屋内用バイメタル温度計 S 型, Yamamoto Keiki)を経てレギュレータ(R600-20, CKD)で減圧した後, 流量計(FLT-N, Nippon Flow-cell)を通して気液混合部底面へと供給した. 水は貯水槽からポンプ(MD-40RX, Iwaki Ltd.)により汲み上げ, 流量計(FLT-N, Nippon Flow-cell)を経て気液混合部側面へ供給した. 試験中の空気と水の温度は $298 \pm 2 \text{ K}$ とし

た．気液混合部で形成された気液二相流は助走部を通過したあと，ディフューザに装着されたスワラーで旋回力が付与され，試験パイプで旋回二相流を形成する．二相流は試験パイプを通過後，気相は大気開放，液相は上部タンクで回収され貯水タンクに戻る．二流体モデルを適用するためスワラーには最も旋回力が大きい標準型スワラーN8（図2.3）を用いた．旋回が完全に減衰しない試験パイプ長 L の範囲において，急閉弁締切法[19]での瞬時体積平均ボイド率の統計平均値の収束性を確保するため $L = 500 \text{ mm}$ とした．これは 1/5 スケールの気水分離器模擬試験装置ではスワラー出口から気水分離器の出口部までを包括する長さに相当する．

試験パイプ内の気相体積流束 J_G と液相体積流束 J_L が旋回力および摩擦係数に及ぼす影響を評価するため $12.5 \leq J_G \leq 20.0 \text{ m/s}$ と $0.03 \leq J_L \leq 0.11 \text{ m/s}$ の範囲で実験を行った．この実験条件は，縮小模擬した気水分離器実験装置で Hyper ABWR[20]の定格運転条件に対応する $J_G = 14.6 \text{ m/s}$ と $J_L = 0.08 \text{ m/s}$ を包括する．

4.3 実験方法

4.3.1 圧力損失測定

スワラー出口位置を軸方向高さ $z = 0 \text{ mm}$ とし，試験パイプの $z = 92 \text{ mm}$ と 487 mm の区間における圧力損失を微差圧トランスデューサ(DP45, Validyne Ltd., 測定レンジ 0-8.6 kPa, フルスケール誤差 $\pm 0.25 \%$)を用いて測定した．測定点と差圧計はポリウレタンチューブ(TU0425C-20, SMC, 外径 4 mm, 内径 2.5 mm)内に水を満たして接続した．サンプリング周期は擾乱波に起因する圧力変動を測定できるよう 1000 Hz とした．擾乱波の周期より十分長い測定を行うため 50 s の時間平均値を取得した．95 %信頼区間における圧力損失の時間平均値の不確かさは 1.5 %であった．

4.3.2 ボイド率測定

管内の瞬時体積平均ボイド率の統計平均値 $\bar{\alpha}_G$ を急閉弁締切法[19]を用いて測定した．3つの急閉弁を試験パイプの $z = 40 \text{ mm}$ と $z = 540 \text{ mm}$ の位置とバイパス部に取り付けた．図4.3に示すように急閉弁は試験パイプ内径 D と等しい 40 mm の孔を持つスライド板と空圧シリンダー(SCA2-LB-40B-50, CKD)で構成される．空気圧(0.6 MPa)でシリンダー内のピストンが左右に動作することで管内を 40 ms 以内で締め切る．試験パイプでの急閉弁が閉じる際，バイパス部の急閉弁が開くことで管内の急激な圧力増加を抑制する．また，3つの急閉弁を電磁弁(4KA220-06, CKD)で接続することで動作の同時性を確保した．締め切り後に静置し，試験パイプの下側急閉弁に溜まった水の液位 H を計測した． i 番目の測定における瞬時のボイド率 α_{Gi} は次式で求められる．

$$\alpha_{Gi} = 1 - H_i / L \quad (4.1)$$

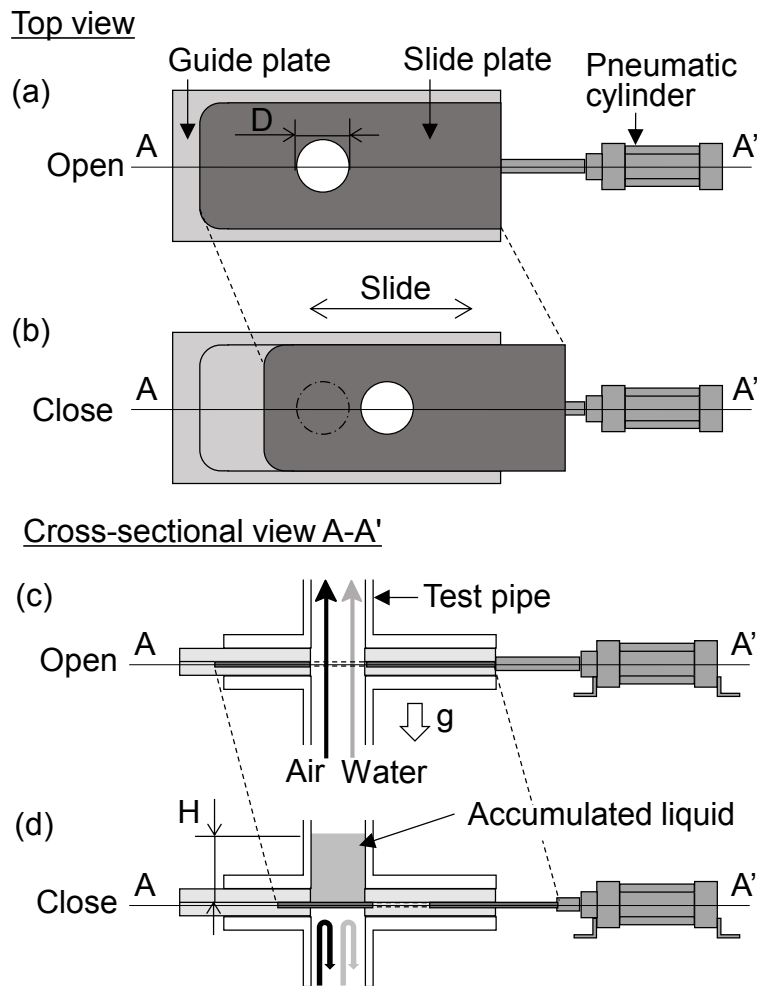


図 4.3 急閉弁の構造

ここで H_i は i 番目の測定における液位であり (図 4.3), L は二つの急閉弁間の長さ (500 mm) である. α_{Gi} を用いてボイド率の統計平均値 $\bar{\alpha}_G$ は以下のように定義される.

$$\bar{\alpha}_G = \sum_{i=1}^n \alpha_{Gi} / n \quad (4.2)$$

ここで n は測定回数である. 図 4.4 に示すように測定回数 30 回で平均値が十分収束したため $n=30$ として測定した. この測定回数においてボイド率の不確かさは 95 %信頼区間で 0.15 %であった.

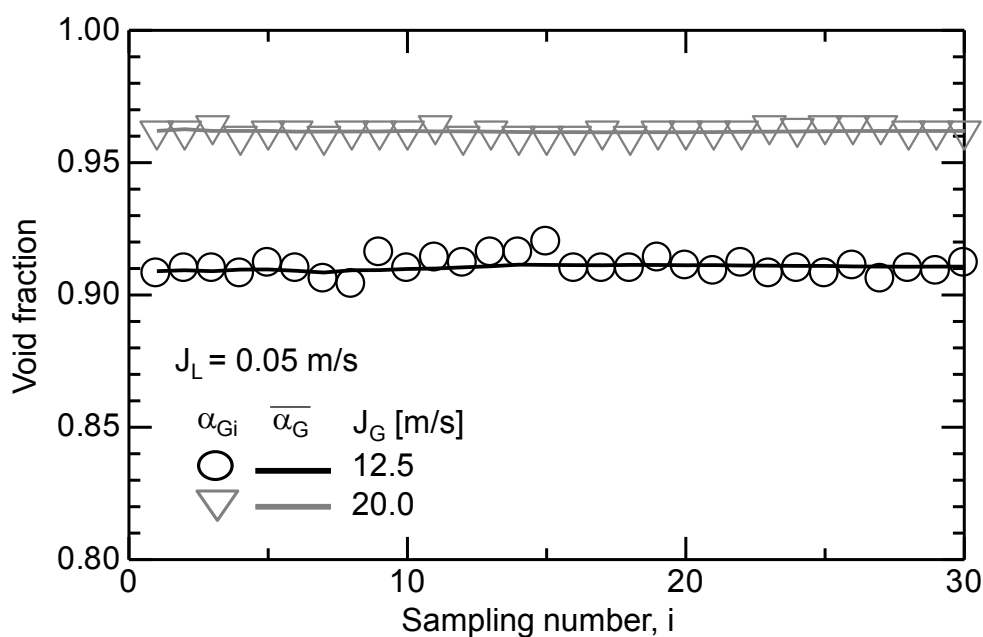


図 4.4 瞬時局所体積平均ボイド率 α_{Gi} とその統計平均値 $\bar{\alpha}_G$

4.3.3 内部流動特性評価

図 4.5 に試験パイプでの流動撮影領域を示す. 高速度ビデオカメラを用いて $z = 0-160$ mm, $160-320$ mm, $320-480$ mm の 3 領域(Motion Pro X-3, IDT, Frame rate = 2500 frame/s, Exposure = 400 μ s)と $z = 320-400$ mm の領域(Fastcam SA-X2, Photron, Frame rate = 6000 frame/s, Exposure = 90 μ s)を撮影した. 撮影の際には, 試験パイプは急閉弁を持たない流動撮影用の試験パイプに置き換えた.

試験パイプ内流動撮影画像より界面波の輝度値分布を取得し, PIV (Particle image velocimetry) の速度算出方法を参考に自己相関関数[21]を用いて気液界面波の軸方向速度 V_{zi} と周方向速度 $V_{\theta i}$ を算出した. 速度算出には図 4.5 中①-③の撮影領域での画像を用いた. 撮影画像を主流方向に 10 分割し, 管中心軸位置での 60 pixel \times 60 pixel の矩形領域における輝度値分布の自己相関関数を求めた. 図 4.6 に気液界面波速度の時間平均値の収束性を示す. 測定時間 3 s で V_{zi} と $V_{\theta i}$ のいずれも平均値が収束したため, 3 s (7500 枚の画像) での時間平均値を取得した. 図 4.7 には $z = 442$ mm における V_{zi} の時系列波形の一例とその時間における Time strip 画像の比較を示す. Time strip で見られる周期的な擾乱波の通過頻度と V_{zi} の時間変動が良く一致している. また, 一例として $t = 0.37$ s での Time strip の画像中の陰影の傾きから算出した擾乱波の通過速度 V_{zD} と V_{zi} の値は良く一致した. 以上より, 本気液界面波速度の算出方法を用いて V_{zi} と $V_{\theta i}$ をおおむね妥当に評価できる見通しを得た.

レーザーフォーカス変位計を使用し試験パイプ内の液膜厚さを測定した. この測定のため試験パイプ外周の一部は平滑面とした(図 4.2). サンプル周期は 0.64 ms で測

定点数は 50000 点である．液膜厚さの時間平均値は 95 %信頼区間における不確かさで 1.1 %であった．

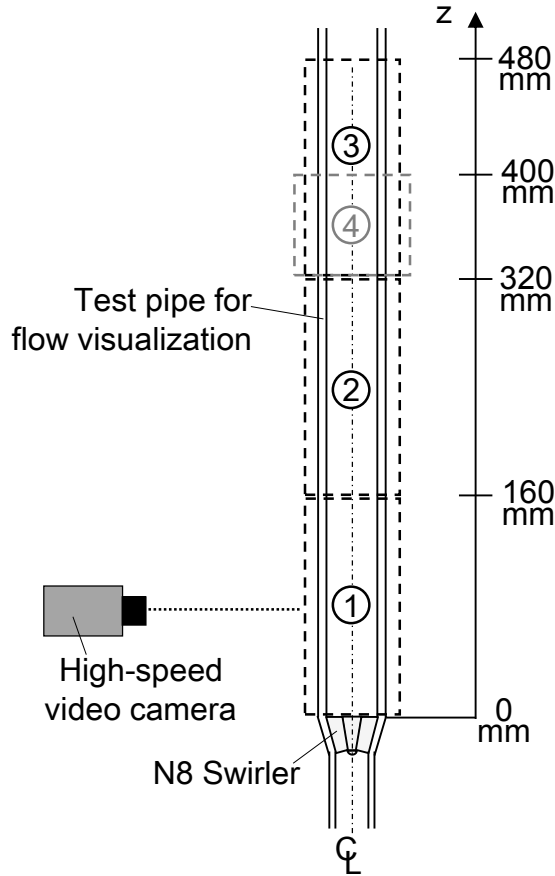


図 4.5 流動撮影領域

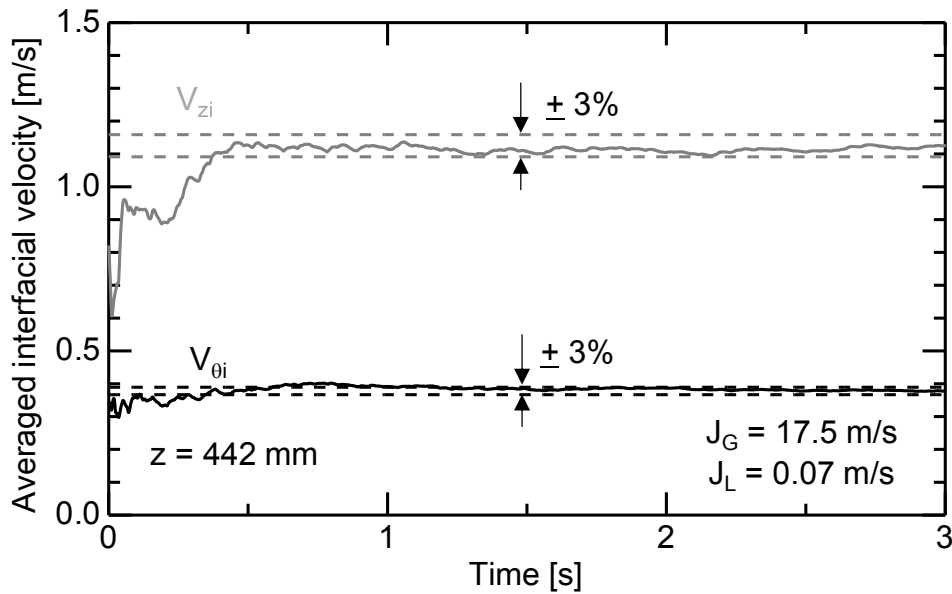


図 4.6 気液界面波速度の時間平均値の収束性

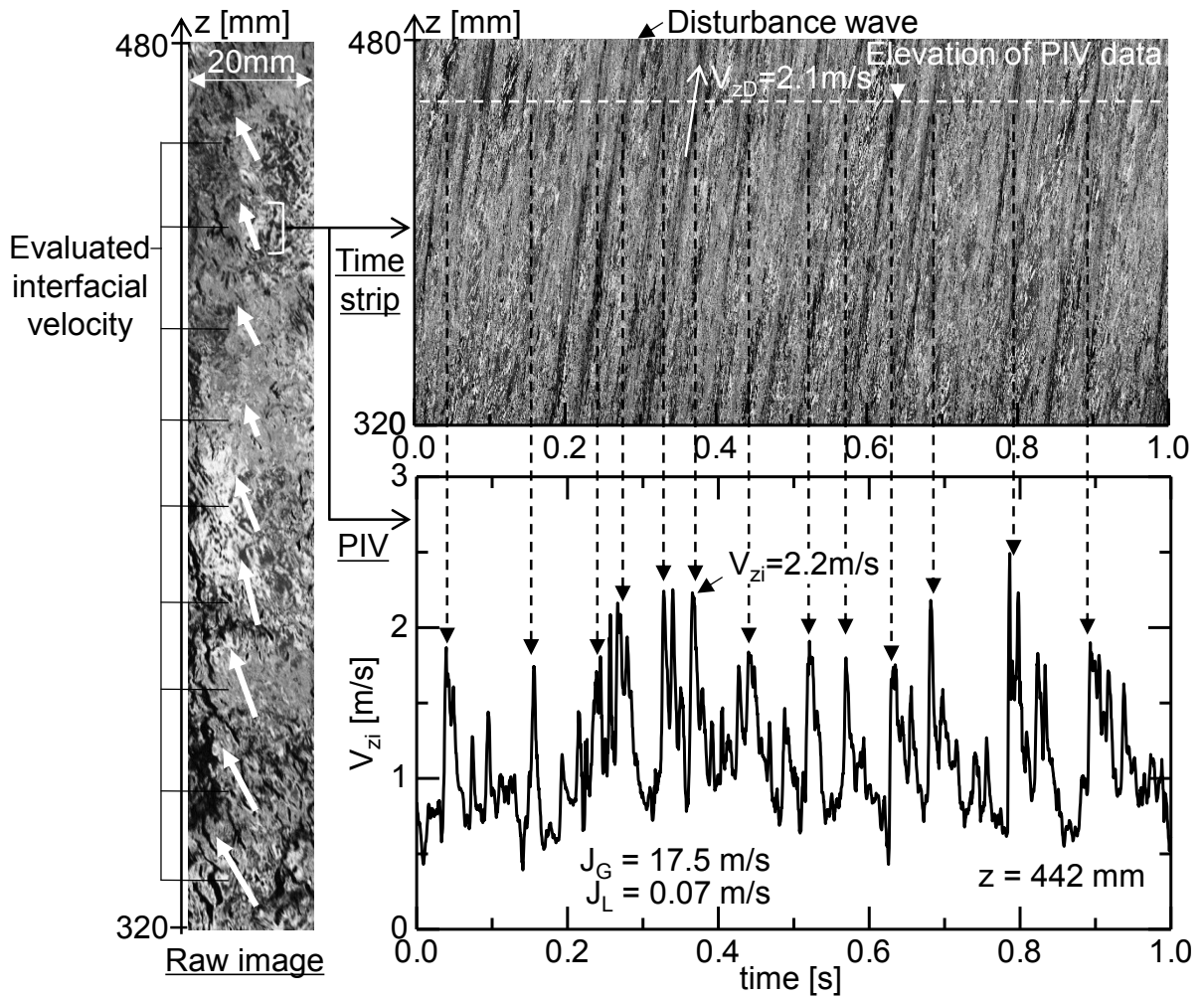


図 4.7 気液界面波の軸方向速度 V_{zi} の時系列波形と Time strip 画像の比較

4.4 界面および壁面摩擦係数の評価方法

2章のバレル内部の流動撮影画像で確認できたように、N8 スワラーを用いた管内旋回二相流では、ガスコア内の液滴が遠心力の作用で壁面に付着するため液滴の質量流量は非常に少ない。このため管内の液滴の体積率を無視すると、管内の旋回環状流は図 4.8 のように気流と液膜流のみを対象とする二流体モデルを用いて表現できる。鉛直円管内の完全に発達した定常一次元流に対する二流体モデルは次のように与えられる。

