

車 輛 通 風 の 方 式 に 関 す る 研 究

高 井 昭* 藤 岡 多 喜 男** 渡 辺 寛***

Ventilation System for Passenger Cars

By Akira Takai, Takio Fujioka and Hiroshi Watanabe
Kasado Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

Air conditioning is the ideal counter-measure against discomfort suffered by passengers in summer due to the heat and high humidity inside the cars. However, this method is quite expensive. Therefore, the writers intended to find an inexpensive method of forced ventilation whereby the fresh outdoor air could be sent into the car. Two methods were considered, i.e., (1) indirect method (through the use of air ducts) and (2) the direct method (through the use of propeller fans). The writers first devised the proper inlet for the outdoor air for both these ventilation systems. Then experimental studies were conducted concerning ducts and ceiling fan ventilation methods that were considered to be most suitable. The experimental results proved that the direct method by the propeller fan was comparatively more effective and showed good results.

〔I〕 緒 言

本邦の客電車は、夏季の混雑時、ことに雨天で窓も開けられないような時、車内の温湿度が上昇し、乗客は著しい不快感を免れない現状である。これに対する理想的解決策としては、空気調和方式を用いるほかはないが、現状では車輛価格の面などでこの方式を一般車輛に採用することは未だしの感が深い。そこでわれわれは比較的安価に解決に近づけるために、車内に新鮮な外気を通風し、車内の換気を図るとともに、乗客に風速感を与えることによつて上記の不快感を緩和することを計画し、その方法について研究を行った。

従来一般の客電車には車速を利用したガーランド、押込通風器⁽¹⁾⁽²⁾などによる通風が行われているが、その通風量は当然不足であるため、やはりファンなどを用いた強制通風方式が考えられねばならない。これには

- (i) ダクトを介して間接的に通風を行う方式 (ダクト通風方式)
- (ii) プロペラファンを用いて直接的に通風を行う方式 (天井扇通風方式)

などが考えられる。

* ** *** 日立製作所笠戸工場

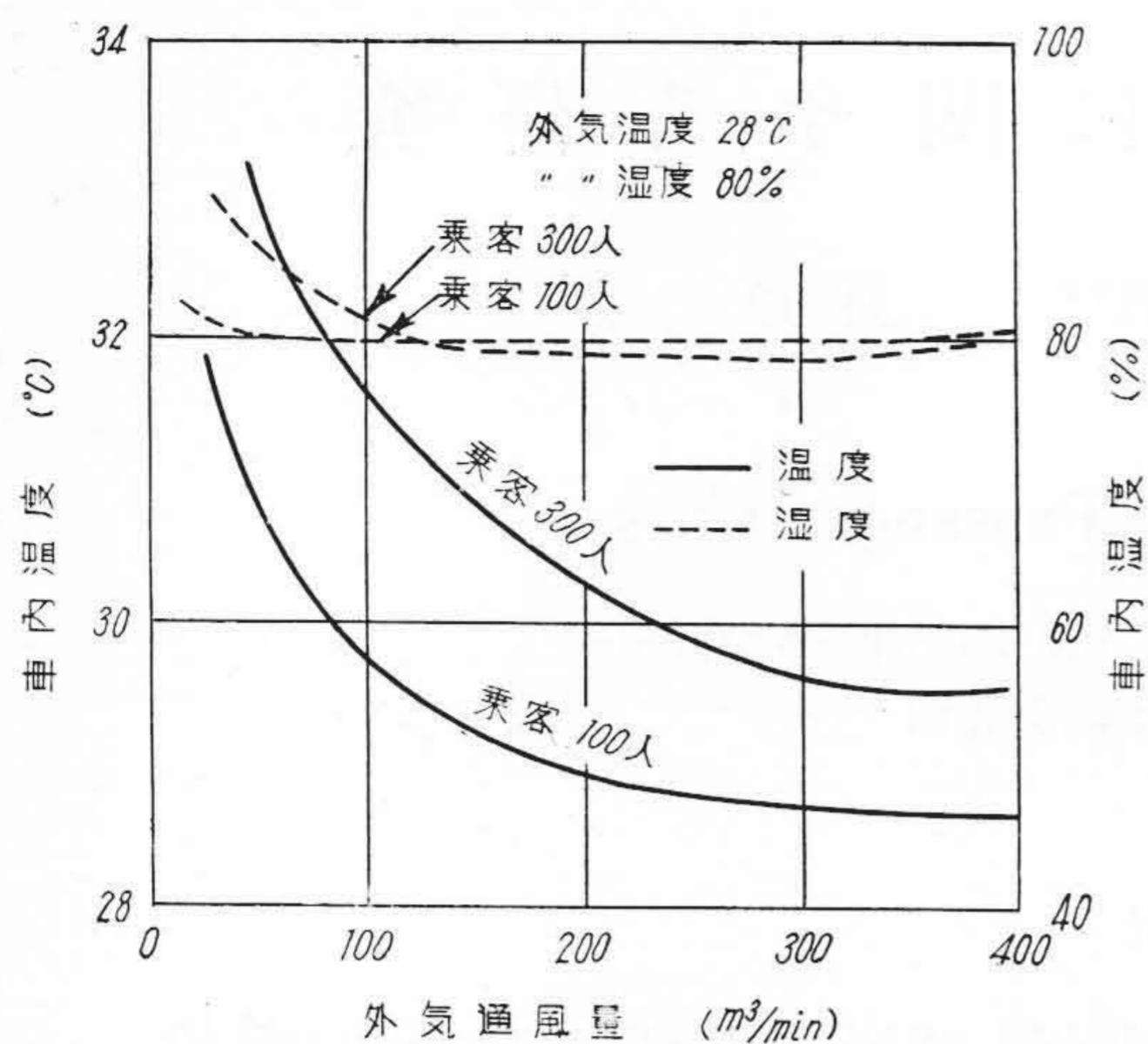
ゆえに本報はまづ両方式に不可欠な車外空気吸込口に解決を与えた後、両方式についてかなり良好と思われる形式で実験検討を加え、車輛強制通風に関する一資料をえんとしたものである。

〔II〕 必要外気通風量

車輛において、乗客の不快感を緩和するために必要な外気通風量は、車内の炭酸ガス量⁽³⁾⁽⁴⁾および体臭⁽⁵⁾⁽⁶⁾による臭気感を一定限度内におき、さらに温湿度の上昇を抑えることなどによつて決められる。

いま一例として通風すべき床面積 $16\text{ m} \times 2.6\text{ m} = 41.6\text{ m}^2$ 程度のものを対象とし、外気温湿度を本邦都会地における夏季平均温湿度⁽⁷⁾よりやや高い値、 28°C 、 80% とすると概略定員、満員における炭酸ガス、臭気に対する必要な最低外気通風量は**第1表** (次頁参照)のごとくなる。また車内の温度は外気通風量に対して**第1図** (次頁参照)のごとく変化する⁽⁸⁾⁽⁹⁾。

さらに人体の快、不快感には温湿度のほか風速が影響するが、今湿度を 80% とし、各温度に対し夏季快感帯の上限にいたらしめる風速を求めると**第2図**のごとくなる⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。**第1図**に示すごとく外気通風量がある程度大きくなると室内温度はさほど変化しないから通風量



第1図 車内温湿度変化
Fig. 1. Temperature and Humidity in Car Room

第1表 必要外気通風量
Table 1. Outdoor Air Requirements

乗客 (人)	通風量 (m ³ /min)	
	炭酸ガス0.1%以下	臭気強度指標2以下
100	50	80
300	150	240

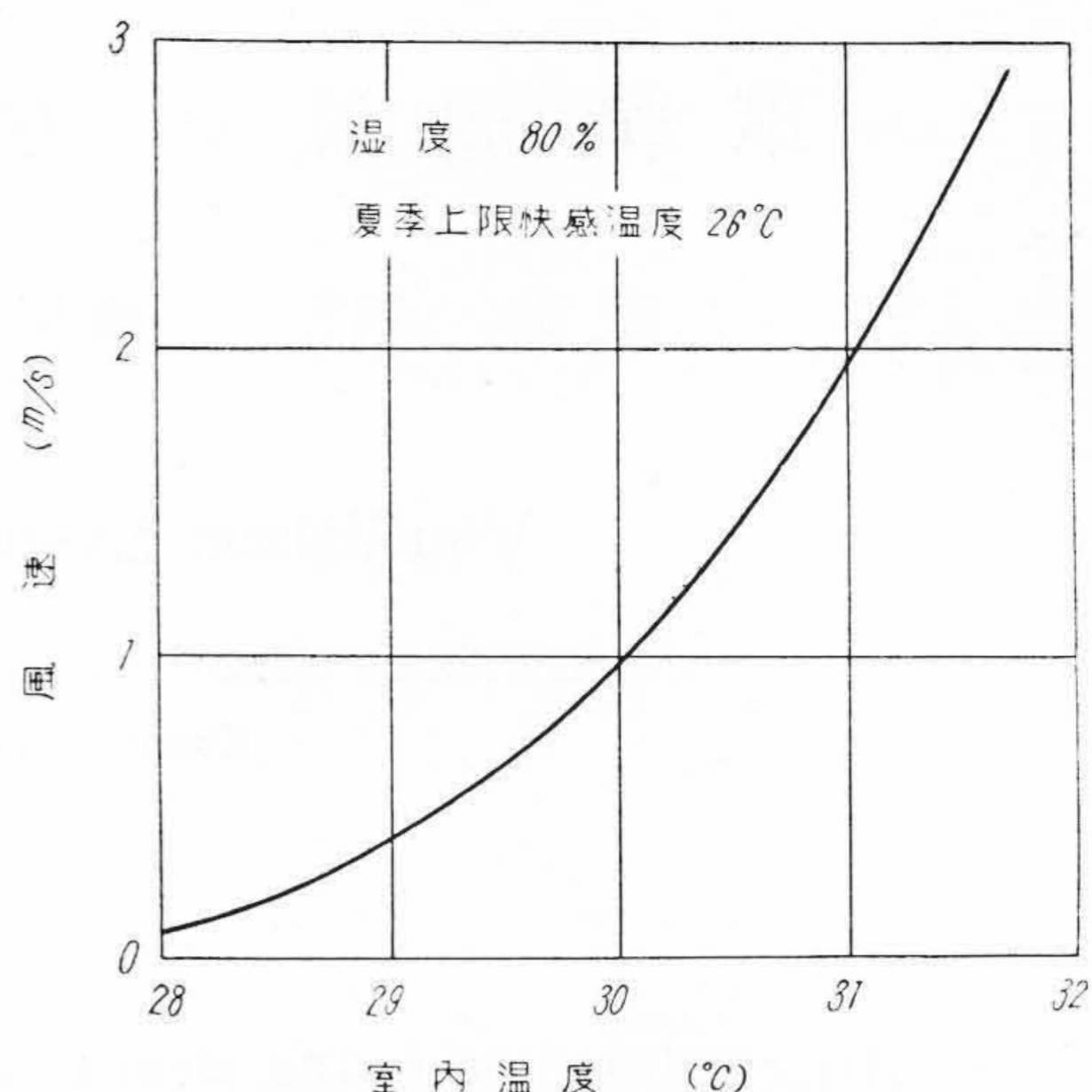
の全部を外気とする必要はなく、その一部を還流してなるべく広い範囲に概風速を与えることが得策である。

