

(論文)

油冷式スクリュウ圧縮機信頼性向上技術

Technology for Reliability Improvement of Oil-flooded Screw Compressors



吉村省二*(工博)

Dr. Shoji YOSHIMURA

In large size and high pressure oil-flooded screw compressors, some problems occur. In order that large force acts on the rotors, impact vibration between the male and female rotors is induced and large force acts on the bearings. The process gas and lubricating oil are in direct contact with each other in the compression pressure process. Also oil viscosity falls. To overcome these problems, some new technologies have been developed.

まえがき = 油冷式スクリュウ圧縮機は、高効率、省スペース、容量制御などの特徴により産業界で広く使用されている。当社は、最大吐出圧力 10MPaG、最大ロータサイズ約 500mm と世界最高圧力、最大サイズの油冷式スクリュウ圧縮機を製作している。

大形、高圧スクリュウ圧縮機では、大きな荷重やトルク変動がスクリュウロータに作用する。そのため、圧縮機本体の設計において、従来とは異なる技術が必要となる。また、圧縮機本体以外の周辺技術も同様である。

このような過酷な運転条件において、信頼性を確保するため、幾つかの独自技術を開発し、多くの圧縮機を世の中に送り出してきた。ここでは、スクリュウ圧縮機の信頼性を向上させる代表的な三つの技術について紹介する。

1. 信頼性向上における技術課題

油冷式スクリュウ圧縮機の信頼性向上における主な技術課題を以下に示す。

・スクリュウロータ異常振動

ロータ歯溝圧力の変動が大きく、ロータに作用する変動トルクが大きくなることによってロータが異常振動を起こす。異常振動は、圧縮機の騒音や振動の増大を招き、場合によってはロータを損傷させる。

・軸受性能予測

スクリュウロータの軸受は、ロータに作用する力をガス圧によって支える非常に重要な部品であり、軸受解析技術は圧縮機の開発に不可欠である。そのため、軸受の性能予測が必要となる。

・潤滑油粘度低下

油冷式圧縮機では、ガスの冷却や歯溝間のシール性向上のため、圧縮ガス中に油を注入している。その油は圧縮機出口に設けられた油回収器により回収され、軸受に

供給している。圧縮ガスにハイドロカーボンが含まれている場合、ハイドロカーボンが油に溶込んで油の粘度を低下させ、軸受の潤滑不良や損傷を引起す。このため、油粘度低下予測技術が必要となる。

当社はこれらの技術課題を克服し、スクリュウ圧縮機の信頼性を向上させることができた。以下にそれぞれの技術の概要を述べる。

2. スクリューロータ振動解析¹⁻³⁾

2.1 ロータの挙動

図1はスクリュウロータの歯形形状を示している。矢印は回転方向である。雄ロータが雌ロータを駆動するため、通常ロータの駆動側歯面が接触する。しかし、異常振動を起こしたロータでは、スクリュウロータの駆動側、および反駆動側の両歯面が接触しており、ロータが図2のような挙動をしたと考えられる。縦軸(x)はロータ隙間、横軸は時間を表している。スクリュウロータには隙間があり、 $x=0$ は駆動側歯面が、 $x=$ は反駆動側歯面が接触していることを意味している。つまり周期 t_0 で駆動側と反駆動側が交互に衝突する振動である。

