

高速ディーゼル機関の粘性摩擦特性に関する研究

若林 克彦*・故大岡 裕三・菊田 滋**・河野 晃***・児玉 知明****

An Investigation into the Characteristics of Viscous Friction on a High Speed Diesel Engine

By Katsuhiko Wakabayashi, The late Yuhzo Ohoka, Shigeru Kikuta**,*

*Akira Kohno*** and Tomoaki Kodama*****

Synopsis: The authentic and universal estimation method of mechanical losses in reciprocating internal combustion engines has never been in existence up to this time, because they depend on many parameters and have a complicated quality.

In this paper, the characteristics of viscous friction which is the major factor of mechanical losses were investigated in a high speed diesel engine from the point of experimental views by adopting the retardation method.

And then, the characteristics of the viscous friction related to oil temperature and engine speed have been made clear in this test engine.

要旨：往復動内燃機関の機械損失は、多くのパラメータに依存して不明な点が多く、確実にして普遍的な推定方法は存在しない。

そこで、本論文では、総排気量10.178 Lの自動車用高速ディーゼル機関を対象とし、減速法（Retardation method）を採用して、機械損失のうちで大きな割合を占める粘性摩擦に着目し、その特性を実験的に調査した。その結果、供試機関の粘性摩擦の温度および速度に関する特性を明らかにした。なお、補機類は取り外して試験を実施した。

1. ま え が き

往復動内燃機関の運転時における機械損失は、多くの因子に起因して生ずるので、その特性には不明な点が多い。したがって、機械損失の特性を実験的に解明することは、エンジン設計時に、その出力特性等を予測する上で、有効な資料の一つとなりうる。

機械損失を測定する方法¹⁾として、モータリング法、

インジケータ線図より求める方法、失火法、ウィランス・ライン法（Willans line method）および減速法より求める方法^{2),3)}などがある。文献3)は、減速法より求める方法が、他の方法と比較して、精度よく機械損失を求めることができると結論している。

往復動内燃機関運転中に着火を停止させれば、機関は減速し、ついに停止する。この減速度は、主として運動部における摩擦等に関連する。減速法は、機械損失トルクを粘性摩擦損失トルクと定量損失トルクの和と仮定して、それぞれの損失トルクを機関の減速度より実験的に求める方法である。

そこで、本論文では、機械損失特性解明の第一段階として、粘性摩擦に着目し、減速法を採用して、その特性を実験的に調査することを目的とする。なお、減速法の試験は、潤滑油温度および冷却水温度を変化させて行なった。

*工学部機械工学科 教授 工学博士
Dept. of Mechanical Engineering, Professor, Dr. of Engineering

**通産省
The Ministry of International Trade and Industry

***運輸省
The Ministry of Transport

****工学部機械工学科 技手
Dept. of Mechanical Engineering, Technical Staff

2. 減速法による一検討法

文献2), 3)によると, 往復動内燃機関の損失トルクは, 主として粘性摩擦損失トルクとクーロン摩擦損失を含む定量トルクの和であると仮定して, 運動方程式を導いている。しかし, 供試機関で試験を行なった結果, 定量トルクの値は小さく無視できることが判明した。この結果は, R. Barringtonら⁴⁾のガソリン機関での実験結果と一致する。高速機関では, 粘性摩擦が支配的であるものと推定される。

そこで, 本論文では, 機関の着火停止後の減速時の運動方程式を次式で示す。

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + C \frac{d\theta}{dt} = 0 \tag{1}$$

$$\therefore \frac{d\omega}{dt} + \frac{C}{I} \cdot \omega = 0 \tag{2}$$

ここで,

- I : 機関の等価慣性モーメント kgm^2
 - θ : 機関の回転角 rad
 - t : 時間 s
 - ω : 角速度 rad/s
 - C : 粘性摩擦係数 Nms/rad
 - $d\omega/dt$: 角加速度 (角減速度) rad/s^2
- 以上より, 各瞬間における角加速度 $d\omega/dt$ と角速度 ω を求めれば, その時の C/I の値, したがって粘性摩擦係数 C の値が得られる。

3. 試験装置および試験方法

3.1 試験装置および供試潤滑油

表 1 供試機関項目

要 目		内 容
用途		車両用
作動形式		水冷 4 サイクル, 横型予燃焼室式ディーゼル機関
シリンダ数		6
直径×行程	mm	120×150
総行程容積	L	10.178
最高出力	kW/s ⁻¹	150.8/38.3
最大トルク	Nm/s ⁻¹	666.9/23.3
圧縮比		18.5
平均有効圧	MPa	0.824
着火順序		1-4-2-6-3-5
機関整備重量	N	8061

試験対象とした供試機関は, 水冷 4 サイクル予燃焼室式ディーゼル機関で, その要目を表 1 に示す。図 1 は減速試験装置のシステム概略図である。なお, 減速試験に際して, オルタネータおよび冷却ファン等の補機類は取りはずした。また, デコンプ (Decompression device) を作動させて着火を停止させるが, このデコンプ作動時の発信パルスとインジェクタ線図の関係を調べた結果が, 図 2 に示されている。インジェクタ線図の採取は動ひずみ型指圧計を使用した。この図から, デコンプを作動させることにより直ちに燃焼が停止することがわかる。したがって, 減速試験において, デコンプを作動させた瞬間にパルスが発生するようにした。

