# ロータリエンジン用排気ガス浄化装置

The Exhaust Emission Control System for Rotary Engines

 達 富 康 大\* 宝 諸 幸 男\*\*

 Yasuo Tatsutomi
 Yukio Hôsho

 中 川 透\*\*\* 大 山 宜 茂\*\*\*\*

 Tôru Nakagawa
 Yoshishige Ôyama

## 要旨

アメリカにおける自動車の排気ガス規制は 1968 年に始まり、年々強化されつつある。今回、東洋工業株式会社においてロータリ車の対米輸出が企画されるにあたり、特に炭化水素の浄化に重点をおいた排気ガス浄化装置を東洋工業株式会社・日立製作所により共同開発した。本装置はエアインジェクションシステムとサーマルリアクタから成るもので、これを装着したファミリアロータリ車はアメリカ H.E.W.の公式テストに余裕をもって合格し、昭和45年4月からアメリカに輸出され好評を博している。

# 1. 緒 言

ロータリエンジンは燃焼室の形状が複雑なために、レシプロエンジンに比較してクエンチゾーン(Quench Zone)が大きく、炭化水素(HC)排出濃度が高い反面、窒素酸化物(NO)濃度は低く、かつ、比較的粗悪な燃料でも容易に燃焼する特性を有するので、HCの浄化が達成されれば、NOの規制ならびに無鉛化ガソリンが採用されようとしている今後の動向に対して非常に有利な条件を備えている。

そこで、本研究においては特に HC の浄化を主眼としてエアインジェクションシステムとサーマルリアクタの組合せによる浄化装置を完成した。前者は主として日立製作所が担当し、後者は東洋工業株式会社が分担した。

ロータリエンジンの二次空気要求特性は、レシプロエンジンの場合に比べて低速時に大流量を必要とし、かつ、狭いスペースに格納する要求を満たすために、ロータを長く偏心を大とした容量 300 cc のエアポンプを新設した。これに伴い各部に改良工夫を加えてほかの機器とともに耐久性を確保して、アメリカ H. E. W. の公式テストに余裕をもって合格した。

### 2. 実 験 装 置

# 2.1 供 試 車

2 ロータ 1,000 cc エンジンを搭(とう)載した、ファミリアロータ リ車およびこれと各種排気ガスの水準を比較するために、レシプロ 1,200 cc エンジン搭載車を供試した。 それぞれのアメリカにおける 70 年排気ガス規制値は次のとおりである。

慣性重量 HC CO NOx (71年)

ファミリアロータリ車 2,250 lbs 305 ppm 1.7% 1,808 ppm レシプロ 1,200 cc 搭載車 2,000 lbs 342 ppm 1.9% 2,020 ppm

# 2.2 シャシダイナモメータ

直流式動力吸収装置を備えるドラム形でおもな仕様を次に示す。

ド ラ ム 径 1,030 φ

運転速度範囲 0~100 km/h

負 荷 (連 続) 30 HP

慣性荷重範囲 500~3,000 kg

### 2.3 排気ガス分析装置

堀場製作所製 6 ユニット MEXA-17 形と, 1 ユニット MEXA-61

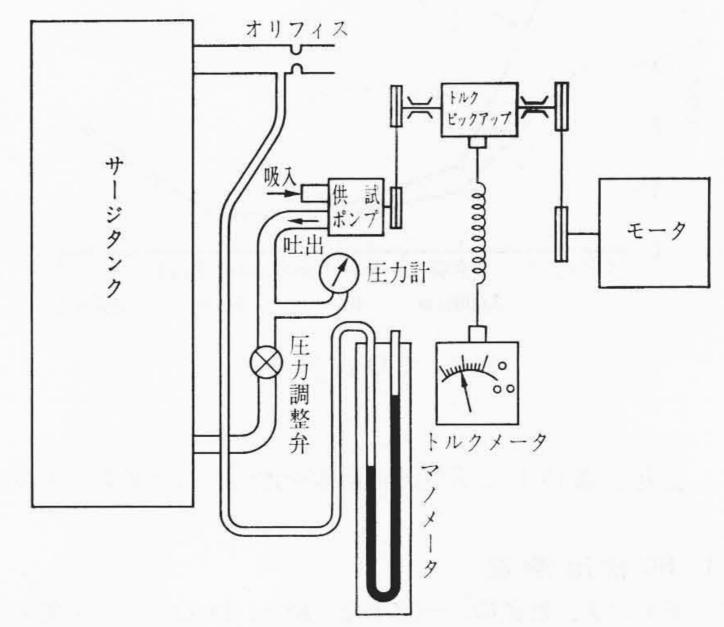


図1 エアポンプ特性試験装置

形非分散形赤外分析計を使用した。それぞれの測定濃度範囲は次のとおりである。

### MEXA-17形

C O (Low Range)  $0\sim2,000~\mathrm{ppm}$  C O (High Range)  $0\sim12\%$ 

 $C O_2$  0~16%

H C (Low Range)  $0\sim2,000 \text{ ppm}$ H C (High Range)  $0\sim10,000 \text{ ppm}$ 

O<sub>2</sub> 0~5% (または 0~21%)

MEXA-61形

NO 0~2,000 ppm または 0~4,000 ppm

### 2.4 エアポンプ吐出性能試験装置

装置の概要を図1に示す。可変速モータによって駆動され、ポンプの駆動トルクはトルクピックアップによって精密に測定される。

### 3. ロータリエンジンの排気ガス特性

70年の自動車排気ガスの規制は HC と CO について行なわれているが、カリフォルニア州では 71年、全米では 72年から NO の規制が予定されている。これらの排気ガスのうち、HC と CO はエンジン燃焼室内での未燃焼成分が排出されるものであり、NO はこれと反対に高温燃焼の結果生成されるものであるから、両者の浄化装置は異なった方式によらなければならない。いま、浄化装置を使用しない場合のロータリエンジンとこれに近いレシプロエンジンにつ