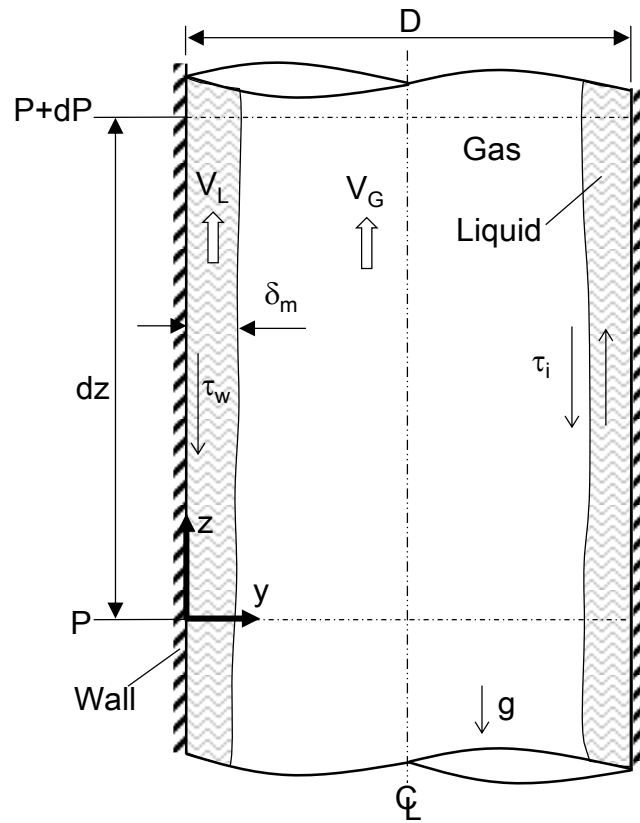


図 4.8 旋回環状流の一次元二流体モデルの概略図

質量保存式：

$$\alpha_G + \alpha_L = 1 \quad (4.3)$$

気相の運動量保存式：

$$\alpha_G \frac{\partial P}{\partial z} = -\frac{Pe_i}{S} \tau_i - \alpha_G \rho_G g \quad (4.4)$$

液相の運動量保存式：

$$\alpha_L \frac{\partial P}{\partial z} = \frac{Pe_i}{S} \tau_i - \frac{Pe_w}{S} \tau_w - \alpha_L \rho_L g \quad (4.5)$$

ここで α は管内の体積率， P は圧力， z は軸方向位置， S は管の流路面積， ρ は密度， g は重力加速度， τ_i および τ_w は各々気液界面と壁面の摩擦応力を示す．また，下付文字 G および L は各々気相と液相を示す．気液界面の濡れ縁長さ Pe_i と壁面の濡れ縁長さ Pe_w は各々次式で与えられる．

$$Pe_i = \pi(D - 2\delta_{ave}) = \pi D \sqrt{\alpha_G} \quad (4.6)$$

$$Pe_w = \pi D \quad (4.7)$$

ここで δ_{ave} は平均液膜厚さであり、 $\alpha_G = (1 - 2\delta_{ave}/D)^2$ の関係を用いた。また、 τ_i および τ_w は f_i と f_w を用いて次式で定義した。

$$\tau_i = \frac{1}{2} f_i \rho_G (V_G - V_L)^2 \quad (4.8)$$

$$\tau_w = \frac{1}{2} f_w \rho_L V_L^2 \quad (4.9)$$

V は相平均速度を示す。なお、 J および α より $V = J/\alpha$ として与えられる。式(4.3), (4.6), (4.7), (4.8), (4.9)を式(4.4)と式(4.5)に代入することで、次の f_i と f_w の表現式を得る。

$$f_i = \frac{-D\sqrt{\alpha_G}}{2\rho_G(V_G - V_L)^2} \left(\frac{\partial P}{\partial z} + \rho_G g \right) \quad (4.10)$$

$$f_w = \frac{-D}{2\rho_L V_L^2} \left(\frac{\partial P}{\partial z} + \alpha_G \rho_G g + (1 - \alpha_G) \rho_L g \right) \quad (4.11)$$

ここで D, J_G, J_L ならびに各流体の物性値は実験条件から定まるため、 $\partial P/\partial z$ と α_L を測定することで f_i と f_w が算出できる。 f_i および f_w の95%信頼区間における不確かさは各々2.7%と9.2%であった。

本研究では、工学上で幅広く用いているWallisの f_i 相関式[8]を非旋回環状流の代表値として取り扱う。Wallisは壁面粗さと管摩擦係数の関係[22]から環状流の液膜厚さが壁面の粗度とみなせると類推し、以下の f_i 相関式を提案している。

$$f_i = 0.005(1 + 300\delta_{ave}/D) \quad (4.12)$$

液膜厚さが D よりも十分小さい場合は、 $\delta_{ave}/D \sim \alpha_L/4$ とみなせるので

$$f_i = 0.005(1 + 75\alpha_L) \quad (4.13)$$

Wallis[23]はまた気相レイノルズ数 Re_G を用いて幅広い α_L をカバーできる次の f_i 相関式も提案している。

$$f_i = f_G(1 + 90\alpha_L) \quad (4.14)$$

ここで f_G は気相の摩擦係数であり、次のように与えられる。

$$f_G = \frac{0.079}{Re_G^{0.25}} \quad (4.15)$$

なお Re_G は次式で定義される.

$$Re_G = \frac{J_G D}{\nu_G} \quad (4.16)$$

ここで ν は動粘性係数である. また, 非旋回環状流における f_w は次のように与えられる [8,24].

$$f_w = \begin{cases} 0.079 / Re_L^{0.25} & \text{for } Re_L > 2300 \\ 16 / Re_L & \text{for } Re_L \leq 2300 \end{cases} \quad (4.17)$$

ここで Re_L は液相 (液膜) レイノルズ数である. 液滴が無視できる場合の環状流における Re_L は一般に, 代表長さを管径 D , 代表速度を液相流束 J_L とした $Re_L = J_L D / \nu_L$ で定義される [25,26].

4.5 測定結果

図 4.9 に $J_G = 17.5 \text{ m/s}$ および $J_L = 0.07 \text{ m/s}$ における試験パイプ内の気液界面波の軸方向速度 V_{zi} と周方向速度 $V_{\theta i}$ の軸方向分布を示す. スワラーによって旋回力が付与されることで, スワラー出口で $V_{\theta i}$ が高い値を示している. z の増加に伴い旋回力が減衰し $V_{\theta i}$ が低下している. 下部から上部の圧力タップにかけて, $V_{\theta i}$ は約 60 % 減衰しているが, 試験区間において旋回が十分持続していることが確認できる. 試験パイプ下流と比べてスワラー出口近傍の V_{zi} は速い. 鬼頭ら [26] は直管内の空気単相の乱流旋回流の壁近傍の速度勾配を調べ, 旋回強度の増加に伴って壁近傍の軸方向速度は増加するが, 管中心の速度が低下すると報告している. 本研究の液膜厚さは薄く気液界面位置が壁面と近く, スワラー出口近傍の旋回力の大きい領域で気液界面での軸方向速度勾配が増加した結果, V_{zi} が増加したと考えられる.

図 4.10(a) に J_G が気液界面波速度に及ぼす影響を示す. $z < 160 \text{ mm}$ において $V_{\theta i}$ の z 増加に伴う減衰率が, 高 J_G で大きいものの, J_G 増加に伴いせん断応力が増加するため $V_{\theta i}$ および V_{zi} が増加する傾向にある. また, 低 J_G であっても試験パイプ下流まで旋回が持続している. 図 4.10(b) に J_L が気液界面波速度に及ぼす影響を示す. J_L 増加に伴い $z < 160 \text{ mm}$ において $V_{\theta i}$ は増加しているが, $z > 160 \text{ mm}$ では $V_{\theta i}$ は J_L にほとんど依存していない. V_{zi} はいずれの z においても J_L に依存している. ただし $J_L = 0.03 \text{ m/s}$ と $J_L = 0.07 \text{ m/s}$ の V_{zi} の差と比較し, $J_L = 0.07 \text{ m/s}$ と $J_L = 0.11 \text{ m/s}$ の V_{zi} の差は小さく, J_L の増加に伴って V_{zi} の J_L 依存性が僅かに低下している. いずれの実験条件でも試験パイプ内で旋回が持続

している。

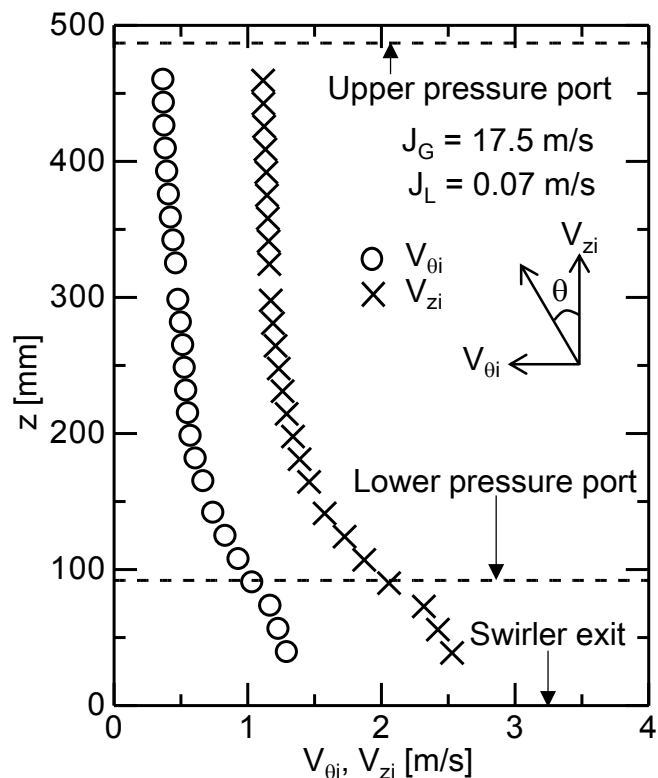
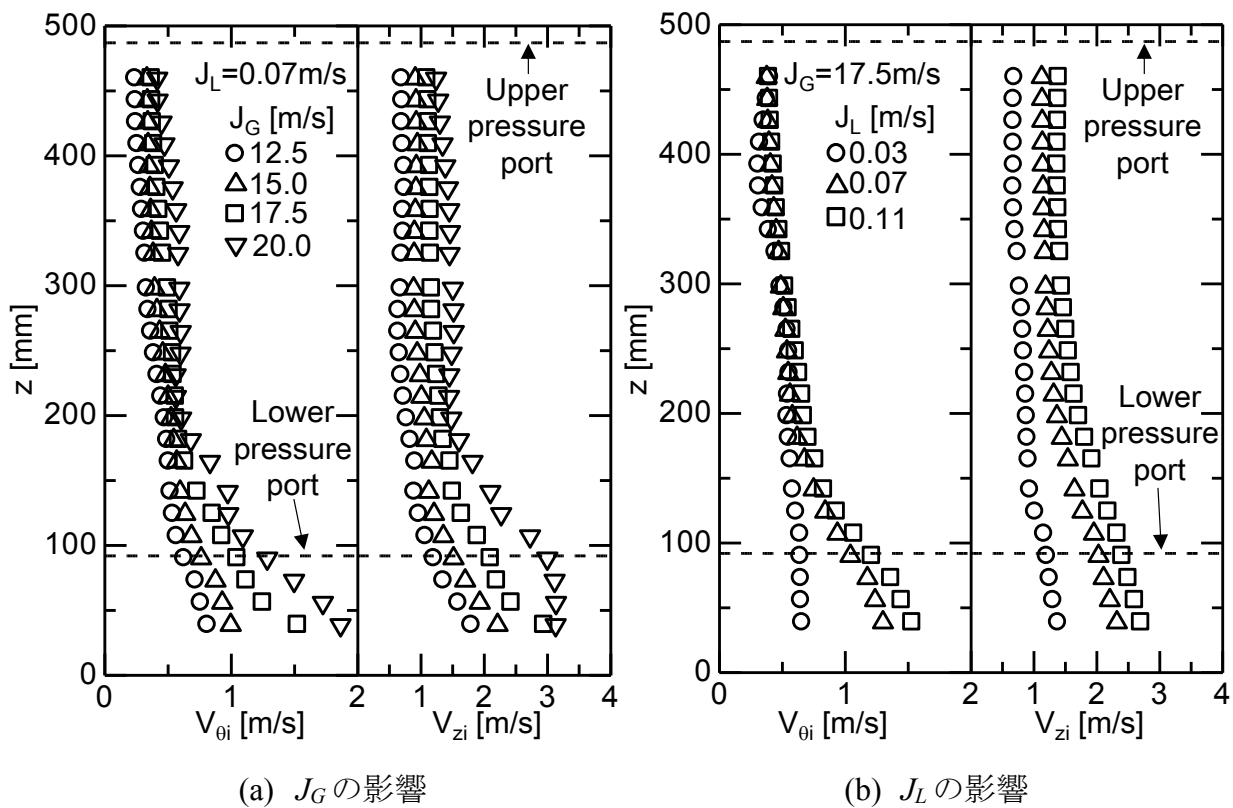


図 4.9 V_{zi} と $V_{\theta i}$ の軸方向分布の比較



(a) J_G の影響

(b) J_L の影響

図 4.10 J_G および J_L が V_{zi} と $V_{\theta i}$ に及ぼす影響

図 4.11 に f_i と α_L の関係を示す. 図中の黒線は式(4.13)の Wallis の非旋回環状流用 f_i 相関式である. 旋回二相流の f_i は Wallis の非旋回環状流用相関式よりも大幅に増加している. また, 付録 B には本実験装置に羽角度を持たないオブジェクトをスワラーの代わりに装着した非旋回二相流実験の結果を纏めている. 旋回二相流の f_i はこの非旋回二相流実験の f_i よりも増加していた. この旋回に伴う f_i の増加は, 前述のスワラー出口近傍の V_{zi} が増加した理由から説明できる. つまり旋回強度の増加に伴って管軸中心の気相軸方向速度が低下する. 一方, 管壁近傍の速度が増加し, これに伴い気液界面における速度勾配が増加した結果, f_i が増加したと考えられる.

$\alpha_L < 0.075$ において, f_i は α_L の増加に対して直線的に増加している. 形状抗力は一般に液膜厚さ, つまり二流体モデルでは α_L に依存する. f_i が α_L に強く依存している事実は, この α_L の領域において形状抗力が支配的であることを示す. $\alpha_L > 0.075$ の α_L 増加に対する f_i の増加量は $\alpha_L < 0.075$ における増加量よりも大きい. また前者の領域は後者と比較してデータのばらつきが大きくなっている. このことは $\alpha_L > 0.075$ における f_i が α_L のみでは表現できないことを示唆している.

