

社 团 法 人

日本造船研究協会報告

第 43 号

昭 和 39 年 10 月

船舶の高速通風に関する研究.....第 52 研究部会

Studies on High Velocity Air Conditioning System for Ships
.....The 52th Research Committee

The Report
of the
Shipbuilding Research Association
of Japan
Tokyo, JAPAN
No. 43
October, 1964

第 52 研究部会 委員名簿

主 查	溝 口 三 雄				
幹 事	勝 田 高 司	田 中 祥 博	田 村 元		
委 員	伊 藤 博 美	石 井 聖 光	梅 沢 春 雄	小 川 久	
	小 口 芳 保	大 隅 幸 雄	岡 稔	岡 田 正次郎	
	内 田 勇	神 谷 茂	川 口 松 香	河 東 克 己	
	小 島 穀 男	小 林 信 夫	古 関 精 一	後 藤 滋	
	栄 幸 雄	真 田 奎 介	杉 野 茂	鈴 木 雄 二	
	曾 我 峰 雄	田 井 虎 一	大 亀 実	高 田 俱 之	
	辻 啓 一	寺 沢 達 二	西 岡 正 美	西 脇 仁	
	貫 名 基 信	野 口 陽 一	野 村 義 三	八 田 公 雄	
	浜 村 建 治	山 崎 真 喜	山 本 実	湯 口 勘 一	

Membership of the 52th Research Committee

Chairman	Mitsuo MIZOGUCHI			
Secretaries	Takashi SHŌDA	Yoshihiro TANAKA	Hazime TAMURA	
Members	Hiromi ITO	Seiko ISHII	Haruo UMEZAWA	Hisashi OGAWA
	Yoshiyasu OGUCHI	Yukio OSUMI	Minoru OKA	Shojoiro OKADA
	Isamu UCHIDA	Sigeru KAMIYA	Matsuka KAWAGUCHI	Katsumi KAWAHIGASHI
	Nobuo KOJIMA	Nobuo KOBAYASHI	Seiichi KOZEKI	Sigeru GOTO
	Ukio SAKAE	Keisuke SANADA	Sigeru SUGINO	Yuzi SUZUKI
	Mineo SOGA	Toraichi TAI	Minoru DAIKI	Tomoyuki TAKATA
	Keiichi TSUZI	Tatsuzi TERASAWA	Masayoshi NISHIOKA	Hitoshi NISHIWAKI
	Motonobu NUKITA	Yoichi NOGUCHI	Yoshizo NOMURA	Kimio HATTA
	Kenzi HAMAMURA	Masaki YAMAZAKI	Minoru YAMAMOTO	Shunichi YUGUCHI

目 次

緒 言	(1)
梗 概	(2)
第1章 船室内空気分布	(4)
1・1 吹出気流の一般的性質.....	(4)
1・2 各種吹出口の性能.....	(11)
1・3 誘引型吹出口ユニット.....	(16)
1・4 船室内空気分布.....	(21)
第2章 船内送風系統の騒音制御	(24)
2・1 船室内騒音制御計画の基本.....	(24)
2・2 送風系統における各種の騒音発生源.....	(29)
2・3 消音計画法.....	(33)
2・4 各種の消音器について.....	(36)
2・5 その他注意事項.....	(44)
第3章 船舶用高速通風ダクトの抵抗ならびに風量配分	(46)
3・1 直管, 曲管および分岐管の損失圧力.....	(46)
3・2 パンカー・ループによる流量配分.....	(49)
第4章 実験的研究	(53)
4・1 各種吹出口の気流特性に関する研究.....	(53)
4・1・1 基本的事項.....	(53)
4・1・2 軸流吹出口における取付け条件とアスペクト比について.....	(55)
4・1・3 幅流吹出気流の基礎性質.....	(61)
4・1・4 実用形吹出口.....	(63)
4・1・5 吹出気流の計算図表について.....	(76)
4・2 誘引型吹出口ユニットに関する研究.....	(77)
4・2・1 実験装置および測定方法.....	(77)
4・2・2 基本型誘引ユニットにおける特性.....	(78)
4・2・3 標準型誘引吹出口ユニット.....	(82)
4・2・4 結 論.....	(85)
4・3 船室内空気分布に関する研究.....	(86)
4・3・1 船室規模の解析と船室模型.....	(86)
4・3・2 壁面に沿う下向気流(幅流吹出口による)	(87)

4・3・3 船室模型による室内空気分布	(89)
4・3・4 結 論	(99)
4・4 気流による発生騒音に関する研究	(99)
4・4・1 実験装置および測定方法	(99)
4・4・2 各種吹出口の発生騒音	(102)
4・4・3 ダクト中の発生騒音	(109)
4・4・4 結 論	(111)
4・5 船舶用高速通風ダクトの抵抗ならびに流量配分に関する研究	(112)
4・5・1 工場生産の直管, 曲管および分歧管の損失圧力	(112)
4・5・2 パンカー・ループルによる風量配分	(118)

Studies on High Velocity Air Conditioning System for Ships

Synopsis

This report covers the problems of space air distribution, sound control of ventilating system and of air flow control in ducts with special respect to high velocity duct system. So as to serve shipbuilding engineers, in Chapters 1, 2 and 3 theories and designing methods appeared in the recent books and papers are reviewed with relating valuable data. The data obtained by the experiments carried out here for this work are also included in addition. The experimental studies are fully described in Chapter 4.

Chapter 1 is entitled Space Air Distribution in State-Rooms. Practical formulas of characteristic properties of air jets from supply outlets, such as trajectory, maximum or center velocity and temperature differential, spread angle, equal velocity or temperature differential line and entrainment ratio, are presented and several nomograms for designing air outlets are given in Article 1·1. Performance of various types of outlets are reviewed. The values of proportionality constants of the axial flow outlets for estimation, taking account of the effects of approaching duct, aspect ratios and angles of face vanes, are summarized. Those data added here are derived from the results of the experimental studies described in Article 4·1. The procedure of determining maximum outlet velocity based on both the terminal velocity and the noise criterion is discussed. The description of measurements of noise generated at various types of outlets is included in Article 4·4. Some examples of determining the shape, size and location of outlets are illustrated in the last part of Article 1·2. On the point of view of use in ships, the general description of characteristic properties of induction units are made in Article 1·3. The standard capacity of induction unit for state-rooms is discussed. Though there are many types of induction units in use, the relations between their performance and details of construction seem to have not been clarified thoroughly. The effects of chamber shape, relative position of nozzles and induction inlet on the characteristics are studied. With these data the proposed induction units of standard size are designed and two types of them are made to test the performance under actual conditions. The details of the experiment are shown in Article 4·2. The induction ratio and the cooling capacity of the coil by induction flow are obtained as three to four and about two parts of those of the primary air respectively. Article 1·4 deals with the space air distribution in a model state-room. The state-rooms of several kinds of ships are investigated about their sizes relating to occupancy, heating and cooling loads and quantity of fresh air required, so that a unitary capacity of supply air and of heating and cooling are suggested. The space air distribution in the model state-room with Punkah Louvers and a proposed induction unit is illustrated. The design method developed by the studies on the downward velocity of ceiling radial flow outlets is also discussed. Comprises

Article 4·3 the experimental studies for space air distribution.

Chapter 2 deals with Noise Control in Ventilating System of Ships. The comprehensive description of principles of noise control is made, and concerning the permissible noise level for state-rooms, the background noise levels observed in several types of ships are analysed in Article 2·1. The noise sources in ventilating system are treated in terms of sound power level in Article 2·2. The materials are collected not only from the recent publications but also from the results of experiments made here. The measurements of noise generated in circular section ducts by air flow of velocity above 20 meters per second and at such supply outlets that Punkah Louvers, ceiling outlets with a plaque or diffusing vanes, and induction units and so on, are referred in Article 4·4. The procedure of noise control estimation and design is presented in Article 2·3, and in Article 2·4, the characteristics of various types of sound absorbing or attenuating parts, including the supply outlet unit for high pressure or velocity duct system, are described.

Chapter 3 is devoted to the Design of Some Types of High Velocity Duct Systems encountered in ships. Emphasis is given to such items as, the friction factors of factory-made straight ducts with circular section and the resistance coefficients of elbows, branches and Punkah Louvers, in the case that two of them are closely located. A consideration is made to equalize the amount of air flow from Punkah Louvers attached in close distance each other to the same duct.

緒 言

空気調和技術の発達に伴ない、通風方式は低速から高速に移行しつつあって、すでに陸上建築物では幾多の建物に実施されている。しかし、わが国における空気調和技術は日なお浅く、しかも高速通風を加えた空気調和の実施は陸上においても比較的最近の例に過ぎないので、高速（ダクト内圧力が高くなるので高圧ともよぶ）通風による圧力が通風系の各機構に及ぼす影響、ならびに特性については、高速通風設計上研究すべき幾多の問題が残されている。したがって、船舶用通風を高速に変えるためには、その経済的有利性があいまいなまま、今日これが実施には躊躇されている現状である。しかし、従来の低速通風に比較して通風管が小型となり、そのため船内容積は拡がり、重量は軽くなり、工作・運搬・取付の諸作業が容易になる等の経済性があり、かつ通風管を通じて拡がる火災速度が鈍る保安上の利点もあって、各船舶会社、造船所において個々の研究調査が進められている。

また、最近では本邦輸出船に外国船主から支給された外国製の高速通風装置が装備される事態にも直面し、国産品保護の見地からも、この研究は拍車せられ、これが研究調査は緊急な課題となった。さらに、近年急速に暖冷房空気調和が一般船舶に普及されるする勢にあり（油槽船および客船では、すでに一般化して来ている）、高速通風方式による空気調和は一層その効果の向上に期待できるところから、さらにこの研究は重要性を加える。ゆえに、本研究を通じて、今日陸上ならびに船用として研究された資料を基礎とし、これに次項に示す研究内容につき実験研究を進め、船舶高速通風の設計基準を明らかにしようとするものである。

以上のような意図のもとに、昭和35年度より2年次にわたり、第52研究部会を組織して、運輸省試験研究費補助金による研究の実施を行なった。なお、実験研究の実施には、実験装置などの関係から東京大学生産技術研究所の施設を利用し、これに必要な装置を整備して行なわれることになった。

本研究の実施項目は大別して次の3項目からなっている。

I 船室内空気分布に関する研究 基礎として各種吹出口の気流特性を検討し、さらに最も高速通風に役立つと思われる誘引型吹出口ユニットに関して標準化研究を行ない、これらによる船室内空気分布の状況を模型船室によって検討する。

II 船室内騒音制御計画に関する研究 高速通風装置を使用する場合の送風系統の騒音制御計画に関して、とくに吹出口およびダクト内気流による発生音につき資料を求め、船室内における騒音制御の規準とその方法を取りまとめる。

III 高速通風用ダクトの抵抗ならびに風量配分に関する研究 高速通風用ダクトとして工場生産ダクトを取り上げ、これらの抵抗に関する基礎資料を求めるとき同時に、船内ダクトの特殊性を考慮して、相接近して曲り、分岐などがある場合の相互干渉の影響についてみる。また、パンカー・ループルなど吹出口の風量特性と抵抗について、ダクト内流速との関連、相互干渉の影響を実験的に検討して、その取扱い方法をまとめることとする。

梗 概

本報告は船舶の高速通風に関する研究のうち、主として船室内空気分布計画、騒音制御計画、ならびにダクト系の風量配分計画に関する事項につき、現在問題となる点を究明し、併わせて、これまでの研究資料に基づいて、それらの設計計画の方法を取りまとめたものである。すなわち、本報告の第1章から第3章において各事項の設計方法について解説し、それらに関する必要資料として行なわれた実験研究の詳細については、第4章各項においてそれぞれ詳述した。

第1章船室内空気分布においては、まず吹出気流の一般的性質について在来の研究資料、主として Koestel, Tube らの理論に基づき、吹出気流の一般的性質を論じ（1・1）、実用設計に供される理論計算式を吹出気流の軌道、速度および温度差などについて整理した。また、これに関連して輻流吹出気流の基礎性質に関して実験した結果を 4・1・3 に述べてある。そしてこれらの計算および吹出口選定に便なるよう多くの計算図表を作成して掲げた。

1・2においては、各種吹出口の種類について解説し、次に吹出気流の計算上必要な各種吹出口についての吹出口諸定数に関して、既往の資料とともに本研究で行なった結果が取りまとめられている。すなわち、4・1・2 および 4・1・4 において、軸流吹出口の取付け条件などによる諸定数の変化を明らかにし、また実用形吹出口としてパンカー・ループル、羽根格子付き吹出口およびパン形天井吹出口などについて求めた実験定数に基づき、吹出口諸定数取扱上の合理化をはかった。

また、1・2・3においては、第2章で述べる騒音制御の原理に基づく、吹出口発生騒音に対する吹出速度の限界について述べ、最後に吹出口選定の一、二の例題を掲げた。

1・3では、今後、船舶の高速通風に大いに利用されると思われる誘引型吹出口ユニットについて取り上げ、その基本的性質および性能について論じた。まず、誘引型ユニットが一般吹出口に比較して船舶の高速通風用に適する点を明らかにし、また船舶用としての標準的容量について考察してユニットの標準化をはかった（1・3・1 および 1・3・2）。

次に誘引型ユニットの基本的特性を調べるために、4・2・2において、基本的な型の誘引ユニットを用いて、誘引特性に及ぼすチャンバの長さ、ノズル位置、誘引口の位置および抵抗などについて究明し、ユニット設計上の基礎資料とした。また、これによって明らかとなった誘引特性曲線を用いて、コイルを入れた場合の面速度と誘引空気の受け持つ熱能力の割合について解析し、能力調節の範囲を大きくとれることをみいだした（1・3・3）。

以上の特性解析にもとづいて、船舶に適する実用標準型の誘引ユニットの設計を試み、5案を得た（1・3・4）。そのうち代表的2案（水量調節型およびダンパ調節型）を試作して、それらの性能について試験した結果（4・2・3）、誘引率については 3～4 度のものが容易にえられ、したがって、また標準的使用条件において、1 次空気のうけもつ熱能力に対して 2 倍近くの 2 次空気による熱能力をもつ誘引ユニットをえられることが明らかとなった。また能力の調節には誘引空気のバイパスによる方式がよいことがわかった（1・3・4）。

1・4においては、上記の吹出口特性から船室内空気分布計画をするうえの資料についてとりまとめた。まず、数種の船舶の居室について、その統計的規模を求めて室の代表的大きさを想定し(4・3・1)、吹出口の標準的容量を必要新鮮空気量と熱負荷の点より考察した(1・4・1)。次に室内空気分布設計に関する基礎資料として、4・3・2において輻流吹出口(天井付)による壁面降下気流の算定式を求め、また模型船室を用いて空気分布の実験をした結果(4・3・3)、パンカー・ループルおよび誘引型吹出口ユニットを用いて水平吹出を行なう場合の吹出速度など設計上必要な諸値について結論を下した。また、家具調度などの影響についても言及した(1・4・2)。

第2章船内送風系統の騒音制御においては、まず騒音制御計画の基本事項にふれ(2・1・1)、次に船室内騒音の許容値について、一般室内におけるそれと対比して、船室内における暗騒音を考慮したうえでの換気騒音の許容値について検討した(2・1・2)。

2・2では騒音制御上最も問題となる騒音発生源について述べ、とくに送風機騒音のパワー・レベルを与える実験式については、その誘導過程を紹介した(2・2・1)。また、ダクト中の気流による発生音に関しては、船舶用高速通風に用いられる代表的サイズとして $125\text{mm}\phi$ スパイラルダクトについて、直管および曲管による発生音特性を4・4・3において求めた。吹出口における発生音資料として、パンカー・ループル、パン形吹出口および天井付き輻流ディフューザならびに誘引型吹出口ユニットによるそれらを4・4・2において求めた。その他、高速通風用吹出口ユニットの場合の取扱いについても言及した。

2・3ではダクト系における消音計画の原理について述べ、所要消音量を算定するさいの自然減衰量の資料および消音器選定上の注意事項をあげた。また、2・4ではそれによって要求される消音器の選定および設計に関する各種参考資料を集録した。また高速用消音吹出口ユニットの標準化についても言及した。

第3章では、とくに船舶用高速通風ダクトとして用いる工場生産スパイラルダクトについてとり上げ、圧力損失の資料をとりまとめ、またパンカー・ループルを並べて取りつける場合の流量配分特性について論じた。すなわち、3・1において、まず直管スパイラルダクトの摩擦抵抗係数を75および $125\text{mm}\phi$ について測定し(4・5・1)、これより従来鉄板ダクトについて用いられている損失圧力算定図表に対して補正值を求め、実用に便ならしめた(3・1・3)。曲管について、まず損失圧力のとり方について明確にし(4・5・1・2)、その測定結果を既往の資料と比較した。さらに2段の曲管が近接してある場合の抵抗について論じ、単独の場合との相異を明確にした(3・1・3)。また直角分岐管について測定した結果は他の資料と一致した(3・1・3)。

3・2においては、通常取り付けられるようなダクト形式にパンカー・ループルを数個並べて配置した場合の吹出風量の配分について論じた。まず、パンカー・ループルおよび直通管ダクトにおける分流抵抗を明らかにし、さらにこれらの場合(ダクトに流れのあるとき)のパンカー・ループルの流量係数を求めた。また、2個近接してある場合の影響についても検討した(4・5・2・4)。これらの資料にもとづいて、数個パンカー・ループルを連ねて取りつける場合の流量配分特性を論じ、分流抵抗などを無視する場合の誤差を明確にして、均一に配分する方法を述べ、流量配分計画の合理化をはかった。

第1章 船室内空気分布

1.1 吹出気流の一般的性質

記 号 (Fig. 1.1.2 参照)

A_0	: ノズル、ダクト開放端の吹出口面積、オリフィス状開口の縮脈部の面積= $c f A_c$ [m ²]	R_0	: 輻流吹出口の場合の線吹出源の位置 [m]
A_c	: 吹出口の全面積 [m ²]	R_d	: 輻流吹出口のバン(変流板)の半径 [m]
A_N	: 吹出口首部の断面積 [m ²]	r	: 吹出気流の軌道からの距離 [m]
B_0	: 浮力係数= $g(t_i-t_0)D_0/[(273+t_i)V_0^2]$ [無次元]	S	: 軌道にそう吹出口よりの距離 [m]
C	: 輓流吹出口の定数 [無次元]	t	: 温度 [°C]
c	: 縮流係数	t_0	: 1次空気の温度 [°C]
D_0	: = $\sqrt{(4/\pi)}A_0=1.13\sqrt{A_0}$ 有効直径 [m]	t_i	: 周囲空気あるいは室内の温度 [°C]
f	: 自由面積比、吹出口開口面積と吹出口全面積との比	t_s	: 距離 S における温度 [°C]
g	: 重力の加速度 9.8 m/sec ²	t_X	: 距離 X における温度 [°C]
H_0	: 連続スロット、輿流スロットの幅 [m]	Δt	: $t_i \sim t$, 温度差(周囲空気あるいは室温基準)
H_e	: 有効スロット幅= $A_N/(2\pi R_d)$ [m]	Δt_0	: $t_i \sim t_0$, 1次空気の温度差 [deg]
K	: 吹出口定数、各吹出口について吹出口面に点、または線吹出源があるものとして実験的に求められる。	Δt_S	: $t_i \sim t_s$, 水平非等温吹出気流の中心温度差 [deg]
K'	: =($\sqrt{4/\pi}K=1.13K$, (上記 K において距離を等価直径の倍数でとるのに対して、吹出口有効面積 A_0 の平方根の倍数でとるとときの吹出口定数)	Δt_X	: $=t_i \sim t_X$, 鉛直上向あるいは下向非等温吹出気流の中心温度差 [deg]
k	: 非等温水平吹出気流の軌道についての定数	V	: 速度 [m/s]
L_t	: 溫風下向吹出気流の最大到達距離 [m]	V_0	: = Q_0/A_0 1次空気の吹出速度 [m/s], ノズル、ダクト開放端のとき $V_0=Q_0/A_0$, オリフィス縮脈部について $V_0=Q_0/(c f A_c)$, 面格子のとき $V_0=Q_0/(c f A_c)$
m	: 吹出口のアスペクト比(長辺/短辺)	V_c	: 吹出口面速度= Q_0/A_c [m/s]
Δp	: 吹出口の上流側の全圧と室内圧との差 [kg/m ² , mmAq]	V_N	: 吹出口首部の気流速度= Q_0/A_N [m/s]
Q_0	: 1次空気量 [m ³ /s]	V_R	: 等温輿流吹出気流の中心速度 [m/s]
Q_X	: X 位置における全流量(1次および2次空気量) [m ³ /s]	V_S	: 非等温吹出気流の中心速度 [m/s]
R	: 輓流吹出口の中心よりの距離 [m]	V_X	: 等温軸流吹出気流の中心速度 [m/s]
		X	: 吹出口中心よりの水平距離 [m]
		Y	: 吹出口中心よりの鉛直距離 [m]
		α	: 吹出気流のひろがり角
		β	: = $1/(273+t_i) \div 1/(273+20)$
		θ	: 輓流吹出気流の軌道面と水平面とのなす角

1.1.1 吹出気流の軌道

吹出口に送られる空気を1次空気といふ。それが室内に吹出すと、周囲の室内空気を誘引して、混合しながら拡がり、次第に速度を減少する。誘引される室内空気を2次空気といふ。吹出気流にたいして空間が充分広く、周壁の影響がないときに自由吹出気流といい、吹出気流の断面積にたいして、

室の断面積（気流方向に直角の）が5倍以上のときは自由吹出気流とみなせる。ノズルなど円形開口からの吹出気流は円錐状にひろがる。長方形あるいは格子状の開口よりの吹出気流も、それからわずかに離れた位置より先は円錐状に展開する（軸流吹出気流）。

長方形吹出口の辺長比（アスペクト比）がきわめて大きいとき、または、その両端が壁にはさまれているような連続スロット、および放射状に吹き出す幅流スロット（Fig. 1・1・6～8 参照）などによる吹出気流は平面あるいは円錐面に沿って、その両側に展開する（二次元あるいは幅流吹出気流）。

以上の円錐の軸、平面および円錐面を吹出気流の軌道あるいは軌道面という。これらは最大速度あるいは中心速度の位置を表わす。1次空気と室内との温度が等しくないとき、周壁または他の気流の影響があるときには、軌道あるいは軌道面の形が変化する。

軸流吹出口による非等温水平方向吹出気流の軌道は近似的に式(1)のような3次曲線であらわされる¹⁾。ただし、 $3Y/X < 1$ の範囲とする。

$$\left. \begin{aligned} Y/D_0 &= (0.42 B_0/K)(X/D_0)^3 \\ B_0 &= \beta g \Delta t_0 D_0 / V_0^2 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots (1)$$

したがって、 D_0 、 K 、 Δt_0 および V_0 は式(2)の関係を満足しなければならない。

$$0.014 \Delta t_0 / (K D_0 V_0^2) = Y/X^3 \quad \dots\dots (2)$$

また、位置 (X_1, Y_1) を通る軌道は Fig. 1・1・1 を用いて Fig. 1・1・2 のように画ける。

X を到達距離、 Y を冷風あるいは温風にたいして、それぞれ降下あるいは上昇距離という。また、中心速度 V_s が 0.25 m/s になるような X および Y を最大到達距離および最大降下あるいは上昇距離という。等温吹出気流のときは $Y=0$ である。

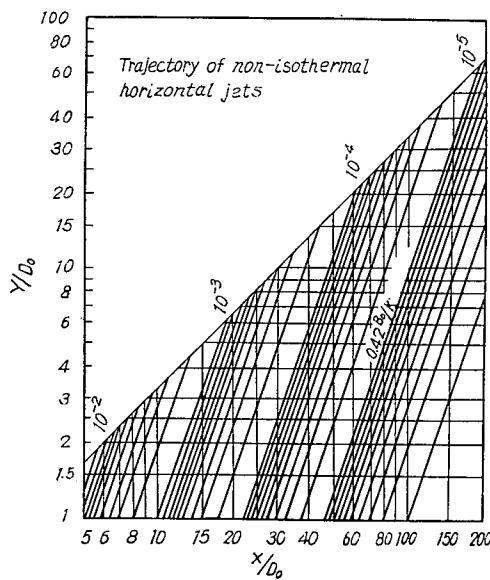


Fig. 1・1・1

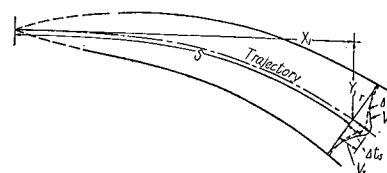


Fig. 1・1・2

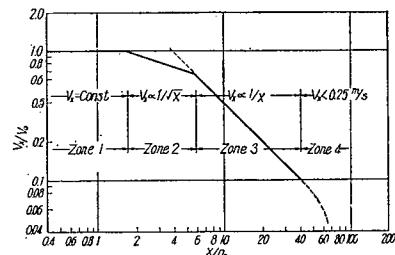


Fig. 1・1・3

1・1・2 吹出気流の4域

軸流吹出気流は、その中心速度 V_x と吹出口からの距離 X との関係によって、吹出口から順次

Fig. 1・1・3 のように 4 つの部分に分けられる。

第 1 域 : $V_x = V_0$ で一定値、ノズルあるいはオリフィス状吹出口について、吹出口径の約 2 ~ 6 倍の範囲、吹出口定数 K は、この長さを口径で表わした概略値を示す。

第 2 域 : $V_x \propto \sqrt{X}$ 、次の第 3 域と第 1 域の中間の状態で、アスペクト比の大きい長方形吹出口のとき、この部分が長くなる。

第 3 域 : $V_x \propto 1/X$ 、吹出気流が十分に混合拡散する部分で、吹出気流の主要域である。吹出口径あるいは幅の数 10 倍から約 100 倍に達する。吹出気流の特性値はこれにもとづいてきめられ、実用上もっとも重要な部分。

第 4 域 : V_x が壁や室内の一般気流の影響を受け、第 3 域より吹出口径あるいは幅の数倍の範囲で急激に減少する部分。

1・1・3 第 3 域および第 2 域の中心速度と温度差

(a) 等温吹出気流

軸流吹出口による第 3 域の中心速度は、式 (3) あるいは式 (4) で表わされる²⁾。

$$V_x/V_0 = K/(X/D_0) = K'/(X/\sqrt{A_0}) \quad \dots \dots (3)$$

あるいは

$$V_x = KV_0/(X/D_0) = K'Q_0/(X\sqrt{c_f A_e}) \quad \dots \dots (4)$$

第 2 域はアスペクト比 (m) が大きいものほど長くなり、式 (5) で中心速度が求められる。

$$V_x/V_0 = \sqrt{(K/\sqrt{m})/(X/D_0)} \quad \dots \dots (5)$$

連続スロットによる吹出気流には第 3 域がなく、その中心速度は第 2 域に相当し、式 (6) のようになる²⁾。

$$V_x/V_0 = \sqrt{1.13} K/(X/H_0) \quad \dots \dots (6)$$

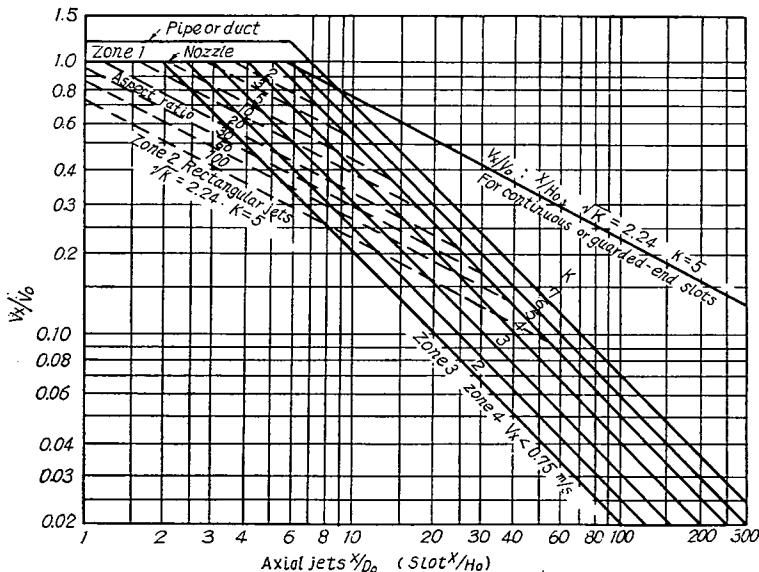


Fig. 1・1・4

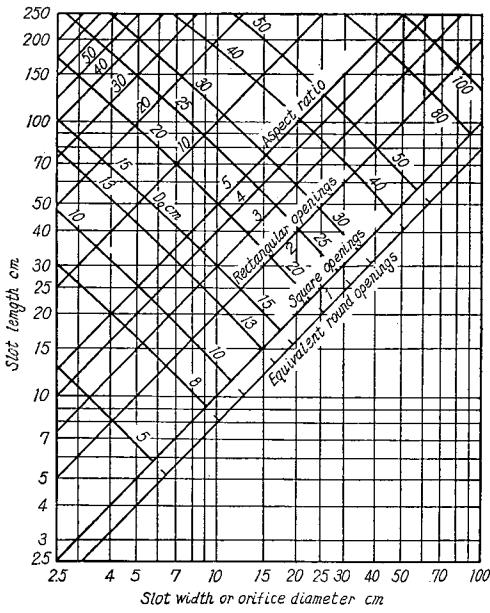


Fig. 1.1.5

式(3), 式(5)および式(6)を図示すれば Fig. 1.1.4 のようである。

縮流係数 c は吹出口の形式によってきまる。プレナムチューブ付自由開口 ($f=1$) の場合、円形、正方形および長方形吹出口の有効直径 $D_0 = 1.13\sqrt{cA_e}$ と直径あるいは辺長との関係は Fig. 1.1.5 で求められる²⁾。

輻流吹出口による吹出気流の中心速度 V_R は、Fig. 1.1.6 のような基本形式について式(7)のようになる³⁾。

$$V_R/V_0 = C / (\sqrt{R(R-R_0)} / R_0) \quad \dots \dots (7)$$

ただし,

$$C = \sqrt{K(H_0/R_0)\cos\theta} [K(H_0/R_0)\cos\theta + 1] \quad \dots \dots (8)$$

角 θ が 45° 以上になると円錐状に吹出した気流が、すぐに中心軸に集まって軸流となる。したがって $0^\circ \leq \theta < 45^\circ$ 。

首部分の断面積にくらべ、吹出口のそれが小のときは、吹出口一杯の流れになり、幅は H_0 であるが、実用形式の吹出口断面積は首部のそれよりかなり大きい場合が多い。例えば、Fig. 1.1.7 のような場合、 H_0 のかわりに式(9)の H_e をとる。

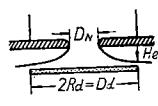


Fig. 1.1.7

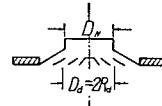


Fig. 1.1.8

$$H_e = A_N / (2\pi R_d) \quad \dots \dots (9)$$

(i) $R_0 = R_d$, R_d に対して R が十分大きい場合

$$V_R/V_0 = C / (R/R_d) \quad \dots \dots (10)$$

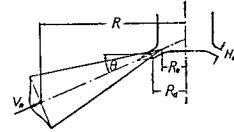


Fig. 1.1.6

また, H_0 のかわりに H_e をとるときは,

$$V_R/V_N = C/(R/R_d) \quad \dots\dots (11)$$

C は $K=4$ として, また $\theta=0$ で天井面にそって吹き出されるときは, $\sqrt{2}C$ とし, Fig. 1・1・9 によって求められる。吹出口の幾何学的形状が相似ならば, 実用上の吹出速度の範囲で, C の値は一定である。

(ii) 天井付ディフューザ (たとえば Fig. 1・1・8 のようないわゆるアネモスタット形式) の場合。

$\cos\theta=1$, $R_d=R_N$ と仮定して,

$$\left. \begin{aligned} H_e &= (Q_0/V_0)/(2\pi R_N) \\ V_0 &= \sqrt{2g\Delta p/\gamma} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots (12)$$

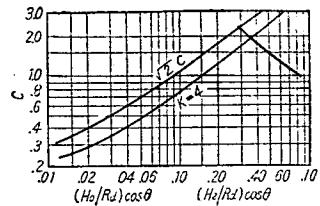


Fig. 1・1・9

とすれば, Δp および R_N は製作者により与えられるから, Fig. 1・1・9 の $\sqrt{2}C$ 曲線から天井付の場合の C の概略値がえられ, 式 (10) によって中心速度 V_R を知ることができる³⁾。

(b) 非等温吹出気流

軸流吹出口による非等温水平吹出気流 (Fig. 1・1・2 参照) の中心速度 V_s は, 式 (13) のように表わされる。¹⁾

$$V_s/V_0 = K/(kS/D_0) \quad \dots\dots (13)$$

$$\text{ここに, } k = \left[1 + \left(\frac{dY}{dX} \right)^2 \right]^{-1/4}, \quad S = \int_0^x \left[1 + \left(\frac{dY}{dX} \right)^2 \right]^{1/2} dX$$

k および S は Fig. 1・1・10 および Fig. 1・1・11 から求められ, 到達距離 X_1 および降下あるいは上昇距離 Y_1 が指定されるとき, 吹出気流の諸量は式 (13) および式 (1) を満足しなければならない。これら 2 式の計算図表は Fig. 1・1・12 および Fig. 1・1・13 のようである。

この場合の吹出気流の中心温度差は式 (14) のように表わされる¹⁾。

$$\Delta t_s/\Delta t_0 = 0.83 K/(kS/D_0) = 0.83 V_s/V_0 \quad \dots\dots (14)$$

したがって, V_s/V_0 から $\Delta t_s/\Delta t_0$ を知ることができる。

軸流吹出口による非等温鉛直吹出気流の中心速度および中心温度差は式 (15) および式 (16) で表わ

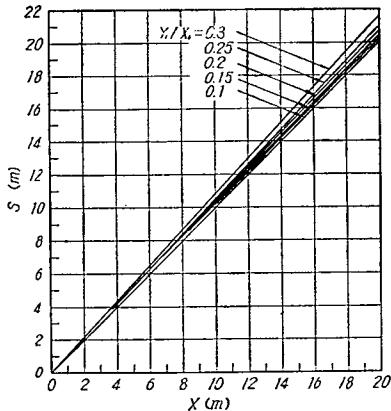


Fig. 1・1・10

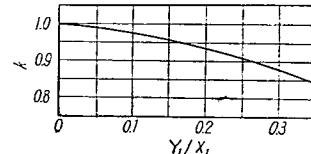


Fig. 1・1・11

される⁴⁾。

$$V_x/V_0 = [1 \pm 1.9 B_0(X/D_0)^2/K]^{1/3} K/(X/D_0) \quad \dots\dots (15)$$

$$\Delta t_x/\Delta t_0 = 0.83 V_x/V_0 \quad \dots\dots (16)$$

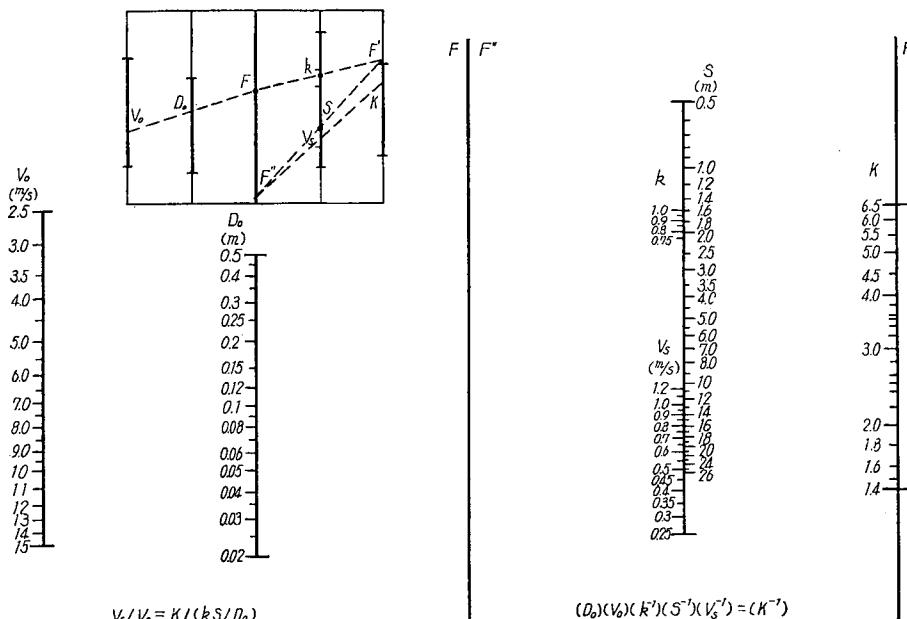


Fig. 1-1-12

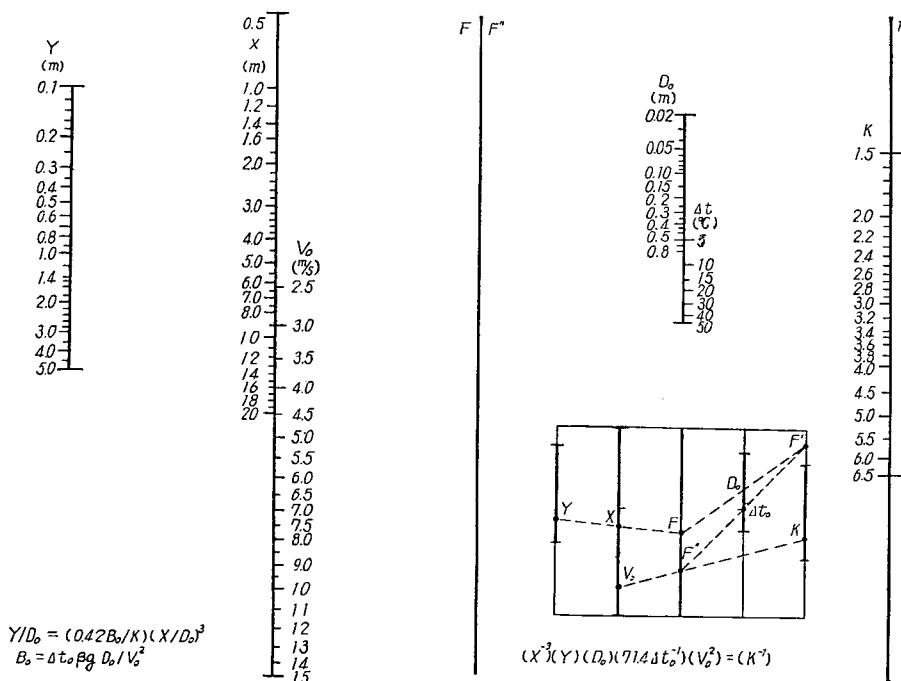


Fig. 1-1-13

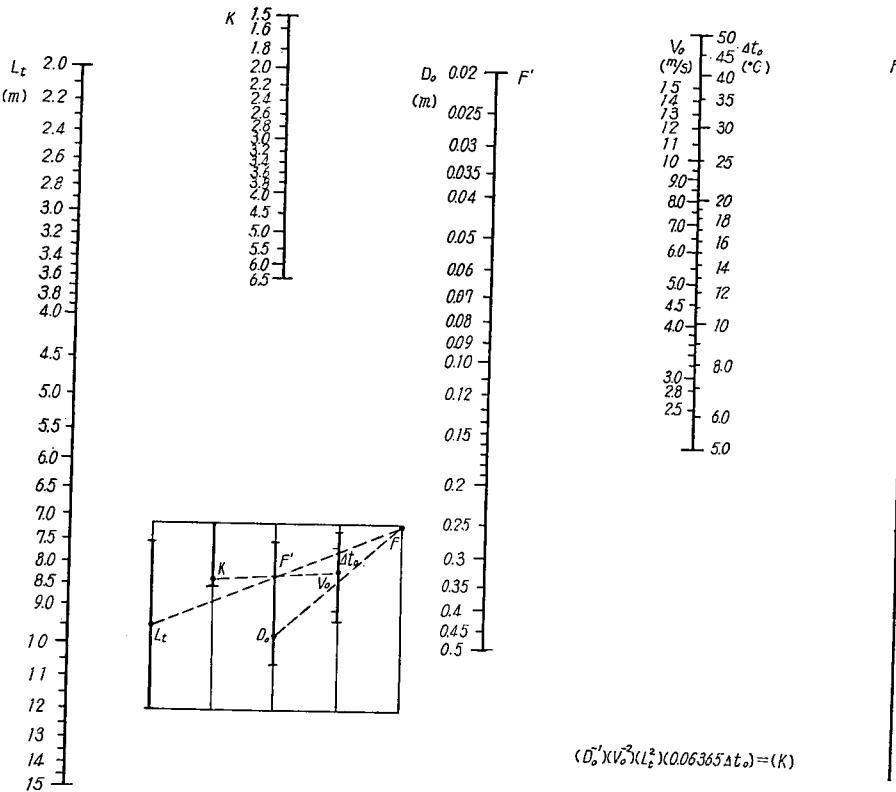


Fig. 1·1·14

式(15)の正と負とは、上向温風および下向冷風と上向冷風および下向温風との場合に対応する。鉛直下向温風（上向冷風）の最大到達距離 L_t は式(17)およびFig. 1·1·14で与えられる。

$$L_t/D_0 = \sqrt{K/(1.9B_0)} \quad \dots\dots (17)$$

1·1·4 速度および温度差プロフィル

吹出気流断面における、第3域および第2域の速度および温度差のプロフィル (Fig. 1·1·2 参照) は、式(18)および式(19)のように表わされる¹⁾。

$$V = V_s e^{-2(Kr/S)^2} \quad \dots\dots (18)$$

$$\Delta t = \Delta t_s e^{-2(0.83Kr/S)^2} \quad \dots\dots (19)$$

1·1·5 ひろがり角

第3域中心速度の5%の速度をもつ位置*を、実用上、吹出気流と周開空気との境界と考えることができる。軸流吹出気流については、軌道を軸として吹出口位置に頂点をもつ円錐形になる。この頂角をひろがり角 α とする。

1·1·6 吹出気流の等速線および等温線

等温軸流吹出気流の軸上の点 X_m における中心速度 V_m に対する等速線は Fig. 1·1·15 のようになる。非等温軸流吹出気流の場合、軸道にそって、 X を S とし、Fig. 1·1·15 を適用して概略の等

* 速度プロフィルを表わす式の上では境界がえられないで、プロフィル上この位置をとる。

速線が求められ、等温線も V_m を Δt_m 、 K を $0.83 K$ として、同様に Fig. 1・1・15 によって概略をうることができる。

1・1・7 エントレーンメント比

吹出気流の断面における全流量と 1 次空気量との比をエントレーンメント比という。軸流吹出気流の第 3 域におけるエントレーンメント比は式 (20) で表わされる。

$$Q_x/Q_0 = 2X/(KD_0) = 2X/(K' \sqrt{A_0}) \quad \dots\dots(20)$$

連続スロットの場合には、次式 (21) で表わされる。

$$Q_x/Q_0 = \sqrt{1.77 X/(KH_0)} = \sqrt{2X/(K'H_0)} \quad \dots\dots(21)$$

1・2 各種吹出口の性能

吹出気流の方向、形状から吹出口は軸流および輻流の 2 形式に大別される。連続スロット形吹出口による気流は、平面状の流れで軸流吹出口によるそれとは違った性質をもっているが、ここでは軸流吹出口に含めることにする。各形式の吹出口の取付位置によって天井付、あるいは壁付吹出口と大別することも行なわれる。また、吹出口に誘引、加熱、冷却、減圧、消音、混合などの機構をもつチャンバを付属させる吹出口ユニットがある。これら各形式固有の気流および騒音特性については製作者による設計資料によるべきである。

1・2・1 吹出口の種類

(a) ノズル

ダクト開放端、あるいはノズル、また、船舶用パンカー・ループル (JIS F 2902) などである。これらのノズル形式は吹出口定数が大きい。

(b) 格子板、孔あき板吹出口

主として打抜鉄板製で自由面積が小であるから、大きな吹出口面積をとれる場合に用いる。吹出速度約 3 m/sec 以上のときは騒音が問題になる。気流の方向の調節はできない。

(c) 羽根格子吹出口

自由面積比 0.5~0.8 の薄い羽根 (ベーン) による格子を有するもの。可動羽根のものは吹出口定数あるいは吹出方向を調節できるので広く用いられ、縦横の羽根を有するものもある。吹出速度約 5 m/sec までは騒音の心配がない。主として壁付に用いられる。

(d) レジスター

格子板あるいは羽根格子にダンパをつけたもの。ダンパが閉止に近いときには騒音が問題になる。

(e) スロット吹出口

鉄板に細い孔を自由面積比 10 % 程度に多数打抜いたものを直接吹出口とするもの、または、アスペクト比の大きい長方形あるいは帯状の吹出口をいう。帯状のものは取付後の風量の調節がむずかしいので、ダクトの取付に十分注意する必要がある。天井付、あるいは窓下吹出口に用いられる。

(f) パン形吹出口

天井付の輻流吹出口で首部分から吹き出した気流が板にあたって水平に周囲に吹き出すもので、単

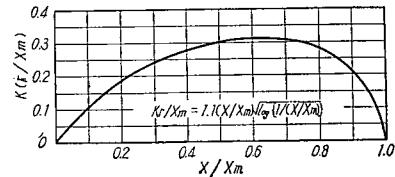


Fig. 1・1・15

純なため比較的低価格であるが、全方向に一様に吹き出すようによること、および風量の調節に注意を要する。

(g) 天井付ディフューザ

いわゆるアネモスタット形ディフューザで丸形あるいは角形のものがある。天井面あるいはそれと平行な面（下がり天井のごとき）に取付ける。天井面の近くで吹出気流が十分に混合拡散されるのでドラフトのおそれが最も少ない。

(h) 高速（高圧）ダクト方式用吹出口ユニット

減圧ダンパー、消音箱およびディフューザよりなる吹出口ユニットで、消音箱は吹出気流を一様にする役目もする。天井付として用いられる。

誘引式吹出口は、多数のノズルより吹き出す1次空気によって誘引される室内空気をコイルによって冷却あるいは加熱して、混合空気を吹き出す吹出口ユニットで、1次空気量を変化させずに吹き出し温度を制御しうるものである。

二重ダクト方式用吹出口ユニットは、温度の異なる二種の空気をそれぞれのダクトによって送風し、室内サーモスタットによって室内熱負荷に応じ、混合比を調節して適温の混合空気を吹き出す。

(i) 吹出吸込口

周囲から空気を吹き出し、中央部からレターンをとるもので、大面積の室あるいは間仕切変更が予想される場合に用いられる。

1・2・2 各種吹出口の気流特性

Table 1・2・1 Constants for Various Outlets

Types of Outlets		V_0 (m/s)	$D_0 = 1.13 \sqrt{A_0}$ (m)		
			A_0	c	f
Circular and Square Nozzle, Open End of Duct	Free Opening	K K'	5.0 5.7	6.2 7.0	$A_0 = A_c$ 1.0 1.0
Circular, Rectangular Outlet and Slot, with Plenum Chamber	Aspect ratio m 1 3~10 >30	K	6.0 4.0 3.5	$m = 1 \sim 3$ 0.63~0.64 0.68	$A_0 = cA_c$ $m > 10$ 1.0
Ditto with Small Plenum Chamber	Ditto	K	Ditto Minus 10%	$A_0 = cA_c$	1.0
Grills	Spred Angles (deg) 0 40 60 90	K	4.7 3.1 1.5~2.2* 1.1~1.8*	$A_0 = cfA_c$	0.5~0.6 " " 0.4~0.5
Perforated Panels	Free Area Ratio $f = 0.03 \sim 0.05$ $0.1 \sim 0.2$	K	2.7 3.5	$A_c = cfA_c$	0.7 —
			3.5 4.3		

* Smaller values are for the outlets of aspect ratio of larger than 3.

