



小型2サイクル機関の燃料供給状態に関する研究(1) : アマール型気化器の非定常特性

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-07-18 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 林, 重信, 澤, 則弘 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3594

小型2サイクル機関の燃料供給状態に関する研究

(1) アマール型気化器の非定常特性

林 重信・沢 則弘*

A Study on the Fuel Supply State in a small Two-Stroke Cycle Gasoline Engine

1st. Report Unsteady Characteristics of Amal-type Carburettor

Shigenobu Hayashi and Norihiro Sawa

Abstract

As a carburettor is excellent in its simple structure and economical, it is now used in the reciprocating gasoline engine. However, there are few studies of the characteristics in unsteady conditions which are mainly the operating conditions of the motor-bike engine. It is, therefore, one of the urgent problems to make the dynamic characteristics in the carburettor, thoroughly clear for the purpose of solving the problem of the atmospheric contamination as well as improving the efficiency of engines.

This paper is an attempt to make clear the fundamental problems of the dynamic characteristics in the carburettor by using the differential equations, which are derived from applying the conservative law of energy.

I. ま え が き

内燃機関の燃料供給装置として広く使用されている気化器は、その構造の簡単さと経済性に長所がある。しかし、車両の需要が広がるにつれて使用地域による条件の多様化をもたらし、低・高温下での運転、高地での走行、アイドリング運転などに対しても十分に適応する性能を発揮することが要求されてきた。また、都市交通の混雑は加速・減速など非定常な作動状態で運転する機会を急増させている。かかる加速性能や経済性能の改善に際しても非定常状態における燃料供給量の定量的把握が必要である。そのうえ排気対策の面から燃焼状態の抜本的改善を試みようとするときにも吸込み空気量や燃料流量の瞬間的挙動を明らかにすることが必要不可欠である。なお、気化器の定常流特性に関しては、Linzer の論文¹⁾や Lichty²⁾ および田中氏²⁾の著書にもよく纏められており、運動量の方程式から出発した浅野氏^{4),5)}らの理論的研究も見受けられる。また、非定常流理論に関しては、正弦曲線の圧力変動を燃料ジェットに与え

* 茨城大学工学部 教授

た場合について逆流限界条件や平均燃料流量値を求めた渡辺氏の報告⁶⁾、伊藤氏⁷⁾や草間氏⁸⁾などの円管内非定常層流の理論を気化器の燃料系統に適用しようとする試み³⁾や、圧縮性や管路の諸損失を考慮した数値解析から燃料の過渡現象を究明して、加速時の流動応答性は減速時よりもすぐれ、管路抵抗は応答性をたかめること等の基本的事項を明らかにした宝諸氏^{9),10)}らの研究がある。これに対し実験的研究も古くから続けられており、噴霧気化器の集滴特性¹¹⁾や微粒化特性^{12),13)}に関する研究、気化器の噴霧口の負圧¹⁴⁾、主噴出管内の流動様式および燃料の脈打噴出とエアブリードの導入空気流量との関係¹⁵⁾、主メータリング系統とアイドルリング系統の相互作用^{16),17)}などに関する報告がある。かかる数多くの研究結果から気化器の定常的および非定常的特性はかなり具体的に解明されているが、実用気化器の非定常特性を十分に説明するまでには至らず未解決の点も多い。しかも、これ等の研究はいずれも自動車用気化器を対照としており、小型機関に装備されているアマール型気化器に関しては非定常特性は勿論のこと、定常特性についてもほとんど研究されておらず、その設計基準は確立されていないようである。

そこで、とくにアマール型気化器の特性に関する系統的究明を開始し、そのうち定常特性に関する理論的および実験的研究結果はすでに報告した¹⁸⁾。さらに、小型2サイクル機関において気化器が機関側に近づくほど気化器喉部に作用する脈動波の振幅が大きくなり、それに比例して燃料流量が減少し、特定の機関回転範囲で燃焼不能におちいることの異状現象などについても指適した¹⁹⁾。

本報では、とくにアマール型気化器の非定常特性に関する基本的事項についての計算および実験結果について報告する。

II. 実験装置および実験方法

II-1 供試気化器

供試気化器はアマール型気化器 VW 20CA でその構造および主要寸法は図-1のとおりで、絞り弁は微動調整や急開・急閉などができるようになっている。また、装着したニードル棒、主燃料ジェット、低速燃料ジェットおよび主燃料噴出管の形状、および燃料ジェットの流量係数 (C_f) は前報¹⁸⁾に示したとおりであり、ニードル棒をも含めた主燃料噴出管系 (主燃料ジェットも含む) および低速燃料噴出管系の損失係数を図-2および図-3に、気化器開度と主

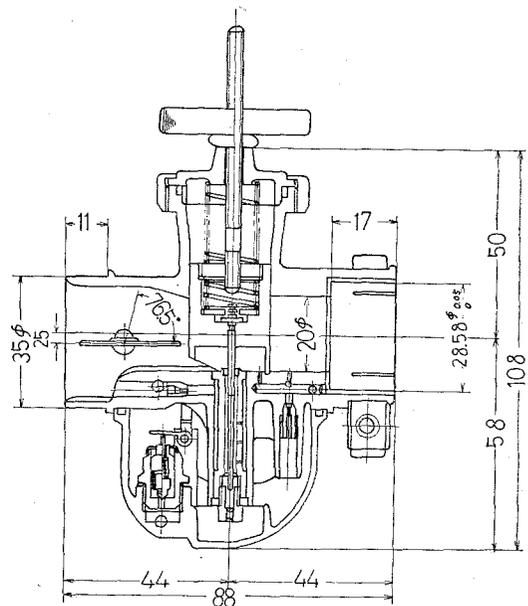


図-1 供試気化器

燃料噴出管最小断面積との関係を表-1に示す。なお、実験の目的に応じて浮子室を本体から離したり、浮子室油面の変動の影響を取り除くため大容量のタンクに置き換えたりした。

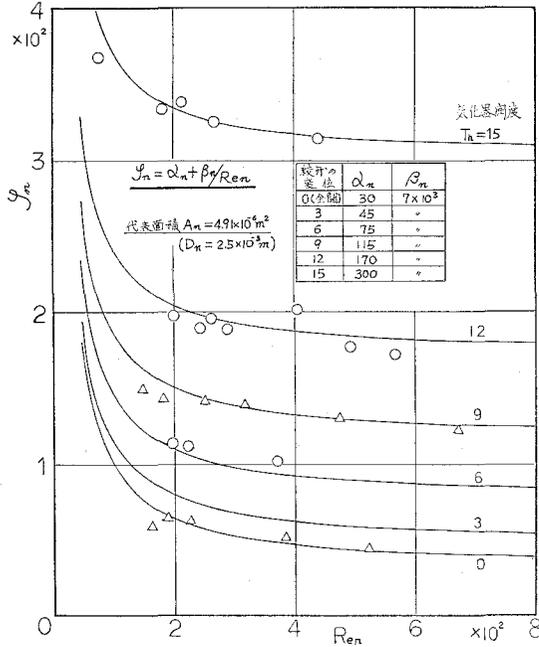


図-2 主燃料噴出管損失係数

表-1 圧力損失係数

燃料 ジェット 番号	絞り弁 変位	α ($\text{kg}\cdot\text{s}^2/\text{m}^4$)	β ($\text{kg}\cdot\text{s}/\text{m}^3$)
100	0	4.9×10^3	0.44×10^3
	9	9.2×10^3	
	15	18.7×10^3	
120	0	3.9×10^3	0.38×10^3
	9	8.2×10^3	
	15	17.7×10^3	
150	0	3.2×10^3	0.33×10^3
	9	7.6×10^3	
	15	17.0×10^3	

