

呉工業高等専門学校

# 研 究 報 告

第 5 卷 第 1 号

(通 卷 第 5 号)

昭和44年12月

(1969)

## 目 次

キューパ鉱, $\text{CuFe}_2\text{S}_3$ の電氣的, 磁氣的性質 .....	笠 松 義 隆.....1
増 本 貫 一	
円弧カムの研究 (第4報) .....	糸 島 寛 典.....7
(揺動円弧従動節をもつ凸面カムの場合)	
円弧カムの研究 (第5報) .....	糸 島 寛 典.....21
(揺動平板従動節をもつ凸面カムの場合)	
カムの滑り率の研究 (第5報) .....	糸 島 寛 典.....33
(揺動円弧従動節をもつ接線カムの滑り率)	
ディーゼル機関の排気濃度におよぼす諸要因の影響 (第1報) .....	久保田 勲.....43
(実験計画法による追究)	
着色燃料による空燃比測定法 .....	久保田 勲.....53
ディーゼル機関の排気濃度と燃料消費率との関係について .....	久保田 勲.....63
直線翼列の最適翼型の決定法について .....	二井内 信 司.....69
鋼の恒温変態におよぼす圧縮応力の影響 .....	大 下 隆 章.....79
千 田 義 裕	
支柱型平面研削動力計の試作 .....	里 信 敏 行.....85
無段変速プーリ付旋盤の特性 .....	里 信 敏 行.....89
非接触歯車ポンプの歯間部隙間の最適値 .....	京 免 進.....95
けい光灯の高周波点灯による学習能率について .....	原 田 一 彦... 101
簡易ジャイレータに関する検討 .....	村 上 滋 樹... 107
立体骨組の新判別式 .....	清 和 四士... 111
構造物の不同沈下とレオロジー .....	西 村 光 正... 115
交通騒音に関する研究 .....	藤 井 健... 125
(自動車騒音のパワーレベルについて)	

# キューバ鉱, $\text{CuFe}_2\text{S}_3$ の電氣的, 磁氣的性質\*

(物理) 笠松 義隆, 増本 貫一\*\*

## Electrical and Magnetic Properties of Cubanite, $\text{CuFe}_2\text{S}_3$

Yoshitaka KASAMATU and Kan-ichi MASUMOTO

The electrical and magnetic properties of natural and synthetic cubanite ( $\text{CuFe}_2\text{S}_3$ ) have been investigated. The natural specimens are semiconductors in the low temperature range and an anomalous change in the conductivity is found at  $245^\circ\text{C}$ . The anomaly corresponds to the phase transformation from orthorhombic structure to cubic one. Above  $245^\circ\text{C}$ , the conductivity decreases gradually with increasing temperature as in metallic conductor.

The synthetic specimens have the same structure as natural ones in the high temperature range. The conductivity also is metallic in the whole temperature range measured.

A weak ferromagnetism of the natural specimens disappears suddenly at  $245^\circ\text{C}$  on the heating process. On cooling from the temperature range above  $245^\circ\text{C}$ , the specimens show no more anomaly at that temperature. The natural specimens, which are heated above  $245^\circ\text{C}$ , and synthetic ones give rise to a weak ferromagnetism at  $-180^\circ\text{C}$ .

The effective Bohr magneton number and the paramagnetic Curie temperature are  $0.34\mu_B$  and  $-730^\circ\text{K}$ , respectively. An easy directions of the magnetization is  $b$ -axis in the orthorhombic structure and a magnetocrystalline anisotropy energy is  $1.4 \times 10^4 \text{ erg.cc}^{-1}$  at  $20^\circ\text{C}$ .

### § 1 緒 論

Fe, Cu, S の三元素はその組成比の変化により種々の化合物が天然鉱物として存在している。これらの化合物のうち従来から磁性物質と考えられているものに  $\text{CuFeS}_2$  (chalcopyrite),  $\text{Cu}_5\text{FeS}_4$  (bornite) および  $\text{CuFe}_2\text{S}_3$  (cubanite) 等がある。

$\text{CuFeS}_2$  (chalcopyrite) は磁氣的には,  $550^\circ\text{C}$  を Néel 点とする反強磁性体で, 電氣的には半導体であることがすでに寺西<sup>1)</sup>によって示され,  $\text{Cu}_5\text{FeS}_4$  (bornite) についても磁氣的には液体窒素温度以下に Néel 点をもつ反強磁性であると考えられ, 電氣的には半導体であることが筆者ら<sup>2) 3)</sup>により報告されている。

$\text{CuFe}_2\text{S}_3$  (cubanite) についてはこの物質が弱い磁性を示すことは早くから知られていたが, 強磁性鉱物として良く知られている  $\text{FeS}_x$ ,  $1.01 < x$

$< 1.14$ , (pyrrhotite) と共生して産出するために両者を完全に分離して, その磁性を区別して研究することが非常に困難であり, 磁氣的性質に関しては現在まで pyrrhotite について行なわれているような系統的な研究は見られない。

現在までに研究, 報告された結晶構造, 磁氣的性質その他の物理的性質の概要はつぎの通りである。

cubanite の室温における結晶構造は空間群  $V_h^{16} (\text{Pcmn})$  に属し, 図1に示すように<sup>4)</sup>  $a$  軸が  $6.62\text{\AA}$ ,  $b$  軸が  $11.66\text{\AA}$ ,  $c$  軸が  $6.34\text{\AA}$  の斜方晶系である。Fe, Cu の金属原子は S 原子に tetrahedrally に取り囲まれ, Fe—S 原子間の距離は  $2.25 \sim 2.29\text{\AA}$ , Cu—S 原子間の距離は  $2.27 \sim 2.34\text{\AA}$  である<sup>5)</sup>。この結晶構造は  $200^\circ\text{C}$  以下の温度範囲において安定で, それ以上  $260^\circ\text{C}$  までは正方晶系に, 更にそれ以上の温度では立方晶

\* 昭和44年4月 第24回日本物理学会年会 講演発表。

\*\* 機械工学科。

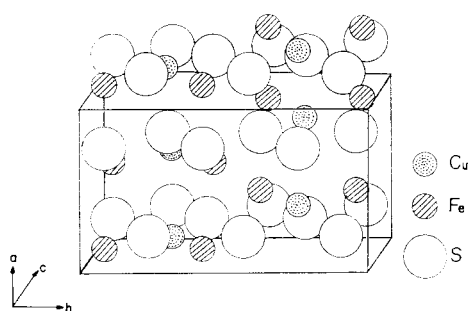


図1 キューバ鉱の構造

系になると Yund<sup>6)</sup> らによって報告されている。この 260°C 以上における立方晶系の cubanite の格子定数は 5.29 Å で、550°C 以上の CuFeS<sub>2</sub> (chalcocopyrite) と全く同一の x-ray pattern を示す。

一方藤木ら<sup>7)</sup>によれば室温の斜方晶系より 270°C で立方晶系に変移すると報告している。

磁氣的性質に関しては、この物質は室温において飽和磁化の値が 0.87 e.m.u/gr で弱い強磁性を示し、約 270°C で急激にその強磁性が消失し、それ以上の温度では常磁性となる。その後試料を室温まで冷却しても、もはや初めの自発磁化は再現しない。つまり約 270°C における変態は低温型のものから高温型のものへの非可逆的転移である。

以上のべたように、天然産 cubanite については x-ray による結晶構造の研究、室温以上の磁気測定の結果についてはすでに報告されているが、電気的性質および室温以下の磁氣的性質の研究については行なわれていない。

さらに、この化合物は温度、圧力に非常に鋭敏であるため実験室で合成することが甚だ困難であり、従来は人工的にこの化合物を合成することが不可能であった。

それゆえ、本実験においては、まず人工 cubanite 試料の合成を試み、天然産 cubanite と比較しつつ、電気的および磁氣的性質の研究を液体ヘリウム温度以上 300°C までの全温度領域で行い 3d 電子の振舞いを調べ「新磁性物質」発見の手がかりを得ようとするものである。

## § 2 試料の作成

### 2.1) 人工 cubanite

§ 1 で述べたように cubanite は温度と圧力に非

常に鋭敏であるので素反応させたのち、ただ単に融解→徐冷しただけでは組成が連続的に異った物質が出来、磁性鉱物として良く知られている pyrrhotite と covellite (CuS) に分離した部分が生ずる。

そこで本実験においてはつぎの条件の下で合成試料を作成した。

すなわち、純度 99.99% の銅、鉄および 99.999% の蒸溜硫黄を stoichiometric に石英管に入れ、10<sup>-4</sup> mmHg 程度で約 30 分間保ったのち真空封入し、これを 700°C の温度に保たれた電気炉に徐々にさし込み、約 100 時間を要して完全に素反応させた。その後石英管中の試料を取り出し、乳鉢で 200~300 メッシュ程度の粉末にして、再び真空封入 (10<sup>-4</sup> mmHg) し 650°C の温度で約 200 時間 annealing した。

このようにして得た試料の x-ray 粉末法による解析の結果は表 1 に示すように天然産 cubanite の高温型のものと殆んど一致した。

X-ray powder data  
for synthetic cubanite

Synthetic Cubanite		Natural cubic Cubanite		
d Å	I	d Å	I	h k l
3.06	V S	3.05	VS	111
—	—	2.652	VW	200
1.875	S	1.878	S	220
1.598	S	1.597	m	311
1.325	V W	1.328	VW	400
—	—	1.220	VW	331

$$a_0 = 5.295 \pm 0.003 \text{ Å}$$

表 1

### 2.2) 天然産試料

天然産 cubanite の試料は京都府加佐郡大江町河守鉱山の高温熱水性鉱脈鉱床の磁硫鉄鉱、黄銅鉱等と共生している鉱石、また岡山県後月郡三原鉱山の高温交代鉱床の磁硫鉄鉱、閃亜鉛鉱等と共生して産出する鉱石を用いた。

これらの共生鉱物中とくに磁硫鉄鉱は強磁性を有するため磁石法によりこれを除去した。磁硫鉄鉱を除去した試料は x-ray 解析、反射顕微鏡下で純度を確認した上で実験試料として用いた。またカナダ Sudbury 鉱山産の 1.2 mg の単結晶 cuba-

nite が入手出来たのでこれも測定に使用した。

### § 3 測定方法

電気伝導度の測定は通常よく用いられる K—2 型電位差計を用いる 4 端子法<sup>8)</sup>で行なった。この物質の温度係数は非常に大きいので測定にさいしとくにつぎの点に考慮を加えた。試料の電流ゾンデ，電圧ゾンデはいずれも，高温においても試料に一定圧着出来るようにタングステン線を用いその先端には白金を銀ろうづけしたものをを用いた。この測定に使用した試料の大きさは約  $2 \times 3 \times 10 \text{ mm}^3$  の短冊型で，試料と電流ゾンデとの接触抵抗を少なくするため，および試料内の電流分布を一樣にするために，試料の両端に金を蒸着した。

また，試料の両端の温度差によって生ずる熱起電力を除くために，薄い雲母板で絶縁された銅板の上に試料を置き，さらにこれを銅パイプの中に入れ温度の分布を均一にした。なおかつ，熱起電力，浮遊起電力が無視出来ない場合は試料回路の電流方向を逆転して測定することにより打ち消した。

試料の高温における酸化，および低温における空気中の水蒸気による霜，水滴等の附着を防ぐため，測定は  $3 \times 10^{-3} \text{ mmHg}$  程度の真空中で行ない，液体窒素温度から  $300^\circ\text{C}$  までの温度を測定するために，窒素，水，鉛，錫，亜鉛，アルミニ

ウム等の沸点または融点の各基準温度を用いて較正されたクロメル—アルメル熱電対を用いた。磁化率の測定は磁気天秤<sup>9)</sup>を用いて行ない，標準試料として Mohr salt [ $\text{FeSO}_4(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ ,  $\chi = 32.6 \times 10^{-6} \text{ e.m.u./gr. } 17.0^\circ\text{C}$ ] を用い磁場の勾配を calibrate した。

試料は石英ガラスカプセルに真空封入して温度変化による変質を防いだ。測定温度範囲は液体ヘリウム温度から液体窒素温度，液体窒素温度から室温，および室温から  $300^\circ\text{C}$  までの三段階にわけて測定した。

磁気天秤を使用して磁化率を測定する際には試料に働く浮力の変化や天秤のまわりの空気の動揺を防ぐため，装置全体を真空にしなければならぬが液体ヘリウム温度のような低温の場合は熱伝導率を良くするため， $3 \times 10^{-5} \text{ mmHg}$  の真空にしたのちヘリウムガスを  $10^{-1} \text{ mmHg}$  程度入れて測定した。なおこの場合の温度測定には較正された Au—Co 熱電対を用いた。

### § 4 測定結果

#### 4.1) 電気的性質

人工および天然産 cubanite の電気伝導度の温度変化の測定結果を図 2 に示す。図は縦軸に電気伝導度の対数を，横軸に絶対温度の逆数をとってかかれており，図中の×印は人工 cubanite の，

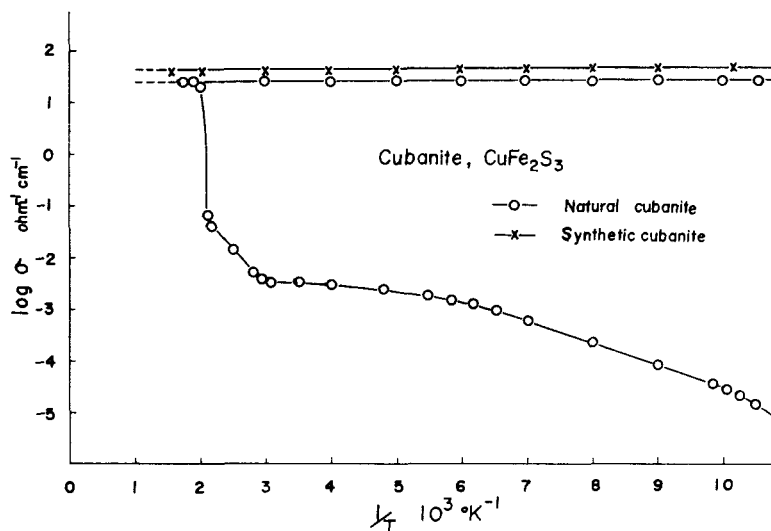


図 2 人工および天然産 cubanite の電気伝導度 ( $\sigma$ ) の温度依存

○印は天然産の cubanite の測定点を示している。

人工 cubanite の電気伝導度の値は室温で  $4.5 \times 10 \text{ ohm}^{-1} \cdot \text{cm}^{-1}$  程度で測定した温度領域内では温度による電気伝導度の値にはあまり変化がなく金属的な振舞いを示す。

また天然産 cubanite の室温における電気伝導度の値は  $3.5 \times 10^{-3} \text{ ohm}^{-1} \cdot \text{cm}^{-1}$  程度で  $240^\circ\text{C}$  までは半導体的な振舞いを示し、 $240^\circ\text{C}$  付近から急激に電気伝導度の値に異常が観測され、約  $10^2$  倍増大する。 $260^\circ\text{C}$  以上では金属的となり殆んど変化しない。また  $-180^\circ\text{C}$  以下では温度降下とともに急激にその値は減少しほとんど絶縁体的な振舞いを示した。

試料を  $240^\circ\text{C}$  以下の温度で加熱したのち徐冷すると加熱曲線を follow し再現性を示すが、一度  $260^\circ\text{C}$  以上の温度に加熱した試料の冷却曲線は加熱曲線と一致しないで人工 cubanite と同様の振舞いを示す。この温度  $245^\circ\text{C}$  は磁気熱分析曲線より得た変態温度と一致している。

なお  $\log \sigma - 1/T$  曲線より estimate される活性化エネルギーは  $-170^\circ\text{C} \sim -100^\circ\text{C}$  の範囲で  $0.073 \text{ eV}$ ,  $80^\circ\text{C} \sim 200^\circ\text{C}$  の温度範囲で  $0.44 \text{ eV}$  となる。

#### 4.2) 磁気的性質

天然産 cubanite の定磁場  $7.2 \text{ KOe}$  中で測定したグラム当りの磁化の強さを温度の関数として

図3に示す。

縦軸にグラム当りの磁化の強さ ( $\sigma_g$ ) を、横軸に絶対温度を示している。図中の○印は加熱、冷却のプロットを表わし、矢印はその行程を示している。図からわかるように室温における磁化の強さは約  $1.5 \text{ e.m.u}$  で液体窒素温度より  $245^\circ\text{C}$  までは殆んど変化がなく、 $245^\circ\text{C}$  において急激に減少し、ほとんど常磁性的な振舞いを示す。 $245^\circ\text{C}$  以上の温度に加熱した試料を徐冷すると、もはや加熱曲線を follow せず、強磁性は消失し、電気伝導度の場合と同様に再現性はなく結晶構造の非可逆変化に対応している。

これらの測定結果はすでに藤木によって示されたものと殆んど変わらないが変態温度を  $270^\circ\text{C}$  としているのに対し、筆者らの測定によれば  $245^\circ\text{C}$  となった。その後室温から更に温度を降下させたとき、 $-180^\circ\text{C}$  で温度降下と共に磁化の強さは急激な増加を示し強磁性が再現するという興味ある結果を筆者らは得た。

図4は人工 cubanite のグラム当りの磁化の強さおよび磁化率の逆数を温度の関数で示している。すなわち、縦軸にグラム当りの磁化の強さ ( $\sigma_g$ ) と磁化率 ( $\chi_g$ ) の逆数を示し、横軸に絶対温度を示している。

人工 cubanite は天然産 cubanite の高温型のもとの結晶構造解析の結果ほとんど同型であると前

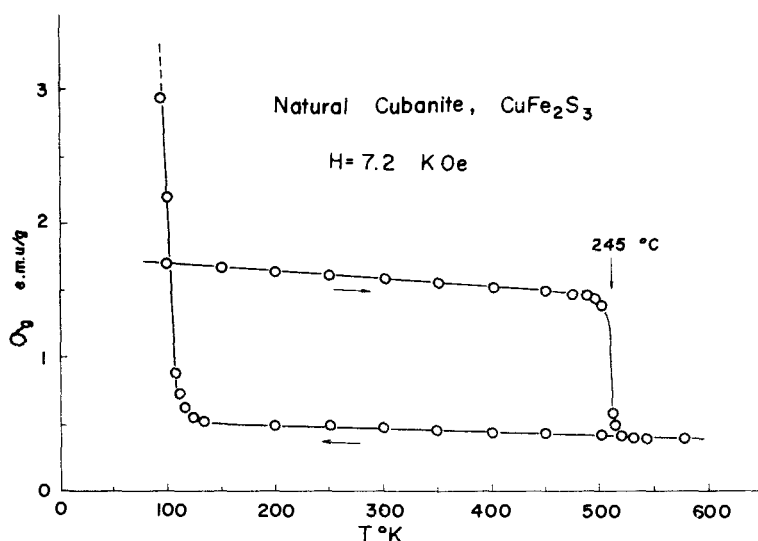


図3 天然産 cubanite のグラム当りの磁化の強さ ( $\sigma_g$ ) の温度依存

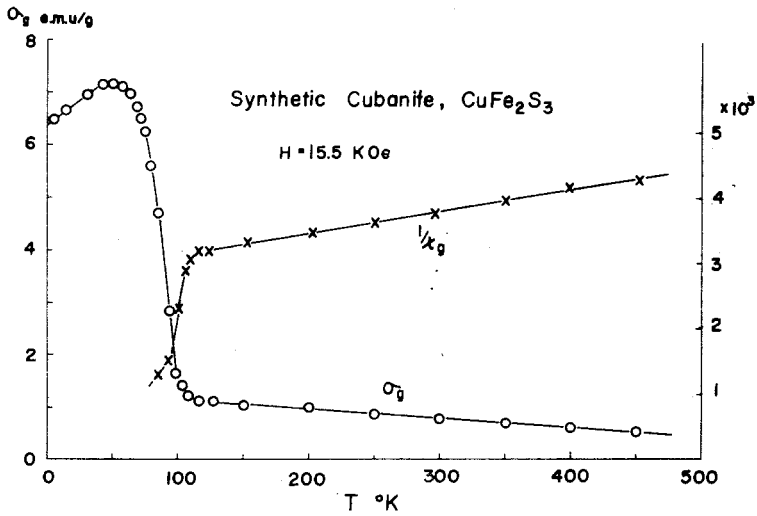


図 4 人工 cubanite のグラム当りの磁化の強さ ( $\sigma_g$ ) と磁化率の逆数 ( $1/\chi_g$ ) の温度依存

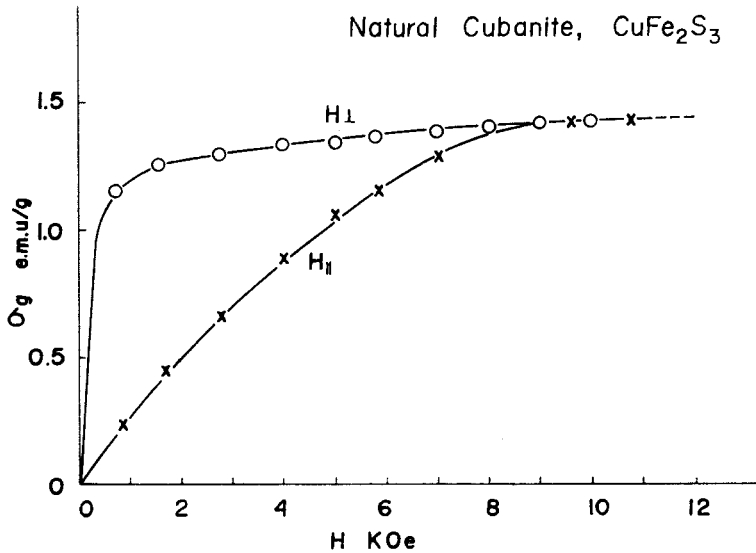


図 5 天然産 cubanite のグラム当りの磁化の強さ ( $\sigma_g$ ) の磁場依存

述したが、図 4 によれば天然産 cubanite の高温型の磁化の強さに比較してその値が若干大きくなっているのは極く微量含まれている pyrrhotite の影響があらわれているものと思われる。しかし強磁性の出現する温度は同じく、 $-180^\circ\text{C}$  を示した。

また  $1/\chi_g - T$  曲線から求めた常磁性キュリー温度 ( $\theta_p$ ) は約  $-730^\circ\text{K}$  となり ferri 磁性的な様相を示し、有効 Bohr 磁子数の値は僅かに混在

した強磁性のためか理論的に期待する値よりかなり大きくなった。また磁化の強さが  $7.2 \text{ e.m.u./gr}$  でこれは一分子当り  $0.34 \mu_B$  となり、単なる ferri 磁性と考えられるものより弱い磁性と思われる。また低温において磁化の強さが減少することは parastic ferro に基づくものと考えられる。

#### 4.3) 磁化の磁場依存性

図 5 は  $20^\circ\text{C}$  における磁化の強さの磁場依存性を示している。縦軸にグラム当りの磁化の強さ

( $\sigma_g$ ) を、横軸に磁場の強さ (H) をとった磁化曲線をあらわしている。この測定に用いた試料は重さ 1.2 mg のカナダ Sudury 鉱山産の天然産 cubanite で Cu 原子の layer, すなわち ( $a-c$ ) 面で劈開した単結晶を用いた。図中の  $H_{\parallel}$  の記号は劈開面すなわち ( $a-c$ ) 面に平行に、 $H_{\perp}$  はその面に垂直に磁場を加えたことを示し、○印及び×印は各々の方向の磁化の強さの測定点をあらわしている。図中の  $H_{\perp}-H$  曲線からわかるように約 700 Oe の磁場でかなり飽和に近づき約 8000 Oe で飽和することを示している。すなわち、この物質の磁化容易軸は劈開面に垂直であり、磁化容易軸は  $b$  軸であることが判明した。また、その異方性エネルギーをこの図から算出すると約  $1.4 \times 10^4$  erg/c.c. となる。

## § 5 考 察

cubanite の電気的、磁氣的性質は前述の異常に見られるように、非可逆的な結晶変態を境界として次のように大きく区別される。なお、この結晶変態を起す温度は筆者らの測定の結果によれば  $245^{\circ}\text{C}$  である。 $245^{\circ}\text{C}$  以下、すなわち斜方晶系の cubanite は電気的には半導体で磁氣的には寄生強磁性程度の弱い fello を示し、 $245^{\circ}\text{C}$  以上の、すなわち立方晶系の cubanite はそれぞれ金属的で、常磁性的である。

また人工 cubanite については結晶解析その他の諸測定の結果が天然産 cubanite の  $245^{\circ}\text{C}$  以上での振舞いと全く類似している。このことは人工合成の cubanite は  $245^{\circ}\text{C}$  以上で非可逆的に生ずる天然産 cubanite の立方晶系のものであることを示している。

また筆者らが本研究で新しく見出した立方晶系の cubanite の  $-180^{\circ}\text{C}$  で急激に出現する弱い強磁性および天然産 cubanite の低温相が示す磁性の origin は ferri 磁性から期待されるもののよ

り、はるかに弱いので寄生強磁性と考える方が妥当である。すなわち斜方晶系の場合には勿論であるが立方晶系の場合においても、低温において磁性イオンの位置が distort してこの寄生強磁性が出現するものと考えられる。それらの詳細については目下検討中であり、近く単結晶試料についての実験結果と合せて報告する。

## 謝 辞

本研究を進めるにあたり、始終御指導をいただいた 広島大学教養部 上垣内孝彦教授、岡本哲彦助教授、ならびに貴重な天然産試料を提供していただき、X線分析で御協力をいただいた 同大学理学部地質学鉱物学教室 竹野節夫博士に深く感謝の意を表します。液体窒素温度以下の磁気測定に御助力、御助言いただいた同大学理学部物理学科辰本研究室 伊藤氏に厚くお礼を申し上げます。

また、多大な御援助ならびに御協力をいただいた、本校物理教室 富士田瑞穂教授に厚く感謝致します。

## 文 献

- 1) T. Teranishi : J. Phys. Sci. Japan. **16** (1961) 1881.
- 2) 増本貫一：呉高専研究報告 第2巻1 (1966) 95.
- 3) S. Takeno, K. Masumoto and T. Kamigaichi : J. Sci. Hiroshima Univ. **5** (1968) 321.
- 4) 桐山良一：構造無機化学Ⅲ (共立全書 89), 164.
- 5) L.V. Azaroff, M.T. Buerger : Am. Mineral. **40** (1955) 213.
- 6) Yund, and Kullerud : Carnegie Inst. Washington (1960) 180.
- 7) 藤木良規：鉱山地質. **12** (1962) 300.
- 8) K. Masumoto : J. Sci. Hiroshima Univ. **A27** (1964) 87.
- 9) 増本貫一：呉高専研究報告 第1巻1 (1965) 39.

(昭和44年9月1日受付)

# 円弧カムの研究(第4報)

(揺動円弧従動節をもつ凸面カムの場合)

(機械工学科) 糸 島 寛 典

## Studies on Circular Arc Cam (Report 4)

(A Case of the Convex Cam with the Oscillating Circular Arc Follower)

Hironori ITOSHIMA

When the length of the oscillating follower with a circular arc profile to the convex cam is short, its specific sliding has an infinite value.

By choosing the proper length, pressure angle and angular acceleration of the follower, and the proper center distance between the cam and the follower, the smooth of the follower during the high speed rotation of the cam is obtained.

When the maximum pressure angle is specified, the proportion of the length of the follower to the center distance is investigated, and when the maximum angular acceleration of the follower is small, the relations of the cam size, the radius and length of the follower and the center distance are investigated.

### § 1 緒 言

前報<sup>1),2),3)</sup>において円弧カムをもつ往復かたより従動節の場合、従動節の押進め角、加速度およびリフトを指定し、理想的な運動をするように円弧カムのかたより量を始め、各部の寸法を求めた。

本報告においては凸面カムに対する揺動円弧従動節の運動において、従動節の滑り率を無限大にしないことを考慮して<sup>4)</sup>、押進め角と角加速度を論じ、更に滑り率と揺動角を指定し、等加速度カムに近い凸面カムとなるようにカム装置の各部の設計を行なう。

### § 2 記 号

$R_1$  = 基礎円の半径

$R_3$  = 先端円の半径

$r$  = 揺動従動節の円弧の半径

$\ell$  = 揺動従動節の長さ

$\theta$  = カムの回転角

$\theta_2$  = 先端円の始点におけるカムの回転角

$\phi$  = 揺動従動節の押進め角

$\phi_2$  = 先端円の始点の押進め角

$\varphi$  = 揺動従動節の揺動角

$\varphi_2$  = 先端円の始点の揺動角

$\alpha$  = 凸面カムの作動角の半分

$R_2$  = カム円弧の半径

$R_4$  = カムの中心からカムの先端までの長さ

$d$  = カムと従動節の中心間距離

$\theta_1$  = 始点におけるカムの回転角

$\theta_3$  = 先端円の頂点におけるカムの回転角

$\phi_1$  = 往き行程の始点の押進め角

$\phi_3$  = 往き行程の終点の押進め角

$\varphi_1$  = 往き行程の始点の揺動角

$\varphi_3$  = 往き行程の終点の揺動角

$\gamma$  = 凸面カムの円弧の中心角



### § 3 揺動円弧従動節の押進め角

従動節の運動を滑らかにするためにはその押進め角を特定な値に制限しなければならないので、図1に示す揺動円弧従動節に対し反時計回りに回転する凸面カムを押進め角を調べる。

#### (1) 円弧 $DE$ 上の接触

図1において凸面カム

1は $A$ 点を中心に反時計回りに回転し、揺動円弧従動節2は $B$ 点を軸心として揺動する。いま従動節の半径 $r$ の円弧が凸面カムの円弧 $DE$ 上で接触している場合を考える。

円弧 $DE$ の中心を $O_1$ 、従動節の円弧の中心を $M$ とすれば、 $\triangle BAO_1$ と $\triangle BMO_1$ において次式が成立する。

$$BO_1^2 = \ell^2 + (R_2 + r)^2 - 2\ell(R_2 + r) \cos \phi'$$

$$= d^2 + (R_2 - R_1)^2 + 2d(R_2 - R_1) \cos \theta$$

ここで、カムの回転角 $\theta$ は $AD$ を基準とし $\angle DAB = \theta$ 、 $\angle BMO_1 = \phi'$ とすれば押進め角 $\phi = 90^\circ - \phi'$ で表されるので、上式から押進め角 $\phi$ は次式で求まる。

$$\sin \phi = \frac{\ell^2 + (R_2 + r)^2 - (R_2 - R_1)^2 - d^2 - 2d(R_2 - R_1) \cos \theta}{2\ell(R_2 + r)} \quad (1)$$

式(1)を $\theta$ で微分し、 $d\phi/d\theta = 0$ とおけば最大あるいは最小の押進め角を求めることができる。

$$\frac{d\phi}{d\theta} = -\frac{d(R_2 - R_1) \sin \theta}{\ell(R_2 + r) \cos \phi}$$

から、 $\cos \phi \neq 0$ とすると $\sin \theta = 0$ となり

$$\theta = 0^\circ \text{ のとき } \sin \phi_{min} = \frac{\ell^2 + (R_2 + r)^2 - (R_2 - R_1 + d)^2}{2\ell(R_2 + r)}$$

$$\theta = 180^\circ \text{ のとき } \sin \phi_{max} = \frac{\ell^2 + (R_2 + r)^2 - (R_2 - R_1 - d)^2}{2\ell(R_2 + r)}$$

となり、押進め角 $\phi$ は回転角 $\theta$ の増加につれて増大することがわかり、円弧 $DE$ 間の接触においては式(1)より計算すれば図4の $DE$ 曲線に示すようにほぼ直線となる。図1から $\angle DO_1E = \gamma$ が大きすぎると $\phi > 45^\circ$ なり従動節に滑らかに運動が伝えられなくなる。

#### (2) 始点 $D$ の押進め角

図1において従動節が

始点 $D$ で接触するときのカムの回転角を $\theta_1$ 、押進め角を $\phi_1$ とすれば $AM = R_1 + r$ だから

$$\cos \theta_1 = \frac{d^2 + (R_1 + r)^2 - \ell^2}{2d(R_1 + r)} \quad (2)$$

となる。これを式(1)に代入すれば、 $\phi_1$ は次式で求められる。

$$\sin \phi_1 = \frac{\ell^2 + (R_1 + r)^2 - d^2}{2\ell(R_1 + r)} \quad (3)$$

#### (3) 先端円 $EF$ 上の接触

図2は従動節が先端

円での接触を示す。先端円の中心を $Q$ とし、 $\triangle ABQ$ と $\triangle BMQ$ において

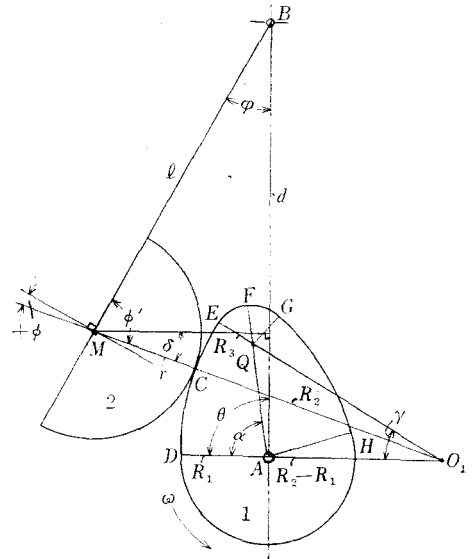


図1 円弧 $DE$ 上の接触

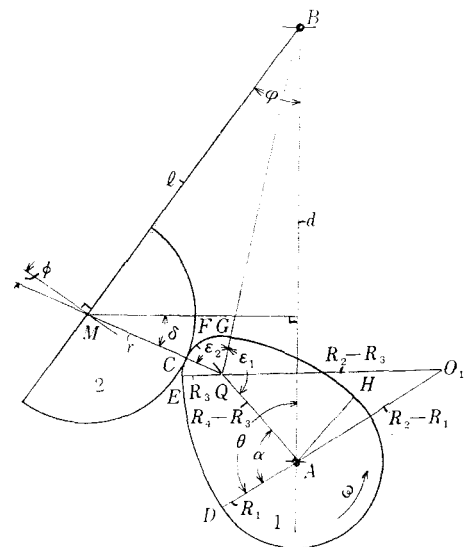


図2 先端円上の接触

$$\begin{aligned} BQ^2 &= d^2 + (R_4 - R_3)^2 - 2d(R_4 - R_3) \cos(\theta - \alpha) \\ &= \ell^2 + (R_3 + r)^2 - 2\ell(R_3 + r) \cos(90^\circ - \phi) \end{aligned}$$

が成立するので、これから $\phi$ を求めれば次式が得られる。

$$\sin \phi = \frac{\ell^2 - d^2 - (R_4 - R_3)^2 + (R_3 + r)^2 + 2d(R_4 - R_3) \cos(\theta - \alpha)}{2\ell(R_3 + r)} \quad (4)$$

式(4)を $\theta$ で微分し、最大あるいは最小の押進め角を求めれば

$$\frac{d\phi}{d\theta} = - \frac{d(R_4 - R_3) \sin(\theta - \alpha)}{\ell(R_3 + r) \cos \phi}$$

から、 $\cos \phi \neq 0$  とすると  $\sin(\theta - \alpha) = 0$  となり、 $\theta = \alpha$  あるいは  $\theta = 180^\circ + \alpha$  となる。

$$\theta = \alpha \text{ のとき, } \sin \phi_{max} = \frac{\ell^2 + (R_3 + r)^2 - (d - R_4 + R_3)^2}{2\ell(R_3 + r)}$$

$$\theta = 180^\circ + \alpha \text{ のとき, } \sin \phi_{min} = \frac{\ell^2 + (R_3 + r)^2 - (d + R_4 - R_3)^2}{2\ell(R_3 + r)}$$

となり、 $\theta$  が $\alpha$ より大きいとき $\theta$ が増すにつれて $\phi$ は減少する。先端円での接触において式(4)より計算すれば図4のEF曲線のようになる。これから従動節がE点で接触するとき最大の押進め角をもつことがわかる。

(4) 先端円の始点Eにおける押進め角 図3において従動節がE点で接触するときのカムの回転角を $\theta_2$ 、押進め角を $\phi_2$ 、従動節の揺動角を $\varphi_2$ とすれば次式が成立する。

$$\begin{aligned} (R_2 - R_1) \sin \theta_2 + \ell \sin \varphi_2 &= (R_2 + r) \sin(\theta_2 - \gamma) \\ (R_2 - R_1) \cos \theta_2 + \ell \cos \varphi_2 \\ &= d - (R_2 + r) \cos(\theta_2 - \gamma) \end{aligned}$$

これから $\varphi_2$ を消去し、 $\theta_2$ について整理すれば

$$\begin{aligned} 2d\{(R_2 - R_1) - (R_2 + r) \cos \gamma\} \cos \theta_2 \\ - 2d(R_2 + r) \sin \gamma \sin \theta_2 &= \ell^2 - \{(R_2 + r)^2 + \\ &+ (R_2 - R_1)^2 + d^2\} + 2(R_2 + r)(R_2 - R_1) \cos \gamma \end{aligned}$$

となるので未定係数法により $\theta_2$ を求めれば

図3 E点での接触

$$\sin(\theta_2 - \delta) = \frac{\{(R_2 + r)^2 + (R_2 - R_1)^2 + d^2\} - \ell^2 - 2(R_2 + r)(R_2 - R_1) \cos \gamma}{2d\{(R_2 - R_1)^2 + (R_2 + r)^2 - 2(R_2 - R_1)(R_2 + r) \cos \gamma\}^{1/2}} \quad (5)$$

$$\text{ただし } \tan \delta = \frac{(R_2 - R_1) - (R_2 + r) \cos \gamma}{(R_2 + r) \sin \gamma} \quad (6)$$

となる。さらに $\phi_2$ を求めるには $\varphi_2$ を次式で求めればよい。

$$\sin \varphi_2 = \frac{1}{\ell} \{(R_2 + r) \sin(\theta_2 - \gamma) - (R_2 - R_1) \sin \theta_2\} \quad (7)$$

$$\phi_2 = \varphi_2 + \theta_2 - \gamma - 90^\circ \quad (8)$$

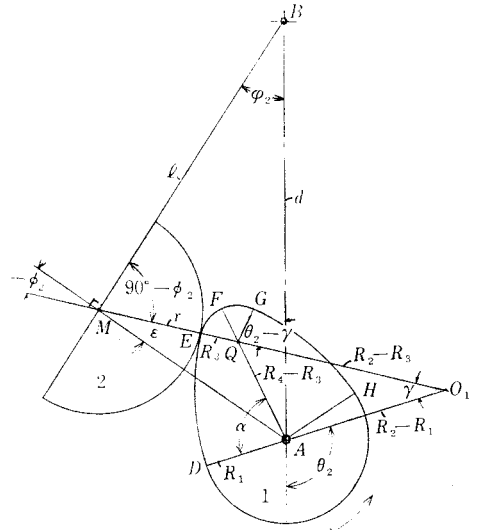
これらの計算はかなり複雑である。

図4に示すように式(3)、(4)より容易に両曲線DE、EFが求まるので、その交点をEとすれば図から簡単に $\theta_2$ 、 $\phi_2$ が求まる。

$\theta_2$ を求めないで直接 $\phi_2$ を求めるには図3において $\angle AMQ = \varepsilon$ とし、AMをパラメーターとすれば $\triangle ABM$ において

$$\cos(\varepsilon + 90^\circ - \phi_2) = \frac{\ell^2 + AM^2 - d^2}{2\ell \times AM}, \quad \cos \varepsilon = \frac{(R_3 + r)^2 + AM^2 - (R_4 - R_3)^2}{2(R_3 + r)AM}$$

となるので $\phi_2$ は次式により計算される。



$$\phi_2 = \phi_{max} = 90^\circ + \cos^{-1} \frac{(R_3 + r)^2 + AM^2 - (R_4 - R_3)^2}{2(R_3 + r)AM} - \cos^{-1} \frac{\ell^2 + AM^2 - d^2}{2\ell \times AM} \quad (9)$$

$$AM^2 = (R_3 + r)^2 + (R_4 - R_3)^2 + 2(R_3 + r)(R_4 - R_3) \cos(\alpha - \gamma)$$

(5) 終点  $F$  における押進め角 図2において従動節が凸面カムの頂点  $F$  で接触する場合に従動節の往き行程は終り、それを過ぎれば戻り行程となり、戻り行程においては押進め角が大きくても問題はないが、もしカムが時計回りの回転の場合は  $FH$  間が往き行程となって問題となる。このような場合従動節に圧縮力が作用するので好ましくはないが押進め角の点では良好と思われるので次報で研究する。

終点  $F$  における  $\theta, \phi$  をそれぞれ  $\theta_3, \phi_3$  とすれば  $A, F, M$  が一直線上にあるから  $\triangle AMB$  より

$$\cos(\theta_3 - \alpha) = \frac{d^2 - \ell^2 + (R_4 + r)^2}{2d(R_4 + r)} \quad (10)$$

$$\sin \phi_3 = \frac{\ell^2 - d^2 + (R_4 + r)^2}{2\ell(R_4 + r)} \quad (11)$$

から容易に  $\theta_3, \phi_3$  が求められる。

(6) 押進め角の数値計算 以上の解析された押進め角の計算式にもとづき、例えば前報の例の次のような寸法の凸面カムの場合の押進め角  $\phi$  の計算を行ない、その結果を表1と図4に示す。

$$R_1 = 20\text{mm}, R_2 = 60\text{mm}, R_3 = 9.04\text{mm},$$

$$R_4 = 35\text{mm}, r = 25\text{mm}, d = 80\text{mm}, \ell = 80\text{mm},$$

$$\alpha = 81^\circ 3', \gamma = 30^\circ 13'$$

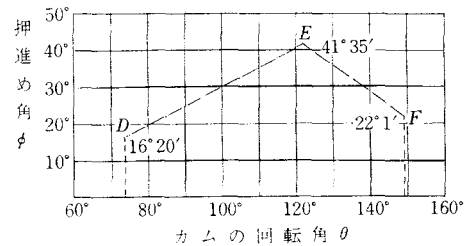


図4 往き行程での押進め角

表1 円弧  $DE$  間の押進め角

回転角 $\theta^\circ$	$\theta_1 = 73^\circ 40'$	75°	80°	85°	90°	95°	100°	105°	110°	115°	120°	$\theta_2 = 122^\circ 8'$
押進め角 $\phi^\circ$	$\phi_1 = 16^\circ 20'$	16°58'	19°23'	21°53'	24°26'	27°3'	29°41'	32°22'	35°41'	37°46'	40°28'	$\phi_2 = 41^\circ 35'$

円弧  $EF$  間の押進め角

回転角 $\theta^\circ$	$\theta_2 = 122^\circ 8'$	125°	130°	135°	140°	145°	$\theta_3 = 148^\circ 59'$
押進め角 $\phi^\circ$	$\phi_2 = 41^\circ 35'$	39°37'	36°7'	32°30'	28°48'	25°3'	22°1'

図4より先端円の始点  $E$  の押進め角  $\phi_2$  が最大なのでこの  $\phi_{max}$  の値を小さくする工夫を必要とする。

#### §4 押進め角の対策

図4の押進め角線図において、この例の場合  $\phi_{max}$  は  $41^\circ 35'$  であるが、これを  $40^\circ$  以下にするため凸面カムの寸法と従動節の円弧半径  $r$  は前記の例のままとし、中心間距離  $d$  と従動節の長さ  $\ell$  の変化によって  $\phi_{max}$  がどのように変化するかを調べる。

式(5)ないし(8)から  $d = 80\text{mm}$  で  $\ell = 60 \sim 85\text{mm}$  の場合と  $\ell = 70\text{mm}$  で  $d = 70 \sim 100\text{mm}$ 、 $\ell = 60\text{mm}$  で  $d = 60 \sim 90\text{mm}$  の場合を計算すれば表2と図5が得られる。

この表2と図5から  $d$  に対し  $\ell$  が小さい程最大押進め角は小さくなり、 $d = \ell$  の場合はその値が大きい程最大押進め角が小さくなることからわかる。また最大押進め角を  $30^\circ$  以下にするためには  $d - \ell > 15\text{mm}$  にする必要があることがわかる。

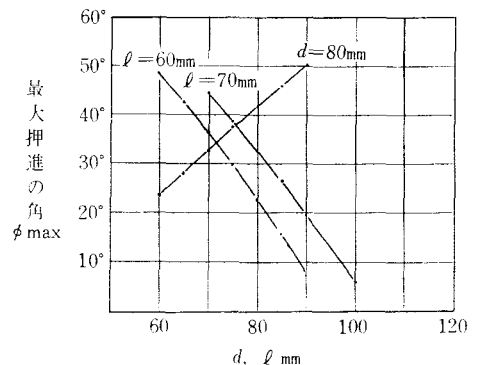


図5  $E$  点の最大押進め角に対するの影響

表2  $\phi_{max}$  に対する  $d, \ell$  の影響

$d=80\text{mm}, \ell\text{ mm}$	60	65	70	75	80	85
カムの回転角 $\theta_2$	100°33′	105°51′	111°11′	116°36′	122°8′	127°50′
最大押進め角 $\phi_2=\phi_{max}$	23°4′	28°4′	32°45′	37°15′	41°35′	45°54′

$\ell=70\text{mm}, d\text{ mm}$	70	75	80	85	90	100
カムの回転角 $\theta_2$	119°10′	115°10′	111°11′	107°9′	103°	94°9′
最大押進め角 $\phi_{max}$	44°36′	38°46′	32°45′	26°29′	19°53′	5°19′

$\ell=60\text{mm}, d\text{ mm}$	60	65	70	75	85	90
カムの回転角 $\theta_2$	115°5′	111°34′	108°	104°21′	96°35′	92°20′
最大押進め角 $\phi_{max}$	48°41′	42°40′	36°25′	29°55′	15°50′	6°58′

そこで  $d=100\text{mm}, \ell=80\text{mm}$  を基準にとり、従動節の円弧半径  $r$ 、先端円の半径  $R_3$  を変化させ  $R_1=20\text{mm}, R_2=60\text{mm}, R_4=35\text{mm}$  の前例のままとして凸面カム上の3点  $D, E, F$  の押進め角の変化を調べる。

(1) 始点  $D$  の押進め角  $\phi_1$   $D$  点の押進め角  $\phi_1$  は式(3)より次の条件で求め図6に示す。

(a)  $R_1=20\text{mm}, d=100\text{mm}, \ell=80\text{mm}$  として  $r$  を変化さす。

揺動節の半径 $r\text{ mm}$	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60
押進め角 $\phi_1$	-34°14′	-25°6′	-18°12′	-12°38′	-7°54′	-3°45′	0°	3°27′	6°40′	12°38′

(b)  $R_1=20\text{mm}, d=100\text{mm}, r=25\text{mm}$  として  $\ell$  を変化さす。

従動節の長さ $\ell\text{ mm}$	70	80	90	100	110
押進め角 $\phi_1$	-29°13′	-12°38′	0°53′	13°0′	24°37′

(c)  $R_1=20\text{mm}, \ell=80\text{mm}, r=25\text{mm}$  として  $d$  を変化さす。

中心間距離 $d\text{ mm}$	70	80	90	100	110
押進め角 $\phi_1$	29°19′	16°20′	2°35′	-12°38′	-30°42′

(2)  $E$  点の押進め角  $\phi_2$   $E$  点の押進め角  $\phi_2$  は次の条件で式(5)～(8)より求め図7に示す。

(a)  $d=100\text{mm}, \ell=80\text{mm}$  として  $R_3$  を変化さす。

先端円の半径 $R_3\text{ mm}$	6	9	12	15	18	21
押進め角 $\phi_2$	18°47′	17°29′	15°54′	13°56′	11°24′	7°59′

(b)  $d=100\text{mm}, R_3=12\text{mm}$  として  $\ell$  を変化さす。

従動節の長さ $\ell\text{ mm}$	70	80	90	100	110	120
押進め角 $\phi_2$	3°25′	15°54′	26°37′	36°25′	45°52′	55°24′

(c)  $\ell=80\text{mm}, R_3=12\text{mm}$  として  $d$  を変化さす。

中心間距離 $d\text{ mm}$	60	70	80	90	100	110
押進め角 $\phi_2$	62°21′	51°33′	40°26′	28°42′	15°54′	1°27′

(3)  $F$  点の押進め角  $\phi_3$   $F$  点の押進め角は次の条件で式(11)より求め図8に示す。ただし  $R_4 = 35\text{mm}$  とす。

(a)  $d = 100\text{mm}$ ,  $\ell = 80\text{mm}$  として  $r$  を変化さす。

従動節の半径 $r$ mm	10	15	20	25	30	35
押進め角 $\phi_3$	$-12^\circ 38'$	$-7^\circ 54'$	$-3^\circ 45'$	$0^\circ$	$3^\circ 27'$	$6^\circ 40'$

(b)  $d = 100\text{mm}$ ,  $r = 25\text{mm}$  として  $\ell$  を変化さす。

従動節の長さ $\ell$ mm	70	80	90	100	110	120
押進め角 $\phi_3$	$-7^\circ 42'$	$0^\circ$	$6^\circ 47'$	$13^\circ$	$18^\circ 54'$	$24^\circ 37'$

(c)  $\ell = 80\text{mm}$ ,  $r = 25\text{mm}$  として  $d$  を変化さす。

中心間距離 $d$ mm	70	80	90	100	110	120
押進め角 $\phi_3$	$32^\circ 5'$	$22^\circ 1'$	$11^\circ 25'$	$0^\circ$	$-12^\circ 38'$	$-27^\circ 17'$

図6より始点 $D$ の押進め角 $\phi_1$ を小さくするには $r$ を大きくし、 $d$ を長く、 $\ell$ を短かくすればよい。しかし押進め角は絶対値 $|\phi_1|$ を考えねばならぬので、 $r$ と $\ell$ を小さくしすぎ、 $d$ を大きくしすぎると $|\phi_1|$ は大きくなる。

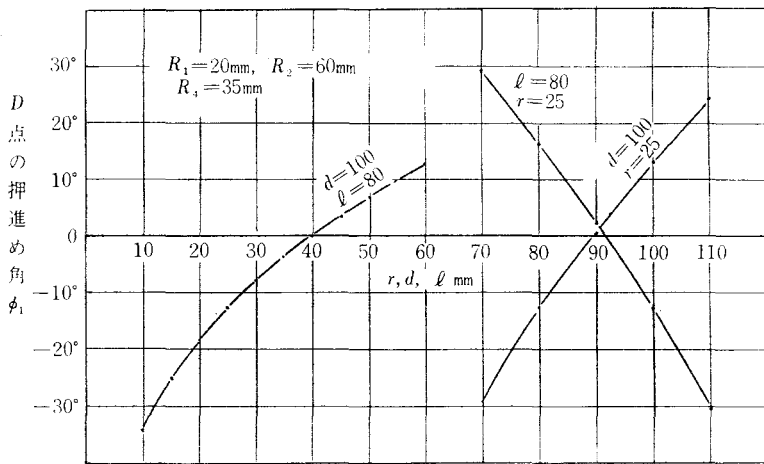


図6  $r$ ,  $\ell$ ,  $d$  の変化による始点 $D$ の押進め角

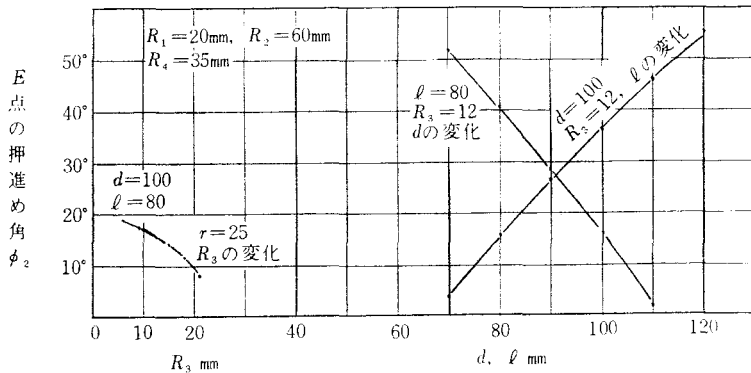


図7  $R_3$ ,  $\ell$ ,  $d$  の変化による $E$ 点の押進め角

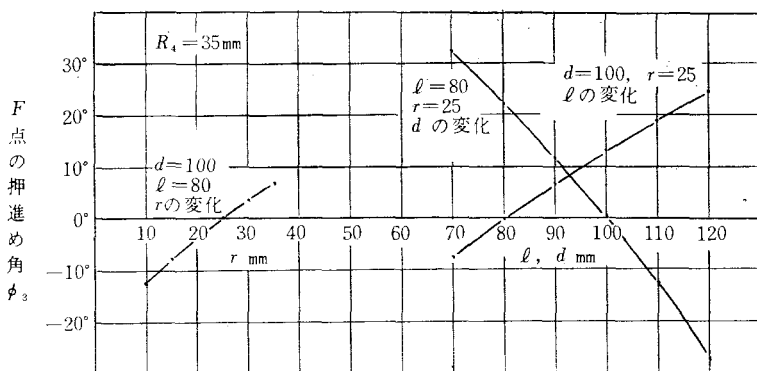
図8  $r, l, d$  の変化による  $F$  点の押進め角

図7より  $E$  点の押進め角  $\phi_2$  を小さくするには  $R_3$  と  $d$  を大きく、 $l$  を小さくすればよい。

図8より終点  $F$  の押進め角  $\phi_3$  を小さくするには  $r$  と  $d$  を大きく、 $l$  を小さくすればよい。しかし  $|\phi_3|$  を考えると  $d$  は 100mm まで長く、 $l$  は 80mm まで短くした方が  $|\phi_3|$  が小さい。

以上を総合して押進め角を小さくするには適当に  $r, R_3, d$  を大きくし、 $l$  を短くすればよい。

### §5 滑り率を考慮した従動節の長さ $l$ の決定

この種のカム装置については前報<sup>4)</sup>で明らかにされたように従動節の滑り率  $\sigma_2$  が無限大の場合が存在し、摩擦が大きくなるので  $\sigma_2 = 15$  以下になるように  $l$  の長さを決定する。

(1) 従動節の滑り率  $\sigma_2 = \infty$  のときの  $l$  の長さ

$$l^2 = \frac{(R_2 - R_1)(R_2 - R_3)\{(R_2 - R_1 + d)^2 + (R_2 + r)^2\} - (R_2 + r)(R_2 - R_1 + d)\{(R_2 - R_1)^2 + (R_2 - R_3)^2 - (R_4 - R_3)^2\}}{(R_2 - R_1)(R_2 - R_3)} \dots\dots\dots (12)$$

(2)  $\sigma_2$  を特定値にする場合の  $l$  の長さ

$$l^2 = d^2 + (R_2 - R_1)^2 + (R_2 + r)^2 + 2d\{(R_2 - R_1) \cos \theta'' - (R_2 + r) \cos (\theta'' + \delta)\} - 2(R_2 + r)(R_2 - R_1) \cos \delta \dots\dots\dots (13)$$

$$\text{ただし } \sin \delta = \frac{R_4 - R_3}{R_2 - R_3} \sin \alpha$$

$$\tan \theta'' = \frac{R_2(R_2 + r) \sin \delta}{(R_2 - R_1)(r\sigma_2 + r + R_2) - R_2(R_2 + r) \cos \delta}$$

例えば  $R_1 = 20\text{mm}$ ,  $R_2 = 60\text{mm}$ ,  $R_3 = 15\text{mm}$ ,  $R_4 = 35\text{mm}$ ,  $r = 25\text{mm}$ ,  $\alpha = 89^\circ 6'$ ,  $\gamma = 26^\circ 23'$  とし、 $\sigma_2 = \infty, 15, 10$  と指定し  $d$  を 70~110mm 変化させた場合を表3, 4と図9の破線で示す。

表3  $R_1 = 20\text{mm}$ ,  $R_2 = 60\text{mm}$ ,  $R_3 = 15\text{mm}$   
 $R_4 = 35\text{mm}$ ,  $r = 25\text{mm}$ ,  $\gamma = 26^\circ 23'$

$\sigma_2$	$\infty$	15	10	5
$d$ mm	$l$ mm	$l$ mm	$l$ mm	$l$ mm
70	50.724	59.109	63.614	77.262
80	57.879	66.352	70.954	85.039
90	65.781	74.238	78.880	93.241
100	74.190	82.583	87.234	101.766
110	82.953	91.261	95.903	110.538

表4  $R_1 = 20\text{mm}$ ,  $R_2 = 60\text{mm}$ ,  $R_3 = 15\text{mm}$ ,  $R_4 = 35\text{mm}$ ,  $r = 25\text{mm}$ ,  
 $\gamma = 26^\circ 23'$  で  $d, l$  に対する最大押進め角  $\phi_2$

$d$ mm	70	80	90	95	100	110
$l$ mm	70	80	90	95	100	110
60	33°9'	19°18'	3°33'	-5°29'	-15°51'	-46°54'
70	41°51'	29°37'	16°16'	8°55'	1°31'	-17°41'
80	50°19'	38°59'	27°0'	20°37'	13°58'	0°51'
85	54°36'	43°31'	31°59'	25°57'	19°35'	5°59'
90	59°0'	48°1'	36°48'	30°57'	24°58'	12°11'
95	63°35'	52°33'	41°32'	35°52'	30°6'	17°57'
100	68°26'	57°11'	46°13'	40°41'	35°5'	23°21'
110	79°39'	67°3'	55°45'	50°15'	44°46'	33°40'

