

付録 1. スクロール圧縮機の吸入行程における過給

付 1.1 基礎方程式

空調や冷凍に用いられる回転式の容積形圧縮機においても内燃機関と同様に吸入行程中の過給の問題が検討され始めている。⁽¹⁰²⁾ スクロール圧縮機についてはまだそのような検討は報告されておらず、ここにその概略を示す。

吸入管における一次元流れの支配方程式は⁽⁸⁹⁾

連続の式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (\text{A} \cdot 1)$$

運動方程式

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} - F \quad (\text{A} \cdot 2)$$

エネルギー式

$$\frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) = (\kappa - 1) \rho (Q + F \cdot u) \quad (\text{A} \cdot 3)$$

状態方程式

$$P = \rho R T \quad (\text{A} \cdot 4)$$

ここで ρ は密度、 P は圧力、 T は温度、 u は速度、 t は時間、 x は吸入管に沿う座標である。また

$$F = \frac{2 C_f}{r} \cdot \frac{u^2}{2} \operatorname{sgn}(u)$$

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho u^2}$$

であり F は単位質量に働く力、 τ_w は管壁のせん断力、 C_f は摩擦係

数, Q は単位時間単位質量あたりの熱入力、 $F \cdot u$ は摩擦による発熱である。 a は音速、 κ は比熱比、 R はガス定数である。簡単のために F や Q を省略する。その場合に (A・1) ~ (A・4) を変形して特性曲線上で満足されるべき適合条件式は⁽⁸⁹⁾

$$dP + \rho a du = 0 \quad (dx = (u + a) dt \text{ 上}) \quad (\text{A} \cdot 5)$$

$$dP - \rho a du = 0 \quad (dx = (u - a) dt \text{ 上}) \quad (\text{A} \cdot 6)$$

$$dP - a^2 d\rho = 0 \quad (dx = u \cdot dt \text{ 上}) \quad (\text{A} \cdot 7)$$

(A・5) ~ (A・7) を特性曲線法^{(89), (103)} によって解けばよい。数値解法は文献 (103) によった。

付 1.2 吸入行程のモデル化と計算例

スクロール圧縮機の吸入行程中の圧縮室の容積を求めるにあたって付図 1.1 に示される空間を吸入行程中の容積と定義する。第 3 章と同様の議論によって片側の室の容積は

$$V(\theta) = \frac{1}{2} \pi p (p - 2t) h \left\{ \frac{N}{\pi} \theta - \frac{N}{\pi} \sin \theta + \frac{2 - 2 \cos \theta - \theta^2}{4 \pi^2} \right\} \quad 0 \leq \theta < 2\pi \quad (\text{A} \cdot 8)$$

容積変化率は

$$\frac{dV(\theta)}{d\theta} = \frac{1}{2} \pi p (p - 2t) h \left\{ \frac{N}{\pi} - \frac{N}{\pi} \cos \theta + \frac{\sin \theta}{2 \pi^2} - \frac{\theta}{2 \pi^2} \right\} \quad 0 \leq \theta < 2\pi \quad (\text{A} \cdot 9)$$

ここで記号は第 3 章と同じである。(A・8) 式, (A・9) 式を付図 1.1 に示す。

付図 1.1 に示すように、吸入行程を吸入管の端で (A・9) 式の容積変化率を与えるような速度で移動する吸入管径と同径の仮想ピストンを有するモデルで近似する。

仮想ピストン端面においては速度が既知で境界条件の1つとなる。また一回転した後、吸入開始位置に速度零のピストンが新しく出現するものとし、流速の正負に応じてピストン前面の流体の激み点あるいは静的な物理量をピストン面上の初期値と仮定する。吸入管の開口端の境界条件は文献(89)によった。

付図 1.2 に行程容積 $V_s = 90.5 \text{ cc/rev}$ ($N = 3$, $p = 20 \text{ mm}$, $t = 3 \text{ mm}$, $h = 24 \text{ mm}$) 回転数 3600 rpm のスクロール圧縮機について、吸入管径 $d (= 2r) = 17 \text{ mm}$ で吸入管長 $L (m)$ を変化させた場合の計算結果を示す (吸入圧力 $P_s = 0.584 \text{ MPa}$, 吸入温度 $T_s = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, 比熱比 $\kappa = 1.17$, 音速 $a_s = 186 \text{ m/s}$)。同図において、過給率 (%) を (圧縮機吸入口における質量流量を1回転にわたって積分した値) $\times 100 /$ (行程容積 \times 吸入側気体密度) で定義してある。吸入側気体密度は P_s , T_s より求める。 $L = 0.6 \text{ m}$, $L/(a_s \tau) = 0.2$, (τ : 回転周期 sec) 付近で過給率は最大となり 120% を越えている。 L をピストン変位の中心から測れば $L/(a_s \tau) \rightarrow 0.25$ となりまた開口端の補正を考えれば、これは一端が開口した管の音響共振長さに近いものである。

(ロータリ圧縮機において筆者が行なった実験では、最短の共振長さの奇数倍の所でも過給が認められる。また共振状態は吸入室の大きな圧力脈動と、吸入管の開口端における逆流を伴うはげしい流速変動によって特徴づけられる。最大過給の生ずる管長は特性曲線法によるものと良く一致する。)

付録 2. シール機構の効果

付 2.1 シール機構の意味

スクロール圧縮機においてはこれまでも述べたように、漏れの生ずる部分は渦巻体先端の軸方向すきまと、渦巻体側面の半径方向すきまである。性能向上については、これらのすきまを小さくする意味で、工作精度を向上させたり、組立て精度を向上させたりする方法がまず考えられるものであろう。このような手法はガス漏れを少なくこそすれ完全にそれを防ぐことはできず、高効率を実現するためには精度を上げるしかない。このような手法は容積形の回転式圧縮機のスクリュ形やローリング・ピストン形で採用されているもので、圧縮室には多量の油を充満させてシール効果を高めている。一方往復動圧縮機においては、ピストン・リングがシールの機能を有しており、この場合、ピストン・リングはシール面の形状に追随し多少のシリンダ内径の寸法誤差や摩耗を補償する機能を有している。圧縮室内には主として潤滑のための少量の油が存在しているだけで、シール性は良く圧縮効率は優れたものである。

近年スクロール圧縮機についての米国 A D L の研究の中で、スクリュ圧縮機のようにすきまを小さくして性能を向上させるのではなくて、往復動圧縮機のピストン・リングのように摩耗を補償するシール機構を設けることが提唱された。^{(35)~(53)} スクロール圧縮機におけるシール機構は古くから知られており軸方向すきまをシールするチップ・シールについてはスクロール圧縮機の原理的な特許⁽¹⁾に示されている。また半径方向すきまのシールについても 1930 年代に構造が示されている。⁽⁸⁾ このような機構を具備したスクロールは高

効率を容易に実現でき、実用に供され始めた。⁽⁶⁰⁾ 筆者も工作精度による効率向上⁽⁶²⁾よりはシール機構による効率向上の方が容易で合理的であると判断して実験的にその効果を確認した。⁽⁹⁸⁾

付 2.2 シール機構の効果

付図 2.1 に行程容積 $V_s = 90.5 \text{ cc/rev}$ のスクロール圧縮機を 200V 50Hz 3相 出力 3.75 kW のモータで駆動して、R-22 で凝縮温度 50℃ (1.94 MPa)、蒸発温度 -10℃ ~ +10℃ (0.35 MPa ~ 0.68 MPa) の範囲でシール機構の効果を確認したものを示す。表 6.1 にシール機構を用いた場合の最終的な結果が示されている。試験方法及び精度は JIS-B-8606 にもとづいており、二次冷媒式カロリメータを用いた。

シール機構のない場合、軸方向すきまは測定により約 20 μm 、半径方向すきまは計測が困難であるが設計上軸受すきま等がすべて均一になっているという仮定でやはり 20 μm 程度に設定されている。運転中は、ガス圧力や熱応力による変形を伴うため正確なすきまを知ることは困難である。

チップ・シールは固定及び揺動スクロールの渦巻体先端に、歯厚の中心を通るような渦巻と同一形状の 2 mm \times 2 mm の溝を付図 2.2 のように設けて嵌合せしめる。溝は渦巻体の中心部から外周に向かつてのび最外周の 1/4 巻程度を残して終わっている。最外周の 1/4 巻程度にチップ・シールの溝を設けないのは、揺動スクロールと固定スクロールの外周平面部とが干渉してチップ・シールがはみ出す場合があるためである。

従動クランクは、第 2 章及び第 4 章で述べたように偏心ブッシュを

利用したもので、その取付け角 θ_p は 0° を用いた。駆動軸の外径は、 $\phi 50$ 、揺動スクロールの駆動軸径は $\phi 26$ 、偏心ブシュの偏心量は約 2 mm である。

付図 2.1 より、例えば蒸気温度 5°C (0.58 MPa) の場合、冷凍能力はシールなしの場合 11500 Kcal/h であるが、チップ・シールを用いれば 12700 Kcal/h 、チップ・シールと従動クランクを併用した場合 13100 Kcal/h と増加し、結局 11% の能力増が実現される。一方電動機の入力については、シール無しの場合 5.2 kW 、チップ・シールを用いると 5.0 kW 、チップ・シールと従動クランクを併用すると 4.8 kW と減少し結局約 8% の入力減少になる。

付図 2.1 より効率面から見れば、同じく蒸発温度 5°C の場合、シール機構なしで COP (成績係数) 2.62 、チップ・シールを用いた場合 2.90 、チップ・シールと従動クランクを併用した場合 3.15 になり結局 20% 程度の効率向上になり、シール機構の効果は著しい。チップ・シールによる COP の増加は 0.28 、従動クランクを追加してさらに 0.25 増加しており、軸方向すきまと半径方向すきまのシールの COP に対する寄与は同程度であることが分る (シールの長さは 3 章でも示したように軸方向すきまの方が長い)。体積効率については同一の条件でシール機構の無い場合 84% 、チップ・シールを用いると 90.5% 、従動クランクとチップ・シールを併用すると 93.6% 程度に上昇する。

体積効率は吸入室 (最外周の圧縮室) に関するシールの効果の影響が主要因であり、最外周部分における軸方向すきまのシール長さの割合は、半径方向すきまのシール長さに比して最も大きくなる。前述の条件の場合体積効率の上昇はチップ・シールで 6.5% 、従動

クランクを追加してさらに 3.1% であり、チップ・シールの効果の方が大きいのはこのような理由によるものと考えられる。

COP についてもチップ・シールの効果の方が大きい。従動クランクの効果も同程度になるのは、圧力の高い渦巻体の中心部では、軸方向すきまと半径方向すきまのシール長さの割合は最外周ほど大きくなく両方のすきまからの漏れによる駆動エネルギーの増加については、半径方向すきまによる分の方が大きくなっているからだと考えられる。このようにシール長さ全体からみて軸方向すきまの方に注意が向けられがちであるが、効率の面からは半径方向すきまも重要で、チップ・シールのみでなく、従動クランクもスクロール圧縮機を実用する上では大切な要素となることが分る。

なお、シール機構を用いた場合、圧縮室内の油の冷媒ガス R-22 に対する重量割合は 0.8 ~ 1.9% 程度でレシプロ圧縮機並である。シールを用いない場合、⁽⁶²⁾ 圧縮室は油シールを行なうため油の重量割合は 10 ~ 30% にもなり、スクロール本来の少油量の特長が生かせないし、また油の粘性に圧縮性能が影響されすぎるといふ不具合も生じる。シールのない場合は当然漏れが多く効率を上げるのが困難である。

付図 2.3 に、付図 2.2 に示されたと同じチップ・シールと $\theta_p = 20^\circ$ の偏心ブシュを用いて、60 Hz で試験した結果を示す。この場合体積効率及びそれに比例する冷凍能力に対するチップ・シールの効果は 50 Hz の場合より小さい。これは 20% 回転数の高い分だけ漏れ量の割合が基本的に小さくなることが影響しているものと考えられる。この場合でも例えば蒸発温度が 5℃ の時、両シール機構によって COP は 2.7 から 3.05 まで上昇し約 13% の効率向上を実現し

ている。

付図 2.4 に上述の $\theta_p = 20^\circ$ の偏心ブッシュを用いた試験結果と $\theta_p = 0^\circ$ の偏心ブッシュを用いた場合を比較したものを示す。第 4 章で示されたように $\theta_p = 0^\circ$ の場合半径方向シール力 f_s の主成分は遠心力であり、今の場合その大きさは $f_s (= F_c) = 1.3 \text{ kN}$ である (図 4.12 のより詳しいモデルでの計算では半径方向シール力は $f_s = 1.2 \text{ kN}$ の程度である)。 $\theta_p = 20^\circ$ の場合は圧力条件によって半径方向シール力が異なるが、図 6.4 の試験条件の蒸発温度 0°C の値で代表させれば $f_s = 0.66 \text{ kN}$ で $\theta_p = 0^\circ$ の場合の約半分である。(近似的に $f_s = F_c - \bar{F}_\theta \cdot \tan\theta_p$ 、 \bar{F}_θ は平均の接線方向力) $\theta_p = 20^\circ$ の場合について言えば蒸発温度 (吸入圧力) が高い程接線方向力 F_θ が大きくなり f_s が小さくなるので半径方向すきまのシールが悪くなると考えられる。 $\theta_p = 0^\circ$ の場合と比較するとその解釈は正しいように見受けられるが、 $\theta_p = 0^\circ$ の方が f_s が 2 倍程度大きいものにも拘らず試験した範囲では、COP が低いことを考え合わせると、最適な半径方向シール力が存在することが推定される。これは圧力条件によって変り得ると考えられ、今後の検討課題である。しかし、 $0^\circ < \theta_p < 20^\circ$ の範囲では、性能の変化は実用上差し支えない程度であると言える。

付図 2.5 には $50/60\text{Hz}$ の空調標準条件 (凝縮温度 52°C 、蒸発温度 5°C) におけるシール機構の効果が示されており、付図 2.1 で議論したのと同様の傾向である。付図 2.1 と同様 50Hz におけるチップ・シールの効果は著しくシール無で $\text{COP} = 2.41$ であったものが、チップ・シールを用いることのみで $\text{COP} = 2.74$ まで 14% も効率向上している。このことはシール機構のない場合低速にな

る程漏れの影響が大きくなる回転式圧縮機の一般的な特徴を示しているとも言える。両シール機構の採用によりCOPは50Hzで22%、60Hzで14%の増加率を示している。体積効率の増分 $\Delta\eta_v$ は50Hzで8.8%、60Hzで6.9%である。

付図 2.6 には付図 2.5 の結果を、体積効率 η_v を横軸に COP を縦軸にとって整理したものを示す。試験した範囲では COP と体積効率は殆ど線形の関係にあることが分る。Tojo ら⁽¹⁰⁴⁾ によっても同様の傾向が報告されている。 $d(COP)/d\eta_v$ は 50Hz の方が大きく、回転数の低い程シールが効果的であると言える。この図から COP (効率) の向上は漏れを防いで体積効率を向上させることによって可能になることが分り、その方法としてはチップ・シールからの二次的な漏れの防止や渦巻体側壁の精度向上、あるいは側壁に弾性体などをコーティングすることなどが考えられている。

付図 2.7 にはシール機構の採用によってスクロール圧縮機の吐出管外壁温度 (圧縮機本体より 150 mm の位置) と油温が 10 deg. 以上も低下することが示されている。シールの無い状態では吸入側に熱いガスが漏れてくるとともに、圧縮室内で漏れたガスを再圧縮するため温度が上昇する結果になる。このようにシール機構は性能を向上させるだけでなく、各部の温度を下げて軸受などの摺動条件を良好にし、寿命の低下を防止するという副次的な効果も認められる。

謝 辞

本研究はとくに三菱電機㈱（以下当社）和歌山製作所長であられた，故 明石克寛博士の熱意により推進されたものであります。研究の実行にあたり当時当社中央研究所長であられた現取締役 馬場準一博士，中央研究所長 蘆原 智 博士ならびに和歌山製作所長 大門啓始氏には一方ならぬ御支援を賜りました。また当社中央研究所副所長 岸田公治氏，参事 西山 槐 博士ならびに和歌山製作所 主幹 杉原正浩氏には直接適切な御指導を受けました。

研究の遂行にあたっては，当社 生産技術研究所 主事 前山能孝氏，和歌山製作所 主事 稲葉 努 氏，中村利之氏，木村 正 氏には多大の御協力を得たものであります。さらに当社中央研究所 角田昌之氏には実験にあたって有用な支援をして頂きました。

なお筆者が圧縮機関連の分野に進むよう御指導を頂いたのは当社本社参与 斎藤春雄博士であり，また 直接圧縮機技術の訓練をして頂いたのは当社静岡製作所 参事 高田 宏 氏，参事 河村 求 氏の皆様方であります。

また本研究の審査にあたりまして，東京大学 工学部 航空学科 相原康彦教授をはじめ，佐藤淳造教授，久保田弘敏教授，長島利夫助教授ならびに 同工学部 境界領域研究施設 小竹 進 教授の諸先生方の多くの助言を賜りました。

これらの皆様に紙面をお借りして，深く感謝の意を表わすものであります。

参 考 文 献

- (1) Creux. L., "Rotary Engine", US.P.801,182, Oct. 3, 1905.
- (2) Glasgow, M.W., "Turbines à chambres closes mobiles", République Française, Brevet d'Invention, No. 427,656 August 10, 1911.
- (3) Rolkerr, R., "Fluid-Compressor", US.P. 1,376,291, Apr. 26, 1921.
- (4) Nordi. L., "Improvements in or relating to Fluid Pumps and the like", U.K. Patent Specification 220,296 Jan. 8, 1925.
- (5) Hansa-Metallwerke, A.G., "Pompe, moteur et appareil de mesure", Brevet d'Invention, République Française, No. 707,807, July 15, 1931.
- (6) Hansa-Metallwerke, A.G., "Pumpe, Kraftmaschine order Messer", Österreichisches Patentamt, No. 129104, July 11, 1932.
- (7) Jhonson, J.P., "Coupling", US.P. 1,862,220, June 7, 1932.
- (8) Ekelöf, J., "Rotary Pump or Compressor", US.P. 1,906,142, Apr. 25, 1933.
- (9) Compagnie pour la Fabrication des Compteurs et Matériel D'Usine à Gaz, "Dispositif de capsulisme applicable à des pompes, compresseurs, moteurs, compteurs et autres appareils", République Française, Brevet d'Invention, No. 813,559, June 3, 1937.
- (10) Rigaut, M.R., "Perfectionnements au capsulisme à excentrique", République Française, Brevet d'Invention No. 825,643, March, 9, 1938.

- (11) Compagnie pour la Fabrication des Compteurs et Materiel D'Usines à Gaz, "Improvements in Apparatus for Fluids such as Engines, Pumps, Compressors, Meters and the like, comprising a Member Operated by an Orbital Movement", U.K. Patent Specification 486,192, May 31, 1938.
- (12) Montelius, C.O.J., "Anordning ved rotasjonskompressorer", Norsk Patent Nr. 62895, Sept. 30, 1940.
- (13) Montelius, C.O.J., "Anordning vid rotationskompressoer", Sverige Patent No. 101757, Jan. 10, 1941.
- (14) Montelius, C.O.J., "Rotary Compressor or Motor", US. P. 2,324,168, July 13, 1943.
- (15) Mikulasek, J., "Planetary Piston Fluid Displacement Mechanism", US.P. 2,475,247, July 5, 1949.
- (16) Mikulasek, J., "Displacement Mechanism", US.P. 2,494,100, Jan. 10, 1950.
- (17) Olaer-Marine, "Perfectionnements aux compresseurs, moteurs et appareils dans lesquels a lieu une compression, une détente ou écoulement de fluide", République Française, Brevet d'Invention No. 980,737, May 17, 1951.
- (18) Girvin, W.L.W., "Rotary Compressor or Motor", US.P. 2,809,779, Oct. 15, 1957.
- (19) Girvin, W.L.W., "Rotary Compressor or Motor", Canada P. 553,253, Feb. 18, 1958.
- (20) Jones, J.L., "Scroll Pump" US.P. 2,841,089, July 1, 1958.
- (21) Audemar, P., "Encapsuling Device for Expanders, Compressors or the Like", US.P. 3,011,694, Dec. 5, 1961.

- (22) 特公昭 37-324.
- (23) Schwerdhöfer, H.J. and Hils, K., "Ausgleichskupplung für Ausgleich von Parallel-und Winkelverlagerungen der Wellen", Deutsches Patentamt, 1154680, March 19, 1964.
- (24) Moriyama, K., "Seal Construction for Rotary Combustion Engine", US.P. 3,506,275, Apr. 14, 1970.
- (25) Busch, W. and Hufnagel, P., "Fluid Pump or Motor", US. P. 3,560,119, Feb. 2, 1971.
- (26) 特公昭 46-30055.
- (27) Dvorak, M. and Lepsi, A., "Involute Pump", US.P. 3,600 114, Aug. 17, 1971.
- (28) Sugahara, E., "Torque Transmission Arrangement", US. P. 3, 664,153, May 23, 1972.
- (29) Vulliez, P., "Completely Dry and Fluid-Tight Vacuum Pumps", US.P.3,802,809, Apr. 9, 1974.
- (30) 特公昭 48-34787.
- (31) Bennett, J.S. and Hatfield, E.A., "Rotary Fluid Pump or Motor with Intermeshed Spiral Walls", US.P. 3,817,664, June 18, 1974.
- (32) Vess, D.K., "C Pumps and Spiral Compressors : A New Generation of Displacement Machines ? ", Power, Nov. 1977, pp. 432 ~ 436.
- (33) 特開昭 48-66207, 特開昭 51-104609.
- (34) 村田 暹, 小川武範, " C-リング・ポンプおよびスパイラル・コンプレッサー : 容積形ポンプ-コンプレッサの新世代誕生か? ", ターボ機械, 第 6 卷第 2 号, pp. 61~62.

- (35) Young N.O., "Positive Displacement Scroll Apparatus with Axially Radially Compliant Scroll Member", US.P. 3,874,827, April 1, 1975.
- (36) Young, N.O. and McCullough, J.E., "Scroll-Type Positive Fluid Displacement Apparatus", US.P. 3,884,599, May 20, 1975.
- (37) McCullough, J.E., "Positive Fluid Displacement Apparatus", US. P . 3,924,977, Dec. 9, 1975.
- (38) McCullough, J.E., "Fluid-Cooled, Scroll-Type, Positive Fluid Displacement Apparatus", US.P. 3,986,799, Oct. 19, 1976.
- (39) Shaffer, R.W., "Scroll Apparatus with Pressurizable Fluid Chamber for Axial Scroll Bias", US.P. 3,994,633, Nov. 30, 1976.
- (40) McCullough, J.E., "Scroll Member and Scroll-Type Apparatus Incorporating the Same", US.P. 3,994,635, Nov. 30, 1976.
- (41) McCullough, J.E. and Shaffer, R.W., "Axial Compliance Means with Radial Sealing for Scroll Type Apparatus", US. P. 3,994,636, Nov. 30, 1976.
- (42) McCullough, J.E., "Scroll-Type Apparatus with Hydrodynamic Thrust Bearing", US.P. 4,065,279, Dec. 27, 1977.
- (43) McCullough, J.E., "Scroll-Type Apparatus with Fixed Throw Crank Drive Mechanism", US.P. 4,082,484, Apr. 4, 1978.
- (44) McCullough, J.E., "Coupling Member for Orbiting Machinery", US. P. 4,121,438, Oct. 24, 1978.
- (45) McCullough, J.E., "Scroll-Type Liquid Pump with Transfer Passages in End Plate", US.P. 4,129,405, Dec. 12, 1978.

- (46) Hidden, W.P. and McCullough, J.E., "Liquid Immersible Scroll Pump", US.P. 4,160,629, July 10, 1979.
- (47) Armstrong, A.E. and McCullough, J.E., "Scroll-Type Fluid Displacement Apparatus with Periferal Drive", US.P. 4,192,152, Mar. 11, 1980.
- (48) Moore, Jr., R.W., "Investigation of Scroll Fluid Machinery for Cryogenic Helium Refrigerators", Office of Naval Research, Contract No. N00014-73-C-0451, ADL Refernce C-75976, March 1973.
- (49) Moore, Jr., R.W., et al., "A Scroll Compressor for Shipboard Helium Liquefier Systems", 1976 Purdue Compressor Technology Conference, July, 1976, pp. 417 ~ 422.
- (50) McCullough, J.E. with Hirschfeld, F., "The Scroll Machine- An Old Principle with a New Twist", Mechanical Engineering, Vol.101, No.12, Dec. 1979, pp.46 ~ 51.
- (51) McCullough, J.E., "Axial Compliance/Sealing Means for Improved Radial Sealing for Scroll Apparatus and Scroll Apparatus Incorporating the Same", US.P. 4,199,308, Apr. 22, 1980.
- (52) Hidden, W.P. and McCullough, J.E., "Thrust Bearing/Coupling Component for Orbiting Scroll-Type Machinery and Scroll-Type Machinery Incorporating the Same", US.P. 4,259,043, Mar. 31, 1981.
- (53) McCullough, J.E., "Scroll Compressor for Air Conditioning Systems", Proceedings of the 16th International Congress of Refrigeration, pp.252 ~ 257.
- (54) 特開昭 50-32512, 51-117304, 51-128705, 52-57507, 53-92915, 54-7604, 55-49502, 57-165687, 58-79601.

- (55) 特公昭 57-49721 .
- (56) 特開昭 54-59608 .
- (57) 特開昭 57-148002 , 57-148003 , 58-79602 .
- (58) 特開昭 58-91389 .
- (59) 特開昭 58-107885 .
- (60) Hiraga, M., "The Spiral Compressor - An Innovative Air Conditioning Compressor for the New Generation Automobiles", SAE Paper No. 830540, SAE International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, Feb. 28- March 4, 1983.
- (61) Terauchi, K. et al., "The Characteristics of the Spiral Compressor for Automotive Air Conditioning", SAE paper No. 830541, SAE International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, Feb. 28- March 4, 1983.
- (62) 荒井信勝ほか "スクロール圧縮機とそのパッケージ形空調機への適用", 日立評論, Vol. 65, No. 6, 1983年 6月, pp. 31 ~ 36 .
- (63) 森下悦生ほか, "スクロール圧縮機", 三菱電機技報 Vol. 58, No. 5, 1984年 5月, pp. 41 ~ 45 .
- (64) 佐藤昭己, "うず巻状ネジ式ポンプ", 特開昭 49-30905, 1974年 3月 .
- (65) 寺内 清, "容積式流体圧縮装置", 特開昭 55-81296, 1980年 6月 .
- (66) 平賀正治ほか, "スクロール型圧縮機", 日本国特許庁, 特許公報, 昭 58-19875, 1983年 4月 .
- (67) 寺内 清ほか, "スクロール型圧縮機", 特許公報, 昭 58-6075, 1983年 2月 .

- (68) 平賀正治 , “容積式うず巻コンプレッサ” 冷凍空調技術 ,
Vol. 33 , No. 393 , 昭和 57 年 11 月 , pp. 73~78
- (69) 平賀正治 , “容積式うず巻流体機械” ターボ機械 , 第 11 卷第
5 号 , 1983 年 5 月 , pp. 26~34 .
- (70) サンデン(株) , “うず巻の旋回運動を利用した自動車空調用圧縮
機” , 日本機械学会誌 , 第 85 卷第 764 号 , 昭和 57 年 7 月 , p. 76
- (71) 平賀正治 , “容積式うず巻流体機械の開発” , ELAN , 1983
WINTER , pp. 118-119 .
- (72) 味岡浩二 , “高効率 , 低振動のスクロール型圧縮機 日立 , サ
ンデンが相次いで製品化” , 日経メカニカル , 1983 . 10 . 10 ,
pp. 66-73 .
- (73) 椎林正夫ほか , “スクロール流体機械” 特開昭 55-37520 ,
1980 年 3 月 .
- (74) 内川直志ほか , “スクロール圧縮機” , 特開昭 57-153984 ,
1982 年 9 月 .
- (75) 日立製作所(株) , “スクロール 流体機械の開発” , 日立評論 ,
Vol. 64 , No. 1 , 1982 年 1 月 , pp. 4~5 .
- (76) 日立製作所(株) , “空調機用スクロール形圧縮機” , 日本機械学会
誌、第 86 卷第 776 号 , 昭和 58 年 7 月 , p. 86 .
- (77) 佐藤英治ほか , “スクロール形圧縮機の研究 (第 1 報 スクロ
ールラップの形状) ” , 機構論 N830-12 , '83-10 ,
pp. 382-384 .
- (78) 池川正人ほか , “スクロール形圧縮機の研究 (第 2 報 中間圧
利用旋回スクロール支持機構) ” , 機構論 No. 830-12 , '83-
10 , pp. 385-387 .
- (79) 杉原正浩ほか , “スクロール圧縮機” , 特開昭 55-46081 ,
昭和 55 年 3 月 .

