

新 制
工
1119

水理構造物における
越流水膜の振動特性に関する研究

1998年2月

角 哲 也

水理構造物における
越流水膜の振動特性に関する研究

1998年 2 月

角 哲 也

目 次

	頁
第1章 序論	1
1.1 研究の背景と目的	1
1.2 本論文の構成	7
参考文献	9
第2章 水理構造物における水膜振動	10
2.1 概説	10
2.2 各種の水理構造物に発生する水膜振動	11
2.3 越流式ゲートにおける水膜振動の防止対策の現状	28
2.4 結語	32
参考文献	33
第3章 水膜振動に関する従来 of 理論的研究と考察	34
3.1 概説	34
3.2 越流水膜の基本特性	35
3.3 水膜振動に関する既往の研究	41
3.4 結語	43
参考文献	44
第4章 水膜振動の発生機構	46
4.1 概説	46
4.2 水膜振動の発生メカニズム	47
4.3 水膜振動の増幅メカニズム	56
4.4 鉛直落下水膜モデルによる実験的検討	59
4.5 フラップゲート越流水膜モデルによる実験的検討	64
4.6 水膜振動のメカニズムの総括	71
4.7 結語	76
参考文献	77

第5章	水膜振動の3次元性と振動防止対策	80
5.1	概説	80
5.2	3次元越流水膜モデルによる実験的検討	81
5.3	音響フィルタ理論	91
5.4	実際のゲートにおけるスポイラの効果	99
5.5	結語	113
	参考文献	114
第6章	越流水膜振動による低周波空気振動の伝播特性	115
6.1	概説	115
6.2	低周波空気振動による環境問題	116
6.3	水膜振動による低周波空気振動の音源特性及び伝搬特性	120
6.4	水膜振動による低周波空気振動の影響予測	122
6.5	実機ゲートにおける予測式の検証	125
6.6	結語	127
	参考文献	128
第7章	上下端放流ゲートにおける振動問題	129
7.1	概説	129
7.2	シェル構造ローラゲート水理模型実験	130
7.3	上下端放流ゲートの振動特性	133
7.4	振動防止対策	139
7.5	結語	142
	参考文献	143
第8章	結論	144
	謝辞	150

第1章 序論

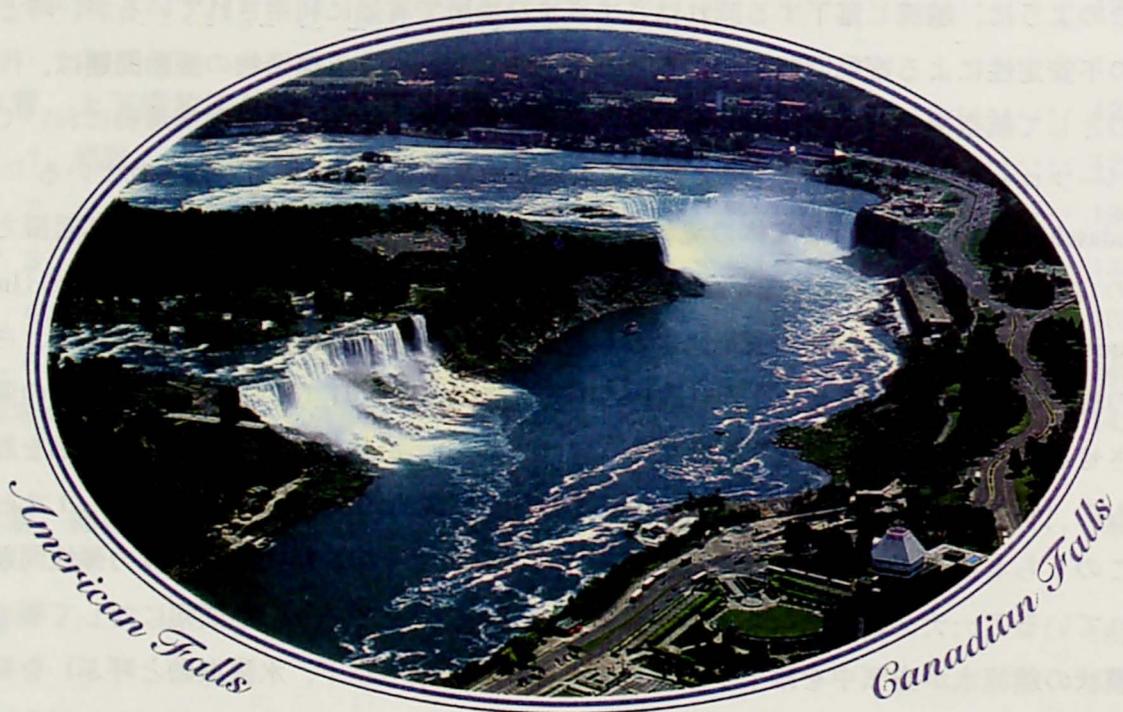
1.1 研究の背景と目的

自然界において、滝は水が空中を落下する極めてまれな現象であり、古来より那智大滝やナイアガラフォールズ（写真-1.1）のように、信仰や観光の対象として人々はその自然のダイナミズムに注目してきた¹⁾。このような落水は、現在の都市空間においても効果的に取り入れられており、公園や広場に噴水とともに落水を伴う施設（写真-1.2）を設置し、空中を落下する水の視覚的効果及び着水音による音響的効果による親水機能の演出が行われている²⁾。

また、ダムや堰などの水理構造物においては、オーバーフローとアンダーフローによる流水制御が行われるが、アンダーフローが水位変化に対して1/2乗で流量が変化するために一定流量を放流するのに優れるのに対して、オーバーフローは水位変化に対して3/2乗で流量が変化し、一定水位を維持するのに優れている。この特性を活かして、ダムや堰の余水吐きには越流形式のゲートが採用される事例が多い。

このように、越流し落下する流れはさまざまな場所で有効に利用されているが、時として流れの不安定性による振動問題が生じることがある。流れによる構造物の振動問題は、代表的なものとして航空機の翼や吊橋の振動が挙げられるが、ゲートなどの水理構造物においても、オーバーフローやアンダーフローにより固有の振動現象が発生することが知られている^{3), 4), 5)}。Naudascher は、このような流体の流れと構造物の振動系の関係について、①外部起振力によるもの (Extraneously Induced Excitation)、②流れの不安定による起振力によるもの (Instability Induced Excitation)、③物体の運動によるもの (Movement Induced Excitation) に分類し、さらに、②の流れの不安定によるものを、a) 流れの不安定性によるもの (流力弾性)、b) 流れの変動を起こさせるような流体の振動系をもつもの (流れの共振)、c) 物体の運動が流れの変動を起こさせるもの (物体の共振)、に細分しており、これらを模式的に示したものが図-1.1である⁶⁾。

このうち本論文で対象とするのは、図-1.1において2相状態における流力弾性問題に分類されているアーチダムや段落ち水路からのオーバーフローであり、径間幅に対して極めて薄い水膜状の越流水が空気中を落下する際に脈打ち状の振動（以下、水膜振動と呼ぶ）を発生するものである。なお、可動式の越流ゲートであっても、その支持が十分に剛である場合には、これからの越流水も上記と同様と考えることができる。一般に、アンダーフローなどによるゲートの振動現象では、扉体や水密ゴムなどの損傷のように構造物本体への影響が問題となるのに対して、この水膜振動は、水膜と水膜の背後に形成される空洞の存在により、低周波空気振動と呼ばれる極めて周波数の低い音を環境中に放出することから、これによる騒音問題が注目されている。



Niagara Falls

写真-1.1 ナイアガラフォールズ（上/カナダ滝、下/カナダ滝とアメリカ滝）
（Niagara Parks Commission発行絵葉書より）

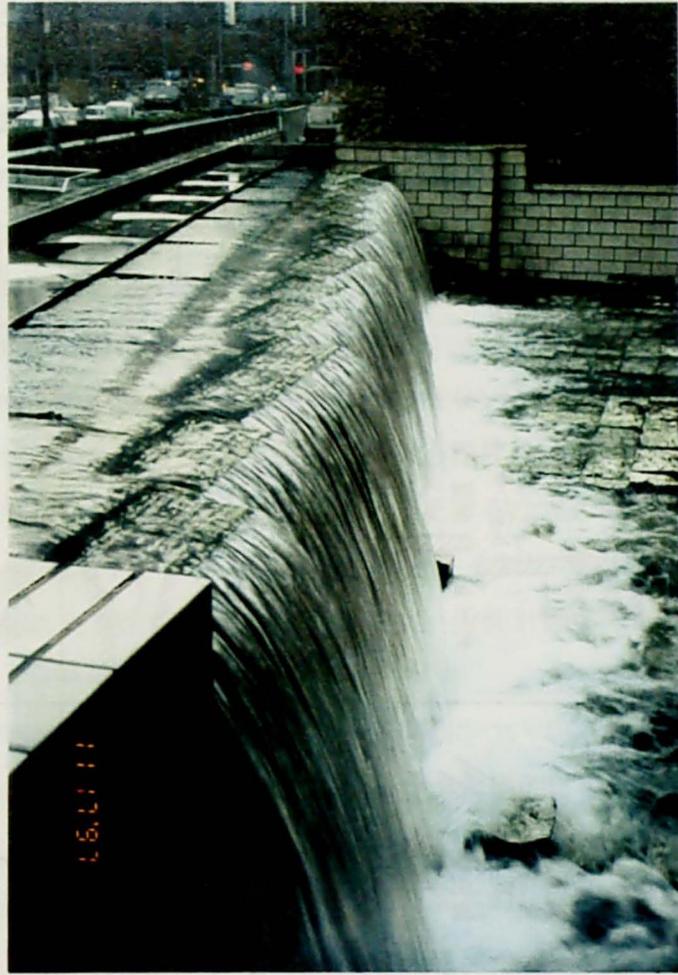


写真-1.2 都市空間における越流水の演出
(新宿 京王プラザホテル)

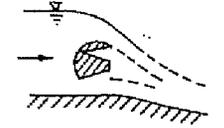
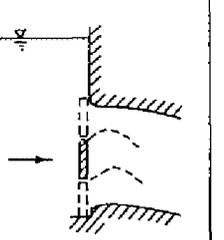
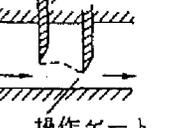
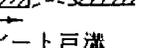
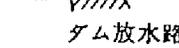
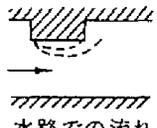
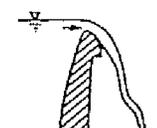
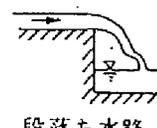
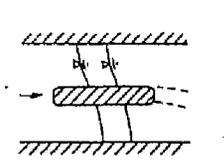
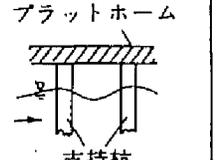
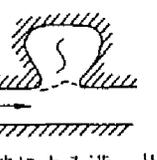
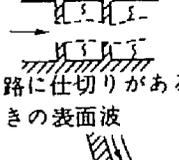
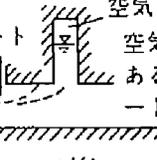
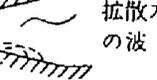
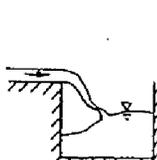
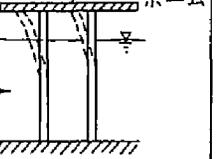
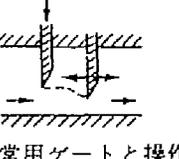
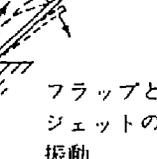
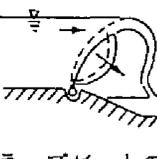
		基本流況 (IIE) (水理構造物への適用)				
		後	流	流れを阻止する形態	2次不安定流	2相状態
基本起振機構	流力弾性	 浸水ゲートの振動  河床付近のパイプの振動	 取水口の多段ゲート	 リップ付きゲート  非常用ゲート  操作ゲート  ゲート戸溝  放流管 ダム放水路	 水路での流れの付着  ゲート 交互 ジェット	 アーチダムの落下水  段落ち水路
	流れの共振	 橋脚の波による振動	 プラットホーム 支持杭 波動を伴う流れの中の支持杭	 波による港の共振  水路に仕切りがあるときの表面波 放水路に出ている放流管による圧力波	 ゲート 空気 空気のあるゲート室  拡散水路の波	 横溢流水路での波
	物体の共振	 海底面 パイプラインの振動	 プラットホーム 支持杭の振動	 ゲートの振動  非常用ゲートと操作ゲートの振動	 フラップとジェットの振動	 フラップゲートの振動

図-1.1 流れの不安定性による振動の分類⁶⁾

水膜振動が発生すると、あたかも上空でヘリコプタが飛行しているかのような10～20Hz程度の周波数の音を発するが、こうした低い周波数の音を発生するものには、工場施設のコンプレッサやボイラ、交通機関の橋梁、建設作業の発破工事など様々なものが報告されている⁷⁾。一般に、人間が聴くことの可能な周波数は20～20kHzとされているが、問題とされる低い周波数の音はこの可聴域を下回る場合があり、環境庁は1～100Hz程度の周波数範囲の音を一般の騒音と区別して低周波空気振動と定義している⁸⁾。

低周波空気振動の最大の特徴は波長が長いことであり、減衰しにくく一般に騒音対策として用いられる防音扉などによる遮音対策はあまり有効ではない。対策事例としては、新幹線のトンネル出口などにおいて、多孔質材による緩衝帯がある程度の効果を上げているほか、工場では、建物の振動を防止するために機械の支持方法を変更するなどの方法がとられているが、設備の完成後の対策は、いずれも大がかりな工事を必要とする割に効果が上がらない場合が多い。従って、低周波空気振動の発生が懸念される場合には、設備計画の段階からこれを極力少なくするような設計を行うことが重要である⁹⁾。

ゲートなどから越流する水膜の振動現象に関する研究については、1930年代よりドイツを中心に報告がなされており¹⁰⁾、我が国では越流式ゲートが本格的に導入され始めた1960年代¹¹⁾に遡る。それ従来、多くの研究者が原因の解明に取り組んで来ているものの、水膜振動が生じ、さらに水膜振動から低周波空気振動が発生するまでの基本的なメカニズム（以下、発生メカニズムと呼ぶ）については明快な整理がなされるには至っていない。その理由としては、水膜の振動は同時に以下のようなさまざまな周波数特性を持つ現象をもたらす可能性があり、振動主体が薄い水膜であることから、容易にこれらの影響を受けて振動状態が複雑に変化してしまうために根本原因が判明しにくいことが挙げられる。

①低周波空気振動　　：水膜自体の運動（数Hz < f_r < 40～50Hz）

②気柱(空洞)共鳴現象：水膜振動による空洞内の共鳴音（ f_r > 70～80Hz）

③水理構造物の振動　：水膜振動によるゲート本体等の振動（構造物の固有振動数）

このうち、上記の②、③などは、振動の派生的現象と考えられるものの、こうした現象が水膜振動そのものを安定させ、また、増幅させる効果を持つことはこれまでも指摘されてきている。従って、水膜振動に関しては、その発生メカニズムと、それを安定し増幅させるメカニズム（以下、増幅メカニズムと呼ぶ）の両面から考える必要がある。

また、低周波空気振動は、一旦発生するとその影響を低減することは容易ではないために、基本的には水膜振動そのものを防止する対策が必要となる。従来から、振動防止対策としては、ゲート等の越流部に突起状のスポイラを設置して水膜を分断する方法が有効であることが経験的に知られている^{12)、13)}。しかしながら、水膜を分断することが、水膜振動の発生メカニズムと増幅メカニズムのいずれに作用しているのか、また、その振動抑制の原理は何であるのかについては不明のままであり、多くは試行錯誤的にある程度の間隔でスポイラを設置した上で、

さらに越流式ゲートであれば、問題となる越流水深付近で停止することなくゲートを連続的に操作して振動の発生を回避するように運用されているのが現状である。

越流による流れは、景観的な美しさのみならず、流水の管理の観点からも種々の有利性が供えられている。しかしながら、この越流する水膜が時として大きな振動を発生するという特異な現象は、越流による流れの利用に一定の制限を加えており、その解決が求められている。

本論文は、こうした現状を踏まえて、この水膜振動現象の基本的なメカニズムを明らかにするとともに、実用面において振動防止対策を検討するために必要な振動発生条件及び発生周波数を整理し、具体的な対策手法を提案することを目的としている。

1. 2 本論文の構成

本論文で対象とする水膜振動は、各種の水理構造物で見られる現象である。そこで、まず第2章では、現状における問題の整理として、ダムや堰に設置される越流式ゲートの他に、砂防ダム、都市公園などの噴水及びアーチダムに設置される高圧ローラゲートからの放流水膜を取り上げて、それぞれの水膜振動の特徴を比較し考察を行う。次に、こうした水膜振動を防止するための対策の考え方について、最も事例の多い越流式ゲートを対象に現状技術の整理を行う。

続く第3章と第4章が、水膜振動の発生メカニズムに関する考察である。第3章においては、水膜振動に関する既往の理論的研究について、その着目点と導かれた結果を整理する。水膜振動に関しては、水膜を径間方向に一様と仮定して二次元問題として取り扱った実験的研究や解析的研究が多くなされており、特に、水膜振動の持続に水膜背後の空洞の圧力変動が必要不可欠であるとして、空洞内の圧力変動と水膜振動の位相差から一定の条件を導出しているものが多い。そこで、まず始めに、越流水膜の落下軌跡及び振動発生時の流況の整理を行い、次に、水膜振動が自励振動として持続するために空洞内の圧力変動から得られる条件式について整理を行う。既往の研究は、このように水膜背後の圧力変動と水膜振動の関係に着目したものが中心に行われてきたが、水膜振動が発生する根本的な原因に関して十分明らかにされていない。

そこで第4章では、水膜振動の発生条件を規定する発生メカニズムについて考察を行う。落下する水膜には空気と水の境界面が存在し、この境界面におけるせん断不安定により水膜変形が生じ、これが振動の発生範囲や発生周波数を決定している可能性がある。そこで、まず始めに、水膜振動と類似の現象である Edge Tone 現象を取り上げて水膜振動との比較を行うとともに、流体の境界面の不安定問題として一般化された Kelvin-Helmholtz 型の不安定問題の水膜振動への適用について論じる。さらに、発生した振動が安定的に持続するために重要と考えられる振動の増幅メカニズムとして、Helmholtz 共鳴器理論の適用性について考察を行う。

さらに第4章では、これら理論の検証を行うために、水膜の流速、厚さ、背後の空洞容積などの個々のパラメータを独立して変化させることの可能な鉛直落水膜モデル及び実機ゲートにおける越流状態の水膜を再現させるためのフラップゲート越流水膜モデルを用いて実験的検討を行うとともに、水膜振動の発生範囲・発生周波数及び水膜振動のメカニズムについて総括的に整理を行う。

水膜振動のメカニズムは、ここまでで大要が整理されるが、工学的には、その振動防止対策及び振動発生時の低周波空気振動の影響予測が特に重要である。第5章では、第2章において整理した水膜背後の空洞の圧力変動を開放するためのスポイラを用いた振動防止対策について、水膜の越流幅を変化させることの可能な3次元越流水膜モデルを用いて実験的検討を行うとともに、音響フィルタ理論を用いた振動抑止のメカニズムについて論じる。さらに、瀬田川洗堰ゲートと寒河江ダムクレストフラップゲートを対象に、これら振動防止対策がどのように

水膜振動の抑制に効果を有しているかについて検証を行う。

一方、第6章では、最終的に水膜振動によりもたらされる低周波空気振動の特質について整理を行う。低周波空気振動は、水流の位置エネルギーおよび運動エネルギーが落下の過程で水膜振動のエネルギーとなり、さらに音響エネルギーに一部変換されることにより生ずるものと考えられるが、波長が長いために距離による減衰が小さく、周辺環境に対する影響が大きいとされている。ここでは、第5章で対象とした3次元越流水膜モデルによって計測された音圧レベルを用いて、その音源特性及び伝搬特性を明らかにし、低周波空気振動の予測式について検討を行う。さらに、第2章で示した瀬田川洗堰における現地計測結果を用いて、得られた予測式の適用性について検証を行う。

以上により、水膜振動に関する基本的な事項である、発生・増幅メカニズム、振動防止対策及び低周波空気振動の影響予測について整理されたことになるが、越流を行うゲートの中には、シェル構造ローラゲートなどのように、ゲートの開閉時に越流と同時に下端放流が生じる場合があり、この上下端の同時放流時には、越流水膜単独の振動に加えて、越流水と下端放流水によりゲート下流に形成される渦がゲート自体の振動を誘発させることが知られている。そこで、第7章では、この上下端同時放流に伴う振動現象について、ゲート下流に発生する渦と振動の関係、振動の発生領域及び振動のピーク等についてシェル構造ローラゲートを対象に実験的検討を行う。また、この場合の振動防止対策として、越流水膜振動において検討対象としたスポイラによる水膜の分断とともに、下端放流に対するゲートリップ位置などのゲート形状の相違や水路底面切下げ位置の変化などが振動の発生に及ぼす影響について検討を行う。

第8章は本論文の総括であり、水理構造物における越流水膜振動に関して明らかにされた事項を整理するとともに、今後の設計及び運用・操作において本研究の成果を適用するための留意点を取りまとめる。

参考文献

- 1) 廣瀬利雄, 竹林征三編著 : ダム・堰と湖水の景観, 山海堂, pp.26-27, 1994.11.
- 2) Chanson, H. : Hydraulic Design of Stepped Cascades, Channels, Weirs and Spillways, Pergamon, pp.156-163, 1994.
- 3) 土木学会編 : 水理公式集(昭和 60 年版), 土木学会, pp.303-305, 1985.
- 4) 土木学会編 : 土木技術者のための振動便覧, 技報堂, pp.424-432, 1985.
- 5) 荻原国宏 : 新体系土木工学, Vol.25, 流体力, 技報堂出版, pp.156-168, 1986.
- 6) 同上, pp.131.
- 7) (社)日本騒音制御工学会編 : 騒音・振動技術の基礎と測定, 1996.5, pp.28.
- 8) 環境庁大気保全局 : 低周波空気振動調査報告書—低周波空気振動の実態と影響, 1984.
- 9) 同 7), pp.31.
- 10) 例えば, Müller, O. : Das bei Überfall Schwingende Wehr als Selbsterregtes, Gekoppeltes System unter Berücksichtigung Gewisser Analogien zum Röhrensender und zur Zungenpfeife, Mitteilungen der Preuß, Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin, Heft 33, 1937.
- 11) 例えば, 中山 稔, 森田孝之亮 : 瀬田川洗ぜきについて(主としてゲート振動防止対策と管理機構について), 土木学会誌, Vol.47, No.4, 1962.4, pp.20-25.
- 12) 同 4), pp.429-430.
- 13) (社)ダム・堰施設技術協会編 : ダム・堰施設技術基準(案)・同解説, 1994, pp.297-299, pp.324.

第2章 水理構造物における水膜振動

2.1 概説

本章では、本論文で取り上げる水膜振動に関して、各種の水理構造物において実際に発生している現象を概観する。これまでに、個々の構造物において発生する振動について検討されたものは数多く報告されているが、それぞれの水膜振動の特徴について、横断的に共通点及び相違点の観点から考察を行ったものはない。

ここで対象とするのは、前章で述べたように、ダムや堰に設置される越流式ゲートの他に、砂防ダム、都市公園などの噴水及びアーチダムに設置される高圧ローラゲートからの放流水膜である。これらの構造物は、目的、構造様式、水膜の大きさ・厚さや単位幅放流量などのスケールは大きく異なるが、水を放流し、放出点と落下点を有し、その間の水流は重力により自由落下する点で共通している。なお、アーチダムの高圧ローラゲートからの放流水は、ゲート放流点において貯水池水頭によるかなりの初速を有していること、また、ゲート全開時には水膜ではなく矩形の水束形状を呈していることが他と異なるが、後者については、ゲート半開時には水束が幅方向に広がって落下点までの間に房状に薄く広がり越流水膜と同様な形状を呈する。

次に、こうした水膜振動の発生に対して、実際に行われている対策について、最も事例の多い越流式ゲートを対象に考察を行う。実際の対策としては、水膜を分断するスポイラが最も多く採用されているが、この設計の考え方については、従来からの経験的な要素が強く、その振動抑制のメカニズムについては十分に解明されていない。

2.2 各種の水理構造物に発生する水膜振動

(1) 砂防ダムにおける水膜振動

砂防ダムは、基本的に可動部を有しない固定堰であり、また、水通しから越流する水は二次元的に落下するものの両端は大気中に開放されており、一般には越流水膜としては振動しにくい状況にある構造物である。しかしながら、積雪地域の融雪期などのように、かなりの長期間にわたって同程度の放流量が継続し、それが振動発生の可能性の高い越流水深に一致する場合には、時として、越流水膜の振動と低周波空気振動の顕在化につながる場合がある。

図-2.1に、舁玉砂防ダム（東北地方建設局新庄工事事務所管内）における年間の越流水深の変化を示すが、このダムの場合には、適切な対策を行わない場合に越流水深で0.3~0.7m程度の範囲において水膜振動による低周波空気振動が発生することが報告されている。従って、このダムの場合には年間で200日近くが該当することになる。写真-2.1、2.2に砂防ダムからの流れを示す。

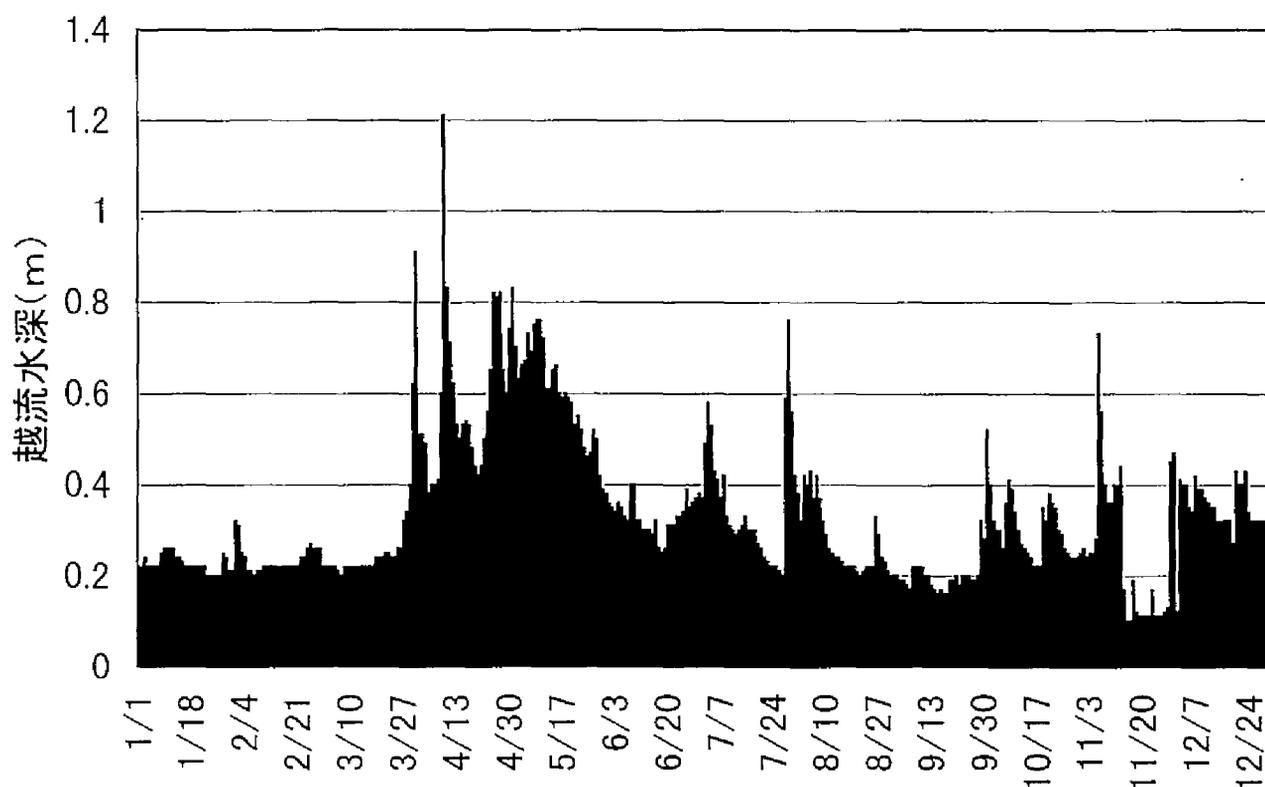
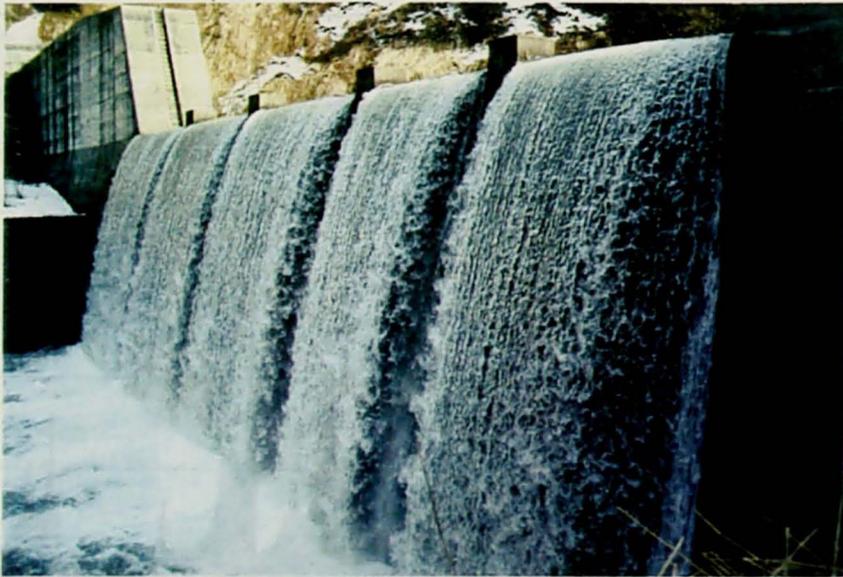


図-2.1 砂防ダムの越流水深の年間変化(舁玉ダム)



FUJICOLOR 90

写真-2.1 砂防ダム越流流況(舂玉ダム:水叩き~水通し高さ13m、水通し幅35m)



FUJICOLOR 90

写真-2.2 砂防ダム越流流況(舂玉ダム:水通し~下流水位11m、下流面1:0.2)

これら砂防ダムにおける騒音被害の発生に対して、初期においては、水膜の振動というより、砂防ダムからの放流水のランダムな騒音が、何らかの共鳴現象により増幅された鳴音として周辺に伝搬していると解釈する報告がなされていた。例えば、西川^{1),2)}は、砂防ダムからの越流により生じる騒音に関する現地計測を行い、越流水膜と砂防ダム下流面とによって囲まれる空洞において、堤軸方向の気柱振動（両端開放）が発生しているものと解釈する報告を行っている。

また、杉山³⁾らは、低周波空気振動の実測解析により、単純な気柱振動よりも、越流水膜と砂防ダムによって囲まれる背後空洞を一種の Helmholtz 共鳴器として考えた固有周波数と一致することを示した。しかし、これらの研究ではある特定の放流条件で振動が発生するという水膜そのものに対する考察や、越流水膜振動と低周波空気振動の関係についての検討はなされていない。図-2.2に、杉山によって計測されたA砂防ダム（落下高（水通し～下流水位）2.7m、水通し幅25m）における越流水深（10cm, 23cm, 53cm）ごとの低周波空気振動の周波数分析結果を示すが、越流水深23cmで16Hzにピークが発生している。

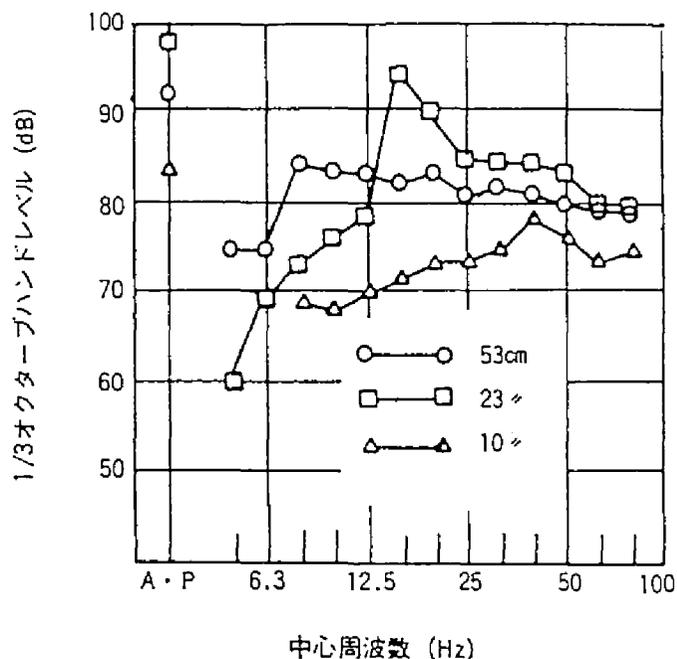


図-2.2 砂防ダムにおける低周波空気振動周波数(A砂防ダム)³⁾

(2) 越流式ゲートにおける水膜振動

越流式ゲートは、通常時の水位維持や洪水による流量増加時の水位上昇の抑制に効果的であり、堰の流量調節ゲートやフィルダムの非常用洪水吐などに用いられることが多い。しかしながら、砂防ダムが固定堰であるのに対して、この越流式ゲートは水流出出点が可動部となるため、水膜の軌跡が変動しやすく、越流式ゲートが開発されたドイツを中心に古くから越流水による水膜振動の発生が報告されている^{4),5)}。

日本においては、瀬田川洗堰の二段越流式ゲートが代表的な事例である。瀬田川洗堰は、琵琶湖から唯一流れ出る瀬田川において、琵琶湖の水位調節及び下流淀川への放流量調節を目的として明治38年に角落し形式の堰が設置されたが、昭和35年には開閉装置を有する可動式の二段越流式ゲート（10門×10.80m、扉高4.2m）に改築された。このゲートはドイツMAN社により開発された形式であるが、設置当初より越流水膜による振動問題が発生し、その対策を検討するために、当時より紹介されていたスポイラにより越流水を分断する方法を検証するための種々の放流試験が行われている⁶⁾。図-2.3に、上段扉の径間中央におけるゲート本体の振動加速度の変化を示すが、スポイラの設置個数によって振動レベルが低下し、また、振動が最大となる越流水深が小さくなったことが報告されている。

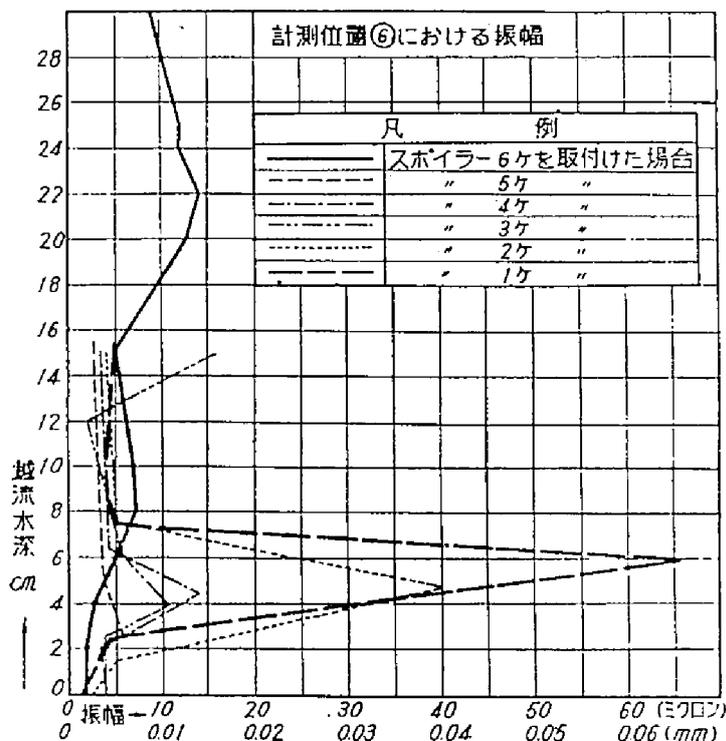


図-2.3 瀬田川洗堰におけるスポイラ設置個数とゲート振動振幅の関係⁶⁾

その後、琵琶湖総合開発事業により瀬田川の洪水調節計画が変更され、10門の既存の二段越流式ゲートに加えて、三段式のローラゲートを供えたバイパス水路が建設されることになった。このバイパスゲートも越流状態で水位制御を行うことから水膜振動に対する防止対策が必要であり、この設計の参考とするため、既存ゲートを用いた本格的な現地放流試験が建設省近畿地方建設局琵琶湖工事事務所及び（財）ダム技術センターにより実施され、その結果が竹林らによって報告されている^{7), 8)}。

図-2. 4に放流試験における計測項目と計測ポイントを示す。

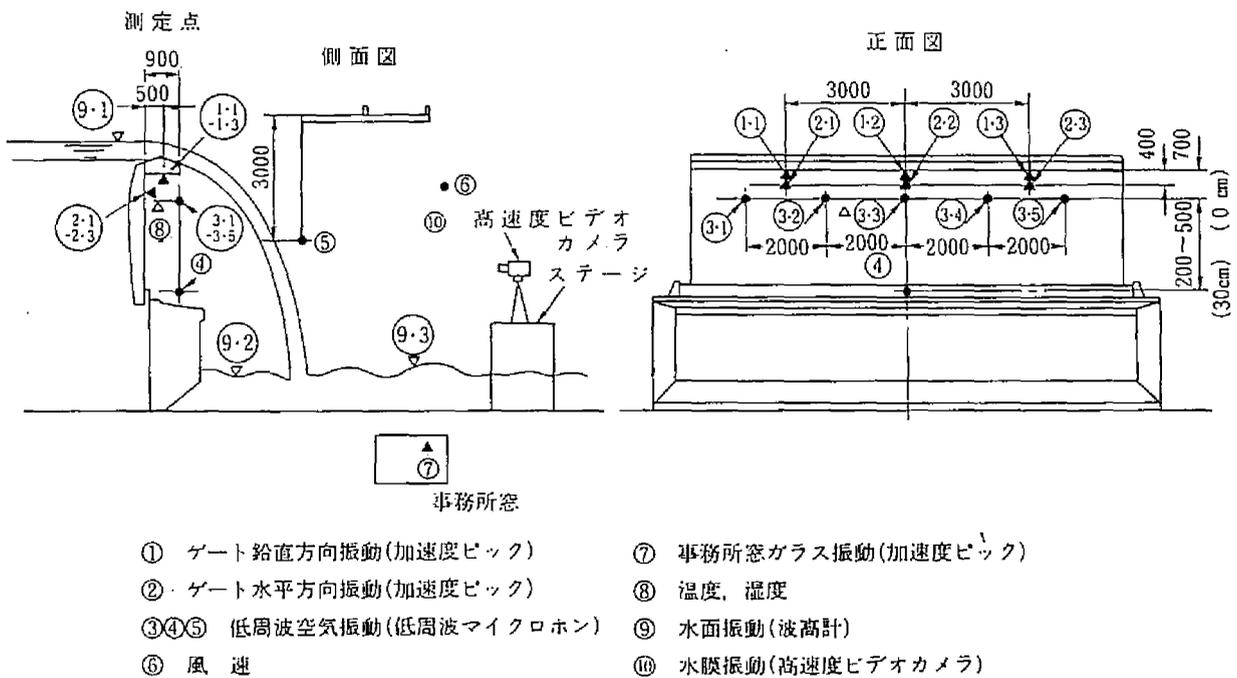


図-2. 4 瀬田川洗堰における放流試験概要⁷⁾

i) 越流水膜振動の状況

低周波空気振動発生時には越流水膜振動(水膜の流れに直角方向に生じる縞模様)が観測され、この越流水膜振動の発生消滅は低周波空気振動の発生消滅と一致していた。低周波空気振動の音圧レベルは越流水深20~25cm付近で最大となり、これより薄い場合には水膜が破れて振動が安定せず、また、厚い場合は水膜の慣性が大きくなるためか振動は発生しなかった。越流水膜振動を高速ビデオで撮影し分析した結果、落下初期に凸部を形成している部分は落下の全行程で凸部をなし、落下の過程で凸部と凹部が入れ替わることはない。つまり、水膜に生じる縞は波打ちながら落下するのではなく、落下初期に何らかの要因により波打った水膜がそのまま落下していることが確認された。また、低周波空気振動の周波数と越流水膜振動の周波数は一致していた。写真-2.3及び写真-2.4に越流水深20cmにおいて水膜振動が発生している状況を、また、写真-2.5には瀬田川洗堰の遠景を示す。

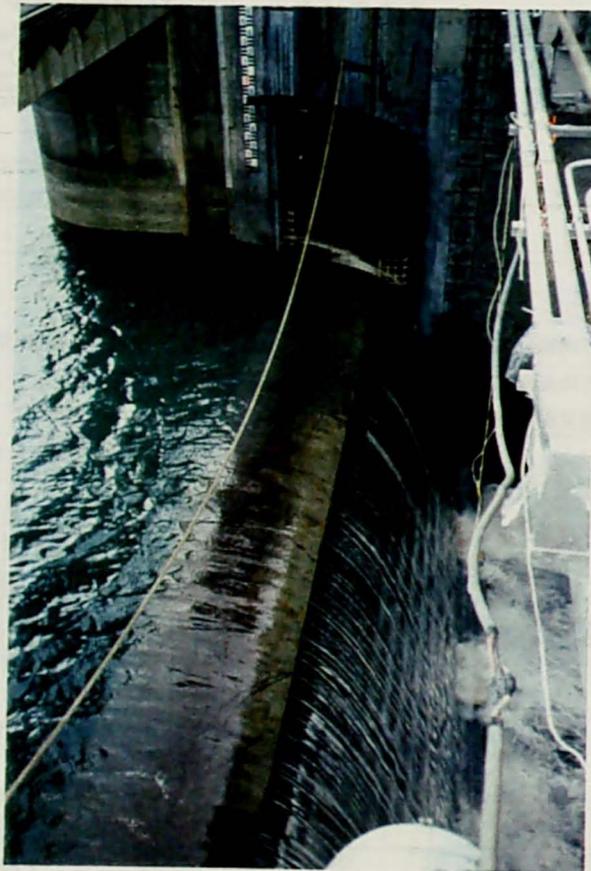


写真-2.3 水膜振動状況(越流水深20cm)

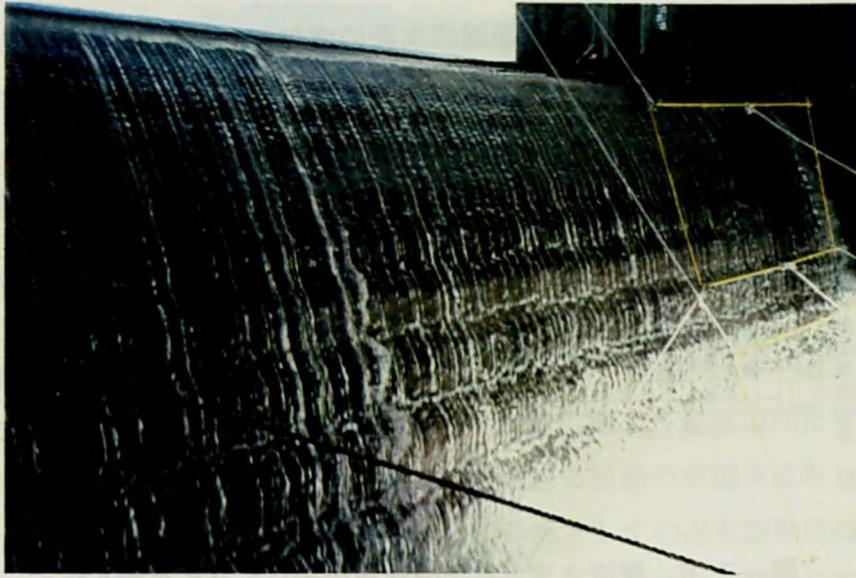


写真-2.4 水膜振動状況(越流水深20cm)

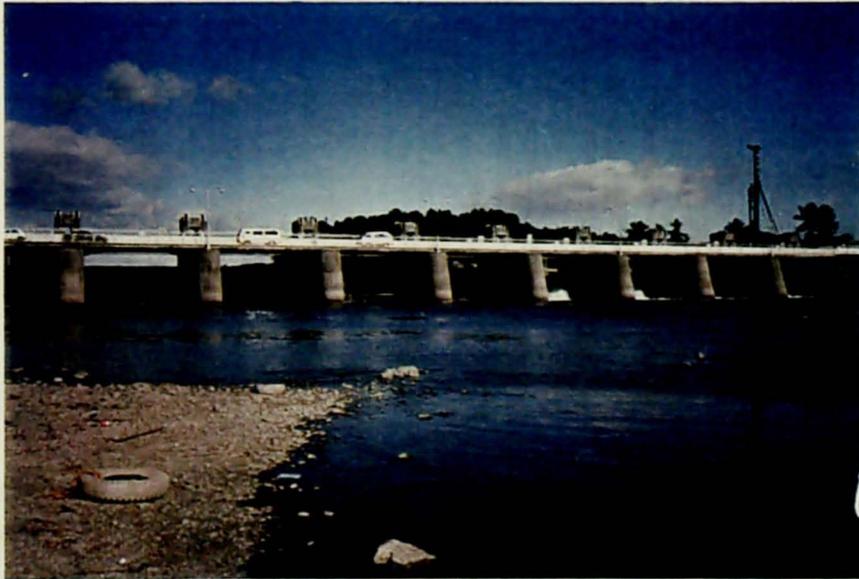


写真-2.5 瀬田川洗堰遠景

ii) 越流水深と卓越周波数

音圧レベルは図-2.5に示すように越流水深15cm以上で顕著に増加し、さらに越流水深が大きくなると再び減少した。図-2.6に背後空洞での低周波空気振動の周波数分析結果を示す。卓越周波数は12.5～16Hzとなり、越流水深の増加とともに低くなっていった。

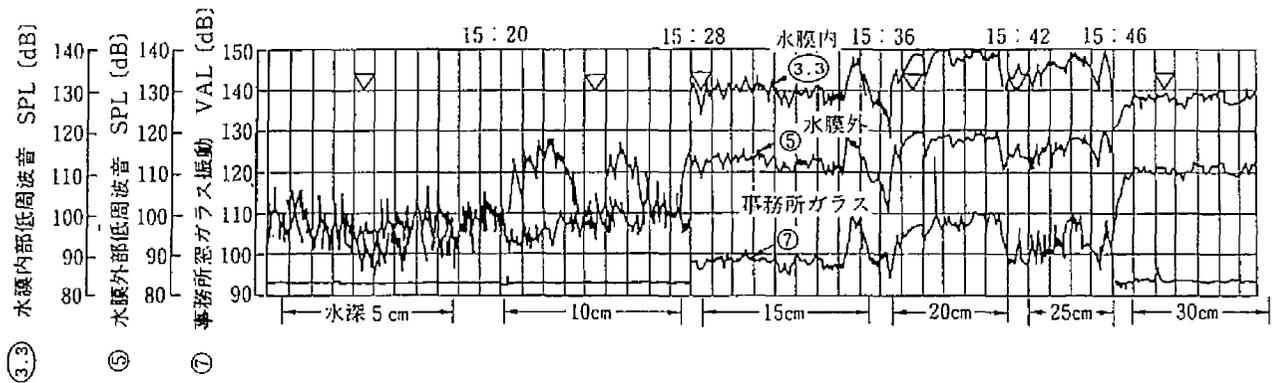


図-2.5 越流水深と各計測地点の音圧レベルの変化⁷⁾

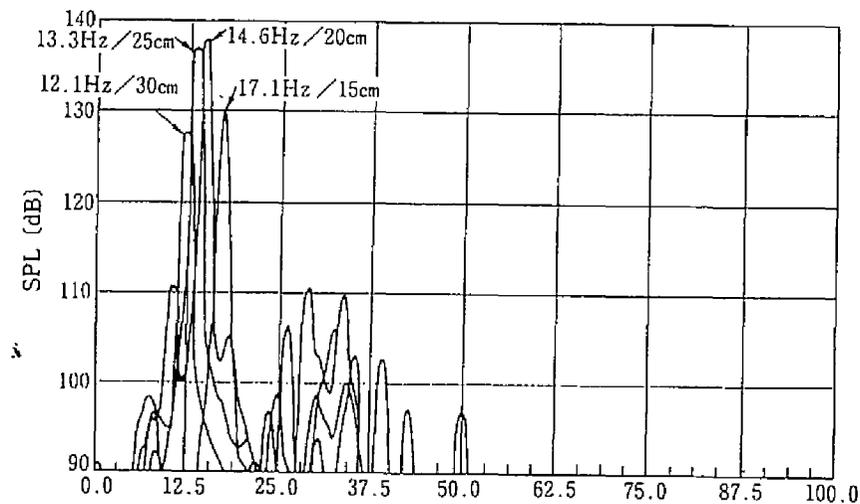


図-2.6 音圧レベル(水膜背後空洞内)と周波数分析結果⁷⁾

iii) 水膜背後空洞内の音圧

水膜背後空洞内音圧レベルの位相差は、径間中央部を基準とすると $\pm 10^\circ$ 以内でありほぼ同位相といえる。この現象を西川⁹⁾の報告した気柱振動と考えると次の点で調査結果と矛盾する。まず、気柱の固有振動数は越流水深と無関係に決定されるが実際には越流水深が増大すると空洞内の低周波音の周波数は小さくなっている。次に気柱内の音圧が同位相であるとすると1次の気柱共鳴の場合には両端開の条件に相当するが、実際には両端はピアに囲まれ

ており両端閉の条件である。以上のことから、この試験における水膜背後空洞内の音圧の卓越周波数は気柱振動によるものとすることはできない。

次に、杉山ら¹⁰⁾が検討した空洞による Helmholtz 共鳴の可能性についても検討を行った。空洞振動とは水膜とその背後空洞からなる系の振動であり、水膜を振動質量、また、空洞内の空気をバネと考えるものであり、これにより求められる固有振動数の解析結果と実測値を図-2.7に示すが、これらは越流水深の増大とともに減少し傾向は一致している。また、この実験の結果、図-2.5に示すように空洞内の音圧は他の計測点と比較して最も高く、低周波空気振動の発生源の可能性が高いと考えられた。

iv) ゲート振動

図-2.4に示したとおり、ゲート扉体に加速度計を設置し、鉛直方向及び水平方向の振動加速度を計測したところ、その卓越周波数は低周波空気振動の卓越周波数と一致することが確認された。図-2.7に示すように、ゲートの構造体としての固有振動数は空洞内の低周波空気振動周波数よりかなり低く、ゲートの振動は低周波空気振動の間接的影響と考えられる。

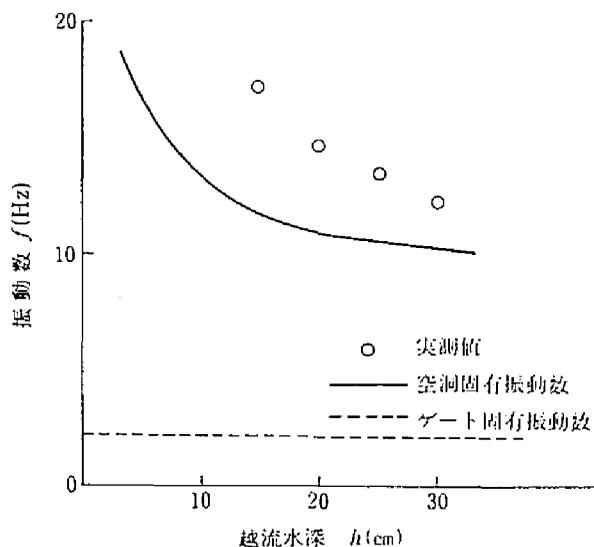


図-2.7 低周波空気振動周波数とHelmholtz共鳴周波数・ゲート固有振動数の関係⁷⁾

v) 瀬田川洗堰ゲートにおいて推定されたメカニズム

i) ~ iv) の現地計測結果をもとに越流水膜振動と低周波空気振動の発生機構は図-2.8に示すように推定された。これは、縞を有する水膜が水面に突入するときの落下位置の移動による空洞内の体積変化から圧力変動が生じ、空洞の固有振動数と共振してそれが水膜の流出角の規則的な変動に結びついて安定した自励振動が維持されているとするものである。

vi) メカニズムの確認実験

瀬田川洗堰ゲートにおいて推定された水膜振動のメカニズムを確認するために、水膜落下位置変動に伴う空洞容積変化を抑制することを目的に、水膜の落下位置に図-2.9に示すような格子状の緩衝材を設置した場合の放流試験を行った。これは、図-2.8に示したメカニズムのうち⑤の経路を分断しようとするものであり、越流水深20cmで放流したときに緩衝材と下流水面の標高差が25cmになるものと、41cmになるものの2種類の高さが比較された。

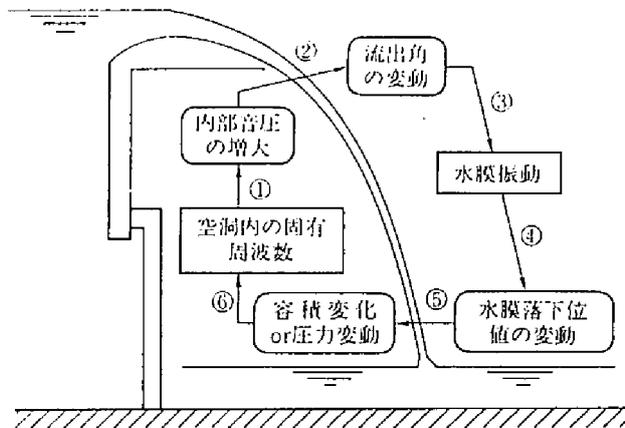


図-2.8 現地計測結果より推定された水膜振動のメカニズム⁷⁾

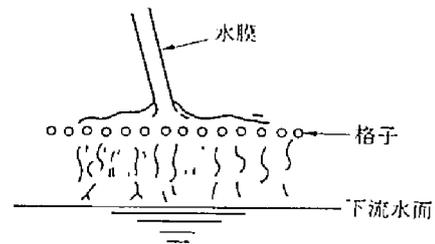


図-2.9 水膜落下点への緩衝材の設置⁷⁾

それぞれの場合の空洞内の音圧レベルの周波数分析結果を図-2.10(a)、(b)に示す。緩衝材と下流水面の標高差が25cmの場合には、越流水深10cmで40Hzにピークを持ち、越流水深20cm、30cmでは、12.5Hzにピークを持つようになる。一方、緩衝材と下流水面の標高差が41cmの場合には、いずれの越流水深においても31.5~40Hzにのみピークを持ち、12.5~16Hzにはピークが生じない。