〔III〕 車外空気吸込口の実験

外気を車外よりとり入れる場合、吸込口の条件として

- (i) 車外の塵埃を吸入せぬこと
- (ii) 雨の侵入を防ぐこと
- (iii) 風圧損失の少ないこと
- (iv) 構造の簡単なこと

などが考えられる。(i) に対して、これを完全に行わんとするには風圧損失が非常に大きくなり、風速を与えて

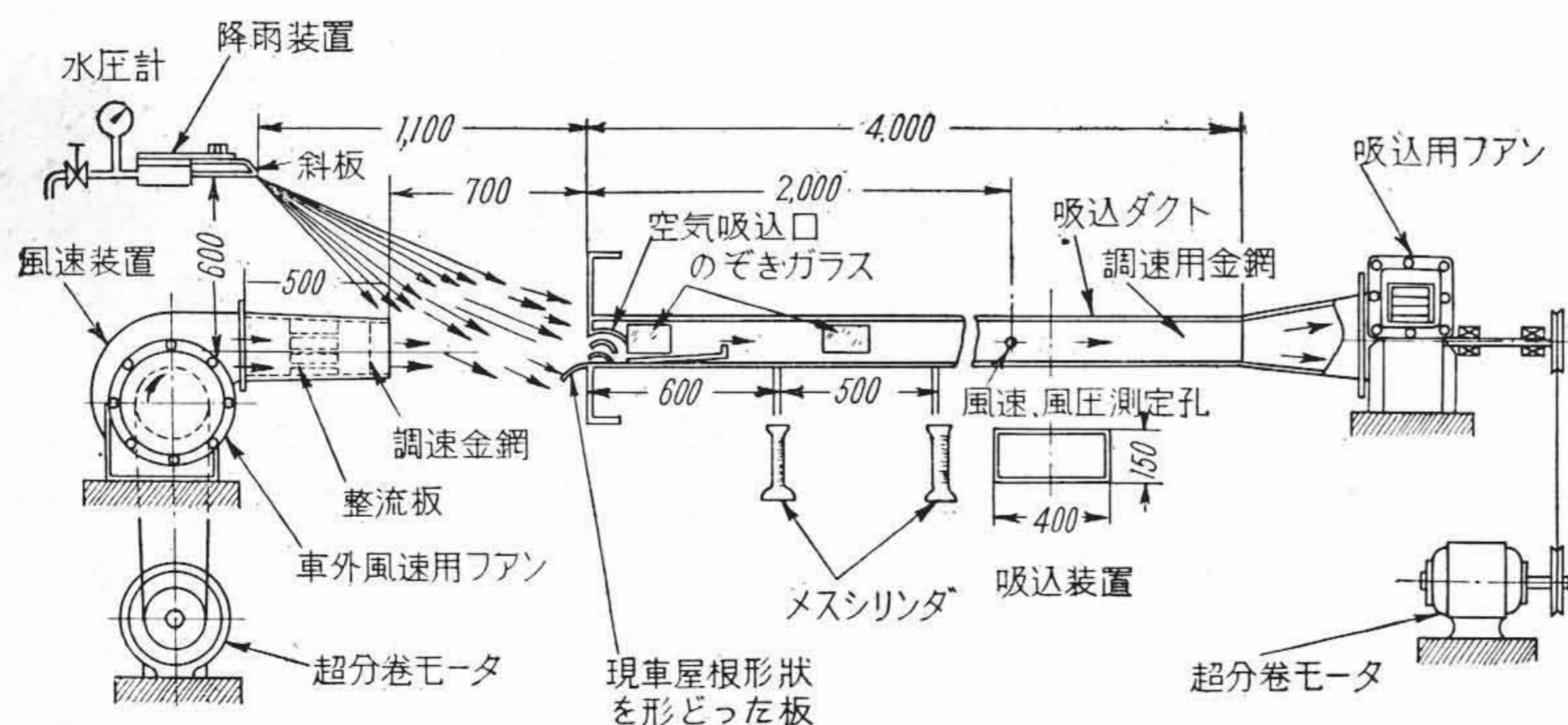


第2図 室内快感風速
Fig. 2. Comfort Chart

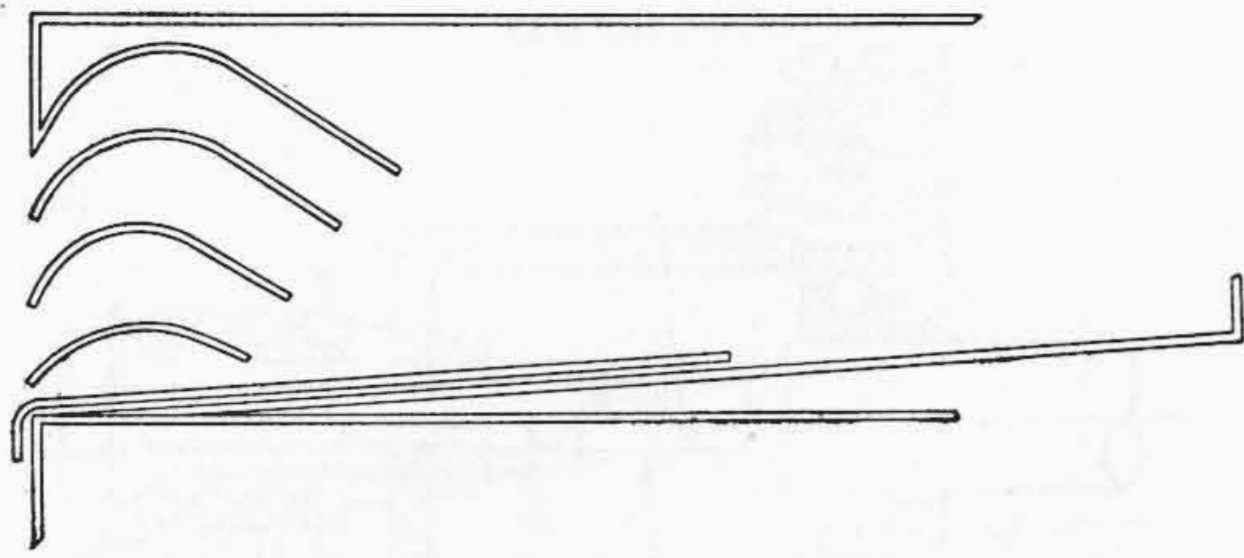
夏の暑気を緩和しようとする目的に対しては不向きなため、吸込口をなるべく塵埃の少いと考えられる車体幕板上側面に設けることとし、ほかの条件を満足するとき吸込口形状について検討を加えることにした。

このため第3図のごとき装置を用いて実際の降雨状態(12)~(14)を再現して、種々の形状の吸込口について実験検討を行った。実験装置は風速装置、降雨装置、吸込装置よりなっており、吸込装置内侵入雨量、動圧、静圧を測定することにより吸込口の雨の侵入防止効果およびその損失係数を求めることができる。

この結果は第4図のごとく吸込口の上に凸に彎曲した羽根数枚をとりつけ、羽根前面の傾斜により落されなかつた雨滴は入るにまかせ、吸込気流を下向きにさせ、堰を設けた斜板にあてて斜板の傾斜を利用して、雨滴を車外に導き出す形状が雨水侵入防止に非常に効果があり、なお斜板は吸込動圧の影響を受けぬように二重にすれば、さらに有効であることが明かとなり、しかもその損失係数も吸込口動圧に対して4~5程度で十分実用に供しうることを確めた。(特許出願中)

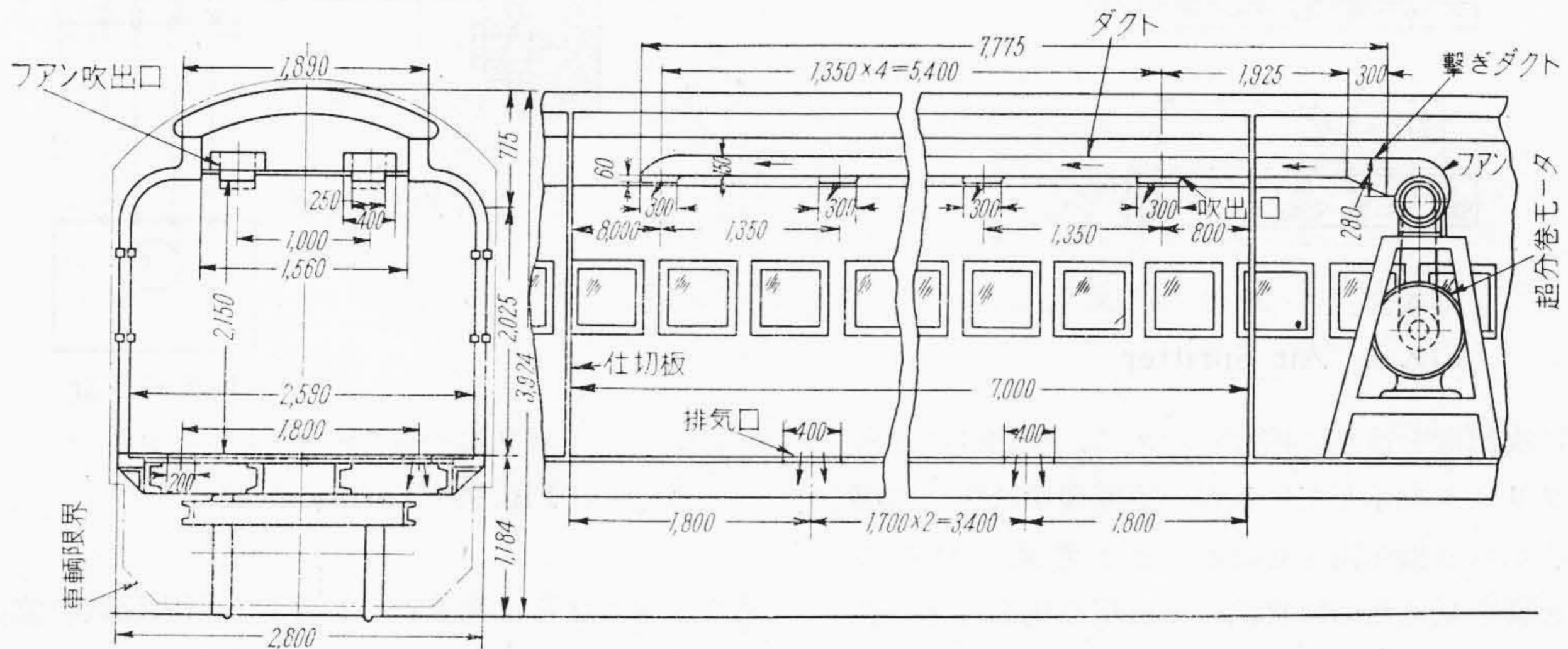


第3図 実験装置
Fig. 3. Experimental Equipment



第4図 車外空気吸込口

Fig. 4. Air Inlet



第5図 実験装置

Fig. 5. Experimental Equipment

〔IV〕ダクト通風実験

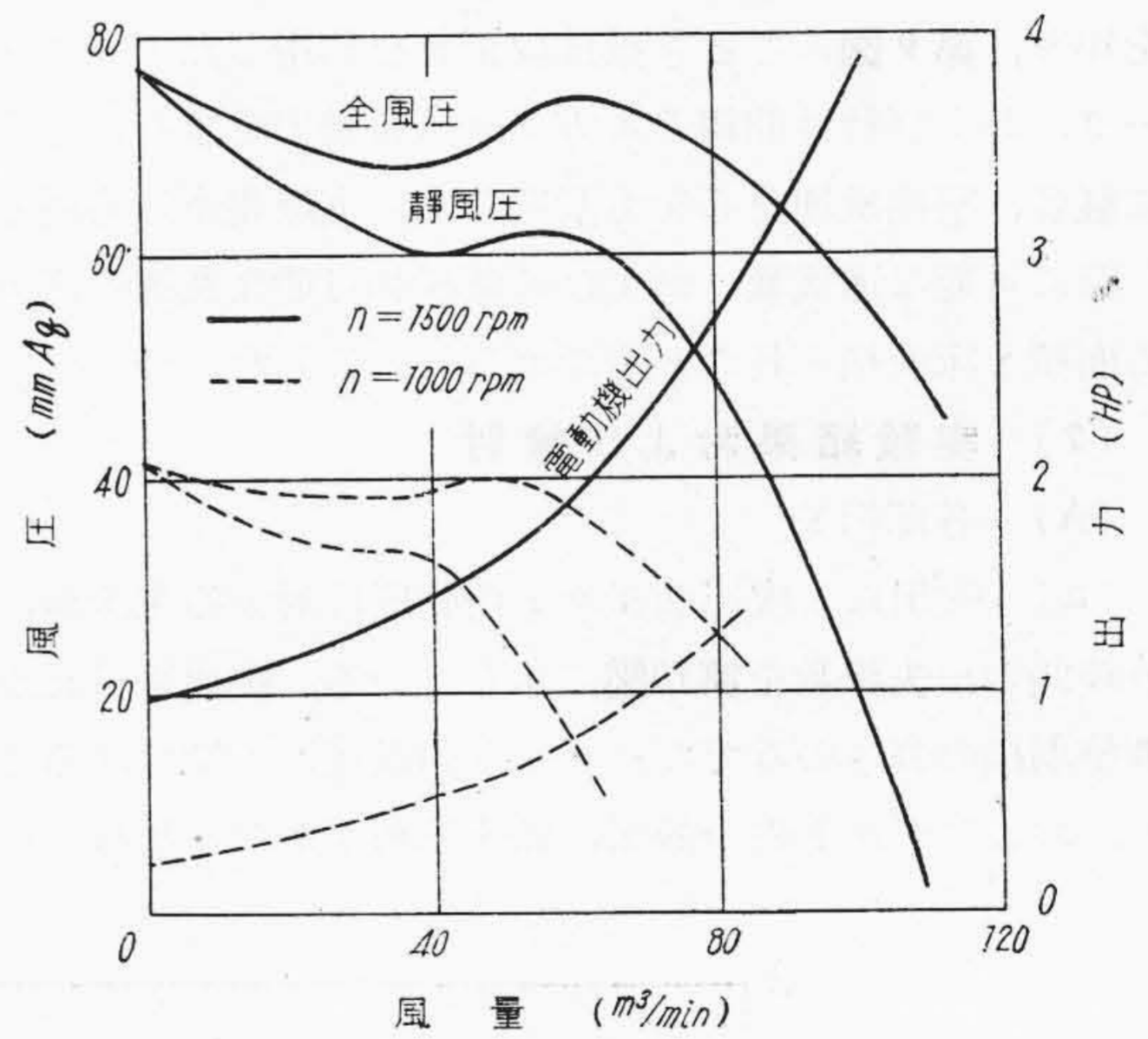
(1) 実験装置および実験方法

ダクト通風方式の一例として1車輛4箇のダクトを2箇づゝ並列にとりつけることとし、旧客車を第5図のごとく室内の約半分に相当する長さに仕切り、その天井部に2箇並列にとりつけ、各々の一端にファンを備えて、ファンにより吸入された空気をダクトを通して各々5箇の吹出口より室内に供給するようにした。

吹出口は基礎実験の結果より図のごとき間隔でとりつけ、排気口は測定のため床面に設け、その断面積を自由に変えうるようにした。使用したファンは日立 #2 片吸込型多翼送風機で、その特性曲線を第6図に示している。また吹出口は第7図のごとく、終端を除き有効高さを自由に変えうる吹出風量調整羽根を設けている。