- (80) Morishita, E. et al., "Scroll Compressor Analytical Model",
1984 International Compressor Engineering Conference - at
Purdue, July 1984, pp. 487 ~ 495
- (81) 中村利之ほか, "スクロール加工装置", 特開昭 57-15610, 昭和57年1月
- (82) 森下悦生ほか, "スクロール圧縮機", 特開昭 56-56991, 昭和56年5月
- (83) Rumbarger, J.H., "Thrust bearings with eccentric loads",
Machine Design, Vol.34, No.4, Feb. 15, 1962, pp.172 ~ 179.
- (84) Coffin, D.O., "A tritium-compatible high-vacuum pumping
system", J. Vac. Sci. Technol., 20(4), April 1982,
pp. 1126 ~ 1131.
- (85) 日本機械学会誌, "空調機用スクロール形圧縮機の開発", 第87巻
第786号, 昭和59年5月, pp. 433 ~ 434.
- (86) Ikegawa, M. et al., "Scroll Compressor with Self-Adjusting
Back-Pressure Mechanism," ASHRAE Annual Meeting, June 1984,
Kansas City, Missouri, Paper No. 2846.
- (87) 日本機械学会編, 機械工学便覧, 1977, p. 2-28
- (88) Lundberg, A. and Glanvall, R., "A comparison of SRM and
Globoid type screw compressors", International Journal
of Refrigeration, Vol. 2, No. 4, July 1979, pp.221~231.
- (89) 梶 昭次郎, 八田桂三, "2サイクル機関吸排気管系の非定常
流れ", 東京大学宇宙航空研究所報告, 第8巻第4号,
1972年10月, pp.1003~1025
- (90) 藤原 満, 糟谷勝彦, "スクリュウ圧縮機の性能解析", 冷
凍, 第56巻第641号, 昭和56年3月号, pp. 213~218
- (91) 飯田精一ほか, "ロータリ圧縮機の高効率化" 三菱重工技報,
Vol. 20, No. 3, 1983年5月, pp. 253-261

- (92) 相原康彦 , 流れの力学 = 基礎と応用 , 培風館 , 昭和59年10月, pp.33~38.
- (93) Imrie, B.W., Compressible Fluid Flow, Butterworth, London, 1973, pp.7~11.
- (94) 角田昌之 , 森下悦生 , “ 回転式容積形圧縮機の内部漏れの解析と評価 ” , 1985年4月 , 第19回空気調和・冷凍連合講演会にて講演予定。
- (95) 曾田範宗 , 軸受 , 岩波全書 257 , 1975年 7月 , pp.38~39
- (96) オーム社編 , 電気工学を学ぶための数学・電気公式集 , 1968年2月 , p.132.
- (97) Bendat, J.S. and Piersol, A.G., Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis, John Wiley & Sons, 1980, pp.7~12.
- (98) 森下悦生ほか , “ スクロール圧縮機のシールと安定条について ” 日本機械学会第927回講演会前刷 , 昭和59年8月 , pp.11~12
- (99) 日本冷凍協会 , 冷媒熱物性値表 (R22 蒸気表) , 1975年11月
- (100) 川平睦義 , 密閉形冷凍機 , 日本冷凍協会 , 昭和56年7月, p.10
- (101) 角田昌之ほか , “ スクロール圧縮機の内圧測定 ” , 日本機械学会第927回講演会前刷 , 昭和59年8月 , pp.9~10.
- (102) 吉田善一 , 竹下興二 , “ 容積形圧縮機の吸入配管圧力脈動流に関する研究 ” , 日本機械学会講演論文集 , № 815-1 , 1981年3月 , pp.142-144 .
- (103) Zucrow, M.J. and Hoffman, J.D., Gas Dynamics , Vol. 1, John Wiley & Sons, 1976, pp.295~400.
- (104) Tojo, K. et al., "A Scroll Compressor for Air Conditioners", Proceedings of the 1984 International Compressor Engineering Conference - at Purdue, July 1984, pp.496~503.

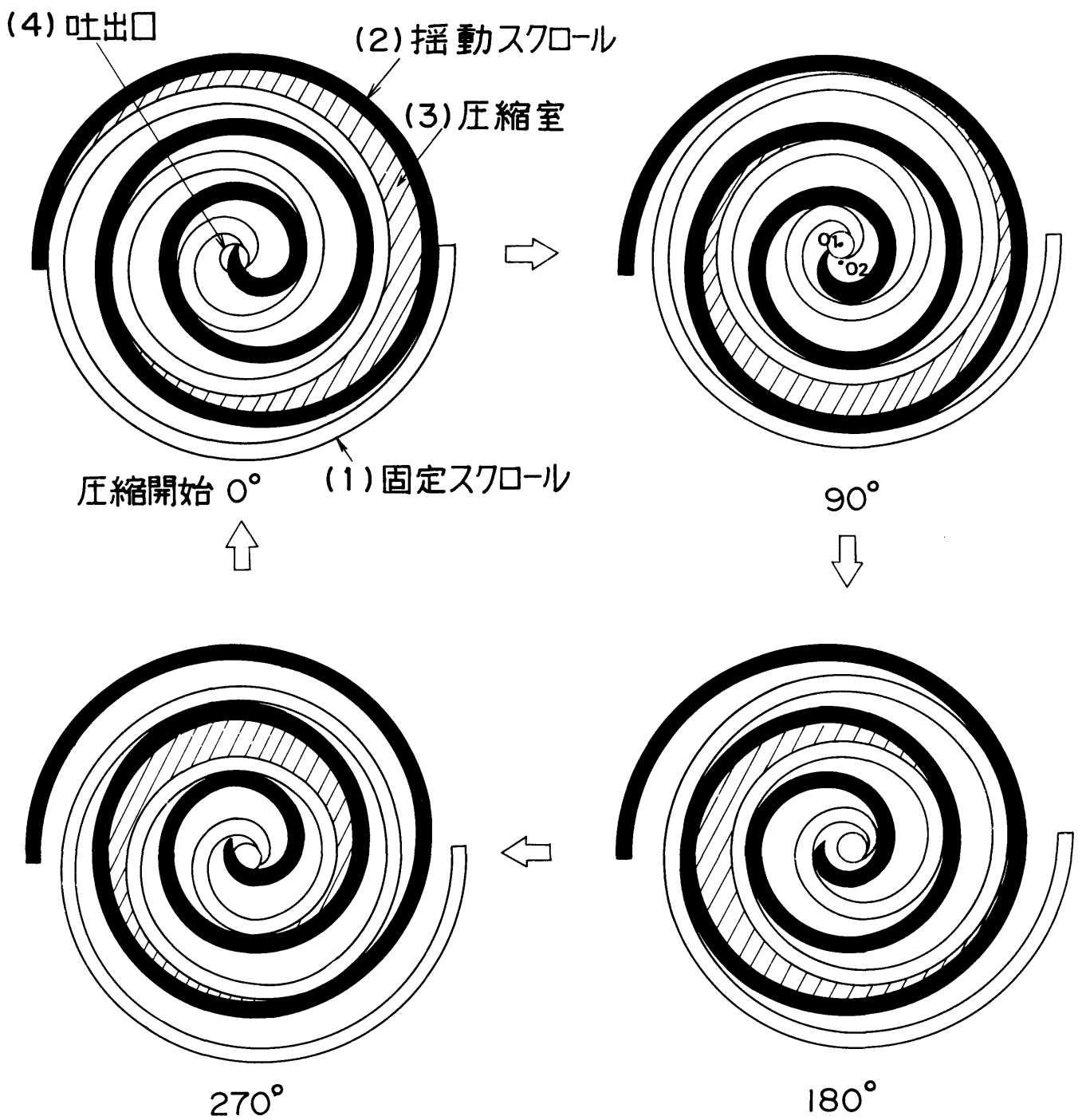
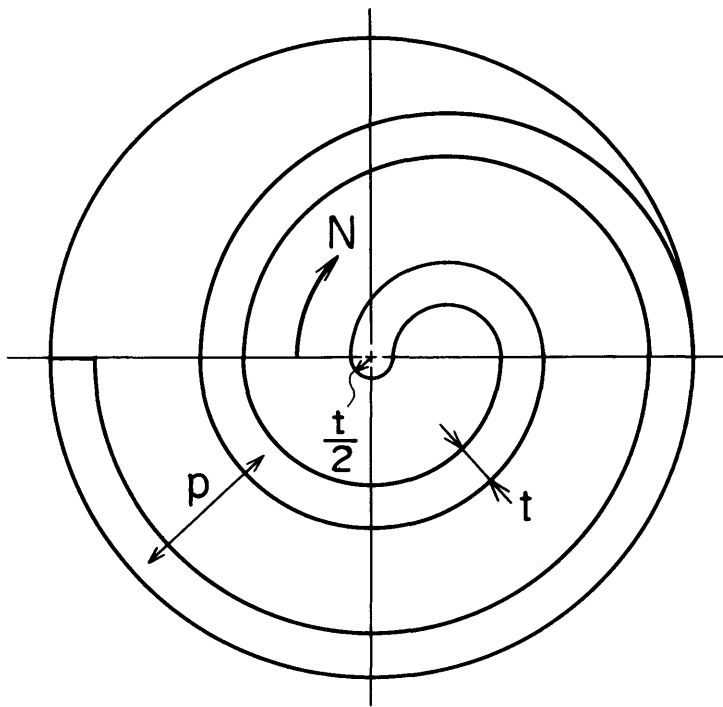
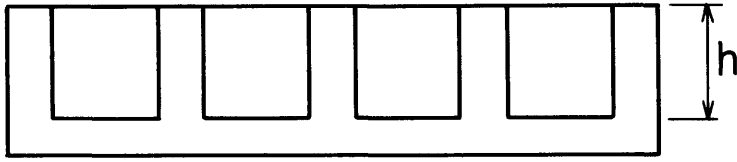
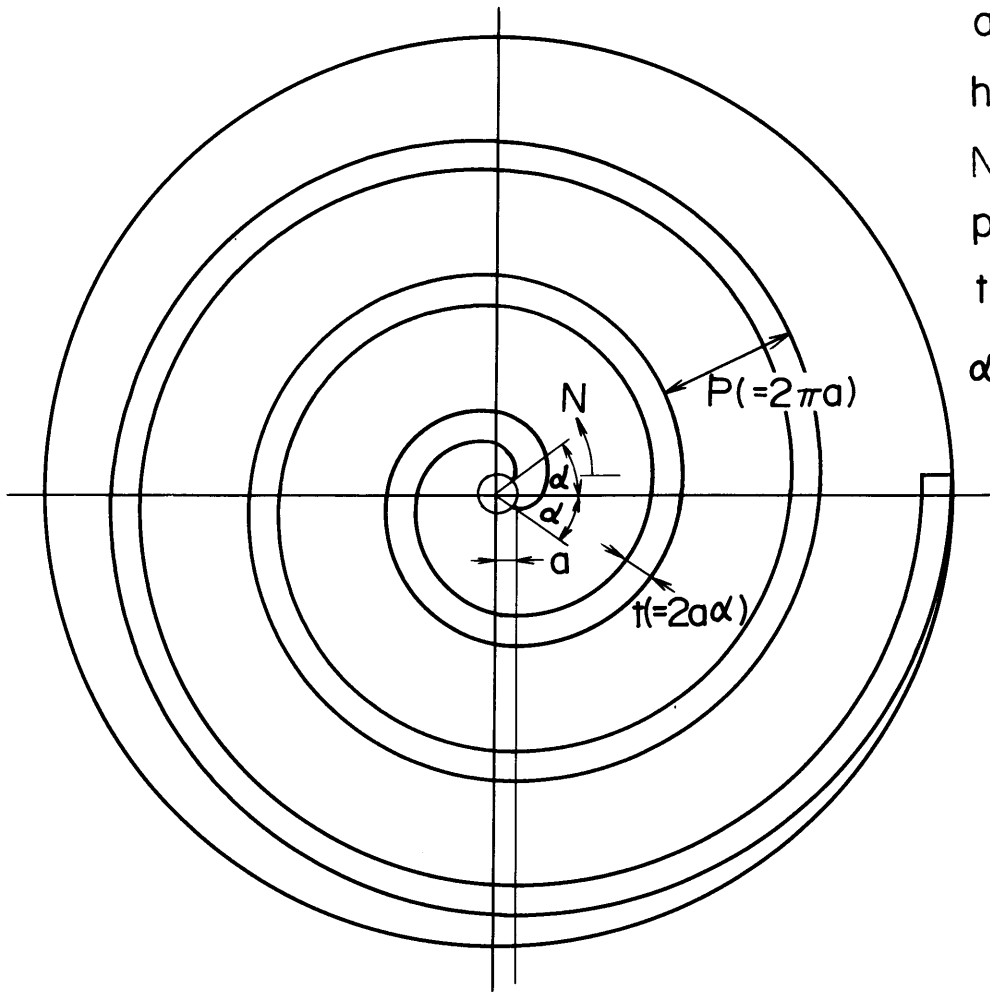
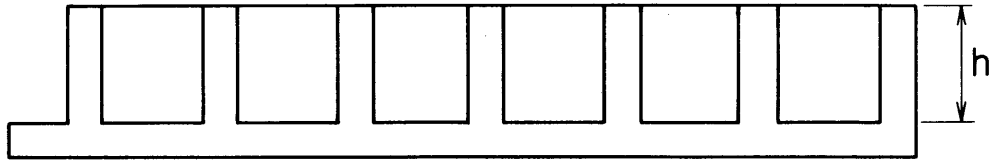


図1.1 スクロール圧縮機の実働原理



- スクロール・ピッチ p
- スクロール・高さ h
- スクロール・歯厚 t
- スクロール・巻数 N

図 1・2 円弧を用いたスクロール圧縮機の幾何学的パラメタ



- a 基礎円半径
- h スcroll高さ
- N 渦巻数-1/4
- p スcroll・ピッチ
- t スcroll・歯厚
- α インボリュート巻出角

図 1.3 スcroll圧縮機の幾何学的パラメタ

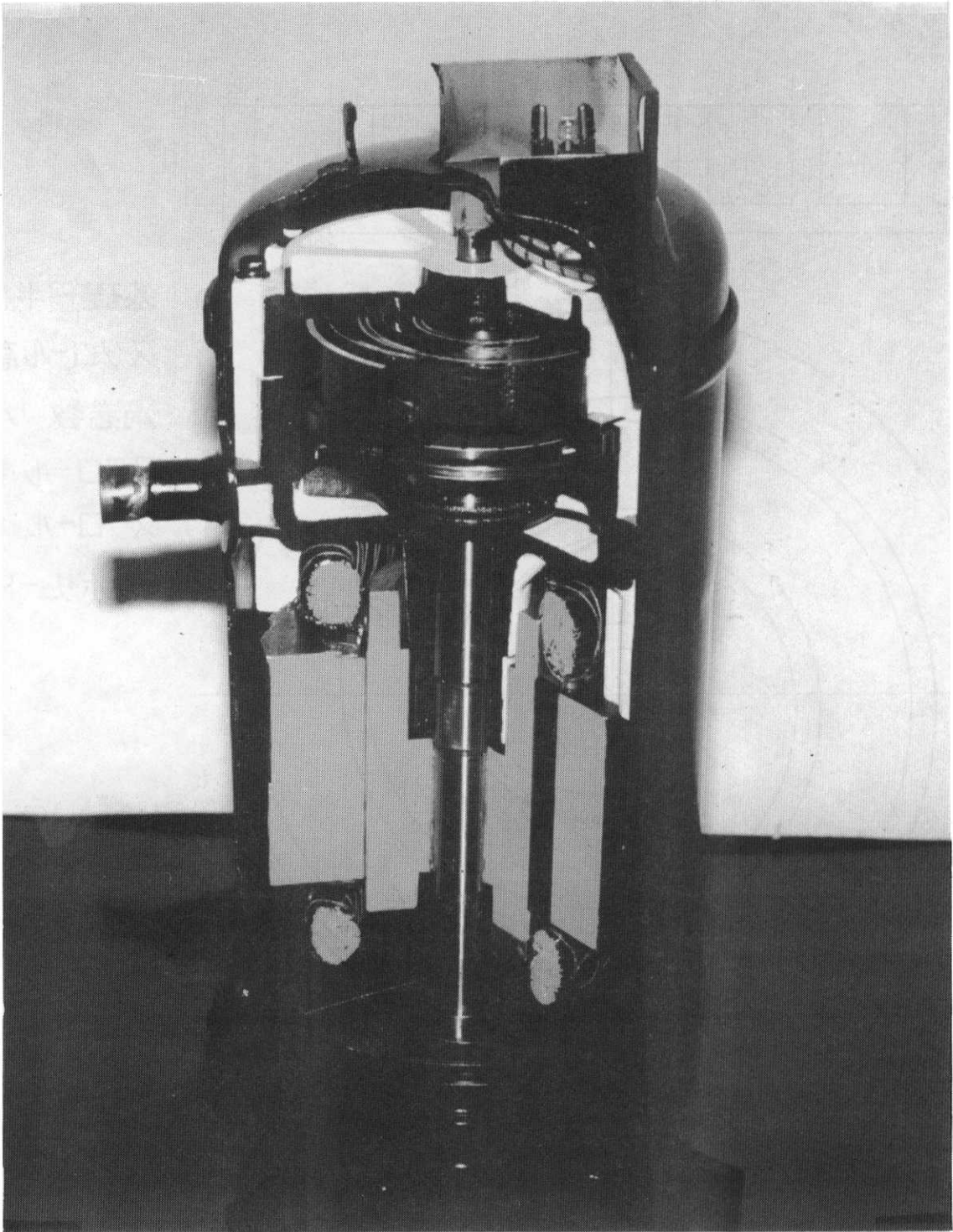


図 1.4 空調用密閉形スクロール圧縮機

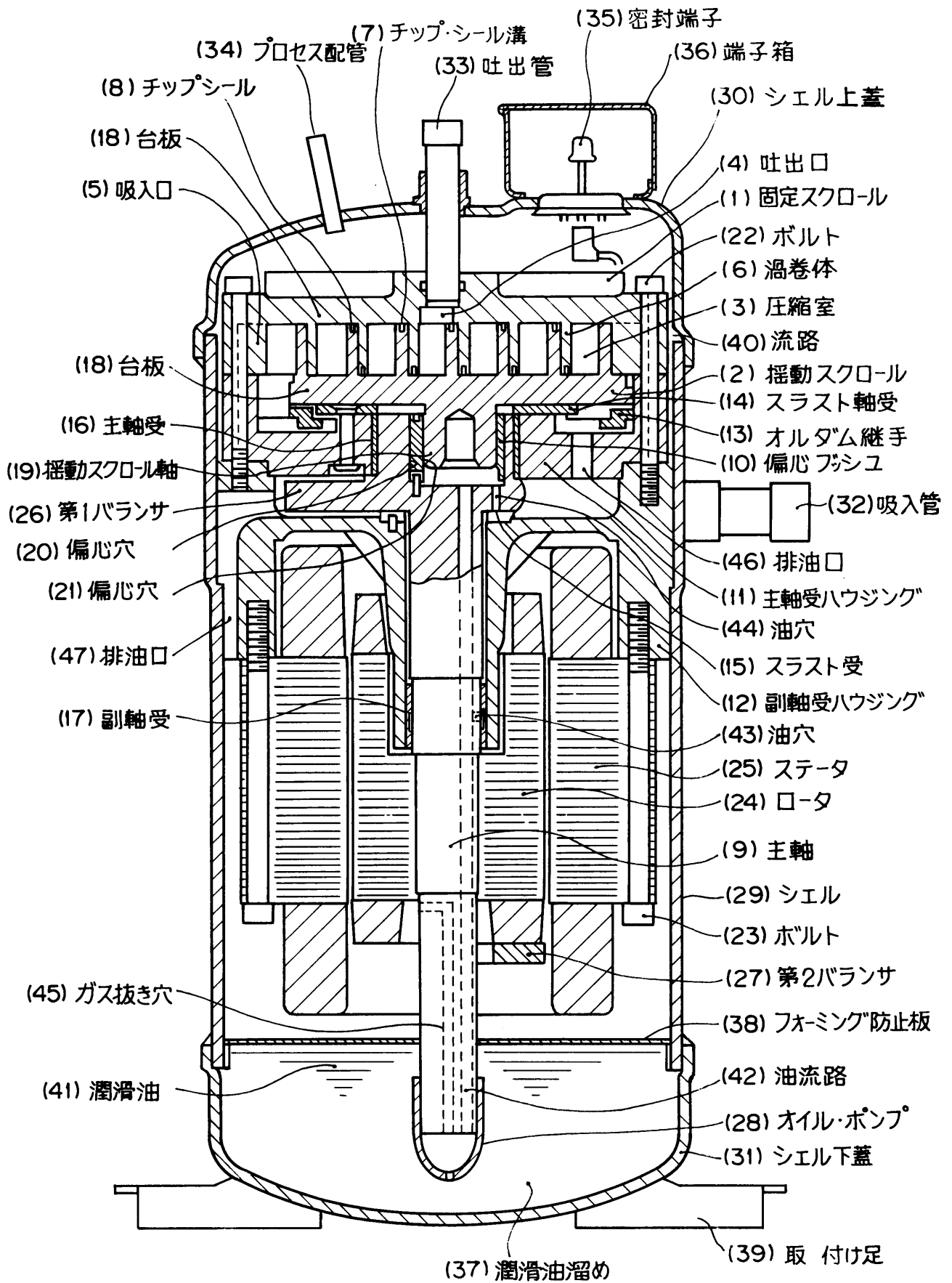


図 2・1 密閉形スクロール圧縮機の構造

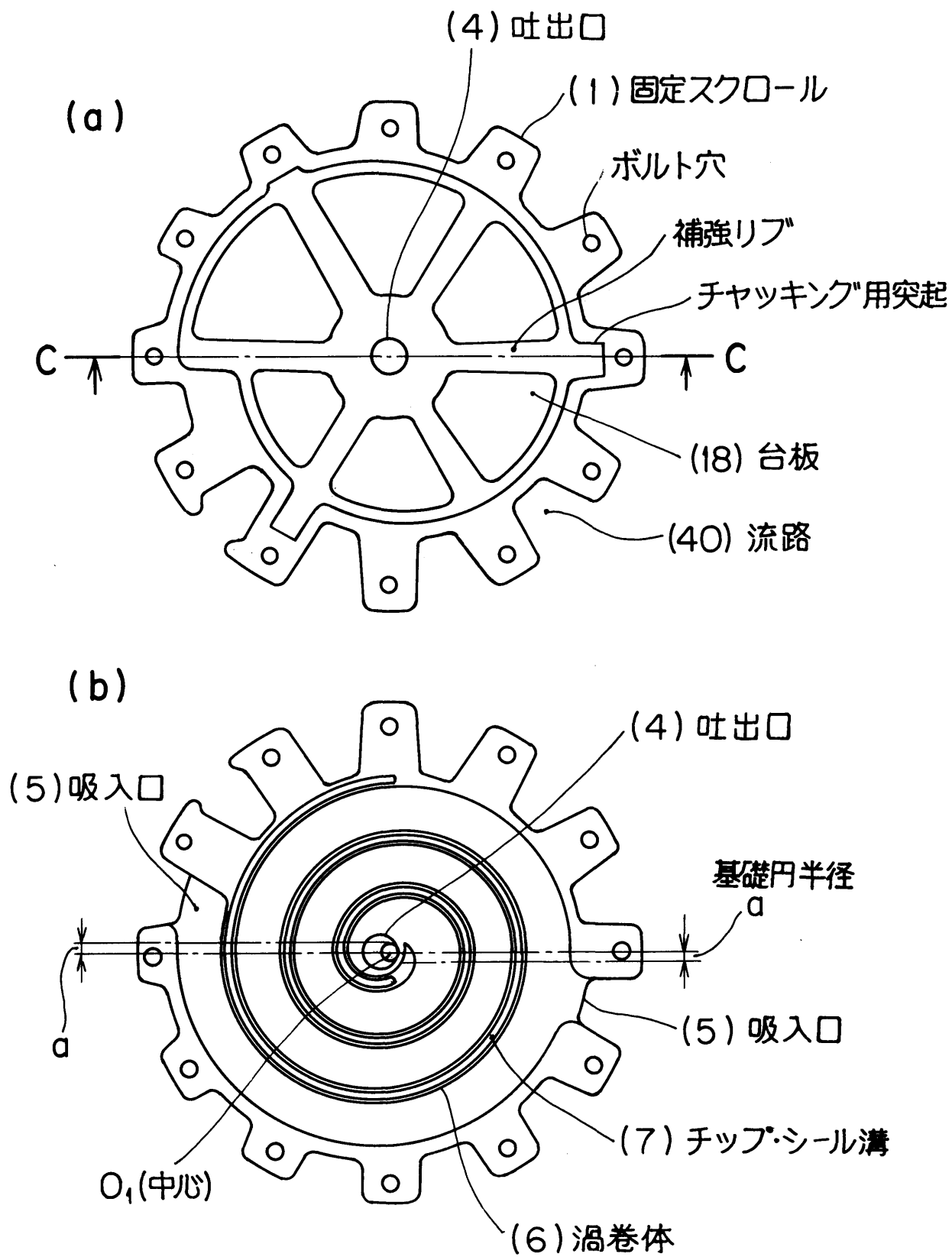


図 2・2 固定スクロールの構造

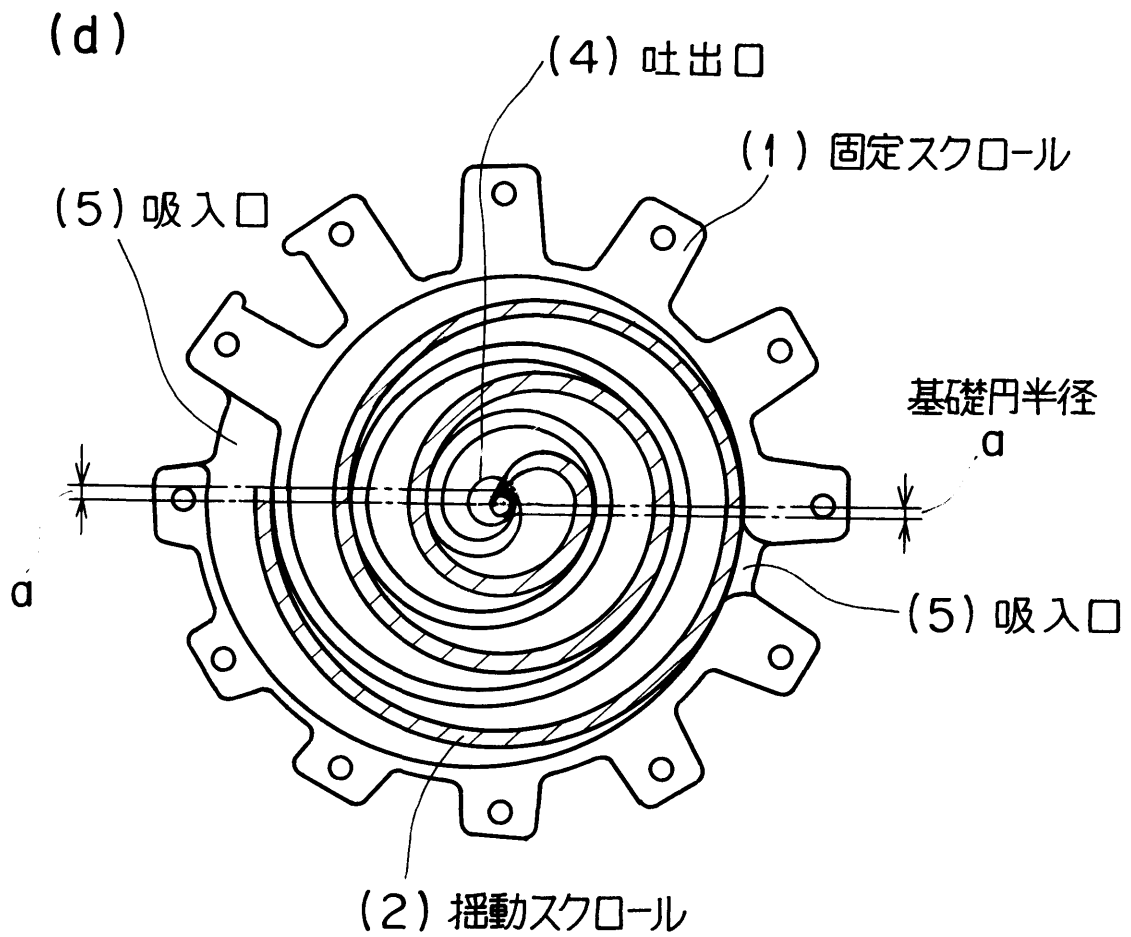
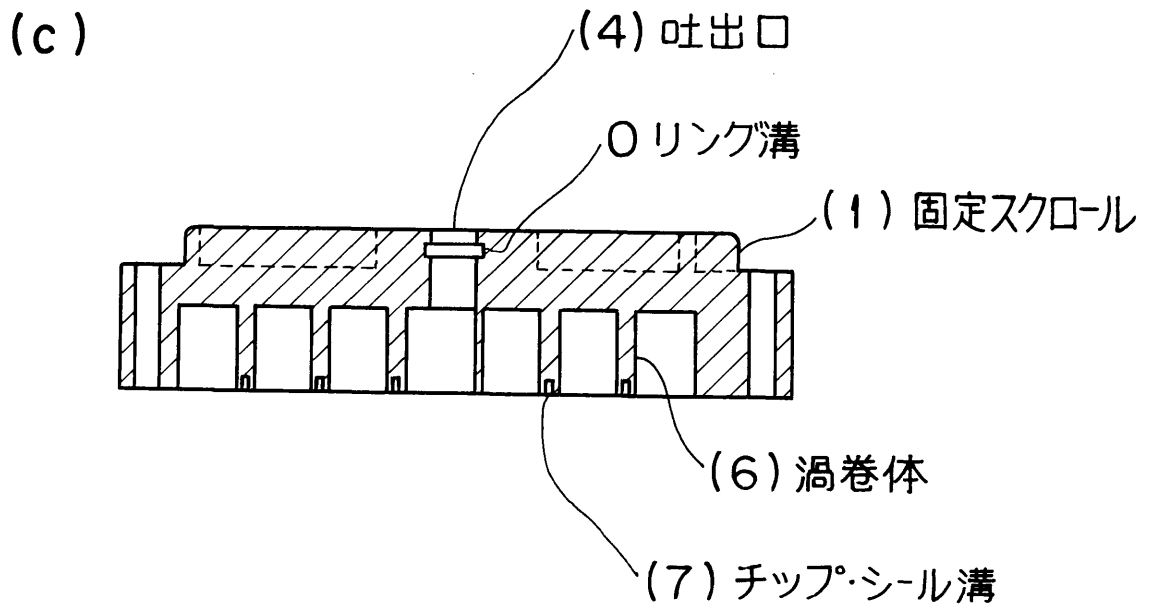