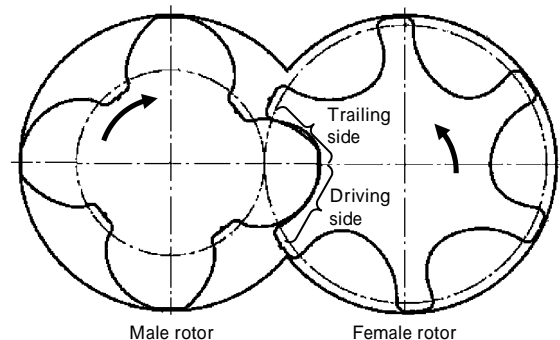


図1 スクリュー歯形形状
Fig. 1 Screw rotor profile

*機械エンジニアリングカンパニー 開発センター 技術開発部

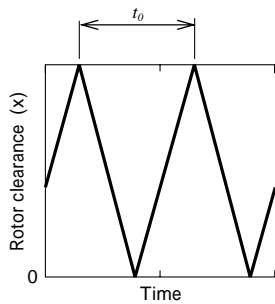


図2 ロータの挙動
Fig. 2 Motion of rotors

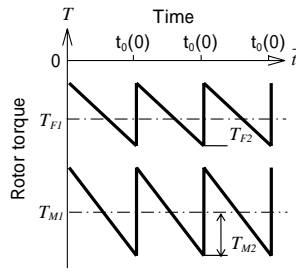


図3 ロータに作用するトルク
Fig. 3 Rotor torque

そこで図2のように周期的に衝突振動を起こすロータの挙動について調べる。

2.2 ロータの運動方程式

スクリュロータには図3のような変動トルクが作用する。横軸は時間 \bar{t} である。トルクの不連続変化点での時刻を $\bar{t}=0$ とする。 t_0 はトルクの変動周期である。 $\bar{t}=t_0$ (図中の $t_0(0)$) は次のトルクの変動周期の起点 $\bar{t}=0$ を意味する。雌ロータ、雄ロータに作用するトルクは次式で表される。

$$T_F = T_{F1} + T_{F2}(1 - 2\bar{t}/t_0) \quad (0 \leq \bar{t}/t_0) \dots\dots\dots (1)$$

$$T_M = T_{M1} + T_{M2}(1 - 2\bar{t}/t_0) \quad (0 \leq \bar{t}/t_0) \dots\dots\dots (2)$$

雌ロータ、雄ロータに図3で示したトルクが作用する場合の挙動を調べる。ロータの運動方程式は、微小項を省略すると次式で表される。

$$\frac{d^2 x_F}{dt^2} = f_1 + f_2(1 - 2t) \dots\dots\dots (3)$$

$$\mu \frac{d^2 x_M}{dt^2} = -f_1 + f_2(1 - 2t) \dots\dots\dots (4)$$

各変数、パラメータは以下の式で表される無次元量である。

$$\begin{aligned} t &= \bar{t}/t_0 & x_F &= F/I \\ x_M &= M/I & \mu &= I_M/I_F/(N_M/N_F)^2 \\ f_1 &= t_0^2 T_{F1}/I_F/(N_M/N_F) & f_2 &= t_0^2 T_{F2}/I_F/(N_M/N_F) \\ f_3 &= t_0^2 T_{M2}/I_F/(N_M/N_F)^2 \end{aligned}$$

ここで、 I_M, I_F は雄、雌ロータの慣性モーメント、 M, F は雄、雌ロータの回転角、 N_M, N_F は雄、雌ロータの歯数である。 I はロータ隙間に相当する雄ロータの回転角である。ロータ同士が衝突した場合、反発係数 R で反発すると考える。

周期的にロータ同士が衝突する振動として、図4(a)および(b)に示したような振動が考えられる。横軸は時間で1目盛りは外力1周期を示している。また、縦軸はロータ位置である。ここで、周期振動波形を (J, K, L, M) 振動で表現する。 J, K, L, M は0または正の整数でそれぞれ次のことを意味する。分枝数とは、異なる振動波形が交互に現れる場合の振動波形の種類の数である。

- J : 外力周期数
- K : 駆動側歯面の衝突回数
- L : 反駆動側歯面の衝突回数
- M : 周期振動の分枝数

異常振動の原因となる振動は、(a)のように反駆動側

歯面が周期的に衝突する振動によるものと考えられる。(b)は、反駆動側歯面は接触しないが異常音の原因となる。

2.3 周期振動の安定領域

図4の各振動波形について周期振動解を計算し、特性方程式によりその安定領域を求める。 $(J, 1, 0, 1)$ 振動は解析的に安定領域を計算することができ、次式で表される。

$$0 < \frac{f_2}{f_1} (1 - 2t_p) \left(1 - \frac{f_3}{\mu f_2} \right) < \frac{1 + \mu}{\mu} \left\{ 1 + \left(\frac{1 - R}{1 + R} \right)^2 \right\} \dots\dots (5)$$

ここで

$$t_p = \frac{1}{2} \left\{ 1 \pm \sqrt{\frac{1}{3} + 2J \frac{(1 + \mu)f_1}{f_3 - \mu f_2} \left(1 - \frac{2R}{1 + R} \right)} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