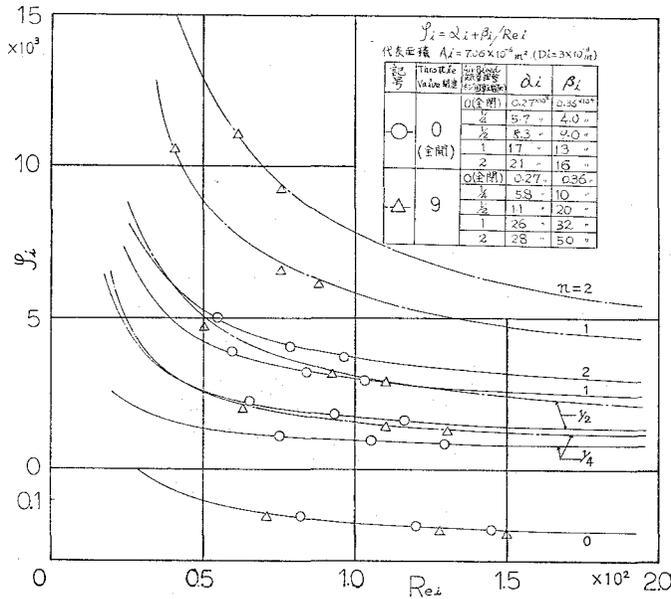
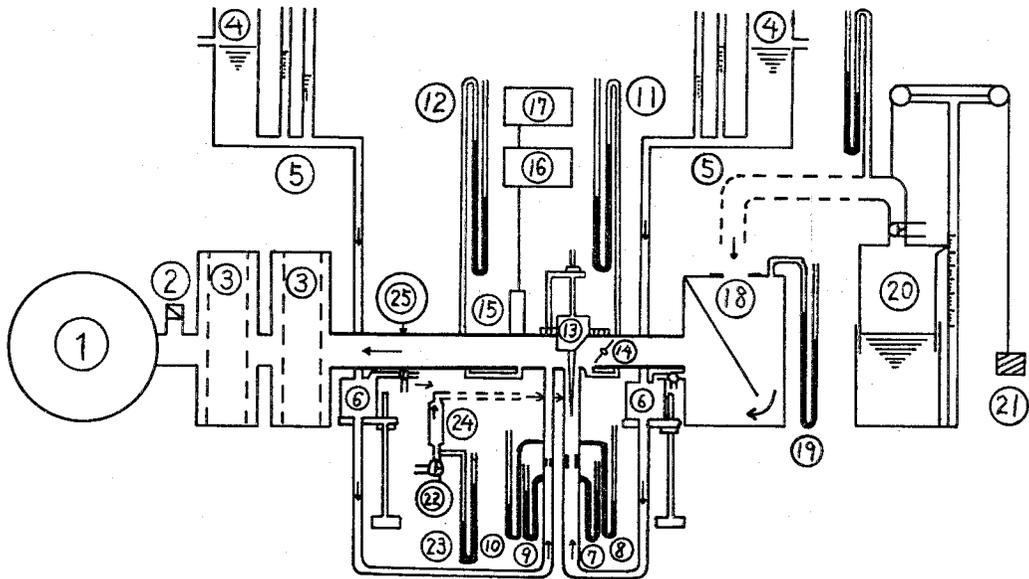


図-3 低速燃料噴出管の損失係数

II-2 実験装置および実験方法

実験装置の基本的配置を図-4に示す。すなわち、ナッシュ型真空ポンプ 80 NV 5 M (最大流量 $4.5 \text{ m}^3/\text{min}$, 最大負圧 650 mmHg) ① および整流装置を内臓したタンク ③ からなる低压装置を準備し、供試気化器への流入空気の流れは丸型ノズル ⑬ で、または必要に応じて水槽内を自由に上下できる浮動タンク ⑳ の水を空気と置換して直接測定する。気化器のスロットル弁 ⑬ およびチョーク弁 ⑭ はいずれも微動装置付で、主燃料系統と低速燃料系統とは分割され、各々の燃料タンク ④ から浮子室 ⑥ を経て燃料は供給される。平均燃料流量はベンチュリー形流量計 ⑤ と各燃料ジェット前後の圧力差とから重複して測定できる。また、エアブリードも必要に応じて変え得るように準備し、その供給量はローターメータ (20 l/min) ㉔ で測定する。非正常特性に関する実験においては、主として主燃料系統のみを作動させ、多くの場合浮子室油面の変動の影響をのぞくために燃料ジェットを直接燃料タンクに挿入し、燃料には揮発性の低い白灯油を使用した。なお、気化器 ⑬ とタンク ③ との管路にポペット弁 ㉕ を挿入し、カム軸を駆動して脈動流を発生させた。また、階段状負圧の発生には、ポペット弁の代わりに試作したゲートバルブ ㉖ を用い、電磁石で急開させた。この場合、変動圧力の測定は抵抗線歪計式示圧計 ⑮ で、燃料の瞬間流量は試作した瞬時流量型流量計 (図-5) で測定した。また、浮子室油面の水位や、浮子の挙動なども試作した容量型変位計で測定した。



①, ②, ③ 低压装置, ④ Fuel Tank, ⑤ Venturi Meter, ⑥ 浮子室 (Level gauge および微動装置付), ⑦, ⑧ 主燃料系統圧力測定用 manometer, ⑨, ⑩ 低速燃料系統圧力測定用 manometer, ⑪, ⑫ 圧力測定用 manometer, ⑬ Throttle Valve (微動装置付), ⑭ Choke Valve (微動装置付), ⑮ Strain Gauge, ⑯ 増幅器, ⑰ 記録器, ⑱ 丸形ノズル, ⑲ manometer, ⑳, ㉑ 空気流量測定装置, ㉒ 空気圧縮機, ㉓ manometer, ㉔ Rotameter, ㉕ 非正常流発生装置

図-4 実験装置

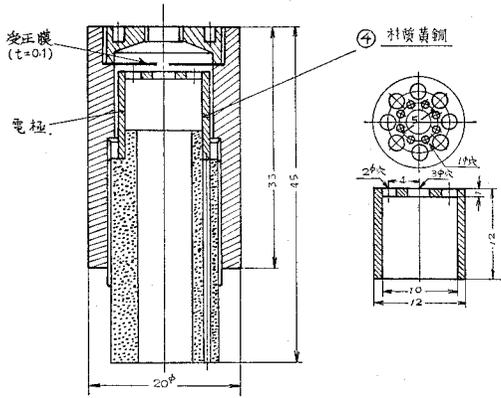


図-5 瞬時燃料流量計 (尺度 1/2)

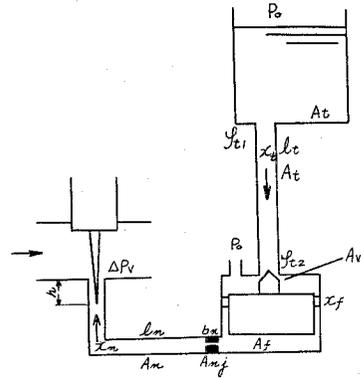


図-6 燃料供給系統

III. 燃料供給系統の予備的考察

いま図-6 に示すような燃料供給系統を取扱う。なお、使用した記号は次のとおりである。

G : 重量, γ : 比重, ρ : 密度, l : 長さ, x, y : 変位, P : 圧力, A : 断面積, H : 水頭, h : 高さ, d : 直径, λ : 摩擦係数, φ : 抵抗係数, t : 時間, 添字 l : 燃料, w : 水, t : タンク系統, f : 浮子, n : 主燃料噴出孔系統を表わす。

まず、燃料タンクから浮子室入口までの系統に Euler の運動方程式を適用すると、燃料タンク径は燃料パイプ径 (d_t) より非常に大きいので、所要の運動方程式は、

$$\frac{\gamma_l}{g} \cdot l_t \cdot \ddot{x}_t + \frac{\gamma_l}{2g} \left(\psi_{t1} + \psi_{t2} + \lambda_t \frac{l_t}{d_t} \right) (\dot{x}_t)^2 = \gamma_l h_t + \Delta P_t - \frac{\gamma_l}{2g} \psi_{tw} \left(\frac{A_{tw}}{A_v} \right) \left(\frac{dx_t}{dt} \right)^2 \quad (1)$$

ここに、 ψ_{tw} , ψ_v および A_{tw} , A_v は浮子室入口弁の全開時および任意開口時の抵抗係数、開口面積を表わす (ψ_{t2} : 弁まわりの抵抗係数, ψ_{t1} : タンク出口の抵抗係数)。

浮子室油面の変位 (x_f) は

$$\frac{d}{dx} \dot{x}_f = \frac{1}{A_f} (\dot{x}_n A_n - \dot{x}_t A_t) \quad (2)$$

この浮子室油面の変位によって生ずる浮子自体の運動は、

$$M_f \ddot{y} + C_f \dot{y} + \left(\frac{b_f}{l_f} \right)^2 k_f \cdot y = \left(\frac{b_t}{l_t} \right)^2 k_f \cdot x_f \quad (3)$$

ここに M_f : 浮子の合成質量 ($= I_f / l_f^2$), l_f : 回転軸より浮子重心までの距離, b_f : 回転軸より浮子の中心までの距離, k_f : 浮子の変位に比例する浮力の増減, C_f : 減衰係数である。