供試潤滑油は, SAE 30を用いた。図 3 は, この潤滑油の粘度と温度の関係を示す。

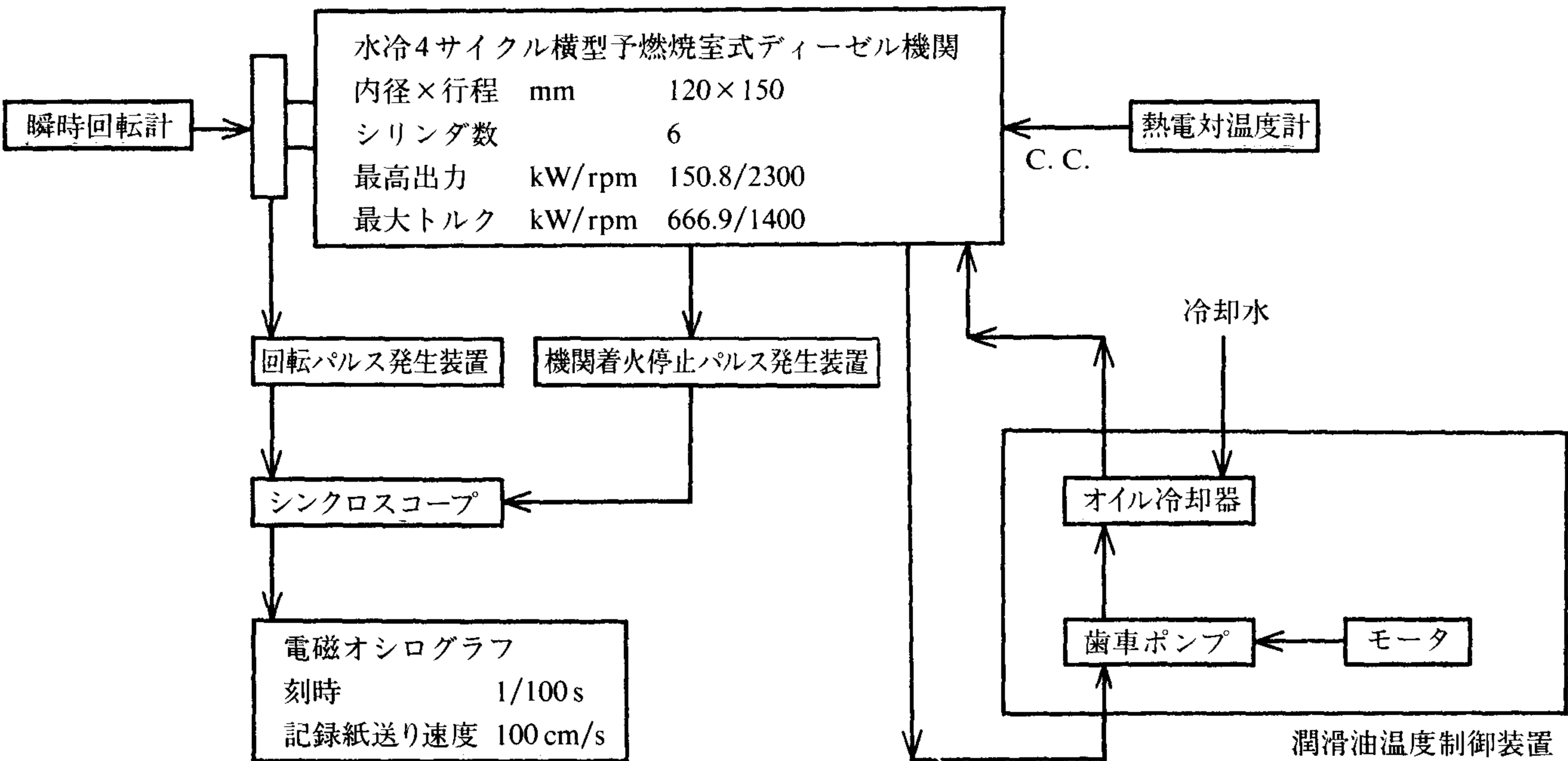


図 1 減速法試験装置のシステム概略図

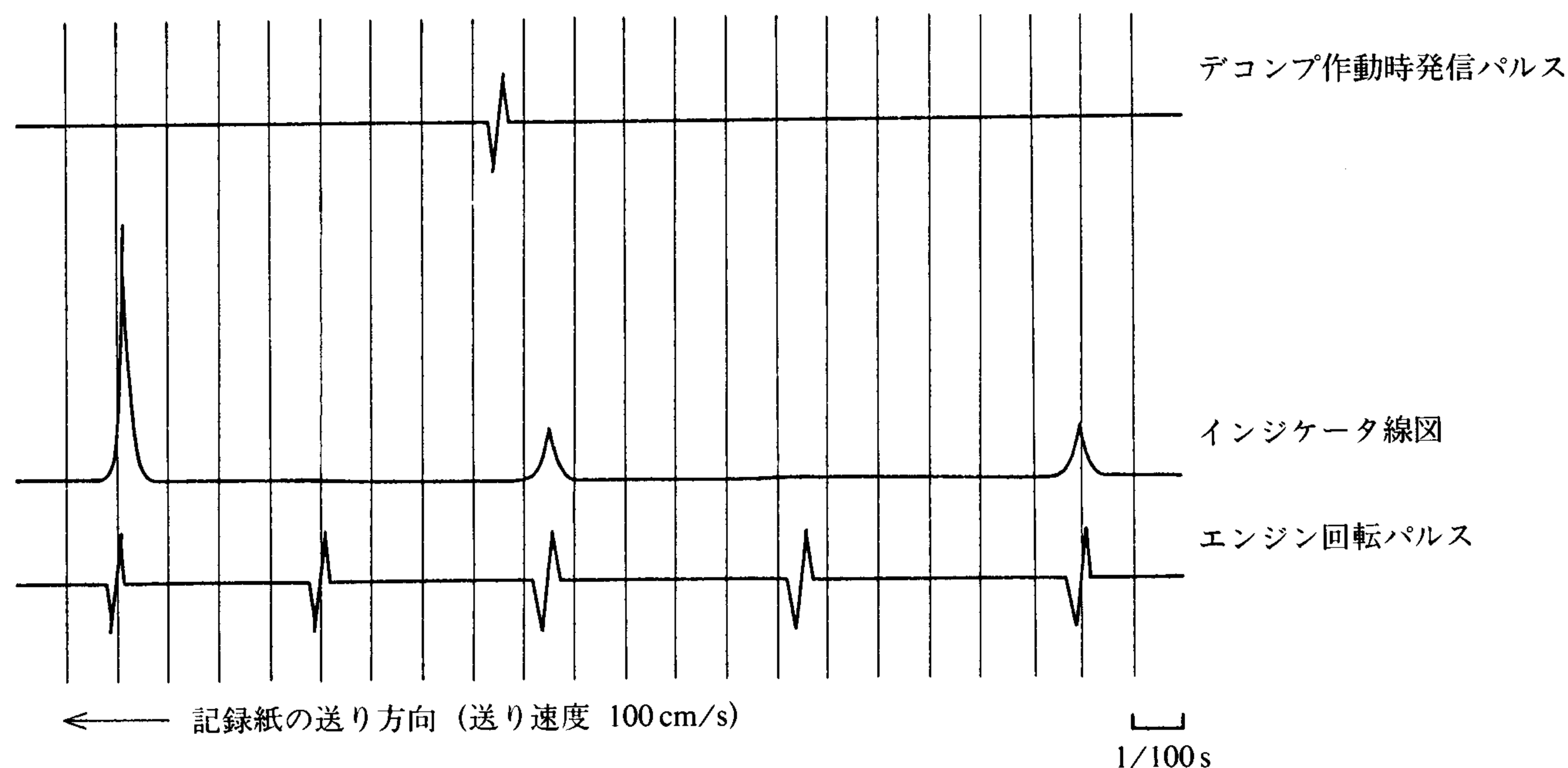


図2 デコンプ作動時発信パルスとインジケータ線図の関係

3.2 試験方法およびデータ整理方法

オイルパンでの潤滑油および冷却水入口での冷却水の温度は、減速試験を開始する前にエンジンを運転し、それぞれ試験条件に一致させ、定常な状態にされた。なお、潤滑油温度はオイル冷却器で制御した。これらの試験条件を表2に示す。定常状態になったのを確認した後、デコンプを作動させて燃焼を停止させ、機関回転数を減速させた。この減速試験において、デコンプ作動時および機関1回転ごとに発生する回転パルスを電磁オシロに記録させた。図4は減速時における電磁オシロ上の着火停止パルスおよび機関回転パルスの記録例である。この図に記入された記号を使用すると瞬間回転数 N は、次式のようになる。

$$N = \frac{6000 \cdot b}{a \cdot n} \text{ rpm} \quad (3)$$

ここで、

a : 回転パルスの長さ mm

b : タイマ間隔数 n の長さ mm

n : タイマ間隔の数

式(3)より瞬間角速度 ω は次式で示される。

$$\omega = \frac{200 \cdot \pi \cdot b}{a \cdot n} \text{ rad/s} \quad (4)$$

なお、角加速度は、対象とする区間の角速度の変化 ($\omega_1 - \omega_2$) とそれに要した時間 t との比で近似し、できるだけ t の値が小さくなるように配慮した。

