四サイクル機関の吸込効率に関する研究⁽¹⁾

(第1報 吸気管長の影響に就て)

(昭和18年6月23日 第446回講演會に於て講演)

正員 淺沼 強⁽²⁾

摘 要

内燃機関の吸込効率の研究に於て、吸気管取付に依る影響に関しては未だ明らかでない。従てこれらの影響を実験的に闡明する目的を以て、先づ吸気管長、管径及び弁開閉時期の影響に就き夫々実験を行つた。

従来、吸気管の設計及びその際の弁開閉時期の決定は、一般に設計者の自由に委ねられ、主として経験のみに依存する状態であつた。かゝる現状に対し吸込効率の改善を意図せる観点より何らか設計上の規準を得んとするのが本研究の目的である。

本論文では、取敢へず吸気管長のみに関する実験結果、並にそれに対する若干の考察に就き述べる。その結果、吸気管長の主なる影響として、慣性効果及び脈動現象の二つが本質的に鮮明され、その際管長と発動機回轉数との間には夫々或特定の相関関係の存在する事が判つた。就中慣性効果は吸込効率100%を越へる慣性過給の成因にして、その際の管長、回轉数間の関係は設計上十分実用性あるのを認めた。又脈動現象に関しては、O. Lutzのヴェクトル法に依り本質的な解析の可能なことが判つた。

1. 緒 言

内燃機関の出力増加を企図せる一つの研究として、吸込効率の改善に関する問題があるが、これに就ては極めて簡單化された場合の理論的研究の外殆ど見るべきものがない。この吸込効率に影響する数多くの因子の中、吸気管取付に依る影響に就ては全く研究されてゐない現状に鑑み、それらを実験的に闡明せんと試みた。

この吸気管取付の吸込効率に及す主なる影響因子としては、発動機回轉数、吸気管の管長、管径及び吸気管取付時の弁開閉時期(主として吸気弁)等を挙げる事が出来る。従てそれら各に就き実験を行ひ、又同時に低圧指圧計を用ひて、吸気管、排気管及びシリンダ内の各圧力変動をも記録した。本論文では取敢へず吸気管長の影響に関するもののみに就き報告し、他は順次発表の予定である。

従来、吸気管長は一般に設計者の自由裁量に委せられ、例へば航空発動機にては取付位置及び隙間に制限され、又前面抵抗の考慮を必要するといふ主に設計上の観点より而も経験的に決定される慣例であつた。従てかゝる現状に対し、吸気管長の設計に當り、性能向上即ち吸込効率の改善を意図せる何らかの規準を得たく、併せて各実験結果に基づき、吸気管に起因する各現象及びその影響を本質的に鮮明せんとするのが本論文の目的である。

さて、吸気管に生起する主なる現象として、吸気管気柱の脈動と、その慣性効果の二つがある。従来脈動現象に関しては二サイクル機関の掃気効果の研究に於て、排気管中の共鳴現象が多数報告されてゐる。就中 Major 及び Lutz⁽³⁾ の研

究に依れば、排気管中の圧力波の共鳴振動が一種の動的抵抗(Dynamic Resistance)を呈し、排気の流出を著しく阻害することが明らかにされてゐる。勿論同様の現象は吸気管にも當然予想され得るものであつて、かゝる共振を生じた場合は吸込効率の低下を招く訳である。又逆の位相になれば却て吸込効率が向上し所謂脈動過給となる。而もかゝる脈動現象は発動機回轉数及び有効吸気管長に依り嚴密に規定されるため、當然吸込効率は吸気管長に依り著しい影響を蒙るものと推測される⁽⁴⁾⁽⁵⁾。

第2の慣性効果とは、吸気管気柱の全体としての運動エネルギーに依り吸気が大気圧以上に圧縮吸入される現象を指し、吸込効率は100%以上に及ぶ⁽⁶⁾。従てこれを慣性過給と名付ける。かゝる現象も亦シリンダ内の一種の振動と看做され得る故、前者同様発動機回轉数及び吸気管長により規定される訳である。

以上2点に関し実験結果を基にし若干の考察を行つた。因みに本実験は四サイクル機関に関するものであるが、若干の補正の下に同様二サイクル機関にも適用し得るものである。

2. 実験装置及び実験方法

2.1 供試機関及び吸気管 供試機関は第1図に示す如く、日本内燃機會社製の自動自轉車用、ガソリン四サイクル機関にして、その諸元を第1表に示す。又第2図及び第3図は実験装置の全体図にして、図中A、B、C及びDは夫々容量型低圧指圧計の取付位置である。

供試吸気管の管長は、0.5m、1.0m及び2.0mの3本を適當にフランジ組合せに依り、0.5mより0.5mおきに最

(1) Study on Volumetric Efficiency of Four-Cycle Engine (The 1st. Report, Effects of the Length in Suction Pipe).

(2) Tuiyosi ASANUMA, Member. The Keizyo Imperial University 京城帝國大学。 (3) W. Majer, O. Lutz, Berichte a. d. Lab. Verb.-kraftm., 3, (1934). (4) 井川外1名, H立評論, 22, 9, (昭14-9). (5) H. List, V.D.I., 85, 13, (1941-3). (6) H. List, Mitt. a. d. T.I. Staat Tung-chi Univ. Woosung, 4, (1932).

