央における衝突回数を増すことになる。またプロペラ後方に抜けた空気が再びプロペラ先端附近より前に送り出される際、プロペラ先端にて打撃せられる材料が減少することになり、加うるにこの短プロペラの場合にはプロペラ先端とケーシング壁間のすきまが30 mm取つてあるので、その間を材料が通過する際プロペラ先端の打撃をほとんど受けることなく楽に通過できる。このことは粉碎実験を行つた際、標準型のプロペラ先端附近に認められた摩耗の痕跡をこの型では全く認められない事実からも明らかである。しかもこの型の場合の粉碎能率は最も良いという結果を得た。気流の強さの実験において第2表によればしゃへい物を用いた場合より弱いようになっているが、これは回転数を一定としたためで所要動力を一定とすればこの場合の方が強くなることは所要動力を一定とするためこの場合の回転数を2割増さねばならぬことより推定で

き、この粉碎能率のよい結果は当然である。また運動中の振動も極めて小であつた。以上述べたごとくこの型の場合は本実験の目的に著しい接近を見せた。

(iv) プロペラ逆転の場合 ケーシング中央における気流の衝突強さが最も小さく、たとえこの型の粉碎機を用いて粉碎を行つた結果粉碎能率が良好であつても本粉碎機の特徴を有せざること前述のごとくで本研究の目的に沿わざるものでこれは採用できない。

以上より考えてわれわれは短プロペラの場合が最良条件であるとした。

注:—

(1) 昭和 25 年 3 月 18 日 関西支部講演会において講演, 原稿受付 昭和25年 6 月10日。

(2) (3) 正員, 京都大学。

(4) (5) 学生員, 京都大学。

(6) 機械学会誌, 昭和 23 年 11, 12 月号。

電 車 用 通 風 器 の 性 能 実 験⁽¹⁾

遠 藤 彰 一⁽²⁾, 耳 野 淳⁽³⁾

Experiment on Performance of Ventilator for Electric Car

by Shōichi ENDŌ and Atsushi MIMINO

We carried out comparison between the performance of Garland type Ventilator which had been generally used, and that of Kawasaki dynamic pressure type Ventilator by experiment of wind tunnel. As the result of this experiment we found that the latter was excellent fundamentally, but it had more passage loss in order to need drainage equipment. Judging from the condition of experiment and practical use, at the region of ventilative quantity where ventilative operation should come into question, we found that dynamic pressure type was excellent in laminated flow and was comparatively good in disturbed flow.

1. 緒 言

客車および電車の通風器として従来各種各様のものが用いられてきた。これらの通風器は大別すると押込型のものと吸出型のものとにわけられる。現在まで用いられて来た通風器は主として吸出型であつて、それも現在ではガーランド型に限られていると言つてよいくらいである。押込型のものは動圧によつて空気を押込むものであつて根本的には吸出型のものより良いと考えられるのであるが、雨水の侵入やトルネル内における煤煙の侵入のために用いられていない。しかし適当な水切装置を考えれば電気鉄道には使えるわけであつて、我々の会社では十余年前より電車に押込型通風器を実用してきた。

しかし果して押込型がガーランド型のものより良いと言えるかどうかは比較実験をして見なければわからないことである。しかるに通風器の比較実験は今までほとんど行われておらず筆者等の知る範囲内では第12回車両研究会における報告⁽⁴⁾および第28回車両研究会における報告⁽⁵⁾の二つだけである。前者は風どうによる実験であるが試験された通風器はすべて吸出型のものである。後者は川崎式押込型通風器とガーランド型通風器とを現車運転によつて比較したものである。現車試験では特定の車両についてのみ結果が出るわけで通風器個々の比較は風どう実験によらねばならない。

