

湿り蒸気流中における
配管分岐部での音響共鳴現象に関する研究

2020年 3月

内山 雄太

湿り蒸気流中における
配管分岐部での音響共鳴現象に関する研究

内山 雄太

システム情報工学研究科

筑波大学

2020年 3月

目 次

1. 緒言	1
1.1 発電プラントにおける機器／配管の振動疲労事例	1
1.2 圧力脈動源に起因する配管振動の評価手法	15
1.3 配管分岐部における音響共鳴現象に関する既存知見	22
1.4 本研究の位置付けと目的	24
2. キャビティトーン現象に関する理論	27
2.1 キャビティトーン現象の一般的なメカニズム	27
2.2 気柱の共鳴周波数理論式	29
2.3 開口端補正	37
2.4 音速の理論式および相関式	39
2.5 蒸気流中の単一液滴の運動方程式	42
3. 物性および蒸気状態が音響共鳴現象に及ぼす影響	49
3.1 気体単相流における物性の違いが圧力脈動に及ぼす影響	49
3.2 蒸気状態が圧力振幅／周波数特性に及ぼす影響	64
4. 蒸気条件における共鳴周波数評価手法	69
4.1 蒸気条件における開口端補正係数	69
4.2 湿り蒸気における音速	73
4.3 共鳴周波数評価式の適用性と共鳴限界ストロハル数の評価	77
5. 湿り蒸気における振幅低下要因の抽出と音源の簡易評価手法の構築	80
5.1 圧力脈動応答に対する蒸気湿りと蒸気圧力の複合影響	80
5.2 高クオリティ湿り蒸気流の流動様式	98
5.3 湿り蒸気流中の液滴の振動応答の理論解析	103
5.4 蒸気状態影響を考慮した湿り蒸気での音源の簡易評価手法	111
6. 蒸気流において分岐管本数／配置が圧力脈動特性に及ぼす影響	113
6.1 複数分岐管体系における連成影響	113
6.2 上流エルボによる偏流影響の整理	125

7. 音源評価法に基づく伝播／応力評価	127
7.1 汎用音響／構造解析コードの調査.....	127
7.2 音源評価法に基づく音響／構造解析	129
8. 結言	147
謝辞	148
記号一覧	149
参考文献	151

1. 緒言

発電プラントの系統配管では、共鳴や圧力変動など流れに起因する事象により構造物が振動する流動励起振動（FIV, Flow-Induced Vibration）が発生することがある。FIV は配管／構造物の疲労損傷や機器の誤作動／損傷の原因となる重要な事象であり、発電プラントの安全かつ安定な運用および管理を行う上では FIV 事象への配慮が肝要である。FIV には種々の現象があり、そのメカニズム、発生原因／体系／条件、予防対策など、国内外を問わず関心が高く、多くの研究がなされている^{[1],[2]}。国内においては日本機械学会（JSME, the Japan Society of Mechanical Engineers）機械力学・計測制御部門所属の「FIV 研究会」において、国内外における既存の見解に基づいた「事例に学ぶ流体関連振動^[1]」がとりまとめられ、2003 年に刊行されている。本章では国内外の発電プラントにおける機器／配管の振動疲労事例、圧力脈動源に起因する配管振動事例と配管振動評価法、および本研究で取り扱う配管分岐部における音響共鳴現象に関する既存見解を取り纏め、実蒸気配管を対象とした音響共鳴現象の予測評価手法を構築する上で必要となる研究開発要素、特に湿り蒸気流中の音響共鳴現象を評価する上での研究課題を抽出し、本論文の位置付けを明確にする。

1.1 発電プラントにおける機器／配管の振動疲労事例

1.1.1 各損傷メカニズムによるトラブル頻度と FIV 事例の特徴

発電プラントの機器／配管を損傷させる現象には様々なものがあり、各損傷メカニズムによって破断に至る確率について、米国電力研究所（EPRI, Electric Power Research Institute）が 1961 年～1995 年の 2068 炉年にわたる配管／配管コンポーネントの事例 1511 件のデータベースにより調査している（図 1-1）^[3]。これによると振動による破断確率は最も大きく、応力腐食割れ（SCC, Stress Corrosion Cracking）等の他の劣化メカニズムと比較して 1～2 オーダー高いことがわかる。FIV による事例は事象の進展速度が速いことが特徴であり、一旦亀裂が入ると応力集中により貫通してリークに至る可能性がある。一般的に応力の繰り返し数が概ね 10^7 回を超えると材料の疲労強度は応力の繰り返し数に依存しなくなる傾向にある（図 1-2）^{[4],[5]}。プラントの 1 運転サイクル（10 ヶ月運転）を考えた場合、運転時間は 2.6×10^7 秒程度であり、典型的な流体による構造振動現象の振動数は 20 Hz 程度であるので、単純計算で 1 運転サイクル中に 5×10^8 回の繰り返し応力が作用することになる。つまり、1 運転サイクル内で十分に疲労限界に達しうると考えられ、SCC のように進展速度が非常に遅い現象とは異なり、破断に至りやすい重要な現象と考えられる。従って、FIV による機器配管の振動疲労事象は発電所の安全かつ安定な運転に対するリスクが高く、現象の理解に基づく評価手法の整備や設計／運転手順への適切な反映が肝要である。FIV のメカニズムは多数あり、発生する構造物形状や、影響を与える構造物も様々である。また、中には流速の上昇に伴って振幅が増加するものもあれば、特定の運転条件で卓越した振幅が生じる、即ち例えば定格運転時には振幅が最大とならず、部分負荷運転時に振幅が最大となるものもある。

具体的な FIV 事例として、米国の原子力プラントに対しては、EPRI が加圧水型軽水炉（PWR, Pressurized Water Reactor）と沸騰水型軽水炉（BWR, Boiling Water Reactor）それぞれにおいて、各機器における重要事象が何かを整理している^{[6],[7]}。これによると、FIV が重要とされている機器は、PWR では蒸気発生器（SG,

Steam Generator)、BWRではジェットポンプと蒸気乾燥器（ドライヤ）が挙げられている。PWRのSGについては伝熱管の管群振動がしばしば問題となり、近年の大きな事象としては、2012年に米国サザンカリフォルニアエジソン社 San Onofre 原子力発電所（通称 SONGS）において発生した、三菱重工業製のSG伝熱管からの流体漏洩事象が挙げられる^[8]。この原因は管群流力弾性振動のインラインモードでの振動によるフレdding（FIVによる細管の接触による摩耗）であることが明らかとなっている。また、BWRに対してはFIVについての研究課題が多くあるようであり、重要視されている^[7]。特に米国ではジェットポンプの振動が大きな問題となっており、事象の進行によりセットスクリューの損傷に至ったり、ウェッジの摩耗によってインレットミキサの振動が増加し、ジェットポンプの構造健全性が損なわれ安全機能の喪失に繋がったりしているようである。これを受けて、EPRIのプロジェクト（BWRVIP, BWR Vessels and Internals Project）にてジェットポンプの実機試験がなされている^[9]。また、BWRのドライヤについては、米国BWR-3プラント Quad Cities 2号機において、17.8%出力向上運転時にドライヤ破損に至る大きなトラブルが報告されている^[10]。励振源は主蒸気系の逃がし安全弁（SRV, Safety Relief Valve）管台における音響共鳴（キャビティトーン）^{[11][12]}であり、詳しくは1.2.1項で述べる。その他にも、例えば主蒸気隔離弁の取扱いについてはEPRIのTechnical Report^[13]があり、弁体構造やメンテナンス、主蒸気隔離弁で生じた国外不具合事象について述べられているが、本レポートではFIVの励振源としての記述は少ない。

1.1.2 国内原子力プラントにおけるFIV事例の分析

国内原子力プラントにおけるFIV事例としては、1991年に関西電力美浜発電所2号機で生じたSG伝熱管破断事象、および1995年に高速炉もんじゅで生じた温度計さや管破損およびナトリウム漏洩事象が有名である。これら事象の発生後にはその対策の必要性が原子力分野でも認められ、これら2つの事象に対応したJSMEの評価指針として、「直交二相流中の円管群の流力弾性振動^[14]」および「配管内円柱状構造物の渦励振^[15]」が制定された。これらの事象は、プラントを比較的長期間停止させたという点で、プラント運用サイドとしての重要性も高かったと言える。

2002年～2012年の11年間に原子力施設情報公開ライブラリ「ニューシア（NUCIA）^[16]」に掲載されたFIV事例の調査結果に基づくデータベース一覧を表1-1に示す。抽出された事例は計94件であり、2002年～2010年の間は毎年数件～十数件の事例が発生している。例えばPWRのSGやBWRのジェットポンプ、ドライヤなど炉型特有の事例も発生してはいるものの、1.1.1項で述べた米国での代表的な事例のように構造物の重大な損傷までには至っていないものが殆どである。SG伝熱管については、旧振止め金具使用時期における表面の傷について、検知器の精度向上により新たに検知されたというものであり、調査対象期間内においてはSG伝熱管の管群振動自体が問題となったわけではない。ジェットポンプについては、事象自体は米国のものと同様であるが大きな問題となるほど事象は進展していない。ドライヤについてはドライヤフードやプレナムパーティションなどの複数箇所の溶接部等にひび割れが生じているが、国内では出力向上運転を行っていないために幸い大きな損傷には至っていない。加えて、炉型別の発生件数で見ると事例発生件数の割合とプラント数の割合は同程度である（表1-2）。即ち、国内における炉型特有の機器における事例の割合が全体に対して支配的となっているわけではなく、BWR/PWR問わず事例が発生していると言える。また、FIV事象発生時のプラント運転状態に着目すると、全体の8割程度が定格熱出力運転中に発生している（表1-3）。ここで、FIVによる振動疲労事象の進展速度が速いことは1.1.1項で述べた通りであり、定格運転時に事象が顕在化し振動疲労が問題となる場合には、運開してから比較的初期にトラブル

が発生するはずである。ただし、期間中に新設されたプラントにおける事例が突出して多いというわけではなく、期間中に新設されていないプラントにおける事例が大半である。これらを踏まえると、プラントの起動／停止時や調整運転中、定検の試運転中などの部分負荷運転時に事象が顕在化し、その振動が積み重なった結果として定格運転中に損傷に至ったケースが多いと考えられる。

FIV 事象によって損傷するなどの影響を受けた構造物毎に事例を整理すると、機器に影響を与えた事例数は 50 件、配管では 30 件、機器・配管では 1 件、弁では 13 件であった（表 1-4）。同様に全 FIV 事例の発生件数を励振源毎に整理すると、発生する構造物形状や影響を受けた構造物が多岐に亘っているため、励振源も多岐に亘ることがわかる（表 1-5）。中でも機器内部や弁／エルボ後流などで生じる流れの乱れに起因するものや、ポンプ／回転機械などの運転に伴い発生する圧力脈動に起因するものが多く、直交流れ中の単一管／管群振動もそれらに次いで件数が多い。その他にもキャビティトーンやキャビテーションなど、各配管要素や構造物形状特有の事象も数件ずつ発生しており、重要であると言える。プラント配管が影響を受けた FIV 事例 31 件について、母管に計装等の目的で取り付けられた小口径配管（概ね 50A 以下）において発生した事例数が 22 件と他の配管要素に比べ著しく多く、また全事例に対しても 25%程度を占める（表 1-5）。更に、小口径配管において発生した事例を励振源別に見ると、直交流中の円柱振動が 2 件であり、配管内の圧力脈動によって生じたものが 20 件と多くを占めることがわかる。

FIV 事象の発生によりプラント運転に対して影響のあった事例数は 41 件（全体の 45%程度）であり、その内、計画外停止となったのは 14 件、停止期間延長となったのは 8 件である（表 1-6）。計画外停止／停止期間延長となった事例における損傷箇所は、燃料棒や炉内計装配管などの炉内機器／配管や、大型機器や重要な機器、非常用系／常用系の配管など様々である（表 1-7）。同様に励振源についても様々であるが、ポンプ運転時圧力脈動の伝播、キャビテーションによる圧力脈動の伝播、配管要素／機器内流れにおける乱流による圧力脈動（周波数レンジが広い）の伝播など、流れにより発生した圧力脈動が伝播し、配管／機器と共振したことが多い。特筆すべき点として、計画外停止／停止期間延長に繋がった配管振動事例は全て小口径配管損傷によるものであり、計画外停止は全 14 件中の 6 件（43%）、停止期間延長は全 8 件中の 2 件（25%）を占める。更に、小口径配管損傷によるプラントの合計停止時間は不明のものを除いても 3135 時間に及び、これは FIV 事例による総計画外停止時間の 38%に相当する。プラントの主要な機器についてはトラブル発生後に設計変更等の対応により改善される一方で、軽微な機器や配管については壊れたら直すという発想で製作されている場合が多い。特にプラント内に存在する配管系統は膨大であることや常用系に多いことなどの理由により、設計変更による改良は物量やコスト面から難しく、現状は事象発生後に取り換えや溶接保修等の対応を取ることが多い。また、プラントの安全性に対する影響が相対的に小さいと言える B・C クラスの中小配管が仮に壊れたとしても、国内では取り換えや保修等のためにプラント運転停止となることが多いのが現状である。

小口径配管の振動疲労損傷は、溶接方法やサポートなどに大きく依存する。小口径配管振動事例 22 件の破損モードとしては、17 件が溶接部や付け根部への応力集中による損傷である（表 1-8）。この 17 件の内、溶接不良や溶け込み不良が確認されたのは 8 件、またすみ肉／ソケット溶接とされていたのは 16 件であった。すみ肉／ソケット溶接から突合せ溶接に変更するなど、強度の高い溶接法への改修は小口径配管における振動対策としてトラブルの低減に有効であると考えられる。ただし、17 件の内 1 件は溶接不良や溶け込み不良もなく、かつ突合せ溶接とされていたにも関わらず損傷が生じており、強度の高い溶接法へ改修したからといって、必ずしも確実にトラブルを回避できるわけではない。

1.1.3 FIV 事例の検出技術／スクリーニング手法

1.1.2 項で取り纏めた国内原子力プラントにおける FIV 事例について、運転中に発見された事例は全体の 3 割程度である（表 1-3）。ただし、いずれも振動自体をモニタリングしているわけではなく、リークの見や機器運転に対する不具合等をきっかけとしている。即ち、現状の振動トラブルへの対応の特徴として、不具合を発見した後にならないと対応ができていないと言える。定検時に亀裂の有無を調べた際に、亀裂が発見されなくとも疲労に必要な応力変動が与えられていれば、次回定検までに亀裂発生／破断に至る可能性がある。従って、亀裂発生前の段階で、高サイクル疲労の蓄積量を定量的に検出することができれば、高サイクル疲労損傷の発生する危険性のある箇所を選定には非常に有効である。プラント運用保守の観点から維持基準が策定されているものの、その有効な適用のためには構造物の疲労亀裂の発生／伝播に対する非破壊検査およびオンラインモニタリング技術の確立が重要である。特に材料の高サイクル疲労の進行度合いを調べる手法としては、材料に生じる微小な転移を磁性の変化により検出する手法、結晶の歪みを X 線により検出する手法などが考案されてはいる。しかしながら、このような検出技術は実用化には至っていないのが現状である。なお、調査対象期間内における SG 伝熱管の事例のように計測器の精度向上によりトラブルの兆候（この場合は表面の微細な傷）を検知できるようになるため、トラブルの未然防止には計測器や検知器の精度向上も重要であると言える。

一般的な振動対策としては、プラント機器／配管の振動を測定し、その振幅が許容振幅内に収まっていることを確認する手法が低コストで合理的と考えられる。しかし、1.1.2 項で述べたようにプラントの起動時など部分負荷時に振幅が大きくなる場合もあり、更にはそれが長年の運転で蓄積して損傷し得るため、部分負荷時の特性にも配慮の必要がある。また、発電プラントにおける機器／配管の物量は多く、全てを網羅的に測定することは現実的ではない。特に、小口径配管は計装等の目的で母管に取り付けられたものが多いため、そもそも本数自体が非常に多い。以上を踏まえると、測定対象とすべき配管系統の抽出／選定や優先度付けする手法（スクリーニング）が重要となる。

小口径配管振動に限ったものではないが、一般的なスクリーニングによる対策では、系統運転経験や機器／配管の運転時振動測定に基づき、「①スクリーニングすべき配管系統の選定（リークが運転停止に繋がる重要な配管、励振源に近い配管、経験的に振動が大きい配管など）」、「②配管系統のスクリーニング・損傷の可能性のある箇所の選定（どこがどれだけ振動したら「問題あり」とするか）」、「③詳細解析の実施」、「④モニタリングすべき系統の選定」、「⑤変更すべき系統の選定と変更工事」、の手順がとられる。代表的なスクリーニング手法としては、米国機械学会（ASME, the American Society of Mechanical Engineers）コードによる配管溶接部の応力と配管振動速度の最大値を対応付けたもの^[17]や、米国サウスウェスト研究所（SwRI, Southwest Research Institute）のチャートのように 4000 件以上の経験に基づく確率論的整理による配管振動の一次診断手法^[18]などがある。

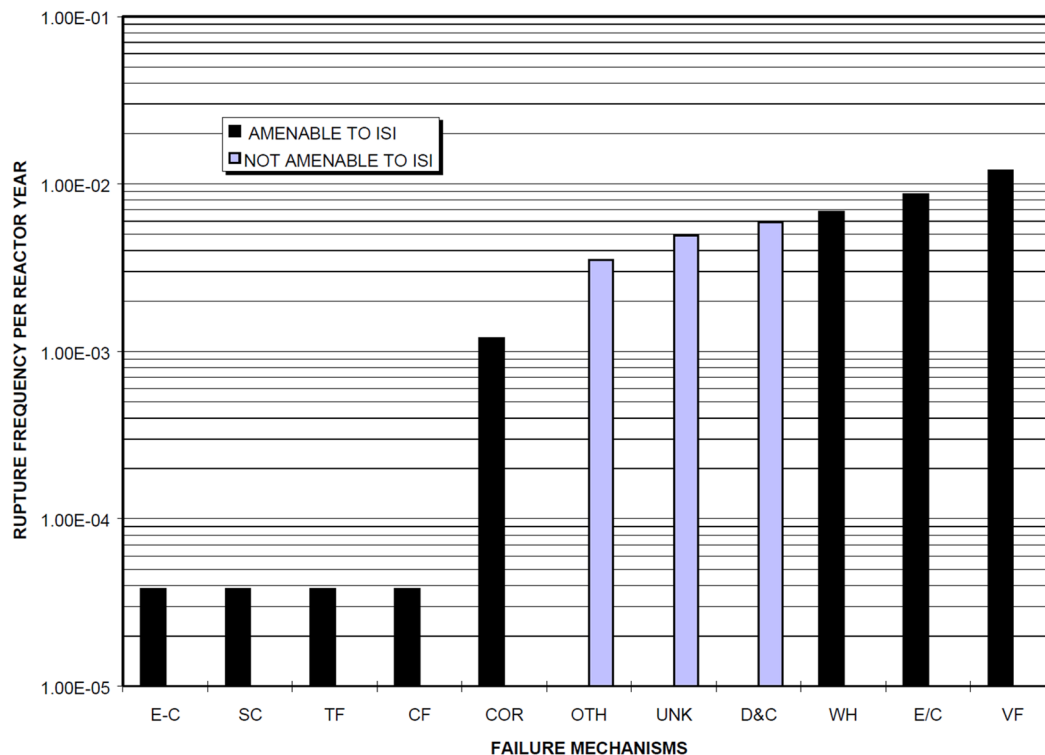


図 1-1 損傷モードによって破断に至る確率^[3]

E-C : キャビテーションエロージョン、SC : 応力腐食割れ、TF : 熱疲労、CF : 腐食疲労、
 COR : 腐食、OTH : その他、UNK : 原因不明、D&C : 設計および施工不良、
 WH : ウォーターハンマ、E/C : 流れ加速型腐食 (FAC)、VF : 振動疲労

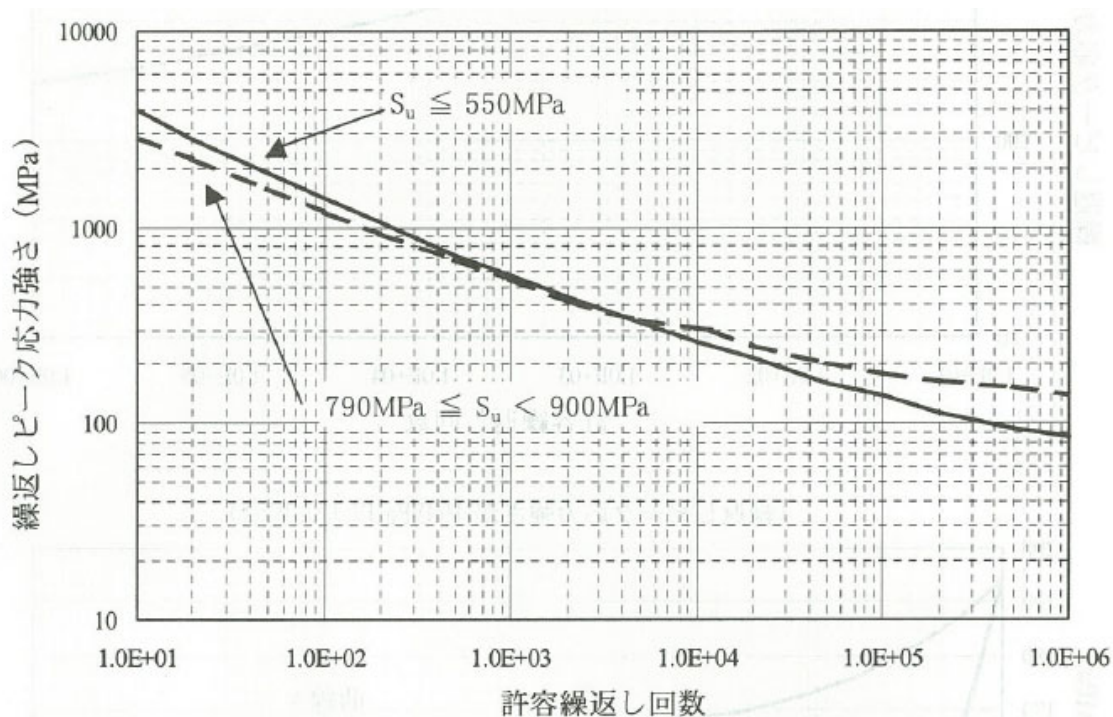


図 1-2 炭素鋼、低合金鋼および高張力鋼の設計疲労線図^[5]

表 1-1 ニューシア^[16]掲載 FIV 事例一覧（対象期間：2002/01～2012/12）（見開き左側， 1 / 3）

No.	年	日付	通番	会社	プラント	号機	炉型	情報区分	プラント状態	プラント状態備考 (運転状態, 定検回数等)	場所
1	2002	2/15	2082	関西	大飯	3号	P	M(保全品質)	運転中	定格熱出力運転	C-原子炉補機冷却水ポンプ
2	2002	3/7	248	東北	女川	2号	B	T(トラブル)	定検中	第5回	高圧復水ポンプ
3	2002	3/31	2106	四国	伊方	3号	P	M(保全品質)	運転中	定格熱出力運転	復水器ボール洗浄装置ボール循環ポンプB
4	2002	5/25	253	中部	浜岡	2号	B	T(トラブル)	運転中	確認運転	残留熱除去系
5	2002	9/2	2168	四国	伊方	1号	P	M(保全品質)	運転中	定格熱出力運転	1次冷却系充てんポンプ1C
6	2002	9/15	2158	原電	東海第二	-	B	M(保全品質)	定検中	第19回	A系再循環流量制御弁
7	2002	10/22	304	東電	柏崎刈羽	2号	B	M(保全品質)	定検中	-	ジェットポンプ
8	2002	11/15	249	関西	美浜	3号	P	T(トラブル)	運転中	定格熱出力運転	1次冷却材ポンプ封水注入ライン
9	2002	11/23	277	東電	福島第二	4号	B	M(保全品質)	定検中	-	ジェットポンプ
10	2002	12/2	280	東電	福島第二	2号	B	M(保全品質)	定検中	-	ジェットポンプ
11	2002	12/5	276	東電	福島第二	3号	B	M(保全品質)	定検中	-	ジェットポンプ
12	2003	1/17	305	東電	柏崎刈羽	3号	B	M(保全品質)	定検中	-	ジェットポンプ
13	2003	1/31	279	東電	福島第二	1号	B	M(保全品質)	定検中	-	ジェットポンプ
14	2003	3/6	306	東電	柏崎刈羽	4号	B	M(保全品質)	定検中	-	ジェットポンプ
15	2003	3/6	303	東電	柏崎刈羽	1号	B	M(保全品質)	定検中	-	ジェットポンプ
16	2003	5/23	307	東電	柏崎刈羽	5号	B	M(保全品質)	定検中	-	ジェットポンプ
17	2003	6/12	2261	北陸	志賀	1号	B	M(保全品質)	定検中	第8回	原子炉給水ポンプ(A)
18	2003	6/19	2262	北陸	志賀	1号	B	M(保全品質)	定検中	第8回	原子炉給水ポンプ(B)
19	2003	9/10	286	北海道	泊	2号	P	T(トラブル)	運転中	定格熱出力運転時 漏水を発見	再生熱交換器
20	2003	9/30	334	東電	柏崎刈羽	1号	B	M(保全品質)	定検中	第13回 (定例試験中)	ほう酸注入系
21	2003	10/8	366	中国	島根	1号	B	M(保全品質)	定検中	第24回	高圧注水ポンプ駆動用タービン
22	2003	11/4	3044	東電	福島第一	6号	B	M(保全品質)	定検中	-	ジェットポンプ
23	2004	1/19	2228	東電	福島第二	3号	B	M(保全品質)	定検中	-	残留熱除去系
24	2004	1/22	2210	関西	高浜	3号	P	T(トラブル)	定検中	第15回	蒸気発生器
25	2004	1/29	2225	東電	福島第二	2号	B	M(保全品質)	定検中	-	ジェットポンプ
26	2004	1/30	2226	東電	福島第二	1号	B	M(保全品質)	運転中	定格熱出力運転中 導電率上昇	主復水器(A1)
27	2004	2/11	2373	原電	東海第二	-	B	M(保全品質)	定検中	第20回	タービン駆動原子炉給水ポンプ
28	2004	2/18	2307	東電	福島第二	1号	B	M(保全品質)	運転中	定格熱出力運転中 導電率上昇	主復水器(A2)
29	2004	2/23	2370	原電	東海第二	-	B	M(保全品質)	定検中	第20回	高圧炉心スプレイ系スパージャノズル
30	2004	3/15	2308	四国	伊方	3号	P	T(トラブル)	運転中	定格熱出力運転	1次冷却系充填ポンプ(3C)
31	2004	5/12	2439	関西	高浜	1号	P	M(保全品質)	定検中	第22回	制御棒クラスタ案内管支持ピン
32	2004	9/6	2551	関西	高浜	4号	P	T(トラブル)	定検中	第15回	蒸気発生器
33	2004	9/10	2529	九州	川内	1号	P	T(トラブル)	定検中	第16回	蒸気発生器

表 1-1 ニューシア^[16]掲載 FIV 事例一覧（対象期間：2002/01～2012/12）（見開き右側，1/3）

No.	事象	流体	原因	プラント運転への影響	期間	対象	小口径配管
1	フラッシング水配管からの漏水	水	定期切替時におけるポンプ締切運転時のNZ成分と配管の共振による高サイクル疲労損傷	-	-	配管	-
2	復水流量計配管(外径30mm, 小口径)付け根部(A)	水	溶接不良 + 給復水系運転に伴い生じる機械振動による疲労損傷	停止期間延長	0 h	配管	○
3	ポンプ主軸の折損	水	組立時不良 + ポンプ運転による繰り返し応力に伴う疲労損傷	-	-	機器	-
4	低圧注入管第2隔離弁(B)ドレン配管(20A, 小口径管)溶接部からの漏水	水	RHR両系注入運転時における定圧注入配管の振動との共振による疲労損傷	計画外停止	?	配管	○
5	パッキンリーク水戻り配管(外径22mm, 小口径)からの漏水	水	ポンプ運転に伴う配管振動による疲労亀裂	-	-	配管	○
6	スラストリングの破損, ボールシャフトの摩耗	水	再循環ポンプ高速運転および絞り運転に伴う振動荷重による振動疲労 + 接触摩耗	停止期間延長	0 h	弁	-
7	セットスクリーューインレットミキサ間の隙間発生, ウェッジの摩耗	水	ジェットポンプを流れる水流の振動等	-	-	機器	-
8	ベント弁溶接部(外径26.7mm, 小口径)からの漏水	水	溶接不良 + 注水(プラント停止・起動)時のキャビテーションによる封水注入ライン内流体の圧力脈動および弁自体の振動に伴う高サイクル疲労	計画外停止	88 h 57 min	配管	-
9	セットスクリーューインレットミキサ間の隙間発生	水	ジェットポンプを流れる水流の振動等	-	-	機器	-
10	セットスクリーューインレットミキサ間の隙間発生, ウェッジの摩耗	水	ジェットポンプを流れる水流の振動等	-	-	機器	-
11	セットスクリーューインレットミキサ間の隙間発生, ウェッジの摩耗	水	ジェットポンプを流れる水流の振動等	-	-	機器	-
12	セットスクリーューインレットミキサ間の隙間発生, ウェッジの摩耗	水	ジェットポンプを流れる水流の振動等	-	-	機器	-
13	セットスクリーューインレットミキサ間の隙間発生	水	ジェットポンプを流れる水流の振動等	-	-	機器	-
14	セットスクリーューインレットミキサ間の隙間発生, ウェッジの摩耗	水	ジェットポンプを流れる水流の振動等	-	-	機器	-
15	セットスクリーューインレットミキサ間の隙間発生, ウェッジの摩耗	水	ジェットポンプを流れる水流の振動等	-	-	機器	-
16	セットスクリーューインレットミキサ間の隙間発生, ウェッジの摩耗	水	ジェットポンプを流れる水流の振動等	-	-	機器	-
17	戻り配管さや管部のひび割れ	水	最小流量運転時の流体振動による配管内の圧力脈動	-	-	配管	-
18	戻り配管溶接部のひび割れ	水	最小流量運転時の流体振動による配管内の圧力脈動	-	-	配管	-
19	胴側出口管台とエルボとの溶接部からの漏洩	水	温度揺らぎによる変動応力 + オリフィス下流のキャビテーション振動が重畳した小口径配管(外径60mm)の高サイクル疲労損傷	計画外停止	?	配管	○
20	ドレン配管(φ30mm, 小口径)からの漏水	水	ドレン配管アンカー部すみ肉溶接部への応力集中 + ポンプの振動と圧力脈動による配管系振動に伴う疲労破損	試験中止	-	配管	○
21	案内羽根固定ボルト・ワッシャーの脱落, 案内羽根の欠損	蒸気	ワッシャー加工不適切によるボルトの緩み案内羽根の振動によるボルト緩みの加速→蒸気流によるワッシャー破断ボルト脱落に伴う案内羽根の振動による疲労破断	-	-	機器	-
22	計装配管(小口径か?)のひび, セットスクリーューインレットミキサ間の隙間発生, ウェッジの摩耗	水	ジェットポンプを流れる水流の振動等	-	-	配管・機器	○
23	冷却水ポンプ(B)吸込側フランジ部からの漏水	水	ガスケット締め付け力の経年低下 + 流体 or ポンプ振動によるボルトの緩み	-	-	機器	-
24	旧振止め金具部での伝熱管表面の損傷	蒸気	蒸気流による伝熱管の振動に伴う摩耗減肉(検知器精度向上により新たに検知)	停止期間延長	?	機器	-
25	ジェットポンプ計測管(小口径か?)のひび割れ	水	ジェットポンプの振動	-	-	配管	○
26	冷却管の損傷	蒸気	スケール付着 + 蒸気流による振動疲労	出力低下運転(500MW)	189 h 30 min	機器	-
27	出口逆止弁のワッシャー欠損・脱落	水	流体振動によるワッシャー回転摩耗	-	-	弁	-
28	冷却管の損傷	蒸気	スケール付着 + 蒸気流による振動に伴う変形・摩耗減肉の加速	出力低下運転(500MW)	?	機器	-
29	デフレクタの脱落	水	加工時不良等による初期欠陥 + 通常運転中のプレナム部流動 or 定検時のMUWフラッシングによる振動に伴い破断	停止期間延長	720 h	機器	-
30	ポンプ主軸の折損	水	加工時不良(応力集中係数が大い) + ミニマフローラインオリフィスでの気泡発生(定検時にタンク大気開放運転をしたため)・流入による振動に伴う疲労	ポンプ切替運転	-	機器	-
31	支持ピンの止めピン部摩耗	水	1次冷却材の流動振動による摩耗	-	-	機器	-
32	旧振止め金具部での伝熱管表面の損傷	蒸気	蒸気流による伝熱管の振動に伴う摩耗減肉(検知器精度向上により新たに検知)	-	-	機器	-
33	旧振止め金具部での伝熱管表面の損傷	蒸気	蒸気流による伝熱管の振動に伴う摩耗減肉(検知器精度向上により新たに検知)	-	-	機器	-

表 1-1 ニューシア^[16]掲載 FIV 事例一覧（対象期間：2002/01～2012/12）（見開き左側， 2/3）

No.	年	日付	通番	会社	プラント	号機	炉型	情報区分	プラント状態	プラント状態備考 (運転状態, 定検回数等)	場所
34	2004	12/15	2664	九州	川内	2号	P	T(トラブル)	定検中	第15回	蒸気発生器
35	2004	12/24	2683	四国	伊方	1号	P	T(トラブル)	定検中	第22回	補助建屋排気筒
36	2005	1/18	2711	原電	敦賀	2号	P	T(トラブル)	定検中	第14回	蒸気発生器
37	2005	2/8	2746	原電	敦賀	2号	P	M(保全品質)	定検中	第14回 (耐圧試験中)	主給水系配管
38	2005	3/19	2850	関西	美浜	1号	P	T(トラブル)	運転中	定格熱出力運転	1次冷却系充填ポンプ(B)
39	2005	4/13	2942	東電	福島第二	4号	B	M(保全品質)	定検中	第13回	給水系, 復水浄化系
40	2005	4/28	2943	関西	美浜	1号	P	T(トラブル)	定検中	第21回	排気筒
41	2005	5/12	2959	四国	伊方	3号	P	T(トラブル)	運転中	定格熱出力運転	中央制御室換気空調系
42	2005	5/13	2974	原電	東海第二	-	B	M(保全品質)	定検中	第21回	原子炉主給水系
43	2005	6/23	3165	関西	美浜	2号	P	M(保全品質)	点検中	停止中ポンプ	C-主給水ポンプ
44	2005	8/5	3216	関西	美浜	3号	P	M(保全品質)	定検中	-	格納容器空調ダクト
45	2005	8/22	3226	東電	福島第一	5号	B	T(トラブル)	運転中	定格熱出力運転時 定例試験	定圧炉心スプレイ系
46	2005	9/13	3267	四国	伊方	1号	P	M(保全品質)	運転中	定格熱出力運転	タービン潤滑油ドレンガード管
47	2005	9/16	3263	関西	美浜	3号	P	M(保全品質)	定検中	第21回	タービン建屋補助蒸気配管
48	2005	11/2	7965	東電	福島第二	2号	B	T(トラブル)	定検中	-	残留熱除去系
49	2005	12/10	8012	東電	福島第一	4号	B	M(保全品質)	運転中	調整運転	高圧復水ポンプ
50	2005	12/10	8048	関西	大飯	1号	P	M(保全品質)	運転中	電気出力75%調整運転	A-タービン動主給水ポンプ
51	2006	1/6	8066	北海道	泊	1号	P	T(トラブル)	定検中	第13回	主排気筒・非常用排気筒
52	2006	2/1	8123	中部	浜岡	5号	AB	M(保全品質)	定検中	第1回	湿分離加熱器(B)
53	2006	3/13	8154	中国	島根	2号	B	M(保全品質)	定検中	第13回	高圧炉心スプレイ系スパージャノズル
54	2006	6/7	8264	東電	福島第二	1号	B	T(トラブル)	定検中	停止時冷却モード	残留熱除去系(A)
55	2006	6/7	8292	四国	伊方	1号	P	T(トラブル)	運転中	定格熱出力運転 異常音を確認	湿分離加熱器
56	2006	6/15	8323	中部	浜岡	5号	AB	T(トラブル)	運転中	定格熱出力運転 タービン振動過大・トリップ信号発生	低圧タービン
57	2006	7/18	8626	北陸	志賀	2号	AB	M(保全品質)	点検中	通番8323を受けて 低圧タービン点検を実施	低圧タービン
58	2006	11/22	8804	原電	東海第二	-	B	M(保全品質)	定検中	第22回	ジェットポンプ計測管
59	2007	2/8	8642	北陸	志賀	2号	AB	M(保全品質)	点検中	設備の総点検	給水加熱器
60	2007	2/21	8805	原電	東海第二	-	B	M(保全品質)	定検中	第22回	タービン駆動原子炉給水ポンプ(A)
61	2007	4/16	8857	四国	伊方	1号	P	M(保全品質)	定検中	第24回	湿分離加熱器(1B)
62	2007	4/22	9122	九州	川内	1号	P	M(保全品質)	定検中	第18回	低圧タービン
63	2007	5/22	8950	東北	女川	1号	B	T(トラブル)	定検中	第17回	高圧注水系
64	2007	6/8	8928	関西	美浜	3号	P	M(保全品質)	定検中	第22回	蓄圧タンク窒素供給系統
65	2008	2/1	9582	四国	伊方	2号	P	M(保全品質)	定検中	第20回	湿分離加熱器(2B)
66	2008	3/3	9623	東電	柏崎刈羽	6.7号	AB	M(保全品質)	定検中	-	低圧タービン

表 1-1 ニューシア^[16]掲載 FIV 事例一覧 (対象期間: 2002/01~2012/12) (見開き右側, 2/3)

No.	事象	流体	原因	プラント運転への影響	期間	対象	小口径配管
34	旧振止め金具部での伝熱管表面の損傷	蒸気	蒸気流による伝熱管の振動に伴う摩擦減肉 (検知器精度向上により新たに検知)	-	-	機器	-
35	排気筒水平ダクト部のひび割れ	空気	ダクト曲がり後流での圧力変動による振動疲労	-	-	配管	-
36	旧振止め金具部での伝熱管表面の損傷	蒸気	蒸気流による伝熱管の振動に伴う摩擦減肉 (検知器精度向上により新たに検知)	-	-	機器	-
37	主給水ヘッダードレン管(外径34mm, 小口径)からの漏水	水	ドレン管熱移動の抑制(プラント停止時)による引張応力 + 主給水ヘッダーの流体振動と配管の共振による 高サイクル疲労損傷	-	-	配管	○
38	マニホールドカバーボルトの折損	水	締め付けトルク不十分 + ポンプの内圧変動による疲労損傷	ポンプ切替運転	-	機器	-
39	サンプリングノズル(φ30mm, 小口径)の折損, き裂	水	直行流中の円柱振動による疲労損傷 復水脱塩装置出口ノズル: 原子炉起動・停止時の バイパス運転時に共振域の流速となった 高圧給水加熱器出口ノズル: 通常運転中に共振域となる流速 低圧給水加熱器出口ノズル: 試運転時に通常運転時 と比べ時的に流速が増加し共振	-	-	配管	○
40	排気筒底板のひび割れと固定ドレン管の脱落	空気	溶接部の施工不良 + 排気筒内部流体 の乱流振動による疲労損傷	定検作業の一部(ダ スト発生作業)中断	?	機器	-
41	空調用冷凍機圧縮機の羽根車吸込み部 とシールリングの損傷	空気	組立時の芯ずれ + ベーン全開少流量運転時 の乱流振動による接触摩擦	-	-	機器	-
42	逆止弁のワッシャー脱落	水	流体振動によるワッシャー回転摩擦	-	-	弁	-
43	ベント管台溶接部からの蒸気漏洩	蒸気	ポンプ運転振動とベント管(ボルト1本脱落后) の共振による高サイクル疲労損傷	ポンプ隔離	-	配管	-
44	排気ファン出口の設置機器脱落	空気	ファン運転による内圧変動に伴う振動疲労	-	-	機器	-
45	CSポンプ(B)系の流量調整弁の弁棒の折損	水	中間開度時の剥離流による弁棒の振動疲労	計画外停止	1152 h 15 min	弁	-
46	サポートパイプ閉止栓からの油にじみ	油	溶接時残留応力 + ポンプの機械振動	漏れ部の締め付け	-	配管	-
47	配管サポートの損傷	蒸気+水	補助蒸気通気(ウォーミング中)に伴う 凝縮励起ウォーターハンマによる配管振動	タービン建屋内立ち 入り制限	1 h 20 min	配管	-
48	海水ストレーナ内のバスケットの金網の損傷	水	水流による金網の振動に伴う素線の摩擦	-	-	機器	-
49	入口ヘッダーのサンプリング配管(小口径) 溶接部からのにじみ	水	ポンプの絞り運転(定格流量の1/2) による振動増加に伴う疲労損傷	計画外停止	1927 h 7 min	配管	○
50	ミニマムフローラインベント配管(15A, 小口径) 溶接部からのにじみ	水	ベントライン配管と出力上昇試験中の主給水ポンプ振動 の共振による高サイクル疲労損傷	-	-	配管	○
51	管理区域内補強鋼材溶接部の貫通ひび割れ	空気	主排気筒: 曲がり部での乱流振動 非常用排気筒: サポートを介した主排気筒からの振動伝播	-	-	機器	-
52	第2段加熱蒸気副流量調整弁の弁棒折損	蒸気	組立時不良(シートリングガスケット未挿入) + プラント起動・停止時の流体荷重による応力	-	-	弁	-
53	デフレクタの脱落	水	スプレイ試験時の流体振動+WJPIによる振動	停止期間延長	168 h	機器	-
54	残留熱除去系(A)停止時冷却注入弁の損傷	水	前回定検時締め付け不良 + 弁体周りの流体の乱れによる振動疲労	-	-	弁	-
55	蒸気整流板の溶接部の割れ	蒸気	蒸気流による高サイクル振動疲労	計画外停止	459 h 31 min	機器	-
56	低圧タービンの羽根損傷	蒸気	蒸気の乱れによるランダム振動 + 抽気管からのフラッシュ バック振動による振動疲労(20%負荷遮断運転試験時)	計画外停止	?	機器	-
57	低圧タービンの羽根損傷	蒸気	蒸気の乱れによるランダム振動 + 抽気管からのフラッシュ バック振動による振動疲労(20%負荷遮断運転試験時)	停止期間延長	?	機器	-
58	ジェットポンプ計測管(外径13.8mm, 小口径) 等の破断・ひび割れ	水	PLRポンプを音源とする圧力脈動によるPLR吸込み管の共鳴 と計測管の共振に伴う振動疲労	-	-	配管	○
59	内部仕切り板のひび	水	原子炉給水ポンプのミニマムフロー運転時(系統試運転段階) のエア溜まり部の圧力脈動による疲労損傷	-	-	機器	-
60	軸封部シール水出口配管(外径49mm, 小口径) 溶接部からの漏水	水	溶接溶け込み不良 + 2001年の不具合(リング加工時不良 + 封水出口配管とポンプ回転振動の共振)	計画外停止	696 h 33 min	配管	○
61	蒸気整流板の溶接部の割れ	蒸気	蒸気流の高サイクル流体加振力による高サイクル振動疲労	-	-	機器	-
62	内部車室カバーの割れ	蒸気	蒸気流の高サイクル変動応力による振動疲労	-	-	機器	-
63	HPOI試験用調整弁の折損	水	キャビテーション(定例試験時 開度では キャビテーション係数0.75)に伴う流体振動による疲労損傷	計画外停止	?	弁	-
64	A蓄圧タンク窒素供給系統配管(1B, 小口径) 溶接部からの窒素漏洩	空気	溶接不良 + 定検毎の減圧・加圧 による圧力変動に伴う破損	-	-	配管	○
65	天板溶接部の割れ	蒸気	溶接不良 + 蒸気流による 高サイクル流体加振力に伴う振動疲労	停止期間延長	?	機器	-
66	低圧タービンの羽根損傷	蒸気	蒸気の乱れによるランダム振動 + 抽気管からのフラッシュ バック振動による振動疲労(負荷遮断運転試験時)	-	-	機器	-

表 1-1 ニューシア^[16]掲載 FIV 事例一覧（対象期間：2002/01～2012/12）（見開き左側， 3 / 3）

No.	年	日付	通番	会社	プラント	号機	炉型	情報区分	プラント状態	プラント状態備考 (運転状態, 定検回数等)	場所
67	2008	4/18	9721	九州	川内	1号	P	T(トラブル)	運転中	通常運転 巡視点検中	A充てんノ高圧注入ポンプ
68	2008	4/23	9778	原電	東海第二	-	B	M(保全品質)	定検中	第23回 試運転時	残留熱除去系熱交換器(A)
69	2008	4/30	9817	四国	伊方	1号	P	M(保全品質)	定検中	第25回	湿分離加熱器
70	2008	5/17	9808	原電	敦賀	1号	B	M(保全品質)	点検中	-	原子炉補機冷却水ポンプ(C)
71	2008	7/15	9878	東電	福島第二	2号	B	M(保全品質)	運転中	定例試験時	原子炉隔離時冷却系
72	2008	8/7	9947	原電	東海第二	-	B	T(トラブル)	定検中	第23回 調整運転中	原子炉隔離時冷却系
73	2008	8/15	9968	原電	敦賀	2号	P	M(保全品質)	定検中	第16回 調整運転中	電動主給水ポンプ(A, B)ミニマムフロー弁
74	2008	9/3	9973	九州	玄海	1号	P	M(保全品質)	運転中	定格熱出力運転	原子炉補機冷却水冷却器
75	2009	4/12	10317	北陸	志賀	2号	AB	M(保全品質)	運転中	定格熱出力運転 オフガスモニタ指示値上昇	燃料棒
76	2009	7/3	10566	東電	福島第二	4号	B	M(保全品質)	定検中	-	ジェットポンプ
77	2009	7/17	10544	原電	東海第二	-	B	T(トラブル)	運転中	定格熱出力運転	タービン駆動原子炉給水ポンプ主油冷却器
78	2009	7/23	10467	東電	柏崎刈羽	7号	AB	M(保全品質)	運転中	調整運転 オフガスモニタ指示値上昇	燃料棒
79	2009	9/14	10739	原電	東海第二	-	B	M(保全品質)	定検中	第24回	蒸気乾燥器
80	2009	10/11	10662	関西	美浜	2号	P	S(その他情報)	運転中	定格熱出力運転	A-給水ポンプ
81	2009	10/28	10670	原電	敦賀	1号	B	M(保全品質)	定検中	第32回	蒸気乾燥器
82	2010	1/22	10887	北海道	泊	1号	P	M(保全品質)	定検中	第16回	制御棒クラスタ案内管支持ピン
83	2010	2/1	10813	関西	大飯	1号	P	M(保全品質)	運転中	定格熱出力運転 希ガス濃度上昇	燃料棒
84	2010	3/12	10879	東電	柏崎刈羽	2号	B	M(保全品質)	定検中	-	ジェットポンプ
85	2010	3/23	10893	関西	美浜	2号	P	T(トラブル)	運転中	定格熱出力運転 格納容器内監視カメラにより確認	化学体積制御設備充てんライン 再生熱交換器の空気抜き配管
86	2010	5/11	10948	関西	高浜	2号	P	M(保全品質)	運転中	定格熱出力運転	発電機水素ガスB冷却器
87	2010	6/2	10985	東電	福島第二	1号	B	T(トラブル)	運転中	定格熱出力運転 定例試験時に発見	原子炉隔離時冷却系
88	2010	8/4	11109	東電	福島第一	1号	B	M(保全品質)	運転中	調整運転 HPCI起働テスト	高圧注水系
89	2010	9/10	11087	東電	柏崎刈羽	7号	AB	M(保全品質)	運転中	定格熱出力運転 オフガスモニタ指示値上昇	燃料棒
90	2010	10/20	11252	北海道	泊	3号	P	M(保全品質)	運転中	定格熱出力運転	主蒸気管分岐管部
91	2011	9/26	11570	原電	東海第二	-	B	M(保全品質)	定検中	第25回	主蒸気逃がし安全弁
92	2011	12/16	11455	九州	玄海	3号	P	T(トラブル)	定検中	第13回	1次冷却系充てんポンプ(C)
93	2012	3/3	11565	原電	東海第二	-	B	M(保全品質)	定検中	第25回 試運転時	残留熱除去系(C)
94	2012	6/7	11544	北海道	泊	3号	P	M(保全品質)	定検中	第2回	炉内熱電対引出管

表 1-1 ニューシア^[16]掲載 FIV 事例一覧（対象期間：2002/01～2012/12）（見開き右側，3/3）

No.	事象	流体	原因	プラント運転への影響	期間	対象	小口径配管
67	ポンプ主軸の折損	水	小流量運転時の偏流に起因する振動疲労	ポンプ切替運転	-	機器	-
68	海水出口流量調整弁	水	小開度運転時(30%)のキャビテーションエロージョン + 流動励起振動(キャビテーション係数0.9)	試運転中断	-	弁	-
69	蒸気噴出口溶接部の割れ	蒸気	溶接溶け込み不良 + 蒸気流の高サイクル流体加振力による振動疲労	-	-	機器	-
70	出口逆止弁ワッシャーの破損	水	分解点検時に仕様の異なるワッシャー設置 + 流体によるワッシャー振動摩耗・弁体のチャタリングによる衝撃に伴う振動疲労	-	-	弁	-
71	蒸気止め弁の不具合	蒸気	タービン止弁全開時における蒸気流による振動に伴う浮上ヘッドレバーの外れ	RCIC制限逸脱	-	弁	-
72	タービン排気ライン逆止弁の弁体ネジ部の損傷	蒸気+水	RCICタービン低速回転時における凝縮振動に伴う逆止弁開閉動作による振動疲労	RCIC制限逸脱	-	弁	-
73	制御用空気配管(銅管)の折損	空気	ポンプ運転時振動と空気配管の共振による振動疲労	-	-	配管	-
74	ゴムライニングの剥離に伴う海水流量低下	水	経年劣化による剥離 + 内部流体の影響による振動に伴う剥離の進行・破断	CCWクーラ切替運転	-	機器	-
75	燃料棒からの漏えい	水	ワイヤー状の異物の混入・接触振動によるフレットング摩耗	出力低下運転(60%)	297 h 32 min	機器	-
76	ジェットポンプビームの位置ずれ	水	異物かみこみによるビーム据え付け不良 + プラント運転中の流体振動によるビームのずれ	-	-	機器	-
77	主油冷却器伝熱管からの漏洩	油	冷却器内の油の流れによる伝熱管の振動に伴う摩耗	計画外停止	807 h	機器	-
78	燃料棒からの漏えい	水	ワイヤー状の異物の混入・接触振動によるフレットング摩耗	計画外停止	?	機器	-
79	プレナムパーテーション・フードの溶接部、およびリフティングアイの回り止め溶接部のひび割れ	蒸気	蒸気流による振動疲労(起動時のタービン主蒸気止弁急開を伴う試験による初期き裂の発生、通常運転時の流動振動による疲労)	-	-	機器	-
80	排水管分岐部(T継手, 25A, 小口径管)からの蒸気漏出	水	排水管固定Uボルトの緩み + ミニマフロー運転時振動による高サイクル疲労損傷	ポンプ切替運転	-	配管	○
81	複数箇所の溶接部にヒビ	蒸気	蒸気流による振動疲労	-	-	機器	-
82	支持ピンの止めピン部摩耗	水	1次冷却材の流動振動による摩耗	-	-	機器	-
83	燃料棒からの漏えい	水	異なるメーカーの燃料集合体の採用による偏流の発生・サイドジェットの増加による燃料棒振動の増加	計画外停止	2490 h 30 min	機器	-
84	ジェットポンプ計測管(外径14mm, 小口径管)の切損	水	プラント起動・停止に伴う再循環系ポンプ水圧の変化やジェットポンプ振動との共振による疲労損傷	-	-	配管	○
85	空気抜き配管溶接部(2B→3/4B, 小口径管)の損傷	水	充てんポンプ(100%出力運転時)の圧力脈動との共振による振動疲労	計画外停止	422 h 40 min	配管	○
86	冷却水ドレン配管(外径25mm, 小口径管)の損傷	水	ドレン弁改造に伴う発電機運転時振動との共振による振動疲労	出力低下運転(90%)	-	配管	○
87	蒸気止め弁の弁棒折損	蒸気	点検時のミスによる初期亀裂 + 蒸気流の振動による疲労	計画外停止	173 h 2 min	弁	-
88	テスト配管戻り弁下流配管支持構造物の脱落	水	オリフィス + 弁の組合せによる水系配管内での乱流発生に伴う加振力を原因とする振動疲労	-	-	配管	-
89	燃料棒からの漏えい	水	ワイヤー状の異物の混入・接触振動によるフレットング摩耗	出力低下運転	351 h 10 min	機器	-
90	タービン入口管ドレン弁接続配管(6A, 小口径管)からの漏洩	蒸気+水	ドレン配管(40A)水溜り上部における蒸気流の気柱共鳴 + ドレン部への伝播による振動疲労	-	-	配管	○
91	セットピンの折損	蒸気	安全弁動作による振動 + 蒸気流による振動による振動疲労	-	-	弁	-
92	ポンプ主軸の折損	水	体積制御タンク低水位運転時のガス流れ込みで生じる振動による高サイクル疲労	ポンプ切替運転	-	機器	-
93	低圧注水系注入弁差圧検出配管(20A, 小口径管)付け根溶接部からの漏水	水	エア溜り発生に伴うポンプ運転時のエア振動による高サイクル疲労	-	-	配管	○
94	炉内熱電対引出管(外径8mm, 小口径管)の損傷	水	頂部プレナム内1次冷却材流れによる引出管の共振に伴う高サイクル疲労	停止期間延長	?	配管	○

表 1-2 炉型別 FIV 事例発生件数 (表 1-1 の分析)

炉型	事案件数	事案件数割合	プラント数	プラント数割合
BWR	46 件	48.9%	28 基 (浜岡 1-2 号, 福島第一 1-4 号も含む)	50%
PWR	40 件	42.6%	24 基	42.9%
ABWR	8 件	8.5%	4 基	7.1%

表 1-3 FIV 事象発生時のプラント運転状態 (表 1-1 の分析)

プラント状態		事案件数	割合
定格運転中		74 件	78.7%
部分負荷運転時		20 件	21.3%
内訳	プラント起動・停止時	6 件	—
	調整運転	5 件	—
	試運転・確認運転	5 件	—
	負荷遮断運転	4 件	—

表 1-4 影響を受けた構造物別 FIV 事例発生件数 (表 1-1 の分析)

流体	事案件数	割合
機器	50 件	53.2%
配管	30 件	31.9%
配管・機器	1 件	1.1%
弁	13 件	13.8%

表 1-5 励振源別 FIV 事例発生件数 (表 1-1 の分析)

発生箇所	励振現象	事案件数	小口径配管事案件数
特定の構造物	単一円柱振動・SG などの管群振動	11 件	2 件
	燃料棒のデブリフレッシング	3 件	—
	タービン羽根のランダム振動・逆流	4 件	—
動的機器	ポンプ運転による圧力脈動	19 件	9 件
	機械運転・系統運転による圧力脈動	5 件	3 件
静的機器	分岐管気柱共鳴 (キャビティトーン)	3 件	1 件
	空気ばね振動・空気流入時振動	4 件	1 件
	キャビテーション	4 件	2 件
	凝縮誘起ウォーターハンマ・凝縮振動	2 件	—
	流体荷重	4 件	1 件
	機器内部での乱流	18 件	2 件
	配管要素 (弁・バルブ・オリフィス) での乱流	17 件	1 件

表 1-6 FIV 事例によるプラント運転への影響 (表 1-1 の分析)

プラント運転への影響	事例件数	割合	累積時間	1 件あたり平均時間	年平均時間
計画外停止	14 件	14.9%	8217 時間 35 分	587 時間	747 時間
停止期間延長	8 件	8.5%	888 時間	111 時間	81 時間
出力低下運転	5 件	5.3%	838 時間 12 分	167 時間 40 分	76 時間
機器切替運転	6 件	6.4%	—	—	—
その他	8 件	8.5%	1 時間 20 分	10 分	7 分
影響なし	53 件	56.4%	—	—	—

表 1-7 計画外停止・停止期間延長となった FIV 事例一覧 (表 1-1 の分析)

プラント運転への影響	発生場所	事象概要	原因	期間
計画外停止	燃料棒	燃料漏洩	管群振動	2490h 30min
	高圧復水ポンプ	小口径配管損傷	ポンプ運転時圧力脈動	1927h 7min
	低圧炉心スプレイ系	弁棒折損	流体荷重	1152h 15min
	給水ポンプ主油冷却器	伝熱管破損	管群振動	807h
	給水ポンプ	小口径配管損傷	ポンプ運転時圧力脈動	696h 33min
	湿水分離加熱器	整流板割れ	乱流	459h 31min
	再生熱交換器	小口径配管損傷	ポンプ運転時圧力脈動	422h 40min
	隔離時冷却系	弁棒折損	乱流	173h 15min
	ポンプ封水注入ライン	小口径配管損傷	キャビテーション	88h 57min
	残留熱除去系	小口径配管損傷	ポンプ運転時圧力脈動	不明
	再生熱交換器	小口径配管損傷	キャビテーション	不明
	低圧タービン	羽根損傷	ランダム振動・逆流	不明
	高圧注水系	弁棒折損	キャビテーション	不明
	燃料棒	燃料漏洩	デブリフレティング	不明
停止期間延長	高圧炉心スプレイ系	デフラクタ脱落	乱流	720h
	高圧炉心スプレイ系	デフラクタ脱落	乱流	168h
	再循環系	弁部品損傷	ポンプ運転時圧力脈動	不明
	高圧復水ポンプ	小口径配管損傷	系統運転時圧力脈動	不明
	炉内計装配管	小口径配管損傷	単一円柱振動	不明
	湿水分離加熱器	天板割れ	乱流	不明
	低圧タービン	羽根損傷	ランダム振動・逆流	不明
	蒸気発生器	伝熱管表面傷	管群振動	不明

表 1-8 小口径配管振動発生部位と溶接手法・溶接不良の有無（表 1-1 の分析）

小口径配管全事例数	22 件			
破損部位	溶接箇所			溶接箇所以外
	17 件			5 件
溶接手法	すみ肉・ソケット溶接	突合せ溶接		—
	16 件		1 件	—
溶接不良・溶け込み不良	あり	なし	なし	—
	8 件	8 件	1 件	—

1.2 圧力脈動源に起因する配管振動の評価手法

1.2.1 小口径配管振動事例の主要な励振メカニズム

1.1.2 項で述べたように、配管振動の中でも特に発生件数が多い小口径配管振動は全事例の 25%程度を占めており、かつ FIV が原因のトラブルによるプラント停止総時間の 40%を占めている。即ち、プラントの安定な運転に対しての影響が大きい小口径配管の振動対策／振動防止は、プラントにおける FIV 事象頻度ならびにプラント停止時間の低減に非常に効果的であり、重要な課題であると言える。一方、1.1.3 項で述べた ASME コード^[17]や SwRI のチャート^[18]などの既存の手法を用いて小口径配管の振動評価を行うためには、あくまで振動測定が必要となる。従って、測定すべき箇所やスクリーニングすべき配管系統を抽出し選定する手法が必要である。一般に配管の振動／疲労損傷は、分岐管／弁／ポンプ／絞りなど、様々な配管要素での圧力脈動を励振源（音源）としそれが伝播することで発生することが多く、1.1.2 項で調査した国内プラントにおける FIV 事例における小口径配管の振動事例 22 件の内、配管内の圧力脈動によって生じたものは 20 件と多くを占める（表 1-5）。圧力脈動源としては、ポンプ／回転機械などの運転に伴い発生するものが 12 件、機器内部や弁／エルボ後流などで生じる流れの乱れに起因するものが 3 件である。その他、高サイクルのものとしては、キャビテーションが 2 件、キャビティトーンが 1 件、空気ばね振動が 1 件であり、低サイクルのものとしては定検毎の減圧／加圧による流体荷重が 1 件である。このように、小口径配管の振動事例における励振源（音源）は多岐に亘ることが特徴であり、スクリーニングすべき配管系統の選定を行う上では、励振源（音源）の特定も重要な判断材料となる。

ポンプ／圧縮機などの羽根を有する回転機械の運転時には、羽根通過枚数（羽根枚数×圧縮機回転数）およびその高調波成分を有する圧力脈動が発生する。また、その共振振動数は、一般に回転数やハーモニクス次数を用いた比較的簡単な式で評価可能であることがわかっている。この現象では必ずしも定格運転で振幅が最大となるわけではなく、部分負荷時においても共振しないように配慮する必要があるため、例えば回転数を制御するようなポンプでは運転管理法の問題ともなる。圧力脈動の許容値の評価基準は明確な規定はないため評価が難しいが、対象となる管内脈動の周波数が 100 Hz 程度以下であれば往復圧縮機の評価基準が適用できる可能性がある。

機器内部や弁／エルボ後流などでは、乱流に起因する圧力脈動（乱流励振）が発生する。一般に乱流励振は比較的高周波まで広帯域の励振成分（数千 Hz まで）を有するために多かれ少なかれ発生してしまうものであるが、低周波側の方が大きな励振成分を有する特徴がある。例えば流路形状が複雑な流量調節弁（玉形弁など）や小開度時の縮流部で音速となるような噴流などからの圧力脈動がよく知られている。一般にバルブの振動は小開度の時に大きく、定格運転（全開時）の時には小さくなるため、特にプラント起動や停止などの部分負荷時に注意する必要がある。また、高速かつ圧縮性を有する蒸気噴流からの騒音レベル自体を緩和するためには、縮流部で音速となり衝撃波が生じるような高速の流れを避ける工夫が必要である。既存の研究例として、モデル実験と数値計算に基づいて中間開度時の弁周りの振動発生メカニズムを解明し振動を抑制する弁体構造を提案したものもある^{[19],[20]}。

キャビテーションは、水系の弁やオリフィスなどの縮流部、ポンプの翼列上などで流体力学的に減圧することによって生じる気泡の μs オーダーの急激かつ超高速の成長／崩壊に伴う流体現象であり、ポンプなどの機器の性能劣化、壊食、振動などの障害をもたらすだけでなく、広帯域の圧力変動源となる。特にポンプでキャビテーションが発生すると管路系の流体に自励的な脈動現象が発生することがある。キャビ

テーションでは減圧が現象の支配因子であり、代表点の静圧と流速、流体の飽和蒸気圧と密度を用いたキャビテーション係数で発生しやすさを評価可能であることが知られている。種々の試験体における初生キャビテーション数は体系やレイノルズ数に強く依存することが知られており、キャビテーション数が4以上となる場合には、キャビテーションは発生しにくい。基本的な対策としては設計時の対策が必要であるが、実機事例などを踏まえると部分負荷運転条件や経年劣化の影響を考慮した対策も必要である。

空気ばね振動は、水系の閉止分岐管に空気が混入した際に、圧縮性の違いにより空気塊がばねとして作用し振動が生じたものである。空気ばねによる周波数は通常のばね振動の周波数により評価可能であると考えられ、一般的には周波数が低く構造や渦との共振に至る可能性があるため注意が必要である。閉止分岐管内へ伝播する圧力変動についての定量的評価に関する知見はないが、絞り部を流れが通過する際の流れの乱れによって圧力変動が発生し配管を振動させると考えられる。オリフィス部で生成される音響成分の簡易的なモデル化として、オリフィス部の圧力損失や乱流エネルギーと生成される音響成分（オリフィス入口部の圧力脈動）には線形の相関があると考えられるため、設計条件などを基にしたオリフィス部音源のモデル化が可能であると考えられる。

キャビティトーンは流体自励音の一種であり、配管内などに存在するキャビティ部において、上流端での剪断層剥離により放出された渦が、流れに乗って下流端に衝突^{[21],[22]}することによりキャビティ内に音波、即ち圧力脈動が生じる現象である。発生した圧力脈動の周波数、即ち渦の放出周波数は主流の流速によって変化し、特に分岐管のような深いキャビティに対しては、渦の放出周波数が分岐管部の構造により定まる気柱の固有振動数と一致すると、分岐管の深さ方向の音響モードと剪断層の不安定性との連成により分岐管内において強いピーク音（圧力脈動）を伴う気柱共鳴が生じる^{[23],[24]}。この時、圧力脈動が分岐部上流端での渦放出を誘発するフィードバック機構が形成され、特定の流速範囲において渦放出周波数が分岐管の固有振動数と一致（ロックイン）する（図 1-3）。1.1.2 項で述べた国内事例では、ドレン配管水溜り上部において発生した圧力脈動がドレン部へ伝播して小口径配管の損傷に至った（図 1-4^[25]）。また、1.1.1 項でも述べた米国 BWR プラント事例では、出力向上により主蒸気管内蒸気流速が上昇し1次モード（渦1つ）での共鳴条件に近づき、発生した圧力脈動が主蒸気配管および蒸気ドーム内を伝播してドライヤに繰り返し荷重として作用したためにドライヤの高サイクル疲労損傷に至ったと報告されている^{[10],[12]}。定格運転時であっても2次モード（渦2つ）での共鳴条件に近づき圧力脈動が発生する場合もあり、また発電プラントの蒸気系配管には多数の分岐部があるためにプラントの停止時や起働時なども含めプラント出力を変更した際に事象が顕在化する場合もある。このように様々な条件で発生し得ることや、小口径配管損傷に留まらずドライヤのような大型構造物の損傷原因ともなることなどから、FIV の中でも非常に重要な事象であり、プラントにおけるトラブル未然防止のためには共鳴の発生条件の予測が求められる。

上述の通り励振源となる現象は多岐に亘るものの、個別の FIV 現象自体は古くから研究が進められているため多くの知見があり、基本的なメカニズムの解明が進んでいるものが多い。その一方で、現象の理解に基づく予測や、励振源（音源）の評価手法については必ずしも整備が十分ではない場合もあり、スクリーニングや事象の未然防止に資する知見整備には課題が残されていると考えられる。

1.2.2 既存の配管振動評価法

フランス電力公社（EdF, Électricité de France）では、弁が接続された小口径配管の振動応力評価が行われている（図 1-5^[26]）。対象とされているのは母管にソケット溶接された小口径配管に弁が接続された体系で

あり、支持がない場合におけるソケット溶接部の応力を解析的に評価している。解析モデルは片持ち梁を仮定したものである。実機プラントにおける弁や小口径管にはサポートがあることが多いと考えられるが、フランスではサポートを設けていない事が多く、振動が激しい箇所については母管からサポートを取るようになっているようである。従って、弁や小口径管にサポートがあるような体系への解析の拡張は現状では検討されていない。なお、EdF では実際に多くの小口径管について振動計測をしており、弁部の振動速度が 20 mm/s を越えるとサポートを取り付けるようになっているようである。本評価モデルを用いて小口径配管振動の評価を行う上では、入力として振動速度を計測する必要があるため、計測箇所のスクリーニングにそのまま適用できるものではない。ただし、振動速度と励振源の強度／周波数の関係に対応づけることができれば、実際の応力評価モデルとして有効であると考えられる。

また、小口径配管を対象としたものではないが、Na 冷却高速炉のホットレグ配管（大口径）を対象とした流力振動評価手法が提案されている（図 1-6^[27]）。本手法は特定の大口徑配管系を適用対象としたものであるが、内径の小さいエルボにおいても流れの乱れは発生するため、スケール則を考慮すれば適用可能であると考えられる。また、対象とされる配管系が限られているが、配管振動評価法の考え方としては十分参考になるものであり、他の配管系への適用範囲の拡充をする際に有効に活用可能であると考えられる。

近年では、IPP-Centre Ltd.（ウクライナ）^[28]、PETROBRAS（ブラジル）^[29]、Royal Dutch Shell（マレーシア）^[30]、VIBRATEC（フランス）^[31]、Shell International（米国）^[32]、PGESCo（エジプト）^[33]などにおいて、石油化学プラントや火力／原子力プラントへの適用を想定した配管振動解析ツールやスクリーニング手法の開発も進められている。例えば Royal Dutch Shell 社では、LNG プラントを対象とした WEB ブラウザで動作するツールの開発を進めており、様々な励振メカニズムに起因する振動疲労による配管健全性のスクリーニングやリスクに基づいた検査（RBI, Risk Based Inspection）を活用した管理ランク設定に活用する目的のことである（図 1-7^[30]）。また、VIBRATEC 社では、FIV に起因する配管系振動の予測手法の開発を進めており、スクリーニングを行った上での詳細評価として、無次元で評価した音源を入力とし有限要素法（FEM, Finite Element Method）により音響／構造解析を行うことで音響／振動応答を評価し、最終的には疲労評価を行うとのことである（図 1-8^[31]）。Shell International 社では、配管系統における FIV のスクリーニング手法の開発が進められており、三段階で行うとの考え方であるが、ガイドラインによる手法（High-Level Screening）では粗く、数値流体力学（CFD, Computational Fluid Dynamics）と FEM による数値計算を活用した詳細手法（Comprehensive Screening）ではコストが大きいため、中間手法（Intermediate Screening）に着目している（図 1-9^[32]）。これらの配管振動評価手法に共通することとして、励振源（音源）の特定と励振源特性の入力が求められる点が挙げられ、1.2.1 項でも述べたように重要な課題である。

FIV の中でも非常に重要な事象の一つである分岐部の音響共鳴現象を主な音源の対象としたものとしては、上述した配管振動解析ツールと似たような考え方にに基づき、ドライヤ健全性の事前評価手法が Morita らにより提案されている（図 1-10^[34]）。本手法では、流動計算による音源評価から構造計算によるドライヤ部応力評価までの一連の評価を数値計算のみによって評価可能であり、実機ドライヤの振動測定等に基づいた予測手法の妥当性確認を行うことで、実機の健全性評価も可能となると考えられる。音源は電力中央研究所開発の蒸気流計算コードを用いた詳細 CFD 計算により評価するため、計算負荷が大きく評価に時間を要する。従って、物量の多い小口径配管などの評価には必ずしも適さない。

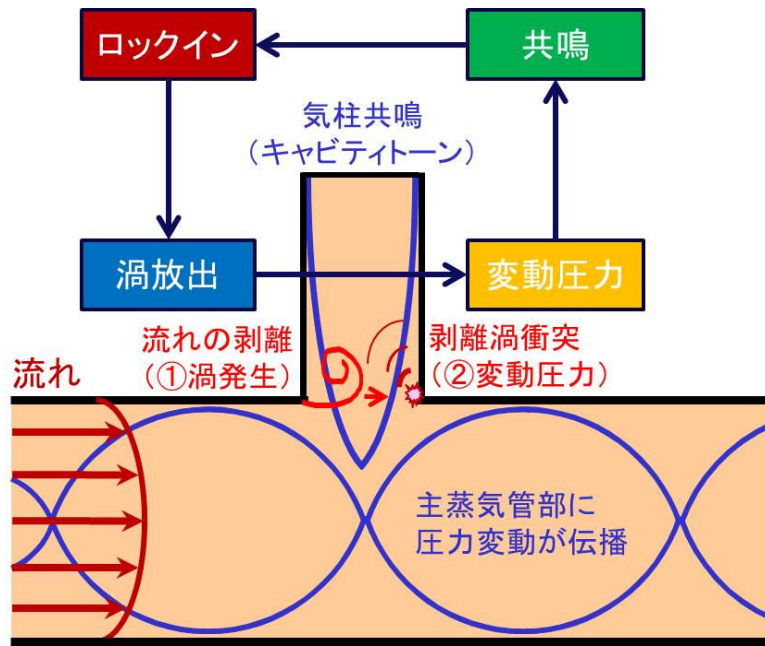


図 1-3 分岐管部で生じる音響共鳴

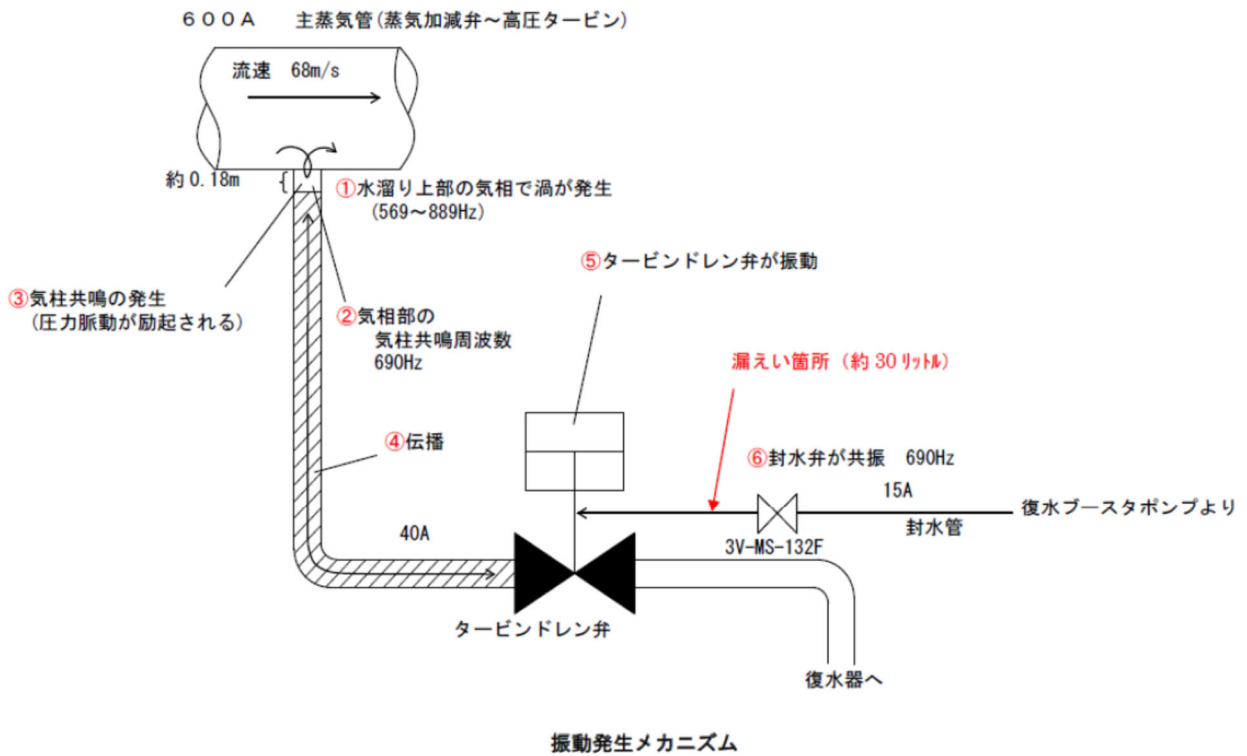


図 1-4 国内プラントにおけるキャビティトーン発生事例^[25]