4. 試験結果

図5は、一例として、潤滑油温度および冷却水温度がそれぞれ308 K (35°C) の場合の減速試験結果を示した。

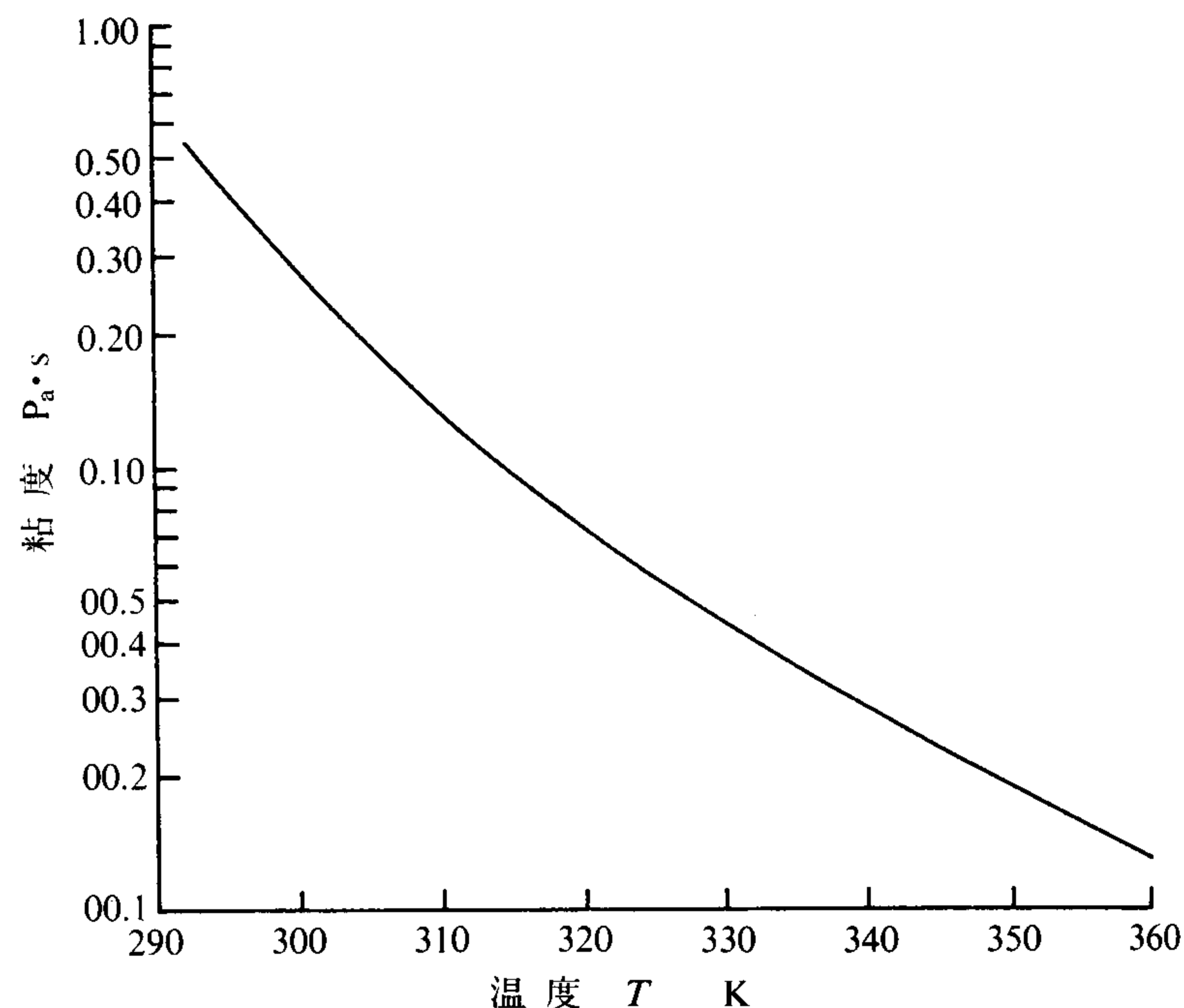


図3 供試潤滑油 (SAE 30) 粘度に対する温度特性

表2 試験条件

冷却水および潤滑油温度 K (°C)	機関停止回転数 s^{-1}		
308 (35)	10.0	21.7	33.3
313 (40)	11.7	23.3	35.0
318 (45)	13.3	25.0	36.7
323 (50)	15.0	26.7	
328 (55)	16.7	28.3	
333 (60)	18.3	30.0	
338 (65)	20.0	31.7	

