

# 空気タービン式波力発電装置の弁圧力損失に関する試験

高橋賢一\*<sup>1</sup> 中西幸一\*<sup>1</sup> 甲斐源太郎\*<sup>1</sup>

空気タービン式波力発電装置“海明”で使用されている空気流整流装置の効率を高めるために、実機の縮尺模型を用いて、空気流通路内の空気圧力損失を減少させる方法について、試験的な検討を行った。模型試験の結果から、弁重量の変化および弁窓部流通口面積の変化による影響はたいへん大きいことが明らかとなった。また、空気流案内板を設けた場合の効果は、僅かに空気圧力損失の減少が認められたが、実用上は必要でないことがわかった。

## Model Test on the Loss of Air Pressure in an Air Turbine Wave Power Generating System

Ken-ichi Takahashi\*<sup>2</sup>, Koichi Nakanishi\*<sup>2</sup>, Gentaroh Kai\*<sup>2</sup>

This paper presents the results of an experiment which was performed using scale models to find a design method for reducing air pressure loss in the airrectifying system of the KAIMEI.

The tests revealed that the efficiency of this system depends greatly on the weight of flap valves and the area of the openings, but has almost no dependency on the addition of guide plates to air flow in practical use.

### 1. はじめに

海洋科学技術センターは、1978年9月より1980年3月までの期間に2回にわたり、実海域において大規模な波力発電の実験を行った。

この実験では、波エネルギーは一度、空気エネルギーに変換された後、この空気流がタービン発電機を駆動し、発電する方式が採用された。

この空気タービン発電方式の特徴は、波エネルギーが電気エネルギーに変換されるまでの装置の構造が極めて単純であるので、装置全体の製作価格および運用、保守等の経費が比較的安いことである。

この方式では、発電装置が三つの部分から構成

される。すなわち、

1) 波面の上下動で空気の流れを発生させるための空気室。

2) 頻りに方向を変える空気流から、一定の方向へのみ流れる空気流を作るための整流機構、および

3) タービン発電機

この空気整流機構については、構造上および保守作業上の得失から、いくつかの方法が提案されてきたが、この実験では、可動弁を用いた4枚弁方式が採用された。さらに、空気出力平滑化の方式としてダンパータンク方式が提案され、これらを組み合わせて、出力向上を目的としたさまざま

\*<sup>1</sup> 海洋利用技術部

\*<sup>2</sup> Marine Exploitation Technology Department

また試験が行われた。しかし、この弁方式において最も重要と思われる空気流通路内の損失、すなわち弁板自体の重量、弁窓部の流通口ならびにその周辺部における、流出入口の形状を考慮した弁の動作特性に関する詳細な試験は行われていなかった。

本試験では、弁を使用した空気流整流方式の性能の向上を図るために、弁の動作特性を把握し、弁の重量と弁窓部流通口の面積を変化させて、空気圧力および空気出力におよぼす影響を調べた。また、弁窓部周辺の流通路内に数種類の空気流案内板（カバープレート）を取り付けて、圧力損失の減少等について効果が期待できるかの確認を行った。

## 2. 原理

### 2.1 空気圧力損失

空気流整流方式を採用した波力発電装置において、空気室内の水面変動によって発生する空気圧力には、実際の場合、次のような圧力損失が生ずるものと考えられる（図1参照）。すなわち、

i) 実機製作上における装置の構造および強度から、必然的に設けられる空気室の開口部  $S_1$  によって生じる圧力損失。

ii) 空気流整流のために設けられた弁窓部  $S_2$  を通過する際に生じる圧力損失。

iii) その他の圧力損失として、 $S_1 - S_2$  間における流路の損失が考えられるが、これらは小さいものと考えられる。

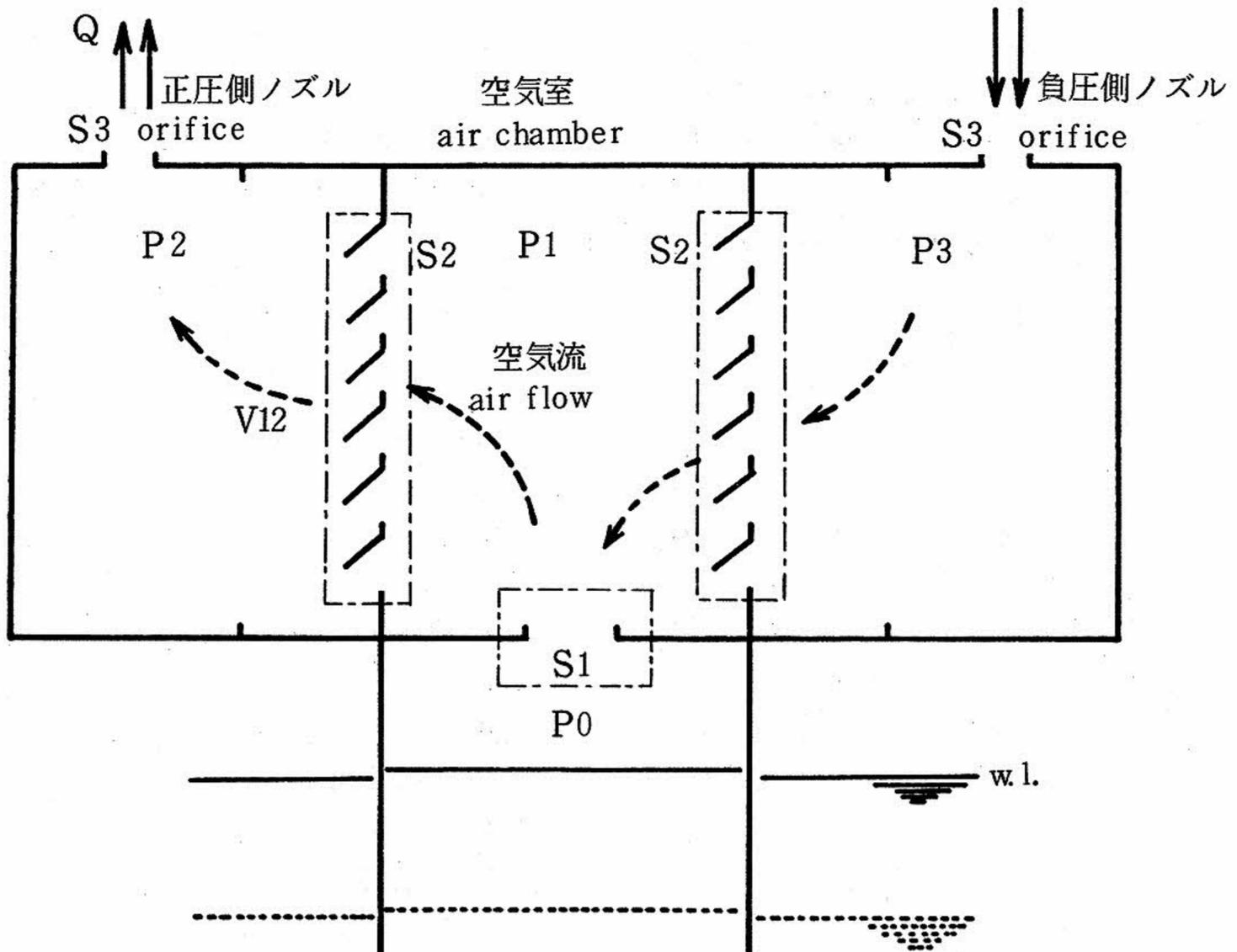


図1 4枚弁方式の原理図  
Schematic diagram of 4 valve type

また、ダンパータンク方式を採用した場合は、ダンパータンクからの逆流により、さらに損失が増加するものと考えられる。

本試験では、これら各部の圧力損失のうち ii) で述べた弁窓部分の損失について検討する。さらに、この損失は以下に述べる弁の重量、流通口面積および弁窓部周辺の流出入口部形状の影響を受けるものと考えられる。

(1) 弁板の重量

波力発電装置実機に対する模型の寸法比および入力となる波高の比は、 $\beta (= 1/20)$  とする。したがって模型の弁重量は、実機の弁を 4000 グラム/枚とすると、

$$4000 \times \beta^3 = 0.5 \text{ gr / 枚}$$

となる。しかし、模型試験に用いられる波周期は、フルード則から実海域における波周期の  $\beta^{1/2}$  となるため、模型の弁重量は次のように修正される。

$$4000 \times \beta^3 \times \beta^{-1/2} \approx 2.2 \text{ gr / 枚}$$

さらに、本試験では模型の弁 1 枚を実機の弁 1 段分 (5 枚分の弁) に対応させて、これを模型の基本弁重量  $M_0 = 11.0 \text{ gr / 枚}$  とした。また、弁重量を変化させるために、 $M_{0.7} = 0.7 M_0$  と  $M_3 = 3 M_0$  を加えて、3 種類の弁重量についてその影響を比較した。

(2) 弁窓部流通口の面積

実機における弁窓部流通口面積は、空気室断面積の約 1/10 であり、これを 4 段 (1 段あたり 5 枚の弁) に分割している。本模型では、これを縮尺したものに、さらに 2 段分の流通口を追加して全体で 6 段、面積比で約 3/20 とした。したがって、流通口の面積を表 1 に示すように変化させて、その影響を検討する。なお、表中の RA は流通口面積の比

$$RA = \text{流通口面積} / \text{空気室断面積}$$

である。

(3) 空気流案内板 (カバープレート)

弁板および弁窓部周辺の、空気圧力損失と空気流の逆流損失を減少させるために、次のような 3 種類の案内板 (以下カバープレートと呼ぶ) が考

表 1 模型の弁窓部流通口面積

Window area in model

段数(S) stage	弁窓部流通口 the part of window area			
	2	3	4	6
弁窓面積 window area	50 cm <sup>2</sup>	75 cm <sup>2</sup>	100 cm <sup>2</sup>	150 cm <sup>2</sup>
流通口面積 の比 (RA)	$\frac{5}{100}$	$\frac{8}{100}$	$\frac{10}{100}$	$\frac{15}{100}$

RA : ratio of window area to the sectional area  
air chambers

えられた。各カバープレートの断面形状を図 2 に示す。

i) カバープレート ㉑

閉弁動作時の初期における弁の閉動作は、弁板自体の重量と弁板の両面における圧力差による。弁開度が大きい場合は、圧力差が小さくなり、閉弁時間が大きくなる。

もし、弁板の後面に閉空間を設けると、弁板の前後面における圧力差がより大きくなり、閉弁動作は速くなるものと考えられる。これらの観点から、カバープレート㉑は、弁板の開度を抑制するストッパーも兼ねている。

なお、カバープレート㉑は、4 枚弁方式とダンパータンク方式における弁窓部の基本形状とした。

ii) カバープレート ㉒㉓

カバープレート㉒㉓は、i) で述べた閉弁動作をさらに速めるためのものであり、特に㉒は㉑に接続して、㉑の効果を助けるものとして設けられた。さらに㉓は、ダンパータンク方式について効果を期待したものであり、ダンパータンク室から空気流が逆流する場合、㉓によってその流通面積が減少し、弁板前面の圧力低下が促進されるので、閉弁動作をさらに速めることができる。また、㉓と次段弁窓部の㉒とによって形成される流路の断面積は、圧力損失が生じないように、弁窓部流通口の面積とほぼ等しく定めた。

iii) カバープレート ㉔

弁窓部流入口付近の流路断面積をゆるやかな変化にすることによって、流入損失を減少させると

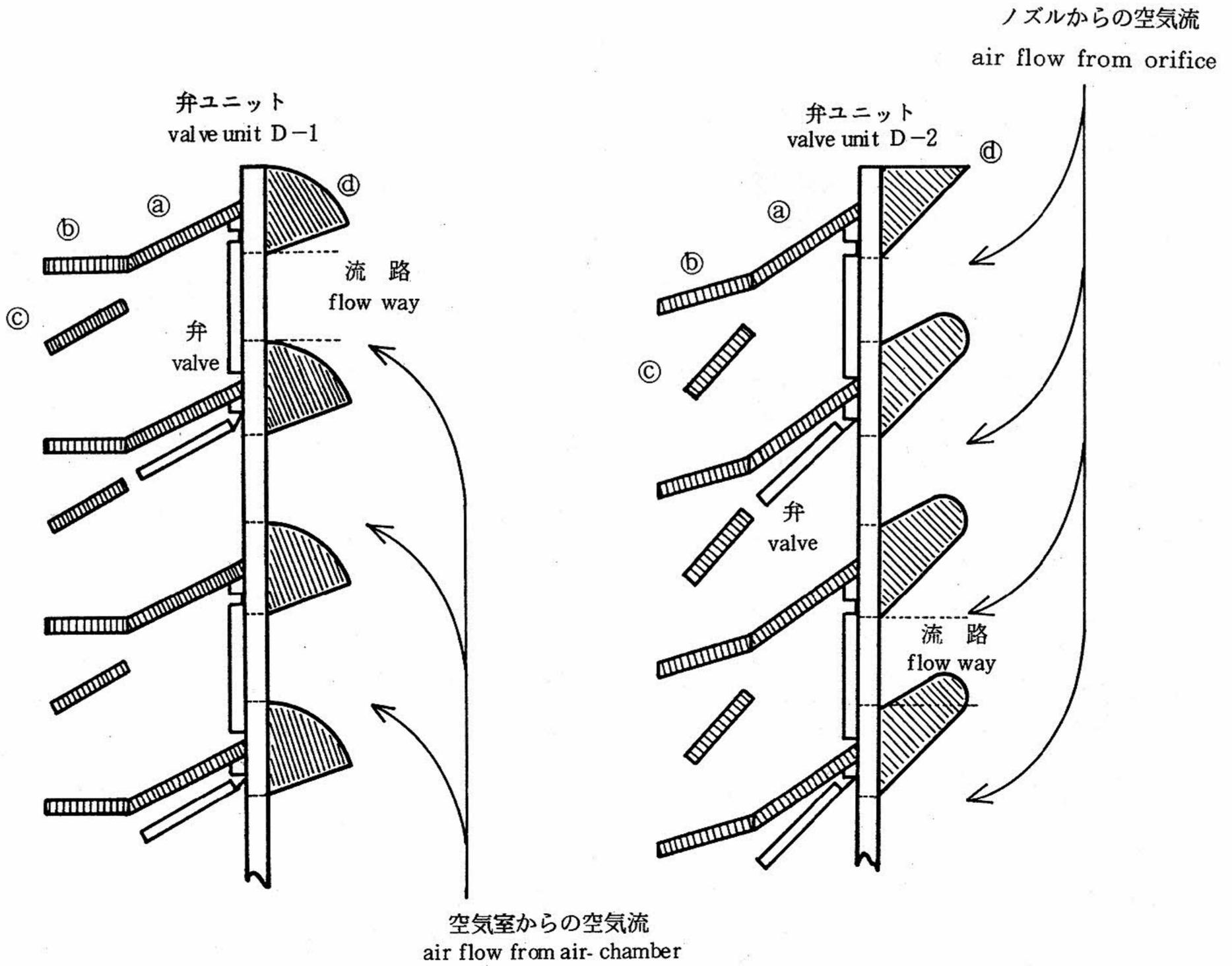


図2 カバークレートの断面形状  
Sectional diagram of cover plates

ともに、弁開度が不必要に過大とならないよう空気流入方向を決定できるカバークレート④が考えられた。なお、弁ユニットD-1とD-2のカバークレート④の形状は異なっているが、これは空気流入方向の違いによるものである。

## 2.2 空気出力の算出方法

### (1) 空気出力の算出方法

前述した空気流通路内における各種の影響を確認するためには、空気出力によって比較することが一つの重要な方法である。

空気出力  $POW(t)$  は、次のように表される。

$$POW(t) = C \cdot P(t) \cdot Q(t) \dots (1.1)$$

ただし、 $C$  : 動力変換係数  
( $\approx 9.8 \text{ kw/kg} \cdot \text{m/s}$ )

$P(t)$  : 空気圧力 ( $\text{kg/m}^2$ )

$Q(t)$  : 空気流量 ( $\text{m}^3/\text{sec}$ )

空気流量の計測は困難なため、 $Q(t)$  を  $P(t)$  の関数として表すと次のようになる。

$$Q(t) = f_Q \cdot S_n \cdot \sqrt{2 \cdot P(t) / \rho} \dots (1.2)$$

ただし、 $f_Q$  : ノズルの流量係数 ( $\approx 0.65$ )

$S_n$  : 見掛け上のノズル面積 ( $\text{m}^2$ )

$\rho$  : 空気の密度 ( $\text{kg} \cdot \text{S}^2/\text{m}^4$ )

本試験では、空気出力の平均値を用いるために (1.1) 式に (1.2) 式を代入して次式が導びかれた。

$$\overline{POW} = \frac{\Delta t}{T} \sum 9.8 \cdot S_n \cdot \left( \frac{2}{\rho} \cdot P(t)^3 \right)^{\frac{1}{2}} \dots (1.3)$$

ただし、 $\overline{POW}$  : 空気出力の平均値(w)

$P(t)$  : 空気圧力 (mm AQ)

$S_N$  : 有効ノズル面積 (m<sup>2</sup>)

$T$  : データ取得時間 (sec)

$\Delta t$  : データのサンプリング時間 (sec)

なお、空気圧力波形のピーク値を用いた簡易計算法(付録-2に示す)も一般に使われているが、本試験では(1.3)式を使用した。

### (2) 空気圧力損失の算出方法

図1に示した各空気圧力 $P_1, P_2, P_3$ から、各部分における空気圧力損失を計算し、平均値を求める。すなわち、 $\overline{P_{loss}}$ を空気圧力損失の平均値とすると、

$$\overline{P_{loss}} = \frac{\Delta t}{T} \sum P_{loss}(t) \quad \dots\dots\dots (1.4)$$

ただし、

$$P_{loss}(t) = \begin{cases} P_1(t) \geq 0 : P_{loss}(t) = P_1(t) - P_2(t) \\ P_1(t) < 0 : P_{loss}(t) = |P_1(t) - P_3(t)| \end{cases}$$

$P_{loss}(t)$  : 空気圧力損失 (mmaq)

$P_1(t)$  : 空気室内の圧力 ( " )

$P_2(t)$  : 弁出口側の圧力 ( " )

$P_3(t)$  : 弁入口側の圧力 ( " )

$T$  : データの長さ ( sec )

$\Delta t$  : サンプリング時間 ( " )

### (3) 空気圧力損失係数の算出

図1において、正圧側を例にとると、ノズル面積 $S_3$ を通過する空気流量 $Q$ は、次のように表される。

$$Q = S_3 \sqrt{2 \cdot \frac{P_2}{\rho}} \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

ただし、 $S_3$  : 有効ノズル面積

$P_2$  : 弁窓部出口側の空気圧力

$\rho$  : 空気の密度

また、面積 $S_2$ の弁窓から吹き出す流速 $v_{12}$ は、

$$v_{12} = \frac{Q}{S_2} \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

と表され、さらに、差圧を $\Delta P$ 、損失係数を $\zeta$ とすれば、

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho}{2} v_{12}^2 \quad \dots\dots\dots (2.3)$$

(2.1)式および(2.2)式を(2.3)式へ代入すると、次式が得られる。

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\frac{\rho}{2} v_{12}^2} = \Delta P \cdot \frac{S_w^2}{P_2 \cdot S_N^2} \quad \dots\dots\dots (2.4)$$

ただし、 $\Delta P = P_1 - P_2$ であり、この時の $\Delta P$ は圧力変化の大きい範囲、すなわち

$$\Delta P(t) \geq \frac{1}{2} | \Delta P_{max} |$$

を採用する。負圧側も同様に考える。

この方法は、脚注に示したように、弁開度による有効面積を算出しているが、非定常空気圧における弁開度の計測は、困難であることが予想される。

### (4) カバープレートによる効果の評価方法

ダンパータンク方式を使用した場合、閉弁動作中における逆流漏れは、弁周囲のカバープレートの構成および弁の重量に影響される。これらの影響により逆流漏れが減少する効果が得られた場合、ダンパータンク内での空気圧力の減少時における傾斜は、効果がない場合と比べて小さくなり、また、空気圧力の極大値が増大すると考えられる。

このような理由から、ダンパータンク内の空気圧力波形を用いて、次のようなパラメータを計算し、弁の重量とカバープレートの効果による影響を比較する。

$\left| \frac{dP}{dt} \right|_{max}$  : 単位時間当りの空気圧力の最大傾斜

$| P_{max} |$  : 空気圧力の極大値

\* 実際には、弁窓部面積 $S_w$ ではなく、弁の開度に伴う有効面積となる。

$$\frac{|P_{\max} - P_{\min}|}{T_{\text{slant}}} : P_{\max} \text{ と } P_{\min} \text{ 間の傾斜}$$

ただし、 $P_{\min}$  は空気圧力の極小値、 $T_{\text{slant}}$  は  $P_{\max}$  と  $P_{\min}$  間の時間である。

これらのパラメータは、空気圧力波形の各1周期ごとに計算し、約10波分の平均として求められた。また、これらの外に、空気出力および空気圧力損失も比較の対象とした。

### 3. 試験装置と計測方法

本試験に使用した模型は、図3に示すように弁箱本体、予備室およびダンパータンク室の三つの部分から成っている。それぞれの寸法は表-2に示されている。弁箱本体は3~10mm厚の亚克力板で、予備室は1.5mm厚のアルミニウム板で製作されている。また、ダンパータンク室は2mm厚の鉄板製で、正・負圧用ともに1台が約800ℓの容積を持っている。予備室とダンパータンク室は、

表2 模型の寸法 (単位: mm)

Dimension of model unit

各部名称 items	寸法 dimension (L×W×H)	備考 remarks
弁箱本体 whole of model	190 × 575 × 400	外寸 external
弁箱 valve box	180 × 240 × 390	内寸 internal
弁窓部流通口 window area	20 × 125	
弁板 valve	28 × 150	弁板のみ valve only
空気室 air chamber	300 × 330 × 700	内寸 (喫水: 150) internal draft
同上部流通口 hole on air chamber	100 × 125	
予備室 reserve tank	337 × 297 × 397	内寸 internal
ダンパータンク室 damper tank	896 × 896 × 996	内寸 internal