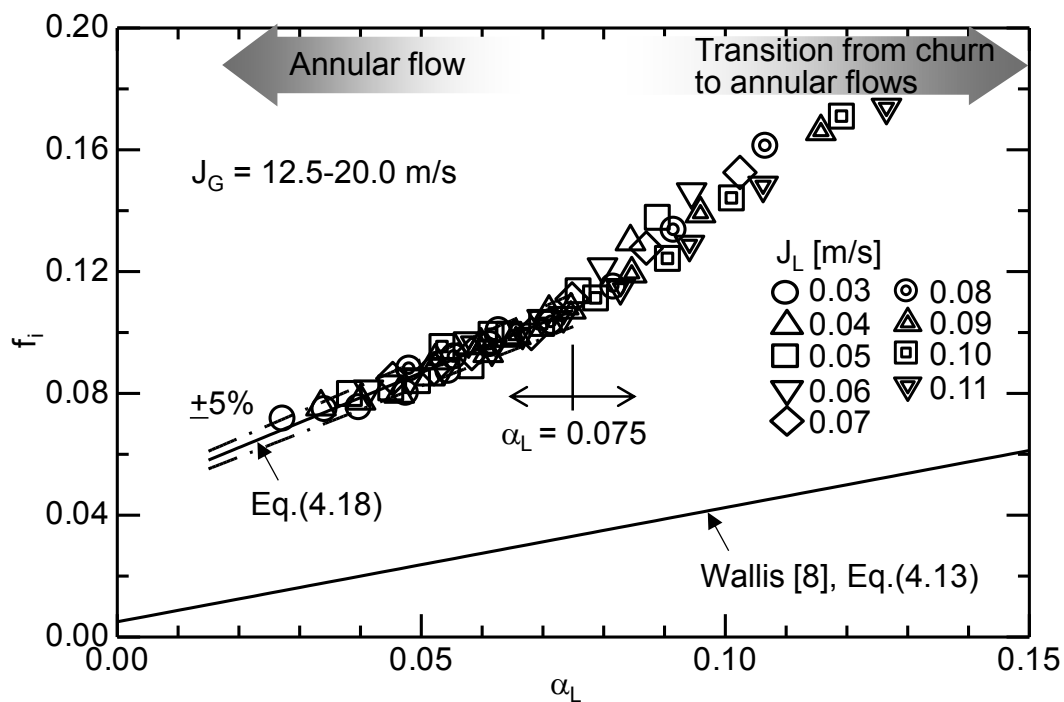


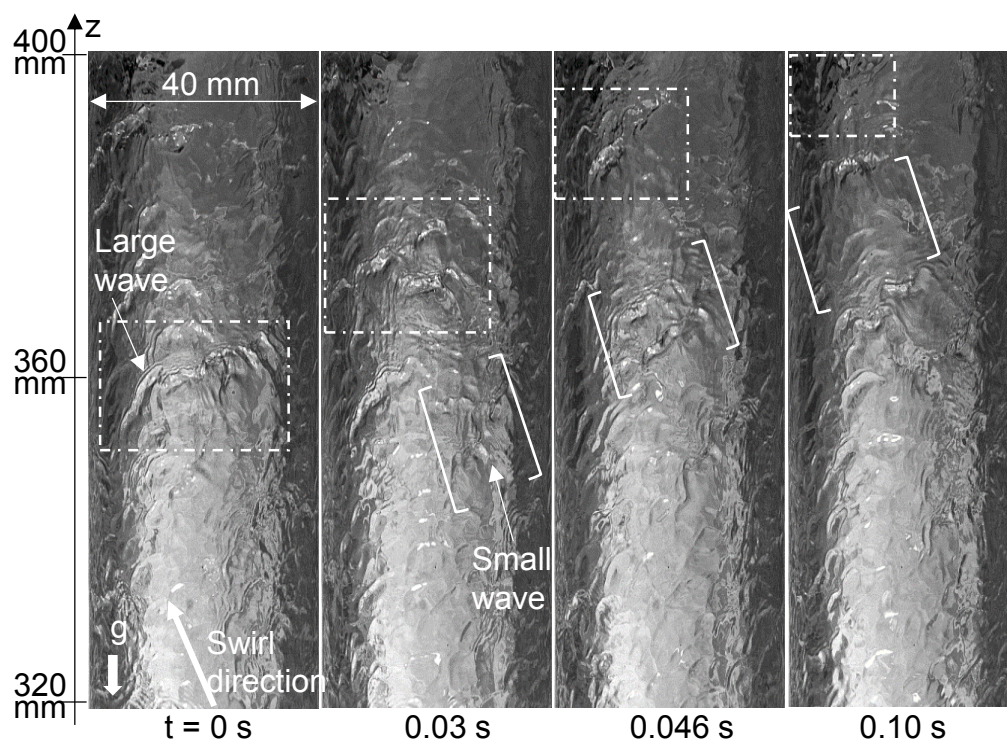
図 4.11 旋回二相流の f_i と α_L の関係

液膜流における波の構造は f_i に影響を及ぼすと報告されている[11]. 図 4.12(a)に α_L が 0.075 よりも小さい条件における試験パイプ内の流動の撮影画像を示す. $t = 0$ s において波高の大きな波(Large wave)が形成されている. 図中の白色破線で囲った領域はこの波の移動を示しており, 上方へと通過している. この波は高い揺動と複雑な構造を持ち, また波頭から液滴が形成していたことから, この波を擾乱波とみなした. 擾乱波の通過後, 小さな波立ち(Small wave)が形成され擾乱波に追従している(図中の[]内). 図 4.12(b)には α_L が 0.075 より大きい条件での試験パイプ内流動の撮影画像を示す. 擾乱波は上方へと通過している. 擾乱波通過後に形成された Small wave はゆっくりと周方向のみに移動する. 非旋回流において, 環状流は液膜流が常に上昇する流れとして定義されるが, チャーン流は液膜の間欠的な下降が存在する流れとして定義される[28,29]. van Nimwegen ら[13]は近年, 鉛直円管内のチャーン流と環状流の遷移域における実験を行っている. 彼らはチャーン流から環状流への遷移域では液膜流の上方への移動が間欠的に停滞すると報告している. よって, 本研究では $\alpha_L < 0.075$ の領域を旋回環状流, $\alpha_L > 0.075$ の領域を旋回チャーン流から旋回環状流への遷移域とみなした. 図 4.13 には, 試験パイプの中間地点の軸方向位置($z = 290$ mm)における $\alpha_L < 0.075$ と $\alpha_L > 0.075$ の領域での液膜厚さ δ の時系列波形の比較を示す. 旋回チャーン流から旋回環状流への遷移域では液膜流の上方移動が間欠的に停滞するために, $\alpha_L > 0.075$ の液膜厚さが $\alpha_L < 0.075$ の液膜厚さと比べて増加している.

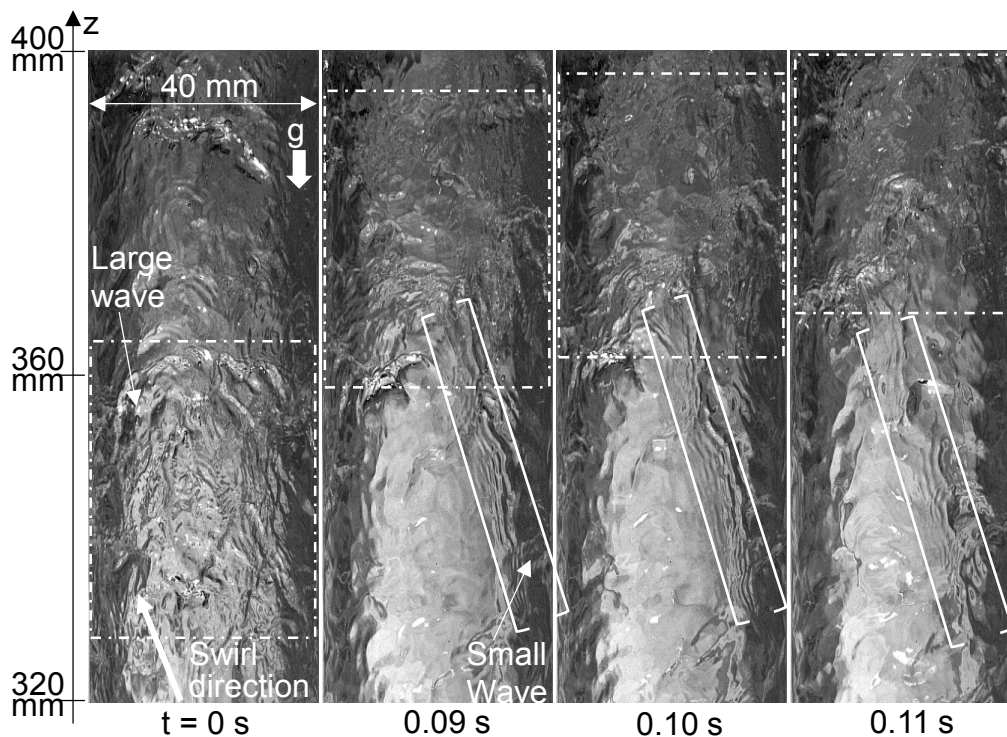
旋回環状流における f_i は α_L を関数に用いた以下の式で良好に表現できる.

$$f_i = 0.046(1 + 17.9\alpha_L) \quad \text{for } \alpha_L < 0.075 \quad (4.18)$$

Wallis[9]や Fore ら[11]は非旋回流の実験を行い, チャーン流の f_i の α_L に対する増加率は粘性応力の影響によって環状流よりも増加すると報告している. 図 4.11 で示したように, 旋回チャーン流から旋回環状流への遷移域における f_i の α_L に対する増加率は旋回環状流での f_i の α_L に対する増加率よりも大きい. また, 前述のように, $\alpha_L > 0.075$ の f_i は α_L のみの関数では良好に整理できない. このことから $\alpha_L > 0.075$ の f_i の相関式では形状抗力に加えて粘性応力の影響を加味すべきと考えられる. よって, Walls の幅広い α_L をカバーする非旋回環状流の相関式[23]を参考に, f_i の表現に気相レイノルズ数の影響を組み込む.



(a) $J_G = 20.0 \text{ m/s}$, $J_L = 0.05 \text{ m/s}$, $\alpha_L = 0.038$ (旋回環状流)



(b) $J_G = 12.5 \text{ m/s}$, $J_L = 0.05 \text{ m/s}$, $\alpha_L = 0.089$
 (旋回チェーン流から旋回環状流への遷移域)

図 4.12 低 α_L と高 α_L における試験パイプ内流動画像の比較

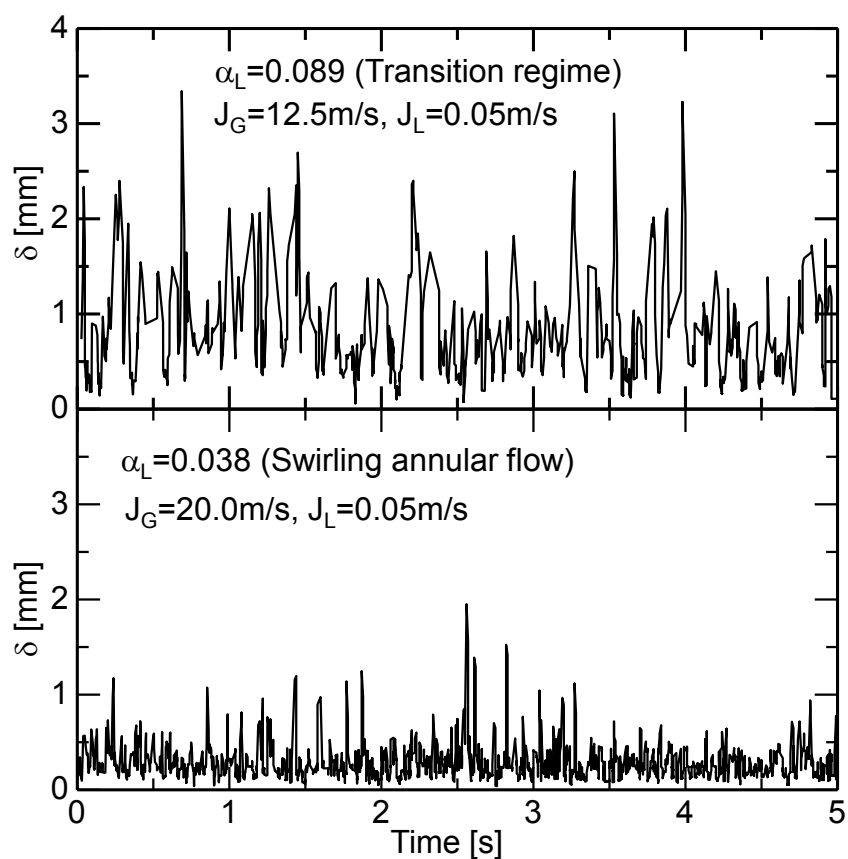


図 4.13 低 α_L と高 α_L における液膜厚さの比較

図 4.14 には $\alpha_L > 0.075$ での界面摩擦係数と気相の摩擦係数の比である f_i/f_G を示す。既存の非旋回流用の相関式である式(4.14)は旋回二相流の実験データよりも大幅に小さい。また、旋回二相流の f_i/f_G は α_L に対して概ね線形関数で表現できている。よって、次式で表現を試みた。

$$f_i = \frac{0.36}{Re_G^{0.25}}(1 + 50.5\alpha_L) \quad \text{for } \alpha_L \geq 0.075 \quad (4.19)$$

図 4.15 に示すように式(4.18)および式(4.19)を用いて旋回二相流の f_i を全実験データに対して $\pm 5\%$ 以内で良好に整理できている。

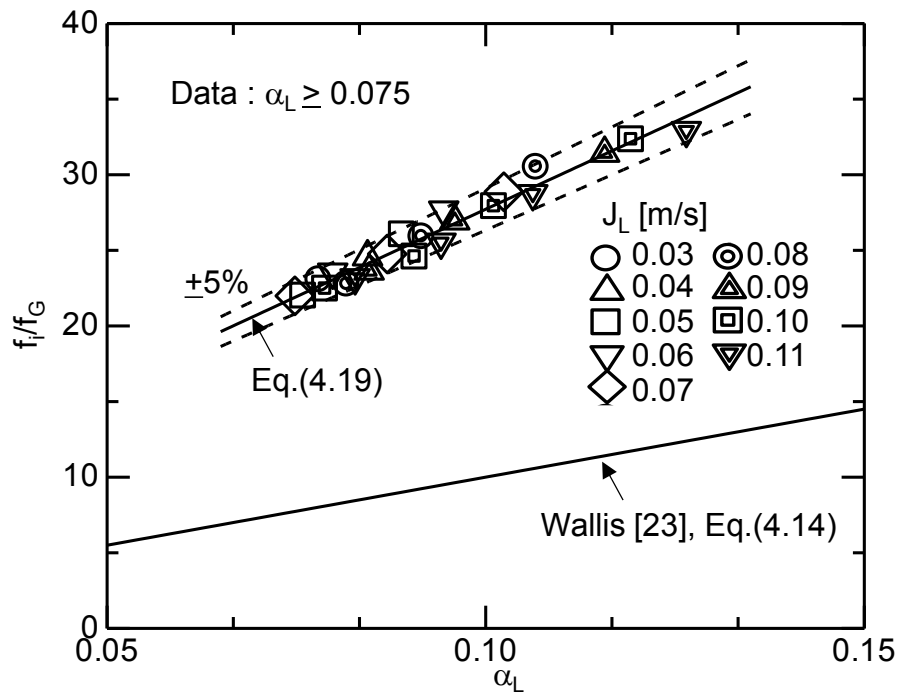


図 4.14 高 α_L での旋回二相流の f_i の整理

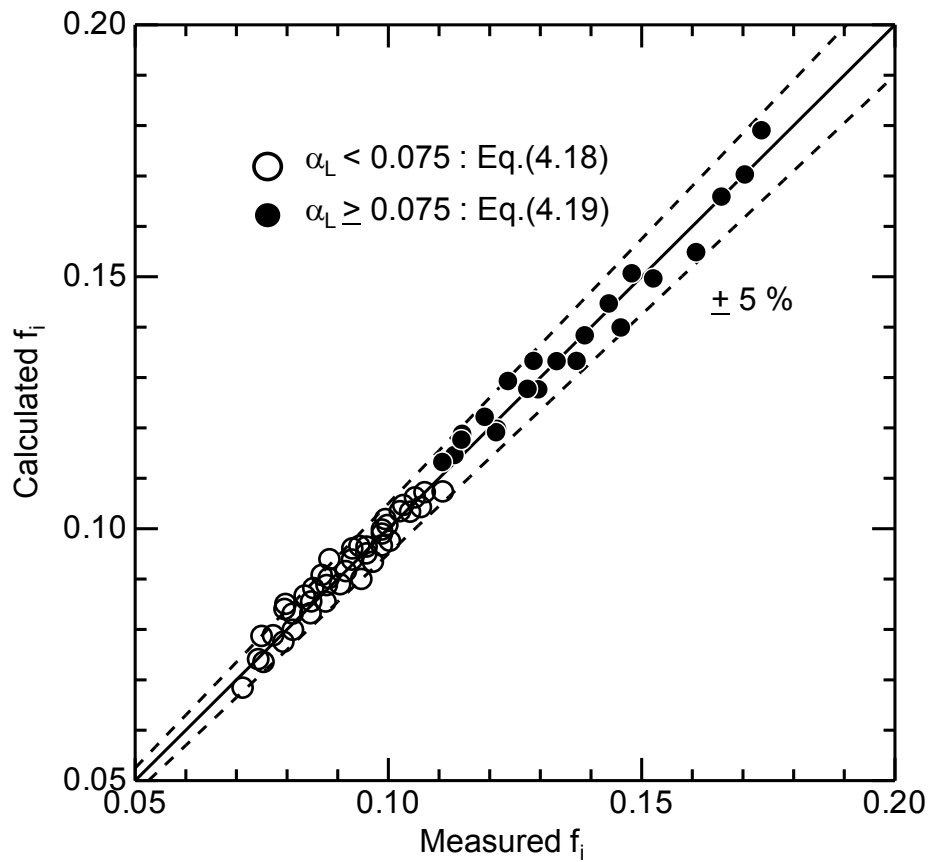


図 4.15 f_i 相関式(式(4.18),式(4.19))と実験データの比較

図 4.16 に f_w の測定結果を液相レイノルズ数 Re_L に対してプロットした。中空と中塗りのシンボルは各々 $\alpha_L < 0.075$ の測定結果と $\alpha_L \geq 0.075$ の測定結果を示す。 Re_L および気相レイノルズ数 Re_G の増加に伴って f_w は減少している。この依存性の理由は以下のように説明できる。ニュートンの粘性法則に基づき壁面摩擦応力 τ_w は $\tau_w = \mu_L \partial u / \partial y$ となる。ここで μ_L は液相の粘性係数、 u は軸方向の流れの速度、 y は管壁からの距離を表す。上式に式(4.9)を代入することで、次式を得る。

$$f_w = \left(\frac{2\mu_L}{\rho_L V_L^2} \right) \frac{\partial u}{\partial y} \quad (4.20)$$

ここで、 u の y に対する線形的増加が液膜内で一様である ($\partial u / \partial y = \text{const.}$) と仮定すると、壁面近傍における液膜内の速度勾配 $\partial u / \partial y$ は $\partial u / \partial y \approx V_{zi} / \delta_{ave}$ として表現できるので、

$$f_w \sim \left(\frac{2\mu_L}{\rho_L V_L^2} \right) \frac{V_{zi}}{\delta_{ave}} \quad (4.21)$$