<sup>\*</sup> 東洋工業株式会社ロータリ研究部

<sup>\*\*</sup> 日立製作所佐和工場 工学博士

<sup>\*\*\*</sup> 日立製作所佐和工場

<sup>\*\*\*\*</sup> 日立製作所日立研究所 工学博士

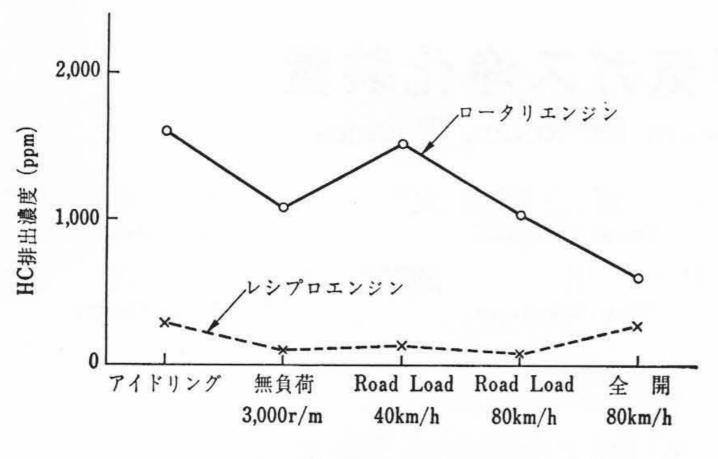
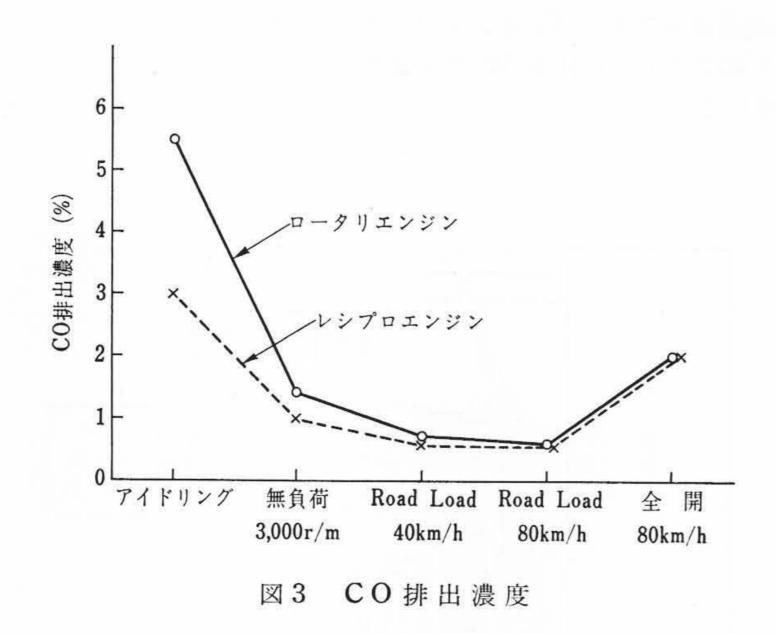


図2 HC排出濃度



いて、各運転条件下で排気ガス濃度を比較した結果を示すことにする。

### 3.1 HC 排出 濃度

アイドリング,無負荷,一定車速 (Road Load),全開運転中の代表的測定点における HC 濃度は図 2 に示すとおりである。各測定点ともロータリエンジンの HC 濃度が非常に高いことがわかる。

この原因は、p-gリエンジンの燃焼室の形状が扁平(へんぺい)で複雑な形を成しているために、燃焼室表面積Sと容積Vとの比S/Vが大きいことにある $^{(1)}$ 。すなわち、pエンチゾーンの増加による火炎の冷却が原因である $^{(2)(3)}$ 。

# 3.2 CO 排出濃度

同様に、各運転条件における CO 排出濃度は図 3 に示すとおりである。 CO 濃度については、アイドリングおよび低速運転時においては、ロータリエンジンのほうが濃度が高いが、通常の運転条件下では、両者ほぼ同等で、レシプロの場合と同様に吸入混合気の空燃比によって一義的に決められる。

### 3.3 NO 排出濃度

NO 排出濃度を比較したのが図 4 である。 p-gリエンジンはレシプロエンジンに比較して NO 濃度は非常に低く, p-g 7 モード運転時の NO 濃度は,今後に予定されている p-g 73 年規制値をじゅうぶん満足するものである。一般に, p-g 1,500℃ 以上の高温状態では,p-g 2 と p-g 2 が熱解離して急激に NO が増加することが知られている p-g 3 これは前述 HC の場合と反対に, p-g 2 アンチゾーンによる火炎冷却効果により燃焼中 1,500℃ 以上の高温になる期間が短いことによるものと考えられる。

# 4. ロータリエンジン用排気ガス浄化装置

前章の結果から、ロータリエンジンの場合は HC の浄化に重点を おいた排気ガス浄化装置が必要であることが明らかになった。この

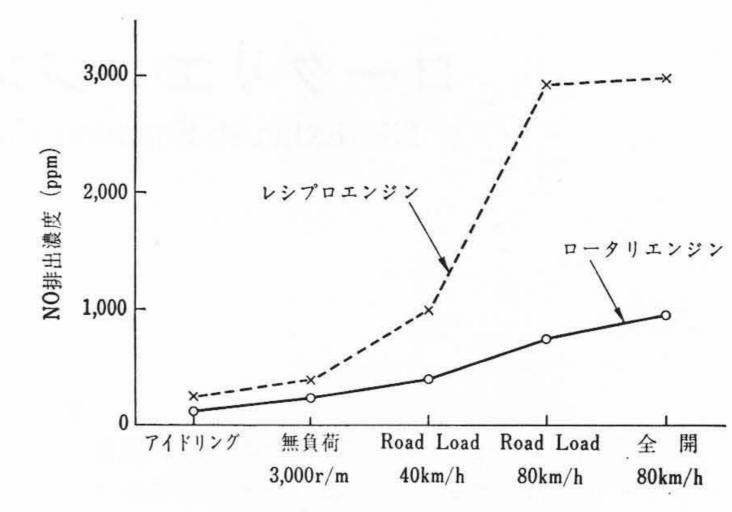


図4 NO排出濃度

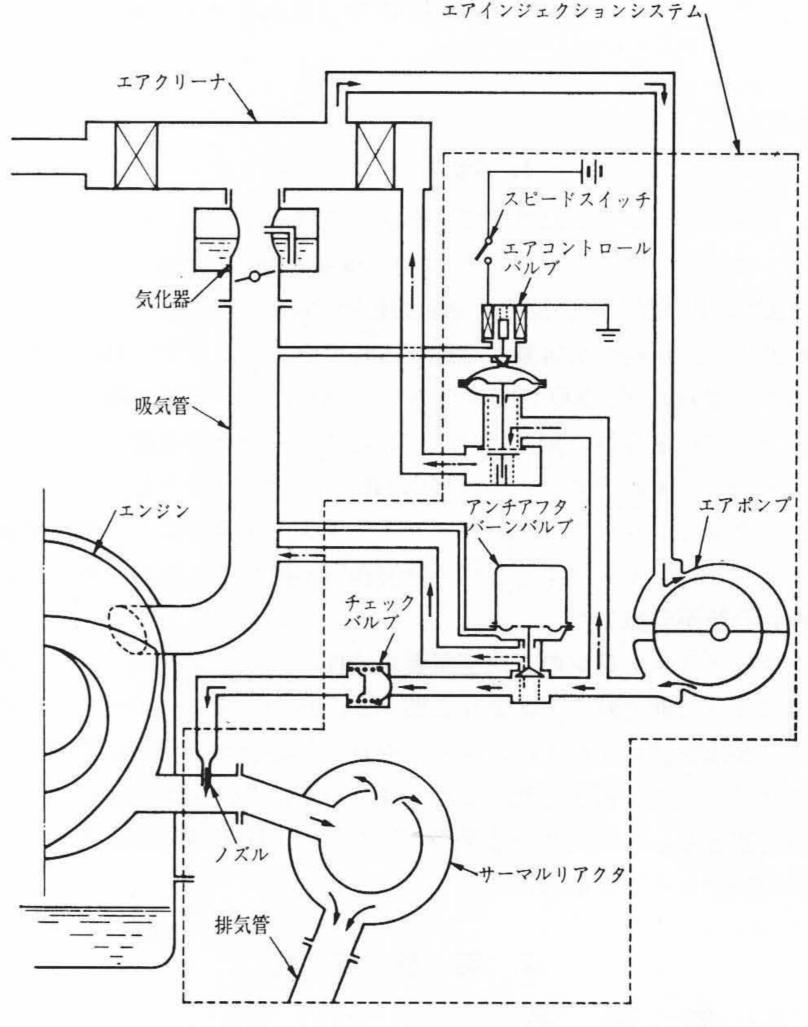


図5 ロータリエンジン用排気ガス浄化装置系統図

対策として、排気ポート付近に二次空気を噴射するエアインジェクションリアクタシステムを採用することになった。

さらに、排気管内における二次燃焼の効率を高めるには、燃焼温度を高くし、かつ燃焼時間を長くすることが有効である。その手段として、サーマルリアクタを設けて排気ガスの滞留時間を長くして燃焼効率を高める方式が報告されている(6)~(8)。 今回のロータリにはそのためのサーマルリアクタがあわせて採用された。