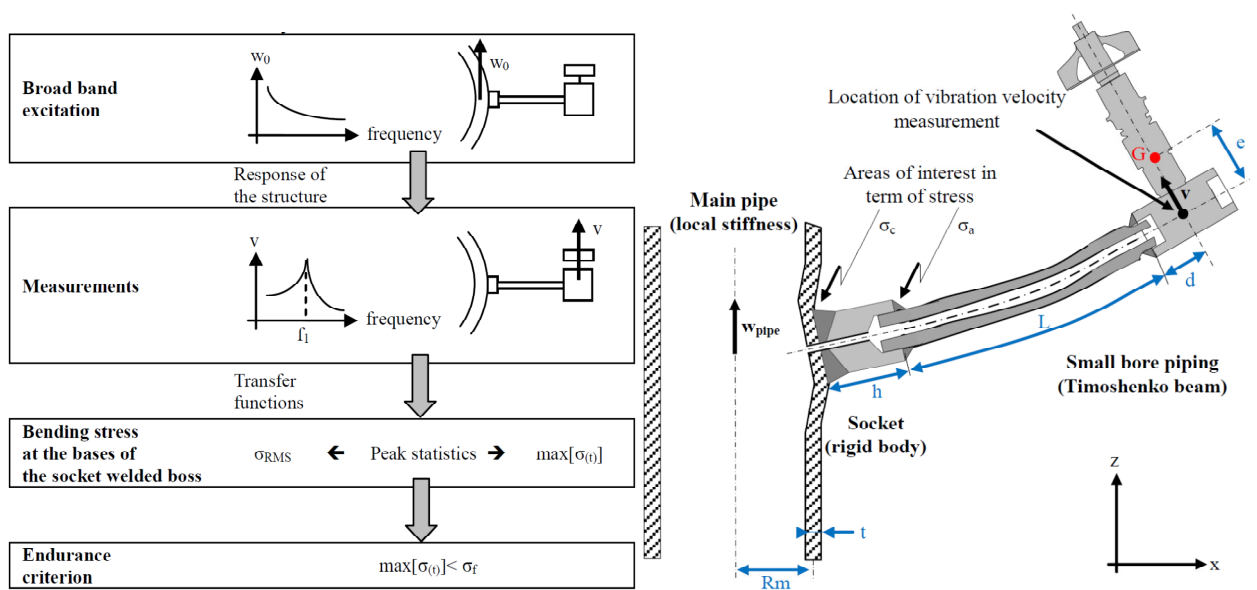


図 1-5 小口径配管振動評価フロー (左) と小口径配管振動モデル (右) [26]

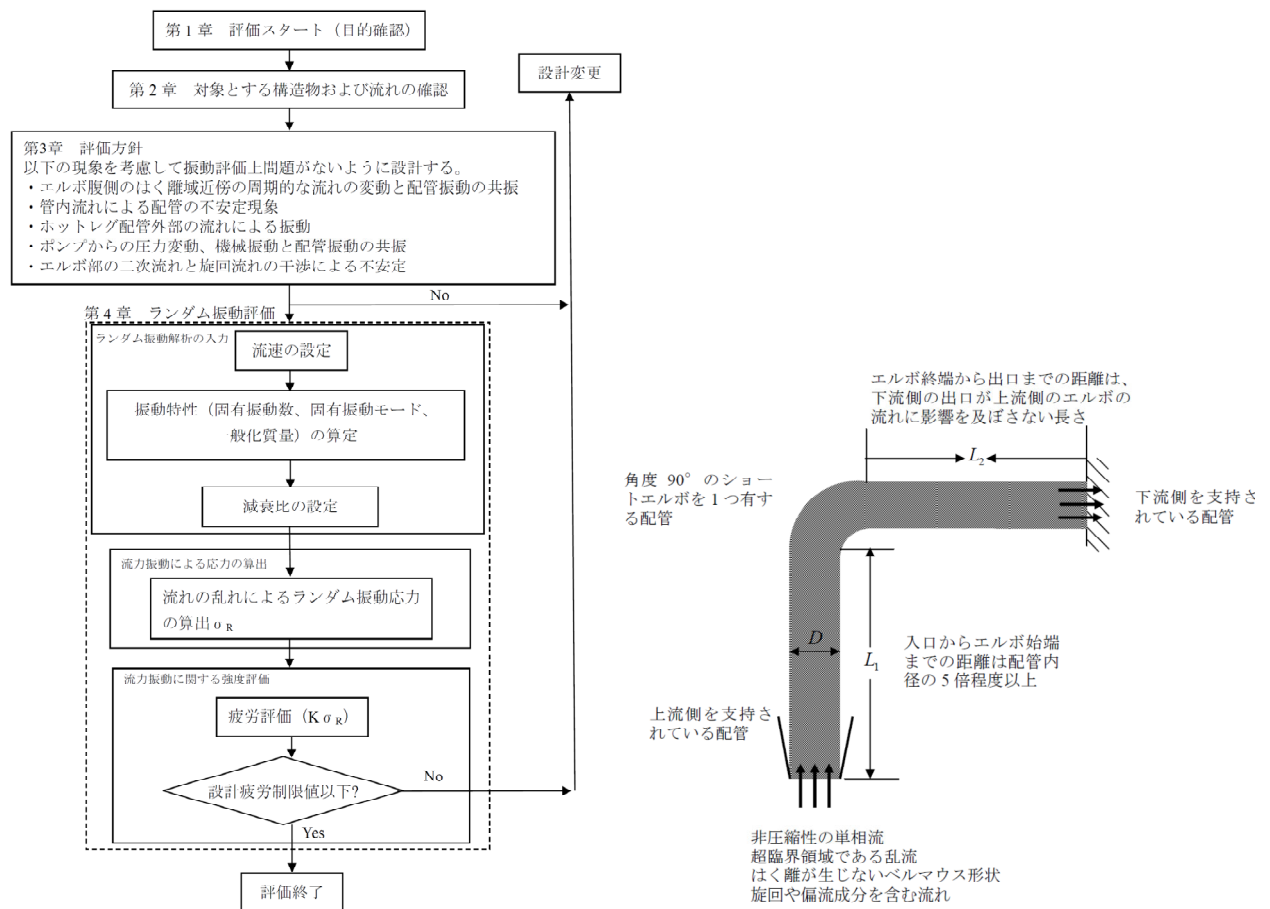


図 1-6 流力振動評価フロー (左) と適用対象配管系 (右) [27]

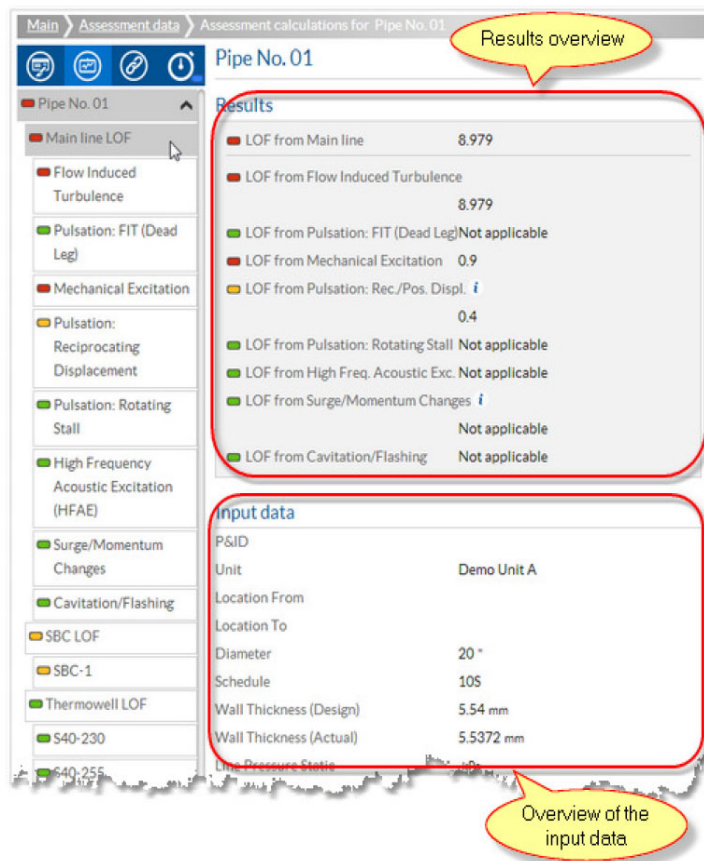


図 1-7 配管振動解析ツールの画面表示例^[30]

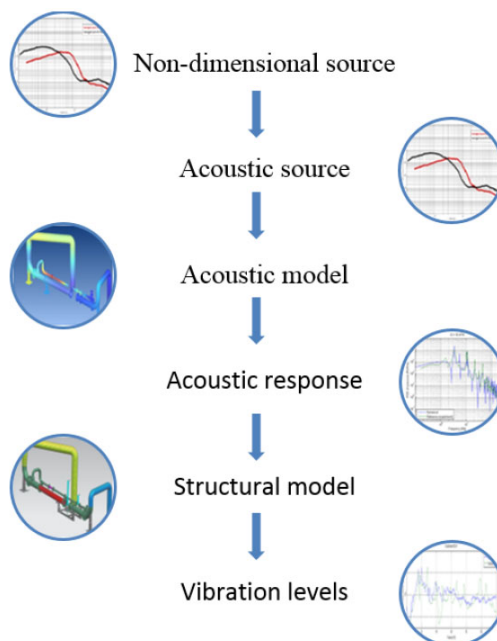


図 1-8 配管振動予測手法のフロー概念^[31]

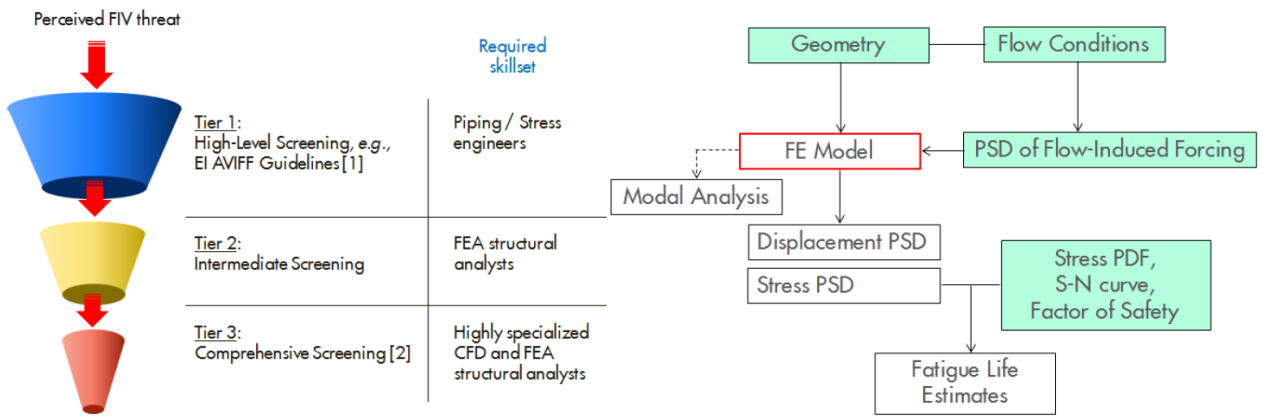


図 1-9 配管振動のスクリーニング概念 (左) と中間スクリーニングのフロー概念 (右) [32]

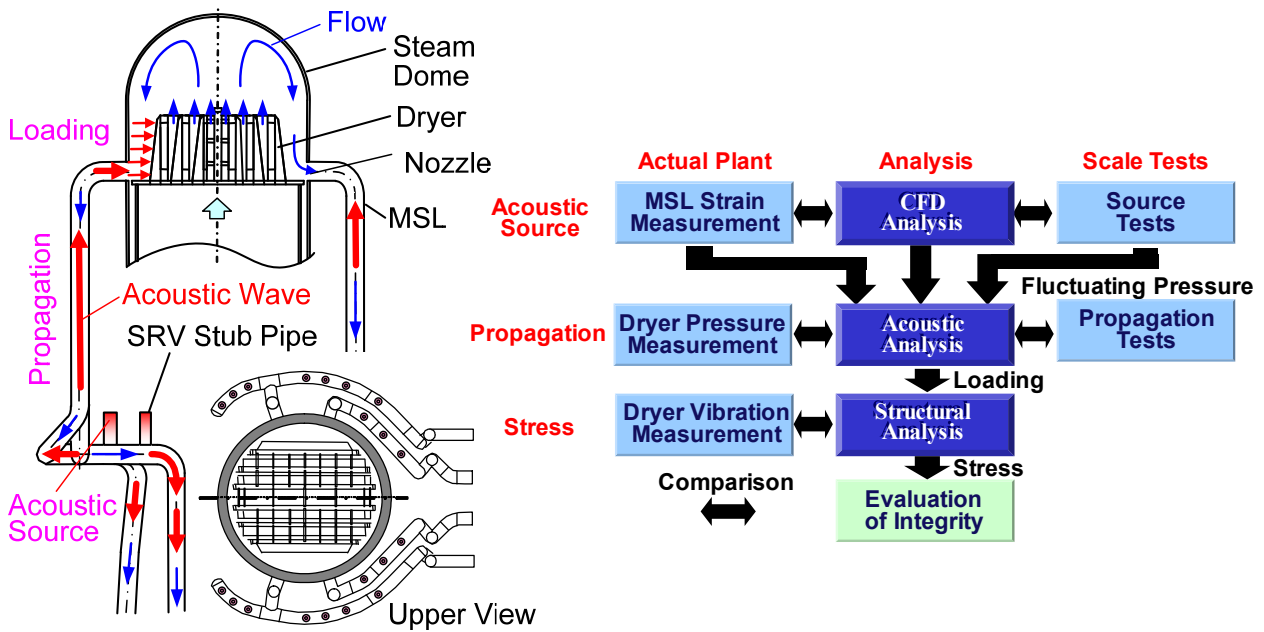


図 1-10 ドライヤ健全性の事前評価手法のフロー[34]

1.3 配管分岐部における音響共鳴現象に関する既存知見

1.2.1 項にて述べたように、配管分岐部（キャビティ部）において生じる音響共鳴現象（キャビティーン）は、国内プラント事例において小口径配管の励振源となる主要な現象の一つであり、更に米国 BWR プラントにおいては大型の構造物であるドライヤの損傷原因となるなど、FIV の中でも非常に重要な事象である。数値計算により音源を評価する手法は提案されているものの、計算負荷などの観点から物量の多い小口径配管などの評価には課題がある。従って、音源の特性を簡易に評価し共鳴発生条件や音源強度を予測することでスクリーニングや事象の未然防止に資するための知見の整備が肝要である。

共鳴発生条件の予測には、音源（圧力脈動源）の特性として、ストロハル数（ St 数：流体の移流時間と振動周期の比（＝分岐管の共鳴周波数×分岐管内径／主管内の流速））に対する圧力脈動振幅と卓越周波数の応答特性の評価が求められる。米国 BWR のドライヤ損傷の音源が発生した逃がし安全弁管台などに見られる片側閉止分岐管のような深いキャビティに対しても、このような研究は古くから数多く行われており、Ziada ら^[35]はこれらの既存研究を体系的に整理することで共鳴の発生条件である共鳴限界 St 数マップ等の設計指標を提案している。 St 数にも含まれる共鳴周波数は、共鳴現象を評価する上でも重要なパラメータの一つであり、音速と分岐部の形状寸法を用いた一般的な理論式により計算される。この手法では、分岐管内に形成される定在波の 1/4 波長が分岐管長よりも少し長くなることが知られており、開口端補正長（開口端補正係数を分岐管内径 d に乗じたもの）を分岐管長に加えて評価をすることが一般的である^[1]。Rayleigh の音響理論^[36]によれば、開口端補正長は気体では一般に概ね $0.39d$ から $0.425d$ 程度となるとされており、例えば Morita ら^[34]や Knotts ら^[37]の既存研究では、 $0.425d$ を開口端補正として共鳴周波数に対して考慮している。単一の片側閉止分岐管における圧力脈動振幅応答としては、 St 数が概ね 0.3 から 0.6 程度の範囲において強い音響共鳴が発生し、 St 数が 0.4 から 0.44 程度において圧力脈動振幅が最大となったとした先行研究が多い^{[21],[34],[37],[39]}。

発電プラントにおける分岐管の本数、配置、分岐管開口部の上下流端形状（丸み有無）などは様々であり、これらの影響についても多くの研究がなされている。例えば、Weaver ら^[38]は分岐部上下流端に丸みをつけた場合の影響を調査し、分岐部上流端に丸みをつけた場合には音圧への影響は小さく周波数が変化し、一方で分岐部下流端に丸みをつけた場合には周波数への影響は小さく音圧が低下することを明らかにした。また、これらに基づいて音響共鳴を低減させる最適な開口部丸みの曲率半径を含む主蒸気逃がし安全弁の設計指標を提案した。Knotts ら^[37]は分岐管開口部の上下流端部形状の影響を調査し、端部処理なし（sharp）、斜め面取り（beveled）、傾斜（ramp-shaped）、丸み（curved edges）の 4 通りの形状における圧力振幅低減効果を明らかにした。Ziada ら^[39]は、分岐管の本数（単一、複数）や配列（直列（tandem）、同軸（coaxial））、分岐管と主管の口径比、上流エルボと分岐管の距離（偏流）の影響を調査し、分岐管の口径比や上流エルボとの距離は共鳴限界 St 数に強く影響を与えると述べている。加えて、最大圧力脈動振幅は放射損失と粘性損失の影響を強く受け、直列や同軸配置などの複数分岐管体系における最大圧力脈動振幅は単一分岐管体系に比べて大きくなると述べている。

この他にも非常に多くの研究がなされているものの、これらの先行研究の大半は空気流を対象としたものであるため、既存知見を実プラント蒸気配管へ適用するために、まずは空気と蒸気の物性の違いによる影響を理解する必要がある。蒸気流を対象とした研究例としては、既に述べた実機 BWR 主蒸気系における音響共鳴現象の CFD 計算による評価手法構築^[34]や、BWR 主蒸気系の実温実圧条件における蒸気試験^[40]が

実施されており、気体単相流となる乾き蒸気（過熱蒸気）と空気では概ね同様の音源特性であることが示されている。ここで、一般にプラント等の蒸気系配管では、配管からの放熱やタービン仕事等によるエネルギー低下により部分的に蒸気が凝縮し、気液二相流状態である湿り蒸気となっていることが多い。このような湿り蒸気流中に存在する液滴や液膜によって、共鳴現象の圧力振幅や周波数の特性が変化する可能性があり、トラブルを未然に防止するためには蒸気の湿りが音響共鳴現象に与える影響を正確に把握してプラントの設計や運用手順に反映することが肝要である。しかし、上述の CFD 計算^[34]では湿り蒸気流を均質流として扱っているため、湿り蒸気流中の液滴や液膜の影響を定量的に評価することは困難であり、例えば BWR 実機蒸気条件である僅かに湿った蒸気状態への適用性評価は必ずしも十分ではない。また、気液二相流の流動計算には多大な負荷を要することから、プラント内に膨大に存在する配管に対するスクリーニング等を目的とした予測手法としては必ずしも現実的ではなく、かつ湿り蒸気流を対象とした実験は非常に少ないため、計算結果の妥当性を確認することも現状では困難であると言える。気液二相流を対象とした音響共鳴の研究としては、Omranian^[41]および Sanna^{[42],[43]}による Tandem 配列の T 管を対象とした水—空気二相流における実験があり、液相の存在は圧力振幅や周波数に影響を及ぼすと指摘されている。ただし、対象とする流動様式が層状流／波状流といった分離流に限定されている。また、湿り蒸気を対象とした研究としては、Okuyama^[44]により BWR 主蒸気系の蒸気条件を想定した単一分岐管の試験が実施されており、試験条件範囲内（圧力 7 MPa 程度、湿り度 0.13%以下）では圧力振幅への蒸気湿り度の影響は小さいことが指摘されている。これは上述した水—空気二相流における先行研究^{[41],[43]}の結果とは異なる結論であり、両者の結果の差についての解釈は不十分である。共鳴周波数に含まれる音速については、Collingham^[45]および England^[46]により湿り蒸気音速の計測が行われており、等エントロピー仮定の理論式に比べ、飽和蒸気音速に近い値となることが指摘されている。この点は Okuyama^[44]の結果とも整合するが、そもそも湿り蒸気音速や蒸気条件での開口端補正係数に関して実験値が殆ど見当たらないため、重要なパラメータの一つである共鳴周波数についても十分に予測可能であるとは言えない。このように湿り蒸気流を対象とした実験は依然として少なく、共鳴現象に対する湿り蒸気流中の液滴や液膜の影響は必ずしも明らかになっているとは言い切れないため、現状では共鳴現象に対する湿り蒸気流中の液滴や液膜の影響を考慮して音源特性を評価することは難しい。

1.4 本研究の位置付けと目的

既に述べてきたように、FIV の中でも非常に重要な事象である配管分岐部の音響共鳴現象については、音源特性の評価に基づいて共鳴発生条件や音源強度を予測することでスクリーニングや事象の未然防止に資するための知見の整備が肝要である。1.2.2 項で述べたドライヤ健全性の事前評価手法^[34]などの先行研究調査結果を参考に、音響共鳴などの音響的な圧力脈動に起因する配管振動疲労の事前評価フローを整理した(図 1-11)。既に述べているように、現状この中で評価に課題があるのは音源の特定と音源特性の評価である。特に、実蒸気配管を対象とした配管分岐部の音響共鳴現象の予測評価手法を確立するためには、湿り蒸気流中の液滴や液膜が音響共鳴の音源特性に与える影響を正確に評価することが求められる。これを踏まえ、本研究では蒸気の湿りが圧力脈動振幅/共鳴周波数/共鳴限界ストロハル数 (St 数) などの音源の特性に及ぼす影響を把握することにより湿り蒸気流中の音響共鳴現象の特性を明らかにし、簡易的に音源を評価可能な手法の構築を目指すものである(図 1-12)。本論文の主要な構想(図 1-13)を以下に述べる。

第三章では、大半の既存知見が空気流を対象としたものであることを踏まえ、音響共鳴現象を評価する上での研究課題である物性および蒸気状態の影響に着目した研究成果を取り纏め、実蒸気配管での現象予測に対する既存知見の適用可否を判断する。音源特性の内、圧力脈動振幅/卓越周波数の応答特性に焦点を当て、高温/高圧の蒸気流を高い精度で安定に制御可能な試験設備を用いた乾き/湿り蒸気流動試験、および分岐管の形状寸法比を蒸気試験と一致させた空気流動試験の結果を整理する。各試験結果の比較に基づき、気体単相流での物性の違いが音響共鳴現象に及ぼす影響、気体単相の乾き蒸気と気液二相の湿り蒸気の場合での現象の違いを把握する。

第四章では、音源特性の内、共鳴周波数と共鳴限界 St 数に着目した研究成果を取り纏める。一般的な理論式で共鳴周波数进行评估するには開口端補正係数を含む分岐部の形状寸法パラメータと音速が必要となるが、蒸気における開口端補正係数、湿り蒸気音速についての既存知見が少ない。これを踏まえ、計測した共鳴周波数に基づいて評価した開口端補正係数と既存の音響理論とを比較し、また同様に評価した湿り蒸気音速と既存の理論式および相関式とを比較することで、共鳴周波数理論式の適用性を明らかにすると共に、湿り蒸気流中の共鳴周波数の評価手法を提案する。更には、提案する共鳴周波数評価手法に基づいた共鳴限界 St 数に対する流体や蒸気の湿り度の依存性を明らかにし、湿り蒸気流における圧力脈動振幅応答の保守的な予測手法を提案する。

第五章では、音源特性の内、乾き蒸気と湿り蒸気で大きな違いが見られた最大圧力脈動振幅応答に着目した研究成果を取り纏める。最大圧力振幅に対する蒸気圧力と蒸気湿り度の複合影響を蒸気流動試験により定量評価し、併せて湿り蒸気の流動様式の可視化試験に基づいた既存の流動様式線図の拡張、液滴のダイナミクスが減衰に及ぼす影響の理論的な解析と考察を踏まえて、湿り蒸気での最大圧力振幅の低下に対する主要な影響因子を抽出する。また、二相流の数値計算には多大な計算負荷を要することを踏まえ、湿り蒸気流における振幅低下メカニズムの考察に基づいた簡易的な音源評価手法を構築する。

第六章では、実際の蒸気配管においては複数の分岐管で音響共鳴が発生し、振幅を音響的に強め合う連成効果が生じる場合があることを踏まえ、音響共鳴現象を評価する上での研究課題である分岐管の本数や配置などの体系影響に着目した研究成果を取り纏める。分岐管 3 本を直列に配置した体系、分岐管 2 本を同軸に配置した体系における蒸気流動試験に基づいて、複数分岐管で音響共鳴が発生する複雑な体系へ簡

易的な音源評価手法を拡張するための知見を集約する。併せて、分岐部形状の影響についての既存知見を踏まえ、実蒸気配管において簡易的に音源評価を行う上で考慮すべき点を整理する。

第七章では、簡易的な音源評価手法に基づいた圧力脈動の伝播／応力評価手法に焦点を当てた研究成果を取り纏める。既存のドライヤ健全性評価手法などを参考に、汎用構造解析コードについて調査を行い、湿り蒸気の簡易的な音源評価を入力条件とした場合に音源で発生する圧力脈動の伝播ならびに構造物周りの音圧荷重に基づいた応力までを一貫して評価可能な手法について検討し、評価を行う上で注意すべき点を整理する。

最後に本研究により解明された湿り蒸気流中の音響共鳴現象を統括すると共に、湿り蒸気流中の音源評価手法の高度化に向けた今後の研究課題を明確化する。

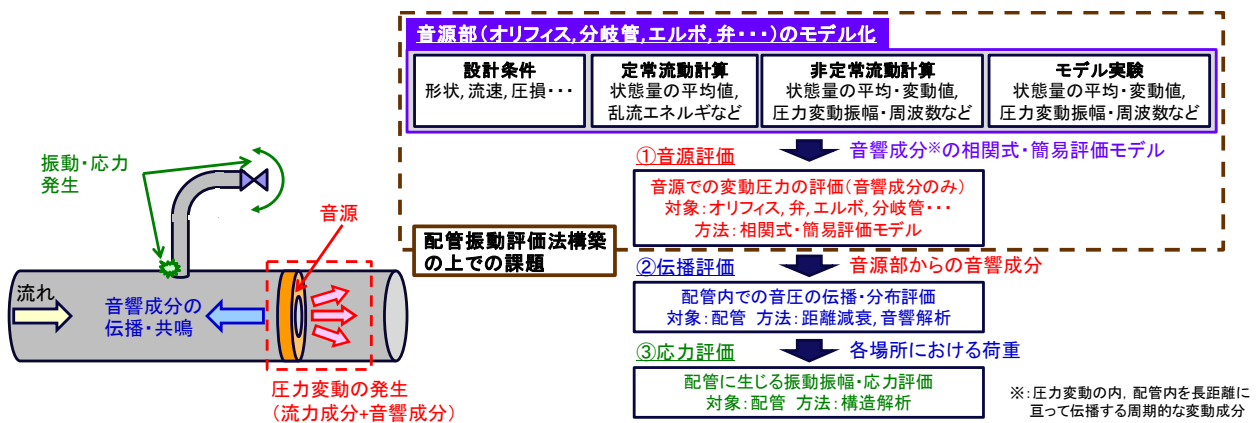


図 1-11 配管振動評価手法のフロー概略

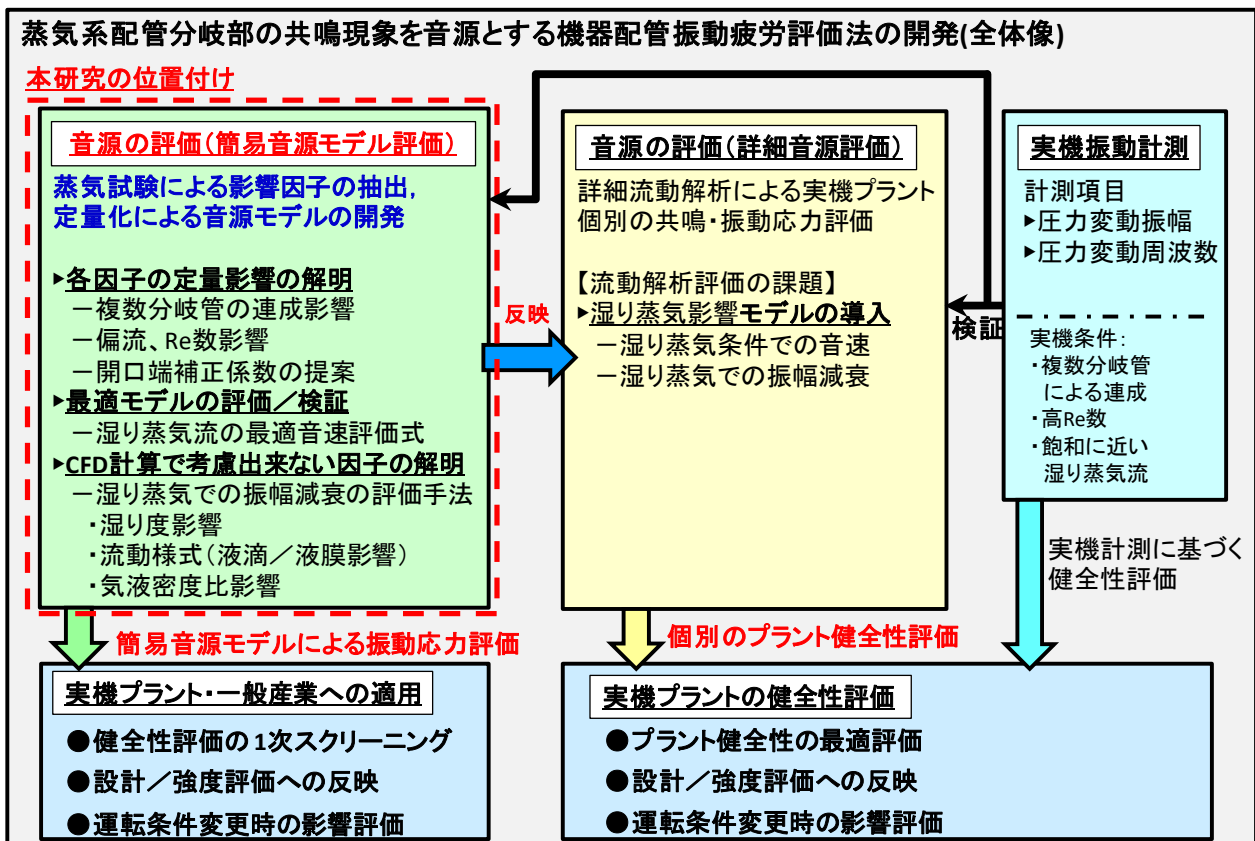


図 1-12 研究の全体像と本研究の位置付け

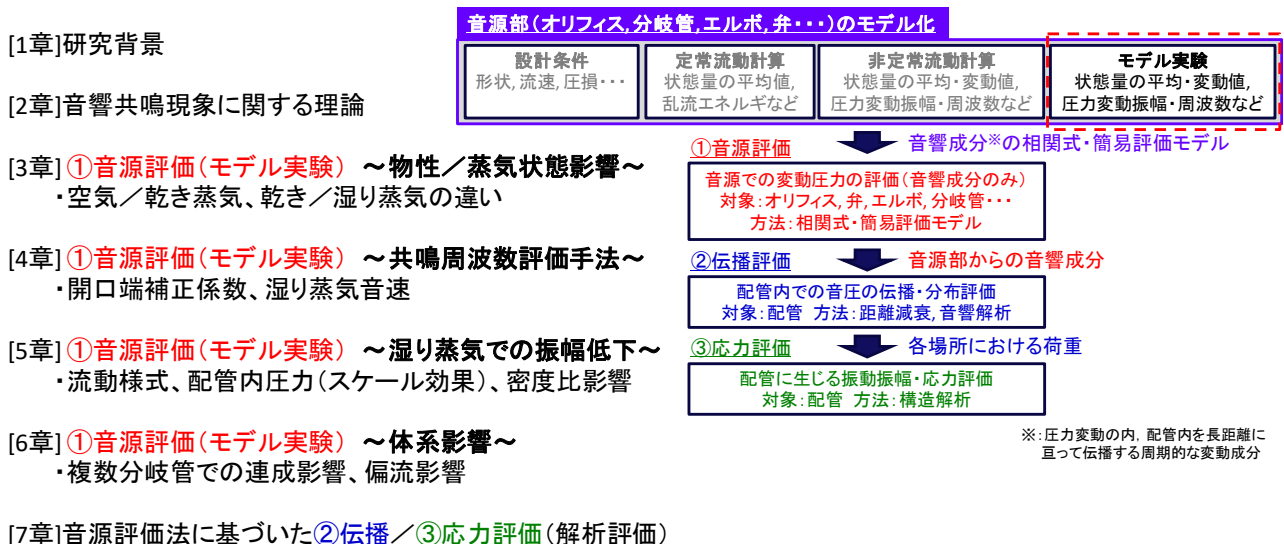


図 1-13 本論文の主要な構成

2. キャビティトーン現象に関する理論

2.1 キャビティトーン現象の一般的なメカニズム

キャビティトーン現象の一般的なメカニズムについては 1.2.1 項でも簡単に述べた通りであり、配管内などに存在するキャビティ部において、上流端での剪断層剥離により放出された渦が、流れに乗って下流端に衝突することによりキャビティ内に圧力脈動が生じる現象である。一般に自由剪断流の下流にキャビティのような圧力波の反射端となる構造物が存在する場合に、剪断層の剥離によって放出される渦構造の放出周波数が特定の値に拘束される場合がある^[1]。キャビティトーンはこれによって発生する流体自励音現象の一つであり、キャビティの下流端に渦が衝突した際に生じる擾乱が音速で上流端に伝播し、再び上流端での剪断層剥離を誘発するといったフィードバック機構が形成される。このような流体と音の相互作用 (Fluid-acoustic interactions) により、本質的に不安定な剪断層内に規則的な渦が形成されることとなり、狭帯域のピーク音が発生する。発生するピーク音の周波数 f 、即ち渦の放出周波数は主流の流速によって変化し、二次元矩形キャビティを対象とした先行研究による Rossiter の式^[47]を修正した次式^[24]で表されることが知られている。

$$f = \frac{U}{d} \frac{n_h - C_R}{Ma} \frac{U}{\sqrt{1 + (\kappa - 1) Ma^2 / 2}} + \frac{U}{U_c} \quad (2-1-1)$$

ただし、 U : 主流の断面平均速度、 d : キャビティ長さ、 n_h : キャビティ部に存在する渦の個数に関連する整数 (モード数またはステージ数)、 Ma : マッハ数、 κ : 比熱比、 C_R : 定数、 U_c : キャビティ上流端から下流端への渦の移流速度である。一般に、周波数 f は代表長さ L と代表速度 U を用いて、次式に示す流体の移流時間と振動周期の比であるストロハル数 St として無次元化される。

$$St = \frac{fL}{U} \quad (2-1-2)$$

本現象では渦の移流速度が重要な役割を果たすため、一般に代表速度に主流速度、代表長さにキャビティの流れ方向長さをとった St 数は、キャビティの幾何形状のみならず、剪断層の剥離点における境界層の特性値 (運動量厚さ、排除厚さ)、レイノルズ数、マッハ数の影響を受けることが知られている^[1]。マッハ数が 0.2 以上の高速流れに対しては、式 (2-1-1) において、 $U_c/U = 0.6$ 、 $C_R = 0.25$ とした場合の予測値が実験値と良く一致するとの報告もある^[48]。式 (2-1-1) を簡素化した式として、キャビティ部での流れの不安定性と擾乱の位相速度の関係によって、後述する分岐管での気柱共鳴がなくとも発生する可能性のある自励振動の周波数 f_n^h は次式で表されることが報告されている^[49]。

$$f_n^h = 0.5(n_h - 0.25) \frac{U}{d} \quad (2-1-3)$$

また、キャビティ上流端に丸みがある場合には周波数が変化することが知られており、この場合には St 数の代表長さに丸み部分の曲率半径を加えれば良いことが報告されている^[38]。

キャビティにおける共鳴機構が存在するような場合には、その共鳴条件に近づくと大きな圧力変動が生じることが知られている。Rockwell ら^[24]はキャビティにおける流体振動現象を、剪断層の不安定流動場の

みによって生じる fluid-dynamic oscillation (流体力学的振動)、剪断層の不安定性とキャビティ内の音響モードとの連成によって生じる fluid-resonant oscillation (流体共鳴振動)、剪断層の不安定性とキャビティ構造側の弾性との連成によって生じる fluid-elastic oscillation (流弾性振動) の3つに区分した。共鳴機構としては例えばヘルムホルツ共鳴器や片側閉止分岐管などがある。片側閉止分岐管のような深いキャビティに対しては、渦の放出周波数が分岐管部の構造により定まる気柱の固有振動数に近づくと、分岐管の深さ方向の音響モードと剪断層の不安定性との連成により流体共鳴振動(音響共鳴)が生じ、分岐管内において強いピーク音(圧力脈動)を伴う気柱共鳴が生じる。一般に、片側閉止分岐管の気柱の固有振動数(共鳴周波数) f_n^{ac} は一般に次式の理論式で計算される。

$$f_n^{ac} = \frac{a}{4h} (2n_{ac} - 1), \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (2-1-4)$$

ただし、 a : 音速、 h : キャビティ深さ、 n_{ac} : キャビティ深さ方向の音響モード数である。また、管の端が開放されている場合には、開口端で管内音波が完全反射とした理論的な境界条件が実現象と正確に適合しないため、理論的に求めた共振時の波長と管長との関係が実現象と正確に一致しない^[53]。このため、実際には h に開口端補正長を加える必要がある(図2-1)、この点は2.3節にて述べる。

乱流キャビティ流れにおいて生じるピーク音を伴う自励振動のフィードバック機構については、横山ら^{[50]-[52]}により詳しく調査がなされている。流体共鳴振動における音波の発生機構や渦の形成機構は流体力学的振動と本質的には同じであり、音波によるフィードバックで発生した擾乱が Kelvin-Helmholtz 不安定により発達することで大規模渦構造が形成される。この大規模渦構造がキャビティ下流端に衝突する際に回転が阻害され、下流方向の局所的な速度変動が生じ、その結果として膨張波が発生する。ただし、流体共鳴振動においては、キャビティ内に形成される音響定在波を介したフィードバック機構となる、即ち定在波による圧力変動がキャビティ外部へ進行波として上流端へ伝播し擾乱の発生に影響を及ぼす点が流体力学的振動とは異なる。また、同じ強さの大規模渦構造が衝突したとしても、音響定在波の影響により発生する音響エネルギーは流体力学的振動に比べ増大し、開口部での粒子速度が大きくなることで音響的なフィードバック効果が強く顕れることなどが明らかにされている。

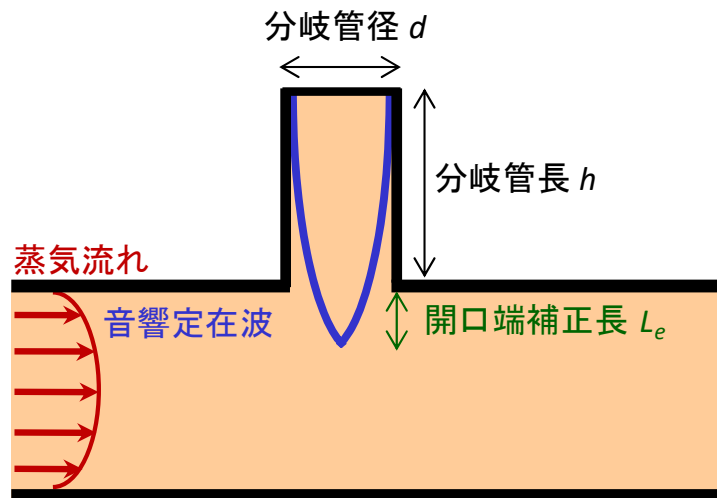


図 2-1 片側閉止分岐管深さ方向の1次の音響モード ($n_{ac} = 1$) での音響共鳴

2.2 気柱の共鳴周波数理論式

2.1 節において、片側閉止分岐管における気柱の固有振動数は式 (2-1-4) に示される一般的な理論式で計算されることを述べた。本節では、伝達マトリクス法^[54]を用いて、気柱の固有振動数の理論式を導出する過程を述べる。

2.2.1 単一管路の気柱振動

伝達マトリクス法^[54]により、気柱振動を考える。流体の運動方程式と連続の式より、

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} = -\frac{g}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\lambda_f U |U|}{2D} \quad (2-2-1)$$

$$\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial x} = -K_e \frac{\partial U}{\partial x} \quad (2-2-2)$$

ただし、 P ：圧力、 U ：流速、 ρ ：密度、 λ_f ：管摩擦係数、 D ：管路直径、 K_e ：等価体積弾性率である。自由振動の基礎式として、従属変数に圧力 p (kg/m^2)、体積流量 $q = AU$ (m^3/s)をとると、式 (2-2-1) および (2-2-2) は以下のようなになる。

$$\frac{\partial q}{\partial t} = -\frac{A}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2-2-3)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{K_G}{A} \frac{\partial q}{\partial x} \quad (2-2-4)$$

ただし、 A ：管路断面積、 K_G ：体積弾性率である。式 (2-2-3) および (2-2-4) から q または p を消去すると以下の波動方程式を得る。

$$\frac{\partial^2 q}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 q}{\partial x^2} \quad (2-2-5)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (2-2-6)$$

ただし、 a は音速で、

$$a = \sqrt{\frac{K_G}{\rho}} = \sqrt{\frac{\kappa P_0}{\rho}} \quad (2-2-7)$$

ただし、 κ ：比熱比である。角振動数 $\omega = 2\pi f$ の自由振動が生じている時、 q および p を定常値からの変化分とすると、変数分離型の解をとって、

$$q = \left\{ B_0 \sin\left(\frac{\omega x}{a}\right) + C_0 \cos\left(\frac{\omega x}{a}\right) \right\} \sin(\omega t + \phi) \quad (2-2-8)$$

$$p = \frac{\rho a}{A} \left\{ B_0 \cos\left(\frac{\omega x}{a}\right) - C_0 \sin\left(\frac{\omega x}{a}\right) \right\} \cos(\omega t + \phi) \quad (2-2-9)$$

となる。ただし、 ϕ 、 B_0 、 C_0 、 ω は初期条件および境界条件から定まる。開放端では $p=0$ 、閉止端では $q=0$ である。

2.2.2 単一管路の伝達マトリクス M に基づいた両端開の場合の固有振動数の導出

図 2-2 において、 $x=0$ で $q=Q_{in}\sin(\omega t + \phi)$, $p=P_{in}\cos(\omega t + \phi)$ とすると、式 (2-2-8) および (2-2-9) より、

$$q_{x=0} = \{B_0 \sin(0) + C_0 \cos(0)\} \sin(\omega t + \phi) = C_0 \sin(\omega t + \phi) \quad (2-2-10)$$

$$p_{x=0} = \frac{\rho a}{A} \{B_0 \cos(0) - C_0 \sin(0)\} \cos(\omega t + \phi) = B_0 \frac{\rho a}{A} \cos(\omega t + \phi) \quad (2-2-11)$$

となり、 $Q_{in} = C_0$ 、 $P_{in} = B_0(\rho a / A)$ となる。一方、 $x=l$ で $q=Q_{out}\sin(\omega t + \phi)$, $p=P_{out}\cos(\omega t + \phi)$ の条件より、

$$\begin{aligned} q_{x=l} &= \left\{ B_0 \sin\left(\frac{\omega l}{a}\right) + C_0 \cos\left(\frac{\omega l}{a}\right) \right\} \sin(\omega t + \phi) \\ &= \left\{ P_{in} \frac{A}{\rho a} \sin\left(\frac{\omega l}{a}\right) + Q_{in} \cos\left(\frac{\omega l}{a}\right) \right\} \sin(\omega t + \phi) \end{aligned} \quad (2-2-12)$$

$$\begin{aligned} p_{x=l} &= \frac{\rho a}{A} \left\{ B_0 \cos\left(\frac{\omega l}{a}\right) - C_0 \sin\left(\frac{\omega l}{a}\right) \right\} \cos(\omega t + \phi) \\ &= \left\{ P_{in} \cos\left(\frac{\omega l}{a}\right) - Q_{in} \frac{\rho a}{A} \sin\left(\frac{\omega l}{a}\right) \right\} \cos(\omega t + \phi) \end{aligned} \quad (2-2-13)$$

よって、

$$Q_{out} = \frac{A}{\rho a} P_{in} \sin\left(\frac{\omega l}{a}\right) + Q_{in} \cos\left(\frac{\omega l}{a}\right) \quad (2-2-14)$$

$$P_{out} = P_{in} \cos\left(\frac{\omega l}{a}\right) - Q_{in} \frac{\rho a}{A} \sin\left(\frac{\omega l}{a}\right) \quad (2-2-15)$$

従って、圧力と流量の関係をまとめると、

$$\begin{bmatrix} P_{out} \\ Q_{out} \end{bmatrix} = M \begin{bmatrix} P_{in} \\ Q_{in} \end{bmatrix} \quad (2-2-16)$$

$$M = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{\omega l}{a}\right) & -\frac{\rho a}{A} \sin\left(\frac{\omega l}{a}\right) \\ \frac{A}{\rho a} \sin\left(\frac{\omega l}{a}\right) & \cos\left(\frac{\omega l}{a}\right) \end{bmatrix} \quad (2-2-17)$$

ただし、 M は単一管路の左端の条件を右端に伝達する伝達マトリクスである。なお、固有振動数は両端開の条件から $P_{in} = 0$ 、 $P_{out} = 0$ を満たす全ての場合であり、式 (2-2-15) より、

$$B_1 = \frac{\rho a}{A} \sin\left(\frac{\omega l}{a}\right) = \frac{\rho a}{A} \sin\left(\frac{2\pi f l}{a}\right) = 0 \quad (2-2-18)$$

即ち、

$$f = f_n^{ac} = \frac{a}{2l} n_{ac} \quad (2-2-19)$$

ただし、モード数 $n_{ac} = 1, 2, 3, \dots$ である。

2.2.3 単一分岐管の伝達マトリクス M_B に基づいた片側閉止分岐管の固有振動数の導出

図 2-3 において、分岐管 BC の間には一般に次の関係が成り立つ。

$$\begin{bmatrix} P_C \\ Q_C \end{bmatrix} = M_C \begin{bmatrix} P_B \\ Q_B \end{bmatrix} \quad (2-2-20)$$

$$M_C = \begin{bmatrix} A_C & B_C \\ C_C & D_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{\omega h}{a}\right) & -\frac{\rho a}{A_b} \sin\left(\frac{\omega h}{a}\right) \\ \frac{A_b}{\rho a} \sin\left(\frac{\omega h}{a}\right) & \cos\left(\frac{\omega h}{a}\right) \end{bmatrix} \quad (2-2-21)$$

ただし、 A_b は分岐管断面積である。式 (2-2-20) および (2-2-21) より、

$$P_C = A_C P_B + B_C Q_B \quad (2-2-22)$$

$$Q_C = C_C P_B + D_C Q_B \quad (2-2-23)$$

ここで、 C は閉止端なので $Q_C = 0$ とすると、式 (2-2-23) より、

$$P_B = -\frac{D_C}{C_C} Q_B = -Z_B Q_B \quad (2-2-24)$$

となる。 Z_B は図 2-3 において B 点から分岐管をみたインピーダンスである。従って、分岐点前後の伝達マトリクスは、

$$\begin{bmatrix} P_R \\ Q_R \end{bmatrix} = M_B \begin{bmatrix} P_L \\ Q_L \end{bmatrix} \quad (2-2-25)$$

$$M_B = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_B & 1 \end{bmatrix} \quad (2-2-26)$$

ただし、 M_B は単一管路の左端の条件を右端に伝達する伝達マトリクスである。なお、固有振動数は片端閉一片端開の条件から $P_B = 0$ 、 $Q_C = 0$ を満たす全ての場合であり、式 (2-2-21) および (2-2-23) より、

$$D_C = \cos\left(\frac{\omega h}{a}\right) = \cos\left(\frac{2\pi f h}{a}\right) = 0 \quad (2-2-27)$$

即ち、

$$f = f_n^{ac} = \frac{a}{4h} (2n_{ac} - 1) \quad (2-2-28)$$

ただし、 $n_{ac} = 1, 2, 3, \dots$ である。これにより、片側閉止分岐管における気柱の固有振動数 (式 (2-1-4)) を導出した。

2.2.4 複数分岐管の伝達マトリクス M_B

図 2-4 のような複数分岐管体系を考えた場合、主管の圧力と流量の関係および伝達マトリクスは、式 (2-2-16) および (2-2-17) より、

$$\begin{bmatrix} P_{Ri} \\ Q_{Ri} \end{bmatrix} = M_{Mi} \begin{bmatrix} P_{Li} \\ Q_{Li} \end{bmatrix} \quad (2-2-29)$$

$$M_{Mi} = \begin{bmatrix} A_{Mi} & B_{Mi} \\ C_{Mi} & D_{Mi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{\omega l_i}{a}\right) & -\frac{\rho a}{A} \sin\left(\frac{\omega l_i}{a}\right) \\ \frac{A}{\rho a} \sin\left(\frac{\omega l_i}{a}\right) & \cos\left(\frac{\omega l_i}{a}\right) \end{bmatrix} \quad (2-2-30)$$

分岐管の圧力と流量の関係および伝達マトリクスは、式 (2-2-20) および (2-2-21) より、

$$\begin{bmatrix} P_{Cj} \\ Q_{Cj} \end{bmatrix} = M_{Cj} \begin{bmatrix} P_{Bj} \\ Q_{Bj} \end{bmatrix} \quad (2-2-31)$$

$$M_{Cj} = \begin{bmatrix} A_{Cj} & B_{Cj} \\ C_{Cj} & D_{Cj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\left(\frac{\omega h_j}{a}\right) & -\frac{\rho a}{A} \sin\left(\frac{\omega h_j}{a}\right) \\ \frac{A}{\rho a} \sin\left(\frac{\omega h_j}{a}\right) & \cos\left(\frac{\omega h_j}{a}\right) \end{bmatrix} \quad (2-2-32)$$

分岐点前後の圧力と流量の関係および伝達マトリクスは、式 (2-2-25) および (2-2-26) より、

$$\begin{bmatrix} P_{Rj} \\ Q_{Rj} \end{bmatrix} = M_{Bj} \begin{bmatrix} P_{Lj} \\ Q_{Lj} \end{bmatrix} \quad (2-2-33)$$

$$M_{Bj} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_{Bj} & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ C_{Cj}/D_{Cj} & 1 \end{bmatrix} \quad (2-2-34)$$

近接点の圧力と流量の関係は、

$$\begin{bmatrix} P_{Li=1} \\ Q_{Li=1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{in} \\ Q_{in} \end{bmatrix} \quad (2-2-35)$$

$$\begin{bmatrix} P_{Ri=4} \\ Q_{Ri=4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{out} \\ Q_{out} \end{bmatrix} \quad (2-2-36)$$

$$\begin{bmatrix} P_{Rj} \\ Q_{Rj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{Li=(j+1)} \\ Q_{Li=(j+1)} \end{bmatrix} \quad \text{あるいは} \quad \begin{bmatrix} P_{Li} \\ Q_{Li} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{Rj=(i-1)} \\ Q_{Rj=(i-1)} \end{bmatrix} \quad (2-2-37)$$

$$\begin{bmatrix} P_{Lj} \\ Q_{Lj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{Ri=j} \\ Q_{Ri=j} \end{bmatrix} \quad \text{あるいは} \quad \begin{bmatrix} P_{Ri} \\ Q_{Ri} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{Lj=i} \\ Q_{Lj=i} \end{bmatrix} \quad (2-2-38)$$

以上の関係を用いると、入口と出口の圧力と流量の関係は、

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} P_{out} \\ Q_{out} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} P_{Ri=4} \\ Q_{Ri=4} \end{bmatrix} \\
&= M_{M4} \begin{bmatrix} P_{Li=4} \\ Q_{Li=4} \end{bmatrix} = M_{M4} \begin{bmatrix} P_{Ri=3} \\ Q_{Ri=3} \end{bmatrix} \\
&= M_{M4} M_{B3} \begin{bmatrix} P_{Lj=3} \\ Q_{Lj=3} \end{bmatrix} = M_{M4} M_{B3} \begin{bmatrix} P_{Ri=3} \\ Q_{Ri=3} \end{bmatrix} \\
&= M_{M4} M_{B3} M_{M3} \begin{bmatrix} P_{Li=3} \\ Q_{Li=3} \end{bmatrix} = M_{M4} M_{B3} M_{M3} \begin{bmatrix} P_{Rj=2} \\ Q_{Rj=2} \end{bmatrix} \\
&= M_{M4} M_{B3} M_{M3} M_{B2} \begin{bmatrix} P_{Lj=2} \\ Q_{Lj=2} \end{bmatrix} = M_{M4} M_{B3} M_{M3} M_{B2} \begin{bmatrix} P_{Ri=2} \\ Q_{Ri=2} \end{bmatrix} \\
&= M_{M4} M_{B3} M_{M3} M_{B2} M_{M2} \begin{bmatrix} P_{Li=2} \\ Q_{Li=2} \end{bmatrix} = M_{M4} M_{B3} M_{M3} M_{B2} M_{M2} \begin{bmatrix} P_{Rj=1} \\ Q_{Rj=1} \end{bmatrix} \\
&= M_{M4} M_{B3} M_{M3} M_{B2} M_{M2} M_{B1} \begin{bmatrix} P_{Lj=1} \\ Q_{Lj=1} \end{bmatrix} = M_{M4} M_{B3} M_{M3} M_{B2} M_{M2} M_{B1} \begin{bmatrix} P_{Ri=1} \\ Q_{Ri=1} \end{bmatrix} \\
&= M_{M4} M_{B3} M_{M3} M_{B2} M_{M2} M_{B1} M_{M1} \begin{bmatrix} P_{Li=1} \\ Q_{Li=1} \end{bmatrix} = M_{M4} M_{B3} M_{M3} M_{B2} M_{M2} M_{B1} M_{M1} \begin{bmatrix} P_{in} \\ Q_{in} \end{bmatrix} \quad (2-2-39)
\end{aligned}$$

即ち、

$$\begin{bmatrix} P_{out} \\ Q_{out} \end{bmatrix} = M_{M4} M_{B3} M_{M3} M_{B2} M_{M2} M_{B1} M_{M1} \begin{bmatrix} P_{in} \\ Q_{in} \end{bmatrix} = M \begin{bmatrix} P_{in} \\ Q_{in} \end{bmatrix} \quad (2-2-40)$$

伝達マトリクス M を展開すると

$$\begin{aligned}
M &= M_{M4} M_{B3} M_{M3} M_{B2} M_{M2} M_{B1} M_{M1} = \begin{bmatrix} A_{M4} & B_{M4} \\ C_{M4} & D_{M4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_{B3} & 1 \end{bmatrix} M_{M3} M_{B2} M_{M2} M_{B1} M_{M1} \\
&= \begin{bmatrix} A_{M4} + B_{M4}/Z_{B3} & B_{M4} \\ C_{M4} + D_{M4}/Z_{B3} & D_{M4} \end{bmatrix} M_{M3} M_{B2} M_{M2} M_{B1} M_{M1} = \begin{bmatrix} E_1 & F_1 \\ G_1 & H_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{M3} & B_{M3} \\ C_{M3} & D_{M3} \end{bmatrix} M_{B2} M_{M2} M_{B1} M_{M1} \\
&= \begin{bmatrix} E_1 A_{M3} + F_1 C_{M3} & E_1 B_{M3} + F_1 D_{M3} \\ G_1 A_{M3} + H_1 C_{M3} & G_1 B_{M3} + H_1 D_{M3} \end{bmatrix} M_{B2} M_{M2} M_{B1} M_{M1} = \begin{bmatrix} E_2 & F_2 \\ G_2 & H_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_{B2} & 1 \end{bmatrix} M_{M2} M_{B1} M_{M1} \\
&= \begin{bmatrix} E_2 + F_2/Z_{B2} & F_2 \\ G_2 + H_2/Z_{B2} & H_2 \end{bmatrix} M_{M2} M_{B1} M_{M1} = \begin{bmatrix} E_3 & F_3 \\ G_3 & H_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{M2} & B_{M2} \\ C_{M2} & D_{M2} \end{bmatrix} M_{B1} M_{M1} \\
&= \begin{bmatrix} E_3 A_{M2} + F_3 C_{M2} & E_3 B_{M2} + F_3 D_{M2} \\ G_3 A_{M2} + H_3 C_{M2} & G_3 B_{M2} + H_3 D_{M2} \end{bmatrix} M_{B1} M_{M1} = \begin{bmatrix} E_4 & F_4 \\ G_4 & H_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_{B1} & 1 \end{bmatrix} M_{M1} \\
&= \begin{bmatrix} E_4 + F_4/Z_{B1} & F_4 \\ G_4 + H_4/Z_{B1} & H_4 \end{bmatrix} M_{M1} = \begin{bmatrix} E_5 & F_5 \\ G_5 & H_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{M1} & B_{M1} \\ C_{M1} & D_{M1} \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} E_5 A_{M1} + F_5 C_{M1} & E_5 B_{M1} + F_5 D_{M1} \\ G_5 A_{M1} + H_5 C_{M1} & G_5 B_{M1} + H_5 D_{M1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{out} & B_{out} \\ C_{out} & D_{out} \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{2-2-41}$$

ここで、式 (2-2-40) より、

$$P_{out} = A_{out} P_{in} + B_{out} Q_{in} \tag{2-2-42}$$

$$Q_{out} = C_{out} P_{in} + D_{out} Q_{in} \tag{2-2-43}$$

固有振動数は両端開の条件から $P_{in} = 0$ 、 $P_{out} = 0$ を満たす全ての場合であり、式 (2-2-42) より $B_{out} = 0$ 。式 (2-2-41) から、

$$\begin{aligned}
B_{out} &= E_5 B_{M1} + F_5 D_{M1} \\
&= (E_4 + F_4/Z_{B1}) B_{M1} + F_4 D_{M1} \\
&= \left\{ (E_3 A_{M2} + F_3 C_{M2}) + \frac{E_3 B_{M2} + F_3 D_{M2}}{Z_{B1}} \right\} B_{M1} + (E_3 B_{M2} + F_3 D_{M2}) D_{M1} \\
&= \left[\left\{ (E_2 + F_2/Z_{B2}) A_{M2} + F_2 C_{M2} \right\} + \frac{(E_2 + F_2/Z_{B2}) B_{M2} + F_2 D_{M2}}{Z_{B1}} \right] B_{M1} \\
&\quad + \left\{ (E_2 + F_2/Z_{B2}) B_{M2} + F_2 D_{M2} \right\} D_{M1} \\
&= \left[\left[\left\{ (E_1 A_{M3} + F_1 C_{M3}) + \frac{E_1 B_{M3} + F_1 D_{M3}}{Z_{B2}} \right\} A_{M2} + (E_1 B_{M3} + F_1 D_{M3}) C_{M2} \right] \right. \\
&\quad \left. + \frac{\left\{ (E_1 A_{M3} + F_1 C_{M3}) + (E_1 B_{M3} + F_1 D_{M3})/Z_{B2} \right\} B_{M2} + (E_1 B_{M3} + F_1 D_{M3}) D_{M2}}{Z_{B1}} \right] B_{M1} \\
&\quad + \left[\left\{ (E_1 A_{M3} + F_1 C_{M3}) + \frac{E_1 B_{M3} + F_1 D_{M3}}{Z_{B2}} \right\} B_{M2} + (E_1 B_{M3} + F_1 D_{M3}) D_{M2} \right] D_{M1} \\
&= \left[\left[\left\{ \left(A_{M4} + \frac{B_{M4}}{Z_{B3}} \right) A_{M3} + B_{M4} C_{M3} + \frac{(A_{M4} + B_{M4}/Z_{B3}) B_{M3} + B_{M4} D_{M3}}{Z_{B2}} \right\} A_{M2} \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + \left\{ (A_{M4} + B_{M4}/Z_{B3}) B_{M3} + B_{M4} D_{M3} \right\} C_{M2} \right] \right. \\
&\quad \left. + \frac{1}{Z_{B1}} \left[\left\{ \left(A_{M4} + \frac{B_{M4}}{Z_{B3}} \right) A_{M3} + B_{M4} C_{M3} + \frac{(A_{M4} + B_{M4}/Z_{B3}) B_{M3} + B_{M4} D_{M3}}{Z_{B2}} \right\} B_{M2} \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + \left\{ (A_{M4} + B_{M4}/Z_{B3}) B_{M3} + B_{M4} D_{M3} \right\} D_{M2} \right] \right] B_{M1} \\
&\quad + \left[\left\{ (A_{M4} + B_{M4}/Z_{B3}) A_{M3} + B_{M4} C_{M3} + \frac{(A_{M4} + B_{M4}/Z_{B3}) B_{M3} + B_{M4} D_{M3}}{Z_{B2}} \right\} B_{M2} \right. \\
&\quad \left. + \left\{ (A_{M4} + B_{M4}/Z_{B3}) B_{M3} + B_{M4} D_{M3} \right\} D_{M2} \right] D_{M1} \\
&= 0
\end{aligned} \tag{2-2-42}$$

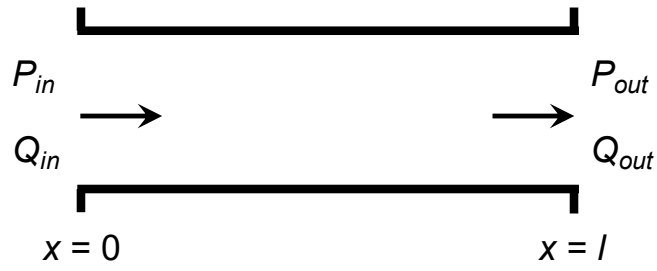


図 2-2 単一管路と記号

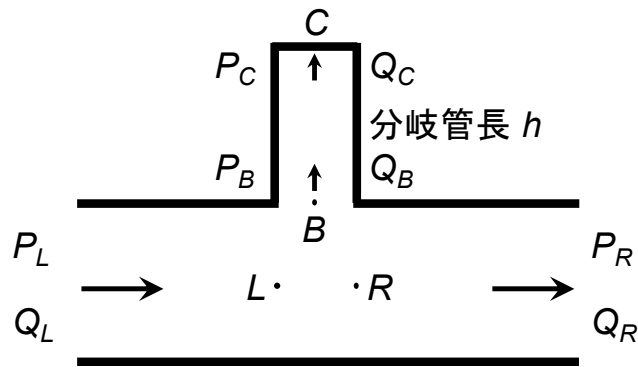


図 2-3 片側閉止分岐管と記号

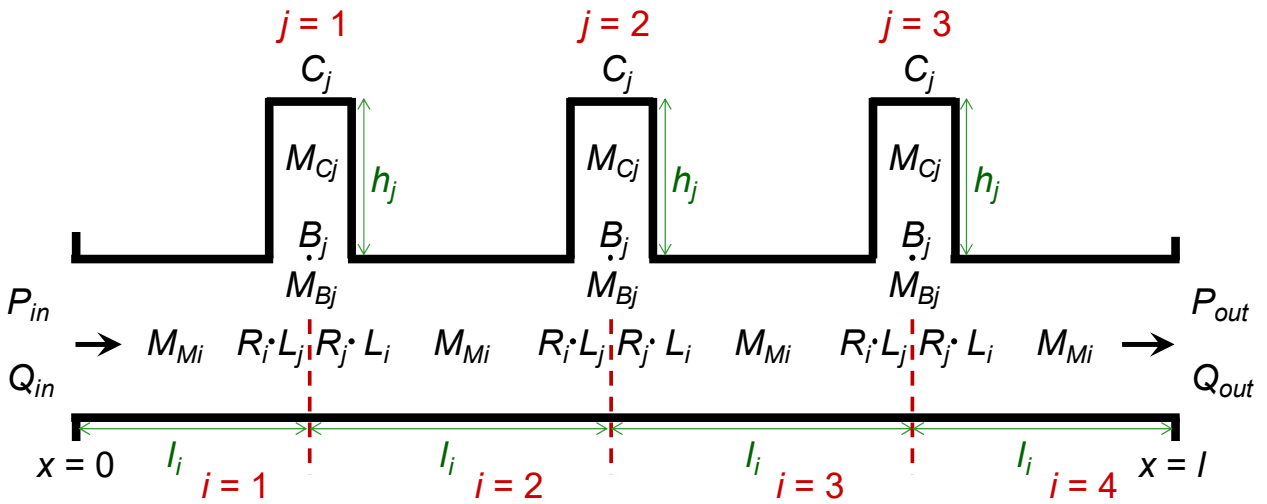


図 2-4 複数分岐管と記号

2.3 開口端補正

一般に管の端が開放されている場合には、分岐管内の気柱振動に伴って開口部付近の流体が振動するため、分岐管内に形成される定在波の波長が分岐管長よりも少し長くなることが知られている。物理的には、管の開口部付近では波長よりも長さの短い領域において管内の平面波から発散球面波への移行が生じ、管の開口端で管内音波が完全反射するとした理論的な境界条件が実現象と正確に適合しないために、理論的に求めた共振時の波長と管長との関係が実現象と正確に一致せず^[53]、このために開口部を完全反射端と仮定して求めた共鳴周波数と実際の共鳴周波数に差が生じる。このため、2.1 節において述べた片側閉止分岐管における気柱の固有振動数の一般的な理論式（式 (2-1-4)）においては、分岐管長 h に開口端補正長 L_e を加えた評価を行う必要がある。片側閉止分岐管深さ方向の 1 次の音響モード ($n_{ac}=1$) における開口端補正長を考慮した場合の気柱の固有振動数の理論式は次式で示される。

$$f_n^{ac} = \frac{a}{4(h+L_e)} \quad (2-3-1)$$

Rayleigh^[36]はこの開口端補正長 L_e について、分岐管の直径 d とすると、開口部にフランジがなく自由空間にある場合（図 2-5 (a)）および開口部に無限の剛体フランジや鏝が存在する場合（図 2-5 (b)）に対して、それぞれ式 (2-3-2) および式 (2-3-3) に示した。

$$L_e \approx 0.3d \quad (2-3-2)$$

$$\frac{\pi}{8}d < L_e < \frac{4}{3\pi}d \quad (2-3-3)$$

片側閉止分岐管は開口部に鏝がある場合に相当する。開口端補正係数は、音場における平面波の速度ポテンシャル ϕ とフラックス \dot{q} の関係と、電気伝導現象における静電位 ϕ と定常電流 \dot{q} との類似性におけるコンダクティビティ（導電率） G_c より理論的に求めることができる。最も単純な場合として、図 2-5 (c) のような無限の広さを有する平板に小さい円筒孔がある場合を考えると、円筒孔付近のある空間領域における微小振幅の音波によって円筒孔を通過する全フラックスは、平板左面（添え字 1）側および平板右面（添え字 2）側の速度ポテンシャルの差に一定の比率（孔のコンダクティビティ）を乗じた以下の式で表現される。

$$\dot{q} = G_c (\phi_1 - \phi_2) \quad (2-3-4)$$

前述の通り、これは電気伝導現象における静電位 ϕ と定常電流 \dot{q} の関係と類似である。孔のコンダクティビティは長さの次元を有する。式 (2-3-3) の下限値は、このような平板の厚さが円筒孔の大きさに対して無視できない場合に相当し、平板の厚さを T_b 、円筒孔の直径を d とすると抵抗 R_r は

$$R_r = \frac{1}{d} + \frac{T_b}{\pi d^2/4} \quad (2-3-5)$$

となり、コンダクティビティ G_c は

$$G_c = \frac{\pi d^2/4}{T_b + 0.25\pi d} \quad (2-3-6)$$

となる。つまり円筒孔の長さが $0.25\pi d$ だけ増えたと考えることができ、円筒孔は両端開であるため、片側の開口端補正長は、

$$L_e = \frac{\pi}{8}d \approx 0.393d \quad (2-3-7)$$

となる。上限値については、図 2-5 (c)で言えば平板厚さが無限大の場合であり、図 2-5 (b)のような片側の開口部における抵抗 R_r およびコンダクティビティ C_e は最終的には式 (2-3-8) および式 (2-3-9) にて記述される。

$$R_r = \frac{T_b}{\pi d^2/4} + \frac{16}{3\pi^2 d/2} \quad (2-3-8)$$

$$C_e = \frac{\pi d^2/4}{T_b + 4d/3\pi} \quad (2-3-9)$$

式 (2-3-6) の場合と同様に円筒孔の長さが $4d/3\pi$ だけ増えたと考えることができるため、片側の開口端補正長は次式の通りである。

$$L_e = \frac{4}{3\pi}d \approx 0.425d \quad (2-3-10)$$

以上をまとめると、開口端補正長は以下の範囲となる。

$$0.393d < L_e < 0.425d \quad (2-3-11)$$

導出過程の詳細については、文献^{[36],[53]}に詳しい。

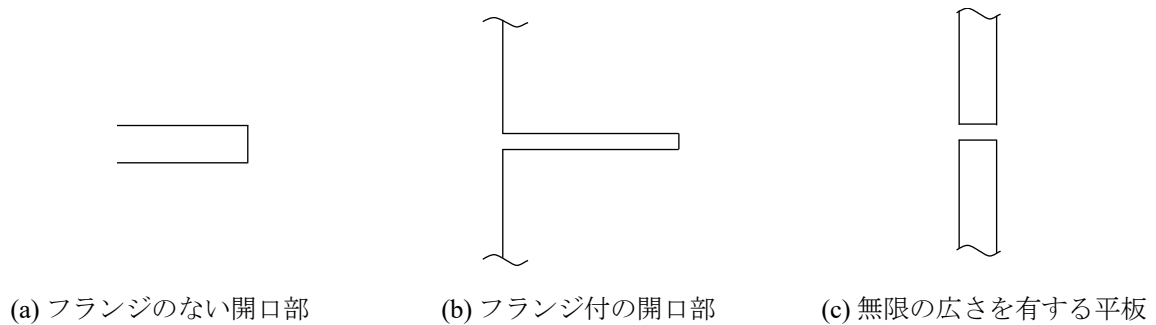


図 2-5 キャビティ形状イメージ

2.4 音速の理論式および相関式

気柱の共鳴周波数を求めるためには、気体の音速が必要となる。理想気体の音速 a の理論式として、式 (2-2-7) に示したように波動方程式から導かれる以下のものがある。

$$a = \sqrt{\frac{K_G}{\rho}} = \sqrt{\frac{\kappa P_0}{\rho}} \quad (2-4-1)$$

ただし、2.2.1 項で述べたように K_G : 体積弾性率、 ρ : 密度、 κ : 比熱比、 P : 圧力である。なお、式 (2-4-1) は平均分子量 M_b 、気体定数 R_c 、温度 T 、および状態方程式の関係をを用いて式変形すると、以下の式となる。

$$a = \sqrt{\frac{\kappa R_c T}{M_b}} \quad (2-4-2)$$

等エントロピー流れを仮定した一般的な理論式は次式となる。

$$a_{theo} = \sqrt{\left. \frac{dP}{d\rho} \right|_s} \quad (2-4-3)$$

なお、式 (2-4-3) に理想気体の状態方程式の関係を導入すると、式 (2-4-2) が導かれる。以下では、式 (2-4-3) の導出仮定を簡単に述べる。微小な圧力波（音波）の波面前後の流れを音波の波面に乗った系で考えた場合、波面の前後での状態量（流速、圧力、密度、温度）はそれぞれ音波の流入側では a 、 P 、 ρ 、 T 、流出側では $a+du$ 、 $P+dP$ 、 $\rho+d\rho$ 、 $T+dT$ と記述される。音波の波面を通過する質量流量は、波面上の検査面積 A への流入と流出の質量保存の関係から、

$$A\rho a = A(\rho+d\rho)(a+du) \quad (2-4-4)$$

式 (2-4-4) より高次の微小量を無視して、

$$du = -a \frac{d\rho}{\rho} \quad (2-4-5)$$

また、運動量の変化と力積が等しくなるため、

$$PA - (P+dP)A = (A\rho a)(a+du) - (A\rho a)a \quad (2-4-6)$$

即ち、

$$dP = -\rho a du \quad (2-4-7)$$

式 (2-4-5) と式 (2-4-7) から du を消去すると、

$$a^2 = \frac{dP}{d\rho} \quad (2-4-8)$$

微小な音波を考えたため、等エントロピーを仮定することができ、

$$a^2 = \left(\frac{dP}{d\rho} \right)_s \quad (2-4-9)$$

これにより等エントロピー仮定の音速の理論式（式 (2-4-3)）が導出された。乾き蒸気や飽和蒸気流での音速の計測値は、式 (2-4-3) によく一致する一方で、湿り蒸気流での計測値は式 (2-4-3) とは大きくずれ

たものとなるとの報告^{[45],[46]}がある。

湿り蒸気流のような二相流への適用を考えた際の音速の相関式として、石坂ら^[55]は気相および液相の状態方程式としてそれぞれ理想気体の状態方程式と温度補正を施した Tammann の式を用い、式 (2-4-3) に均質流モデルに基づく二相流体の状態方程式とエネルギー保存等を導入した式 (2-4-10) を提案している。(便宜上、本論分では Tammann の式とする。)

$$a_{Tam} = \sqrt{\frac{C_2}{C_0 - C_1/C_{pm}}} T \quad (2-4-10)$$

ただし、 C_0 、 C_1 、 C_2 、 C_{pm} はそれぞれ以下の式にて与えられる係数である。

$$C_0 = 1 - \left\{ (1-\chi) \frac{\rho R_c T}{P} \right\} \frac{P_c}{P + P_c} \quad (2-4-11)$$

$$C_1 = (1-\chi) R_c + \chi (2A_c T + B_c) \frac{P_c}{P + P_c} \quad (2-4-12)$$

$$C_2 = (1-\chi) R_c + \chi \frac{A_c T^2 + B_c T + C_c}{T} \frac{P_c}{P + P_c} \quad (2-4-13)$$

$$C_{pm} = \chi C_{p_w} + (1-\chi) C_{p_s} \quad (2-4-14)$$

ただし、 P_c 、 A_c 、 B_c および C_c は低圧飽和蒸気圧線近傍では定数であり、水に対してそれぞれ 1720 MPa、5.767 J/kgK²、-2.964 kJ/kgK、2.098 MJ/kg である。また、 C_{p_w} および C_{p_s} は液相 (水) および気相 (蒸気) の定圧比熱であり、それぞれ 4.1844 kJ/kgK、1.882 kJ/kgK である。