図 2・2 固定スクロールの構造

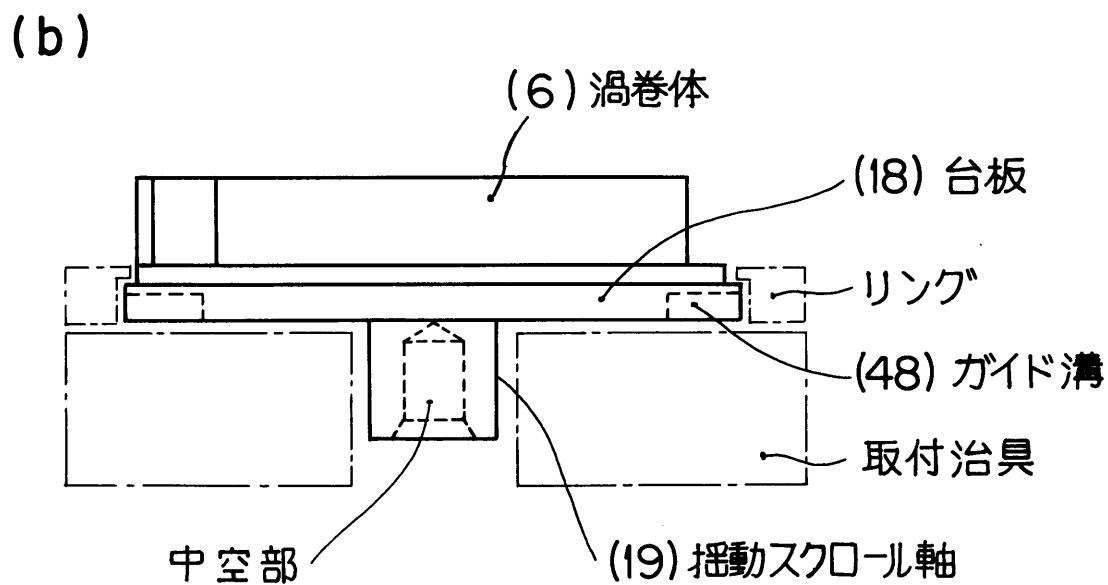
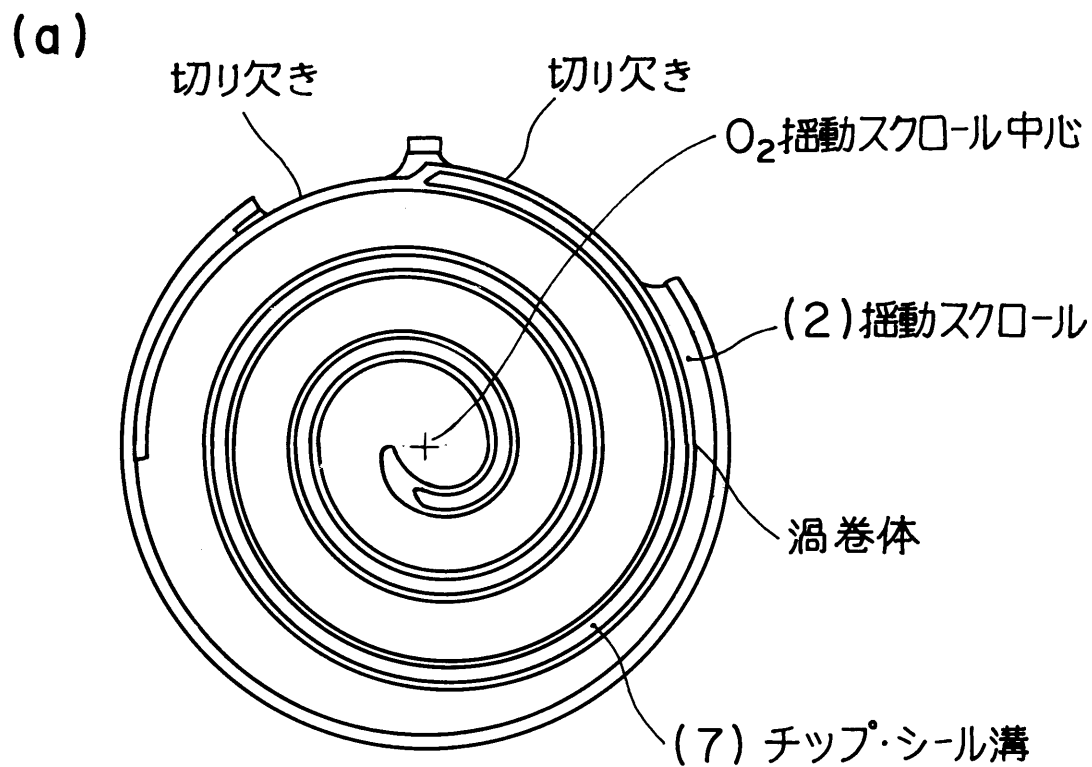
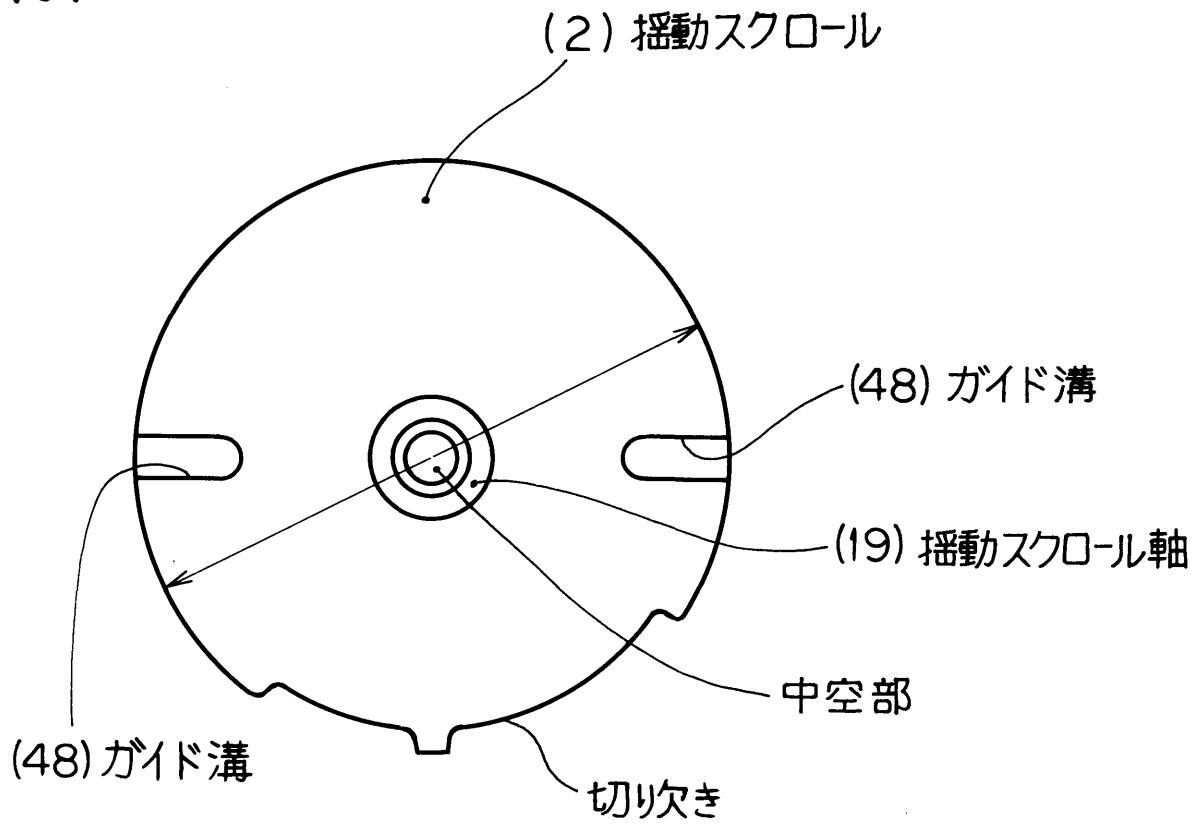


図 2・3 揺動スクロールの構造

(c)



(d)

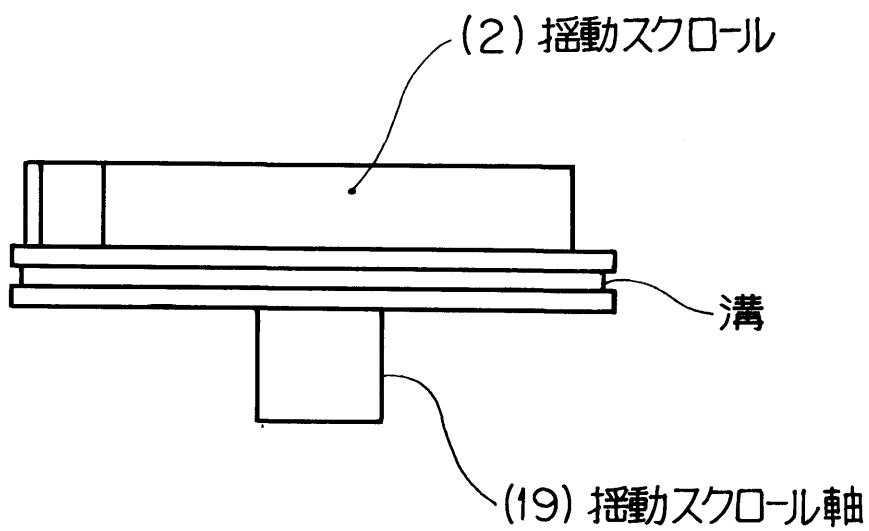


図 2・3 揺動スクロールの構造

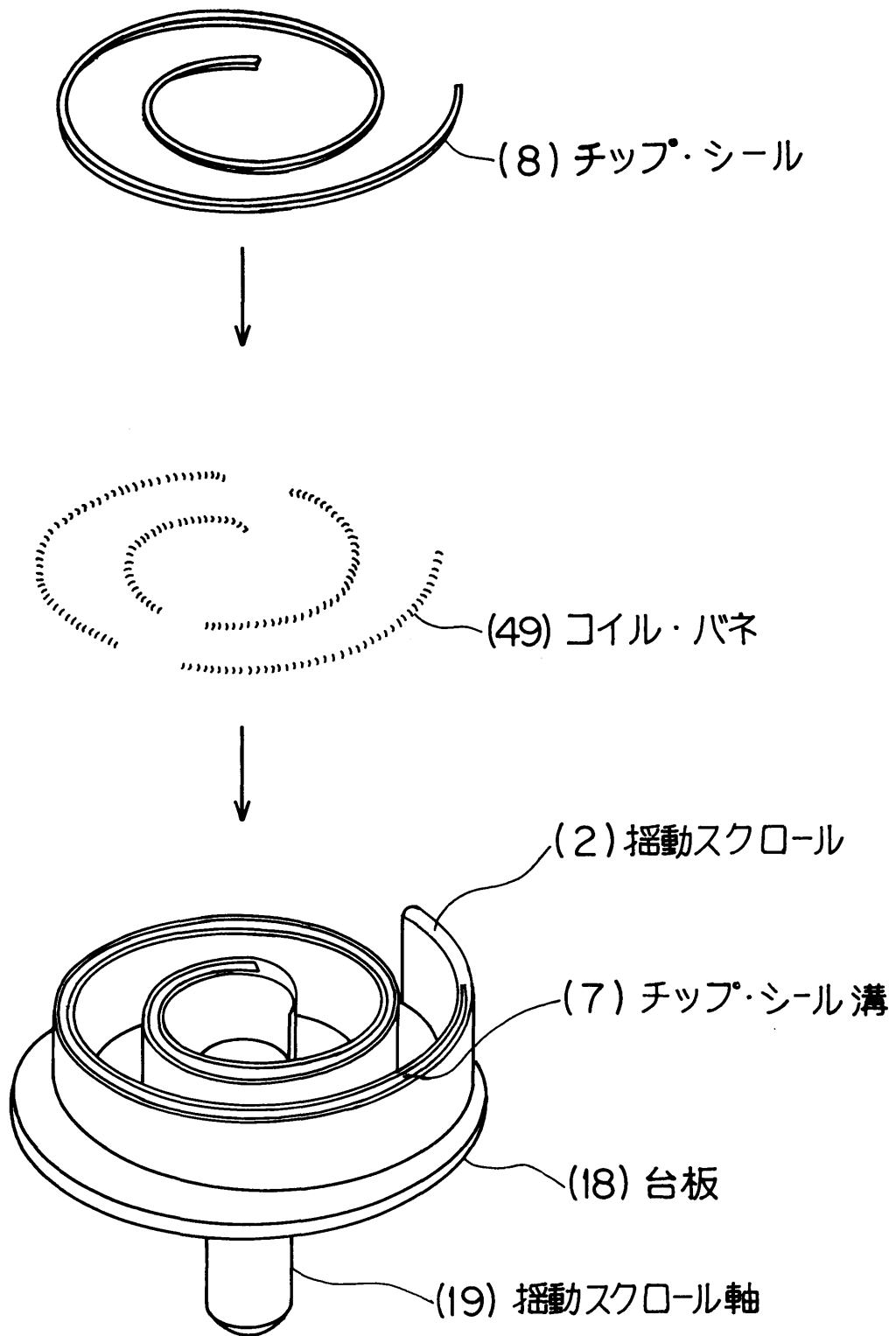


図 2・4 チップ・シールの構成

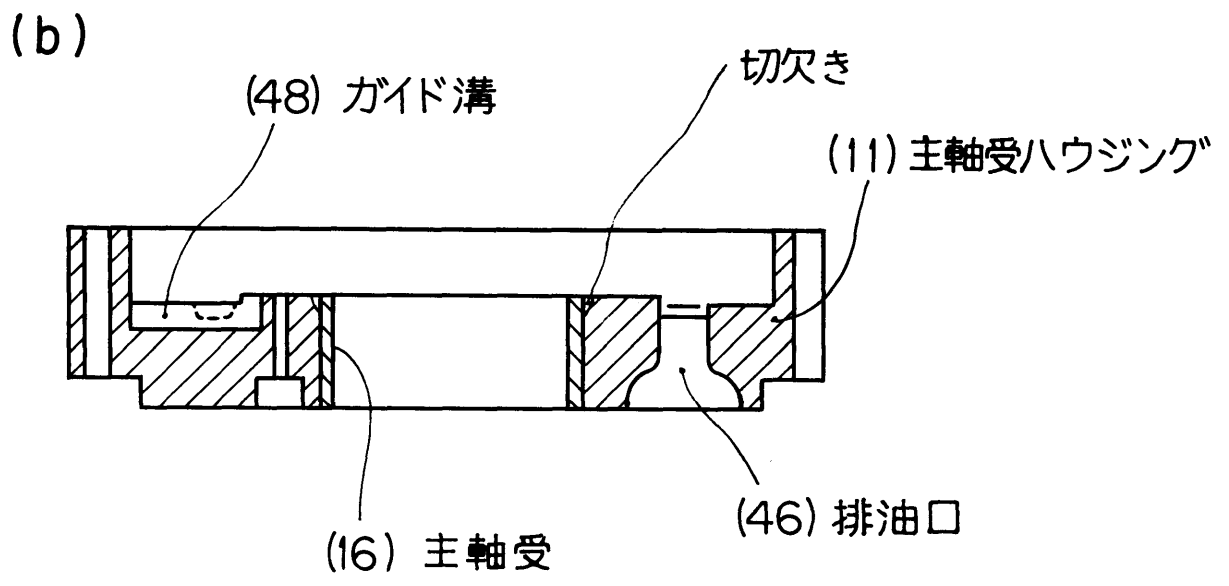
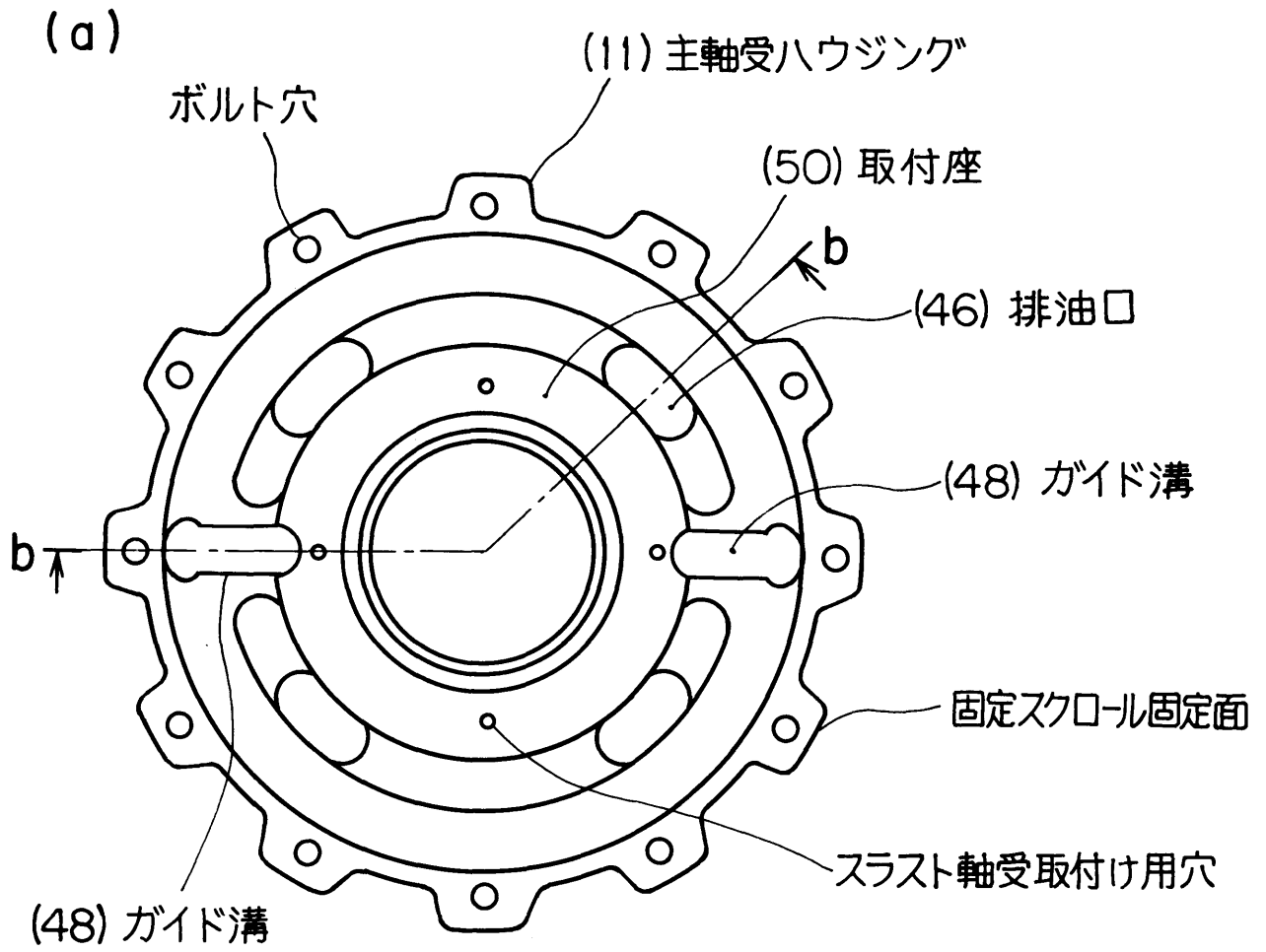


図 2・5 主軸受ハウジングの構造

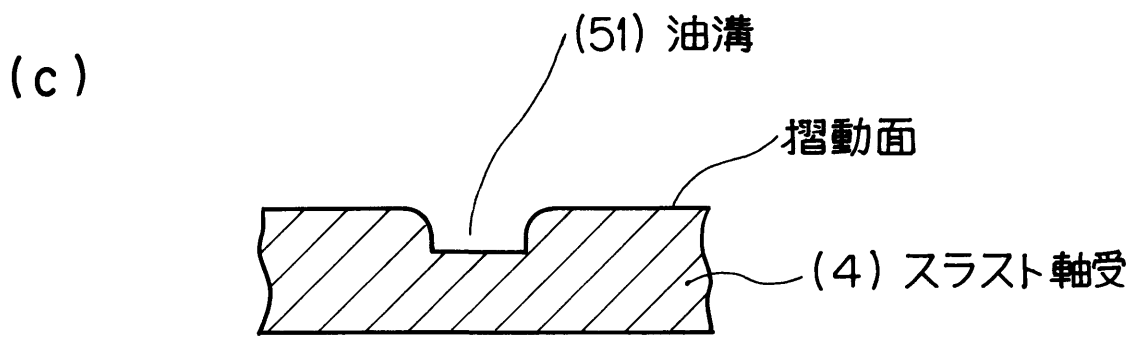
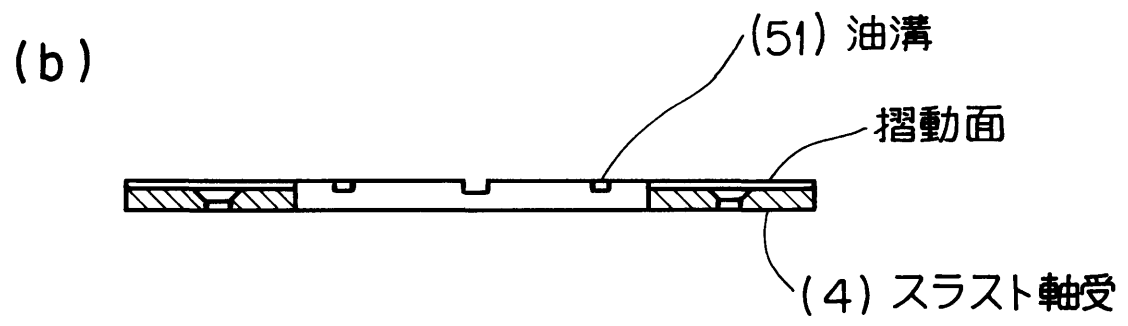
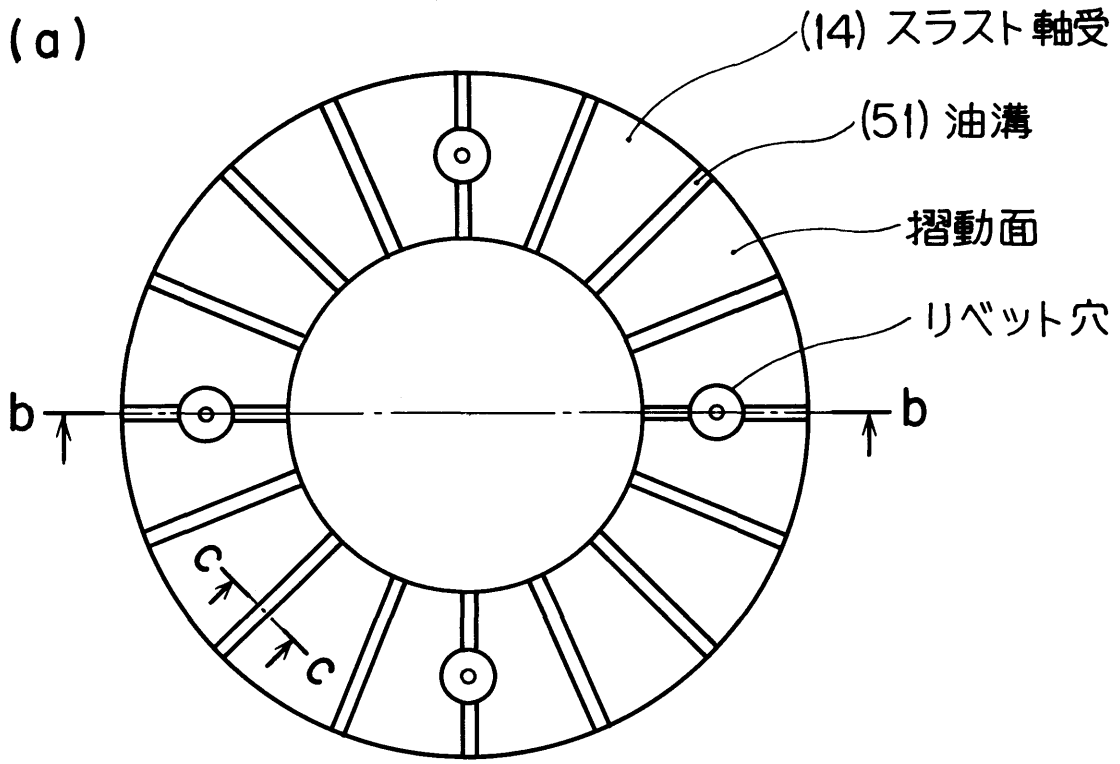