大 3.5 m まで 7 種のものを得た。又管径は 6/8", 1" 及び 1 3/8" の 3 種を夫々用意し、吸気管取付孔の径が 1" なるため 6/8" 及び 1 3/8" の場合には、長さ 100 mm の先細管又は先擴管を挿入し管径の段付を防止した。

他方低圧指圧計 (A) の取付のため、有効長さ 70 mm, 管径 1" の指圧計取付管を発動機側に、又吸気管の吸込口には取入口 (ラッパ) を取付けた。これらは何れも第 4 図に示してある。

従て各吸気管の有効長さ L m⁽⁷⁾ は夫々下記の通りとなる。

$$\begin{aligned} d=6/8" & \quad L=0.266+l \text{ m} \\ =1" & \quad =0.168+l \text{ m} \\ =1 3/8" & \quad =0.271+l \text{ m} \end{aligned}$$

第 1 図 供試機関

第 1 表 供試機関の諸元

機関型式	J. A. C. 空冷型
シリング数	1
シリング径×行程	84 mm×90 mm
行程体積	500 cc
圧縮比	4.0
正規出力	5 HP
連桿長	167 mm
弁開閉時期	吸気弁開 上死点前 13° " 閉 下死点後 39° 排気弁開 下死点前 58° " 閉 上死点後 13°

第 2 図 実験装置

第 3 図 実験装置図

2.2 電動機駆動 自力運転の下で直接吸気量を測定するためには、流量計を吸気側に置かねばならないが、これは問題とする吸気管の作用を攪乱する懼れがあるので、残念ながら自力運転を廃し、実験は悉く電動機駆動に依り、流量計を排気側に置くこととした。

そのため、吸込効率に著しい影響をもつシリング温度や残

第 4 図 発動機及び吸気管

留ガス等に著しい相違があるので、自力運転と電動機駆動両者の比較を予備実験に於て行つた。その結果第 5 図⁽⁸⁾の如く吸込効率への動的影響 (例へば脈動現象や慣性効果) に関しては全く差違なき事が判明したので、以下実験は悉く駆動に依ることとした。

駆動用電動機は三相分巻式直流機で、駆動馬力 10~12 HP, 毎分回転数 300~2400 の間自由に変へ得るものであつた。実験に於ては発動機回転数を 500~4500 の間に变化させる必要上、速度比 1 及び 1/2 の 2 箇のプーレを用意した。

2.3 流量測定及び吸込効率の算式 既に第 3 図に示せる如く排気側にシリング体積の約 400 倍に相当する容量の、

(7) 開口端の修正 $(0.6 \times d/2)$ を考慮せり。

(8) 八田、松尾両氏の実験結果に依る。未発表なるにも拘らず心よく使用を許された事に対し茲に記して厚く感謝する。

両面にゴム膜を張つた空気槽を置き、排気の脈動を十分鎮静させた後、流出管に前川式丸型ノズルを取付けて流量を測定した。

この丸型ノズルを使用する場合、発動機回転数がかかなり廣範囲に変化するため、1 箇のノズルではその裕度限界内に収め得ないため、開口比の異なる 2 箇のノズルを用意した。それらを第 2 表に示す。

実験は先づノズル No. 1 を用ひ、各管長及び各管径に就き低速回転にて

第 5 図 比較実験

第 2 表 流量計ノズル

ノズル番号	孔径 d mm	ノズル幅 b mm	開口比 m	流量係数 C_a	発動機の使用 回転数範囲 rev/mm
No. 1	12.05	4.01	0.1418	0.8340	500~2000
No. 2	20.28	6.74	0.4020	0.8938	1500~6000

行ひ、次いでノズル No. 2 に取換へ高速回転にて同様の実験を繰返へした。

次に吸込効率⁽⁹⁾は次式より算出した。

$$\eta_v = Q / (V \cdot \gamma_0 \cdot N) / (2 \times 60) \quad (1)$$

こゝで η_v は吸込効率、 V は行程体積 cc、 N は発動機毎分回転数、 γ_0 は実験時の空気比重 g/cm^3 である。

又 Q は流量計に依り実測せる吸込空気量で、次式にて表はされる。

$$Q = C_a \cdot f \cdot \sqrt{2g\gamma_1 h} \cdot \phi \text{ g/s} \quad (2)$$

上式に於て C_a はノズルの流量係数、 f はノズル狭狹部断面面積 cm^2 、 g は重力恒数 cm/s^2 、 h はノズル絞り部前後の圧力差 (水柱 cm)、 ϕ は流量修正係数⁽¹⁰⁾、 γ_1 はノズル直前の空気比重 g/cm^3 である。

依て、上式から明らかな如く、測定すべき諸量は、 N 、 h 、 γ_0 、 γ_1 及び ϕ の五つである。発動機回転数 N はハスラーの回転計 (終始同一のもの) を用ひ、3 回づゝ測定しそれらの平均値を採つた。ノズルの圧力差 h は 2 台のカセットメータを使用し 3/100 mm の精度まで読んだ。 γ_0 は大気温度 t_0 及び大気圧 P_0 (いずれも実験前後の平均値) より求め、 γ_1 は空気槽の温度 t_1 及びノズル直前の圧力 P_1 より計算した。最後に流量修正係数 ϕ は、 h 及び P_1 の函数であるが我々の実験範囲内では次の近似式にて十分であつた。

$$\phi = (1 - 0.52546 \times 10^{-3} \times h) \quad (3)$$

最近同様の近似式が発表されてゐる⁽¹¹⁾。

(9) こゝで吸込効率とは 実際吸込空気量と 実験時の状態にて行程体積を占める大気重量との比で、所謂体積効率に相當するものである。唯空気重量より求めた意味に於て後者と區別した。又地上実験の場合には充填効率と称するも差支へない。

(10) 小林、航研彙報、181、(附 14)。

(11) 藤尾、中島研報、7、3、(附 17)、134。

2.4 実験における誤差 上述の算式から明らかな如く、所謂測定誤差としては、 N 及び h の二つが考へられるが、計算の結果前者に於て約 3%、後者に於て約 1% 程度なる事が分つた。定性的研究を主とする本実験では十分許容されるものである。

第 6 図 シリンダ温度の上昇

次に実験上の誤差として、先づ実験中におけるシリンダ温度の上昇が考へられる。そのためシリンダ壁に熱電対を鑲付して壁温 t_w を、又点火栓の位置に熱電対を挿入してシリンダ内温度 t_a を夫々測定した。今その代表的なものを図示すれば第 6 図の通りである。実験は低速より高速へ行ふため実験の終りには壁温が 90°C 近くに達し、常温より 60°C 以上の温度上昇を示した。かゝる上昇を避けるべく、実験開始に先立ち、2000 回転にて約 3 mm 予熱運転を行ひ、シリンダ温度が 50°C 前後に上昇するのを待つて実験を開始した。この時の温度上昇は約 40°C で、実験の進行に伴ひ吸込効率が漸次低く現はれることになる。併し各使用ノズルに対する温度曲線 (第 6 図) は何れも相似なため定性的比較には豪も差支へなきものと思ふ。