### 4.1 ロータリ用排気ガス浄化装置の系統

本装置の系統図は図5に示すとおりである。通常の燃焼過程は、エアクリーナから吸い込まれた空気は気化器によって燃料との混合気となり、吸気管からエンジンに吸入されて燃焼爆発し、排気ガスとなって排気管から排出される。これに対して、本装置による二次燃焼系はエアクリーナから分岐した空気をエアポンプにより吸入し加圧され、排気マニホールド内にノズルから吐出してサーマルリアクタ内でじゅうぶん二次燃焼を行なって浄化された排気ガスが排気管から排出されるものである。チェックバルブは燃焼ガスの逆流防止に備えるものである。

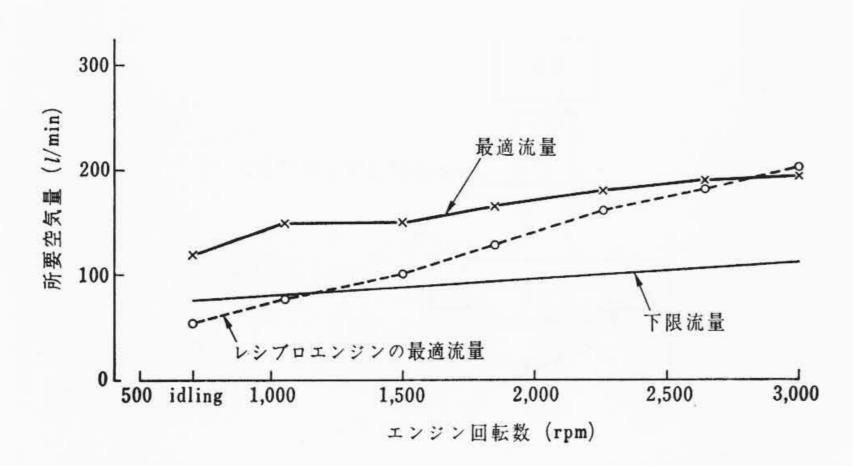


図6 エンジン回転数と所要空気量の関係

二次空気の制御は二つの系統によって行なわれる。すなわち、その一つの系統はアンチアフタバーンバルブによって減速時、吸気管が高真空となった場合、二次空気の一部を吸気管に送ってエンジン燃焼室内での不完全燃焼を防止する系統で、ほかの一系統は、エアコントロールバルブとスピードスイッチの組合せにより、エミッション上問題の少ない高速領域ではエアインジェクションを止め、サーマルリアクタが必要以上の高温にならないように二次空気を強制的に還流させる系統である。

以上の排気ガス浄化装置において、ロータリエンジンの要求を満足させるためのエアポンプ、サーマルリアクタの耐久性、これを制御するための各種制御バルブ類の耐久性とそれらの系としてのマッチングの適否がロータリエンジンに対する排気ガス浄化の性能を左右するものである。

これらのうち、サーマルリアクタの耐熱耐久性とこれに対する制御系の適合性については、また別の機会に報告することとし、以下にロータリエンジン用として種々の条件を満たすためのエアポンプについて述べる。

### 4.2 エアインジェクションポンプ

### (1) エアポンプの容量の決定

レシプロエンジンにおけるエアインジェクションシステムの二次空気量は、一般にエンジン吸入空気量の 10~20% といわれている(๑)。ロータリエンジンの場合には実績がないので、圧縮ポンプから排気孔内に空気を圧送して、排気ガスがサーマルリアクタ内で最もよく燃焼するに必要な空気流量を実験的に求めた。その結果は図6に示すとおりである。図には、レシプロエンジンにおける要求二次空気量特性も参考のために併記した。ロータリエンジンの特色は、エンジン回転数の上昇に対して要求二次空気流量の増加が非常に少ないことである。このことはエアポンプを小形に作るうえには不都合な特性であって、ほとんどアイドリング運転時の空気流量によって決定されることを示している。

次に、本システムでは、サーマルリアクタの制御のためにエアコントロールバルブとスピードスイッチが設けられており、このバルブが開いたときにエアポンプからの空気を確実にエアクリーナに逃がす必要がある。いま図5において、エアコントロールバルブ開放時のこの通路の圧力を $P_1$  mmHg、チェックバルブの開弁圧力を $P_2$  mmHg、エンジンの排気圧力を $P_3$  mmHg とすると、二次空気がサーマルリアクタにはいらないためには次の条件を満たす必要がある。

$$P_2+P_3>P_1.....(1)$$

しかもエアコントロールバルブは高速運転時に確実に還流させる役目を果たす目的のバルブであるから、最高回転運転時にも(1)式を満足するように設計されなければならない。

これらの各圧力を実験的に求めた結果,最高回転数における $P_1$ 

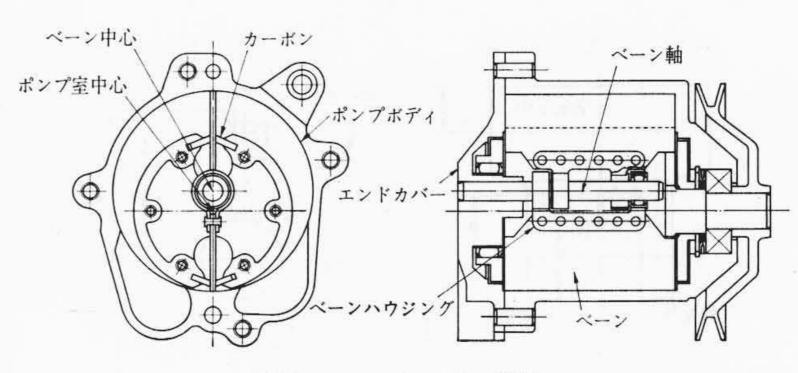


図7 エアポンプの構造

の最大値,排気圧の最小値はそれぞれ  $P_{1 \max} = 110 \text{ mmHg}$ ,  $P_{3 \min} = 90 \text{ mmHg}$  であるから,  $P_{2} > 20 \text{ mmHg}$  にとる必要がある。

以上の結果から,使用中の劣化を50% と見込んで,アイドリング運転時のエアポンプ吐出圧を45 mmHg とした。すなわち,アイドリング運転時において吐出圧45 mmHg で,吐出空気流量120 l/min によってエアポンプの容量が決まる。いま,

P: エアポンプの吐出圧力 (mmHg)

V: エアポンプの容量  $(cm^3/rev)$ 

g: 重力の加速度 (cm/s²)

γa: 空気の比重 (kg/m³)

np: アイドリング時エアポンプの回転数 (rpm)

A: エアポンプ各部の漏えい面積 (cm²)

C: エアポンプ漏えい部の流量係数

v: 漏えい空気流量 (cm³/rev)

とすると

$$V = \frac{1}{n_p} \cdot \{120 \times 10^3 + v \}$$

$$= \frac{1}{n_p} \cdot \{120 \times 10^3 + 8.4 \, CA\sqrt{P \times 10^4} \} \quad \dots (2)$$