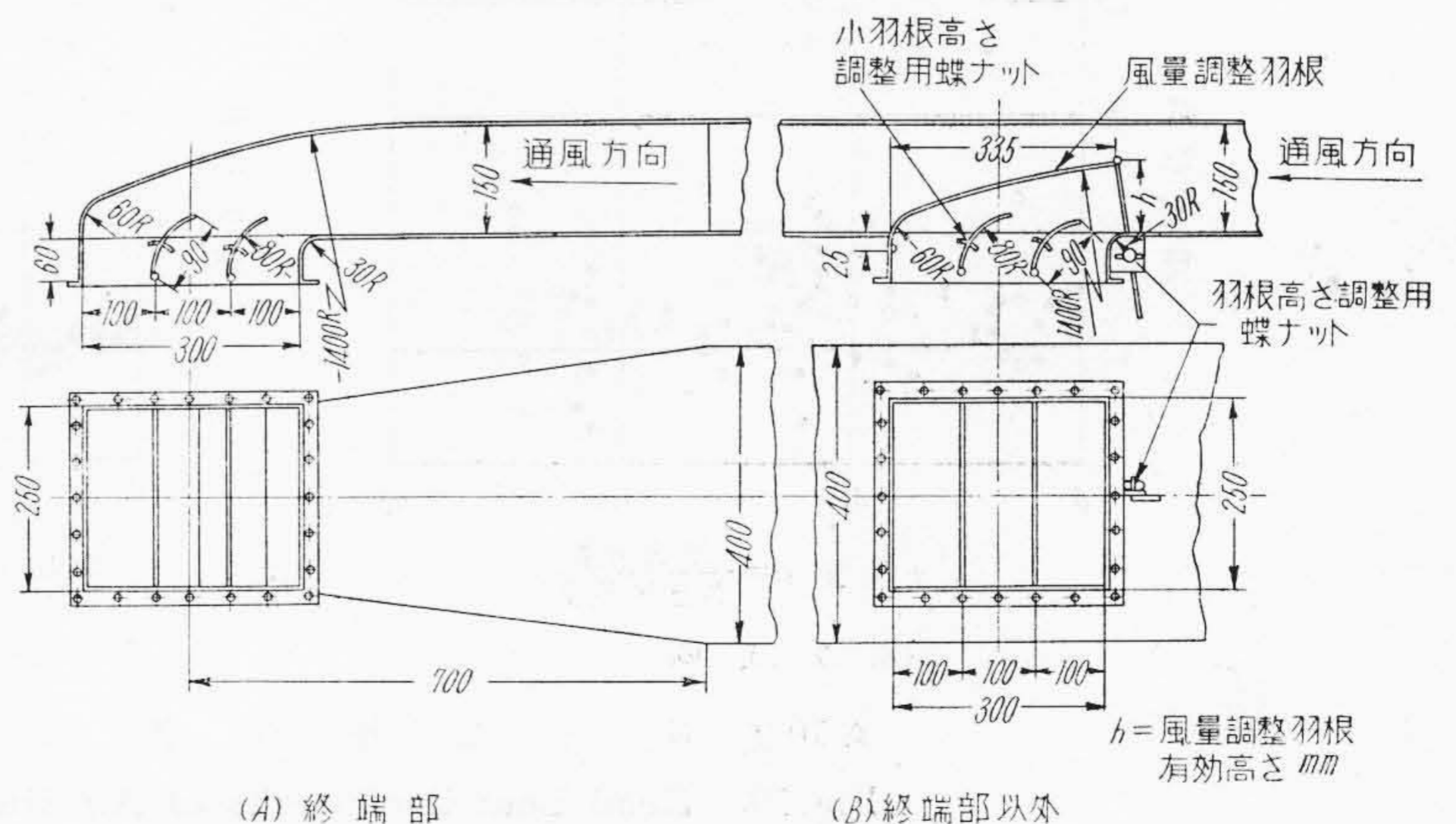
第6図 日立 #2 片吸込型多翼送風機特性曲線

Fig. 6. Characteristic Curves of Hitachi #2 Single-Suction Multi-Blade Fan



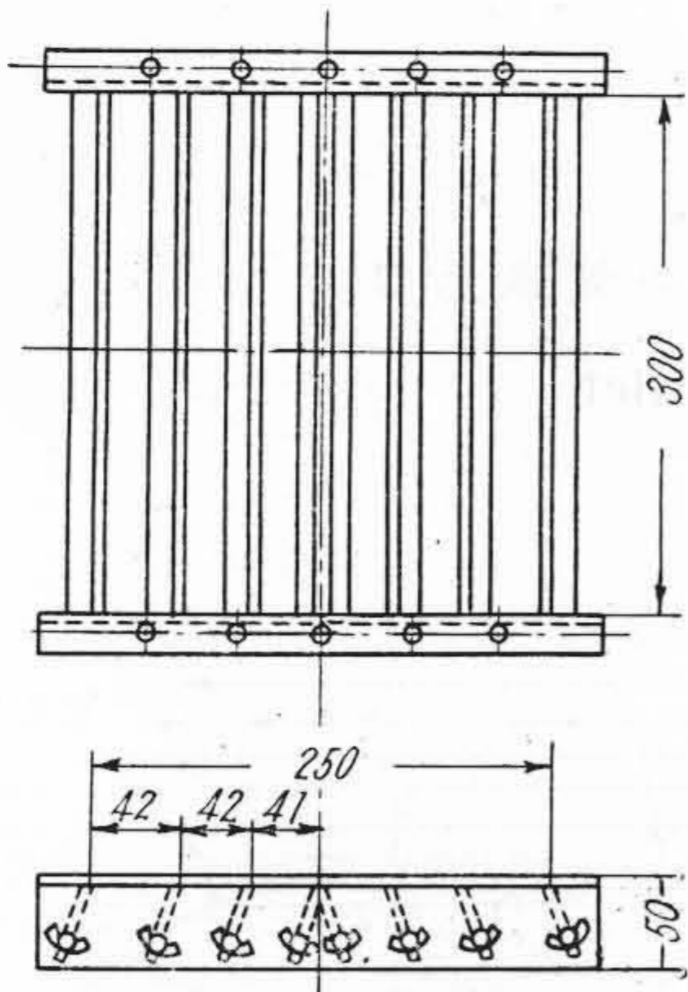
第7図 吹出口

Fig. 7. Air Outlet



(A) 終端部

(B) 終端部以外



第8図 スプリッタ
Fig. 8. Air Splitter

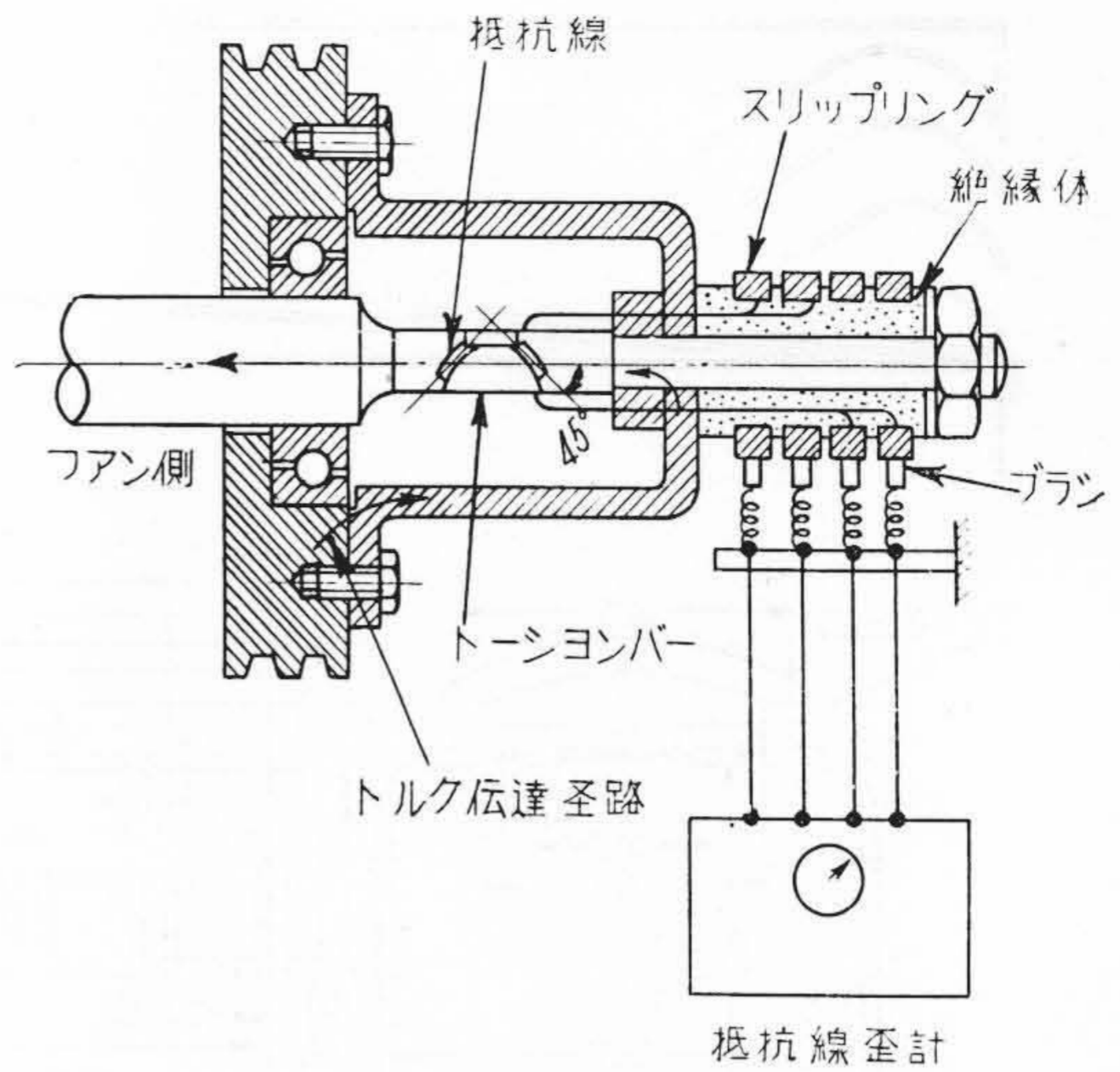
第8図に吹出流を適当に拡げるために、吹出口にとりつけるスプリッタを示しているが、実際現車に用いる場合は美観上かざり板を附す必要があると考えられるので、その影響を見るために吹出口に風圧損失を与える孔を開けた板をとりつけた。

実験は各部の損失係数を求め、かつ排気口面積の影響を知り、第9図のごとき抵抗線歪計を利用したトルクメータ、および特性曲線の両方より所要動力を求め、さらに騒音、室内風速分布をも測定して、実際現車に応用した際に可能な通風量、および暑気緩和可能な風速の占める面積と床面積の比などを求めることにした。

(2) 実験結果および検討

(A) 各部損失

(a) 吹出口 吹出前ダクト内動圧に対する主流側、分岐側の損失係数を第10図に示している。吹出風量比が調整羽根の高さのみでなくダクト内風圧にも関係すること、およびダクト内の静圧、風速分布がかなり乱れてい

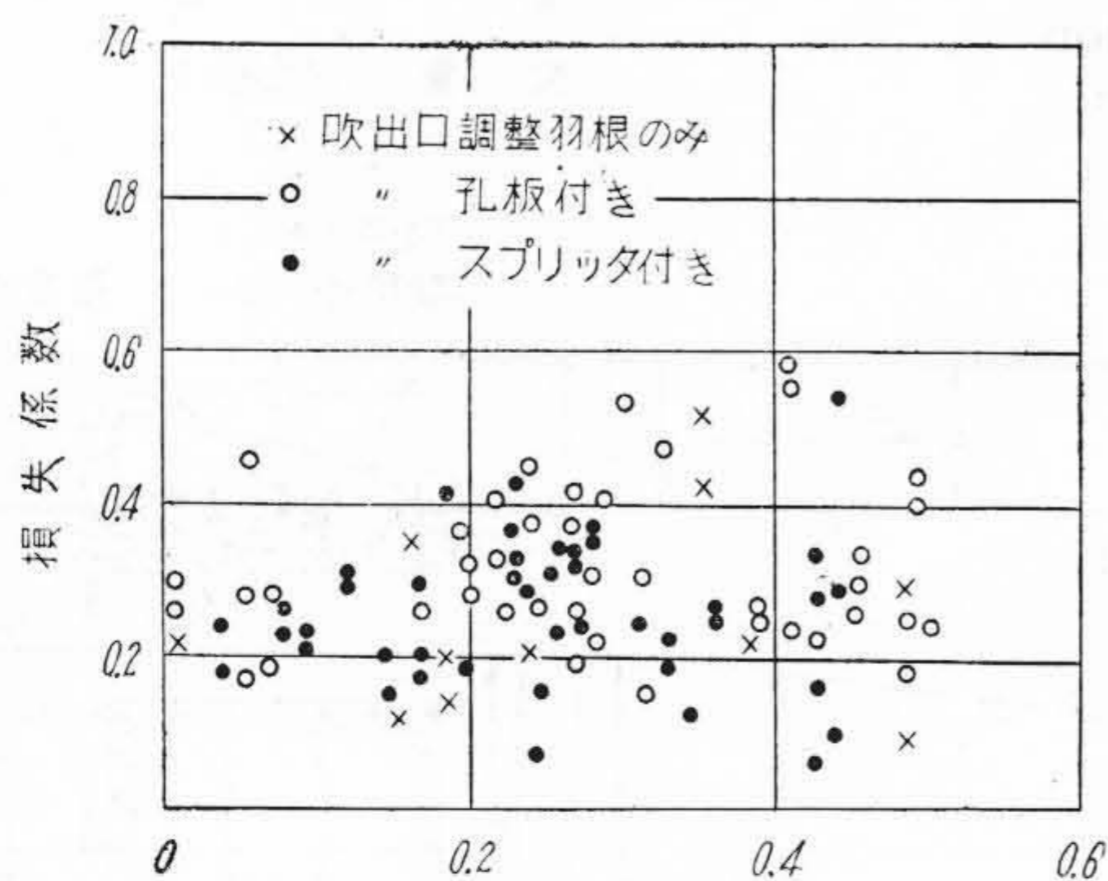


第9図 トルクメータ
Fig. 9. Torquemeter

ることなどから、風量比に対する各損失係数の値はかなりばらついているが、概略の傾向は示しており、スプリッタおよび孔板を附したための影響はあまり大きく現われていない。