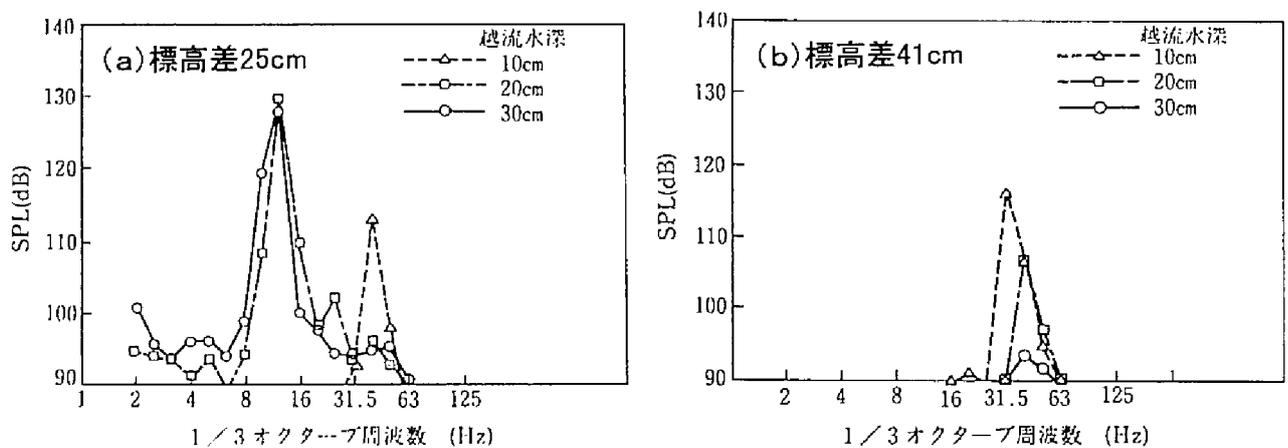


図-2.10 緩衝材の設置による低周波空気振動の変化⁷⁾

これらの結果から、緩衝材と下流水面の差が小さいときには、越流水深が増加し流量が大きくなると緩衝材と下流水面の間が閉塞して、水膜落下位置の変動による背後空洞の圧力変動を開放するという緩衝材の効果がなくなり、12.5～16Hzの空洞の1次固有振動数によるピークが生じると考えられる。一方、緩衝材と下流水面の差が大きくなると緩衝材と下流水面の間が閉塞せず、空洞内に給気が行われ空洞内の圧力変動がかなり抑えられて、12.5～16Hzのピークが消滅したものと考えられる。これらにより、図-2.8に示すように水膜振動の発生には水膜背後の空洞の圧力変動が関係していることは明らかとなったが、水膜振動の発生源についてはこの実験では明らかにされていない。

(3) 噴水における水膜振動

都市公園においては、修景効果や親水機能を目的とした噴水が数多く設置されているが、噴水の中でも、汲み上げた水を一定の幅で越流させる越流型の噴水は、砂防ダムや越流式ゲートと同様に越流水膜を形成し、時として水膜振動を生じることがある。

Casperson¹¹⁾は、ニュージーランド Dunedin 市の都市公園に設置された図-2.11、写真-2.6に示すような越流型の噴水が振動を起こすことに注目し現地計測及び解析を行い、落下高0.8 m、幅6 m及び落下高0.45 m、幅8 mの2種類の噴水において、単位幅流量7.5 l/m/sで5.6 Hz及び4.3 Hzの水膜振動がそれぞれ確認されたと報告している。

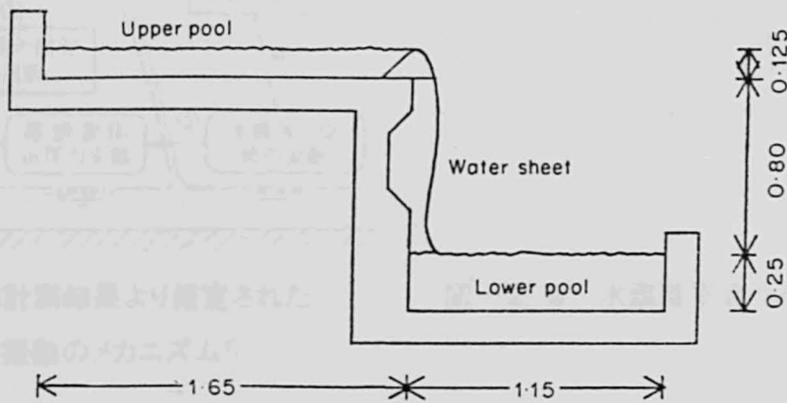


図-2.11 都市公園における噴水における越流水膜(ニュージーランドDunedin市)¹¹⁾

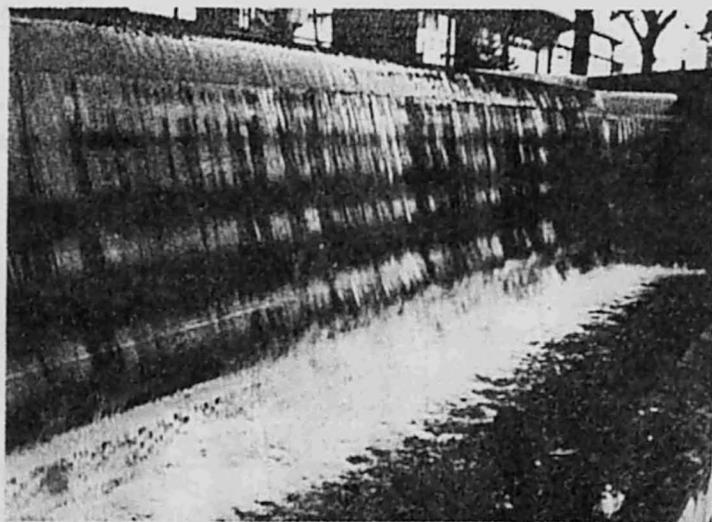


写真-2.6 都市公園の噴水における越流水膜振動(ニュージーランドDunedin市)¹¹⁾

(4) アーチダムの高圧ローラゲートにおける水膜振動

アーチダムの常用洪水吐きに用いられる高圧ローラゲートにおいては、ゲート全開時には放流された水は水束として大気中を自由落下するが、ゲート半開時には水束が幅方向に広がって落下点までの間に房状に薄く広がり越流水膜と同様な形状を呈する。従来から、アーチダムからの空中放流時には低周波空気振動が発生する可能性が指摘されているが、高落差のために流れが霧状となるため流況が明確にならないことや、流れのエネルギーがもともと巨大であり、減勢池に落下・突入する水脈の騒音がダムと兩岸の谷で囲まれる地形内で共鳴しているのではないかと考えられることから、水膜振動としてのアプローチはほとんどなされて来なかった。また、洪水吐きであることから、これまでの3例に比べて放流頻度、継続時間も少なく、詳細な調査を行う機会が限定されてきた。

金沢ら¹²⁾は、(3)の瀬田川洗堰の下流に位置する宇治川天ヶ瀬ダムにおいて、ゲート放流時の騒音に関する調査を行った。その結果、図-2.12に示すように、全周波数帯域における音圧レベルはゲート開度70%程度に相当する200t/sで最高となり、特に、低周波域における周波数分析結果では、図-2.13に示すように5 Hz付近にピークがあることを報告している。

写真-2.7に天ヶ瀬ダムの高圧ローラゲートからの放流状況を、また、写真-2.8、2.9に放流水の落下状況と横方向の拡幅状況を示すが、放流水は隣接するもの同士が接するほどに幅が拡大し、さらに、横に広がった水流は薄く房状の閉空間を形成していることが確認される。

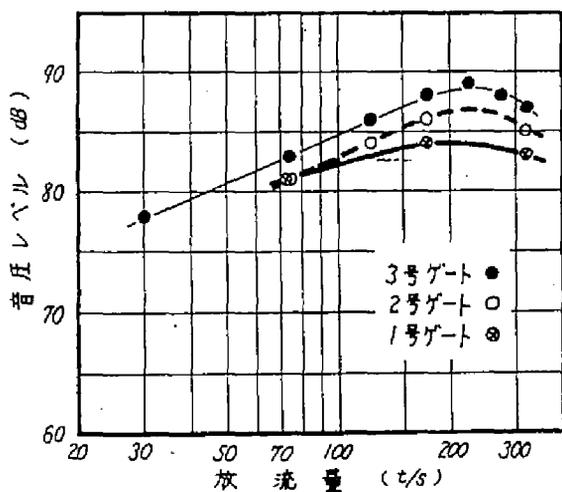


図-2.12 高圧ローラゲート放流時のダム

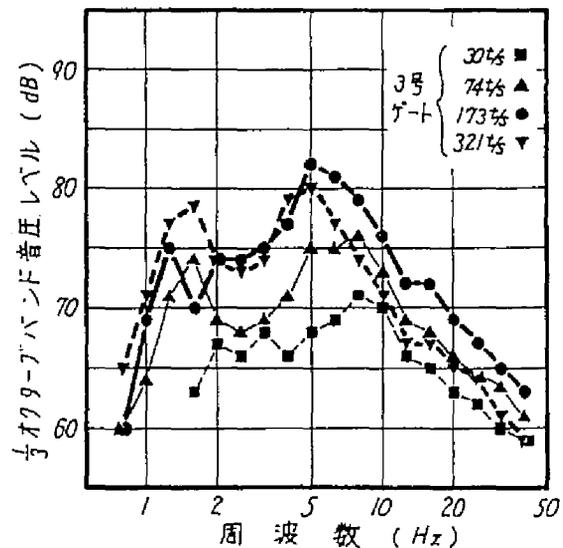


図-2.13 放流量別の音圧レベルと周波数¹³⁾

直下流の音圧レベル(全周波数帯域)¹²⁾



写真-2.7 アーチダムの高圧ローラゲート放流流況(天ヶ瀬ダム)



写真-2.8 放流水の落下状況

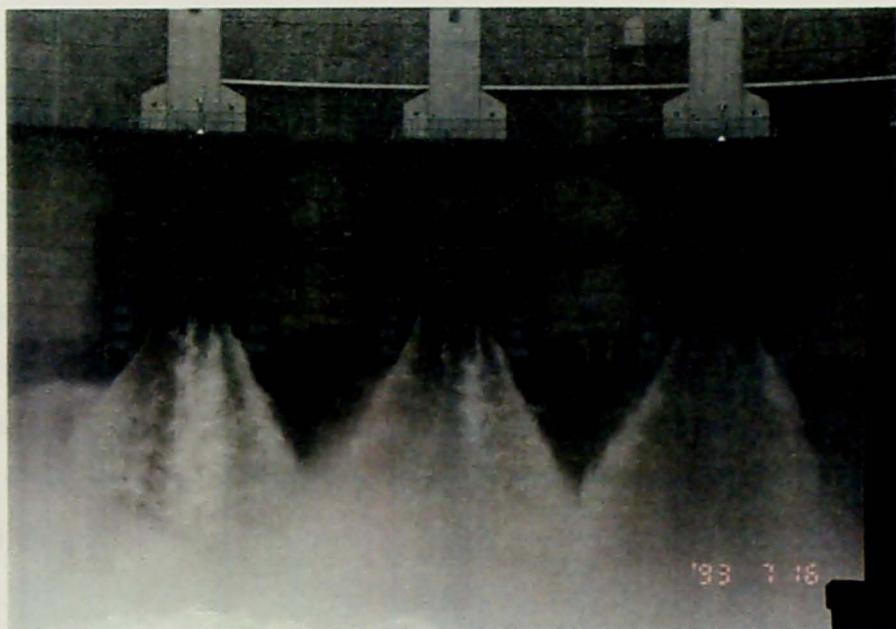


写真-2.9 放流水の横方向の拡幅状況

(5) 各種の水理構造物における水膜振動の特徴

前節までに示した各種の水理構造物における水膜振動事例について、実際に水理条件が明らかにされているものを水膜の基本諸元である落下高と径間幅について図-2.14に整理して示す。砂防ダムや堰の越流式ゲートにおいては多くの振動事例があるものと考えられるが、詳細な調査を行う前に対策が実施されてしまい、自然状態における振動状況に関するデータは多くは報告されていない。図において水膜幅が極端に狭いものは、後章で述べる室内における水理模型実験と同等な流れと考えてよい。一方、落下高に関しては噴水の事例を除いて概ね2 m以上であり、低落差のもの振動事例はあまり多くないと考えられる。なお、アーチダムの高圧ローラゲートからの放流水については、水膜はゲート下流で3次元的に広がることから、径間幅としてゲート断面幅を採用することは適当ではないことからここには含めていない。

次に、それぞれの水膜振動の発生形態について比較を行ったものを表-2.1に示す。ここに示したものは、本研究の主題でもあり、これまでには明確にされていないものも含まれるが、既往の知見と予想をもとに整理を行ったものである。

構造物の特徴としては、水膜の基本諸元に関係する落下高、径間幅以外に、可動部の有無、初速に関する自由流出か圧力流出の相違が挙げられる。水膜振動の特徴としては、いずれも低周波であることには変わらないが、砂防ダムやアーチダムからの放流水が比較的厚い水膜において低い周波数で振動するのに対して、越流式ゲートなどでは薄い水膜で比較的高い周波数まで発生領域が広いと考えられる。風の影響についてはこれまでのところは明確ではないが、アーチダムの高圧ローラゲートからの放流水については水膜が厚い上に初速が大きいことから、

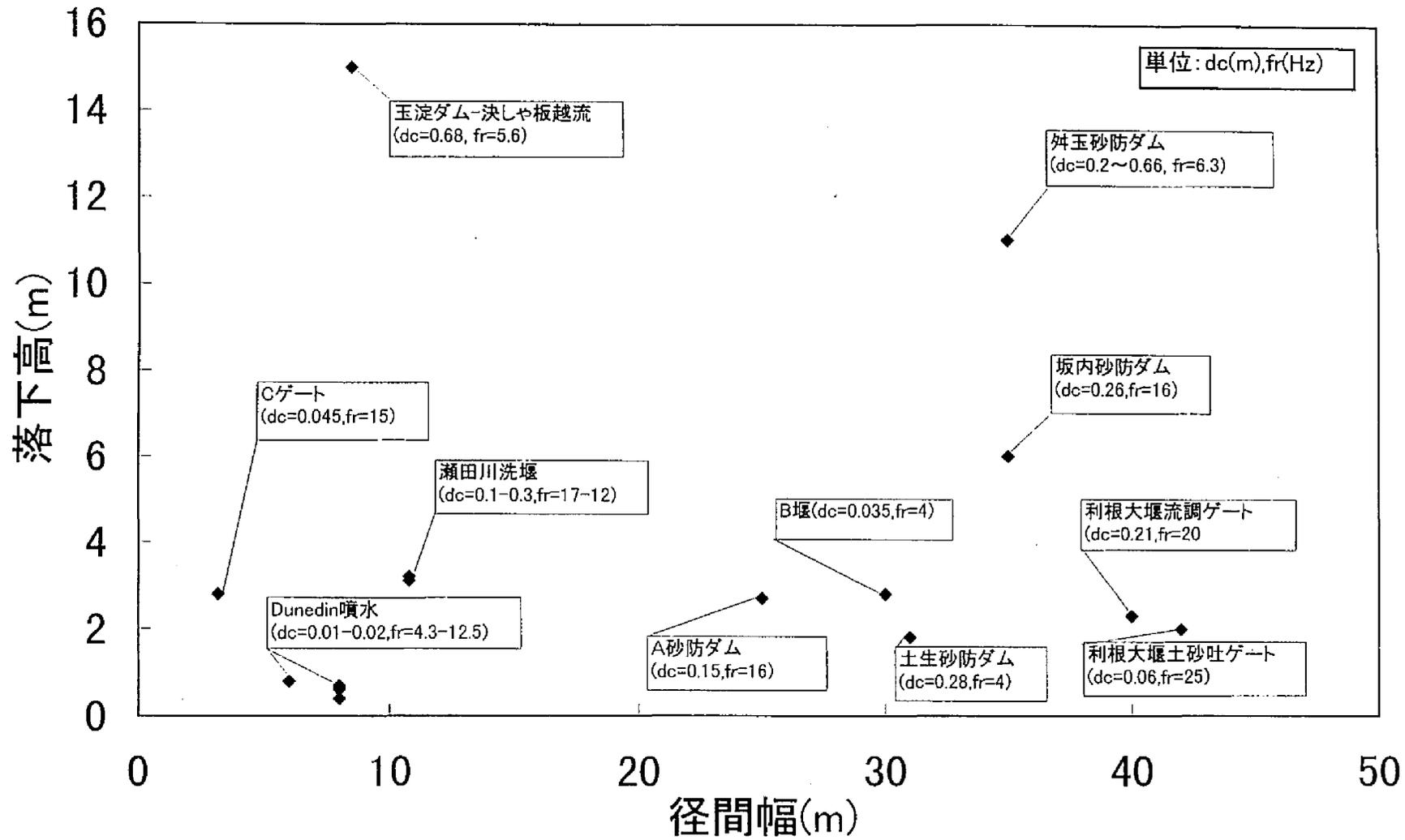


図-2.14 各種の水理構造物における水膜振動発生事例

比較的影響は少ないものと考えられる。

それぞれの構造物で水膜振動が発生する範囲が限定されたとした場合には、砂防ダムは流量調節ができないためにこれを避けることは出来ないが、越流式ゲートなどはその開度付近を避けて運用することによりある程度問題を回避することが可能である。また、越流式ゲートは可動部を有することから、低周波空気振動とともにゲートの振動が励起されるとゲート本体の損傷が懸念される。

さらに、現状の対策については、水膜分断、越流部や落下点の乱れの増加などが提案されて一部実用化されているが、アーチダムの高圧ローラゲートの放流水については、水量が大きく、また、洪水調節を行う設備であるため運用で回避するのは困難であり、現状では有効な対策が確立されていない。そこで、次節においては、最も事例が多い越流式ゲートについて対策の考え方を整理する。

表-2.1 水膜振動の種類と特徴

	砂防ダム	越流式ゲート	噴水	アーチダム (高圧ローラゲート)	
構造物の特徴	高落差、 中径間 可動部なし	低落差 長径間 可動部あり	低落差 短径間 流量可変	高落差 矩形水脈の拡散 圧力水脈	
振動の特徴	周波数小	周波数小～中	周波数中	周波数小	
振動範囲	比較的厚膜 風の影響中	薄膜～厚膜 風の影響中	薄膜 風の影響大	厚膜 ゲート中間開度 風の影響小	
問題点	振動範囲の回避困難	振動範囲のゲート 開度回避可能 ゲート損傷懸念	振動範囲のポンプ 水量回避可能 人目に付き易い	振動範囲の回避 困難 水量・落差大	
対策	共通	水膜分断（空洞の音響インピーダンスの変更） 越流部粗度増加（水脈内部の乱れ増加） 落下点障害物設置			未確立
	個別	特になし	ゲート開閉操作 工夫	水量設定工夫	未確立

2.3 越流式ゲートにおける水膜振動の防止対策の現状

(1) 現行基準における振動防止対策の考え方

我が国のダム・堰等の水理構造物に関する設計基準として、「ダム・堰施設技術基準（案）：（社）ダム・堰施設技術協会編、平成6年3月）」があるが、水膜振動が問題となる越流式ゲートとしては、図-2.15(a)～(f)に示すような越流部を有するものが該当する¹³⁾。

基準に謳われる振動防止の基本的な考え方は、越流水深50cm程度までの範囲において、水膜背後に形成される空洞の圧力を開放するために、適当な間隔（3～5m程度）でスポイラによる水膜分断を行うことが規定されている。ただし、越流水深が数cm程度の場合には、水膜振動の発生を防止するためにスポイラの設置間隔をさらに狭くする必要がある場合があると指摘している。また、越流水深が50cm程度以上に大きくなってスポイラによる水膜分断効果が期待できない場合にも空洞内の圧力を低下させないための方策として、図-2.16に示すような側部導流壁の切り欠きや空気管を設置する方法が紹介されている¹⁴⁾。

また、「土木技術者のための振動便覧（土木学会編）」には、スポイラは落下高の0.5～0.7倍の間隔で設置することが推奨されている¹⁵⁾。

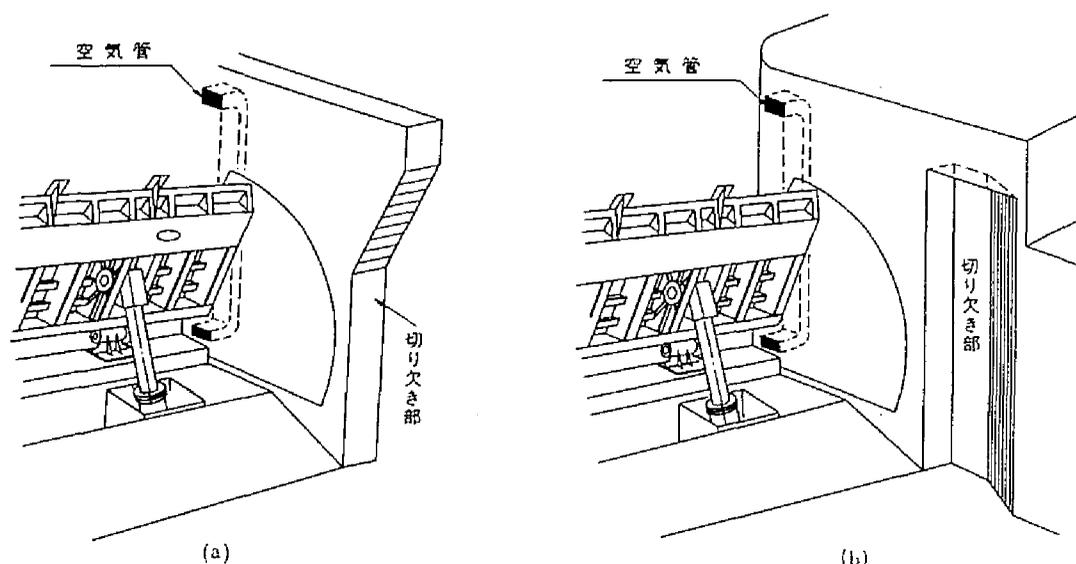
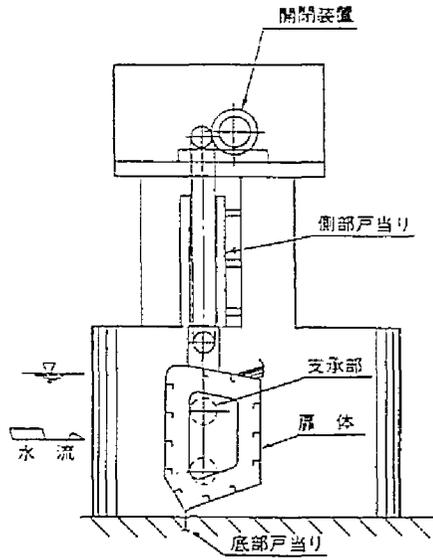


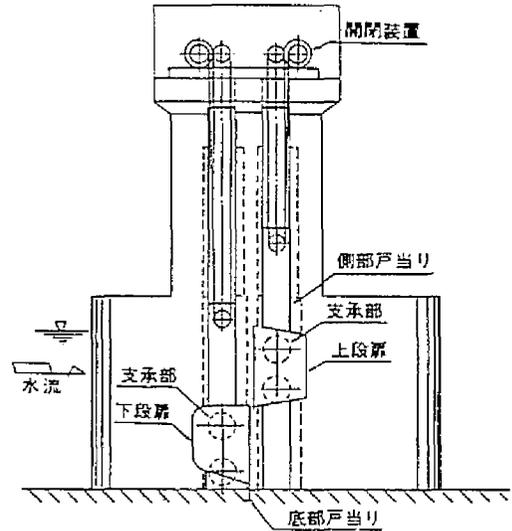
図-2.16 導流部切欠きの例¹³⁾

(2) スポイラ形状とスポイラ設置間隔

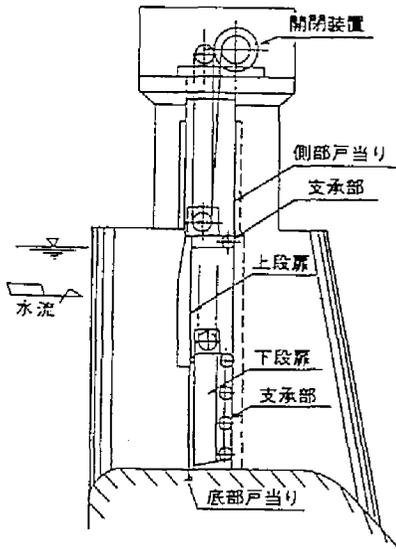
図-2.17、2.18は、我が国の既設の堰（72箇所）に設置された越流ゲートにおけるスポイラ設置の現状を調査した結果である。



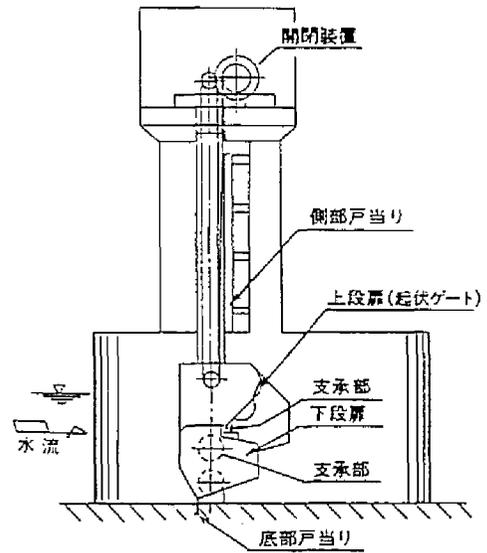
(a) シェル構造ローラゲート



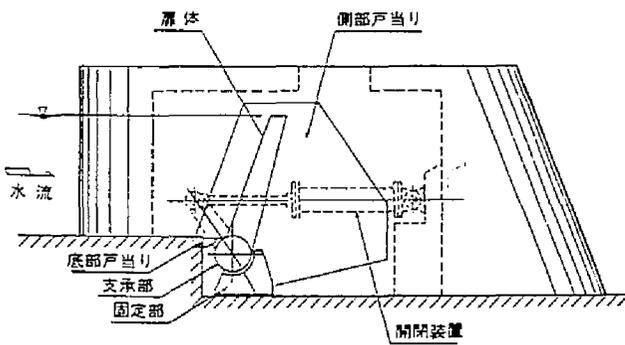
(b) スライド式2段ローラゲート



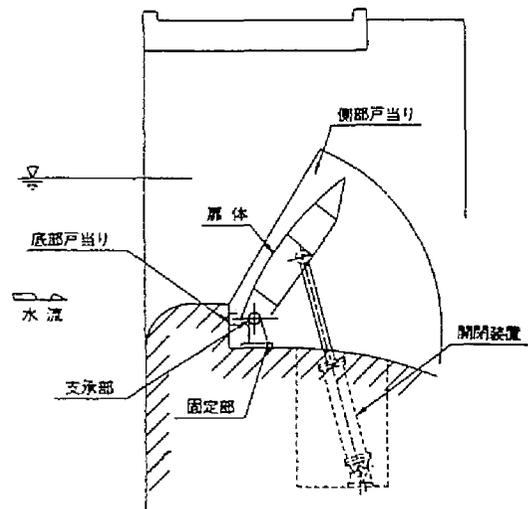
(c) フック式2段ローラゲート



(d) 起伏ゲート付2段ローラゲート



(e) 起伏ゲート



(f) ダムフラップゲート

図-2.15 越流部を有するゲート形式¹³⁾

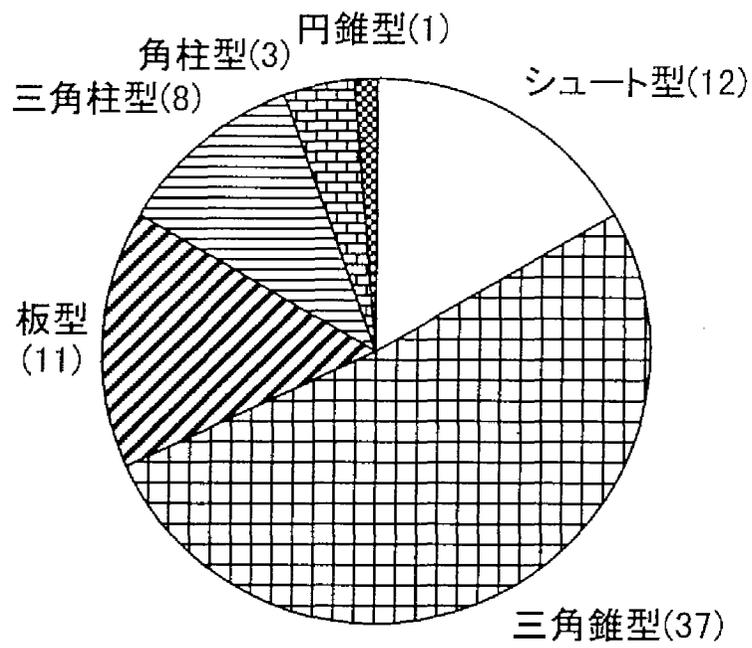


図-2.17 スポイラ形式

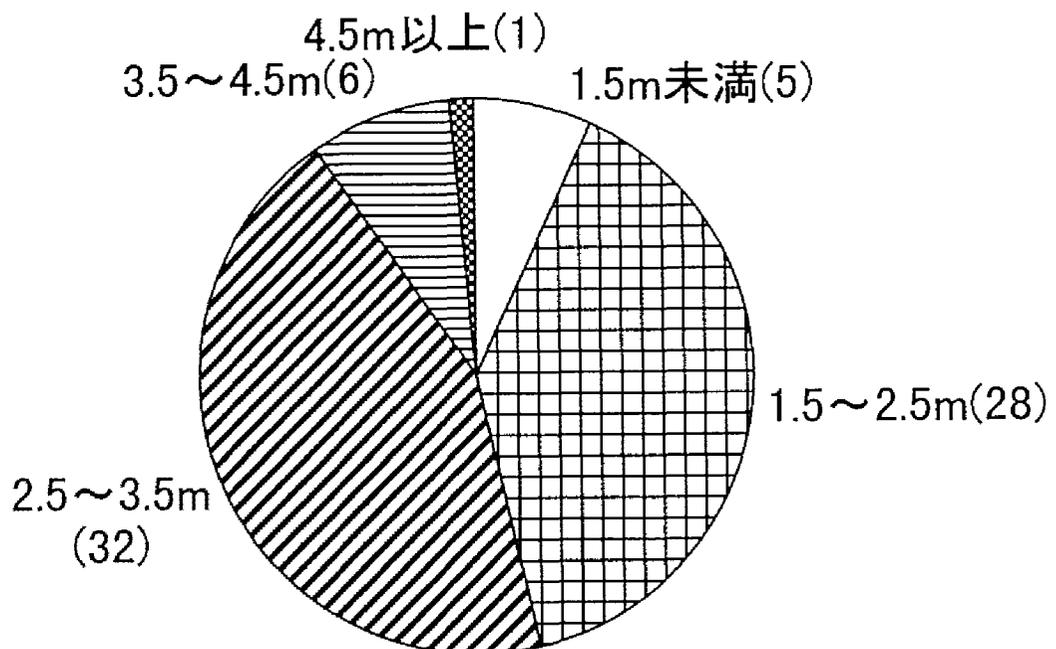


図-2.18 スポイラ設置間隔

スポイラの形式は、水膜の放出角度を部分的に変えて流れを二手に分けるもの（シュート型）と水膜を分断するもの（三角錐型、板型、三角錐型、角柱型、円錐型、その他）に大別されるが、図から明らかなように、水膜を分断するもの、特に、三角錐型が多く採用されている。

一方、スポイラ設置間隔は、3.0m以下が90%以上を占めている。図-2.19に落下高（H：ゲート下流端から河床までの高さ）とスポイラ間隔の関係を示すが、振動便覧に規定されるような落下高との相関は認められない。図には、ゲート完成後に水膜振動が発生したために、スポイラを追加して水膜分断間隔をさらに狭くした事例（矢印）を明記しているが、むしろ落下高が大きいものほど間隔を狭くする必要があるような傾向を示している。

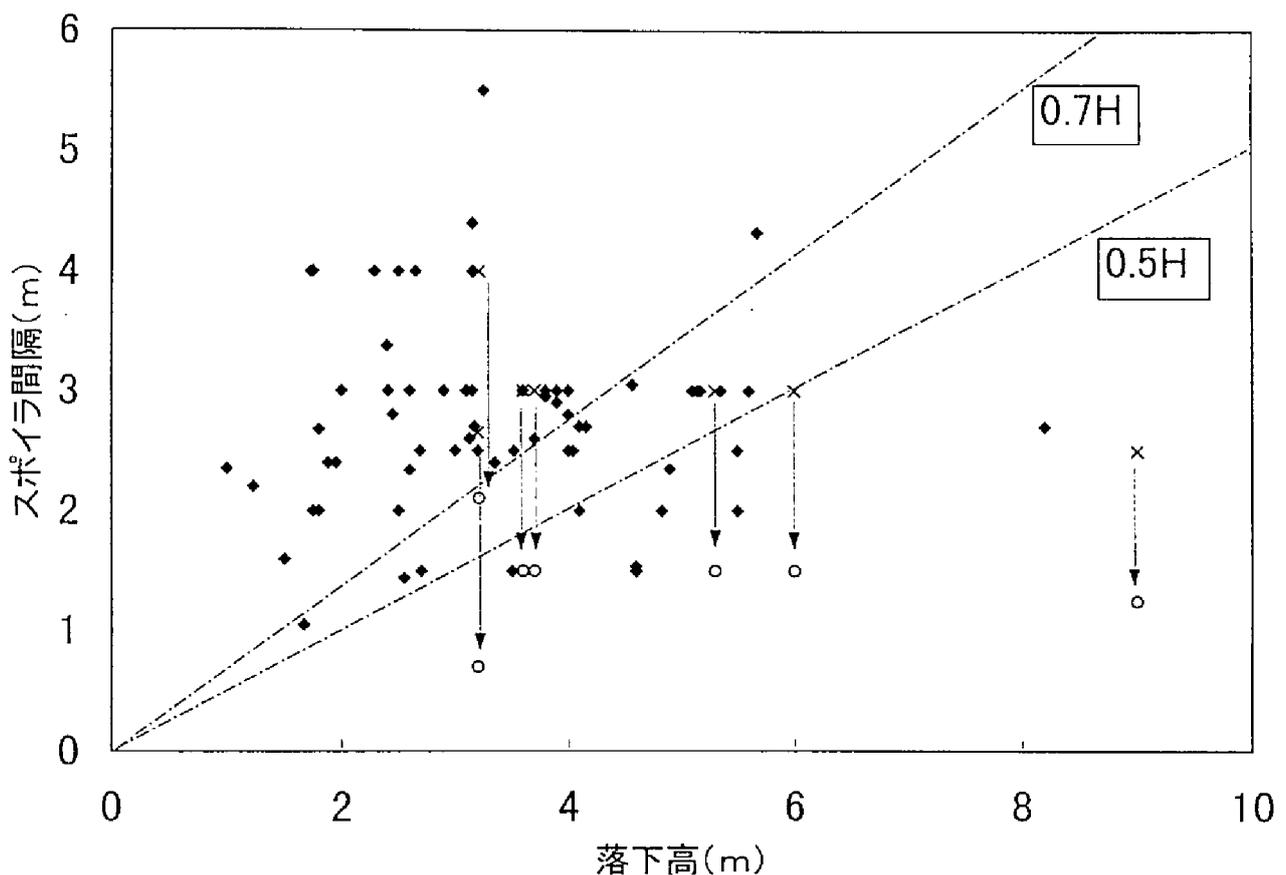


図-2.19 落下高とスポイラ間隔の関係

2.4 結語

本章では、本論文で対象とする水膜振動現象について、種々の水理構造物ごとにその特徴を概観するとともに、越流式ゲートを対象にスポイラを用いた対策の現状について整理を行った。

以下に本章で明らかとなった事項をとりまとめる。

- ①越流式ゲートにおける観察によれば、薄い水膜では膜が破れることにより、また厚い水膜では膜の慣性力が大きくなりすぎることにより振動の発生は見られず、水膜振動の発生はある特定の越流水深の範囲に限定される。
- ②振動する水膜は径間方向に数列の横縞模様を呈し、それぞれ水膜の凹凸に対応している。
- ③水膜振動の発生周波数は、数Hzから20Hz程度である。
- ④振動発生中の水膜と背後の壁面で囲まれる空洞内の音圧レベルは他よりも高く、また、水膜落下点に緩衝材を設置して空洞内の圧力変動が生じないようにすると振動の発生が抑制されることから、空洞の存在が水膜振動の発生に大きく関係している。
- ⑤振動発生時の空洞内の圧力変動は径間方向に同位相であり、空洞内の気柱共鳴現象ではない。
- ⑥振動発生時のゲートの振動周波数は水膜振動周波数に一致し、かつ、ゲートの固有振動数よりもかなり小さいことから、ゲートの振動自体が水膜振動の発生源ではない。
- ⑦越流式ゲートの他、砂防ダムや都市公園における噴水においても、一定の厚さ、幅、落下高さを満たす越流水膜が形成されると振動現象が発生する。
- ⑧アーチダムの高圧ローラゲートにおいても、ゲート70%開度程度において放流水が水膜形状を形成し水膜振動及び低周波空気振動を発生している可能性がある。
- ⑨越流式ゲートの振動防止対策としては、スポイラにより水膜を一定間隔で分断する方法が一般的であり、スポイラ形状は三角錐型で、設置間隔は3 m程度以下の事例が多い。
- ⑩スポイラの必要設置間隔は、落下高との正の相関は薄く、むしろ落下高が大きいものほど間隔を狭くすべき負の相関を示す事例が多く発生している。

参考文献

- 1)西川秀利：砂防ダムの鳴音の研究, 第 25 回土木学会年次学術講演会概要集, 1970, pp.409-412.
- 2)西川秀利：水脈振動と鳴音の研究, 三井造船技報, 第 101 号, 1978.
- 3)杉山正晴, 奥平文雄, 早川友邦：堰堤から発生する低周波空気振動と対策事例, 公害と対策, Vol.15, No.9, 1979, pp.43-47.
- 4)MAN 社：Technical Bulletin, 1957, pp.21-31.
- 5)Petricat,K.：Vibraion Tests on Weirs and Bottom Gates, Water Power, Vol.10, 1958.2, pp. 52-57, 1958.3, pp.99-104, 1958.4, pp.147-149, 1958.5, pp.190-197.
- 6)中山 稔, 森田孝之亮：瀬田川洗ぜきについて(主としてゲート振動防止対策と管理機構について), 土木学会誌, Vol.47, No.4, 1962.4, pp.20-25.
- 7)竹林征三, 野口一弘, 増本晴久：堰越流放流時に発生する低周波空気振動に関する一考察, ダム技術, Vol.4-4, 1986, pp.70-79.
- 8)竹林征三, 角 哲也, 箱石憲昭：堰などからの放流に伴う低周波空気振動の発生機構, ダム技術, No.71, 1992.8, pp.4-17.
- 9)同上 1), pp.410, 同上 2).
- 10)同上 3), pp.46.
- 11)Casperson,L.W.：Fluttering Fountains, Journal of Sound and Vibration 162(2), 1993, pp.251-262.
- 12)金沢純一, 時田保夫, 金安公造, 成田信之：低周波騒音による家屋の振動, 日本音響学会講演論文集, 1976.10, pp.179-180.
- 13)(社)ダム・堰施設技術協会編：ダム・堰施設技術基準(案)・同解説, 1994, pp.53-57
- 14)同上, pp.297-299, pp.324.
- 15)土木学会編：土木技術者のための振動便覧(昭和41年版), 技報堂, 1966.8, pp.60-62.

第3章 水膜振動の発生機構に関する従来の理論的研究と考察

3.1 概説

第2章において、種々の水理構造物における水膜振動現象の特徴について整理を行った。明らかになったことは、水理構造物ごとに放出点や落下点の形状や水膜のスケールに大きな相違はあるものの、振動が生じている水膜部分に注目すれば、ほぼ同様な特徴を有していること、また、振動の発生には水膜と周囲の構造物で囲まれる空洞の圧力変動が大きな役割を果たしている可能性が高いことである。しかしながら、水膜振動の発生原因そのものについては、未だ未解明な部分が多い。

水膜振動に関しては、水膜を径間方向に一様と仮定して二次元問題として取り扱った実験的研究や解析的研究が多く、多くの研究者によりなされてきている。これらの多くは、水膜振動の持続には、空洞の圧力変動が必要不可欠であるとして、空洞内の圧力変動と水膜振動の位相差から一定の条件を導き出そうとするものが主体である。

本章では、まず、越流水膜の基本特性として、水理模型によって再現される越流水膜の落下軌跡及び振動発生時の流況について整理を行う。次に、水膜振動が自励振動として持続するための条件について、空洞の圧力変動やゲートの振動に関する既往の研究について整理を行う。

3.2 越流水膜の基本特性

(1) 越流水膜の落下軌跡

ここでは、自由越流水膜の落下軌跡について、越流ゲートの水理模型（越流幅3.9m、落下高2.9m）を用いて検証した結果を示す。図-3.1は、本論文で検討する越流水膜の基本諸元であり、 q ：単位幅流量($\text{m}^3/\text{s}/\text{m}$)、 h_0 ：越流水深(m)、 h_b ：ゲート越流水深(m)、 V_b ：始端流速(m/s)、 θ ：始端流速が水平となす角(rad)、 H ：落下高(m)、 d ：平均水膜厚(m)である。

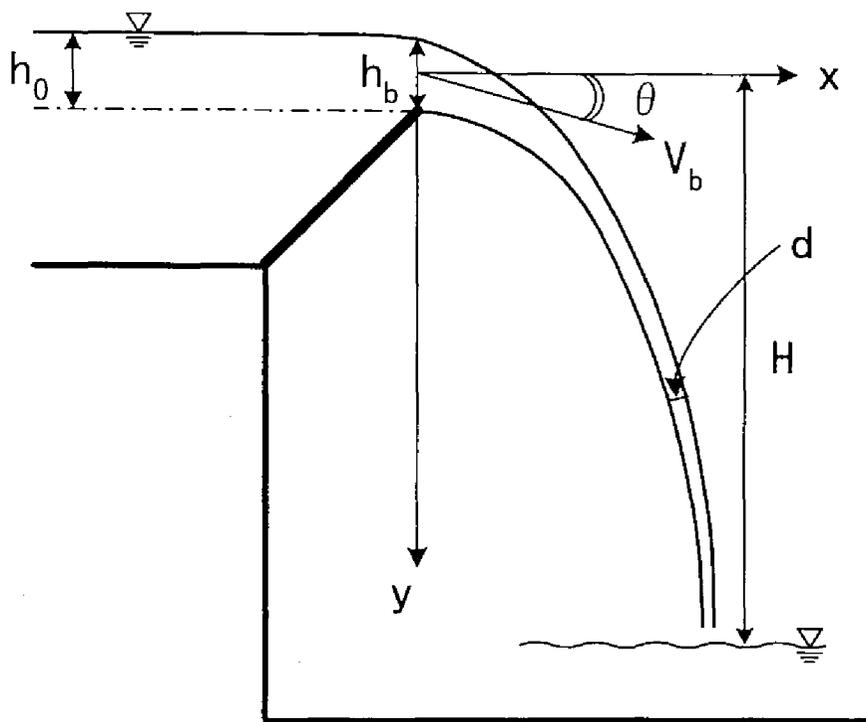


図-3.1 越流ゲートの越流水膜諸元

図-3.2に、実験により得られた、越流水深、ゲート越流水深および限界水深の関係を示す。越流水膜の始端条件としては、このような越流ゲートが起立した状態における刃型せきの場合と、砂防ダムのような広頂せきの場合が考えられるが、以下の検討は越流ゲートの場合を対象とする。図-3.2より、越流水深(h_0)>ゲート越流水深(h_b)>限界水深(h_c)であり、これらの関係は $h_b/h_c \approx 1.1$ 、 $h_b/h_0 \approx 0.8$ で近似することができる。

図-3.3は、 $h_0=2.5$ 、 6.5 、 10.5cm の場合の水膜の落下軌跡を限界水深(h_c)を用いて無次元化したものである。

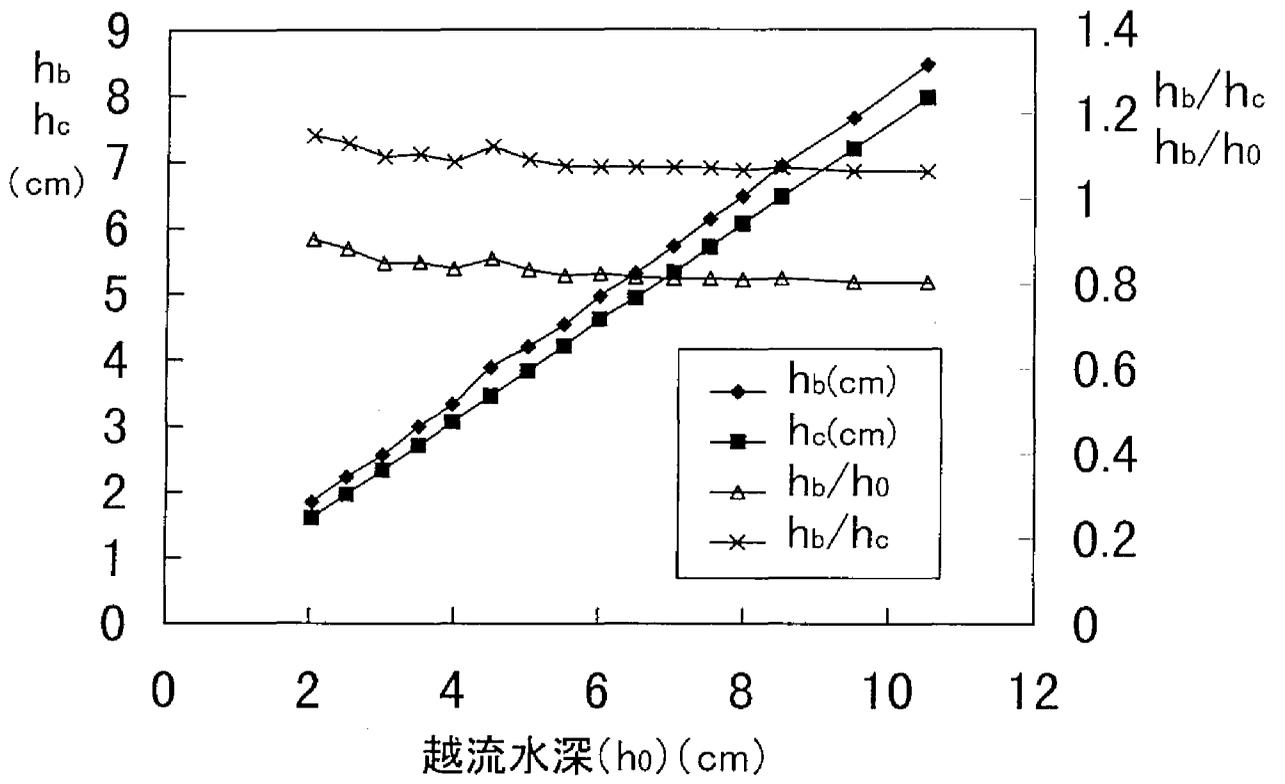


図-3.2 越流水深、ゲート越流水深、限界水深の関係

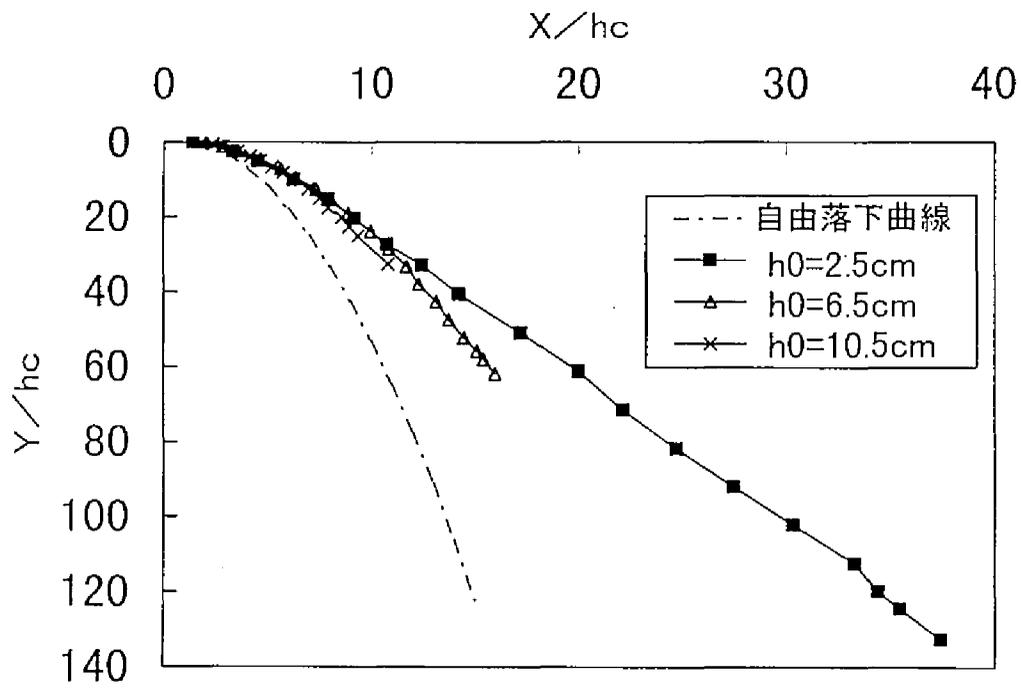


図-3.3 越流水膜落下軌跡

図-3.3に示す落下軌跡は、以下に求められる自由落下曲線と比較することができる。

いま、落下時間を t_H 、ゲート部の始端流速を V_b 、始端流速が水平となす角を θ 、重力加速度を g とすれば、鉛直方向および水平方向の変位 y 、 x はそれぞれ(3.1)および(3.2)式で求められる。

$$y = v_b t_H \sin\theta + \frac{1}{2} g t_H^2 \quad (3.1)$$

$$x = v_b t_H \cos\theta \quad (3.2)$$

これらから落下時間 t_H を消去すれば(3.3)式となる。

$$y = x \tan\theta + \frac{g x^2}{2 v_b^2 \cos^2\theta} \quad (3.3)$$

ここで、限界水深 h_c は(3.4)式により、また、単位幅流量 q に関する連続式は(3.5)式により表されることから、これらを用いれば(3.3)式は(3.6)式のように限界水深 h_c を用いて無次元化される。

$$F_r = \frac{v_c}{\sqrt{g h_c}} = 1 \quad (3.4)$$

$$q = v_b h_b = v_c h_c \quad (3.5)$$

$$\frac{y}{h_c} = \frac{x}{h_c} \tan\theta + \frac{\left(\frac{h_b}{h_c}\right)^2}{2 \cos^2\theta} \left(\frac{x}{h_c}\right)^2 \quad (3.6)$$

ここで、 $\theta = 0$ とすれば、 $\sin\theta \cong 0$ 、 $\cos\theta \cong 1$ より(3.6)式は(3.7)式となる。

$$\frac{y}{h_c} = \frac{1}{2} \left(\frac{h_b}{h_c}\right)^2 \left(\frac{x}{h_c}\right)^2 \quad (3.7)$$

以上のように求められた自由落下曲線を図-3.3に合わせて示しているが、 h_c が小さい場合ほど、また、落下するほど、自由落下曲線との乖離が大きくなっていることがわかる。越流水膜の落下軌跡が自由落下曲線とずれる理由については、水膜表面のせん断抵抗及び水膜の変形による形状抵抗の影響が考えられ、安達らりは、越流水膜の落下軌跡より鉛直方向の流速を算出し、越流水膜を放出端から順に、加速域、低速域及び減速域に区分した。すなわち、越流水深が数cm程度の薄い水膜では、落水量に対する表面積が大きくなることからせん断抵抗が増大し、落下速度が1.5m/s程度を上限に重力加速度運動から定速運動に移行し、水膜振動を生じている場合には、水膜の変形により抵抗がさらに増大して、落下点付近ではむしろ減速傾向になっているものと考えられる。

安達ら²⁾は、振動を生じている水膜における個々の水粒子の軌跡についても考察を行っている。対象としたのは、最大落下高 $H=0.9\text{m}$ 、幅 $B=0.3\text{m}$ の小型越流水膜模型である。この場合、自然状態では振動を生じないため、送風により強制的に振動を生じさせるとともに、上流側より蛍光粒を流下させ、その軌跡を開放露光撮影するとともに、ストロボ発光による水膜の瞬時形状を重ねて撮影している。なお、蛍光粒は直径 2mm 、長さ 2cm で、発光は赤色および黄色である。

写真-3.1では、水膜中の水粒子の挙動が赤色軌跡によって捉えられている。軌跡は放物線に近い形状を描いているが、完全な放物線ではなく、軌跡上部は放物線から水路の前後方向に波状の繰返し変位を有するものとなっている。写真-3.2では、水膜中の複数の水粒子の軌跡が撮影されているが、これらは飛翔距離の異なる複数の放物線となっている。これらより、振動する水膜においては、個々の水粒子は飛翔距離の徐々にずれた放物線状に放出され、これら軌跡の異なる水粒子の集合体を瞬時的に見ると激しく波打っているように見られるのであり、同一の水粒子が前後方向に振動しているのではないことがわかる。

(2) 水膜振動発生時の流況

安達らは、同様に小型越流水膜模型を用いて、振動発生時の流況についても考察を行っている。写真-3.3は、振動なしの自然状態から風による励起を行って振動が発生するまでの過程を捉えたものである。これによれば、励起を行うことにより水膜の落下点付近から振動を生じ始め、次第に水膜の上部に伝搬するとともに、全体的に振幅が増大していることが確認される。なお、このような風による励起によって振動が発生するのは落下高が 1.5m 程度以下の比較的低落差の場合であり、これ以上の落下高では、一般に自然状態でも水膜振動が発生する。