この温度上昇に伴ふ第 2 の影響として弁開閉時期の変化が考へられるが、これは実測の結果測定誤差の範囲内に於て全く変化なきことが確認された。

次に、吸気量に関する誤差として、ピストン環よりの漏洩及び吹抜けがある。前者に就ては何ら測定は行はなかつたが、自力運転の際十分漏洩を防ぎ得るものとすれば、駆動運転の場合は全く問題にならないと思はれる。次に吸気の吹抜けが存在すれば、シリンダ内への残留吸気量は減少し、そのため実際の吸込効率は低下し、逆に測定値は大きく現はれてくる筈である。併し乍らこの場合の弁重なりは 26° で相當大きく考へ得られるけれども、吸排気弁何れの弁揚程も小さいた

め、吹抜け量は完全に無視し得るものである。この事に就ては、既に弁重なり 32° 以内では吹抜けが存在しない。即ち吸込排出何れも行はれてゐないことが報告されてゐる⁽¹²⁾。

又実際の発動機には吸気管に気化器が付いてゐるため、気化器なしの駆動実験の場合と稍、趣を異にするけれども、気化器の存在は流動抵抗の増加として考へれば宜らしく、定性的にはやはり影響なきものと思ふ。

3. 実験結果

3.1 排気管系の影響

実験の當初、1000 回轉以下の低速部に第 7 図の如く、吸込効率に著しい変動のあるのを発

第 7 図 実験結果 No. 2

見した。即ち $N=600, 800$ 及び 950 の近傍で急激に効率が上昇してゐる。この現象を鮮明すべく次の如き実験を順次行つた。

先づ、かゝる低速回轉に於て吸気管の脈動が影響するとは考へられないので、取敢へず吸気管を除いた $l=0$ m (指圧計取付管及びラッパあり) の場合 (No. 5) 及び取付管、ラッパなしの所謂吸気管なしの場合 (No. 14) に就き夫々実験したが予想通り低速部の変動は消失しなかつた。第 8 図を参照されたい。

次に測定 of 定常性に疑問を持ち、各測定に際し十分の時間をかけて実験したが同様変動は消えなかつた。又流量計に使用したマノメータの水柱の共振に基づくに非ずやと考へ、その振動数並に振幅を測定したが、上記の変動現象を説明すべき原因は認められなかつた。

第 3 表 排気管系の脈動

実験 番号 No.	排気 管長 mm	吸気 管長 m	効率の急変する回轉数 rev/min					
			I	II	III	IV	V	VI
22	270	なし	720	960				
21	"	なし	710	930	1 130	1 300	1 450	1 580
14	540	なし	610	870	1 090	1 270	1 430	1 570
5	"	0	610	870	1 090	1 260		
17	"	0.5	610	840	1 030	1 180		
9	"	1.5	620	890	1 050	1 160		
2	"	2.0	620	840	980	1 180		

(12) F. Mucklow, Proc. Inst. M. E., 143, 2, (1940), 112.

最後に、排気管系の脈動に基因するとの推定の下に、発動機と空気槽を結ぶ排気管長 (540 mm) を約 $1/2$ (即ち 270 mm) として実験した (No. 21)。それに依ると従前同様の變動現象を示すけれども、その効率の急変する回轉数が極めて明瞭に示れて現はれた。第 3 表にその急変する回轉数の比較を、又第 8 図にそれらの実験結果を示してある。

表に依れば、第 1 の變動位置が排気管を短くしたため、約

第 8 図 排気系統の脈動

100 回轉高速部にすれて現はれてゐる。これは等價管長が短くなると、共振位置が高速部に移動するといふ一般則に従ふものであつて、かゝる變動現

象が全く空気槽及び流量計取付管を含む排気管系の脈動に起因するものであることを示してゐる。第 8 図にはこのことが明瞭に図示されてゐる。

又上述の事実は、予備実験の結果 (第 9 図)⁽¹³⁾ から明かに認められる処にして、この図では低速における脈動が、排気側に取付けた流量計のみに現はれてゐる。他方この現象が低速部にのみ著しいといふことは相當長い等價管長の存在を予想させるものである。以上 2 点からも大体この現象が排気管系の脈動に基づくことが確認される訳である。而もそれらは高速に及ぶと漸次減衰して殆ど誤差範囲となつた。

3.2 吸気管長に関する実験結果 こゝに述べる実験結果は何れも、管径 $1''$ の吸気管に関するもののみであり、又排気管長も亦悉く 540 mm であつた。

各管長に対する吸込効率と発動機回轉数との関係を第 10 図より第 14 図迄に示す。茲で管長 1, 2 及び 3 m のものはいづれも傾向に大差なきため省いた。低速回轉ではノズル No. 1 を、高速回轉ではノズル No. 2 を用ひて実験し、これら両曲線を一括して示してある。図から明らかな如く例へば $l=0$ m (第 10 図) の場合など両曲線が交叉してゐるが、これはノズルが何れも 1500 回轉附近にて裕度限界を切るためである。又ノズル No. 1 (低速部) に現はれる脈動は前節に明らかな如く、排気管系に因る故、その平均値を連ねた單調な曲線に置換し、これとノズル No. 2 (高速部) の曲線とを結ぶ同図下方に示した様な 1 本の平滑な曲線にて代表する事とした。 $l=1.5$ m 以上になると両曲線は殆ど完全に一致

(13) 脚註 (8) に同じ。

してゐる。

第 10 図 ($l=0$ m), この場合も大体 2 300 回轉の近くに最大値 (90%) が得られる。これは $l=0$ m とは云へ実長 $l=0.168$ m 即ち指圧計取付管及び吸気孔を有するため所謂慣性効果が現はれたものと思はれる。又かゝる短い吸気管では実験回轉數範圍 (500~4 000) に於て吸気管の脈動現象は認められず、曲線は大体に單調であり高速に及ぶと流動抵抗のため、漸次吸込効率は低下する。

