

ISSN 0389-4010  
UDC 533. 6. 071  
543. 17

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-836

航技研二次元風胴の気流特性について(II)  
— 風胴各部の変動圧力(騒音)の分析と音源の検討 —

榑 原 盛 三 ・ 三 輪 等 ・ 小 国 保 男  
佐 藤 衛 ・ 神 田 宏

1984年9月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

## 目 次

1. まえがき .....	2
2. 記 号 .....	2
3. 風胴および計測の概要 .....	3
3.1 風胴の概要 .....	3
3.2 測定位置と計測条件 .....	5
3.3 変動圧力のスペクトルの表示法とデータ処理法 .....	8
4. 風胴各部の変動圧力（騒音） .....	10
4.1 風胴気流方向の変動圧力分布 .....	10
4.2 調圧弁部の自己発声音 .....	12
4.3 消音器と金網の音響特性 .....	13
4.4 流量と変動圧力の関係 .....	14
4.5 マッハ数およびレイノルズ数の変化が変動圧力係数に 及ぼす影響と変動流速の推算 .....	15
5. 変動圧力の 1/12 オクターブバンド分析に基づく変動圧力係数のスペクトル .....	17
5.1 消音器前後部の変動圧力係数の周波数スペクトル .....	17
5.2 縮流筒入口部の変動圧力係数の周波数スペクトル .....	18
5.3 測定部上流側側壁部の変動圧力係数の周波数スペクトル .....	19
5.4 測定部中心の変動圧力係数の周波数スペクトル .....	20
5.5 第二スロート弁入口部の変動圧力係数の周波数スペクトル .....	24
6. 変動圧力特性の評価 .....	26
7. ま と め .....	27
8. 文 献 .....	27

航技研二次元風洞の気流特性について(II)\*  
— 風洞各部の変動圧力(騒音)の分析と音源の検討 —

榊 原 盛 三\*\*    三 輪        等\*\*    小 国 保 男\*\*  
佐 藤        衛\*\*    神 田        宏\*\*

Flow Quality of NAL Two-Dimensional Transonic Wind Tunnel

Part II

Extensive and Systematic Pressure Fluctuations  
Study in the Settling Chamber, Test Section and Second Throat of the NAL  
2-D Transonic Wind Tunnel

Seizo SAKAKIBARA, Hitoshi MIWA, Yasuo OGUNI,  
Mamoru SATO and Hiroshi KANDA

ABSTRACT

To obtain a better understanding of the characteristic of the facility disturbances and identification of their sources, detailed pressure fluctuation measurements were made in the settling chamber, the test section and the second throat of the NAL two-dimensional transonic wind tunnel. In order to identify the test section wall slot effects, the following measurements were made; keeping the side wall slot (for wake survey probe trav..) open measurements were made with the transonic slots (top and bottom walls) both open and closed; then, conversely, keeping the transonic slots open measurements were made with the side wall slot open and closed.

The pressure fluctuations of the flow at these locations in the wind tunnel were measured by means of wall or sting-mounted ultra miniature pressure sensors. The data, which represented a frequency range from about 15 Hz to 25 kHz, have been analyzed in the form of broadband sound pressure levels, root-mean-square fluctuations of pressure coefficient and spectra of pressure fluctuations. There is a brief discussion of each item.

R.m.s. and spectra of pressure fluctuations at the test section, which were compared with other wind tunnels, have been considered moderate in the transonic regime ( $0.7 < M < 0.9$ ).

---

\* 昭和59年 7 月10日受付

\*\* 空気力学第 2 部

## 1. ま え が き

風洞においては空気力学的な相似性の一層の向上を図り、それらの模様を高精度に測定できる計測技術を確立するための努力が続けられている。このため、遷音速風洞では、実機と風洞試験との間の i) マッハ数および、ii) レイノルズ数を一致させ、かつ iii) 気流の質と iv) 幾何学的な相似性を向上させること。あるいは v) 風洞壁、模型支持部等からの干渉を除去し、vi) 測定精度を向上させること、などの課題に取り組んでいる。<sup>1)2)</sup> このうち iii) および v) を除く各分野の研究開発は、相当のレベルに達しているか、または一層の高度化への見通しがある程度ついてきているのが現状であろう。<sup>3)4)</sup> しかしながら、iii) の気流の質の問題は、実機との間に大きな開きがあり、<sup>5)</sup> その解決には画期的な技術と多額の経費を要するものと考えられる。一方、「気流の質の食い違い」の問題は、今後ますます重要性を増していくことが予想される。遷音速風洞において、気流の質の問題のうち攪乱は i) 変動圧力(騒音)、ii) 変動流速(乱れ)および iii) 変動温度の3つのモードに分けて取扱うことができる。<sup>6)</sup> このなかで変動温度は本風洞の場合、変動圧力や変動流速の1/10以下と極めて小さいことが確認されているが、<sup>7)</sup> その影響は明らかでない。<sup>8)9)</sup> 測定された変動流速が、壁面変動圧力の大きさから推算した値とよく一致するという事実もあり、<sup>10)11)</sup> 変動圧力は遷音速風洞の気流の質を支配する重要な量であると言われている。<sup>12)</sup> 変動圧力が風洞試験の精度に影響を及ぼすことは、古くから知られていたが、<sup>2)</sup> 最近多くの遷音速風洞試験から、その影響が少しずつ判ってきた。例えば、i) 境界層の厚さは変動圧力の影響によって変えることがあること、ii) 逆圧力勾配における境界層の剥離は、変動圧力が大きいほど遅れる(後退)こと、<sup>13)</sup> iii) 衝撃波の根もとで起こる境界層の剥離は、変動圧力によって促進(前進)されること、<sup>14)</sup> iv) 抵抗係数は変動圧力の大きさによって変化すること、<sup>17)</sup> v) 気流の変動圧力は遷移開始および終了レイノルズ数に対し影響を与えるが、その現われ方は多少異なること、<sup>5)</sup> vi) 境界層遷移点を固定するため用いるラフネスの効きは、変動圧力の高周波数成分によって影響を受

けること、vii) 変動圧力はバフエットやフラッターの開始点を不明瞭にしまうこと<sup>16)</sup>など風洞試験の根底に係わる問題が次々に明らかにされるに至って、気流の質、とりわけ変動圧力の影響の重大さが指摘され、レイノルズ数と同様に風洞試験の相似性を表わす重要なパラメータとして認識されつつある。<sup>13)</sup> 風洞の変動圧力は低速から高速へと、流速の増加に応じ大きくなることは避けられない傾向であって、また遷音速風洞ではこれに加え広く使われている通気壁が、変動圧力発生最大の要因になっていると言われている。<sup>16)</sup> 更に高圧貯気槽を空気供給源としている型の吹出式風洞では、連続式風洞に比べ強力な変動圧力源が出来易い欠点を持っている。したがって、当研究所の30 cm × 1 m 吹出式高圧二次元遷音速風洞<sup>18)19)</sup>は、実機に近い高いレイノルズ数を実現するため整備された風洞であるので、変動圧力の低下を強く望まれているのに対し、その実現が難しいタイプの風洞に属すると言えよう。

以上のように本風洞では、気流の質を支配する変動圧力が重要なパラメータであると考えられる。このため、気流特性試験<sup>20)</sup>の一環として、調圧弁下流側から第二スロート弁入口部に至る各部の変動圧力測定とその1/12オクターブバンド周波数分析を実施し、発生源と消音法の検討を行なった。

## 2. 記 号

$\mathcal{C}$	測定部中心位置(模型回転中心、図 3.1 (a))
$P$	圧力(Pa)
$P'$	変動圧力の瞬時値(Pa)
$\sqrt{\bar{P}^2}$	変動圧力の実効値(Pa)
$q$	一般流の動圧(Pa)
$C_{prms}$	$\sqrt{\bar{P}^2} q$
$D$	調圧弁から噴出するジェットの厚さ (mm)
$f$	周波数(Hz)
$F(n)$	無次元パワースペクトル密度関数
$G$	流量(kg/s)
$h$	調圧弁ディフューザ入口部エッジの厚さ (mm)
$j$	$j^2 = -1$

- $M$  ; 一般流マッハ数又は集合胴内気流のマッハ数  
 $N5$  ; 測定部右側側壁の変動圧力測定位置 (  $\zeta$  から上流側へ 140 cm の位置 )  
 $n$  ; 無次元周波数 (  $=fw/u$  ; ストローハル数,  $w=30$  cm [ 風洞測定部巾 ] 又は風洞始動後の経過秒時, 又はサンプル値系列の番号 ( 式(7) )

$$\sqrt{nF(n)} = C_{prms} (\Delta n/n)^{-\frac{1}{2}}$$

$P_0$  ; 集合胴よどみ点圧力 (Pa)

$P_L$  ; プリナム室内圧力 (Pa)

$\sqrt{\bar{P}_L^2}$  ; プリナム室内変動圧力の実効値 (Pa)

$P_T$  ; 貯気槽内圧 (Pa)

$\sqrt{\bar{q}^2}$  ; 一般流変動動圧の実効値 (Pa)

$R_e$  ; 一般流のレイノルズ数 (25 cm 基準)

$R_{sc}$  ; 金網のレイノルズ数 (線径基準)

$SPL$  ; 音圧 (変動圧力) レベル (  $=20 \log \frac{\sqrt{\bar{P}_i^2}}{P_{ref}}$  ,

$$P_{ref} = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$$

$S_t$  ; ストローハル数 (無次元周波数)

$t$  ; 風洞始動後の経過秒時

$u$  ; 一般流の流速又は集合胴内流速 (m/s)

$u'$  ; 一般流又は集合胴内変動流速の瞬時値 (m/s)

$\sqrt{\bar{u}^2}$  ;  $u'$  の実効値 (m/s)

$V_a$  ; 調圧弁の開口面積比 (弁開度) (%)

$W.T.$  ; ウェクトラバース装置 ( 図 3.1 (d) )

$\gamma$  ; 空気の比熱比 (  $=1.4$  )

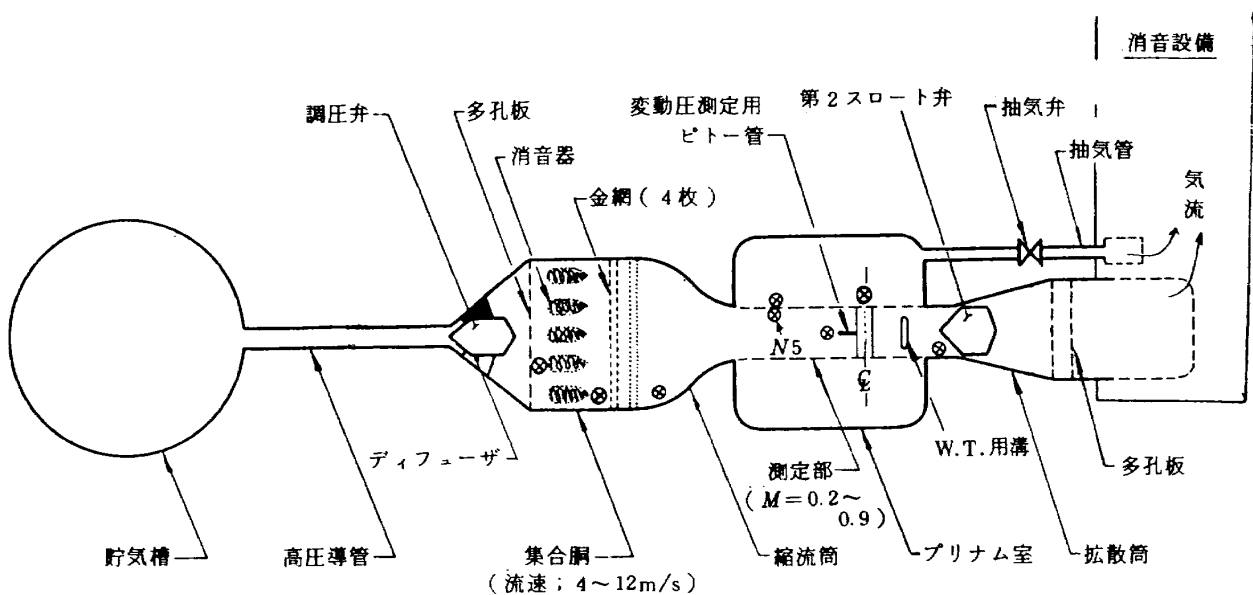
$\theta$  ; 測定部上下壁の傾角 (度)

$\tau$  ; 測定部上下壁の開口面積比 (%)

### 3. 風洞および計測の概要

#### 3.1 風洞の概要

変動圧力を測定した当研究所の 0.3 m × 1 m 二次元遷音速風洞については、文献 18 に詳しいのでここでは、変動圧力に関連する事項を中心に簡単に述べよう。本風洞は一般流マッハ数  $M=0.8$  において  $R_e=40 \times 10^6$  (25 cm 基準) と高いレイノルズ数を実現できる吹出式の変圧風洞であって、その構成は図 3.1 (a) に示すように、高圧貯気槽 (球形; 内径 10 m × 2 基, 内径 12 m × 1 基, 計 3 基) に代表される空気源設備と風洞本体、および本体から放出される空気の騒音を減音する消音設備から成っている。空気圧縮機によって各貯気槽 (内圧; 2.06 MPa) に貯えられた高圧空気は、導管 (内径  $\phi 1$  m および  $\phi 80$  cm) によって、曲りと合流を繰り返しながら集められ、調圧弁へと導かれ集合胴に達する。集合胴内部には気流の質を改善するため、上流側から順に多孔板 (孔径  $\phi 20$  mm, 板厚 20 mm, 開口比 40 % ; 1 枚), スプリッター型消音器 (気流方向全長 1.3 m, 巾 10



(注) ⊗ ; 変動圧測定位置

図 3.1 (a) 二次元風洞概念図

cm ; 12枚) および金網 (線径  $\phi 0.6\text{mm}$ , 10メッシュ, 開口比 58 % ; 1枚および  $\phi 0.25\text{mm}$ , 22.5メッシュ, 開口比 60 % ; 3枚 ; 計 4枚) が設置されている。スプリッター型消音器 (図 3.1(b)) は, 前後端を円弧状に整形し, 下流側は途中から板厚を縮った形状をしている, いわゆる変形スプリッター型吸音板によって構成されている。吸音板の気流に接する表面は厚さ 3.2mm のパンチングメタル (孔径  $\phi 4.5\text{mm}$ , 開口比 18.2 %) であって, 内部にはグラスウ

ールボード (密度  $64\text{kg/m}^3$ ) をグラスクロスによって覆った吸音材が詰め込まれている。またこの吸音板の後部には, 低音側の減音特性を改良するため共鳴室が設けてある。集合胴に接続されている縮流筒の後端とプリナム室下流端の間には, 測定部がはさみ込まれるような形で取付けられている。測定部下流端とプリナム室下流端との接続部は, 加圧時のプリナム室外殻の変形から逃げるため, 軸方向にスライドできる構造になっている。測定部の気流面は,

