



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

上遠野, 健一

(Degree)

博士 (工学)

(Date of Degree)

2017-03-25

(Date of Publication)

2018-03-01

(Resource Type)

doctoral thesis

(Report Number)

甲第6926号

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/D1006926>

※ 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

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

2017年1月

神戸大学大学院 工学研究科

上遠野 健一

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.....	4
1.2.1	沸騰水型原子炉.....	4
1.2.2	気水分離器.....	7
1.3	気水分離器に関する従来研究.....	9
1.4	本研究の目的.....	12
1.5	本論文の構成.....	12
	第 1 章の参考文献.....	14
第 2 章	空気－水系縮小実験と実機実証試験に基づく	
	力学的類似性に関する考察	17
2.1	緒言.....	17
2.2	気水分離器全体を模擬した試験装置.....	18
2.2.1	実圧・蒸気－水系実証試験装置.....	18
2.2.2	大気圧・空気－水系縮小実験装置.....	19
2.3	実機条件の模擬方法.....	23
2.3.1	圧力損失特性.....	23
2.3.2	キャリーオーバー特性.....	24
2.4	結言.....	33

第2章の参考文献.....	34
第3章 スワラー形状の最適化.....	35
3.1 緒言.....	35
3.2 実験装置と方法.....	35
3.2.1 実験装置.....	35
3.2.2 実験条件.....	39
3.2.3 測定方法.....	40
3.3 実験結果及び考察.....	47
3.3.1 流動状態.....	47
3.3.2 液膜厚さ.....	48
3.3.3 液相分離率.....	49
3.3.4 圧力損失.....	50
3.3.5 スワラー形状による性能評価まとめ.....	51
3.4 スワラー形状の改良.....	53
3.4.1 改良型スワラー構造.....	53
3.4.2 性能評価.....	54
3.5 結言.....	56
第3章の参考文献.....	57
第4章 液相分離部構成要素の最適化.....	59
4.1 緒言.....	59
4.2 実験装置と方法.....	59
4.2.1 実験装置.....	59
4.2.2 実験条件.....	62

4.2.3	測定方法.....	64
4.3	実験結果及び考察.....	68
4.3.1	流動状態.....	68
4.3.2	液相分離率.....	70
4.3.3	液膜厚さ.....	73
4.3.4	キャリーアンダー.....	74
4.3.5	軸方向圧力分布.....	75
4.3.6	第1段ピックオフリング部圧力損失.....	76
4.4	ピックオフリングの改良.....	78
4.4.1	改良型ピックオフリング.....	78
4.4.2	性能評価.....	79
4.5	結言.....	82
	第4章の参考文献.....	84
第5章	結論.....	85
	本研究に関連する論文・講演論文等.....	89

謝辞

圖一覽

Fig. 1.1	Global average surface temperature change (relative to 1986-2005).....	3
Fig. 1.2	Change in energy demand in selected regions, 2014-2040	3
Fig. 1.3	Global power energies (left: 2013 result, right: 2040 forecasting).....	4
Fig. 1.4	Schematic of boiling water reactor	6
Fig. 1.5	Reactor pressure vessel and core internals of BWRs	6
Fig. 1.6	Photo of steam separators installed on shroud head.....	8
Fig. 1.7	Outline of steam separator for ABWR	9
Fig. 2.1	Schematic representation of steam-water test facility	19
Fig. 2.2	1/2 scale air-water test apparatus.....	21
Fig. 2.3	Air-water mixing part	21
Fig. 2.4	Hewitt-Roberts's flow pattern map.....	22
Fig. 2.5	Comparison between supplied and discharged water flow rates.....	22
Fig. 2.6	Carryover performance as a function of inlet quality.....	25
Fig. 2.7	Carryover performance as a function of water level	25
Fig. 2.8	Carryover to inlet quality of Scaling Type 1	27
Fig. 2.9	Carryover to inlet quality of Scaling Type 2	29
Fig. 2.10	Discharged water at 1st stage to inlet quality of Scaling Type 2.....	29
Fig. 2.11	Carryover to inlet quality of Scaling Type 3	31
Fig. 2.12	Discharged water at 1st stage to inlet quality of Scaling Type 3.....	32
Fig. 2.13	Total pressure loss and head loss performance of Scaling Type 3	32
Fig. 3.1	Experimental apparatus with 1st pick-off ring	37
Fig. 3.2	Mixing section	37
Fig. 3.3	Separation part.....	38
Fig. 3.4	Conventional swirler shape (Type 1).....	38
Fig. 3.5	Comparative swirler shape (Type 2 - 4)	38
Fig. 3.6	Visualization region	40
Fig. 3.7	Laser focus displacement meter (LFD)	41
Fig. 3.8	Laser beam passing through a flat plate	43

Fig. 3.9	Laser beam passing through a cylindrical pipe with flat surface	43
Fig. 3.10	Test section for LFD measurement.....	44
Fig. 3.11	Relation between sample number and film thickness	44
Fig. 3.12	Measurement positions for pressure drop.....	46
Fig. 3.13	Convergence of pressure measurement	46
Fig. 3.14	Flow pattern around the diffuser ($J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s).....	47
Fig. 3.15	Flow pattern in the barrel ($J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s).....	48
Fig. 3.16	Mean film thickness at $z = 170$ mm (Type 1-4).....	49
Fig. 3.17	Effects of swirler type on W_s^* (Type 1-4).....	50
Fig. 3.18	Effects of swirler type on pressure drop ratio (Type 2-4).....	51
Fig. 3.19	Flow area in the diffuser (Type 1-4).....	52
Fig. 3.20	Improved swirler	53
Fig. 3.21	Flow area in the diffuser (Type 1-5).....	53
Fig. 3.22	Mean film thickness at $z = 170$ mm (Type 1-5).....	54
Fig. 3.23	Effects of swirler type on W_s^* (Type 1-5).....	55
Fig. 3.24	Effects of swirler type on pressure drop ratio (Type 2-5).....	55
Fig. 4.1	Experimental apparatus with 1st and 2nd pick-off rings.....	61
Fig. 4.2	Swirler shape	62
Fig. 4.3	Normal pick-off ring (POR)	62
Fig. 4.4	Flow restriction ring (FRR)	62
Fig. 4.5	Separator and external water level.....	63
Fig. 4.6	Visualization region (side view).....	64
Fig. 4.7	Visualization region (inside view).....	64
Fig. 4.8	Measurement method for CU	66
Fig. 4.9	Measurement positions for pressure drop.....	67
Fig. 4.10	Flow pattern in the test section	68
Fig. 4.11	Flow pattern after passing through 1st POR.....	69
Fig. 4.12	Disturbance wave in the barrel	70
Fig. 4.13	Effects of J_G and J_L on W_s^* (FRR _{1,35})	71
Fig. 4.14	Effects of w_{FRR} on W_s^*	72
Fig. 4.15	Film thickness in the downstream of 1st POR (FRR _{1,35})	73
Fig. 4.16	Effects of J_G and J_L on CU (FRR _{1,35})	74
Fig. 4.17	Effects of w_{FRR} on CU	75
Fig. 4.18	Axial distribution of P^* (FRR _{1,35}).....	76
Fig. 4.19	Effects of J_G , J_L and w_{FRR} on ΔP	77

Fig. 4.20	Schematic of the flow near 1st POR at $w_{FRR} = 0.50$ mm.....	77
Fig. 4.21	Improved PORs	79
Fig. 4.22	Effects of POR type on ΔP (FRR _{1.35})	80
Fig. 4.23	Effects of POR type on W_s^* (FRR _{1.35})	81
Fig. 4.24	Effects of POR type on CU (FRR _{1.35})	82

表一覽

Table 3.1	Specifications of swirlers	39
Table 3.2	Summary of experimental results	52
Table 4.1	Specification of FRR	62
Table 4.2	Type of PORs.....	79

主な使用記号一覧

[英文字]

A_f	: 流路面積	[m ²]
C_1	: (2.2)式中の係数	[s ³ /m ⁵]
C_2	: (2.2)式中の係数	[m]
D	: 管内径	[m]
F_C	: 二相遠心力	[N]
g	: 重力加速度	[m/s ²]
h	: 高さ	[m]
J	: 管断面平均体積流束	[m/s]
L	: 気水分離器外部水位高さ (スワラー下端 $L = 0$)	[m]
n	: 屈折率	[-]
P	: 圧力	[Pa]
Q	: 体積流量	[m ³ /s]
R	: 半径	[m]
$R_{\Delta P}$: 圧力損失割合	[-]
t	: 時刻	[s]
u	: 速度	[m/s]
W	: 質量流量	[kg/s]
W_s^*	: 液相分離率	[-]
w_{FRR}	: 流量制限リングギャップ幅	[m]
x	: クオリティ	[-]
z	: 主流方向位置 (バレル下端 $z = 0$)	[m]

[ギリシャ文字]

α	: ボイド率 (断面平均体積率)	[-]
δ	: 液膜厚さ	[m]
Δ	: 測定厚さ	[m]
ΔH	: 水頭損失	[m]
ΔP	: 圧力損失	[Pa]
κ	: 入射角	[-]
θ	: スワロー羽根の出口角度	[-]
ρ	: 密度	[kg/m ³]

[下付添字]

a	: 空気
B	: バレル
f	: 熱水
G	: 気相
L	: 液相
Lin	: 供給液相
Ls	: 分離液相
Lus	: 未分離液相
m	: 気液混合相, または, 平均
P	: プレナム
S	: スタンドパイプ
s	: 蒸気
T	: 気相 + 液相
w	: 水

第 1 章

序論

1.1 緒言

18 世紀に始まった産業革命以降、石炭・石油・天然ガスなどの化石燃料の使用が急増し、二酸化炭素、メタン、さらにはフロン類などの温室効果ガスが大量に排出されて大気中の温室効果ガス濃度が高まり熱の吸収が増えた結果、世界規模で気温が上昇し始めたと考えられている。気候変動に関する政府間パネル(IPCC : Intergovernmental Panel on Climate Change)の第 5 次評価報告書^[1]では、人間活動が 20 世紀半ば以降に観測された温暖化の支配的な要因であった可能性が極めて高い(可能性 95 %以上)と結論づけられており、全大陸と海洋において、ここ数十年の気候変動が、水資源(水量や水質)や陸域・淡水・海洋生物の生息域、農作物に対して及ぼしている影響が特定されている。また、温室効果ガス濃度が上昇し続けると、今後、気温はさらに上昇すると予測されており、温室効果ガスの排出量が最も少なく抑えられた場合(RCP2.6 シナリオ)でも 1986 ~2005 年を基準として 2081~2100 年における年平均気温が 0.3~1.7 °C の上昇、最も排出量が多い最悪の場合(RCP8.5 シナリオ)には最大 4.8 °C の上昇と予測されており(Fig. 1.1)、気候変動により既存のリスクが増幅され、さらには、自然及び人間システムにとって新たなリスクが引き起こされることが懸念されている。

このように増大する地球温暖化リスクに対して、2015 年 12 月に開催された第 21 回国連気候変動枠組み条約締約国会議(COP21)では、世界の気温上昇を産業革命前に比べて 2 度未満に抑えることを目標とした、2020 年以降の地球温暖化対策の新たな枠組みとなる「パリ協定」^[2]を採択した。パリ協定は、1997 年の京都議定書^[3]の採択以来、18 年ぶりとなる法的拘束力を持つ国際的な枠組みであり、京都議定書は先進国のみに温室効果ガスの排出削減を義務づけるものだったが、パリ協定は途上国を含むすべての国が温室効果ガスの排出削減に取り組むという画期的なものとなっている。

一方、World Energy Outlook 2015^[4]によれば、世界のエネルギー需要は、「新政

策シナリオ」(2015年中央に発表された世界各国のエネルギー政策や関連計画が全て実施されると想定)において、経済協力開発機構(OECD: Organisation for Economic Co-operation and Development)加盟国では2007年をピークに減少(日本は12%減少)するものの、中国、インド、アフリカ、中東、東南アジア等の非OECD加盟国におけるエネルギー需要は引き続き増加し(Fig. 1.2)、世界全体としては、2040年に2013年と比較して約3割増加(13,559 Mtoe (Mtoe: Million tons of oil equivalent, 石油換算100万トン) → 17,934 Mtoe)すると予測されている。また、「新政策シナリオ」による電源別発電電力量は、再生可能エネルギーが多く多くの国で政策的支援により導入が進展することから、2030年代初めには石炭を抜いて首位電源となり、2040年までに世界の電力のほぼ半分が低炭素電源(再生エネ34%+原子力12%)によって発電されることになる(Fig. 1.3)。しかし、この「新政策シナリオ」が達成されたとしても2100年の気温は約2.7度上昇すると予測されており、COP21で提唱されている2度目標を達成するためには、更なる省エネ技術や再生可能エネルギー電源の導入・検討と同時に、原子力発電の有効活用が必要不可欠な状況である。

原子力発電は、再生可能エネルギーと同様に二酸化炭素を排出しない発電方法であり、高い発電能力と豊富な運転実績を有する。1979年のスリーマイル島原子力発電事故、1986年のチェルノブイリ原子力発電事故によって、原子力発電の安全性に対する不信感や批判が高まったが、地球温暖化防止や原油価格の急騰、エネルギー安全保障への対応策として、2000年代には欧米を中心に「原子カルネサンス」と呼ばれる原子力発電を推進する動きが加速していた。そのような状況の中で、2011年3月11日に東日本大震災に起因する福島第一原子力発電所事故が発生し、事故を受けて一部の国(ドイツやイタリア等)では脱原発に政策を転換したが、例えば、イギリス^[5]のように、地球温暖化のリスクや電力需要の拡大、エネルギー安全保障等を含めた総合的な検討の結果、安全性の確保を大前提として原子力の利用拡大が不可欠と判断している国が大多数であり、前出 World Energy Outlook 2015 の「新政策シナリオ」においては、原子力発電の設備容量は、2013年の392 GWから2040年には614 GWまで拡大する(約150 GWが閉鎖され、約370 GWが新規運転開始。なお、世界の原子力の増加量のうち、中国の増加量が約半分を占める)と予想されている。

今後、原子力発電がエネルギー供給の根幹として再認識され、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、経済性のさらなる向上のための技術開発が必要である。

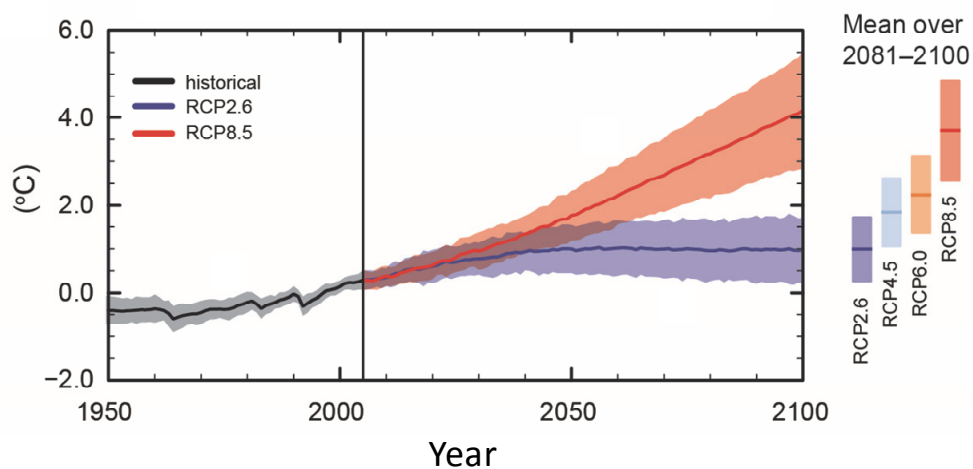
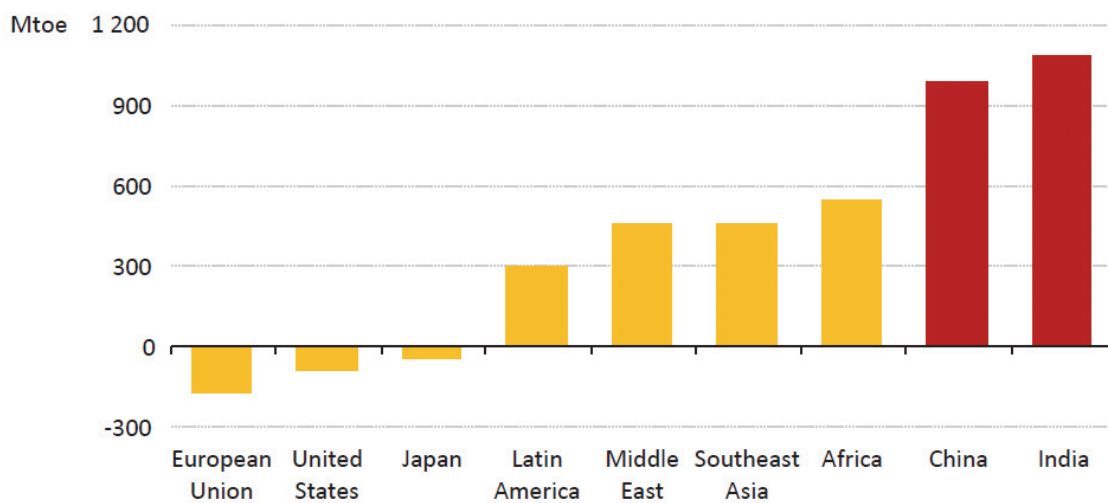


Fig. 1.1 Global average surface temperature change (relative to 1986-2005) ^[1].
(IPCC AR5 WG I Fig. SPM.7 (a))



Mtoe: Million tons of oil equivalent

Fig. 1.2 Change in energy demand in selected regions, 2014-2040 ^[4].

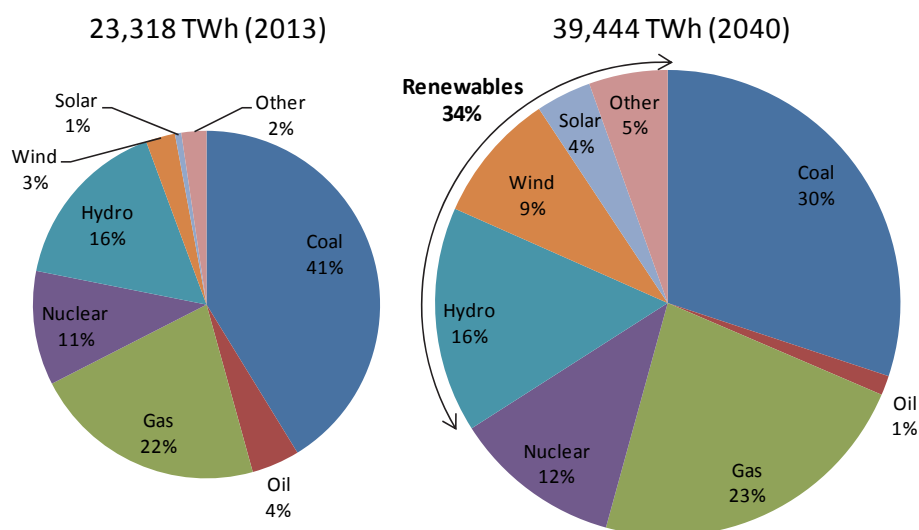


Fig. 1.3 Global power energies (left: 2013 result, right: 2040 forecasting) [4].

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

2015年12月時点において世界で運転中の商用原子炉は442基であり、そのうち82%は、低濃縮ウランを燃料に軽水を冷却材に用いて発電する軽水炉である^[6]。軽水炉は、沸騰水型原子炉（BWR: Boiling Water Reactor）と加圧水型原子炉（PWR: Pressurized Water Reactor）に大別される。Fig. 1.4に、本研究で対象とする沸騰水型原子炉BWRの概略図を示す^[7]。BWRでは、原子炉容器の中で直接蒸気をつくり、この蒸気をタービン発電機に導いて発電する、直接サイクル強制循環方式を標準として採用している。すなわち、炉心では原子炉冷却材が沸騰しているため、原子炉冷却材の循環には再循環ループを設け、再循環ポンプによって炉心内原子炉冷却材の流量を変え原子炉出力を制御している。原子炉容器内で直接蒸気をつくることからPWRで採用している蒸気発生器が不要となって全体構成が単純となり、原子炉容器内圧力が蒸気圧力とほぼ同じなので、原子炉容器が比較的低い圧力で設計できる。一方、タービン発電機へ送られる蒸気に放射性物質が含まれているため、タービン側機器でも放射線遮へい及び点検時除染が必要となる。

改良型沸騰水型原子炉（ABWR: Advanced Boiling Water Reactor）は、従来の

BWRの運転経験に基づく改善と、国内外のBWRメーカー、BWR採用の国内電力会社及び国（当時の通産省）で開発・実証された最先端の技術を結集して、安全性、運転性、経済性の向上などを目指して、1978年から十数年の歳月をかけて開発された、第3世代+（プラス）（米国エネルギー省による原子炉の定義）以降としては2016年10月時点で、世界で唯一稼動実績のある原子炉である。ABWRでは、**Fig. 1.5**に示すように、従来のBWRの原子炉冷却材再循環系にある大口径配管、外部大型ポンプに替え、原子炉圧力容器に直接インターナルポンプを設置し、これにより非常用炉心冷却系の容量をコンパクトにしている。インターナルポンプの採用により、原子炉廻りの配管系統が単純化され、再循環ポンプ配管など大口径配管の破断による冷却材喪失事故（LOCA：Loss of Coolant Accident）が起こる確率が低減したため、安全性が格段に向上するとともに、原子炉建屋の縮小、被ばくの低減などが図られ、また、プラントの運転余裕、制御性も大幅に改善された。その他、改良型制御棒駆動機構（FMCRD：Fine Motion Control Rod Drive mechanism）や鉄筋コンクリート製原子炉格納容器（RCCV：Reinforced Concrete Containment Vessel）等が採用されており、発電能力、信頼性、安全性が向上している^{[8][9]}。

ABWRは、東京電力柏崎刈羽原子力発電所6号機及び7号機で世界初の採用となり、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2016年10月時点では、柏崎刈羽6号機、7号機、志賀2号機及び浜岡5号機に採用されており、島根3号機、大間が建設中である。また、日立GEニュークリア・エナジー株式会社は、2020～30年代にイギリス国内の2サイトに4～6基のABWRを導入するために、イギリスの原子力規制庁（ONR：Office for Nuclear Regulation）による包括的設計審査（GDA：Generic Design Assessment）を2017年末の完了に向けて進めている^[10]。

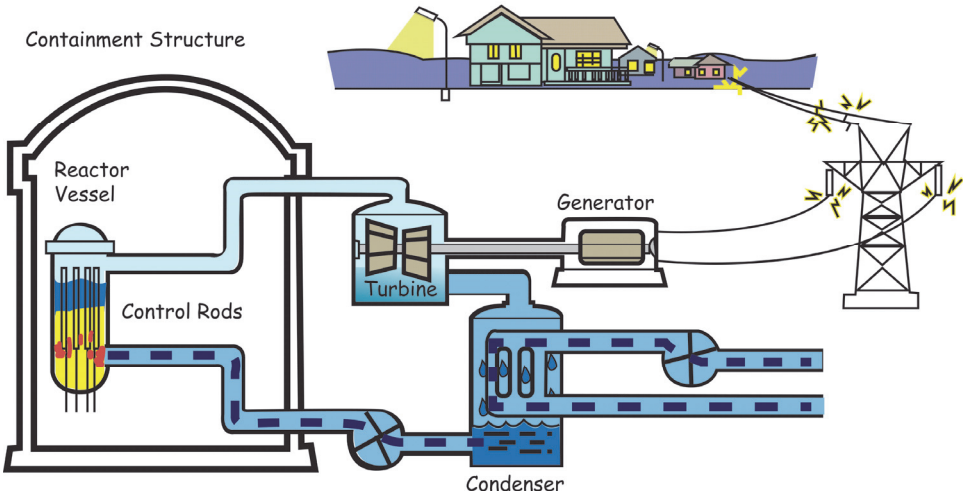


Fig. 1.4 Schematic of boiling water reactor [7].

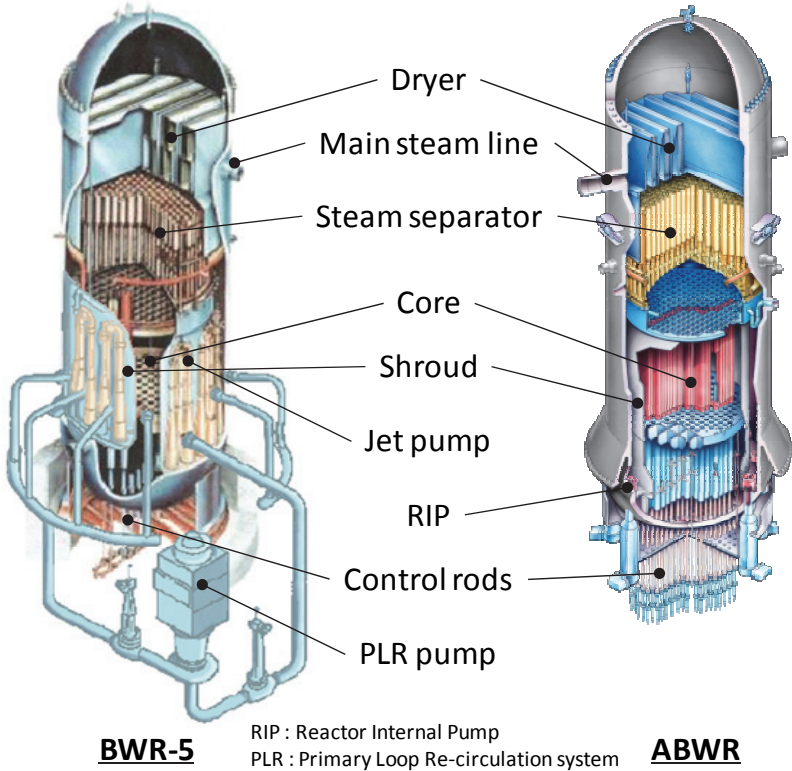


Fig. 1.5 Reactor pressure vessel and core internals of BWRs [8].

1.2.2 気水分離器

ABWRの原子炉圧力容器内に供給された冷却材は、ウランの核分裂反応で生じる熱エネルギーにより加熱されて蒸気を発生する。炉心で発生した蒸気と水との混合流はシュラウドヘッドに取り付けられた気水分離器により蒸気と水に分離され、分離された蒸気は気水分離器上部にある蒸気乾燥器で乾燥蒸気となってタービンへ供給される。タービンで発電に利用された蒸気は、復水器で水に戻されて給水ポンプと給水加熱器で昇温昇圧後、再び炉心に供給される。原子炉内で気水分離された水は、炉心シュラウド外壁と圧力容器の内壁とで形成される環状部（ダウンカマ）を下降し、インターナルポンプにより再度炉心内に送り込まれる。

ABWRで用いられている実機気水分離器^[11]を Fig. 1.6 に、気水分離器の概略を Fig. 1.7 に示す。BWR 気水分離器の開発は米国 GE 社（General Electric Company）により 1950 年代から始まっており^{[12][13]}、ABWR で用いられている気水分離器は第 3 世代の 3 段階分離型で、約 350 体の気水分離器が三角格子状にシュラウドヘッドに設置されている。第 3 世代気水分離器はスタンドパイプ、ディフューザ、スワラー、バレル、気水分離部である 3 段のピックオフリング（POR : Pick-off ring）、排水流路及び流量制限リングにより構成されている。ディフューザ内には、ハブ及び 8 枚の羽根で構成されるスワラーと呼ばれる固定羽根が取り付けられており、スタンドパイプを上昇した蒸気-水二相流にはスワラーにより遠心力が付与される。遠心作用を受けた二相流は、バレル内を旋回しながら上昇するが、その際、バレル内壁面には密度の大きい水が集積し旋回液膜が形成され、バレル中心部には液滴が混在する蒸気が流れていると考えられる。バレル内壁面に形成された旋回液膜は第 1 段ピックオフリングにより分離・排水される。ピックオフリングはバレルよりも直径が小さいため、バレル内壁とピックオフリング外壁には環状の隙間があり、バレル内を上昇する旋回液膜は、その隙間を通過して分離される。分離された旋回液膜はバレルとスカート間の排水流路を下降し、流量制限リング（FRR : Flow Restriction Ring）を経て気水分離器から炉水へと戻される。第 1 段ピックオフリングによる気水分離の際には、バレル内を流動する液膜界面近傍の蒸気も同時に分離・排出される。分離水と共に排出される蒸気の質量流量割合はキャリーアンダーと呼ばれる。キャリーアンダーは再循環系ポンプ内でキャビテーションを発生させる危険性があるため、0.25 %以下の制限値が設けられており、排水流路内に設置されている流量制限リングの形状を実証試験により最適化することで、キャリーアンダーが制限値を満足するようにしている^[13]。また、第 1 段ピックオフリングで分離されなかった液膜と気相内の液滴は、第 2 段、第 3 段ピックオフリング

により分離・排水される。気水分離器から蒸気乾燥器へ送られる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と呼ばれる。キャリーオーバーの増加は蒸気乾燥器の負荷の増加及びそれに伴うタービンブレードの腐食による劣化を招くため10%以下と要求されているが、第3世代気水分離器では3段階で蒸気と水とを分離することでキャリーオーバーを低減させている。

気水分離器改良における主要課題として圧力損失の低減が挙げられる。気水分離器の圧力損失を低減することで、再循環経路の圧力損失が低減されるので再循環ポンプ消費電力の低減が可能となったり、炉心流量の制御幅を拡大することで燃料取替体数を削減し燃料サイクルコストを低減させたりすることが可能となる。また、圧力容器内上部二相流領域の圧力損失低減により、密度波振動を防ぐことが可能と考えられている^{[14][15]}。以上から、気水分離器の圧力損失を低減することは経済性及び安全性向上に寄与する。

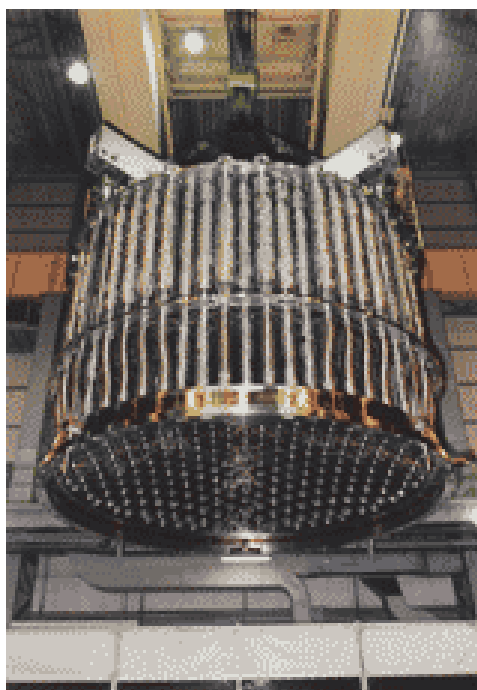


Fig. 1.6 Photo of steam separators installed on shroud head ^[11].