$(1, K, 1, M)$ 振動については解析解を求めることができないため、数値計算により安定領域を求めた。

図5は従来歯形における周期振動解の安定領域を示している。実線内部は図4(a)のように両歯面が衝突する振動の安定領域、一点鎖線内部は(b)のように駆動側歯面のみが衝突する振動の安定領域である。横軸は f_2 、縦軸は f_2/f_1 でロータのトルクに対応しており、圧縮機の圧力条件により決まる。従来歯形のパラメータ $f_2, f_2/f_1$ はこの位置に相当し、周期振動の安定領域の中に入っている。そのため、異常振動を起こす可能性があることがわかる。

そこで、異常振動を防止する歯形を開発した。その歯

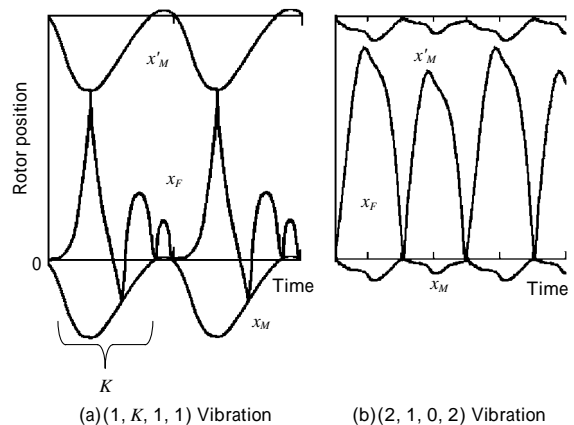


図4 周期振動
Fig. 4 Periodic vibration

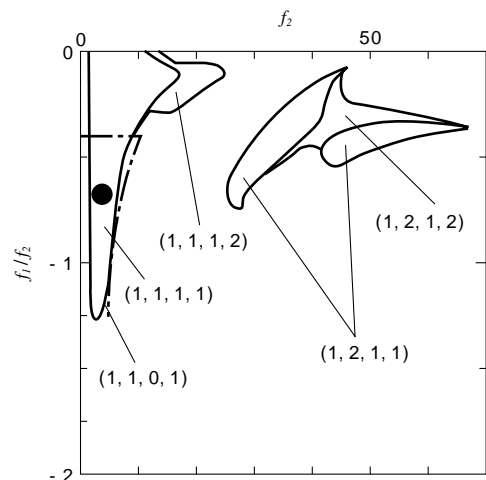


図5 従来歯形における周期振動の安定領域
Fig. 5 Stable region of periodic vibration of conventional profile

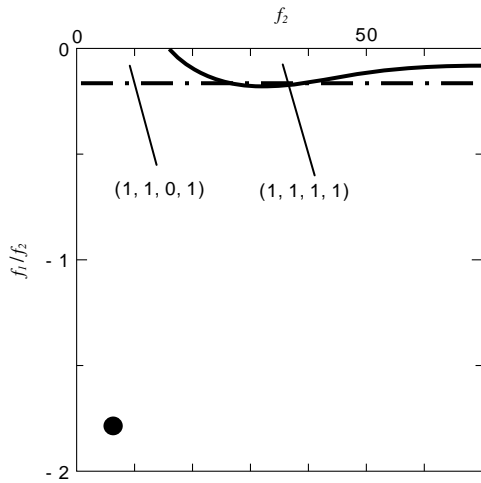


図6 新歯形における周期振動の安定領域
Fig. 6 Stable region of periodic vibration of new profile

形の周期振動解の安定領域を図6に示す。この歯形は安定領域が小さく、また、 f_2/f_1 は の位置で安定領域から外れており、異常振動が発生しないことがわかる。

3. 軸受解析技術

3.1 軸受荷重

軸受には、スクリュロータを介してガス圧力が作用する。この軸受荷重（ラジアル荷重： F_R ，スラスト荷重： F_S ）の大きさは近似的に次式で表される。

$$F_R = DI(P_D - P_S) \dots\dots\dots(7)$$

$$F_S = D^2(P_D - P_S) \dots\dots\dots(8)$$

ここで、 D はロータ径、 L はロータ長さ、 P_D は吐出圧力、 P_S は吸込圧力を示す。また、 I はロータ形状により決まる係数である。

軸受面積は、軸受径つまりロータ径 D に依存する。一方、式(7)、(8)から、軸受サイズが同じでも圧力条件によっては軸受荷重が大きくなり、許容面圧を超えて損傷してしまうことがある。そのため、軸受特性を十分把握する必要がある。