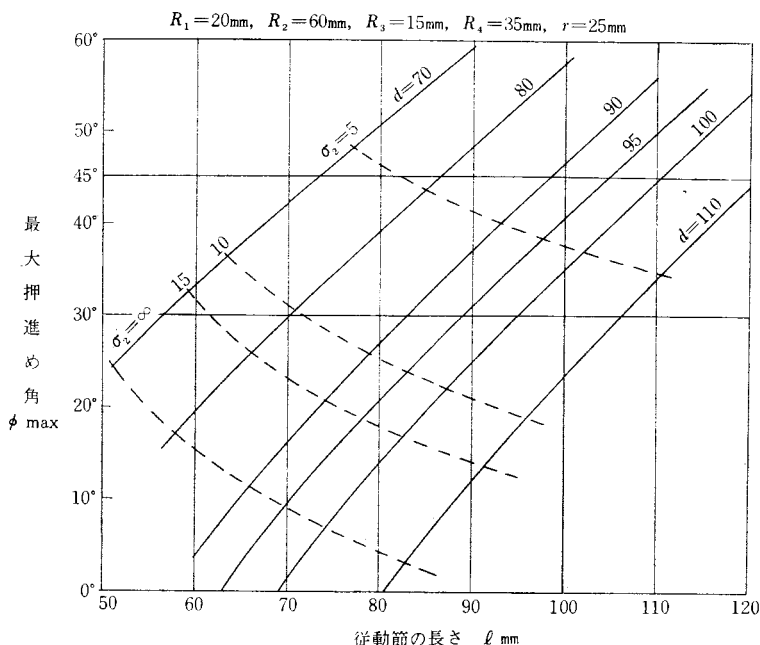
図9 滑り率と最大押進め角に対する  $d, l$  の選定図

図9は $d$ が指定されたとき、 $\sigma_2$ と最大押進め角 $\phi_2$ を考慮して $l$ を求めるための図で横軸に $l$ 、縦軸に $\phi_2$ をとり、 $d=70\sim 110\text{mm}$ を指定し、式(5)～(8)より各 $l$ に対する押進め角 $\phi_2$ を計算し実線で示したものである。

図9から図5に示されたと同様に指定された $d$ に対し、 $l$ が小さい程最大押進め角 $\phi_2$ は小さくなることがわかると同時に滑り率 $\sigma_2$ が大きくなることがわかる。

$\sigma_2$ と $\phi_2$ の指定値により $d$ を大にせねば $l$ の採用範囲は狭く、また $d$ をある値以上にとらねばならぬこともわかる。

## §6 揺動円弧従動節の角加速度

揺動円弧従動節の運動を滑らかにまた従動節に大きな力が動かないように角加速度を小さくしなければならぬ。ここでは往き行程の場合だけ調べる。

(1) 円弧 $DE$ 間の接触 図1において $O_1M$ の傾角を $\delta$ とすれば次式が成立する。

$$-(R_2 - R_1) \cos \theta - (R_2 + r) \sin \delta = d - l \cos \varphi$$

$$(R_2 + r) \cos \delta = (R_2 - R_1) \sin \theta + l \sin \varphi$$

上式から $\delta$ を消去して整理すれば従動節の揺動角 $\varphi$ は $\theta$ の関数として次のように求められる。

$$\begin{aligned} l d \cos \varphi + l(R_2 - R_1) \cos(\theta + \varphi) - d(R_2 - R_1) \cos \theta \\ = \frac{1}{2} \{ l^2 + d^2 + (R_2 - R_1)^2 - (R_2 + r)^2 \} \dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

従動節の角速度 $\frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\varphi}{d\theta}$ 、角加速度 $\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \omega^2 \frac{d^2\varphi}{d\theta^2}$ であるので式(14)を $\theta$ で微分すれば次式を得る。

$$\frac{d\varphi}{d\theta} = \frac{d(R_2 - R_1) \sin \theta - l(R_2 - R_1) \sin(\theta + \varphi)}{l d \sin \varphi + l(R_2 - R_1) \sin(\theta + \varphi)} \dots\dots\dots (15)$$

$$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2} = \frac{d(R_2 - R_1) \cos \theta - l(R_2 - R_1) \cos(\theta + \varphi) \left( 1 + \frac{d\varphi}{d\theta} \right)^2 - l d \cos \varphi \left( \frac{d\varphi}{d\theta} \right)^2}{l d \sin \varphi + l(R_2 - R_1) \sin(\theta + \varphi)} \dots\dots\dots (16)$$

ただし

$$1 + \frac{d\varphi}{d\theta} = \frac{d(R_2 - R_1) \sin \theta + \ell d \sin \varphi}{\ell d \sin \varphi + \ell(R_2 - R_1) \sin(\theta + \varphi)} \quad (17)$$

(2) 始点  $D$  上の接触 図1において  $A, D, M$  が一直線上にくるので、 $\triangle ABM$  において正弦の定理より次式が得られる。

$$\frac{\sin(\theta_1 + \varphi_1)}{d} = \frac{\sin \varphi_1}{R_1 + r} = \frac{\sin \theta_1}{\ell} \quad (18)$$

式(18)を式(15)に代入すれば  $d\varphi/d\theta = 0$  となるので角速度  $d\varphi/dt = 0$  となり、式(16)に式(18)と  $d\varphi/d\theta = 0$  を代入すれば始点  $D$  上の角加速度は次式で求められる。

$$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2} = \frac{(R_2 - R_1)(R_1 + r)}{d(R_2 + r) \sin \theta_1}, \quad \cos \theta_1 = \frac{d^2 - \ell^2 + (R_1 + r)^2}{2d(R_1 + r)} \quad (19)$$

あるいは

$$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2} = \frac{2(R_2 - R_1)(R_1 + r)^2 / (R_2 + r)}{[4(R_1 + r)^2 d^2 - \{d^2 - \ell^2 + (R_1 + r)^2\}^2]^{1/2}} \quad (20)$$

始点  $D$  での従動節の円弧の中心  $M$  の接線加速度  $\ell \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \omega^2 \ell \frac{d^2\varphi}{d\theta^2}$  は  $R_1, R_2, r, d$  が指定された場合  $\ell$  に対し計算の結果最小値をもつので、 $\ell \frac{d^2\varphi}{d\theta^2}$  を  $\ell$  で微分し  $d(\ell \frac{d^2\varphi}{d\theta^2})/d\ell = 0$  とおくと、

$$\ell = \sqrt{d^2 - (R_1 + r)^2} \quad (21)$$

の関係が成立し、これを式(20)に代入すれば

$$\text{最小接線加速度} \left( \omega^2 \ell \frac{d^2\varphi}{d\theta^2} \right)_{min} = \omega^2 \frac{(R_2 - R_1)(R_1 + r)}{R_2 + r} \quad (22)$$

となる。

(3) 円弧  $EF$  間の接触 図2において  $MQ$  の傾角を  $\delta$  とすれば次式が成立する。

$$(R_4 - R_3) \cos(\theta - \alpha) + (R_3 + r) \cos \delta = d - \ell \cos \varphi$$

$$(R_4 - R_3) \sin(\theta - \alpha) + (R_3 + r) \sin \delta = \ell \sin \varphi$$

これら  $\delta$  を消去して整理すれば

$$\begin{aligned} d(R_4 - R_3) \cos(\theta - \alpha) - \ell(R_4 - R_3) \cos(\varphi + \theta - \alpha) + \ell d \cos \varphi \\ = \frac{1}{2} \{ d^2 + \ell^2 + (R_4 - R_3)^2 - (R_3 + r)^2 \} \end{aligned} \quad (23)$$

式(23)を  $\theta$  で微分し円弧  $EF$  間の角速度を求め次式を得る。

$$\frac{d\varphi}{d\theta} = \frac{-d(R_4 - R_3) \sin(\theta - \alpha) + \ell(R_4 - R_3) \sin(\varphi + \theta - \alpha)}{-\ell(R_4 - R_3) \sin(\varphi + \theta - \alpha) + \ell d \sin \varphi} \quad (24)$$

さらに式(24)を  $\theta$  で微分し角加速度を求める。

$$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2} = \frac{d(R_4 - R_3) \cos(\theta - \alpha) - \ell(R_4 - R_3) \cos(\varphi + \theta - \alpha) \left( 1 + \frac{d\varphi}{d\theta} \right)^2 + \ell d \cos \varphi \left( \frac{d\varphi}{d\theta} \right)^2}{-\ell(R_4 - R_3) \sin(\varphi + \theta - \alpha) + \ell d \sin \varphi} \quad (25)$$

ただし

$$1 + \frac{d\varphi}{d\theta} = \frac{-d(R_4 - R_3) \sin(\theta - \alpha) + \ell d \sin \varphi}{-\ell(R_4 - R_3) \sin(\varphi + \theta - \alpha) + \ell d \sin \varphi} \quad (26)$$

(4) 先端円の始点  $E$  上の接触 この場合の回転角  $\theta_2$  と揺動角  $\varphi_2$  は式(5), (7)で求められるので、この値を式(15), (16)に代入するかあるいは式(24), (25)に代入すれば、角速度  $d\varphi/d\theta$  と角加速度  $d^2\varphi/d\theta^2$  を求められるが式が複雑であるので数値計算による。

(5) 終点  $F$  上の接触 図2において  $A, F, M$  が一直線上にくるので、 $\triangle ABM$  から正弦の定理より次式が求まる。

$$\frac{\sin(\varphi_3 + \theta_3 - \alpha)}{d} = \frac{\sin \varphi_3}{R_1 + r} = \frac{\sin(\theta_3 - \alpha)}{\ell} \quad (27)$$



上式を式(24)に代入すれば $F$ 点上の角速度  $d\varphi/d\theta=0$  となる。これと式(27)を式(25)に代入すれば終点 $F$ 上の角加速度は次式で求められる。

$$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2} = \frac{(R_4 - R_3)(R_4 + r)}{\ell(R_3 + r) \cos \phi_3} = \frac{(R_4 - R_3)(R_4 + r)}{d(R_3 + r) \sin(\theta_3 - \alpha)} \quad (28)$$

この式に式(11)を代入すれば次式を得る。

$$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2} = \frac{2(R_4 - R_3)(R_4 + r)^2 / (R_3 + r)}{[4d^2(R_4 + r)^2 - \{d^2 - \ell^2 + (R_4 + r)^2\}^2]^{1/2}} \quad (29)$$

終点 $F$ での従動節の $M$ 点の接線加速度の $\ell$ に対する最小値は  $d\left(\frac{d^2\varphi}{d\theta^2}\right)/d\ell=0$  とすれば

$$\ell = \sqrt{d^2 - (R_4 + r)^2} \quad (30)$$

が求まり、終点 $F$ 上の最小接線加速度は次式で求められる。

$$\left(\ell \frac{d^2\varphi}{d\theta^2}\right)_{min} = -\frac{(R_4 - R_3)(R_4 + r)}{R_3 + r} \quad (31)$$

#### (6) 角加速度の計算例

以上凸面カムにおける従動節の角加速度の数式を求めたが例えば次のカム寸法の角加速度をカムの回転角 $\theta$ に対して求めて図10に示す。

$R_1=20\text{mm}$ ,  $R_2=60\text{mm}$ ,  $R_3=9.04\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$ ,  
 $r=25\text{mm}$ ,  $\alpha=81^\circ 3'$ ,  $\gamma=30^\circ 13'$ ,  $d=105\text{mm}$ ,  $\ell=98\text{mm}$

図10より明らかなように従動節の角加速度は始点 $D$ よりほぼ直線的に増加し、先端円の始点 $E$ において正から負に移り、そのまま終点 $F$ までほぼ直線的に変化することがわかる。

したがって従動節の角加速度は始点 $D$ 、先端円の始点 $E$ 、終点 $F$ におけるものを検討すれば良い。 $E$ 点における角加速度が不連続になるのは式(16)の値と式(25)の値が同じ  $\theta_2$ ,  $\varphi_2$  の値に対し正負の異った値になるためである。

角加速度が負の値になれば、従動節はカムから離れるように力が働くのでばねにより強制接触をさせなければならない。

### § 7 加速度の対策

図10においてこの場合 $E$ 点における負の角加速度が最大であるけれども、最大の角加速度をできるだけ小にするためには先端円の半径を始めカム各部の寸法を修正する必要がある。

従動節の円弧の中心 $M$ の接線加速度が $d$ を指定し $\ell$ を変化させた場合にどの様に変化するかを $D$ 点の接線加速度①、 $E$ 点のそれ②、②'、 $F$ 点のそれを③で表わし、例えば

$R_1=20\text{mm}$ ,  $R_2=60\text{mm}$ ,  $R_3=9.04\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$ ,  
 $r=25\text{mm}$ ,  $d=100\text{mm}$ ,  $\ell=70\sim 100\text{mm}$  変化させた場合を図11に示す。

図から明らかなように $D$ 点の加速度①は低く、 $F$ 点の

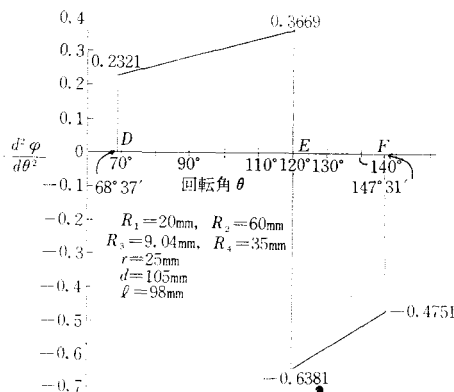


図10 凸面カムの往き行程の角加速度の例

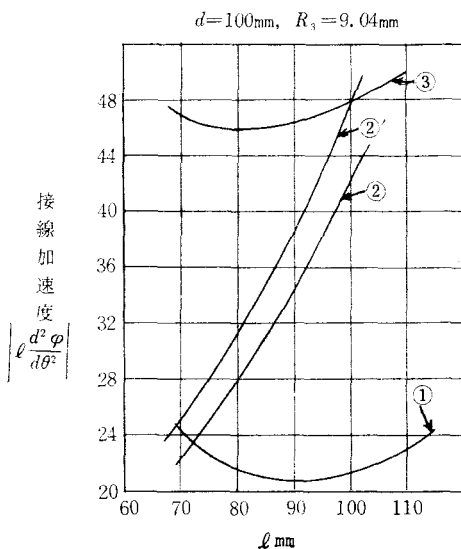


図11  $D$ ,  $E$ ,  $F$ 点の接線加速度

加速度③が高くほぼ一定でE点の加速度②、②'が $\ell$ の変化によって急変し、この場合 $\ell=85\text{mm}$ 前後が最良なことがわかるが、③が高すぎるのでF点の加速度を低下させるために式(31)において $R_3, R_4$ を変化させた場合のF点の最小加速度を求め、図12に示す。

また始点Dの加速度①をできるだけ小さくして円滑な出番を行うため式(22)において $R_2, r$ を変化させD点の最小加速度を求め、図12に示す。

図12は $R_4=35\text{mm}$ ,  $r=25\text{mm}$ として $R_3=8\sim 25\text{mm}$ 変化させる場合と $R_3=9.04\text{mm}$ ,  $r=25\text{mm}$ として $R_4=20\sim 45\text{mm}$ 変化させる場合を示し、D点の加速度は $r$ ,  $R_2$ の変化により余り影響は受けないが、F点の加速度

は $R_3, R_4$ の変化により急変することがわかる。 $R_4$ を小さくすることは円板カムに近づくことになり、リフトが小さくなるので、 $R_3$ を $9.04\text{mm}$ より大きくすれば良いことになる。また図7から $R_3$ を大きくすれば最大押進め角も低下するので、 $R_3$ は大きくとった方が良い。そこで $R_3=12\text{mm}$ ,  $15\text{mm}$ の場合の各点の加速度の状態を $d=100\text{mm}$ で $\ell=70\sim 100\text{mm}$

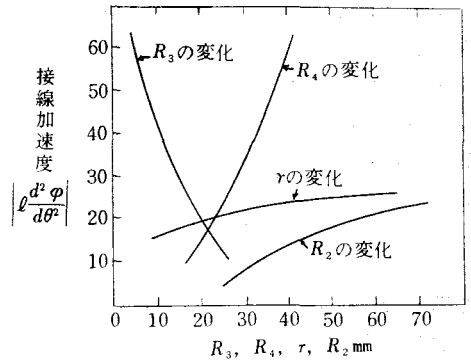


図12 終点Fの接線加速度

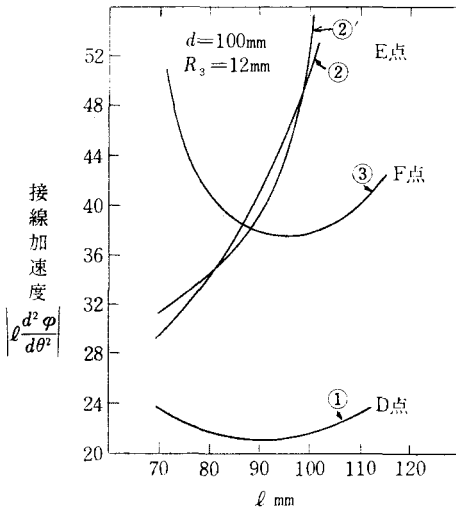


図13 カム上の各点の接線加速度

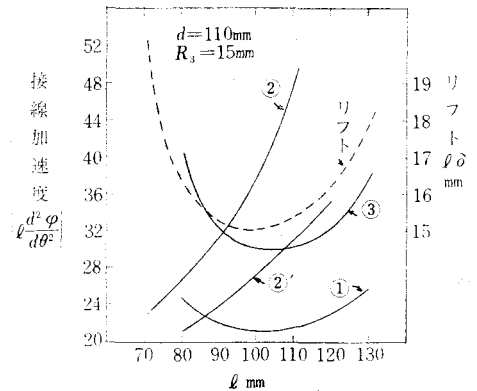


図15 カム上の各点の接線加速度

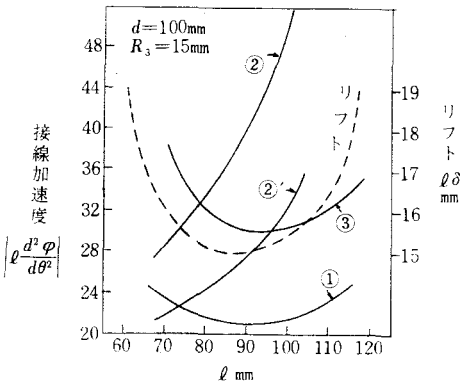


図14 カム上の各点の接線加速度

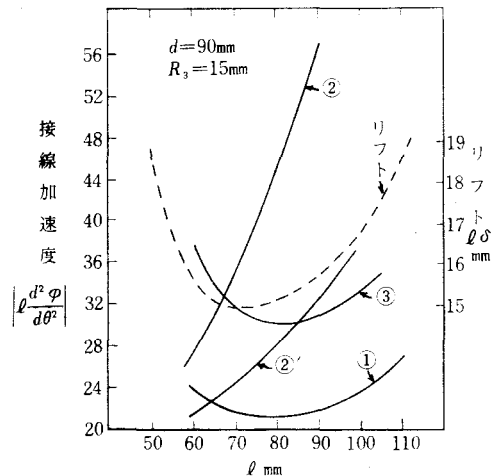


図16 カム上の各点の接線加速度

変化させた場合について図13, 14に示す。他の寸法は前と同じとす。

図13, 14より  $R_3$  を大にすれば  $F$  点の加速度③は小になるが, 先端円の始点  $E$  の(一)側の加速度②'も小になるすなわち円弧  $EF$  間の加速度が小になることがわかる。

次に  $R_1=20\text{mm}$ ,  $R_2=60\text{mm}$ ,  $R_3=15\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$ ,  $r=25\text{mm}$  として  $d=110\text{mm}$  の場合と  $d=90\text{mm}$  の場合  $\ell=60\sim 130\text{mm}$  変化させた場合の各点の接線加速度を図15, 16に示す。

図14と共に比較すれば  $d$  が小さくなる程,  $E$  点の加速度②が高い値となり, 他の点の加速度には余り変化がない。さらにこれを明らかにするために図17のように  $\ell$  を指定し  $d$  を変化させた場合の先端円の始点  $E$  の加速度②を示せば②は  $d$  の増加にともない急激に減少することがわかる。

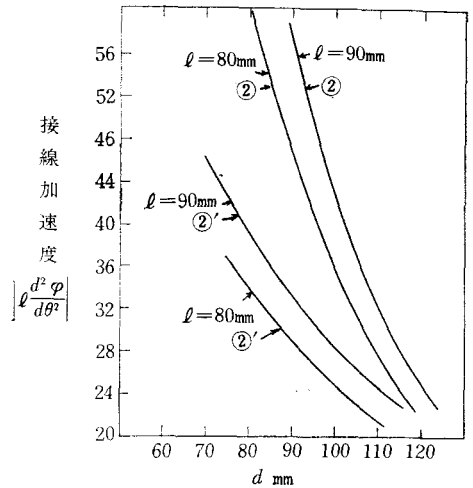


図17 先端円の始点  $E$  の接線加速度

## § 8 揺動円弧従動節の最大変位

揺動円弧従動節の揺動角は図1より  $D$  点で接触する場合の揺動角  $\varphi_1$  は次式で求められる。

$$\varphi_1 = \cos^{-1} \frac{\ell^2 + d^2 - (R_1 + r)^2}{2\ell d} \quad \dots\dots\dots (32)$$

図2より終点  $F$  で接触する場合の揺動角  $\varphi_3$  は次式で求められる。

$$\varphi_3 = \cos^{-1} \frac{\ell^2 + d^2 - (R_4 + r)^2}{2\ell d} \quad \dots\dots\dots (33)$$

よって従動節の揺動角は  $\varphi_3 - \varphi_1 = \delta$  である。そして従動節の円弧の中心  $M$  の変位すなわちリフト  $s$  は次式で求められる。

$$s = \ell(\varphi_3 - \varphi_1) = \ell\delta \quad \dots\dots\dots (34)$$

$R_1$ ,  $R_4$ ,  $r$  および  $d$  を指定し,  $\ell$  を変化させた場合のリフトを図14, 15, 16に破線で示す。図から  $\ell$  が最も良い接線加速度を与える附近でリフトは最低となる。リフトを大きくするために  $R_4$  を大きくすれば図12から明らかなように終点  $F$  の接線加速度が大きくなるので,  $R_3$  も適当に大きくして終点の加速度の大になるを防ぐ必要がある。

## § 9 中心距離 $d$ を指定したカムの設計

カムは高速回転を行うものとし, 最大押進め角を普通  $45^\circ$

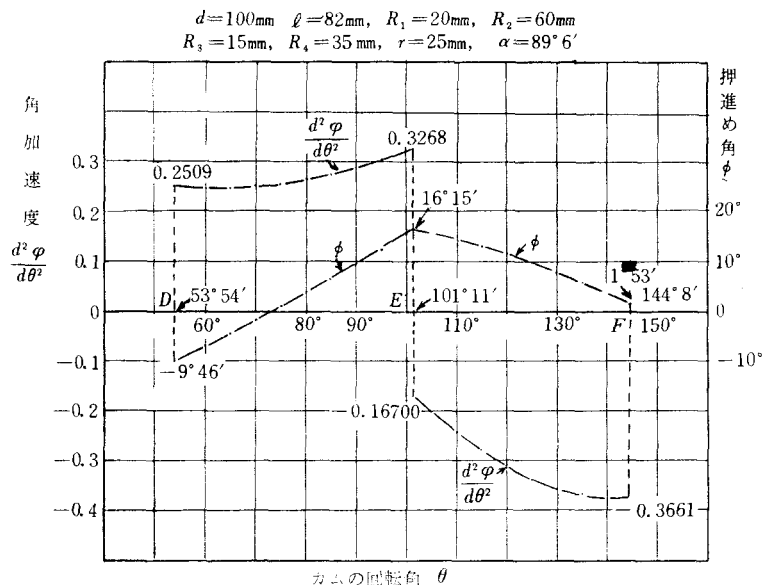


図18 指定されたカムの押進め角および角加速度線図

であるが、 $30^\circ$ 以下とし、従動節の滑り率は15以下とす。

(a)  $d=100\text{mm}$  の場合 図9より  $\phi_{max} < 30^\circ$ ,  $\sigma_2 < 15$ の条件を満足する  $\ell=82\sim 95\text{mm}$  となる。図14において最大接線加速度を小にするためには  $\ell=82\text{mm}$  が最適である。 $\ell/d=0.82$  となる。

(d)  $d=110\text{mm}$  の場合 図9より  $\ell=91\sim 107\text{mm}$  図15において接線加速度から  $\ell=91\text{mm}$  が最適である。 $\ell/d=0.827$  となる。

(c)  $d=90\text{mm}$  の場合 図9より  $\ell=74\sim 83\text{mm}$  図16において  $\ell=74\text{mm}$  が最適である。 $\ell/d=0.822$

以上の結果を総合して  $R_1=20\text{mm}$ ,  $R_2=60\text{mm}$ ,  $R_3=15\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$ ,  $r=25\text{mm}$ ,  $\alpha=89^\circ 6'$ ,  $d=100\text{mm}$ ,  $\ell=82\text{mm}$  の場合が最良と思われる表5はこの場合の従動節の押進め角, 角変位, 角速度, 角加速度のデータを示し, 図18は押進め角と角加速度の変化を示したものであり, 図10の場合に比し良好である。

表5  $d=100\text{mm}$ ,  $\ell=82\text{mm}$ ,  $R_3=15\text{mm}$  の従動節の運動

$\theta$	$53^\circ 54'$	$60^\circ$	$65^\circ$	$70^\circ$	$80^\circ$	$90^\circ$	$101^\circ 11'$
$\phi$	$-9^\circ 46'$	$-6^\circ 48'$	$-4^\circ 15'$	$-1^\circ 35'$	$3^\circ 57'$	$9^\circ 42'$	$16^\circ 15'$
$\varphi$	$23^\circ 3'$	$24^\circ 5'$	$24^\circ 57'$	$25^\circ 49'$	$27^\circ 35'$	$29^\circ 16'$	$31^\circ 3'$
$\frac{d\varphi}{d\theta}$	0.0000	0.0305	0.0512	0.0725	0.1173	0.1657	0.2246
$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2}$	0.2509	0.2473	0.2475	0.2505	0.2645	0.2886	0.3268
$\theta$	$101^\circ 11'$	$105^\circ$	$110^\circ$	$120^\circ$	$130^\circ$	$140^\circ$	$144^\circ 8'$
$\phi$	$16^\circ 15'$	$15^\circ 40'$	$14^\circ 40'$	$11^\circ 56'$	$8^\circ 18'$	$3^\circ 54'$	$1^\circ 53'$
$\varphi$	$31^\circ 3'$	$32^\circ 18'$	$33^\circ 19'$	$35^\circ 2'$	$36^\circ 13'$	$36^\circ 47'$	$36^\circ 50'$
$\frac{d\varphi}{d\theta}$	0.2246	0.2136	0.1944	0.1465	0.0891	0.0265	0.0000
$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2}$	-0.1670	-0.1994	-0.2393	-0.3057	-0.3483	-0.3656	-0.3661

## § 10 結 言

本報告において凸面カムをもつ揺動円弧従動節の押進め角および角加速度の解析をカムの回転方向を指定して行い, 最大押進め角 $30^\circ$ 以下, 最大滑り率15以下に限定して理想的なカムを検討した結果  $R_1=20\text{mm}$ ,  $R_2=60\text{mm}$ ,  $R_3=15\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$ ,  $r=25\text{mm}$ ,  $\ell/d=0.82$  を得た。

カムの反対方向の回転の場合は次の機会に発表する。終りに本研究は学生竹田悟, 谷辺昭三両君の協力を得たことを感謝する。

## 文 献

- 1) 糸島寛典, 西本 進, 井山英男: 円弧カムの研究 (第1報), 呉工業高等専門学校 研究報告, 第2巻 第1号, 67~74頁, 昭和41年12月
- 2) 糸島寛典: 円弧カムの研究 (第2報), 呉工業高等専門学校 研究報告, 第3巻, 第1号 73~82頁, 昭和42年12月
- 3) 糸島寛典: 円弧カムの研究 (第3報), 呉工業高等専門学校 研究報告, 第4巻, 第1号 15~26頁, 昭和43年12月
- 4) 糸島寛典, 里信敏行: カムの滑り率の研究 (第2報), 呉工業高等専門学校 研究報告, 第2巻, 第1号, 75~84頁, 昭和41年12月
- 5) 中井英一: 実用カムの設計法, 55~73頁 (日刊工業)
- 6) 小川 潔: リンク・カムの設計, 249~271頁 (オーム社)

(昭和44年9月1日受付)

# 円弧カムの研究(第5報)

(揺動平板従動節をもつ凸面カムの場合)

(機械工学科) 糸 島 寛 典

## Studies on Circular Arc Cam (Report 5)

(A Case of the Convex Cam with the Oscillating Flat Follower)

Hironori ITOSHIMA

To obtain the smooth motion of the follower during the high speed rotation of the cam, the maximum angular acceleration of the oscillating flat follower to a convex cam is investigated.

When the follower is in contact with the start point on the nose of the cam, the angular acceleration of the follower is at its maximum.

The angular acceleration of the follower is affected by the offset of the follower and the center distance between cam and follower, when the center distance is large and the offset has negative value, and the value of the angular acceleration is small.

The pressure angle of the flat follower and the specific sliding on the cam are investigated.

### § 1 緒 言

前報<sup>1)</sup>において凸面カムに対する揺動円弧従動節の押進め角並びに最大角加速度をできるだけ小さくするような設計を研究した。

本報においては凸面カムに対する揺動平板従動節の最大角加速度並びに滑り率をできるだけ小さくしてカムの高速回転を行なわしめるように、従動節のかたより量、中心距離等を考慮して設計を行う。

### § 2 記 号

$\theta$  = カムの回転角

$\varphi$  = 従動節の揺動角

$R_1, R_2, R_3$  = カムの基礎円, 第1円, 先端円の半径

$R_4$  = カムの中心から先端までの距離

$\phi$  = 押進め角

$\sigma_1, \sigma_2$  = カムと従動節の滑り率

$\alpha$  = カムの作動角の半角

$d$  = 中心距離

$f$  = 平板従動節のかたより量

$\varepsilon$  = 第1円弧上の移動角

$\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5$  = カム上の  $D, E, F, G, H$  点上で従動節が接触する場合のカムの回転角

$O_1$  = 第1円弧  $DE$  の中心

$s$  = 従動節の中心から接触点迄の距離

### § 3 凸面カムの第1円弧 $DE$ における平板従動節の運動

図1においてカムと従動節の回転中心を  $A, B$  とし、平板従動節がカムの円弧  $DE$  と  $C$  点で接触している場合に  $A$  から  $O_1C$  に下した垂線の足を  $K$  とすれば  $\angle O_1AK = 180^\circ - (\theta + \varphi)$  であるので、次式が成



す。 $d$ の増加と共に角加速度は急減し $f$ は+側の影響が大きい。

表1 始点 $D$ の $f$ ,  $d$ の変化に対する角加速度  $d^2\varphi/d\theta^2$   
( $R_3=9.04\text{mm}$ )

$d\text{mm}$ $f\text{mm}$	60	70	80	90	100	110	120
+15	0.82078	0.65983	0.55604	0.48242	0.42701	0.38357	0.34849
0	0.70711	0.59628	0.51640	0.45584	0.40825	0.36980	0.33806
-15	0.66899	0.57289	0.50098	0.44513	0.40050	0.36401	0.33362

(2)  $E$ 点における接触 第1円弧  $DE$  の終点 $E$ における $\theta$ と $\varphi$ をそれぞれ $\theta_2, \varphi_2$ とし、先端円の中心を $Q$ と

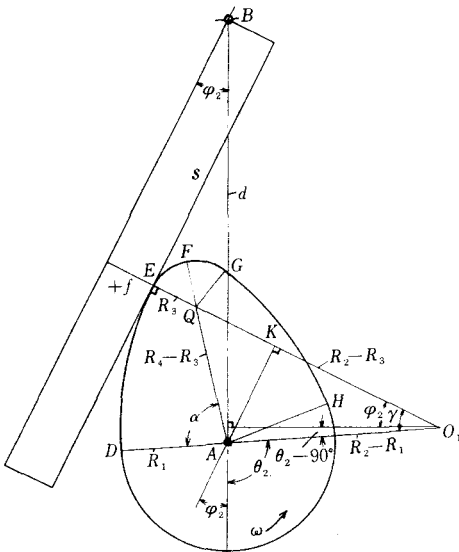


図4  $E$ 点における接触

$$\text{ただし } A = \frac{(R_2 - R_3)^2 + (R_2 - R_1)^2 - (R_4 - R_3)^2}{2(R_2 - R_3)} \quad \dots\dots\dots(14)$$

次に式(12), (13)から次式が得られる。

$$\cos \varphi_2 = \sqrt{1 - \left(\frac{R_2 + f - A}{d}\right)^2}, \quad \cos(\theta_2 + \varphi_2) = \frac{\sqrt{(R_2 - R_1)^2 - A^2}}{R_2 - R_1} \quad \dots\dots\dots(15), (16)$$

$E$ 点における角速度を求めるには式(15), (16)を式(5)に代入すれば次式を得る。

$$\frac{d\varphi}{d\theta} = \frac{\sqrt{(R_2 - R_1)^2 - A^2}}{\sqrt{d^2 - (R_2 + f - A)^2} - \sqrt{(R_2 - R_1)^2 - A^2}} \quad \dots\dots\dots(17)$$

$$1 + \frac{d\varphi}{d\theta} = \frac{\sqrt{d^2 - (R_2 + f - A)^2}}{\sqrt{d^2 - (R_2 + f - A)^2} - \sqrt{(R_2 - R_1)^2 - A^2}} \quad \dots\dots\dots(18)$$

以上の諸式を式(6)に代入すれば次式を得る。

$$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2} = \frac{A\{d^2 - (R_2 + f - A)^2\} + (R_2 + f - A)\{(R_2 - R_1)^2 - A^2\}}{\{\sqrt{d^2 - (R_2 + f - A)^2} - \sqrt{(R_2 - R_1)^2 - A^2}\}^3} \quad \dots\dots\dots(19)$$

例えば  $R_1=20\text{mm}$ ,  $R_2=60\text{mm}$ ,  $R_3=9.04\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$  を代入し指定された  $f(+15, 0, -15\text{mm})$

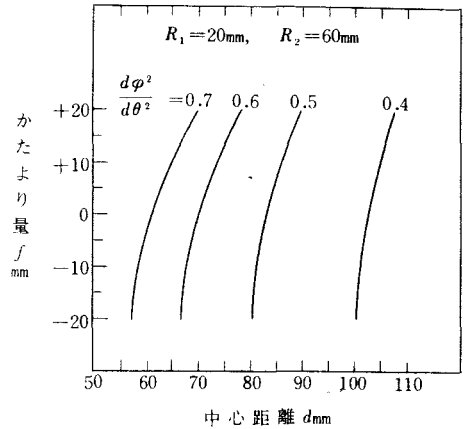


図3 始点 $D$ の角加速度に対する $d$ ,  $f$ の関係

すれば、図4より $\angle AO_1Q = \gamma$ とすれば

$$\gamma = \theta_2 + \varphi_2 - 90^\circ \quad \dots\dots\dots(10)$$

$\triangle AO_1Q$ において $\gamma$ を求めれば

$$\cos \gamma = \sin(\theta_2 + \varphi_2) = \frac{(R_2 - R_3)^2 + (R_2 - R_1)^2 - (R_4 - R_3)^2}{2(R_2 - R_3)(R_2 - R_1)} \quad \dots\dots\dots(11)$$

となるので、これを式(1)に代入すれば $\varphi_2$ ,  $\theta_2$ は次式で求められる。

$$\sin \varphi_2 = \frac{1}{d} \left\{ (R_2 + f) - \frac{(R_2 - R_3)^2 + (R_2 - R_1)^2 - (R_4 - R_3)^2}{2(R_2 - R_3)} \right\} \\ = \frac{1}{d} (R_2 + f - A) \quad \dots\dots\dots(12)$$

$$\sin(\theta_2 + \varphi_2) = \frac{A}{R_2 - R_1} \quad \dots\dots\dots(13)$$

と  $d=60\sim 120\text{mm}$  に対する  $E$  点における角加速度を計算したものを表2と図5の右上の線②で示す。図から  $d'$  の増加に伴ない  $d^2\varphi/d\theta^2$  は急減し、 $f$  の+側の方が-側より大きい。始点  $D$  の角加速度より  $E$  点のそれがこの場合かなり大きい。

表2  $E$  点の  $f$ ,  $d$  の変化に対する角加速度  $d^2\varphi/d\theta^2$   
( $R_3=9.04\text{mm}$ )

$d\text{mm}$ $f\text{mm}$	60	70	80	90	100	110	120
+15	5.94821	2.54902	1.54865	1.09521	0.84179	0.68154	0.57162
0	2.80605	1.71642	1.20907	0.92342	0.78675	0.61918	0.52979
-15	2.11258	1.43576	1.06917	0.84397	0.69342	0.58650	0.50704

#### §4 先端円 $EG$ 上の従動節の運動

図6において中心  $A$  より従動節への垂線  $AL$  を求めれば次式が得られる。

$$d \sin \varphi - (R_4 - R_3) \sin (\varphi + \theta - \alpha) = R_3 + f \quad \dots\dots\dots(20)$$

これから  $\theta$  が与えられれば  $\varphi$  が求まる。

$$\sin (\varphi - \delta) = \frac{R_3 + f}{\sqrt{d^2 + (R_4 - R_3)^2 - 2d(R_4 - R_3) \cos (\theta - \alpha)}} \quad \dots\dots\dots(21)$$

$$\tan \delta = \frac{(R_4 - R_3) \sin (\theta - \alpha)}{d - (R_4 - R_3) \cos (\theta - \alpha)} \quad \dots\dots\dots(22)$$

次に従動節の角速度、角加速度は式(20)を時間で微分すれば得られる。

$$\frac{d\varphi/dt}{\omega} = \frac{d\varphi}{d\theta} = \frac{(R_4 - R_3) \cos (\varphi + \theta - \alpha)}{d \cos \varphi - (R_4 - R_3) \cos (\varphi + \theta - \alpha)} \quad \dots\dots\dots(23)$$

$$\frac{d^2\varphi/dt^2}{\omega^2} = \frac{d^2\varphi}{d\theta^2} = \frac{d \sin \varphi \left( \frac{d\varphi}{d\theta} \right)^2 - (R_4 - R_3) \sin (\varphi + \theta - \alpha) \left( 1 + \frac{d\varphi}{d\theta} \right)^2}{d \cos \varphi - (R_4 - R_3) \cos (\varphi + \theta - \alpha)} \quad \dots\dots\dots(24)$$

(1)  $E$  点の角加速度  $E$  点における  $\varphi_2$ ,  $\theta_2$  は式(12), (13)より求められ、角速度は式(23)より求められるので、これらを式(24)に代入すれば先端円の始点  $E$  の角加速度は求められる。

例えば  $R_1=20\text{mm}$ ,  $R_2=60\text{mm}$ ,  $R_3=9.04\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$  で  $f=+15, 0, -15\text{mm}$  の場合の  $d=60\sim 120\text{mm}$  に対する  $d^2\varphi/d\theta^2$  を求め表3と図5の②'の破線でこれを示す。 $d'$  の増加と共に角加速度は急減し、②の場合よりはるかに低い値となり、 $d'$  が大きい場合  $D$  点の角加速度①より低くなる。

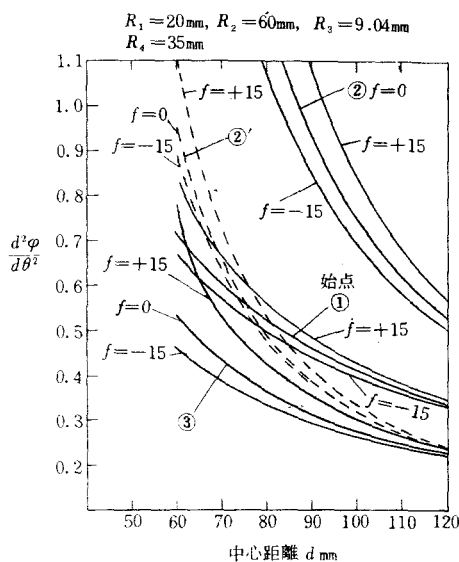


図5  $f$  と  $d$  の変化によるカム上の各点の角加速度

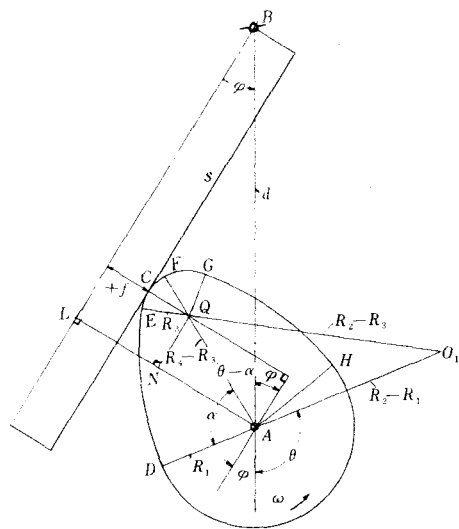


図6 先端円  $EF$  の接触



表3 E点の $f$ 、 $d$ の変化に対する角加速度  $d^2\varphi/d\theta^2$   
( $R_3=9.04\text{mm}$ )

$d\text{mm} \backslash f\text{mm}$	60	70	80	90	100	110	120
+15	-1.11704	-0.73259	-0.52801	-0.40917	-0.33269	-0.27970	-0.24092
0	-0.95156	-0.64825	-0.48559	-0.38560	-0.31741	-0.27050	-0.23469
-15	-0.89655	-0.62824	-0.47704	-0.38153	-0.31638	-0.26944	-0.23413

(2) 頂点 $F$ の角加速度 先端円の頂点 $F$ が従動節に接する場合の $\theta$ 、 $\varphi$ をそれぞれ $\theta_3$ 、 $\varphi_3$ とすれば図6より容易に次式が得られる。

$$d \cos(\theta_3 - \alpha) = R_4 + f \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$\varphi_3 = 90^\circ + \alpha - \theta_3 \quad \dots\dots\dots (26)$$

これから $\theta_3$ 、 $\varphi_3$ は求められる。式(23)は $d\varphi/d\theta=0$ なるので、式(24)より $F$ 点の角加速度は次式のようになる。

$$\frac{d^2\varphi/d\theta^2}{\omega^2} = \frac{d^2\varphi}{d\theta^2} = -\frac{R_4 - R_3}{d \cos \varphi_3} = -\frac{R_4 - R_3}{\sqrt{d^2 - (R_4 + f)^2}} \quad \dots\dots\dots (27)$$

例えば $R_4=35\text{mm}$ 、 $R_3=9.05\text{mm}$ で $f=+15, 0, -15\text{mm}$ の場合の $d=60\sim 120\text{mm}$ に対し式(27)より求めたものを表4と図5の③の線で示す。

表4  $R_4=35\text{mm}$ 、 $R_3=9.04\text{mm}$ の $F$ 点の角加速度  $d^2\varphi/d\theta^2$ 

$d\text{mm} \backslash f\text{mm}$	60	70	80	90	100	110	120
+15	-0.78272	-0.52991	-0.41569	-0.34691	-0.29976	-0.26495	-0.23797
0	-0.53269	-0.42823	-0.36087	-0.31309	-0.27713	-0.24894	-0.22617
-15	-0.45891	-0.38699	-0.33514	-0.29584	-0.26495	-0.24000	-0.21940

図5から終点 $F$ の角加速度は①、②に比して小さく、一番問題になるのは②すなわち $E$ 点の角加速度でこれを減ぜねばならぬ。

この例のようなカムの場合 $d$ 、 $f$ を如何に取るかが問題であるが、後に述べるように滑り率を無限大にせぬためには $f=+15, 0, -15\text{mm}$ の場合 $d$ が64.044, 40.275, 16.522mmより大であればよいので $d \geq 70\text{mm}$ であれば滑り率 $\sigma_2$ は無限大とならぬ。

(3)  $G$ 点の角加速度 先端円の終点 $G$ が従動節と接する場合の $\theta$ 、 $\varphi$ をそれぞれ $\theta_4$ 、 $\varphi_4$ とすれば図7より容易に次式が得られる。

$$\sin \varphi_4 = -\frac{1}{c} \{ (R_2 + f) - (R_2 - R_1) \cos r \} \quad \dots\dots\dots (28)$$

$$\theta_4 = 90^\circ + 2\alpha - \varphi_4 - r \quad \dots\dots\dots (29)$$

$G$ 点の角速度、角加速度は式(23)、(24)において $\varphi_4 + \theta_4 - \alpha = 90^\circ + \alpha - r$ となるので次式のようになる。

$$\frac{d\varphi}{d\theta} = -\frac{(R_4 - R_3) \sin(\alpha - r)}{d \cos \varphi_4 + (R_4 - R_3) \sin(\alpha - r)} \quad \dots\dots\dots (30)$$

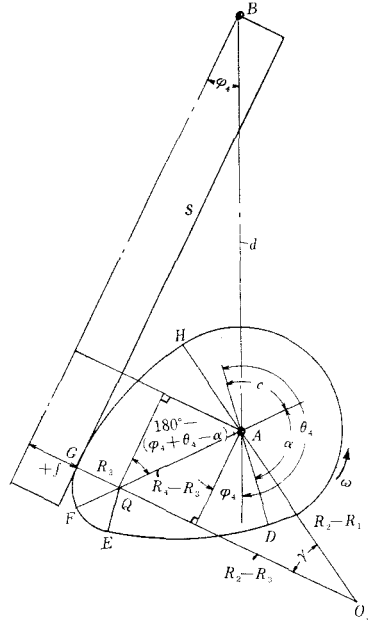


図7 G点での接触

$$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2} = \frac{d \sin \varphi_4 \left( \frac{d\varphi}{d\theta} \right)^2 - (R_4 - R_3) \cos (\alpha - \gamma) \left( 1 + \frac{d\varphi}{d\theta} \right)^2}{d \cos \varphi_4 + (R_4 - R_3) \sin (\alpha - \gamma)} \quad \dots\dots\dots(31)$$

これらの式を前例のカムにおいて  $\alpha=81^\circ 3'$ ,  $\gamma=30^\circ 13'$  で計算したものを表5で示す。

表5  $R_3=9.04\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$  のG点の角加速度  $d^2\varphi/d\theta^2$

$d\text{mm}$ $f\text{mm}$	60	70	80	90	100	110	120
+15	-0.05942	-0.08076	-0.08732	-0.08832	-0.08706	-0.08471	-0.08192
0	-0.09251	-0.09580	-0.09520	-0.09288	-0.08981	-0.08646	-0.08306
-15	-0.10684	-0.10438	-0.10074	-0.09665	-0.09244	-0.08842	-0.08454

## § 5 円弧GH上の従動節の運動

図8より容易に次式が得られる。

$$d \sin \varphi + (R_2 - R_1) \sin (\varphi + \theta - 2\alpha) = R_2 + f \quad \dots\dots\dots(32)$$

これから従動節の角変位  $\varphi$  は次式で求められる。

$$\sin (\varphi + \delta) = \frac{R_2 + f}{\sqrt{d^2 + (R_2 - R_1)^2 + 2d(R_2 - R_1) \cos (\theta - 2\alpha)}} \quad \dots\dots\dots(33)$$

$$\tan \delta = \frac{(R_2 - R_1) \sin (\theta - 2\alpha)}{d + (R_2 - R_1) \cos (\theta - 2\alpha)} \quad \dots\dots\dots(34)$$

$$\varepsilon = \gamma + \varphi + \theta - 2\alpha - 90^\circ \quad \dots\dots\dots(35)$$



前例を適用すれば  $f = +15, 0, -15\text{mm}$ ,  $d = 60 \sim 120\text{mm}$  の角加速度の計算値は表1と同じになり図5の①の線で示される。

## § 6 従動節の揺動角

従動節の最大角加速度を小さくするために、その角変位が余り小さくなり過ぎることは良くないので角変位置すなわち揺動角  $\varphi_3 - \varphi_1$  の値を  $f$  を指定し、各  $d$  に対して求める。式(7)、(8)と式(25)、(26)より次式を得る。

$$\sin \varphi_1 = \frac{R_1 + f}{d}, \quad \cos \theta_1 = \frac{R_1 + f}{d} \quad \dots\dots\dots (43), (44)$$

$$\sin \varphi_3 = \frac{R_4 + f}{d}, \quad \cos (\theta_3 - \alpha) = \frac{R_4 + f}{d} \quad \dots\dots\dots (45), (46)$$

これらに前例のカム  $R_1 = 20\text{mm}$ ,  $R_4 = 35\text{mm}$ ,  $f = +15, 0, -15\text{mm}$  と  $d = 60 \sim 120\text{mm}$  を代入し揺動角  $\varphi_3 - \varphi_1$  を求めたものを表7と図9に示す。

表7  $R_1 = 20\text{mm}$ ,  $R_4 = 35\text{mm}$  の従動節の揺動角  $\varphi_3 - \varphi_1$

$d\text{mm}$ $f\text{mm}$	60	70	80	90	100	110	120
+15	20°46′	15°35′	12°44′	10°52′	9°31′	8°29′	7°40′
0	16°13′	13°24′	11°28′	10° 3′	8°57′	8° 4′	7°21′
-15	14°21′	12°30′	10°54′	9°39′	8°30′	7°53′	7°13′

図9から  $f$  は+側の方が  $\varphi_3 - \varphi_1$  が大きく  $d$  が小さいほど大きくなることがわかる。 $d$  を小さくして角加速度を小さくするためには  $R_2$  を変化させる必要がある。

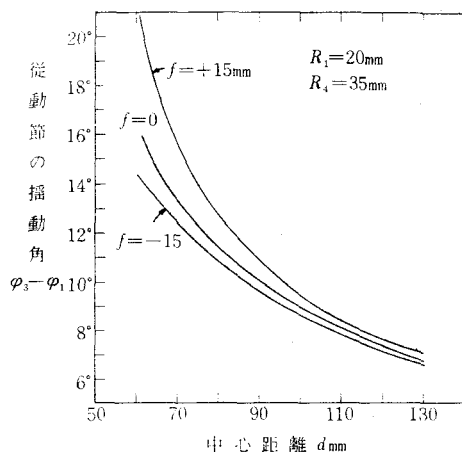


図9 従動節の揺動角

## § 7 先端円の始点Eの角加速度の縮小

前例の場合図5から明らかなように先端円の始点Eの角加速度が最大となるので、これを縮小するためには第1円弧DE半径  $R_2$  を変更する必要がある。そこで  $d = 100\text{mm}$  としカムは前例の  $R_1 = 20\text{mm}$ ,  $R_3 = 9.04\text{mm}$ ,  $R_4 = 35\text{mm}$  をそのままとし、 $R_2$  を  $60 \sim 35\text{mm}$  に変化させ各  $R_2$  に応ずる  $A$  を式(14)から、 $\sin (\theta_2 + \varphi_2)$  を式(13)から、 $\sin \varphi_2$  を式(12)から、 $d\varphi/d\theta$  を式(17)から求め、これらを式(6)に代入して  $d^2\varphi/d\theta^2$  を求めたものを表8に示す。

表8  $R_2$  の変化によるE点の角加速度 ( $d = 100\text{mm}$ )

$R_2\text{mm}$	60	55	50	45	40	35
$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2}$	0.74281	0.64151	0.48647	0.35508	0.21657	0.08633

表8より  $R_2$  の減少により急激にE点の角加速度が減少することがわかる。そこで次式

$$\cos \alpha = \frac{(R_2 - R_3)^2 - (R_2 - R_1)^2 - (R_4 - R_3)^2}{2(R_2 - R_1)(R_4 - R_3)} \quad \dots\dots\dots (47)$$

を用い、 $R_2$  の変化に應ずる  $\alpha$  を計算したものを表9に示す。

表9  $R_1=20\text{mm}$ ,  $R_3=9.04\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$  式(47)

$R_2\text{mm}$	60	55	50	45	45.265	40	35
$\alpha$	$81^\circ 3'$	$83^\circ 15'$	$86^\circ 11'$	$89^\circ 45'$	$90^\circ$	$96^\circ 23'$	$106^\circ 47'$

表9から  $\alpha=90^\circ$  にとれば  $R_2=45.265\text{mm}$  となり、 $d=100\text{mm}$  の場合表8から  $R_2=45\text{mm}$  の場合  $d^2\varphi/d\theta^2=0.35508$  となり図5の  $f=0$  の場合の  $d=100\text{mm}$  の  $d^2\varphi/d\theta^2=0.78675$  の半分以下となるので  $\alpha=90^\circ$ ,  $R_2=45.265\text{mm}$  を用いたカムの運動を調べる。

### §8 滑り率を指定した場合の $d$ と $f$

平板従動節と凸面カムの場合の滑り率の問題は前報<sup>2)</sup>において解析されたように  $E$  点の従動節の滑り率  $\sigma_{2E}$  が最大となり、無限大の場合の  $d$  は次式を満足せねばならぬ。

$$\sigma_{2E}=\infty \text{ の場合 } d > \frac{2(R_4-R_3)(R_2-R_3)(R_3+f)}{(R_4-R_3)^2+(R_2-R_3)^2-(R_2-R_1)^2}+R_4-R_3 \quad \dots\dots\dots (48)$$

$\sigma_{2E}$  が指定された場合には前報の式を変形し、

$$d = \frac{R_2+f-(R_2-R_1)\cos\gamma}{\cos(\theta-\gamma)} \quad \dots\dots\dots (49)$$

$$\tan\theta = \frac{R_3\sin\gamma-(\sigma_{2E}-1)(R_4-R_3)\sin\alpha}{R_3\cos\gamma-(\sigma_{2E}-1)(R_4-R_3)\cos\alpha} \quad \dots\dots\dots (50)$$

が得られる。これらの式に前例のカムを用い、 $\sigma_{2E}=\infty, 10, 5$  と  $f=+15, 0, -15\text{mm}$  を指定して  $d$  を求めたものを表10に示す。これから  $d=100\text{mm}$  の場合には  $\sigma_{2E}$  は5以下であることがわかる。

表10  $R_1=20\text{mm}$ ,  $R_3=9.04\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$  の  $d$  の値  $\text{mm}$

	$f\text{mm}$	$\sigma_{2E}=\infty$	10	5
$R_2=60\text{mm}$	+15	64.02825	66.57249	70.34953
$\alpha=81^\circ 3'$	0	40.27518	41.87625	44.25214
$\gamma=30^\circ 13'$	-15	16.52212	17.18002	18.15474
$R_2=45.265\text{mm}$	+15	59.05580	61.16719	63.62771
$\alpha=90^\circ$	0	38.57448	39.65163	41.24667
$\gamma=45^\circ 47'$	-15	17.04337	18.13608	18.86562

### §9 カムの滑り率

凸面カムの各点  $D, E, F, G, H$  の滑り率  $\sigma_1, \sigma_2$  は前報<sup>2)</sup>の式(11), (12)より

$$\sigma_{1D} = \frac{R_1}{R_2}, \quad \sigma_{2D} = \frac{R_1}{R_2-R_1}$$

前報の式(20), (21)より

$$\sigma_{1E} = \frac{R_3}{R_2} + \frac{(R_4-R_3)\sin(\theta_2-\alpha)}{R_2\sin(\theta_2-\gamma)}, \quad \sigma_{2E} = \frac{R_3\sin(\theta_2-\gamma)+(R_4-R_3)\sin(\theta_2-\alpha)}{(R_2-R_3)\sin(\theta_2-\gamma)-(R_4-R_3)\sin(\theta_2-\alpha)}$$

前報の式(30), (31)より

$$\sigma_{1E'} = 1 + \frac{(R_4-R_3)\sin(\theta_2-\alpha)}{R_3\sin(\theta_2-\gamma)}, \quad \sigma_{2E'} = 1 + \frac{R_3\sin(\theta_2-\gamma)}{(R_4-R_3)\sin(\theta_2-\alpha)}$$

前報の式(26), (27)と式(33)から

$$\sigma_{1F}=1+\frac{R_4-R_3}{R_3}=\frac{R_4}{R_3}, \quad \sigma_{2F}=\frac{R_3}{R_4-R_3}$$

前報の式(37), (38)より

$$\sigma_{1G}=1+\frac{(R_4-R_3)\sin(\theta_4-\alpha)}{R_3\sin\varphi_4}, \quad \sigma_{2G}=1+\frac{R_3\cos\varphi_4}{(R_4-R_3)\sin(\theta_4-\alpha)}$$

前報の式(46), (47)より

$$\sigma_{1G'}=1-\frac{(R_2-R_1)\sin(\theta_4-2\alpha)}{R_2\sin(\theta_4-2\alpha+\gamma)}, \quad \sigma_{2G'}=\frac{R_2\sin(\theta_4-2\alpha+\gamma)}{(R_2-R_1)\sin(\theta_4-2\alpha)}-1$$

前報の式(48), (49)より

$$\sigma_{1H}=1+\frac{R_4-R_3}{R_3}=\frac{R_4}{R_3}, \quad \sigma_{2H}=\frac{R_3}{R_4-R_3}$$

であるので, 前例のカムの値を代入して各滑り率を求めたものを表11に示す。

表11  $R_1=20\text{mm}$ ,  $R_2=45.265\text{mm}$ ,  $R_3=9.04\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$ ,  $f=0$   
の場合の各点のカムの滑り率

$\theta$	D 点 78°28'	E 点 121°34'	F 点 159°31'	G 点 208°10'	H 点 258°28'
$\sigma_1$	0.44184	0.50942	2.55080	3.87168	3.63430
$\sigma_2$	0.79161	1.03843	1.64483	1.34823	1.37961

表11から従動節よりカムの方が滑り率が高く, F点の $\sigma_1$ が高い。F点の滑り率は $\sigma_1=R_4/R_3$ ,  $\sigma_2=R_4/(R_4-R_3)$ だから $\sigma_2>\sigma_1$ であるためには $R_3>R_4/2$ となる必要がある。

前報<sup>2)</sup>からカムの滑り率 $\sigma_1$ が最大となるのはカムのFG間であるが, この位置が容易に求められないので, 近似的に考えれば $\theta=180^\circ$ の附近で最大となるので, 前報の式(26)から $\alpha=90^\circ$ なので

$$\sigma_{1\max}=1+\frac{R_4-R_3}{R_3\cos\varphi} \quad \dots\dots\dots(51)$$

となる。表12から $\theta=180^\circ$ のとき $\varphi=19^\circ34'$ なので $\sigma_{1\max}=1+(35-9.04)/9.04\cos 19^\circ34'=4.04769$ となる。上式から $\theta=180^\circ$ のとき $\varphi$ が大きい程 $\sigma_1$ は $\sigma_{1F}$ より大きくなり,  $R_4$ が $R_3$ に比して大きい程,  $d$ に比して大きい程,  $\varphi$ は大となり,  $\sigma_1$ は大となる。故に $\sigma_{1\max}$ を小さくするためには $d$ と $R_3$ を大きく,  $R_4$ を小さくとらねばならぬ。