浮子室入口面積 (A_v) と浮子の変位 (y) との関係は、

$$A_v = C_v (y + y_0) \quad (4)$$

ここに C_v : 比例常数, y_0 : 定常時の入口弁位置 (始動時には $y_0 = 0$) である。

主燃料噴出口系統の運動方程式は近似的に

$$\frac{\gamma_l}{g} \left[(l_n - b_n) + b_n \left(\frac{A_n}{A_{nj}} \right) + l_f \left(\frac{A_n}{A_f} \right) \right] \dot{x}_n + \frac{\gamma_l}{2g} \left\{ 1 - \left(\frac{A_n}{A_f} \right)^2 \right\} \dot{x}_n^2 + \frac{\gamma_l}{\gamma_w} \left(1 + \frac{x_f}{x_n^*} \right) x_n^* + \Delta P_n = \Delta P_v \quad (5)$$

となる。なお、 $x_n < h$ のときは $x_n^* = x_n$ 、 $x_n > h$ のときは $x_n^* = h$ であり、 ΔP_n は主燃料噴出管系の圧力損失である。したがって、(1)~(5) の聯立方程式を解くことによって主燃料噴出口に働らく負圧水頭 (ΔP_v) が変化した場合の燃料流量の瞬間的挙動を解明することが出来る。しかし、燃料が浮子室に適正に供給されるか、浮子室が十分に大きい場合 ($x_f \neq 0$)、燃料が浮子室に全々供給されない場合 ($x_f = 0$) には浮子室から燃料噴出口までの燃料液柱の動的挙動についてのみ検討すればよい。実際には両者の中間的条件下にあると考えられるが、気化器の過渡特性に関する基本的項を究明するためには、浮子室と燃料噴出管系のみからなる単純気化器の動特性について解析すれば十分と考えられる。なお(5)式を数値計算するにあたり、主燃料噴出管系の抵抗係数 (ψ) を R_e 数の関数よりも燃料の流速 (\dot{x}_n) の関数で表わすのが便利である。すなわち損失圧力 ΔP_n は

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_n &= \frac{1}{2g} \cdot \gamma_l \left[\alpha_{nj} \left(\frac{A_n}{A_{nj}} \right)^2 + \alpha_n \right] \dot{x}_n^2 + \left\{ \beta_{nj} \left(\frac{A_n}{A_{nj}} \right) \cdot \frac{D_n}{D_{nj}} + \beta_n \right\} \frac{\gamma_l}{D_n} \cdot \dot{x}_n \\ &= \frac{\gamma_l}{2g} [\alpha_n \dot{x}_n^2 + \beta_n \dot{x}_n] = \\ &= \alpha \dot{x}_n^2 + \beta \dot{x}_n \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

で与えられる。

いま温度 15°C で、燃料の代りに水を用いた場合 ($\gamma_l = \gamma_w$) の $\alpha = \frac{1}{2g} \cdot \gamma_l \cdot \alpha_n$ および $\beta = \frac{1}{2g} \cdot \gamma_l \cdot \beta_n$ の値を表-1に示す。

IV. 燃料流量のインジシャル応答

IV.1 主燃料噴出管系寸度の影響

まず、燃料噴出口と浮子室油面とが一致している主燃料系統 ($h=0$) に階段状負圧が作用した場合の燃料流量の過渡応答性を調べるため、

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_v &= 0 & t < 0 \\ \Delta P_v &= -\gamma_l \cdot \Delta H_v & t > 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

の負圧が作用した場合につき運動方程式(5)の数値解を求めると燃料流量 (G) の挙動は図-7のようになる。これを時間 $t = \infty$ における燃料流量 (G_∞) との比 $\frac{G}{G_\infty}$ で表示すると図-8となる。同図には、階段状負圧 (ΔP_v) および流動抵抗係数 (α) の影響を示しているが階段状負圧 (ΔP_v) および流動抵抗係数 (α) が大きいほど燃料流量の応答性が良くなることがわかる ($\alpha_0 = 4.9 \times 10^3$)

kg·s²/m⁴, β₀=0.44×10³kg·s/m³)。しかし、液柱系によくある燃料の過流出現象 ($\frac{G}{G_{\infty}} > 1$) や流出量の振動現象は燃料ジェットの高減衰作用が大きいので認められず、いわゆる一次遅れ要素的挙動を示すことがわかる。したがって車両の急加速時におこると言われている過濃混合気の生成は浮子の動的作用が吸気管内壁を流動している燃料液膜の動的挙動に起因するものと思われる。いま主燃料システムの基準状態として、 $\eta_0 = \frac{\gamma_i}{g} \left[(l_n - b_n) + b_n \left(\frac{A_n}{A_{n2}} \right) + l_f \left(\frac{A_n}{A_t} \right) \right] = 6.02 \text{ kg} \cdot \text{s}^2 / \text{m}^3$, $\alpha_0 = 2.45 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{s}^2 / \text{m}^4$, $\beta_0 = 0.22 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{s} / \text{m}^3$, $\Delta H_{v0} = 0.2 \text{ mAq}$ とし、燃料の重量流出速度が最大流出速度 G_∞ (g/s) の95% に達するまでの所要時間 (t) を慣性質量 (η) 当たりの負圧 (ΔP_V) の規準状態との割合 (ΔP_V/η)/(ΔP_{V0}/η₀) について整理したのが図-9である。

図において、たとえば基準状態 (A) から燃料噴出システムの寸度を同じ (η=η₀) にして損失係数 (α, β) のみを2倍にすると (ΔP_V/η)/(ΔP_{V0}/η₀) = 2 となるので、応答時間 (t) は点 (B) で与えられ、点 (A) の応答時間 (t₀) との比 (t₀/t) は表-2 に示すように 1.44~1.41 倍 (約 √2 倍) になる。また慣性項 (η) のみを 1/2 にすると t₀/t は約 2 倍 (図の点 C)、両者とも変えると √2 × 2 = 2.82 に近い 2.86~2.78 倍 (図の点 D) となり応答性は著るしくよくなることわかる。

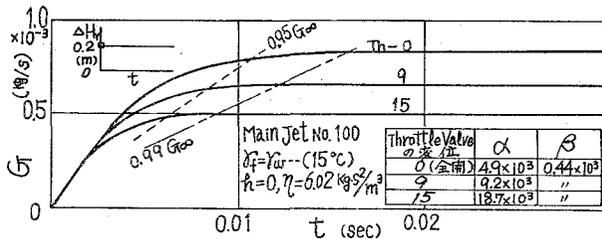


図-7 燃料流量の応答

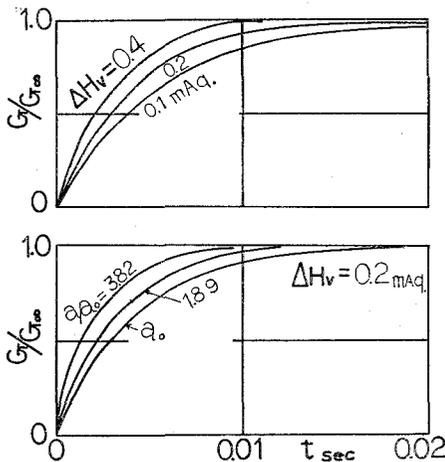


図-8 燃料流量の応答と ΔP_V · α_n

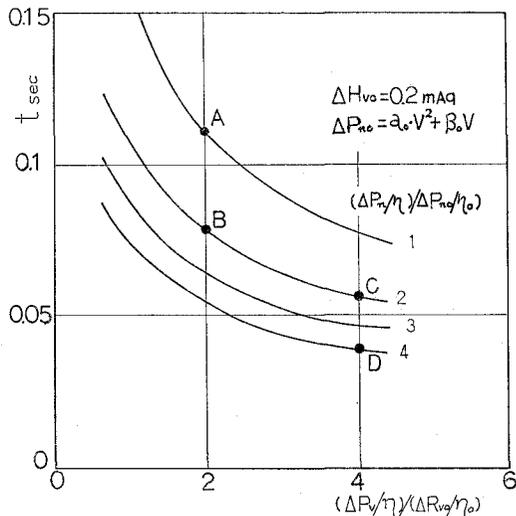
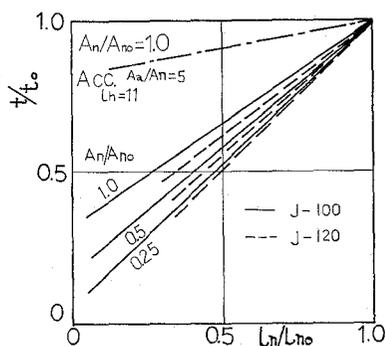
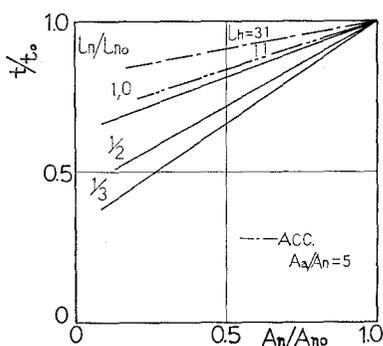