図 2・6 スラスト軸受の構成

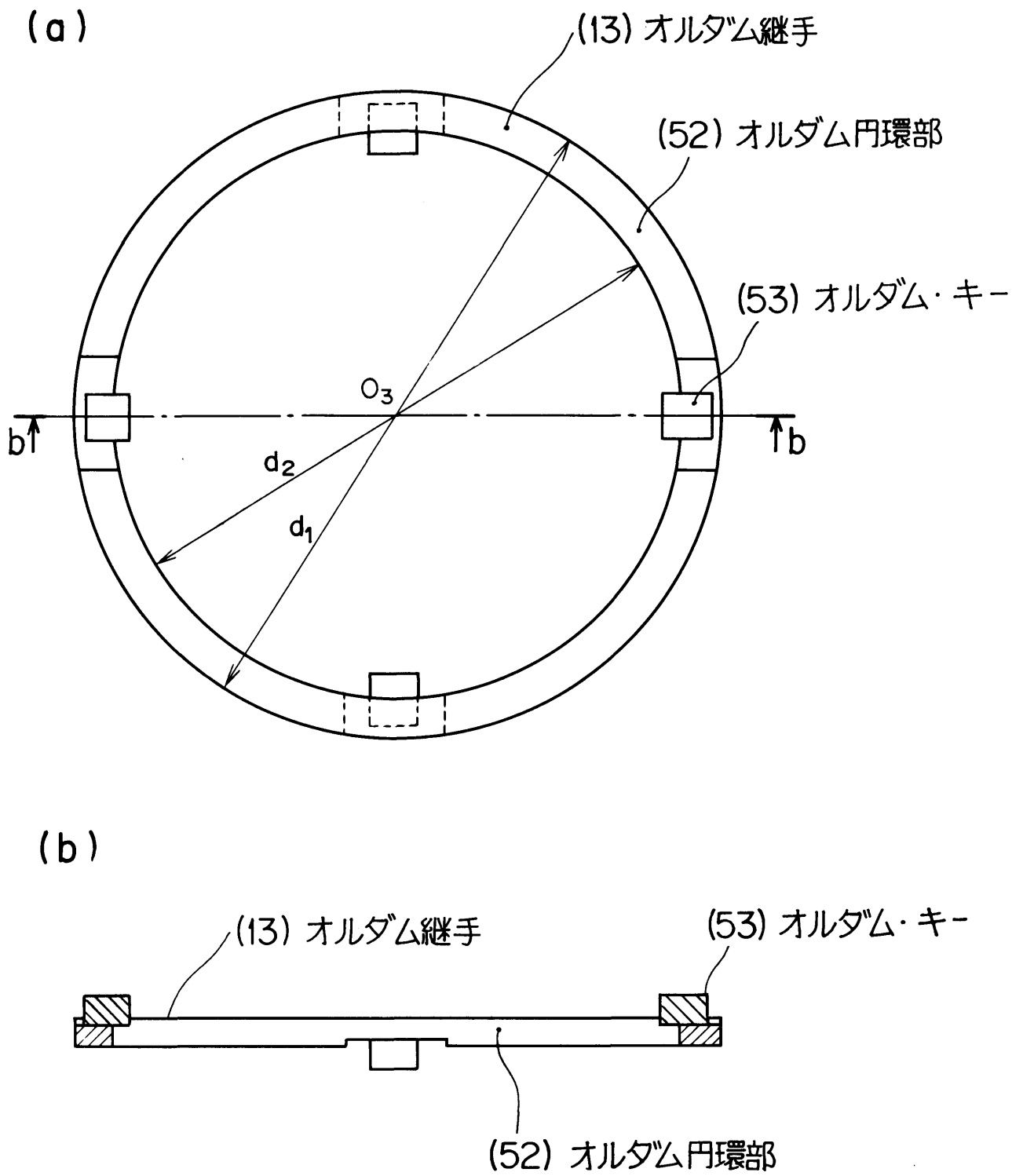
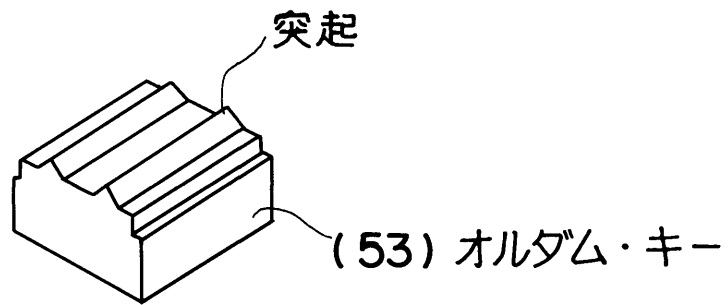


図 2.7 オルダム継手の構造

(c)



(d)

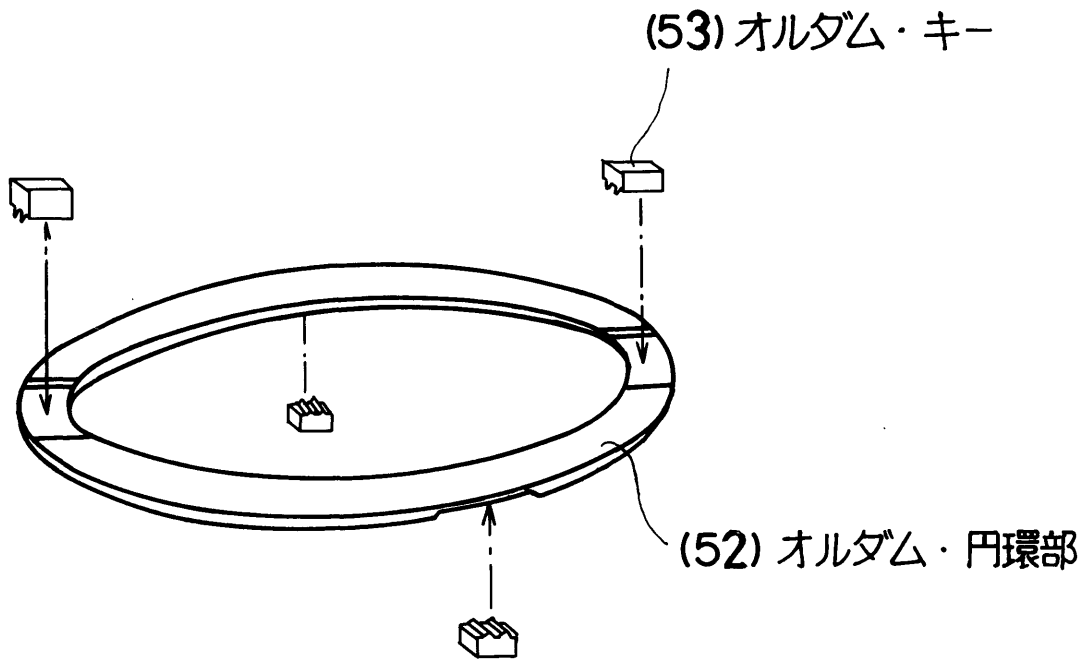
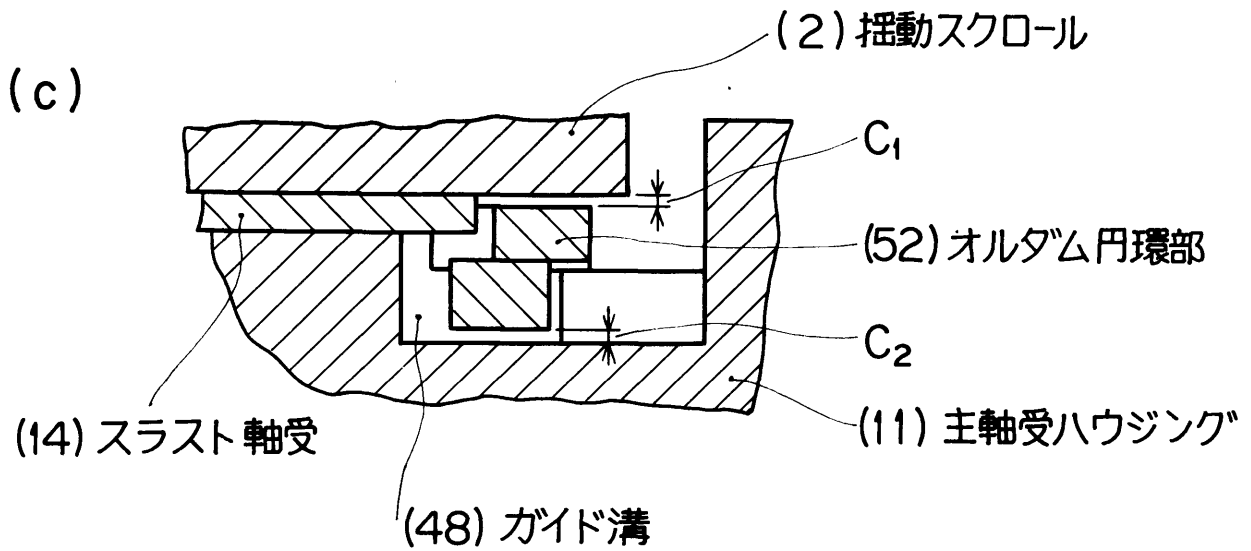
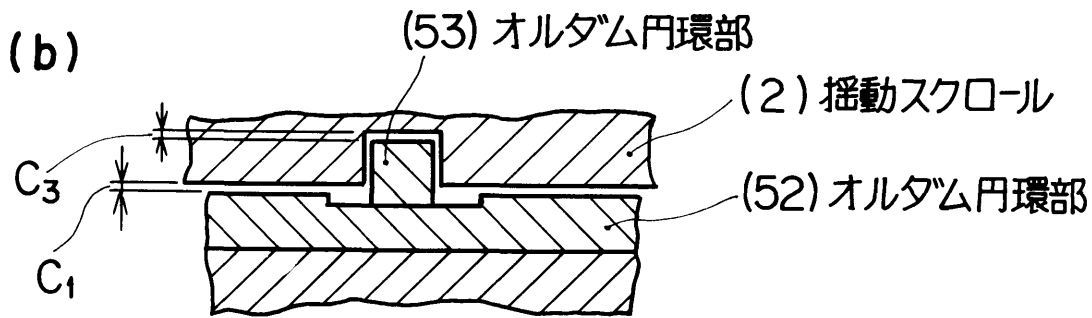
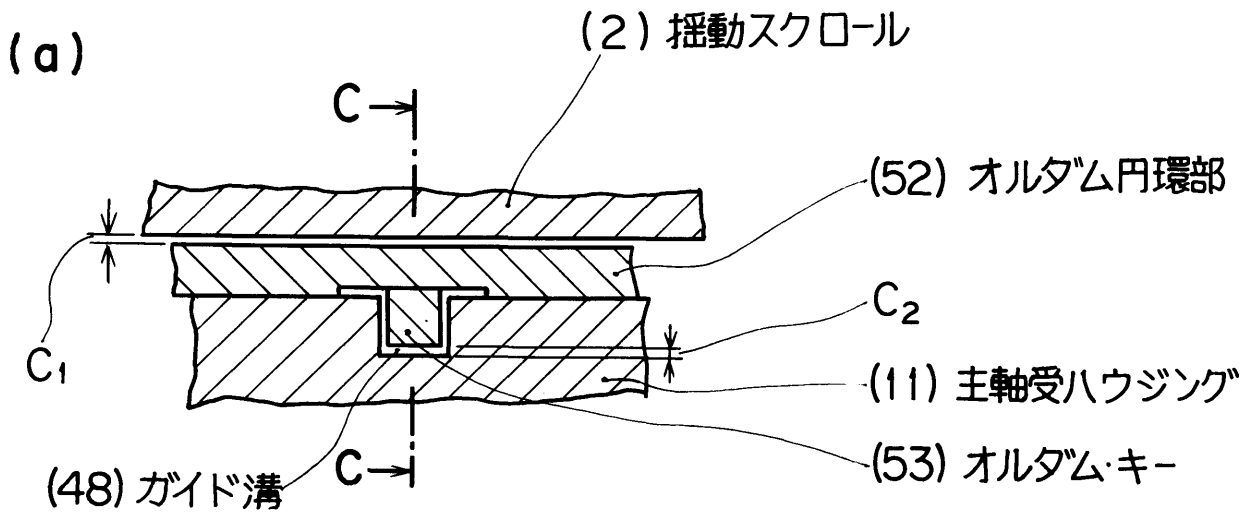


図 2.7 オルダム継手の構造



断面 C-C

図 2・9 給油系の制限

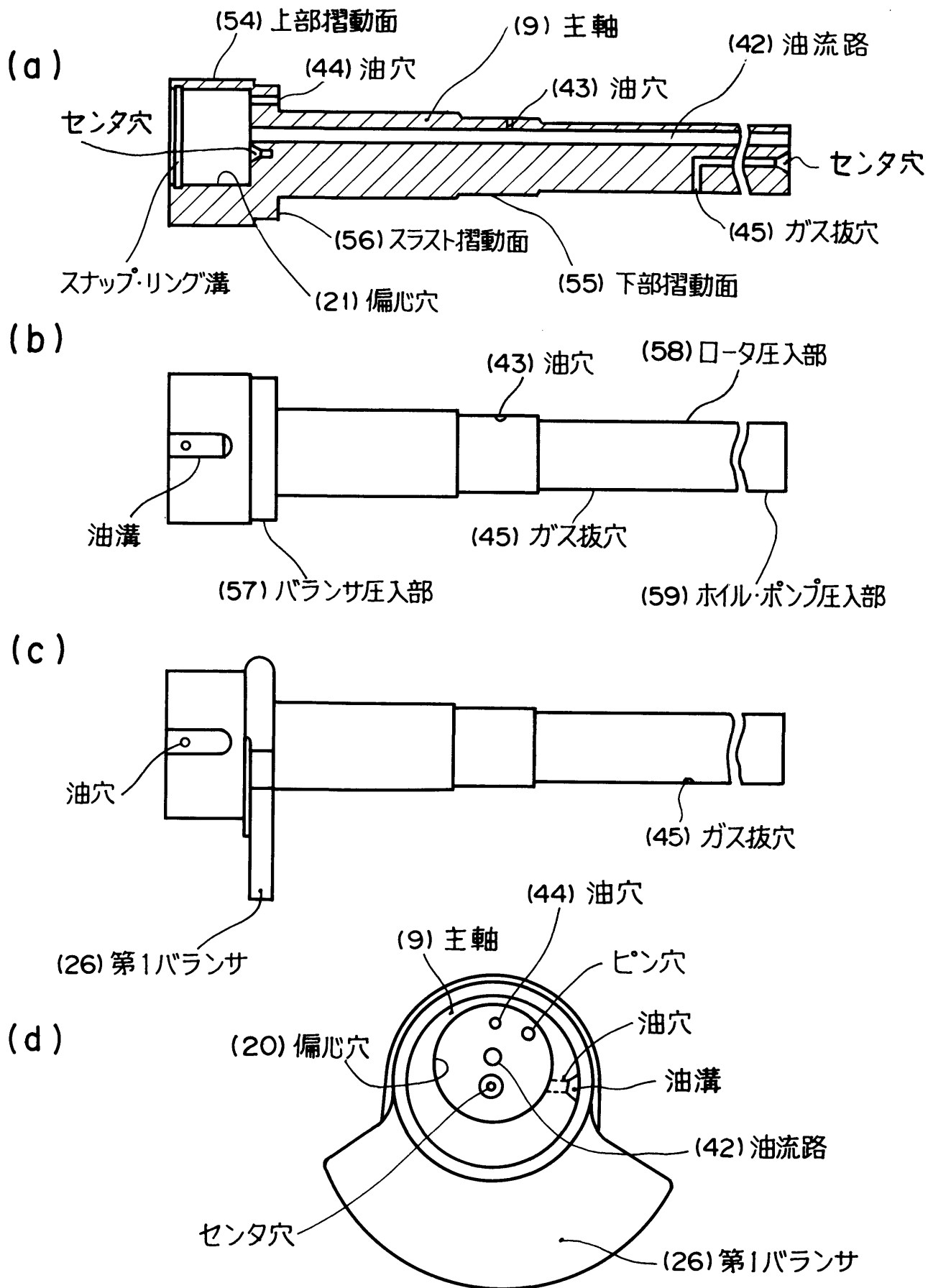


図 2・10 主軸の構成

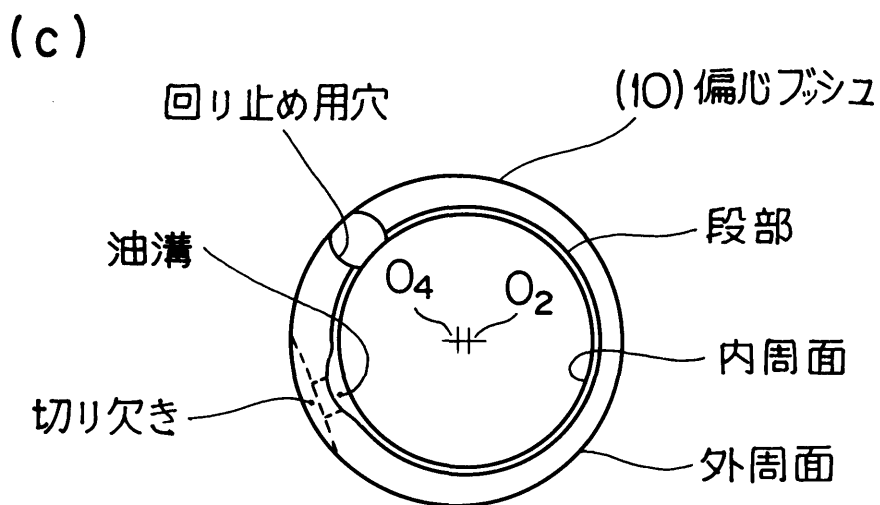
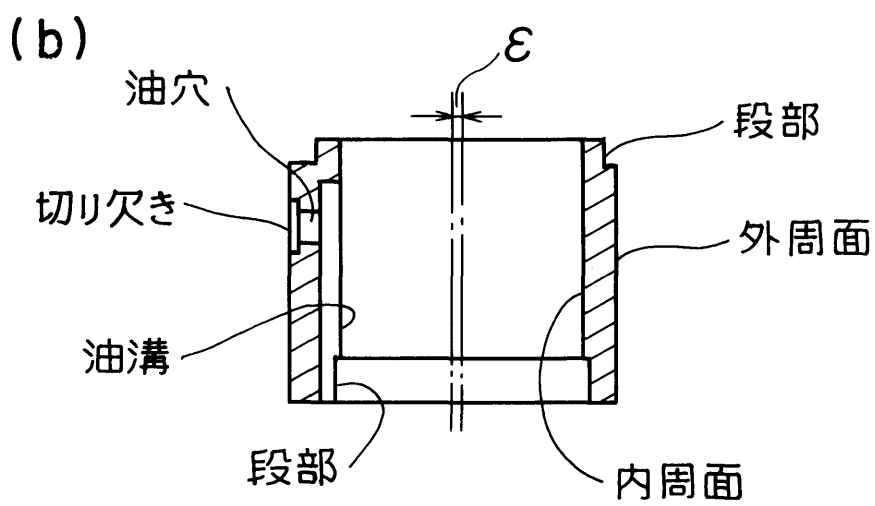
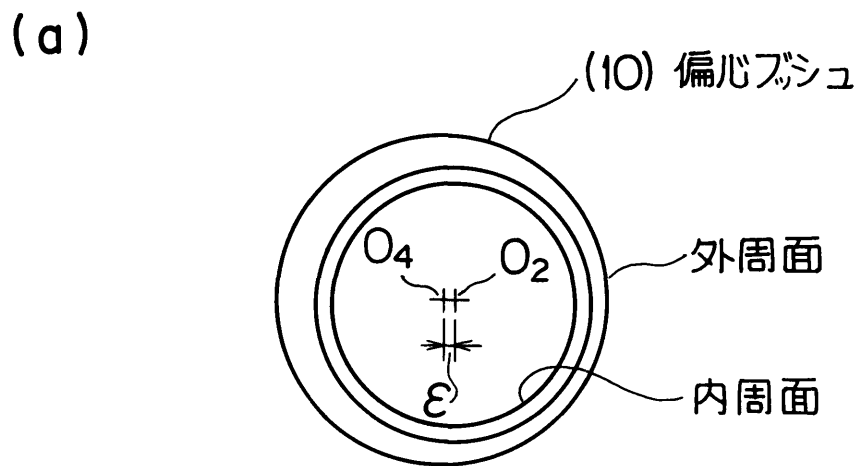


図 2・11 偏心ブッシュ

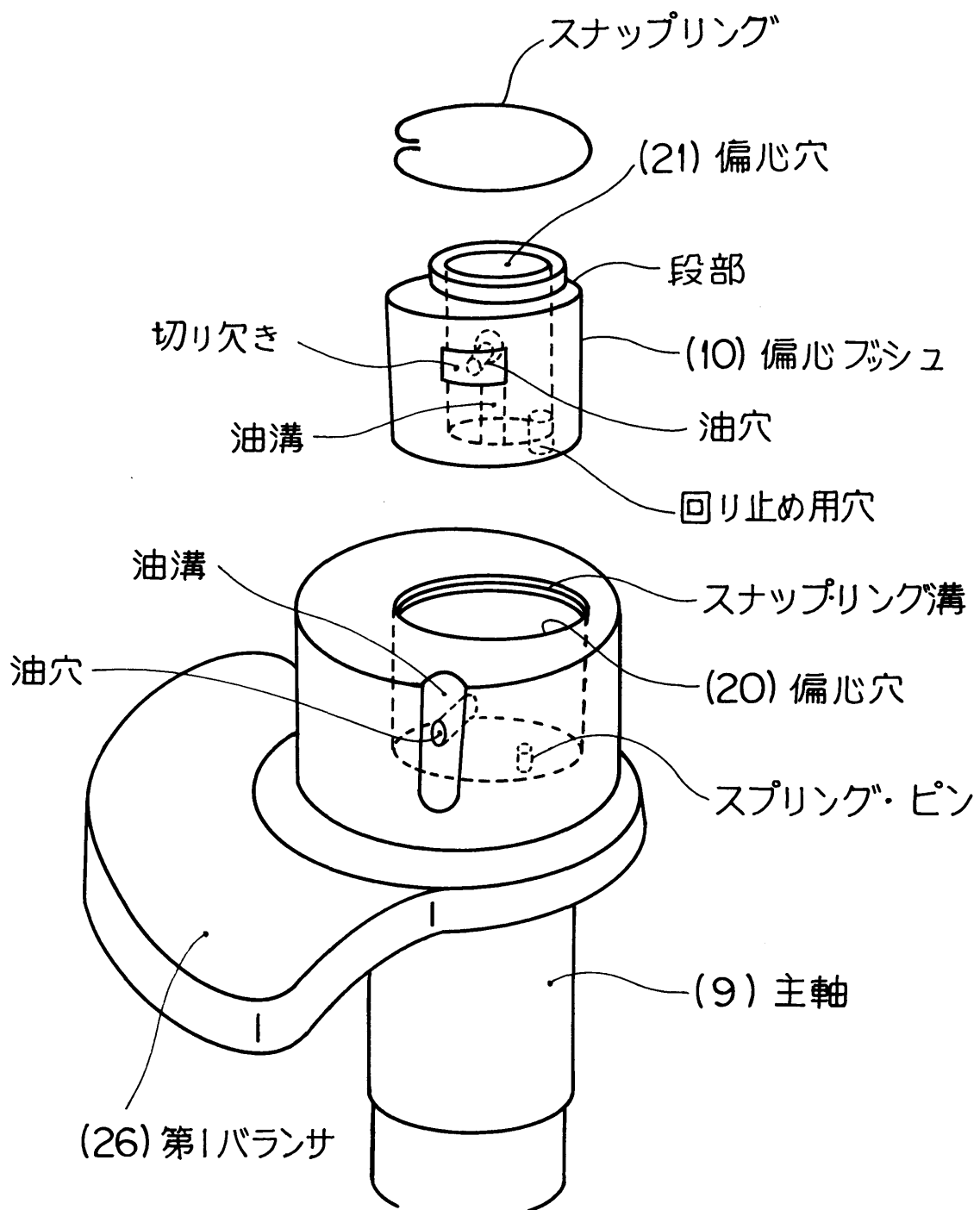


図 2・12 偏心ブッシュの組立て

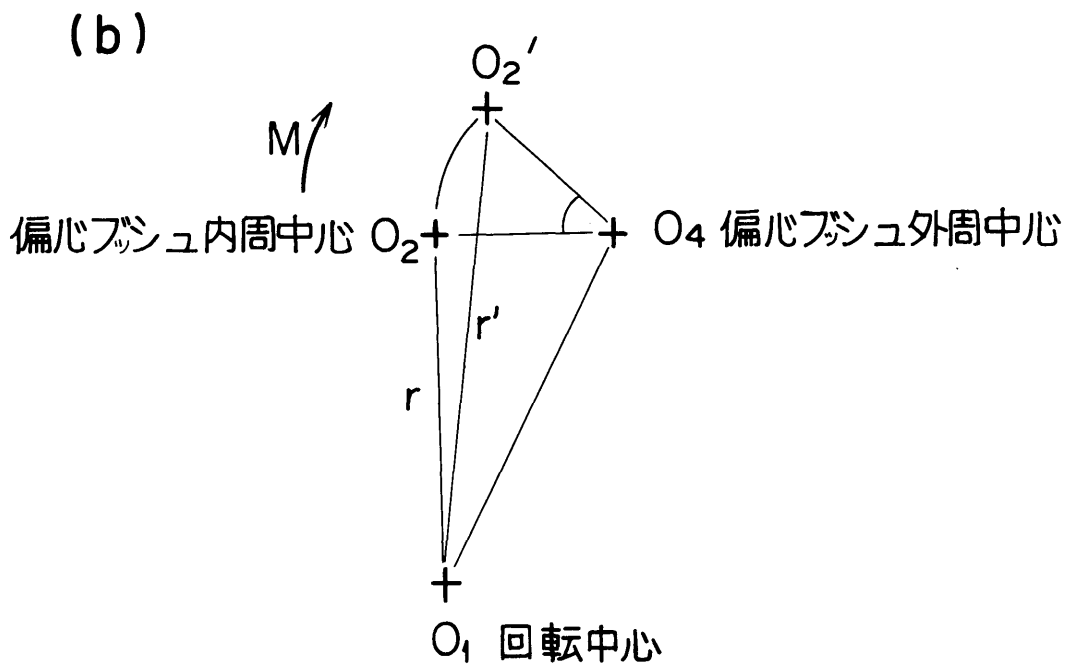
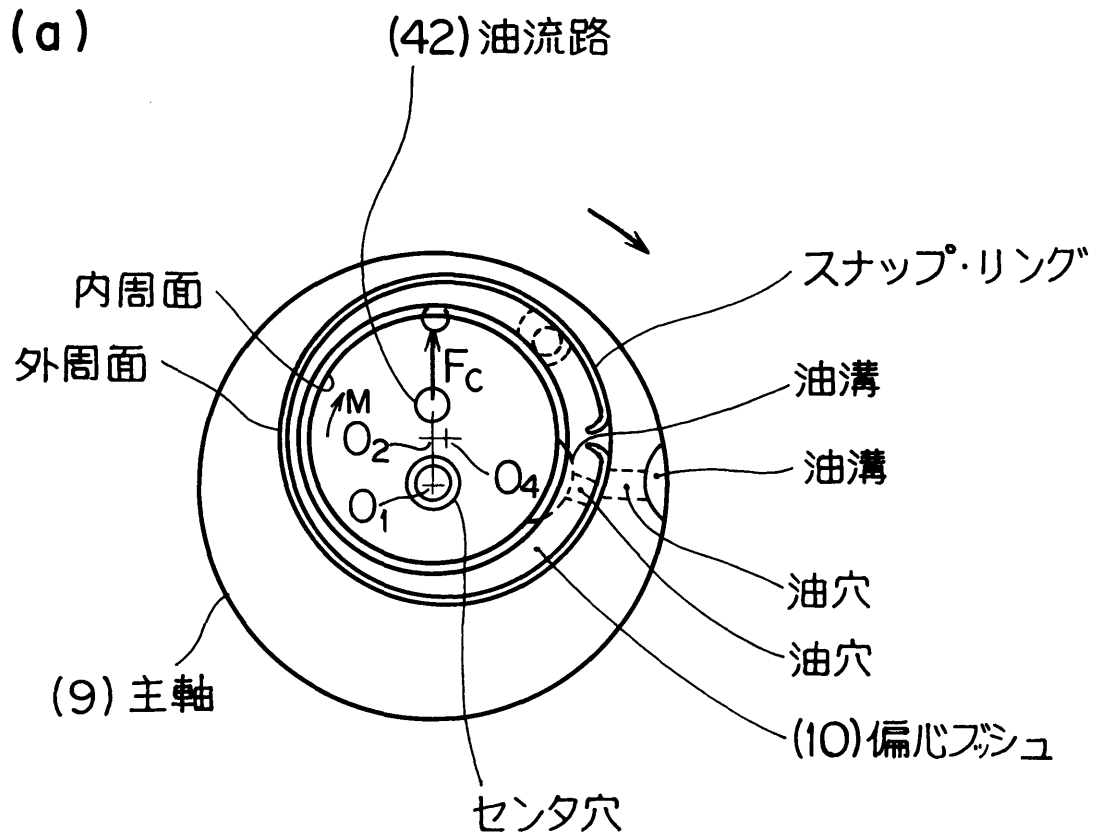