## § 10 凸面カムと揺動平板従動節の押進め角

揺動従動節の押進め角は最大 $45^\circ$ まで許される<sup>3)</sup>。図1から押進め角 $\phi$ を求めれば

$$\tan\phi=-\frac{f}{s} \quad \dots\dots\dots(52)$$

となる。ここで従動節の中心から接触点までの水平距離 $s$ は前報<sup>2)</sup>から

$$DE\text{間 } s=d\cos\varphi+(R_2-R_1)\sin(\theta+\varphi)$$

$$EG\text{間 } s=d\cos\varphi-(R_4-R_3)\sin(90^\circ-\varphi-\theta+\alpha)$$

$$GH\text{間 } s=d\cos\varphi+(R_2-R_1)\sin(90^\circ-\theta+2\alpha-\varphi)$$

である。しかし $f=0$ の場合は常に $\phi=0$ で, 押進め角は考慮されない。カム上の各点における押進め角は前例の場合表13のように計算され, 先端円の始点Eで最大となるが, その値は $f=15\text{mm}$ の場合 $\phi_2=11^\circ43'$ でかなり小さい。

## § 11 設 計 例

以上平板従動節の最大角加速度，最大滑り率等を考慮して選んだカムの寸法  $R_1=20\text{mm}$ ， $R_3=9.04\text{mm}$ ， $R_4=35\text{mm}$ ， $R_2=45.265\text{mm}$ ， $\alpha=90^\circ$ ， $\gamma=45^\circ 47'$ ， $d=100\text{mm}$ ， $f=0$  の場合の従動節の運動を計算したものを表12と図10に示す。

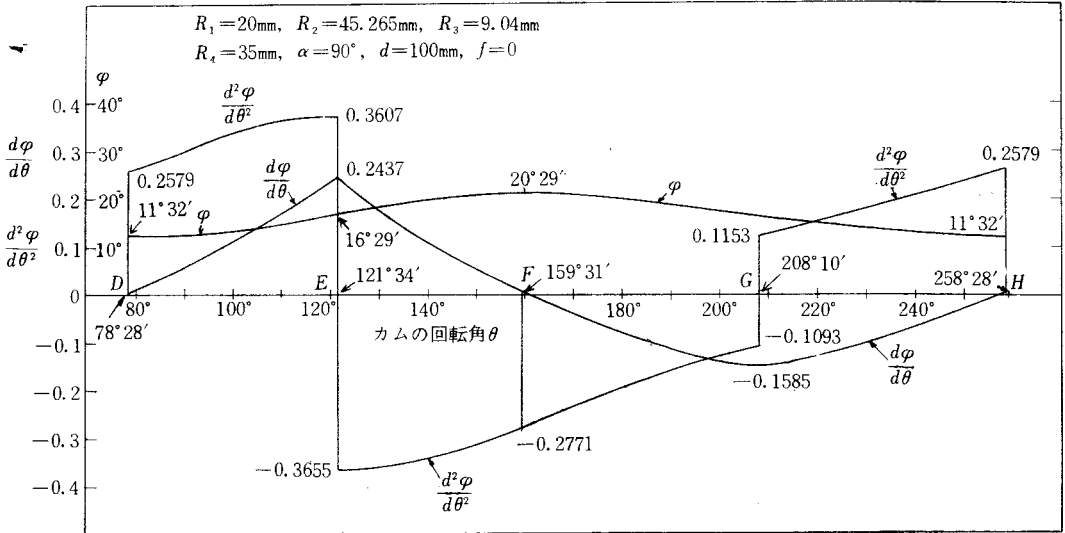


図10 選 定 さ れ た カ ム の 運 動

表12 選 定 さ れ た カ ム の 運 動

$\theta$	D点 $\theta_1$ 78°28'	85°	90°	100°	110°	E点 $\theta_2$ 121°34'	130°
$\varphi$	11°32'	11°38'	11°51'	12°41'	14° 5'	16°29'	18° 7'
$\frac{d\varphi}{d\theta}$	0.00000	0.03071	0.05598	0.11095	0.17092	0.24372	0.16859
$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2}$	0.25786	0.28076	0.29819	0.33070	0.35492	$\begin{pmatrix} 0.36070 \\ -0.36550 \end{pmatrix}$	-0.35926

$\theta$	140°	150°	F点 $\theta_3$ 159°31'	170°	180°	190°	200°
$\varphi$	19°28'	20°15'	20°29'	20°14'	19°34'	18°34'	17°17'
$\frac{d\varphi}{d\theta}$	0.10690	0.04916	0.00000	-0.04685	-0.08447	-0.11579	-0.14140
$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2}$	-0.34522	-0.31400	-0.27713	-0.23500	-0.19689	-0.16229	-0.13158

$\theta$	G点 $\theta_4$ 208°10'	220°	230°	240°	250°	H点 $\theta_5$ 258°28'
$\varphi$	16° 3'	14°19'	13° 8'	12°14'	11°41'	11°32'
$\frac{d\varphi}{d\theta}$	-0.15852	-0.13202	-0.10494	-0.07312	-0.03616	0.00000
$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2}$	$\begin{pmatrix} -0.10927 \\ 0.11531 \end{pmatrix}$	0.14236	0.16825	0.19712	0.22863	0.25786

図10から戻り行程の角加速度が往きより小さく時間もかかることがわかるので、このカムにおいては逆回転の方がよいように思う。

次にかたより量 $f$ が角加速度と押進め角 $\phi$ にどのように影響するかをカムの各点について調べたものを表13に示す。

表13  $R_1=20\text{mm}$ ,  $R_3=9.04\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$ ,  $R_2=45.265\text{mm}$ ,  $d=100\text{mm}$  の場合の  
 $f=+15, 0, -15\text{mm}$  のときのカムの各点の角加速度と押進め角

	D 点			E 点			F 点		
$f\text{mm}$	+15	0	-15	+15	0	-15	+15	0	-15
$\theta$	69°31′	78°28′	87° 8′	110°32′	121°34′	128°31′	150°	159°31′	168°28′
$\varphi$	20°29′	11°32′	2°52′	25°15′	16°29′	7°16′	30°	20°29′	11°32′
$s\text{mm}$	93.677	97.981	99.875	72.338	77.782	81.089	86.603	93.677	97.981
$\phi$	9° 6′	0°	- 8°32′	11°43′	0°	-10°29′	9°50′	0°	- 8°42′
$\frac{d\varphi}{d\theta}$	0	0	0	0.25032	0.24372	0.22331	0	0	0
$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2}$	0.26971	0.25786	0.25297	$\left( \begin{array}{l} 0.41775 \\ -0.36511 \end{array} \right)$	$\left( \begin{array}{l} 0.36070 \\ -0.36550 \end{array} \right)$	$\left( \begin{array}{l} 0.33297 \\ -0.33554 \end{array} \right)$	-0.29976	-0.27713	-0.26495

	G 点			H 点		
$f\text{mm}$	+15	0	-15	+15	0	-15
$\theta$	198°58′	208°10′	216°57′	249°31′	258°28′	267°8′
$\varphi$	25°15′	16° 3′	7°16′	20°29′	11°32′	2°52′
$s\text{mm}$	108.550	114.206	117.301	93.677	97.981	99.875
$\phi$	7°52′	0°	- 7°17′	9° 6′	0°	- 8°32′
$\frac{d\varphi}{d\theta}$	-0.16678	-0.15852	-0.15434	0	0	0
$\frac{d^2\varphi}{d\theta^2}$	$\left( \begin{array}{l} -0.10807 \\ 0.12361 \end{array} \right)$	$\left( \begin{array}{l} -0.10927 \\ 0.11531 \end{array} \right)$	$\left( \begin{array}{l} -0.11086 \\ 0.10998 \end{array} \right)$	0.26971	0.25786	0.25297

## § 12 結 言

以上により揺動平板従動節をもつ凸面カムの最大角加速度は先端円の始点 $E$ で生じ、それを小にするためには中心距離 $d$ を大きくとることで、かたより量 $f$ は負とすればよいが余り影響はなく、第1円弧の半径 $R_2$ をできるだけ小さくとり、作動角 $\alpha$ を大きくすればよい。押進め角は考慮する必要はないことが明らかとなった。

またカムの回転方向により従動節の運動の滑らかさに変化があると思う。本研究の例では従動節を摩擦力で引張りの方向の回転にしたが圧縮の方向の回転がよいように思う。

## 文 献

- 1) 糸島寛典：円弧カムの研究（第4報），呉工業高等専門学校研究報告，第5巻，第1号，7～19頁，昭和44年12月
- 2) 糸島寛典：カムの滑り率の研究（第4報），呉工業高等専門学校研究報告，第4巻，第1号，27～37頁，昭和43年12月
- 3) 中井英一：実用カムの設計法，55～73頁（日刊工業）

（昭和44年9月1日受付）



# カムの滑り率の研究(第5報)

(揺動円弧従動節をもつ接線カムの滑り率)

(機械工学科) 糸 島 寛 典

## Studies on the Specific Sliding of Cam (Report 5)

(The Specific Sliding on the Tangential Cam with the Oscillating Circular Arc Follower)

Hironori ITOSHIMA

In the tangential cam mechanism with the oscillating circular arc follower, we examine how specific sliding on the follower changes according to the length and radius of the follower and the center distance between the cam and the follower.

In the length of the follower is not proper, the specific sliding on the follower has the value of infinity.

Consequently, when the maximum value of the specific sliding on the circular arc follower is specified, the proper values of the length and radius of the follower and the center distance are investigated.

### § 1 緒 言

前報<sup>1),2)</sup>において凸面カムに対しローラーをもたぬ円弧あるいは平板の揺動従動節の滑り率について論じ、従動節の滑り率が無限大となる場合のあることを示し、それを避けるためまたは指定された滑り率とするための従動節の長さまたは平板の場合にはそのかたよりについて調べた。

接線カムと円弧をもつ揺動従動節の場合の滑り率の計算式は既に前報<sup>3)</sup>に示したが、本報告では従動節の滑り率を無限大にせぬ従動節の長さ、更に指定された滑り率にするための従動節の長さについて調べる。

### § 2 記 号

$R_1$  = カムの基礎円半径

$R_4$  = カムの中心から先端円までの距離

$r$  = 従動節の円弧半径

$\varphi$  = 従動節の揺動角

$d$  = カムと従動節の中心距離

$\sigma_1$  = カムの滑り率

$\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5$  = カム上の  $D, E, F, G, H$  点と従動節が接触するときのカムの回転角

$\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4, \phi_5$  = 同上のときの押進め角

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$  = 同上のときの従動節の揺動角

$R_1' = r + R_1, R_3' = r + R_3, R_4' = r + R_4$

$CP$  = 接触点の法線と中心線との交点から接触点までの距離

$R_3$  = 先端円の半径

$\alpha$  = カムの作動角の半角

$\ell$  = 従動節の長さ ( $BM$ )

$\phi$  = カムの押進め角

$\theta$  = カムの回転角

$\sigma_2$  = 従動節の滑り率



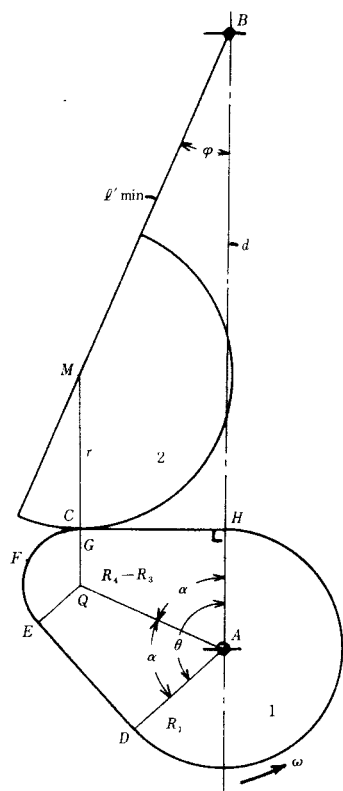


図3 滑り率が無限大となるカムの位置

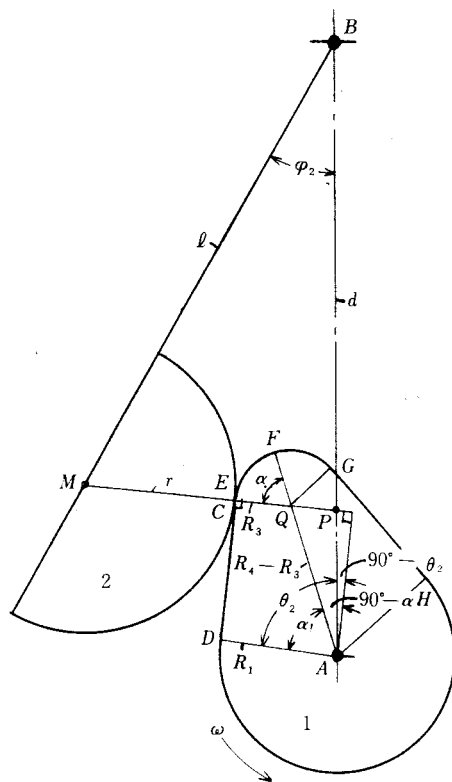


図4 先端円の始点Eでの接触

$$(\ell'_{min})^2 = \{d - (r + R_3)\}^2 + (R_4 - R_3)^2 - 2(R_4 - R_3)\{d - (r + R_3)\} \cos \alpha \quad \dots\dots\dots(7)$$

が得られる。 $\ell_{min}$ と $\ell'_{min}$ の大小を比較するために式(5)から式(7)を減ずれば

$$(\ell_{min})^2 - (\ell'_{min})^2 = 2d(1 - \cos \alpha)\{(r + R_3) - (R_4 - R_3)\} \quad \dots\dots\dots(8)$$

となり、 $r + R_3 > R_4 - R_3$  ならば  $\ell_{min} > \ell'_{min}$  となる。

一般には  $r + R_3 > R_4 - R_3$  なので  $\ell > \ell_{min}$  とすれば  $\sigma_2 = \infty$  を避けることができる。

#### §4 先端円の両端の滑り率

従動節の滑り率は先端円の両端において最大となることは前報<sup>3)</sup>に示されているので、両端の滑り率を求める。

(1) E点の滑り率 図4において、E点で従動節が接触する場合のカムの回転角を $\theta_2$ 、従動節の揺動角を $\varphi_2$ とすれば

$$CP = R_1 - (R_4 - R_3) \sin \alpha \cot \theta_2 \quad \dots\dots\dots(9)$$

あるいは  $CP = R_3 + PQ$  となる。 $\triangle AQP$  において  $PQ : \sin(\theta_2 - \alpha) = (R_4 - R_3) : \sin \theta_2$  から

$$CP = R_3 + (R_4 - R_3) \sin(\theta_2 - \alpha) / \sin \theta_2 \quad \dots\dots\dots(10)$$

が得られるので、接触点CがDEの終点と考えた場合の滑り率は式(2)より

$$\sigma_2 = \frac{R_3 \sin \theta_2 + (R_4 - R_3) \sin(\theta_2 - \alpha)}{r \sin \theta_2} \quad \dots\dots\dots(11)$$

となり、先端円の始点と考えた場合式(4)より

$$\sigma_2 = \frac{r + R_3}{r} \times \frac{R_3 \sin \theta_2 + (R_4 - R_3) \sin(\theta_2 - \alpha)}{(R_4 - R_3) \sin(\theta_2 - \alpha)} \quad \dots\dots\dots(12)$$

となる。 $\alpha$ は式(6)から求められるが $\theta_2$ を求めるには図4から

$$\begin{aligned} \ell^2 = & \{d - (R_4 - R_3) \cos(\theta_2 - \alpha) - (r + R_3) \cos \theta_2\}^2 \\ & + \{(R_4 - R_3) \sin(\theta_2 - \alpha) + (r + R_3) \sin \theta_2\}^2 \end{aligned} \quad (13)$$

が得られるので、これから $\theta_2$ を求めれば

$$\sin(\theta_2 - \delta) = \frac{\frac{1}{2}\{d^2 - \ell^2 + (R_4 - R_3)^2 + (r + R_3)^2\} + (r + R_3)(R_4 - R_3) \cos \alpha}{d\sqrt{(R_4 - R_3)^2 + (r + R_3)^2 + 2(r + R_3)(R_4 - R_3) \cos \alpha}} \quad (14)$$

$$\tan \delta = -\frac{(r + R_3) + (R_4 - R_3) \cos \alpha}{(R_4 - R_3) \sin \alpha} \quad (15)$$

となる。これに式(6)を代入して $\alpha$ を消去すれば

$$\sin(\theta_2 - \delta) = \frac{\frac{1}{2}\{d^2 - \ell^2 + (R_4 - R_3)^2 + (r + R_3)^2\} + (r + R_3)(R_1 - R_3)}{d\sqrt{(R_4 - R_3)^2 + (r + R_3)^2 + 2(r + R_3)(R_1 - R_3)}} \quad (14)'$$

$$\tan \delta = -\frac{r + R_1}{\sqrt{(R_4 - R_3)^2 - (R_1 - R_3)^2}} \quad (15)'$$

となるので、これから $\theta_2$ を求め式(11), (12)に代入すれば $\sigma_2$ が求まる。

(2) **G点の滑り率** 従動節が先端円の終点Gで接触する場合のカムの回転角を $\theta_4$ 、揺動角を $\varphi_4$ とすれば図5の $\triangle AQP$ から $\angle PAQ = 180^\circ - (\theta_4 - \alpha)$ なので  
 $PQ : \sin(\theta_4 - \alpha) = (R_4 - R_3) : \sin(\theta_4 - 2\alpha)$  より

$$CP = R_3 + (R_4 - R_3) \frac{\sin(\theta_4 - \alpha)}{\sin(\theta_4 - 2\alpha)} \quad (16)$$

あるいは

$$CP = R_1 + (R_4 - R_3) \sin \alpha \cot(\theta_4 - 2\alpha) \quad (17)$$

となるので、従動節の滑り率は先端円の終点の場合は

$$\sigma_2 = \frac{R_3 \sin(\theta_4 - 2\alpha) + (R_4 - R_3) \sin(\theta_4 - \alpha)}{r \sin(\theta_4 - 2\alpha)} \quad (18)$$

となり、直線部GHの始点の場合は

$$\sigma_2 = \frac{R_1 + (R_4 - R_3) \sin \alpha \cot(\theta_4 - 2\alpha)}{r} \quad (19)$$

となる。次に $\theta_4$ を求めるには図5から

$$\begin{aligned} \ell^2 = & \{d - (R_4 - R_3) \cos(\theta_4 - \alpha) - (r + R_3) \cos \theta_4\}^2 \\ & + \{(R_4 - R_3) \sin(\theta_4 - \alpha) + (r + R_3) \sin \theta_4\}^2 \end{aligned} \quad (20)$$

これを整理すれば次式が得られる。

$$\sin(\theta_4 - \delta) = \frac{\frac{1}{2}\{d^2 - \ell^2 + (R_4 - R_3)^2 + (r + R_3)^2\} + (R_4 - R_3)(r + R_3) \cos \alpha}{d\sqrt{(R_4 - R_3)^2 + (r + R_3)^2 + 2(R_4 - R_3)(r + R_3) \cos \alpha}} \quad (21)$$

$$\tan \delta = -\frac{(R_4 - R_3) \cos \alpha + (r + R_3) \cos 2\alpha}{(R_4 - R_3) \sin \alpha + (r + R_3) \sin 2\alpha} \quad (22)$$

(3) **D点の滑り率** カムの回転角 $\theta_1$ 、揺動角を $\varphi_1$ とすれば $\triangle AMB$ において

$$\cos \theta_1 = \frac{d^2 - \ell^2 + (r + R_1)^2}{2d(r + R_1)} \quad (23)$$

となるので、 $\theta_1$ は求められ $CP = R_1$ から滑り率は

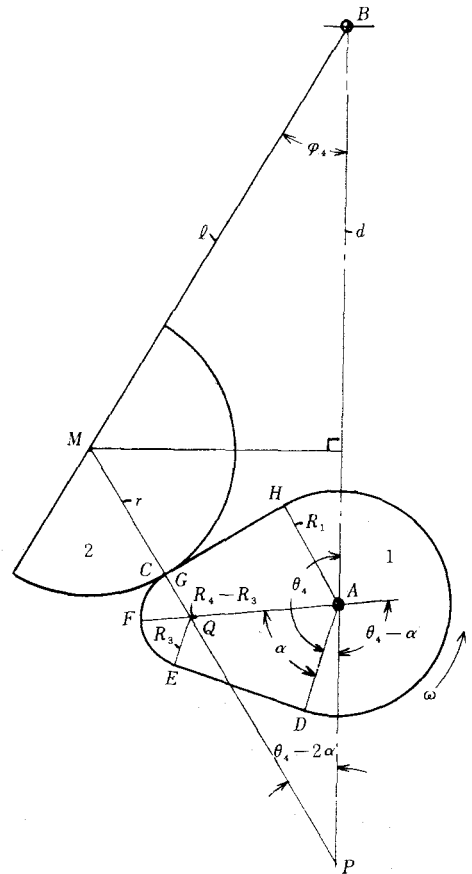


図5 先端円の終点Gでの接触

$$\sigma_1 = \frac{R_1}{r+R_1}, \quad \sigma_2 = \frac{R_1}{r} \quad \dots\dots\dots (24)$$

となる。

(4) **F点の滑り率** カムの回転角を  $\theta_3$  とすれば  $CP=R_4$  となるので次式を得る。

$$\cos(\theta_3 - \alpha) = \frac{d^2 - \ell^2 + (r+R_4)^2}{2d(r+R_4)} \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$\sigma_1 = \frac{R_4}{R_3} \cdot \frac{r+R_3}{r+R_4}, \quad \sigma_2 = \frac{r+R_3}{r} \cdot \frac{R_4}{R_4-R_3} \quad \dots\dots\dots (26)$$

(5) **H点の滑り率** カムの回転角を  $\theta_5$  とすれば  $CP=R_1$  となるので次式を得る。

$$\cos(\theta_5 - 2\alpha) = \frac{d^2 - \ell^2 + (r+R_1)^2}{2d(r+R_1)} \quad \dots\dots\dots (27)$$

$$\sigma_1 = \frac{R_1}{r+R_1}, \quad \sigma_2 = \frac{R_1}{r} \quad \dots\dots\dots (28)$$

### § 5 先端円の両端の滑り率の指定

先端円の両端の点EとGとで接触する従動節の滑り率  $\sigma_2$  を指定して各中心距離  $d$  に対する従動節の長さ  $\ell$  を求める。

(1) **E点の滑り率を指定した場合** 式(4)より  $CP$  を求めれば

$$CP = \frac{\sigma_2 r R_3}{\sigma_2 r - (r+R_3)} \quad \dots\dots\dots (29)$$

となるので、これを式(9)の左辺に代入し  $\theta_2$  を求めれば

$$\cot \theta_2 = \frac{(R_1 - R_2)\sigma_2 r - R_1(r+R_3)}{\{\sigma_2 r - (r+R_3)\}(R_4 - R_3) \sin \alpha} \quad \dots\dots\dots (30)$$

となるので、 $\sigma_2$  を指定して  $\theta_2$  を求め、式(13)から求められる次式に代入して  $\ell$  を求めればよい。

$$\begin{aligned} \ell^2 = & d^2 + (R_4 - R_3)^2 + (r+R_3)^2 + 2(R_4 - R_3)(r+R_3) \cos \alpha \\ & - 2d(R_4 - R_3) \cos(\theta_2 - \alpha) - 2d(r+R_3) \cos \theta_2 \quad \dots\dots\dots (31) \end{aligned}$$

カムの寸法を指定し、 $d=70 \sim 120\text{mm}$ 、 $\sigma_2=2 \sim 20$  の場合の計算したものを表2と図2、6に示す。

図2、6から明らかなようにE点の  $\sigma_2$  は  $\ell$  の増加により急激に減少することがわかる。

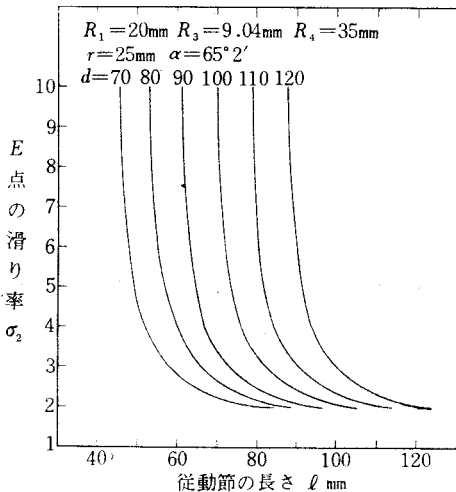


図6 指定された  $d$  に対する最大滑り率  $\sigma_2$  と  $\ell$  の関係

表2 従動節の滑り率を指定した場合の長さ  $\ell$  (mm)

( $R_1=20\text{mm}$ ,  $R_3=9.04\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$ ,  $r=25\text{mm}$ ,  $\alpha=65^\circ 2'$ )

$d$ mm	$\sigma_2=20$	$\sigma_2=10$	$\sigma_2=5$	$\sigma_2=3$	$\sigma_2=2$
70	43.988	45.388	49.005	57.496	80.447
80	51.410	52.782	56.357	64.882	88.475
90	59.590	60.925	64.427	72.894	96.871
100	68.257	69.553	72.976	81.347	105.547
110	77.247	78.508	81.854	90.118	114.439
120	86.458	87.690	90.966	99.121	123.501

(2)  $G$  点の滑り率を指定した場合 式(19)より

$$\cot(\theta_4 - 2\alpha) = \frac{\sigma_2 r - R_1}{(R_4 - R_3) \sin \alpha} \quad \dots\dots\dots(32)$$

が得られるので、これから  $\theta_4$  を求め、式(20)を整理した次式から  $\ell$  が求められる。

$$\begin{aligned} \ell^2 = & d^2 + (R_4 - R_3)^2 + (r + R_3)^2 + 2(R_4 - R_3)(r + R_3) \cos \alpha \\ & - 2d(R_4 - R_3) \cos(\theta_4 - \alpha) - 2d(r + R_3) \cos(\theta_4 - 2\alpha) \quad \dots\dots\dots(33) \end{aligned}$$

カムの寸法を指定し、 $d=70\sim 120\text{mm}$ 、 $\sigma_2=2\sim\infty$  の場合の計算したものを表3と図7、8に示す。

$G$  点における  $\sigma_2$  は  $E$  点におけると同様  $\ell$  の増加により急激に減少することがわかる。

表3  $G$  点の滑り率を指定した場合の従動節の長さ  $\ell$  (mm)

( $R_1=20\text{mm}$ ,  $R_3=9.04\text{mm}$ ,  $R_4=35\text{mm}$ ,  $r=25\text{mm}$ ,  $\alpha=65^\circ 2'$ )

$d$ mm	$\sigma_2 = \infty$	10	5	3	2
70	34.336	38.746	45.300	54.628	71.820
80	42.179	46.339	52.696	61.985	79.540
90	50.785	54.712	60.841	70.001	87.721
100	59.826	63.557	69.473	78.473	96.247
110	69.132	72.702	78.430	87.270	105.034
120	78.608	82.047	87.613	96.301	114.042

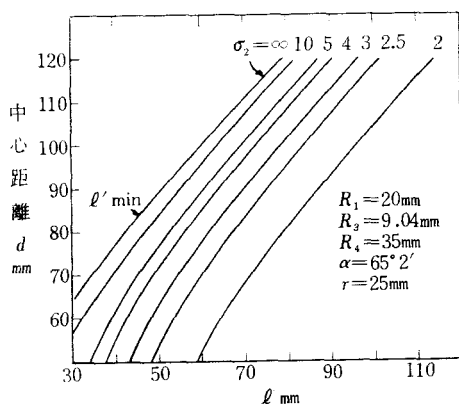


図7  $G$  点の滑り率を指定した場合の  $d$  と  $\ell$  の関係

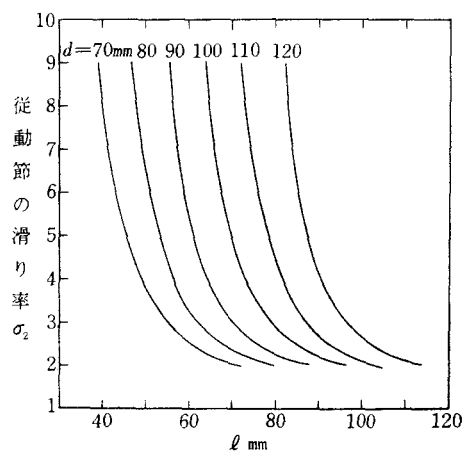


図8 指定された  $d$  に対する  $G$  点の  $\sigma_2$  と  $\ell$  との関係

## § 6 従動節の円弧半径 $r$ の変化による滑り率の変化

カムの寸法  $R_1$ ,  $R_3$ ,  $R_4$  と  $d$ ,  $r$  を指定し、 $E$ ,  $G$  点の従動節の滑り率  $\sigma_2$  を指定して従動節の長さ  $\ell$  を求めたが、 $\ell$  も指定されている場合は  $r$  の長さを変えて滑り率を変えれば従動節の運動に変化なく滑り率のみ変えることができる。ただしそのためには最初に  $R_1$ ,  $R_3$ ,  $R_4$  を  $r$  だけ増して設計し、指定の滑り率になるように  $r$  をとればよい。

$$r + R_1 = R_1', \quad r + R_3 = R_3', \quad r + R_4 = R_4'$$

とすれば  $R_4 - R_3 = R_4' - R_3'$ ,  $R_1 - R_3 = R_1' - R_3'$  となるから式(14)', (15)' は次式のようにになる。

$$\sin(\theta_2 - \delta) = \frac{d^2 - \ell^2 + (R_4')^2 - 2R_3'(R_4' - R_1')}{2d\sqrt{(R_4')^2 - 2R_3'(R_4' - R_1')}} \quad \dots\dots\dots(34)$$

$$\tan \delta = -\frac{R_1'}{\sqrt{(R_4')^2 - (R_1')^2 - 2R_3'(R_4' - R_1')}} \quad (35)$$

これから  $\theta_2$  を求め、更に式(30)から  $r$  を求めれば

$$r = \frac{R_3'\{R_1' - (R_4' - R_3') \sin \alpha \cot \theta_2\}}{\sigma_2\{R_1' - R_3' - (R_4' - R_3') \sin \alpha \cot \theta_2\} + R_3'} \quad (36)$$

となる。式(6)より  $\cos \alpha = (R_1' - R_3') / (R_4' - R_3')$  を上式に代入して  $\alpha$  を消去すれば次式を得る。

$$r = \frac{R_3'\{R_1' + \sqrt{(R_4' - R_3')^2 - (R_1' - R_3')^2} \tan(\theta_2 - 90^\circ)\}}{\sigma_2\{R_1' + \sqrt{(R_4' - R_3')^2 - (R_1' - R_3')^2} \tan(\theta_2 - 90^\circ) - R_3'\} + R_3'} \quad (37)$$

前記のカム  $R_1 = 20\text{mm}$ ,  $R_3 = 9.04\text{mm}$ ,  $R_4 = 35\text{mm}$ ,  $r = 25\text{mm}$ ,  $\alpha = 65^\circ 2'$  の場合は  $R_1' = 45\text{mm}$ ,  $R_3' = 34.04\text{mm}$ ,  $R_4' = 60\text{mm}$  となるので  $d = 70 \sim 110\text{mm}$ ,  $\sigma_2 = 5, 10$  を与えて式(35), (34)から  $\theta_2$  を求め、式(37)より  $r$  を求めた計算結果を表4と図9, 10に示す。

表4 カムの寸法と  $d$ ,  $\ell$ ,  $\sigma_2$  を指定したときの従動節の円弧半径  $r$  (mm)

$\ell$ mm	$d = 70\text{mm}$			80		90		100		110	
	$\sigma_2$	5	10	5	10	5	10	5	10	5	10
45	29.923	25.994									
50	24.231	17.815									
55	20.944	14.142	26.475	20.719							
60	18.757	12.014	22.302	15.584	30.867	27.645					
65	17.155	10.589	19.710	12.914	24.582	18.245					
70	15.905	9.547	17.892	11.232	21.226	14.434	31.437	28.695			
75	14.876	8.732	16.519	10.052	18.919	12.164	23.376	16.798			
80			15.416	9.155	17.319	10.731	20.365	13.557	27.177	21.707	
85			14.490	8.435	16.081	9.691	18.371	11.662	22.531	15.838	
90					15.072	8.884	16.908	10.378	19.811	13.012	
95							15.762	9.431	17.965	11.297	
100							14.816	8.685	16.600	10.120	
105									15.515	9.234	
110									14.616	8.531	

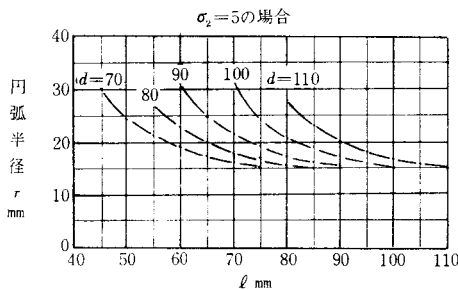


図9 最大滑り率  $\sigma_2 = 5$  と指定した場合の  $r$  と  $\ell$  の関係

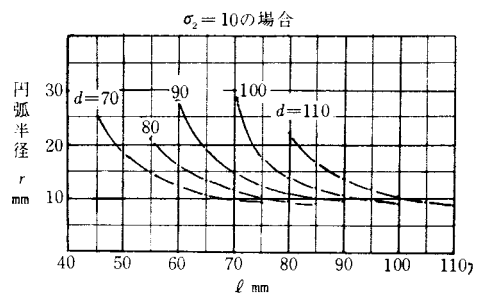


図10 最大滑り率  $\sigma_2 = 10$  と指定した場合の  $r$  と  $\ell$  の関係

図から  $d$ ,  $r$  が一定の場合は  $\ell$  が小さい程,  $d$ ,  $\ell$  が一定の場合は  $r$  が小さい程滑り率  $\sigma_2$  が增大することがわかる。

式(36)より各  $r$  に対する  $\sigma_2$  を求めれば

$$\sigma_2 = \frac{R_3'\{R_1' - r - (R_4' - R_3') \sin \alpha \cot \theta_2\}}{r\{R_1' - R_3' - (R_4' - R_3') \sin \alpha \cot \theta_2\}} \quad (38)$$

となる。前記のカム寸法で  $d=70\sim100\text{mm}$ ,  $\ell=45\sim100\text{mm}$  の場合を計算したものを表5と図11に示す。

表5 カムの寸法と  $d$ ,  $\ell$ ,  $r$  を指定したときの  $F$  点における滑り率  $\sigma_2$

$\ell$	$d=70\text{mm}$				$d=80\text{mm}$			
	45	50	60	70	55	60	70	80
$\theta_2$	$67^\circ30'$	$73^\circ9'$	$84^\circ32'$	$96^\circ20'$	$70^\circ29'$	$76^\circ9'$	$87^\circ28'$	$99^\circ6'$
$r$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$
5	169.93	58.40	29.51	21.38	82.31	45.14	26.74	20.23
10	70.92	24.76	12.80	9.43	34.66	19.27	11.65	8.96
15	37.92	13.54	7.23	5.45	18.77	10.65	6.63	5.20
20	21.42	7.94	4.45	3.46	10.83	6.34	4.11	3.32
25	11.52	4.57	2.78	2.27	6.06	3.75	2.60	2.20
30	4.92	2.33	1.66	1.47	2.89	2.02	1.60	1.45

$\ell$	$d=90\text{mm}$					$d=100\text{mm}$				
	60	65	70	80	90	70	75	80	90	100
$\theta_2$	$66^\circ51'$	$72^\circ41'$	$78^\circ13'$	$89^\circ41'$	$101^\circ13'$	$68^\circ29'$	$74^\circ23'$	$80^\circ8'$	$91^\circ26'$	$102^\circ53'$
$r$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$	$\sigma_2$
5	227.08	61.38	39.48	25.06	19.46	124.37	51.93	35.60	23.93	18.91
10	94.58	35.99	16.93	10.96	8.64	52.06	22.08	15.32	10.49	8.41
15	50.41	14.20	9.41	6.26	5.03	27.96	12.13	8.56	6.10	4.91
20	28.33	8.30	5.65	3.91	3.23	15.91	7.16	5.18	3.77	3.16
25	15.08	4.76	3.40	2.50	2.15	8.68	4.17	3.15	2.42	2.11
30	6.24	2.40	1.89	1.56	1.43	3.86	2.18	1.80	1.53	1.42

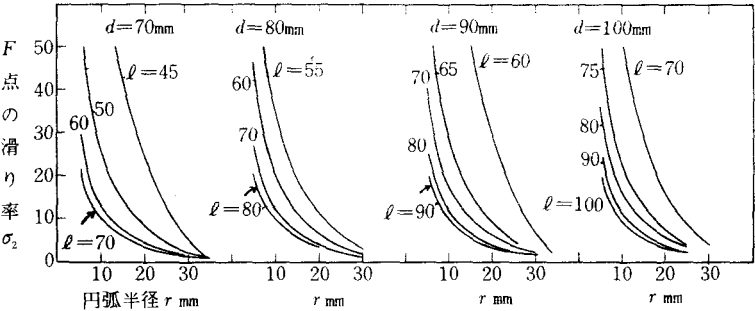


図11  $d$ ,  $\ell$  を指定した場合の  $F$  点の  $\sigma_2$  と  $r$  の関係

§ 7 カムの滑り率

従動節の滑り率は従動節の長さ  $\ell$ , あるいは円弧半径  $r$  を長くすることにより 指定された 値にすることができが、その結果カムの方の滑り率の増大をまねく 恐れがあるので、カムの滑り率を検討する。

接線カムの直線部分におけるカムの滑り率は一般に低いことは前報<sup>3)</sup>からも 明らかである。先端円部においては  $E$  から漸次増大し  $G$  で最大となるので、 $G$  点の滑り率を求める。

$$\sigma_1 = \frac{r+R_3}{R_3} \cdot \frac{CP}{r+CP}, \quad CP=R_3+(R_4-R_3)\frac{\sin(\theta_4-\alpha)}{\sin(\theta_4-2\alpha)} \dots\dots\dots(3), (16)$$



$$\sin(\theta_4 - \delta) = \frac{\frac{1}{2}\{d^2 - \ell^2 + (R_4 - R_3)^2 + (r + R_3)^2\} + (R_4 - R_3)(r + R_3) \cos \alpha}{d\sqrt{(R_4 - R_3)^2 + (r + R_3)^2 + 2(r + R_3)(R_4 - R_3) \cos \alpha}} \quad \dots\dots(21)$$

$$\tan \delta = -\frac{(R_4 - R_3) \cos \alpha + (r + R_3) \cos 2\alpha}{(R_4 - R_3) \sin \alpha + (r + R_3) \sin 2\alpha} \quad \dots\dots(22)$$

においてカムの寸法と  $d, \ell, r$  を与えれば式(22)より  $\delta$ 、式(21)より  $\theta_4$  が求まるので、式(16)、(3)より  $CP, \sigma_1$  が求まる。

例えば前例のように  $R_1 = 20\text{mm}$ ,  $R_3 = 9.04\text{mm}$ ,  $R_4 = 35\text{mm}$ ,  $r = 25\text{mm}$ ,  $\alpha = 65^\circ 2'$  を与えれば式(22)より  $\delta = 12^\circ 27'$  となり式(21)は

$$\sin(\theta_4 - 12^\circ 27') = \frac{d^2 - \ell^2 + 2578.627}{101.5604d}$$

となり、 $d = 70 \sim 110\text{mm}$ ,  $\ell = 30 \sim 100\text{mm}$  の場合の  $G$  点のカムの滑り率  $\sigma_1$  を計算し表6と図12に示す。

表6  $G$  点のカムの滑り率  $\sigma_1$

$d\text{mm} \backslash \ell\text{mm}$	70	80	90	100	110
30	4.22				
40	3.39	3.99			
50	2.97	3.26			
60	2.68	2.88	3.17	3.75	8.74
70	2.46	2.57	2.82	3.12	3.68
80		2.41	2.57	2.78	3.07
90			2.38	2.55	2.75
100				2.35	2.52

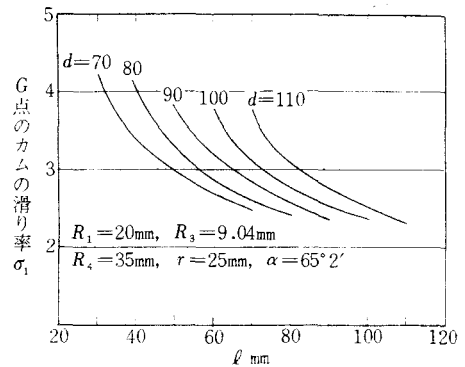


図12  $d$  を指定した場合の  $G$  点の滑り率（最大） $\sigma_1$  と  $\ell$  の関係

図12から明らかなように  $d - \ell < 25\text{mm}$  の場合はカムの最大滑り率が3以下になる。

## § 8 結 言

接線カムに対する円弧をもつ揺動従動節の最大滑り率を3あるいはそれ以下におさえるためには従動節の長さを  $\ell = (1 \sim 0.8)d$  に取れば良い。カムの方の最大滑り率もこれで3以下にすることができる。そのときの円弧の半径は  $r = (0.25 \sim 0.30)d$  に取ればよい。以上により接線カムの場合の  $d, \ell, r$  の適用範囲が明らかとなり、この種のカムの設計に利用できる。なお凹面カムについては次の機会に論ずる。

## 文 献

- 1) 糸島寛典：カムの滑り率の研究（第1報），呉工業高等専門学校研究報告，第1巻，第1号，47～58頁，昭和40年12月。
- 2) 糸島寛典：カムの滑り率の研究（第4報），呉工業高等専門学校研究報告，第4巻，第1号，27～37頁，昭和43年12月。
- 3) 糸島寛典，里信敏行：カムの滑り率の研究（第2報），呉工業高等専門学校研究報告，第2巻，第1号，75～84頁，昭和41年12月。

（昭和44年9月1日受付）

# ディーゼル機関の排気濃度におよぼす 諸要因の影響 (1)

——実験計画法による追究——

(機械工学科) 久保田

勲

Upon the Effects of Every Factor on the Exhaust Gas  
Concentration of a Diesel Engine

(Study by Design of Experiments)

Isao KUBOTA

We can think of various factors, the static and dynamic ones, which give effects upon the exhaust gas concentration of a diesel engine. To the former belong such factors as the forms or dimensions of the exhaust pipe line, the sampling positions and methods, which rather dominate the measured values than the exhaust gas concentration itself, and to the latter representatively the running conditions which dominate the concentration itself. Concerning the effects of these factors upon the concentration a few reports are published sporadically but systematic studies are few.

Here, first of all, we report on the relations between the running conditions - dynamic factors - and gas concentration, based on the design of experiments. About the static factors we will discuss in another report in the near future.

## § 1 緒 言

ディーゼル機関の排気濃度におよぼす要因としては、静的なものと動的なものに分けて種々のものが考えられるが、前者に属するものとしては排気管の形状寸法、試料の採取位置および採取要領など、排気濃度そのものよりはむしろ測定値を

支配する要因が考えられ、後者は主として運転条件が代表的なもので、これは排気濃度自体を左右する要因とみてよい。これら要因と排気濃度との関係については散発的な研究報告には接するが、系統だったものは意外に少いようである。

ここでは実験計画法<sup>1)</sup>に基づいて追求した運転条件と排気濃度との関係を先ずとり上げたが、引

表1 因子および水準表

記号	因 子	単 位	水 準				
A	回 転 数	r. p. m.	A <sub>1</sub> = 800	A <sub>2</sub> = 900	A <sub>3</sub> = 1000		
B	出 力	P S	B <sub>1</sub> = 2.5	B <sub>2</sub> = 5	B <sub>3</sub> = 10	B <sub>4</sub> = 11	
C	噴 射 時 期	度	C <sub>1</sub> = -12	C <sub>2</sub> = -9	C <sub>3</sub> = -6	C <sub>4</sub> = -3	
D	圧 縮 比		D <sub>1</sub> = 17.3	D <sub>2</sub> = 15.3	D <sub>3</sub> = 13.3		
F	燃 料 温 度	°C	F <sub>1</sub> = 5	F <sub>2</sub> = 15	F <sub>3</sub> = 25	F <sub>4</sub> = 35	F <sub>5</sub> = 50
G	吸 気 温 度	°C	G <sub>1</sub> = 5	G <sub>2</sub> = 15	G <sub>3</sub> = 25	G <sub>4</sub> = 35	G <sub>5</sub> = 45

きつづき静的要因もとり上げて、排気濃度特性を追究して行きたいと思う。

## §2 実験計画

実験因子ならびに水準を表1のように計画し、これを2元配置および3元配置に組んで測定をおこない、それぞれの主効果、交互作用などを検定することとした。両配置の型を図1に示す。

各因子および水準について若干の説明を加えると次のとおりである：

(1) 回転数(A)は更に低速水準までとりたかったが、低速用の調速ばねが未入荷のため、やむを得ず 800r. p. m. 以上を採用した。

(2) 出力の水準は最初等間隔を計画したが、中間点の 7.5 P S は特性決定には比較的影響が少いと予想されるので省略し、時間と労力を省いた。11 P S は過負荷の数値としてやむを得ない。

(3) 噴射時期は BTDC 3° までで充分と考えたけれども、実際に実験解析してみると不充分で、0°および ATDC 3° もほしかったと考えている。

3 元 配 置 法												2 元 配 置 法											
	A <sub>1</sub>				A <sub>2</sub>				A <sub>3</sub>					B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>		G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>	G <sub>3</sub>	G <sub>4</sub>	G <sub>5</sub>
	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>		B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>		G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>	G <sub>3</sub>	G <sub>4</sub>	G <sub>5</sub>
C <sub>1</sub>	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	D <sub>1</sub>	≡	≡	≡	≡	F <sub>1</sub>	≡	≡	≡	≡	≡
C <sub>2</sub>	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	D <sub>2</sub>	≡	≡	≡	≡	F <sub>2</sub>	≡	≡	≡	≡	≡
C <sub>3</sub>	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	D <sub>3</sub>	≡	≡	≡	≡	F <sub>3</sub>	≡	≡	≡	≡	≡
C <sub>4</sub>	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—						F <sub>4</sub>	≡	≡	≡	≡	≡
																		F <sub>5</sub>	≡	≡	≡	≡	≡

図1 配 置 型

(4) 圧縮比は、標準の17.3以上に变化さすことは構造上厄介となるので、やむなく低減方向のみ变化させた。また構造的には空気室を付設した格好となり、燃焼室の容積そのものを变化させた場合とは燃焼条件が多少異ると考えられるが、簡単のため敢てこの方法で実施した。

(5) 燃料温度は直接測定出来ないのので、噴射弁に入る直前の高圧管の表面温度を接触温度計で測定し、その指示値を採用することとした。高圧管のジョイントを外して噴出する燃料温度を直接実測した結果は室温30°Cの場合燃料温度22°Cに対し高圧管表面温度 26°C という結果を確認している。

(6) 排気濃度は採取位置によって異なるので、実験的に検討した結果、最も排気が randomize されていると考えられた小マフラの後方一定位置から採取した試料濃度を採用することにした。

図2は実験装置の概要である。燃料温度は水槽⑪に氷片を入れ、或はコンロ⑫で加熱することによって变化させる。吸気温度はラジエータ⑥を通して吸入させることにより变化させる。ラジエー

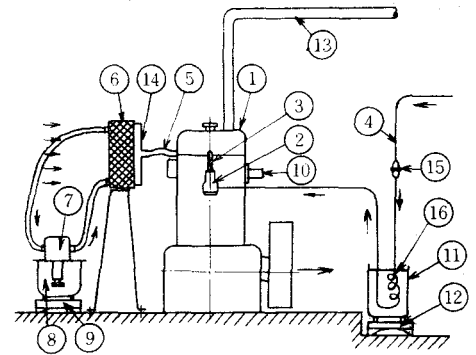


図2 実験装置概要

タ⑥には、循環ポンプ⑥により水槽⑧の水を循環させる。⑨は加熱用コンロである。⑩は圧縮比を变化させるための空気室で燃焼室と連通しており、空気室内部の挿入片の数を変化さすことによって、圧縮比を低減方向に等間隔に17.3より13.3まで变化させ得るように製作したものであるが、圧縮比増加の方向には变化させることは出来ない。写真1にその部品を、写真2に取付状況を示す。

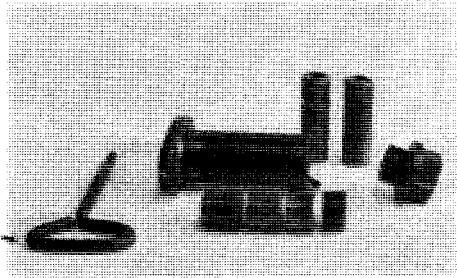


写真 1

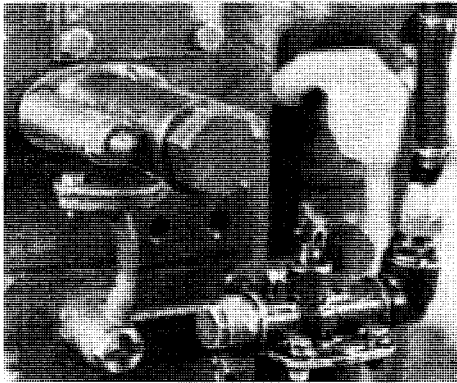


写真 2

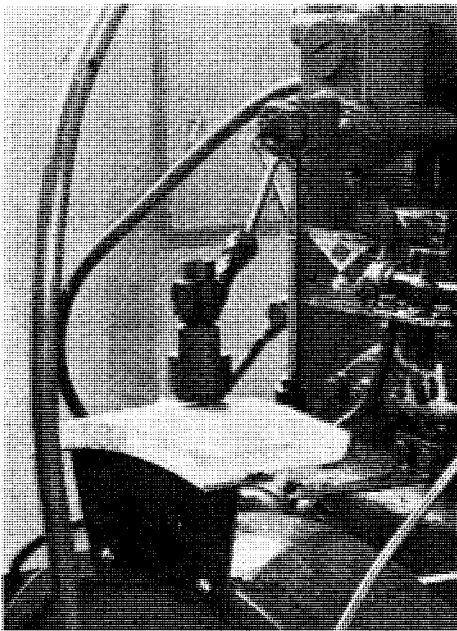


写真 3

噴射時期の測定は、写真3のごとくフライホイールにとりつけた発泡スチロール板に紙片を貼付し、紙片から0.5mm程度離れたところに噴射ノズルを位置させ、手動でクランク軸をターニング

して紙片に噴霧をあて、その孔の位置をホイールの角度目盛で読むことにし、数回くり返してその平均値を採用した。

負荷の測定にはタナカ式水制動力計を使用した。

なお実験機関の要目を表2に示す。

表2 実験機関要目

メ	カ	ヤムマー
型	式	1 L E L (堅型)
気筒数, サイクル		1気筒, 4サイクル
燃焼室型式		予燃焼室式
出力/回転数 (PS/r.p.m.)		19000~11000
圧縮比		17.3
ボア×ストローク (mm)		120 $\phi$ × 170
平均有効圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )		5.15~5.2
始動方式		空気始動
注油方式		強制注油

### § 3 実験結果および考察

#### (1) 回転数、出力、噴射時期の影響

実験計画にもとづき3元配置でとった実測値を表3、4、5に、補助表を表6に示す。

表 3

A <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	計
C <sub>1</sub>	4.33	5.05	7.25	7.90	24.53
C <sub>2</sub>	3.48	5.23	6.25	6.58	21.54
C <sub>3</sub>	1.52	4.10	4.82	6.18	16.62
C <sub>4</sub>	1.20	2.80	4.02	6.02	14.04
計	10.53	17.18	22.34	26.68	76.73

表 4

A <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	計
C <sub>1</sub>	4.63	5.53	6.48	6.95	23.59
C <sub>2</sub>	3.95	4.00	5.43	5.43	18.81
C <sub>3</sub>	2.30	3.18	3.95	4.18	13.61
C <sub>4</sub>	1.83	2.50	2.78	3.03	10.14
計	12.71	15.21	18.64	19.59	66.15

表 5

A <sub>3</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	計
C <sub>1</sub>	4.50	5.55	7.00	6.98	24.03
C <sub>2</sub>	3.63	4.85	5.63	5.58	19.69
C <sub>3</sub>	3.23	2.75	3.83	4.09	13.90
C <sub>4</sub>	2.85	2.30	2.48	2.68	10.31
計	14.21	15.45	18.94	19.33	67.93

表 6

k=3	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	計
C <sub>1</sub>	13.46	16.13	20.73	21.83	72.15
C <sub>2</sub>	11.06	14.08	17.31	17.59	60.04
C <sub>3</sub>	7.05	10.03	12.60	14.45	44.13
C <sub>4</sub>	5.88	7.60	9.28	11.73	34.49
計	37.45	47.84	59.92	65.60	210.81

これによりA, B, Cの主効果および交互作用A×B, B×C, C×Aを検定すると次のようになる:

$$\begin{aligned}\text{修正項 C.F.} &= \frac{(\text{全実験数値の和})^2}{\text{全実験数}} \\ &= \frac{(210.81)^2}{4 \times 4 \times 3} = 923\end{aligned}$$

各因子の変動は

$$S_A = \frac{1}{16}(76.73^2 + 66.15^2 + 67.93^2) - \text{C.F.} = 6.8$$

$$\begin{aligned}S_B &= \frac{1}{12}(37.45^2 + 47.84^2 + 59.92^2 + 65.60^2) \\ &\quad - \text{C.F.} = 42\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}S_C &= \frac{1}{12}(72.15^2 + 60.04^2 + 44.13^2 + 34.49^2) \\ &\quad - \text{C.F.} = 71\end{aligned}$$

交互作用の変動は

$$\begin{aligned}S_{A \times B} &= \frac{1}{4}(10.53^2 + 17.18^2 + 22.34^2 + 26.68^2 \\ &\quad + 12.71^2 + 15.21^2 + 18.64^2 + 19.59^2 \\ &\quad + 14.21^2 + 15.45^2 + 18.94^2 + 19.33^2) \\ &\quad - \text{C.F.} - S_A - S_B = 6.8\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}S_{B \times C} &= \frac{1}{3}(13.46^2 + 11.06^2 + 7.05^2 + 5.88^2 + \\ &\quad 16.13^2 + 14.08^2 + 10.03^2 + 7.60^2 + \\ &\quad 20.73^2 + 17.31^2 + 12.60^2 + 9.28^2 + \\ &\quad 21.83^2 + 17.59^2 + 14.45^2 + 11.73^2) - \\ &\quad \text{C.F.} - S_B - S_C = 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}&21.83^2 + 17.59^2 + 14.45^2 + 11.73^2) - \\ &\text{C.F.} - S_B - S_C = 1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}S_{C \times A} &= \frac{1}{4}(24.53^2 + 21.54^2 + 16.62^2 + 14.04^2 \\ &\quad + 23.59^2 + 18.81^2 + 13.61^2 + 10.14^2 \\ &\quad + 24.03^2 + 19.69^2 + 13.90^2 + 10.31^2) \\ &\quad - \text{C.F.} - S_A - S_C = 0.2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{誤差変動 } S_E &= (\text{各実験値の2乗和}) - \text{C.F.} - (\text{各} \\ &\quad \text{要因の変動の合計}) = 4.33^2 + 3.48^2 + 1.52^2 + \dots \\ &\quad + 5.58^2 + 4.09^2 + 2.68^2 = 923 - 127.8 = 5.0\end{aligned}$$

表7 分散分析表

要因	自由度	変動	分散	F	F <sub>0</sub> (1%)/F <sub>0</sub> (5%)	判定
A	2	6.8	3.4	12.2	6.01/3.55	※※
B	3	42.0	14.0	50.0	5.09/3.16	※※
C	3	71.0	23.8	85.0	5.09/3.16	※※
A×B	6	6.8	1.2	4.0	4.01/2.66	※※
B×C	9	1.0	0.11	0.4	3.60/2.46	
C×A	6	0.2	0.03	0.12	4.01/2.66	
E	18	5.0	0.28			

以上を分散分析表にまとめると表7を得る。

これによると因子A(回転数), B(出力), C(噴射時期)の主効果はいずれも1%の危険率で有意であり, 交互作用はA×B(回転数×出力)のみが1%の危険率で有意であるが, 他の交互作用はないと判定される。

更にこれらを等間隔直交多項式を用いて2次乃至3次の成分まで分解近似してみると, A(回転数)に対しては

1次成分の変動

$$\begin{aligned}S_{A_{lin}} &= \frac{1}{2 \times 16}\{(-1) \times 76.73 + (1) \times 67.93\}^2 \\ &= 2.42\end{aligned}$$

残差成分の変動

$$\begin{aligned}S_{res} &= \frac{1}{6 \times 16}\{(1) \times 76.73 + (-2) \times 66.15 + \\ &\quad (1) \times 67.93\}^2 = 4.38\end{aligned}$$

B(出力)に対しても, 等間隔ではないが大略の検討として適用すると, 上記と同様にして

1次成分

$$S_{B_{lin}} = \frac{1}{20 \times 12}\{(-3) \times 72.15 + (-1) \times 60.04$$

$$+ (1) \times 44.13 + (3) \times 34.19 \}^2 = 38.9$$

2 次成分

$$S_{qud} = \frac{1}{4 \times 12} \{ (1) \times 72.15 + (-1) \times 60.04 \\ + (-1) \times 44.13 + (1) \times 34.19 \}^2 = 0.47$$

残差成分

$$S_{res} = \frac{1}{20 \times 12} \{ (-1) \times 72.15 + (3) \times 60.04 \\ + (-3) \times 44.13 + (1) \times 34.19 \}^2 = 2.63$$

C (噴射時期) については

1 次成分

$$S_{lin} = \frac{1}{20 \times 12} \{ (-3) \times 37.45 + (-1) \times 47.84 \\ + (1) \times 59.92 + (3) \times 65.60 \}^2 = 70.2$$

2 次成分

$$S_{qud} = \frac{1}{4 \times 12} \{ (1) \times 37.47 + (-1) \times 47.84 \\ + (-1) \times 59.92 + (1) \times 65.00 \}^2 = 0.10$$

残差成分

$$S_{res} = \frac{1}{20 \times 12} \{ (-1) \times 37.45 + (3) \times 47.84 \\ + (-3) \times 59.92 + (1) \times 65.60 \}^2 = 0.70$$