図-9 燃料流量の応答時間 (t) と (ΔP_V/η)/(ΔP_{V0}/η₀)

表-2 応答性の変化

記号	慣性質量 (η)	損失圧力 (ΔP_n)	t_0/t	
			$\Delta P_v=0.2$ (mAq)	$\Delta P_v=0.4$ (mAq)
A	η_0	ΔP_{n2}	1.00	1.00
B	η_0	$2\Delta P_{n0}$	1.44	1.41
C	$1/2 \cdot \eta_0$	ΔP_{n0}	1.99	1.98
D	$1/2 \cdot \eta_2$	$2\Delta P_{n0}$	2.86	2.78

図-10 t/t_0 と L_n/L_{n0} 図-11 t/t_0 と A_n/A_{n0}

このように圧力損失係数 (α , β) を大きくすると応答性はよくなるが、最大燃料流出速度 G_∞ (g/s) が減少する (図-7参照)。最大燃料流出速度 (G_∞) を同一にするためには負圧水頭 (Δh_v) を大きくしなければならず、吸込空気量の低減をもたらすので機関性能上望ましくない。したがって、過渡応答性をたかめるための実用的手段としては慣性項 (η) を小さくする、すなわち主燃料系統の寸度を小さくすること以外には期待できないであろう。なお、燃料噴出管の長さ (L_n) および断面積 (A_n) を小さくすると運動方程式の慣性項が小さくなるので、応答性がよくなる筈である。いま、供試気化器の寸度 ($L_n=41$ mm, $A_n=4.91$ mm²) を基準とし、 L_n を短くした場合の応答時間 (t) を t/t_0 で表示すると図-10、 A_n を小さくした場合の応答時間 (t/t_0) は図-11となる。図によると、いずれの場合も L_n 、 A_n を小さくするほどほぼ直線的に t/t_0 が減少し、応答性が改善されることがわかる。なおこの場合、 A_n を小さくするよりも L_n を短くする方が有効であり、気化器本体と浮子室を分離する方式よりも、浮子室中に燃料噴出系統を直接挿入する形式が応答性の点からは望ましいことがわかる。しかし、応答時間 (t) はいずれの場合も 0.1 sec 以下である。なお、市販の気化器では $\eta/(r_i/2g)$ の値は概略 $(4.9 \sim 11.3) \times 10^{-2}$ m であり、一般に加速運転時に問題となるほどの応答遅れは生じないことがわかる。また、メインジェットの径を変えても慣性項が変わるので応答性に差が生ずる (図-10 点線)。

IV・2 噴出孔 たかさ (浮子室油面水位) の影響

気化器の主燃料噴出口は一般に浮子室油面よりも $h=10$ mm ほどたかく設定され、アイド

リング運転時などのように低速燃料系統のみが作動しているような場合には、その影響を受けて主燃料系統内の油面はさらに低下する。かかる状態から加速するような場合には燃料が流動を開始しても油面が噴出口開口端に達するまでは實際上噴出が開始されず、いわゆる噴出遅れ (t_j) が生ずる (図-12)。このため燃料流出開始の応答性が問題となり、 t_j の大小が加速性を左右することにもなりかねない。そこで、噴出開始遅れ (t_j) と噴出孔たかさ (h) との関係を求めたのが図-13、流動損失係数 (α) との関係を求めたのが図-14 である。図によると噴出開始遅れは、さきに示した応答遅れ時間 (t) とほぼ同一値を示しており、噴出口たかさ (h)、流動損失係数 (α) に比例して増加し、作動負圧水頭 (ΔH_V) に逆比例することがわかる。なお同図には準階段状負圧 ($\Delta P_V / \Delta P_{V\infty} = 1 - e^{-50t}$) を与えた場合の計算値 (一点鎖線) と実験値 (○印) および自動車用気化器に階段状負圧を与えたときの宝諸氏⁹⁾ の計算曲線 (点線) と実験値 (●印) を併記しているが、これらはいずれもよく一致しており、理論的解析が十分妥当であることがわかる。なお、油面が噴出口よりも低い場合 ($h > 0$) の燃料流出の応答性は前述の応答おくれ (t) と噴出開始遅れ (t_j) との合計について検討する必要がある。したがって、前述のように損失係数 (α, β) を大きくすると燃料流量の過渡応答性 (t) は短縮し、改善されるものの最大流速 G_{∞} (g/s) の値は著るしく低下し、噴出開始遅れ (t_j) は増加することになるのでただ損失係数を大きくしただけでは応答性の改善は望めなくなる。

IV・3 加速槽寸度の影響

図-15 に示すように、加速槽を有する主燃料噴出系統において、主燃料噴出管路と同様に加速槽にも Euler の運動方程式を適用し連立方程式を解くと、加速槽がない場合の応答時間 (t_0) と加速槽がある場合の応答時間 (t) との割合 (t/t_0) と加速槽長さ (l_a : 加速槽噴出口位置) との関係は図-16、加速槽断面積 (A_a) および噴出口位置 (l_a) の影響は図-17 に、加速槽噴出口断面積 (A_{an}) および噴出口位置 (l_a) の影響は図-18 のとおりである。図において、加速槽を付け

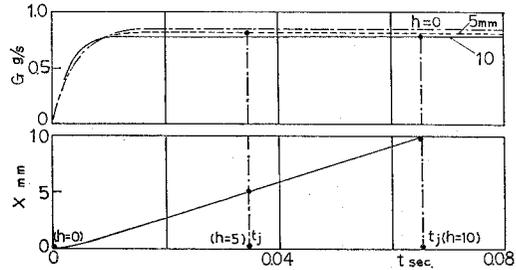


図-12 燃料流出速度 (G/g/s) の挙動

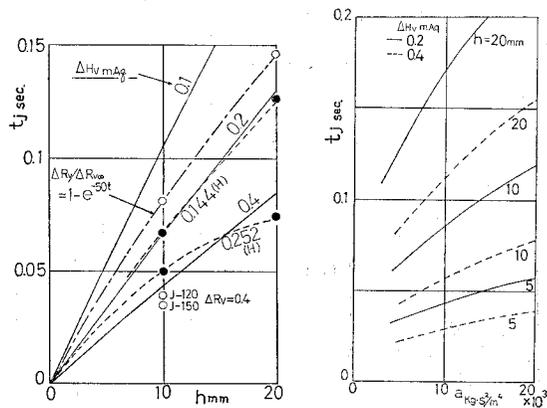


図-13 噴出口高さ (h) と 噴出おくれ時間 (t_j)

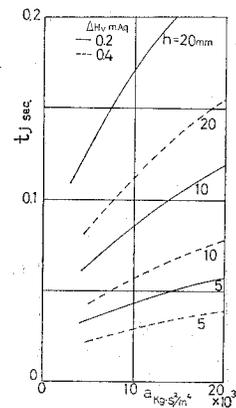


図-14 流動損失係数 (α) と 噴出おくれ時間 (t_j)