(a) 軸流吹出口および連続スロット吹出口

各種の吹出口についての標準的な吹出口定数の値は Table 1・2・1 のようである。

(b) 幅流吹出口

天井付のパン形吹出口およびディフューザ（アネモスタッフ形）などの輻流吹出口の気流特性には 1・1 で述べたように、吹出口定数 K の他に形状比が関係する。さらに、吹出気流の軌道面として、Fig. 1・2・1 のように、吹出口相互の中間および壁面にそう下向気流を考慮に入れなければならない。たとえば吹出吸込口の場合、下向気流の最

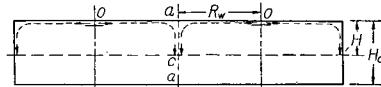


Fig. 1・2・1

大速度、天井高および居住域上限を一定値におさえて、Fig. 1・4・1 のように吹出口寸法、配置間隔、吹出風量および吹出口首速度などの関係によって、気流特性が示される⁵⁾（1・4 参照）。居住域の気流速度が 0.25 m/s 以下になるような範囲のディフューザ中心からの水平半径を拡散半径といい、製作者によって、この値を表示しているものもある。

1・2・3 騒音限界吹出速度

吹出口において、気流により発生する騒音は、室内に放射される音の単位時間当たりのエネルギーを 10^{-12} ワットを基準とするデシベル (dB) で表わしたパワー・レベル PWL で表示される。PWL は吹出口を残響性の室にとりつけ、室内的音圧レベルを測定して実験的に求められるもので、吹出口の形式および吹出速度によって、その周波数特性が変わる。一般に全音域オーバーオール (O.A.) に対する吹出口発生音の PWL は吹出速度が 2 倍になると約 15~18 dB 高くなる。Fig. 1・2・2 はオーバーオールおよび 600~1200, 1200~2400, 2400~4800 cps の 3 バンド・レベルの平均 (SIB とする) PWL と首速度との関係の 1 例を示す。また Fig. 1・2・3 は周波数特性と首速度との関係の 1 例である。

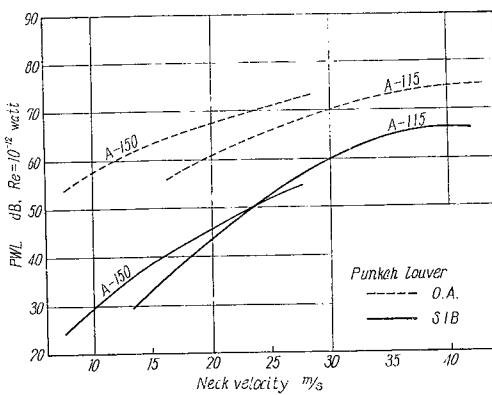


Fig. 1・2・2

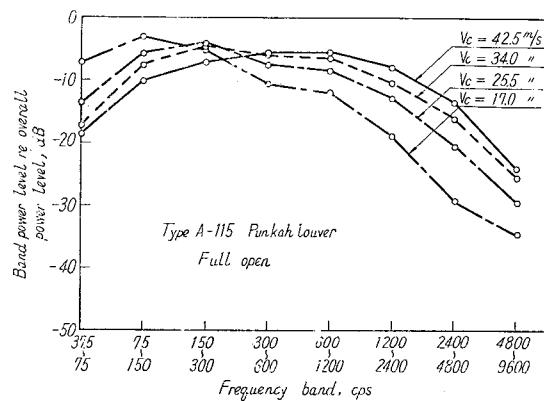


Fig. 1・2・3

室内許容騒音レベルが NC あるいは NCA 曲線 (2・1 参照) で規定されるとき、吹出口発生騒音による室内騒音レベルが各バンドごとに、それより小であるような吹出速度を求める。これを検討する手続はかなり繁雑なので吹出口発生音の SIB パワー・レベルのみで騒音限界吹出速度を求める方法を述べる。

NC または NCA 値が与えられたとき、対象とする室の室定数、吹出口個数および指向係数などを考慮して (Fig. 2・1・2 参照)、吹出口発生騒音の許容 SIB パワー・レベルが求まる。これに Table 1・2・2⁶⁾ に示す補正值を加えた値に対する吹出口速度を Fig. 2・2・2~5 などから求めたものを騒音

Table 1・2・2⁶⁾

Types of Outlets	Correction Values
Ceiling Diffusers	- 5
Radial Annular Slots, Small Size	- 5
Ditto, Large Size	-10
Punkah Louvers	-10
Grills of Parallel Vanes	-10

限界吹出速度とする。上記の補正值は、吹出口発生騒音特性実験値にもとづき、各バンドの室内音圧レベルが与えられた NC あるいは NCA 曲線値より大にならないことを条件としてえられたものである。

1・2・4 吹出口選定例

次に吹出気流の計算図表を使用して、適当な吹出口を選定する 2, 3 の例題を示す。

例題-1. パンカー・ループルを水平吹出口として使用する場合、吹出気流の軌道に及ぼす吹出温度差の影響についてみよ。

解. 1 例として、パンカー・ループル A-115 を用い、吹出風量 $Q_0=1 \text{ m}^3/\text{min}$ ($60 \text{ m}^3/\text{h}$) において、吹出温度差 $\Delta t_0=5, 10, 15^\circ\text{C}$ と変えた場合の軌道の変化をみる。Fig. 1・1・13 において、 $D_0=0.575 \text{ m}$, $V_0=6.43 \text{ m/s}$, $K=5$, $\Delta t_0=5, 10, 15^\circ\text{C}$ として、軌道を示す X , Y の値の組合せがきまる。これらから軌道のカーブを画いたものが、Fig. 1・2・4 である。いま、図示のような室を考え、居住域（床上 1,200 まで）に入るときの中心速度 V_r などを求めると図中に示すような値となる。いずれも対向壁に突き当たって下向きの気流となることが予想される。

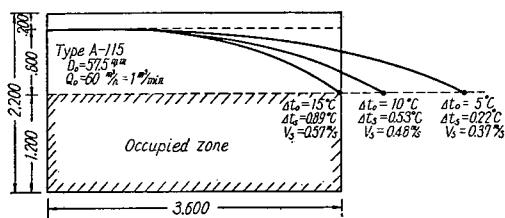


Fig. 1・2・4

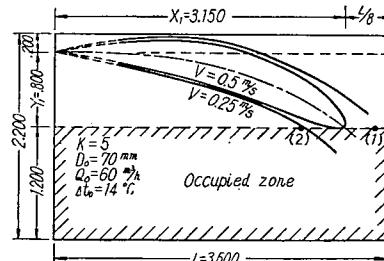


Fig. 1・2・5

例題-2 図示のごとき室について、居住域にドラフト感を与えないような吹出口（パンカー・ループル）を選定せよ。

解. 基準として、室内床上 1.2 m ($Y_1=0.800$)、吹出口よりの距離 3.15 m ($7/8 \cdot L$) のところを考え、軌道がこの点を通り、また、その点を通る等速線が例えば $V=0.5 \text{ m/s}$ であるような吹出気流を画けば、Fig. 1・2・5 のようになり、ほとんど居住域に対してドラフトを与えない。したがって、考える点を通り、その中心速度 V_s が 0.5 m/s をこえないような吹出口を選べばよい。例えば、風量

$Q_0=60 \text{ m}^3/\text{h}$ で、 $V_s=0.5 \text{ m/s}$ になるような吹出口としては、図中に示すような条件 ($D_0=70 \text{ mm}$, $Q_0=60 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta t_0=14^\circ\text{C}$, $K=5$) のものとなる。

次に各サイズの吹出口について、上記の条件を満足する吹出速度 V_0 および吹出温度差 Δt_0 を求めれば、Table 1・2・3 上段のようになる。したがって、それぞれに対応した風量 Q_0 および熱量 H がきまる。ここで、室の熱負荷 $H_{req}=8.7 \text{ kcal/min}$ (統計的平均値) が与えられたとすれば、必要吹出口個数 N が定まる。

Table 1・2・3

Sizes	D_0 (mm)	V_s (m/s)	V_0 (m/s)	Δt_0 (°C)	A (m ²)	Q_0 (m ³ /min)	H (kcal/min)	N Numbers
A-115	57.5	0.5	5.4	16	0.00259	0.84	3.9	2.2
A-130	65.0	0.5	4.8	15	0.00326	0.94	3.9	2.2
A-150	75.0	0.5	4.2	13	0.00441	1.11	3.9	2.2
(1) A-130	65.0	0.51	5.3	15	0.00326	1.04	4.35	2.0
(2) A-130	65.0	0.70	3.5	15	0.00326	0.69	2.90	3.0

$$H_{req}=8.7 \text{ kcal/min}, H=0.28 \Delta t_0 Q_0$$

N は整数でなければならないが、サイズ D_0 にたいして不变である。そこでいま、 $D_0=65 \text{ mm}$ の場合について、個数 N を 2 および 3 とすると、それぞれ 1 個当りの所要熱量 H がきまり、吹出温度差を仮定すれば必要風量 Q_0 および吹出速度 V_0 がきまってしまうので、軌道および居住域に入る中心速度が条件に合わなくなる。しかし、Table 1・2・3 下段にみられるように、 $N=2$ 個の場合には、軌道は図中の(1)を通り、 $V_s=0.51 \text{ m/s}$ となって、ほぼ満足できる状態となる。

例題-3 前例の室(代表的船室)について、グリルを有する誘引形吹出口の適用を検討せよ(1・3 および 4・2 参照)。

解. 前問の場合と同様に、床上 2.00 m のところに吹出口を設け、水平に吹出すものとする。居住域に対する基準点として、前同様 $X=3.150$, $Y=0.800$ を考える。

誘引形吹出口ユニットの仕様を次のようにする。

$$1 \text{ 次空気量 } Q_0=1 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$\text{吹出口寸法 } 500 \times 100 \text{ mm}^2$$

$$\text{誘引比 } \eta=Q_2/Q_0=4$$

$$\text{熱量比 } = H_2/H_0=2$$

ただし、 Q_0 , Q_2 : 1 次および 2 次(誘引)空気量 m^3/min ,

H_0 , H_2 : 1 次および 2 次空気の受けもつ熱量 kcal/min 。

このとき、吹出温度差 Δt_3 などは次のようになる*(Fig. 1・2・6 参照)。

$$\Delta t_2 Q_2 / \Delta t_0 Q_0 = 2$$

$$\therefore \Delta t_2 / \Delta t_0 = 1/2, \text{ or } \Delta t_2 = \Delta t_0 / 2$$

また、

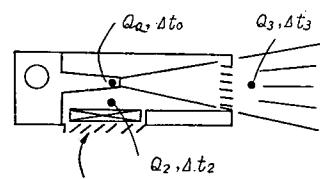


Fig. 1・2・6

* 熱量計算において、空気比重は $\gamma_0=\gamma_2=\gamma_3$ として略算する。

$$\begin{aligned} \Delta t_0 Q_0 + \Delta t_2 Q_2 &= \Delta t_3 Q_3 \\ Q_0 + Q_2 &= Q_3 \end{aligned} \quad \left. \right\}$$

$$\therefore \Delta t_3 = \frac{\Delta t_0 Q_0 + \Delta t_2 Q_2}{Q_0 + Q_2} = \frac{(1+\eta/2)\Delta t_0}{1+\eta}$$

$\eta=4$ として、

$$\Delta t_3 = \frac{1+2}{5} \Delta t_0 = \frac{3}{5} \Delta t_0$$

$\Delta t_0 = 10^\circ\text{C}$ とすれば、

$$\Delta t_3 = 6^\circ\text{C}$$

また、

$$Q_3 = (1+\eta)Q_0 = 5 \text{ m}^3/\text{min} = 0.083 \text{ m}^3/\text{sec}$$

$$A_c = 0.5 \times 0.1 = 0.05 \text{ m}^2$$

$$A_0 = cf A_c = 0.6 \times 0.05 = 0.03 \text{ m}^2 \quad (cf = 0.6 \text{ とする})$$

$$D_0 = 1.13\sqrt{A_0} = 0.196 \text{ m}$$

$$V_c = Q_3/A_c = 1.66 \text{ m/s}$$

$$V_0 = V_c/(cf) = 2.77 \text{ m/s}$$

Fig. 1.1.12, 1.1.13 を使用して、 D_0 , V_0 , Δt_3 を与えたときの、 $X=3.150$, $Y=0.800$ を通る K および V_s を求めると次のようになる。

$$K=2.2, \quad V_s=0.41 \text{ m/s}$$

これより、 V_s として $0.25 \sim 0.5 \text{ m/s}$ の範囲を考えるならば、 X , Y 点において、この条件を満足する K がえられ、これは可動式羽根板付吹出口を用いて実現可能である。ユニットはまた、前例における熱負荷 (8.7 kcal/min) に近い 8.4 kcal/min の熱能力をもつもので、熱的にもほぼ満足される。

文 献

- 1) Koestel, A. : Paths of Horizontally Projected Heated and Chilled Air Jets, ASHAE Trans., 1955
- 2) ASHRAE : HVAC Guide, 1960, pp. 269/70
- 3) Koestel, A. : Jet Velocities from Radical Flow Outlets, ASHAE Trans., Vol. 63, 1957, pp. 505/25
- 4) Koestel, A.: Computing Temperatures and Velocities in Vertical Jets of Hot or Cold Air, HPAC, June, 1954, p. 2
- 5) 勝田, 後藤, 寺沢 : 吹出吸込ディフューザーについて, 衛生工業協会誌, Vol. 34, No. 5 (昭35), pp.326 /35
- 6) 勝田, 後藤, 寺沢, 板本 : 吹出口の選定法について, 日本建築学会関東支部第34回学術研究発表会梗概集(第2分冊), 1963.5, p. 73/6

1.3 誘引型吹出口ユニット

1.3.1 誘引型ユニットの性質

誘引型吹出口ユニットは、高速(高圧)単一ダクトにおいて、いわゆる終端加熱(冷却)方式として用いられるユニット(調和器)の一種である。個々の室内に取り付けられて、手動または自動によ

って室内温湿度を調節することができる。終端調和器としては、誘引型でないものもあるが、誘引型吹出口ユニットでは、いくぶん高圧の1次空気の吹出しによって誘引される2次空気を直接室内より取り入れ、これをコイルに通して加熱冷却する。すなわち、室内空気は直接室内において再循環され、2次コイルによって加熱・冷却されるので、ダクトは1次空気を送るだけですみ、その1次空気は、一般に換気上必要な新鮮外気のみでよいことになる。したがって、送風量は他方式の場合の1/2~1/3となり、高速と相まってダクトは細いものでよいようになる。船舶用空気調和方式としては特に適したものといえる。

誘引型吹出口ユニットは、次のような使用原理にしたがって用いられる¹⁾。すなわち、室内における潜熱負荷および必要換気量は主として在室者によると考えられ、これらはほぼ比例的とみることができる。したがって、潜熱負荷を1次空気にうけもたせ、室の顯熱負荷の大部分およびその変動を2次コイルの容量変化によってまかう方式が考えられる。また、2次コイルはそれの維持管理上からなるべく乾きコイルとして使用して、よごれおよび臭氣発生の防止をすることが望まれる。

以上より、1次空気は全外気として、室の必要新鮮空気量および潜熱負荷から、その風量および温湿度がきめられ、顯熱負荷に応じてコイルあるいはユニットの容量が求められる。このとき、2次コイルは乾きコイルとして使用される。

誘引型吹出口の室に与える熱能力には次のような関係がある。すなわち、Fig. 1・3・1 (a) にみるように、1次および2次空気の量を Q_1 および Q_2 、それらの温度を t_1 および t_2 とし、2次空気のコイル通過後の温度を t_3 、混合吹出温度を t_m とすれば、室に与える熱量 H は、

$$H = C\gamma_1(t_1 - t_2)Q_1 + C\gamma_2(t_3 - t_2)Q_2 \quad \dots \dots (1)$$

$\gamma_1/\gamma_2 = 1 \pm 0.05$ だから、 $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$ として、

$$H = C\gamma\{(t_1 - t_2) + \eta(t_3 - t_2)\}Q_1$$

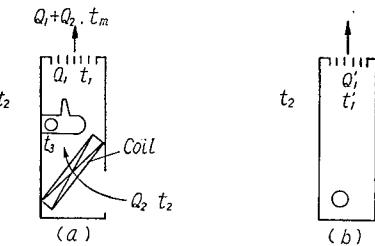


Fig. 1・3・1

ただし、 $\eta = Q_2/Q_1$ 誘引率*、 C : 空気の比熱

$$Q_1t_1 + Q_2t_3 = (Q_1 + Q_2)t_m \quad \dots \dots (2)$$

$$\therefore t_1 + \eta t_3 = (1 + \eta)t_m$$

よって、

$$\begin{aligned} H &= C\gamma\{(1 + \eta)t_m - (1 + \eta)t_2\}Q_1 \\ &= C\gamma(1 + \eta)(t_m - t_2)Q_1 \end{aligned} \quad \dots \dots (3)$$

一方、誘引のない吹出口 (b) では、吹出風量 Q_1' 、吹出温度 t_1' 、室温 t_2 として、熱量 H' は

$$H' = C\gamma(t_1' - t_2)Q_1' \quad \dots \dots (4)$$

いま、 $H = H'$ 、 $t_m = t_1'$ とすると、

$$Q_1/Q_1' = 1/(1 + \eta) \quad \dots \dots (5)$$

すなわち、同一条件の吹出気流で同一熱量を与えるのに、誘引型吹出口では、誘引のない吹出口の場合の $1/(1 + \eta)$ の空気量ですむことを表わす。これが熱能力的にみた場合の1次空気量の節減を表す。

* 誘引率 $\eta = G_2/G_1$ で定義されるが (4・2 参照)、実用上 $Q_2/Q_1 \approx G_2/G_1$ とみなす。ただし、 G_1 、 G_2 : 1次および2次空気の重量 kg/h。

わるもので、ダクトの小型化を証明する。

誘引型吹出口ユニットはその誘引性という点で、一種の低圧空気エゼクタとみることができるが、2次空気のうけも熱能力の点などから、誘引率 η は一般に3~5であれば十分とされ、1次空気の静圧は25~63 mmAq程度である¹⁾。したがって、とくに高能率の誘引をうる工夫は必要としないので、一般には簡単な箱形のキャビネットのなかに1次吹出ノズルおよびコイルを収めたものが多く、特別の拡散体などはほとんど有しない。

現在実用に供されているものには各種のものがあるが (Fig. 1・3・2²⁾ 参照)，本質的には大差なく、コイルとノズルの関係位置および調節にダンパを用いるかどうかの相違程度である。

そこで、本研究では基本的な単純な形における

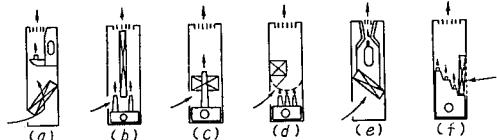


Fig. 1・3・2

ノズル、コイルの位置関係およびチャンバの大きさなどについて検討を加え、標準的容量における実用標準型の誘引ユニットを設計し、その性能を明らかにした。

1・3・2 誘引型ユニットの標準容量

船室規模の解析結果より (1・4・1 参照)，船室における各収容人員別の気積と、それに対応する最小限新鮮空気量¹⁾および顯熱負荷に対する給気量 (吹出温度差10°Cとしたときの) は Table 1・3・1 のようで、これらから各収容人員室に適当した誘引型吹出口ユニットの適用が表中()内のように考えられる。

Table 1・3・1

Accommodation (persons)	Volume per Persons (m³/persons)	Minimum Fresh Air (m³/h)	Cooling Load** (m³/h)	Cooling Capacity of Induction Units*** (m³/h)
1	20~26	6 (60)*	90~138	60~ 180
2	12	30 (60)	138~234	60~ 180
4	6	114 (60×2) (180×1)	150	120~ 360 180~ 540
6	4	228 (60×4) (180×2)	360	240~ 720 360~1,080

* The values in parentheses denote quantities of primary air of standard induction units.

** Expressed in supply air volume rate with 10°C temperature differential. Cf. Table 1・4・1

*** Ditto.

以上より、新鮮空気量および熱能力において、適当したユニットの容量単位として、1次空気量60および180 m³/h (1 および 3 m³/min) が考えられ、代表的に2人収容室を対象として、60 m³/h のユニットを標準として取り上げることができる。

1・3・3 誘引型ユニットの基本的特性

誘引型吹出口ユニットのチャンバ内静圧および誘引率は、チャンバの大きさ、誘引口の位置およびその抵抗などによって大きく異なる。これらに関する基本的特性を調べるために、基本的な型のユニッ

*1 体臭に基づくもの、例えば建築学大系22巻、p. 421 参照。

トを使用して、種々特性を検討した結果は次のようなである（1・4・2 参照）。

- (1) 1 次空気量の変化による誘引率の変化はわずかで、風量が小さいとき多少誘引率は低下する。
- (2) 誘引口の位置は、1 次空気吹出ノズルの位置より吹出口寄りにすると誘引率を低下する。できれば、ノズル位置手前にするのがよい。
- (3) チェンバの長さは、1 次空気吹出の拡がり角を 22° とした場合に、これと側壁とが交わる長さより、いくぶん長くするのがよく、とくにこれより短かいと誘引率を著しく低下させる。
- (4) 誘引口の抵抗により、誘引率とチェンバ内静圧が変化し、これらの間の関係がえられる。これが誘引性能を表わす特性曲線である。
- (5) 上記の特性曲線を用いて、1 次空気および 2 次空気の受けもつ熱能力の割合を各種のコイル面積に対して求めた結果は、面速度が 2 m/s 以下になる大きさのコイル面積をとれば、2 次空気による熱能力を 1 次空気のそれの 2 倍程度にまですることができ、調節範囲を大きくとれる。

1・3・4 標準型誘引吹出口ユニット

(a) 標準型誘引ユニットについて

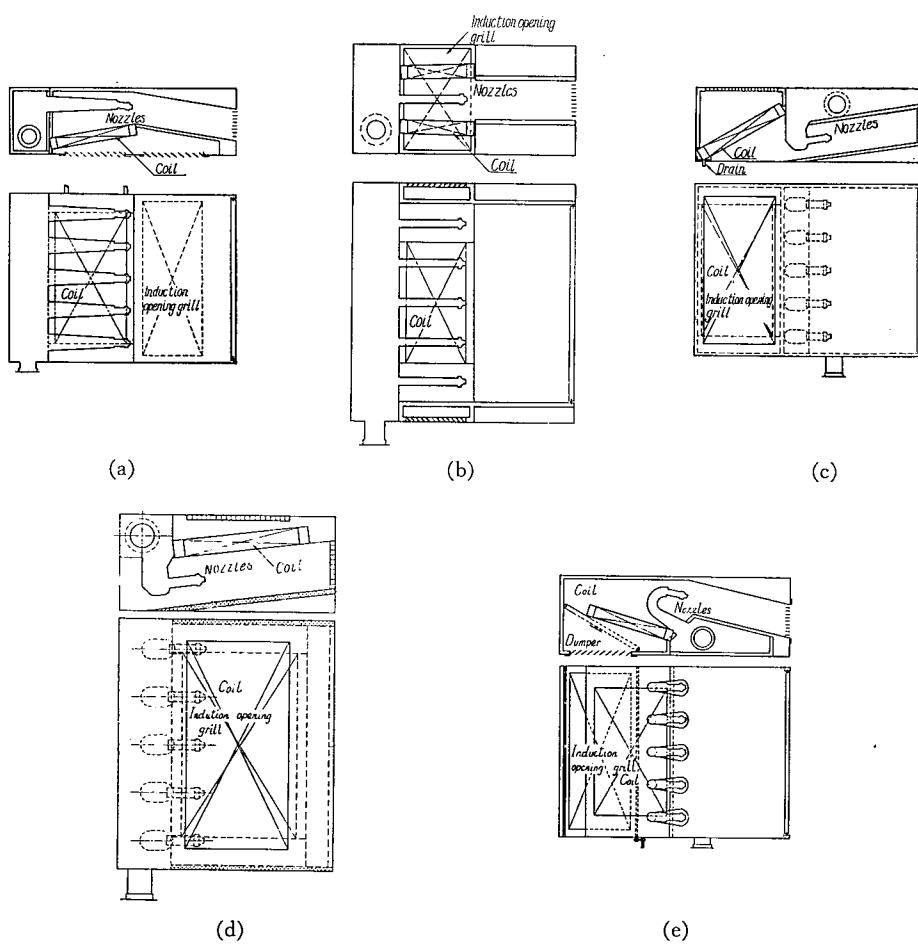


Fig. 1・3・3

現在、実用に供されている誘引型吹出口ユニットには、各種の形式のものがあるが、それらの特性について余り明確化されておらず、選定ならびに使用上合理性を欠くきらいがある。そこで、前項までに述べてきたような、ユニットの使用目的、船室を対象とした場合の標準的容量ならびに誘引ユニットの基本的な特性にもとづいて、標準的な型の誘引型吹出口ユニットを考察してみた。次に、考案された二、三の型について、その特徴を説明する (Fig. 1・3・3 (a) ~ (e) 参照)。また、基本的な設計方針については、4・2・3・1 (a) 参照。

(1) Fig. 1・3・3 (a) の A 案は、1 次空気吹出ノズルからの発生音が誘引口から放射されるのを考慮して、そこの経路を長くして消音の効果をもたらしたものである。

(2) B 案は、同様のねらいで、コイルを二つに分けて、チャンバの長さを短かくしたものである。2 次空気はチャンバ側面より吸引して、屈曲による消音効果をも付加されるように考えた。床置に適する。

(3) C 案は、誘引口に対する消音処理を考慮せずに、単純化したものである。

(4) D 案は、さらに簡略化して、小型低廉をはかったものである。ただし、誘引性能は犠牲にしてある。

(5) E 案は、熱能力の調節を水量のみによらず、2 次空気のバイパスによって、応答を迅速にさせようとするものである。

(b) 標準型ユニットの性能

以上に掲げたような標準型の誘引吹出口ユニットの実際の性能を調べるために、代表的に Fig. 1・3・3

(a) および (e) の型につき試作試験をした結果は次のようである。

(i) 誘引率について

試作誘引型吹出口ユニットは、拡散部をとくに工夫しないでも、箱型の寸法を適切にとることによって容易に誘引率 3 ~ 4 程度のものがえられた。また、誘引率は 1 次空気量の変化に対してわずかしか変わらない。

(ii) 热能力について

試験条件における 2 次コイルの性能 (コンタクト・ファクタ) から、1・3・1 で述べた標準の使用条件においても、顯熱負荷に対する、1 次、2 次空気のうけもつ割合は、コイル面積を適切にとる (面速度にして 2 m/s 以下とする) ことによって、2 次空気の顯熱能力を 1 次空気のその約 2 倍程度にすることができる、負荷変動に対する調節能力を十分にとれる。Fig. 1・3・4 は標準設計条件におけるユニットの空気特性を表わすものである。

熱能力の調節は、2 次コイルの水量のみによるよりも、2 次空気のバイパスを利用することによって迅速かつ容易に行なうことができる。

(iii) 気流による発生騒音について

ユニットの吹出気流によって生ずる騒音は、大部分が吹出口グリルによるものと推定でき、1 次

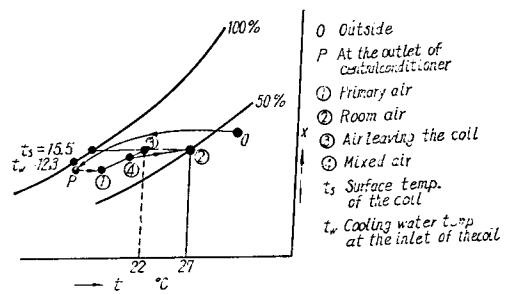


Fig. 1・3・4

空気のノズルによる騒音はほとんど問題とならない。したがって、誘引口側の消音は特別の場合を除いては余り考慮する必要はない(4・4・2・4 参照)。

以上、誘引型吹出口ユニットは、熱的にもまた騒音の点からも満足できるものが得られ、これによって、單一ダクト方式において誘引型ユニットの使用の一般化の見通しがえられる。また、誘引型ユニットによる吹出気流は、一般グリルによるものとほとんど変わりなく、その適用に応じてグリルの拡散性を適正にすれば、居住域空気分布に関しても満足されるものがえられる(4・3・3・3 参照)。

文 献

- 1) Corrier, Cherne, Grant, Roberts : Modern Air Conditioning Heating and Ventilating, 3rd Ed., pp. 356/6, 378/9
- 2) Gesundheits Ingenieur, Sept., 1959, S. 262

1.4 船室内空気分布

1.4.1 船室規模と吹出口標準容量

4・3・1・1 にみられるように、船舶における居室の規模は次のように、これより船室用として適合する吹出口の容量範囲が検討される。

船舶における居室規模は、特殊なものを除いてほぼ次のようになる。平面形について、単辺 3~4 m (最小 2 m), 長辺 4~5 m を限度とし、天井高は 2.1~2.7 m の範囲にある。また、1人当りの気積は平均して、1人室 26 m³, 2人室 12 m³, 4人室 6 m³, 6人室 4 m³, 10人前後の室 1.5~2.0 m³, 20人前後の室 1.2 m³/人 程度となる。

これより、冷房を対象として、最小限新鮮空気量と顕熱負荷および室内温度、気流分布を考慮して、吹出口の形式および大きさの範囲を求めるときのようである。

Table 1・4・1

Accommodation persons	Volume per person m ³ /p	Minimum Fresh Air ¹⁾ Q _{req} m ³ /h	Sensitive Cooling Load ²⁾ Q m ³ /h	Reference
1	20~26	6	90~138	Cargo-Ship (10,000ton)
2	12	30	138~234	"
4	6	114	150	Passenger-Ship (2,800 ton)
6	4	228	360	"
26	1.2	1,480	582	"

Note : 1) For Buildings, varies with the volume of room. With smoking plus 20%. Cf. Ref. (1) and (2).
 2) Approximate quantity of supply air in such condition that room temp., outside temp. and temp. differential are 27°C, 35°C and 10°C respectively.

最小限新鮮空気量 Q_{req} と顕熱負荷による給気量 Q を例示すると Table 1・4・1 のようで、室に対する給気量の最小限度として Q_{req} が考えられる。表最下段のような収容人員の過密なときは除いては、一般に冷房負荷による給気量を相当に減少させることが可能である。給気量を小にするには、吹出温度の点から限度を生じ、また吹出速度および温度は室内の温度、気流分布を適正にするための条件および騒音の点からも制約をうける。したがって、ここに、誘引型吹出口ユニットを用いて、1次

空気量を最小限新鮮空気量にまで減らすことが有用になる。これらを考慮し、船室の規模に対する到達距離などを検討して、吹出口、あるいは吹出口ユニットの容量範囲として、30, 60, 90, 180, 360 m³/h の段階が想定され、標準的容量として、30, 60 あるいは 180 m³/h が考えられる。

1.4.2 船室内空気分布特性

(a) パンカー・ループル（冷・暖房時）

標準的船室模型による船室内空気分布の実験結果（4.3.3 参照）より、パンカー・ループルを側壁水平吹出口として使用するとき、熱負荷に対して吹出条件が適当に選べるならば、居住域に対する空気分布を適正にすることができる。設計要領としては、吹出口より室奥行の 7/8 の点を居住域上限にとるとき⁸⁾、吹出気流の軌道がこの点を通り、速度 0.5 m/s 以下になるように、吹出口の大きさ、速度、温度差などを選ぶ。このとき、1 個当りの熱能力からその室の熱負荷に応じて個数がきめられる。ただし、これが端数になるときは、端数を切り捨てて、吹出速度を大きめにし、到達距離をいくぶん大にしてやれば、居住域に突入する点あるいは吹出口対向壁位置における中心速度が 0.5 m/s を超えない範囲で、ほぼ満足される空気特性がえられる。これ以上吹出速度の大きい場合には、対向壁、あるいは床面近くで過大な気流速度を生じ、ドラフト感の危険を生じる。

暖房時、到達距離を 7/8 奥行におさえる場合には、居住域におけるドラフトはないが、温度差による対流を生じ、上下の温度分布を多少悪くする。吹出速度を増すことによって、温度分布の均一化がはかれるが、前記対向壁付近におけるドラフトを生じるようになる。

(b) 誘引型吹出口ユニット

ユニットの吹出口面にグリルを取り付け、これを開いて拡散性を大にすれば、室内空気分布を適正にすることが可能である。このように、一般に吹出口スロー一定数 K を小にすることによって、より大きい吹出空気量に対しても居住域についてドラフトを生ぜしめないようにすることができます。

誘引型吹出口の場合、1 次空気量のもつ熱能力に対して、2 次誘引空気によって（コイルを用い）、大きい熱能力をもたせることができるから、最小限新鮮空気量を1次空気量として、室の熱負荷を満たすものがえられ、空気分布はパンカー・ループルの場合の 1/2 の1次空気量で、ほぼ同等の満足される状態のものをうることができる。

(c) 家具調度の影響

室内に持ち込まれた家具調度などによって、室内空気分布が乱される。とくに家具類が過大気流のなかに置かれたとき、その影響が大きい。例えば、吹出口対向壁面に沿う気流が過大のとき、その途中に水平台（ベッド、机など）が置かれると、過大な水平気流を生じ、それが水平面上である範囲にまで及び甚だしく居住性を害する。この場合、水平台をわずか壁面から離せば、その影響がさけられ気流は床面にまで及ぶであろう。ドラフトの顕著でない部分に置かれた場合、気流は一層小となるが、特別の停滞を生じるほどることは余りないようである。しかし、一般に主流の循環経路を考慮して、とくに防害にならぬよう家具調度類の配置を考慮すべきである。

(d) 天井付輻流吹出口

天井付輻流吹出口を用いるとき、壁面あるいは相互干渉によって下降する気流が、居住域において過大にならぬよう吹出口の大きさ、配置、吹出速度などを選ばなければならない。下向気流の特性が

[C] 2 に示すように首速度 V_N に対して実験的に求められていれば、これを用いて、大きさその他を設計することができる。次に例題をもって示す。

例題：居住域上限を床上 1.2 m とするとき、この点における最大下向速度を 0.5 m/s に抑えるための、大きさ、首速度、取付間隔の関係が、4・3・2 の実験式から Fig. 1・4・1 のようにえられたとする（天井高 2.2 m および 2.7 m）。

平面 $12.0 \times 18.0 \text{ m}^2$ 、天井高 2.2 m の室に取付間隔 6.0 m になるように吹出口 6 個を均等に配置する。1 個当たりの風量を $700 \text{ m}^3/\text{h}$ として、吹出口大きさおよび吹出速度を求む。

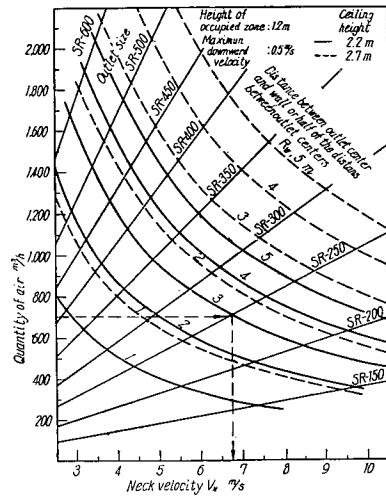
解. Fig. 1・4・1 より、取付け間隔および風量が与えられるとき、大きさおよび首速度の組合せはただ一つに決まる。すなわち、 $Q=700 \text{ m}^3/\text{h}$ 、 $R_w=3.00$ の点より、吹出口サイズ 250、首速度 $V_N=6.75 \text{ m/s}$ となる。

Fig. 1・4・1

サイズが端数になる場合には、大きい方のサイズを用いれば安全側に入る。

文 献

- 1) ASHRAE Guide and Data Book 1961, Fundamentals and Equipment, p. 101
- 2) 佐藤鑑：換気通風計画、建築学大系 22 卷, p. 421
- 3) ASHAE : H. V. A. C. Guide 1959, p. 274 を参考とする。



第2章 船室送風系統の騒音制御

2.1 船室内騒音制御計画の基本

2.1.1 一般事項（主としてダクト系における騒音の伝播と室内騒音について）

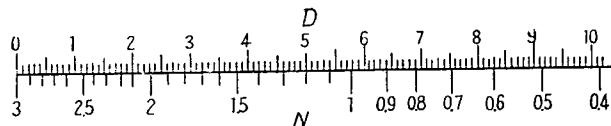
ダクトのなかに騒音が侵入すると、特別な防音処理がしてない限りほとんどその勢力を減衰しないで、ダクト中を音は伝わる。もちろん、ダクト壁は完全剛体ではないから、その振動などによって多少音のエネルギーが吸収されるが、それはわずかである。そして、途中曲りや消音器があるとき、それらによって音の伝播エネルギーの一部は反射され、また減衰される。もしまだ、そこに別の騒音（発生騒音など）が加われば、その点において、騒音のエネルギーは和となって伝播される。これらが室内に開放された開口端に及んだとき、ここでは音のエネルギーの一部は反射されて返り、その一部が室内に放射される。そして一般には、同時に吹出口において発生する騒音のエネルギーがこれに附加される。このようにして、最終的に室内に放射される音響エネルギーの総和と、室の音響条件（大きさ、吸音性など）とによって、室内における騒音のレベルが決まる。ここで、室内に放射される音響エネルギーには、ダクト系からの他に、固体伝播音によるものおよび隣接空間における騒音（例えば機関室のそば）の壁体透過によるものなどがある。

以上のように、室内に放射される音響エネルギーが問題であるから、ダクト系途中での音響もすべて伝播エネルギーで取扱い、最終的に室内に放射される音響エネルギーを把握しなければならない。したがって、消音器などの特性も、厳密には入射エネルギーに対する透過エネルギーの減衰比（レベル差に直せば透過損失 T. L.）でわかっていないなければならない。

一方、実用上レベルで取扱うのが普通であるから、エネルギー和をレベルで計算するには、Fig. 2.1.1 を用いるのが便利である。

室内に放射されるエネルギー勢力のレベル（パワー・レベル）PWL が決まれば、室内における音圧レベル SPL は次式の関係できる¹⁾。

$$SPL = PWL + 10 \log_{10} \left\{ Q / 4\pi r^2 + 4(1-\alpha) / \alpha S \right\} \quad \dots \dots (1)$$



D: Difference between two levels to be combined, dB

N: Number of decibels to be added to higher level to obtain combined level

Chart for Combining Two Sound Levels

Fig. 2.1.1

ただし, SPL : 吹出口より距離 r の点の室内音圧レベル dB, $re=2 \times 10^{-4} \mu \text{bar}$, PWL : 吹出口における放射パワー・レベル dB, $re=10^{-12} \text{watt}$, Q : 吹出口音源の指向性係数, r : 吹出口よりの距離 m, α : 室内平均吸音率, S : 室内表面積 m^2 。

N 個の吹出口から一様な騒音が放射されているとすれば、吹出口 1 個当りの室定数 $R'=(\alpha S/N)/(1-\alpha)$ を考え、吹出口 1 個についての PWL に対して次式を適用すればよい。

$$SPL = PWL + 10 \log_{10} \left\{ \sum \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4(1-\alpha)}{\alpha S/N} \right\} \quad \dots \dots (2)$$

式 (1), (2) とも右辺 {} 内第 1 項は直接音に、第 2 項は拡散音に関するものである。

もっとも近い吹出口についてだけ直接音を考慮すれば、式 (2) は式 (1) と同形となり (右辺 {} 内第 2 項をそれぞれ $4/R$ および $4/R'$ として), 式 (1) の関係を示す Fig. 2・1・2 が利用できる。

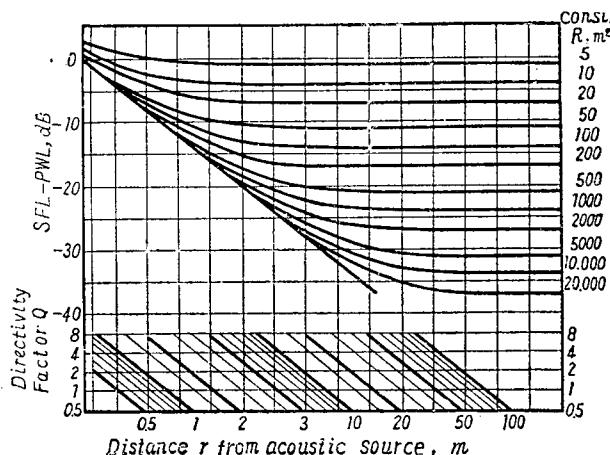


Chart for Converting Sound Power Level (PWL, dB $re=10^{-12} \text{watt}$) into Sound Pressure Level (SPL, dB $re=2 \times 10^{-4} \mu \text{bar}$)

Fig. 2・1・2

このようにして、室内に放射される音響パワーがわかれば、室内のある点における音圧レベルが求まる。ここで問題となるのは音源の指向性係数 Q の値で、単純開口端から放射される場合の理論特性が ASHRAE Guide²⁾ などに示されているが、吹出口ディフューザでの発生騒音の場合には測定値を必要とする。しかし、まだほとんどこれらの資料には接していない。概略的には、無指向性として、室内位置に応じてのみ $1/2$, $1/4$, $1/8$ 球面に放射されるとして係数を 2, 4, 8 のように考えればよからう。

2・1・2 船室内騒音の許容値

(a) 一般室内騒音の許容値

室内の騒音は、その室の使用目的に応じて、支障にならないある値以下に抑制しなければならない。騒音の程度を表わすには、騒音レベル [ホン], 騒音の大きさ [ソーン], 会話通達のレベル SIL (600~1200, 1200~2400, 2400~4800 cps の 3 オクターブ・バンドの音圧レベルの算術平均) [dB] などがあるが、許容騒音特性を示すのには、各周波数バンド特性で与えられる NC 数が普通用いられ、騒音制御計画上も、この数値を用いるのが合理的で便利である。しかし、元来これは通話

を対称として求められた基準であるから、室の用途目的によっては、当然別の特性の基準が求められるべきである。

現在使用されている各種の部屋についての許容騒音の NC 数の例は Table 2・1・1 のようである。また、Fig. 2・1・3 に NC 数とそのバンド別音圧レベルとの関係を示す（バンドの中心周波数で目盛ってある）。

ところで、室内の騒音は換気系統の騒音以外にも、隔壁からの隣接騒音の侵入、固体伝播音などに

Table 2・1・1 Range of Design Criteria for Noise Control (Guide)

Type of Area	NC Level, dB	A-Sound Level, dB
Music halls	20 ~ 25	25 ~ 35
Studios for Sound reproduction		
Multi-purpose halls	25 ~ 30	30 ~ 40
Lecture halls		
Movie theaters	30 ~ 35	35 ~ 45
TV audience studios		
Schools and classrooms	30 ~ 40	35 ~ 45
Libraries		
Sanctuaries	20 ~ 30	25 ~ 35
<hr/>		
HOSPITALS		
Private rooms	25 ~ 35	30 ~ 40
Wards, Operating rooms	30 ~ 40	35 ~ 45
Private homes	25 ~ 35	30 ~ 40
Apartment houses	30 ~ 40	35 ~ 45
Individual rooms (HOTELS)	30 ~ 40	35 ~ 45
Halls, Lobbies		
Restaurants	35 ~ 45	40 ~ 50
Department stores (upper floors)	35 ~ 45	40 ~ 50
" (main floor)	40 ~ 50	45 ~ 55
Gymnasiums	35 ~ 45	40 ~ 50
Swimming pools	40 ~ 55	45 ~ 60
<hr/>		
TRANSPORTATION		
Ticket sales offices	30 ~ 40	35 ~ 45
Lounges, Waiting rooms	35 ~ 50	40 ~ 55
<hr/>		
OFFICES		
Conference rooms	25 ~ 35	30 ~ 40
Executive office	30 ~ 40	35 ~ 45
Reception rooms	30 ~ 45	35 ~ 50
General open office, Drafting rooms	35 ~ 50	40 ~ 55
Tabulation and computation	40 ~ 60	45 ~ 65
Kitchens and laundries	40 ~ 50	45 ~ 55
<hr/>		
MANUFACTURING AREAS		
Assembly lines, Light machinery	45 ~ 70	50 ~ 70
Foundries, Heavy machinery	55 ~ 75	60 ~ 80

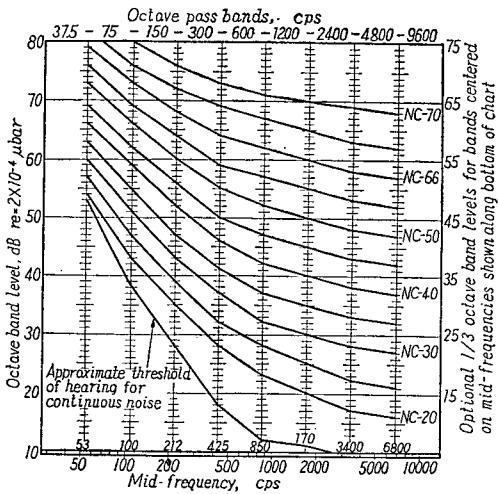


Fig. 2·1·3 Noise Criterion Curves

もよるから、Table 2·1·1 に示した騒音の許容値は、これらによる室全体の騒音に対して考えなければならない。したがって、換気騒音のみについては、当然この許容値よりいくぶん低めなものを考えなければならない。しかし、換気騒音のように持続的で意味のない騒音は、外部からの音楽とか、自動車の警笛などのように意味のある騒音とちがって、ほぼ室内騒音の許容値そのままを考えて差支えなく、後者については厳重に考えて、別の許容値が用いられる³⁾。

(b) 船室内暗騒音と許容値

一般に船内においては、機関振動により室内騒音のレベルが高い。勿論将来においては、できるだけこれを下げ、居住区における環境をより向上させなければならないが、現状においては、ある程度これは不可避のものとして一種の暗騒音とみなされる。

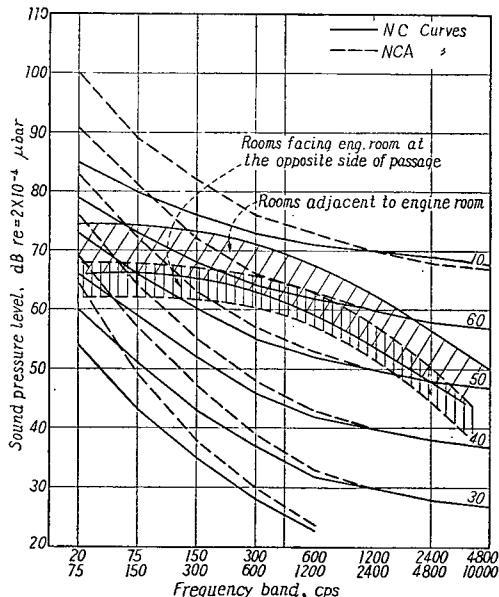


Fig. 2·1·4 Approximate Noise Range in the State Rooms

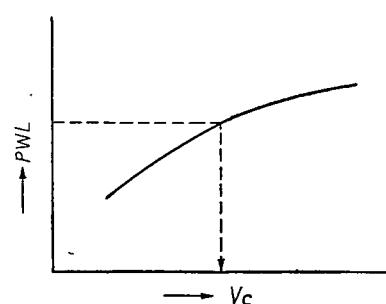


Fig. 2·1·5 Sound Power Level as a Function of Core Velocity

運行時における船内騒音状態の既存の資料より、船室内暗騒音の最低値を推定し、居住区における許容騒音の基準を考察する。実測資料⁴⁾によると、船室内騒音の範囲は Fig. 2・1・4 のようになり、機関室から離れた室についても NC 50～60 相当を示す。そこで、前項の一般室内における騒音の許容値を考慮して、一般の商船では換気騒音に対する目標を NC 40～50 におくのがよいものと考えられる*。

2・1・3 吹出口発生音の許容 PWL と吹出速度

(a) 騒音の許容値と許容 PWL

一般に室内における騒音の許容値がきまれば、その室の音響条件ならびに吹出口その他の音源の位置および個数などから、式(1)あるいは式(2)によって、吹出口あるいはその他音源となる機器類の発生音の許容パワー・レベル PWL が決まる。したがって、この値にもとづいて音源の抑制を考えなければならない。次に吹出口発生音を対象としてその取扱いを述べる。

(b) 吹出口発生音の許容 PWL と吹出速度

室内の騒音が主として吹出口発生騒音によるとき、室の許容 PWL がきまれば、吹出口において気流により発生する騒音の PWL が、これを上廻らないように吹出口の形式、大きさ、吹出速度などを選定しなければならない。2・3・3 項で述べるように、吹出口発生音はその吹出速度によって大きく変化する。したがって、吹出口の形式、大きさが与えられているとき、1 個についての許容 PWL と吹出速度に対する発生騒音特性が知られていれば、直ちに許容 PWL に対応する許容吹出速度が Fig. 2・1・5 のようにして決まる。しかし、一般には吹出空気量が規定されるから、吹出速度に応じて吹出口の大きさないしは個数がきめられてくる。このとき、発生音の PWL が初期の許容値を満足するためには、次のような関係となる。

すなわち、いま発生音のパワーが風量もしたがって大きさ（等吹出速度として）に比例するとして、一般に発生音 PWL が次式で表わされるとする。

$$PWL = 10 \log_{10}(100A_e) + C_1 \log_{10} V_e + C_2 \quad \dots \dots (3)$$

ただし、 A_e ：吹出口コア（または首）面積 m^2 、 V_e ：吹出口面（または首）速度 m/s 、 C_1 、 C_2 ：常数。

式(3)は実験的に求められる。ここで、吹出空気量を $Q_0 \text{ m}^3/\text{s}$ とすれば、 $A_e = Q_0/V_e$ なる関係から式(3)は次のようになる。

$$PWL = 10 \log_{10}(100 Q_0) + (C_1 - 10) \log_{10} V_e + C_2 \quad \dots \dots (4)$$

これより、吹出口許容 PWL および吹出空気量 Q_0 が与えられたとき、以上の関係を満足する吹出速度 V_e が求まり、したがって大きさ A_e が決まる。またもし、 n 個の等しい吹出口面積 A'_e の同形吹出口を使用するときには、式(4)における PWL および Q_0 をそれぞれ室全体についての許容パワー・レベルおよび所要空気量と考えることができ、したがって V_e が決まる。そして、 $n = Q_0/(A'_e V_e)$ より、 n または A'_e いずれかを与えて他が求まる。

次に上記の方法により求めた、代表的船室における騒音限界吹出速度についてみる。

* 一般船を対象とし、特殊の船を除く。また、室内騒音として換気騒音のみの成分について考える。

二, 三の船室内吸音力の実測値⁴⁾より, パワー・レベル PWL と室内拡散音圧レベル SPL_D との差を求めるとき Table 2・1・2 のように 3~10 dB となる。また, 平均吸音率は 0.15 程度なることがわかる。

Table 2・1・2 Sound Characteristics of Rooms

Names of Room	Volume of Room m ³	Inner Surface Area m ²	Total Absorption Power A m ²	Mean Absorption Coefficient $\bar{\alpha}$	$10 \log_{10} A/4$ ($PWL - SPL_D$)
Cadet's Salon	270	340	41.0	0.12	10 dB
State Room	19	44	7.9	0.17	3
Wheel House	67	112	13.3	0.13	5

総吸音力は室の大きさに左右されるので, 換気量との関連を考慮して単位室容積当たりの PWL を考える。許容 SPL_D を 55 dB (NC-50 における 500 cps のレベル) として, 単位室容積当たり吹出口発生騒音の最大許容 PWL を求めると Table 2・1・3 のように 41~45 dB/m³ の範囲となる。

Table 2・1・3

Names of Room	Allowable PWL for Unit Volume dB/m ³
Cadet's Salon	41
State Room	45
Wheel House	42

Note: For 500 cps

2人および26人収容の室について (Table 1・4・1 参照), 騒音限界最大吹出速度を求めれば, Table 2・1・4 のようになる。すなわち, 一般陸上建築の場合に比べて, 騒音の点からかなり大きい吹出速度をとることができ, 主として気流特性の方から各種の制約をうけよう。

Table 2・1・4

Accommodation persons	Volume of Room m ³	Necessary Supply Air m ³ /h	Allowable PWL_n^* dB	Maximum Outlet Velocity** m/s
2	26	180	59	18.0
26	34	1,200	60	11.5

* By 45 dB/m³ in Table 2・1・3

** By Equation (4), with the data of vane grill⁵⁾, where $C_1=58$, $C_2=-7$

2・2 送風系統における各種の騒音発生源

2・2・1 送風機

送風機騒音はダクト系における騒音源の中でも最も勢力の大きいものの一つである。ダクトに接続された送風機から, ダクト内に送り込まれる騒音のパワー・レベル PWL は, 送風機の形式, 大きさ, でき具合などによって異なり, 本来ならば使用する送風機について測定されるのが望ましい。

しかし, 現段階では送風機騒音の測定方法についても目下検討中⁶⁾で, 実用的簡便な方法でパワーの測定できることが望まれる。

測定方法は大別して次の 3 つになる。

(i) 送風機に接続されたダクトを残響室に導き、残響室内における拡散音圧を測定して、ダクト端より室内に放射される騒音のパワーより、開放端反射補正をしてダクト内に送り込まれたパワーを求める。

(ii) 接続ダクトの開放端を自由空間中におき、自由空間内に放射される音を球面上で測定して放射パワーを求め、ダクト内パワーに換算する。

(iii) ダクト端に無反射端を取り付け（あるいは単純開口として）、ダクト内における音圧レベルを風防マイクロホンを用いて測定し（かつ適当な補正をして）、これよりダクト内に放射されたパワーを求める。

使用送風機について、直接測定することができない場合には、次のような関係が知られているので、これをを利用してオーバーオールのパワー・レベルを求める。

すなわち、Beranek, L. L. ほか⁷⁾によれば、大小の遠心送風機について、駆動モーターの定格馬力 W (HP) と PWL の関係は

$$PWL = 90 + 10 \log_{10} W \quad \text{dB} \quad \dots\dots (6)$$

ただし、 PWL ：送風機騒音のパワー・レベル dB $re=10^{-12}$ watt, W ：モーターの定格馬力 HP。

一方、Madison, R. D. による送風機騒音の風量 q および圧力 p に対する変化の法則⁸⁾が知られており、また式(6)の実験値は圧力 1~2 時程度の低圧の送風機によって求められたものであるから、これらを考慮して Allen, C. H.⁹⁾ は次式を提唱している。

$$PWL = 90 + 10 \log_{10} W + 10 \log_{10} p \quad \dots\dots (7)$$

ただし、 p ：送風機圧力、水柱 時

あるいは、一般に

$$PWL = PWL_b + 10 \log_{10}(W \cdot p) \quad \dots\dots (8)$$

とし、また Madison は

$$PWL = PWL_s + 10 \log_{10}(q \cdot p^2) \quad \dots\dots (9)$$

と表わして、 PWL_b および PWL_s をそれぞれ送風機の基本パワー・レベルおよび特性パワー・レベルという。

PWL_b , PWL_s は送風機効率によって変わるが、相似形のものについては、同一効率のところでよく一致する。式(7)は、最高効率の付近で運転されるとき、各種形式、各種メーカーのものについて、±4 dB の誤差範囲で適用されるという¹⁰⁾。ただし、式(7)における p は水柱時で表わしたものである*。

効率による変化および周波数特性は、遠心送風機について、概略 Table 2-2-1 のようにとることができます¹¹⁾。ただし、表は各バンド PWL についての基本パワー・レベル PWL_b で示してある。

2-2-2 ダクト

ダクト内を空気が流れるとき、曲り、ペーン、分岐、消音器あるいはそのほかの乱れをおこすような部分において、騒音（気流音あるいは管壁の振動による）を発生する。これらに関しては極めて資

* 圧力を mm (水柱) で表わした場合は、90 を 76 とすればよい。

Table 2.2.1

Approximate Base Sound Power Levels^a PWL_b for Central Station Fans of the Centrifugal Type,^{b,c,d}
 dB $re=10^{-12}$ watt (Guide)

Static Efficiency ^e at Operating Point, Percent	Frequency Bands, cps						
	75-150	150-300	300-600	600-1200	1200-2400	2400-4800	4800-9600
Over 65	75-85	75-80	70-75	65-70	60-65	55-60	50-55
50 to 65	80-90	80-85	75-80	70-75	65-70	60-65	55-60
30 to 50	85-100	85-95	80-90	75-85	70-80	65-75	60-70
Under 30	Unpredictable						

^a Values of sound power level uncertain for 37.5 to 75 frequency.

^b Base sound power levels are based on reference quantities of 1 hp and 1 in static pressure as defined by Equation 8.

^c Values are based on the gross sound power delivered by the fan to either the supply or return duct system.