表 8 分散分析表

要 因	自由 度	変動	分散	F	F。(5%/1%)	判定	
A	lin	1	2.42	2.42	7.35	4.08/7.31	※※
	res	1	4.38	4.38	13.3	〃	※※
B	lin	1	38.90	38.90	118	〃	※※
	qud	1	0.47	0.47	1.42	〃	
	res	1	2.63	2.63	8.00	〃	※※
C	lin	1	70.20	70.20	212	〃	※※
	qud	1	0.10	0.10	0.303	〃	
	res	1	0.70	0.70	2.12	〃	
E	39	1.29	0.33				

以上を分散分析表にまとめると表 8 を得る。これより A (回転数), B (出力), C (噴射時期) の主効果は, A は曲線, B および C は直線で近似されると判定される。これを実際にプロットすると図 3, 4, 5 のようになる。

以上の検定から得た情報を基礎にして, 表 3, 4, 5 の実測値より, 排気濃度 S と各因子との関係をえがいたものが図 6, 9, 10, 13 である。

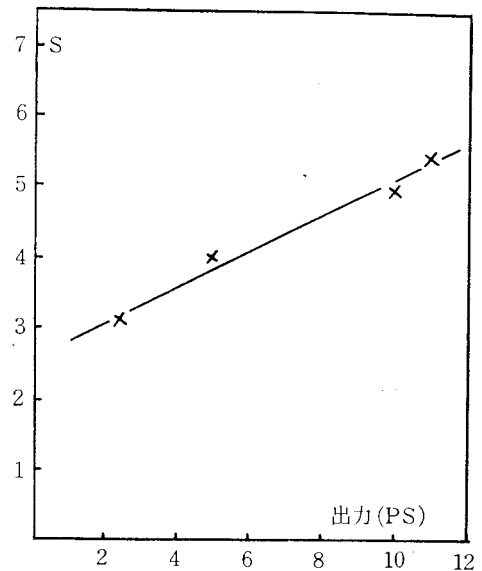


図 3

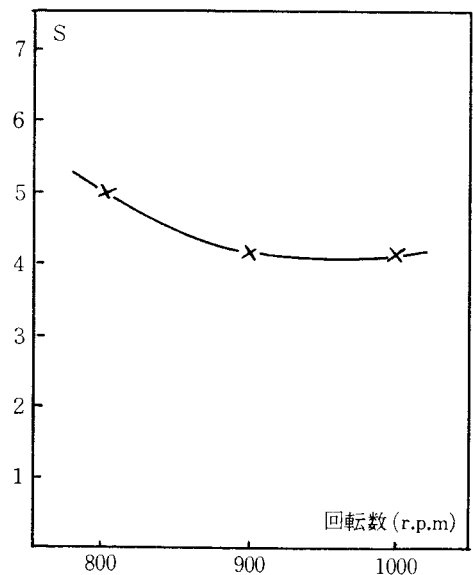


図 4

図 6 は出力(B)と排気濃度(S)の関係を, 噴射時期をパラメータとして表わしたもので, 回転数の影響は消去してあるが, S と B とは直線関係にはあるけれども, 検定結果とは些か異なり, 実際には B × C の交互作用が存在するようで, 噴射時期を進ませるほど出力に対する濃度の絶対値および増加率が大きくなる傾向がみられる。この理由は図 7, 8 の実験結果が示すように, 噴射時期が進むにつれて燃費およびその増加率が大きくな

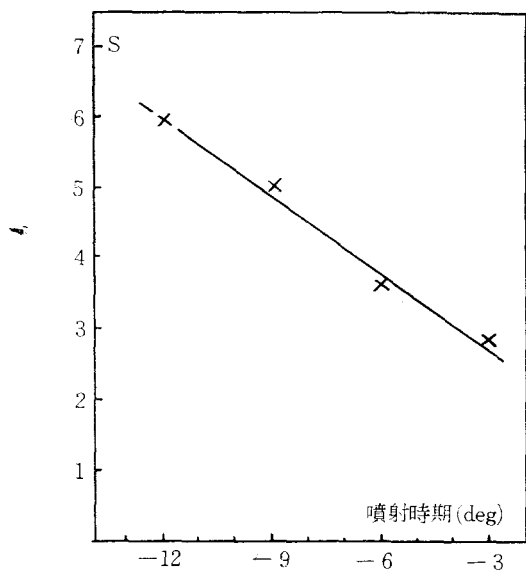


図 5

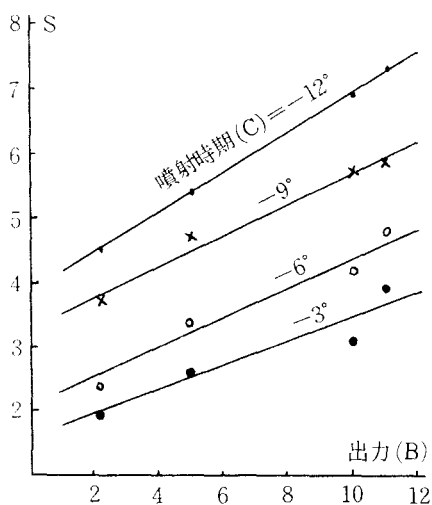


図 6

り、この特性にしたがって燃空比が変化するためと考えられる。

図9はSと回転数との関係を出力をパラメータとして表わしたものであるが、図10のように回転数パラメータの形になおすと、交互作用A×Bの影響がよくわかる。この交互作用は機関の吸入効率の変化によるものと思われる。すなわち、試みに無負荷状態で回転のみを変化させて吸気量を実測してみると、毎回転当りの吸気量は図11B曲線のように回転数の増加と共に減少してゆく。一方毎回転当りの燃料噴射量は出力と共に増加するこ

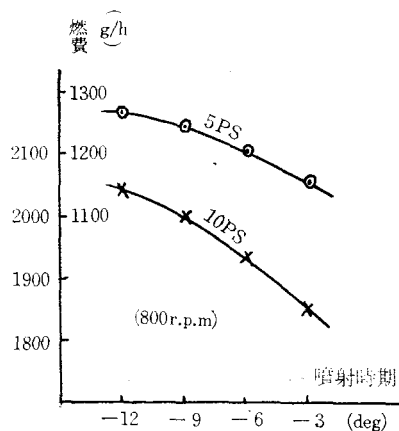


図 7

(800r.p.m)

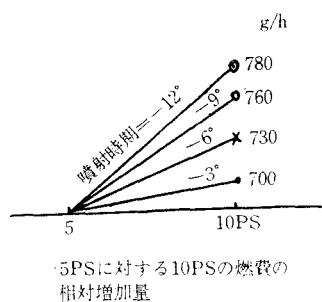


図 8

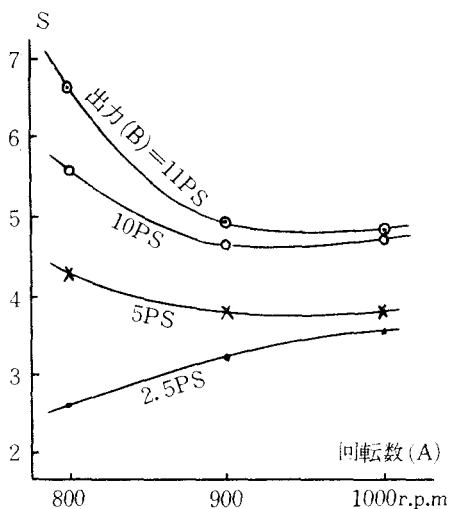


図 9

とは勿論であるが、その増加率は高回転になるほど小さくなってゆく。したがって燃空比は両者の影響をうけて変化し、低回転では急激に、高回転では徐々に増加するため、排気濃度Sも図10のご

とき特性をとるものと考えられる。空燃比の実測結果は図12のとおりで、この推定が裏づけられる。

図13は噴射時期(C)とSとの関係である。検定結果に $\downarrow$ たがって、BTDC $3^\circ$ でもなおSは直線的減少を示すとして特性線を引いてあるが、追加実験では、TDCをすぎてATDC $3^\circ$ になると高負荷領域でもSは極小値から増加の方向に移る。

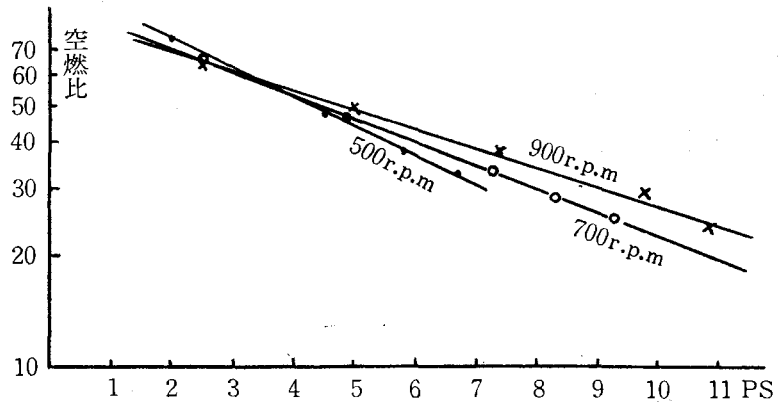


図 12

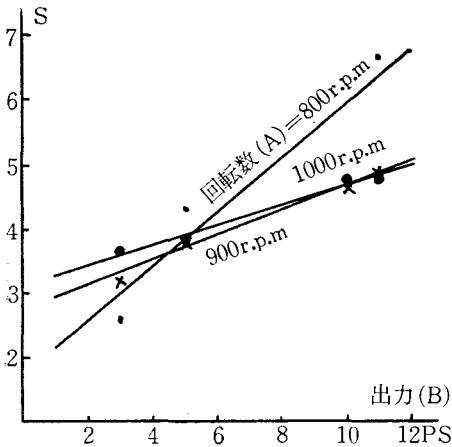


図 10

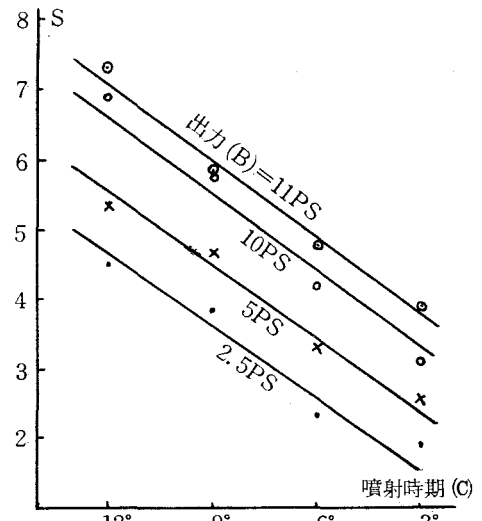


図 13

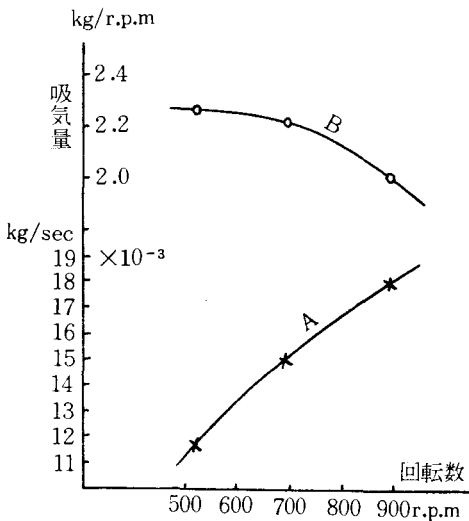


図 11

図13においても2.5PSでは $-3^\circ$ の辺りでその変向が覗われる。

## (2) 圧縮比の影響

出力(B)と圧縮比(D)とを実験計画にしたがって2元配置に組んでとった実測値を表9に示す。回転数および噴射角度はそれぞれ900r.p.m.および $-9^\circ$ 一定とした。

これから前節と同様なやり方で、各要因の変動を計算して分散分析表をつくると表10を得る。すなわち主効果B、Dならびに交互作用B $\times$ D共に有意で、その関係を図14に示す。これによれば圧縮比は高出力では排気濃度に敏感に影響して、圧縮比が高くなる程排気濃度は著しく低下してゆくが、低出力ではさほど鋭敏な影響を持たないこと



表 9

	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	計
D <sub>1</sub>	1.2 1.6 3.0 2.1	1.9 2.1 2.7 1.8	2.7 3.0 3.1 4.8	4.9 4.8	47.1
D <sub>2</sub>	1.3 1.4 1.2 1.4	1.0 1.2 1.2 1.3	2.2 2.8 3.0 4.3	4.4 4.5	39.2
D <sub>3</sub>	1.7 1.3 1.5 1.9	1.0 1.2 1.2 1.4	2.0 1.1 1.7 2.6	2.9 3.2	28.4
計	19.6	18.3	28.7	48.1	114.7

表10 分散分析表

要因	自由度	変動	分散	F	F <sub>0</sub> (5%/1%)	判定
B	3	47.26	15.75	125	2.86/4.38	※※
D	2	11	5.5	43.75	3.26/5.25	※※
B × D	6	5	0.83	6.5	2.36/3.35	※※
E	36	4.54	0.126			
計	47	67.8				

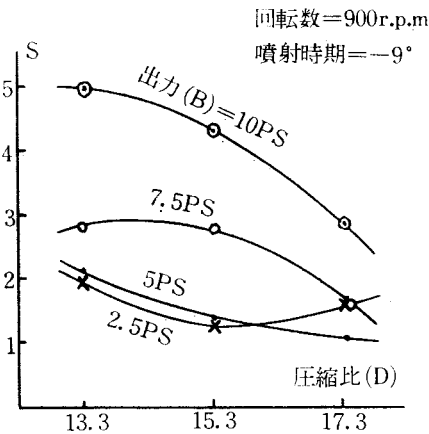


図 14

がわかる。圧縮比を上げると機関の熱効率が増加してゆくことは純熱力学的に誘導されるが、この結果とは別に、実際の機関においては、圧縮比の増加が燃焼率の増大をもたらし、これによって更に熱効率が上昇することが、図14から示唆される。

### (3) 燃料温度と吸気温度の影響

燃料温度(F)と吸気温度(G)を2元配置に組んで採取した実測値は表11のとおりで、その分散分析表は表12のごとくなる。すなわちFのみが有意で、G × Fの交互作用も予想されない。排気濃度と燃料温度との関係曲線を直交多項式で分解近似してその形状を調べてみると表13の分散分析表が得られ、これより3次曲線に近いことが予想される。これにより作成した特性線が図15、更に各吸

表12 分散分析表

	自由度	変動	分散	F	F <sub>0</sub> (5%/1%)	判定
G	4	0.28	0.07	0.69	2.49/3.58	
F	4	3.08	0.77	7.65	"	※※
G × F	16	0.55	0.034	0.337	1.78/2.26	
E	75	7.67	0.102			

第13 分散分析表

要 因	自由 度	変動	分散	F	F <sub>0</sub> 。(5%/1%)	判定	
G	1次	1	0.218	0.218	2.14	3.97/6.98	
	2次	1	0.869	0.869	8.5	〃	※ ※
	3次	1	1.411	1.411	13.9	〃	※ ※
	残部	1	0.582	0.582	5.7	〃	※
E	75	7.67	0.102				

表 11

	G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>	G <sub>3</sub>	G <sub>4</sub>	G <sub>5</sub>	計
F <sub>1</sub>	3.6 3.8 3.8 3.7	3.9 3.9 3.8 3.7	3.4 3.6 3.5 3.9	3.4 3.5 3.4 3.5	3.4 3.5 3.6 3.3	72.2
F <sub>2</sub>	4.0 4.3 4.2 4.1	4.3 4.5 4.4 4.3	4.1 3.9 3.9 4.2	4.3 4.3 4.2 4.0	3.8 3.9 4.1 4.5	83.3
F <sub>3</sub>	3.9 3.7 3.9 3.8	4.3 4.0 4.4 4.2	3.7 4.2 4.0 3.9	3.7 3.8 3.8 3.7	3.7 3.8 3.5 3.6	77.6
F <sub>4</sub>	4.1 4.2 4.0 4.3	3.9 3.1 4.2 3.3	4.0 4.1 3.7 3.7	3.8 3.8 3.6 3.6	3.9 4.4 4.0 3.8	77.3
F <sub>5</sub>	3.2 3.2 3.5 3.7	3.7 3.9 3.7 3.7	3.9 3.8 3.5 3.7	4.6 4.3 4.0 3.5	4.1 4.2 3.8 3.9	75.9
計	77.0	79.2	76.7	76.8	77.6	389.2

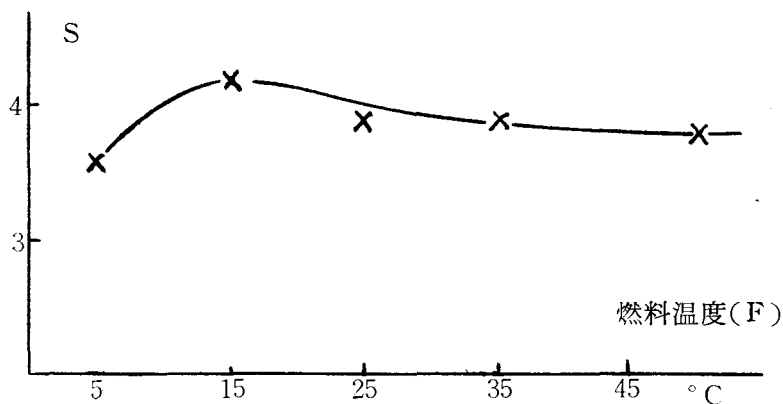


図 15

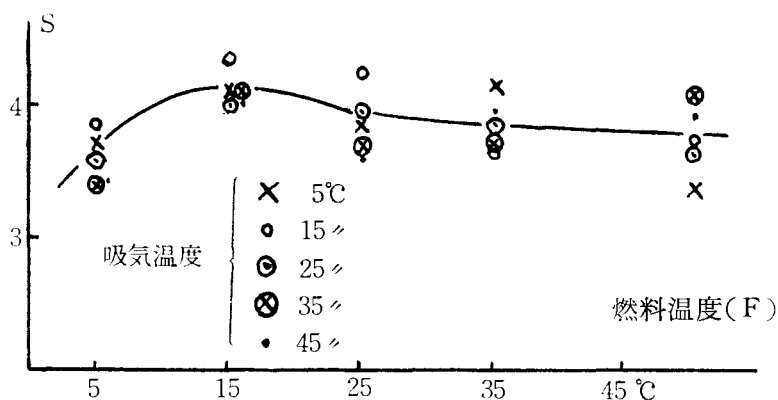


図 16

気温度について作成したものが図16である。すなわち排気濃度が極大値となる燃料温度があり、それ以下に燃料温度が下がると排気濃度は可成り薄くなる傾向が認められる。吸気温度の影響がないのは、空燃比と温度の両効果が相殺するためであろう。

#### § 4 結 言

ディーゼル機関の排気濃度におよぼす運転条件の影響を、Bosch 型排気濃度計を使用して、統計的手法により実験的に解析した結果、回転数、出力、圧縮比、噴射時期、燃料温度に対する排気濃度特性の詳細がやや明かとなった。特に圧縮比については、これを大きくすることは、高負荷における排気濃度を低減させて、燃料の燃焼効率を高

めるという方面から、機関の熱効率増進に寄与することが判った。低温燃料を用いた場合、却って排気濃度が低くなる理由は今のところ不明であるが、噴霧の状態が直接関連してくるのではないかとと思われる。

なおこれは、低速予燃焼室式ディーゼル機関に対する実験結果であって、高速機関あるいは直噴等燃焼室型式の異なる機関、あるいはまた過給式機関に対しては別の特性が得られるかも知れない。更に静的な要因についての検討が残されており、これについては逐次追究してみたいと考えている。

#### 参 考 文 献

- (1) 中野一：実験計画法演習

(昭和44年9月1日 受付)

# 着色燃料による空燃比測定法

(機械工学科) 久保田

勲

On the Measuring of Air-Fuel-Ratio by the use of Coloured Fuel  
for the Gasoline Engine

Isao KUBOTA

Many kind of methods are applied to measure the air-fuel-ratio of the gasoline engine mixture, in which it is common, dealing with the exhaust gas, to estimate the air-fuel-ratio indirectly, not to speak of Orsat apparatus. In practice, however, these methods would require considerable skill and hours, and yet the measures would often show much variations.

In this experiment we try to find out the easiest, most speedy and precise method to determine the air-fuel-ratio from the concentration of the coloured samples, using the coloured gasoline by directly dealing with the mixture itself instead of the exhaust gas.

We employed Bosch-type smoke meter for measuring the concentration of the coloured samples.

## § 1 結 言

ガソリン機関の空燃比の測定には色々の方法があるが、<sup>1) 2)</sup> Orsat ガス分析装置をはじめとして、何れも燃焼後の排気ガスから間接的に空燃比を計算推定するのが一般である。しかし実際に行なってみると測定には相当の熟練を要し、かつ空燃比の算出までには可成りの時間を必要とし、しかも測定結果は少なからぬ変動を免れないようである。

本実験においては全く別の観点に立ち、既燃焼ガスの代りに未燃焼の混合気を直接取り扱い、簡単迅速かつ高精度に空燃比を定量出来ないものかという見地から、着色燃料を用いて着色試料を作成し、その濃度から空燃比を定量しようと試みたものである。着色濃度の測定には Bosch 型排気濃度計を使用した。

なお Bosch 型排気濃度計については、呉工業高等専門学校研究報告第 4 巻第 1 号「排気濃度計の使用特性について」を参照されたい。

## § 2 実験装置の説明

実験に用いたガソリン機関の主要目を表 1 に、

実験装置の概観を写真 1 に示す。

シリンダヘッド①に吸気マニホールド②をとりつけ、切換弁③④を介して気化器⑤を装着し、燃料タンク⑩より着色ガソリンを供給する。測定し

表 1 機 関 要 目

型 式	キャブライト用 D 型
メ ー カ ー	日 産 自 動 車
サイクル, 気筒数, 配列	4 サイクル, 4 気筒, 直列
ボア×ストローク(mm)	70 <sup>φ</sup> ×68
総 排 気 量 (c. c.)	1046
圧 縮 比	8
定 格 出 力 (PS/r.p.m.)	26.5/3200
弁 配 置	頭 上 弁 式
燃 焼 室 型 式	ウ エ ッ ジ 式
点 火 順 序	1—3—4—2
気 化 器	VA—26—10(2 連式)
吸 気 管 型 式	2 孔 式
冷 却 方 式	水 冷 強 制 循 環

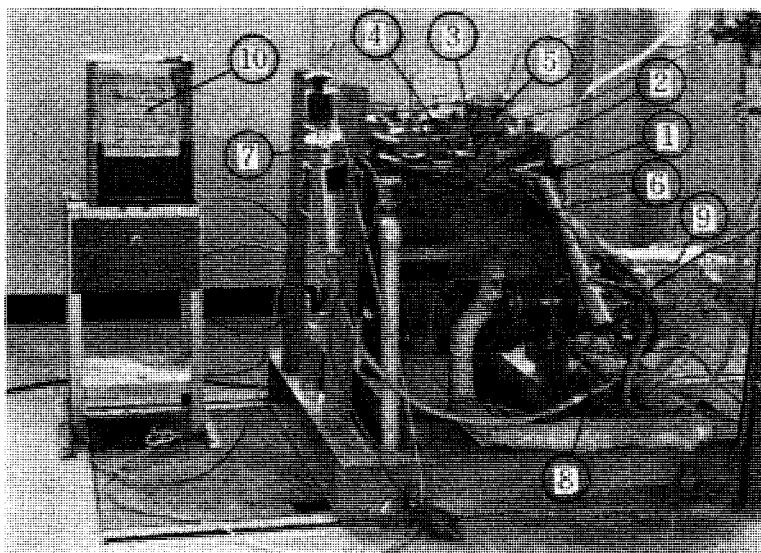


写真 1

ようとする気筒にとりつけた排気管⑥に、Bosch型排気採取シリンダ⑦のゾンデ⑧を挿入して混合気を採取する。

機関は点火回路を切った状態で別のディーゼル機関により駆動し、回転数の変換は変速機⑨の併用により行なう。駆動用ディーゼル機関にはヤンマー 10PS 900 r. p. m. の 1 LEL 機関を使用した。

切換弁③④の構造は写真2に示すごとく、滑弁④を(甲)の位置(開)にすると気化器からの混合気が自由に機関に供給されるが、(乙)の位置(閉)にすると混合気の供給は絶たれ、その代りに切欠Aを通じて外気と気筒とが連通し、機関には空気のみ供給される。これらの切換操作は手動

で行なう。

気化器の絞り弁軸端には写真3のように指針と目盛板とを設け、負荷はこの絞り弁開度目盛で表わすこととした。

吸気マニホールドは写真4に示すような2孔式で、左右対称の1型および2型と、非対称の3型の3種類を使用した。各マニホールドは何れも冷却水による混合気加熱部⑩を有する構造となっており、1型と2型の相違点は、前者は彎曲部が直線で後者は円弧で構成されていることである。なお1型は機関付属の標準品であるが、2型および3型は自製のもので、⑩部の形

状も若干異なっている。

各気筒への混合気の分配は、図1のごとく共通の吸入孔より夫々(1, 2)(3, 4)の気筒に

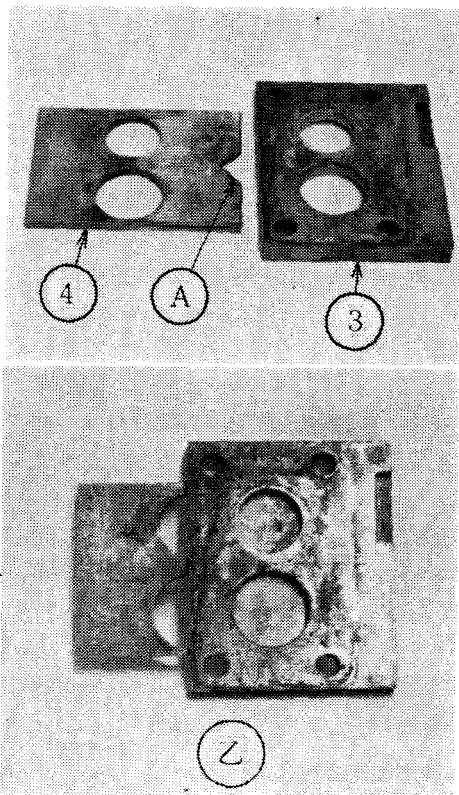


写真 2

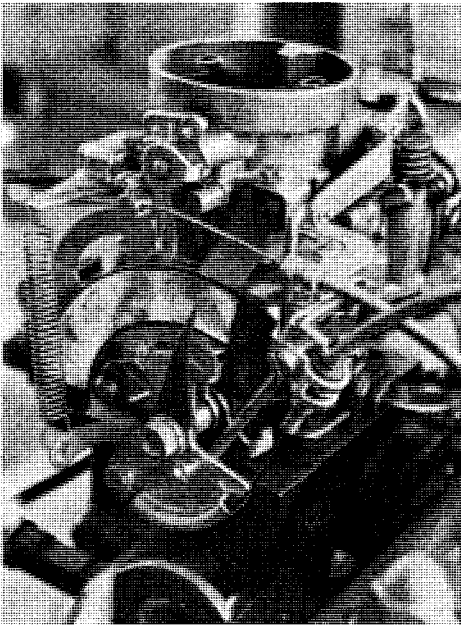


写真 3

流入する方式となっている。

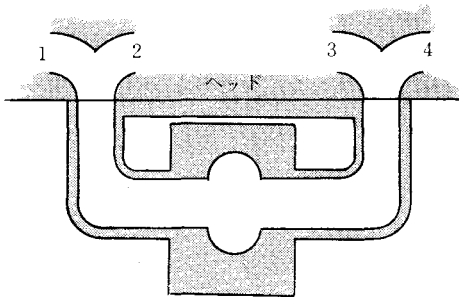
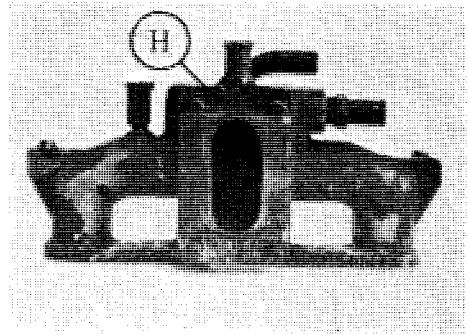


図 1

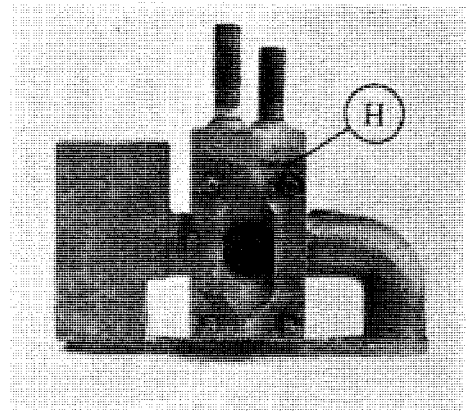
### § 3 実験方法

実験方法の概略を先ず述べると、染料で着色した燃料（ガソリン）を写真1の燃料タンク⑩に満たしてから、実験機関をディーゼルによって外部より駆動し、気化器⑤を通して混合気として機関に吸入させ、未燃焼のまま排気管⑥より排出させる。この排出混合気を採取シリンダ⑦に採取し、濾紙の着色度を査定メータで測定すれば、その濃度が一定量の採取混合気中の燃料の量を示すことになる。各気筒について試料をとると、気筒間の濃度分布すなわち空燃比の均一性が知られることになる。

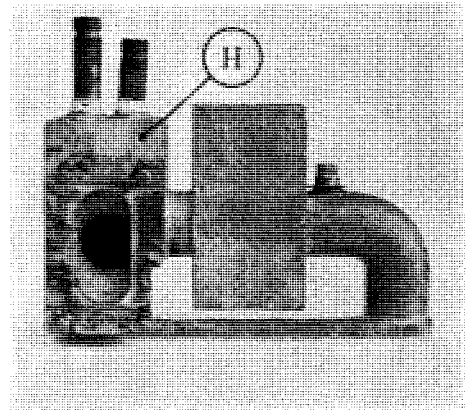
染料としては、まずガソリンに完全に溶解する



1 型



2 型



3 型

写真 4

ものでなければならないが、そのほかに少量で着色効果の大きいこと、燃料の比重や粘度など物理的性質に影響のないこと、査定メータに敏感な色調であること、機関潤滑油の潤滑性能に支障をおよぼさないことなどの条件を考慮して調査した結果、Oil black TB という黒色染料を使用することとした。

試料の採取要領は、まず切換弁の滑弁④を（閉）位置にして空気のみを吸入する状態とし、ディーゼルにて駆動後所要の回転数に保つ。回転数が安定すれば滑弁④を急速に押し込んで（開）位置に切り換え、混合気を採取する。このときの採取条件は後述するように、各気筒共出来るだけ同一となるように規正する必要がある。採取が終れば再び④を（閉）に切り換え、なお暫時運転をつづけて吸気管系の燃料分を排除したのち、機関を停止させる。

#### § 4 実験計画および予備検討

##### (1) 実験計画

(a) 実験計画としては、因子および水準を表2のごとくえらび試料をとることとした。

表2 実験因子と水準

	因	子	水					準
計 画 (Ⅰ)	冷却水温度(℃)	33 …… 一定						
	回 転 数 (r.p.m.)	800	1600	2400	2800			
	負 荷 (絞弁開度)	¼(37)	¾(24)	¾(15)	¾(12)			
計 画 (Ⅱ)	冷却水温度(℃)	33	40	50	62	70	80	
	回 転 数 (r.p.m.)	2800……一定						
	負 荷 (絞弁開度)	¼(37)……一定						

(b) 使用マニホールド：1型，2型，3型

(c) Oil black 添加率(α)

$$\alpha = \frac{\text{Oil black } 8g}{\text{gasoline } 1l} = \frac{8g}{747g} = 1.07\%$$

(d) 使用燃料：出光普通ガソリン(比重=0.747)

##### (2) 基礎条件の検討

(a) 着色により燃料の比重と粘度が変化するとすれば、実際の場合と全然異った条件となってくるので、特にこの点を予め検討しておくこととした。

まず簡易比較計を自作し、定性的な比較測定により、着色燃料と普通燃料との比重粘度を比較した。すなわち写真5に示すとき等経等長の一對の試験管に普通ガソリンと着色ガソリンを等量充滿させ、夫々に同じ大きさの気泡を閉じ込めて密閉する。これを垂直の位置より同時に倒立させ、気泡が液柱の底部より上面に達するまでの時間に差がなければ、両者の比重粘度には差がないと

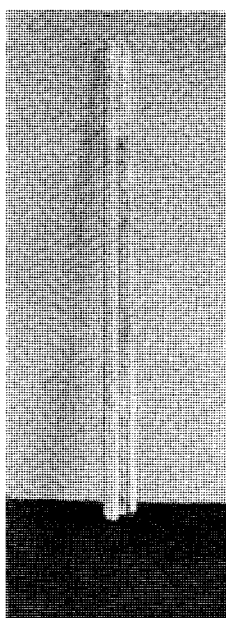


写真5

し、実測した結果は全然差は認められなかった。

また粘度比重が変化すれば、次の(1)式において、 $C_f$ 、 $r_f$ が変化し、したがって燃料消費量  $G_f$  が変化する筈である。そこで実際に燃料消費計を用いて実測したところ両者の差は矢張り殆ど認められなかった。

すなわち着色による影響はないと仮定してよい。

(b) 次に着色燃料を機関に供給し始めてから試料採取を開始するまでの時間が試料濃度に関係するかどうかを調べたのが図2である。これによれば試料採取

までの時間と試料濃度とは殆ど無関係であることがわかる。したがって本実験では、切換弁④を（開）位置にしてから3秒後に試料を採取し、採取が終れば直ちに（閉）位置に切り換え、約30秒間空気だけを供給して残混合気を排除し、次の試料への影響を消すこととした。

$$G_f = C_f \cdot F \cdot \sqrt{2g(p_0 - p - \Delta p)} \cdot r_f \cdots \cdots (1)$$

$G_f$ ：燃料消費量

$C_f$ ：噴霧口の流量係数

$g$ ：重力の加速度

$p_0$ ：大気圧

$p$ ：気化器のど部の負圧

$\Delta p$ ：噴霧口とフロート室内燃料面との間の燃料柱に相当する圧力

$r_f$ ：燃料の比重

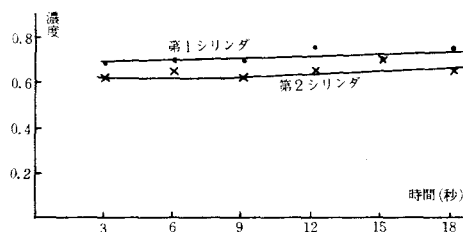


図 2

(c) 採取した試料濃度が、放置時間と共に変化するとすれば問題である。その点を調査したのが図3である。放置後30分までは濃度が低下して行くが、それ以後は一定となり安定する。したがって、以下の実験では試料採取後40分の濃度を採用することにした。

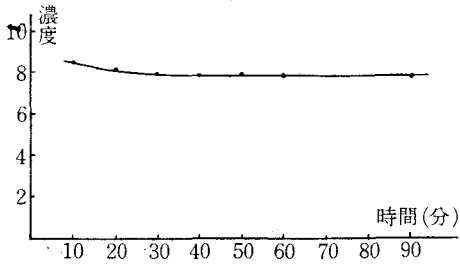


図 3

### § 5 実験結果および考察

先づ本法による 汙紙の着色度の概況を知るため、2型マニホールドを用い、900 r.p.m. のもと

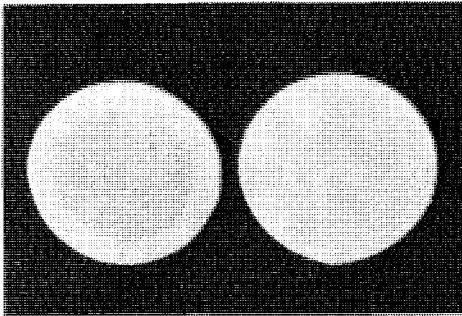


写真 6

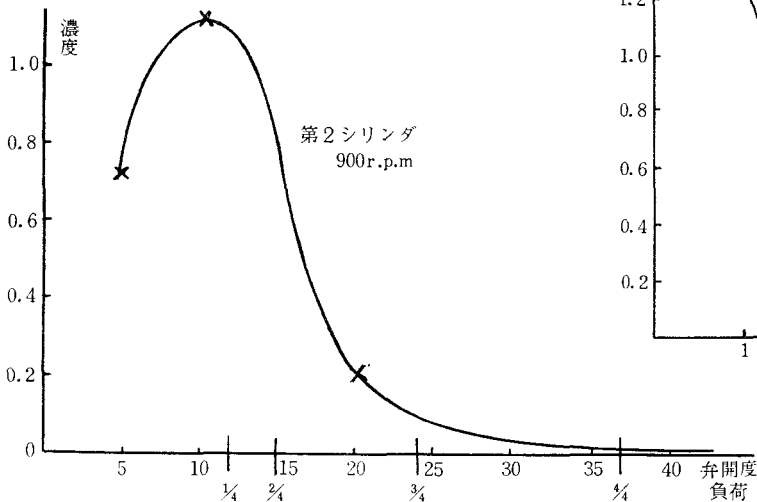


図 4

に絞り弁開度を変化させて試料をとったところ、汙紙は写真6のごとく汙紙面全域にわたりむらのない均一な着色を呈し、かつ負荷条件に応じて図4のごとく着色度の顕著な差を示すことが確認された。図4によれば、負荷に対する空燃比の変化が一目瞭然である。

図5、図6は同じく2型マニホールドについて、 $\frac{1}{4}$ 負荷×2800 r.p.m. の条件のもとに各気筒につき実測したもので、各気筒内の、および各気筒間の混合気濃度特性がはっきりと表われている。<sup>3)</sup>

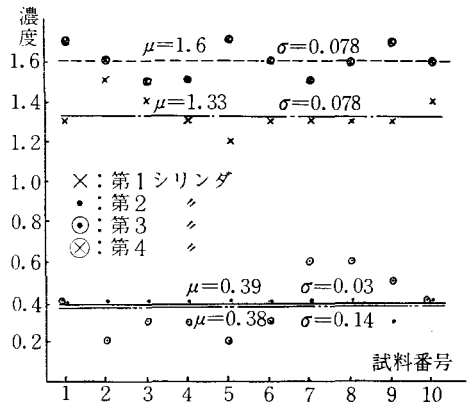


図 5

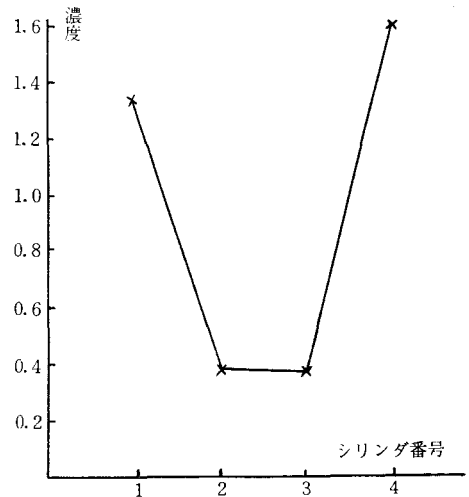
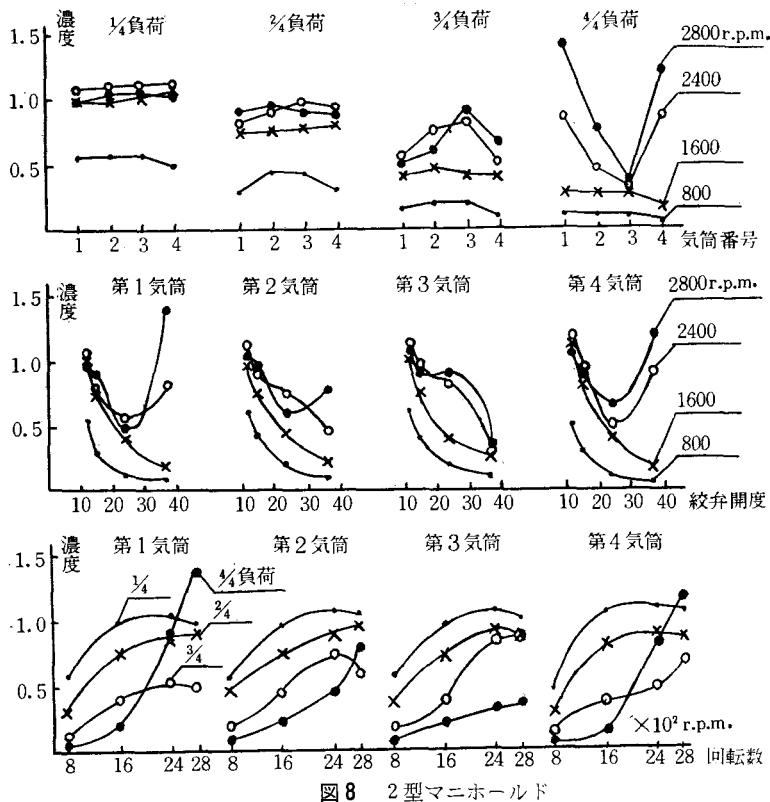
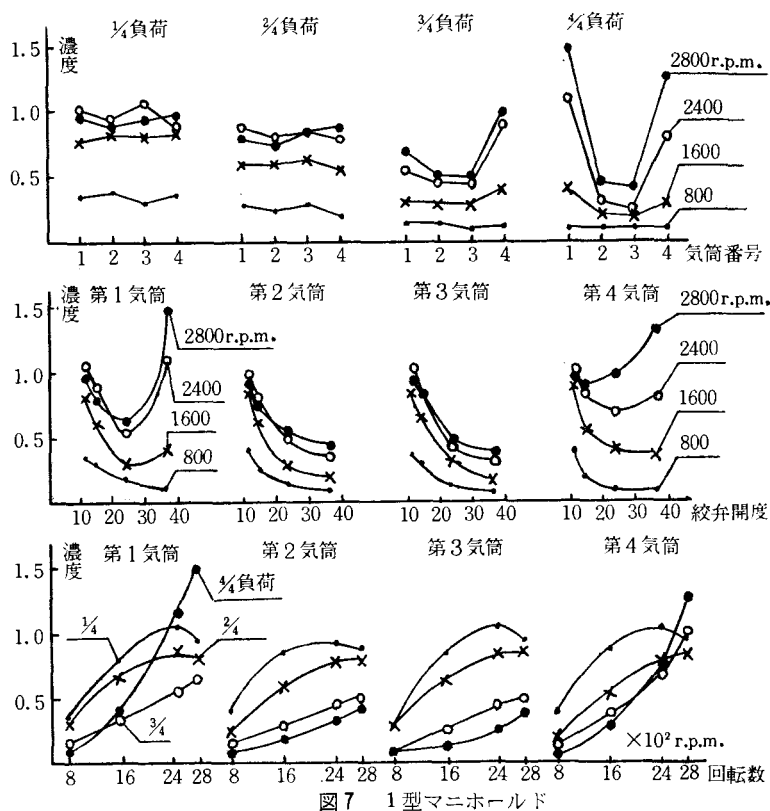


図 6



そこで、実験計画にしたがって、回転数、負荷および冷却水温度を変化させて組織的に行なった実験結果を以下に述べる。試料濃度は同一条件でとった4枚の試料の平均値を採用した。

図7は1型マニホールドの場合である。低負荷低回転では各気筒の混合気分配はほぼ均一であるが、高負荷域では高回転になるほど外側の気筒の濃度が高くなっている。

図8は2型の場合である。1型の場合とほぼ類似の特性を示しているが、 $\frac{1}{4}$ 負荷における各気筒間の濃度分布が、1型の場合と全く逆となっているのが興味深い。マニホールドの彎曲部の設計のわづかの差が大きく影響するのも知られない。

図9は3型の場合であるが非対称形状のため特性は可成り複雑となっている。

なお図10は上記1, 2, 3型の特性を比較的にまとめて表わしたものである。

使用マニホールドは何れも機関の冷却水で気化器直後の混合気を加熱する加熱室を有し、冷却水温度は混合気の気化率に大きい影響を与えるものと考えられ、これは各気筒からの試料濃度に当然変化をおよぼすと予想される。

図11は1型マニホールドを用いて冷却水温度の濃度分布におよぼす影響を調べたものであるが、水温が $70^{\circ}\text{C}$ 近辺までは内外気筒の濃度差は大きいままで推移するけれども、 $80^{\circ}\text{C}$ になると外側気筒は急



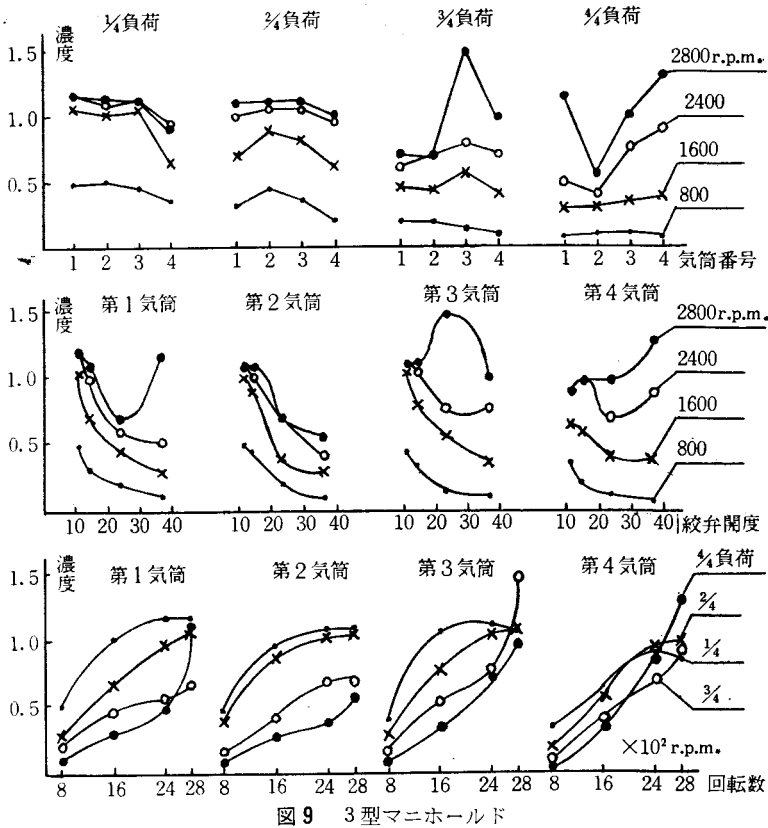


図9 3型マニホルド

$\tau_0$  :  $0^\circ\text{C}$ , 1 気圧の空気の比重

$\tau_f$  : 採取位置における燃料の比重

$G_p$  : 定温定湿下の純白汙紙の重量 (g)

$G_s$  : 定温低湿下の試料の重量 (g)

$t$  : 採取位置の温度 ( $^\circ\text{C}$ )

$p$  : 採取位置の圧力 ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ )

$R_a$  : 空気的气体定数 ( $\text{kg}\cdot\text{cm}/^\circ\text{K}\cdot\text{g}$ )

$R_f$  : 燃料蒸気的气体定数 ( $\text{kg}\cdot\text{cm}/^\circ\text{K}\cdot\text{g}$ )

$p_a$  : 採取位置の空気分圧 ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ )

$p_f$  : 採取位置の燃料蒸気分圧 ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ )

$\mu$  : 空燃比

ただし次の条件を仮定する：

- (1) 採取操作により、混合気中の染料は完全に汙紙に吸着されるものとする。
- (2) 燃料と空気は均一に混合しているものとする。
- (3) 燃料は完全な気化状態にあるものとする。

そうすると次の関係式が得られる：

$$\alpha = G_d / G_f \quad \text{.....①}$$

$$G_s - G_p = G_d \quad \text{.....②}$$

激に薄くなり、内側気筒の値に近づいてゆく傾向が視われる。

## § 6 空燃比の計算

以上のごとく、各気筒内および気筒間の濃度分布は定性的に把握し得ることが判明したが、次にこれを定量的に空燃比として算出する方法を考えてみたい。

次のように記号を定めることとする。

$G_a$  : 採取シリンダの採取空気量 (g)

$V$  : 採取シリンダの行程容積 ( $\text{cm}^3$ )

$G_f$  :  $G_a$  中の燃料の量 (g)

$G_d$  :  $G_f$  中の染料の量 (g)

$\alpha$  : 燃料中の染料の添加率 (g/g)

$\tau_a$  : 採取位置における空気の比重

$$\therefore \mu = G_a / G_f = \alpha G_a / (G_s - G_p) \quad \text{.....③}$$

$$p = p_a + p_f \quad \text{.....④}$$

$$p_a V = G_a R_a (273 + t) \quad \text{.....⑤}$$

$$p_f V = G_f R_f (273 + t) \quad \text{.....⑥}$$

これらの式から  $G_a$  は次のようにもとめられる：

$$G_a = \frac{pV}{R_a(273+t)} - \frac{R_f}{R_a} \cdot \frac{G_s - G_p}{\alpha} \quad \text{.....⑦}$$

したがって  $G_s$ ,  $G_p$ ,  $p$ ,  $t$  を測定すれば、 $V$ ,  $\alpha$ ,  $R_a$ ,  $R_f$  は既知なる故⑦式より  $G_a$  がもとめられ、これを③式に代入すると  $\mu$  がもとめられることになる。いまの場合

$$V = 330 \text{ cm}^3, \alpha = 0.0107, R_a = 2.927$$

$$\text{kg}\cdot\text{cm}/^\circ\text{K}\cdot\text{g}, R_f = 0.79 \text{ kg}\cdot\text{cm}/^\circ\text{K}\cdot\text{g}^{(4)}$$

なる故、これを用いれば⑦式は次のように表わされる：

$$G_a = \frac{112.47p}{273+t} - 25.22 (G_s - G_p) \quad \text{.....⑧}$$

試みに  $\frac{1}{4} \times 2800$  r.p.m. のときの第4気筒について、 $p$ ,  $t$  および  $G_s$ ,  $G_p$  を実測してみると表3および表4のとおりであった。



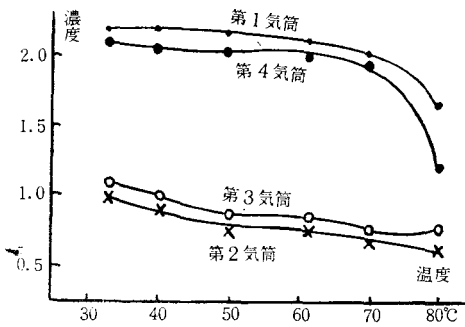


図 11

表 3

負 荷	回 転 数 (r.p.m.)	t(°C)	p (mmA)q
1/4 (37)	2800	28	18

表 4

汚紙枚数	Gs mg	Gp mg	(Gs—Gp) mg
10	1360.67	1358.08	2.59
1	136.067	135.880	0.259

これらの数値を用いて⑦式と③式より  $\mu$  の値を計算すると、 $\mu=15.24$  が得られる。一方機関を正常に爆発運転させて、排気ガス分析により空燃比を計算してみると、 $\mu=14.70$  の値を得た。すなわち染色ガソリンによる方法で、空燃比の絶対値を知り得ると考えられる。

## § 7 結 論

着色燃料を用いて、ガソリン機関の気筒内の混合気の濃度変化および、多気筒機関の気筒間の混

合気分配の均一性を観察し、更にその空燃比を定量的に算出する方法を実験的に試みたが、かなり Original な実験と考える。何よりも空燃比が目に見える姿で観察できる点に特色があり、かつ測定が迅速で試料のバラツキも少く推定の精度も高い。

ただ実際の機関運転の場合と異り爆発燃焼しないので、噴霧として吸入された燃料は、一部は気筒壁を濡らしてクランク室内に漏出して潤滑油を稀釈着色し、一部は燃焼室内面や吸気通路に付着残存して残部が排気管より排出されることにより、実際よりも薄い混合気として採取されると考えられる一方、運転をつづけると共に機関内部の残存量は蓄積増加し、したがって排出混合気も次第に濃混合気として採取されるとも考えられるが、図2の実験結果から、混合気が機関に流入しはじめてから3～20秒の間に採取すれば、誤差の条件は介入しないものと思われる。着色燃料のままで爆発運転が行えればもっとも望ましいが、それは染料の特性を充分に究明した上で慎重に行なう必要がある。

## 参 考 文 献

- (1) 熊谷清一郎・酒井忠美：内燃機関測定法
- (2) 八田桂三・浅沼 強：内燃機関ハンドブック
- (3) Lichty: Internal-combustion engine.
- (4) 渡辺一郎：内燃機関

(昭和44年9月1日受付)

# ディーゼル機関の排気濃度と 燃料消費率との関係について

(機械工学科) 久保田 勲

## Upon the Relation between Exhaust Gas Concentration and Fuel Consumption of a Diesel Engine

Isao KUBOTA

The exhaust gas concentration of the diesel engine is dependent on various factors, and we have already reported on the relation between certain factors and the concentration.

Here we attempt to introduce the experimental formulas between the exhaust gas concentration and the fuel consumption, taking up the power and revolution—the two main factors—as the parameters.

For the experiment we used YAMMAR 1LEL—type engine (Continuous rating 900 r.p.m.×10PS), and Bosch-type smoke meter for the measurement of concentration.

### § 1 緒 言

ディーゼル機関の排気濃度は種々の要因によって支配され、特定要因と排気濃度の関係については一部既に報告したが、本報告においては、2大要因と考えられる出力と回転数をパラメーターとした場合の燃料消費率と排気濃度との関係式を、実験的に誘導することを試みたものである。実験機関はヤンマー 1LEL ディーゼル機関(連続定格出力 900r.p.m.×10PS)を使用し、排気濃度は Bosch 型排気濃度計を用いて測定した。

### § 2 実験式の誘導

排気濃度の測定値( $S$ )は、機関の回転数が一定ならば出力( $N$ )に比例して増加するが、いま  $S_s = S/N$  (以下これを比濃度と呼ぶことにする)なる特性値を考え、これを  $N$  に対してプロットしてみると、図1に示すような特性曲線が得られる。一方燃料消費率曲線はよく知られている様に図2の形状をとるのが普通である。これで見ると両者の特性線は驚く程酷似しており、排気濃度と燃料消費量の間には密接な定量的関係があると推定される。

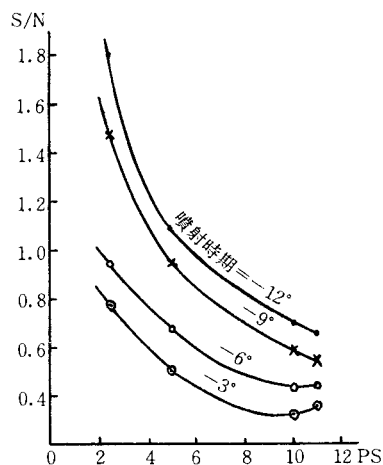


図 1

いま実験機関について各出力に対して燃料消費量  $G_f(g/h)$  を実測し、これを片対数座標にプロットしてみると、無負荷に近い領域を除いては、図3のごとく直線関係となり次式が成立する：

$$\ln G_f = k_1 N + \ln G_{f_0} \quad \therefore G_f = G_{f_0} e^{k_1 N} \dots \textcircled{1}$$

ただし  $k_1$  = 直線の微係数

$G_{f_0}$  = 無負荷のときの仮空燃費で、図3

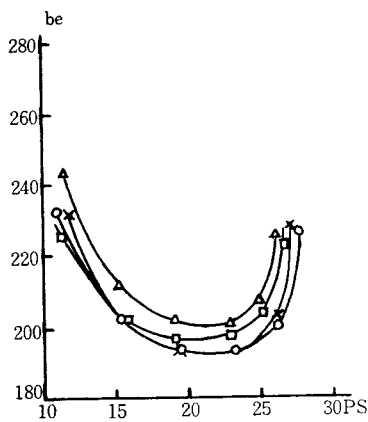


図 2

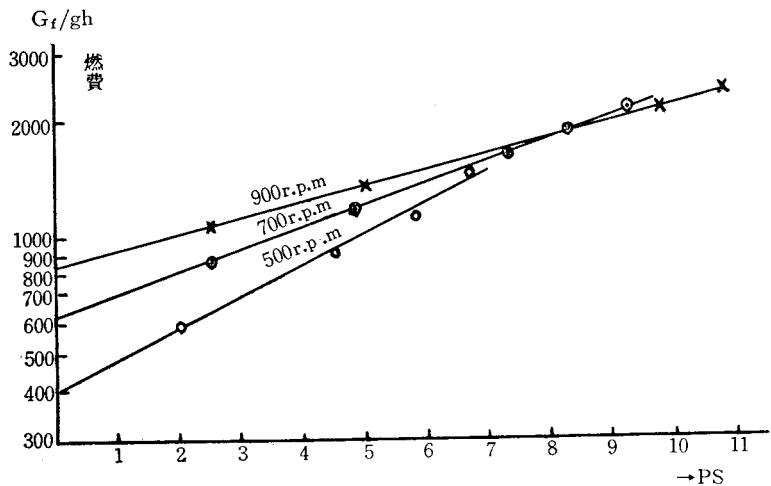


図 3

において  $N=0$  としたときの  $G_f$  軸と直線の交点に相当する。  
したがって燃料消費率を  $b_e(g/PS \cdot h)$  とすれば次式を得る：

$$b_e = G_f / N = \frac{G_{f0}}{N} e^{k_1 N} \quad \dots \textcircled{2}$$

これを微分して

$$\frac{db_e}{dN} = 0 \text{ より } N = 1/k_1 \quad \dots \textcircled{3}$$

このとき燃料消費率は極小となり、その値を  $b_{e \min}$  とすれば

$$b_{e \min} = k_1 G_{f0} e \quad \dots \textcircled{4}$$

すなわち一般の燃料消費率曲線は②式で表わされ、③の出力のとき最小燃料消費率④を示すこと

になる。

表 1 (1)  $n=250 \text{ r. p. m.}$

$N \text{ (PS)}$	105	165	211	304	369	409	443
$b_e \text{ (g/P} \cdot \text{Sh)}$	215	184	176.5	170.5	171	169.5	172.5
$G_f \text{ (g/h)}$	226	304	371	520	630	694	765

(4 気筒 400 P S 定格)

表 2 (2)  $n=\text{一定}$

負 荷	$\frac{1}{4}$	$\frac{2}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{4}{4}$	$\frac{1}{10}$
$G_f \text{ (g/h)}$	340	476	640	825	940
$b_e (G_f/\text{負荷})$	1,360	925	852	825	853

(5PS 程度の小型機関)

表 1 ～ 表 6 は手元の文献から拾った各種回転数の機関の数値である。表 1 以外は掲載の特性曲線から数値をもとめたもので、多少の算定誤差はあるにしても一応信頼できる数字と考えられる。これを片対数座標にプロットすると図 4 および図 5 を、方眼紙にプロットすると図 6 および図 7 を得る。

表 3 (3)  $n=1200 \text{ r. p. m.}$

$N \text{ (PS)}$	150	180	230	260
$b_e \text{ (g/PS} \cdot \text{h)}$	198	190	194	197
$G_f \text{ (g/h)}$	29,700	34,200	44,600	51,200

( $\approx 200 \text{ PS}$ )

表 4 (4)  $n=600 \text{ r. p. m.}$

$N \text{ (PS)}$	60	80	120	160	200	220
$b_e \text{ (g/PS} \cdot \text{h)}$	250	221	194	185	186	191
$G_f \text{ (g/h)}$	15,000	17,700	23,300	29,600	37,200	42,000

(180 PS ヤンマー 6MSL 直噴式)

表 1 のごとき非常に低速機関（船用機関と思われる）を除いては、いずれも片対数座標上では近似的には直線とみなしてよい。これより  $k_1$  およ

表 5 (5)  $n=400$  r. p. m.