第 11 図 ($l=0.5$ m) 大体 2 100 回轉の附近に最大値 (100%) を越すが現はれ、高速になると第 10 図に比し稍急速に低下してゐる。こゝでも未だ脈動の影響は十分認められない。

第 12 図 ($l=1.5$ m) 大体 1 400 回轉の近くに第 1 の最大

値が現はれ、その値は 108 % にも及んでをり、これが所謂慣性過給である。更にこの場合は約 3 700 回轉附近に第 2 の最大値が現はれる (第 II 次脈動過給)。併し乍らその値は僅か 54 % 程度に過ぎない。

第 13 図 ($l=2.5$ m) 第 1 の山が (約 100%) 1 000 回轉附近に、又第 2 の山は第 12 図に比し著しく大きく約 75% に達し 2 500 回轉の附近に現はれてゐる。更にこの第 1 及び第 2 の山の間約 1 500 回轉附近に一つの山が見える。理論的計算に依るとこれも同様一つの共鳴点 (第 II 次脈動過給) にして管長の短い場合は第 1 及び第 2 の山が重なるため認めることの出来なかつたものである。

第 14 図 ($l=3.5$ m) こゝでは第 1 の山 (約 102%) が 900

回轉附近に、第 2 の山は更に大きくなり 85% に達し約 1 900 回轉附近に現はれる。又両者の中間の第 II 次共鳴点は益明瞭となり、更にこの管長になると第 3 の山 (50%) が 3 500 回轉の所に出てくる。併し乍ら管長が長くなるに伴ひ高速部における効率の低下は著しく急激である。

以上の各線図から、吸込効率が發動機回轉數のみならず、吸気管長に依り著しい変動を受けることが明らかとなつた。

次にこれら両者の影響を端的に知るべく、前述の平滑化を施し各曲線を一つに纏めたのが第 15 図である。これに依ると、吸気管なしの場合吸込効率の最高は大体 85% 程度にして回轉數の増加と共に單調に低下する。

然るに吸気管長 $l=0.5$ m 以上になると最高値何れも 100% を越へてゐる。即ち、20% 前後吸込効率が增加し就中管長 $l=1.5$ m 程度のも

第 10 図 実験結果 ($l=0$ m)

第 11 図 実験結果 ($l=0.5$ m)

第 12 図 実験結果 ($l=1.5$ m)

第 13 図 実験結果 ($l=2.5$ m)

第 14 図 実験結果 ($l=3.5$ m)

第 15 図 実験結果 ($\eta_v - N$)

のが最も有効なことが分る。併し乍ら管長の増加に伴ひ第1の山が嶮しくなる。例へば管長 $l=0.5\text{ m}$ では90%以上の範囲が1200~2700なるに對し、 $l=3.5\text{ m}$ では、 $N=500\sim1200$ と約1/2になつてゐる。同時に最高値の位置が漸次低速に移動する。この関係は実に規則的にして最大値の

第16図 実験結果 ($\epsilon-N$)

位置(回轉数)と管長との間に何らかの関係のある事を予想させるものであつて、これに就ては慣性効果の項(4.3)で更めて考察する。

さて、発動機の実際の状態として、特別に吸気管を取付けない場合と雖も若干の吸気管相當の管狀部を有するのが普通である。それ故今實際発動機の状態として、吸気管長 $l=0\text{ m}$ (実長 $L=0.168\text{ m}$) の場合を基準に取り、各管長の $l=0\text{ m}$ に対する吸込効率比 $\epsilon = \eta_l / \eta_0\%$ を求め、図示したものが第16図である。図に於て、吸気管を適當に長くする(慣性過給)ことにより著しく吸込効率の増加することが分る。特に管長 $l=1.5\sim2.5\text{ m}$ では120%(ϵ)に達してゐる。併し乍ら、管長の増加と共に有効最大回轉の限界値が漸次低くなる。例へば $l=0.5\text{ m}$ では $N=2800$ なるに反し $l=3.5\text{ m}$ になると $N=1300$ 、即ちこれ以上の発動機回轉数になると吸気管取付けに依り却て吸込効率の低下することが分る。換言すれば、或一定の発動機回轉数に対しては最適の吸気管長が存在し、逆に或特定の吸気管長に対しては最適の有効回轉数範囲が存在する訳である。これらの関係を見るべく、各回轉数に対する ϵ を管長 l に就き描いたものが第17図であつて、任意の各回轉数に対し、有効な吸気管長を直ちに知ることが出来る。

以上を要約するならば、我々の使用した発動機では回轉数は大体1000~1500が推賞され、又管長は1.5~3.0 mが最適にして、その場合最高20%以上も吸込効率が増大した。但しこれは駆動運轉の結果であつて、自力運轉の場合にその儘直ちに妥當するものとは考へられないが、概括的傾向を推定することは可能であらう。

次に発動機回轉数が3000を越へると最早や、吸気管取付けに依る慣性過給は期待出来ず、むしろ吸気管なしとする方が賢明であり、止むなく取付けの場合には出来る限り短くする必要がある。この限界回轉数3000と稱するのは供試機関に関する値で、勿論弁機構もしくは弁開閉時期を適當に変更することにより、この限界値を変更することは可能である。

又同じ事が管長に就ても存在し、吸気管長3.0 mが限界値であり、極く低速を除く如何なる回轉数と雖もこれ以上の管長になると、慣性効果よりも、むしろ流動抵抗が利くため、吸込効率は低下する。従て實用にはなり難いことが分つた。

第17図 実験結果 ($\epsilon-l$)

4. 実験結果の考察

4.1 脈動現象に就て 吸気管中の脈動現象は、一端の閉じた所謂閉管の振動である。その際振動を誘起するものはピストンの運動及び管端に存在する吸気弁の開閉運動であるため、生ずる脈動には管系の振動次数： m 、吸気弁の時間-面積曲線 (Zeitquerschnitt) のハーモニックス： n 及び発動機回轉数： N の3因子が當然影響する。