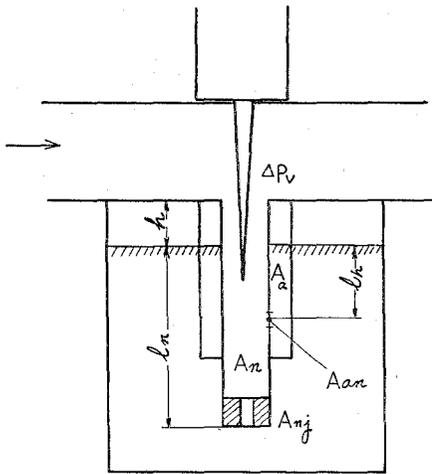


図-15 加速槽

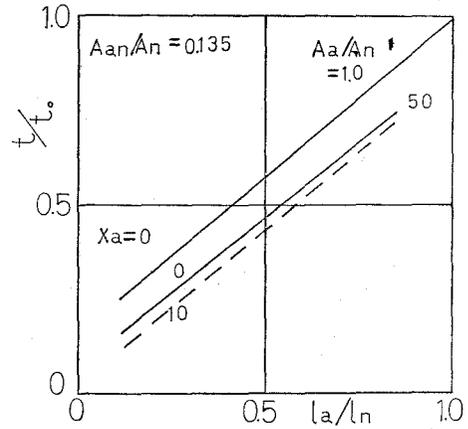


図-16 加速槽長さ (\$l_a\$) と応答性

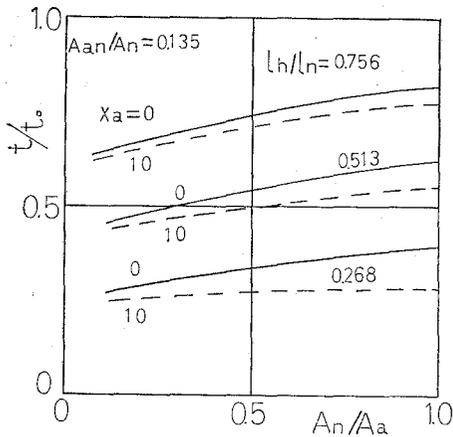


図-17 加速槽断面積 (\$A_a\$) と応答性

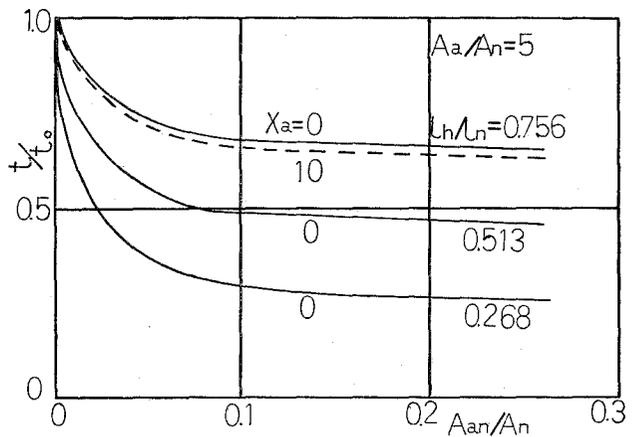


図-18 加速槽噴出孔面積 (\$A_{an}\$) と応答性

ると $A_n/A_a=1.0$ 程度でも十分に有効であり、一般に加速槽流出口を主燃料噴出口に近づけ (l_h を小さく)、その開口断面積 (A_{an}) および加速槽断面積 (A_a) が大きいほど効果的である。しかし、 A_a, A_{an} をあまり大きくしても意味がなく、 $A_a/A_n=2, A_{an}/A_n=0.1$ 程度で十分であることがわかる。なお加速槽流出口が主燃料噴出口に近づくほど (l_h の短縮)、加速槽内の有効な燃料が減ることにもなるので加速所要燃料流量から限定され、 l_h を余り短かくすることはできない。

IV.4 エア・ブリードの影響

氧化器の多くは、燃料の微粒化特性の改善のために燃料通路の途中から空気を送入するいわゆるエア・ブリード方式を採用しているが、このような細管内気液二相流の場合も平均密度

(ρ_m) および平均流速 (w_m) を用いて、一相流の場合と同じ取り扱いをすると、エア・ブリード空気流量 (G_{ab}) の燃料流量の応答性に及ぼす影響を算出することが出来る。いま代表例について算出した結果を図-19 に示しているが、燃料流量 (G_f) の約0.6% 程度 (重量比) のエア・ブリードを行なうことによって応答時間 (t) は著しく短縮し、エア・ブリードを供給しない場合 (t_0) の0.2~0.3 倍になる。なお実用上、エア・ブリードの供給空気量 (G_{ab}) によって、基準となるべき定常運転時の燃料供給量に変化をもたらすので留意する必要がある。

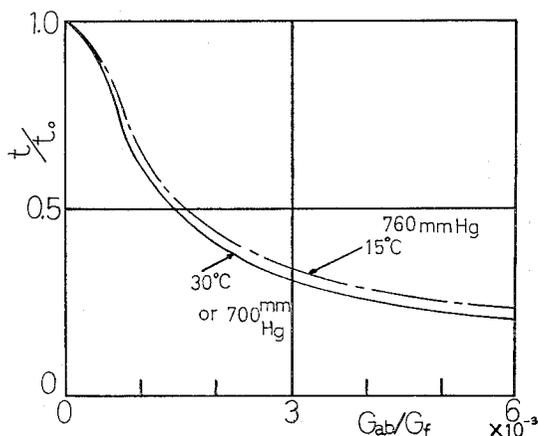


図-19 エア・ブリード空気量 (G_{ab}) と流量の応答性

V. 設定空燃比 (大気条件) の影響

初速度が零である条件のもとに運動方程式 (5) 式) を数値計算し、その応答性に及ぼす諸因子の影響について述べてきた。これ等は機関の始動時やアイドルリング時からの急加速に対応するものであるが、低速運転からの急加速などの場合には階段状負圧が作用する前にすでに燃料が主燃料噴出口から流出している。したがって階段状負圧水頭 (ΔH) を一定 ($\Delta H=0.2 \text{ mAq}$) とし、初期圧水頭 (ΔH_0) を0~0.8 mAq まで5段階に変えた場合の燃料流量の瞬時的挙動を求めた結果を図-20 に、これらの計算結果から応答時間 t ($\frac{G_\infty - G_0}{G_\infty} = 0.95$ までに達する時間) を求めたものを初期負圧水頭 (ΔH_0) について纏めたのが図-21 であり、さらに代表的条件 ($Q_0=0.2, 1.0 \text{ cc/s}$) につき空燃比 (R) と応答性 (t/t_0) どの関係を

(157)

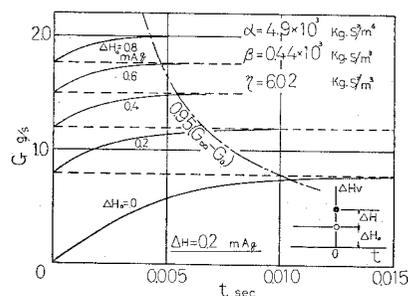


図-20 初期負圧 (ΔP_0) と燃料流出量 (G)

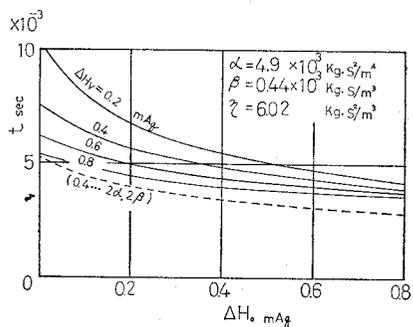


図-21 初期負圧 (ΔP_0) と燃料流量の応答性

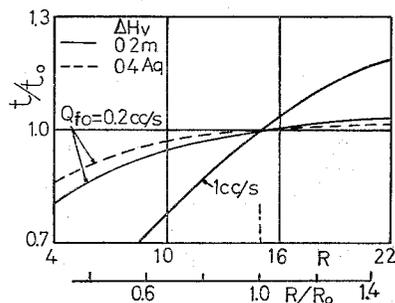


図-22 設定空燃比 (R) と燃料流量の応答性

図-22 に示す。図に示すように初期負圧 (初期流動量) が大きいほど、したがって空燃比が過濃なほど t/t_0 は小さく、応答性が改善されることがわかる。この際も Q_{r0} が大きいほど空燃比の影響は大きい。また過濃領域 ($R/R_0 < 1$) と希薄領域 ($R/R_0 > 1$) とでは階段状負圧 (ΔP) の影響は逆の影響 (図において $Q_{r0} = 0.2 \text{ cc/s}$ の実線と点線とを比較) を示している。また、損失係数 (α, β) が増加すると応答時間は短くなるが、これ等の影響は小さい。このように空燃比によって、応答性が左右されることは空燃比に及ぼす諸条件が応答性にも影響することになる。なお、大気条件の空燃比についてはすでに報告²¹⁾ したが、一般に大気温度 (T_a) がたかく、大気圧力 (P_a) が低いほど空燃比 (R) は過濃になるので、燃料流量のインジシャル応答はよくなるものと思われる。

VI. 作動負圧の応答性に及ぼす影響

VI.1 $\Delta P_V / \Delta P_{V\infty} = (1 - e^{-ct})$ の場合 (加速流)