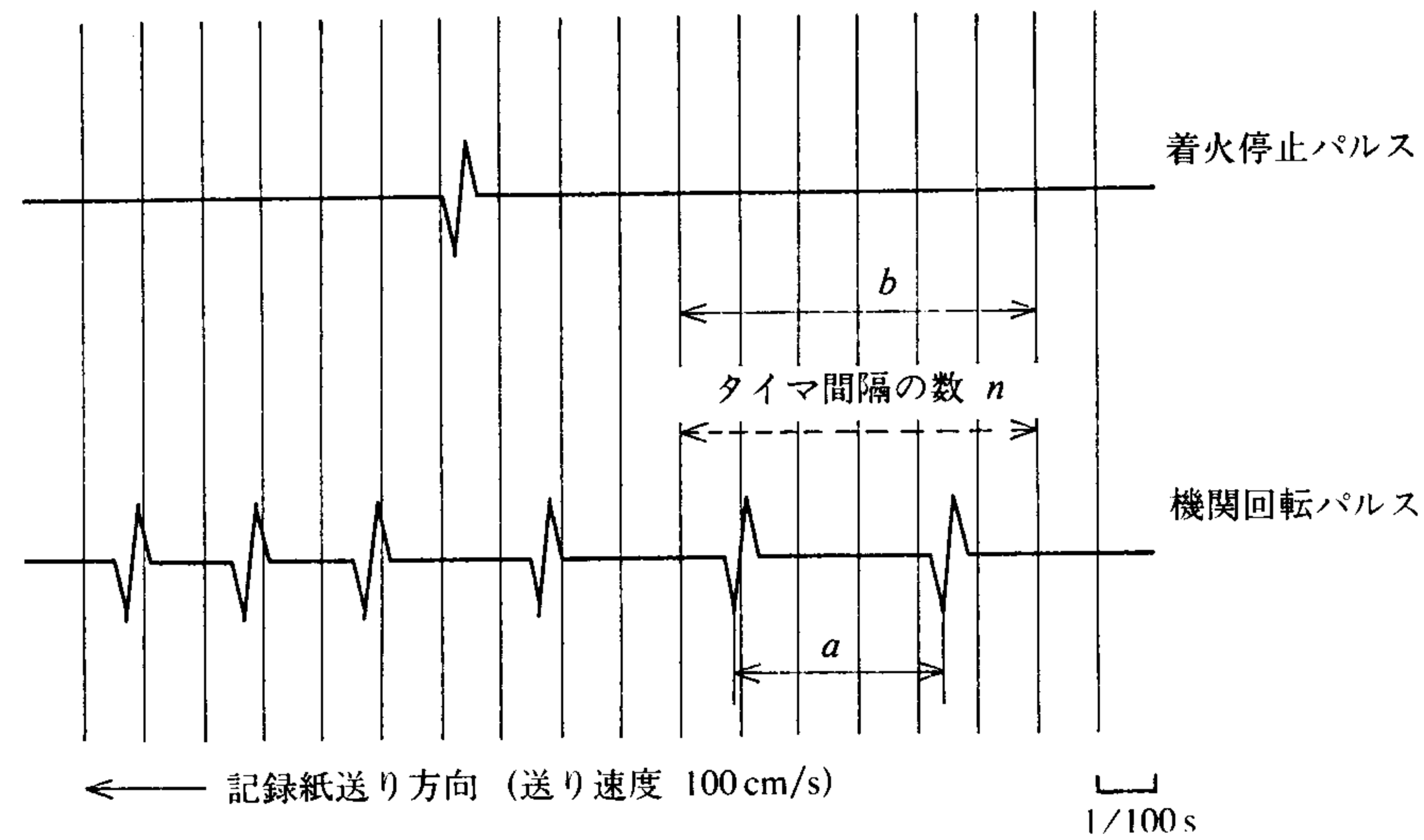


図4 減速法試験の記録例

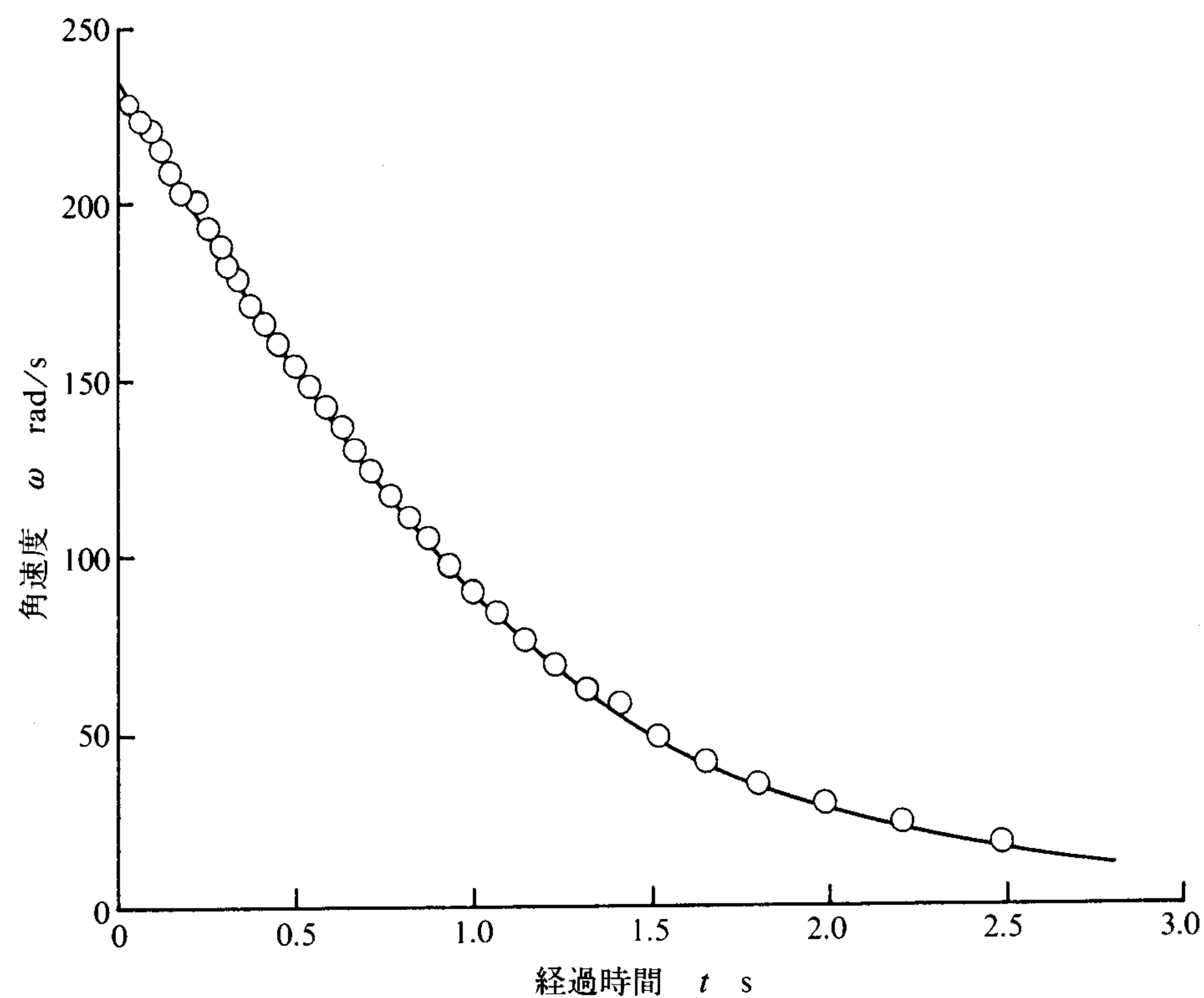


図5 減速法試験 (冷却水および潤滑油温度 308 K)

この試験結果から前述の方法により、代表点における瞬間角速度および瞬間角加速度を求める。さらに、これらの値を式(2)に代入して、粘性摩擦係数 C の値を求めて整理したのが、表3である。なお、表3には、他の試験条件での結果も一緒に載せてある。この表より図6は、クランク軸の角速度 ω が100 rad/s から200 rad/s の範囲内における $C-T$ (T : 潤滑油温度) の関係を図示したものであり、また図7は、 $C-\omega$ の関係を図示したものである。これらの図から粘性摩擦係数 C と温度 T および角速度 ω との関係を求めると、それぞれ以下の

ように近似できる。なお、前述したように角速度が100~200 rad/s の範囲にある場合に、以下の式が成立する。

クランク軸角速度一定の場合；

$$\log C = -0.00248 T + K_1 \quad (5)$$

(K_1 : 角速度により実験から決定される値)

潤滑油温度一定の場合；

$$C = K_2 \omega^{-0.461} \quad (6)$$

(K_2 : 潤滑油温度により実験から決定される値)

式(6)の指数-0.461は文献3)および5)の結果の-0.5

表3 減速法による粘性

水温および潤滑油温度308K			水温および潤滑油温度313K			水温および潤滑油温度318K			水温および潤滑油	
角速度 rad/s	角加速度 rad/s ²	粘性摩擦係数 Nms/rad	角速度 rad/s	角加速度 rad/s ²	粘性摩擦係数 Nms/rad	角速度 rad/s	角加速度 rad/s ²	粘性摩擦係数 Nms/rad	角速度 rad/s	角加速度 rad/s ²
190.2	163.0	1.697	191.3	163.0	1.687	194.8	154.3	1.566	194.0	148.0
174.2	156.7	1.781	175.5	154.5	1.742	179.8	149.0	1.641	179.0	143.8
158.7	151.0	1.834	160.2	150.5	1.834	165.0	143.7	1.724	165.3	138.0
144.0	143.8	1.977	144.5	143.0	1.959	151.0	140.0	1.836	151.8	134.8
130.3	134.0	2.036	132.0	132.0	1.980	137.5	130.0	1.872	138.5	129.0
117.3	125.7	2.122	119.0	125.7	2.092	125.0	122.5	1.941	126.4	119.0
105.2	117.3	2.207	107.0	115.0	2.128	113.0	115.3	2.020	114.7	113.3