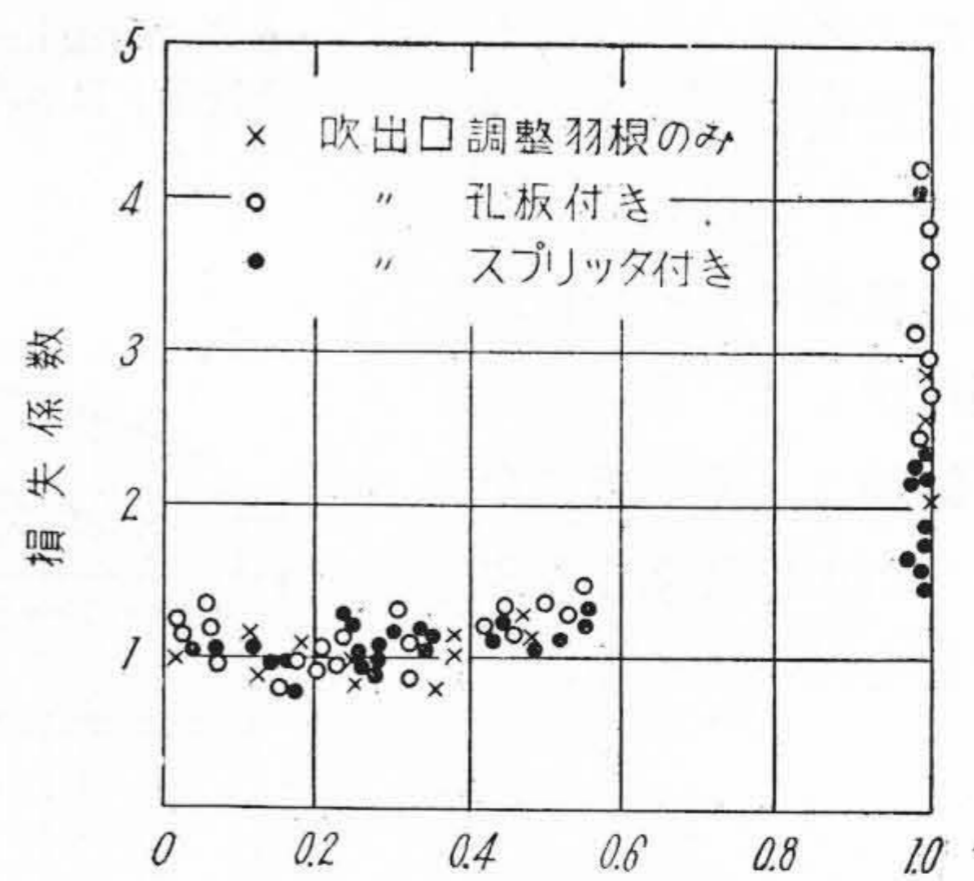
(b) 排気口 第11図に排気口断面積を変化した場合の損失を示している。室内は排気口以外はなるべく隙間がないように留意したが、完全に密閉することができなかつたので、排気口損失係数より隙間面積を求めて隙間のないものとして補正してあるが、排気口面積がある程度以上になればその損失はほとんど無視しうることを示している。

(c) その他 吸込口は実験の都合上とりつけなかつたが、その推定損失、およびダクト各部の損失は第12図のごとくなる。



吹出風量比 = $\frac{\text{吹出風量}}{\text{吹出前風量}}$

(A) 主流側

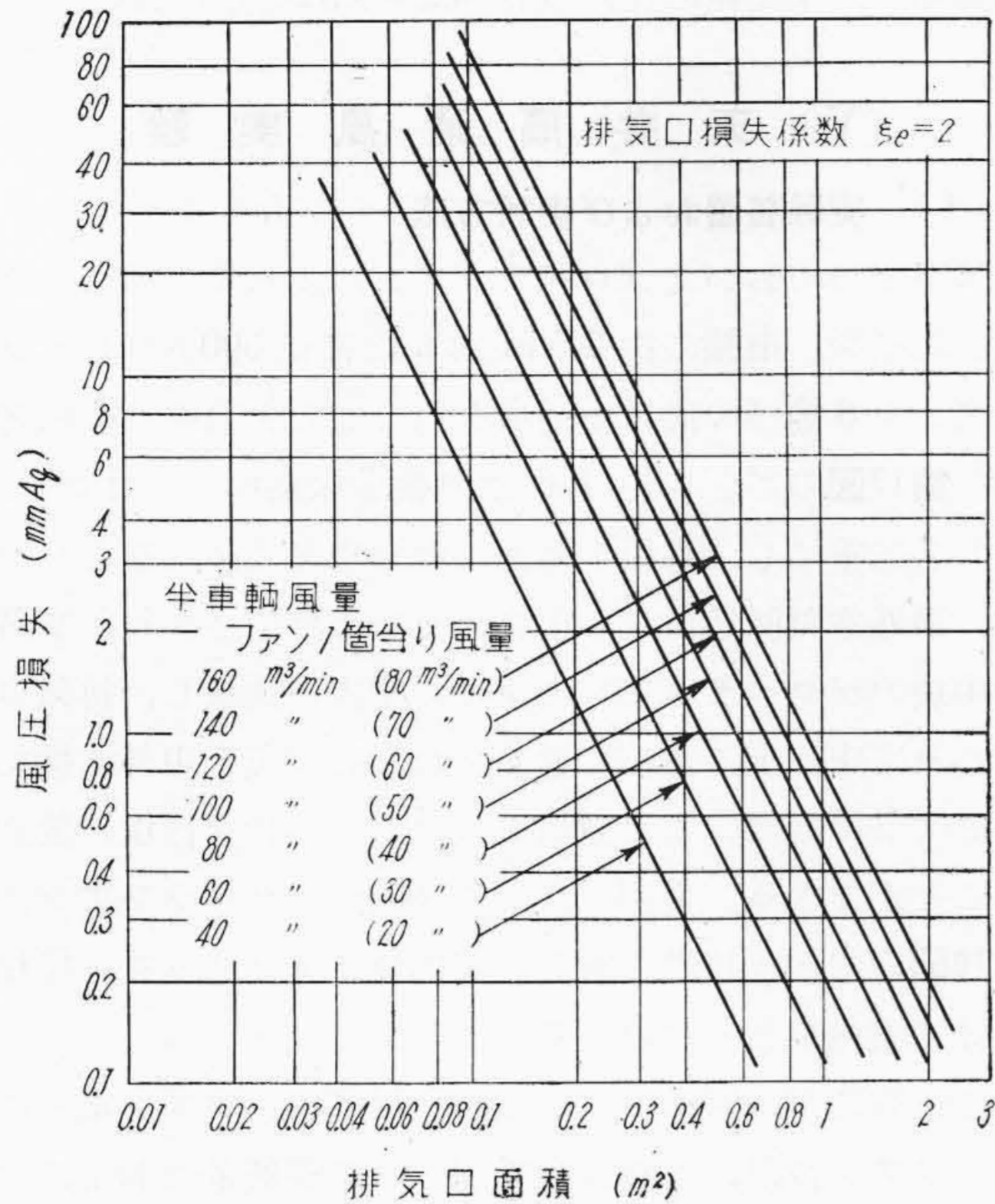


吹出風量比 = $\frac{\text{吹出風量}}{\text{吹出前風量}}$

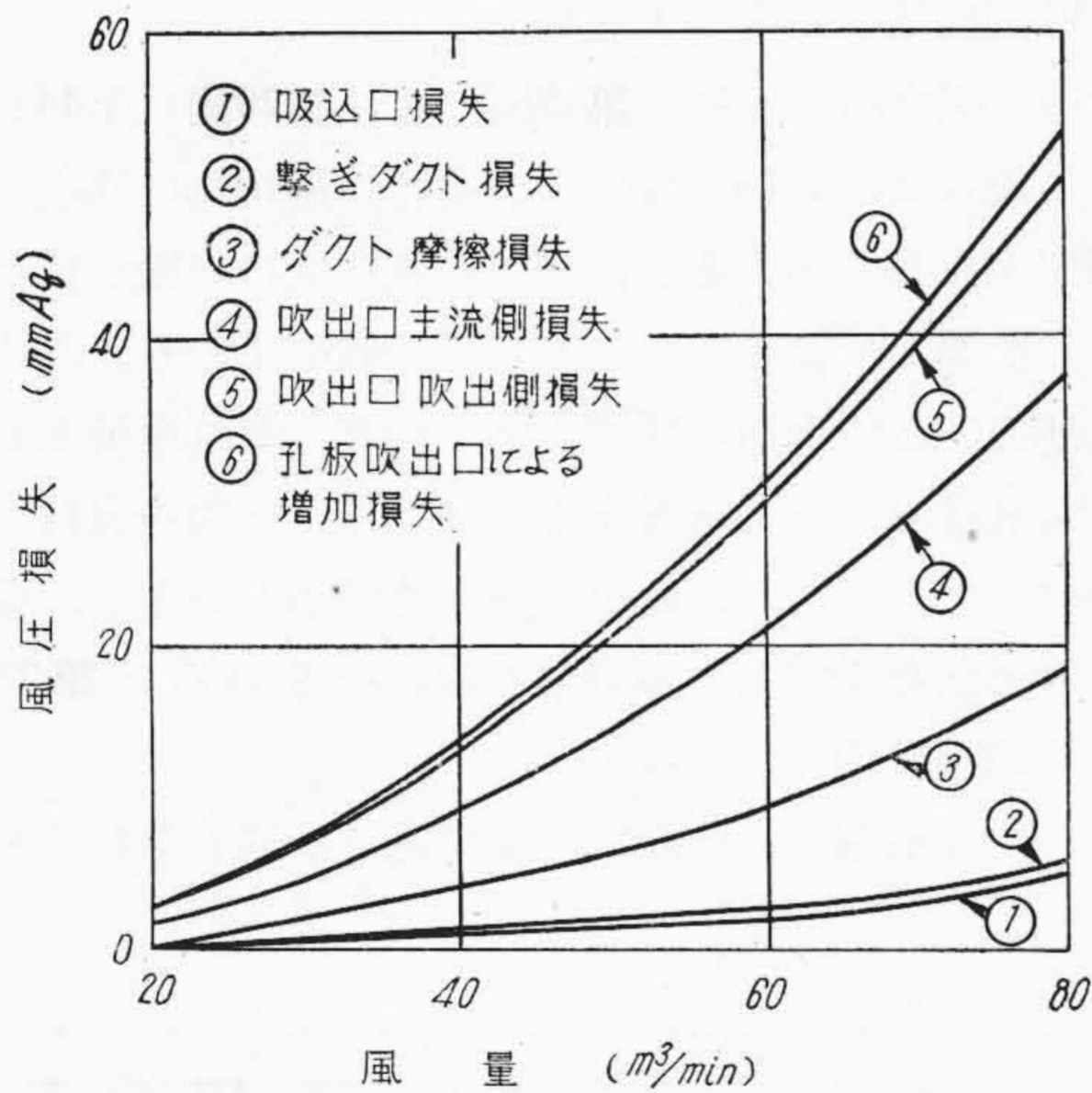
(B) 吹出側

第10図 吹出口損失係数

Fig. 10. Head Loss Coefficients of Air Outlets



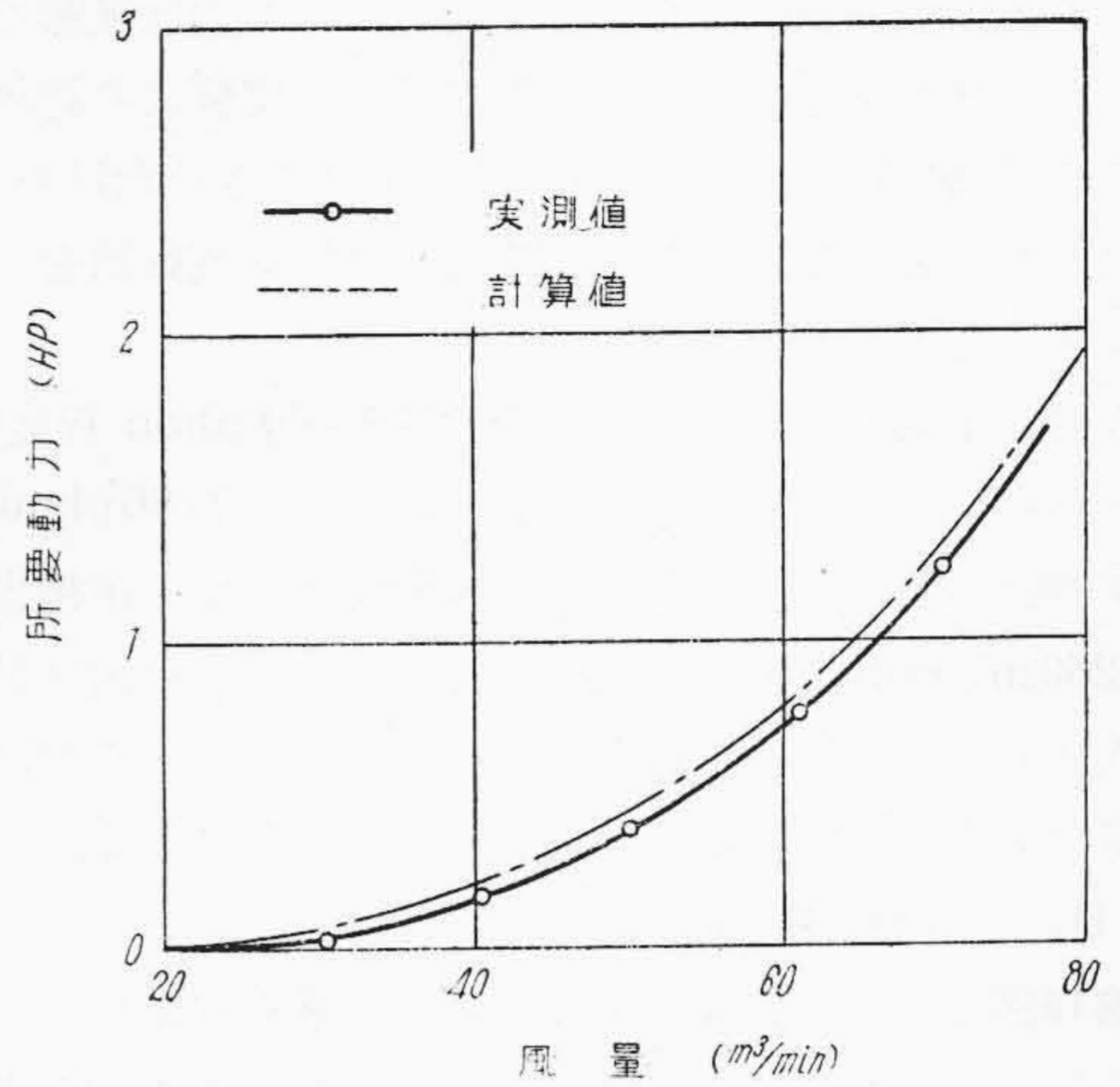
第11図 排 気 口 損 失
Fig.11. Head Losses of Exhaust