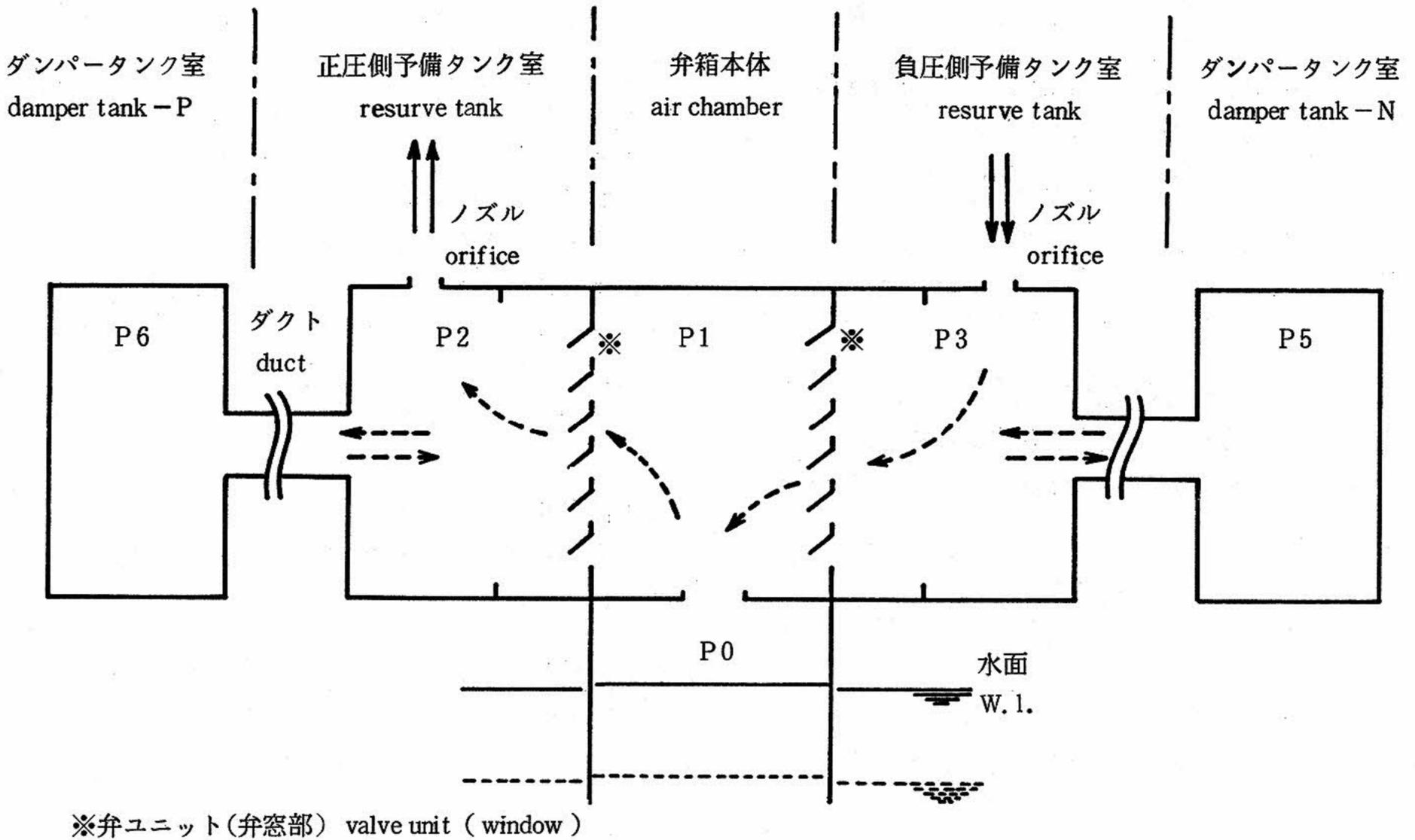


図3 模型の概要図  
Schematic diagram of the model

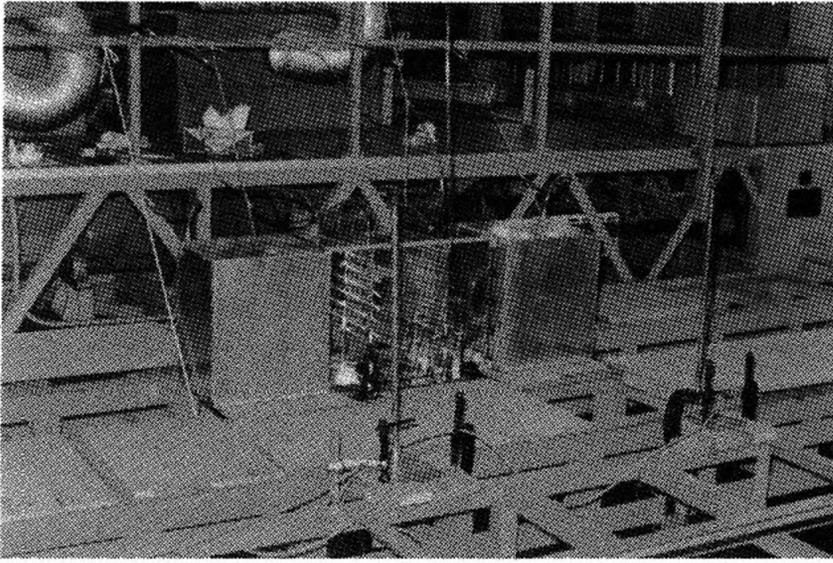


写真1 模型の弁箱システム  
Valve box of the model

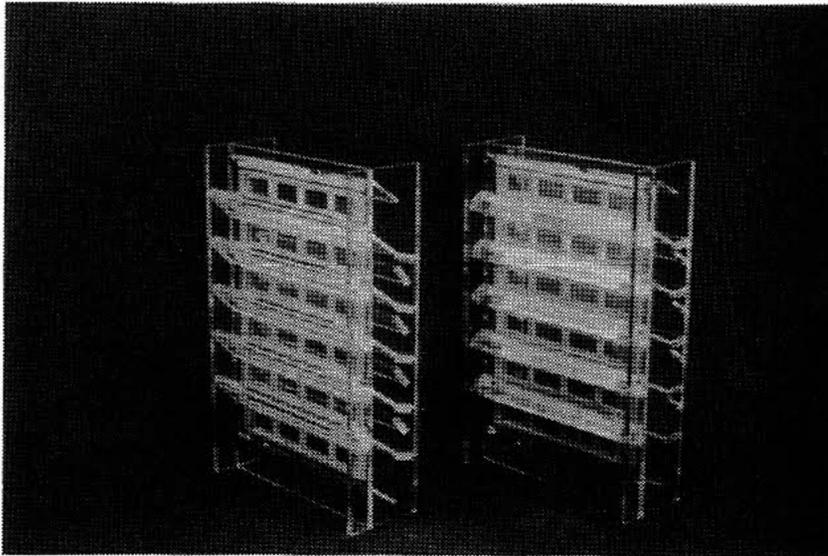


写真2 模型の弁ユニット  
Valve units of the model

それぞれ 200 mm φ、長さ約 5 m のアルミ箔製ダクトで接続されている。さらに、弁箱本体は弁箱、正・負圧用弁ユニットおよび、直接水面に接する空気室とから成っている。弁ユニットに取り付けられている弁板は、3 mm 厚の亚克力板の弁枠に 16 ミクロン厚のポリエステル製フィルムを接着して作られたものであり、また、このフィルムはヒンジとしても利用されている。写真1に模型の弁箱システムを、写真2に弁ユニットを示す。

この試験を実施するにあたり、効率的なデータ収集と高精度のデータ処理を行うために、“実験データ収集用遠隔装置”<sup>\*1</sup>が使用された。本装置は、この種の試験に初めて使用され、その有用性が確認された。本装置の概要は付記-1に記載さ

\*<sup>1</sup> 昭和 54 年度、日本自転車振興会補助金により購入された。

\*<sup>2</sup> 波高の変化に対する空気圧力の変化が、線形であると仮定した。

表3 計測項目一覧

Items for measurement

チャンネル channel	記号 symbol	計測項目 item for measurement
1	P1	空気室内弁窓部近傍の空気圧力 air pressure inside air chamber near window
2	P2	正圧側ノイズ近傍の空気圧力 air pressure near positive orifice
3	P3	負圧側ノズル近傍の空気圧力 air pressure near negative orifice
4	P0	空気室(下部チャンバ内)の空気圧力 air pressure inside chamber of bottom
5	P5	負圧側ダンパータンク内の空気圧力 air pressure inside damper tank of negative side
6	P6	正圧側ダンパータンク内の空気圧力 air pressure inside damper tank of positive side
7	W1	模型前方 1 m の波-1 wave in front of model at a distance 1m
8	W2	模型前方 1 m の波-2 wave in front of model at a distance 1m

れている。

この試験における計測項目は、表3に示すように8項目あり、データのサンプリング周波数は10~20 Hz、1回のデータ収集時間は60秒間とした。

使用された入力波は実海域の波高 2 m、波周期 7 秒を想定して定められた。すなわち模型の縮尺 1/20 で換算した値は波高 10 cm、波周期 1.0 ~ 3.3 秒である。

波高の値としては、模型からの反射と波伝搬時の非線型性等の理由から、模型の設置位置前方 1 m で計測した2カ所の波高 ( $W_1$  と  $W_2$ ) の平均値を使用した。一連の実験を進めるに当たり、厳密に同じ波高の波を何回も発生させることはできない。そこで、計測された各空気圧力を波高 10 cm 相当に換算<sup>\*2</sup>し、全波高を一定と見なした。なお、

空気圧力の計測位置には、可能な限り空気流の影響を受けない位置が選定された。

#### 4. 4枚弁方式の試験

空気流整流方式には、1枚弁方式、2枚弁方式および4枚弁方式があり、空気出力の点から、4枚弁方式がもっとも優れている。しかし、4枚弁方式では他の2方式に比べて、弁窓部流通口として必要な総面積が大きくなるばかりでなく、弁の枚数も多くなる。したがって、弁枚数等の減少を考える場合、弁の特性は空気出力の大小に影響を与える重要な要素となる。

この項では、最初にこの模型における最適絞り比について述べ、以下、4枚弁方式における弁重量を変化させた場合の影響、弁窓部流通口面積を変化させた場合の影響、およびカバープレートを設定した場合の効果等について述べる。また、本模型では前述したように、実験の最初から弁窓部の基本形状として、既にカバープレート②が取り付けられている。

##### 4.1 最適絞り比の選定

この模型で最適絞り比を選定するために、弁箱本体と予備タンクのみを使用し、空気圧力を測定した。図4に示すように、右側予備タンク室(C-3)のノズルは全閉とし、左側予備タンク室(C-2)の弁を全開に固定して、弁機構を停止させた状態で絞り比7種類について試験を行った。選定のために使用したノズルの絞り比を表4に示す。表中の  $RS_n$  (ノズル面積  $S_n$ ) は見掛け上のノズル比であり、 $RS_N$  (有効ノズル面積  $S_N$ ) は流量係数  $f_q$  を0.65と見なした場合の有効絞り比である。また、後述する“絞り比”は有効絞り比を意味する。

最適絞り比を選定するために実験結果をプロットしたグラフを図5に示す。グラフ上には、7種類の絞り比をパラメータにとり、波周期に対する空気出力が示されている。この図から、各絞り比に対する空気出力には、それぞれの最大値を含む最適周期帯が存在し、それは絞り比が大きいと短周期側に現れ、絞り比が小さくなるにつれて長周期側に移動する傾向がみられる。実海域の波周期から換算した周期を考慮に入れ、広域周期帯において空気出力の大きい絞り比を選ぶと、最適絞り

比は1/100ないし1/130となる。なお、後述する4枚弁方式の試験は、この最適絞り比について行われた。

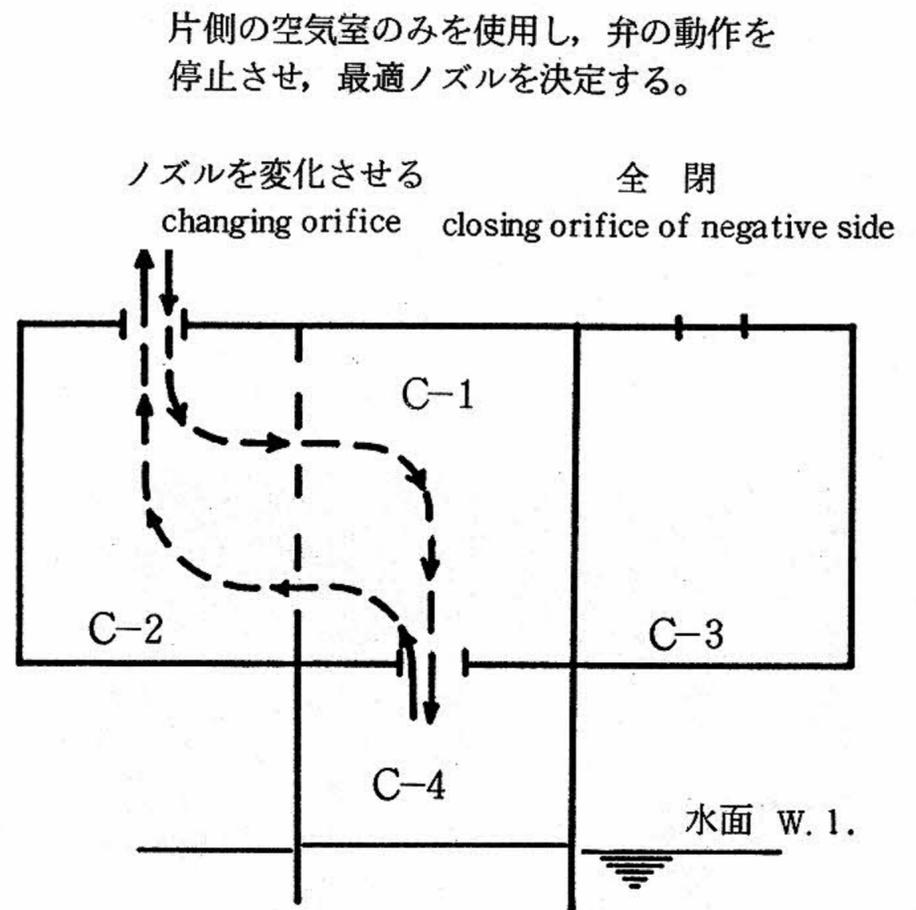


図4 最適絞り比選定のための模型  
Model with selecting best orifice

表4 試験に使用した絞り比  
Specification of orifices

設計・製作値 values of model			有効値 practical values used estimation	
RSn orifice ratio	Sn orifice area (cm <sup>2</sup> )	Dn (mm)	RSN orifice ratio	SN orifice area (cm <sup>2</sup> )
1/42.25	23.414	54.6	1/65	15.219
1/52.00	19.012	49.2	1/80	12.358
1/65.00	15.205	44.0	1/100	9.883
1/84.50	11.702	38.6	1/130	7.606
1/104.00	9.403	34.6	1/160	6.112
1/130.00	7.645	31.2	1/200	4.969
1/195.00	5.067	25.4	1/300	3.294

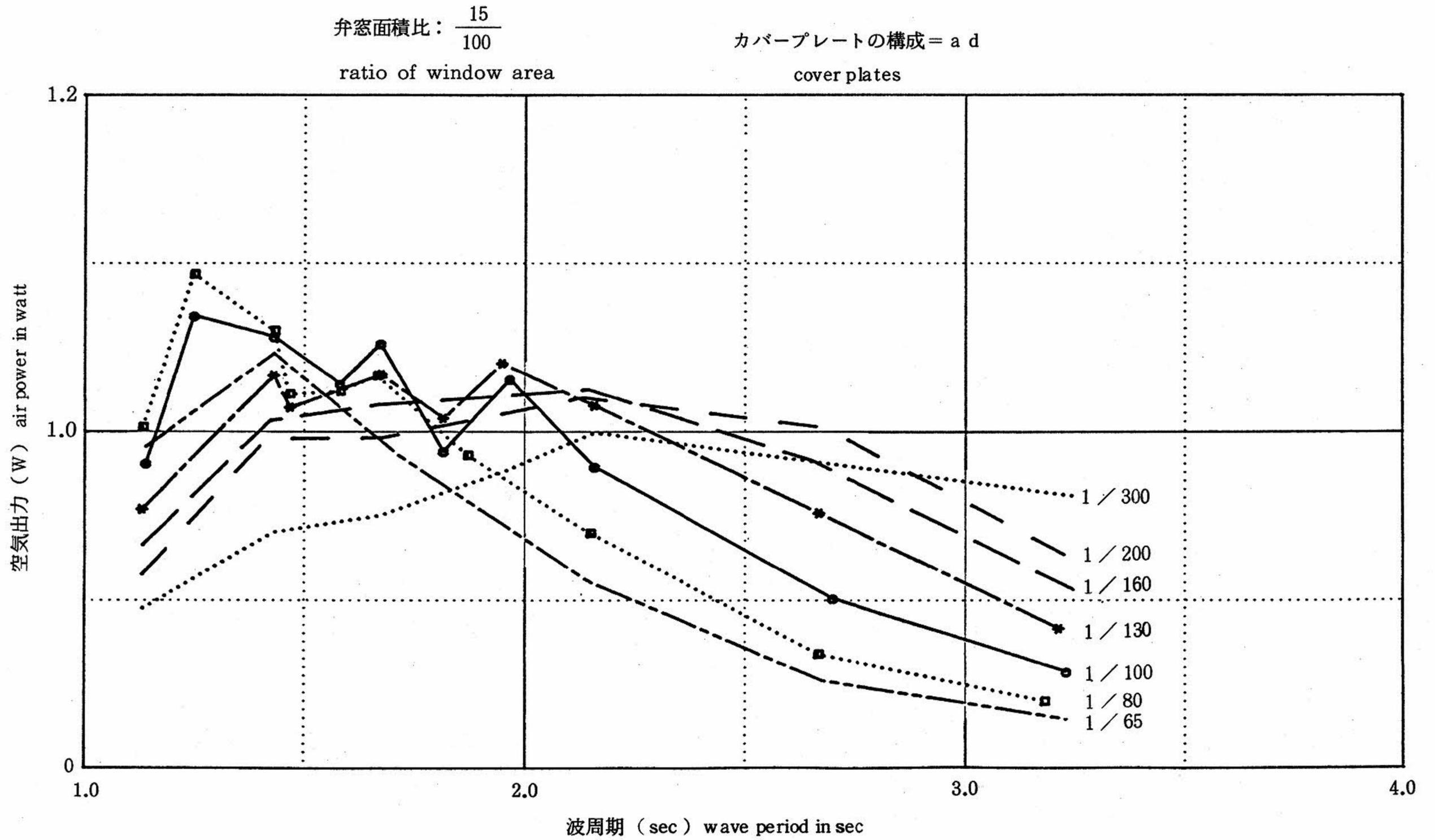


図5 各絞り比における空気出力  
Decision of the best orifice

## 4.2 弁重量を変化させた場合

図6の(1)では、絞り比を1/100に固定し、弁窓部流通口面積 $3S$  ( $RA=10/100$ )を一定にして、弁重量を変化させた場合の影響を空気出力で比較したものである。一点鎖線で示した基本弁重量 $M_0$ の場合の空気出力に対して、実線で示した $M_{0.7}$ のそれは約10%の増加がみられ、破線で示した $M_3$ では約25%の減少となっている。また、図中の点線で示したデータは、弁を使用しない場合(弁窓部面積 $6S$ ,  $RA=15/100$ )の空気出力である。図6の(2)は、同様の比較を空気圧力損失で行ったものである。この図では、 $M_3$ における圧力損失が $M_0$ に比べて約3倍に増加していることが明らかになっている。また、 $M_{0.7}$ と $M_0$ を圧力損失で比較すると、 $M_{0.7}$ のそれは約10%減少している。

目視では、弁重量 $M_3$ を使用した場合、閉弁時には弁板が窓枠に強くぶつかり、跳ね返る現象がしばしば見られたため、閉弁動作時の逆流漏れが大きいものと推察される。これらの結果から、弁板の重量はできるだけ軽い方が望ましいと考えられる。

## 4.3 弁窓部流通口面積を変化させた場合

表1に示すように、弁窓部流通口の面積を変化させて、弁窓部前後の空気圧力を測定した。試験実施上の都合から、弁板は既にそれぞれの弁窓枠に取り付けられているため、計測された空気圧力には、弁動作による損失も含まれている。

図7の(1)は、絞り比を1/100に固定し、弁重量 $M_0$ も一定にして、空気出力を比較したものである。各流通口面積に対する空気出力の最大値は、波周期1.3秒付近に存在し、その面積が大きくなるにつれて、空気出力が増加している。しかし、流通口面積 $4S$  ( $RA=10/100$ )に対する各流通口面積の出力変化率は10%以内であり、大きな差は見られない。

図7の(2)は、各流通口面積の影響を空気圧力損失で比較したものである。この図には、各流通口面積での圧力損失の差が明らかに現れており、特に、流通口面積が $2S$  ( $RA=5/100$ )の場合には $4S$ に比べて26%の圧力損失の増加がみられる。

この場合の空気圧力損失係数は、前述したように非定常空気流による弁開度値のバラツキが大き

いので、比較パラメータとして使用されなかったが、1.0~2.0の範囲であることが推察された。しかし、今後、定常空気流によって弁開度が高精度で計測される場合には、(2.6.3)式が流路内の圧力損失を評価する有力な手段となるものと考えられる。

## 4.4 カバープレーットの構成を変化させた場合

図8に示すように、カバープレーットの構成を3とおりに変化させて、空気出力と空気圧力損失について比較した。

- i) カバープレーット ①
- ii) カバープレーット ①, ④
- iii) カバープレーット ①, ②, ③, ④

図8の(1)は、絞り比1/100, 弁窓部流通口面積 $3S$  ( $RA=8/100$ ), 弁重量 $M_{0.7}$ を一定にした場合の空気出力を比較したものである。この図からはカバープレーットの構成の変化による差は認められなかった。