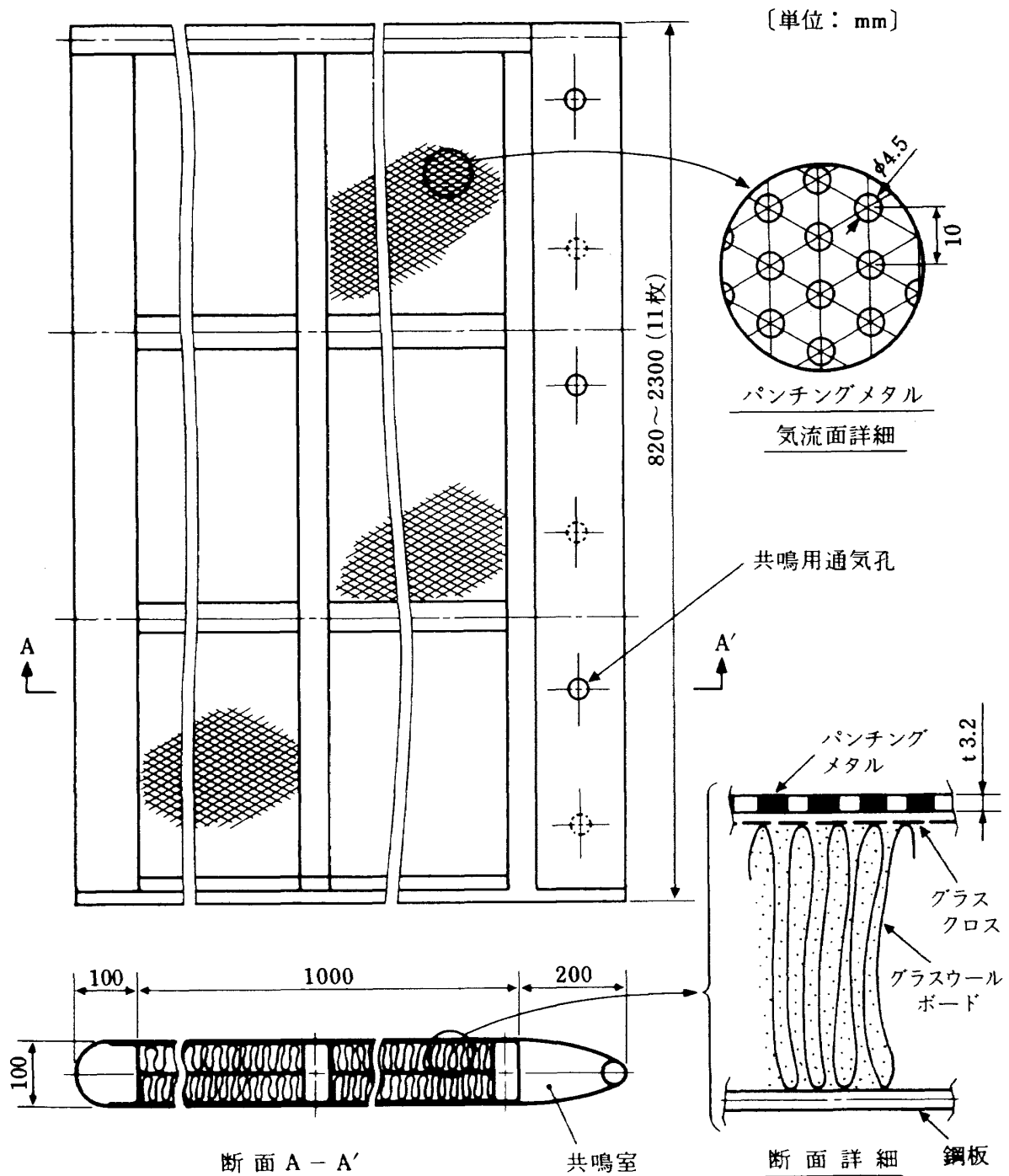


図 3.1(b) 集合胴内消音器用変形スプリッター型吸音板詳細

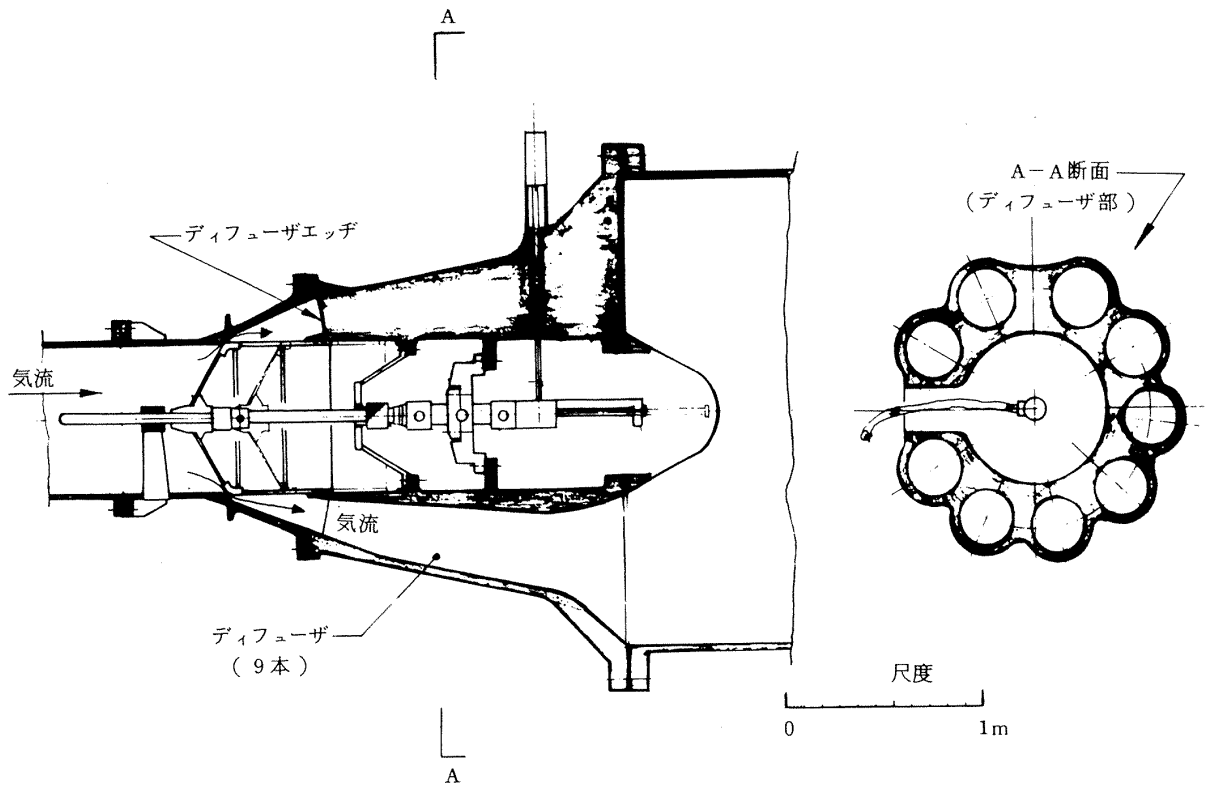


図 3.1(c) 調圧弁部詳細

左右両壁面が固定壁であるのに対し、上下壁面は6条の開口溝（うち左右両端は1/2巾）をもつ多溝（スロット）壁である。スロット壁の開口比は全閉状態である0%から10%の範囲内で任意の値に設定できる構造になっている。スロット壁の開口比の変更は、厚さ6mmの平板の外面に設けられた一種のリード弁によって行なわれるので、気流面には常に10%の溝（深さ6mm）は残っている。また、この上下壁全体は、境界層の影響を除くため、上流側気流面を中心に回転できる構造になっており、ここでは上下壁の傾き角を気流分布が一樣となる片側 $0.35^\circ$ 一定に固定した。<sup>20)</sup> 縮流筒から測定部に流入した空気は、第二スロット弁を過ぎ、さらに多孔板によって減圧され、ほぼ大気圧の状態で消音設備<sup>21)</sup>内に放出される。測定部一般流マッハ数0.75を超える場合には、ごく一部の空気はスロット壁の開口部からプリナム室に流出し、抽気弁を通して消音設備内<sup>22)</sup>に放出される。

### 3.2 測定位置と計測条件

測定位置は各部の音響的な特質を勘案して決定し



図 3.1(d) ウェークトラバース装置用溝と伴流測定用ピトー管（W.T. 付の状態）

た。風胴から発生する変動圧力は、構成部材が振動することなどによる機械的な現象が要因になっている場合と、衝撃波騒音・境界層騒音・エッジトーンなどによる空力的な現象が要因となっている場合が考えられる。しかし、風胴の変動圧力はこれらの要因が複合し、相互に干渉しあいながら発生しているのが、現実であると見られ、変動圧力源を特定することは難かしいものと考えられる。しかしながら、本風胴の各部は好都合なことに、それぞれ音響的に特徴を持っていることが判る。すなわち調圧弁や第二スロート弁部のように前後の圧力比が大きいところからの自己発生音は、大部分が衝撃波騒音であると考えられる。<sup>23)</sup> また多孔板や金網（スクリーン）部から発生する騒音には、渦の発生に伴う騒音が、さらに測定部からは主に境界層騒音やエッジトーンが発生しているものと推察される。このような特徴を

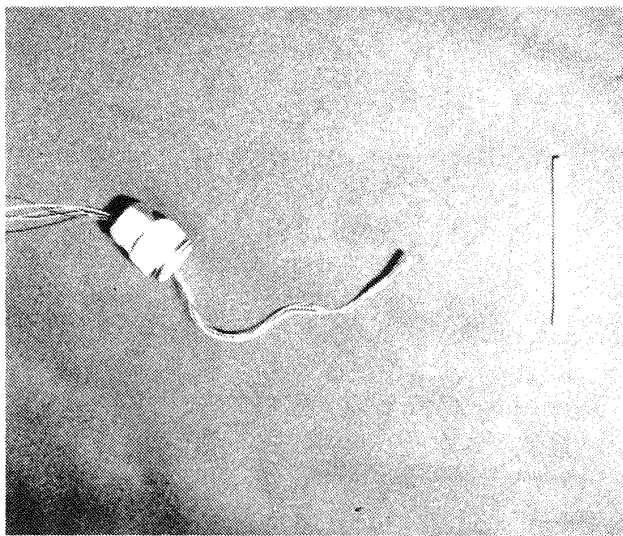


図 3.2(a) 超小型マイクロフォン (MIC-093) 外観

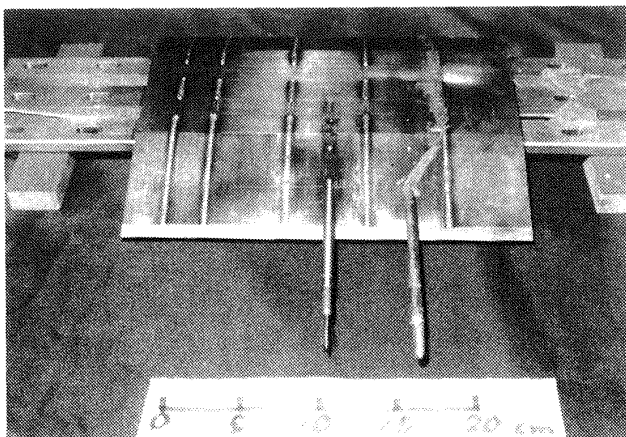


図 3.2(b) 測定部中心音圧測定用模型外観

念頭において、マイクロフォン（図 3.2(a)）は図 3.1(a)に示す各位置に、図 3.2(b)および(c)に示す要領で取付け、次の条件で変動圧力の測定を行なった。各測定位置での流速は広範囲にわたっており、測定部ではマッハ数で 0.2～0.9 であるのに対し、集合胴内の流速は 4～11.8 m/s であり、また第二スロート弁入口部の流速はマッハ数で 0.1～0.32 程度であると考えられる。このため、測定部壁面のように流速が大きいところでのマイクロフォンの取付には、図 3.2(c)に示すように受感面を気流面から 0.2 mm 程度下げ<sup>1)</sup> 固定にはシリコンゴムなどの緩衝材を用いるなどの配慮をして、精度の確保に努めた。また測定部が「空」の状態を除く測定部中心および集合胴内各部の変動圧力の測定では、図 3.2(b)および(c)に示すように変動動圧を捉えていることになるが、4.5 節に後述するように、この値は変動圧力に

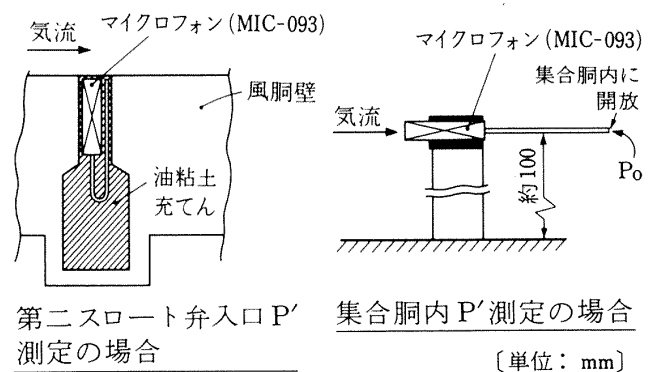
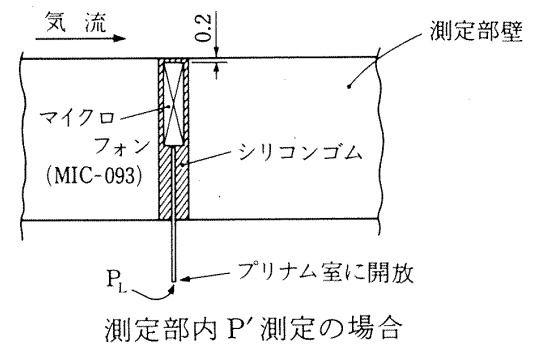
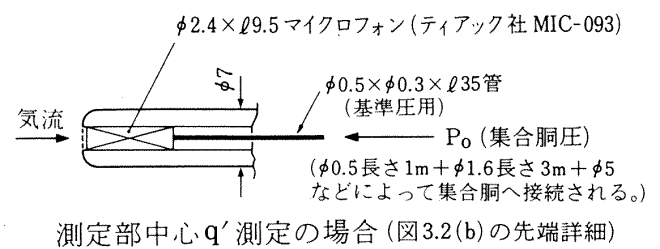


図 3.2(c) マイクロフォンの取付状況



ほぼ等しいことが確認されている。

〔 $M$ 数および $P_0$ の設定(測定)範囲〕 測定部の一般流マッハ数および集合胴よどみ点圧力の範囲は、本風胴の設計範囲のほぼ全域に亘っており、表 3.1 に示す通りである。なお同表の中で、 $P_0$ の値にアンダーラインを付けた 1/12 オクターブバンド周波数分析を行なったケースのなかで、マッハ数が違っても同じようなスペクトルになる場合には、その一方を省略したところもある。

〔測定部壁面の形状と模型の有無〕 変動圧力に影響を与えるものと考えられる壁面の形状および模型の有無と $P_0$ および $M$ の関係は、表 3.1 に示す。上下壁面の形状は 3 種あり、 $\tau=0\%$ および 3 %に加

え、3.1 節に述べたように $\tau=0\%$ でも深さ 6mm×巾 6mm の溝が残るので、これをアルミニウム製粘着テープで整形し、ほぼ完全な固定壁にした場合が含まれる。

側壁面の形状は、図 3.1(d)に示す伴流測定用ピトー管が取付けられ、W.T.用溝が巾 80mm×長さ 850mm にわたって開放された標準状態(「W.T.付」と略称)、同ピトー管を撤去し、同溝を全閉にして、気流面に合わせて整形した状態(「W.T.なし」と略称)の 2 種がある。

模型の有無については、中心の変動圧力測定用プローブ(変動動圧測定用)支持模型(図 3.2(b))が、実際風試に供される模型とほぼ同一の寸法であるの

表 3.1 測定位置の条件と $M$ 、 $P_0$ の関係

測定位置と条件			M	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.75	0.8	0.9
集合胴内部	消音器入口部				<u>392</u>			<u>392</u>			<u>196, 392</u> <u>786, 1176</u>	
	消音器出口部 (スクリーン入口部)				<u>392</u>			<u>392</u>			<u>196, 392</u> <u>588, 786</u> <u>1176</u>	
	縮流筒入口部 (スクリーン出口部)		196, 392 588	<u>392</u>	196, 392 588, 784 1176		196, 392 784, 1176			<u>196, 392</u> <u>588, 784</u> <u>1176</u>		
測定部	上流側側壁 (N5), $\tau=3\%$ , 模型有, W.T.付			<u>392</u>	<u>392</u>	<u>186, 372</u> <u>392, 568</u> <u>941</u>	<u>392</u>	<u>196, 392</u> <u>588, 784</u> <u>980, 1176</u>	<u>392</u>		<u>392</u>	
	中心部、 模型有	$\tau=3\%$	W.T.付	196, <u>392</u>	<u>392</u>	<u>186, 196, 372</u> <u>568, 588, 755</u> <u>784, 941, 1176</u>		<u>196, 392</u> <u>588, 784</u> <u>980, 1176</u>			<u>196, 392</u> <u>588, 784</u> <u>1176</u>	196 392
			W.T.なし					<u>392</u>			<u>392</u>	
		$\tau=0\%$	W.T.付	<u>392</u>		<u>196, 392</u> <u>588</u>		<u>392</u>			<u>392</u>	
			W.T.なし								<u>392</u>	
		$\tau=0\%$ アルミ箔 カバー付	W.T.付								<u>392</u>	
	中心部側壁, 空, $\tau=3\%$ W.T.なし			<u>392</u>	<u>392</u>	<u>392</u>	<u>392</u>	<u>392</u>			<u>196, 392</u> <u>1176</u>	
プリナム室, W.T.付, 模型有							588, 784 1176	396, 588 784, 980 1176	396, 588 784, 980 1176	196, 392 588, 784 980, 1176		
第二スロート弁入口部 W.T.付 模型有			<u>186, 372</u> <u>392, 549</u> <u>735</u>		<u>186, 372</u> <u>392, 568</u> <u>755, 941</u>		<u>392</u>			<u>392</u>		

(注記: 表中の数値は $P_0$  kPa をまた — は 1/12 オクターブバンド周波数分析したことをそれぞれ示す。)

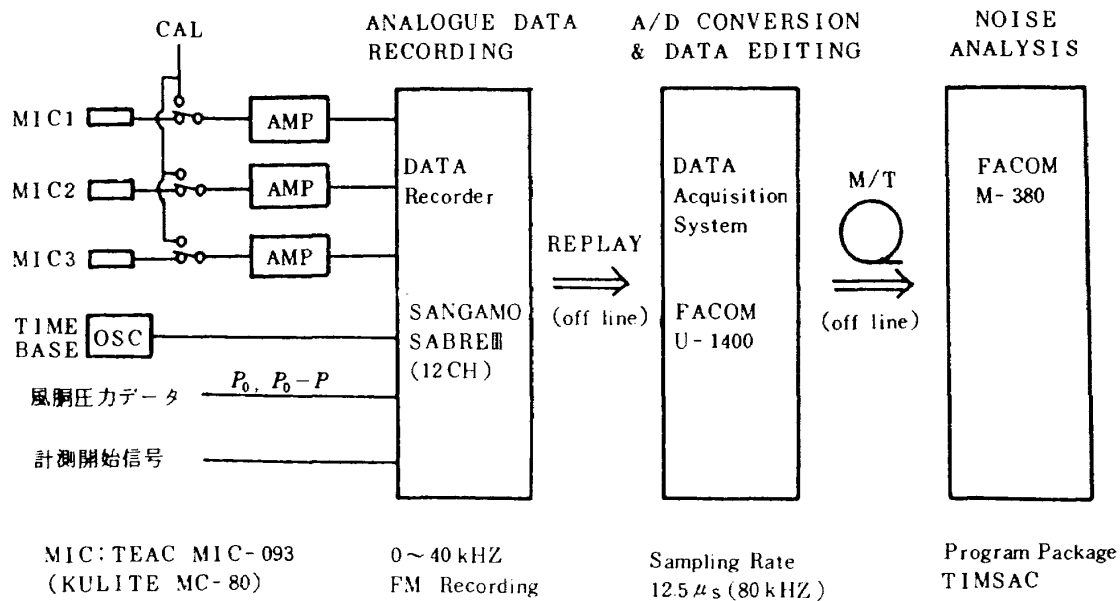


図 3.3 計測機器ブロック図

で、この支持模型の有無によって分類した。「模型なし」のケースは、「測定部空」と呼び、このケースでは $\tau = 3\%$ で「W.T.なし」の状態に限って、模型取付部中心の側壁面の変動圧力を測定した。

騒音データの集録と機器の概要は図 3.3 に示す。各部の騒音はマイクロフォン (MIC 1 ~ 3 の 3 個、図 3.2 (a)) によって捉えられ、特性がゼロ周波数までのびている FM 方式のデータレコーダに記録される。1 ケースの記録時間 (解析時間) は、後に述べる風洞始動後に起こる変動圧力の低下による誤差を少なくするため 10 秒間程度とした<sup>\*</sup>。このようにして得られたアナログデータは、80 kHz のサンプリングレートでデジタル量に変換して、磁気テープに再記録し、さらにスペクトルの微細構造の解明を容易にするため、FFT (高速フーリエ変換) 法によってスペクトル解析を行なった。測定に使用した機器の主要諸元と変動圧力の周波数スペクトルの表示法の概要は次の通りである。

〔マイクロフォン〕 同時に 3 個を使用し、取付位置を所要の場所に移し変えて使用した。ティアック社 MIC-093、ダイナミックレンジ; 120 ~ 194 dB ( $2 \times 10^{-5}$  Pa 基準)、加速度感度; 92 dB/G、

共振周波数; 175 kHz、ドリフト;  $\pm 0.5$  dB/55 $^{\circ}$ C 以下、外形;  $\phi 2.4$  mm  $\times$  長さ 9.5 mm、周波数特性; 140 dB における 20 Hz ~ 20 kHz の範囲内では  $140 \pm 0.5$  dB。