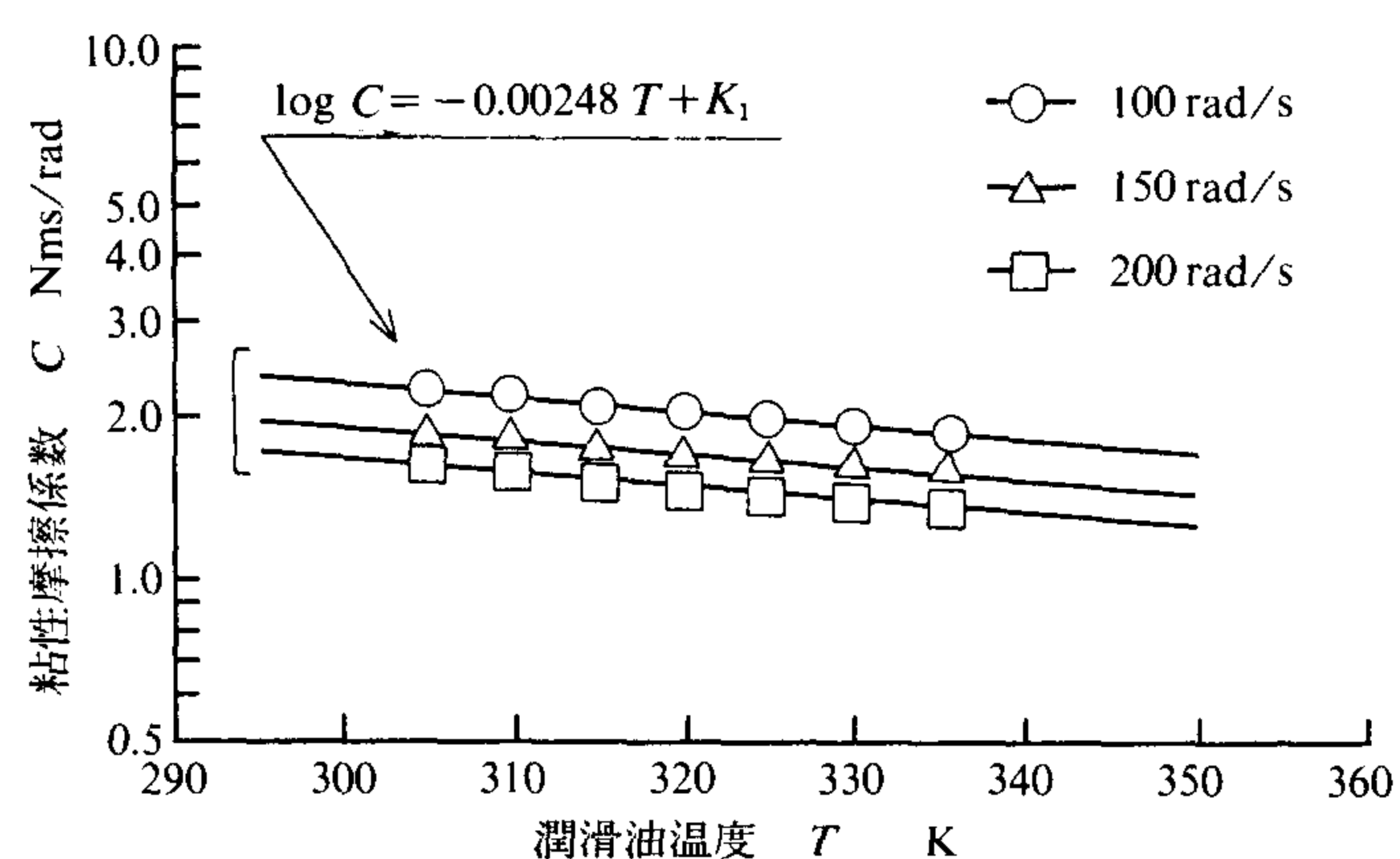


図6 粘性摩擦係数と潤滑油温度の関係

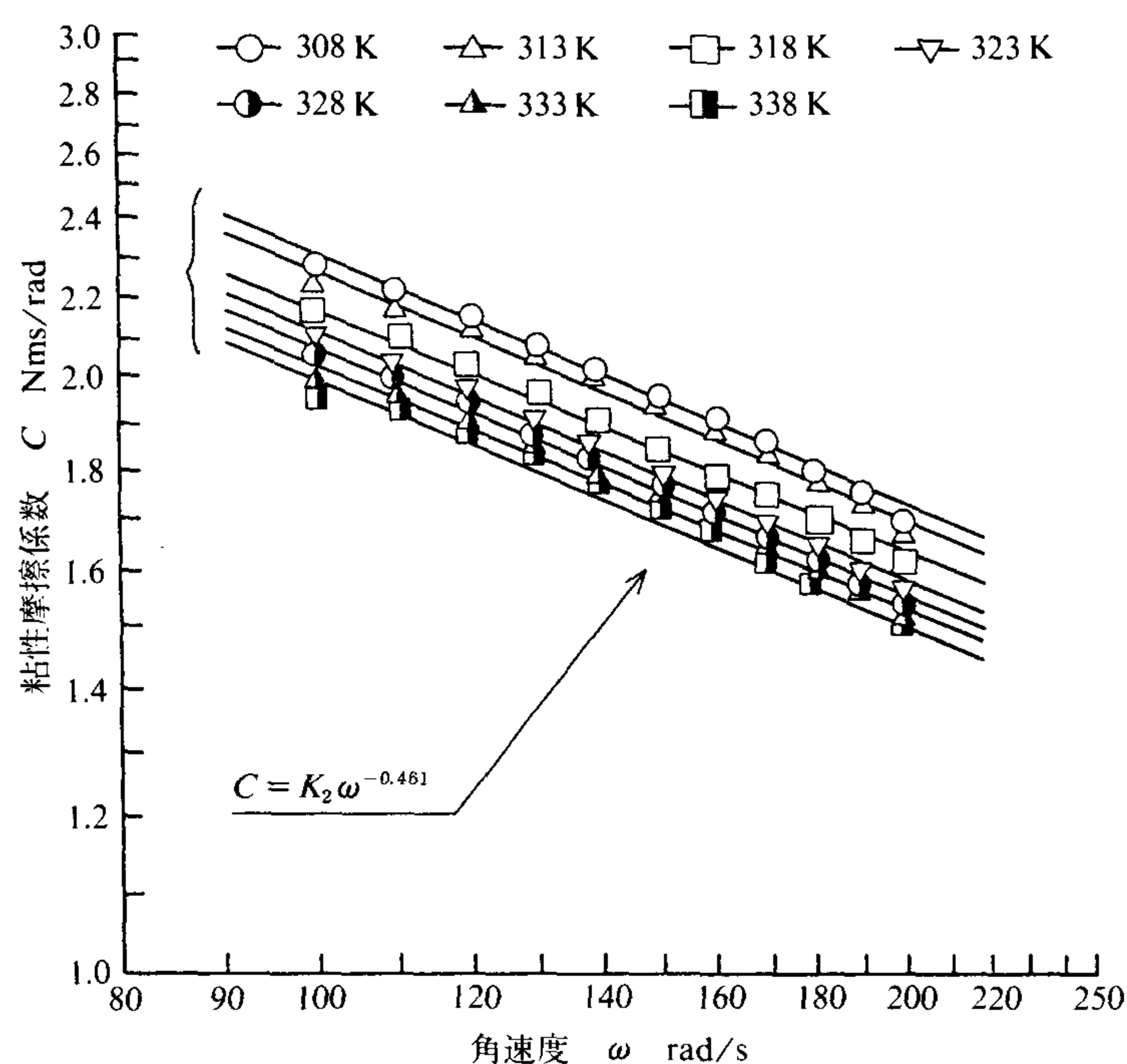


図7 粘性摩擦係数と角速度の関係

摩擦係数測定結果

温度323K	水温および潤滑油温度328K			水温および潤滑油温度333K			水温および潤滑油温度338K		
粘性摩擦係数 Nms/rad	角速度 rad/s	角加速度 rad/s ²	粘性摩擦係数 Nms/rad	角速度 rad/s	角加速度 rad/s ²	粘性摩擦係数 Nms/rad	角速度 rad/s	角加速度 rad/s ²	粘性摩擦係数 Nms/rad
1.510	190.3	148.3	1.543	196.5	148.8	1.499	195.4	141.3	1.432
1.586	175.5	145.0	1.636	182.0	143.0	1.555	181.5	137.8	1.503
1.653	161.5	139.3	1.707	168.0	138.7	1.635	167.7	133.7	1.579
1.758	148.0	127.3	1.703	154.5	134.2	1.720	154.5	128.3	1.645
1.845	135.0	121.0	1.775	141.5	125.2	1.751	142.0	123.0	1.759
1.875	123.0	119.4	1.922	129.4	118.3	1.810	130.0	117.0	1.782
1.955	111.5	107.3	1.905	117.8	111.1	1.867	118.5	110.0	1.837

とほぼ一致する。

5. 減速法の試験結果に対する一検討

5.1 運動部形状を考慮した粘性摩擦係数に関する近似式の誘導

供試往復動内燃機関において粘性摩擦が発生する主要な個所は、(a)主軸受、(b)クランクピン軸受および(c)ピストンリング部であると仮定して、機関全体の粘性摩擦係数 C [Nms/rad] の線形近似式を誘導する。なお、上記の仮定において、ピストン部を除いたのは、ピストン部と比較してピストンリング部の粘性摩擦が非常に大きいという古浜ら^{5)~8)}の結論による。

主軸受およびクランクピン軸受部における粘性摩擦力はペトロフの式、またピストンリング部においては、ニュートンの式が適用できると仮定すると、それぞれ以下の関係式が導かれる。

(a) 主軸受部

主軸受部の粘性摩擦トルク T_J [Nm] は次式で示される。

$$T_J = \mu \cdot \frac{\pi \cdot D_J^3 \cdot L_J \cdot \omega}{4 \cdot \delta_J} \quad \text{Nm} \quad (7)$$

ただし、

μ : 潤滑油の粘度 Pa·s

D_J : 主軸受内径 m

L_J : 主軸受長さ m

ω : 角速度 rad/s

δ_J : 主軸受すきま m

(b) クランクピン部

クランクピンと連接棒の相対速度 V_c [m/s] は次式で示される。

$$V_c = \frac{D_c \cdot \omega}{2} \cdot \left(1 + \frac{\rho \cdot \cos \omega t}{\sqrt{1 - \rho^2 \cdot \sin^2 \omega t}} \right)$$

$$\begin{aligned} & \approx \frac{D_c \cdot \omega}{2} \cdot \left(1 + \rho \cdot \cos \omega t \right. \\ & \quad \left. + \frac{\rho^3}{2} \cdot \cos \omega t \cdot \sin^2 \omega t \right) \end{aligned} \quad (8)$$

よって、一回転当りの平均相対速度 V_{cm} [m/s] は

$$\begin{aligned} V_{cm} &= \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{D_c \cdot \omega}{2} \cdot \left(1 + \rho \cdot \cos \omega t \right. \\ & \quad \left. - \frac{\rho^3}{2} \cdot \cos \omega t \cdot \sin^2 \omega t \right) dt \\ &= \frac{D_c \cdot \omega}{2} \end{aligned} \quad (9)$$