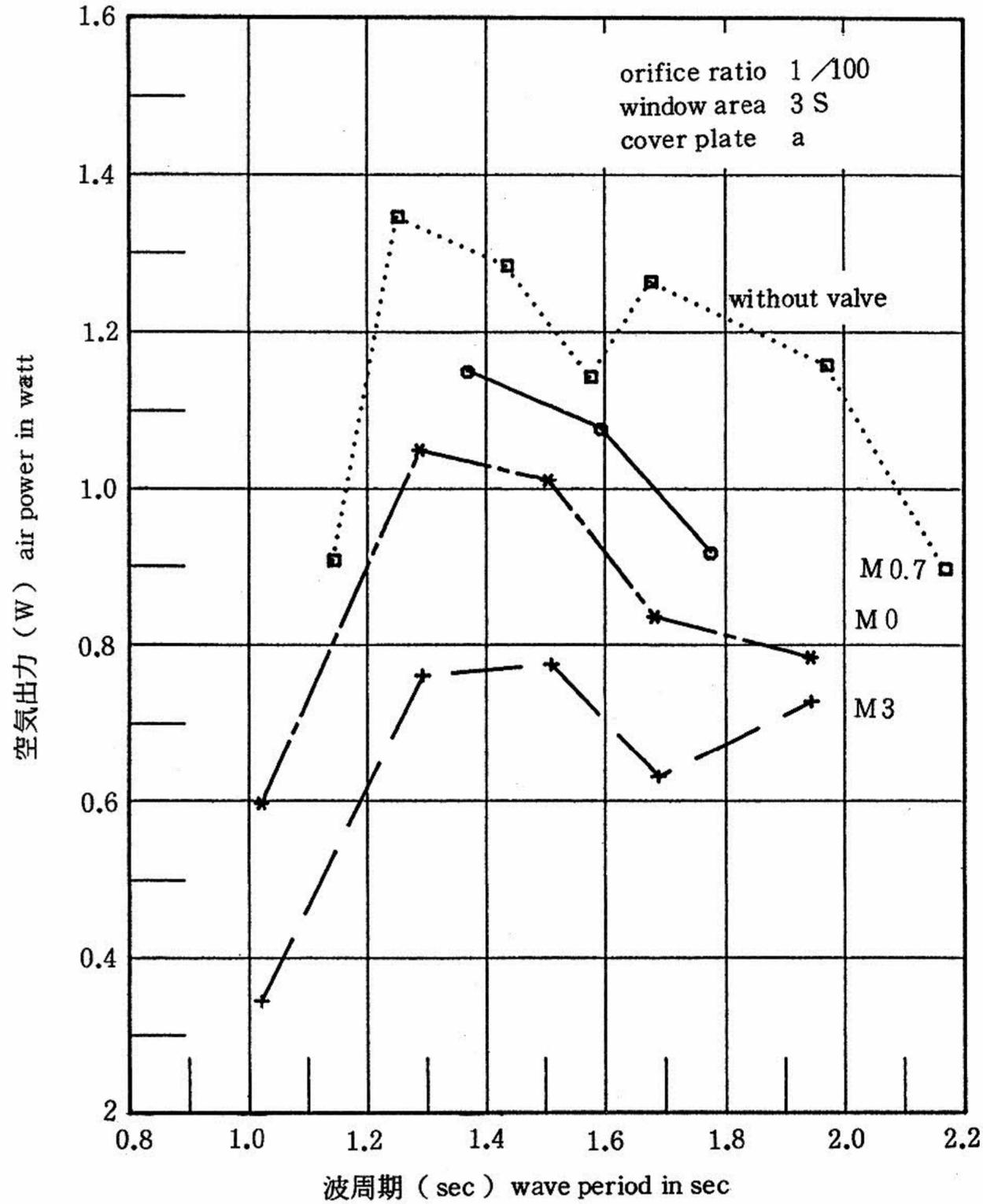
図8の(2)は、同上の条件において空気圧力損失を比較したものである。この場合、カバープレーット①④の構成によるものは①によるものと比べると多少損失が小さくなっているが、大きな差はみられない。また、カバープレーット①②③④により構成されるものは、①によるものと比べて約30%の空気圧力損失の増加がみられる。

## 4.5 空気出力算出のための空気圧力

現在までに実施された試験では、計測方法等の制約から、空気室内の圧力を使用して、すなわち流路内における損失がまったくないものとして、空気出力の計算が行われていることがしばしばある。本来、空気出力はノズルから吐出する(あるいは吸い込む)空気流量とノズル近傍の空気圧力との積であるが、空気流量を直接計測することは、たいへん難しいため、同空気圧力から流量を算出して空気出力を計算している。

そこで、ノズルの近傍で計測した圧力を用いて計算した空気出力と、空気室内で計測された空気圧力を用いて計算したものととの比較を行った。これらの比較を行うために、図9に両者の空気出力を比で表したグラフを示す。図から、流通口面積 $4S$ , 波周期1.4秒付近を例にとると、弁重量 $M_0$ では約0.8であり、 $M_3$ では約0.5を示している。

(1) 空気出力による影響  
Comparison with air power



(2) 空気圧力損失による比較  
Comparison with loss of air pressure

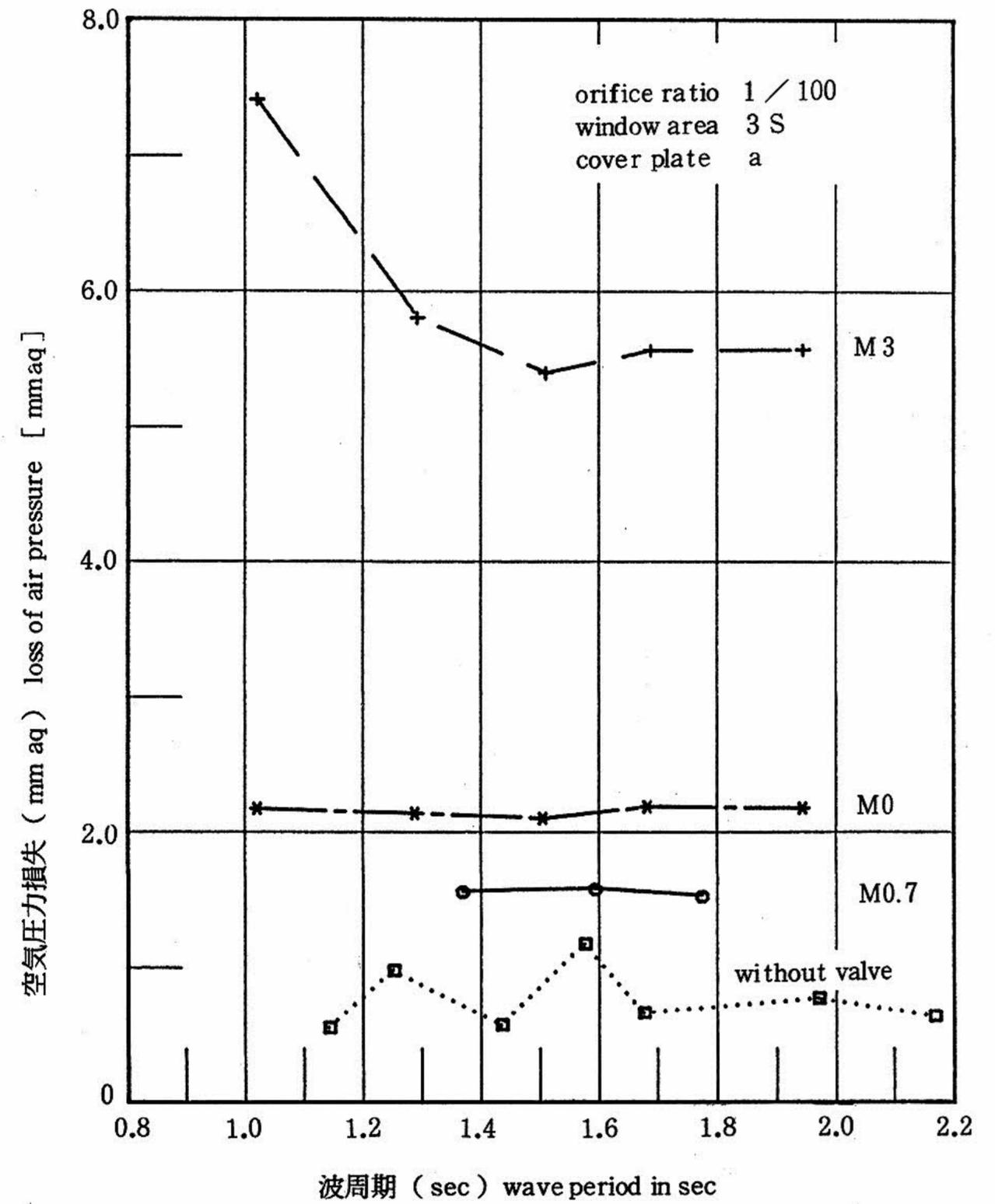
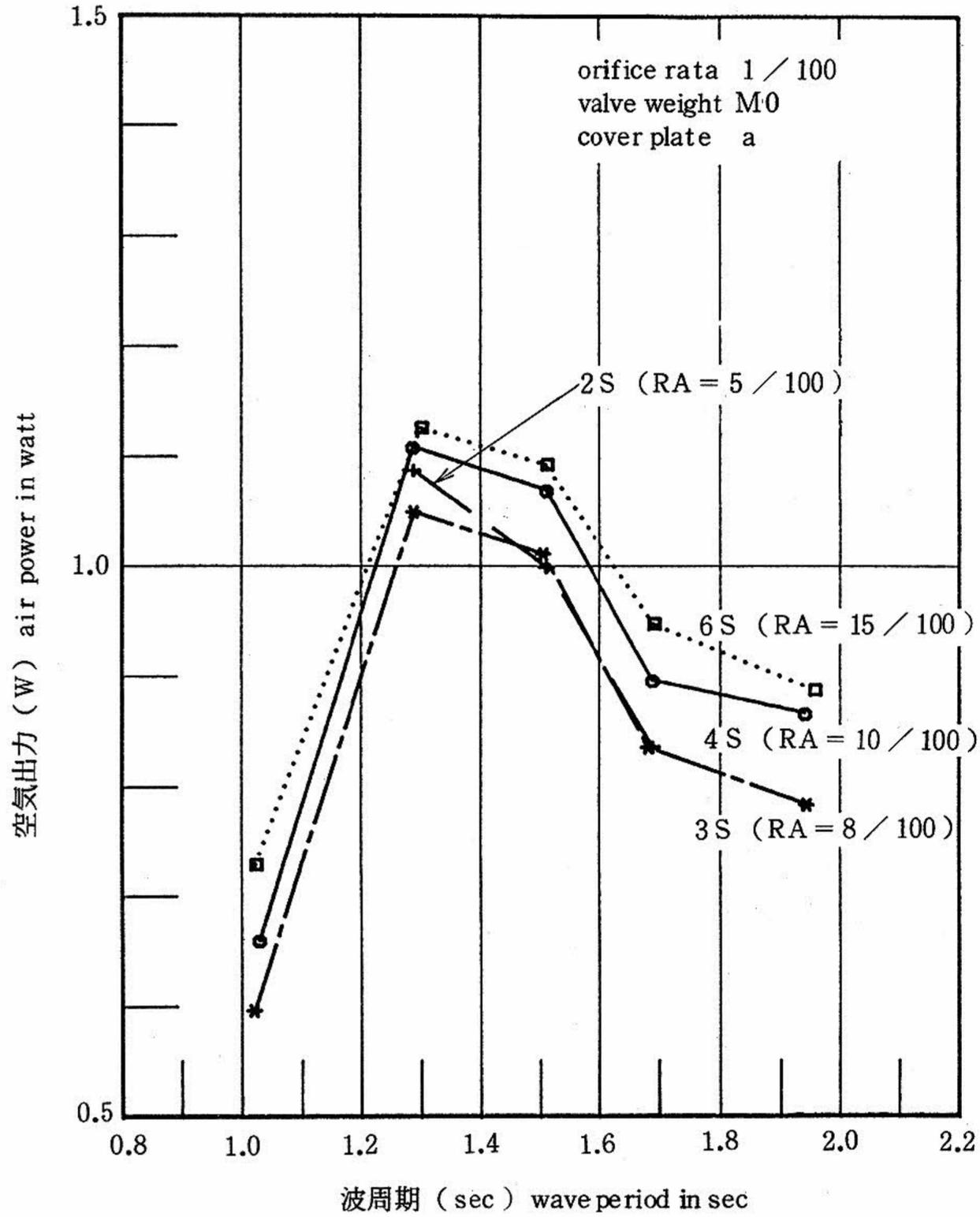


図6 弁重量を変化させた場合の影響  
The effects in case of changing valve weights

(1) 空気出力による比較  
Comparison with air power



(2) 空気圧力損失による比較  
Comparison with loss of air pressure

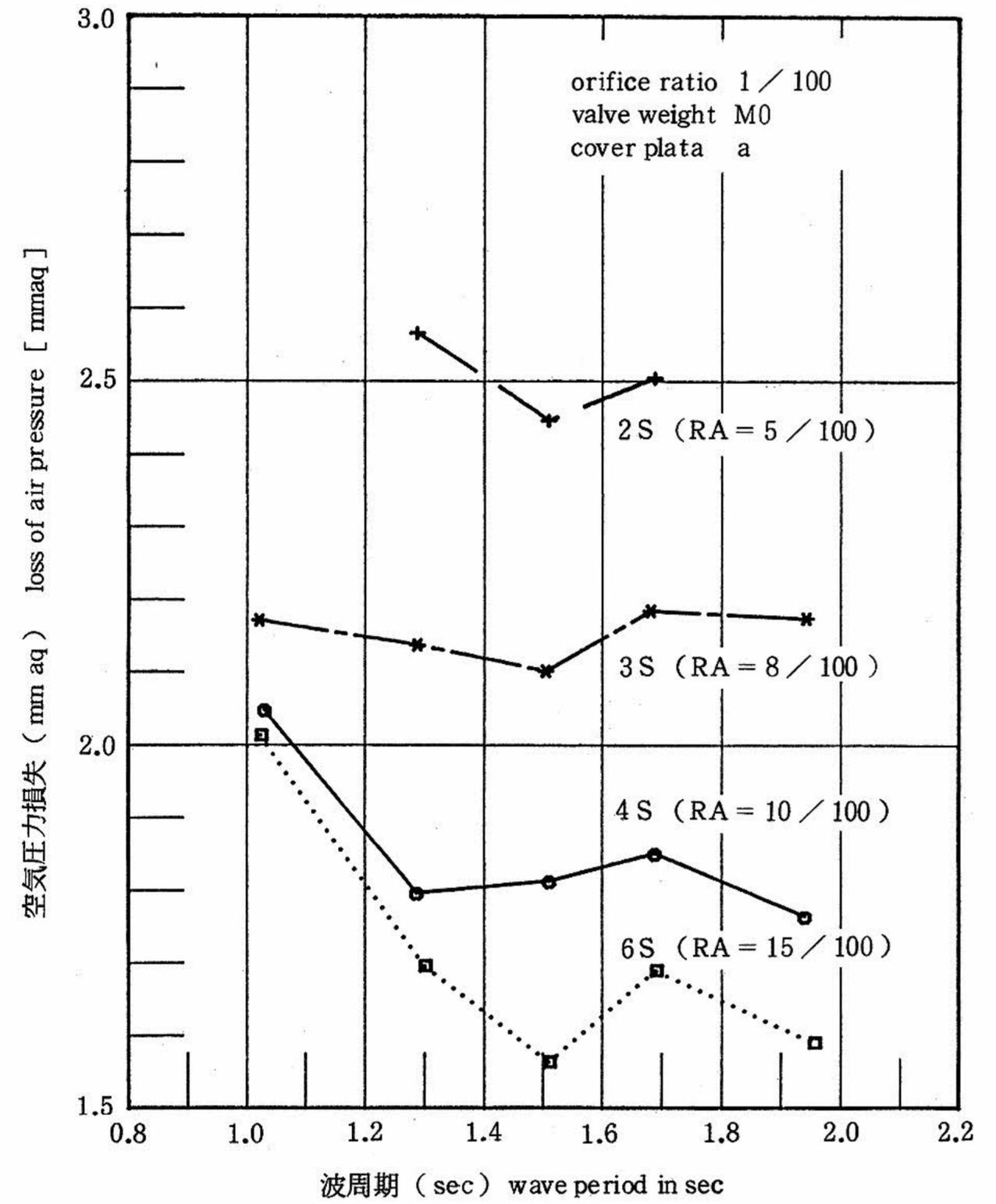
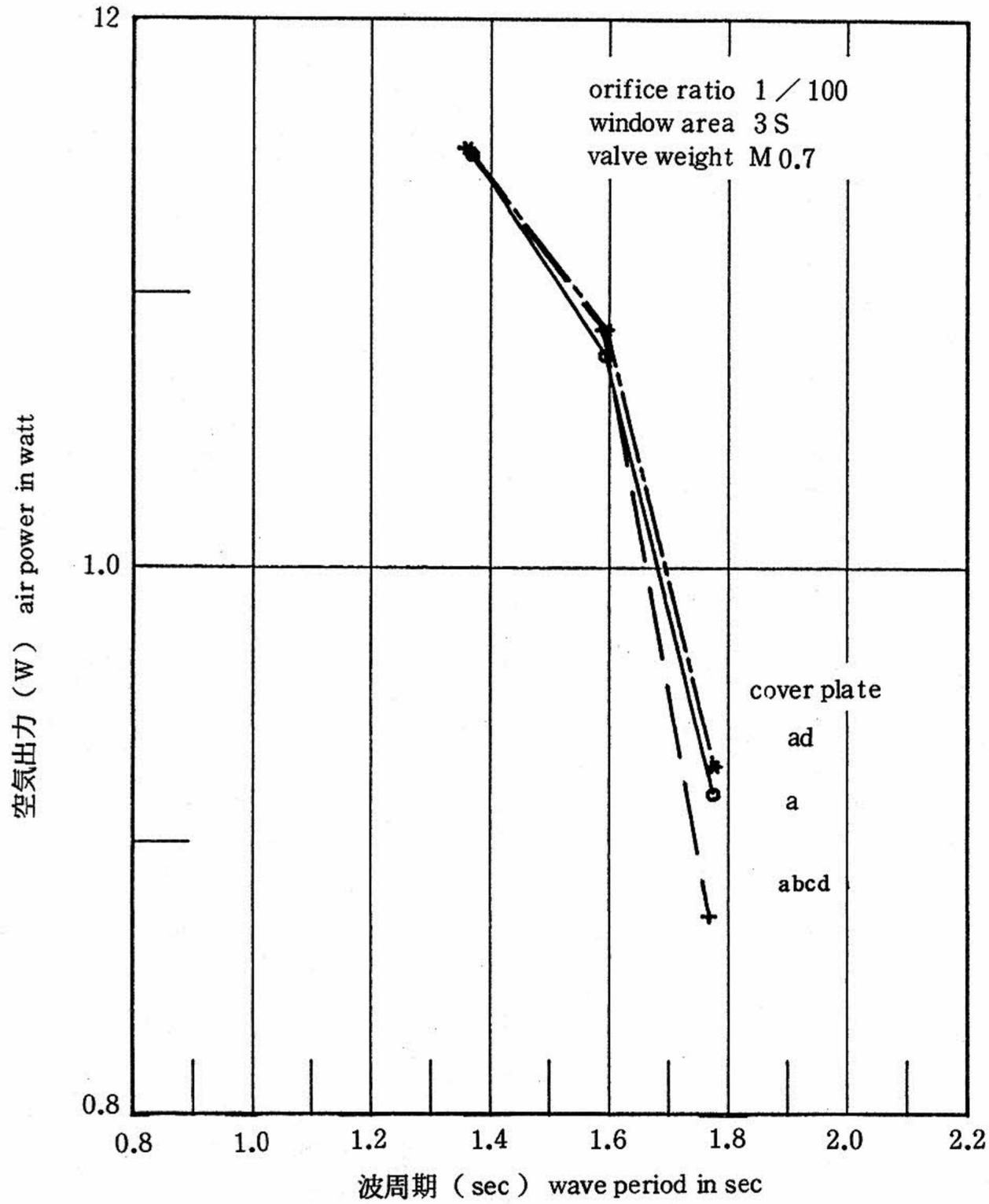