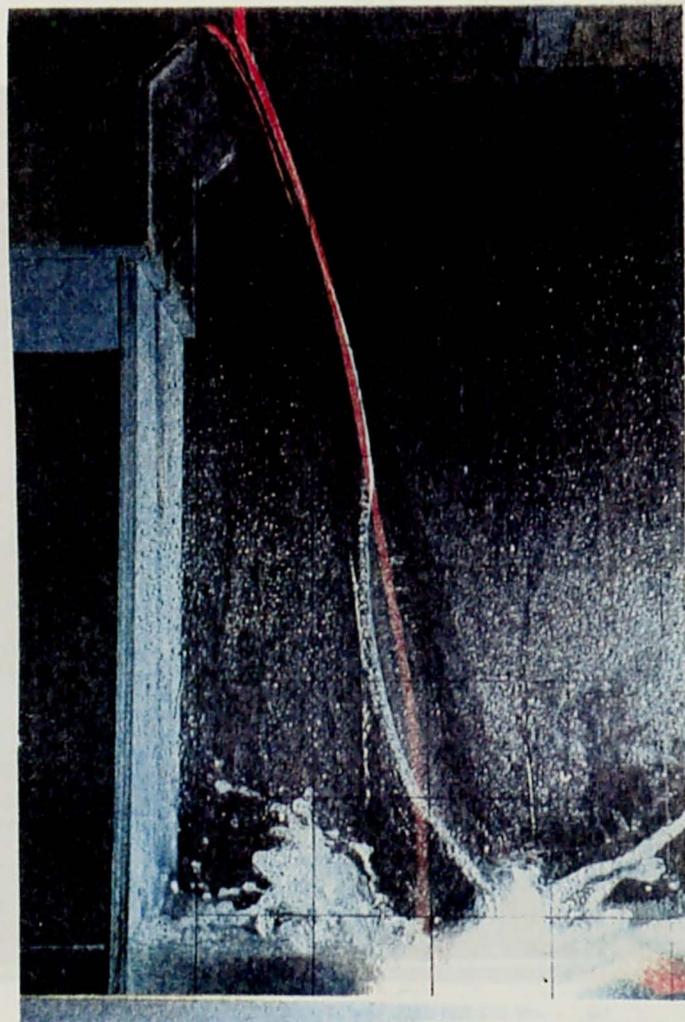


写真-3. 1 蛍光粒(単一粒子)による水膜落下軌跡の可視化

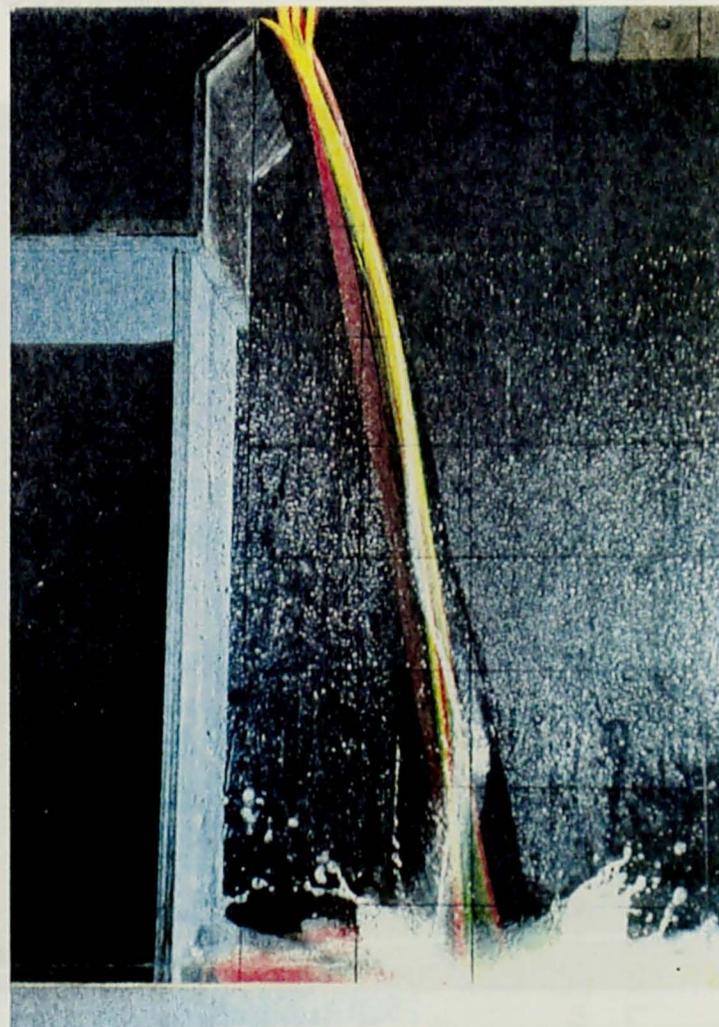


写真-3. 2 蛍光粒(複数粒子)による水膜落下軌跡の可視化

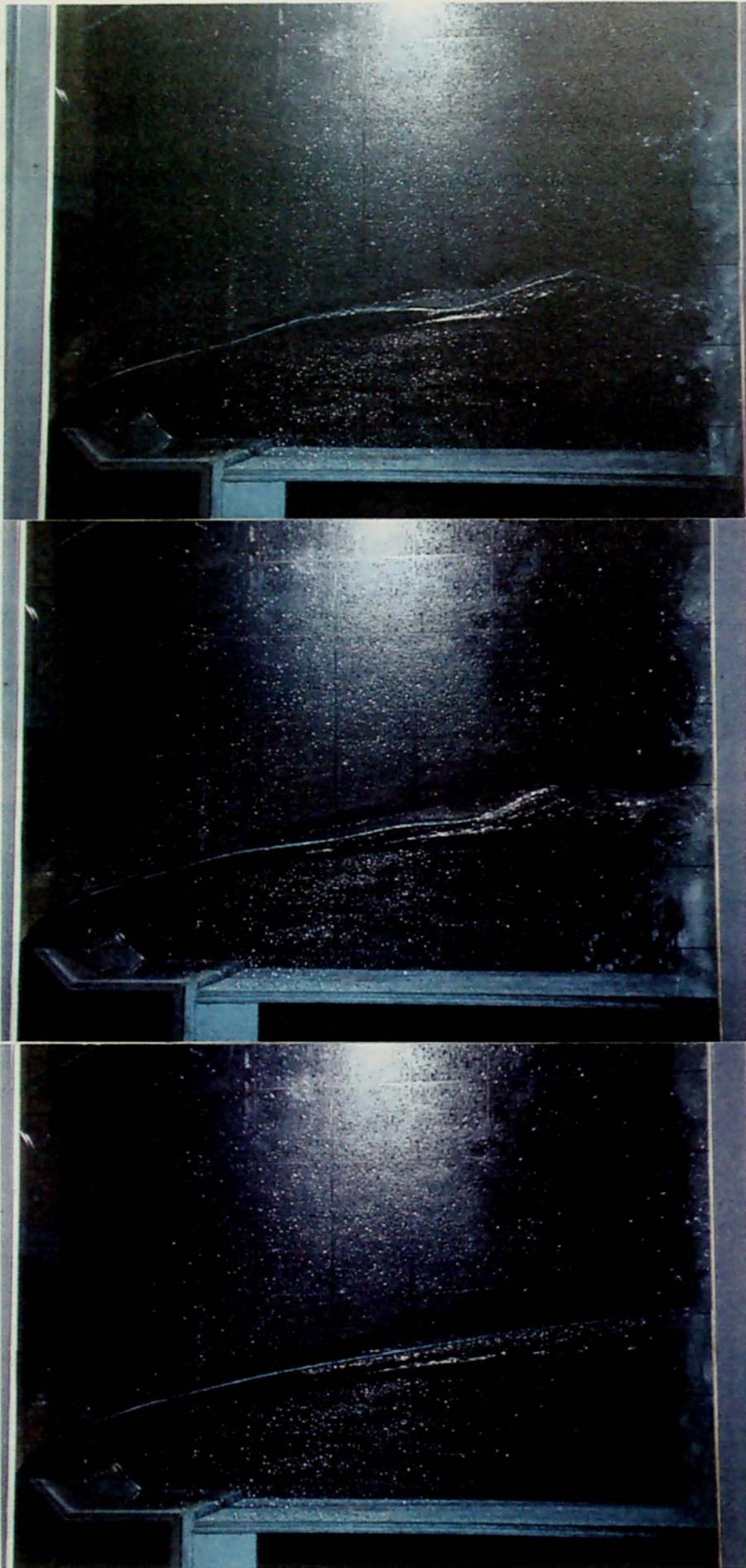


写真-3.3 風励起による水膜振動の発生

3.3 水膜振動に関する既往の研究

本節では、水膜振動に関する既往の研究について、特に水膜振動が自励的に持続するための条件について検討したものについて整理を行う。

Schwartz^{3), 4)}は、調和変動圧力が作用する場合における越流水膜の落下軌跡を計算し、さらに、越流水膜が振動を生じる場合の振動周波数と水膜の落下時間 ((3.9)式) の積が一定の関係を満たすことを見出し、これを(3.8)式のように表した。

$$f_r t_H = H/\lambda = K + 1/4, \quad K=1, 2, 3, \dots \quad (3.8)$$

$$t_H = \sqrt{\left(\frac{v_b \sin \theta}{g}\right)^2 + \frac{2H}{g}} - \frac{v_b \sin \theta}{g} \quad (3.9)$$

ここに、 f_r ; 振動周波数(Hz)、 λ ; 波長(m)、 t_H ; 落下時間(s)である。

これに対して、Cremer and Ising⁵⁾は、鉛直に落下する水膜が落水面に突入する際のエネルギー損失の関係から、振動周波数と水膜の落下時間に関して(3.8)式と若干異なる(3.10)式を提案している。なお、これら両式で求められる振動周波数の差は数%程度である。

$$f_r t_H = H/\lambda = K, \quad K=1, 2, 3, \dots \quad (3.10)$$

また、Treiber⁶⁾は、越流水膜背後の空洞内の圧力変動 ΔP が、実験結果から(3.11)式の形で表現できることを示し、これに基づいて、落下する水粒子の力学的釣り合いと、背後の空洞内で成立するボイルの法則から、(3.12)、(3.13)式を導いた。

$$\Delta P = A \sin \omega t \quad (3.11)$$

$$\sin \omega t_H \left(b \omega t_H + \frac{4}{\omega t_H} \right) + \cos \omega t_H \left[2b + \left(\frac{2}{\omega t_H} \right)^2 - 1 \right] - 1 - 2b - \left(\frac{2}{\omega t_H} \right)^2 = 0 \quad (3.12)$$

ここに、

$$b = \left(\frac{v_b}{g t_H} \right)^2 + \frac{v_b}{g t_H} \sin \theta \quad (3.13)$$

また、 A ; 圧力変動振幅、 ω ; 水膜振動の角振動数である。

なお、(3.12)および(3.13)式は、(3.8)あるいは(3.10)式と同様の形で表示すれば(3.14)式となり、 $b \rightarrow 0$ の場合に $\delta = 1/2$ 、 $b \rightarrow \infty$ の場合に $\delta = 0$ ((3.10)式と同じ)、また、 $b = 0.052 \sim 0.2$ 程度で(3.8)式と一致する。

$$f_{r,t_H} = H/\lambda = K + \delta, \quad K=1, 2, 3, \dots \quad (3.14)$$

ここに、 $0 < \delta < 1/2$ である。

同様に、Rockwell⁷⁾は背後の空洞の圧縮性に注目し、空洞の圧力変動の大きさや空洞圧力変動と水膜振動の位相差は、水膜振動の周波数と振幅及び空洞の圧縮性に大きく依存することを示した。

なお、上述の各研究においては、空洞の圧力変動を求めるために空洞内の圧力変動に伴って変形する水膜の軌跡を定式化する必要があるが、前述の Schwartz を始めとして多くのモデル化がなされている。このうち Casperson⁸⁾は、水膜表面に作用する圧力を、①水膜最下端 (1/4波長) の出入りに伴う空洞内の平均圧力変動と、②水膜変形に伴い局所的に作用する Helmholtz 圧力変動に分解して、この両者により水膜の軌跡を計算することを提案している。

水膜背後の空洞の圧力変動と水膜振動の関係に着目した上記の Schwartz らの研究に対して、Petrikat ら^{9), 10), 11)}は、水膜の軌跡に決定的な影響を及ぼすものとして、弾性支持された越流ゲートが振動を生じる場合を考えて(3.15)式を提案している。

$$f_{r,t_H} = H/\lambda = K + 3/4, \quad K=1, 2, 3, \dots \quad (3.15)$$

さらに荻原ら^{12), 13), 14), 15)}は、越流式ゲートであるフラップゲートが振動することにより越流水膜の軌跡に影響を及ぼす場合から、水膜背後の空洞の圧力変動にゲートが全く応答しない場合までを一般化して取り扱い、水膜が自励振動を生じる不安定領域を求める研究を行っている。

このように水膜振動に関しては、水膜振動と水膜背後の圧力変動あるいはゲート振動の位相差と発生周波数に関する研究が中心に行われてきているが、いずれも振動周波数が満たすべき条件は与えられるものの、複数のモードを取りうる場合に実際に如何なる周波数で振動するのかについては導き出すことはできない。これを明らかにするには、空洞に圧力変動を生じさせる原因である落下水膜の挙動に注目する必要がある。

この点について Naudascher¹⁶⁾は、水膜振動における水膜自体の不安定性に目を向ける必要性を指摘している。一方、この水膜自体の不安定性と空洞の圧力変動やゲートの振動が相互に関係する場合に、水膜振動の振幅が増大し安定的に持続するものと考えられるが、この場合には空洞やゲートの音響学的あるいは弾性学的固有振動数に注目する必要がある。これらは、水膜振動の発生条件を規定するメカニズムと、発生条件を満たす振動が一定の周波数で安定的に持続するための増幅メカニズムの両面を考える必要があると言い換えることができるが、次章において具体的に考察を行う。

3.4 結語

本章では、水膜振動に関する既往の研究について、特に、振動発生時の水膜の基本的な流況特性及び水膜背後の空洞が水膜振動に及ぼす影響の観点から考察を行った。

本章で得られた知見をまとめると以下のとおりである。

- ①越流水膜の落下軌跡は、越流水深が小さい場合ほど、また、落下するほど、自由落下曲線との乖離が大きくなり、その理由は、薄い水膜ほど落下水量に対する表面積、すなわち、せん断抵抗が増大し、また、水膜の変形による形状抵抗も大きくなることによるものと考えられる。
- ②振動発生時の水膜においては、個々の水粒子は飛翔距離の徐々にずれた放物線状に放出されており、これら軌跡の異なる水粒子の集合体を瞬間的に見ると激しく波打つ形状に見られるが、水粒子そのものは前後方向には振動していない。
- ③落下高が1.5m程度以下の低落差の水膜は風の励起により始めて振動を生じるが、振動は水膜の落下点付近から発生し、次第に水膜の上部に伝搬する。
- ④水膜振動に関する既往の研究では、水膜背後の空洞の圧力変動やゲートの振動と水膜振動の関係から振動が成立するための周波数条件を導いたものが多いが、水膜振動の発生条件や発生周波数を明らかにするためには、水膜自体の不安定性に関する検討が必要である。

参考文献

- 1)安達孝実,高須修二,河合廣治 : 越流水膜に生じる低周波振動の発生機構に関する実験的考察, 第 49 回土木学会年次学術講演会概要集, 1994.9, II-174, pp.348-349.
- 2)安達孝実,竹林征三,高須修二 : 低周波振動状態にある越流水膜の落下軌跡についての実験的考察, 第 21 回土木学会関東支部技術研究発表会, 1994.3, II-11, pp.136-137.
- 3)Schwartz,H.I. : Projected Nappe Subject to Harmonic Pressure, Proceedings of the Institution of Civil Engineers, London, Vol.28, 1964.7, pp.313-326.
- 4)Schwartz,H.I. : Nappe Oscillation, Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of ASCE, Vol.90, HY6, 1964.11, pp.129-143.
- 5)Cremer,L. and Ising,H. : Selbsterrehte Schwingungen von Überfallstrahlen, Acustica, Vol.27, 1972, pp.94-107.
- 6)Treiber,B. : Theoretical Study of Nappe Oscillation, Flow-Induced Structural Vibrations, IUTAM/IAHR Symposium, Karlsruhe, 1972.8, pp.34-46.
- 7)Rockwell,D. ; Induced Oscillations of Liquid Jet-Gas Cavity System, Jour. of the Hydraulics Division, Proceedings of ASCE, HY3, 1977.3, pp.233-249.
- 8)Casperson,L.W. : Fluttering Fountains, Journal of Sound and Vibration 162(2), 1993, pp.251-262.
- 9)Petricat,K. : Vibraion Tests on Weirs and Bottom Gates, Water Power, Vol.10, 1958.2, pp. 52-57, 1958.3, pp.99-104, 1958.4, pp.147-149, 1958.5, pp.190-197.
- 10)Petricat,K. and Unny,T.E. : Discussion on Nappe Oscillation by H.I. Schwartz, Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of ASCE, Vol.90, HY5, 1965.9, pp.223-228.
- 11)Unny,T.E. and Petricat,K. : Experience with Flow-Induced Vibrations, Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of ASCE, Vol.91, HY2, 1966.3.
- 12)本間 仁, 荻原国宏 : フラップゲートの自励振動について, 第 19 回水理講演会論文集, 1975.2, pp.197-202.
- 13)本間 仁, 荻原国宏 : フラップゲートの振動についての理論解析, 土木学会論文報告集, 第 238 号, 1975.6, pp.43-53.

- 14) 荻原国宏 : フラップゲートおよびナップの自励振動, 土木学会論文集, 第 357 号/II-3, 1985.5, pp.123-132.
- 15) Ogihara, K. : Unstable Condition of Self-Excited Oscillation of Flap Gate, International Association for Hydraulic Research, 21st congress, 1985.8.
- 16) Naudascher, E. : Discussion on Nappe Oscillation by H.I. Schwartz, Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of ASCE, Vol.90, HY3, 1965.5, pp.389-392.

第4章 水膜振動の発生機構

4.1 概説

前章においては、水膜振動に関する既往の研究として、主に水膜背後の圧力変動あるいはゲート振動と水膜振動の関係に着目したものが中心に行われてきたことを述べた。実際に発生している水膜振動の周波数に規則性を見出すことを主眼とするのであれば、このようなアプローチで整理を行うことは可能ではある。しかしながら、工学的に必要なのは、例えば越流式ゲートの設計において、対象とする構造物において水膜振動が起こる可能性があるのか、起こるとすればいかなる水理量の範囲であるのか、また、その場合の周波数はいくらになるのか、などが事前に予測されることが適切な対策を講じる上で重要であるが、これまでの研究はこれらに十分応えられるものにはなっていない。

一方、二層流のように、異なる密度の流体が異なる流速で接する場合の境界面において、せん断により境界面が不安定となる現象が研究されている。落下する水膜も空気と水の境界面が存在し、この境界面のせん断不安定により水膜変形が生じ、これが振動の発生範囲や発生周波数を決定している可能性がある。特に、水膜振動のエネルギーは落下する水膜の流れのエネルギーの一部が変換されると考えられることから、この水膜境界面の不安定性に関する考察は極めて重要である。

本章では、まず始めに、水膜振動の発生条件を規定する発生メカニズムについて考察を行う。ここでは、水膜振動と同様に流れの不安定性が関係していると考えられる Edge Tone 現象に関して整理を行い、水膜振動との比較を行うとともに、流体の境界面の不安定問題として一般化された Kelvin-Helmholtz 型の不安定問題の水膜振動への適用について論じる。

一方、こうして水膜振動の発生条件を満足する場合に、この振動が安定的に持続できるかが重要であり、この振動の増幅メカニズムについて整理を行う。振動の増幅メカニズムとしては、前章において水膜背後の空洞内の圧力変動が重要であることを示したが、ここではこれを音響学的に取り扱った Helmholtz 共鳴器理論の適用性について考察を行う。

次に、これら考察結果について水理模型を用いて具体的に検証を行う。ここでは、水膜の流速、厚さ、背後の空洞容積などの個々のパラメータを独立して変化させることの可能な鉛直落下水膜モデル及び実機ゲートにおける越流状態の水膜を再現させるためのフラップゲート越流水膜モデルを対象とする。最後に、これら結果を踏まえて、水膜振動の基本的特徴を整理するとともに、水膜振動の発生範囲・発生周波数及び水膜振動のメカニズムについて総括的に考察を行う。

4. 2 水膜振動の発生メカニズム

(1) Edge Tone と水膜振動

水膜振動と極めて類似点の多い現象として、Edge Tone（あるいは Jet-Edge システム）現象が挙げられる。これは、水膜振動が水と空気との界面の不安定現象であるのに対して、Edge Tone は図-4. 1に示されるように、二次元のスリット（幅 d ）から放出される流体（一般には空気）がある一定の距離（ L ）に設置された Edge に衝突する際に振動を発生し音源となる現象を呼んでいる。この振動の発生は、空気と空気（あるいは水と水）との界面において交互に形成される微細振幅波が減衰せずに拡大し主流の流向が蛇行するものであり、主体と媒体との間の境界面における不安定性が支配し、また、振動周波数の決定や振動の結果としての音の発生には、一定距離に設置されたエッジの存在が重要な役割を果たしていると考えられている。

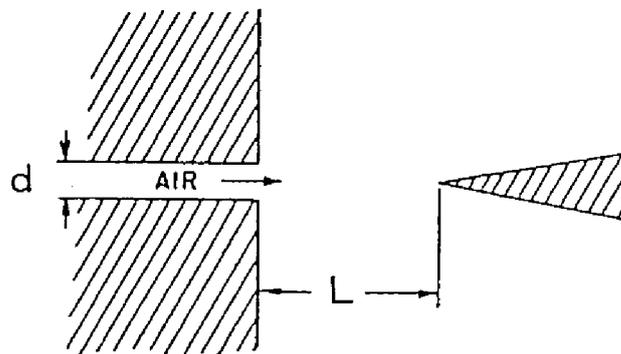


図-4. 1 Edge Tone模式図

Edge Tone 現象に関しては、これまでに以下のような検討がなされて来ている。

- ① Brown¹⁾は、大気中の空気 Jet-Edge システムに関して、発生周波数や音圧などに関する基礎的な研究を行い、発生周波数が Edge からの流量（流速）に比例することを明らかにした。
- ② Gross²⁾は、空気の代わりに水中の水 Jet-Edge システムに関して研究を行った。
- ③ Curle³⁾及び Powell^{4),5)}は、Brown の実験結果をもとに Edge Tone の波長（ λ ）とジェット始端からエッジまでの距離（ L ）が、 $L = (i + 1/4) \lambda$ 、 i ；整数、の関係で整理できることを示した。また、Powell⁶⁾は、レイノルズ数及びストロハル数をパラメータに Edge Tone の発生領域を整理した。
- ④ Nyborg は、横方向の圧力変動を受ける Jet に関する運動方程式を導くとともに、図-4. 2に示すように、固有周波数を有する共鳴管を Jet-Edge システムに近接させた場合⁷⁾や、Edge の先端部分を剛体から固有振動数を有する弾性体に変えた場合⁸⁾のそれぞれについて、発生する Edge Tone の周波数が本来の周波数からどのように変化するかについて検討した。

このうち、Nyborg による共鳴管を用いた実験結果をストロハル数 ($St = f \cdot d / V_0$) を用いて整理したものを図-4. 2に示す。これによれば、共鳴管無し ($h/d = 0$) の場合 (A点) には $S = 0.16$ 程度であったものが、共鳴管を長くして共鳴管固有周波数 ($f = f_1$) が Edge Tone 本来の周波数に一致する (B点) あたりから周波数のシフト (C→D→F点) が起こっている。さらに、共鳴管を長くすると、再び共鳴管無しの周波数に一旦復帰 (G点) するものの、さらに長くすると共鳴管の高次の固有周波数 ($f = f_2, f_3, f_4$) の影響が段階的に現れる。また、共鳴管を連続的に長くする場合 (A→F) と、短くする場合 (F→A) を比較すると、同一の共鳴管長さでも発生周波数が一部異なる部分が認められ、これは Edge Tone にヒステリシス性があることを示している。

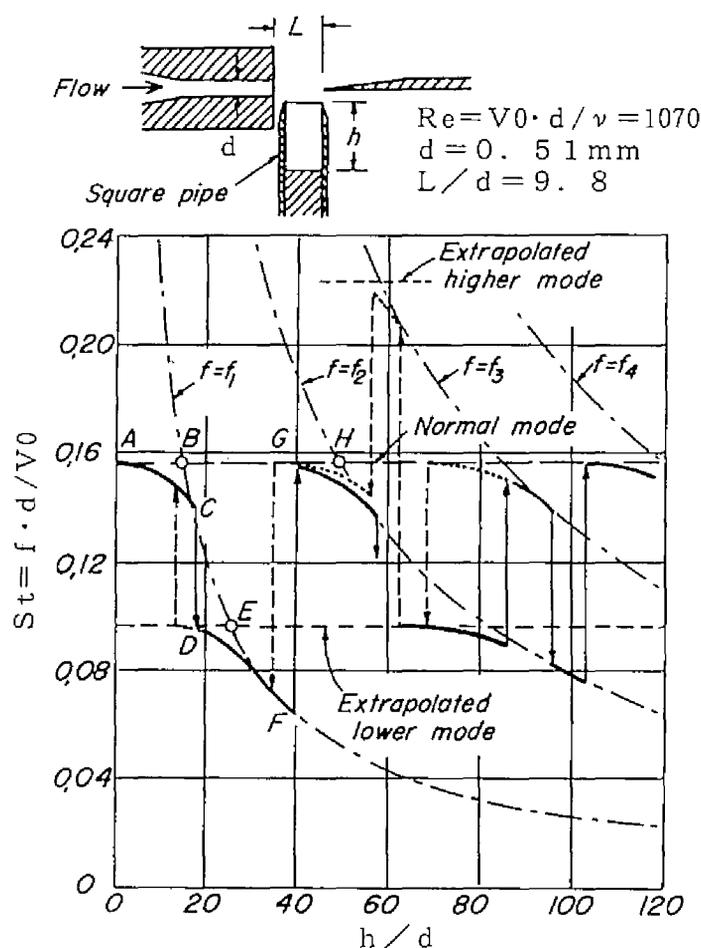


図-4. 2 Edge Tone周波数(共鳴管あり) 7)

Naudascher^{9),10)}や Schwartz¹¹⁾は、このような Edge Tone 現象が水膜振動と多くの共通点を有していることを論じており、これらを参考にすれば両者の特徴は表-4. 1のように整理される。まず、始端条件は、水膜振動の場合のみ、越流式ゲートや砂防ダムのように自由越流部とす

るものがあるが、後述の鉛直落下水膜モデルの場合には貯水頭により加圧されたスリット部を始点としており、Edge Tone と全く同様である。一方、終端条件は、水膜振動の場合に、Edge Tone の Edge に相当するものは落下点の水面と考えられる。

表-4.1 水膜振動とEdge Toneの特徴の比較

	水 膜 振 動		Edge Tone	
	自由越流	鉛直落下	空气中(Powell)	水中(Gross)
振動主体	水		空気	水
周囲媒体	空気		空気	水
始端 (初期厚(d))	越流頂 (1~10cm程度)	スリット (0.1~2cm)	スリット (0.1cm程度)	スリット (0.05cm程度)
終端 (始端~終端間 距離(L))	落下点水面 (0.5~数m) (0.5~1.5m)		エッジ (1~3.5cm)	エッジ/自由水面 (2cm程度)
振動周波数(f)	~30Hz程度	~80Hz程度	20~900Hz程度	数Hz~25Hz程度
振動主体初速 (V_0)	~数m/s程度	50~350cm/s	1.5~30m/s程度	10~30cm/s程度
レイノルズ数 ($Re=V_0 \cdot d / \nu$)	10000~30000 ($V_0=50$ cm 仮定)	2500~35000	100~2000	50~200
ストロハル数 ($St=f \cdot d / V_0$)	0.1~4程度 ($V_0=50$ cm 仮定)	0.05~0.3	0.02~0.3	0.01~0.04
L/d (現象確認範囲)	6~150	50~75	10~35	40
非線形性 (共通)	同一条件(落下高、水膜厚)で周波数がカオス的にジャンプしてモード遷移			
ヒステリシス性 (共通)	振動主体の水量(Edge Toneでは空気量)や流速の増加過程と減少過程で振動範囲や振動周波数が異なる(一度振動が発生すると、条件が少し変化しても振動がそのままの形で持続する)			

振動主体初速と振動周波数は、周波数が空気中の Edge Tone を除いて100Hz以下とほぼ同様であるのに対して、初速のレンジはそれぞれに大きく異なっている。特に、越流水膜は、始端の越流部では鉛直方向の流速がほとんど無いが、空気中を自由落下するに従って加速されるために、始端部と終端部では水膜の状態が大きく変化する。また越流水膜では、水膜厚に比較して落下高がかなり大きい範囲まで振動が確認されていることから、始端の初期厚に対する始端～終端間距離（L/d）では、他が数10程度であるのに対して100以上までと範囲が最も広い。

一方、水膜振動と Edge Tone では、振動の主体や媒体の流体特性が異なるものの、いずれにも共通して、表-4.1に示すような振動発生に関する非線形性やヒステリシス性の存在が認められる。こうしたことから、水膜振動の発生には、主流と媒体の境界面における不安定性が大きく関係していると考えられることができるが、次節において詳細に検討を行う。

(2) 水膜振動と Kelvin-Helmholtz 型不安定問題

前節で Edge Tone 現象と水膜振動の関係を考察したが、いずれにしても流れの不安定性が重要な要素となっていることは明らかである。この流れの不安定性問題を論じたのが Kelvin 及び Helmholtz であり、例えば、密度が $\Delta\rho$ だけ異なる非粘性・非圧縮性の流体が上下二層をなしている場においては、(4.1)式に示す流体間の界面波の波速 c に対して、 $\Delta\rho > 0$ の場合の安定条件が(4.1)式第二項の平方根内の符号より(4.2)式で与えられる¹²⁾。

$$c = \frac{U_1 A_1 + U_2 A_2}{A_1 + A_2} \pm \sqrt{\frac{g\Delta\rho + k^2 T}{k(A_1 + A_2)} - \frac{(U_1 - U_2)^2 A_1 A_2}{(A_1 + A_2)^2}} \quad (4.1)$$

ここに、

$$\left\{ \begin{array}{l} c ; \text{界面波の波速, } h_1 ; \text{上層水深, } h_2 ; \text{下層水深 } U_1 ; \text{上層流速,} \\ U_2 ; \text{下層流速, } A_1 = \rho_1 \coth kh_1, A_2 = \rho_2 \coth kh_2, \rho_1 ; \text{上層密度,} \\ \rho_2 ; \text{下層密度 } \Delta\rho = \rho_2 - \rho_1, g ; \text{重力加速度, } k = 2\pi/\lambda ; \text{界面波の波数} \\ \lambda ; \text{界面波の波長, } T ; \text{単位長さあたりに作用する表面張力,} \end{array} \right.$$

である。

$$(U_1 - U_2)^2 \leq \frac{(A_1 + A_2)(g\Delta\rho + k^2 T)}{k A_1 A_2} \quad (4.2)$$

(4.2)式を見ると、界面の安定性は二層間の相対速度、相対密度及び表面張力に依存していることがわかるが、水膜振動における水膜の安定性も水膜と周囲の空気の相対速度に関係していると考えられ、これは水膜振動に関する以下のような観察結果からも裏付けることができる。

- ① 低落差水膜は自然状態では振動しないが、風による励起で振動を生じる。
- ② 落下高が概ね1.5mを超える高落差水膜は自然状態でも振動を生じる。

- ③ 落下初速を変化させることのできる鉛直落下模型を用いた場合に、初速の増大に伴って振動範囲が拡大（水膜が多少厚くても振動発生）する。
- ④ 振動している水膜に風による励起を行うと周波数が上がり高次モードにシフトする場合がある。

Hagerty and Shea¹³⁾や Crapper^{14),15)}らは、自由落下する水膜の安定性をこの Kelvin-Helmholtz 型の不安定問題により説明する試みを行っており、このうち Hagerty and Shea は水膜の安定条件を以下のように求めている。

まず、図-4.3に示すように周囲の x 方向の空気の風速を V_A とし、この中を流れる速度 V_w 、厚さ $2a$ の水膜の両面に、以下の仮定のもとに微小振幅波が乗っていると考え、水膜流れの速度ポテンシャルを求め圧力方程式を解く。

- ① 流速 V_w は大きく、重力加速度の効果は無視する。
- ② 水及び空気の粘性は無視する。
- ③ 水及び空気の境界には表面張力 T が作用する。
- ④ 波の振幅 H は非常に小さく、相互の位相は ϕ ずれている。

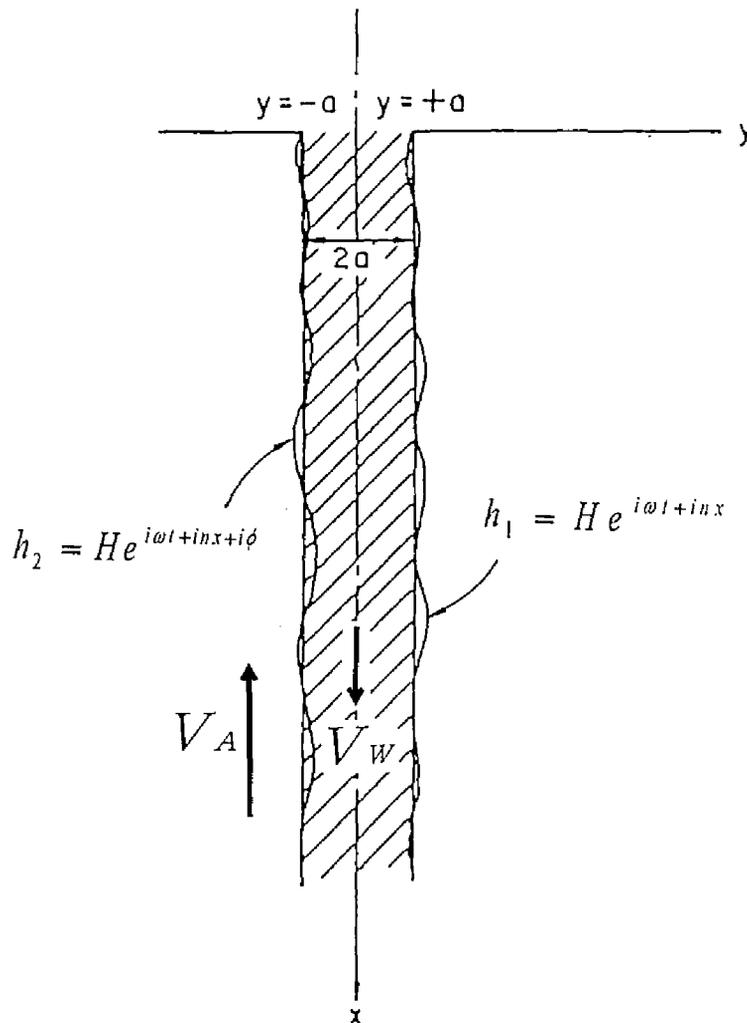


図-4.3 落下する水膜と微小振幅波¹³⁾

いま、水膜表面における対称及び非対称波動を表現するために、水膜の変位を(4.3)式のように置く。

$$h_1 = H e^{i\omega t + inx}, \quad y = a \quad (4.3a)$$

$$h_2 = H e^{i\omega t + inx + i\phi}, \quad y = -a \quad (4.3b)$$

ここに、 ω ; 波の角振動数、 n ; 波数である。

ここで仮定②により Laplace 方程式が成立するため、(4.3)式を Laplace 方程式に代入して(4.4)式の境界条件のもとで解くと、(4.5)、(4.6)、(4.7)式に示す速度ポテンシャル Φ_w が得られる。

$$\frac{D}{Dt}(h_1 - y) = 0, \quad y = a \quad (4.4a)$$

$$\frac{D}{Dt}(h_2 - y) = 0, \quad y = -a \quad (4.4b)$$

$$\Phi_w = (A \cosh ny + B \sinh ny) e^{i\omega t + inx} + V_w x, \quad -a \leq y \leq a \quad (4.5)$$

$$\Phi_{A1} = D e^{-ny + inx + i\omega t} + V_A x, \quad y > a \quad (4.6)$$

$$\Phi_{A2} = E e^{ny + inx + i\omega t} + V_A x, \quad y < -a \quad (4.7)$$

ここで、

$$\left\{ \begin{array}{l} A = \frac{i(\omega/n + V_w)(1 - e^{i\phi})}{2 \sinh na} H, \quad B = \frac{i(\omega/n + V_w)(1 + e^{i\phi})}{2 \cosh na} H \\ D = -iH(V_A + \omega/n) e^{na}, \quad E = iH(V_A + \omega/n) e^{-na + i\phi} \end{array} \right.$$

である。

ここで、(4.8)式で示される非定常流における Bernoulli の定理に、(4.5)、(4.6)、(4.7)式をそれぞれ代入して解くと(4.9)、(4.10)、(4.11)式が得られる。

$$\frac{V_w^2}{2} = -\frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{q^2}{2} \quad (4.8)$$

$$\Delta p_w = -\rho V_w (\omega/n + V_w) (A \cosh ny + B \sinh ny) e^{i\omega t + inx}, \quad -a \leq y \leq a \quad (4.9)$$

$$\Delta p_{A1} = -\rho V_A (\omega/n + V_A) D e^{-ny + i\omega t + inx}, \quad y > a \quad (4.10)$$

$$\Delta p_{A2} = -\rho V_A (\omega/n + V_A) E e^{ny + i\omega t + inx}, \quad y < -a \quad (4.11)$$

ここに、 Δp ; 流れ場の任意の点における圧力、 ρ ; 流体の密度、 q ; 流れ場の任意の点における速度である。

次に、図-4.4のような、表面張力を受ける水膜の任意の微小部分を考えると、水膜表面での力の釣り合いから(4.12)、(4.13)式が得られる。

$$\Delta p_w - \Delta p_{A1} = -\frac{T}{R_1} = -T \frac{\partial^2 h_1}{\partial x^2}, \quad y = a \quad (4.12)$$

$$\Delta p_w - \Delta p_{A2} = -\frac{T}{R_2} = T \frac{\partial^2 h_2}{\partial x^2}, \quad y = -a \quad (4.13)$$

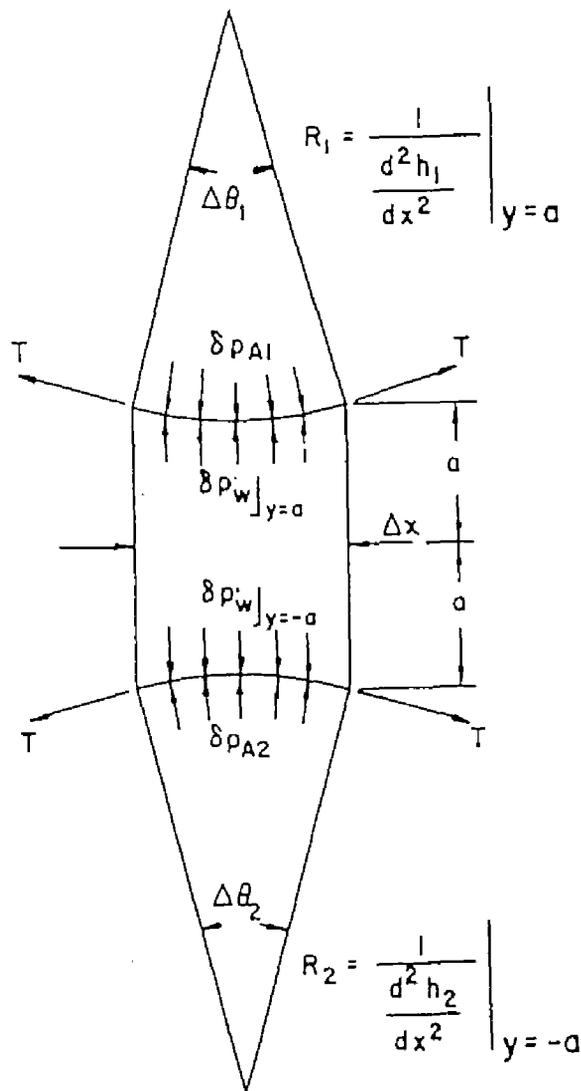


図-4.4 表面張力を受ける水膜の微小部分¹³⁾

(4.12)式に(4.3a)、(4.9)、(4.10)式を、また、(4.13)式に(4.3b)、(4.9)、(4.11)式をそれぞれ代入して解くと(4.14)、(4.15)式が得られる。

$$\frac{n\rho_w}{2}(\omega/n+V_w)^2\{(1-e^{i\phi})\coth na+(1+e^{i\phi})\tanh na\}+n\rho_A(\omega/n+V_A)^2=n^2T \quad (4.14)$$

$$\frac{n\rho_w}{2}(\omega/n+V_w)^2\{(1-e^{i\phi})\coth na-(1+e^{i\phi})\tanh na\}-n\rho_A(\omega/n+V_A)^2e^{i\phi}=-n^2Te^{i\phi} \quad (4.15)$$

(4.14)、(4.15)式より(4.16)、(4.17)式が得られる。

$$n\rho_w(\omega/n+V_w)^2\coth na(1-e^{i\phi})+n\rho_A(\omega/n+V_A)^2(1-e^{i\phi})=n^2T(1-e^{i\phi}) \quad (4.16)$$

$$n\rho_w(\omega/n+V_w)^2\tanh na(1+e^{i\phi})+n\rho_A(\omega/n+V_A)^2(1+e^{i\phi})=n^2T(1+e^{i\phi}) \quad (4.17)$$

(4.16)式より、(4.18)式または(4.19)式が成立する。

$$(1-e^{i\phi})=0 \quad (4.18)$$

$$n\rho_w(\omega/n+V_w)^2\coth na+n\rho_A(\omega/n+V_A)^2=n^2T \quad (4.19)$$

また、(4.17)式より、(4.20)式または(4.21)式が成立する。

$$(1+e^{i\phi})=0 \quad (4.20)$$

$$n\rho_w(\omega/n+V_w)^2\tanh na+n\rho_A(\omega/n+V_A)^2=n^2T \quad (4.21)$$

ここで、(4.19)式と(4.21)式は同時には成立しないので、(4.18)式または(4.20)式のいずれかが成立する。(4.18)式が成り立つ場合には波状振動($\phi=0$)を、また(4.20)式が成り立つ場合にはこぶ状振動($\phi=\pi$)を表す。水膜振動は観察結果から波状振動であるため、 $\phi=0$ より最終的に(4.21)式が成立する。

(4.21)式を ω について解くと(4.22)式が得られる。

$$\omega=-\frac{n(V_w\tanh na+\gamma V_A)}{(\tanh na+\gamma)} \pm \frac{\sqrt{\frac{n^3T}{\rho_w}(\tanh na+\gamma)-n^2(V_w-V_A)^2\gamma}\tanh na}{(\tanh na+\gamma)} \quad (4.22)$$

ここに、 $\gamma=\rho_A/\rho_w$ である。さらに、 γ は $\tanh na$ に比べて非常に小さいため、 $\tanh na+\gamma \approx \tanh na$ とすれば

(4.22)式は(4.23)式となり、この根号の中が負となる条件より不安定条件が(4.24)式のように求められる。

$$\omega=-nV_w \pm \sqrt{\frac{\frac{n^3T}{\rho_w}-n^2(V_w-V_A)^2\gamma}{\tanh na}} \quad (4.23)$$

$$n < \frac{\rho_A (V_w - V_A)^2}{T} \quad (4.24)$$

このとき(4.23)式より、波の角振動数の実部は(4.25)式となるため、不安定となるときの周波数の上限(f_c)は(4.26)式となる。

$$\omega_o = n V_w \quad (4.25)$$

$$f_c = \frac{\omega_o}{2\pi} = \frac{\rho_A (V_w - V_A)^2 V_w}{2\pi T} \quad (4.26)$$

(4.26)式は、空気の密度及び表面張力が一定とすれば、水膜の落下流速が大きいほど、また、鉛直上向きの空気流速との相対速度が大きいほど、不安定となる限界周波数が大きくなることを示している。図-4.5は、この条件を水膜の落下流速及び鉛直上向きの空気流速をパラメータとして求めたものであり、これが水膜振動の発生領域を示すものと考えられる。

さらに、(4.26)式で求められる f_c 以下の周波数において、水膜の不安定性に関する増幅率が最大となる周波数(f^*)は、増幅率を表す(4.23)式の右辺第二項を周波数 f に関して微分することにより(4.27)式で求められる。

$$f^* = \frac{2}{3} f_c \quad (4.27)$$

なお、これら限界周波数および増幅率最大周波数に関する具体的検証は4.4において行う。

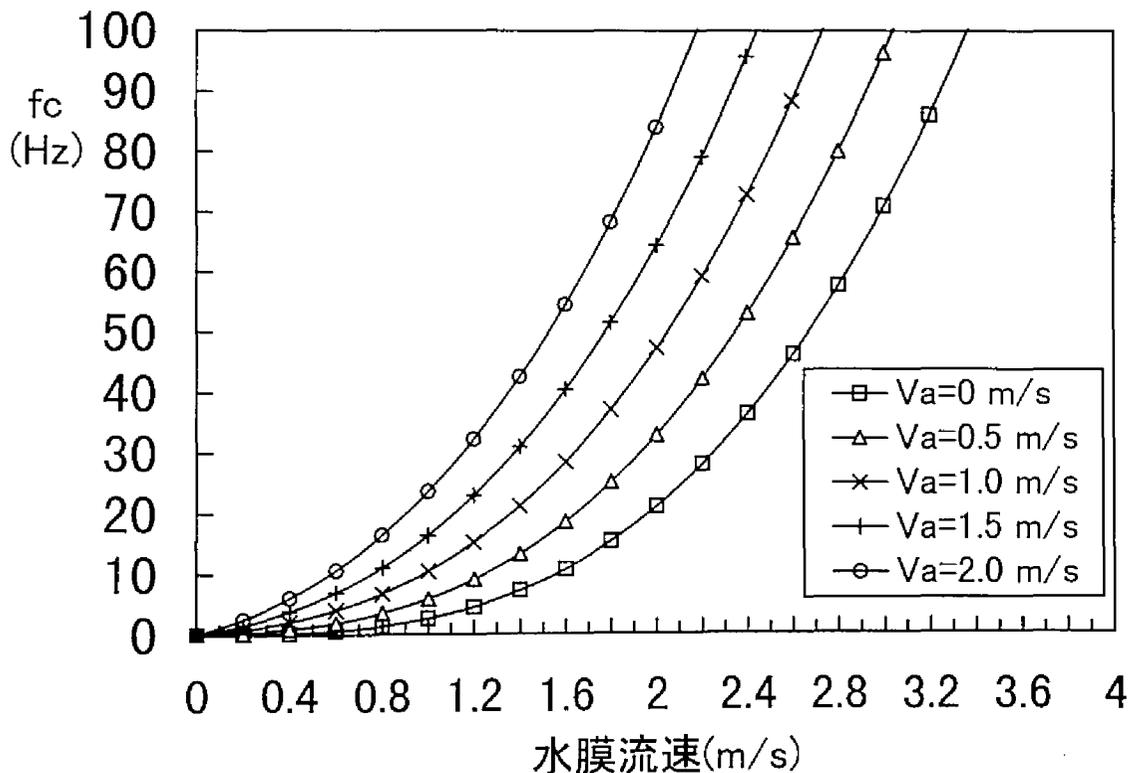


図-4.5 水膜流速と水膜安定性

4.3 水膜振動の増幅メカニズム

前節において、水膜振動の発生メカニズムに係る水膜の不安定性から、水膜振動の本来の周波数を規定すると考えられる限界周波数を導いたが、水膜振動の安定には前章において示したように、水膜背後の空洞の圧力変動の存在が極めて重要と考えられる。これは Edge Tone 現象において共鳴管がある場合に、Edge Tone の発生周波数が共鳴管の固有周波数に引っ張られてシフトすることと同様である（図-4.2）。そこで、本節では水膜背後の空洞が水膜振動に及ぼす影響について、空洞の固有振動数を中心に考察する。

空洞内の圧力変動に関する固有振動数を導くために、Helmholtz の共鳴器の理論を導入する。Helmholtz の共鳴器は、Helmholtz が楽音の倍音成分の分析に利用したことでも有名であり、その構造は図-4.6に示すように大部分が容器内に閉じこめられた空洞（容積 V ）と外気を結ぶ細い管（長さ h 、断面積 S ）により構成されており、空洞内の空気の振動で定まる特定の固有振動数の音のみを強める作用をする。逆に、外部から入射する音がこの固有周波数に一致する場合には、共鳴によって音のエネルギーが失われることから、建築分野では室内の吸音構造として応用されている¹⁶⁾。

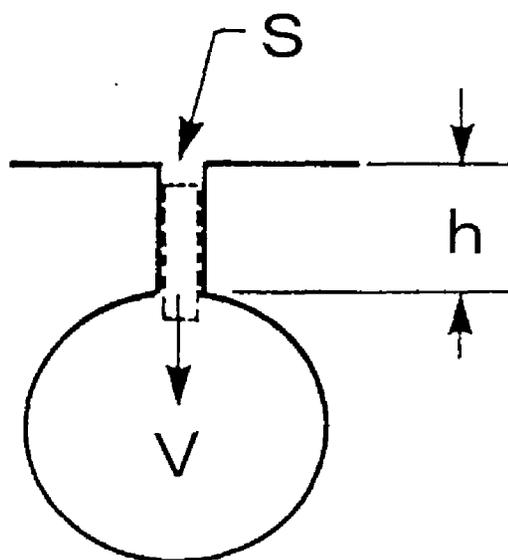


図-4.6 Helmholtz共鳴器

第2章に示したように、杉山ら¹⁷⁾は砂防ダムにおける水膜振動に対してこの Helmholtz の共鳴器の理論を応用し、振動状態にある水膜と空洞及び空洞の開口部（ここでは砂防ダムから越流する水膜両端の開口部）を用いて共鳴周波数を求めた。一方、Knisely¹⁸⁾は、越流式ゲートを対象に、不特定の開口部をフルードプラグとして便宜上設定し、空洞に対するフルードプラグの振動と、空洞に対する水膜自体の振動の二つ振動方程式を連立させて問題を定式化している。しかしながら、杉山の検討したものも、Knisely の定式化したものも、結論的には以下に示すも

のと同様の固有振動数が導かれている。

いま、図-4.7に示すような水膜とその背後空洞からなる振動系において、水膜を振動質量、また、空洞内の空気をバネと考える。なお、水膜に開口部があれば、その部分の空気も振動質量として考慮する。

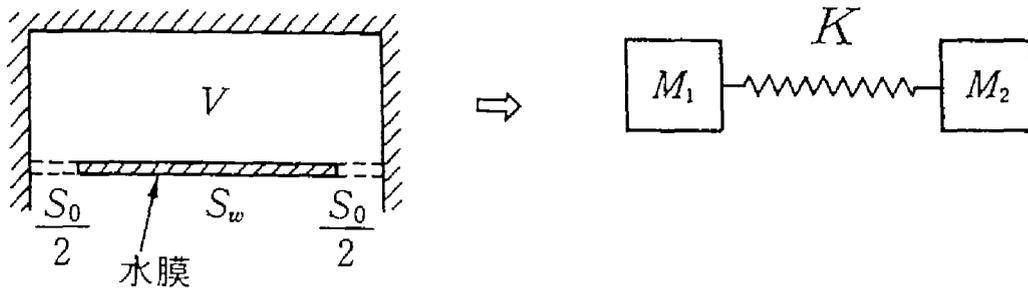


図-4.7 Helmholtz共鳴器の水膜振動への適用

これより、空洞の音響バネ定数 K 、開口部の音響質量 M_1 、水膜の音響質量 M_2 は、それぞれ(4.28)、(4.29)、(4.30)式と表されることより、空洞の固有振動数は(4.31)式となる。

$$K = \frac{\rho_A C^2}{V} \quad (4.28)$$

$$M_1 = \frac{\rho_A (d + \Delta d)}{S_o} \quad (4.29)$$

$$M_2 = \frac{\rho_w d}{S_w} \quad (4.30)$$

$$f = \sqrt{K \left(\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2} \right)}$$

$$= \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{S_w}{V d} \left(\frac{(S_o/S_w)}{1 + (\Delta d/d)} + \frac{\rho_A}{\rho_w} \right)} \quad (4.31)$$

ここに、

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_A ; \text{ 空気の密度, } \rho_w ; \text{ 水の密度, } C ; \text{ 空気中の音速} \\ d ; \text{ 水膜厚, } V ; \text{ 空洞容積, } S_o ; \text{ 開口部面積(空洞全閉の場合 } S_o=0) \\ S_w ; \text{ 水膜の面積, } \Delta d ; \text{ 開口部の補正量}(1.7\sqrt{S_o/\pi}) \end{array} \right.$$

である。

(4.31)式によれば、空洞容積が大きくなるほど、また、水膜厚が厚くなるほど、固有振動数が低くなることになる。一方、水膜の開口部については、開口部面積が大きくなるほど固有振動数は大きくなることになるが、Helmholtzの共鳴器理論は、固有振動数を与える波長 λ 、 λ^2 及び λ^3 が、それぞれ細管の長さ、開口部の面積及び空洞の容積よりもはるかに長いことを前提としており、開口部の大きさには一定の限界がある。なお、水膜の開口部が限りなく零に近づくと(4.31)式の平方根内の第一項が無くなり、固有振動数は水膜の音響質量と空洞のバネ定数のみにより決定されることになる。

このように、空洞の固有振動数は、空洞の容積、水膜の厚さ及び開口部の面積をパラメータに計算することができるが、Edge Toneにおける共鳴管のように、空洞が水膜振動に対して明確な影響を与えているかについては、次節に示す水理実験モデルを用いた具体的検討により検証を行う。

4.4 鉛直落下水膜モデルによる実験的検討^{19),20),21)}

前節までに、水膜振動の発生メカニズムと増幅メカニズムに関して考察を行った。ポイントとなるのは、水膜自体の不安定性に関係する流速、空洞～水膜の振動系の固有振動数に係る空洞容積、水膜厚、水膜開口部面積である。

そこで、これらパラメータが水膜振動の発生領域や発生周波数に与える影響を確認するために、図-4.8に示すような、個々のパラメータを独立して変更することが可能な鉛直落下水膜モデルを用いて検討を行った。実験条件を表-4.2に、実験状況を写真-4.1に示す。

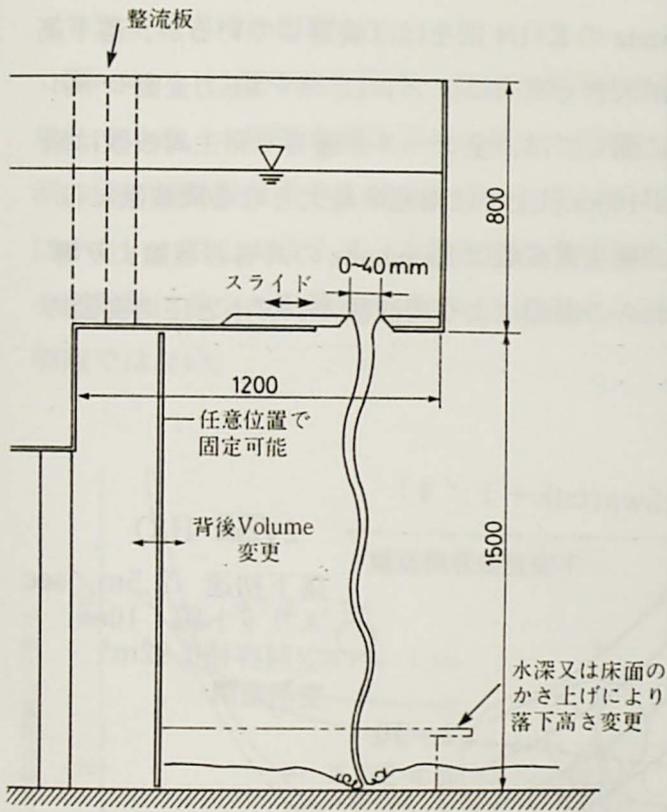


図-4.8 鉛直落下水膜モデル実験装置



写真-4.1 鉛直落下水膜モデルの振動

表-4.2 鉛直落下水膜モデル実験条件表

水膜厚 (スリット幅)	5, 10, 15, 20, 40 mm
落下高	500 ~ 1500 mm
空洞容積	0.12 ~ 0.96 m ³ , 空洞開放
落下初速	2 ~ 4 m/s

(1) 落下高の影響

図-4. 9に落下高を変化させた場合の水膜振動周波数の変化を示す。図中の実線は(3. 8)式に示す Schwartz の $K+1/4$ 則を、また、一点鎖線は、(4. 26)式において水膜流速に落下初速 ($V_w=2.5\text{m/s}$) を、空気流速に零をそれぞれ与えて求められる限界周波数を、二点鎖線は、(4. 27)式から求められる増幅率最大の周波数を、さらに破線は、(4. 31)式において $S_0=0$ (水膜両端が側壁と接しており開口部面積は零である。)として計算される空洞の固有振動数を、それぞれ示している。ここで図の円で示すのは、各ケースにおける空洞内の圧力変動波形をスペクトル解析した場合の周波数とその圧力変動の実効値を示しており、同一のケースでもいくつかの周波数のピークが見られ、空洞内の圧力変動波形は卓越周波数及びその倍音を含めていくつかの周波数が合成されていることがわかる。

これによれば、全体的に周波数の変化は Schwartz の $K+1/4$ 則をほぼ満足しているが、落下高 80cm を境に各ケースで最も卓越する振動周波数が大きく高次にシフトし、かつ圧力変動レベルが増大していることがわかる。水膜の不安定性に関しては、全ケースを通じて発生周波数は限界周波数以下に位置しており、さらに、落下高が 100cm 以上では増幅率最大となる周波数にほぼ一致していることがわかる。また、この範囲の発生周波数は Helmholtz の共鳴器理論より導かれる空洞の固有振動数にも一致しており、これらの原因により周波数のシフトと圧力変動の増幅が生じた可能性がある。