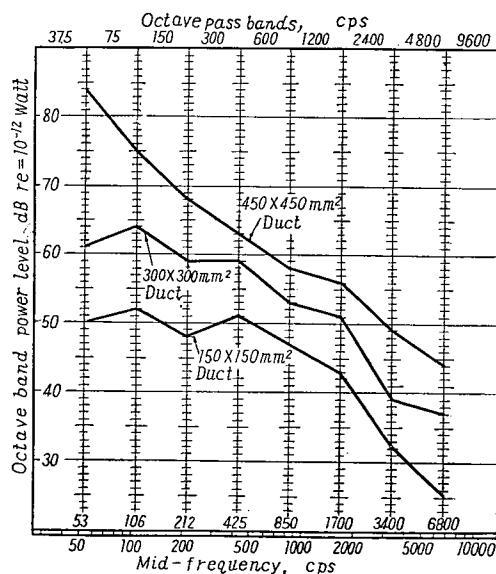
^d Poor air approach conditions at the fan inlet will add materially to the noise generated.

^e The efficiency parameters do not apply to oversized fans, operating at an outlet velocity below the range recommended by the fan manufacturer for quiet operation.

料に乏しい¹⁰⁾。

ベーン付直角曲りについては Kerka¹¹⁾による資料が呈示されている (Fig. 2.2.1 参照)。これらは、30, 45, 60°の曲りについても適用され、またベーンの形および大きさは騒音特性にわずかの影響しか与えない²⁾。風速による特性の変化は原典¹¹⁾に詳細に示されているが、大略次式に比例して変化する²⁾。

$$\Delta (\text{dB}) = 60 \log_{10}(V/V_0) \quad \dots\dots(10)$$



Sound Power Generated by 30° to 90° Elbows with Turning Vanes in Various Size Ducts at a Duct Velocity of 10 m/s (Guide)

Fig. 2.2.1

ここに、 V_0 は Fig. 2・2・1 における風速 10 m/s である。

ペーンのない長方形直角曲りで、曲率をとらず、とくに板厚の薄いときには、気流によってダクト壁を振動させ、顕著な発生音を生じる恐れがある⁵⁾。高速通風用の工場生産丸ダクトについては 4・4・3 参照。

ダクト途中における断面変化、分岐、スプリッタ・ダンバおよび減圧弁⁶⁾などは、いずれも渦流をおこして騒音発生の原因となるから、とくに高速ダクト方式にあっては、急激な断面変化、渦流を起しやすい分岐および中間ダンバなどはなるべく避けるようにする。

2・2・3 吹出口その他

吹出口における発生音は、主としてディフューザなどのペーンを切る気流音に起因するが、これらはもはや室内に露出しているので、何ら減衰させる方法がない。したがって、できるだけ発生音の小さくなるような形状が工夫されるべきである。一方、吹出速度による発生騒音の変化は大きいので、許容された吹出口発生騒音の大きさによって、許容される吹出速度の限界がきまる (2・1・3 参照)。

2・1・2 で述べたように、換気騒音については、ほとんど室内騒音の許容値そのままを採用してよいが、換気騒音自体が、ダクトの中から伝播されてくるものと、この末端の吹出口において発生するも

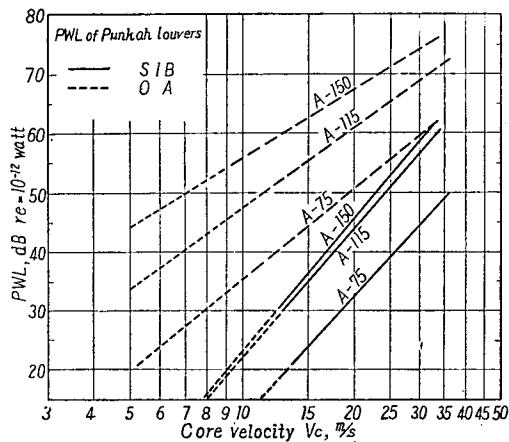


Fig. 2・2・2

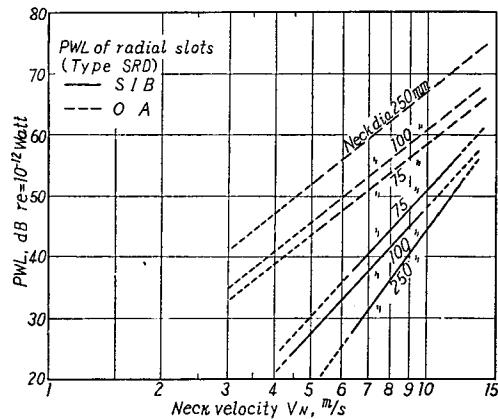


Fig. 2・2・3

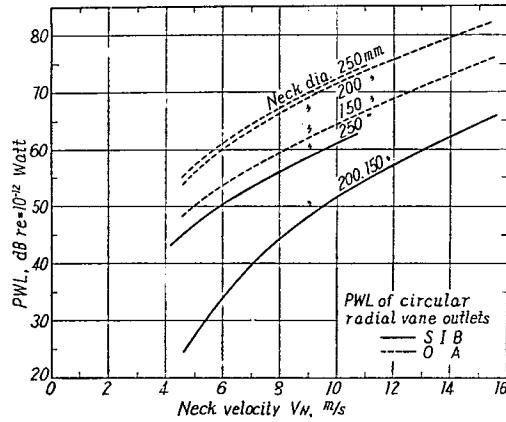


Fig. 2・2・4

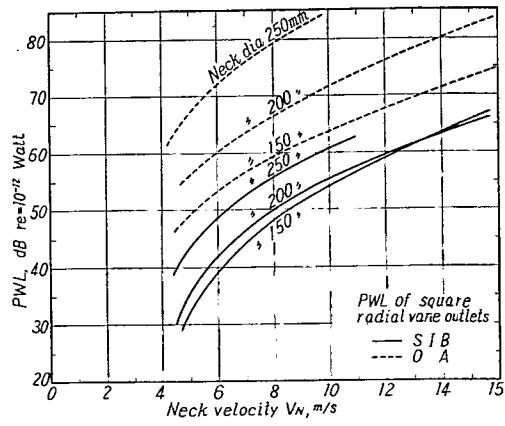


Fig. 2・2・5

のとの2つに分かたれるから、それによる室内騒音は、一般許容値より3dB内外低く見積っておいた方が、合成された騒音が許容値を上回る恐れがない。このような基準値に対する吹出口許容 PWL を求め、これに対して許容吹出速度の限界が求められる。いずれか一方による騒音が支配的である場合には、一般許容値を対象とした吹出口許容 PWL を考えればよい。

高速ダクトに用いられる消音吹出口ユニットあるいはミキシング・ユニットにあっては、ユニット入口における弁の発生音があるが、ユニットの消音箱によってこれが減衰され、室内に放射されるパワーが、吹出口ディフューザによる発生騒音のパワーを上回らないようになっていれば、ユニットとしての性能は十分のものと見なすことができ、取扱い方も明確となる。

実用形吹出口として、パンカー・ループルおよびパン型天井吹出口(SR型)、また丸形および角形天井付きディフューザの気流による発生騒音の特性をFig.2-2-2~5に示す。簡略には、600~4,800 cpsの間の3オクターブ・バンドの PWL 平均値(これを PWL_{SIB} と表わす)を用いて、許容 PWL_{SIB} に対する最大許容吹出速度が求められる。各バンド・ PWL などの特性の詳細および誘引型吹出口ユニットについては、4-4-2 参照。

2.2.4 その他

ダクト系に侵入する騒音源には以上の外に貫通音がある。ある場所(騒音源)の音圧レベルを SPL (dB) とするとき、その場所に開いている面積 S (m^2) の換気口からダクト内に侵入する騒音のパワー・レベル PWL (dB) は次式によって概算できる。

$$PWL = SPL + 10 \log_{10} S - 6 \quad dB \quad(11)$$

ただし、 PWL : dB $re = 10^{-12}$ watt, SPL : dB $re = 2 \times 10^{-4}$ μ bar

一般に、送風機騒音にくらべれば、その勢力は小さいが、たとえば機関室などで、その音圧レベルが90dBにもなれば、面積0.1 m^2 の換気口から侵入する騒音のパワー・レベルは74dBになり、これは問題となる。

2.3 消音計画法

2.3.1 所要消音量

騒音制御上、消音器によって減衰させなければならない量は、ダクト内に送りこまれる騒音のパワー・レベルと、室内換気騒音の許容値からきまる換気口から室内に放射してもよい音のパワー・レベルとの差から求められる。

ただし、この場合にダクト系自体には固有の減衰能力があるので、これらを除いて次式から所要消音量を各周波数バンドについて求める。

所要消音量 = ダクトに侵入する騒音の PWL - 固有減衰量 - 許容換気口 PWL

固有減衰量には次のようなものがある。

- (i) 未処理直管ダクトによるもの
- (ii) 曲りによるもの
- (iii) 分岐によるもの
- (iv) ダクト開口端における音の反射によるもの

これらによる減衰量の和が、とくに音響処理をしないでも自然にえられる減衰量（固有減衰量）である。

(i) 未処理直管ダクトによる減衰：この値は一般に小さいが、ダクトの全長が長いときには有効である。鉄板製角ダクトでは、板振動によって低周波域の減衰が大きく、概略 Table 2・3・1 のようになる²⁾。丸ダクトでは減衰は小さい。

Table 2・3・1
Approximate Natural T. L. in Bare Rectangular Sheet Metal Ducts* (Guide)

Duct Size, mm	Frequency, cps			
	37.5-75	75-150	150-300	Above 300
T. L. dB/m				
150×150	0.6	0.6	0.45	0.3
600×600	0.6	0.6	0.3	0.15
1800×1800	0.3	0.3	0.05	0.03

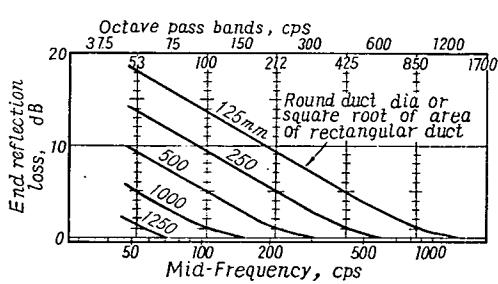
* If duct is covered with thermal insulating material, T. L. will be approximately twice the listed values.

(ii) 曲りによる減衰：ペーン付きないしは曲率を有するエルボでは、たいした減衰はえられないが、概略 Table 2・3・2 のようになり、大きいダクトほど低周波から効くようになる。直角曲り（ベンド）については後述する。

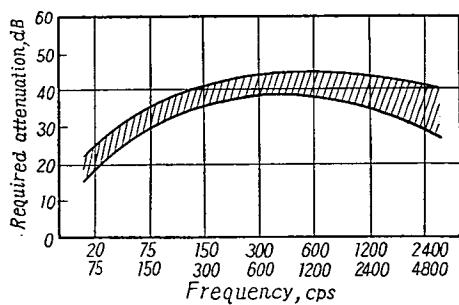
Table 2・3・2
Approximate T. L. of Round Elbows or Square Elbows with Turning Vanes (Guide)

Diameter or dimensions mm	Frequency, cps						
	75-150	150-300	300-600	600-1200	1200-2400	2400-4800	4800-9600
T. L. dB							
125~250	0	0	0	1	2	3	3
250~500	0	0	1	2	3	3	3
500~1000	0	1	2	3	3	3	3
1000~2000	1	2	3	3	3	3	3

(iii) 分岐による減衰：波長の長いところでは複雑な現象を起すが、波長の短い周波数域では、ほ



End Reflection Loss at th Open End
Fig. 2・3・1



Example of the Required Attenuation (For fan noise in ventilating duct in radio studio)
Fig. 2・3・2

ほぼ面積に比例して音響エネルギー流が分配されるものと考えられる。

(iv) 開口端反射による減衰：管が自由空間に開放されるとき、音は開口端において一部反射してかえり、開口から透過する量は減少する。周波数の低いほど、また開口の小さいほどその透過損失は大きく、理論上 Fig. 2・3・1¹²⁾ に示すようになる。

このようにして所要減衰量を求めた例¹²⁾を Fig. 2・3・2 に示す。

2・3・2 消音器の選定

消音器には各種のものがある。所要消音量の特性により、これに適した特性のものを選び、また組合せねばよいわけであるが、ここでつぎのこと留意する必要がある。すなわち、

(i) 消音器の特性は一般に、それが単独で両端が ρc 端 (ρc : 空気の特性インピーダンス) に接続される場合の特性で示されている。したがって、一つの消音器を他の消音器、曲り、分岐などと組合せた場合には、減衰特性は接続条件によって異なり、当然それぞれの特性を加え合わせたものとはならない。

(ii) 消音器の特性には、後述するように、厳密に入射エネルギーに対する透過エネルギーのレベル差で表わされていない場合があり（それでも実用上特性が知られないよりはるかに有用である），これを理論的に取扱うことはできない。また、この場合にも 2 個の消音器特性の和が 2 個消音器を組合せたときの全体特性とはならない。

以上のように、実際のダクト系では、これを音響系として純理論的に扱かおうとすれば、それはほとんど不可能に近い面倒なものとなる。したがって、実用上はやはり個々の消音特性を知って、これらを加え合わせるしか方法はないから、その場合にできるだけ理論上相加のできる条件に近づけて、配列組合せを考慮することが必要である。これには次の二、三が参考となろう。

(1) 曲りの後に内貼りダクトをおくとき、内貼ダクト入口における反射はあまりなく、その先で音は吸収されるから、その後に他の消音器、曲りなどがあっても、これらの最初の曲りの減衰特性に対する影響は少ないと考えられる。したがって、单一曲りと内貼ダクトの特性を相加してよい。

(2) 多段型共鳴器にあっては、その共鳴周波数付近でのエネルギーは大きく減衰され、出口側のエネルギーは極めて小となるから、出口側における反射条件の影響はほとんどみられなくなる¹³⁾。すなわち、下流の消音器などの影響は考えなくてよい。

(3) 吹出口に用いる消音ユニットなどでは、その開口条件での入口、出口管における T.L. (透過損失) 特性*を求めておけば、これに開口端反射損失を加えて、室内に放射されるパワーが求められる。

消音器については、一般的に次のような性能が要求される。

- a) 空気抵抗の小さいこと
- b) 場所をとらないこと
- c) 概して低音域の消音能力の大きいこと
- d) 消音器内部で、気流による渦流音を発生しないこと

* ただし、吸音材を用いたユニットでは、実用上 ρc 端特性でもよい。

e) その他、不燃性であること、吸音材料などの耐久性があることなどである。

2・4 各種の消音器について

騒音制御計画では、ダクト系を伝わる騒音の伝播エネルギーを追跡してゆく。したがって、消音器の能力を表わす特性値も、このエネルギー減衰量を表わすものでなければならない。しかし、一般にはこの意味での厳密な測定は難かしい場合が多いので、単に消音器入口、出口側のある2断面内の音圧レベルの差をとて特性を表わすことがある。この特性はエネルギー減衰特性と区別すべきで後者の透過損失 T.L. に対し、これを騒音減衰量 (Noise Reduction) NR とよぶ。NR の値は、入口側音圧に反射波の影響をうけるので、減衰機構によっては透過損失より大きくえられ（最大約3dB）、また断面による誤差が入るから、使用の際には注意を要する。

2・4・1 吸音材内貼ダクト

ダクト内面に、岩綿、ガラス綿、ウレタン・フォームなどの吸音材を内貼りしたもので、もっとも一般に用いられる。減衰特性は中高音域では大きいが、低音域では極めて小さくなる。減衰量を与える式には多くの人による理論式あるいは実験式があるが、ここでは Brüel の式¹³⁾を掲げる。

各辺同一の吸音材で内貼りするとき、低音域における減衰量 R_L は

$$R_L = K \cdot \frac{P}{S} l \quad \text{dB}, \quad K = 4.34 \frac{1}{N} \quad \dots\dots(12)$$

(ただし、 $\omega a/Nc < 1$)

ここに、 P : 内貼ダクトの断面周長 (m), S : 同断面積 (m^2), l : 同長さ (m), N : 定在波管で内貼材の垂直入射吸音率 α_0 を測定するときの音圧の最大最小比, ω : $2\pi f$ 角周波数, f : 周波数 (cps), a : 内貼ダクトの一辺長, c : 音速。

たとえば、25 mm 厚岩綿帶の N および α_0 の値は Table 2・4・1 のようで、また、 α_0 と N は式 (13) のような関係で、これを Table 2・4・2 に示す。

$$\alpha_0 = 4/(N + N^{-1} + 2) \quad \dots\dots(13)$$

Table 2・4・1

Frequency	25 mm Thick Rock-wool Blanket without Air Space		25 mm Thick Rock-wool Blanket with 25 mm Depth of Air Space	
	N	α_0	N	α_0
125	80	0.05	42	0.09
250	48	0.08	16	0.22
500	12.7	0.27	4.0	0.64
1000	4.0	0.64	1.83	0.91
2000	1.83	0.91	1.76	0.92

Table 2・4・2

	α_0	N	α_0	N
	1.00	1.0	0.33	10.0
	0.96	1.5	0.30	11.3
	0.89	2.0	0.23	15
	0.80	2.6	0.20	18
	0.75	3.0	0.18	20
	0.70	3.4	0.125	30
	0.60	4.4	0.10	38
	0.56	5.0	0.08	50
	0.50	5.9	0.06	70
	0.44	7.0	0.04	100
	0.40	7.9	0.02	200

式(12)を図表化したのがFig. 2·4·1である。

2·4·2 セル型またはスプリッタ型吸音ダクト

吸音材をセル型またはスプリッタ型に組んでダクト内に取付けたものである。内貼ダクトと同様に、中、高音域の減衰は大きいが、低音域のそれは小さい。また、空気抵抗を増すため、断面積を大きくしなければならないが、減衰量を増すから所要長は短かくてすむ。

セル型では、1つのセルと同じ断面の内貼ダクトの減衰量より特性が推定されるが、実際にはこれ

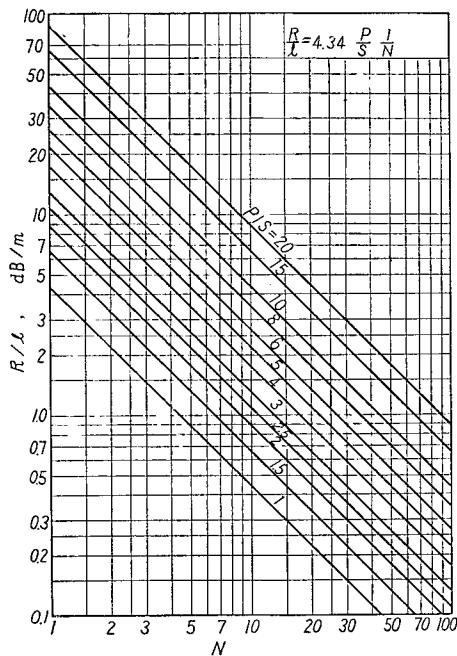
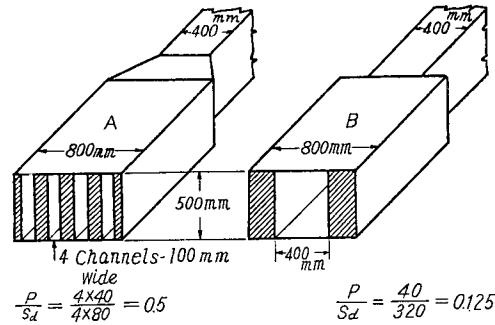


Fig. 2·4·1



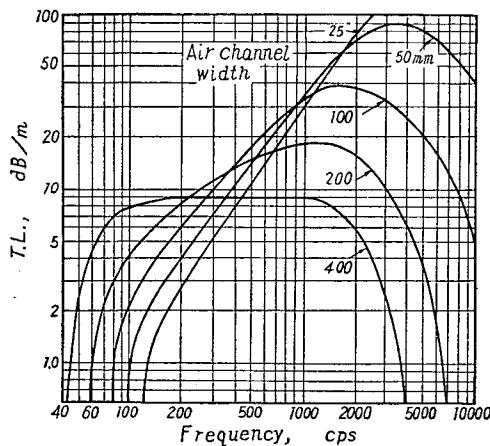
$$\frac{P}{S_d} = \frac{4 \times 40}{4 \times 80} = 0.5$$

$$\frac{P}{S_d} = \frac{40}{320} = 0.125$$

* For 50 percent sound absorbing material and
50 percent free area of duct

Arrangements of Sound Absorbing Material as Duct Splitters*

Fig. 2·4·2



* For ducts with 50 percent free area and
50 percent sound absorbing material

T. L. of Duct Splitters*

Fig. 2·4·3

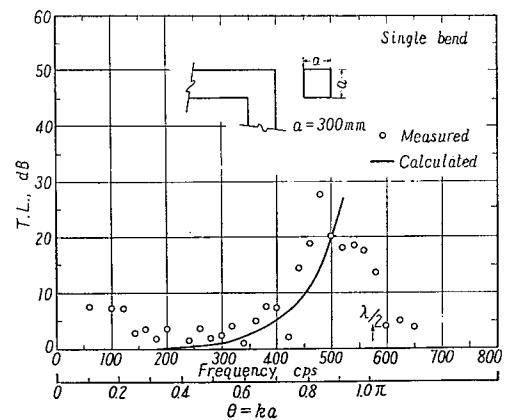


Fig. 2·4·4

より劣る。これは、セルの壁の吸音材を通して音が隣りのセルにぬけるためである。

スプリッタ型について、通過面積 50% の形で、Fig. 2・4・2 に示すように、吸音材および通過路の厚さを等しくとり、これらを変えた場合の特性は Fig. 2・4・3 のようになる¹⁴⁾。厚さを小にすれば P/S を増して減衰量は上るが、吸音材の性質として低音域は効かなくなる。

2・4・3 曲りダクト

曲率をつけない直角曲り（ベンド）においては、ダクト辺長が $1/2$ 波長に近い周波数のところで、かなりの減衰を示すようになる。正方形ダクトにおける実測と計算値¹⁵⁾との比較を Fig. 2・4・4 に示す。バンド・ノイズを用いて測定した NR 特性（断面 1-1'～2-2' において測定）からは、図示のようなガイド・ペーンの影響はほとんどみられない（Fig. 2・4・5 および 6 参照）。また、曲り部分を無反射端としても決して有利ではない（Fig. 2・4・7）。

減衰特性は理論上 ka ($k=2\pi f/c$, f =周波数, c =音速, a =一边長) によるから¹⁵⁾、大きいダクトほど低音域に対してまで有効になる（図中の横軸を ka または fa でとれる）。

2段直角曲りでは、曲り相互の距離 l が減衰特性に関係する（例えば、Fig. 2・4・8, 9 参照。ま

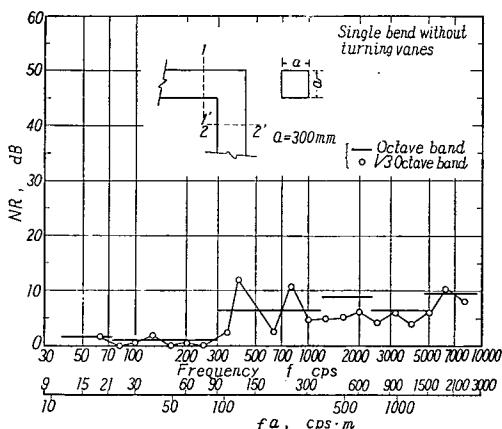


Fig. 2・4・5

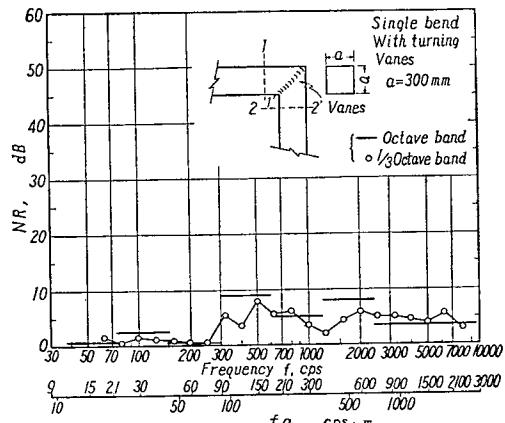


Fig. 2・4・6

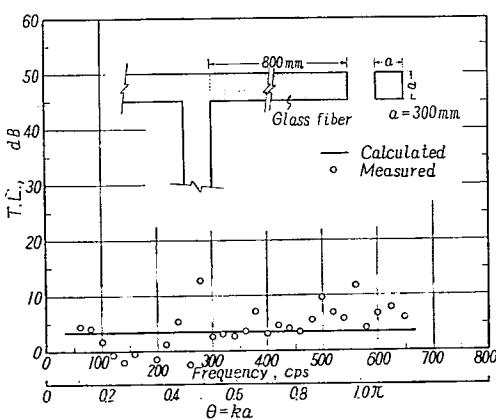


Fig. 2・4・7

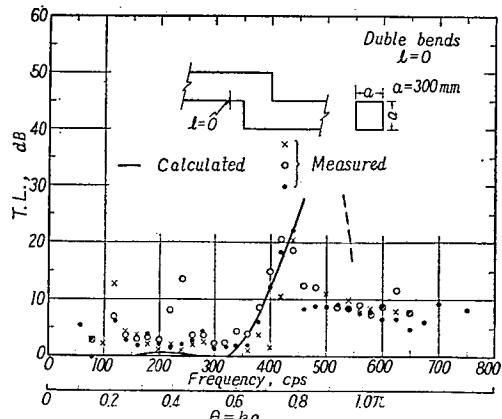


Fig. 2・4・8

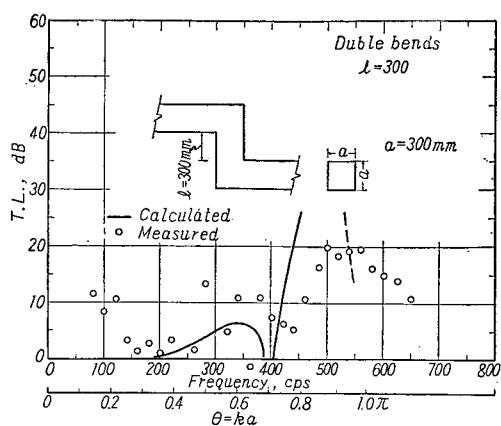


Fig. 2·4·9

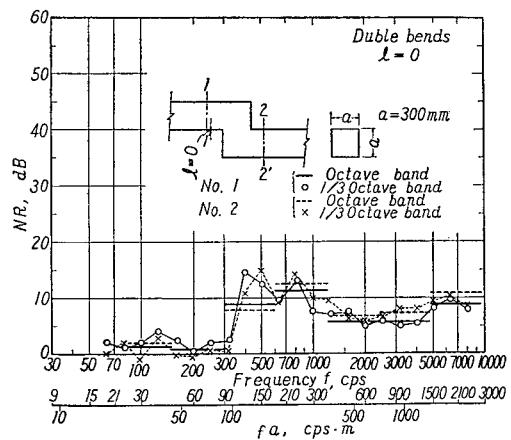


Fig. 2·4·10

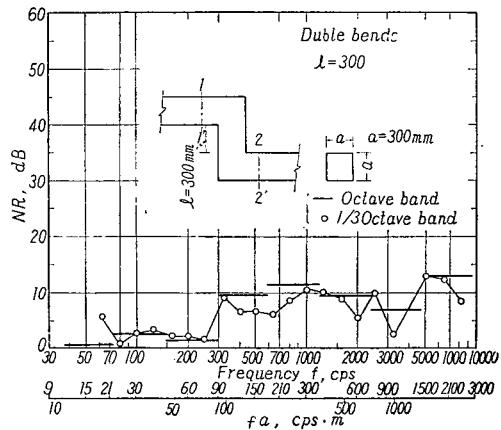


Fig. 2·4·11

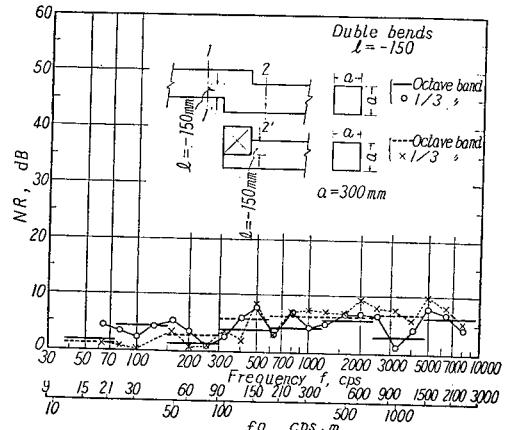


Fig. 2·4·12

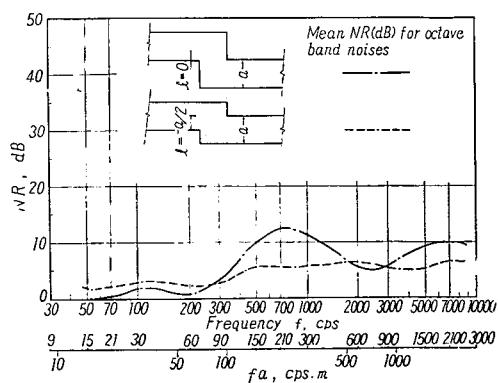


Fig. 2·4·13

た、計算値については文献(16)参照。これらを NR 特性でみたのが Fig. 2·4·10 および 11 で、 $l=a (=30 \text{ cm})$ の場合には 400~800 cps の山が落ちるが、他の場合では大した差異は認められず、実用上は $l=0$ のときの特性で代表できるようである¹⁷⁾。そして、これは単一曲りの特性のほぼ 2 倍

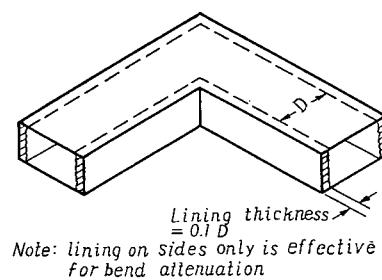


Diagram of Square Duct Bends Without Turning Vanes

Fig. 2·4·14

の値に近い。

2つの曲りが重なる場合には、著しく NR 特性は低下する。また、2段目の曲りの方向は特性にあまり関係しない (Fig. 2・4・12 参照)。

Fig. 2・4・10, 12 の特性より、バンド・ノイズの中心周波数に対して、平均の NR 特性曲線を画いたのが Fig. 2・4・13 である。

実用上は、単一曲りの特性を加算して考えて大差ない模様で、Fig. 2・4・14 のような内貼りした曲りをも含めて、Table 2・4・3 のような特性が用いられる²⁾。

Table 2・4・3

T. L. of 90 deg Duct Bends without Turning Vanes, dB (Guide)

		Frequency Bands, cps						
		75-150	150-300	300-600	600-1200	1200-2400	2400-4800	4800-9600
(A) No Lining								
125mm Duct width (D)					4	8	5	3
250mm Duct width				4	8	5	3	3
500mm Duct width			4	8	5	3	3	3
1000mm Duct width	4	8	5	3	3	3	3	3
(B) Lining* Ahead of Bend								
125mm Duct width					4	8	6	7
250mm Duct width				4	8	6	7	11
500mm Duct width		4	8	6	7	11	11	11
1000mm Duct width	4	8	6	7	11	11	11	11
(C) Lining* After Bend								
125mm Duct width					4	11	10	10
250mm Duct width				4	11	10	10	10
500mm Duct width			4	11	10	10	10	10
1000mm Duct width	4	11	10	10	10	10	10	10
(D) Lining* Ahead of and After Bend								
125mm Duct width					4	11	13	15
250mm Duct width				4	11	13	15	18
500mm Duct width			4	11	13	15	18	18
1000mm Duct width	4	11	13	15	18	18	18	18

* Based on lining extending for a distance of at least two duct widths "D" and lining thickness of 10% of duct width "D".

2・4・4 共鳴器型消音器

Fig. 2・4・15 に示すように、ダクトの周囲に空洞をもうけて孔をあけ、共鳴器を構成したものである。

減衰特性は、空洞の各部寸法が波長に比して小さい範囲で、次式で表わされる。

$$T. L. = 10 \log_{10} \left\{ 1 + \left(\frac{\sqrt{C_0 V}/2S}{f/f_r - f_r/f} \right)^2 \right\} \quad \text{dB} \quad \dots\dots (14)$$

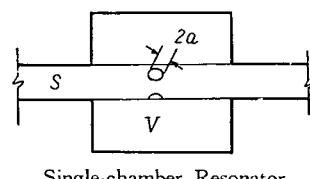


Fig. 2・4・15

$$\text{ここに, } f_r = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{C_0}{V}}, \quad C_0 = \frac{n\pi a^2}{l_c + \beta a}, \quad \beta = \pi/2 \quad \dots\dots (15)$$

ただし, f : 周波数, f_r : 共鳴周波数, V : 空洞容積, S : ダクト断面積, n : 孔の個数, a : 孔の半径, l_c : 孔の長さ (この場合は板厚)。

減衰量は $\sqrt{C_0 V / 2S}$ をパラメータとして Fig. 2・4・16 のようになる。

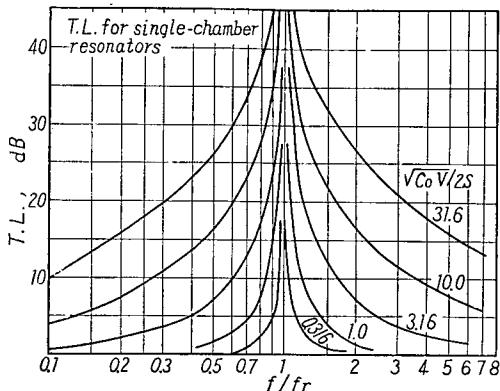


Fig. 2・4・16

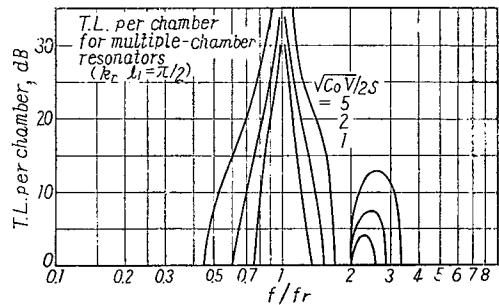
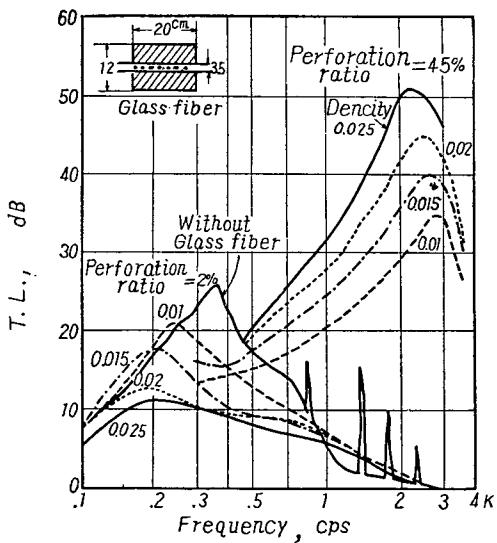


Fig. 2・4・17

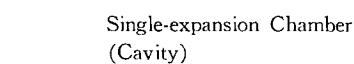


T. L. Characteristics for Various Density of Absorbing Material; Perforation Ratios are 45 and 2% Respectively (Igarashi and Toyama)

Fig. 2・4・18

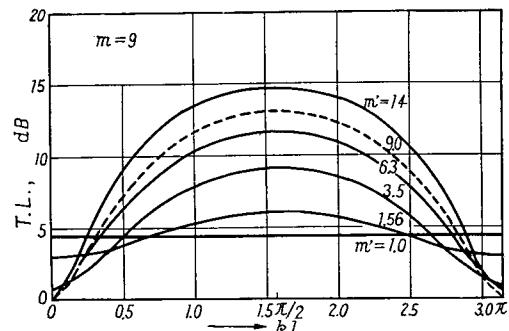
同型の共鳴器を多数連ねるときには、共鳴周波数付近の減衰量は極めて大きくなる。等間隔で 2 段以上連なるとき、この一段当たりの減衰量は、無限に連なる場合の次式より推定される。

$$T. L. = -8.69 \cosh^{-1} \left| \cos \left(k_r l_1 \frac{f}{f_r} \right) + \frac{\sqrt{C_0 V / 2S}}{f/f_r - f_r/f} \sin \left(k_r l_1 \frac{f}{f_r} \right) \right|^2 \quad \text{dB} \quad \dots\dots (16)$$



Single-expansion Chamber (Cavity)

Fig. 1・4・19



T. L. Characteristics of Single-expansion Chambers ($m=9$)

Fig. 2・4・20

ここに, $k_r = 2\pi f_r/c = \sqrt{C_0/V}$, l_1 : 相隣る共鳴器相互の距離。

$k_r l_1 = \pi/2$ の場合について, 特性を図示したのが Fig. 2・4・17 である。

共鳴器内部に吸音材を充填するときには, 有孔率と充填密度によってその効果が異なる¹⁸⁾ (Fig. 2・4・18 参照)。有孔率が大きい場合には, 充填密度の高いほど効果があるが, 有孔率 5 ~ 6 % を境として有孔率の小さい場合には, むしろ充填しない方が有利となる。

共鳴器型消音器は, とくに低音域の減衰に適し, 任意の周波数に対するものが容易につくられる。また, 気流抵抗が極めて小さいことが特徴であるが, 形が大きくなるのが欠点である。

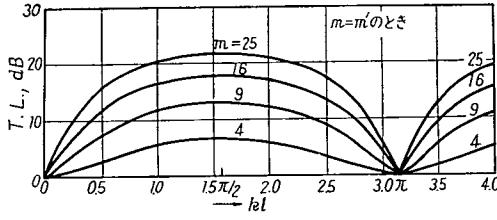
2・4・5 空洞型消音器

Fig. 2・4・19 に示すような断面拡大管によるもので, 音響フィルタの最も簡単なものである。これによる減衰量は次式で表わされる。

$$T.L. = 10 \log_{10} \frac{1}{4} \left\{ \left(1 + \frac{m}{m'} \right)^2 \cos^2 kl + \left(m + \frac{m}{m'} \right)^2 \sin^2 kl \right\} + \log_{10} \frac{m'}{m} \text{ dB} \quad \dots \dots (17)$$

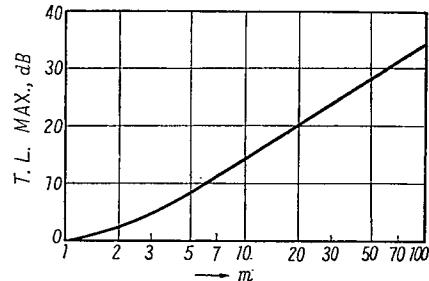
ただし, $m = S_2/S_1$, $m' = S_2/S_3$, S_1 , S_2 , S_3 : 各部断面積, l : 空洞の長さ。

$m=9$ のとき, m' の各値に対して, $T.L.$ は Fig. 2・4・20 のようになる。また, $m=m'$ のとき, 式はさらに簡単になり, m の値に対して Fig. 2・4・21 のようになる。いずれの場合も, $T.L.$ は $f = \frac{c}{4l}(2n+1)$ で最大, $f = \frac{c}{2l} \cdot n$ で最小となる (ただし, $n=0, 1, 2, \dots$)。 m と最大減衰量との関係は Fig. 2・4・22 のようである。



T.L. Characteristics of Single-expansion Chambers
($m=m'$)

Fig. 2・4・21



T.L. Maxima for Various Ratios of Cross Sectional Areas ($m=m'$)

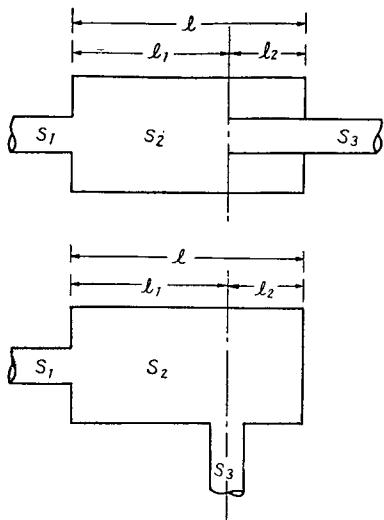
Fig. 2・4・22

Fig. 2・4・23 は管を空洞内に挿入したもので, この場合には l_2 の部分による共鳴効果が加わる。挿入管の長さを空洞の長さの $1/2$, $1/4$ にとると, $T.L.$ 特性は極めて有利なものがえられる¹⁸⁾ (Fig. 2・4・24 の破線参照¹⁹⁾)。

挿入管型空洞に内貼りした場合の特性を Fig. 2・4・24 に示す。また, この原理にもとづいて標準的消音吹出口ユニットを設計し, その特性を表わしたもののが Fig. 2・4・25 および 26 である²⁰⁾。

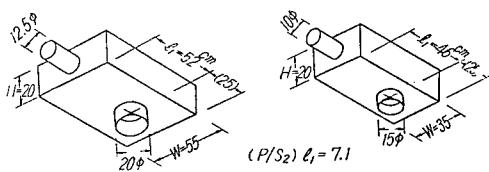
以上は, 空洞の寸法が波長に比べて小さい範囲で成り立つものである。また, ある程度以上の減衰をえようとすると, m を大きくしなければならず, したがって, 断面積がかなり大きくなるので, 十分スペースのあるところか, 小径のダクトでないと適用が難かしくなる。

前項の共鳴器型とともに, 高速気流に対しては, 減衰特性が変化し, また発生音を生じることがあるから²¹⁾注意を要する。しかし, 20m/s 以下の流速では, あまり問題にしないでもよさそうである¹⁹⁾。



Single-expansion Chambers with Internal Tube

Fig. 2.4.23



Standard Air Outlet Sound Attenuator Units
Fig. 2.4.25

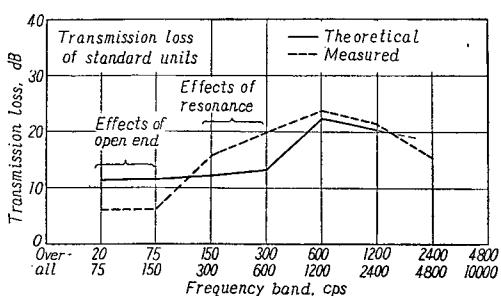
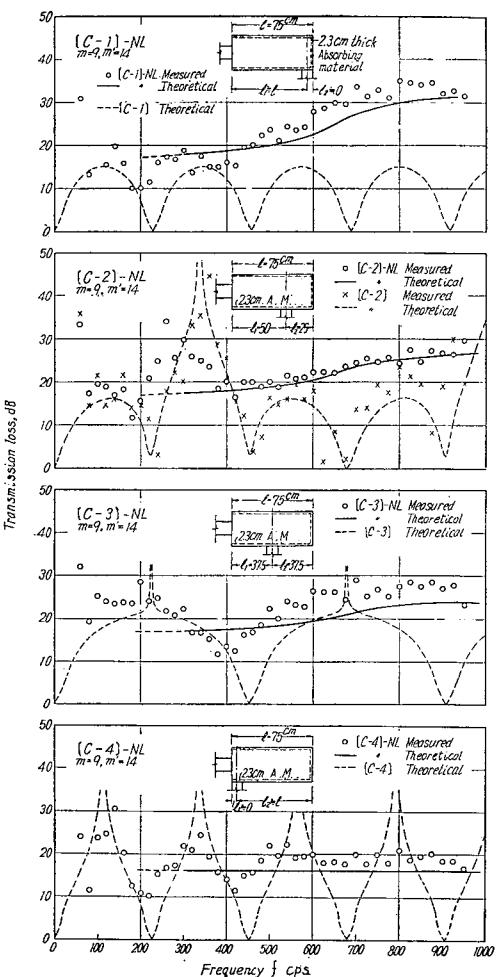


Fig. 2.4.26

2.4.6 吸音チャンバ

空洞型消音器の拡大室部分を非常に大きくして、内面に吸音材を貼り付けたものである。

前項の空洞型消音器に内貼りした場合には、内貼りダクトの効果に断面拡大による効果が加わったかたちの特性をえたが、波長に比べてチャンバの寸法が大きくなるような範囲では、音場理論から近似的に次式²³⁾によって減衰量が求められる。



[C-1]~[C-4]: Shapes of Test Piece,
-NL: With Absorbing Lining
T. L. Characteristics of Lined Cavity with Internal Tube

Fig. 2.4.24

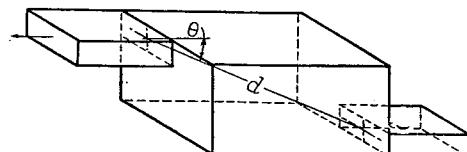


Diagram of Sound Absorbing Plenum

Fig. 2.4.27

$$T.L. = 10 \log_{10} \left[\frac{1}{S_e \left(\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{1-\alpha}{\alpha S_w} \right)} \right] \text{ dB} \quad \dots\dots (18)$$

ただし、 α ：内貼り材の吸音率、 S_e ：出口断面積 (m^2)、 S_w ：チャンバ内表面積 (m^2)、 d ：入口、出口間の距離 (m)、 θ ：出口開口面と入口、出口の中心を結ぶ方向とのなす角 (Fig. 2-4-27 参照)。

さらに、もっと簡単には、次式によっても実用上差支えない。

$$T.L. \approx 10 \log_{10} \frac{A}{S_e} \text{ dB} \quad \dots\dots (19)$$

ここに、 A ：吸音チャンバの吸音力 (m^2)、 S_e ：吸音チャンバから出るダクトの断面積 (m^2)。

普通に用いられる吸音チャンバの減衰量は、約 10 dB 前後であって、20 dB を越えるものはほとんどない。かなりの容積と吸音材料を必要とするが、あらかじめ場所を予定しておくか、天井裏、座席下などの余剰空間を利用して、有効な減衰を得ることができる。また、送風機などの騒音源をチャンバ内に収めると、吸音と同時に周囲に対する遮音上もすぐれたものとなる。

2.5 その他注意事項

以上は、ダクト系の騒音制御計画に関する一般的な事項であるが、さらに施工上などで考慮すべき事項がある。すなわち、(i) ダクト壁の遮音。これにはダクト内部に対する外部騒音のためのものと、ダクト騒音が室内に侵入しないためのものとがある。(ii) 機器およびダクトの防振。振動は伝播してやがて騒音に変わりやすい。したがって、振動の機器類からの伝播を防止しなければならない。(iii) 不測の気流音に対する注意。風量の不均一などからダンバ、吹出口などで不測の気流発生音を生ずることがある。(iv) その他、機器からの騒音、機械室の騒音に対する防御策の問題などがあるが、ここではそれらの詳細については省略する。

文 献

- 1) Beranek, L. L. : Acoustics, 1954, pp. 311/21
- 2) ASHRAE Guide and Data Book 1961, Chap. 14
- 3) 永田穂：日本音響学会講演論文集，昭34.5, 1-2-19
- 4) 小黒、馬場：運研資料，No. 26, 1960-6
- 5) 後藤滋：東大生研報告，Vol. 10, No. 2, 1960
- 6) 空気調和・衛生工学会、送風機騒音測定規格作成委員会において検討中
- 7) Beranek, L. L. ほか：JASA, 27, 1955, p. 217
- 8) Madison, R. D. 編：Fan Engineering (Buffalo Forge Co.), 1949, pp. 311/4
- 9) Allen, C. H. : Noise Control, Jan. 1957, p. 28
- 10) 空気調和・衛生工学会40周年記念委託研究
- 11) Kerka, W. F. : ASHRAE Journal, March 1960, p. 49
- 12) 永田穂：音響材料，14号，1960, p. 10
- 13) Brüel, P. V. : Sound Insulation and Room Acoustics 1951, pp. 159/65
- 14) King, A. J. : JASA, 30, No. 6, 1958, p. 505
- 15) Lippert, W. K. R. : Acustica, 4, 1954, p. 307
- 16) " " p. 412

- 17) 後藤滋：日本音響学会講演論文集，昭37.5，1-3-5
- 18) 五十嵐寿一，遠山政佑；東大航研報告，No.339，1958
- 19) Meyer, E.ほか；JASA, 30, No. 3, 1958, p. 165

第3章 船舶用高速通風ダクトの抵抗ならびに風量配分

3・1 直管、曲管および分岐管の損失圧力

3・1・1 緒言

高速通風方式における主ダクト内気流速度は 20~30 m/s である。したがって、ダクト部分の損失圧力は通風系の全損失圧力の過半をしめる場合もあり、近年通風管およびその部品に関する研究は重要性を加えており、設計資料の再検討が進められている¹⁾。

高速通風方式によりダクト断面が小になるに従い、摩擦損失、強度および工場生産の点で有利な円形断面ダクトが矩形ダクトより多く用いられ、さらに部分ごとに分岐管などの形状および工作の単純化が必要となる。ここでは、工場生産による円形断面直管*、曲管および分岐管の市場品を対象として、船舶において主な実用範囲と考えられる形状、寸法について、それらの損失圧力を測定してえた抵抗係数などの性質を述べ、既往の文献によるそれらと数値的比較を試みる。

3・1・2 損失圧力

分岐管などダクト部分の損失圧力は、それより上流と下流における全圧の差として求められる。これを基準位置の平均速度による速度圧で除したものが全圧抵抗係数、すなわち損失係数である。本文ではこの抵抗係数値によって損失特性を論ずる。これに関連して、静圧抵抗係数 ζ_s およびリゲーン係数 R などがしばしば用いられているので、それらの間の関係を述べる。

ダクト部品の上流および下流位置の平均速度、静圧をそれぞれ v_u 、 v_D あるいは v_B また p_u 、 p_D あるいは p_B とすれば、

$$\zeta = \left[\left(p_u + \frac{\gamma v_u^2}{2g} \right) - \left(p_D + \frac{\gamma v_D^2}{2g} \right) \right] / \left(\frac{\gamma v_u^2}{2g} \right) \quad \dots \dots (1)$$

$$\zeta_s = (p_u - p_D) / \left(\frac{\gamma v_u}{2g} \right)^2 \quad \dots \dots (2)$$

$$R = (p_D - p_u) / [\gamma(v_u^2 - v_D^2)/2g] \quad \dots \dots (3)$$

$$\zeta = \zeta_s + \left(1 - \frac{v_D^2}{v_u^2} \right)$$

$$\zeta_s = -R[\gamma(v_u^2 - v_D^2)/2g] / \left(\frac{\gamma v_u^2}{2g} \right) \quad \dots \dots (4)$$

ただし、 g ：重力の加速度 9.8 kg/s² v_D ：下流位置気流速度 m/s

p_D ：下流位置静圧 mmAq v_u ：上流位置気流速度 m/s

p_u ：上流位置静圧 mmAq ζ ：全圧抵抗係数 無次元

* スパイラルダクト、栗本鉄工所製

R : リゲーン係数

無次元

ζ_s : 静圧抵抗係数

無次元

3・1・3 各部品の損失圧力

(a) 工場生産円形断面直管

円管の損失圧力が式 (5) および式 (6) のように表わされるものとする²⁾。

$$p_r = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\gamma v^2}{2g} \quad \dots\dots (5)$$

$$\lambda = 0.0055 \left[1 + \left(20000 \frac{e}{d} + \frac{10^6}{R_e} \right)^{\frac{1}{4}} \right] \quad \dots\dots (6)$$

ただし, d : 管の直径 m R_e : レーノルズ数 無次元

e : 表面の粗さを代表する長さ m v : 気流速度 m/s

g : 重力の加速度 9.8 m/s² γ : 空気の比重 kg/m³

l : 管の長さ m λ : 摩擦抵抗係数 無次元

p_r : 損失圧力 kg/m² または mmAq

測定値から求めた e の値は Table 3・1・1 のごとくである。

Fig. 3・1・1 は井上宇市博士による損失圧力線図⁴⁾で $e=0.18 \text{ mm}$ としてある。これに対して、スパイラルダクトの $e=0.1 \sim 0.3 \text{ mm}$ であるから、Fig. 3・1・2 から損失圧力の修正範囲は約 $\pm 10\%$ 程度であることがわかる。設計に Fig. 3・1・1 を使用する場合、管径 75 mm 程度のときは Fig. 3・1・2