Srinivasan ら^[56]は次式にて示される均質平衡を仮定した HEM (Homogeneous Equilibrium Model) ^[57]モデルによる音速式を縮小—拡大平面ノズル内のキャビテーション流の数値計算に使用し、実験による画像観測結果と良い一致を得ている。

$$a_{HEM} = \left[\left\{ \alpha \rho_s + (1-\alpha) \rho_w \right\} \left\{ \frac{\alpha}{\rho_s a_s^2} + \frac{(1-\alpha)}{\rho_w a_w^2} \right\} \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (2-4-15)$$

Chung ら^[58]は二流体モデルをベースとした構成方程式から気液二相臨界流における音速式として次式を提案しており、気泡流体系 ($\alpha < 0.3$) での音速計測値と良い一致を得ている。

$$a_{Chung} = \frac{a_s a_w \sqrt{\frac{\rho_s a_s^2}{(1-\alpha) \rho_s a_s^2 + \alpha \rho_w a_w^2}}}{(1-\alpha) a_s + \alpha a_w \sqrt{\frac{\rho_s a_s^2}{(1-\alpha) \rho_s a_s^2 + \alpha \rho_w a_w^2}}} \quad (2-4-16)$$

上述の各音速式を Collingham ら^[45]および England ら^[46]による音速計測値と比較した結果を図 2-6 に示す。横軸は蒸気クオリティであり、縦軸は音速比である。縦軸の音速比は、式 (2-4-3) で計算される飽和蒸気状態での理論音速値で規格化した。図 2-6 左図 ($P=0.1$ MPa) において、 $0.97 < x < 1.0$ では Tammann の式、あるいは HEM モデルが計測値と同程度であり、 $0.9 < x < 1.0$ では HEM モデルが計測値と同程度である。一方、 $0.5 < x < 1.0$ では Chung らの式が計測値に最も近く、クオリティに対する音速の分布も同様である。図

2-6 右図 ($P = 0.31 \text{ MPa}$) では、 $0.9 < x < 1.0$ の高クオリティ条件では HEM モデルおよび Chung らの式が計測値と同程度である。ただし、左図と同様に $0.5 < x < 1.0$ の広い蒸気クオリティ範囲においては、Chung らの式が計測値と同程度であり、クオリティに対する音速の分布も Chung らの式で再現できていると言える。また、等エントロピー仮定の理論式は計測値との差が最も大きく、式 (2-4-3) から湿り蒸気状態の音速を評価することは難しいと考えられる。以上より、Chung らの式は湿り蒸気流のような分散体系にも広範な蒸気クオリティにおいて適用可能であると考えられ、均質熱平衡状態が仮定できる高クオリティ湿り蒸気流であれば HEM モデルも適用できると考えられる。

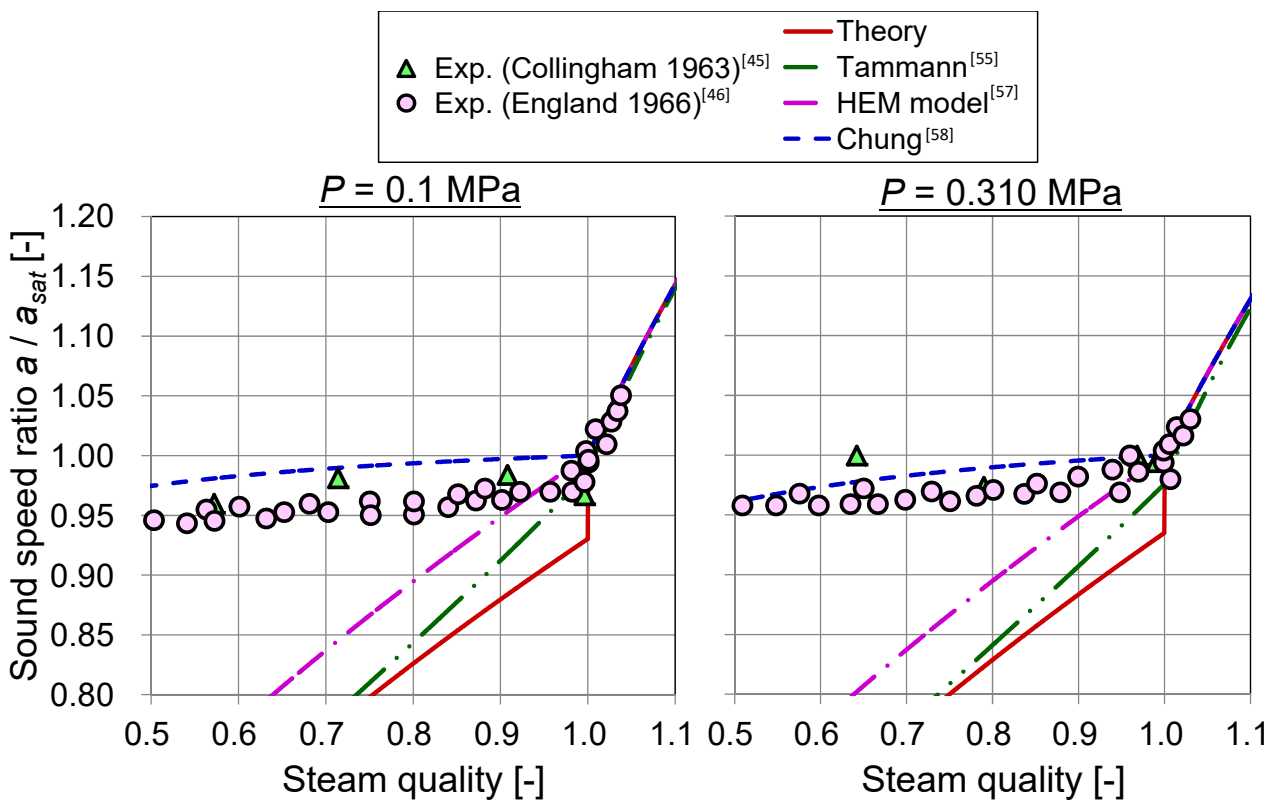


図 2-6 各音速評価式と既存の音速計測結果との比較

2.5 蒸気流中の単一液滴の運動方程式

本節では、図 2-7 に示すような蒸気の微小振幅振動に対する液滴の運動を考え、球に作用する抗力が蒸気と液滴の相対速度に依存する（準定常）と仮定し、代表流速を蒸気と液滴の相対速度で定義した液滴 Re 数が小さい場合における液滴の運動方程式に基づいて、振動流中に存在する液滴の応答を解析すると共に、解析された液滴の応答から付加質量係数および減衰定数を導出する過程を述べる。

2.5.1 基礎式

蒸気流に乗った座標系で考えた場合、球の抗力係数 C_d は、

$$C_d = \frac{F_D/A_l}{0.5\rho_g(u_g - u_l)^2} \quad (2-5-1)$$

$$C_d = \frac{24}{Re}, \quad Re < 0.416795511 \quad (2-5-2)$$

$$\log_{10} C_d = 0.0951 \times (\log_{10}(Re))^2 - 0.8747 \times \log_{10}(Re) + 1.4141, \quad Re > 0.416795511 \quad (2-5-3)$$

ただし、 F_D ：球に作用する抗力、 A_l ：球の投影面積、 ρ_g ：蒸気密度、 u_g ：蒸気速度、 u_l ：液滴速度、 Re ：レイノルズ数である。式 (2-5-1) より、球に作用する抗力は、

$$F_D = C_d \frac{1}{2} \rho_g (u_g - u_l)^2 A_l \quad (2-5-4)$$

Re 数が小さい場合、式 (2-5-2) より、

$$F_D = \frac{24}{Re} \frac{1}{2} \rho_g (u_g - u_l)^2 A_l = 12 \frac{\mu_g}{\rho_g (u_g - u_l) d_l} \rho_g (u_g - u_l)^2 \frac{\pi d_l^2}{4} = 3\pi\mu_g (u_g - u_l) d_l \quad (2-5-5)$$

ただし、 μ_g ：蒸気粘性係数、 d_l ：液滴直径である。

液滴の運動方程式は、

$$m\dot{u}_l = F_D \quad (2-5-6)$$

ただし、 m ：液滴の質量 ($m = \frac{\pi}{6} d_l^3 \rho_l$)、 ρ_l ：液滴密度である。 Re 数が小さい場合、式 (2-5-5) より、

$$\frac{\pi}{6} d_l^3 \rho_l \dot{u}_l = 3\pi\mu_g (u_g - u_l) d_l \quad (2-5-7)$$

よって、

$$\frac{1}{18 \frac{\rho_g}{\rho_l d_l^2} \nu_g} \dot{u}_l = (u_g - u_l) \quad (2-5-8)$$

ただし、 ν_g : 蒸気動粘性係数である。ここで、時定数 τ を

$$\tau = \frac{1}{18 \frac{\rho_g}{\rho_l d_l^2} \nu_g} \quad (2-5-9)$$

と定義すると、式 (2-5-8) は、

$$\tau \dot{u}_l + u_l = u_g \quad (2-5-10)$$

と変形され、これをラプラス変換すると、

$$(\tau s + 1)U_l = U_g \quad (2-5-11)$$

ただし、式 (2-5-11) は微小振幅の時のみ成立する。

2.5.2 ステップ応答

時刻ゼロ ($t=0$) で、 u_g が 0 から所定の値にステップ状に変化した場合の液滴の応答を導出する。式 (2-5-6) および式 (2-5-4) より液滴の運動方程式は、

$$\frac{1}{6} \pi d_l^3 \rho_l \dot{u}_l = C_d \frac{1}{2} \rho_g (u_g - u_l)^2 A_l \quad (2-5-12)$$

よって、

$$\dot{u}_l = \left(C_d \frac{1}{2} \rho_g (u_g - u_l)^2 \frac{\pi d_l^2}{4} \right) / \left(\frac{1}{6} \pi d_l^3 \rho_l \right) = \frac{3}{4} C_d \frac{\rho_g}{\rho_l d_l} (u_g - u_l)^2 \quad (2-5-13)$$

u_g の所定の値は音圧レベルにより算出することを考える。音圧レベル L_p は、

$$L_p = 10 \times \log_{10} \left(\frac{P^2}{P_0^2} \right) = 20 \times \log_{10} \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (2-5-14)$$

ただし、 P : 音圧の実効値、 P_0 : 世界共通の最小可聴音圧 ($= 20 \times 10^{-6} \text{ Pa} = 20 \text{ } \mu\text{Pa}$) である。式 (2-5-14) を変形して、

$$10^{L_p/20} = \frac{P}{P_0} \quad (2-5-15)$$

よって、音圧の実効値 P は、

$$P = P_0 \times 10^{L_p/20} \quad (2-5-16)$$

また、音圧振幅 P_{am} は、

$$P_{am} = \sqrt{2} P = \sqrt{2} P_0 \times 10^{L_p/20} \quad (2-5-17)$$

ここで、

$$P = \frac{1}{2} \rho_g u_g^2 \quad (2-5-18)$$

より、音圧の実効値に対する蒸気流速は、

$$u_g = \sqrt{\frac{2P}{\rho_g}} \quad (2-5-19)$$

また、音圧のピーク値（音圧片振幅）に対する蒸気流速は、

$$u_{g_am} = \sqrt{\frac{2P_{am}}{\rho_g}} = \sqrt{\frac{2\sqrt{2}P}{\rho_g}} \quad (2-5-20)$$

式 (2-5-13) を $f(t)$ とおくと、

$$f(t) = \dot{u}_l = \frac{3}{4} C_d \frac{\rho_g}{\rho_l d_l} (u_g - u_l)^2 \quad (2-5-21)$$

初期条件は $t=0$ で $u_g = u_{g_am}$ 、 $u_l = 0$ なので、

$$f(0) = \frac{3}{4} C_d \frac{\rho_g}{\rho_l d_l} (u_{g_am} - 0)^2 \quad (2-5-22)$$

式 (2-5-21) の左辺を差分式で表すと、

$$f(t) = \dot{u}_l = \frac{\partial u_l}{\partial t} = \frac{u_{l(t+\Delta t)} - u_{l(t)}}{\Delta t} \quad (2-5-23)$$

変形して、

$$u_{l(t+\Delta t)} = u_{l(t)} + f(t) \Delta t = u_{l(t)} + \Delta t \left\{ \frac{3}{4} C_d \frac{\rho_g}{\rho_l d_l} (u_{g_am} - u_{l(t)})^2 \right\} \quad (2-5-24)$$

Δt 秒後（時刻 $t + \Delta t$ ）の液滴速度を $u_{l(t+\Delta t)}$ とおくと、

$$f(t + \Delta t) = \frac{3}{4} C_d \frac{\rho_g}{\rho_l d_l} (u_{g_am} - u_{l(t+\Delta t)})^2 \quad (2-5-25)$$

2次のルンゲ・クッタを用いて、

$$u_{l(t+\Delta t)} = u_{l(t)} + \frac{1}{2} \Delta t \{ f(t) + f(t + \Delta t) \} \quad (2-5-26)$$

2.5.3 正弦波に対する応答

u_g が \cos 関数で振動する場合の液滴の応答を導出する。ある時刻 t での蒸気流速 u_g は、

$$u_{g(t)} = u_{g_am} \cos(2\pi ft) = u_{g_am} \cos(\omega t) \quad (2-5-27)$$

ただし、 f : 周波数、 ω : 角振動数である。式 (2-5-21) において、 u_g の代わりに式 (2-5-27) で定義した $u_{g(t)}$ を使用し以降の考え方は 2.5.2 項と同様とすることで、正弦波に対する応答を得ることができる。

2.5.4 液滴の運動を考慮した運動方程式

液滴の運動を考慮した運動方程式の導出と、付加質量係数および減衰定数を導出する。連続の式は、

$$\frac{\partial \rho_g}{\partial t} + \frac{\partial q_g}{\partial x} = 0 \quad (2-5-28)$$

ただし、 $q_g = \rho_g u_g$ である。運動方程式は、

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_g u_g) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_g u_g^2) = -\frac{\partial P}{\partial x} - F_D \quad (2-5-29)$$

等エントロピー仮定をおくと、

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial P}{\partial \rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} = a^2 \frac{\partial \rho}{\partial x} \quad (2-5-30)$$

ただし、 a ：音速である。ここで、 $u_g \ll a$ より式(2-5-29)の対流項(左辺第2項)は無視すると、

$$\frac{\partial q_g}{\partial t} + a^2 \frac{\partial \rho_g}{\partial x} + F_D = 0 \quad (2-5-31)$$

ここで、液滴1個の運動方程式は式(2-5-6)と同じく、

$$m \dot{u}_l = F_D \quad (2-5-32)$$

また、式(2-5-10)より、

$$\dot{u}_l = \frac{u_g - u_l}{T} \quad (2-5-33)$$

従って、式(2-5-32)および式(2-5-33)より、液滴1個の運動方程式は、

$$\frac{\pi}{6} \rho_l d_l^3 \frac{du_l}{dt} = F_D \quad (2-5-34)$$

検査体積内に N 個の液滴があるとする、

$$F_D = \frac{\pi}{6} \rho_l d_l^3 N \frac{du_l}{dt} \quad (2-5-35)$$

よって、液滴の運動を考慮した運動方程式は、式(2-5-31)および式(2-5-35)より、

$$\frac{\partial q_g}{\partial t} + a^2 \frac{\partial \rho_g}{\partial x} + \frac{\pi}{6} \rho_l d_l^3 N \frac{du_l}{dt} = 0 \quad (2-5-36)$$

ここで、 $q' = \rho_g u_l$ とおくと、

$$\frac{\partial q_g}{\partial t} + a^2 \frac{\partial \rho_g}{\partial x} + \frac{\pi}{6} \rho_l d_l^3 N \frac{du_l}{dt} = 0 \quad (2-5-37)$$

式(2-5-28)および式(2-5-37)をラプラス変換する、即ち、

$$\rho_g = R_g \exp(st), \quad q_g = Q_g \exp(st), \quad q' = Q' \exp(st) \quad (2-5-38)$$

とおくと、連続の式は、

$$\frac{\partial(R_g \exp(st))}{\partial t} + \frac{\partial(Q_g \exp(st))}{\partial x} = 0 \quad (2-5-39)$$

より、

$$sR_g + \frac{\partial Q_g}{\partial x} = 0 \quad (2-5-40)$$

同様に、運動方程式は、

$$\frac{\partial(Q_g \exp(st))}{\partial t} + a^2 \frac{\partial(R_g \exp(st))}{\partial x} + \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \tau \rho_g} \{Q_g \exp(st) - Q' \exp(st)\} = 0 \quad (2-5-41)$$

ここで、式 (2-5-11) および、 $q_g = \rho_g u_g$ 、 $q' = \rho_g u_l$ の関係より、

$$Q' = \frac{Q_g}{U_g} U_l = \frac{Q_g}{\tau s + 1} \quad (2-5-42)$$

よって、式 (2-5-41) の左辺第3項 (液滴運動による外力項) は、

$$\frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \tau \rho_g} \left\{ Q_g - \frac{Q_g}{\tau s + 1} \right\} \exp(st) = \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \tau \rho_g} \frac{\tau s}{1 + \tau s} Q_g \exp(st) \quad (2-5-43)$$

従って、式 (2-5-41) は、

$$sQ_g + a^2 \frac{\partial R_g}{\partial x} + \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \tau \rho_g} \frac{1}{1 + \tau s} Q_g = 0 \quad (2-5-44)$$

式 (2-5-44) を x で微分して、

$$s \frac{\partial Q_g}{\partial x} + a^2 \frac{\partial^2 R_g}{\partial x^2} + \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \tau \rho_g} \frac{1}{1 + \tau s} \frac{\partial Q_g}{\partial x} = 0 \quad (2-5-45)$$

整理すると、

$$s \left(1 + \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \rho_g} \frac{1}{1 + \tau s} \right) \frac{\partial Q_g}{\partial x} + a^2 \frac{\partial^2 R_g}{\partial x^2} = 0 \quad (2-5-46)$$

式 (2-5-40) と連立させて Q_g を消去すると、

$$-s^2 R_g \left(1 + \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \rho_g} \frac{1}{1 + \tau s} \right) + a^2 \frac{\partial^2 R_g}{\partial x^2} = 0 \quad (2-5-47)$$

$s = i\omega$ とおくと、

$$\omega^2 R_g \left(1 + \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \rho_g} \frac{1}{1 + \tau(i\omega)} \right) + a^2 \frac{\partial^2 R_g}{\partial x^2} = 0 \quad (2-5-48)$$

変形して、

$$\omega^2 R_g \left(1 + \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \rho_g} \frac{(1 - i\tau\omega)}{1 + \tau^2 \omega^2} \right) + a^2 \frac{\partial^2 R_g}{\partial x^2} = 0 \quad (2-5-49)$$

展開して、

$$\omega^2 R_g \left\{ \left(1 + \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \rho_g} \right) - \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \rho_g} \frac{i\omega\tau}{1 + \tau^2 \omega^2} \right\} + a^2 \frac{\partial^2 R_g}{\partial x^2} = 0 \quad (2-5-50)$$

ここで、

$$R_g = \varphi \exp(ikx) \quad (2-5-51)$$

とおく、即ち式 (2-5-38) で $\rho_g = \varphi \exp(i\omega t + kx)$ とおいたと考えると、

$$\omega^2 \varphi \exp(ikx) \left\{ \left(1 + \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \rho_g} \right) - \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \rho_g} \frac{i\omega\tau}{1 + \tau^2 \omega^2} \right\} + a^2 \frac{\partial^2 (\varphi \exp(ikx))}{\partial x^2} = 0 \quad (2-5-52)$$

より、

$$\omega^2 \left\{ \left(1 + \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \rho_g} \right) - \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \rho_g} \frac{i\omega\tau}{1 + \tau^2 \omega^2} \right\} - a^2 k^2 = 0 \quad (2-5-53)$$

ただし、 k : 波数 ($= \omega/a$) である。整理すると、

$$\left(1 + \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \rho_g} \right) (i\omega)^2 + \frac{\pi \rho_l d_l^3 N \omega^2 \tau}{6 \rho_g (1 + \tau^2 \omega^2)} i\omega + a^2 k^2 = 0 \quad (2-5-54)$$

従って、付加質量係数 M_{ad} は、

$$M_{ad} = \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \rho_g (1 + \tau^2 \omega^2)} \quad (2-5-55)$$

であり、 ω が小さい、即ち $\omega = 2\pi f$ より周波数が小さい場合、

$$M_{ad} = \frac{\pi \rho_l d_l^3 N}{6 \rho_g} \quad (2-5-56)$$

また、減衰定数 C_{dm} は、

$$C_{dm} = \frac{\pi \rho_l d_l^3 N \omega^2 \tau}{6 \rho_g (1 + \tau^2 \omega^2)} \quad (2-5-57)$$

であり、周波数が大きい場合、

$$C_{dm} = \frac{\frac{\pi}{6} \frac{\rho_l}{\rho_g} d_l^3 N}{\tau} = 3\pi d_l N v_g \quad (2-5-58)$$

また、液滴の存在による減衰比 ζ は、

$$\zeta = \frac{\frac{\pi}{6} \frac{\rho_l}{\rho_g} d_l^3 N \omega^2 \tau}{1 + \tau^2 \omega^2} = \frac{\frac{\pi}{12} \frac{\rho_l}{\rho_g} d_l^3 N \omega \tau}{\sqrt{(1 + \tau^2 \omega^2) \left(1 + \tau^2 \omega^2 + \frac{\pi}{6} \frac{\rho_l}{\rho_g} d_l^3 N \right)}} \quad (2-5-59)$$

であり、周波数が小さい場合、

$$\zeta = \frac{\frac{\pi}{12} \frac{\rho_l}{\rho_g} d_l^3 N \omega \tau}{\sqrt{\left(1 + \frac{\pi}{6} \frac{\rho_l}{\rho_g} d_l^3 N \right)}} \quad (\omega \rightarrow 0 \text{ で } \zeta \rightarrow 0) \quad (2-5-60)$$

また、周波数が大きい場合、

$$\zeta = \frac{\frac{\pi}{12} \frac{\rho_l}{\rho_g} d_l^3 N \omega \tau}{\tau^2 \omega^2} = \frac{\frac{\pi}{12} \frac{\rho_l}{\rho_g} d_l^3 N}{\tau \omega} \quad (\omega \rightarrow \infty \text{ で } \zeta \rightarrow 0) \quad (2-5-61)$$

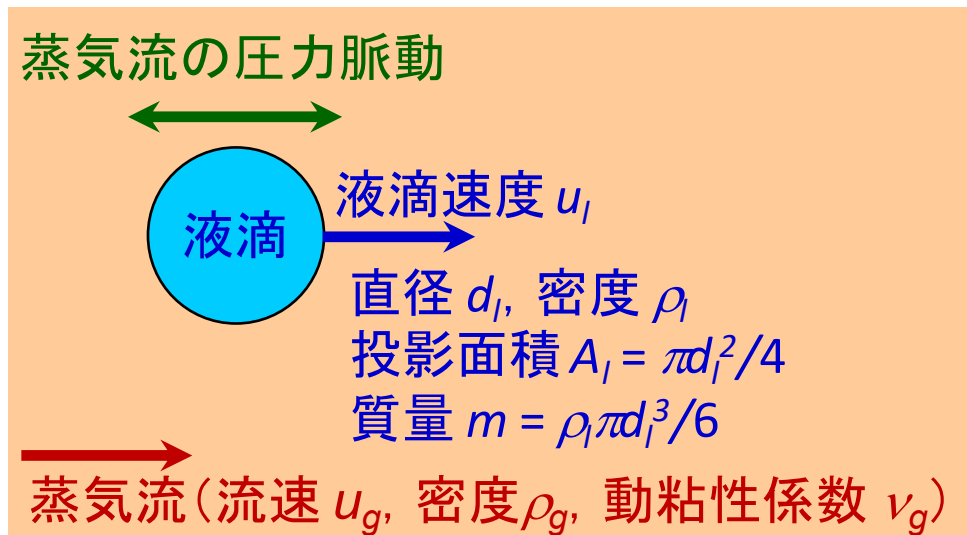


図 2-7 振動流中に存在する液滴挙動の理論解析概念図

3. 物性および蒸気状態が音響共鳴現象に及ぼす影響

本章では、大半の既存知見が空気流を対象としたものであることを踏まえ、音響共鳴現象を評価する上での研究課題である物性および蒸気状態の影響に着目した研究成果を取り纏め、実蒸気配管での現象予測に対する既存知見の適用可否を判断する。音源特性の内、圧力脈動振幅／卓越周波数の応答特性に焦点を当て、高温／高圧の蒸気流を高い精度で安定に制御可能な試験設備を用いた乾き／湿り蒸気流動試験、および分岐管の形状寸法比を蒸気試験と一致させた空気流動試験の結果を整理する。各試験結果の比較に基づき、気体単相流での物性の違いが音響共鳴現象に及ぼす影響、気体単相の乾き蒸気と気液二相の湿り蒸気の場合での現象の違いを把握する。

3.1 気体単相流における物性の違いが圧力脈動に及ぼす影響

3.1.1 試験の概要

3.1.1.1 蒸気流試験装置

実験は電力中央研究所所有の汎用蒸気試験設備および汎用蒸気試験設備（拡張）で実施した。図 3-1 に試験設備の概要を、表 3-1 に設備能力をそれぞれ示す。合計 3 基のボイラ（三浦工業株式会社製 AI-2000-25H : 1 台（図 3-2）、同 AI-500-16H : 2 台）により、最高圧力 2.5 MPa、最大流量 2500 kg/h 程度の飽和蒸気が連続的に供給される。ボイラから供給された飽和蒸気は、試験部上流の圧力調整弁と試験部下流の背圧調整弁により任意の圧力および流量に制御可能である。汎用的に様々な蒸気流動試験が可能となるよう、試験ラインを複数設けている（図 3-3）。試験部を通過した蒸気は熱交換器により全量凝縮され、コリオリ流量計（OVAL 社製）により蒸気的全流量を計測する。また、蒸気的全流量は、過熱器下流において気体単相流の乾き蒸気とした上で、渦流量計（OVAL 社製）によっても計測可能である。熱交換器には省スペースで高効率であるものの圧力損失が大きいプレート式熱交換器と、大型となるものの圧力損失の小さいシェル&チューブ式熱交換器の二種類を採用し、試験内容に応じた使い分けを可能とした（図 3-4）。なお、発電プラントの復水器接続配管などではゲージ圧力が負（絶対圧力 0～0.1 MPa）となる場合もあることを踏まえ、本試験設備では負圧から正圧の幅広い圧力条件において連続蒸気流動試験が可能である（図 3-5）。

蒸気状態の調整は過熱器および湿度調整冷却器を用い、任意のクオリティを有する乾き蒸気および湿り蒸気に制御可能である。過熱器には電気加熱方式を採用した。湿度調整冷却器には、配管内へ直接水を噴霧する方式ではなく間接熱交換方式を採用した。これは、実蒸気配管では配管からの放熱やタービン仕事などによって飽和蒸気が部分的に凝縮することで蒸気の湿りが生成することを踏まえたものである。なお、配管内に直接水を噴霧する方式は気体流量と噴霧する水流量を分離して計測／制御可能であるなどのメリットがあり、気体が空気の場合において気液二相流を生成する際などに使用されることが多いが、蒸気中に水を噴霧する場合には通常の流動安定化に加え気液間での伝熱／相変化についても考慮して流動制御する必要がある。本設備の湿度調整冷却器では、主蒸気管内に設置した銅製の冷却コイルに冷却水を通水し、冷却水流量 Q_w と冷却水の温度差 ($T_{w, out} - T_{w, in}$) から熱交換量、即ち蒸気のエントルピー減少量 ΔH を式 (3-1) により算出し、飽和蒸気エンタルピー以下になった分を補うように蒸気が凝縮するとして各状態量を計算する。状態量の計算には国際状態方程式 IAPWS-IF97^[59]に基づいた日本機械学会蒸気表^[60]を使用し

た。

$$\Delta H = \rho_w C_{p_w} Q_w (T_{w_out} - T_{w_in}) \quad (3-1)$$

冷却水流量 Q_w は電磁流量計（横河電機製）で計測し、冷却水の密度 ρ_w と定圧比熱 C_{p_w} は蒸気表から算出した。また、蒸気状態は次式に示す熱平衡クオリティ x として計算した。

$$x = \frac{H_{s_ts} - H_{w_sat}}{H_{s_sat} - H_{w_sat}} \quad (3-2)$$

ただし、 H_{s_sat} および H_{w_sat} は試験部における飽和蒸気および飽和水のエンタルピーであり、試験部蒸気圧力 P_{s_ts} の計測値に基づいて蒸気表より算出した。蒸気状態が飽和蒸気の場合、試験部の蒸気エンタルピー H_{s_ts} が飽和蒸気エンタルピーと一致するため、式 (3-2) より蒸気クオリティ $x=1$ となる。なお、同様に飽和水の場合には蒸気クオリティ $x=0$ となる。蒸気状態が乾き蒸気の場合、試験部の蒸気エンタルピーは飽和蒸気エンタルピーよりも大きくなるため、 $x > 1$ となる。この場合の試験部の蒸気エンタルピーは、試験部圧力と温度 T_{s_ts} の計測値に基づいて蒸気表より算出した。蒸気状態が湿り蒸気の場合、試験部の蒸気エンタルピーは次式により算出した。

$$H_m = H_{s_up} - \frac{\Delta H}{Q_s} \quad (3-3)$$

ただし、 H_{s_up} は湿り度調整冷却器入口における蒸気エンタルピーであり、湿り度調整冷却器入口の圧力 P_{s_up} と温度 T_{s_up} の計測値に基づいて蒸気表より算出した。また、 Q_s は蒸気流量である。式 (3-3) より算出される湿り蒸気エンタルピーを飽和蒸気エンタルピーよりも小さくすることで湿り蒸気状態を制御し、この場合の蒸気クオリティは $0 < x < 1$ となる。試験装置は十分に断熱されており、放熱の影響が相対的に大きくなる低流量（高ストロハル数）かつ低圧の条件における湿り蒸気クオリティへの影響は、保守的に見積もっても 0.15% 以下であり、放熱の影響は十分に小さいと言える。

計測の不確かさは ISO のガイド（Guide to the expression of uncertainty in measurement, GUM^[61]）に基づいて評価した。本試験設備の計測系はトレーサビリティを確保しており、蒸気的全流量を計測するコリオリ流量計ならびに湿り度調整冷却器の電磁流量計はそれぞれ産業総合技術研究所にて校正を実施済みであり、汎用蒸気試験設備におけるコリオリ流量計および電磁流量計の標準不確かさ（Type B）はそれぞれ 0.03% および 0.23% である^{[62],[63]}。また、白金測温抵抗体は JCSS（Japan Calibration Service System）校正を実施済みである。圧力計および白金測温抵抗体の標準不確かさ（Type B）はそれぞれ 0.58% および 0.03% よりも小さい。各測定器の Type A 標準不確かさは試験結果から算定した。最大圧力振幅となる流速条件の湿り蒸気クオリティに対する拡張不確かさは 0.6% ($k=2$) 以下である。

3.1.1.2 空気流試験装置

図 3-6 および 3-7 に空気流実験装置の概要を示す。最大で静圧 10 kPa 程度の昇圧能力を有するブロアにより、最大流量 900 m³/h の空気が連続的に供給される。ブロア回転数のインバータ制御により任意の流量に調整可能であり、ブロア出口から 15D 程度下流に設置した渦流量計により流量を計測する。試験部流入前には流動安定化のためにバッファータンクを設け、大気解放となる最下流には騒音低減のためのダクト型サイレンサを設置した。

3.1.1.3 試験部

図 3-8 に物性影響／流動状態影響評価のための音響共鳴試験部の断面概要図を示す。試験部の材質は蒸気試験では SUS304 製、空気試験ではアルミ製とした。また、形状寸法は主流配管径 D （蒸気試験では 42.6 mm、空気試験では 52.0 mm）に対し分岐管内径 $d=0.3D$ 程度、分岐管長 $h=1.05D$ 程度の単一の片側閉止分岐管を有する試験部体系とした。寸法比は代表的な BWR プラント主蒸気逃がし安全弁管台と同等である。現象の単純化のために分岐管接続部の曲率半径 $r=0$ とし、分岐管内での液相の滞留を防ぐため分岐管は重量方向に対し上向きを設置とした。分岐管天端部に汎用／小型／高周波応答の変動圧力計測センサ（PCB Piezotronics 社製、表 3-2）を設置し、分岐管内に発生する圧力変動を計測した。更に、分岐管試験体の上下流に複数の圧力計測孔を設けた直管部（蒸気試験では $17.6D$ 程度、空気試験では $18.3D$ 程度）を設置し、同様の圧力センサによって主流管内における圧力変動分布の計測を可能とした。また、試験部上下流のノイズ低減のため、配管状サイレンサ（長さは蒸気試験では $23.5D$ 程度、空気試験では $13.5D$ 程度）を試験部上下流に設置した。サイレンサは有孔内管を有する二重円管形状であり、外管と内管の間には撥水性のフェルトのようなものを充填している。変動圧力計測センサのカタログ上の拡張不確かさは 1% ($k=2$) であり、ノイズレベルは十分に小さい（図 3-9）。後述する動圧で無次元化した分岐管天端部の RMS（Root Mean Square）圧力振幅およびストロハル数に対する拡張不確かさは、最大圧力振幅条件においていずれも 2% ($k=2$) 以下である。

3.1.1.4 試験条件

表 3-3 に試験条件を示す。本項では、気体単相流の場合の物性の違いが圧力脈動に及ぼす影響に着目するため、乾き蒸気と空気の試験結果を比較する。空気流動試験では流入圧力が概ね大気圧程度となるため、乾き蒸気試験においても可能な限り低圧の条件とした。流量を変化させることで試験体部の流速をパラメータとして、試験を実施した。空気実験の場合にはプロア回転数を変化させることで流量を変えているが、蒸気実験の場合には流量を変化させるために流入圧力を変化させる必要がある。従って、試験部圧力の変化に伴って、密度が変化する。この密度の変化については流速を算出する際に考慮した。試験結果は 2.1 節でも述べたストロハル数 St （式 (3-4)）で整理した。

$$St = \frac{fd}{U} \quad (3-4)$$

ただし、 f : 圧力脈動の卓越周波数、 U : 主管の平均流速である。また、本実験では分岐管端部の曲率半径 $r=0$ であるため代表長さは分岐管内径 d とした。なお、一般に分岐管端部が曲率を有する場合には分岐管内径に曲率半径を加えたものを代表長さとするれば良い。また、主流のレイノルズ数 Re 、マッハ数 Ma はそれぞれ式 (3-5)、(3-6) で評価される。

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (3-5)$$

$$Ma = \frac{U}{a} \quad (3-6)$$

ただし、 ν は動粘性係数、 a は音速である。共鳴周波数 f_n^{ac} については、音速と 2.3 節で述べた開口端補正長を考慮した形状寸法を用いた理論式で計算可能であるが、開口端補正係数の理論値は蒸気流での適用性が定量的に示されていない。この点は 4.1 節にて明らかにするが、本節での共鳴周波数は理論式を用いず、計

測値を用いた。即ち、分岐管天端部での変動圧力計測値を周波数解析し、最大振幅となる St 数条件での卓越周波数を共鳴周波数の計測値 f_{n_meas} として用いた。なお、圧力や温度の変化により、音速が変化する。2.4 節で述べたように音速の理論値がわかっている乾き蒸気の場合では、本実験において圧力変動が最大となる流速条件での音速に対して+1%~-2%以内の変化量である。同様に、空気の場合では+4%~-2%以内の変化量である。ここで、式 (2-3-1) において開口端補正係数の圧力および温度依存性がないと仮定すれば、共鳴周波数の圧力および温度依存性は音速の圧力および温度依存性に集約されることとなり、本試験条件範囲内における影響は十分小さい。

3.1.1.5 試験手法

St 数に対する圧力脈動応答のヒステリシス性有無の確認のため、乾き蒸気/空気いずれにおいても低流量から高流量へ流量を増加させる場合 (St 数減少) と、高流量から低流量へ流量を減少させる場合 (St 数増加) を実施した。計測時間は 1.4 s、サンプリング周波数は 100 kHz (10 μ s) とし、5 回の連続計測を行いその平均値を用いた。本試験体系にて実現可能な乾き蒸気条件での共鳴周波数は、開口端補正長を考慮せずに式 (2-3-1) を用いた場合 2600 Hz 程度であるため、実現象の計測には十分なサンプリング数である。なお、本計測手法では 1 回の計測点数は 140,000 点であり、周波数解析を実施した場合における最大解像周波数は理論上 65,536 Hz、分解能は 0.76 Hz 程度となる。

3.1.2 乾き蒸気と空気における分岐管天端部の圧力脈動特性

図 3-10 に乾き蒸気流と空気流における分岐管天端部の RMS 圧力振幅 (図 3-10 (a)) および卓越周波数 (図 3-10 (b)) の応答曲線を示す。図 3-10 (a)の縦軸は無次元 RMS 圧力振幅 P_{rms}^* であり、FFT 解析結果においてピーク周波数となった時の RMS 圧力振幅に対し、RMS 圧力振幅が 1/10 程度となるまでの周波数区間を積分した値を主管の動圧 $0.5\rho U^2$ により規格化したものである。図 3-10 (b)の縦軸は共鳴周波数計測値 f_{n_meas} に対する圧力振幅の卓越周波数の比である。なお、図 3-10 (b)中には、キャビティ部での流れの不安定性と擾乱の位相速度の関係から分岐管での気柱共鳴がなくとも発生する可能性のある自励振動の周波数 f_n^h (式 (2-1-3)) を一点鎖線 ($n_h = 1$) および破線 ($n_h = 2$) で示した。また、両図とも流量増加即ち流速を上昇させることにより St 数を下降させて計測を行った場合と、流量減少即ち流速の下降により St 数を上昇させて計測を行った場合とを同じ記号で示しており、RMS 圧力振幅応答および卓越周波数応答いずれについてもヒステリシス性は確認されなかった。図 3-11 には代表的な St 数条件における分岐管天端部の圧力脈動の時刻歴波形 (左) とスペクトル (右) を示す。両図とも縦軸は主管の動圧 $0.5\rho U^2$ により規格化し、スペクトルの横軸は共鳴周波数計測値 f_{n_meas} で規格化した。

図 3-10 (a)より、 $0.8 < St$ では乾き蒸気/空気共に St 数が小さくなるにつれて P_{rms}^* が増加し、 $St = 0.8$ 程度で最大となった。また、図 3-10 (b)より、乾き蒸気/空気共に $0.7 < St < 1.0$ において卓越周波数が共鳴周波数計測値に概ね一致し、特定の St 数区間において渦の放出周波数が分岐管部での気柱の固有振動数と一致するロックインが生じていると考えられる。 $St = 0.8$ 程度の圧力脈動波形とスペクトル (図 3-11 (a)) においても、周期的な圧力脈動が発生し共鳴周波数計測値に近い周波数が卓越するピークが確認され、振幅は小さいながらも 2 次の渦放出モード ($n_h = 2$) として共鳴現象が発生したと考えられる。

$0.6 < St < 0.8$ では、乾き蒸気/空気共に St 数が小さくなるにつれて P_{rms}^* は減少し、 $St = 0.6$ 程度で最小となった (図 3-10 (a))。 $St = 0.6$ 程度の波形とスペクトルからも周期的な圧力脈動や共鳴周波数計測値付近で

のピークは確認されず (図 3-11 (b))、共鳴が収束した状態であると考えられる。

$0.4 < St < 0.6$ では乾き蒸気/空気共に St 数が小さくなるにつれて P_{rms}^* は再び増加し、 $St = 0.4$ 程度において最大となった (図 3-10 (a))。 $St = 0.4$ 程度の波形とスペクトルにおいても周期的かつ大振幅の圧力脈動が発生し、共鳴周波数計測値に近い周波数において $St = 0.8$ 程度の 2 次の渦放出モードに比べて大きなピークが確認された (図 3-11 (c))。 P_{rms}^* は $0.3 < St < 0.5$ 程度において大きな値となり、 $St < 0.3$ では乾き蒸気/空気共に St 数が小さくなるにつれて P_{rms}^* は減少した (図 3-10 (a))。 図 3-10 (a)において P_{rms}^* が大きくなった $0.3 < St < 0.5$ 程度における周波数比 $f/f_{n_{meas}}$ を見ると、 $0.38 < St < 0.50$ で概ね 1.0、 $0.30 < St < 0.38$ で概ね 1.05 となった (図 3-11 (b))。 即ち、 $St = 0.38$ 程度を境に 1 次の渦放出モード ($n_h = 1$) に沿うように僅かに周波数がジャンプしており、これは主管内に形成される音響定在波との相互作用によるものと考えられる (図 3-12)。 従って、 P_{rms}^* が大きくなった $0.3 < St < 0.5$ 程度において、卓越周波数が僅かに変化したものの概ね共鳴周波数計測値と一致しロックインが生じており、1 次の渦放出モード ($n_h = 1$) として共鳴現象が発生したと考えられる。 なお、ロックインしていると考えられる St 数区間においても、 St 数の低下に伴い僅かに周波数比が増加している。 本試験では、試験部流速を変化させるために流入圧力を変化させており、このために音速が僅かに変化する。 一方で、3.1.1.4 にて述べたように本節では共鳴周波数に計測値を使用し、これは同一の蒸気クオリティ条件では St 数に依らずに一定値となるため、音速の変化を各 St 数における共鳴周波数に考慮できていないことが原因である。

図 3-10 (a)より、 P_{rms}^* の最大値は乾き蒸気では 1.1 程度、空気では 0.8 程度であった。 動圧に含まれる密度の他に空気と乾き蒸気で異なる主要な物性値は音速であり、これを考慮して RMS 圧力振幅を ρUa および ρa^2 で規格化した結果を図 3-13 (a)および(b)に示す。 音速と密度の両方を考慮した場合においても、規格化の手法の違いによって、乾き蒸気と空気の無次元 RMS 圧力振幅に明確な差は確認されなかった。 即ち、上述のように乾き蒸気と空気では P_{rms}^* の最大値に多少の差はあったものの、これは流体の物性に起因するものではなく、例えば試験部材質の違いの影響や、空気試験では蒸気試験に比べて試験部上下流のサイレンサ長さが短いために除去しきれなかったノイズ成分等の影響を受けた可能性等が考えられる。

以上より、気体単相流である乾き蒸気と空気では、RMS 圧力振幅/卓越周波数の圧力脈動応答特性は定量的に一致し、既存知見^{[34],[40],[44]}でも指摘されているように流体物性の影響は小さいことが確認された。

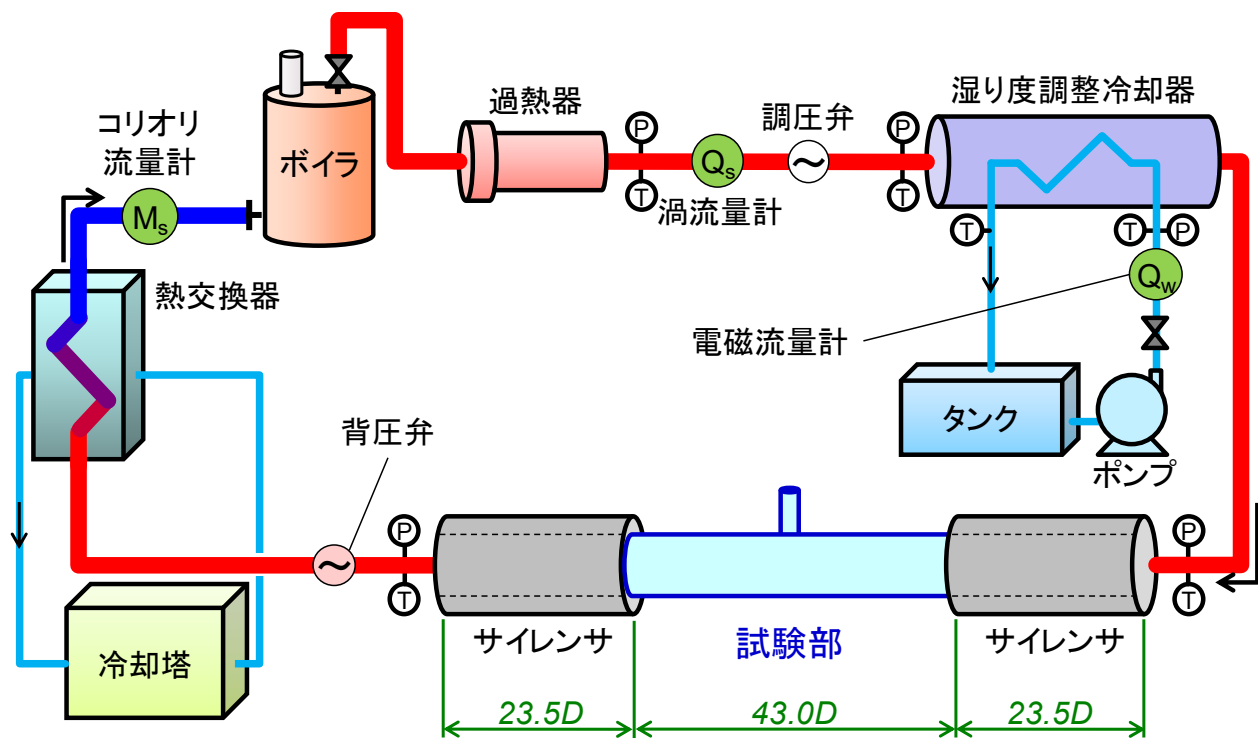


図 3-1 汎用蒸気試験設備（拡張）の概要

表 3-1 汎用蒸気試験設備（拡張）のスペック概要

Item	Value
最大蒸気流量 (kg/h)	~2500
供給端蒸気圧力 (MPaA)	~2.5
試験部蒸気圧力レンジ (MPaA)	0.03-2.0
最大蒸気温度 (K)	~500
湿り度調整冷却水最大流量 (m ³ /h)	~4
試験ライン配管内径 (mm)	42.6-108.3



図 3-2 汎用蒸気試験設備（拡張）ボイラ周りの外観写真

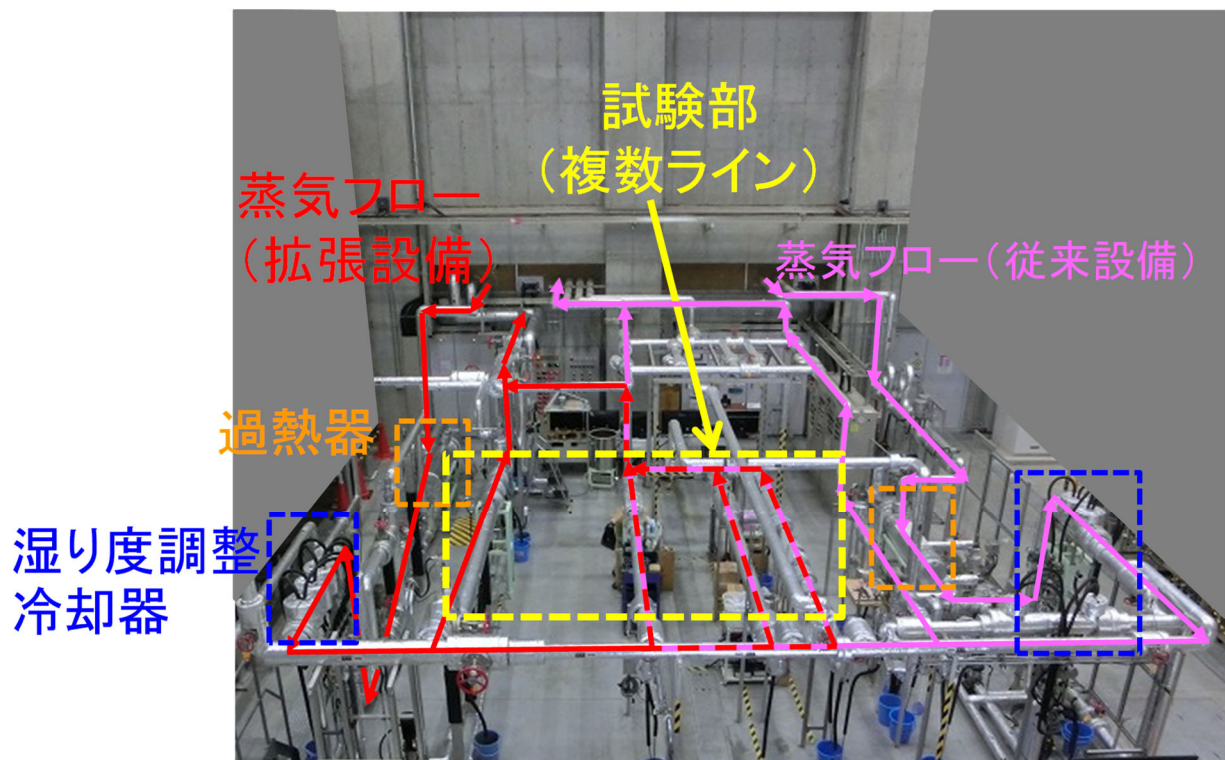


図 3-3 汎用蒸気試験設備（拡張）試験ラインの外観写真



図 3-4 汎用蒸気試験設備（拡張）復水系の外観写真

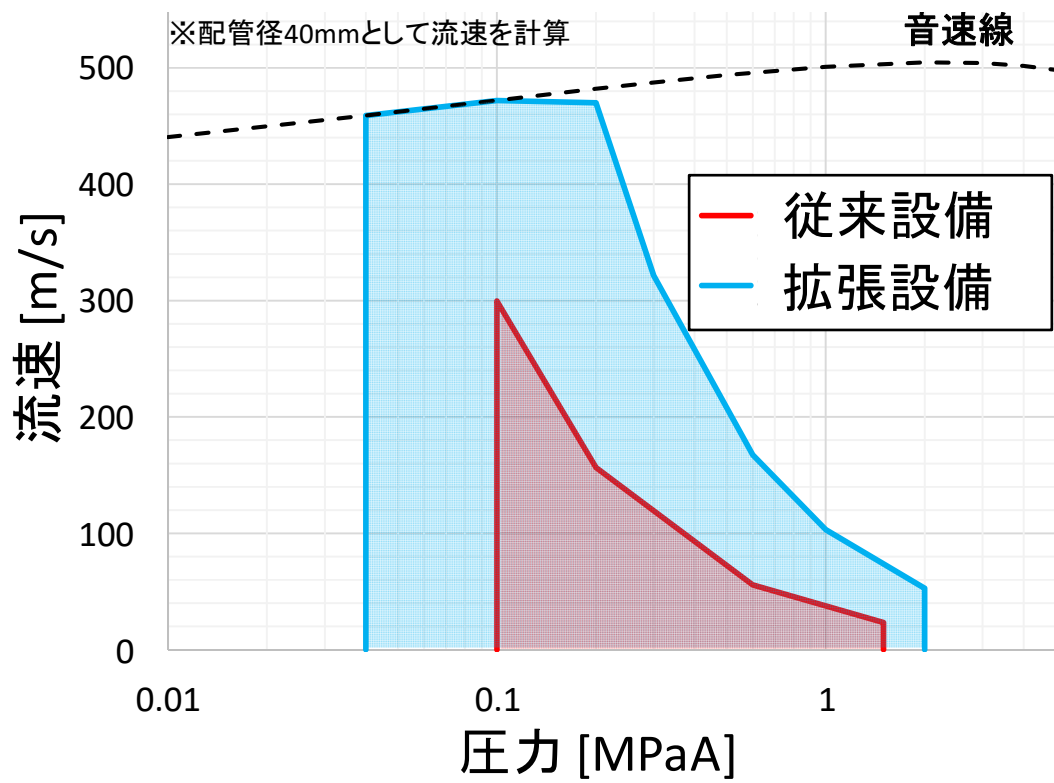


図 3-5 汎用蒸気試験設備の試験可能範囲

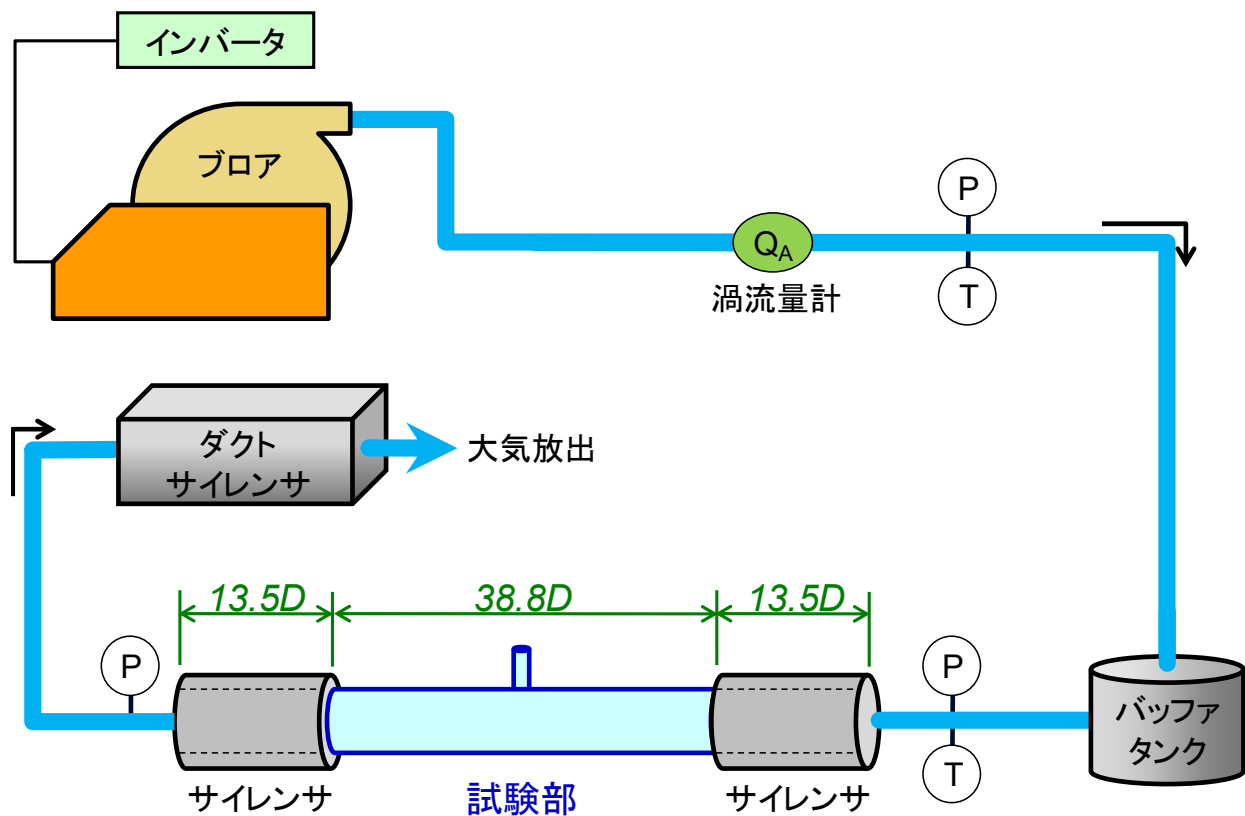


図 3-6 空気流動試験設備の概要

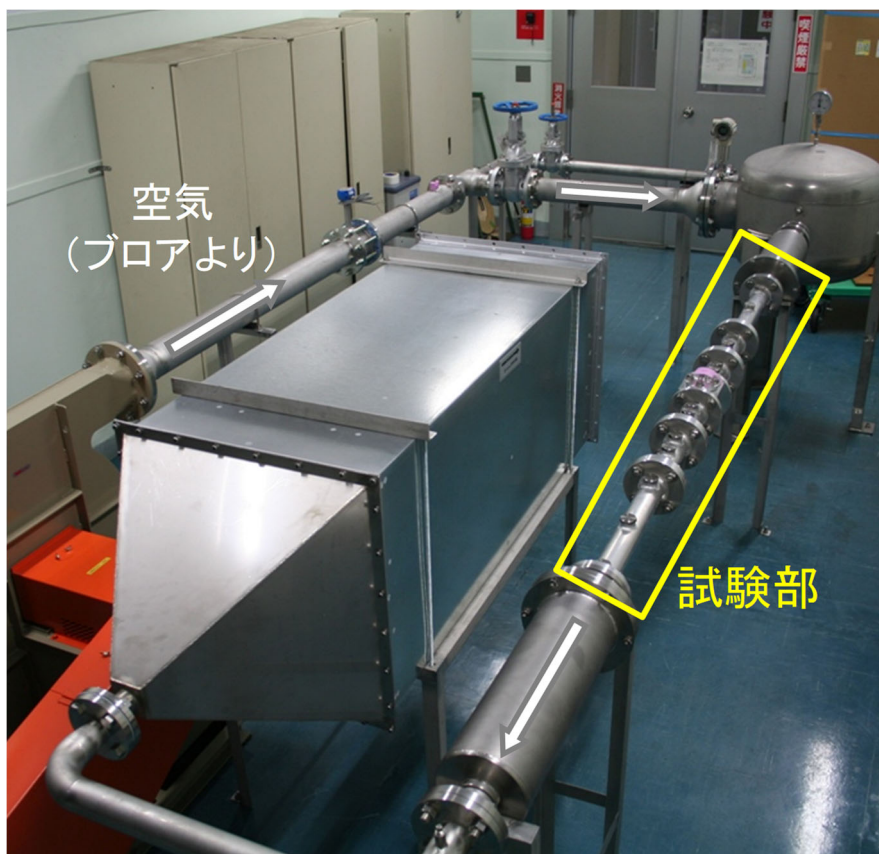


図 3-7 空気流動試験設備の外観写真

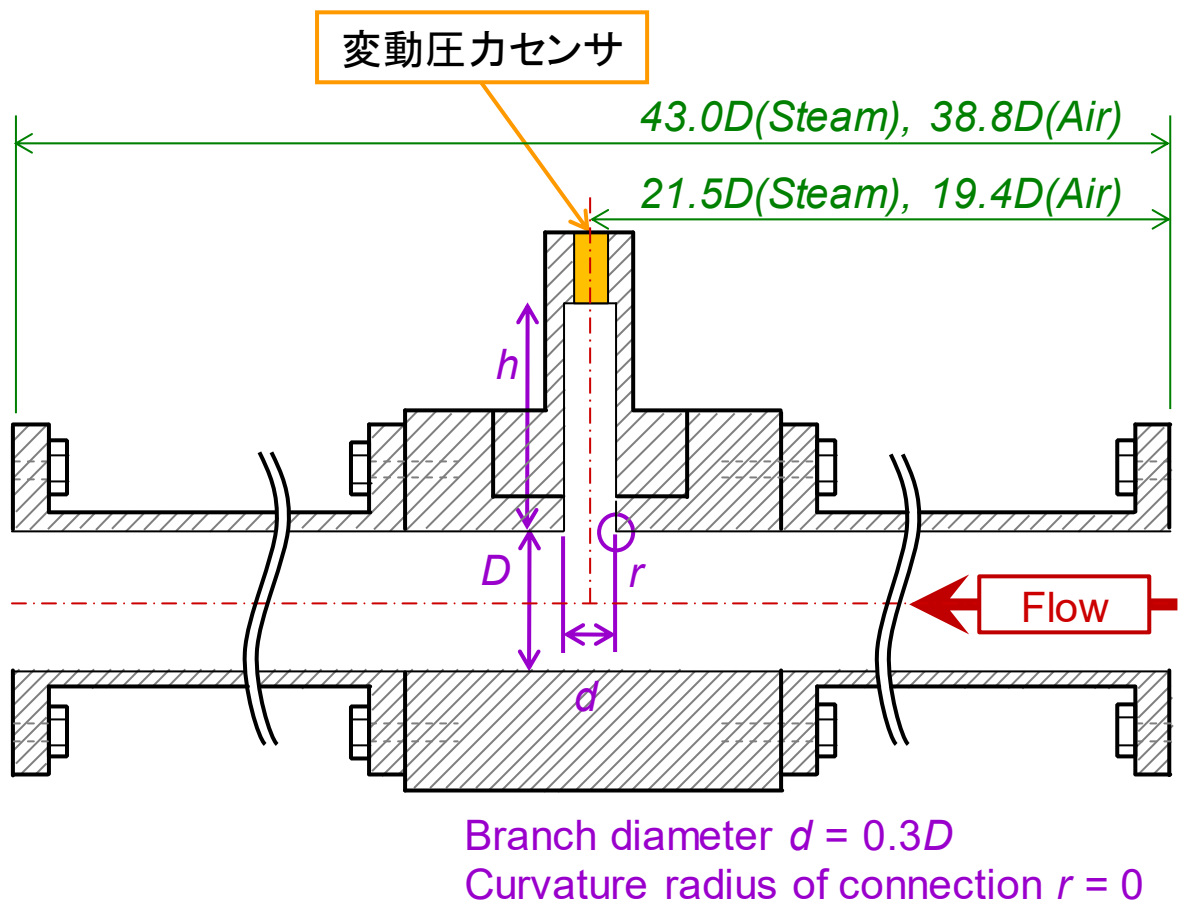


図 3-8 試験部概要

表 3-2 変動圧センサ仕様

	蒸気用		空気用
センサ型番	S112A03 (高耐熱)	S112A22 (高感度)	106B (高感度)
ダイナミックレンジ (kPa)	0.14–69,000	0.07–345	0.00069–57.2
分解能 (kPa)	0.014	0.007	0.00069
耐圧 (kPa)	103,000	3,450	
立ち上がり時間 (μsec)	< 2.0	< 2.0	< 9.0
温度範囲 (degC)	-240 – +204	-73 – +135	-54 – +121
ノイズレベル@1kHz (Pa)	< 0.020	不明	不明
拡張不確かさ (k=2) (%)	1	1	1

※ノイズレベルは仕様書に記載がないため、本研究で最も使用頻度が高く、かつ最も分解能が大きい高耐熱蒸気用センサに対して、メーカーに調査依頼をした

圧力 (dB)
0dB=20μPa

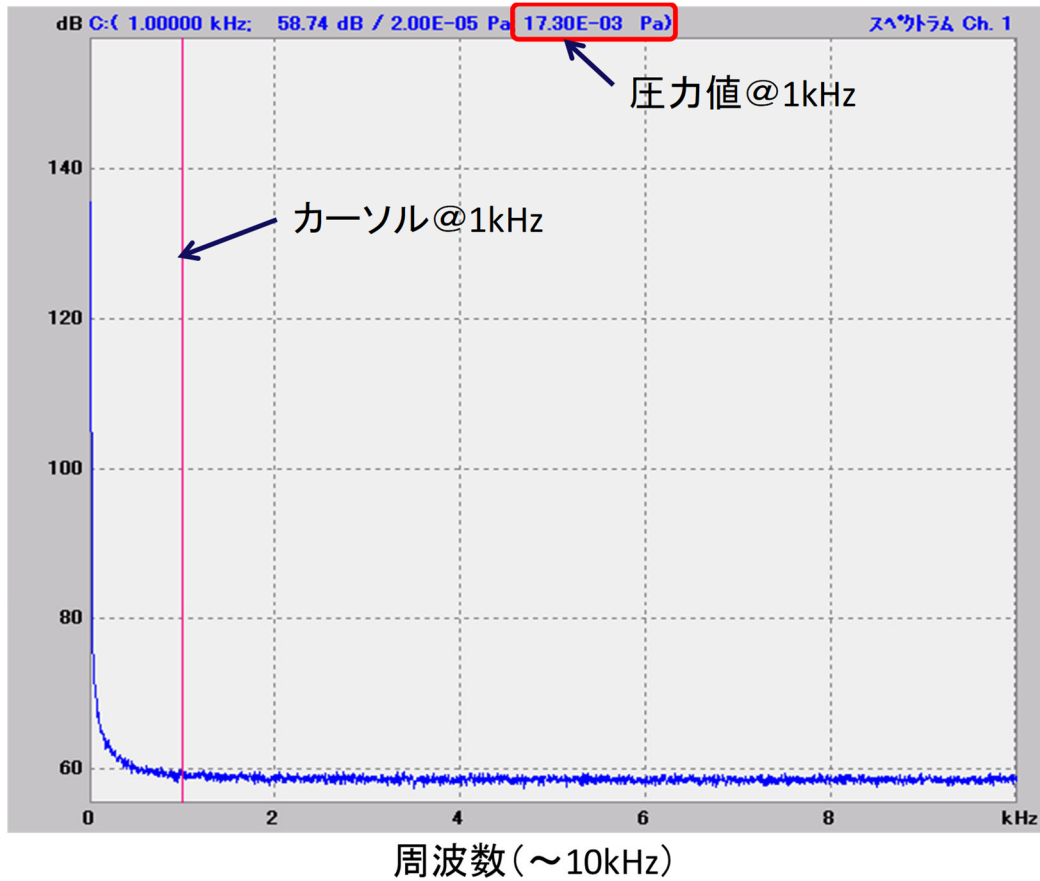


図 3-9 変動圧力センサ (S112A03) のノイズレベル

表 3-3 試験条件

	乾き蒸気	空気
流入圧力 (MPaA)	0.1-0.3	~0.1
温度 (K)	410-460	290-320
蒸気クオリティ	1.06, 1.03	—
流量 (kg/h)	80-800	150-800
流速 (m/s)	20-100	15-90
レイノルズ数	$5.0 \times 10^4 - 5.0 \times 10^5$	$7.5 \times 10^4 - 3.0 \times 10^5$
ストロハル数	0.3-1.3	0.25-1.25
マッハ数	~0.2	~0.25

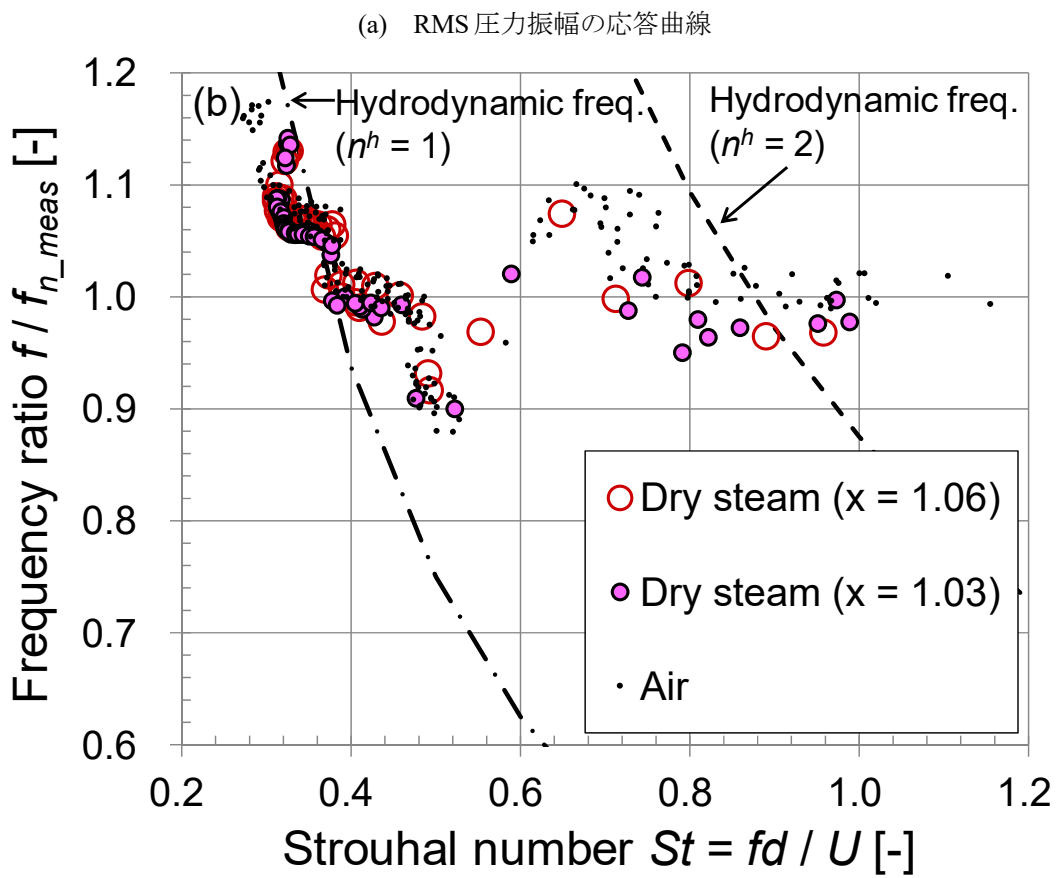
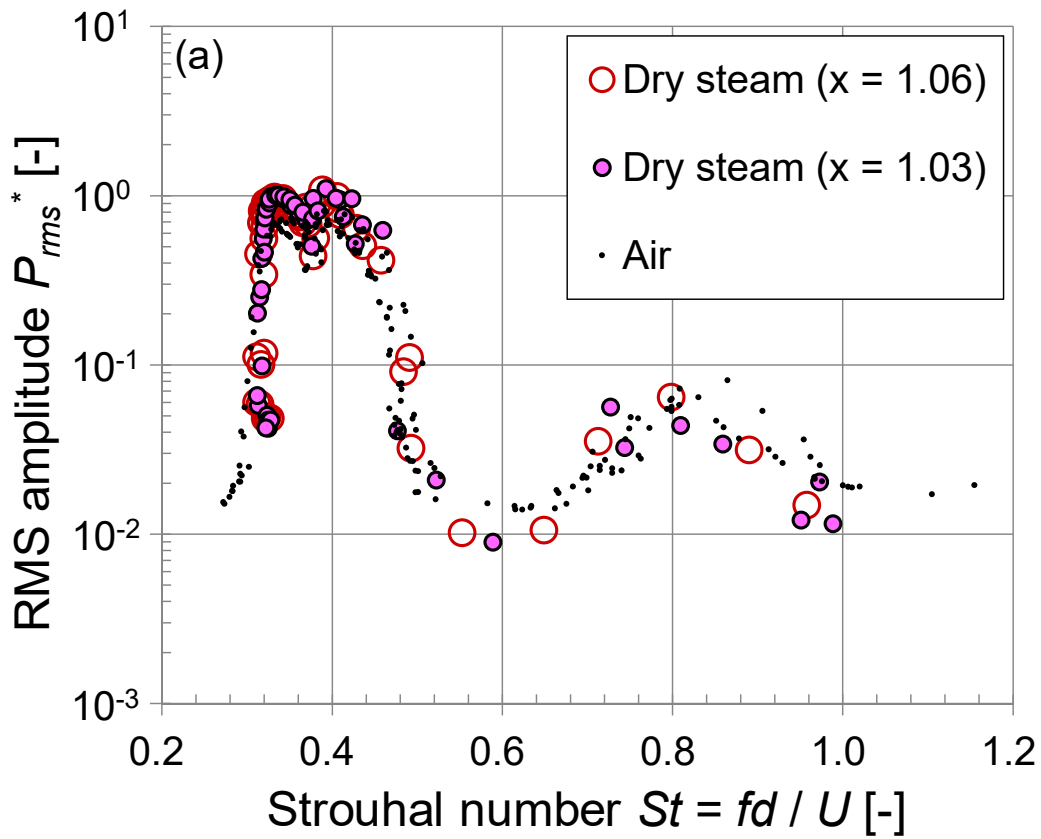


図 3-10 乾き蒸気と空気における分岐管天端部の圧力脈動応答

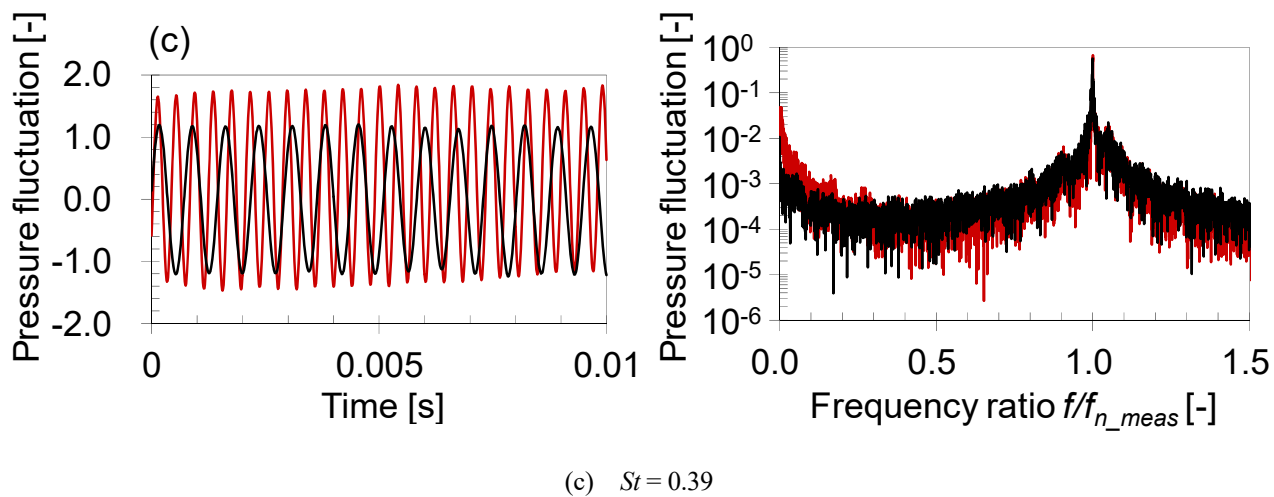
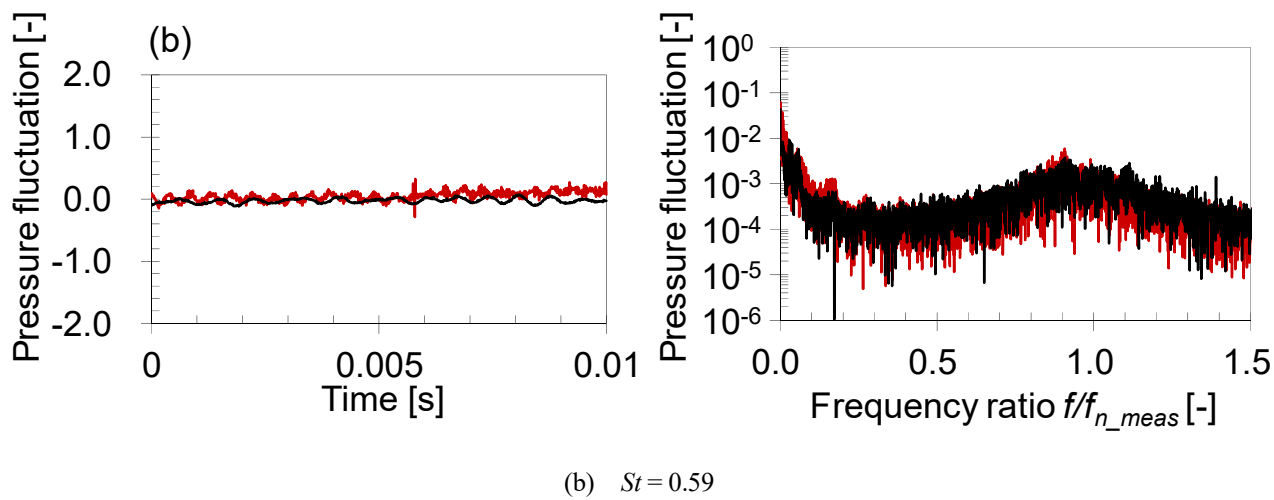
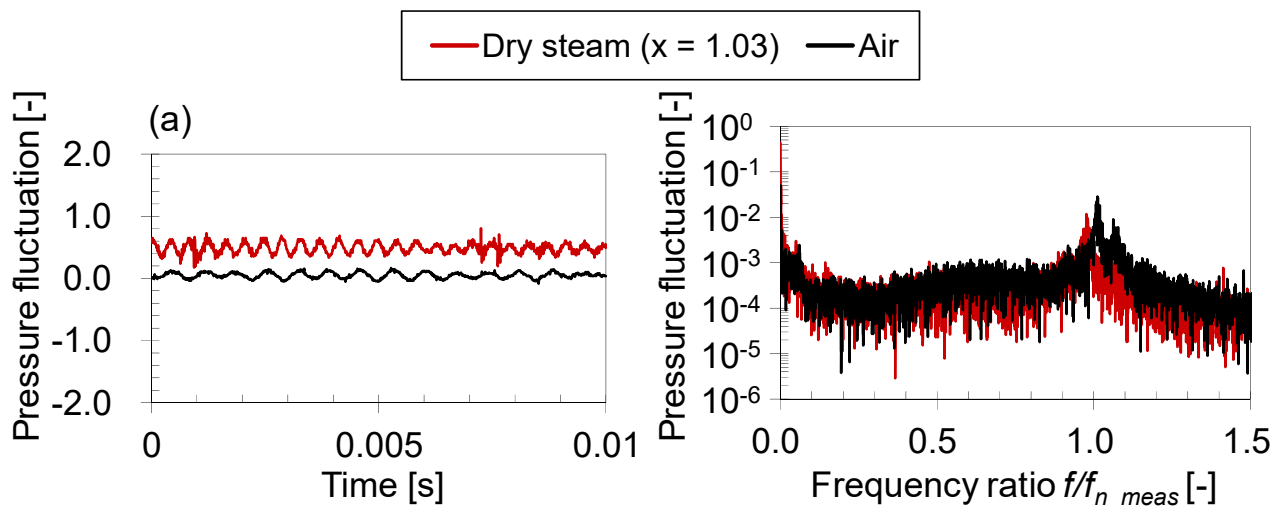