図7 弁窓部流通口面積の変化による影響  
The effects in case of changing window areas

(1) 空気出力による比較  
Comparison with air power



(2) 空気圧力損失による比較  
Comparison with loss of air pressure

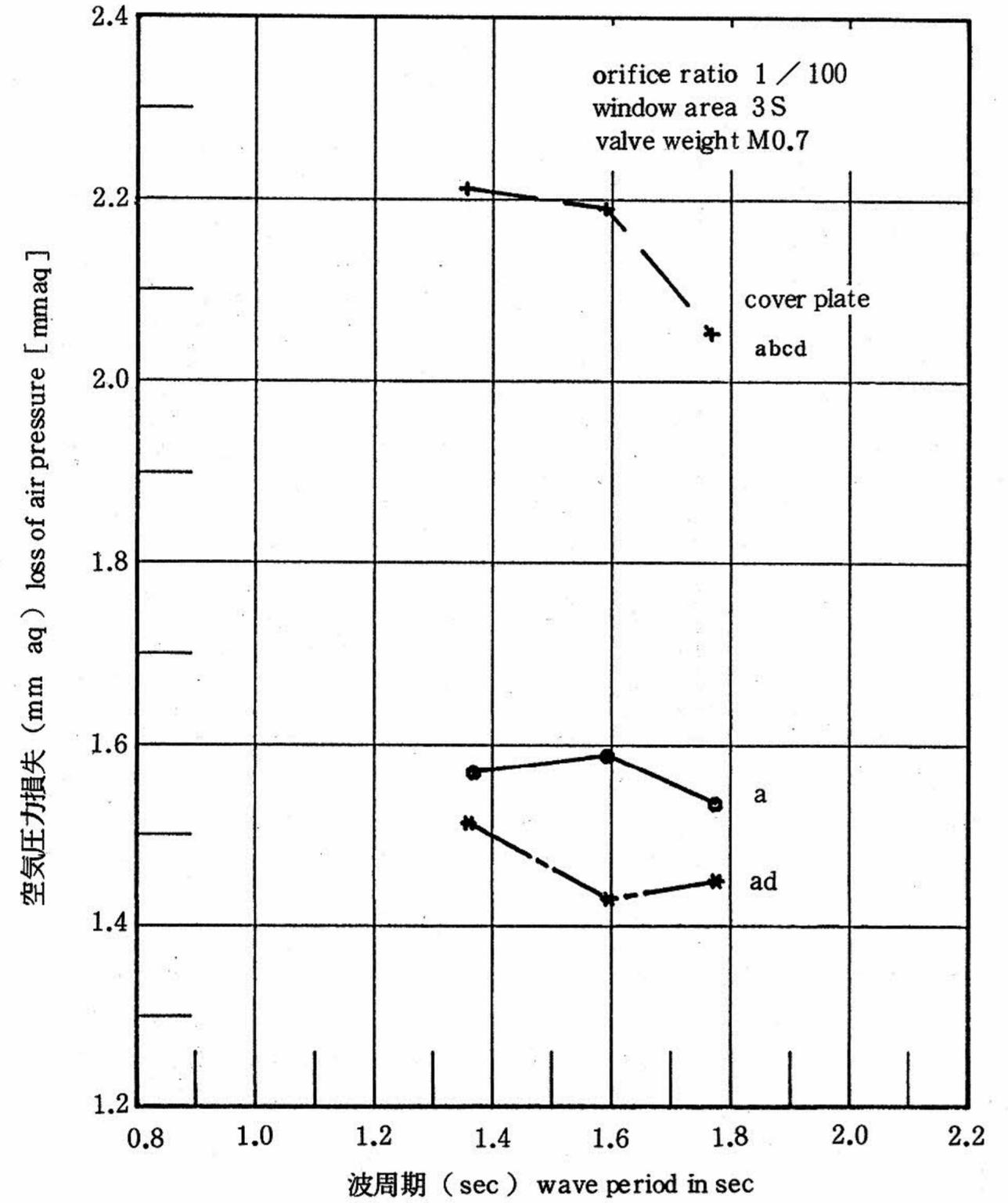


図8 カバープレートの構成の変化による影響  
Effects in the case of changing cover plates

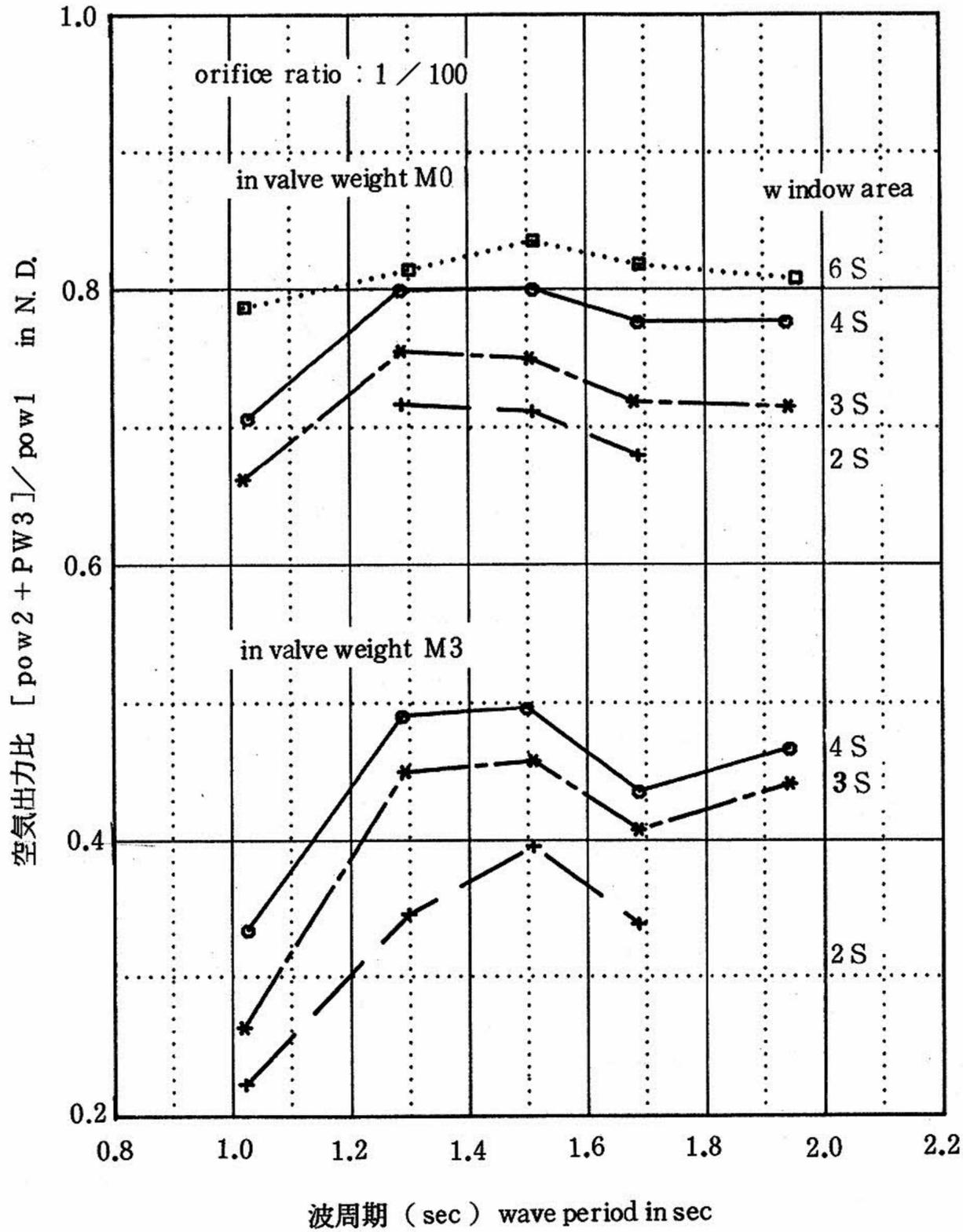


図9 空気出力比  
Ratio of real air power to suspected air power

### 5. ダンパータンク方式の試験

空気出力平滑化の一方式としてダンパータンクを利用する場合、弁の動作特性は特に重要となる。その理由は、ダンパータンク室の正圧側を例にとると、閉弁動作が遅いほどダンパータンク室から空気室への逆流が多くなる。この逆流によって、ダンパータンク室内の圧力低下および空気室の機能阻害が生じ、システム全体の機能低下を招くことになる。したがって、ダンパータンク方式は通常の4枚弁やその他の方式に比べて、閉弁動作時における逆流影響が大きいものと考えられる。

実際に、ダンパータンク方式における弁の特性試験を行うためには、次のような条件が重要となる。

- i) ダンパータンク内の圧力変動をある程度小さく抑えること。
  - ii) 弁の動作開度をある程度大きくさせること。すなわち、閉弁動作に要する時間を長くして、逆流等による影響を明確にする。
- i) の条件に対しては、絞り比をゼロ（すなわち全閉）で行い、ii) の条件に対しては、弁窓部流通口面積を1S ( $RA = 5/100$ ) とし、絞り比1/300を採用した。なお、4枚弁方式における試

験と同様に、カバープレート④は既に取り付けられている。

### 5.1 絞り比の選定

ダンパータンク方式において空気室が1室であることは、言い換えれば、4枚弁方式で、空気室の容積が大きくなったことと等価であるものとみなし得る。そのため、この試験の場合、概略の絞り比の影響を調べることにとどめた。ただし、この方式の場合には空気室の容積が大きいため、先に行った4枚弁方式に比べて空気室内空気圧の低下が予想された。

図10の(1)に弁窓面積1Sにおける絞り比の影響を空気出力で比較した結果を示す。絞り比は、1/100～1/300まで変化させたが、1/100と1/130の間に最適絞り比と考えられる点が現れている。また、図10の(2)は同様の条件において、空気圧力損失を比較したものである。最も空気圧力損失が大きい絞り比1/300と比較すると、1/100のそれは25%に減少していることが明らかである。

### 5.2 弁重量を変化させた場合

4.2で述べた4枚弁方式の場合と同様に、3種類の弁重量による影響をカバープレートの構成状態④③②①、1種類のみで調べた。

#### (1) 絞り比 1/300 の場合

図11に示す6種類のグラフは、絞り比1/300において、弁重量の変化による影響を調べたものの一例である。図11の(1)と(2)は空気圧力の極大値  $\{ ABS(P_{max}) \}_{mean}$  (2.2参照)を比較したものである。(1)のダンパータンク正圧側においては、 $M_0$ の極大値が大きくなっているため $M_{0.7}$ の極大値が矛盾しているが、 $M_0$ の極大値に対して、 $M_3$ のそれは約10%減少している。(2)の負圧側では、 $M_{0.7}$ と $M_0$ がほぼ等しく、 $M_3$ は約20%減少していることがわかる。

図11の(3)と(4)は、空気圧力の変化量  $\{ (dp/dt)_{max} \}_{mean}$ を比較したものである。正圧側では、 $M_{0.7}$ と $M_0$ がほぼ等しく、 $M_3$ はたいへん大きくなっている。また、負圧側においても、3者の差は僅かであるが同様の傾向がみられ、弁重量を増加させた場合に逆流漏れが多少大きくなっていることを示している。図11の(5)と(6)は、空気出力と空気圧力損失の弁重量に対する変化を調べたものである。 $M_{0.7}$ と $M_0$ では僅かな差であ

るが、 $M_3$ は、これらに対して空気出力で20%の減少、空気圧力で約23%の損失増大がみられる。

#### (2) 絞り比ゼロの場合

図12は、前項と同様の条件において、絞り比ゼロの場合の各弁重量に対する空気圧力の極大値  $\{ ABS(P_{max}) \}_{mean}$ をプロットしたものの一例である。

図12の(1)と(2)は、それぞれ正圧側と負圧側の空気圧力の極大値  $\{ ABS(P_{max}) \}_{mean}$ を比較したものである。これらの図から、弁重量 $M_0$ と $M_{0.7}$ の間にはさほどの差はみられないが、 $M_3$ の最大値は、これらに比べて約20%減少している。これは、逆流漏れ等が増大しているためと考えられる。さらに、図中の括弧内に示されている弁開度は、弁重量の増加に伴って大きく減少している。図12の(3)と(4)とは、空気圧力の変化量  $\{ (P_{max} - P_{min}) / T_{slant} \}_{mean}$ を比較したものである。正圧側においては、 $M_0$ と $M_{0.7}$ の間には大きな差がみられないが、 $M_3$ には大きな差が現れている。また、負圧側においては、データのバラツキのため、影響を判断することができなかった。

### 5.3 カバープレートの構成を変化させた場合

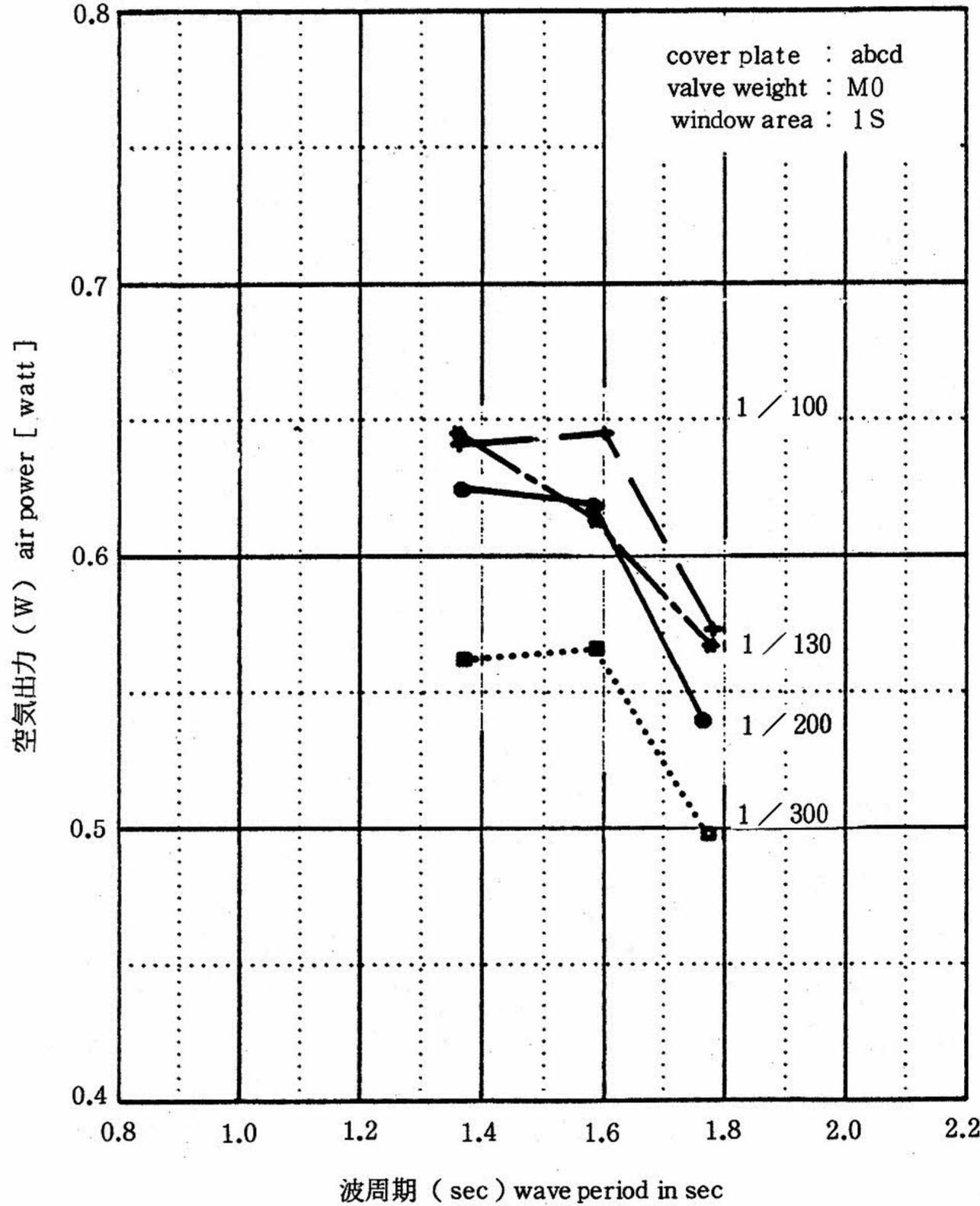
各カバープレートを組み合わせ、絞り比1/300および絞り全閉において、ダンパータンク室内の空気圧力を計測した。カバープレートの構成は、前述した4枚弁方式の試験と同様に3とおりでである。弁窓部流通口面積は、弁の動作開度をある程度大きくする目的から、損失が多くなることを承知の上で、1Sとした。

#### (1) 絞り比 1/300 の場合

図13の(1)～(4)は、弁重量を $M_0$ 一定として、カバープレートの効果をみたものである。図13の(1)と(2)は、それぞれ正圧側と負圧側の空気圧力の極大値について比較したものである。正圧側では僅かではあるが、カバープレートの効果が現れているが、負圧側ではその効果は明らかでない。なお、括弧内の数字は、その時の弁開度の最大値を示している。

図13の(3)と(4)は、単位時間当りの空気圧力の変化量について比較したものである。カバープレート構成④③②①の場合の、正圧側における空気圧力の変化量は多少増大しているが、データ自

(1) 空気出力による比較  
Comparison with air power



(2) 空気圧力損失による比較  
Comparison with loss of air pressure

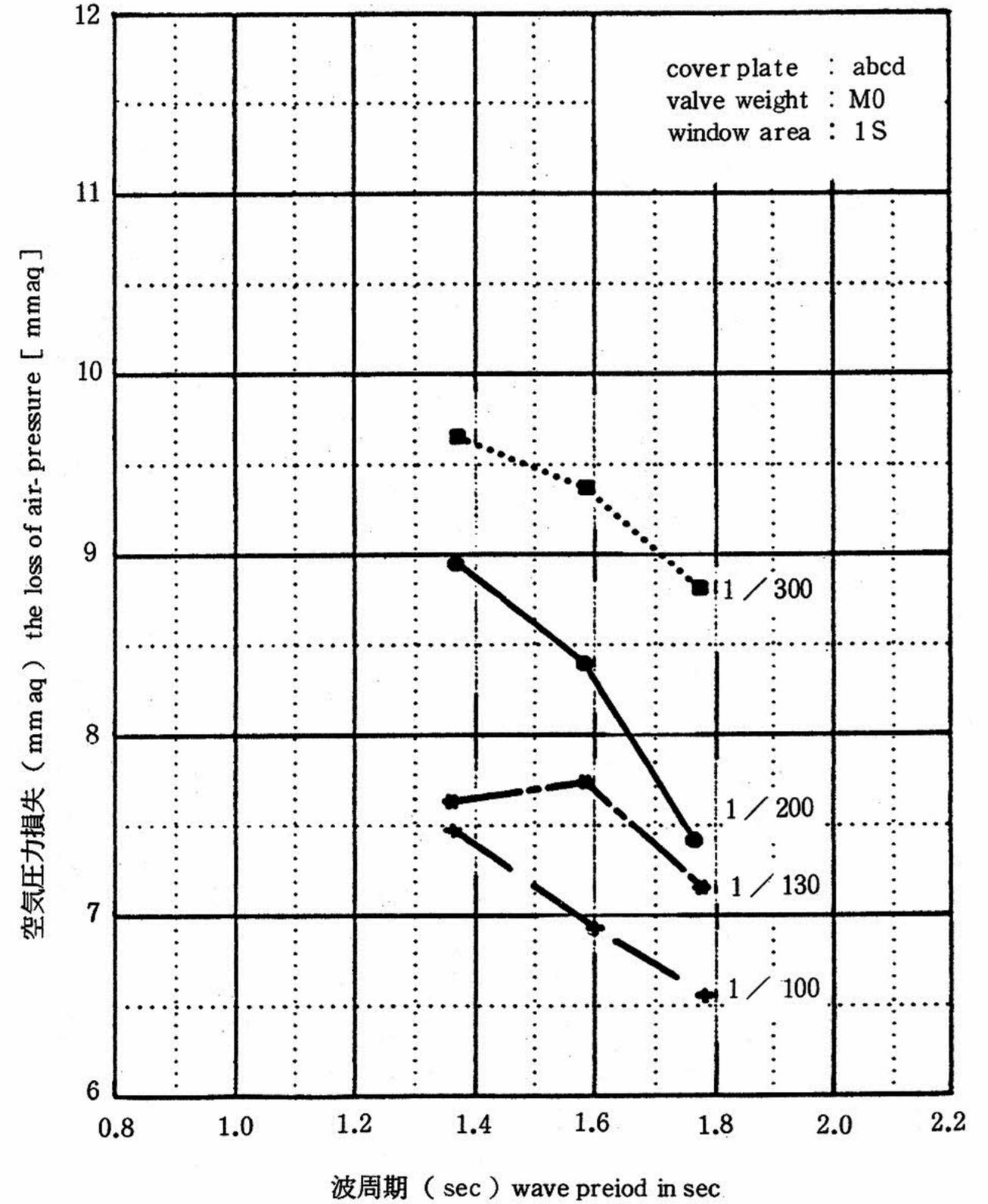
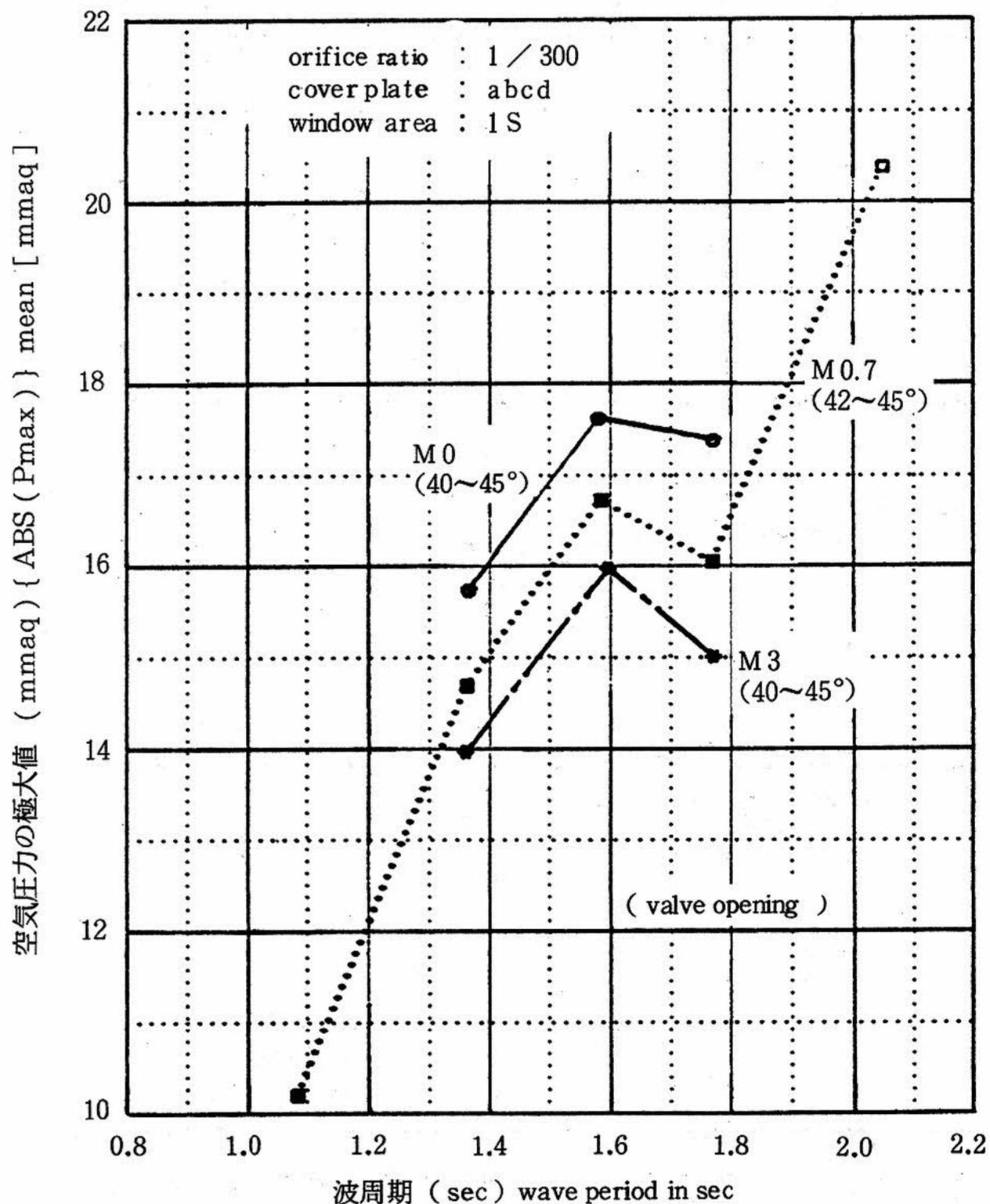