前項では階段状外力が作用した場合について、燃料流出量の速応性の良否について論じ、雾化器の主要寸法の影響について述べてきたが、本項においては加速時初期における負圧の時間的勾配が燃料流出量に対していかなる影響を及ぼすかについて述べる。

$$\Delta P_V / \Delta P_{V\infty} = (1 - e^{-ct}) \tag{8}$$

なる外力を与えた場合 ($h=0$) の燃料流出量 (G) の挙動は計算によると図-23 となる。図において、 $\frac{d}{dt} (\Delta P_V / \Delta P_{V\infty})_{t=0} = C$ の値が増加につれて、燃料流量の応答性が悪くなり、階段状負圧を与えた場合の応答時間に近づく。 $G/G_\infty \sim \Delta P_V / \Delta P_{V\infty}$ 線図に纏めたのが図-24 である。なお、同図には運動方程式の慣性項 (右辺第一項) が零 ($\eta=0$) の曲線を併記しているが、この曲線からづれるほど応答性が悪いことを示すものであり、図-23 から予想されたように C の値が大きくなるほど応答性が悪く、とくに負圧変化の初期 ($\Delta P_V / \Delta P_{V\infty}$ が小さい時期) における応答おくれが大きく、その後順次回復することがわかる。図-24 には雾化器ノズルに作用する負圧が

$$\Delta P_V / \Delta P_{V\infty} = A \cdot t \tag{9}$$

で与えられる場合の計算結果の一例をも示しているが $C=6$ と $A=6$ の曲線がよく近似してい

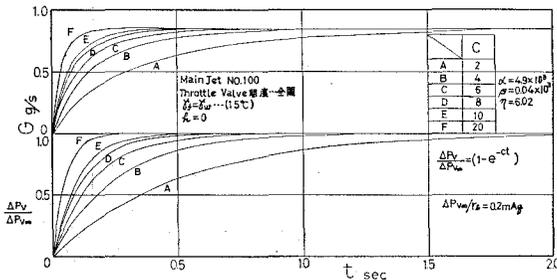


図-23 作動負圧と瞬時燃料流量

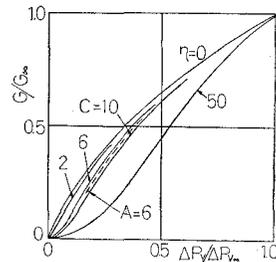


図-24 $G/G_\infty \sim \Delta P_V / \Delta P_{V\infty}$ 線図

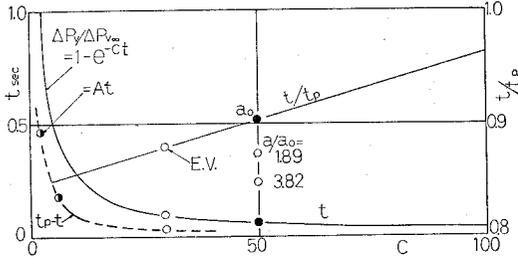


図-25 作動負圧の圧力勾配と燃料流量の応答性

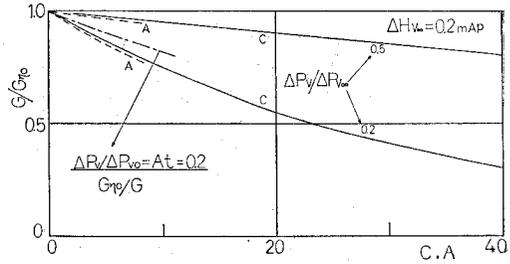


図-26 作動負圧の圧力勾配と燃料流量の初期応答

ることから、作動負圧の圧力勾配がとくに初期応答や、応答時間 (t) に主として影響を与えていることがわかる。勿論燃料流量が $G/G_{\infty} = 0.95$ に達するまでの所要時間 (t) は図-25 に示すように C および A が大きくなるほど短くなり $C \geq 50$ ともなると階段状負圧を与えたときの (t) に近似する。同図にはゲート・バルブを作動させた場合の実験値 ($C=30$, E.V. ○印) をも併記してあるが計算値とよく一致し、上述の考察が十分妥当であることがわかる。かかる現象は C または A が大きいほど、作動負圧が $\Delta P_v/\Delta P_{v\infty} = 0.95$ に達するまでの時間 (t_p) も短くなるので、上述の結果から作動負圧を急変させた方がある任意の燃料流量 (G_{∞}) に達するまでの所要時間 (t) は短くなる。しかし、かかる現象から C, A が大きいほど応答性が良くなるとは言えず真の応答性は $\eta=0$ の場合の応答との比較によるべきであろう。すなわち t/t_p で表示するとその値は C に比例して大きくなる。さらに流出初期の追従性も機関の加速性の良否などに関連して重要な因子である。そこで、 $\Delta P_v/\Delta P_{v\infty} = 0.5$ および 0.2 に達した時点の燃料流量 (G) をその時点で慣性項が $\eta=0$ の条件における燃料流量 ($G_{\eta=0}$) と比較したのが図-26である。図によると燃料流量の追従性は作動負圧の圧力勾配 $\frac{d}{dt}(\Delta P_v/\Delta P_{v\infty}) = A$ または C の値に比例して悪化することがわかる。このように、前項で述べた燃料噴出管系の圧力損失、慣性項 (寸度) は勿論のこと作動負圧の圧力勾配によって燃料流量の応答性は左右される。

VI.2 $\Delta P_v = A r_i \cdot \sin(\omega t + B) + \Delta P(1 - e^{-ct})$ の場合

前項において加速流の場合、初期負圧勾配が燃料流出に大きく左右することを示した。実用機関の吸気管内の圧力変動を想定すると定常的負圧変化に脈動圧波が重畳した状態にある。そこで、その圧力変動に近似させ脈動負圧波が

$$\Delta P_v = A r_i \cdot \sin(\omega t + B) + \Delta P(1 - e^{-ct}) \quad (10)$$

の形で与えられた場合につき燃料流出量 (G) に及ぼす脈動圧力波の振幅 (A)、その脈動角速度 (ω)、位相 (B)、

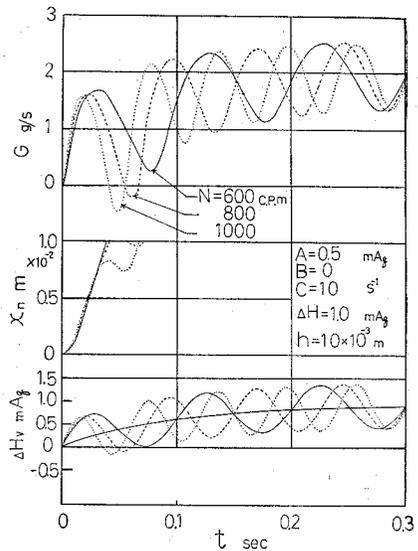


図-27 変動負圧と瞬時燃料流量

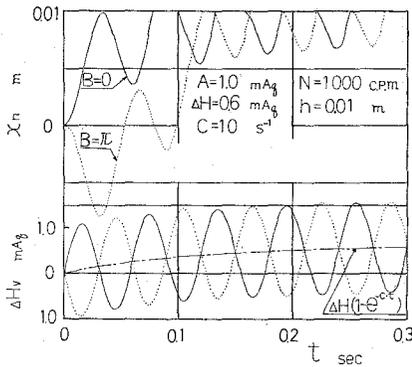


図-28 変動負圧の位相と瞬時燃料流変位 (t_n)

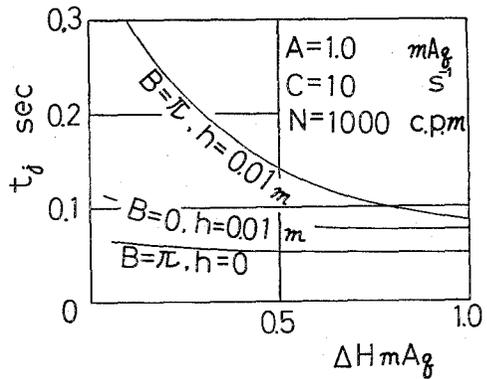


図-29 燃料噴出開始時間 (t_j) と $\Delta P, B$

基準となる負圧変化 (ΔP) および浮子室油面高さの変化の影響について数値計算した結果について次に述べる。図-27には $N=600, 800$ および 1000 c.p.m., $\Delta P/\tau_z=1.0$ mAq, $A=0.5$ mAq, $C=10$ s⁻¹ の場合の計算結果を示しているが、噴出口と浮子室油面との高さ $h=10 \times 10^{-3}$ m が存在するので、たとえば、 $N=600$ c.p.m. の時には脈動波の始めの一周期の間に燃料の噴出が開始され、その後は継続して噴出される。これに対し $N=800$ c.p.m. では初めの一周期の間に噴出が中断される状態すなわち二度噴出を開始する様子が認められる。さらに $N=1000$ c.p.m. では二周期目に初めて噴出が開始するようになり、 $N=2000$ c.p.m. のように変動周波数が高くなった場合も同様の挙動を示す。次に脈動圧力波の位相 (B) の影響を図-28 に示す。図によると重畳脈動波の位相 (B) は噴出開始時間に大きく影響することがわかる。これらから、噴出開始時間 (t_j) を求め、図示すると図-29 となる。圧力波の定常負圧水頭 (ΔH) の増加とともに噴出開始おくれ時間 (t_j) は短縮するが、その短縮する度合いは位相 (B) の影響を大きく受ける。したがって実用機関においては、管内圧力変動の正確な挙動を明確にしないかぎり噴出開始時間の長短を単純に述べることは出来ないであろう。次に圧力変動が定常状態に達した場合、すなわち