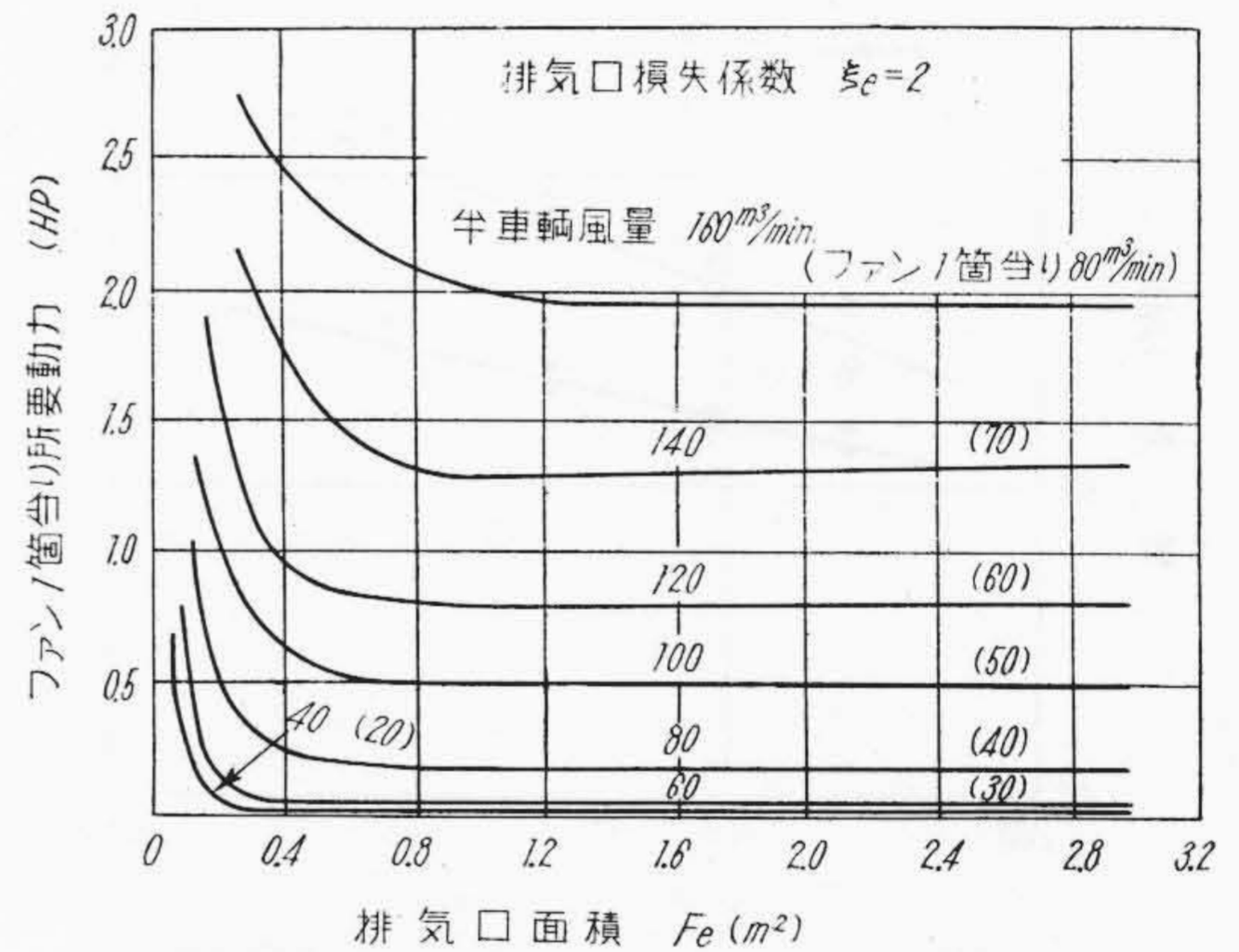
第12図 各 部 損 失
Fig.12. Head Losses of Air Inlet and Duct

(B) 所要動力

吸込口を附せず、また排気口を、その損失を無視できるように十分大きくして、以上求めた諸損失とファンの特性曲線を用いて動力を求めると第13図の鎖線のごとくなる。抵抗線歪計を利用したトルクメータによる実測結果を実線で示しているが、かなり良く一致している。さらに吸込口を附した場合は前記の結果よりほど鎖線のごとくになると考えられる。



第13図 所 要 動 力
Fig.13. Power



第14図 排 気 口 面 積 の 影 響
Fig.14. Effects of Exhaust Area

また排気口の影響としては第14図に示すごとく、その面積が1車輦当り約 0.8 m² 以上であればその影響は無視できるが、車速による吸出効果を利用したガーランドなどを併用すれば、さらに良好になると考えられる。

いま車輦用発電機の1車輦当りの通風用として使用する動力を 2 kW と考え通風用モータの効率を 85% 程度とすると、かゝる方式を用いて1車輦約 200 m³/min の通風を行うことができる。この値はガーランドあるいは押込通風器の併用、あるいは一部空気の還流などによつて幾分良好となるが、ダクトを用いて通風を行わんとする場合の動力の面よりのほど限度と考えることができる。

(C) 室内騒音

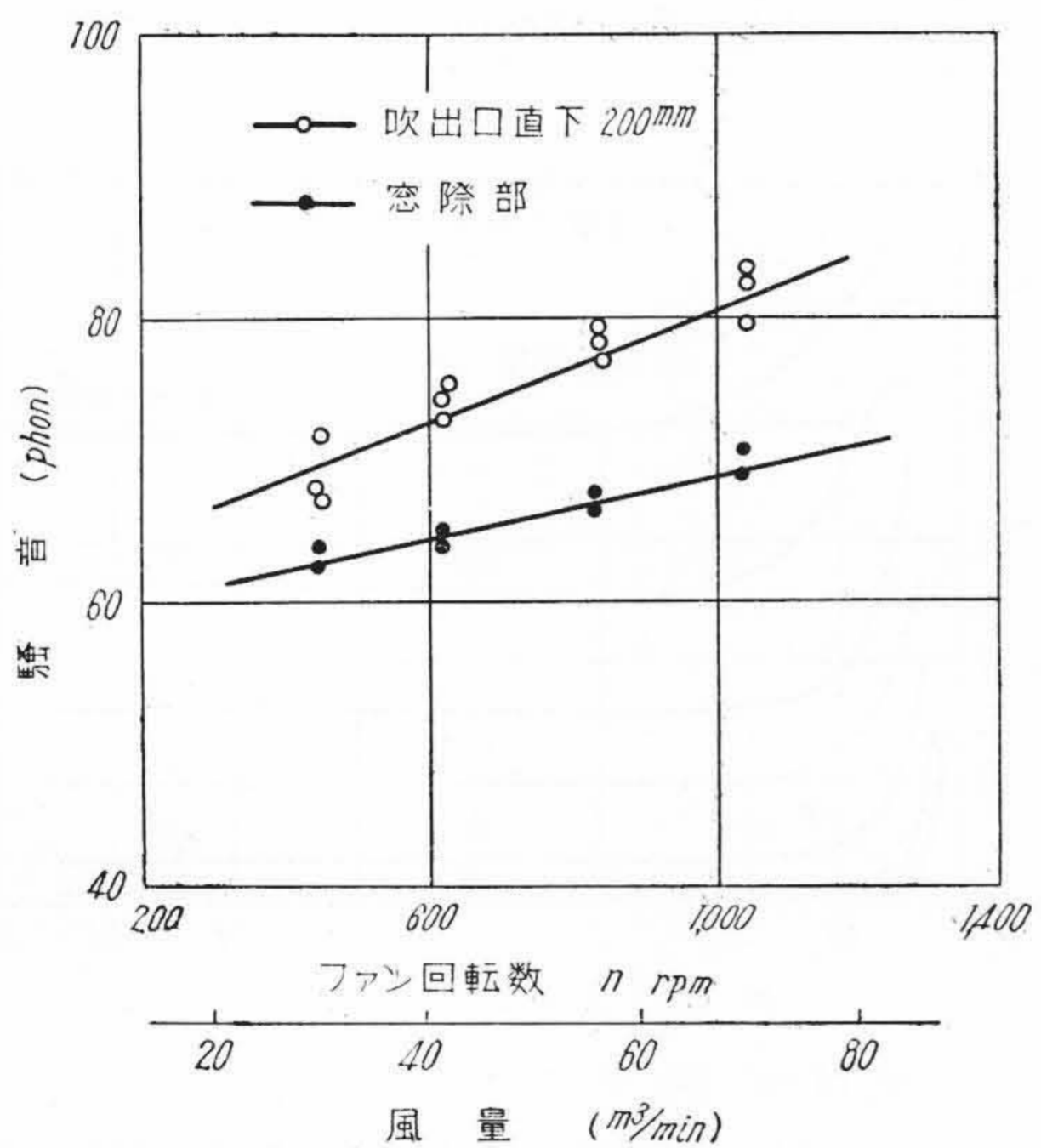
第15図(次頁参照)に騒音測定結果を示しているが、吹出風量すなわちファン回転に対しほど直線的に増加し

ている。また室内騒音を大きく支配するものは風量ではなく、ファン回転数であることがほかの実験より認められるので、騒音の面よりも各部の損失はできるだけ少なく、すなわち所要風量に対しできるだけファン回転数を小さくすることが有利である。

一般に車輛走行時の車内騒音は 75~90 phon 程度⁽¹⁵⁾であるため、通風による騒音をこのほど中間 80 phon 程度に押えようと、ファン1箇当り 65 m³/min, 1車輛当り約 260 m³/min までの通風が可能になる。この値は動力の面より決められる風量よりも大きく、ダクトにおける風量は動力の面で制限を受けることを示している。

(D) 室内風速分布

第16図に動力の面より通風可能な風量を吹出した際の測定例を示しているが、快感帯の上限を示す風速の占め



第15図 室内騒音
Fig. 15. Noise in Room

る面積と、床面積の比は概略 0.2~0.3 程度である。

[V] 天井扇通風実験

(1) 実験装置および実験方法

基礎実験においてプロペラファンによる風の拡がりを検討した結果、車輛に約 2.5 m おきに日立 600φプロペラファンを6箇づゝ設けて通風を行うことを計画し、旧客車を第17図のごとく約 1/6 より幾分余裕を見て仕切り、天井を二重にし、幕板上側面に車外空気吸込口をとりつけ、車外空気吸込口、および還気口より吸込まれた空気を中央のプロペラファンによつて室内に通風し、排気口をかりに床面上に設けて還気されない空気を車外に捨て去るようにした。また還排気口はその面積を自由に変えることができる。使用した日立 600φプロペラファンは第18図のごとき特性を有し、室内側にスプリッタ、屋根裏側に案内をとりつける。

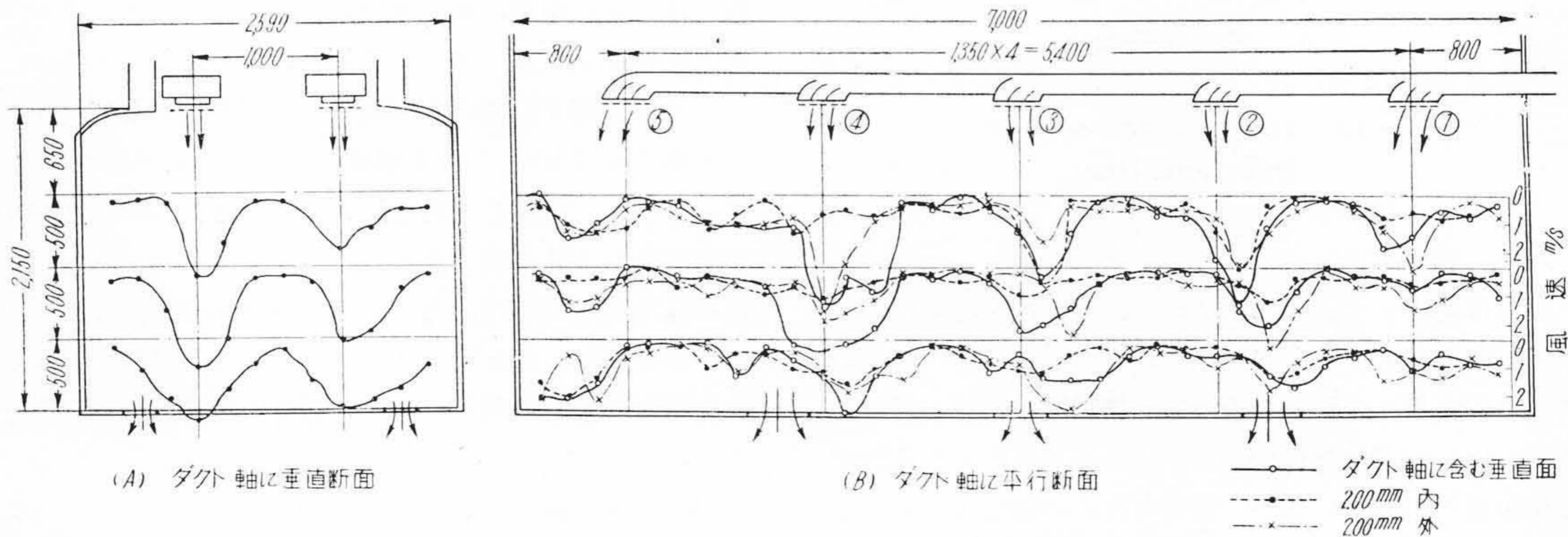
これらにより還排気口面積、屋根高さ、ファン案内高さ、ファン位置、斜板部有効高さなどが風量におよぼす影響を知り、特性曲線より所要動力を求め、前章と同じく騒音、室内風速分布の測定を行うことにした。