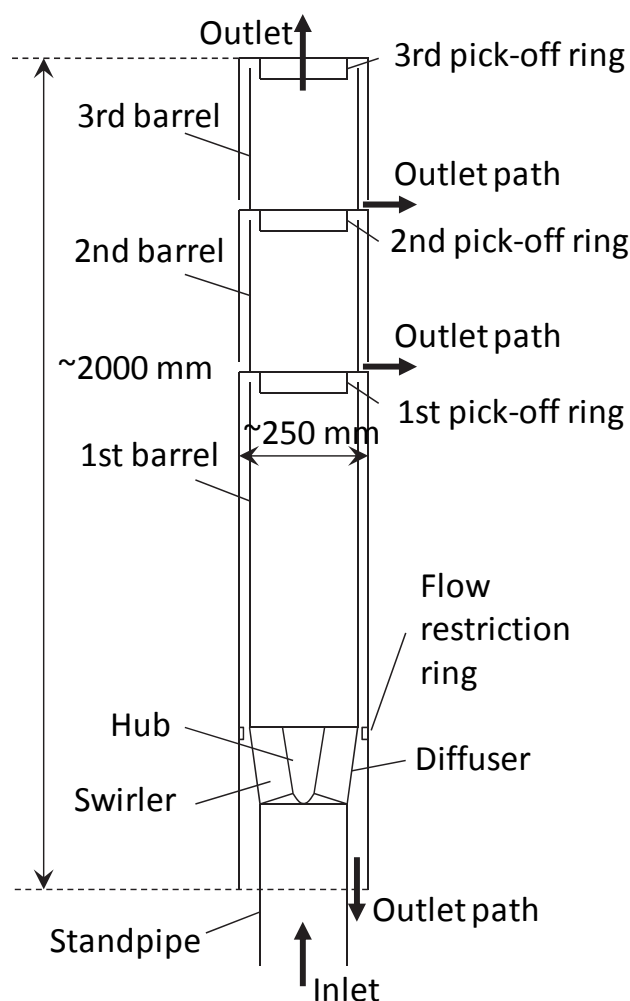


Fig. 1.7 Outline of steam separator for ABWR.

1.3 気水分離器に関する従来研究

気水分離器の性能は、主に気水分離性能であるキャリーオーバー、キャリーアンダー、及び圧力損失で評価される。気水分離器に関する研究の多くは、縮小模擬実験や実規模試験、数値解析を用いて、主に機器の高性能化に向けた主要構成要素に関する検討が行われている。

Jensen ら^[16]は、実機 1/2 スケールの空気-水系模擬実験装置と形状の異なる複数のスワラーを用いて、スワラー形状が圧力損失に及ぼす影響を調べている。その結果、旋回羽根のねじり角度と出口角度の減少により圧力損失を低減できることを確認している。しかし、彼らの研究では圧力損失を低減できるスワラ

一形状の検討が目的であるため、圧力損失以外の測定は行われていない、したがって、内部流動に関する記述は無く、スワラー形状が気水分離性能と旋回二相流動に及ぼす影響も確認されていない。

中尾ら^{[17][18]}は、実機の約 1/2 スケールの空気-水系模擬実験装置を用いて、キャリーオーバー、キャリーアンダー及び圧力損失を計測している。また、汎用熱流体解析プログラム STAR-CD と軸対称 2 次元気液二相流解析コード^[19]を用いた気水分離器内旋回二相流の数値計算を行っている。数値計算は第 1 段ピックオフリングにおける排水率とキャリーアンダーを良好に評価しているが、第 2 段、第 3 段での排水率を過小評価し、結果的にキャリーオーバーを過大評価している。一方、実験結果においては、スワラーの旋回羽根角度及びハブ径を縮小させることによって圧力損失を低減できること、ハブ径縮小は旋回羽根角度縮小よりもキャリーオーバーを抑制できることを明らかにしている。しかしながら、旋回二相流中の液膜や液滴の挙動を把握していないため、ハブ径縮小によるキャリーオーバー抑制の原因は解明されていない。

Ikeda ら^{[20][21]}は、実機 1/2.22 スケールの蒸気-水系模擬実験装置を用いて、圧力損失とピックオフリングによって分離された液相の体積割合を計測している。また、汎用熱流体解析プログラム STAR-CD を用いた三次元数値計算により圧力損失と分離水割合を予測し、実験との比較を行っている。その結果、スワラーにおける圧力損失を約 50 % 低減可能な低圧損スワラーを提案している。しかしながら、気水分離性能に関わる重要な因子である液膜厚さと液滴に関する実験及び計算結果が示されておらず、現行のスワラーと提案したスワラーを用いたときの旋回二相流動の相違は確認されていない。

岩城ら^[22]は、Ikeda らの提案したスワラーを用いた低圧損気水分離器の性能を、気水分離器 3 体を用いた実規模試験においてキャリーオーバー、キャリーアンダー及び圧力損失の測定により検証している。その結果、気水分離性能は従来気水分離器とほぼ同程度であり、全圧力損失を約 25 % 低減できることを確認したとしている。しかしながら、彼女らの試験では、低クオリティ条件におけるキャリーオーバー値が低くなっているなど、米国 GE 社が実施した実機実証試験^[13]の傾向と一致しておらず、また、Ikeda ら同様、気水分離性能に関わる重要な因子である液膜厚さと液滴に関する試験結果が示されていない。

一方、気水分離器内の旋回二相流動特性の把握を目的とした研究も行われている。

若杉ら^[23]は、長い鉛直円管内を上昇する空気-水系旋回二相流の流動様式を判別するとともに、ボイド率及び圧力損失を測定し、断面平均ボイド率の主流方向変化や二相増倍係数を用いた圧力損失の整理を試みているが、測定値のばらつきが大きいと十分整理されていない。

米田ら^{[24][25]}は、実機同等スケールの空気-水系模擬実験装置を用いて、ボイド率、気泡流速、気泡コード長、圧力分布及び液滴分布を計測している。その結果、流れの発達に必要なスタンドパイプ長さは管直径の約 10 倍であること、及びバレル内において液膜が最も厚く安定し、かつ液滴飛散の少ない位置はスワラー出口から 0.5 ~ 1.0 m であると指摘している。しかしながら、可視化による液膜及び液滴の挙動の確認はなされていない。

また、若杉ら及び米田らの研究における実験は、低クオリティ条件で実施されており、BWR の定格運転時に気水分離器内で想定されている環状流には達していない。

Kataoka ら^{[26][27][28]}は、実機気水分離器の第 1 段分離部までを模擬した約 1/5 スケールの実験装置を用いて、幅広いクオリティ条件範囲において旋回二相流動に関する実験を実施し、旋回二相流動特性と気水分離器構成要素の寸法形状が気水分離器の性能及び旋回二相流の流動状態に及ぼす影響を調べている。さらに、界面摩擦係数及び壁面摩擦係数を定数倍した一次元二流体モデルを用いて旋回二相流の圧力損失と液膜厚さを予測している。しかしながら、大気圧・空気-水系縮小実験と実機実証試験の力学的類似性に関する検討がなされておらず、彼らの実験装置で取得した実験データにより実機性能予測を出来るかどうかは不明である。また、実機気水分離器は通常、炉内の水に浸かっており、この水位が気水分離性能に影響を及ぼすことが知られている^[13]が、彼らの第 1 段分離部までを模擬した実験装置では炉内水位の影響は考慮されていない。

以上のように、気水分離器に関する従来の研究において、様々な模擬実験が行われているが、模擬実験と実機実証試験との力学的類似性についての系統的研究はなされていない。また、機器評価指標である気水分離性能と圧力損失からスワラーの改良方法を検討した研究はなされているが、内部流動状態の把握に基づくスワラー形状の改良は行われていない。さらに、気水分離器の内部流動の詳細把握に基づく第 2 段、第 3 段ピックアップリングを含む気水分離器の特性把握に関する研究は見当たらない。したがって、気水分離器の開発及び改良のためには、力学的類似性についての考察を踏まえ、気水分離器内部流動に基づく改良スワラーの検討、及び、第 2 段分離部までを模擬した縮小実験装置による実験データの蓄積が不可欠な状況にあるといえる。

1.4 本研究の目的

本研究では、気水分離器内旋回二相流動の詳細把握に基づき、気水分離器の開発及び改良方法の構築を目的とする。

そのため、1.3 節に纏めた気水分離器に関する従来研究の課題を踏まえ、まず、空気－水系縮小実験と実機実証試験との力学的類似性を評価するために、気相体積流束、気相運動エネルギー、二相混合遠心力といった物理量を選定し、実機条件の模擬方法の妥当性について系統的に検討する。続いて、気水分離器の第 1 段分離部までを模擬した縮小実験装置と形状を変更した数種類のスワラーを用いて、流動状態、液膜厚さ、液相分離率、圧力損失といった内部流動状態の把握に基づき、気水分離器性能に影響が大きいスワラー形状の改良を実験的に検討する。また、第 2 段分離部までを模擬した縮小実験装置を製作し、流動状態、液相分離率、液膜厚さ、キャリアアンダー、圧力損失を測定し、気水分離器の構成要素である流量制限リング及びピックオフリングの形状が気水分離特性に及ぼす影響を検討する。

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、従来研究の課題を整理し、本研究の目的を示した。

第 2 章では、気水分離器の実機実証試験結果を基に、空気－水系縮小実験と実機実証試験との力学的類似性を保つための物理量の選定について考察するとともに、実機気水分離器の 1/2 スケールの空気－水系実験装置を用いて実験データを取得することで、実機条件の模擬方法の妥当性について検討する。

第 3 章では、気水分離器の第 1 段分離部までを模擬した縮小実験装置と形状を変更した数種類のスワラーを用いて、流動状態、液相分離率、液膜厚さ、圧力損失を測定し、気水分離性能の維持と圧力損失低減との両立が可能なスワラー形状を検討する。

第 4 章では、気水分離器の第 2 段分離部までを模擬した縮小実験装置を用いて、流動状態、液相分離率、液膜厚さ、キャリーアンダー、圧力損失を測定し、気水分離器の構成要素である流量制限リング及びピックオフリングの形状が気水分離特性に及ぼす影響を検討する。

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] IPCC Fifth Assessment Report
(<https://www.ipcc.ch/report/ar5/>).
- [2] United Nations Framework Convention on Climate Change, Adoption of the Paris Agreement, FCCC/CP/2015/10/Add.1
(<http://unfccc.int/resource/docs/2015/cop21/eng/10a01.pdf>).
- [3] United Nations, Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change
(<http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpeng.pdf>).
- [4] IEA, World Energy Outlook 2015.
- [5] Department of Energy and Climate Change, Long-term Nuclear Energy Strategy, Ref: BIS/13/630 (2013)
(https://www.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/168047/bis-13-630-long-term-nuclear-energy-strategy.pdf).
- [6] World Nuclear Association, World Nuclear Performance Report 2016
(<http://world-nuclear.org/getmedia/b9d08b97-53f9-4450-92ff-945ced6d5471/world-nuclear-performance-report-2016.pdf.aspx>).
- [7] US. NRC, The Boiling Water Reactor (BWR)
(<http://www.nrc.gov/reading-rm/basic-ref/students/animated-bwr.html>).
- [8] Hitachi-GE Nuclear Energy, Ltd., UK ABWR Generic Design Assessment, Genesis of ABWR design, (GA91-9901-0034-00001 Rev.A).
- [9] 財団法人原子力安全研究協会, 軽水炉発電所のあらまし (改訂第 3 版) (2008).
- [10] Office for Nuclear Regulation, Assessment of reactors, UK Advanced Boiling Water Reactor (UK ABWR),
(<http://www.onr.org.uk/new-reactors/uk-abwr/index.htm>)
- [11] 日立原子力情報, 炉内構造物
(<http://www.hitachi-hgne.co.jp/nuclear/product/abwr/reactor/structure/index.html>)
- [12] Moen, R. H., Kudirka, A. A., Fitzsimmons, G. W. and Burly, E. L., Advances in Boiling Water Reactor Steam Separation Systems, ASME, No. 69-WA/NE-5 (1969).
- [13] Wolf, S., and Moen, R. H., Advances in Steam-Water Separators for Boiling Water Reactors, ASME, No. 73-WA/PWR-4 (1973).
- [14] Aritomi, M., Chiang, J. H. and Mori, M., 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, 170-182 (1992).
- [15] Chiang, J. H., Aritomi, M. and Mori, M., Fundamental Study on Thermo-Hydraulics during Start-up in Natural Circulation Boiling Water Reactors, (ii) Natural Circulation Oscillation Induced by Hydrostatics head fluctuation, *J. Nucl. Sci. Technol*, Vol. 30, 203-211 (1993).
- [16] Jensen, D. W., Carter, T. F., Fitzsimmons, G. W. and Peterson, P. F., BWR Steam Separator Swirler Optimization, 4th International Conference on Nuclear Engineering, ICONE-4, Vol. 2, 517-525 (1996).
- [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用セパレータの圧力損失低減(1) (気水分離特性予測手法の検討), *混相流*, Vol. 15(4), 382-389 (2001).
- [18] 中尾俊次, 村瀬道雄, 石田直行, 河村勉, 西田浩二, 守屋公三明, BWR用セパレータの圧力損失低減(2) (圧力損失低減方法の検討), *混相流*, Vol. 15(4), 390-398 (2001).
- [19] 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, 133-135 (1994).
- [20] Ikeda, H., Shimizu, T., Narabayashi, T., Kondo, T., Nishida, K. and Fukuda, T., Improvement of BWR Steam Separator with Three-Dimensional Gas-Liquid Two-phase Flow Simulation Method, 11th International Conference on Nuclear Engineering, ICONE-11, Paper No. 36486 (2003).
- [21] 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(2), 109-117 (2010).
- [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(2), 118-124 (2010).
- [23] 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, *日本機械学会論文集, Series B*, Vol. 60(578), 123-129 (1994).
- [24] 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, Series B*, Vol. 70(690), 363-370 (2004).

-
- [25] 米田公俊, 気水分離器のスタンドパイプ長さに関する検討, 日本機械学会 2005 年度年次大会講演論文集(3), 191-192 (2005).
- [26] Kataoka, H., Tomiyama, A., Hosokawa, S., Sou, A. and Chaki, M., Two-Phase Swirling Flow in a Gas-Liquid Separator, *J. Power and Energy Syst.*, Vol. 2(4), 1120–1131 (2008).
- [27] Kataoka, H., Shinkai, Y., Hosokawa, S. and Tomiyama, A., Swirling Annular Flow in a Steam Separator, *J. Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 131, 032904 (2009).
- [28] Kataoka, H., Shinkai, Y. and Tomiyama, A., Pressure Drop in Two-Phase Swirling Flow in a Steam Separator, *J. Power and Energy Syst.*, Vol. 3(2), 382–392 (2009).

第2章

空気－水系縮小実験と実機実証試験に基づく 力学的類似性に関する考察

2.1 緒言

気液二相流の模擬実験においては、注目する現象を支配する物理量を適切に選定することが重要であり、気水分離器の性能を評価する模擬実験においても、各種スケールリングが用いられてきた。Ikeda ら^{[1][2]}は、スワラーを含む第1段分離部までの模擬した 1/2.22 スケールの実験装置に供給する気液二相流の体積流量を実機実証試験と一致させ、圧力損失とピックオフリングによって分離される液相の割合を測定している。Jensen ら^[3]は、スワラーを含む第1段分離部までを模擬した、空気－水系における 1/2 スケールの実験装置を用いて、実機実証試験とのスケールリングについては考慮せず、気相が液相を持ち上げるのに十分な運動エネルギーとなる実験条件において圧力損失を測定している。中尾ら^{[4][5]}は、気水分離器全体を模擬した、空気－水系における 1/2 スケールの実験装置を用いて、気水混合の遠心力とクオリティ（気相の質量流量と全質量流量の比）を実機実証試験と一致させ、キャリーオーバー（気水分離器の上部空間に排出される気相中に含まれる液相の質量流量割合）、キャリーアンダー（気水分離器からダウンコマ部へ排出される液相に含まれる気相の質量流量割合）及び圧力損失を測定している。このように、過去の模擬実験における実験条件のスケールリングは実験毎に様々であり、模擬実験と実機実証試験との力学的類似性についての、系統的研究はなされていない。

そこで、本章では、気水分離器の実機実証試験結果^[6]を基に、空気－水系縮小実験と実機実証試験との力学的類似性に対する物理量の選定について改めて考察し、実機気水分離器の 1/2 スケールの空気－水系実験装置を用いて実験データを取得することで、実機条件の模擬方法の妥当性について検討する。

2.2 気水分離器全体を模擬した試験装置

2.2.1 実圧・蒸気-水系実証試験装置

Fig. 2.1 に、Wolf ら^[6]による現行の気水分離器 1 体を模擬した、沸騰水型原子炉 (BWR: Boiling Water Reactor) の通常運転圧力 (約 7 MPa) における蒸気-水系実証試験の試験装置概略図を示す。改良型沸騰水型原子炉 (ABWR: Advanced BWR) では約 350 体の気水分離器がシュラウドヘッドに三角格子状に林立しているが、実証試験は気水分離器 1 体のみ、又は 3 体のみ^[7]を用いた試験であり、Fig. 2.1 に示した試験装置では、実機における気水分離器 1 体分の外部空間を模擬するため、気水分離器を囲むように、水平断面が六角形状の隔壁が設置されている。この六角隔壁の対辺の距離が気水分離器間ピッチに相当している。六角隔壁上部は開放されており、六角隔壁上端の高さは気水分離器上端と同じである。気水分離器上部にはタンクが設置され、六角隔壁内から流出した水の流量が計測されている。試験では、気水分離器内部を含む六角隔壁内から流出した水 (液滴) のうち重力によりタンク内で落下した水の流量は、ドレンラインに設けたオリフィスを用いて測定されている。一方、蒸気とともに圧力容器外に排出される液滴の流量は、試験体に供給する水に NaCl を混ぜて濃度を管理していることから、液滴を含む蒸気の電気伝導度を計測することで評価されている。また、気水分離器から排出される水に含まれる蒸気については、排水を圧力容器内に設けたキャリーアンダー計測用の下降管まで導き、事前に取得している校正データ (下降管におけるボイドークオリティ相関式に相当) を元にキャリーアンダー量は評価されている。なお、気水分離器外壁と六角隔壁によって形成される隙間部の水位を調整し、この外部水位が気水分離性能に及ぼす影響についても評価されている。

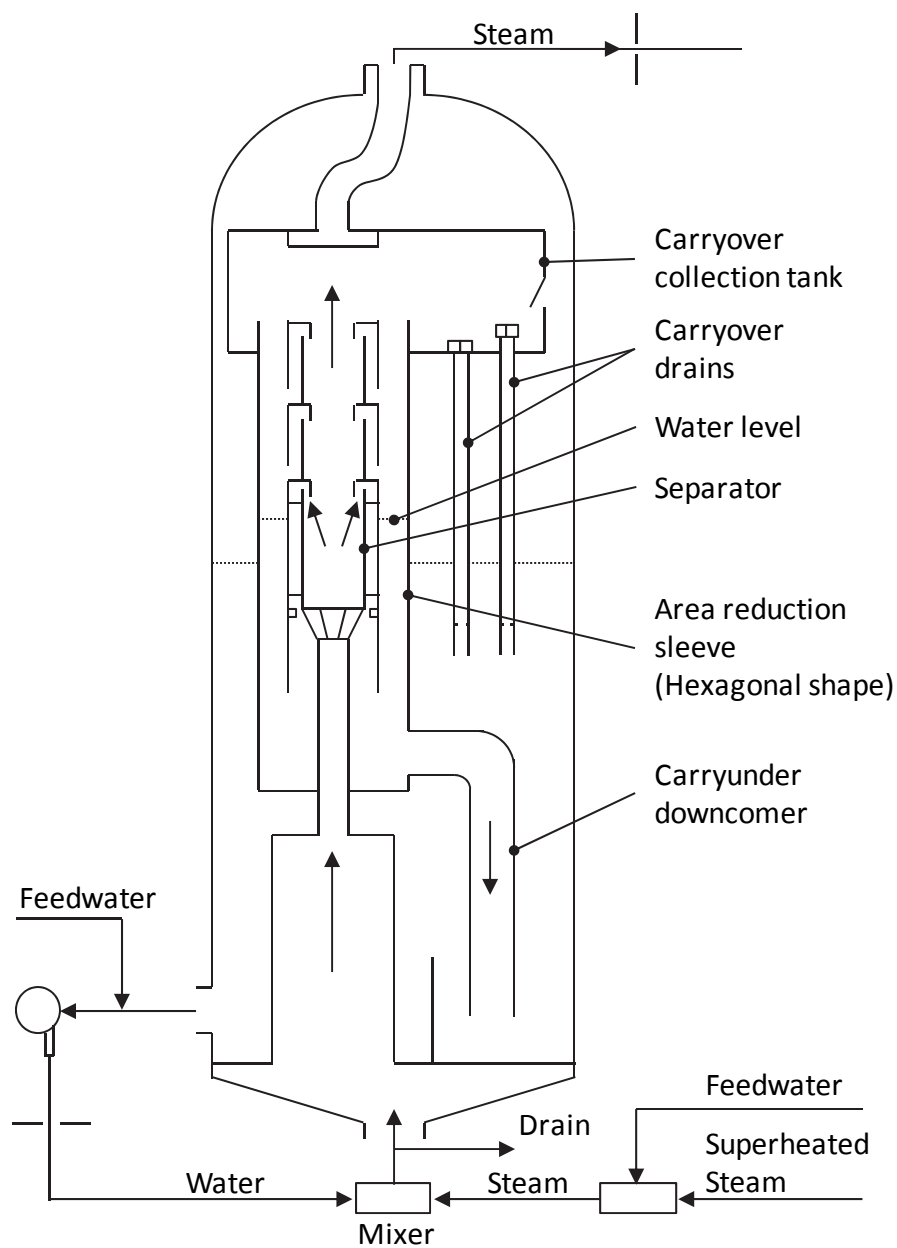


Fig. 2.1 Schematic representation of steam-water test facility [6].

2.2.2 大気圧・空気-水系縮小実験装置

Fig. 2.2 に、過去に実施された空気-水系基礎実験装置^{[4][5]}、及び、実圧・蒸気-水系実証試験装置を参照し、本研究において設計・製作した空気-水系実験装置を示す。試験体は縮尺 1/2 の透明アクリル製であり、主要部品であるスワラーや各段のピックオフリング径を変更できるように、各段をフランジで接続

している。また、水位調整管（兼、第1段排水管）を上下して水位を変更できるようにしている。実圧・蒸気-水系実証試験装置において気水分離器1体分の空間を模擬するために設けられている六角隔壁は空気-水系実験装置では製作せず、円筒を設けて気水分離器外部空間に水位形成を可能にし、また、キャリアアンダー計測用の気泡分離槽が入るように設計した。

Fig. 2.3 に空気-水混合器を示す。空気-水混合器では、水循環ポンプ及び空気圧縮機からそれぞれ水と空気が注入・混合され気液二相流が作られる。水と空気の混合は流速の大きい空気の上昇流が、流速の小さい水を界面摩擦力によって引っ張り上げることにより進む。したがって、混合には空気の十分な運動エネルギー $\rho_a J_a^2$ が必要である。ここで、 ρ_a は空気の密度、 J_a は混合器に流入する直前の空気の体積流束である。Hewitt-Roberts 線図 (**Fig. 2.4**)^[8]によれば、気相の運動エネルギー $\rho_G J_G^2$ が200~300 kg/m²以上のときに気相が液相を引っ張り上げ、環状流やウィスピーアニュラ流になるされており、ここでは、 $\rho_a J_a^2 > 300$ kg/m²を設計条件とした。全ての空気流入条件において $\rho_a J_a^2 > 300$ kg/m²を満足するように、空気圧縮機から供給される空気を、径の異なる6つのノズルから混合器へ供給する設計とし、空気流量が小さい場合にも混合器に流入する直前の空気の体積流束 J_a が大きくなるようにしている。なお、空気注入管は、装置停止時に水が混合器から空気配管に流れ落ち浸入することを防ぐため水注入管よりも上方に取り付けた。

実験では、空気-水混合器からスタンドパイプに水と空気の混合流を供給し、気水分離器で空気と水に分離させ、第1段排水管から排出される第1段分離水の体積流量 $Q_{Ls,1}$ 、第2段及び第3段分離部での合計分離水の体積流量 $Q_{Ls,2+Ls,3}$ 、気水分離器を通過してドライヤで捕集・ドレンされた未分離水（液滴）の体積流量 Q_{Lus} 、及び、気水分離器本体の圧力損失 ΔP を測定した。第1段での分離水及び第2、第3段での合計分離水の体積流量は条件によって大きく異なるため、各々電磁流量計2台を用いて広範囲の流量レンジに対応可能な測定系とした。なお、各電磁流量計に対して、入口から水のみを実験装置に供給し、該当流量計箇所からのみ水が流出するように設定して実施した校正試験により補正係数を算出した。**Fig. 2.5**に試験体に供給した水の体積流量 Q_{Lin} と、試験体通過後の分離水及び未分離水の合計（ $Q_{Ls,1} + Q_{Ls,2+Ls,3} + Q_{Lus}$ ）とを比較した結果を示す。試験体に供給した水の測定値と、試験体から流出した水の測定値の合計値とは $\pm 3.7\%$ 以内の差で一致した。

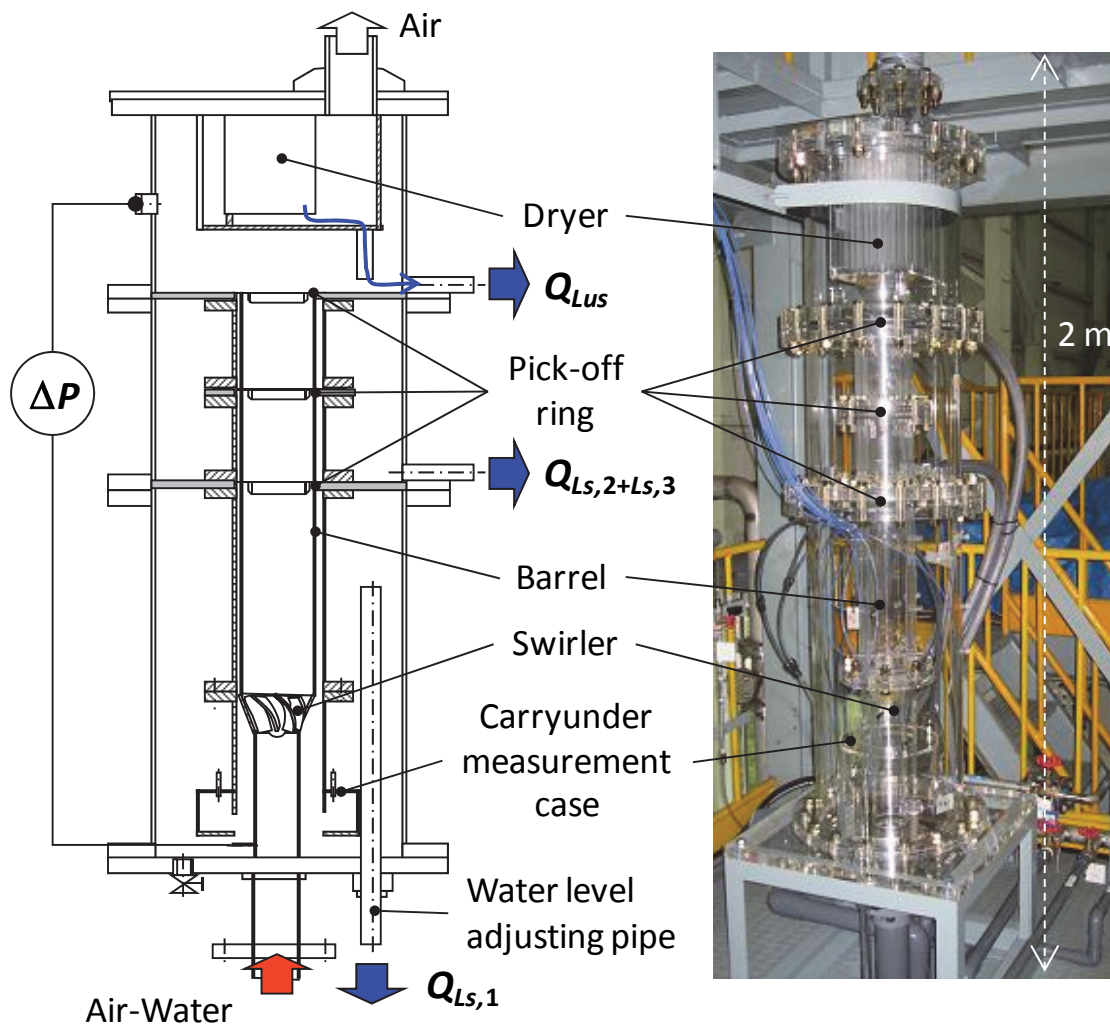


Fig. 2.2 1/2 scale air-water test apparatus.

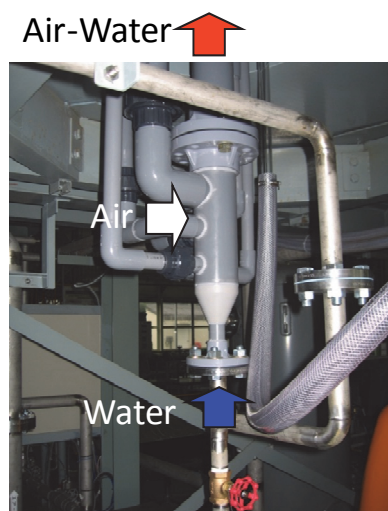


Fig. 2.3 Air-water mixing part.