また、 $V_L = J_L / \alpha_L$ および $\delta_{ave} = D\alpha_L / 4$ を上式に代入すると、次式を得る。

$$f_w \sim \frac{8}{Re_L} \cdot \frac{V_{zi}}{V_L} \quad (4.22)$$

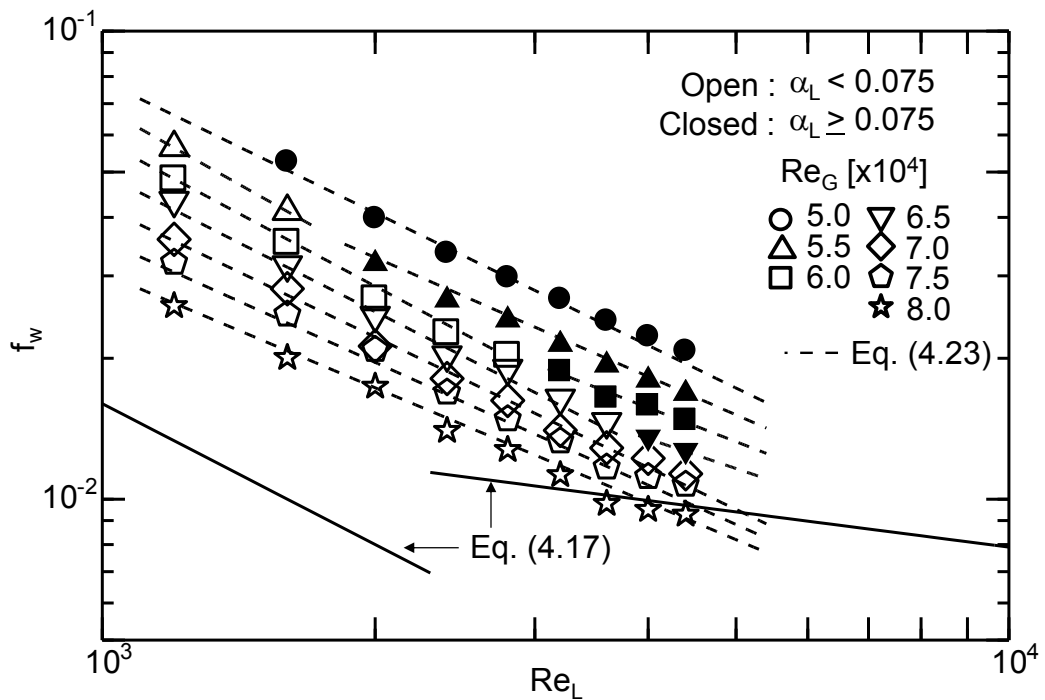


図 4.16 旋回二相流の f_w と Re_L および Re_G の関係

上式より Re_L の増加ならびに気液界面波の軸方向速度と液相平均速度の比 V_{zi}/V_L の減少に伴って f_w が低下することがわかる. 図 4.17 に V_{zi}/V_L を Re_G に対してプロットして示す. V_{zi}/V_L が Re_G の増加に伴って低下している. 図 4.18 には式(4.22)で算出した f_w と Re_G の関係を示す. Re_G の増加に伴い式(4.22)で表される f_w が減少する傾向を示している. このように, f_w が Re_L のみならず Re_G の増加に伴って低下している.

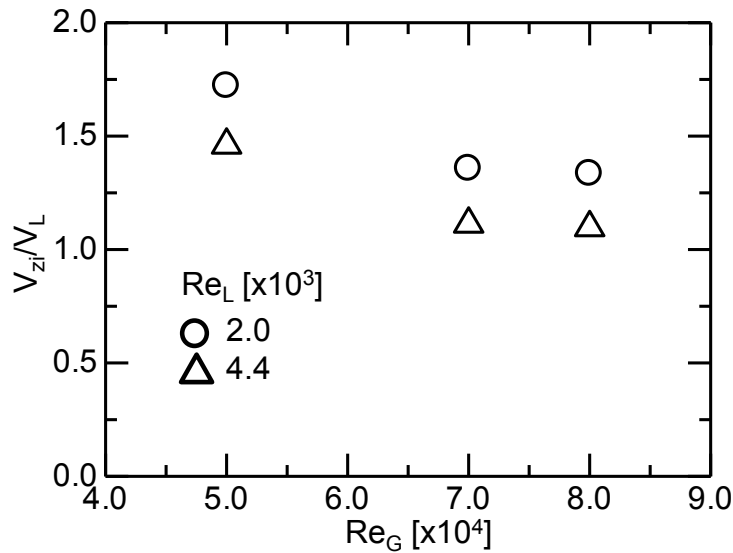


図 4.17 V_{zi}/V_L と Re_G の関係

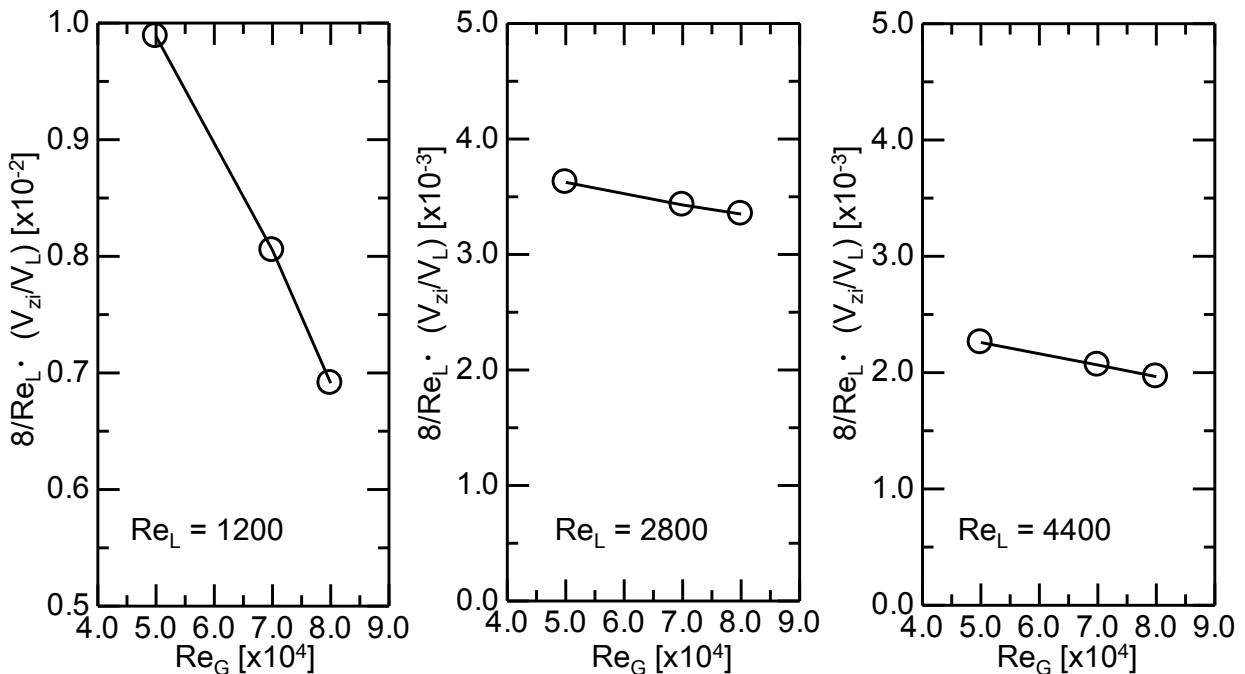


図 4.18 式(4.22)で算出した f_w と Re_G の関係

これらの傾向を考慮し、 f_w は Re_L と Re_G を関数にもつ次式で整理を試みた。

$$f_w = \frac{A}{Re_L^B} \quad (4.23)$$

ここで A および B は Re_G の関数である。図4.19に A および B を Re_G に対して示す。これらの関数は旋回環状流($\alpha_L < 0.075$)と遷移域($\alpha_L \geq 0.075$)で区別して各々次式で与えた。

$$\begin{aligned} A &= 5.0 \times 10^4 e^{-1.1 \times 10^{-4} Re_G} \\ B &= -1.1 \times 10^{-5} Re_G + 1.69 \end{aligned} \quad \text{for } \alpha_L < 0.075 \quad (4.24)$$

$$\begin{aligned} A &= 6.4 \times 10^5 e^{-1.9 \times 10^{-4} Re_G} \\ B &= -1.9 \times 10^{-5} Re_G + 1.89 \end{aligned} \quad \text{for } \alpha_L \geq 0.075 \quad (4.25)$$

図4.16および図4.20に示すように、式(4.23)によって f_w の Re_L ならびに Re_G への依存性を良好に表現できている。また、図4.21より本研究で取得した旋回二相流の f_w を $\pm 12.5\%$ 以内の誤差で整理できていることがわかる。

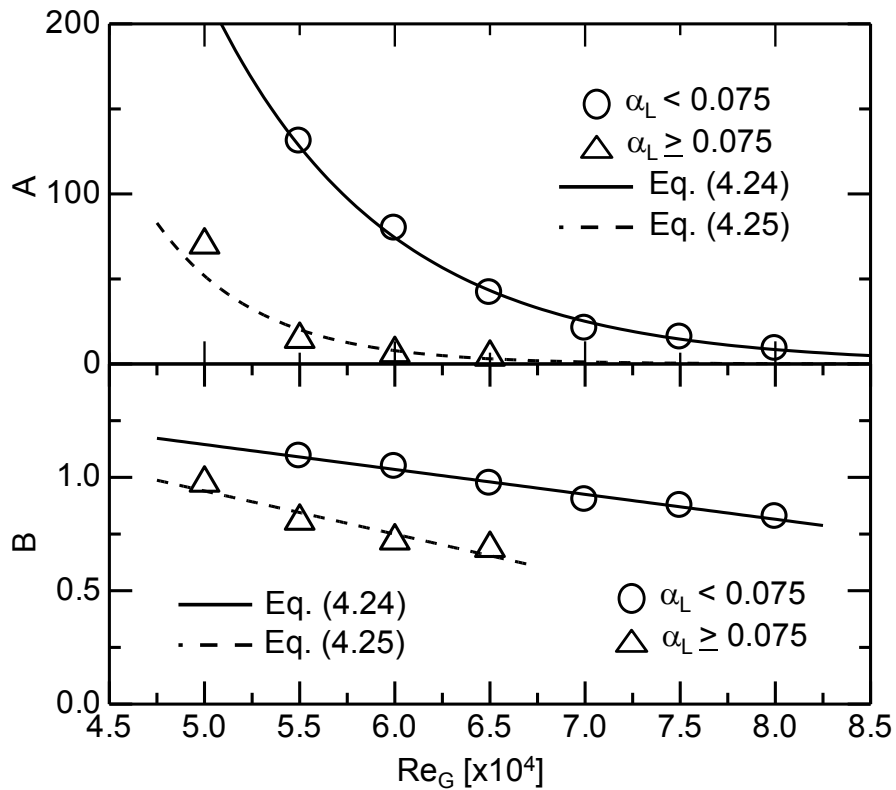


図4.19 A と B の Re_G に対する依存性

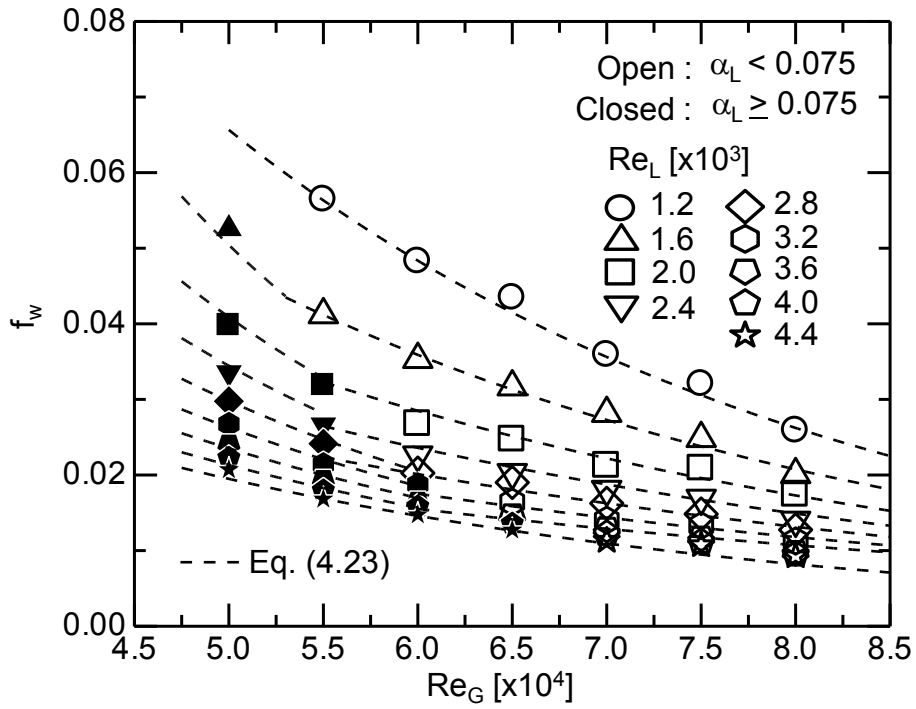


図 4.20 f_w の Re_G 依存性に対する f_w 相関式の精度

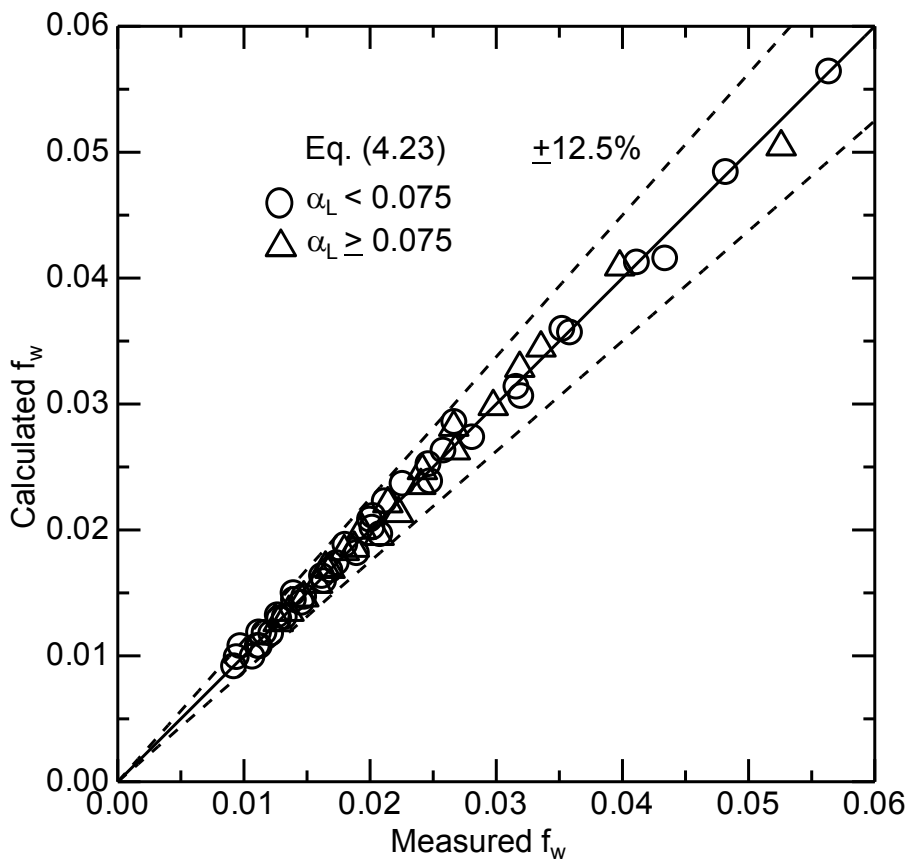
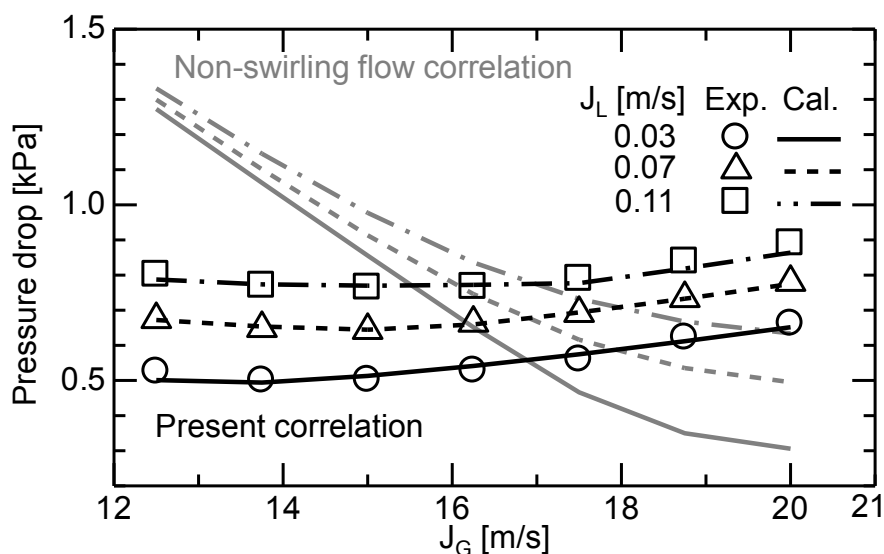
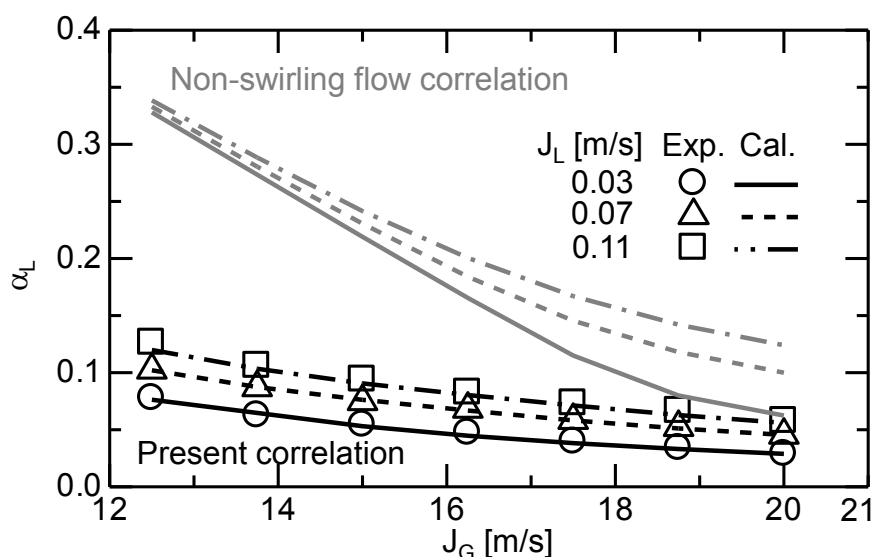