〔マイクロフォン用増巾器〕 AMP 1 ~ 3、ティアック社 SA-55、周波数特性; 0 ~ 55 kHz / -3 dB、ドリフト;  $\pm 0.5$   $\mu$ V/ $^{\circ}$ C (最大ゲインにて入力換算)。

〔データレコーダ〕 SANGAMO 社、SABRE III (3614)、12 CH、周波数特性; テープスピード 60 インチ / 秒で DC ~ 46 kHz / -3 dB、S/N 比、49  $\pm$  0.5 dB。

### 3.3 変動圧力のスペクトルの表示法とデータ処理法

〔変動圧力の周波数スペクトルの表示法〕 風洞の変動圧力の周波数スペクトルの表示にあたっては、T.B.Owen によって初めて提唱され<sup>29)</sup>、その後 D.G. Mabe<sup>13)</sup>らによって盛んに使われ定着している次の方法によった。無次元パワースペクトル密度関数  $F(n)$  は、次のように用いる。

$$\left( \frac{\sqrt{\overline{P^2}}}{q} \right) = C_{p_{rms}} = \int_{n=0}^{n=\infty} F(n) dn$$

$$= \int_{\log n = -\infty}^{\log n = +\infty} n F(n) d(\log n) \quad (1)$$

\* 1/12 オクターブバンド周波数分析の場合には 3.3 節に後述するように周波数に応じ、10 秒以内の範囲で変えた。

ここで  $F(n)$  は後に述べるように無次元化された音圧(変動圧力係数)のパワースペクトル密度関数を表わし、 $F(n) \Delta n$  は無次元周波数  $n$  における無次元周波数巾  $\Delta n$  あたりの音響パワー(無次元)  $C_{p_{rms}}^2$  に対する寄与分である。このようにして風胴の変動圧力係数の周波数スペクトルを  $\sqrt{nF(n)} \sim \log n$  などの形で図表に示せば、互いに音響的に相似性を持つ風胴の間では、一種の比例関係が成立するため、風胴の寸法に関係なくスペクトル線図の形状が一致するなど、風胴の音響特性を知るうえで便利ことが多い。事実、このような方法によって表示された風胴の変動圧力係数のスペクトルは、RAE 3 ft × 3 ft 風胴とそのパイロット風胴である 4 in × 4 in 風胴の間で、寸法で 9 倍と大きな違いがあるにもかかわらず、よく一致することが報告されている<sup>13)</sup>。

〔データ処理の概要〕 表 3.1 に示す各実験ケースで、80 kHz のデータサンプリングレートで、約 10 秒間集録された変動圧力データ(時系列信号)から 1/12 オクターブバンド巾毎に  $\sqrt{nF(n)}$  値を適確に推定するため、データ処理に際し、次のような配慮がなされている。

式(1)において、 $P'(t)/q$  のパワースペクトル密度関数を  $P(f)$  とすれば、

$$C_{p_{rms}}^2 = 2 \int_0^\infty P(f) df \quad (2)$$

と書ける。(パーシバルの定理) バンド巾が  $\Delta f$  の狭帯域フィルターを通過した圧力信号の二乗平均値を  $\Delta C_{p_{rms}}^2$  とし、また  $\Delta f$  内での  $P(f)$  の平均値を  $\bar{P}(f)$  とすれば

$$\Delta C_{p_{rms}}^2 = 2 \bar{P}(f) \Delta f \quad (3)$$

$f$  を無次元化するため、

$$\left. \begin{aligned} n &= \frac{w}{u} f, \quad \Delta n = \frac{w}{u} \Delta f \\ F(n) &= 2 \frac{u}{w} \bar{P}(f) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

であるから、

$$\Delta C_{p_{rms}}^2 = \sqrt{nF(n)} \sqrt{\frac{\Delta n}{n}} = \sqrt{2 \bar{P}(f) \Delta f} \quad (5)$$

したがって、先づ  $P(f)$  を推定しなければならない。 $P(f)$  は、データ数  $N$  のサンプル値系列  $\{x(n \Delta t)\}$ ,

$n = 0, 1, \dots, N-1$  から次のようにして推定する。

$$P(f) = P(m \Delta f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{|X_T(m \Delta f)|^2}{2T} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} X_T(m \Delta f) \\ = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n \Delta t) \exp\left(-\frac{2\pi j}{N} m n\right) \end{aligned} \quad (7)$$

式(7)はFFT演算によって求められる。しかし  $X_T(m \Delta f)$  は式(7)のように複素数であって、実数部と虚数部とは通常、それぞれ正規分布しており、このため  $|X_T(m \Delta f)|^2$  の値は自由度 2 の  $\chi^2$  分布をなし、1 回だけの計算では標準偏差 1 であり、100 % の誤差がでるので、計算回数を 13 ~ 100 回と増やした。1 回の計算に使用するデータ数  $N$  (式(7)) は  $N = 4096$  に固定し、 $\Delta t$  は  $f$  の値に応じ 3 種の値を採用した。 $f$  が小さい領域では、通風時間ができるだけ長時間に亘る時系列信号からサンプル値系列を作れるよう、 $\Delta t = 1 \text{ ms}$  とし、 $f$  が中間あるいは高い領域では、それぞれ  $\Delta t = 125 \mu\text{s}$  および  $\Delta t = 12.5 \mu\text{s}$  (80 kHz) とした。このため、 $f$  が低い場合、1 回の計算に必要なサンプル値系列は、通風時間で  $4096 \times 1 \text{ ms} = 4.096$  秒分が必要となり、10 秒分の時系列信号だけでは、2 回の計算しかできず不足するので、2 回目以降の計算に必要なサンプル値系列は、大部分を重複させながら 4096 個のサンプル値系列を作成した。 $\Delta t = 12.5 \mu\text{s}$  の場合には、このような操作は必要なく、 $t = 12.5 \mu\text{s} \times 4096 \times 100 \div 5.12$  秒であり、集録データの前半分だけを使用した。また切り出し関数(式(6)、 $X_T$ )を用いるために起こると考えられる誤差を小さくするため、高速フーリエ変換の前に、窓関数(Hanning Window;  $W = 0.54 - 0.46 \cos\left(\frac{2\pi n}{N-1}\right)$ ,  $0 \leq n \leq N-1$ )を使った。このようにして得られた  $\sqrt{nF(n)}$  の再現性は、一部のケースではあるが、優れていることを確認した。また 4 節に述べる変動圧力の実効値は、 $P'(t)^2$  を文字通り積分して算出されたものである。一部のケースでは  $\sqrt{nF(n)} \sim n$  から算出した実効値についても比較し、よく一致することを確認した。

#### 4. 風胴各部の変動圧力（騒音）

##### 4.1 風胴気流方向の変動圧力分布

風胴の気流方向に沿った各部の変動圧力の分布を図 4.1 に示す。一般に、風胴の変動圧力の大部分は、流速が大きい測定部から発生すると言われている<sup>27)</sup>のに反し、図 4.1 の場合では圧力比が大きく、衝撃波騒音の発生し易い調圧弁の下流部に、きわめて大きい音源があると考えられる。また、気流の質を改

善するため取付けられている金網（スクリーン）は、集合胴内圧力  $P_0$  と測定部一般流マッハ数  $M$  が上昇すると、音源になりうることもあることがうかがえる。しかしながら、最も注目されることはスプリッター型消音器（図 3.1 (b)）のところで、 $P_0$  や  $M$  の値に殆んど無関係に 15 dB に及ぶ大きな減音効果が見られることである。この種の消音器は風胴気流の質を改善するうえで、強力な手段となることを裏付けているといえよう。測定部の気流方向の変動圧力分布は、

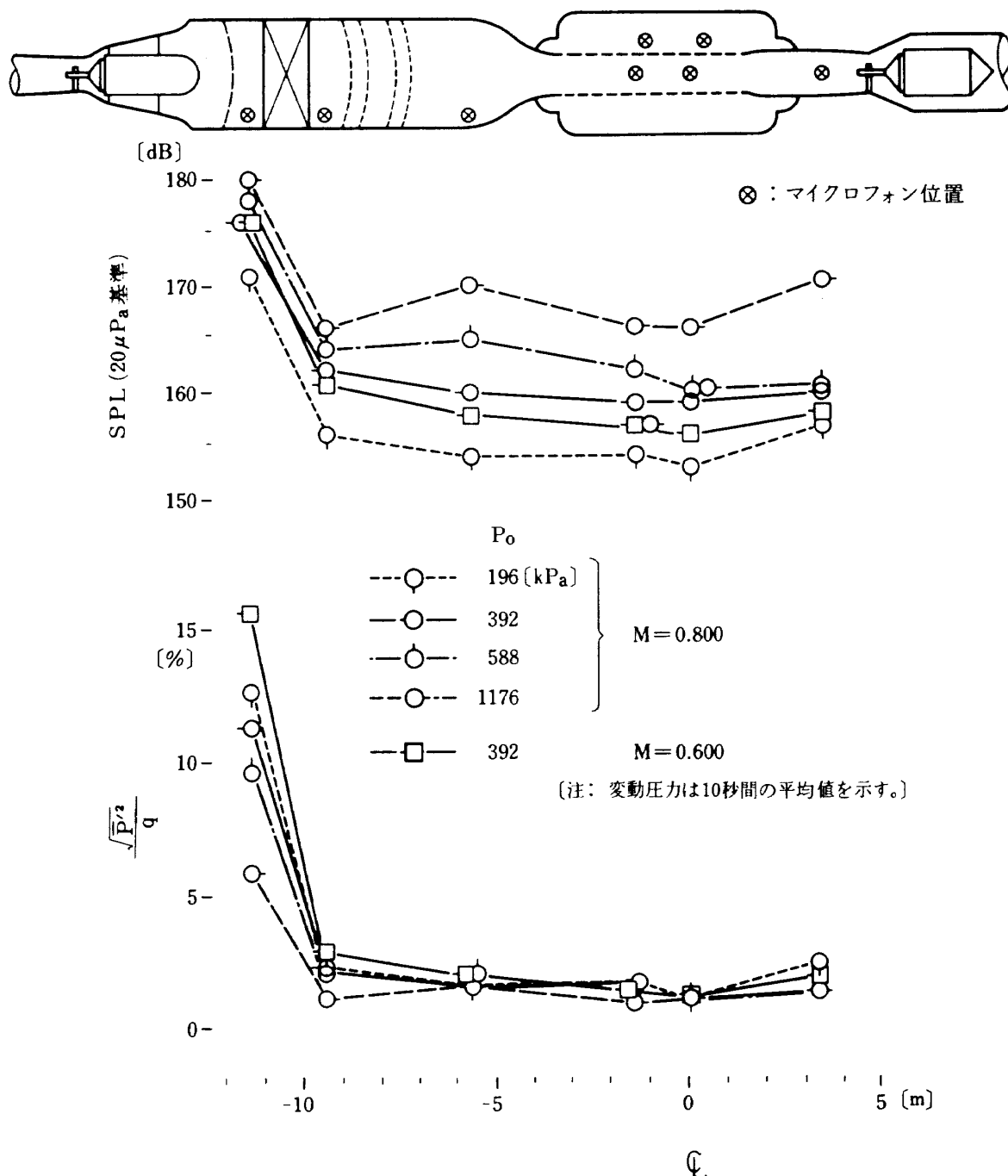


図 4.1 風胴気流方向の変動圧力分布

高亜音速流の場合下流側に向って高くなるのが一般的である。この現象は上流側に向って進む弱い圧縮波が、衝撃波の中で強められ分散するためと説明されている。<sup>13)24)</sup> 図 4.1 に示した測定部内の変動圧力分布は、これとは逆に下流側に向って横ばいか、あるいは下降の傾向を示している。この原因として考えられることは、集合胴から入射する強力な変動圧力である。集合胴から縮流筒へ入射する変動圧力は、図 4.4 (a) で後述するように、測定部中心の約 2 倍にも達する。これに対し一般の連続式遷音速風胴の場合には、例えば文献 25 に見られるように集合胴内の変動圧力が測定部の変動圧力の  $1/4 \sim 1/10$  と小さく、測定部の変動圧力が上流側の変動圧力によってマスクされることがないため、測定部壁面の状態や模型支持部の形状の変化の影響が現われ易いもの

と考えられる。測定部壁面の形状と変動圧力の関係については、項を改めて述べることにする。次に各部の変動圧力（実効値）について検討してみよう。

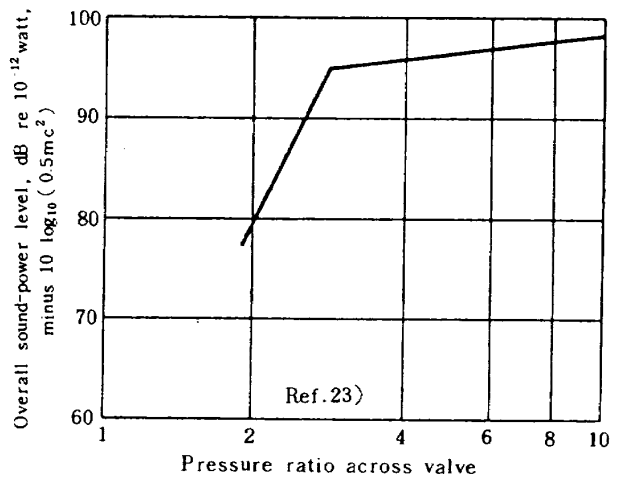


図 4.2 (a) チョーク状態の弁の自己発生音の音響パワーレベル

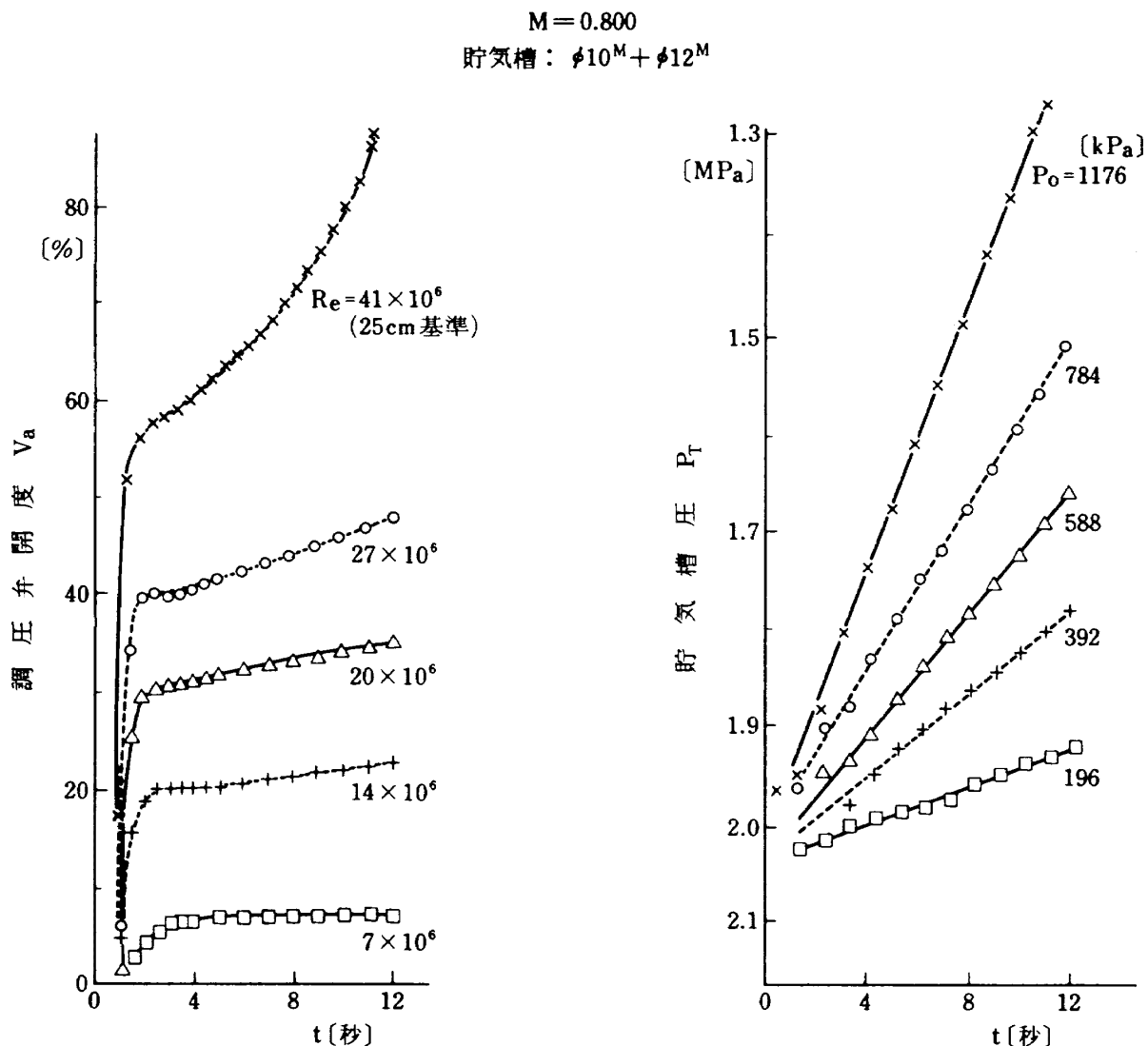


図 4.2 (b) 風胴起動後の経過秒時～調圧弁開度、貯気槽内圧

## 4.2 調圧弁部の自己発生音

本風胴のような形式の吹出式風胴の場合、調圧弁部は制御性の確保や空気供給源の都合から、前後の圧力比が大きく、チョーク状態になっているのが一般的である。このため調圧弁の下流側には強力な衝撃波騒音が発生し、その強さは図 4.2 (a) に示すように、弁前後の圧力比によって支配されることが知られている。<sup>23)</sup> しかしながら調圧弁前後の圧力は、上流側が貯気槽内圧であるので、風胴始動後の経過時間に応じ降下するのに対し、下流側の圧力は設定された一定  $P_0$  に保持されるため、弁前後の圧力比は、風胴始動後の経過秒時の進行によって変化する。またその変化速度は、 $P_0$  と  $M$  の値によって決まる。このような模様を示したのが図 4.2 (b) であって、 $M$  が一定の場合  $P_0$  が高いほど貯気槽内圧  $P_T$  と調圧弁開度  $V_a$  の変化が大きく、弁前後の圧力比の変化が速くなることが判る。したがって調圧弁部の自己発生音は、流量が大きいほど、風胴始動後の経過秒時の進行によって、その強さが激しく変わるものと推算される。図 4.2 (c) はこのような条件下で通風したときの一例であって、経過秒時の進行による音圧の低下量は、調圧弁に近い位置ほど大きく、また調圧弁の自己発生音の影響を強く受けることが判る。同図と図 4.2 (d) から、測定部中心部の変動圧力の約 1/2 は、調圧