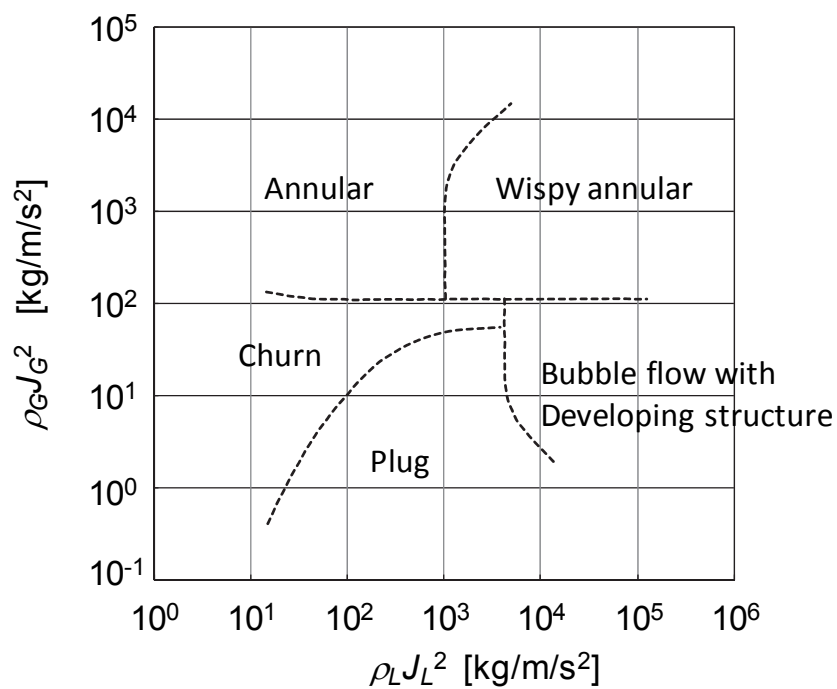


Fig. 2.4 Hewitt-Roberts's flow pattern map. [8]

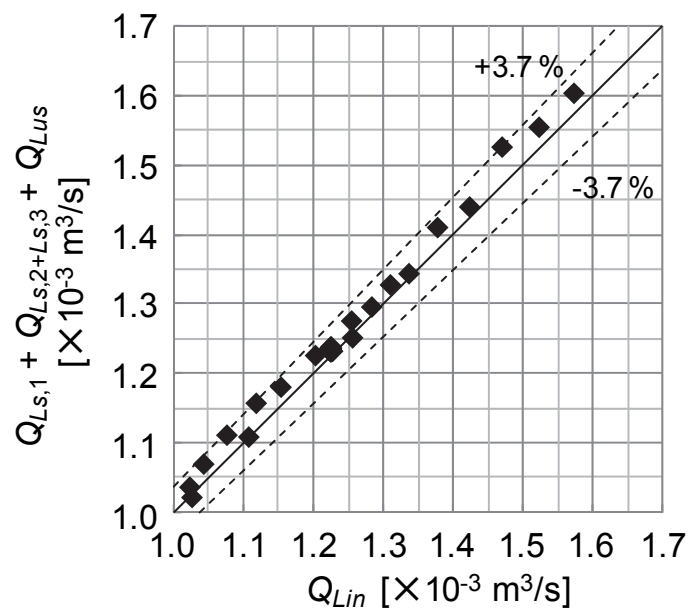


Fig. 2.5 Comparison between supplied and discharged water flow rates.

2.3 実機条件の模擬方法

2.3.1 圧力損失特性

実機実証試験における気水分離器の圧力損失特性の評価式 ΔP は、(2.1)(2.2)式のように表わされることが確認されている^[6]。

$$\Delta P = \rho_m g \Delta H \quad (2.1)$$

$$\Delta H = C_1 Q_T^2 + C_2 \quad (2.2)$$

ここで、 ρ_m は均質流を仮定したときの二相混合密度、 g は重力加速度、 ΔH は水頭損失、 Q_T は全体積流量、 C_1 は気水分離器の寸法及び形状に依存する係数、 C_2 は静水頭を表わす係数である。さらに、 Q_T 及び ρ_m をクオリティ x を用いて表すと、各々(2.3)(2.4)式のようになる。

$$Q_T = \frac{W_G}{\rho_G} + \frac{W_L}{\rho_L} = W_T \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) \quad (2.3)$$

$$\rho_m = \frac{W_T}{Q_T} = \frac{1}{\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L}} \quad (2.4)$$

ここで、 ρ_G 、 ρ_L は気液各々の密度、 W_T は全質量流量、 W_G 、 W_L は気液各々の質量流量であり、クオリティは $x = W_G/W_T$ で表される。(2.2)(2.3)(2.4)式を(2.1)式に代入すると、気水分離器の圧力損失特性の評価式は(2.5)式のようになり、全質量流量 W_T が一定の場合、クオリティ x に依存することがわかる。

$$\Delta P = \frac{1}{\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L}} g \left\{ C_1 W_T^2 \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right)^2 + C_2 \right\} \quad (2.5)$$

なお、二相混合密度 ρ_m を評価する(2.4)式は、気液二相流を均質流と仮定した評価式であるが、高圧流動条件や流速の大きい条件に対しては比較的良い近似を与えることが知られている。その場合、(2.5)式から空気-水系実験条件での圧力損失を実機条件と類似にするためには、クオリティ x を一致させればよいことがわかる。また、(2.5)式の静水頭を表わす係数 C_2 が寸法及び形状による圧力損失を表わす係数 C_1 より十分に小さい場合には、圧力、全質量流量及びクオリティが同一の条件における二つの試験体 A, B 間の圧力損失の比は、(2.6)式で表わされる。

$$\frac{\Delta P_A}{\Delta P_B} = \frac{C_{1A}}{C_{1B}} \quad (2.6)$$

係数 C_1 は寸法及び形状にのみ依存することが確認されている^[6]ので、(2.6)式より実機条件における試験体 A, B 間の圧力損失の比と、空気-水系実験における試験体 A, B 間の圧力損失の比は等しくなる。このことから、空気-水系実験にて気水分離器の改良構造が圧力損失へ及ぼす効果を定量的に比較することが可能である。

2.3.2 キャリーオーバー特性

Fig. 2.6 に、気水分離器の実機実証試験から得られた、気液二相流の気水分離器入口クオリティに対するキャリーオーバー特性^[6]を示す。**Fig. 2.6** より、キャリーオーバー特性は気液二相流の入口クオリティに依存していることがわかる。ABWR の定格クオリティ (約 15%) 近傍においては、キャリーオーバーは 3% 以下であることから、良好な気水分離性能を有していることが確認できる。しかしながら、入口クオリティが 8% と小さい (蒸気流量が少ない) と、気液二相流の旋回力が弱いため、気水の分離が十分に行われず、キャリーオーバー性能が悪化している。また、入口クオリティが 15% より大きい領域においては、クオリティの増加に伴いキャリーオーバーも増加している。これは、気水分離器内部領域からのキャリーオーバーが増加しているわけではなく、気水分離器の外部空間における蒸気の上昇速度が増加することにより、外部空間で水位よりも上に存在する液滴が蒸気に随伴されて上部空間へキャリーオーバーされる量が増加することで、トータルのキャリーオーバーが増加するためである^[6]。

また、**Fig. 2.7** に、実機実証試験から得られた、スワロー下端を基準とした気水分離器外部水位高さ L に対する気水分離器のキャリーオーバー特性^[6]を示す。

ABWR の定格クオリティ条件では、水位 1.5 m 以外では、外部水位 L がキャリーオーバーへ及ぼす影響はほとんど見られない。水位が 1.5 m の場合は、第3段排水流路の出口高さよりも水位が高いため、第2、第3段排水流路からの排水も阻害され、キャリーオーバー性能が極端に悪化していると考えられる。

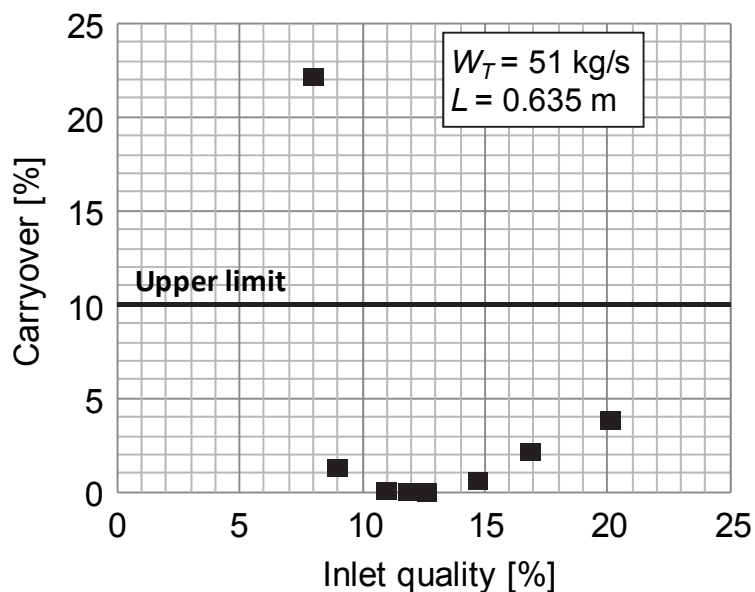


Fig. 2.6 Carryover performance as a function of inlet quality ^[6].

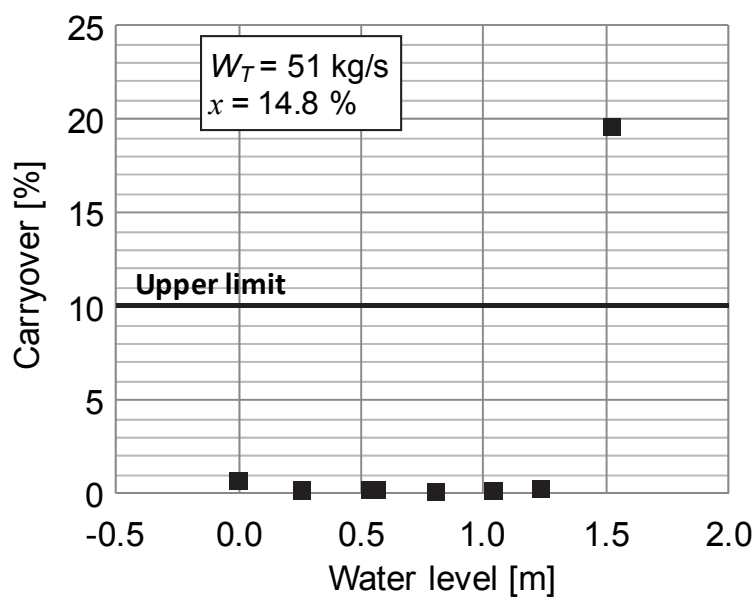


Fig. 2.7 Carryover performance as a function of water level ^[6].

Fig. 2.6 及び 2.7 に示したキャリーオーバー特性は実機実証試験における測定結果であり，気体と液体の密度差を利用し，旋回力を用いて気水を分離する気水分離器の実験において，空気－水系実験と実機実証試験との間に力学的類似性を持たせるためには，気水分離のメカニズムを特徴づける指標を合せる必要がある．本研究では，(1) 気相流量を特徴づける気相の体積流束，(2) 気水混合を特徴づける気相の運動エネルギー，及び，(3) 気水分離に影響を及ぼすと考えられる気水混合体の遠心力と，2.3.1 項の圧力損失特性において検討したクオリティを，各々実機条件と一致させた空気－水系における実験条件で実験を実施し，キャリーオーバー特性の実機模擬性を検討した．なお，空気－水系実験における気水分離器外部水位高さは，全ての実験条件において，実機の通常運転時水位 (0.635 m) 相当位置とした．

以下の検討において， J_a 及び J_w は空気－水系実験の空気と水の体積流束， J_s 及び J_f は実機試験の蒸気と熱水の体積流束， ρ_a 及び ρ_w は空気－水系実験の空気と水の密度， ρ_s 及び ρ_f は実機試験の蒸気と熱水の密度を表す．また，気水分離器 1 体当たりの流量は，ABWR の定格流量相当である 41.5 kg/s とし，定格クオリティ 15% 付近を中心にクオリティをパラメータにして実験条件を算出した．

(1) 気相の体積流束とクオリティ

$$J_a = J_s \quad (2.7)$$

$$x = \frac{\rho_a J_a}{\rho_a J_a + \rho_w J_w} = \frac{\rho_s J_s}{\rho_s J_s + \rho_f J_f} \quad (2.8)$$

(2.7)(2.8)式より実機条件から実験条件への変換は，(2.9)式のようになる．

$$J_a = J_s, \quad J_w = J_a \frac{\rho_a}{\rho_w} \left(\frac{1}{x} - 1 \right) \quad (2.9)$$

(2.9)式より ABWR の定格条件 ($x = 15\%$, $J_s = 8.0$ m/s, $J_f = 2.3$ m/s) に相当する空気及び水の体積流束は各々 $J_a = 8.0$ m/s, $J_w = 0.054$ m/s となる．そこで，気相の体積流束とクオリティを一致させる空気－水系実験 (**Scaling Type 1**) を， $J_a = 3.0 - 15.6$ m/s, $J_w = 0.046 - 0.061$ m/s の流量範囲で実施した．Fig. 2.8 にキャリーオーバーの測定結果を示す．実機実証試験と比較すると，キャリーオーバーの絶対値，及び，ABWR の定格クオリティ付近のキャリーオーバーの傾向を **Scaling**

Type 1 では模擬できていない。気相の体積流束とクオリティを一致させた **Scaling Type 1** では、水と空気の合計流量である全質量流量が小さいために、ABWR の定格クオリティ条件よりもクオリティが大きい領域において、クオリティの増加に伴いキャリーオーバーが減少していると考えられる。一方、ABWR の定格クオリティ条件よりもクオリティが小さい領域では液相の割合が大きいにもかかわらずキャリーオーバーが小さくなっているが、これは、空気流量が少ないため、水を持ち上げることができず、キャリーオーバーとして気水分離器の上部空間へ排出される水の量が少なくなるためであると考えられる。

以上のように、気相流量を特徴づける気相の体積流束のみを実機条件と一致させても、本実験条件範囲においては、力学的類似性が成立しないと判断できる。

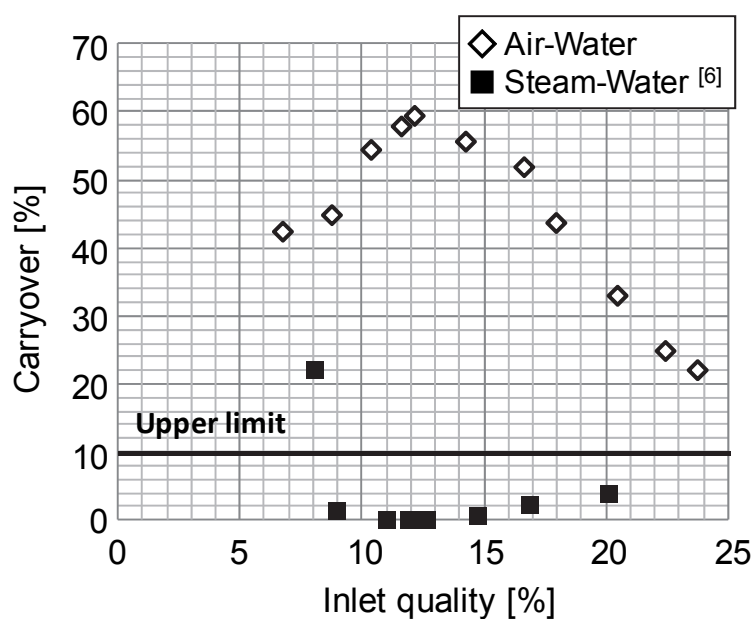


Fig. 2.8 Carryover to inlet quality of Scaling Type 1.

(2) 気相の運動エネルギーとクオリティ

$$\rho_a J_a^2 = \rho_s J_s^2 \quad (2.10)$$

$$x = \frac{\rho_a J_a}{\rho_a J_a + \rho_w J_w} = \frac{\rho_s J_s}{\rho_s J_s + \rho_f J_f} \quad (2.8)$$

(2.10)(2.8)式より実機条件から実験条件への変換は、(2.11)式のようになる。

$$J_a = J_s \sqrt{\frac{\rho_s}{\rho_a}}, \quad J_w = J_a \frac{\rho_a}{\rho_w} \left(\frac{1}{x} - 1 \right) \quad (2.11)$$

(2.11)式より ABWR の定格条件 ($x = 15\%$, $J_s = 8.0$ m/s, $J_f = 2.3$ m/s) に相当する空気及び水の体積流束は各々 $J_a = 45$ m/s, $J_w = 0.30$ m/s となる。そこで、気相の運動エネルギーとクオリティを一致させる空気-水系実験 (**Scaling Type 2**) を、 $J_a = 34 - 55$ m/s, $J_w = 0.30 - 0.32$ m/s の流量範囲で実施した。Fig. 2.9 にキャリーオーバー、Fig. 2.10 に第1段排水率の測定結果を示す。気相の運動エネルギーとクオリティを一致させる場合、空気流量と水流量が大きくなるため、空気圧縮機及び水循環ポンプの制約から取得データ数が少なく、キャリーオーバー特性の傾向が判断しにくい、キャリーオーバーは実機実証試験と比較的良く一致している。一方、ABWR の定格クオリティ条件付近の第1段排水率は80%未満であるが、実圧・蒸気-水系試験結果を比較的良好に再現するとされる池田ら^[2]の実圧・蒸気-水系縮小実験や中尾ら^[4]の数値解析による第1段排水率は85%程度であり、**Scaling Type 2** による第1段排水率は実機実証試験よりも小さい可能性がある。第1段排水率が小さいにもかかわらずトータルのキャリーオーバーが一致するという事は、第2段及び第3段分離部での排水率が実機条件よりも大きくなっていると想定される。したがって、気水分離器内における第1段、第2段、第3段各々で気水分離されるプロセスが、**Scaling Type 2** と実機実証試験とで異なっている可能性があるかと判断できる。

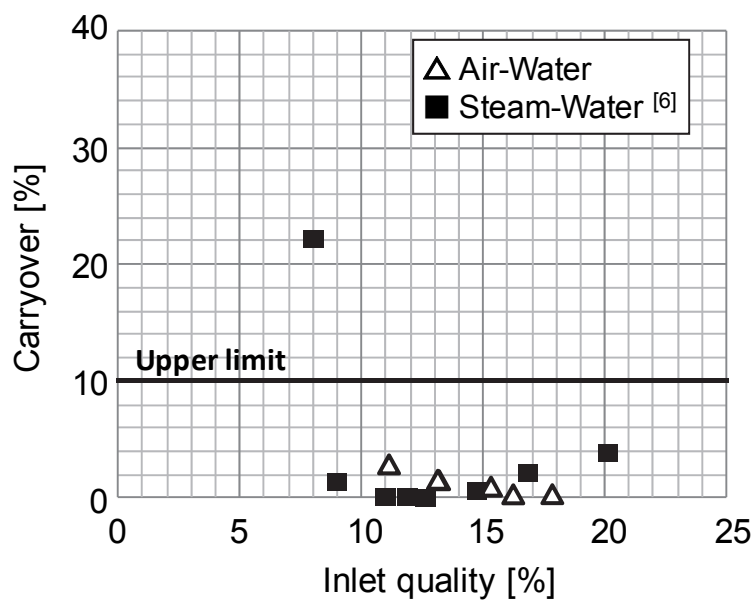


Fig. 2.9 Carryover to inlet quality of Scaling Type 2.

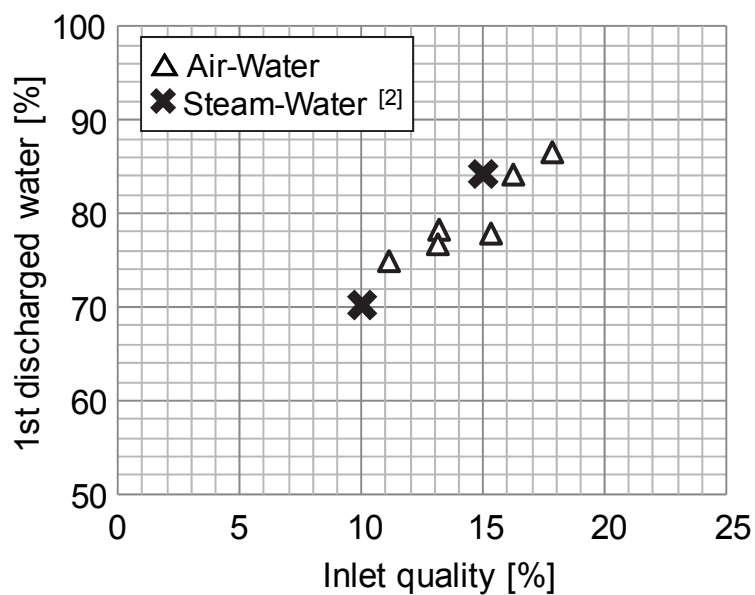


Fig. 2.10 Discharged water at 1st stage to inlet quality of Scaling Type 2.

(3) 気水混合体の遠心力とクオリティ

$$\rho_{ma} \frac{(J_a + J_w)^2 \tan^2 \theta_a}{R_a} = \rho_{ms} \frac{(J_s + J_f)^2 \tan^2 \theta_s}{R_s} \quad (2.12)$$

$$x = \frac{\rho_a J_a}{\rho_a J_a + \rho_w J_w} = \frac{\rho_s J_s}{\rho_s J_s + \rho_f J_f} \quad (2.8)$$

ここで、 ρ_{ma} は空気－水系実験の二相平均密度、 ρ_{ms} は実機実証試験の二相平均密度であり、均質流を仮定すると(2.4)式で表される。また、 θ_a は空気－水系実験におけるスワラー羽根の出口角度、 θ_s は実機実証試験におけるスワラー羽根の出口角度、 R_a は空気－水系実験におけるバレル半径、 R_s は実機実証試験におけるバレル半径である。

同一スワラー・同一出口角度 θ ($\theta_a = \theta_s$) に対して、(2.12)(2.8)及び(2.4)式より実機条件から実験条件への変換は、(2.13)式のようになる。

$$J_a = \frac{B(J_s + J_f)}{A\{B + (J_f/J_s)\}}, \quad J_w = \frac{(J_s + J_f) \cdot (J_f/J_s)}{A\{B + (J_f/J_s)\}} \quad (2.13)$$

ここで、

$$A = \sqrt{\frac{R_s \cdot \rho_a \cdot x + (1-x) \cdot (\rho_s/\rho_f)}{R_a \cdot \rho_s \cdot x + (1-x) \cdot (\rho_a/\rho_w)}}, \quad B = \frac{\rho_s \cdot \rho_w}{\rho_f \cdot \rho_a} \quad (2.14)$$

である。

(2.13)(2.14)式より ABWR の定格条件 ($x = 15\%$, $J_s = 8.0$ m/s, $J_f = 2.3$ m/s) に相当する空気及び水の体積流束は各々 $J_a = 36$ m/s, $J_w = 0.24$ m/s となる。そこで、気水混合体の遠心力とクオリティを一致させる空気－水系実験 (**Scaling Type 3**) を、 $J_a = 19 - 49$ m/s, $J_w = 0.21 - 0.31$ m/s の流量範囲で実施した。Fig. 2.11 にキャリーオーバー、Fig. 2.12 に第 1 段排水率の測定結果を示す。ABWR の定格クオリティ条件付近において、キャリーオーバー及び第 1 段排水率共に実機実証試験を良好に模擬しており、気水分離器内における気水分離プロセスが 2 つの試験間で類似であると判断できる。また、低クオリティ領域において、クオリテ

ィが増加するにつれて第1段排水率が増加し、結果としてキャリーオーバーが小さくなるという実機実証試験の傾向を模擬している。

Fig. 2.13 に気水分離器本体の圧力損失測定結果を示す。気水分離器本体の圧力損失 ΔP はクオリティ x に対してほぼ比例している。また、気水分離器本体の圧力損失を水頭損失 $\Delta H = \Delta P / \rho_m g$ の形で表すと、水頭損失 ΔH はクオリティ x の二次式となり、圧力損失特性は実機実証試験結果である(2.1)-(2.5)式と同様の傾向となっていることがわかる。

以上より、気水混合の遠心力とクオリティを一致させた場合、広範囲のクオリティ条件においてキャリーオーバーの傾向を模擬できることを確認した。

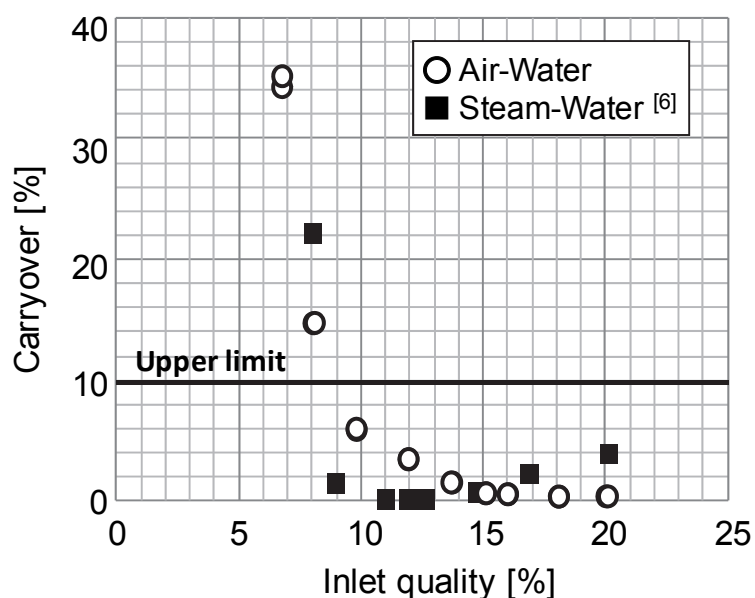


Fig. 2.11 Carryover to inlet quality of Scaling Type 3.

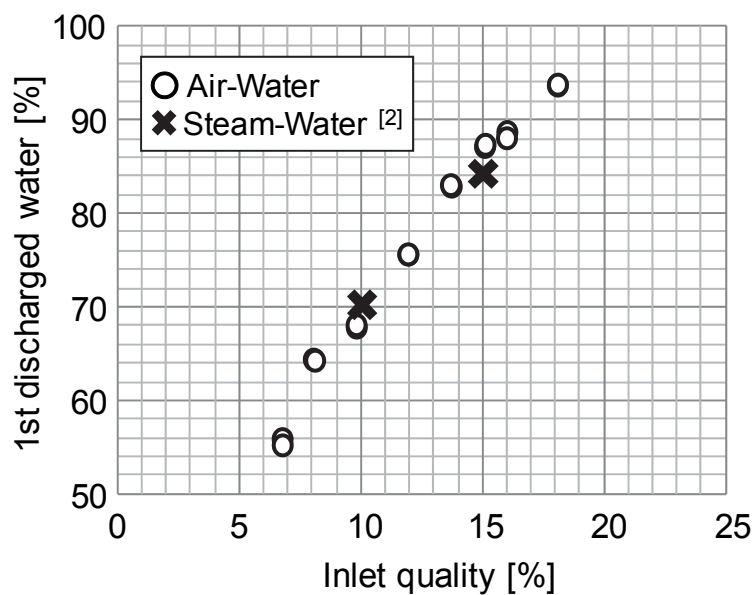


Fig. 2.12 Discharged water at 1st stage to inlet quality of Scaling Type 3.

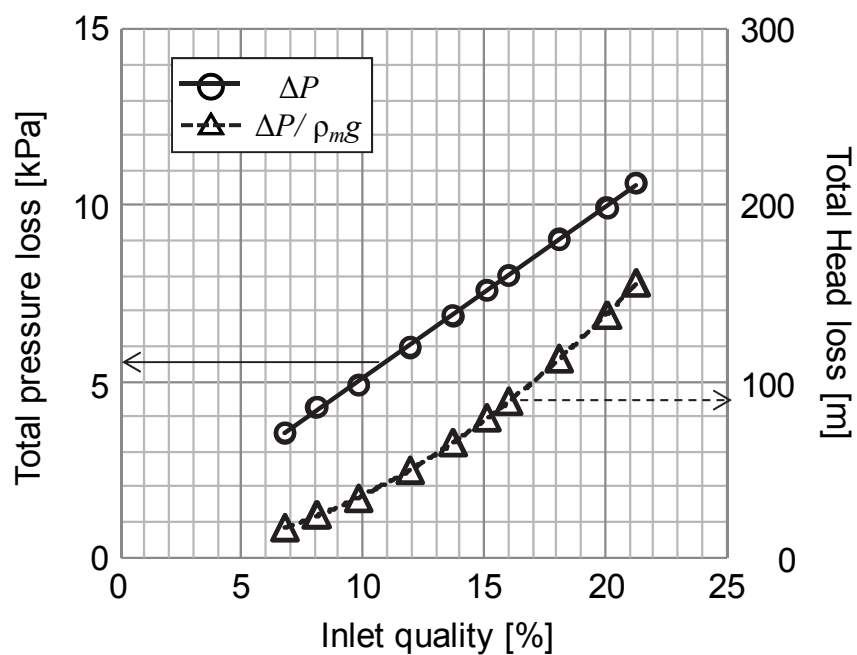


Fig. 2.13 Total pressure loss and head loss performance of Scaling Type 3.

2.4 結言

本章では、気水分離器の実機実証試験結果を基に、空気-水系縮小実験と実機実証試験との力学的類似性を保つための物理量の選定について考察するとともに、実機気水分離器の1/2スケールの空気-水系縮小実験装置を用いて、気水分離器のキャリーオーバー特性の実機模擬性を実験的に調べ、以下の結論を得た。

- (1) 気相流量を特徴づける気相の体積流束とクオリティを実機条件と一致させた場合、力学的類似性が成り立たず、キャリーオーバーの絶対値、及び、ABWRの定格クオリティ付近のキャリーオーバーの傾向を模擬できない。
- (2) 気水混合を特徴づける気相の運動エネルギーとクオリティを実機条件と一致させた場合、キャリーオーバー特性は実機実証試験と比較的良く一致したが、第1段排水率が実機実証試験よりも小さく、気水分離器内における第1段、第2段、第3段各々での気水分離プロセスが実機実証試験と異なる可能性がある。
- (3) 気水分離に影響を及ぼすと考えられる気水混合体の遠心力とクオリティを実機条件と一致させることで、広範囲のクオリティ条件下で、キャリーオーバー特性が実機実証試験と同様の傾向となること、及び、ABWRの定格クオリティにおける第1段排水率が実機実証試験と同程度となることから、気水分離器内における気水分離プロセスが実機実証試験と類似であると考えられる。

第2章の参考文献

- [1] Ikeda, H., Shimizu, T., Narabayashi, T., Kondo, T., Nishida, K. and Fukuda, T., Improvement of BWR Steam Separator with Three-Dimensional Gas-Liquid Two-phase Flow Simulation Method, 11th International Conference on Nuclear Engineering, ICONE-11, Paper No. 36486 (2003).
- [2] 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(2), 109-117 (2010).
- [3] Jensen, D. W., Carter, T. F., Fitzsimmons, G. W. and Peterson, P. F., BWR Steam Separator Swirler Optimization, 4th International Conference on Nuclear Engineering, ICONE-4, Vol. 2, 517-525 (1996).
- [4] 中尾俊次, 村瀬道雄, 石田直行, 河村勉, 湊明彦, 守屋公三明, BWR 用セパレータの圧力損失低減(1) (気水分離特性予測手法の検討), 混相流, Vol. 15(4), 382-389 (2001).
- [5] 中尾俊次, 村瀬道雄, 石田直行, 河村勉, 西田浩二, 守屋公三明, BWR 用セパレータの圧力損失低減(2) (圧力損失低減方法の検討), 混相流, Vol. 15(4), 390-398 (2001).
- [6] Wolf, S., and Moen, R. H., Advances in Steam-Water Separators for Boiling Water Reactors, ASME, No. 73-WA/PWR-4 (1973).
- [7] 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(2), 118-124 (2010).
- [8] Hewitt, G. F. and Roberts, D. N., Studies of Two-Phase Flow Patterns by Simultaneous X-ray and Flash Photography, UKAEA Report, AERE-M2159 (1969).