図 4.21 f_w の測定値と式(4.23)を用いた計算値の比較

図4.22には本実験装置における圧力損失と液相体積率 α_L の測定値と計算値の比較を示す。計算には二流体モデルとして式(4.3)-(4.9)および作成した相関式である式(4.18), 式(4.19)と式(4.23)を用い, 求解アルゴリズムには反復法を使用した。また, 非旋回流用の相関式を用いて計算を行った結果を灰色線で示す。本旋回流用相関式を用いて予測した圧力損失は良好に実験データと一致している。一方, 非旋回流用相関式による計算結果は全く異なる傾向を示している。また, 提案した旋回二相流用相関式により α_L も良好に評価できている。このことから, 旋回二相流の圧力損失および α_L を正確に評価する上では非旋回流用の相関式は適さず旋回流の実験データや知見に基づく相関式を使用することが推奨される。



(a) 圧力損失



(b) 液相体積率 α_L

図4.22 圧力損失と液相体積率の計算値と測定値の比較

4.6 気水分離器内液膜厚さと圧力損失の予測

本節では、構築した旋回二相流用摩擦係数相関式の気水分離器内液膜厚さと圧力損失予測への適用性を検証する。図 4.23 には 2 章で取得した縮小模擬した空気-水系気水分離器実験装置の 1st POR 入口位置における液膜厚さの時間平均値 δ_{ave} と計算値の比較を示す。第 2 章で示したように、1st POR での液相分離率の J_L 依存性は小さいが、 J_G に強く依存したため、図の横軸を J_G として示す。計算には前節同様に一次元二流体モデルを用いた。定格運転条件である $J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s において、本旋回二相流用摩擦係数相関式では δ_{ave} を良好に評価できているが、非旋回流用相関式を用いた計算では δ_{ave} を数倍程度過大評価している。また、 J_G が δ_{ave} に及ぼす影響も本旋回二相流用相関式により良好に予測できている。前章までに示したように 1st POR のギャップ幅が圧力損失に及ぼす影響は大きい。よって 1st POR のギャップ幅の選定時に既存の非旋回流用相関式を使用した液膜厚さの予測値を参考にした場合、ギャップ幅は実際の液膜厚さよりも過大に設計され不要に圧力損失を増加させる可能性がある。

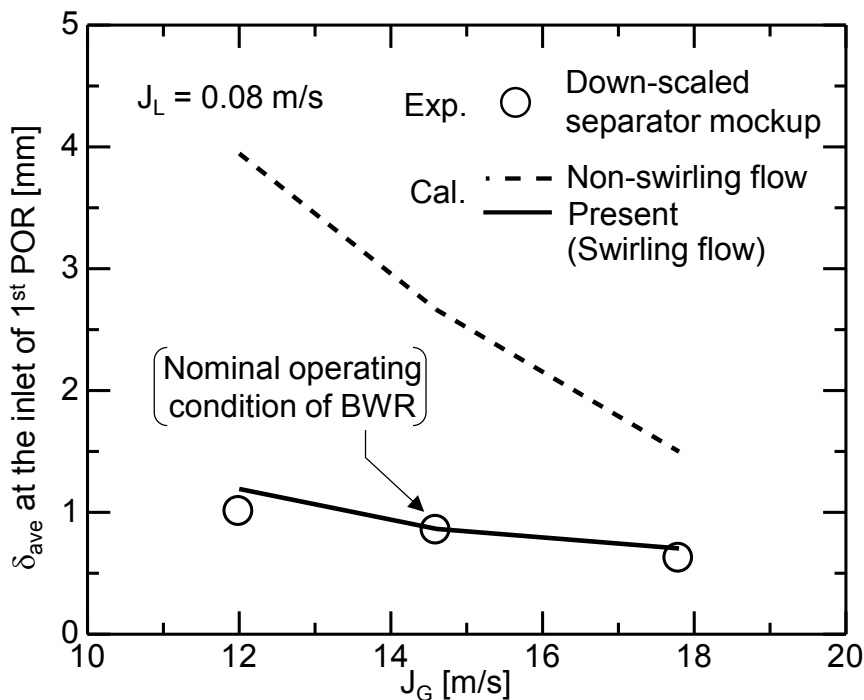


図 4.23 縮小模擬気水分離器実験装置の平均液膜厚さの測定値と計算値の比較

表 4.1 に、計算した δ_{ave} を式(2.11)に代入して得た最大液膜厚さ δ_{99} の計算値と 1st POR 入口位置における δ_{99} の測定値を示す。定格運転条件で、 δ_{99} を 0.06 mm の誤差で評価できている。 δ_{99} はいずれの J_G でも僅かに過大評価され、低 J_G ではその差が大きいものの、 δ_{99} の J_G に対する変化も良好に予測している。なお、 δ_{99} の過大評価は POR ギャップ幅が本来の δ_{99} よりも大きく設計されるため、 δ_{99} の過小評価に比べ液相分離率を維持する観

点では問題は少ない。このように旋回二相流用摩擦係数相関式と一次元二流体モデルを用いて計算した液膜厚さの平均値と式(2.11)の組み合わせで最大液膜厚さも良好に予測でき、POR ギャップ幅設計として有用な開発手法となりえることが示された。

図 4.24 には気水分離器内 1st バレルにおける圧力損失 ΔP_B の測定値と計算値の比較を示す。旋回を考慮した本相関式を用いることで、幅広い J_G および J_L の範囲で ΔP_B を非旋回流相関式と比べて良好に評価できている。以上より、実験的に取得した旋回二相流の摩擦係数データベースに基づいた相関式を用いて、縮小模擬した空気-水系気水分離器実験装置の液膜厚さのみならず圧力損失も良好に予測できることを示した。

表 4.1 縮小模擬気水分離器実験装置の最大液膜厚さの測定値と計算値の比較

J_G [m/s]	J_L [m/s]	δ_{99} at the inlet of 1 st POR	
		Measured	Calculated
12	0.08	2.76 mm	3.02 mm
14.6	0.08	2.50 mm	2.56 mm
17.8	0.08	2.02 mm	2.10 mm

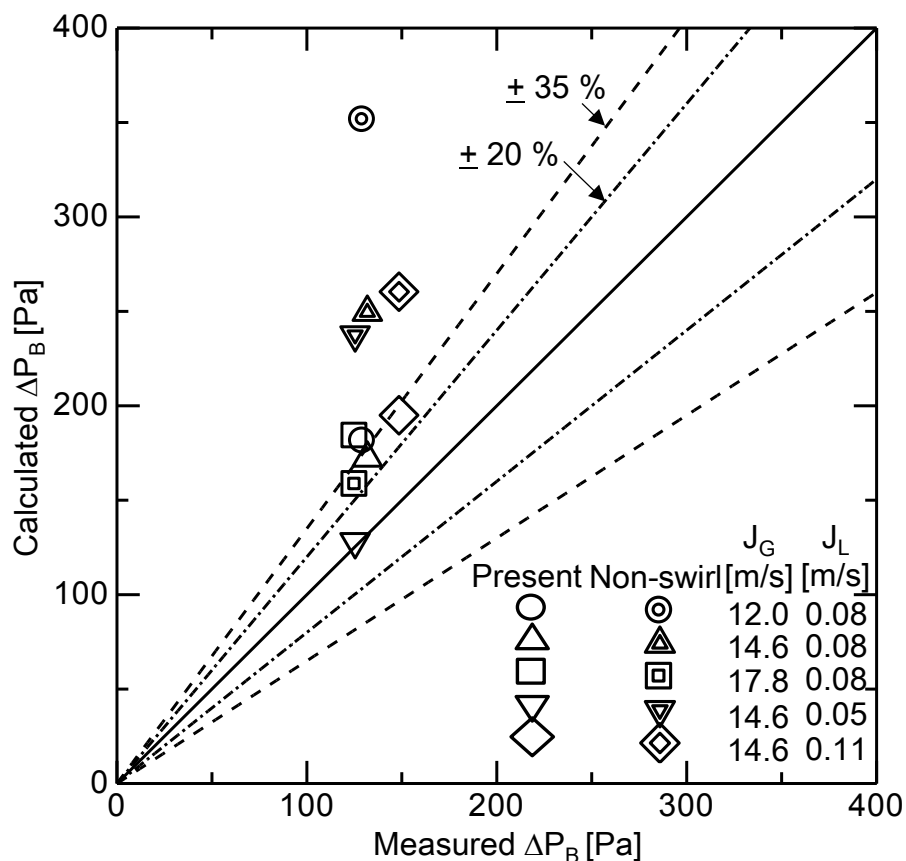


図 4.24 縮小模擬気水分離器実験装置の ΔP_B の測定値と計算値の比較

4.7 結言

本章では、まず旋回二相流の摩擦係数の基礎的な特性を調べるため、PORを持たない鉛直円管の実験装置を用いて幅広い J_G と J_L における界面摩擦係数 f_i と壁面摩擦係数 f_w を実験的に測定した。摩擦係数は圧力損失と液相体積率を測定して評価した。また、内部流動特性と摩擦係数の関係を理解するため、流動撮影および気液界面波速度と液膜厚さを測定した。取得した摩擦係数の整理方法を検討し、構築した相関式を用いて縮小模擬した空気-水系気水分離器における液膜厚さと圧力損失の予測を行った。

その結果、以下の結論を得た。

- (1) 旋回環状流における界面摩擦係数および壁面摩擦係数は非旋回環状流に比べて数倍大きい。
- (2) 旋回環状流における界面摩擦係数は液相体積率のみで良好に整理できる。旋回環状流から旋回チャーン流への遷移域では液相体積率と気相レイノルズ数を組み合わせにより界面摩擦係数を良好に表現できる。
- (3) 旋回環状流および遷移域のいずれの壁面摩擦係数も気相レイノルズ数と液相レイノルズ数のみの関数で整理できる。
- (4) 1/5スケール空気-水系気水分離器実験装置における旋回二相流の1st POR 入口位置の平均液膜厚さと1st バレルの圧力損失を一次元二流体モデルと本研究で提案した旋回流用摩擦係数相関式を用いて良好に予測できる。1st POR 入口位置の最大液膜厚さは平均液膜厚さの計算値と式(2.11)の組み合わせで良好に評価できる。

第4章の参考文献

- [1] G. S. Srikantiah, S. S. Wang, “Numerical Modeling of Phase Separation in Steam Separators by a Three-Dimensional Two-Fluid Model”, Proc. 4th Int. Top. Mtg. Nucl. React. Therm. Hydr. (NURETH-13), No. 2 pp.1031-1036 (1989).
- [2] 湊明彦, 山内俊男, 高森和英, 須々木晃, “二流体モデルによる気液二相旋回流の解析”, 第31回日本伝熱シンポジウム講演論文集, pp.133-135 (1994).
- [3] S. Yokobori, M. Akiba, H. Terasaka, Y. Kudo, F. Koh, T. Saito, “Investigation of Two-Phase Flow Characteristics in the BWR Steam Separator”, 4th Int. Conf. Nucl. Eng. (ICONE-4), Vol. 1 pp.131-139 (1996).
- [4] M. Chaki, M. Murase, “Evaluation of the Sensitivity of a Two-phase Flow model for Steam Separators Analysis”, Proc. 14th Int. Conf. Nucl. Eng. (ICONE-14), Paper No. 89507 (2006).
- [5] 中尾俊次, 村瀬道雄, 石田直行, 河村勉, 湊明彦, 守谷公三, “BWR用セパレータの圧力損失低減(1) (気水分離器特性予測手法の検討)”, 日本混相流学会論文集, Vol. 15, No. 4 (2001).
- [6] 寺坂晴夫, “BWRセパレータの流動解析”, 第3回オーガナイズド混相流フォーラム(OMF'99-Yokohama)講演論文集, pp.44-49 (1999).
- [7] M. Ishii, K. Mishima, “Two-Fluid Model and Hydrodynamic Constitutive Relations”, Nucl. Eng. Desg., Vol. 82 pp.107-126 (1984).
- [8] G. B. Wallis, “Annular Two-Phase Flow Part 1: A Simple Theory”, J. Basic Eng., Vol. 92 (1) pp.59-72 (1970).
- [9] T. Fukano, T. Furukawa, “Prediction of the Effects of Liquid Viscosity on Interfacial Shear Stress and Frictional Pressure Drop in Vertical Upward Gas-Liquid Annular Flow”, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 24 No. 4 pp.587-603 (1998).
- [10] E. O. Moeck, “Annular-Dispersed Two-Phase Flow and Critical Heat Flux”, McGill University Ph.D. thesis (1970).
- [11] L. B. Fore, S. G. Beus, R. C. Bauer, “Interfacial Friction in Gas-Liquid Annular Flow: Analogies to Full and Transition Roughness”, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 26 pp.1755-1769 (2000).
- [12] R. J. Belt, J. M. C. Van't Westende, L. M. Portela, “Prediction of the Interfacial Shear-Stress in Vertical Annular Flow”, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 35 pp.689-697 (2009).
- [13] A.T. van Nimwegen, L.M. Portela, R.A.W.M. Henkes, “The Effects of the Diameter on Air-Water Annular and Churn Flow in Vertical Pipes with and without Surfactants”, Int. J.

- Multiphase Flow, Vol. 88 pp.179-190 (2017).
- [14] A. Wolf, S. Jayanti, G. F. Hewitt, “Flow Development in Vertical Annular Flow”, Chem. Eng. Sci., Vol. 56 pp.3221-3235 (2001).
- [15] O. Kitoh, “Experimental Study of Turbulent Swirling Flow in a Straight Pipe”, J. Fluid Mech., Vol. 225 pp.445-479 (1991).
- [16] F. T. Kanizawa, G. Ribatski, “Two-Phase Flow Patterns and Pressure Drop inside Horizontal Tubes Containing Twisted-Tape Inserts”, Int. J. Mult. Flow., Vol. 47 pp.50-65 (2012).
- [17] 畠沢政保, “真っ直ぐな円管内の乱流旋回流の特性—圧力損失に及ぼす旋回の影響—”, 日本混相流学会論文集 ながれ 17, pp.202-213 (1998).
- [18] H. Kataoka, Y. Shinkai, A. Tomiyama, “Pressure Drop in Two-Phase Swirling Flow in a Steam Separator”, Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. J. Pow. Ene. Sys., Vol. 3, No. 2 pp.382-392 (2009).
- [19] 玉井秀定, 富山明男, “混相流計測法”, 日本原子力学会編, 森北出版 pp.97-103 (2003).
- [20] K. Mishima, A. Tomiyama, T. Okawa, H. Takeuchi, Y. Kudo, Y. Yamamoto, M. Chaki, “Research of ABWR Plants of Hyper Core Power Density”. Proc. 11th Nati. Symp. Pow. Ener. Sys. (SEPS 2006) 11, pp. 225-230 (2006).
- [21] 可視化情報学会, “PIV ハンドブック”, 森北出版株式会社 (2002).
- [22] L. F. Moody, “Friction Factors for Pipe Flow”, Trans. of the ASME, Vol. 66 pp.671-678 (1944).
- [23] G. B. Wallis, “Annular Two-Phase Flow Part 2: Additional Effects”, J. Basic Eng., Vol. 92 (1) pp.73-82 (1970).
- [24] 阿部豊, 富山明男, 片岡勲, “三流体モデルに基づく環状噴霧流の予測手法に関する研究 (第二報 抗力とせん断応力の構成方程式に関する検討)”, 日本混相流学会論文集, Vol. 9, No. 2 pp.132-149 (1995).
- [25] G. F. Hewitt, N. S. Hall-Taylor, “Annular Two-Phase Flow”, Pergamon Press, Oxford (1970).
- [26] 植田辰洋, “気液二相流 一流れと熱伝達—”, 株式会社養賢堂 (1981).
- [27] 鬼頭修己, 加藤亨, “管内乱流旋回流の壁近傍の速度分布”, 日本混相流学会論文集 (B編), 49巻448号 pp.2775-2782 (1983).
- [28] A.H. Govan, G.F. Hewitt, H.J. Richter, A. Scott, “Flooding and Churn Flow in Vertical Pipes”, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 17 No. 1 pp.27-44 (1991).
- [29] G.F. Hewitt, S. Jayanti, “To Churn or not to Churn”, Brief communication Int. J. Multiphase Flow, Vol. 19 No. 3 pp.527-529 (1993).