ここに、エンジンのアイドリング回転数 800 rpm、エアポンプのプーリ比を 0.8 とすると、 $n_p$ =640 rpm である。 設計値から漏えい面積 A=0.15 cm²、P=45 mmHg、流量係数は経験値として C=0.8 とすると、V=293 cm³/rev となる。これよりポンプの容量を 300 cm³/rev と決めた。

# (2) エアポンプ各部の寸法

図7はエアポンプの主要部構造を示したものである。これはエンジンのエクセントリックシャフトプーリによってVベルトを介して駆動されるロータと2枚のベーンがポンプボディとエンドカバーに囲まれたポンプ室に内蔵されている。ロータはポンプ室中心から偏心した位置に両端を軸受で支持されており、ベーンはエンドカバーに圧入されたポンプ室中心に位置するベーン軸にニードルベアリングとハウジングを介して支持されている。

ロータが回転すると、ベーンはロータに保持されたカーボンと接触しながらベーン軸の回りを回転して空気を吸入口から吐出口に運ぶ。いま、図7において

R: ポンプ室の半径 (cm)

ε: ポンプ室中心とロータ中心との偏心量 (cm)

L: ポンプ室の長さ (cm)

とすると、ポンプの容量  $V \text{ cm}^3/\text{rev}$  は次の(3)式で求められる。

$$V = 2L \left\{ \pi R^{2} \times \frac{2\pi - \tan^{-1} \frac{R - \varepsilon}{\varepsilon}}{2\pi} - \frac{\pi}{2} (R - \varepsilon)^{2} + \varepsilon (R - \varepsilon) \right\}$$
.....(3)

実際の設計にあたっては、エンジンへの取付上の制限から、 $R=4.5\,\mathrm{cm},\;L=7.5\,\mathrm{cm}$  としたので(3)式から  $\varepsilon$  を逆算すると

 $\varepsilon = 0.9 \,\mathrm{cm}$ 

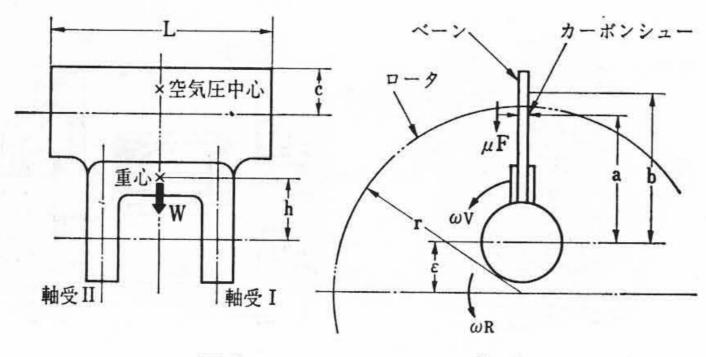


図8 ベーンにかかる荷重

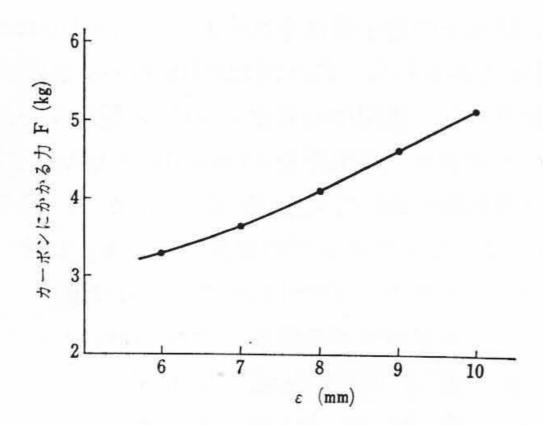


図9 ロータの偏心量とカーボンにかかる力の関係

### (3) ペーンとカーボン材料の選定

εが大きくなると、ベーンとカーボンシューとの間の相対速度が大となり、摩擦部分から発生する熱と接触面の摩耗によってエアポンプの吐出性能の劣化を早めることになる。そこで図8により、ベーンとカーボンシューの間の相対関係を調べてみる。図において

a: ベーン軸中心からカーボン中心までの距離 (cm)

b: ベーン軸中心から空気圧中心までの距離 (cm)

c: 空気圧を受けるベーンの半径方向長さ (cm)

h: ベーン軸中心から重心までの距離 (cm)

P: 空 気 圧  $(kg/cm^2)$ 

L: ベーンの幅 (cm)

ε: ポンプ室中心とロータ中心との偏心量 (cm)

r: ロータ半径 (cm)

W: ベーンの重量 (kg)

ών: ベーンの角加速度 (rad/s²)

ω<sub>R</sub>: ロータの角速度 (rad/s)

g: 重力の加速度 (cm/s²)

 $\theta$ : ロータの回転角 (rad)

 $F_s$ : カーボンをベーンに押しつけるベーンスプリング の荷重 (kg)

μ: カーボンとベーンの間の摩擦係数

とすると、カーボンにかかる荷重Fは

$$F = \frac{b}{a} \cdot c \cdot L \cdot P + \frac{h}{a} \cdot \frac{W}{g} \cdot h \cdot \dot{\omega}_{V} + F_{s}$$

$$= \frac{b}{a} \cdot c \cdot L \cdot P + \frac{h}{a} \cdot \frac{W}{g} \cdot h \cdot \frac{\varepsilon \cdot \gamma (r^{2} - \varepsilon^{2}) \cos \theta}{(\gamma^{2} - 2\varepsilon \sin \theta + \varepsilon^{2})^{2}}$$

$$\cdot \omega_{R}^{2} + F_{s} \qquad (4)$$

したがって、ベーンとカーボンの間の摩擦力 $\mu F$ は

いま、各諸元の数値を入れて、 $\dot{\omega}v$ 最大の点におけるFを求める

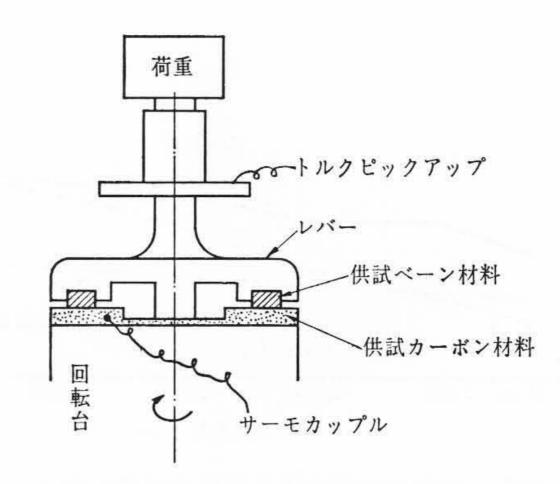


図 10 ベーンとカーボン接触面の摩擦試験装置

表1	摩	祭	試	験	結	果	
	ベーン	材料		761 US			

カーボン材料	ベーン材料	フェノール 〜ガラス布	フェノール 〜糸布	エポキシ ~ガラス布
	摩擦係数	0.30	0.30	0.39
フラン	温度上昇(℃)	145	150	170
	平均摩耗厚さ (mm)	0.02	0.15	0.025
	摩擦係数	0.32	0.33	0.40
フラン ~オイル	温度上昇(℃)	140	145	165
-	平均摩耗厚さ (mm)	0.02	0. 21	0.03