図10 ダンパータンク方式における絞り比の影響  
Effects of orifice in the case of damper tank

(1) ダンパータンク正圧側における空気圧力の極大値  
Inside damper tank of positive side



(2) ダンパータンク負圧側における空気圧力の極大値  
Inside damper tank of negative side

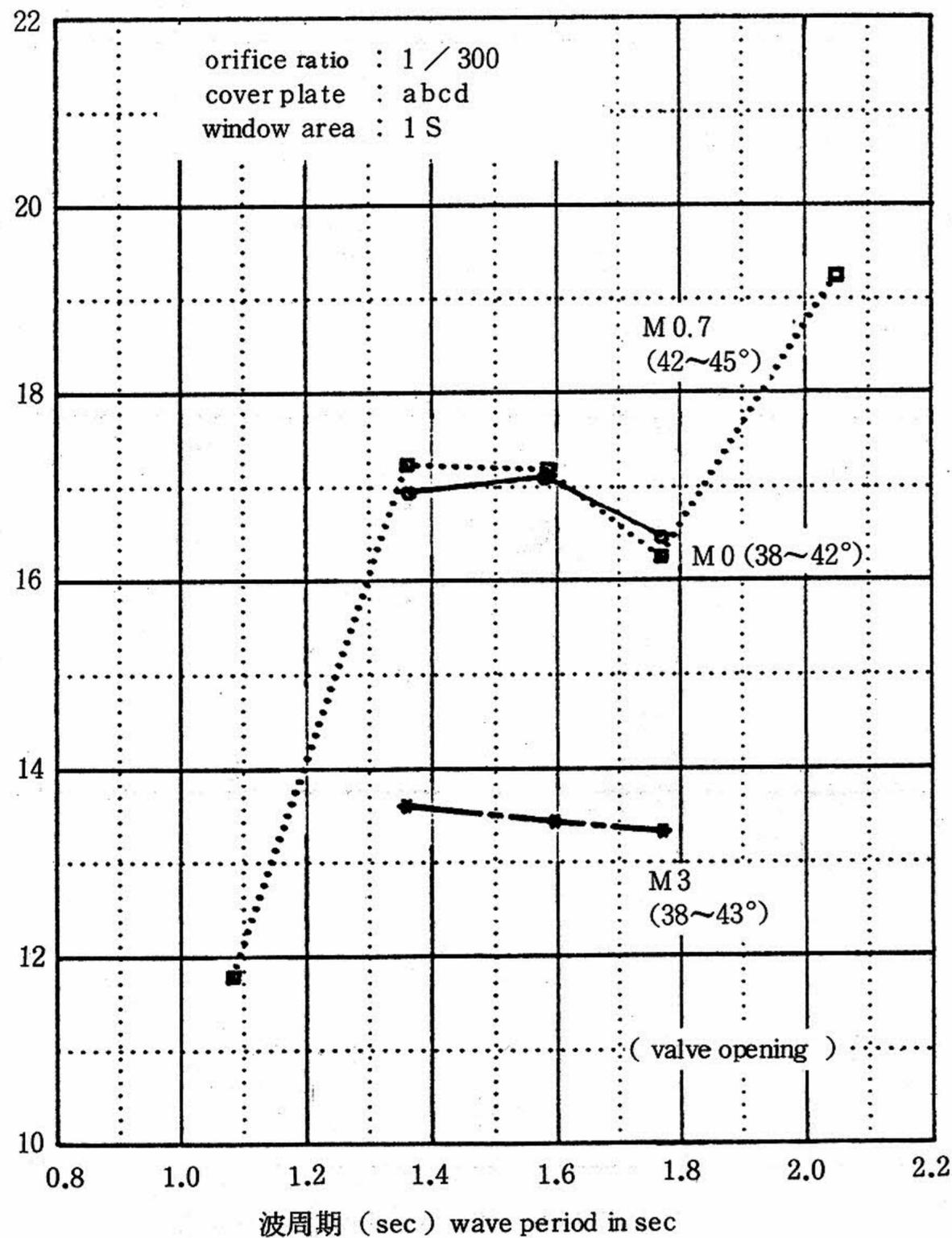
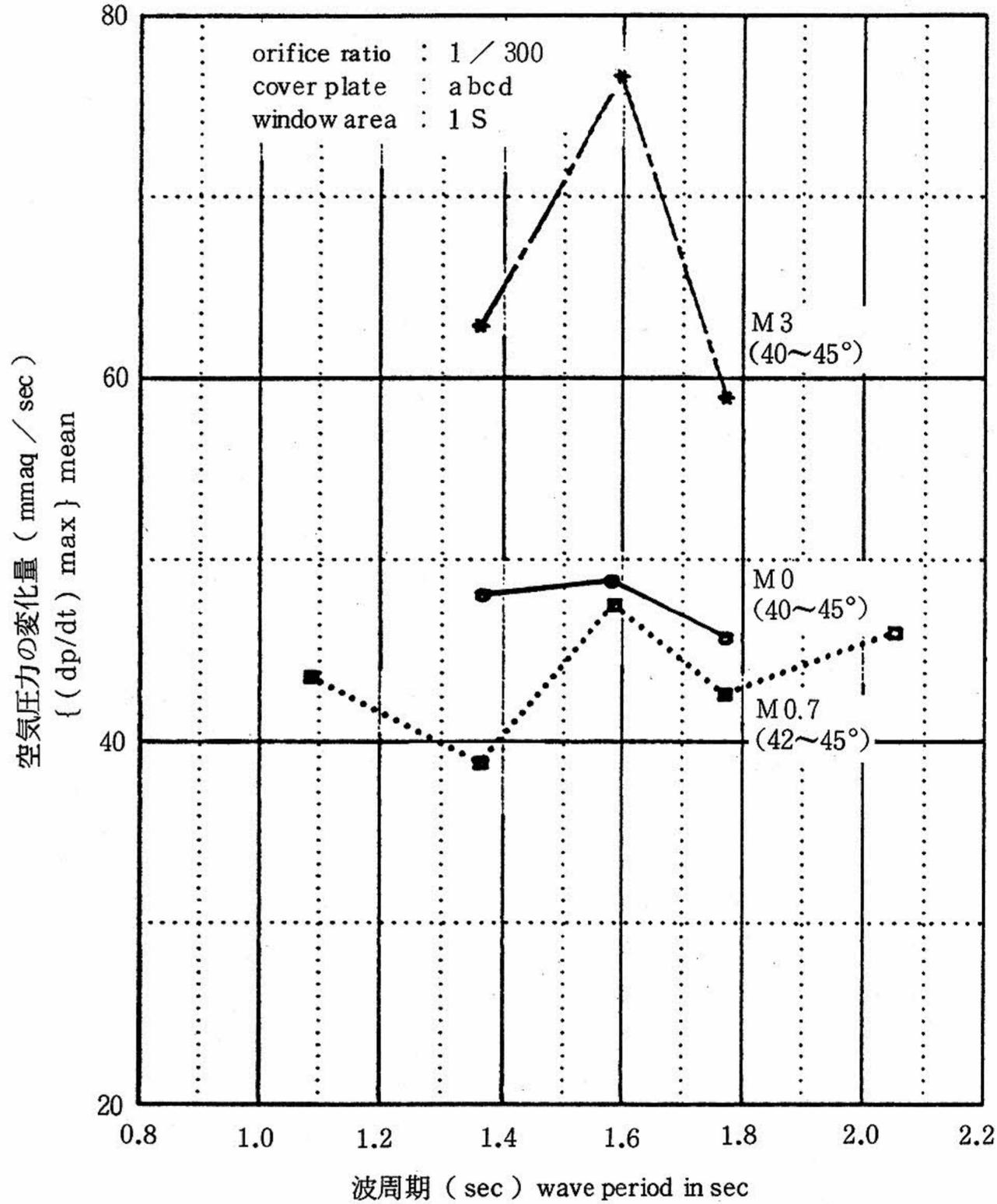


図11 弁重量による影響 (絞り比 1 / 300)

Effects in the case of changing valve weights at orifice ratio 1 / 300

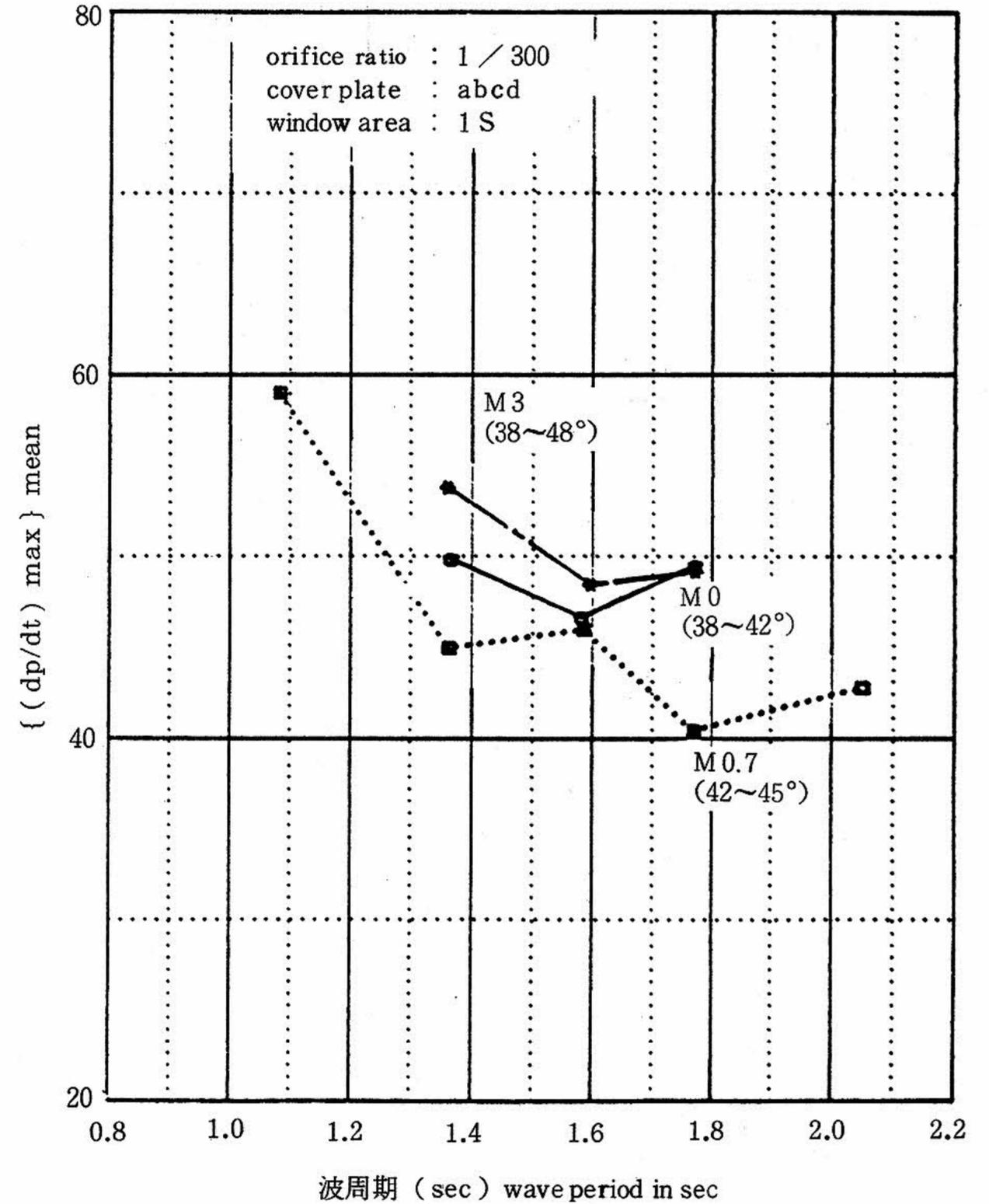
(3) ダンパータンク正圧側における変化量

$\{ (\frac{dp}{dt})_{max} \}$  mean inside damper tank of positive side

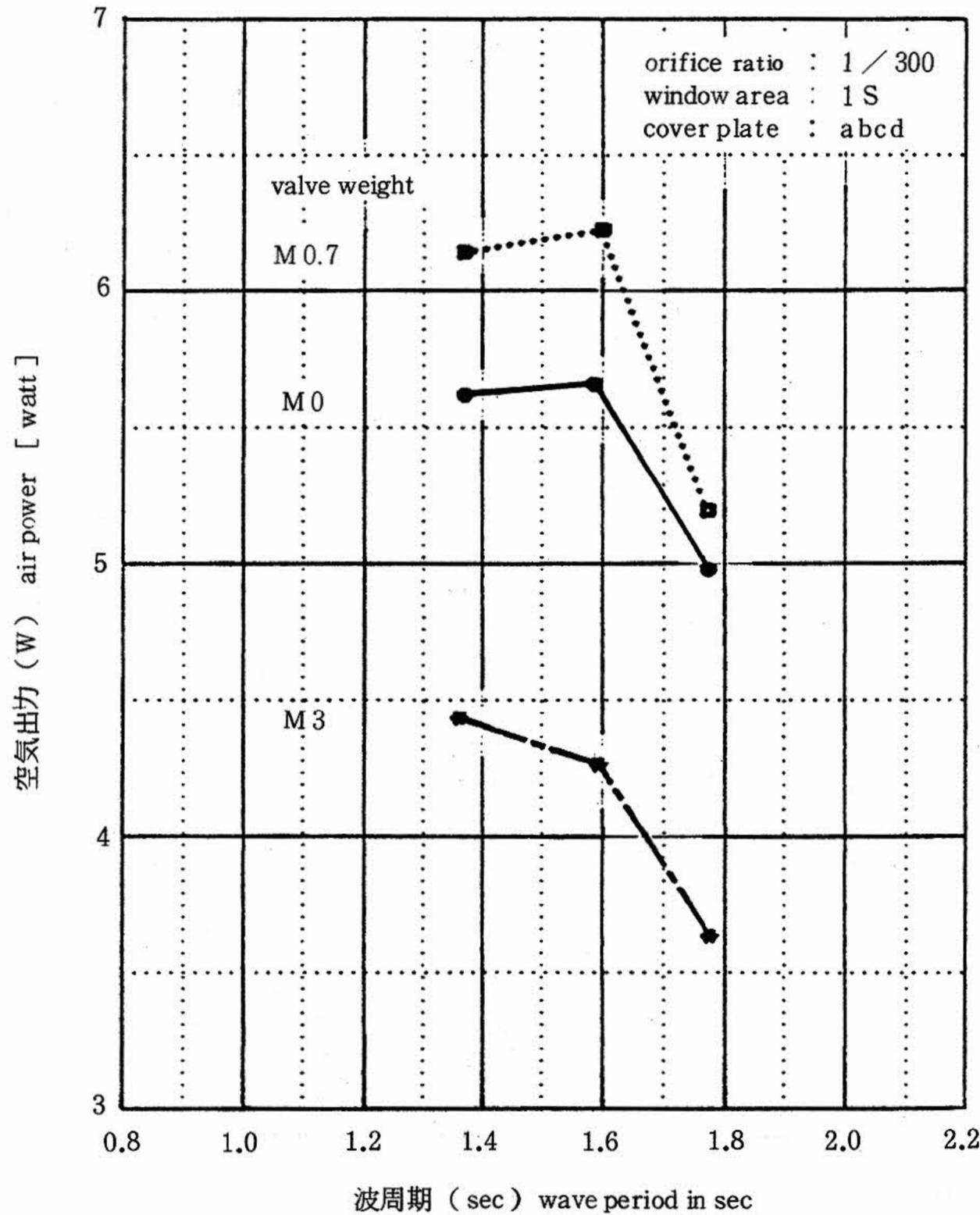


(4) ダンパータンク負圧側における変化量

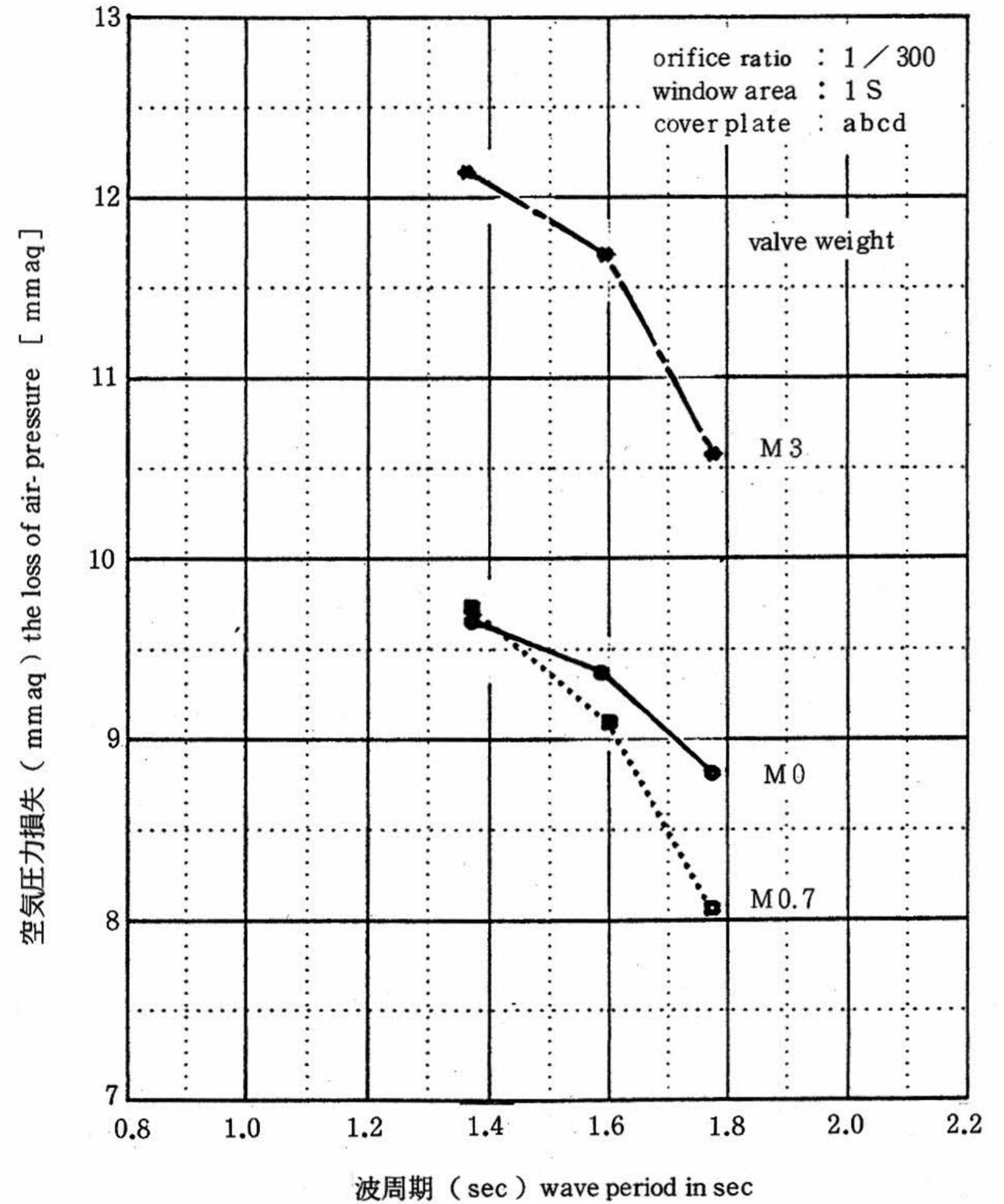
$\{ (\frac{dp}{dt})_{max} \}$  mean inside damper tank of negative