図 3-11 分岐管天端部における圧力脈動の時刻歴波形 (左) とスペクトル (右)

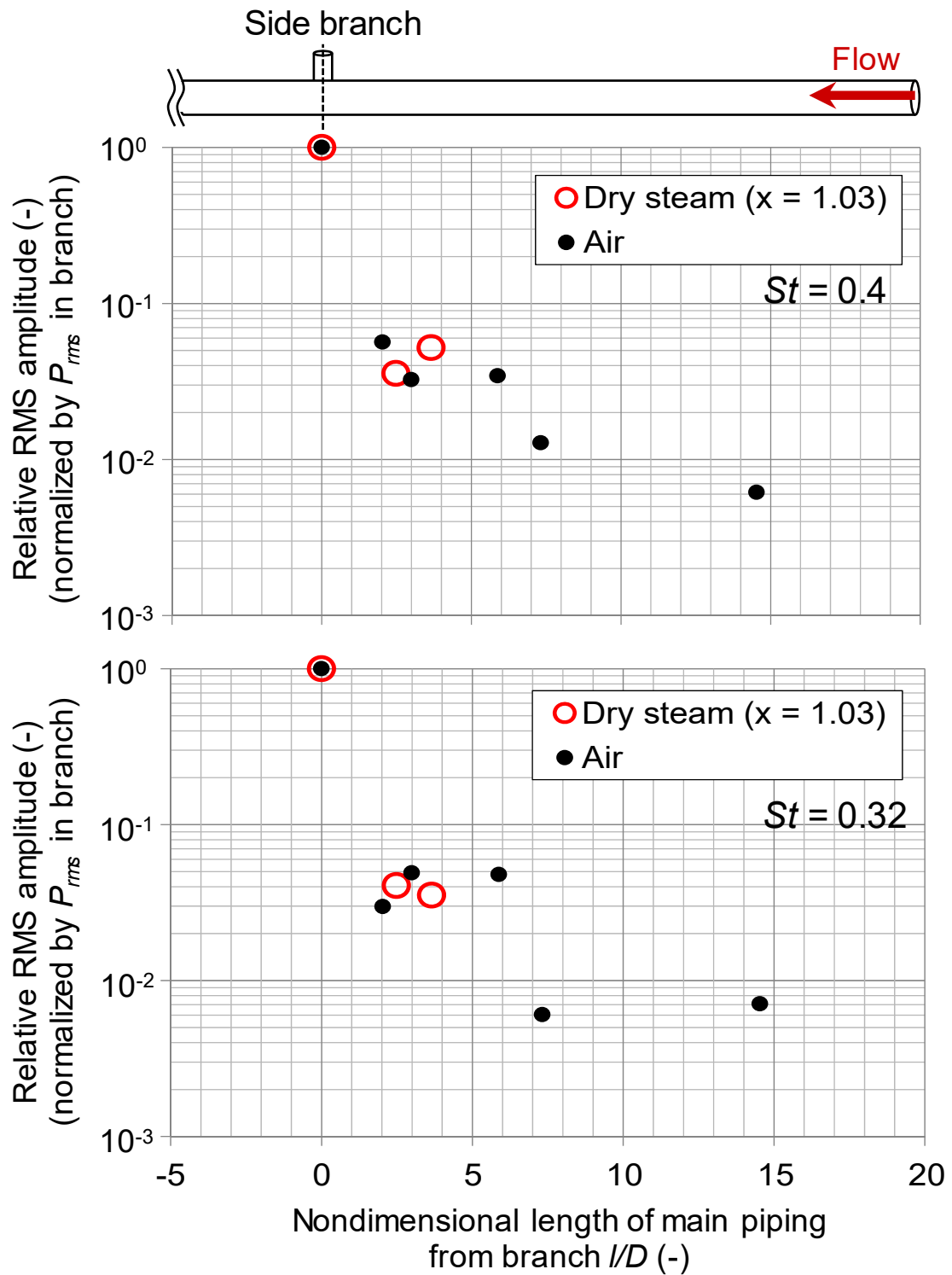
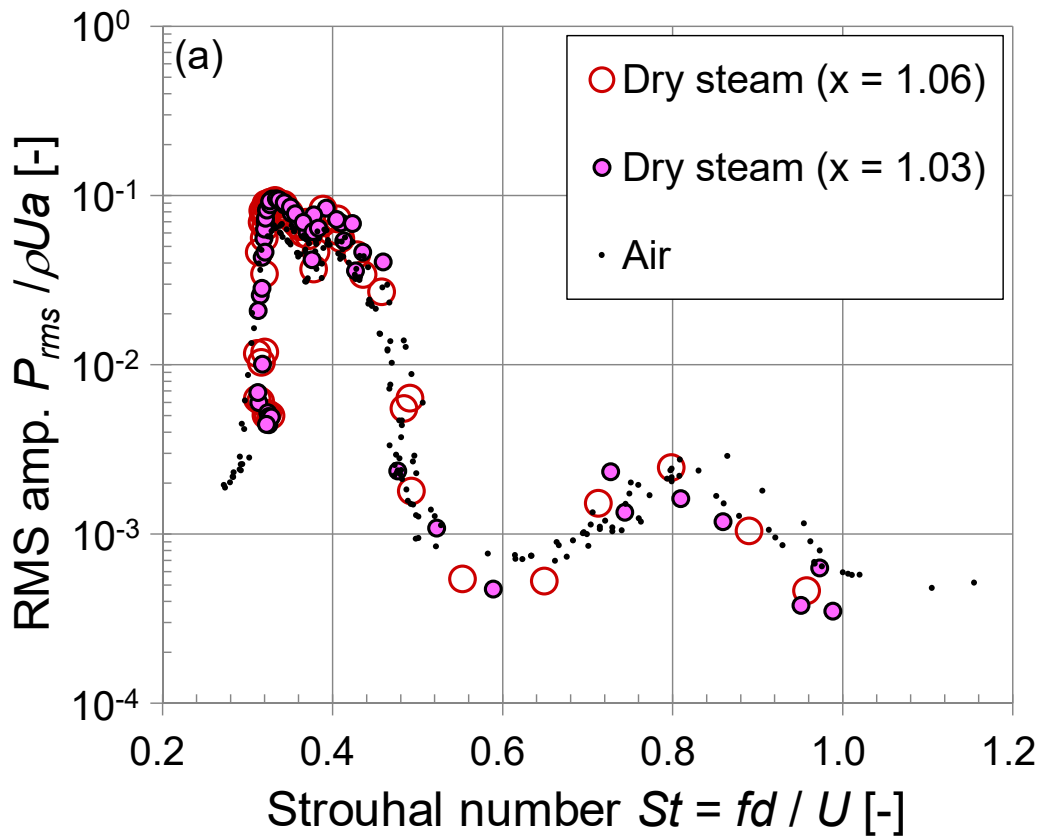
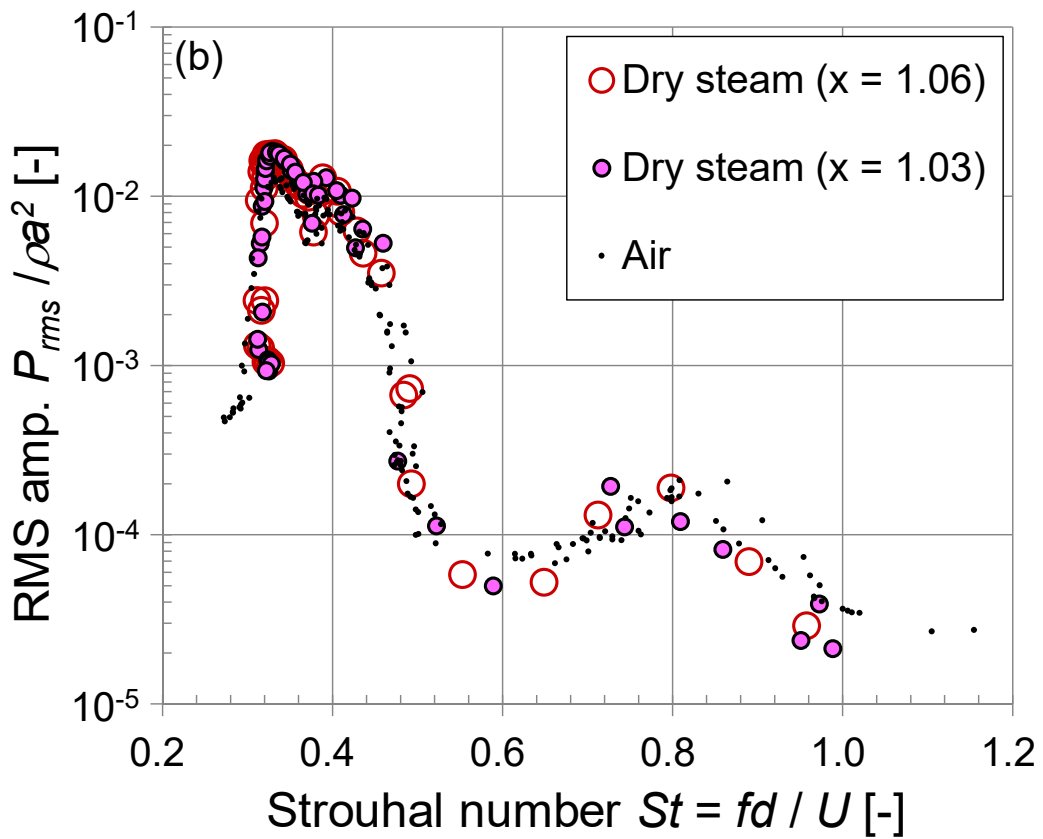


図 3-12 乾き蒸気と空気における主配管内の相対圧力振幅



(a) RMS 圧力振幅を $\rho U a$ で規格化した場合の応答曲線



(b) RMS 圧力振幅を ρa^2 で規格化した場合の応答曲線

図 3-13 乾き蒸気と空気における分岐管天端部の圧力脈動応答

3.2 蒸気状態が圧力振幅／周波数特性に及ぼす影響

3.2.1 試験の概要

試験は汎用蒸気試験設備ならびに汎用蒸気試験設備（拡張）を使用し、3.1.1.1 に記載の通りである。また、試験部については乾き蒸気試験と同様であり、3.1.1.3 に記載の通りである。

試験条件を表 3-4 に示す。試験手法については乾き蒸気試験と同様であり 3.1.1.5 に記載の通りである。

3.2.2 湿り蒸気における分岐管天端部の圧力脈動特性

図 3-14 に湿り蒸気流における分岐管天端部の RMS 圧力振幅および卓越周波数の応答曲線を示す。規格化手法は 3.1.2 項で述べた通りであるが、湿り蒸気密度は次式に示す均質流仮定の気液混合密度 ρ_m を使用した。

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{x}{\rho_{s_sat}} + \frac{(1-x)}{\rho_{w_sat}} \quad (3-7)$$

図 3-14 (a)より、 $0.6 < St$ では P_{rms}^* は 0.01 程度であり、気体単相流の乾き蒸気や空気（図 3-10 (a)）に比べて小さいものの、 $0.8 < St < 0.9$ 程度において 2 次の渦放出モードによるピークが確認された。 $St = 0.6$ 程度を境に卓越周波数が 1 次の渦放出モードに移行し（図 3-14 (b)）、 $0.45 < St < 0.6$ において St 数の低下に伴って P_{rms}^* が増加し、定性的に乾き蒸気や空気と同様の応答特性を示した。湿り蒸気条件における P_{rms}^* は $0.35 < St < 0.5$ 程度において相対的に大きくなり、 $St = 0.45$ 程度において最大となった。各蒸気クオリティにおいて P_{rms}^* が最大となる St 数条件における分岐管天端部の圧力脈動の時刻歴波形（左）とスペクトル（右）を図 3-15 に示す。卓越したピークを有する周期的な圧力脈動が発生したものの、 P_{rms}^* の最大値は 0.2 程度であり、乾き蒸気や空気と比べ 80% 程度小さい値となった。図 3-14 (b)より、 P_{rms}^* が相対的に大きな値を示した $0.35 < St < 0.5$ 程度における卓越周波数は乾き蒸気や空気とは異なり共鳴周波数にはロックインせず、 St 数の低下に伴って周波数比が緩やかに増加することが確認された。これは、本来分岐管開口部における剪断層の不安定性と音場の相互作用によって生じる音響共鳴に対して、湿り蒸気流中を液滴あるいは液膜として流れる液相成分が影響を及ぼしたことで共鳴が弱められたものと考えられ、詳細は 5.1.4 項にて述べる。なお、図 3-14 では図 3-10 と同様に St 数を低下させながら計測した場合と、 St 数を上昇させながら計測した場合を同じ記号で示しており、RMS 圧力振幅および卓越周波数いずれについても乾き蒸気と同様にヒステリシスは確認されなかった。

以上より、気液二相流となる湿り蒸気では気体単相流となる乾き蒸気や空気とは圧力脈動特性に違いが生じ、本試験条件のように圧力が低い場合には共鳴条件における最大圧力振幅が著しく低下すること、卓越周波数は共鳴周波数に明確にロックインせず St 数の低下に伴って緩やかに上昇することが確認された。

3.2.3 主流管へ伝播する圧力脈動特性

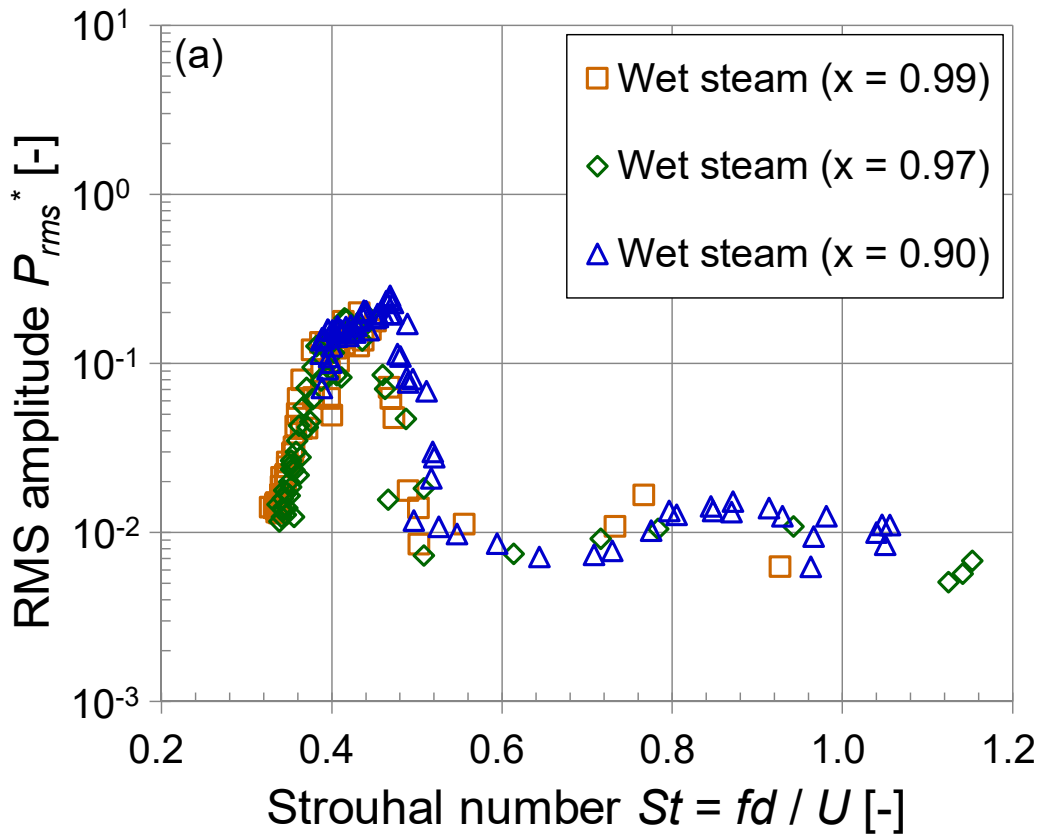
図 3-16 に乾き蒸気、湿り蒸気、空気における主流配管内の相対 RMS 圧力振幅の分布を示す。いずれも分岐管天端部で P_{rms}^* が最大となる St 数条件である。縦軸は分岐管天端部の RMS 圧力振幅を基準として相対化した。横軸は分岐管部からの距離 l を主流配管径 D で規格化したもので、分岐管部から見て上流方向を正とした。

3.2.2 項で述べたように、分岐管天端部における P_{rms}^* の最大値は湿り蒸気と乾き蒸気および空気では大き

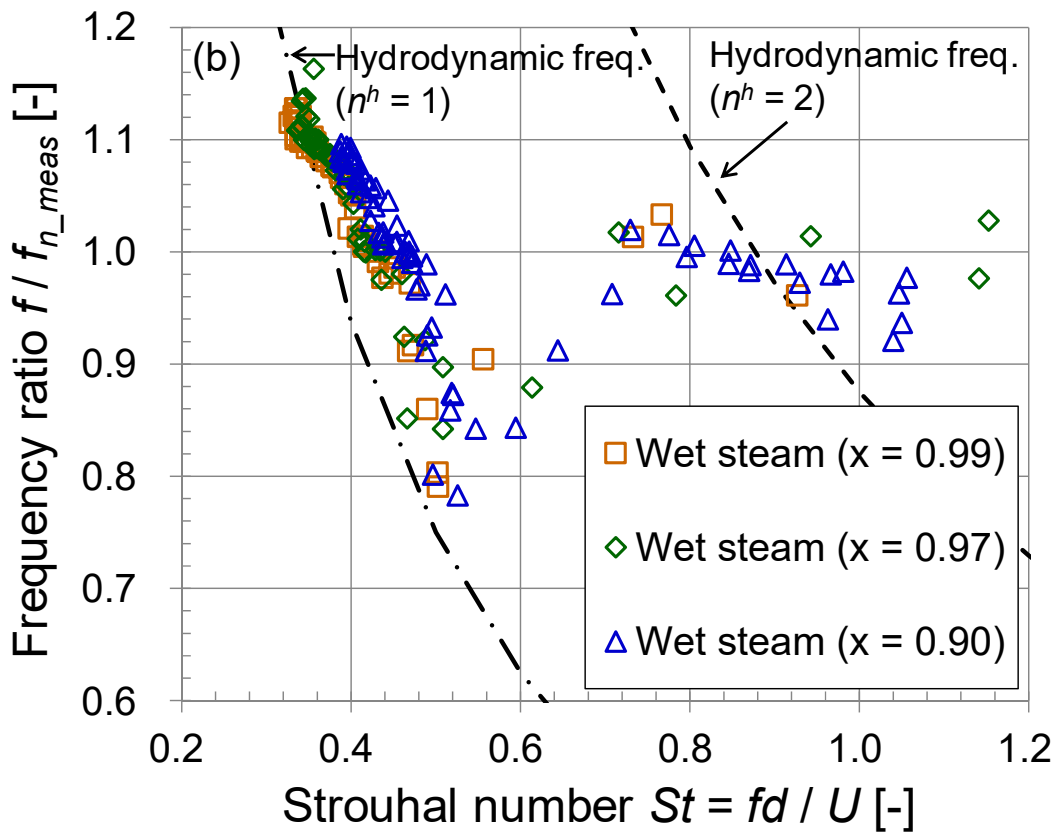
く異なった一方で、分岐管部から主配管内に伝播する圧力脈動の相対値は乾き／湿りの違いに依らず定量的に一致し、概ね 5%程度となることが確認された。更に、主配管内に励起される定在波のモードも同様であった。分岐管と主管の口径比が同程度である既存の数値計算^[34]や高圧蒸気試験^[40]においても、相対的な主配管内の圧力振幅は本研究と同程度となることが確認されており、配管断面積の広がりによる空間減衰の効果が主な原因の一つと考えられる。

表 3-4 試験条件

	湿り蒸気
流入圧力 (MPaA)	0.1-0.3
飽和蒸気温度 (K)	380-410
蒸気クオリティ	0.99, 0.97, 0.90
流量 (kg/h)	80-800
流速 (m/s)	20-100
レイノルズ数	5.0×10^4 - 5.0×10^5
ストロハル数	0.3-1.3
マッハ数	~0.2

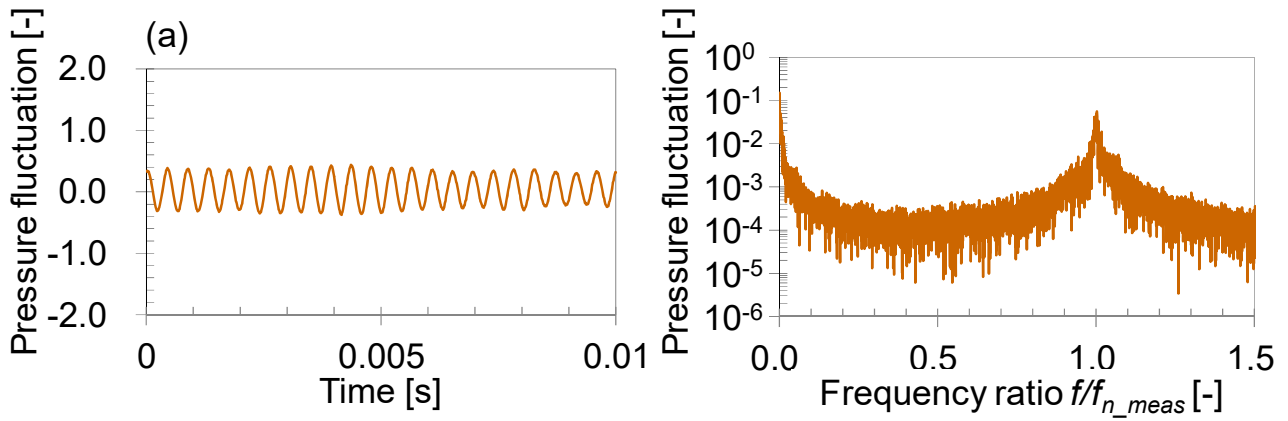


(a) RMS 圧力振幅の応答曲線

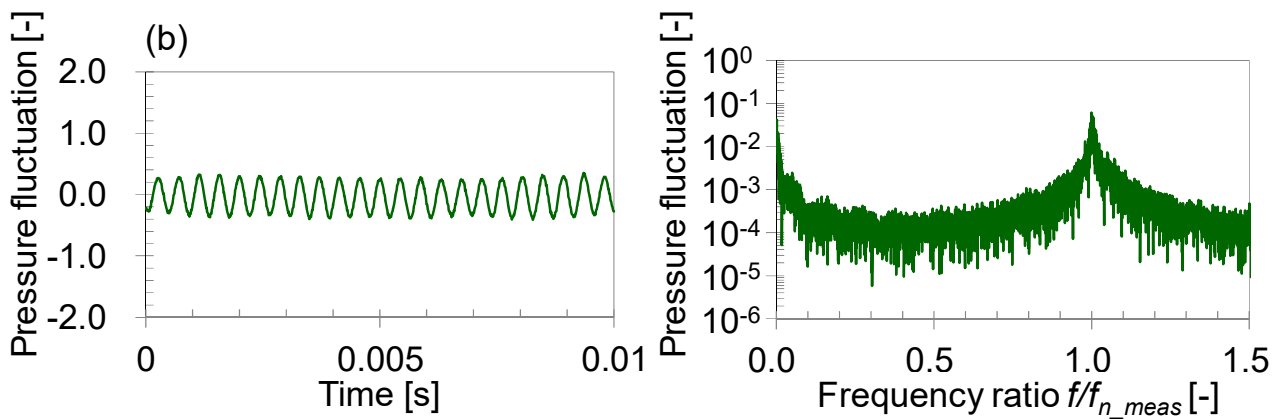


(b) 卓越周波数の応答曲線

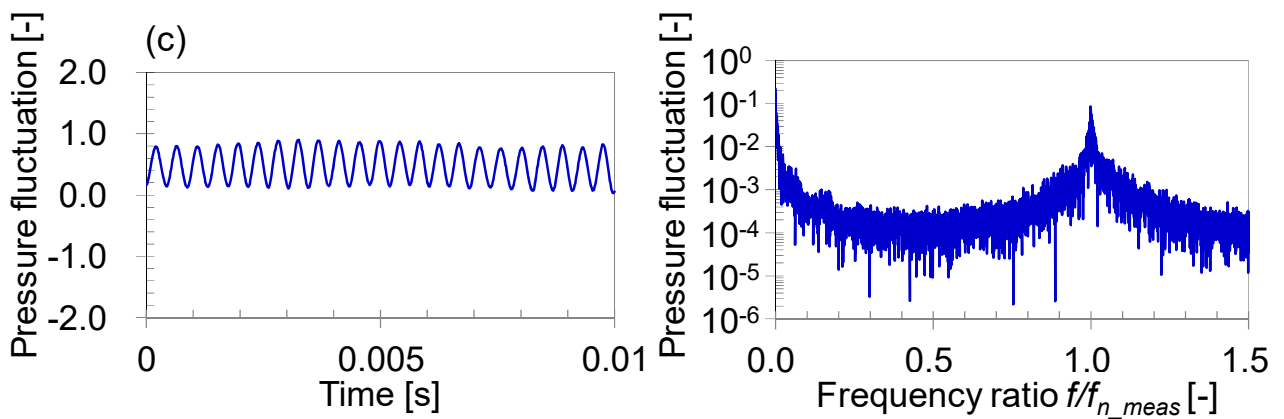
図 3-14 湿り蒸気における分岐管天端部の圧力脈動応答



(a) $x = 0.99$



(b) $x = 0.97$



(c) $x = 0.90$

図 3-15 分岐管天端部における圧力脈動の時刻歴波形 (左) とスペクトル (右)

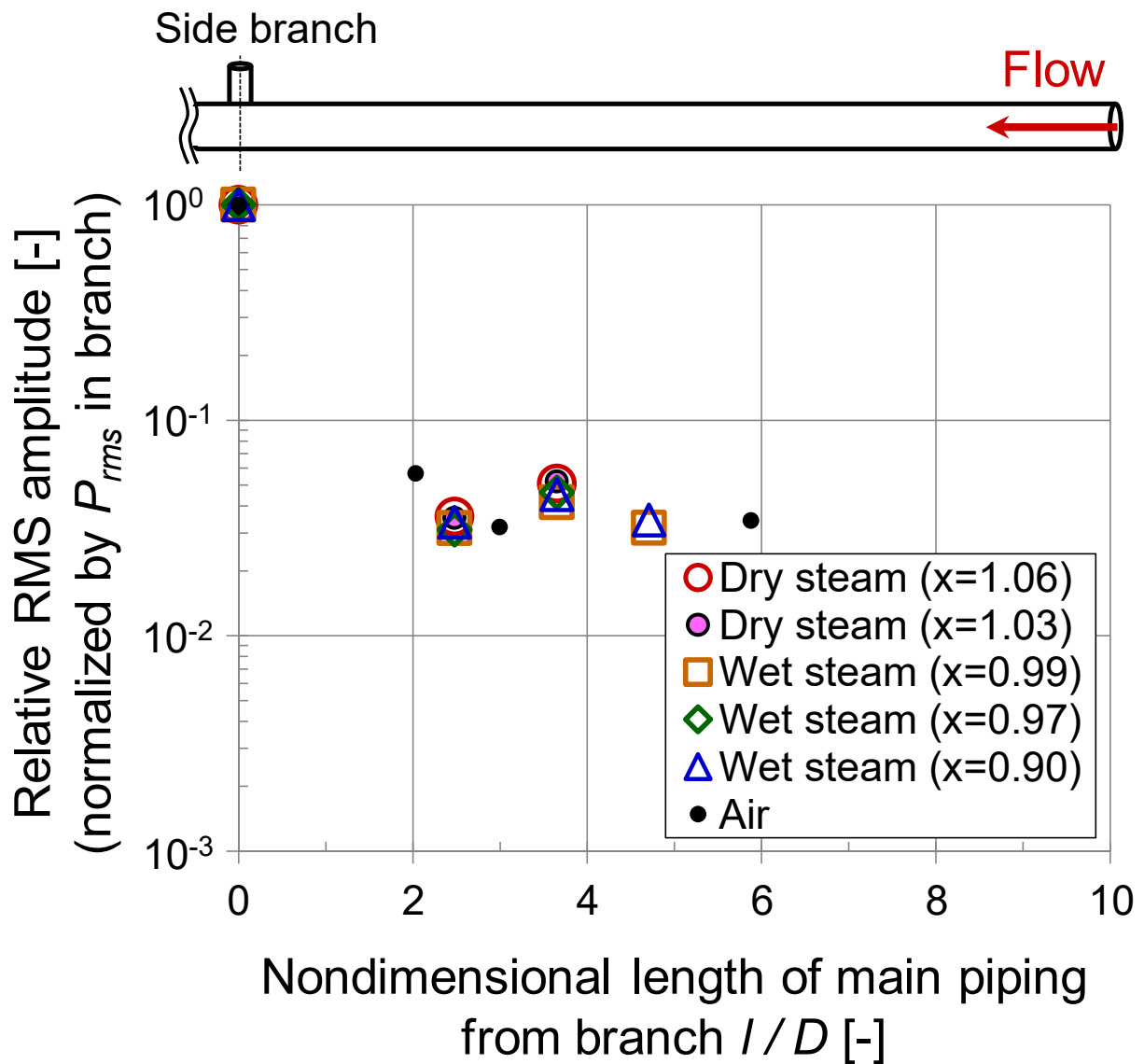


図 3-16 最大圧力振幅となった St 数での主配管内の相対圧力振幅

4. 蒸気条件における共鳴周波数評価手法

本章では、音源特性の内、共鳴周波数と共鳴限界 St 数に着目した研究成果を取り纏める。一般的な理論式で共鳴周波数を評価するには開口端補正係数を含む分岐部の形状寸法パラメータと音速が必要となるが、蒸気における開口端補正係数、湿り蒸気音速についての既存知見が少ない。これを踏まえ、計測した共鳴周波数に基づいて評価した開口端補正係数と既存の音響理論とを比較し、また同様に評価した湿り蒸気音速と既存の理論式および相関式とを比較することで、共鳴周波数理論式の適用性を明らかにすると共に、湿り蒸気流中の共鳴周波数の評価手法を提案する。更には、提案する共鳴周波数評価手法に基づいた共鳴限界 St 数に対する流体や蒸気の湿り度の依存性を明らかにし、湿り蒸気流における圧力脈動振幅応答の保守的な予測手法を提案する。

4.1 蒸気条件における開口端補正係数

4.1.1 試験の概要

試験は汎用蒸気試験設備ならびに汎用蒸気試験設備（拡張）を使用し、3.1.1.1 に記載の通りである。また、試験部は単一分岐管体系とし、3.1.1.3 に記載の通りである。ただし、周波数を変えるため、異なる長さの分岐管を使用した（表 4-1）。

試験条件を表 4-2 に示す。試験手法については 3 章と同様であり、3.1.1.5 に記載の通りである。

4.1.2 開口端補正係数の算出

乾き蒸気における開口端補正係数の評価結果を図 4-1 に示す。式 (2-3-1) を変形し、3.1.1.4 で定義した共鳴周波数の計測値 f_{n_meas} と等エントロピー仮定の理論音速 a_{theo} （式 (2-4-3)）を用いて、各分岐管長／クオリティ条件における開口端補正係数の平均値を評価した。

$$End\ Correction = \frac{L_e}{d} = \frac{a_{theo}}{4f_{n_meas}} - h \quad (4-1)$$

本実験条件範囲における乾き蒸気での開口端補正長はクオリティの違いに依らず概ね $0.36d < L_e < 0.44d$ の範囲にある。全条件の平均値は $0.4d$ となり、これは 2.3 節で述べた理論値^[36]と定量的に一致し、乾き蒸気条件においても理論値が適用可能であると言える。また、理論値は気体物性の違いについては考えられていないことから、開口端補正長に及ぼす物性の影響は小さく、形状パラメータとして扱って良いとも言える。

4.1.3 乾き蒸気における共鳴周波数評価手法

開口端補正係数評価結果を踏まえ、乾き蒸気流での共鳴周波数は、次式に示すように開口端補正係数を 0.4 として既往の評価式により予測可能であることがわかった。

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{n_dry}^{ac} = \frac{a}{4(h+L_e)} \\ a = a_{theo} = \sqrt{\left. \frac{dP}{d\rho} \right|_s} \\ L_e = 0.4d \end{array} \right. \quad (4-2)$$

図 3-10 (b)に示した卓越周波数応答曲線の縦軸を、式 (4-2) で評価した乾き蒸気条件の共鳴周波数を用いた周波数比で整理し直した結果を図 4-2 に示す。なお、空気の共鳴周波数については、開口端補正係数を乾き蒸気と同じ 0.4 として理論式 (式 (2-3-1)) で評価した。卓越周波数は $0.3 < St < 0.4$ の領域において共鳴周波数に明確にロックインしており、図 3-10 で見られた St 数の低下に伴う周波数比の僅かな増加は確認されなかった。これは、3.1.2 項でも触れたように、式 (4-2) により共鳴周波数を評価することで、圧力や温度の変化による音速の僅かな変化を考慮できるようになったためである。

表 4-1 試験マトリクス (分岐管長と蒸気クオリティ)

分岐管長	蒸気クオリティ		
	1.06	1.03	1.01
0.836D	—	○	—
1.045D	○	○	○
1.256D	—	○	—
1.411D	—	○	—
1.568D	—	○	—
1.620D	—	○	—
1.674D	○	○	○
1.883D	—	○	—

表 4-2 試験条件

	乾き蒸気
流入圧力 (MPaA)	0.1–0.3
温度 (K)	410–460
蒸気クオリティ	1.06, 1.03, 1.01
流量 (kg/h)	80–800
流速 (m/s)	20–100
レイノルズ数	5.0×10^4 – 5.0×10^5
ストロハル数	0.3–1.3
マッハ数	~0.2

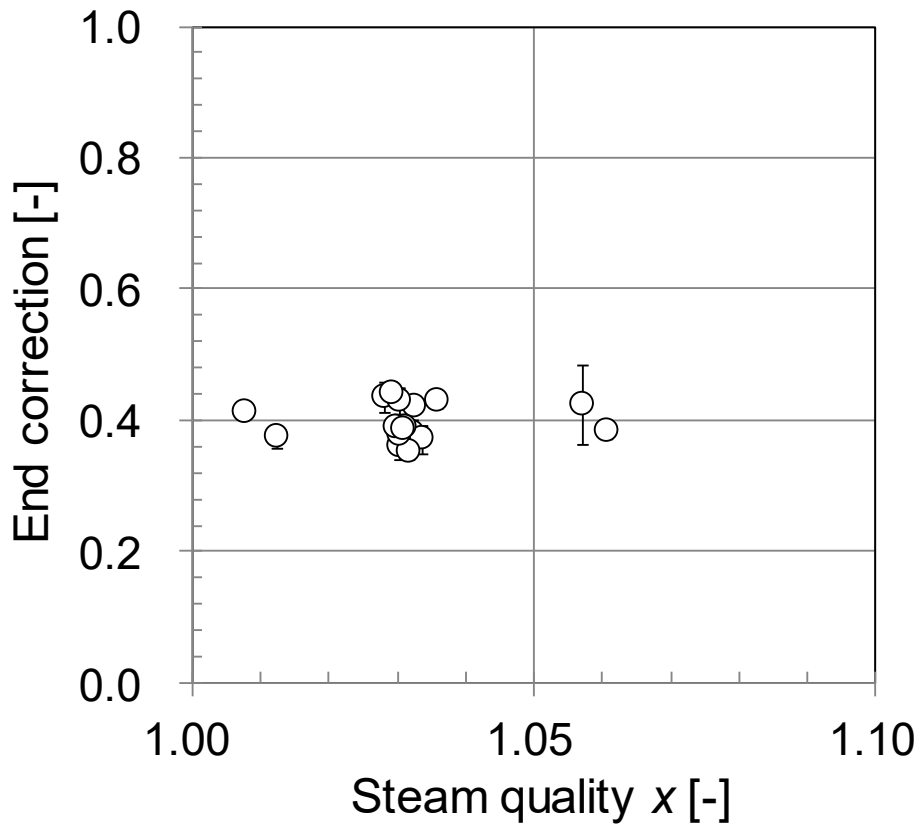


図 4-1 乾き蒸気における開口端補正係数の評価結果

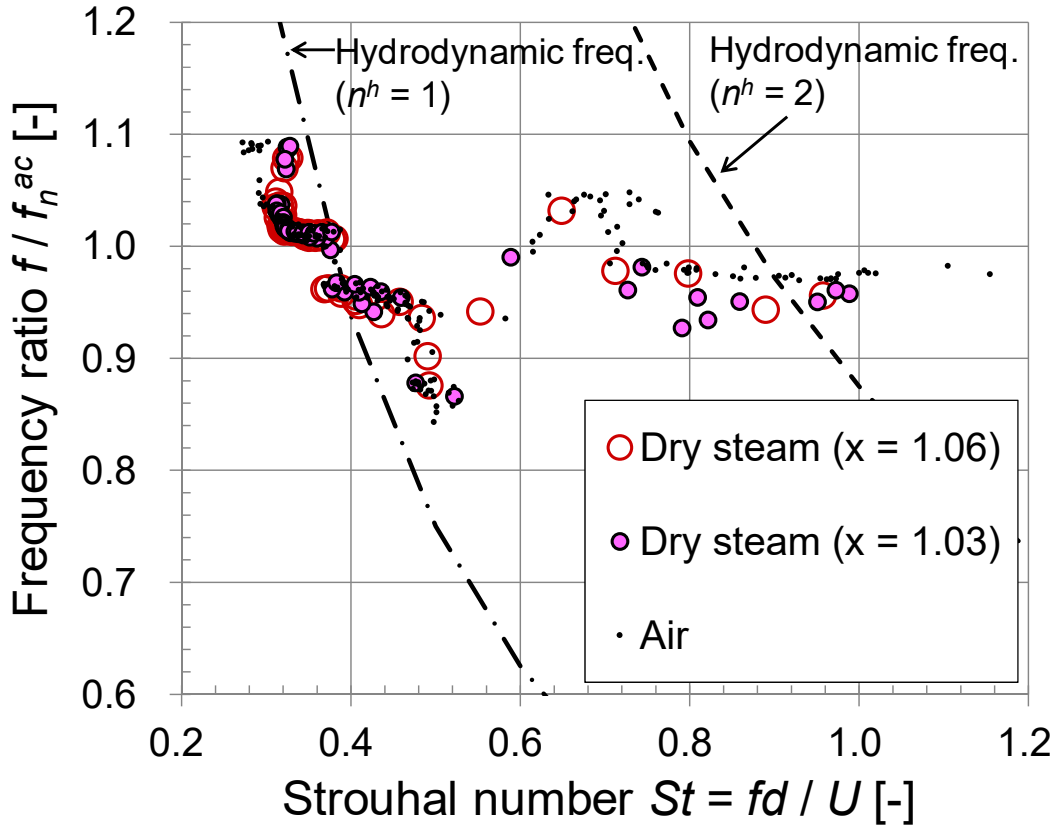


図 4-2 乾き蒸気と空気における分岐管天端部の卓越周波数応答

4.2 湿り蒸気における音速

4.2.1 試験の概要

試験は汎用蒸気試験設備ならびに汎用蒸気試験設備（拡張）を使用し、3.1.1.1 に記載の通りである。また、試験部は単一分岐管体系とし、3.1.1.3 に記載の通りである。ただし、開口端補正係数評価試験と同様に周波数を変えるため、異なる長さの分岐管を使用した（表 4-3）。

試験条件を表 4-4 に示す。試験手法については 3 章と同様であり、3.1.1.5 に記載の通りである。

4.2.2 湿り蒸気音速の評価

4.1.2 項において乾き蒸気の開口端補正係数を評価した際と同じ考え方に基づいて、共鳴周波数の計測値 f_{n_meas} を使用して湿り蒸気音速の評価を試みる。ここで、湿り蒸気では式 (2-3-1) に音速と開口端補正長の二つの未知数があることに注意しなければならない。湿り蒸気流における開口端補正長の定量値は取得されていないものの、4.1.2 項で述べた通り開口端補正長への物性影響は小さく形状パラメータであると考えられる。これを踏まえ、ここでは実用性を考慮し乾き蒸気と同じ開口端補正長 $0.4d$ を用いることとする。この時、式 (2-3-1) を以下のように変形することで、共鳴周波数の計測値から湿り蒸気音速を推定可能となる。

$$a_{wet} = 4(h + 0.4d) f_{n_meas} \quad (4-3)$$

式 (4-3) によって評価した湿り蒸気音速を図 4-3 に示す。縦軸は飽和蒸気音速で規格化した。図中には本試験結果に加えて、図 2-6 に示した Collingham ら^[45]および England ら^[46]による計測値、等エントロピー仮定の理論式（式 (2-4-3)）および HEM モデル^[57]（式 (2-4-15)）による音速を併せて示した。本試験により取得された湿り蒸気音速は、 $0.9 < x < 1.0$ において飽和蒸気音速に対し-1~-6%程度の値となり、既存の湿り蒸気音速計測値とも概ね一致した。 $0.9 < x < 1.0$ における既存の湿り蒸気音速計測値は、概ね飽和蒸気音速に近い値を示しているものの、蒸気クオリティの低下に伴い僅かに低下している。HEM モデルにより評価される湿り蒸気音速は、 $0.9 < x < 1.0$ において本試験結果および既存の計測値に近い値を示しているものの、蒸気クオリティの低下に伴って既存の計測値との差が大きくなっている。均質流仮定を適用した等エントロピー仮定の理論式により評価される湿り蒸気音速は、本試験結果および既存の計測値のいずれとも定量的に一致せず、湿り蒸気音速を正確に評価できないと言える。ここで、工場等の一般的な蒸気配管では蒸気トラップやドレン系統などの設置により蒸気クオリティはそれほど低下してはいないものの、蒸気クオリティの値自体は不明であることが多い。このため、HEM モデルや 2.4 節で述べた Chung らの相関式（式 2-4-16）などのようにボイド率や蒸気クオリティを使用する湿り蒸気音速の相関式は、実用性の観点からは必ずしも適当であるとは言えない。図 4-3 より、湿り蒸気流中に存在する液滴は連続相である飽和蒸気中を伝播する圧力波に対して障害物となるが、高クオリティ湿り蒸気では相対的に液滴の量が少なく、その伝播速度即ち音速が飽和蒸気音速に近くなったと言える。なお、本試験条件におけるボイド率は、均質流仮定で 0.999 以上であり、体積の大半を気相が占める流動状態である。以上を踏まえると、実用上 $0.9 < x < 1.0$ においては、飽和蒸気状態を仮定した音速を用いることで共鳴周波数を近似評価する手法が有効であると考えられる。

4.2.3 湿り蒸気における共鳴周波数評価手法

湿り蒸気音速評価結果を踏まえ、 $0.9 < x < 1.0$ （湿り度 10%以下）の湿り蒸気での共鳴周波数は、次式に示すように開口端補正係数は乾き蒸気と同じ 0.4、音速には飽和蒸気音速を用いることで、既往の評価式により予測可能であることがわかった。

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{n_wet}^{ac} = \frac{a}{4(h + L_e)} \\ a = a_{theo_sat} = \sqrt{\left. \frac{dP}{d\rho} \right|_s} \\ L_e = 0.4d \end{array} \right. \quad (4-4)$$

図 3-14 (b)に示した卓越周波数応答曲線の縦軸を、式 (4-4) で評価した湿り蒸気条件の共鳴周波数を用いた周波数比で整理し直した結果を図 4-4 に示す。圧力や温度の変化による音速の僅かな変化を考慮した場合においても、 P_{rms}^* が相対的に大きな値を示した $0.35 < St < 0.5$ 程度における卓越周波数は共鳴周波数にロックインせず、図 3-14 (b)と同様に St 数の低下に伴って周波数比が緩やかに増加することが確認された。

表 4-3 試験マトリクス (分岐管長と蒸気クオリティ)

分岐管長	蒸気クオリティ		
	0.99	0.97	0.90
0.836D	—	○	—
1.045D	○	○	○
1.256D	—	○	—
1.411D	—	○	—
1.568D	—	○	—
1.620D	—	○	—
1.674D	○	○	○
1.883D	—	○	—

表 4-4 試験条件

	湿り蒸気
流入圧力 (MPaA)	0.1–0.3
飽和蒸気温度 (K)	380–410
蒸気クオリティ	0.99, 0.97, 0.90
流量 (kg/h)	80–800
流速 (m/s)	20–100
レイノルズ数	5.0×10^4 – 5.0×10^5
ストロハル数	0.3–1.3
マッハ数	~0.2

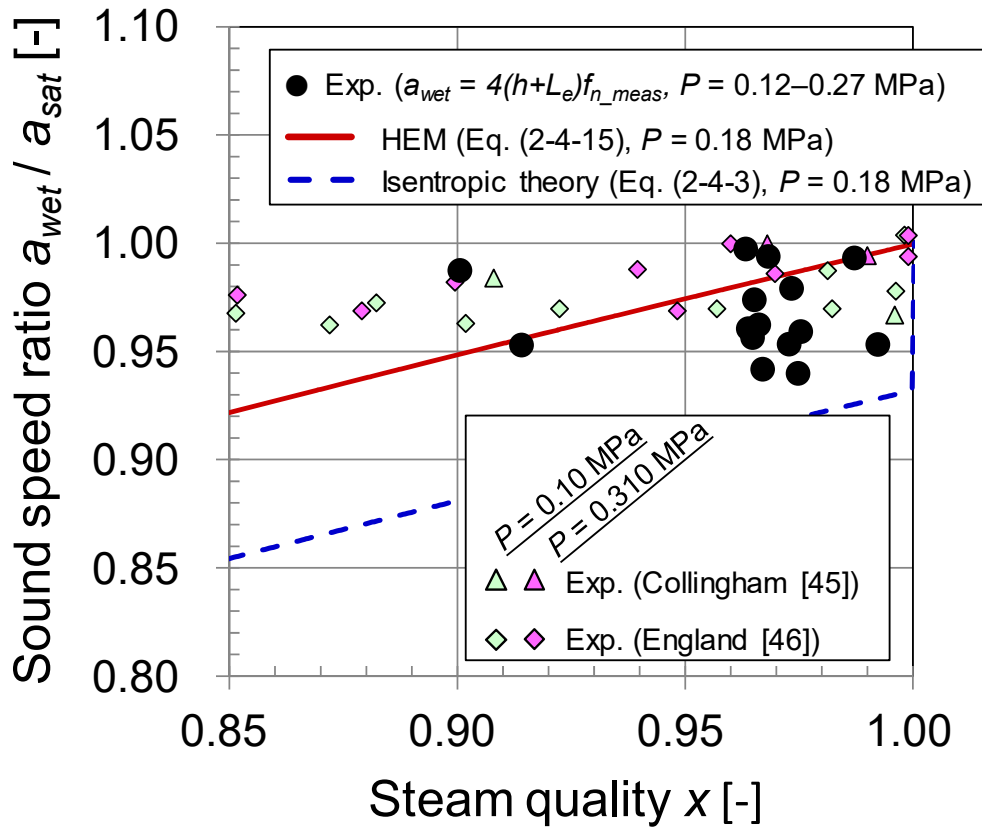


図 4-3 湿り蒸気音速の評価結果

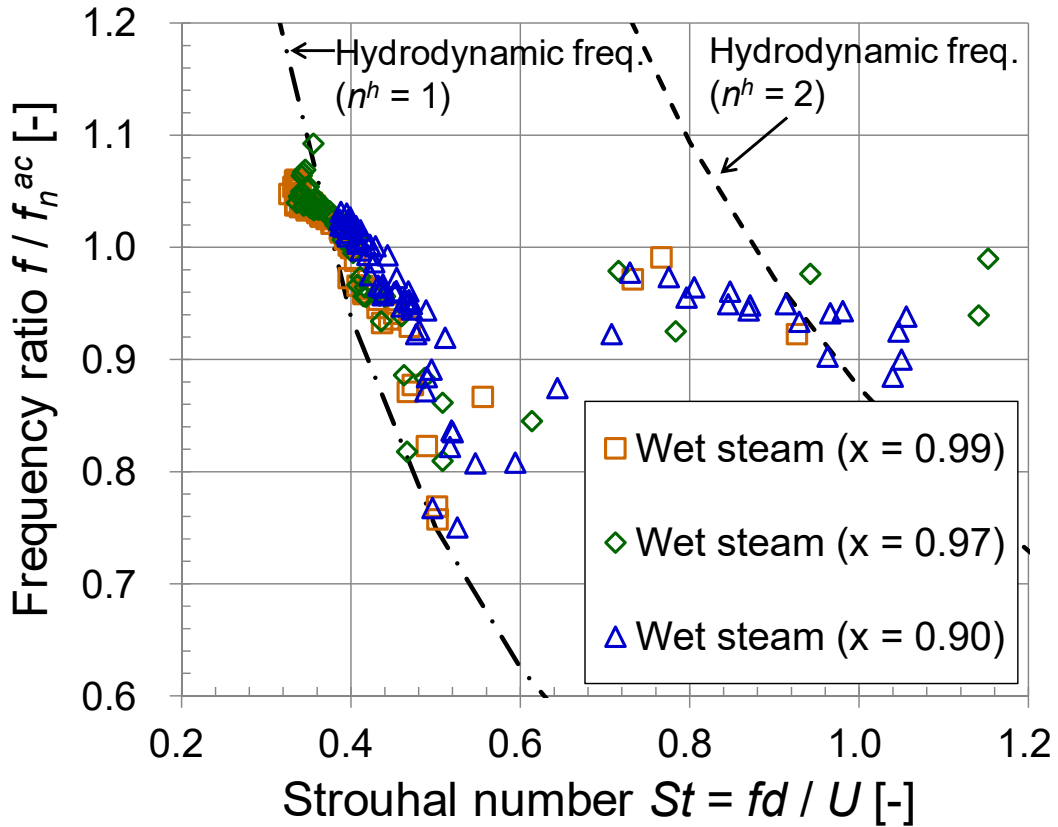


図 4-4 湿り蒸気における分岐管天端部の卓越周波数応答

4.3 共鳴周波数評価式の適用性と共鳴限界ストロハル数の評価

図 4-5 に提案した共鳴周波数評価手法（乾き蒸気：式 (4-2)、湿り蒸気：式 (4-4)）による共鳴周波数の予測値 f_n^{ac} と共鳴周波数計測値 $f_{n, meas}$ との比較結果を示す。提案した評価手法により、乾き蒸気では±2%以内、湿り蒸気では±6%以内で実測値を予測可能であることがわかった。ただし、周波数が低い条件では湿り蒸気における予測値と実測値の差が相対的に大きくなり、卓越周波数、即ち共鳴周波数の実測値に対する液滴の影響が周波数によって異なるためであると推測される。実配管は本試験体系よりも 10 倍程度大きいことがあり、この場合単純計算で共鳴周波数は 1/10 程度となることから、より広範な体系において共鳴周波数に対する液滴の影響を検討することが重要である。この点についての詳細は 5.3.4 項にて述べる。

ここまでの議論においては、実際の現象を評価する上で、RMS 圧力振幅／卓越周波数の応答曲線を、卓越周波数を用いた St 数（式 (3-4)）によって整理してきた。一方、実配管の設計等において共鳴条件を予測する上では、次式に示す共鳴周波数を用いた St 数を用いることが一般的である。

$$St = \frac{f_n^{ac} d}{U} \quad (4-5)$$

図 4-6 に乾き蒸気、空気、湿り蒸気における分岐管天端部の RMS 圧力振幅（図 4-6 (a)）および卓越周波数（図 4-6 (b)）の応答曲線を示す。図 3-10 および図 3-14 に示した結果を、共鳴周波数予測値を用いた St 数で整理し直した。乾き蒸気と湿り蒸気における圧力振幅／卓越周波数の応答特性の基本的な違いについては、図 3-10 および図 3-14 と同様である。図 4-6 (a) より、湿り蒸気において 1 次の渦放出モードにより圧力振幅が大きくなり始める St 数（共鳴限界 St 数）は概ね 0.6 程度であり、これは乾き蒸気や空気と概ね一致した。即ち、本試験条件においては共鳴限界 St 数に対する蒸気状態の影響は小さく、湿り蒸気に対し飽和蒸気音速で近似した共鳴周波数を用いた場合には乾き蒸気や空気と同一に共鳴限界 St 数を予測可能であることがわかった。一方で、3.2.2 項でも述べたように、湿り蒸気における圧力振幅の最大値は乾き蒸気や空気に比べて小さくなる。以上を踏まえると、蒸気クオリティが不明であるような湿り蒸気に対して、気体单相流を仮定した評価によって数値計算負荷を低減し、かつ保守的な圧力脈動振幅応答を予測可能であると言える。

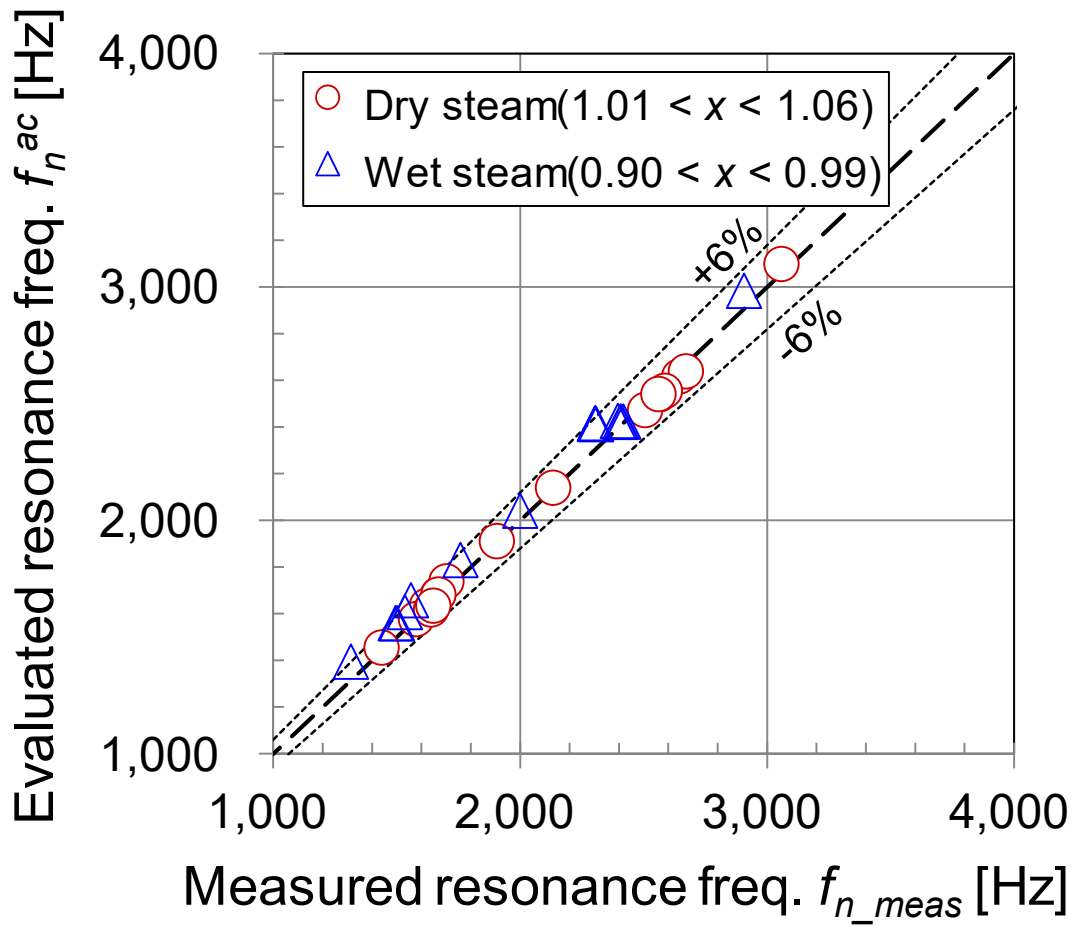
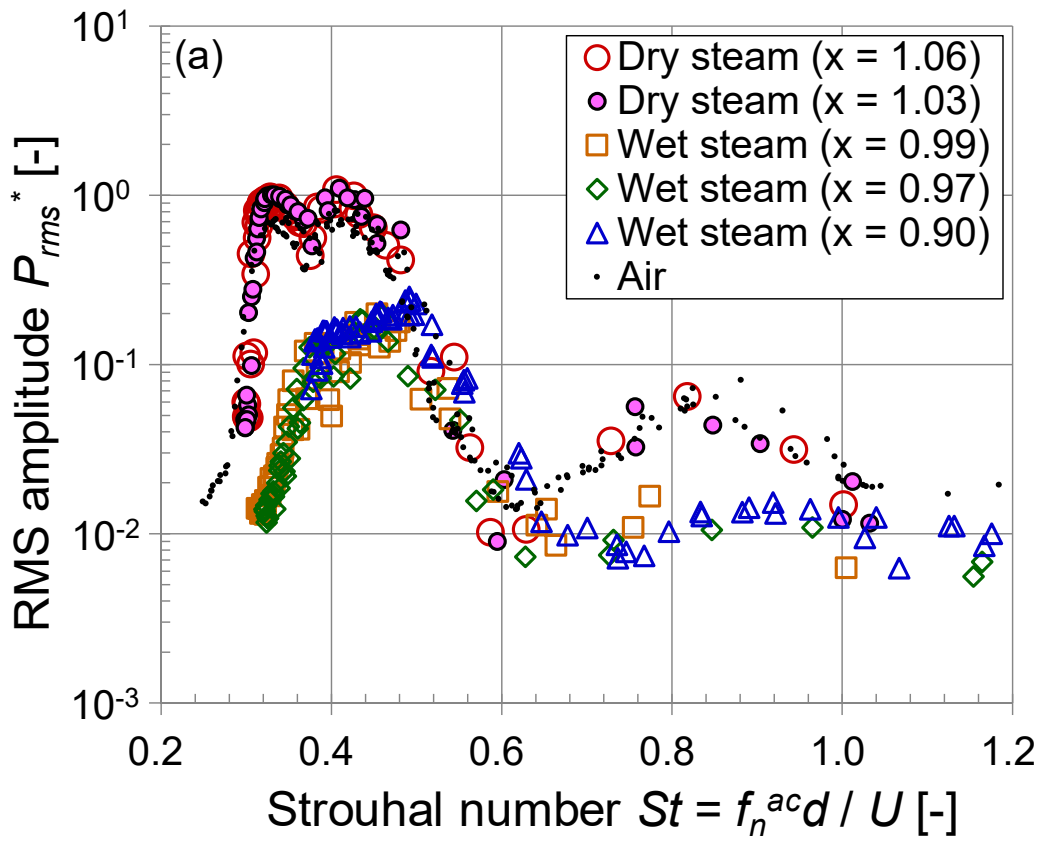
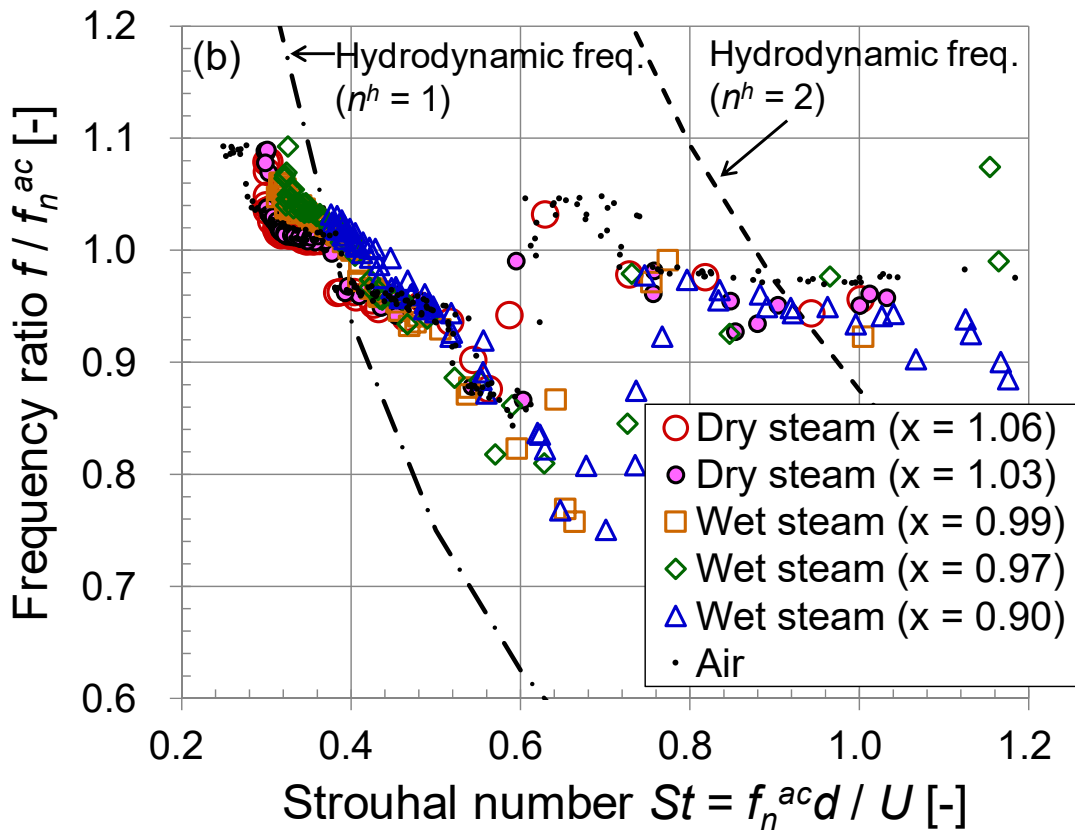


図 4-5 共鳴周波数予測値と実測値の比較



(a) RMS 圧力振幅の応答曲線



(b) 卓越周波数の応答曲線

図 4-6 乾き蒸気／空気／湿り蒸気における分岐管天端部の圧力脈動応答

5. 湿り蒸気における振幅低下要因の抽出と音源の簡易評価手法の構築

本章では、音源特性の内、乾き蒸気と湿り蒸気で大きな違いが見られた最大圧力脈動振幅応答に着目した研究成果を取り纏める。最大圧力振幅に対する蒸気圧力と蒸気湿度の複合影響を蒸気流動試験により定量評価し、併せて湿り蒸気の流動様式の可視化試験に基づいた既存の流動様式線図の拡張、液滴のダイナミクスが減衰に及ぼす影響の理論的な解析と考察を踏まえて、湿り蒸気での最大圧力振幅の低下に対する主要な影響因子を抽出する。また、二相流の数値計算には多大な計算負荷を要することを踏まえ、湿り蒸気流における振幅低下メカニズムの考察に基づいた簡易的な音源評価手法を構築する。

5.1 圧力脈動応答に対する蒸気湿りと蒸気圧力の複合影響

5.1.1 試験の概要

試験は汎用蒸気試験設備ならびに汎用蒸気試験設備（拡張）を使用し、3.1.1.1 に記載の通りである。また、試験部は図 5-1 に示すような単一分岐管体系とし、詳細は 3.1.1.3 に記載の通りである。なお、本節では上流エルボから分岐管までの助走区間を変化させた試験も実施し、図 5-1 に示すように 48D（基本ケース）と 66D の二通りである。

試験条件を表 5-1 および表 5-2 に示す。本節は主に特定の蒸気クオリティで広範な St 数に対する圧力脈動応答曲線を取得する試験（表 5-1）と最大圧力振幅に対する蒸気圧力と蒸気湿度の複合影響に着目した試験（表 5-2）の二通りを実施した。なお、試験手法については 3 章と同様であり、詳細は 3.1.1.5 に記載の通りである。

5.1.2 乾き蒸気と湿り蒸気での圧力脈動応答の比較

図 5-2 および図 5-3 に乾き蒸気および湿り蒸気における分岐管天端部の RMS 圧力振幅と卓越周波数の応答曲線を示す。なお、本章では無次元 RMS 圧力振幅 P_{rms}^* のピーク値について議論するため、前章までとは異なり、FFT 解析結果においてピーク周波数となった時の RMS 圧力振幅の値を主管の動圧 $0.5\rho U^2$ により規格化した。 St 数は各流速での卓越周波数を用いて整理しており、周波数比は 4 章での議論を踏まえた評価式により算出される共鳴周波数予測値で規格化した。図 5-2 (a) および図 5-3 (a) より、1 次の渦放出モードによる P_{rms}^* のピークが $St = 0.35$ 付近にあり、2 次の渦放出モードによる P_{rms}^* のピークが $St = 0.8$ 付近にあることが確認された。また、各条件における最大圧力振幅は、1 次の渦放出モードのピークである $St = 0.35$ 付近で確認された。この時の圧力脈動スペクトル（図 5-4 および図 5-5）より、いずれの条件においても共鳴周波数付近に卓越したピークが確認された。図 5-2 (b) より、乾き蒸気における卓越周波数は P_{rms}^* が大きくなった $0.3 < St < 0.45$ 程度において共鳴周波数と一致しロックインが生じており、1 次の渦放出モードとして共鳴が発生したことが確認された。一方で、図 5-3 (b) より、湿り蒸気では 1 次の渦放出モードにより P_{rms}^* が大きくなる St 数範囲内においても、卓越周波数は乾き蒸気とは異なり共鳴周波数にはロックインせず、 St 数の低下に伴って周波数比が緩やかに増加することが確認された。このような乾き蒸気と湿り蒸気における応答曲線の定性的な違いについては、3 章で述べた低圧条件における試験結果とも一致した。

図 5-2 および図 5-3 の横軸を、共鳴周波数予測値を用いた St 数で整理し直した結果を図 5-6 に示す。図 5-6 (a) より、1 次の渦放出モードにより圧力振幅が大きくなり始める St 数（共鳴限界 St 数）は、乾き蒸気で

は0.6程度、湿り蒸気では0.6-0.65程度と乾き／湿り蒸気共に概ね同程度であり、かつ本試験条件よりも低圧条件の図4-6(a)とも定量的に一致した。即ち、本試験条件においては共鳴限界 St 数に対する蒸気圧力の影響は小さいと言える。なお、本試験条件における共鳴周波数予測値は計測値と定量的に一致しており(図5-7)、4章で提案した乾き／湿り蒸気に対する共鳴周波数予測手法の有効性が確認された。即ち、圧力が高い場合においても、湿り蒸気に対し飽和蒸気音速で近似した共鳴周波数を用いた場合には乾き蒸気と同一に共鳴限界 St 数を予測可能であると言える。図5-6(a)より、圧力が同程度である場合には、湿り蒸気における P_{rms}^* の最大値は乾き蒸気に比べ低下することが確認され、これは本試験条件よりも低圧条件の図4-6(a)とも定性的に一致した。一方で、分岐管部から主配管内に伝播する圧力脈動の相対値は乾き／湿りの違いに依らず概ね5%程度となり(図5-8)、かつ本試験条件よりも低圧条件の図3-16とも定量的に一致した。3.2.3項で既に述べたように、分岐管部から主配管内に伝播する圧力脈動には、配管断面積の広がりによる空間減衰の影響があると考えられる。以上より、乾き蒸気と湿り蒸気における圧力脈動の応答曲線の定性的な傾向や、共鳴限界 St 数および主配管内の相対圧力振幅に対する蒸気圧力の影響は小さいことが確認された。

5.1.3 乾き／湿り蒸気の最大圧力振幅に対する蒸気圧力の影響

図5-6(a)より、蒸気クオリティが同じ場合で比較すると、乾き蒸気の P_{rms}^* の最大値は0.25 MPaの場合のみ他と比べて小さいものの、概ね同程度である。一方で、湿り蒸気では蒸気圧力の増加に伴って P_{rms}^* の最大値が増加することが確認された。更に、0.8 MPaの湿り蒸気の $0.5 < St < 0.9$ 程度における卓越周波数応答曲線は、蒸気圧力が低い他の湿り蒸気に比べて乾き蒸気の応答に近い挙動を示した。

上流エルボから分岐管までの助走区間を変化させた場合のRMS圧力振幅応答曲線を図5-9に示す。なお、図5-9(a)における $x = 1.03$ と 0.99 の応答曲線は、図5-6(a)のものを1次の渦放出モードに着目して再プロットしたものである。図5-9より、RMS圧力振幅応答に対する助走区間の影響は小さく、両者とも助走区間が十分長いと考えられる。しかしながら、助走区間が長い場合には共鳴限界 St 数が僅かに大きくなった。これは、空気流において上流エルボの影響を調査した既存知見^[39]とも定性的に一致し、上流エルボによる流速分布の僅かな違いが原因である。図5-9における P_{rms}^* の最大値を助走区間に対してプロットしたものを図5-10に示す。助走区間が長くなると、乾き蒸気における P_{rms}^* の最大値は増加した。これも空気流の既存知見^[39]と定性的に一致し、上流エルボによる偏流の影響で断面平均流速と分岐管開口部付近の局所流速に僅かながら差が生じたためであると考えられる。一方で、湿り蒸気では、ボイド率が他の条件よりも相対的に小さい0.8 MPaの $x = 0.97$ を除けば、 P_{rms}^* の最大値に対する助走区間の影響は小さいことが確認された。

サイレンサの有無による P_{rms}^* の最大値への影響を図5-11に示す。なお、上流エルボから分岐管までの助走区間は $66D$ である。図5-11のサイレンサ有りの場合の結果は、図5-10と同じ結果である。乾き蒸気 ($x = 1.03$) の0.25 MPaの場合では、サイレンサ有りの場合に比べてサイレンサ無しの場合の P_{rms}^* の最大値は僅かに大きくなった。即ち、高圧条件に比べて相対的に Re 数が低い低圧条件では、サイレンサの有孔内管が流れ場の発達(境界層の発達)に影響を及ぼしているものと考えられる。しかしながら、高圧の乾き蒸気ではその影響は小さく、更に高クオリティの湿り蒸気 ($x = 0.99$) においては圧力に依らずサイレンサが P_{rms}^* の最大値に及ぼす影響は小さいことが確認された。サイレンサの有孔内管よりも気液二相流れとなっていることの方が P_{rms}^* の最大値に及ぼす影響が大きいと考えられ、高クオリティの湿り蒸気における主配

管の流れ場はサイレンサとは独立でサイレンサの有無により大きく変化することはないと言える。

各条件で P_{rms}^* の最大値を与える St 数において、試験部圧力/蒸気クオリティの違いに依らず、 Ma 数と St 数はそれぞれ概ね一定である。一方で、試験部圧力により気相密度が変化するため、スケール効果のパラメータの一つである Re 数は試験部圧力の違いにより異なる値となる。これを踏まえて、図 5-12 に乾き/湿り蒸気における P_{rms}^* の最大値の Re 数依存性を示す。本研究による乾き蒸気 ($x = 1.03$) と湿り蒸気 $x = 0.99$ の結果は、図 5-6 (a)、図 5-10、図 5-11 に示した結果および、3 章で取得した低圧の試験結果を同じクオリティに対して同じシンボルでプロットした。また、図中には Takahashi ら^[40]による空気流を対象とした数値計算結果、Okuyama ら^[44]による高圧の空気 (0.65 MPa)、乾き蒸気 (3 MPa) および高圧かつ高クオリティ条件の湿り蒸気 (7 MPa かつ $0.998 < x < 1$) を併せてプロットした。なお、湿り蒸気流における Re 数は式 (3-7) に示す湿り蒸気密度を使用して評価した。