(2) 実験結果と検討

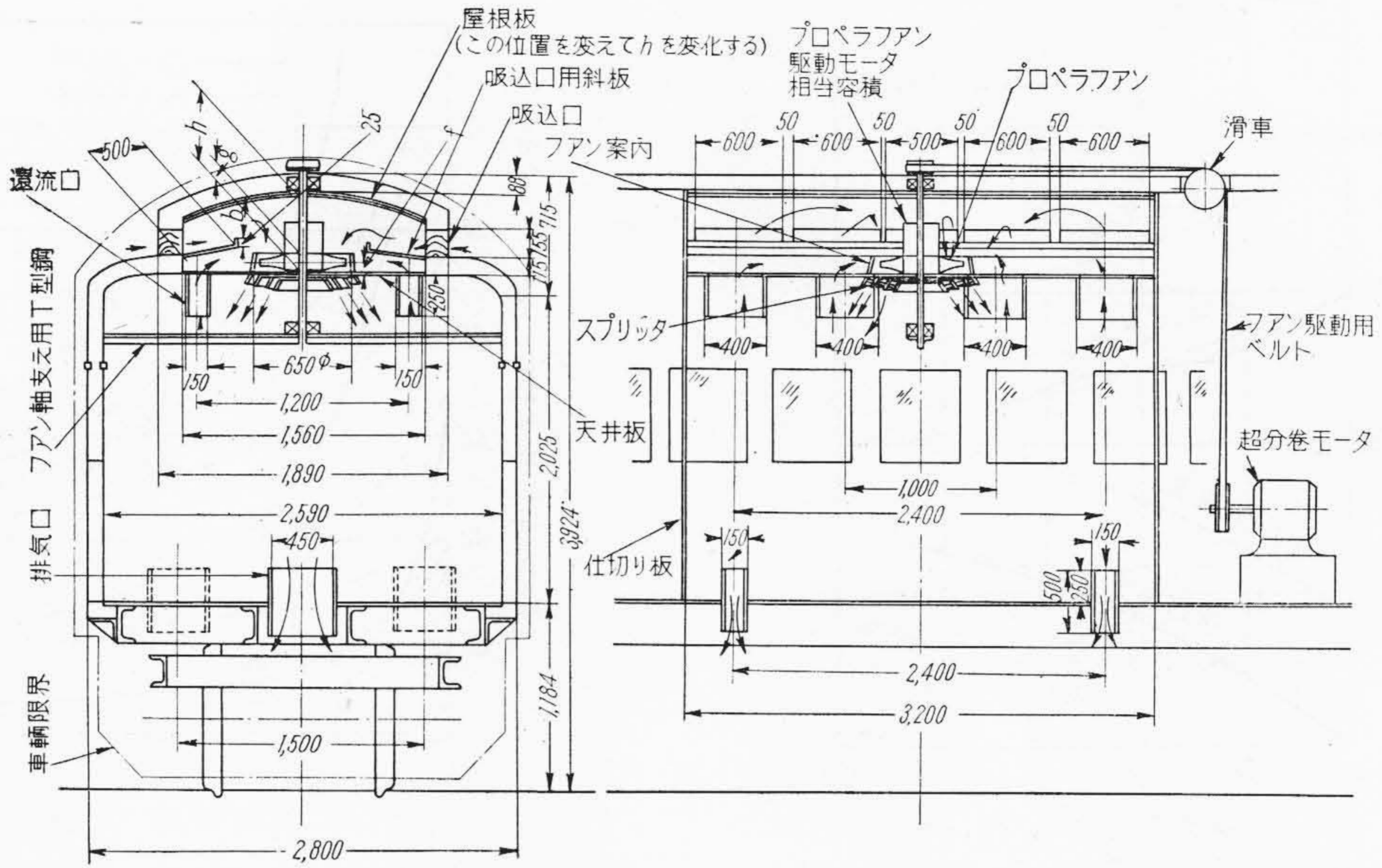
(A) 風量におよぼす影響

(a) 還排気口面積 第19図および第20図 (第44頁参照) に還排気口面積を変化した場合の還排気口通過風量の測定例を示しているが、べつに還排気口の損失係数を求めて計算した結果とかなり良く一致している。このほか前述のごとく車内に隙間があるので、それを補正して還排気風量および全通風量を求めてみると図中点線および鎖線のごとくなり、新車の場合隙間がないとし、還排気口の形状を考慮して還排気風量比を求めると第21図 (第44頁参照)のごとくなる。

(b) 屋根高さ、その他 屋根高さが高くなれば風量

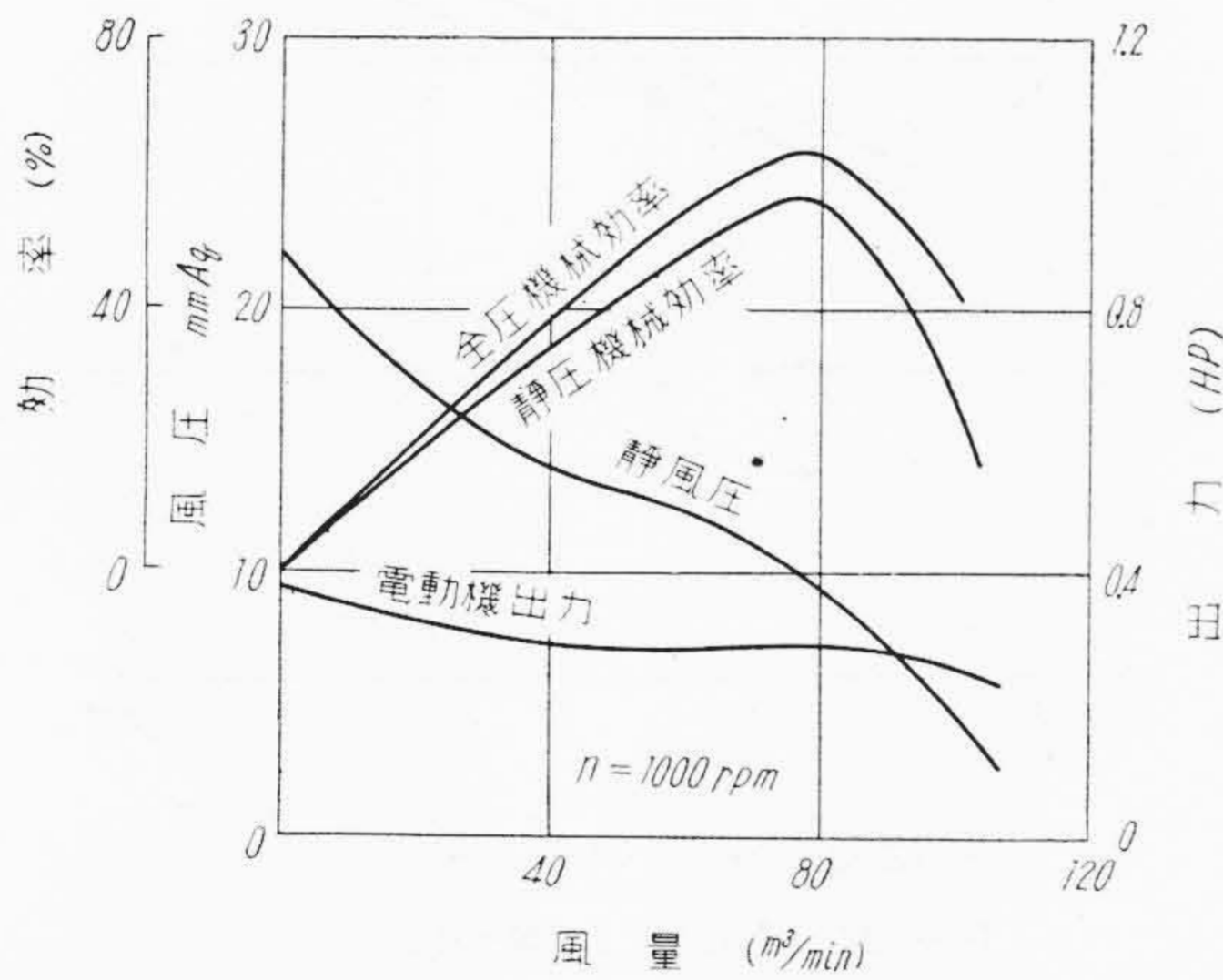


第16図 室内風速分布 (吹出口 孔板付き, 風量 50 m³/min · Duct)
Fig. 16. Air Distribution in Room



h : 屋根高さ (天井板と屋根板間の距離) (mm) g : ファン案内の高さ (mm)
 f : ファン位置 (天井板とファン中心までの距離, ファン中心が天井板の上部にある場合を正) (mm)
 b : 斜板部有効高さ (斜板上端と屋根板間の距離) (mm)

第 17 図 実 験 装 置
 Fig. 17. Experimental Equipment

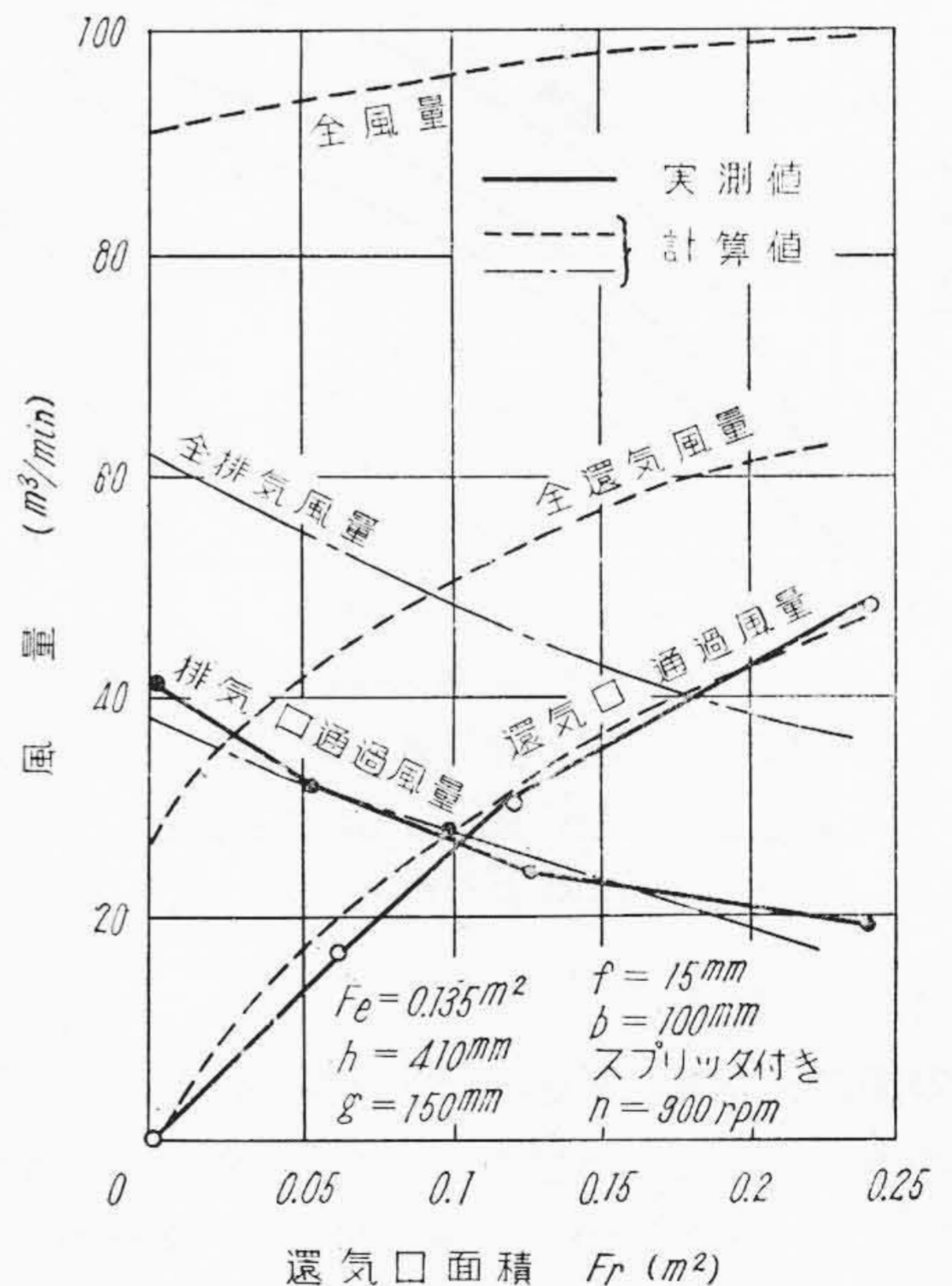


第 18 図 日立 600φ プロペラファン特性曲線
 Fig. 18. Characteristic Curves of Hitachi 600φ Propeller Fan

はやはり大きくはなるが、100mm などと極端に小さくならない限り大した影響は与えない。そのほかファン案内高さ、ファン位置、斜板部有効高さなども大した影響は認められなかった。