(5) ダンパータンク方式時の空気出力  
 Comprison with air power

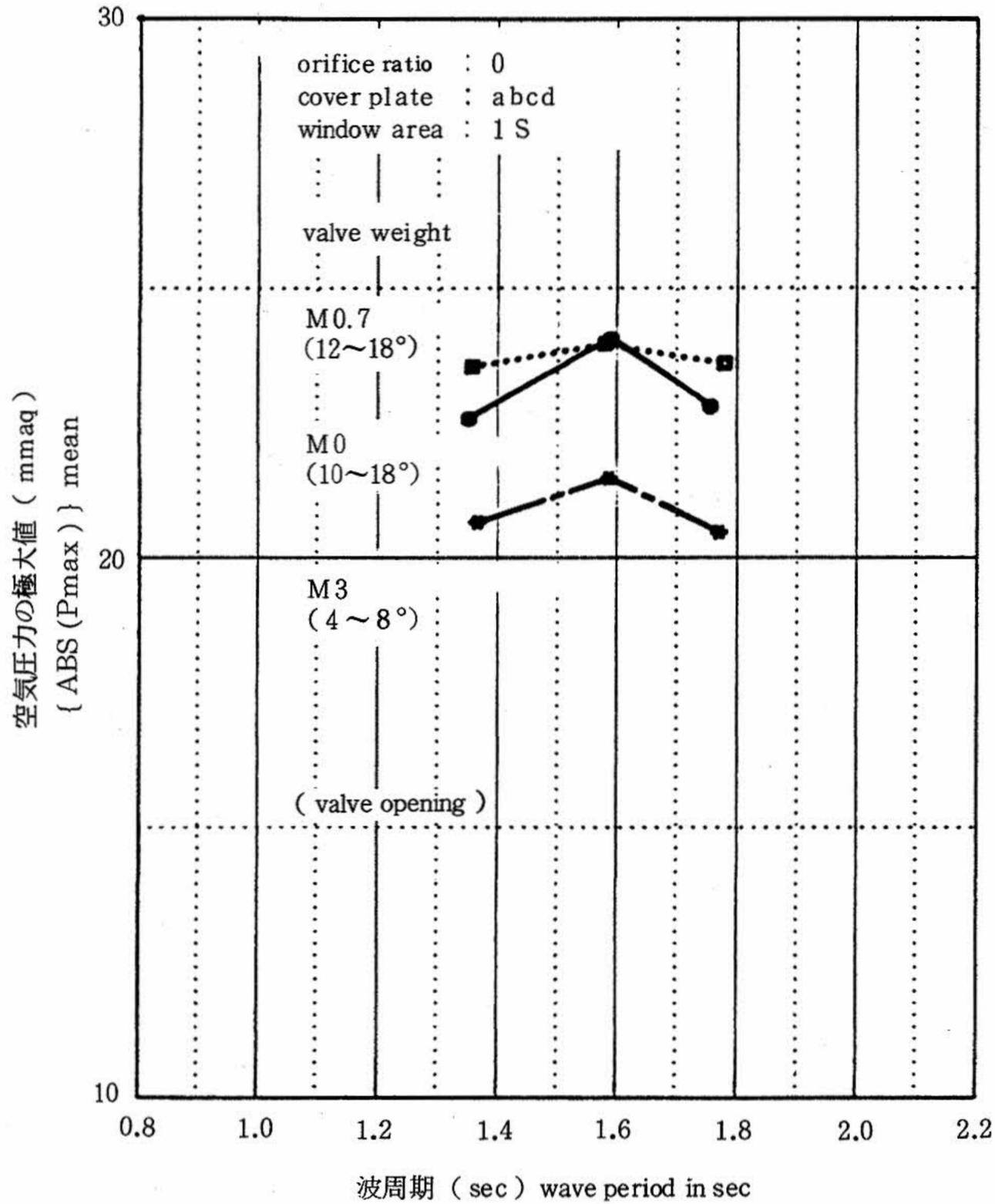


(6) ダンパータンク方式時の空気圧力損失  
 Comprison with loss of air pressure



(1) ダンパータンク正圧側における極大値

Comparison with { ABS (Pmax) } mean in the positive side



(2) ダンパータンク負圧側における極大値

Comparison with { ABS (Pmax) } mean in the negative side

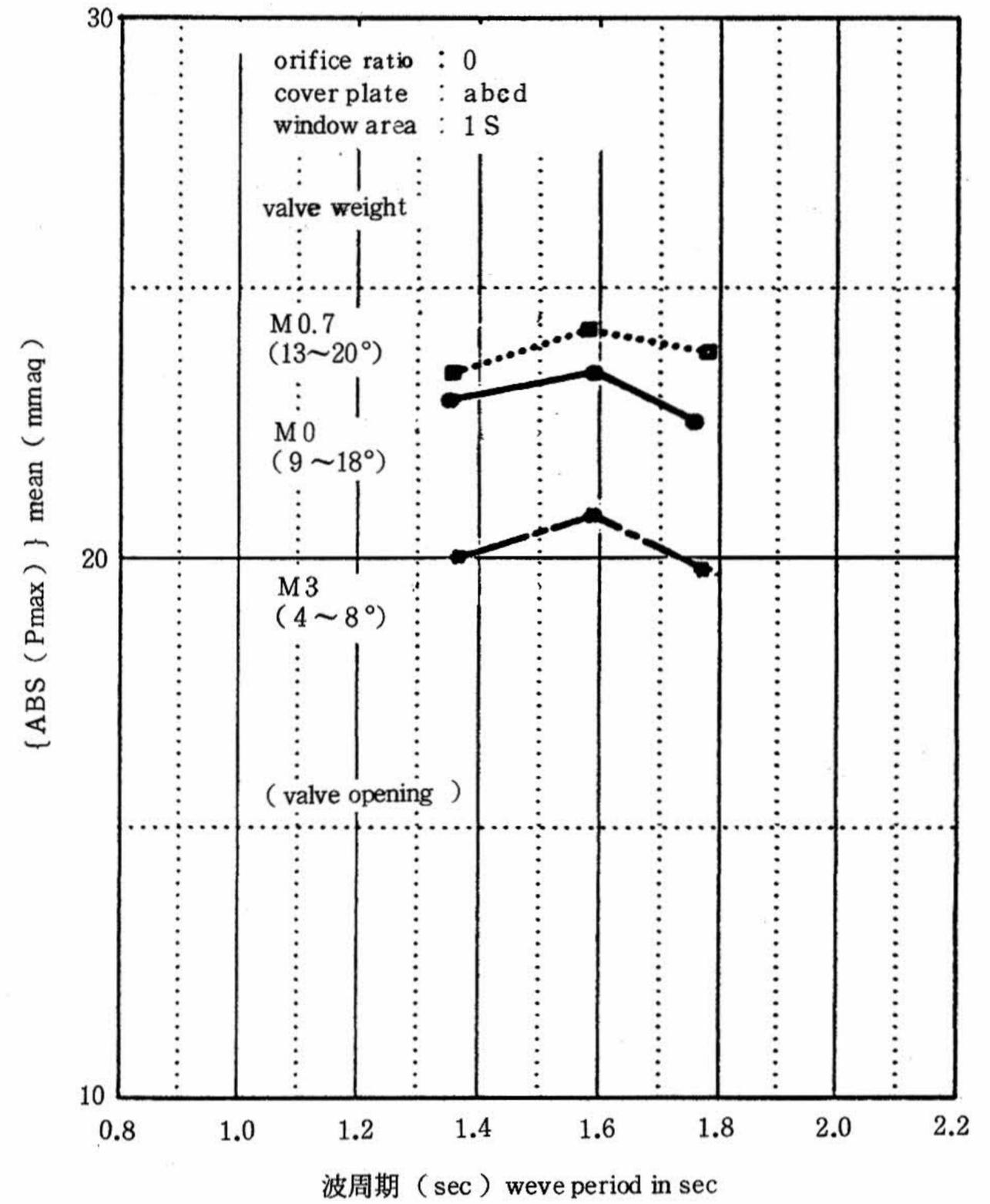
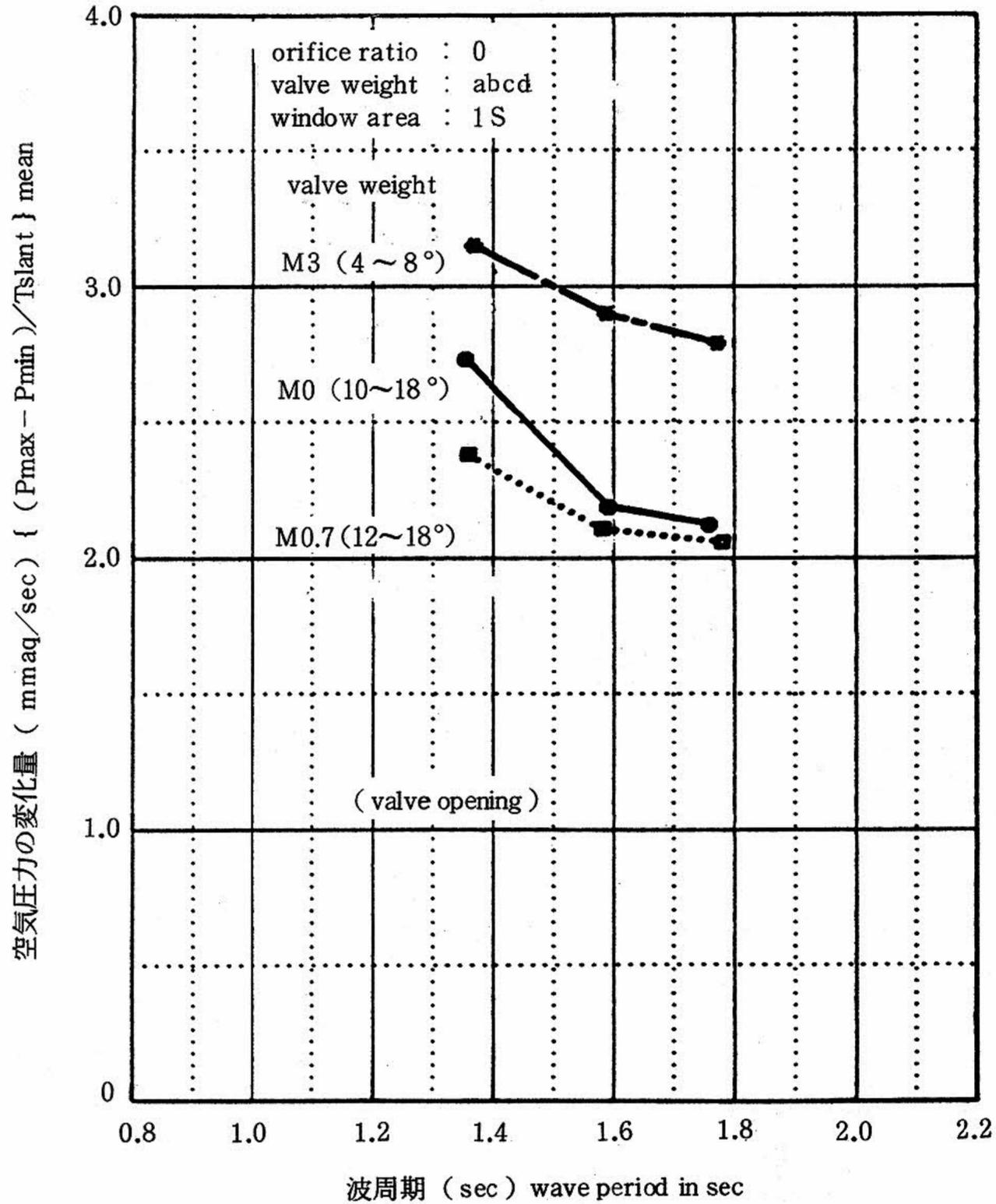


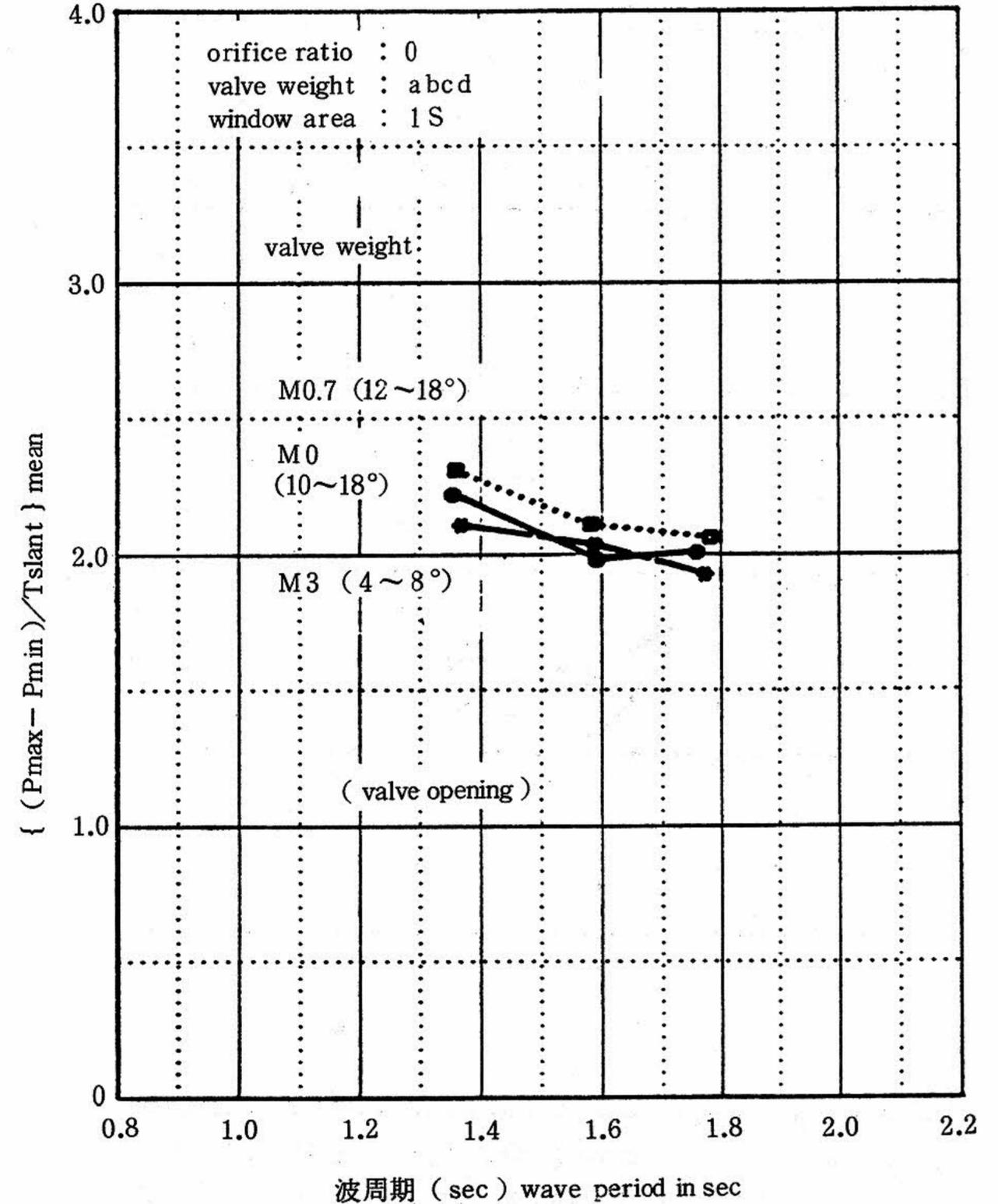
図12 弁重量による影響 (絞り比0)

Effects in the case of changing valve weight at orifice ratio 0.

(3) ダンパータンク正圧側における変化量  
 Comparison with  $\{ (P_{max} - P_{min}) / T_{slant} \}$  mean  
 in the positive side

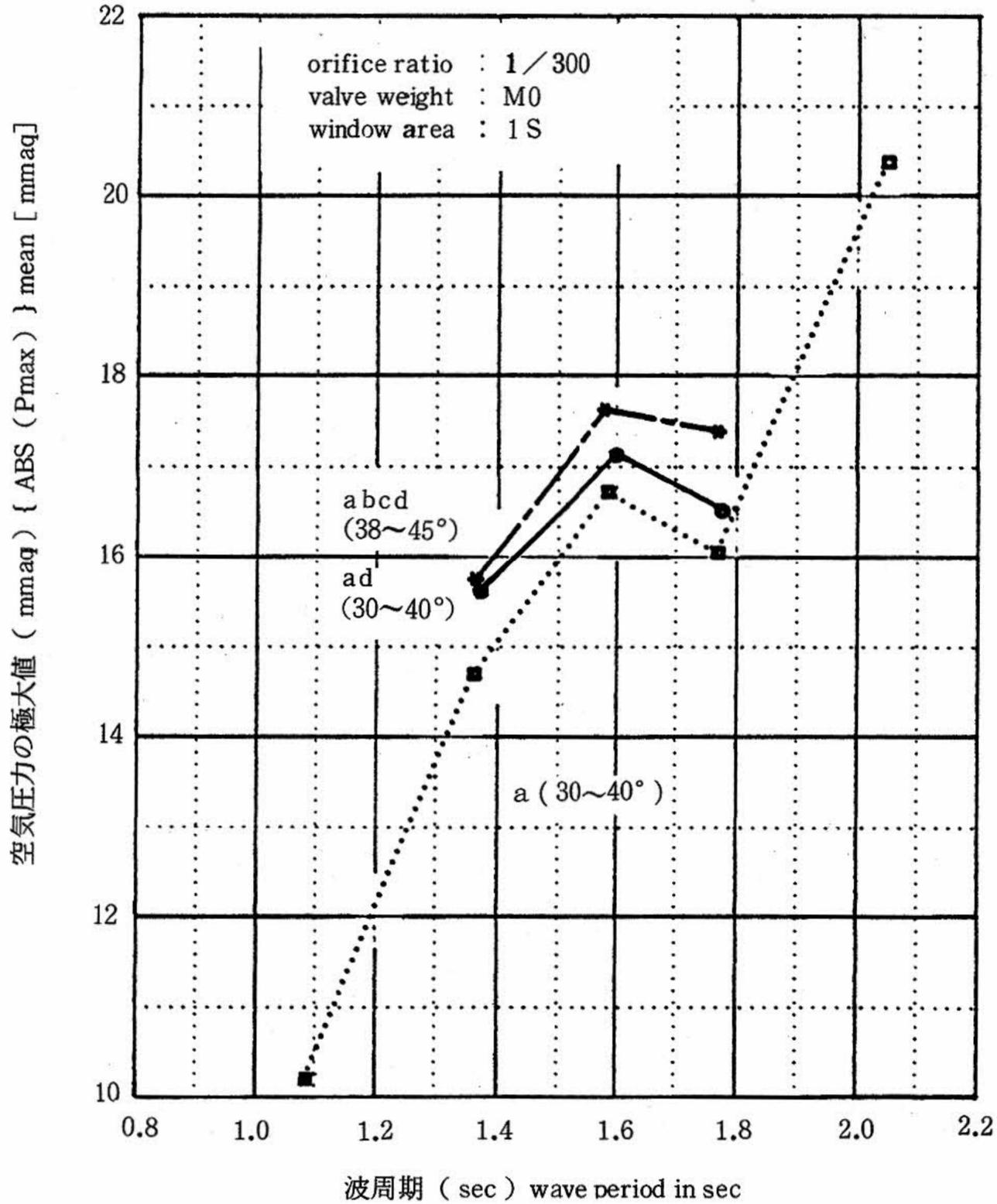


(4) ダンパータンク負圧側における変化量  
 Comparison with  $\{ (P_{max} - P_{min}) / T_{slant} \}$  mean  
 in the negative side



(1) ダンパータンク正圧側における極大値

Comprison with { ABS (Pmax) } mean in positive side



(2) ダンパータンク負圧側における極大値

Comprison with { ABC (Pmax) } mean in negative side

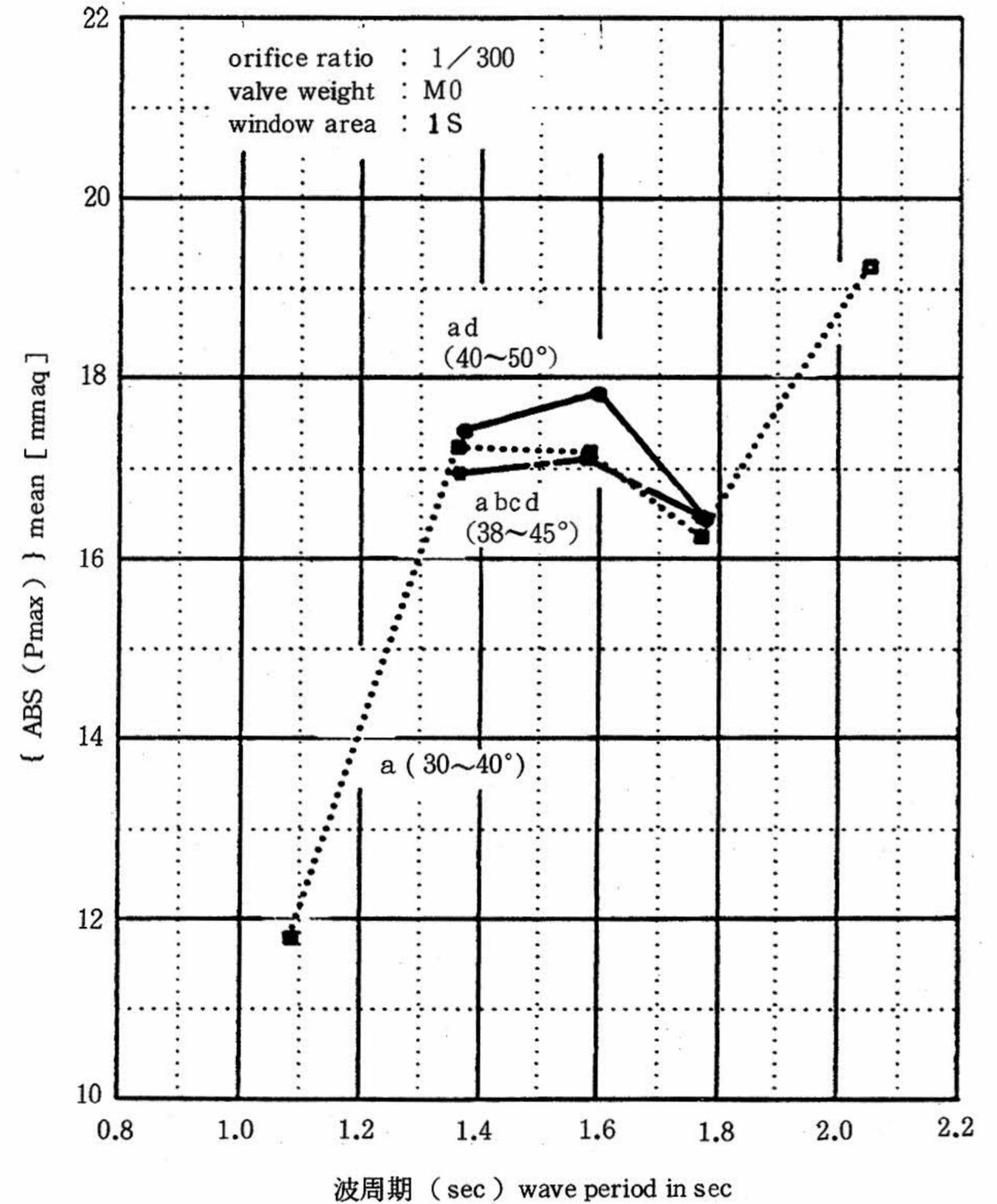
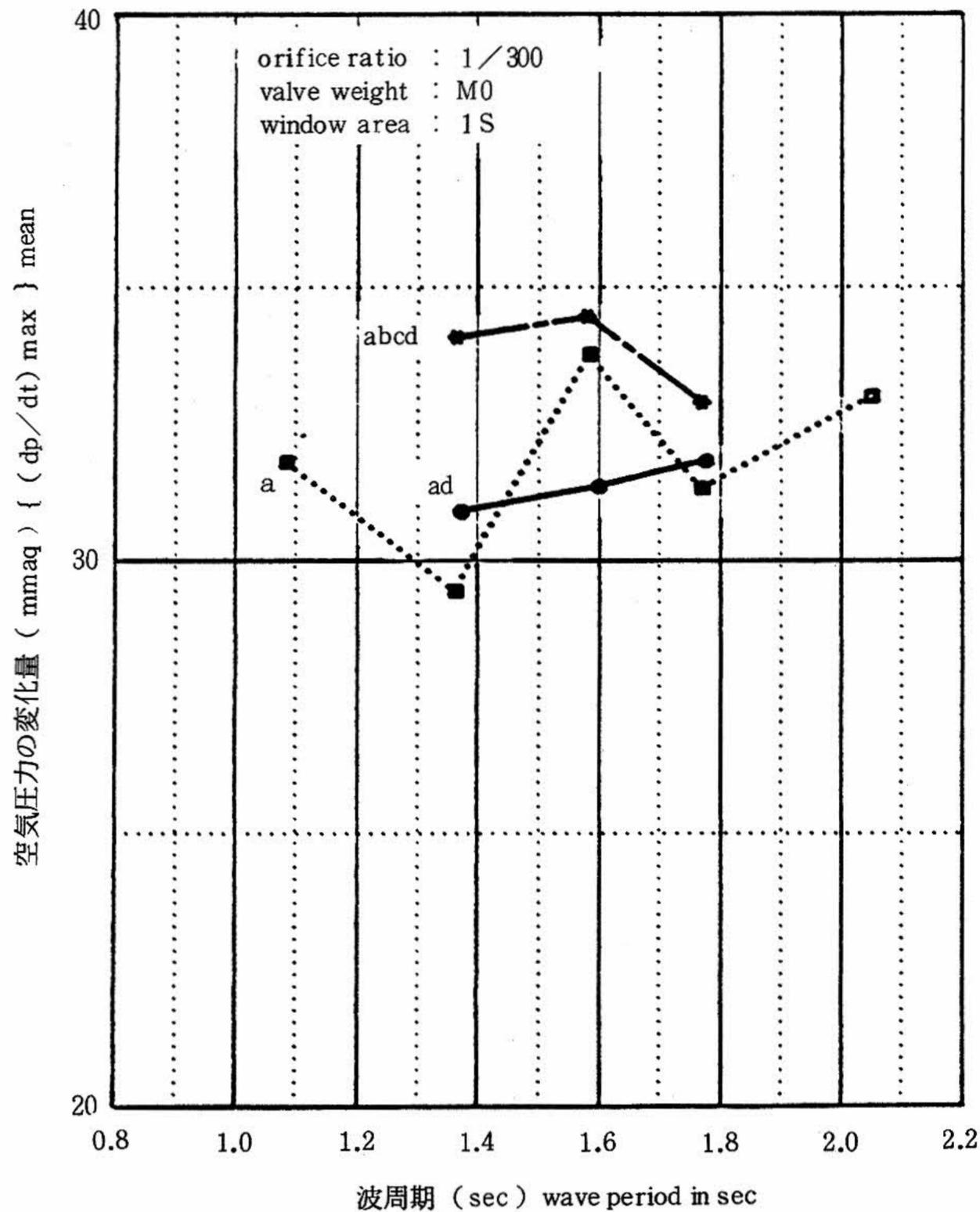