第 3 章

スワラー形状の最適化

3.1 緒言

気水分離器の性能を評価する上で重要なパラメータとして、気水分離性能及び圧力損失が挙げられる。スワラーは気水分離器を構成する主要部品の一つであり、気水分離性能を左右する重要な役割を持つ一方で、流路内に取り付けられていることから圧力損失の主要な要因と考えられる。スワラー形状の最適化による気水分離器の圧力損失低減を目的とした過去の研究には、機器評価指標である気水分離性能と圧力損失からスワラーの改良方法を検討した研究^{[1]-[6]}が多いが、内部流動の把握に基づく研究例は少ない。

そこで、本章では、気水分離器の第 1 段分離部までを模擬した縮小実験装置と形状を変更した数種類のスワラーを用いて、流動状態、液相分離率、液膜厚さ、圧力損失を測定し、気水分離性能の維持と圧力損失低減との両立が可能なスワラー形状を検討する。

なお、定格条件近傍において、気水分離器に流入してくる水の内、約 85% の水が第 1 段ピックオフリングを介して気水分離器から排出される^{[2][4]}ことから、気水分離性能は第 1 段分離部まででほぼ決まると言える。そこで、スワラー形状最適化の検討には内部流動把握を容易とするため、気水分離性能を決定づける第 1 段ピックオフリングまでを模擬した実験装置を用いる。

3.2 実験装置と方法

3.2.1 実験装置

Fig. 3.1 に実験装置の概略を示す。実験装置は、気水混合部、プレナム、気水分離器模擬実験部、上部タンク、下部貯水タンク、水及び空気の供給系で構成

した。実験部は実機を約 1/5 に縮小したスケールダウンモデルで、スタンドパイプ、スワラー、バレル、第 1 段ピックオフリングからなり、外部からの流動観察及びレーザー計測を可能とするため透明アクリル樹脂で製作した。

空気はコンプレッサー (HITACHI, OIL FREE SCROLL11) から供給された高圧の圧縮空気をレギュレータ (CKD, R600-20) により減圧した後、流量計 (Nippon Flowcell, FLT-N) を経て気水混合部底面へと供給した。水 (293 ± 5 K) は下部貯水からポンプ (Iwaki, MD-40RX) により汲み上げ、流量計 (Nippon Flowcell, FLT-N) を経て気水混合部側面へ供給した。気水混合部の概略を Fig. 3.2 に示す。気水混合部内部には多孔質散気筒 (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、空気流中に周方向から均一に水を混入した。

気水混合部に供給した空気及び水は、混合後、プレナム、スタンドパイプを上昇し、ディフューザ部に設置したスワラーへと流動する。スワラーによって旋回力を与えられた気液二相流は旋回しながらバレル内を上昇し、ピックオフリングで液相の一部が分離される。Fig. 3.3 にピックオフリング部 (Pick-off ring: POR) 及び上部タンクにおける液相分離過程を模式的に示す。バレル内を旋回を伴って上昇した気液二相流はピックオフリングによって、分離液相 W_{Ls} と未分離液相 W_{Lus} に分離される。分離液相及び未分離液相はそれぞれ独立した配管から下部貯水タンクへと戻る。ピックオフリングは上部タンク上方からバレル内に挿入する。ピックオフリング下端位置は、実機第 1 段ピックオフリング先端位置に相当するバレル下端から $z = 170 \text{ mm}$ とした。ここで、 z はバレル下端を基準 ($z = 0 \text{ mm}$) とした鉛直方向位置である。

実機スワラーを模擬したスワラーの概略を Fig. 3.4 に示す。スワラーはハブと 8 枚の羽根を有する。羽根の外周側及びハブ側出口角は 60° 及び 30° 、羽根の肉厚は 1 mm、入口側ハブ径は 6 mm、出口側ハブ径は 15 mm である。材質には ABS (Acrylonitrile Butadiene Styrene) 樹脂を使用し、積層法により製作した。以後この基準となるスワラーを Type 1 と呼ぶ。

本研究では圧力損失低減に向け、スワラーを構成する要素である羽根の外周側出口角度、出口側ハブ径及び羽根枚数に着目し、各要素が気水分離性能及び圧力損失に及ぼす影響を調査した。Fig. 3.5 に形状を変更した 3 種類のスワラーを示す。Type 1 を基準とし、羽根の外周側出口角を 30° に変更したスワラーを Type 2、出口側ハブ径を 7.5 mm に変更したスワラーを Type 3、羽根枚数を 6 枚に変更したスワラーを Type 4 とした。

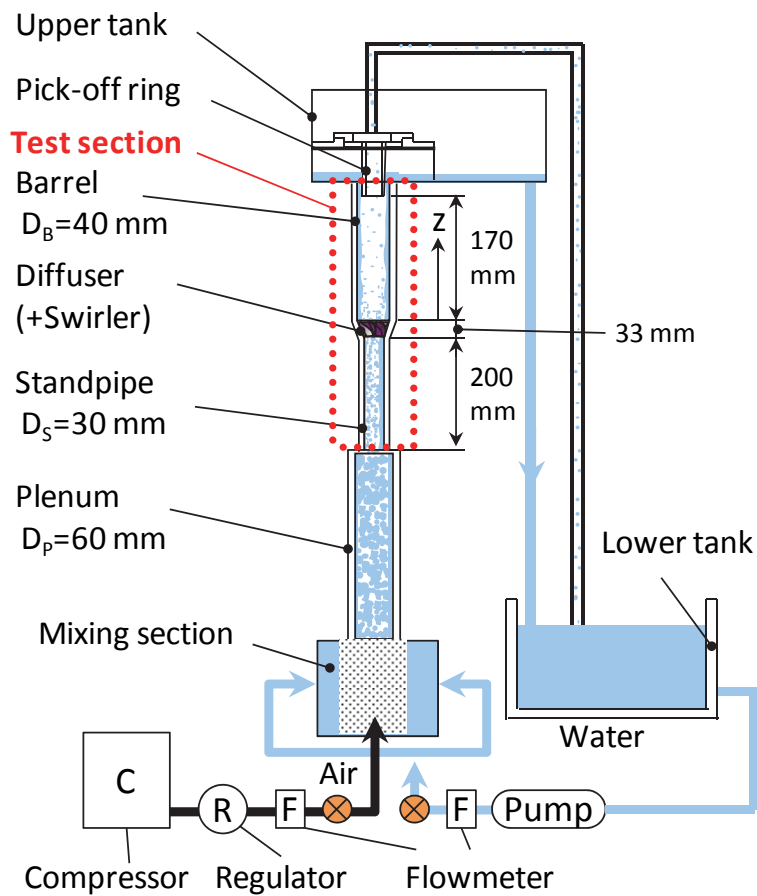


Fig. 3.1 Experimental apparatus with 1st pick-off ring.

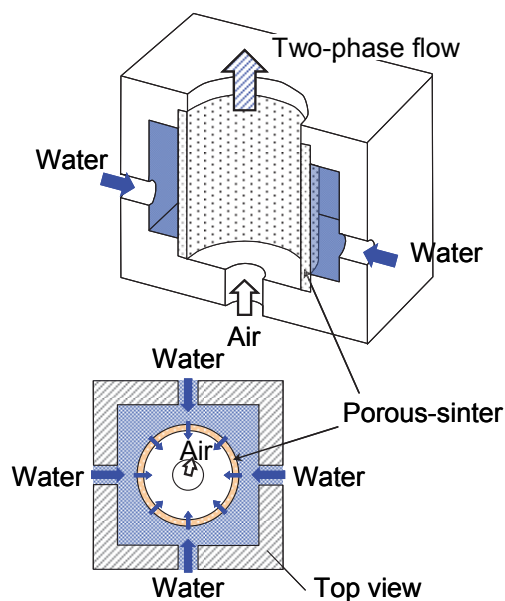


Fig. 3.2 Mixing section.

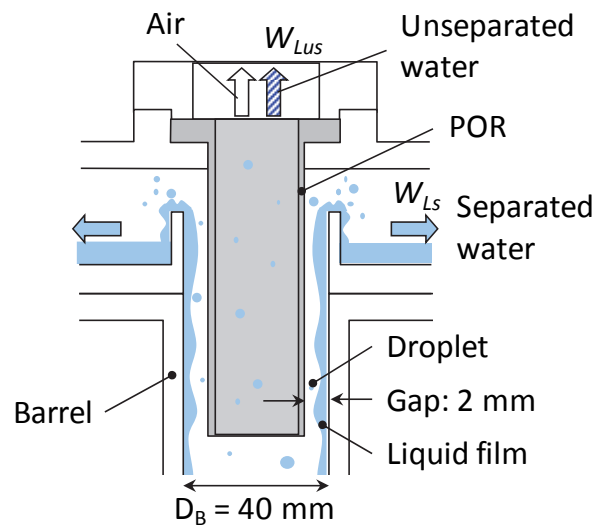


Fig. 3.3 Separation part.

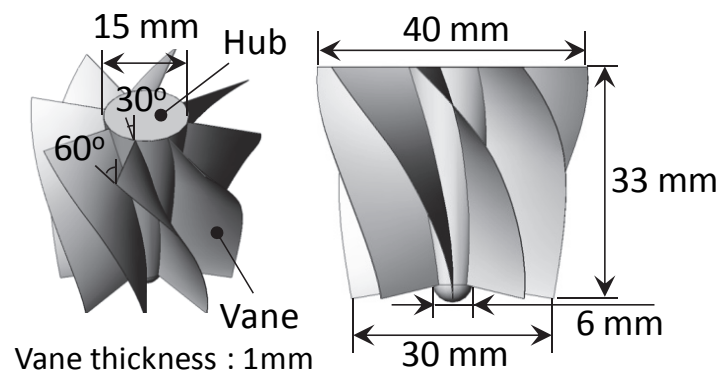


Fig. 3.4 Conventional swirler shape (Type 1).

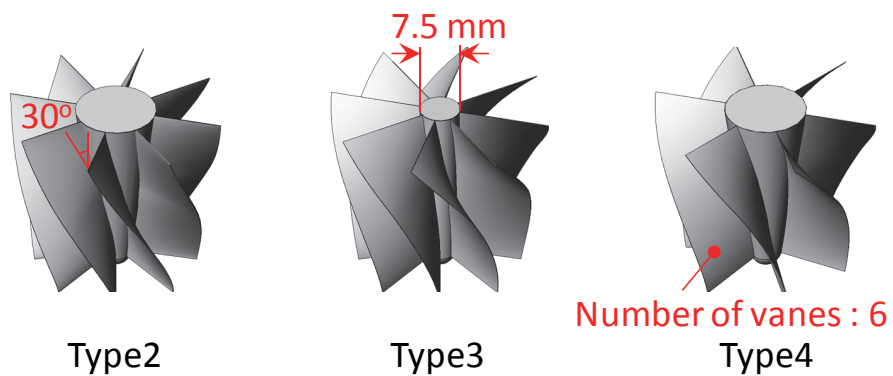


Fig. 3.5 Comparative swirler shape (Type 2 - 4).

Table 3.1 Specifications of swirlers.

Parameters	Type 1	Type 2	Type 3	Type 4
Vane angle (°)	60	30	60	60
Hub diameter (mm)	15	15	7.5	15
Number of vanes	8	8	8	6

3.2.2 実験条件

第2章で明らかにしたように、縮小実験装置を用いて実機気水分離器の圧力損失及び気水分離性能を評価するためには、クオリティと二相遠心力を一致させることが重要である。

クオリティ x 及びバレル内二相遠心力 F_C は次式で評価される。

$$x = \frac{\rho_G J_G}{\rho_G J_G + \rho_L J_L} \quad (3.1)$$

$$F_C = \frac{\rho_m (J_G + J_L)^2}{R} \quad (3.2)$$

ここで、 ρ は流体の密度、 R はバレル半径である。二相混合密度 ρ_m は均質流モデルにより次式で与えられる。

$$\rho_m = \rho_G \alpha + \rho_L (1 - \alpha) \quad (3.3)$$

$$\alpha = \frac{x \rho_L}{x \rho_L + (1 - x) \rho_G} \quad (3.4)$$

ここで α はボイド率（断面平均体積率）である。また、 J はバレル内断面平均体積流束を示し、下付添字の G, L は各々気相、液相を表す。体積流束 J_k は供給体積流量 Q_k と流路面積 A_f を用いて次式で定義される。

$$J_k = \frac{Q_k}{A_f} \quad (k = G, L) \quad (3.5)$$

以上より、出力密度を増加した ABWR^[7]で想定される定格運転時（クオリティ $x = 0.18$ ）に相当する、本実験系におけるバレル内気液各相の体積流束の値を求めると、 $J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$ となる。本章における実験では、この体積流束を包含するように、 $J_G = 12.0, 14.6, 17.8, 21.0 \text{ m/s}$ の4条件、 $J_L = 0.05, 0.08, 0.11 \text{ m/s}$ の3条件の実験データを取得した。

3.2.3 測定方法

(1) 流動撮影

実験部内における流動状態の可視化には、高速度ビデオカメラ（Nippon Roper, Redlake Motion Pro X-3）を用いた。Fig. 3.6 に示すように、ディフューザ部（画素数：600×240 pixel, フレームレート：2,500 fps, 露光時間：100 μs ）及びバレル部（画素数：1,100×240 pixel, フレームレート：4,000 fps, 露光時間：100 μs ）を実験部の外部側方から撮影した。

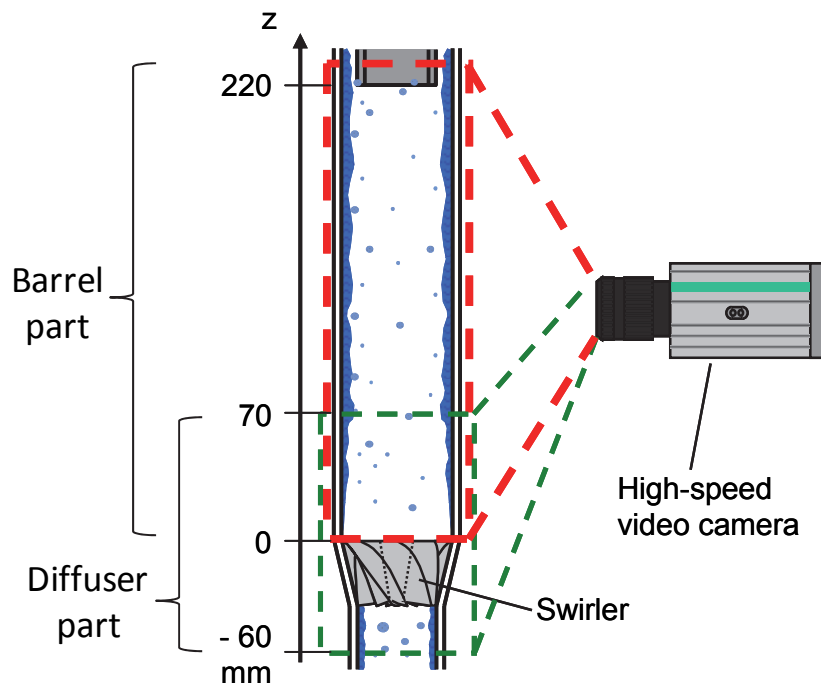


Fig. 3.6 Visualization region.

(2) 液膜厚さ測定

レーザーフォーカス変位計 (Laser Focus Displacement meter : LFD, KEYENCE LT9030M) を用いてバレル内の液膜厚さを測定した^{[8][9]}. LFD の測定原理を Fig. 3.7 に示す^[10]. 半導体レーザーから照射された円錐状レーザー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ー光が対象物で焦点を結んだときにその反射光は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. この時レンズ位置と音叉位置をセンサで知ることによって, 対象物までの距離が求まる.

LFD のレーザースポット径は約 $7\ \mu\text{m}$, 空間分解能は $0.1\ \mu\text{m}$, サンプルング周期は $0.64\ \text{ms}$, 測定範囲は測定部先端から $\pm 1\ \text{mm}$ であるが, 本実験では予備実験により, 測定部先端から $\pm 1.2\ \text{mm}$ まで測定可能であることを確認している.

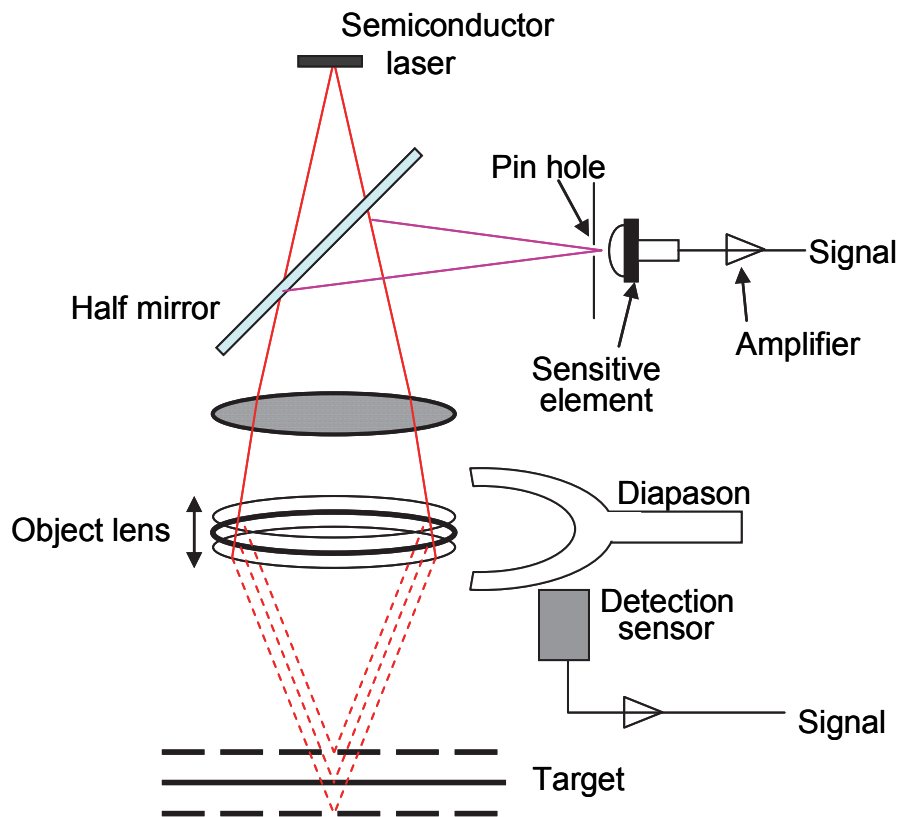


Fig. 3.7 Laser focus displacement meter (LFD).

LFD を用いて鉛直円管内の液膜厚さを評価する際には、空気及び液膜を構成する流体の密度を考慮した屈折補正を施した。平板における屈折補正の概略を **Fig. 3.8** に示す^[11]。ここで κ は入射角、 n は屈折率である。平板壁面上の液膜厚さ δ と LFD による測定値 Δ 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にのみ依存する。対象とする流体が水の場合、測定液膜厚さ Δ は次式で補正される^{[11][13]}。

$$\delta = 1.332\Delta \quad (3.6)$$

鉛直円管の場合は、水平方向から入射したレーザー光が曲率の影響を受けるため、鉛直方向から入射したレーザー光と同一点で焦点を結べない。この焦点の不一致によって受光素子に入光する散乱反射光が検知レベルよりも小さくなり、鉛直円管内液膜厚さを測定できない。賞雅らは **Fig. 3.9** に示すように、鉛直円管外壁面の一部を平滑にすることで、界面上の焦点からの散乱反射光が検知レベルを超え、測定可能となることを明らかにした^{[8][9]}。管外壁を平滑面とした際の補正式は管内径 D を用いて、次式で与えられる^[10]。

$$\delta = \left(1.332 + 0.356 \frac{\Delta}{D} \right) \Delta \quad (3.7)$$

本研究では、LFD による測定値 Δ はバレル内径 40 mm に対して十分小さいため、(3.6)式の(3.7)式に対する差は2%以下となる。そこで(3.6)式を用いて測定値を補正した。なお、(3.6)式と測定範囲より液膜厚さは 3.2 mm まで測定可能である。

本実験でバレル内壁面の液膜を測定する時には、**Fig. 3.10** に示すように外壁の一部を削除して平滑にした実験部を用いた。液膜厚さ測定位置は第1段ピックオフリング位置に相当する $z = 170$ mm とした。**Fig. 3.11** に測定点数と平均値との関係を示す。液膜厚さ 20,000 点以上のサンプル数で平均値の3%以内に収束している。この結果から、測定点数を 50,000 点とした。なお、測定値の平均値の不確かさは1%であった。

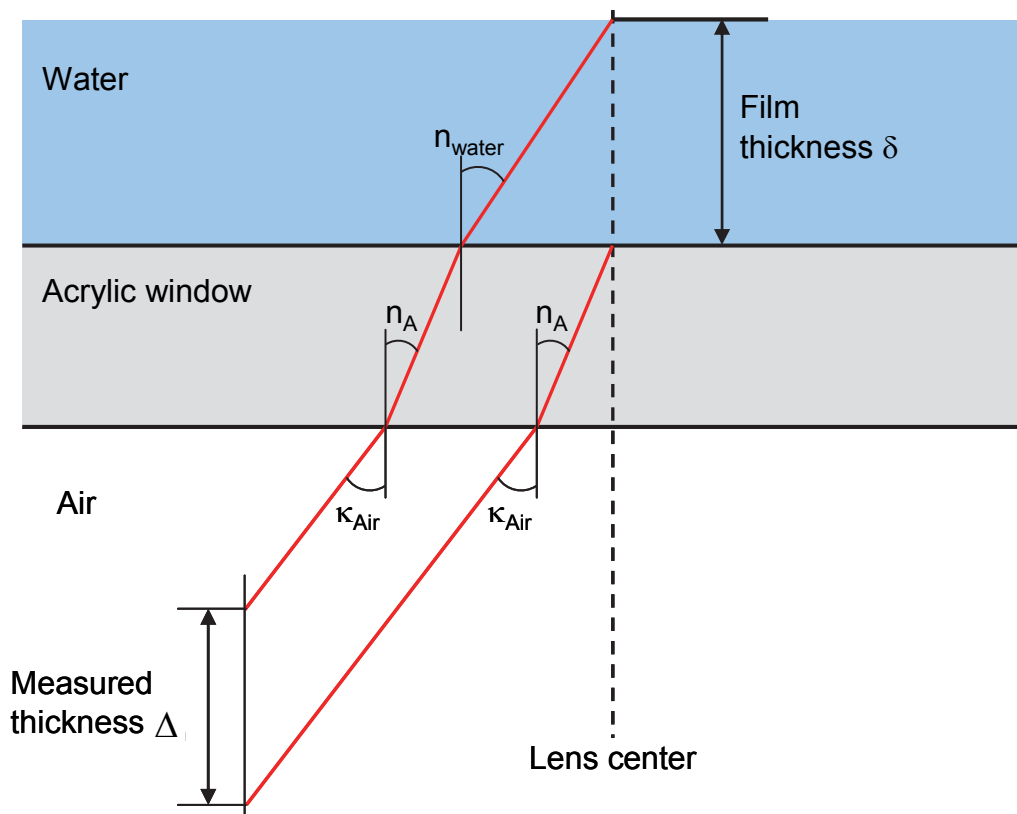


Fig. 3.8 Laser beam passing through a flat plate.

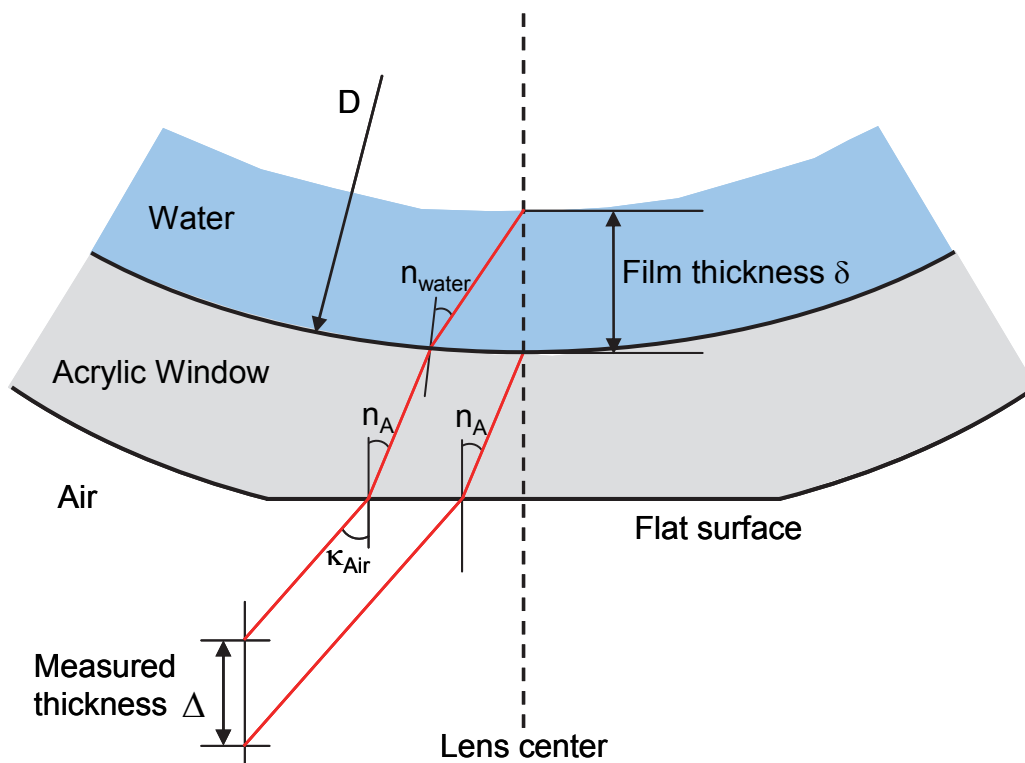


Fig. 3.9 Laser beam passing through a cylindrical pipe with flat surface.

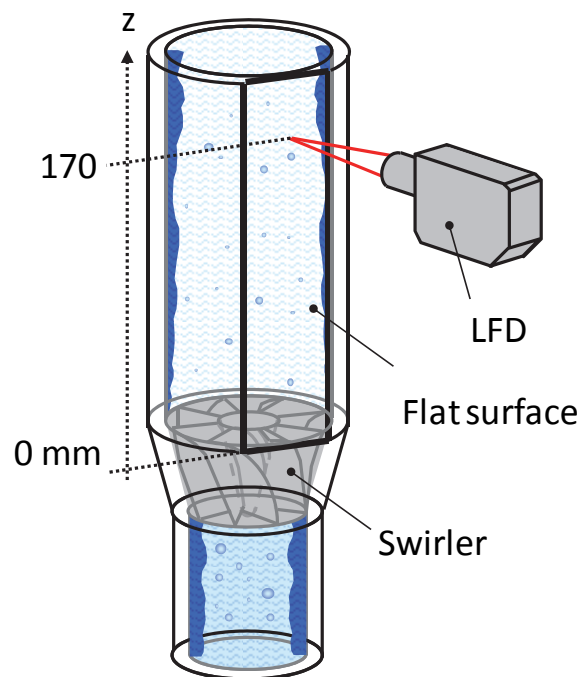


Fig. 3.10 Test section for LFD measurement.

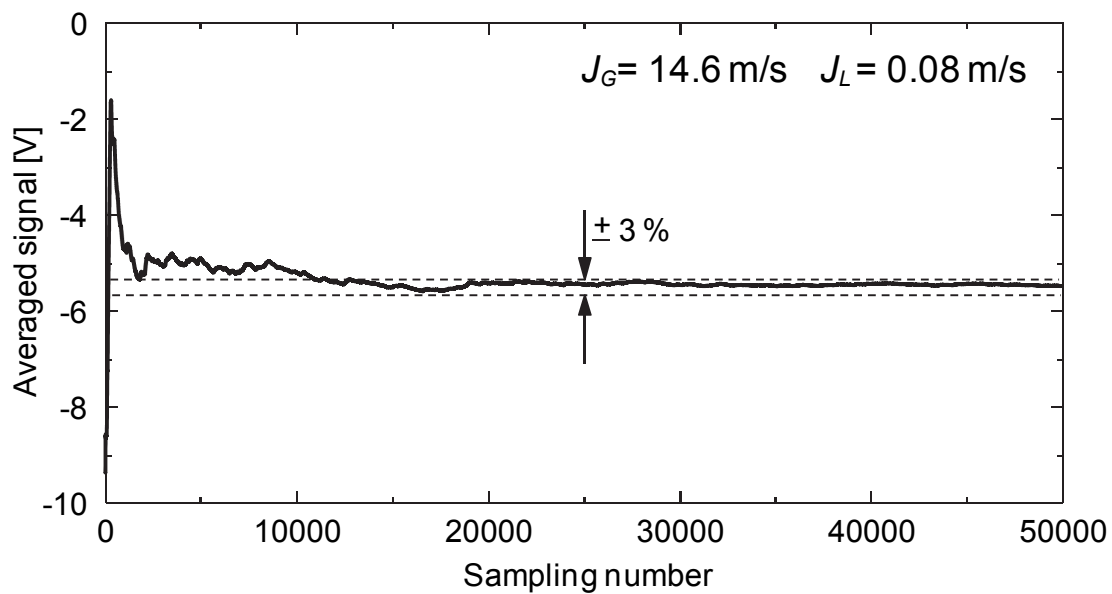


Fig. 3.11 Relation between sample number and film thickness.

(3) 液相分離率測定

液相分離率 W_s^* は次式で定義される.

$$W_s^* = \frac{W_{Ls}}{W_{Ls} + W_{Lus}} \quad (3.8)$$

ここで, W_{Ls} は分離液相質量流量であり, W_{Lus} は未分離液相質量流量である. 分離液相体積流量及び未分離液相体積流量は受け止め法により計測し, $(W_{Ls} + W_{Lus})$ と供給液相質量流量との差は±3%以内であった.

(4) 圧力損失測定

Fig. 3.12 に示すように $P_1 - P_7$ までの圧力計測用タップを実験部に設けて微差圧トランスデューサ (Valydine, Ltd, DP45) を接続し, 実験部の圧力分布を計測した. この機器が有する計測精度は±0.5%である. 圧力計測時のサンプリング周波数は 1.0 kHz, サンプル数は 50,000 点とした. **Fig. 3.13** に計測点数と平均値の関係を示す. このサンプル数で差圧の時間平均値が十分一定値に収束することを確認した.