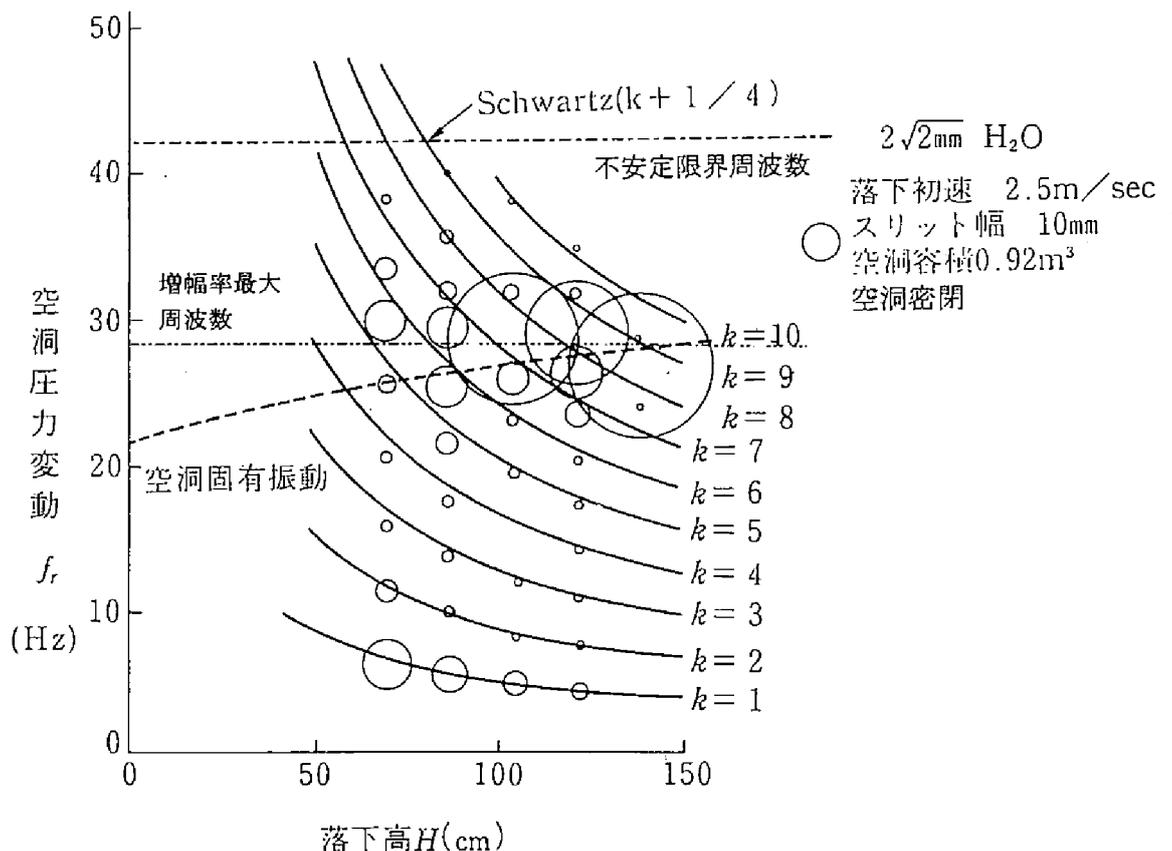


図-4. 9 落下高と空洞圧力変動周波数

(2) 水膜厚の影響

図-4. 10に水膜厚（スリット幅）を変化させた場合の水膜振動の卓越周波数の変化を示す。図中の実線は落下高1.0m、1.5mの場合の卓越周波数、また、破線は $S_0 = 0$ として計算される空洞の固有振動数をそれぞれ示している。水膜厚の増加とともに卓越周波数は多少減少する傾向が見られるが、空洞の固有振動数の減少ほどではない。これより、水膜振動は水膜厚の影響を多少受けていると考えられるが、(4. 30)式に示す水膜の音響質量の増加ほどの効果は持たない可能性がある。なお、水膜厚が40mmの場合には、水膜厚が小さい場合に比べて水膜振動の振幅が小さく空洞の圧力変動波形の卓越周波数は明確ではなくなる。これは水膜が厚くなると水膜の慣性力が大きくなって振動しにくくなるためと考えられる。

(3) 空洞容積の影響

図-4. 11は落下高を固定し背後の奥行きを変えることにより空洞容積を変化させた場合を示している。水膜厚を変化させた場合と同様に、空洞容積を変化させた場合も、計算される空洞の固有振動数は大きく低下するのに対して水膜振動の卓越周波数は低下するもののその割合は小さい。以上のように、水膜振動の卓越周波数は水膜厚や空洞容積から決定される空洞の固有振動数に多少の影響は受けていると考えられるものの、Edge Toneにおける共鳴管のように明確ではない。

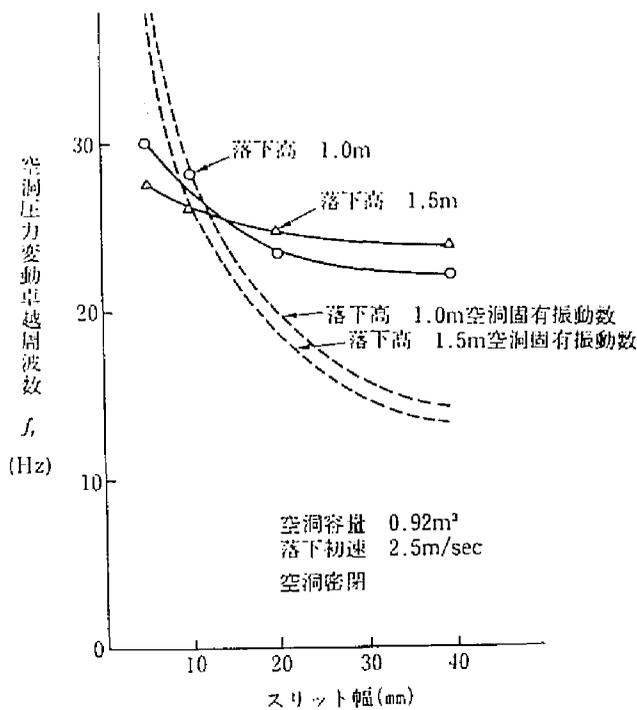


図-4. 10 水膜厚と空洞圧力変動周波数

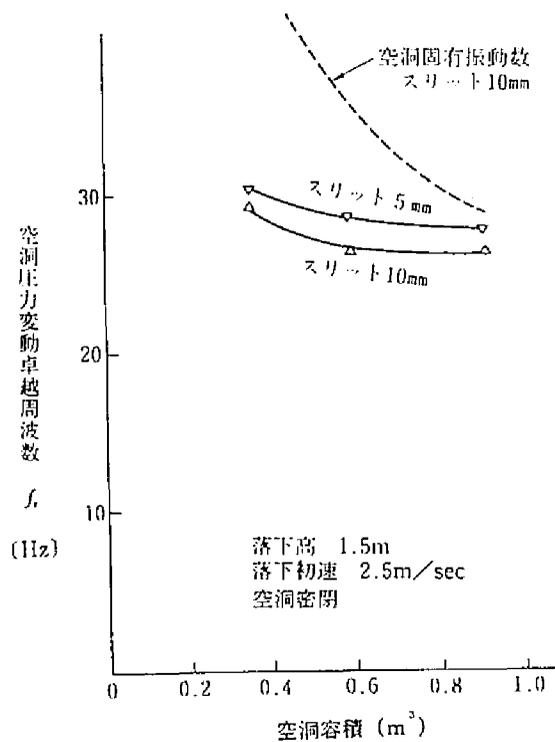


図-4. 11 空洞容積と空洞圧力変動周波数

(4) 落下初速の影響

次に、水膜の不安定性に関係する落下初速を変化させた場合について、(4.26)式から求められる限界周波数と実際の水膜振動の卓越周波数を整理したものを図-4.12に示す。

流速の増大とともに周波数は Schwartz の $K+1/4$ 則のあるモードを一定に保つように徐々に増えていき、ある値に達すると急に高いモードに移行する。図-4.9においては、落下初速が同一で落下高が増大する場合に高次モードへシフトすることを示したが、落下高が同一で落下初速が増大する場合にも高次モードへシフトすることが認められたことにより、水膜の不安定性には落下初速及び落下による流速の増大の両者が関与している可能性がある。

図-4.12には、同様に鉛直落下モデルにより検討を行った Kolkman²²⁾、門屋ら²³⁾による実験結果を示すが、発生周波数はほぼこの不安定領域内に入っており(4.26)式の妥当性が確認される。さらに図-4.12には、図-4.9と同様に(4.27)式から得られる増幅率最大となる周波数を合わせて示しているが、落下初速が約 3 m/s を超える範囲では、振動発生周波数はこの増幅率最大となる周波数に従うようにモードを高次に変化させていることがわかる。

一方、水膜厚及び落下高が同じ場合には、落下初速が大きいほど水膜の音響質量は大きくなり空洞の固有振動数は小さくなる。図-4.12には、この空洞の固有振動数についても示しているが、振動発生周波数は、これとは逆の傾向を示しており、水膜振動周波数は空洞の固有振動数よりも水膜の流速による不安定限界周波数及び落下高と波長から決定される Schwartz の $K+1/4$ 則に従うモードにより決定されるものと考えられる。

記号	円半径(mm)	落下高(m)	空洞容積(m ³)	備考
●	10	1.5	0.92	角・大久保
▲	5			
○	4	0.8	0.16	門屋ら
×	2			
□	2.1	0.4	0.022	Kolkman
◇	1.1			

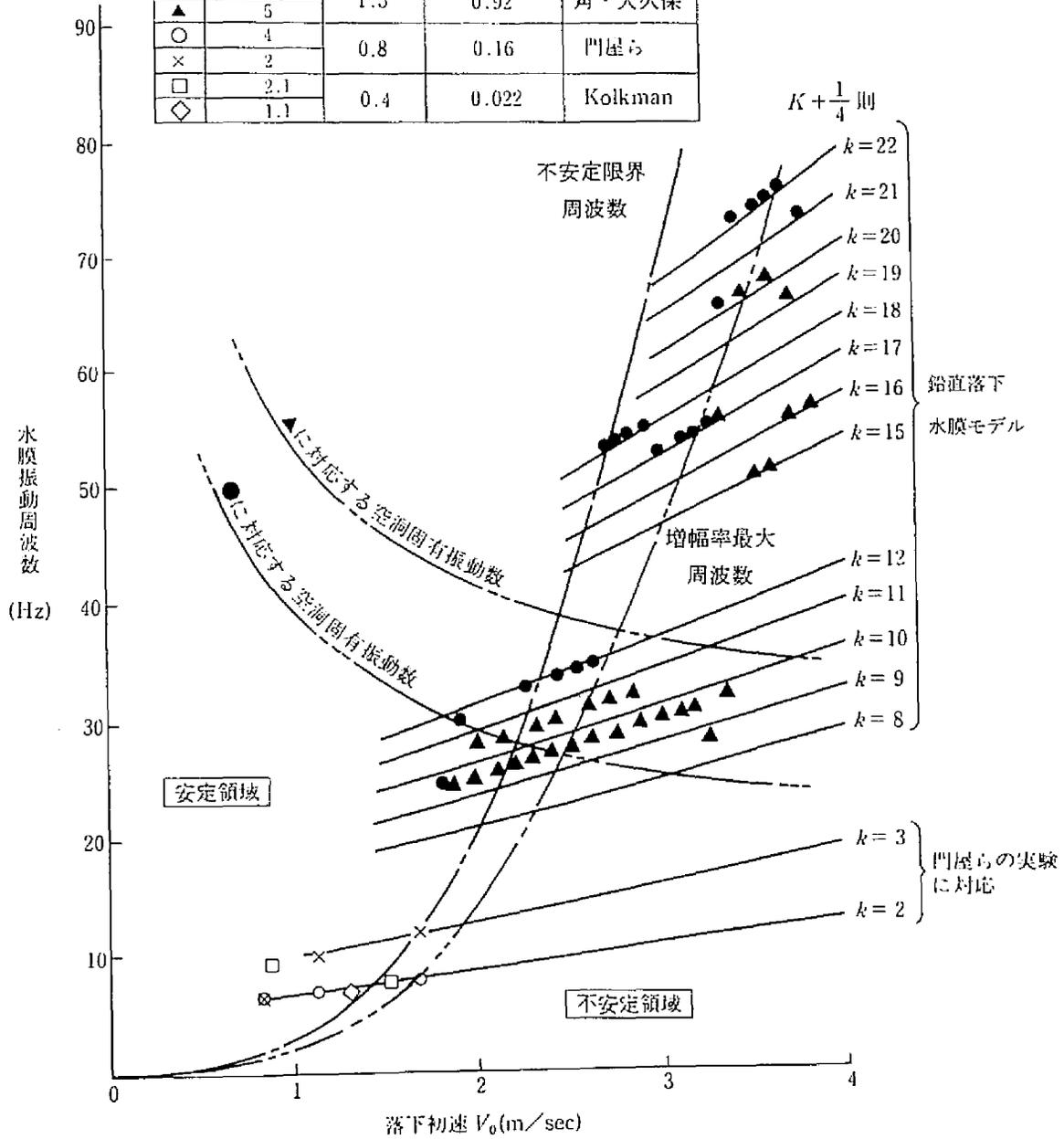


図-4.12 落下初速と水膜振動周波数

4.5 フラップゲート越流水膜モデルによる実験的検討^{24),25),26)}

前節では、個々のパラメータを独立して変化させることのできる鉛直落下水膜モデルにより検討を行った。空洞の固有振動数は、水膜振動にある程度の影響を与えているものの、水膜の不安定性による振動発生条件の方が支配的であり、水膜振動の限界周波数と Schwartz の $K+1/4$ 則に従うように発生周波数が決定されていることが明らかとなった。

そこで本節では、図-4.13に示すような実際のフラップゲートに模した越流水膜モデルを用いて、これらの特徴がゲートからの越流水膜でも認められることを確認した結果について論じる。また、空洞の固有振動数と同様に、ゲート部が弾性支持され固有の振動数を持つ場合の水膜振動への影響についても検討した。なお、中島²⁷⁾、荻原²⁸⁾らは、実際に弾性支持されたゲートを用いて水膜振動実験を行っているが、ここでは固定状態における水膜振動の周波数とゲートの固有振動数の相互作用について検討できるように、ゲートを任意の周波数で強制的に加振できる装置を用いて実験を行った。

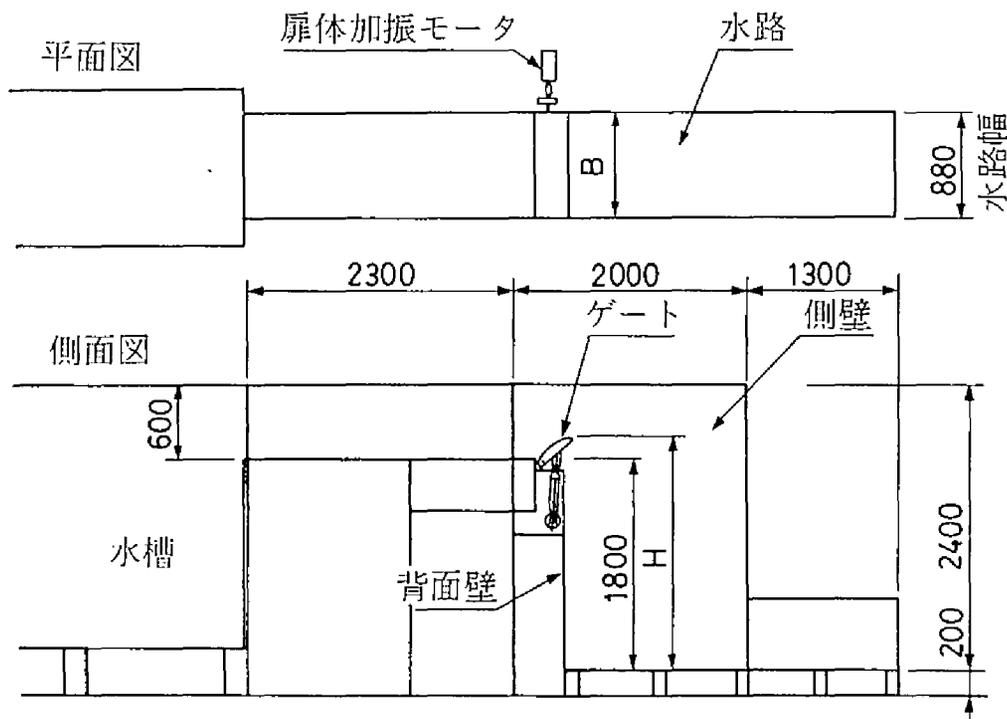
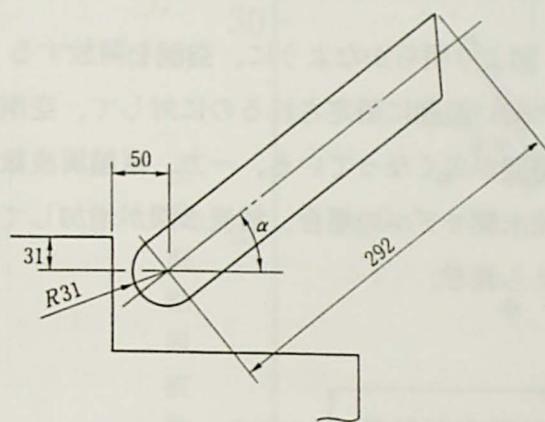
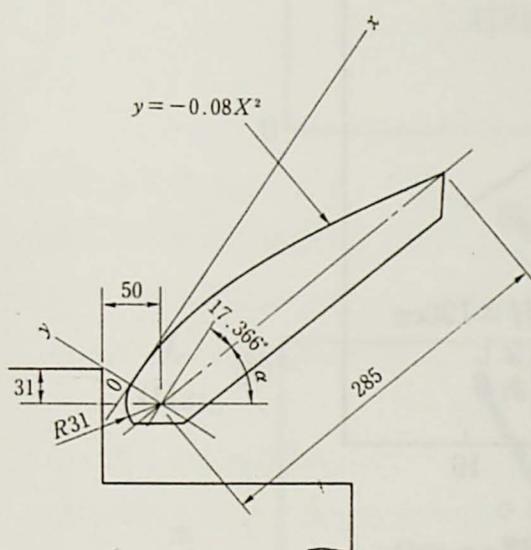


図-4.13 フラップゲート越流水膜モデル実験装置

実験に用いたゲート形状は図-4.14に示す直線形及び放物線形の2種類である。ゲートはゲート背面のロッドにより支持されており、モータにより任意の周波数に加振可能な構造となっている。また、水膜背後の壁面には取り外し可能な窓を設けて、空洞を開放できるようにしている。なお、水膜振動の卓越周波数は水膜前面に設置した低周波音レベル計により測定した音圧レベル波形をスペクトル分析することにより求めている。実験条件を表-4.3に、実験状況を写真-4.2に示す。



(a)直線ゲート



(b)放物線ゲート



図-4.14 実験に用いたゲート形状

写真-4.2 フラップゲート越流水膜モデルの振動

表-4.3 フラップゲート越流水膜モデル実験条件表

越流水深	20～70mm
落下高	1300, 1800mm
空洞	密閉, 開放
ゲート形状	直線, 放物線
ゲート起立角度	20°, 40°
ゲート加振	0 (静止)～50Hz (5Hzピッチ)

(1) 空洞開放の影響

図-4. 15に空洞開放の有無に関する結果を示す。図より明らかなように、空洞を開放することによって振動発生領域は明らかに狭くなり水膜の薄い範囲に限定されるのに対して、空洞を密閉することによって越流水深7 cm程度まで振動範囲が広がっている。一方、卓越周波数は越流水深によってほとんど変化していないが、越流水膜モデルの場合、越流水深が増加しても鉛直方向の落下初速は大きく変化しないためと考えられる。

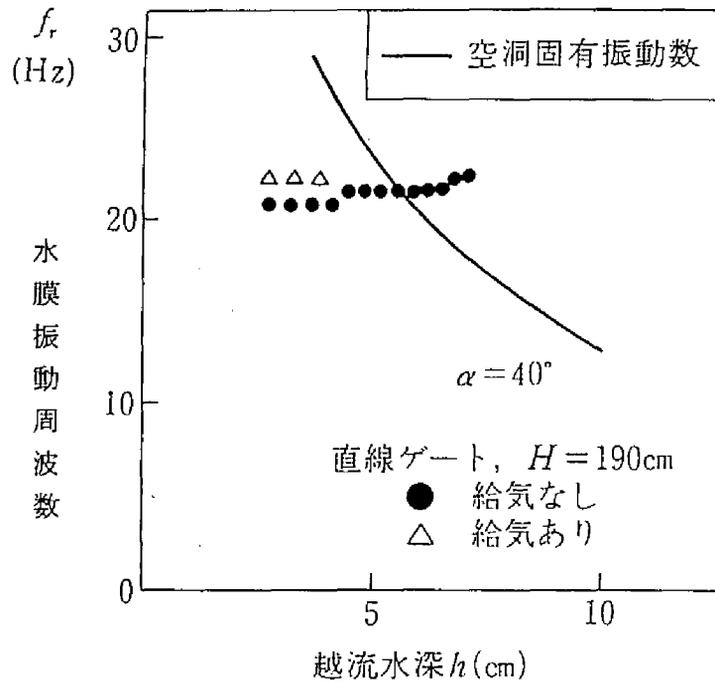
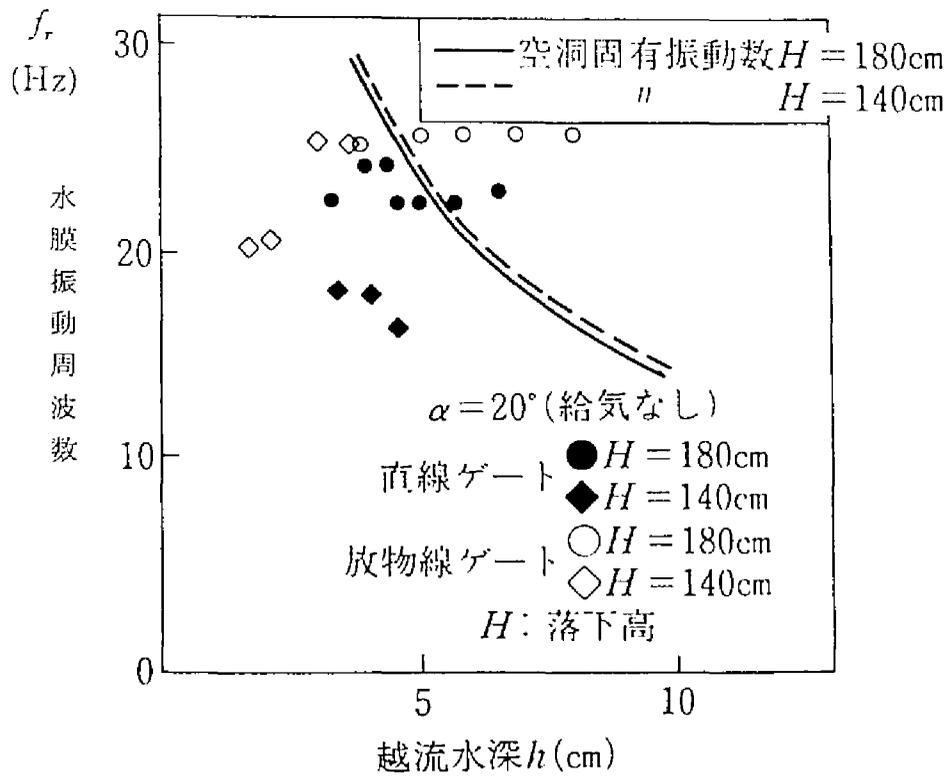


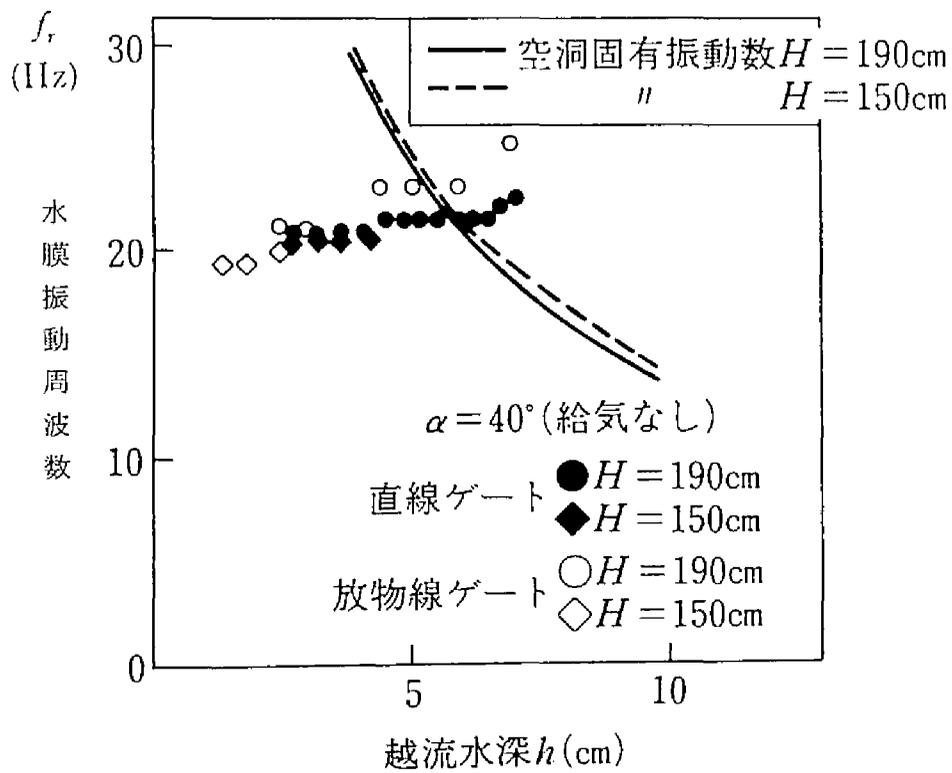
図-4. 15 水膜振動発生領域の変化(空洞密閉/空洞開放)

(2) ゲート形状及びゲート起立角度の影響

図-4. 16(a)、(b)に、直線ゲートと放物線ゲート及び起立角度 $\alpha=20^\circ$ と 40° の相違による卓越周波数の変化を示す。ゲート起立角 $\alpha=20^\circ$ では放物線ゲートの方がやや高い周波数となったが、 $\alpha=40^\circ$ ではほぼ同じ周波数となっている。これは起立角が小さい場合には放物線ゲートの方が越流面の曲率により放出角度が下向きとなり、放出点の鉛直方向の流速が大きくなったためと考えられる。この傾向は鉛直落下モデルで落下初速を増加させた場合に周波数が上昇した結果と一致する。また、門屋ら²⁹⁾の実験においても、ゲート先端から水膜が離れる時の鉛直下向きの流速が大きくなるような形状のゲートでは越流水膜振動が起こりやすいことが指摘されている。



(a)



(b)

図-4. 16 水膜振動周波数の変化(ゲート形状/起立角)

(3) 空洞の固有振動数の影響

図-4. 15、4. 16(a)、(b)には、空洞の固有振動数の変化を合わせて示しているが水膜振動の卓越周波数の傾向とは一致していない。そこで直線ゲートの起立角度 $\alpha = 20^\circ, 40^\circ$ の場合に、越流水深ごとの卓越周波数と音圧レベルの関係を3次元的に整理したものを図-4. 17(a)、(b)に示す。越流水深が3~4 cm程度で40Hz前後の周波数が卓越しているが、越流水深5~7 cmとなり水膜の振動周波数が空洞の固有振動数に近づくと振動レベルが増大しており、明らかに空洞は増幅機構として作用していることが確認された。すなわち、水膜振動の卓越周波数は水膜の不安定性から得られる限界周波数にほぼ依存しており、越流水深が変化してもほぼ一定であるが、これが空洞の固有振動数に近づくと振動振幅ならびに音圧レベルが増大するものと考えられる。この結果は、名合ら³⁰⁾が鉛直固定刃型堰からの越流モデルを用いて、空洞容積を変化させて行った実験結果とも合致する。

(4) ゲートの固有振動数の影響

前項で、空洞の固有振動数の影響を把握したが、ここでは、ゲートの固有振動数が水膜振動に与える影響を明らかにするために、ゲートを強制的に任意の周波数で加振した場合の水膜振動周波数の応答特性を検討する。図-4. 18(a)、(b)に直線ゲートにおいて越流水深4. 93cmとした場合の加振振動数5 Hzごとの水膜振動周波数の変化を、空洞開放及び空洞密閉の場合について示す。なお、加振振動数0 Hzはゲート静止状態を意味する。

空洞開放の場合は、ゲート静止状態では水膜振動は発生しないが、加振振動数を上昇させるにつれて20~30Hzにピークを有する応答を示した。一方、空洞密閉の場合はゲート静止状態で既に約20Hzにピークを有する水膜振動が生じており、これを加振することにより、加振振動数が低い場合は水膜振動の卓越周波数は変化しないが、加振周波数が15Hz~40Hz程度に上昇すると水膜振動が加振振動数に引っ張られる lock-in 現象が生じている。さらに加振振動数が高くなって45Hz以上になれば加振振動数に影響されなくなり、約20Hzのゲート静止状態における卓越周波数に戻っている。

この lock-in 現象は、Edge Tone に共鳴管を設置した場合と同様であり、水膜振動の周波数がゲートの固有振動数によりシフトすることを示している。なお、この現象は放物線ゲートの場合にも確認されており、ゲート静止時の水膜振動周波数 (f_{rN}) と加振振動数 (f_{rF}) の比である f_{rF}/f_{rN} で整理すれば、 $f_{rF}/f_{rN} = 0.75 \sim 2.0$ 程度が影響を受ける範囲と考えられる。

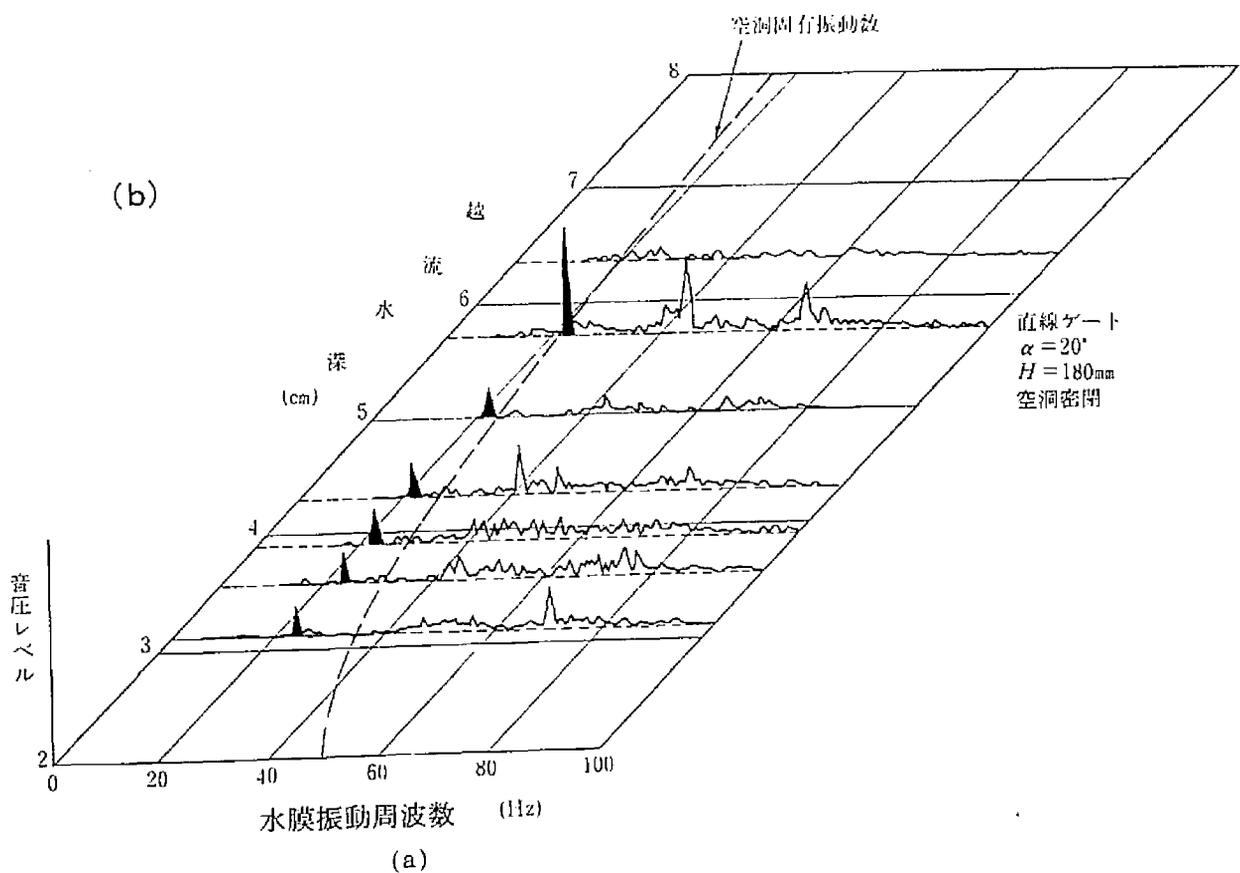
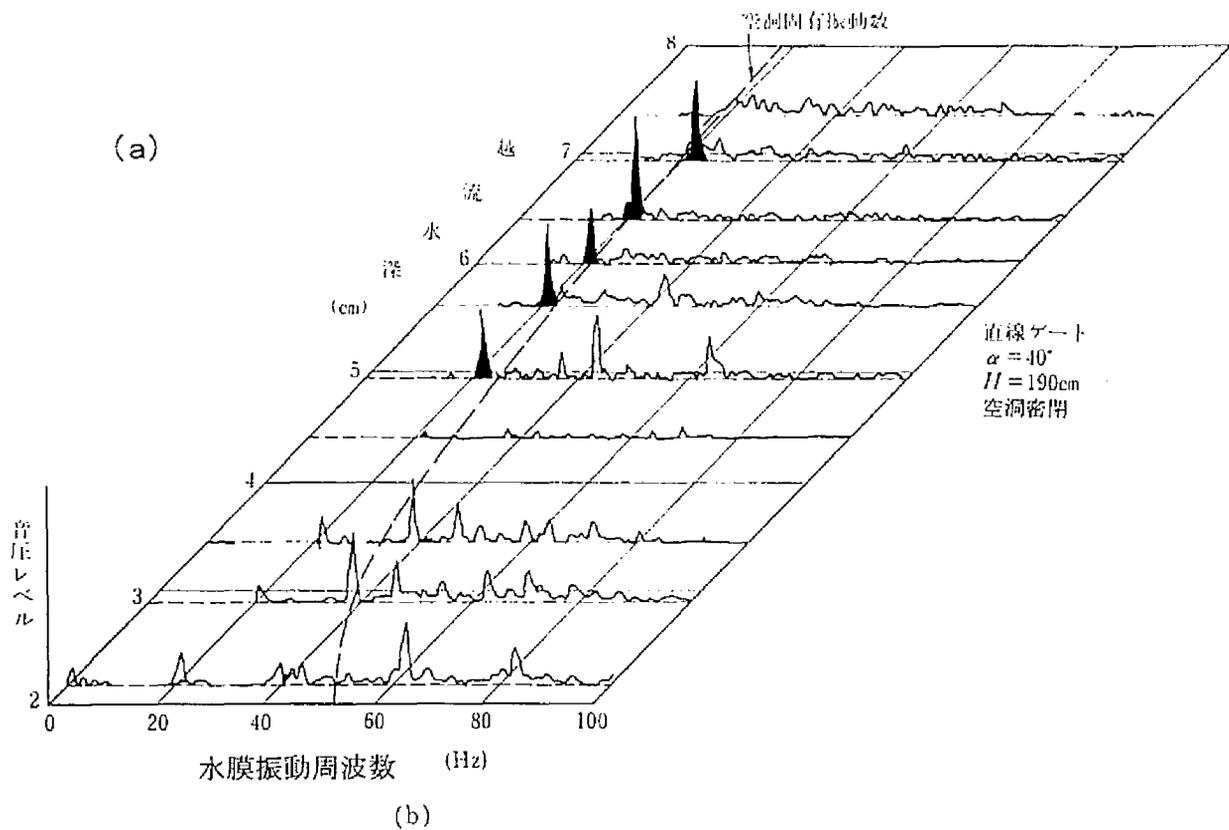


図-4.17 越流水深による水膜振動周波数の変化

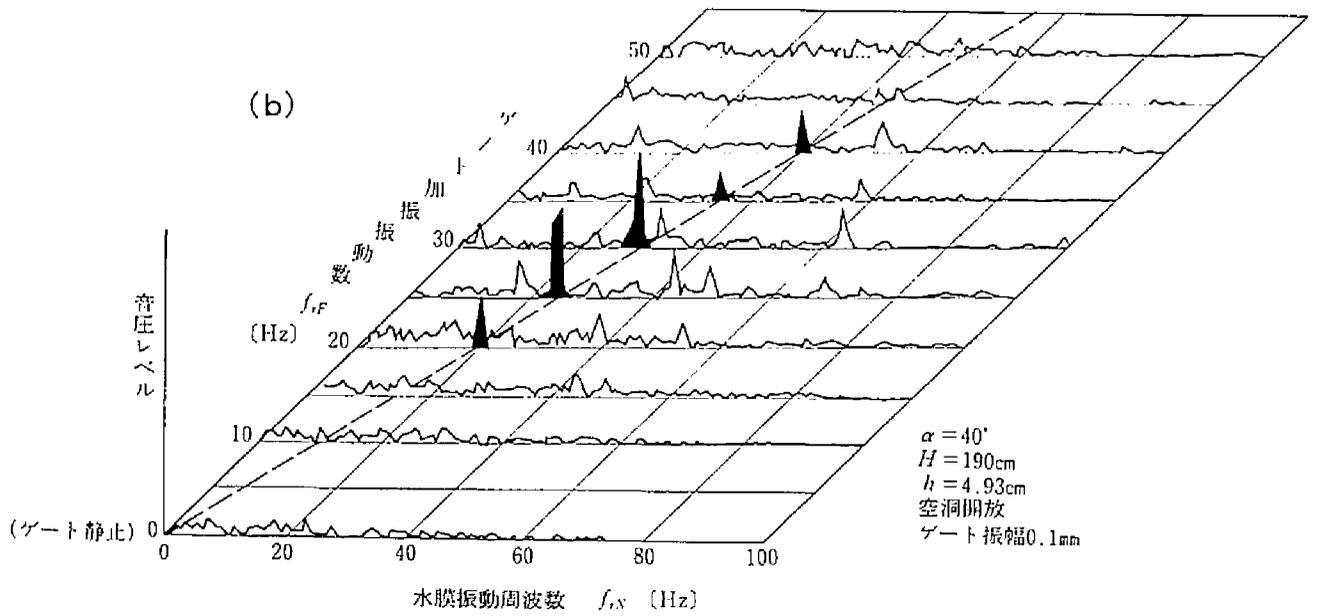
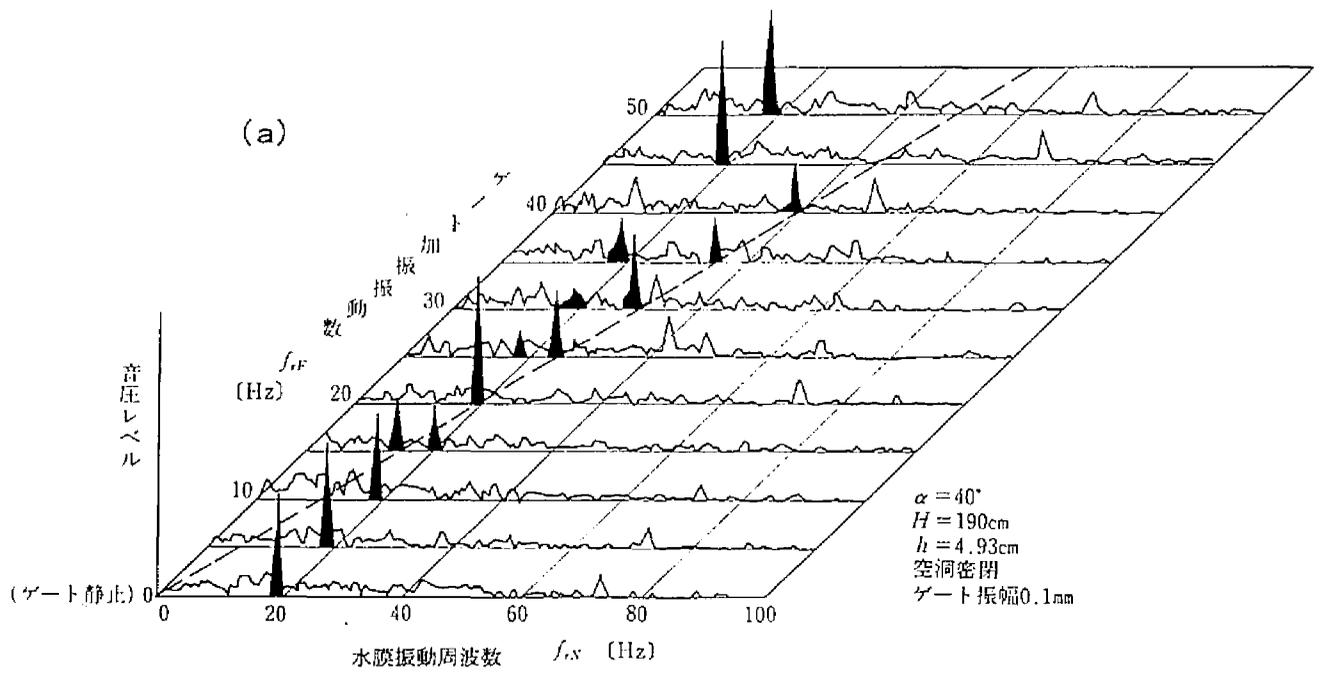


図-4.18 ゲート加振周波数と水膜振動周波数

4.6 水膜振動のメカニズムの総括

(1) 水膜振動の発生範囲

本節では、フラップゲート越流水膜モデルによる検討結果に既往の研究の結果を合わせて、水膜振動の発生範囲及び発生周波数に関して考察を行う。

図-4.19に、各ケースにおける落下高と振動発生越流水深の関係を示す。なお、既往の研究における砂防ダム・越流ゲート・噴水などの越流端条件の異なるデータを同時にプロットするために、ここでは、Chanson³¹⁾の行った整理に合わせて、ゲート越流水深(h_b)ではなく限界水深(h_c)を用いている。

水膜振動の特徴として、落下高に対して水膜が厚いと慣性力が大きくなって振動が発生しにくく、逆に、落下高に対して水膜が薄いと増加する流速によって水膜が破れてしまい振動にはなりにくいことを既に述べたが、図より明らかに落下高が大きくなるほど振動を生じる越流水深も大きくなる傾向が見られる。なお、落下高が1.5m程度以下では、風による励起無しに振動を発生することは少ないことを述べたが、この範囲における振動事例は特殊な場合に限定されていることがわかる。

(2) 水膜振動の発生周波数

次に、前項と同様に、Chanson の行った整理に合わせて水膜振動の周波数及び落下高を限界水深を用いて無次元化を行ったものを図-4.20に示す。このうち、縦軸は限界水深を用いて求めたストロハル数 ($S_{ic} = f_r \cdot \sqrt{h_c/g}$) となっている。

また、(3.8)、(3.9)式に示す Schwartz の $K+1/4$ 則は、ゲート越流水深を用いて(4.32)式のように無次元化されるが、さらに図-3.2に示したゲート越流水深と限界水深の関係式 ((4.33)式)を用いると(4.34)式が得られ、これも図-4.20に示している。

$$f_r \sqrt{\frac{h_b}{g}} = \frac{K+1/4}{F_{r,b} \left[-1 + \sqrt{1 + \frac{2}{F_{r,b}^2} \times \frac{H}{h_b}} \right]} \quad (4.32)$$

$$h_b = 1.1 h_c \quad (4.33)$$

$$f_r \sqrt{\frac{h_c}{g}} = 1.1 \times \frac{K+1/4}{\left[-1 + \sqrt{1 + 2.42 \times \frac{H}{h_c}} \right]} \quad (4.34)$$

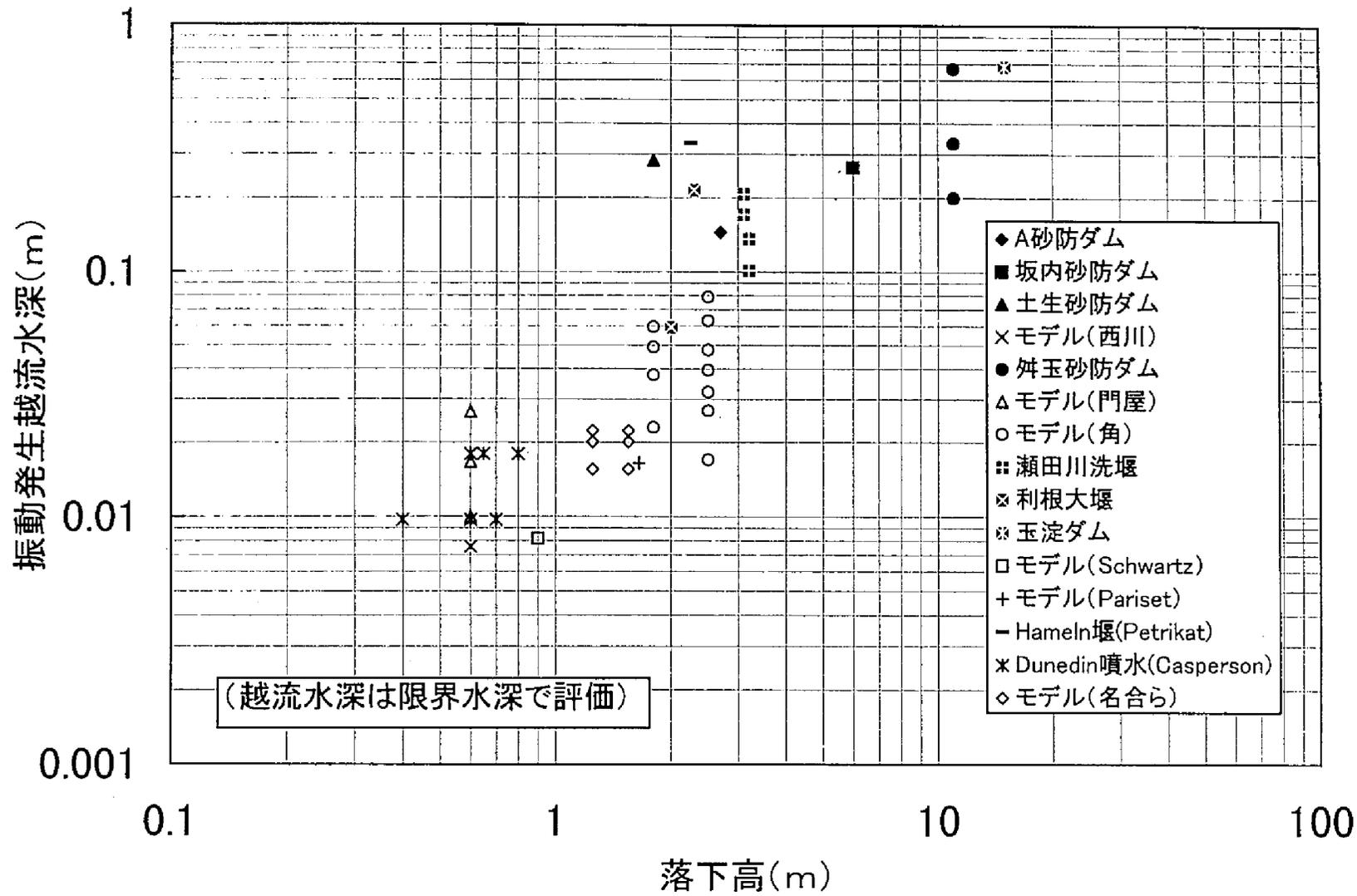


図-4. 19 落下高と振動発生越流水深の関係

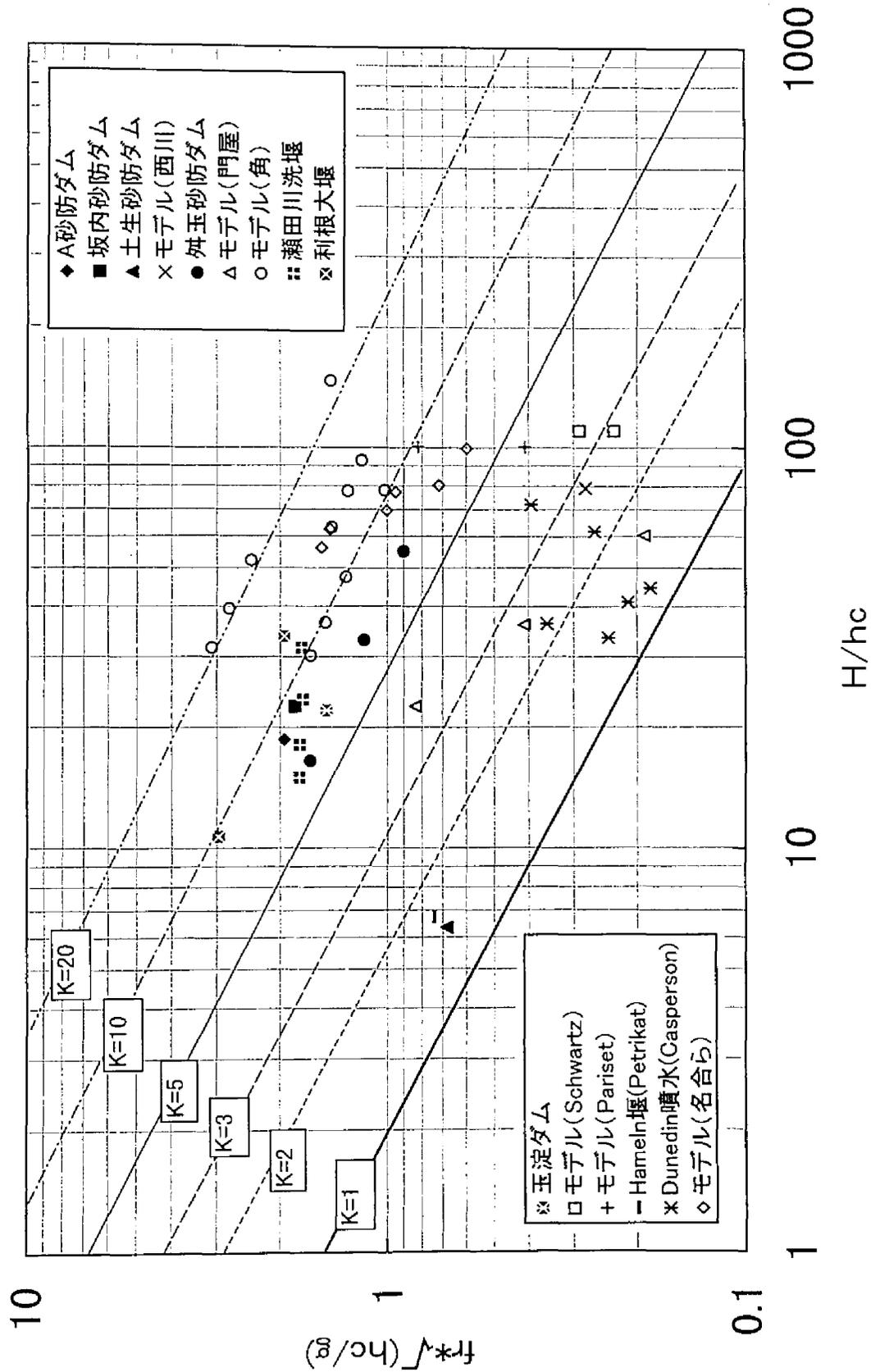


図-4. 20 越流水膜振動周波数(限界水深により無次元化)

前項でも述べたように、落下高と振動発生越流水深は正の相関関係にあり、図-4.20の横軸に示すように限界水深で無次元化すると振動の発生範囲はある程度限定される。すなわち、実機の砂防ダム等が $H/h_c < 10$ であることを除けば概ね $10 < H/h_c < 100$ であり、 $100 < H/h_c$ のものはほとんど存在しない。これより、水膜振動の発生範囲は、概ね $10 < H/h_c < 100$ を基本とすればよいと考えられる。

次に、発生周波数に関しては、ストロハル数で整理すると $0.2 < S_{ic} < 3$ 程度となっている。一方、Schwartzの $K+1/4$ 則で見てみると、従来からSchwartzらにより言われている $K=12$ 程度の上限よりかなり高い $K=20$ 程度までの発生が確認され、条件によりかなり高次の水膜振動も起こりうることが明らかとなった。なお、これらの発生周波数の中には、本章で論じたように空洞の固有振動数やゲートの固有振動数に影響を受けたものも含まれている可能性があるが、大部分は水膜の不安定性に基づく限界周波数を基本に決定されているものと考えられる。

(3) 水膜振動の発生メカニズムの考察

ここでは、これまでに明らかになった水膜振動に関する特徴をとりまとめる。

- ①水膜の振動は、水膜と空気の相対速度に起因する圧力変化と表面張力のバランスにより決定される水膜境界面の不安定性により発生する。
- ②背後の空洞が開放されている場合には、水膜が薄い場合には水膜単独で振動を生じる可能性があるが、水膜が厚くなると振動は生じない。
- ③水膜背後に密閉された空洞が存在する場合には、水膜単独の場合に比べて水膜が厚い場合にも水膜振動が発生する。これは、空洞が密閉されていれば水膜の振動による水膜落下位置の変動が空洞内の圧力変動をもたらし、これが落下する水膜の軌跡変動にフィードバックされることになり、空洞が水膜振動の増幅メカニズムとして機能するためである。
- ④空洞内の圧力変動がさらにゲート振動をもたらず場合には、水膜の放出角の変化により落下軌跡が大きく変動することから、ゲート振動も水膜振動の増幅メカニズムとして位置づけられる。
- ⑤水膜振動の発生周波数は、空洞の有無やゲート振動の有無にかかわらず、水膜本来の不安定性から得られる限界周波数に依存し、かつSchwartzの $K+1/4$ 則にほぼ従うように決定される。
- ⑥水膜振動が最大となるのは、水膜不安定性から得られる限界周波数と空洞の固有振動数やゲートの固有振動数が一致する場合である。
- ⑦ゲートの固有振動数が水膜振動の発生周波数に近い場合には、lock-in現象により水膜振動の周波数がゲートの固有振動数に引っ張られる可能性がある。

以上により、水膜振動の発生メカニズムとしての水膜の不安定性問題の適用、また、増幅メカニズムとしての空洞やゲートの固有振動数の効果がほぼ確認できたものと考えられる。

Knisely³²⁾は、Helmholtzの共鳴器理論を踏まえて水膜振動のメカニズムに関する整理を行っているが、これを参考に上記の新たな知見を加味して整理したものが図-4.21である。すなわち、水膜振動の発生メカニズムとしては、流れのエネルギーを有する水膜が、空気との相対速度によって規定される水膜の不安定性条件を満足すると、水膜内外の圧力差と表面張力のバランスのもとに水膜の変形が生じ、これが音響エネルギーに変換されることにより低周波空気振動が発生するものである。なお、この場合の水膜振動周波数は、水膜の不安定条件から得られる限界周波数及びSchwartzのK+1/4則に代表される落下高と波数の関係式より求められる。

これに対して、水膜振動の増幅メカニズムとしては、落下する水膜に作用する水膜背後空洞の圧力変動及び水膜の放出点に作用するゲートの振動の二系統が存在し、それぞれ固有の周波数を有して水膜振動を増幅させるとともに、場合によっては水膜振動の周波数を高次にシフトさせたり、周波数が近い場合にはlock-in現象をもたらす効果を有している。

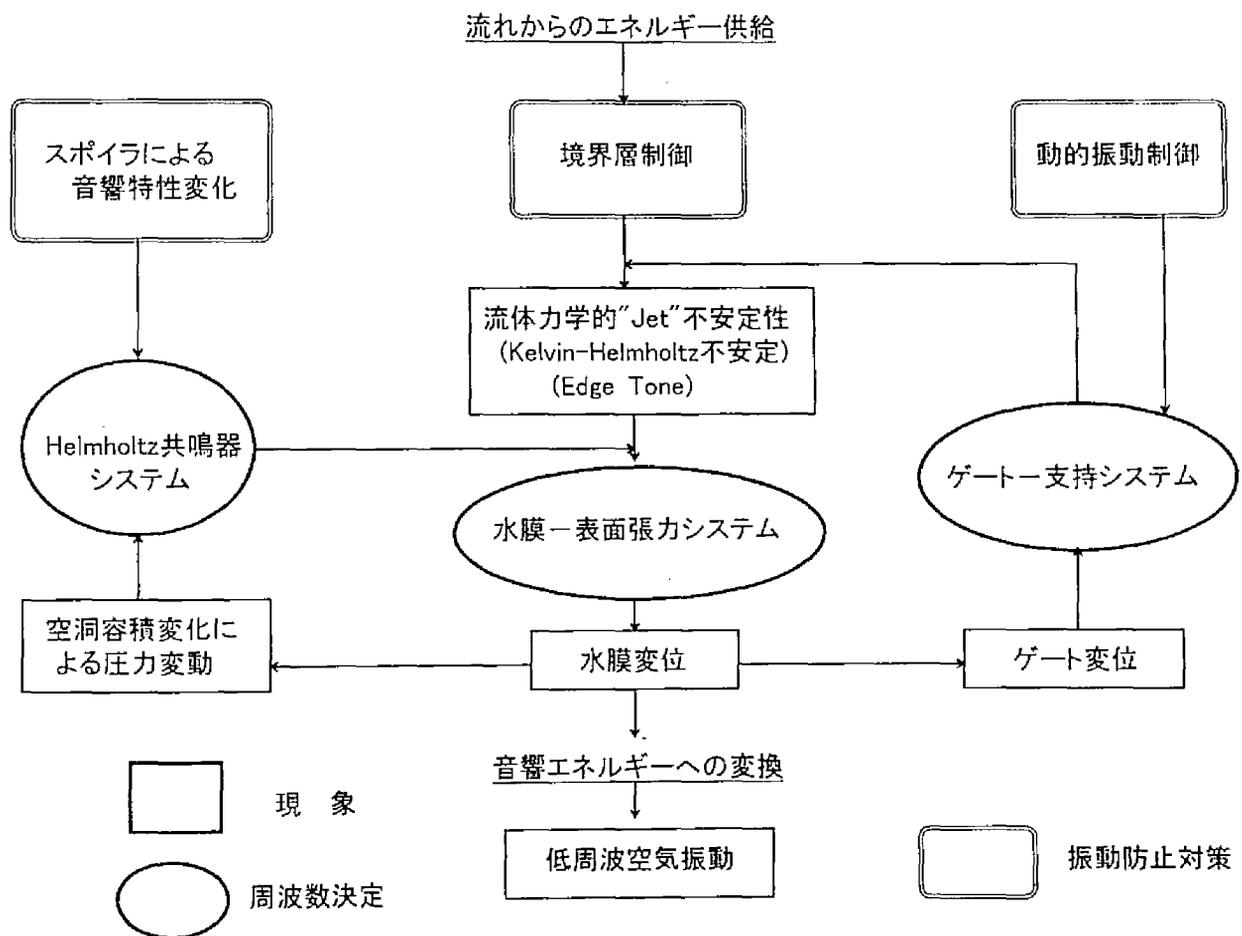


図-4.21 水膜振動のメカニズム

4.7 結語

本章では、水膜振動のメカニズムについて、発生メカニズム及び増幅メカニズムの観点から、既往の研究を踏まえた理論の構成と水理模型実験による理論の検証を行った。

本章で得られた知見をまとめると以下のとおりである。

- ① Edge Tone 現象は、振動の主体や媒体の流体特性が異なるものの、振動発生の非線形性やヒステリシス性など極めて多くの類似点を有しており、ともに主流と媒体の境界面における不安定性が振動発生の原因と考えることができる。
- ②水膜振動の発生条件は、Kelvin-Helmholtz 型の流れの境界面における不安定問題により説明され、空気の密度及び表面張力が一定とすれば、水膜の落下流速が大きいほど、また、鉛直上向きの空気流速との相対速度が大きいほど、不安定となる限界周波数が大きくなる。
- ③水膜振動の増幅条件は、Helmholtz の共鳴器理論から導かれる空洞の固有振動数により説明することができ、空洞容積及び水膜厚が大きいほど、また、水膜の開口部面積が小さいほど固有振動数は小さくなる。
- ④鉛直落下水膜モデル及びフラップゲート越流水膜モデルによる実験検討によれば、水膜振動の発生メカニズムは水膜の不安定性に関係しており、その周波数は流速から得られる限界周波数に依存し、かつ Schwartz の $K+1/4$ 則にほぼ従うように決定されることが確認された。
- ⑤水膜背後の空洞は、水膜単独の場合に比べて水膜が厚い場合にも水膜振動を発生させ、水膜振動の増幅メカニズムとして機能しているが、空洞容積や水膜厚の変化による水膜振動周波数への影響は小さいことが確認された。
- ⑥水膜振動が最大となるのは、水膜不安定性から得られる限界周波数と空洞の固有振動数やゲートの固有振動数が一致する場合であり、ゲートの固有振動数が水膜振動の発生周波数に近い場合には、lock-in 現象により水膜振動の周波数がゲートの固有振動数に引っ張られる可能性があることが確認された。

参考文献

- 1)Brown,G.B. : The Vortex Motion Causing Edge Tones, Proceedings of the Physical Society of London, Vol.49, 1937, pp.493-507.
- 2)Gross,M.J. : Underwater Edge Tones, Acustica, Vol.9, 1959, pp.164-172.
- 3)Curle,N. : The Mechanism of Edge-Tones, Proceedings of the Royal Society of London, A216, 1953, pp.412-424.
- 4)Powell,A. : On Edge Tones and Associated Phenomena, Acustica, Vol.3, 1953, pp.233-243.
- 5)Powell,A. : Aspects of Edgetone Experiment and Theory, Journal of the Acoustical Society of America, Vol.37, 1965, pp.535-536.
- 6)Powell,A. : On the Edgetone, Journal of the Acoustical Society of America, Vol.33, No.4, 1961.4, pp.395-409.
- 7)Nyborg,W.L. Burkhard,M.D. and Schilling,H.K. : Acoustical Characteristics of Jet-Edge and Jet-Edge-Resonator Systems, Jour. of the Acoustical Society of America, Vol.24-3, 1952, pp.293-304.
- 8)Brackenridge,J.B. and Nyborg,W.L. : Acoustical Characteristics of Oscillating Jet-Edge Systems in Water, Jour. of the Acoustical Society of America, Vol.29-4, 1957, pp.459-463.
- 9)Naudascher,E. : Discussion on Nappe Oscillation by H.I. Schwartz, Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of ASCE, Vol.90, HY3, 1965.5, pp.389-392.
- 10)Naudascher,E. : From Flow Insatbility to Flow-Induced Excitation, Jour. of the Hydraulics Division, Proc. of ASCE, HY4, 1967.7, pp.15-39.
- 11)Schwartz,H.I. : Edgetones and Nappe Oscillation, Journal of the Acoustic Society of America, Vol.39, No.3, 1966, pp.579-582.
- 12)土木学会編 : 水理公式集(昭和60年版), 土木学会, 1985, pp.65.
- 13)Hagerty,W.W. and Shea,J.F. : A Study of the Stability of Plane Fluid Sheets, Journal of Applied Mechanics, Proceedings of ASME, 1955.12, pp.509-514.
- 14)Crapper,G.D., Dombrowski,N. and Pyott,G.A.D : Large Amplitude Kelvin-Helmholtz Waves on Thin Liquid Sheet, Proceedings of the Royal Society of London, A-342, 1975, pp.209-224.