3.2 滑り軸受の基礎方程式

軸受開発のため、滑り軸受の軸受特性を解析する。滑り軸受では、軸と軸受面の相対運動によって発生する油膜圧が荷重を支える。ここで、図7のように隙間が変化する平面軸受を考え、横軸を x 、縦軸を軸受隙間 $h(x)$ とする。また、油膜に生じる分布圧力を $p(x, z)$ とする。ここで、 z は図7における厚さ方向の座標である。軸受幅を B とし、軸受両端での圧力が大気圧 p_0 に等しいと仮定すると、圧力境界条件は次式で表される。

$$p(0, z) = p_0, p(B, z) = p_0 \dots\dots\dots(9)$$

軸受面（図7の下部）が速度 U で動くとき、 $h(x)$ と $p(x, z)$ の関係はレイノルズ方程式より次式で表される。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \dots\dots\dots(10)$$

ここで、 μ は油の粘度である。油の粘度は温度によって大きく変化するため、油膜温度分布も同時に計算する必要がある。油膜温度は、油のせん断による発熱と油の移動、熱伝導、および軸・軸受への熱伝達のヒートバラン

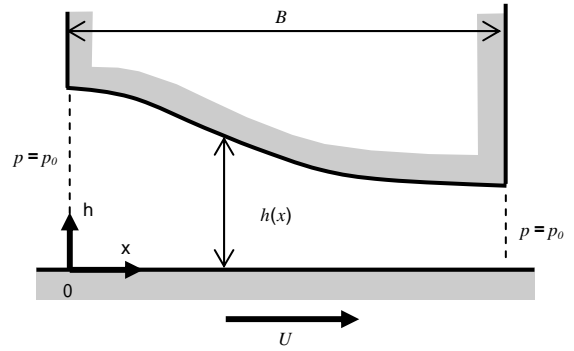


図7 滑り軸受
Fig. 7 Oil film bearing

スから計算される。

せん断による単位面積あたりの発熱 Q_1 は次式で表される。

$$Q_1 = U \left(-\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U}{h} \right) \dots\dots\dots(11)$$

一方、油膜温度を T とすると、油の移動および熱伝導による熱移動量 Q_2 は次式で表される。

$$Q_2 = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - C \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) \dots\dots\dots(12)$$

また、軸および軸受への熱伝達による熱移動量 Q_3 は次式で表される。

$$Q_3 = A(T - T_A) + B(T - T_B) \dots\dots\dots(13)$$

ここで、

A ：油の熱伝導率

C ：油の比熱

ρ ：油の比重

u ：軸と油膜の熱伝達率

w ：軸受と油膜の熱伝達率

u, w ： x, z 方向の油の流速

T_A, T_B ：軸、軸受の表面温度

ヒートバランスから次式が成り立つ。

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \dots\dots\dots(14)$$

また、油の温度と粘度の関係は次式で表される。

$$\mu = 10^{(A - B \log(T))} \dots\dots\dots(15)$$

ここで、 A, B は定数である。式(10)~(15)を解くことにより、発生油圧 $p(x, z)$ 、および油膜温度を求めることができる。 $p(x, z)$ を軸受面に対して積分することにより油膜力（軸受力）が計算できる。この力と軸受荷重がバランスする。

3.3 軸受特性シミュレーションプログラム

3.2節の計算式(10)~(15)に基づき、差分法による軸受特性シミュレーションプログラムを開発した。式(10)~(15)は軸受隙間が与えられたときの軸受発生力を計算しているが、実際は軸受荷重が既知であることから、その荷重が軸受発生力に一致するように軸受隙間を繰返し計算によって求めている。

軸受特性シミュレーションプログラムの計算結果の一例を図8に示す。中央の図の横軸は軸受円周方向、縦軸は軸方向を示しており、式(10)で計算される圧力分布を表している。色が濃い部分は発生油圧が高いことを示している。また、下左図は軸受円周方向、下右図は軸方