図 5-12 より、乾き蒸気条件における P_{rms}^* の最大値は 1-2 程度の範囲であり、 Re 数に対して概ね一定であった。ただし、前述のように相対的に低 Re 数の条件では、上流エルボからの助走区間の影響により P_{rms}^* の最大値が僅かに小さくなった。本研究により取得された乾き蒸気条件の P_{rms}^* の最大値は、併せて示した既存の空気条件での数値計算結果^[40]や高圧空気/高圧乾き蒸気の試験結果^[44]とも定量的に一致した。また、既存の空気条件での数値計算結果^[40]に基づけば、 $Re < 1.0 \times 10^5$ の領域では Re 数の増加に伴い P_{rms}^* の最大値が増加する一方、 $1.0 \times 10^5 < Re$ の領域では Re 数の増加に対して P_{rms}^* の最大値が概ね一定値となっている。3.1.2 項や既存知見^{[34],[40],[44]}でも示されているように、気体単相流となる乾き蒸気と空気は概ね同様の圧力振幅/周波数応答特性であることも踏まえれば、本試験条件範囲は $1.0 \times 10^5 < Re$ であるため、乾き蒸気条件では P_{rms}^* の最大値に対する Re 数の依存性が小さい領域であると言える。一方で、湿り蒸気条件については、乾き蒸気と概ね同程度の Re 数範囲であるにも関わらず、 Re 数の増加に伴い P_{rms}^* の最大値が増加した。即ち、本試験条件範囲内における湿り蒸気条件では、 P_{rms}^* の最大値の Re 数依存性が乾き蒸気条件とは異なることが確認された。更に、Okuyama ら^[44]により取得された BWR 運転条件下を想定した高 Re 数 (高圧) かつ高クオリティの湿り蒸気条件における P_{rms}^* の最大値は気体単相流の場合と同程度であり、本研究により取得された P_{rms}^* の最大値よりも大きい値である。なお、Okuyama ら^[44]の湿り蒸気試験は本研究よりもクオリティが高く、かつ本研究とは異なり配管内での水噴霧により蒸気湿りを生成させていることから、両者の単純な比較には注意が必要である。

5.1.4 最大圧力振幅に対する蒸気湿りと蒸気圧力の複合影響

図 5-13 に蒸気クオリティと P_{rms}^* の最大値の関係を示す。なお、前項でも触れた Okuyama ら^[44]により取得された高 Re 数 (高圧) かつ高クオリティの湿り蒸気条件における P_{rms}^* の最大値も併せてプロットした。図 5-13 より、湿り度の増加に伴って本試験により取得された P_{rms}^* の最大値は増加し、蒸気圧力 0.25 MPa では $x > 0.98$ 程度、蒸気圧力 0.8 MPa では $x > 0.99$ 程度で概ね一定となることが確認された。また、蒸気圧力 0.8 MPa における P_{rms}^* の最大値は、0.25 MPa の場合と比べて 2 倍程度大きくなった。

圧力が異なる場合には気液密度比が異なるため、湿り度が同じであっても、ボイド率が異なる。ボイド率 α の評価手法としては、均質流モデルやスリップ流モデル、ドリフトフラックスモデルなどがある^[64]。ここでは、均質流モデル (式 (5-1)) と蒸気-水二相流に対して気液間のスリップ比 S が気液の密度比 $\rho_{w,sat}/\rho_{s,sat}$ の関数であるとした Thom^[65] のモデル (式 (5-2)) に対する、Winterton^[66]による近似式 (式 (5-3)) を用いてボイド率を評価した。

$$\alpha_{homo} = \frac{x}{x + (\rho_{s_sat} / \rho_{w_sat})(1-x)} \quad (5-1)$$

$$\alpha_{Thom} = \frac{\gamma x}{1 + x(\gamma - 1)}, \quad \text{ただし } \gamma = \frac{\rho_{w_sat}}{S} \quad (5-2)$$

$$S = 0.93 \left(\frac{\rho_{w_sat}}{\rho_{s_sat}} \right)^{0.11} + 0.07 \left(\frac{\rho_{w_sat}}{\rho_{s_sat}} \right)^{0.561} \quad (5-3)$$

図 5-14 にボイド率と P_{rms}^* の最大値の関係を示す。本試験では実蒸気配管を想定した現実的な蒸気クオリティ範囲として $0.9 < x < 1.0$ 程度を対象としたが、均質流仮定のボイド率では 0.999 以上、気液間のスリップを考慮したボイド率として評価しても 0.998 以上であり、殆どが気相である。なお、スリップ流モデルでは気液間のスリップにより均質流モデルに比べて液相流速が低下するためボイド率が小さくなるものの、蒸気クオリティが高い本試験条件範囲内ではボイド率に対する影響は小さいと言える。更に、図 5-14 より、ボイド率を均質流モデルで評価した場合とスリップ流モデルで評価した場合とで、ボイド率に対する P_{rms}^* の最大値の分布は定性的に一致している。両図とも、ボイド率の増加に伴って本試験により取得された P_{rms}^* の最大値は増加し、ボイド率が 1 に近い条件で概ね一定となった。ここで、図 5-10 に示したように、ボイド率が他の条件よりも相対的に小さい 0.8 MPa の $x = 0.97$ における P_{rms}^* の最大値は上流エルボからの助走区間の影響を受け、助走区間が長い場合にはボイド率が大きい高クオリティ条件の P_{rms}^* の最大値と定量的に一致した。これを踏まえると、気相に比べて慣性の大きい液相が相対的に多く存在する低ボイド率においては、流速分布に対して液相流れが影響を及ぼすことが P_{rms}^* の最大値が低下する要因の一つであると推測される。また、Sanna ら^[67] は層状流の水-空気二相流を対象とした配管内の音響減衰比を実験的に評価しており、配管内の気液二相流れにおける粘性減衰と熱散逸に起因する音響的な減衰の効果として、液相体積の増加によって減衰比が増加すると述べている。これは、本試験においてボイド率の増加に伴って P_{rms}^* の最大値が増加する傾向とも定性的に一致する。ただし、例えば図 3-16 や図 5-8 に示したように分岐管天端部の P_{rms}^* に対する相対的な主配管内の圧力振幅は乾き蒸気と湿り蒸気では大きく異なるため、本試験条件範囲内の湿り蒸気流において粘性減衰や熱散逸の効果が乾き蒸気流に比べて顕著になったとは考えにくい。

図 5-14 におけるボイド率に対する P_{rms}^* の最大値の定性的な分布は、蒸気クオリティで整理した場合と同様である。しかしながら、図 5-14 ではボイド率に対して P_{rms}^* の最大値が増加する領域においても圧力が異なる場合には P_{rms}^* の最大値に差が生じている。この差はボイド率に対して P_{rms}^* の最大値が概ね一定となる領域における差と同程度であり、圧力の増加に伴って P_{rms}^* の最大値が増加することが確認された。ここで、前項でも触れたように、図 5-14 にも併せてプロットした Okuyama ら^[44] の試験による P_{rms}^* の最大値は気体単相流と同程度の値であり、これは蒸気湿度が 0.1% 程度以下 ($x > 0.999$) と液相の量が極めて少ないためであると指摘されている^[44]。しかしながら、Okuyama らの試験と同程度のボイド率で液相体積が非常に小さい場合であっても、本試験のように蒸気圧力が低い場合には圧力振幅が顕著に低下する場面があることが確認され、単純に湿度やボイド率のみでは振幅低下を説明できないと言える。

図 5-15 に P_{rms}^* の最大値の気液密度比依存性を示す。図 5-12 に示した本研究における湿り蒸気条件 ($x = 0.99$) の P_{rms}^* の最大値と、Okuyama ら^[44] により取得された P_{rms}^* の最大値を併せてプロットした。図 5-15 より P_{rms}^* の最大値は気液密度比に対して明確な相関を有しており、気液密度比の増加に伴って P_{rms}^* の最大値

が増加した。本研究の湿り蒸気条件と Okuyama らの湿り蒸気条件は、いずれも均質流仮定のボイド率が 0.999 以上であり、液相の量に起因する効果は小さいと考えられる。ここで、試験部上下流のサイレンサによって試験配管の末端における音響境界条件が一定となるため、サイレンサがある場合は試験部における音響放射損失は蒸気状態に依らず全てのケースの試験で概ね一定であると考えられる。2.1 節でも述べたように、音響共鳴現象は剪断層の不安定性と音響場との相互作用によって生じる自励振動現象である。従って、乾き蒸気と湿り蒸気で音響場の条件が大きく変化しているわけではないとすると、湿り蒸気条件における最大圧力振幅の低下は分岐管開口部における剪断層の不安定性に影響を及ぼす流動場に起因するものと考えられる。例えば、湿り蒸気流中に液滴や液膜として存在する液相成分が、分岐部における周期的な渦放出から後縁への衝突までの剪断層の移流挙動を阻害するなどの影響を及ぼしているものと推測される。このような液相成分の影響は、流動様式や圧力、周波数などの流れ場の状態に依存すると考えられる。

Omrani ら^[41]は、数値計算に基づく別研究^[68]の結果を踏まえて、気相流れに比べて慣性の大きい固体粒子や液滴の存在が、剪断層の不安定性により分岐管開口部に生じる大規模渦構造を弱める効果があると述べている。また、Sanna ら^[43]は、水-空気二相流状態を形成する水注入ノズルの位置を主配管内の上部と下部、および分岐管から近い場合と遠い場合で変化させた試験によって、液膜が分岐部上流端に存在するのみでは圧力振幅には殆ど影響がない一方で、液相が剪断層と共に移流するような流れ場となると圧力振幅への影響が大きく、顕著な振幅低下が生じる場合があると述べている。本研究の湿り蒸気条件では高ボイド率かつ高速流れとなっているため、流動様式は環状噴霧流ないしは噴霧流となっていると推測される。この場合には、ボイド率が大きく相対的に液相の量が少ない場合においても液相が剪断層と共に移流する流動状態となると考えられ、最大圧力振幅の低下原因の一つとして分岐管開口部付近における剪断層の不安定性と液相流れの相互作用が考えられる。即ち、気液の密度差が大きくなる低圧条件ほど、分岐管開口部における気相の剪断層流れに対して慣性の大きい液相流れが強く影響を及ぼすと考えられ、剥離剪断層の発達を弱める等の相互作用によって振幅低下が生じていると推測される。圧力が高くなると液相密度が僅かに小さくなる一方で気相密度が顕著に大きくなり、結果として液相に対する気相の密度比 $\rho_{s_sat}/\rho_{w_sat}$ が増加する。図 5-15 は、気液の密度比 $\rho_{s_sat}/\rho_{w_sat}$ が大きい高圧条件ほど、圧力脈動に対する湿り蒸気流中の液相の影響が小さくなると解釈できる。以上より、湿り蒸気条件における最大圧力振幅の低下に対しては、蒸気湿り度（ボイド率）のみではなく蒸気圧力（気液密度比）の影響もあり、最大圧力振幅の低下は両者の複合的な影響によって生じているものと考えられる。従って、Okuyama ら^[44]の結果は、高クオリティ、即ち高ボイド率であること、高圧で気液の密度比 $\rho_{s_sat}/\rho_{w_sat}$ が大きいことの両者の複合的な作用によって液相の影響による振幅低下効果が小さい条件であると推測される。一方で、本試験結果のように圧力が低く液相に対する気相の密度比 $\rho_{s_sat}/\rho_{w_sat}$ が小さくなる場合には、高クオリティ（低湿り度）であっても圧力振幅が顕著に低下する場合があると言える。なお、既存の流動様式線図は本試験体系のような湿り蒸気条件への適用性が不明であるため、流動試験による確認が必要である。

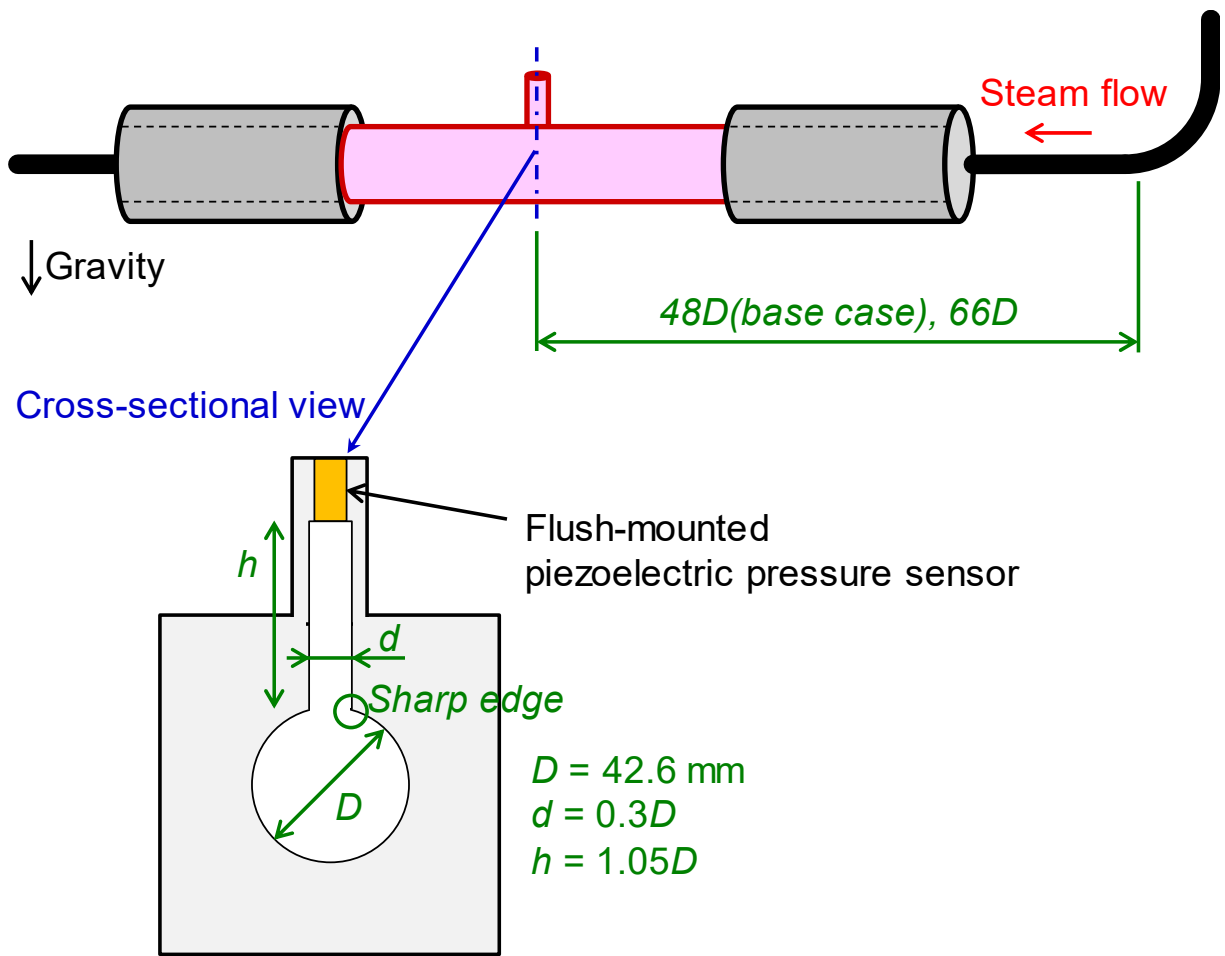


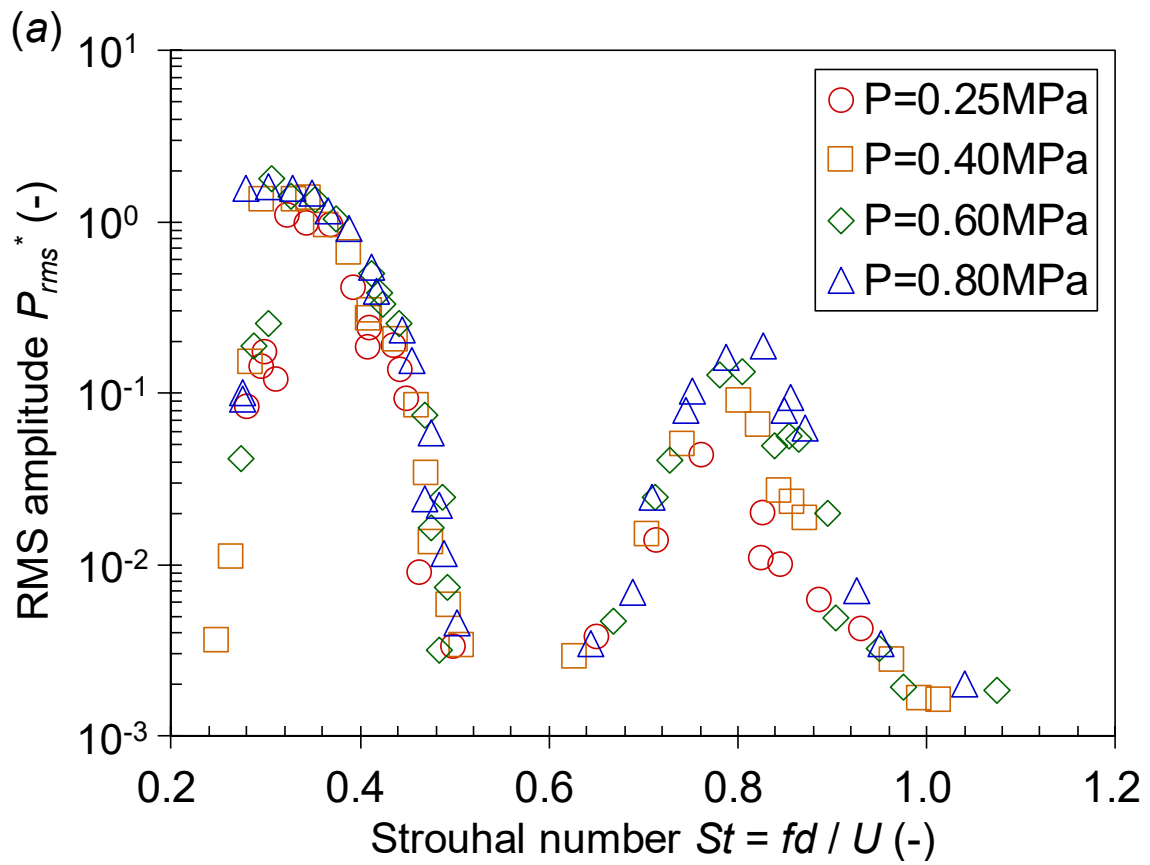
图 5-1 試驗部概要

表 5-1 圧力脈動応答曲線に着目した試験の条件

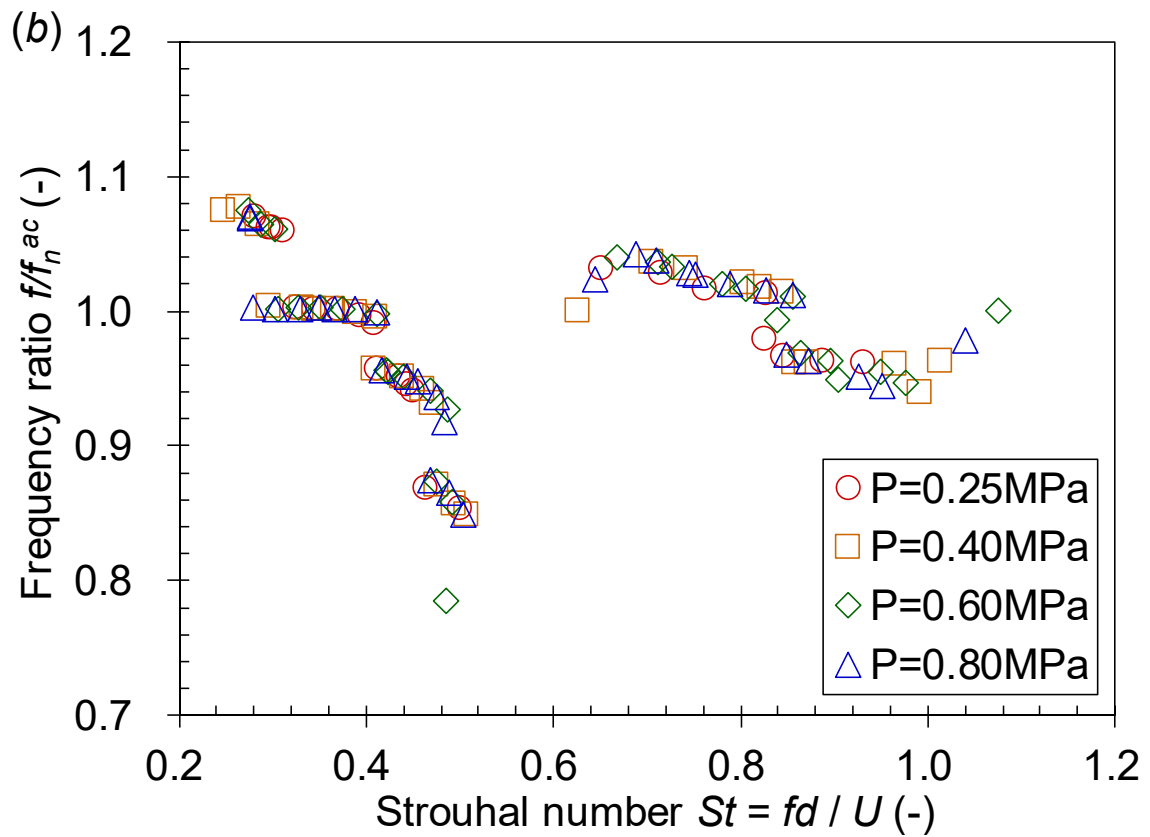
	乾き蒸気				湿り蒸気			
流入圧力 (MPaA)	~0.25	~0.40	~0.60	~0.80	~0.25	~0.40	~0.60	~0.80
温度 (K)	~433	~448	~459	~470	~400	~417	~432	~444
蒸気クオリティ	1.03				0.99, 0.97			
流量 (kg/h)	200-2450				200-2300			
流速 (m/s)	30-120				30-120			
レイノルズ数	$1.0 \times 10^5 - 1.3 \times 10^6$				$1.1 \times 10^5 - 1.3 \times 10^6$			
ストロハル数	0.25-1.0				0.25-1.0			
マッハ数	0.06-0.25				0.06-0.25			

表 5-2 最大圧力振幅に着目した試験の条件

	湿り蒸気			
蒸気クオリティ	~0.9-0.999			
流入圧力 (MPaA)	~0.25	~0.40	~0.60	~0.80
温度 (K)	~400	~417	~432	~444
流量 (kg/h)	520-630	820-1100	1200-1500	1700-2000
流速 (m/s)	60-90			
レイノルズ数	$3.2 \times 10^5 - 4.0 \times 10^5$	$4.8 \times 10^5 - 6.4 \times 10^5$	$7.0 \times 10^5 - 8.8 \times 10^5$	$9.5 \times 10^5 - 1.1 \times 10^6$
ストロハル数	0.35-0.5			
マッハ数	0.12-0.18			

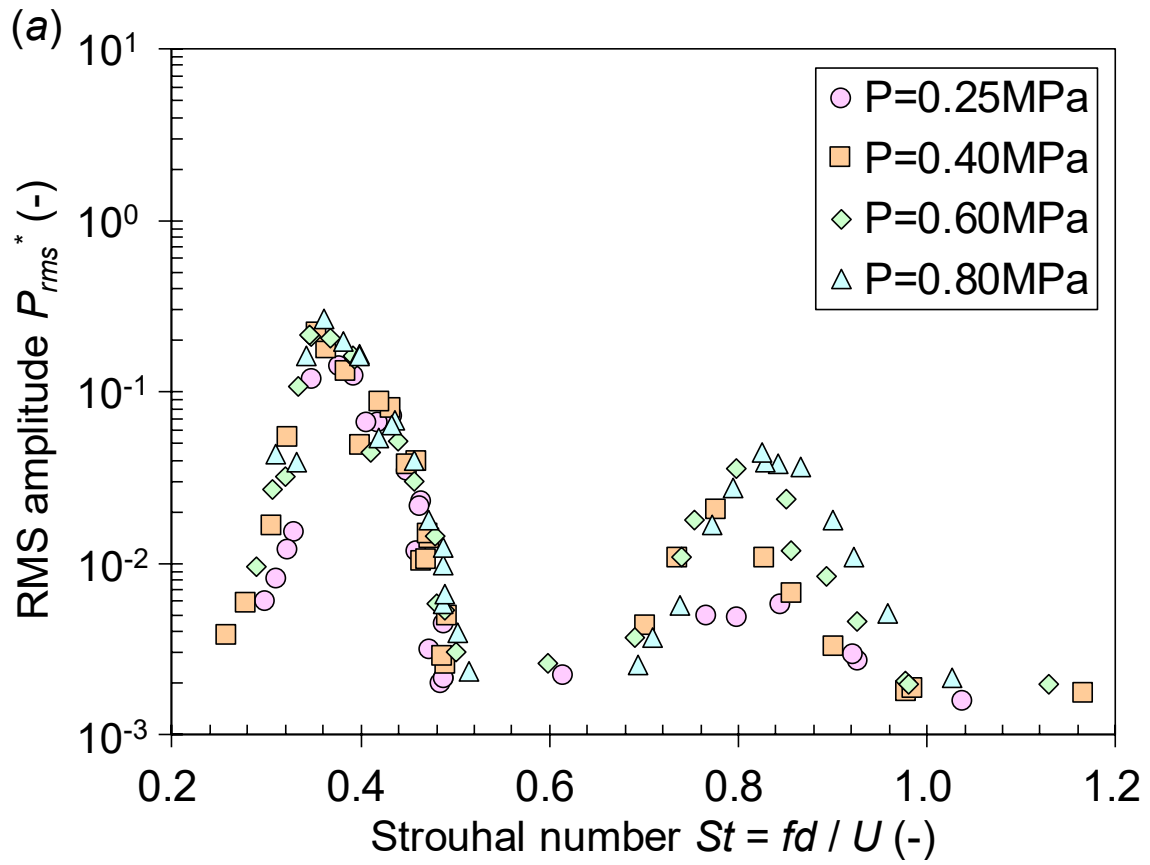


(a) RMS 圧力振幅の応答曲線

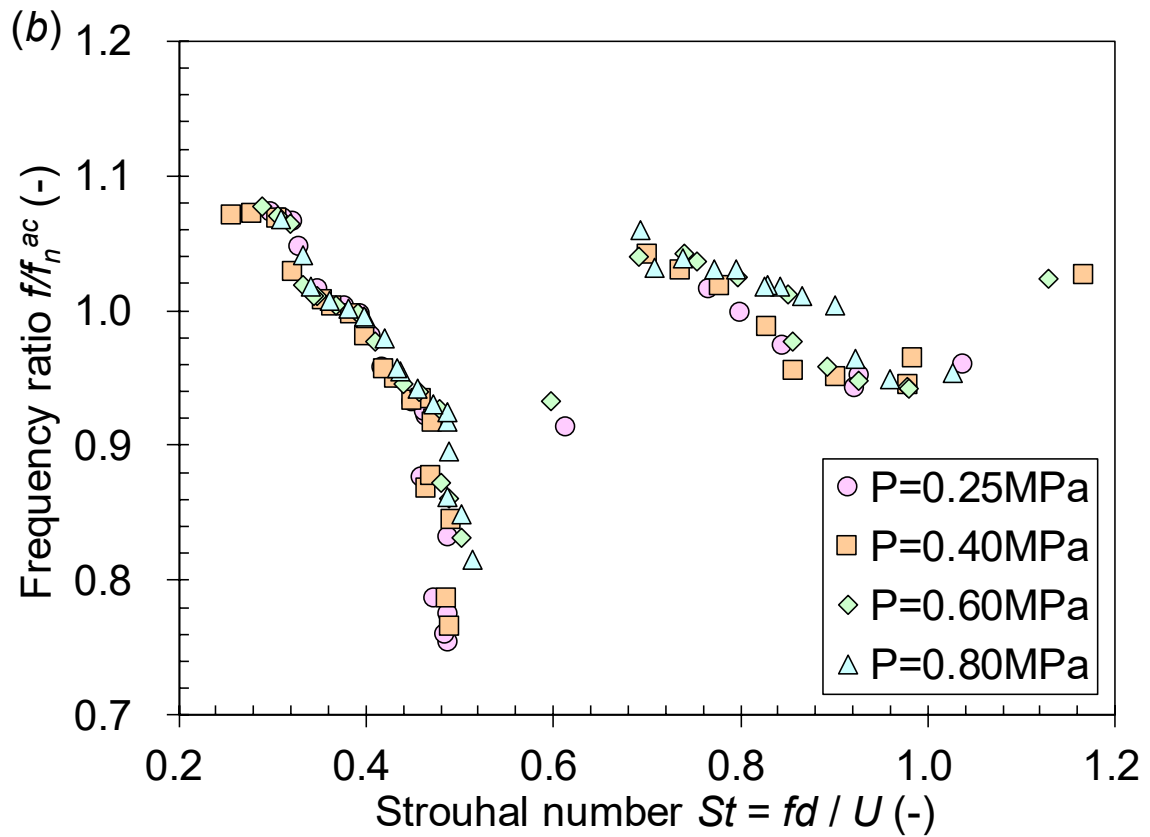


(b) 卓越周波数の応答曲線

図 5-2 乾き蒸気における分岐管天端部の圧力脈動応答



(a) RMS 圧力振幅の応答曲線



(b) 卓越周波数の応答曲線

図 5-3 湿り蒸気における分岐管天端部の圧力脈動応答

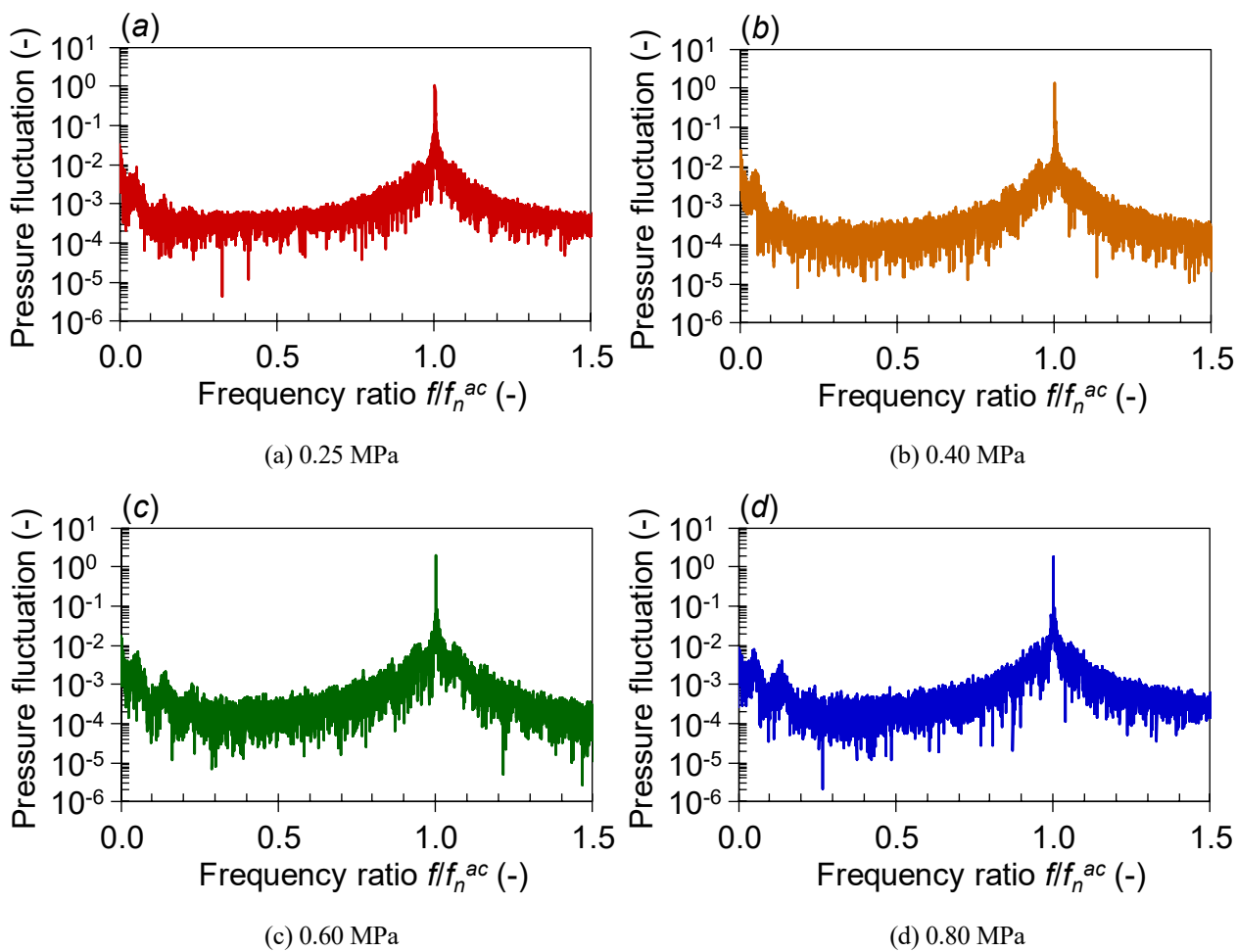


図 5-4 乾き蒸気における最大圧力振幅となる St 数での分岐管天端部の圧力脈動スペクトル

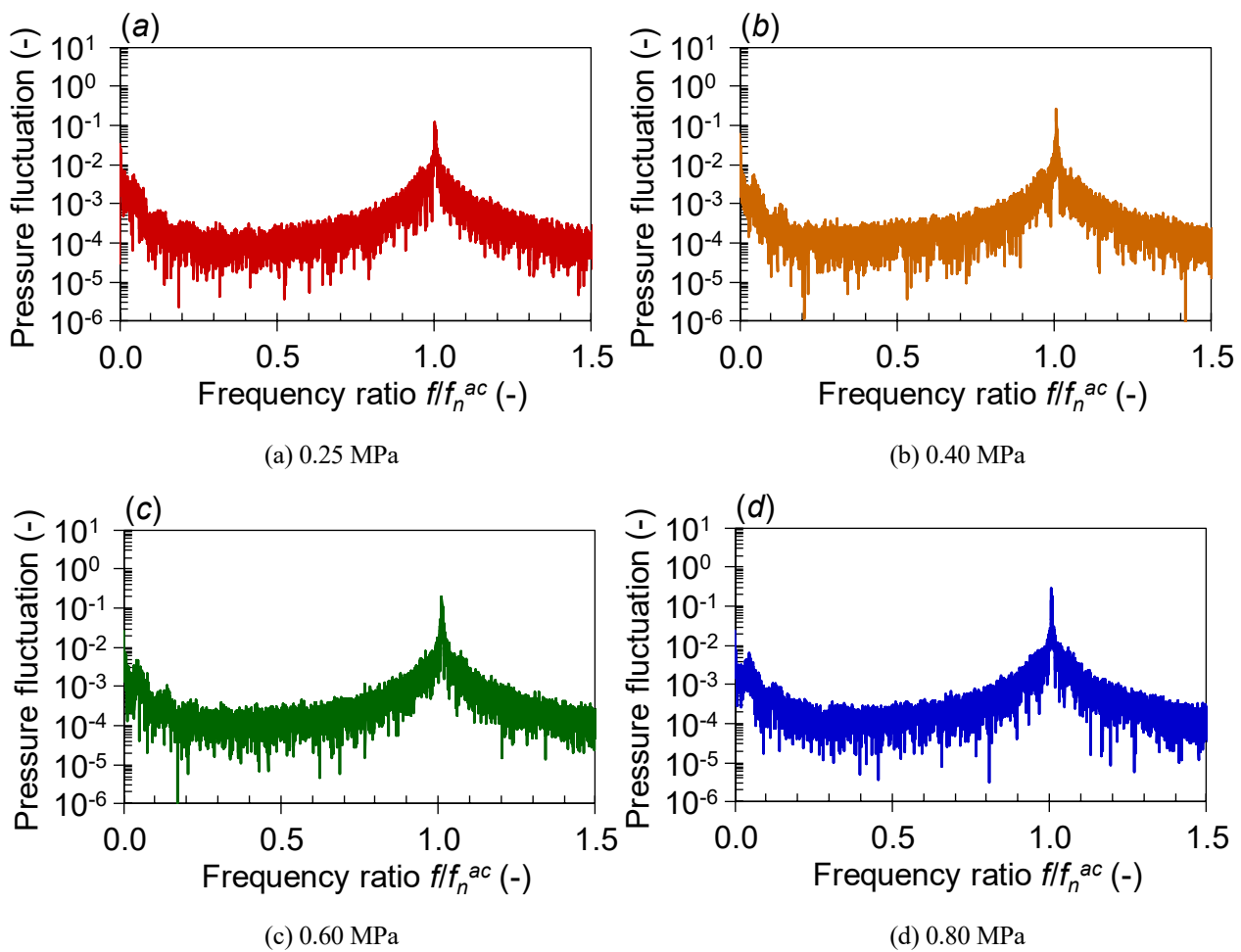
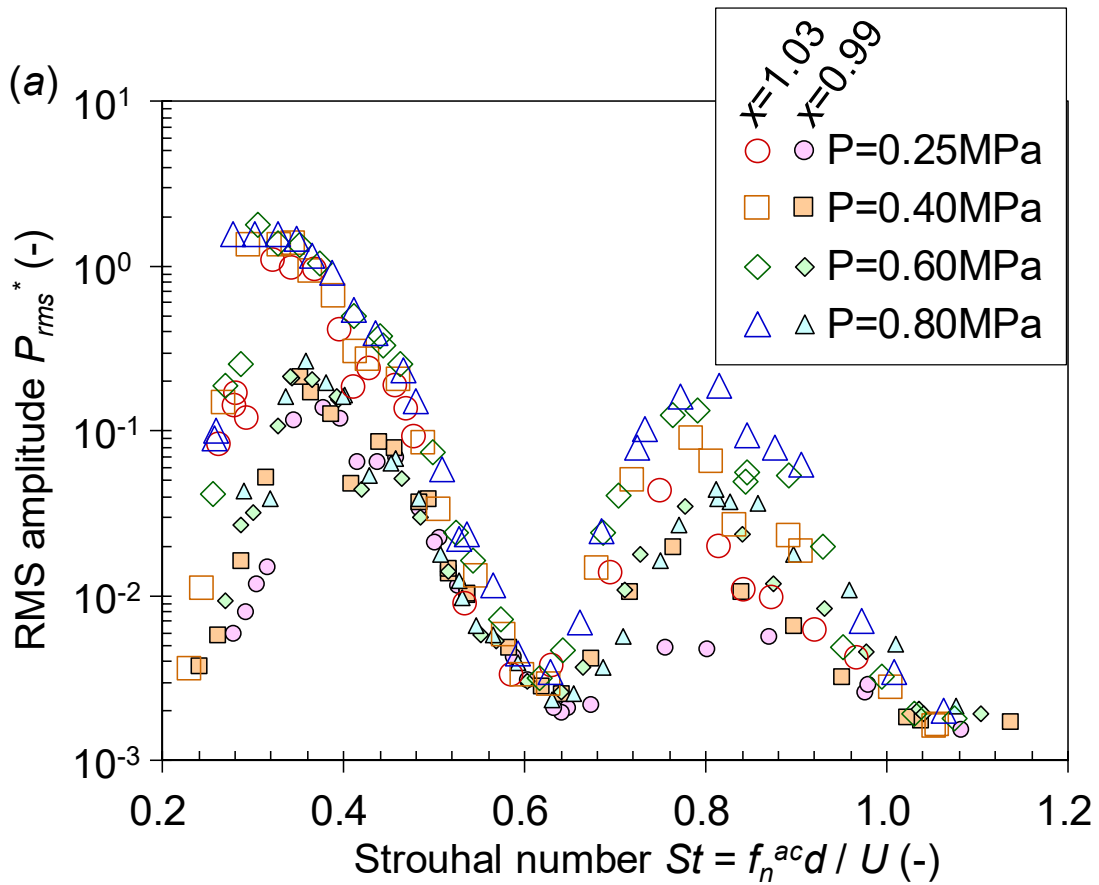
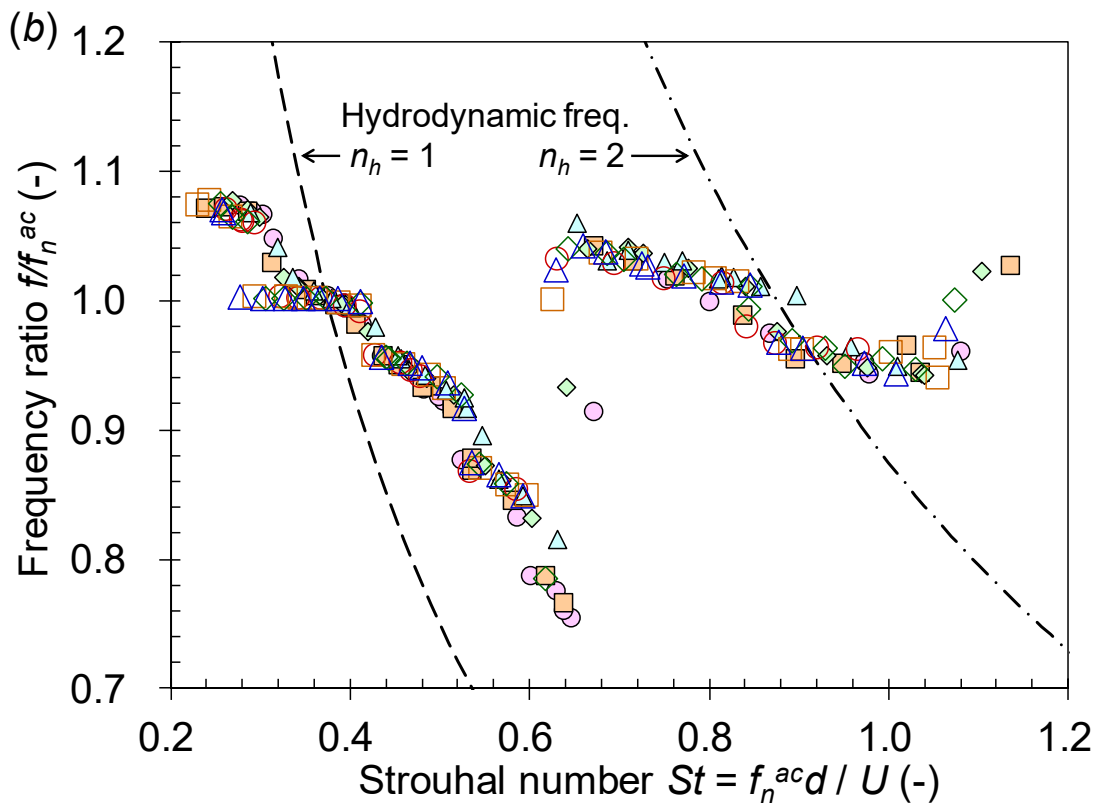


図 5-5 湿り蒸気における最大圧力振幅となる St 数での分岐管天端部の圧力脈動スペクトル



(a) RMS 圧力振幅の応答曲線



(b) 卓越周波数の応答曲線

図 5-6 乾き蒸気/湿り蒸気における分岐管天端部の圧力脈動応答

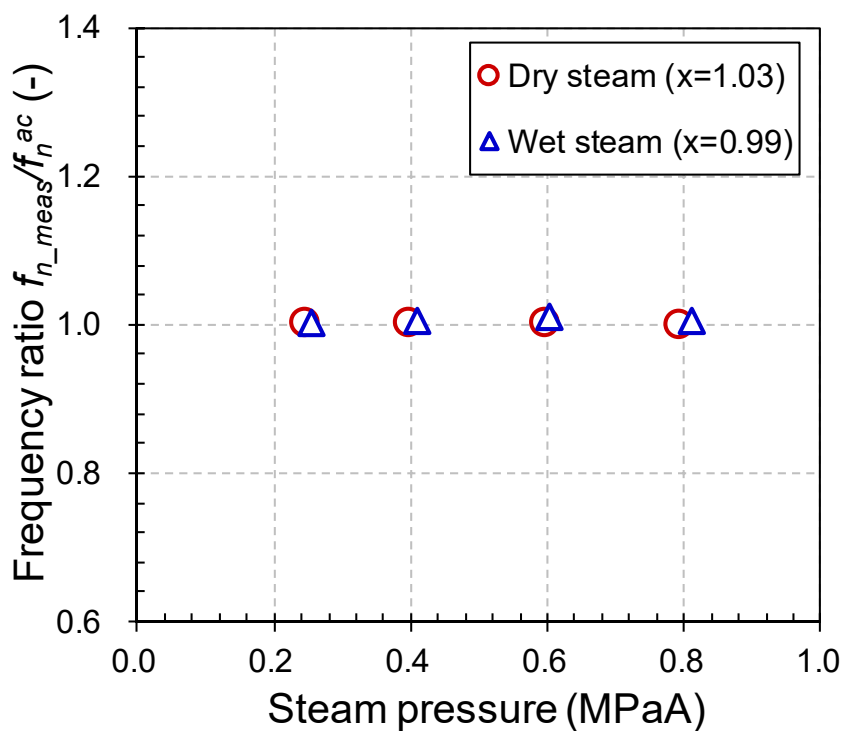


図 5-7 各圧力における共鳴周波数の計測値と予測値の比

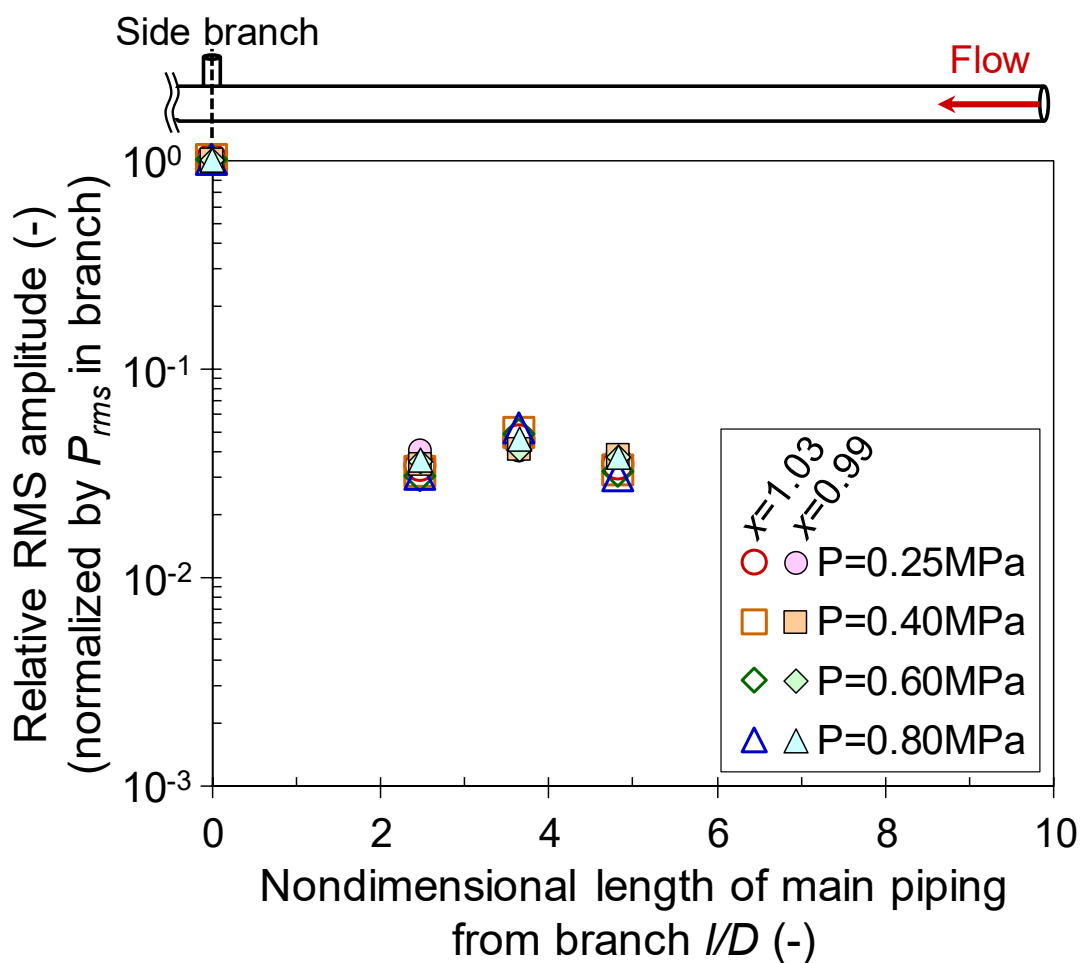
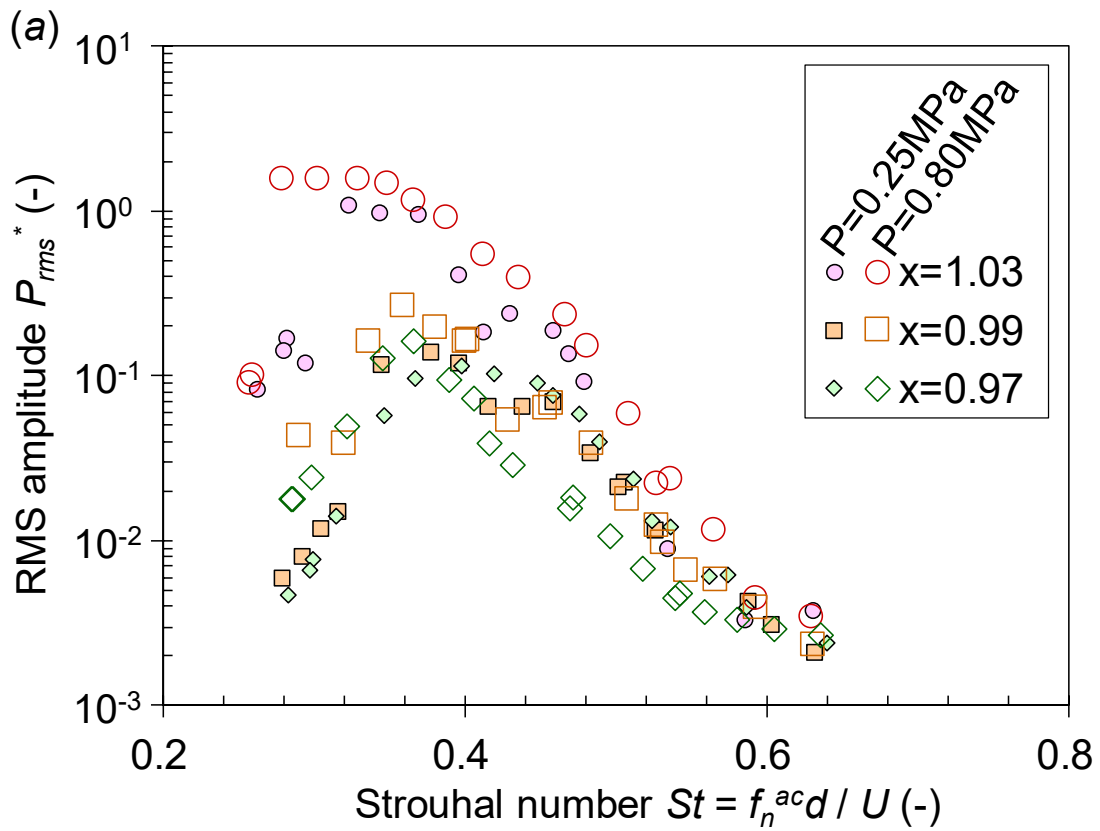
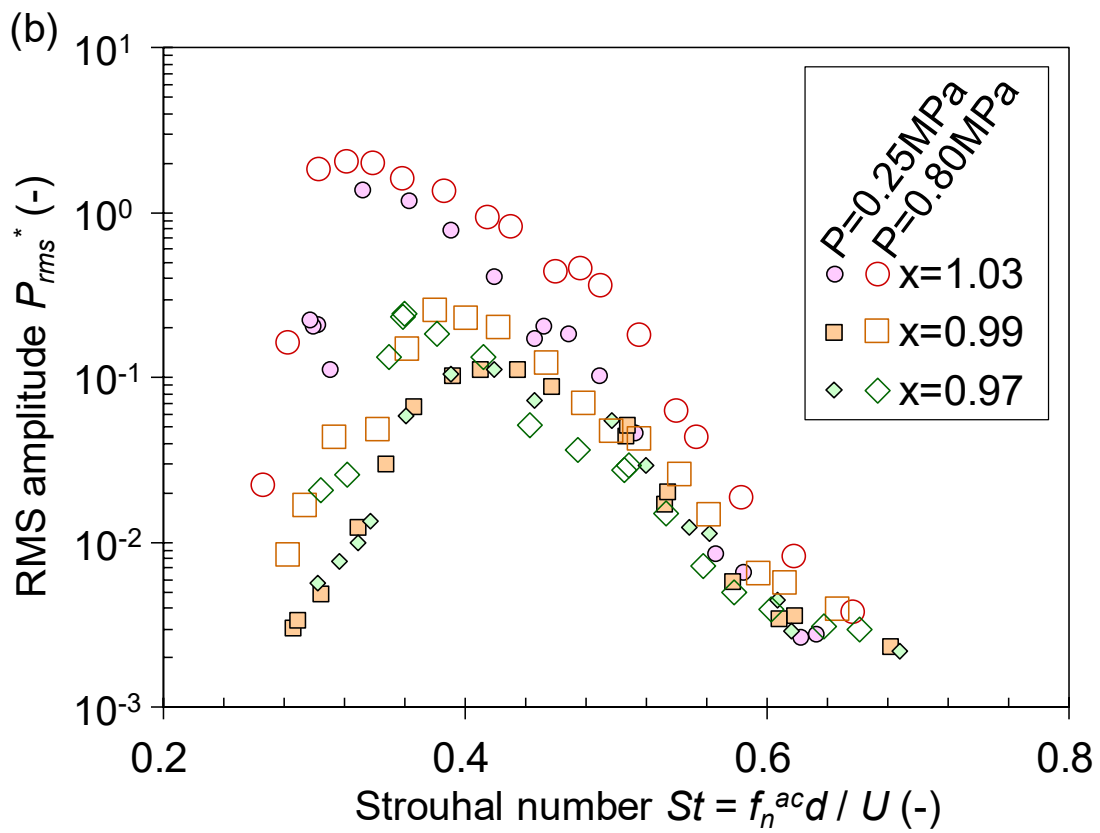


図 5-8 最大圧力振幅となった St 数での主配管内の相対圧力振幅



(a) 助走区間 48D



(b) 助走区間 66D

図 5-9 乾き蒸気/湿り蒸気における RMS 圧力振幅応答に対する助走区間の影響

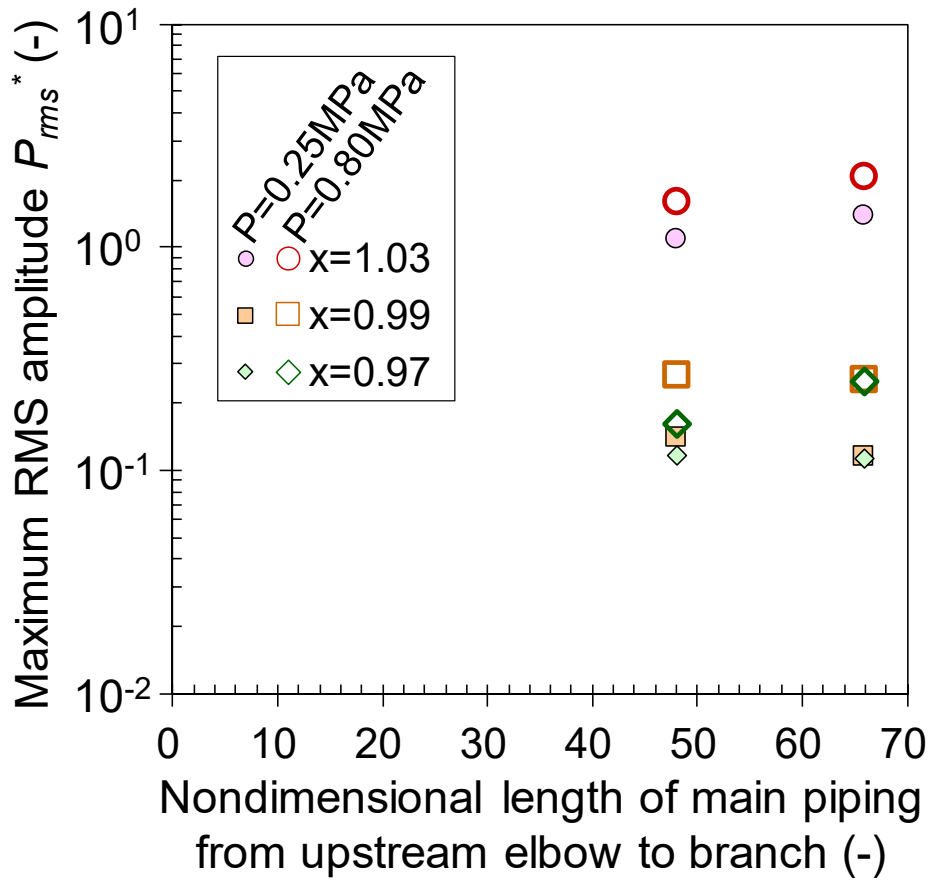


図 5-10 乾き蒸気/湿り蒸気における最大圧力振幅に対する助走区間の影響

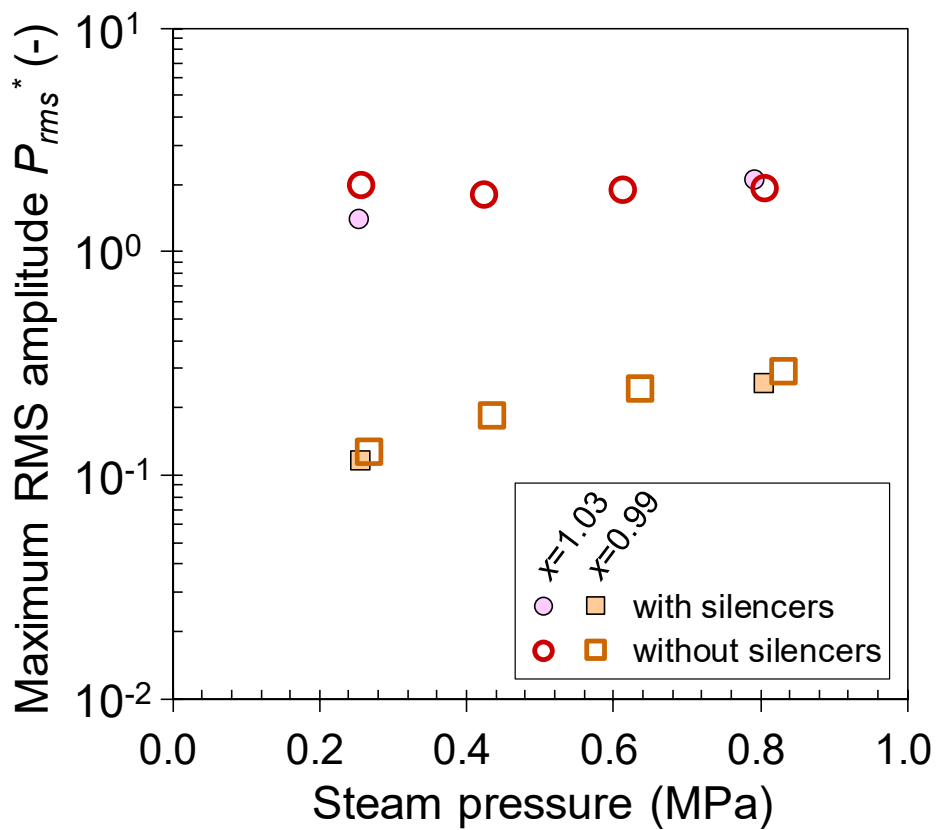


図 5-11 乾き蒸気/湿り蒸気における最大圧力振幅に対するサイレンサの影響

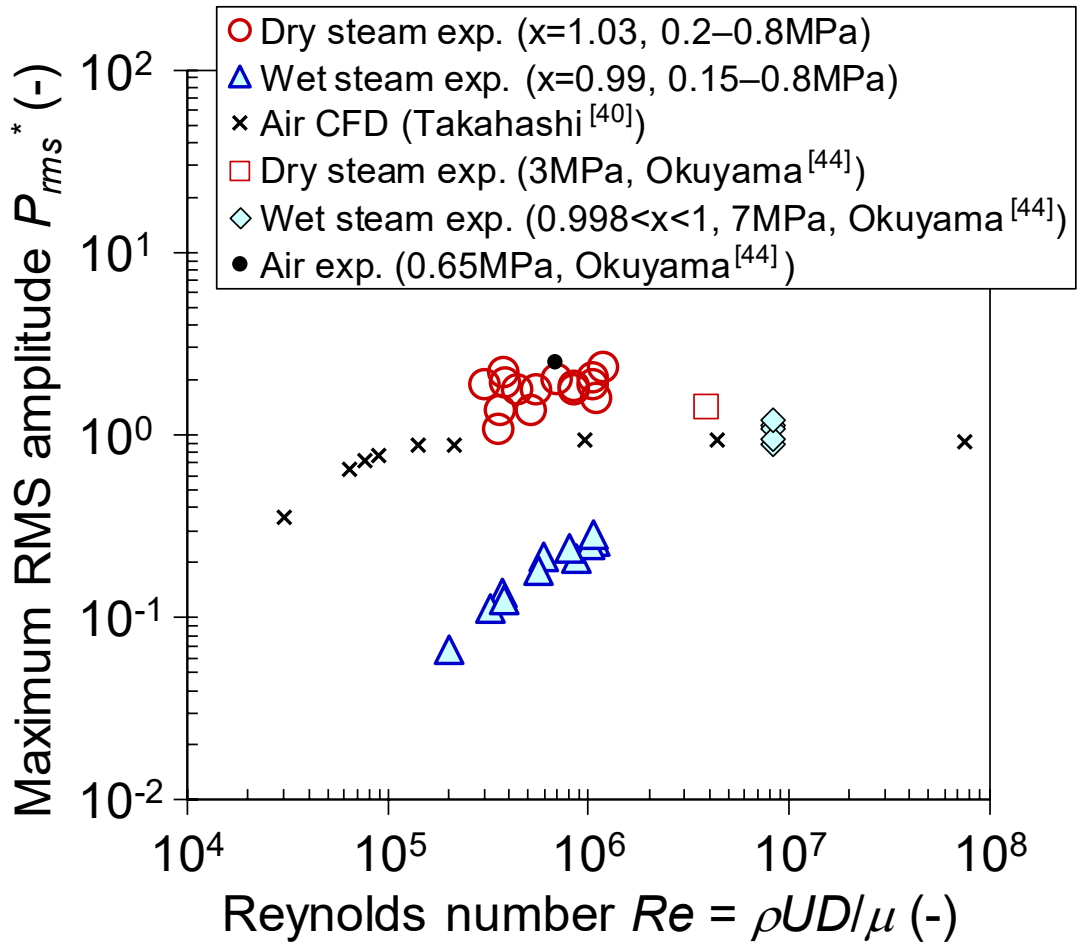


図 5-12 最大圧力振幅の Re 数依存性

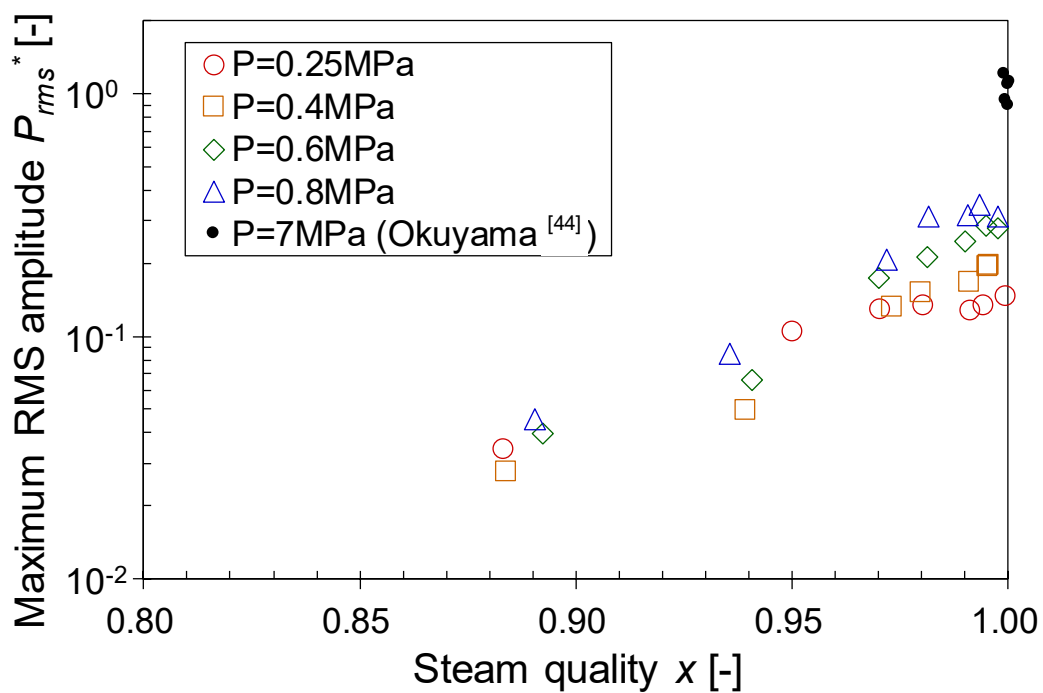
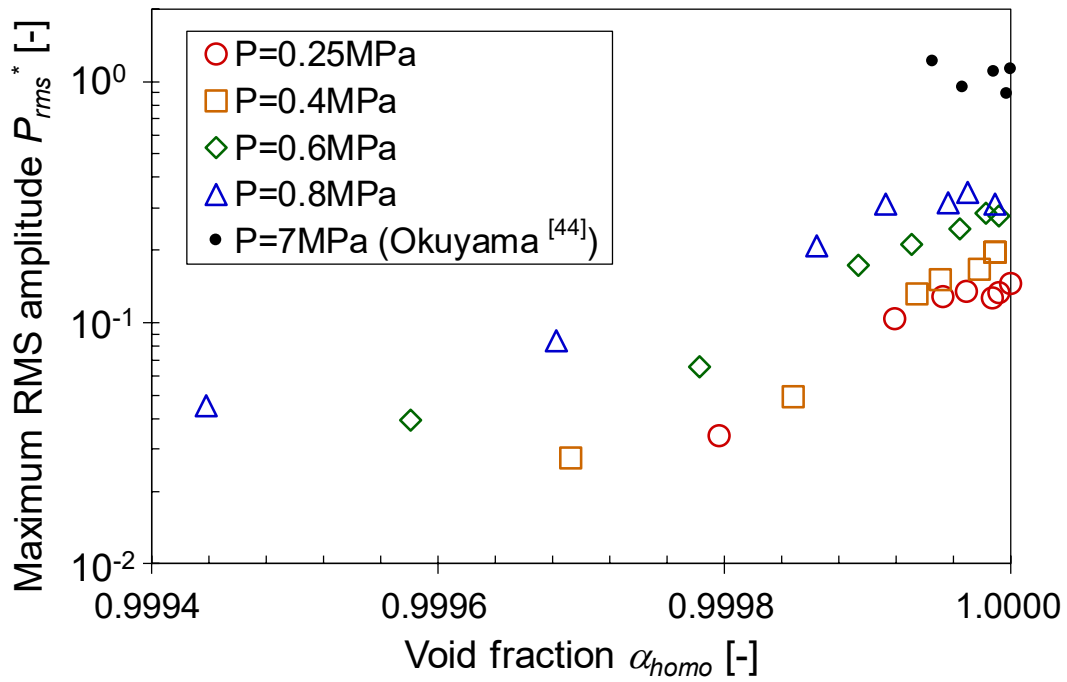
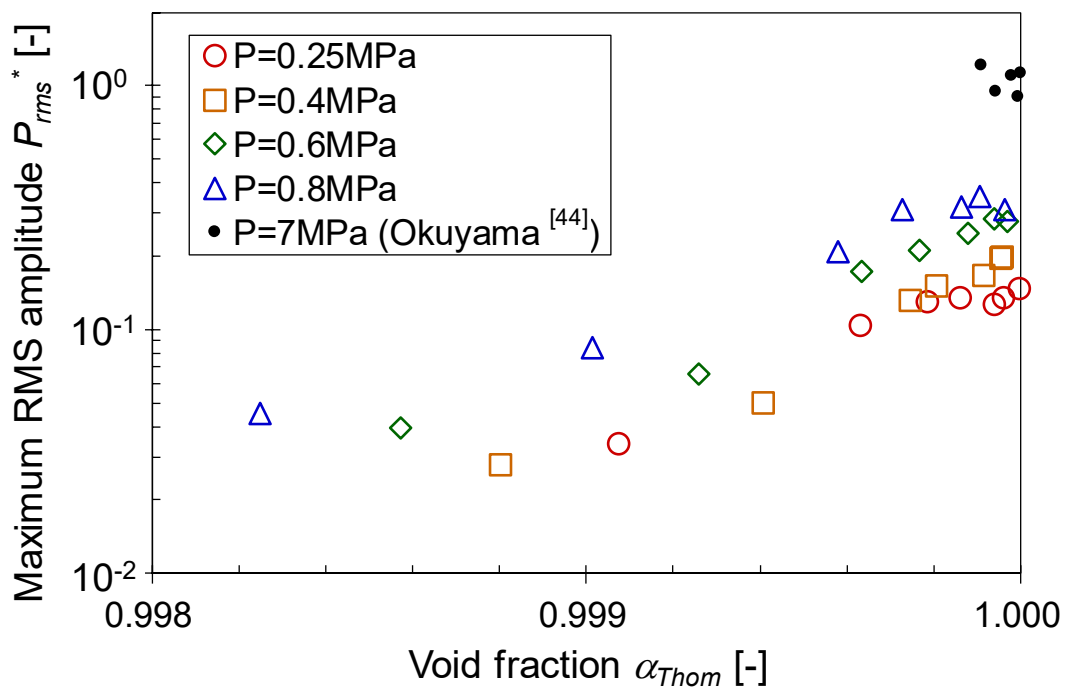


図 5-13 最大圧力振幅と蒸気クオリティの関係



(a) 均質流モデルによるボイド率との関係



(b) スリップ流モデルによるボイド率との関係

図 5-14 最大圧力振幅とボイド率の関係

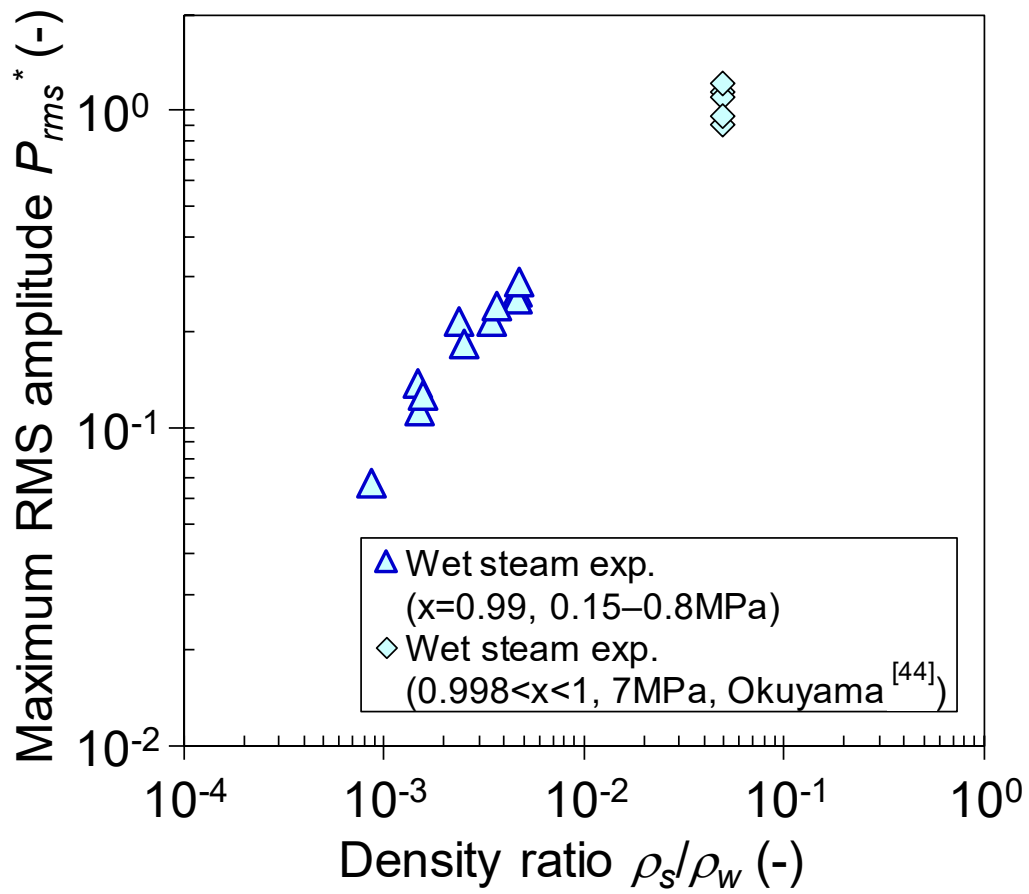


図 5-15 最大圧力振幅の気液密度比依存性

5.2 高クオリティ湿り蒸気流の流動様式

5.2.1 試験の概要

本節では、流動試験を通じて既存の流動様式線図の湿り蒸気条件への適用性を明らかにする。試験は汎用蒸気試験設備を使用し、3.1.1.1に記載の通りである。音響共鳴試験用の直管試験ラインとは別の直管試験ラインに図 5-16 に示す可視化試験部を設置し、流動様式の可視観察を行った。可視化試験部は内径 $D = 42.6$ mm、長さ 200 mm 程度の直管体系であり、配管側面の一部にガラス窓を設置し配管内部を観察可能な構造である。ガラス窓の外表面は平坦であり、観察面の寸法は幅 28 mm（配管中心から上下に 14 mm ずつ）、長さ 150 mm 程度である。また、内表面は金属配管と同じ曲率を有する曲面形状であり、金属配管との接続部の影響は極力低減させている。なお、試験部上流の直管長は $70D$ 程度である。

試験条件を表 5-3 に示す。試験部圧力、流量（試験部流速）および蒸気クオリティ（湿り度）をパラメータとした。試験部圧力は3通り、流量は4通りとし、それぞれに対し湿り度が3通りの計36条件である。状態量の計算手法は 3.1.1.1 で述べた通りである。各条件において流動状態を可視観察すると共に、バックライト法を用いて 1200 fps の高速カメラで撮影を行い、流動様式を評価した。既存の流動様式線図として、水-空気系の断熱水平円管内の流動様式を整理した Mandhane 線図^[69]（以下、既存の線図という）と比較するため、結果は気相および液相の見かけ速度で整理した。