處でこれらの間には Sommerfeld-Debye⁽¹⁴⁾ の式の成立することが知られてゐる。

$$N = \frac{2m+1}{n} \cdot \frac{15 \cdot a}{L} \quad \dots\dots\dots(4)$$

こゝで a は音速 m/s 、 L は有効吸気管長 m である。四サイクル機関にては

$$N = \frac{2m+1}{n} \cdot \frac{30 \cdot a}{L} \quad \dots\dots\dots(5)$$

となる。今 $a=340\text{ m/s}$ ($t=15^\circ\text{C}$) として共鳴位置 (即ち発動機回轉数として) を計算する。この共鳴位置に於ては既に緒言に述べた如く、所謂動的抵抗のため、吸込効率は低下する筈であるので、各実験結果における谷の位置の回轉数と、上述の計算値とを第4表に比較した。表から明らかな如く実験値と計算値とは極めてよく一致してゐる。

この事実は、明らかに吸気管中の脈動が直接吸込効率に影響することを実証するものである。又脈動としては実験範囲内に於て何れも $m=0$ 、即ち吸気管の基本振動のみが現はれ、倍振動は存在しない。これに對し弁曲線のハーモニックスは4次乃至5次まで明瞭に現はれてゐる。依て脈動現象には、吸気弁の時間-面積曲線の形状がかなり大きな影響を持つことが分る。

さて管の脈動が吸込効率に影響する際、(5)式なる関係が存在することから各ハーモニックスに對し

$$N \cdot L = \text{const}^{(15)(16)} \quad \dots\dots\dots(6)$$

なる関係がひとり共振位置のみならず、脈動現象一般に對し成立するものと考へられる。そこで今 $\varphi = \omega \cdot L / a$ (rad) を

(14) P. Voissel, VDI-Forsch., 106, (1912).

(15) 脚註(4)

に同じ。 (16) J. Kastner, Engg., 150, 3901, (1940-10), 但し排気管。

第 18 図 吸気管脈動の影響 ($\eta_v - \phi$)

第 4 表 脈動共振位置の比較

(括弧は推定値)

管 次 数	弁 次 数	振動次数 $\alpha = \frac{2m+1}{n}$	共振回転数 rev/mn							
			$L=0.668\text{ m}$		$L=1.668\text{ m}$		$L=2.668\text{ m}$		$L=3.668\text{ m}$	
			計算値	実験値	計算値	実験値	計算値	実験値	計算値	実験値
0	6	1/6	2 545		1 019		637		464	
0	5	1/5	3 054		1 223	(1 300)	765	760	556	(560)
0	4	1/4	3 817		1 529	1 550	956	1 020	695	660
0	3	1/3	5 090	(3 400)*	2 038	2 000	1 274	1 430	927	950
0	2	1/2	7 635		3 058	3 250	1 912	2 200	1 390	1 550
0	1	1	15 270		6 115		3 823	3 900	2 781	3 100
1	2	3/2					5 735		4 171	

パラメータとして各実験結果を整理した。それが第 18 図である。こゝで ω はクランクの角速度である。

図に於て、第 1 の山は何れも一致してゐない。これは後に述べる慣性効果に基づくもので、この場合一應除外するものとすれば、それ以後の山及び谷は何れも極めてよく一致してゐる。図における $n=1, 2, 3$ 及び 4 は夫々計算より求めた共振位置で、大体実験曲線の谷の位置と一致してゐる（この事は既に第 4 表にて示した）。唯管長が長くなるに従ひ漸次計算位置より ϕ の大なる方へずれてゐるが、これは管が長くなるとその減衰効果に依り振動数が小さくなる。即ち振動系の等価管長が長くなるため、谷の位置は減衰なしの計算値よりも ϕ の大きな所へ現はれてくるものと考へられる。

以上により、第 1 の山（慣性）以後の吸込効率の波状変動は管の脈動現象に基因するものであり、その際圧力波の位相に依り正又は負の影響を與へ山（脈動過給）又は谷（動的抵抗）を形成することが明らかとなつた。

4.2 脈動現象の理論的計算 排気管の脈動現象に関する理論計算は、従来二サイクル機関の掃気効率に關聯して既に多数発表されてをり⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾、又四サイクル機関の排気管に就ても若干の報告がある⁽²⁰⁾。

その後斯る排気管における脈動現象は吸気管にも當然予想され得るものであつて、二三鮮析が試みられてゐるが⁽²¹⁾⁽²²⁾、H. List の述べる如く、ピストンの往復運動、吸気弁の開閉運動、吸気管中の脈動、吸気管及び弁部における流動抵抗等

の諸影響を悉く考慮した理論式は解析的に解くことが出来ない。唯、吸気管の微小部分における単位時間の圧力及び速度変化を、吸込開始時を起点として、管の一端より逐次求める方法⁽²³⁾は、上述の諸影響を悉く考慮し得る故、稍計算は煩雜であるが、かなり近似性の良い結果が得られた。Pischinger はかゝる階差方程式を用ひて排気管の脈動現象を闡明してゐる⁽²⁴⁾。

然るに、最近かゝる煩雜な方法に依ることなく、唯流動抵抗のみを無視し、他の諸影響を考慮した理論的計算法が O. Lutz に依り發表された⁽²⁵⁾⁽²⁶⁾。こゝで抵抗の無視は定性的に影響がないので差支へないが、彼の計算式の誘導に若干の誤謬があり、従て実験結果との近似性が疑問なためそのまゝ

では利用出来ない。その後航研の高月氏が発動機使用の実験結果と共にその修正式を發表され⁽²⁷⁾、該方法の優秀な事を示されたので、再び Lutz の方法を検討し、一つの修正式を得た。

理論式の誘導並に記号に関しては上記両氏の論文を参照して戴くとして、こゝには唯最後の修正式を示すに止める。

該方法は、吸気弁孔における流速の変動に注目するものにして、管の脈動を考慮した際の第 n 次の平均流速の変動を Δv_{0n} とし、その時の平均流速 $\bar{v}_0$ との比を求めらるものである。処でその値は次式で與へら

$$\frac{\Delta v_{0n}}{\bar{v}_0} = \frac{A_n X_n - A_n^2 Y_n - B_n Z_n}{2(A_n^2 + B_n^2)} \dots\dots\dots (7)$$