と、 $\varepsilon$ とFの関係は図**9**のようになる。図**9**はa=3,b=3.9,c= $2\varepsilon$ ,L=7.5,h=1.5,r=3.6(以上、単位はcm)、P=0.2 kg/cm²、W=0.02 kg,Fs=1 kg, $\theta$ =n, $\omega$ <sub>R</sub>= $200\pi$  を代入して計算した結果である。

以上の計算結果からベーンとカーボン間の摩擦条件を与えて実験し、その結果良いものを選定した。 図 10 はベーンの試験片をレバーに保持し、回転台上に置かれたカーボン試験片に一定荷重を加えて押し付けた状態で摩耗試験を行なう装置である。

エアポンプを 6,000 rpm で運転した場合,図 9 からベーンとカーボンの間にかかる力は約 5 kg,相互間のすべり速度は約 250 m/min であるが,短時間に比較値を求めるために,10 kg,500 m/min の条件で 10 分間運転後のカーボン表面温度,試験前後の重量差から平均摩耗厚さを求めた。表面温度の測定は図示のサーモカップルにより、摩擦係数はレバーにトルクピックアップを連結して測定した摩擦力から求めたものである。

供試した材料はベーン材としては、(i) ガラス布にフェノール樹脂含浸、(ii) 糸布にフェノール樹脂含浸、(iii) ガラス布にエポキシ樹脂含浸、の3種、またカーボン材としては、(i) フラン樹脂含浸カーボン、(ii) フラン樹脂とオイル含浸カーボンの2種を供試した。これらの試験結果は表1に示すとおりで、この結果からガラス布にフェノール樹脂を含浸したベーン材とフラン樹脂カーボン材を採用した。

### 4.3 エァポンプの耐久性

レシプロエンジンでは,アイドリング運転時二次空気吐出圧は 10  $\sim 20$  mmHg であったが,この場合はサーマルリアクタを最も有効に作用させるために, $P_1$ =45 mmHg が要求されるので,アイドリング運転時に,ポンプ各部の摩耗は激しい性能低下となる。ここにいう耐久性が良いことは性能の劣化が少ないことで,高速運転による各部の摩耗を最少限にとどめる工夫とあわせて,あらかじめ各部の摩耗による漏えい量の増加を予測しておく必要がある。

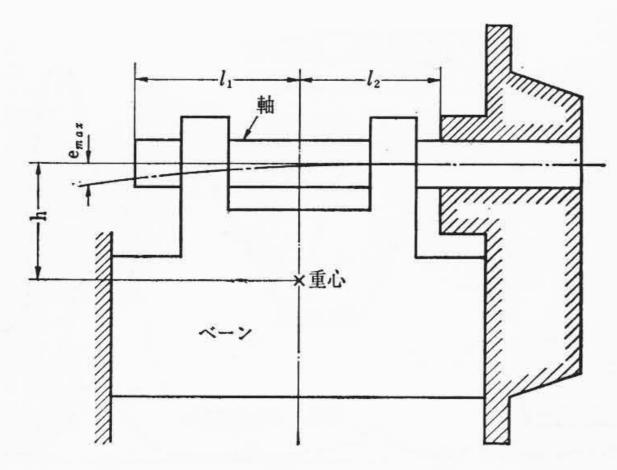
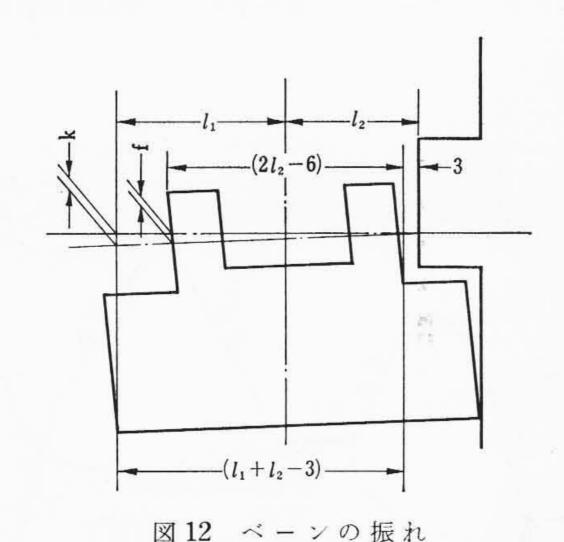


図11 ベーンと軸の組合せ



(1) ベーン先端の摩耗について

静止状態では、ベーン先端とポンプ室内壁の間には約0.10 mm のすき間を設けてあるが、高速回転時ベーンの遠心力により軸の曲りが0.10 mm 以上に達するとベーン先端が摩耗し、アイドリング時、吐出量が低下する。図11のベーンと軸の組合せにおいて、各部寸法とベーン先端の振れの関係を求めてみる。いま、

l2: 軸支持部からベーン重心までの距離 (cm)

l1: ベーン重心から軸先端までの距離 (cm)

W: ベーンの重量 (kg)

E: 軸の縦弾性係数 (kg/cm²)

I: 軸の断面二次モーメント  $(cm^4)$ 

d: 軸 の 直 径 (cm)

Fc: ベーンの遠心力 (kg)

emax: 軸先端の振れ (cm)

とすると、 $e_{\max}$ 、 $F_c$ 、Iは次の各式で表わされる。

$$e_{\text{max}} = \frac{F_c l_2^3}{3EI} \left( 1 + \frac{3l_1}{2l_2} \right) \dots (6)$$

それゆえ

$$e_{\text{max}} = \frac{0.0761 \, Wh \, n_p^2 \, l_2^3}{d^4 E} \cdot \left(1 + \frac{3 \, l_1}{2 \, l_2}\right) \times 10^{-3} \quad \dots \dots (9)$$

となる。また、ベーンのニードルベアリングと軸とのすき間をfとし、ベーン支持金具のスパンの一端とエンドカバーとの間のすき間を $3 \,\mathrm{mm}$ とすると、ベーン支持部のスパンは $(2 \,l_2 - 0.6) \,\mathrm{cm}$ となる。図 12 において、ベーン先端の傾き量をkとすると

$$k = \frac{\frac{L}{2} + l_2 - 0.3}{2l_2 - 0.6} \cdot f \quad (cm) \quad .... \tag{10}$$