弁の自己発生音からの寄与分であると推算される。吹出式風胴の集合胴内の気流の質は、渦でなく変動圧力によって支配されることが実験によって確認されている。<sup>11)</sup> したがって集合胴内の変動圧力を低減することは、一般流の気流の質を改善するうえで効果的な方法になるものと考えられる。本風胴の場合は、調圧弁部の自己発生音をおさえることに加え、その音響を消音することが重要な課題になっていると言える。これに対し、調圧弁と同様に大きな圧力比の下で作動する第二スロート弁部の音圧は、図 4.2 (c) に示すように経過秒時  $t$  に無関係にほぼ一定値を取り、調圧弁からの影響は殆んどないことを裏付けている。調圧弁部の自己発生音が衝撃波騒音によるものとすれば、図 4.2 (a) から容易に推算できるように、弁前後の圧力比が 3 付近に達するまでは、音響パワーが  $P_T/P_0$  の増加に応じ急増するので、 $P_T/P_0$  が 3 以下の範囲であって、 $P_T$  の変化が大きいときに、 $t$  の経過による調圧弁からの自己発生音の変化は最大値をとるものと考えられ、図 4.2 (c) はこのような場合の一例である。また、 $M$  を一定に固定したとき、調圧弁の自己発生音（音響パワーエネルギー）と  $P_T/P_0$  の間に、図 4.2 (a) の関係が成り立つものとすれば、調圧弁部の変動圧力は、本風胴の最大  $P_0$  値（＝1.176MPa）より可成り低いある圧力に達したとき

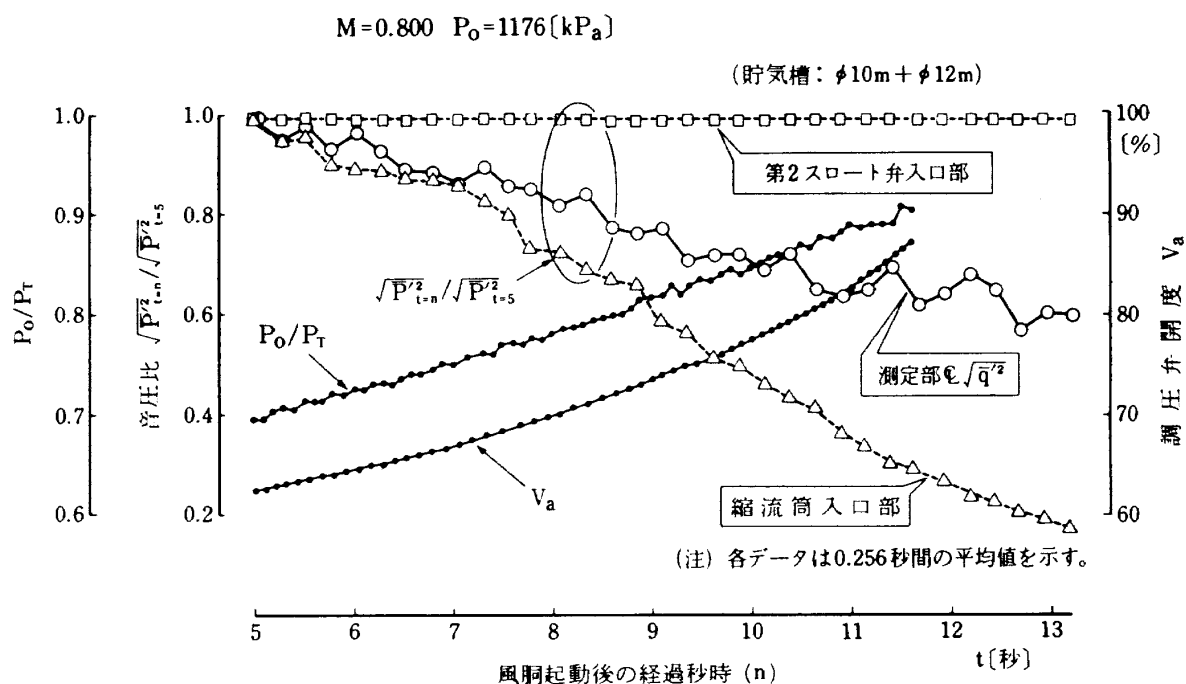


図 4.2 (c) 風胴起動後の経過秒時  $\sim \sqrt{P_{t=n}^2} / \sqrt{P_{t=5}^2}$ ,  $P_0/P_T$ ,  $V_a$

最大値をとる筈である<sup>21)</sup>すなわち、 $M$ を一定とすれば流量 $G$ は $P_0$ に比例するから、 $P_0$ の低下によって $P_T/P_0$ が大きくなり、衝撃波騒音が増加する反面、 $G$ の減少のため全体の音響パワーエネルギーは下る。逆に、 $P_0$ が高くなると $P_T/P_0$ の低下のため衝撃波騒音が急減するので、調圧弁部の変動圧力は、 $P_0$ の上昇に応じある値まで増加したあと急減し、 $P_0$ に対しピーク値をとるものと推算される。このピーク値は $M \div 0.8$ の場合、 $P_0 \div 0.7\text{MPa}$ 程度と推算される。図4.2(d)は貯気槽内圧 $P_T$ がほぼ $2\text{MPa}$ に達したときに風洞を始動させ、10秒間の変動圧力を計測し、その実効値と $P_0$ の関係を示したものであって、計測終了時の $P_T$ は $P_0$ に比例して低下しているものの、計測開始時と終了時の $P_T$ の平均をとれば、各 $P_0$ に対し $P_T/P_0$ の値は決まり、しかも $P_0$ の増加と共に $P_T/P_0$ は下るので、衝撃波騒音が支配的であるならば、同図には上に述べた特徴が現われる筈である。しかるに図4.2(d)に示す縮流筒入口部の変動圧力には、 $P_0$ 変化によるピークが現われず、調圧弁部の自己発生音を衝撃波騒音だけによって説明するのには無理があり、5.1節に述べるように他の要因が絡んでいるものと推察できる。さらに、図4.2(d)で注目されることは、4.1節に述べたように在来の連続式遷音速風洞の測定部の変動圧力が、集合胴内の変動圧力の4～10倍と可成り高いのに対し、本風洞で

は $P_0$ および $M$ に関係なく逆に、測定部の変動圧力の方が、集合胴(縮流筒入口部)の1/2程度と低くなっていることである。集合胴内の変動圧力は、測定部の気流の質に対し悪影響を与えるものと考えられるので、本風洞では比較的容易な改修工事によって集合胴内の変動圧力を低下させ、測定部の気流の質を向上させ得ることが期待できる。

#### 4.3 消音器と金網の音響特性

消音器(図3.1(b))の構造は、3.1節に述べたように、吸音板の後端にできる空間を利用してできるだけ多くの共鳴室を設けるよう配慮した設計となっているが、一般に広く使われているスプリッター型消音器と同じような部材と吸音材を用いて製作された簡単なものである。しかし、その消音性能は図4.1に示すように優れ、とりわけ環境圧力( $P_0$ )が $196\text{kPa}$ ( $2\text{kg/cm}^2\text{a}$ )から $1,176\text{MPa}$ ( $12\text{kg/cm}^2\text{a}$ )までと、広い範囲に亘って変化しても、減音量に殆んど変化がないことは、好ましい特性である。また、この種の気流の中で使用される消音器では、流速の増加と共に自己発生音の影響によって、消音性能の低下は避けられない。<sup>23)</sup>本風洞の場合、消音器に近づく空気の流れは、3.2節に述べたように最大 $11.8\text{m/s}$ であり、したがって吸音板の表面での流速は $23.6\text{m/s}$ に達するものと考えられるが、図4.1にはそのような流速の増加による消音性能の低下傾向は見られない。一方、金網の特性は図4.1および図4.3に示すように、消音効果は $P_0$ と $M$ が低くスクリーンレイノルズ数が小さい領域で、わずかに見られる程度である。図4.3に示すように、 $M=0.8$ 、 $P_0 \div 500\text{kPa}$ 以上では、逆に騒音源になってしまうことが判る。これらと同じような現象は、集合胴内に8枚のスクリーンを備えたNASA12ft風洞においても見られたことが、W.D.Harveyらによって報告されている。<sup>25)</sup>すなわち、集合胴内にスクリーンを持たないNASA8ft風洞および上に述べた12ft風洞の乱れ測定から、低マッハ数の間はスクリーンにある程度の消音効果が認められるものの、高亜音速以上の領域では、流速増加に伴うスクリーンからの自己発生音の急激な増加によって気流の変動圧力は、一般流マッハ数の上昇と共に急増することが確認さ

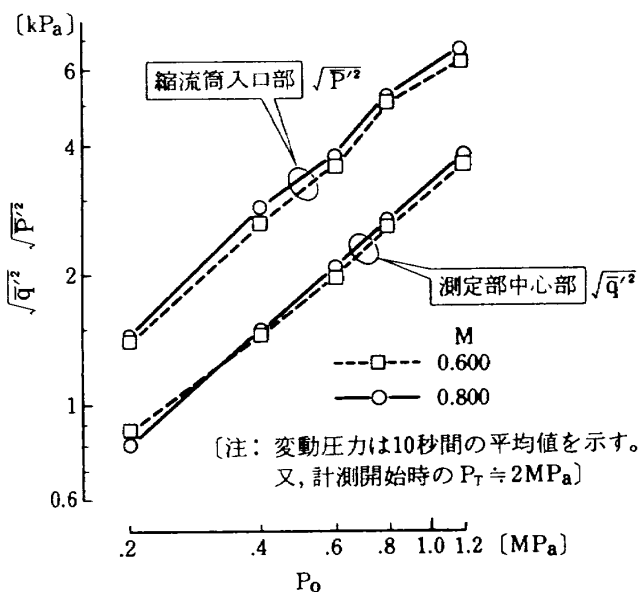


図4.2(d)  $P_0 \sim \sqrt{P'^2}$ ,  $\sqrt{q'^2}$

れた。このスクリーンの自己発生音は、線径を基準とするスクリーンレイノルズ数  $R_{sc}$  が臨界値である  $R_{sc} \div 40$  を超えると発生することはよく知られている。<sup>11)</sup> 図 4.3 はスクリーン前後の変動圧力の差と

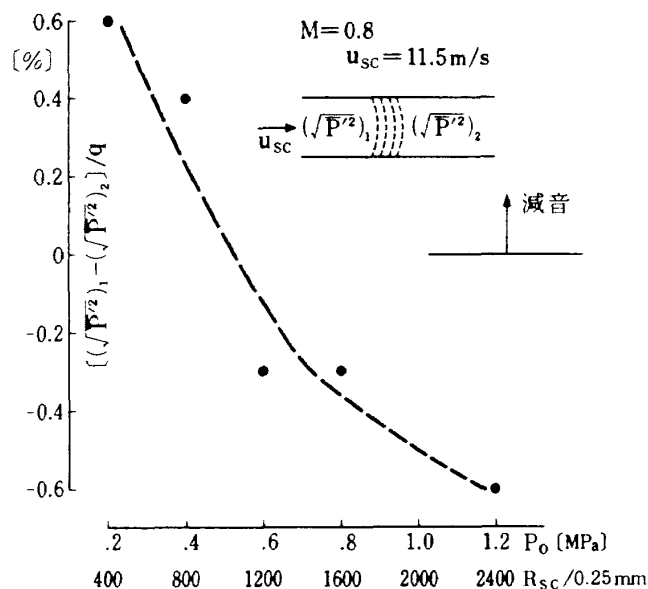


図 4.3 整流金網 (4 枚) 部前後の変動圧力係数の差  $\sim P_0, R_{sc}$

$R_{sc}$  の関係を示したものであって、 $R_{sc}$  の増加と共に消音効果が失われていく様子が判る。本風胴の場合、このようなスクリーンからの変動圧力の悪影響は少ないものと考えられる。図 4.5(c) に示すように変動圧力係数は、 $R_e$  数 ( $P_0$ ) または  $M$  数が小さくなると増加する傾向にあるので、このような領域内で減音に寄与しているからである。しかしながら、スクリーンを装着する本来の目的は、このような変動圧力の減少のためではなく、集合胴内の流速分布を一様にするにあることは言うまでもない。<sup>11)</sup> したがって、スクリーンの採用にあたっては、自己発生音と整流のバランスを見ながら、その仕様を決定すべきである。

#### 4.4 流量と変動圧力の関係

縮流筒入口部、測定部上流側側壁面 (N5)、測定部中心部およびプリナム室の変動圧力と風胴内を通過する空気的全流量  $G$  との関係は、それぞれ図 4.4 (a) および (b) に示す。全般に  $G$  の増加と共に、変動圧力は増加の傾向にあるが、一部に我々の直感的な認

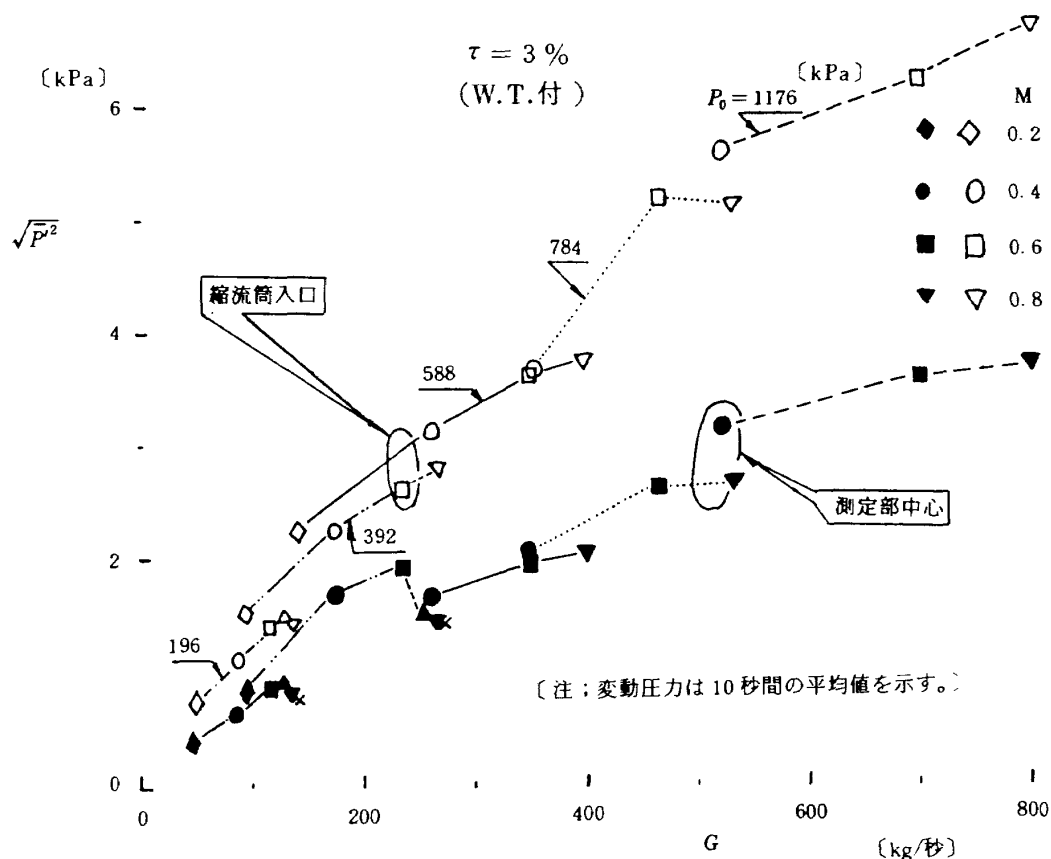
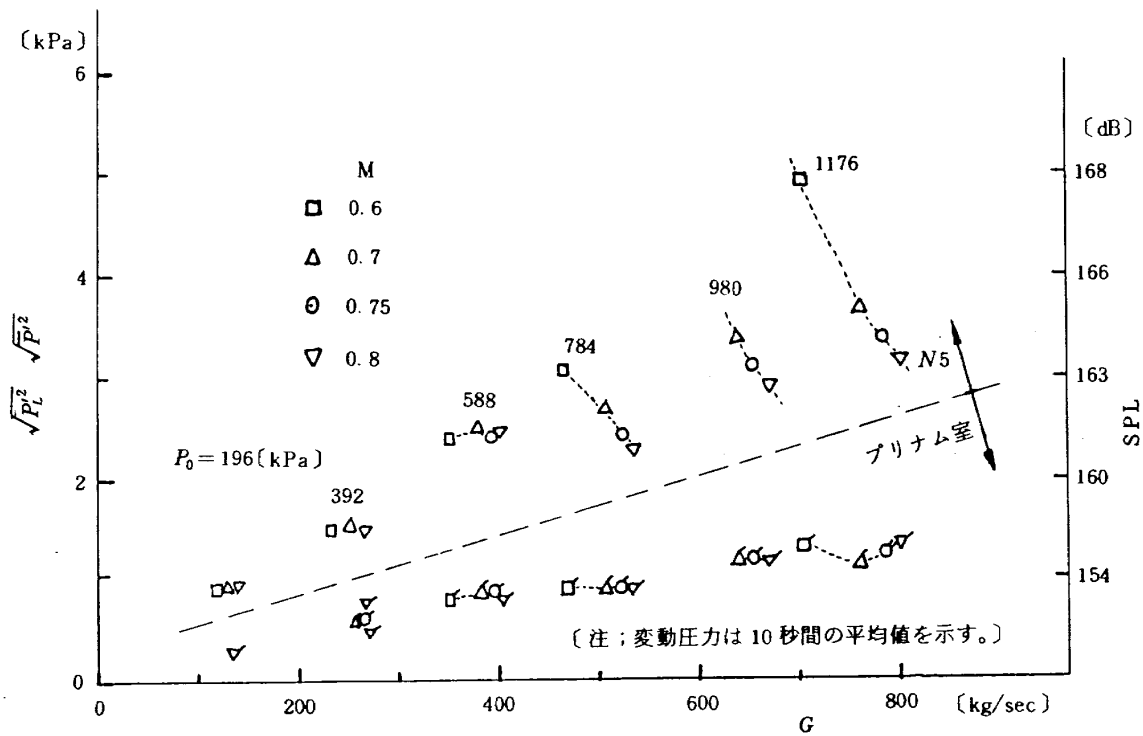
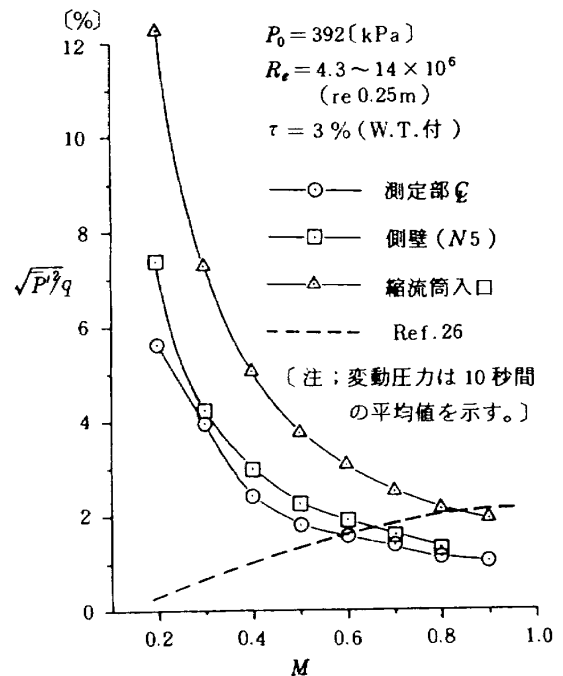