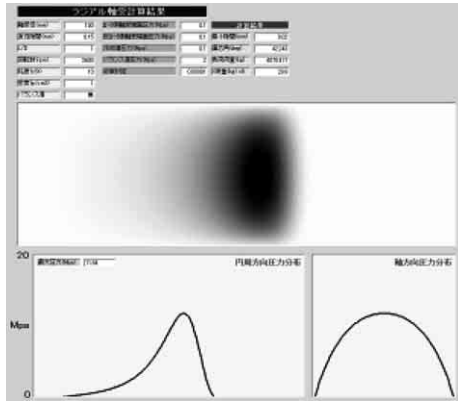


図8 軸受シミュレーション
Fig. 8 Bearing simulation

向に対する発生油圧を示している。この計算から油膜最小厚さおよび軸受温度が求められ、それらの値から軸受隙間が確保できているかを検討する。なお、熱伝達率は理論的に求めることが困難であるため、実験から求めている。

4. 油粘度予測技術

4.1 潤滑油へのガスの溶込み

図9は油冷式スクリュウ圧縮機のフローを示している。本圧縮機では、圧縮室および軸受に油が注入され、ガスと油が混合される。圧縮機出口に油回収器を備え、ガス中の油を分離する。分離された油は冷却器で冷却され、再度圧縮室および軸受に注入される。

ガス中にはヒドロカーボン C_mH_n 成分が含まれていることが多く、圧縮過程で C_mH_n 成分が油に溶込むことによって油の粘度が低下する。粘度が低下すると軸受が潤滑不良を起こす可能性があることから、粘度低下を予測して高粘度油などを選択することが必要である。

4.2 油粘度推定式

吸込ガス中に含まれる C_mH_n の量を $x\%$ とする。吐出圧力を P_D とすると、圧縮機出口における C_mH_n の分圧は次式で表される。

$$P_x = \frac{x}{100} P_D \quad \dots\dots\dots(16)$$

油回収器における C_mH_n の油への溶込量 G_x は ROULT の法則により次式で計算できる。

$$P_x = P_c \frac{G_x/M_c}{G_x/M_c + G_o/M_o} \quad \dots\dots\dots(17)$$

ここで、

- P_c : 吐出温度における C_mH_n の飽和蒸気圧
- G_x : C_mH_n 重量
- M_c : C_mH_n 分子量
- G_o : 油重量
- M_o : 油分子量

その後、油は油冷却器により冷却され、圧縮機に注油される。ここで、油重量 G_o に C_mH_n 重量 G_x が溶込んだときの給油温度での粘度を計算する。給油温度における油の粘度を μ_o 、 C_mH_n の粘度を μ_c とすると、混合粘度 μ は次式で表される。