平均有効圧 $p_{me}$ (lb/m <sup>2</sup> )	15	20	30	40	50	60	70	80
$b_e$ (lb/PS·h)	0.82	0.70	0.57	0.51	0.49	0.49	0.51	0.58
$G_f$ ( $b_e/p_{me}$ )	12.3	14.0	17.0	20.4	24.5	29.4	36.0	46.0

表 6 (6)  $n=1000$  r. p. m.

平均有効圧 $p_{me}$ (lb/m <sup>2</sup> )	20	30	40	50	60	70	80	90
$b_e$ (lb/PS·h)	0.65	0.54	0.48	0.45	0.44	0.43	0.44	0.48
$G_f$ ( $b_e/p_{me}$ )	13.0	16.2	19.2	22.5	26.1	29.9	35.2	42.6

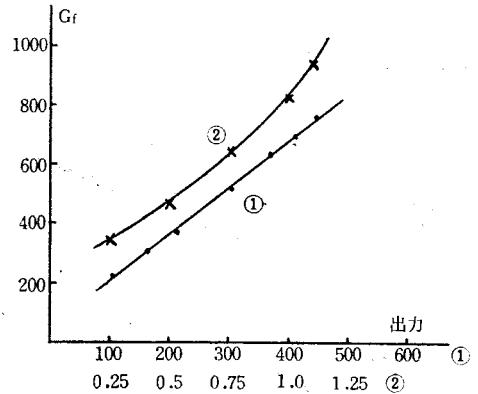


図 6

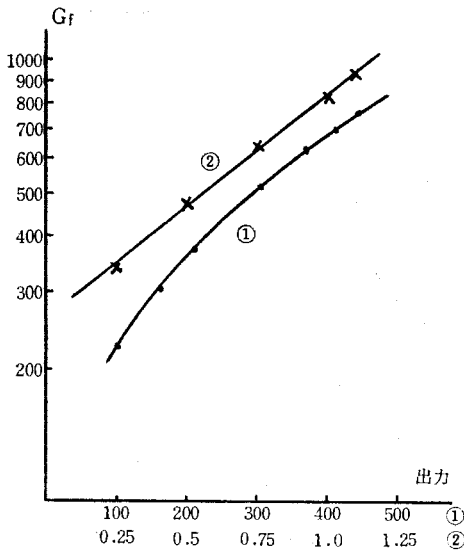


図 4

表 7

	$k_1$	$G_{f_0}$	$N$	$b_{e \min}$
表 2	1,173	260	0.855	828
〃 3	$5.075 \times 10^{-3}$	13,700	197	188
〃 4	$6.1 \times 10^{-3}$	110,000	164	182
〃 5	$19.95 \times 10^{-3}$	9.05	50.2	0.49
〃 6	$16.4 \times 10^{-3}$	9.60	61	0.43

び  $G_{f_0}$  をもとめ、③式および④式より  $N$  と  $b_{e \min}$  を計算すると表 7 が得られる。

しかるに燃料消費率の特性曲線は図 8, 9, 10 11 のとおりであり、その最小燃料消費率およびそのときの出力は、表 7 の  $b_{e \min}$  および  $N$  の値と

よく一致しており、③式および④式は充分実用性のあることがわかる。

船用機関のような低速機関にあっては、図 6 の特性線から、①式の代りに次式⑤が成立する：

$$G_f = k_1 N + G_{f_0} \quad \dots ⑤$$

したがって

$$b_e = G_f / N = k_1 + G_{f_0} / N \quad \dots ⑥$$

$$\frac{db_e}{dN} = -\frac{G_{f_0}}{N^2} < 0 \quad \dots ⑦$$

となり、燃費  $b_e$  は出力  $N$  と共に減少の一途をたど

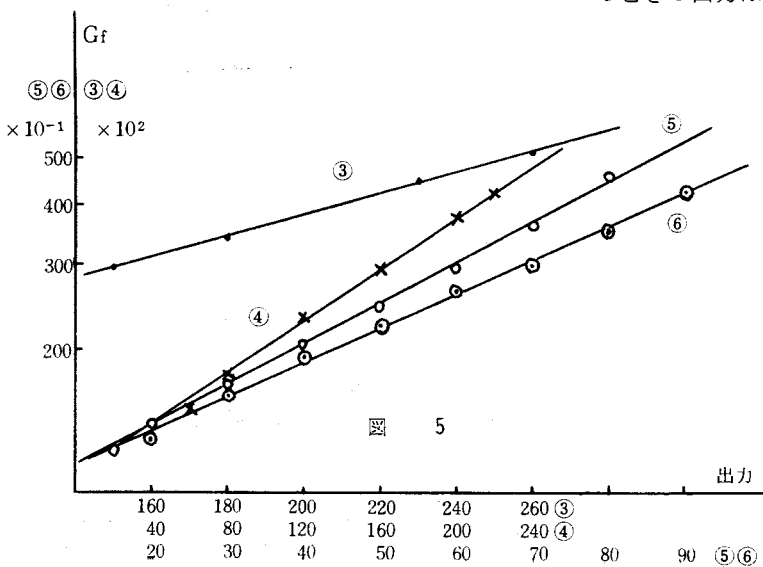


図 5

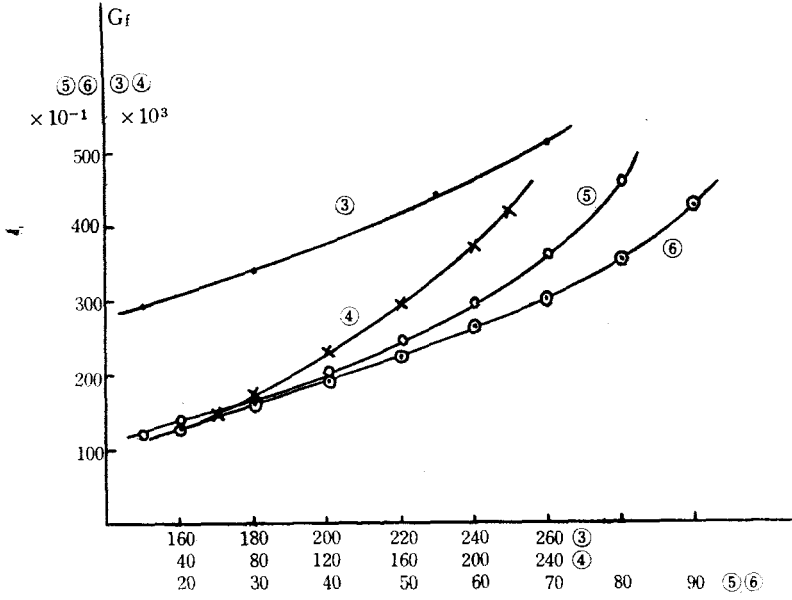


圖 7

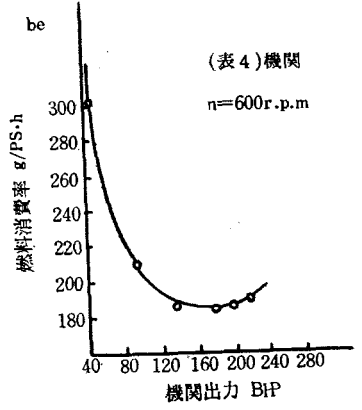


圖 10

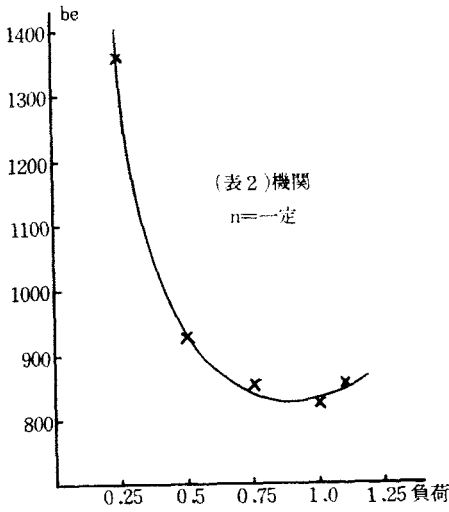


圖 8

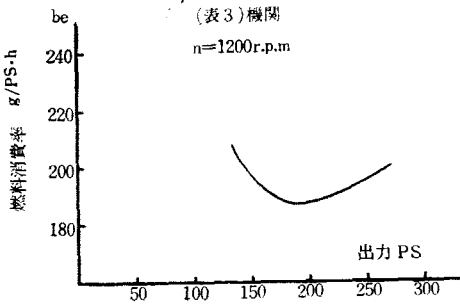


圖 9

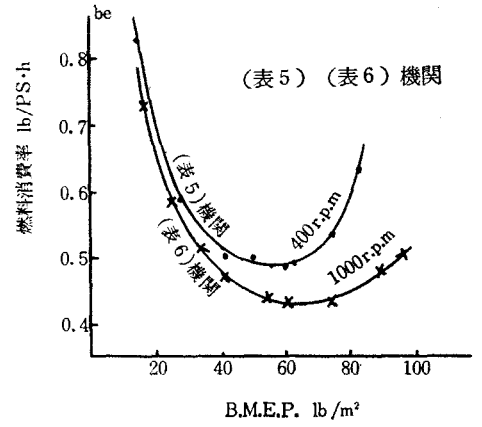


圖 11

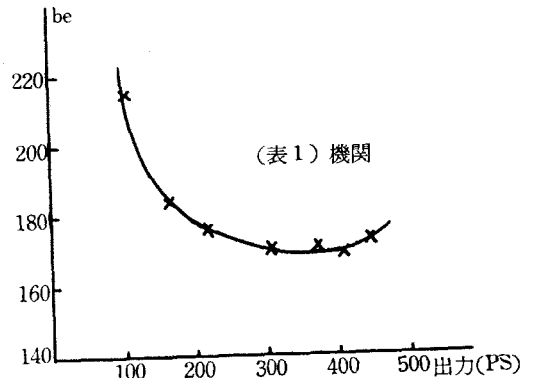


圖 12

り、極小値は存在しないことになる。

図12は表1の機関の燃費曲線であるが、矢張り極小点が存在している。これは過負荷領域では次第に⑤式の特性から離れて行くためと考えられる。

一方、排気濃度 $S$ と出力 $N$ との関係は既に報告したように図13で示されるが、これを片対数座

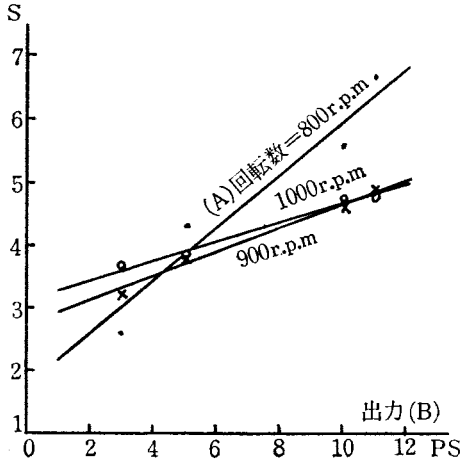


図 13

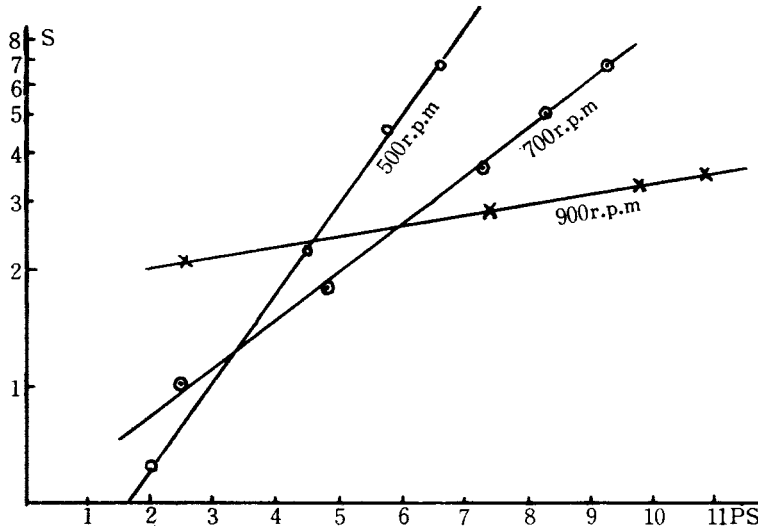


図 14

標に書きなおすと図14のようになり、無負荷近辺の低負荷領域以外ではより顕著な直線性を示し、次の関係式が成立する：

$$S = S_0 e^{k_2 N} \quad \dots \textcircled{8}$$

ただし  $k_2$  は直線の微係数を表はす。これは燃費の式①と全く同形であり、したがって次の諸式が成立する：

$$S_s = S/N = \frac{S_0}{N} e^{k_2 N} \quad \dots \textcircled{9}$$

$$N = 1/k_2 \quad \dots \textcircled{10}$$

$$S_{s \min} = k_2 S_0 e \quad \dots \textcircled{11}$$

ただし  $S_0$  は無負荷における仮の排気濃度で、図14において  $N=0$  とした場合の特性線と $S$ 座標との交点に相当する。

②⑧両式より  $b_e$  と $S$ との関係をもとめると次

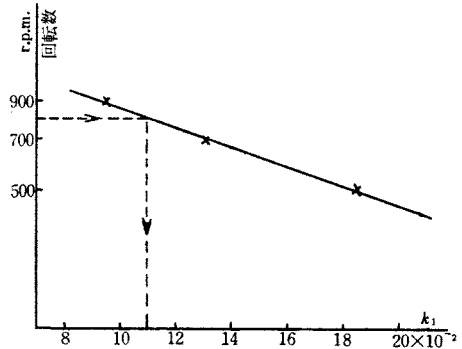


図 15

式が得られる：

$$b_e = \frac{S}{S_0} \cdot \frac{G_{f0}}{N} \cdot e^{(k_1 - k_2) N} \quad \dots \textcircled{12}$$

$k_1, k_2$  および  $G_{f0}, S_0$  はいずれも回転数の函数であるが、回転数 $n$ に対してプロットしてみると、それぞれ図15, 16, 17, 18のごとくなり次の関係式が得られる。

$$\ln n = C_1 k_1 + C_{10} \quad \dots \textcircled{13}$$

$$k_2 = C_2 n + C_{20} \quad \dots \textcircled{14}$$

$$G_{f0} = C_3 n + C_{30} \quad \dots \textcircled{15}$$

$$\ln(\ln S_0) = C_4 n + C_{40} \quad \dots \textcircled{16}$$

ただし  $n$  = 回転数 (r.p.m.)

$C$  = 定数

上記の関係式を用いれば、任意の2つの回転において、出力がそれぞれ  $N_1$  および  $N_2$  のときの  $G_f$  ならびに  $S$  を測定しておけば、あらゆる運



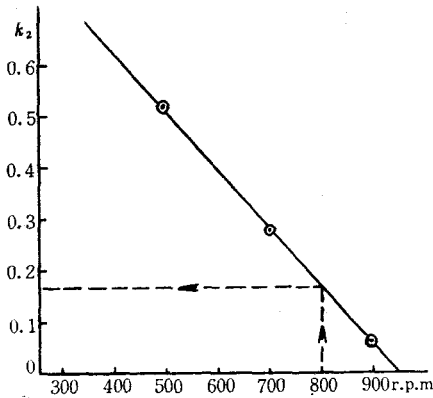


図 16

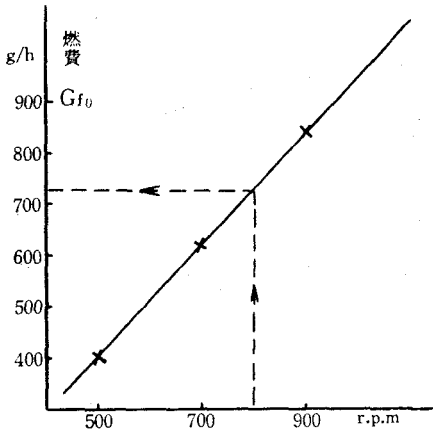


図 17

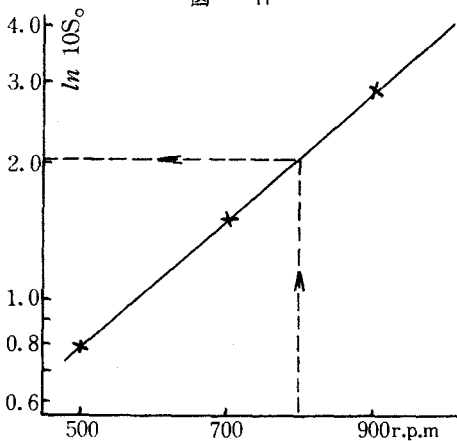


図 18

転条件における燃料消費率が⑫式より、更にそのときの排気濃度が⑧式より推定されることになり、また最小燃費率のおよび最小排気比濃度も④および⑪式より推定することが出来る。

試みに、実験機関について 800r.p.m. 10PS の条件における諸数値をもとめてみると

$$\text{図15より } k_1 = 0.108 \quad \dots \text{⑰}$$

$$\text{図16より } k_2 = 0.180 \quad \dots \text{⑱}$$

$$\text{図17より } G_{f0} = 730 \text{ (g/h)} \quad \dots \text{⑲}$$

$$\text{図18より } \ln 10S_0 = 2.10 \quad \dots \text{⑳}$$

$$\therefore S_0 = 0.80 \quad \dots \text{㉑}$$

$$\text{⑧式より } S = 0.82 e^{0.18 \times 10} = 4.97 \quad \dots \text{㉒}$$

$$\text{⑫式より } b_e = \frac{4.97}{0.82} \cdot \frac{730}{10} \cdot e^{(0.108 - 0.180) \times 10} = 215 \text{ (g/PS} \cdot \text{h)} \quad \dots \text{㉓}$$

$$\text{⑪式より } S_{s \min} = 0.18 \cdot 0.82 \times e = 4.0 \quad \dots \text{㉔}$$

$$\text{④式より } b_{e \min} = 0.105 \times 730 \times e = 208 \text{ (g/PS} \cdot \text{h)} \quad \dots \text{㉕}$$

この条件で実際に運転した場合の実測値は次のごとくであった：

$$S = 5.05 \quad \dots \text{㉖}$$

$$b_e = 207 \text{ (g/PS} \cdot \text{h)} \quad \dots \text{㉗}$$

これは前記推定値とほぼ一致している。

### § 3 結 言

ディーゼル機関の排気濃度と燃料消費量との関係を、Bosch 型排気濃度計を用いて実験的に追究した結果、排気の「比濃度」という概念を持ち込むと、それは従来の燃料消費率と全く同一の性格を持つ特性値としてとり扱うことができ、排気濃度から燃費特性を定量的に推定把握しうることが判明した。換言すれば、排気濃度は、燃料消費率と共に、機関の熱効率を知るために、極めて重要な意味を持った特性値として再認識されるべきものであろう。

誘導された実験式は、無負荷近辺の低負荷領域および、恐らくは極度の過負荷領域においては適用出来ない点、付言する。

### 参 考 文 献

(注) (1)(2)(3)：研究報告「ディーゼル機関の排気濃度におよぼす諸要因の影響(1)」参照

1) ザース：無気噴射ディーゼル機関，P.83

2) 横井元昭外：ディーゼル機関Ⅱ，汎用小型船用：P.12

4) “ “ P.146

3) 大井上博外：ディーゼル機関Ⅰ，高速編：P.38

5) 6) 土岐実光：高速ディーゼル機関，故障と整備：P.81

(昭和44年9月1日受付)

# 直線翼列の最適翼型の決定法について

(機械工学科) 二井内 信 司

How to determine the Best Profile of Latticed Airfoil

Nobushi NIINAI

In the study of the latticed airfoil theory by a method of conformal mapping, circulation which satisfies the boundary conditions of the circle is placed so as to generate circulation around the airfoil.

Then it happens that drag of the airfoil is either generated or not in the turning direction according to the place where circulation is placed. So, in the former case, we made an experiment concerning the determination of the profile of airfoil which minimizes drag of the airfoil when lift is kept constant.

## § 1 結 言

我々が軸流機の設計を行うときにその翼型を如何にしたら最も効率を高めることができるかということは常に我々の一大関心事である。流入速度分布、最適循環分布等を考慮に入れてピッチ角分布を定め、翼型決定にはなにかの試験の結果による適当と思われる翼型を選定して用いなければならない。理論なるものには未だ不備なる点は多々あるが、それにしても何等かの翼型に対する理論的な基礎とも云うべきものが欲しい訳で、今その試みとして此処に一つの方法を考えて見ることにする。

## § 2 揚力及び抗力

一般に翼列理論においては翼の周りに循環を起させる目的で  $z$  面の円の境界条件を満足させるために  $z = -a$ ,  $-\frac{1}{a}$ ,  $a$ ,  $\frac{1}{a}$  に循環を与える場合と  $z = -a$ ,  $-\frac{1}{a}$  だけに循環を与える場合とあるが、 $z = a$  は無限遠前方に  $z = -a$  は無限遠後方に対応するが、物理的に考えて無限遠後方の渦は翼列が静止状態より運動を起した時の翼のまわりの循環と反対の循環が次第に遠ざかってきたものと考えられるが、無限遠前方のものはそういう解釈は与えられないので  $z = a$ ,  $\frac{1}{a}$  の循環は無いと考える方が合理的である。

$z = a$ ,  $\frac{1}{a}$ ,  $-a$ ,  $-\frac{1}{a}$  に循環があるときには此の翼列により揚力だけを生じ抗力を生じないが、 $z = -a$ ,  $-\frac{1}{a}$  だけに循環のあるときには揚力と同時に抗力を生ずるようになる。

翼列にある傾きをもった平行流を与えるためには  $z$  面において円にそれに相当する吹出しと吸込み及び循環を与えねばならない。その複素ポテンシャルは

$$w_1 + w_2 = \frac{M}{2\pi} \log \frac{z-a}{z+a} \cdot \frac{z-\frac{1}{a}}{z+\frac{1}{a}} - \frac{iK}{2\pi} \log \frac{z-a}{z+a} \cdot \frac{z+\frac{1}{a}}{z-\frac{1}{a}}$$

揚力を起させるための循環は円の境界条件を満足させるために  $z = -a$  と  $z = -\frac{1}{a}$  に強さが同じで

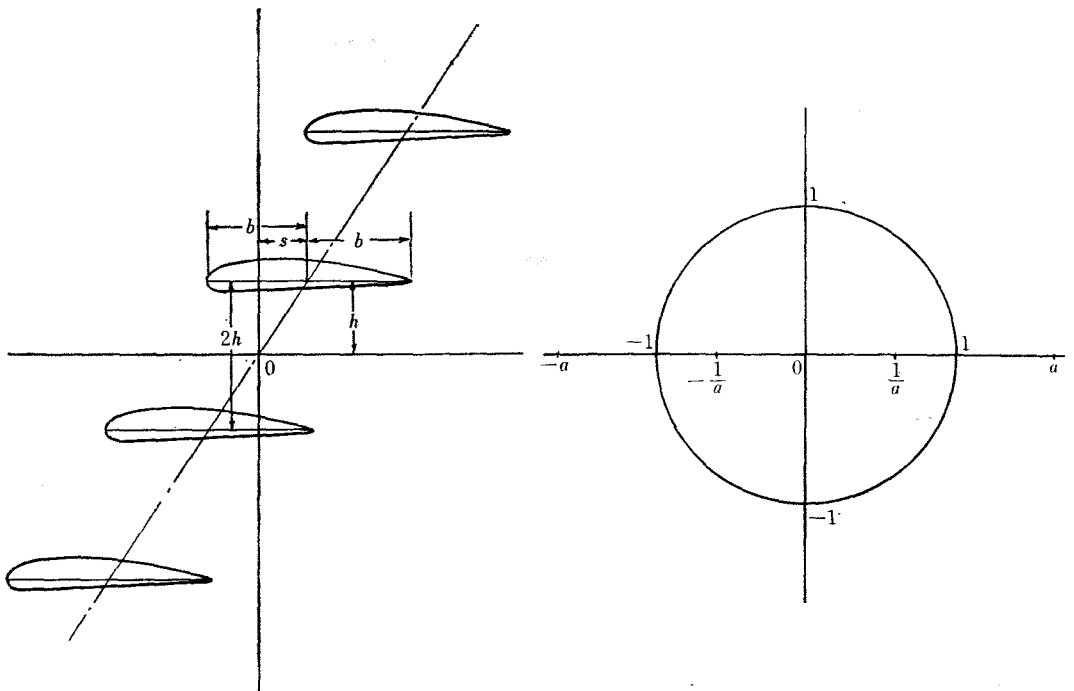


図 1

逆向きの循環を与えねばならないから

$$w_3 = \frac{i\Gamma}{2\pi} \log \frac{z + \frac{1}{a}}{z + a}$$

したがって

$$w = w_1 + w_2 + w_3 = \frac{M}{2\pi} \log \frac{z-a}{z+a} \cdot \frac{z - \frac{1}{a}}{z + \frac{1}{a}} - i \frac{K}{2\pi} \log \frac{z-a}{z+a} \cdot \frac{z + \frac{1}{a}}{z - \frac{1}{a}} + \frac{i\Gamma}{2\pi} \log \frac{z + \frac{1}{a}}{z + a}$$

任意翼型を円に写像する写像函数を

$$\zeta = \frac{1}{\pi} \left\{ (h - is) \log \frac{z-a}{z+a} + (h + is) \log \frac{z - \frac{1}{a}}{z + \frac{1}{a}} \right\} + C_0 + \sum_{n=1}^{\infty} C_n \frac{1}{z^n}$$

とすれば速度函数は

$$\begin{aligned} \frac{dw}{d\zeta} &= \frac{dw}{dz} \cdot \frac{dz}{d\zeta} = \left[ \frac{M}{2\pi} \left( \frac{1}{z-a} - \frac{1}{z+a} + \frac{1}{z - \frac{1}{a}} - \frac{1}{z + \frac{1}{a}} \right) \right. \\ &\quad \left. - \frac{iK}{2\pi} \left( \frac{1}{z-a} - \frac{1}{z+a} + \frac{1}{z + \frac{1}{a}} - \frac{1}{z - \frac{1}{a}} \right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{i\Gamma}{2\pi} \left( \frac{1}{z + \frac{1}{a}} - \frac{1}{z+a} \right) \right] \div \left[ \frac{1}{\pi} \left\{ (h - is) \left( \frac{1}{z-a} + \frac{1}{z+a} \right) \right\} \right] \end{aligned}$$

$$+ (h+is) \left( \frac{1}{z-\frac{1}{a}} - \frac{1}{z+\frac{1}{a}} \right) \Bigg\} - \sum_1^\infty n C_n \frac{1}{z^{n+1}}$$

前方無限遠点は  $z = a$  に相当するから

$$\begin{aligned} \left( \frac{dw}{d\zeta} \right)_{z=a} &= \left[ \frac{M-iK}{2\pi(z-a)} \right]_{z=a} \div \left[ \frac{1}{\pi} \cdot \frac{h-is}{z-a} \right]_{z=a} \\ &= \frac{1}{2} \frac{M-iK}{h-is} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{M^2+K^2}{h^2+s^2}} e^{-\tan^{-1} \frac{Kh-Ms}{Mh+Ks}} \end{aligned}$$

後方無限遠点は  $z = -a$  に相当するから

$$\begin{aligned} \left( \frac{dw}{d\zeta} \right)_{z=-a} &= \left[ \frac{-M+iK-i\Gamma}{2\pi(z+a)} \right]_{z=-a} \div \left[ \frac{1}{\pi} \cdot \frac{-(h-is)}{z+a} \right]_{z=-a} \\ &= \frac{1}{2} \cdot \frac{M-iK+i\Gamma}{h-is} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(K-\Gamma)^2+M^2}{h^2+s^2}} e^{-i \tan^{-1} \frac{(K-\Gamma)h-Ms}{Mh+(K-\Gamma)s}} \end{aligned}$$

一枚の翼に働く力は Blasius の式より

$$P_\xi - iP_\eta = \frac{i\rho}{2} \int \left( \frac{dw}{d\zeta} \right)^2 d\zeta = \frac{i\rho}{2} \int \left( \frac{dw}{dz} \right)^2 \frac{dz}{d\zeta} dz$$

円の内部には無数の極があるので外部の  $z = +a$ ,  $z = -a$  だけの留数を求めると  $z = +a$  における留数は

$$\left( \frac{M}{2\pi} - \frac{iK}{2\pi} \right)^2 \pi / h - is$$

$z = -a$  における留数は

$$-\left( \frac{M}{2\pi} - \frac{iK}{2\pi} + \frac{i\Gamma}{2\pi} \right)^2 \pi / h - is$$

したがって

$$P_\xi - iP_\eta = \frac{i\rho}{2} (-2\pi i) \frac{(-2K\Gamma + \Gamma^2)h + 2M\Gamma s + \{(-2K\Gamma + \Gamma^2)s - 2M\Gamma h\}i}{4\pi(h^2 + s^2)}$$

故に

$$P_\xi = \rho \frac{(-2K\Gamma + \Gamma^2)h + 2M\Gamma s}{4(h^2 + s^2)} = -\rho\Gamma \frac{\left(K - \frac{\Gamma}{2}\right)h - Ms}{2(h^2 + s^2)}$$

$$P_\eta = \rho \frac{-(-2K\Gamma + \Gamma^2)s + 2M\Gamma h}{4(h^2 + s^2)} = \rho\Gamma \frac{\left(K - \frac{\Gamma}{2}\right)s + Mh}{2(h^2 + s^2)}$$

したがって合力は

$$P = \sqrt{P_\xi^2 + P_\eta^2} = \frac{1}{2} \rho\Gamma \sqrt{\frac{(-2K + \Gamma)^2 + 4M^2}{4(h^2 + s^2)}}$$

$z = a$  は  $\zeta$  面の  $-\infty$  に相当するから速度は

$$(u-iv)_{-\infty} = V_1 e^{-i\varphi} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{M^2 + K^2}{h^2 + s^2}} e^{-\tan^{-1} \frac{Kh-Ms}{Mh+Ks}}$$

$$\therefore V_1 = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{M^2 + K^2}{h^2 + s^2}}, \quad \varphi_1 = \tan^{-1} \frac{Kh - Ms}{Mh + Ks}$$

$$\sin \varphi_1 = \frac{Kh - Ms}{\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}}, \quad \cos \varphi_1 = \frac{Mh + Ks}{\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}}$$

揚力  $L$  は

$$L = P_\eta \cos \varphi_1 - P_\xi \sin \varphi_1$$

$$= \rho \Gamma \frac{\left(K - \frac{\Gamma}{2}\right)s + Mh}{2(h^2 + s^2)} \cdot \frac{Mh + Ks}{\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}} + \rho \Gamma \frac{\left(K - \frac{\Gamma}{2}\right)h - Ms}{2(h^2 + s^2)} \cdot \frac{Kh - Ms}{\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}}$$

$$= \rho \Gamma \frac{K^2 + M^2 - K \frac{\Gamma}{2}}{2\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}}$$

抗力  $D$  は

$$D = P_\eta \sin \varphi_1 + P_\xi \cos \varphi_1$$

$$= \rho \Gamma \frac{\left(K - \frac{\Gamma}{2}\right)s + Mh}{2(h^2 + s^2)} \cdot \frac{Kh - Ms}{\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}} - \rho \Gamma \frac{\left(K - \frac{\Gamma}{2}\right)h - Ms}{2(h^2 + s^2)} \cdot \frac{Mh + Ks}{\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}}$$

$$= \rho \Gamma \frac{M \frac{\Gamma}{2}}{2\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}}$$

このように進行方向に対して抗力がでてくる。

### § 3 最適翼型

一定の揚力に対して抗力の出来るだけ少い翼型が要求されるわけである。それには当然摩擦抵抗も考慮されねばならないが、今それは次の段階として上に求まった抗力だけを最小にするような翼型は如何なるものかを考えることにする。

今  $\lambda$  を Lagrange の乗数として

$$F = D + \lambda L$$

$$= \rho \Gamma \frac{M \frac{\Gamma}{2}}{2\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}} + \lambda \rho \Gamma \frac{K^2 + M^2 - K \frac{\Gamma}{2}}{2\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}}$$

此の場合の  $\Gamma$  は後縁が岐点となるような循環でなければならないから

$$\left(\frac{dw}{dz}\right)_{z=e^{i\theta_1}} = 0 \quad \text{より}$$

$$\Gamma = \frac{4a}{a^2 - 2a \cos \theta_2 + 1} \left\{ M \left( a + \frac{1}{a} \right) \sin \theta_2 - K \left( a - \frac{1}{a} \right) \cos \theta_2 \right\}$$

$$\tan \theta_2 = \frac{s}{h} \cdot \frac{a^2 - 1}{a^2 + 1} \quad \text{であるから}$$

$$\sin \theta_2 = \frac{s(a^2 - 1)}{\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2}}$$

$$\cos \theta_2 = \frac{h(a^2 + 1)}{\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2}}$$

故に此等を代入して

$$\Gamma = \frac{4(a^2 - 1)(Ms - Kh)}{\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2} - 2ah}$$

$$\frac{d\Gamma}{da} = \frac{8(Ms - Kh)\{2ah^2(a^2 + 1) + h\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2}(a^2 - a - 1)\}}{(\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2} - 2ah)^2 \sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2}}$$

$$\frac{dF}{d\Gamma} = \frac{\rho}{2\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}} \{ \lambda(K^2 + M^2) + (M - \lambda K)\Gamma \}$$

$$= \frac{\rho}{2\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}} \left\{ \lambda(M^2 + K^2) + \frac{4(a^2 - 1)(Ms - Kh)(M - \lambda K)}{\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2} - 2ah} \right\}$$

$$\frac{dF}{da} = \frac{dF}{d\Gamma} \cdot \frac{d\Gamma}{da}$$

$$= \frac{\rho}{2\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}} \cdot$$

$$\frac{\{ \lambda(K^2 + M^2)(\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2} - 2ah) + 4(M - \lambda K)(Ms - Kh)(a^2 - 1) \}}{\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2} - 2ah}$$

$$\times \frac{8(Ms - Kh)\{2ah^2(a^2 + 1) + h\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2}(a^2 - a - 1)\}}{(\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2} - 2ah)^2 \sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2}}$$

$$\frac{dF}{da} = 0 \quad \text{とおいて条件を考慮に入れて}$$

$$\lambda(K^2 + M^2)(\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2} - 2ah) + 4(M - \lambda K)(Ms - Kh)(a^2 - 1) = 0$$

これより

$$\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2} - 2ah = \frac{-4(M - \lambda K)(Ms - Kh)(a^2 - 1)}{\lambda(K^2 + M^2)}$$

与えられた揚力を  $L_0$  とすれば

$$L_0 = \rho \Gamma \frac{K^2 + M^2 - K \frac{\Gamma}{2}}{2\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}}$$

$$= \rho \frac{4(a^2 - 1)(Ms - Kh)\{ (K^2 + M^2)(\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2} - 2ah) - 2K(a^2 - 1)(Ms - Kh) \}}{2(\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2} - 2ah)^2 \sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}}$$

$$= \rho \frac{\lambda(K^2 + M^2)^2 \{ -2(M - \lambda K) - \lambda K \}}{4\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)}(M - \lambda K)^2}$$

$$\sqrt{(M^2 + K^2)(h^2 + s^2)} = B, \quad (K^2 + M^2)^2 = C \quad \text{とすれば}$$

これより

$$(4BK^2L_0 - \rho cK)\lambda^2 - 2(4BMKL_0 - \rho CM)\lambda + 4BM^2L_0 = 0$$

$$\lambda = \frac{(4BMKL_0 - \rho CM) \pm \sqrt{-4\rho BCM^2KL_0 + \rho^2 C^2 M^2}}{4BK^2L_0 - \rho cK}$$

より  $\lambda$  が求まる。

一方

$$\sqrt{h^2(a^2 + 1)^2 + s^2(a^2 - 1)^2} = \frac{-4(M - \lambda K)(Ms - Kh)(a^2 - 1) + 2\lambda(K^2 + M^2)ha}{\lambda(K^2 + M^2)}$$

より

$$(h^2 + s^2 - D)a^4 + Ea^3 + 2(-3h^2 - s + D)a^2 - Ea + h^2 + s^2 - D = 0$$

$$\text{但し} \quad D = \frac{16(M - \lambda K)^2(Ms - Kh)^2}{\lambda^2(K^2 + M^2)^2}$$

$$E = \frac{16(M - \lambda K)(Ms - Kh)(K^2 + M^2)h}{\lambda(K^2 + M^2)^2}$$

此は四次式であるから  $a$  は比較的容易に求めることができる。 $\lambda$  及び  $a$  の値に対しては条件に適する若干の選択を行わなければならない。又  $a$  には  $b$  に対する制限がある。

$a$  が定まれば  $\theta_1 = \tan^{-1} \frac{s}{h} \cdot \frac{a^2 - 1}{a^2 + 1}$  及び  $\theta_2 = \theta_1 + \pi$  により  $\theta_1, \theta_2$  が求まる。

任意翼型の写像函数に  $z = e^{i\theta}$  を代入して、実数部と虚数部に分けると、

$$\xi = -\frac{4}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{2n-1} \left(\frac{1}{a}\right)^{2n-1} \{h \cos(2n-1)\theta - s \sin(2n-1)\theta\} + s$$

$$+ A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cos n\theta + B_n \sin n\theta)$$

$$\eta = h + B_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (B_n \cos n\theta - A_n \sin n\theta)$$

$\theta = \theta_1, \theta_2$  の値に対しては  $\xi$  及び  $\eta$  は夫々後縁及び前縁の位置を占めるように  $A_n, B_n$  の値を取らなければならない。

翼型は揚力と抗力だけで決まるものではない、そういう揚力と抗力を生じモーメント等望ましい圧力分布を示すものでなければならない、圧力分布こそはその翼の特性を総て包蔵しているものである。

$V_1, \varphi_1$  が与えられると  $M, K$  が定まる  $\Gamma$  は上に求めた  $a$  を入れて求めれば揚力、抗力が定まるその揚力、抗力を満足させ尚且他の好ましい条件を満たす圧力分布を定めれば

$$\frac{p - p_0}{\frac{1}{2} \rho V^2} = 1 - \frac{q^2}{V^2} \quad \text{であるから}$$

各  $\xi$  に対して  $\theta$  が対応しているから、各  $\theta$  に対する速度分布が求まることになる。

そこで速度を求めると、

$$\begin{aligned}
\frac{dw}{d\zeta} &= \frac{dw}{dz} \cdot \frac{dz}{d\zeta} = \left[ \frac{M}{2\pi} \left( \frac{1}{z-a} - \frac{1}{z+a} + \frac{1}{z-\frac{1}{a}} - \frac{1}{z+\frac{1}{a}} \right) \right. \\
&\quad \left. - \frac{iK}{2\pi} \left( \frac{1}{z-a} - \frac{1}{z+a} + \frac{1}{z+\frac{1}{a}} - \frac{1}{z-\frac{1}{a}} \right) + \frac{i\Gamma}{2\pi} \left( \frac{1}{z+\frac{1}{a}} - \frac{1}{z+a} \right) \right] \\
&\quad \div \left[ \frac{1}{\pi} \left\{ (h-is) \left( \frac{1}{z-a} - \frac{1}{z+a} \right) + (h+is) \left( \frac{1}{z-\frac{1}{a}} - \frac{1}{z+\frac{1}{a}} \right) \right\} - \sum_1^\infty n C_n \frac{1}{z^{n+1}} \right] \\
\left( \frac{dw}{d\zeta} \right)_{z=e^{i\theta}} &= \left[ \frac{M}{2\pi} \left( \frac{1}{e^{i\theta}-a} - \frac{1}{e^{i\theta}+a} + \frac{1}{e^{i\theta}-\frac{1}{a}} - \frac{1}{e^{i\theta}+\frac{1}{a}} \right) \right. \\
&\quad \left. - \frac{iK}{2\pi} \left( \frac{1}{e^{i\theta}-a} - \frac{1}{e^{i\theta}+a} + \frac{1}{e^{i\theta}+\frac{1}{a}} - \frac{1}{e^{i\theta}-\frac{1}{a}} \right) + \frac{i\Gamma}{2\pi} \left( \frac{1}{e^{i\theta}+\frac{1}{a}} - \frac{1}{e^{i\theta}+a} \right) \right] \\
&\quad \div \left[ \frac{1}{\pi} \left\{ (h-is) \left( \frac{1}{e^{i\theta}-a} - \frac{1}{e^{i\theta}+a} \right) + (h+is) \left( \frac{1}{e^{i\theta}-\frac{1}{a}} - \frac{1}{e^{i\theta}+\frac{1}{a}} \right) \right\} \right. \\
&\quad \left. - \sum_1^\infty n C_n e^{-i(n+1)\theta} \right]
\end{aligned}$$

分母を計算すると

$$\text{分母} = \frac{4a}{\pi} \cdot \frac{\{-h(a^2+1) \sin \theta + s(a^2-1) \cos \theta\} \sin \theta + i\{-h(a^2+1) \sin \theta + s(a^2-1) \cos \theta\} \cos \theta}{a^4 - 2a^2 \cos 2\theta + 1}$$

$$- \sum_1^\infty n A_n \cos (n+1)\theta + B_n \sin (n+1)\theta$$

$$- i \sum_1^\infty n B_n \cos (n+1)\theta - A_n \sin (n+1)\theta$$

$$g(\theta) = \frac{4a}{\pi} \frac{\{-h(a^2+1) \sin \theta + s(a^2-1) \cos \theta\}}{a^4 - 2a^2 \cos 2\theta + 1} \quad \text{とすれば}$$

$$\text{分母} = g(\theta) \sin \theta + i g(\theta) \cos \theta$$

$$- \sum_1^\infty n \{A_n \cos (n+1)\theta + B_n \sin (n+1)\theta\}$$

$$- i \sum_1^\infty n \{B_n \cos (n+1)\theta - A_n \sin (n+1)\theta\}$$

$$\text{分子} = \frac{a}{\pi(a^4 - 2a^2 \cos 2\theta + 1)} \left[ \left\{ -2M(a^2+1) \sin \theta + 2K(a^2-1) \cos \theta \right. \right.$$

$$\left. + \frac{\Gamma}{2} (a^2-1) \left\{ \left( a + \frac{1}{a} \right) + 2 \cos \theta \right\} \right\} \sin \theta$$

$$+ i \left\{ -2M(a^2+1) \sin \theta + 2K(a^2-1) \cos \theta + \frac{\Gamma}{2} (a^2-1) \right.$$

$$\left. + \frac{\Gamma}{2} (a^2-1) \left\{ \left( a + \frac{1}{a} \right) + 2 \cos \theta \right\} \right\} \cos \theta \left. \right]$$



$$f(\theta) = \frac{a}{\pi(a^4 - 2a^2 \cos 2\theta + 1)} \left[ -2M(a^2 + 1) \sin \theta + 2K(a^2 - 1) \cos \theta \right. \\ \left. + \frac{\Gamma}{2} (a^2 - 1) \left\{ \left( a + \frac{1}{a} \right) + 2 \cos \theta \right\} \right]$$

とすれば

$$\text{分子} = f(\theta) \sin \theta + i f(\theta) \cos \theta$$

である。

したがって速度  $q$  は

$$q^2 = \left( \frac{dw}{dz} \cdot \frac{d\bar{w}}{d\bar{z}} \right) \bigg/ \left( \frac{d\xi}{dz} \cdot \frac{d\bar{\xi}}{d\bar{z}} \right)_{z=e^{i\theta}}$$

$$\begin{aligned} \text{分子} &= \{f(\theta) \sin \theta + i f(\theta) \cos \theta\} \{f(\theta) \sin \theta - i f(\theta) \cos \theta\} \\ &= f(\theta)^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{分母} &= \left[ g(\theta) \sin \theta - \sum_1^\infty n \{A_n \cos (n+1)\theta + B_n \sin (n+1)\theta\} \right. \\ &\quad \left. + i \left\{ g(\theta) \cos \theta - \sum_1^\infty n \{B_n \cos (n+1)\theta - A_n \sin (n+1)\theta\} \right\} \right] \\ &\quad \times \left[ g(\theta) \sin \theta - \sum_1^\infty n \{A_n \cos (n+1)\theta + B_n \sin (n+1)\theta\} \right. \\ &\quad \left. - i \left\{ g(\theta) \cos \theta - \sum_1^\infty n \{B_n \cos (n+1)\theta - A_n \sin (n+1)\theta\} \right\} \right] \\ &= g^2(\theta) + \left[ \sum_1^\infty n \{A_n \cos (n+1)\theta + B_n \sin (n+1)\theta\} \right]^2 \\ &\quad + \left[ \sum_1^\infty n \{B_n \cos (n+1)\theta - A_n \sin (n+1)\theta\} \right]^2 \\ &\quad - 2g(\theta) \sum_1^\infty n (B_n \cos n\theta - A_n \sin n\theta) \end{aligned}$$

故に

$$\begin{aligned} q^2 &= f^2(\theta) \bigg/ \left[ g^2(\theta) + \left\{ \sum_1^\infty n (A_n \cos (n+1)\theta + B_n \sin (n+1)\theta) \right\}^2 \right. \\ &\quad \left. + \sum_1^\infty n (B_n \cos (n+1)\theta - A_n \sin (n+1)\theta) \right]^2 \\ &\quad \left. - 2g(\theta) \sum_1^\infty n (B_n \cos n\theta - A_n \sin n\theta) \right] \end{aligned}$$

今の速度場における圧力を  $p_0$  とし翼表面の任意の点の圧力を  $p$  とすると

$$\frac{p - p_0}{\frac{1}{2} \rho V^2} = 1 - \frac{q^2}{V^2}$$

より圧力分布が与えられれば  $q$  がきまり各  $\xi$  に対する  $\theta$  に対して  $a$  が求まっているから  $f(\theta)$ ,  $g(\theta)$  が定まり  $A_n$ ,  $B_n$  を決定し翼型を求めることができる。勿論位置、弦長等を調節するためにいくらかの

繰返しは必要である。

#### § 4 結 言

実際の優秀な翼型を得るためには摩擦抵抗とか境界層の厚み及び剥離の問題をも考慮に入れねばならない、しかしここではそういうものを考慮に入れないことにした。ただ剥離に関しては圧力分布の形を考慮すればできることである。今はできるだけ理論的にという事を先にした。摩擦抵抗を考慮に入れてもその手法は同様である。抗力と揚力は翼に作用する圧力の進行方向の分力とそれに直角な方向の分力との積分されたもので、同じ抗力、揚力をもつ翼でも圧力分布は異なるわけで優秀な翼型というのは圧力中心の移動とか、剥離の問題とかを同時に解決するものでなければならないから抗力が少く揚力が大きいという条件以外に汎山の要求を圧力分布曲線に盛って翼型を決定しなければならない。

#### 参 考 文 献

- 1) 河田 三治：航空研究所集報（昭4 719）
- 2) 河崎 俊夫：応用力学 5巻 26号
- 3) 守屋富次郎：空気力学序論（培風館）
- 4) F. Weinig：Die Strömung um die Schaufeln von Turbomaschinen.

（昭和44年9月1日受付）

# 鋼の恒温変態におよぼす圧縮応力の影響

(機械工学科) 大下 隆章・千田 義裕

The Effects of Compressive Stress on Isothermal Transformation of Steel.

Takaaki ŌSHITA and Yoshihiro SENDA.

The following results are obtained after studies of steel, S K 5, transformed at isothermal temperature 250°C, 300°C, 350°C and 400°C, under compressive stresses 0 kg/mm<sup>2</sup>, 5 kg/mm<sup>2</sup> and 10 kg/mm<sup>2</sup>.

1) Compressive stress promotes isothermal transformation of steel through the shear stress effect. The larger compressive stress is, the shorter incubation time of steel.

2) The tensile strength and the hardness number of Bainite structure of steel transformed at isothermal temperature are decreased by compressive stress.

## § 1 緒 言

加工熱処理法によって鋼の機械的性質をいちじるしく向上することができる。特に伏培期において加工するオースホーミング、変態途中で加工するマルホーミングの効果は大きい。<sup>1)</sup>このような熱処理は準安定のオーステナイト(以下 $\gamma$ と記す)域あるいは変態進行中のマルテンサイト(以下Mと記す)を加工するものであり、この温度域における応力の大きさや、加工度が変態開始時間、変態速度に及ぼす影響は加工熱処理に主要な要素である。

鋼の冷却途中における引張応力のM変態に対する影響についてはすでに報告されており外部応力が伏培期を短縮することが知られている。<sup>2,3,4)</sup>一方圧縮応力による鋼の恒温変態に及ぼす影響については不明の点が多い。恒温変態における引張応力の作用が剪断応力効果によって既存の最大核から臨界核への発達を助長し、その結果変態開始時間が短縮されると考えるならば圧縮応力についても引張応力と同様に考えられる。

$\gamma$ からMへの変態と $\gamma$ から上部ベイナイト(以下UBと記す)への変態および下部ベイナイト(以下LBと記す)への変態については次の関係が知られている。<sup>5)</sup>

M とLBに対しては Kurdjumor—Sachs の関係  $(111)_F \parallel (101)_B$ ,  $[10\bar{1}]_F \parallel [11\bar{1}]_B$  UBに対しては西山の関係

$$(111)_F \parallel (011)_B, [\bar{2}11]_F \parallel [01\bar{1}]_B$$

以上のように $\gamma$ からM, UB, LBに対する変態の様子を考慮すれば $\gamma$ からBへの変態は外部応力によって促進されること、変態後のBの機械的性質が応力の大きさによって変化することが推察できる。この点を明らかにするために本実験をおこなった。以下その結果を報告する。

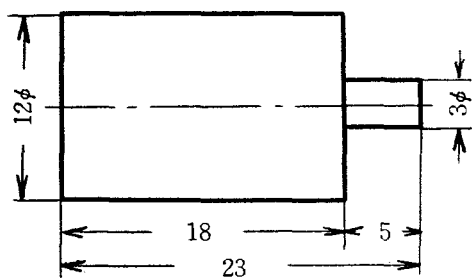
## § 2 試料および実験方法

試料は焼入性がよく T. T. T. 線図の簡単なもので伏培期の比較的長いものという点から市販の炭素鋼 SK 5 を用いた。その化学的組成を表1に示す。850°Cで30分間加熱後焼鈍したものは微細なパーライト組織で硬度は Hv194 であり焼入硬度は Hv912 である。

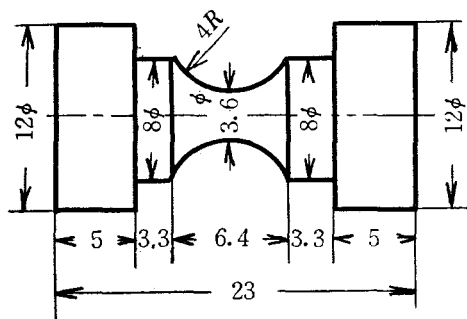
試験片の形状は図1のようである。(a)は組織検査、硬度試験に供したもので、 $\gamma$ から塩浴炉に焼

表1 試料の化学的組成

成分 試料	C %	Si %	Mn %	P %	S %	Ni %	Cr %
SK 5	0.84	0.31	0.44	0.017	0.018	0.02	0.02



(a)



(b)

図1 試験片

入れたときにできるだけ早く恒温になるように試験部を3mmの直径とした。(b)は引張試験に供した。荷重装置として本実験のために重錘式負荷塩浴炉を作製した。その外観を写真1に、構造を図2に示す。

あらかじめ850°Cに10分間加熱して溶体化処理した試験片を希望の温度に調節された塩浴炉に手早く焼入する。図2に示す装置の所定の位置に試験片を設置すると同時に右側のワイヤに重錘をかけてレバーにより5倍に拡大して希望の荷重を試

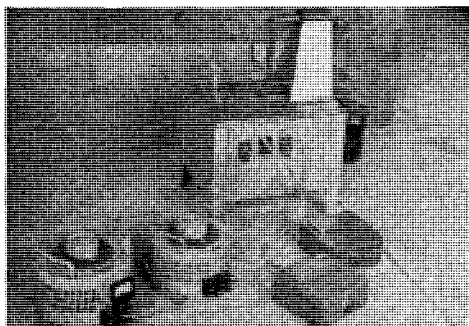


写真1 重錘式負荷塩浴炉

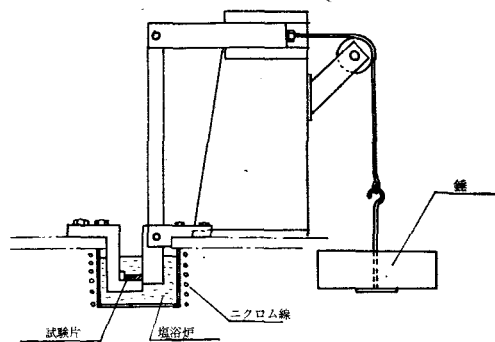


図2 重錘式負荷塩浴炉の構造

験片にかける。この間約1秒間である。塩浴剤は $\text{KNO}_3 50\%$ ,  $\text{NaNO}_3 50\%$ で所定温度の $\pm 2^\circ\text{C}$ の範囲に保った。ホットクエンチ後は所定時間経過した後すばやく重錘をとり水焼入れする。このような処理を溶体化処理温度/溶体化処理時間、恒温変態温度/恒温変態時間、圧縮応力の順に記すことにする。

以上のようにして得られた試料を検鏡してM中に極微量のBが発見できる時間を変態の開始点、B中に極微量のMが残存する時間を変態の終了点とみなして T. T. T. 線図を求めた。

また同図は硬度測定の結果も考慮して書いた。

### § 3 実験結果および考察

図3は圧縮応力による T. T. T. 線図の変化を応力0 Kg/mm<sup>2</sup>, 5 Kg/mm<sup>2</sup>, 10 Kg/mm<sup>2</sup> について示したものである。図にみるように変態の開始線も終了線ともに圧縮応力によって左側に移行伏培期は短縮される。そしてその効果は圧縮圧力が大きいほど大きい。

変態開始時間と引張によるモーメントの間には

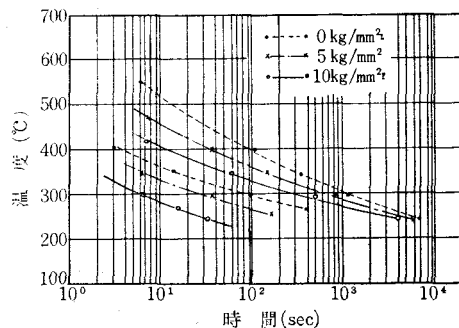


図3 圧縮応力が T. T. T. 線図におよぼす影響

$y = e^{a-b\sigma}$  ( $y$  は時間,  $a, b$ , は定数,  $\sigma$  はモーメント Kg-m) の関係があるとされている。<sup>6)</sup> 前述のように  $\gamma$  から B への変態が  $\gamma$  から M への変態と同様であると考へて, また同一試料ではモーメントと応力は比例するからモーメントは応力に置換して本実験について求めると図 4 のようである。300°C のときは,  $y = e^{4.55-0.26\sigma}$ , 350°C のときは  $y = e^{2.84-0.25\sigma}$  となり勾配を示す  $b$  の値はほぼ等しい。400°C 以上に対しては T.T.T. 線図のノーズの近くになり伏培期も極端に短いから求めることが困難である。

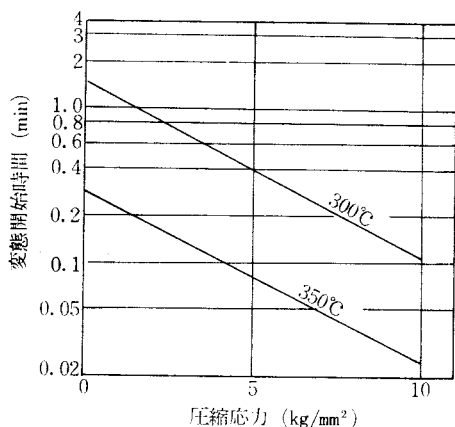


図 4 圧縮応力と変態

写真 2, 3, 4 はいずれも 850°C/10 min の溶体化処理後 300°C/100 sec 0 Kg/mm², 300°C/50 sec 5 Kg/mm², 300°C/30 sec 10 Kg/mm² と変態開始線に近い変態進行中の時間を採用して変態させたものである。その組織はいずれも M の素地の中に B が析出したものであり, 圧縮圧力が大きくなると保持時間は短かくても B の析出量は多くなっており, 圧縮圧力が変態を促進することを示している。