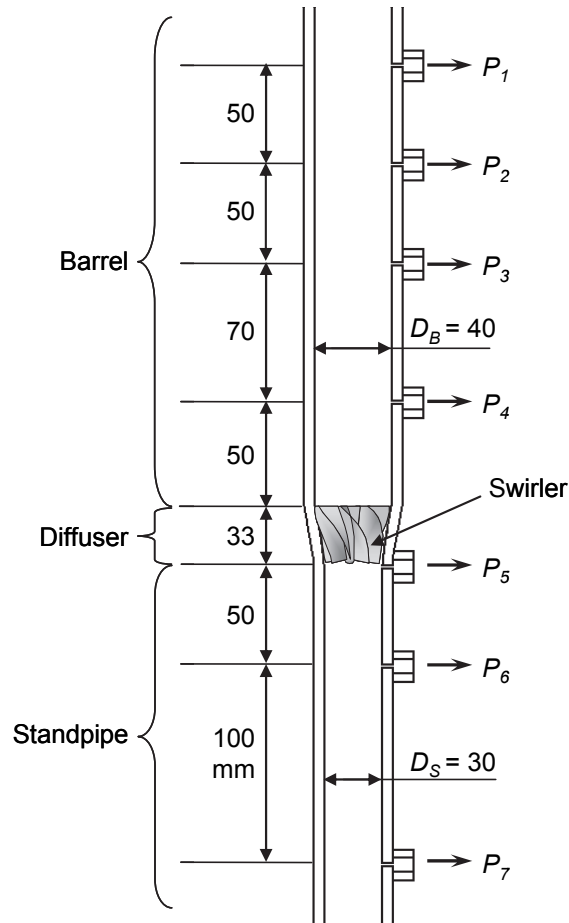


Fig. 3.12 Measurement positions for pressure drop.

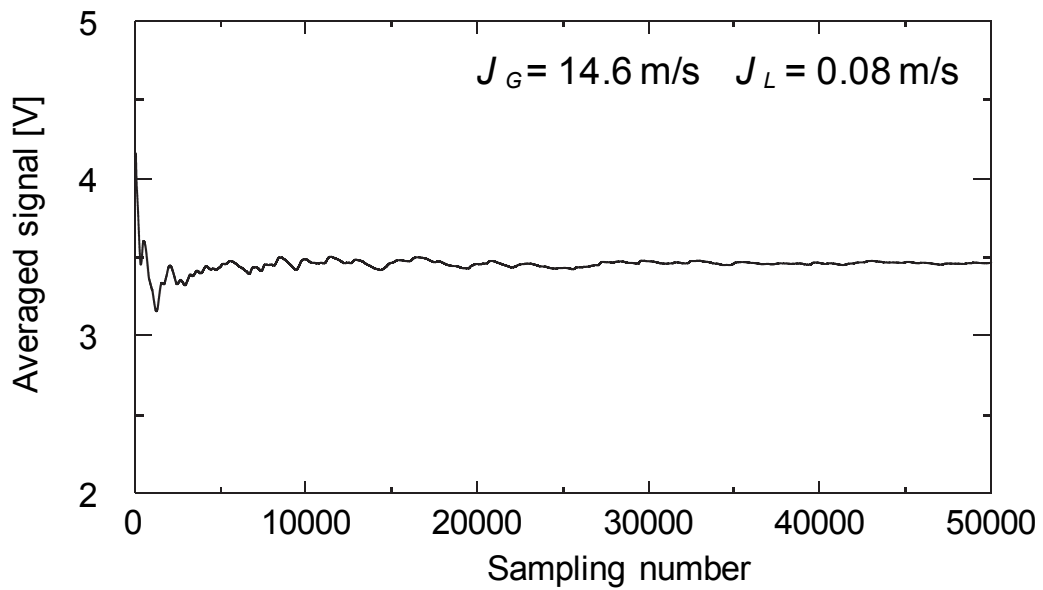


Fig. 3.13 Convergence of pressure measurement.

3.3 実験結果及び考察

3.3.1 流動状態

Fig. 3.14 にディフューザ付近における流動の可視化結果を示す。スワラー通過直後に液膜に付着する液滴が複数みられる。また、スワラー羽根の延長線上の液膜に縞が形成されている。これは、液滴と液膜の一部がスワラー羽根に捕集され、羽根に沿ってバレル壁面へ流出するためである。

Fig. 3.15 にバレル部流動の可視化結果を示す。液膜は旋回を伴って上昇し、その間液膜への液滴付着が頻繁に発生している。この液滴付着が完了する位置をスワラー形状別に比較すると、Type 2 及び 3 が Type 1 及び 4 と比較して下流位置まで液滴が付着していることがわかる。これは、Type 2 は羽根の外周側出口角度を減少したことにより液滴に作用する旋回力が小さくなったため、また、Type 3 はハブ径を縮小したことにより旋回力の小さい管中心近傍を通過する液滴が増加したためと考えられる。一方、Type 4 の液滴付着完了位置は Type 1 とほぼ同じである。このことから、本実験範囲では羽根枚数は液滴付着完了位置にあまり影響を及ぼさないと考えられる。なお、Type 1, 3, 4 では第1段ピックオフリングの位置に相当する $z = 170 \text{ mm}$ までに大半の液滴付着が完了しているが、Type 2 では $z = 170 \text{ mm}$ までに液滴付着が完了していない。

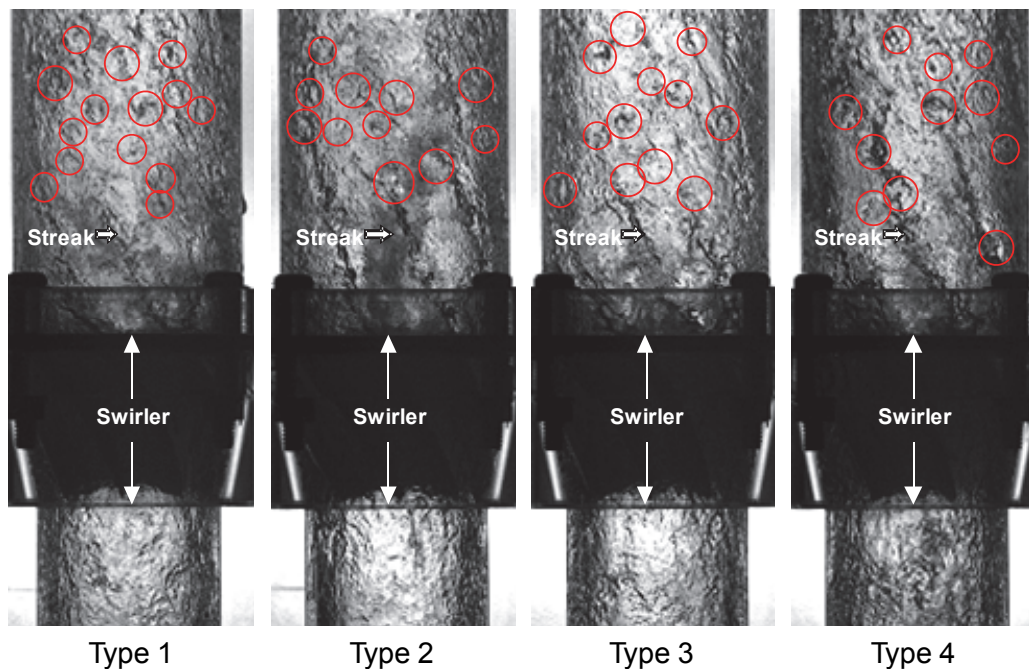


Fig. 3.14 Flow pattern around the diffuser. ($J_G = 14.6 \text{ m/s}$, $J_L = 0.08 \text{ m/s}$)

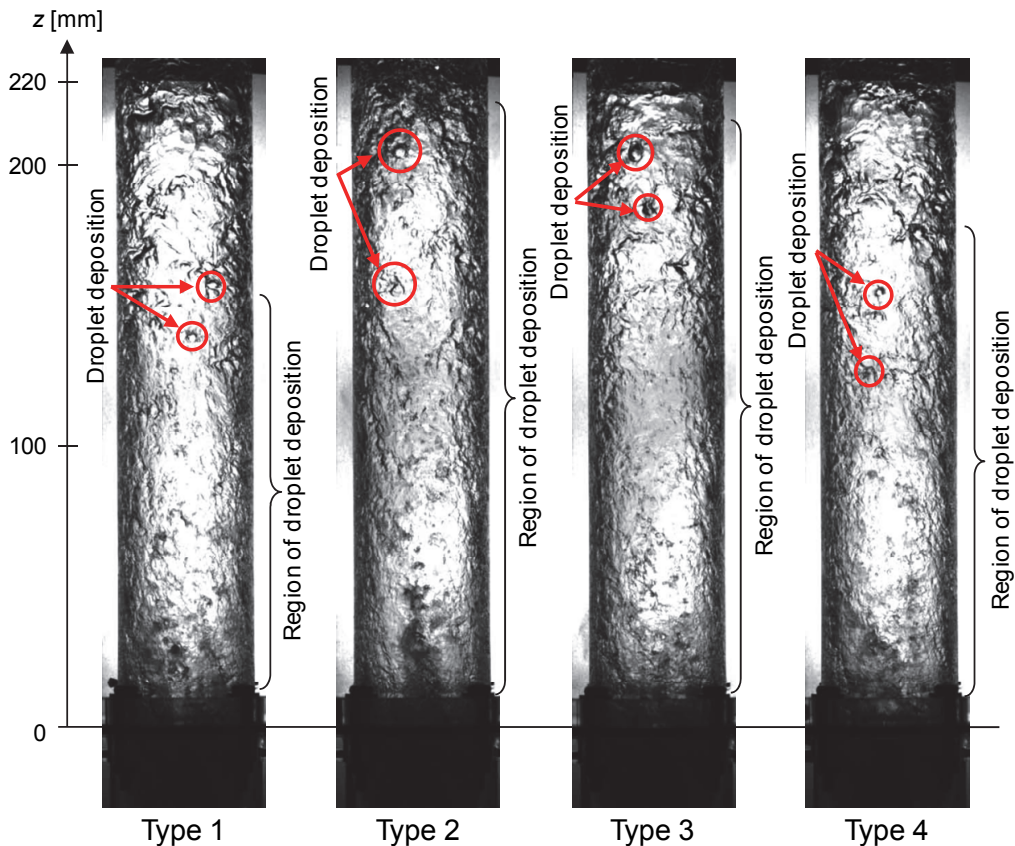


Fig. 3.15 Flow pattern in the barrel. ($J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s)

3.3.2 液膜厚さ

Fig. 3.16 に第1段ピックアップリング位置に相当する $z = 170$ mm における平均液膜厚さ δ_m を示す。なお、 δ_m は測定値の算術平均値である。 J_G の増加に伴い δ_m は減少している。これは J_G の増加に伴って気液間の界面せん断力が増加し、液膜が気相に引っ張られるためである。また、スワラー形状別に比較すると、Type 2 の平均液膜厚さは Type 1, 3, 4 の δ_m よりも小さい。これは 3.3.1 項で述べたように、Type 2 は第1段ピックアップリング位置でガスコアを通過する液滴量が Type 1, 3, 4 よりも多く、Type 1, 3, 4 に比べて液膜体積流量が小さいため、液膜厚さが薄くなったと考えられる。

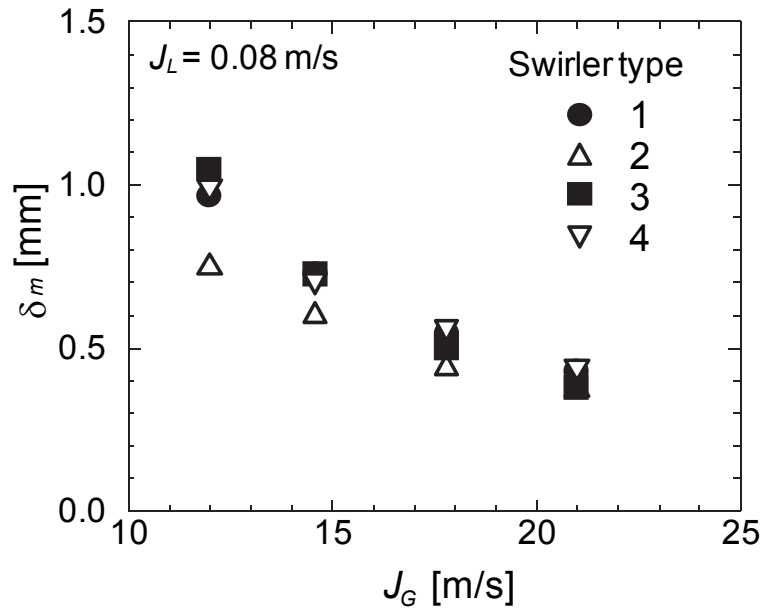


Fig. 3.16 Mean film thickness at $z = 170$ mm. (Type 1-4)

3.3.3 液相分離率

Fig. 3.17 に液相分離率 W_s^* を示す. J_G の増加に伴い W_s^* も増加している. これは, J_G が大きいほどスワラーによる旋回力が強く, 液滴の液膜への付着が促進されること, 及び, J_G 増加に伴い液膜厚さが薄くなることで, ピックオフリングのギャップ部に液相が流入しやすくなったためである. また, スワラー形状別に比較すると, Type 1, 3, 4 の W_s^* はすべての J_G において同程度であることがわかる. Type 1, 3, 4 ではガスコアを通過する液滴は存在するが, その液滴体積流量は分離液相体積流量に比べ十分小さいため分離性能に殆ど影響を及ぼさないものと考えられる. 一方, Type 2 では他のスワラーよりも W_s^* が僅かに低下している. これは, ガスコアを通過する液滴体積流量が Type 1, 3, 4 に比べ多いためであり, 羽根の外周側出口角度減少による旋回力の低下により, 気水分離性能が低下したと考えられる.

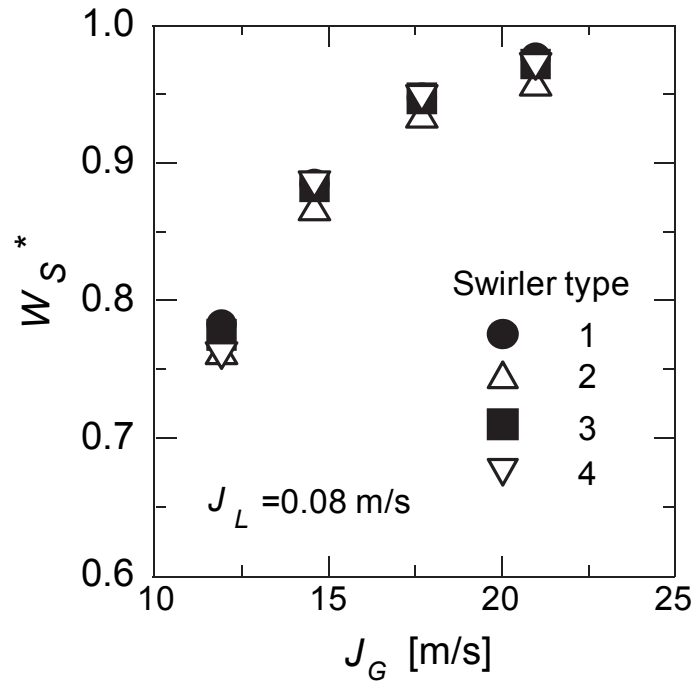


Fig. 3.17 Effects of swirler type on W_s^* . (Type 1-4)

3.3.4 圧力損失

スワラー形状の変更によるスタンドパイプから第 1 段ピックオフリング位置までの圧力損失割合 $R_{\Delta P}$ を Fig. 3.18 に示す. ここで, $R_{\Delta P}$ は Type 1 に対する Type i の圧力損失割合であり次式で定義される.

$$R_{\Delta P} = \frac{(\Delta P^*)_{\text{Type } i}}{(\Delta P^*)_{\text{Type 1}}} = \frac{(P_7^* - P_1^*)_{\text{Type } i}}{(P_7^* - P_1^*)_{\text{Type 1}}} \quad (i = 2, 3, 4) \quad (3.9)$$

ここで, P^* は実験部各部の圧力を最下流での計測値 P_1 で除した無次元量 ($P^* = P/P_1$) である.

Fig. 3.18 から $J_L = 0.08$ m/s における圧力損失低減割合の平均値は Type 2, 3, 4 の順に, 約 6, 10, 13% であり, Type 4 に施した羽根枚数減少が圧力損失低減に対して最も効果的であることがわかる.

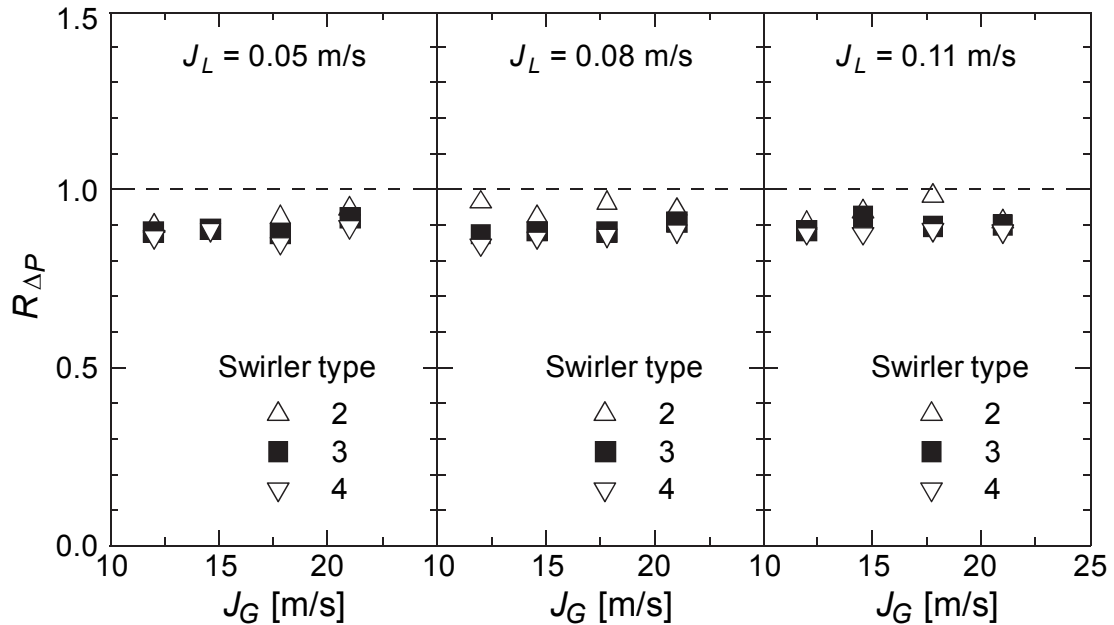


Fig. 3.18 Effects of swirler type on pressure drop ratio. (Type 2-4)

3.3.5 スワラー形状による性能評価まとめ

Table 3.2 にスワラー形状による気水分離器の気水分離性能（液相分離率）及び圧力損失低減効果を纏めて示す。

羽根の外周側出口角度を半分にした Type 2 のスワラーは、旋回力低下のために液相分離率が Type 1 のスワラーよりも低下してしまい、かつ、圧力損失低減効果は出口側ハブ径を半分にした Type 3, 及び、羽根枚数を 6 枚に減らした Type 4 のスワラーよりも小さい。圧力損失低減効果を、Fig. 3.19 に示す各スワラーによる軸方向のディフューザ内流路面積 A_f から検討する。ディフューザ入口が縦軸の $z = -33 \text{ mm}$, 出口が $z = 0 \text{ mm}$ である。Type 3 及び 4 のスワラーはディフューザ内の流路面積が Type 1 のスワラーよりも拡大していることからディフューザ部における圧力回復の効果が Type 1 より大きく、かつ、スワラー出口部における拡大損失が Type 1 より小さいと考えられるが、Type 2 のスワラーの流路面積は Type 1 とほぼ同等であるため、ディフューザ部における圧力回復が Type 1 と同程度であり、圧力損失低減効果が Type 3 及び 4 のスワラーよりも小さくなったと考えられる。

一方、出口側ハブ径を半分にした Type 3, 及び、羽根枚数を 6 枚に減らした Type 4 のスワラーは、気水分離性能を維持しつつ、圧力損失の低減を可能にしている。なお、Type 3 のスワラーよりも Type 4 の方が圧力損失低減に効果的で

あったが、これは、ディフューザ入口直後 ($z = -33 \text{ mm}$ から -30 mm にかけて) における流路面積の急縮小が Type 3 よりも小さいためと考えられる。しかしながら Type 4 のスワラーでもディフューザ入口直後において流路面積が縮小していることから、さらなる低圧損化のためには、ディフューザ内流路面積の急縮小を回避し、軸方向に対する流路面積の変化をスムーズにする改良が有効と考えられる。

Table 3.2 Summary of experimental results.

Separator performance	Type 2	Type 3	Type 4
Flow separation	×	✓	✓
Reduction of pressure drop	6 %	10 %	13 %

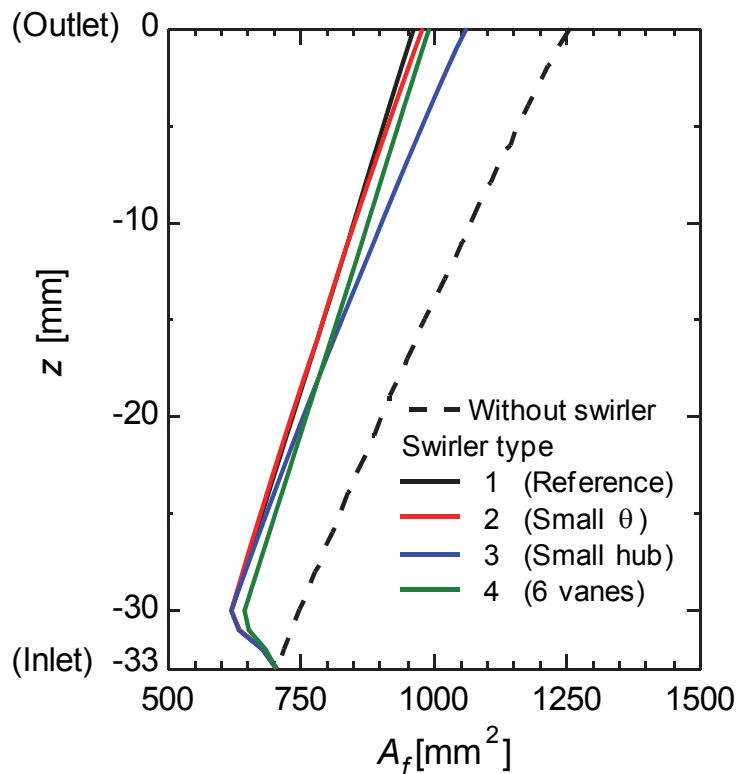


Fig. 3.19 Flow area in the diffuser. (Type 1-4)

3.4 スワラー形状の改良

3.4.1 改良型スワラー構造

以下では、3.3 節における実験結果、及び、軸方向のディフューザ内流路面積についての考察を基にスワラー構造の改良を検討し、気水分離性能や圧力損失に及ぼす影響を調べた結果を示す。

Fig. 3.20 に改良型スワラー (Type 5) の概略形状を示す。また、本スワラー使用時のディフューザ内流路面積を Fig. 3.21 に示す。改良型スワラー (Type 5) では、気水分離性能を維持しつつ圧力損失の低減に効果的であることを確認した「出口側ハブ径の縮小」と「羽根枚数の減少」に加えて、羽根の先端側の一部を削除すると共に入口側ハブ径を縮小 (6 mm → 3 mm) することで、ディフューザ入口部における流路面積の急縮小をなくし、ディフューザ内流路面積の軸方向変化をスムーズにした。

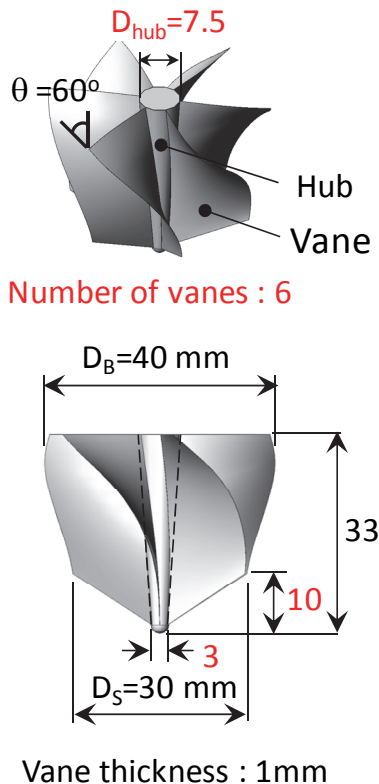


Fig. 3.20 Improved swirler.

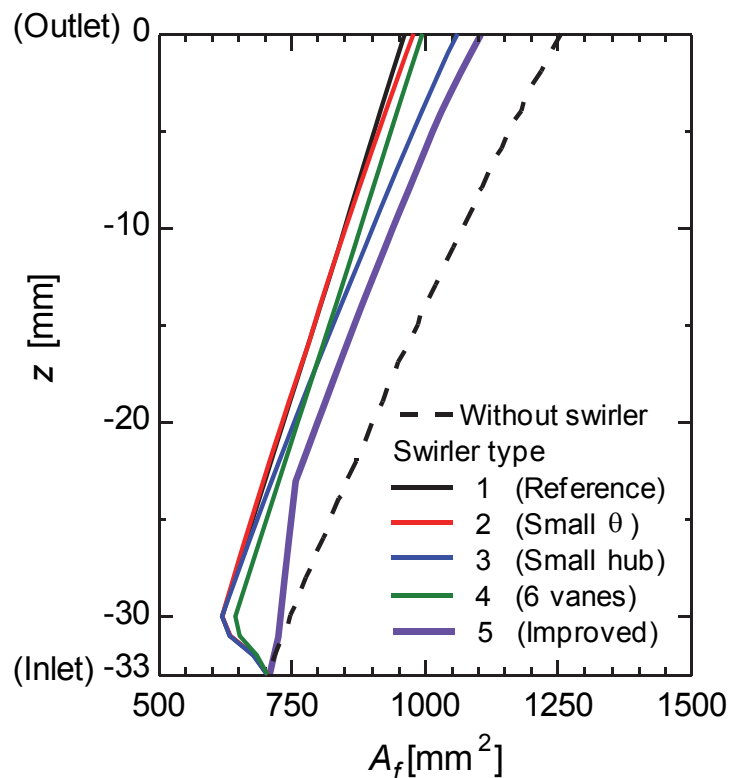


Fig. 3.21 Flow area in the diffuser. (Type 1-5)

3.4.2 性能評価

Fig. 3.22 に $z = 170$ mm における各スワラーの平均液膜厚さ δ_m を, Fig. 3.23 に液相分離率 W_s^* を示す. Type 5 の δ_m は Type 2 の δ_m よりも大きく, Type 1, 3, 4 の δ_m よりも僅かに小さい. 一方, Type 5 の W_s^* は Type 1, 3, 4 の W_s^* とほぼ同じ値であることから, Type 5 のスワラーによる旋回力は十分に大きく, ピックオフリング位置までに大半の液滴付着は完了しているものと考えられる. したがって, Type 5 は実機形状のスワラーとほぼ同程度の分離性能を有していると判断できる.

Fig. 3.24 に Type 5 の圧力損失割合 $R_{\Delta P}$ を示す. Type 5 の $J_L = 0.08$ m/s における圧力損失低減割合の平均値は約 25 % であり, Type 2, 3, 4 に比べ圧力損失を大きく低減できている.

以上の結果より, 改良型スワラー (Type 5) による気水分離性能は従来型スワラーと同程度であり, 圧力損失は従来型スワラーから約 25 % 低減できることを確認した.