5.2.2 流動様式の可視化結果

図 5-17 に高速カメラで撮影した代表的な流動状態の可視観察結果を示す。いずれの画像においても、湿り蒸気流は右から左へ流れている。なお、画像中心部の明るい部分は観測面と反対側のガラス部であり、曲率の影響、および奥行により観測面よりも幅が狭く撮影されているものであるが、ガラス窓の幅や位置は観測面と同じである。観測面に液膜の波立ちがある場合にはガラス面が濡かかったように観察される一方、液膜は存在するものの厚さが薄く、波立ちが大きくない場合や流速が速い場合では、カメラで撮影された画像に液膜が存在しないように見えるものもある。また、観察窓の幅よりも配管内径が大きく、撮影画像では管内の上部までは確認できないため、可視観察結果も含めて流動様式を判定する。

図 5-17 (a)では、蒸気流速が遅く重力影響により液膜は配管下部のみに形成されており、波状流の領域である。図 5-17 (b)では、観察面には薄い液膜が存在するものの波立ちが小さく、かつ流速が速いためカメラで撮影された画像に液膜が存在しないように見えるが、流動様式は環状・環状噴霧流である。図 5-17 (c)では、液膜が厚くはっきりと波立ちが確認され、流動様式は環状・環状噴霧流である。

図 5-18 に本実験における流動様式の評価結果を示す。流動様式は配管内全体の液膜の有無に着目して波状流と環状・環状噴霧流に区別し、配管上部の液膜が非常に薄いなど明確な判定が難しいものは中間として波状流～環状噴霧流とした。既存の線図^{[69][71]}と比較すると、本実験により観測された波状流および環状噴霧流の領域はよく一致している。また、波状流と環状噴霧流の境界（遷移領域）は既存の線図においてもある程度の幅を有しており、本実験において中間と判定した結果は遷移域に近い条件であると言える。更には、既存の線図外においても、本実験に基づく流動様式評価結果は遷移境界を外挿したものと概ね一致している。観察された流動状態により、既存の線図は本実験のような水-蒸気体系にも適用可能であり、本実験条件範囲内において既存の線図を外挿して流動様式を判定可能であると言える。

図 5-19 に音響共鳴実験における流動条件を気相と液相の見かけ速度で整理した結果を示す。なお、ここ

では流速の異なる条件をプロットするため、表 4-3 に示した $x = 0.97$ かつ分岐管長をパラメータとした試験において、 P_{rms}^* が最大となった St 数条件をプロットした。大半の条件が既存の線図外に存在するものの、可視観察結果を基に外挿して考えると、流動様式は概ね環状噴霧流の領域であると判定される。従って、流動状態は図 5-20 のような状態と考えられる。即ち、分岐部付近の主管内には液膜が存在し、分岐部では上流端で生成した液滴が飛散し、剥離剪断層と共に移流していると考えられる。このため、5.1.4 項で述べたように、液相流れと剪断層不安定性との相互作用によって最大圧力振幅の低下に繋がったものと考えられ、5.1.4 項での議論を否定しない。なお、流速が遅い場合には同様に外挿することで層状・波状流の範囲となるため、音響共鳴試験全体での湿り蒸気流の流動様式は波状流と環状噴霧流の遷移領域付近から環状噴霧流の領域である。

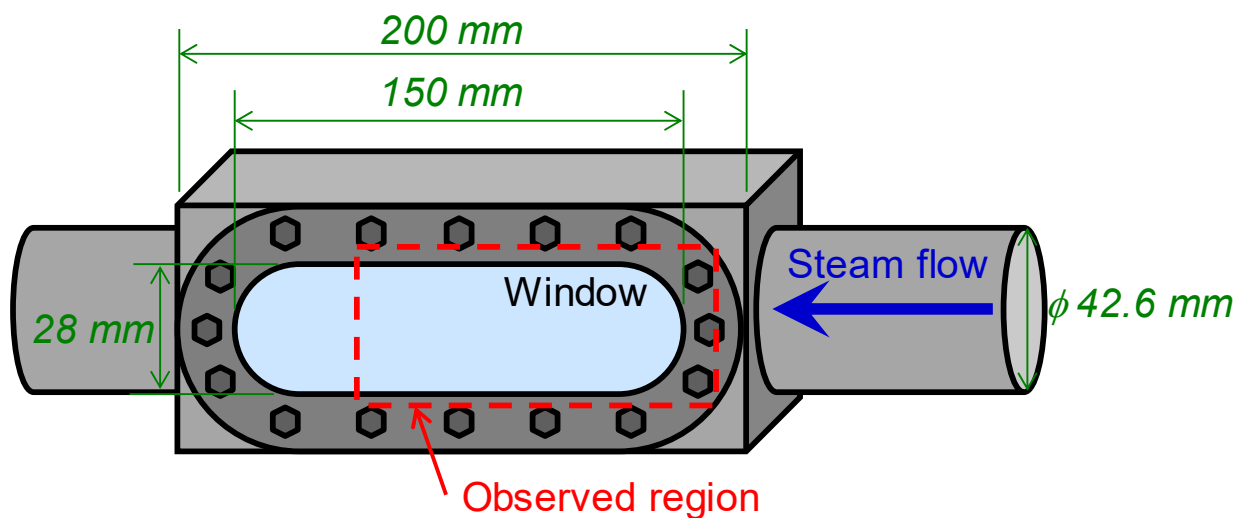
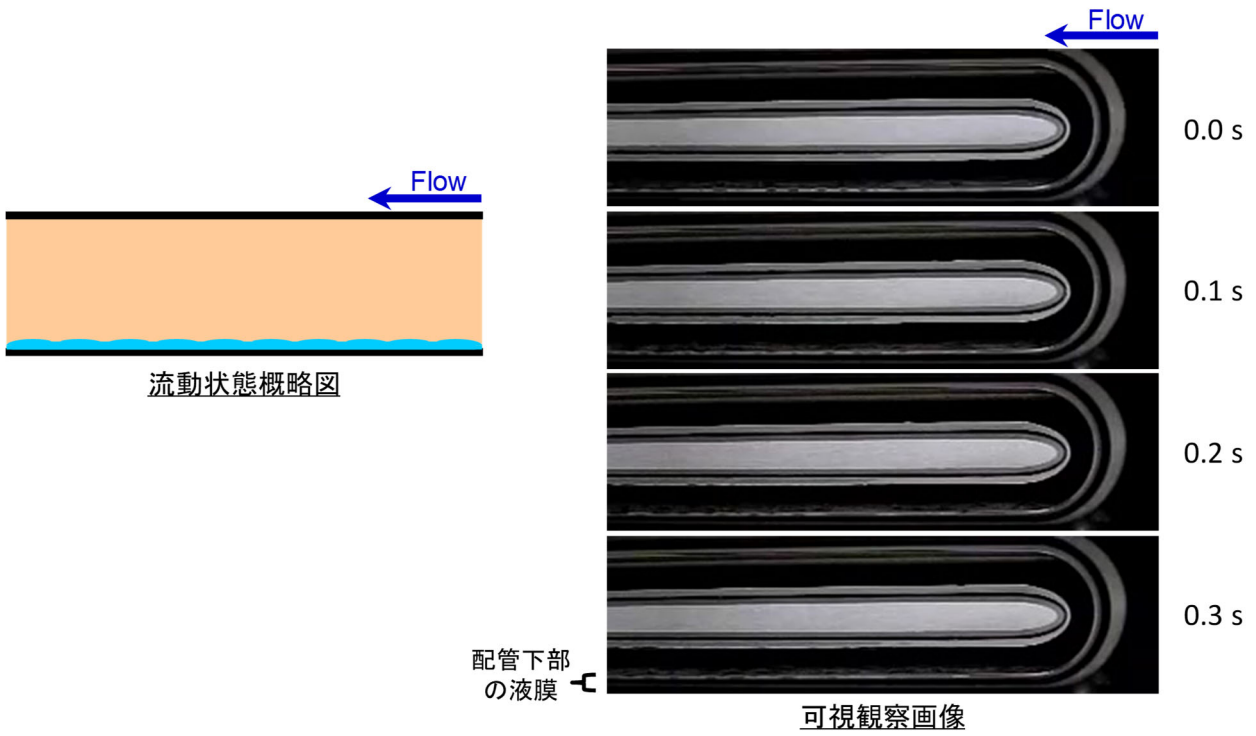


図 5-16 流動様式可視化試験部の概要

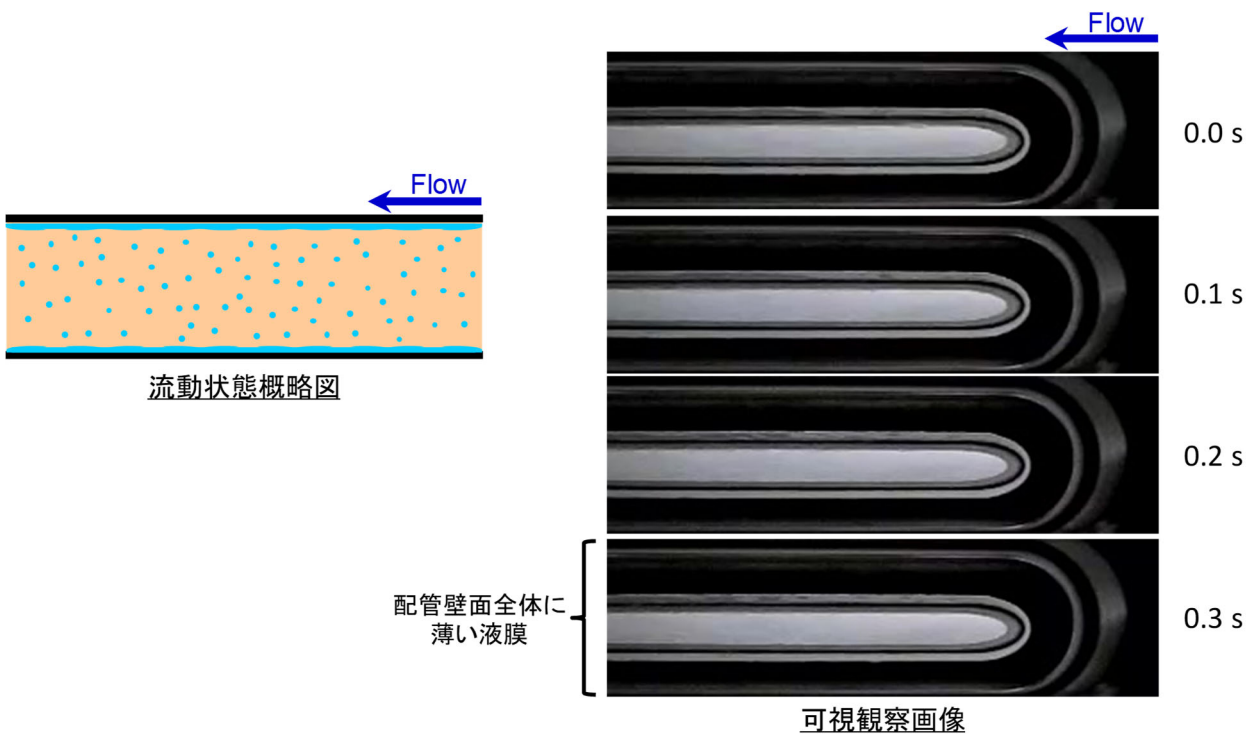
表 5-3 流動様式可視観察試験条件

試験部圧力 (MPa)	~0.12-0.20	~0.40	~0.60
流量 (kg/h)		~100, ~200, ~400, ~600	
流速 (m/s)	20-100	7.0-50	3.4-35
気相見かけ速度 (m/s)	20-104	7.0-54	3.4-36
液相見かけ速度 (m/s)	1.3×10^{-3} - 8.4×10^{-3}	2.8×10^{-3} - 1.2×10^{-2}	4.5×10^{-3} - 1.5×10^{-2}
蒸気クオリティ	0.65-0.99	0.60-0.98	0.48-0.96
(蒸気湿り度 (%))	(1.0-35)	(2.2-40)	(3.5-52)



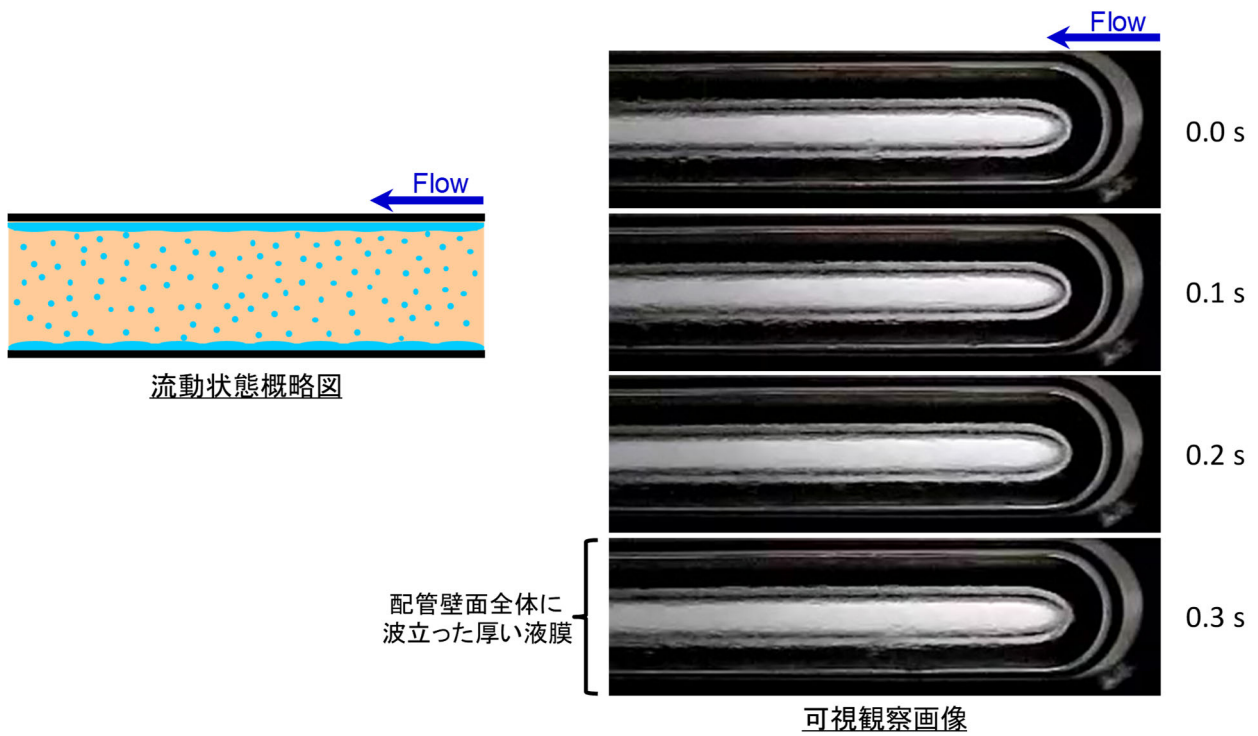
(a) 波状流

(0.41MPa, 220kg/h, $x = 0.90$ ($j_g = 18$ m/s, $j_l = 4.6 \times 10^{-3}$ m/s))



(b) 環状・環状噴霧流 (液膜が薄い場合)

(0.17MPa, 410kg/h, $x = 0.89$ ($j_g = 78$ m/s, $j_l = 9.2 \times 10^{-3}$ m/s))



(c) 環状・環状噴霧流（液膜が厚い場合）
 (0.60MPa, 580kg/h, $x = 0.87$ (j_g 31m/s, j_l 1.6×10^{-2} m/s))

図 5-17 流動様式可視観察結果一例

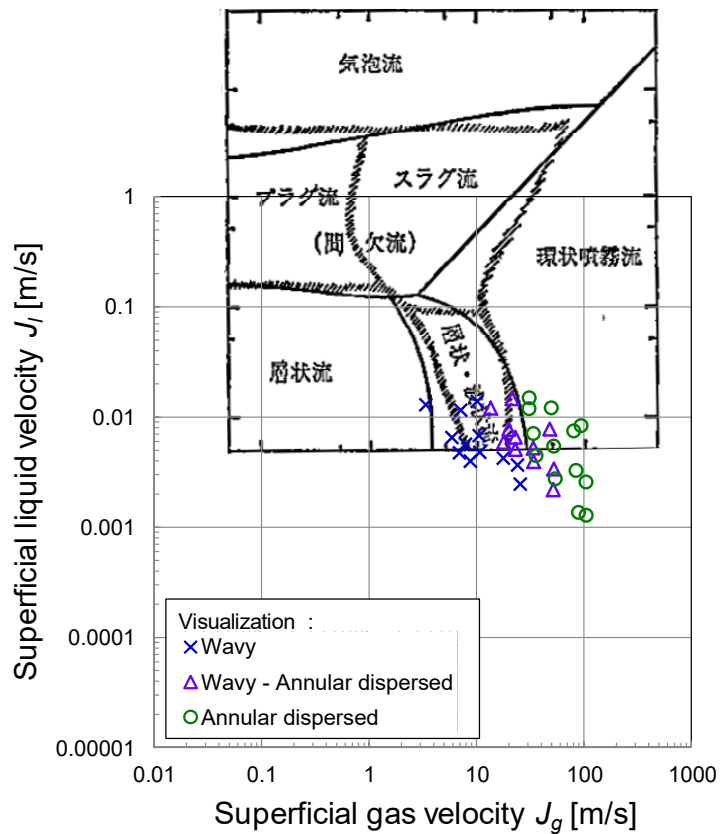


図 5-18 可視観察結果に基づく流動様式評価結果

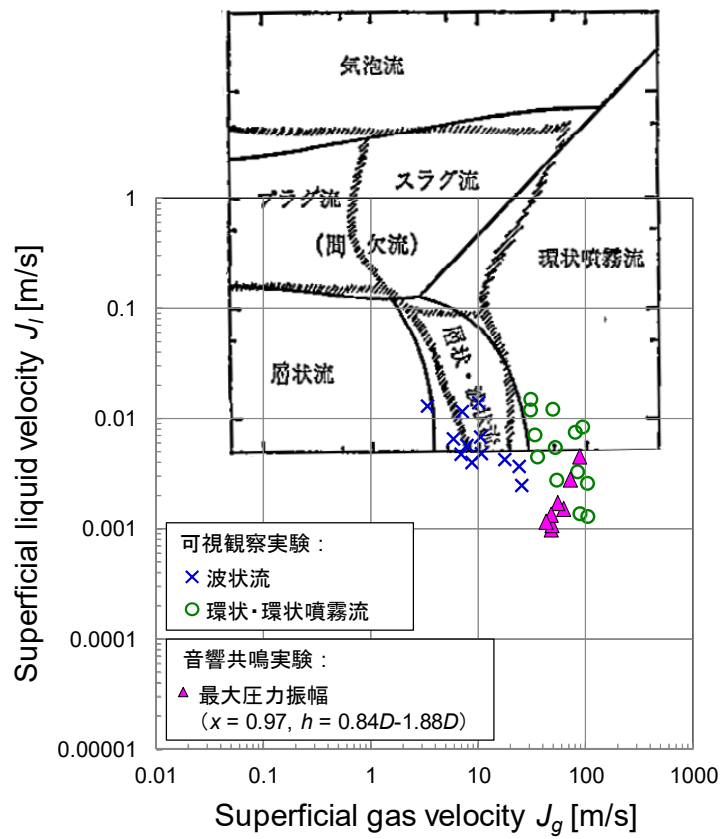


図 5-19 最大圧力振幅となる音響共鳴実験条件 ($x = 0.97, h = 0.84D-1.88D$) と流動様式線図の比較

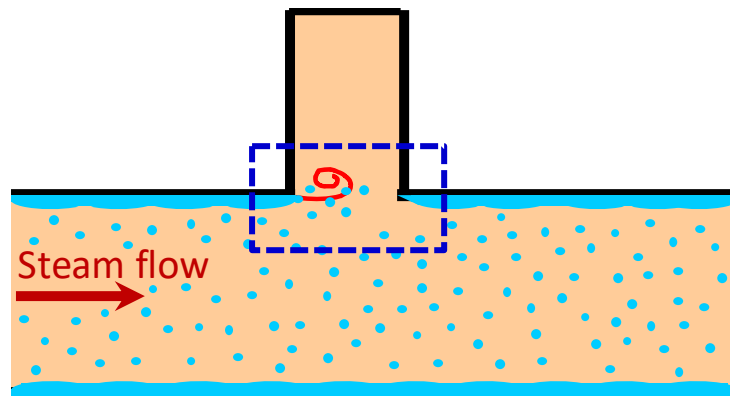


図 5-20 湿り蒸気条件の音響共鳴試験において推定される分岐部付近の流動状態

5.3 湿り蒸気流中の液滴の振動応答の理論解析

本節では、剪断層流れと共に移流する液滴の影響について検討するため、振動流中の液滴の応答を2.5節での立式に基づいて解析する。

5.3.1 振動流中の液滴の時定数

式(2-5-9)に示した微小振幅時の運動量に対する液滴の時定数(緩和時間)を感度解析した結果を図5-21に示す。なお、式(2-5-9)は、森ら^[72]の結果とも一致している。液滴径 $20\ \mu\text{m}$ とすると、各圧力条件における時定数は $1.7\times 10^{-3}\ \text{s}$ (0.15 MPa)、 $1.3\times 10^{-3}\ \text{s}$ (1.0 MPa)、 $8.7\times 10^{-4}\ \text{s}$ (7.0 MPa)となる。つまり、液滴径一定の条件下においては、圧力の増加により気液の密度差が小さくなる(密度比 ρ_g/ρ_l が大きくなる)ため、時定数は小さくなる。このため、流速変化に対する液滴の応答は早くなる。また、圧力1.0 MPaとすると、時定数は $3.3\times 10^{-4}\ \text{s}$ ($10\ \mu\text{m}$)、 $1.3\times 10^{-3}\ \text{s}$ ($20\ \mu\text{m}$)、 $3.0\times 10^{-3}\ \text{s}$ ($30\ \mu\text{m}$)となる。つまり、圧力一定の条件下においては液滴径の増加により時定数が大きくなるため、流速変化に対する液滴の応答は遅くなる。

図4-5に示した音響共鳴試験における共鳴周波数は1400–3000 Hz程度であり、2000 Hzとすると周期は $5.0\times 10^{-4}\ \text{s}$ である。液滴径 $20\ \mu\text{m}$ とすると、周期に比べ時定数が1オーダー大きいと、圧力変動に対して湿り蒸気流中の液滴は追従しにくいと言える。一方で、実機など本実験に比べ大きい体系で想定される振動は、本実験体系に比べ1オーダー程度低い周波数であることが多い。例えば、圧力7.0 MPaで周波数100–200 Hz程度とすると周期は 5.0×10^{-3} – $1.0\times 10^{-2}\ \text{s}$ である。液滴径 $20\ \mu\text{m}$ とすると、周期に比べ時定数が1–2オーダー小さいため圧力変動に対して十分追従すると言える。

5.3.2 ステップ状の圧力変化に対する液滴の応答

式(2-5-26)を感度解析した結果を図5-22に示す。前項で述べたように、液滴径が同一の場合には圧力の増加によって時定数が小さくなるため、流速のステップ変化に対する液滴の応答が早くなる。また、圧力一定の場合には液滴径の増加によって時定数が大きくなるため、流速のステップ変化に対する液滴の応答は遅くなる。また、音圧が増加すると蒸気速度と液滴速度との差が大きくなるため液滴の応答は早くなり、液滴の応答が遅い場合に音圧の影響は顕著に表れている。液滴径が小さい場合には音圧の違いによる液滴の応答の差は小さく、相対的には液滴径や圧力の影響の方が大きいと言える。

森田^[73]の相関式を用いて液滴のD10直径を評価すると、低圧の音響共鳴試験条件相当(圧力0.15 MPa、蒸気湿度0.1–10.0%)では $10\sim 30\ \mu\text{m}$ の範囲にあり、BWR主蒸気系条件相当(圧力7.0 MPa、蒸気湿度0.5%程度)では相関式を外挿した場合には $1\sim 2\ \mu\text{m}$ 程度となる。これを踏まえて図5-22を見ると、実験条件に比べBWR条件では液滴の追従が早く、 $5.0\times 10^{-5}\ \text{s}$ 程度で流速変化に追従している。圧力の違いによる気液密度差の影響もちろんあるものの、それに比べて液滴径が1オーダー異なる影響が顕著に表れていると考えられる。

5.3.3 正弦波状の圧力変化に対する液滴の応答

式(2-5-21)において、 u_g の代わりに式(2-5-27)で定義した $u_{g(t)}$ を使用し、以降は2.5.2項と同様に解き、感度解析を実施した結果を図5-23および図5-24に示す。図5-23より、液滴径が $20\ \mu\text{m}$ の場合、変動周波数

が 100 Hz では時定数が周期に比べ 1-2 オーダー程度小さいため追従は早く、流速変動（圧力変動）に対する液滴の応答の時間遅れが小さい。一方、変動周波数が 2000 Hz では時定数が周期に比べ 1 オーダー程度大きいため追従は遅く、流速変動（圧力変動）に対する液滴の応答の時間遅れは大きく、液滴が十分に応答していない。図 5-24 より、音圧 100 dB の場合、液滴径の増加により時定数が大きくなるため液滴の応答に時間遅れが生じるが、変動周波数 100 Hz では液滴径が小さい場合には時間遅れが小さく、流速変動（圧力変動）に十分追従している。一方で、変動周波数が 2000 Hz の場合には液滴径が 10 μm であっても追従が遅く、液滴の応答には時間遅れが生じ、かつ液滴が十分に応答していない。なお、圧力の影響、および音圧の影響については先に述べた通りである。

低圧の音響共鳴試験条件相当（圧力 0.15 MPa、液滴径 10-30 μm 程度、周波数 2500 Hz）および BWR 主蒸気系条件相当（圧力 7.0 MPa、周波数 100-200 Hz 程度）を踏まえて図 5-23 および図 5-24 を見ると、低圧の音響共鳴試験相当条件では周波数が高いため、10-30 μm 程度の液滴では十分追従せず、流速変動（圧力変動）に対する液滴の応答の時間遅れは大きく、かつ液滴が十分に応答していないと言える。一方、BWR 主蒸気系条件では液滴径が 20 μm 程度であったとしても周波数が 100-200 Hz 程度と低いため、流速変動（圧力変動）に対する液滴の応答の時間遅れが小さく、ほぼ流速変動（圧力変動）と同様に液滴が応答すると言える。

5.3.4 液滴の存在による付加質量係数

本項では共鳴周波数に対する液滴の影響を検討する。液滴の運動を考慮した運動方程式から導出した付加質量係数 M_{ad} （式 (2-5-55)）の感度解析結果を図 5-25 に示す。解析条件は均質流を仮定し、流速 60 m/s、配管径 42.6 mm とし、圧力 P 、液滴径 d_l 、蒸気湿度 β （液相の質量比 [%] = $100(1-x)$ [%]）および周波数 f をパラメータとした。図 5-25 より、周波数が 0 Hz の場合には式 (2-5-55) から液滴の量に応じた付加質量係数であり、周波数が低く液滴が振動に追従する場合には付加質量係数は相対的に大きく、周波数が高く振動に対して液滴の応答が遅れる場合には付加質量係数は相対的に小さくなる。図 5-25 において圧力のみが増加する場合（図 5-25 (a)）、時定数が小さくなるため液滴の応答遅れに差が出るものの、流速、液滴径および湿度一定としているため、圧力の増加により液滴数が増え、結果として付加質量係数は増加する。液滴径のみが増加する場合（図 5-25 (b)）、圧力および湿度一定としたために液滴径の増加により液滴数が減少し、更に液滴径によって応答遅れが生じる周波数が異なるため、付加質量係数は減少する。湿度のみを増加させた場合（図 5-25 (c)）、圧力および液滴径一定としたため、液滴の応答遅れは全ての条件において同様であり、湿度の増加分が液滴数に反映された結果、付加質量係数は増加する。

ここで、液滴が振動に追従し付加質量係数が相対的に大きいと、見かけの流体密度が増加することになり、音速即ち共鳴周波数に対して影響を及ぼす可能性があると考えられる。付加質量係数を考慮した場合の共鳴周波数 f_n^{act} は付加質量係数を考慮しない場合の共鳴周波数 f_n^{ac} を用いて、式 (5-4) のように表される。

$$\frac{f_n^{act}}{f_n^{ac}} = \frac{1}{\sqrt{1+M_{ad}}} \quad (5-4)$$

図 5-26 に付加質量係数を考慮しない場合の共鳴周波数に対する、付加質量係数を考慮した場合の共鳴周波数低下割合（= $(f_n^{ac} - f_n^{act})/f_n^{ac}$ ）の評価結果一例を示す。解析条件は圧力 1.0 MPa、液滴径 10 μm で湿度と周波数をパラメータとした。本研究における音響共鳴試験体系のように 1400-3000 Hz 程度の高い周波数

では液滴の応答遅れが大きく付加質量係数が小さいため、共鳴周波数の低下割合は小さく、液滴の影響は無視できると言える。図 4-3 に示した湿り蒸気音速 ($0.90 < x$) は飽和蒸気音速からの低下が最大でも 6%程度であり、上述の理由により液滴の影響が小さかったものと考えられる。一方、実機など大きな体系、即ち本研究における音響共鳴試験体系に比べ周波数が 1 オーダー程度低い場合では、液滴の応答が早く振動に対して十分追従するために付加質量係数は相対的に大きく、共鳴周波数は液滴の影響を受けて変化する可能性があると考えられる。例えば、周波数 100–200 Hz 程度とすると、湿り度が 1%程度での共鳴周波数の低下は 0.5%以下で影響は小さいと言えるが、湿り度が 10%程度では共鳴周波数の低下は 5%程度である。共鳴発生条件の評価においては流速と共鳴周波数を用いた St 数での整理が有効であり、式 (4-5) より St 数一定として共鳴周波数 f_n が変化すると、流速 U が変化する。従って、特に周波数が低い振動の場合には、共鳴発生流速を評価する際に液滴の影響も考慮することが重要であると言える。

5.3.5 液滴の応答遅れによる減衰

本節では振幅の低下に対する液滴の影響を検討する。減衰定数 C_{dm} (式 (2-5-57)) および減衰比 ζ (式 (2-5-59)) の感度解析結果を図 5-27 および図 5-28 に示す。解析条件は、前項と同様である。

図 5-27 より、周波数が増加すると減衰定数は増加し、1000 Hz 程度以上では概ね式 (2-5-58) の一定値に収束している。周波数の増加に伴い液滴の応答遅れが大きくなり、液滴の存在が減衰力として作用すると考えられ、更に周波数が増加すると液滴が十分に応答しなくなるため、周波数に無関係な一定値に収束すると考えられる。

図 5-28 より、周波数が増加すると液滴の応答遅れにより液滴の存在が減衰力として作用するため減衰比は増加する。ただし、更に周波数が増加すると液滴が十分に応答しなくなるため減衰比が低下すると考えられ、そのために特定の周波数範囲でピークを有する分布となっていると考えられる。図 5-28 (b) の液滴径 2 μm の場合は、液滴径が小さいことにより図中の周波数範囲においては液滴の応答遅れは小さいながらも周波数の増加と共に徐々に大きくなるため減衰比が増加する、即ち液滴の応答遅れによる減衰比が増加していると考えられる。そのため、図 5-25 (b) においても付加質量係数の低下は、他の条件と比べて小さい。ただし、更に周波数を増加させた場合には他と同様にピークを有する分布となり、周波数の増加に伴い減衰比は低下する。また、圧力および湿り度一定であるため、減衰比の最大値は液滴径に依らず一定である。減衰比が最大となる周波数は液滴の時定数、即ち応答遅れと関係がある。液滴径、湿り度、周波数が一定で圧力が増加した場合 (図 5-28 (a)) には、時定数が小さくなり液滴の応答が早くなるため、減衰比が最大となる周波数は増加する。圧力、湿り度、周波数が一定で液滴径が増加した場合 (図 5-28 (b)) には、時定数が大きくなり液滴の応答が遅れるため、減衰比が最大となる周波数が低下する。圧力、液滴径、周波数が一定で湿り度が増加した場合 (図 5-28 (c)) には、時定数は変化しないため減衰比が最大となる周波数にも変化はないが、液滴径が増加するため最大の減衰比は大きくなる。

図 5-29 に湿り度 0.5%における低圧の音響共鳴試験相当条件 (圧力 0.15 MPa、液滴径 20 μm) と、圧力が高い場合 (1.0 MPa、液滴径 10 μm) の解析結果を示す。森田^[73]の相関式を用いて算出した D10 直径を代表液滴径とし、湿り度から液滴個数を算出した。圧力が増加すると液滴径も小さくなり、圧力増加と液滴径減少はどちらも液滴の時定数を小さくするため、減衰比が最大となる周波数は大きくなる。圧力 1.0 MPa の場合、液滴径 10 μm では、500 Hz 程度の圧力変動に対して液滴の応答遅れによる減衰力が最大となると考えられる。図 5-29 において、実機などで想定される本実験体系に比べ周波数が 1 オーダー程度低い場合と

して 100–200 Hz 程度を考えると、圧力 1.0 MPa では減衰比が最大となる周波数よりも小さい。BWR 主蒸気系では圧力 7.0 MPa であり、この場合には圧力が増加することで圧力 1.0 MPa に比べ密度差が小さく（密度比 ρ_g/ρ_l が大きく）なるため、液滴の応答は早くなる。従って、圧力 7.0 MPa において液滴径が同じ場合には、減衰比が最大となる周波数は 1.0 MPa に比べ大きくなると考えられる。また、液滴径 10 μm とすると、周波数 100–200 Hz 程度における減衰比は圧力 1.0 MPa の場合には 5.0×10^{-4} 程度であり、式 (2-5-59) より圧力 7.0 MPa の場合には 10^{-5} オーダーとなる。いずれの場合も周波数 100–200 Hz 程度における減衰比は最大減衰比（ 10^{-3} オーダー）よりも十分に小さくなる。

ただし、実際には液滴径は分布を有しているため、本解析のように理想的な同一の液滴径を対象とした議論には限界がある。Omriani ら^[41]は、特に粒子のストークス数が大きい場合において、固体粒子や液滴による大規模渦構造の低減効果が顕著になると述べている。粒子のストークス数が大きい場合とは、即ち流体の動きに粒子が追従できない場合であり、本解析結果を踏まえると液滴の応答遅れが生じる領域と同義であると考えられる。従って、条件によっては遅れが大きく直接的な減衰比としては小さい値となるものの、そもそも気相に比べて密度の大きい液相が気相と共に流れる場合には液滴の応答遅れが減衰力として作用するなど、大規模渦構造の発達に対しては影響を及ぼすものと考えられる。このため、5.1.4 項での議論のように、分岐管開口部における気相の剥離剪断層流れと液相流れの相互作用の結果、流動場と音響場の連成が気体単相流に比べて不十分となり、特に低圧の湿り蒸気流では顕著な振幅低下に繋がったものと考えられる。

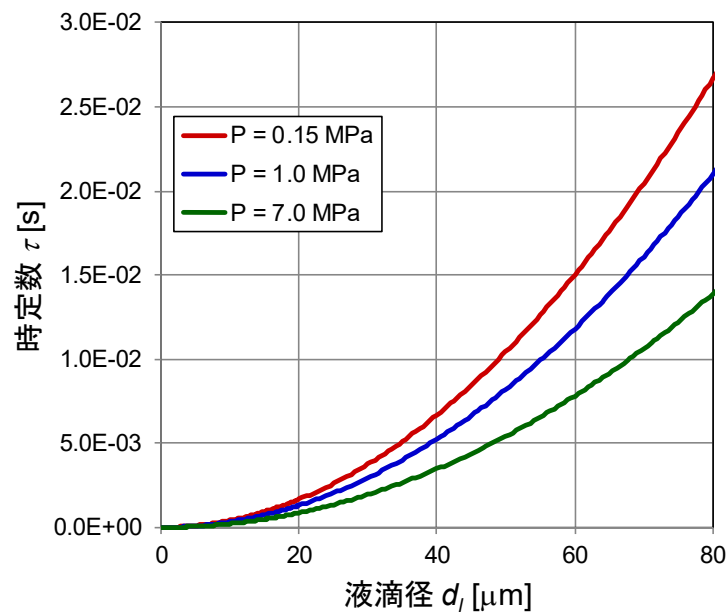


図 5-21 液滴の時定数

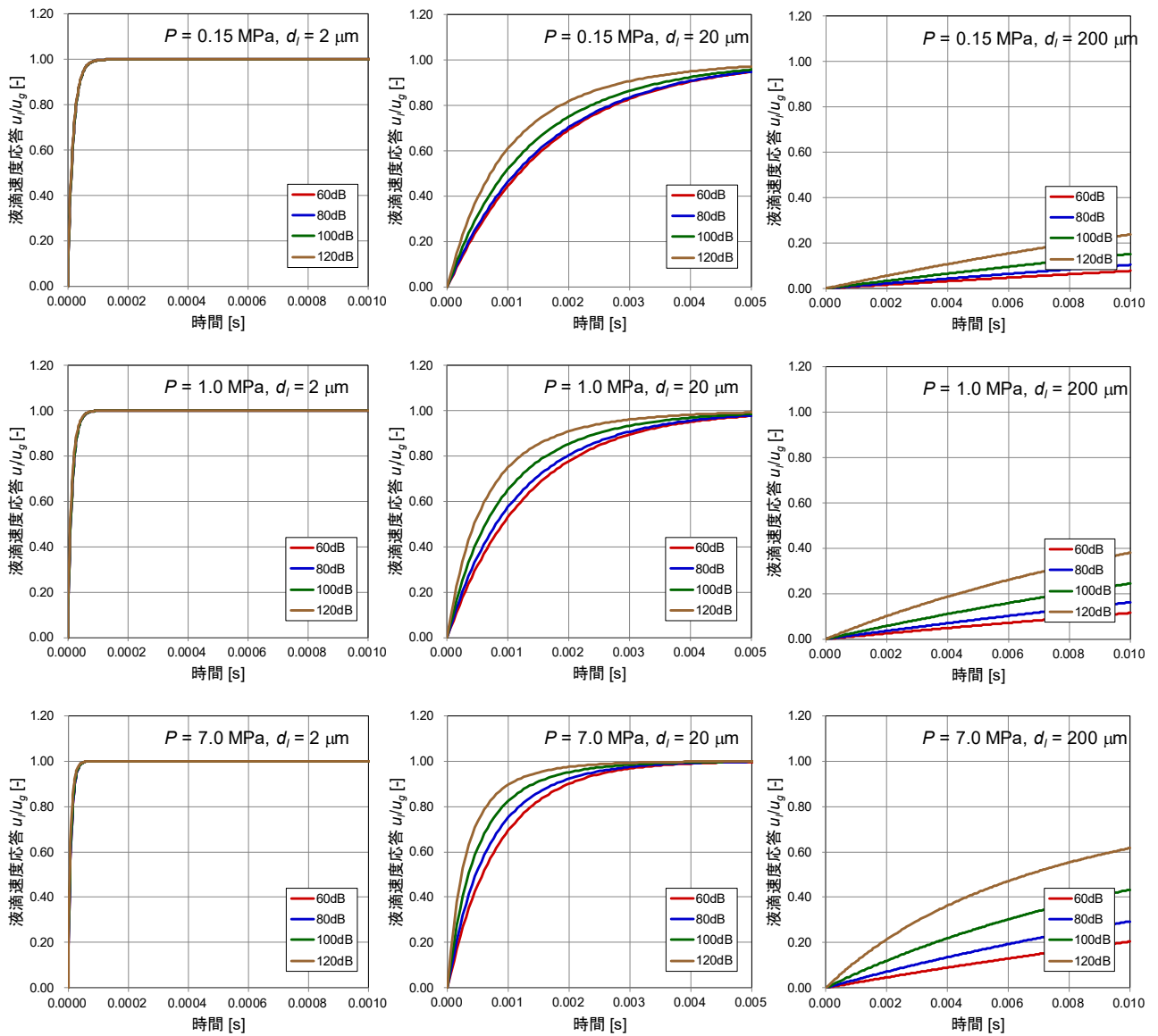


図 5-22 流速のステップ変化に対する液滴の応答

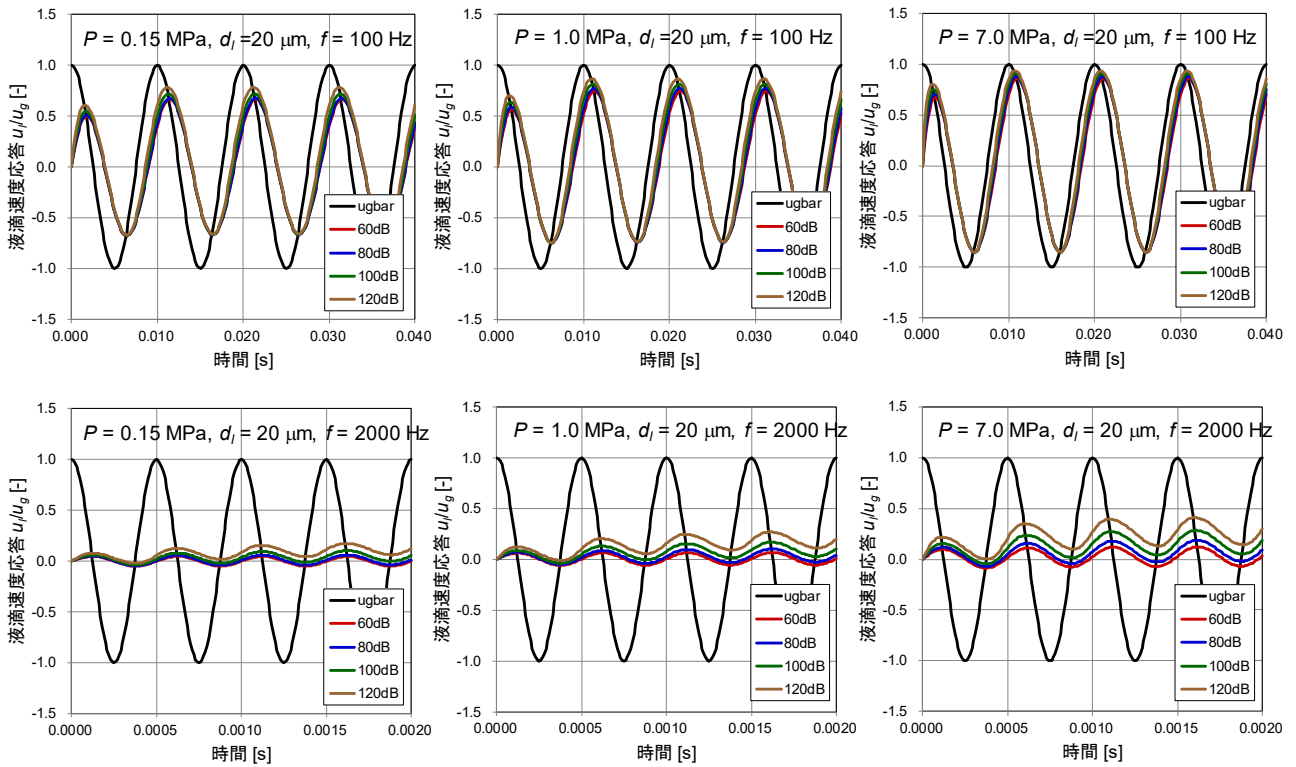


図 5-23 正弦波入力に対する液滴の応答（音圧の影響）

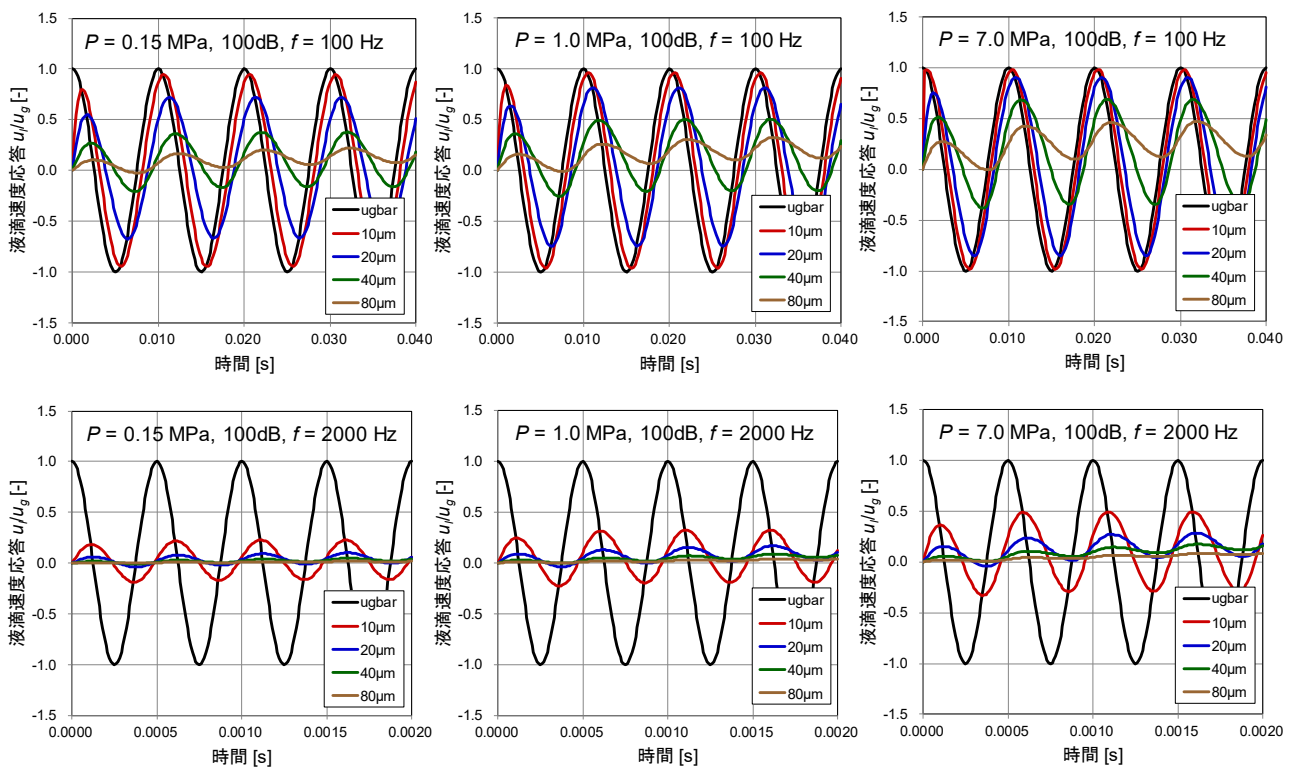


図 5-24 正弦波入力に対する液滴の応答（液滴径の影響）

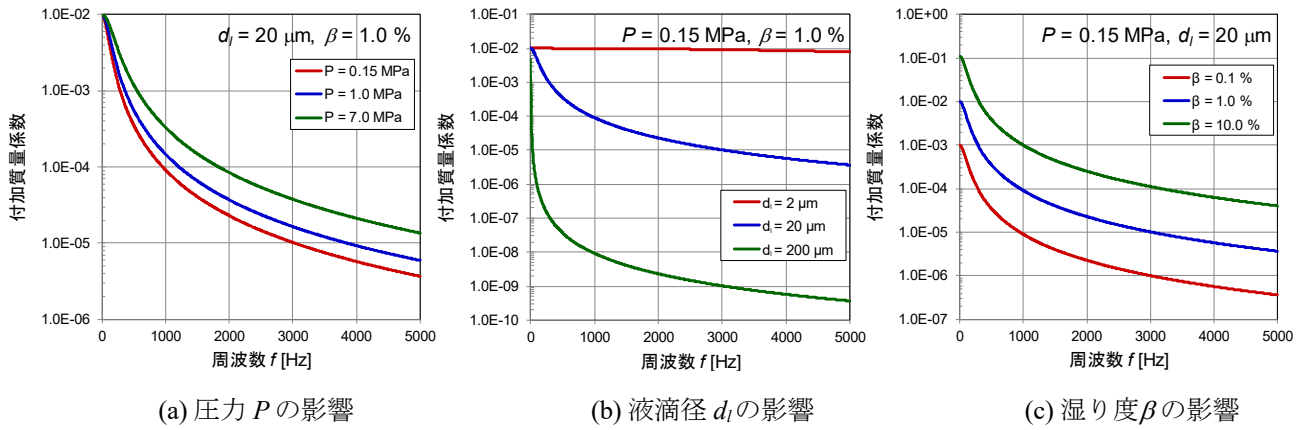


図 5-25 周波数に対する付加質量係数の感度解析結果

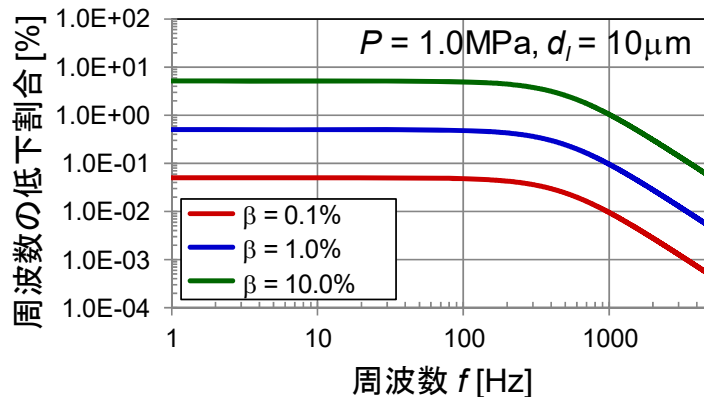


図 5-26 液滴の付加質量による共鳴周波数の低下割合

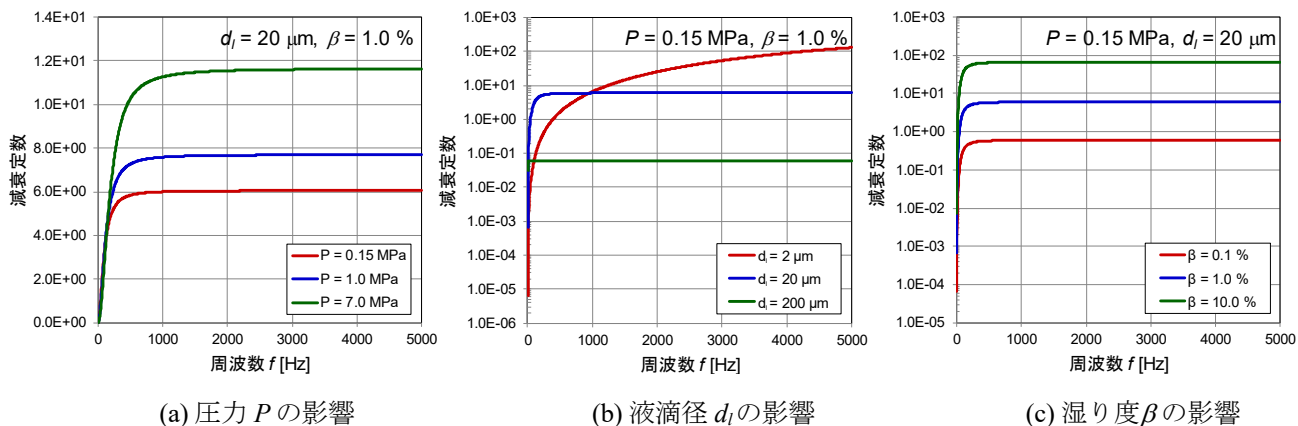


図 5-27 周波数に対する減衰定数の感度解析結果

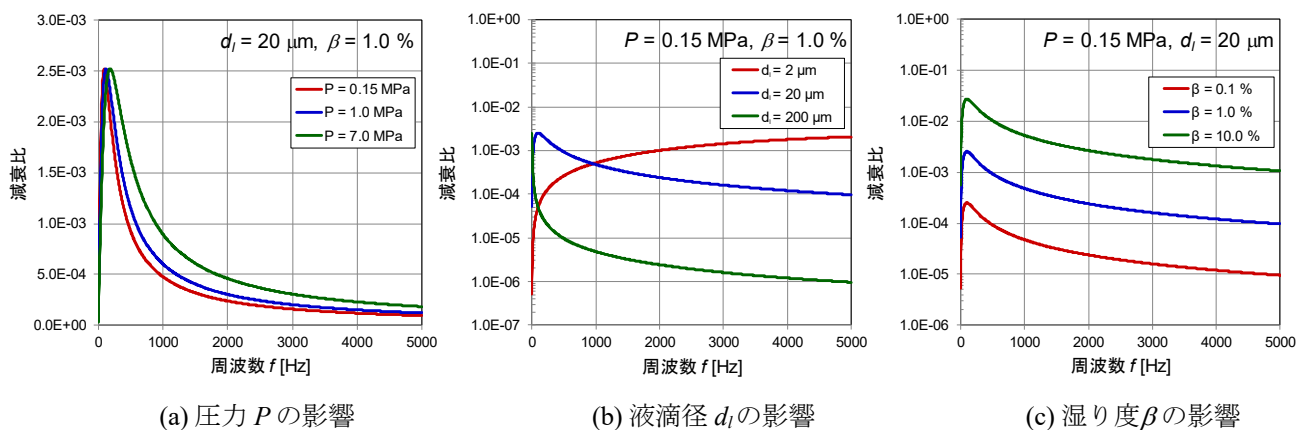


図 5-28 周波数に対する減衰比の感度解析結果

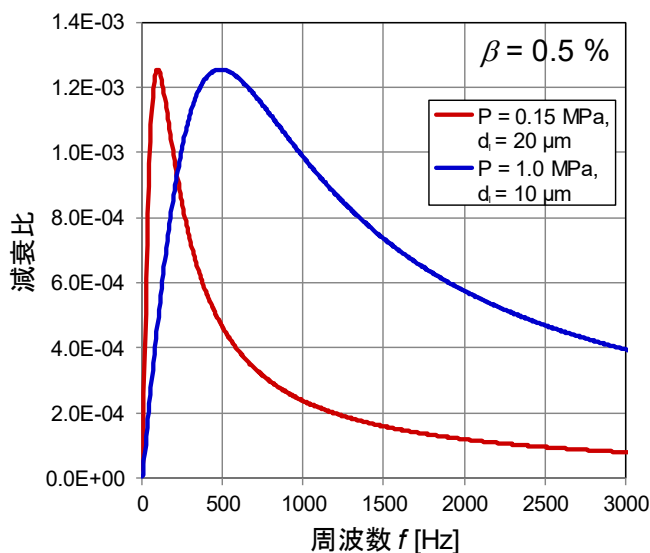


図 5-29 周波数に対する減衰比の解析結果 (圧力と液滴径を変化させた場合)

5.4 蒸気状態影響を考慮した湿り蒸気での音源の簡易評価手法

ここまでの議論をまとめると、乾き蒸気の圧力脈動（音源）の特性は空気と概ね同様であり、音源特性に対する物性の影響は小さい。一方で、蒸気状態の影響は圧力脈動振幅に対して特に顕著であり、現実的な蒸気クオリティの範囲（ $0.9 < x < 1.0$ 、最大湿り度 10%程度）で蒸気が湿った場合には、気体単相の乾き蒸気や空気に比べて最大圧力振幅が顕著に低下する場合がある。湿り蒸気における最大圧力振幅の低下は、主に液滴として気相と共に移流する液相成分と気液密度比との複合的な影響によって生じており、高クオリティ（低湿り度、高ボイド率）の湿り蒸気であっても圧力が低い場合には顕著に圧力脈動振幅が低下する場合がある。最大圧力振幅の低下に対する詳細なメカニズムの解明には今後更に多くの知見を積み重ねていくことが重要であるが、既存知見なども踏まえると分岐管開口部における気相の剪断層流れに対して慣性の大きい液相流れが強く影響を及ぼし剥離剪断層の発達を弱める等の相互作用の結果、流動場と音響場の連成が気体単相流に比べて不十分となったことなどが原因の一つと考えられ、振幅低下を推定可能なパラメータとしては気液密度比とボイド率が挙げられる。一方で、蒸気における開口端補正長は音響理論と一致し、10%程度以下の現実的な湿り度範囲の湿り蒸気音速は飽和蒸気音速からの低下が小さく、一般的な理論式に対して飽和蒸気状態を仮定した音速を適用することで共鳴周波数を十分近似可能である。更に、共鳴発生の指標となる共鳴限界 St 数に対する蒸気状態の影響は小さく、湿り蒸気でも乾き蒸気や空気とほぼ同一に評価可能である。

以上を踏まえて、単一分岐管体系において蒸気状態影響を考慮した湿り蒸気流中の音源の簡易的な評価手法を図 5-30 に整理した。まず、湿り蒸気に対して気体単相流の飽和蒸気を仮定する手法があり、これにより数値計算負荷を低減し、かつ保守的な圧力脈動振幅応答を予測可能である。一般の蒸気配管では蒸気湿り度（蒸気クオリティあるいはボイド率）が既知ではないことも多く、気体単相流であれば詳細な数値計算により音源を評価することが可能^[34]であるため、有効な手段であると考えられる。更に、湿り度がある程度推定可能である場合には、気体単相流の数値計算等で得られた音源に対して低湿り度（高クオリティあるいは高ボイド率）を仮定し、気液密度比を用いて最大圧力振幅（振幅の低下量）を推定する。一般の蒸気配管では蒸気トラップやドレン系統などの設置により蒸気湿り度はそれほど大きくはないことが多いため、圧力振幅の保守性を緩和し現実的な評価を行う場合にはある程度有効な手段であると考えられる。蒸気湿り度が大きい場合には気液密度比とボイド率の複合的な影響により更に振幅が低下する場合があり、蒸気湿り度が既知であれば気液密度比とボイド率から振幅低下量を推定する。ただし、この場合には実際の流動状態を踏まえ流動様式など他にも考慮すべきパラメータがあるため、注意が必要である。また、共鳴周波数については、湿り度が大きい場合や液滴が振動に十分速く追従する場合などでは、飽和蒸気音速に対する湿り蒸気音速の低下量が相対的に大きくなる場合があるため、注意が必要である。なお、複数の分岐管がある場合などの配管レイアウト影響については、次章で述べる。

湿り蒸気の音源の簡易評価手法

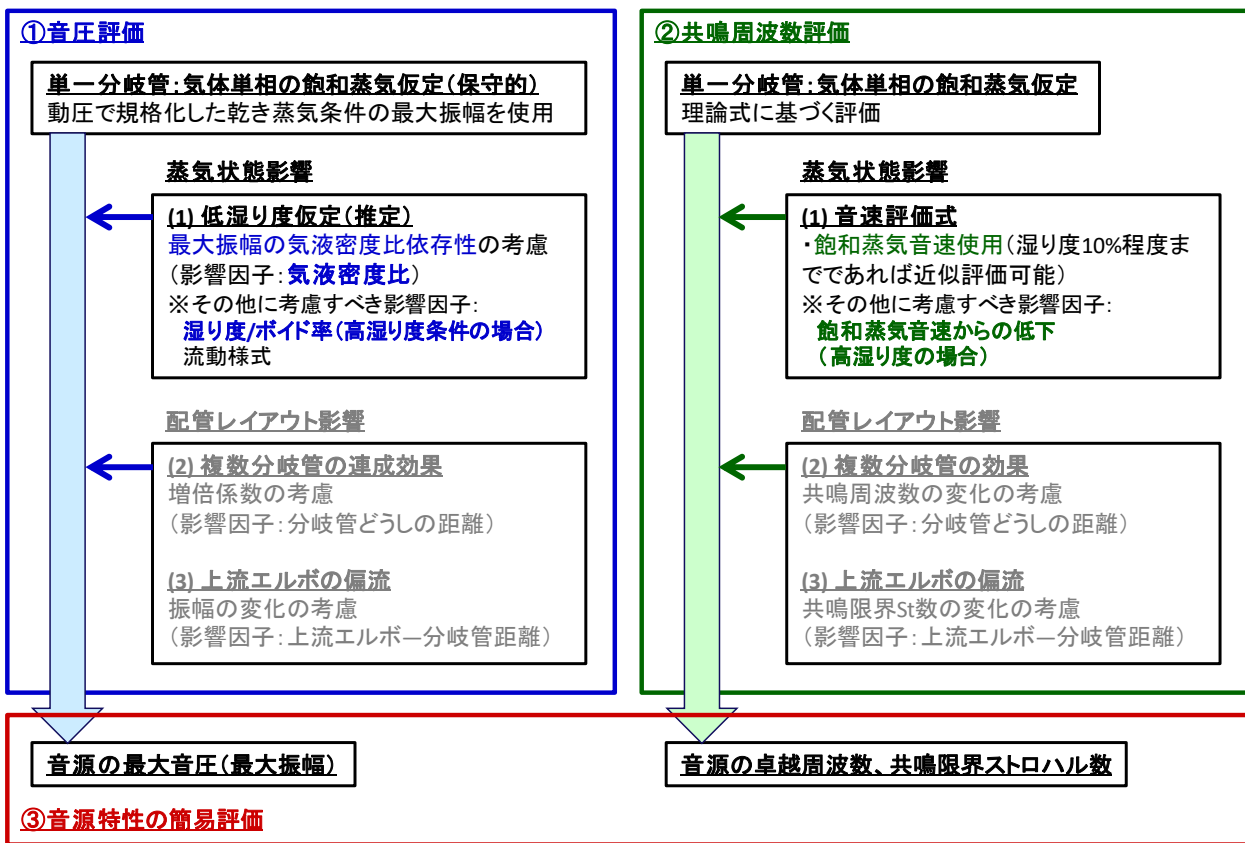


図 5-30 単一分岐管体系における湿り蒸気流中の音源の簡易評価手法

6. 蒸気流において分岐管本数／配置が圧力脈動特性に及ぼす影響

本章では、実際の蒸気配管においては複数の分岐管で音響共鳴が発生し、振幅を音響的に強め合う連成効果が生じる場合があることを踏まえ、音響共鳴現象を評価する上での研究課題である分岐管の本数や配置などの体系影響に着目した研究成果を取り纏める。分岐管 3 本を直列に配置した体系、分岐管 2 本を同軸に配置した体系における蒸気流動試験に基づいて、複数分岐管で音響共鳴が発生する複雑な体系へ簡易的な音源評価手法を拡張するための知見を集約する。併せて、分岐部形状の影響についての既存知見を踏まえ、実蒸気配管において簡易的に音源評価を行う上で考慮すべき点を整理する。

6.1 複数分岐管体系における連成影響

6.1.1 試験の概要

試験は汎用蒸気試験設備ならびに汎用蒸気試験設備（拡張）を使用し、3.1.1.1 に記載の通りである。図 6-1 および図 6-2 に音響共鳴試験部の概要を示す。試験部の分岐管配置は直列（Tandem：タンデム、図 6-1）配置と同軸（Coaxial：コアキシャル、図 6-2）配置体系とし、いずれの配置体系においても各分岐管形状寸法は 3 章で使用した単一分岐管体系と同じものとした。各分岐管における計測値を区別するため、図中に示すように、タンデム型については上流から A、B、C、コアキシャル型については 2 本の分岐管をそれぞれ A、B とした。

試験条件を表 6-1 に示す。なお、試験手法については 3 章と同様であり、詳細は 3.1.1.5 に記載の通りである。

6.1.2 多管体系での圧力振幅／卓越周波数応答特性

図 6-3 から図 6-6 にタンデム型およびコアキシャル型の配置体系における乾き／湿り蒸気での各分岐管先端部の圧力脈動の応答特性を示す。図 6-3 および図 6-4 の BR-A、B、C は図 6-1 に示したタンデム体系試験における上流からの分岐管位置であり、図 6-5 および図 6-6 においては図 6-2 に示すコアキシャル体系試験における BR-A、B の両者の分岐管の結果を示した。いずれの図においても、本体系と同じ長さの単一分岐管かつ等しい蒸気クオリティ条件での計測結果（図 4-6）を併せて示した。本章での無次元 RMS 圧力振幅 P_{rms}^* （各図の(a)）の定義は 3 章で述べた通りであり、FFT 解析結果においてピーク周波数となった時の RMS 圧力振幅に対し、RMS 圧力振幅が 1/10 程度となるまでの周波数区間を積分した値を主管の動圧 $0.5\rho U^2$ により規格化したものである。また、周波数比（各図の(b)）および横軸の St 数には 4 章での議論を踏まえた評価式により算出される共鳴周波数予測値を使用した。

図 6-3 から図 6-6 より、各配置体系および各蒸気クオリティにおける St 数に対する P_{rms}^* および卓越周波数の応答は、複数ある分岐管いずれにおいても概ね同様である。ただし、タンデム型（図 6-3）においては、乾き／湿り蒸気共に 3 本の分岐管の内、中央に位置する分岐管（BR-B）の振幅が両側に位置する分岐管（BR-A、C）よりも僅かに大きい。図 6-1 に示したように、本試験におけるタンデム型の配置では 3 本の分岐管を等間隔で配置しており、中央の分岐管は近接する両隣の分岐管 2 本の圧力変動の影響を受けたためと考えられる。また、各配置体系および各蒸気クオリティにおいて、1 次の渦放出モードにより圧力振幅が大きくなり始める St 数（共鳴限界 St 数）は概ね 0.6–0.65 程度である。つまり 1 次モードの共鳴限界 St 数

は乾き／湿り蒸気共に同程度であり、かつタンデム型／コアキシャル型いずれも単一分岐管体系と同程度である。本試験体系においてはタンデム型／コアキシャル型いずれの分岐管も単一分岐管体系と等しい形状寸法としており、流れ場の状態が単一分岐管体系と概ね同様であったためと考えられる。一方で、分岐管が複数ある体系では近接する分岐管の圧力変動の影響を受け強め合ったため、 P_{rms}^* の最大値はいずれも単一分岐管体系に比べ増加した。タンデム型およびコアキシャル型において、 P_{rms}^* が最大となった St 数での圧力波形とスペクトルを図 6-7 および図 6-8 に示す。乾き蒸気／湿り蒸気共にタンデム型では分岐管どうしの距離と主管内に励起される音響モードとの関係により、各分岐管における圧力脈動が影響し合うような位相となったと考えられる。また、コアキシャル型では分岐管開口部付近の粒子速度が同調するように BR-A と BR-B とで位相が 180 度ずれている。ここで、Ziada ら^[39]により取得された、単一分岐管／タンデム型配置／コアキシャル型配置の各体系での空気流試験結果においては、各配置体系の中でもコアキシャル型の無次元振幅が最も大きくなることが示されている。表 6-2 に示す通り、本試験においても乾き／湿り蒸気共に P_{rms}^* の最大値はタンデム型に比べコアキシャル型の方が大きく、かつ両者とも単一分岐管体系に比べ大きく、既存知見と定性的に一致した。

また、奥山ら^[74]により取得された、空気流条件において 2 本のタンデム型配列の分岐管を対象とし、分岐管の間の主管距離を変化させた場合の最大圧力振幅比と卓越周波数比によれば、タンデム型における分岐管の間の主管距離が分岐管の 1/4 波長の偶数倍の場合に各分岐管での圧力振幅が最大かつ卓越周波数比が 1 となり、奇数倍の場合に圧力振幅が最小かつ卓越周波数比が 1 から最も離れることが示されている。なお、奥山ら^[74]の試験における分岐管径 d は $0.4D$ 程度と本試験体系より大きいものの概ね同程度である。これを踏まえて、本試験のタンデム型配置における、乾き蒸気条件での各分岐管の最大の P_{rms}^* の最大値と卓越周波数比を奥山ら^[74]の試験結果と比較した結果を図 6-9 に示す。なお、タンデム型配置の各分岐管における最大圧力振幅は単一分岐管の最大圧力振幅の値で規格化した。図 6-1 に示すように、本試験では 2 本の分岐管の間の主管距離は 7.7D 程度であり、これは開口端補正長を考慮した分岐管の 1/4 波長に対し 6.6 倍程度に相当する。奥山ら^[74]の試験では、2 本の分岐管の間の主管距離は 1/4 波長の 1 倍から 5 倍程度までの範囲での試験であるため、 m を自然数として $2m+0.6$ 倍の結果と比較すると、本試験結果は奥山らの結果と定量的に一致する。3 章において述べたように、乾き蒸気の圧力脈動特性は空気と概ね同様であり、いずれも気体単相流である乾き蒸気と空気では圧力脈動の特性に対する物性の影響は小さいことが確認されており、これは分岐管が複数あるタンデム型についても同様であると言える。

6.1.3 蒸気状態の影響

図 6-3 から図 6-6 より、タンデム型／コアキシャル型いずれの配置体系においても、湿り蒸気条件における P_{rms}^* の最大値は乾き蒸気条件に比べ低下した。また、湿り蒸気では 1 次の渦放出モードにより P_{rms}^* が大きくなる St 数範囲内においても、卓越周波数は乾き蒸気とは異なり共鳴周波数にはロックインせず、 St 数の低下に伴って周波数比が緩やかに増加することが確認された。このような乾き蒸気と湿り蒸気における応答曲線の定性的な違いについては、3 章で述べた本体系と同じ長さの単一分岐管かつ等しい蒸気クオリティ条件での試験結果とも一致した。湿り蒸気における振幅低下要因については 5.1.4 項で議論した通りであり、音響的に強め合いの効果がある複数分岐管体系においても、流動条件は単一分岐管体系と同様であるため、振幅低下が生じたと考えられる。図 6-10 に各体系および乾き／湿り蒸気間での RMS 圧力振幅応答曲線の比較を示す。タンデム型では真ん中の BR-B、コアキシャル型ではどちらも大差ないため BR-A の

結果をプロットした。また、表 6-3 に各体系における乾き蒸気に対する湿り蒸気の P_{rms}^* の最大値の比を示す。タンデム型では 0.08 程度、コアキシャル型では 0.15 程度であり、シングル型では 0.18 程度であった。前項で述べた通り、分岐管が複数ある体系では近接する分岐管の圧力変動の影響を受け強め合ったために振幅が増大したと考えられ、これは特に流動場に対して干渉し得る液相のない乾き蒸気において顕著である。即ち、タンデム型／コアキシャル型いずれにおいても、湿り蒸気に比べ乾き蒸気の方が単一分岐管体系に対する振幅の増大が顕著であったために、シングル型に比べ乾き蒸気に対する湿り蒸気の最大振幅比が低下したと考えられる。ここで、タンデム型における湿り蒸気の試験部圧力はシングル型と同程度であった一方で、試験装置の制約によりコアキシャル型ではシングル型やタンデム体系に比べ試験部圧力が 2 倍程度であった。5.1.4 項で述べたように、湿り蒸気での圧力振幅低下は蒸気湿りと圧力の複合影響によって生じており、圧力が高い場合には圧力が低い場合に比べて振幅が低下しにくくなる。即ち、タンデム型に比べて試験部圧力が 2 倍程度となったコアキシャル型については、タンデム型に比べ気液密度比 $\rho_{s_sat}/\rho_{w_sat}$ が大きくなったことで湿り蒸気条件の振幅のみが増加した結果、タンデム型に比べると乾き蒸気条件に対する湿り蒸気条件の最大振幅比が大きくなった可能性がある。

以上より、実配管で見られる複数の分岐管で圧力脈動が生じる複雑な体系では、湿り蒸気でも気体単相流と同様に単一分岐管体系に比べて圧力振幅が増倍することを明らかにした。ただし、実際の蒸気配管では本試験とは異なり分岐管どうしの距離も様々であるため、特定の分岐管どうしでのみ圧力振幅を強め合うような複雑な挙動を示す場合が想定される。これに対して本試験は限られた条件での知見しか取得できていないため、包括的な結論とするには更なる検討が必要と考えられるが、図 6-11 に示した配管レイアウト影響を考慮した場合の湿り蒸気流中の音源の簡易的な評価手法において、複数の分岐管での連成影響による圧力振幅の増倍効果を考慮する場合には、乾き蒸気の増倍係数を適用することで保守的な評価となると考えられる。また、タンデム型における圧力振幅の増倍係数や周波数比に対する分岐管どうしの距離の影響については、上述した奥山ら^[74]の結果を参照するのが適当であると考えられる。