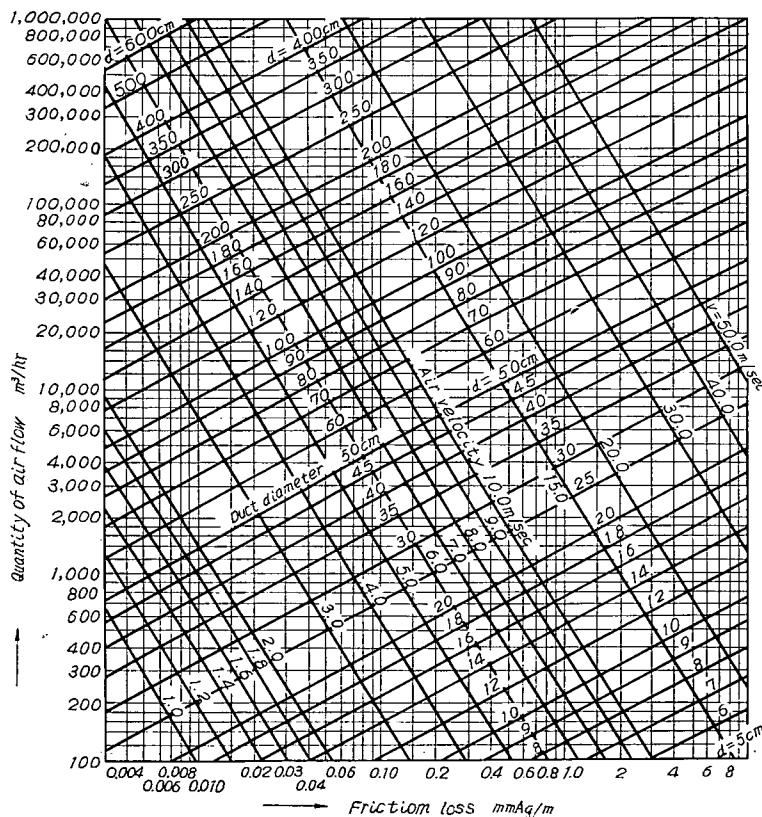


Fig. 3・1・1

Table 3・1・1

d mm	e mm	
	(a)	(b)
75	0.18~0.20	0.075~0.30
125	0.09~0.12	—
150	—	0.09~0.15
300	—	0.09~0.12

Note ; (a) Without connection, (b) With a connection per 3 meters³⁾

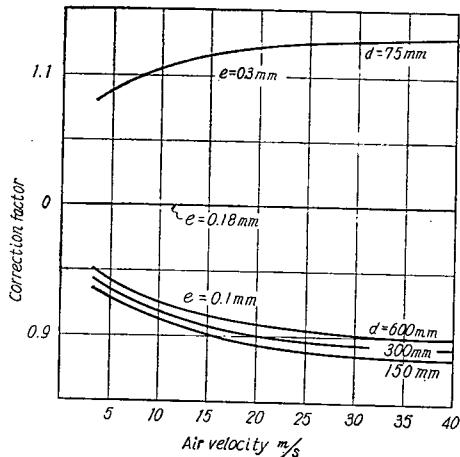


Fig. 3・1・2

Table 3・1・2

Drawn Tubing (Copper, glass)	$e=0.0015\text{ mm}$
Galvanized Iron Pipe	0.15
Cast Iron Pipe	0.25
Galvanized Iron Duct	0.15~0.20

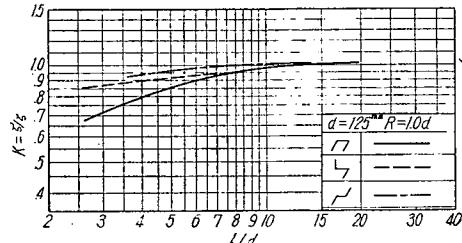


Fig. 3・1・3

の $e=0.3\text{ mm}$ 曲線により損失圧力を割増し、管径 125 mm 以上のときは安全をみてそのままの値を用いてよいと考えられる。なお、参考のために、 e の値を示すと、Table 3・1・2 のようである⁵⁾。

(b) 単一曲管

曲管は Fig. 4・5・3 に示し (直径 125 mm)，気流速度 5~30 m/s の範囲での抵抗係数は Table 3・1・3 (a) のごとくである。(b) は ASHRAE Guide (1960) による値を示す。

Table 3・1・3

R	ζ		
	1.0 d	1.5 d	2.0 d
(a)	0.26	0.24	0.24
(b)	0.33	0.24	0.19

(c) 2段 90° 曲管

Fig. 4・5・4 に示すような、2曲管U字型、2曲管クランク型および2曲管立上り型の3種類の2段90°曲管について、Fig. 4・5・3 $R=1.0d$ の曲管2個を用い、入口および出口直管の軸間距離 l を変えた場合の曲管1個当りの抵抗係数 ζ' の値を求めるとき、 $l/d=10$ 以上では単一曲管のそれに等しくなり、 $l/d=10$ 以下では1個当り抵抗係数がわずかに小になる (Fig. 3・1・3 参照)。

(d) 分岐管

直径 125 mm の直通管に直管 75 mm の Fig. 4・5・5 の型式 I および II の 90° 分岐をとりつけた場

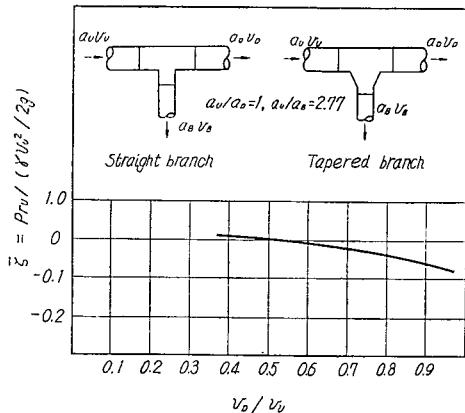


Fig. 3・1・4

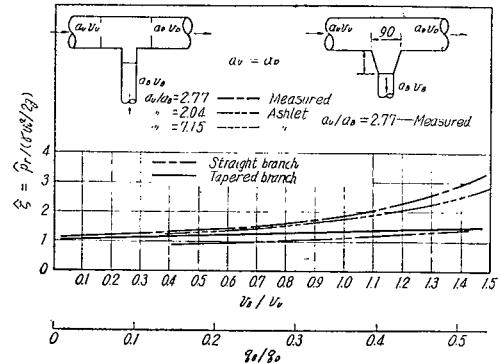


Fig. 3・1・5

合の分流抵抗係数 $\bar{\zeta}$ および $\hat{\zeta}$ (直通部の抵抗を一、分岐部の抵抗を $\bar{\zeta}$ で表わす) と速度比との関係は Fig. 3・1・4 および Fig. 3・1・5 のようになり、Fig. 4・5・5 に示した型式の分岐についての縮小管のある場合の $\hat{\zeta}$ はそれがないときよりやや小である。Ashley の測定値はこれらに近い¹⁾。

文 献

- 1) a C. M. Ashley, et al; ASHRAE. Transaction, Vol. 62, 1956
b 佐藤雄二; 日本機械学会論文集, 192号, 1962
- 2) ASHRAE Guide and Data Book 1961
- 3) 井上嘉雄: 日本建築学会論文集, 第76号, 1962
- 4) 井上宇市: 空気調和ハンドブック, 1957
- 5) 井上宇市: ダクト計算便覧, 1962
- 6) 文献 1) a と同じ

3・2 パンカー・ループによる流量配分

3・2・1 緒 言

船舶の通風あるいは空気調整にはパンカー・ループを使用する場合が多いと考えられる。パンカー・ループを1個または数個直接ダクトにとりつける場合の流量配分の計算法は、分流抵抗係数にもとづき成立する。室内気流分布の検討にさいしてはダクトに取付けられた場合のパンカーループの流量係数を必要とする。パンカー・ループがプレナムチャンバにとりつけられている場合は、吹出口の抵抗係数は一定値である。ダクトに取付けられた場合、これにもとづいて流量計算した結果と、本研究によりえた分流抵抗係数にもとづくそれを比較する。また、流量配分を均等にする方法につき述べ、さらに、吹出気流に関して検討を加えた。

3・2・2 分流抵抗係数および流量係数

パンカー・ループをダクトに取付けた場合の直流分流抵抗係数 $\bar{\zeta}$ および分岐分流抵抗係数 $\hat{\zeta}$ はそれぞれ Fig. 3・2・1 および Fig. 3・2・2 のようになる。また、流量係数 Fig. 3・2・3 はで示される。

3・2・3 パンカー・ループの流量配分計算

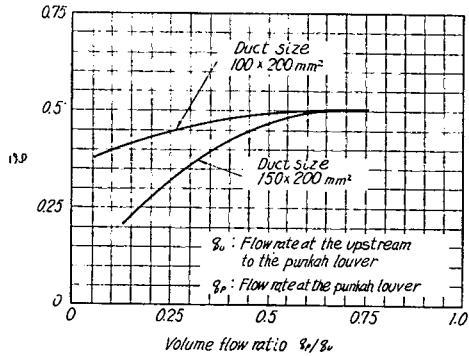


Fig. 3.2.1

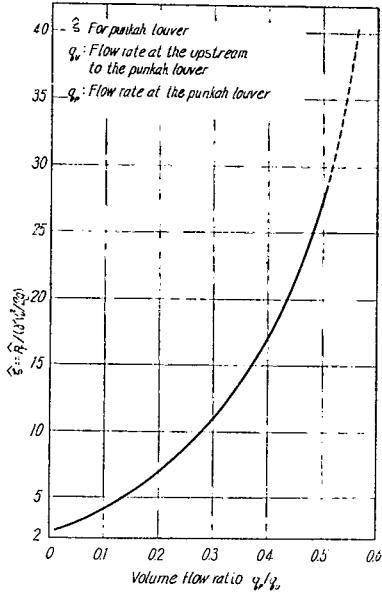


Fig. 3.2.2

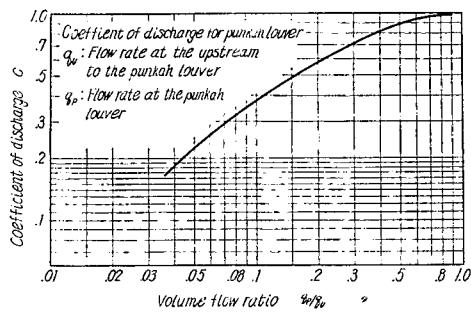


Fig. 3.2.3

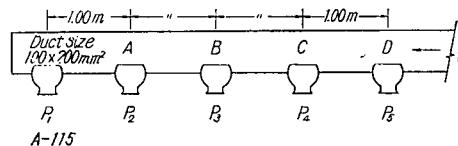


Fig. 3.2.4

パンカーラーブルをダクトに取付けた場合の流量配分の計算法として、(1) 分流による損失圧力を考慮しないで、プレナムチャンバ付の流量係数を用いる場合と、(2) 前述の分流抵抗係数および流量係数を用いて計算する場合について、ダクト断面積 100×200(mm)² にパンカーラーブル A-115 (吹出口口径 57.5 mm) を 1 m 間隔に 5 個取付け、末端パンカーラーブルの流量 0.013 m³/s (吹出口速度 5 m/s, 速度圧 1.533 kg/m²) とし、各パンカーラーブルよりの流量を求める (Fig. 3.2.4)

Table 3.2.1

Pressure Losses and Quantity of Air	Pressure Loss mm Aq	Total Pressure Loss mm Aq	Velocity V_0 m/s	Quantity of Air Flow m ³ /s	Quantity of Total Air Flow m ³ /s
Punkah Louver P ₁	1.533	1.533	5.0	0.0130	0.0130
Duct P ₁ A	0.007	1.540			
Punkah Louver P ₂			5.0	0.0130	0.0260
Duct AB	0.028	1.568			
Punkah Louver P ₃			5.1	0.0133	0.0393
Duct BC	0.055	1.623			
Punkah Louver P ₄			5.2	0.0135	0.0543
Duct CD	0.090	1.713			
Punkah Louver P ₅			5.3	0.0137	0.0680
Duct D—					

参照)。

(1) 抵抗係数 ζ はほぼ 1 であるから、末端のパンカー・ルーブルより順次各パンカー・ルーブルの位置までの損失圧力を求め、各パンカー・ルーブル流量を計算する。計算順序を Table 3・2・1 に示す。

(2) 末端パンカー・ルーブル P_1 の損失圧力は 1.533 mm Aq、これに P_1A 間のダクト損失圧力 0.007 mm Aq を加えると A' 点における損失圧力は 1.540 mm Aq となる。パンカー・ルーブル P_2 の流量は、第 1 近似値として、パンカー・ルーブル P_1 と P_2 との流量を等しくとり、すなわち、 $q_{A3}/q_{A1} = 0.5$ にたいする分流抵抗係数を Fig. 3・2・1 および Fig. 3・2・2 より定め、 P_1A および P_2A 間の損失圧力の第 1 近似値がえられる。これらが等しくなるような分流抵抗係数を流量比を変えて求め、逐次近似を行なう。損失圧力が等しくなったときの流量比 q_{A3}/q_{A1} がきまり、流量 (q_{A1}, q_{A3}) が求められる (E. 2.3 参照)。計算順序を Table 3・2・2 に示す。(1) の計算法と (2) の計算法より求めた各パンカー・ルーブルの流量を Table 3・2・3 に示す。数個のパンカー・ルーブルをダクトに直接取付ける場合の流量配分は表示のごとく、(1) の計算結果では実際の流量と著しく異なる。

Table 3・2・2

A 点

1.540 mm Aq

ζ	q_{A3}/q_{A1}	q_{A3} m ³ /s	q_{A1} m ³ /s	v_{A1} m/s	ζ	$\frac{v_{A1}\gamma}{2g}$	\bar{p}_{rA}	\hat{p}_{rA}
28.0	0.50	0.0130	0.0260	1.30	0.49	0.103	1.562	2.880
20.0	0.43	0.0108	0.0238	1.20	0.47	0.088	1.548	1.730
19.5	0.42	0.0096	0.0226	1.13	0.47	0.078	1.540	1.520

Pressure Loss between A and B, 0.02 mm Aq

B 点

ζ	q_{B3}/q_{B1}	q_{B3} m ³ /s	q_{B1} m ³ /s	v_{B1} m/s	ζ	$\frac{v_{B1}\gamma}{2g}$	\bar{p}_{rB}	\hat{p}_{rA}
11.0	0.289	0.0096	0.0322	1.61	0.46	0.158	1.593	1.740
10.0	0.275	0.0086	0.0312	1.56	0.45	0.148	1.627	1.480
10.5	0.295	0.0090	0.0316	1.58	0.45	0.152	1.620	1.60

Table 3・2・3

Position*	Quantity of Air Flow At A Punkah Louver m ³ /s				
	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5
Method of Computation (1)	0.0130	0.0130	0.0133	0.0135	0.0137
Method of Computation (2)	0.0130	0.0096	0.0090	0.0080	0.0071

* cf. Fig. 3・2・4

3・2・4 流量配分の調整について

パンカー・ルーブル P_1 と P_5 (Fig. 3・2・4 参照) の流量は非常に大きい差がある。 P_1 と P_2 の間に抵抗を挿入する場合を考察する。パンカー・ルーブル P_1, P_2 の流量を等しくするような抵抗を挿

入すると各パンカー・ループルより流量は Table 3.2.4 の第3行のようになる。抵抗の有無による流量を比較すると、抵抗の無い場合は P_5 と P_1 の流量比は 0.54 であるのに対し、抵抗のある場合は 0.83 となり、全般的に少なくなる。

吹出速度 (v_0) を P_1 のそれを基準として各パンカー・ループルについて求めると、抵抗の有無により Table 3.2.5 のようになる (1.1 参照)。

Table 3.2.4

Position*	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5					
Quantity of Air Flow At A Punkah Louved m^3/s	q_1	q_1/q_1	q_2	q_2/q_1	q_3	q_3/q_1	q_4	q_4/q_1	q_5	q_5/q_1
No Balancing Resistance	0.0130	1	0.0096	0.74	0.0090	0.69	0.0080	0.62	0.0070	0.54
With Balancing Resistance between P_1 and P_2	0.0130	1	0.0130	1	0.0129	0.99	0.0119	0.92	0.0108	0.83

* cf. Fig. 3.2.4

Table 3.2.5

Position	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	
Quantity of Air Flow At A Punkah Louvre	m^3/s	Coefficient V_{01}/V_{01}	Coefficient V_{02}/V_{01}	Coefficient V_{03}/V_{01}	Coefficient V_{04}/V_{01}	Coefficient V_{05}/V_{01}
No Balancing Resistance	0.0130	1.0 1.00 0.0096	0.83 0.825 0.0090	0.68 0.84 0.0080	0.56 0.825 0.0071	0.47 0.79
With Balancing Resistance between P_1 and P_2	0.0130	1.0 1.00 0.0130	0.94 1.12 0.0129	0.74 1.16 0.0119	0.60 1.19 0.0108	0.50 1.19

* cf. Fig. 3.2.4

以上の計算結果より、パンカー・ループル数個をダクトに直接とりつける場合の流量配分の調整は、末端位置のパンカー・ループルと次のそれとの間に適当な抵抗を挿入することにより効果的に行なわれ、吹出気流速度に関しては著しい不都合を生じないものと考えられる。

第4章 実験的研究

4.1 各種吹出口の気流特性に関する研究

4.1.1 基本的事項

4.1.1.1 軸流吹出口

吹出気流は一般に、その中心速度と吹出口からの距離 X との関係によって 4 つの域にわけられる。すなわち、第 1 域： $V_x = \text{一定}$ 、第 2 域： $V_x \propto 1/\sqrt{X}$ 、第 3 域： $V_x \propto 1/X$ 、第 4 域： V_x は急激に減少する部分。

第 3 域は実用に供する主要域であって、この部分について、軸線上の X' あるいは X 位置における最大速度 $V_{x'}$ あるいは V_x は、理論的に式 (1) のように表わされる¹⁾ (Fig. 4.1.1 参照)。

$$V_{x'}/V_0 = K_p/(X'/D_0) = (K^* + L)/(X/D_0 + L) \quad \dots \dots (1)$$

あるいは、一般に実験式として²⁾,

$$V_x/V_0 = K/(X/D_0) = K'/(X/\sqrt{A_0}) \quad \dots \dots (2)$$

ただし、

A_0 : $=efA_c$, ノズル、ダクト端の吹出口面積、オリフィス状
吹出口の場合の縮脈部面積 [m^2]

A_c : 吹出口全面積 [m^2]

c : 縮流係数 (0.63~1.0)

D_0 : $=\sqrt{(4/\pi)A_0} = 1.13\sqrt{A_0}$, 有効直径 [m]

f : 吹出口の自由面積比 (吹出口開口面積/吹出口全面積) ≤ 1

K_p : 仮想点吹出口から第 1 域の終りまでの距離 (D_0 の倍数)

K^* : 吹出口面から第 1 域の終りまでの距離 (D_0 の倍数)

K : K_p あるいは K^* に近い意味を持つ実験的定数

K' : $=1.13K$, これらの K_p , K^* , K , K' をスロー定数という。

L : 仮想点吹出口から吹出口面までの距離 (D_0 の倍数)

Q_0 : 1 次空気量 [m^3/s]

V_x , $V_{x'}$: X , X' 位置の最大速度 [m/s]

V_0 : $=Q_0/A_0$ 1 次空気の吹出速度 [m/s], ノズル、ダクト端のとき : $=Q_0/A_c$, オリフィス状
開口のとき : $=Q_0/(cA_c)$, 面格子など : $Q_0/(efA_c)$

V_c : $=Q_0/A_c$ 吹出口面速度 [m/s]

X : 吹出口面からの距離 [m]

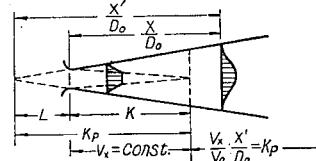


Fig. 4.1.1

X' : 仮想点吹出口からの距離 [m]

L および K^* (したがって K_p), または K の値は吹出口の形式, 吹出速度によってきまり, 実験的に求められる。 $L=0$ ならば式(1) と (2) は一致し, $K_p=K^*=K$ となる。

K_p , K^* , L , K などは次のようにして求められる。すなわち, 式(1) をかきかえて,

$$1/(V_x/V_0) = \{1/(K^*+L)\}(X/D_0 + L) \quad \dots \dots (3)$$

この左辺を縦軸に, X/D_0 を横軸にとり, 測定値をプロットしてこれに適合した直線を引くとき, $1/(V_x/V_0)=0$ における $X/D_0=-L$, また $1/(V_x/V_0)=1$ における $X/D_0=K^*$ なる関係より, L および K^* の値が求められる (Fig. 4・1・2 参照)。また, 原点より測定値プロットに向かって結ぶ直線を引けば, これは $L=0$ とみなした場合の特性を示し, 式(2) の関係を表わすことになる。したがって, $V_x/V_0=1$ における $X/D_0=K$ より, K の値がえられる。 K はまた一般に, 次のようにして求められる。すなわち, 式(2) の関係より, V_x/V_0 および X/D_0 を対数尺にとれば, Fig. 4・1・3 のように勾配-1 の直線となる。これより $V_x/V_0=1$ における X/D_0 をよみとれば, K の値がえられる。

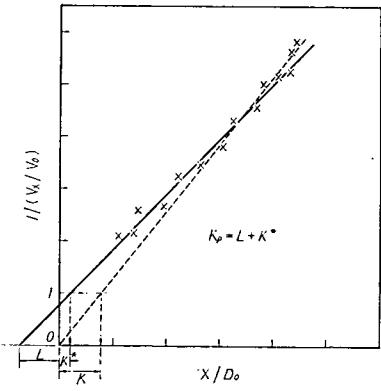


Fig. 4・1・2

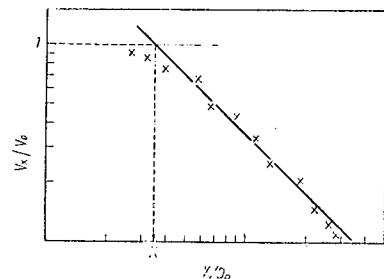


Fig. 4・1・3

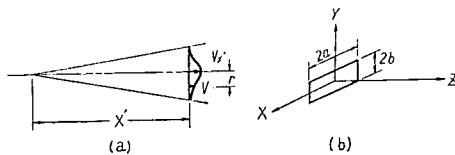


Fig. 4・1・4

次に速度プロフィルは, 吹出口からの距離 X' , 中心線からの距離 r の位置の速度を V として, 式(4) のように表わされる (Fig. 4・1・4 (a) 参照)。

$$V = V_x' e^{-\alpha r^2} \quad \dots \dots (4)$$

ただし, α : 形状係数, 軸流円形吹出気流について³⁾

$$\alpha = 2K_p^{3/2}/X'^2 \quad \dots \dots (4)$$

また, 長方形吹出気流については⁴⁾,

$$V/V_0 = \sqrt{\left(\operatorname{erf} \frac{X+a'}{cZ} - \operatorname{erf} \frac{X-a'}{cZ} \right)/2} \times \sqrt{\left(\operatorname{erf} \frac{y+b'}{cZ} - \operatorname{erf} \frac{y-b'}{cZ} \right)/2} \quad \dots \dots (6)$$

ただし, $a' = \sqrt{c_a}a$, $b' = \sqrt{c_b}b$, c_a : 縮流係数, c : ライハルトの乱流方程式における実験定数 ≈ 0.8 , $\operatorname{erf}(s) = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \int_0^s e^{-t^2} dt$ 誤差積分を表わす (Fig. 1・3 (b) 参照)。

第2域について、最大速度と距離の関係は式(7)で表わされる²⁾。

$$V_x/V_0 = \sqrt{K}/(X/H_0) \quad \dots\dots (7)$$

ただし、 H_0 : 吹出口の幅 [m]、また、アスペクト比を m とすれば、

$$V_x/V_0 = \sqrt{(K/\sqrt{m})/(X/\sqrt{A_0})} = \sqrt{(K/\sqrt{m})/(X/D_0)} \quad \dots\dots (8)$$

4.1.1.2 輻流吹出口

Fig. 4.1.5 (a) のように、輻流吹出口からの気流が平面に沿っているとき、円筒座標 (R, Z) について、速度プロファイルが式(9)のように表わされるものとする³⁾。

$$V = V_R e^{-c_1 Z^2/(R-R_0)^2} \quad \dots\dots (9)$$

ただし、 V : (R, Z) における速度、
 V_R : R における最大速度、 c_1 、 R_0 : 吹出口の形状によってきまる値。

Fig. 4.1.5 (b), (c) のような輪形吹出口の場合、吹出口首部の断面積 A_N 、速度 V_N

とし、変流板に沿って輻流になったとき、

流れの厚さ H_e 、吹出速度 V_0 であるとする。首部における静圧が大気圧に等しく、この間に圧力の損失がないものとすれば、

$$V_N = V_0 \quad \dots\dots (10)$$

したがって、連続の条件から、 $2\pi R_e H_e = A_N$ 、あるいは、

$$H_e/\sqrt{A_N} = \sqrt{A_N}/(2\pi R_e) \quad \dots\dots (11)$$

輻流吹出気流について、Koestel の誘導した結果⁵⁾ (1.1 の式(7), (8) 参照) に式(10)の関係を考慮すれば、

$$V_R/V_N = \sqrt{KH_e(KH_e+R_0)/R(R-R_0)} \quad \dots\dots (12)$$

R_0 が十分小さいとき、

$$V_R/V_N = KH_e/R \quad \dots\dots (13)$$

ただし、 KH_e : 仮想点源 (R_0) から測った最大速度一定部分の長さ、 K : 吹出口スロー定数
 式(13)はまた

$$V_R/V_N = (KH_e/\sqrt{A_N})/(R/\sqrt{A_N}) \quad \dots\dots (14)$$

式(14)右辺の分子は式(11)により、吹出口が相似のときに定数と考えられる。したがって、

$$V_R/V_N = C_2/(R/\sqrt{A_N}) \quad \dots\dots (15)$$

ただし、 $C_2 = KH_e/\sqrt{A_N} = K\sqrt{A_N}/(2\pi R_e)$

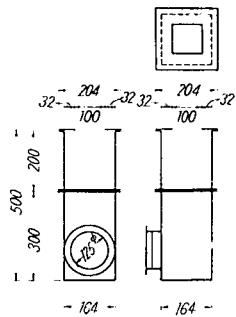
4.1.2 軸流吹出口による取付け条件とアスペクト比について

4.1.2.1 供試体および実験方法

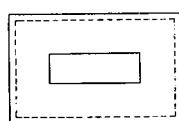
Table 4.1.1 および Fig. 4.1.6 に示すような各種アスペクト比の長方形吹出口を大小のチャネル

およびダクト端に取り付けた場合の吹出気流の諸特性について実験的検討をした。ここに、チエンバ
小とは吹出口取り付けのためのクリアランス程度を考慮した場合のチエンバである。

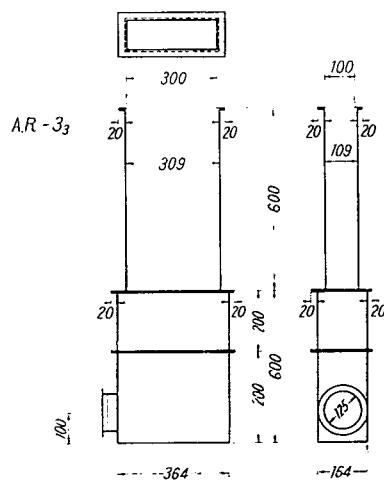
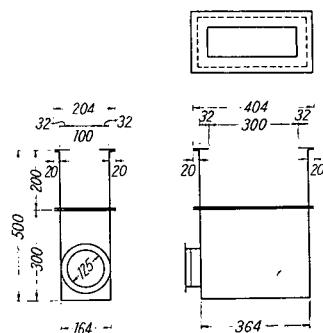
A.R - 1



A.R - 3₁



A.R - 3₂



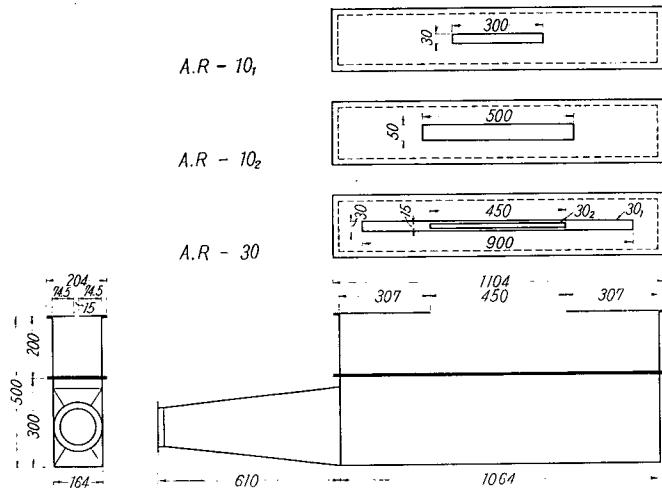


Fig. 4.1.6

Table 4.1.1

Notations of Type	Aspect Ratio	Opening Size mm	Size of Chambers mm	Reference
AR-1	1	100×100	164×164×500	Small Plenum
AR-3 ₁	3	100×300	327×527×500	Large Plenum
AR-3 ₂	3	"	164×364×500	Small Plenum
AR-3 ₃	3	"	109×309×600	cf. Fig. 1.6
AR-10 ₁	10	50×500	164×1,064×500	Large Plenum
AR-30 ₁	30	30×900	"	Large Plenum

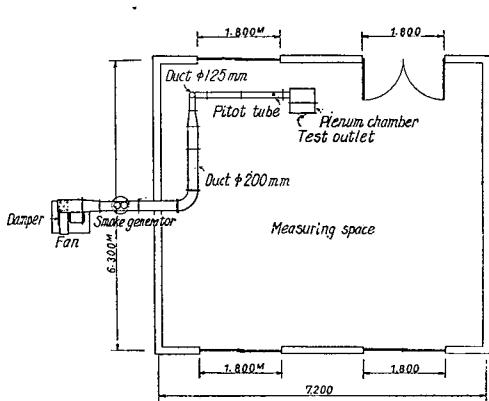


Fig. 4.1.7

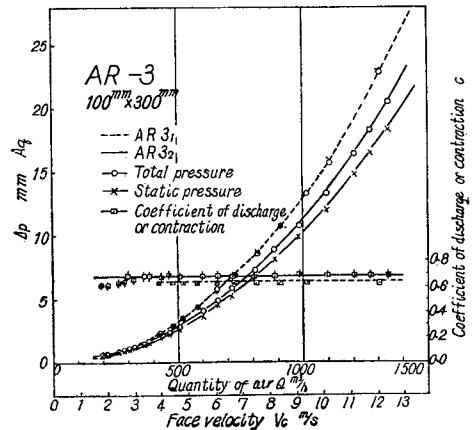


Fig. 4.1.8

実験装置は Fig. 4.1.7 のようで、風量は チェンバ手前のダクト内でピトーホースをトラバースして測り、 チェンバ内静圧は 4 側壁に取り付けた静圧管により、 また縮脈部および チェンバ内全圧を外径 6mmφ の全圧管を用いて測定する。吹出気流の測定は熱電対熱線風速計（熱線の径 0.05 mm, 長さ 6 mm）

による。実験は等温吹出状態とし、吹出速度は実用範囲の 5~15 m/s とした。

4.1.2.2 測定結果および考察

(a) 静圧、全圧および縮流係数

気流の全圧は、吹出口中心線上チャンバ内部より吹出気流の縮脈部付近まで、ほとんど変化なく一定値を示す。チャンバの大きいとき、静圧と全圧はよく一致するが、小さいときには速度圧分だけの差を生じる。縮脈部における速度係数はほとんど 1.0 と見做され、これよりチャンバ内全圧と風量より縮流係数 c が求まる。大小のチャンバによる全圧および c の値を比較したのが Fig. 4.1.8 である。

(b) 吹出気流の速度分布

速度分布は、吹出口面速度 $V_c = 5 \sim 10 \text{ m/s}$ の範囲で、ほとんど変りない。また測定は吹出口中心線を含む水平面内で行なった。速度プロフィルは、アスペクト比 1 ($AR=1$) の場合、中心速度より求めた K_p を用いて、Koestel の式 (4), (5) によってよく表わされる (Fig. 4.1.9 参照)。

$AR=3_1$ の場合には Koestel の式とはほぼ近くなるが、長方形吹出気流に対する Elrod の式 (6)

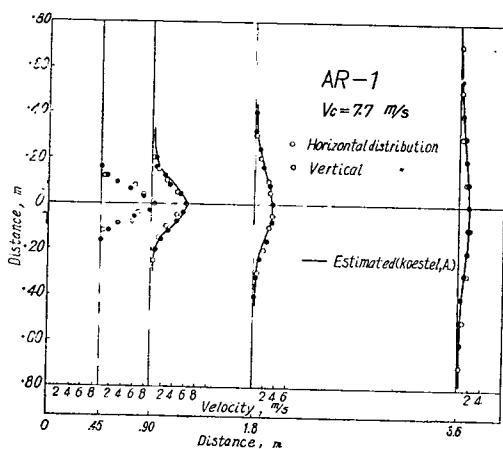


Fig. 4.1.9

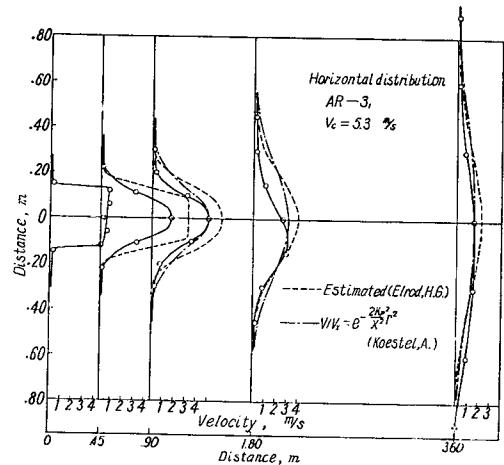


Fig. 4.1.10 (a)

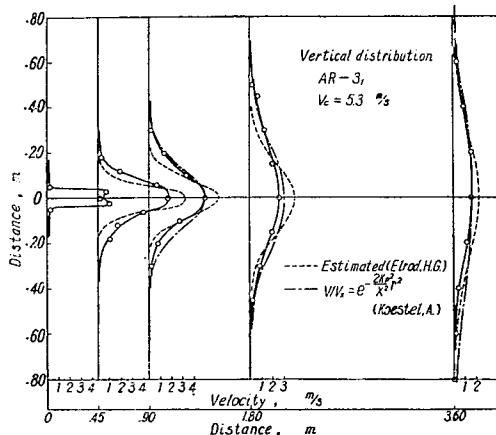


Fig. 4.1.10 (b)

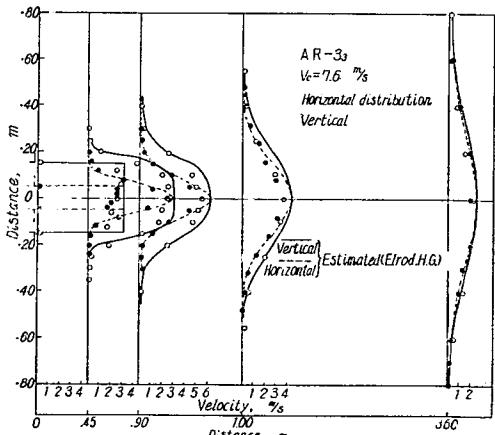


Fig. 4.1.11

とはあまり一致しない。これは K_p が小になっているためと、辺々の縮脈位置が異なるためである (Fig. 4・1・10 (a), (b) 参照)。ダクト端付き ($AR-3_3$) の場合には、 K_p が大きく、また縮脈がないので、Elrod の式による値とかなりよい一致を示す (Fig. 4・1・10)。アスペクト比が大きく、縮脈のおきる場合には、気流の拡がりは、長辺方向 (水方) の拡がりが、短辺方向 (垂直) のそれよりむしろ小になる部分ができる (Fig. 4・1・11 および 4・1・10 参照)。これは、各辺々の縮脈が個別に影響しているためと思われる。

(c) 吹出口定数

縮流係数 c 、有効直径 D_0 およびスローアンプル K_p 、 K などについての測定結果は Table 4・1・2 のようである。 c は $V_0=5 \sim 30 \text{ m/s}$ の範囲でほぼ一定で、20 種程度の速度についての平均をとる。

取付け条件による影響をみると、 D_0 はチャンバの大きい場合 ($AR-3, 10, 30$)、Guide²⁾ のプレナムチャンバ付きの場合の値とよく一致する。チャンバの小さいとき ($AR-1, 3_1$) には、縮脈が小になるので、 D_0 は 4 %内外大となる。

Table 4・1・2 Constants for Rectangular Opening

Notations of Type	Coefficient of Contraction c	Equivalent Dia D_0 cm		Proportionality Constants					
		Experimental Values	Guide ²⁾	L	K^*	K_p	$K(1)$	$K(2)$	$K(3)$
AR-1	0.677	9.3	8.9	2.9	3.85	6.75	6.0	5.5	5.0~6.2
AR-3 ₁	0.643	15.7	15.5	2.0	2.75	4.75	4.1	4.0	
AR-3 ₂	0.683	16.2	15.5	1.5	2.5	4.0	3.65	3.6	4.3
AR-3 ₃	(1)	19.5	—	4.5	1.9	6.4	(4.8)	—	~5.3
AR-10 ₁	0.678	14.7	14.3	1.6	3.0	4.6	3.9	3.8	
AR-30 ₁	0.676	15.3	15.2	5.8	-1.4	4.4	3.6	3.5	

Note : (1) Fig. 4・1・13, (2) Fig. 4・1・14, (3) Guide²⁾

最大速度と吹出距離の関係は、一般に式 (1) によってよく表わされるが (Fig. 4・1・13)，実用上は式 (2) によることもできよう (Fig. 4・1・14 参照)。アスペクト比 10 までは、ほとんど第1域と式 (1) による第3域で表わされるが、アスペクト比 30 の場合には、第2域部分が主となり (したがって式 (1) にはのらない (Fig. 4・1・13 (b))，第3域より求めた K を用いて式 (8) でよく表わされる (Fig. 4・1・14 (b) 参照)。

K_p および K の値は、アスペクト比が大きくなるといく分小になる傾向がみられ、またチャンバが小さいとき、さらに小となる。アスペクト比 1 およびダクト端付きの場合は、 K_p 、 K は大きく、6.5 および 6.0 程度である。また、ダクト端付きでは、 L が著しく延びて、式 (1) の形でのみ整理される。結論として、Table 4・1・3 のように提案される。

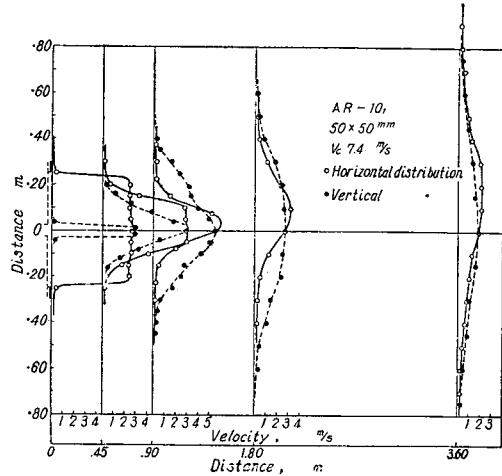


Fig. 4・1・12

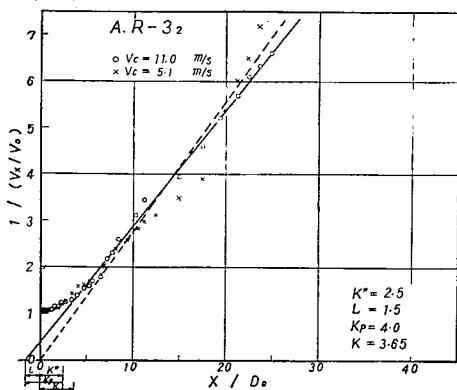
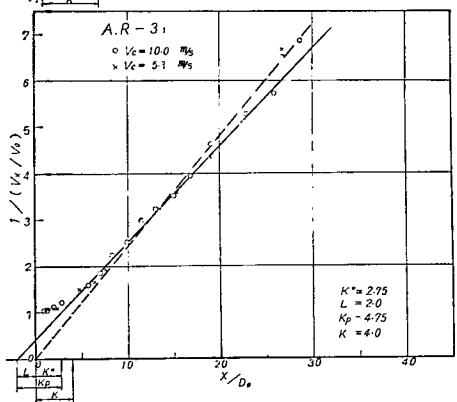
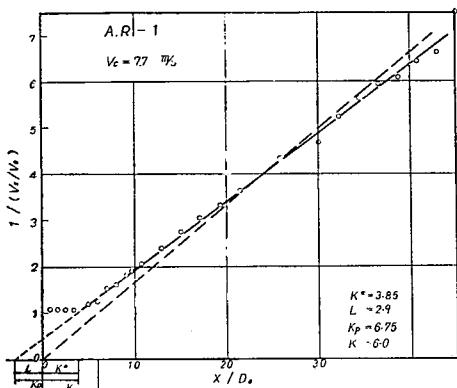


Fig. 4•1•13 (a)

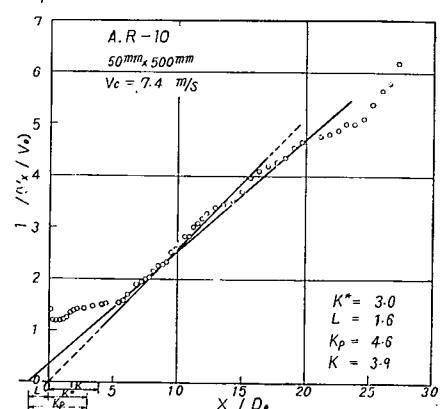
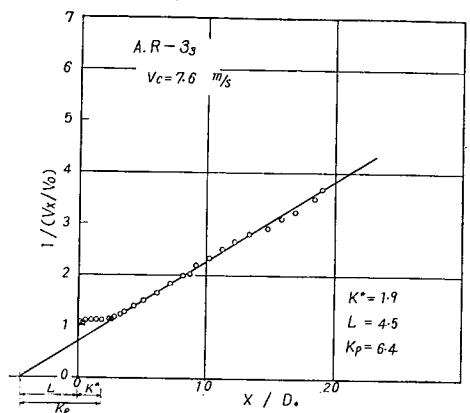
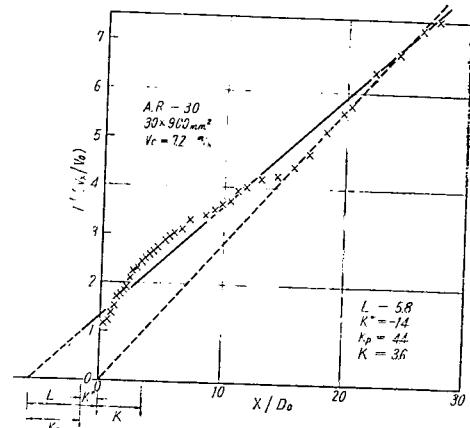


Fig. 4•1•13 (b)

Table 4•1•3

C	K
m=1~3	0.63~0.64
m>10	0.68
m>30	3.5
For Small Plenum Chamber Plus 6%	For Small Plenum Chamber Plus 10%

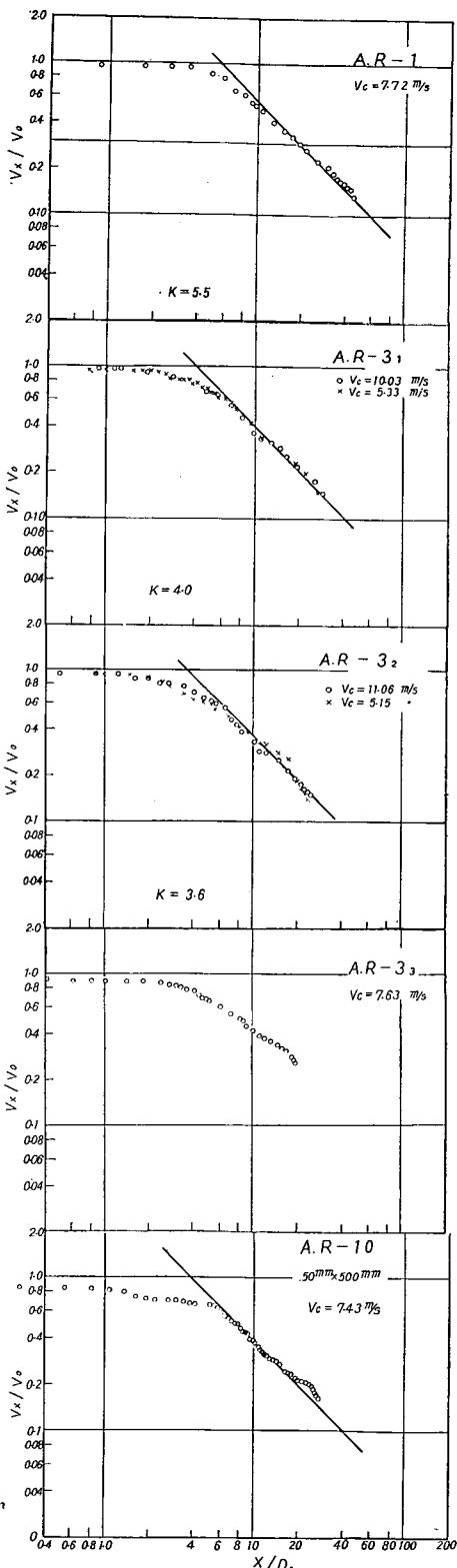


Fig. 4.1.14 (a)

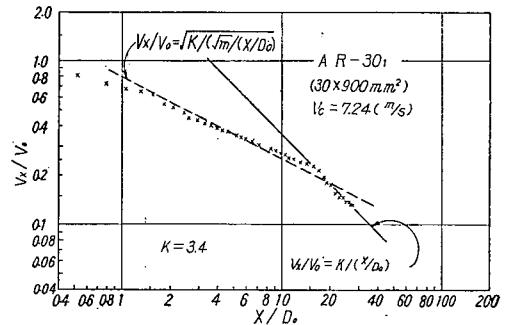


Fig. 4.1.14 (b)

4.1.3 輻流吹出気流の基礎性質

4.1.3.1 供試体ならびに実験方法

輻流吹出口の基本形として Fig. 4.1.15 に示すような、各種の偏向角（水平面に対する） θ を有するノズル形輻流吹出口を製作して、吹出気流の基礎性質をしらべた。供試輻流吹出口の直径はいずれも 300 mm、またノズル幅 $H_0=20$ mm である。首速度に対して吹出速度を十分大なるようにし、気流の厚さ $H_e=H_0$ なるようにしてある。実験は $\theta=22.5, 45, 67.5$ および 90° の 4 種について行ない、吹出速度 10~25 m/s とした。

実験装置は Fig. 4.1.16 のように、発煙剤を使用して吹出気流の性状を観察する。発煙により、吹出空気温度が上昇して、吹出温度差を生じるので、あらかじめ供給空気を冷却して送り、吹出温度差が無視できる程度にした。すなわち、観察は等温吹出について行なうものである。

4.1.3.2 実験結果 (Photo. 4.1~7 参照)

自由空間に吹き出す場合と、これに水平平面板（直径 1.200 m）を取り付けた場合について観察した。

吹出速度 5~25 m/s の範囲に対して、各吹出口とも吹出速度による変化はほとんどみられない。吹出気流の方向は、口もとではそれぞれのノズル偏向角と一致しているが、遠ざかるにつれて、 $\theta=45^\circ$ 以上では下向きに集まる傾向を示す。 $\theta=22.5^\circ$ では、

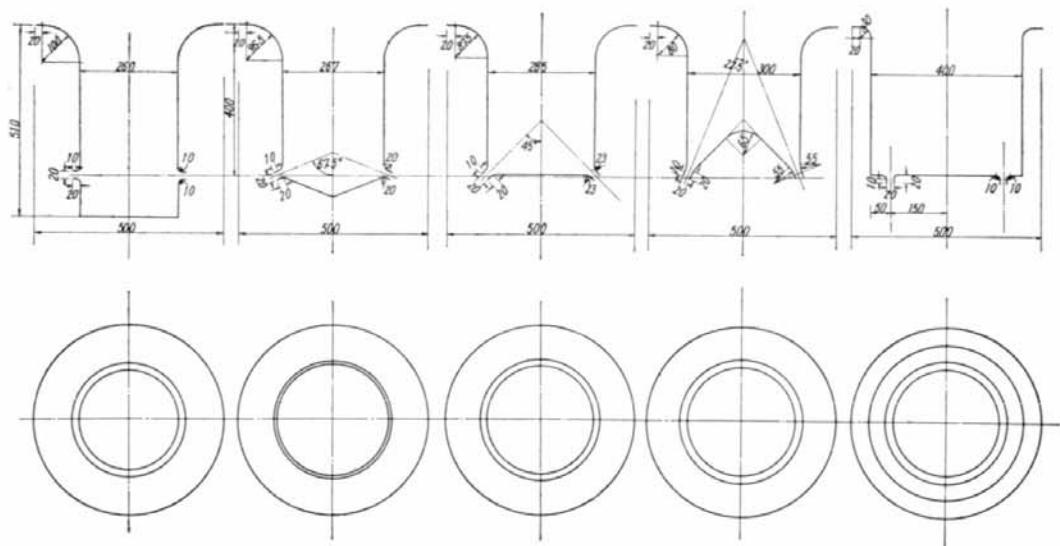


Fig. 4.1.15

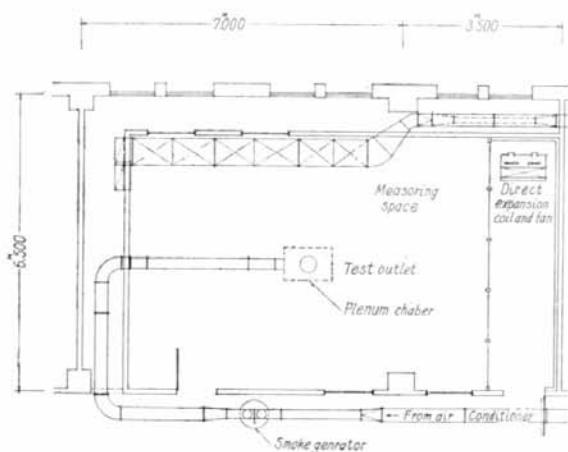


Fig. 4.1.16

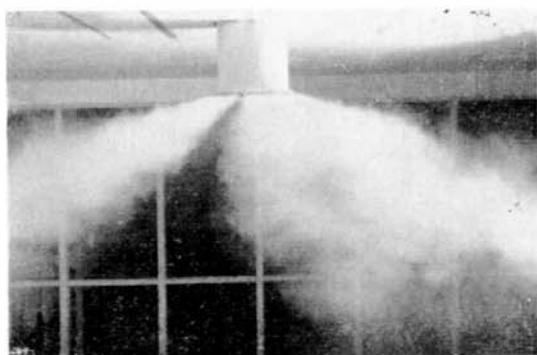


Photo. 4.1 $\theta=22.5^\circ$, $V_e=10 \text{ m/s}$

Without ceiling

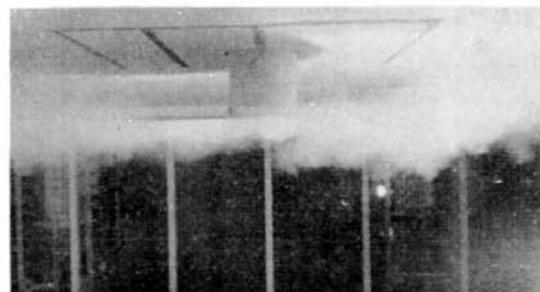


Photo. 4.1 $\theta=22.5^\circ$, $V_e=10 \text{ m/s}$

With ceiling

平面板がなければ、ほとんど自由に吹出しが、これに平面板を取り付けると、気流は全くそれに沿ってしまう。 $\theta=45^\circ$ では、平面板の影響はほとんどみられない。したがって平面板の影響する限界は、 $\theta=22.5^\circ \sim 45^\circ$ の間にある。また、 $\theta=67.5^\circ$ では全く平面板の影響ではなく、あたかも一つの軸流吹出しのごとくなり、さらに $\theta=90^\circ$ では、縮脈をおこす下向き吹出しの様相を呈する。

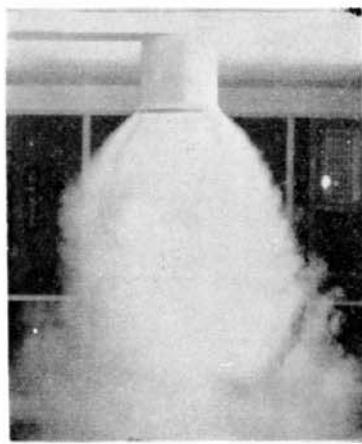


Photo. 4-3 $\theta=45^\circ$, $V_c=10 \text{ m/s}$
Without ceiling

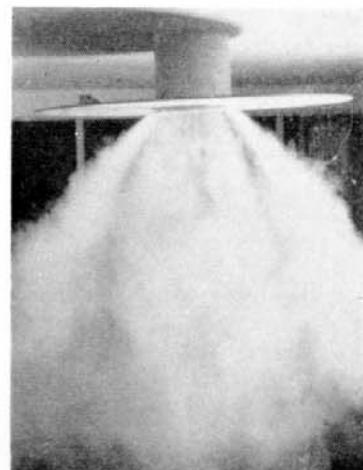


Photo. 4-4 $\theta=45^\circ$, $V_c=10 \text{ m/s}$
With ceiling



Photo. 4-5 $\theta=67.5^\circ$, $V_c=10 \text{ m/s}$
Without ceiling



Photo. 4-6 $\theta=67.5^\circ$, $V_c=10 \text{ m/s}$
With ceiling



Photo. 4-7 $\theta=90^\circ$, $V_c=10 \text{ m/s}$
Without ceiling

θ and V_c denote angle between ceiling and direction of discharge and velocity at the outlet respectively. As the ceiling a circular plate of diameter of 1.2 meters was used.