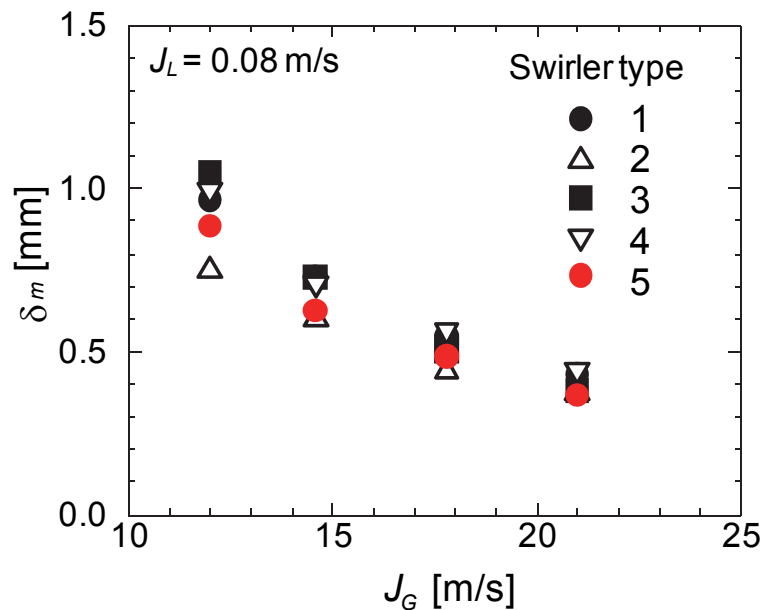


Fig. 3.22 Mean film thickness at $z = 170$ mm. (Type 1-5)

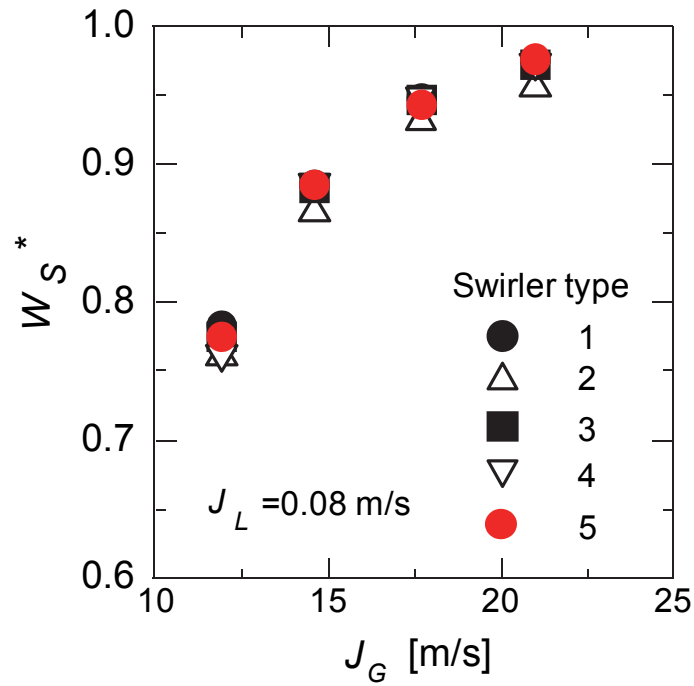


Fig. 3.23 Effects of swirler type on W_s^* . (Type 1-5)

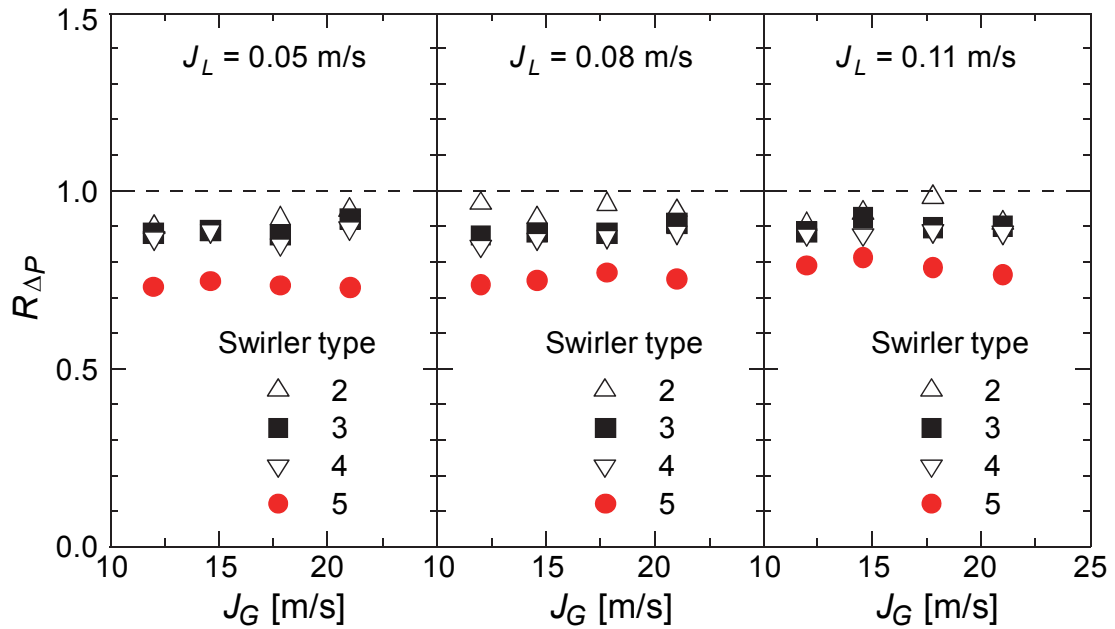


Fig. 3.24 Effects of swirler type on pressure drop ratio. (Type 2-5)

3.5 結言

本章では、気水分離器の第 1 段分離部までを模擬した縮小実験装置と形状を変更した数種類のスワラーを用いて、流動状態、液膜厚さ、液相分離率、圧力損失を測定し、気水分離性能の維持と圧力損失の低減との両立が可能なスワラー形状を実験的に調べ、以下の結論を得た。

- (1) 従来型スワラーの羽根の外周側出口角度を半分にしたスワラーは、旋回力の低下により気水分離性能が低下し、かつ、ディフューザ内流路面積は従来型スワラーとほぼ変わらないため圧力損失低減の効果は小さい。したがって、気水分離性能を低下させないためには、羽根の出口角度を変更せず、旋回力を維持する必要がある。
- (2) 従来型スワラーの出口側ハブ径を半分したスワラー、もしくは、羽根枚数を 8 枚から 6 枚に減らしたスワラーは、旋回力が維持されるため気水分離性能は低下せず、かつ、ディフューザ内流路面積は従来型スワラーより拡大されるため圧力損失を低減させることが可能である。
- (3) 気水分離性能の維持と圧力損失の低減との両立が可能な「出口側ハブ径縮小」「羽根枚数減少」に加え、ディフューザ入口におけるディフューザ内流路面積の急縮小を排除し、軸方向の流路面積変化を緩やかにした改良型スワラーを提案し、改良型スワラーによる気水分離性能は従来型スワラーと同程度であり、かつ、圧力損失は従来型スワラーに比べ約 25 %低減できることを確認した。

第3章の参考文献

- [1] Jensen, D. W., Carter, T. F., Fitzsimmons, G. W. and Peterson, P. F., BWR Steam Separator Swirler Optimization, 4th International Conference on Nuclear Engineering, ICONE-4, Vol. 2, 517-525 (1996).
- [2] 中尾俊次, 村瀬道雄, 石田直行, 河村勉, 湊明彦, 守屋公三明, BWR用セパレータの圧力損失低減(1) (気水分離特性予測手法の検討), 混相流, Vol. 15(4), 382-389 (2001).
- [3] 中尾俊次, 村瀬道雄, 石田直行, 河村勉, 西田浩二, 守屋公三明, BWR用セパレータの圧力損失低減(2) (圧力損失低減方法の検討), 混相流, Vol. 15(4), 390-398 (2001).
- [4] 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(2), 109-117 (2010).
- [5] 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(2), 118-124 (2010).
- [6] Katono, K., Ishida, N., Sumikawa, T. and Yasuda, K., Air-Water Downscaled Experiments and Three-Dimensional Two-Phase Flow Simulations of Improved Steam Separator for Boiling Water Reactor, Nucl. Eng. Des., Vol. 278, 465-471 (2014).
- [7] 堀田亮年, 池田秀晃, 竹内裕行, 小林貴明, 三島嘉一郎, 富山明男, 大川富雄, 工藤義朗, 山本泰, 茶木雅夫, 超高出力密度炉心 ABWR プラントの実用化に向けた技術開発 (1) 全体計画と概要, 日本原子力学会 2006 年秋の大会, K1 (2006).
- [8] 賞雅寛而, 小林健次, 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, Series B, Vol. 64(628), 93-100 (1998).
- [9] Takamasa, T. and Kobayashi, K., Measuring interfacial waves on film flowing down tube inner wall using laser focus displacement meter, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 26(9), 1493-1507 (2000).
- [10] 日本原子力学会, 混相流計測法, 308-313 (2003).
- [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1報, 測定原理と液膜厚さ), 日本機械学会論文集, Series B, Vol. 64(617), 128-135 (1998).
- [12] 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2報, 助走領域における波動特性), 日本機械学会論文集, Series B, Vol. 64(619), 127-132 (1998).
- [13] Takamasa, T. and Hazuku, T., Measuring Interfacial waves on film down a vertical plate wall in the entry region using laser focus displacement meters, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 43(15), 2807-2819 (2000).

第4章

液相分離部構成要素の最適化

4.1 緒言

気水分離器の内部流動の詳細把握に基づく圧力損失低減に関する従来の研究^{[1]-[3]}や本研究の**第3章**では、気水分離器の第1段分離部までを模擬した約1/5スケール実験装置内の空気-水系旋回二相流を対象に、流動状態、液膜厚さ、液相分離率、液滴分布、圧力損失を測定し、気水分離器構成要素（主にスワラー）の寸法や形状が気水分離器の性能及び旋回二相流の流動状態に及ぼす影響を調べた。しかし、第1段分離部以降の第2、第3段分離部を含む気水分離特性に及ぼす構成要素の影響を検討した例はほとんどない。

そこで、本章では、気水分離器の第2段分離部までを模擬した縮小実験装置を用いて、流動状態、液相分離率、液膜厚さ、キャリーアンダー（分離液相と共に排出される気相の質量流量割合）、圧力損失を測定し、気水分離器の構成要素である流量制限リング及びピックオフリングの形状が気水分離特性に及ぼす影響を検討する。

4.2 実験装置と方法

4.2.1 実験装置

Fig. 4.1 に実験装置の概略を示す。実験装置は、気水混合部、プレナム、気水分離器模擬実験部、実験部貯水タンク、キャリーアンダー測定容器、上部タンク、下部貯水タンク、水及び空気の供給系で構成されている。実験部は実機を約1/5に縮小したスケールダウンモデルであり、スタンドパイプ、スワラー、バレル、第1段ピックオフリング、第2段ピックオフリング及び排水流路からなる。第1段ピックオフリング下部のバレル及びスタンドパイプは二重円筒とな

っており、中心流路が気水分離器内流路、外側の環状流路が排水流路を模擬している。

空気はコンプレッサー (HITACHI, OIL FREE SCROLL11) から供給された高圧の圧縮空気をレギュレータ (CKD, R600-20) により減圧した後、流量計 (Nippon Flowcell, FLT-N) を経て気水混合部底面へと供給した。水 (293 ± 5 K) は貯水槽からポンプ (Iwaki, MD-40RX) により汲み上げ、流量計 (Nippon Flowcell, FLT-N) を経て気水混合部側面へ供給した。気水混合部内部には多孔質散気筒 (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、空気流中に周方向から均一に水を混入した。

気水混合部に供給した空気及び水は、混合後、プレナム、スタンドパイプを経て、ディフューザ部に設置したスワラーへと流動する。スワラーによって旋回力を与えられた気液二相流は旋回しながらバレル内を上昇し、第1段ピックオフリングで液相の一部が分離される。分離された液相は排水流路を通過し実験部貯水タンクを経て下部貯水タンクへ戻る。分離液相に混入した気相はキャリアアンダー測定容器に収集され、容器上部から外部へ放出される。第1段ピックオフリングにおいて分離しきれなかった液相と気相は旋回しながらバレル内を上昇し、第2段ピックオフリングにより再度気水分離され、下部貯水タンクに戻る。

Fig. 4.2 にスワラーの概略を示す。本章では第2段分離部以降の構成要素の最適化を検討することが目的であるため、スワラーの形状は実機スワラー形状を模擬したもの (**第3章**における Type 1) とした。すなわち、スワラーはハブと8枚の固定羽根からなり、羽根の出口角は外周及びハブ側において各々60°及び30°、羽根の肉厚は1 mm、入口側ハブ径は6 mm、出口側ハブ径は15 mmである。材質にはABS (Acrylonitrile Butadiene Styrene) 樹脂を使用し、積層法により製作した。

Fig. 4.3 に基準とした第1段ピックオフリング及び第2段ピックオフリング部の概略を示す。第1段ピックオフリングは内径32 mm、肉厚0.6 mmであり、バレル内壁とピックオフリング外壁の間隔 (以下、ピックオフリングギャップ幅と表記する) は3.4 mmである。また、第2段ピックオフリングは内径35 mm、肉厚0.6 mmであり、ピックオフリングギャップ幅は1.9 mmである。

Fig. 4.4 に流量制限リングの概略を示す。排水流路には流量制限リングが設けられており、第1段ピックオフリングで分離される液相流量を調整することで、キャリアアンダーの制限値を満たすようにしている^[4]。本研究では、流量制限リングが気水分離特性に及ぼす影響を調べるため、**Table 4.1** に示すように、流量制限リングの外径と排水流路外筒の内壁面との間隔 (以下、流量制限リングギ

ヤップ幅 w_{FRR} と表記する) を変更して、流量制限リングが気水分離特性に及ぼす影響を評価した。基準とした流量制限リングギャップ幅は 1.35 mm, 高さは 5 mm である。

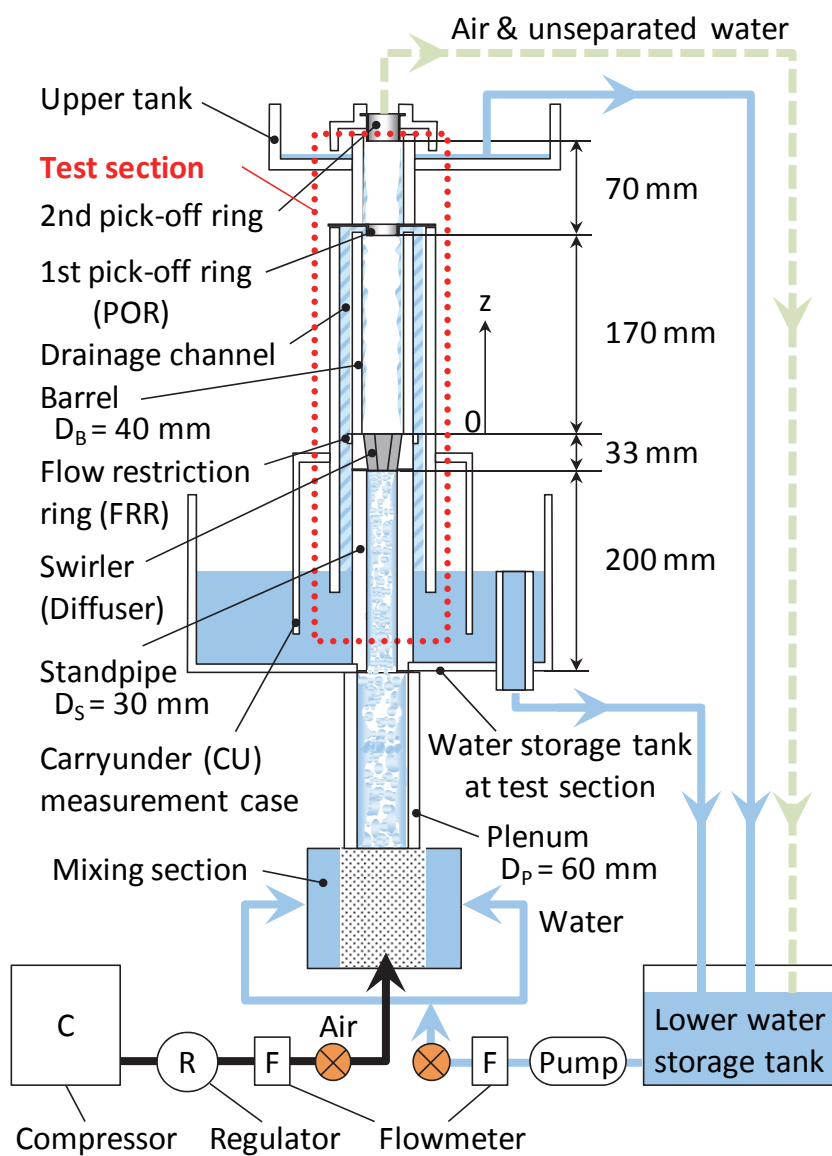


Fig. 4.1 Experimental apparatus with 1st and 2nd pick-off rings.

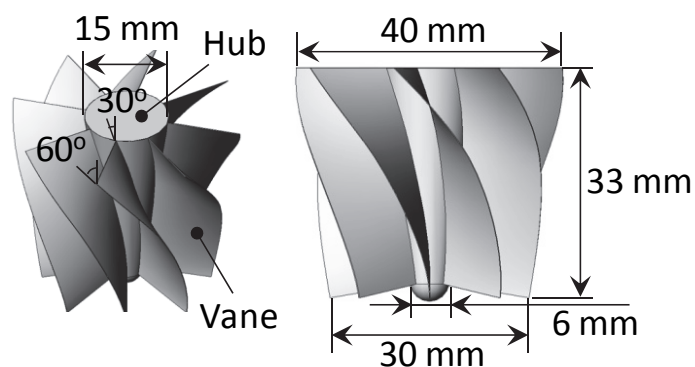


Fig. 4.2 Swirler shape.

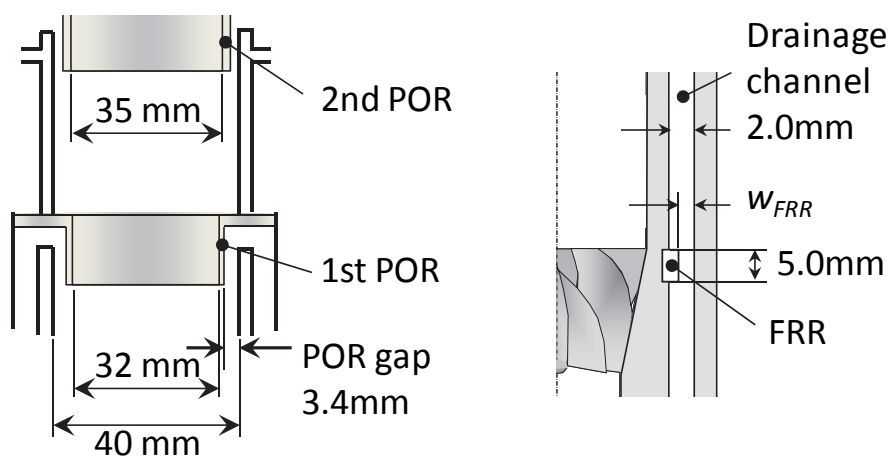


Fig. 4.3 Normal pick-off ring (POR). Fig. 4.4 Flow restriction ring (FRR).

Table 4.1 Specification of FRR.

FRR type	w_{FRR} [mm]	Flow area ratio
FRR _{without}	2.00	1.000
FRR _{1.35} (Normal)	1.35	0.683
FRR _{1.00}	1.00	0.510
FRR _{0.50}	0.50	0.257

4.2.2 実験条件

第2章で明らかにしたように、縮小実験装置を用いて実機気水分離器の圧力損失及び気水分離性能を評価するためには、クオリティと二相遠心力を一致させることが重要である。本実験は、第3章と同様に、出力密度を増加した ABWR

の定格運転時のクオリティと二相遠心力に一致する条件（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)を包含するように, $J_G = 12.0, 14.6, 17.8$ m/s の3条件, $J_L = 0.05, 0.08, 0.11$ m/s の3条件で行った.

また, 実験部貯水タンクの水位は, 排水流路出口に加わる静水圧と実験部内部の全圧との比が実機体系と一致するように決定した. 排水流路出口に加わる静水圧 P_{Static} と実験部内部の全圧 P_{Total} は次式で与えられる.

$$P_{Static} = \rho_G g h_1 + \rho_L g h_2 \quad (4.1)$$

$$P_{Total} = \alpha_G \rho_G g h_3 + \alpha_L \rho_L g h_3 + \frac{1}{2} \rho_L u_L^2 \quad (4.2)$$

ここで, ρ_G は気相密度, ρ_L は液相密度, α_G は気相体積率 (ボイド率), α_L は液相体積率, u_L は排水流路出口における液相速度, g は重力加速度, h_1 は実験部貯水タンクの水位位置から気水分離器出口までの高さ, h_2 は排水流路出口から実験部貯水タンクの水位位置までの高さ, h_3 は排水流路出口から気水分離器出口までの高さである (Fig. 4.5 参照). ABWR 定格運転時の標準水位は本実験装置においてスワラー下端から 125 mm とされている. P_{Static}/P_{Total} が一致するとして, 各相の物性等を(4.1)及び(4.2)式に代入すると, 空気-水系での h_2 は 5 mm となる.

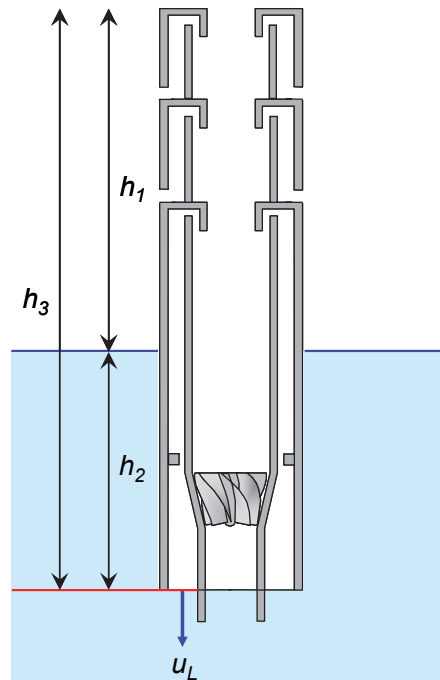


Fig. 4.5 Separator and external water level.

4.2.3 測定方法

(1) 流動撮影

実験部内における流動状態の可視化には、第3章と同様に、高速度ビデオカメラ（Nippon Roper, Redlake Motion Pro X-3）を用いた。Fig. 4.6 に示すように、第1段ピックオフリング通過後のバレル内流動をバレル外部側方から撮影（画素数：900×500 pixel，フレームレート：2,000 fps，露光時間：100 μ s）し、また、Fig. 4.7 に示すように、高速度ビデオカメラに接続したボアスコープ（OLYMPUS, R080-084-000-50）を実験部上方からバレル内に挿入してバレル内部流動を撮影した（画素数：400×400 pixel，フレームレート：1,000 fps，露光時間：900 μ s）。

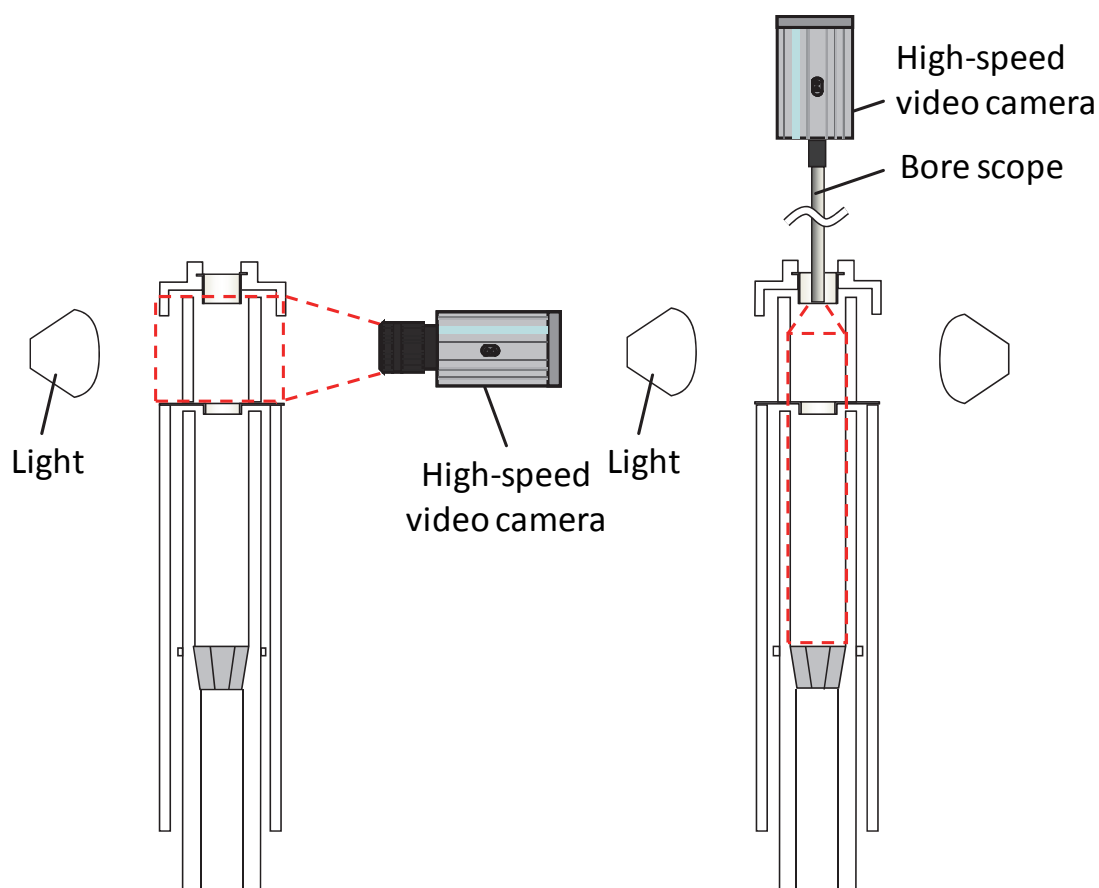


Fig. 4.6 Visualization region.
(side view)

Fig. 4.7 Visualization region.
(inside view)

(2) 液相分離率測定

第1段ピックオフリングにおける液相分離率 $W_{s,1}^*$ 、第2段ピックオフリングにおける液相分離率 $W_{s,2}^*$ 及び合計の液相分離率 $W_{s,T}^*$ は以下の諸式で定義される。

$$W_{s,1}^* = \frac{W_{Ls,1}}{W_{Ls,1} + W_{Ls,2} + W_{Lus}} \quad (4.3)$$

$$W_{s,2}^* = \frac{W_{Ls,2}}{W_{Ls,1} + W_{Ls,2} + W_{Lus}} \quad (4.4)$$

$$W_{s,T}^* = \frac{W_{Ls,1} + W_{Ls,2}}{W_{Ls,1} + W_{Ls,2} + W_{Lus}} \quad (4.5)$$

ここで、 $W_{Ls,1}$ 及び $W_{Ls,2}$ は各々第1段及び第2段ピックオフリングにおける分離液相質量流量であり、 W_{Lus} は未分離液相質量流量である。分離液相体積流量及び未分離液相体積流量は受け止め法により計測し、 $(W_{Ls,1} + W_{Ls,2} + W_{Lus})$ と供給液相質量流量との差は±1%以内であった。

(3) 液膜厚さ測定

第1段ピックオフリング下流における液膜厚さの測定には、レーザフォーカス変位計 (KEYENCE, LT9030M) を用いた。計測原理は3.2.3項と同様であるため、ここでは省略する。液膜測定時はレーザビームの屈折に伴う測定誤差を低減するため、計測位置である第1段ピックオフリング下流のバレル外壁面を平面に加工した試験体を用いた。液膜厚さ測定位置はバレル下端から下流に200 mm以降の4点 ($z = 200, 206, 223, 240$ mm) とした。液膜厚さ計測の空間分解能は0.1 μm 、サンプリング周期は0.64 msで、測定点数は50,000点とした。なお、測定値の平均値の不確かさは1%であった。

(4) キャリーアンダー測定

キャリーアンダー (CU) は第1段ピックオフリングにより分離された全分離質量流量に対する分離気相質量流量割合であり、次式で定義される。

$$CU = \frac{W_{Gs,1}}{W_{Gs,1} + W_{Ls,1}} \quad (4.6)$$

ここで、 $W_{Gs,1}$ は第1段ピックオフリングにおける分離気相質量流量である。Fig. 4.8 にキャリーアンダー測定の概略を示す。排水流路から排出された分離気相をキャリーアンダー測定容器に回収し、容器上部に接続したチューブから気相を取り出し、水上置換による受け止め法により5回計測した。5回の計測値の標準偏差は平均値に対して1.6%以下であった。

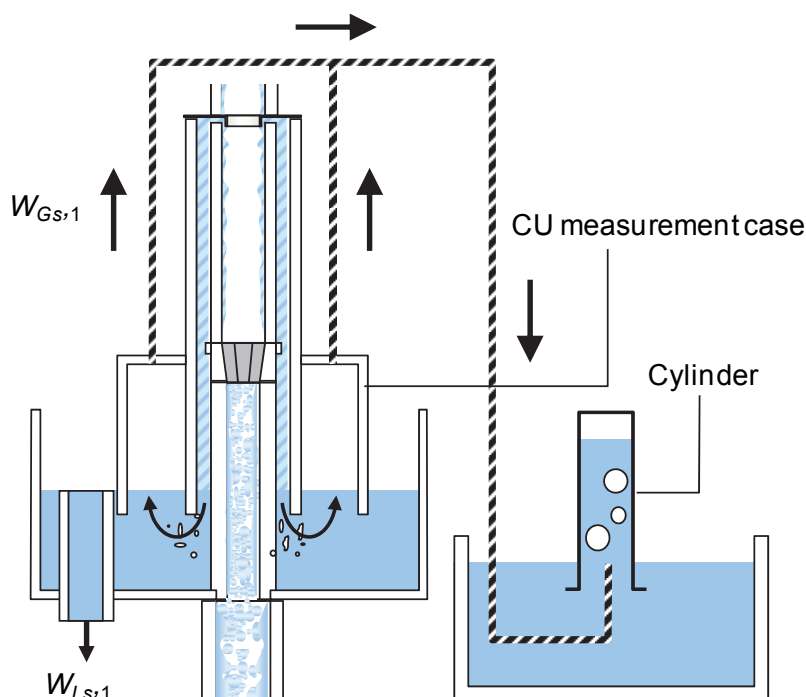


Fig. 4.8 Measurement method for CU.

(5) 圧力損失測定

Fig. 4.9 に示すように, 実験部内圧力分布 P_z ($z = -183, -83, -36, 50, 150, 212$ mm, z はバレル下端を基準とした高さ) は, 圧力測定用タップに微差圧トランスデューサ (Valydine, DP45) を接続して測定した. この機器の計測精度は $\pm 0.5\%$ である. 圧力計測時のサンプリング周波数は 1.0 kHz, 測定点数は $50,000$ 点とした. なお, 第1段ピックオフリング先端位置が $z = 170$ mm であるため, 第1段ピックオフリングにおける圧力損失は $P_{150} \sim P_{212}$ 間の差圧として評価した.

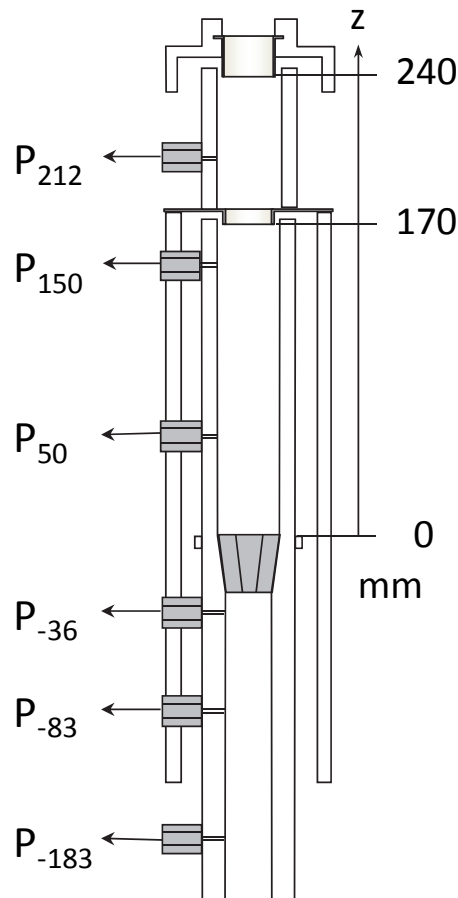


Fig. 4.9 Measurement positions for pressure drop.