- 15)Crapper,G.D., Dombrowski,N. and Jepson,W.P : Wave Growth on Thin Sheets of Non-Newtonian Liquids, Proceedings of the Royal Society of London, A-342, 1975, pp.225-236.
- 16)例えば、木村 翔：建築音響と騒音防止計画, 新建築技術叢書-9, 彰国社, 1980, pp.152-155.
- 17)杉山正晴, 奥平文雄, 早川友邦：堰堤から発生する低周波空気振動と対策事例, 公害と対策, Vol.15, No.9, 1979, pp.43-47.
- 18)Knisely,C.W. : Helmholtz Resonator Model of Nappe Oscillations, Proc. of the 6th APD-IAHR Congress, Kyoto, 1988.7, pp.667-674.
- 19)大久保精二, 角 哲也：鉛直落下水膜の振動特性, 第 43 回土木学会年次学術講演会概要集, 1988.10, II-207, pp.450-451.
- 20)角 哲也,大久保精二,中島康夫：越流式ゲートの越流水膜振動特性,土木研究所報告, 第 185 号, 1991.3, pp.17-28.
- 21)竹林征三, 角 哲也, 箱石憲昭：堰などからの放流に伴う低周波空気振動の発生機構, ダム技術, No.71, 1992.8, pp.4-17.
- 22)Kolkman,P.A. : Instability of Vertical Water-Curtain Closing an Air-Chamber, Flow-Induced Structural Vibrations, IUTAM/IAHR Symposium, Karlsruhe, 1972.8, pp.17-33.
- 23)鬼束博文, 坂井藤一, 門屋大二, 裙本龍雄：鉛直落下型モデルによる水脈振動実験, 第 41 回土木学会年次学術講演会概要集, 1986.11, II-258, pp.515-516.
- 24)角 哲也, 大久保精二：フラップゲート越流水膜の振動特性, 第 43 回土木学会年次学術講演会概要集, 1988.10, II-210, pp.456-457.
- 25) 同 20).
- 26) 同 21).
- 27)中島康吉, 巻幡敏秋, 砂田博幸：越流ゲートの振動について, 第 22 回土木学会年次学術講演会概要集, 1967.
- 28)荻原国宏, 本間 仁：フラップゲートの振動実験, 第 30 回土木学会年次学術講演会概要集, 1975, II-134, pp.283-284.
- 29)門屋大二, 坂井藤一, 裙本龍雄, 渡邊鐵雄, 西田恒夫：ゲート越流の水脈振動に関する実験研究, 川崎重工技報, 第 82 号, 1983.10, pp.3.

- 30)名合宏之, 前野詩朗, 石井宏幸 : ナップ振動における背後空気室の効果に関する研究, 土木学会水工学論文集, 第 38 巻, 1994.2, pp.537-542.
- 31)Chanson,H. : Hydraulic Design of Stepped Cascades, Channels, Weirs and Spillways, Pergamon, pp.54, pp.236.
- 32)Knisely,C.W. : Excitation Mechanisms for Gate Vibration and Nappe Oscillation, 水門鉄管, No.159, 1989, pp.69-88.

第5章 水膜振動の3次元性と振動防止対策

5.1 概説

越流水膜振動に伴って発生する低周波空気振動の発生機構については、前章までに、現地での実物実験と鉛直落水膜モデル及び自由越流水膜モデルに関する水理模型を用いた実験及びこれらを踏まえた理論的考察について論じた。

要約すると、水膜振動の発生条件には水膜と空気の相対速度による境界面の乱れと表面張力が関係しており、水膜の流速（あるいは鉛直上向きの風速）が増大し一定の条件を満たすと振動を発生することが明らかとなった。水膜背後に空洞が無い場合においても、水膜が薄いときには限定されるものの振動が発生し、水膜背後に空洞がある場合には、水膜振動による水膜落下位置の変動から生じる背後空洞の圧力変動により放出角が変動し、あるいは空洞内の圧力変動によってゲート振動が発生して放出角が変動し、比較的厚い水膜でも安定した水膜振動が生じる。また、落下高が大きくなるほど、越流水深が大きい場合でも落下する水膜は加速され水膜厚が薄くなることから、水膜振動が発生する可能性がある。なお、水膜振動が大きな振幅を示すのは、水膜振動の発生可能周波数範囲内に空洞の固有振動数が位置する場合であり、同様に弾性支持されたゲートの固有振動数が水膜振動の発生可能周波数範囲内に存在する場合には、その影響を受け水膜振動の周波数がゲートの振動周波数にシフトする lock-in 現象が発生する。また、水膜振動に伴う低周波空気振動の発生源は落下点であることが確認された。

これら水膜振動の発生機構の検討においては、振動する水膜は径間方向に無限に連続するとして2次元的な取り扱いをしてきた。既往の研究者による理論解析及び模型実験による検討においても同様である。一方、第2章に示したように、スポイラを用いて水膜背後の空洞の圧力変動を開放することによる振動防止対策については、手法としては確立されているものの、そのメカニズムについては従来より明確にされておらず、経験的に水膜を分断するスポイラの設置間隔が求められてきているのが現状である。

そこで本章では、水膜の3次元性が与える水膜振動への影響について、水膜の越流幅を変化させることの可能な水理模型を用いて行った実験結果について検討を行うとともに、音響フィルタ理論を用いた振動抑止のメカニズムについて論じる。最後に、実際のゲートにおいて、これら振動防止対策がどのように水膜振動の抑制に効果を有しているかについて、瀬田川洗堰ゲートと寒河江ダムクレストフラップゲートを対象に検証を行う。

5.2 3次元越流水膜モデルによる実験的検討 ^{1),2),3),4),5)}

実験に用いた装置を図-5.1に、実験状況を写真-5.1に示す。実験装置は落下高 $H=2.5$ m(最大3.1 m)、最大越流幅 $B=6$ mの越流形ゲート模型で、実物ゲートの一部を抽出したものと考えることができる。ゲートに相当する部分には刃型ぜきを水平面に対して 40° の起立角で固定し、ゲートは振動しない状態となっている。音圧レベルは水膜から6 m下流の地点で低周波音圧レベル計により測定し、超音波距離センサを用いて水膜の変位を直接測定したものと合わせて周波数分析を行っている。実験条件を表-5.1に、実験に用いた水膜断面形状を図-5.2に示す。

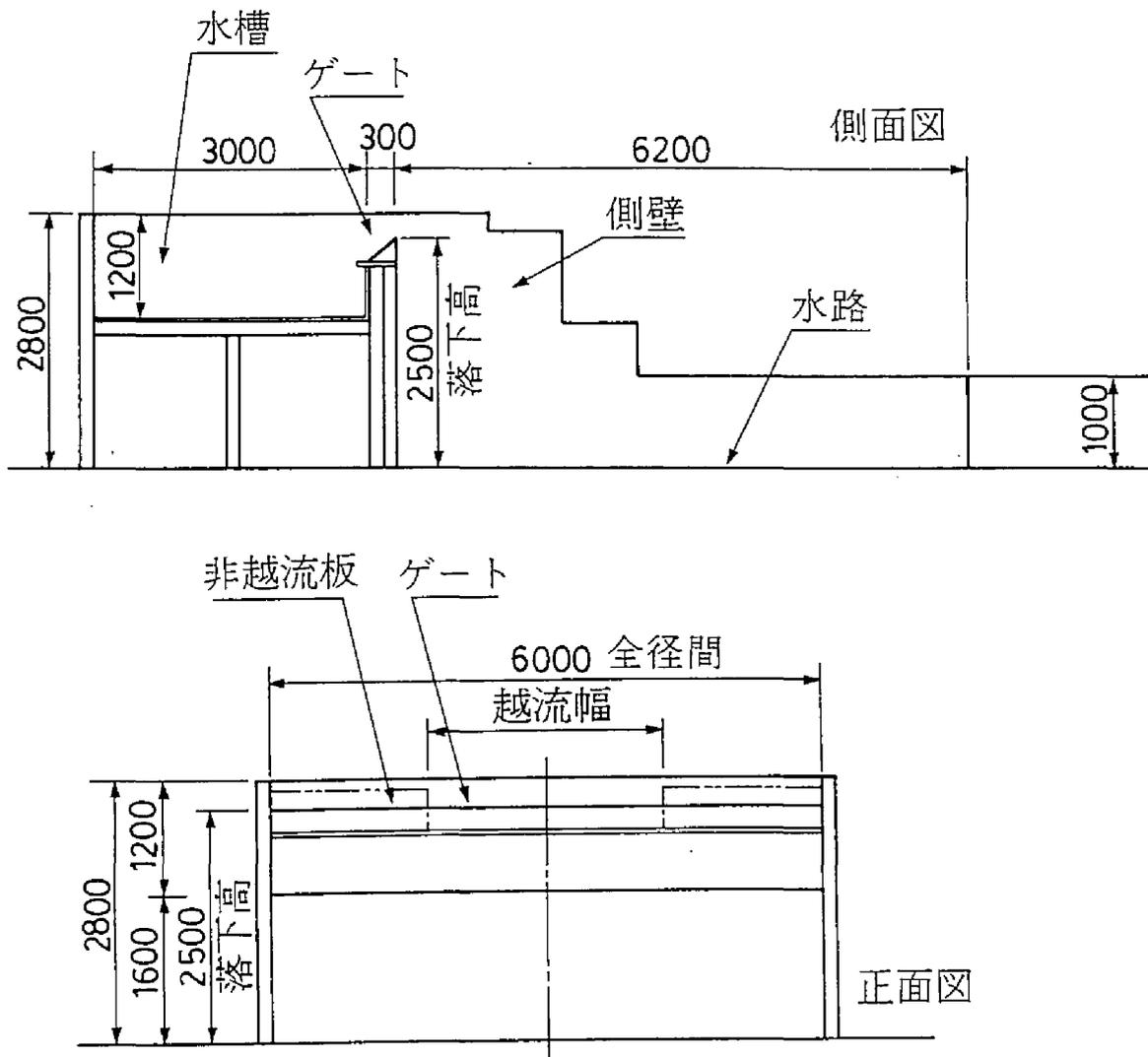


図-5.1 3次元越流水膜モデル実験装置

表-5.1 3次元越流水膜モデル実験条件表

RUN	放流状態	落下高 H(m)	越流幅 B(m)	扉体起立角 a(°)	起流深 h(cm)	
1	両端開放	2.5	1.0	40	1~30 cm	
2			1.5			
3			2.0			
4			2.5			
5			3.0			
6			3.5			
7			4.0			
8			4.5			
9			5.0			
10			5.5			
11		1.8	3.0			
12	密閉	2.5	1.5	40	1~30 cm	
13			1.9			0.9
14			2.5			6.0
16			3.1			1.9
16	部分開放	2.5	3.0	40	1~30 cm	
17			5.5			
18			2@2.9			
19			3@1.85			
20			3@1.7			

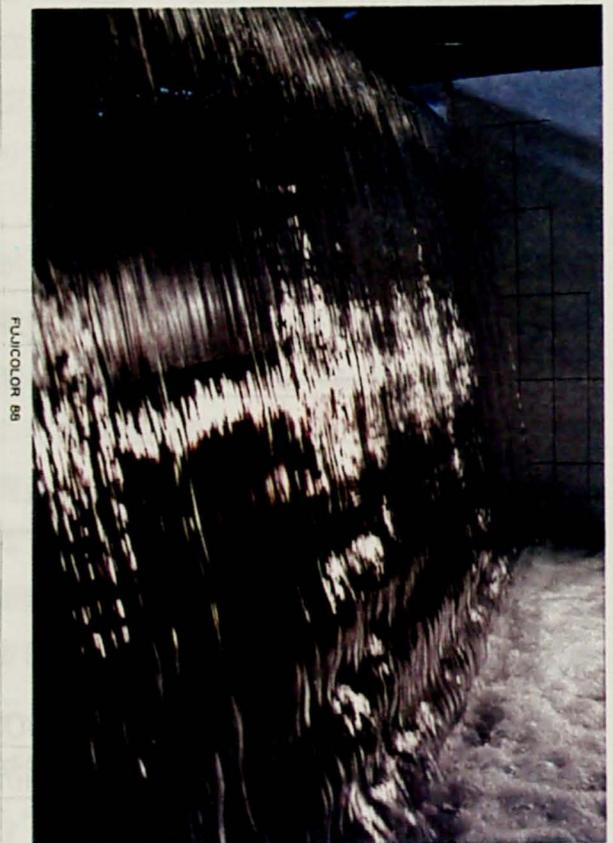


写真-5.1 3次元越流水膜モデルの振動

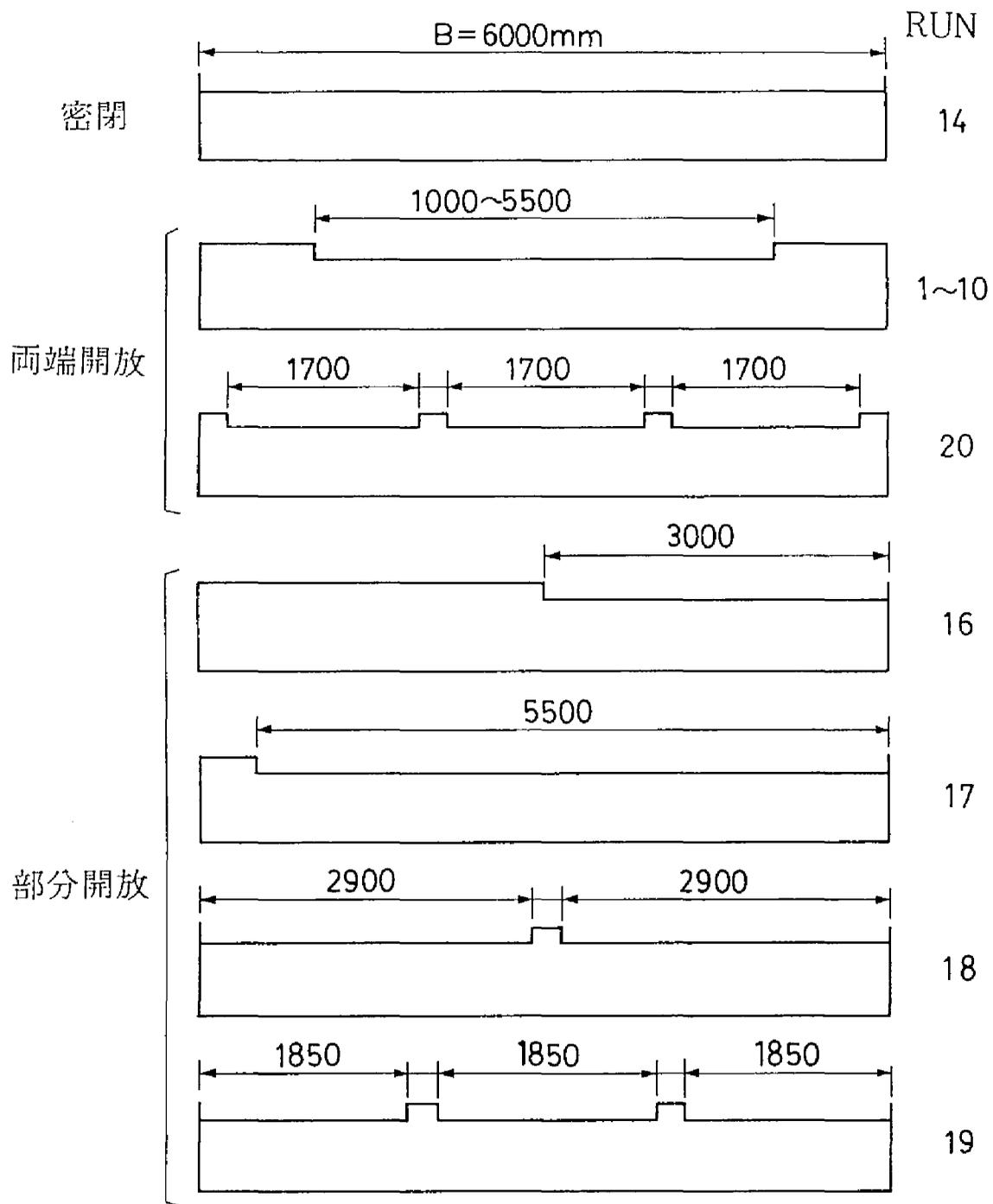


図-5.2 3次元越流水膜モデル水膜分断形状

(1) 越流幅の影響

落下高2.5mの一定条件において、越流幅を1～6mと変化させた場合の低周波音圧レベルの変化を図-5.3に示す。図には、測定地点までの距離の影響を無くして水膜振動の大きさを比較するために(5.1)式で定義される音源のパワーレベル(PWL)を用いている。PWLの推定にあたっては、前章で論じたように、水膜振動に伴う低周波空気振動の音源は水膜落下点であり、線音源と見なせること、さらに、線音源からの音圧の減衰特性は、音源からの距離が音源幅以上になれば、ほぼ点音源からの減衰特性と同等と見なせることから、点音源の減衰特性式を用いている⁶⁾。

$$PWL = SPL(r) + 20 \log_{10} r + 8 \quad (\text{dB}) \quad (5.1)$$

ここに、 r ; 水膜から測定点までの距離(m)、 $SPL(r)$; r 地点における音圧レベル(dB)である。

越流幅とPWLの関係をみてみると、越流幅が大きくなるにつれてPWLが大きくなることがわかる。また、ある特定の越流水深でPWLが最大となる傾向は、すでに論じた瀬田川洗堰ゲートの水膜振動特性と同様であるが、越流幅の増大とともに最大のPWL(以下PWL $_{max}$ という)を与える越流水深(以下 h_{max} という)が大きくなっている。また、水膜の両端が密閉されているRUN14では、水膜の両端が開放されている他の実験ケースよりPWL $_{max}$ が約10dB大きくなっている。

図-5.4に越流幅を1～5mと変化させた場合の、単位幅あたりの水膜振動レベルに比例すると考えられる単位幅あたりのPWLの変化を示す。実験条件は落下高2.5m、越流水深約4cmで両端開放状態であり、低周波空気振動の周波数は約22Hzであった。これによれば、越流幅が3mより小さくなると急激に単位幅あたりのPWLが低下する。これは、本実験において、越流幅が3m以上になると両端開放しても背後空洞の圧力変動を十分に開放できないことを示している。

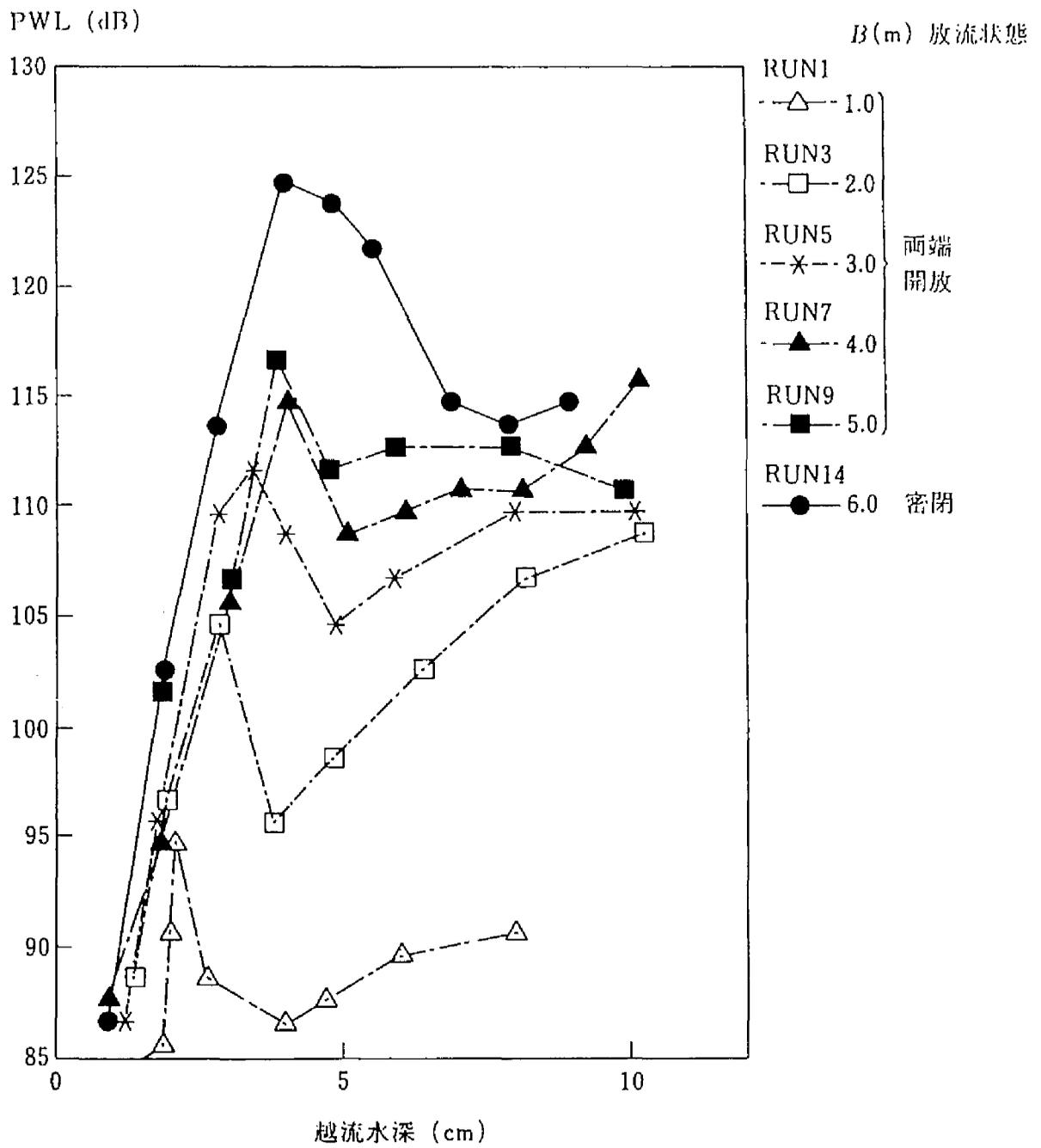


図-5.3 越流幅の影響

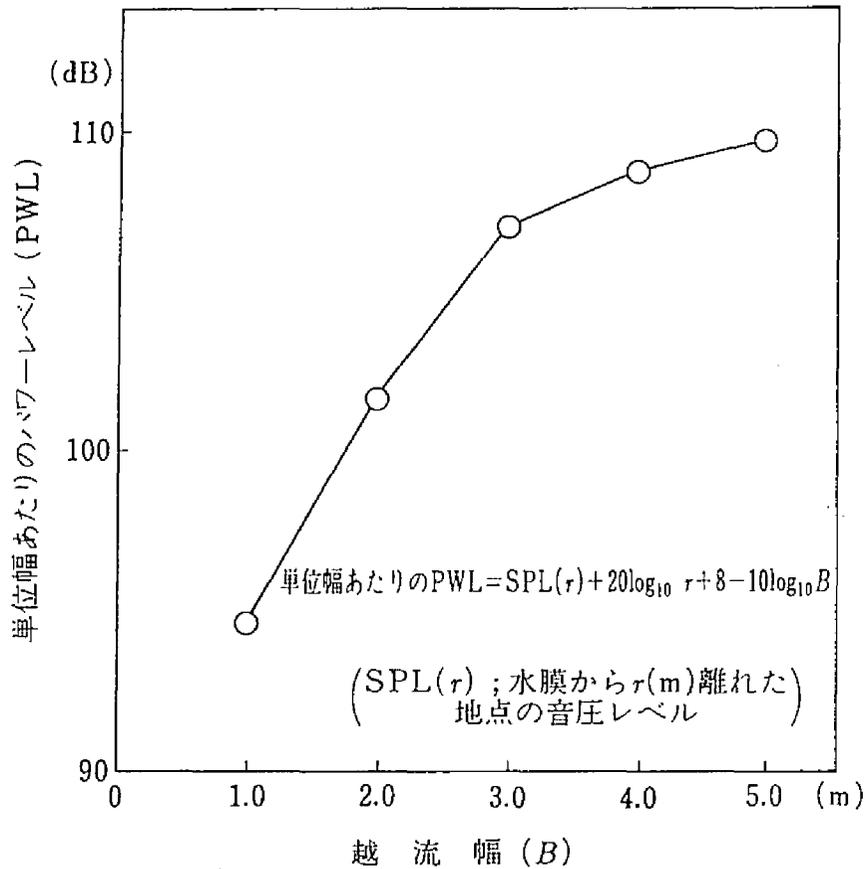


図-5.4 単位幅あたりのPWLの変化

(2) 水膜分断の影響

同じ越流幅 3 m で、水膜の両端を側壁から離れた RUN5 と片側だけを離れた RUN16 を比較すると、図-5.5 に示すように RUN5 の方が PWL_{max} が約 10 dB 小さく、両端を開放すると音圧レベルが大きく低減されることがわかる。しかしながら、図-5.6 に示すように、越流幅が 6 m で水膜の両端が側壁に接している RUN14、越流幅が 5.5 m で片側のみわずかに側壁から離れた RUN17 とでは 1 dB しか差がなく、越流幅 6 m 程度では、わずかな片側開放では低周波空気振動に大きな影響を及ぼさない。

一方、水膜中央を分断した場合には、1 箇所のみ分断した RUN18 ではあまり PWL_{max} は低下しないが、2 箇所 (RUN19)、4 箇所 (RUN20) と分断箇所が増えるほど PWL_{max} が低下する。水膜を中央 1 箇所で分断し、両端が側壁と接している RUN18 (越流幅 $B = 2.9\text{m} \times 2$)、および端部 1 箇所で分断し、片側が側壁に接している RUN17 (越流幅 $B = 5.5\text{m} \times 1$) の PWL_{max} が同程度であることは興味深い結果である。これは、RUN18 では、分断後の越流幅が 3 m 程度であり、水膜背後の圧力変動を十分に開放できず背後空洞が増幅機構として作用し、単位幅あたりの PWL が分断しないときと比較してほとんど減少しなかったためと考えられる。また、2 箇所分断した RUN19 (越流幅 $B = 1.95\text{m} \times 3$) では、 PWL_{max} が約 10 dB 減少している。こ

れは越流幅が2 m未満となって、単位幅あたりのPWLが大きく減少したためと考えられ、越流幅を2 m程度以下に分断すると水膜振動の抑制に効果が高いことを示している。

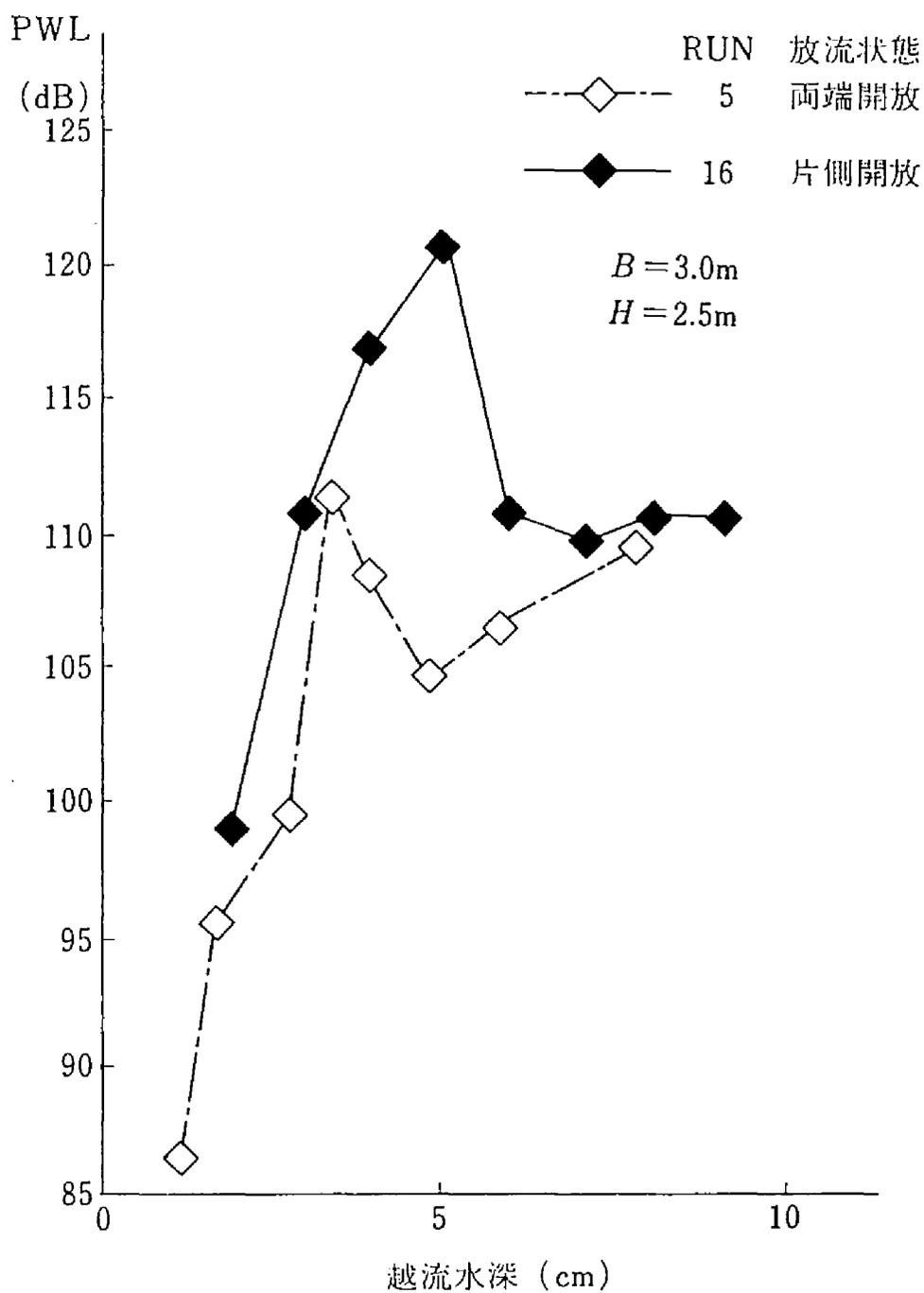


図-5.5 越流幅3mの場合の水膜分断効果

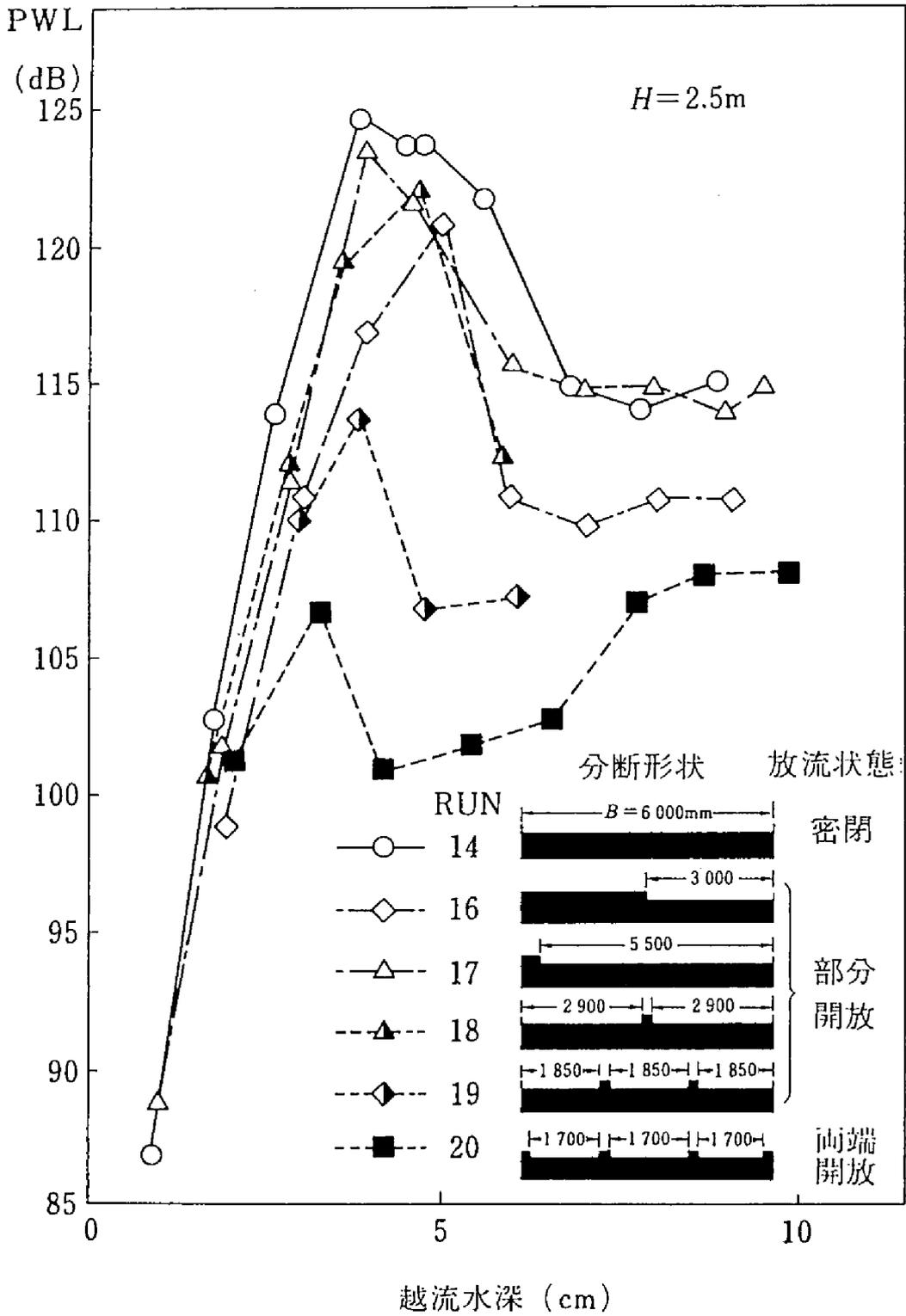


図-5.6 水膜分断の影響

(3) 落下高の影響

図-5.7に落下高の異なる両端密閉条件のRUN12、13および15の音圧レベルを示すが、落下高が大きくなるに従ってPWL_{max}およびh_{max}が増大している。落下高H=3.1mのRUN15では、h_{max}が全実験の中でいちばん大きい値を示しており、落下高すなわち流速が大きくなるほど厚い水膜でも振動することがわかる。図にはRUN15において堰上流を攪拌し、水膜を強制的に乱して振動を完全に止めた場合の音圧レベルもあわせて示しているが、これが水流の落下エネルギーに相当する音圧レベルと考えられ、両者には約18dBの差が認められる。

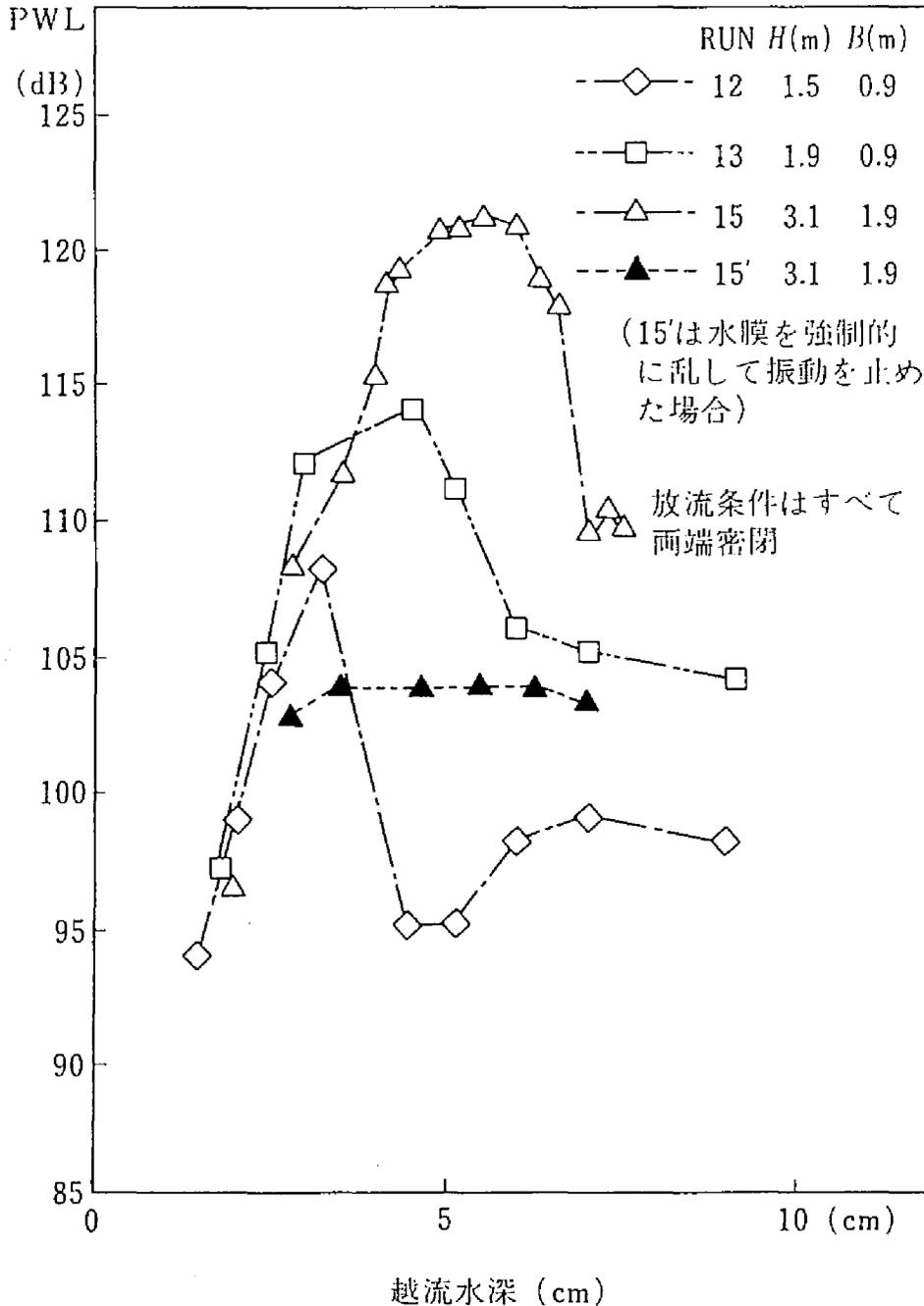


図-5.7 落下高の影響

(4) 最大音圧を与える越流水深

RUN1 ~ 20 における h_{max} を越流幅ごとに示したのが図-5.8である。両端開放条件(RUN1 ~ 10)においては越流幅の増大とともに h_{max} も増大しており、スポイラ間隔が大きくなるほど水膜が厚い状態でも振動することを示している。両端密閉条件の方が両端開放条件よりも同じ越流幅に対して h_{max} が大きくなり、片側開放条件のときはそれらの中間的な値を示すようである。これらは、水膜背後の空洞が水膜振動の増幅機構として機能し、空洞がなければ水膜振動が発生しないような厚い水膜でも振動しているものと考えられる。

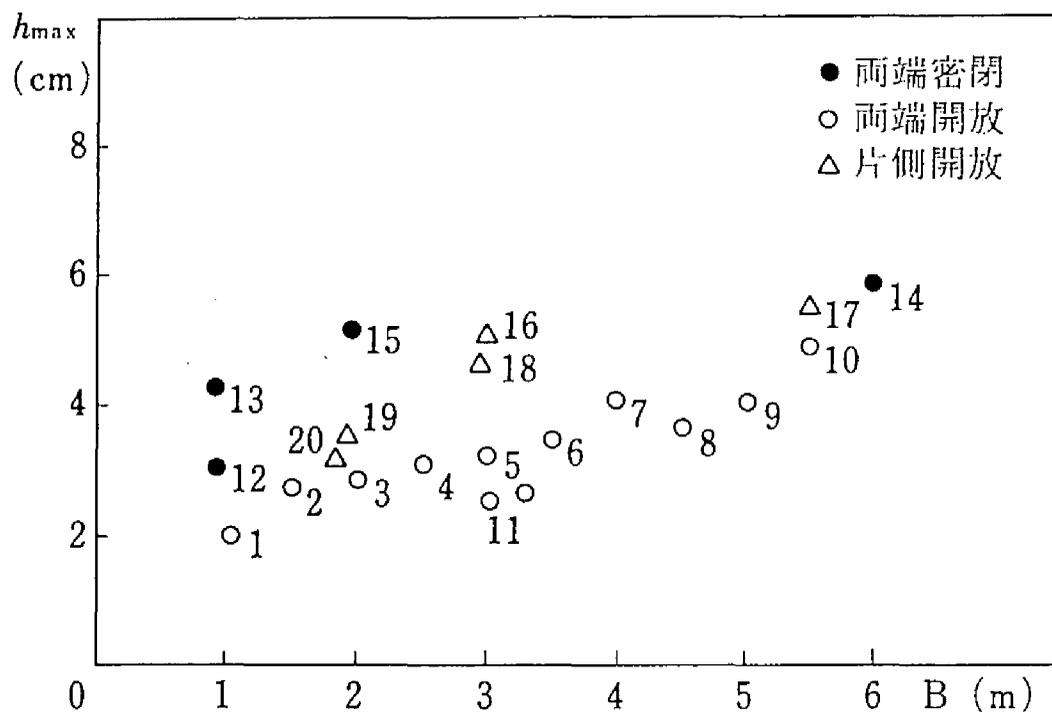


図-5.8 音圧レベル最大時越流水深

5.3 音響フィルタ理論

前節において、水膜の3次元性が与える水膜振動への影響について、水理模型を用いて検討を行った。これによれば、単独の水膜の場合では、越流幅3mを境界に越流幅の効果に違いが認められ、特に幅が3m以下になると急激に水膜振動のレベルが低下することが明らかとなった。この原因としては、水膜端部の縮流の影響と水膜幅の音響的な効果が考えられる。特に後者は、振動周波数を一定とした場合に、空洞の両端が開放状態であっても内部の圧力変動が開放されない限界の距離が存在することを示唆する。そこで本節では、この空洞の圧力開放のメカニズムに対して、古典的な音響フィルタ理論の適用を試みる。

(1) 水膜分断による空洞の圧力開放の意味

前章では、水膜振動の安定に欠かせないものとしての背後空洞の存在と、水膜と空洞の連成による Helmholtz 共鳴に基づく振動周波数の選択について論じた。すなわち、水膜振動の発生には Kelvin-Helmholtz 型の不安定問題から得られる水膜の不安定性が最も重要であるが、これによって求められる振動の発生可能な周波数範囲内に共鳴システムが存在する場合には、前章で論じたゲート加振実験による lock-in 現象と同様に水膜振動が増幅される可能性がある。

これに対して、仮に水膜振動の発生可能な周波数範囲に対して、その周波数範囲とは全く交わらない音響特性を有するシステムが近傍に存在する場合はどうであろうか。すなわち、何らかの原因により水膜の変形が生じ、背後の空洞に圧力変動を生じさせようとしても、背後の空洞自体がその圧力変動を吸収してしまう、いわば音響フィルタとしての機能を有しているとすれば、逆に水膜振動を減衰させるように作用する可能性がある。ここで予想されるのは、水膜の分断幅による空洞内の音響特性と水膜流速（および周囲の風速）に依存する水膜振動の上限周波数の関係であり、これを説明する鍵は次節に示す音響フィルタ理論にあると考えられる。

(2) Stewart の音響フィルタ理論^{7),8),9)}

Stewart は、Helmholtz の音の共鳴に関する理論を発展させて図-5.9(a)~(c)に示す low-pass（一定の振動数以下の音のみを通過させる）、high-pass（一定の振動数以上の音のみを通過させる）及び band-pass（特定帯域内の音のみを通過させる）の各音響フィルタを開発した。実は Helmholtz の共鳴器も音響フィルタの一種であり、単一周波数のみに対する吸音特性を有しているが、Stewart の開発したものは、Helmholtz の共鳴器に相当するものを複数組み合わせ、一定の周波数帯に対する吸音効果を持たせたものと考えられる。現在では、この理論は、自動車のエンジン音を吸収するためのマフラ¹⁰⁾や建築分野における壁面吸音構造の設計¹¹⁾などに広く応用されている。

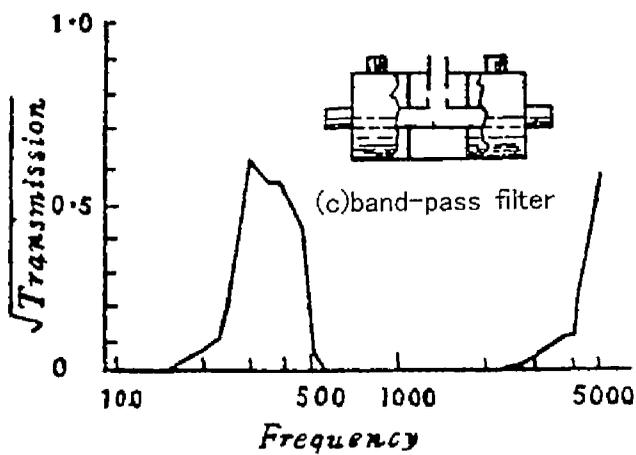
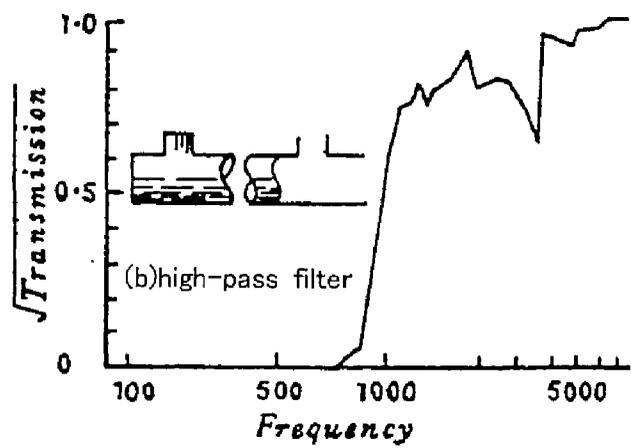
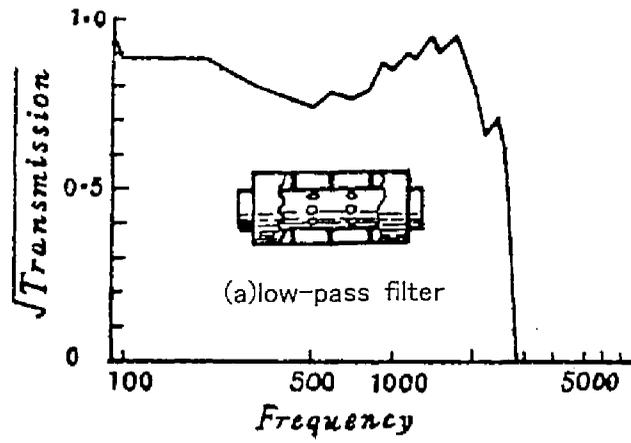


図-5.9 Stewart の音響フィルタ^{7),8)}

このうち、図-5.9(b)に示す低周波域に対する吸音特性を有する high-pass フィルタは、図-5.10に示す主管と一定間隔で設置された頸管とで構成され、その cut-off 周波数(f_c : フィルタを通過できる最低の周波数)は(5.2)式で求められる。

$$f_c = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{k_2}{4V_1} \left(1 + \frac{4k_1}{k_2}\right)} \quad (5.2)$$

ここに、

- C ; 空気中の音速(≒331.5+0.6 t, (m/s), t ; 空気の温度(°C))
- L_1 ; 主管における頸管設置間隔
- S_1 ; 主管断面積
- S_2 ; 頸管断面積(= $\pi a^2/4$, a ; 頸管直径)
- V_1 ; 主管容積(= $L_1 \cdot S_1$)
- k_1 ; 主管音響伝導率(= S_1/L_1)
- k_2 ; 頸管音響伝導率(= $S_2/(L'+0.8a)$, L' ; 頸管長さ)

である。

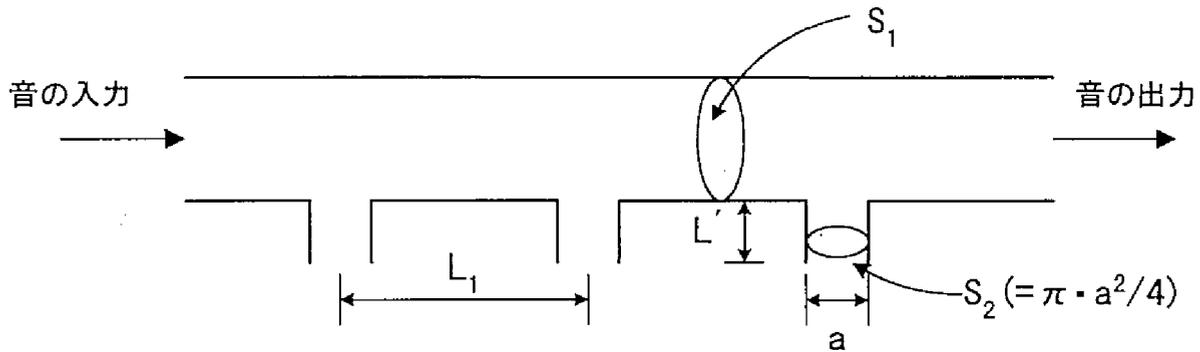


図-5.10 high-pass filter 模式図

(3) スポイラによる水膜分断と空洞の音響特性

図-5.10は、水膜をスポイラにより分断し、あたかも空洞に一定間隔の開口部を設けた状況に類似しており、スポイラによって分断された空洞は high-pass フィルタとしての音響特性を有している可能性がある。そこで、スポイラによって分断された空洞を図-5.11のように模式化を行う。すなわち、主管の断面積(S_1)が水膜軌跡～背面～落水面で囲まれる空洞断面積と、頸管設置間隔(L_1)がスポイラ間隔と、頸管断面積(S_2)がスポイラによって分断された水膜開口面積と、それぞれ等価と考える。また、頸管の長さ(L')は水膜の平均厚さと等価と考えるが、(5.2)式に示すように頸管の長さには開口端補正が加わるので、ここでもスポイラによって分断された開口部面積に応じた補正を行う。