4.1.4 実用形吹出口

4.1.4.1 パンカー・ループル

(a) 供試体

ノズル形吹出口の一種として、JIS F 2902 によるパンカー・ループル A-150, 115, 75 および B-115 型について測定した（数字は呼び径= D , Fig. 4.1.17 参照）。これらはいずれも吹出方向および風量を調節できるが、基本的特性を求めるため、これらをプレナム・シェンバに取り付け、ダンバ（あるいはスクープ（B 型））全開の状態とした。また、参考までに、ノズルまたはディフューザ型として使用できる特殊パンカー・ループル（同図（c）参照）ND 型についても測定した。

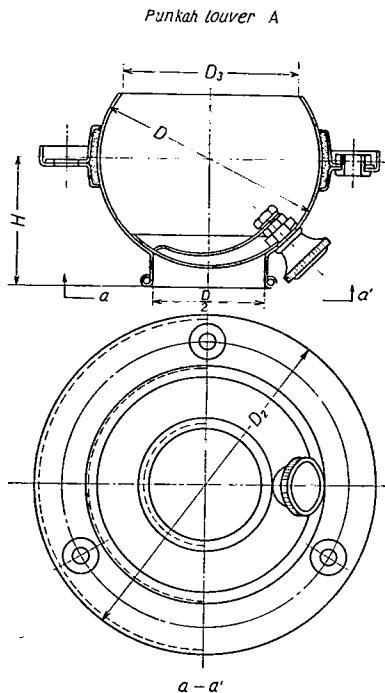


Fig. 4•1•17 (a)

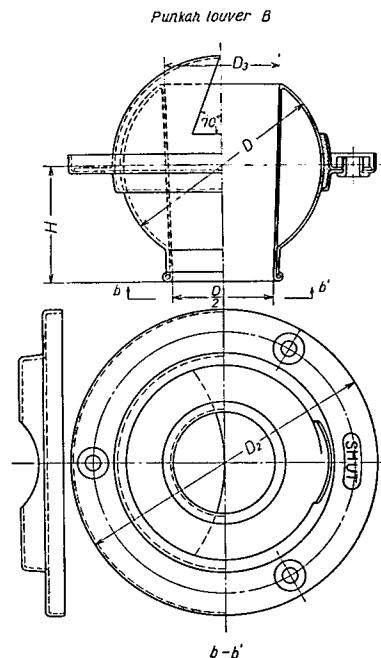


Fig. 4.1.17 (b)

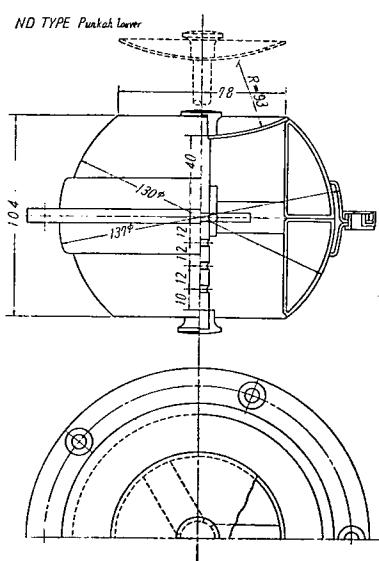


Fig. 4•1•17 (c)

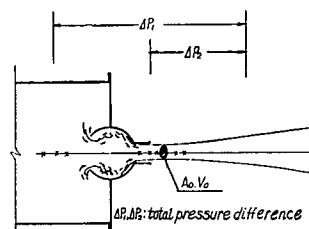


Fig. 4•1•18

(b) 測定結果

(i) 流量係数

チエンバから室内に吹出される過程において、形状による損失があり、さらに縮脈があると考えられる (Fig. 4.1-18 参照)。したがって、 V_0 の算出にあたり、チエンバ内全圧 (静圧) $4p_1$ をそのまま

ま使用することは危険であると考えられる。そこで、吹出口面ないし縮脈部近傍における全圧 Δp_2 を直接測定して、 $\Delta p_2/\Delta p_1 = \beta^2$ を求めると、 $\beta^2 = 0.99$ 程度となり、ほとんど 1.0 とみなせる。縮脈部速度 V_0 は次のようになる。 $V_0 = \sqrt{2g \cdot \Delta p_1 / \gamma}$ として、 β を用いて、

$$V_0 = \beta \sqrt{2g \cdot \Delta p_1 / \gamma} \quad \dots \dots (16)$$

吹出風量 $Q_0 = A_0 V_0$, $c = A_0/A_c$ より、

$$Q_0 = \beta c A_0 \sqrt{2g \cdot \Delta p_1 / \gamma} = \alpha A_0 \sqrt{2g \cdot \Delta p_1 / \gamma} \quad \dots \dots (17)$$

ただし、 $\alpha = \beta c$ 、流量係数、 β ：速度係数、 c ：縮流係数。

これらの関係から、 Δp_1 あるいは Δp_2 を測定すれば、 V_0 , A_0 および Q_0 が求められる。

全圧、静圧および α の特性を Fig. 4・1・19 に示す。全圧は A 型と B 型でほとんど変わりなく、 α は 3 種につき、0.96～0.99 程度でかなり 1.0 に近い。これらを用いて吹出口面における吹出速度の測定から、現場風量のチェックが容易にできる。

(ii) 吹出気流速度分布

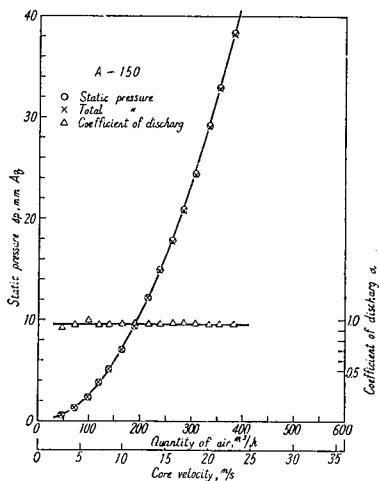


Fig. 4・1・19

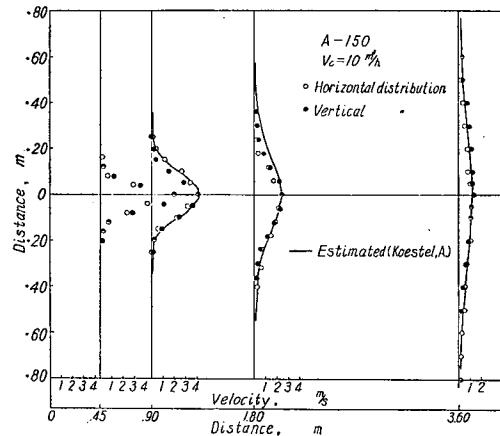


Fig. 4・1・20 (a)

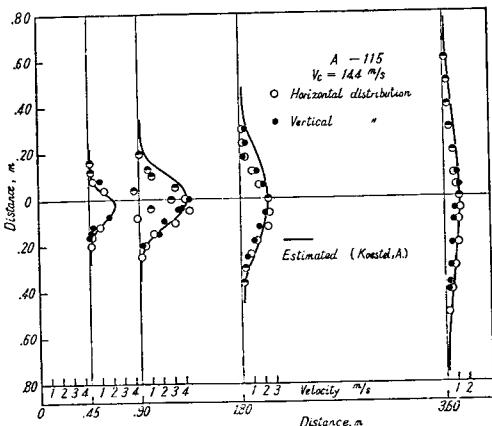


Fig. 4・1・20 (b)

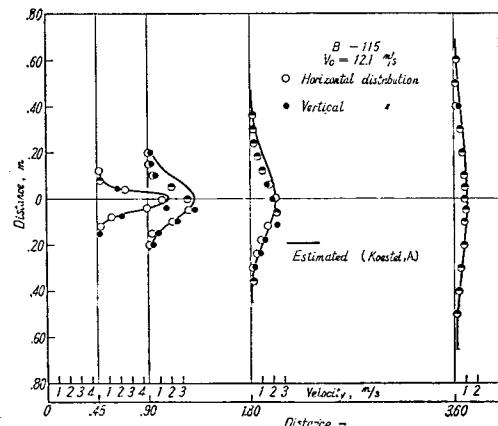
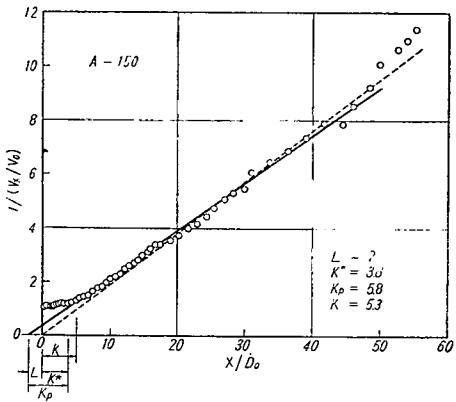
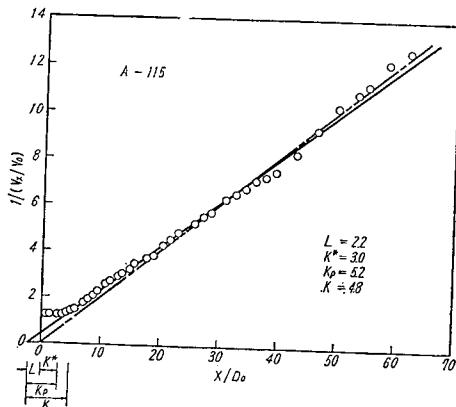


Fig. 4・1・20 (c)



(a)



(b)

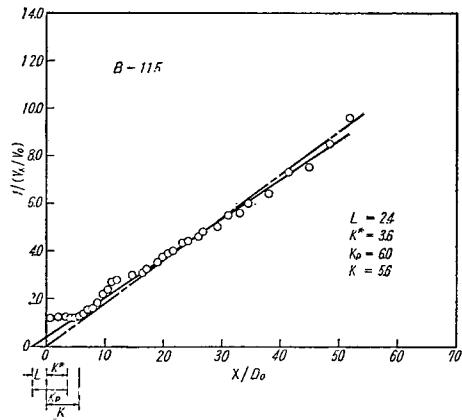
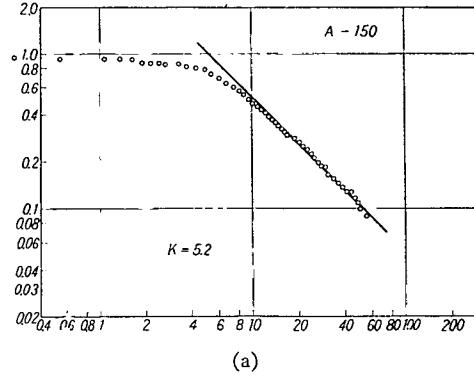
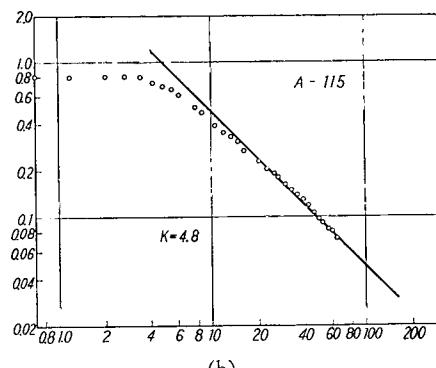


Fig. 4・1・21 (c)



(a)



(b)

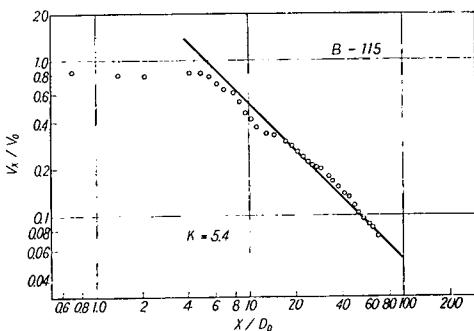


Fig. 4・1・22 (c)

速度分布は、Fig. 4・1・20(a)～(c) のように、中心速度より求めたスローアン定数 K_p を用いて、Koestel の式 (4), (5) より求めた計算値とほぼよく一致する。

(iii) 吹出口定数

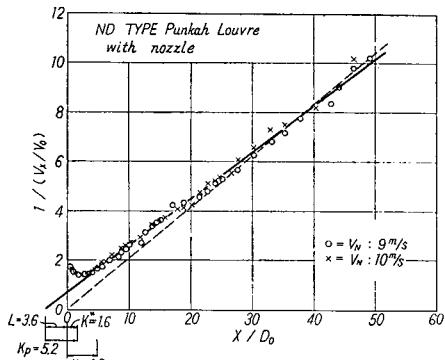
最大速度より求めた L , K_p , K などの諸定数は、Fig. 4・1・21, 4・1・22 および Table 4・1・4 のようである。一般に K_p は K より 10% 前後大きく、 K の値は Guide²⁾ におけるノズルの低速吹出の場合のそれに近い。A型について、 $L=2$, $K=5$ 程度といえる。B型はA型より、 L , K_p , K と

もいく分大きい。いずれも実用上はノズルと見做せよう。

Table 4・1・4 Proportionality Constants of Pankah Louvres

Types	Proportionality Constants					K Values from Guide ²⁾
	L	K^*	K_p	$K(1)$	$K(2)$	
A-150	2.0	3.8	5.8	5.3	5.2	Nosel
A-115	2.2	3.0	5.2	4.8	4.8	$V_0=2.5 \sim 5.0 \text{ m/s}, K=5.0$
B-115	2.4	3.6	6.0	5.6	5.4	$V_0=10 \sim 50 \text{ m/s}, K=6.2$

Note : $V_0=10.65 \sim 15 \text{ m/s}$, (1) Fig. 4・1・21, (2) Fig. 4・1・22



(a)

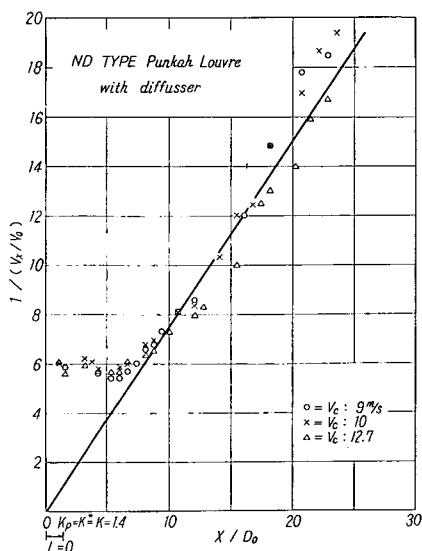


Fig. 4・1・23 (b)

4・1・4・2 羽根格子付き吹出口

(a) 供試体

アスペクト比 1, 約 3 および約 10 につき, Table 4・1・5 に示すような種類の測定を行なう。可動ペーンは水平垂直の 2 段となつていて、上流側に水平ペーン、下流側に垂直ペーンがある。また、ペーンの厚さは約 1.3 mm, ペーン・ピッチは 13 mm である。

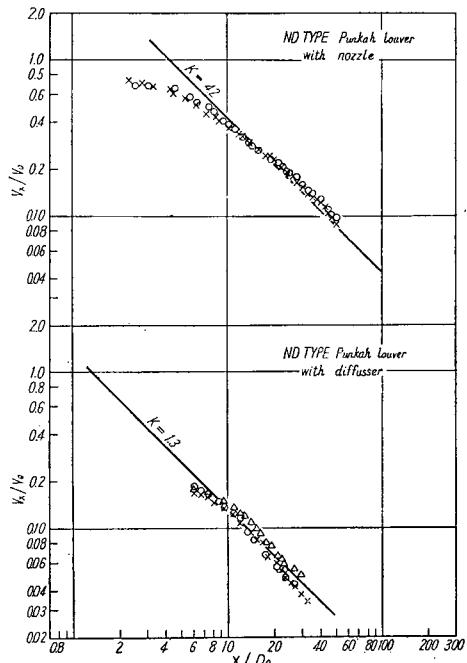


Fig. 4・1・24

Fig. 4・1・23 および 4・1・24 は ND 型パンカーループルの特性を示す。ノズル型式の場合、 L はやや大きく 3.6, K_p および K はいく分小さく 5 および 4 程度となる。ディフューザ型式の場合にも、吹出気流は軸流となり、 $K_p=K=1.3$ 程度となる ($L=0$)。

Fig. 4·1·5

Types of Test Outlets	Aspect Ratio	Sizes	Spread Angles (Degrees)	
			Vertical Vanes	Horizontal Vanes
ARD-1 (0/0)	1	88×88	0	0
" (45/0)	"	"	45	0
" (60/0)	"	"	60	0
" (90/0)	"	"	90	0
ARD-3 (0/0)	3.3	88×289	0	0
" (45/0)	"	"	45	0
" (60/0)	"	"	60	0
" (0/60)	"	"	0	60
" (60/60)	"	"	60	60
" (90/0)	"	"	90	0
ARD-10 (0/0)	13	38.5×498	0	0
" (45/0)	"	"	45	0
" (60/0)	"	"	60	0

(b) 測定結果

(i) 静圧

ベーン開角によるチャンバ内静圧の変化は、例えば Fig. 4·1·25 のように、開角 θ を大にすると著しく抵抗を増加する。その原因には気流の屈曲のほかに自由面積の減少が考えられる。いずれのアスペクト比の場合もほぼ同様であるが、とくに開角 (60/60) のときもっとも抵抗が大きい。

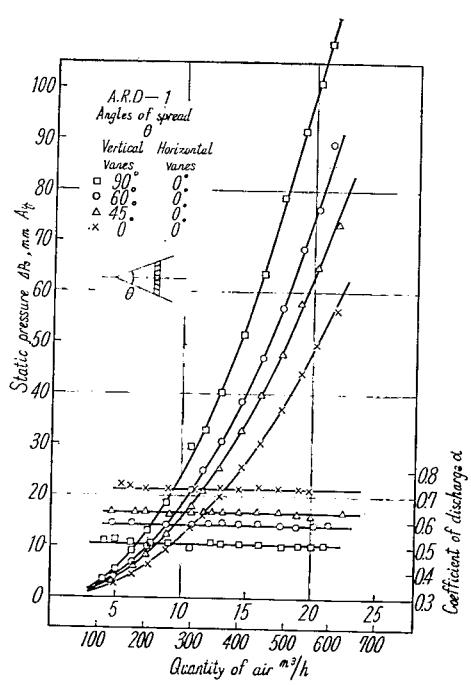


Fig. 4·1·25 (a)

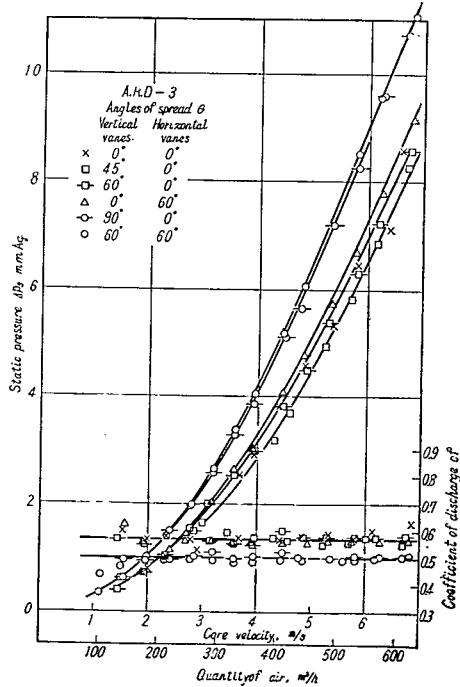


Fig. 4·1·25 (b)

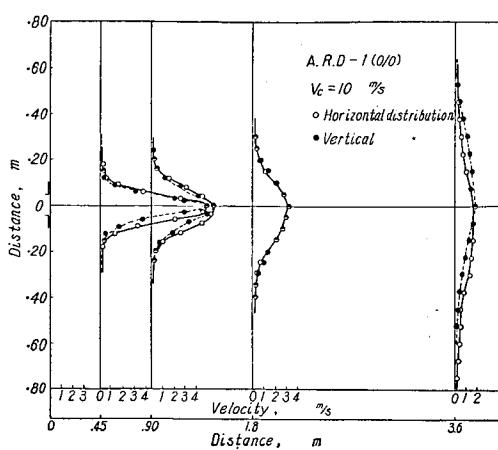


Fig. 4•1•26 (a)

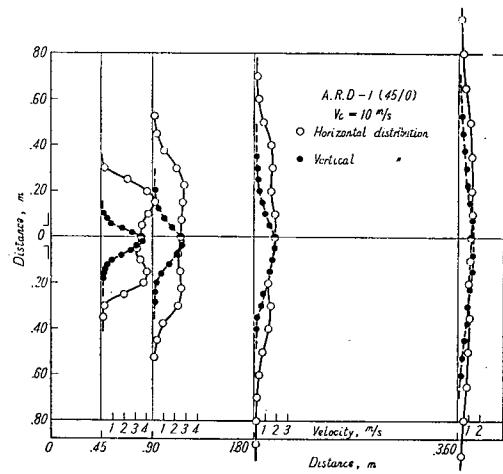


Fig. 4•1•26 (b)

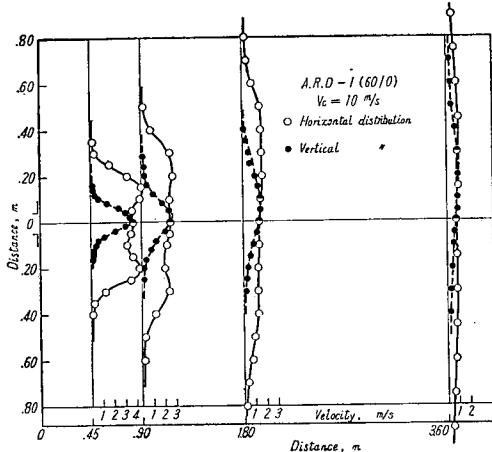


Fig. 4•1•26 (c)

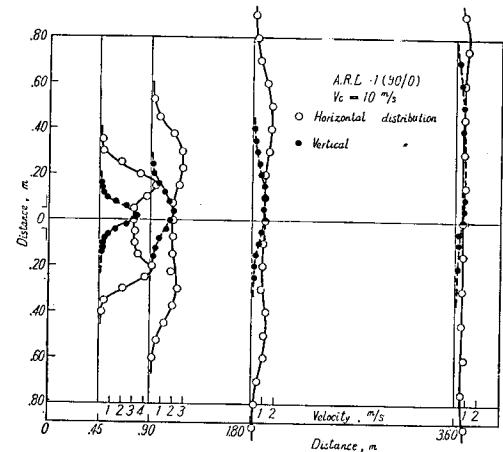


Fig. 4•1•26 (d)

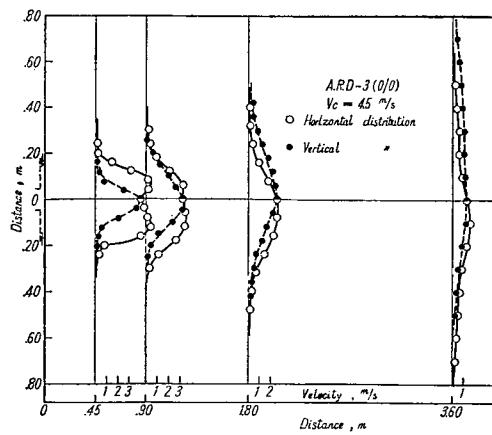


Fig. 4•1•27 (a)

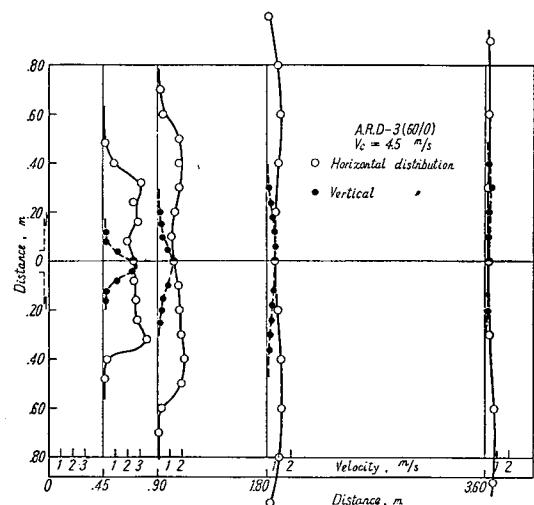


Fig. 4•1•27 (b)

(ii) 速度分布

ペーン開角による気流の拡がりは、Fig. 4·1·26, 27, 28 のようで、ペーンの効果は大きい。ペー

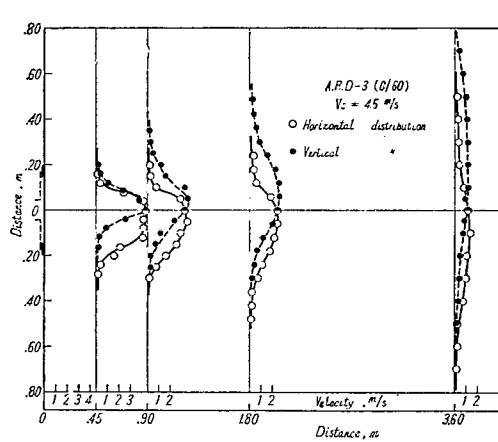


Fig. 4·1·27 (c)

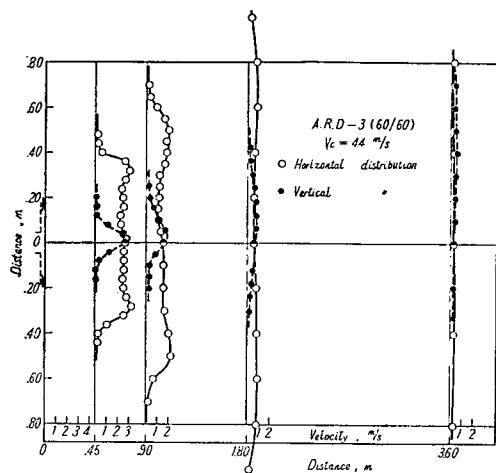


Fig. 4·1·27 (d)

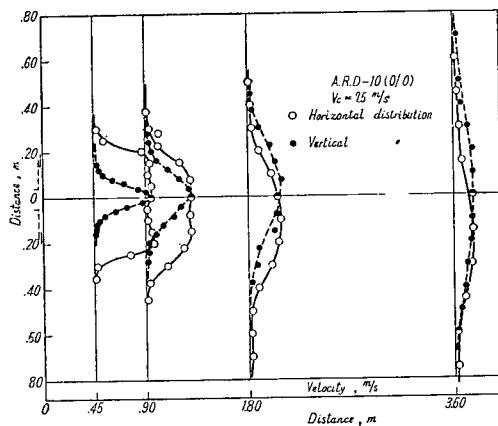


Fig. 4·1·28 (c)

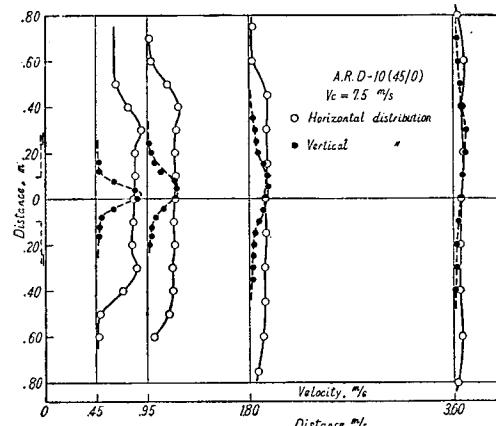


Fig. 4·1·28 (d)

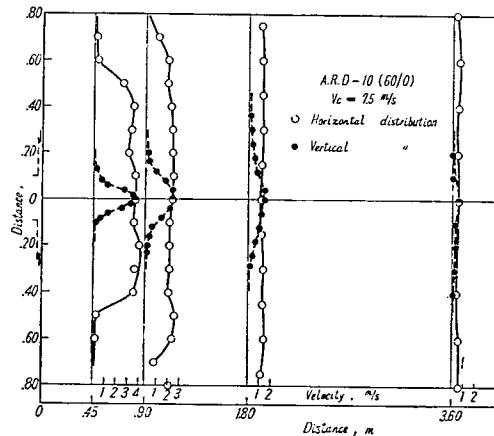


Fig. 4·1·28 (c)

ンは扇状に開いたものであるが、速度分布は吹出口の近傍においてプロファイルの両端部にピークを有するようになる。しかし、距離を増すにつれて、ほぼフラットに近いものになる。ここでは、 V_x として中心線上の速度をとり、 K_p 、 K などを求める。また、上流側にあるペーンは気流の拡がりにはほとんど効果を示さない (Fig. 4・1・27 (b), (c), (d) および Photo. 8 参照)。

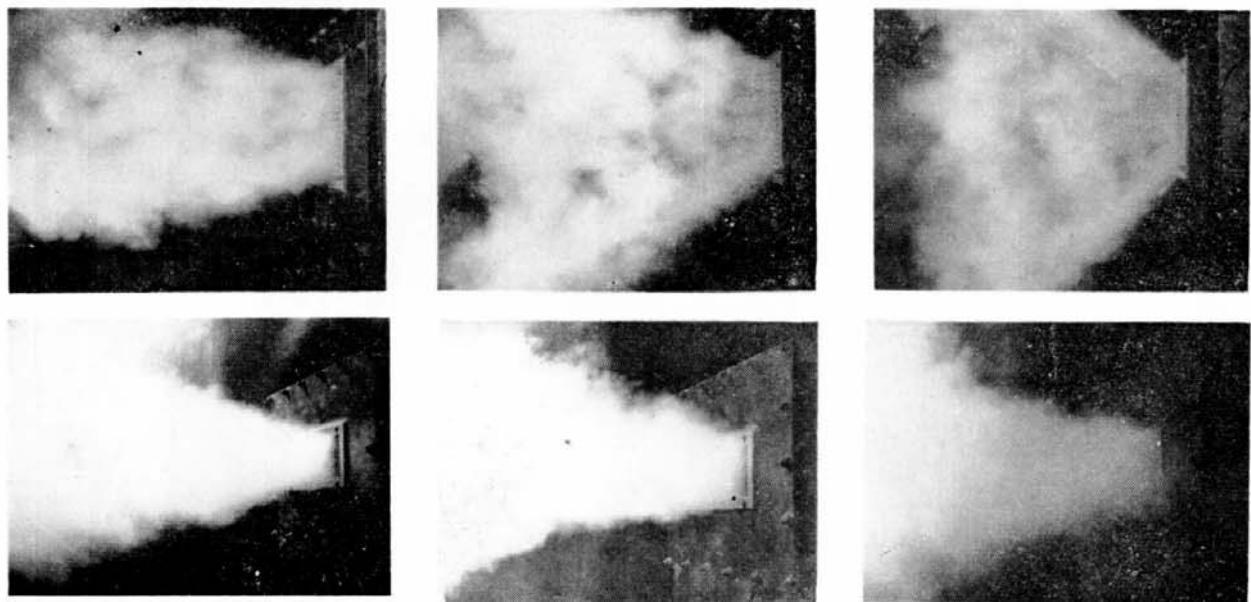


Photo. 4・1・8

(iii) 吹出口定数

Fig. 4・1・29~34 および Table 4・1・6 に各種定数についての測定結果を示す。ARD-1 の場合、 K_p の値は、表中の K の推奨値⁶⁾ および式 (4), (5) において、 $V/V_{x'}=0.05$ となる境界面の開きを拡がり角 θ と考えて、これがペーンの開角と等しいとおいて求めた計算値とほぼ近い。ARD-3 および 10 では、 $\theta=60, 90^\circ$ で K_p などは一層小さく 1.1~1.6 程度にまでなる。

c_f および D_b については、ARD-1 の場合 (チャンバ小)，開角とともに小さくなるが、ARD-3

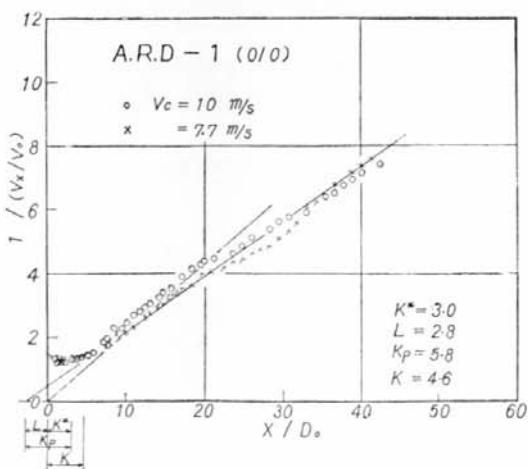


Fig. 4・1・29 (a)

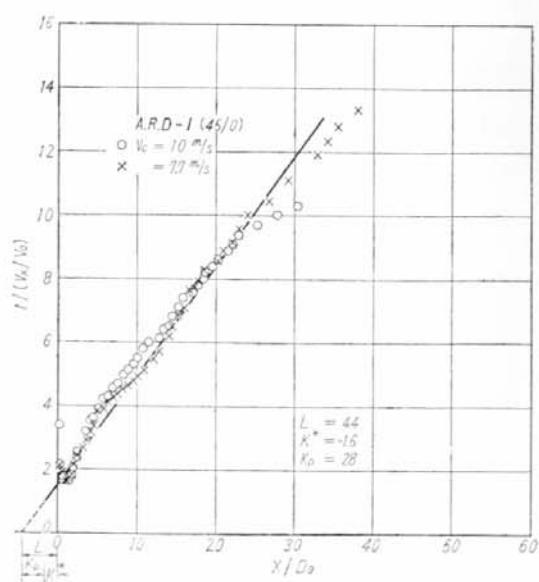


Fig. 4・1・29 (b)

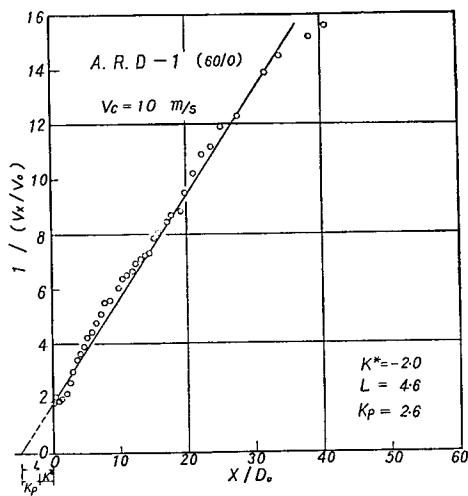


Fig. 4·1·29 (c)

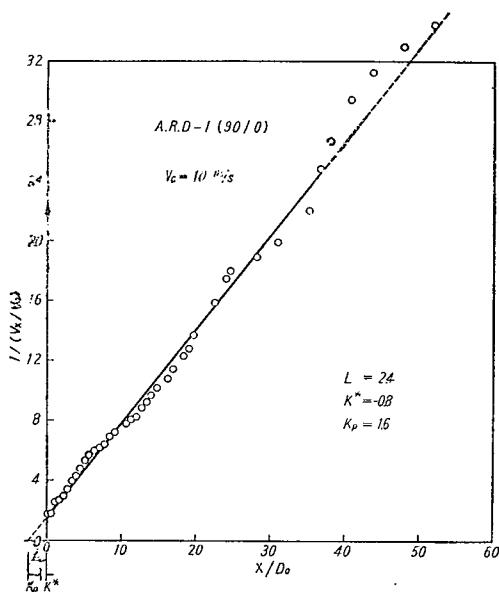


Fig. 4·1·29 (d)

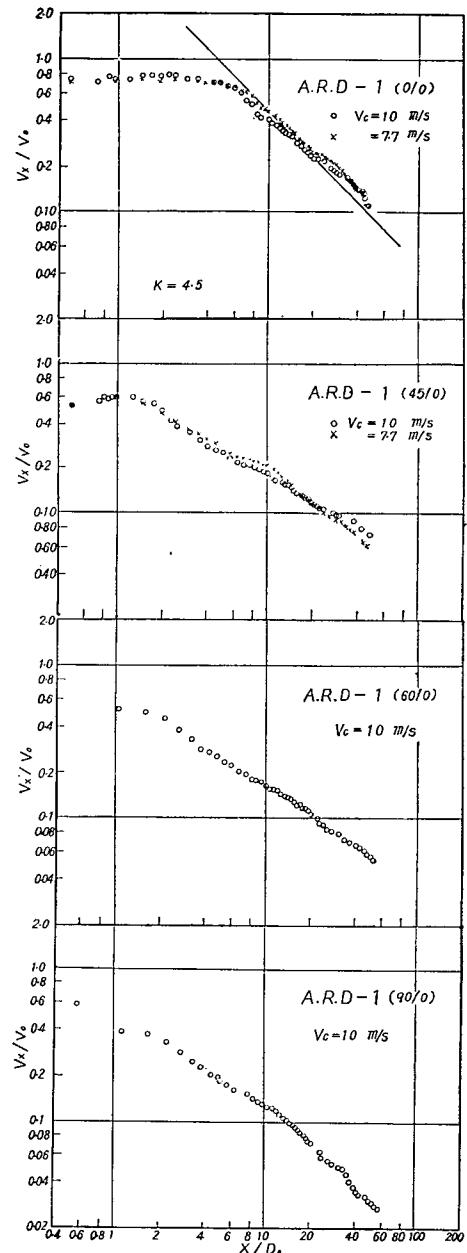


Fig. 4·1·30

および 10 では (チエンバ大), (60/0) まではほとんど変化なく, (60/60) および (90/0) で減少する。

プレナム・チエンバ付きグリルの cf の概略値を Table 4·1·7 のように提案する。

4·1·4·3 パン形天井吹出口

(a) 供試体

パン形の一種として, 輪形吹出吸込口 (SR 型) の特性を調べる。測定は大小相似形の場合の性質

に着目して行ない、供試吹出口の形および系列は Fig. 4・1・35 および Table 4・1・8 に示すようである。

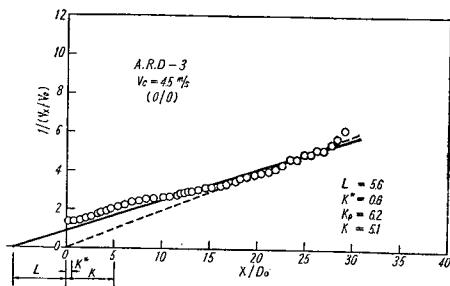


Fig. 4・1・31 (a)

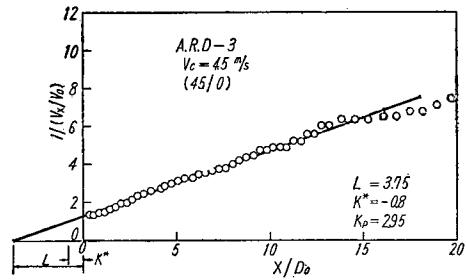


Fig. 4・1・31 (b)

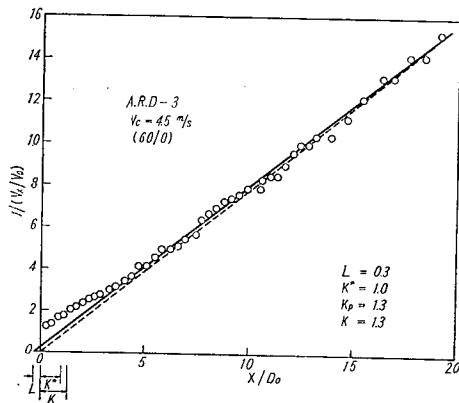


Fig. 4・1・31 (c)

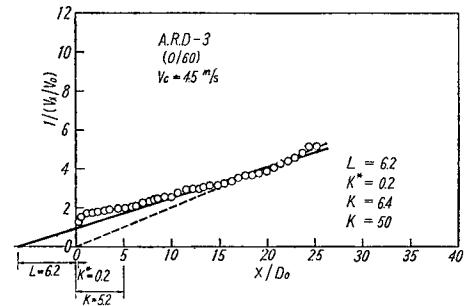


Fig. 4・1・31 (d)

Table 4・1・6 Constants for Vane Grills

Types	cf	Equivalent Dia D_0 (cm)	Proportionality Constants					Recommended ⁽⁶⁾
			L	K*	K_p	K		
ARD-1 (0/0)	0.71	8.4	2.8	3.0	5.8	4.6	(5.0)	
" (45/0)	0.62	7.8	4.4	-1.6	2.8	—	(3.1)*	
" (60/0)	0.58	7.6	4.6	-2.0	2.6	—	(2.2)	
" (90/0)	0.50	7.1	2.4	-0.8	1.6	—	(1.8)	
ARD-3 (0/0)	0.58	13.7	5.6	0.6	6.2	5.1	(5.0)	
" (45/0)	0.58	13.7	3.75	-0.8	2.95	2.8	(3.1)*	
" (60/0)	0.57	13.6	0.3	1.0	1.3	1.3	(2.2)	
" (0/60)	0.56	13.5	6.2	0.2	6.4	5.0		
" (60/60)	0.50	12.8	1.7	0	1.7	1.5	2.2	
" (90/0)	0.50	12.8	0	1.1	1.1	1.1	(1.8)	
ARD-10 (0/0)	0.65	12.6	—	—	—	4.4	(5.0)	
" (45/0)	0.63	12.4	2.8	-0.5	2.3	2.1	(3.1)*	
" (60/0)	0.61	12.2	1.4	0.3	1.7	1.6	(2.2)	

Note : K Recommended, for Spread Angle of 40°

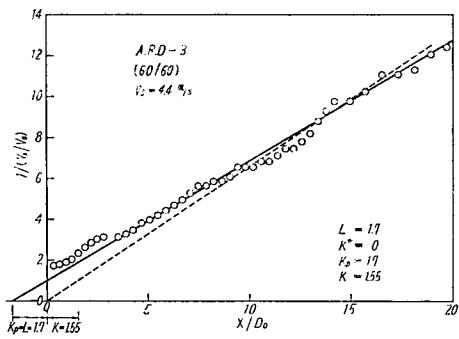


Fig. 4•1•31 (e)

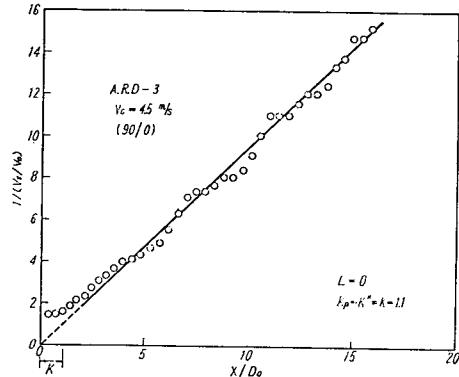


Fig. 4•1•31 (f)

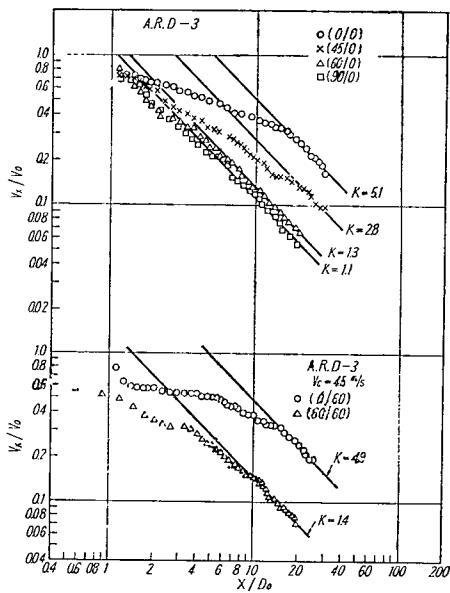


Fig. 4•1•32

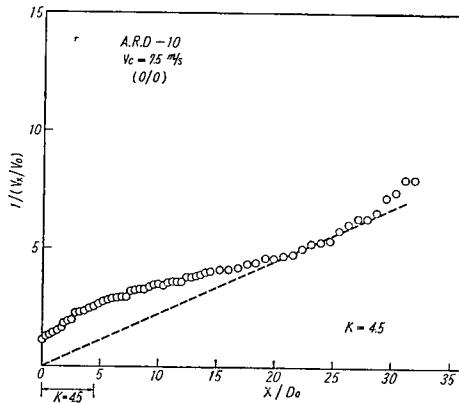


Fig. 4•1•33 (a)

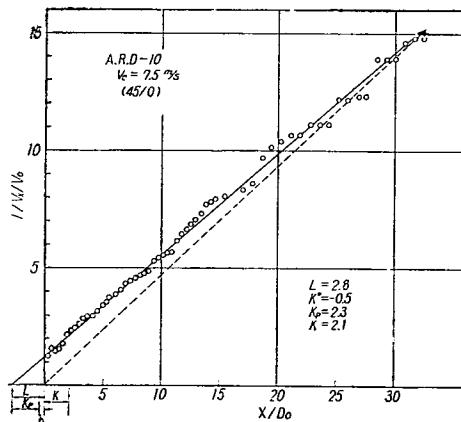


Fig. 4•1•33 (b)

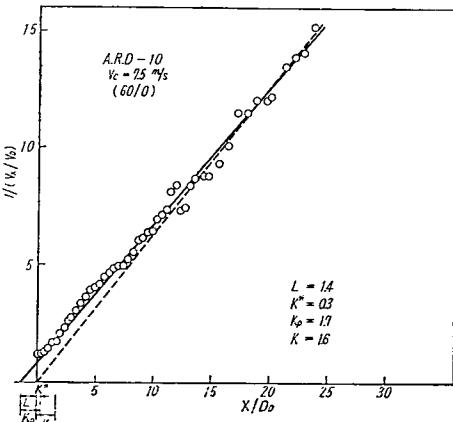


Fig. 4•1•33 (c)

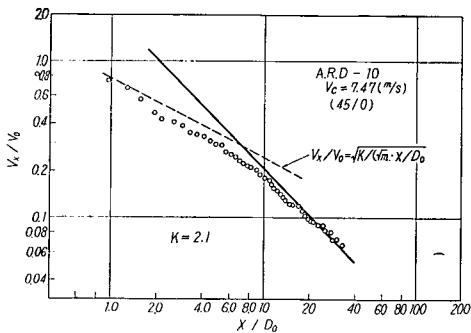


Fig. 4•1•34

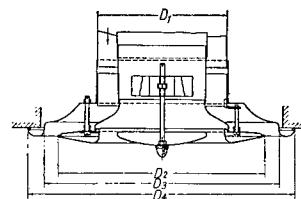


Fig. 4•1•35

Table 4•1•7 Spread Angles and c_f

Spread Angles	c_f
(0/0) ~ (60/0)	≈ 0.6
(60/60), (90/0)	≈ 0.5

Table 4•1•8 Sizes of SRD Type

Sizes	Neck Dia. D_1 (mm)	Internal Cone Dia. D_2 (mm)	D_3 (mm)	D_4 (mm)
SRD-3	76	138	153	174
" 3.5	89	160	178	203
" 4	102	219	235	280
" 5	127	248	270	290
" 10	252	454	505	575

(b) 測定結果（天井面に沿う気流）

大小の供試体を天井面に取り付けて、天井面に沿う気流の最大速度と距離の関係をみたのが Fig. 4•1•36 である。この供試体の場合、 $R_0 \neq 0$ で式 (14) または (15) によって取り扱われ、式 (15) における C_2 を測定値 (Fig. 4•1•35) より求めると Table 4•1•9 のようになる。ここで、 C_2 は式

Table 4•1•9 Constants for SRD Type Diffusers

Sizes	C_2	
	Computed*	Observed
SRD-3	1.3	1.3
" 3.5	1.3	1.3
" 4	1.08	1.0
" 5	1.18	1.15
" 10	1.3	1.3

* Sizes 3, 3.5 and 10 are geometrically similar.