図13 ダンパータンク方式におけるカバープレートの効果

Effects for damper tank in the case of changing cover plates

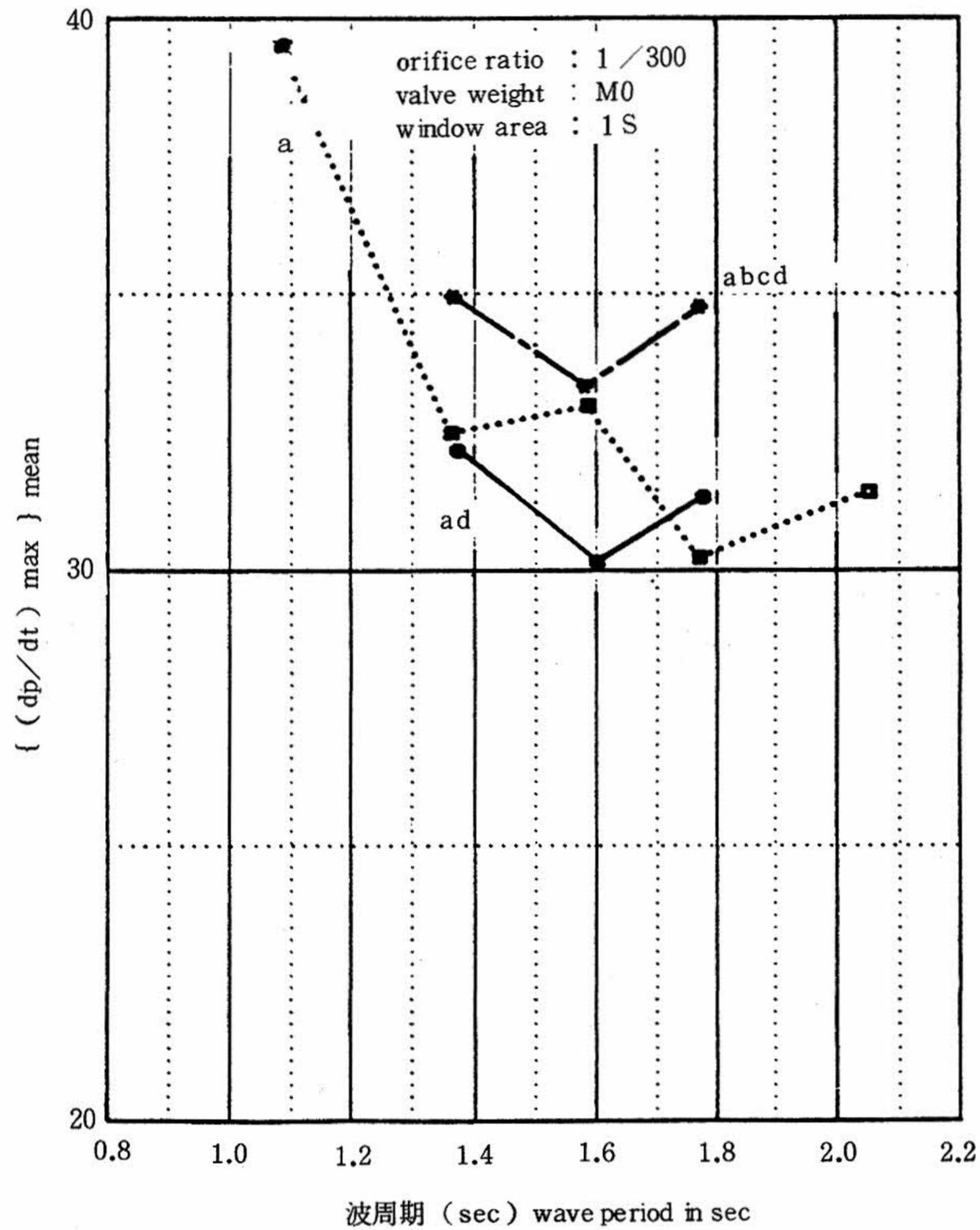
(3) ダンパータンク正圧側における変化量

Comprison with  $\{ (\frac{dp}{dt})_{max} \}$  mean in positive side



(4) ダンパータンク負圧側における変化量

Comprison with  $\{ (\frac{dp}{dt})_{max} \}$  mean in negative side



体にバラツキがみられるため、明確な判断を行うことはできない。負圧側についても、同様の理由から、差異は判断できない。また、図15-1に絞り比1/300における空気圧力の一例を示した。

## (2) 絞り比ゼロの場合

図14の(1)~(4)は、絞り比ゼロについてカバープレート①と①②③④の効果を比較したものの一例である。図14の(1)と(2)は、空気圧力の極大値について比較したものであるが、前述の1/300の場合と比べて、当然ながら大きくなっている。各カバープレートの構成の変化による空気圧力の極大値 $\{ABS(P_{max})\}_{mean}$ の差は、ほとんど見られない。

図14の(3)と(4)は、同じく空気圧力の変化量について見たものである。これらの図から、カバープレート①の変化量は①②③④の変化量よりも小さくなっているが、カバープレート①の弁開度も小さくなっている。これは、カバープレート①の弁ユニットにおいて、弁窓部以外の部分から空気圧力の漏れが生じていることを表しているものと考えられる。したがって、カバープレート①を通過する空気流は、①②③④の場合と条件が異っているため、比較の対象とはならなかった。

図15-2に、ダンパータンク内の空気圧力を1例として、波高とともに示した。タンク内の空気圧力は、経過時間と波高の増加に伴って徐々に増加し、圧力変動は小さくなって安定している。

## 6. ま と め

波力発電装置における有弁式空気タービン方式においては、弁の特性および弁の動作が出力に大きな影響をおよぼす。

また、4枚弁方式に比べて、ダンパータンク方式の場合は、弁の動作特性が出力に、さらに影響をおよぼすものと考えられる。すなわち、弁の動作が遅いと、空気流の逆流によってダンパータンク室内の圧力低下を招くので、弁の動作特性は特に重要である。

この試験では、当初、ダンパータンク方式における弁の動作特性の解明に重点を置いていた。しかし、ダンパータンクの容積不足、および空気室を1カ所しか設けられなかった等の理由から、圧力変動が激しくなり、結果としては、見掛け上、

容積の大きな空気室を備えた4枚弁方式に近くなってしまい、十分な試験結果が得られないことが判明した。

そこで、この試験の重点は、4枚弁方式における弁の動作特性に、置くこととした。

### (1) 4枚弁方式

i) この模型の最適絞り比は、波周期1.3~1.8秒において、1/100~1/130の間に存在することがわかった。

ii) 弁板の重量を変化させた場合の出力への影響は極めて大きいことが確認された。すなわち、弁を使用しない場合に対し弁を使用する場合の出力の低下率は、 $M_{0.7}$ では約15%、 $M_0$ では約25%、 $M_3$ では約45%となった。すなわち、大幅な空気出力の低下および大幅な圧力損失の増加がみられた。これらの結果から、弁板の重量を基本弁重量よりもさらに軽くすることが望ましいものと考えられる。

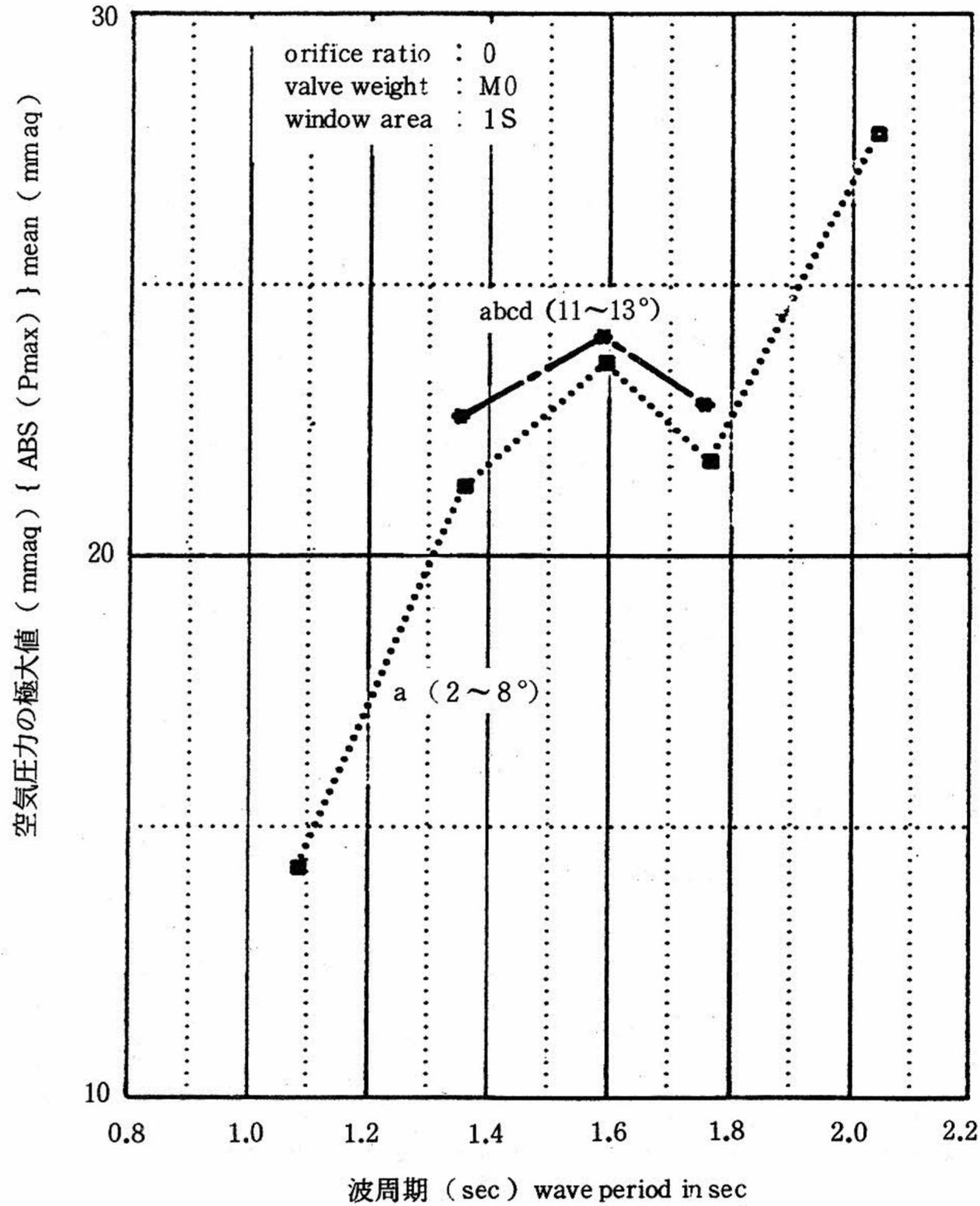
iii) 弁窓部流通口面積を変化させた場合、出力には明らかな差が確認された。従来の設計では、4段( $RA=10/100$ )が最適であり、これ以上増加させることは、必ずしも必要でない。また、さらにコストの面から考えると、3段( $RA=8/100$ )の採用も有効であることが明らかになった。

iv) カバープレートの構成の差による効果を比較すると、カバープレート①④が僅かに空気圧力損失を減少させることが確認された。①単独の試験による効果を確認することはできなかったが、開弁時の開度制限と、閉弁開始時の動作速度をより大きくする効果は、期待できる。また、④は実用上は不必要であると考えられる。さらに、カバープレート①②③④を用いる構成は、本来、ダンパータンク方式を用いた時に効果を持つものと期待されたものであり、4枚弁方式においては、むしろ、空気圧力損失を招くものと考えられる。

v) 空気出力算出のための空気圧力の計測位置は、本来、弁窓部通過後のノズルの近傍であることが望ましい。しかし、実験実施上の理由により空気圧力の計測位置を空気室内(弁窓部通過前)とした場合、この空気出力の算出結果は、空気流通路における損失が含まれていないため、補正が必要となる。例えば、4段( $RA=10/100$ )において、波周期1.5秒付近では、弁重量 $M_0$ の場合、

(1) ダンパータンク正圧側における極大値

Comprison with { ABS (Pmax) } mean in positive side



(2) ダンパータンク負圧側における極大値

Comprison with { ABS (Pmax) } mean in negative side

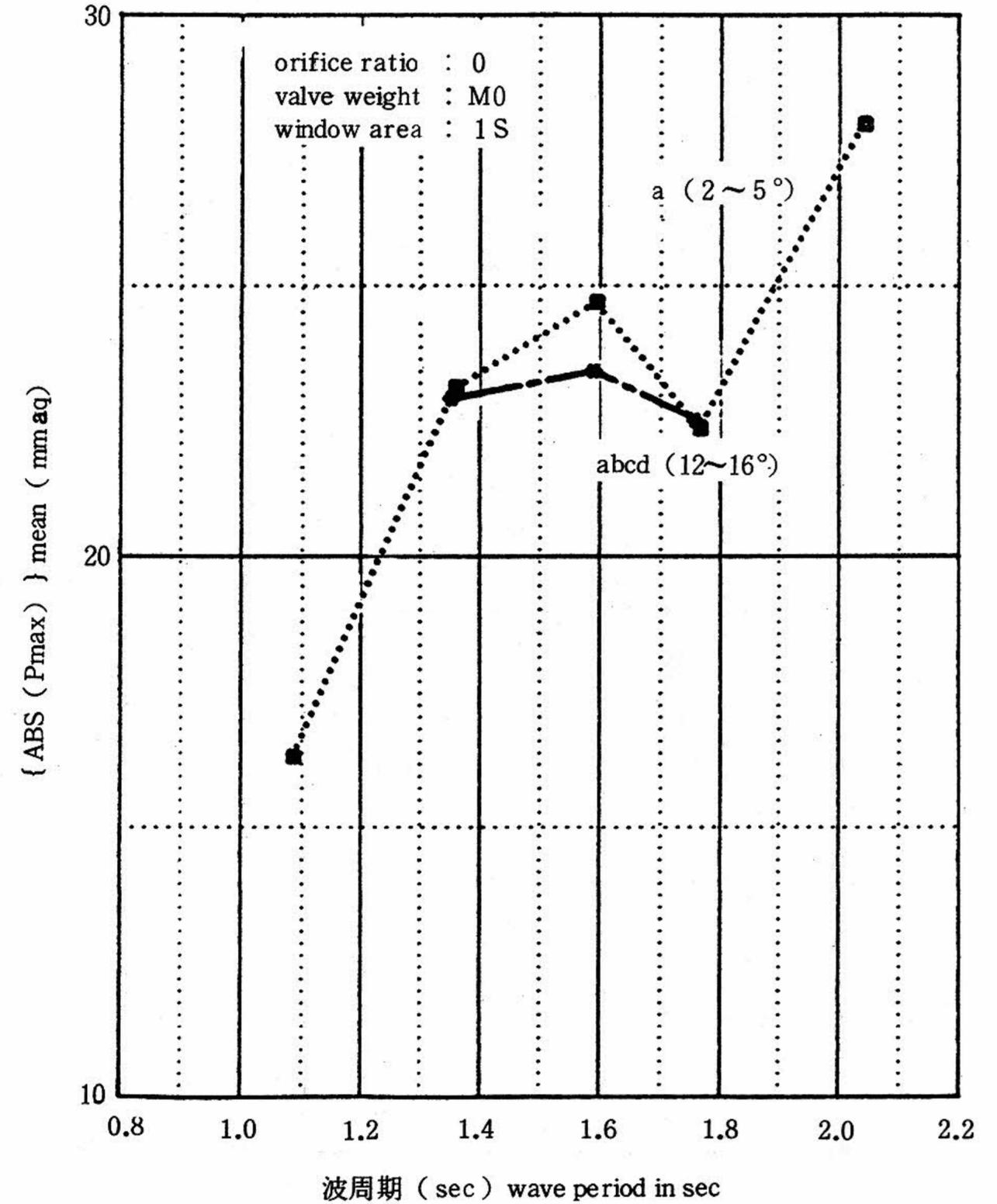
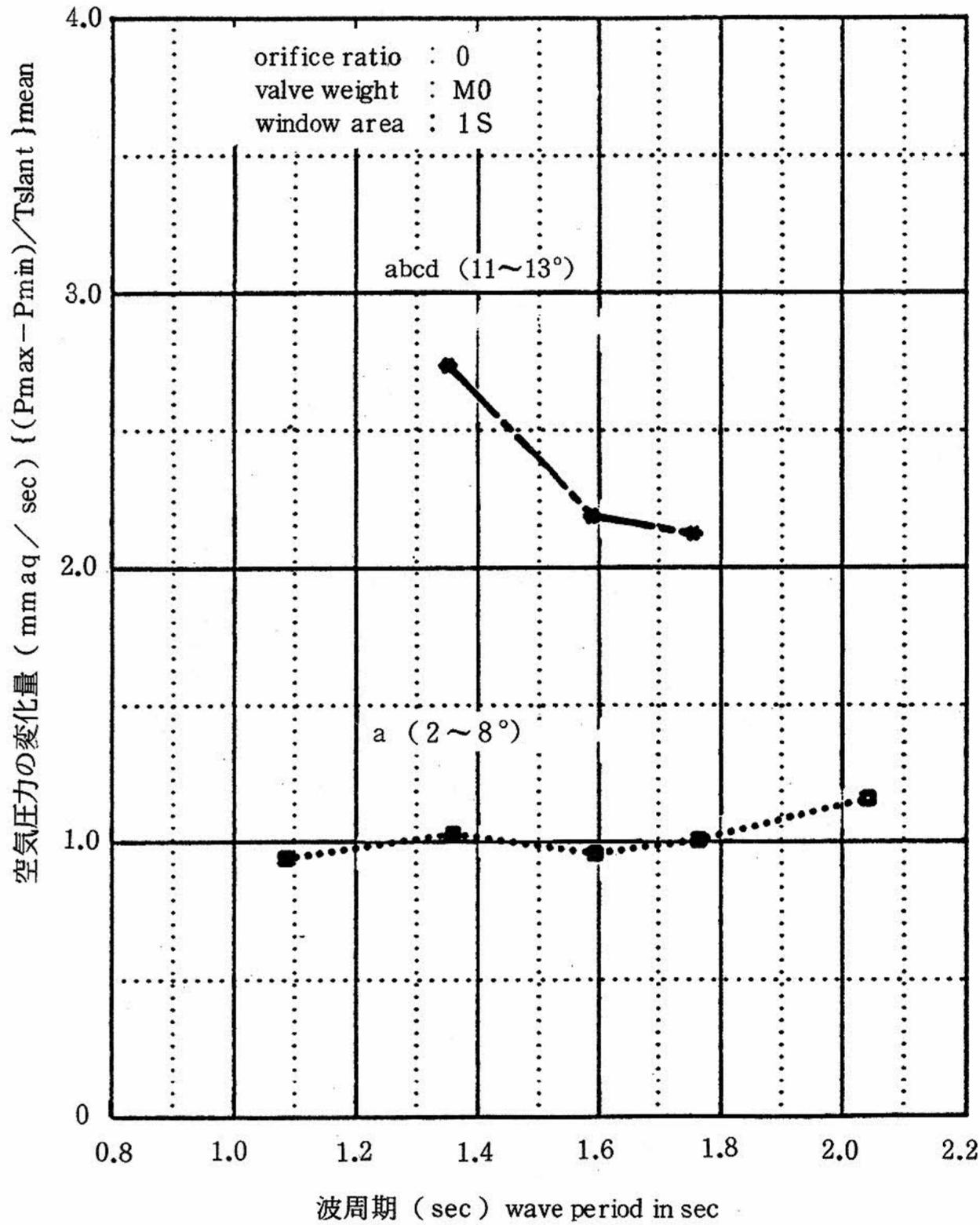


図14 ダンパータンク方式におけるカバープレートの効果  
Effects for damper tank in the case of chaging cover plates