図 2・13 偏りブッシュの作動

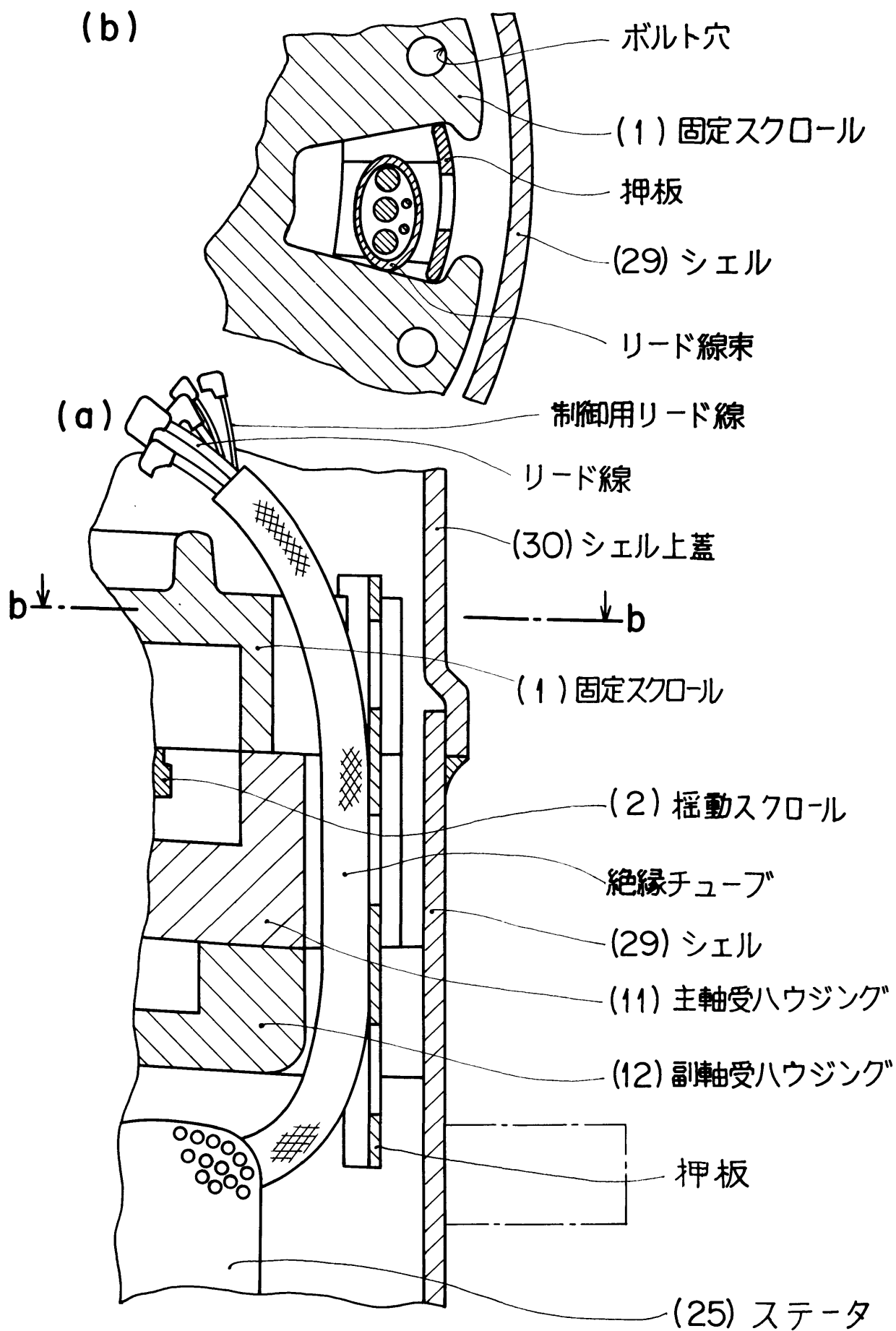


図 2・14 リード線の取出し

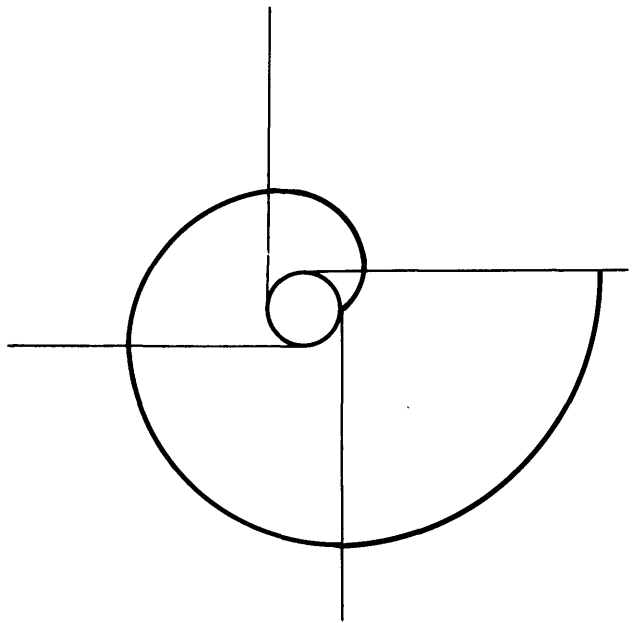
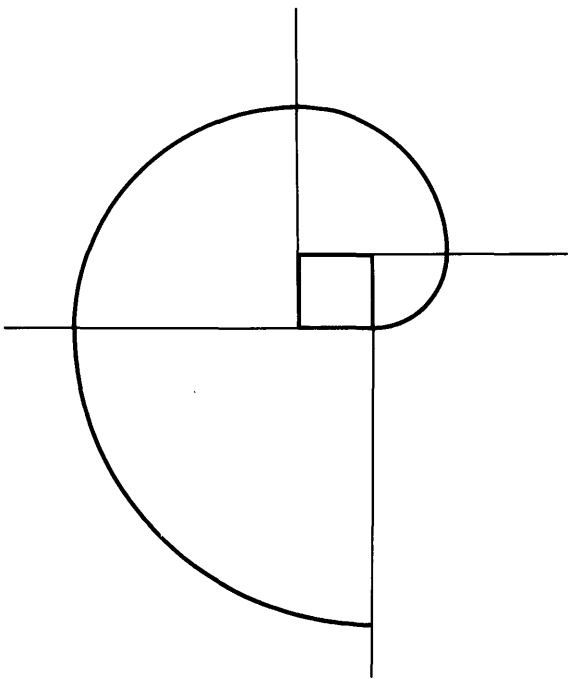
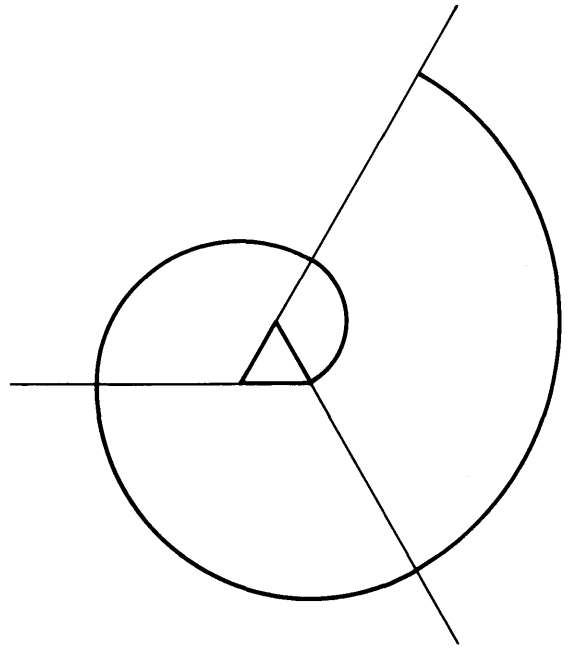
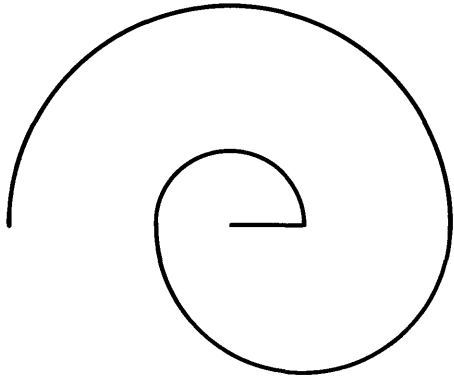


図 3.1 多角形のインボリュート

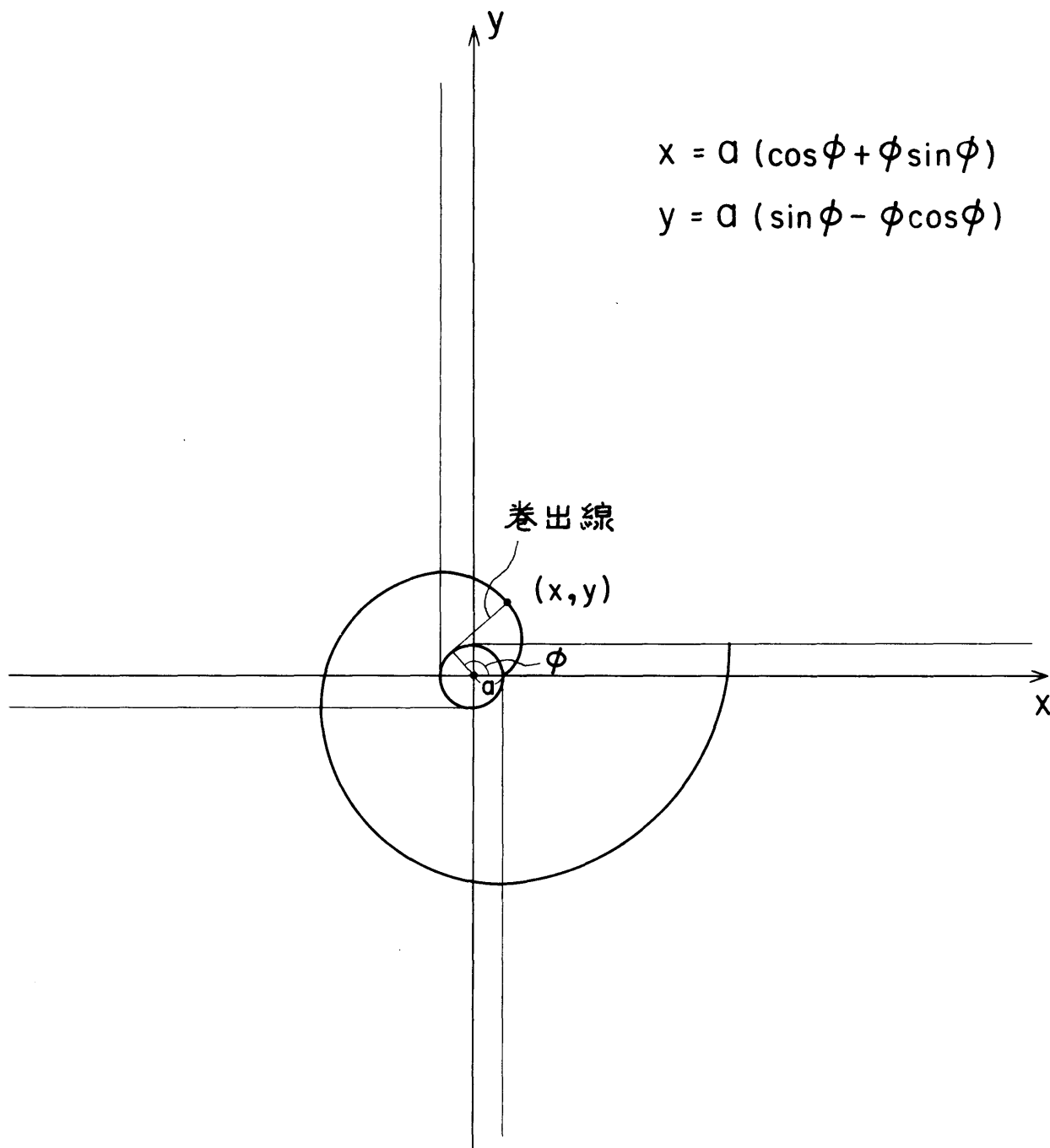


図 3.2 インボリュート曲線の表式

$$\begin{cases} x_0 = a \{ \cos(\phi_0 - \alpha) + \phi_0 \sin(\phi_0 - \alpha) \} \\ y_0 = a \{ \sin(\phi_0 - \alpha) - \phi_0 \cos(\phi_0 - \alpha) \} \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_i = a \{ \cos(\phi_i + \alpha) + \phi_i \sin(\phi_i + \alpha) \} \\ y_i = a \{ \sin(\phi_i + \alpha) - \phi_i \cos(\phi_i + \alpha) \} \end{cases}$$

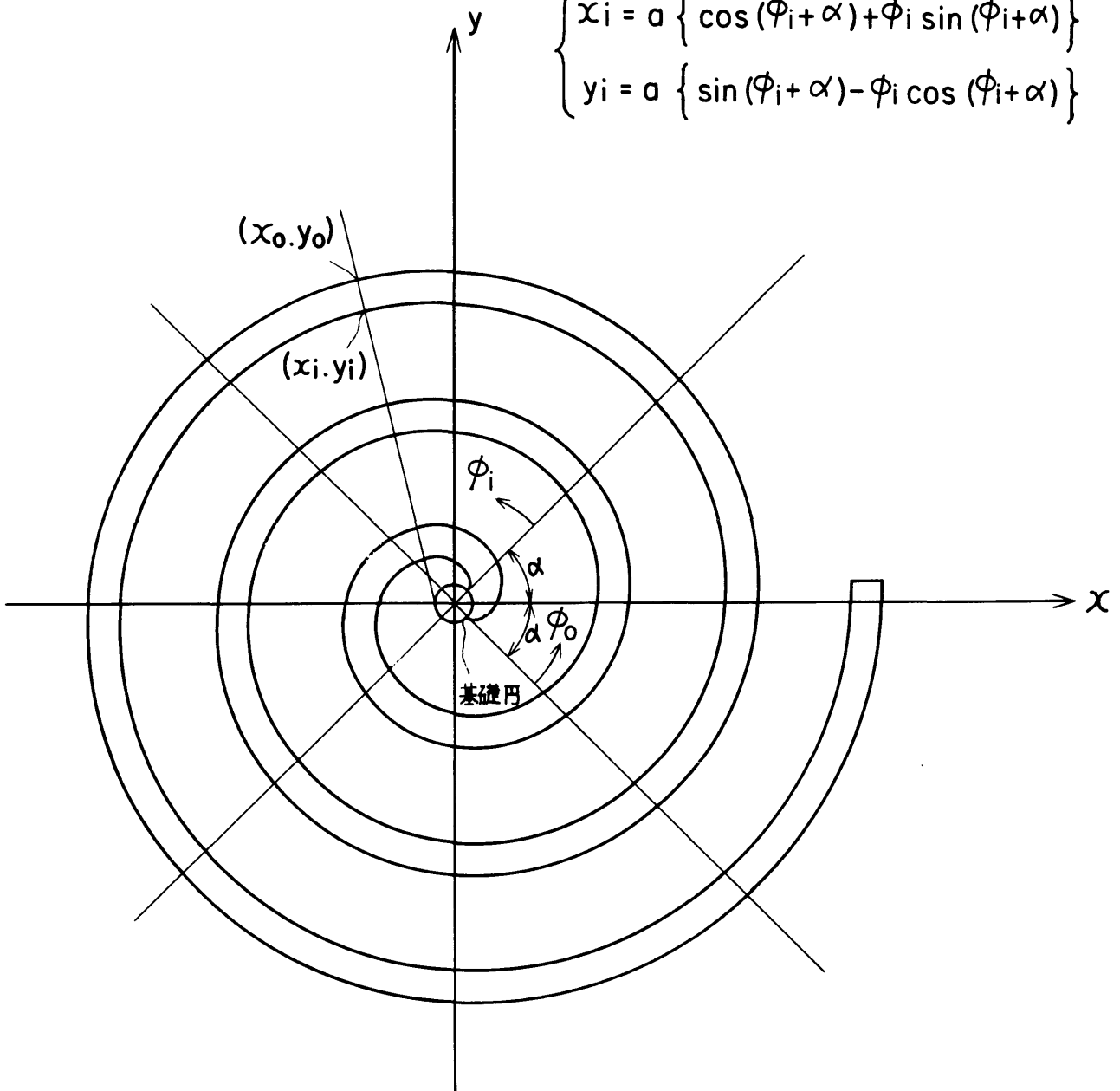
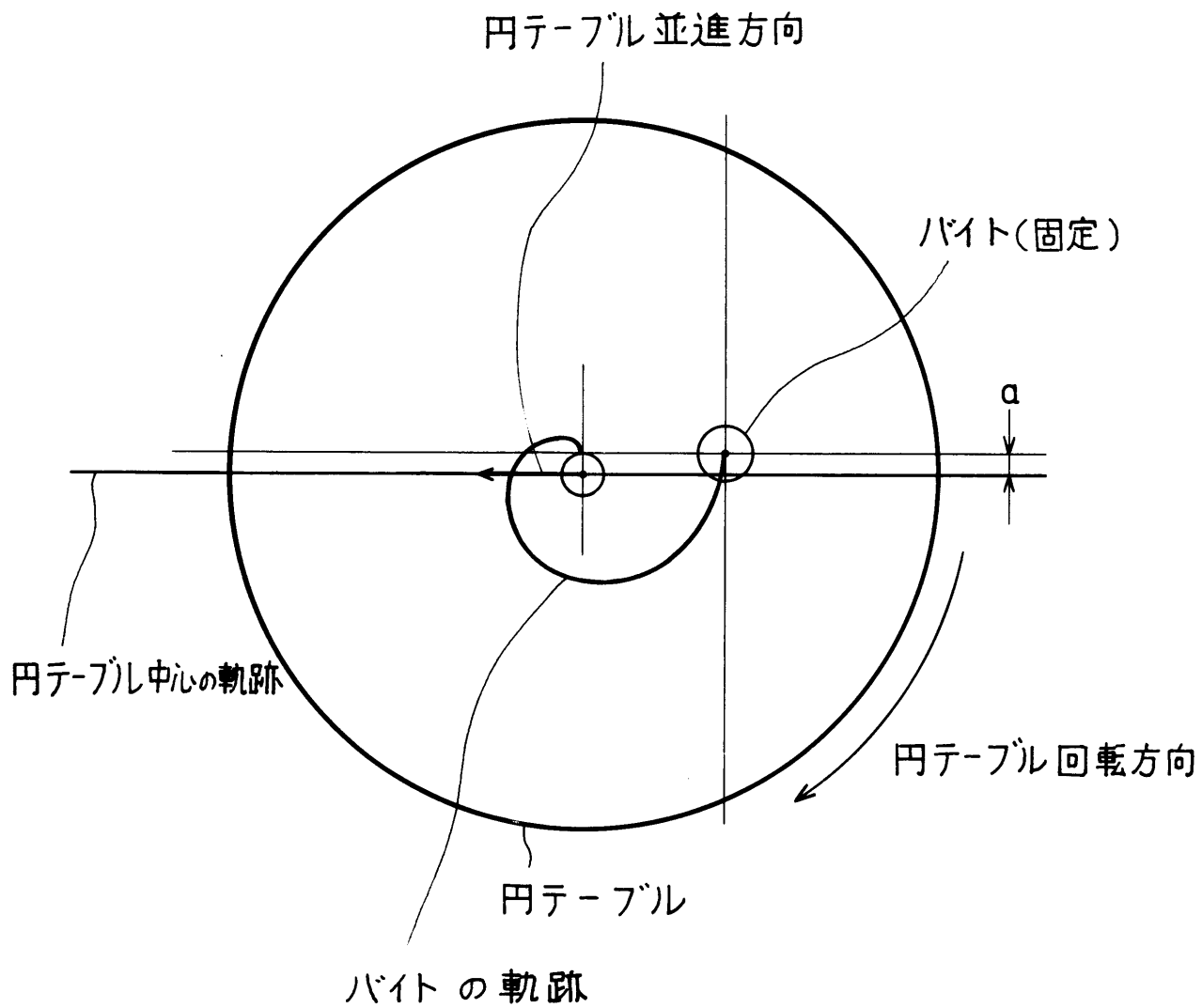