(15) ただしがきにみられるように、吹出口が相似のとき、 K の一定範囲について定数と考えられ、測定値もよく一致している。また、相似でない場合には H_e (または R_e) の $\sqrt{A_n}$ に対する比率によってこれを予測することができる。SRD-10 を規準として、他のサイズの場合の C_2 を求めたものが Table 4・1・9 の計算値で、測定値とほぼよく一致している。したがって、相似形 (規準型) のものについては、 $C_2=1.3$ 一定とすることができ、天井面に沿う気流の最大速度は次式で表わされる。

$$V_R/V_N = 1.3/(R/\sqrt{A_n})$$

この場合、速度プロフィルは次のようになる。

$$V/V_R = e^{-162Z^2/R^2}$$

4・1・5 吹出気流の計算図表について

吹出口の選定にあたっては、それらからの吹出気流が、室内居住域に対して適正になるようにしなければならない。そのためには、吹出気流特性に関する諸値、吹出口径 D_0 、吹出速度 V_0 、吹出口定数 K および吹出温度差 Δt_0 などの組合せを適当に選ぶ必要があり、これには気流特性を表わす関係式を図表化しておくのが便利である。

非等温軸流水平吹出気流について、その軌道 (K , Y) と中心速度 V_s を与える式は次のようにある。

$$0.014 \Delta t_0 / (K D_0 V_0^2) = Y/X^2 \quad \dots \dots (18)$$

$$V_s/V_0 = K/(kS/D_0) \quad \dots \dots (19)$$

ここに、 k : 軌道についての定数 = $[1 + (dY/dX)^2]^{-1/4}$ 、 S : 軌道にそろ吹出口よりの距離 = $\int_0^X [1 + (dY/dX)^2]^{-1/2} dX$ で、いずれも点 (X_1, Y_1) を通る条件によってきまる (Fig. 1・1-10, 11 参照)。

したがって、2つの方程式に対して、 $X, Y, K, D_0, V_0, \Delta t_0, V_s$ の7ヶの変数がある。この中、5つが与えられれば、残る2つが定まるわけである。例えば、設計条件として、位置 (X_1, Y_1) に対する速度 V_s を与れば、変数は残りの $K, D_0, V_0, \Delta t_0$ となり、この中2つを仮定すれば他の2つが定まる。何を仮定するかは、そのときの設計条件によって異なる。

式 (18) および (19) を共線図表化し、上記変数間の関係を知るために便ならしめたのが Fig. 1・1-12 および 13 である。また、 k および S を求める図が Fig. 1・1-10 および 11 である。次に図表の

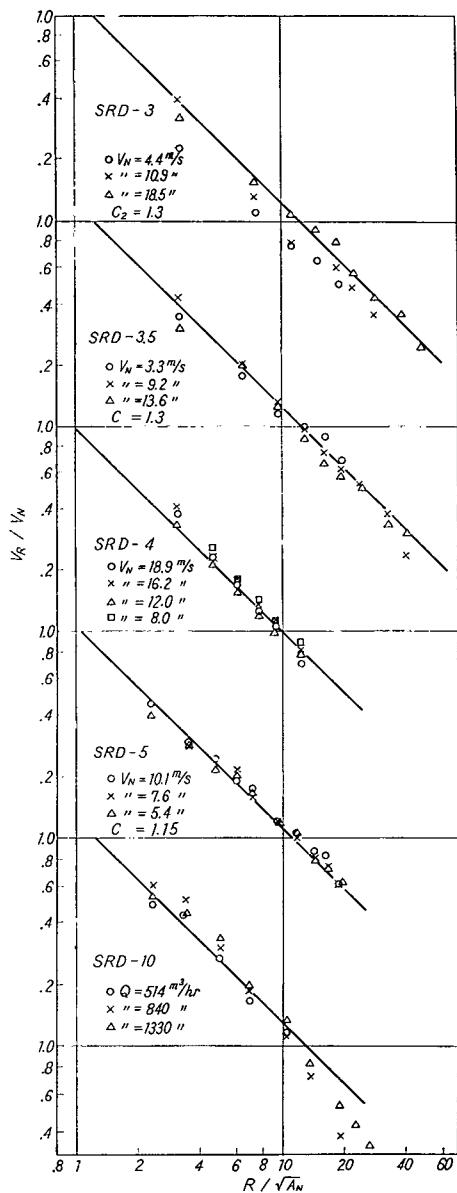


Fig. 4・1・36

使用法を簡単に述べる。

(1) 室内位置が与えられた場合、 X および Y/X の値より、Fig. 1・1-10, 11 を用いて、 S および k を求める。

(2) いま、有効直径 D_0 および吹出速度 V_0 を与えるものとする。Fig. 1・1-12 を使用して、 D_0 (1), V_0 (2) より点 (3) をうる (Fig. 4・1・37 参照)。(3) と k より (4) 点 (5) を得、これと S (6) を結んで点 (7) をうる。 S における最大速度 V_s (8) を仮定すれば、吹出口定数 K が求められる。

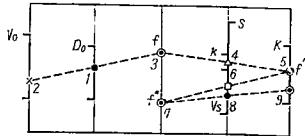


Fig. 4・1・37

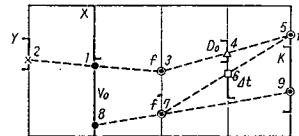


Fig. 4・1・38

(3) 次に、Fig. 1・1・13 を使用して、吹出気流の距離 X (1), Y (2) より点 (3) をうる (Fig. 4・1・38 参照)。Fig. 1・1・12 で使用した D_0 (4) より点 (5) をうる。同じく V_0 (8) とさきに求められた K (9) より点 (7) が定まる。(5) と (7) を結び温度差 Δt (6) が決まる。

以上、 D_0 , V_0 を与えて、室内所定の位置 (X , Y) における最大速度 V_s が与えられた値になるための K および Δt を求めた例である。他の条件が与えられた場合も同様にして、2つの図を用いて残る2つの定値が決められる。

文 献

- 1) Koestel, A. : Computing Temperatures and Velocities in Vertical Jets of Hot or Cold Air, HPAC, June, 1954, p. 2
- 2) ASHRAE : HVAC Guide, 1960, pp. 269/70
- 3) Koestel, A. : Paths of Horizontally Projected Heated and Chilled Air Jets, ASHAE Trans., Vol. 61, 1955, pp. 213/32
- 4) Elrod, H. G. : Computation Charts and Theory for Rectangular and Circular Jets, HPAC, March, 1954, pp. 145/55
- 5) Koestel, A. : Jet Velocities from Radial Flow Outlets, ASHAE Trans., Vol. 63, 1957, pp. 505/25
- 6) Koestel, Hermann, Tuve : Comparative Study of Ventilating Jets from Various Types of Outlets, Case Inst. Teck. Reprints, No. 1055, 1950

4・2 誘引型吹出口ユニットに関する研究

4・2・1 実験装置および測定方法

誘引型吹出口ユニットの性能（誘引率および熱能力など）を測定するため、Fig. 4・2・1 に示すように空調実験室内にユニットをセットし、これに加熱1次空気および冷水を送れるようにする。空調実験室は、それ自体冷暖房できる室である。

誘引率の測定：実験室を冷却して、加熱1次空気を送り、1次空気および室温ならびに混合吹出空気の温度を測定して混合比を求める。1次空気温度はユニット入口におけるダクト内にサーモカップ

ルを挿入して測り、室温は2次空気誘引口の近傍で2, 3点をとる。また混合吹出空気の温度は、吹出口グリル面において、 5×4 ないしは 9×6 の20または54点をとり、それぞれ温度 t_i および気流速度 v_i を測定して次式による平均値を求めて吹出空気温度 t_3 とする。

$$t_3 = \frac{\sum v_i t_i}{\sum v_i} \quad \dots \dots (1)$$

誘引率は1次空気量 G_1 に対する2次誘引空気量 G_2 の割合 $\eta = G_2/G_1$ をもって表わすものとし、次の関係から温度測定のみによってえられる。

$$\left. \begin{aligned} G_1 t_1 + G_2 t_2 &= G_3 t_3 \\ G_1 + G_2 &= G_3 \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots (2)$$

$$\therefore t_1 + \eta t_2 = (1 + \eta) t_3$$

$$\therefore \eta = (t_1 - t_3) / (t_3 - t_2) \quad \dots \dots (3)$$

ただし、 G_1, G_2, G_3 : 1次空気、2次誘引空気

Fig. 4・2・1

および混合吹出空気の量 kg/h, t_1, t_2, t_3 : 同上空気それぞれの温度 °C, $\eta := G_2/G_1$ 誘引率*

1次空気量はユニット入口手前に設けたオリフィス流量計による。

熱能力の測定：1次空気は直接実験室内から取り入れ、室内の絶対湿度を求め、これとユニット入口における乾球温度（サーモ・カップルによる）とから1次空気の湿球温度を求める。コイルに冷水を通して、2次空気入口側（室内）および混合吹出空気の湿球温度（湿球温度計による）を測定して、1次、2次（入口）および混合空気のエンタルピを求め、測定誘引率を用いてコイル出口側空気のエンタルピを算出する。これらより、コイルの熱能力およびコンタクト・ファクタなどを求める。また、冷水の流量はオーバル流量計により、コイル入口および出口水温は図示のような熱電対により測定する。

4・2・2 基本型誘引ユニットにおける特性

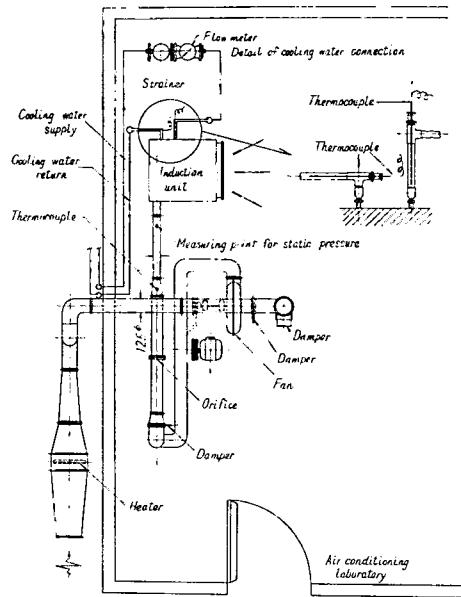
4・2・2・1 供試基本型誘引ユニット

誘引型吹出口ユニットの基礎的性質をしらべるため、Fig. 4・2・2 に示すような基本的な形（箱形）の供試ユニットを製作して、箱（シェンバ）の長さ、2次空気入口（誘引口）の位置および抵抗による誘引率の変化などについてみる。ただし、ノズル径 $12 \text{ mm}\phi$, 5個、間隔 10 cm とする。また、供試体の型式は、それぞれの条件の組合せによって、記号 $Nn In Cn$ で表わす。

4・2・2・2 基本型誘引ユニットの特性

(a) チェンバ内の静圧

チェンバ内の静圧を見るため、チェンバ上面中心線上に静圧孔タップを取りつけて、チェンバ内静



* 実用上は $\eta = G_2/G_1 \approx Q_2/Q_1$ と見做して差支えない。

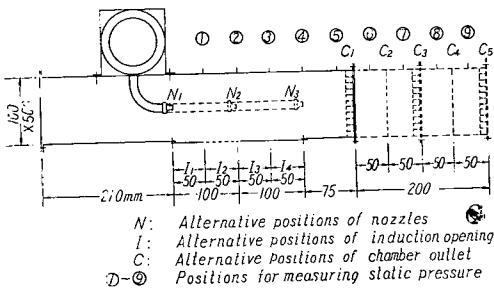


Fig. 4・2・2

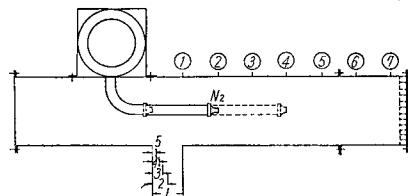
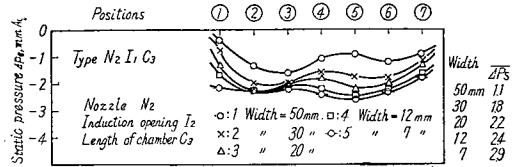


Fig. 4・2・3

圧の分布をしらべる。チエンバ内の静圧分布は、誘引口の位置および抵抗により、またノズル位置によって非常に変化する。Fig. 4・2・3 は型式 $N_2 I_1 C_3$ (ノズル位置 N_2 、誘引口の位置 I_1 、チエンバの長さ C_3 、Fig. 4・2・2 参照) の場合に、入口抵抗により内圧の変化する模様を示すものである。この場合、チエンバの長さが十分でなく、吹出口付近でもなお負圧が残る。Fig. 4・2・4 はチエンバをさらに 100 mm 長くした場合で、誘引口の位置による相違をみたものである ($N_2 I_5 C$)。誘引口の大きさは幅 50 mm の場合で、誘引量が大きいため、誘引口の近くでは負圧の絶対値が小さくなる。そして、測点 5, 6, 7 ないしは平均値において、静圧の絶対値は、誘引口の位置が後方にあるときほど大となる傾向がみられる。

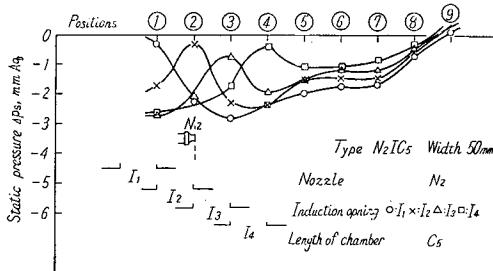


Fig. 4・2・4

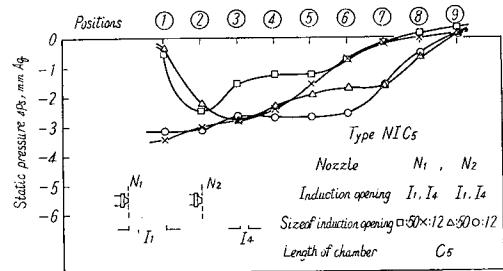


Fig. 4・2・5

Fig. 4・2・5 はノズル位置による影響をみたもので、代表的に誘引口の位置 I_1 、大きさ 50 mm 幅の場合と位置 I_4 、大きさ 12 mm 幅の場合について比較したものである (チエンバ長さ C_5)。幅 12 mm のときには、いずれもチエンバ内静圧分布はほぼ一様となり、相対位置だけずれた分布を示す。幅 50 mm の場合には、Fig. 4・2・4 の場合のように波うつ分布を示すが、吹出口近くにおける静圧分布はそれぞれ I_4 -12 mm の場合のそれとよく一致し、チエンバ内静圧分布はノズル位置を基準として決まることがわかる。したがって、チエンバの長さは、ノズル口からのそれによって決定されるものといえる。

(b) 誘引特性

(i) 風量による変化

1次空気量による誘引率の変化は Fig. 4・2・6 のようである。誘引率 η は 1 次空気量 Q_1 を増すほど大きくなる。しかし、その変化はわずかで、 Q_1 の大きいところではほぼ一定とみなせる。 $N_2I_1C_3$ 型について、1次空気量約 $60 \text{ m}^3/\text{h}$ 以上で用いて、誘引率 3.8~4.0 がえられる。

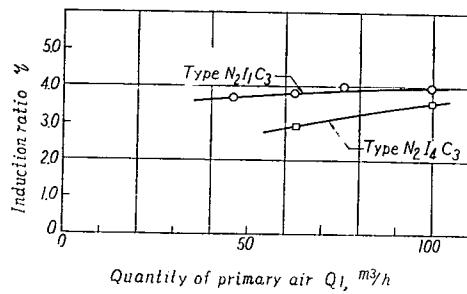
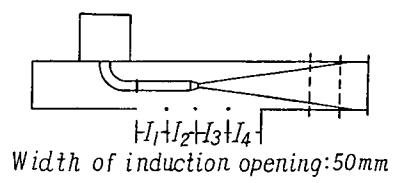


Fig. 4・2・6



Width of induction opening: 50mm

Fig. 4・2・7

(ii) 誘引口の位置による影響

1次空気量 $Q_1=99.4 \text{ m}^3/\text{h}$ および $62.4 \text{ m}^3/\text{h}$ の場合について、誘引口の位置による誘引率の変化をみたのが Table 4・2・1 (a), (b) である (Fig. 4・2・7 参照)。 $Q_1=99.4 \text{ m}^3/\text{h}$ の場合、位置 I_1 で最大を示し、前に移るにつれて η は減少する。とくにノズル位置より 50 mm 以上前方になるのは望ましくない。

Table 4・2・1 (a)

Type	$N_2I_1C_3$	$N_2I_2C_3$	$N_2I_3C_3$	$N_2I_4C_3$
Induction Ratio	3.97	3.59	3.62	3.54

$Q_1=99.4 \text{ m}^3/\text{h}$

Table 4・2・1 (b)

Type	$N_2I_1C_3$	$N_2I_4C_3$
Induction Ratio	3.8	2.9

$Q_1=62.4 \text{ m}^3/\text{h}$

(iii) チェンバの長さによる影響

ノズル位置においてチェンバの長さを C_1, C_2, \dots, C_5 の 5 種にとった場合の、測定結果を Table 4・2・2 に示す (Fig. 4・2・8 参照)。 η はチェンバの長さ C_3 (1次空気の広がり角を 22° —自由噴流の拡がり角度—としてきまる長さ) のとき最大となる。しかし、前項のチェンバ内静圧特性から、長さ C_3 以下の場合には、吹出口付近において負圧がのこり、そのため吹出口グリルの一部からは室内空気が吸引されるのが認められる。したがって、有効に 2 次空気誘引口から吸引される空気量については、 $C_4 \sim C_5$ の長さの場合において確実性がある。一方、長さを C_2 以下にすることは、有効な誘引

Table 4・2・2

Type	$N_2I_1C_1$	$N_2I_1C_2$	$N_2I_1C_3$	$N_2I_1C_4$	$N_2I_1C_5$
Induction Ratio	2.82	3.40	3.97	3.40	3.52

$Q_1=99.4 \text{ m}^3/\text{h}$

率の点から極めて不利といえる。

以上、ノズル位置 N_2 に対するチャンバ長さの関係から、チャンバはノズル口よりの長さにして 325 mm 前後が望ましいといえる。ただし、チャンバの厚さをノズル間隔の 100 mm とした場合。

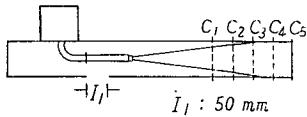


Fig. 4・2・8

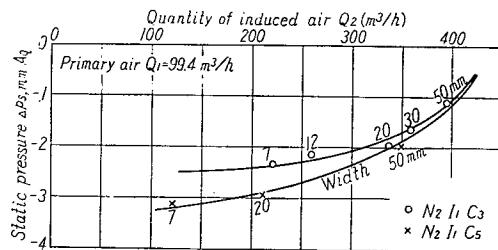


Fig. 4・2・9

(iv) 誘引口の抵抗による影響

型式 $N_2I_1C_3$ (Fig. 4・2・2 参照) について、誘引口の大きさを 50 mm 幅から 7 mm まで変化させ、その抵抗による誘引率の変化をみたのが Table 4・2・3 である。誘引率は、幅を小さくして抵抗を増すにつれて、漸次小さくなる。

Table 4・2・3

Width of Induction Opening (mm)	50	30	20	12	7
Induction Ratio	3.97	3.62	3.39	2.62	2.23

$$Q_1 = 99.4 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{Type : } N_2I_1C_3$$

以上の関係を、チャンバ内静圧と 2 次空気量 ($Q_2 = \eta Q_1$) との関係で表わせば Fig. 4・2・9 のようになり、送風機の特性曲線と同様、ユニットの誘引性能を表わす特性曲線がえられる。ただし、静圧 Δp_s には、測点 1 ~ 6 における平均値を用いる。また、型式 $N_2I_1C_5$ についても求めてある。

(c) 熱能力の解析

前項で求めた特性曲線を用いて、基本型ユニットにおける 1 次空気および 2 次空気のうけもつ熱能力の割合を求める。

コイルおよび誘引口グリルの総合抵抗係数 $\eta = 6$ (ダクト中間にある場合の値) と仮定し、コイルの水速 $v_w = 1.0 \text{ m/s}$ 、1 次空気と室内空気との温度差を 10°C とするとき、各種のコイル面速度 v_a および水温 (室内気温に対する MTD (対数平均温度差) で表わす) に対する値を求める。計算は次のようにする。

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_s &= \zeta \frac{v_a^2}{2g} + \frac{v_a^2}{2g} \\ v_a &= Q_2 / A_c \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(1)$$

ただし、 Δp_s : チャンバ内静圧 mm Aq 、 v_a : コイル面速度 m/s 、 Q_2 : 2 次空気量 m^3/h 、 A_c : コイル前面積 m^2 。

の関係において、 Δp_s 、 Q_2 に特性曲線の値を入れて、 v_a 、 A_c の関係を求め、各 v_a に対するコイルの伝熱係数 K および A_c より、MTD ごとの 2 次空気のうけもつ熱交換量 H_2 (kcal/h) が求まる。すなわち、

$$H_2 = K \cdot a \cdot A_c \cdot (\text{MTD}) \quad \dots \dots (5)$$

ただし、 K ：コイルの伝熱係数 $\text{Kcal}/\text{m}^2 \text{h deg}$ 、 a ：前面積当りの表面積の割合 K および a にはプレート・フィンのそれらを用い、 $a=22.9$ 、 K は $v_w=1.0 \text{ m/s}$ のときの値を使用した¹⁾。また、1次空気のうけもつ熱能力 H_1 (kcal/h) は次式による。

$$H_1 = c_p \cdot \gamma \cdot \Delta t_1 Q_1 \quad \dots \dots (6)$$

ただし、 c_p ：空気の定圧比熱 $\text{kcal}/\text{kg deg}$ 、 γ ：空気の比重 kg/m^3 、 Δt_1 ：1次空気と室内空気との温度差 deg 、 Q_1 ：1次空気量 m^3/h 。

計算結果を Table 4-2-4 に示す。

これより、MTD を 15°C 近くにとり、コイル面積を大きくすれば、2次空気による熱能力 (H_2) を1次空気のそれ (H_1) の約2倍程度にすることができ、したがって、水量調節によって出力を $1/3$ まで絞ることができる。

Table 4-2-4 H_2/H_1 for the Induction Unit

V_a	1.5	1.75	2.0	2.25	2.5	3.0	3.5
A_c	0.079	0.066	0.050	0.049	0.042	0.029	0.022
MTD ($^\circ\text{C}$)	5	0.875	0.82	0.66	0.67	0.60	0.45
	7	1.23	1.15	0.92	0.94	0.84	0.63
	10	1.75	1.64	1.32	1.34	1.21	0.90
	15	2.63	2.46	1.98	2.01	1.81	1.36
							1.09

Note : $Q_1=99.4 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta t_1=10^\circ\text{C}$, $H_1=278 \text{ Kcal}/\text{h}$, V_a : Face Velocity at the Coil m/s , A_c : Face Area of the Coil m^2 。

4-2-3 標準型誘引吹出口ユニット

4-2-3-1 標準型誘引ユニットの設計

(a) 設計の方針

基本型ユニットの性能試験ならびに熱能力の解析結果より、試作標準型誘引ユニットの設計方針を次のようにする。

- (i) ユニットの標準仕様として、1次空気量 $60 \text{ m}^3/\text{h}$ ($1 \text{ m}^3/\text{min}$)、1次空気の入口静圧 50 mm Aq ²⁾ とし、1次空気吹出口はノズルとして、 $12.0 \text{ mm}\phi \times 5$ ケとする。
- (ii) 2次空気の誘引経路は、なるべくノズル面前から流入するようにする。
- (iii) チェンバの長さは、ノズル間隔およびチェンバの厚さを 100 mm にとるととき、1次空気の拡り角を 22° とした交点までの距離 275 mm に 50 mm を加えた 325 mm をノズル吹出面よりチェンバ出口までの長さとする。
- (iv) 誘引率を大きくし、 $H_2/H_1 \approx 2$ 程度にするため、コイル面速度 $V_a=2 \text{ m/s}$ 以下になるようにし、コイル面積 $A_c=0.07 \text{ m}^2$ 程度（安全をみて 20% 程度増をとる）とする。

(b) 試作標準型誘引ユニット

前項の方針にもとづいて、実用形標準誘引ユニットを設計し、試作したものを Fig. 4-2-10 (a) および (b) に示す。

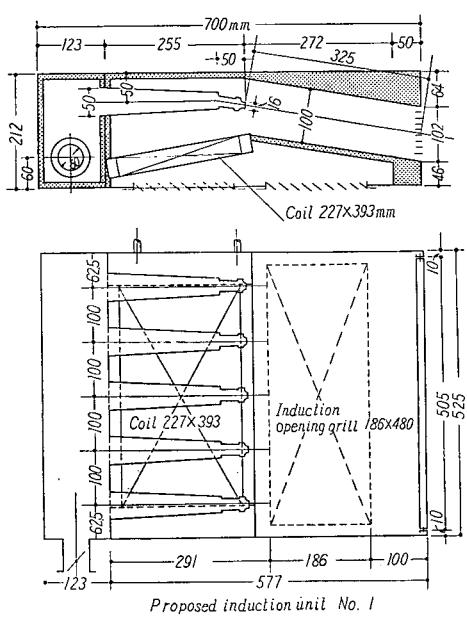


Fig. 4-2-10 (a)

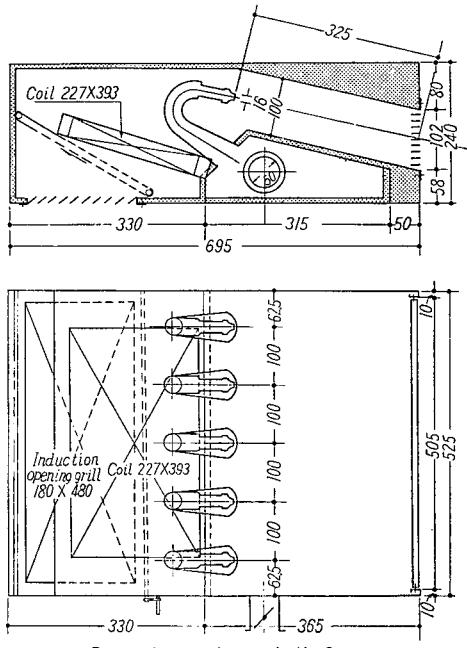


Fig. 4.2.10 (b)

同図(a)の1号器はノズル発生音の誘引口からの放射を少なくするよう、その経路を長くして消音の考慮をしたものである。同図(b)の2号器は熱能力の調節を水量調節のみによらず、2次空気のバイパスによって迅速に応答させようとするものである。

4.2.3.2 試作標準型誘引ユニットの性能

(a) 誘引率

試作1, 2号器の誘引率特性を Fig. 4・2・11 (a) および (b) に示す。1号器における誘引率は2次空気吸込口の位置によってほとんど影響されない。また、風量による変化もわずかである。

2号器では、バイパス・ダンパの切換による誘引率の相違はほとんどないことが確かめられた。また、吸入口グリルの有無による相違が明らかである。

1, 2号器を通じて、誘引率は使用状態において、3.5~4.0程度であるといえる。

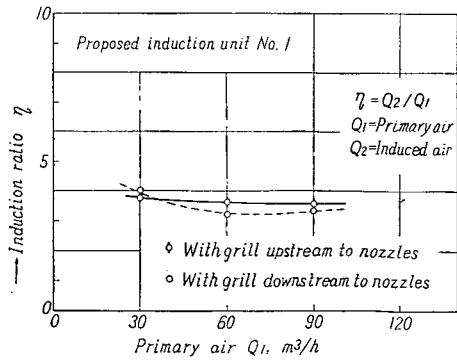


Fig. 4.2.11 (a)

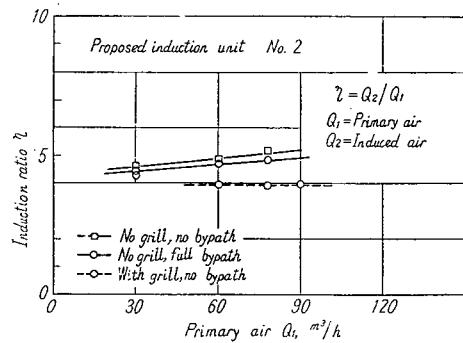


Fig. 4.2.11 (b)

(b) 热能力

(i) 試験条件におけるコイル熱能力

室温約 27°C、湿度 70%前後の実験室内において、水温 9~10°C、水速 1 m/s を標準として、2 次空気のコイル熱能力をみる。熱交換量は、空気および冷水の热量変化より求めたが、両者の間には 10%以上の差異を生ずることがある。この場合には、水温および水量測定の方が空気測定より信頼性が高いので、冷水測定より求めた热量を採用した。

水量変化によるコイル熱能力の変化をみたのが Fig. 4・2・12 である。水量をほぼ半減しても熱能力は 10~20% 程度しか減じない。したがって、能力を大幅に変化させるには、水量を大きく變える必要がある。

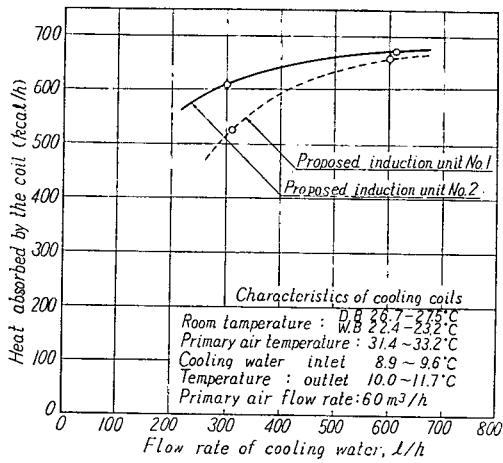


Fig. 4・2・12

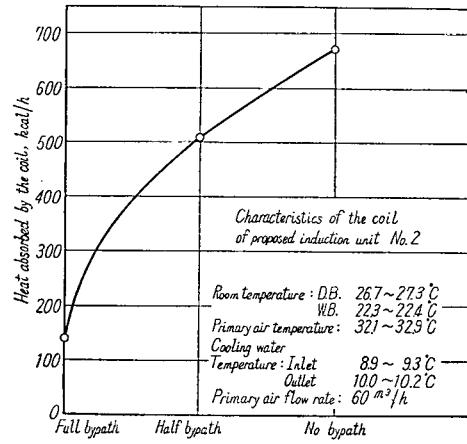


Fig. 4・2・13

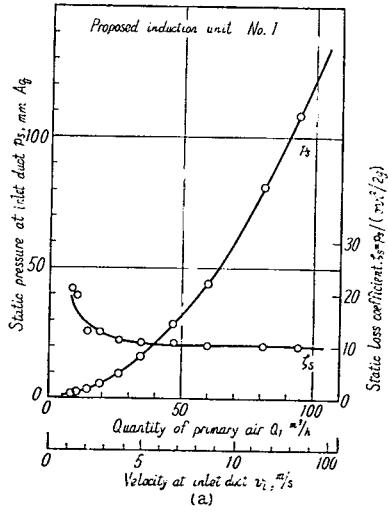


Fig. 4・2・14 (a)

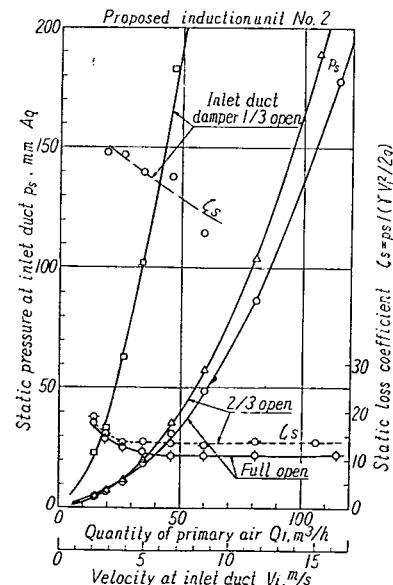


Fig. 4・2・14 (b)

次に2号器について、バイパス・ダンパを開閉した場合の熱量変化をみたのが Fig. 4・2・13 である。ダンパ半開による熱量変化は十分大きいといえないと、水量変化に比して熱量変化を容易にできることがわかる。なお、バイパス・ダンパを全開して、コイルを通さない場合でも、空気がコイル裏面に触れるため、コイルの熱能力は零にならない。

Fig. 4・2・14 はユニットの入口管における静圧と1次空気量との関係を示すもので、入口ダンパの開閉による変化を含む。

(ii) 標準条件における熱能力

誘引吹出口ユニットは、原則的に潜熱負荷を1次空気で、顯熱負荷を2次空気で受けもたせ、顯熱負荷の変動に応じて2次空気の冷却能力を調節する使い方が考えられる³⁾。

いま、室内空気の基準を27°C, 50%とするとき、絶対湿度 $x=0.0111 \text{ kg/kg}'$, 2次コイルは乾きコイルとして使用し、コイル表面温度 $t_s=15.5^\circ\text{C}$, とすることが望まれる。この場合のコイルの冷却能力を求める。実験におけるコイルのコンタクト・ファクタ (CF) を、コイル表面温度 t_s

$$t_s = \frac{t_{w1} + t'_{w'}}{2} \quad \dots\dots(4)$$

ただし、 t_{w1} : 入口水温 °C, $t'_{w'}$: コイル出口空気の湿球温度 °C。

として³⁾求めると、1号器について、 $CF=0.47\sim0.51$, 2号器について $0.37\sim0.42$ となる。安全をみて2号器の平均0.4程度を考えると、標準条件におけるコイルの熱能力 H_2 は次のようになる（2号器について）。

$$H_2 = 0.24 \times (238/0.865) \times 0.4(27.0 - 15.5) = 305 \text{ kcal/h}$$

1次空気による顯熱能力 H_1 は、吹出温度差 10°C として、167 kcal/h であるから、ほぼ初期の目標である $H_2/H_1=2$ が達せられる。

4・2・4 結 論

(1) 誘引吹出口ユニットは、拡散部を特に工夫しないでも、箱型の寸法を適当にすることによって容易に誘引率3~4程度のものがえられる。

(2) コイル面積を大きめ ($V_a < 2 \text{ m/s}$) にとることによって、2次空気のうけもつ顯熱能力を1次空気のそれの約2倍にすることができ、広い調節範囲のものがえられる。

(3) 熱能力の調節は、水量のみによるより、2次空気のバイパスによって迅速かつ容易にできる。したがって、騒音特性 (4・4・2・4 参照) とも考え合わせて試作2号器の型は機能を満足するものといえる。

(4) 誘引ユニットによる空気分布は、一般吹出口グリルによるそれとほとんど等しくなるので、拡散性を大きくすることによって、小室における居住域の分布を適切にすることが可能である (4・3 参照)。

文 献

- 1) 井上宇市：空気調和ハンドブック，p. 110

- 2) Carrier, Cherne, Grant, Roberts : Modern Air Conditioning Heating and Ventilating, 3rd Ed., pp. 365/6,
378/9
3) 1) の p. 112/3

4・3 船室内空気分布に関する研究

4・3・1 船室規模の解析と船室模型

4・3・1・1 船室規模の解析

既存の船室資料から、一般船室の規模を調査し、代表的船室の大きさ 気積などを把握しようとする。調査対象とした船舶は、タンカ 1、貨物船 2、国内航路用客船 1 の計 4 隻で、それらについて寝台を有する全船室の大きさ、気積を求めこれらを集計してみる。対象としてとり上げた船舶の一覧を Table 4・3・1 に示す。

Table 4・3・1 Example of Ships

Notation	Kind of Ships	Tonage
A	Passenger Ship of Coasting Service	2,800 ton
B	Cargo Ship of Ocean Going	10,000 "
C	Tanker of Ocean Going	28,000 "
D	Cargo Ship of Ocean Going	11,000 "

調査結果は、一般にトン数の大きい船舶ほど、また国内航路より国外航路用の方が室寸法が大きく、一人当たりの気積が大きくなっている。気積についての一覧を Table 4・3・2 に示す。また室寸法の分布の一例を Fig. 4・3・1 に示す。

Table 4・3・2 Volume per Person for State Rooms (m³/person)

Accommodation Person	A Ship				B Ship				C Ship				D Ship				For A~D Ships						
	Max	Min	Number of Rooms	Mean	Max	Min	Number of Rooms	Mean	Max	Min	Number of Rooms	Mean	Max	Min	Number of Rooms	Mean	Max	Min	Mean				
1	38.2	15.3	12	24.5	28.9	14.6	18	22.7	79.1	14.5	22	31.6	31.3	17.5	20	23.1	79.1	14.5	25.9				
2	9.5	4.6	2	7.1	18.6	9.2	8	13.0	28.7	12.2	17	14.1	11.7	7.8	8	9.1	28.7	4.6	12.3				
3					8.5	8.5	1	8.5										8.5	8.5	8.5			
4	3.9	3.4	3	3.7	7.1	6.6	8	6.6									5.4	5.4	5	5.4	7.1	3.4	5.7
6	4.2	2.5	4	3.6																4.2	2.5	3.6	
8	5.2	3.8	2	4.5																5.2	3.8	4.5	
10	2.25	2.25	1	2.25																2.25	2.25	2.25	
20									9.2	9.2	1	9.2							9.2	9.2	9.2		

以上より、特殊な場合を除いては、平面形について単辺 3~4 m (最小 2 m), 長辺 4~5 m をほぼ限度とし、天井高は 2.1~2.7 m の範囲である。気積は総平均について、1人室 26 m³, 2人室 12 m³, 4人室 6 m³, 10人前後の室 1a5~2 m³, 20人前後の室 1.2~2 m³ 程度といえる。

4・3・1・2 船室模型

船室内空気分布について調べるために、実物大の船室模型を準備する。前項の船室調査より、もっと

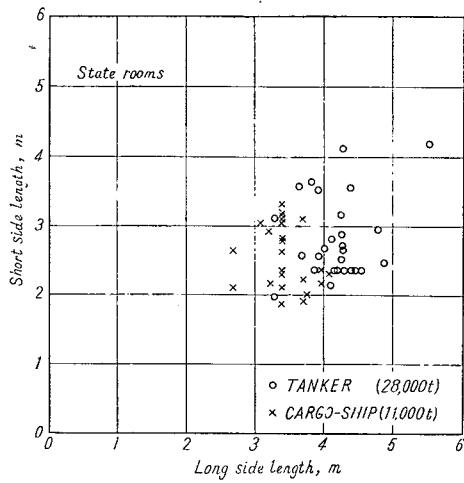


Fig. 4・3・1

も代表的な船室模型として 2 人収容室をとり Fig. 4・3・2 (a), (b) に示すようなものを作製した。また、家具模型も用意して、必要に応じてこれを室内に配置する。

4・3・2 壁面に沿う下向気流（輻流吹出口による）

天井付き輻流吹出口を用いる場合、吹出口より吹出した気流は天井面に沿って流れ、やがて室壁面に衝って下向きの降下気流となり、居住域に達する。したがって、居住域空気分布を問題にするととき、この下向気流は重要な要素となる。

大小の輻流吹出口について、吹出口より最短距離の壁面を降下する気流の最大速度と吹出速度との関係を求めた結果は Fig. 4・3・3 のようになり、一般に次式の関係で表わされることがわかる (Fig. 4・3・4 参照)。

$$V_w/V_{RW} = C_3/(H/R_w)^{C_4} \quad \dots \dots (1)$$

ここに、

$$V_{RW} = C_2 V_N / (R_w / \sqrt{A_N})$$

よって、

$$V_w/V_N = C_2 C_3 / \{(H/R_w)^{C_4} (R_w / \sqrt{A_N})\} \quad \dots \dots (2)$$

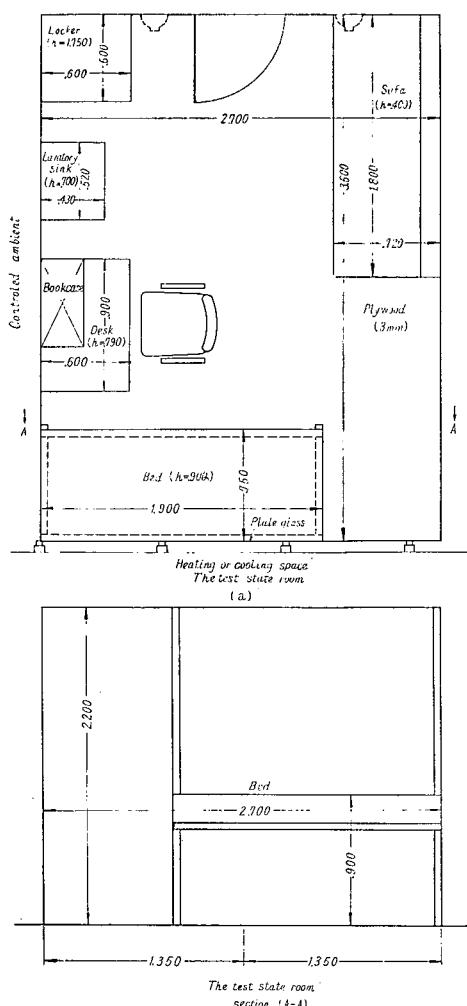


Fig. 4・3・2

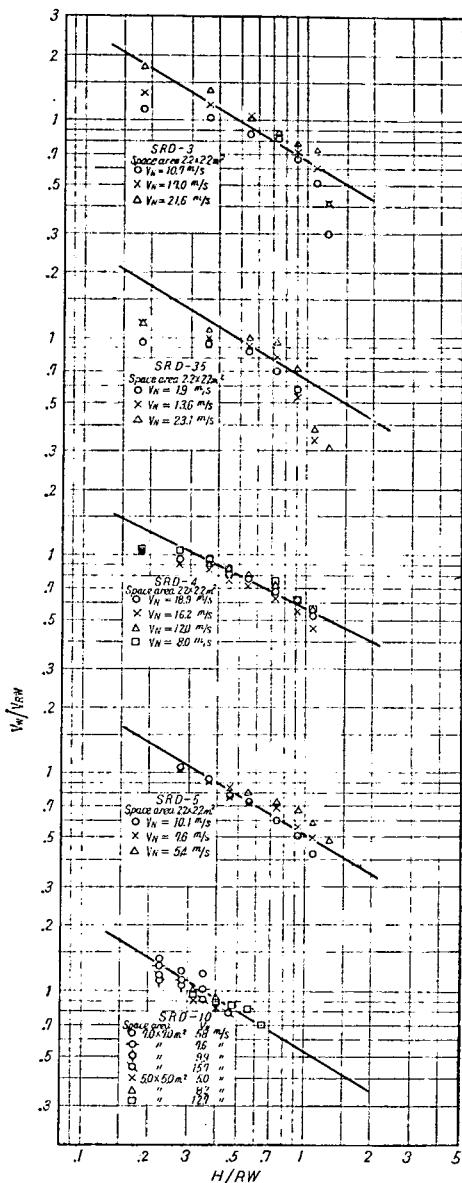


Fig. 4.3.3

Table 4.3.3 Constants for SRD Type Outlets

Size	Neck Dia. D_1 mm	Interior Cone Dia. D_2 mm	C_3	C_4
SRD-3	76	138	0.65	0.6
" 3.5	89	160	0.65	0.6
" 4	102	219	0.55	0.5
" 5	127	248	0.51	0.6
" 10	252	454	0.52	0.6

Note : Size 3, 3.5 and 10 are geometrically Similar.

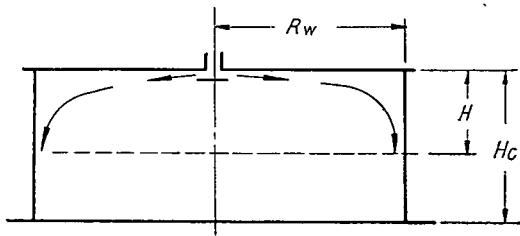


Fig. 4.3.4

ただし、 V_w ：下向気流プロファイルの最大速度、
 V_{RW} ：幅流吹出気流の距離 R_w における最大速度、
 V_N ：幅流吹出口の首速度、 H ：天井面からの距離、
 R_w ：吹出口中心から壁面までの距離、 A_N ：吹出口
 面積。

4.1.4.3に述べたパン形天井吹出口 (SRD 型) について、大小のサイズをそれぞれ各種大きさの測定室 (Fig. 4.3.3 の中に記入) に取り付けて測定した結果、式 (1) における定数 C_3 , C_4 の値は Table 4.3.3 のようになる。相似形の 3 種 (サイズ 3, 3.5 10) について、サイズ 10 の C_3 だけが小になっているがこれは天井面に沿う気流の最大速度の実際が、第 4 域に近く、速度がより低下しているためと思われる。したがって、この場合の相似形吹出口に対する下向気流の実験式として、次式が掲げられる。

$$V_w/V_N = 0.85 / \{(H/R_w)^{0.6} (R_w/\sqrt{A_N})\} \quad \dots \dots (3)$$

ただし、相似形吹出口の $C_2=1.3$ (4.1.4.3 参照)。

4・3・3 船室模型による室内空気分布

4・3・3・1 実験装置および測定方法

(a) 実験装置

Fig. 4・3・5 に示すような、一側面を外気条件にできる空調実験室内に、1・2 に示した船室模型をつくり、これに吹出口を取り付けて室内空気特性を調べる。

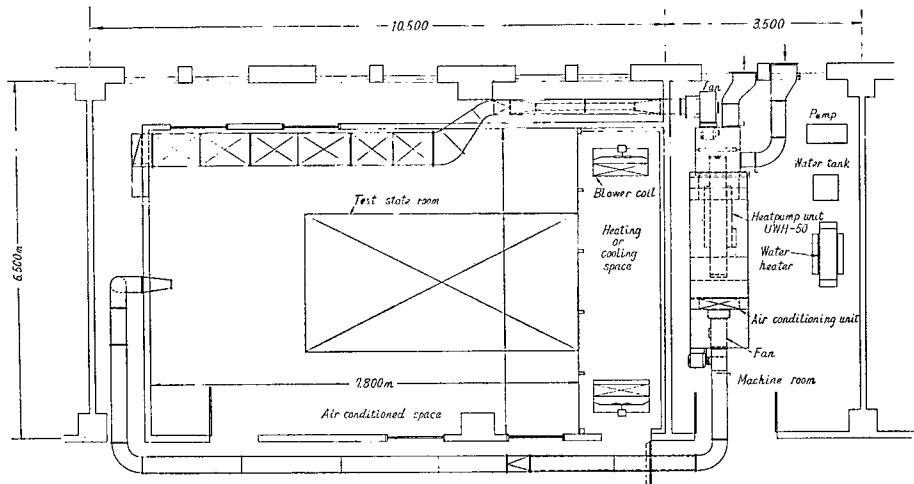


Fig. 4・3・5

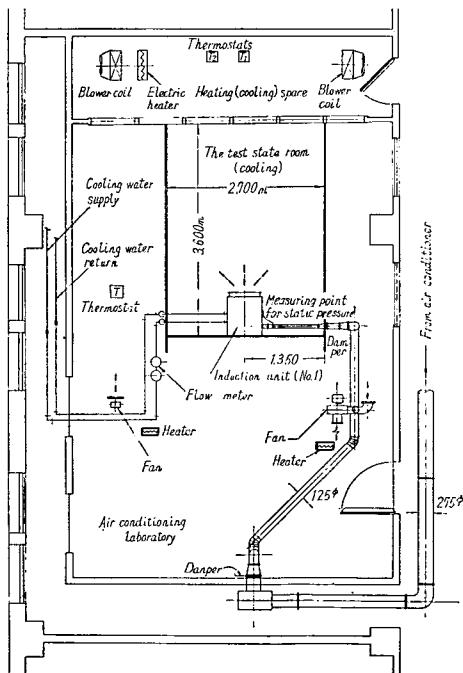


Fig. 4・3・6

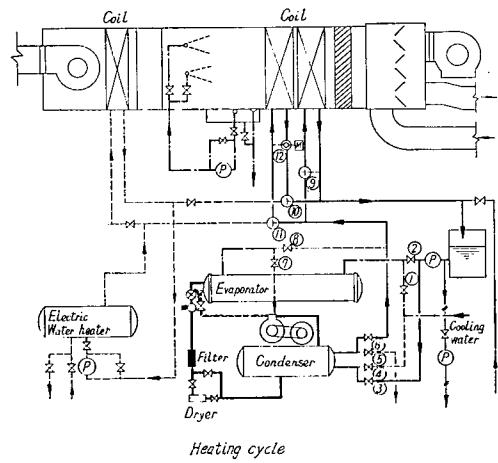


Fig. 4・3・7 (a)

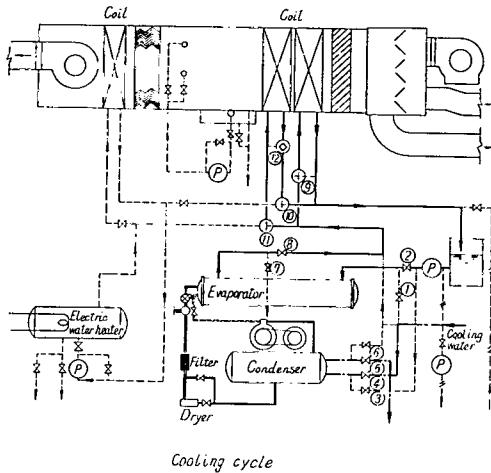


Fig. 4.3.7 (b)

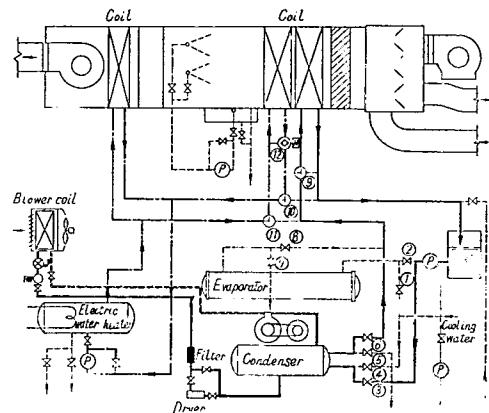


Fig. 4.3.7 (c)

船室模型は、その一面を外壁に相当させて、これをガラス面として隣接冷却（加熱）室と接する。他の壁面については、隣室あるいは廊下に接する場合に相当させて、空調実験室の温度を船室内温度に対して適当に保つようにする (Fig. 4.3.6 参照)。

空調実験室は、Fig. 4.3.7 (a)～(c) に示すような装置系統を有し、ヒートポンプ、ユニットを切り替えて、冷温水をつくり、これを冷却（加熱）コイルに送つて、主ダクト内に冷風あるいは温風を供給できる。このとき、主ダクト内温度を $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ の範囲で一定に保つよう、コイルに送る冷（温）水の量をモータバルブ(M)によって自動制御する。暖房運転時には、隣接冷却室をプロワー・コイルによって冷却すると同時に温水がえられるが、なお不足の熱量および高温水をうるために電熱ボイラをも用意している。

船室模型内を実際の冷暖房時の状態に近くするため、冷暖房運転時において、それぞれ外部条件が実際のそれらに近くなるよう空調実験室および冷却（加熱）室を次のような方法でコントロールする。

冷房運転時：空調室内を 6 台の電熱器により所定の温度に加熱する。加熱室は 5 kW の電熱コイルにプロワー・コイルのプロワを利用して気流を吹き付け、ルーム、サーモスタット (T_2) によって一定温度を保つよう点滅させる。また、模型室内床面からの負荷をも考慮して、床に電気毛布を敷きつめ、その上にアルミ板を置く。

暖房運転時：空調実験室内は冬季実験の場合、適度に加熱すればよく、冷却室はプロワー・コイルを稼動して -5°C まで冷却することができ、ルーム、サーモスタット (T_1) によって一定温度に制御される。

いずれの場合にも、室内には人体負荷（2人分）として 10 W 電球 12 個、器具として 20 W 融光灯 4 個を用意した。

(b) 測定条件ならびに測定方法

冷暖房実験時における測定条件は、Table 4.3.4 を標準とした。

また、誘引型吹出口ユニットの場合、1 次空気量 $60 \text{ m}^3/\text{h}$ 、1 次空気温度約 20°C (冷房) および

Table 4・3・4

Conditions	Air Temp. in the Test State Room	Ambient Air Temp.	Air Temp. in the Cooling (Heating) Space
Cooling	20°C	33°C	38.5°C
Heating	20 "	18 "	-5 "

39°C (暖房), ヨイル水量 10 l/min (水速 1 m/s) とした。パンカー・ループルの場合には、吹出空気量を室の換気回数にして 6 回/h および 12 回/h 相当にして、上記温度条件になるよう吹出温度を定めた (この場合、吹出温度差にして、約 14°C および 7°C)。

本実験における風量の測定は、パンカー・ループルの場合、吹出口に挿入した全圧管(外径 6 mm)により、また誘引型吹出口ユニットの場合、入口静圧により、いずれも圧力計にはゲッチングセン型圧力計を使用した。吹出気流および室内空気分布の測定には、熱電対熱線風速計ならびに銅一コンスタンタン熱電対を使用した。

居住域測定点として、床上 10 cm および 90 cm (足くびおよび首部の高さ) における各 12 点の位置を選び、気流測定には船室側壁に設けたレールに水平材を渡し、各 3 個所に温度および風速計エレメントを固定してこれを前後にスライドさせる。また、主流部の気流測定には、エレベータ付独立三脚を用い、これに各エレメントを繋結して、各位置において垂直あるいは水平に微動させる。

4・3・2・3 パンカー・ループルを用いたとき

パンカー・ループル A-115 型 2 個を側壁天井下 20 cm のところに取り付け、水平吹出しとして用いた場合の室内空気特性についてみる。

(a) 冷房時

吹出口から吹出された気流は対向壁に向い、速度減衰とともに降下しつつ、ついには対向壁 (ガラス壁) 面に衝き当って下向に流れ、さらに床面に沿って室内を循環する (Fig. 4・3・8 および 13 参照)。

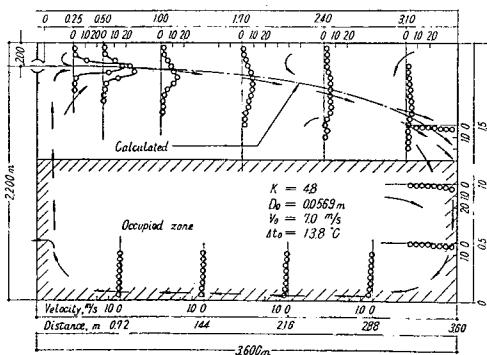


Fig. 4・3・8 (a)

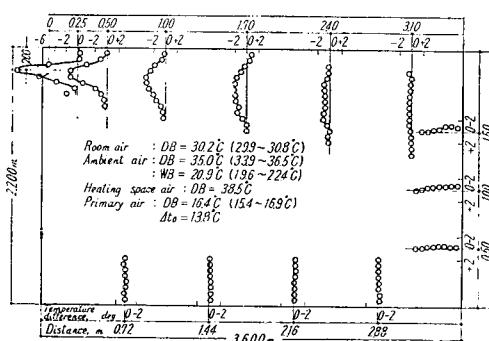
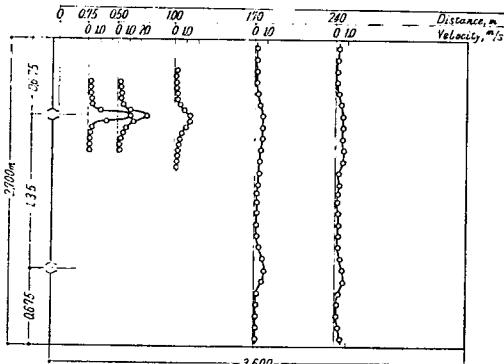


Fig. 4・3・8 (b)

(i) $N=6$ 回/h の場合 この場合の吹出条件は、Fig. 4・3・8 中にみられるようで、また熱量は約 9 kcal/min で、あるから、1・2・4 例題-2 の場合に近い。

Fig. 3・4・8 (a) および (b) は主流部の速度および温度プロファイルを示す。居住域として床上 1.2m までの範囲を考えると、中心軌道はこの中に入ることなく、壁面および床面に沿う気流が問題とな

る。しかし、この場合それらの速度は 0.4 m/s 以下を示し、温度差は大部分の点で 0.4°C 以下で、(基準温度は吹出口よりの床上 90 cm 安定 (A 線上)), ほぼ満足されるものである。すなわち、計算による予測をよく裏付けている。Fig. 4・3・9 (a) および (b) は主流部の水平面プロフィルである。Fig. 4・3・10 は居住域における風速および温度で、床上 10 cm において、風速は 0.2~0.35 m/s、温度は約 29.5~30° の範囲にある。また床上 90 cm では風速 0.2 m/s 以下の低速を示し、温度は大部分が 29.7~30.5°C の範囲である。各 A, B, C, D 線上の 3 点の平均をとって、居住域断面における性状を表わしたもののが Fig. 4・3・11 である。以上より、居住域における風速および温度は、可