$$\Delta P_T = \Delta P + A\tau_z \sin(\omega t + B) \tag{11}$$

の圧力変動が作用した場合の燃料流量の挙動に注目し、運動方程式 ((5) 式) において、燃料噴出システムの慣性質量を省略して算出した燃料流量と省略しない場合の計算値を図-30 に比較している。図によると、比較的脈動波の周期がおそいにもかかわらず1サイクル当たりの燃料流出量は、慣性項を考慮しない方 (G_{s0}) が慣性項を考慮した場合 (G_m) より約3% 減少することがわかる。なお、変動圧力の時間的変動負圧と定常流の関係から求めた燃料流量 (G_s) の値をも併記しているが、主燃料管系の流動抵抗係数が R_e 数の関数であるため、慣性項を省略したときの値 (G_{s0}) とは必ずしも一致しないことが示されている。したがって、脈動波の振幅や周期が燃料流出量に大きく関与するであろうし、また定常負圧 (ΔP) と脈動波の振幅の大小によっても大き

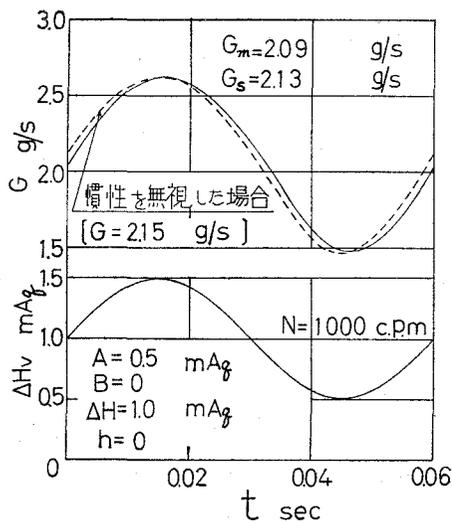


図-30 脈動波と燃料流量

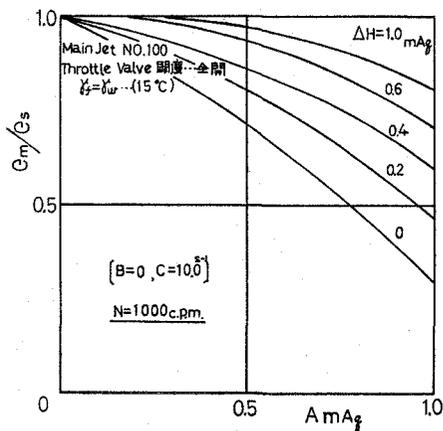


図-31 振幅(A)と燃料流量

く影響するものと思われる。なお、ここに示した計算結果は燃料噴出管系統の寸法が小さく、脈動波の振幅が定常負圧水頭 (ΔH) に比較して小さい場合であるが慣性項が大きく、脈動波の振幅が大きくなると脈動波の影響も大きくなる。そこで平均負圧水頭 (ΔH) および脈動波の振幅 (A) の1サイクル当たりの燃料流出量 (G_m) に及ぼす影響を求めたのが図-31である。図によると、 ΔH が大きいほど、圧力波の振幅 (A) が小さいほど G_m/G_s の値は増加し、定常流値に近づくことがわかる。脈動波の振幅 (A) が同じであってもその周波数によって燃料流量が変わるが、その様子をより明確にするため、比較的燃料噴出管系統の寸法が大きい場合 ($l=62.5$ cm) について燃料流量の周波数特性すなわちゲインと位相曲線を数値計算したのが図-32である。この図によると、圧力波の脈動周波数がたかくなるほどゲインは低くなり、一次遅れ要素として時定数を概算すると1~2秒となる。このように脈動流の平均燃料流量は圧力波の脈動数、振幅および平均負圧の影響を受けるので、定常流の実験値から

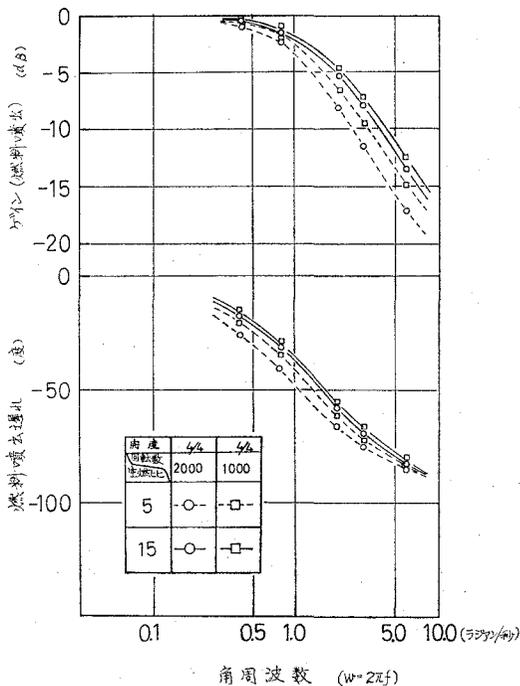


図-32 燃料噴出の周波数特性

脈動流の平均燃料流量を推定するためには、脈動波の実体を正確に把握する必要のあることがわかる。

VI.3 半波整流波型に類似した負圧が作用した場合

一般に機関のアイドリングまたは軽負荷運転およびエンヂン・ブレーキ時の場合のように、気化器開度が小さい場合には一サイクル毎に半波整流波に類似した負圧が作用する。この場合燃料噴出管系の慣性質量が燃料流出量にどのように影響するかについても検討してみる必要がある。とくに、後述するように実用機関においても、かかる影響が見受けられる。かかる現象の基礎的解明の目的で、排気弁を取り外した小型単気筒機関の排気側に負圧発生装置を取り付け、カム軸を駆動させることによって間歌脈動圧力波を発生させ燃料流量を実測した。さらに同一実験装置を用いて定常流実験を実施し、両者の燃料流量を比較すると同一空気流量 (G_a) にもかわらず、前者の燃料流量は $N = 600 \sim 1800$ r.p.m. 範囲で約 50% 程度も増加するという現象に遭遇した (図-33)。かかる原因について ① 間歌脈動流の空気流量測定誤差, ② 脈動的燃料流の測定誤差 (燃料ジェットおよび燃料系統の流動抵抗係数) などが考えられるが、容積型流量計をも併用して種々検討を試みたが誤差を誘発するような問題は認められなかった。したがって、間歌脈動流の本質的特殊現象と考え、次に検討する。

機関の吸込み期間にのみ正歪曲線状の負圧が作用した場合を想定し、

$$\Delta P_V = A r_i \sin \frac{\pi}{\theta^*} \cdot \theta \quad (12)$$

与えられる負圧 ΔP_V が気化器に作用する場合の燃料流量 (G) を計算し、燃料噴出管系の慣性を無視した場合の計算値と比較したのが 図-34 である。図によると燃料噴出管系液柱の慣性によって、前半の加速流領域から燃料の流出は遅れが認められ、しかも後半の減速流領域における流出遅れは大きく、長期間続く。このため次の負圧発生までのいわゆる一周期における燃料流出量 (G_m) は慣性項を無視した場合 (点線) よりも増加することがわかる (この場合は約 10% の増加)。この傾向は周期が短くなる程燃料噴出系統の慣性が大きくなる程顕著となる (図-35 参照)。したがって、平均燃料流量 (G_m) を機関回転数 (N) につきまとめると 図-36 のようになる。計算は主として実用