図 4.4(a)  $G \sim \sqrt{P^2}$




 図 4.4(b)  $G \sim \sqrt{P^2}$  (N5 部およびプリナム室)

識とは逆に、 $G$ の増加に応じ変動圧力が低下するところが見られる。この現象は測定部内で顕著に見られるが、その現われ方が異なる。測定部中心部では、 $P_0 = 196 \text{ kPa}$  および  $392 \text{ kPa}$  と低いときにだけ現われるのに対し、測定部の上流側に位置する N5 では、逆に  $P_0 \geq 784 \text{ kPa}$  ( $8 \text{ kg/cm}^2 \text{ a}$ ) と高く、大きな流量のところに  $G$  の増加による変動圧力の低下が現われる。これらの現象は、チョークの発生位置と密接な関係にあるものと考えられ、 $P_0$  の増加と共にチョークの位置が上流側へ前進していく様子をうかがうことができる。図 4.4 (b) の下側に示すプリナム室外殻と測定部外壁面によって囲まれた空間の変動圧力  $\sqrt{P_L^2}$  は、測定部上流側の上部（スロット壁に面した外側）の位置で測定した。 $\sqrt{P_L^2}$  は N5 や測定部中心のように、 $M$  の変化による影響や、抽気弁からの自己発生音の影響は殆んどないことが判る。


 図 4.5(a)  $M \sim \sqrt{P^2}/q$ 

#### 4.5 マッハ数およびレイノルズ数の変化が変動圧力係数に及ぼす影響と変動速度の推算

[  $M$  数変化が変動圧力係数に及ぼす影響 ]

風洞各部の変動圧力を  $q$  又は  $P$  を基準として無次元化し、 $M$  との関係を示したのが、それぞれ図 4.5

(a) および (b) であって、同図中には典型的な連続式遷音速風洞の変動圧力データ<sup>26)</sup>も併記した。マッハ数と変動圧力係数の関係は、全音響出力が Lighthill の速度 8 乗則に従うものとすれば、 $\sqrt{P^2}/q \propto M^2$  となる筈である。本風洞の場合、図 4.5 (a) に示すよう

にこの関係は、 $M$ の増加に伴ない $\sqrt{P'^2}/q$ は急減し、全く逆の傾向にあり、ジェット騒音とは無関係と考えられる。在来の風胴（連続式）においては、図4.5(a)に点線によって表わしたように、むしろ $\sqrt{P'^2}/q \propto M$ の関係が成立するようである。このような傾向は、当研究所の2 m × 2 m遷音速風胴<sup>35)</sup>においても実測されている<sup>9)</sup>。本風胴の変動圧力係数が $M$ の低下によって急上昇する原因は、在来の連続式風胴が流速の低下とともに変動圧力も減少する<sup>26)</sup>のに対し、高圧貯気槽を空気源にしている形式の吹出式風胴では、測定部の流速が低下しても、変動圧力の低下が極端に小さいことによることは言うまでもない。しかしながら逆に、 $M$ や $P_0$ が増加しても変動圧力の増加は大きくないため、 $M \geq 0.6$ の範囲での $\sqrt{P'^2}/q$ は可成り小さい値となる。測定部中心の変動圧力は、5.4節に述べる「測定部空」の場合を除いて、3.2節に説明したように、ピトー管と同じ要領で流れに向けて取付けられた超小型マイクロフォン（図3.2(b), (c))によって測定した値であるので、厳密には動圧の変動量 $\sqrt{q'^2}$ を表わしている。しかし、測定された $\sqrt{q'^2}$ と $\sqrt{P'^2}$ との間に大きな違いがないことは、内外の風胴で確認されている。当研究所においても、前述の2 m × 2 m遷音速風胴における尖った円筒模型の先端と円錐模型の側面にそれぞれ取付け

られたマイクロフォンによって測定された変動圧力は、ほぼ同一値を与えることが確認されている<sup>9)</sup>。また、米国においても大型風胴を用い、この関係を測定した結果、測定部中心の変動圧力は、測定部側壁面の変動圧力の大きさの70～100%になっていることが確認されている<sup>13)</sup>。

〔変動速度の推算〕 騒音が支配的な場においては $M \ll 1$ の場合、変動流速 $\sqrt{u'^2}/u$ は平面波の仮定が成立し、断熱的で密度の変動による影響を無視できるものとするれば、 $\frac{\sqrt{u'^2}}{u} = \frac{1}{\gamma M} \frac{\sqrt{P'^2}}{P}$ の関係が成り立つ。事実、熱線風速計を用いて測定された $\sqrt{u'^2}/u$ と、上の式を使って変動圧力から推算された $\sqrt{u'^2}/u$ とは、集合胴内部のように上の仮定が成り立つと考えられる流速が小さいところ<sup>11)</sup>ばかりでなく、流速が大きい測定部においても一致する例が報告されている<sup>25)</sup>。図4.5(b)には、このようにして推算した測定部中心の $\sqrt{u'^2}/u$ も併記してあり、測定部中心の変動流速 $\sqrt{u'}/u$ は、 $M$ の変化による影響は小さく、 $0.2 \leq M \leq 0.9$ の範囲で、 $\sqrt{u'^2}/u = 0.59 \sim 0.49\%$ の値をとることが判る。

〔レイノルズ数変化が変動圧力係数に及ぼす影響〕 一般流マッハ数 $M = 0.4 \sim 0.9$ の間で一定に固定したとき、レイノルズ数( $P_0$ )の変化が測定部中心( $\zeta$ )および側壁部( $N5$ )の変動圧力係数に及ぼす影響を示したのが図4.5(c)である。レイノルズ数の増加は測定部内の変動圧力係数を下げるように作用することが判る。以上のデータから本風胴測定部内

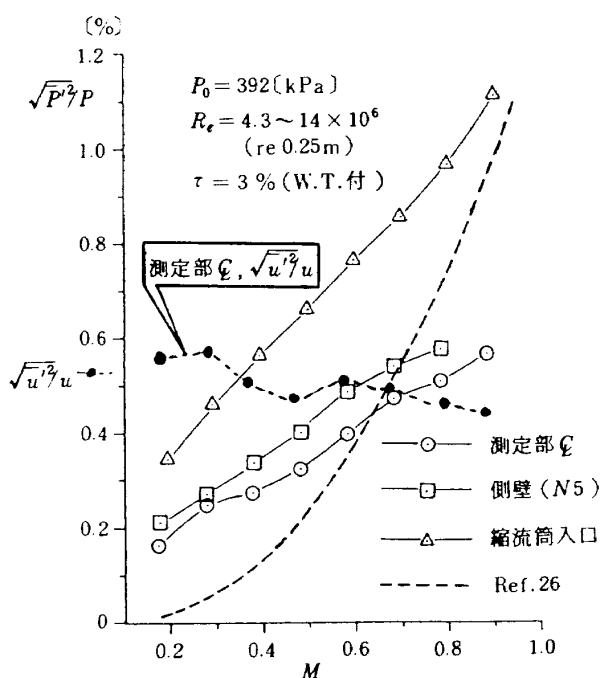


図 4.5 (b)  $M \sim \sqrt{P'^2}/P, \sqrt{u'^2}/u$

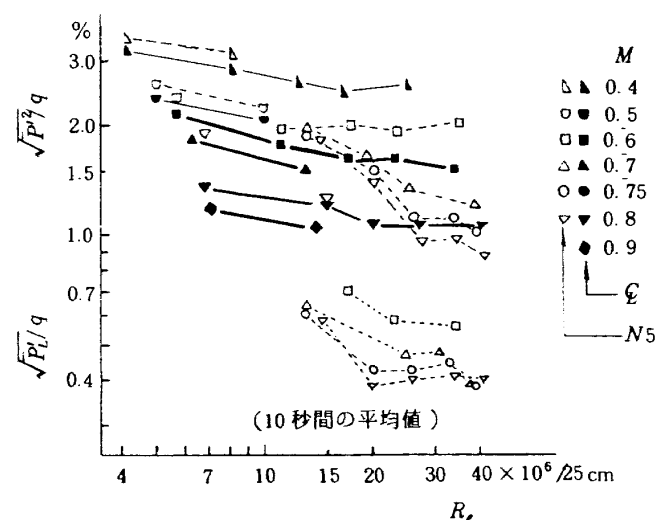


図 4.5 (c)  $Re \sim \sqrt{P'^2}/q$

の変動圧力係数は、 $0.6 \leq M \leq 0.9$  の範囲内で、 $1\% \leq C_{p_{rms}} \leq 2\%$  程度であるとみてよいことが判る。

## 5. 変動圧力の 1/12 オクターブバンド分析に基く変動圧力係数のスペクトル

4 節に述べた風洞各部の変動圧力(騒音)の 1/12 オクターブバンド分析に基く変動圧力係数の周波数スペクトルが、集合胴よみ点圧力  $P_0$ 、測定部一般流マッハ数  $M$  および、測定部壁面等の形状の変化によってどのような影響を受けるかを示し、各部の変動圧力係数のスペクトルの特徴とその発生源を検討してみよう。調圧弁部は在来の吹出式風洞の場合と同様に<sup>30)</sup> 本風洞においても変動圧力の強力な発生源となっていることは、ほぼ明らかになった。一般に広く使われている連続式風洞では、先に述べたように変動圧力の大部分が測定部から発生していると言われているので<sup>27)</sup>、測定部に関しては、3.2 節に述べたように壁面や模型等の条件を変えたケースについても測定し、やや詳しく検討した。

### 5.1 消音器前後部の変動圧力係数の周波数スペクトル

$P_0 = 392 \text{ kPa}$  一定に固定し  $M$  を変化させた場合、および  $M = 0.800$  一定に固定し  $P_0$  を変化させた場合の消音器前後の変動圧力係数  $\sqrt{nF(n)}$  のスペクトルは、それぞれ図 5.1 (a) および (b) に示す。図 5.1 (a) から、 $\sqrt{nF(n)}$  は  $500 \text{ Hz}$  以上の高周波数領域において、 $M$  の低下に応じ上昇することが判る。一方、 $P_0$  が変化した場合、変動圧力係数のスペクトルに及ぼす影響は、図 5.1 (b) に示すように小さく、 $P_0$  の上昇によってピーク周波数付近を中心に、 $\sqrt{nF(n)}$  の値はやや下がるが、 $M$  の増加のとき現われるような高周波数側で、大きな影響を受けることはないことが判る。このように  $M$  の変化が、変動圧力係数のスペクトルに対し強い影響を及ぼす傾向は、消音器の前後部だけでなく、後に述べるように縮流筒入口部から第二スロート弁入口部に至る各部に共通して見られた。消音器部から縮流筒入口部のいわゆる集合胴内部の変動圧力係数の周波数スペクトルの最も特徴的なことは、 $15 \text{ Hz}$  から  $400 \text{ Hz}$  付近までの低周波数側の  $\sqrt{nF(n)}$  は小さく、 $400 \text{ Hz}$  を超える領域に片寄っ

て大きな  $\sqrt{nF(n)}$  が現われることである。しかもこれら集合胴内各部における変動圧力係数のスペクトルには、 $P_0$  や  $M$  の値に関係なく常に  $2 \text{ kHz}$  付近にピーク周波数ができることである。このピーク周波数の原因として、次の二つを挙げることができる。本風洞と貯気槽などの空気源設備を共用し、調圧弁の形状・寸法がよく似ている  $1 \text{ m} \times 1 \text{ m}$  吹出式超音速風洞<sup>31)</sup> の集合胴内の変動圧力のスペクトルは、

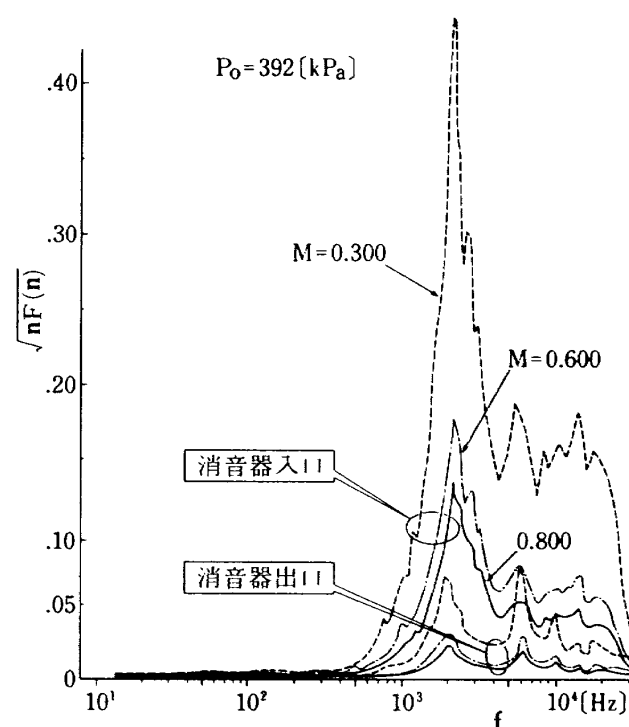


図 5.1 (a)  $M$  変化が消音器前後部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響

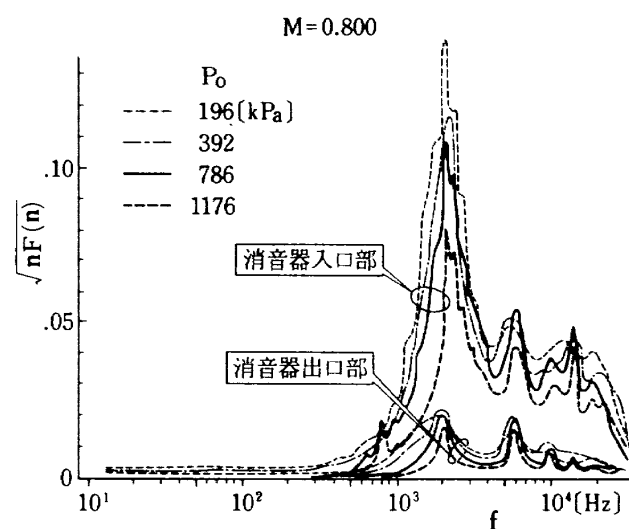


図 5.1 (b)  $P_0$  変化が消音器前後部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響

300Hz 付近にピーク周波数をもった比較的ゆるやかな山形になることが実測されている。<sup>32)</sup> この調圧弁部の自己発生音のピーク周波数は、ほぼ 300Hz 付近にあるものと推算され<sup>23)</sup> 実測値とも一致する。本風胴の調圧弁部の構造が同超音速風胴の場合と決定的に異なる点は、図 3.1(c)に示すように同心円状をした調圧弁の開口部に対面して、9本の円筒形をしたディフューザが配置されていることである。<sup>33)</sup> このため調圧弁を通過したジェット状の気流は、各ディフューザの境界を形成するクサビ状の突起(ディフューザエッジ)に衝突し、エッジトーンを発生するものと考えられる。このエッジトーンのピーク周波数は、噴出口(弁スロット部)からディフューザエッジまでの距離  $h$  と、ディフューザエッジの厚さ  $D$  の比  $h/D$  によって与えられるストローハル数  $S_t$  によって決まることが知られている。この  $S_t$  は、ジェットのマッハ数が 0.9 の場合、 $h/D$  の値に応じ  $S_t = 0.2 \sim 0.8$  となることが確認されている。<sup>34)</sup> これらの条件を本風胴に適用すると、ディフューザ入口部のエッジトーンのピーク周波数は、0.5 ~ 2kHz 程度になるものと推算され、図 5.1(a)に示す実測値とも一致する。もう一つの原因として考えられることは、調圧弁に接続されている高圧配管系の共鳴周波数(Ring frequency)が、ほぼ 2kHz と推算されること<sup>23)</sup> から、高圧配管の共振現象である。2kHz 付近に現われるピーク周波数は、このほか 5.3 ~ 5.5 節のところで後述するように、測定部側壁面の形状を変化させたり、 $M$  や  $P_0$  を変化させた場合にもしばしば現われる。しかしその現われ方は、集合胴内部の場合に比べはるかに急峻であって、1/12 オクターブバンド分析に基く変動圧力係数のスペクトルによって初めて見付けることができたほどである。したがって、これらのピーク周波数の発生原因は、集合胴内部の発生原因とは本質的に異なっているものと推察される。

消音器の減音量は、ピーク周波数付近でとくに大きく、そのうえ消音装置を過ぎる気流の流速や圧力が変化しても、その性能に殆んど影響を受けないことは図 4.1 に示した変動圧力の実効値の場合と同様に優れた特徴と言えよう。なお図 5.1(a), (b)の消音器下流側で 7kHz 付近の  $\sqrt{nF(n)}$  の値が比較的大き