なり均一なものがえられ、満足されるものである。

(ii) $N=12$ 回/h の場合、Fig. 4・3・12 (a), (b) は主流部の速度および温度プロフィルを示す。この場合、吹出温度差が $1/2$ となり速度が倍加しているので、吹出気流の軌道は直線に近くなり、対向壁に大きい速度で衝き当たり、壁面および床面に沿う気流となる。床面に沿う気流速度は 0.5 m/s 前後であるが、対向壁に沿う速度は 0.8 m/s 程度の過大を示す。温度差は床面近くで 0.4°C 以下で $N=6$ 回/h の場合とほぼ近いが、対向壁近くでは 10°C 近くにまでなる。また、居住域においては、3 点の平均について Fig. 4・3・13 に示すように、風速は床上 10 cm で $0.25 \sim 0.45 \text{ m/s}$ のやや速い値を示し、床上 90 cm でのそれは、 $0.2 \sim 0.25 \text{ m/s}$ の範囲である。温度は $30.3 \sim 31.0^\circ\text{C}$ の範囲で均一である。

以上より、壁面近くでは気流が過大となり、また床面近くでもやや高めとなるが、他の大部分では温度および速度分布についてかなりよい均一性がえられる。

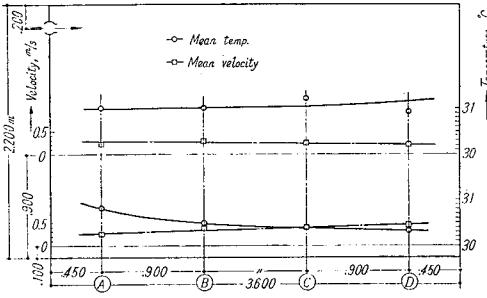


Fig. 4・3・13

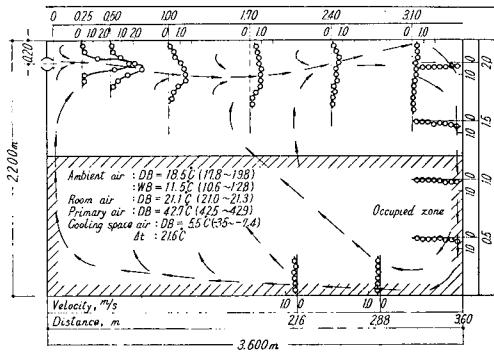


Fig. 4・3・14 (a)

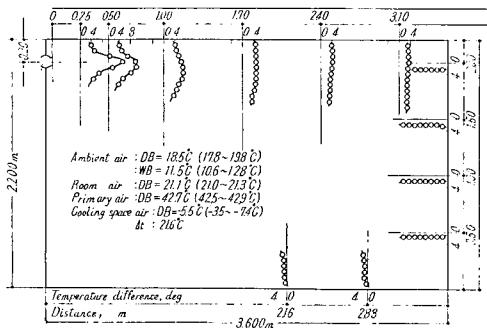


Fig. 4・3・14 (b)

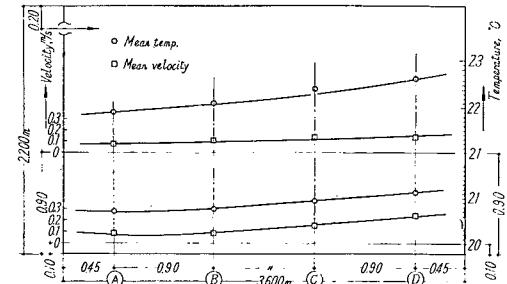


Fig. 4・3・15

(b) 暖房時

暖房時には、吹出口から吹き出された気流は対向壁に向い、速度減衰とともに上昇して、天井面近くで対向壁（ガラス面）に衝き当って横に広がりながら下向に流れる。さらに床面に多少沿って流れ、その一部は上昇して室内を循環する。

(i) $N=6$ 回/h の場合、主流部の速度および温度プロフィルは Fig. 4・3・4 のようになり、吹き出された気流は天井面近くで対向壁にぶつかる。この点の気流速度は 0.5 m/s 以下に減衰している

ので、居住域に対してはドラフトの危険がない。壁面および床面に沿う気流の速度は 0.35 m/s 以下である。温度差は壁面近くで 2°C 前後、床面近くで 1°C 程度高い値を示す。

居住域断面における風速および温度の分布は Fig. 4・3・15 のようで、対向壁近くほど温度が高くなっている。また床上 10 cm, 90 cm による温度差も 1°C 以上ある。風速については、床上 10cm でも 0.1~0.25 m/s 程度で、とくに室中央部以後では床面に沿う気流はなく、全く停滞する。床上 90 cm では風速は 0.08~0.14 m/s の低速を示し、温度範囲は 21.9~22.7°C である。総じて、居住域における気流分布はほぼ満足出来るが、垂直温度分布の点でやや不均一となる (Fig. 4・3・16 参照)。

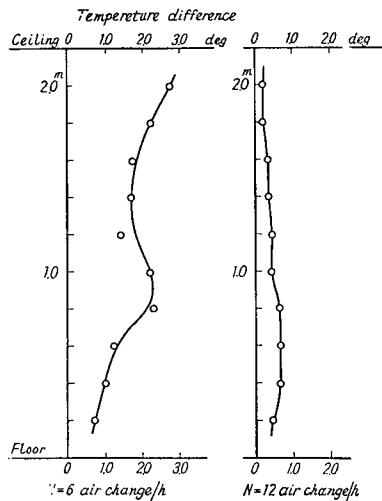


Fig. 4・3・16

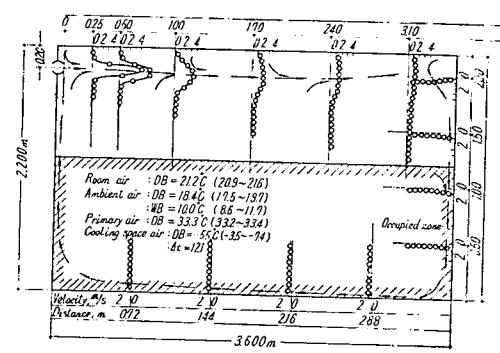


Fig. 4・3・17 (a)

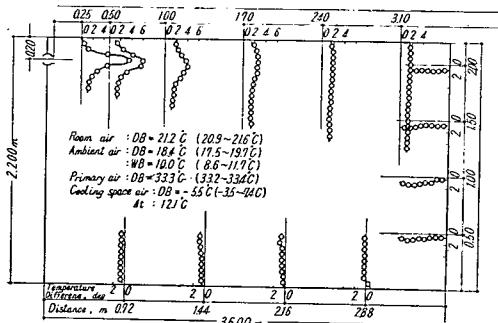


Fig. 4・3・17 (b)

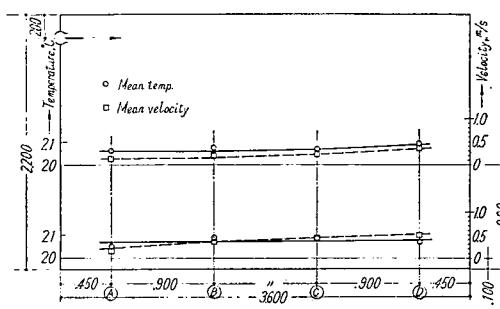


Fig. 4・3・18

(ii) $N=12$ 回/h の場合、冷房の場合、同様に、吹出速度の増大と、吹出温度差の減少によって、軌道の上昇はわずかなものとなる (Fig. 4・3・17 (a) 参照)。主流部の速度は冷房時のそれとよく類似し、対向壁近くでは 0.8 m/s 程度の過大となる。温度分布もほぼ類似の傾向を示し、対向壁付近では温度差が大きい (Fig. 4・3・19 (b))。これは $N=6$ 回/h の場合に比して減少が小さい。

居住域における風速および温度分布は、3 点平均値について Fig. 4・3・18 のようになり均一である。また風速分布は冷房時のそれとよく類似している。室中心における垂直温度分布も Fig. 4・3・16 のように可なりの均一性を示す。以上、大部分の居住域について均一な空気分布がえられるが、対向

壁の近くの部分では過大な気流を生ずる。

(c) 換気量の変化と各点の気流速度

前項までにみた、冷房および暖房時における居住域各点における速度を、換気回数 6 回/h および 12 回/h について比較してみたのが Fig. 4・3・22 (a), (b) である。暖房時においては、ほぼ速度が換気回数に比例的であるが、冷房時には、比例定数が小になり、換言すれば、換気回数を小にしても、各点の速度は比例するほどは小にならない。この傾向は Koestel らの場合¹⁾と類似するものである。

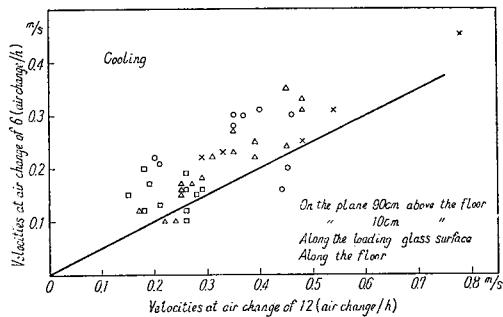


Fig. 4•3•19 (a)

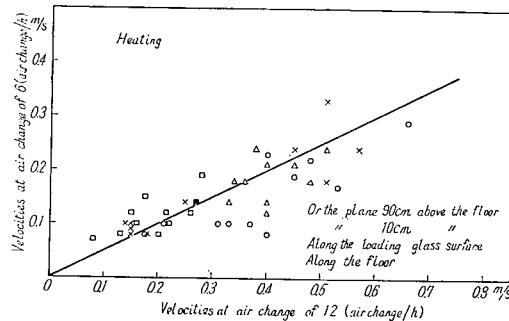


Fig. 4.3.19 (b)

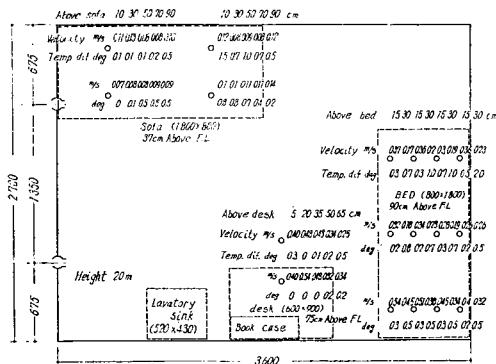


Fig. 4•3•20 (a)

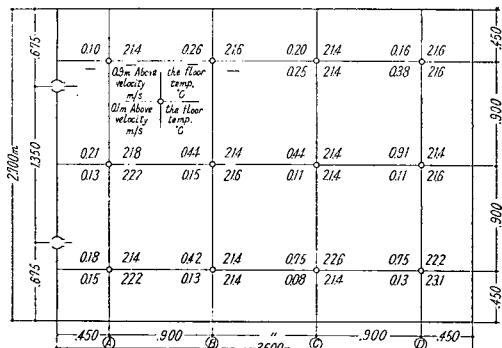


Fig. 4.3.20 (b)

(d) 家具などの影響

船室内に家具などを配置した場合の空気特性を暖房時換気回数 12 回/h の場合についてみたのが、Fig. 4・3・20 (a), (b) である。ここでとくに注目されるのは過大気流についてである。ベッドを対向壁に密着して置いてあるため、対向壁を降下した速い気流が、そのままベッド上で水平流となり、床上 90 cmあたりの速度を高くする(同 Fig. (a) および (b) 参照)。とくに机上面および坐席位置においても風速 0.5 m/s を起すことは問題である。

一方、床上 10 cm における気流は小となり、またソファー上部における気流分布 (Fig. (a)) についても全く問題ないものがえられる。

4.3.3.2 誘引型吹出口ユニットを用いたとき

(a) 冷房時

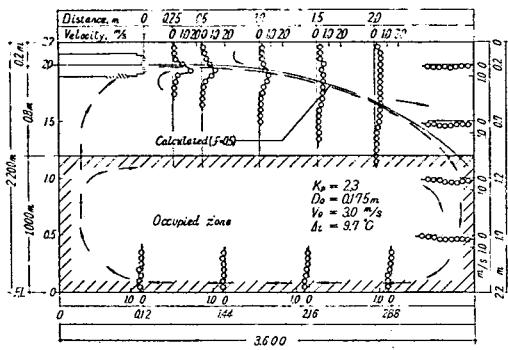


Fig. 4・3・21 (a)

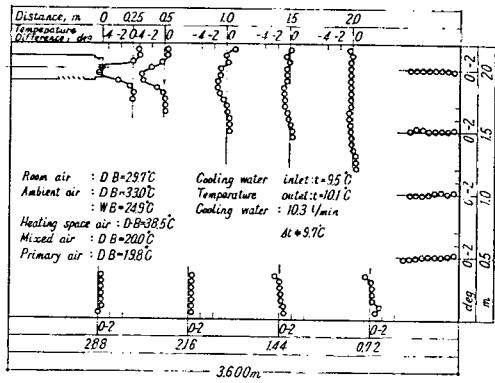


Fig. 4・3・21 (b)

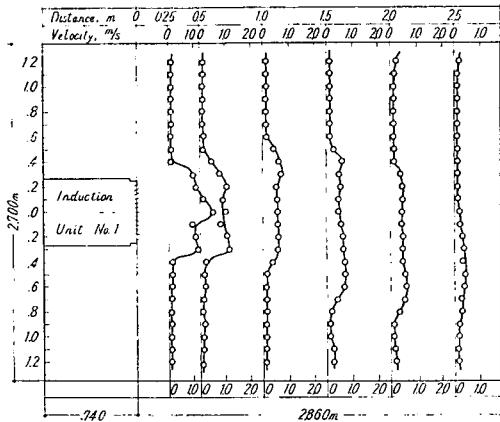


Fig. 4・3・22 (a)

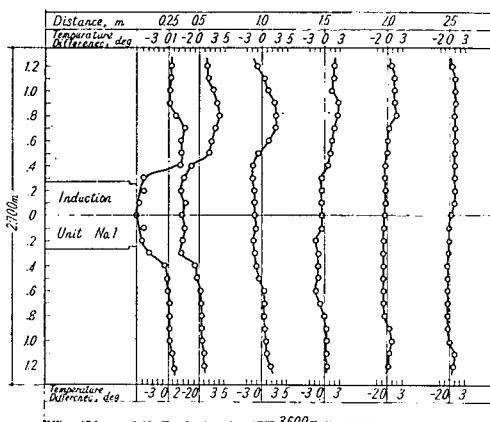


Fig. 4・3・22 (b)

供試誘引型吹出口ユニットには、4・2・3・1に述べた試作第1号器を用い、前記のごとく、1次空気量 $60 \text{ m}^3/\text{h}$ の標準値において行なった。これは誘引2次空気量を加えたとき（混合吹出空気量）、換気回数にして $12 \text{ 回}/\text{h}$ に相当し、1・2・4 例題-3 の条件にほぼ近いものである。

Fig. 4・3・21 (a), (b) に主流部の速度および温度プロファイルを示す。吹出口にグリルを有し、これを開角 90° 程度に開いているため拡散がよく ($K_p=2.3$) また吹出速度 $V_0=3.0 \text{ m/s}$ 、吹出温度差 $\Delta t=-9.7^\circ\text{C}$ で、吹出気流の軌道は対向壁近くで居住域上限にまで降下することになる（同 Fig. (a) 参照）。これに対して実測値もよくこれと一致した傾向を示し、居住域に直接突入することなく、対向壁に当って壁面に沿って下向に流れ、さらに床面に沿って室内を循環する点、パンカー・ループルの場合と同様になる。この場合、壁面および床面に沿って流れる気流速度は、居住域について 0.4 m/s 以下であるので（床面においては 0.3 m/s 程度）、あまり問題とならない。温度差分布は一部で 1°C を超すところがあるが、大部分は 0.7°C 以下程度である（同 Fig. (b) 参照）。

Fig. 4・3・22 (a), (b) は最大速度断面における水平分布で、ペーンの開きによって、対向壁近くではほとんど一様の分布を示している。

Fig. 4・3・23 (a), (b) は居住域断面における風速および温度の値で、床上 10 cm では、風速は大

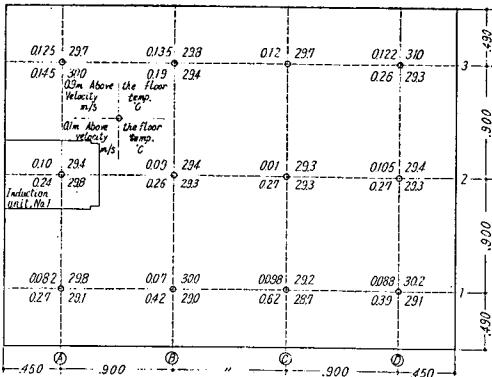


Fig. 4.3.23 (a)

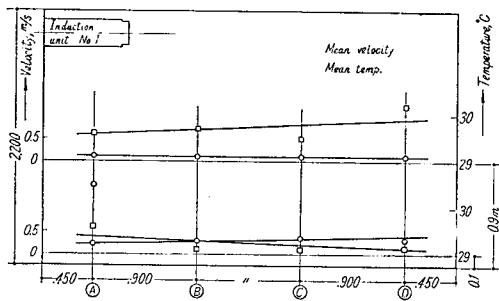


Fig. 4.3.23 (b)

部分 0.3 m/s 以下、一部で 0.6 m/s の過大を示すところがあった。温度は 29~30°C の範囲で大部分の点で 29.2~30°C 程度である。床上 90 cm では、風速は 0.07~0.13 m/s の低速を示し、温度は大部分の点で 29.2~30°C の範囲である。

以上をパンカー・ルーブルの場合と比較すると、 $N=12$ 回/h 時における欠陥が除かれ、ほとんど $N=6$ 回/h における特性と同様になる。これは吹出口グリルによって拡散を高め、換気回数が大でも良好な空気分布がえられることを示す。総じて、居住域における空気特性は計算によって予期されるごとく、ほぼ満足されるものがえられる。

(b) 暖房時

(i) ベーン水平、開角 90° の場合。主流部の速度および温度プロファイルを Fig. 4.3.24 (a), (b) に示す。この場合、対向壁に突き当たる気流速度は可なり減衰して、0.2 m/s 前後になっている。したがって壁面に沿って下降する気流速度も小さく、また床面に沿って流れる気流はほとんどみられない。温度差は壁面および床面近くで 2°C 前後高い値を示す。

Fig. 4.3.25 は最大速度断面における水平速度分布で、冷房時同様よく拡張していることがわかる。

居住域断面における速度および温度分布は Fig. 4.3.26 のようだ、気流速度はいずれの点においても 0.1~0.15 m/s の低速を示し、ほとんど気流は停滞している。また、床上 90 cm と 10 cm とでは 2°C 近い温度差を示す。

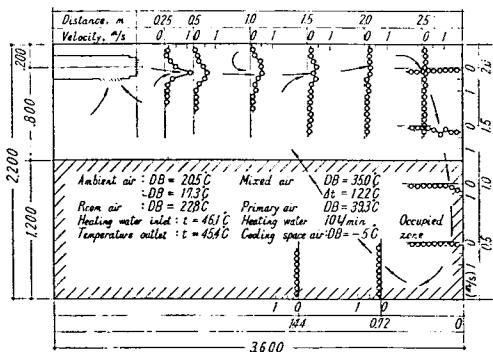


Fig. 4.3.24 (a)

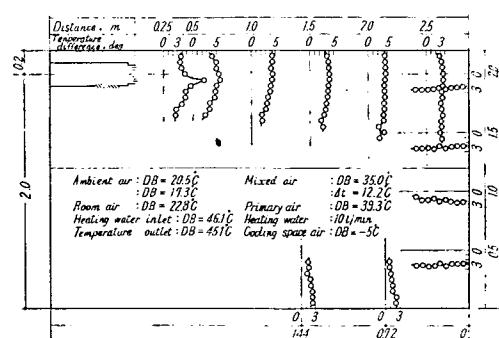


Fig. 4.3.24 (b)

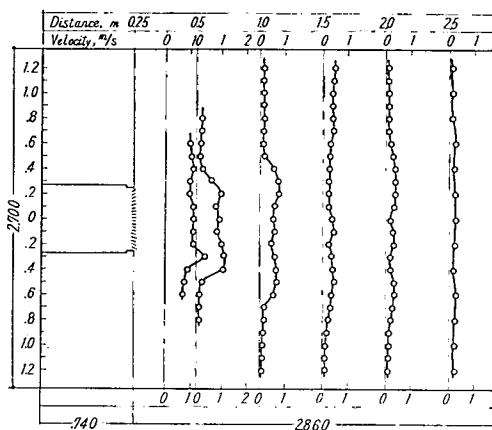


Fig. 4.3.25

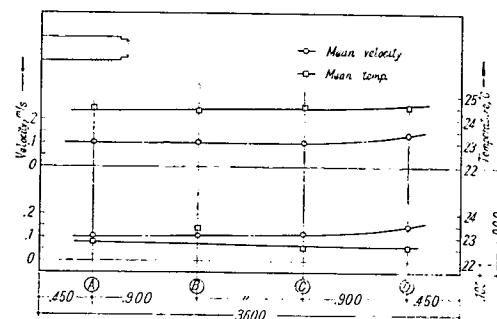


Fig. 4.3.26

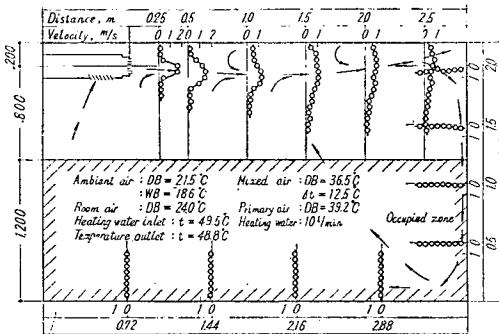


Fig. 4.3.27 (a)

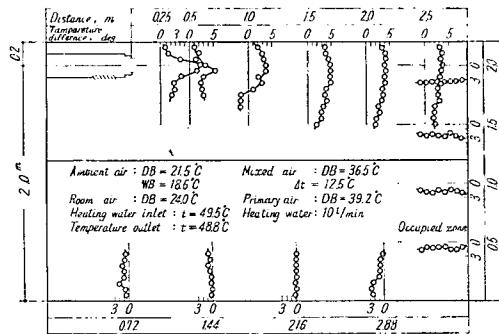


Fig. 4.3.27 (b)

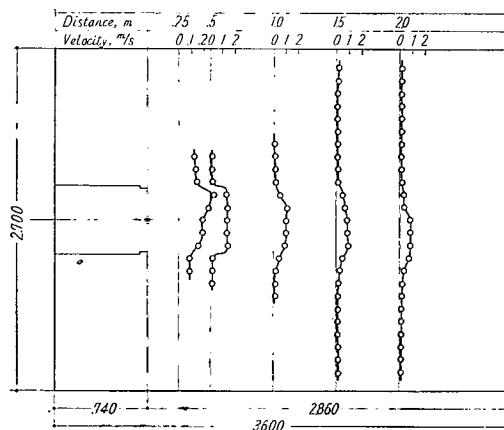


Fig. 4.3.28

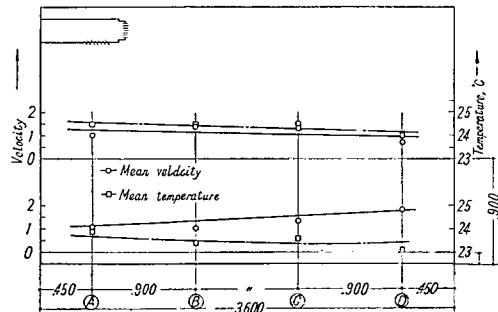


Fig. 4.3.29

(ii) ベーン水平、開角 0° の場合。主流部の速度および温度プロファイルは Fig. 4.3.27 のようで、対向壁までの速度は大となるが、他の点ではベーン水平、開角 90° のときとほぼ似た傾向を示す。Fig. 4.3.28 は水平速度分布で拡散の小さいことがわかる。

居住域断面における速度および温度分布は Fig. 4.3.29 のようで、気流速度は床上 10 cm でも 0.1

~0.18 m/s, 床上 90 cm で 0.1~0.13 m/s の小さい値を示す。また、床上 90 cm と 10 cm での温度差は 0.5~1.0 °C の範囲で、ベーン開角のときにくらべて、気流速度がいく分大となるために、分布をよくしている。総じて、居住域における気流分布は満足されるものといえる。

4・3・4 結 論

パンカ・ループルおよび誘引型吹出口ユニットを用いて、水平吹出方式による室内空気分布を検討した結果、次のようなことが結論される。

(1) 冷房時、居住域上限において、水平吹出口より室奥行の 7/8 の距離の点を基準にとり、その点を通り速度が 0.5 m/s をこえないように、吹出速度などを決めれば、居住域について、ほぼ満足できる空気分布特性がえられる。パンカ・ループル, $N=6$ 回/h および誘引型吹出口、ベーン水平、開角 90° の場合がこれに相当する。

(2) 暖房時においては、上記条件の吹出口によるとき、居住域における速度減衰が著しく、上、下の温度差を生じやすい。一方、パンカ・ループル, $N=12$ 回/h および誘引型吹出口、ベーン水平、開角 0° のごとく、気流速度を高めた方が均一な温度分布がえられ、空気分布を良好にする。ただし、パンカ・ループルの場合、気流速度の点で一部に過大なところがみられる。

(3) 冷房時、吹出空気量を大きくるとき(パンカ・ループル, $N=12$ 回/h), 居住域大半における温度分布はより均一とはなるが、対向壁面近くにおいて、過大の下向気流を生じる(冷暖房時とも)。とくに、冷房時には床面に沿う気流についても、温度差と共にやや過大となる速度がドラフト感を与える危険を生じる。

(4) 誘引型吹出口ユニットを用いるとき、1 次空気量 60 m³/h (換気回数 $N=3$ 回/h 弱) において、パンカ・ループルにおける 6 回/h 換気時の空気特性に近い良好なものがえられる。これは熱量的には両者ほぼ同一で、混合吹出空気量にして換気回数約 12 回/h に相当するものである。すなわち、吹出口グリルの拡散性を適度にすることによって、室内空気分布を良好に調節することができる。

文 献

- 1) Reinmann, J. J., Koestel, A. and Tuve, G. L. : Evaluation of Three Room Air Distribution Systems for Summer Cooling, ASHRAE Trans., 1960.

4・4 気流による発生騒音に関する研究

4・4・1 実験装置および測定方法

4・4・1・1 実験装置の概要ならびに測定方法

(a) 実験装置の概要

実験装置は、Fig. 4・4・1 に示すとく、送風機を有する消音棟および残響室よりなり、その間を供試ダクトあるいは接続用ダクトで接ぐ。送風機騒音を十分に消音して、測定しようとする発生音に影響しないようにする。

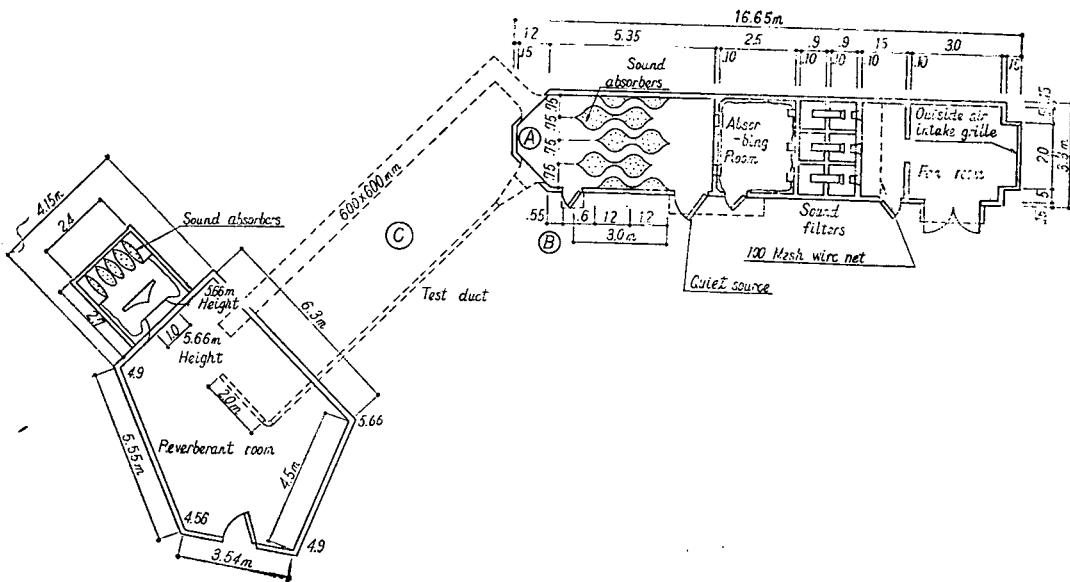


Fig. 4·4·1

響しないようにする。吹出口発生音測定時には、接続用ダクトおよび風量測定用ダクトを介して消音プレナムチャンバを残響室内に設置し、それに供試吹出口を取りつける。また、一部の供試吹出口については、別の送風系統（小容量）と消音装置を用いた場合もある。

(b) 測定方法

供試吹出口あるいはダクトの発生騒音のパワー・レベル PWL は、残響室内拡散音場における数点の音圧レベル SPL を測定して、残響室の総吸音力 A より次式によって求める。

$$PWL = SPL + 10 \log_{10} A - 6 \text{ dB} \quad \dots\dots(1)$$

ただし、PWL：音源のパワー・レベル dB, ref=10⁻¹² watt, SPL：拡散音圧レベル dB, ref=2×10⁻⁴ μbar, A=残響室の総吸音力 m²

上記の測定は、各種吹出速度について行なう。吹出速度あるいは風量は、吹出口にあっては、取付チャンバ入口におけるダクト断面において、またダクトにあっては、開口端において、それぞれピトーダクトをトラバースして断面速度分布を測り、風量を求めて平均速度等を算出する。

4·4·1·2 実験装置の特性

(a) 残響室

使用残響室の平均残響時間は Fig. 4·4·2 に示すようである。測定はオクタープ・バンド・ノイズによる。図中、“ついたて”とあるのは、吹き込む気流によって室内で発生する騒音を防ぐために設けたもので、これにより残響時間が多少短くなる。

測定残響時間 T より、次式によって室の総吸音力 A を各バンド・ノイズごとに求め、前記 PWL の算出に用いる。

$$A = 0.162 V/T \quad \dots\dots(2)$$

ただし、A：室の総吸音力 m², V：室容積 m³, T：残響時間 sec

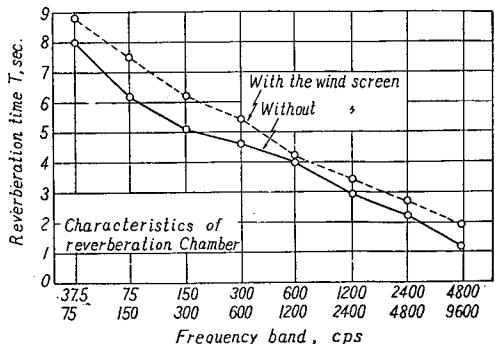


Fig. 4·4·2

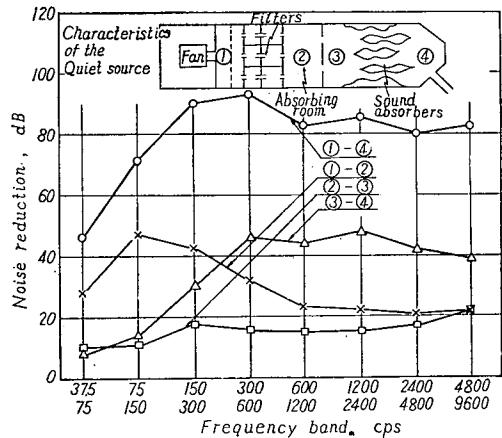


Fig. 4·4·3

(b) 消音棟の音響減衰特性

消音棟の音響減衰特性を Fig. 4·4·3 に示す。音源にスピーカを使用した場合で、図中の①から④までを一度に測定することは減衰が大きく不可能なので、音源を順次移動して測定する。すなわち①-②の算出にあたっては、スピーカを送風機吸込口（ダンバ全閉）に、②-③にあっては送風機吐出口ダクト先端に、また③-④ではフィルタ部出口に設置する。特性は同図にみられるように、フィルタ部では低音を、吸音体部では高音をよく減衰し、全体として 100 cps 以上周波数では 70~90 dB の減衰量がえられる。

(c) 装置各部の検討

(i) 吸音体後部

送風機駆動時の吸音体後部 (Fig. 4·4·1 ④) における音圧を Fig. 4·4·4 に示す。ダクト (600×600) 内速度の大きいところでは、ダクト内での発生音が影響して ④ 点の音圧レベルが大になっている。ダクト内速度 1.8 m/s のカーブは送風機ダンバ全閉時のもので、主として送風機騒音の残りとみなすことができる。図中の破線は、送風機を駆動していないときの外部 (Fig. 4·4·1 ⑤) に対する

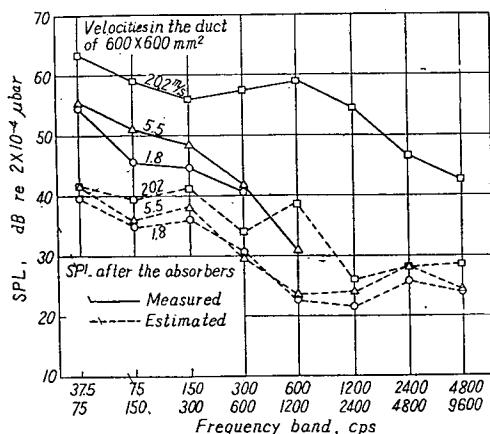


Fig. 4·4·4

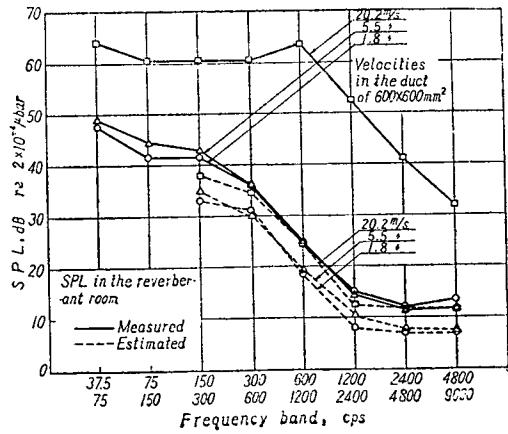


Fig. 4·4·5

る吸音体後部の遮音量にもとづいて、送風機駆動時の③点の音圧レベル実測値から④点のレベルを推定したものであり、実測値と推定値の差から最も不利な送風機ダンバ全閉時でも外部騒音が影響していないことがわかる。

(ii) 残響室部

Fig. 4・4・5 は送風時に残響室内における音圧レベルが外部騒音 (Fig. 4・4・1 ③点) の影響を受けていないかをチェックしたものである。図中の実線は送風時の残響室内音圧レベルの実測値であり、破線はスピーカ (ファン・ルームに置く) 使用時の Fig. 4・4・1 ③点に対する残響室部の遮音量にもとづいて、送風機駆動時の③点のレベル実測値から室内レベルを求めたものである。それらの差から送風時の室内レベルは、ダクト内の発生騒音によることが証明できる。

(iii) その他

上記の外にも、吹出気流により残響室内で発生する騒音、また残響室排出気流により発生する騒音などについて検討し、測定に支障のないことを確かめた。

4・4・2 各種吹出口の発生騒音

4・4・2・1 パンカーラーブル

(a) 供試体

供試パンカーラーブルには JIS F 2902 による A-150, 115, 75 および B-115 型、また参考に ND 型 (ノズルおよびディフューザ型) パンカーラーブルを採用した。詳細は 4・1・4・1 参照。

(b) 測定結果

測定 8 オクターブ・バンドのパワー・レベルより求めたオーバーオール・パワー・レベル PWL をパンカーラーブルの開口面積 (コア面積 A_c) 10^{-2}m^2 当りのそれに換算して、各サイズにつきプロットしたのが Fig. 4・4・6 である。A-75 を除いては、比較的よく一つの直線で表わされる。図中 ND 型はノズル形式またはディフューザ形式としても大差ないことがわかる。

Fig. 4・4・7 は型の大小による周波数特性の相違を、同一吹出速度 ($V_c = 25 \text{ m/s}$) において比較したものである。また、Fig. 4・4・8 (a)～(c) は各サイズについて、吹出速度による周波数特性の変化を示したものである。いずれもオーバーオール・パワー・レベルに対する相対バンド・パワー・レベル

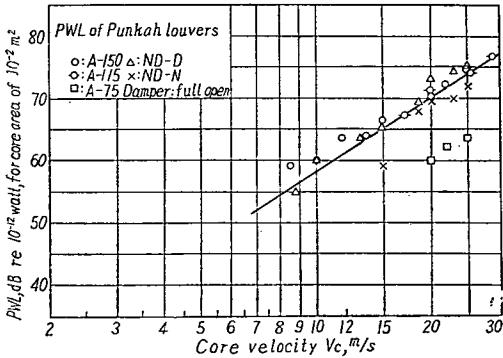


Fig. 4・4・6

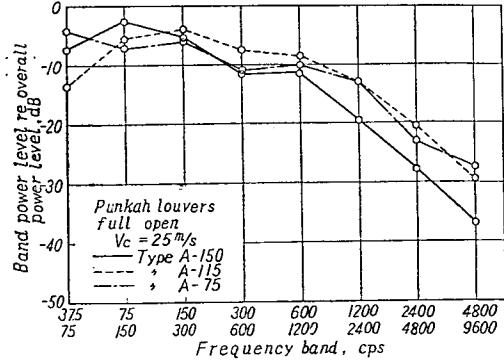
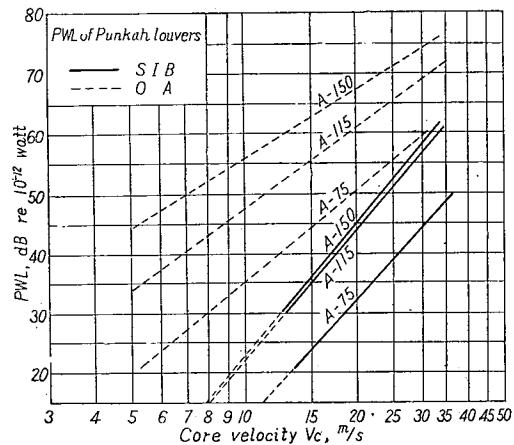
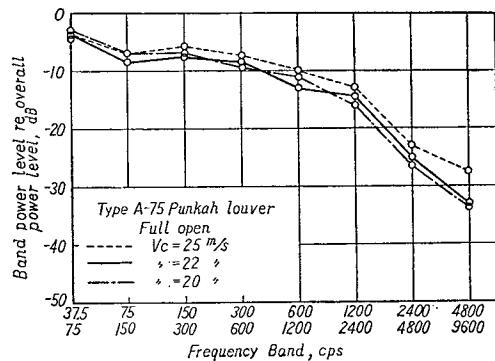
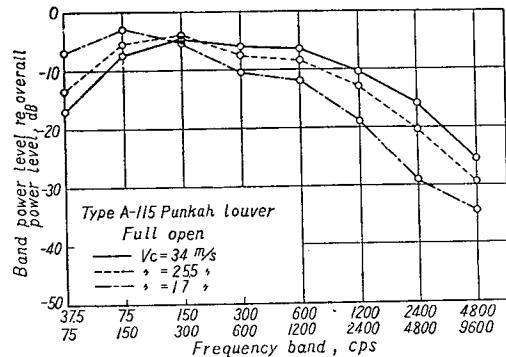
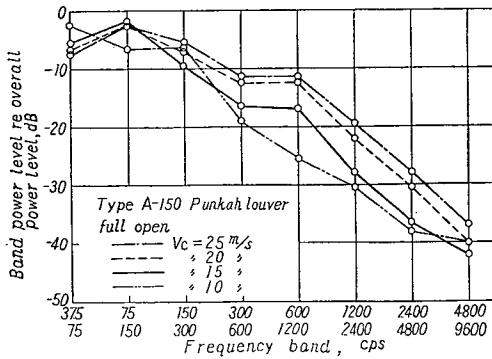
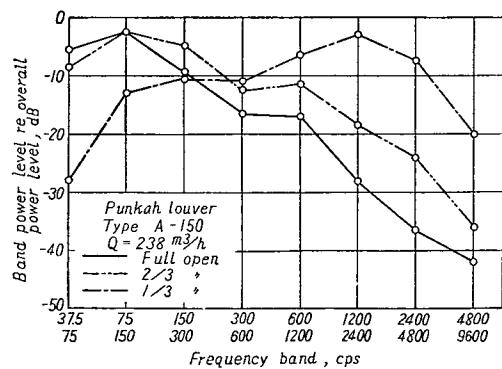
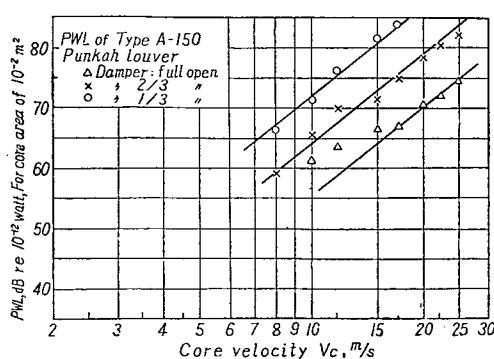


Fig. 4・4・7



で表わしてある。サイズが小さいほど、また吹出速度が大になるほど高周波成分が増す傾向がみられる。

Fig. 4·4·9 は代表的にオーバーオール (OA) および SIB (600~1200, 1200~2400, 2400~4800 cps 3 バンド・レベルの平均) パワー・レベルについて、各サイズごとに吹出速度に対して表わしたもので、許容吹出速度を求めるのに便ならしめたものである。



ダンパ開度によって発生音 PWL は大きく変化する。Fig. 4·4·10 (a) は A-150 型についての例で、ダンパを 2/3 開程度にすると同一風量において 7~8 dB パワーが上昇することがわかる。また、同図 (b) は同じく、同一風量においてダンパ開度による周波数特性の変化をみたもので、2/3 開までは比較的変化ないが、1/3 開では著しく特性が異なり、600~4,800 cps の高周波成分がきわめて多くなる。ND 型の周波数特性を Fig. 4·4·11 (a), (b) に示す。

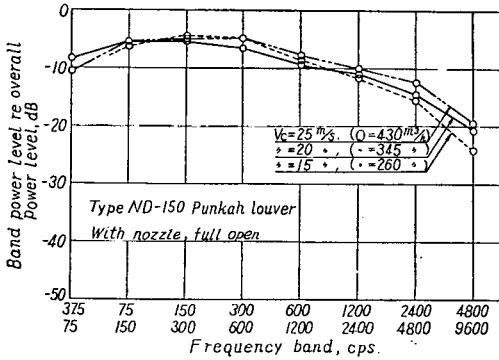


Fig. 4·4·11 (a)

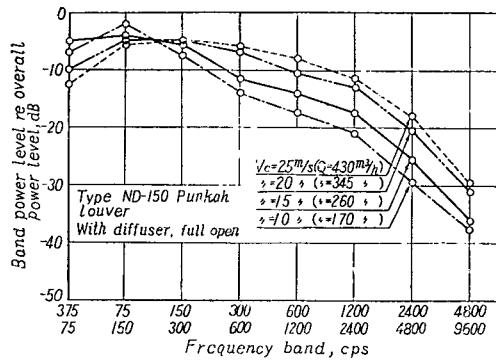


Fig. 4·4·11 (b)

4·4·2·2 パン形 (SR 型) 吹出口

(a) 供試体

パン形吹出口として輪形吹出吸込口 (SR 型) の大小について測定した。供試体の詳細は 4·1·4·3 参照。

(b) 測定結果

ほぼ相似形の大小シリーズについて測定した結果は、Fig. 4·4·12 に示すように、首面積 $A_N 10^{-2} \text{ m}^2$ 当りのパワー・レベルで表わすとき、大略一つの直線で表わされ、 $\pm 3 \text{ dB}$ の範囲で PWL を次式で表わすことができる。

$$PWL = 50 \log_{10} V_N + 10 \log_{10} A_N + 13 \text{ dB} \quad \dots \dots (3)$$

すなわち、首速度 V_N が 2 倍になるごとに 15 dB レベルが上がる。

Fig. 4·4·14 は同一首速度における周波数特性を、大小について比較したもので、小さいほど高周

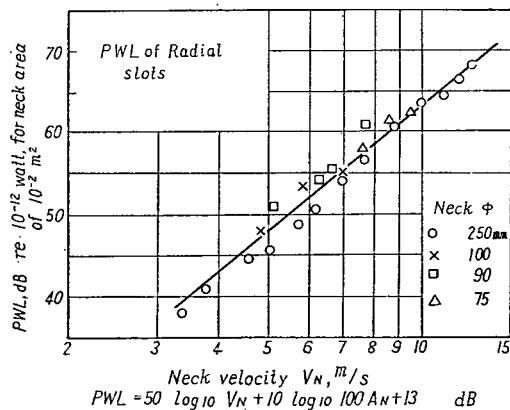


Fig. 4·4·12

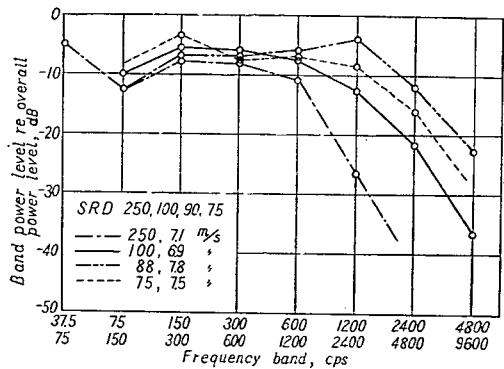


Fig. 4·4·13

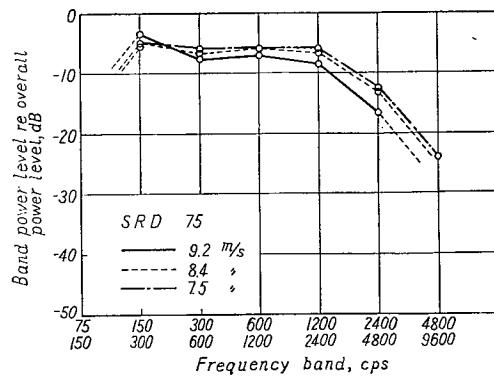


Fig. 4·4·14 (a)

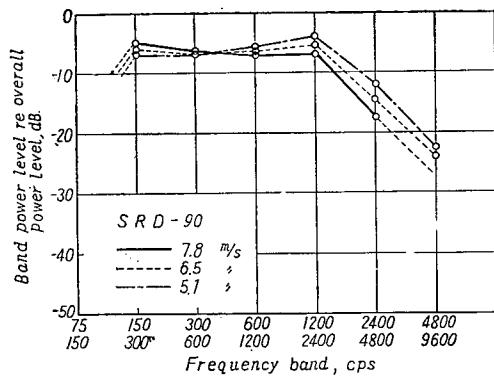


Fig. 4·4·14 (b)

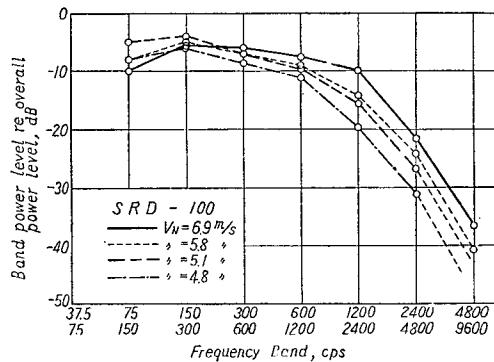


Fig. 4·4·14 (c)

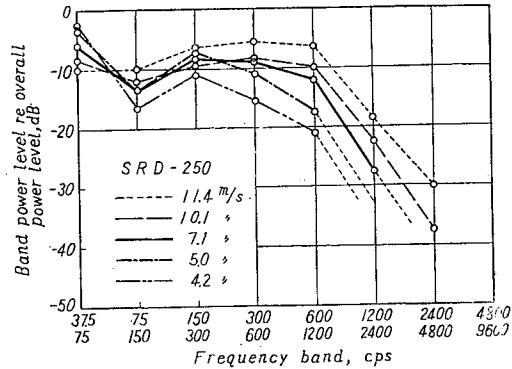


Fig. 4·4·14 (d)

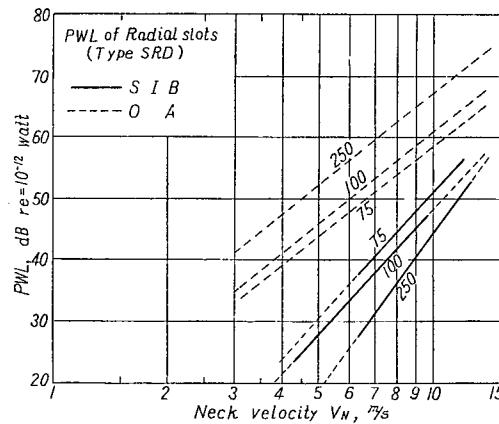


Fig. 4·4·15

波成分を増している。また、Fig. 4·4·14 (a)~(d) は各サイズについて、吹出速度による特性の変化を示したものである。

Fig. 4·4·15 は OA および SIB パワー・レベルについて、各サイズごとに吹出速度に対して表わしたものである。

4·4·2·3 天井付きディフューザ

(a) 供試体

丸形および角形の天井付きディフューザとして、Fig. 16 (a), (b) に示すようなものの大小について測定した。丸形は大小においてほぼ相似の関係にあるが、角形では相似性を欠いている。



Fig. 4・4・16 (a)

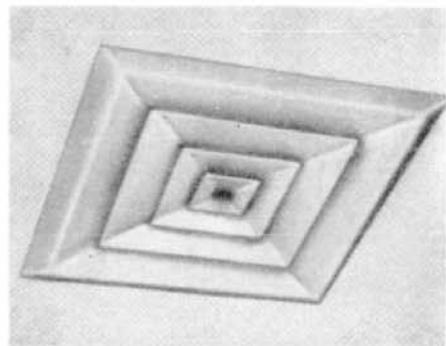


Fig. 4・4・16 (b)

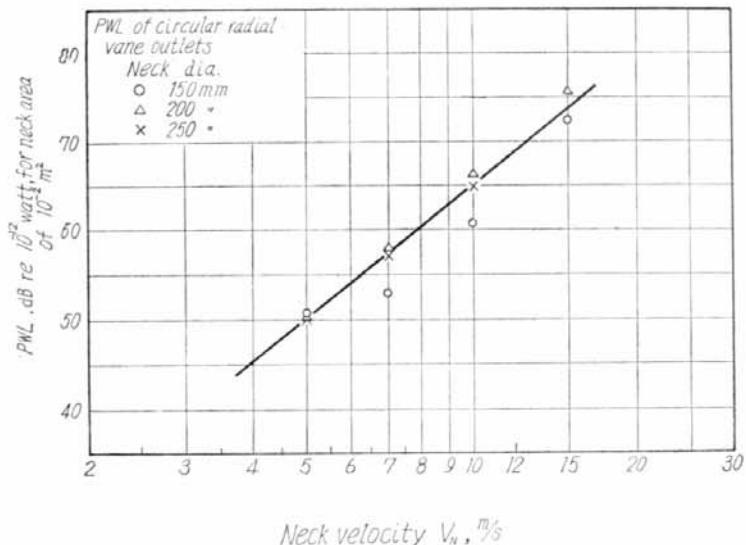


Fig. 4・4・17

(b) 測定結果

Fig. 4・4・16~4・4・19 に丸形ディフューザの、また Fig. 4・4・20~4・4・21 には角形ディフューザの特性を示す。丸形ディフューザについて、首面積 10^{-2}m^2 当りのパワー・レベルは、ほとんどよくまとまるが (Fig. 4・4・17)，角形ディフューザのそれは著しく異なる (Fig. 4・4・20)。これは角形が相似形の関係にないためと思われる。

周波数特性の変化もパンカーラープルおよびパン形のごとく単純な形の吹出口の場合と異なり、その変化のし方は単純でない。Fig. 4・4・18 および Fig. 4・4・21 は、それぞれサイズについての比較であるが、丸型におけるサイズ 10 は特異の性質を示している。Fig. 4・4・19 および Fig. 4・4・22 は、それぞれ吹出速度による変化の模様で、主として 1000 cps 以上の周波数域での変化が大きい。しかし、サイズによって変化の模様も異なり明確な傾向がみられない。