4.3 実験結果及び考察

4.3.1 流動状態

Fig. 4.10 に第1段ピックオフリング通過後の実験部内流動の可視化結果を示す。実験条件は $J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s である。撮影位置は第2段ピックオフリング先端位置である $z = 240$ mm とした。 $t = 0$ ms では実験部内の液相は旋回力により壁面に集積して液膜となっておりガスコア内には液滴が見られないが、 $t = 10$ ms では液膜の一部が第1段ピックオフリングを乗り越える際に大量の液滴が飛散している様子を確認できる。

Fig. 4.11 に第1段ピックオフリング下流のバレル内流動の可視化結果を示す。実験条件は **Fig. 4.10** と同様に $J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s である。**Fig. 4.11** より、第1段ピックオフリング通過時に飛散した液滴がガスコア内を移動している様子や、旋回力によってバレル壁面の液膜に再付着している液滴も確認できる。

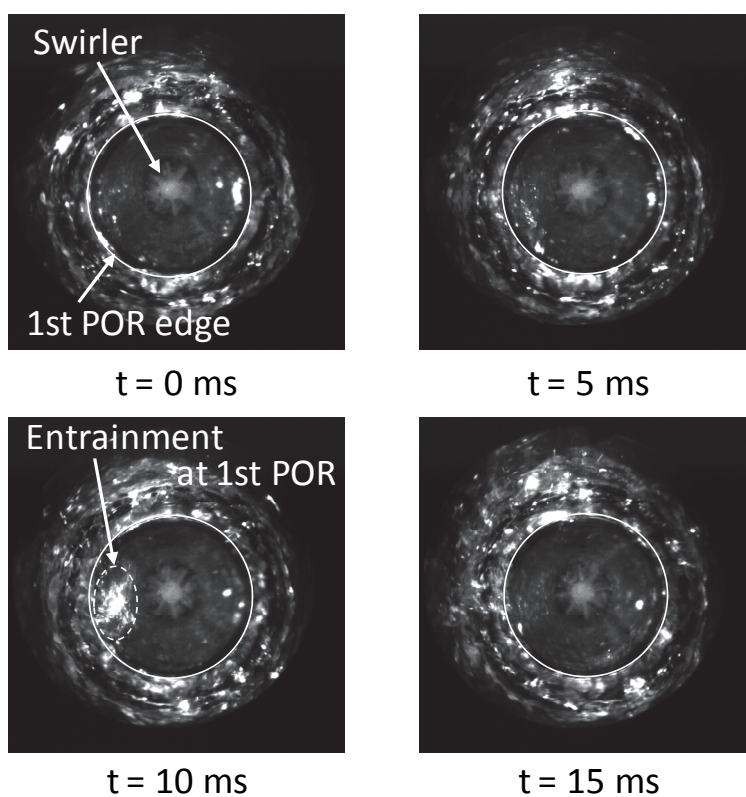


Fig. 4.10 Flow pattern in the test section.

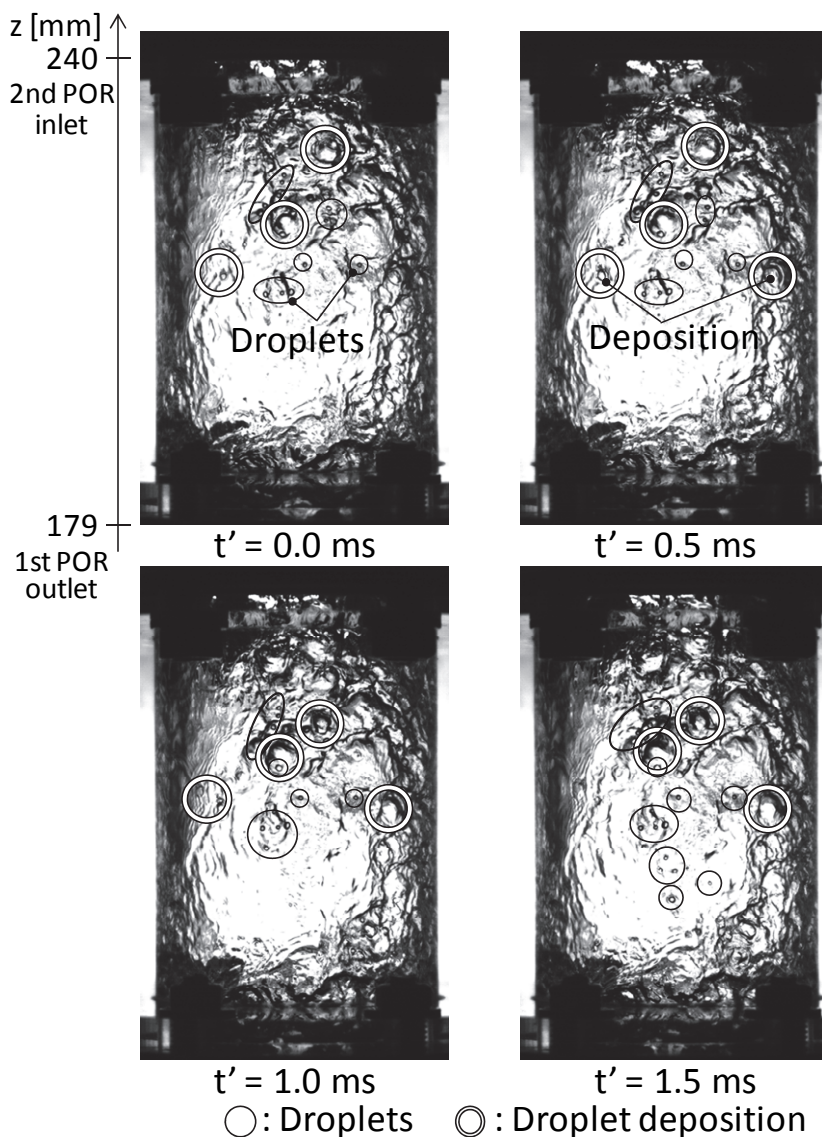


Fig. 4.11 Flow pattern after passing through 1st POR.

Fig. 4.12 に擾乱波通過時のバレル内流動を示す。実験部内の画像 (Fig. 4.12 上段) においては、擾乱波による散乱のため輝度値が上昇することで、擾乱波の通過を確認できる。一方、バレル外部側方からの画像 (Fig. 4.12 下段) においては、擾乱波によって光が遮断されるため輝度値が著しく低下することにより、擾乱波の通過を確認できる。擾乱波はプレナム部及びスタンドパイプ部に多く発生する液塊が流路を閉塞することに起因してランダムに発生する。画像中央部を液塊が通過していることから、擾乱波によって発生した大量の液滴及び液塊がガスコアを通過して未分離液相の一部となっていることがわかる。

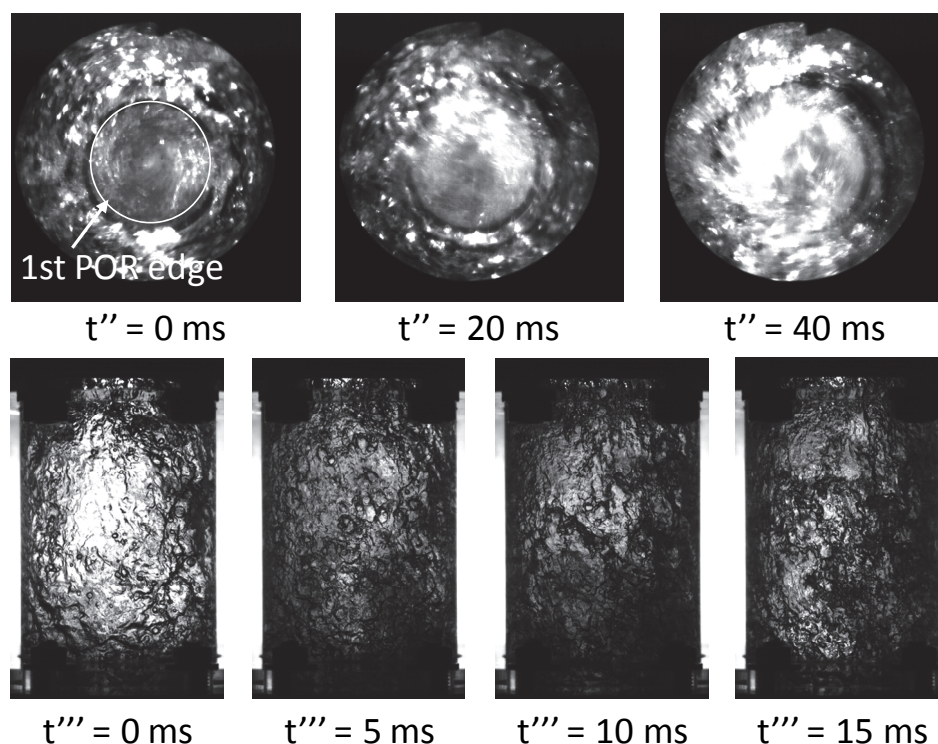


Fig. 4.12 Disturbance wave in the barrel.

4.3.2 液相分離率

Fig. 4.13 に各 J_G 及び J_L における液相分離率を示す. J_G の増加に伴い $W_{s,1}^*$ は増加している. これは J_G 増加により界面せん断力が増加し, 液膜が薄くなる^[1] ことで第 1 段ピックオフリングのギャップ部に液相が流入しやすくなったためである. 一方, J_G 増加に伴い $W_{s,2}^*$ は減少している. これは J_G 増加により $W_{s,1}^*$ が増加し, 第 1 段ピックオフリング下流に残留する液相流量が減少したためである. J_G が増加すると $W_{s,T}^*$ は僅かに増加している. これは J_G 増加により旋回力が強くなり, 液滴の壁面への付着が促進されたこと, 及び, 第 1 段ピックオフリングにおける分離率が大きく, 第 1 段ピックオフリングを乗り越える際の液滴飛散が少ないことが原因と考えられる.

一方, J_L が増加しても $W_{s,1}^*$ はほぼ一定である. このことから J_L が増加しても第 1 段ピックオフリング上流における液膜流量と液滴流量の比が変化していないと考えられる. また, J_L の増加に伴い $W_{s,2}^*$ 及び $W_{s,T}^*$ は僅かに減少している. これは J_L 増加により第 1 段ピックオフリングを乗り越える液膜流量及び第 1 段ピックオフリング部で飛散する液滴量が増加し, 第 2 段ピックオフリングで分離されずにそのまま通過する液相が増加したためといえる.

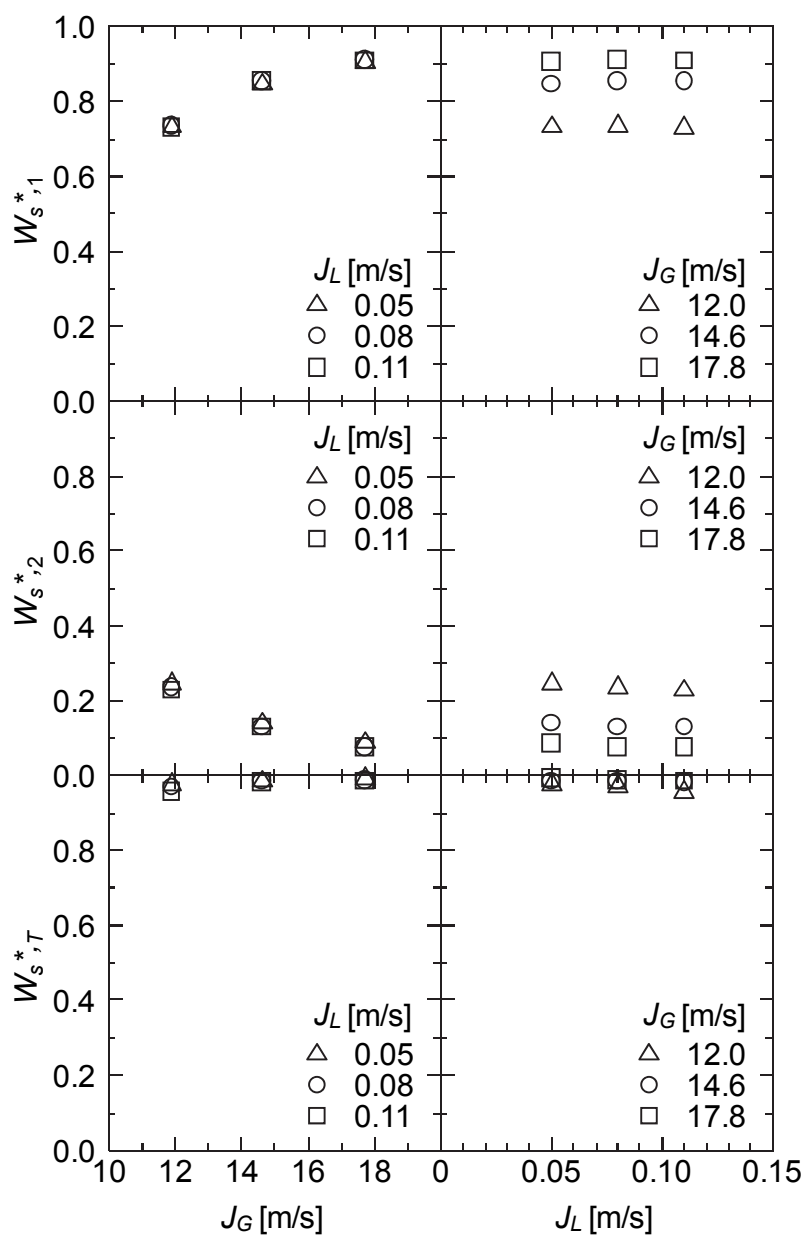


Fig. 4.13 Effects of J_G and J_L on W_s^* (FRR_{1.35}).

Fig. 4.14 に各 w_{FRR} における液相分離率 W_s^* を示す. 第 1 段ピックオフリングにおける分離率 $W_{s,1}^*$ は w_{FRR} を 0.5 mm まで狭めると明らかに減少した. これは w_{FRR} が減少したことで, 排水流路における流動抵抗が増加し, 第 1 段ピックオフリングのギャップ部への液相流入が抑制されたためである. 第 2 段ピックオフリングにおける液相分離率 $W_{s,2}^*$ は w_{FRR} の減少に伴い増加した. これは w_{FRR} の減少に伴い排水流路への液相流入が抑制されることにより, 第 2 段ピックオ

フリング上流の液相流量が増加したためであると考えられる。また、 $w_{FRR} = 0.5$ mm の場合を除き、 $W_{s,T}^*$ は w_{FRR} によらない結果となった。一方、 $w_{FRR} = 0.5$ mm で $W_{s,T}^*$ が減少したのは、第1段ピックオフリングを乗り越える液相が増加し、その際に飛散する液滴量が増加したこと、及び、第2段ピックオフリングによって分離されない液相が増加したためと考えられる。

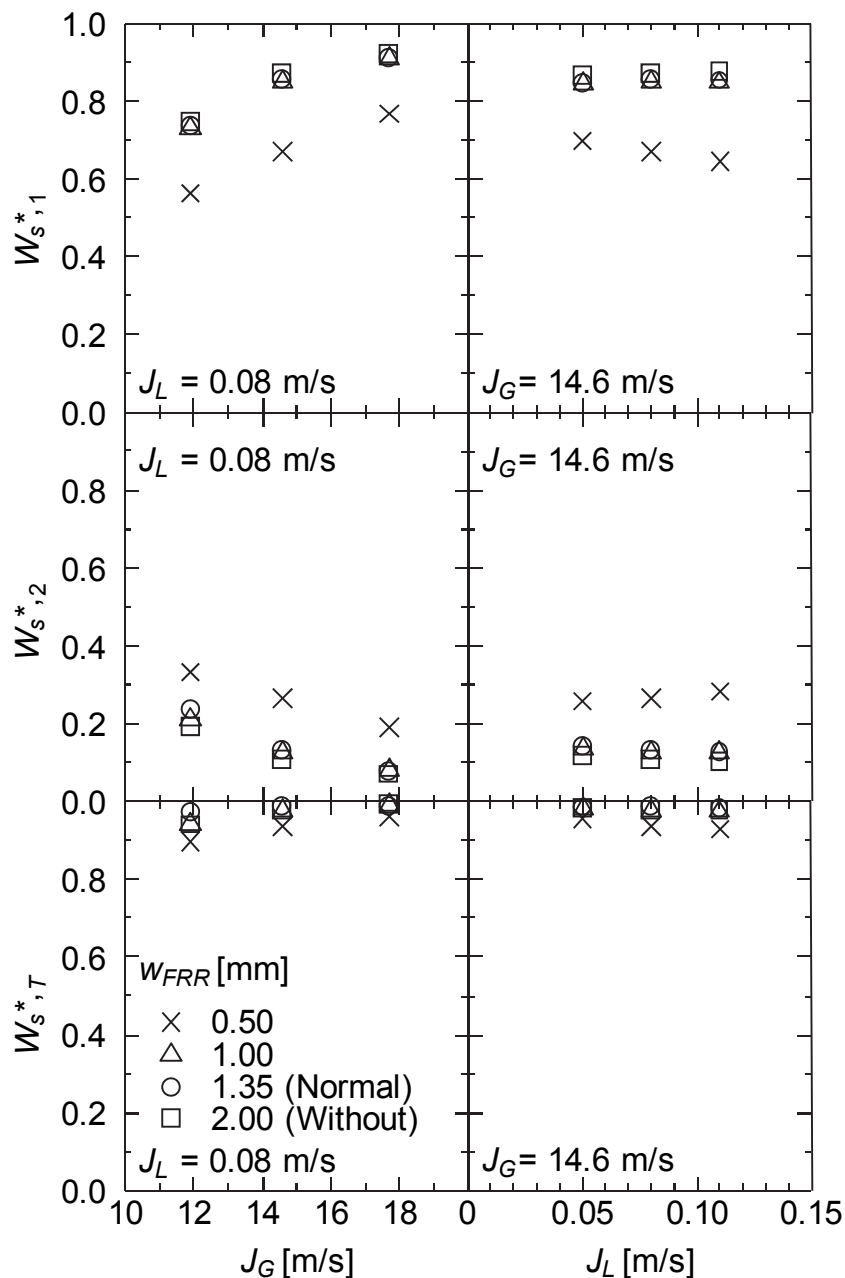


Fig. 4.14 Effects of w_{FRR} on W_s^* .

4.3.3 液膜厚さ

Fig. 4.15 に第1段ピックオフリング下流における平均液膜厚さ δ_m を示す. $J_L = 0.08 \text{ m/s}$ において, J_G の増加に伴い δ_m は減少している. これは 4.3.2 項で述べたように, J_G の増加に伴って $W_{s,1}^*$ が増加し, 第1段ピックオフリング下流の液相流量が減少したこと, 及び, 界面せん断力が増加したことによると考えられる. なお, $z = 200 \text{ mm}$ 付近において液膜厚さが下流側よりも厚いのは, 第1段ピックオフリング背面に形成される液溜まりの影響である.

一方, $J_G = 14.6 \text{ m/s}$ において, J_L の増加に伴い $z = 200 \text{ mm}$ 付近における液膜厚さが減少している. これは J_L の増加により第1段ピックオフリングを乗り越える際に飛散する液滴量が増加するためといえる. また, 第2段ピックオフリング先端位置 ($z = 240 \text{ mm}$) における液膜厚さには J_L の影響はほとんどみられない. 以上より, J_L が増加すると第1段ピックオフリング下流における液滴流量割合が増加し, 4.3.2 項で述べたように, $W_{s,2}^*$ 及び $W_{s,T}^*$ が僅かに減少する要因となっていると考えられる.

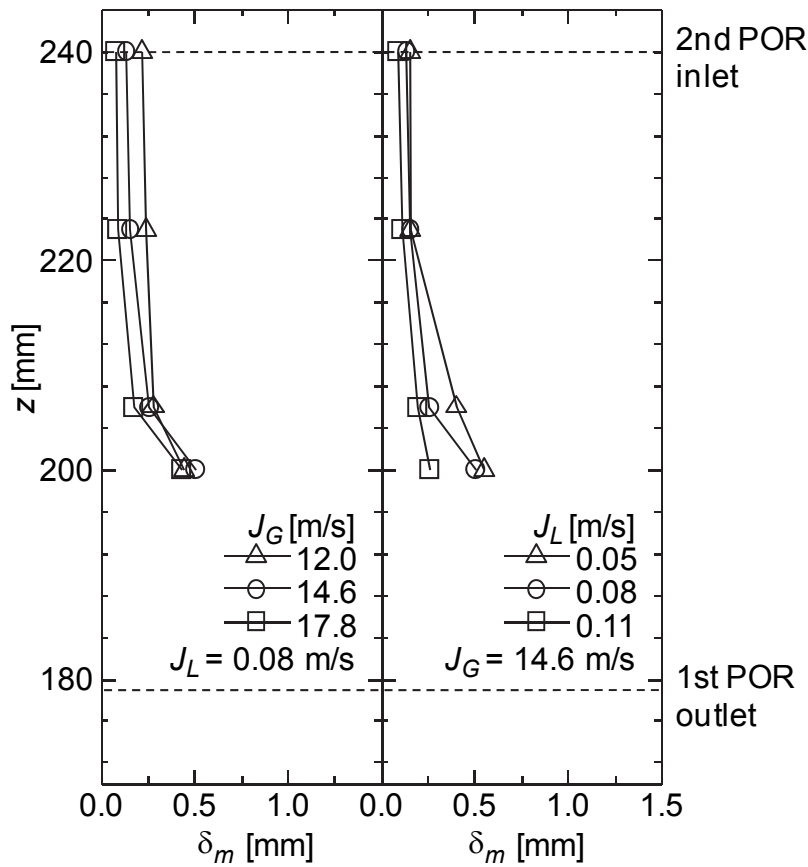


Fig. 4.15 Film thickness in the downstream of 1st POR (FRR_{1.35}).

4.3.4 キャリーアンダー

Fig. 4.16 に各 J_G 及び J_L におけるキャリーアンダーを示す。 J_G が 12.0 m/s から 14.6 m/s に増加するとキャリーアンダーは減少し、 14.6 m/s から 17.8 m/s に増加するとキャリーアンダーは増加する傾向がある。 J_G 増加により、 バレル部における旋回力が強くなることで気水分離は促進されるため、 バレル内壁面を旋回しながら上昇する液膜内に同伴される気相割合は減少すると考えられる。 一方、 界面せん断力の増加により液膜厚さが薄くなることで、 特に J_L が低い条件においてピックオフリングギャップ部から排水流路への気相流入が増加し、 $J_G = 17.8$ m/s でキャリーアンダーが増加する傾向を示したものと考えられる。

また、 J_L の増加に伴いキャリーアンダーが減少している。 これは J_L 増加により液膜が厚くなるため、 排水流路への気相流入が抑制されたためと考えられる。

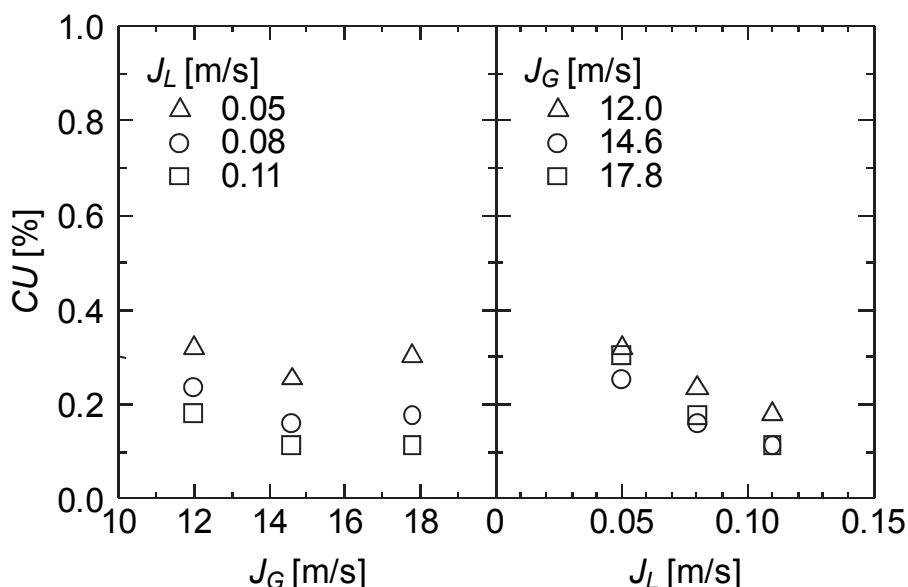
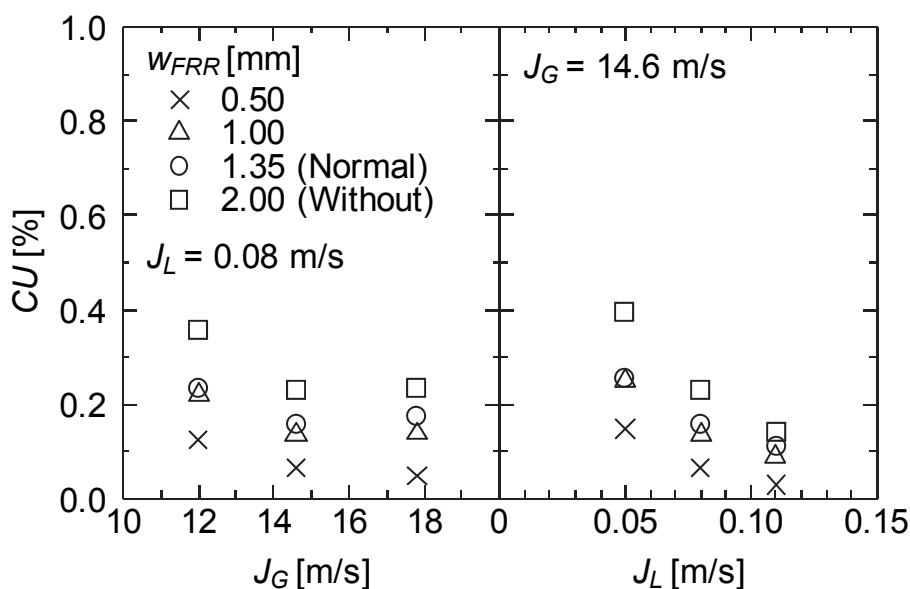


Fig. 4.16 Effects of J_G and J_L on CU ($FRR_{1.35}$).

Fig. 4.17 に各 w_{FRR} におけるキャリーアンダーを示す。 w_{FRR} 、すなわち、排水流路面積を減少させることで排水流路への気相流入が抑制されるためキャリーアンダーが減少した。このことから、流量制限リングはキャリーアンダー抑制に効果があることが確認できる。

Fig. 4.17 Effects of w_{FRR} on CU .

4.3.5 軸方向圧力分布

Fig. 4.18 に次式で定義される無次元圧力 P^* を示す.

$$P^* = \frac{P_z - P_{212}}{P_{212}} \quad (4.7)$$

ここで、 P_{212} は最下流側の計測位置 ($z = 212$ mm) における圧力である.

スワラーが装着されているディフューザ部では内径が 30 mm から 40 mm へと拡大されているため、ディフューザ下流において圧力回復が生じると考えられる。しかし、ディフューザ部での P^* の勾配は、圧力回復がなく摩擦損失による圧力損失が生じるバレル部と同程度である。以上より、スワラーによる圧力損失は、流路拡大による圧力回復よりも大きいことがわかる。また、第 1 段ピックオフリングを含む区間での P^* の勾配も大きい。これは、液相分離に伴う運動量損失に加え、ピックオフリング入口部では流路面積の急縮小、出口部では急拡大があるため局所損失が生じ、比較的大きな圧力損失となるためと考えられる。なお、局所圧力損失の影響が大きいと考えられるスワラー部及び第 1 段ピックオフリング部における P^* の勾配は、 J_G に強く依存している。

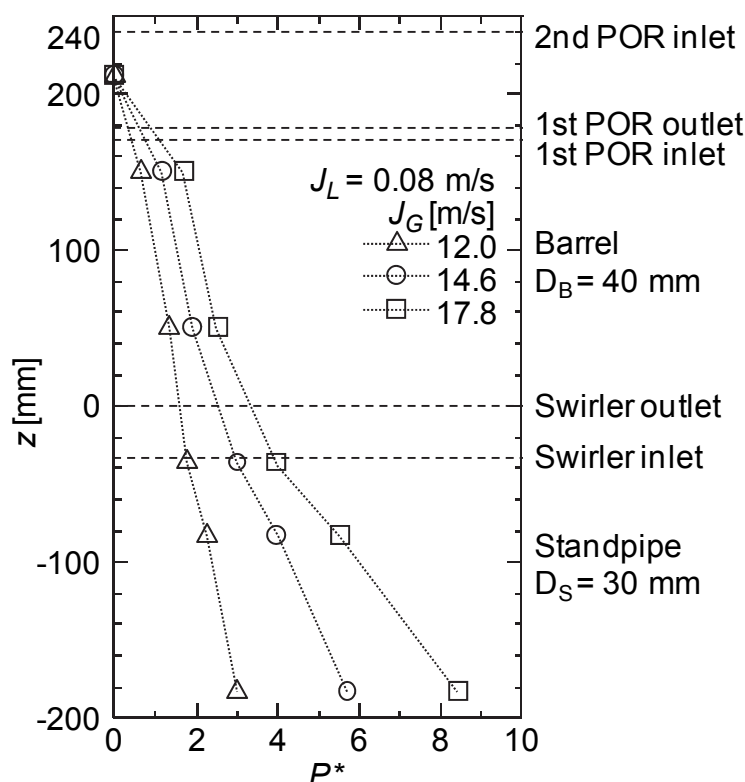


Fig. 4.18 Axial distribution of P^* (FRR_{1.35}).

4.3.6 第1段ピックオフリング部圧力損失

Fig. 4.19 に各 J_G , J_L 及び各流量制限リングギャップ幅 w_{FRR} における第1段ピックオフリング部圧力損失 ΔP を示す。 J_G 増加に伴い ΔP は増加している。これは第1段ピックオフリング部において流路面積が急縮小・急拡大する影響が大きく、 J_G 増加に伴い気相の縮流に伴う局所圧力損失が増加したためである。また、 ΔP の J_L に対する依存性は流量制限リングギャップ幅によって異なる傾向を示している。 $w_{FRR} = 0.5$ mm 以外の比較的広い条件においては J_L 増加に伴い ΔP は減少している。これは、 J_L 増加に伴い第1段バレル部の液膜が厚くなる^[3]ことで気液界面のせん断応力は増加する^[5]ものの、液膜が厚くなったことでピックオフリング入口部の気相が通過する流路面積の縮小割合が相対的に小さくなり、気相の縮流による局所圧力損失が低下したためと考えられる。一方、 $w_{FRR} = 0.5$ mm においては、 J_L の増加に伴い ΔP は増加している。流量制限リングギャップ幅が $w_{FRR} = 0.5$ mm まで狭くなると排水が過剰に制限されるため、ピックオフリングを覆うような液膜が形成されたと考えられる。 J_L の増加に伴い液膜が厚く

なること、及び、気液界面のせん断応力が増加することから、**Fig. 4.20** に示すように、ピックアップリング近傍での液滴の飛散が増加することにより、圧力損失が増加したものと考えられる。

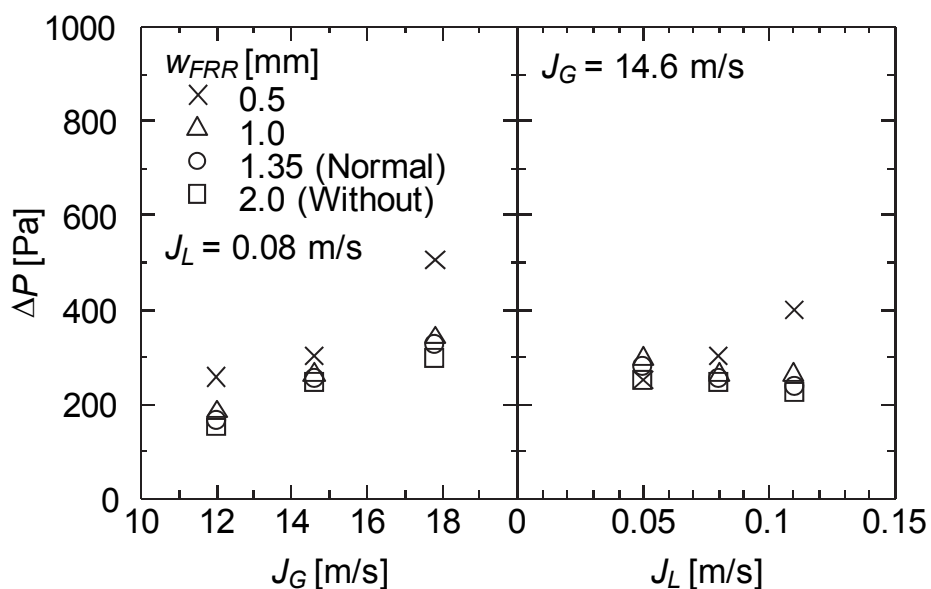


Fig. 4.19 Effects of J_G , J_L and w_{FRR} on ΔP .