図 3.3 有限巾のインボリュート



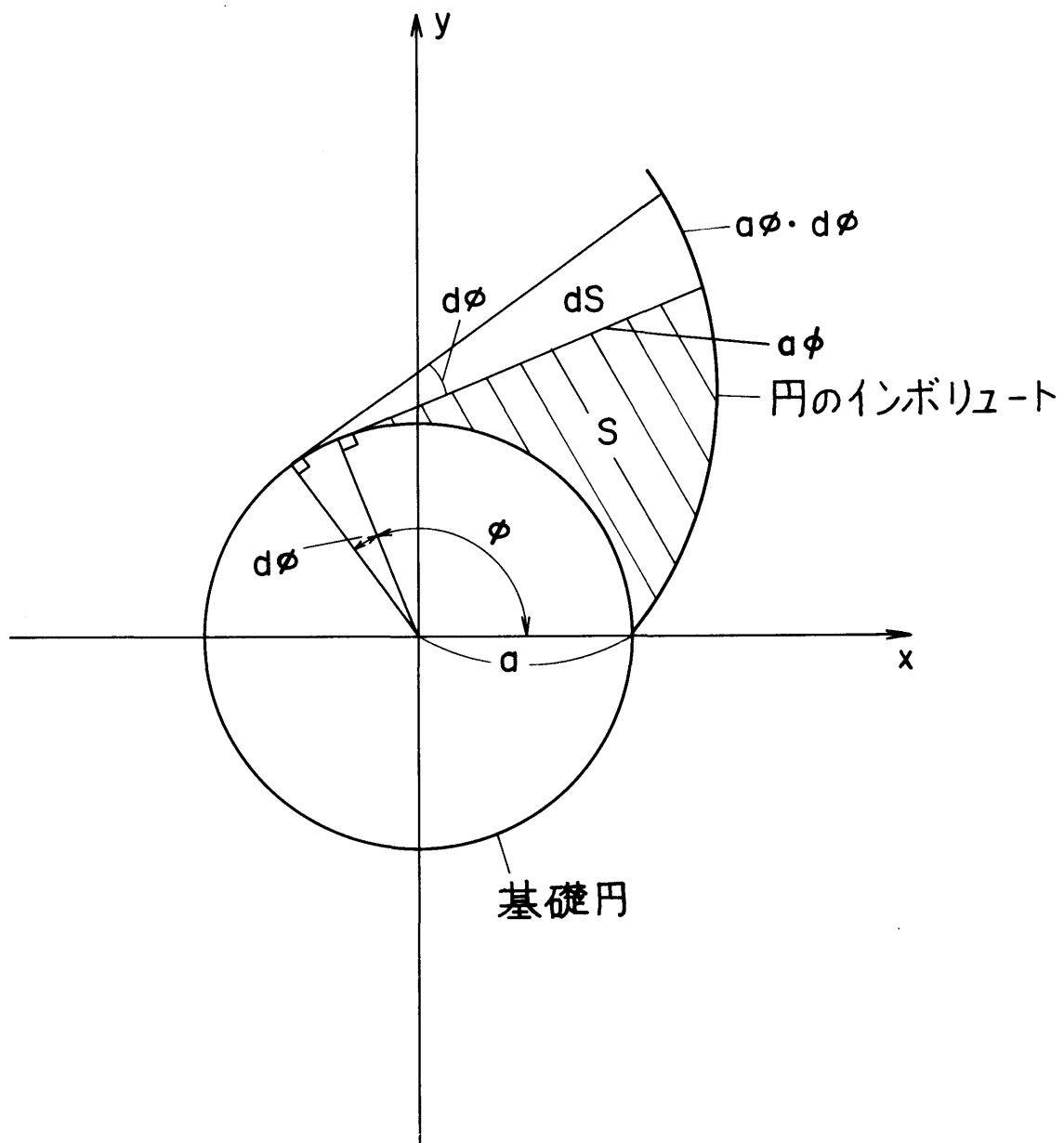


図 3.5 基礎円とそのインボリュートで囲まれる面積

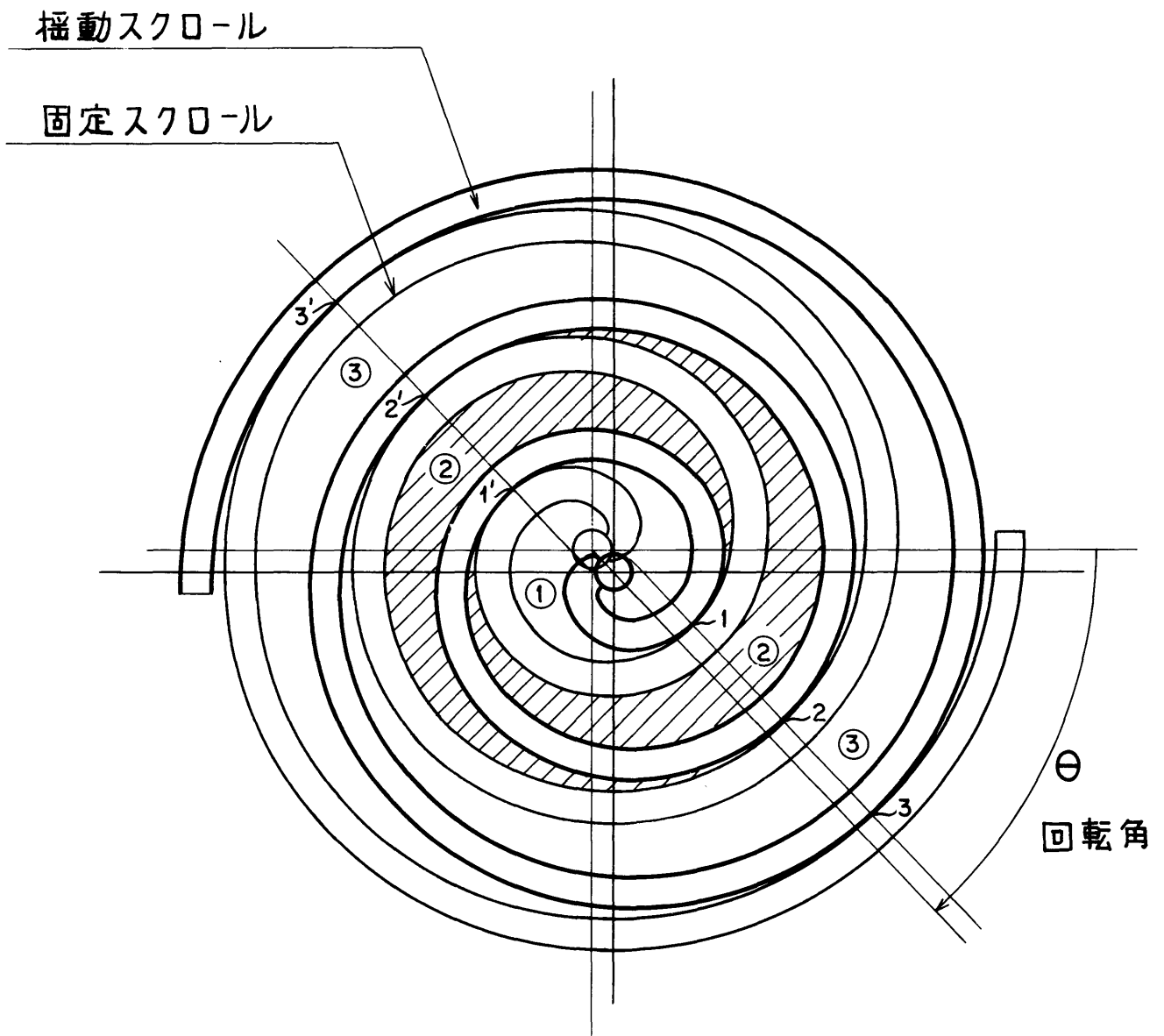


図 3.6 スクロール圧縮機の圧縮室

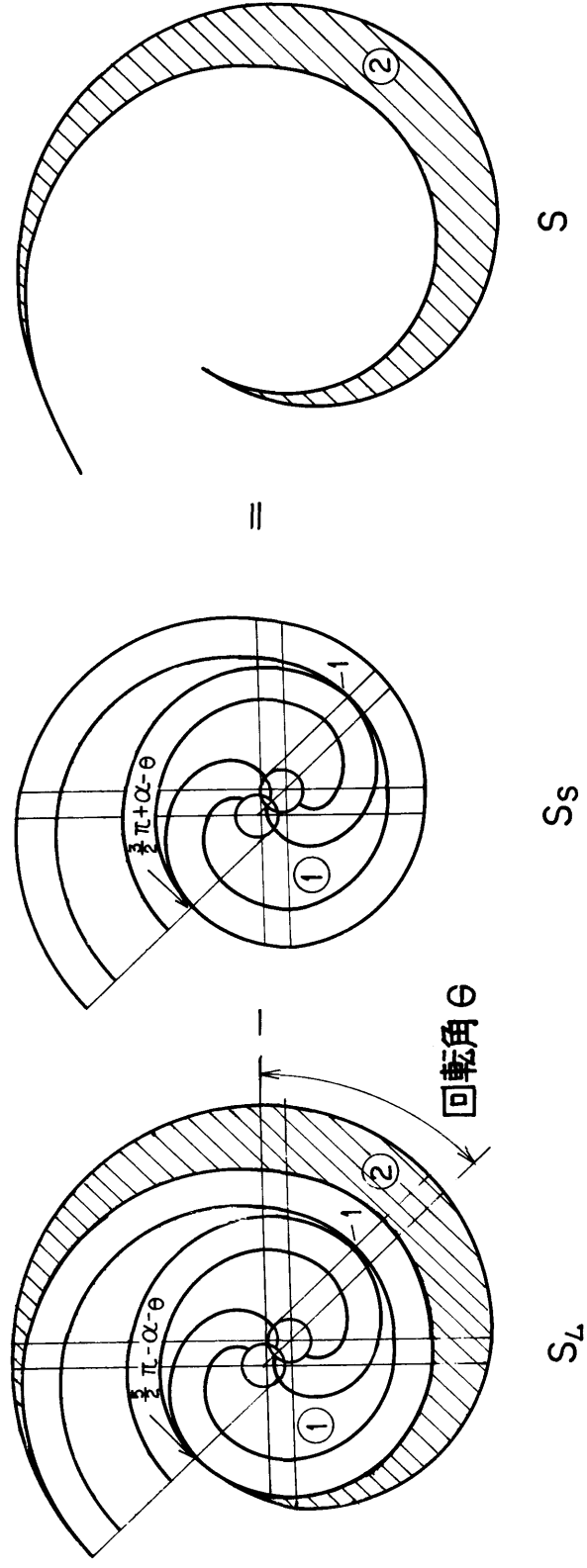


図 3.7 圧縮室の容積算定

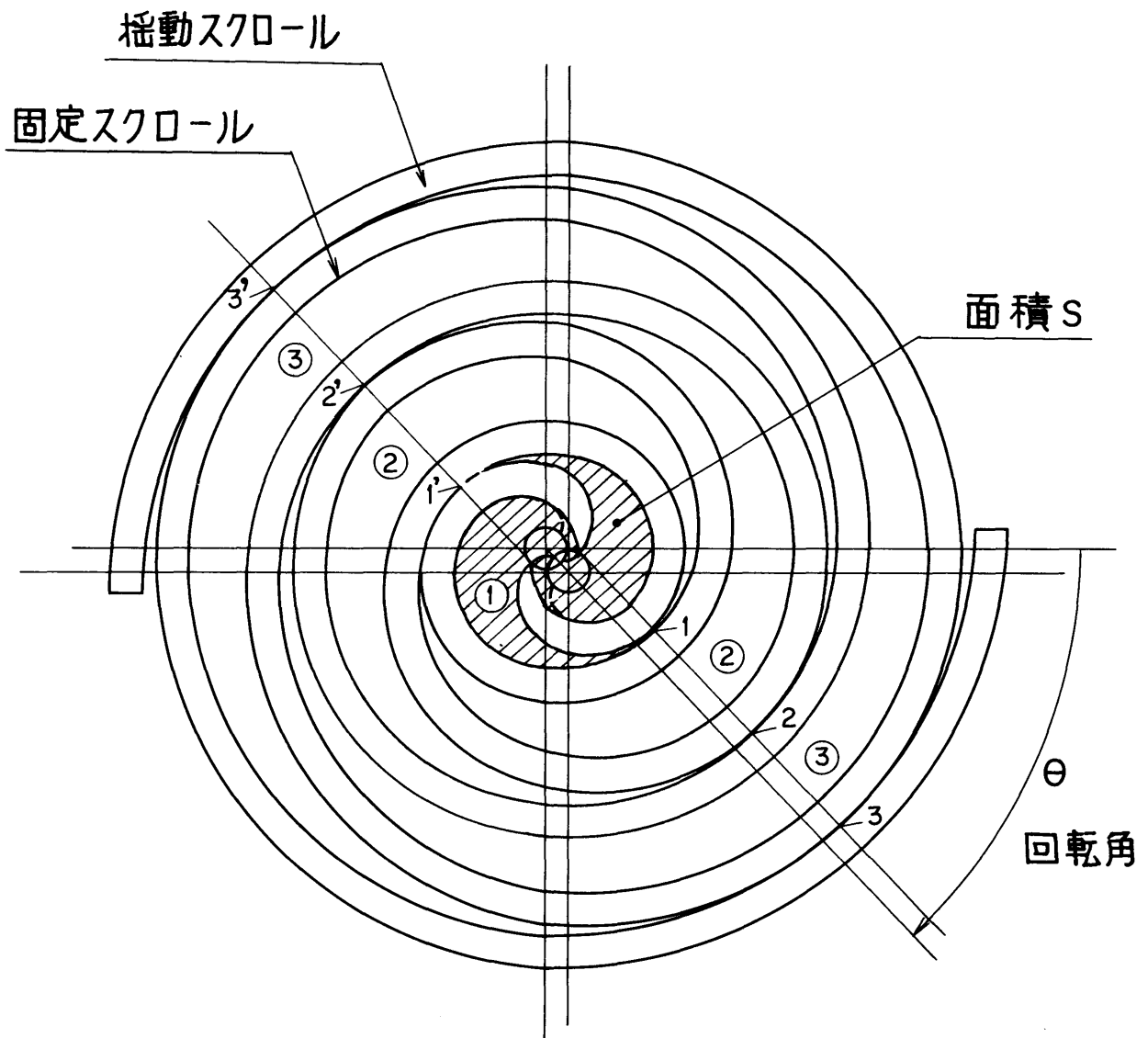


図 3.8 最内圧縮室の容積

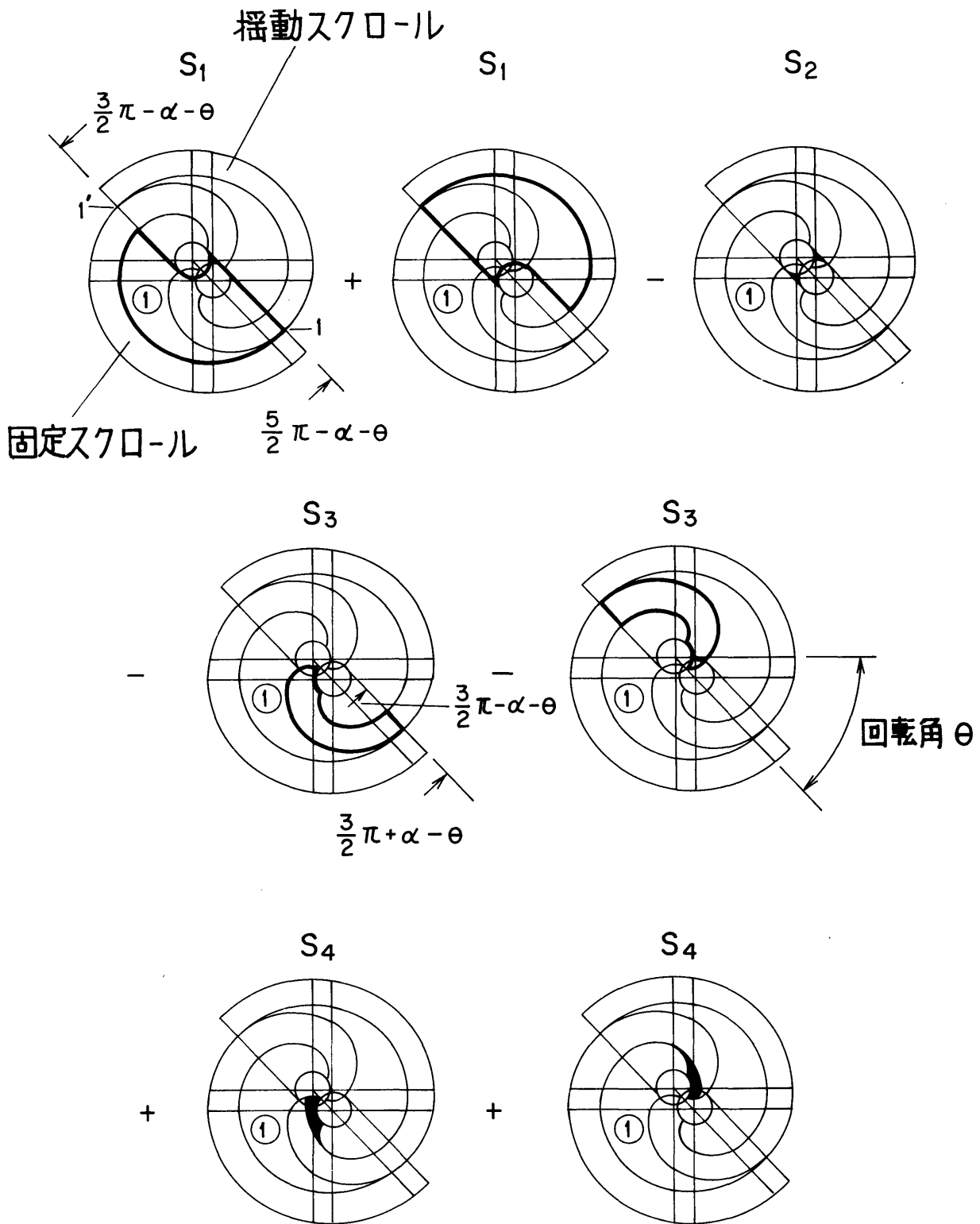
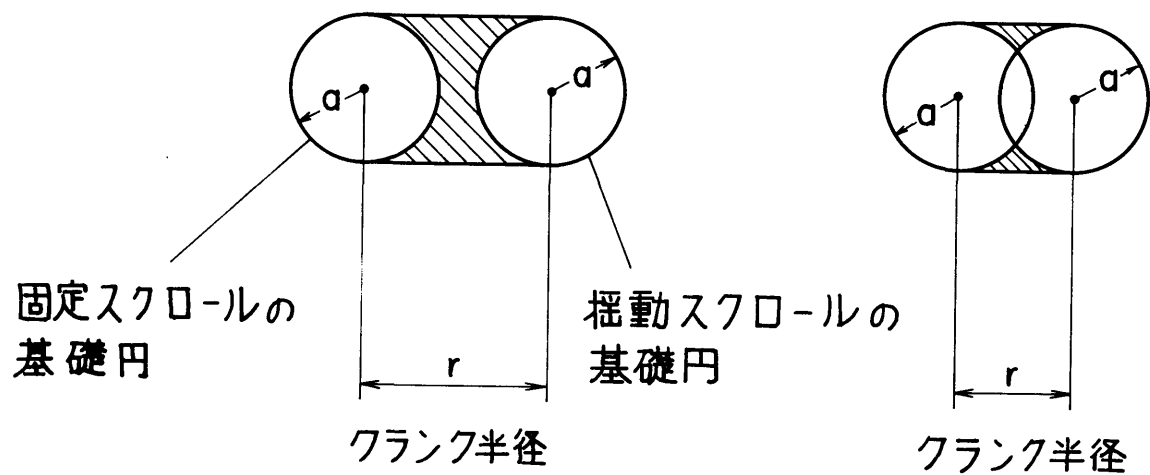