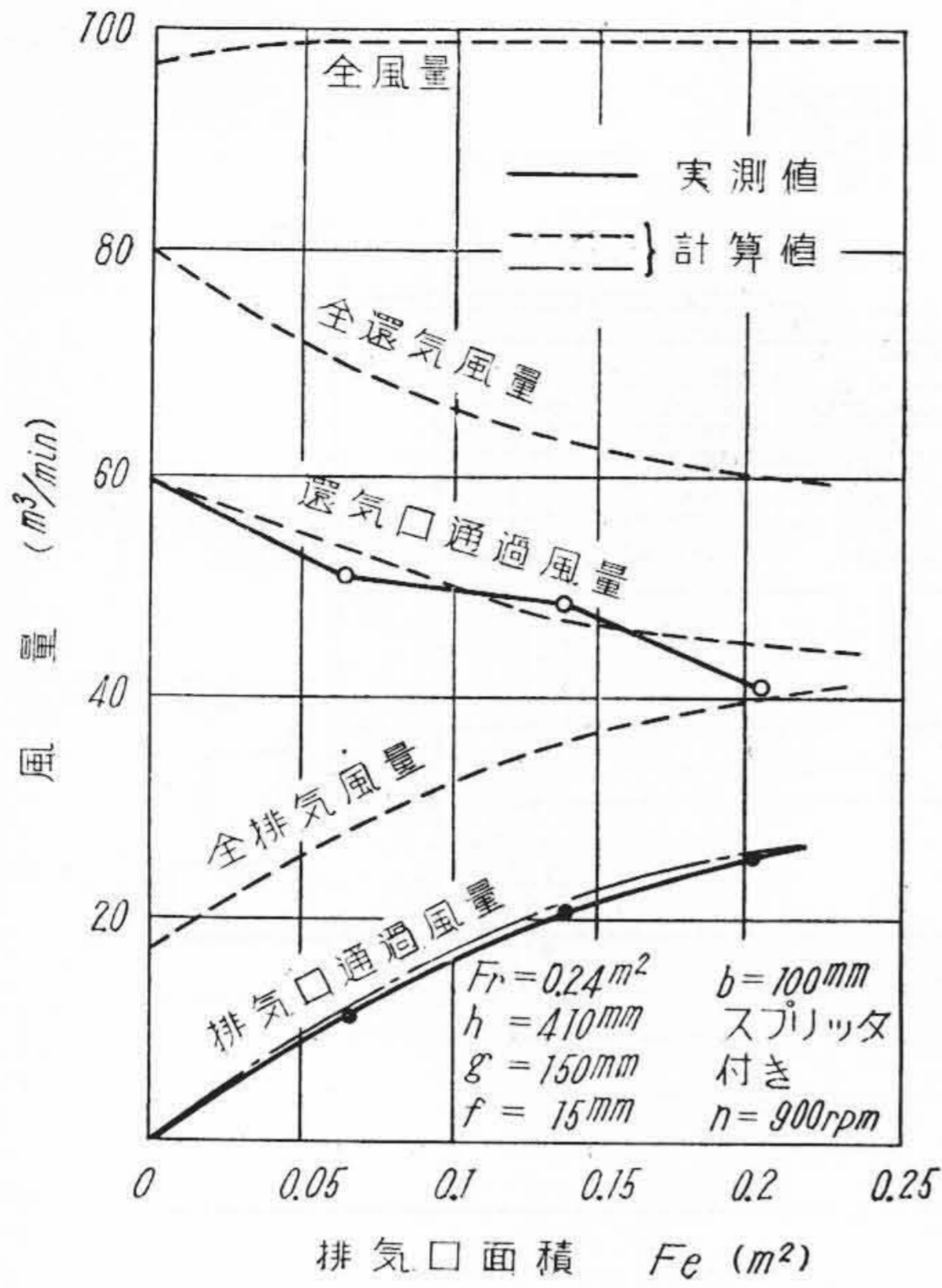
(B) 所要動力

車内は隙間がないとした場合、還排気口面積に対して所要動力を特性曲線より求めると第22図 (次頁参照) の

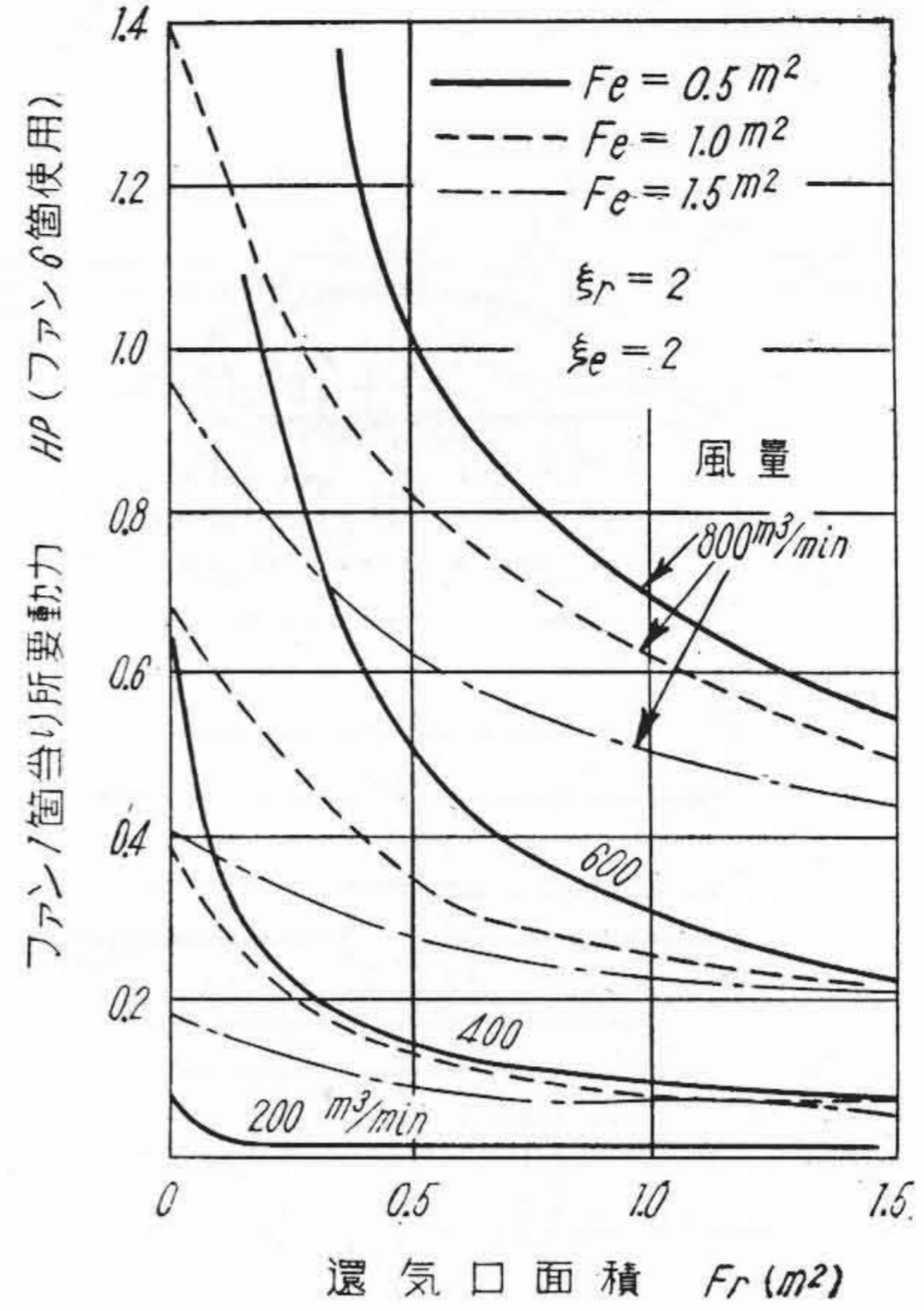


第 19 図 還気口面積の影響
 Fig. 19. Effects of Return Area

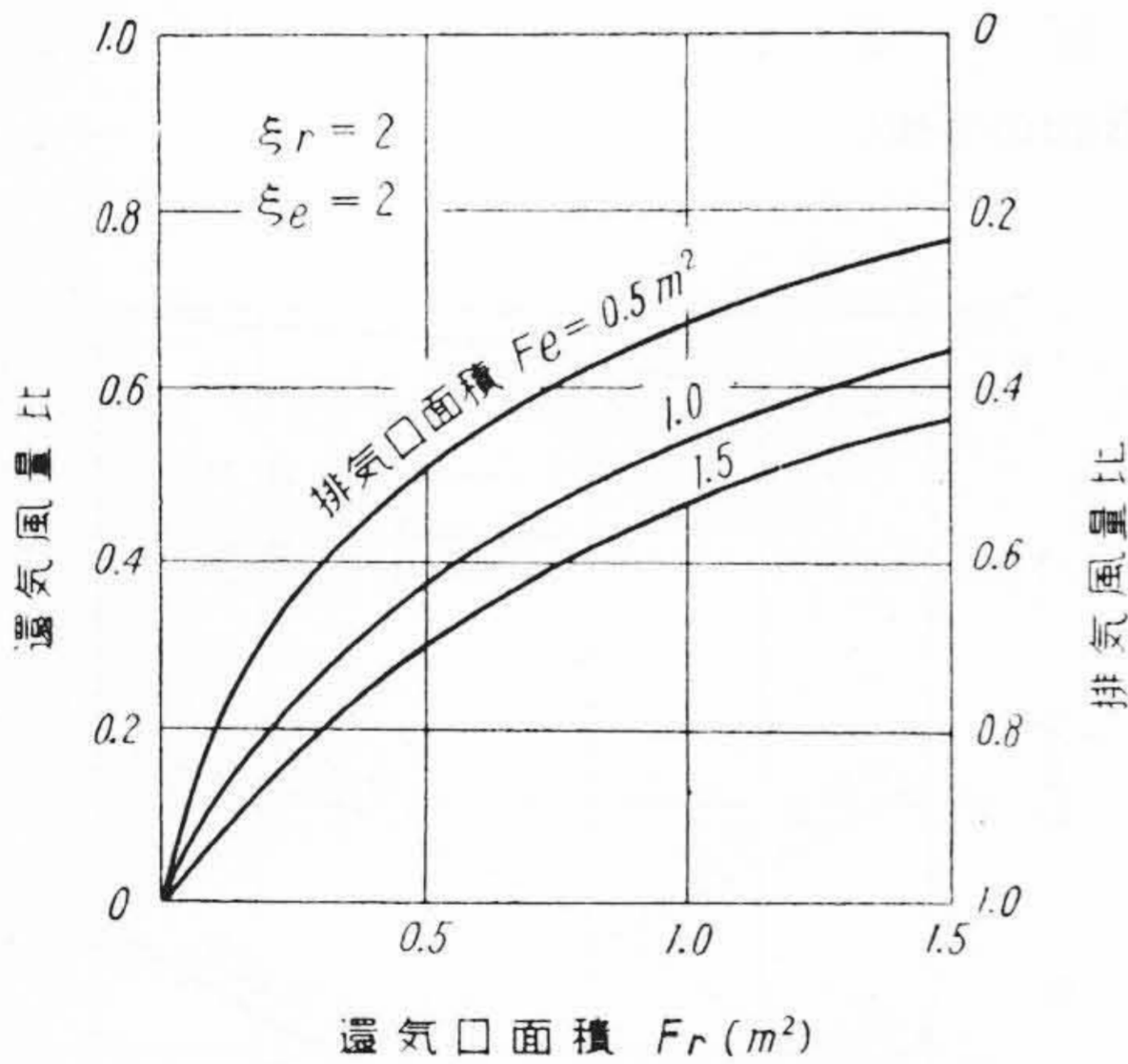
ごとくなり、いま還排気口面積をそれぞれ 1.5m² 程度とすると動力の面より約 750 m³/min (内車外空気量約 300 m³/min) の通風を行うことができる。



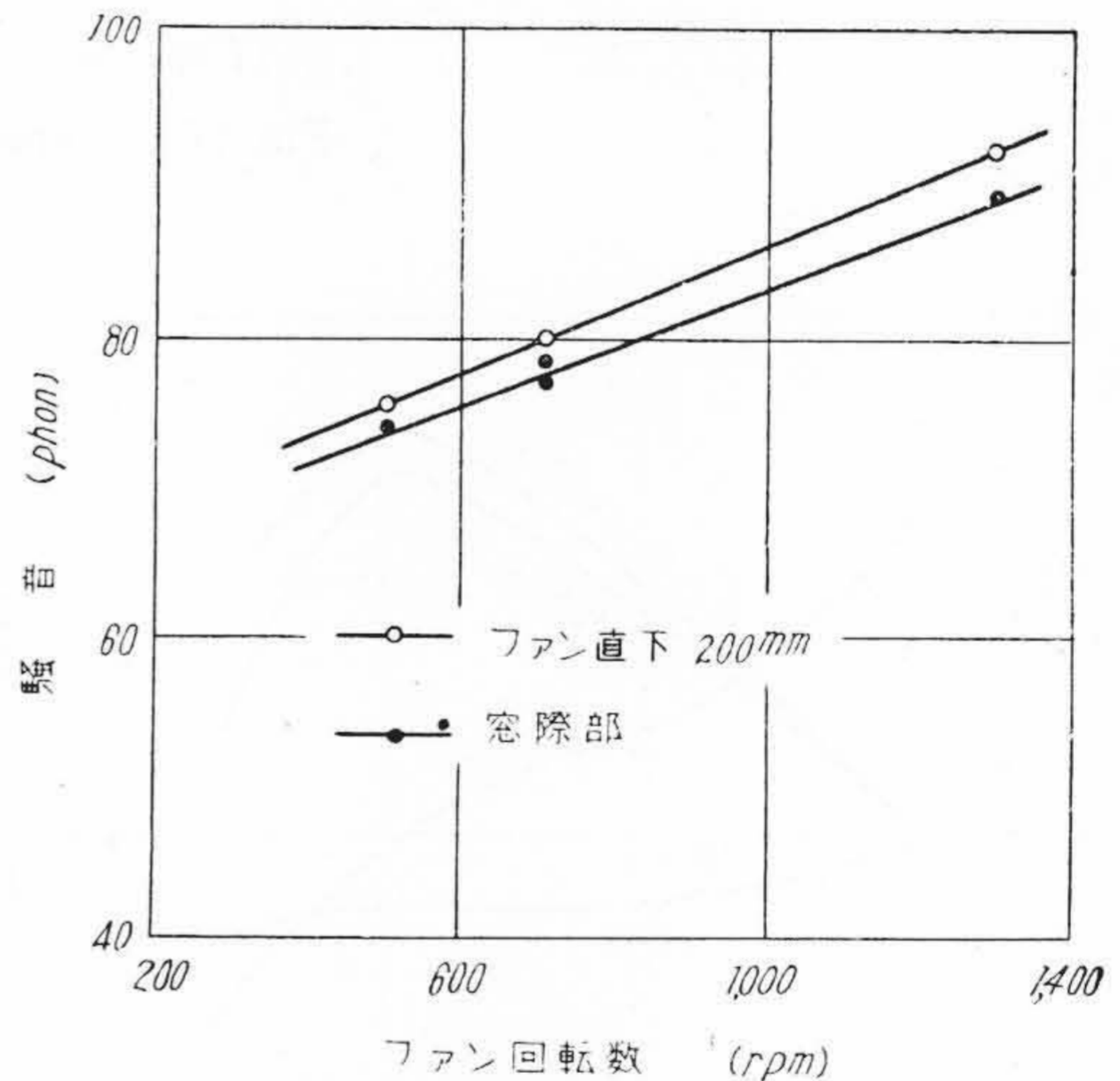
第20図 排気口面積の影響
Fig.20. Effects of Exhaust Area