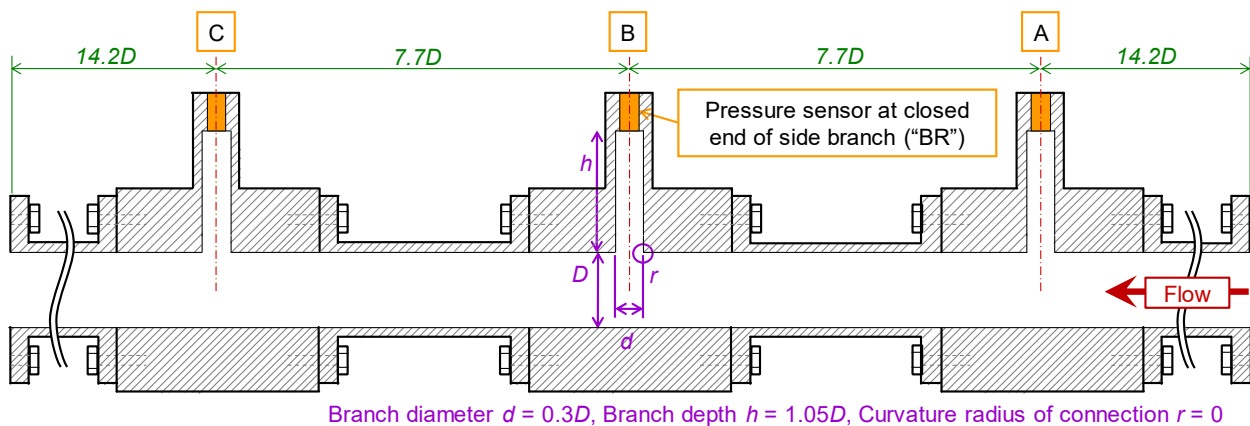


図 6-1 タンデム配列試験部の概要

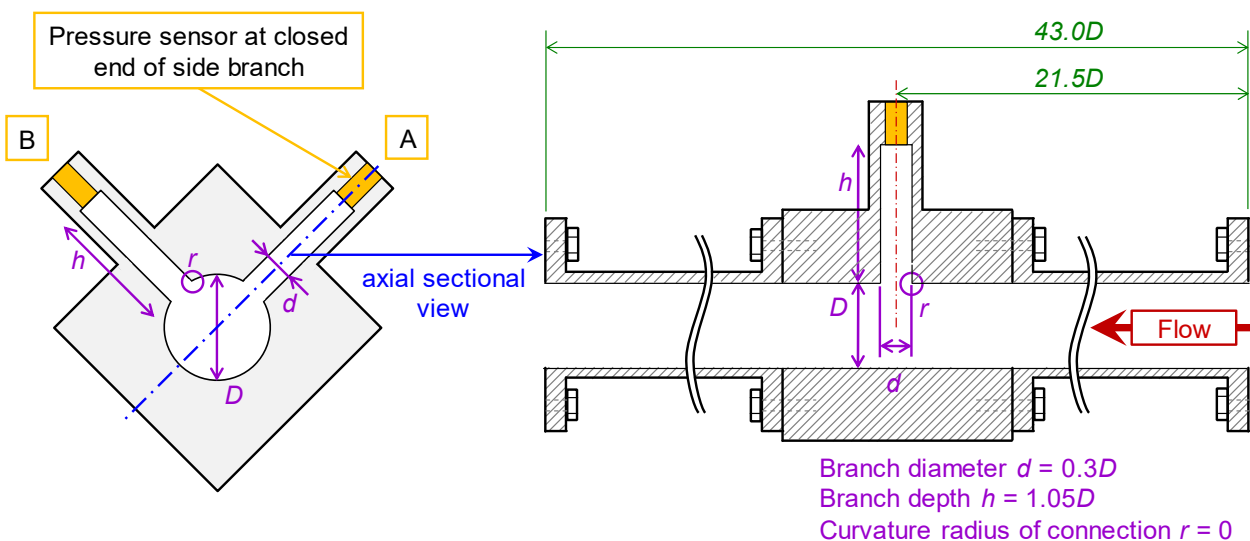
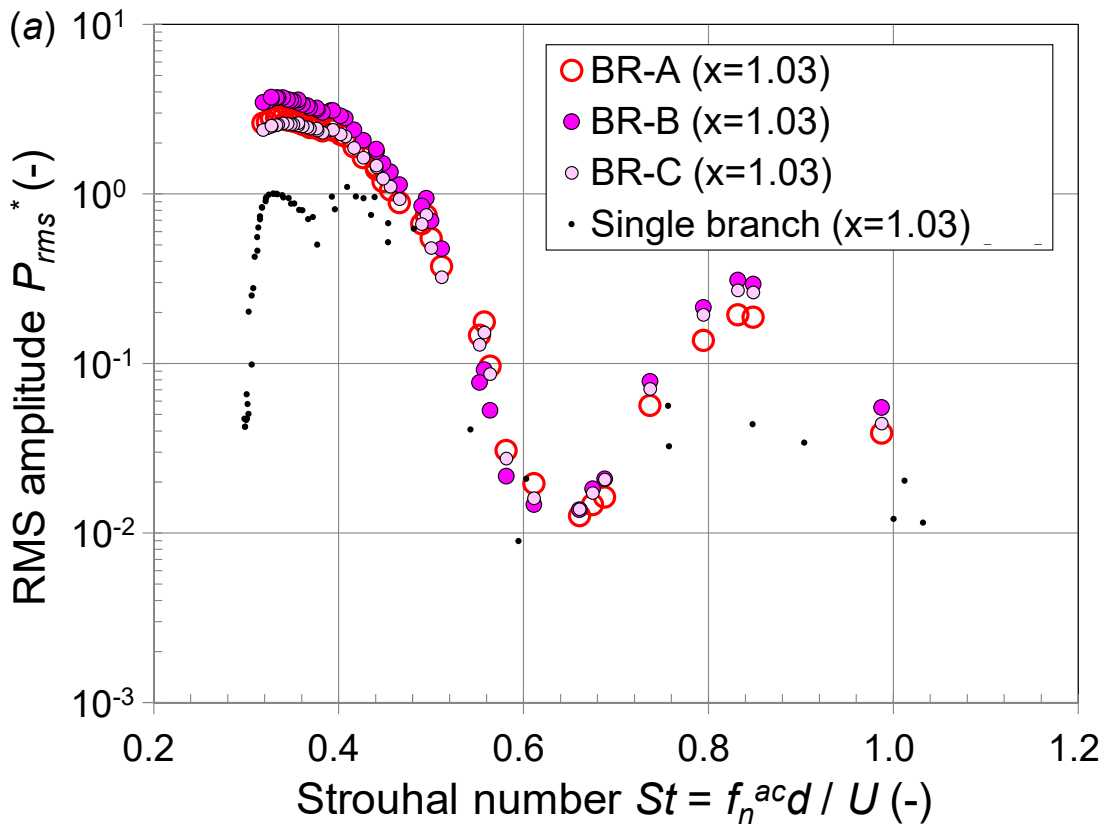


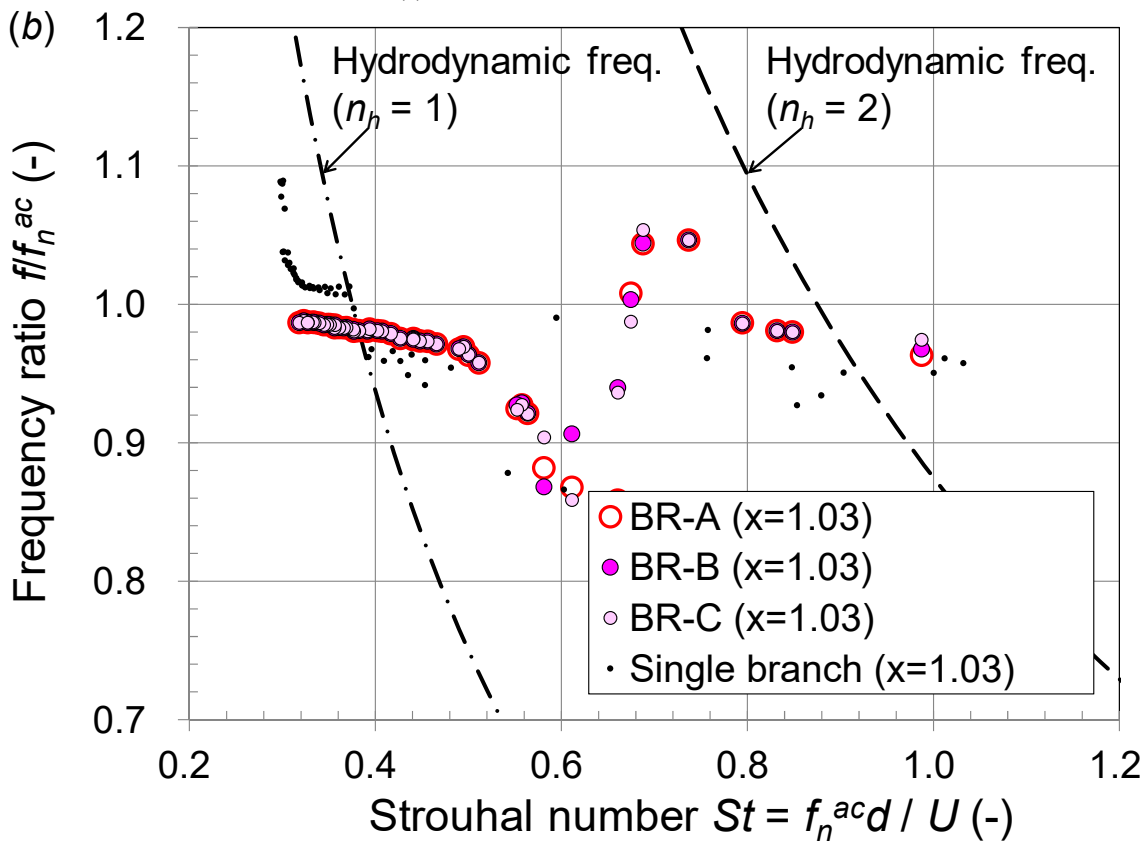
図 6-2 コアキシャル配列試験部の概要

表 6-1 試験条件

	乾き蒸気	湿り蒸気
流入圧力 (MPaA)	0.12–0.28 (Tandem), 0.13–0.40 (Coaxial)	
飽和蒸気温度 (K)	408–435 (Tandem), 410–445 (Coaxial)	378–405 (Tandem), 380–415 (Coaxial)
蒸気クオリティ	1.03	0.97
流量 (kg/h)	100–800	100–800
流速 (m/s)	30–100	30–100
レイノルズ数	7.0×10^4 – 4.5×10^5	9.0×10^4 – 5.0×10^5
ストロハル数	0.3–1.0	0.3–1.0
マッハ数	~0.2	~0.2

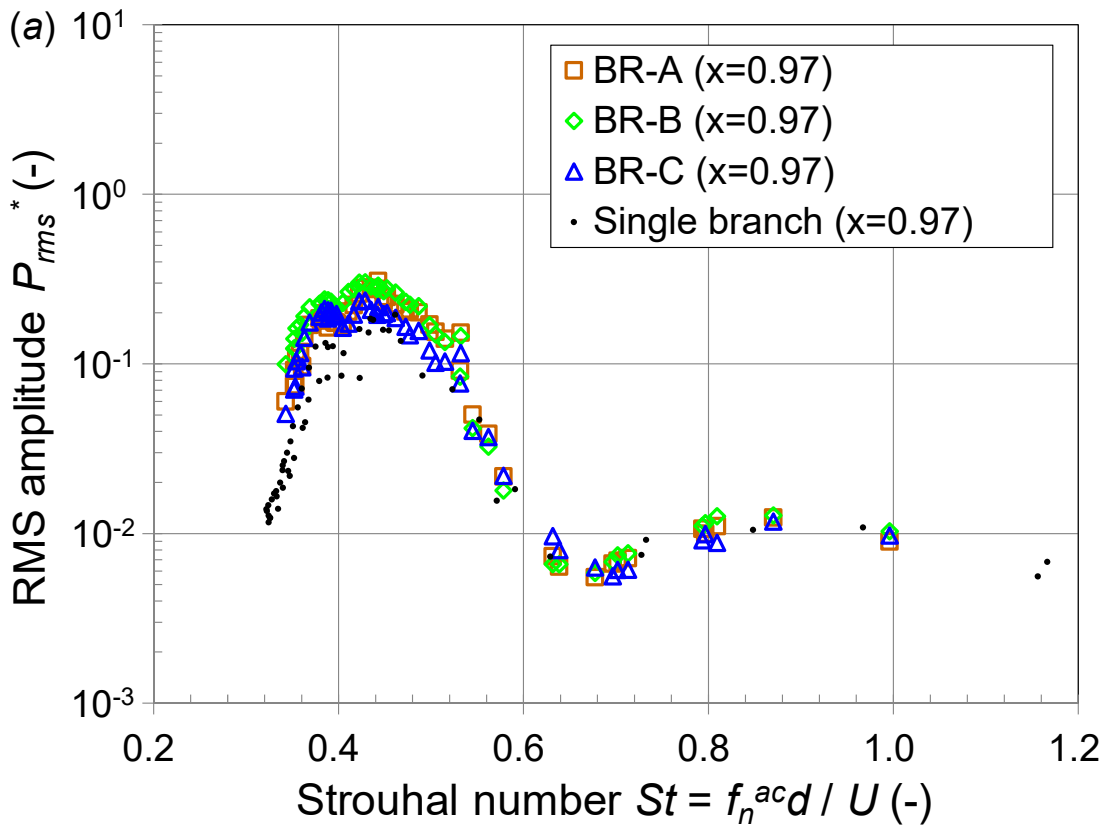


(a) RMS 圧力振幅の応答曲線

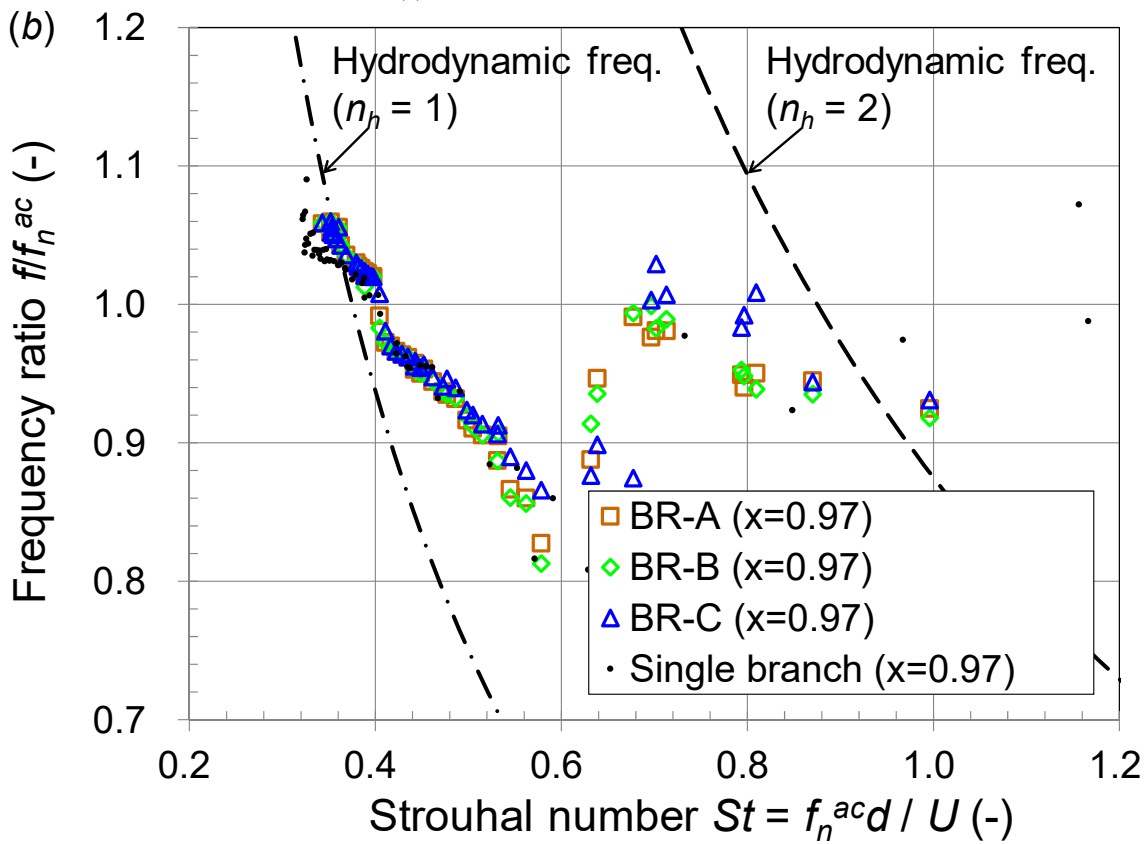


(b) 卓越周波数の応答曲線

図 6-3 乾き蒸気におけるタンデム配列での分岐管天端部の圧力脈動応答

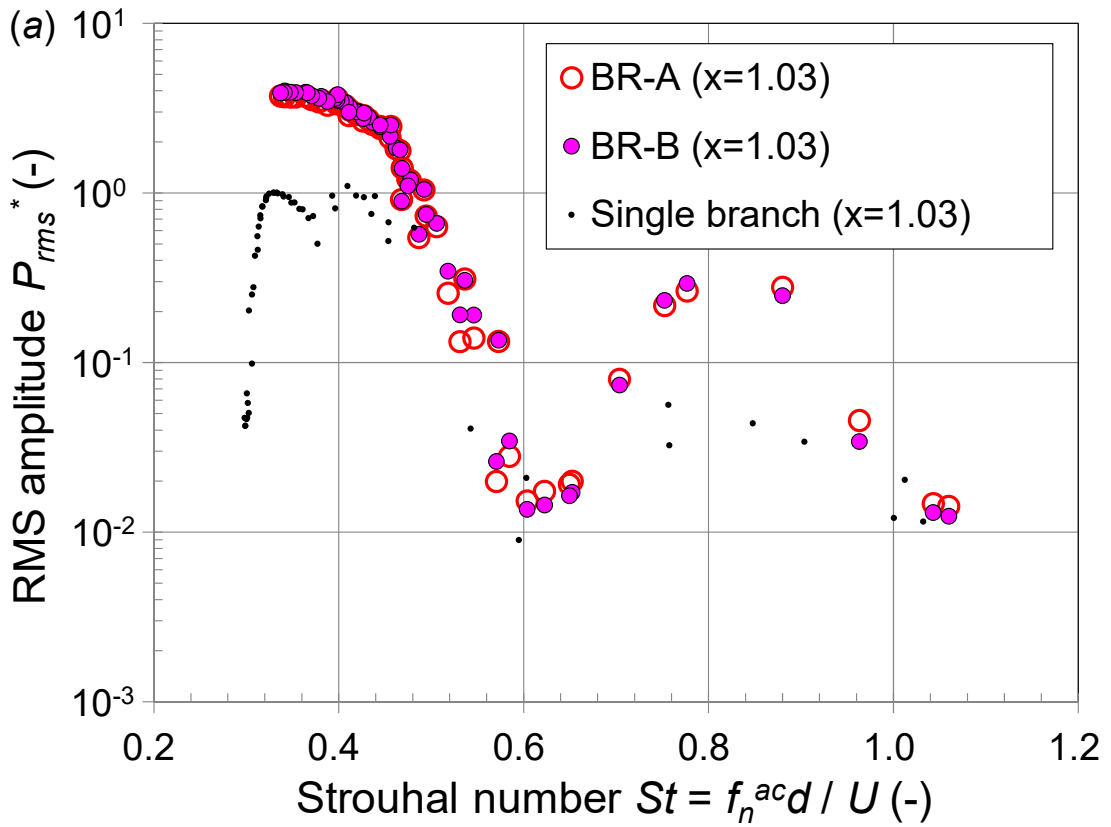


(a) RMS 圧力振幅の応答曲線

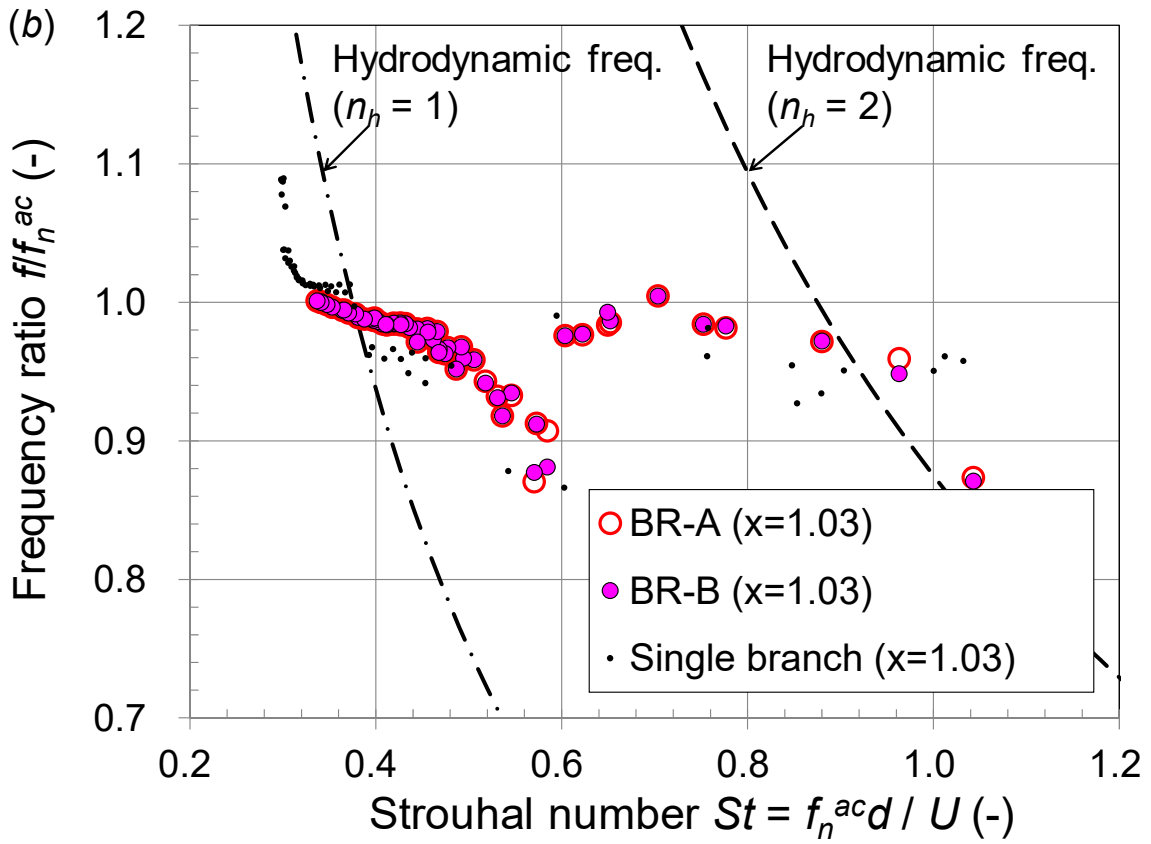


(b) 卓越周波数の応答曲線

図 6-4 湿り蒸気におけるタンデム配列での分岐管天端部の圧力脈動応答

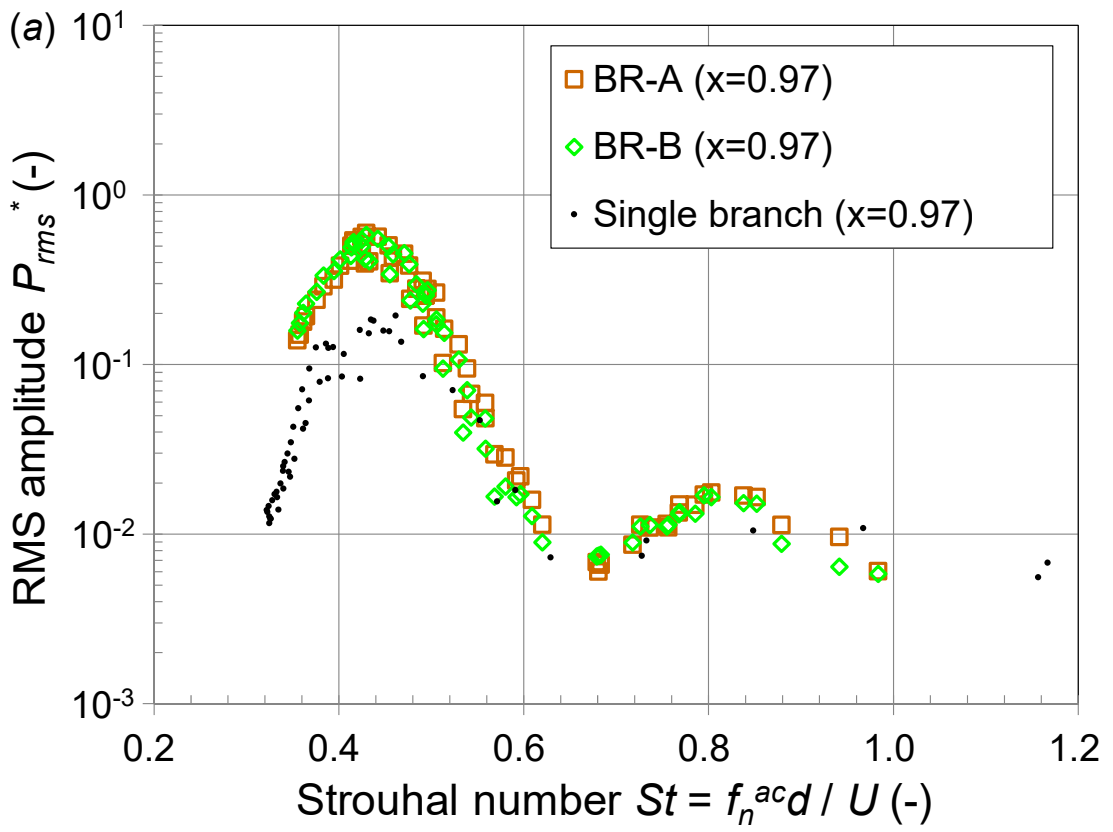


(a) RMS 圧力振幅の応答曲線

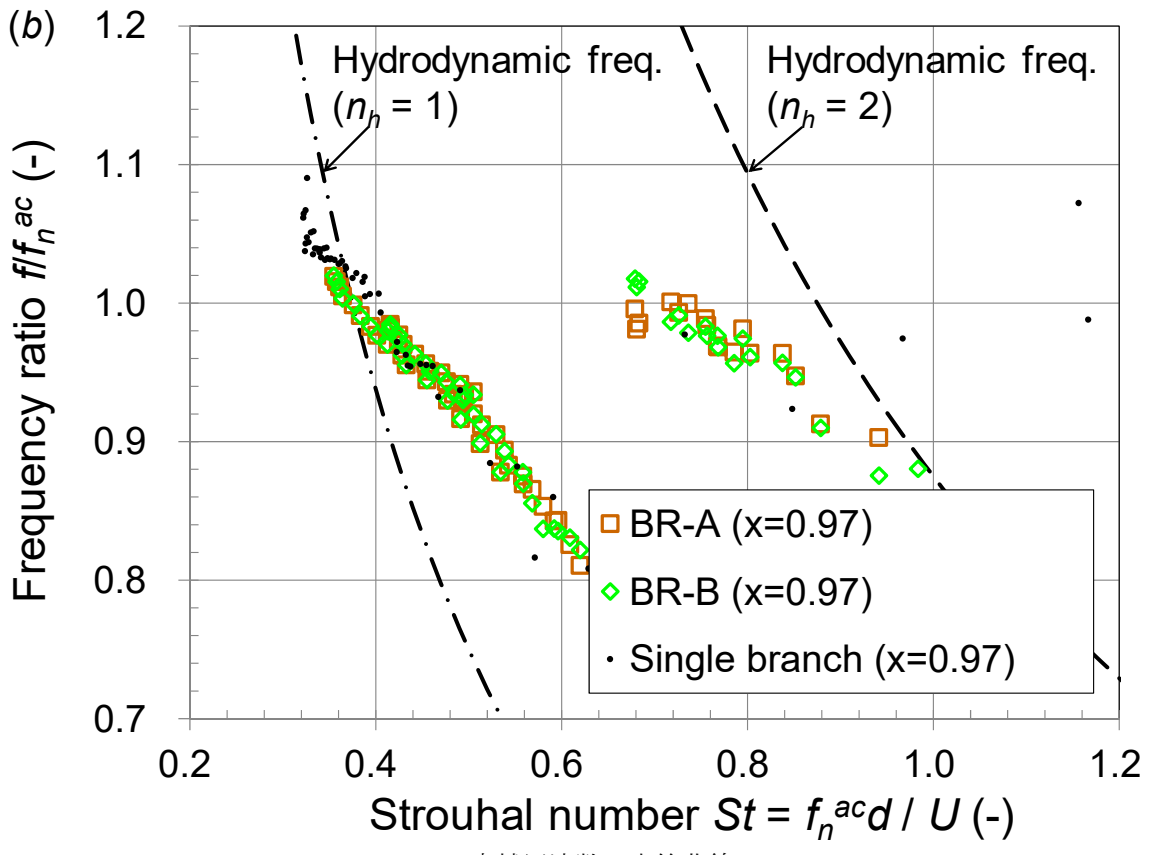


(b) 卓越周波数の応答曲線

図 6-5 乾き蒸気におけるコアキシャル配列での分岐管天端部の圧力脈動応答

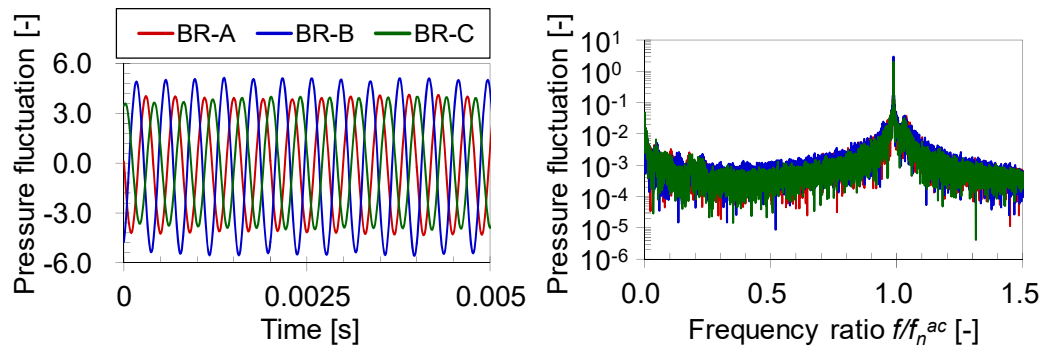


(a) RMS 圧力振幅の応答曲線

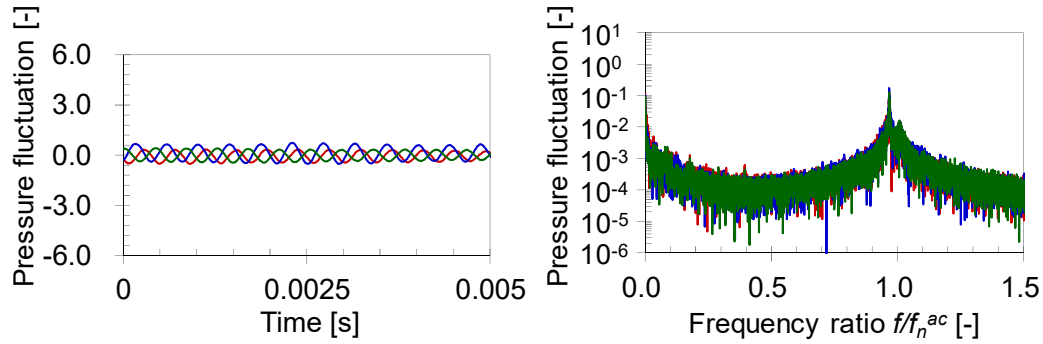


(b) 卓越周波数の応答曲線

図 6-6 湿り蒸気におけるコアキシャル配列での分岐管天端部の圧力脈動応答

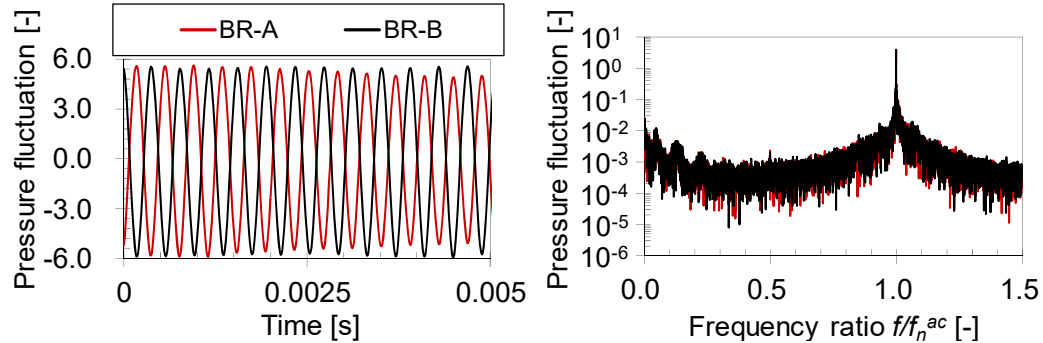


(a) 乾き蒸気 ($x = 1.03$)

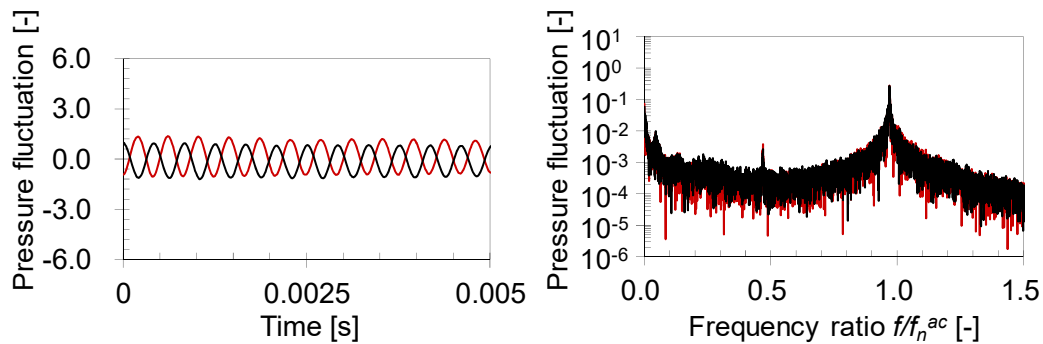


(b) 湿り蒸気 ($x = 0.97$)

図 6-7 タンデム配列における最大圧力振幅時の圧力波形 (左) とスペクトル (右)



(a) 乾き蒸気 ($x = 1.03$)

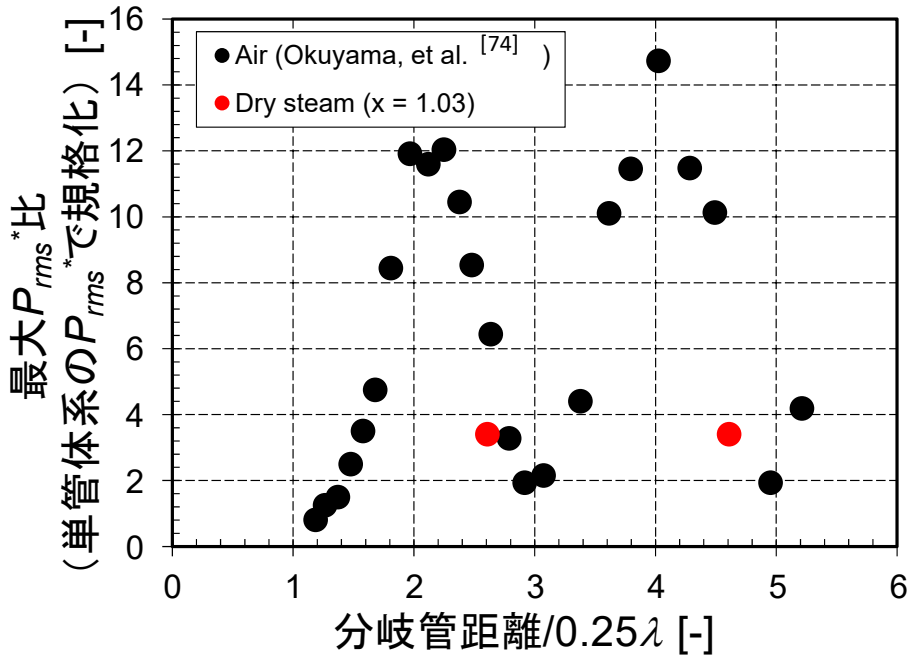


(b) 湿り蒸気 ($x = 0.97$)

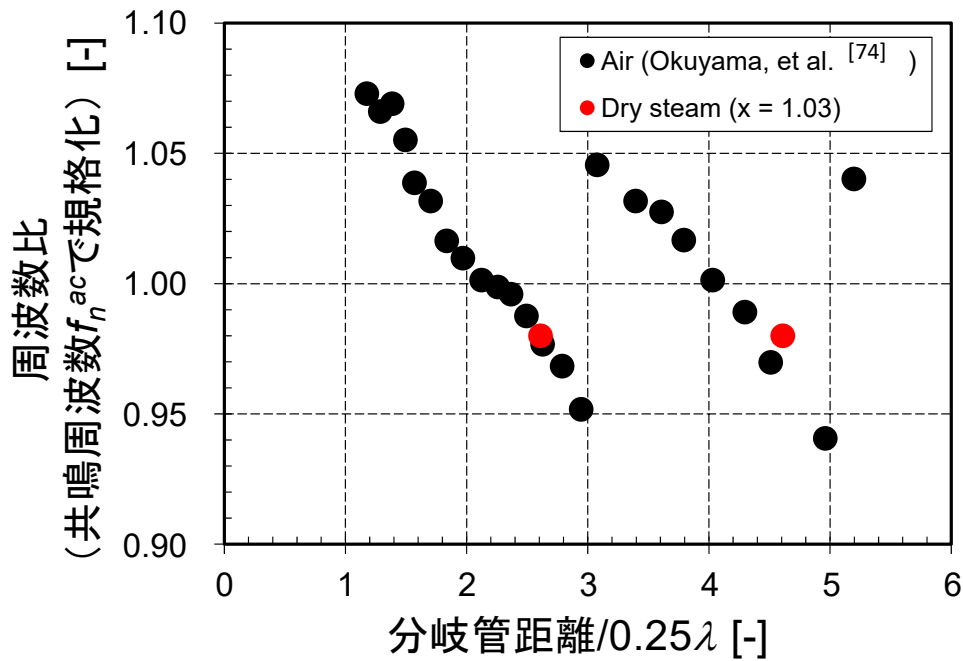
図 6-8 コアシヤル配列における最大圧力振幅時の圧力波形 (左) とスペクトル (右)

表 6-2 複数分岐管体系における最大圧力振幅

	Tandem 乾き蒸気	Tandem 湿り蒸気	Coaxial 乾き蒸気	Coaxial 湿り蒸気
P_{rms}^* の最大値	3.7	0.3	4.0	0.6
単一分岐管の P_{rms}^* の最大値に対する比 (増倍係数)	3.4	1.5	3.6	3.1



(a) 分岐管距離と P_{rms}^* の最大値の関係



(b) 分岐管距離と卓越周波数比の関係

図 6-9 分岐管距離と 1/4 波長の関係に対する圧力脈動応答特性

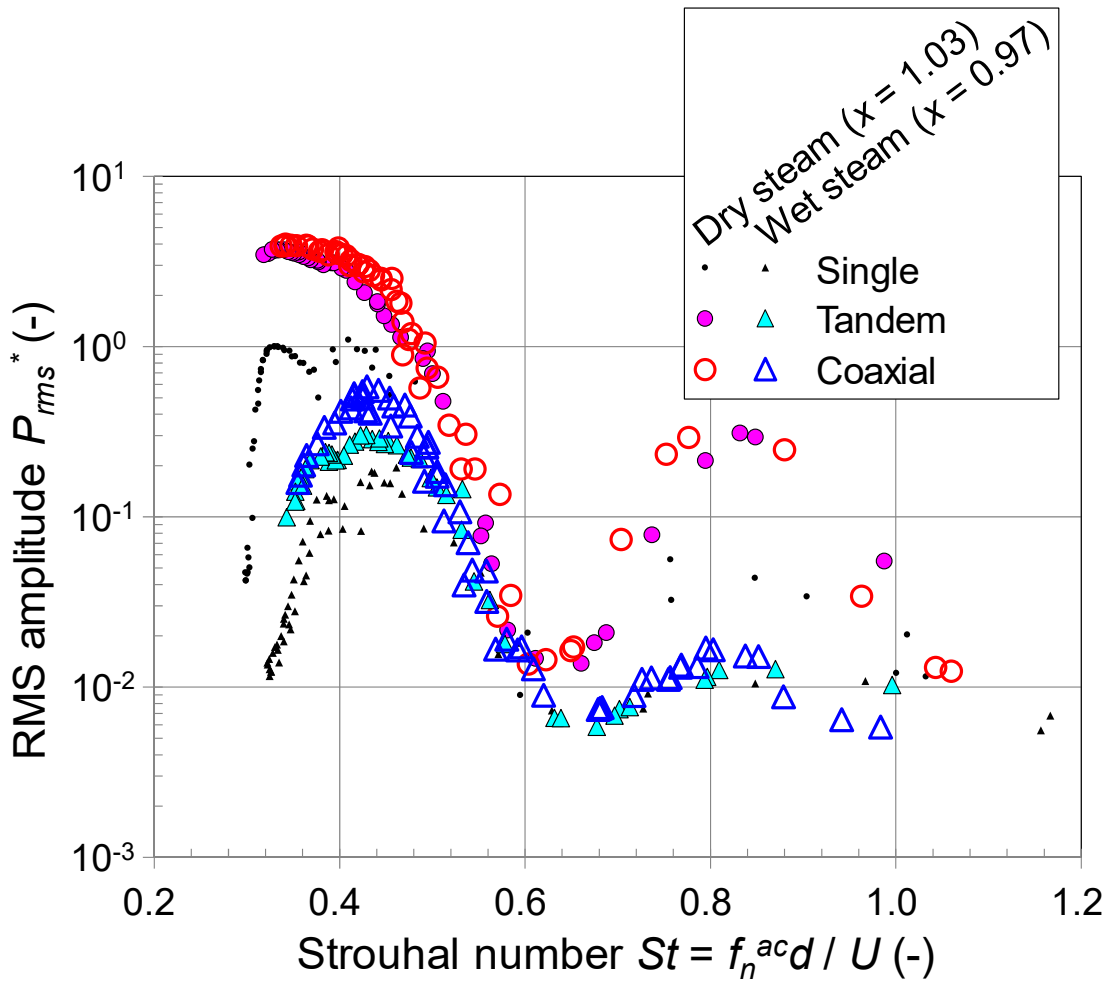


図 6-10 各体系および乾き／湿り蒸気間での RMS 圧力振幅応答曲線の比較

表 6-3 各体系における乾き蒸気に対する湿り蒸気の最大圧力振幅比

体系	図 6-10 における最大圧力振幅比
シングル型	0.18
タンデム型	0.08
コアキシャル型	0.15

湿り蒸気の音源の簡易評価手法

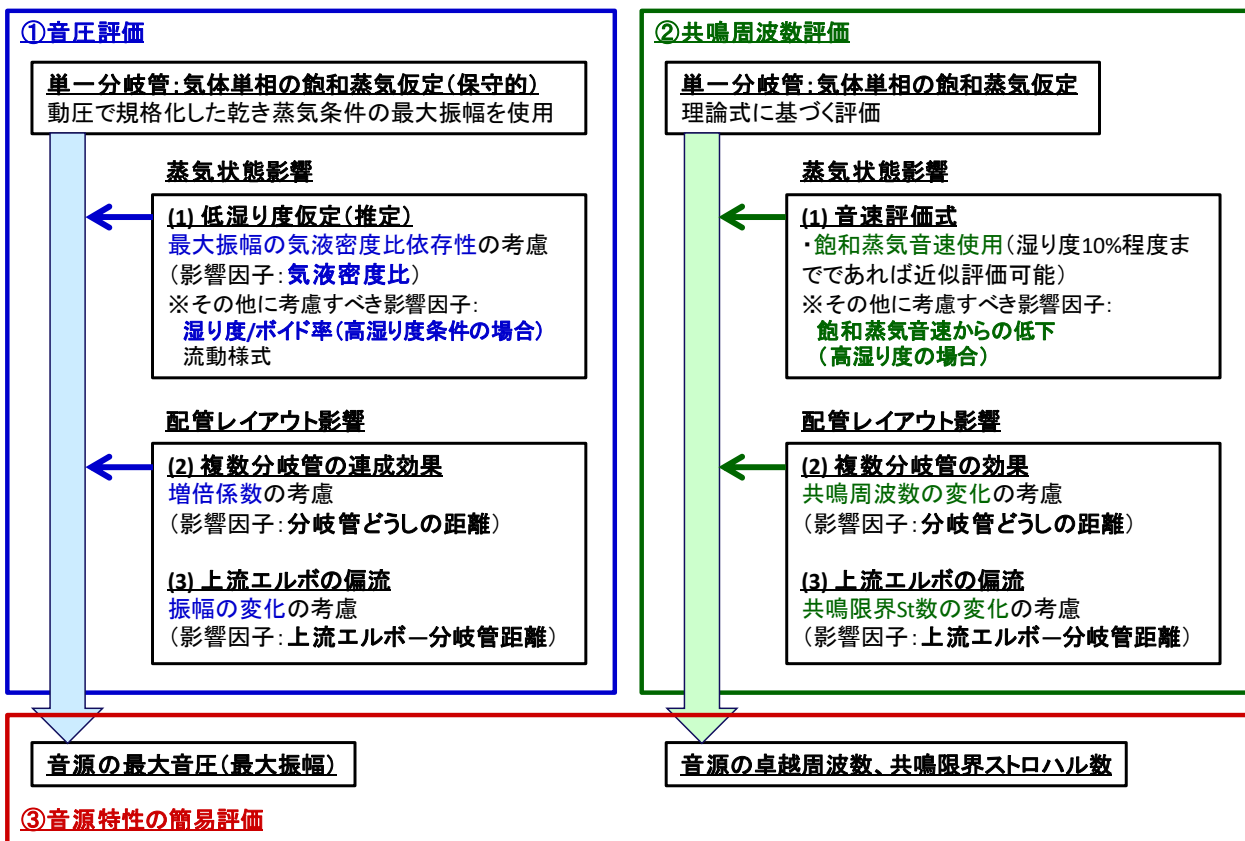


図 6-11 配管レイアウト影響を考慮した湿り蒸気流中の音源の簡易評価手法

6.2 上流エルボによる偏流影響の整理

本研究では、上流エルボから分岐管までの助走区間の影響として、図 5-9 および図 5-10 に示した限られた知見しか取得できていない。上流エルボの影響については、空気流条件において Ziada ら^[39]により詳しく調査がなされており、5.1.3 項で述べた通り本試験結果とも定性的に一致している。そのため、本節では Ziada ら^[39]により示された上流エルボ影響を参照し、本試験結果を踏まえた簡易音源評価手法において考慮すべき点を整理する。

一般に、エルボ通過後の流れには遠心力によって偏るため主流に流速分布が生じ、この偏流の影響はエルボ出口部からの直管長によって低減する。上流エルボで生じた偏流により、発達した流れ場における流速分布と分岐管開口部の局所流速に差が生じる。従って、上流エルボの影響としては、エルボからの距離とエルボの曲げに対する分岐管の設置方向（エルボ腹側に接続する直管部か背側に接続する直管部か）が重要な影響因子であると考えられる。一方で、共鳴周波数は形状寸法と状態量である音速で定まるため、上流エルボの影響は受けない。ここで、配管内の流速分布は配管レイアウトに大きく依存するものの、実配管では配管内の流速分布までを考慮することは難しい場合が多く、 St 数や主流動圧などにおける代表流速には流量と配管断面積から算出される断面平均流速を取るのが一般的である。図 5-1 に示した本試験体系のように、エルボ腹側に接続する直管部側に分岐管がある場合には、エルボから分岐管までの距離が近いと分岐管開口部付近の局所流速は平均流速よりも遅くなる。Ziada ら^[39]によれば、この場合に平均流速を用いた St 数で応答曲線を整理した場合、実際の流速より平均流速の方が大きいため、1 次の渦放出モードで圧力振幅が大きくなり始める St 数はエルボがない場合と比べて小さくなり、最大振幅も小さくなる結果が示されている。従ってこの場合には、エルボがない場合の最大圧力振幅と共鳴限界 St 数は実配管条件に対して保守的な予測を与える。一方で、エルボ背側に接続する直管部側に分岐管がある体系（図 5-1 で分岐管が重力方向下向きに設置されているようなケース）では、エルボから分岐管までの距離が近いと分岐管開口部付近の局所流速は平均流速よりも速くなる。Ziada ら^[39]によれば、この場合に平均流速を用いた St 数で応答曲線を整理すると、実際の流速より平均流速の方が小さいため、1 次の渦放出モードで圧力振幅が大きくなり始める St 数はエルボがない場合と比べて大きくなり、最大振幅も大きくなる結果が示されている。即ちこの場合には、エルボがない場合の最大圧力振幅と共鳴限界 St 数は実配管条件に対して非保守的な予測を与えることになり、注意が必要であると言える。なお、この場合について、Ziada ら^[39]は上流エルボと分岐管の距離を最大 $10D$ までの範囲でパラメータとした試験をしており、提案されている共鳴限界 St 数のチャートにおいては、 $10D$ よりも距離が短いケースにおいては上流エルボなし（距離無限大）との差が顕著であり影響が大きいと推測される。また、分岐管開口部付近の局所流速を用いて応答曲線を整理すると、上流エルボ有無および分岐管設置位置に依らず、応答曲線はいずれの場合も同様になると指摘されている。

図 6-11 に示した湿り蒸気における音源の簡易的な評価手法において、特に気体単相流を仮定した評価をする際に、エルボと分岐管の配置方向および距離によっては上流エルボの偏流影響を考慮する必要があると言える。偏流影響の考慮としては分岐管開口部付近の局所流速を用いて St 数や無次元振幅を評価すれば良いが、実際の流速分布が推定できない場合には、例えば Ziada ら^[39]により提案されている共鳴限界 St 数のチャートを参照する等で影響を推測しておくことが重要である。5.1.3 項でも述べたように、図 5-10 に示した本試験結果ではボイド率が他の条件よりも相対的に小さい 0.8 MPa の $x = 0.97$ における P_{rms}^* の最大値は

上流エルボからの助走区間の影響を受け、助走区間が長い場合には P_{rms}^* の最大値が大きくなり、ボイド率が大きい高クオリティ条件の P_{rms}^* の最大値と定量的に一致する結果となった。湿り蒸気条件における上流エルボ影響の定量化については更なる検討が必要であるが、気相に比べて慣性の大きい液相が相対的に多く存在する低ボイド率においては、流速分布に対して液相流れが影響を及ぼすことも P_{rms}^* の最大値が低下する要因の一つであると推測され、高クオリティないしは気体単相流を仮定することで保守的になると考えられる。なお、その他の分岐管形状の影響（分岐管長、分岐管径、上下流端の形状）については、空気流の既存知見を参照可能であると考えられ、Ziada ら^[35]によるレビューが参考になる。

7. 音源評価法に基づく伝播／応力評価

本章では、簡易的な音源評価手法に基づいた圧力脈動の伝播／応力評価手法に焦点を当てた研究成果を取り纏める。既存のドライヤ健全性評価手法などを参考に、汎用構造解析コードについて調査を行い、湿り蒸気の簡易的な音源評価を入力条件とした場合に音源で発生する圧力脈動の伝播ならびに構造物周りの音圧荷重に基づいた応力までを一貫して評価可能な手法について検討し、評価を行う上で注意すべき点を整理する。

7.1 汎用音響／構造解析コードの調査

1.2.2 項でも述べた既往研究等を参考に、先行研究^[34]により構築されたドライヤ健全性評価法と同じく音響伝播／応力評価には汎用 FEM コードを使用することを想定した。代表的な汎用 FEM コードの調査を通じて配管系の音響伝播解析への適用性を評価した結果を表 7-1 に示す。調査は各 FEM コードの開発／販売元への聞き取りにて実施した。調査対象コードは、ABAQUS (ダッソー・システムズ株式会社)、ANSYS Mechanical (ANSYS 社)、FrontNoise (アドバンスソフト株式会社)、LMS Virtual Lab. (シーメンス PLM ソフトウェア社) の4つとした。なお、LMS Virtual Lab.は汎用音響解析コードとして非常に有名な SYSNOISE が含まれた FEM コードである。

表 7-1 に示すように各 FEM コード間で基本的な解析機能に大きな差はない。ABAQUS は構造解析ツールとしては非常に有名であるが、配管内包流体の取り扱いには他と比べて少々難があるようである。一方で、ANSYS Mechanical、FrontNoise、LMS Virtual Lab.では各社が保有する CFD コードも活用することで、流体—音響連成、流体—音響—構造連成解析も可能であり、FrontNoise と LMS Virtual Lab.では音響解析において内包流体の平均流速を考慮することが可能なようである。また、音響伝播／応力評価の実績（適用実績）にも違いが見られ、特に ANSYS Mechanical と LMS Virtual Lab.については、BWR 主蒸気系のような蒸気配管を対象とした解析実績も有しており、妥当性が確認されていることがわかった。

配管要素によって生じる様々な圧力脈動を流体音源としてモデル化されているかとの観点では、どの FEM コードにも配管要素を対象とした音源モデルは組み込まれておらず、現象解明に基づいた音源の簡易的な評価手法を独自に構築した上で、音源入力を行う必要があることがわかった。ただし、ANSYS Mechanical については、特定の外部音源に対するモデルが組み込まれており、FrontNoise はユーザーファンクションの融通が他より利くようである。導入コストなどの他の観点も含めて総合的に検討し、本研究では ANSYS Mechanical を選定し、音響解析／構造解析を実施することとした。

表 7-1 汎用 FEM コードにおける音響解析調査結果

	ABAQUS	ANSYS Mechanical	FrontNoise	LMS Virtual.Lab
任意音源入力 (実験値)	○	○	○	○
配管要素の 音源モデル	×	× (特定の外部音源の み)	× (ユーザ組込みは可)	×
配管内流体中 の音響伝播 (移動流体の取扱い)	○ (音速:任意一定値)	○ (音速:任意一定値) 静止流体中のみ	○ (音速:任意一定値) 平均速度考慮可	○ (音速:任意一定値) 平均流速考慮可
基礎方程式	圧縮性NS方程式 (簡素化)	ヘルムホルツ方程式	波動方程式	波動方程式、他
離散化手法	有限要素法	有限要素法 (二次要素考慮)	有限要素法	有限要素法、 有限差分法、他
適用実績	主蒸気配管 解析実績:×	主蒸気配管 解析実績:◎	主蒸気配管 解析実績:×	主蒸気配管 解析実績:○

7.2 音源評価法に基づく音響／構造解析

7.2.1 解析の概要

解析対象は、先行研究^[34]等を参考に BWR 主蒸気系および蒸気ドームとドライヤを簡易的にモデル化した解析体系とした。解析手法と解析諸元を表 7-2 に示す。なお、本研究では実機図面や CAD 等の詳細情報は一切参照しておらず、具体的な寸法や詳細な形状が不明である箇所は仮定の下で形状作成しているため実機とは異なる箇所が多く、あくまで模擬体系であることに注意されたい。

音響空間の解析モデル（ハーフセクターモデル）を図 7-1 および図 7-2 に示す。一般に、音響モードを十分解像するための音響空間メッシュサイズとして 1 波長を複数に分割したサイズとする必要があり、ANSYS Mechanical での推奨分割数は 8 程度とされている。飽和蒸気における分岐管の共鳴周波数は、式 (4-2) で評価した場合 175–180 Hz 程度であるため、保守的にこれより大きい 300 Hz を想定し、音速 500 m/s 程度とすると 1 波長の 1/8 は 0.21 m 程度となる。ただし、今回の音響空間モデルを 0.2 m 程度のメッシュで切ると粗すぎたため、分岐管部以外は 0.05 m、分岐管部は更に細かく 0.025 m 程度とし、音響モード解像度は十分である。ハーフセクターモデルにおける音響空間節点数は 1.3×10^5 程度、要素数は 4.7×10^5 程度である。構造モデル（ハーフセクターモデル）を図 7-3 に示す。計算負荷低減のため音圧加重が作用する最も外側のドライヤフードのみをモデル化し、内部の支持体などの詳細構造が不明であるため、応力解析結果が保守的となるよう中空ドライヤとした。ドライヤフードは底面のみが下部構造体により完全拘束されており、下部構造体は完全な剛体としてモデル化した。ドライヤフードおよび下部の構造体のメッシュサイズはそれぞれ 0.05 m および 0.15 m 程度とし、構造モデル全体の節点数は 1.8×10^5 程度、要素数は 7.1×10^4 程度である。なお、蒸気ドーム部をハーフセクターとした面には対称境界を設定しているが、この影響を見るため図 7-4 および図 7-5 に示すようなフルセクターモデルも作成し、代表ケースについてはフルセクターモデルでも解析を実施した。

7.2.2 固有値解析

まず、ハーフセクターモデルを対象にした固有値解析により、音響空間における代表的な固有モードを確認した。音響空間は蒸気圧力 7.0 MPa、音速 490 m/s の飽和蒸気条件とした。この場合の共鳴周波数は、式 (4-2) で評価した場合 177.7 Hz となる。100–300 Hz の範囲で固有値解析を行った結果、音響空間が広いことため計 188 個の固有モードが確認された。分岐管の共鳴周波数付近における固有モードの全体図を図 7-6 (a) に、ドライヤフード表面の固有モードを図 7-6 (b) に示す。細かい設定条件や入力条件などの違いはあると思われるが、音響空間の固有値解析により得られたドライヤ表面の音響モードは、類似の体系を対象とした先行研究^[34]における空気試験／音響解析結果と概ね同様な分布となることを確認した。

7.2.3 音響／構造解析

固有値解析結果を踏まえて、簡易的な音源入力に基づいた音響／構造解析を実施した。簡単化のため音響解析は周波数領域で実施し、図 7-7 に示すように主蒸気管に流れがある箇所の分岐管天端部に、単純な正弦波を仮定した音圧加重を位相差なしで入力し、ドライヤフード表面の音圧分布を取得した。また、簡単化のため音響解析と構造解析は一方向連成とし、音響解析により得られたドライヤフード表面の音圧分布を用いて構造解析で応力を評価した。ハーフセクターモデルを対象に入力音源強度の影響を評価するた

めの解析条件を表 7-3 に示す。Case 2 は単一分岐管、飽和蒸気あるいは高クオリティ湿り蒸気を仮定した基準ケースである。これに対し複数分岐管による連成効果による増倍係数に 10 を考慮したのが Case 1、気体単相条件で圧力を変化させた場合が Case 3 および 4、簡易音源評価手法に基づいて低圧かつ高クオリティ湿り蒸気の振幅低下量を簡易推定した場合が Case 5 および 6 である。また、音源位相差およびモデルの影響を評価するための解析として、表 7-4 に示すように代表ケース (Case 2) に対して、分岐管が 3 本の主蒸気管と分岐管が 7 本 (内 4 本に音源入力) の主蒸気管とで位相差を 180° 考慮した場合 (Case 2-b)、フルセクターモデルで Case 2 および Case 2-b と同じ条件とした場合 (Case 2-c および Case 2-d) についても解析を実施した。

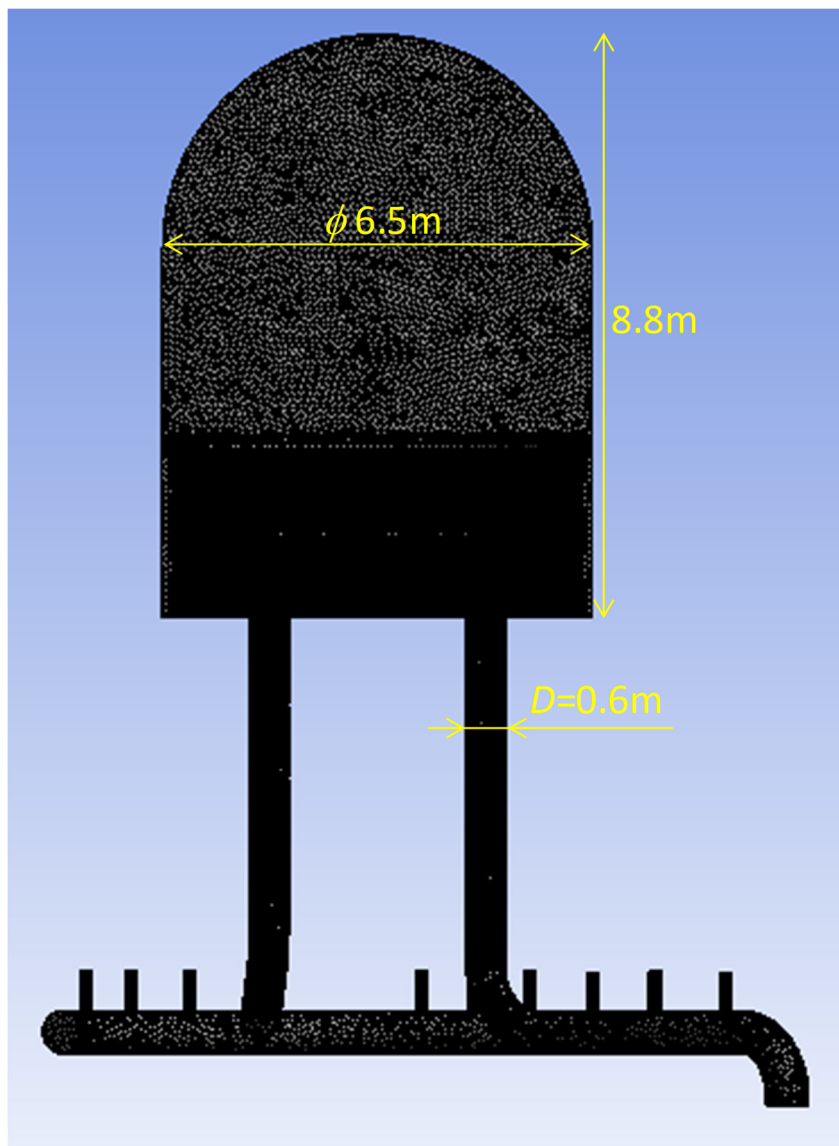
表 7-3 に示した各ケースに対する音響解析結果を図 7-8 に、構造解析結果を図 7-9 に示す。各ケースで主蒸気配管内やドライヤフード面の音圧分布自体は変化しないものの、入力音圧加重がことなるために最大音圧が変化していることがわかる (図 7-8)。また、ドライヤフードを中空形状としたためフード真ん中部分の変形量が最大となった (図 7-9)。表 7-4 に示した各ケースに対する音響解析結果を図 7-10 に、構造解析結果を図 7-11 に示す。ただし基準ケースである Case 2 の結果については、図 7-8 (b) および図 7-9 (b) を参照されたい。図 7-10 より、基準ケースに対して位相差を考慮した場合にはドライヤフード表面の音圧分布に変化が生じている。一方でフルセクターモデルでのドライヤフード面の音圧分布は両方のドライヤフードで概ね同様であり、かつハーフセクターモデルのものと定性的には一致している。また、いずれのケースについてもドライヤフード真ん中部分の変形量が最大となった (図 7-11)。各解析により取得されたドライヤ表面音圧と相当応力の最大値を基準ケースの値で相対化したものを表 7-5、図 7-12、表 7-6、および図 7-13 に示す。表 7-5 および図 7-12 より、入力音圧とドライヤ表面音圧は概ね線形の関係にあることが確認された。なお、入力音圧に対するドライヤ表面音圧はいずれのケースでも 6% 程度であり、類似の体系を対象とした先行研究¹⁴⁾での結果に比べて 3 倍以上大きい値 (保守的) であった。本解析では分岐管天端部に一様かつ位相差なしで音源を入力したためであると考えられる。ドライヤ相当応力については、Case 1 を除けば入力音圧と線形の関係にある。本解析では、構造物の詳細な情報が不明であったことから、特にドライヤについては肉厚一定の中空形状として扱った。このためドライヤ表面に作用する音圧が大きくなった Case 1 では、ドライヤ表面の変形量が大きくなり、大変形効果 (変形に合わせて再計算した剛性) が考慮されたためである。表 7-6 および図 7-13 より、入力音圧が同じであっても、位相差を考慮した場合には蒸気ドーム内部に形成される音響モードに差が生じ、ドライヤフード面の音圧分布が変わったことで、ドライヤ表面音圧および相当応力は基準ケースに比べて相対的に大きくなった。また、フルセクターモデルとした場合には、蒸気ドーム内の非対称なモードの影響を受けたものと考えられ、本解析条件においてはハーフセクターモデルに比べてドライヤ表面音圧および相当応力は相対的に小さくなった。なお、本解析は様々な仮定の下で実施しており、解析結果の絶対値そのものの取り扱いには注意が必要である。

以上より、配管系振動疲労評価の手法として、汎用 FEM コードを用いることで簡易的に入力した音源からの音響伝播/振動応力評価が可能であることを示した。本解析で適用した音源の入力方法においては、入力音圧の大きさと遠方の構造物表面の音圧の大きさは線形の関係にあり、音源強度については簡易的な入力が可能であることが確認された。ただし、例えば本解析のように分岐管が複数ある場合の音圧は連成効果により強め合うことがわかっているが、分岐管どうしの距離などによって音圧が大きく変化し、更に位相差が生じる場合もある。本解析では保守的かつ単純化して音圧を取り扱ったが、位相差の付き方によっては最終的に評価される応力が位相差なしのケースに比べて大きくなる場合があることを示した。実態

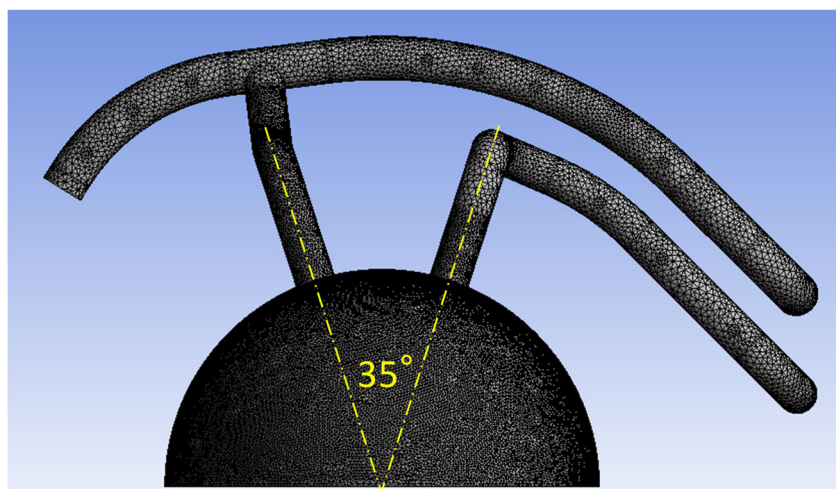
に即した評価を行う上では、各分岐管での音圧強度の差や位相差などの入力方法を十分に検討する必要がある。更に、応力評価までを行う場合には、構造物側の詳細な情報（例えば形状や補強部材の有無など）を正確に入力する必要がある。

表 7-2 解析手法と解析体系諸元

FEM解析コード	ANSYS Mechanical R19.2
解析手法	周波数応答解析
メッシュサイズ	音響要素:0.05 m以下(分岐管部0.025 m以下) ドライヤ部構造要素:0.05 m以下
境界条件	放射境界(蒸気配管切断面) 対称境界(蒸気ドーム半割面)
配管材料 (ヤング率/ポアソン比/密度)	ステンレス鋼 (200 GPa/0.3/8000 kg/m ³)
解析対象寸法	蒸気ドーム直径 6.5 m程度 主蒸気配管径 $D=0.6$ m程度 分岐管径 $d=0.3D$ 、分岐管長 $h=1.05D$ ドライヤ肉厚12.7 mm程度
分岐管共鳴周波数	175 Hz程度



(a) 側方から見た外形



(b) 上部から見た外形

図 7-1 音響空間モデル (ハーフセクターモデル)

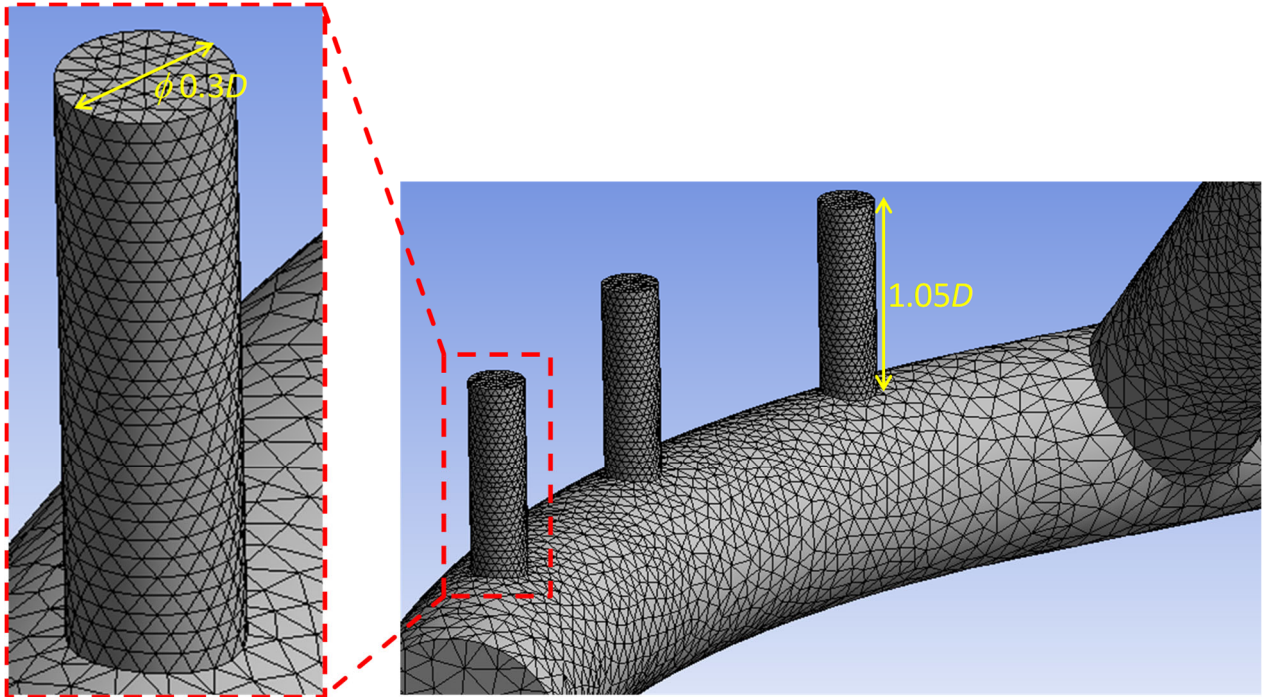
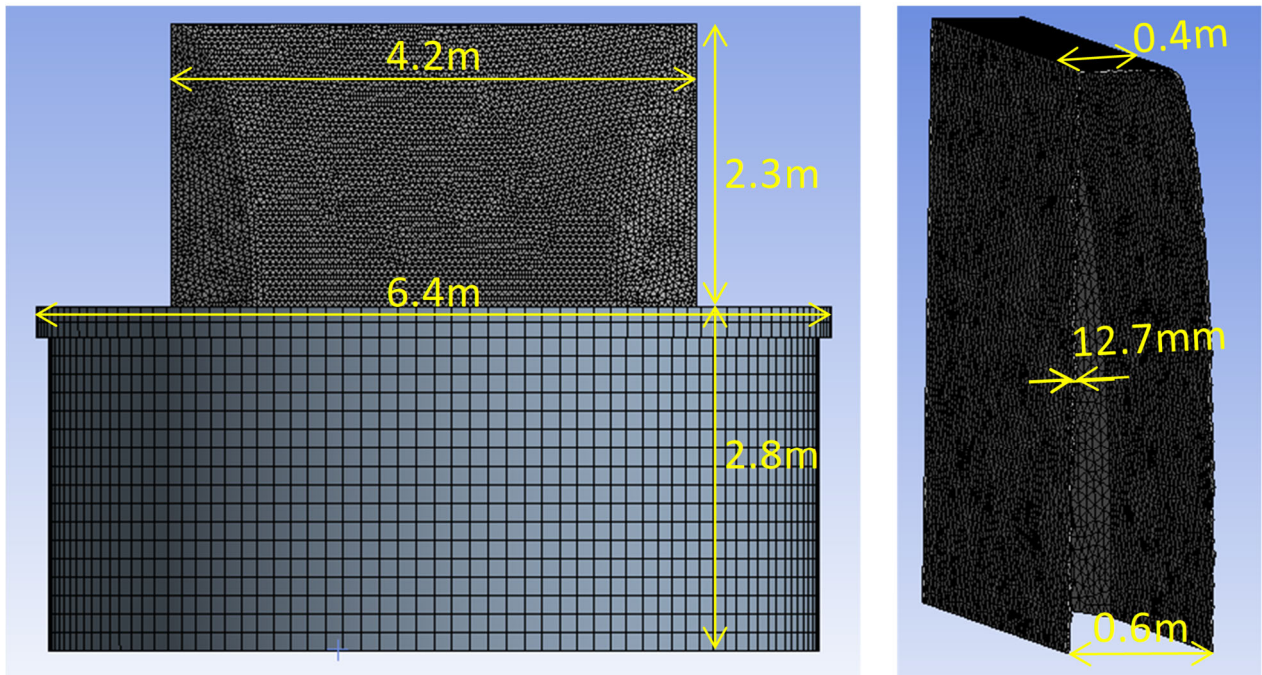


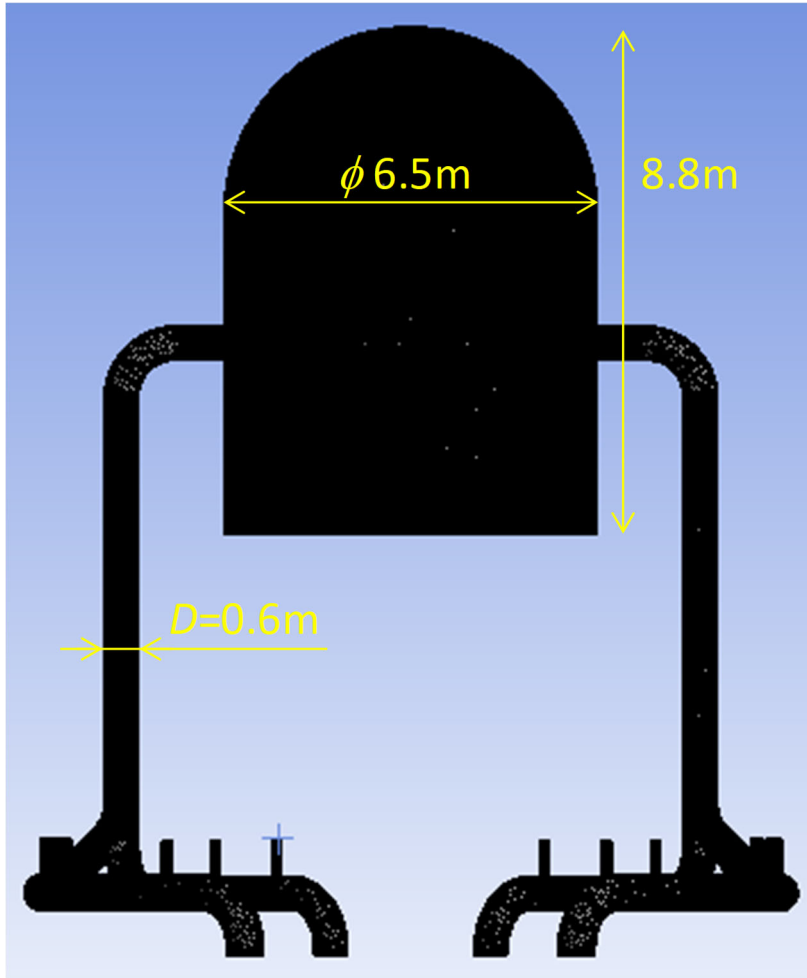
図 7-2 分岐管部付近の音響空間モデル



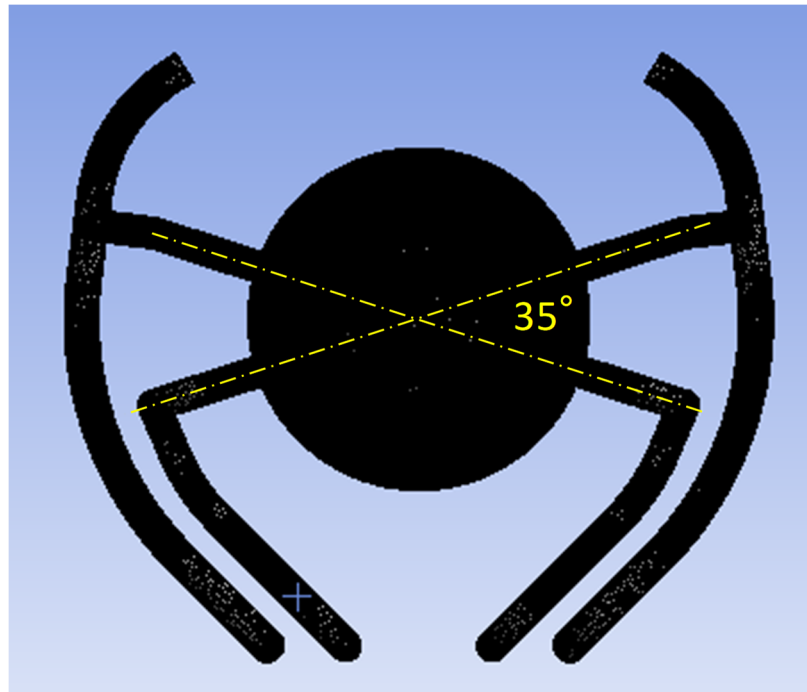
(a) 側方から見た外形

(b) ドライヤ断面

図 7-3 構造モデル (ハーフセクターモデル)