図 3.9 最内圧縮室の面積の計算
 $(0 \leq \theta < \theta^*)$



(a) $r \geq 2a$

(b) $r < 2a$

図 3.10 基礎円の間面積

圧縮室容積

$$\frac{v_i}{\pi P(P-2t)h}$$

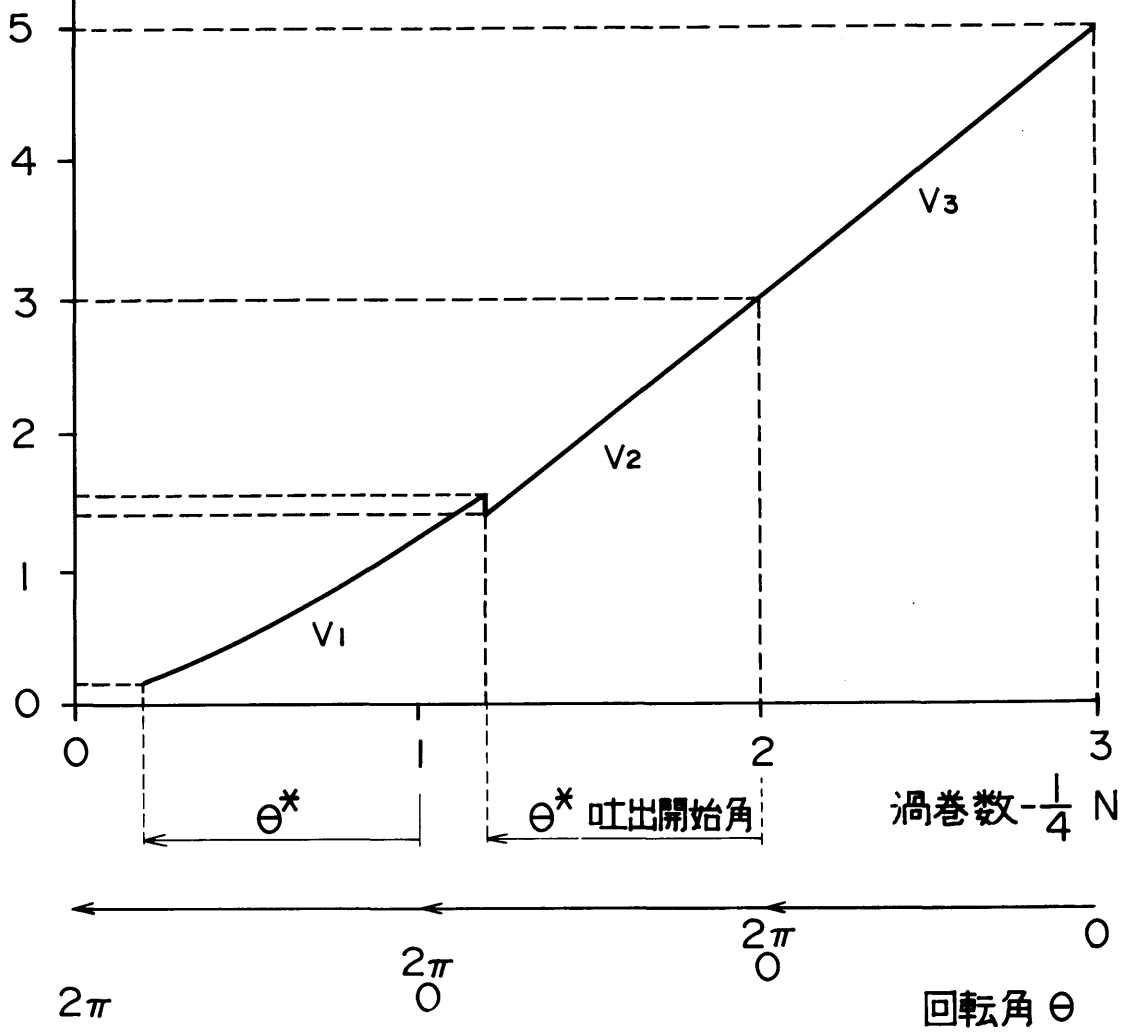


図 3.11 圧縮室の容積変化

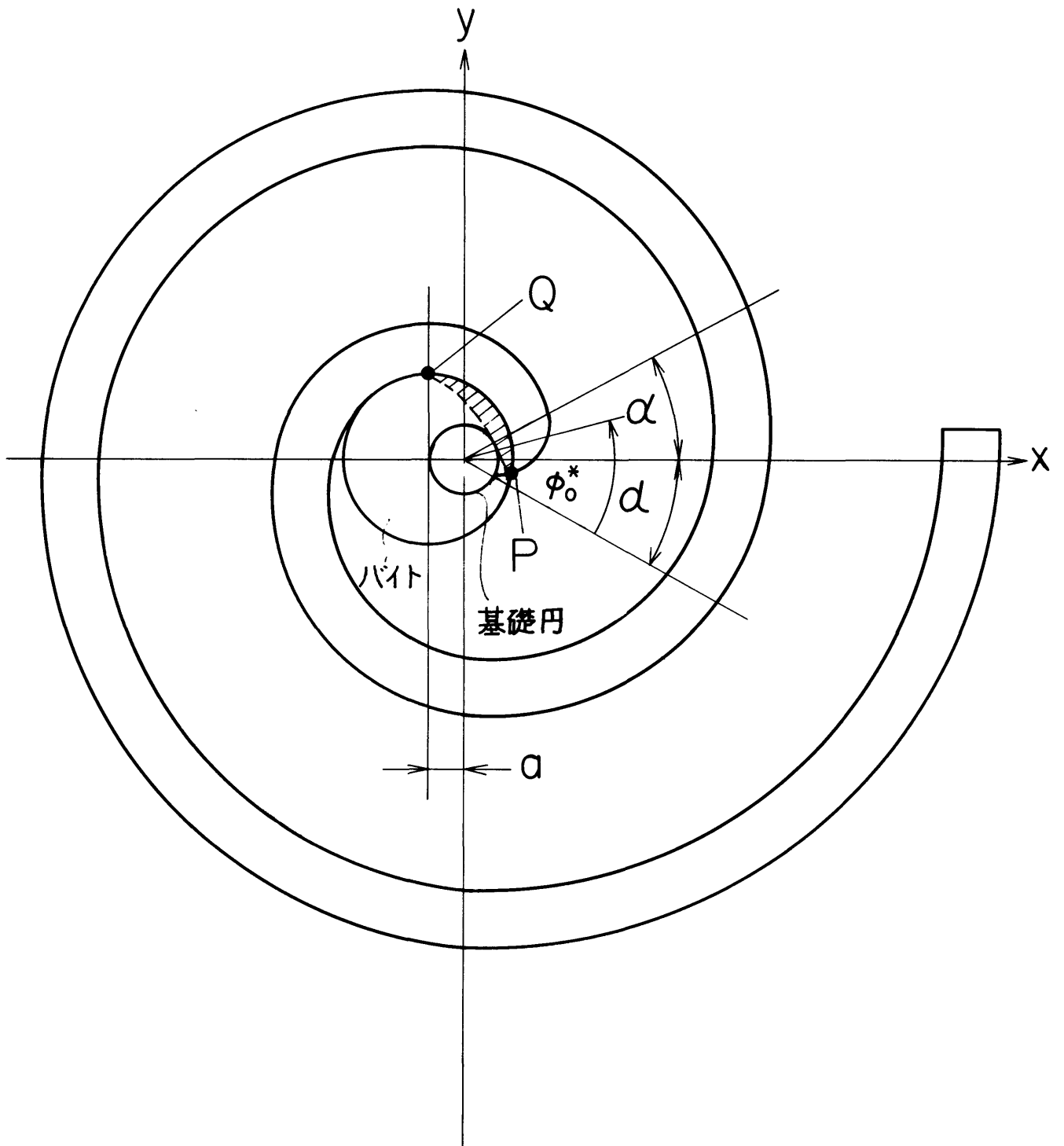


図 3.12 バイトとインボリュートの干渉

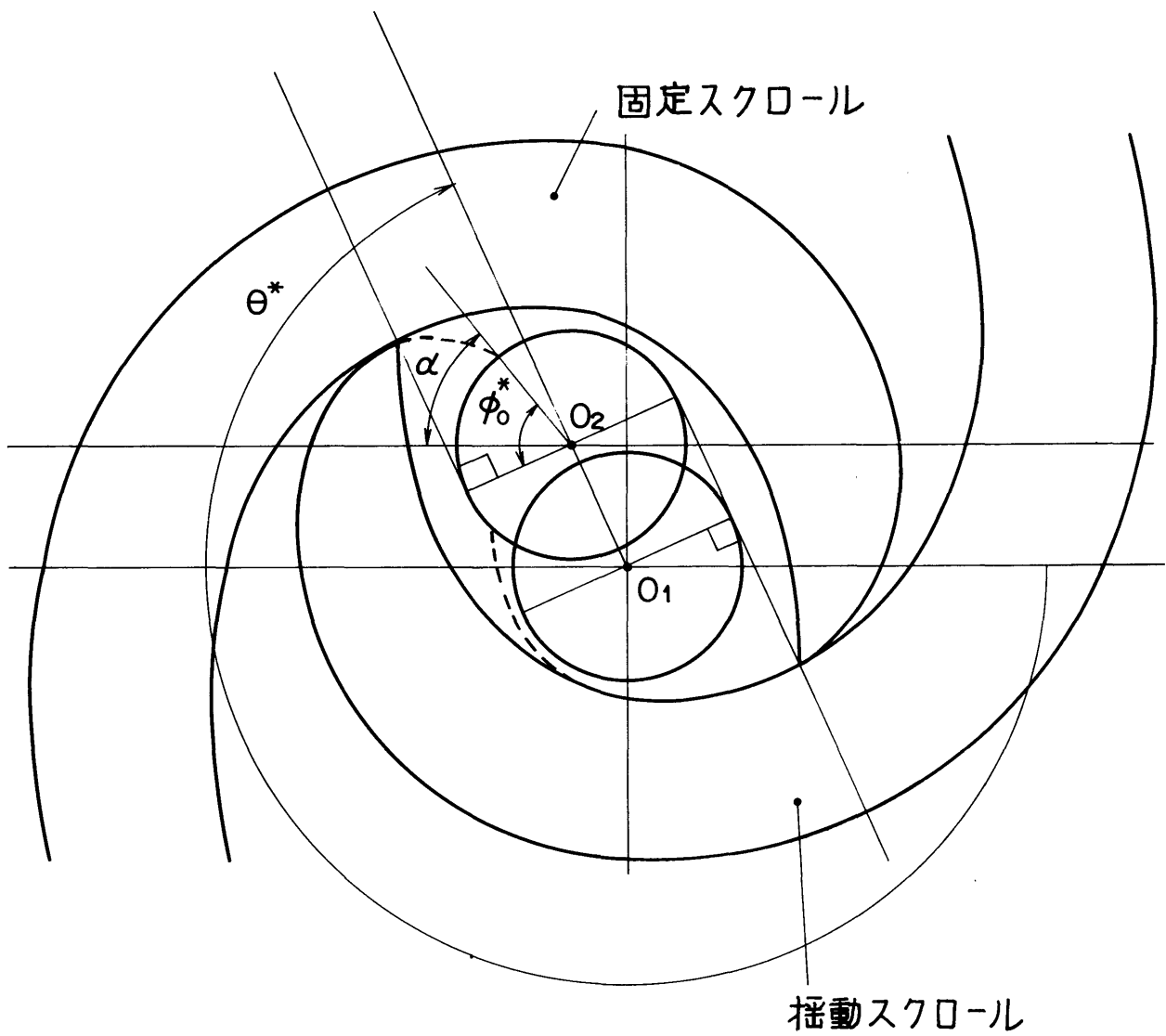


図 3.13 吐出開始角 θ^*

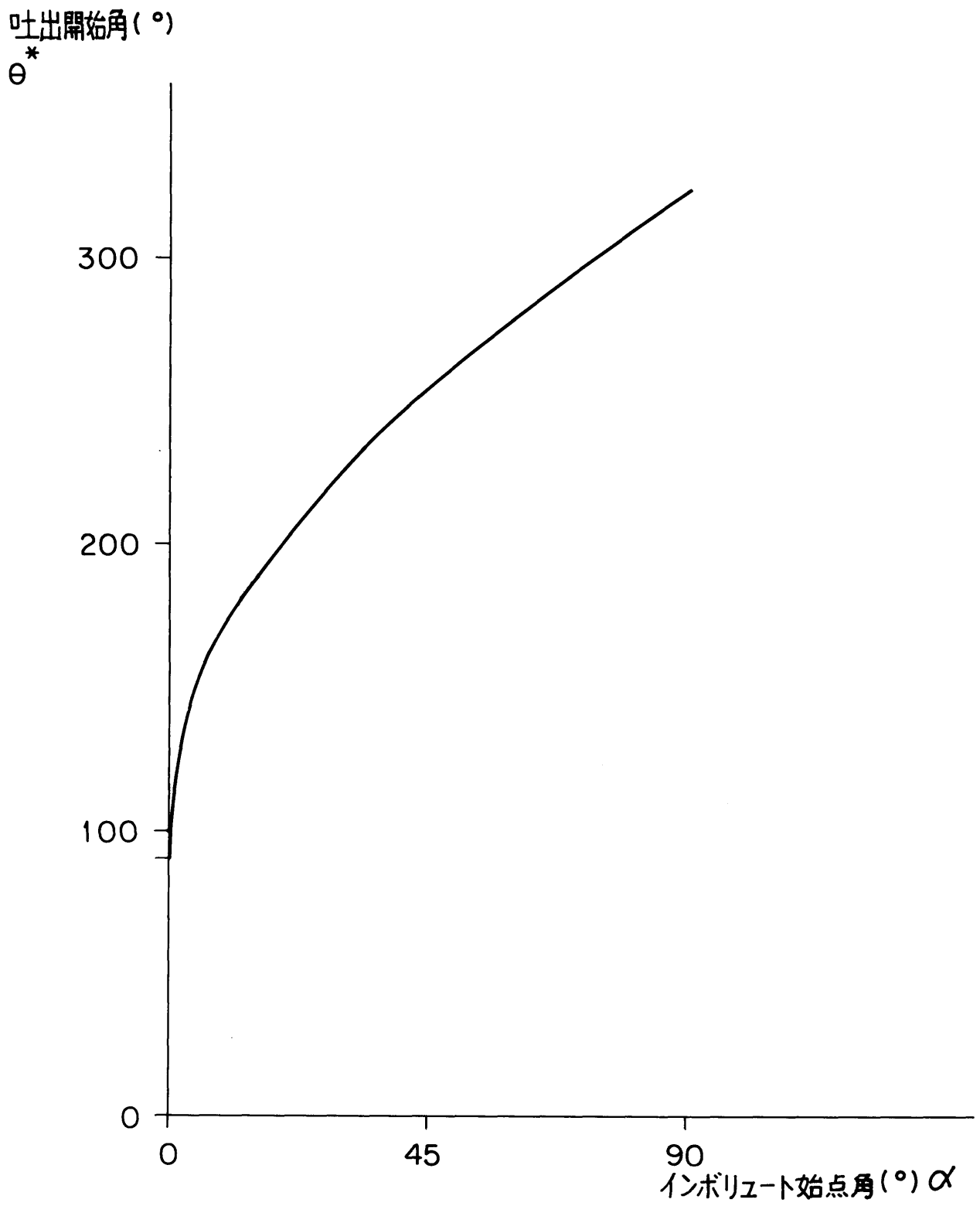


図 3.14 インボリュート始点角 α と吐出開始角 θ^* の関係

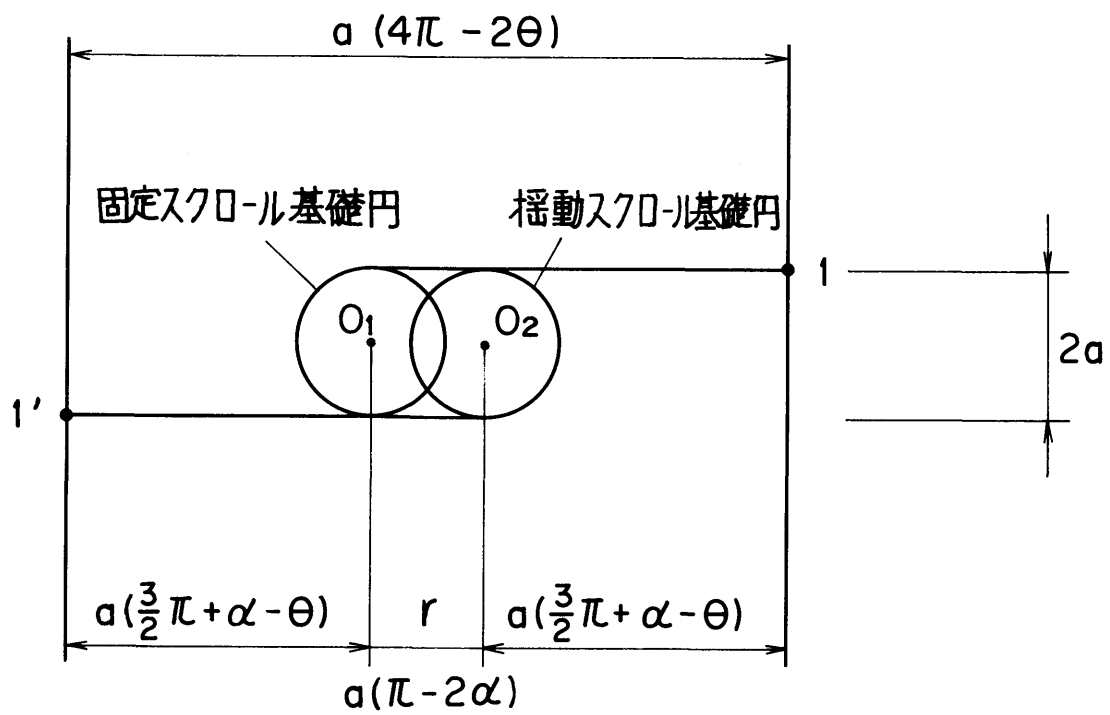


図 3.15 圧力が加わる面

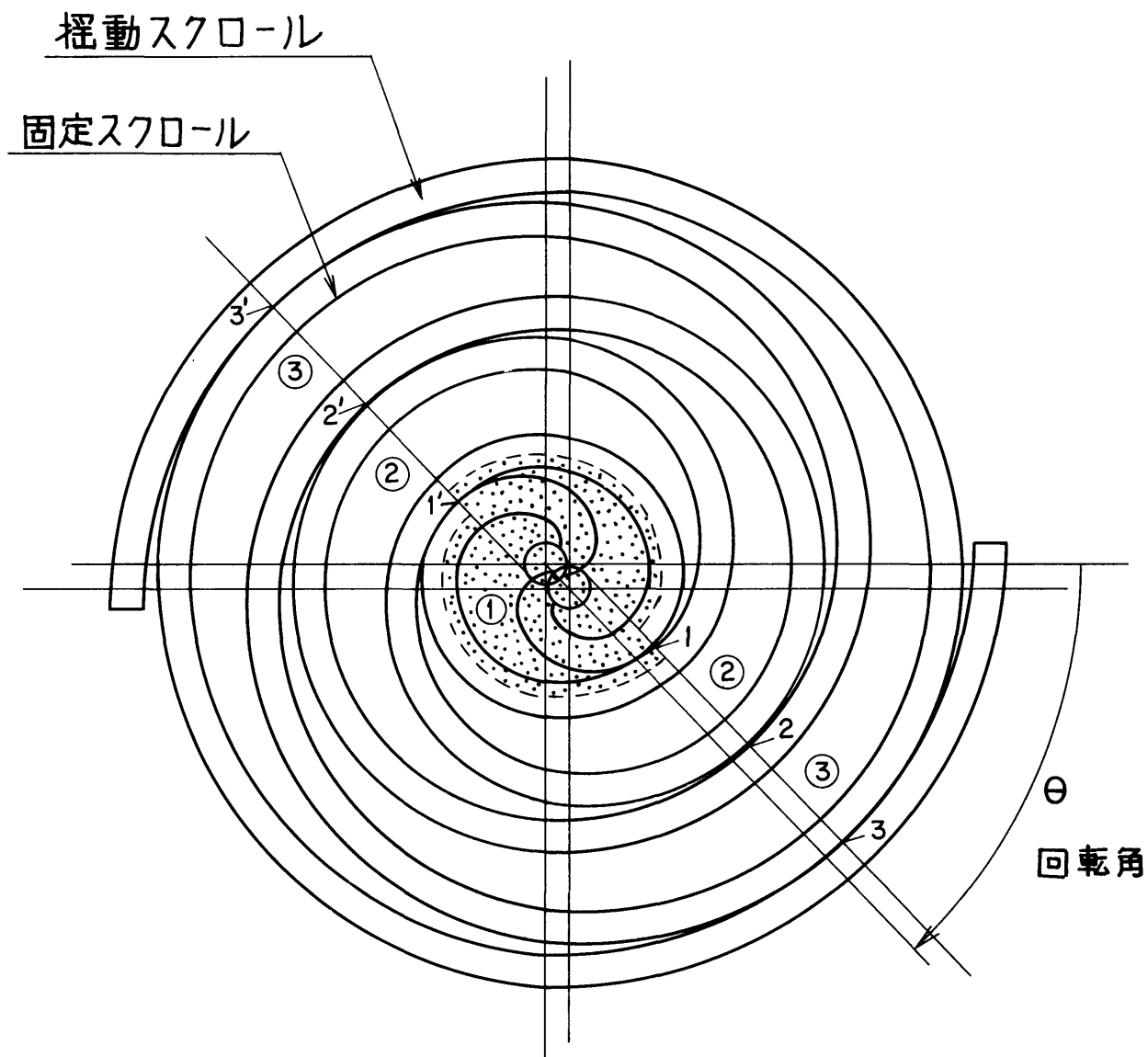


図 3.16 スラストが加わる中心部分

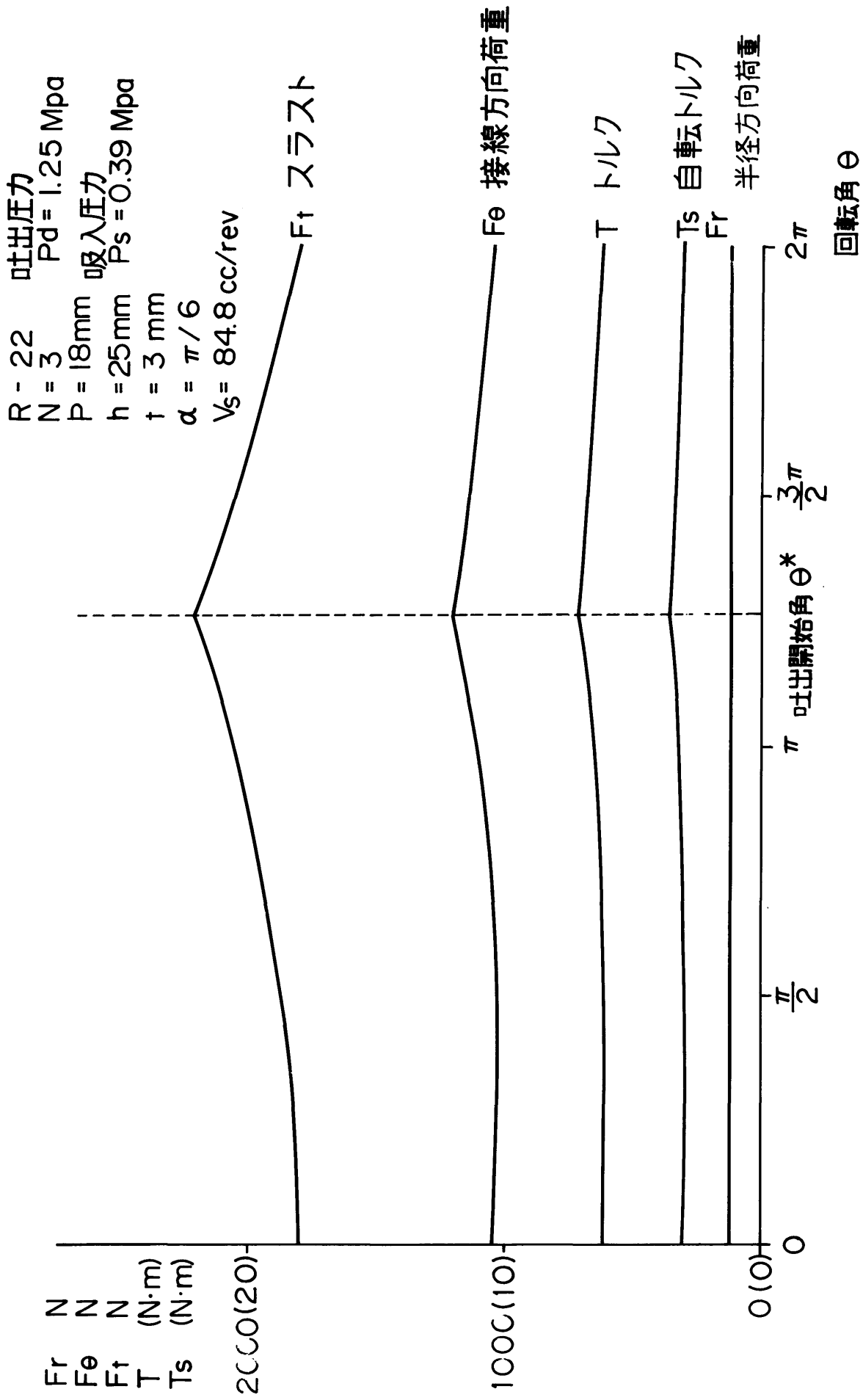


図 3.17 ガス圧縮に伴う荷重及びトルク

吐出流速(無次元)

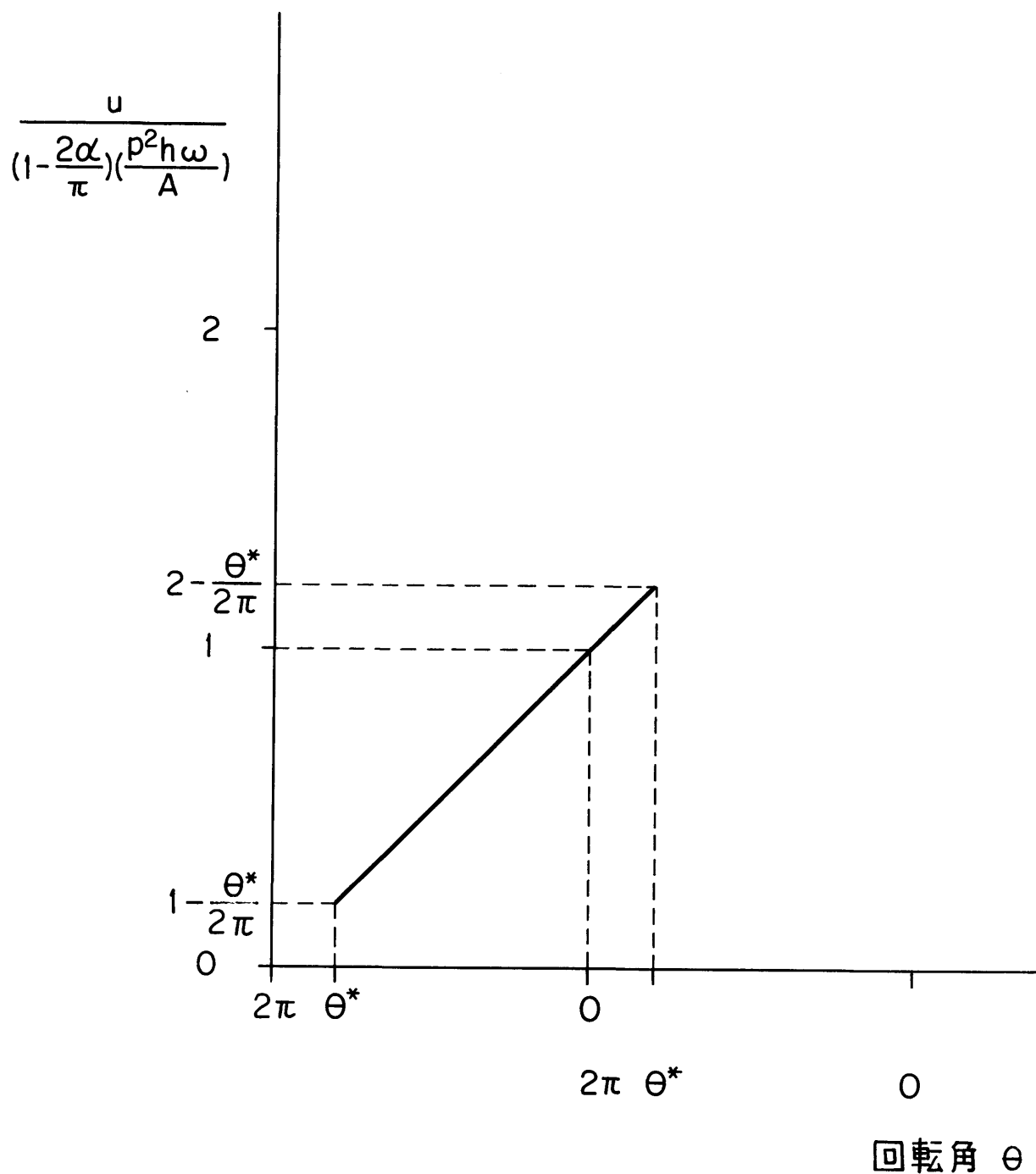


図 3.18 吐出流速

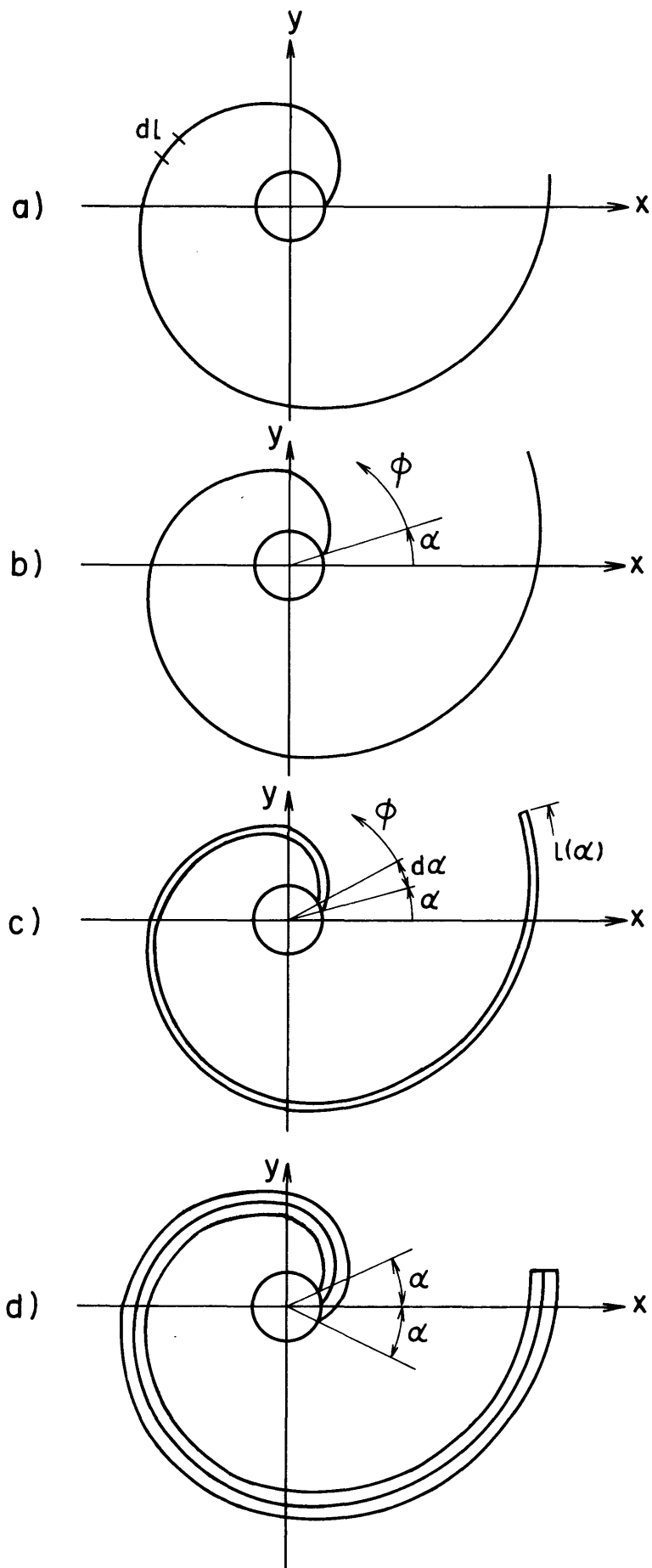


図 3.19 円のインボリュートの重心算定

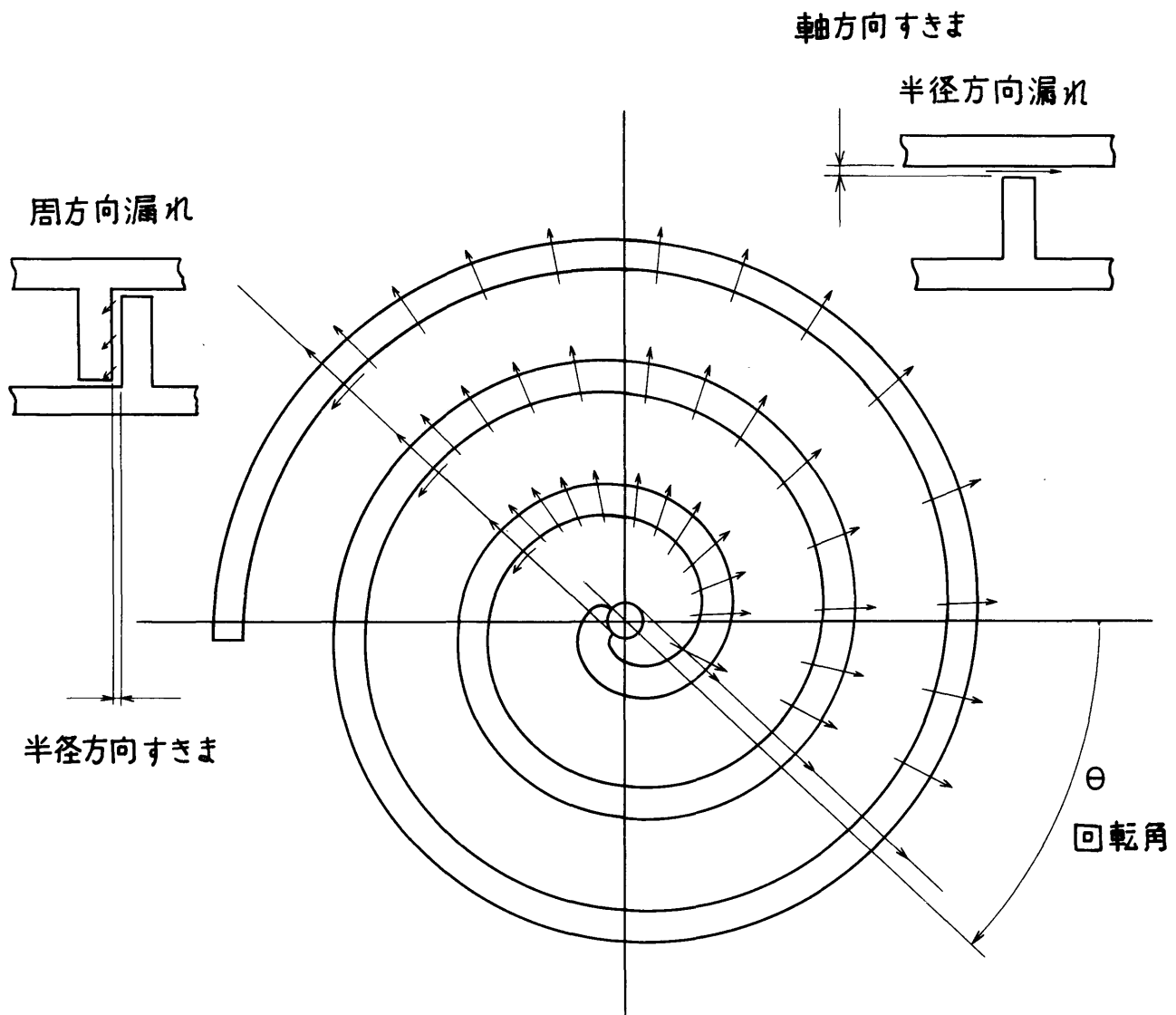


図 3.20 スクロール圧縮機の漏れ

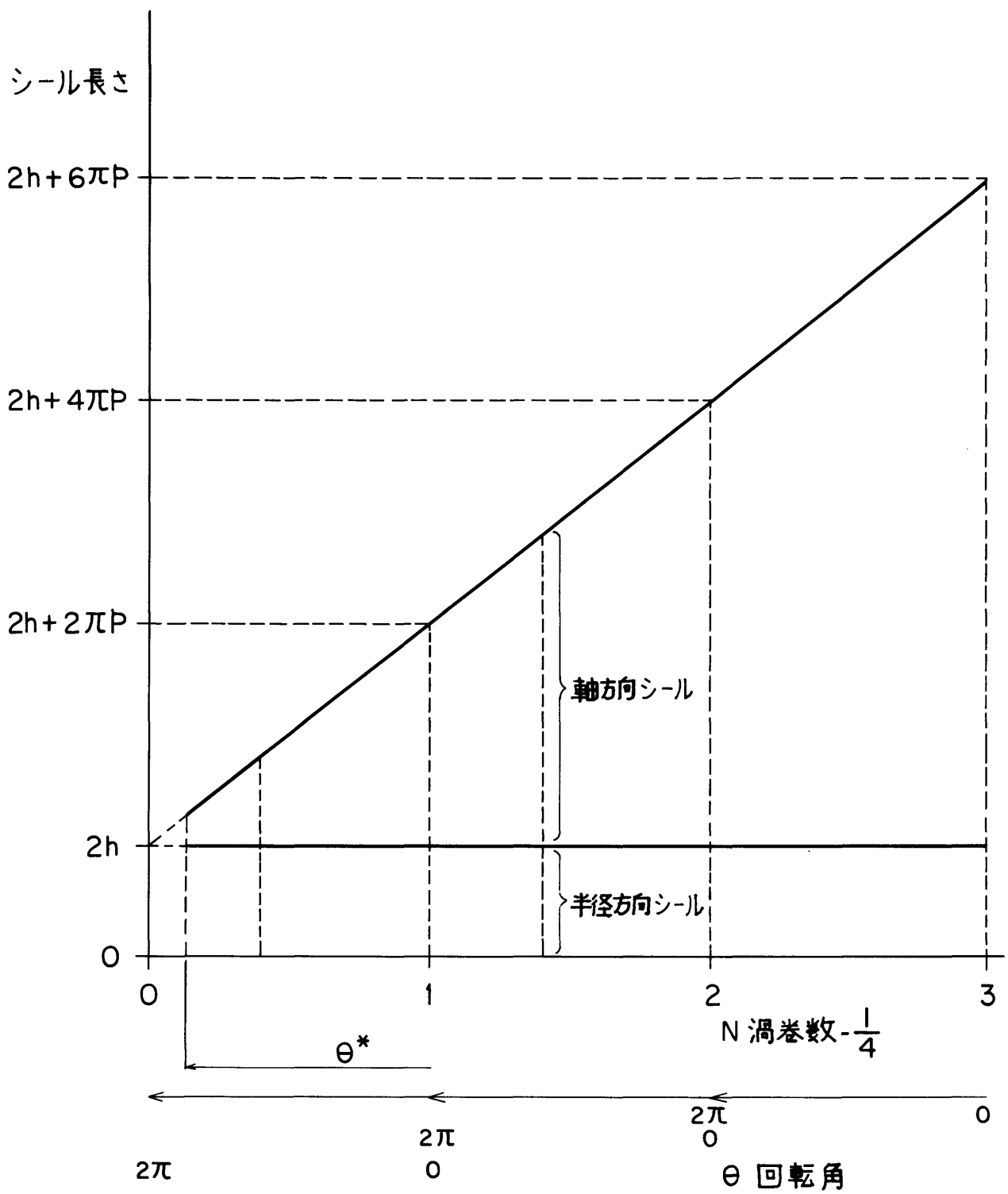


図 3.21 スクロール圧縮機のシール長さ

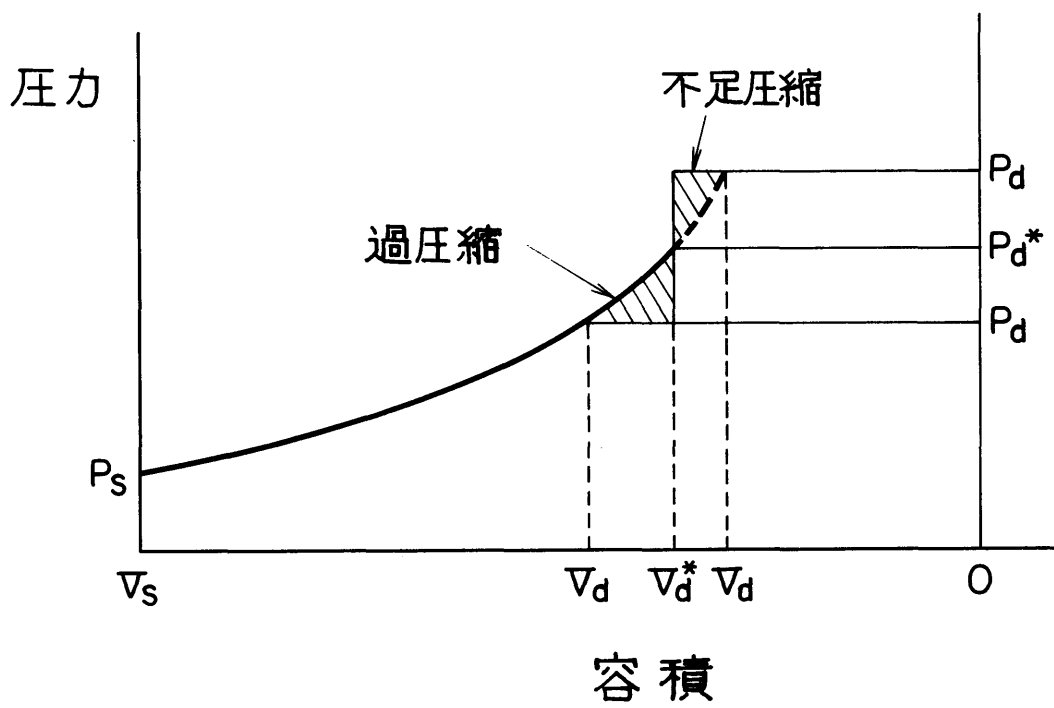


図 3.22 不足圧縮と過圧縮

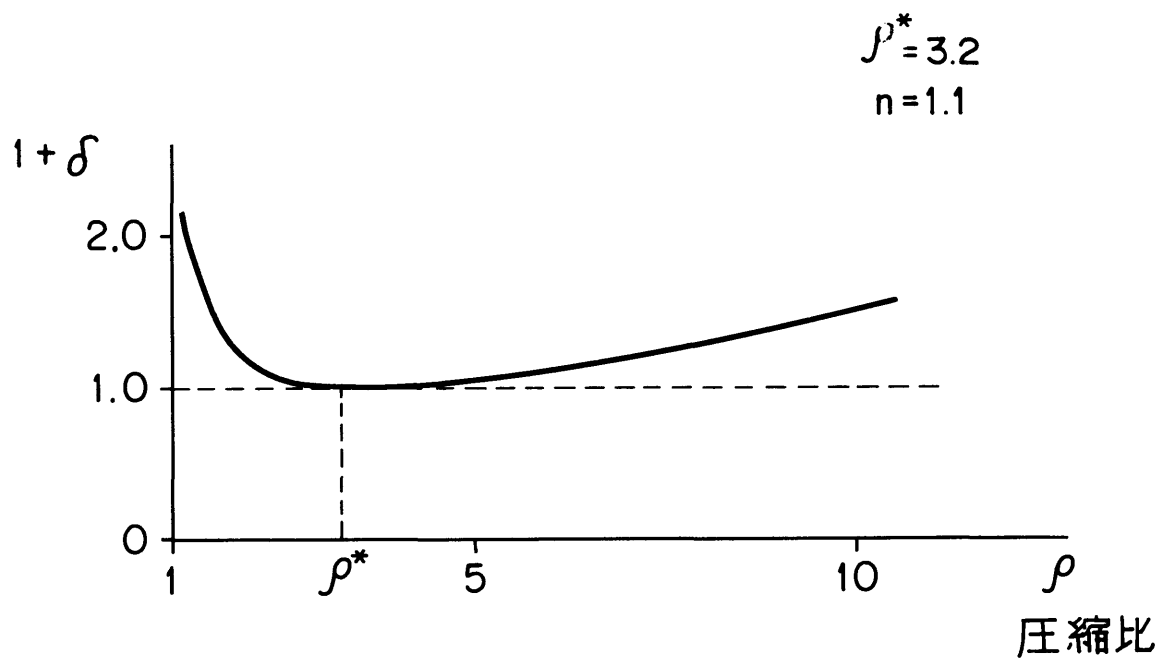


図 3.23 過圧縮と不足圧縮に伴う消費動力の増加

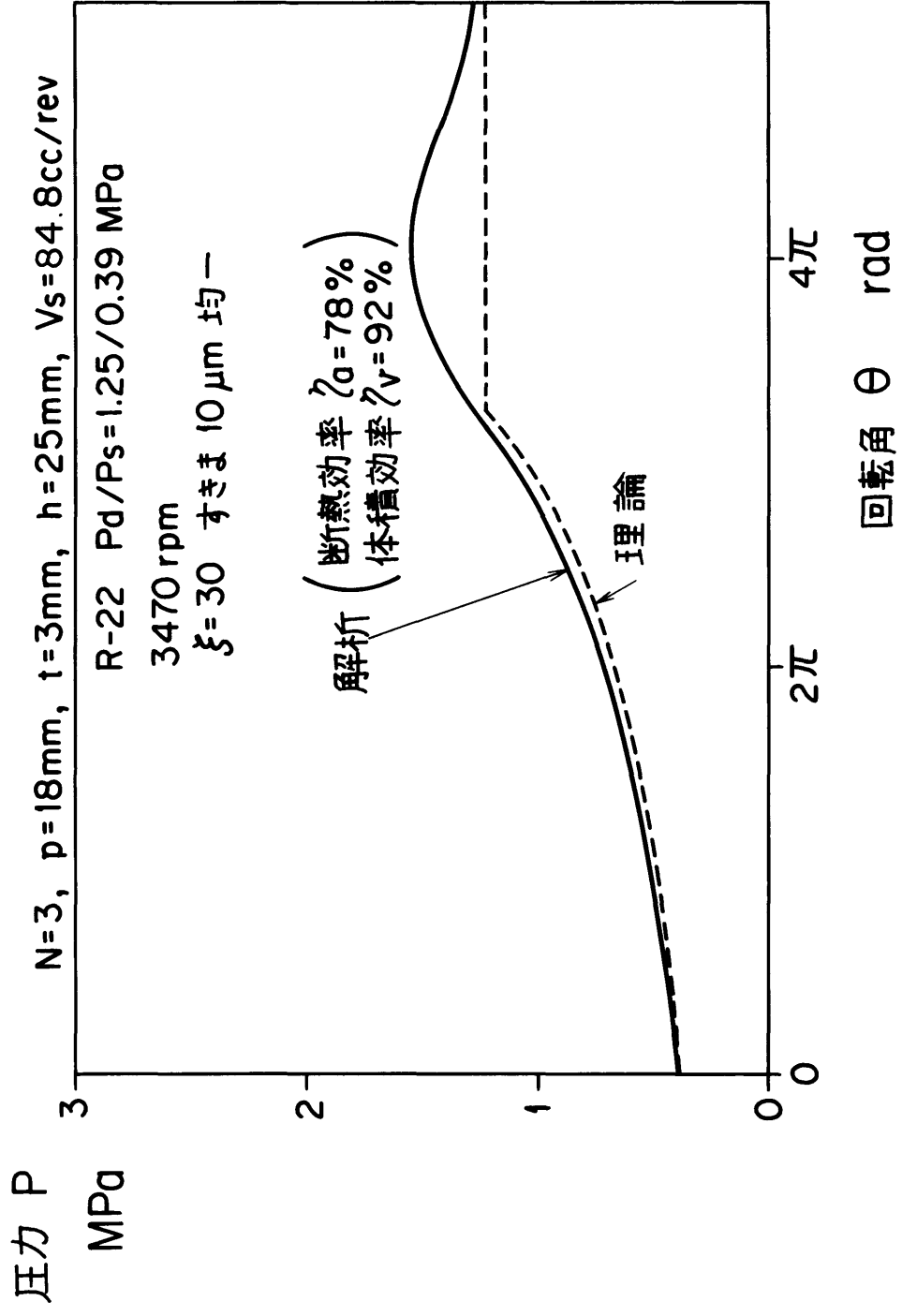


図3.25 圧縮過程の解析

項 目	記 号	単 位	値
スクロール・ピッチ	p	mm	20
スクロール・歯 厚	t	mm	4
スクロール・高 さ	h	mm	24
スクロール・巻数 - 1/4	N		3
揺動スクロール駆動軸長	ℓ	mm	40
揺動スクロール台板外径	d_o	mm	135
揺動スクロール軸 外 径	d_s	mm	28
揺動スクロール台板板厚	δ	mm	11
揺動スクロール材質密度	ρ_s	g/cm^3	7.8
オルダム継手平均半径	n	mm	60
オルダム継手キー半幅	e	mm	3
オルダム継手キー高さ	b	mm	8
オルダム継手厚さ	ω	mm	4.2
オルダム継手外径	d_1	mm	134
オルダム継手内径	d_2	mm	106
オルダム継手材質密度	ρ_o	g/cm^3	7.8
主軸受半径	r_{B1}	mm	25
副軸受半径	r_{B2}	mm	12
主軸受/副軸受スパン		mm	150
スラスト軸受平均直径	d_t	mm	80
オルダム継手摺動面摩擦係数	$\mu_i (i = 1 \sim 4)$		0.01
オルダム継手端面摩擦係数	μ_o		0.01
スラスト軸受摩擦係数	μ_t		0.01
揺動スクロール軸受摩擦係数	μ_B		0.01
主軸受摩擦係数	μ_{B1}		0.01
副軸受摩擦係数	μ_{B2}		0.01