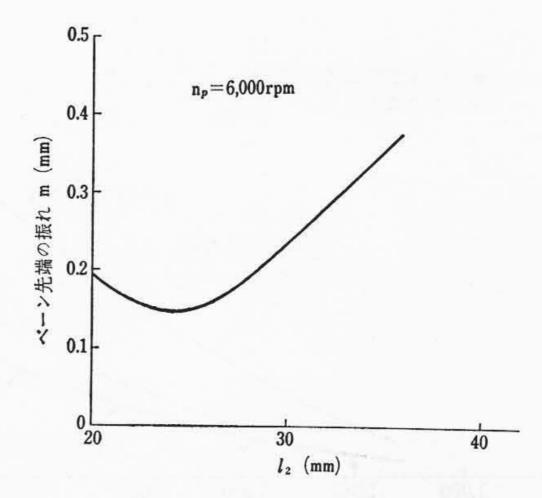


図 13  $l_2$  とベーン先端の振れの関係

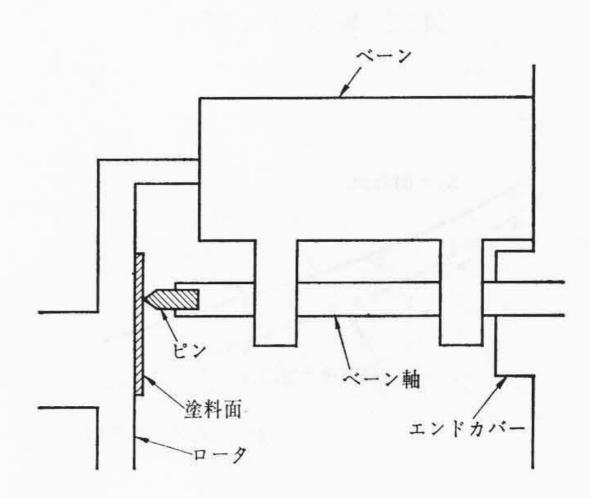


図 14 軸の振れの測定法

となる。

したがって、(9),(10)式からベーン先端の合計の振れ量mは次のように求められる。

 $m = e_{\text{max}} + k$ 

$$m = \frac{0.0761 Wh \ n_{p}^{2} l_{2}^{3}}{d^{4}E} \left(1 + \frac{3l_{1}}{2l_{2}}\right) \times 10^{-3} + \frac{l_{1} + l_{2} - 0.3}{2l_{2} - 0.6}$$
.....(11)

さて、設計構造上から各諸元に数値を入れて計算すると、mと $l_2$ の関係は図 13 のようになる。 ただし、エアポンプの回転数は $n_p$ =6,000 rpm としてある。図 13 からベーン先端の振れ m を最小ならしめる寸法は、 $l_2$ =2.5 cm でそのときの m=0.15 mm である。

したがって、 $n_p$ =6,000 rpm にて連続運転した場合のベーン先端の最大摩耗量は 0.05 mm で、これは漏えい面積としては 0.0375 cm² に相当し、 $n_p$ =640 rpm のアイドリング運転時の漏えい空気流量の増加分 v=17 l/min で、劣化係数で表わすと約 15% である。 (2) ベーン先端の振れの測定

ベーン軸先端の振れの測定法を示したのが図 14 である。 図に示すように軸の先端にピンを埋め込み,ロータの内面に塗料または煤(すす)を塗布してポンプに組み込み,低速から高速まで各回転数で運転して,各回転ごとにロータ内面の塗料面に描かれたピンの軌跡から軸の振れ量を実測した。 図 15 はその実測結果を ullet 印で示し, $oldsymbol{l}_2=25$ , 27, 35 mm とした場合(11)式による計算結果を実線および点線で示したものである。 $oldsymbol{l}_2=25$  の場合の計算値と実測値は非常によく一致している。なお,ニードルベアリングの軸との間隙(げき)は非常に小さいので,軸先端の振れとベーン先端の振れはほとんど同等と見てさしつかえない。

### (3) エアポンプの耐久試験結果

初期の漏えい面積 A=0.15 cm<sup>2</sup>,漏えい部流量係数 C=0.8 として  $n_p=640$  rpm におけるポンプの吐出圧力,吐出空気流量の計

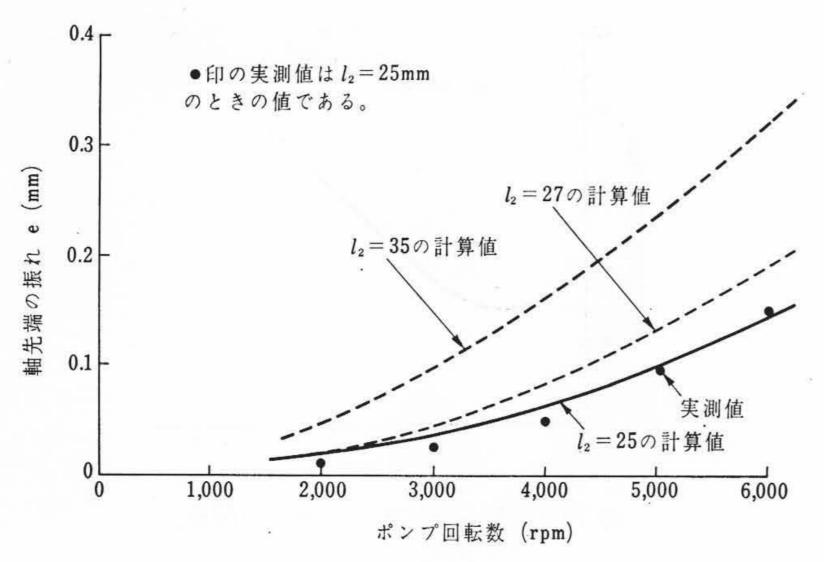


図15 軸先端の振れ

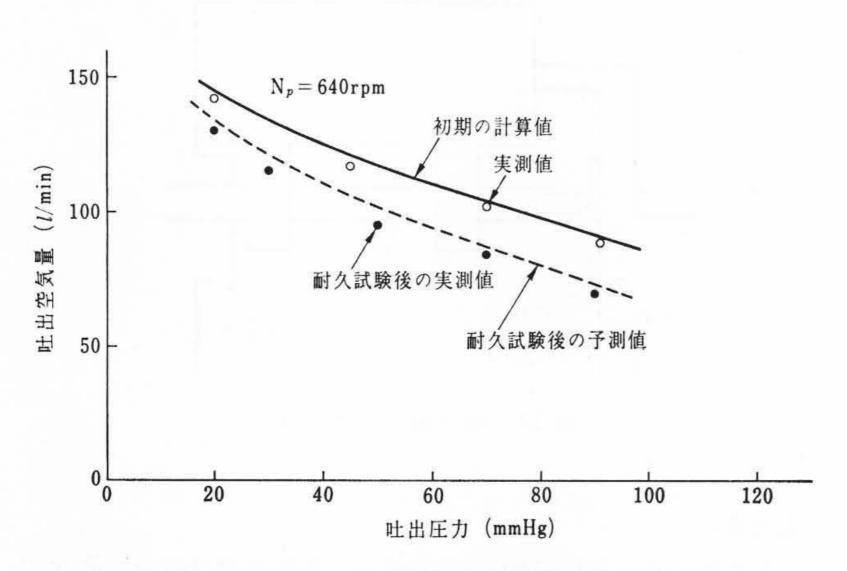


図 16 エアポンプの耐久試験前後の吐出特性

算結果および実測結果を図 16 に実線と 〇 印で示した。これは耐久試験前の供試品で、計算は(2)式によった。また、6,000 rpm連続運転によって前項のように、ベーン先端の振れが 0.15 mm となり、このためにベーン先端が 0.05 mm 摩耗し、漏えい面積が 0.0375 cm² 増加するとして、(2)式により計算した結果は図 16 に点線で示すとおりで、 $n_p$ =6,000 rpm 一定で 1,000 時間連続耐久運転後の  $n_p$ =640 rpm 一定におけるポンプの吐出量の実測値は  $\blacksquare$  印示されている。耐久試験の前後とも計算と実測値はよく一致している。

以上はベーンの摩耗のみを考えた場合であるが、一般にはこのほかに、サイドシールの摩耗、ベーンとカーボンのしゅう動面の摩耗による性能劣化が考えられるので、若干余裕をもたせる必要がある。本エアポンプの場合はじゅうぶん余裕のある容量をもっている。