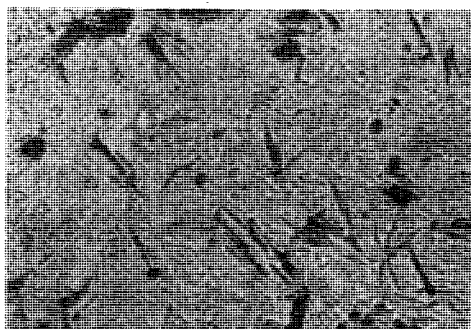


写真 2 850°C/10 min 300°C/100 sec 0 Kg/mm² 500×

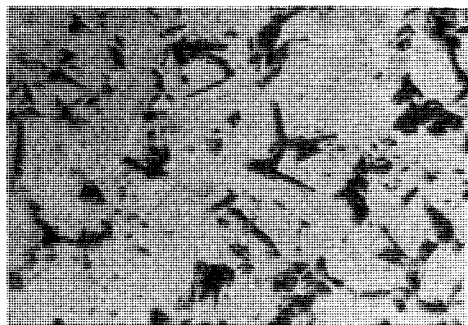


写真 3 850°C/10 min 300°C/50 sec 5 Kg/mm² 500×

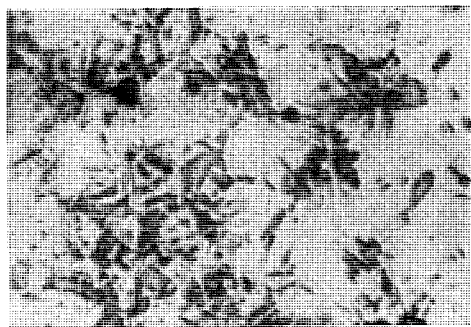


写真 4 850°C/10 min 300°C/30 sec 10 Kg/mm² 500×

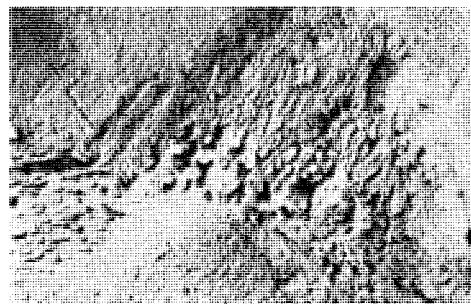


写真 5 写真 3 と同一試料の UB の部分 10000×

写真 5 は 300°C/50 sec, 5 Kg/mm² のものの二段レプリカによる電子顕微鏡組織である。M 中に板状の B と未変態で残留した極微量の  $\gamma$  がみられる。応力と残留  $\gamma$  の量については圧縮応力の場合ほとんどその影響が認められなかった。

$\gamma \rightarrow B$  の変態が Kurdjunor—Sachs または西山の関係によってなされる変形の一種であるとするればその変形の駆動力は  $\gamma$  と B の自由エネルギーの差である。

自由エネルギーの変化は

$$\delta F = v \cdot \Delta F + \text{表面エネルギー} + \text{弾性エネルギー} + \text{塑性変形に必要な仕事}$$

として表われる。 $4F$ は単位体積当りのものと相と変態相との自由エネルギーの差であり、 $v$ は変態した領域の体積である。すなわち外から加えられた剪断応力は前式の右辺第3項、第4項の働きをしてそれだけ駆動力の助けとなりB変態を促進する。

$\gamma \rightarrow M$ の変態に際しては圧縮圧力が変態時における体積膨張を阻止しようとするために変態の進行を阻止するような垂直応力効果が考えられている。しかし $\gamma \rightarrow B$ の変態では体積変化は $\gamma \rightarrow M$ ほど大きくないと考えられるのが当然で垂直応力効果は小さい。以上のように応力の効果が剪断応力効果のみによるとすれば、 $\gamma \rightarrow B$ 変態において引張応力も圧縮応力も変態促進に対する効果は大差ないものと考えられる。

変態に要する時間と圧縮応力の関係をより一層明瞭にするために図5、図6を示した。図6は応力0 Kg/mm<sup>2</sup>のときに対する所要時間の割合を百分率で示したものである。いずれも応力が大きい程、処理温度が高い程、変態進行時間は短くなっている。また高温時のものが応力の影響は大きい。高温時ほど変態に必要な弾性エネルギーや塑

性変形に必要な仕事が小さくてよいためである。

図7は圧縮応力5 Kg/mm<sup>2</sup>と10 Kg/mm<sup>2</sup>の場合について恒温変態時間と硬度の関係を4種の温度について求めたものである。時間経過による

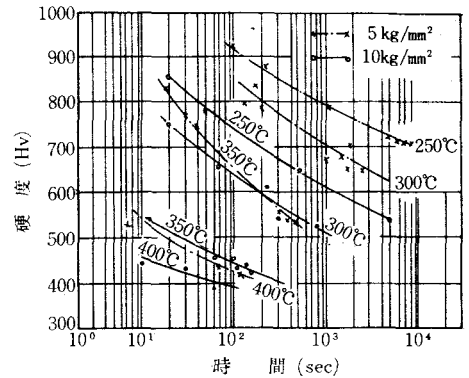


図7 保持時間と硬度の関係

硬度の減少はBの析出量が増加することを意味する。析出されたBの中心から表面までの距離 $S$ は

$$S = \alpha \sqrt{Dt}$$

但し  $\alpha$ ……析出粒子の形状に依存する  
パラメータ

$D$ ……拡散係数

$t$ ……時間

であたえられる、<sup>7)</sup>このことから析出初期における核および析出粒子の成長は $\sqrt{t}$ に比例する。

また成長速度は $\sqrt{t}$ に逆比例することになる。したがって $\gamma \rightarrow B$ の変態はその初期において大部分がなされる。このために硬度の曲線は下に凸となる。一方Bは過飽和フェライトであるから時間の経過とともに $Fe_3C$ の生成、成長がなされ、Bは次第にフェライト+ $Fe_3C$ に変化して硬度を低下する。10 Kg/mm<sup>2</sup>の圧縮応力を作用させたものの変態終了時における硬度は、無負荷のものに比べて300°CのものでHv 170、350°CのものでHv 150、400°CのものでHv 40程度低い値を示した。

図8は0 Kg/mm<sup>2</sup>、5 Kg/mm<sup>2</sup>、10 Kg/mm<sup>2</sup>の圧縮応力について、その応力に対する変態終了時間の1.5倍の時間で4種の温度に保持したときの引張強さである。

析出されるB中のセメンタイトは変態温度が高いほど大きくなる。

また保持時間が長いのでBの焼戻作用が考えら

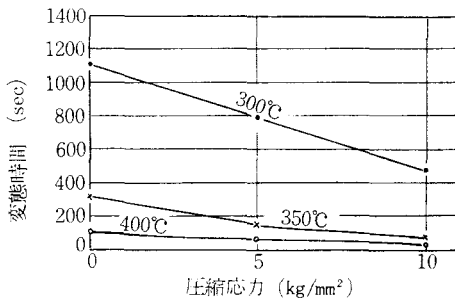


図5 圧縮応力と変態時間の関係

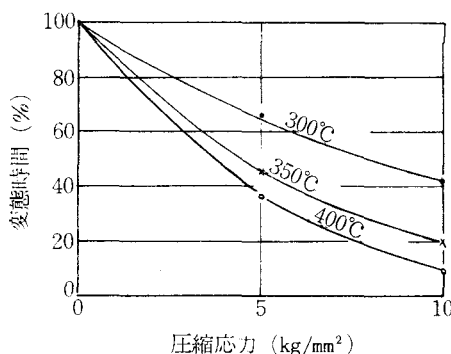


図6 圧縮応力と変態時間の関係

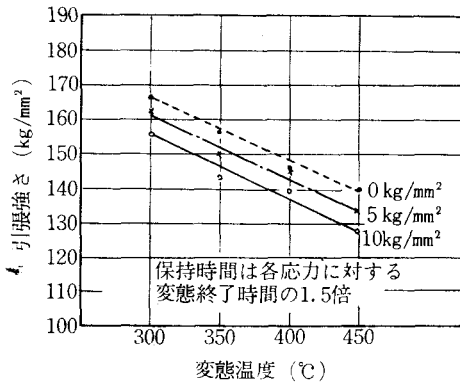


図8 圧縮応力下の恒温変態による引張強さの変化

れることから高温であるほど引張強さは減少する。また圧縮圧力が大きいほど引張強さは低い値を示す。

#### §4 結 論

SK5 の恒温変態中に圧縮応力を作用して圧縮

応力が  $\gamma \rightarrow B$  変態に及ぼす影響を検討して次の結論をえた。

- 1) 圧縮応力は剪断応力効果によって  $\gamma \rightarrow B$  変態を助長する、その結果 T. T. T. 線図は左側に移動し伏培期を短縮する。変態開始時間は  $y = e^{a-b\sigma}$  の関係にある。
- 2) 圧縮応力を受けて変態を完了した B 組織は無負荷のものに比べて、硬度、引張強さともに減少する。

#### 文 献

- 1) 田村今男：日本金属学会報，2 (1963)，426.
- 2) 金沢正午他 3 名：富士製鉄技報，Vol. 11 No. 3.
- 3) 金沢正午他 3 名：富士製鉄技報，Vol. 12 No. 2.
- 4) 金沢正午：日本軽金属学会誌，9 (1962) 557, 562.
- 5) 日本物理学会編，金属の物理的性質，395.
- 6) 川口寅之輔：応用物理，Vol. 13, No. 5 (1944).
- 7) 幸田成康：金属物理学序論，415.

(昭和44年9月1日受付)

# 支柱型平面研削動力計の試作

(機械工学科) 里 信 敏、行

## Studies on a Newly Designed Surface Grinding Dynamometer

Toshiyuki SATONOBU

Measuring cutting forces in every machinework is very important, and especially it is indispensable in machine design. Nevertheless the fact is that there has not been any decisive way of measuring them.

As for surface grindings, octagonal ring dynamometers have been used for its purpose. But they have also some inevitable defects.

Recently, a certain dynamometer to measure surface grinding forces was designed. And it seems better.

This paper discusses the comparison between the new design and the old one, and some examinations about the dynamometer are presented.

### § 1 緒 言

動力計を用いて抵抗力を計測する場合には、動力計をつけたために現象に変化をきたさないかということと、動力計自体の感度、相互干渉が問題となる。

平面研削抵抗の計測にあたっては、従来、八角リング型動力計が使用されているが、この動力計においては、垂直、水平方向2分力間の相互干渉が大であるという欠点がある。そこで、C. T. YANG は、この八角リングの剛性を高めることによって相互干渉を少なくできるとして、transactions of the ASME, Feb. (1968) にその結果を報告している。しかし、他方、支柱型を採用することによって相互干渉を小さくしようとする試みもなされている。この場合には、結果として、(1)剛性が大である。(2)固有振動数が大きい。(3)垂直、水平2分力間の干渉が少ない。といわれている。そこで、本研究においては、さきに報告されている支柱型平面研削動力計を参考とし、加うるに、十分剛性をもたせたものを試作して、その性能を検討しようとするものである。

### § 2 支柱型平面研削動力計

試作した動力計を図1に示す。これは、従来のものより外枠の断面積を大きくしてある。

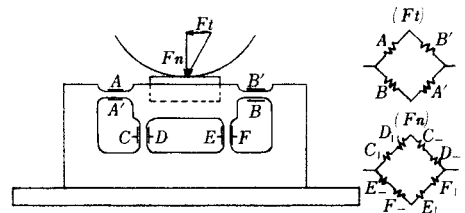


図1 支柱型平面研削動力計

歪み量検出のためのストレインゲージの貼付箇所ならびにブリッジの構成は、図示のとおりで、水平方向分力  $F_t$  方向のゲージは、A, A', B, B' に共和 KP-6-A1-11 を使用し、垂直方向分力  $F_n$  方向は、C, D, E, F に共和 KF-2D1-11 を貼付している。また、干渉を除去する目的で、垂直方向はダミーゲージ法を採用していることを示している。

### § 3 校正曲線

垂直方向、水平方向の校正曲線をそれぞれ図



2, 図3に示す。ここで, 垂直分力:  $F_n$  および  
水平分力:  $F_t$  を求める一般式は

$$F_n = \left[ \frac{x}{I_n} \right] \left\{ I_n + \left[ \frac{x}{I_t} \right] \left[ \frac{I_n'}{x} \right] I_t \right\} \dots (1)$$

$$F_t = \left[ \frac{x}{I_t} \right] \left\{ I_t + \left[ \frac{x}{I_n} \right] \left[ \frac{I_t'}{x} \right] I_n \right\} \dots (2)$$

そこで, (1)式より, 垂直方向の水平方向に対する相互干渉率は

$$\left[ \frac{x}{I_t} \right] \left[ \frac{I_n'}{x} \right] \times 100(\%) \dots (3)$$

(2)式より, 水平方向の垂直方向に対する相互干渉率は

$$\left[ \frac{x}{I_n} \right] \left[ \frac{I_t'}{x} \right] \times 100(\%) \dots (4)$$

ここで  $F_n$ : 垂直分力

$F_t$ : 水平分力

$I_n$ : 垂直方向の変位

$I_t$ : 水平方向の変位

つぎに, それぞれの相互干渉率を求める。

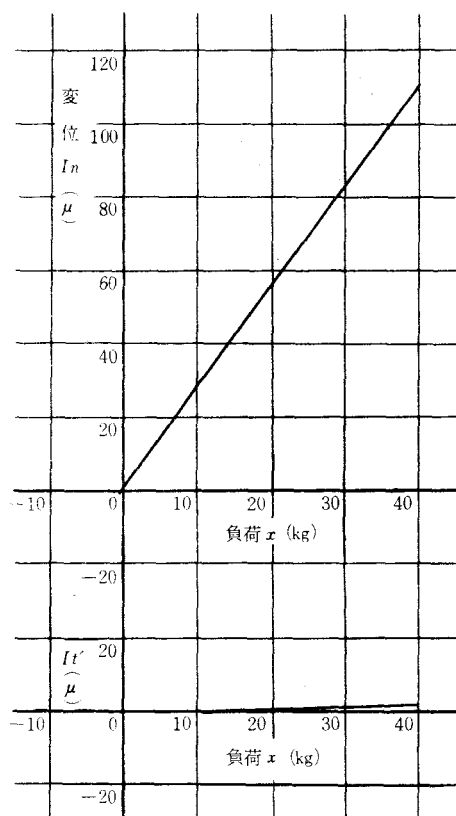


図2 垂直分力較正曲線

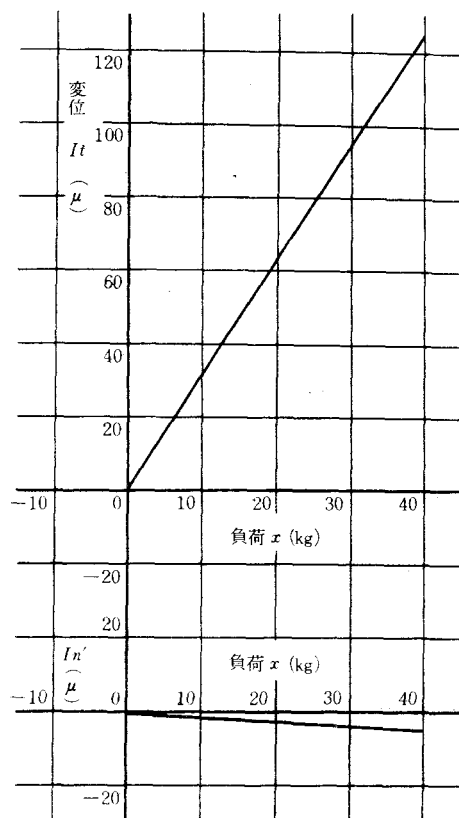


図3 水平分力較正曲線

#### (1) 垂直方向の相互干渉率

$x=30\text{kg}$  のとき  $I_t=94\mu$  であるから

$$\frac{x}{I_t} = 0.318$$

また,  $x=30\text{kg}$  のとき  $I_n'=-4\mu$  であるから

$$\frac{I_n'}{x} = -0.134$$

したがって, 相互干渉率はつぎのようになる。

$$\left[ \frac{x}{I_t} \right] \left[ \frac{I_n'}{x} \right] \times 100 = (0.318) \times (-0.134) \times 100 = -4.260(\%)$$

#### (2) 水平方向の相互干渉率

垂直方向分力の計測にあたって, その作用点が中心位置より移動した場合, 測定値が異なるときには, あらかじめ計測のための作用点位置を決定しておかねばならない。しかし, 計測結果からは, 作用点位置の移動による測定値の増減はほとんどみとめられなかった。試験片中心位置に対する両端位置の測定値を示すと

中心位置： $x=30\text{kg}$  のとき

$$I_n = 80\mu, \quad \frac{x}{I_n} = 0.374$$

両端位置： $x=30\text{kg}$  のとき

$$I_n = 83\mu, \quad \frac{x}{I_n} = 0.363$$

$x=30\text{kg}$  のとき

$$I_n = 84\mu, \quad \frac{x}{I_n} = 0.357$$

そこで、中心位置での相互干渉率を求めると

$x=30\text{kg}$  のとき  $I_t' = 1.5\mu$  であるから

$$\frac{I_t'}{x} = 0.05$$

$$\left[ \frac{x}{I_n} \right] \left[ \frac{I_t'}{x} \right] \times 100 = (0.374) \times (0.05) \times 1000 \\ = 1.870(\%)$$

なお、両端位置における相互干渉率は、それぞれ1.201(%), 0.595(%)であった。

以上、垂直方向、水平方向それぞれの相互干渉率を求めたが、結果は良好で、報告されている最大で5(%)の相互干渉率ということに対して、測定値はそれより小さい範囲にとどめることができた。

#### § 4 基礎実験

校正曲線作成にひきつづいて、平面研削盤に支柱型動力計をとりつけ、基礎実験をおこなった。図4は実験装置を示す。なお、使用工作機械、計器は

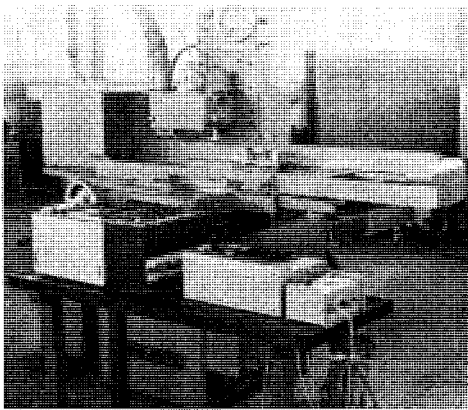


図4 実験装置

工作機械 岡本 PSG—6E 精密平面研削盤  
砥石 WA 60H 5V  
ストレインメータ 共和 DPM—3ATS

オシログラフ 渡辺 WTR211

実験条件としては、テーブル送り速度を変化させた場合と切込み量を変化させた場合についておこなった。これを示すと

砥石回転数 3670 (r.p.m.)

砥石直径 190φ

砥石周速度 2190 (m/min.)

テーブル送り速度 6, 11.25, 20, 25, 30,

35 (m/min.)

切込み量 1, 2, 3, 4, 5 ( $\times 100^{-2}$  mm)

試験片寸法 56  $\times$  14  $\times$  16 (mm)

試験片材質 S55C

なお、研削における潤滑方式は乾式とし、研削部のストレインゲージに対する熱影響を考慮して、試験片取付部にはペークライト板を挿入した。

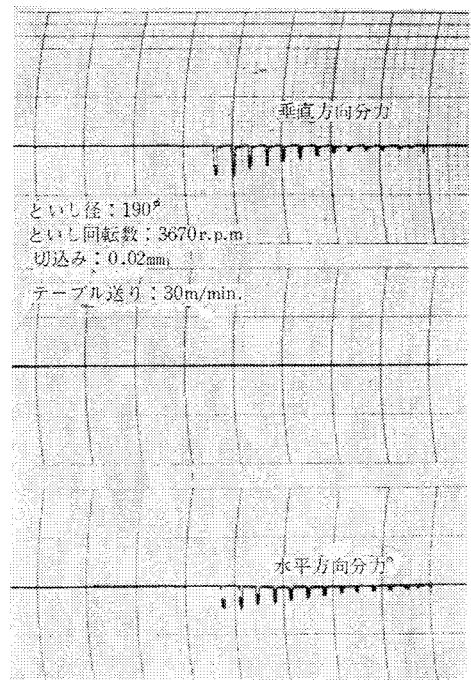


図5 垂直、水平方向分力

図5は、切込み量: 0.02mm、テーブル送り速度: 30m/min. のときの垂直、水平2方向の分力を示す。いづれも、最初は決定された条件での研削加工であり、以後は、くりかえし往復研削加工による測定値となっている。また、図6は、テーブル送り速度を変化させたときの垂直方向分力:

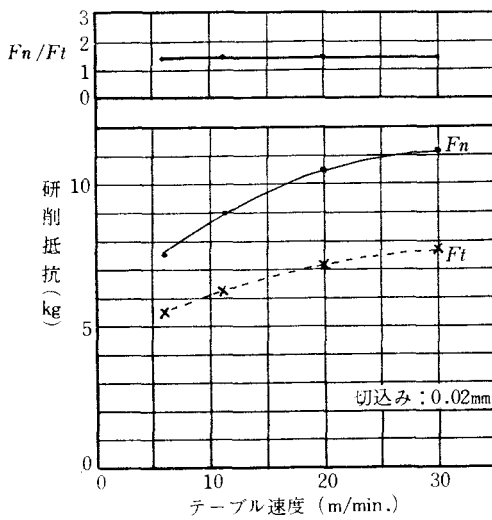


図6 テーブル速度と研削抵抗

$F_n$ , 水平方向分力:  $F_t$  の値を示している。当然のこととして、テーブル送り速度が増大するにつれて研削抵抗は増加する。そして、 $F_n/F_t$  の値は、通常約2であるといわれているが、この基礎実験条件下においては、約1.5であった。

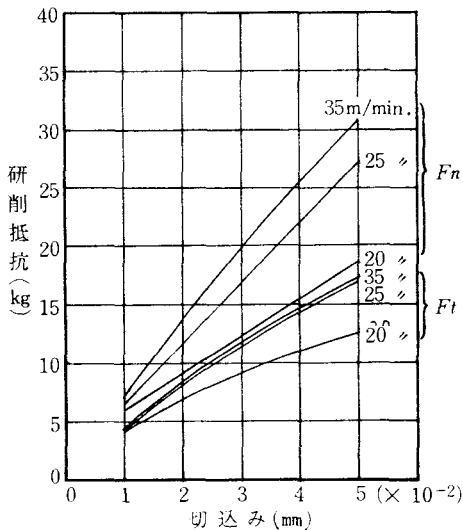


図7 切込みと研削抵抗

図7は、切込み量をかえた場合の研削抵抗の値を示す。 $F_n$ ,  $F_t$ とも切込み量の増大につれて増

加し、また、テーブル送り速度の変化に対しても同様の結果となる。そして、いづれも  $F_n/F_t$  の値は約1.3~1.6であった。これが、 $F_n/F_t \approx 2$  の値より小であるということは、前述同様基礎実験の条件によるものと考えられる。

## §5 結 言

平面研削動力計において、従来使用されている八角リング型の相互干渉率の欠点をおぎなうものとして、支柱型を試作して実験してみたが、その結果は予期どおり良好であった。これを総括するとつぎのとおりである。

(1) 支柱型平面研削動力計は、剛性が大である。

(2) 相互干渉率は小さく、その値は、5(%)以内にとどめることができる。

(3) 実際の研削加工実験においても、ゲージの熱影響を除去することを考慮すれば、予期どおりの測定値が計測される。

なお、本研究は、支柱型平面研削動力計の試作およびその検討が目的であって、研削加工における諸現象を追究することではない。ゆえに、実験は、単なる基礎実験にとどまっているが、つぎの段階においては、当然のこととして、研削現象を解明するために利用されなければならないだろう。

おわりに、本研究をおこなうにあたり、動力計の製作に御協力をいただいた実習工場西本進係長ならびに機械仕上松室友之助、松原義秋の諸氏に深く謝意を表します。

## 文 献

- 1) C. T. YANG: DESIGN OF SURFACE GRINDING DYNAMOMETER  
transactions of the ASME, Feb. (1968)
- 2) 中山一雄, 田村清: 試作した研削工具動力計について, 昭和43年度精機学会前刷
- 3) 株式会社共和電業編: 抵抗線歪計による歪測定
- 4) 竹中規雄編: 研削加工, 誠文堂新光社

(昭和44年9月1日受付)

# 無段変速プーリ付旋盤の特性

(機械工学科) 里 信 敏 行

## Studies on the Quality of the Lathe with a Variable-Speed Belt Drive

Toshiyuki SATONOBU

There are few references of the quality on the machine tool, so we study the quality of the lathe with a variable-speed belt drive.

The stepless speed variation of the lathe increases the efficiency of the lathe and the accuracy of finishing.

### § 1 緒 言

旧式の工作機械に無段変速プーリをつけて更正し、切削速度を自由に選定して使用している例は多い。これは、作業標準に準拠して加工をすすめる、能率の増大と加工精度の向上をはかろうとするもので、作業合理化の基本的事項である。当然のことながら、工作実験室等においても切削実験を行なう場合には、切削速度を自由に選定する必要が生ずるので、変速は無段であることが望ましい。そこで、この報告においては、切削実験に使用する旋盤に無段変速プーリをつけた場合について、その特性を検討しようとするものである。

### § 2 実験方法

無段変速プーリは、モータと旋盤主軸台との間

にとりつけている。

図1に実験装置を示す。モータの入力側には、電力計を結線し、旋盤の刃物台には、3分力工具動力計を装置して、それぞれ入力と切削抵抗を検出する。また、切削速度設定にあたって、主軸回転数の決定は、ストロボスコープを使用して校正されたタコメータによって行なった。詳細は、つぎのとおりである。

旋 盤 池貝E C 18形旋盤 (400×750, 63~1600r.p.m, 3.7kw)

バ イ ト TNUB—332—TX20

被切削材 市販S S 41相当

変速プーリ 三木MT2174 (3.7kw 用)

タコメータ ZERO—MAX B2420

ストロボスコープ 菅原MSX—1 A

(100~25000 r.p.m, ±2%)

電 力 計 横河2042三相電力計

(0.5級, JISC1102)

動 力 計 共和TD—300K A工具動力計

(主分力 300kg)

ストレインメータ 共和DPM—3 A T S

オシログラフ 渡辺WTR211

また、実験条件としては、モータ直結の場合と無段変速プーリをつけた場合について比較検討することとして、それぞれ切削速度、切込み、送りを変化させて切削抵抗を検出した。

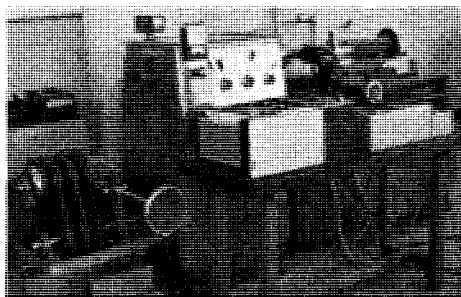


図1 実験装置

### § 3 予備実験

本実験にさきだって、主軸回転数の決定、供給動力の安定、主軸回転数と供給動力の安定、主軸回転数と供給動力の関係を把握しておく必要があるので、そのための予備実験をおこなった。

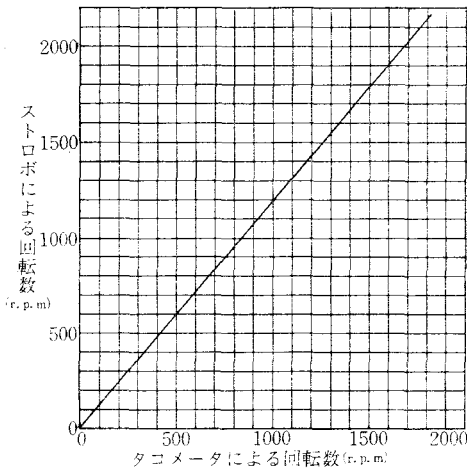


図2 主軸回転数校正曲線

図2は、主軸回転数の校正曲線である。主軸のストロボスコープによる回転数とタコメータによる回転数との関係を示すもので、実験にあたっては、実際の回転数を便宜的にタコメータの読みによっておこなえるようにした。

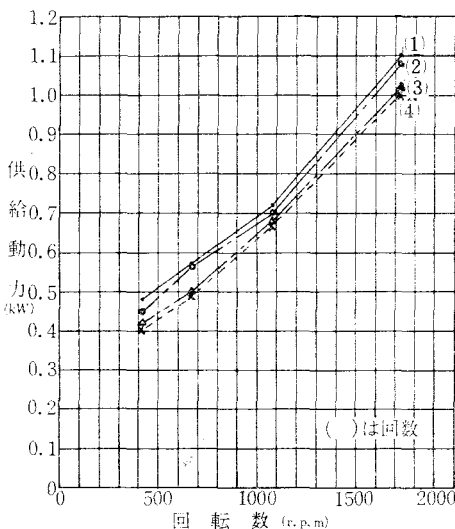


図3 主軸回転数と供給動力(直結)

図3は、直結における主軸回転数と供給動力の関係を始動から継続的に測定した結果である。これによると、測定回数が増えるにつれて供給動力が低下するので、実験にはいる前に、あらかじめ供給動力の安定を考慮しておかねばならないことを示すものである。予備実験の結果から測定値は、継続的測定の4回目位から安定した。

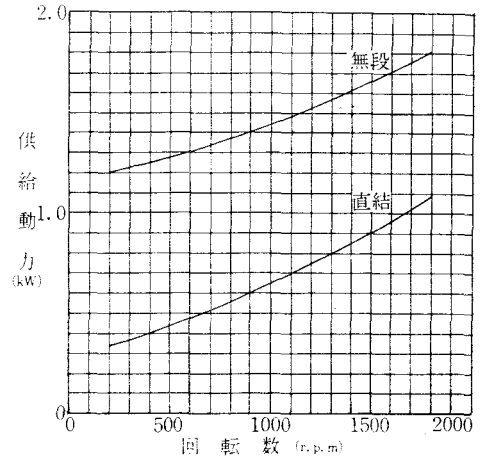


図4 主軸回転数と供給動力

図4は、直結と無段変速プーリをつけた場合の主軸回転数と供給動力の関係曲線である。いずれも無負荷運転であるが、回転数が増大するにつれて供給動力も増加し、特に、無段変速プーリをつけると、直結の場合に対して約0.8kW程度消費動力が増加する。そして、この増加は、主軸回転数1000 r.p.m.以下においては消費動力が2倍以上に達することを示しており、低速回転領域において増加割合が大であることをあらわしている。

### § 4 実験結果、考察

実験結果は、入力、切削動力、機械効率について整理した。ここで、切削動力は

$$N_c = \frac{P_1 \cdot v}{102 \times 60} = \frac{P_1}{102 \times 60} \times \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \text{ (kW)} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$N_F = \frac{P_2 \cdot v_f}{102 \times 60} = \frac{P_2}{102 \times 60} \times \frac{n \cdot f}{1000} \text{ (kW)} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$N_c$ : 正味切削動力 (kW)

$N_F$ : 送りに要する動力 (kW)

$P_1$ ：切削抵抗主分力 (kg)

$P_2$ ：切削抵抗送り分力 (kg)

$v$ ：切削速度 (m/min.)

$v_f$ ：バイトの送り速度 (m/min.)

$D$ ：工作物直径 (mm)

$n$ ：主軸回転数 (r.p.m.)

$f$ ：送り (mm/rev.)

3分力としては、この他に背分力があるが、切削動力には関係がない。

つぎに、機械効率は

$$\eta = (N_c + N_F) / N \quad \dots\dots\dots (3)$$

$\eta$ ：機械効率

$N$ ：運転に必要な全動力

しかしながら、 $N_F \ll N_c$  で、一般に0.5%以下なので、通常は

$$\eta = N_c / N \quad \dots\dots\dots (4)$$

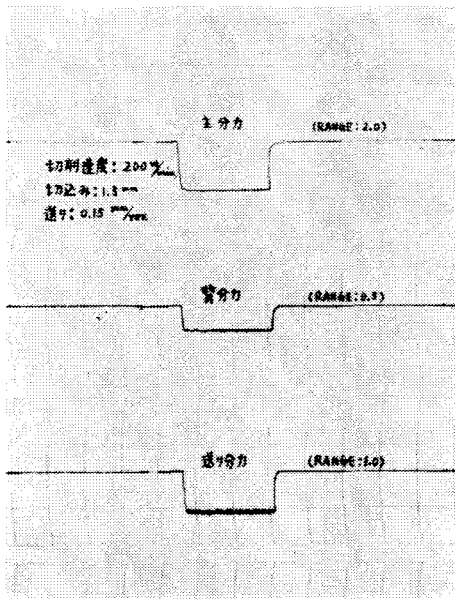


図5 切削抵抗3分力

図5は、切削速度：200 m/min.、切込み：1.5 mm、送り：0.15mm/rev. における切削抵抗3分力であるが、各種切削条件による測定値をまとめると、表1、2、3のとおりである。

ここで、 $d$ は切込み(mm)であり、( )内の値は、無段変速プーリをつけた場合をあらわす。

図6、7は、負荷をかけた場合の切削速度に対する切削動力、機械効率を示すもので、切削動力

表1 切削速度と切削動力

$v$	$D$	$n$	$d$	$f$	$N$	$N_c$	$N_F$ ( $\times 10^{-5}$ )
96.7 (100)	46.2 (49.3)	667 (647)	1.5	0.2	1.98 (2.20)	1.34 (1.16)	57 (30)
149 (150)	43.6 (49.2)	1088 (972)	"	"	2.40 (2.70)	1.62 (1.63)	61 (39)
234 (200)	43.1 (47.5)	1728 (1340)	"	"	3.68 (3.65)	2.32 (2.10)	85 (54)
250 (250)	46.1 (49.2)	1728 (1620)	"	"	3.75 (3.90)	2.37 (2.55)	93 (61)

表2 切込みと切削動力

$d$	$D$	$n$	$v$	$f$	$N$	$N_c$	$N_F$ ( $\times 10^{-5}$ )
0.5	36.9 (49.3)	1728 (1293)	200	0.2	1.85 (2.30)	0.91 (0.79)	42 (29)
0.75	" (49.0)	" (1300)	"	"	2.15 (2.60)	1.26 (1.17)	58 (35)
1.0	" (48.8)	" (1305)	"	"	2.45 (2.95)	1.50 (1.50)	66 (41)
1.25	" (48.3)	" (1320)	"	"	2.80 (3.30)	1.80 (1.85)	71 (47)
1.5	" (47.5)	" (1340)	"	"	3.10 (3.65)	2.04 (2.09)	77 (54)
1.75	" (46.8)	" (1360)	"	"	3.45 (4.10)	2.46 (2.47)	93 (61)

表3 送りと切削動力

$f$	$D$	$n$	$v$	$d$	$N$	$N_c$	$N_F$ ( $\times 10^{-5}$ )
0.1	36.9 (44.7)	1728 (1425)	200	1.5	2.25 (2.80)	1.32 (1.26)	24 (17)
0.15	" (44.5)	" (1430)	"	"	2.70 (3.20)	1.73 (1.68)	46 (33)
0.2	" (47.5)	" (1340)	"	"	3.15 (3.60)	2.03 (2.09)	74 (54)
0.25	" (45.9)	" (1390)	"	"	3.60 (4.10)	2.54 (2.56)	116 (82)

は、当然、無段変速プーリをつけた場合の方が直結の場合より大きく、機械効率は低下する。しかし、この場合機械効率の低下は、5%内外にとどまっている。

図8は、切削速度とトルクの変動をあらわすものである。

図9、10は、切込みの変化と切削動力、機械効率の関係を示すもので、この場合、機械効率の低下は、10~15%にもおよんでいる。また、図11、12は、送りに対する切削動力、機械効率の関係で、機械効率の低下は、同じように10~15%位になっている。

なお、通常、歯車式旋盤の機械効率は、70~85

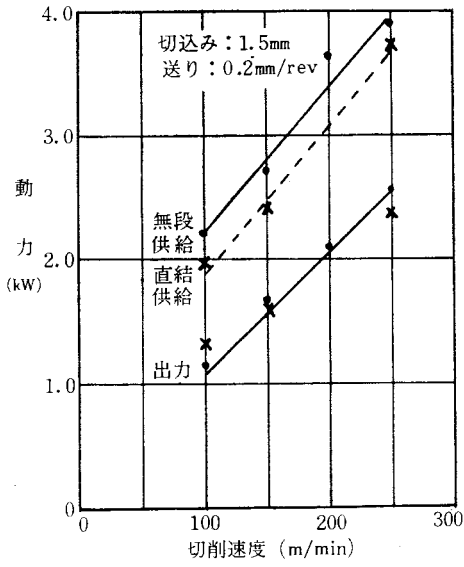


図6 切削速度と動力

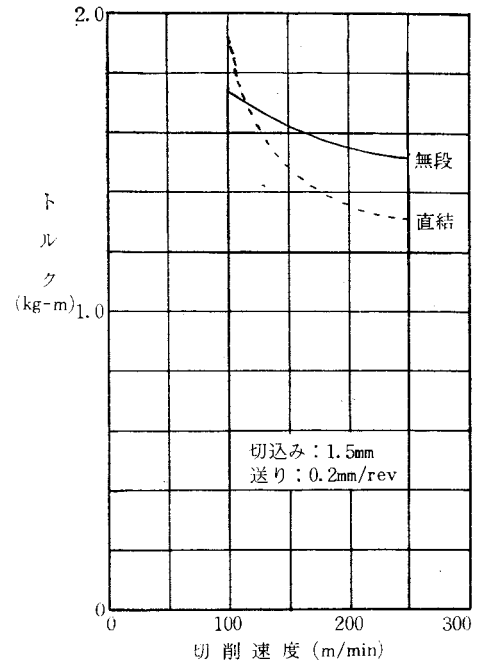


図8 切削速度とトルク

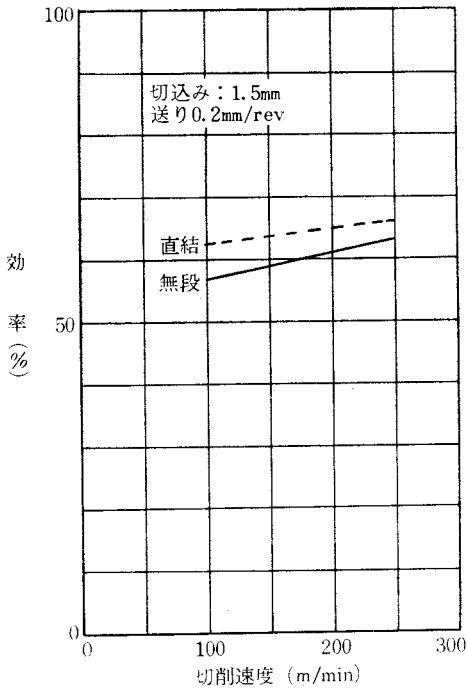


図7 切削速度と機械効率

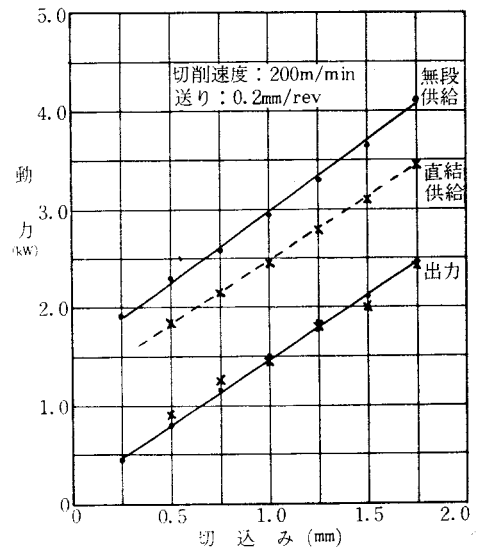


図9 切込みと動力

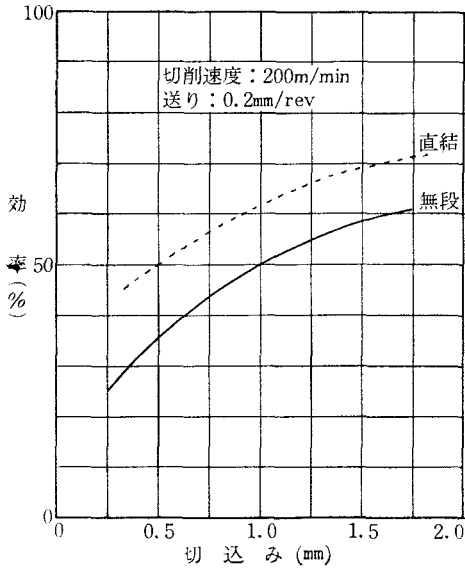


図10 切込みと機械効率

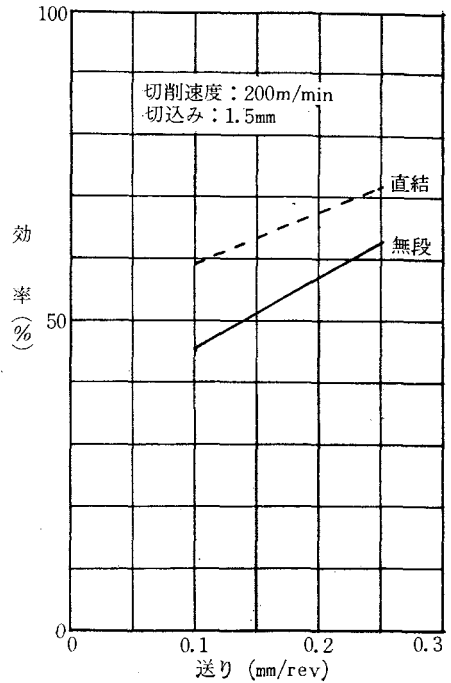


図12 送りと機械効率

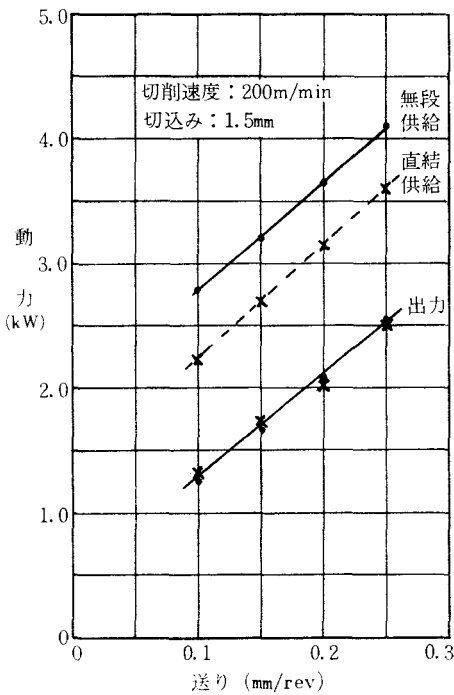


図11 送りと動力

%といわれているのに対して全体的に60~70%という低い値となっているのは、運転に必要な全動力の値をモータ損失をも加えた工作機械全体の運転に必要な動力すなわち入力におきかえて計算したための結果と考えられる。

## § 5 結 言

旋盤に無段変速プーリをつけた場合の特性について検討した結果を総的にまとめると、つぎのとおりである。

(1) 旋盤に無段変速プーリをとりつけると、変速が無段となり、切削性能領域を拡大して使用することが可能となる。

(2) 機械効率の低下は大きく、切削条件によっては15%にもおよぶ。

以上の実験をおわるにあたって、実験方法を再検討すると、工作機械の特性を一層明確にするためには、モータの特性を知っておかねばならないと思う。そして、動力勘定を行なえば、特性は的確にとらえられるだろう。

最後に、本実験に御協力をいただいた実習工場西本進係長ならびに河口勇治技術員に感謝の意を表します。

## 文 献

- 1) 湯本誠治著：機械工作実験法，パワー社
  - 2) Koenigsberger 著，塩崎 進訳：工作機械の設計原理，養賢堂
  - 3) G. Shlesinger 著，森他訳：工作機械，コロナ社
- (昭和44年9月1日受付)



# 非接触歯車ポンプの歯間部隙間の最適値

(機械工学科) 京 免 進

## The Best Value of the Clearance between the Two Gears of the Contactless Gear Pump

Susumu KYOMEN

To study the characteristics of the contactless gear pump (no contact between the two gears), oil flow between the two gears has already been analyzed and experimentally investigated. But it is not yet clear how the values of the clearance between the two gears are decided.

As a result of our investigation, the best value of the clearance between the two gears which makes the energy loss minimum was given by the dimensionless quantity and the measurements of the pump.

### § 1 緒 言

一般に歯車ポンプのかみ合い部分は接触して隙間はないものと考え、ポンプ特性は論じられている。しかし、実際には隙間が発生し、特性に大きく影響を与えるはずである。この問題を解決するためにも、非接触歯車ポンプの概念を導入すべきであろう。したがって、非接触歯車ポンプは外部駆動歯車によってポンプ歯車歯間部\*を一定隙間に保ってポンプ作用を行うものであり、閉じ込みを起こさず、歯と歯の接触による摩擦熱を生ぜず、キャビテーションを起こしにくい、などの特長がある。

このポンプの特性を究明するため、歯間部歯形に円筒近似が適用され、歯間部の流れへの解析が行われ、回転二円筒ポンプの実験結果とのよい一致が認められている<sup>1)</sup>。しかし歯間部隙間の寸法はどのように決定すべきか、その設計方針は資料も少なく不明確である。本報においてはこの問題を解決するために、歯間部漏れの最小損失エネルギーを考察したところ、歯間部隙間の最適値はポンプ構造と、使用油の圧力および粘度と、ポンプの回転数からなる無次元量によって表示されることがわかった。

### § 2 記 号

$p_1$ : 吐出圧力	$p$ : 任意の点の圧力
$p_2$ : 吸込圧力	$u$ : // 速度
$\mu$ : 油の粘度	$x, y$ : 直角座標
$q'$ : 圧力差のみによる流量	$q''$ : 回転により生ずる流量
$h$ : 任意の点での隙間	$h_0$ : $x = 0$ における隙間
$h_0^{*l}$ : 回転二円筒ポンプの場合の最適隙間	$h_0^{*}$ : 非接触歯車ポンプの場合の最適歯間部隙間
$r$ : 曲率半径	$\alpha = \tan^{-1} \frac{x}{\sqrt{rh_0}}$
$c$ : 積分定数	$U$ : 円筒の周速度

\*この場合、歯と歯は接触していないが、接触している場合のかみ合い部分をこのように名づける。

$F_1, F_2$ : 単位幅当りの摩擦力 $E_1, E_2$ : 単位幅当りの損失動力 $\beta$ : かみ合い圧力角 $T$ : かみ合い隙間の数 $N$ : 毎分回転数 $D_0$ : ピッチ円直径

## § 3 解 析

非接触歯車ポンプの歯間部に平均的隙間が生じるものと仮定し、歯形を円弧で近似し、二つの回転円筒間の小さな隙間を油が圧力差によって流れる場合を解析する。二つの等しい円筒間を流れる油の流量を次の二つの場合に分けて考える。すなわち、二つの静止した円筒間の隙間の両側に圧力差があり、それによって流れる場合の単位幅当りの流量  $q'$ 、および油が静止していて二つの円筒が両者転がる方向に回転することによって生ずる単位幅当りの流量  $q''$  を考える。これら二つの場合の流量の和が求める流量であると考えることができる。

## (a) 円筒が静止し圧力差による流れの場合

図1に示すように、二つの等しい円弧の半径を  $r$  とし、最小隙間  $h_0$  の中点を原点とし、主流の方向を  $x$  軸、垂直方向に  $y$  軸をとる。円弧上の任意の点を  $k$  とする。

$x = -\infty$  における圧力を  $p_1$ ,  $x = +\infty$  における圧力を  $p_2$  とする。流れは層流とし、非圧縮性、粘性流体の2次元定常流れとして計算する。今、任意の点の圧力を  $p$ 、速度を  $u$ 、粘性係数を  $\mu$  とすると、 $p$  は次のように表わされる<sup>1)</sup>。

$$p = -\frac{9}{2} \frac{\mu q' \sqrt{r h_0}}{h_0^3} \left( \alpha + \frac{2}{3} \sin 2\alpha + \frac{1}{12} \sin 4\alpha \right) + c \quad \cdots \cdots (1)$$

ここで、 $\alpha$  は  $\tan^{-1} \frac{x}{\sqrt{r h_0}}$ ,  $c$  は積分定数である。ところで

$$x = +\infty \quad \text{すなわち} \quad \alpha = \frac{\pi}{2} \quad \text{のとき} \quad p = p_2$$

$$x = -\infty \quad \text{すなわち} \quad \alpha = -\frac{\pi}{2} \quad \text{のとき} \quad p = p_1$$

であるから次式が成立する。

$$\begin{aligned} \frac{9\pi}{2} \frac{\mu q' \sqrt{r h_0}}{h_0^3} &= p_1 - p_2 \\ q' &= \frac{2}{9\pi} \frac{(p_1 - p_2) h_0^3}{\mu \sqrt{r h_0}} \quad \cdots \cdots (2) \end{aligned}$$

又、 $x$  方向の圧力勾配  $\frac{dp}{dx}$ <sup>1)</sup> は式(2)を代入すると

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dx} &= -\frac{12\mu q'}{h^3} \\ &= -\frac{8}{3\pi} \frac{(p_1 - p_2) h_0^3}{\sqrt{r h_0} h^3} \quad \cdots \cdots (3) \end{aligned}$$

任意の点での油の速度  $u$ <sup>1)</sup> は式(3)を代入すると

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} \left( y^2 - \frac{h^2}{4} \right)$$

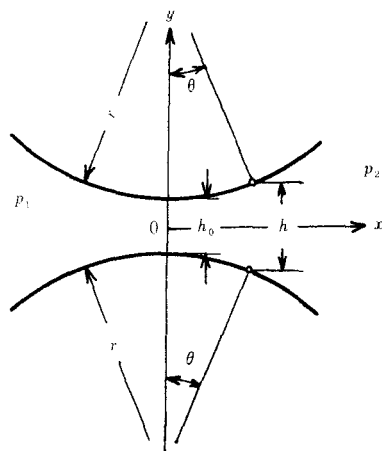


図 1

$$= -\frac{4}{3\pi} \frac{(p_1 - p_2)h_0^3}{\mu\sqrt{rh_0}} \frac{1}{h^3} \left( y^2 - \frac{h^2}{4} \right) \quad \dots\dots\dots(4)$$

ここで、円筒表面( $y = \frac{h}{2}$ )において、 $u$ を微分すると

$$\left( \frac{du}{dy} \right)_{y=\frac{h}{2}} = -\frac{4}{3\pi} \frac{(p_1 - p_2)h_0^3}{\mu\sqrt{rh_0}} \frac{1}{h^2} \quad \dots\dots\dots(5)$$

ゆえに、油が円筒におよぼす単位幅当りの摩擦力  $F_1$  は次式で与えられる。

$$F_1 = 2 \int_{-\infty}^{\infty} \mu \left( \frac{du}{dy} \right)_{y=\frac{h}{2}} dx = -\frac{8}{3\pi} \frac{(p_1 - p_2)h_0^3}{\sqrt{rh_0}} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{h^2} dx \quad \dots\dots\dots(6)$$

ここで、図1から

$$\left. \begin{aligned} h &= \left( h_0 + \frac{x^2}{r} \right) \\ \tan \alpha &= \frac{x}{\sqrt{rh_0}} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots(7)$$

の関係があるから、これらを用いて上式を積分すると

$$F_1 = -\frac{8}{3\pi} (p_1 - p_2) h_0 \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \alpha \, d\alpha = -\frac{4}{3} (p_1 - p_2) h_0 \quad \dots\dots\dots(8)$$

となる。

#### (b) 油が静止して円筒が回転している場合

図2に示すように、流体が静止して円筒が周速度  $U$  で回転しているとする。この場合の単位幅当りの流量  $q''$  は

$$q'' = 1.226 h_0 U \quad \dots\dots\dots(9)$$

となり、 $x$  方向の圧力勾配  $\frac{dp}{dx}$  は次式に式(9)を代入すると

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dx} &= -\frac{12\mu q''}{h^3} + \frac{12\mu U}{h^2} \\ &= -\frac{14.712\mu h_0 U}{h^3} + \frac{12\mu U}{h^2} \quad \dots\dots\dots(10) \end{aligned}$$

任意の点での油の速度  $u$  は次式に式(10)を代入すると

$$\begin{aligned} u &= \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 - \frac{1}{8\mu} \frac{dp}{dx} h^2 + U \\ &= \frac{1}{2\mu} \left( -\frac{14.712\mu h_0 U}{h^3} + \frac{12\mu U}{h^2} \right) y^2 \\ &\quad - \frac{1}{8\mu} \left( -\frac{14.712\mu h_0 U}{h^3} + \frac{12\mu U}{h^2} \right) h^2 + U \quad \dots\dots\dots(11) \end{aligned}$$

ここで

$$\left( \frac{du}{dy} \right)_{y=\frac{h}{2}} = -\frac{7.356 h_0 U}{h^2} + \frac{6U}{h} \quad \dots\dots\dots(12)$$

単位幅当りの摩擦力  $F_2$  は

$$F_2 = 2 \int_{-\infty}^{\infty} \mu \left( \frac{du}{dy} \right)_{y=\frac{h}{2}} dx = -14.712\mu h_0 U \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{h^2} dx + 12\mu U \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{h} dx \quad \dots\dots\dots(13)$$

$F_1$  の場合と同様に式(7)を用いて積分を行うと

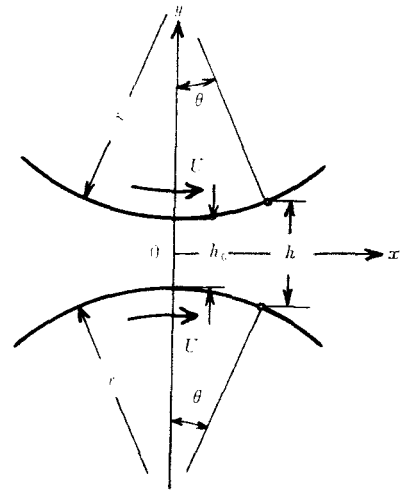


図 2

$$F_2 = -7.356\pi\mu U \sqrt{\frac{r h_0}{h_0}} + 12\mu U \sqrt{r h_0} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{1}{h_0} d\alpha = 4.644\pi\mu U \sqrt{\frac{r}{h_0}} \dots\dots\dots(14)$$

となる。

(a), (b)の結果をまとめると、円筒表面の運動に対する単位幅当りの抵抗  $F$  は式(8), (14)から次のようになる。

$$F = F_1 + F_2 = -\frac{4}{3}(p_1 - p_2)h_0 + 4.644\pi\mu U \sqrt{\frac{r}{h_0}} \dots\dots\dots(15)$$

ところで、(a), (b)における漏れによる単位幅当りの損失動力  $E_1$  は式(2), (9)から次のように表わされる。

$$E_1 = q(p_1 - p_2) = (q' + q'')(p_1 - p_2) = \frac{2}{9\pi} \frac{(p_1 - p_2)^2 h_0^3}{\mu \sqrt{r h_0}} + 1.226 h_0 U (p_1 - p_2) \dots\dots\dots(16)$$

同様に、摩擦抵抗による単位幅当りの損失動力  $E_2$  は式(15)から

$$E_2 = F U = -\frac{4}{3}(p_1 - p_2)h_0 U + 4.644\pi\mu U^2 \sqrt{\frac{r}{h_0}} \dots\dots\dots(17)$$

ゆえに、全損失動力  $E$  は式(16), (17)より

$$\begin{aligned} E &= E_1 + E_2 \\ &= \frac{2}{9\pi} \frac{(p_1 - p_2)^2}{\mu \sqrt{r}} h_0^{\frac{5}{2}} - \frac{0.322}{3} h_0 U (p_1 - p_2) + 4.644\pi\mu U^2 \sqrt{r h_0}^{-\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(18) \end{aligned}$$

したがって、この損失動力を最小にする隙間の値は式(18)を微分すれば求められる。

$$\begin{aligned} \frac{\partial E}{\partial h_0} &= 0 \\ \frac{5}{9\pi} \frac{(p_1 - p_2)^2}{\mu \sqrt{r}} h_0^{-\frac{3}{2}} - \frac{0.322}{3} U (p_1 - p_2) - 2.322\pi\mu U^2 \sqrt{r h_0}^{-\frac{3}{2}} &= 0 \dots\dots\dots(19) \end{aligned}$$

$$\therefore h_0^{*1} = 1.662 \left( \frac{\mu \pi \sqrt{r} U}{p_1 - p_2} \right)^{\frac{2}{3}} \dots\dots\dots(20)$$

式(20)が円筒の場合の最適隙間となる。

ところで、非接触歯車ポンプに上記の解析結果を適用する。ここで周速度  $U$  は

$$U = \frac{\pi D_0 N}{60} \sin \beta \dots\dots\dots(21)$$

$D_0$  はピッチ円直径、 $N$  は毎分回転数、 $\beta$  はかみ合い圧力角である。又、かみ合い隙間の数を  $T$  とすると、圧力差は  $\frac{p_1 - p_2}{T}$  になると仮定すれば普通の歯車ポンプではかみ合い率を1近くにとることが多いから、 $T$  の値は3~4とすればよい。

ゆえに、非接触歯車ポンプの場合の最適隙間  $h_0^{*}$  は

$$h_0^{*} = 0.4991 (D_0)^{\frac{2}{3}} \left( \frac{\mu N}{p_1 - p_2} \right)^{\frac{2}{3}} \sin \beta \dots\dots\dots(22)$$

となる。

### 計算例

$$N = 1350 \text{ r.p.m.}$$

$$p_1 - p_2 = 4 \text{ kg/cm}^2$$

$$\mu = 6.728 \times 10^{-7} \text{ kgs/cm}^2 \text{ (30}^\circ\text{C 程度のマシン油)}$$

$$D_0 = 4.8 \text{ cm}$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$r = 0.821 \text{ cm}$$

$$T = 3.5$$

上記の場合、歯間部の最適隙間は

$$h_0^{*} = 0.0056 \text{ cm}$$

となる。

## § 4 結 言

以上に述べたごとく、非接触歯車ポンプの歯間部隙間を選定する方法として、損失エネルギーを最小ならしめる最適隙間の存在することを明確にし、かつ非接触歯車ポンプの歯間部隙間は  $\mu N/p_1 - p_2$  なる無次元量によって表示されることがわかった。さらに興味あることには、著者によって導出された非接触歯車ポンプの歯間部隙間の表示式は市川氏<sup>2)</sup>による歯車側面、歯車歯先の最適隙間の無次元量を含む表示式と同一傾向を示すことである。

最後に、平素からいろいろと御指導を頂いている広島大学工学部の武田力也先生に深く感謝致します。

## 文 献

- 1) 高杉・武田・岩田・京免：非接触歯車ポンプの研究（第1報），機械学会講演論文集，No. 202，昭和43年．
- 2) 市川常雄：機械学会論文集，18巻66号，158～160頁．

（昭和44年9月1日受付）

# けい光灯の高周波点灯による学習能率について

(電気工学科) 原 田 一 彦

## The Learning Efficiency in the High Frequency Operation of Fluorescent Lamp

Kazuhiko HARADA

In general, operation of fluorescent lamps at high frequencies above 50 or 60 Hertz increases lamp efficacy. The characteristics of the high frequency operation of fluorescent lamps have already been reported in many papers. However, the characteristics of work efficiency in the high frequency operation have rarely been reported.