第 5 章

結論

地球温暖化対策の一つとして原子力発電所の有効活用が望まれている。原子力発電がエネルギー供給の根幹として一層の役割を果たすには、安全性と経済性を更に向上させる技術開発が必要となる。沸騰水型原子炉(Boiling Water Reactor : BWR)の過渡運転時や炉心出力を増加させる際に、炉心出口の蒸気クオリティが増加することで炉内構造物の一つである気水分離器の圧力損失増加によって炉内二相流動が不安定化し密度波振動が発生する。そこで、BWR の安全性と経済性を共に向上させるためには、液相分離率を維持しつつ圧力損失を低減できるように気水分離器の機器構成要素を改良する必要がある。開発コストおよび開発期間を削減するには、機器内部の旋回二相流動を把握し、その知見に基づき合理的に改良できることが望ましい。また、旋回二相流の流動特性を予測・評価できれば気水分離器開発のさらなる合理化が期待できる。

機器内部の流動特性を調べた既存の研究では、実機気水分離器よりも少ない数の液膜分離構造 (Pick-off ring : POR) を模擬した試験装置を使用しており、実機と同じ3つの POR を持った気水分離器内の流動に関する知見は十分ではない。そのため、既存の改良方法が実機と同じ POR 数で構成される気水分離器に適用可能か否かは不明である。また、二流体モデルを用いた数値計算の予測精度に大きな影響を及ぼす旋回二相流の界面摩擦係数 f_i と壁面摩擦係数 f_w を実験的に調べた研究は見受けられず、旋回二相流を妥当に予測・評価できる手法は確立されていない。そこで本研究では、気水分離器内の旋回二相流動特性を調べ、その知見に基づいた気水分離器性能の合理的改良指針を構築した。さらに旋回二相流の摩擦係数を実験的に調べ、構築した相関式を用いて気水分離器内旋回二相流動特性の評価手法を開発した。

まず、実機同様に三段の POR で構成される空気-水系約 1/5 スケールの気水分離器模擬実験装置を用いて、原子炉定格運転条件での気水分離器性能を評価するため液相分離率および圧力損失を測定した。さらに内部旋回二相流動特性を調べるため流動撮影、液膜厚さを測定した。また、流入する気相体積流束 J_G と液相体積流束 J_L が気水分離器性能に及ぼす影響を評価した。得られた気水分離器性能と旋回二相流動の知見に基づき気水分離器の機器構成要素の改良指針を構築した。まず、スワラー形状の改良が気水分離器性能および液膜厚さに及ぼす影響を調べ、この知見に基づき 1st POR 形状を改良した。次に、改良型スワラーと改良型 1st POR を組み合わせた改良型気水分離器の性能を評価した。また、旋回環状流の摩擦係数を調べるため、POR を持たない鉛直円管の実験

装置を用いて、 f_i および f_w を実験的に測定し、各々の相関式を構築した。構築した相関式を用いて予測した旋回環状流の液膜厚さおよび圧力損失を縮小模擬した気水分離器実験装置での測定値と比較し、旋回二相流用摩擦係数相関式を用いた旋回二相流動特性予測の妥当性と予測精度を検証した。

以下に各章で得られた結論を総括する。

第2章では、実機と同じ3rd POR までを有した縮小模擬した空気-水系気水分離器実験装置を用いて、旋回二相流動特性と気水分離器性能を調べた。この目的のため、高速ビデオカメラを用いた流動撮影および液相分離率、液膜厚さ、圧力損失を測定した。また、バレル内気相体積流束 J_G と液相体積流束 J_L が気液分離性能に及ぼす影響を調べた。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 定格運転条件($J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s)での各 POR 入口位置の液膜厚さは各々の POR ギャップ幅よりも薄く、その結果合計液相分離率で 98 %という高い液相分離率を達成できている。
- (2) J_G の増加に伴って未分離の液相質量流量は減少する。これは J_G 増加に伴い遠心力が増加するため液膜への液滴付着が促進されること、界面せん断応力の増加に伴い液膜厚さが減少することで、POR を乗り越える液相体積流量が減少したためである。また、未分離の液相質量流量は、2nd と 3rd POR で液膜厚さがギャップ幅を超える低 J_G 条件を除いて、 J_L にほとんど依存しない。
- (3) 1st POR で飛散した液滴や、多量の液滴を含む間欠的流れが 2nd と 3rd POR で分離されるため高い分離性能が維持される。また、2nd と 3rd POR の圧力損失は 1st POR の圧力損失と比べると大幅に小さく、液相分離率への貢献を考慮すると高効率な構成機器であることがわかった。
- (4) 各 POR 入口位置における最大液膜厚さ δ_{99} と平均液膜厚さ δ_{ave} の関係は式(2.11)を用いて良好に表現できる。
- (5) 定格運転条件ではスワラーと 1st POR が主な圧力損失の要因である。また、どちらも J_G 増加に伴い圧力損失が増加する。一方、 J_L 増加に伴ってスワラーでの圧力損失のみが増加する。

第2章で示されたように、各 POR 入口位置での液膜厚さが各々のギャップ幅より薄く、たとえ 1st バレルでの液膜厚さが 1st POR のギャップ幅より厚くなったとしても 2nd および 3rd POR で 1st POR を乗り越える液膜の分離が期待できる。そこで、第3章では気水分離器の圧力損失の主因であったスワラーと 1st POR の改良を行った。まず、スワラー形状を改良した既存研究を整理し、最適なスワラー構造を選定した。前章と同様に縮

小模擬した気水分離器実験装置を使用し、羽根枚数が8枚の改良型スワラーV8と6枚の改良型スワラーV6が気水分離器性能と液膜厚さに及ぼす影響を調べた。また、最大液膜厚さの指標となる累積存在確立分布が99%となる際の液膜厚さ δ_{99} と一致するように1st PORのギャップ幅 t_{G1} を縮小、さらに1st POR後端の形状をテーパ化した改良型1st PORを提案した。最後に改良型スワラーと改良型1st PORを組み合わせた改良型気水分離器の圧力損失低減効果と液相分離率を検証した。また、改良型気水分離器の高クオリティ条件での適用性を評価した。その結果、以下の結論を得た。

- (6) 定格運転条件では、V8を用いることで気水分離器の全圧力損失を約23%低減でき、合計液相分離率では標準型スワラーN8(97.9%)とほぼ同程度(97.7%)に維持できる。このことはハブ径の縮小とコーン状の羽形状が有効な改良手法であることを裏付ける。
- (7) 羽根枚数の減少によって圧力損失をさらに低減できる。V6ではN8に比べ全圧力損失を約38%減少できる。
- (8) 改良型スワラーの δ_{99} と一致するように t_{G1} を縮小しPOR後端をテーパ化した改良型1st PORと改良型スワラーを組み合わせた場合、全圧力損失をV8で42%、V6で54%低減できる。 t_{G1} の縮小に伴い1st PORでの液相分離率が低下するが、2nd および3rd PORで1st PORでの液相分離率低下を補うことで、いずれの改良型気水分離器もN8と同程度の高い合計液相分離率を実現できる。
- (9) 1st バレルにおける圧力損失はスワラーおよび1st PORの形状にほとんど依存せず、改良型気水分離器では1st バレルが1st PORとならぶ主な圧力損失の要因となる。
- (10) 高クオリティ条件でも改良型気水分離器は優れた合計液相分離率を示す。また、改良型気水分離器ではクオリティ増加に伴う圧力損失増加を標準型気水分離器と比べて抑制できる。

第3章では1st PORの改良には液膜厚さの情報が極めて有用であること、改良型気水分離器では1st バレルが圧力損失の主因となることが示された。よって、鉛直円管内旋回二相流の液膜厚さと圧力損失の評価技術は気水分離器開発のさらなる合理化に重要となる。そこで第4章では、縮小模擬した気水分離器実験装置で使用した標準型スワラーN8とPORを持たない鉛直円管の実験装置を用いて、旋回環状流の f_i と f_w を実験的に測定した。摩擦係数は圧力損失と液相体積率を測定して評価した。また、内部流動特性と摩擦係数の関係を理解するため、流動撮影および気液界面波速度と液膜厚さを測定した。 f_i および f_w の整理方法を検討し、旋回二相流用相関式を構築した。気水分離器1st POR入口部での液膜厚さと1st バレルの圧力損失の測定値と予測値を比較し、旋回環状流用摩

擦係数相関式の有用性を検証した.

- (11) 旋回環状流における界面摩擦係数および壁面摩擦係数は非旋回環状流と比べて数倍増加する.
- (12) 旋回環状流における界面摩擦係数は液相体積率のみで良好に整理できる. 旋回環状流から旋回チェーン流への遷移域では液相体積率と気相レイノルズ数を組み合わせにより界面摩擦係数を良好に表現できる.
- (13) 旋回環状流および遷移域のいずれの壁面摩擦係数も気相レイノルズ数と液相レイノルズ数のみの関数で整理できる.
- (14) 1/5 スケール空気-水系気水分離器実験装置における旋回二相流の 1st POR 入口位置の平均液膜厚さ δ_{ave} と 1st バレルの圧力損失を一次元二流体モデルと本研究で提案した旋回流用摩擦係数相関式を用いて良好に予測できる. 1st POR 入口位置の最大液膜厚さ δ_{99} は δ_{ave} の計算値と式(2.11)の組み合わせで良好に評価できる.

このように気水分離器内部の旋回二相流動特性を調べ, その知見に基づき気水分離器性能を合理的に改良できることを示した. つまり, 改良型スワラーV8と改良型 1st POR を組み合わせることで現行の気水分離器から液相分離率を損なうことなく圧力損失を低減できる. さらに圧力損失を低減する必要がある場合, 改良型スワラーV6と改良型 1st POR の組み合わせで僅かな液相分離率の低下で標準型気水分離器から圧力損失を半減できる. また, 旋回二相流の摩擦係数は非旋回流の摩擦係数より数倍大きいため, 非旋回流用相関式を用いて液膜厚さを計算すると液膜厚さが過大評価される. この液膜厚さに合わせて POR のギャップ幅を設計すると, 圧力損失が大幅に増加する可能性がある. 構築した旋回二相流用摩擦係数相関式を用いて液膜厚さを良好に予測でき, POR のギャップ幅設計における旋回二相流の摩擦係数相関式の有用性を示した. 以上, 本研究で得られた知見は気水分離器の合理的開発に貢献できる.

付録 A

キャリーアンダーの評価

気水分離器の気液の分離性能は取り出した蒸気に含まれる液滴の質量流量割合であるキャリーオーバー(Carry over : CO)と気液分離の際に POR で排出される蒸気の質量流量と蒸気と液相の合計分離質量流量の割合であるキャリーアンダー(Carry under : CU)で評価される。高合計液相分離率は低 CO と同義となり、本文中では合計液相分離率に着目し議論を行った。本節では、3rd POR を有する 1/5 スケール空気-水系気水分離器実験装置および改良型スワラーと改良型 1st POR を組み合わせた改良型気水分離器の CU を評価する。 CU は 1st バレルの排水流路部の水平断面積に依存することから[1]、第 2 章と第 3 章で用いた縮小模擬した気水分離器実験装置の 1st バレルの排水流路部は実機気水分離器と幾何学的に相似 (1/5 スケール) となるよう定めた。 CU は次式で定義される[2]。

$$CU = \frac{W_{G1}}{W_{G1} + W_{L1}} \quad (\text{A.1})$$

ここで W_{G1} および W_{L1} は各々 1st POR で排出される気相と液相の質量流量である。実験部貯水槽に排出された気相の質量流量を水上置換法で測定することで W_{G1} を算出した。

図 A.1 には定格運転条件($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)において、気水分離器実験装置に標準型 1st POR と標準型スワラー N8, 改良型スワラー V8, V6 を組み合わせた場合と改良型 1st POR と改良型スワラーを組み合わせ(IV8, IV6)での CU を示す。いずれの構成機器の組み合わせにおいても、 CU は設計目標値である 0.25 %以下を満たしている。IV8 と IV6 で CU が N8 よりも小さくなる理由は、1st POR のギャップ幅が縮小され POR と液膜の隙間に流入する気相の流量が減少したことが一因と考えられる。

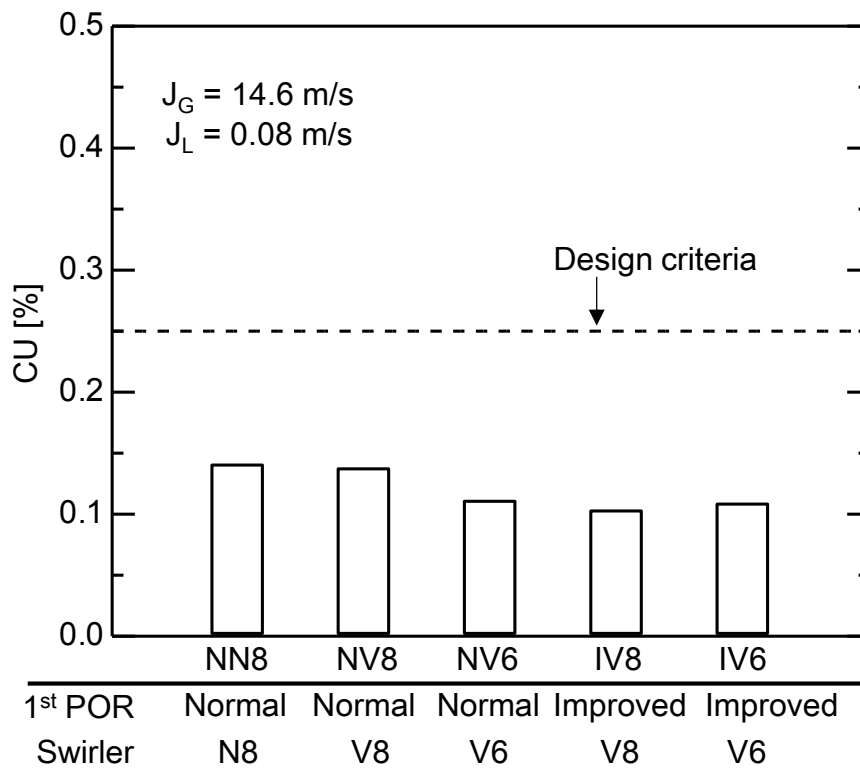


図 A.1 キャリーアンダーCUの評価

付録 A の参考文献

- [1] 上遠野健一, “旋回二相流動把握に基づく気水分離器圧力損失低減に関する研究”, 神戸大学博士論文 (2017).
- [2] S. Wolf, R. H. Moen, “Advances in Steam-Water Separators for Boiling Water Reactors”, ASME, No. 73-WA/PWR-4 (1973).

付録 B

鉛直円管内非旋回二相流の界面摩擦係数

第 4 章では、鉛直円管内旋回二相流の界面摩擦係数を実験的に取得した。旋回が界面摩擦係数に及ぼす影響をより理解するため、スワラーの代わりに図 B.1 に示す羽根角度が 0 度のオブジェクトを実験装置に装着し非旋回二相流の実験を行った。圧力損失およびボイド率の測定手法や測定区間は本文中で示した旋回二相流実験と同様である。非旋回二相流では液滴流量が多いこと、また、液膜の安定性が低下することで、旋回二相流と比べてより低い液相体積率 α_L でチャーン流へ遷移する[1]。チャーン流の界面摩擦係数は環状流と比べて大きく増加する[2]ため、本節では旋回二相流の界面摩擦係数を明確に理解するため非旋回環状流 ($J_G = 12.5 - 20.0$ m/s, $J_L = 0.05$ m/s) における界面摩擦係数を取得した。

図 B.2 に旋回を伴う流れと伴わない流れにおける f_i と α_L の関係を示す。非旋回二相流での f_i は α_L の増加に伴って増加する。その値は旋回流と比較すると大幅に小さく、この比較から旋回によって f_i が増加することがわかる。図中の黒線は非旋回環状流を対象とした次式の Wallis の相関式[3]である。

$$f_i = 0.005(1 + 75\alpha_L) \quad (\text{B.1})$$

今回取得した非旋回の実験データは Wallis の式よりも僅かに大きいのが、これは管内に挿入されたオブジェクトによって流れが乱されたためである。

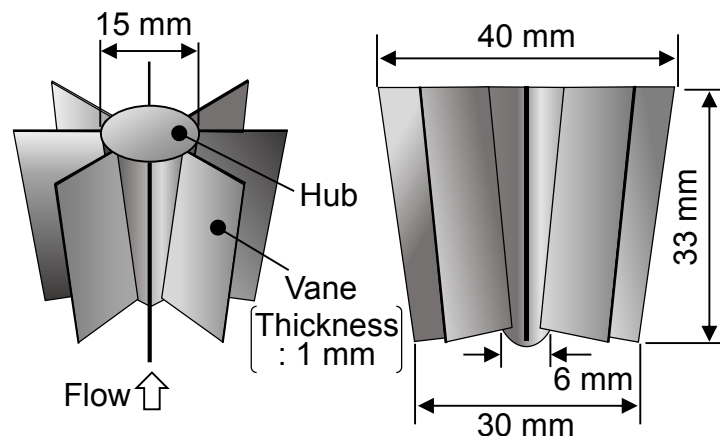


図 B.1 非旋回流実験用オブジェクト

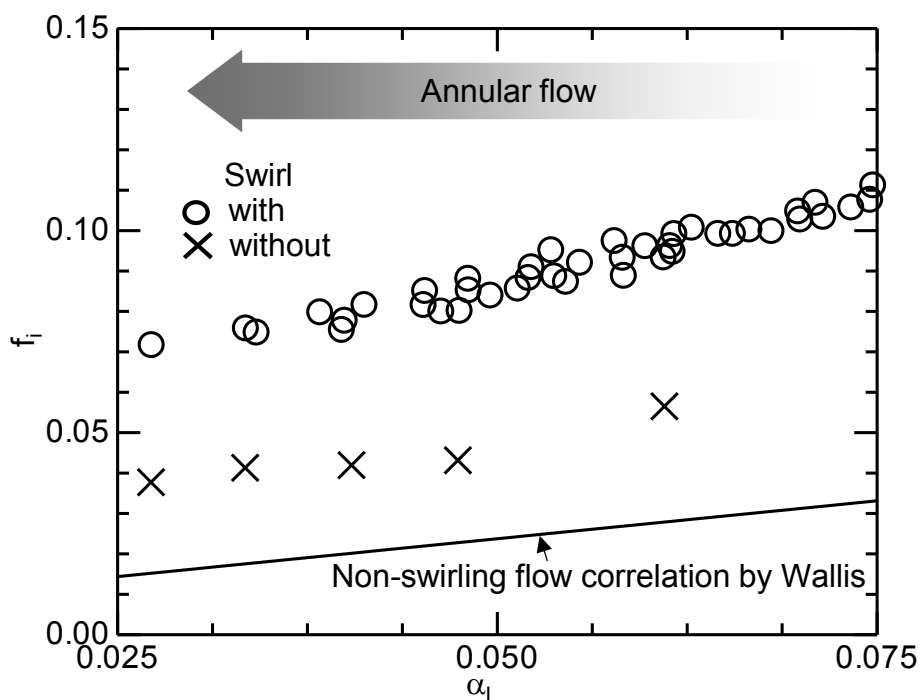


図 B.2 旋回二相流と非旋回二相流の f_f の比較

付録 B の参考文献

- [1] H. Kataoka, Y. Shinkai, S. Hosokawa, A. Tomiyama, “Swirling Annular Flow in a Steam Separator”, Trans. ASME. J. Eng. Gas Turb. Pow., Vol. 131 (3), Paper No. 032904 (2009).
- [2] A.T. van Nimwegen, L.M. Portela, R.A.W.M. Henkes, “The Effects of the Diameter on Air-Water Annular and Churn Flow in Vertical Pipes with and without Surfactants”, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 88 pp.179-190 (2017).
- [3] G. B. Wallis, “Annular Two-Phase Flow Part 1: A Simple Theory”, J. Basic Eng., Vol. 92 (1) pp.59-72 (1970).