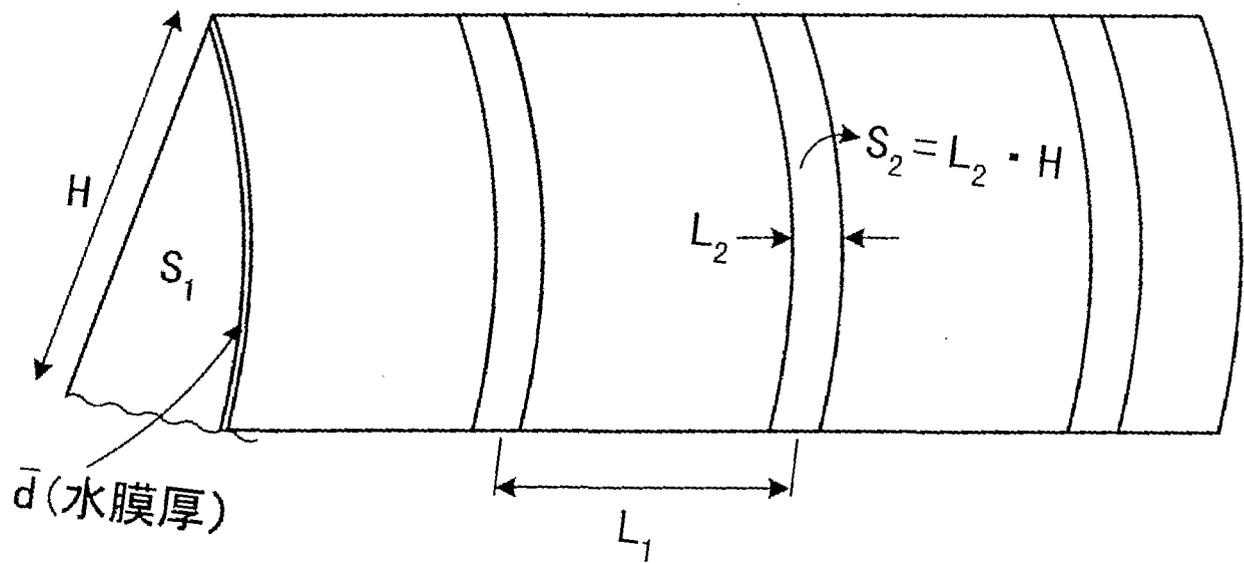


図-5.11 スポイラによって分断された水膜～空洞の模式図

これより、(5.2)式に水膜～空洞に関する諸元を代入した(5.3)式により空洞の high-pass フィルタとしての cut-off 周波数(f_c)を求める。

$$f_c = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{k_2}{4V_1} \left(1 + \frac{4k_1}{k_2} \right)}$$

$$= \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{\sqrt{L_2 H}}{4L_1 S_1} \left(1 + \frac{4(S_1/L_1)}{\sqrt{L_2 H}} \right)}$$

(5.3)

ここに、

$$\left\{ \begin{array}{l} L_1; \text{ スポイラ設置間隔、 } S_1; \text{ 空洞断面積、 } H; \text{ 落下高} \\ V; \text{ スポイラ間隔における空洞容積}(=L_1 \cdot S_1) \\ L_2; \text{ スポイラによる水膜分断幅} \\ S_2; \text{ スポイラによる水膜開口面積}(=L_2 \cdot H) \\ k_1; \text{ 空洞音響伝導率}(=S_1/L_1) \\ k_2; \text{ 水膜開口部音響伝導率} \left(= \frac{S_2}{d + 0.96\sqrt{S_2}} \approx \sqrt{S_2} = \sqrt{L_2 H} \right) \end{array} \right.$$

である。

次に、(5.3)式を用いて、実際の水膜～空洞系の音響特性を求める。前章で整理した水膜落

下軌跡をもとに、落下高 $H=2.5\text{m}$ （落下点における水深を 0.3m とし実際の空洞高さは 2.2m と考える）の場合の空洞断面積を求めると $S_1=0.88\text{m}^2$ となり、スポイラによる水膜分断間隔 $L_1=0.5\sim 10\text{m}$ 、さらに、水膜分断間隔に対する水膜開口幅の比（すなわち開口率） $L_2/L_1=1/100, 1/30, 1/10, 1/3$ について(5.3)式を計算すると図-5.12が得られる。これによれば、水膜分断間隔が大きくなるほど、また、水膜開口幅が小さくなるほど、cut-off周波数(f_c)は小さくなることわかる。なお、実際のゲートにおける水膜開口幅はスポイラの形状によるが、一般的に $20\sim 30\text{cm}$ と考えられ、 30cm と仮定すれば図-5.13が求められる。

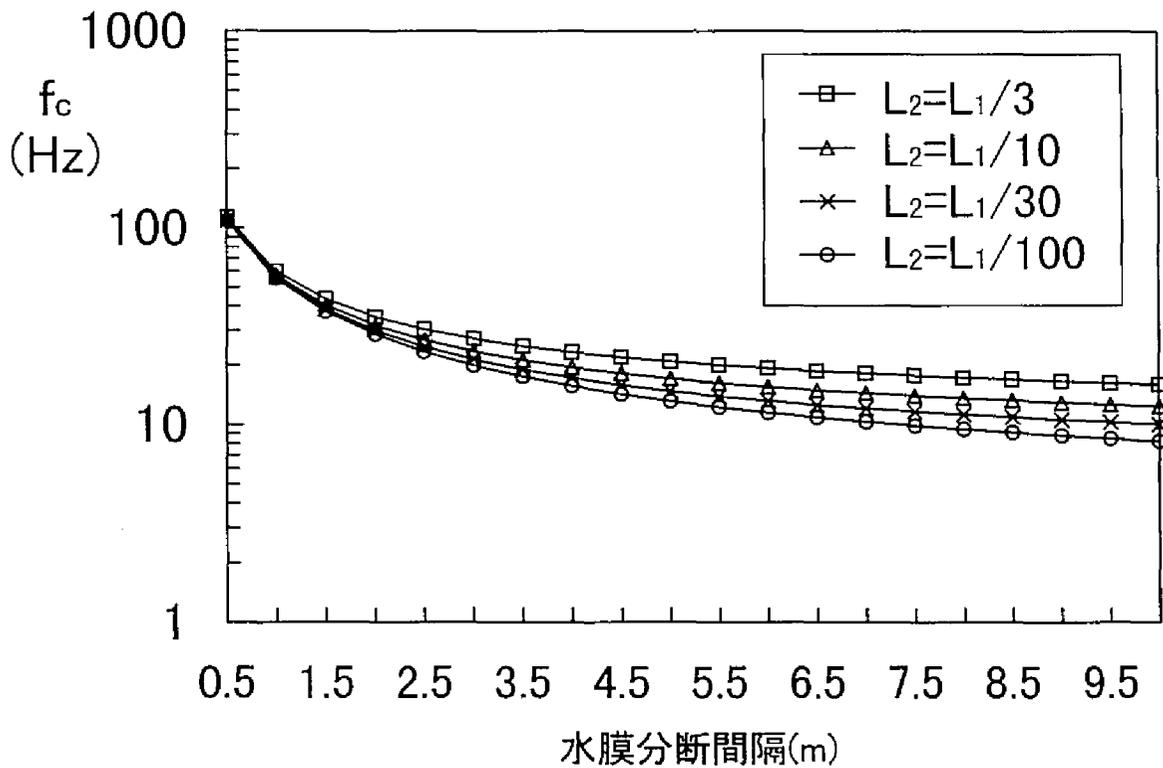


図-5.12 水膜分断によるhigh-pass filter 効果

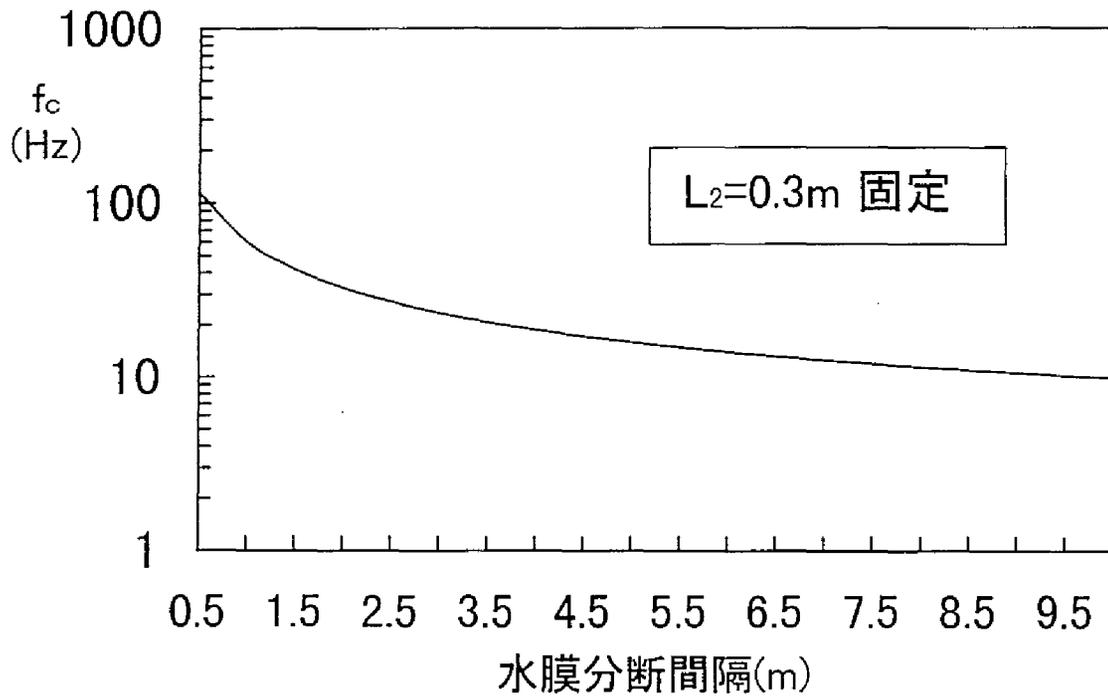


図-5.13 水膜分断によるhigh-pass filter 効果 ($L_2=0.3\text{m}$)

(4) 水膜振動の発生可能な周波数と水膜分断による high-pass フィルタの関係

図-5.12、13により水膜分断による cut-off 周波数が求められたことから、これと図-4.5に示す水膜振動の限界周波数の関係を重ね合わせてみる。水膜振動を抑制するためには、(5.3)式に示す空洞の cut-off 周波数 (f_c) が(4.26)式に示す水膜振動の限界周波数 (f_r) 以上であれば良く、これは(5.4)式のように示される。

$$f_r = \frac{\rho_A V_w (V_w - V_A)^2}{2\pi T} \quad (4.26 \text{ 再掲})$$

$$f_c > f_r \quad (5.4)$$

ここで、

$$A = \frac{\rho_A V_w (V_w - V_A)^2}{T} \quad (5.5)$$

とおけば、(5.4)式は(5.6)式のようになり、最終的に求めるスポイラ設置間隔は(5.7)式により求められる。

$$A^2 < C^2 \left(\frac{\sqrt{L_2 H}}{4L_1 S_1} + \frac{1}{L_1^2} \right) \quad (5.6)$$

$$L_1 < \frac{\frac{\sqrt{L_2 H}}{4S_1} + \sqrt{\frac{L_2 H}{16S_1^2} + \frac{4A^2}{C^2}}}{\frac{2A^2}{C^2}} \quad (5.7)$$

(5.7)式は、与えられた水膜振動の発生可能限界周波数に対して、これと接点を持たないように空洞の cut-off 周波数を与えるために必要な水膜分断間隔を求めるものであり、これを具体的に図示すると図-5.14となる。これによれば、空気側の風速が0 m/sの場合に水膜流速が2 m/sを超えると必要分断間隔が3 m以下となり、これは鉛直方向の初速を見込まない場合の自由越流水膜で約0.6m落下した場合に相当する。実際のゲートでは落下高で1 m程度以上を考えればよいが、ここで求められた必要スポイラ間隔は、図-2.19に示した従来からの経験的な知見をよく説明できている。

また、図には空気側の風速がある場合も併せて示しているが、水膜流速が2 m/sの場合に、風速が0 m/sから1 m/sに上昇すると、必要水膜分断幅が3.5mから1.3mに狭くなるのがわかる。これは、仮にスポイラを2 m間隔で設置した場合に、無風時には振動しないものが、風速1 m/sでは発振する可能性があることを意味する。前章では、図-4.12において門屋ら¹²⁾が低落差の水理模型実験で風による励起を行って振動を生じさせたことを示したが、水膜振動の発生に風の存在が大きな影響を及ぼしていることがここでも確認される。

さらに図-5.14によれば、風速が上昇すると限りなく振動が発生しやすくなることになるが、屋外で実際に水膜に作用する風は接線方向のみならず法線方向の風速成分も有していることから、越流水深が10cm以内の薄い水膜に大きな風速が作用すると水膜自体が大きく変形し、場合によっては破断・飛散するために安定した振動にはならないことが想定される。これは、落下高が非常に大きく水膜流速が3～4 m/sを超える場合にも当てはまるものと考えられ、実際に必要水膜分断間隔が無限に小さくなることは無いと考えられる。

実際のゲートにおいて、風速の条件を如何に設定するかは難しい問題であるが、スポイラの設計においては、ある程度の風速による振動上限周波数の増大を考慮しておく必要がある。

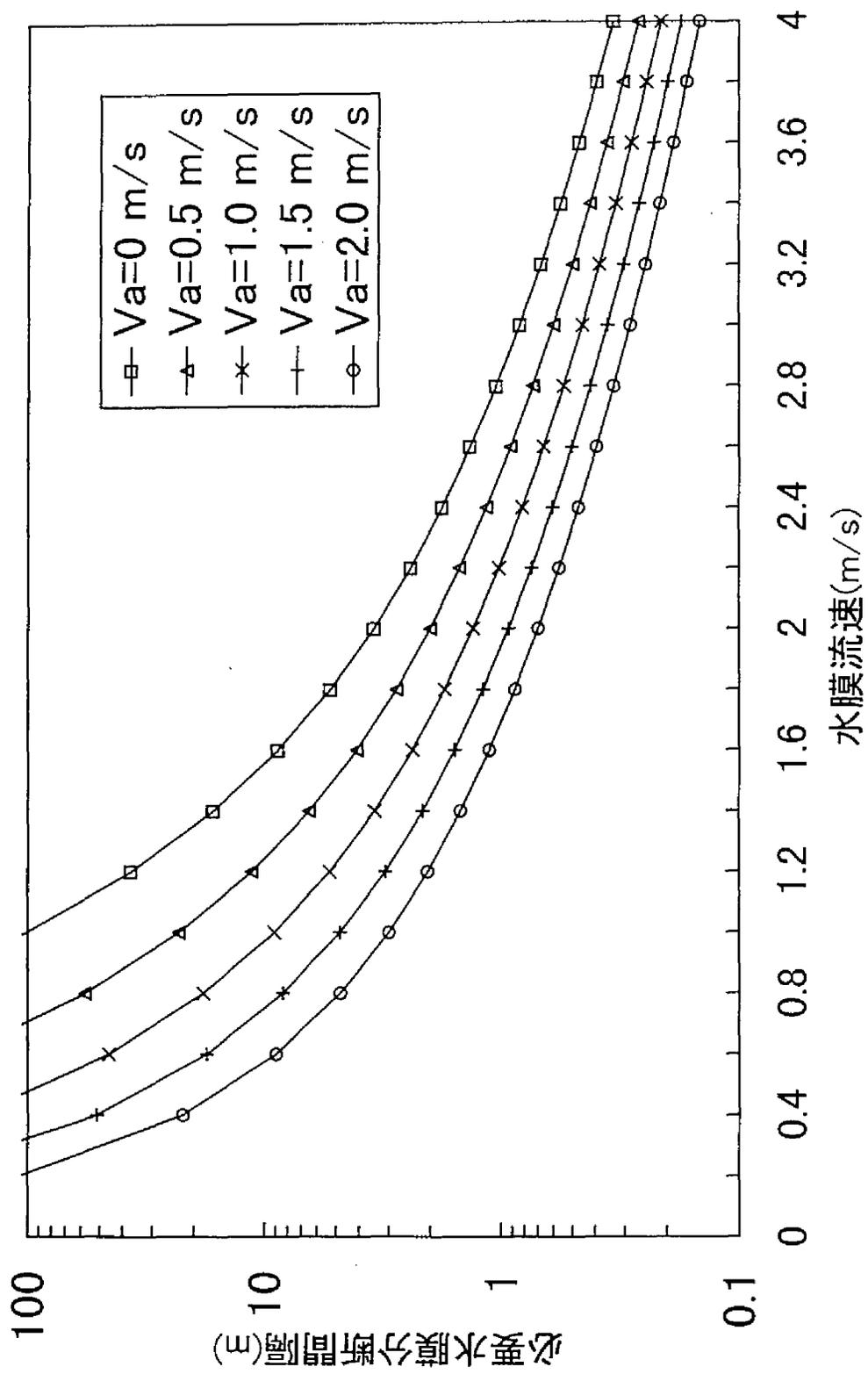


图-5.14 水膜流速と必要水膜分断間隔

5.4 実際のゲートにおけるスポイラの効果

前節までに、スポイラによる水膜分断が水膜振動の抑制に与える効果について論じたが、ここで対象としたスポイラは水膜を単純に一定幅で分断するものである。いくつかの実際のゲートでは、水膜の分断とともに、ゲート先端部において水膜自体を乱すことにより振動の抑制を期待するスポイラが設置されている。そこで、本節ではこうしたスポイラによる水膜振動の抑制に関する現地実験結果について、瀬田川洗堰ゲート及び寒河江ダムクレストフラップゲートの事例をもとに考察を行う。

(1) 瀬田川洗堰ゲート¹³⁾

瀬田川洗堰ゲートにおいて検討されたスポイラの設計思想は大きく次の2つに分けられる。

- ①水膜を分断し水膜振動を抑制するもの。
- ②水膜の放出点をずらすことにより水膜振動の位相をずらし、水膜振動を抑制するもの。

i) 水膜を分断し水膜振動を抑制するスポイラ (A型スポイラ)

越流水の一部を強制的に下向きに変えることにより開口部をつくり出すもの(図-5.15)であり、A型スポイラの設置位置と水膜振動の発生状況を表-5.2に示す。また、ケース5の流れの状況(越流水深15cm)を写真-5.2に示す。

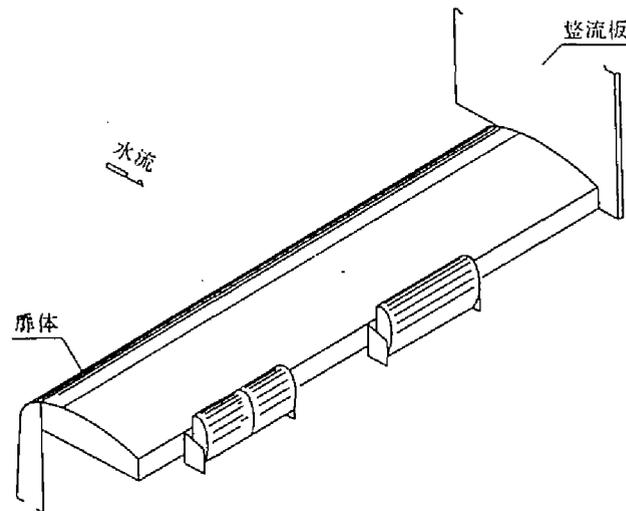


図-5.15 A型スポイラ

表-5.2 A型スポイラの設置間隔と水膜振動発生状況

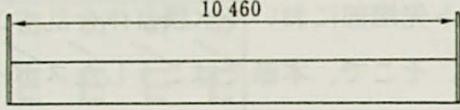
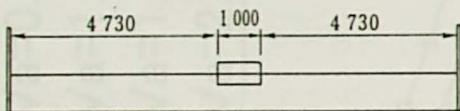
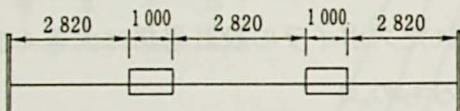
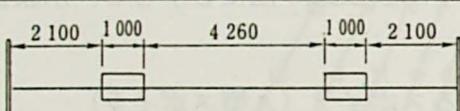
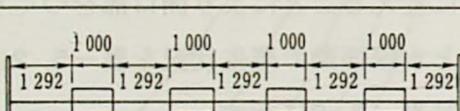
試験 ケース	ス ポ イ ラ 取 付 状 況 (単位: mm)	水 膜 振 動
1		$h = 15 \sim 25\text{cm}$ で発生
2		$h = 15 \sim 25\text{cm}$ で発生
3		$h = 20\text{cm}$ で発生
4		発生せず
5		発生せず



写真-5.2 A型スポイラ流況(ケース5, 越流水深15cm)

(イ) 分断箇所数と音圧レベルの関係

A型スポイラの設置位置と水膜前面の低周波音圧レベルの関係を図-5.16に示す。水膜を全く分断しないケース1、等間隔で1箇所分断したケース2では、ある越流水深で音圧レベルが極端なピークを示し、その値もあまり変わらず、本ゲートの場合1箇所の分断では水膜振動を抑制できないことがわかる。また、等間隔で分断したケース3、5を比較すると、分断箇所数が多くなるほど最大音圧レベルは小さくなる傾向があり、前節までの検討結果と一致する。

(ロ) 分断位置と音圧レベルの関係

越流水膜を2箇所で分断したケース3とケース4を比較すると、端部の越流幅より中央の越流幅を大きくして不等間隔で分断したケース4の方が最大音圧レベルが小さくなっている。これは、ケース3では片側開放状態である端部の越流幅が2.82mとほぼ3mに近く、必要な水膜分断幅を上回って水膜振動が発生したのに対し、ケース4では端部の越流幅が2.1mとなって振動が抑制されたものと考えられる。即ち、両端が開放されている中央の越流幅が増大したことによる音圧の増加よりも、片側開放状態である端部の越流幅が減少したことによる音圧の減少の方が勝っていたことを示している。

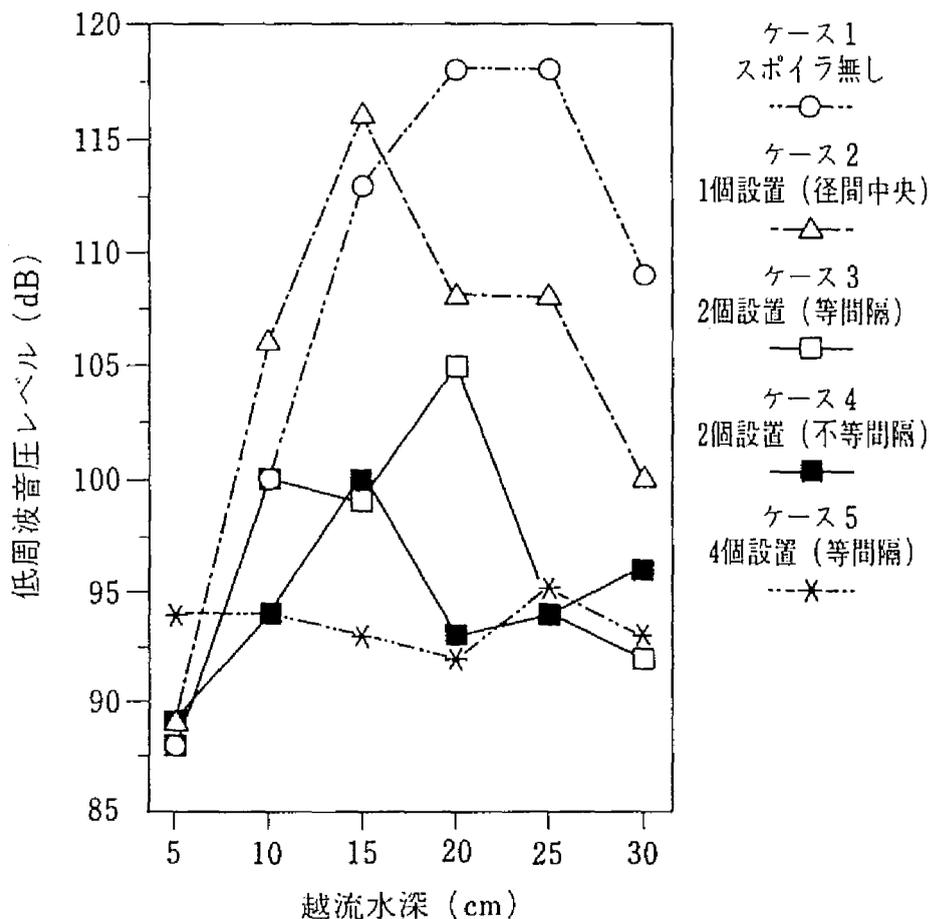


図-5.16 スポイラ設置位置による低周波音圧レベルの相違(A型スポイラ)

ii) 水膜の形状を変え水膜振動の横縞の形成を抑えるスポイラ (B, C, D, E型スポイラ)
 (イ) B型スポイラ

越流面の形状を変えて水膜の放出角度を変えようとするものであり (図-5. 17)、スポイラ上の流向を固定する整流板を付けた場合と付けない場合を比較した。スポイラの取り付け状況と水膜振動の発生状況を表-5. 3に、B型スポイラの設置位置と水膜前面の低周波音圧レベルの関係を図-5. 18に示す。

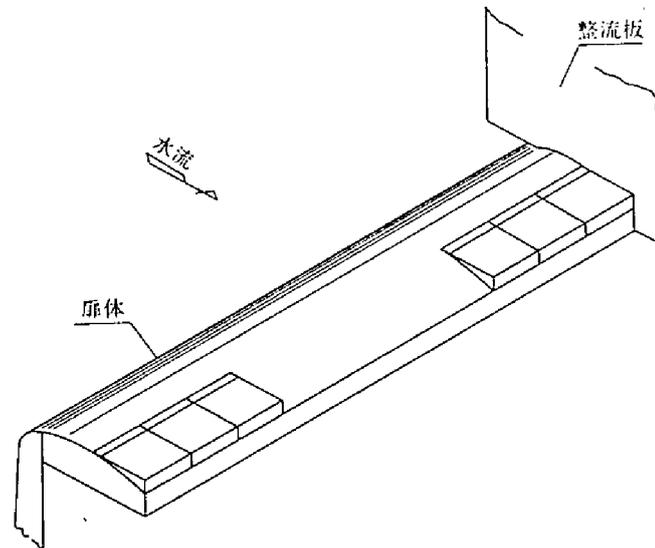


図-5. 17 B型スポイラ

表-5. 3 B型スポイラの設置間隔と水膜振動発生状況

試験 ケース	ス ポ イ ラ 取 付 状 況 (単位: mm)	水 膜 振 動	備 考
6		発生せず	整流板有
7		$h = 15 \sim 25\text{cm}$ で発生	整流板無
8		$h = 15 \sim 25\text{cm}$ で発生	整流板有
9		$h = 15 \sim 25\text{cm}$ で発生	整流板有

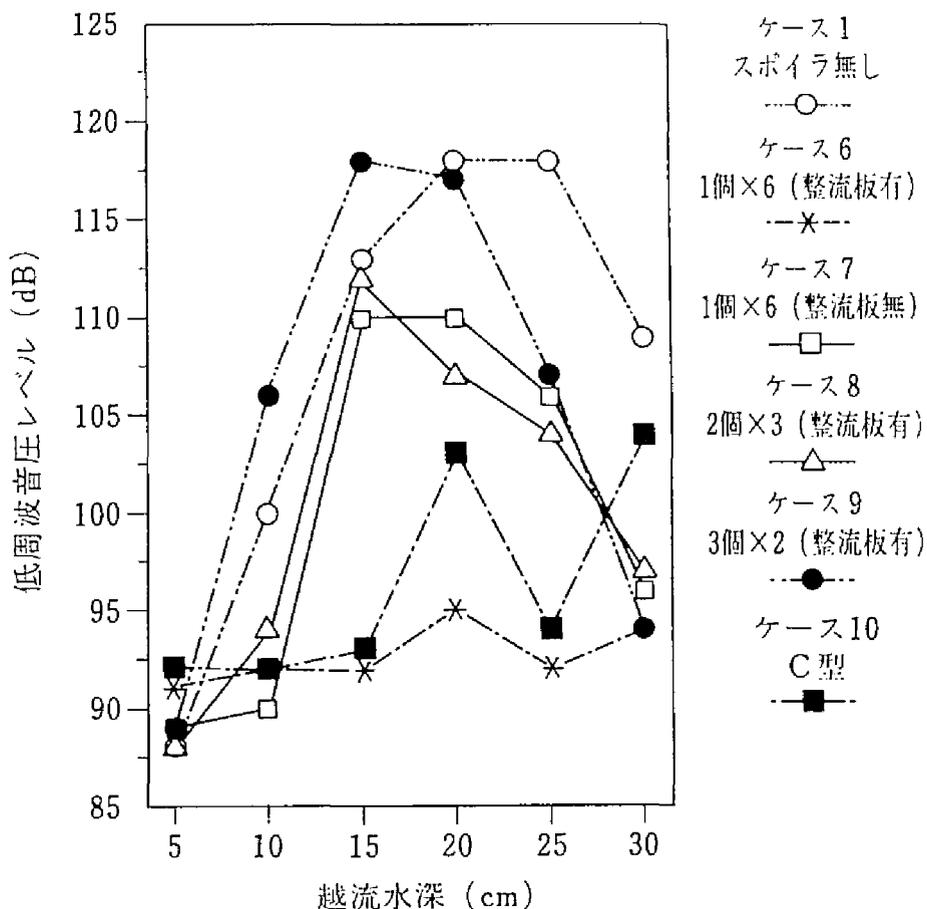


図-5.18 スポイラ設置位置による低周波音圧レベルの相違(B型・C型スポイラ)

スポイラの設置数はすべて6個であるが、水膜振動が発生しなかったのは、それぞれ分離して櫛状に配置し整流板をつけたケース6のみであった。B型スポイラでは、A型スポイラほど水膜分断による空洞内の圧力変動の開放は期待できないため、スポイラを連続して配置したケース8、9では、スポイラから放流された水膜もスポイラ以外の部分から放流された水膜も、それぞれが水膜振動を形成する十分な幅を満たした結果と考えられる。また、同じ櫛状配置でも整流板が無いケース7では水膜振動が発生している。これは図-5.19で示すように、整流板がない場合はスポイラ上で径間方向の流れが生じ、水膜が十分に變形されなかったためと推定される。

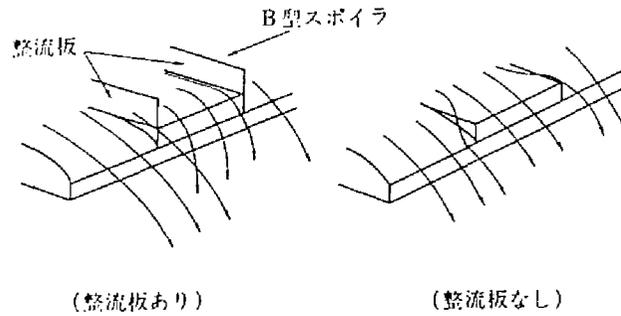


図-5.19 B型スポイラの整流板の有無による流況の相違

(ロ) C型スポイラ

越流面の下流端に櫛状の突起を設けて水膜の放出位置をずらそうとするもの(図-5.20)であり、表-5.4にC型スポイラの取り付け状況と水膜振動の発生状況を示す。また、ケース10の流れの状況(越流水深15cm)を写真-5.3に示す。図-5.18にC型スポイラを設置したときの低周波音圧レベルをB型スポイラの結果とともに示すが、このスポイラでは径間方向に細かく水膜が変形されたため有意な水膜振動は発生しなかった。

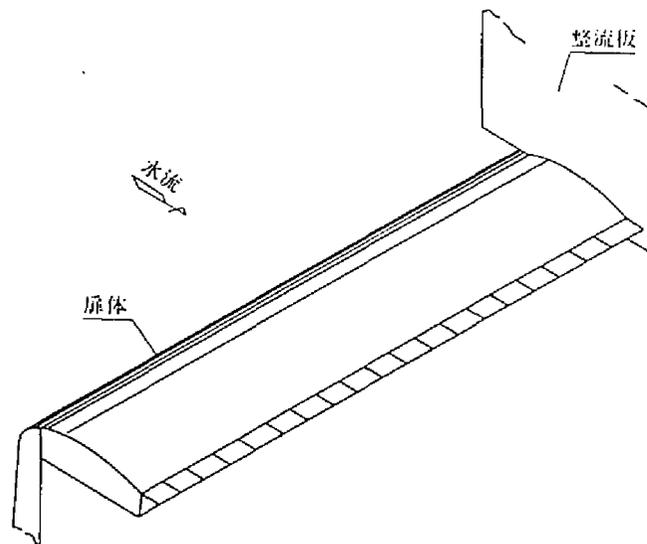


図-5.20 C型スポイラ

表-5.4 C型スポイラの設置間隔と水膜振動発生状況

試験 ケース	ス ポ イ ラ 取 付 状 況 (単位: mm)	水 膜 振 動
10		発生せず

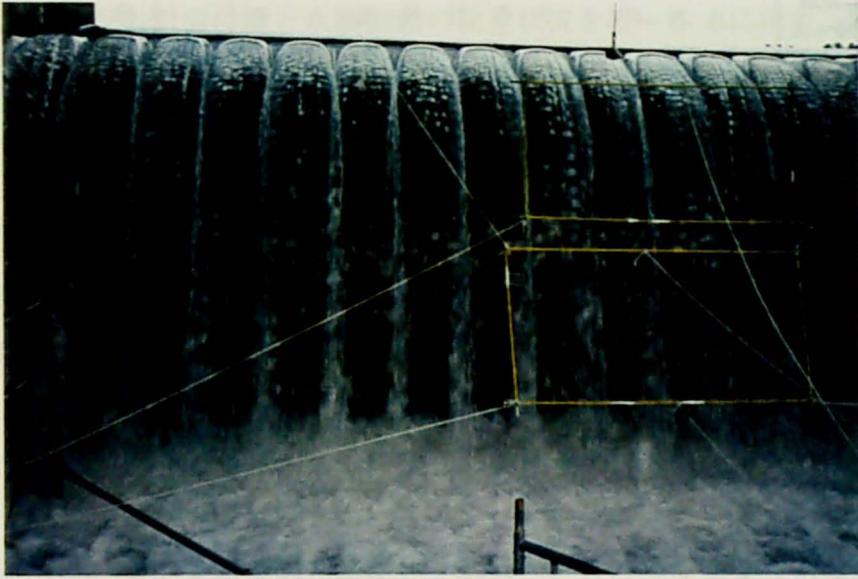


写真-5. 3 C型スポイラ流況(ケース10, 越流水深15cm)

(ハ) D型スポイラ

越流水深30cm時の落下開始点の水膜振動の波長の1/2の長さだけ水膜の放出点をずらし、かつスポイラの端部は長さを連続的に変化させてすり付け、すべての越流水深について水膜振動の着水点の位相変化をねらったもの(図-5. 21)であり、D型スポイラの取り付け状況と水膜振動発生状況を表-5. 5に示す。

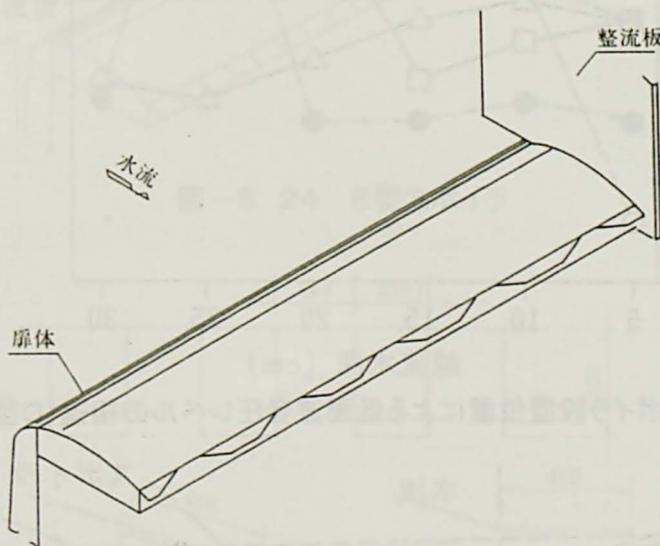


図-5. 21 D型スポイラ

表-5.5 D型スポイラの設置間隔と水膜振動発生状況

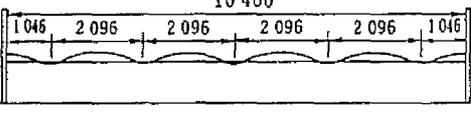
試験ケース	スポイラ取付状況 (単位: mm)	水膜振動
11		$h = 15 \sim 30\text{cm}$ で発生

図-5.22に設置位置と水膜背後空洞の最大音圧レベルを示すが、設計意図に反して水膜振動が発生した。水膜振動の形状は図-5.23に示すようにスポイラ形状と同じ径間方向に連続したものとなっており、このスポイラでは水膜振動の波長に対して径間方向の形状変化が小さく、十分に水膜の形状を変化させることができなかつたものと考えられる。

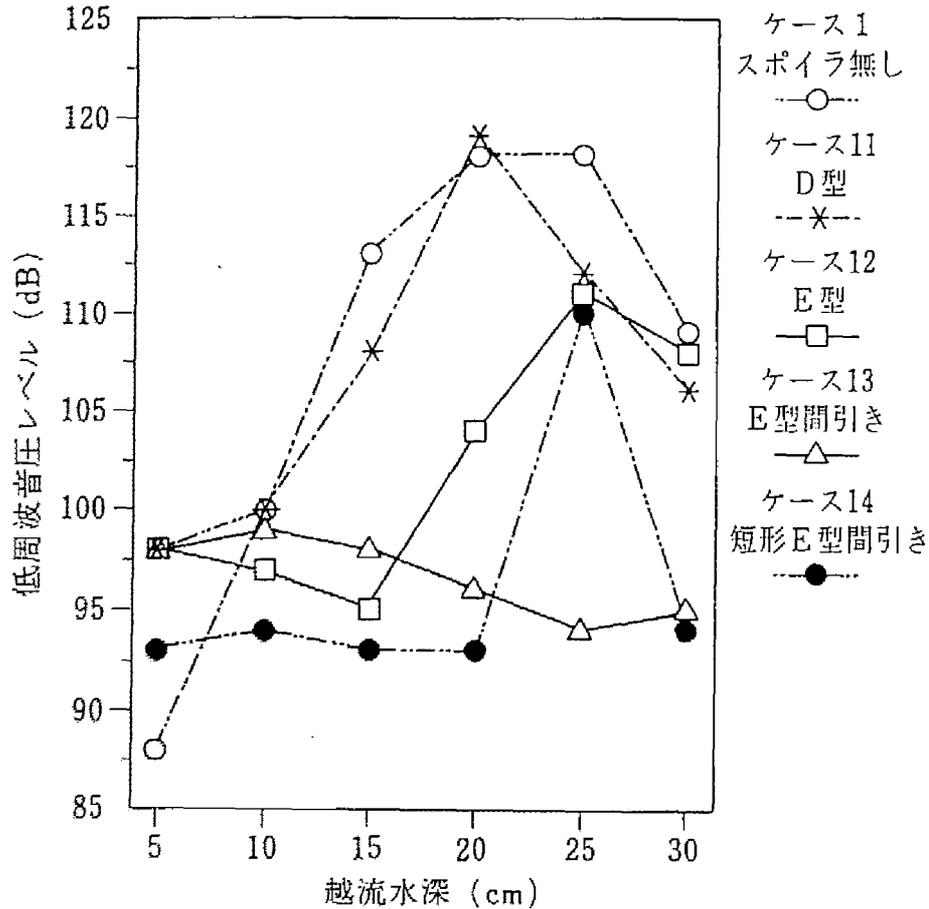


図-5.22 スポイラ設置位置による低周波音圧レベルの相違(D型・E型スポイラ)



図-5.23 上部から見た水膜振動状況(D型スポイラ)

(二) E型スポイラ

スポイラそのものの形状はC型と同じであるが取り付け角度が異なったもの(図-5.24)であり、E型スポイラの設置位置と水膜振動の発生状況を表-5.6に示す。図-5.25にE型とC型の取り付け角度の違いを示すが、C型が越流面に対してある角度をもっているのに対し、E型は越流面に沿って取り付けられており、C型と比較して水膜形状を変化させる効果が小さい。ケース12では水膜振動、低周波空気振動ともに発生しているが、これは水膜の形状が図-5.26に示すように、C型スポイラでは水膜の径間方向の形状が放出点から落下点まで変化しているのに対し、E型スポイラでは放出点付近のみが変形していることに関係していると思われる。

E型スポイラを間引いて設置間隔を2倍にしたケース13では水膜振動が発生していないが、これはスポイラ間隔が大きくなったことにより水膜の変形効果が改善され、落下点まで水膜が変形しているためと考えられる。さらに、ケース13のスポイラの長さを短くしたケース14では、越流水深30cmのみで水膜振動が発生している。これは、スポイラが短くなったため、水膜が厚くなると水膜が十分に變形されずに、振動の抑制効果が発揮されなかったものと考えられる。

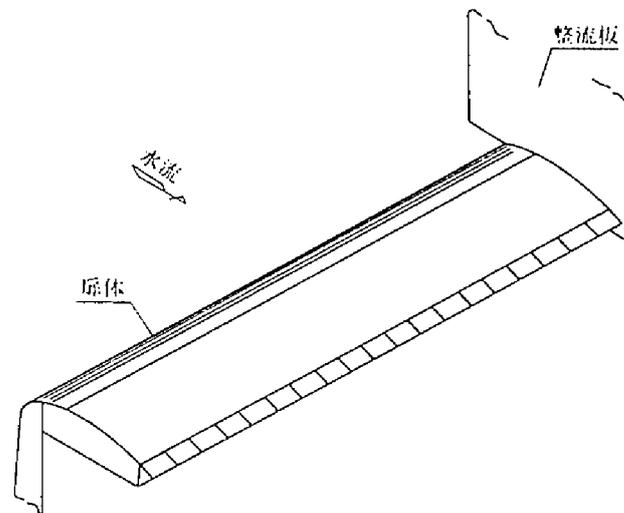


図-5.24 E型スポイラ

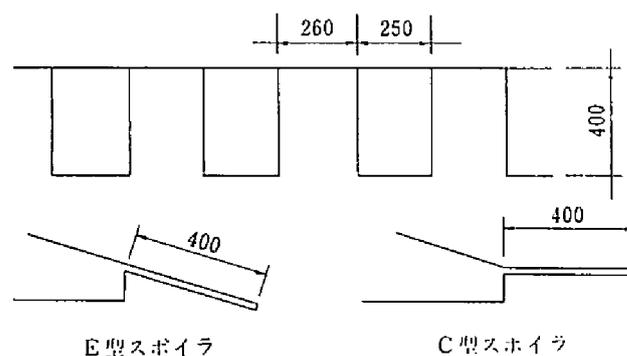
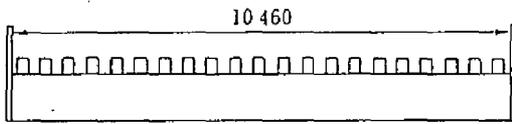
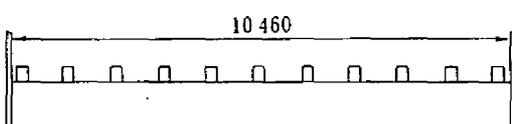
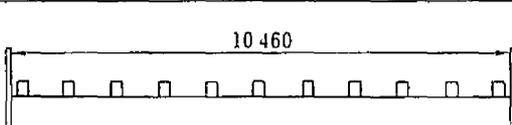


図-5.25 E型スポイラとC型スポイラの取付け角度の相違

表-5.6 E型スポイラの設置間隔と水膜振動発生状況

試験ケース	スポイラ取付状況 (単位: mm)	水膜振動
12		$h = 20 \sim 30\text{cm}$ で発生
13		発生せず
14		$h = 30\text{cm}$ で発生

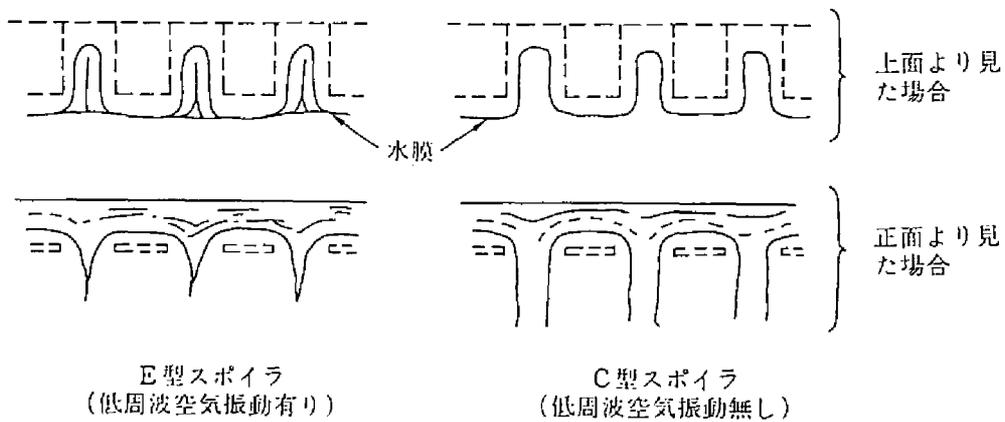


図-5.26 E型スポイラとC型スポイラによる水膜形状変化の相違

以上のB～E型のスポイラは、径間方向の水膜断面形状を乱したり、水膜の放出角度を変化させることによって水膜振動を抑制しようとするものであるが、水膜振動の発生可能な越流水深における水膜厚に対して、スポイラの突起長さが短いと、水膜が十分に变形されずに水膜振動が発生してしまうことが明らかとなった。

(2) 寒河江ダムフラップゲート^{14),15)}

寒河江ダムクレストフラップゲートの扉体構造図を図-5. 27に示す。水膜振動対策は小越流水深時に越流部で流れを乱すことを目的とした乱流スポイラ、水膜を分断するスポイラ、水膜背後の圧力低下を防止するための空気管及びピアの切り欠き（図-2. 16に示すように、越流水膜がピアから離れるようにゲート下流を拡幅あるいはピアを切り欠くもの。）からなっている。試験湛水時に放流試験が行われ、ゲート振動やゲート下流の低周波空気振動が測定された。測定位置を図-5. 28に、測定結果を図-5. 29に示すが、顕著な水膜振動低周波空気振動は発生していない。また、越流水深10cm、30cmの流況を写真-5. 4、5. 5に示すが、越流水深10cmの時には乱流スポイラが、また、越流水深30cmでは通常のスポイラが、それぞれ効果を発揮し水膜振動の発生を抑制していることがわかる。さらにゲートが倒伏して越流水深が100cm程度以上になると、スポイラの水膜分断効果は失われるが、両端のピアの切り欠きによる水膜の両端の開放と、水膜そのものが厚くなることにより、同様に振動の発生は認められなかった。従って、このゲートの場合には、水膜を乱す乱流スポイラ、水膜分断のためのスポイラ及びピアの切り欠きを組み合わせることにより、越流水膜が小さい領域から大きい領域まで、効果的に水膜振動および低周波空気振動が抑制されたものと考えられる。

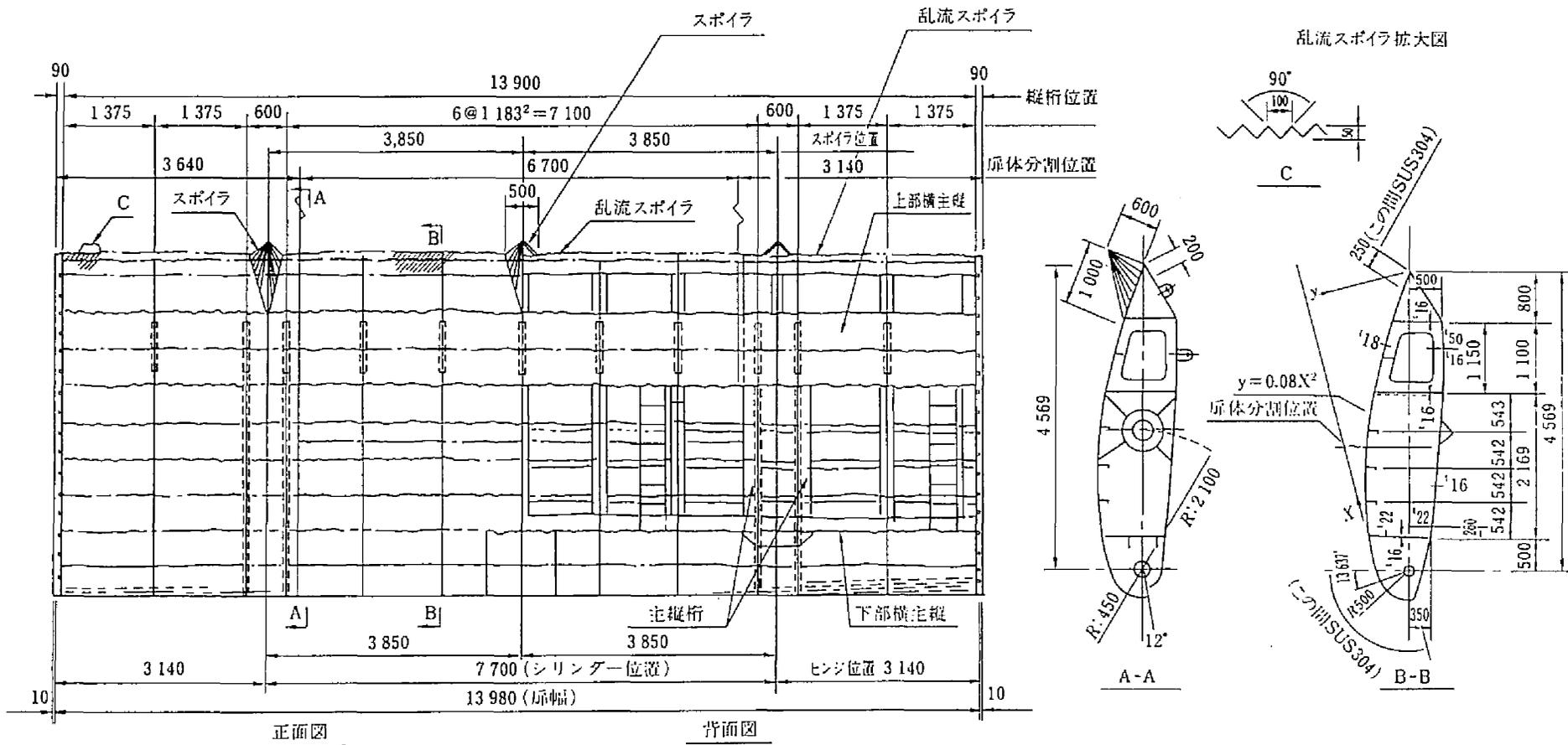


図-5. 27 寒河江ダムフラップゲート扉体図

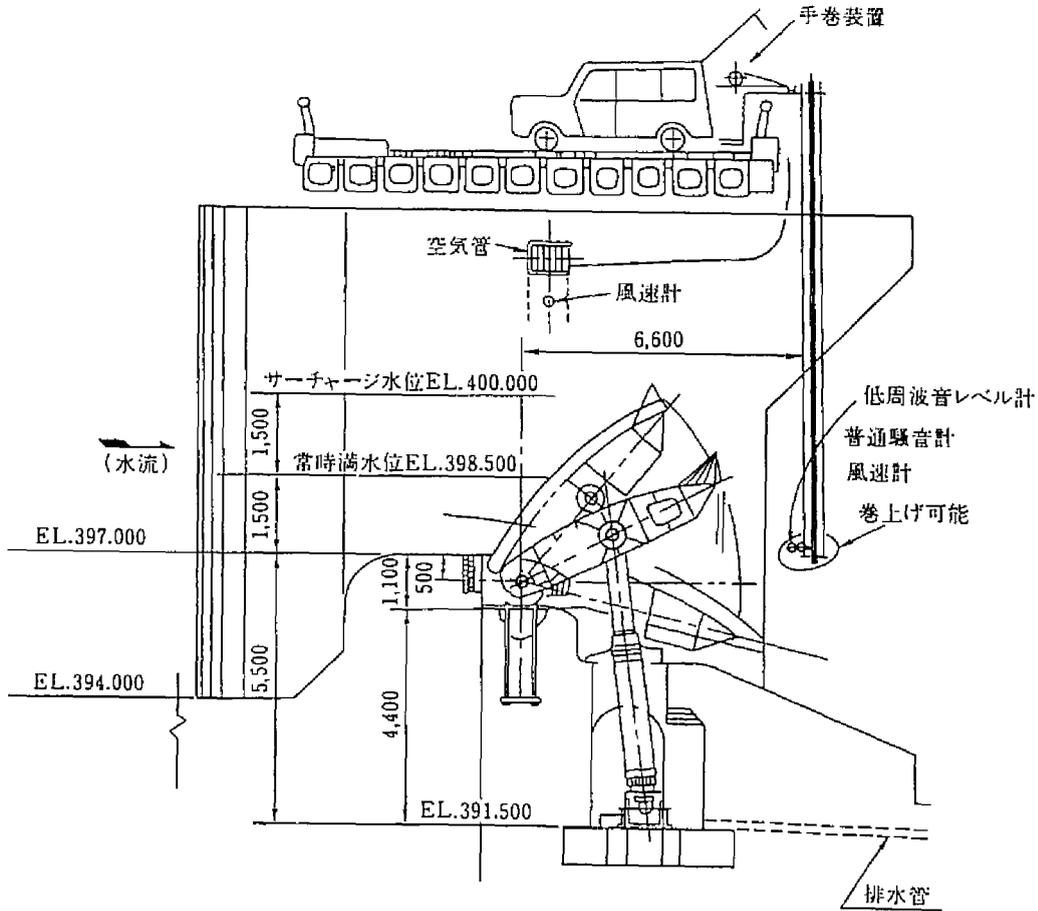


図-5.28 計測機器配置図

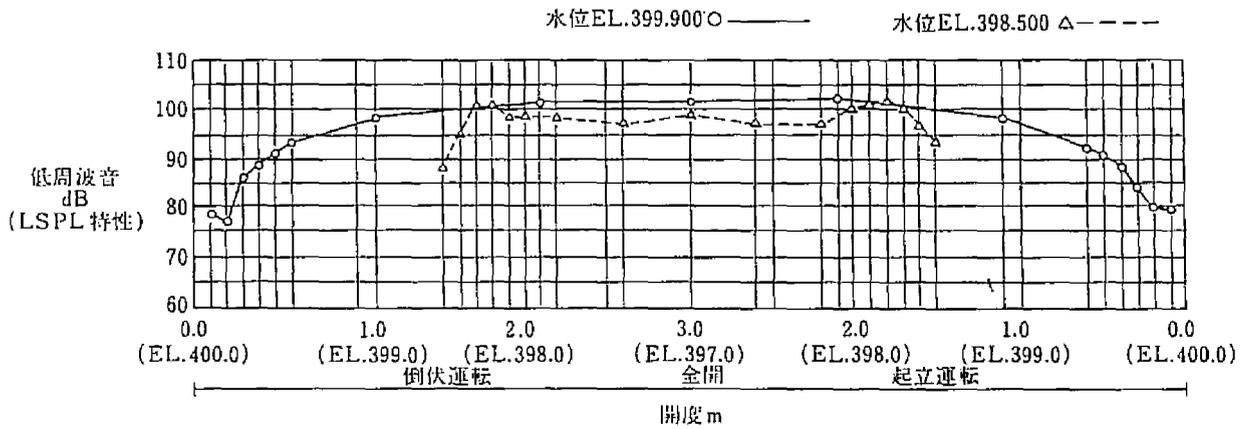


図-5.29 低周波音圧レベルの変化



写真-5. 4 寒河江ダムフラップゲート越流流況(越流水深10cm)



写真-5. 5 寒河江ダムフラップゲート越流流況(越流水深30cm)

5.5 結語

本章では、水膜振動の防止対策としてのスポイラによる水膜分断の具体的効果を検証するために、水膜の3次元性が与える水膜振動への影響について、水膜の越流幅を変化させることの可能な水理模型を用いて行った実験結果について検討を行うとともに、音響フィルタ理論を用いた振動抑止のメカニズムについて検討を行った。また、これら振動防止対策がどのように水膜振動の抑制に効果を有しているかについて、実際のゲートを用いて実施された放流試験結果について考察を行った。

本章で得られた知見をまとめると以下のとおりである。

- ①単一水膜では、越流幅が3 mより小さくなると急激に単位幅あたりのPWLが低下し、両端開放条件でも越流幅が3 m以上あれば空洞内部の圧力変動が十分に開放されない。
- ②越流幅が3 mで両端開放の水膜と片側が側壁に接する水膜では約10dBの音圧レベル差があり、水膜を側壁から離すことにより音圧レベルが大きく低減される。
- ③水膜を2 m程度以下に分断すれば、複数の水膜が連続していても水膜振動はほとんど発生しない。
- ④単一水膜では、越流幅が1 mから6 mに増加することにより音圧レベルが最大となる越流水深が2 cmから6 cmに大きくなり、厚い水膜でも振動を発生する。
- ⑤同一の越流幅では、両端開放、片側開放、両端密閉の順に、音圧レベルが最大となる越流水深が大きくなる。
- ⑥スポイラにより水膜を分断することは、水膜背後の空洞に低周波域の圧力変動を吸収するhigh-passフィルタの音響特性を持たせることと等価と考えられる。
- ⑦水膜分断を目的とするスポイラの設置間隔は、水膜分断によるcut-off周波数が水膜流速（および鉛直上向きの風速）から決定される水膜振動の限界周波数を上回る条件により決定することができる。
- ⑧落下高1 m以上で風速0 m/sでは必要スポイラ間隔は3 m以下となり、従来からの知見と一致する。
- ⑨水膜流速は同一でも風速が増加すると必要スポイラ間隔は狭くなり、スポイラの設計においてはある程度の風速による振動上限周波数の増大を考慮しておく必要がある。
- ⑩ゲート先端部において径間方向の水膜断面形状を乱すことにより水膜振動を抑制するスポイラは、振動の発生可能な越流水深に対して十分な突起長さを確保する必要がある。

参考文献

- 1)中島康夫,角 哲也 : 三次元性を考慮した水膜振動特性, 第 44 回土木学会年次学術講演会
概要集, 1989.10, II-184, pp.438-439.
- 2)角 哲也,中島康夫 : 水膜振動の三次元特性と音圧レベルの推定に関する研究, 土木学会水工
学論文集, Vol.34, 1990.2, pp.259-264.
- 3)Sumi,T. and Nakajima,Y. : Three-Dimensional Characteristic of Nappe Oscillation and the
Estimation of Sound Pressure Levels, Journal of Hydrosience and Hydraulic Engineering, JSCE,
Vol.8, No.1, 1990.10, pp.280-289.
- 4)角 哲也,大久保精二,中島康夫 : 越流式ゲートの越流水膜振動特性,土木研究所報告,
第 185 号, 1991.3, pp.17-28.
- 5)竹林征三,角 哲也,箱石憲昭 : 堰等からの放流に伴う低周波空気振動対策,ダム技術, No.82,
1993.7. pp4-21.
- 6)例えば、(社)日本騒音制御工学会技術部会低周波音分科会 : 発破による音と振動,山海堂,
1996.1, pp.49-52.
- 7)Stewart,G.W. : Acoustic Wave Filters, Physical Review, Vol.XX, No.6, 1922, pp.528-551.
- 8)Davis,A.H. : Modern Acoustics, G.Bell and Sons, London, 1934, pp.188-192.
- 9)石本巳四雄,栗原嘉名芽 : 音響学, 共立社, pp.124-128.
- 10)例えば、Beranek,L.L, Noise and Vibration Control, McGraw-Hill, 1971, pp.362-405.
- 11)例えば、木村 翔 : 建築音響と騒音防止計画, 新建築技術叢書-9, 彰国社, 1980, pp.155-165.
- 12)鬼束博文,坂井藤一,門屋大二,裙本龍雄 : 鉛直落下型モデルによる水脈振動実験, 第 41 回
土木学会年次学術講演会概要集, 1986.11, II-258, pp.515-516.
- 13)同上 5).
- 14)天道久男,山田仁一,角 哲也,畑山安雄 : 寒河江ダム ダムフラップゲート 放流試験報告,
取水と制水, No.16, 1991.11, pp.136-142.
- 15)同上 5).