となるから、粘性摩擦トルク T_c [Nm] は次式で求まる。

$$T_c = \mu \cdot \frac{\pi \cdot D_c^3 \cdot L_c \cdot \omega}{4 \cdot \delta_c} \quad (10)$$

ただし、

D_c : クランクピン部 m

L_c : クランクピン長さ m

δ_c : クランクピン軸受すきま m

ρ : クランクピン半径と連接棒長さとの比 ($=r/l$)

(c) ピストンリング部

ピストン速度 V_p [m/s] は

$$\begin{aligned} V_p &= r \cdot \omega \cdot \left(\sin \omega t + \frac{\rho \cdot \sin 2 \omega t}{2 \sqrt{1 - \rho^2 \cdot \sin^2 \omega t}} \right) \\ &\approx r \cdot \omega \cdot \left(\sin \omega t + \frac{\rho}{2} \cdot \sin 2 \omega t \right) \end{aligned} \quad (11)$$

で示されるので、粘性摩擦力 F_p [N] は、次式のようになる。

$$\begin{aligned} F_p &= \mu \cdot \frac{\pi \cdot D_p \cdot L_p \cdot r \cdot \omega}{\delta_p} \\ & \quad \times \left(\sin \omega t + \frac{\rho}{2} \cdot \sin 2 \omega t \right) \end{aligned} \quad (12)$$

つぎに、往復運動部で作用する粘性摩擦力 F_p [N] に

よりクランク回転方向に生ずる粘性摩擦トルク T_p [Nm] は次式で近似的に示すことができる。

$$T_p = F_p \cdot r \cdot \left(\sin \omega t + \frac{\rho}{2} \cdot \sin 2\omega t \right) \\ \doteq \mu \cdot \frac{\pi \cdot D_p \cdot L_p \cdot r^2 \cdot \omega}{\delta_p} \\ \times \left(\sin \omega t + \frac{\rho}{2} \cdot \sin 2\omega t \right)^2 \quad (13)$$

ここで、 $(\sin \omega t + \rho/2 \cdot \sin 2\omega t)^2$ の項についての1回転当りの平均値を求めると、

$$\frac{\omega}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} \left(1 + \frac{\rho^2}{4} \right) dt = 1 + \frac{\rho^2}{4} \doteq 1 \quad \left(\because \frac{\rho^2}{4} \ll 1 \right) \quad (14)$$

となる。式(13)に、この結果を代入して平均的な T_p を求めると式(15)で示される。

$$T_p = \mu \cdot \frac{\pi \cdot D_p \cdot L_p \cdot r^2 \cdot \omega}{\delta_p} \quad (15)$$

ここで、

- r : クランクピン半径 m
- δ_p : ピストンリングすきま m
- D_p : ピストンリング呼び径 m
- L_p : ピストンリング幅 m

以上の(a), (b)および(c)の結果よりそれぞれ得られた粘性摩擦トルクは、クランク軸の回転に対する抵抗トルクであり、それぞれ異なった位置に作用するが、その総和が全抵抗トルク T [Nm] であると仮定すると、

$$T = T_J + T_c + T_p \\ = \mu \cdot \frac{\pi \cdot D_J^3 \cdot L_J \cdot \omega}{4 \cdot \delta_J} \cdot n_J + \mu \cdot \frac{\pi \cdot D_c^3 \cdot L_c \cdot \omega}{4 \cdot \delta_c} \cdot n_c \\ + \mu \cdot \frac{\pi \cdot D_p \cdot L_p \cdot r^2 \cdot \omega}{\delta_p} \cdot n_p \quad (16)$$

が得られるので、粘性摩擦係数 C [Nms/rad] は次式で示される。

$$C = \frac{T}{\omega} \\ \doteq \mu \cdot \frac{\pi \cdot D_J^3 \cdot L_J \cdot n_J}{4 \cdot \delta_J} + \mu \cdot \frac{\pi \cdot D_c^3 \cdot L_c \cdot n_c}{4 \cdot \delta_c} \\ + \mu \cdot \frac{\pi \cdot D_p \cdot L_p \cdot r^2 \cdot n_p}{\delta_p} \quad (17)$$

ここで、

- n_J : 主軸受の個数
- n_c : クランクピン軸受の個数
- n_p : ピストンリングの個数

5.2 試験結果に対する一検討

前節で誘導した式(17)を利用して、減速法の試験結果

表4 基準条件

項 目	温度 K	速度 rad/s
軸受部に対する基準値	308	100
ピストンリング部に対する基準値	308	100

に検討を加える。

式(17)を実機試験に対応させるために、軸受部分とピストンリング部に、下記のように2分して整理する。

$$C = \mu_1 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_J^3 \cdot L_J \cdot n_J}{4 \cdot \delta_J} + \frac{\pi \cdot D_c^3 \cdot L_c \cdot n_c}{4 \cdot \delta_c} \right) \\ + \mu_2 \cdot \frac{\pi \cdot D_p \cdot L_p \cdot r^2 \cdot n_p}{\delta_p} \\ = \mu_1 \cdot V + \mu_2 \cdot Z \quad (18)$$

ただし、

$$V = \pi \cdot \left(\frac{D_J^3 \cdot L_J \cdot n_J}{4 \cdot \delta_J} + \frac{D_c^3 \cdot L_c \cdot n_c}{4 \cdot \delta_c} \right), \\ Z = \frac{\pi \cdot D_p \cdot L_p \cdot r^2 \cdot n_p}{\delta_p}$$

ここで、検討の基準値として、表4の基準条件を設定する。

線形係数式である式(18)を非線形因子を含む本試験結果と対応させるために、次式のように書き直す。

$$C = \eta'_c \cdot \eta_c \cdot \eta_{\omega c} \cdot V \cdot \mu_{0c} + \eta'_{ip} \cdot \eta_{ip} \cdot \eta_{\omega p} \cdot Z \cdot \mu_{0p} \quad (19)$$

ここで、

- η'_i : 基準温度からの変化に対応する潤滑油の物性変化の補正係数 (粘度変化率)
- η_i : 基準温度からの変化に対応する温度による非線形部分の補正係数
- η_{ω} : 基準速度からの変化に対応する速度による非線形部分の補正係数
- η_0 : 基準温度での潤滑油の粘度 Pa·s

なお、補正係数 η_i および η_{ω} については、それぞれ上記の因子による粘性摩擦係数の線形からはずれる部分についての補正を意味する。

さらに、本試験条件下でゾンマーフェルト数 S は、1以上となり、摩擦係数 C は速度によってほとんど変化しない領域となるので、 $\eta_{\omega c} = 1$ と仮定する。

$$C = \eta'_c \cdot \eta_c \cdot V \cdot \mu_{0c} + \eta'_{ip} \cdot \eta_{ip} \cdot \eta_{\omega p} \cdot Z \cdot \mu_{0p} \quad (20)$$

ここで、潤滑油温度308 Kを基準にして、図3から求められる温度による粘度変化率 η'_i を図8に示した。この図に示した物性変化の関係を使用して補正すると、図6のかわりに、図9が得られる。この図の結果を利用することにより修正粘性摩擦係数 C' [Nms/rad] は、温度