付録 C

液滴が界面および壁面摩擦係数に及ぼす影響

第 2 章のバレル内部の流動撮影画像で確認できたように，ガスコア内の液滴は遠心力の作用で壁面に付着し液滴の質量流量が極めて少なくなる．このため，第 4 章では液滴の体積率を無視した一次元二流体モデルを用いて巡回二相流の界面摩擦係数と壁面摩擦係数を算出した．原子炉始動時等に低気相流束で気水分離器に二相流が流入する可能性[1]を想定すると，巡回の減衰や擾乱波発生による液滴飛散量の増加が考えられる．このため，液滴の存在が摩擦係数に及ぼす影響を理解しておくことも重要であろう．環状流の界面摩擦係数の報告例[2-5]のほとんどが完全に発達した定常一次元流に対する二流体モデルを仮定しており，液滴が摩擦係数に及ぼす影響を調べた研究例はほとんど見受けられない．そこで，本節では管内巡回二相流を液膜，気流，液滴を独立に取り扱い各々に保存則を適用する一次元三流体モデル[6]を用いて界面摩擦係数と壁面摩擦係数を算出し，液滴が摩擦係数に及ぼす影響の理解を試みる．

非加熱系として加速項と液滴の生成および付着を無視した一次元三流体モデルを次式で与える．

質量保存式：

$$\alpha_G + \alpha_F + \alpha_E = 1 \quad (\text{C.1})$$

気相の運動量保存式：

$$\alpha_G \frac{\partial P}{\partial z} = -\alpha_G \rho_G g - \gamma_{FG} \tau_{FG} - \gamma_{EG} \tau_{EG} \quad (\text{C.2})$$

液膜相の運動量保存式：

$$\alpha_F \frac{\partial P}{\partial z} = -\alpha_F \rho_L g + \gamma_{FG} \tau_{FG} - \gamma_{WF} \tau_{WF} \quad (\text{C.3})$$

液滴相の運動量保存式：

$$\alpha_E \frac{\partial P}{\partial z} = -\alpha_E \rho_L g + \gamma_{EG} \tau_{EG} \quad (\text{C.4})$$

ここで α は各相の体積率， z は軸方向位置， ρ は密度， g は重力加速度， P は圧力， γ は界面積濃度を示す．下付文字の G, L, F, E, W は各々気相，液相（液膜と液滴），液膜，液滴，壁面を示す．流路断面積 S および気液界面濡れ縁長さ P_{ei} ，壁面濡れ縁長さ P_{ew} を用いて，気相と液膜間の界面積濃度 γ_{FG} および液膜と壁面での界面積濃度 γ_{WF} は各々次式で与えられる．

$$\gamma_{FG} = \frac{P_{ei}}{S} = \frac{4}{D} \left(1 - 2 \frac{\delta}{D}\right) = \frac{4\sqrt{\alpha_G}}{D} \quad (\text{C.5})$$

$$\gamma_{WF} = \frac{P_{ew}}{S} = \frac{4}{D} \quad (\text{C.6})$$

以降，気液界面と壁面として明示するため下付文字 FG 及び WF を各々 i 及び w と表記する．式(C.2)に式(C.3)を代入し，

$$(\alpha_G + \alpha_E) \frac{\partial P}{\partial z} = -\alpha_G \rho_G g - \alpha_E \rho_L g - \frac{4\sqrt{\alpha_G}}{D} \tau_i' \quad (\text{C.7})$$

ここで三流体モデルにおける気液界面せん断応力 τ_i' は次式で定義した．

$$\tau_i' = \frac{1}{2} f_i' \rho_G (V_G - V_F)^2 \quad (\text{C.8})$$

V は相平均速度， f_i' は三流体モデルにおける気液界面摩擦係数を示す．式(C.8)を式(C.7)に代入し， f_i' は次式で表現できる．

$$f_i' = \frac{-D(\alpha_G + \alpha_E)}{2\sqrt{\alpha_G \rho_G} (V_G - V_F)^2} \left(\frac{\partial P}{\partial z} + \rho_m g \right) \quad (\text{C.9})$$

ρ_m は混合密度であり，次式で与えた．

$$\rho_m = \frac{\alpha_G \rho_G + \alpha_E \rho_L}{\alpha_E + \alpha_G} \quad (\text{C.10})$$

また，壁面せん断応力 τ_w を次式で定義する．

$$\tau_w = \frac{1}{2} f_w' \rho_L V_F^2 \quad (\text{C.11})$$

ここで f_w' は三流体モデルにおける壁面摩擦係数である．式(C.3)に式(C.7)を加算し，式(C.11)を代入すること f_w' は次式で表現できる．

$$f_w' = \frac{-D}{2\rho_L V_F^2} \left(\frac{\partial P}{\partial z} + \alpha_G \rho_G g + \alpha_L \rho_L g \right) \quad (\text{C.12})$$

D , J_G , J_L および各流体の物性値は実験条件から定まり, $\partial P/\partial z$ と液相体積率 α_L は測定値から与えられるため, f_i' および f_w' の算出にあたり, 未知数は α_E , α_F , V_F , V_E の 4 つとなる. ここで, α_E は α_L と α_F を用いた次式の関係にある.

$$\alpha_E = \alpha_L - \alpha_F \quad (\text{C.13})$$

また, 液相の流量保存則より,

$$J_L = \alpha_F V_F + \alpha_E V_E = \alpha_F V_F + (\alpha_L - \alpha_F) V_E \quad (\text{C.14})$$

であるので, α_F は次式で表現できる.

$$\alpha_F = \frac{J_L - \alpha_L V_E}{V_E - V_F} \quad (\text{C.15})$$

上式より, 液滴の相平均速度 V_E と液膜の相平均速度 V_F を与えることで α_F と α_E が算出でき f_i' および f_w' を評価可能となる.

非旋回環状流での V_E は, 飛散する液滴の速度の測定値に基づき気相速度の 80 – 90 % 程度[7,8]とされることが多い. ただし旋回流では, 旋回強度の増加に伴い壁近傍の軸方向速度は増加するが, 管中心の速度が低下すると報告されており[9], 非旋回環状流の液滴速度の知見を適用できるか否かは不明である. そこで, 気相平均速度をもつ流れ場での液滴の運動方程式を解き, 液滴の終端速度を V_E として与える. 液滴を剛体球と仮定し, 液滴に働く力として座標軸と等しい方向の抗力と重力のみを考慮した運動方程式を次式に示す.

$$m \frac{\partial V_E}{\partial t} = \frac{\pi}{8} C_D d_{32}^2 \rho_G |V_G - V_E| (V_G - V_E) + mg \quad (\text{C.16})$$

ここで m は液滴の質量, C_D は抗力係数, d_{32} はザウタ平均液滴径, t は時間を示す. 剛体球近似より m は次式で与えた.

$$m = \frac{4}{3} \pi \rho_L \left(\frac{d_{32}}{2} \right)^3 \quad (\text{C.17})$$

また, C_D は次式のストークスの抵抗法則[10]と Schiller と Naumann の式[11]を用いた.

$$C_D = \frac{24}{Re_D} \quad \text{for } Re_D < 1 \quad (\text{C.18})$$

$$C_D = \frac{24}{Re_D} (1 + 0.15 Re_D^{0.678}) \quad \text{for } Re_D \geq 1 \quad (\text{C.19})$$

ここで Re_D は液滴レイノルズ数であり次式で定義した.

$$Re_D = \frac{|V_G - V_E| d_{32}}{\nu_G} \quad (\text{C.20})$$

また, ウェーバー数 We は次式で定義される.

$$We = \frac{\rho_G (V_G - V_E)^2 d_{32}}{\sigma} \quad (\text{C.21})$$

よって液滴径は次式で与えられる.

$$d_{32} = \frac{\rho_G (V_G - V_E)^2}{We \cdot \sigma} \quad (\text{C.22})$$

計算条件として $We = 5$, V_E の初期値を 0, 時間ステップを 0.005 s, $V_G = J_G / (1 - \alpha_L)$ を与えた. 式(C.16)の時間微分項は一次前進差分[12]し, 反復法に SOR 法 (加速パラメータ = 1.7) [13]を用いて V_E の終端速度を算出した. 終端速度の判定条件は式(C.16)の右辺第一項と第二項の差が 1×10^{-6} 以下となる V_E とした. 図 C.1 に反復計算過程での V_E を示す. いずれの J_G も反復回数が 190–210 回程度で V_E が収束し終端速度に至った. なお, いずれも終端速度での d_{32} は 2.9 mm 程度であり, d_{32} の J_G と J_L への依存性は小さかった.

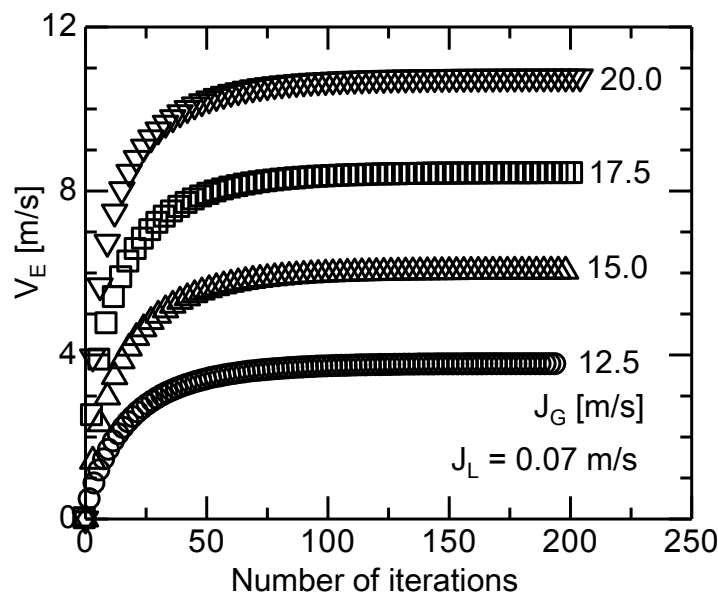


図 C.1 各 J_G における反復計算過程での V_E の変化

図 C.2 に各 J_G および J_L での V_E の終端速度と V_G を示す。 V_G 増加に伴い、 V_E も類似した傾向で増加している。これは液滴が気相に同伴し、流れるためである。また、 J_L 増加に伴い液膜厚さが増加しガスコアの流路面積が減少するため V_G が増加する。このため、 J_L 増加によっても V_E はわずかに増加する。図 C.3 に各 J_G および J_L での V_E の V_G に対する比を示す。図中の破線は Azzopardi ら[8]の非旋回環状流での実験に基づく報告値であり、本計算での V_E/V_G は彼らの値と比べ小さい。彼らの V_E/V_G は J_G および J_L に依存しない。一方、計算値も J_L にほとんど依存しないが J_G に依存性を示した。以降、 f_i および f_w の算出には、この計算した V_E の終端速度を用いる。

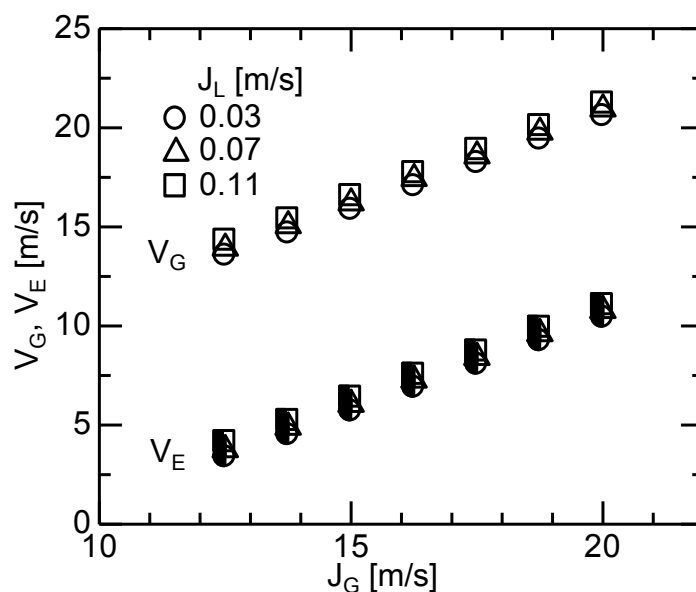


図 C.2 V_G と V_E の比較

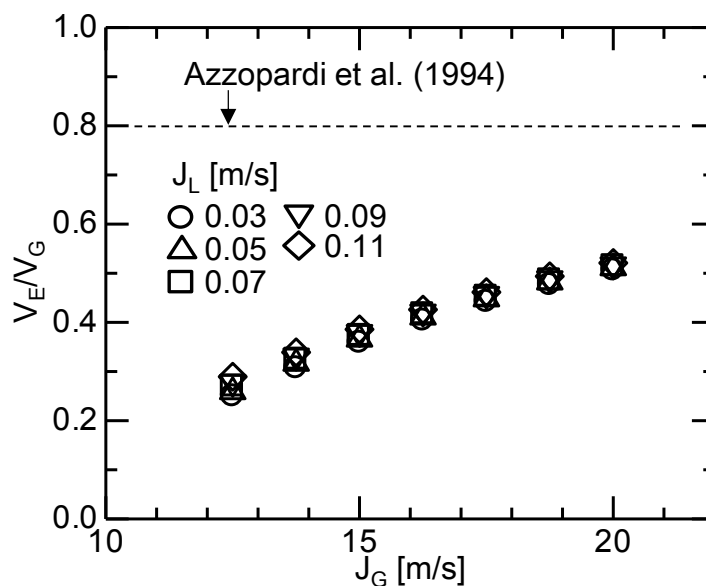


図 C.3 V_E/V_G の J_G および J_L 依存性

Ashwood ら[14]は非旋回環状流の Micro-PIV を用いて液膜内の速度を精微に測定し、液膜内速度分布を報告している。現状、環状流での液膜内速度分布を調べた例は彼らを除いて見受けられない。彼らは平板乱流境界層を対数法則で示した Karman の一般速度分布[15]に倣って、環状流の液膜内速度分布として粘性底層($0 < y^+ < 5$)、遷移層($5 < y^+ < 30$)、乱流層($30 < y^+$)での速度を次式で表現できると報告している。

$$u^+ = \begin{cases} y^+ & \text{for } 0 < y^+ < 5 \\ 7.2 \ln y^+ - 6.6 & \text{for } 5 < y^+ < 30 \\ 7.38 \ln y^+ - 7.1 & \text{for } 30 < y^+ \end{cases} \quad (\text{C.23})$$

このように環状流の液膜速度も一般速度分布に従うことから、液膜平均速度 V_F と気液界面波の軸方向速度 V_{zi} に正の相関があるといえる。そこで、第 4 章で測定した V_{zi} を用いて V_F を推量する。ここで、式(C.23)中の u^+ は無次元速度であり、次式で定義される。

$$u^+ = u / u_\tau \quad (\text{C.24})$$

u および u_τ は各々、液膜内任意位置での軸方向速度および摩擦速度を示す。 u_τ は壁面せん断応力 τ_w と液相密度 ρ_L を用いた次式の関係で与えられる。

$$u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho_L} \quad (\text{C.25})$$

τ_w は式(C.2), 式(C.3), 式(C.3)を足し合わせることで、次式に示すように圧力損失とボイド率の測定値で算出できる。

$$\tau_w = -\frac{D}{4} \left(\frac{\partial P}{\partial z} + \alpha_G \rho_G g + \alpha_L \rho_L g \right) \quad (\text{C.26})$$

また、式(C.23)中の y^+ は壁からの無次元距離であり、壁からの距離 y を用いて

$$y^+ = y u_\tau / \nu_L \quad (\text{C.27})$$

図 4.10 で示したように、試験パイプ内で V_{zi} は軸方向高さ z に依存する。測定されるボイド率および圧力損失が区間平均値であるため、圧力測定点の下部から上部までの V_{zi} の区間平均値を \bar{V}_{zi} とする。式(C.25)に τ_w の測定値を代入し u_τ を求め、式(C.24)を用いることで $u = \bar{V}_{zi}$ となる u^+ 、つまり気液界面位置での u^+ が算出できる。この u^+ を式(C.23)と照合すると、いずれの実験条件においても気液界面位置での u^+ は遷移層($5 < y^+ < 30$)に位置していた。よって、壁面から気液界面までの無次元距離を y^+ とすると、 y^+ は次

式で表現できる.

$$y^{+} = \exp(1/7.2(\bar{V}_{zi}/u_{\tau} + 6.6)) \quad (\text{C.28})$$

よって, 液膜の平均無次元速度 \bar{u}^{+} は次式で与えられる.

$$\bar{u}^{+} = \frac{\int_0^5 u^{+} dy^{+} + \int_5^{y^{+}} u^{+} dy^{+}}{\int_0^{y^{+}} dy^{+}} \quad (\text{C.29})$$

式(C.24)に \bar{u}^{+} を代入し, 液膜平均速度 V_F を次式より算出できる.

$$V_F = u_{\tau} \cdot \bar{u}^{+} \quad (\text{C.30})$$

以上より, 算出した V_E および V_F を用いて式(C.13)と式(C.15)より評価した液滴体積率 α_E と液相体積率 α_L の測定値との関係を図 C.4 に示す. 本実験条件の範囲において, α_E は最大でも 1% 程度であり, 液相体積率に対する液滴体積率が少ないことがわかる. α_L の増加に伴い, α_E が増加している. また, $\alpha_L > 0.075$ での α_L に対する α_E の増加率は $\alpha_L < 0.075$ と比べ大きい. この傾向は, 第 4 章で示したように, $\alpha_L > 0.075$ で巡回環状流から巡回チャンネル流へと流動様式が遷移し, 擾乱波の形成によって波頭からの液滴飛散量が増加する物理的特性とよく一致している..