(a) 正面から見た外形



(b) 上部から見た外形

図 7-4 音響空間モデル (フルセクターモデル)

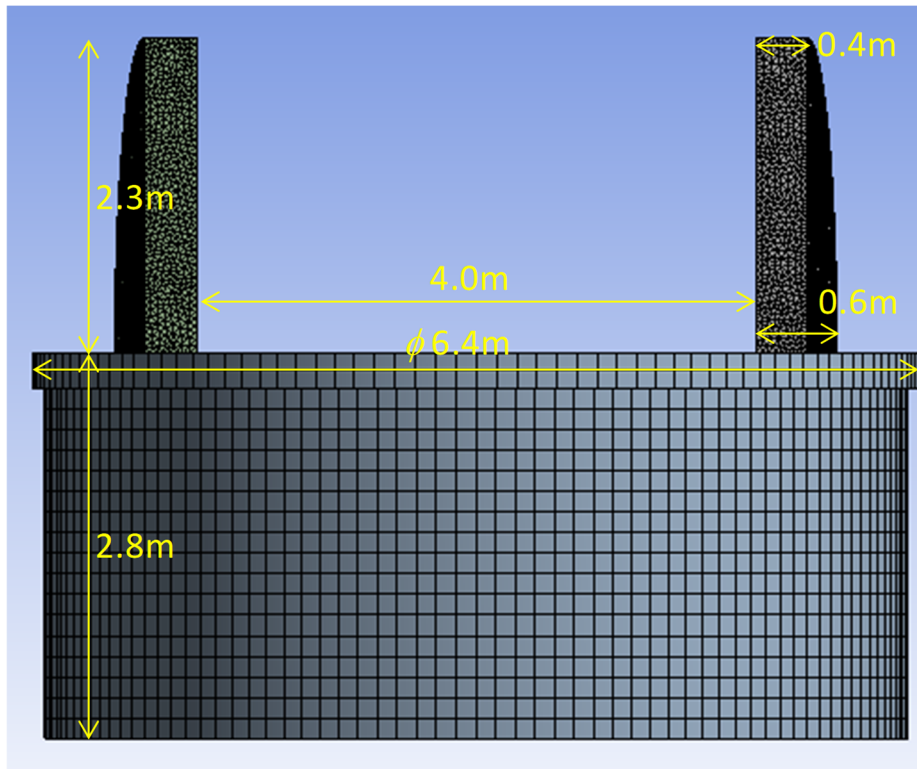
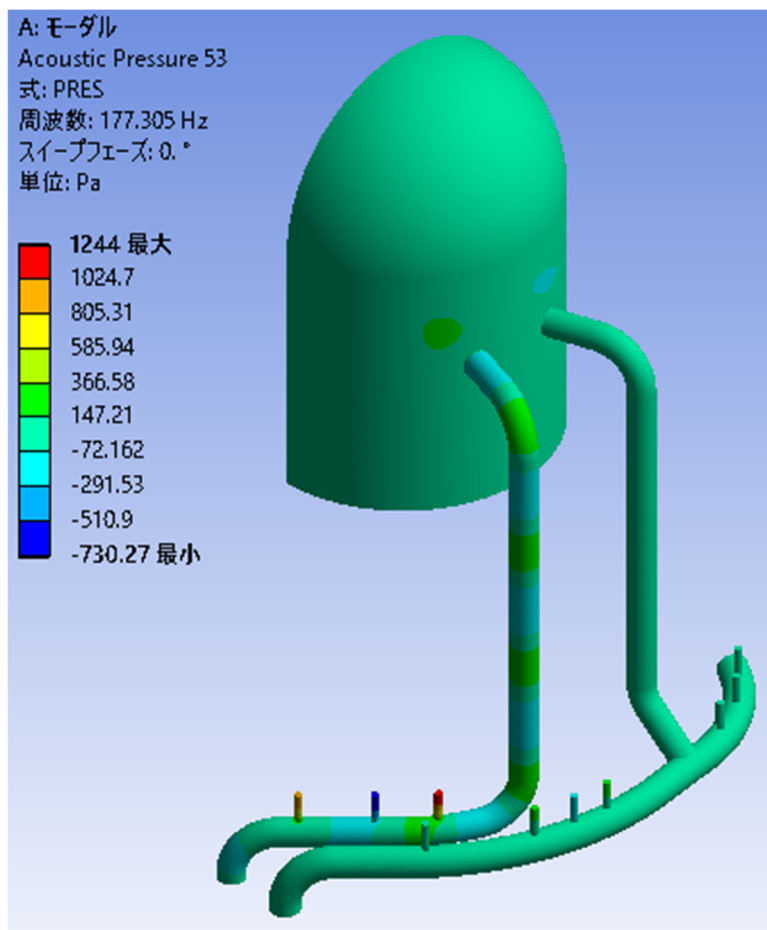
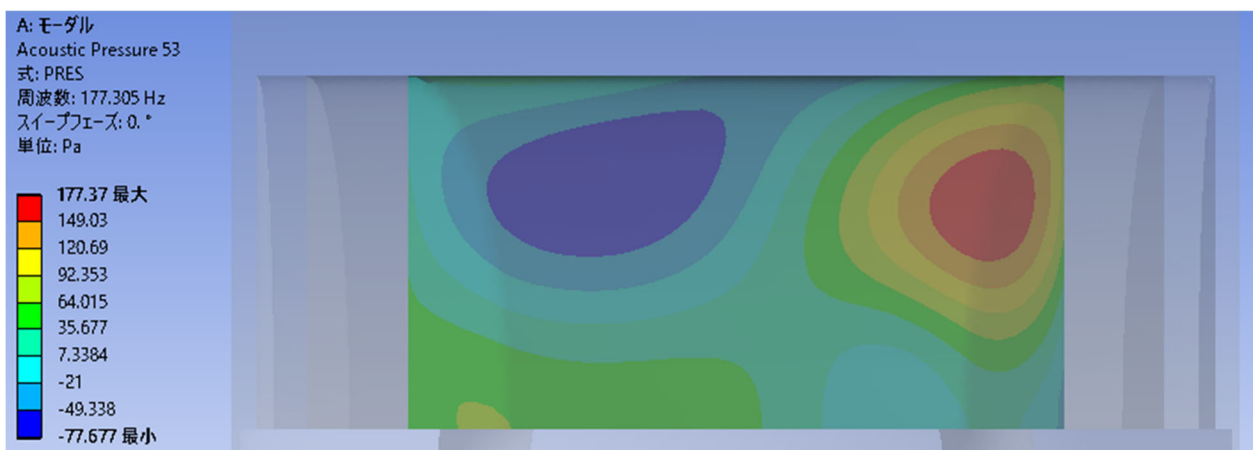


図 7-5 構造モデル（フルセクターモデル）



(a) 音響空間全体の音響モード



(b) ドライヤフード面の音響モード

図 7-6 固有値解析における共鳴周波数付近の代表的な固有音響モード

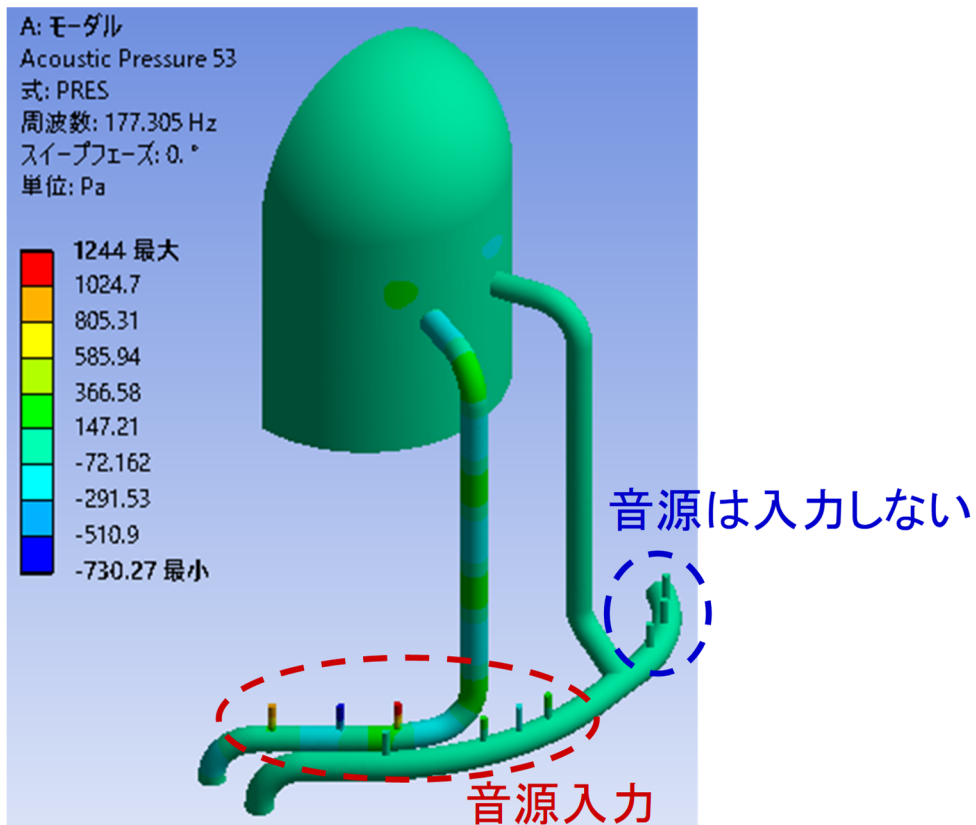


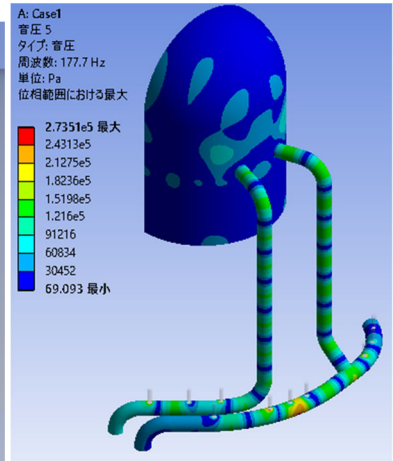
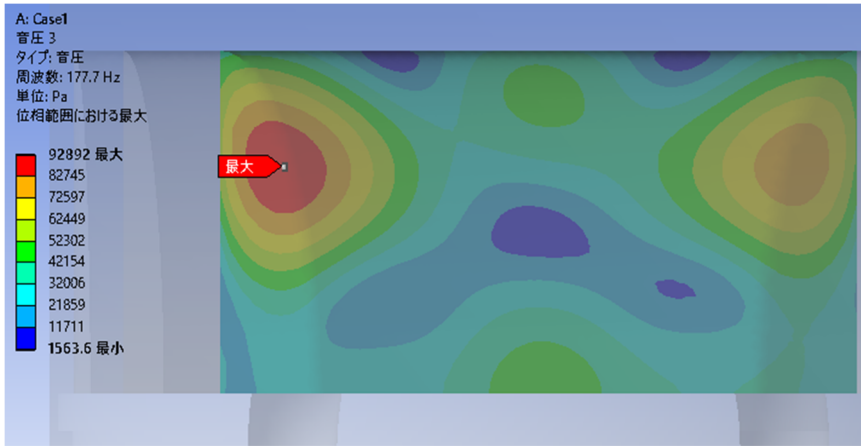
図 7-7 各分岐管への音源入力有無

表 7-3 音響／構造解析条件（入力音源の影響、ハーフセクターモデル）

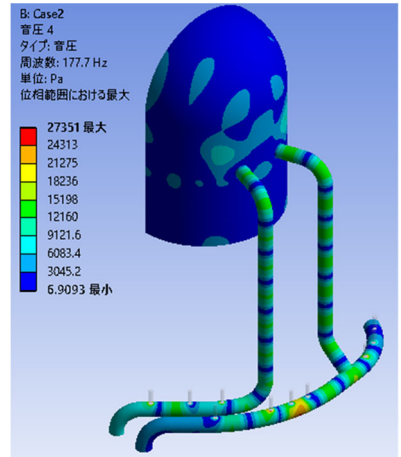
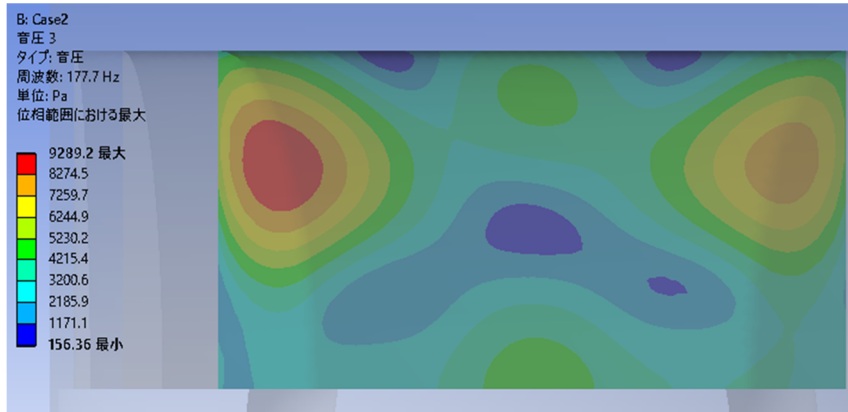
	圧力 (MPa)	St 数	飽和蒸気音速 (m/s)	飽和蒸気密度 (kg/m ³)	P_{rms}^*	f_n^{ac} (Hz)
Case 1	7.0	0.4	490	36.5	10	177.7
Case 2	7.0	0.4	490	36.5	1	177.7
Case 3	1.0	0.4	500	5.15	1	181.4
Case 4	0.5	0.4	494	2.67	1	179.2
Case 5	0.5	0.4	494	2.67	0.25	179.2
Case 6	0.2	0.4	482	1.13	0.1	174.8

表 7-4 音響／構造解析条件（位相差、モデルの影響）

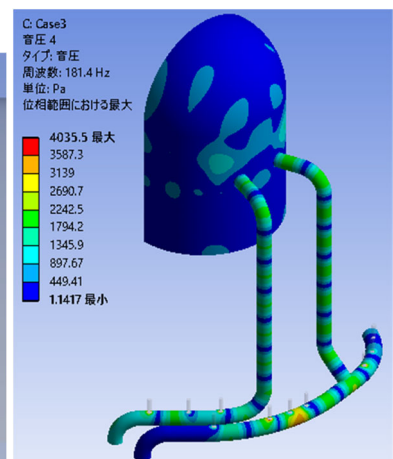
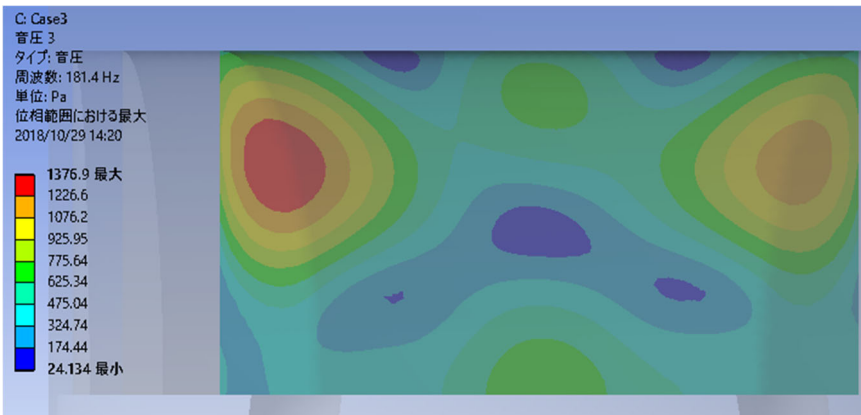
	圧力 (MPa)	St 数	P_{rms}^*	モデル	位相差 (°)
Case 2	7.0	0.4	1	ハーフセクターモデル	0
Case 2-b	7.0	0.4	1	ハーフセクターモデル	180
Case 2-c	7.0	0.4	1	フルセクターモデル	0
Case 2-d	7.0	0.4	1	フルセクターモデル	180



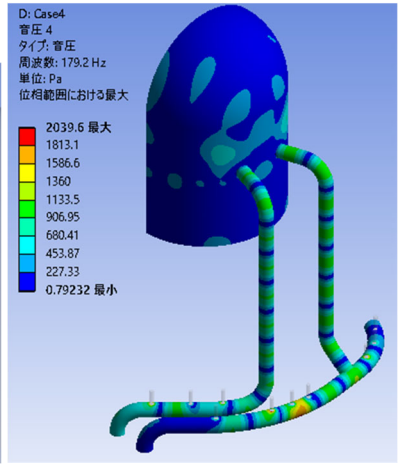
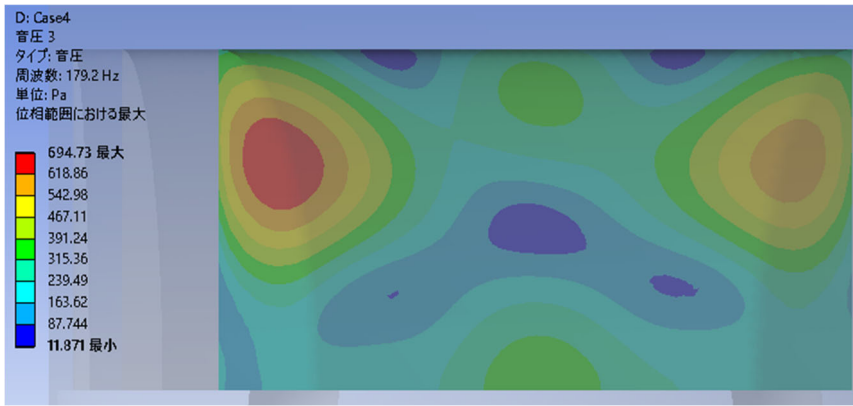
(a) Case 1



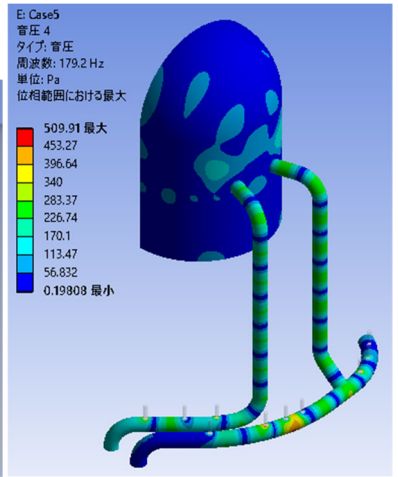
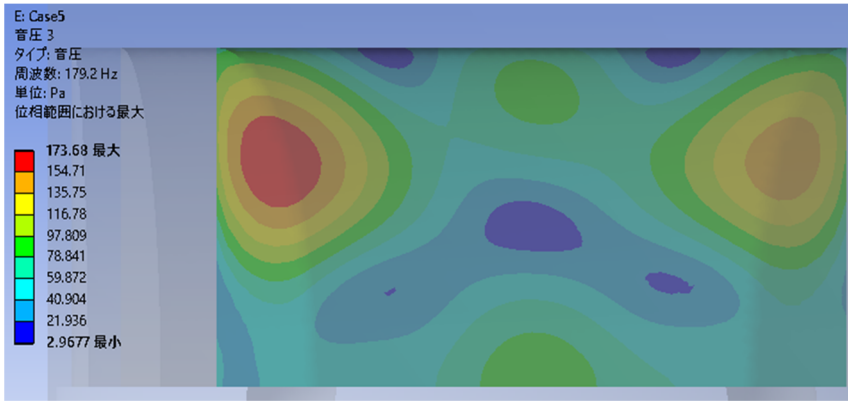
(b) Case 2



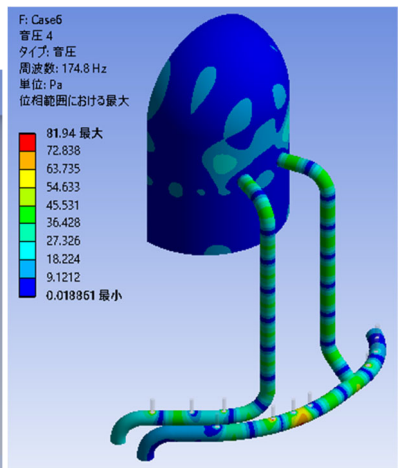
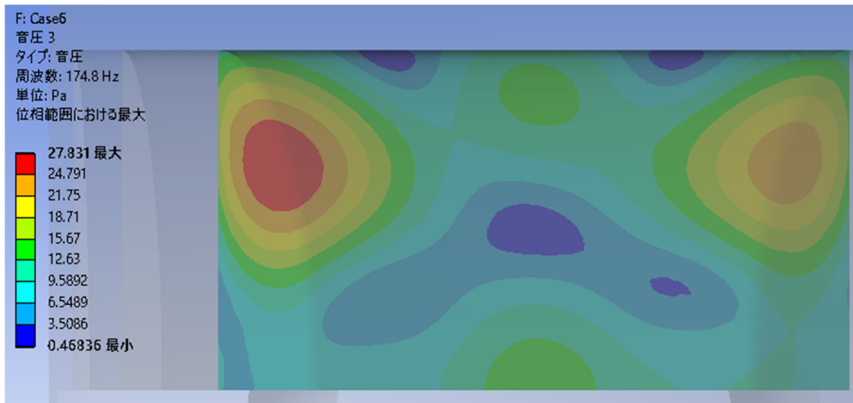
(c) Case 3



(d) Case 4

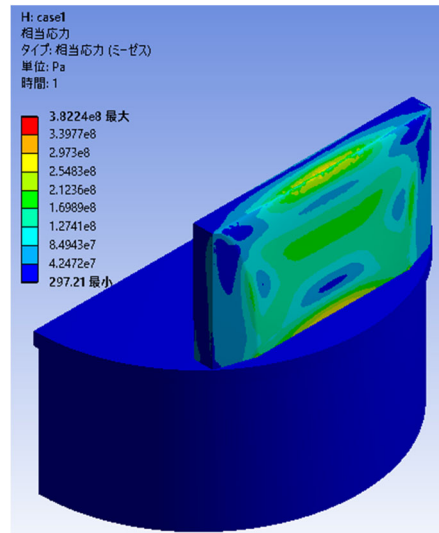
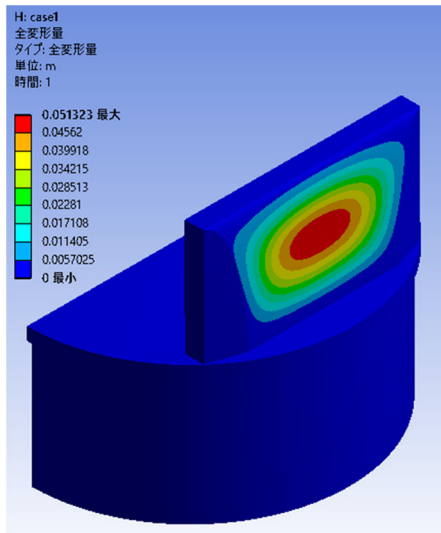


(e) Case 5

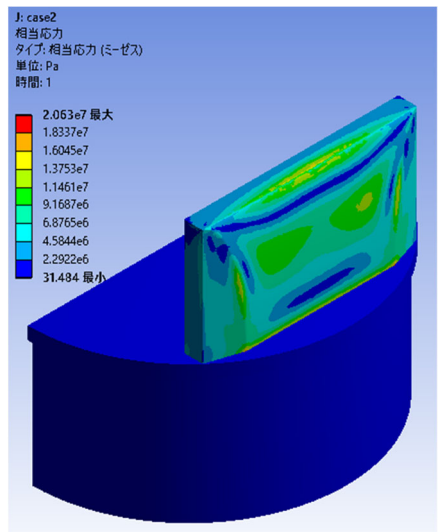
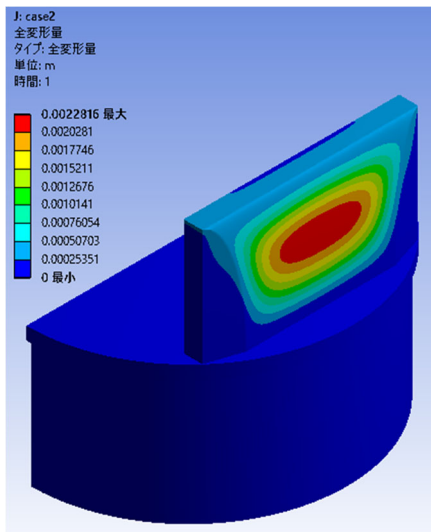


(f) Case 6

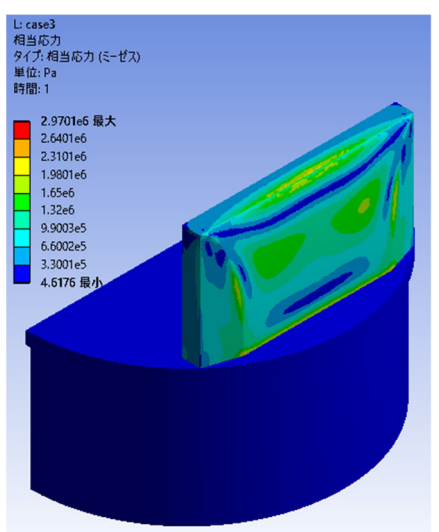
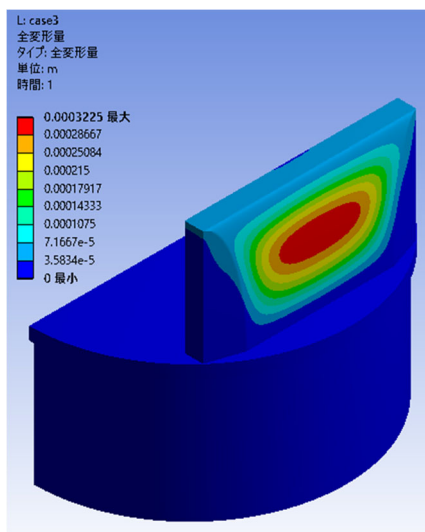
図 7-8 各ケースにおけるドライヤフド面の音圧分布 (左) と壁面音圧分布 (右)
(解析条件: 表 7-3)



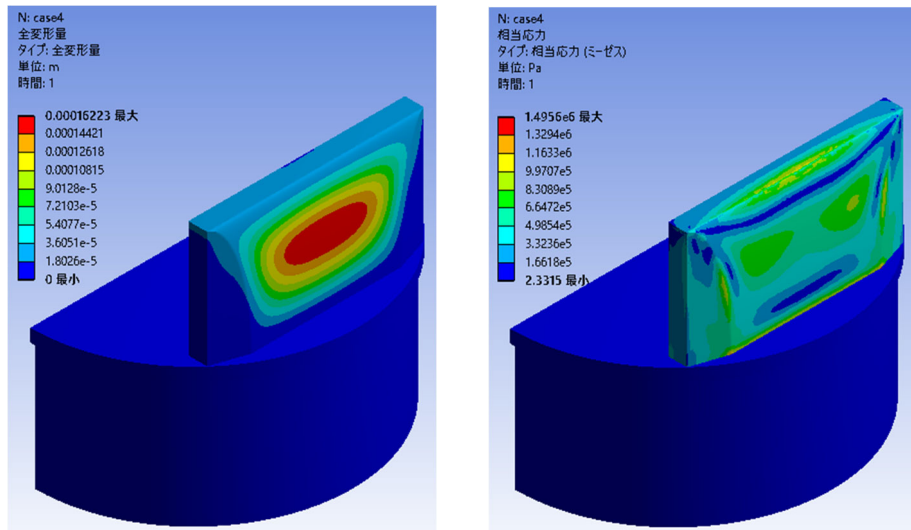
(a) Case 1



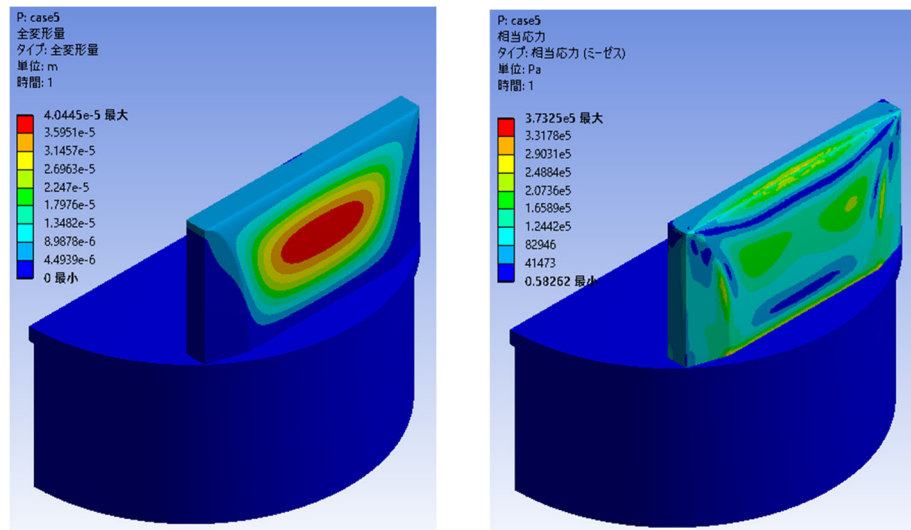
(b) Case 2



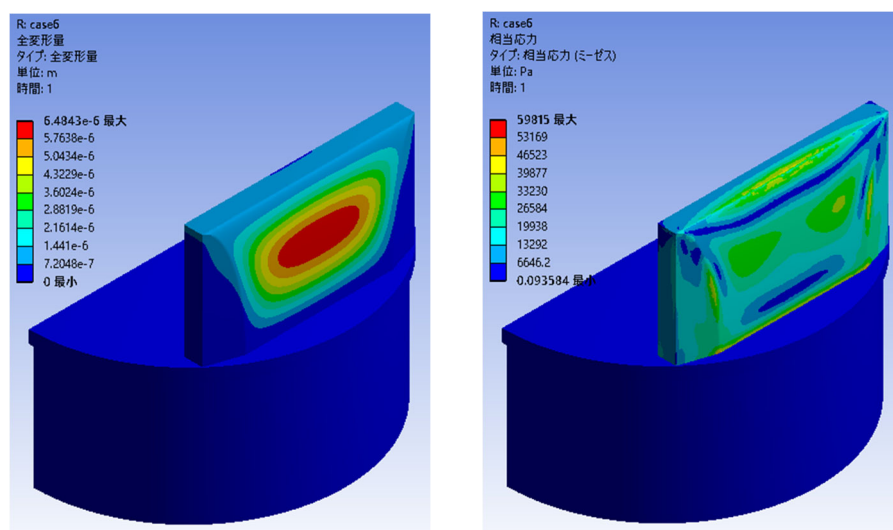
(c) Case 3



(d) Case 4

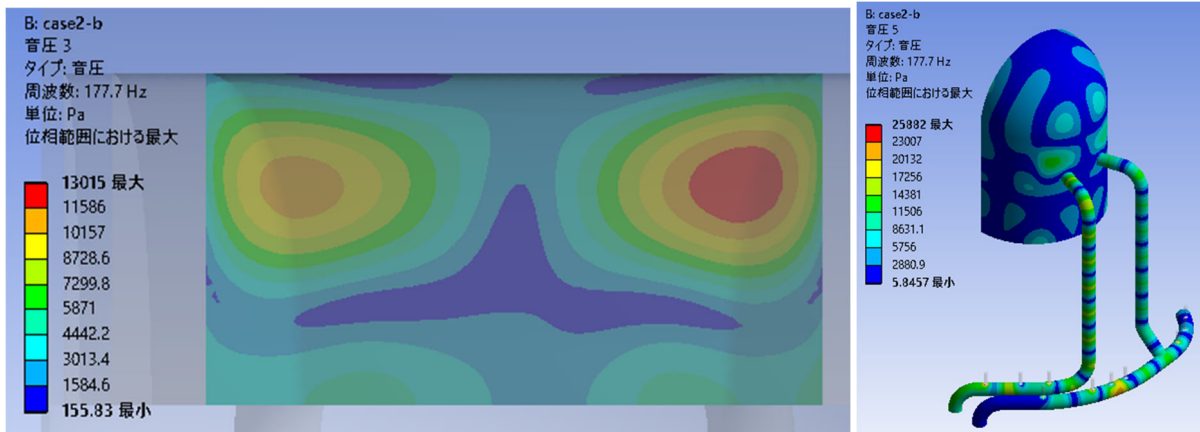


(e) Case 5

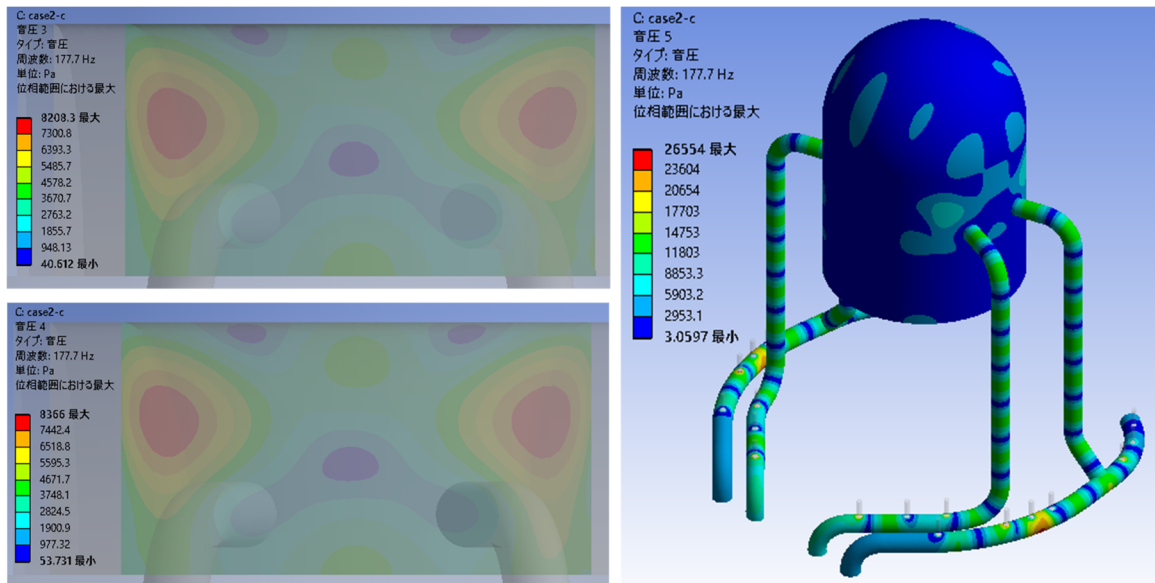


(f) Case 6

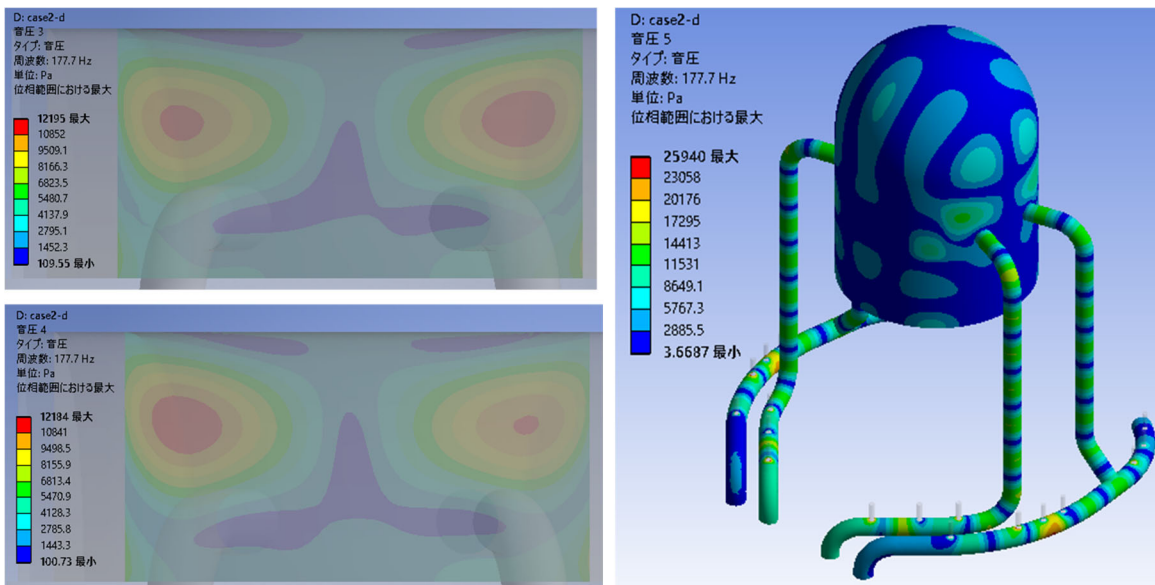
図 7-9 各ケースにおけるドライヤード面の全変形量分布 (左) と相当応力分布 (右)
(解析条件: 表 7-3)



(a) Case 2-b

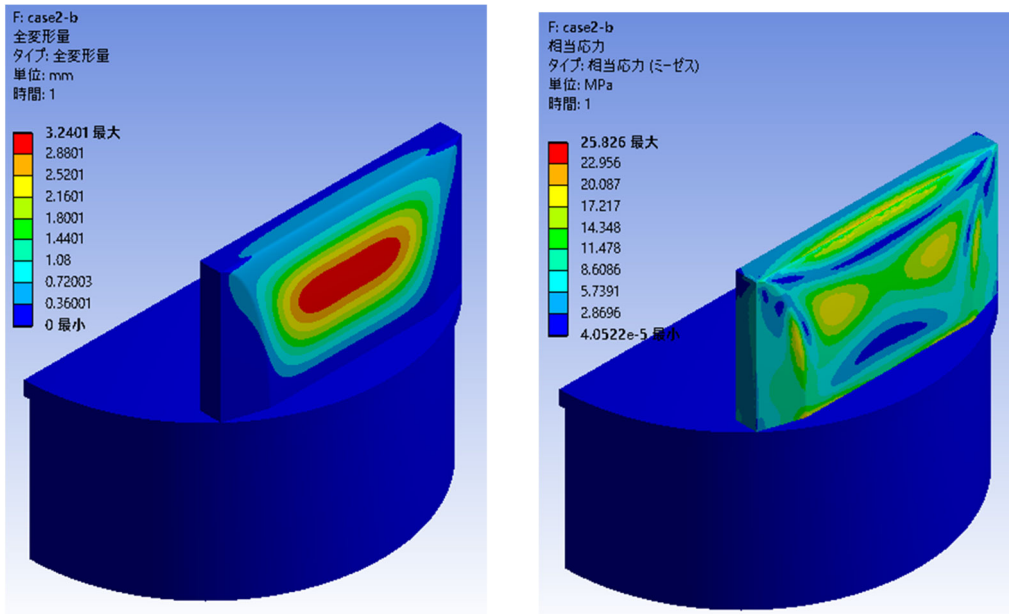


(b) Case 2-c

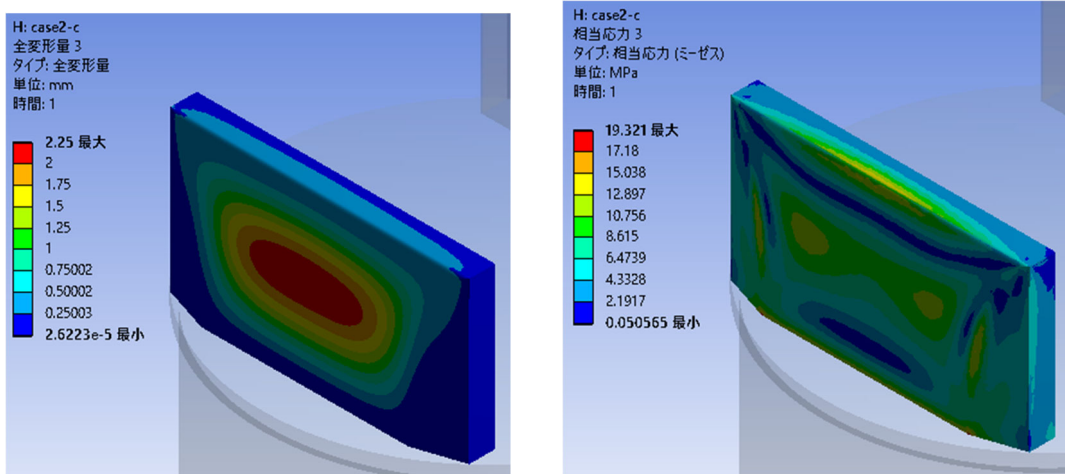


(c) Case 2-d

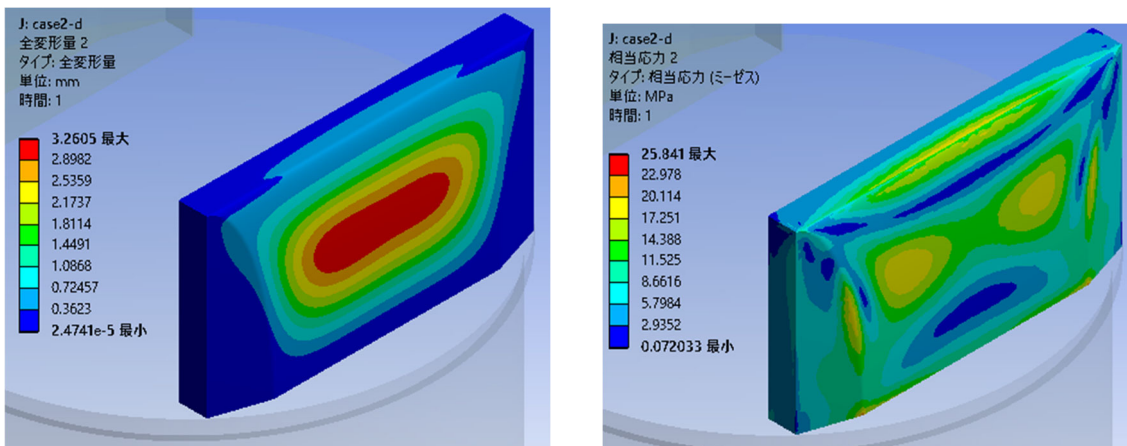
図 7-10 各ケースにおけるドライヤード面の音圧分布 (左) と壁面音圧分布 (右)
(解析条件: 表 7-4)



(a) Case 2-b



(b) Case 2-c



(c) Case 2-d

図 7-11 各ケースにおけるドライヤフード面の全変形量分布 (左) と相当応力分布 (右)

(解析条件: 表 7-4)

表 7-5 基準ケースで相対化した解析結果（解析条件：表 7-3）

Case	入力音圧	ドライヤ表面音圧	ドライヤ相当応力
1	10	10	18.5
2	1	1	1
3	1.5×10^{-1}	1.5×10^{-1}	1.4×10^{-1}
4	7.4×10^{-2}	7.5×10^{-2}	7.3×10^{-2}
5	1.9×10^{-2}	1.9×10^{-2}	1.8×10^{-2}
6	3.0×10^{-3}	3.0×10^{-3}	2.9×10^{-3}

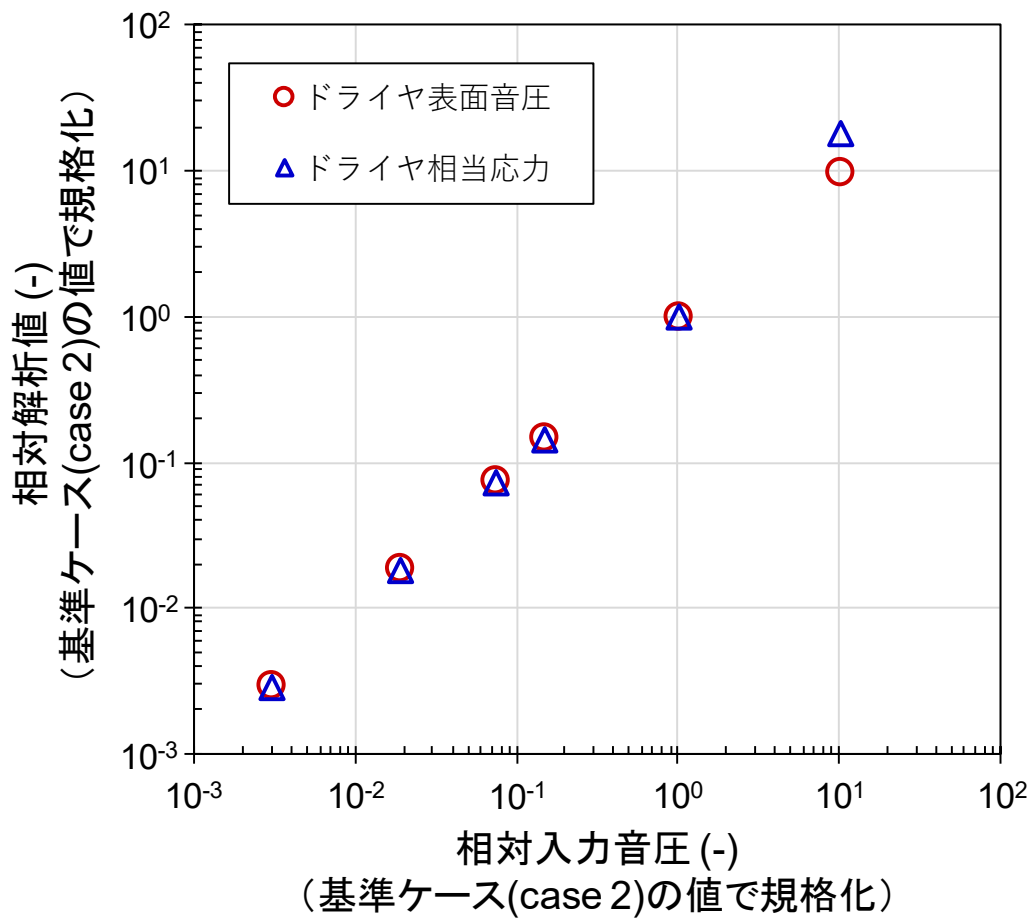


図 7-12 相対入力音圧に対する相対ドライヤ表面音圧および相当応力（解析条件：表 7-3）

表 7-6 基準ケースで相対化した解析結果（解析条件：表 7-4）

Case	入力音圧	ドライヤ表面音圧	ドライヤ相当応力
2	1	1	1
2-b	1	1.4	1.25
2-c	1	0.9	0.94
2-d	1	1.3	1.25

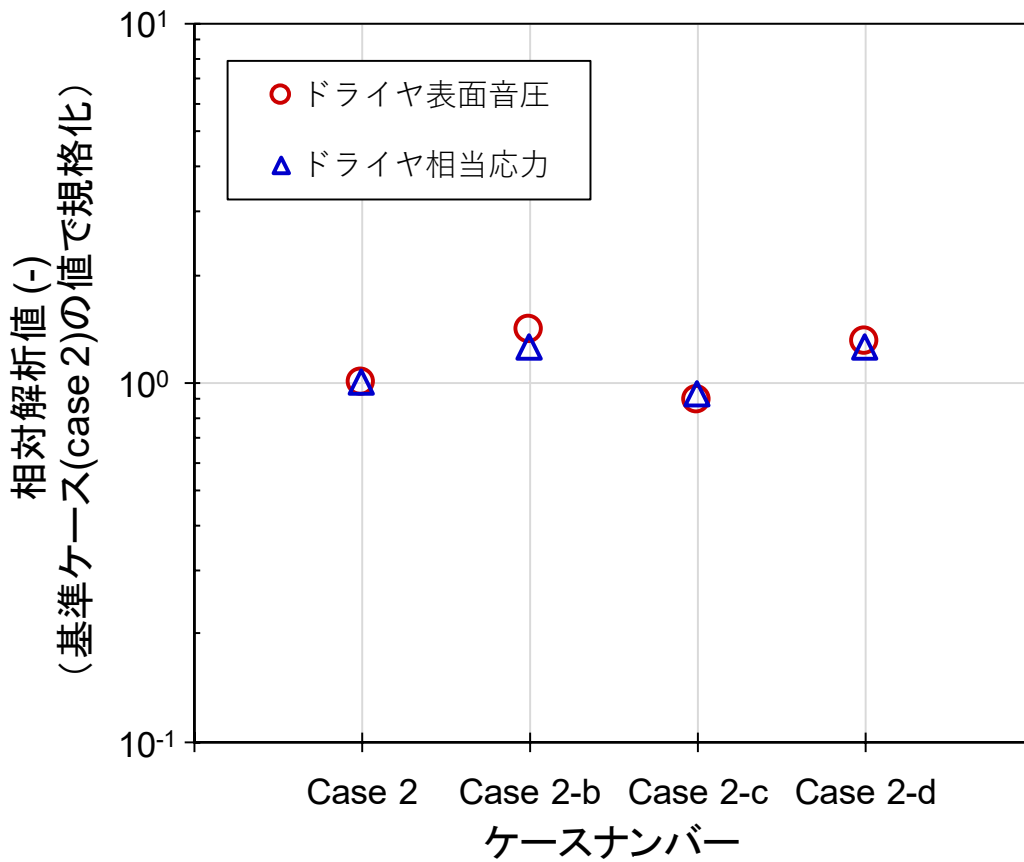


図 7-13 各ケースにおける相対ドライヤ表面音圧および相当応力（解析条件：表 7-4）

8. 結言

本研究では、プラント機器／配管の振動疲労トラブルの原因となる配管分岐部での音響共鳴現象の実蒸気配管を対象とした予測評価手法の確立を目指し、従来知見では十分に解明されていなかった蒸気の湿りが振動系に及ぼす影響を流動試験により詳細に把握し、湿り蒸気流中の音響共鳴現象の特性を明らかにすると共に、簡易的に音源を評価可能な手法を構築した。

乾き蒸気の圧力脈動の特性は空気と同様であり、気体単相流であれば音源特性に対する物性の影響は小さいことを示した。また、蒸気における開口端補正長は音響理論と一致し、10%程度以下の現実的な湿り度範囲の湿り蒸気音速は飽和蒸気音速からの低下が小さく、一般的な理論式に対して飽和蒸気状態を仮定した音速を適用することで共鳴周波数を十分近似できることを見出した。更に、共鳴発生の指標となる共鳴限界 St 数に対する蒸気状態の影響は小さく、湿り蒸気でも乾き蒸気や空気とほぼ同一に評価可能なことを明らかにした。一方で、蒸気状態の影響は圧力脈動振幅に対して特に顕著であり、主に液滴として気相と共に移流する液相成分と気液密度比との複合的な影響によって、高クオリティ（低湿り度、高ボイド率）の湿り蒸気であっても圧力が低い場合には、気体単相の乾き蒸気や空気に比べて圧力脈動振幅が顕著に低下する場合があることを明らかにした。即ち、湿り蒸気に対して気体単相流の飽和蒸気を仮定することで、数値計算負荷を低減し、かつ保守的な圧力脈動振幅応答を予測可能であることを見出した。

最大圧力振幅の低下に対する詳細なメカニズムの解明には今後更に多くの知見を積み重ねていくことが重要であると考えられるが、既存知見なども踏まえると流動場に対する液相の干渉が原因の一つと考えられる。即ち、分岐管開口部における気相の剪断層流れに対して慣性の大きい液滴の流れが強く影響を及ぼし剥離剪断層の発達を弱める等の相互作用の結果、流動場と音響場の連成が気体単相流に比べて不十分となったことや流速分布に対して液相流れが影響を及ぼすことなどが原因として考えられ、振幅低下を推定可能なパラメータとしては気液密度比と液相の割合を示すボイド率（あるいは湿り度）で概ね整理できると考えられることを見出した。また、分岐管が複数ある体系では、湿り蒸気でも単一分岐管体系に比べて圧力振幅が増大するものの、乾き蒸気に比べ増倍効果は同程度かあるいは小さいことを明らかにした。即ち、複数の分岐管での連成影響による圧力振幅の増倍効果を考慮する場合には、流動場に対して干渉し得る液相のない乾き蒸気を増倍係数を適用することで保守的な評価となることを見出した。

取得された湿り蒸気における音源特性を整理し、蒸気の湿りによる影響や複数分岐管での連成効果などを考慮可能な音源の評価手法を構築した。更に、配管系振動疲労評価を想定した汎用 FEM コードを用いた音響伝播／振動応力評価において、入力音圧の大きさと遠方の構造物表面の音圧の大きさが線形の関係となるため、簡易的な音源評価手法が適用可能であることを確認した。ただし、分岐管が複数存在する場合における各分岐管での音圧強度の差や位相差などの詳細な入力、構造物側の詳細情報の正確な入力などについては評価結果を大きく左右するため、実態に即した評価を行う上での考慮すべき点として整理した。

湿り蒸気流中の音源評価手法の高度化に向けた今後の研究課題として、分岐管開口部付近における流動状態や気液間相互作用の詳細な解明、実配管における流動様式や湿り蒸気条件における上流エルゴ影響の定量化などが必要であることが明確となった。また、湿り度が大きい場合や液滴が振動に十分速く追従する場合には、飽和蒸気音速に対する湿り蒸気音速の低下量が相対的に大きくなり共鳴周波数に影響が生じる場合があるため、広範な条件での湿り蒸気音速の最適な評価式の構築が必要であることが明確となった。

謝辞

本論文を纏めるにあたって、多くの方々のご協力を賜りました。ここに記し感謝の意を表します。

本論文の主査をしていただきました、筑波大学大学院 システム情報工学研究科 構造エネルギー工学専攻 阿部豊教授には、副学長用務等で輪を掛けて大変ご多忙の中、本論文の取り纏めに当たって大変多くのご指導、ご鞭撻を賜りました。心から御礼申し上げます。また、本論文の副査をしていただきました、筑波大学大学院 システム情報工学研究科 構造エネルギー工学専攻 金子暁子准教授には、論文の詳細に亘って審査いただき、貴重なご助言と懇切なご指導を賜りました。心より御礼申し上げます。先生方にご指導いただくのは学群 4 年次から博士前期課程修了までの 3 年間の在学時以来であり、当時の研究を通じた様々な学びを思い返し、また研究者として初心に立ち返る機会ともなりました。本当にありがとうございました。

本論文の副査をしていただきました、筑波大学大学院 システム情報工学研究科 構造エネルギー工学専攻 文字秀明教授、西岡牧人教授、電気通信大学 大川富雄教授には、論文の詳細に亘って審査いただき、数多くのご助言と丁寧なご指導を賜りました。心より御礼申し上げます。

(一財)電力中央研究所 原子力リスク研究センター リスク評価研究チームの稲田文夫チームリーダー（原子力技術研究所所長）には、入所以来研究業務のことで多くのご指導、ご助言を賜ったばかりでなく、社会人博士後期課程への入学に際して多大なご配慮を頂きました。心より感謝申し上げます。

(一財)電力中央研究所 原子力リスク研究センター リスク評価研究チーム リスク解析ユニットの米田公俊ユニットリーダー（兼原子炉安全解析領域リーダー）、森田良上席研究員には、社会人博士後期課程在学中の研究所業務において様々なご迷惑をお掛けしたにも関わらず、いつも温かいご支援を頂きました。また、入所以来携わってきた様々な研究業務の遂行や本論文の執筆についても懇切なご指導、親身なご助言を賜りました。心より感謝申し上げます。

(一財)電力中央研究所 原子力リスク研究センター リスク評価研究チーム リスク解析ユニットの佐竹正哲主任研究員、渡辺瞬主任研究員、湯浅朋久研究員には、軽水炉プラントの保全研究／熱流動研究に携わる中で、本研究についても異なる視点から様々な意見を頂きました。心より感謝申し上げます。

(一財)電力中央研究所 原子力技術研究所の古谷正裕副研究参事、新井崇洋主任研究員に感謝いたします。日々の研究を通じた物事の捉え方／考え方／進め方など、有益なものを多く学ぶことができました。深く感謝の意を表します。

筑波大学大学院 システム情報工学研究科 構造エネルギー工学専攻 博士後期課程 1 年の藤原広太様には、学内手続き等でのご支援をいただきました。心より御礼申し上げます。

その他、ここに個々人の名前を挙げることはできませんが、私をこれまで支えていただいた多くの方々、関係者の皆様に感謝いたします。

最後に、私を健康に生み育ててくれた両親と、妊娠／出産／育児と私生活の状況も大きく変化する中で常に私を支え見守り続けてくれた妻、そして在学中に生まれてきてくれた娘に心から感謝を申し上げ、本論文の謝辞といたします。

記号一覧

a	音速 (m/s)
A	配管断面積 (m ²)
A_b	分岐管断面積 (m ²)
A_l	液滴の投影面積 (m ²)
α	ボイド率 (%)
β	蒸気湿り度 (%)
C_d	抗力係数 (-)
C_{dm}	減衰定数 (1/s)
C_p	定圧比熱 (kJ/kg K)
χ	液相の質量分率 (= 1 - x) (-)
d	分岐管径 (m)
d_l	液滴径 (m)
D	配管径 (m)
ΔH	熱交換量 (kJ/kg)
f	圧力脈動の卓越周波数 (Hz)
f_n	共鳴周波数 (Hz)
F_D	抗力 (N)
g	重力加速度 (m/s ²)
h	分岐管長 (m)
H	エンタルピ (kJ/kg)
j	見掛け速度 (m/s)
k	波数 (1/m)
K_e	等価体積弾性率 (Pa)
K_G	体積弾性率 (Pa)
κ	比熱比 (-)
l	主配管長 (m)
L_e	開口端補正長 (m)
λ	波長 (m)
λ_f	管摩擦係数 (-)
m	質量 (kg)
M	伝達マトリクス (-)
Ma	マッハ数 (-)
M_{ad}	付加質量係数 (-)
M_b	平均分子量 (g/mol)
μ	粘性係数 (Pa s)
n	モード数 (-)

ν	動粘性係数 (m ² /s)
p, P	圧力 (MPa)
P_{rms}^*	無次元 RMS 圧力振幅圧力 (-)
q, Q	体積流量 (m ³ /h)
r	分岐管開口部の曲率半径 (m)
R_c	気体定数 (J/K mol)
Re	レイノルズ数 (-)
ρ	密度 (kg/m ³)
S	スリップ比 (-)
St	ストロハル数 (-)
t	時間 (s)
T	温度 (K)
T_b	厚さ (m)
τ	時定数 (s)
u, U	流速 (m/s)
U_c	キャビティ上流端から下流端への渦の移流速度 (m/s)
ω	角振動数 (rad/s)
x	蒸気クオリティ (-)
ζ	減衰比 (-)

上付き／下付き文字

ac	音響モード
dry	乾き蒸気
g	気相
h	流動モード
in	入口
l	液相
m	気液混合
meas	計測値
out	出口
s	蒸気
sat	飽和
theo	理論値
ts	試験部
up	試験部上流 (湿り度調整冷却器入口)
w	水
wet	湿り蒸気

参考文献

- [1] 日本機械学会編, 2008, 事例に学ぶ流体関連振動, 第2版, 技報堂出版.
- [2] Au-Yang, M.K., 2001, *Flow-Induced Vibration of Power and Process Plant Components - A Practical Workbook*, ASME Press.
- [3] Gosselin, P.E.S.R. and Fleming, K.N., 1997, "Evaluation of Pipe Failure Potential via Degradation Mechanism Assessment", *Proceedings of 5th International Conference on Nuclear Engineering*, Paper No. ICONE5-2641.
- [4] Jaske, C.E. and O'Donnell, W.J., 1977, "Fatigue Design Criteria for Pressure Vessel Alloys", *Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 99, No. 4, pp. 584-592.
- [5] 日本機械学会, 2008, 発電用原子力設備規格 設計・建設規格 (2008年度版) <第I編 軽水炉規格>, JSME SNC1-2008.
- [6] Lian, T., 2010, "Materials Reliability Program: Pressurized Water Reactor Issue Management Tables –Revision 2 (MRP-205)", *EPRI Final Report*, 1021024.
- [7] Stark, R., 2010, "BWRVIP-167NP, Revision 2: BWR Vessel and Internals Project Boiling Water Reactor Issue Management Tables", *EPRI Final Report*, 1020995.
- [8] U.S.NRC, 2015, "Review of Lessons Learned From the San Onofre Steam Generator Tube Degradation Event", ML15015A419.
- [9] Carter, B., 2006, "Jet Pump Degradation Management", *EPRI-NRC Technical Exchange Meeting*, May 25-26.
- [10] DeBoo, G., Ramsden, K. and Gesior, R., 2006, "Quad Cities Unit 2 Main Steam Line Acoustic Source Identification and Load Reduction", *Proceedings of 14th International Conference on Nuclear Engineering*, Paper No. ICONE14-89903.
- [11] Basavaraju, C., Manoly, K.A., Murphy, M.C. and Jessup, W.T., 2013, "BWR Steam Dryer Issues and Lessons Learned Related to Flow Induced Vibration", *Proceedings of the ASME 2013 Pressure Vessels and Piping Division Conference*, Paper No. PVP2013-97218.
- [12] Basavaraju, C. and Manoly, K.A., 2016, "Perspectives on Flow Induced Vibration of BWR Steam Dryers", *Proceedings of 11th International Conference on Flow-Induced Vibration*, Paper No. 059.
- [13] Grunsky, A., 2005, "Nuclear Maintenance Applications Center: Main Steam Isolation Valve Maintenance Guide", *EPRI Technical Report*, NP-7211.
- [14] 日本機械学会基準, 2002, 蒸気発生器伝熱管 U字管部流力弾性振動防止指針, JSME S016.
- [15] 日本機械学会基準, 1998, 配管内円柱状構造物の流力振動評価指針, JSME S012.
- [16] 原子力施設情報公開ライブラリー ニューシア, <http://www.nucia.jp/>
- [17] ASME Oma-S/G-1991 STANDARD, 1991, *Requirements for Preoperational and Initial Start-Up Vibration Testing of Nuclear Power Plant Piping Systems*, ASME.
- [18] Wachel, J.C. and Bates, C.L., 1976, "Escape piping vibrations while designing", *Hydrocarbon Processing*, pp. 152-156.
- [19] 森田良, 稲田文夫, 2006, 「中間開度における蒸気加減弁の流体振動現象－蒸気を用いた実験・数値計算による現象の解明－」, 電力中央研究所報告, L05015.
- [20] 森田良, 稲田文夫, 2007, 「中間開度における蒸気加減弁の流体振動現象－蒸気実験による弁体・弁座形

状の影響の解明一」, 電力中央研究所報告, L06009.

- [21] Ziada, S., 1994, “A Flow Visualization Study of Flow-Acoustic Coupling at the Mouth of a Resonant Side-Branch”, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 8, No. 4, pp. 391–416.
- [22] Okuyama, K., Takahashi, S., Tamura, A., Nishida, K., Ohtsuka, M. and Tsubaki, M., 2009, “Flow Visualization of Acoustic Resonance for Safety Relief Valves in Power Up-rated BWRs”, *Proceedings of 17th International Conference on Nuclear Engineering*, Paper No. ICONE17-75035.
- [23] Rockwell, D., 1977, “Prediction of Oscillation Frequencies for Unstable Flow Past Cavities”, *Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol. 99, Ser. I, Issue 2, pp. 294-300.
- [24] Rockwell, D. and Naudascher, E., 1978, “Review—Self-Sustaining Oscillations of Flow Past Cavities”, *Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol. 100, Issue 2, pp. 152-165.
- [25] 原子力施設情報公開ライブラリー ニューシア, 2010, 「タービン入口管ドレン弁封水ラインからの漏えいについて」, ニューシア報告書, 2010-北海道-M009 Rev. 1, 11252.
- [26] Berger, J., Guillou, J. and Poirier, E., 2012, “Small Bore Piping System Fatigue – Determination of Favored Crack Location and Related Admissible Vibration Criterion”, *Proceedings of the ASME 2012 Pressure Vessels and Piping Conference*, Paper No. PVP2012-78352.
- [27] JAEA FBR 安全ユニット, 2011, 「ナトリウム冷却高速炉 1 次系ホットレグ 配管流力振動評価指針 (案)」 JAEA-Research, 2011-021.
- [28] Orynyak, I. and Radchenko, S., 2013, “Application of the Transfer Matrix Method to the Analysis of Hydro-Mechanical Vibration of NPP Piping”, *Proceedings of the ASME 2013 Pressure Vessels and Piping Division Conference*, Paper No. PVP2013-97676.
- [29] Santos, H.R., Tinoco, E.B., Pfeil, M.S. and Battista, R.C., 2015, “Development of a Simplified Methodology for Evaluation of Piping Vibration due to Multi-Phase Flow”, *Proceedings of the ASME 2015 Pressure Vessels and Piping Conference*, Paper No. PVP2015-45075.
- [30] Lee, G., 2015, “WEB Based Software for Quick Screening of Pipework Vibration Threats in LNG Plants”, *Proceedings of the ASME 2015 Pressure Vessels and Piping Conference*, Paper No. PVP2015-45441.
- [31] Salanon, R., Ancian, L. and Baramili, A., 2016, “Steady-State Acoustic Contribution Analysis in Piping System Subject to Flow Induced Vibration”, *Proceedings of 11th International Conference on Flow-Induced Vibration*, Paper No. 077.
- [32] Pontaza, J.P., Abuali, B., Smith, F.J. and Brouwn, G.W., 2016, “An Intermediate Screening Methodology for Flow-Induced Vibrations in Piping”, *Proceedings of 11th International Conference on Flow-Induced Vibration*, Paper No. 064.
- [33] El-Ella, M.A. and Papadopoulos, A., 2017, “Development of Piping Dynamic Analysis to Address Pulsation Vibration and Acceptance Criteria”, *Proceedings of the ASME 2015 Pressure Vessels and Piping Conference*, Paper No. PVP2017-66265.
- [34] Morita, R., Takahashi, S., Okuyama, K., Inada, F., Ogawa, Y. and Yoshikawa, K., 2011, “Evaluation of Acoustic- and Flow-Induced Vibration of the BWR Main Steam Lines and Dryer”, *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 48, No. 5, pp. 759-776.
- [35] Ziada, S. and Lafon, P., 2014, “Flow-Excited Acoustic Resonance Excitation Mechanism, Design Guidelines, and

- Counter Measures”, *Transactions of the ASME, Applied Mechanics Reviews*, Vol. 66, Issue 1, 010802.
- [36] Rayleigh, J.W.S., 1945, *The Theory of Sound*, 1st American ed., Vol. 2, Dover Publications, pp.180-183.
- [37] Knotts, B.D. and Selamet, A., 2003, “Suppression of Flow-Acoustic Coupling in Side Branch Ducts by Interface Modification”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 265, Issue 5, pp. 1025-1045.
- [38] Weaver, D. S. and MacLeod, G. O., 1999, “Entrance Port Rounding Effects on Acoustic Resonance in Safety Relief Valves”, *ASME Pressure Vessels and Piping Division*, Vol. 389, pp. 291-297.
- [39] Ziada, S. and Shine, S., 1999, “Strouhal Numbers of Flow-Excited Acoustic Resonance of Closed Side Branches”, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 13, Issue 1, pp. 127-142.
- [40] Takahashi, S., Okuyama, K., Tamura, A., Mabuchi, Y., Kubota, T. and Yoshikawa, K., 2013, “Development of BWR Steam Dryer Loading Evaluation Methods through Scale Model Tests under Actual Steam Conditions”, *Proceedings of the ASME 2013 Pressure Vessels and Piping Division Conference*, Paper No. PVP2013-97564.
- [41] Omrani, P. S., Golliard, J., Belfroid, S. and Diez, N. G., 2012, “On the Effects of Droplets Modulating the Acoustic Source Powers Generated in T-Joints”, *Proceedings of the 10th International Conference on Flow-Induced Vibration (and Flow-Induced Noise)*, pp.531-536.
- [42] Sanna, F. and Golliard, J., 2014, “Flow-Induced Pulsations in Closed Side Branches with Wet Gas”, *Proceedings of the ASME 2014 Pressure Vessels and Piping Conference*, Paper No. PVP2014-28433.
- [43] Sanna, F., Golliard, J. and Belfroid, S.P.C., 2015, “On the Effect of Water Film on Flow-Induced Pulsations in Closed Side Branches in Tandem Configuration”, *Proceedings of the ASME 2015 Pressure Vessels and Piping Conference*, Paper No. PVP2015-45521.
- [44] Okuyama, K., Tamura, A. and Takahashi, S., 2013, “Air/Steam Flow and Steam Wetness Dependence on Acoustic Resonance in Safety Relief Valves”, *Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol. 50, No. 11, pp. 1083–1088.
- [45] Collingham, R. E. and Firey, J. C., 1963. “Velocity of Sound Measurements in Wet Steam”, *I&EC Process Design and Development*, Vol. 2, No. 3, pp. 197-202.
- [46] England, W. G., Firey, J. C. and Trapp, O. E., 1966. “Additional Velocity of Sound Measurements in Wet Steam”, *I&EC Process Design and Development*, Vol. 7, No. 2, pp. 198-202.
- [47] Rossiter, J. E., 1964, “Wind-Tunnel Experiments on the Flow over Rectangular Cavities at Subsonic and Transonic Speeds”, *Aeronautical Research Council Reports and Memoranda*, No. 3438.
- [48] Ahuja, K. K. and Mendoza, J., 1995, “Effects of Cavity Dimensions, Boundary Layer, and Temperature on Cavity Noise with Emphasis on Benchmark Data to Validate Computational Aeroacoustics Codes”, *NASA Contractor Report*, Final Report Contract NAS1-19061, Task 13.
- [49] Martin, W., Naudascher, E. and Padmanabhan, M., 1975, “Fluid-Dynamic Excitation Involving Flow Instability”, *ASCE Journal of the Hydraulics Division*, Vol. 101, Issue 6, pp. 681–698.
- [50] 横山博史, 加藤千幸, 2009, 「乱流境界層内のキャビティ音発生におけるフィードバック機構 (第 1 報, 流体力学的振動)」, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol. 75, No. 760, pp. 2369-2378.
- [51] 横山博史, 加藤千幸, 2010, 「乱流境界層内のキャビティ音発生におけるフィードバック機構 (第 2 報, 流体共鳴振動)」, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol. 76, No. 765, pp. 804-813.
- [52] 横山博史, 2011, 「乱流境界層内のキャビティ音発生におけるフィードバック機構」, 東京大学博士論文.
- [53] 伊藤 毅, 1968, 音響工学原論 (上巻), 第 7 版, コロナ社, pp. 257-277.

- [54] 振動工学ハンドブック編集委員会編, 1976, 振動工学ハンドブック, 養賢堂, pp. 1063-1065.
- [55] 石坂 浩一, 井小萩 利明, 大宮司 久明, 1994, 「超音速湿り蒸気流の高解像度差分解法」, 日本機械学会論文集 (B編), Vol. 60, No. 579, pp. 297-302.
- [56] Srinivasan, V., Salazar, A. J. and Saito, K., 2009, “Numerical Simulation of Cavitation Dynamics using a Cavitation-Induced-Momentum-Defect (CIMD) Correction Approach”, *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 33, Issue 3, pp. 1529-1559.
- [57] Wallis, G. B., 1969, *One-Dimensional Two-Phase Flow*, McGraw-Hill.
- [58] Chung, M. S., Park, S. B. and Lee, H. K., 2004, “Sound speed criterion for Two-Phase Critical Flow”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 276, Issue 1-2, pp. 13-26.
- [59] IAPWS, 1997, *Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*.
- [60] 日本機械学会, 1999, 1999 日本機械学会蒸気表.
- [61] ISO/IEC Guide 98, 1993, *Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement*.
- [62] Ishibashi, M., Funaki, T., Takamoto, M., Umezawa, S., Sakai, M., Amari, H., Shimada, H., Morita, R., Inada, F., Uchiyama, Y., 2011, “Wet steam flowrate calibration facility”, *Proceedings of the ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference 2011*, Paper No. AJK2011-31026.
- [63] 船木 達也, 梅沢 修一, 杉田 勝彦, 2018, 「汎用蒸気設備におけるクランプオン型超音波流量計の不確かさ解析」, 日本機械学会第 23 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, B114.
- [64] 日本機械学会編, 1989, 気液二相流技術ハンドブック, コロナ社, pp. 74-80.
- [65] Thom, J. R. S., 1964, “Prediction of Pressure Drop during Forced Circulation Boiling of Water”, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 7, Issue 7, pp. 709-724.
- [66] Winterton, R. H. S., 1981, *Thermal Design of Nuclear Reactors*, Pergamon Press, p. 73.
- [67] Sanna, F., Golliard, J., and Belfroid, S. P. C., 2016, “Acoustical Damping in a Circular Pipe with an Air-Water Mixture Flow: A New Setup Design”, *Proceedings of the 11th International Conference on Flow-Induced Vibration (and Flow-Induced Noise)*, Paper No. 117.
- [68] Omrani, P. S., Belfroid, S. P. C., Twerda, A., and Boersma, B. J., 2012, “Numerical Study on the Effects of Particles on Damping the Vibration of a Bluff Body due to the Vortex Shedding”, *Proceedings of the 10th International Conference on Flow-Induced Vibration (and Flow-Induced Noise)*, pp. 115–121.
- [69] Mandhane, J. M., Gregory, G. A., and Aziz, K., 1974, “A Flow Pattern Map for Gas-Liquid Flow in Horizontal Pipes”, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 1, Issue 4, pp. 537-553.
- [70] 日本機械学会編, 1989, 気液二相流技術ハンドブック, コロナ社, p 6.
- [71] Taitel, Y., Lee, N., and Dukler, A. E., 1978, “Transient Gas-Liquid Flow in Horizontal Pipes: Modeling the Flow Pattern Transitions”, *AIChE Journal*, Vol. 24, Issue 5, pp. 920-934.
- [72] 森 康夫, 土方 邦夫, 河田 治男, 1971, 「微粒子を含む気体の音速 (第 1 報, 静止気体中の音速の理論的研究)」, 日本機械学会論文集, 第 2 部, Vol. 37, No. 295, pp. 546-555.
- [73] 森田 良, 2011, 「高速湿り蒸気流中における液滴径の計測と評価式の提案」, 日本機械学会第 16 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, C222.
- [74] 奥山 圭太, 田村 明紀, 高橋 志郎, 大塚 雅哉, 椿 正昭, 2010, 「BWR 主蒸気系及びドライヤの音響・流動振

動評価 (15) 2 本の枝管を有する分岐管体系における音圧および周波数特性」, 日本原子力学会 2010 年春の年会講演論文集, E12.