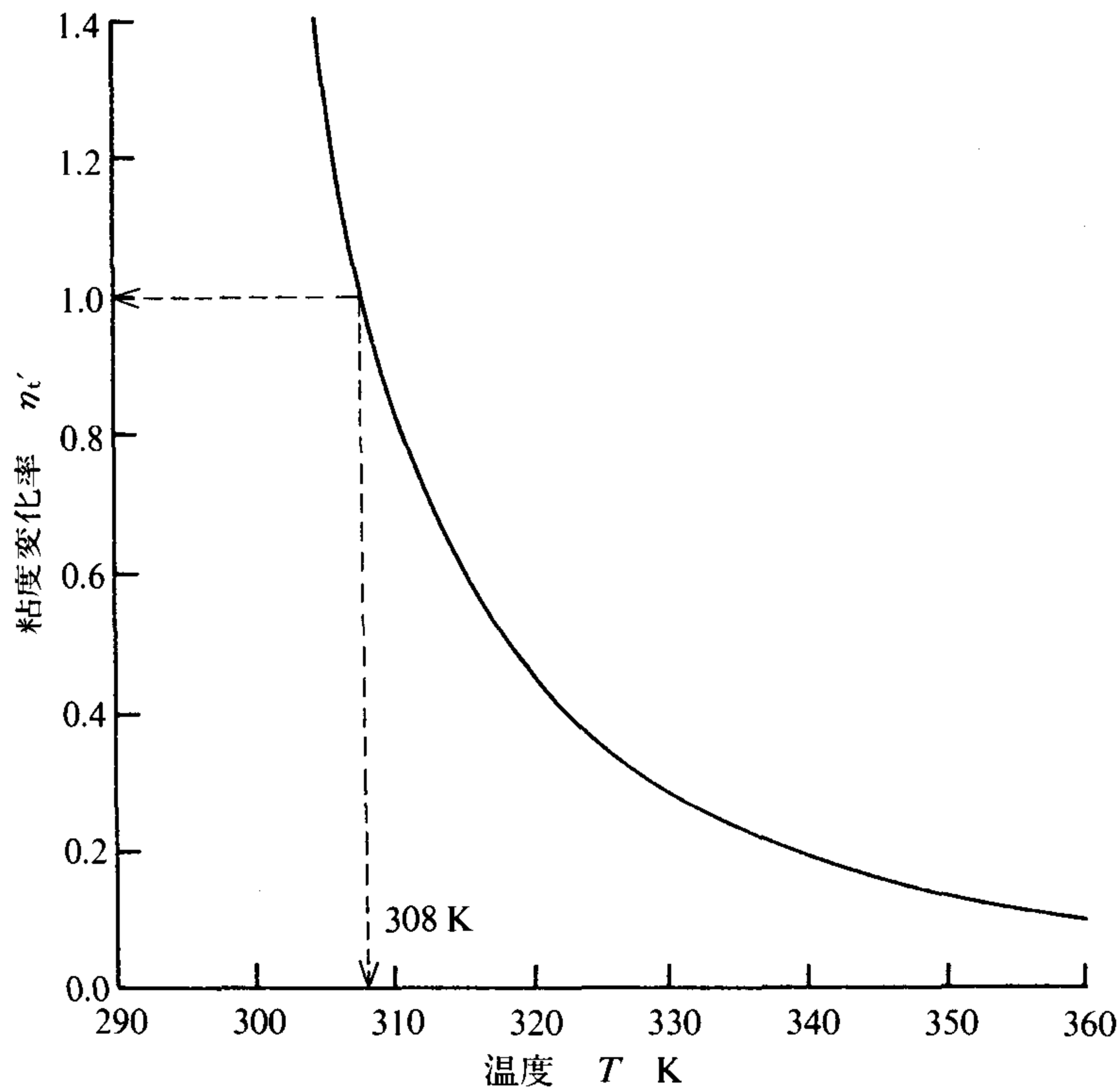


図8 温度による粘度変化率(308 K 基準, SAE 30)

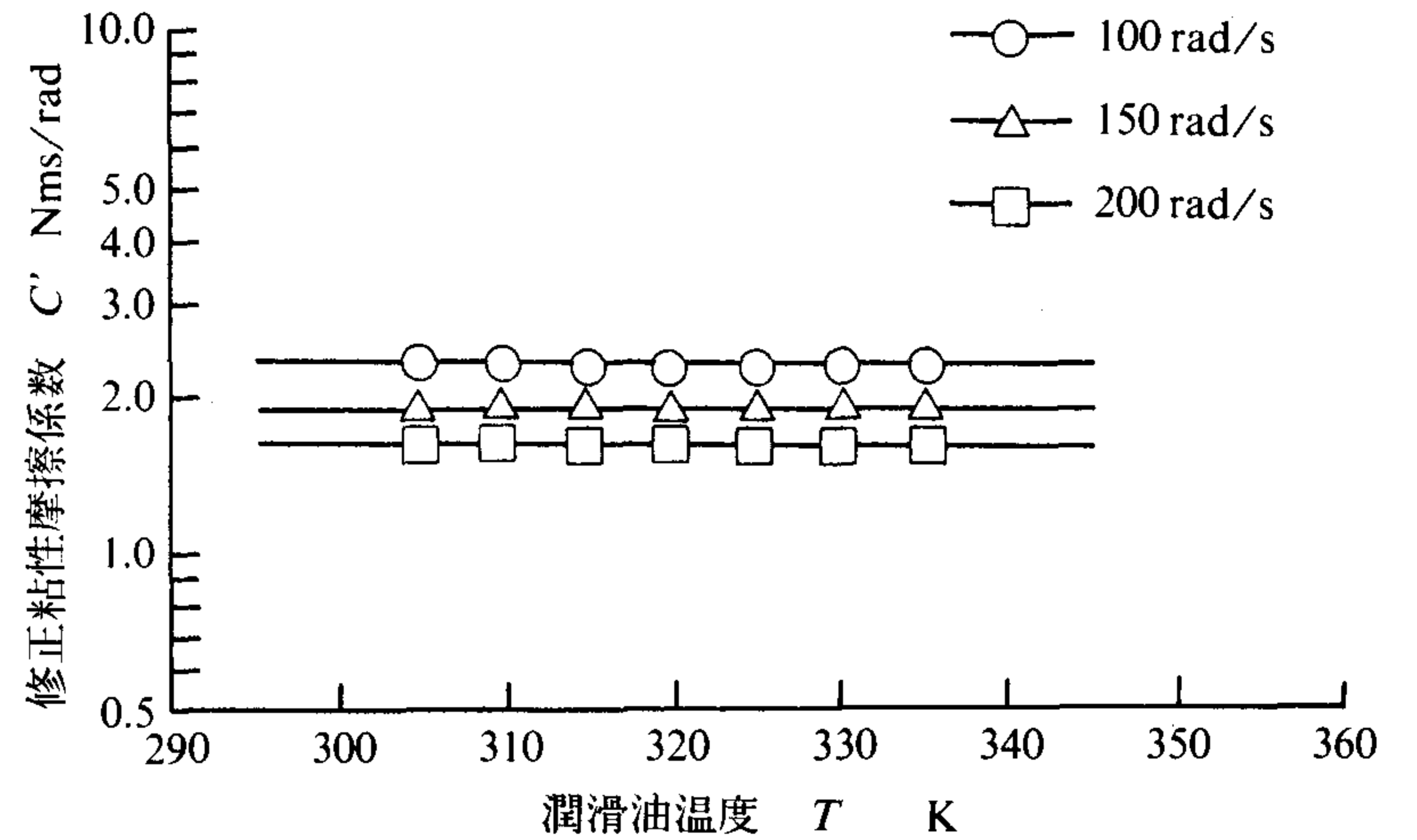


図9 潤滑油温度による物性変化を修正した粘性摩擦係数

に対して一定となる。よって、温度による非線形部分の修正係数は、 $\eta_c = \eta_p = 1$ と置けるので、式(19)は次のようになる。

$$C = \eta'_c \cdot V \cdot \mu_{0c} + \eta'_p \cdot \eta_{\omega p} \cdot Z \cdot \mu_{0p} \quad (21)$$

式(21)の V および Z (式(18)参照) を計算するための供試機関での諸数値をまとめると、表5のようになる。つぎに、基準条件 ($T=308\text{ K}$, $\omega=100\text{ rad/s}$) での粘性摩擦係数の値を基にして、角速度の補正係数を求めて、図示すると図10のようになる。これより補正係数は、 $\eta_\omega = (\omega/100)^{-0.461}$ で示される。ここで、表5に示された諸数値および基準条件値を満す係数 K_c を新たに式(21)にて考慮すると、

$$C = \mu_0 \cdot \eta'_c \cdot V + K_c \cdot \mu_0 \cdot \eta'_p \cdot \eta_{\omega p} \cdot Z \quad (22)$$