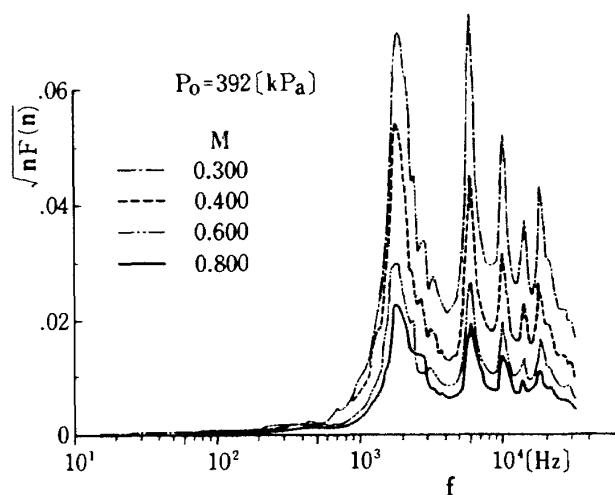


図 5.2(a)  $M$  変化が縮流筒入口部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響

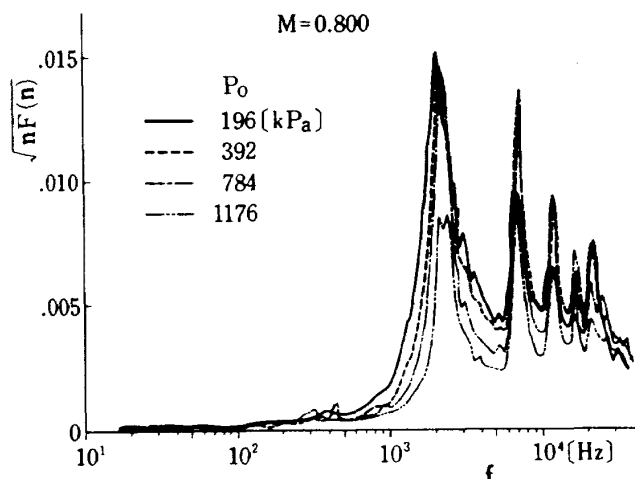


図 5.2(b)  $P_0$  変化が縮流筒入口部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響

いのは、下流側にあるスクリーンからの影響によるものと推算される。

## 5.2 縮流筒入口部の変動圧力係数の周波数スペクトル

5.1 節と同様に  $P_0 = 392$  kPa 一定に固定し、 $M$  を変化させた場合、および  $M = 0.800$  一定に固定し  $P_0$  を変化させた場合の縮流筒入口部の変動圧力係数  $\sqrt{nF(n)}$  のスペクトルは、それぞれ図 5.2(a) および(b)に示す。同図には 2kHz のピーク周波数のほか、高周波数側に亘っていくつものピーク周波数が現われている。特徴的なことは、7kHz 付近にあるピーク周波数とそれ以上の周波数領域では、これまでの傾向とは逆に  $P_0$  の上昇に伴って  $\sqrt{nF(n)}$  が大

少くなることである。スクリーンのストローハル数を0.2とすれば、その線径とスクリーンを過ぎる流速から、ピーク周波数は7kHzと推算される。以上のことは、4.1節に述べたスクリーン下流側の $P_0$ 上昇による変動圧力の増加が、スクリーンの自己発生音によることを裏付けていると言えよう。

### 5.3 測定部上流側側壁部の変動圧力係数の周波数スペクトル

図5.3(a), (b)および(c)は、前の節に述べたのと同様に、 $P_0$ を固定し $M$ を変化させた場合、および $M$ を固定し $P_0$ を変化させた場合の測定部上流側側壁中央部(N5)の変動圧力係数 $\sqrt{nF(n)}$ の周波数スペクトルをそれぞれ示す。N5の変動圧力係数の周波数スペクトルは低亜音速領域でマッハ数の変化によって強い影響を受け、 $M \geq 0.7$ ではピーク周波数が消失してしまう。図5.3(a)において $M = 0.8$ の場合の変動圧力係数の周波数スペクトルは、 $M = 0.7$ の場合と殆んど同じ形状であるので省略してある。ピーク周波数をもつマッハ数のうち、 $M = 0.4$ と0.6について $P_0$ の変化による変動圧力係数の周波数スペクトル

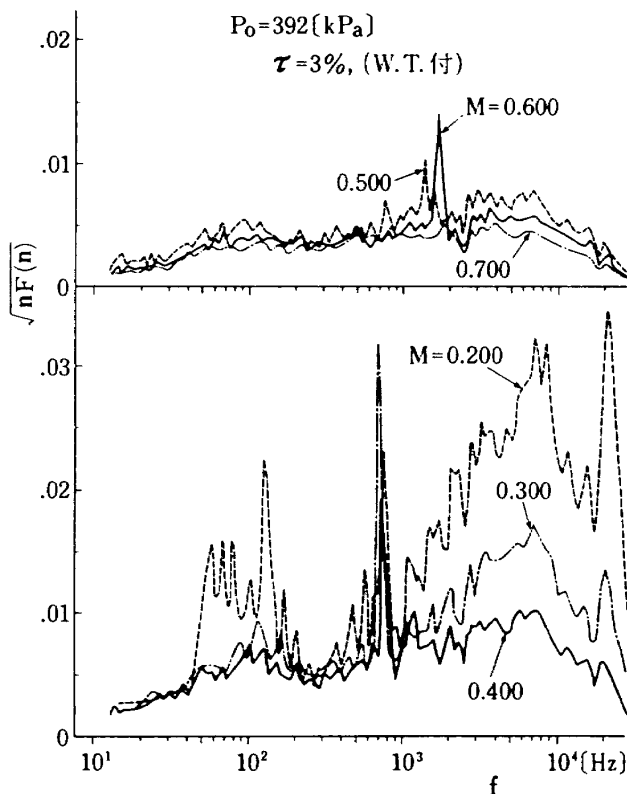


図 5.3(a)  $M$ 変化が測定部上流側壁部(N5)の $\sqrt{nF(n)}$ に与える影響

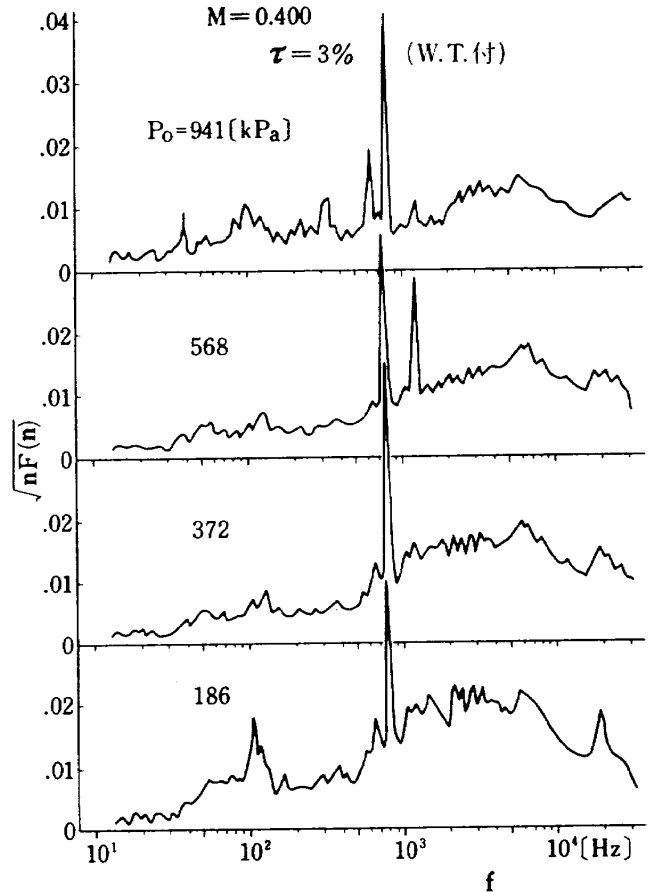


図 5.3(b)  $P_0$ 変化がN5部の $\sqrt{nF(n)}$ に与える影響

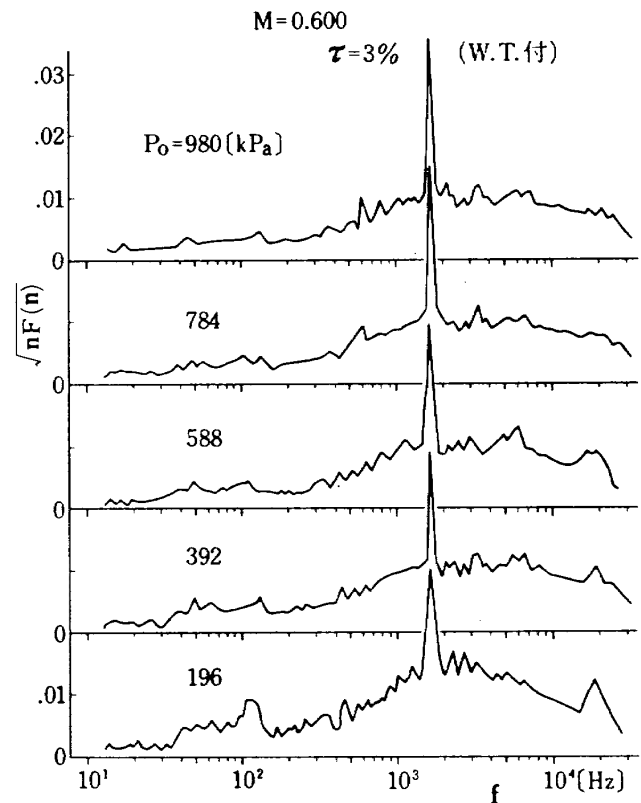


図 5.3(c)  $P_0$ 変化がN5部の $\sqrt{nF(n)}$ に与える影響

ルへの影響を示したのが、それぞれ図 5.3 (b) および (c) である。図 5.3 (b) に示す  $M = 0.4$  の場合、 $P_0 \geq 372 \text{ kPa}$  の低圧側では、 $800 \text{ Hz}$  付近にだけ現われていたピーク周波数が、 $P_0$  の増加と共に  $1.2 \text{ kHz}$  付近にも現われることを除けば、全体の変動圧力係数の周波数スペクトルは、 $P_0$  の変化によって大きな影響を受けないことが判る。一方、図 5.3 (c) に示す  $M = 0.6$  の場合、 $P_0$  の変化が変動圧力係数の周波数スペクトルに与える影響は小さく、 $P_0$  の値に殆んど無関係に  $\sqrt{nF(n)}$  のスペクトルはよく似た形状をしている。

#### 5.4 測定部中心の変動圧力係数の周波数スペクトル

〔上下多溝壁開口比  $\tau = 3\%$  の場合〕 図 3.2 (b) に示す模型（プローブ）を用いて測定された測定部中心（ $\zeta$ ）の変動圧力係数すなわち変動動圧係数の周波数スペクトルは、図 5.4 (a)～(d) に示す。図 5.4 (a) から測定部中心の変動動圧係数の周波数スペクトルは、前節に述べた  $N5$  の場合と同様に、低亜音速領域でのマッハ数変化によって強い影響を受けるこ

とが判る。また、急峻なピーク周波数は  $M \leq 0.4$  で  $800 \text{ Hz}$  付近に、また  $M = 0.6$  で  $1.8 \text{ kHz}$  付近にそれぞれ現われることも、 $N5$  の場合とよく似た傾向である。 $P_0 = 392 \text{ kPa}$  のとき、図 5.3 (a) に示すように、ピーク周波数が現われる  $M = 0.4$  および  $0.6$  の  $P_0$  変化による影響は、それぞれ図 5.4 (b) および (c) に示す。 $P_0$  変化が変動動圧係数の周波数スペクトルに及ぼす影響は、測定部中心の場合、 $N5$  に比べやや強いようであるが、いずれの場合も  $P_0$  変化によってピーク周波数が消失することは、ないことが判る。また図 5.4 (a) において、ピーク周波数が現われなかった  $M = 0.8$  の場合、図 5.4 (d) に示すように  $P_0$  変化が変動動圧係数の周波数スペクトルに与える影響は、 $P_0$  の上昇に応じ  $\sqrt{nF(n)}$  が下る傾向にあるが、 $n = 0.3$  ( $\div 300 \text{ Hz}$ ) 付近のように一部に、逆転しているところも見られる。 $n > 12$  ( $\div 12 \text{ kHz}$ ) の高周波数領域での  $\sqrt{nF(n)}$  の値は、境界層騒音のレベルに近い値となっており、減音が困難であることを示している。一方低周波数領域の  $\sqrt{nF(n)}$  の値は境界層騒音に比べはるかに高く、その発生源としてはスロットの開口部などを挙げるができる。スロット

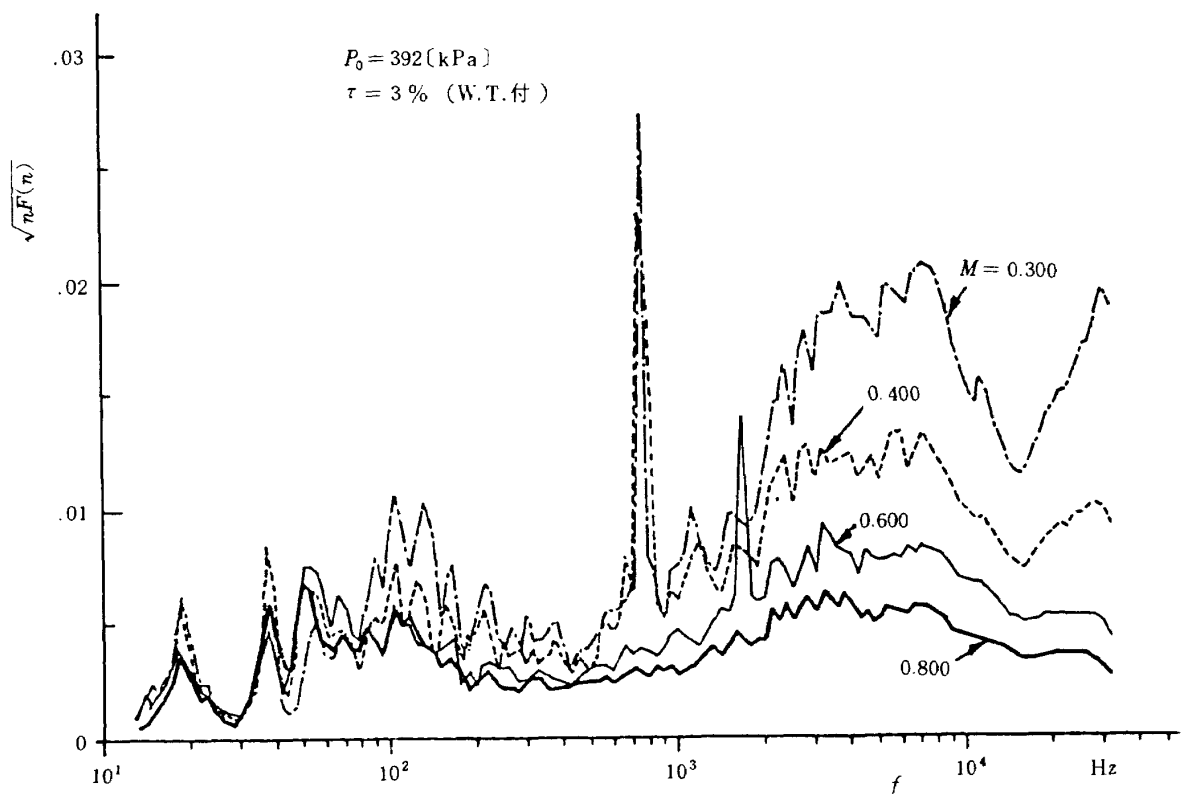


図 5.4 (a)  $M$  変化が測定部中心部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響

壁部には開口部を介してプリナム室に静止している空気と、測定部を高速で流れる空気との剪断によって発生する変動圧力があると言われ、この変動圧力はスロットを全閉 ( $\tau = 0\%$ ) にすることによって

45%も減音できた例が報告されている<sup>5)</sup>。本風胴にはこのような開口部が、先にも述べたように上下壁のほか、模型の伴流の圧力分布を測定するウェークトラバース装置用溝 (巾 40mm × 長さ 850mm, 図 3.1(d)) の 3 箇所がある。このような開口部からは、

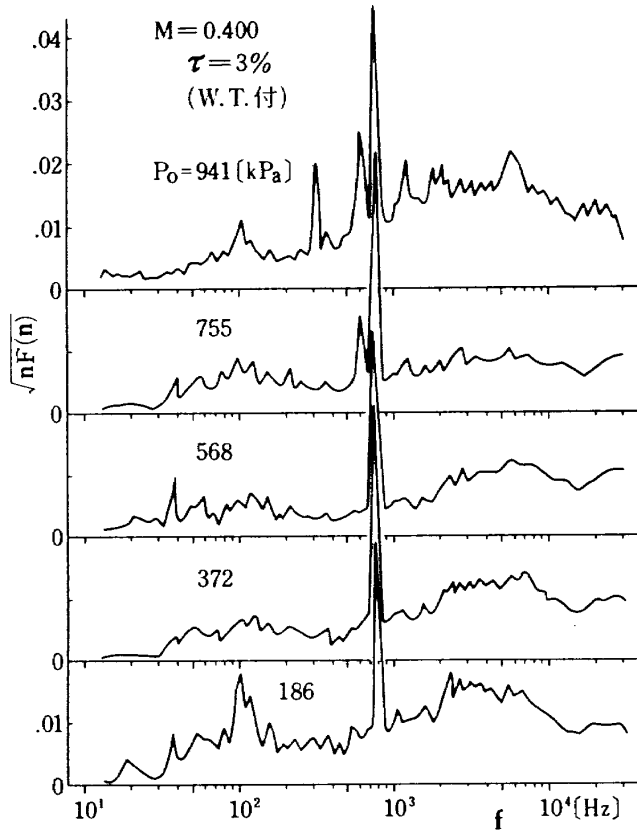


図 5.4 (b)  $P_0$  変化が測定部中心部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響