### 5. 排気ガス試験結果

以上に述べたように、エアインジェクションシステムとサーマルリアクタから成るロータリエンジン用排気ガス浄化装置は、個々の性能はいうまでもなく、耐熱性を含む耐久性も確保することができたが、これらの装置を装着したファミリアロータリ車について、排気ガス性能試験の結果は図 17 および図 18 に示すとおりである。 7 モードホットサイクル運転における HC 濃度は図 17 に見られるように、浄化装置なしの場合 1,800 ppm であったのが、本装置を装着した場合 180 ppm に低減され、また図 18 に見られるように、同じく7モードホットサイクルで、CO 濃度は浄化装置によって 2.3% から約 0.9 まで低減され、所期の目的を達した。

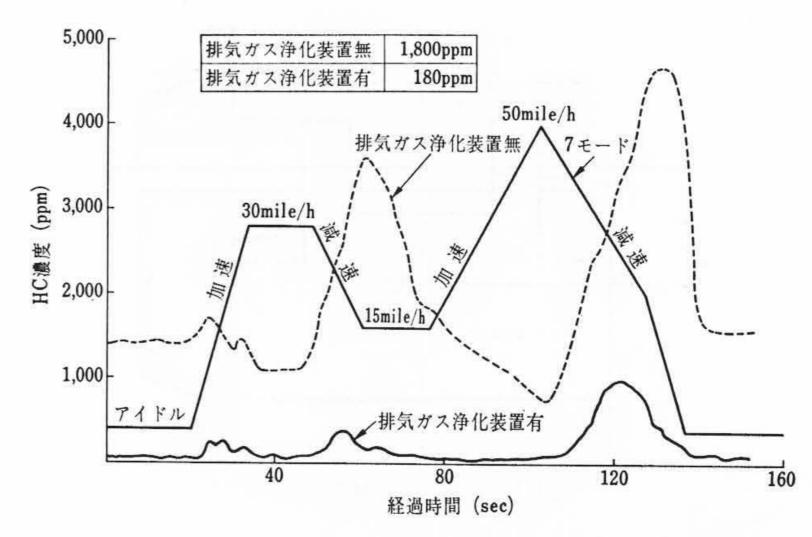


図17 ファミリアロータリ車の7モード運転時のHC濃度

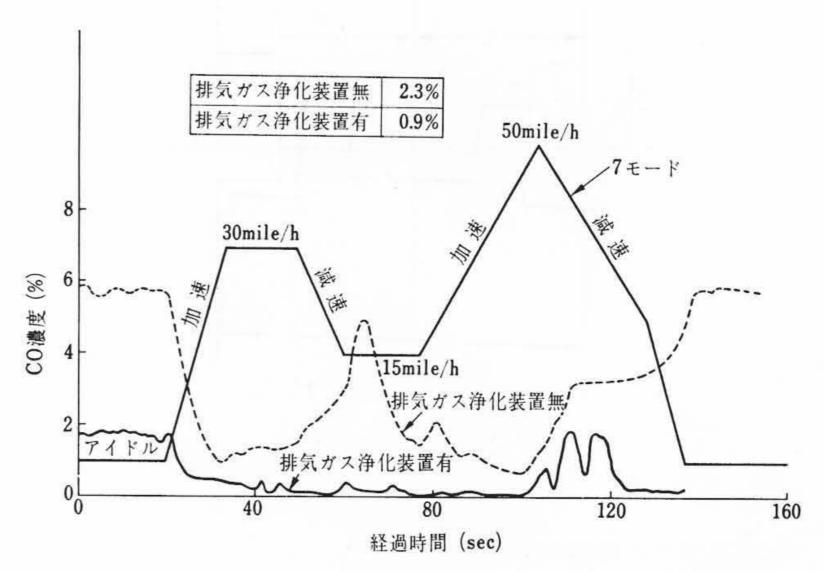


図 18 ファミリアロータリ車の 7 モード運転時の С 〇 濃度

表 2 HEW 公式テスト結果

(フアミリアロータリ車) テスト結果 規 制 値 HC CO CO HC4,000 mile テスト車 0.93% 305 ppm 1.7% 185.7 ppm 50.000 mile テスト車 192.9 ppm 0.88%

なお,アメリカ H.E.W.による排気ガス公式テストの結果は表2 に示すとおりで、この車の規制値に対してじゅうぶん余裕をもって 合格している。

# 6. 結 言

以上のロータリエンジン用排気ガス浄化装置の研究結果を要約すると以下のとおりである。すなわち,

- (1) ロータリエンジンの場合は、炭化水素の処理に重点があり、 かつエンジンの要求特性から、アイドル運転時条件によっ て装置の容量が決定される。
- (2) 小形・大流量のエアポンプを主体とするエアインジェクションシステムとサーマルリアクタの組合せによる排気ガス 浄化装置によって所期の性能と耐久性を確保することができた。
- (3) 本排気ガス浄化装置を装着したファミリアロータリ車は, アメリカ H. E. W の公式テストの結果, HC 185 ppm, CO 0.9% の好成績で合格し, 昭和45年4月以来アメリカに輸 出されて好評を博している。

終わりに、本研究を遂行するにあたり、終始ご指導を賜わった東北大学坪内為雄名誉教授と実験にご協力いただいた東洋工業株式会社ならびに日立製作所日立研究所、佐和工場の関係各位に厚くお礼を申し上げる。

### 参考文献

- (1) 山本健一: ロータリエンジン, p.130
- (2) W. A. Daniel: "Flame Quenching at the Walls of an Internal Combustion Engine". Sixth Symposium on Combustion, Reinhold Publishing Corp. (1957)
- (3) A. G. El-Mawla and W. Mirsky: "Hydrocarbons in the Partial-Quench Zone of Flames, an Approach to the Study of the Flame Quenching Process". SAE paper 660112 (1966)
- (4) R. M. Compan and J. C. Neerman: "Continuous Mass Spectrometric Determination of Nitric Oxide in Automotive Exhaust". SAE Transactions Vol. 75 (1962)
- (5) J. E. Nicholls, I. A. El-Messiri and H. K. Newhall: "Inlet