今吸込効率を速度の変動率より求めるものとすれば、次式の如くなる。

$$\eta_v = 1 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\Delta v_{0n}}{\bar{v}_0} \dots\dots\dots (8)$$

さて (7) 式に於て、

$$X_n = C_n/C_0 \cdot F_n^*/C_0 \cdot \cos(\delta_{cn} - \delta_{fn}) \dots\dots\dots (9)$$

$$Y_n = (F_n^*/C_0)^2 \dots\dots\dots (10)$$

$$Z_n = C_n/C_0 \cdot F_n^*/C_0 \cdot \sin(\delta_{cn} - \delta_{fn}) \dots\dots\dots (11)$$

こゝで C_n/C_0 、 F_n^*/C_0 及び $(\delta_{cn} - \delta_{fn})$ は何れも次数のみの函数である。従て X_n 、 Y_n 及び Z_n は発動機回転数 ω や吸気管長 L に無関係で該発動機に個有な定数であり唯次数のみにより変る。

次に又 A_n 及び B_n は次式にて與へられる。

$$A_n = 1 - \left(n\phi \frac{S_0}{L} \right) \tan n\phi \dots\dots\dots (12), \quad B_n = \frac{1}{n\beta} \left(n\phi \frac{S_0}{L} \right)^2 \dots\dots\dots (13)$$

こゝで A_n 、 B_n は次数 n に依り変ると同時に $\phi = \omega \cdot L/a$ 及び S_0/L の函数である。今若し $S_0/L = \text{const.}$ 、即ちシリンダの平均等価長 S_0 と吸気管長 L との比が一定なる場合には、 η_v は ϕ のみの函数となり、 ϕ をパラメータとすれば凡ゆる管長、回転数に対して適用し得るが如き吸込効率に関する基本特性曲線が得られる訳である。併し乍ら実際には S_0

(17) 脚註 (3)、(16) に同じ。 (18) A. Pischinger, Forschung, 6, 5, (1935). (19) O. Farmer, Engg., 145, 3768, (1935-6). (20) 脚註 (12) に同じ。 (21) 脚註 (5)、(6) に同じ。 (22) O. Keckstein, Diss. T.H. Graz., (1940). (23) 脚註 (5) に同じ。 (24) 脚註 (18) に同じ。 (25) O. Lutz, Lufo., 16, 3, (1939-3). (26) O. Lutz, Lufo., 17, 4, (1940-4). (27) 高月、航研報、195, (昭 15-11).

一定なるため、 S_0/L は一定でなく、依て個々の管長のものに就き別個に計算しなければならなかつた。

こゝでは管長 $L=3.5\text{ m}$ (実長 $L=3.668\text{ m}$) 及び $L=0.5\text{ m}$ ($L=0.668\text{ m}$) の二つに就き数値計算を行つた。計算に関する詳細及び計算結果も亦茲では省略し、唯計算結果を $\phi^{(28)}$ に就き図示するに止める。第 19 図及び第 20 図がそれである。こゝで第 5 次以上のハーモニクスは殆ど無視して差支へないので略した。先づ第 19 図に於て、各次数の曲線は何れも

第 19 図 計算結果 ($L=3.5\text{ m}$)

第 20 図 計算結果 ($L=0.5\text{ m}$)

相似であり、曲線の前半は位相同じのため脈動に因り吸気量が増加し (所謂脈動過給) 位相の急変と同時に効果は逆となり、吸込効率も低下する。こゝで各ハーモニクス I, II, III 及び IV は夫々 Sommerfeld-Debye の式に於て $m=0$ なる時のハーモニクス 1, 2, 3, 及び 4 の場合に対応するものにして、両者は完全に一致した。これら各ハーモニクスを合成せるものが求める理論曲線である。

次に第 20 図では S_0/L が前者と異なり脈動効果が小さいため、個々のハーモニクスは極めて緩やかな曲線をなし、而も相接近してゐる、従て合成した理論曲線にもこの ϕ の範囲では何ら脈動の影響は認められず、唯単調な曲線をなしてゐる。

かくして得た理論曲線を実験曲線と比較して見る必要がある訳で、第 21 図及び第 22 図に両者を比較した。但し実験

(28) $\phi = \frac{\omega \cdot L}{a}$ (rad) の値を度に変換せるものである。又 ω はクランク 2 回転を以て 2π とせり。

結果は吸気管長のみの影響を見る意味に於て ε の値で示した。前者 ($L=3.5\text{ m}$) に於て、両曲線は定性的には極めて良好な相似を示してをり、絶対量を問はなければ定量的にも傾向は一致してゐる。即ち夫々の山及び谷 (既述の如く流動抵抗を無視したため厳密には云へないが) 何れも極めてよく一致してゐる。又回転数 3500 附近に生ずる山は第 19 図における I 曲線の第 2 の山に相當するものであり、これも実験値とよく一致してゐる。後者 ($L=0.5\text{ m}$) にては、両曲線は余りよく一致してゐない。

第 21 図 実験結果と計算結果との比較 ($L=3.5\text{ m}$)

第 22 図 実験結果と計算結果との比較 ($L=0.5\text{ m}$)

それは既に第 18 図に於て指摘した如く第 1 の山は脈動に因らざるものであるため従て脈動理論から得た曲線と一致しないのはむしろ當然と云はねばならないであらう。

以上により吸気管中における脈動現象の本質及びその吸込効率への影響が稍明らかとなつた。又 (4.1) 節の (5) 式からは單に共振位置を指示し得たに反し、この Lutz の方法に依れば幾分定量的関係が明らかとなり大略の傾向を推定することが可能である。更にこの計算法は、單に吸気管のみならず脈

動流の存在する管系、例へば排気管や送風機の排出管における脈動現象の定性、定量的解析にも利用し得るものであり、又多数の衝撃個所を有する多筒発動機の吸排気管系にも適用出来るものである。従て将来はこの方面への應用に多大の期待を持つてゐるのである。