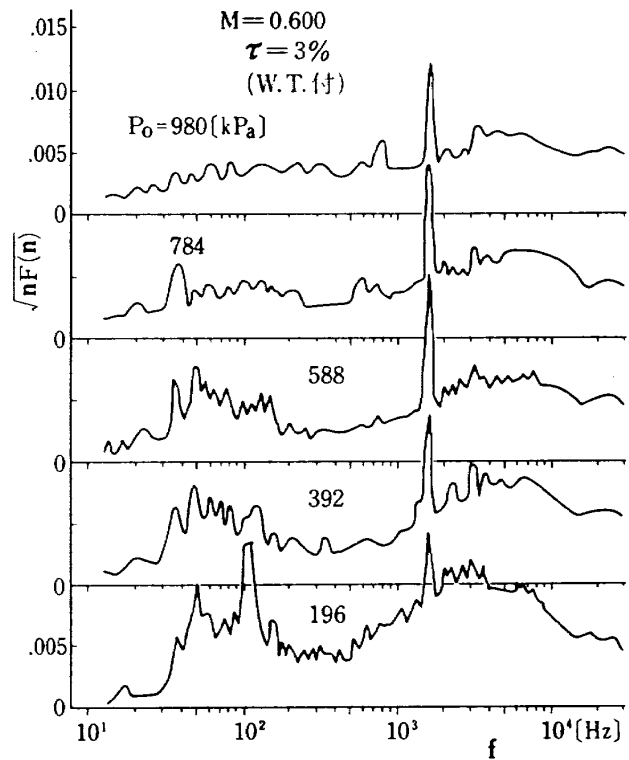


図 5.4 (c)  $P_0$  変化が測定部中心部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響

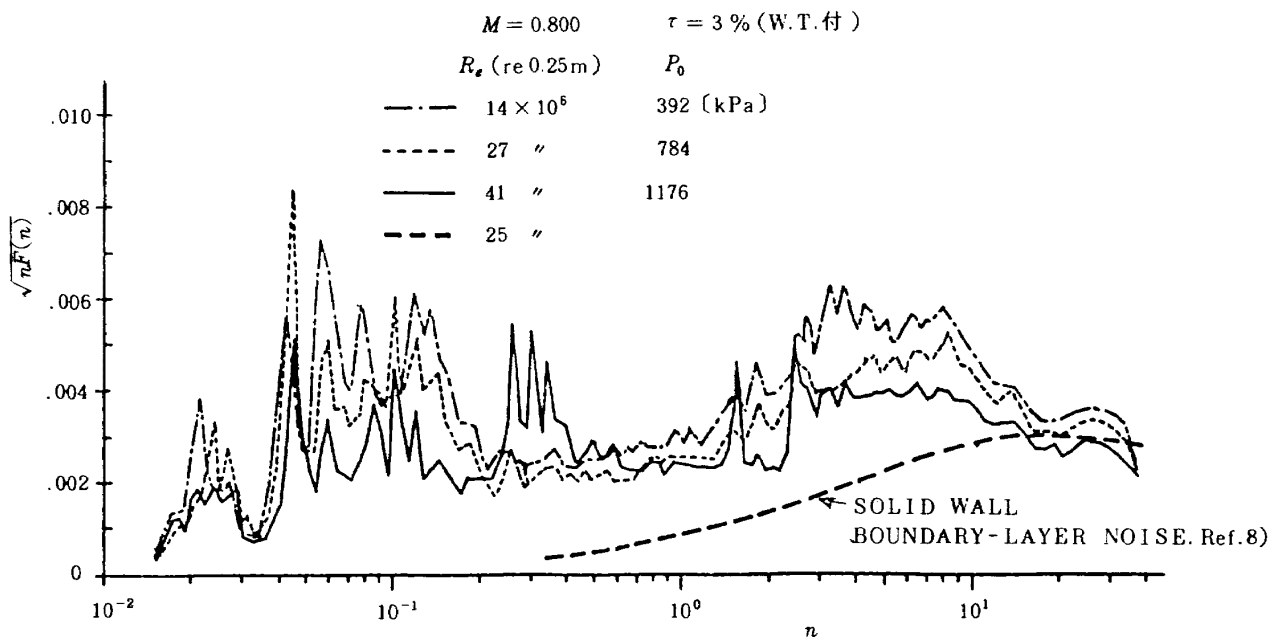


図 5.4 (d)  $P_0$  変化が測定部中心部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響

スロット壁部から発生すると言われる低周波数の騒音<sup>10)</sup>のほか、エッジトーンの発生が考えられる。次にこれらの開口部を全閉にしたときの変動圧力係数の周波数スペクトルについて検討してみよう。

〔上下多溝壁開口比  $\tau = 0\%$  (全閉) の場合〕

上下多溝壁の開口部を全閉の状態にしたとき、測定部中心の動圧変動係数  $\sqrt{nF(n)}$  の周波数スペクトルが  $M$  の変化によって受ける影響を比較したのが図 5.5 (a) である。図 5.4 (a) に示す  $\tau = 3\%$  の場合に比べ、スロットを全閉にしたことによるとみられる影響は小さく、 $M = 0.6$  のとき 2kHz 付近にあったピーク周波数がなくなっていることが目立つ程度で

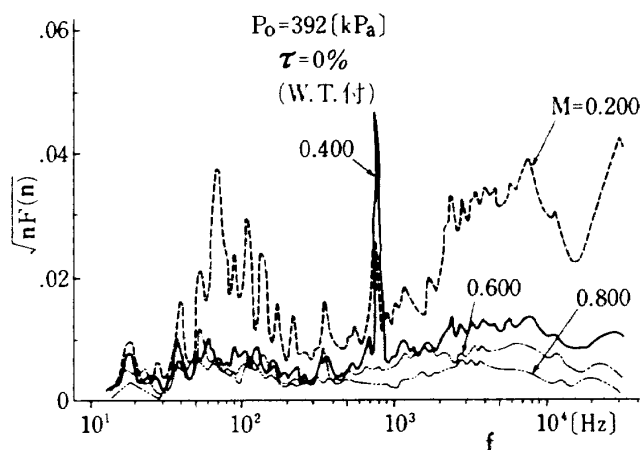


図 5.5 (a)  $M$  変化が測定部中心部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響 ( $\tau = 0\%$  の場合)

ある。 $P_0 = 392 \text{ kPa}$  のときピーク周波数が現われる  $M$  の一例である  $M = 0.4$  のとき、 $P_0$  変化の影響を示したのが図 5.5 (b) であって、 $\tau = 3\%$  の場合によく似た傾向を示すことが判る。このように上下壁のスロットを全閉にしても測定部内の騒音特性に殆んど変化がみられない理由として、次の二つを挙げることができる。第一には本風洞の可変開口比機構の構

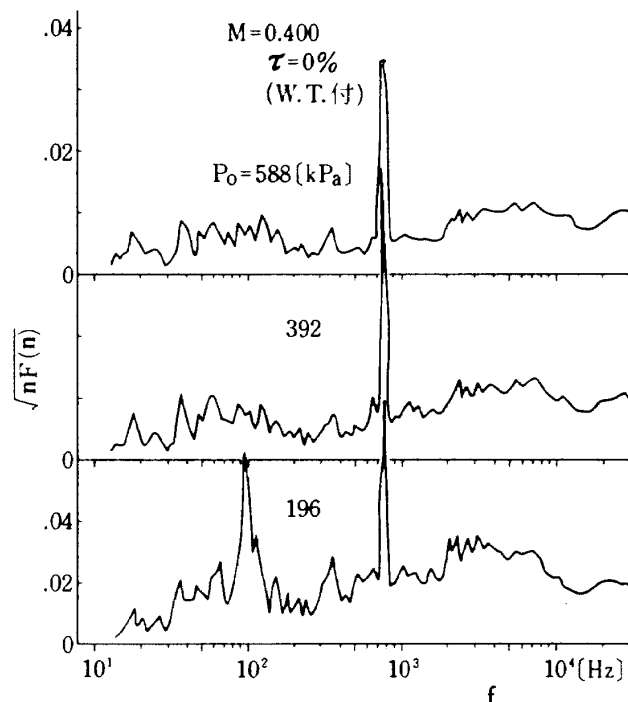


図 5.5 (b)  $P_0$  変化が測定部中心部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響 ( $\tau = 0\%$  の場合)

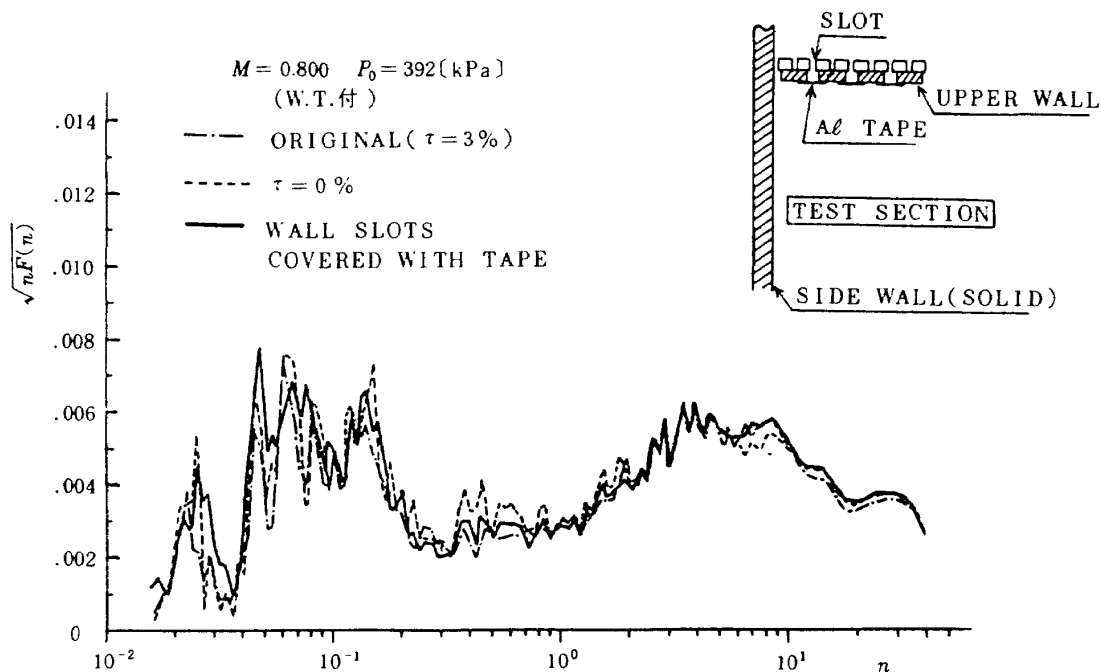


図 5.5 (c) 測定部上下壁形状変化が中心部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響



造に起因しているもので、先に3節に述べたようにスロットを全閉状態にしても、上下各壁面には深さ6mm×巾6mm×4本および側壁面に接する左右両端に、深さ6mm×巾3mm×2本、計6本の溝が長さ3.2mにわたって残るので、この部分からの自己発生音は消すことができないこと。また第二には、測定部以外の上流および下流側から侵入する騒音や測定部を構成する部材の自励振動によって発生する騒音などによって、測定部上下壁の溝部（スロット）からの自己発生音がマスクされてしまうことが考えられる。

$\tau = 0\%$  のときできる上下壁面の凹みを埋めるため、溝部をアルミ箔製の粘着テープによって平滑に整形した場合の測定部中心の変動圧力係数  $\sqrt{nF(n)}$  の周波数スペクトルは図5.5(c)に示す。同図には比較を容易にするため、 $P_0$  および  $M$  を同一の値に固定し、 $\tau$  だけをそれぞれ0%および3%に変化させた場合の変動圧力係数のスペクトルも併記してある。上下壁がほぼ完全な固定壁（アルミ箔テープで整形）、 $\tau = 0\%$  および3%に対応するそれぞれの変動圧力係数の周波数スペクトルはよく一致しており、上下壁面の形状が測定部の騒音スペクトルや変動圧力係数に対して影響しないことが判る。したがって先に

4節に述べたように、本風洞の騒音源が測定部壁面にあるのではなく、一般の連続式遷音速風洞が通気壁面に細かいスクリーンを貼り付けるなどの手段によって、大巾な減音に成功していることなどの例<sup>13)14)</sup>に見られるような対策をとるまえに、もっと大きな騒音源を除去し、あるいは効果的な場所で消音する必要のあることを裏付けており、本風洞は適切な消音対策を施すことによって、大きな減音を期待できると言えよう。

〔ウェークトラバース装置用側壁溝が全閉の場合〕

測定部右側側壁面のウェークトラバース装置用溝から突き出している伴流測定用ピトー管（図3.1(d)）を取りはずし、同溝を全閉にして気流面を壁面に合わせて滑らかに整形した場合（W.T.なし）、測定部中心位置での変動圧力係数  $\sqrt{nF(n)}$  の周波数スペクトルは図5.6に示す。同図から、 $M = 0.6$  のとき  $n = 2.7$  付近にあったピーク周波数の原因が、ウェークトラバース装置用溝か又は伴流測定用ピトー管にあるものと推測される。図5.6には比較を容易にするため、ウェークトラバース装置が標準状態にある場合と、これらを取りはずし完全な固定壁にした場合の変動圧力係数の周波数スペクトルを併記したが、ピーク周波数付近の非常に狭い周波数帯を除け

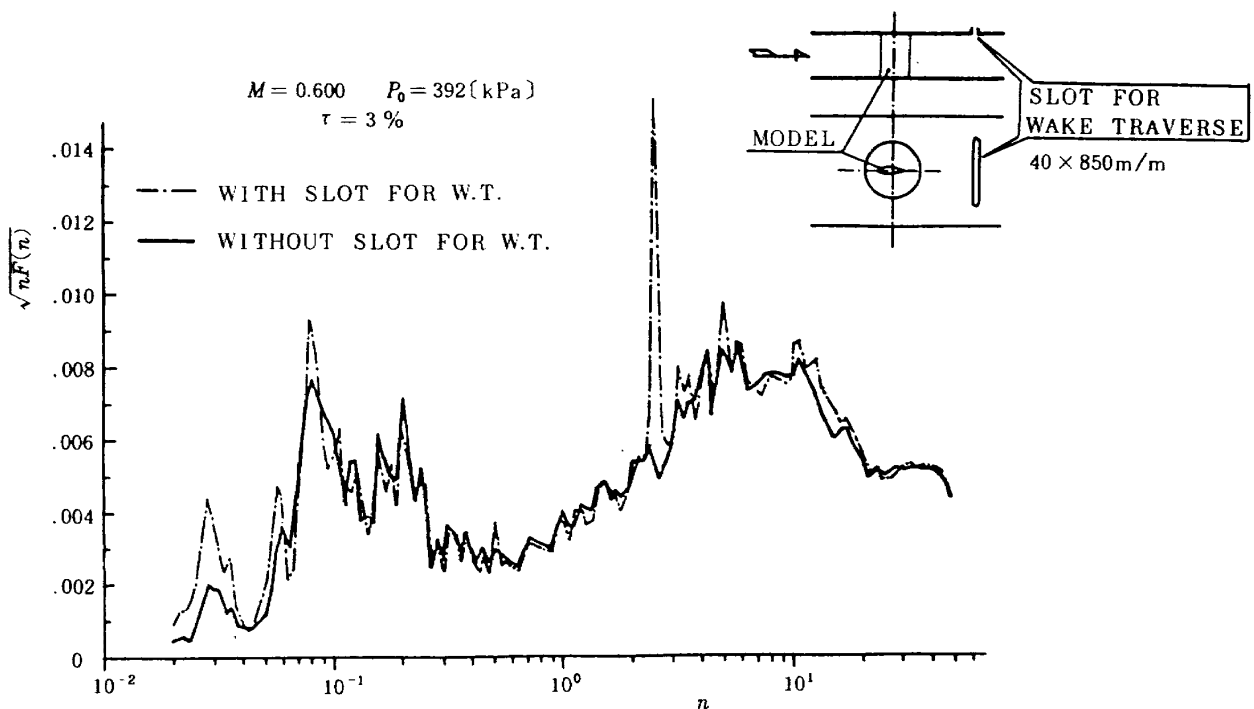


図 5.6 W.T. 溝の有無が測定部中心部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響

ば、これらはほぼ同じ形状をしているので、このウェークトラバース装置用溝の有無が変動圧力係数の実効値に対して影響しないものと考えられる。ここで注目されることは図 5.4 (a) に示した  $M = 0.6$  のとき  $1.8\text{kHz}$  のところに現われていたピーク周波数が、 $\tau = 3\%$  から  $0\%$  へ変更したことによって図 5.5 (a) のように消失してしまうこととよく似ていることである。

〔測定部が「空」の場合〕 測定部が「空」の状態の場合、測定部中心側壁面上の変動圧力係数  $\sqrt{nF(n)}$  の周波数スペクトルは、 $M$  の変化によって図 5.7 (a) のように、また  $P_0$  の変化によって図 5.7 (b) のようになる。一般流マッハ数  $M$  の変化が変動圧力係数の周波数スペクトルに与える影響は、 $N5$  (図 5.3 (a)) あるいは  $\mathcal{C}$  (図 5.4 (a)) と同様に低マッハ数になるほど大きく、また  $M = 0.2$ ,  $0.3$  および  $0.4$  のところで  $1.8\text{kHz}$  付近にピーク周波数が現われることも、これらの位置の場合とよく似た傾向である。しかしながらウェークトラバース装置用の溝がないためか、 $M = 0.6$  で  $1.8\text{kHz}$  付近に現われていたピーク周波数は消失し、新たに  $M = 0.8$  で  $2\text{kHz}$  付近にピーク周波数が現われていることが判る。このピーク周波数の  $P_0$  変化による影響は図 5.7 (b) に示すように大きく、 $P_0 = 392\text{kPa}$  のときに限って顕著に現われることが判る。このようにピーク周波数が流速だけでなく、気流の密度の変化によって強い影響を受ける現象は、これまで述べてきたどのケースにも見られなかったものである。

### 5.5 第二スロート弁入口部の変動圧力係数の周波数スペクトル

第二スロート弁入口部側壁面の変動圧力係数  $\sqrt{nF(n)}$  の周波数スペクトルが、 $M$  および  $P_0$  変化によって受ける影響を図 5.8 (a) および (b) に示す。図 5.8 (a) から第二スロート弁入口部の変動圧力係数の周波数スペクトルは、前節までに述べた各部の変動圧力係数の周波数スペクトルと同様に、 $M$  が低いほど強くその変化の影響を受けることが判る。また  $M = 0.2$  の場合の第二スロート弁入口部の変動圧力係数の周波数スペクトルには、高周波数側に大きな  $\sqrt{nF(n)}$  値が現われ、調圧弁下流側の場合とやや