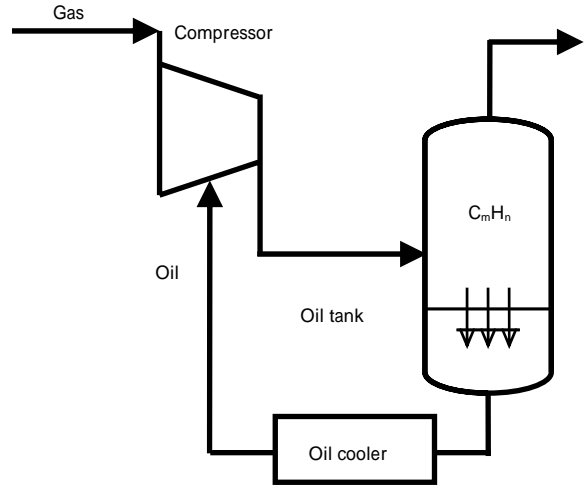


図9 油冷式スクリュウ圧縮機のフロー
Fig. 9 Flow diagram of oil-flooded screw compressor

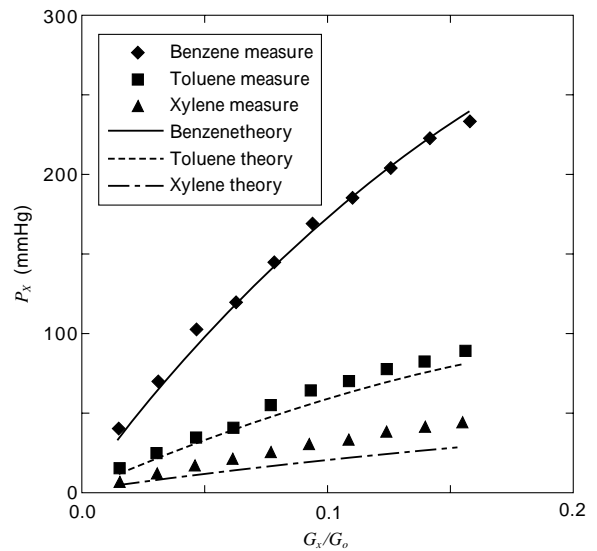


図10 油と H_mC_n 混合液の蒸気圧
Fig.10 Vapor pressure of mixture of oil and H_mC_n

$$\log \mu = K_o \log \mu_o + K_c \log \mu_c \quad \dots\dots\dots(18)$$

ここで

$$K_o = \frac{W_o/A}{W_o/A + W_c/M_c}$$

$$K_c = \frac{W_c/M_c}{W_o/A + W_c/M_c}$$

$$W_o = \frac{G_o}{G_o + G_x}$$

$$W_c = \frac{G_x}{G_o + G_x}$$

A は潤滑油の種類により決まる定数である。式(18)は1成分の C_mH_n が溶込んだときの推定式であるが、実際は2成分以上のときが多い。また、 C_mH_n の種類によっても粘度低下量が異なるため、全てを包括した推定式はかなり複雑になることからここでは省略する。

4.3 要素実験による推定式の検証

式(16)、(17)は理想状態の式で、実際には理論式どおりにはならないことが多い。とくに、 C_mH_n と油は分子構造が似ているため相互作用が強く、実験により式を補正する必要がある。図10は C_mH_n と鉱油を混合したときの蒸気圧について、実験と理論を比較したグラフであ

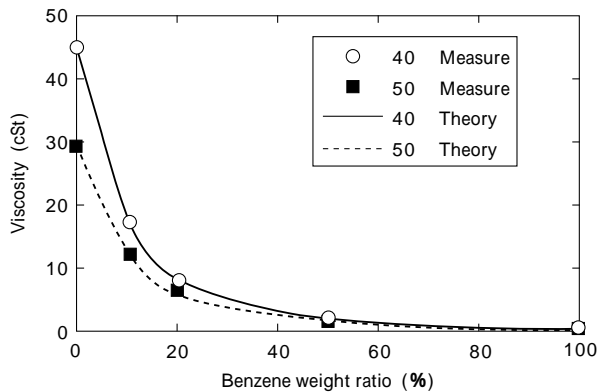


図11 油とベンゼンの混合粘度
Fig.11 Viscosity of mixture of oil and benzene

る。ベンゼンは良く合っているが、トルエン、キシレンは実験と理論がずれている。その他の物質についても同様のずれが認められ、式(17)を補正して使用している。

図11はベンゼンと鉱油の混同粘度について、実験と理論を比較したグラフである。式(18)のAは実験から求めた値で、その値を使うと実験と理論が良く合うことがわかる。

当社ではこのように、実験に基づいて補正した理論式より運転中の油粘度を推定することができようになり、最適な油種を選択することが可能となった。

むすび=当社の油冷式スクリュウ圧縮機は、圧縮ガス中に油を注入することによるガス冷却効果や油膜によるシール効果によって高性能化が図られている。また、容量制御機構を有するため、他の圧縮機にない優れた特徴を持っている。しかしその一方で、その油によるさまざまな問題も生じていたが、それらの問題点を克服することによって世界に類を見ない大形、高圧圧縮機を開発することができた。今後も、これらの技術を生かし、新用途の圧縮機を開発していく所存である。

参考文献

- 1) 吉村省二：日本機械学会論文集(C編),61巻,582号(1995) pp.501-506.
- 2) 吉村省二：日本機械学会論文集(C編),61巻,586号(1995) pp.2216-2222.
- 3) 吉村省二：日本機械学会論文集(C編),64巻,617号(1998) pp.15-22.