さて、吸込効率の向上を企図する場合、我々の利用し得るものは、各実験結果より明らかな如く第 1 の山である。而もこの第 1 の山は脈動に因るものでなく、寧ろ第 2 以下の山が所謂脈動過給に基づくことが確認された。然るに後者は到底前者 (第 1 の山) に及ぶべくもなく、何れも 100% (ε) より遙かに低く、過給とは云へ、その名に相應しない程度である。従て上記の理論計算及び前節の Sommerfeld の式は、唯共振位置 (吸込効率の最低位置を知り、かゝる発動機回転数もしくは管長を避けるといふ、消極的な利用が考へられるに過ぎない。これに反し積極的に第 1 の山を利用するためには慣

性効果こそ鮮明すべき問題である。依て次に若干それに就き考察する。

4・3 慣性効果に就て 吸気管の慣性効果とは、吸気管気柱の慣性により吸気がシリング内へ大気圧以上に圧縮吸入される現象であり、これを所謂慣性過給と称する。この現象は取りも直さずシリング内空気の圧縮性（弾性）に基づく一種の振動現象に外ならない⁽²⁹⁾。それ故以下最も簡単な場合に就き考へる。

先づピストンの往復運動を無視し、ピストンは最初より下死点まで一杯に引下げられてをり、この時のシリング体積（行程体積に等しいものとする） V 一定とし、シリング内の初期圧（これは吸気弁を閉じたままピストンを下死点迄下げた時の圧力）を P_1 とし、急に吸気弁を一杯に開いたものとするれば、この時生ずる振動は、吸込管の付いた Helmholtz の共鳴箱の場合と全く同様に考へることが出来る。但し流動抵抗は無視した。又ピストンの往復運動や弁の開閉運動を考慮せる場合に就ては近く報告する。今第 23 図の如き場合を考へ、吸込方向の変位を x 、大気圧を P_0 一定とし、吸気管長を L 、その断面積を f 、又シリング体積 V 一定、或時刻のシリング圧を P とすれば、次の微分方程式⁽³⁰⁾が成立つ、

第 23 図 骨組図

$$M\ddot{x} + \frac{\rho a f^2}{V} x = 0 \quad (14)$$

こゝで ρ は空気密度で吸込中変化しないものとする、 a は音速、 M は吸気管気柱の質量即ち $M = \rho f L$ である。

(14) 式を変形すれば

$$\frac{d^2 x}{d\theta^2} + \frac{1}{\zeta^2} x = 0 \quad (15)$$

こゝで $\zeta = \omega L^* / a = (\omega / a) \sqrt{V L / f}$ で、 L^* は慣性効果を考へた場合の等価管長である。又 θ はクランク角である。

次に初期条件として上死点にて吸気弁が開くものとするれば、

$$t=0, \theta=0: x=-x_1, \dot{x}=0$$

こゝで、 $x_1 = (P_0 - P_1) / \{\rho a^2 (f/V)\}$ で與へられる。これらを用ひて (15) 式を解くと、

$$P = P_0 - (P_0 - P_1) \cos \frac{\theta}{\zeta} \quad (16)$$

次に吸気弁が $\theta = \theta'$ にて閉じその時のシリング圧 $P = P'$ とすれば、

$$P' = P_0 - (P_0 - P_1) \cos \frac{\theta'}{\zeta} \quad (16)_a$$

である。若し弁時期一定とすれば、実際吸込空気量は吸気弁閉止時のシリング圧に比例する。従て吸込効率は次の如く表はされる。

$$\eta_v = g(\theta') \frac{P'}{P_0} = g(\theta') \left\{ 1 - \left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \right) \cos \frac{\theta'}{\zeta} \right\} \quad (17)$$

こゝで $g(\theta')$ は $\theta = \theta'$ となるときシリング体積と V との比を示すもので、 ε は圧縮比である。勿論上式は仮定が乱暴なため厳密に成立するものではないが、こゝでは次に求める関係が重要である。即ち η_v を最大にする条件を求め、そ

(29) 脚註 (5) に同じ。 (30) L. Rayleigh, Theory of Sound, 2, 171.

のときの $\zeta = \zeta^*$ とすれば、

$$\frac{\theta'}{\zeta^*} = (2m+1)\pi \quad m=1, 2, 3, \dots \quad (18)$$

$$\zeta^* = \frac{\omega^* L^*}{a} = \frac{\theta'}{(2m+1)\pi} \quad (18)_a$$

従て吸込効率最大なる場合の発動機回転数（第 1 の山の位置）を N^* 、吸気管の等価管長を L^* とすれば、上式より

第 5 表 K の 値

管 長 l m	実管長 L m	等価管長 L^* m	最大値を與 へる回転数 N^* rev/mn	K $= N^* \cdot L^*$	$\frac{K-K_m}{K_m}$
0.5	0.668	0.747 3	2 100	1 569	1.47
1.0	1.168	0.988 1	1 600	1 581	2.24
1.5	1.668	1.180 8	1 340	1 582	2.31
2.0	2.168	1.346 1	1 150	1 548	0.11
2.5	2.668	1.493 4	1 030	1 540	-0.41
3.0	3.168	1.627 3	930	1 514	-2.09
3.5	3.668	1.751 0	850	1 490	-3.64

$$K_m = 1 546.3$$

$$N^* \cdot L^* = \frac{\theta \cdot a \cdot 30}{(2m+1)\pi^2} = K \quad (19)$$

なる関係が得られる。こゝで弁時期 $\theta' = \text{const}$ となれば、同一発動機に関する限り K は一定であるべき筈である。依て、各実験結果に就き夫々 K の値を求めて見ると、第 5 表の如く各 K の値は何れもよく一致した。従て、

$$N^* \cdot L^* = \text{const} = K \quad (20)$$

なる簡単な関係の存在することが分つた訳である。

斯くて、吸込効率の向上（即ち有効な慣性過給）を企図する場合には、唯或一つの吸気管長に関し K の値を求めておきさへすれば、上式を用ふることに依り、規定回転数に対する最適の吸気管長を、又は特定の管長に対し最適の発動機回転数を容易に決定することが出来る。即ち出力増加の観点より吸気管設計上の一規準が得られた訳である。