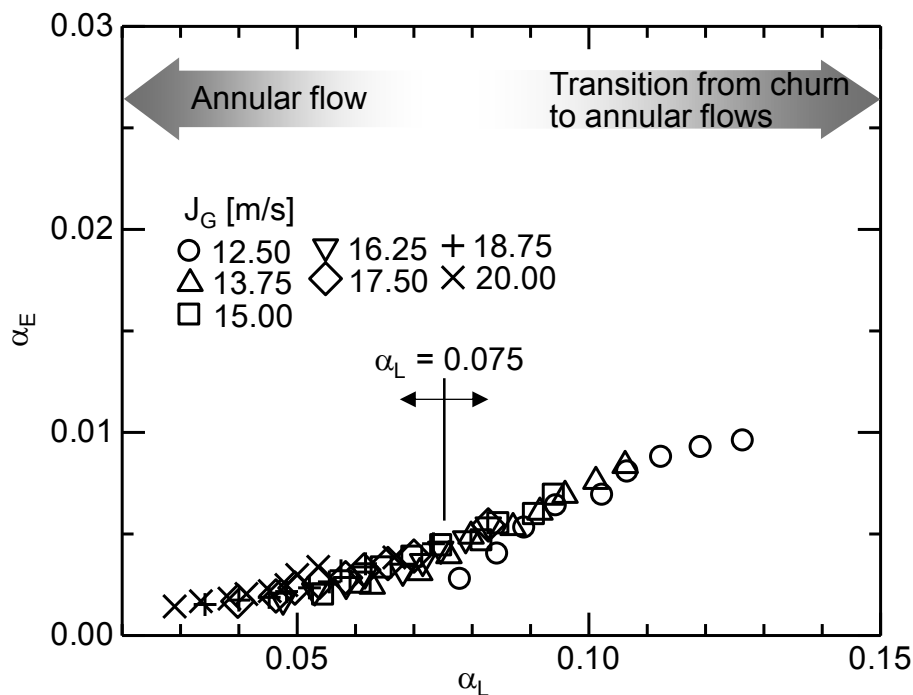


図 C.4 液滴体積率 α_E と液相体積率 α_L の関係

図 C.5 には三流体モデル(Three fluid model : 3FM)で算出した f_i と二流体モデル(Two fluid model : 2FM)で算出した f_i の比較を示す。3FM の f_i は 2FM の f_i と比べ低下しており、液滴の無視によって f_i が過大評価される傾向にある。 α_L 増加に伴い α_E が増加するため、高 α_L で 3FM と 2FM の f_i の差が大きい。ただし、3FM においても $\alpha_L > 0.075$ の f_i の α_L に対する増加率が $\alpha_L < 0.075$ の増加率よりも大きいことは、粘性応力の影響が依然大きいことを示唆している。図 C.6 には 3FM と 2FM における f_w の比較を示す。3FM では液相レイノルズ数 Re_L の代表速度に液膜体積流束 J_F を使用するのが望ましい[16]。しかし、 α_E が小さく液相体積流束 J_L と J_F の差が小さいこと、液滴が f_w に及ぼす影響を比較して示すため、ここでは代表速度に J_L 、代表長さに管径 D を用いた液相レイノルズ数 Re_L を図中の横軸としている。液滴を考慮することで、 f_w は増加している。これは式(C.12)中の分母にある V_F が V_L より低下するためである。このように摩擦係数の値は V_F および V_E に大きく依存する。本節では、一例として非旋回環状流の知見に基づき V_F および V_E を推察したが、前述のように α_E 、 α_F 、 V_F 、 V_E の 4 つの未知数のうちいずれか 2 つを与えれば 3FM での摩擦係数が評価可能となる。減衰を伴う流れや液滴流量の多い旋回二相流では 3FM での摩擦係数が不可欠であり、旋回二相流での更なる実験データベースの構築が有用であろう。

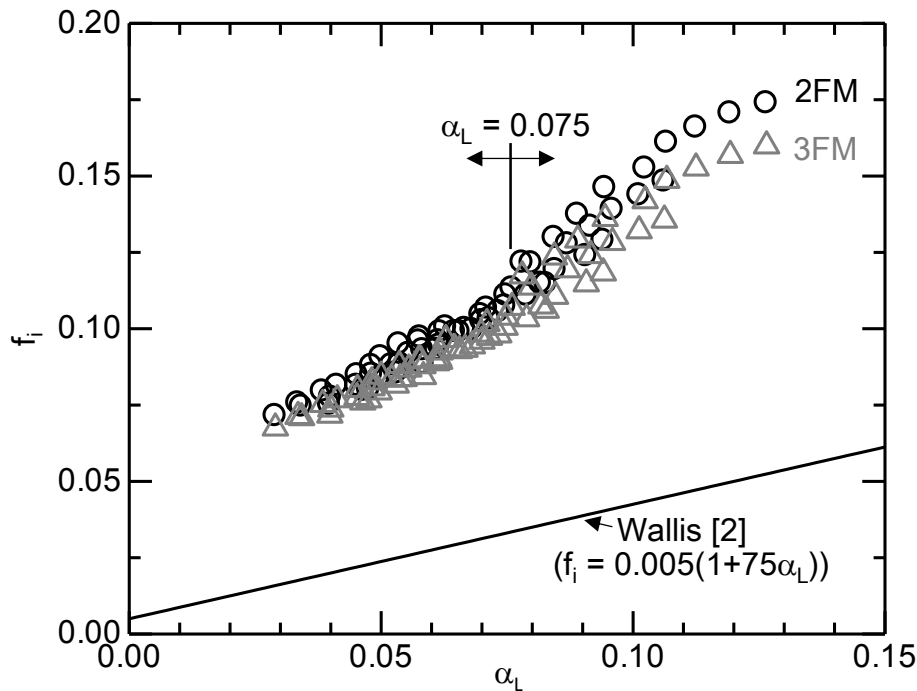


図 C.5 三流体モデルでの f_i と二流体モデルでの f_i の比較

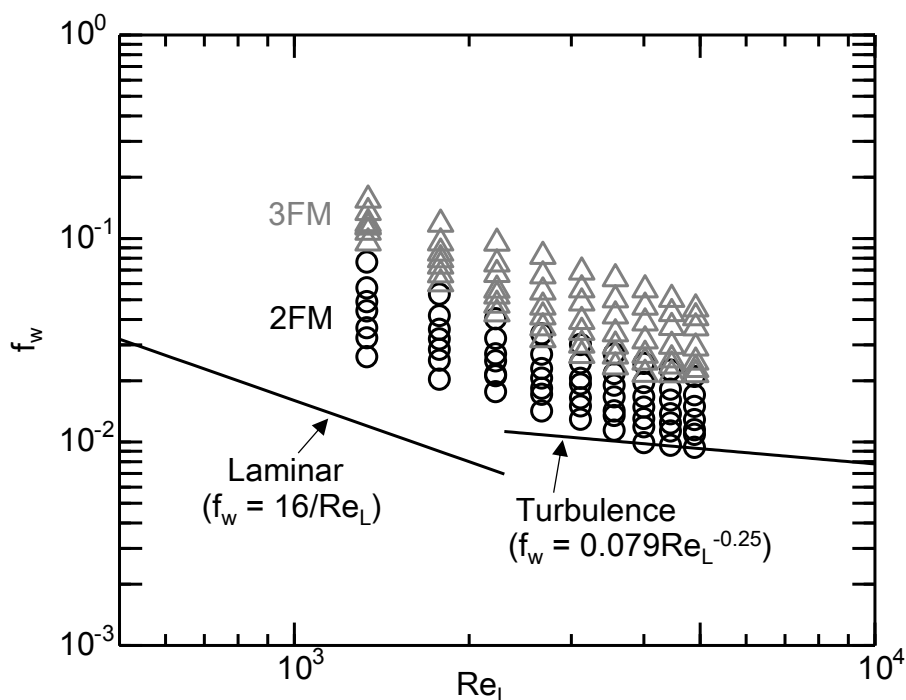


図 C.6 三流体モデルでの f_w と二流体モデルでの f_w の比較

付録 C の参考文献

- [1] M. Aritomi., J. H., Chiang, M. Mori., “Fundamental Studies on Safety-related Thermo-hydraulics of Natural Circulation Boiling Parallel Channel Flow Systems under Start-up Conditions (Mechanism of Geysering in Parallel Channels)”, *Accid. Anal. Nucl. Safety*, Vol. 33, pp.170-182 (1992).
- [2] G. B. Wallis, “Annular Two-Phase Flow Part 1: A Simple Theory”, *J. Basic Eng.*, Vol. 92 (1) pp.59-72 (1970).
- [3] T. Fukano, T. Furukawa, “Prediction of the Effects of Liquid Viscosity on Interfacial Shear Stress and Frictional Pressure Drop in Vertical Upward Gas-Liquid Annular Flow”, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 24 No. 4 pp.587-603 (1998).
- [4] L. B. Fore, S. G. Beus, R. C. Bauer, “Interfacial Friction in Gas-Liquid Annular Flow: Analogies to Full and Transition Roughness”, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 26 pp.1755-1769 (2000).
- [5] R. J. Belt, J. M. C. Van't Westende, L. M. Portela, “Prediction of the Interfacial Shear-Stress in Vertical Annular Flow”, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 35 pp.689-697 (2009).
- [6] 阿部豊, 富山明男, 片岡勲, “三流体モデルに基づく環状噴霧流の予測手法に関する研究 (第二報 抗力とせん断応力の構成方程式に関する検討)”, *日本混相流*

- 学会論文集, Vol. 9, No. 2 pp.132-149 (1995).
- [7] L. B. Fore, A. E. Dukler, “Droplet Deposition and Momentum Transfer in Annular Flow”, *AIChE J.*, Vol. 41 pp.2040-2046 (1995).
- [8] B. J. Azzopardi, J. C. F. Teixeira, “Detailed Measurements of Vertical Annular Two-Phase Flow. Part II: Gas Core Turbulence”, *Trans. ASME: J. Fluids Eng.*, Vol. 116 pp.796-800 (1994).
- [9] O. Kitoh, “Experimental Study of Turbulent Swirling Flow in a Straight Pipe”, *J. Fluid Mech.*, Vol. 225 pp.445-479 (1991).
- [10] G. G. Stokes, “On the Effect of Internal Friction of Fluids on the Motion of Pendulums”, *Trans. Cambridge Phil. Soc.*, Vol 9 part2 pp.8-106 (1851).
- [11] L. Schiller, A. Naumann, “Über die grundlegenden berechnungen bei der schwerkraftanufbereitung”, *Verh. Dtsch. Ing.*, Vol. 77 pp.318-320 (1933).
- [12] J. H. Ferziger, M. Peric, “コンピュータによる流体力学”, シュプリンガー・ジャパン株式会社, 丸善出版株式会社 (2012).
- [13] A. Hadjidimos, “Successive Overrelaxation (SOR) and Related Methods”, *J. Comput. Appl. Math.*, Vol. 123, Issues 1-2 pp.177-199 (2000).
- [14] A. C. Ashwood, S. J. Vanden Hogen, M. A. Rodarte, C. R. Kopplin, D. J. Rodriguez, E. T. Hurlburt, T. A. Shedd, “A Multiphase, Micro-Scale PIV Measurement Technique for Liquid Film Velocity Measurements in Annular Two-Phase Flow”, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 68 pp.27-39 (2015).
- [15] Theodore von Karman, “Turbulence and Skin Friction”, *J. Aero. Sci.*, Vol. 1, No.1 pp.1-20 (1934).
- [16] 植田辰洋, “気液二相流 一流れと熱伝達”, 株式会社養賢堂 (1981).

本研究に関連する論文・講演論文等

- [1] H. Funahashi, K. Hayashi, S. Hosokawa, A. Tomiyama, “Two-Phase Swirling Flow in a Gas-Liquid Separator”, 2015 ANS Winter Meeting and Nuclear Technology Expo, Experimental Thermal Hydraulics I , 2 pages (2015).
- [2] 上遠野健一, 船橋駿斗, 細川茂雄, 林公祐, 富山明男, “気水分離器における液相分離構造が巡回二相流動に及ぼす影響”, 第 20 回動力・エネルギー技術シンポジウム, B224 pp.239-240 (2015).
- [3] H. Kinoshita, H. Funahashi, K. Hayashi, S. Hosokawa, A. Tomiyama, “Study on Two-Phase Swirling Flows in a Gas-Liquid Separator to Improve Its Performance”, NTHAS10 6th Japan-Korea Joint Seminar on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety for Students and Young Researchers, 2 pages (2016).
- [4] H. Funahashi, K. Hayashi, S. Hosokawa, A. Tomiyama, “Study on Two-Phase Swirling Flows in a Gas-Liquid Separator with Three Pick-Off Rings”, Nuclear Engineering and Design, Vol. 308 pp.205-213 (2016).
- [5] 船橋駿斗, 木下博仁, 林公祐, 細川茂雄, 富山明男, “鉛直円管内巡回気液二相流の圧力損失に関する研究”, 日本混相流学会 混相流シンポジウム 2017 講演論文集, B323 2 ページ (2017).
- [6] H. Funahashi, K. Hayashi, S. Hosokawa, A. Tomiyama, “Improvement of Separator Performance with Modified Pick-Off Ring and Swirler”, Nuclear Engineering and Design, Vol. 322 pp.360-367 (2017).
- [7] H. Funahashi, K. Hayashi, S. Hosokawa, A. Tomiyama, “Wall and Interfacial Stress of Swirling Annular Flow”, 8th European-Japanese Two-Phase Flow Group Meeting, p.16 (2018).
- [8] H. Funahashi, K. V. Kirkland, K. Hayashi, S. Hosokawa, A. Tomiyama, “Interfacial and Wall Friction Factors of Swirling Annular Flow in a Vertical Pipe”, Nuclear Engineering and Design, Vol. 330 pp.97-105 (2018).

謝辞

本学位論文の査読を務めていただきました、神戸大学大学院工学研究科教授 浅野等先生、同工学研究科教授 鈴木洋先生、同工学研究科准教授 細川茂雄先生に謹んで感謝の意を表します。

本研究の遂行にあたり、直接ご指導を賜りました神戸大学大学院工学研究科教授 富山明男先生に深く感謝の意を表します。厳しくも暖かいご指導を頂き、幅広い知識・技術を学ばせて頂きました。特に、一対一の海外渡航は、渡航中の議論が研究進捗の糸口となったことや、公私にわたり多くの助言を頂く貴重な機会となり、研究生活でも最高の思い出となりました。本当にありがとうございました。また、日々の研究遂行にあたり、細部にわたりご指導、ご助言を下さりました神戸大学大学院工学研究科准教授 細川茂雄先生、林公祐先生に深く感謝の意を表します。極めて優れた先生方に身近から支えて頂ける本当に恵まれた環境であったと思います。

アメリカ・Texas A&M University への留学で、私を快く受け入れて頂いた Professor Karen Vierow Kirkland に感謝申し上げます。オフィスを共にした Kirkland グループと Dr. Mark Kimber グループのメンバーのお陰で大変有意義な時間を過ごすことが出来ました。

株式会社日立製作所 研究開発グループの上遠野健一博士には実機原子炉内気水分離器の知見をご教授頂くとともに、原子炉開発施設の見学の機会も頂くなど本研究の糧となりました。謹んで感謝の意を表します。

エネルギー環境工学研究室で共に学生生活を過ごした諸先輩方、後輩に感謝致します。特に、同じ研究チームの先輩である田丸隼人さん（現：神鋼環境ソリューション）、後輩の田中恵太君、木下博仁君、矢原喜裕君に深く感謝します。皆様のご指導・ご協力なくして本研究は遂行できませんでした。研究も遊びも全力で取り組む精神を学ぶことができたのは、研究室の先輩である青木二郎さん（現：JAPEX）、佐々木翔平さん（現：JOGMEC）、北畑恭介さん（現：ダイハツ工業）、藤井雄基さん（現：三菱重工業）、青山昌平さん（現：MHPS）のおかげと存じます。誠にありがとうございました。研究室の同輩にも大変お世話になりました。特に、共に博士課程後期課程に進学した堀陽平君とは切磋琢磨しながら、研究に励むことが出来ました。本当にありがとう。

最後に、長きにわたる研究生生活、学生生活を赦し、親身に支えて頂いた両親、妹、愛犬マックス、そして、友里菜に感謝します。

平成31年1月
船橋駿斗

神戸大学博士論文

「気水分離器内気液二相旋回流に関する研究」 全 123 頁

提出日：2019 年 1 月 23 日

本博士論文が神戸大学機関リポジトリ **Kernel** にて掲載される場合、掲載登録日（公開日）はリポジトリの該当ページ上に掲載されます。

© 船橋 駿斗

本論文の内容の一部あるいは全部を無断で複製・転載・翻訳することを禁じます。