Fig. 4・4・23 (a), (b) は、丸形および角形について、オーバーオール OA および SIB の PWL 特性を各サイズ別に表わしたものである。

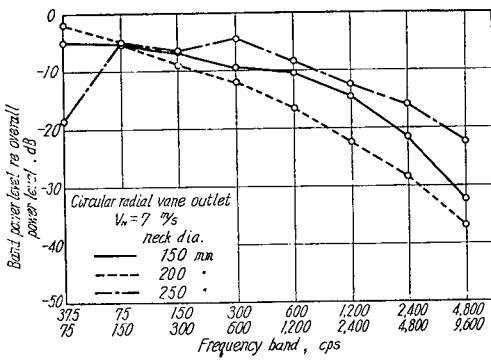


Fig. 4.4.18

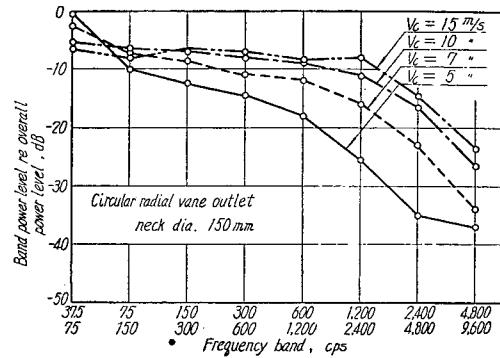


Fig. 4.4.19 (a)

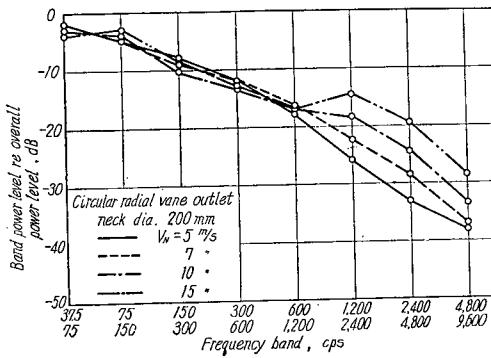


Fig. 4.4.19 (a)

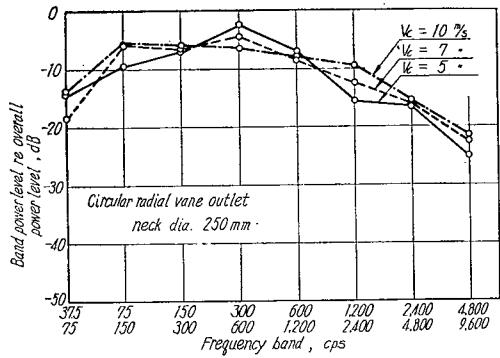


Fig. 4.4.19 (b)

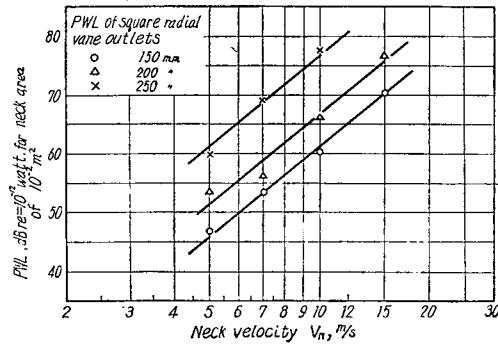


Fig. 4.4.20 (a)

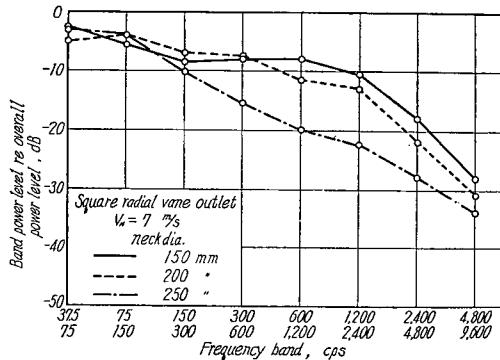


Fig. 4.4.21

4.4.2.4 誘引型吹出口ユニット

(a) 供試体ならびに測定の種類

供試誘引吹出口ユニットは [4.2] における試作標準型誘引ユニットの 2 号器である。([4.2] 3・1 参照)。

測定は次の 3 種の条件について行ない、それぞれ 1 次空気量を $30, 60, 90 \text{ m}^3/\text{h}$ の 3 段階とした。

(i) 誘引口密閉、吹出口グリルなし

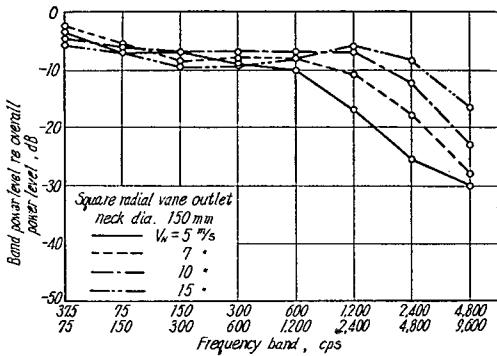


Fig. 4·4·22 (a)

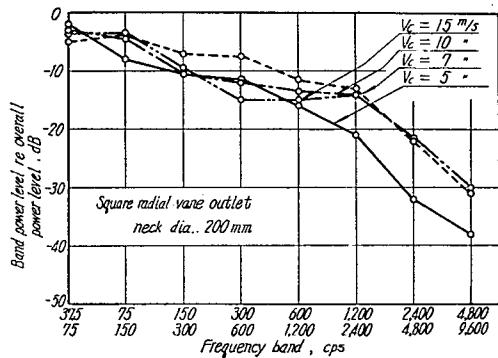


Fig. 4·4·22 (b)

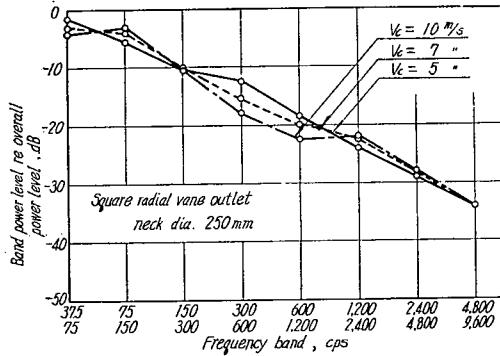


Fig. 4·4·22 (c)

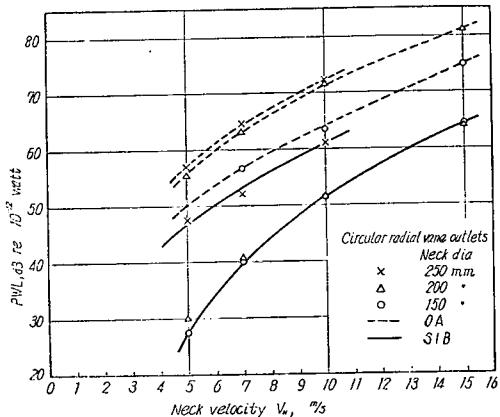


Fig. 4·4·23 (a)

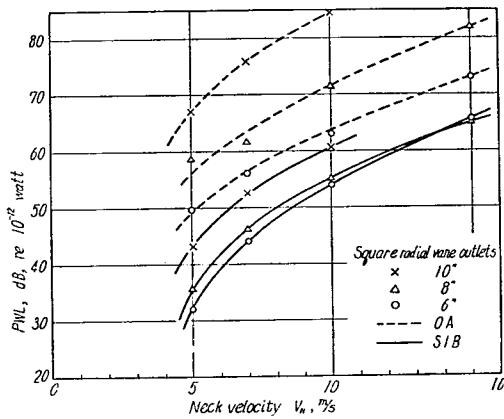


Fig. 4·4·23 (c)

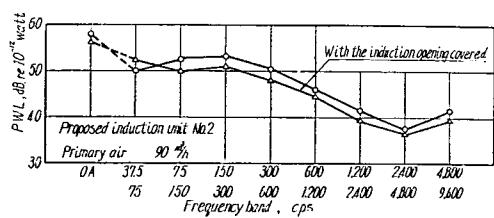


Fig. 4·4·24

- (ii) 同上, 吹出口グリル付き
- (iii) コイル, 誘導口グリル, 吹出口グリル付き
- (b) 測定結果

1次空気量 $30 \text{ m}^3/\text{h}$ の場合および(i)の場合には、発生音のレベルが極めて低く、オーバーオールで大略 50 dB の暗騒音レベルとほぼ等しくなり、測定不能である。しかし、(i)を(ii)の場合と比べれば、明らかに同一空気量において数 dB あるいは、それ以上レベルの低いことが推測され(暗騒音による影響を考慮して)、1次空気による発生音はノズルによるよりも吹出口グリルによるものが支配的であるといえる。

次に(ii)と(iii)の場合の比較、すなわち2次空気誘引の影響をみると、Fig. 4·4·24 のようだ、2次空気誘引によって各周波数バンド・レベルは 2 dB 前後上がる。ただし、1次空気量 $60 \text{ m}^3/\text{h}$ の場合はその差は顕著でなかった。以上より、誘引ユニットの発生音はほとんど吹出口グリルに起因するものと考えられる。

Fig. 4·4·25 は、使用状態 ((iii) の場合) における1次空気量の相違によるパワー・レベル PWL の変化を示す。

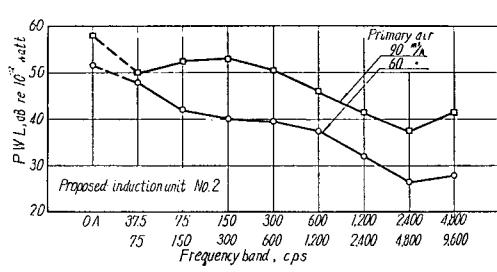


Fig. 4·4·25

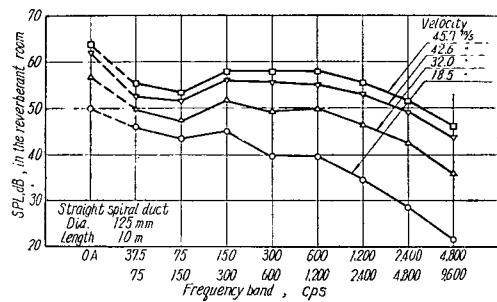


Fig. 4·4·26

4·4·3 ダクト中の発生騒音

4·4·3·1 供試体

供試ダクトとして、抵抗測定に供した工場生産スパイラルダクトの $125 \text{ mm}\phi$ 直管および直角曲管 ($R=1.0, 1.5, 2.0D$) を使用した。([4·5] 1·2 参照)。

4·4·3·2 測定結果

Fig. 4·4·25 は $125 \text{ mm}\phi$ 直管スパイラルダクト 10 m による残響室内拡散音圧レベル SPL を示すもので、これよりダクト中における減衰を無視して、長さ 1 m 当りの PWL を求め、ダクト内速度に対して表わしたもののが Fig. 4·4·27 である。速度によるレベルの変化は、速度が 2 倍になるとごとに $7\sim8 \text{ dB}$ の上昇で比較的少ない。

周波数特性は Fig. 4·4·27 のようだ、低周波域ほど成分が多く、ダクト内速度が小さくなると一層その傾向を強くする。図はオーバーオール・パワー・レベルに対する相対レベルで表わされている。

長さ $L \text{ m}$ の直管ダクトによる発生音パワー・レベル PWL は次式によって求められる。

$$PWL = PWL_0 + 10 \log_{10} L \text{ dB} \quad \dots \dots (4)$$

ただし、 PWL_0 ：直管ダクト 1 m 当たりのパワー・レベル dB/m また、ダクト中の減衰を考慮するとき、長さ $L \text{ m}$ の直管ダクト端に伝播される PWL_L は次式のようになる¹⁾。

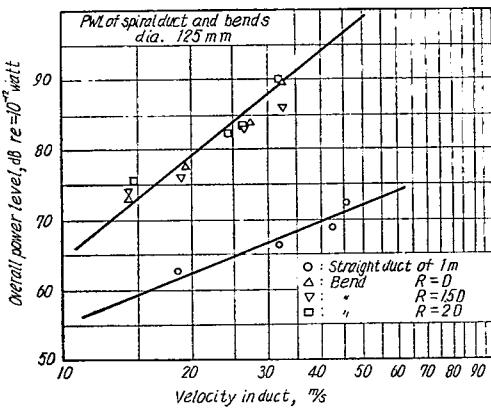


Fig. 4•4•27

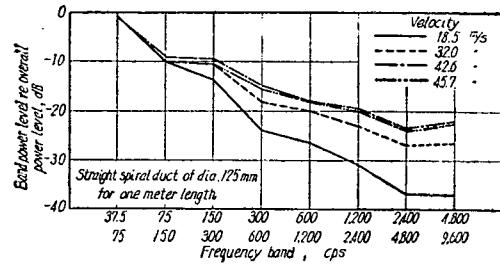


Fig. 4•4•28

$$PWL_L = PWL_0 + 10 \log_{10} L - 10 \log_{10} \{(0.23 RL) / (1 - e^{-0.23 RL})\} \quad \dots \dots (5)$$

ただし, PWK_L : 減衰のあるときの長さ L_m の直管ダクト端に伝播される発生音パワー・レベル dB

R : 単位長さ当たりの減衰量 dB/m

R が小さいとき, これを無視して式 (4) によればよく, また R が大きい場合には, L のある程度以上の値に対して, PWL_L はほぼ一定値となる。 R によるこの長さ L_m を, 無限長の場合の PWL_L に対する誤差 0.1 dB として求める Table 4•4•1 のようになる。

Table 4•4•1

R (dB/m)	L_m (m)
0.66	8.9
0.33	17.7
0.16	36.5

この場合の PWL_L は 0.1 dB の誤差で次式のようになる。

$$PWL_{L(\infty)} = PWL_0 + 10 \log_{10} \{1 / (0.23 R)\} \quad \dots \dots (6)$$

裸ダクトの R については, あまり資料がなく²⁾³⁾, 特に丸ダクトの場合のそれがない。

(b) 曲 管

10 m 直管ダクトの先端に, それぞれ R (曲率)=1.0, 1.5 2.0 D の直角曲りダクトを取り付け,

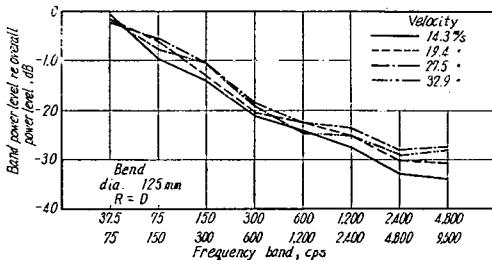


Fig. 4•4•29

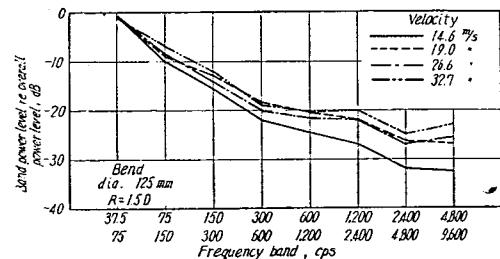


Fig. 4•4•30

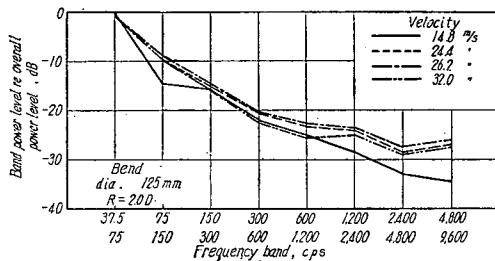


Fig. 4.4.31

さらに直管 2 m を付加したときの PWL を測定し、直管による発生音の影響を補正して、曲りダクトの発生音パワー・レベルを求めたものを Fig. 4.4.27 に示してある。また、各曲りの周波数特性は Fig. 4.4.29~4.4.31 のようである。

曲りによるパワー・レベルは高く、10 m 直管のそれと比べて 10 dB 前後高い。周波数特性は、直管のそれと比べて 10 dB 前後高い。周波数特性は、直管に比して一層低周波成分を増している。また、曲率 R による特性の相違は、オーバーオールおよび各バンド特性ともわずかである。

4.4.4 結論

(1) 各種吹出口の気流による発生騒音特性を明らかにし、室内許容騒音に対する吹出口計画の資料を得た。

(2) 上記吹出口発生音については、ノズル形（バンカー・ループル）がもっともレベルが低く、次にパン形（SR 型）、天井付きディフューザの順である。また、ノズル形およびパン形については、ほぼ単位開口面積（または首面積）当りの発生音パワー・レベルが大小の吹出口について一致するが、ディフューザ形（相似でない）においては必ずしもよく一致しない。

(3) 周波数特性は、一般にサイズの小さいほど、また吹出速度の高いほど、高周波成分を増すが、ディフューザ形の場合には単純な傾向が少ない。

(4) 誘引吹出口ユニットの発生音は、主として 1 次および 2 次空気による吹出口グリルによるものといえ、1 次空気のノズルによる騒音はほとんど問題とならない。

(5) ダクト中の発生音は、直管については余り問題はないが、曲りによるそれはかなり大きく、吹出口の場合のレベルに近いものとなる。したがって、ダクト内速度を高める場合には、ダクト内からの発生音も考慮する必要がある。

文獻

- 1) 渡辺、勝田、石井、後藤、寺沢、板本：送風時におけるダクト系統の発生騒音に関する研究、空気調和衛生工学、Vol. 37, No. 5, 1963, p. 363
- 2) ASHRAE Guide and Data Book 1961, Fundamentals and Equipment, p. 212
- 3) Kerka, W. F.: Attenuation and Generation of Sound in Elbows with Turning Vanes, ASHRAE Trans. Vol. 66, 1960, pp. 129/53

4.5 船舶用高速通風ダクトの抵抗ならびに流量分布に関する研究

4.5.1 工場生産の直管、曲管および分岐管の損失圧力

4.5.1.1 概要

高速ダクト方式の設計に用いる、直管、曲管および分岐管等の抵抗係数について、前2者に関する資料は比較的多く¹⁾、分岐管については、分流の条件を考慮した抵抗係数が求められつつある。また、曲管および分岐管が互に近接していることが、それらの抵抗係数におよぼす影響に関する実用的資料が少ない。本研究は工場生産ダクト（スパイナル・ダクト）、曲管および分岐管につき、速度5～35 m/sにおける抵抗係数を求め、また、曲管が2個近接して設けられている場合の相互間隔による抵抗係数の変化を明らかにしたものである。

4.5.1.2 曲管および分岐管の損失圧力

曲管および分岐管の前後ダクトの圧力分布は一般に Fig. 4.5.1 のように推定される。

損失圧力 p_r は式 (1) で表わされる。

$$p_r = \zeta \frac{\gamma v^2}{2g} \quad \dots \dots (1)$$

ただし、 g ：重力の加速度 9.8 m/s²

γ ：空気の比重 kg/m³

p_r ：損失圧力 kg/m² あるいは mm Aq ζ ：形状抵抗係数 無次元

v ：気流速度 m/s

例えれば、曲管について p_r の求め方としては $(p_u - p_d)$ を取る場合と $(p_{uc} - p_{dc})$ を取る場合がある。すなわち、 $(p_u - p_d)$ は曲管の入口と出口との全圧差であり、 $(p_{uc} - p_{dc})$ は曲管の損失圧力を1点(c)に集中させたものである。この実験においては、ダクト設計を行なう場合に簡便と考えられる $p_r = p_{uc} - p_{dc}$ をもって曲管の損失圧力とした。分岐管のそれも同様とする。

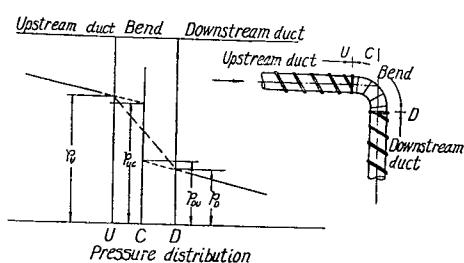


Fig. 4.5.1

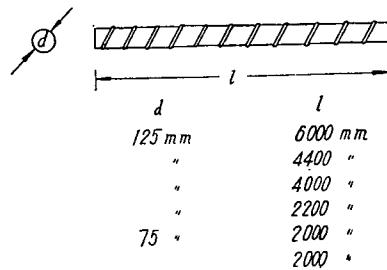


Fig. 4.5.2

4.5.1.3 供試体

供試体には工場生産のダクト（スパイナル・ダクト）曲管および分岐管を用いる*。

(a) 直管

直管の供試体を Fig. 4.5.2 に示す。直径 75 mm のもの 2 本および直径 125 mm については 4 本の測定を行なった。

* 栗本鉄工所製

(b) 単一曲管

単一曲管の供試体を Fig. 4・5・3 に示す。曲管は直径 125 mm, 曲率半径 (R) は 1.0 d, 1.5 d および 2.0 d の 3 種類で 1.0 d はヘラしごりで 1.5 d は 5 ピース, 2.0 d は 6 ピースである。

(c) 2 段 90° 曲管

供試体を Fig. 4・4・4 に示す。2 個の 90° 曲管 ($R=1.0$, 直径 125 mm) の間の長さ l を変え、曲管の組合せを 3 種類とする。

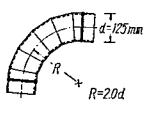
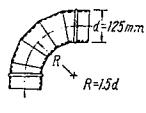
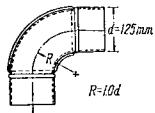


Fig. 4・5・3

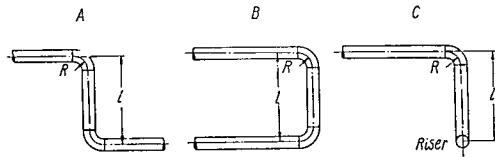


Fig. 4・5・4

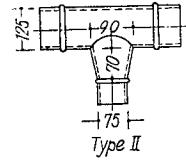
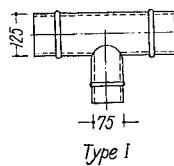


Fig. 4・5・5

d) 分岐管

分岐管の供試体を Fig. 4・5・5 に示す。直通部直径 125 mm 分岐部直径 75 mm で接合部に縮小管を用いたものと用いない場合の 2 種類である。

4.5.1.4 実験装置

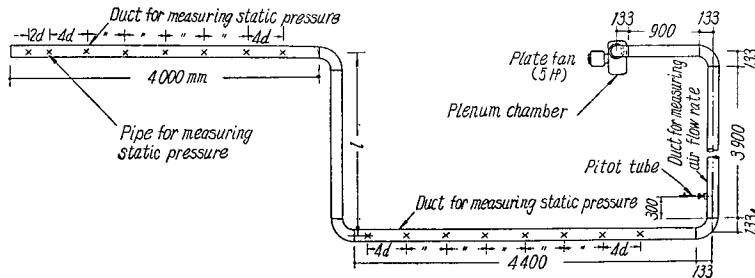


Fig. 4・5・6

実験装置を Fig. 4・5・6 に示す。送風機より空気をダクト内に送り、整流用チエンバおよび流量測定用ダクトをへて、供試ダクトに送風する。流量調節は、送風機吸込側に取付けたダンパによる。

Table 4・5・1

Plate Fan	Static Press. mmAq	Flow Rate m^3/min	Revolution RPM	Motor KW	Outlet Dia. mm	Inlet Dia. mm	Number of Vanes
	290	40	2880	3.75	180×180	200	12
Pitot Tube	JIS B-8330 Dia. 6 mm						
Manometer	Göttingen Type, Reading Scale 0.05 mm, Max. Scale 500 mm						

流量測定用ダクトは直径 125 mm 亜鉛引鉄板厚さ 0.5 mm でピトー管挿入孔を設けてある。使用機器の仕様は Table 4・5・1 の通りである。

4・5・1・5 測定方法

(a) 流量測定

流量測定用ダクトにピトー管を挿入し、管内速度分布を測定して流量を求め、管の中心速度と断面平均速度との関係を求める。個々の測定にあたつては管内中心速度のみを測定する。分岐管の流量測定は各分岐管末端に JIS B-8330 (1960) のオリフィスを取付け流量を求める。

(b) 圧力測定

静圧測定用直管の管壁に距離 $4d$ ごとに 4 個の静圧孔（径 1 mm）をあけ、4 個の静圧孔は連通して、ゲッチャンゲン型圧力計に接続し、圧力を読み取る。

4・5・1・6 測定結果

(a) 直 管

直管の損失圧力は式 (2) で表わされるものとする。

$$p_r = \lambda \frac{l}{d} \frac{rv^2}{2g} \quad \dots\dots (2)$$

ただし、 d : 直管の直径 m

l : 直管の長さ m

λ : 摩擦抵抗係数 無次元

直管の圧力勾配の 1 例を Fig. 4・5・7 に示す。直管の摩擦抵抗係数 λ は供試体末端位置を基準として圧力勾配 p_r/l をきめ、式 (2) により λ を算出する。

摩擦抵抗係数 λ とし、レーノルズ数 (R_e) との関係は Fig. 4・5・8 のごとくになる。

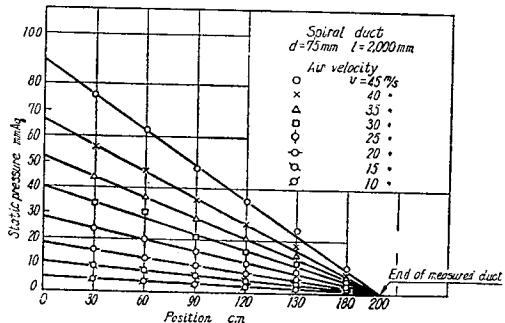


Fig. 4・5・7

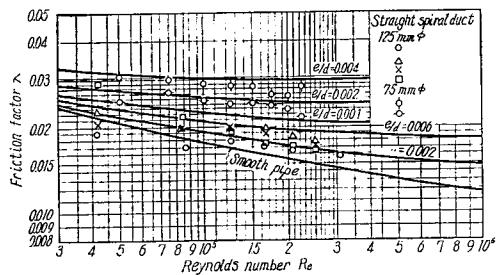


Fig. 4・5・8

(b) 単一曲管

単一曲管の測定値の 1 例を Fig. 4・5・9 に示す。損失圧力 p_r (図示) を求め、抵抗係数 ζ を式 (1) により算出する。レーノルズ数 R_e との関係を求めると Fig. 4・5・10 のようになる。 R_e の変化に対して ζ の値はほぼ一定値を示し、 $R=1.0d$ の場合は約 0.26, $R=1.5d$ および $R=2.0d$ の場合は 0.24 である。これらと ASHRAE Guide (1960) 記載の単一曲管の抵抗係数との比較すれば Table 4・5・2 のようである。

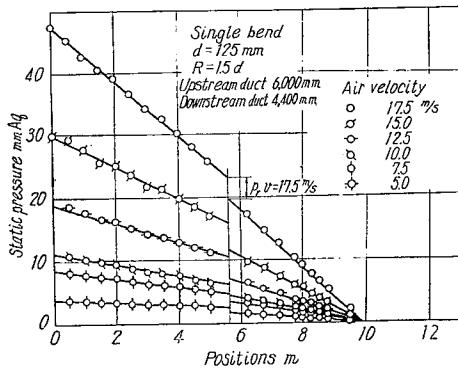


Fig. 4・5・9

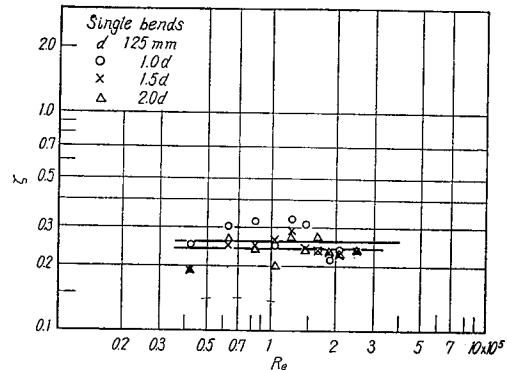


Fig. 4・5・10

Table 4・5・2

R			
	1.0 d	1.5 d	2.0 d
(a)	0.26	0.24	0.24
(b)	0.33	0.24	0.19

(a) Observed Value (b) ASHRAE Guide, Bends of more than 5 pieces.

(c) 2段 90° 曲管

2段 90° 曲管の2個の曲管およびその間の直管部の総合の抵抗係数 ζ' の1例として2曲管U字型のそれを Fig. 4・5・11 に示す。3型式の2段 90° 曲管の1個当りの抵抗係数 ζ' を Fig. 4・5・12~Fig.

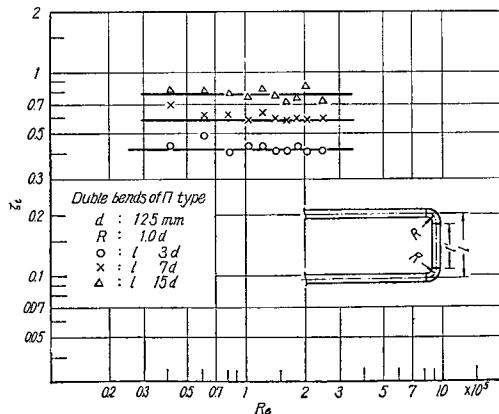


Fig. 4・5・11

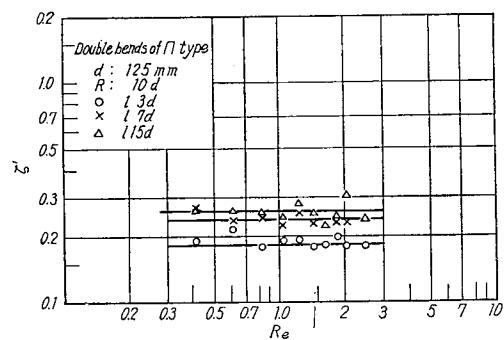


Fig. 4・5・12

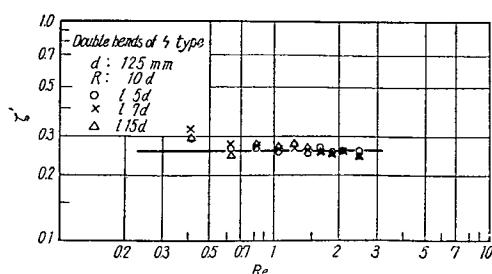


Fig. 4・5・13

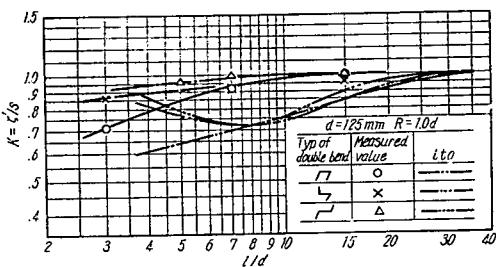


Fig. 4・5・15

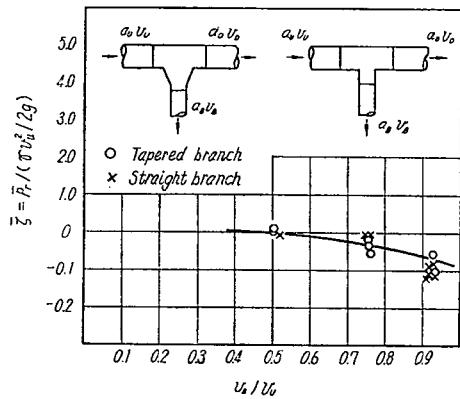


Fig. 4・5・16

5・4・14 に示す。 ζ' と単一曲管の抵抗係数 ζ との比を K とする。すなわち、

$$\zeta' = K\zeta \quad \dots\dots(3)$$

K は干渉係数といわれる。この値について、本実験結果と伊藤の実験結果²⁾とを比較すると、かなりの相違が認められる (Fig. 4・5・15 参照)。本研究では、2段 90° 曲管で $l/d > 10$ 以上においてはほぼ $K=1$ になる (ただし $R=1.0 d$) l/d が 10 以下の場合は $K < 1$ で、曲管の組合せ方により K に差違を生じ、 l/d が小になるほどその差が大きくなる。

(d) 分岐管

分岐管の形状抵抗係数 $\bar{\zeta}$ および $\hat{\zeta}$ は式 (4) および式 (5) で表わされる。

$$\text{直通部} \quad \bar{p}_r = \bar{\zeta} \frac{\gamma v_{u0}^2}{2g} \quad \dots\dots(4)$$

$$\text{分岐部} \quad \hat{p}_r = \hat{\zeta} \frac{\gamma v_{u0}^2}{2g} \quad \dots\dots(5)$$

ただし \bar{p}_r および \hat{p}_r : 直通部および分岐部の損失圧力 mmAq

v_{u0} : 分岐上流の平均速度 m/s

供試分岐上流および下流の直管の圧力勾配より分岐管の損失圧力を求め、式 (4) および式 (5) により抵抗係数 $\bar{\zeta}$ および $\hat{\zeta}$ を算出する。

直通分流抵抗係数 $\bar{\zeta}$ は Fig. 4・5・16 に示すごとく、型式 I (縮小管なし) および型式 II (縮小管あり) の相違はなく $V_D/V_U=0.4 \sim 0.95$ の範囲で $0.01 \sim -0.06$ である。また、分岐分流抵抗係数 $\hat{\zeta}$ を Fig. 4・5・17~Fig. 4・5・19 に示す。型式 I に比較して、型式 II のそれは小さくなり、Table 4・5・3 のようになる。分岐分流抵抗係数 $\hat{\zeta}$ は速度比により変化し、また、供試体 I と供試体 II の分

Table 4・5・3

V_B/V_U	$\hat{\zeta}$		
	Test Piece I	Test Piece II	II/I
0.5	1.35	1.20	0.89
1.0	1.90	1.35	0.71
2.0	2.90	1.50	0.52

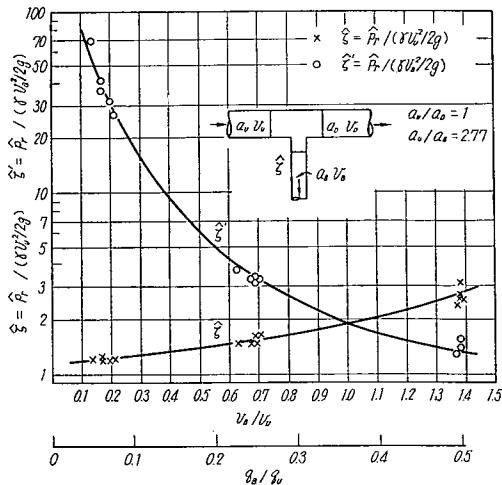


Fig. 4・5・17

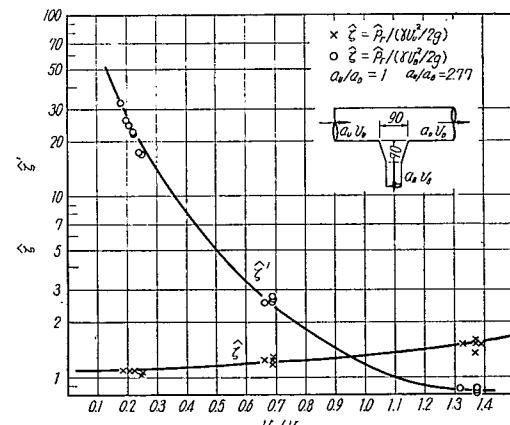


Fig. 4・5・18

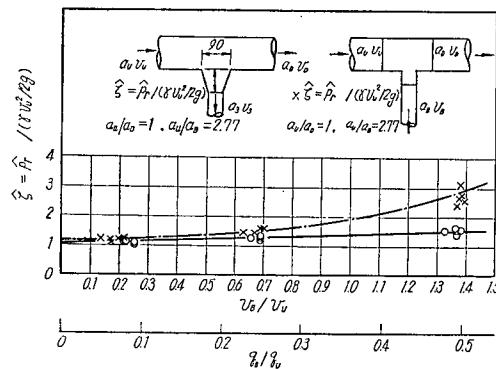


Fig. 4・5・19

岐分流抵抗係数の比も速度比が大きくなると、その差が著しくなる。

4・5・1・6 結論

(a) 直管

工場生産ダクト（スパイラル・ダクト）の摩擦抵抗係数 λ の同一呼称直徑についての相違は $R_e = 3 \times 10^4 \sim 3 \times 10^5$ の範囲で、 $d=125\text{ mm}$ および 75 mm のとき $\lambda=0.016 \sim 0.022$ および $0.021 \sim 0.03$ である。また、表面の絶対的粗さを代表する e (mm) は Moody の実験値により求められ、本実験

Table 4・5・4

d mm	e mm	
	a	b
75	0.2 ~ 0.25	0.075 ~ 0.3
125	0.09 ~ 0.12	—
150	—	0.09 ~ 0.15
300	—	0.09 ~ 0.12

Note : (a) Without Junction (b) A Junction per 4 meters

結果 (a) および井上の実験結果 (b) を示すと Table 4・5・4 のごとくになる。

直径 75 mm の場合は 0.2~0.3, 直径 125 mm 以上の場合は 0.09~0.15 と考えられる。

(b) 単一曲管

単一曲管は、一般に用いられている ASHRAE Guide (1960) の抵抗係数にほぼ近い値を示している。

(c) 2段 90° 曲管

2段 90° 曲管は曲管の距離が直径の 10 倍以上になると、曲管 1 個当りの抵抗係数が単一曲管のそれと等しくなり、10 倍以下では、単一曲管のそれより小になる。

(d) 一般に分岐管の直通分流損失圧力は分岐分流損失圧力にくらべ、無視しうる程度に小である。また、分岐分流損失圧力は分岐部と直通部の接続方法で異なり、縮小管のない場合とそれがある場合、速度比 V_B/V_V が 0.2~1.4 の間で抵抗係数 ζ は前者のそれは 1.2~2.9, 後者のそれは 1.1~1.5 となる。接続部に縮小管を用いると抵抗係数が小さくなる。

文 献

1) ASHRAE : Guide, 1960

Carrier, W. H. et al : Modern Air Conditioning Heating and Ventilating. Third Ed, 1959

2) 伊藤英覚 : 東北大学, 高速力学研究所報, 第 15 卷, 第 142 号, 1959

3) 井上嘉雄 : 日本建築学会論文集, 第 76 号, 1962

4・5・2 パンカー・ルーブルによる風量配分

4・5・2・1 概 要

パンカー・ルーブル数個をダクトに直接取付ける場合には、ダクトの断面の大きさ、形状、ダクト内気流速度およびパンカー・ルーブルの吹出方向などがパンカー・ルーブルの分流抵抗係数に影響をおよぼすものと考えられる。さらに、パンカー・ルーブル 2 個を近接して取付けた場合、取付間隔の分流抵抗係数におよぼす影響がどれほどかが問題になる。この研究は実用を考慮した寸法および容量範囲内で実験を行ない。設計上の資料をえようとするものである。

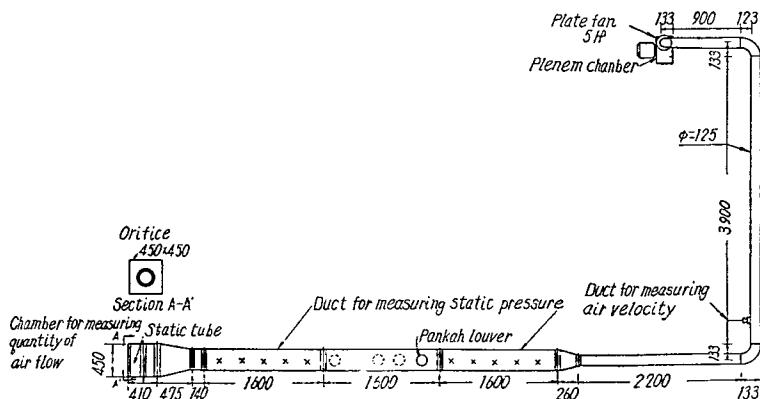


Fig. 4・5・20

4.5.2.2 実験装置

実験装置を Fig. 4.5.20 に示す。供試体取付け部分より上流については 4.5.13 と同じである。

(a) パンカー・ループル取付けダクトは断面 $100 \times 200 \text{ mm}^2$ と $150 \times 200 \text{ mm}^2$ の 2 種類、長さは 1600 mm とする。供試体前後に同一寸法の静圧分布測定用ダクトを接続する。

(b) パンカー・ループルは JIS, F-2902 による A-115 を使用し、2 個の場合は Fig. 4.5.20 のごとくで、取付間隔は 300 mm , 600 mm および 1200 mm とした。

(c) 静圧測定孔は直径 0.7 mm とし、内径 1 mm 、外径 2 mm の銅管（長さ 50 mm ）をダクト外側にハンダ接し、これにゴム管を接続して、ゲッチング型圧力計に導く。静圧分布測定用ダクト出口に JIS B-8330 (1962) によるオリフィス（内径 75 mm , 125 mm および 180 mm の 3 種類）を設ける。

4.5.2.3 測定方法

(a) 流量の設定

パンカー・ループル吹出口面の中心位置に全圧管を吹出方向に設置して、この位置の吹出速度が 10 m/s , 15 m/s , 20 m/s になるようにファン吸入口ダンパを調節して、3 段階の流量を設定する。

(b) 流量測定

流量測定ダクトに設けてあるピトー管挿入孔よりピトー管を挿入し、JIS, B-8330 に従い管内速度分布を各種速度について測定し、平均速度と中心速度との関係を求めておき、個々の測定に当っては管内中心速度のみを測定する。

(c) 抵抗係数

Fig. 4.5.21 のようにパンカー・ループル取付け位置上流側、下流側のダクト部分およびパンカー・ループルなどの流量、気流速度、断面積をそれぞれ、 q_u , v_u , a_u , q_d , v_d , a_d および p_b , v_b , a_b とする。パンカー・ループル取付けダクト直通部 ($U-D$) およびパンカー・ループルによる分流 ($U-B$) に対する抵抗係数を直通および分岐分流抵抗係数と呼び、それぞれ、 $\bar{\zeta}$ および $\hat{\zeta}$ とするとき、

$$\bar{p}_r = \bar{\zeta} \frac{\gamma V_u^2}{2g} \quad \dots\dots(1)$$

$$\hat{p}_r = \hat{\zeta} \frac{\gamma V_u^2}{2g} \quad \dots\dots(2)$$

ここで \bar{p}_r および \hat{p}_r はダクト静圧に速度圧を加えて図上で求める。(Fig. 4.5.22 参照)

Fig. 4.5.21 において U の位置より見た直通に関する室内空間までの損失圧力は U 位置における

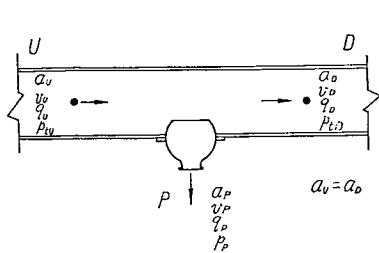


Fig. 4.5.21

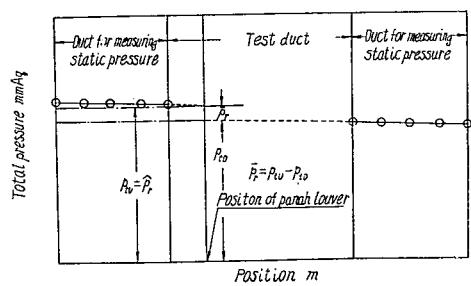


Fig. 4.5.21

全圧 p_{w0} に等しい。

$$\bar{p}_r = p_{w0} - p_{wD} \quad \dots\dots (3)$$

ただし, p_{wD} : D 位置における全圧

また, 1 の位置より見たパンカーラーブルに関する室内空間までの損失圧力は \bar{p}_r と等しい。

$$\hat{p}_r = p_{w0} \quad \dots\dots (4)$$

(d) 流量係数

流量係数 α は一般に式 (5) で表わされる。

$$q = av = \alpha a v_0 \quad \dots\dots (5)$$

ただし, q : 流量 m^3/s

a : 吹出口自由面積 m^2

v : q/a m/s

$v_0 = \sqrt{2g p_v / \gamma}$: 吹出気流縮脈部速度 m/s

$p_v = \gamma V_0^2 / 2g$: 吹出気流縮脈部の速度圧 kg/m^2

4・5・2・4 実験結果

パンカーラーブルをダクトに取付けた場合の分流抵抗係数 $\bar{\zeta}$ および $\hat{\zeta}$ を、ダクト断面 $100 \times 200 (\text{mm})^2$ および $150 \times 200 (\text{mm})^2$ の 2 種類につき、パンカーラーブルの吹出口軸と取付面とのなす角を 90° および 45° 上流方向、下流方向、横方向の 4 つの吹出方向について求めた。また、パンカーラーブルを 2 個近接して取付けた場合の相互間隔の影響による抵抗係数の変化を求めた。

(a) 直通分流抵抗係数

パンカーラーブルをダクトに取付けた場合の直通分流抵抗係数 $\bar{\zeta}$ を Fig. 4・5・23 に示す。直通分流抵抗係数 $\bar{\zeta}$ に対しパンカーラーブルの吹出方向の影響はないがダクト寸法および流量比 q_B/q_U により変化し、Table 4・5・5 のようになる。

(b) 分岐分流抵抗係数

パンカーラーブル分岐分流抵抗係数 $\hat{\zeta}$ を Fig. 4・5・24 に示す。分岐分流抵抗係数 $\hat{\zeta}$ に対するダク

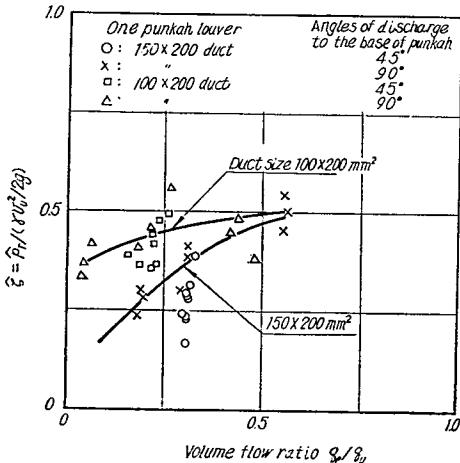


Table 4・5・5

q_B/q_U	ζ	
	$100 \times 200 (\text{mm})^2$	$150 \times 200 (\text{mm})^2$
0.1	0.39	0.18
0.3	0.46	0.36
0.5	0.49	0.47

Fig. 4・5・23

ト寸法および吹出方向の影響は少なく、風量比に q_B/q_U より主として変化する (Table 4・5・6 参照)。

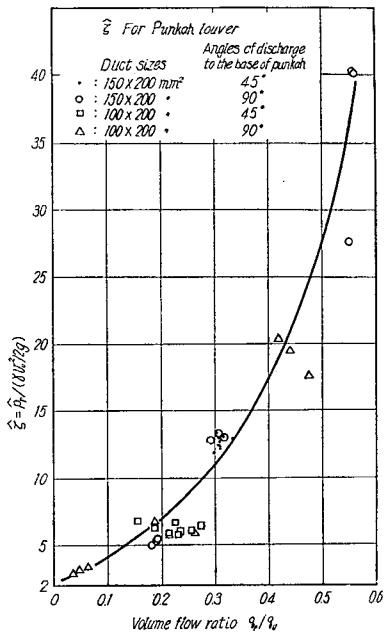


Fig. 4・5・24

(c) パンカーループル個が近接する場合の流量配分について

Fig. 4・5・25 に示すように、パンカー・ループル 2 個の間隔を吹出口径の 5.25, 10.5 および 21.0 倍 (30, 60, 120 cm) とした場合の流量 p_1 および p_2 , 全圧 p_{t1} および p_{t2} を測定すれば、 q_1-q_2 よりパンカー・ループル 2 個よりの流量が、 $p_{t1}-p_{t2}$ より 1 と 2 との間の損失圧力が求められる。パンカー・ループル 1 個について、(a), (b) 項で求めた分流抵抗係数 $\bar{\zeta}$, $\hat{\zeta}$ を用いれば、2

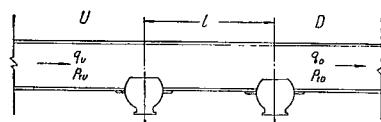


Fig. 4・5・25

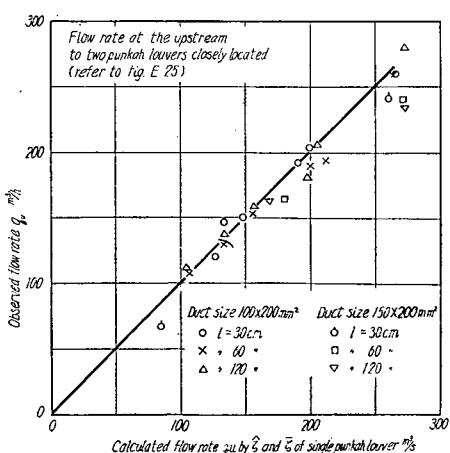


Fig. 4・5・26

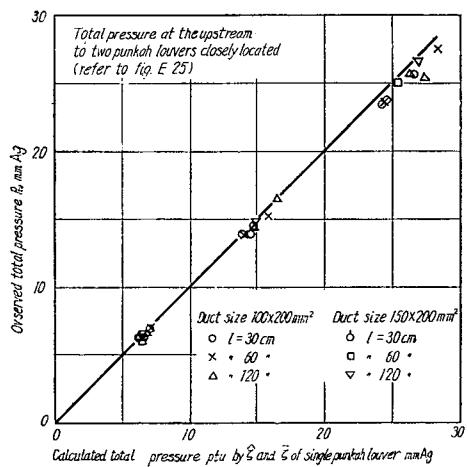


Fig. 4・5・27

個の場合の流量および損失圧力を計算することができる。計算による q_U と $p_{U\bar{U}}$ を測定値と比較すれば Fig. 4・5・26 および Fig. 4・5・27 のようになり、ほぼ同一値を示す。すなわち、パンカー・ループルの取付間隔を吹出口径の 5.25 倍程度まで近づけても、分流抵抗係数 $\bar{\zeta}$ および $\hat{\zeta}$ は単独に取付けた場合のそれと同じと考へてよいといえる。

(d) 流量係数

パンカー・ループルをダクトに取付けた場合の流量係数 α を Fig. 4・5・28 に示す。パンカー・ループルを速度圧が無視できて、全圧と静圧が等しいとみなされるような大きいチャンバに取付けた場合の流量係数 α はほぼ 1 であるが (4・1・4・1 参照)，ダクトに取付けた場合の流量係数 α は流量比により異なり、流量比 q_B/q_U が小になると流量係数 α も小になる (Table 4・5・7 参照)。吹出方向およびダクト寸法の影響は少ない。

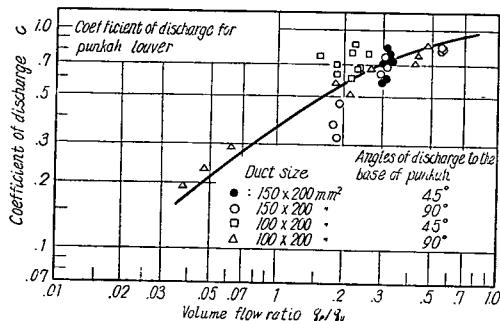


Fig. 4・5・28

4・5・2・5 結論

本実験範囲内において次の事項が明らかにされた。

- 直通分流抵抗係数 $\bar{\zeta}$ は、主としてダクト寸法および流量比により変化し、ダクト内気流速度および吹出方向による影響は少ない。
- 分岐分流抵抗係数 $\hat{\zeta}$ は、流量比により変化し、ダクト内気流速度および吹出方向による影響は少ない。
- 流量係数 α は主として、流量比により変化し、ダクト寸法、ダクト内気流速度および吹出方向による影響は少ない。
- パンカー・ループルを 2 個近接して取付けた場合も単独に取付けた場合と分流抵抗係数は変わらない。
- パンカー・ループルを数個ダクトに取付けた場合の流量配分は式 (1), 式 (2), 式 (3), 式 (4) および Fig. 4・5・23, Fig. 4・5・24 より逐次計算によって求められる。流量係数は Fig. 4・5・28 より求めることができる。

Table 4・5・7

Volume Flow Ratio q_B/q_U	Coefficient of Discharge α
0.1	0.37
0.3	0.72
0.5	0.90

昭和39年10月25日 印刷
昭和39年10月29日 発行

日本造船研究協会報告 第43号

発行人 菅 四 郎

発行所 社団法人日本造船研究協会

東京都港区芝琴平町35

船舶振興ビル8階

電話 (502) 2371~80

内線 (421~426)

印刷所 (有)啓文堂 松本印刷

東京都新宿区東五軒町26

電話 (260) 2807