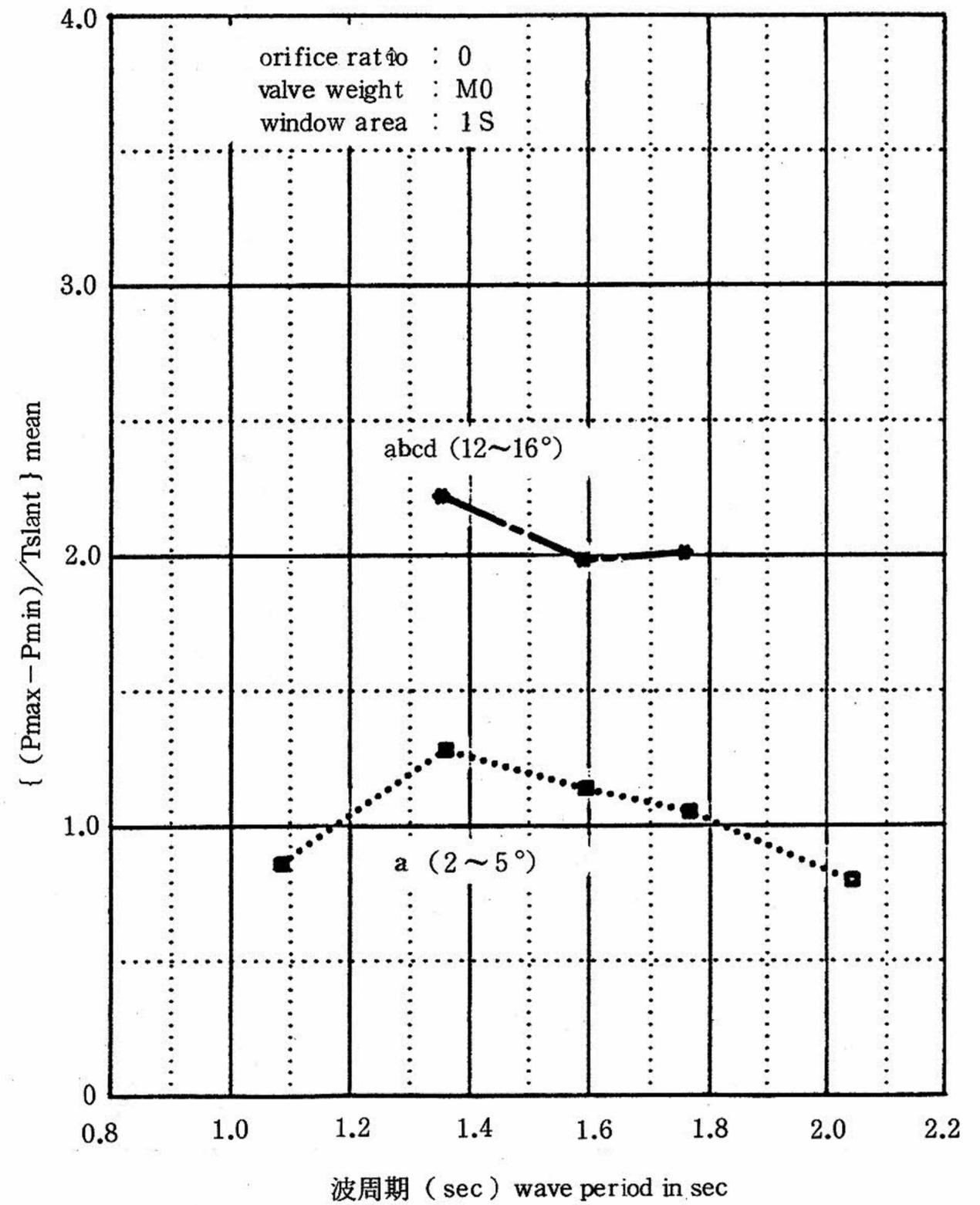
(3) ダンパータンク正圧側における変化量

Comprison with  $\{ (P_{max} - P_{min}) / T_{slant} \}$  mean  
in positive side



(4) ダンパータンク負圧側における変化量

Comprison with  $\{ (P_{max} - P_{min}) / T_{slant} \}$  mean  
in negative side



(1) 絞り比 1 / 300

orifice ratio: 0    window area : 1 S  
 valve weight : M0    cover plate : abcd

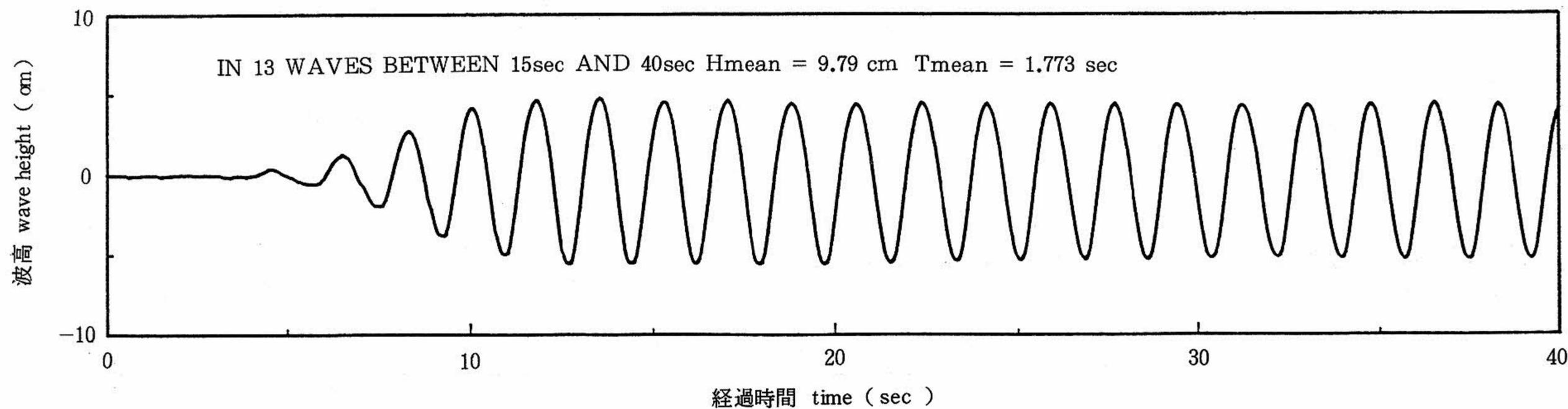
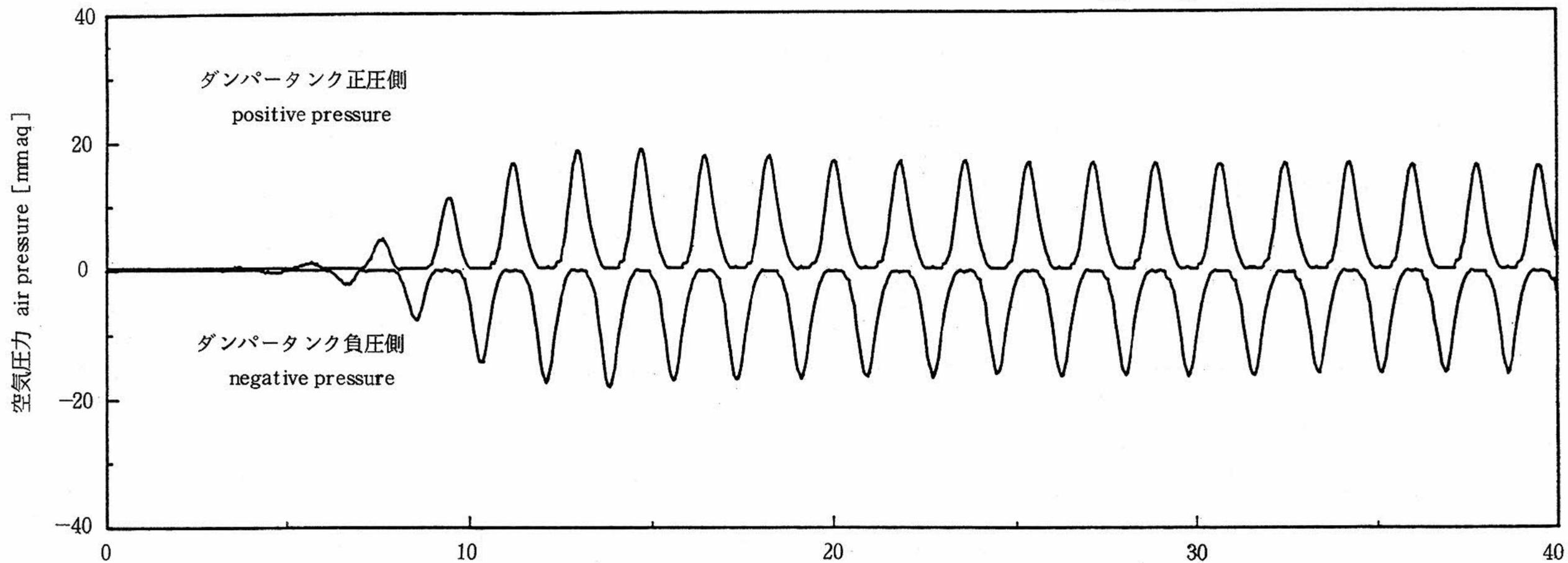
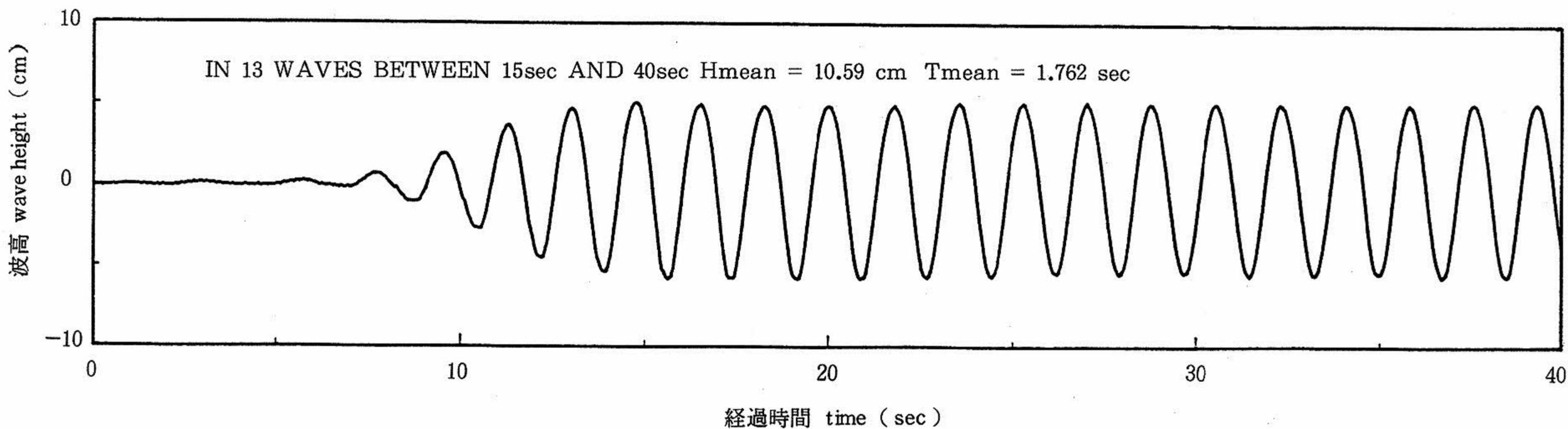
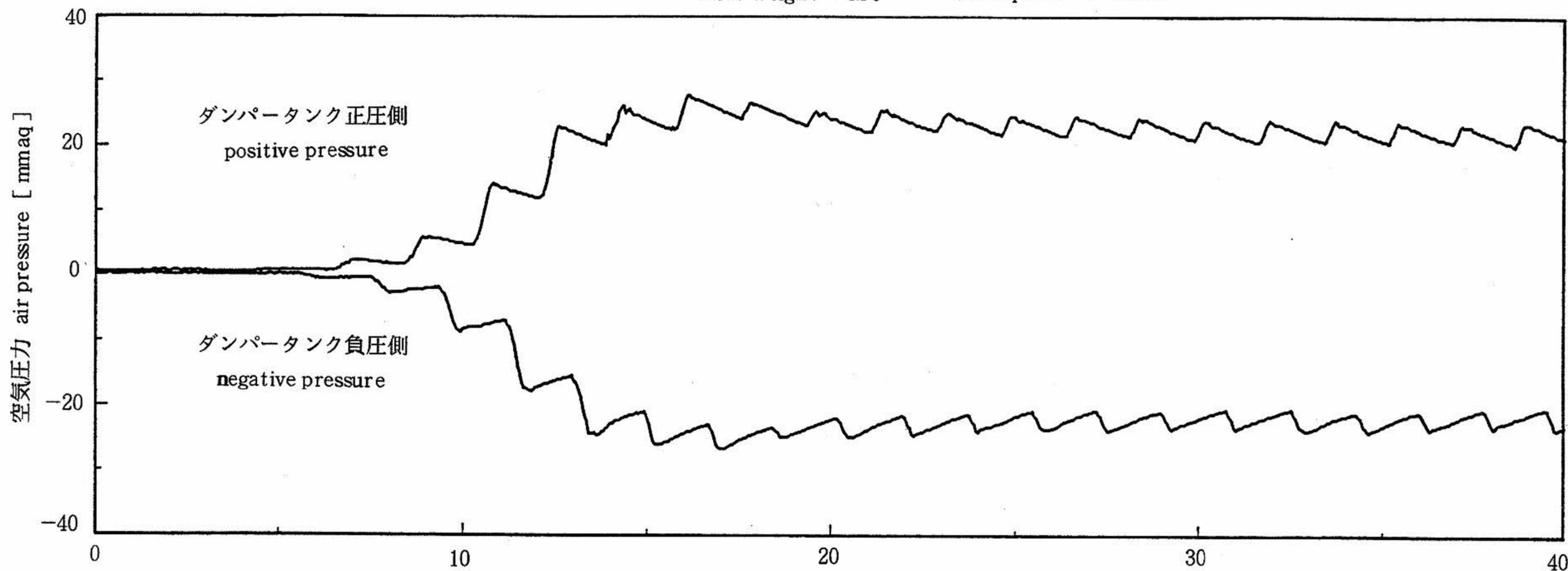


図15 ダンパータンク内の空気圧力  
 Wave traces of air-pressure in damper tank

(2) 絞り比0

orifice ratio : 0  
valve weight : M0

window area : 1 S  
cover plate : abcd



出力比が0.8となり、求めた補正係数(図9)を用いて考慮することが必要である。当然ながら、この補正係数は弁窓部流通口の面積および弁重量に関連して変化する。

### (2) ダンパータンク方式

i) この試験でのダンパータンクを用いた場合の最適絞り比は、4枚弁方式で述べたものと、ほぼ同様であった。しかし、ダンパータンク方式の本来の特性を考慮して、空気室を複数個設けたと仮定した場合、最適絞り比は変わってくるものと考えられる。

ii) 弁重量を変化させた場合の出力への影響は、ダンパータンク方式の場合においても明瞭な差がみられた。すなわち、弁重量  $M_0$  と  $M_{0.7}$  との差は、僅かなものであったが、これらに対して、 $M_3$  の差は比較パラメータから、約20%の損失となっているため、従来の弁重量  $M_0$  程度以下が、適当であるものと考えられる。

iii) カバープレートが出力に与える効果は、この試験では明瞭に判断することができなかった。特に、カバープレート①②③④の構成による出力への効果は認められず、これらが必ずしも必要ではないことが明らかになった。

### (3) 実験データ収集用遠隔装置

実験データ収集用遠隔装置は、この試験において、初めて使用されたものである。

i) この試験に限らず、波動水槽を使用する試験では、実際のデータ収集に要する実質的な時間は短いですが、水槽内水面の安定状態を待つ時間が長いため、全体として多大の時間を必要とする。しかし、この待ち時間は、本装置を使用して収集されたデータの良否の即時確認と即時処理に利用できるため、試験等の実施がたいへん能率的になることが明らかになった。

ii) データ収集開始後、研究員はデータ収集作業に束縛されずに、現象等の観察に専念できた。

iii) 取得された各チャンネルの電気信号は、即時に高精度で各物理量に変換できた。

iv) 取得されたデータは、試験実施時の条件と共に、デジタルテープに格納できるため、長期間の保存の後に自由度の高い再現性を得ることができた。

## 7. おわりに

この試験では、取得されたデータの個数が全体的に少なかった。変動要因の多いこの種の試験において試験結果の精度を高めるためには、より多数のデータを取得し、統計的に処理することが望ましい。

なお、この試験の実施にあたり、海洋利用技術部諸氏の協力を得たことを付記し、感謝の意を表す。

### 付記(1) 実験データ収集用遠隔装置の概要

本装置は、当センター海洋工学実験場内において各種の実験等から得られた計測信号を、別棟の海洋工学棟に設置されている主計算システムに直接入力し、データ処理結果および解析結果等を実験場内のグラフィック・ターミナル上に出力するためのものである。実験データ収集用遠隔装置のシステム系統図を付図1に示す。

収集された計測信号は、付表1に示すような計測時の条件等とともに主計算システム内のディスク上にファイルとして書き込まれ、実験者が作成したプログラムおよびシステム下における解析プログラム等を、実験場内のターミナルから利用することができる。

本装置の仕様を付表2に、また主計算システムの機器構成を付表3に示す。

### 付記(2) 空気出力の簡易計算法

(2.1)式より、 $C \cong 10.$ 、 $\rho = 0.125$ と見なして簡単にすると、空気出力  $E(t)$  は、次のように表される。

$$E(t) = 0.004 P(t)^{\frac{3}{2}} S$$

ただし、 $P(t)$  : (圧力水柱 (mmAp))  
: ノズル面積 ( $\text{m}^2$ )

すなわち、空気出力の平均値は

$$E_{\text{mean}} = \frac{1}{T} \int 0.004 P(t)^{\frac{3}{2}} S dt$$

となる。

さらに、試験等において空気圧力の最大値のみが得られた場合は、空気圧力を正弦波と仮定して、

$$P(t)^{\frac{3}{2}} = P_{\text{max}}^{\frac{3}{2}} \int \text{SIN}^{\frac{3}{2}} \omega t dt \\ \cong 0.556 P_{\text{max}}^{\frac{3}{2}}$$

$$\therefore E_{\text{mean}} = 0.556 \times 0.004 \times P_{\text{max}}^{\frac{3}{2}} \times S$$

となる。なお、平均値変換係数として、経験値 0.4 を用いることもある。上記 2 種類の計算方法と、(2.3) 式による平均空気出力の比較を付図に示した。

付表 1

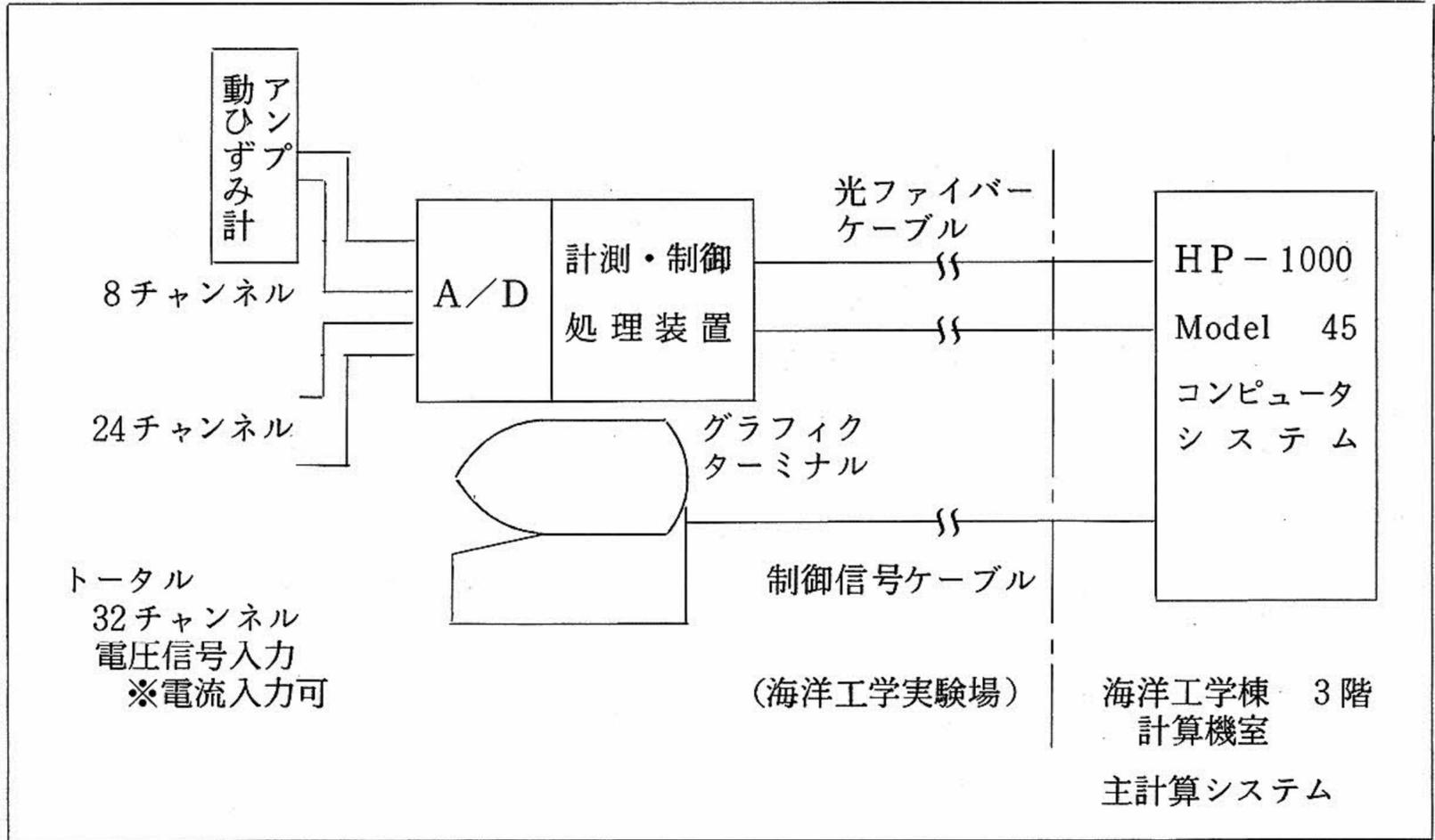
識 別	項 目 名	タイプ	文字数	データ範囲	備 考
遠隔データ収集のためのデータ	DS ファイル名	英数字	3 ~ 6		
	計 測 時 間	数 字	1 ~ 2	1 ~ 32767	単位：秒
	サンプリング・レイト	”	1 ~ 5	14 ~ 32767	単位：ms
	スロット No.	”	1	1 ~ 4	
	開始チャンネル番号	”	1 ~ 2	1 ~ 32	
	チャンネル数	”	”	”	
	モ ー ド	”	”	”	
サブ DS ヘッドデータ	センサー番号	英数字	4		
	Scale factor	数 字	8		
	Bias	”	8		
	Dimension	英数字	10		
	Sensor name	”	”		
コメントデータ	コメント	”	1 ~ 78		最初のレコードのみ DS ファイルへ

付表 2 遠隔制御装置の仕様

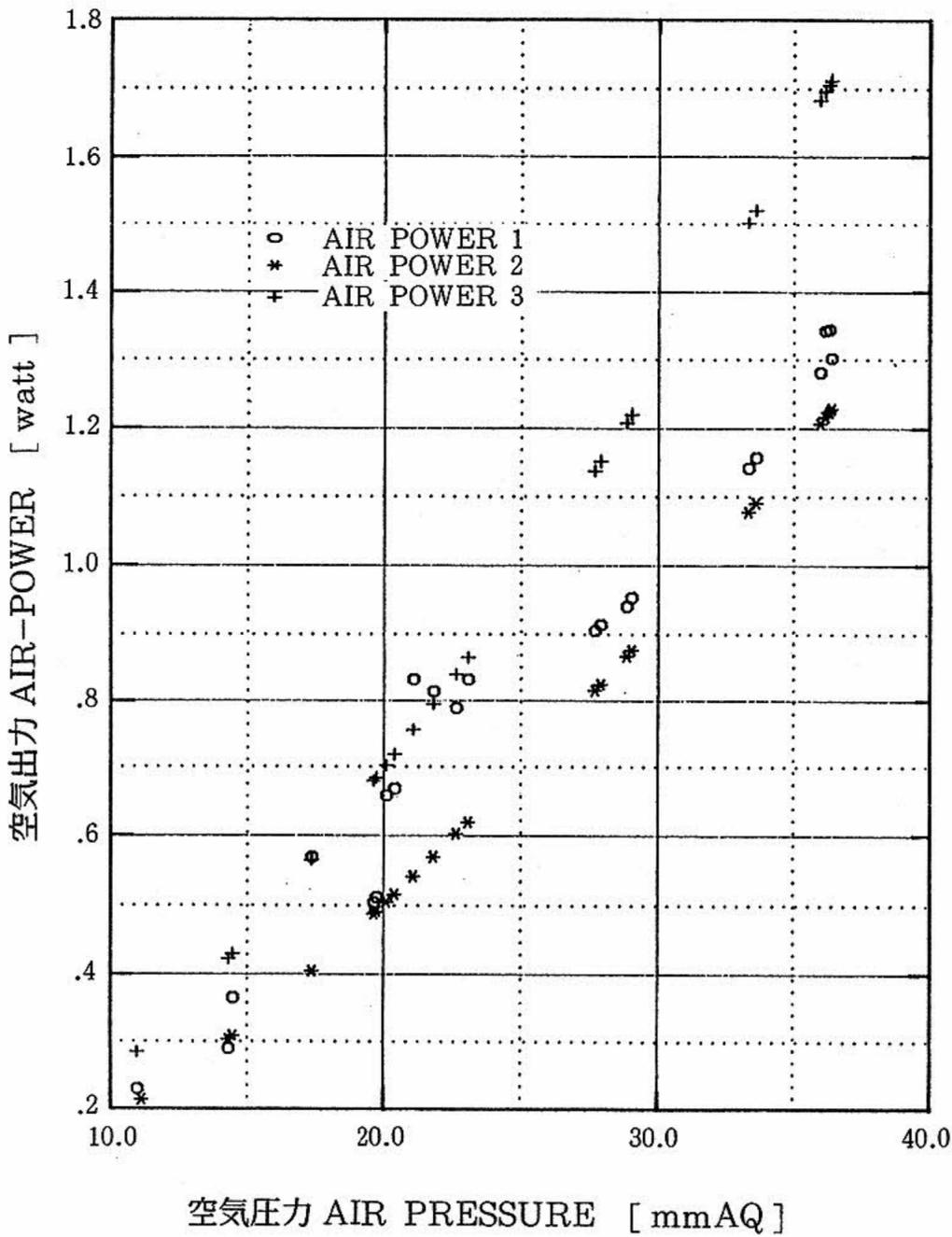
1. データ収集部	
(1) 動歪み測定用前置増幅器	8 チャンネル
(2) A/D変換器	
① 不平衡電圧入力型	32チャンネル
但し、平衡入力型に変更すると	16チャンネル
② 最大変換速度	
1チャンネル	約 70Hz
8チャンネル	約 32Hz
16チャンネル	約 18Hz
2. グラフィック・ターミナル	
3. 装置移動可能範囲	波動水槽前(標準設置位置)から約 100 m
4. 主計算システムとの接続	
A/D変換器	光ファイバーケーブル
グラフィックターミナル	メタリックワイヤ

付表 3 主計算システムの構成要素

1. HP-1000 モデル45	1台
2. 浮動小数点演算装置	1台
3. 磁気ディスク記憶装置	1台
4. 磁気テープ記憶装置	1台
5. グラフィック・ターミナル (コンソール・ターミナル)	1台
6. X-Yプロッタ	1台
7. シリアル・プリンタ	1台
8. A/D変換器(不平衡電圧入力型)	32チャンネル



付図1 実験データ収集用遠隔制御装置



付図2 計算法の違いによる平均空気出力  
Comparison among the mean air  
powers calculated in each expression

AIR POWER 1

$$= \frac{1}{T} \int_0^T C \cdot P(t) \cdot Q(t) dt$$

AIR POWER 2

$$= 0.0016 P_{\max}^{\frac{3}{2}} S$$

AIR POWER 3

$$= 0.0022 P_{\max}^{\frac{3}{2}} S$$