又この等価管長 $L^* = \sqrt{V \cdot L / f}$ を見るに、吸気管断面積 f の項を含んでゐる。このことは管径の影響を慣性効果に関する限り、管長の影響に還元して管長と同様に考察し得ることを示唆するものであり、この点に就ては次報に述べる。

次に、この $\zeta = (\omega L^*) / a$ をパラメータとして再び実験結果を整理すると、第 24 図が得られる。こゝでは第 18 図 ($\eta_v \sim \varphi$) とは逆に、第 1 の山のみ完全に一致し、これらが何れも慣性効果に基づくことを示してゐる。換言するならば、同一発動機、同一弁時期に関する限り、慣性効果に対する発動

第 24 図 慣性効果 ($\eta_v - \zeta$)

機回轉数及び吸気管長の影響を唯一つの特性曲線にて代表出来ることが分つた⁽³¹⁾又 (20) 式に示す関係はこの特殊場合に相當する。これに反し、第2以下の山は脈動に因るもので一致してゐないのは當然である。

最後にこの慣性過給に要する仕事を考へて見よう。これはピストンの下降時における吸込仕事で、吸気管の有無に依る吸込時のシリング内負圧ループの差から計算する。即ち直接指圧計に依る圧力線図から求める事が出来る他、純理論的な計算⁽³²⁾からも

求めることが出来る(第25図参照)。以上に依り推定される過給に要するピストン仕事の増加は、平均有効圧力に換算して約 $0.03 \sim 0.07 \text{ kg/cm}^2$ 程度となり、一般内燃機関の平均有効圧力に対し最大1%にも達しないことが分つた。

第25図 シリング内圧力変動曲線

今若し、1%のピストン仕事の増加に依り、吸込効率が20%増大するものとすれば(最悪の燃焼効率を仮定するも)、この慣性過給は明らかに経済的である。換言すれば、慣性過給に依り確実に而も相當の出力増加が期待される訳である。

5. 結 言

以上、吸気管長に関する実験結果並にそれらに対する若干の考察に就き述べた。これらを再び要約するならば次の如くである。

(1) 吸込効率は発動機回轉数及び吸気管長に依り、著しい影響を蒙る。

(2) 適當な長さの吸気管を取付けることに依り、一般に吸込効率が著しく増大する。最適の条件に於ては、約20%程度の増大を認めた。

(3) 吸込効率の増大は、吸気管気柱の慣性効果に基づくもので(所謂慣性過給)、それに要する仕事は吸込効率の増大に依る出力増加に比し十分小さく、從てかゝる過給の極めて経済的且有效なることが分つた。

(4) 最大の慣性過給を行ふ場合、吸気管長 $L^* = \sqrt{V \cdot L} / f$ と発動機回轉数 N^* との間には、同一の発動機、弁時期に関する限り、次の如き簡単な関係が存在する。

$$N^* \cdot L^* = K \dots \dots \dots (20)$$

從て、上記の関係より、任意の回轉数もしくは管長に対し、最適の管長もしくは回轉数を推定することが出来る。又かゝる最適値はかなり廣い範囲をもち、若干管長の長短もしくは回轉数の高低があるが尙有效である。

(5) 一般に管長増大に伴ひ、流動抵抗が増し慣性効果が相殺されるので、管長には限界最大管長が存在する。供試機関では、限界管長3.0mで、それ以上に及ぶと吸込効率は却て吸気管なしの場合に比し更に低下した。

(6) 同じ理由に依り、発動機回轉数にも限界値が存し、供試機関では3000回轉であつた。即ち如何なる管長の吸気管を用ひても、これ以上の高速回轉になると、吸込効率はむしろ低下した。

(7) これら管長又は回轉数に対する限界値を更に高めるためには、吸排気弁の構造に根本的な改革を施すか、又は弁時期にかなりの変更を加へる必要がある。

(8) 次に、吸気管中の脈動現象はそのまゝ吸込効率に影響する。併しこの場合の脈動過給は利用出来る程有效ではない。むしろ動抵抗の増大從て吸込効率の低下を生ずる共振位置、(即ちその場合の回轉数又は吸気管長)を回避する必要がある。

(9) 吸込効率に影響する管脈動としては、管の基本振動のみが現はれ、その倍振動までは現はれてゐない。又吸気弁の時間一面積曲線のハーモニックスが第1次より第5次程度まで明瞭に現はれてゐる。從て弁線図の形状が相當影響する。

(10) 脈動の共振位置は、Sommerfeld-Debye⁽³³⁾の式(5)に依り近似的に容易に求められる。

(11) O. Lutzのヴェクトル法は、脈動現象の定性、定量的な鮮明に際し極めて

第26図 実験結果解析図

有効であつた。依て他の一般管系の脈動現象の鮮明にも十分利用され得るものと思ふ。

(12) 上述の各解析に依り、実験曲線の本質を次の如く考へることが出来る(第26図参照)。

(a) 曲線、吸込効率は動的影響を除外すると、回轉数 N もしくは管長 L の増加に伴ひ、流動抵抗のため漸次單調に低下する。

(b) 曲線、これに慣性効果を考慮したものであつて、一つの最高値を持つてゐる。

(c) 曲線、更に脈動を考慮したものであつて、本曲線が我々の得た実験曲線に他ならない。

即ち、流動抵抗、慣性効果、脈動現象の各影響が夫々累積したものと考へることが出来るのである。

(13) 更に、排気管系の脈動も亦吸込効率に影響を及ぼす。実験曲線の低速部における波状変動がそれである。

最後に、本研究に関し終始御指導御教示を賜つた東京帝大の中西教授、八田助教授、又本問題に就き種々御教示を戴いた京城帝大の本多教授始め機械科諸先生に対し心から御礼申上げると同時に、本実験に熱心に御協力下さつた航空研究所中西実験室の北村氏及びその他の諸氏に厚く御礼申上げる。

(昭和18年8月19日受付)

(31) かゝる慣性効果に関する性能曲線を理論的に求めることは、実験に依ることなく、 K_m の値を知る必要上のみならず、弁開閉時期の決定にも亦必要なため目下計算中である。

(32) 脚註(31)における計算結果に依る。