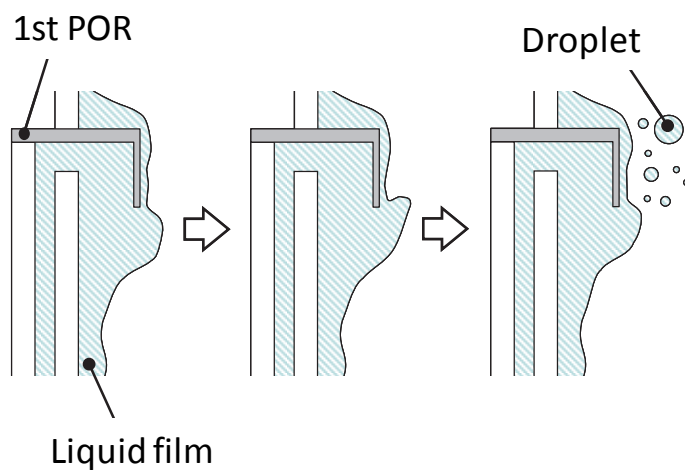


Fig. 4.20 Schematic of the flow near 1st POR at $w_{FRR} = 0.50$ mm.

4.4 ピックオフリングの改良

4.4.1 改良型ピックオフリング

4.3.5 項での検討から、気水分離器の圧力損失低減には、スワラー及びピックオフリング形状の改良が有効であることがわかる。スワラー形状改良による低圧損型気水分離器の検討については第3章に示した通りである。以下では、気水分離器の第2段分離部までを模擬した縮小実験装置を用いて、第1段ピックオフリング形状の改良を検討し、気水分離性能や圧力損失に及ぼす影響を調べた結果を示す。

Fig. 4.21 に改良型ピックオフリング (POR (R-Gap), POR (Improved)) の概略を示す。4.3.6 項での検討から、第1段ピックオフリング部における圧力損失は、気相の縮流に伴う局所損失が支配的であることがわかる。一方、片岡ら^[3]により測定された第1段ピックオフリング位置における定格運転相当条件 ($J_G = 14.6$ m/s, $J_L = 0.08$ m/s) 時の最大液膜厚さは約 2.2 mm であり、Fig. 4.3 に示した基準ピックオフリング (POR (Normal)) のギャップ幅 (3.4 mm) が過剰に広いことがわかる。そこで、改良型ピックオフリングでは、ピックオフリング部における流路面積の急縮小を抑制するため、ピックオフリングギャップ幅を第1段ピックオフリング位置における定格運転相当条件時の最大液膜厚さに相当する 2.2 mm とし、POR (Normal) のギャップ幅よりも狭くした。また、Fig. 4.21 に示す POR (Improved) では、ピックオフリング出口部での局所圧力損失低減を狙い、ピックオフリング下流流路形状を急拡大流路からディフューザに変更した。ディフューザ高さは単相流におけるディフューザ性能線図^[6]を用いて流れの剥離が生じない条件となるように決定した。なお、第2段ピックオフリング形状は変更しておらず、また、排水流路に設けた流量制限リングのギャップ幅は基準値である $w_{FRR} = 1.35$ mm とした。

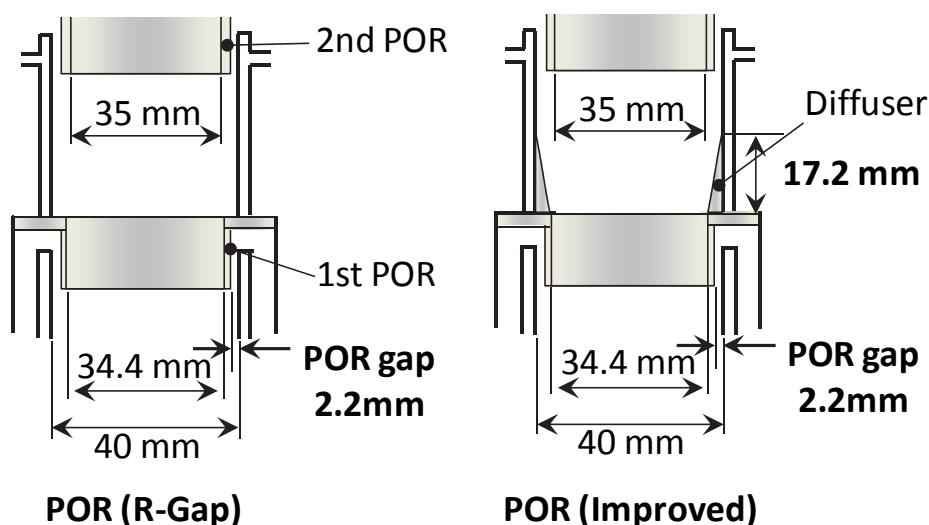


Fig. 4.21 Improved PORs.

Table 4.2 Type of PORs.

POR type	ROP gap [mm]	Diffuser	Figure
Normal	3.4	—	Fig. 4.3
R-Gap	2.2	—	Fig. 4.21
Improved	2.2	✓	Fig. 4.21

4.4.2 性能評価

Fig. 4.22 に第1段ピックオフリング部圧力損失 ΔP を示す。ピックオフリングギャップ幅の減少により ΔP は減少している。これは、ギャップ幅の減少により、流路のブロックage比（ピックオフリング内側流路面積とバレル部流路面積の比）が小さくなったためといえる。POR (Improved)ではPOR (Normal)と比較すると定格運転相当条件で ΔP が約43%低減している。これは、流路のブロックage比が小さくなったことに加え、ピックオフリング下流における流れの剥離の緩和により、局所圧力損失が減少したためといえる。なお、 ΔP の J_G 及び J_L に対する依存性は4.3.6項で述べた通りである。

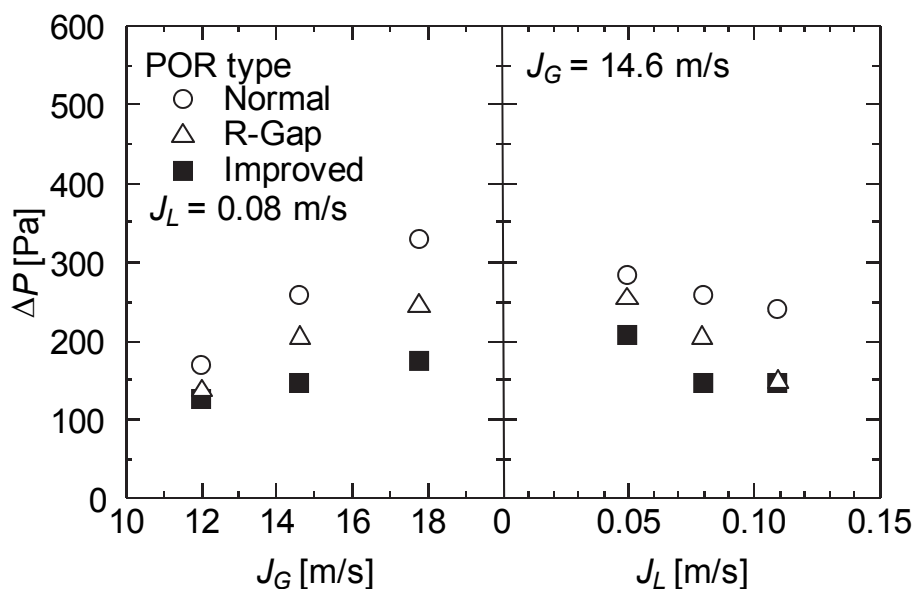


Fig. 4.22 Effects of POR type on ΔP (FRR_{1.35}).

Fig. 4.23 に液相分離率を示す. ピックオフリングギャップ幅の減少により第1段ピックアップにおける液相分離率 $W_{s,1}^*$ は減少している. これは, ギャップ幅の減少により, 液膜及び擾乱波が第1段ピックアップ部から排水流路側へ流入しづらくなったためといえる. 第2段ピックアップにおける液相分離率 $W_{s,2}^*$ はギャップ幅の減少により増加している. これは, $W_{s,1}^*$ が減少し2段目に流入する液相が増加したためである. 合計液相分離率 $W_{s,T}^*$ はギャップ幅の減少により僅かに減少している. これは, 第1段ピックアップを乗り越える液相が増加し, その際に飛散する液滴量が増え, 再付着せずにガスコアを通過したこと, 及び, 2段目に流入する液相の増加により第2段ピックアップを乗り越える液相が増えたためと考えられる. POR (Improved) では, ギャップ幅が同じ POR (R-Gap) と比較して $W_{s,1}^*$ が僅かに減少している. これは, ピックオフリング出口部における流路面積の急拡大が緩和されたことにより排水流路側への排水が抑制されたためと考えられる. しかし, 第2段ピックアップ部での液相分離により $W_{s,1}^*$ の減少を補っており, $W_{s,T}^*$ には大きな減少はみられない.

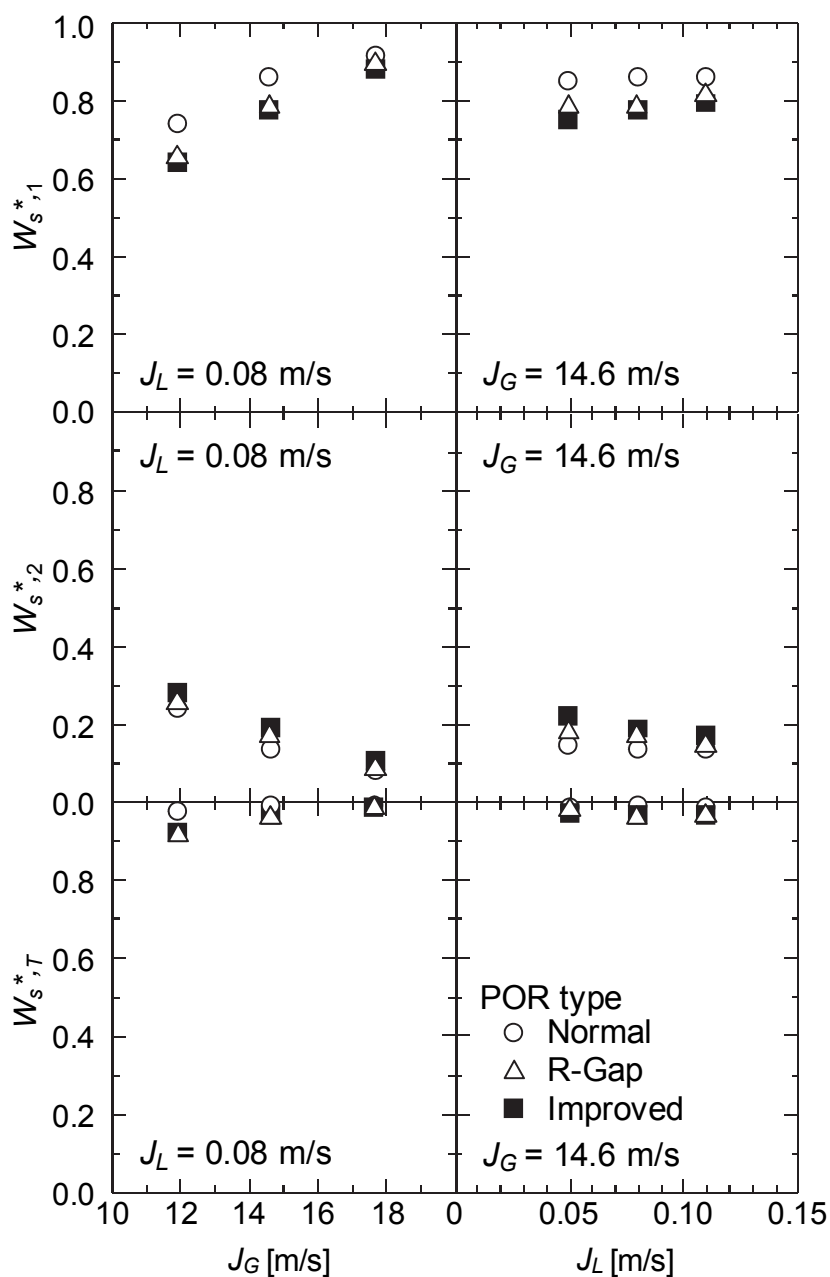


Fig. 4.23 Effects of POR type on W_s^* (FRR_{1.35}).

Fig. 4.24 にキャリーアンダーの測定結果を示す。ピックオフリングギャップ幅の減少によりキャリーアンダーは減少する。これは、ギャップ幅減少により、液膜とピックオフリングのギャップ部に気相が流入しにくくなったためである。また、POR (Improved)によるキャリーアンダーは、ギャップ幅が同じPOR (R-Gap)によるキャリーアンダーとほぼ同じである。このことから、ギャップ幅 2.2 mm

ではキャリーアンダーに対するピックオフリング下流流路形状の影響は小さいことがわかる。

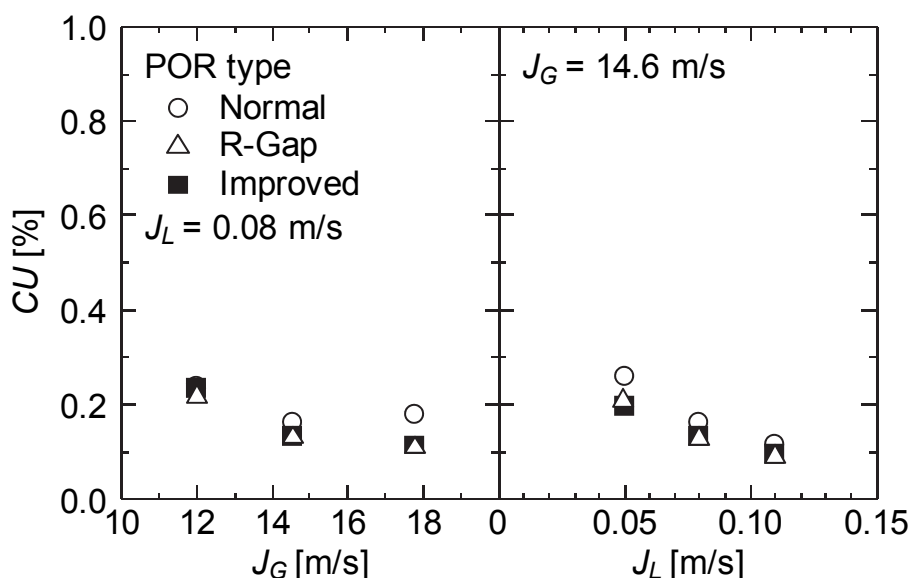


Fig. 4.24 Effects of POR type on CU (FRR_{1.35}).

4.5 結言

本章では、気水分離器の第2段分離部までを模擬した縮小実験装置を用いて、流動状態、液相分離率、液膜厚さ、キャリーアンダー、圧力損失を測定し、気水分離器の構成要素である流量制限リング及びピックオフリングが気水分離特性に及ぼす影響を実験的に調べ、以下の結論を得た。

- (1) 気相体積流束の増加に伴い、界面せん断力が増加し液膜が薄くなり、第1段ピックオフリングのギャップ部に液相が流入しやすくなるため、液相分離率が増加し、また、旋回力が増加することで気水分離が促進され、キャリーアンダーが減少する。ただし、液相体積流束が低い条件下では、液膜厚さが薄くなると、ピックオフリングギャップ部から排出流路へ気相が流入しやすくなるため、高気相体積流束条件においてキャリーアンダーが増加する傾向がある。

- (2) 流量制限リングギャップ幅を狭くすることにより、排水流路面積が減少するため気相の流入が抑制され、キャリーアンダー性能は向上する。ただし、流量制限リングギャップ幅を狭くしすぎると、第1段ピックオフリングを乗り越える液相及び飛散する液滴が増加するため、液相分離率が低下する可能性がある。したがって、流量制限リングギャップ幅は、気水分離性能や圧力損失性能を踏まえ、最適化する必要がある。

- (3) ピックオフリングギャップ幅を最大液膜厚さ程度とし、出口部をディフューザ形状とした改良型ピックオフリングにより、気水分離性能を維持しつつ、第1段ピックオフリング部における圧力損失を著しく（約43%）低減できる見通しを得た。

第4章の参考文献

- [1] Kataoka, H., Tomiyama, A., Hosokawa, S., Sou, A. and Chaki, M., Two-Phase Swirling Flow in a Gas-Liquid Separator, *J. Power and Energy Syst.*, Vol. 2(4), 1120–1131 (2008).
- [2] Kataoka, H., Shinkai, Y., Hosokawa, S. and Tomiyama, A., Swirling Annular Flow in a Steam Separator, *J. Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 131, 032904 (2009).
- [3] Kataoka, H., Shinkai, Y. and Tomiyama, A., Pressure Drop in Two-Phase Swirling Flow in a Steam Separator, *J. Power and Energy Syst.*, Vol. 3(2), 382–392 (2009).
- [4] Wolf, S. and Moen, R. H., *Advances in Steam-Water Separators for Boiling Water Reactors*, ASME Paper No.73-WA/PWR-4 (1973).
- [5] Wallis, G. B., *One Dimensional Two-Phase Flow*, McGraw-Hill, pp. 318-322 (1969).
- [6] 松永成徳, 西道弘, 富田侑嗣, 塚本寛, *流れ学—基礎と応用—*, 朝倉書店, pp. 82-84 (1991).

第5章

結論

改良型沸騰水型原子炉（ABWR：Advanced Boiling Water Reactor）の炉内構造物である気水分離器は、原子炉冷却材の再循環経路に含まれるため、気水分離器の圧力損失を低減させることで、再循環系ポンプの負荷低減や燃料サイクルコストの低減、密度波振動防止など、プラント特性の向上に寄与し、ABWRの安全性及び経済性を向上させることができる。

気水分離器の合理的な改良のためには、気水分離器内部の旋回二相流動に及ぼす構成要素の影響を把握し、その知見に基づいて、気水分離器を構成する要素を最適化する必要がある。また、旋回二相流動に関する実験データを蓄積することで数値計算の検証やモデル化の検討が可能となり、新型気水分離器の開発期間の短縮や開発コストの低減が期待できる。

気水分離器に関する従来の研究においては様々な模擬実験が行われているが、模擬実験と実機実証試験との力学的類似性についての系統的研究はなされていない。また、機器評価指標である気水分離性能と圧力損失からスワラーの改良方法を検討した研究はなされているが、内部流動状態の把握に基づくスワラー形状の改良は行われていない。さらに、気水分離器の内部流動の詳細把握に基づく第2段、第3段ピックオフリングを含む気水分離器の特性把握に関する研究は見当たらない。

そこで本研究では、気水分離器内旋回二相流動の詳細把握に基づく、気水分離器の開発及び改良方法の構築を目的とし、気水分離器に関する従来研究の課題を踏まえ、まず、空気-水系縮小実験と実機実証試験との力学的類似性を評価するために、気相体積流束、気相運動エネルギー、二相混合遠心力といった物理量を選定し、実機条件の模擬方法の妥当性について系統的に検討した。続いて、気水分離器の第1段分離部までを模擬した縮小実験装置と形状を変更した数種類のスワラーを用いて、流動状態、液膜厚さ、液相分離率、圧力損失といった内部流動状態の把握に基づき、気水分離器性能に影響が大きいスワラー形状の改良を実験的に検討した。また、第2段分離部までを模擬した縮小実験装置を製作し、流動状態、液相分離率、液膜厚さ、キャリーアンダー、圧力損失を測定し、気水分離器の構成要素である流量制限リング及びピックオフリン

グの形状が気水分離特性に及ぼす影響を検討した。

以下に各章で得られた結論を総括する。

第2章では、気水分離器の実機実証試験結果を基に、空気-水系縮小実験と実機実証試験との力学的類似性を保つための物理量の選定について考察するとともに、実機気水分離器の1/2スケールの空気-水系縮小実験装置を用いて、気水分離器のキャリーオーバー特性の実機模擬性を実験的に調べ、以下の結論を得た。

- (1) 気相流量を特徴づける気相の体積流束とクオリティを実機条件と一致させた場合、力学的類似性が成り立たず、キャリーオーバーの絶対値、及び、ABWRの定格クオリティ付近のキャリーオーバーの傾向を模擬できない。
- (2) 気水混合を特徴づける気相の運動エネルギーとクオリティを実機条件と一致させた場合、キャリーオーバー特性は実機実証試験と比較的良く一致したが、第1段排水率が実機実証試験よりも小さく、気水分離器内における第1段、第2段、第3段各々での気水分離プロセスが実機実証試験と異なる可能性がある。
- (3) 気水分離に影響を及ぼすと考えられる気水混合体の遠心力とクオリティを実機条件と一致させることで、広範囲のクオリティ条件下で、キャリーオーバー特性が実機実証試験と同様の傾向となること、及び、ABWRの定格クオリティにおける第1段排水率が実機実証試験と同程度となることから、気水分離器内における気水分離プロセスが実機実証試験と類似であると考えられる。

第3章では、気水分離器の第1段分離部までを模擬した縮小実験装置と形状を変更した数種類のスワラーを用いて、流動状態、液膜厚さ、液相分離率、圧力損失を測定し、気水分離性能の維持と圧力損失の低減との両立が可能なスワラー形状を実験的に調べ、以下の結論を得た。

- (4) 従来型スワラーの羽根の外周側出口角度を半分にしたスワラーは、旋回力の低下により気水分離性能が低下し、かつ、ディフューザ内流路面積は従来型スワラーとほぼ変わらないため圧力損失低減の効果は小さい。したがって、気水分離性能を低下させないためには、羽根の出口角度を変更せず、旋回力を維持する必要がある。

- (5) 従来型スワラーの出口側ハブ径を半分したスワラー，もしくは，羽根枚数を8枚から6枚に減らしたスワラーは，旋回力が維持されるため気水分離性能は低下せず，かつ，ディフューザ内流路面積は従来型スワラーより拡大されるため圧力損失を低減させることが可能である。
- (6) 気水分離性能の維持と圧力損失の低減との両立が可能な「出口側ハブ径縮小」「羽根枚数減少」に加え，ディフューザ入口におけるディフューザ内流路面積の急縮小を排除し，軸方向の流路面積変化を緩やかにした改良型スワラーを提案し，改良型スワラーによる気水分離性能は従来型スワラーと同程度であり，かつ，圧力損失は従来型スワラーに比べ約25%低減できることを確認した。

第4章では，気水分離器の第2段分離部までを模擬した縮小実験装置を用いて，流動状態，液相分離率，液膜厚さ，キャリーアンダー，圧力損失を測定し，気水分離器の構成要素である流量制限リング及びピックオフリングが気水分離特性に及ぼす影響を実験的に調べ，以下の結論を得た。

- (7) 気相体積流束の増加に伴い，界面せん断力が増加し液膜が薄くなり，第1段ピックオフリングのギャップ部に液相が流入しやすくなるため，液相分離率が増加し，また，旋回力が増加することで気水分離が促進され，キャリーアンダーが減少する。ただし，液相体積流束が低い条件下では，液膜厚さが薄くなると，ピックオフリングギャップ部から排出流路へ気相が流入しやすくなるため，高気相体積流束条件においてキャリーアンダーが増加する傾向がある。
- (8) 流量制限リングギャップ幅を狭くすることにより，排水流路面積が減少するため気相の流入が抑制され，キャリーアンダー性能は向上する。ただし，流量制限リングギャップ幅を狭くしすぎると，第1段ピックオフリングを乗り越える液相及び飛散する液滴が増加するため，液相分離率が低下する可能性がある。したがって，流量制限リングギャップ幅は，気水分離性能や圧力損失性能を踏まえ，最適化する必要がある。
- (9) ピックオフリングギャップ幅を最大液膜厚さ程度とし，出口部をディフューザ形状とした改良型ピックオフリングにより，気水分離性能を維持しつつ，第1段ピックオフリング部における圧力損失を約43%低減できることを確認した。

以上、本研究では、縮小模擬実験による実機条件の模擬方法の妥当性について検討し、大気圧・空気-水系縮小実験装置を用いて、気水分離器内旋回二相流に関する実験データを蓄積し、スワラーやピックオフリング、流量制限リングといった、気水分離器の構成要素が旋回二相流動に及ぼす影響を把握した。

得られた知見に基づき、気水分離器内旋回二相流動の詳細把握に基づく、気水分離器の開発及び改良方法の指針を述べる。

第2章において、気水分離に影響を及ぼすと考えられる気水混合の遠心力とクオリティを実機条件と一致させることで、大気圧・空気-水系縮小実験により、広範囲のクオリティ条件下で気水分離性能であるキャリーオーバーを定量的に評価可能であり、かつ、異なる形状間の圧力損失の相対評価が可能であることを明らかにした。この結果から、流動状態の可視化や液膜厚さ計測といった流動状態の詳細把握が比較的容易な大気圧・空気-水系縮小実験により、実機実証試験の評価が可能となった。第3章において、気水分離器のスワラー形状について、気水分離性能を維持しつつ、圧力損失を低減するためには、ハブ径の縮小と羽根枚数の減少、並びに、ディフューザ入口におけるディフューザ内流路面積の急縮小を排除することが有効であることを確認した。なお、スワラー形状変更による圧力損失低減効果は、第2章で明らかにしたように、現行スワラーに対する相対的な評価であるため、実機実証試験でも同程度の圧力損失低減効果が期待できる。第4章では、流量制限リングギャップ幅が、キャリーアンダーに及ぼす影響が大きく、気水分離性能や圧力損失性能を踏まえ、流量制限リングギャップ幅を最適化する必要があることを確認した。また、第1段ピックオフリングに関しては、ピックオフリングギャップ幅を定格運転条件における最大液膜厚さ程度とし、出口部を単相流におけるディフューザ性能線図を用いて流れの剥離が生じないように設計することにより、気水分離性能を維持しつつ、第1段ピックオフリング部における圧力損失を著しく低減できることを確認した。

以上、本研究で得られた知見により、気水分離器内旋回二相流動の詳細把握に基づく気水分離器の低圧損化が可能となり、ABWRの安全性及び経済性向上に寄与できる。

本研究に関連する論文・講演論文等

- [1] Kataoka, H., Matsubayashi, T., Shinkai, Y. and Tomiyama, A., Effects of Swirler Shape on Swirling Annular Flow in a Gas-Liquid Separator, Proceedings of the 8th International Topical Meeting on Nuclear Thermal-Hydraulics, Operation and Safety (NUTHOS-8), Paper No. N8P0108, (2010).
- [2] Matsubayashi, T., Katono, K., Hayashi, K. and Tomiyama, A., Effects of Swirler Shape on Swirling Annular Flow in a Gas-Liquid Separator, Nuclear Engineering and Design, 249, 63-70 (2012).
- [3] Sumikawa, T., Yasuda, K., Nishida, K., Katono, K. and Ishida, N., Development of Low Pressure Drop Steam Separator, Proceedings of 2013 International Congress on Advances in Nuclear Power Plants (ICAPP2013), Paper No. FA236 (2013).
- [4] Katono, K., Ishida, N., Sumikawa, T. and Yasuda, K., Air-Water Downscaled Experiments and Three-Dimensional Two-Phase Flow Simulations of Improved Steam Separator for Boiling Water Reactor, Nuclear Engineering and Design, 278, 465-471, (2014).
- [5] 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旋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 (2015).
- [6] 上遠野健一, 田丸隼斗, 細川茂雄, 林公祐, 富山明男, 気水分離器における液相分離部が気液分離性能に及ぼす影響, 混相流, Vol. 29(4), 343-350 (2015).

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 山根隆志 教授，鈴木 洋 教授，細川 茂雄 准教授に謹んで感謝の意を表します。

本研究の遂行にあたり，直接御指導を賜りました神戸大学大学院工学研究科 富山 明男 教授に深謝の意を表します。先生には，気水分離器内旋回二相流に関する共同研究を始めたときから長きに亘り御指導を賜り，この度，研究成果を学位論文として纏める機会を与えていただきましたこと，深く感謝しております。

気水分離器内旋回二相流に関する研究を進めてこられた，エネルギー環境工学研究室の卒業生である，片岡 宏庸 博士，新海 勇介 氏，松林 利樹 氏，三賀 丈詩 氏，田丸 隼人 氏，そして，現在も研究室で研究を進めておられる船橋 駿斗 氏に謝意を表します。私が本学位論文を纏めることができたのは皆様の研究に依るところが大きく，また，皆様と議論させていただいたことは，本研究の遂行にとって大変有益でした。

気水分離器の研究・開発にあたり，日立GEニュークリア・エナジー株式会社 原子力計画部 西田 浩二 主管技師，住川 隆 技師，株式会社日立製作所 研究開発グループ 原子力システム研究部 茶木 雅夫 主管研究員，石田 直行 主任研究員，綿引 直久 技師には，研究の取り纏めや実験の実施等，研究・開発を共に遂行していただき，大変お世話になりました。また，株式会社日立製作所 研究開発グループには博士号取得に対して，博士課程後期課程への進学を認めていただくと共に，各種支援いただきました。ここに感謝の意を表したいと思います。

最後になりますが，私が博士号を取得することを応援してくれた父，亡母，そして，妻 弥生と息子 佑太に感謝します。

2017年1月 上遠野 健一

神戸大学博士論文

「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」

全 89 項

提出日：2017 年 1 月 19 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。

© 上遠野 健一

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。