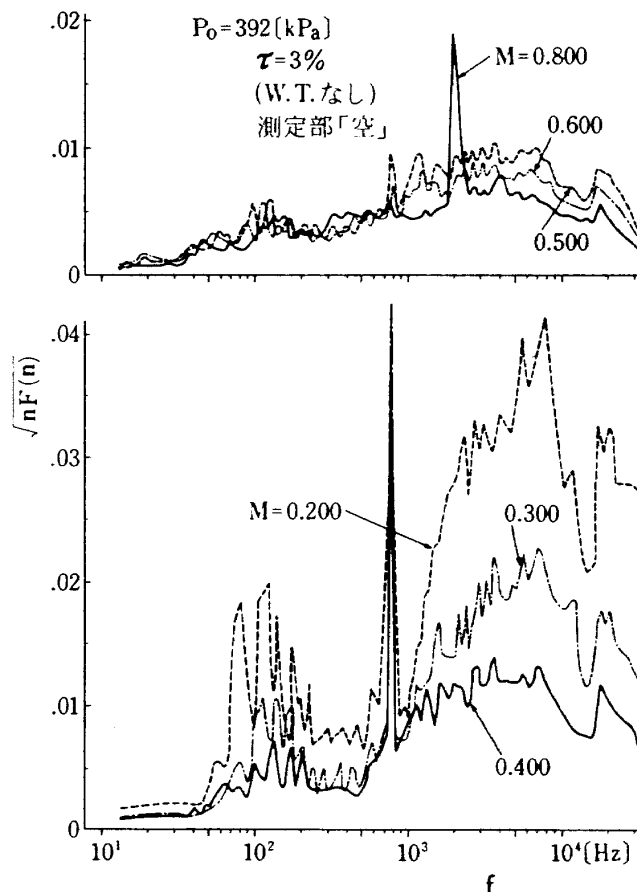


図 5.7 (a)  $M$  変化が測定部中心側壁部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響 (測定部空の場合)

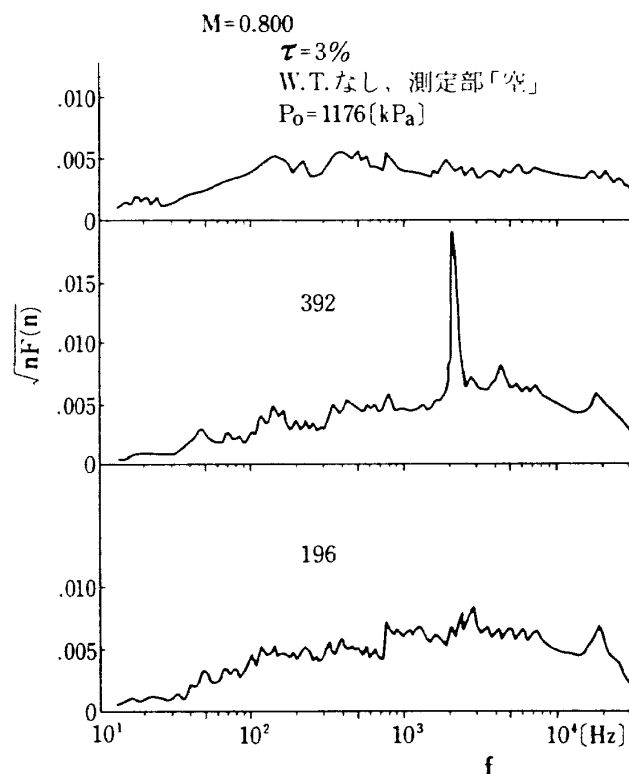


図 5.7 (b)  $P_0$  変化が測定部中心側壁部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響

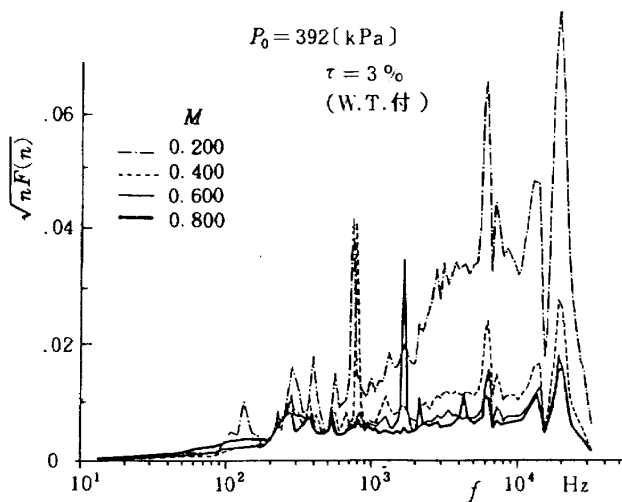


図 5.8(a)  $M$  変化が第二スロート弁入口部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響

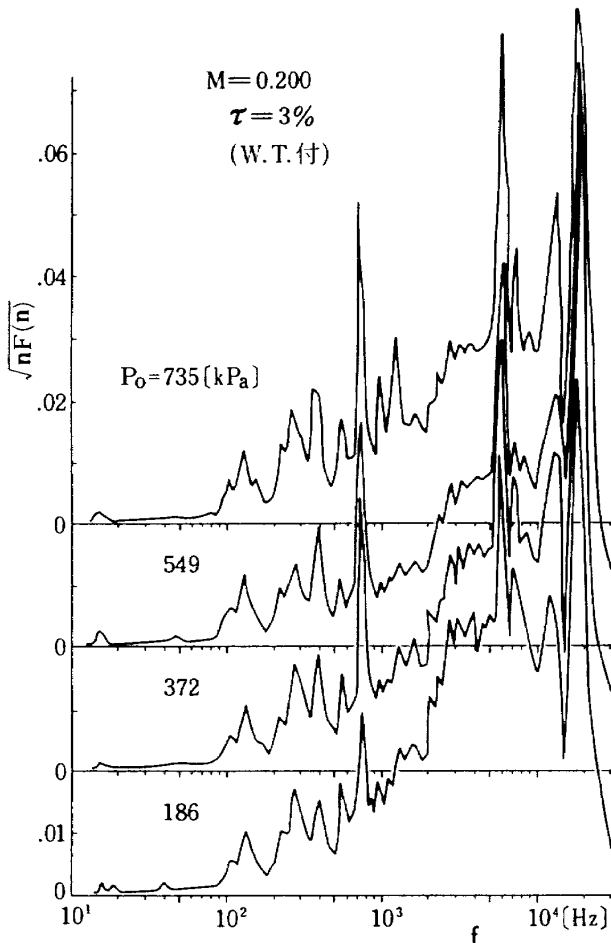


図 5.8(b)  $P_0$  変化が第二スロート弁入口部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響

似た分布を示すことが判る。調圧弁の下流側では、 $M = 0.2$  ばかりでなく高いマッハ数まで各マッハ数にわたってこのような傾向が見られるのとは対称的に、第二スロート弁入口部の場合、 $M$  の増加によ

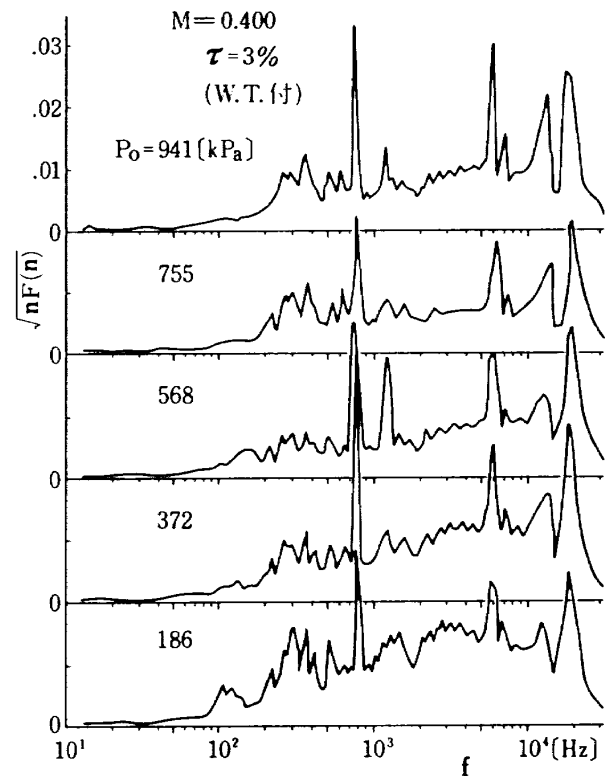


図 5.8(c)  $P_0$  変化が第二スロート弁入口部の  $\sqrt{nF(n)}$  に与える影響

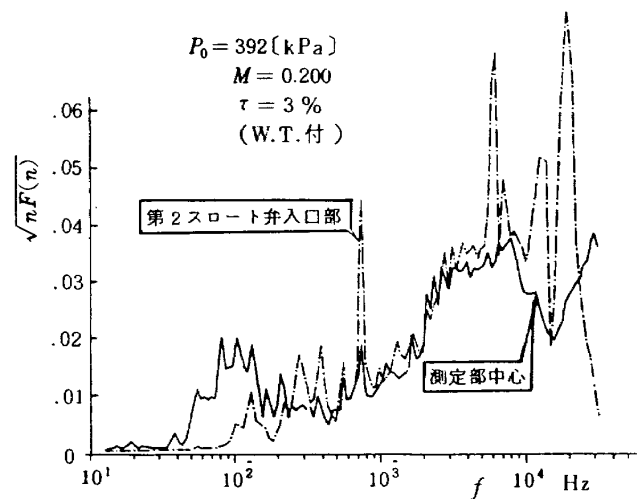


図 5.9 測定部中心および第二スロート弁入口部の  $\sqrt{nF(n)}$  の比較

て  $\sqrt{nF(n)}$  が急減するのは、音源の上流側のところで測定しているので、流速の増加と共に減衰が大きくなるためであろう。第二スロート弁入口部のピーク周波数は  $M = 0.2$ ,  $0.4$  で測定部の場合と同様に 800Hz 付近に、また  $M = 0.6$  では 1.8kHz 付近に現われることは測定部の場合とよく似ているが、 $M = 0.2$ ,  $0.4$  の低マッハ数で 6kHz あるいは 20kHz



のである<sup>5)</sup>。本風洞の変動圧力係数は連続式で常圧の風洞に比べるとやや大きい、変圧式の風洞としてはほぼ並の値をとることが判る。しかしながら、自由飛行試験(機材はF15)によって得られた値に比べると、10倍にも達し、実機との間には大きな差がある。また、変動圧力係数 $\sqrt{nF(n)}$ の周波数スペクトルの比較は図6(b)に示すように、本風洞の場合平坦な特性になっており、低周波数側では各国の風洞に比べ高い $\sqrt{nF(n)}$ 値となっているのに対し、高周波数側では逆にかなり低い $\sqrt{nF(n)}$ 値となっている。

## 7. ま と め

当研究所に設置された0.3m×1m二次元遷音速風洞の主要部について、変動圧力の測定と1/12オクターブバンド分析に基く変動圧力係数の周波数スペクトルから明らかになった以上のことは、次のように要約できる。

1) 測定部の変動圧力(騒音)は、調圧弁および第二スロート弁の自己発生音に起因している。

2) 集合胴内に装着された変形スプリッター型消音器は、低圧から高圧(1.17MPa)に至るまで環境圧力の大きさに無関係に優れた減音特性を持っているので、風洞気流の質を改善するうえで、強力な手段となっている。

3) 本風洞の $\sqrt{P'^2}/q$ は $5 \times 10^6 < Re < 41 \times 10^6$ (25cm基準)、 $0.6 \leq M \leq 0.9$ の範囲で2.5~1%であって、並の強さである。しかし $\sqrt{P'^2}/q$ の値は、一般の連続式風洞とは逆に $M$ の低下に応じ急上昇する。

4) 測定部の変動圧力係数のスペクトルは、 $M$ の値によって激しく変化し、マッハ数の低下に応じとくに1kHz以上の周波数側での増加が著しい。

5) ピーク周波数は、壁の形状、 $P_0$ および $M$ の変化によってそれぞれ変るが、 $M$ の変化による影響が最も強い。

6) 集合胴内の変動圧力の成分は、2kHzをピークに、400Hz~20kHzと比較的高周波数側に分布しており、減音が容易な特性である。

なお、本実験をすすめるにあたり、二次元風洞研究室高島一明室長、遷音速風洞制御研究室高橋宏室

長および多数の関係各位の協力を得た。

## 8. 文 献

- 1) Reed, T. D., Pope, T. C. and Cooksey, J. M.; Calibration of Transonic and Supersonic Wind Tunnels, NASA C. P. 2920 (1977).
- 2) Steinle, F., Stanewsky, E., and Dietz, R. O.; Wind Tunnel Flow Quality and Data Accuracy Requirements, AGARD-AR-184, (1982).
- 3) Howell, R. R. and McKinney, L. W.; The U. S. 2.5-Meter Cryogenic High Reynolds Number Tunnel, NASA C. P. 2009, (1976).
- 4) Ganzer, U. and Igeta, Y.; Transonic Tests in a Wind Tunnel with Adapted Walls, ICAS-82-5. 4-5, (1982).
- 5) Harvey, W. D. and Bobbitt, P. J.; Some Anomalies Between Wind Tunnel and Flight Transition Results, AIAA-81-1225, (1981).
- 6) Morkovin, M. V.; Open Questions-Transition to Turbulence at High Speeds, AFOSR-TR-70-1731, (1971).
- 7) 小国保男他; 航技研二次元風洞の気流特性について(Ⅲ)―気流の乱れと測定法, 航技研報告刊行予定
- 8) Hartzuiker, J. P., Pugh, G. P., Lorenz-Mayer, W. and Fasso, G. E.; On the Flow Quality Necessary for the Large European High-Reynolds-Number Transonic Wind tunnel LEHRT, AGARD-R-644, (1976).
- 9) 河合伸坦, 小国保男, 鈴木正光; 航技研2m×2m遷音速風洞の気流乱れに関する特性試験, 航技研資料, TM-342, (1978).
- 10) Owen, F. K., Stainback, P. C. and Harvey, W. D.; Evaluation of Flow Quality in Two NASA Transonic Wind Tunnels, J. Aircraft, Vol.18, No.6, June 1981.

- 11) Beckwith, I. E. ; Comments on Settling Chamber Design for Quiet, Blowdown Wind Tunnels, NASA TM-81948, (1981).
- 12) Ross, R. and Rohne, P. B. ; The Character of Flow Unsteadiness and its Influence on Steady state Transonic Windtunnel Measurements, Paper 45 in AGARD CP-174, (1975).
- 13) Mabey, D. G. ; Some Remarks on the Design of Transonic Tunnels with Low Levels of Flow Unsteadiness, NASA CR-2722, (1976).
- 14) Vaucheret, X. ; Influence of the Noise Level in a Transonic Wind Tunnel Test Section on the Aerodynamic Characteristics of Models, Paper 15 in AGARD CP-227, (1977).
- 15) Mabey, D. G. ; Flow Unsteadiness and Model Vibration in Wind Tunnels at Subsonic and Transonic Speeds, ARC CP-1155, (1971).
- 16) Weeks, D. J. and Hodges, J. ; An Experimental Investigation into the Influence of Acoustic Disturbances on the Development of a Turbulent Boundary Layer, R & M No.3825, (1978).
- 17) Cumming, D. P. and Lowe, W. H. ; Experimental Wall Interference Studies in a Transonic Wind Tunnel, AIAA Paper No. 71-292, (1971).
- 18) 空気力学第二部 ; 航技研二次元風洞の構造と特性, 航技研報告, TR-647, (1980).
- 19) Takashima, K. ; Experimental Works in the NAL High Reynolds Number Two-Dimensional Transonic Wind Tunnel of Advanced Technology and NACA Airfoils, ICAS-82-5-4.4, p.p.741, (1982).
- 20) 榊原盛三, 高島一明, 三輪 等, 小国保男, 佐藤 衛, 神田 宏 ; 航技研二次元風洞の気流特性について(I), 航技研報告, TR-693, (1982).
- 21) 榊原盛三, 三輪 等, 萱場重男, 佐藤 衛 ; 二次元風洞構成要素の研究(Ⅳ), 消音装置の設計と性能試験, 航技研報告, TR-606, (1980).
- 22) 三輪 等 ; 二次元風洞構成要素の研究(Ⅲ), 集合胴圧力制御のデジタルシミュレーション, 航技研報告, TR-597, (1980)
- 23) Beranek, L. L. ; Noise and Vibration Control, McGraw-Hill, Inc., (1971), p.530, p.330.
- 24) Jules, B., Dods Jr. and Hanly, R. D. ; Evaluation of Transonic and Supersonic Wind-Tunnel Background Noise and Effects of Surface Pressure Fluctuation Measurements, AIAA Paper No.72-1004, (1972).
- 25) Harvey, W. D., Stainback, P. C. and Owen, F. K. ; Evaluation of Flow Quality in Two Large NASA Wind Tunnels at Transonic Speeds, NASA, TP-1737, (1980).
- 26) Harvey, W. D. ; Influence of Free-Stream Disturbance on Boundary-Layer Transition, NASA TM-78635, (1978).
- 27) Liepman, H. W. and Roshiko, A. ; Elements of Gasdynamics, John Wiley and Sons, N. Y., (1957), p.348.
- 28) Uberoi, M. S. ; Effect of Wind Tunnel Contraction on Free-Stream Turbulence, Journal of the Aeronautical Sciences, Vol.23, No.8, August 1956.
- 29) Owen, T. B. ; Techniques of Pressure-Fluctuation Measurements Employed in the RAE Low-Speed Wind-Tunnels, AGARD R-172, (1958).
- 30) Pounds, G. A. ; An Initial Two-Dimensional Wall Interference Investigation in a Transonic Wind Tunnel with Variable Proximity Test Section Walls, AIAA Paper No.72-1011, (1972).
- 31) 空気力学第二部 ; 1m×1m 吹出式超音速風洞の計画と構造, 航技研報告, TR-29,

- (1962).
- 32) 外立政隆, 榊原盛三, 河本 敏, 清水福寿, 野田順一, 関根英夫; 吹出式超音速風胴の集合胴及び測定部の圧力変動と測定部マッハ数分布の測定, 日本航空宇宙学会第13期年会前刷, (昭57.4.).
- 33) 榊原盛三, 馬場滋夫; 二次元風胴構成要素の研究(I), プラグ型調圧弁および多孔板の特性, 航技研報告, TR-426, (1976).
- 34) Krothapalli, A., Karamcheti, K., Hsia, Y. and Baganoff; On Edgetones in High Speed Flows and Their Application to Multiple Jet Mixing, AIAA-82-0120, (1982).
- 35) 航空技術研究所; 航空技術研究所 2m×2m 遷音速風胴の計画と構造, 航技研報告, TR-25, (1962).

---

## 航空宇宙技術研究所報告 836号

昭和59年9月発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺町1880  
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182

印刷所 株式会社 東京プレス  
東京都板橋区桜川 2 - 27 - 12

---



Printed in Japan