我々は今回川崎式押込型通風器とガーランド型通風器の性能実験を行い両者を比較した。その結果をここに報告する次第である。

2. 通 風 器

実験に用いた通風器の形状寸法は第 1 図および第 2 図に示すごとくであつて、実際に車両に取り付けられている状況は第 3 図のごとくである。両通風器とも某

第 1 図 押込型

第 2 図 ガーランド型

第 3 図

電鉄において使用されているものの縮尺模型である。一般流れの方向に垂直の最大投影面積は次のごとくである。

押込型	0.0118 m^2
ガーランド型	0.0129 m^2

3. 実 験 方 法

3.1 風 どう および計器

風どうの型式	噴流型
吹出口	40 cm × 40 cm 正方形
風速	9~28 m/s
圧力計器	傾斜マノメータ (使用液: アルコール)

3.2 実験装置および方法 第 4 図に実験装置の概要を示す。屋根の影響を考慮して通風器模型を平板に取り付けた。流量を測定するためにはオリフィス箱を用いた。オリフィス箱の寸法は $480 \times 480 \times 460$ (内側) であつて側面に 300ϕ の穴をあけてこの面に円孔をあけた板を取り付けた。円孔は板 1 枚につき 1 個とし第 1 表に示すものを用いた。空氣の通路のオリフィス箱

第 4 図 実験装置

に接近した箇所に制御板を挿入して流量を調節できるようにした (第 3 図)。第 3 図のイ、ロおよびハは傾斜マノメータでおのおの第 2 表に示すごとくに用いた。

第 1 表

オリフィス板番号	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4
オリフィス孔径	20ϕ	40ϕ	80ϕ	120ϕ

第 2 表

マノメータ符号	測定目的	測定量
イ	風速測定	風速の動圧
ロ	通路内の空氣圧力	通路内部の空氣と大氣との圧力差
ハ	通風量	オリフィス箱内部と大氣との圧力差

風どうにより実験を行う場合は屋根表面に垂直の方向の速度分布が一樣であると考えられるが、通風器が前後に密接にならんでいて前方の通風器の後流の影響がある場合には一樣な流れでない。一樣でない流れを得るため吹出口にのこ歯状に切った薄板と細い紐を取り付けた。この状況は第 5 図に示すごとくである。

第 5 図

オリフィス孔の係数は通風器実験に使用の時と同一の状態で行つて決めた。

3.3 記号 U : 風速, Q : 通風量, p : 通路内の空氣の全圧と大氣圧との差, F : 通風器の最大断面積, ρ : 空氣の密度。

3.4 測定数値の取り扱い 実験の結果より p と Q との関係を表わす曲線が得られるが、 p および Q

は共に通風器の形状だけでなくその大きさおよび風速にも関係する。通風器の大きさおよび風速の影響を除くために無次元の数値 $p/\frac{1}{2}\rho U^2$ および Q/UF を使用する。かくて得られた曲線は通風器の特性を表わす曲線であつて、流れの形状が幾何学的に相似であればレイノルズ数の余り違わない範囲内において通風器の大きさに関係なく通用する。押込型の場合は p は正圧であるがガーランド型の場合には p は負圧となるから両者を比較するためにガーランド型の p は絶対値をとつてある。

通風器の性能を比較するためには効率を求めなければならないが、このためには通風器の抵抗を求める必要がある。しかし実験では抵抗を求めることができなかったため、ここでは簡単に比較するために通風器の抵抗が列車の走行の全抵抗にくらべて極めて小さいと考え、静止している家等に取り付けて自然通風を利用する通風器と同様に pQ と $\frac{1}{2}\rho U^3 F$ との比によつて作用の良否を鑑別することとした。

3.5 実験式 $p/\frac{1}{2}\rho U^2$ は $Q/UF=0$ で 1 より小さいある値をとり Q/UF の増加と共にだんだんと減少し Q/UF のある値で 0 となる。 $p/\frac{1}{2}\rho U^2$ の $(p/\frac{1}{2}\rho U^2)_{Q/UF=0}$ よりの減少量が $(Q/UF)^n$ に比例するものとするとき次の式を得る。

$$\left(\frac{p}{\frac{1}{2}\rho U^2}\right)_{\frac{Q}{UF}=0} - \frac{p}{\frac{1}{2}\rho U^2} = k \left(\frac{Q}{UF}\right)^n$$