In this paper, the characteristics of learning efficiency in school, for example, when reading, writing and drafting, etc., have been investigated for the frequencies from 60 to 3000 Hertz.

The following results have been obtained by the measurements:

- (1) The learning efficiency have increased about from 1.3% to 2.3%.
- (2) At frequencies above 1000 Hertz, the learning efficiency have scarcely been changed.

### § 1 ま え が き

すでに発表されているように、けい光灯を高周波点灯すると、ちらつきが減少し、安定器としてコンデンサが使用できて容量および重量が小さくなり、空調容量が減少し、電力損も減少する<sup>1) 2)</sup>。また、生理的、衛生的にも良好との結果がでている<sup>3)</sup>。最近、ソ連で 50 Hz と 1050 Hz の電源で工業用照明設備を点灯し、他の条件は同一にして視作業を行ない、比較したところ、生産性が 2～2.5% 向上し、失敗率が 13% ほど低減したと報告されている<sup>3)</sup>。

そこで、学校では、けい光灯の高周波点灯が学生の学習面にどのような効果があるかを実験し考察することにした。

### § 2 けい光灯の高周波点灯の問題点

#### (a) 高周波電源

高周波点灯には種々の利点があるのに、その普及を阻むものの一つは、電源である。現在では、整流してインバータで高周波を作るサイリスタインバータがよく使用されている。これは従来使用されていた電動発電機や磁気周波数変換器より

も、小型、高効率で保守も楽であり、また、ターンオフ時間が短いので数十 KHz までの範囲の電源として使用できる。車輛関係では 1～2 灯用としてトランジスタを使用したインバータが開発され既に採用されている。

#### (b) 周波数

高周波点灯の場合の周波数は、ランプの発光効率からみれば約 10KHz 以上がよいのであるが、実際には、高周波電源の効率、経済性、変換容量、電力配電および安定器の損失等も合せて考慮した上で決定されるべきで、一概にどの周波数が良いとはいえない。

#### (c) 電力源の配置<sup>1)</sup>

これにはつぎの三方式が考えられる。

- ① 負荷容量 5kw に対して一つの電力源を照明器具の近くに取り付け、負荷と電源との配線距離を短かくし、10KHz の高周波を供給できる Integral power supply.
- ② 周波数を 3000 Hz、負荷を約 10 kw にして供給する Branch circuit supply.
- ③ 最大周波数を 1000 Hz までとし、大きい負荷容量に対する Central power supply.

実際にあたっては、以上の技術的な事柄は結局、

経済的な問題と信頼性によって決まってくるものである。

これらのように、高周波点灯には種々の問題が残されているが、空調設備が標準となりつつあるビルでは、けい光灯器具からの熱の発生を考慮に入れ、また、急増しつつある地下街、地下駐車場のように点灯時間の非常に長い地下施設や大口施設では、消費電力の軽減など考えるとほかに高周波点灯が経済的に有利なので、これからかなり普及するものと思われる。

### § 3 実験方法

#### (a) 被験者

男子工業高校生8名で、ランドルト環による視力は表1に示すように全員1.0以上である。

表1 被験者の視力

被 験 者	視 力		
	左	右	両 眼
A	1.2	1.0	1.2
B	1.5	1.5	1.5
C	1.0	1.0	1.0
D	1.0	1.0	1.0
E	1.0	1.2	1.2
F	1.5	1.2	1.5
G	1.0	1.0	1.0
H	1.2	1.2	1.2

#### (b) 照明

白色けい光灯(20W)を発振器と大電力増幅器(共にNF回路設計ブロック製)を組合せた電源により、60~3000 Hz の範囲で変化させ、机上面の60 Hzにおける平均照度を150, 300, 500  $\ell_x$ の三段階とし、他は同一条件とした。また、安定器は60 Hzを除いてすべてコンデンサを使用した。こまかい図形の識別作業で、目の疲労を少なくするには1000~2000  $\ell_x$ が必要であるが<sup>4)</sup>、現在では、実際にこの程度の高照度が使用されていないので、測定 of 交代時間を利用してゆっくり休憩をとることで補った。

#### (c) 被験者の作業と測定方法

作業① 上質および中質西洋紙半切(B5版)に外径2.5 mmのランドルト環を縦、横各40個ずつ黒インクで謄写印刷した抹消用紙で上向きの図形を数える<sup>4) 5)</sup>。

作業② コンサイス英和辞典をランダムに10ページ選定し、そのページ中の単語を鉛筆で紙に書き写す。

作業③ 製図作業で、A4版の製図用紙(ケント紙)に一边が33 mmの正方形の枠が24あり、その枠ごとに鉛筆書きで10本ずつ、横、縦、左45°および右45°につぎの線を引く。

実 線 {全線 (H使用)  
          {細線 (4 H使用)  
破 線 (半線) (2 H使用)

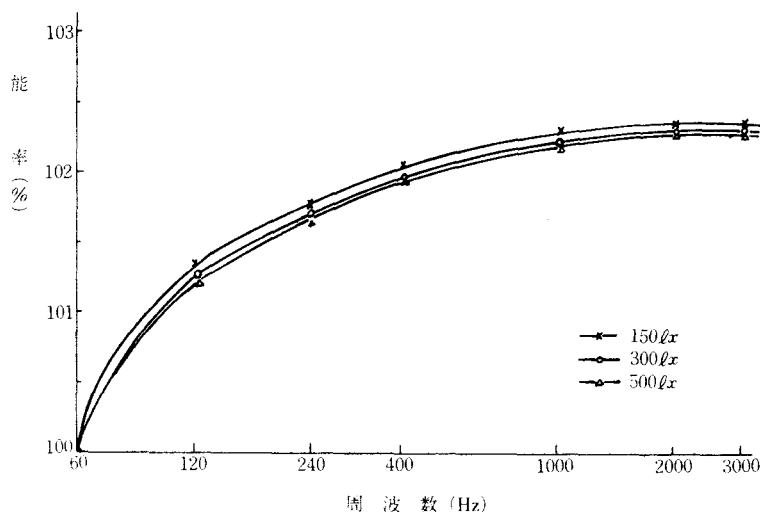


図1 作業①(対比の強い上質紙使用)による能率の周波数特性

二点鎖線（半線）（2 H使用）

一点鎖線（細線）（4 H使用）

寸法線（細線）（4 H使用）

以上の作業を、同一作業について各周波数（60, 120, 240, 400, 1000, 2000 および 3000 Hz）および各照度ごとに5回繰り返し、その所要時間を測定し、その平均を測定値とした。測定にあたっては、測定周波数による照明下で10分間眼を慣らした後実施し、前記のように、交代時間を利用して疲労および慣れによる誤差が入らないよう休憩をとった。

(d) 周囲環境

目の疲労以外の各種の疲労にともなう誤差を極力省くため、室温、湿度等はほぼ一定の状態のもとに実施し、また、騒音が測定室に入らないよう工夫した。

#### § 4 結果および考察

各作業ごとに、被験者の 60 Hz における能率を 100% として、全被験者について平均した能率の周波数特性が図1～図5である。これからわかるように、3000 Hz で約 1.3% から 2.3% の能率

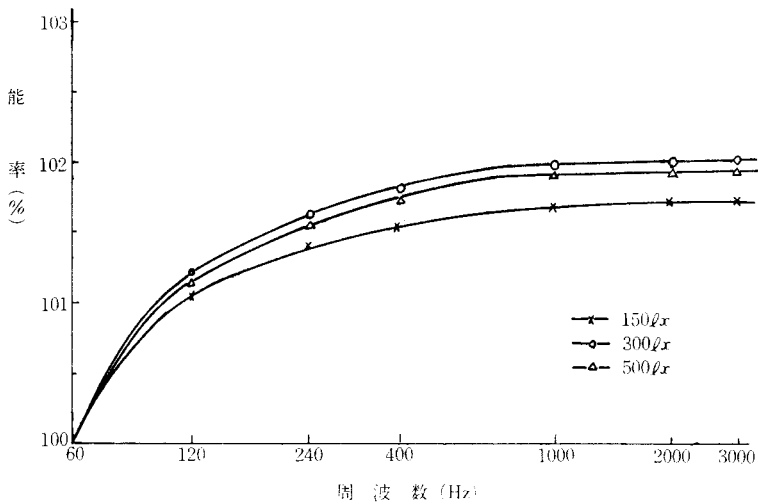


図 2 作業①（対比の弱い中質紙使用）による能率の周波数特性

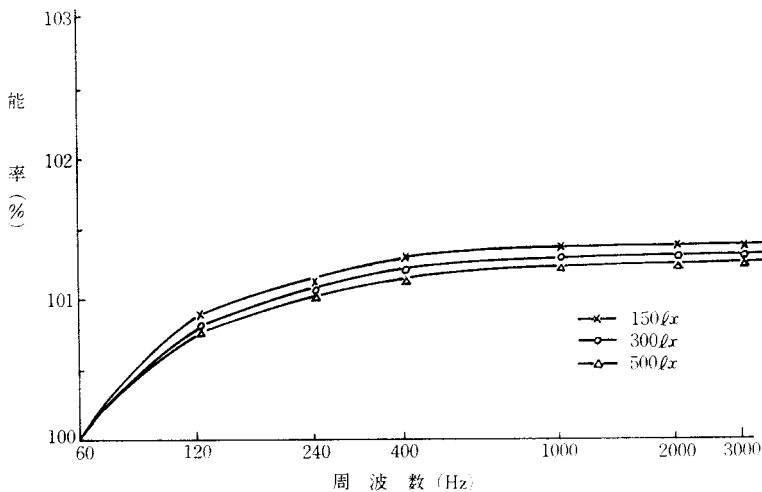


図 3 作業②による能率の周波数特性



向上となっている。

学習能率の測定に、どんな作業を選定するかは重大なことであり、また、その評価は困難をとまなう場合が多い。そこで、作業①は松井氏らの目の疲労測定に応用された抹消作業を利用し、作業②、③は実際に学校で学習する場合について、できるだけ単純な作業を採用した。測定値のバラツキは①が最も小で②、③の順序となった。これは、作業内容に起因するもので、作業が複雑になればそれだけ各種の誤差が入り易いものと考えられる。逆に、能率向上は③が②よりも高いが、こ

れは、高度な視作業ほど高周波点灯が有利であることを意味する。また、①を除いて照度が低い方が能率向上が若干大きい。目の疲労は低照度の方が大であるのに、高周波点灯による疲労の軽減の方が大きいと考えられる。作業①では、対比の弱い中質紙を使用した場合の方が、対比の強い上質紙による作業に比較して能率があまり向上していない。低照度の場合ほど、その傾向が強い。対比の弱いときの作業では、目の疲労が大きく、高周波点灯してもその効果があがらない。

どの作業も 60 Hz の 2 倍の 周波数でかなりの

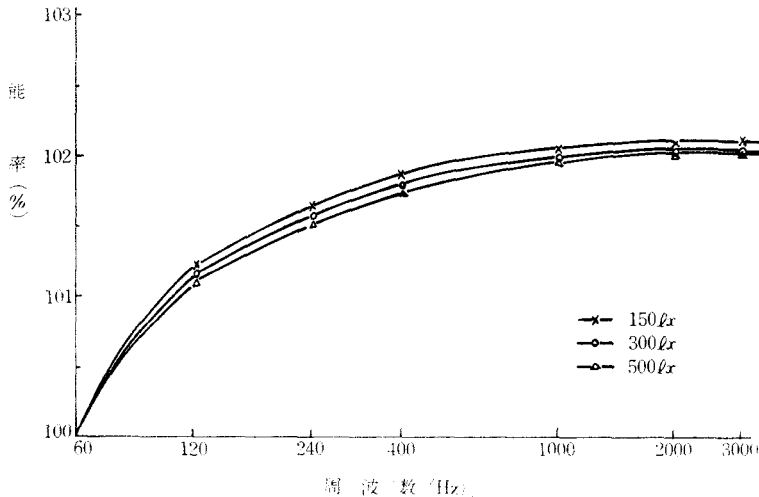


図 4 作業②による能率の周波数特性

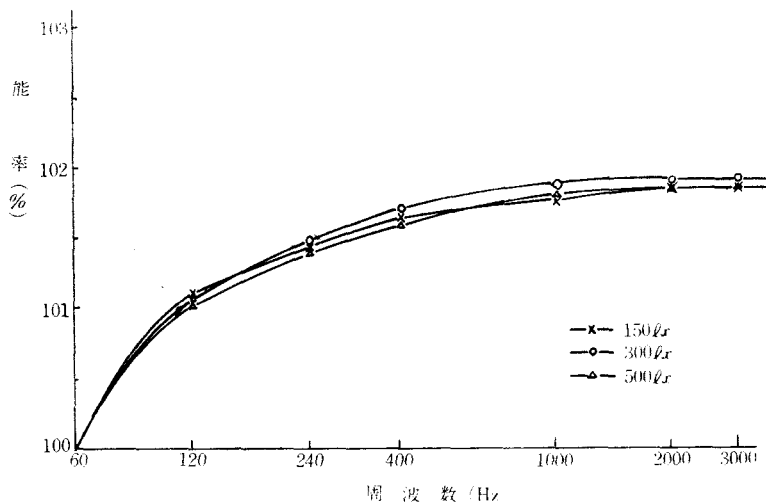


図 5 全作業による能率の平均周波数特性

能率向上を示しているが、これは、交流点灯におけるけい光灯の宿命的欠点であるチラツキの減少が大きく影響しているものである。図6<sup>6)</sup>は40Wラビッドスタートけい光灯のパーセント発光効率の周波数特性である。これによると、10000 Hzでも効率は向上しているが、今回の3000 Hzまでの測定では、1000 Hzから上は学習能率はほぼ一定となっている。これらのことは、実際に高周波点灯を実施するにあたり、電力源配置等と合せ考えて周波数選定の一助となろう。

被験者の視力が全員1.0以上であったためか、視力と測定値との間には別に何らの関係はなかった。

## §5 む す び

測定は、小規模なものであったが、けい光灯の高周波点灯による学習能率は3000 Hzまでの間では、約1.3%から2.3%の範囲で向上し、照度が低い方が若干その程度が大きく、また、1000 Hzを超えると殆ど変化しないことがわかった。

学校の教室照明は、夜間授業をする学校を除いて、普通は、曇天、雨天の場合、あるいは朝夕の照度不足の場合の補助として使用するのが実状である。したがって、照明設備を軽く考えがちであ

るが、高周波点灯による能率向上、その他の各種の利点を考えれば一応考慮してもよい問題と思われる。殊に工業系の学校や高度の視作業をとまなう職業学校ではなおさらである。

今回は電源の関係で3000 Hzまでの測定しかできなかったが、機会があれば、更に高い周波数範囲で測定する予定である。

終りに、測定に全面的に御協力をいただいた広島県本郷工業高等学校木下和明教諭と生徒諸君に深く謝意を表します。

## 参 考 文 献

- 1) 例えば John H. Campbell : Illum. Eng. 55 (1960) 247.
- 2) 原田常雄：昭和43年電気四学会特別講演。
- 3) МАСЕКЕНЕ К. С : Светотехника 14 [8] 5~7 (1968).
- 4) 松井他：照明学会誌 47 Vol. 50 11号 (1963)。
- 5) 阪口他：昭和44年電気四学会論文集。
- 6) IES : IES LIGHTING HANDBOOK (4th Edition) (1966).

(昭和44年9月1日受付)

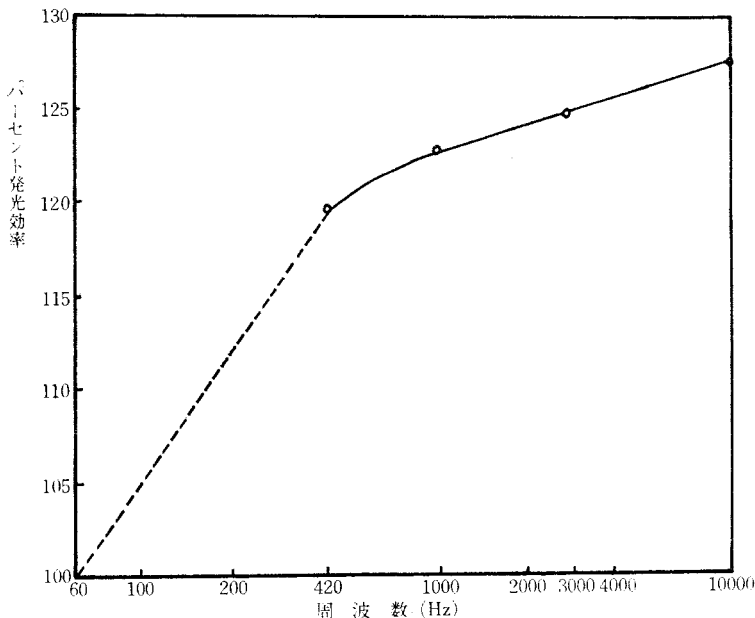


図6 40W ラビッドスタートけい光灯の発光効率  
60 Hz では誘導型、他の周波数ではコンデンサ安定器使用

# 簡易ジャイレータに関する検討

(電気工学科) 村 上 滋 樹

## Study on the Simple Gyrators

Shigeki MURAKAMI

The inductors which are applied to low frequency are not satisfactory because they require bulky size to achieve maximum  $Q$  of 100. The gyrators, however, can be made in IC form and can achieve almost any desired value of  $Q$ .

In this study, three gyrators have been compared with respect to frequency characteristics of impedance gyration and  $Q$ . The obtained result is that the integratable direct-coupled gyrator is the most practical in points of its realization, adjustability and stability.

### § 1 緒 言

電子回路のマイクロ化にともない抵抗やコンデンサの小形化は相当以前より行なわれてきたが、低い周波数領域で用いられるインダクタは鉄心を用いるため大きな制約を受けてきた。そこで、コンデンサと抵抗とインピーダンス変換器あるいは演算増幅器とを組み合わせ受動  $LC$  フィルタと同等の特性をもつ  $RC$  能動フィルタが考案されてきた<sup>1) 2)</sup>。

これらに対してジャイレータは負荷にコンデンサを用いてより直接的に等価インダクタンスを得ることができるものであって、ジャイレータによれば数 10[Hz] において 100 の桁の  $Q$  を得ることが可能で、重量、寸法については数分の一に軽減でき、さらに誘導雑音等の問題も解消できる。

この研究は簡単な回路構成で実現できる原理的な三つのジャイレータをとりあげそれらのインピーダンス変換特性と  $Q$  係数特性を比較検討し、さらに高性能化の方法について考察したものである。

### § 2 ジャイレータ<sup>3)</sup>

四端子回路網において、一次電圧を  $v_1$ 、一次電

流を  $i_1$ 、二次電圧を  $v_2$ 、二次電流を  $i_2$  とおいたとき、つぎの四端子行列を満足するものがジャイレータである。

$$\begin{bmatrix} i_1 \\ i_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & g_1 \\ -g_2 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

この式より明らかなように、 $i_1 = g_1 v_2$ 、 $i_2 = -g_2 v_1$  であるから一次側からみた入力インピーダンス  $Z_i$  は、

$$Z_i = v_1 / i_1 = (-1 / g_1 g_2) i_2 / v_2 \quad (2)$$

となり、もし二次側にコンデンサ  $C_L$  を接続すると、 $i_2 / v_2 = -j\omega C_L$  であるから

$$Z_i = j\omega C_L / g_1 g_2 \quad (3)$$

となってインダクタンスと等価になる。

(1) 式の回路を実現するにはアドミタンス行列を二つの部分に分け

$$Y = \begin{bmatrix} 0 & g_1 \\ -g_2 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & g_1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -g_2 & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

として、それぞれの行列に対応する二つの回路を並列に接続すればよい。第 1 項に対応する回路は正相増幅器となり、第 2 項に対応するのは逆相増幅器である。ふつう  $g_1 = g_2$  に選ぶので、両者の増幅度は等しくならなければならない。また実際の場合には  $y_{ii}$  は 0 とならず小さい値をもち、さらに  $g_1, g_2$  は実数とならず複素数となり不安

定性を増すので、理想状態にできるだけ近づけるよう努力しなくてはならない。

ジャイレータ回路は全体的にみて負帰還増幅回路であるから、低域および高域での安定性を増す工夫が必要であるが、温度特性は負帰還のため相当改善される。

### § 3 ジャイレータ回路

#### 3・1 3トランジスタジャイレータ

Shenoi によって実現された最もトランジスタの少ない回路<sup>5)</sup>で、原回路は 150[V] の電源とそれに応じて高耐圧トランジスタを用い  $h_i/h_f$  が一定の状態で使用しているが、使い易くするため 30[V] の電源で動作するように定数変更したのが図 1 の回路である。

正相増幅器としてエミッタホロワとベース接地増幅回路を組み合わせ用い、入出力インピーダンスを高めながら同相増幅を行なっている。逆相増幅器はふつうのコレクタホロワである。電圧増幅度はともに約 46[dB] で、ジャイレータ抵抗  $1/g \approx 155[\Omega]$  はコレクタホロワのエミッタ抵抗とベース接地増幅回路の入力側可変抵抗によって調整できるが、これらの抵抗は  $y_{ii}$  にも影響するので調整は面倒である。この回路はもともと高い周波数領域で動作させるようジャイレータ抵抗を低く選んであるので回転量が少なく、 $Z_{ii}$  も  $2[\Omega]$  程度で余り小さくならないので特性は図 3 のように良好でなく、1[kHz] で約 20 の  $Q$  しか得られなかった。

なお、 $Z_i$  は標準可変抵抗と比較する方法によって測定し、 $Q$  は標準的な方法で測定した。

#### 3・2 4トランジスタジャイレータ

3トランジスタジャイレータの特性改善と調整の容易さを目標として柳沢により考案された回路<sup>6)</sup>である。原回路の一部定数変更を行ない直結部を減らしたので特性は良くないが調整はより容易となった。この回路は逆相増幅器にもエミッタホロワを用いて入力インピーダンスを高め、更に正相増幅器に正帰還をかけて  $y_{ii}$  を 0 に近づけている。

$g_{ii}$  を  $1[m\Omega]$  に調整し、 $C_L = 0.1[\mu F]$  としたときの特性は図 3 のようになり 100[Hz] ~ 10[kHz] にわたって直線的回転ができた。 $Q$  は

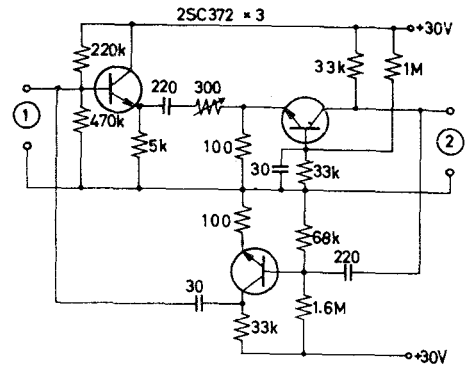


図 1 3トランジスタジャイレータ

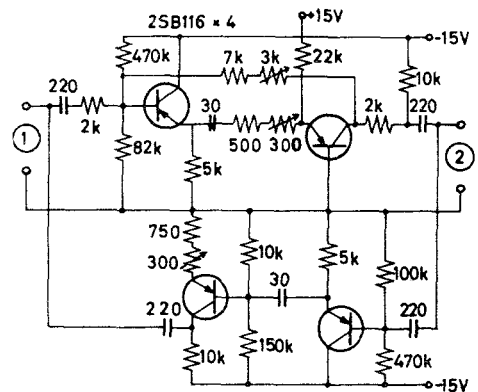


図 2 4トランジスタジャイレータ

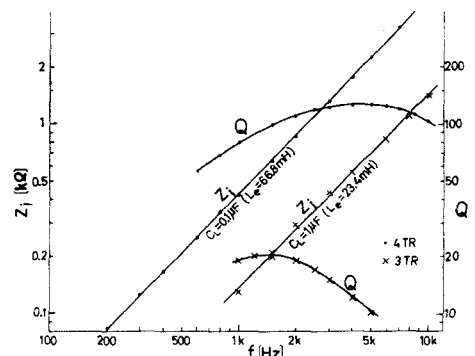


図 3 3トランジスタおよび4トランジスタジャイレータの周波数特性

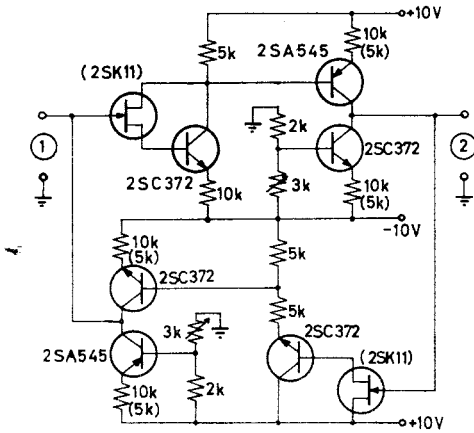


図4 6(8)トランジスタジャイレータ

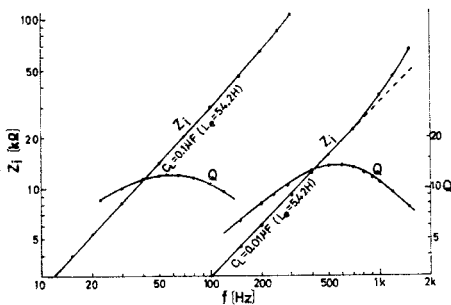


図5 6トランジスタジャイレータの周波数特性 ( $g = 50 \mu S$ )

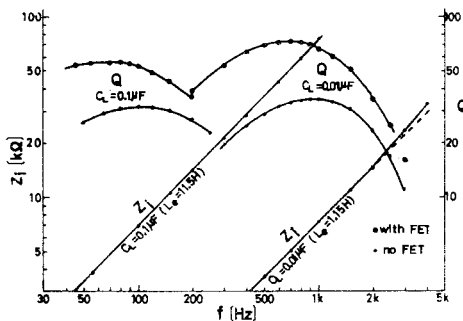


図6 6(8)トランジスタジャイレータの周波数特性 ( $g = 100 \mu S$ )

電源電圧 15[V] のとき約130, 18[V] に高めたとき 270 を得ることができた。

この形のジャイレータを高性能化するには、直結にして定電流回路を附加することなどが要求されるが、これらを取り入れることにより 10~20 [Hz] において 200[H] のインダクタンスと 200 の  $Q$  を実現することが可能である<sup>4)</sup>。

### 3・3 6(8)トランジスタジャイレータ

Fromberg の発表した回路<sup>3)</sup>で直結増幅器を用い薄膜化をねらった最も原理的な回路である。差動増幅を正相、逆相増幅器の入力側に用いた回路構成はこの回路の発表以前に Holmes ら<sup>4)</sup>によって発表されており 4 [kHz] で 500 の  $Q$  を得ている。また、柳沢ら<sup>7)</sup>は Fromberg の形の改良により 1 [kHz] において 350 程度の  $Q$  を得ている。

図4の実験回路は出力側の抵抗が 10[kΩ] のとき  $g = 50[\mu S]$ 、( ) の値のとき  $g = 100[\mu S]$  となり、トランジスタに 2SC853 と 2SA545 を用いたときの特性は図5のように回転量は大きいがトランジスタの  $h_f$  と  $h_i$  が小さかったため  $Q$  は 13 程度になった。その後 2SC372Y に変更したが  $g = 50[\mu S]$  のときは殆んど変化がみられなかったもので、 $g = 100[\mu S]$  としたところ、電圧増幅度が約 5 [dB] 増加して約 36 [dB] となり最大  $Q$  35 を得た。

つぎに入力インピーダンスを高めることにより  $Q$  が高められることを実験的に明らかにするため図4のように 2SC372 に FET の 2SK11 を附加して複合接続にしたら、約 2 倍の 72 の  $Q$  を得ることができた。

この回路の電源電圧変動による特性変化は電圧の  $\pm 20[\%]$  変動に対して、 $g$  の変化は約 1 [%]、 $Q$  の変化は約 4 [%] で極めて少ない。温度特性は測定していないが、 $10^{-3} [1/^{\circ}C]$  以下の温度係数が充分期待できる。

### 3・4 検 討

以上の3回路の実験的比較により、3トランジスタジャイレータに正帰還をかければ最も簡単で実用性のあるジャイレータが実現できるが、製作の単純さ、安定性、調整し易さからは6トランジスタ形または差動増幅形で  $h_f$ ,  $h_i$  の大きいトランジスタを用いたものがすぐれている。

高性能化するには、直結形にする、定電流電源

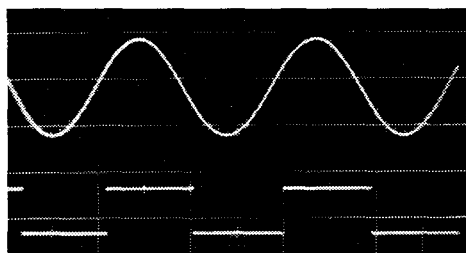


図7 選択回路の入力(下)と出力(上)

方式にする、増幅度を大きくする、入力インピーダンスを高める等の条件を満たす必要があり、必然的に使用トランジスタは増してくる。IC化して量産する場合には、トランジスタ数の増加は特に困難な問題を生じるわけではないので、高性能化、補正の容易性などより8~14トランジスタジャイレータが望まれる。さらに、正相、逆相増幅器のパターンの統一の点からは Holmes らの差動増幅形が適当である。

#### §4 ジャイレータの応用例

8トランジスタジャイレータを使って100[Hz]の並列共振形選択回路を構成し、これをベース接地形バッファで駆動した場合の方形波入力と正弦波出力を図7に示す。入力波のひずみ率は32[%]、出力波のそれは0.6[%]であり、共振曲線より求めた $Q$ は33となった。 $Q$ の値が低いのは最大 $Q$ の条件を満たしていないのと測定器の入力インピーダンスのためである。

この回路は交流定電圧装置の電源同期基準電圧回路の一部として使用する予定のもので $Q$ をさらに高め、全体的には帯域通過形に再構成して、ひずみ率0.1[%]の正弦波を得たいと思っている。

#### §5 結 言

簡単な接地形ジャイレータについて比較検討したが、IC化可能な直結差動形のものが多い点ですぐれていることがわかった。

今後、ダイナミックレンジの拡大、非接地形ジャイレータについて研究し、ジャイレータを使った各種フィルタの設計試作を行ないたい。

#### 文 献

- 1) J. Mittelman : Active filters ; Part 1, Electronics May 27, 1968, pp. 109~114.  
L. Pian : Active filters ; Part 2, Electronics Jun. 10, 1968, pp. 114~120.
- 2) B. L. Cochran : Transistor Circuit Engineering, Macmillan Company N. Y. 1967, pp. 231~232.
- 3) Fromberg : Gyrator for simulating inductance in microelectronic low frequency circuits, Electronic Engineering, Jan. 1968, pp. 12~15.
- 4) W. H. Holmes et al : High-performance direct-coupled gyrators, Electronics Letters, Vol. 3, No. 2, 1967, pp. 45~46.
- 5) B. A. Shenoï : Practical realization of a gyrator circuit and RC-Gyrator filters, IEEE Tr. on C. T.—12, Sept. 1965, pp. 374~380.
- 6) T. Yanagisawa : Realization of a lossless transistor gyrator, Electronics Letters, Vol. 3, No. 4, Apr. 1967, pp. 167~168.
- 7) 柳沢他 : 正逆相アドミタンス形直結トランジスタジャイレータの高 $Q$ 、低電力化, 昭和44年電気四学会連合大会, 2102.

(昭和44年9月1日受付)

# 立体骨組の新判別式

(建築学科) 清

和 四 士

## A New Discriminant of Spaced Frame

Kazuyoshi SEI

This report consists of four parts.

First, the stability of a ball and a spaced frame is discussed.

Second, a new discriminant of spaced frame is given as follows :

$$6c - s - (m + n) \leq 0$$

$$5c - (m + n) \leq 0$$

Third, three existing discriminants are criticized.

Fourth, the author explains how to determine whether a spaced frame is stable or unstable, and when stable, statically determinate or not.

### § 1 序

一般に安定の問題は複雑であるが、図1のような球の安定は概念的にわかり易いので、よく引用される<sup>1)</sup>。A, B, C 3面における球はP点で

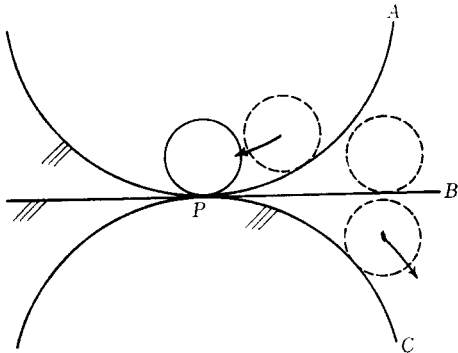


図1 球の安定

いずれも釣合状態にあるが、A面ならば安定な釣合、B面では中立の釣合となり、C面の場合是不安定な釣合となる。エネルギー論では、球のポテンシャルエネルギーを $U$ 、仮想変位のために生ずるポテンシャルエネルギーの変分を $\delta U$ とすれば、釣合状態は $\delta U = 0$ で示される。安定・不安定の判別はさらに高次の微小量 $\delta^2 U > 0$  (安定)、 $\delta^2 U = 0$  (中立)、 $\delta^2 U < 0$  (不安定) によらなけ

ればならない。

建築構造は当然立体骨組として解析すべきであるが、便宜上末だに平面骨組の組合わせとして処理している。立体骨組の判別式は少なく、欠点をもつものもある。近来立体骨組の解法も次第に増しているので、ここに立体骨組の新判別式を提案する。

### § 2 新判別式

荷重を受ける骨組構造の各部材には垂直応力度、剪断応力度が生ずる。部材断面には応力度と次式のような関係をもつ、図2の如き断面力が働いている。

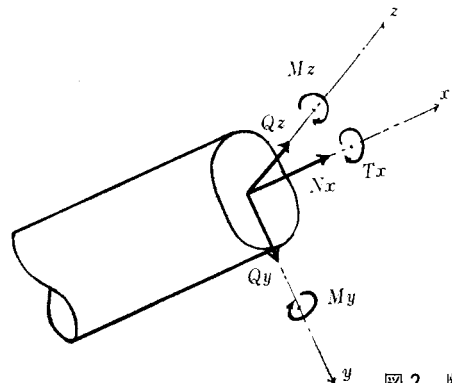


図2 断面力

$$N_x = \int \sigma_x dA$$

$$Q_y = \int \tau_{xy} dA, \quad Q_z = \int \tau_{xz} dA$$

$$M_y = \int \sigma_x z dA, \quad M_z = \int \sigma_x y dA$$

$$T_x = \int (\tau_{xy} z - \tau_{xz} y) dA$$

新判別式においては部材断面に働く、上記6個の断面力を未知数として、次のように表現する。

ラーメン・合成ラーメンに対して

$$\left. \begin{aligned} 6c-s-(m+n) < 0 & \text{ 不安定} \\ 6c-s-(m+n) = 0 & \text{ 安定且静定} \\ 6c-s-(m+n) > 0 & \text{ 安定且不静定} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(1)$$

トラスに対しては

$$5c-(m+n) \leq 0 \dots\dots\dots(2)$$

となる。

$c$  : 置換静定構にするための仮想切断箇所数

$s$  : 両端ピン接合の部材数

$m$  : 節点を剛接合にするために必要な付加力数

$n$  : 支点固定化に必要な付加力数

(1), (2)式は既発表の平面骨組に対するもの<sup>2)</sup>と同一の考え方で、その本質は判別の基準を静定構造におき、出入を数えて、不安定、不静定の次数を算出するものである。基準とする静定構造を置換静定構と呼び、柱脚固定系骨組とする。トラスに対して  $5c$  をとる意味は振りモーメントが働かないので未知力を減らしており、この操作により、(1)式の  $s$  は考えなくてよいことになる。

本法による判別の順序は次のように行なう。

1. 立体骨組の梁・筋違等を切断し、それぞれ独立した片持梁系骨組を作る。切断箇所数  $c$  を数える。
2. 両端ピンの部材を含む合成ラーメンではその部材数  $s$  を数える。
3. 置換静定構とするために支点到付加する力  $n$  を数える。固定端であれば、考える必要がなく、 $n=0$  となる。
4. 各節点を調べ、すべて剛節点に直す。この操作に必要な力  $m$  を数える。各節点がすべて剛接合の場合は  $m=0$  となる。
5. (1), (2)式により不静定次数、不安定次数を求める。

### § 3 現行諸式の批判

筆者の調べた範囲では立体骨組の判別式には三

つの式がある。これらの諸式の得失を簡単に考察する。以下の諸式はすべて左辺が負なら不安定、正ならば安定且つ不静定、等号の場合は静定を意味する。

$$n+s+r-3k \leq 0 \dots\dots\dots(3)$$

立体トラスについては  $r=0$  となり

$$n+s-3k \leq 0 \dots\dots\dots(3)'$$

$k$  : 節点の数 (交点, 自由端を含む)

$s$  : 部材の数

$r$  : 部材端につく剛節の数

$n$  : 支点反力の数

(3)式は  $n+s+r-2k$  の正負による、平面骨組の判別式を拡張して各節点における力の釣合式を3個として作成したものである<sup>3)</sup>。然し乍ら釣合方程式の数は  $(3 \times \text{ピン節点} \cdot \text{ピン支点数} + 6 \times \text{剛節点} \cdot \text{固定端数})$  となるので  $3k$  だけでは不十分である。立体トラスでは剛節点、固定端が存在しないので  $3k$  で差支えない。従って (3)' 式は良いが(3)式をラーメン判別に使うことはできない。

$$R-5S \leq 0 \dots\dots\dots(4)$$

$R$  : 支持力数

$S$  : 部材数

(4)式の提案者はその著書<sup>4)</sup>で「立体骨組の場合には、一つの部材を与えられた空間内に定着するためには5個の支持力を必要とする。ローラー端はダッシュ1個、ピン端はダッシュ3個、固定端はダッシュ5個、またピン節点は部材1個につき支持力3個、剛節点は部材1個につき5個として図形上に記入し、それらのダッシュの総和を  $R$  としたとき  $R=5S$  が静定立体骨組の必要条件である。」と述べている。部材数の5倍をとるのは6断面力のうち、当初から振りモーメントを無視しているわけで、平面骨組の慣用手法をそのまま使っているものである。従って振りモーメントを無視できる特殊なラーメンやトラスには適合するが、一般の立体ラーメン骨組では首肯しがたいものである。

$$m_1+3m_2+6m_3+r-(3k_2+6k_3) \leq 0 \dots\dots\dots(5)$$

$m_1$  : 両端ピン接合の部材数

$m_2$  : 一端ピン接合, 他端剛接合の部材数

$m_3$  : 両端剛接合の部材数

$k_2$  : ピン節点数

$k_3$  : 剛節点数



$r$  : 反力数

(5)式<sup>5),6)</sup> は構造物を全部材に分解し、構造物全体について(未知数-条件式数)で判別しようとするもので、ラーメン・トラスの何れにも適用できる。さらに内的要因、外的要因についても計算中に識別できる利点がある。然し乍らこの式の取扱いでは条件式の数え方等に難点があり、合成ラーメンの場合に適合しないことがある。(例題5)

#### §4 適用例題

##### 4.1 柱脚固定系ラーメン

###### 例題1

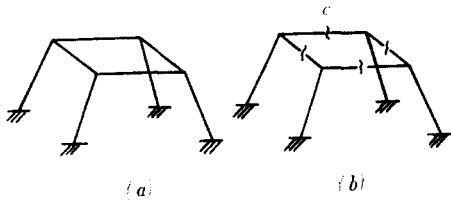


図3

図3(a)の骨組を判別しようとするとき、(b)のような4組の置換静定構に直すため、梁を4個所で切断する。ラーメンの各節点はすべて剛で $m = 0$ 、支点は固定端である故 $n = 0$ であり、直ちに $6c = 6 \times 4 = 24$ となる。従って24次不静定と判別できる。

###### 例題2

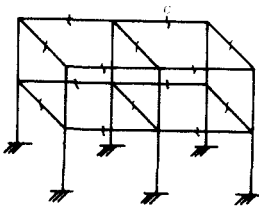


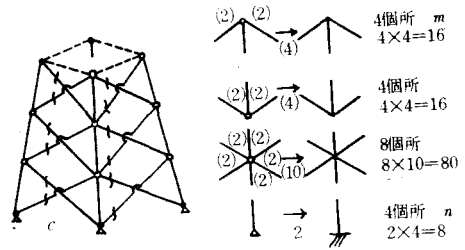
図4

柱脚固定ラーメンではすべての梁材を切断することにより、置換静定構ができる。例題2でも切断箇所数を調べるだけで $c = 14$ 、 $6c = 6 \times 14 = 84$ 、84次不静定と判別できる。この系統のラーメンは以上のように簡単で、高層多スパンでも全く同様である。これらの骨組に対して(3)式は不可、(4)式は振りモーメントを無視した場合となり、(5)式で

は正しい判別ができる。柱脚ピンのラーメンでは $n$ が入ってくるが、その取扱いは合成ラーメンで説明する。

##### 4.2 トラス

###### 例題3



$$\begin{aligned} (a) \quad c &= 4 \times 6 = 24 \\ 5c - (m + n) &= 0 \\ (b) \quad n &= 8 \\ m &= 16 + 16 + 80 = 112 \\ \therefore \text{静定} \end{aligned}$$

図5

トラスではピン節点をすべて剛にするために( )書きの付加力を要するのでこれを数え、更にピン支点を固定端化するための付加力も(b)図のように調べる。前述の如くこれらを $5c$ より差引き静定と判別する。トラスについては現行の(3)、(4)、(5)式何れを使ってもよい。

##### 4.3 合成ラーメン

###### 例題4

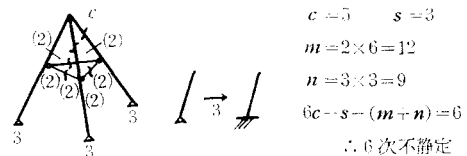


図6

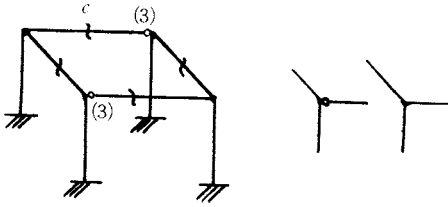
本例のように両端ピンの部材を含むラーメンでは $s$ を忘れないことと柱脚ピンの取扱いがトラスと異なり、合成ラーメンでは固定端化に3力を要することである。本例の場合(5)式ならば判別できる。

例題5のような場合(5)式では図7(b)の区別ができず不都合となる。

筆者の判別式でも静定、不静定の場合は力の釣合条件にもとづいた必要条件であって、変形条件は入っていないので判別式に共通する欠点は避け

られない。

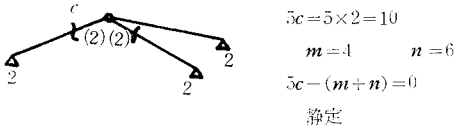
例題 5



$$\begin{aligned} (a) \quad 6c &= 6 \times 4 = 24 \\ 6c - (m + n) &= 18 \\ (b) \quad n &= 0 \quad m = 3 \times 2 = 6 \\ \therefore 18 \text{ 次不静定} \end{aligned}$$

図 7

例題 6



$$\begin{aligned} 5c &= 5 \times 2 = 10 \\ m &= 4 \quad n = 6 \\ 5c - (m + n) &= 0 \\ \text{静定} \end{aligned}$$

図 8

例題 6 のようなライズの小さいトラスは判別式ではすべて静定となるが、鉛直荷重に対して部材応力は極めて大きく、わずかな荷重の増加でも原形を保持できない。従って不安定骨組と考えるべきである。

以上

文 献

1. ティモシェンコ著「撓屈理論」コロナ社刊
2. 清和四士「不静定次数の簡易判別法」建築界 Vol. 5 No. 2
3. 新訂建築学大系10巻「骨組・板・曲板の力学」(梅村魁) 彰国社刊
4. 新訂建築学大系12巻「座屈論」(仲威雄) 彰国社刊
5. 福田武雄著「構造力学」河出書房刊
6. 日本建築学会「鉄塔構造計算規準・同解説」(田口武一) 日本建築学会刊

(昭和44年9月1日受付)





これらの相関関係は、常に (2.10) 式で示される。

又  $i$  点の不同沈下量は、その点の沈下量から端部の沈下量を差し引いたものであり、それは、地中応力の差によって生ずるから、

$$\bar{\sigma}_i = n - m \bar{\varepsilon}_i \quad (2.11)$$

ここに  $\bar{\sigma}_i$  :  $i$  点と1点との地中応力の差 ( $\sigma_i - \sigma_1$ )

$n$  : 上部構造の剛性を考慮しない場合の荷重と地中応力伝達係数の積  $f(\alpha_i)P_i$

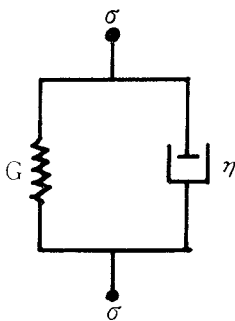
$m$  : 地中応力伝達係数の関数と構造物の剛性の積

$\bar{\varepsilon}_i$  :  $i$  点と1点との沈下量の差を層厚で除したもの ( $y_i - y_1)/H$

### § 3 レオロジーモデルの仮定とその解

現在の都市地盤のように圧密層が非常に軟弱な場合には、その圧密変形が最も問題のあるところであるが、式の繁雑さを避ける為、テルツァーギの式をレオロジカルに解釈した式ケルビンモデルを仮定して解析を試みた。従って2次圧密、塑性流動等は、ここでは全く考慮していない。

ケルビンモデルの特性は、外力を加えた場合に最終的にある歪を生じ、平衡に達するが、その平衡に達するまでの時間については物体によっては、かなりの時間を要し、謂ゆる弾性余効を示す。ケルビンモデルは、図—3.1 のようにスプリングと



図—3.1

いた。

$$\sigma = G\varepsilon + \eta \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (3.1)$$

$\sigma$  : 物体に加わる外力

$\varepsilon$  : 物体に生ずる歪

$G$  : 物体の圧縮率

$\eta$  : 物体の粘性率

(2.11) 式で、不同沈下における上部構造の構性、荷重、地中応力等の関係を示したが、これらの原因となる圧密層の変形がケルビンモデルに従うものとする、(2.11) と (3.1) の  $\sigma_i$  は等しいから次のように示される。

$$G\bar{\varepsilon}_i + \eta \frac{d\bar{\varepsilon}_i}{dt} = n - m\bar{\varepsilon}_i$$

これより

$$\frac{d\bar{\varepsilon}_i}{dt} = \frac{n}{\eta} - \frac{1}{\eta} (G+m)\bar{\varepsilon}_i \quad (3.2)$$

$$\frac{n}{\eta} - \frac{1}{\eta} (G+m)\bar{\varepsilon}_i = U \quad \text{とおくと、}$$

$$d\bar{\varepsilon}_i = -\frac{\eta}{G+m} \cdot dU,$$

従って (3.2) 式は

$$\int -\frac{\eta}{G+m} \cdot \frac{dU}{U} = \int dt$$

$$-\frac{\eta}{G+m} \cdot \log \left[ -\frac{n}{\eta} - \frac{1}{\eta} (G+m)\bar{\varepsilon}_i \right]$$

$$= t + C \quad (3.3)$$

$C$  : 積分常数  $t$  : 時間

载荷前は明らかに沈下は生じないから  $t=0, \bar{\varepsilon}_i=0$  より  $C$  を求めると

$$C = -\frac{\eta}{G+m} \cdot \log \frac{n}{\eta}$$

$$\text{従って } -\frac{\eta}{G+m} \log \left[ -\frac{n}{\eta} - \frac{1}{\eta} (G+m)\bar{\varepsilon}_i \right]$$

$$= t - \frac{\eta}{G+m} \log \frac{n}{\eta}$$

$$\text{これを整理すると } \frac{G+m}{\eta} \cdot \bar{\varepsilon}_i = \frac{n}{\eta} (1 - e^{-\frac{G+m}{\eta} t})$$

$$\bar{\varepsilon}_i = \frac{n}{G+m} (1 - e^{-\frac{G+m}{\eta} t}) \quad (3.4)$$

ダッシュポットに生ずる歪が共通でかつ、それに加わる荷重の和が外力に等しいとして、次の式を導

註)  $m\bar{\varepsilon}_i$  は (2.10) に従うと、上部構造の剛性、地中応力伝達係数、各基礎沈下量の差のマトリックスで示されるが、地中応力伝達係数値が、荷重点直下を最大として、離れるに従って急激に減少する為、 $\alpha$  の一部を近似的に無視すると、上部構造の剛性、 $i$  点と1点との沈下量の差、応力伝達係数  $\alpha$  の関数の積として示す事が出来る。

(3.4) 式は圧密層をケルビンモデルと仮定した場合の  $i$  点の不同沈下を示す式であるが、

ケルビンモデルの係数及び置換していた係数を圧密理論の係数にあてはめると<sup>4)</sup> 次のようになる。

$$\begin{aligned} \frac{1}{G} &= \frac{a_v}{1+e_0} = a, \quad \frac{G}{\eta} = \frac{c_v}{H^2} = b \\ \frac{1}{\eta} &= \frac{a_v}{1+e_0} \cdot \frac{c_v}{H^2} = a \cdot b \quad n = f[\alpha_{ij}][P_j] \\ m &= f(\alpha) \cdot \beta \\ \Delta_i &= \bar{\epsilon}_i \cdot H \quad \Delta_i : i \text{ 点の不同沈下量} \\ \Delta_i &= \bar{\epsilon}_i H = \\ &= \frac{aHf[\alpha_{ij}][P_j]}{1+aH\beta f(\alpha)} (1-e^{-b(1+aH\beta f(\alpha)t)}) \dots \dots \dots (3.5) \end{aligned}$$

この式において、 $aHf[\alpha_{ij}][P_j]$  は剛性を考慮しない場合の不量沈下量を示し、 $\frac{1}{1+aH\beta f(\alpha)}$  は建物の剛性と地盤の性質とが剛性なしの場合の不同沈下量を低減しようとする働きをもつ係数である。又  $(1-e^{-b(1+aH\beta f(\alpha)t)})$  は、載荷後の不同沈下の度合を示す項で、 $t=\infty$  のときこの項は 1 となり、(3.5) 式は、最終不同沈下量を示す。

これは明らかにテルツァーギに代表される 1 次圧密の範囲しか扱っていない事になり、2 次圧密、塑性流動等には、別の考慮が必要である。

#### § 4 模型実験との比較

筆者は先に、不同沈下に関する模型実験を行なっているが、<sup>2)</sup> この実験結果と § 3 の解とを比較検討する。

##### 4-1 実験試料

軟かい人工粘土地盤としては、 $420\mu$  の方眼標準網フルイを通過したものを再圧密して作成した。試料の大きさは長さ 64.5cm、幅 6.0cm、厚さ 10.0cm である。試料の土質試験結果は、 $\sigma_0 = 0.42\text{kg/cm}^2$ ,  $e_0 = 1.792$ ,  $C_c = 0.163$ ,  $C_\rho = 7.00 \times 10^{-4}\text{cm}^2/\text{sec}$ ,  $G_s = 2.42$ ,  $w = 72.75\%$ ,  $\gamma_t = 1.652$ ,  $S_r = 108.38\%$  粒度組成は粘土 63%, シルト 34% 砂 3% である。

又上部構造の模型としては、鋼板梁を使用した。スパン 200mm、幅 20mm 厚さ 1.6, 2.0, 3.2, 4.2mm の 4 種を使用した。

##### 4-2 実験方法

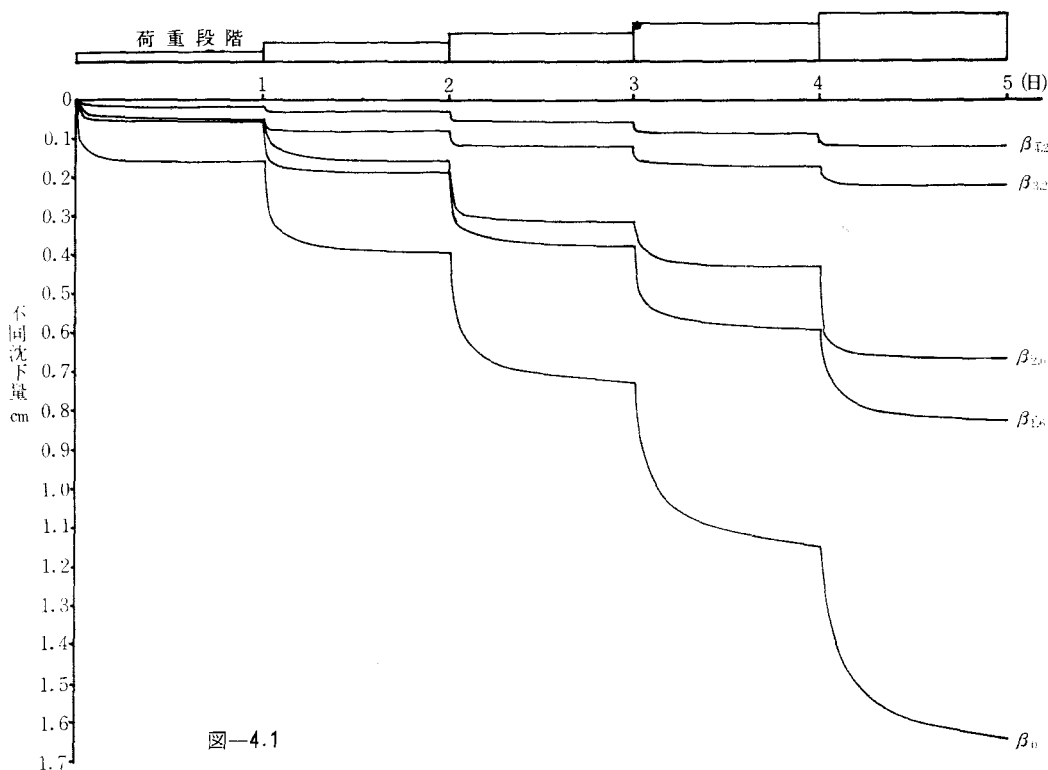


図-4.1

上部構造は2スパンとし、3つの柱と梁をボルトで締めつける事によって構成され、柱の下部は20×20mmのアクリル樹脂製で鋼球をのせた基礎板の上に載っている。荷重は1回毎に中央柱に分銅一個をのせ、一日載荷とし計5回の荷重を加えた。基礎板の沈下量の読みはダイヤルゲージを使用し、適当な時間間隔毎にその値を読みとった。

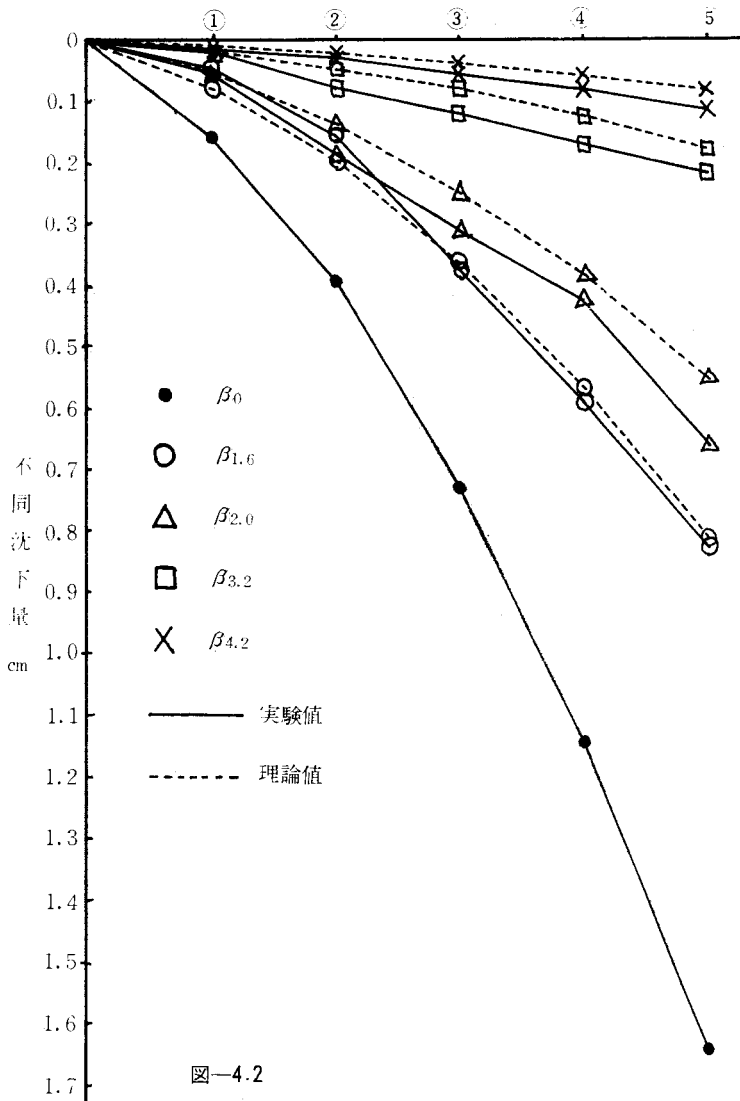
#### 4-3 実験結果とその考察

§3で不同沈下量を求める式を導いたが、これらは、最終不同沈下量と、不同沈下度との2つに分けられる。本来両者は組合さっているものであるが、ここでは両者を分けて考察を行なった。図一

4.1は不同沈下量を剛性の大きさ、荷重の大きさ、及び経過時間について示したものであるが、不同沈下量の大きさには、剛性の影響が非常に大きい事がわかる。又荷重載荷後の沈下の進行状態も剛性の大きさによって異なる事がわかる。