第6章 越流水膜振動による低周波空気振動の伝搬特性

6.1 概説

前章までに、越流水膜振動の発生メカニズム及び増幅メカニズム、またスポイラによる振動防止対策の理論とその効果について考察を行った。水膜振動のメカニズムとしては、水膜の不安定性により水膜変位が生じ、主に水膜背後の空洞の存在によりこれが増幅されることが明らかとなり、これらを踏まえて水膜振動の発生領域及び発生周波数に関して整理を行った。しかしながら、水膜振動により最終的にもたらされる低周波空気振動については議論していない。

この低周波空気振動は、図-4.21に示すように水流の位置および運動エネルギーが落下の過程で水膜振動のエネルギーとなり、さらに音響エネルギーに一部変換されることにより生ずるものと考えられる。なお、音響エネルギーに変換される過程においては、低周波成分とともに、一般には騒音と分類される可聴域帯の成分も発生することになるが、低周波域の方が距離による減衰が小さく、振動が発生した場合の周辺環境に対する影響が大きいとされている。

そこで、本章では、水膜振動の発生によってもたらされる低周波空気振動について、3次元越流水膜モデルによって計測された音圧レベルをもとに音源特性及び伝搬特性を明らかにし、低周波空気振動の予測式について検討を行う。さらに、2章で示した瀬田川洗堰における実機ゲートを対象とした計測結果を用いて、得られた予測式の適用性について検証を行う。

6.2 低周波空気振動による環境問題^{1),2),3)}

(1) 低周波空気振動の定義

音響学の一般的な表現では人間が聴くことのできる音の周波数は20～20kHzとされており、この範囲の音を可聴音と呼んでいる。このうち、低い周波数の音については、環境庁が1984年に「低周波空気振動調査報告書—低周波空気振動の実体と影響」において、1～100Hz程度の周波数範囲の音を低周波空気振動と定義している。また、このうちの1～20Hzを超低周波空気振動として区別する場合もある。図-6.1にこれらの周波数の関係を示す。

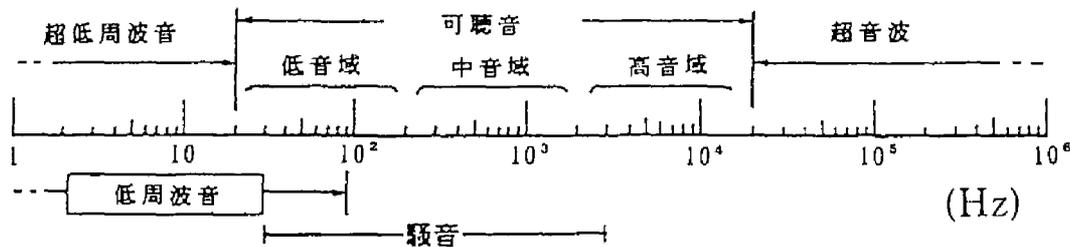


図-6.1 低周波空気振動(低周波音)の考え方²⁾

低周波空気振動も可聴音と同様に空気中を伝搬する疎密波であるが、可聴音と大きく異なるのはその波長であり、可聴音で数cmから10m程度であるのに対して、低周波空気振動では最低でも3m、5Hzに至っては68mにもなる。空気中を音が伝搬する場合、その伝搬過程に存在する異なる媒質により反射、屈折、回折が生じて音は減衰するが、音の波長が長いとこうした回折などによる減衰は少なく遠距離まで伝わりやすいことになる。このような、距離による減衰が少ないことが低周波空気振動の最大の特徴である。

(2) 低周波空気振動による苦情の発生

低周波空気振動による苦情は、一般に以下の3種類に大別される。

- ①物理的苦情：建具、窓ガラス、人形ケースなどが揺れる、がたつく等の物理的現象に対するもの
- ②心理的苦情：がたつき等の物理的現象あるいは低周波空気振動が直接知覚されることによつて起こる、いらいらする、考え事が邪魔される、眠れないなどの心理的不安
- ③生理的苦情：耳鳴り、頭痛、吐き気、血圧上昇、鼻血など、心理的被害から派生すると思われる生理的反応

これらのうち、訴えのもっとも多いのが物理的な現象に対する苦情である。人間が超低周波空気振動を直接感知するのは、音圧レベルが非常に大きい場合に限られ、通常は、窓ガラス・建具などのがたつきなど、二次的な発生音により超低周波空気振動の存在を感知することが多い。

こうした低周波空気振動による影響を、周波数との関係で模式的に表したものが図-6.2である。

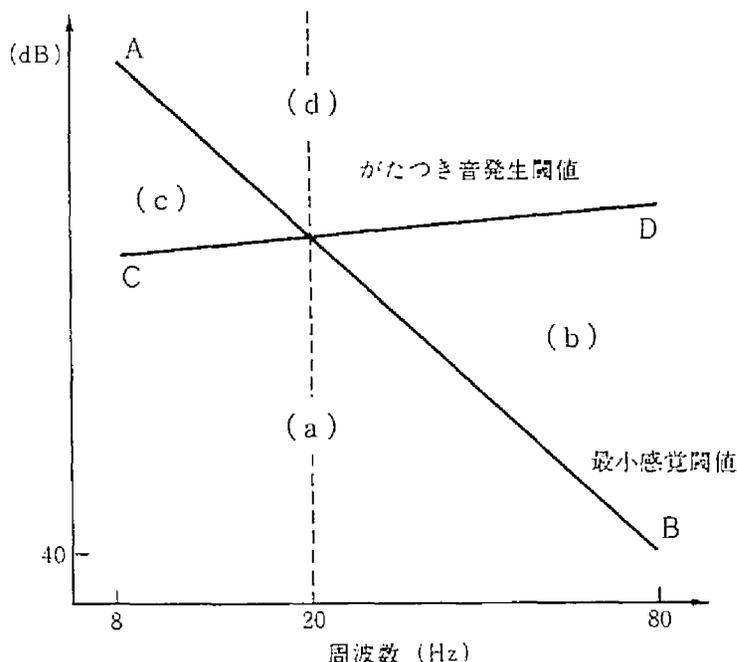


図-6.2 閾値による低周波空気振動の分類³⁾

図における線ABは低周波音の最小感觉閾値であり、このレベル以下であれば低周波音は直接は知覚されない。20Hz以下においては、主に耳のまわりの圧迫感、耳のまわりのもやもやした感じとして低周波空気振動が知覚され、20Hz以上になると、圧迫感とともに音の感覚が少しずつ加わってくる。線CDは、窓ガラス、戸障子のがたつきのはじまる最小のレベルであり、概略20Hzで交差するこれら二本の線により、低周波空気振動による影響は次の4つの領域に分類される。

- 領域 (a) : 戸障子が、がたがたと鳴ることもなく、いかなる低周波空気振動も知覚されず、特別な場合を除いて問題は発生しない。
- 領域 (b) : 戸障子が、がたがたと鳴ることはないが、モータのまわっているような音、遠くで雷が鳴っているような低い音が聞こえたり、圧迫感を感じ、苦情の発生につながる。屋外に設置されているボイラ、集じん装置などに発生し、隣近所の関係を悪化させ近隣騒音的性格が加味されることも多い。
- 領域 (c) : 低周波空気振動そのものは知覚されないが、ガラス窓、人形ケース、戸障子のがたつきによって間接的に知覚される。多くの場合20Hz以下であり、風もないのにがたがたと音がするので気味悪く思われる。橋脚の高い高架橋、大型送風機などに発生し、水膜振動もここに分類される。

領域（d）：戸障子もがたがたとなり耳を圧迫する感覚も強い。20Hz以下の周波数であってもレベルが高いので、外耳から内耳にいたる伝達機構にある非線形性のため倍音が発生しはっきりした「音」の感覚を生じることもあり、強い苦情が発生する可能性がある。

なお、上記のうち、一般的に苦情が多く発生するのは、（b）と（c）の領域である。

（3）低周波空気振動の評価

低周波空気振動による影響の評価は、人体への影響と構造物への影響の両面から行うことが可能であり、図-6.2の線AB、CDを求める研究が行われてきている。人体への影響については、最小可聴値、心理的な影響、生理的な影響、睡眠への影響などにより図-6.3が感覚閾値として、また、構造物への影響については、窓ガラス、建具、家具などのがたつきより図-6.4が発生限界としてそれぞれ求められており、これらレベル以下に抑えることが対策の目標となる。なお、最終的な音圧レベルの評価において、可聴域の場合には人間の聴覚に合わせた補正曲線（A特性）により音圧レベルを周波数ごとに補正することが行われるが、低周波域については種々の曲線が提案されているものの確立されたものはなく、本研究では特に周波数補正を行わない平坦な特性である LSPL を用いて以下の評価を行う。

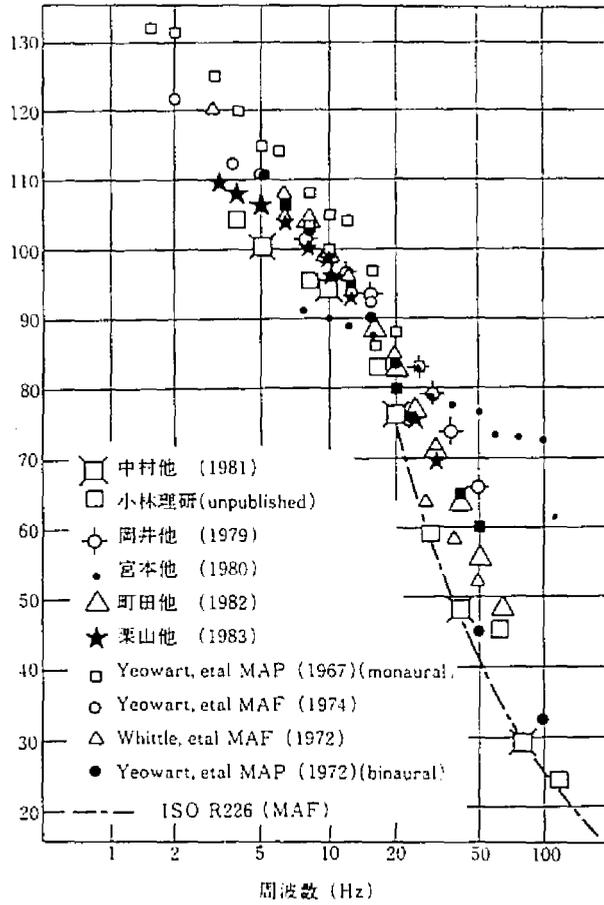


図-6. 3 低周波音の感覚閾値³⁾

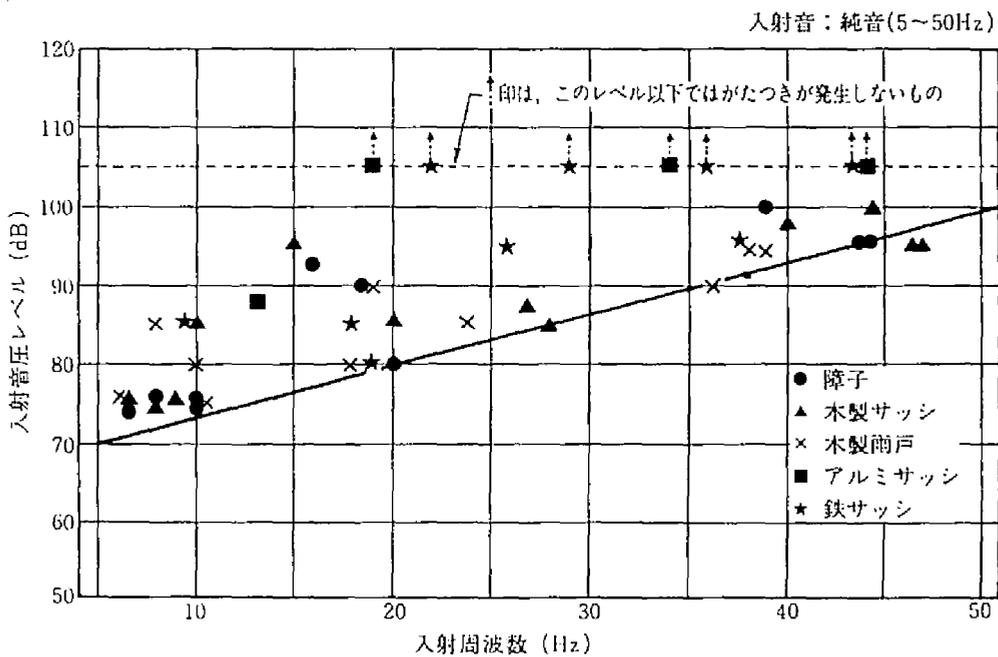


図-6. 4 建具等のがたつき発生閾値³⁾

6.3 水膜振動による低周波空気振動の音源特性及び伝搬特性^{4),5),6),7)}

前節において、低周波空気振動の一般的な特徴と影響の評価について整理したが、ここでは、水膜振動に特化した低周波空気振動の音源特性と伝搬特性について整理を行う。

図-6.5は、第5章で対象とした落下高 $H=2.5\text{m}$ 、越流幅 $B=6\text{m}$ の3次元越流水膜モデルにおいて、越流水深 $h=5.5\text{cm}$ の場合に計測された水膜中央断面内の音圧レベル分布を示している。水膜振動の音源として、従来より、水膜全体を面音源と考えたり、水膜背後の空洞内に音源があつて、これが水膜を透過してくるとの考え方などが提起されてきたが、図-6.5は明らかに低周波空気振動の音源が水膜落下点にあることを示しており、第3章の流況観察でも考察したとおり、Schwartzの $K+1/4$ 則における最後の $1/4$ 波長分の上下流方向の往復運動が低周波空気振動の発生につながっているものと考えられる。

次に、水膜の幅方向の音源特性を求めるために、水膜中央断面内の高さ 50cm 地点における音圧レベルを各測定点までの無次元距離 r/B で整理したものを図-6.6に示す。なお、音源が側壁のような壁面に隣接する場合には、壁面が音響的に反射面となって音源が長くなる（音響映像）ことが知られており、この水膜振動の場合にも、端部が側壁に接する場合と接しない場合では、同一越流幅でも音圧レベルの減衰特性が異なることが予想される。そこで図-6.6では、(6.1)式に示すように越流幅の補正を行った見かけの越流幅(B')を用いて減衰特性を整理している。

$$\left. \begin{array}{ll} B' = 1.5B & (\text{両端密閉}) \\ B' = 1.25B & (\text{片端開放}) \\ B' = B & (\text{両端開放}) \end{array} \right\} \quad (6.1)$$

図-6.6によれば、水膜落下点に近い $r/B \leq 0.3$ 程度では、距離が2倍になると音圧レベル(SPL)が 3dB ($10\log_{10} 2$)減少する線音源からの減衰傾向を示し、落下点から離れて $r/B \geq 1.0$ 程度では、距離が2倍になるとSPLが 6dB ($20\log_{10} 2$)減少する点音源からの減衰傾向を示している。以上より、低周波空気振動の音源は水膜落下点の線音源であることは明らかであり、また、水膜端部の条件についても、(6.1)式で近似できるものと考えられる。

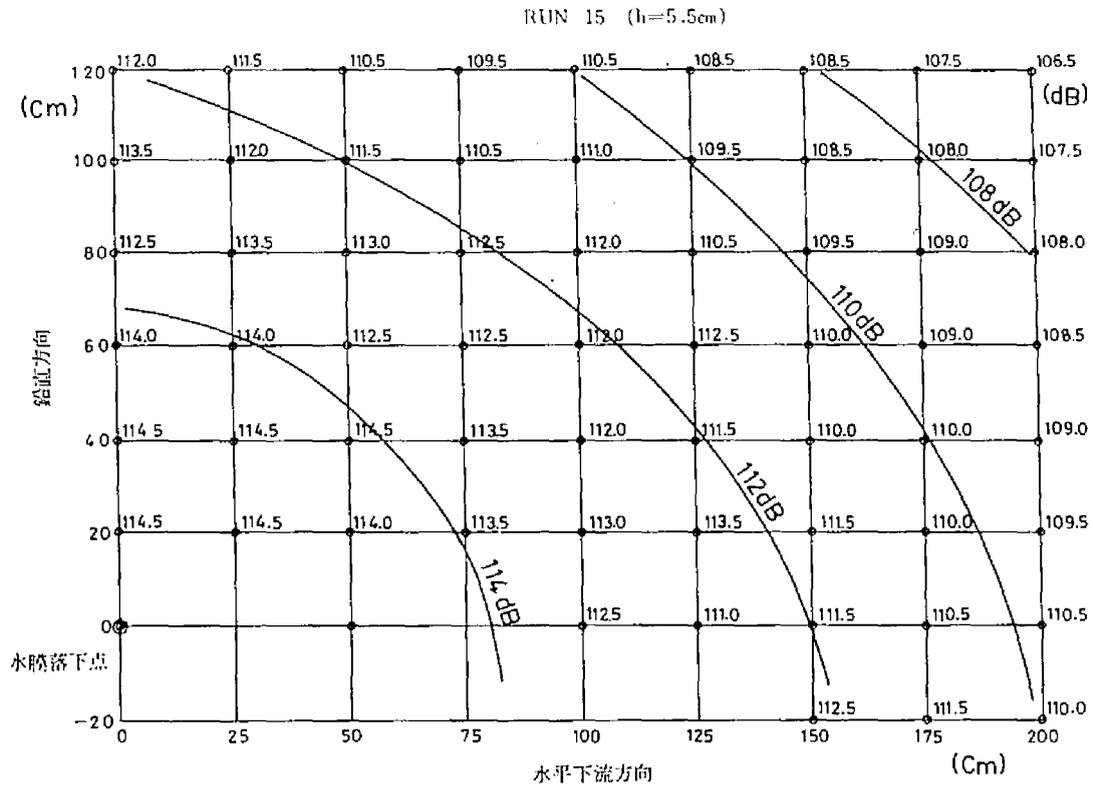


図-6. 5 低周波音圧レベル (LSPL) の分布 (水膜中央断面)

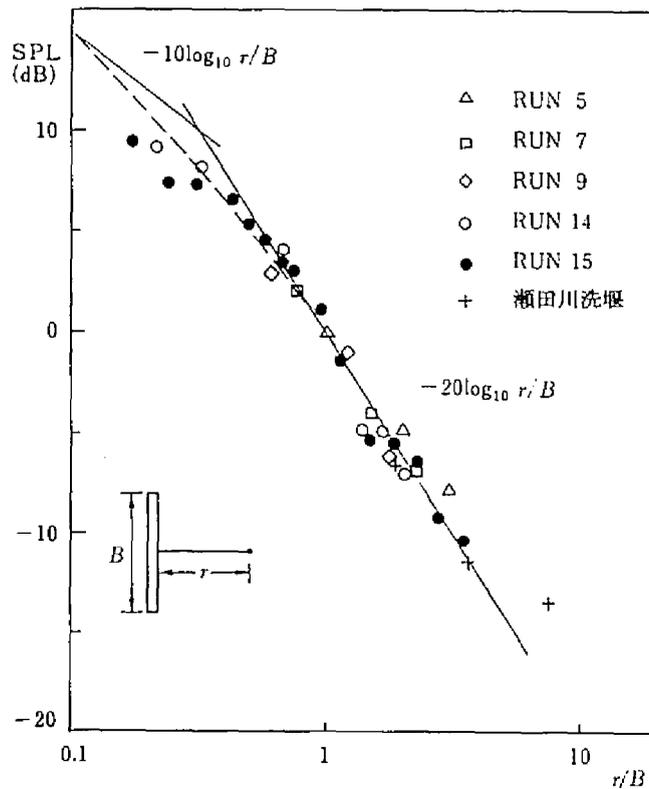


図-6. 6 低周波音圧レベルの減衰特性

6.4 水膜振動による低周波空気振動の影響予測^{4),5),6),7)}

ここでは、前項までの検討結果をもとに、水膜振動によって発生する低周波空気振動を予測する手法について検討を行う。なお、田口、田矢ら^{8),9)}は、水膜振動を生じない通常の越流水の落下音を推定する方法を提案しており、ここでも、これに従って理論的考察を行う。

まず、越流水膜の落下により発生する音のエネルギーが水流のエネルギーに比例するものとして(6.2)式を考える。

$$W = \alpha \cdot U \quad (6.2)$$

ここに、 W ；音のエネルギー、 U ；水流の落下エネルギー、 α ；比例定数（変換効率）である。次に、水流の落下エネルギーを位置エネルギーで表すと(6.3)式となる。

$$U = m g H \quad (6.3)$$

ここに、 m ；質量、 g ；重力加速度、 H ；落下高である。また、堰あるいはゲートの越流公式から流量 Q および(6.3)式の質量 m はそれぞれ(6.4)、(6.5)式で求められる。

$$Q = C B h^{3/2} \quad (6.4)$$

$$m = \rho Q = \rho C B h^{3/2} \quad (6.5)$$

ここに、 C ；流量係数、 B ；越流幅、 h ；越流水深、 ρ ；水の密度である。

以上より、(6.3)式は(6.6)式のように書き換えられる。

$$U = \rho g C B h^{3/2} \cdot H \quad (6.6)$$

次に、水膜が振動しながら落下して空気振動を発生する場合には、振動を生じない場合に比べて(6.2)式に示すエネルギーの変換効率 α が変化すると考えられる。そこで、振動発生時の振動振幅に相当する補正係数 β を導入して α を補正することとすれば、水膜振動を考慮した発生音のエネルギーは(6.7)式で表すことができる。

$$W = \beta \cdot \alpha \cdot U = \beta \cdot \alpha \cdot \rho g C B h^{3/2} \cdot H \quad (6.7)$$

さらに(6.7)式を対数変換すれば、(6.8)式により音源のパワーレベル(PWL)が得られる。

$$\begin{aligned} \text{PWL} &= 10 \log_{10} (\beta \cdot \alpha \cdot \rho g C B h^{3/2} \cdot H) \\ &= 10 \log_{10} (\beta \cdot \alpha \cdot \rho g C) + 10 \log_{10} B + 10 \log_{10} h^{3/2} + 10 \log_{10} H \\ &= \alpha_f + 10 \log_{10} B + 15 \log_{10} h + 10 \log_{10} H \end{aligned} \quad (6.8)$$

ここに、 α_f ：定数項（ $= 10 \log_{10} (\beta \cdot \alpha \cdot \rho g C)$ ）である。

ところで、各実験条件ごとに低周波音圧レベルの最高値を与える越流水深 (h_{max}) を図-5.8に示したが、これら h_{max} を用いて、各実験条件ごとの α_f と越流幅の関係を求めると図-6.7のようになる。

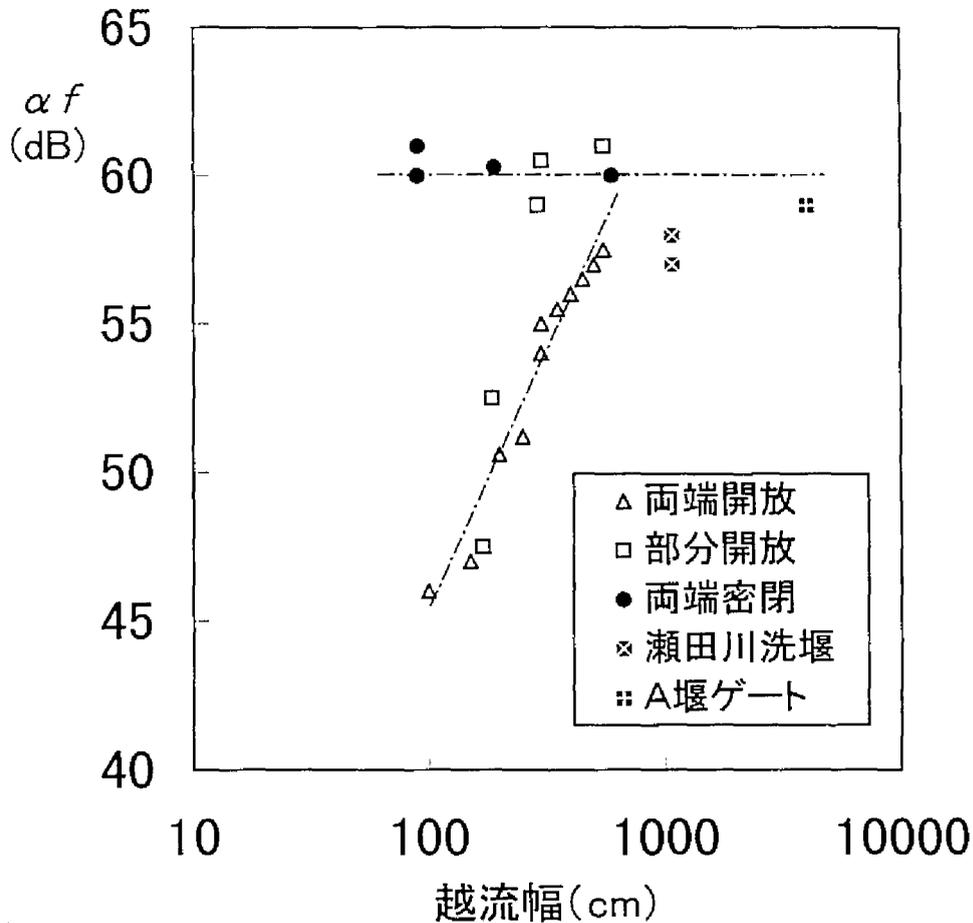


図-6.7 α_f と越流幅の関係

図によると、スポイラで水膜を分断したものも含めて両端が開放されている場合には α_f は越流幅の対数に対して線形である。一方、両端を密閉した場合は越流幅に関わらず約60dBであり、最終的に α_f は(6.9)式により近似することができる。

$$\alpha_f = 60 \quad (\text{両端密閉}) \quad (6.9a)$$

$$\alpha_f = 9 + 18 \log_{10} B, \quad B \leq 6.0 \text{m} \quad (\text{片端あるいは両端開放}) \quad (6.9b)$$

ここで、(6.8)式に示すように、 α_f の物理的意味は、 ρ , g , C の定数項を除けば、水膜振動の有無を加味した水流の落下エネルギーから音のエネルギーへの変換効率 (α , β) である。このうち、 α は(6.2)式の定義に従って水膜振動の有無にかかわらず一定とすれば、水膜振動の有無による α_f の変化は β の変化 (振動振幅の変化) と同一と考えることができる。両端密閉の場合には α_f が一定であることから、振動振幅は越流幅によらず一定であり水膜は二次元

的に取り扱うことが可能である。これに対して、片端あるいは両端開放の場合には α_f が越流幅により変化しており、振幅が越流幅によって変化しているものと考えられる。これを具体的に、図-5.6のRUN14（振動有）とRUN20（水膜分断により振動無）で比較すれば、 α_f が60から47.5に低下しており、この相違12.5dBが β によるものとするれば、水膜分断により低周波域のパワーレベルが約1/18（ $=10^{-12.5/10}=0.0562$ ）になることを示している。

以上より、低周波音圧レベルの予測式は、(6.1)、(6.8)、(6.9)式に距離減衰項を導入すると(6.10)式となる。

a) 両端密閉のとき

$$SPL = 10 \log_{10} B' + 15 \log_{10} h_{max} + 10 \log_{10} H - 20 \log_{10} r + 52 \quad (6.10a)$$

b) $B \leq 6.0$ mかつ片端または両端開放のとき

$$SPL = 10 \log_{10} B' + 15 \log_{10} h_{max} + 10 \log_{10} H - 20 \log_{10} r + 18 \log_{10} B + 1 \quad (6.10b)$$

ここに、 B ；越流幅(cm)、 B' ；(6.1)式による越流幅の補正值(cm)、 h_{max} ；最大音圧レベルを与える越流水深、 H ；落下高(cm)、 r ；音源からの距離(m)である。

6.5 実機ゲートにおける予測式の検証¹⁰⁾

瀬田川洗堰ゲート (B=10.6m、H=6.1m) において、スポイラの設置等の条件を変えた場合の越流水深ごとの音圧レベルの変化を図-6.8に示す。図より明らかに、水膜振動が発生しているのはスポイラなしの場合のみである。

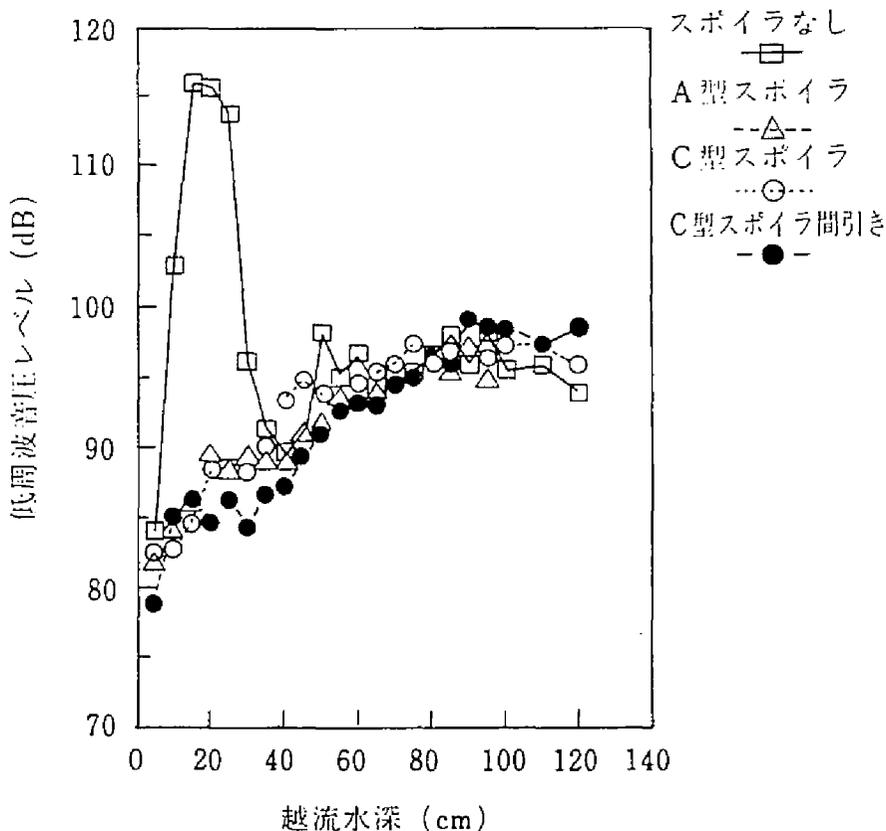


図-6.8 越流水深による低周波音圧レベルの変化(瀬田川洗堰)

そこで、これらの音圧レベルを用いて、各ケースの α_f を(6.8)式を用いて算出した結果を図-6.9に示す。スポイラ無しの場合にのみ、越流水深20cmで56dBのピークを示し、他の形状では越流水深による変化は小さく約25dBで一定である。この音圧レベル差は水膜振動の発生の有無に対応していると考えられ、図の斜線部分が水膜振動が発生した場合の低周波音圧レベルの増分に対応している。

なお、先述の図-6.7においては、図-6.9の最大値である56dBをプロットし、3次元越流水膜モデルの結果と比較を行っている。また、同様の整理を、既設のA堰ゲート (B=40m、H=2.0m) についても行っており、水膜振動が観測された越流水深8cmの場合のゲート下流25m地点の低周波音圧レベルは98dBであり、これより求めた $\alpha_f=60$ についても図-6.7に示している。これらによれば、 α_f はモデル及び実機ゲートを問わず同様に扱うことが可能である。なお、瀬田川洗堰の場合には、厳密には水膜の両端が側壁より離れる構造となっており、両端密閉のものよりも α_f が若干小さくなっているものと考えられる。

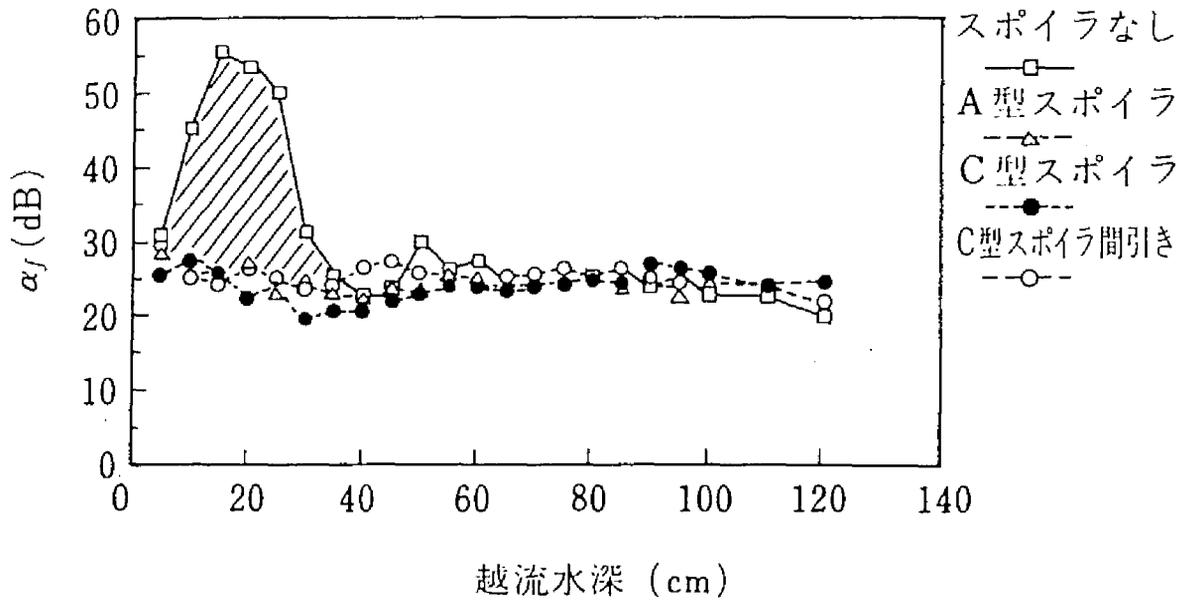


図-6.9 越流水深と α_f の関係(瀬田川洗堰)

次に、スポイラを設置せずに激しい水膜振動が発生したときの低周波音の減衰状況を図-6.10に示す。図には(6.10)式による予測値を併せて示すが、最も低周波音圧レベルが高くなっている越流水深15cmのときには、ゲート下流30m程度($r/B = 3$ 程度)までは実測値と一致しており十分な適用性があることが検証された。なお、ゲート下流30m以上においては、道路交通などの暗騒音による影響により相違が生じているものと考えられる。

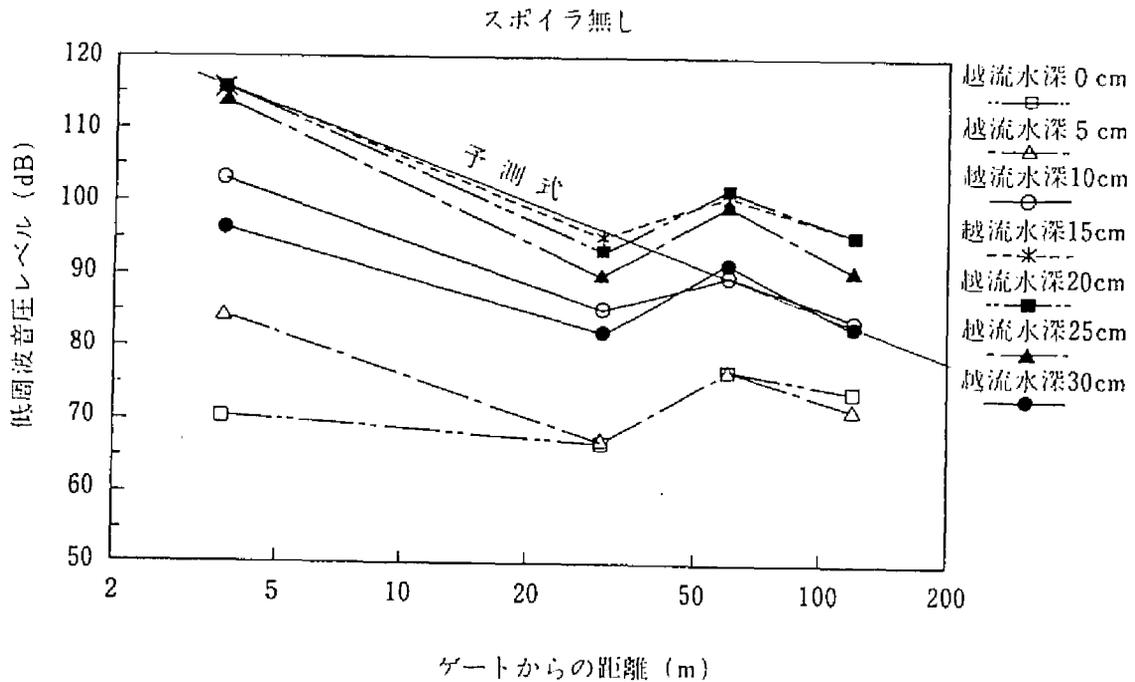


図-6.10 低周波音圧レベルの減衰状況(予測値/実測値)

6.6 結語

本章では、水膜振動の発生によってもたらされる低周波空気振動について、3次元越流水膜モデルによって計測された音圧レベルをもとに音源特性及び伝搬特性を明らかにし、これら特性に基づいた低周波空気振動の予測式について検討を行った。また、実機ゲートにおける計測結果として瀬田川洗堰ゲートを対象に予測式の適用性について検証を行った。

本章で得られた知見をまとめると以下のとおりである。

- ①低周波空気振動の音源は水膜落下点の線音源であり、Schwartzの $K+1/4$ 則における、最後の $1/4$ 波長分の上下流方向の往復運動と対応しているものと考えられる。
- ②水膜端部が側壁に接する場合及び片側のみ接する場合には、見かけ上の越流幅を増加させることにより両端が側壁に接しない水膜と同様に扱うことができる。
- ③水膜振動による低周波音圧レベルは、振動を生じない場合の水流のエネルギーの音響エネルギーへの変換効率に対して水膜振動発生時の補正を行うことにより予測することができる。なお、越流幅が6 m程度以下の場合には、水膜振動の振幅に関係する音響エネルギーへの変換効率の補正值は越流幅の関数となる。
- ④3次元越流水膜モデルにより得られた低周波音圧レベルの予測式は、実機ゲートにおける実測値とよく一致しており適用性が検証された。

参考文献

- 1)環境庁大気保全局：低周波空気振動調査報告書－低周波空気振動の実態と影響, 1984.
- 2)(社)日本騒音制御工学会：騒音・振動技術の基礎と測定,1996.5,pp.26-31.
- 3)(社)日本騒音制御工学会技術部会低周波音分科会：発破による音と振動,山海堂,1996.1, pp.13-19, pp.120-126, pp.149-158.
- 4)角 哲也,中島康夫：水膜振動の三次元特性と音圧レベルの推定に関する研究, 土木学会水工学論文集, Vol.34, 1990.2, pp.259-264.
- 5)Sumi,T. and Nakajima,Y. : Three-Dimensional Characteristic of Nappe Oscillation and the Estimation of Sound Pressure Levels, Journal of Hydroscience and Hydraulic Engineering, JSCE, Vol.8, No.1, 1990.10, pp.280-289.
- 6)角 哲也,大久保精二,中島康夫：越流式ゲートの越流水膜振動特性,土木研究所報告,第 185 号, 1991.3, pp.17-28.
- 7)竹林征三,角 哲也,箱石憲昭：堰等からの放流に伴う低周波空気振動対策,ダム技術,No.82, 1993.7, pp.4-21.
- 8)田口頼記,田矢晃一,小林博正,山下充康：水流落下に伴う発生騒音性状, 日本騒音制御工学会技術講演会講演論文集,1981.9, pp.153-156.
- 9)田矢晃一,小林博正,山下充康：堰から落ちる水の音,騒音制御,Vol.6, No.4, 1982, pp.37-40.
- 10) 同上 7).

第7章 上下端放流ゲートにおける振動問題

7.1 概説

前章までに、越流のみを行うゲートの水膜振動問題について、発生メカニズムと振動防止対策、さらには、発生する低周波空気振動の音響学的な整理を行ってきた。水膜振動の増幅メカニズムにおいては、水膜背後の空洞とともに、ゲート自体が振動する場合にも振幅が大きくなり、また、水膜の不安定性から決定される限界周波数がゲートの固有振動数に近い場合には水膜振動周波数が影響を受けることを示した。

越流放流を行うゲートの中でも、図-2.15に示すシェル構造ローラゲートやフラップゲート付きシェル構造ローラゲートは、堰の洪水吐きゲートや流量調節ゲートとして多く用いられ、構造上、越流及び下端放流（以下オーバーフロー及びアンダーフロー）が可能なことから、平常時には水位維持の容易な越流操作を、また洪水処理時には放流量の増減が容易な下端放流操作が行われている。しかしながら、このオーバーフロー及びアンダーフローを同時に行う（以下、上下端放流と呼ぶ）と激しい鉛直方向の振動を伴うことが知られており、越流操作から下端放流操作（あるいはその逆）の操作移行時には、一端、越流ゲートを全閉にした後に下端放流を開始することが必要であり、円滑な放流操作を行う上での障害となっている。

前章までに論じた水膜振動は、その発生条件が水膜単独の不安定性に依存しているのに対して、この上下端放流に伴う振動問題に対して Naudascher¹⁾や荻原²⁾らは、オーバーフローとアンダーフローによってゲート下流に形成される渦が振動の発生に重要な役割を果たしていることを指摘している。ただし、上下端放流を行うと常に振動が発生するというのではなく、上下流水深、ゲート扉高およびゲート開度などによって振動の発生はある程度限定されることが考えられる。従って、既設ゲートの上下端放流の可能性の判定や上下端放流が可能なゲートを設計するためには、振動の基本的なメカニズムを明らかにするとともに、先に示したパラメータを用いて振動の発生範囲を特定することが必要である。

そこで、本章では、一般的なシェル構造ローラゲートを対象に、上下端放流時に発生するゲート下流の渦と振動の関係について考察するとともに、振動領域及び振動のピーク等について整理を行う。また、振動防止対策として、ゲートリップ位置などのゲート形状の相違、スポイラの有無と形状及び水路底面切下げ位置などについても検討を行う。

7.2 シェル構造ローラゲート水理模型実験³⁾

(1) 実験装置

実験には、図-7.1に示すように、幅0.705m、深さ1.0m、長さ16mの2次元水路を使用し、水路底面形状を変えられるように0.3m水路底面をかさ上げしている。ゲート模型は径間15m、扉高5.0m、ゲート厚1.85m、ゲート底面切上げ角 20° の上流側にリップを持つシェル構造ローラゲートを想定し、模型縮尺は1/16.67とした。扉体にはアクリル樹脂、ゲートリップおよびゲートアームにはアルミ合金、ローラにはステンレス銅を使用し、想定する実機ゲートに対して空中において質量相似を満足させている。

模型ゲートの支持は、水路中央部に据え付けた架台の上部に、片持ち梁タイプの板ばねを取り付け、上下方向を支持し鉛直運動が可能とし、また、水平方向は、ゲート扉体に取り付けた片側2個のローラにより支持させている。なお、板ばねを取り付けた架台上部は昇降ハンドルで上下移動可能であり、これによりゲート下端開度を変えることができる。

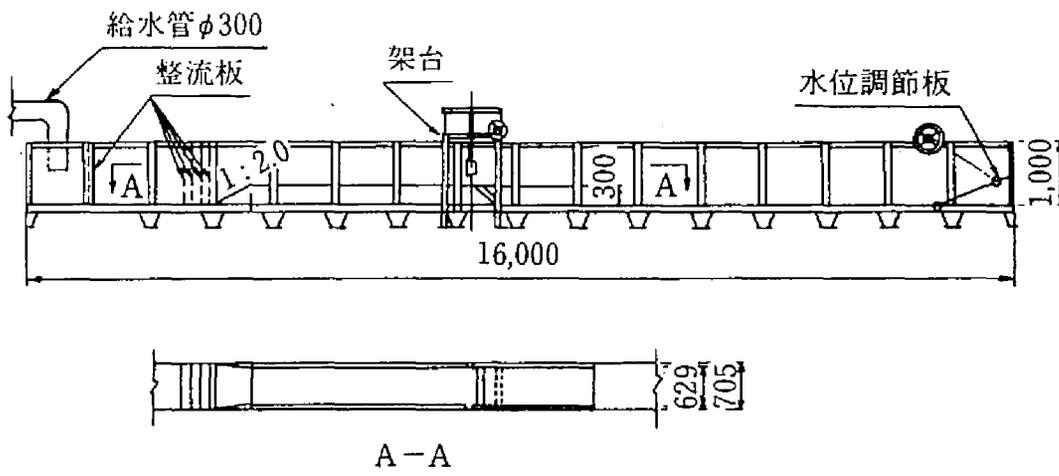


図-7.1 上下端放流ゲート振動実験装置

(2) 実験方法および実験条件

図-7.2に本実験で用いた上下端放流ゲートのパラメータを示す。ここで、 W ：ゲート扉高、 D ：ゲート厚、 S ：ゲートリップから下流縁までの高さ、 a ：ゲート下端開度、 h_u ：上流水深、 h_d ：下流水深、 h_o ：越流水深、 h_1 ：ゲート直下流水深、である。なお、ここで用いるゲート直下流水深 h_1 は、上下端放流により形成されるゲート背面の空洞内の水面の水深であり、下流水深 h_d と区別している。実験では、ゲート下端開度 a を固定した状態で上流水深 h_u を上げることにより、下端開度毎の振動特性を確認する。なお、下流水深 h_d は水路下流の水位調節板により変化させ、自由流出と潜り流出の両方の条件を設定している。

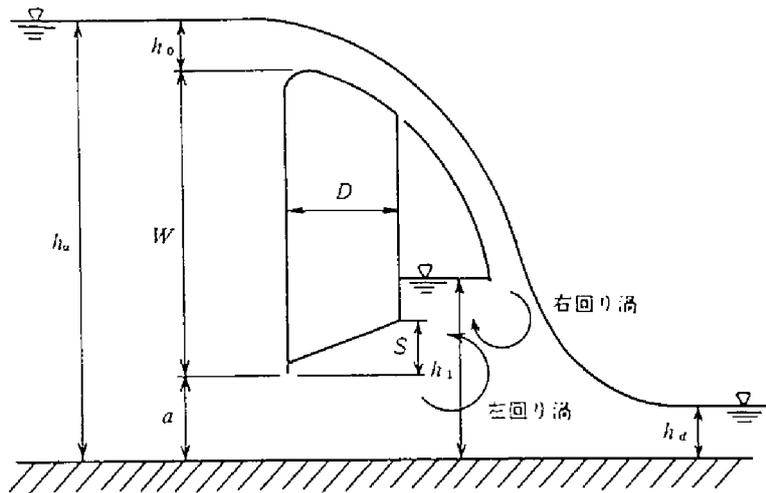


図-7.2 上下端放流ゲート諸元

振動の計測は、図-7.3に示すように、加速度及び振幅をゲートアーム上部に取り付けた加速度計及び板ばね上部に設置した距離センサにより、また、ゲート直下流の空洞内の空気圧変動を差圧計により、さらに、ゲート底面および越流面の変動圧力を圧力センサにより測定している。

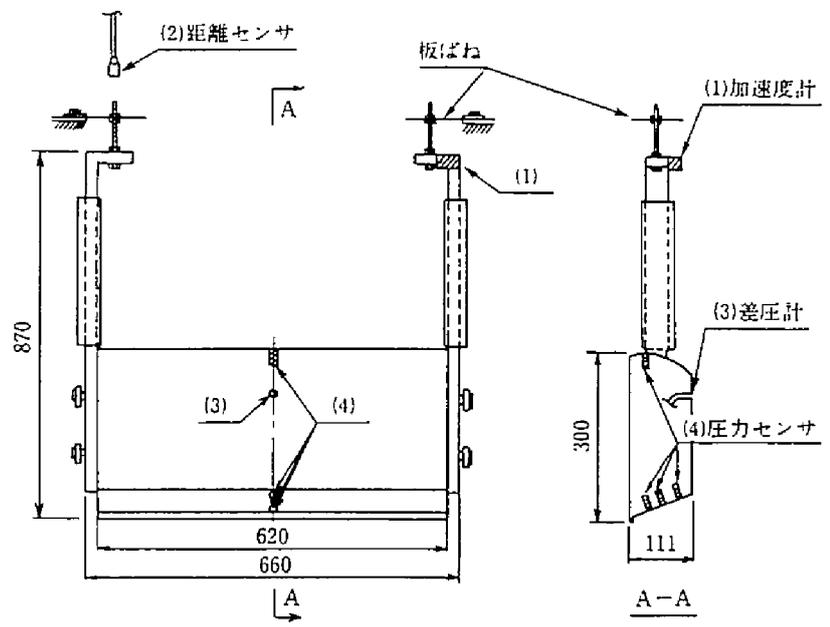


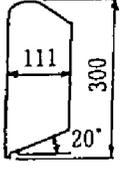
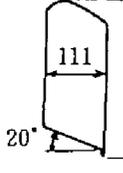
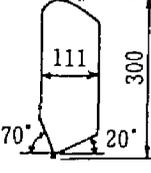
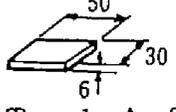
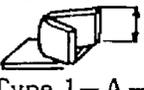
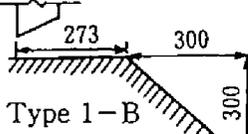
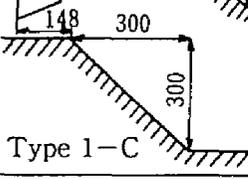
図-7.3 計測機器概要

実験条件を表-7.1に示すが、Type1-A、板ばね K_1 を基本形状とし、ゲート形状(底面リップの位置)、板ばね、ゲート下端開度、スポイラの有無および水路底面切下げ位置の変化に関して検討を行っている。なお、Type2およびType3については、板ばね K_2 のみを使用し、Type1と比較するためにゲート下端開度 $a = 5 \text{ cm}$ を一定とした。

また、使用したゲート模型の空中での固有振動数および減衰定数は、板ばね K_1 で $f_a = 13.0 \text{ Hz}$ ($M_r = 7.6 \text{ kg}$)、板ばね K_2 で $f_a = 19.5 \text{ Hz}$ となり、想定実機の固有振動数に換算すると3.18

Hz及び4.78Hzとなり、実機ゲートの固有振動数が3～4 Hzであることから、これらにより実機ゲートの評価は可能と判断した。なお、水中では付加質量 M_r およびゲート内水重の影響により固有振動数は $f_w=6.82\text{Hz}$ と小さくなっている。