ただし k は定数

上式を書きなおすと

$$\frac{p}{\frac{1}{2}\rho U^2} = K - k \left(\frac{Q}{UF}\right)^n$$

$$\text{ただし } K = \left(\frac{p}{\frac{1}{2}\rho U^2}\right)_{\frac{Q}{UF}=0}$$

4. 実験結果

実験の結果を第 6 図～第 9 図に示す。図に示されている直線および曲線は総て実験式によるものである。得られた実験式は次の通りである。

a. 一様に近い流れの場合

押込型通風器

$$\frac{p}{\frac{1}{2}\rho U^2} = 0.907 - 25.2 \left(\frac{Q}{UF}\right)^{1.5}$$

ガーランド型通風器

$$\frac{p}{\frac{1}{2}\rho U^2} = 0.672 - 4.05 \frac{Q}{UF}$$

b. 一様でない流れの場合

押込型通風器

$$\frac{p}{\frac{1}{2}\rho U^2} = 0.466 - 12.5 \left(\frac{Q}{UF}\right)^{1.3}$$

ガーランド型通風器

$$\frac{p}{\frac{1}{2}\rho U^2} = 0.418 - 2.61 \frac{Q}{UF}$$

第 6 図 一様な流れの場合

第 7 図 一様でない流れの場合

第 8 図 一様な流れの場合

第 9 図 一様でない流れの場合

5. 結 論

以上の実験結果より次のことが言える。

1. 根本的にはガーランド型より押込型の方が優秀である。
2. 押込型はガーランド型に比較すると通路の損失が大きく、一様でない流れの場合は更にはなはだしい。
3. 実験の状況と実際の使用状況とを合わせ考えると通風器の作用が問題になるのは Q/UF の値が 0.03 ~ 0.04 より小さい所であつて⁽⁶⁾、このような所では一様でない流れの場合でも押込型はガーランド型より概して良好である。

上に述べた(2)のような結果が出るのは押込型通風器には水切装置があるためと考えられる。しかし押込型である以上水切装置は不可欠であつて、押込型通風器の性能を向上させるためにはこの点を考えねばならない。風の吹込口にひさしをつければ相当に良好になるものと考えるが、これについては時間の都合上実験を行い得なかつた。

この実験は通風器の通風性能について行つたものであつて押込型通風器の水切装置の水切の性能については実験を行つていないが我々の会社で設計当時圧縮空気により水の飛まつを吹掛けての水の切れ具合を調査した所良好な結果を得た。その後の数社の電車に実用しているが常に好成績を収めている。この水切装置はこまかいピッチの波板を第1図の破線で示すような波形にまげたものである。

以上我々の行つた実験の概要を述べた次第であるが、この実験は風どうによる1個の通風器の単独の性能実験であつて、実際の車体では多数の通風器をならべて使用して、その上他のいろいろの条件が入るため決定的なことは言えない。

終りに当りこのたびの実験に御多忙中にもかかわらずいろいろと御指導を賜りました京都大学教授藤本博士に厚く御礼申し上げます。

注:—

- (1) 昭和24年10月15日 関西工学連合講演会において講演、原稿受付昭和24年12月15日。
- (2) 正員、川崎車輛会社。
- (3) 正員、川崎車輛会社。
- (4) 鉄道省車両課、第12回車両研究会記録、219頁(昭4—4)。
- (5) 小川、第28回車両研究会記録、76頁(昭13—3)。
- (6) 実際の電車の場合とこの実験の場合とを考えると車内の天井の通風孔は流量制御板の位置に、また客室はオリフィス箱に対応する。天井の通風孔には飾りわくをはめるのが通常であつて、これがために実験において相当流量を制限される場合に相当する。また通風効果を期待する時は窓の全閉時あるいはほとんどこれに近い時であるが、これはオリフィス板のオリフィス孔が極めて小さい時に相当する。この二つの事柄から考えると実際の車両で通風効果が問題になる場合の Q/UF の値は相当大きく見積つても0.04以上とは考えられない。