##### 1. 最終不同沈下量について

図一4.2は最終不同沈下量の実測値と計算値を比較したものである。なお計算値は剛性以外の因子の影響を排除する意味で実測して得られた剛性なしの場合の不同沈下量を $\Delta_0$ として§3によって解析している。図の如く剛性のない場合は不同沈下量は最も大きく、剛性が大きくなるにつれて



図一4.2

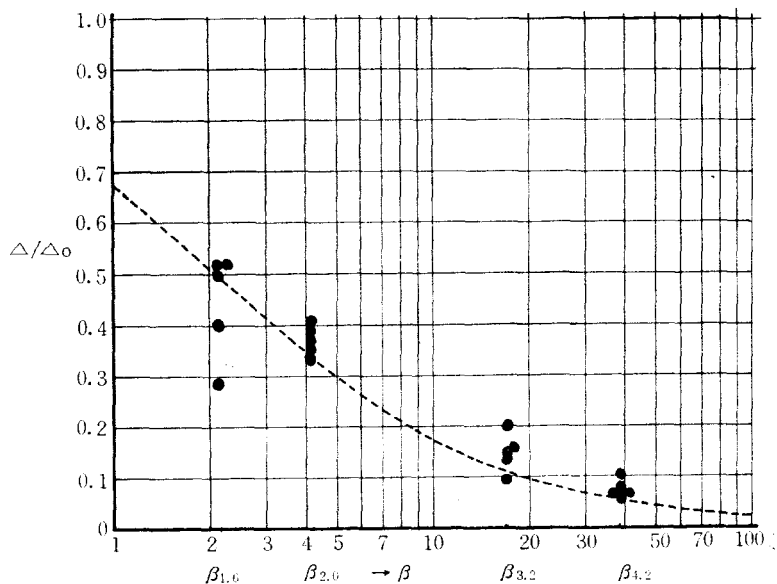


図-4.3

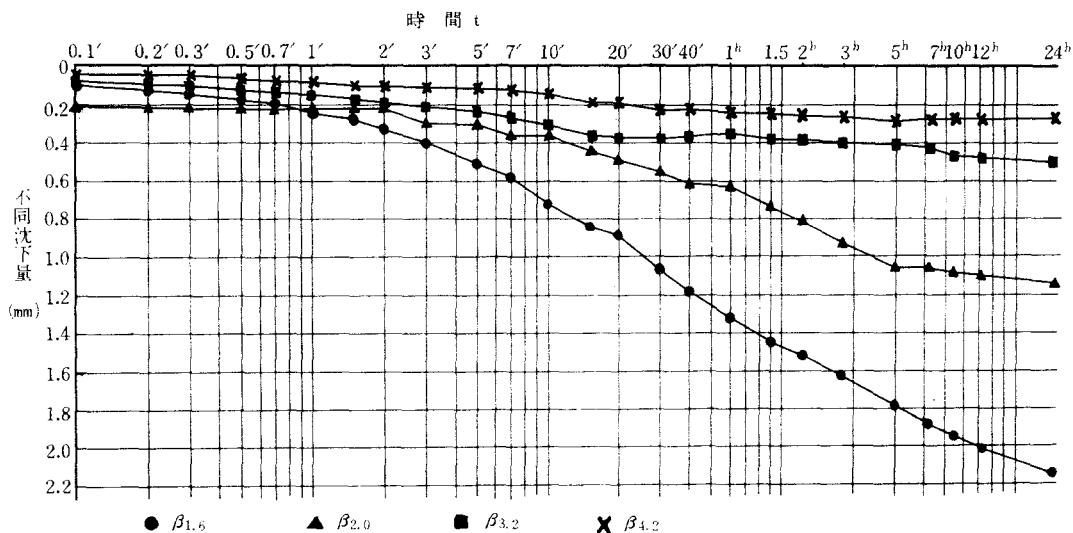


図-4.4

不同沈下量は小さくなる。破線は§3によって求めた値で、完全とは云えないが、かなり良い一致が得られる。図-4.3は、横軸に剛性 $\beta$ をとり、剛性なしの場合に得られた不同沈下量を $\Delta_0$ 、各剛性梁の場合に得られた不同沈下量を $\Delta$ として、 $\Delta/\Delta_0$ をたて軸にプロットしたものである。剛性が小さい場合は $\Delta/\Delta_0$ の値は大きくなり、剛性が大になれば $\Delta/\Delta_0$ の値は小さくなる。破線は§3

によって理論的に求めた曲線である。実測値と理論曲線とは、測定値の方が少し大き目に出ているが、土質常数の定まらない事や、実験誤差等を考慮すると略一致すると考えてよい。

## Ⅱ. 不同沈下の時間的経過

図-4.1で、不同沈下の進行は載荷直後では非常に大きく、時間の経過と共に急激に減少し、最後には完全な停止状態に近づく事が見られたが、



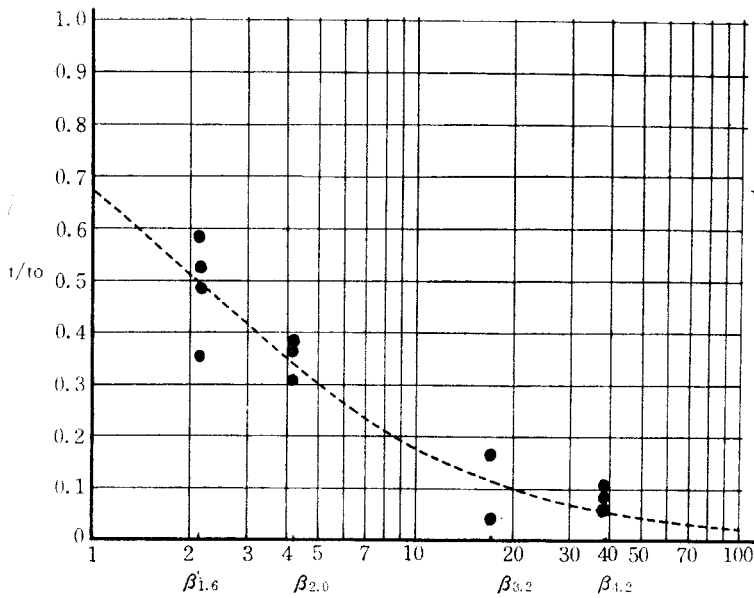


図-4.5

図-4.4 はその一部を時間を対数目盛にとって、不同沈下量をプロットしたもので圧密曲線に似たグラフが描かれている。これより、剛性の小さい場合の不同沈下曲線は、なめらかな逆s字型の曲線を描き、不同沈下量も大きい、剛性が大きくなるにつれて不同沈下量も小さくなり、なめらかな曲線も得られなくなる。圧密曲線において100%圧密点を求めたと同様に、この曲線においても不同沈下100%（終了）点を求める事が出来る。図4.5は、このようにして求めた剛性なしの場合の不同沈下終了時間を $t_0$ 、各剛性の場合のそれを

$t$ として、 $t/t_0$ を $\beta$ に対してプロットしたもので、 $t/t_0$ の値が小さいと云う事は、不同沈下の終了が速いと云う事を示している。図中破線で示した曲線は§3から得られた理論曲線で、両者は良く一致している。今、不同沈下の進行の度合を不同沈下度と名付け、§3によって $U_{DS}=y_{D.S}(t-t)/y_{D.S}(t=\infty)=1-e^{-b(1+aH\beta f(a))t}$ で示す。図-4.6はこの式を用いて、各剛性別に不同沈下度を求めたもので、横軸に載荷後の経過時間を、縦軸に不同沈下度を示したものである。この曲線は、粘土の圧密曲線と全く同じ傾向を示しており、剛性が小さ

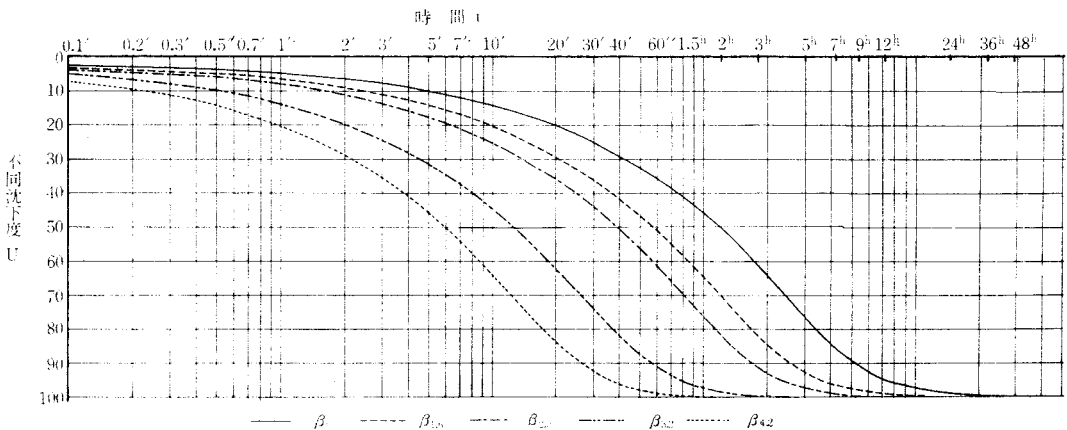


図-4.6

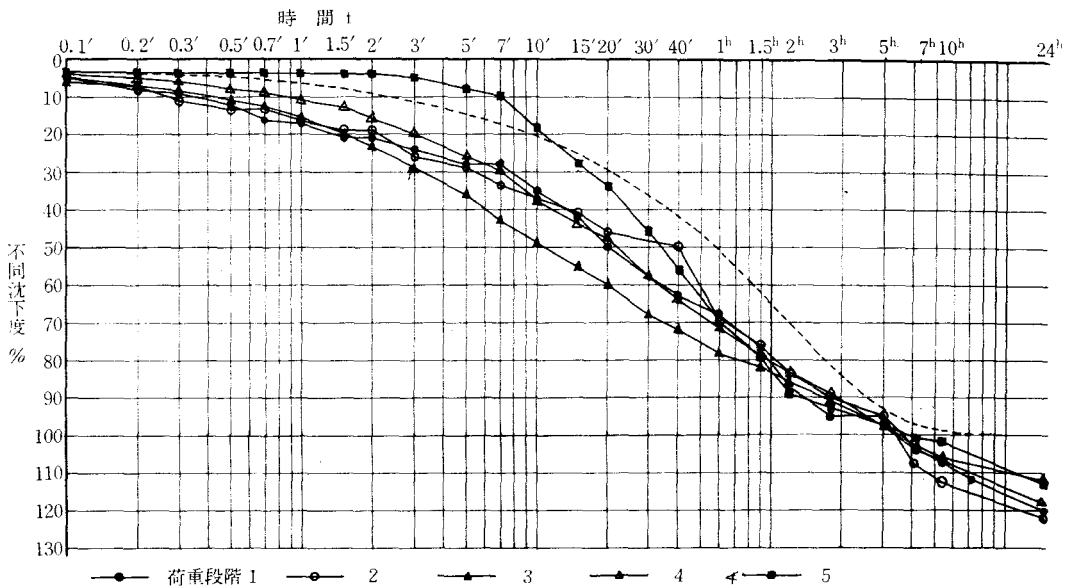


図-4.7

い場合には不同沈下の進行には時間を要するが、剛性が大きくなるにつれて、不同沈下の進行は速くなる。図-4.7 は、剛性と不同沈下度の関係を示すグラフの一部である。理論曲線と実験曲線を比較してみると、大体の傾向は掴む事は出来るが、両者はあまり良い近似とは云えない。そして理論曲線は上に凸な丸みを帯びた曲線であるが、実験値は曲線の下部に出て、しかも直線に近くなり、各荷重段階によっても傾向が違い、例えば50%の部分についてもかなりの開きが見られる。これらの近似しない原因としては、先ず第一に増加応力による  $m_v$ ,  $c_v$  の変化が考えられ、解析をケルビンモデルに仮定した事も多少影響していると思われる。剛性等のクリープや試料の2次圧密、塑性流動等がどの程度関与しているか不明である。

### § 5 2次圧密を考慮したモデル

2次圧密を考慮する為、圧密層の粘土構造を、§ 3のケルビンモデルの代りに 図-5.1 のようなモデルを代表させる。各エレメントの文字は、圧縮率、粘性率を示している。このモデルの一般式は次の様になる。

$$\frac{d^2 \varepsilon}{dt^2} + \left( \frac{\lambda}{G} + \frac{\lambda}{a} + \frac{\eta}{G} \right) \frac{d\varepsilon}{dt} + \frac{\lambda\eta}{Ga} \varepsilon = \eta \frac{d\sigma}{dt} + \left( \frac{1}{G} \right)$$

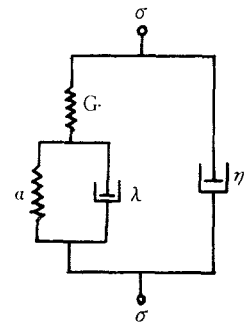


図-5.1

$$+ \left( \frac{1}{a} \right) \lambda \eta \sigma \dots\dots\dots (5.1)$$

上部構造の変形は § 2 より

$$\bar{\sigma}_i = n - m \bar{\varepsilon}_i \dots\dots\dots (2.11)$$

(2.11) を (5.1) 式に代入すれば、

$$\frac{d^2 \bar{\varepsilon}_i}{dt^2} + \left( \frac{\lambda}{G} + \frac{\lambda}{a} + \frac{\eta}{G} + \eta m \right) \frac{d\bar{\varepsilon}_i}{dt} + \left\{ \frac{\eta\lambda}{Ga} + \left( \frac{1}{G} \right) + \left( \frac{1}{a} \right) \lambda \eta m \right\} \bar{\varepsilon}_i = \lambda \eta n \left( \frac{1}{G} + \frac{1}{a} \right) \dots\dots (5.2)$$

(5.2) 式は各係数に剛性を考慮した項  $m$ ,  $n$  を有する2階線型微分方程式である。この特性方程式を次のように、ギブソンとローのパラメーターで表わすと、  $\alpha_G = \lambda \left( \frac{1}{G} + \frac{1}{a} \right)$   $\beta_G = \frac{\lambda}{a} K_1' = \frac{\eta}{G}$

$$K^2 + (\alpha_G + K_1' + \eta m) K + (\beta_G K_1' +$$

$$\alpha G \eta m) = 0 \quad \dots\dots\dots (5.3)$$

(5.3) の2根を  $-x_1'$ ,  $-x_2'$  とおくと,

$$\left. \begin{matrix} -x_1' \\ -x_2' \end{matrix} \right\} = \frac{-(\alpha G + K_1' + \eta m) \pm \sqrt{(\alpha G + K_1' + \eta m)^2 - 4(\beta G K_1' + \alpha G \eta m)}}{2} \quad \dots\dots\dots (5.4)$$

(5.2) 式の一般解は、は

$$\bar{\varepsilon}_i = A e^{-x_1' t} + B e^{-x_2' t} + C \quad \dots\dots\dots (5.5)$$

$$\zeta \text{ は (5.3) の特殊積分から } \bar{\varepsilon} = C \quad \frac{d^2 \bar{\varepsilon}_i}{dt^2} = 0 \quad \frac{d \bar{\varepsilon}_i}{dt} = 0 \text{ より } C = \frac{n(G+a)}{1+(G+a)m}$$

故に (5.5) 式は、

$$\bar{\varepsilon}_i = A e^{-x_1' t} + B e^{-x_2' t} + \frac{n(G+a)}{1+(G+a)m} \quad \dots\dots\dots (5.6)$$

(5.6) 式において初期条件から

$$t=0 \quad \varepsilon_i=0 \quad \frac{d \bar{\varepsilon}_i}{dt} = \eta \bar{\sigma}_i = \eta n \quad (t=0 \text{ において不同沈下なし})$$

$$\text{これより} \quad A = - \left( \eta - \frac{G+a}{1+(G+a)m} \right) n \quad B = \left( \eta - \frac{G+a}{1+(G+a)m} \right) n$$

従って (5.2) の解は、

$$\begin{aligned} \bar{\varepsilon}_i = & \frac{G+a}{1+(G+a)m} \cdot n \left[ 1 + \left( \frac{K' + K'(G+a)m - x_1'}{x_1' - x_2'} \right) e^{-x_2' t} \right. \\ & \left. - \left( \frac{K' + K'(G+a)m - x_2'}{x_1' - x_2'} \right) e^{-x_1' t} \right] \quad \dots\dots\dots (5.7) \end{aligned}$$

$$\text{ここに} \quad K' = \frac{G}{G+a} K_1'$$

(5.7) 式に対応する、剛性を考慮しない場合のモデルの歪は、

$$\bar{\varepsilon}_i = (G+a) \bar{\sigma}_i \left[ 1 + \left( \frac{K' - x_1'}{x_1' - x_2'} \right) e^{-x_2' t} - \left( \frac{K' - x_2'}{x_1' - x_2'} \right) e^{-x_1' t} \right] \quad \dots\dots\dots (5.8)$$

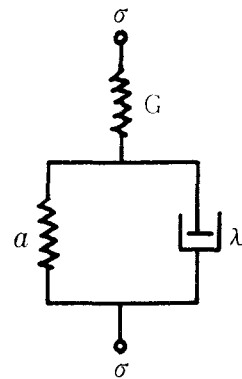
(5.7) 式は (5.8) 式の応力  $\bar{\sigma}_i$  による沈下量に対して、剛性と地中応力伝達係数から求められた  $m$  と  $n$  の項が加わった形となっている。

(5.7) 式を導き出した事では目的は達せられないが、この式は一応不同沈下の全過程を表現する理論式である。実際には時間の小さい部分での沈下は問題にならない。即ち圧密層の圧密過程で、間隙水圧の消失後の沈下が、不同沈下の場合は問題になる。

(5.7) 式により最終不同沈下量は次の式のようになる。

$$\bar{\varepsilon}_i = \frac{G+a}{1+(G+a)m} \cdot n \quad \dots\dots\dots (5.9)$$

間隙水圧消失後の圧密層のモデルは、図—5.1の仮定モデルで、水の流れを支配するダッシュポットの  $\eta=0$  となった場合で (図—5.2), これは地中応力が全部土粒構造のモデルにかかる場合である。



図—5.2

このモデルの歪式は、レオロジカルな解析から

$$\bar{\varepsilon}_i = G \bar{\sigma}_i + \lambda \int_0^t \bar{\sigma}_i(2\tau) e^{-\frac{\lambda}{a}(t-\tau)} d\tau \quad \dots\dots\dots (5.10)$$

(5.10) と (2.11) のラプラス変換をとれば、

$$\begin{cases} \bar{\varepsilon}_i(S) = \frac{G(S+\alpha G)}{S+\beta G} \bar{\sigma}_i(S) \\ \bar{\sigma}_i(S) = \frac{n}{S} - m \bar{\varepsilon}_i(S) \end{cases} \dots\dots\dots (5.12)$$

ここに  $S$  はラプラス変換のパラメーター (5.12) 式から、 $\bar{\sigma}_i(S)$  を消却して、時間  $t$  に反転 (inverse) すれば、最終的に次の式が得られる。

$$\bar{\varepsilon}_i = \frac{n}{1+(G+a)m} \left[ G+a \left( 1 - \frac{1}{1+mG} e^{-\frac{\lambda}{a} t} \right)^{\frac{1+m(G+a)}{1+mG}} \right] \dots\dots\dots (5.13)$$

(5.13) 式で  $t = \infty$  とすると (5.9) 式が得られる。

剛性なしでは  $\beta = 0$  即ち  $m = 0$  従って、

$$\bar{\varepsilon}_i = n \left[ G+a \left( 1 - e^{-\frac{\lambda}{a} t} \right) \right] \dots\dots\dots (5.14)$$

以上、§ 3 と § 4 とのずれを修正する目的で、§ 5 を導いたが、§ 4 の 図—4.7 で時間の大きい部分で理論曲線から実験がずれて来るが、(5.13) 式ではもっと良く一致するだろう。(5.13) 式では、 $m, n$  に剛性  $\beta$ 、層厚  $H$ 、 $f(\alpha)$  等を全て含めてしまったが、これらも § 3 と同様の操作で

直ちに計算可能である。実際の構造物については、 $\beta, H$  等が求まれば、各不同沈下機構にあてはめて、順に求めてゆけば、各点の不同沈下量が得られる。

ただこのモデルでは、モデルのパラメーターを決定するのに一応の工夫が必要であろう。

## 参 考 文 献

1. 松浦 “構造物の剛性を考慮した不同沈下の実用算定法” 日本建築学会論文報告集第66号 S.35.10
2. 松浦・西村 “構造物の剛性が圧密不同沈下に及ぼす影響に関する一模型実験” 日本建築学会論文報告集 S. 41. 10.
3. Gibson and Lo “A theory of Consolidation for soils, exhibiting secondary compression” 1961 Norwegian Geotechnical Inst. No. 41.
4. 村山・柴田 “粘土のレオロジー的特性について” 土木学会論文集 第40号.
5. 松浦・光成 “粘性土のレオロジーモデルとその解析” 日本建築学会中国支部研究報告 S.42.3.
6. M. Reiner “レオロジーの基礎理論” コロナ社 (昭和44年9月1日受付)

# 交通騒音に関する研究 (第2報)

——自動車騒音のパワーレベルについて——

(建築学科) 藤 井 健

## Studies on the Traffic Noise (Report 2)

——Measurements of Power Level of Motor Vehicle Noise——

Takeshi FUJII

From the result of the last report, we can obtain SPL at any point by calculation, if the SPL at one point or the PWL of the sound source is known.

For the purpose of determining the PWL of motor vehicle noise, we have measured the SPL of 346 motor vehicles for about one year from May 1968. And now I intend to examine the relation between the SPL at one meter off the source and its velocity, of each kind of motor vehicles, from those data stated above. At the end of this paper, I propose the experimental formula of relation between PWL and velocity of each kind of them.

### § 1 まえがき

これまでの報告で単独に走行する自動車の騒音について、音源を無指向性点音源と仮定して、任意の距離はなれた受音点におけるエネルギー密度より音圧レベルを求め、暗騒音の補正を行えば、実測値とよく一致することを確かめた。すなわち走行による音源と受音点の距離の変化に伴う音圧レベル変化は、音源からある距離はなれた点における1個の音圧レベルかあるいは音源のパワーレベルが判れば計算によって求めることが出来る<sup>1)</sup>。

そこで今回は音源のパワーレベルを求めることを目標に、1968年5月より1年間にわたり実測した計346台の自動車の音圧レベルを、音源から1mの距離における音圧レベルに直し、車種別、速度別に整理したものである。本稿を自動車騒音に対する建築上の騒音防止設計、都市計画的対策の基礎的資料として報告する。

### § 2 測定方法

#### 2-1 測定地の選定

測定値の選定条件として、測定誤差を出来るだけ排除するため、回りに反射物の少ない場所であること、暗騒音の低いことを第一条件とした。今回選んだ測定値の夜間の暗騒音はすべて60dB(C)以下で、全測定値の音圧レベルの最低値は73dB(C)であり、暗騒音の影響は受けていない。

第二に測定中、走行速度の変化の少ないという条件で、見通しのよい直線路で付近に交叉点等のない場所、また充分な車間距離を保ち、他の車輛によって自由な運転が妨げられない場所をさがした。測定中、走行中の車輛は定常な運転状態を保つことが出来ると考える。

第三に、路面の状態についての条件として、路面に勾配のないこと、アスファルト舗装であることを選んだ。舗装の種類が自動車の走行音に与え

表1 測定条件

第1回測定	
(イ) 測定場所	広島市宇品町 東洋工業宇品工場 西側公道
(ロ) 測定日時	'68 5.14 P.M.10:00~12:00
(ハ) 気象状況	16°C 0~1m/sec.
(ニ) 平均時速	400m間所要タイムより
(ホ) 付近状況	片側2m高コンクリート堀, 片側 平坦雑草地
第2回測定	
(イ) 測定場所	広島市出島町
(ロ) 測定日時	'68 5.22 A.M.1:00~4:00
(ハ) 気象状況	17°C 0~2m/sec.
(ニ) 平均時速	400m間所要タイムより
(ホ) 付近状況	片側工場敷地, 片側海に面す, 反 射物なし
第3回測定	
(イ) 測定場所	安芸郡矢野町 国鉄矢野駅前国道 31号線
(ロ) 測定日時	'68 8.9~10 P.M.10:00~A.M.2:00
(ハ) 気象状況	28°C 0~2m/sec.
(ニ) 平均時速	100m間所要タイムより
(ホ) 付近状況	片側駅敷地, 片側造成地, 反射物 なし
第4回測定	
(イ) 測定場所	安芸郡海田町 海田自衛隊前国道 31号線
(ロ) 測定日時	'69 1.22~23 P.M.9:00~A.M.2:00
(ハ) 気象状況	0°C~5°C 1~3m/sec.
(ニ) 平均時速	135m間所要タイムより
(ホ) 付近状況	片側造成地, 片側堀を隔てて自衛 隊敷地
第5回測定	
(イ) 測定場所	広島市宇品町 東洋工業宇品工場 西側公道
(ロ) 測定日時	'69 3.22 P.M.4:45~P.M.10:00
(ハ) 気象状況	12.5°C 54% 2m/sec.
(ニ) 平均時速	104m間所要タイムより
(ホ) 付近状況	片側2m高コンクリート堀, 片側 平坦雑草地
第6回測定	
(イ) 測定場所	安芸郡坂町 国道31号線
(ロ) 測定日時	'69 3.22~23 P.M.11:00~A.M.2:00
(ハ) 気象状況	10°C 2~3m/sec.
(ニ) 平均時速	134m間所要タイムより
(ホ) 付近状況	片側平坦雑草地, 片側海面埋立地, 反射物なし
第7回測定	
(イ) 測定場所	広島市東雲町 国道2号線広島バ イパス
(ロ) 測定日時	'69 3.24 A.M.4:50~7:00
(ハ) 気象状況	7°C 0~3m/sec.
(ニ) 平均時速	113m間所要タイムより
(ホ) 付近状況	片側平屋建程度建物多数, 片側平 坦地

る影響については、現在、建設省土木研究所<sup>2)</sup>が  
研究中であり、今回の測定は標準的な舗装である  
アスファルト舗装を選んでいる。全測定を通じ、  
気温 0°C~28°C の範囲で風速は 3m/sec 以下  
の路面の乾燥している晴天日を選び測定を行っ  
た。これら測定を行った場所、日時、気象状況、  
その他をまとめて表1に示す。

## 2-2 測定方法

自動車騒音のパワーを決定する factor として  
考えられるものに、エンジン種類、排気量、回転  
数、マフラー消音特性、車輛総重量、走行速度、  
路面種類、路面勾配、タイヤ種類等があるが、実  
用性という点から上記の factor を次の二つに分  
けて測定を行っている。

①車種（エンジン種類、排気量、マフラー消音  
特性、車輛総重量、タイヤ種類）

②走行速度（エンジン回転数、車体空気音、タ  
イヤ摩擦音）

また路面種類は、前述のように標準的なアスフ  
ォルト、勾配0を条件とした。

測定種類は、二種類の自動車（普通自動車 1000  
cc、軽自動車 360cc）を試験車として走らせ、速  
度と音圧レベルの関係を調べるもの（表1中の第  
1回および第2回測定）と、通過車輛の音圧レベ  
ルを実測するもの（第3回~第7回測定）との二  
種を行った。

第1回、第2回、第3回測定は受音点に風防付  
マイクロホン、騒音計、高速度レベルレコーダー  
(pen speed-Medium, paper speed-10mm/sec) を  
組合せ用いた。第4回~第7回測定は、騒音計の  
信号をデーターレコーダーに記録させ、実験室に  
持ち帰り再成し、レベルレコーダー (pen speed-  
Medium, paper speed 10mm/sec or 2mm/sec)  
に筆記させた。車輛通過地点とマイクロホンの距  
離は4m~11mの範囲内で毎回、巻尺で0.5m 単  
位まで読み取った。速度の求め方は100m~400m  
の範囲で一定区間 {表1中(二)項に記載} の所要  
タイムをトランシーバーの合図でストップウォッ  
チで計測し、計測者二名の平均値より時速に直し  
た。

今回の測定に使用した器機は次の通りである。

① Sound Level Meter (JEIC SLP-21 2  
台)

- ② Hight Speed Level Recorder (JEIC LR-A21 DENSOKU R-51L)  
 ③ Data Recorder (TEAC R-200 Direct 使用)

なお、Sound Level Meter の使用特性は第1，第2，第3，第4，第7回測定ではC特性，fast，第5，第6回測定はA，C両特性，fast を用いている。

### § 3 測定結果と考察

#### 3-1 測定結果のまとめ方

計7回にわたり測定した車輛台数は延346台であり，そのうちC特性の測定値は287個，A特性による測定値が59個である。このうちC特性による測定値の一部を図1に示す。

各測定毎に音源とマイクロホンの距離が異なるため，音源のパワーを比較するためには一定距離における音圧レベル（ここでは距離1mの位置）に

換算して検討する必要がある。前報<sup>3)</sup>より，

$$SPL = 10 \log_{10} \left( \frac{W}{W_0} \cdot \frac{1}{4\pi d^2} \right) \\ = PWL - 11 - 20 \log_{10} d \quad (dB) \dots (1)$$

ここに， $SPL$ ：距離 $d$ における音圧レベル (dB)

$W$ ：音源の音響出力 (Watt)

$W_0$ ：基準音響出力 ( $= 10^{-12}$  Watt)

$d$ ：音源と受音点の距離 (m)

$PWL$ ：音源のパワーレベル (dB)

音源から距離 $d_1 (= 1m)$ の受音点での音圧レベルを $SPL_1$ とすると

$$SPL_1 = 10 \log_{10} \left\{ \left( \frac{W}{W_0} \cdot \frac{1}{4\pi d_1^2} \right) \left( \frac{d}{d_1} \right)^2 \right\} \\ = SPL + 20 \log_{10} \frac{d}{d_1} \quad (dB) \dots (2)$$

(2)式を用いて，全ての測定値を距離 $d_1 = 1m$ の位置における音圧レベルに換算したものを，横軸に速度 (km/h)，縦軸に $SPL_1$ を取り，一枚の

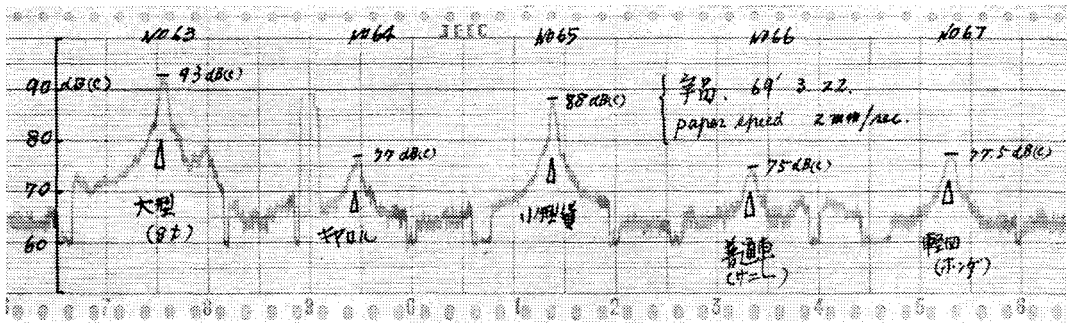
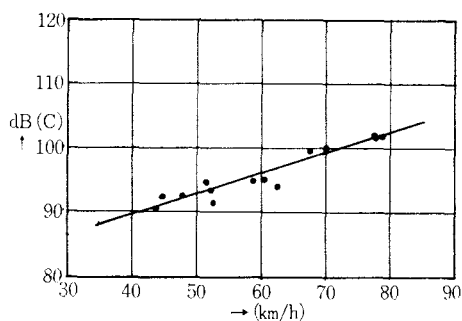
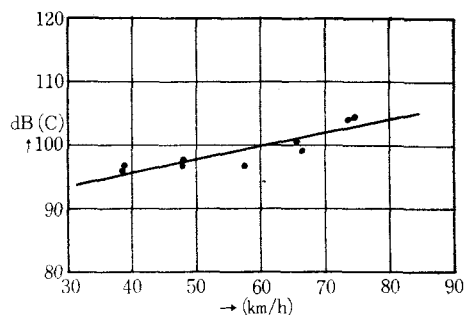


図1 測定値の一部

表2 測定値数

回測定	大型車	中型貨物車	小型貨物車	普通自動車	軽自動車	二輪車	計
第1回				5			5
第2回				10	10		20
第3回	10			23	6	4	43
第4回	10			60	7	3	80
第5回	14(14)	7	4	24(23)	10(10)	4	63(47)
第6回	1	1		15(8)	5(4)	1	23(12)
第7回	25	10	12	3	3		53
合計	60(14)	18	16	140(31)	41(14)	12	287(59)

(注) 表中の ( ) 内はA特性による測定値数を示す。

図2 普通自動車1台の $SPL_1$ と速度との関係図3 軽自動車1台の $SPL_1$ と速度との関係

図にして検討した結果、車種を次のように分類するのが妥当であるという結果が得られた。すなわち、

- ① 大型車（バス、タンクローリー車、コンクリートミキサー車、6 t 以上のトラック）
- ② 中型貨物車（2 t 以上 6 t 未満のトラック）
- ③ 小型貨物車（2 t 未満のトラック）
- ④ 普通自動車（普通乗用車、普通車貨物）
- ⑤ 軽自動車（軽四輪、軽三輪）
- ⑥ 二輪車（バイク、オートバイ）

上記の分類に従って、各回の測定値数を表2に示した。

### 3-2 考察

第1回および第2回は試験車を走らせて、その音圧レベルを測定したわけであるが、それらの測

定値を(2)式を用いて距離 1 m の位置における音圧レベル ( $SPL_1$ ) に換算した結果を図2、図3に示している。図2、図3によると、 $SPL_1$  は速度に比例してほぼ直線的に上昇している。そこでこれらの値に最小自乗法を適用して近似式にすると次の(3)式、(4)式のようになり、図中に太実線で記入している。

普通自動車 (1000 cc) 1 台の  $SPL_1$  と速度との関係は、

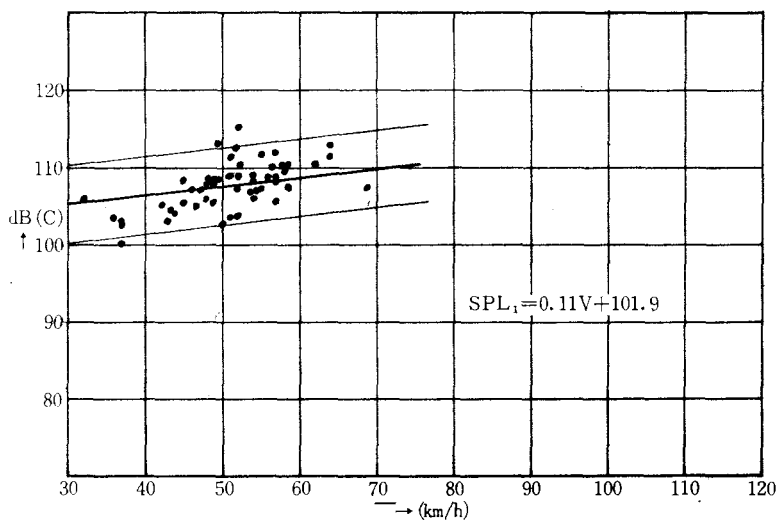
$$SPL_1 = 0.32V + 76.9 \quad dB(C) \cdots (3)$$

ここに、 $SPL_1$  : 1 m の位置の音圧レベル  
 $\{dB(C)\}$

$V$  : 速度 (km/h)

ただし、 $43 < V < 79$

軽自動車 (360 cc) 1 台の  $SPL_1$  と速度との関係は、

図4 大型車の $SPL_1$ と速度との関係



$$SPL_1 = 0.21V + 87.2 \quad dB(C) \cdots (4)$$

ただし、 $38 < V < 75$

これら近似式(3)、(4)式によって表される値と実測値との間のバラツキは、いずれも  $3dB(C)$  以内の範囲にあり、よく近似していると考えられる。

以下、一般の通過車輛の音圧レベルを  $SPL_1$  に換算し、表2の車種分類について、 $SPL_1$  と速度の関係を図に示し、上記と同様、最小自乗法によって直線式を求めてゆく。

大型車について、図4に示し、近似式は(5)式となり、図中に太実線で記入する。

$$SPL_1 = 0.11V + 101.9 \quad dB(C) \cdots (5)$$

ただし、 $31 < V < 70$

また(5)式と実測値のバラツキは最大  $7dB(C)$  である。

中型貨物車について、図5に示し、近似式は(6)式となり、バラツキは  $5dB(C)$  以内である。

$$SPL_1 = 0.18V + 95.4 \quad dB(C) \cdots (6)$$

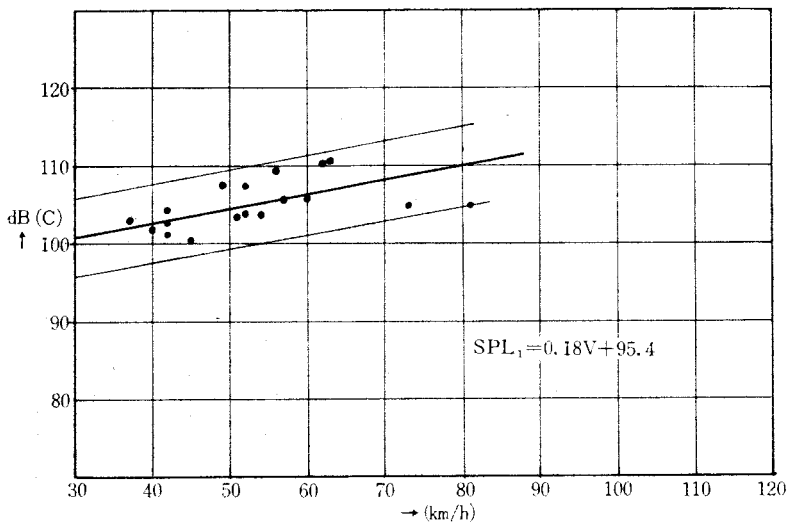


図5 中型貨物車の $SPL_1$ と速度との関係

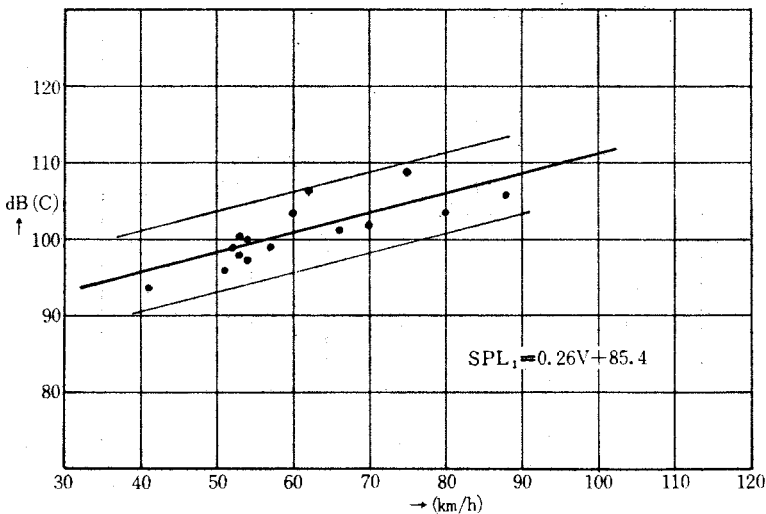


図6 小型貨物車の $SPL_1$ と速度との関係

ただし、 $36 < V < 82$

小型貨物車について、図6に示し、近似式は(7)式となり、バラツキは  $5\text{dB}(C)$  以内である。

$$SPL_1 = 0.26V + 85.4 \quad \text{dB}(C) \cdots (7)$$

ただし、 $40 < V < 89$

普通自動車について、図7に示し、近似式に直すと(8)式となり、バラツキは最大  $10\text{dB}(C)$  である。

$$SPL_1 = 0.15V + 87.1 \quad \text{dB}(C) \cdots (8)$$

ただし、 $36 < V < 111$

軽自動車について、図8に示し、近似式は(9)式であり、バラツキは最大  $10\text{dB}(C)$  である。

$$SPL_1 = 0.29V + 87.2 \quad \text{dB}(C) \cdots (9)$$

ただし、 $38 < V < 101$

二輪車は図9に示し、近似式は(10)式となり、バラツキは  $5\text{dB}(C)$  以内である。

$$SPL_1 = 0.68V + 63.8 \quad \text{dB}(C) \cdots (10)$$

ただし、 $39 < V < 63$

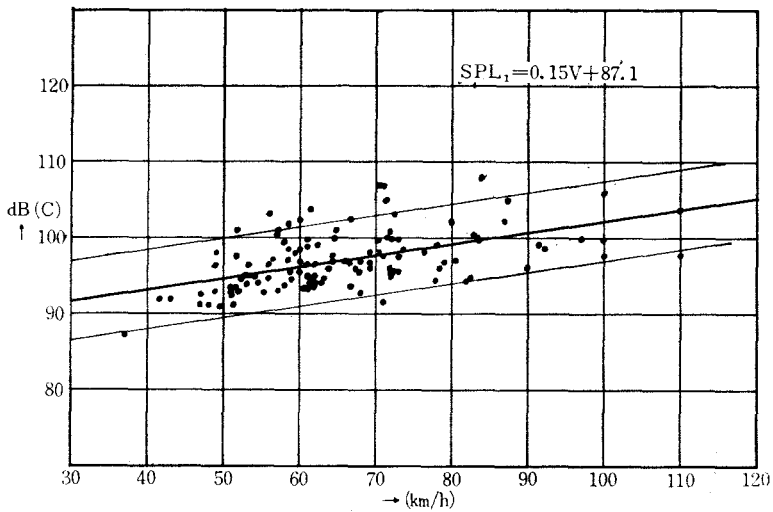


図7 普通自動車の $SPL_1$ と速度との関係

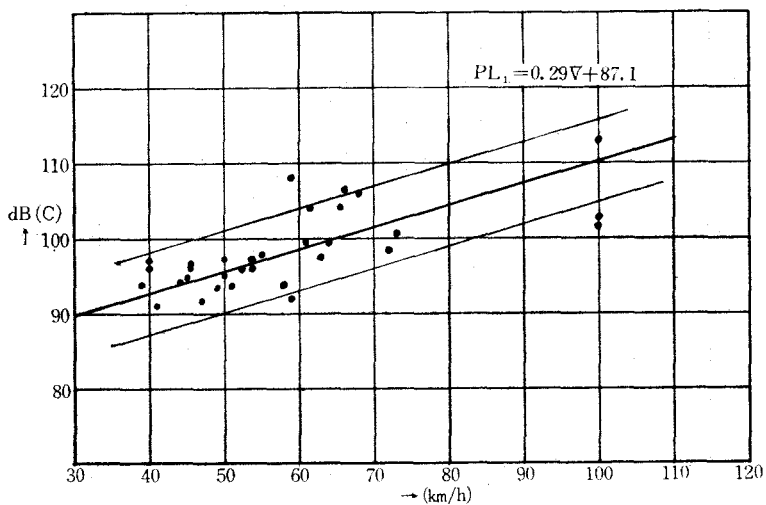
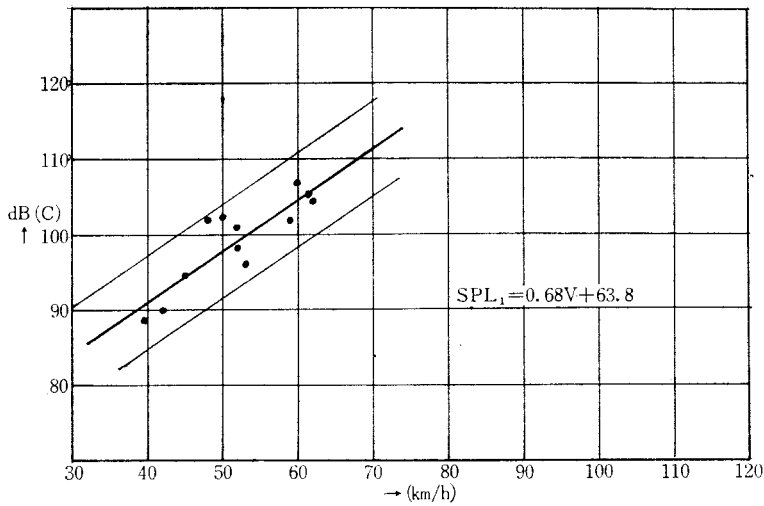
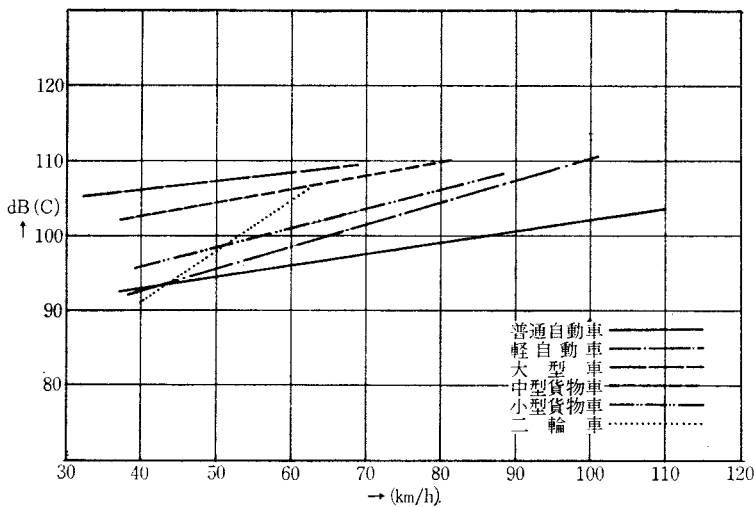
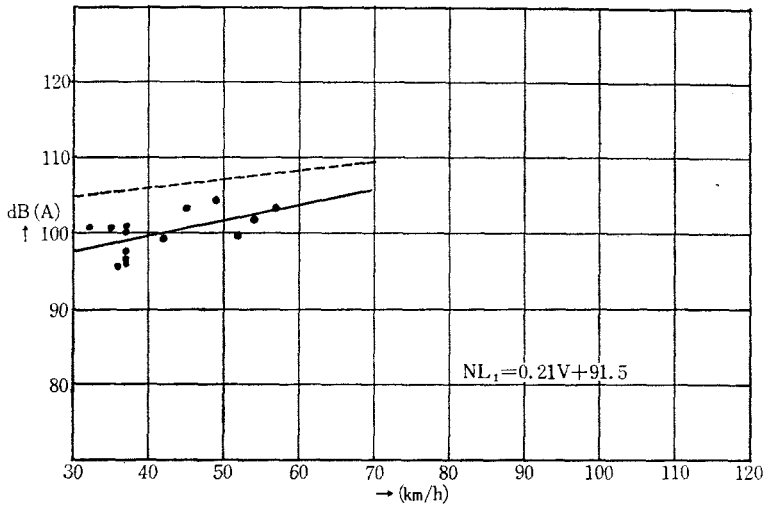
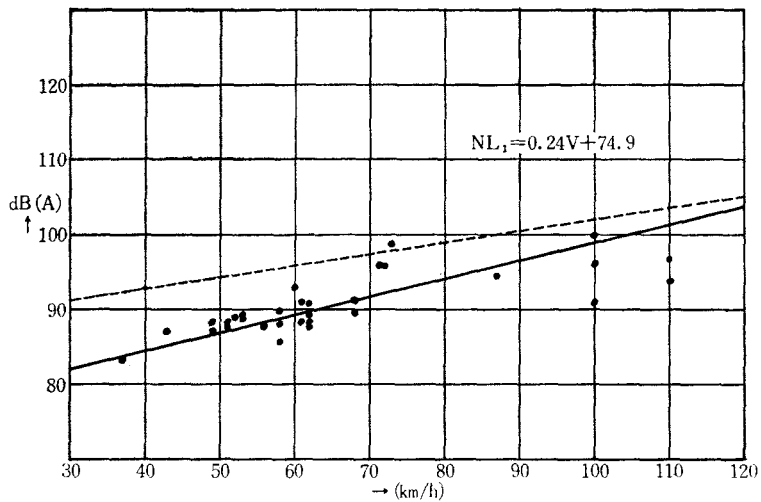


図8 軽自動車の $SPL_1$ と速度との関係

図9 二輪車の $SPL_1$ と速度との関係図10 車種別 $SPL_1$ と速度との関係

以上をまとめて、車種別の  $SPL_1$  と速度の関係を検討するため、(5), (6), (7), (8), (9), (10)式を図10に表した。 $SPL_1$ の値は、大型車、中型貨物車、小型貨物車、軽自動車、普通自動車の順に小さくなり、二輪車のみは他とかなり異った性質を示している。このような  $SPL_1$  の順位は当然、エンジンパワー、車輛総重量のためであろう。また速度と  $SPL_1$  の関係は、高速性能の良い普通自動車を除くと、排気量の小さい小型車になる

程、高速になるに従って  $SPL_1$  が大きくなる。すなわち、求められた各式の速度の項は大型車、中型貨物、小型貨物、軽、二輪の順に、 $0.11V$ 、 $0.18V$ 、 $0.26V$ 、 $0.29V$ 、 $0.68V$  と大きくなっている。普通自動車のように高速性でエンジン排気音の小さなものは、高速になるに従ってタイヤ摩擦音と、車体の空気音がほとんどを占めるという報告<sup>4)</sup>もあり、他と異った勾配になっているものと考えられる。

図11 大型車の $NL_1$ と速度との関係図12 普通自動車の $NL_1$ と速度との関係

騒音計A特性によるデータは大型車、普通自動車、軽自動車の3車種について取っており、C特性による距離1mの位置における音圧レベル $SPL_1$ と同じように、距離1mにおける騒音レベル $NL_1$  {dB(A)} に換算し、図11、図12、図13に示している。

大型車、普通自動車、軽自動車の距離1mにおける騒音レベル $NL_1$ の近似式は、それぞれ(11)、(12)、式で表される。

$$NL_1 = 0.21V + 91.5 \quad dB(A) \cdots (11)$$

ただし、 $31 < V < 58$

$$NL_1 = 0.24V + 74.9 \quad dB(A) \cdots (12)$$

ただし、 $36 < V < 111$

$$NL_1 = 0.21V + 80.5 \quad dB(A) \cdots (13)$$

ただし、 $38 < V < 101$

騒音レベルも音圧レベルと同じく、大型車、普通自動車、軽自動車の順に小さくなるが、速度との関係は、少し異っている。そこで図11、図12、

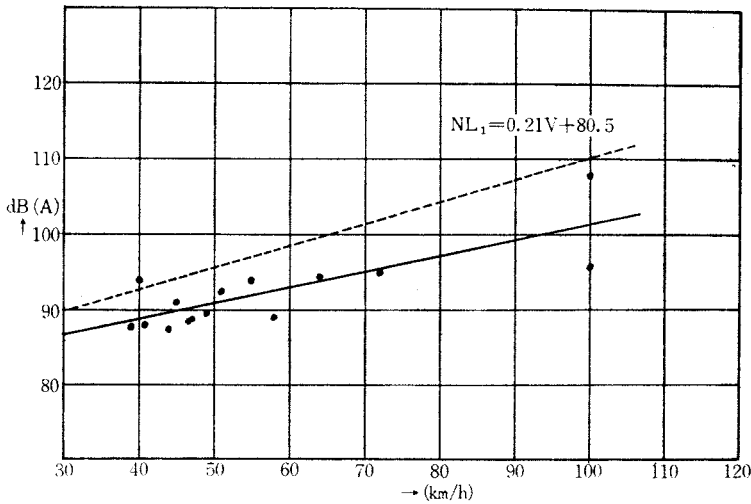
図13 軽自動車の  $NL_1$  と速度との関係

図13中に  $C$  特性による  $SPL_1$  の近似直線を点線で記入する。騒音計の  $A$  特性と  $C$  特性は、周波数特性曲線から判るように、 $A$  特性が  $1000\text{c/s}$  以下の特性を落し、人間の聴感に近似させたもので、一般の騒音レベルの測定に使用され、 $C$  特性は flat な周波数特性をもっている。すなわち、大型車、普通自動車のように、 $A$ 、 $C$  両特性による  $NL_1$  と  $SPL_1$  の値の差が、高速になるに従って少なくなっているということは、高速になるに従って  $1\text{Kc}$  以上の高音部が増加していることを示している。また軽自動車については、比較的低速のうちから高音部が多いと云えよう。

実測値と求めた直線式とのバラツキについては、各図を見て判るように、直線より大きな値が多く、測定中もマフラーからの異常に大きな音を発する車もあり、止むを得ないと考える。しかしながら直線式に  $\pm 5\text{dB}$  の許容範囲を与えると、各図中細線で記入したように  $90\%$  以上の実測値が、その範囲内にあり、実用式として充分使えるものとする。

#### §4 まとめ

4—1 音源のパワーを比較する際の車種の分類は、§3、3—1項で述べた分類が適当である。

4—2  $SPL_1$  と速度との関係は、ほぼ比例

的な関係にあり、車種別にそれぞれ、§3、3—2項、(5)、(6)、(7)、(8)、(9)、(10)式で表される。

4—3  $NL_1$  と速度の関係も、比例関係にあり、(11)、(12)、(13)式で表される。

4—5 (1)式(2)式より、次式が導れる。

$$PWL = SPL_1 + 11 \quad (\text{dB}) \cdots (14)$$

ここに、(5)、(6)、(7)、(8)、(9)、(10)式および(14)式を用い、さらに  $\pm 5\text{dB}$  の許容範囲を与えて、各車種別に、そのパワーレベル  $PWL$  (dB) と速度  $V$  (km/h) との関係式を提案する。

##### ① 大型車

$$PWL = 0.11V + 112.9 \pm 5 \quad (\text{dB}) \\ (31 < V < 70)$$

##### ② 中型貨物車

$$PWL = 0.18V + 106.4 \pm 5 \quad (\text{dB}) \\ (36 < V < 82)$$

##### ③ 小型貨物車

$$PWL = 0.26V + 96.4 \pm 5 \quad (\text{dB}) \\ (40 < V < 89)$$

##### ④ 普通自動車

$$PWL = 0.15V + 98.1 \pm 5 \quad (\text{dB}) \\ (36 < V < 111)$$

##### ⑤ 軽自動車

$$PWL = 0.29V + 98.1 \pm 5 \quad (\text{dB}) \\ (38 < V < 101)$$

## ⑥ 二輪車

$$PWL = 0.68V + 74.8 \pm 5 \quad (dB)$$

$$(39 < V < 63)$$

## 謝 辞

本研究に当って、常に御指導、御忠告を戴いた  
広島大学瀬沼教授をはじめ、同岩重助手、近畿大  
学木村助手、広島工業大学佐藤助手、その他、多  
く方々に心から感謝の意を表します。

## 参 考 文 献

- 1), 3): 藤井 健「交通騒音に関する研究」(第一報)  
呉高専研究報告 第4巻 第1号 (1968, 12)
- 2), 4): 金泉 昭「路面の粗さと自動車騒音」日本音  
響学会講演論文集 (1969, 5)
- 藤井 健, 岩重博文: 「交通騒音のパワーレベルについ  
て」日本建築学会中国支部研究報告 (1969, 3)
- D. R. Johnson and E. G. Saunders: 「The Evaluation  
of Noise from Freely Flowing Road Traffic」  
Journal of Sound and Vibration. (1968), 7(2),  
287—309.

(昭和44年9月1日受付)

編 集 委 員

中 村 正 三

糸 島 寛 典

篠 田 治 夫

高 井 芳 治

富士田 瑞 穂

呉 工 業 高 等 専 門 学 校  
研 究 報 告

第5卷 第1号 (1969)

(通 卷 第5号)

昭 和 44 年 12 月 印 刷

昭 和 44 年 12 月 発 行

編集兼  
発行者 呉 工 業 高 等 専 門 学 校

〒737 呉市豊栄2丁目2番1号

電話 呉 (0823) 71—9121

印刷所 中本総合印刷株式会社

広島市大州5丁目1番1号

電話 広島(0822) (81)—4221

# MEMOIRS OF THE KURE TECHNICAL COLLEGE

---

Electrical and Magnetic Properties of Cubanite, $\text{CuFe}_2\text{S}_3$ .....	1
.....Yoshitaka KASAMATSU and Kan-ichi MASUMOTO.....	
Studies on Circular Arc Cam (Report 4) .....	7
(A Case of the Convex Cam with the Oscillating Circular Arc Follower)	
Studies on Circular Arc Cam (Report 5) .....	21
(A Case of the Convex Cam with the Oscillating Flat Follower)	
Studies on the Specific Sliding of Cam (Report 5) .....	33
(The Specific Sliding on the Tangential Cam with the Oscillating Circular Arc Follower)	
Upon the Effects of Every Factor on the Exhaust Gas Concentration of a Diesel Engine (Report 1).....	43
(Study by Design of Experiments)	
On the Measuring of Air-Fuel-Ratio by the use of Coloured Fuel for the Gasoline Engine.....	53
.....Isao KUBOTA.....	
Upon the Relation between Exhaust Gas Concentration and Fuel Consumption of a Diesel Engine.....	63
.....Isao KUBOTA.....	
How to determine the Best Profile of Latticed Airfoil .....	69
.....Nobushi NIINAI.....	
The Effects of Compressive Stress on Isothermal Transformation of Steel.....	79
.....Takaaki ŌSHITA and Yoshihiro SENDA.....	
Studies on a Newly Designed Surface Grinding Dynamometer .....	85
.....Toshiyuki SATONOBU.....	
Studies on the Quality of the Lathe with a Variable-Speed Belt Drive.....	89
.....Toshiyuki SATONOBU.....	
The Best Value of the Clearance in the Toothing Place of the Contactless Gear Pump .....	95
.....Susumu KYOMEN.....	
The Learning Efficiency in the High Frequency Operation of Fluorescent Lamp.....	101
.....Kazuhiko HARADA.....	
Study on the Simple Gyroscopes .....	107
.....Shigeki MURAKAMI.....	
A New Discriminant of Spaced Frame.....	111
.....Kazuyoshi SEI.....	
Differential Settlement of Structures and Rheology.....	115
.....Mitsumasa NISHIMURA.....	
Studies on the Traffic Noise (Report 2).....	125
.....Takeshi FUJII.....	
(Measurements of Power Level of Motor Vehicle Noise)	