が得られる。この式での K_c の値を求めると、 $K_c = 2.689$ となる。

したがって、式(22)に供試機関の諸元および K_c の値を代入して具体的に書き直すと次式が求まる。

$$\begin{aligned} C &= 4.42 \cdot \eta'_c + 2.694 \cdot 295.8 \cdot \eta'_p \cdot \eta_{\omega p} \\ &\doteq 4.42 \cdot \eta'_c + 796.9 \cdot \eta'_p \cdot \eta_{\omega p} \end{aligned} \quad (23)$$

ここで、 η'_c (η'_p , $\eta_{\omega p}$) - T の関係および η_ω - ω の関係は、それぞれ図8と図10に示されている。

6. 結 論

総排気量10.178 L の自動車用高速ディーゼル機関を対象として、減速試験を行った結果のまとめは、クランク軸の角速度が100 rad/s から200 rad/s の範囲において以

表5 軸受部およびピストンリング部の諸元

項 目	記 号	数 値
主軸受内径	D_j m	0.095
主軸受長さ	L_j m	0.030
主軸受すきま	δ_j m	$D_j/1000$
ピストンリング呼び径	D_p m	0.120
ピストンリング幅	L_p m	3.0×10^{-3}
ピストンリング部すきま	δ_p m	1.0×10^{-6}
クランクピン径	D_c m	0.085
クランクピン長さ	L_c m	0.040
クランクピンすきま	δ_c m	$D_c/1000$
クランク半径	r m	0.075
主軸受個数	n_j	7
ピストンリング個数	n_p	30
クランクピン個数	n_c	6

下のようになる。

1) 供試機関における粘性摩擦係数は0.5～2.5 [Nms/rad] である。

2) 粘性摩擦係数 C [Nms/rad] は、

クランク軸の角速度 ω が一定の場合；

$$\log C = -0.00248 T + K_1$$

潤滑油温度 T が一定の場合；

$$C = K_2 \omega^{-0.461}$$

で表示できる。なお、 K_1 , K_2 の値は試験条件ごとに減速試験により決定される値である。

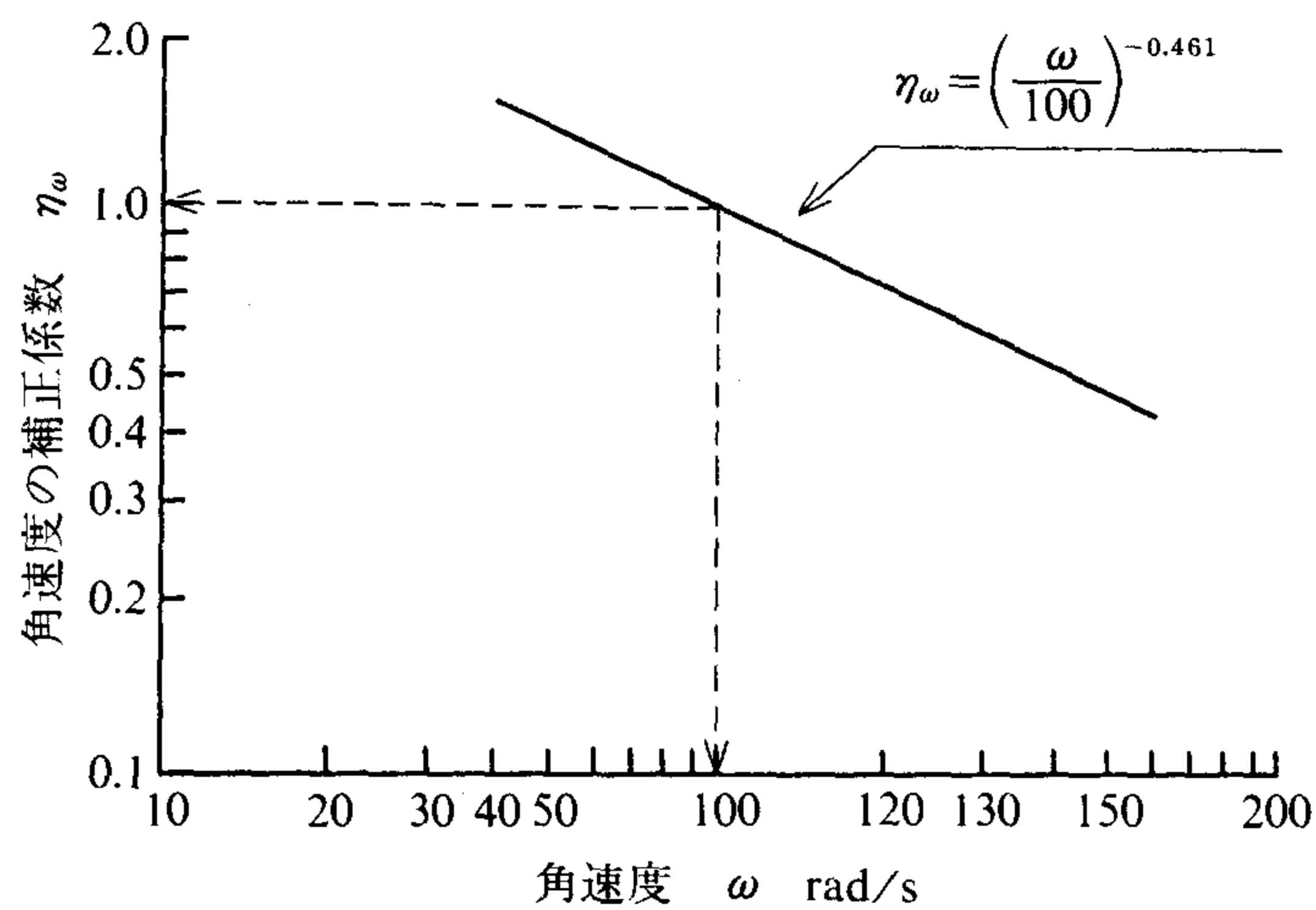


図10 角速度に対する補正係数（基準値308 K，100 rad/s）

- 3) 潤滑油温度およびクランク軸の角速度に対するそれぞれの粘性摩擦係数に関する補正係数 η'_i (η'_{ic} , η'_{ip}) および η_ω ($\eta'_{\omega c}=1$, $\eta'_{\omega p}$) を導入することにより，供試機関における粘性摩擦係数 C [Nms/rad] は下記の関係式で示される

$$C = \mu_0 \cdot (\eta_{ic} \cdot V + K_c \cdot \eta'_{ip} \cdot \eta_{\omega p} \cdot Z)$$

具体的に，供試機関で求めると，以下のようになる。

$$C = 4.42\eta'_{ic} + 796.9 \cdot \eta'_{ip} \cdot \eta_{\omega p}$$

ただし，

μ_0 ：基準温度（308 K）での潤滑油の粘度 [Pa·s]

V ：軸受部の形状等で決定される値

Z ：ピストンリング部の形状等で決定される値

K_c ：減速試験結果より決定される値

あとがき

本研究は，故大岡裕三君がその中心となり精力的に遂行したものである。本来ならば，この論文の執筆に当るべきであった大岡君は，不幸にも若くして病に倒れた。本紀要が発行される頃に，彼の3回忌を迎える。これに際し，彼の霊前に，その功績を報告すべく，共同研究者であった筆者らが，本研究を投稿論文としてまとめた次第である。

また，早稲田大学大学院の学生であった頃，本学機械工学科の「機械工学実験」および「機械工作実習」の教育において，彼には大変な貢献をしていただいた。ここに，生前の功績に対し，深甚なる敬意と感謝の念を捧げ心からの冥福をお祈り申し上げます。

参考文献

- 1) 日本機械学会編：「機械工学便覧・B1 機械要素設計・トライボロジ」189.
- 2) M. Zaid and I. S. Tolins: Trans. ASME, Ser. B, 82-4 (1960-11), 382.
- 3) 高原・飯塚：機論，29—198 (昭38)，407-414.
- 4) R. Barrington and J. L. Lutwyche: Autom. Engr. 25 (1935-7), 259.
- 5) 古浜：機論，24—148 (昭33)，1032-1039.
- 6) 古浜：機論，25—158 (昭34)，1034-1043.
- 7) 古浜：機論，27—175 (昭36)，357-365.
- 8) 古浜：機論，27—178 (昭36)，919-927.