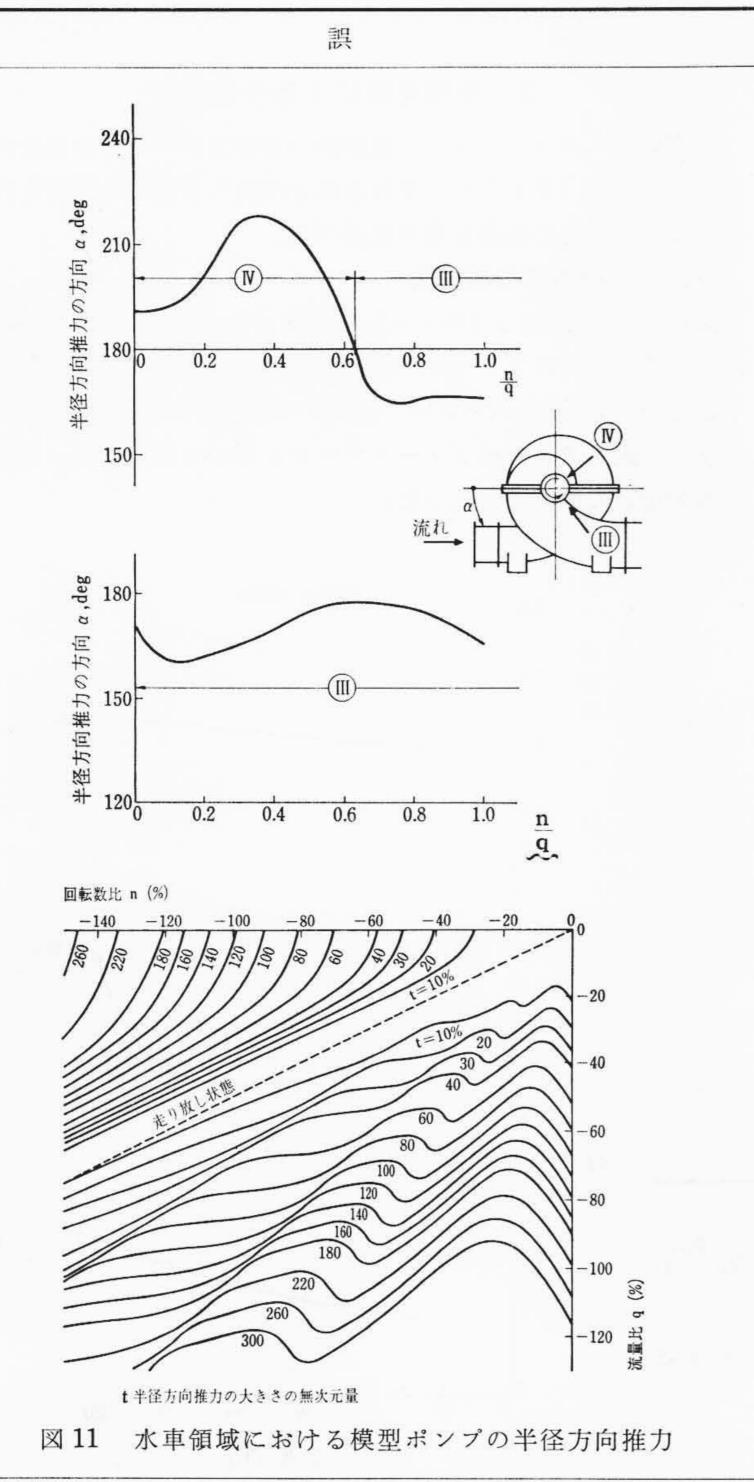
- Manifold Water Injection for Control of Nitrogen Oxides

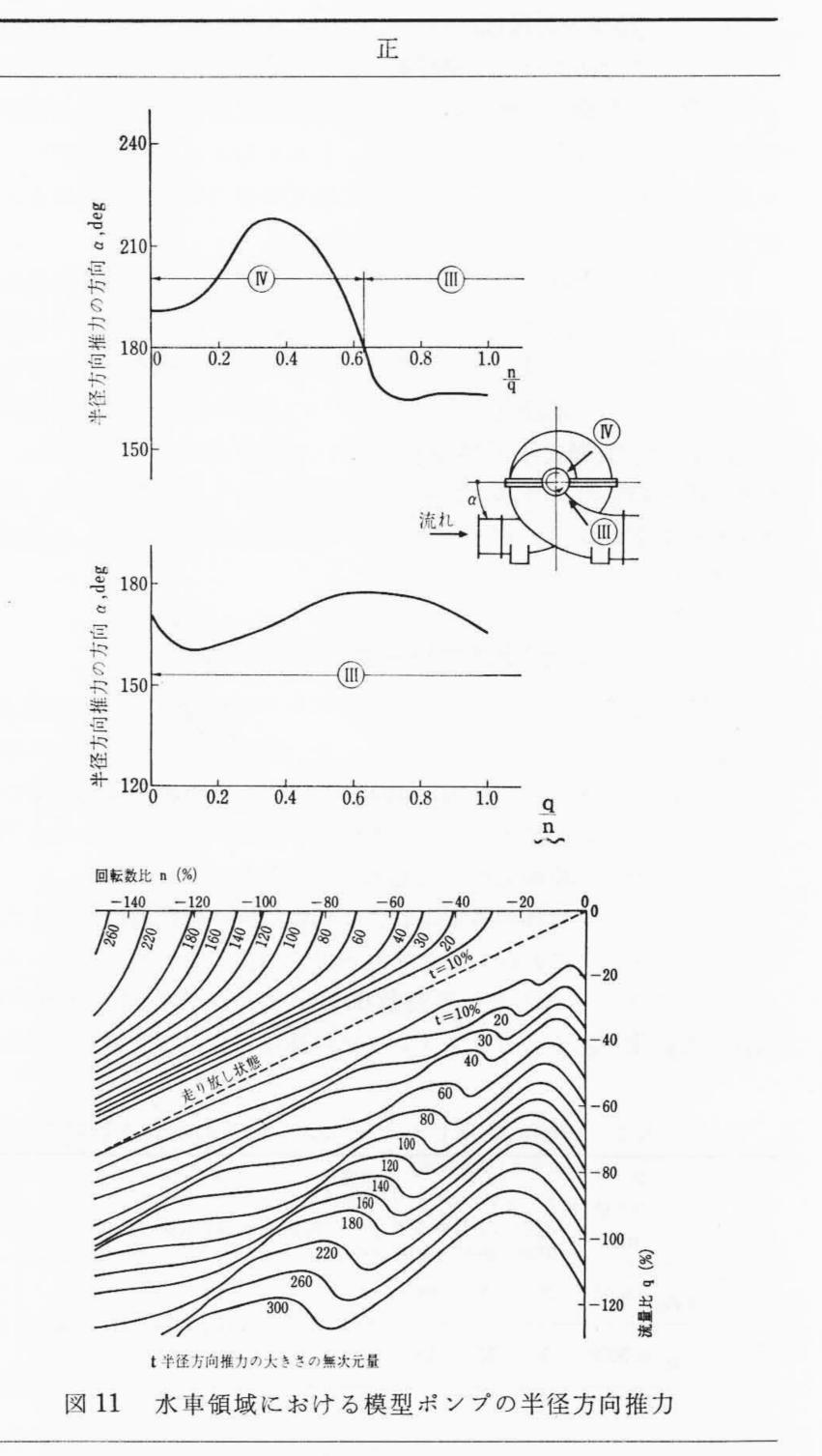
  —Theory and Experiment". SAE paper 690010 (1969)
- (6) E. N. Cantwell, I. T. Rosenlund, W. J. Barth, F. L. Kinnear and S. W. Ross: "A Progress Report on the Development of Exhaust Manifold Reactors". SAE paper 690139 (1969)
- (7) Chandler, J. M., Smith, A. M. and Struck, J. H.: "Development of the Concept of Nonflame Exhaust Gas Reactors". Vehicle Emissions, SAE Journal Progress Series, Vol. 6, p. 299 (1964)
- (8) Brownson, D. A. and Steber, R. F.: "Factors-Influencing the Effectiveness of Air Injection in Reducing Exhaust Emissions". Vehicle Emissions-II, SAE Progress in Technology, Vol. 12, p. 103 (1967)
- (9) William K, Steinhagen, George W. Niepoth and Stanley H. Mick: "Desin and Development of the General Motors Air Injection Reactor System". SAE paper 660106 (1966)

訂 正

本誌 Vol. 52 No. 11 掲載論文「ブラジルサンタイネスポンプ場納大形遠心ポンプの模型試験」の図 11 に一部 誤りがありましたので次のとおり訂正申しあげます。

記





(注) 中段のグラフで横軸  $\frac{n}{q}$  は,正しくは  $\frac{q}{n}$  になるものです。