第22図 所要動力
Fig.22. Power



第21図 還排気風量比
Fig.21. Air Ratio of Return and Exhaust



第23図 室内騒音
Fig.23. Noise in Room

(C) 室内騒音

第23図に騒音測定例を示しているが、前章と同じく80 phon 以下となる風量を求めると、還排気口面積 1.5 m² に対し約 450 m³/min (内車外空気量約 200 m³/min), 全部車外空気とすべく還気口を閉鎖すれば、約 370 m³/min の車外空気を取り入れることができ、通風量はダクトの場合とは反対に騒音の面より制約を受けるが、ダクト方式に比し良好な値を示している。

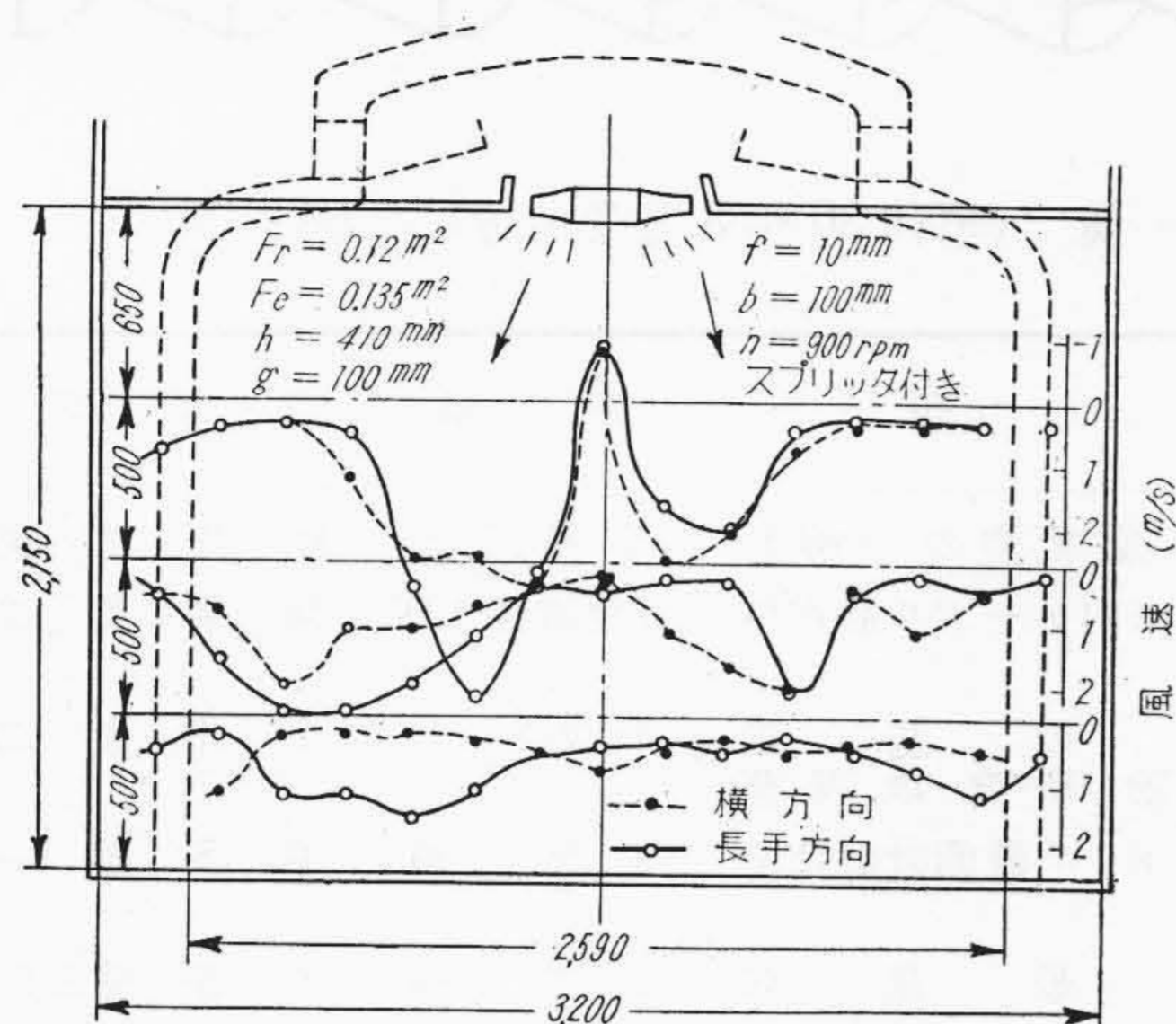
(D) 室内風速分布

第24図に騒音により制約を受ける風量に対して求めた

室内風速分布の測定例を示しているが、快感帯の上限を示す風速と床面積の比は約 0.3 程度である。ダクト方式に比し高風速が集中しているので、さらに有効なスプリッタを考慮することによりこの値は幾分良好になるものと思われる。

[VI] 各通風方式の比較

ガーランド、押込通風器、ダクト通風、天井扇通風の通風量の比較を行うと第2表のごとくなり、天井扇方式が風量、動力の面でダクト方式よりすぐれており、ガー



第24図 室内風速分布
Fig. 24. Air Distribution in Room

第2表 各 通 風 方 式 比 較
Table 2. Comparison of Some Ventilations

通 風 方 式	通 風 条 件	全 通 風 量 (m ³ /min)	外 気 通 風 量 (m ³ /min)
ガーランド通風器	車速 80 km/h 空気取入口有	54	54
押込通風器	車速 80 km/h	62	62
ダクト	所要重力 2 kW 以下	約 210	約 210
天 井 扇	騒音 80 phon 以下 Fr=1.5 Fe=1.5 m ²	約 450	約 200
	騒音 80 phon 以下 Fr=0 Fe=1.5 m ²	約 370	約 370

ランド、押込通風器などを用いた自然通風方式の併用によつてさらに良好になると考えられる。

[VII] 結 言

以上ダクト通風および天井扇通風の両方式について比較実験を行った結果、通風量は前者においては所要動力の面で、後者においては騒音の面で制約を受けるが、全体の通風量は天井扇通風方式がダクト通風方式に比しすぐれており、ガーランド、押込通風器などの自然通風方式の併用によりその効果はさらに増大すると考えられ、夏季の暑気緩和にかなりの効果を示すものと考えられる。

以上はダクトおよび天井扇通風方式のある一例について行ったものであるが、このほか種々の形式が考えられ、えられる数値自体も形式によつてある程度変化するはずであるが、本実験は車輛形状を考えて大体良好と思われる形式をとつたものであり、これらの値が車輛通風における概略の限度を示すものと考えられる。したがつてか

かる機構を用いた天井扇通風方式が良好な結果をえたといへ、夏季完全な快感をうるという点では不十分であるが、これ以上望むにはやはり車内の温湿度自体を降下せしめる空気調和方式によらねばならないであろう。

最後に本実験を行うに当り、ファンの製作に当つて頂いた日立製作所川崎工場の諸賢、御指導を頂いた笠戸工場元田設計副部長、鈴木研究課長、桑江研究課主任、および実験に御協力頂いた研究課土田、岩見両氏、設計二課奈古屋、山崎両氏、および当時夏季実習生広島大学工学部稲田氏に厚く謝意を表する次第である。

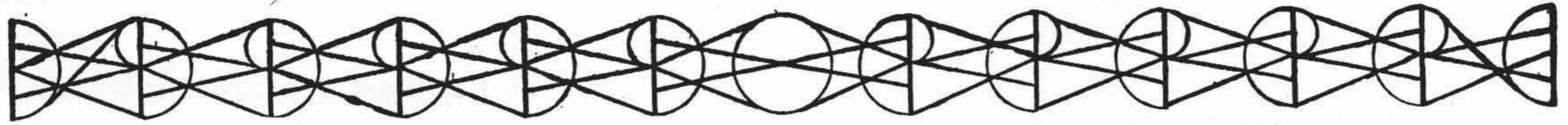
参 考 文 献

- (1) 三木, 他 3 名: 鉄道業務研究資料 7 15 4 (昭 25)
- (2) 遠藤, 耳野: 日本機械学会論文集 17 63 162 (昭 26)
- (3) 渡辺要: 建築計画原論 6 (昭 26)
- (4) 内田秀雄: 空気調整の基本計画 72 (昭 30)
- (5) W. H. Lemberg, A. D. Brandt, K. Morse: Heat. Pip. & Air Condi. 7 1 44 (1935)
- (6) C. P. Yaglou, E. C. Riley, D. I. Coggins: Heat. Pip. & Air Condi. 8 1 65 (1936)
- (7) 上田富三郎: ファンとブロー 50 (昭 28)
- (8) F. C. Houghton, W. W. Teague: A. S. H. V. E. Trans. 37 541 (1931)
- (9) A. S. H. V. E.: Heating Ventilating Air Conditioning Guide 32 121 (1954)
- (10) J. Porges: Handbook of Heating Ventilating and Air Conditioning V. 13 (1952)
- (11) 土井季正: 建築設備 117 (昭 27)
- (12) 下関測候所資料 (昭 29 に照合)
- (13) 石原純, 他 2 名: 理化学辞典 32 (昭 14)
- (14) 建築技術研究会: 建築の防災 120 (昭 16)
- (15) 広川, 松田, 井川: 鉄道業務研究資料 10 7 14 (昭 28)

訂 正

本誌別冊 No. 11 金属特集号 P. 144 掲載の日立 HC-10, HC-15 耐熱導電合金 (クロム入銅) の記事
「製作寸法は 60 mmφ または幅 30 mm までとし」
は
「製作寸法は 60 mmφ または幅 300 mm までとし」
の誤りでありましたから訂正致します。

編 集 部



日立製作所社員社外講演一覧 (昭和30年8月受付分) (その1)

講演月日	主催	演題	所属	講演者
11/21~25	日本科学技術連盟	白鉄熔湯における炭素量変動の一解析	桑名工場	坂井直美
"	"	分布の特性を考慮に入れた市内ケーブル静電結合の管理方法	日立電線工場	萩原英二
8/22~23	中国電力株式会社	1. 自動制御の基礎 2. 電力系統の自動周波数調整	日立研究所	小林栄二
9/30	日本機械学会	ポンプの仕様決定ならびにポンプ設備計画に関する諸問題	亀有工場	本多孝一
"	"	ポンプの自動運転	亀有工場	木暮健三郎
"	"	ポンプの水撃	亀有工場	小田保光
11/10~11	日本化学会	Hnggins の式の濃度の次および2次の項の係数について	日立研究所	中牟田昌治
10/16	全日本産業安全連合会	安全考案特に運搬作業に関するものの紹介	亀戸工場	寺下信
10/4	電気化学協会	電子顕微鏡の応用	中央研究所	土倉秀次
8/17	日産技術会	M A P I 設備投資方式	本社	村川武雄
11/5~6	日本化学会	フルフリルアルコールの縮合反応 (第4報) フルフリルアルコール樹脂およびフルフリルアルコールフェノール樹脂の初期縮合物について	日立研究所	高野憲三 岩波真一
10/15~16	日本鋳物協会	ジルコンサンド合成砂	多賀工場	鈴木光
10/9	日本物理学会 外二会	鎖状高分子無限稀薄溶液における沈降定数と分子の形	中央研究所	黒崎重彦
"	"	チェーンの疲労と寿命	亀有工場	石橋重遠
"	"	サイクロンファーンネスについて	日立研究所	河原誠二
11/5~6	日本化学会	ゴム絶縁電線の初期加流の基礎的考察	日立電線工場	山本三郎 伊勢明
9/8~9	通産省 鉱山保安監督部	巻上装置について	亀有工場	石橋重遠
10/8~9	電気学会	折線近似函数発生器の改良	中央研究所	三浦武雄 沼倉俊郎
"	"	演算増幅器のドリフト自動補償回路の解析	中央研究所	沼倉俊郎 阿部善右衛門 三浦武雄 日比正雄
"	"	低速型アナログ計算機の試作実験	中央研究所	日比正雄 三沼武俊 沼倉俊郎
"	東京電力株式会社	モートルの構造と整備	亀戸工場	橋本勲一
8/6~12	北海道電力使用 合理化委員会	最近の電動機と新しい利用面について	亀戸工場	新野豊
8/27	日本能率協会	設備計画における M A P I 方式解説	本社	村川武雄
11/10~11	日本化学会	高分子の稀薄貧溶媒溶液における沈降について	中央研究所	黒崎重彦
10/8~9	電気学会	電気集塵装置の自動制御について	日立研究所	諫早典夫
"	"	水銀インバータの同期機安定度におよぼす影響	日立研究所	高林乍人
"	"	直列コンデンサ系統の誘導電動機の不減衰動	日立研究所	奥田健三
"	"	コンデンサ補償誘導負荷における磁気増幅器の動作	日立研究所	今尾隆
"	"	電気式ガバナの一方式	日立研究所 日立工場	小林栄二 伊藤晃二
"	"	二機系で近似した電力系統のアナコンによる解析	日立研究所	鈴木守
10/8~9	電気学会	ブラシの物理特性と HDR 試験	日立研究所	武政隆一

(第75頁へ続く)