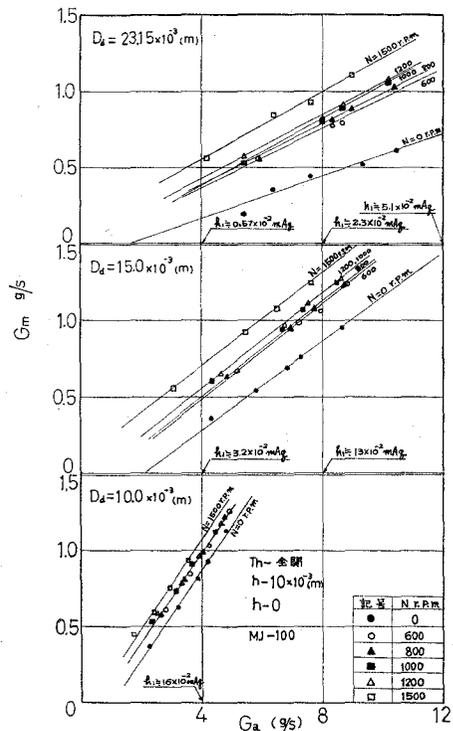


図-33 燃料流量 (G_m) と機関回転数

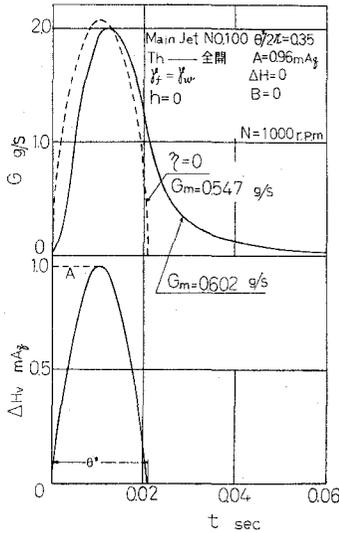


図-34 瞬時燃料流量と半波整流負圧

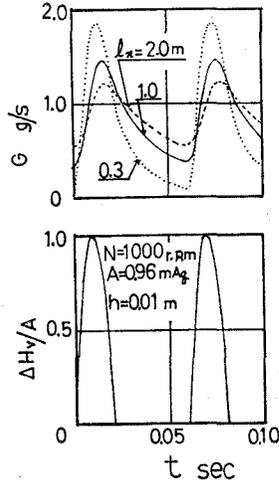


図-35 燃料噴出管長さ (l_n) と瞬時燃料流量

状態(気化器本体と浮子室を直結)で行なったが、一周期の平均燃料流量は作動負圧の振幅(A)が一定であれば機関回転数に比例して(周期に反比例)慣性がない場合よりも順次増加し、したがって定常流の燃料流量よりも増加する(図の点線)。かかる傾向は実験値ともよく一致する(△印)、また吸込み空気流量($G_a=8.28 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$)を一定に保って圧力波の周期を短かくした場合にも図の実線や○印で示すように同様の傾向が認められる。かかる傾向は、同一周期の場合でも気化器本体と浮子室までの長さ(l_n)が長くなるほど増加する。同図には $l_n=3 \text{ m}$ の場合の実験値を示しているが、この場合慣性項が大きいので平均燃料

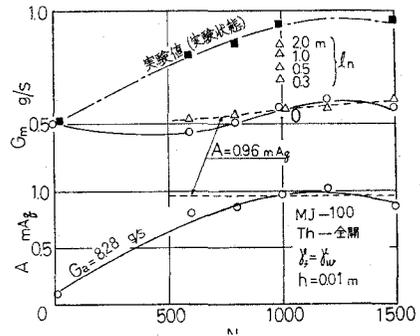


図-36 燃料噴出管長さ (l_n)、回転数 (N) と平均燃料流量

流量は著るしく増大することがわかる。このように周期が短くなるほど燃料流出量が增大する傾向を示す理由は図-35に示したように減速流の慣性おくれが大きいので、十分に減速しきらないうちに次のサイクルの吸込み負圧が発生し、燃料の噴出が中断することなく燃料流出量が再び増加していくためである。なお G_m/G_0 の値は慣性質量の平方根にほぼ直線的に比例して増加する。また、同一寸度においても圧力振幅(A)が大きいほど燃料流量は増大する。

VII. 結 言

以上、気化器の燃料噴出口に階段状負圧が作用した場合の燃料流の応答性に及ぼす気化器寸度の影響、脈動的負圧、半波整流型負圧が作用した場合の挙動について数値計算し、若干の

実験結果と対比しながら考察したが要約すると次のとおりである。

1) 燃料流のインディシャル応答は、一次遅れ要素的挙動を示し、その応答時間 (t) は作動負圧 (ΔP_f)、液柱の圧力損失 (ΔP) が大きく、慣性項 (η) が小さいほど短くなる。応答性の指標として $0.95 G_\infty$ に達するまでの時間に注目すると規準状態との比 t_0/t の値は $\sqrt{\Delta P}$ 、 $1/\eta$ にほぼ比例する。

2) インディシャル応答は、燃料噴出管系寸度 (A_n, l_n, A_{n2}) が小さいほど優れ、加速槽を取り付けると著しく改善される。この場合、加速槽寸度 (A_a, A_{an}) を大きく、加速槽からの流出口を燃料噴出口に近づける (l_n を小さく) ほど応答性はよくなるが、 $A_a/A_n=2$ 、 $A_{an}/A_n=0.1$ 程度で十分である。

3) 浮子室油面が燃料噴出口よりも低いと、燃料噴出開始が遅れる。この噴出開始遅れ時間 (t_j) は噴出口高さ (h)、流動損失係数 (α) に比例して増加し、作動負圧 (ΔP_f) に逆比例する。しかも実験値と計算値はよく一致する。

4) エア・ブリード方式を採用するとインディシャル応答は著しく改善し、応答時間 (t) はエア・ブリードなしの場合の $0.2\sim 0.3$ 倍に短縮する。

5) 初期負圧 (ΔP_0) が大きいほど、したがって設定空燃比が過濃なほどインディシャル応答時間は短くなる。このことは、大気条件すなわち大気温度が高く、大気圧力が低いほど空燃比が過濃になるので、これらによって応答時間が短くなることを示す。

6) $\Delta P_f/\Delta P_{v\infty}=(1-e^{-ct})$ 、 $\Delta P_f/\Delta P_{v\infty}=At$ で与えられる負圧が作用する場合、その圧力勾配が大きいほど燃料流出の応答性は悪く、とくに流出初期の応答遅れは増加する。かかる傾向は実験結果とよく一致する。

7) 脈動負圧波が作用する場合、脈動波の振幅 (A) が大きく、定常負圧水頭 (ΔH) が小さいほど、一サイクル当たりの燃料流出量は定常流れ関係から求められる流出量よりも少なくなる。また、噴出開始遅れ時期 (t_j) は脈動波の位相の影響を大きく受ける。

8) アイドリング時などにみられる半波整流型負圧波が作用する場合、燃料噴出管系液柱の慣性によって減速流の追従性は著しく悪いので負圧波が間歇的に作用する場合には、定常流の関係から求められる燃料流出量よりも増加する。この傾向は、噴出管系寸度 (l_n, A_n) が大きく、機関回転数 (N) が高いほど顕著である。かかる場合の計算値と実験値はよく一致する。

終わりにのぞみ、実験を担当した当時室蘭工業大学修士課程機械工学専攻山辺信君、実験装置の製作に尽力された福島和俊教官、早川友吉技官に謝意を表します。

(昭和 49 年 5 月 20 日受理)

文 献

- 1) Vladimir Linzer: MTZ 27-1, 11-27 (1966).

- 2) L. C. Lichty: Internal Combustion Engine, McGraw-Hill.
- 3) 田中: 火花点火機関 (熱機関大系 5), 昭 31-4, 山海堂.
- 4) 浅野: 機械学会論文集 33, 255 (1967), 1026.
- 5) 浅野: 機械学会論文集 37, 297 (1971), 1026.
- 6) 渡辺: いすゞ技報, 44, 15 (1964-9).
- 7) 伊藤: 機械学会論文集 18-66, 101 (昭 27).
- 8) 草間: 機械学会論文集 18-66, 27 (昭 27).
- 9) 宝諸: 自動車技術講演前刷集, 1966-1.
- 10) 大島: 機械学会講演論文集 No. 138, 61 (1965-8).
- 11) 山下: 機械学会誌 36-191, 159 (昭 8-3).
- 12) 石神: 機械学会論文集 23-128, 279 (昭 32-4).
- 13) 坂山: 機械及電気 5-11, 1 (昭 15-11).
- 14) 田中: 機械学会誌 38-213, 23 (昭 10-1).
- 15) 宝諸: 日立評論 44-5, 63 (昭 37-5).
- 16) 古山: 自動車技術会論文集 34 (1971), 17.
- 17) 篠田: 内燃機関 10-115, 63 (1971-10).
- 18) 沢: 室蘭工業大学研究報告 6-1, 187 (1967-7).
- 19) 浅沼・沢: 機械学会論文集 25-156, 840 (昭 34-8).
- 20) 山辺: 室蘭工業大学修士論文, 昭 43.
- 21) 沢・林: 室蘭工業大学研究報告 6-3, 315-326 (昭 44-7).