表-7.1 上下端放流ゲート振動実験条件

	上流側リップ	下流側リップ	中間リップ
ゲート形状	 Type 1-A	 Type 2-A	 Type 3-A
板ばね K	$K_1=51.6\text{kgf/cm}$ $K_2=116.4\text{kgf/cm}$	$K_1=51.6\text{kgf/cm}$	同 左
ゲート下端開度 a	1 cm～10cm (1 cmステップ)	5 cm	同 左
上流水深 h_u	34cm～50cm	同 左	同 左
下流水深 h_d	<ul style="list-style-type: none"> ・無調節 ・5 cm～20cm 	無調節	同 左
スポイラ	 Type 1-A-S1  Type 1-A-S2	—	—
水路底面の切下げ位置	 Type 1-B  Type 1-C	—	—

7.3 上下端放流ゲートの振動特性

(1) 系の固有振動数の影響

上流側リップゲートを対象に、 $a/D=0.45$ を固定して越流水深 h_0/W を変えた場合の振動レベルの変化を図-7.4に示す。ゲートの空中における固有振動数 f_{a1} 、 f_{a2} 、 f_{a3} を変化させると、 f_a が小さいほど振動が大きく、また、 f_a ごとに振動ピーク時の h_0/W が異なっており、明らかに系の固有振動数の影響を受けている。

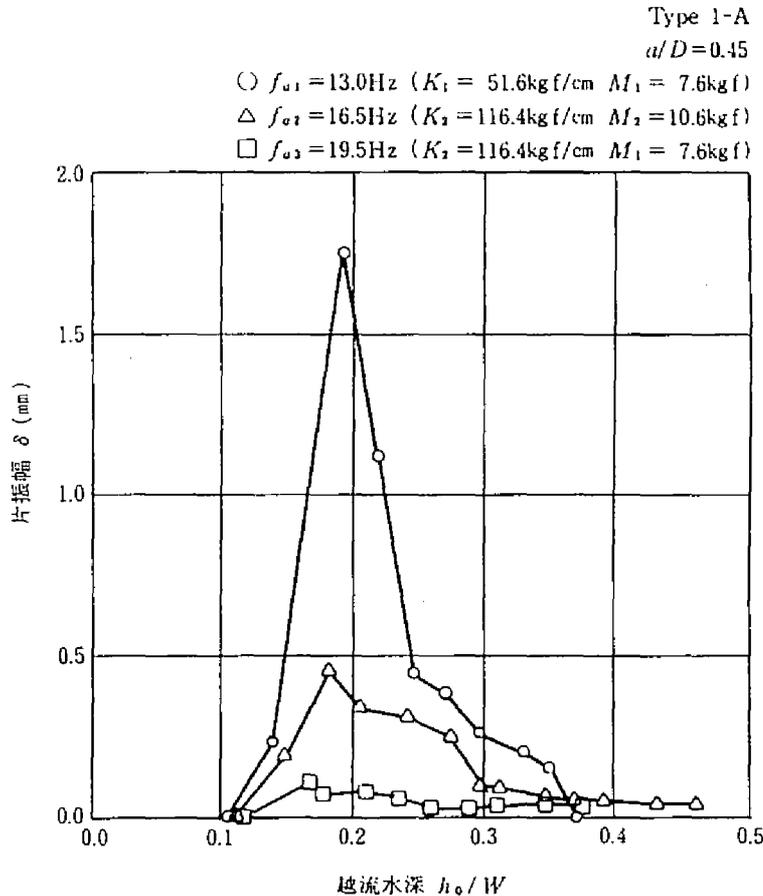


図-7.4 系の固有振動の影響

(2) 振動発生周波数

上記の f_{a1} 、 f_{a2} 、 f_{a3} ごとの振動波形の周波数スペクトルを図-7.5に示す。 f_{a1} 以外は高周波成分(実線)と低周波成分(点線)を持っており、このうち高周波成分は付加質量を見込んだ系の固有振動数にほぼ一致しており、振動系に支配された自励振動と考えられるのに対して、低周波成分は流水およびゲート形状に支配された渦励振と考えられる。

ここで、 f_{a1} の場合のみ一つの周波数成分だけが現れた理由は、第4章で述べた越流水膜振動の場合と同様に、系の固有振動数と渦発生周波数が近いために周波数のlock-in現象が生じているためと考えられる。また、越流水深が増加すると周波数は小さくなるが、自励振動では付加質量の増加が、また、渦励振では流速の変化(ストロハル数の低下)が原因と考えられる。

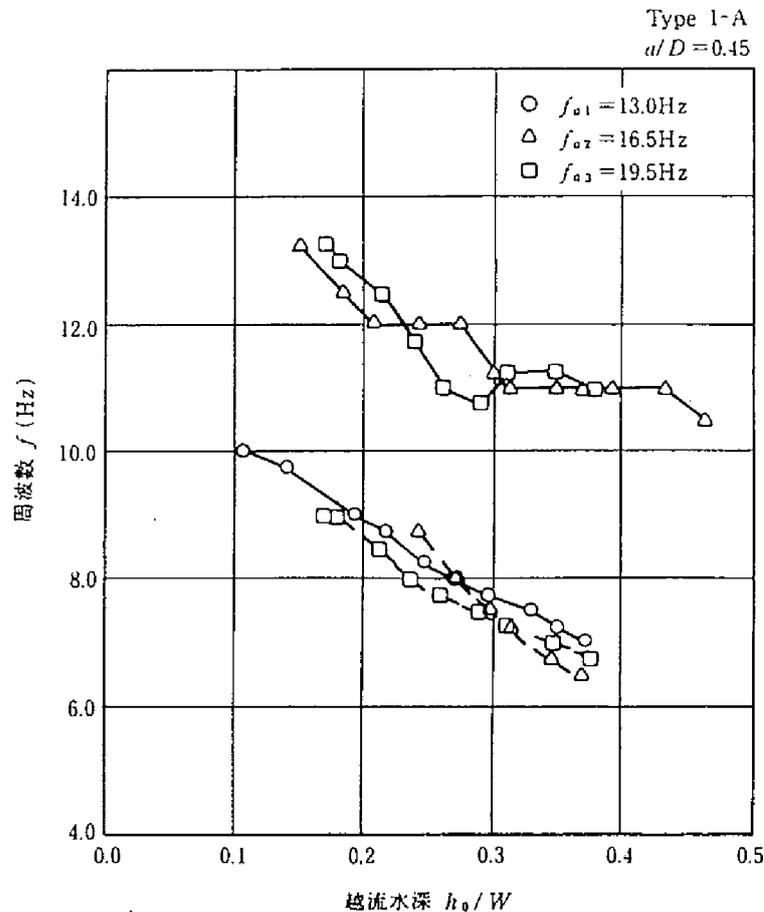


図-7.5 系の固有振動と振動周波数の関係

(3) 振動領域

固有振動数 f_{01} における上流側リップゲート (Type 1-A) の振動領域を図-7.6に示す。ゲート下端開度 a/D を一定のままに越流水深 h_0/W を増加させると振動も増大し、 $h_0/W = 0.2$ をピークに低減していく。 $h_0/W = 0.2$ の時のゲート直下流水位はゲート底板下流縁付近 (すなわち、 $h_1 = a + S$) にあるが、このとき、下流の水面変動によりゲート底面が圧力変動を最も受け易い状態となっている。さらに水位が上昇すればゲートは潜り状態となり、逆に、水位がゲート底面下流縁より下降すれば変動圧力面が小さくなり、ともに振動が生じにくくなる。これより、越流水深によって左右されるゲート直下流水深 h_1 が振動の大小を左右する一つの要素になっていると考えられる。

また、越流水深 h_0/W を一定としてゲート下端開度 a/D を上げていくと振動は増大し、ある開度でピークとなり、その後は減少する。ピークとなる開度は、低越流水深であれば低开度、高越流水深であれば高开度である。すなわち、振動の大小を左右するもう一つの要素は、ゲート下端開度と越流水深の関係であり、換言するとゲート下端放流量と越流量の関係である。

以上により、Naudascher や荻原らの指摘と同様に、上下端放流における振動の発生は、ゲート下流のオーバーフローとアンダーフローの流れの合流部にできる渦の発生と密接に関係している可能性が確認された。

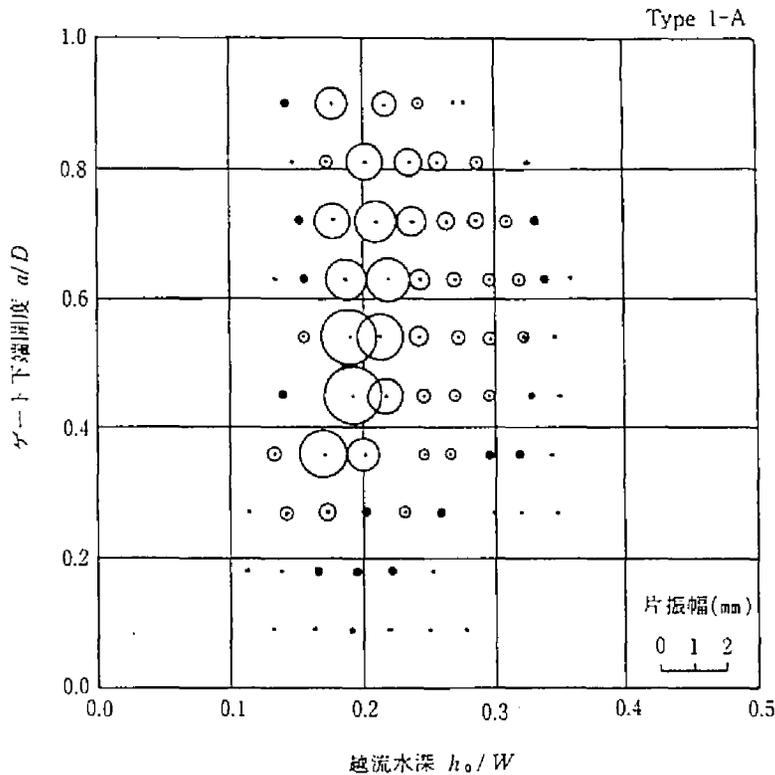


図-7.6 上下端放流ゲートの振動領域

(4) 換算流速の導入

図-7.6に示した振動領域で、横軸の越流水深を換算流速 $V_r = \sqrt{2g(h_u - h_l)}/fD$ で3次元的に表したのが図-7.7である。振動のピークは a/D にかかわらず $V_r = 2.3 \sim 2.5$ にあり、

Naudascher⁴⁾の下端放流のみによるゲート振動特性と類似している。このことは、上下端放流の場合も、振動周波数は下端放流による左回り渦により決定されている可能性を示している。

(5) 下流水深の影響

前項の振動が最大となる条件 ($a/D = 0.45$ 、 $h_0/W = 0.20$) において、下流水深 h_d/W を徐々に上げた場合の実験結果を図-7.8に示す。 $h_d \leq h_l$ の範囲においては h_d の影響はなく振動は変化しないが、さらに、 h_d を上げてゲート直下流水深 h_l と等しくなり、ともに上昇するようになると振動は減少する傾向にある。この原因は、ゲートが潜り状態となって圧力変動がゲート底面に作用しなくなるためと考えられる。

(6) 振動メカニズムの検討

上下端放流における振動の発生は、図-7.2に示すようにオーバーフローとアンダーフローの合流部にできる右回り渦と左回り渦の発生と密接に関係しているものと考えられ、これらの渦がゲート下端開度および越流水深によって変化する状況を図-7.9のように整理することができる。

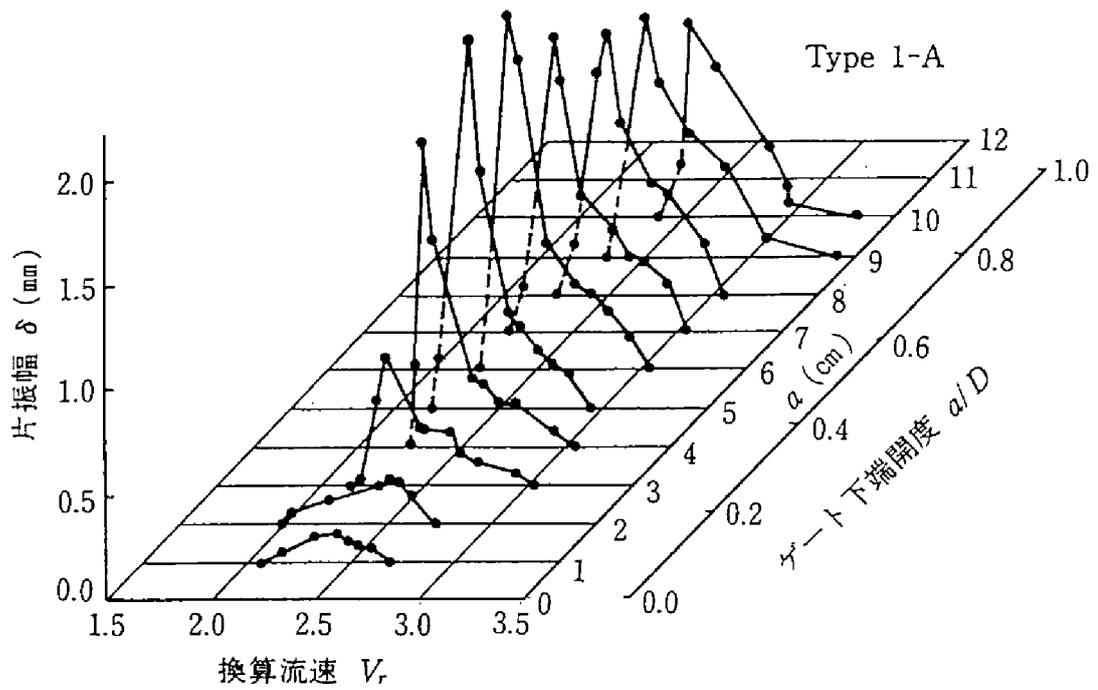


図-7.7 換算流速と振幅の関係

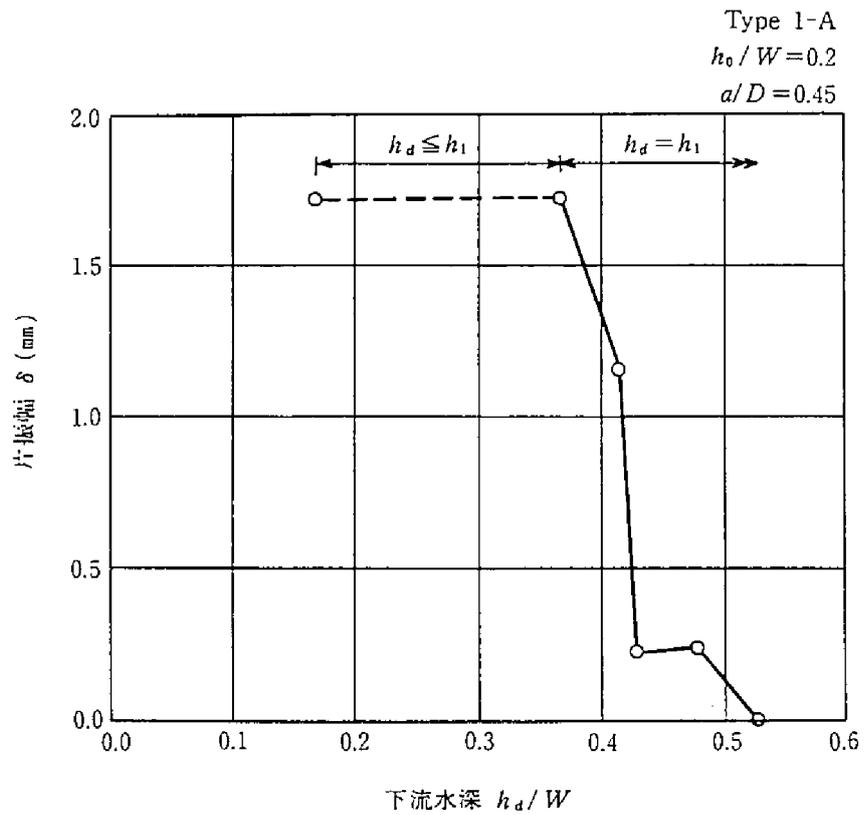


図-7.8 下流水深による影響

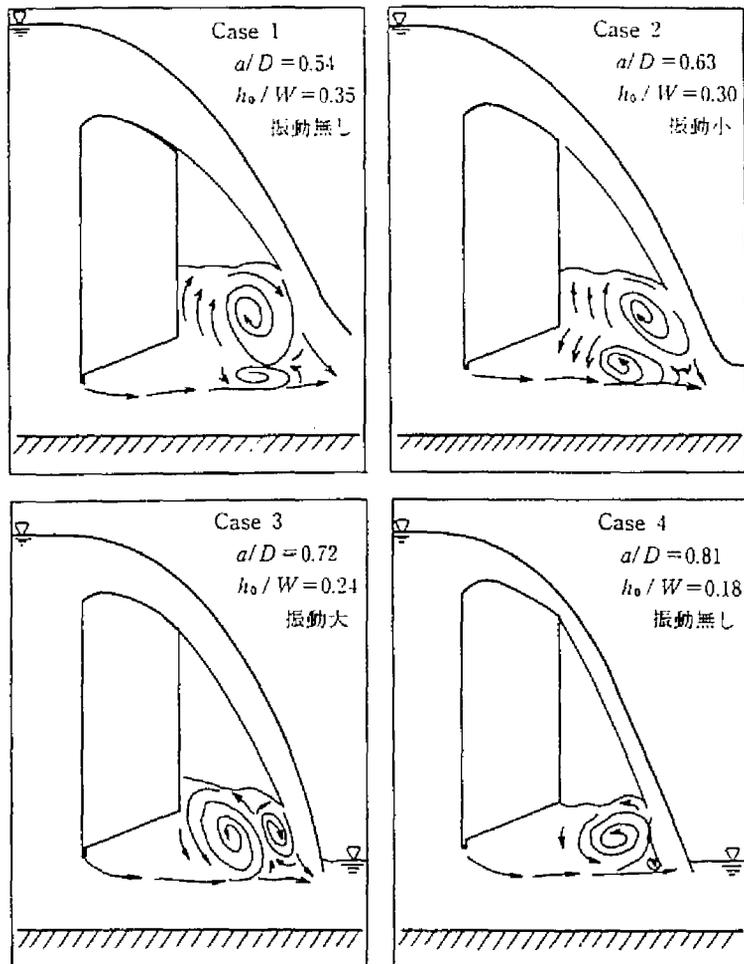


図-7.9 ゲート下流の渦の発生状況

① Case1 ($h_0/W=0.35$ 、 $a/D=0.54$)

右回りの渦が支配的となり、左回りの渦は小さい。(振動無し)

② Case2 ($h_0/W=0.3$ 、 $a/D=0.63$)

両方の渦が同規模に発生している。(振動小)

③ Case3 ($h_0/W=0.24$ 、 $a/D=0.72$)

左回りの渦は大きく、右回りの渦の影響によりゲート近くで発生している。(振動大)

④ Case4 ($h_0/W=0.18$ 、 $a/D=0.81$)

左回りの渦は大きい、右回りの渦がほとんど発生しないために、左回りの渦の位置はゲートから離れている。(振動無し)

上記4ケースを比較すると、振動の強弱は、左回りの渦の大きさとゲートからの距離に左右されている。つまり、図-7.6において振動の発生要素の一つとしてゲート下端開度と越流水深の影響を挙げたが、下端放流により発生した左回り渦が越流水脈により上流ゲート側に押し戻され、ゲート底面に圧力変動を与える Case3 のような場合が振動が最大となると考えられる。

そこで、Case3 における加速度、振幅、ゲート背面空気圧、ゲート底面圧およびゲート越流面圧の振動波形について、加速度を基準にそれぞれの位相差を求めたものを図-7.10に示す。

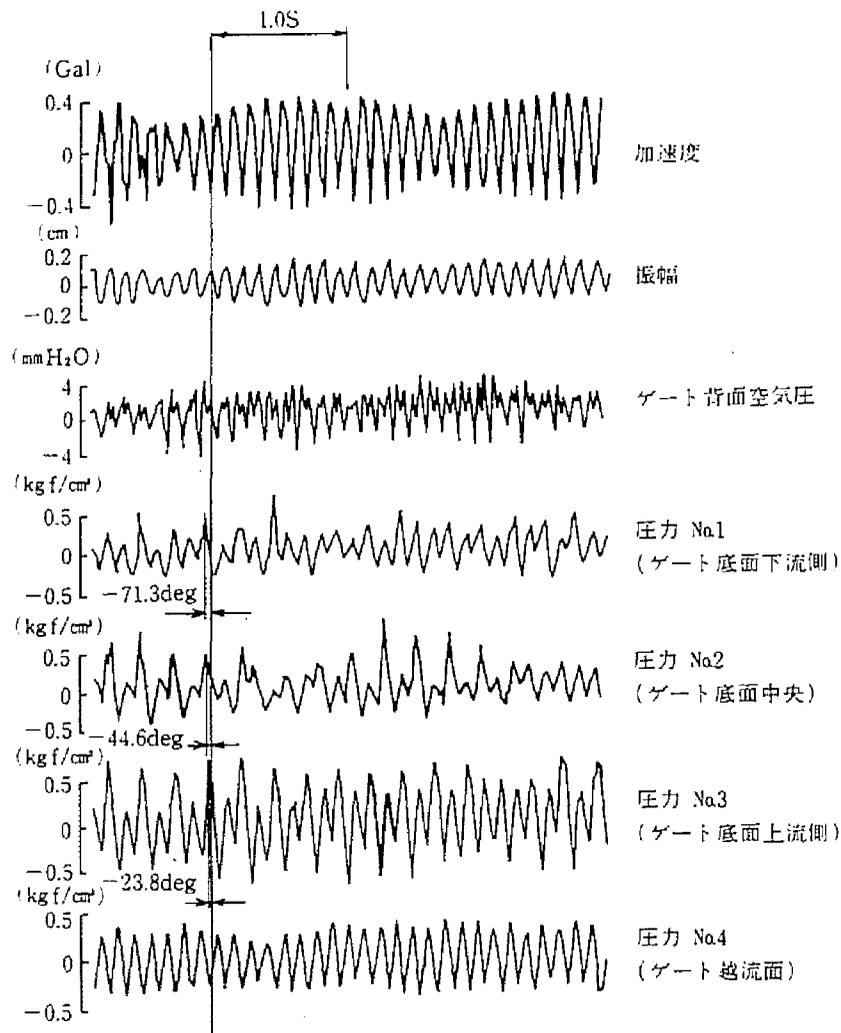


図-7.10 ゲート振動時の各種波形($a/D=0.72$, $h_0/W=0.24$)

i) 振幅

加速度と逆位相である。

ii) ゲート背面空気圧

加速度と同位相の波形と圧力 No.1 と同位相の波形があるが、これは、ゲートの鉛直振動とゲート直下流水面の変動の両者により空気圧変動が生じたためと考えられる。

iii) ゲート底面および越流面の圧力

ゲート底面に作用する変動圧力は、加速度および振幅に対して進み位相を有している。

ゲート底面の各ポイントでは上流側よりも下流側の方が進み位相となっており、アンダーフローにより生じた左回り渦が下流から上流へと伝わったためと考えられる。また、圧力 No.4 はゲート越流面であるため、加速度および振幅と同位相となった。

以上より、上下端放流による振動は、アンダーフローにより発生した左回り渦がオーバーフローにより上流ゲート側に押し戻されゲート底面に圧力変動をもたらすことによる渦励振が原因であることが確認された。

7.4 振動防止対策

前節で、上下端放流ゲートの振動がアンダーフローによって発生した渦による渦励振であることを述べた。従って、振動防止対策としては、このアンダーフローに対する対策が重要と考えられるが、振動の発生領域はオーバーフロー条件にも依存していることから、これら両者に効果的にアプローチすることが必要である。

(1) ゲート形状の影響

下端放流による渦が生じて、ゲートがこの渦による圧力変動を受けなければ振動は発生しない。そこで、ここでは、流れの剥離点の異なる上流側リップ(Type1-A)、下流側リップ(Type2-A)および中間リップ(Type3-A)のそれぞれのゲート形状について検討を行う。

図-7.11に、ゲート下端開度 $a = 5 \text{ cm}$ における振動レベルの変化を示す。Type1-AとType2-Aを比較すると、Type2-Aでは振動が低減されているが、ここで発生した振動はType1-Aとは異なっている。これは、流れがゲート下端上流縁で剥離し、リップ付近で再付着することが原因となっていると考えられるが、ゲート下端上流縁に円弧を設けると解消する。Type2-Aはゲート底面に渦による変動圧力が作用しないことから、上下端放流に対して振動を生じにくい形状と判断される。

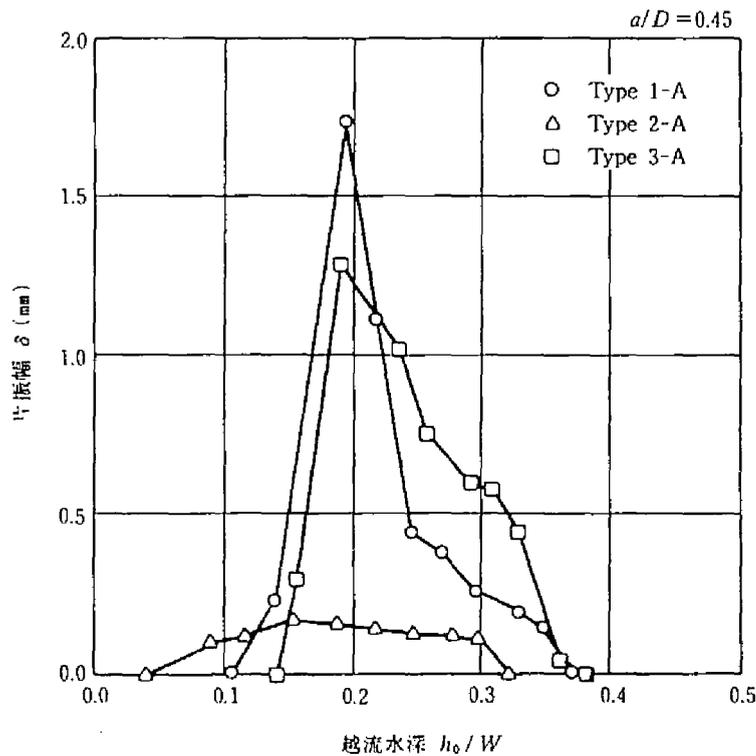


図-7.11 ゲート形状による影響

Type3-AはType1-Aと同様な振動が発生しており、この形状で振動を防止する効果は期待されない。この形状は、上流面の切上げによりゲート操作時の開閉荷重を減らすものであるが、上下端放流に対しては底面下流に圧力変動を受けることからType1-Aと同様と考えられる。

(2) スポイラの影響

スポイラは、越流のみの場合においても水膜を分断することにより、ゲート下流に形成される空洞内の圧力変動を開放し水膜振動を防止する効果があることを前章までに述べたが、上下端放流ゲートにおいても、ゲート下流の空気圧変動を開放することによりゲート直下流に発生する渦を小さくできる可能性がある。

スポイラにより越流水膜を分断した結果を図-7.12に示す。Type1-A-S1は $h_0/W \leq 0.2$ で水膜は分断され、Type1-Aの振動のピークは防止することができるが、 $h_0/W > 0.2$ になるとType1-Aと同程度の振動が生じる。これは、スポイラの水膜分断効果がなくなるためと考えられ、Type1-A-S2のように突起状とすれば実験条件における全ての越流水深で振動は発生せず、振動防止対策として有効であることが確認された。

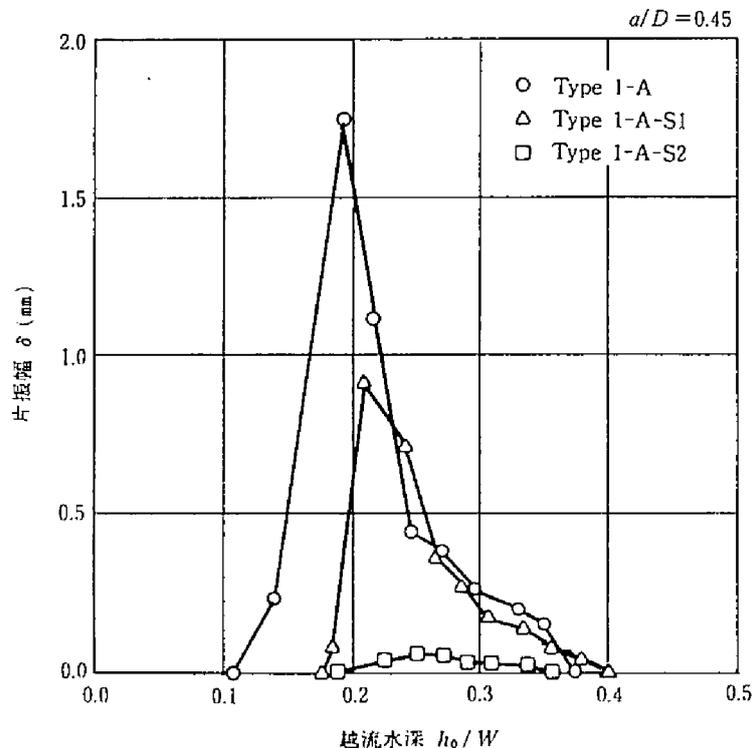


図-7.12 スポイラによる影響

(3) 水路底面切下げ位置の影響

上下端放流による渦が生じて、ゲートに圧力変動が作用しないように水路底面形状を切下げとすることが考えられる。図-7.13に、この切下げの有無と切下げの位置による振動特性

の変化を示す。切下げの無い水路底面 (Type1-A) は、越流水深 $h_0/W=0.2$ でピークとなるが、水路底面の切下げ位置がゲートから離れているタイプ (Type1-B) は $h_0/W=0.2$ では振動は起こらない。さらに、 h_0/W を上げた場合、Type1-B は Type1-A より振動はやや大きくなるが、これは Type1-B の場合に、 h_0 が変化しても切下げの影響でゲート直下流水深 h_1/W がほとんど変化せずに、振動し易い状態が維持されるためと考えられる。

Type1-C では振動が起こらないが、この場合、下部流れが射流となりゲート底板に変動圧力が作用しないためであり、また、下流水位を強制的に高くしても、水路底面を切り下げているために右回りと左回りの渦の合流点は、ゲート敷高より低く、かつ、遠くなっており振動はほとんど起こらない。

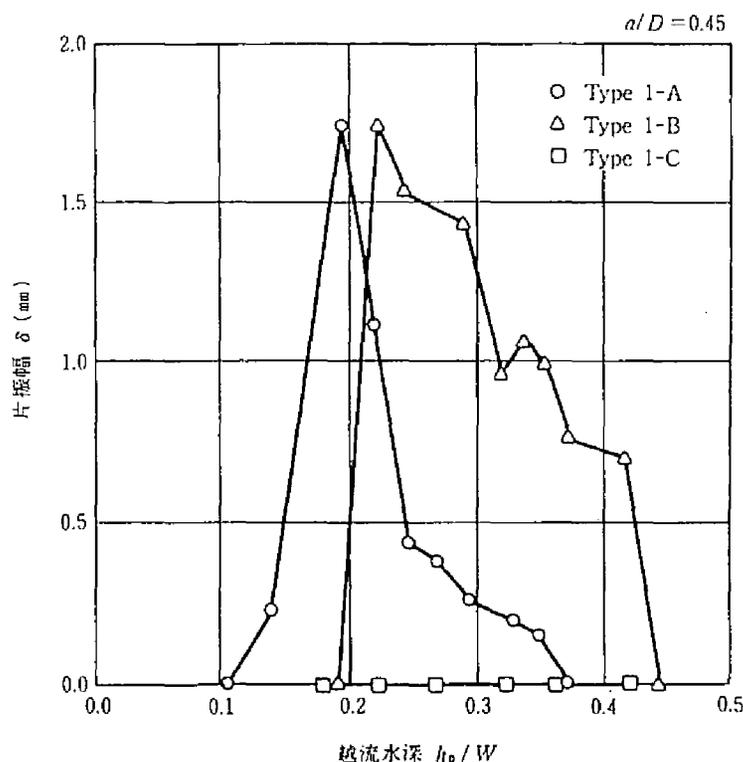


図-7.13 水路床切下げによる影響

以上のように、水路底面を切下げるとは、渦をできるだけゲートから遠ざけて底面に圧力変動を作用させない効果があるが、その切下げ位置は越流水の落下点よりゲート側でなければ振動防止とはならないと考えられる。堰のゲートの場合には、河床がほぼ水平であるために、切下げ形状とするためには、逆にゲート敷高を上げることが必要となるが、ダムの越流部の場合などでは、越流部下流が滑らかな斜面形状であるために、上下端放流を行っても Type1-C のようなゲートと越流面形状の関係であれば振動を生じる可能性は少ないと考えられる。

7.5 結語

本章では、シェル構造ローラゲートを対象に、越流に加えて下端放流を行う場合のゲートの振動特性と振動防止対策について、水理模型実験による検討を行った結果、過去の研究報告と同様に、特定の放流条件においては上下端放流時に激しい振動が発生することが確認された。しかしながら、振動の発生領域は限定されており、ゲート基本諸元の計画段階から、ゲート扉高に対する越流水深を振動の発生する最小値以下にすることや、ここで検討を行った種々の振動防止対策を合わせて行うことにより、この振動問題を回避することは可能と考えられる。

本章で得られた知見をまとめると以下のとおりである。

- ①上下端放流時の振動は渦励振と考えられ、系の固有振動数が渦の発生周波数に近いと非常に大きな振動となる。
- ②振動発生の直接原因は、アンダーフローとオーバーフローの合流部に生じる渦であり、特に下端放流による左回り渦がゲートに近づく $a/D=0.4\sim 0.6$ 、 $h_0/W=0.2$ ($V_r=2.3\sim 2.5$) で振動が大となる。
- ③振動防止対策としては、以下の方法が有効であることが確認された。
 - イ) 振動がピークとなる放流条件を避けるよう設計するか、止むを得ない場合は、この区間はゲートを止めずに連続操作とする。
 - ロ) 下流側リップゲートとして流れの剥離点をゲート下流縁にする。
 - ハ) ゲートリップと越流水の落下点の間で切下げた水路底面形状とし、ゲート直下流に生じる渦をゲートから遠ざける。
- ニ) 越流部にスポイラを設置し、ゲート背面の空気圧変動を開放することによりオーバーフロー及びアンダーフローにより生じる渦を小さくする。

参考文献

- 1)Naudascher,E. : Vibration of Gates during Overflow and Underflow, Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of ASCE, Vol.87, HY5, 1961.9, pp.63-86.
- 2)荻原国宏 : 開水路中のスルースゲートの振動に関する基礎的研究,土木学会論文集,第 141 号, 1967.5, pp.31-41.
- 3)角 哲也, 森 英高 : 上下端放流時のシェル構造ローラゲートの振動特性, 土木技術資料, Vol.33, No.3, 1991.3, pp.47-53.
- 4)Thang,N.D. and Naudascher,E. : Vortex-Excited Vibrations of Underflow Gates, Journal of Hydraulic Research, IAHR, Vol.24, No.5, 1986, pp.133-151.

第8章 結論

水が一定の幅で越流し空中を落下する流れは、自然現象としての滝、ゲートなどの水理構造物からの越流、さらには都市公園における噴水に至るまで、さまざまな場所で発見することができる。この越流流れは、時として流れの不安定性による振動を生じることがあるが、振動が発生する場合の越流水深が径間幅や落下高さに比べて極めて小さく、いわゆる水膜状の場合に確認されることから、この現象は水膜振動と呼ばれている。この水膜振動は、現象自体は単純であるものの、振動主体が極めて柔な水膜であることから、流れによる水膜自身の不安定性のみならず、水膜背後の空洞の圧力変動やゲート構造物の振動などが、容易に水膜の振動そのものに影響を及ぼす可能性があり、従来よりその根本的な原因の解明が進められて来なかった。

また、振動防止のための対策手法として、水膜を分断するスポイラが一般的に設置されているものの、その効果を検証するためには径間方向に一様と仮定する2次元的な検討では不十分であり、越流幅や水膜分断幅の影響を考慮する必要があると考えられるが、既往の研究ではこのような検討は行われていない。本論文は、この水膜振動現象に関する既往の研究を踏まえて振動の発生メカニズムを解明するとともに、水膜幅が振動に及ぼす効果に着目して、振動防止の原理を究明し、その成果を取りまとめたものである。

まず第1章では、水理構造物における振動現象の分類と、その中における越流水膜の振動現象の位置付けについて整理を行った。さらに、水膜振動の結果として発生する低周波空気振動について、その定義と特徴について記述した。

第2章では、各種の水理構造物で確認される水膜振動について、その特徴を概観するとともに、越流式ゲートを対象にスポイラを用いた対策の現状について整理を行った。まず、砂防ダムにおける水膜振動は、水膜両端が開放であることと、振動発生の可能性の高い越流水深が比較的長期間続く可能性があることが特徴であることを述べた。次に、越流式ゲートの代表的事例として、瀬田川洗堰ゲートを取り上げて、実際のゲートを用いて行われた放流試験結果の概要を述べた。放流試験から得られた知見は以下のようにまとめられた。

- ①薄い水膜では落下する過程で膜が破れてしまい、また厚い水膜では膜の慣性力が大きくなり過ぎることにより振動の発生は見られず、水膜振動の発生はある特定の越流水深の範囲に限定される。
- ②振動する水膜は径間方向に数列の横縞模様を呈し、それぞれ水膜の凹凸に対応している。
- ③水膜振動の発生周波数は、数 Hz から 20Hz 程度であり、ゲートの固有振動数よりもかなり小さく、ゲートの振動自体は水膜振動の発生源ではない。
- ④振動発生中の水膜と背後の壁面で囲まれる空洞内の音圧レベルは他よりも高く、また、水膜落下点に緩衝材を設置して空洞内の圧力変動が生じないようにすると振動の発生が抑制されることから、空洞の存在が水膜振動の発生に大きく関係している。

また、このような水膜振動は、都市公園における噴水やアーチダムの高圧ローラゲートの部分

開度放流時にも発生する可能性があることを述べた。さらに、以上の各種の水理構造物において発生する水膜振動について、落下高、径間幅、可動部の有無などの水膜の基本的な諸元について各構造物ごとに比較整理を行った。

次に、こうした水膜振動に対する振動防止対策の現状について、特にスポイラにより水膜を一定間隔で分断する方法について整理した。スポイラ形状は三角錐型の採用事例が最も多く、また水膜の分断間隔となるスポイラの設置間隔は3 m程度以下が一般的であることを示した。なお、必要なスポイラの設置間隔は落下高に比例するとの既往の研究があるが、実績からはむしろ落下高が大きいものほど間隔が狭くなっており、水膜分断の考え方を整理する必要性が高いことを指摘した。

第3章及び第4章においては、水膜振動の基礎理論に関する整理を行った。まず第3章では、落下する水膜の軌跡及び振動する水膜の基本的な流況の整理を行い、これらは以下のようにまとめられた。

- ①越流水膜の落下軌跡は、越流水深が小さい場合ほど、また、落下するほど自由落下曲線との乖離が大きくなり、その理由は、薄い水膜ほど落下水量に対する表面積、すなわち、せん断抵抗が増大し、また、水膜の変形による形状抵抗も大きくなることによるものと考えられる。
- ②振動発生時の水膜においては、個々の水粒子は飛翔距離の徐々にずれた放物線状に放出されており、これら軌跡の異なる水粒子の集合体を瞬間的に見ると激しく波打つ形状に見られるが、水粒子そのものは前後方向には振動していない。
- ③落下高が1.5 m程度以下の低落差の水膜は風の励起により始めて振動を生じるが、振動は水膜の落下点付近から発生し、次第に水膜の上部に伝搬する。

さらに、水膜振動に関する既往の研究について整理を行い、水膜背後の空洞が水膜振動に及ぼす影響の観点から考察を行った。既往の研究では、水膜背後の空洞の圧力変動やゲートの振動と水膜振動の関係から振動が成立するための周波数条件を導いたものが多いが、水膜振動が発生するための条件や発生した場合の振動周波数を明らかにするためには、水膜自体の不安定性に関する検討が必要であることを指摘し、第4章において詳細に検討を進めることとした。

第4章では、水膜振動のメカニズムについて、発生メカニズム及び増幅メカニズムの観点から、既往の研究を踏まえた理論の構成と水理模型実験による理論の検証を行った。発生メカニズムとして、水膜振動に類似する現象である Edge Tone 現象について整理を行った結果、振動の主体や媒体の流体特性が異なるものの、振動発生の非線形性やヒステリシス性など極めて多くの類似点を有しており、ともに主流と媒体の境界面における不安定性が振動発生の原因と考えることができることが明らかとなった。Hagerty and Shea は、この流れの境界面における不安定性に関して一般化されている Kelvin-Helmholtz 型の不安定問題から水膜の不安定限界を導いており、彼らの整理に従って不安定限界となる周波数を求めた結果、空気の密度及び表面張力を一定とすれば、水膜の落下流速が大きいほど、また、鉛直上向きの空気流速との相対速度が大きいほど限界周波数が大きくなることが明らかとなった。

一方、第3章でも考察を行った水膜背後の空洞の効果については、Edge Tone 現象に対する

共鳴管の影響を検討した Nyborg の研究からも明らかなように、水膜振動に対して空洞は増幅メカニズムの役割を果たしていると考えられ、ここでは Helmholtz の共鳴器理論から導かれる空洞の固有振動数が重要であることに注目して整理を行った。なお、この固有周波数は空洞容積及び水膜厚が大きいほど、また水膜の開口部面積が小さいほど振動数は小さくなることを明らかにした。

次に、これら水膜振動の発生メカニズム及び増幅メカニズムを具体的に検証するために、まず、水膜自体の不安定性に関係する落下流速、空洞－水膜の振動系の固有振動数に関する空洞容積、水膜厚、落下高などの個々のパラメータを独立して変更することが可能な鉛直落下水膜モデルを用いた実験的検討を行った。また、実際の越流水膜における振動現象を再現するために、ゲート形状、ゲート起立角度、水膜背後の空洞の固有振動数、さらには、ゲートの固有振動数の影響を確認するためのゲートの強制加振周波数などのパラメータを変更することが可能なフラップゲート越流水膜モデルを用いた実験的検討を行った。さらに、これらの実験的検討の結果及び既往の研究における検討結果を用いて、水膜振動の発生範囲及び発生周波数に関して整理を行った。水膜振動の発生範囲は、落下高が大きくなるほど振動を生じる越流水深も大きくなり、特に、落下高が1.5m程度以下では、風による励起無しに振動を発生することは少なく、これを限界水深で無次元化すると $10 < H/h_c < 100$ を基本とすればよいことが明らかにされた。一方、発生周波数は、ストロハル数で整理すると $0.2 < S_{vc} < 3$ 程度であり、また、Schwartz の $K+1/4$ 則で整理すると、従来からの上限である $K=12$ 程度よりも高い $K=20$ 程度まで発生する可能性があることが確認された。

以上の検討結果をもとに、水膜振動の基本的なメカニズムは、以下のようにまとめられた。

- ①水膜の振動は、水膜と空気の相対速度に起因する圧力変化と表面張力のバランスにより決定される水膜境界面の不安定性により発生する。
- ②背後の空洞が開放されている場合には、水膜が薄い場合には水膜単独で振動を生じる可能性があるが、水膜が厚くなると振動は生じない。
- ③水膜背後に密閉された空洞が存在する場合には、存在しない場合に比べてより厚い水膜でも水膜振動が発生する。これは、空洞が密閉されていれば水膜の振動による水膜落下位置の変動が空洞内の圧力変動をもたらす、これが落下する水膜の軌跡変動にフィードバックされることになり、空洞が水膜振動の増幅メカニズムとして機能するためである。
- ④空洞内の圧力変動がさらにゲート振動をもたらす場合には、水膜の放出角の変化により落下軌跡が大きく変動することから、ゲート振動も水膜振動の増幅メカニズムとして位置付けられる。
- ⑤水膜振動の発生周波数は、空洞の有無やゲート振動の有無に係わらず水膜本来の不安定性から得られる限界周波数に依存し、かつ Schwartz の $K+1/4$ 則にほぼ従うように決定される。
- ⑥水膜振動が最大となるのは、水膜不安定性から得られる限界周波数と空洞の固有振動数やゲートの固有振動数が一致する場合である。
- ⑦ゲートの固有振動数が水膜振動の発生周波数に近い場合には、lock-in 現象により水膜振動

の周波数がゲートの固有振動数に影響される可能性がある。

すなわち、水膜振動の発生メカニズムとしては、流れのエネルギーを有する水膜が、空気との相対速度によって規定される水膜の不安定性条件を満足すると、水膜内外の圧力差と表面張力のバランスのもとに水膜の変形が生じ、これが音響エネルギーに変換されることにより低周波空気振動が発生する、また、増幅メカニズムとしては、落下する水膜に作用する水膜背後空洞の圧力変動及び水膜の放出点に作用するゲートの振動の二系統が存在し、それぞれ固有の周波数を有して水膜振動を増幅させる、ものと整理される。ところで、こうした振動を防止するには、これらメカニズムの各部分にアプローチすることが重要であり、特に、スポイラによる水膜の分断効果を検証するためには、水膜の径間方向の幅の効果を考慮する必要があり、次の第5章において検討を進めることとした。

第5章では、水膜振動の防止対策としてのスポイラによる水膜分断の具体的効果を検証するために、まず始めに、水膜の3次元性が与える水膜振動への影響について、水膜の越流幅、分断間隔、落下高などのパラメータを変化させることの可能な3次元越流水膜モデルを用いて実験的検討を行った。これらの結果は以下のようにまとめられた。

- ①単一水膜の振動では、越流幅が3 mより小さくなると急激に単位幅あたりのPWLが低下し、両端開放条件でも越流幅が3 m以上あれば空洞内部の圧力変動が十分に開放されない。
- ②越流幅が3 mで両端開放の水膜と片側が側壁に接する水膜では約10dBの音圧レベル差があり、水膜を側壁から離すことにより音圧レベルが大きく低減される。
- ③水膜を2 m程度以下に分断すれば、複数の水膜が連続していても水膜振動はほとんど発生しない。
- ④単一水膜では、越流幅が1 mから6 mに増加することにより音圧レベルが最大となる越流水深が2 cmから6 cmに大きくなり、厚い水膜でも振動が発生する。
- ⑤同一の越流幅では、両端開放、片側開放、両端密閉の順に、音圧レベルが最大となる越流水深が大きくなる。

以上のように、3次元越流水膜モデルにより水膜分断の効果を具体的に検証することができた。次いで、振動防止のメカニズムを明らかにするために、StewartがHelmholtzの音の共鳴に関する理論を発展させて開発した音響フィルタのうち、high-passフィルタ理論の適用性について検討を行った。水膜をスポイラにより分断すると、あたかも空洞に一定間隔の開口部を設けた状況に類似し、Stewartのhigh-passフィルタにおける主管の断面積を水膜軌跡～背面～落水面で囲まれる空洞断面積に、頸管設置間隔をスポイラ間隔に、また、頸管断面積をスポイラによって分断された水膜開口面積に、それぞれ等価と考えることができる。これにより、空洞が一定の周波数以下の圧力変動を吸収するcut-off周波数を求めることができるが、Stewartの理論によればこのcut-off周波数は、水膜分断間隔が大きくなる程、また、水膜開口幅が小さくなる程低下する。

一方、第4章では、水膜の落下流速および鉛直上向きの風速の相対速度から決定される水膜振動の限界周波数を求めたが、上記のスポイラにより分断された空洞のcut-off周波数が、この限界周波数を上回ることが振動防止のための条件となることが考えられる。そこで、一般的な条件である落下高1 m以上、風速0 m/sを仮定して、上記の条件を満足する必要なスポイラ間隔を求めると3 m以

下が得られ、従来からの知見と一致することを指摘した。

また最後に、これらの振動防止対策に関する理論的整理を踏まえて、瀬田川洗堰ゲートと寒河江ダムクレストフラップゲートを対象に実際のゲートにおける検証を行った結果、適切にスポイラを設置することにより水膜振動を抑制することが可能であること、また、ゲート先端部において径間方向の水膜断面形状を乱すことを目的とするスポイラは、振動の発生可能な越流水深に対して十分な突起長さを確保する必要があることを示した。瀬田川洗堰ゲートの放流試験においては、スポイラを設置しない場合に水膜振動によって発生する低周波空気振動を現地計測しているが、水膜振動を防止するとともに、仮に発生した場合の影響を予測しておくことが重要であり、この低周波空気振動レベルに対する検討を第6章の目的とした。

第6章では、まず始めに、3次元越流水膜モデルによって計測された音圧レベルをもとに、低周波空気振動の音源特性及び伝搬特性を明らかにした。第4章において、落下する水流の位置および運動エネルギーが落下の過程で音響エネルギーに一部変換されることを示したが、水膜振動が発生する場合には特に低周波成分に大きく変換されていることが予想され、このエネルギーの変換効率の変化を考慮した低周波空気振動レベルの予測式について検討を行った。ここで得られた知見は以下のとおりまとめられた。

- ①低周波空気振動の音源は水膜落下点の線音源であり、Schwartz の $K+1/4$ 則における、最後の $1/4$ 波長分の上下流方向の往復運動と対応しているものと考えられる。
- ②水膜端部が側壁に接する場合及び片側のみ接する場合には、見かけ上の越流幅を増加させることにより両端が側壁に接しない水膜と同様に扱うことができる。
- ③水膜振動による低周波音圧レベルは、振動を生じない場合の水流のエネルギーの音響エネルギーへの変換効率に対して水膜振動発生時の補正を行うことにより予測することができる。なお、越流幅が6 m程度以下の場合には、水膜振動の振幅に関する音響エネルギーへの変換効率の補正值は越流幅の関数となる。

さらに、得られた予測式を用いて瀬田川洗堰における実機ゲートを対象とした計測結果の検証を行い、十分な適用性があることを示した。

以上により、水膜振動に関する基本的な事項である、発生メカニズム、振動防止対策及び低周波空気振動の影響予測について整理したが、一般的なシェル構造ローラゲートなどにおいては、実際のゲートの開閉時に越流と同時に下端放流が生じる場合があり、この上下端の同時放流時には、越流水膜単独の振動に加えて、越流水と下端放流水によりゲート下流に形成される渦がゲート自体の振動を誘発させることが知られている。

そこで、第7章では、この上下端同時放流に伴う振動現象に関して、ゲート下流に発生する渦と振動の関係、振動の発生領域及び振動のピーク等を明らかにすることを目的に、シェル構造ローラゲートを模した水理模型を用いて実験的検討を行った。また、振動防止対策として、越流水膜振動において検討対象としたスポイラによる水膜の分断とともに、下端放流に対するゲートリップ位置などのゲート形状の相違や水路底面切下げ位置の変化などが振動の発生に及ぼす影響についても検討を行い、これらの結果は以下のとおりまとめられた。

- ①上下端放流時の振動は渦励振と考えられ、系の固有振動数が渦の発生周波数に近いと非常

に大きな振動となる。

②振動発生の直接原因は、アンダーフローとオーバーフローの合流部に生じる渦であり、特にゲート開度と越流水深の条件により下端放流による左回り渦がゲートに近づく場合に振動が大きくなる。

③振動防止対策として以下の方法が有効である。

イ) 振動がピークとなる放流条件を避けるよう設計するか、止むを得ない場合は、この条件下ではゲートを止めずに連続操作とする。

ロ) 下流側リップゲートとして流れの剥離点をゲート下流縁にする。

ハ) ゲートリップと越流水の落下点の間で切下げた水路底面形状とし、ゲート直下流に生じる渦をゲートから遠ざける。

ニ) 越流部にスポイラを設置し、ゲート背面の空気圧変動を開放することによりオーバーフロー及びアンダーフローにより生じる渦を小さくする。

本論文で得られた成果は以上であるが、序論でも述べたように、越流する流れは、多くの利点を有しており、また、日常的に見られる現象である。その越流する流れの唯一の問題点とも言える水膜振動現象について、既往の研究をも踏まえて、基本的な振動発生のメカニズムから振動防止対策の考え方までを体系的に取りまとめることができたものと確信している。

これらの成果により、今後の越流式ゲートを初めとする水理構造物の設計及び振動防止対策をより合理的に行うことができれば幸いである。なお、最後に指摘したいのは、ここで対象とした越流単独の場合の振動や上下端放流の場合の振動は、いずれもその発生条件は限定されており、いかなる条件でも振動が発生するわけではないことである。従って、当該施設で常時放流することとなる流量がある範囲で想定されれば、その越流水深における振動発生の可能性を径間幅や扉高などをもとに推定することは可能であり、こうした検討をゲートの基本諸元の計画段階から十分に行っておくことが最も重要と考えられる。

謝辞

本研究の取りまとめにあたり、終始懇切なる御指導、御激励と、細部にわたる御教示を賜りました京都大学工学研究科 教授 村本嘉雄先生に深甚なる謝意を表する次第です。また、著者の学生時代から今日まで、惜しみない御指導をいただき、また、本研究をとりまとめる機会を与えていただきました京都大学工学研究科 教授 田村 武先生、さらに、本研究に対する細部にわたる御教示を賜りました京都大学工学研究科 助教授 細田 尚先生に感謝の意を表します。

本研究の発端は、瀬田川洗堰のバイパス水路の建設にあたり、現在の洗堰ゲートを用いた放流試験に著者が参加する機会を得たことにあります。当時、(財)ダム技術センターに設置された堰構造振動特性検討委員会の委員長であり、また、建設省土木研究所の大先輩でもある京都大学名誉教授 中川博次先生には、大いなる御指導、御激励をいただきました。また、元近畿地方建設局琵琶湖工事事務所 所長、土木研究所前地質官の竹林征三博士(現、(財)土木研究センター風土工学研究所長)には、鋭い着想と行動力で、放流試験の実施から本研究の取りまとめに至るまでを導いていただきました。さらに、瀬田川洗堰における放流試験および水理模型実験を通じて、元京都大学工学部土木工学科講師(現、米国 Bucknell 大学助教授) Charles.W.Knisely 先生には、水膜振動の発生メカニズムの考え方に関して貴重な御助言をいただきました。謹んで感謝の意を表します。

本研究は、建設省土木研究所ダム部ダム水工研究室における研究課題「水流におけるゲートの振動に関する研究」の一部を構成するものであり、同研究所の歴代ダム部長である藤本 成氏(現、(株)アイ・エヌ・エー筑波研究所代表取締役社長)、下村 周氏(現、(財)ダム水源地環境整備センター理事)、藤澤侃彦氏(現、(財)ダム技術センター技術第二部長)および上阪恒雄部長、並びに、前ダム水工研究室長(現、土木研究所ダム新技術研究官)高須修二氏および柏井条介室長には、本研究を存分に進められる環境を整えていただくとともに、貴重な御指導、御激励をいただきました。心より御礼申し上げます。

さらに、本研究における実験的検討は、土木研究所ダム水工研究室に所属された歴代の交流研究員である大久保 精二氏(現、三菱重工業(株))、中島康夫氏(現、(株)栗本鐵工所)、森英高氏(現、三菱重工業(株))、河合廣治氏(現、(株)栗本鐵工所)の成果に大いによるところであり、ここに記して厚く御礼申し上げます。

また、土木研究所ダム水工研究室の箱石憲明氏(現、資源エネルギー庁)、安達孝実氏(現、建設省大臣官房技術調査室)、菅原崇之氏(現、東北地方建設局摺上川ダム工事事務所)には、現状技術の整理並びに実験的検討の実施に関して、また、ダム水工研究室及び水工水資源研究室の各位には、研究全般に対して、多大な御協力を賜りました。さらに、建設省近畿地方建設局琵琶湖工事事務所ならびに(財)ダム技術センターには瀬田川洗堰の放流試験に関して、ま

た、建設省東北地方建設局新庄工事事務所には舂玉砂防ダムに関して、それぞれ貴重な資料の貸与をいただきました。ここに記して感謝申し上げます。