表 4.1 計算に用いた主な諸元

b キー高さ
 c 重心位置
 e キー半幅
 $F_i (i=1\sim 4)$ 力
 F_c 遠心力
 F_m 慣性力

F_{Bx} } 軸受荷重
 F_{By} }
 l 軸長
 M_B 軸受摩擦モーメント
 x } スラスト反力位置
 y }
 δ 厚さ
 μ 摩擦係数

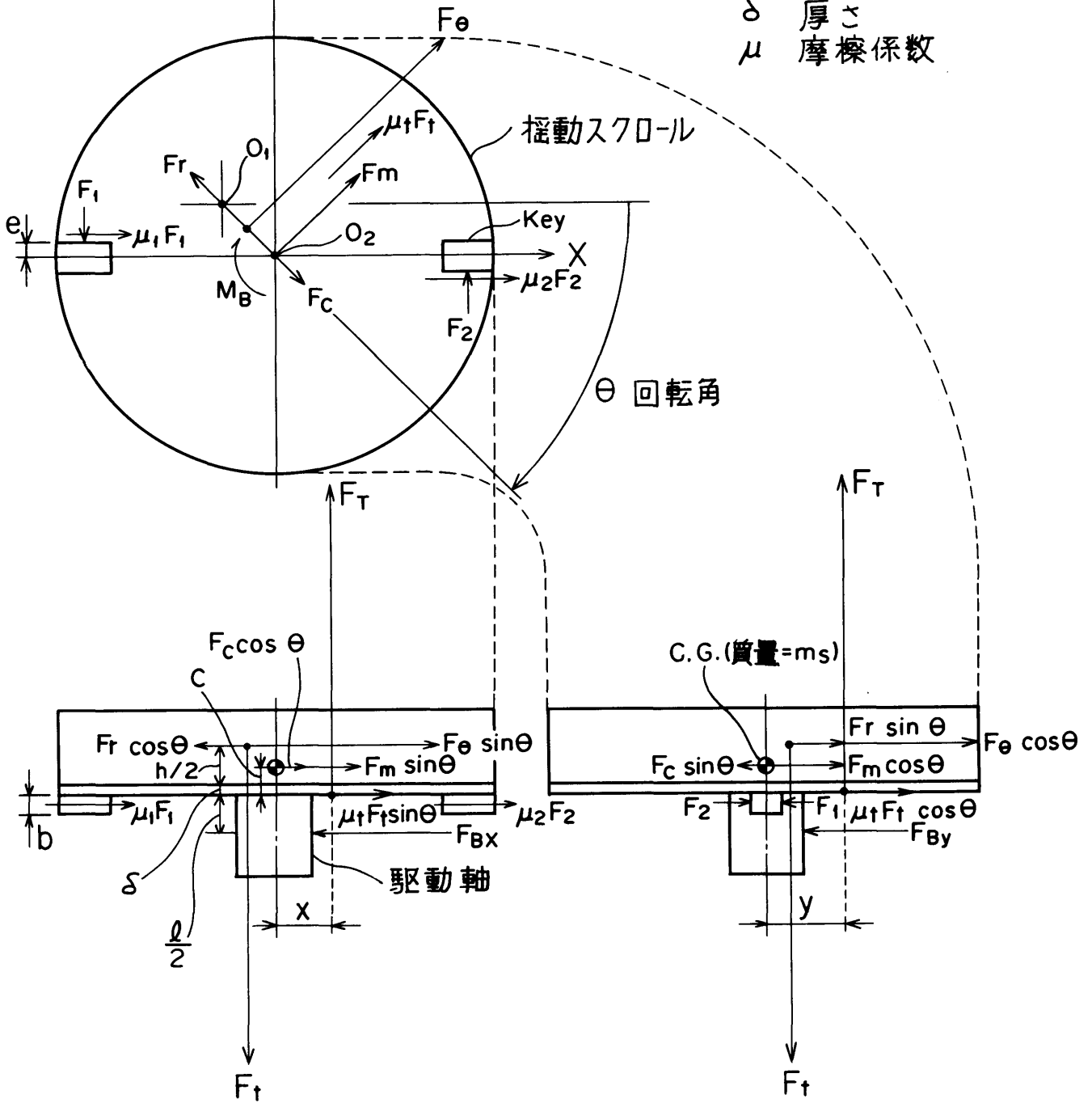


図 4.1 揺動スクロールの運動

- g 重力加速度
- n 平均半径
- m_0 オルダム継手質量
- w 厚さ
- x' } 反力位置
- y' }

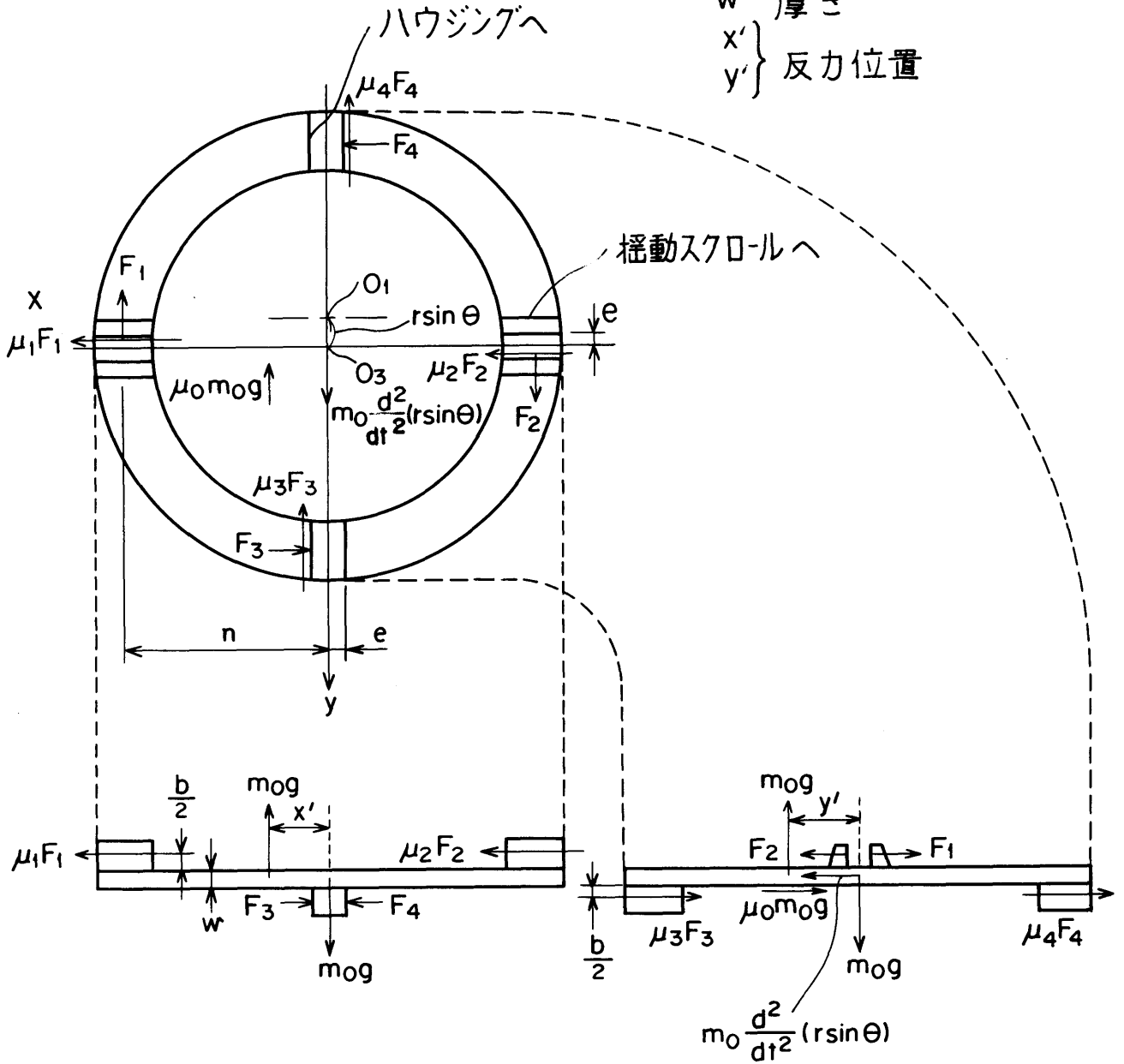


図 4.2 オルダム継手の運動

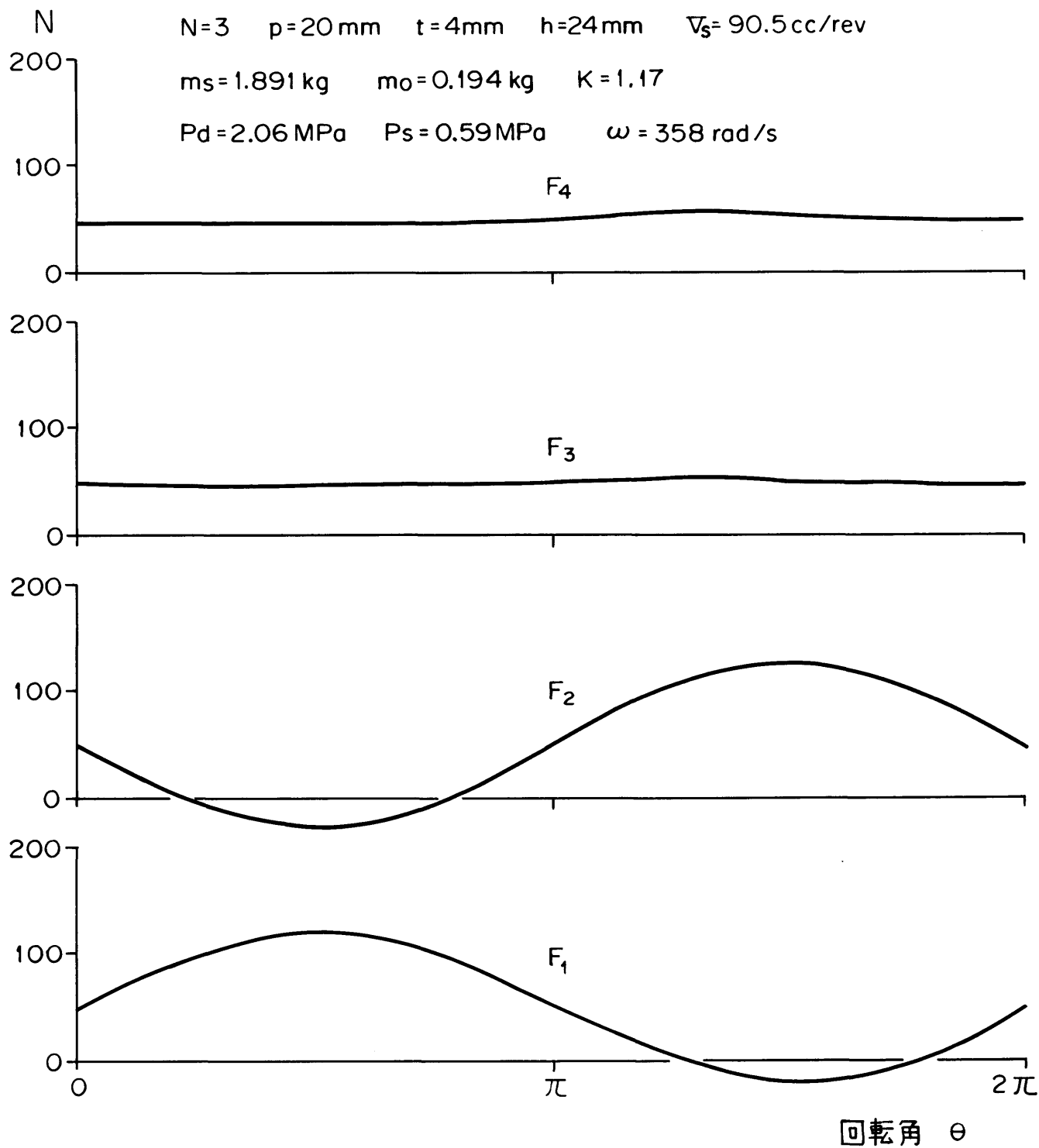


図 4.3 (a) オルダム継手の反力 (含摩擦力)

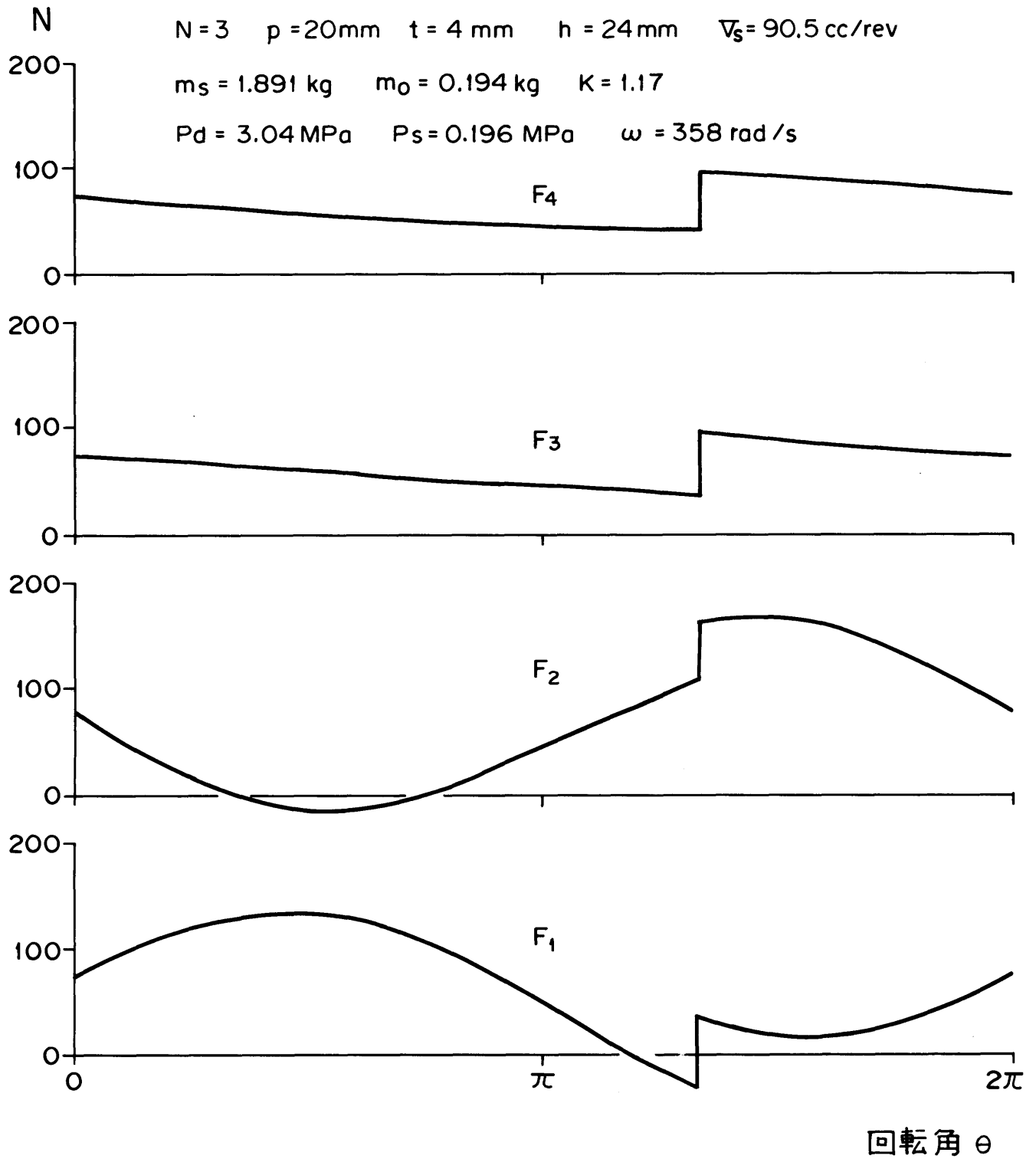


図 4.3(b) オルタム継手の反力(含摩擦力)

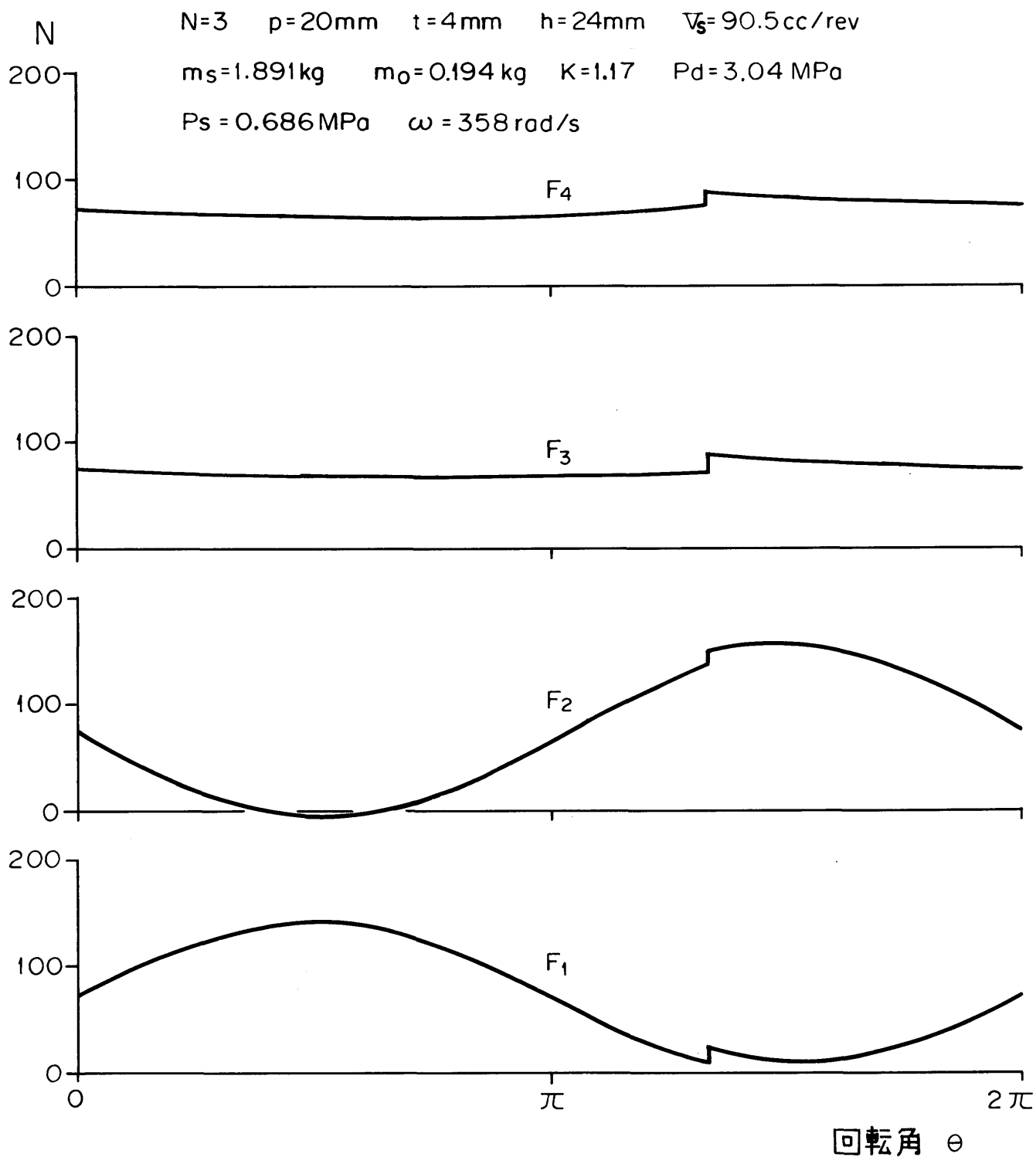


図 4.3 (c) オルダム継手の反力(含摩擦力)

$N=3$ $p=20\text{ mm}$ $t=4\text{ mm}$ $h=24\text{ mm}$ $V_s=90.5\text{ cc/rev}$
 $m_s=1.891\text{ kg}$ $m_o=0.194\text{ kg}$ $K=1.17$ $P_d=2.06\text{ MPa}$
 $P_s=0.59\text{ MPa}$ $\omega=358\text{ rad/s}$

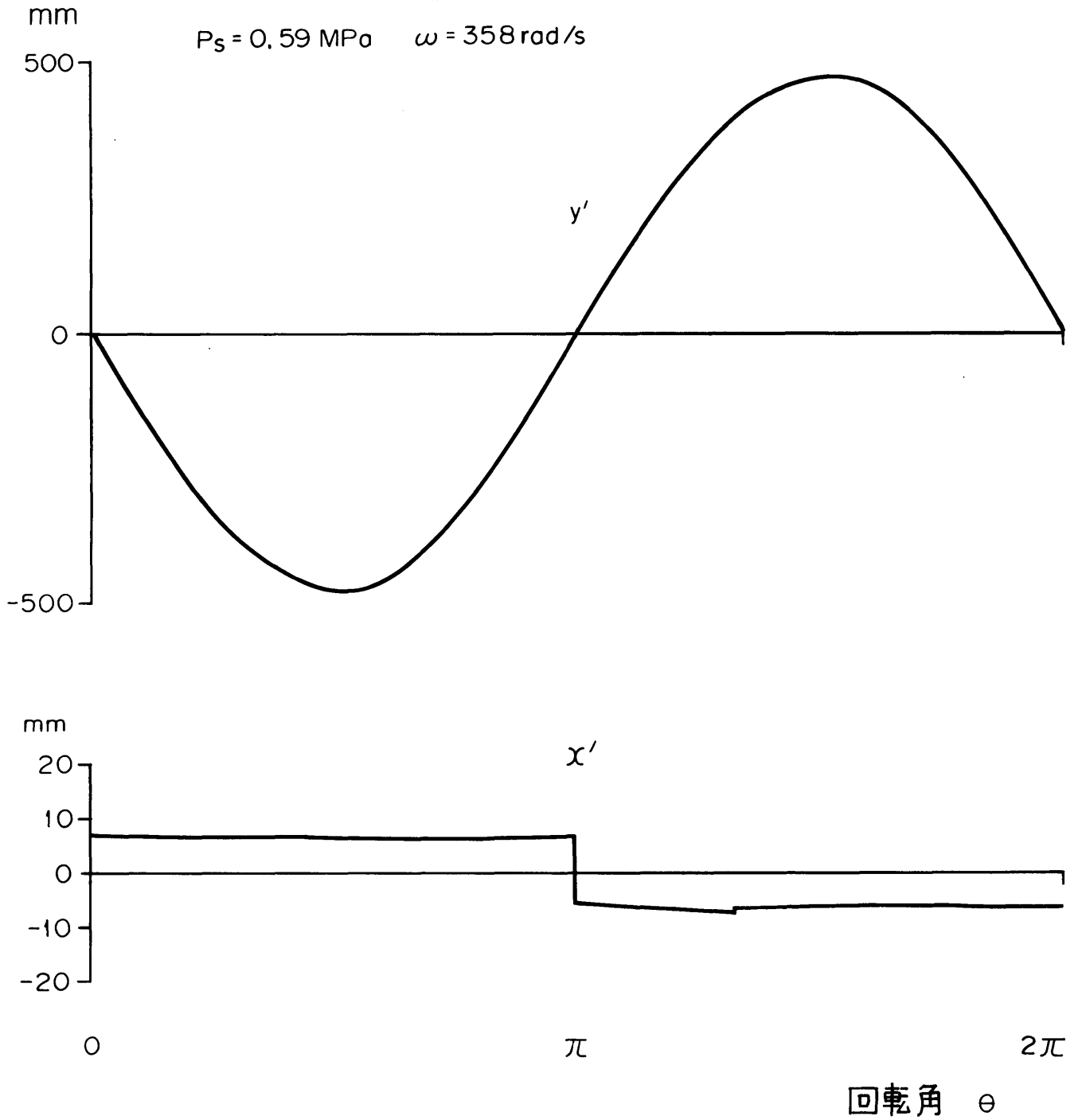


図 4.4(a) オルダム継手の反力位置

$N=3$ $p=20\text{mm}$ $t=4\text{mm}$ $h=24\text{mm}$ $\nabla_s=90.5\text{cc/rev}$

$m_s=1.891\text{kg}$ $m_o=0.194\text{kg}$ $K=1.17$ $P_d=3.04\text{MPa}$

$P_s=0.196\text{MPa}$ $\omega=358\text{rad/s}$

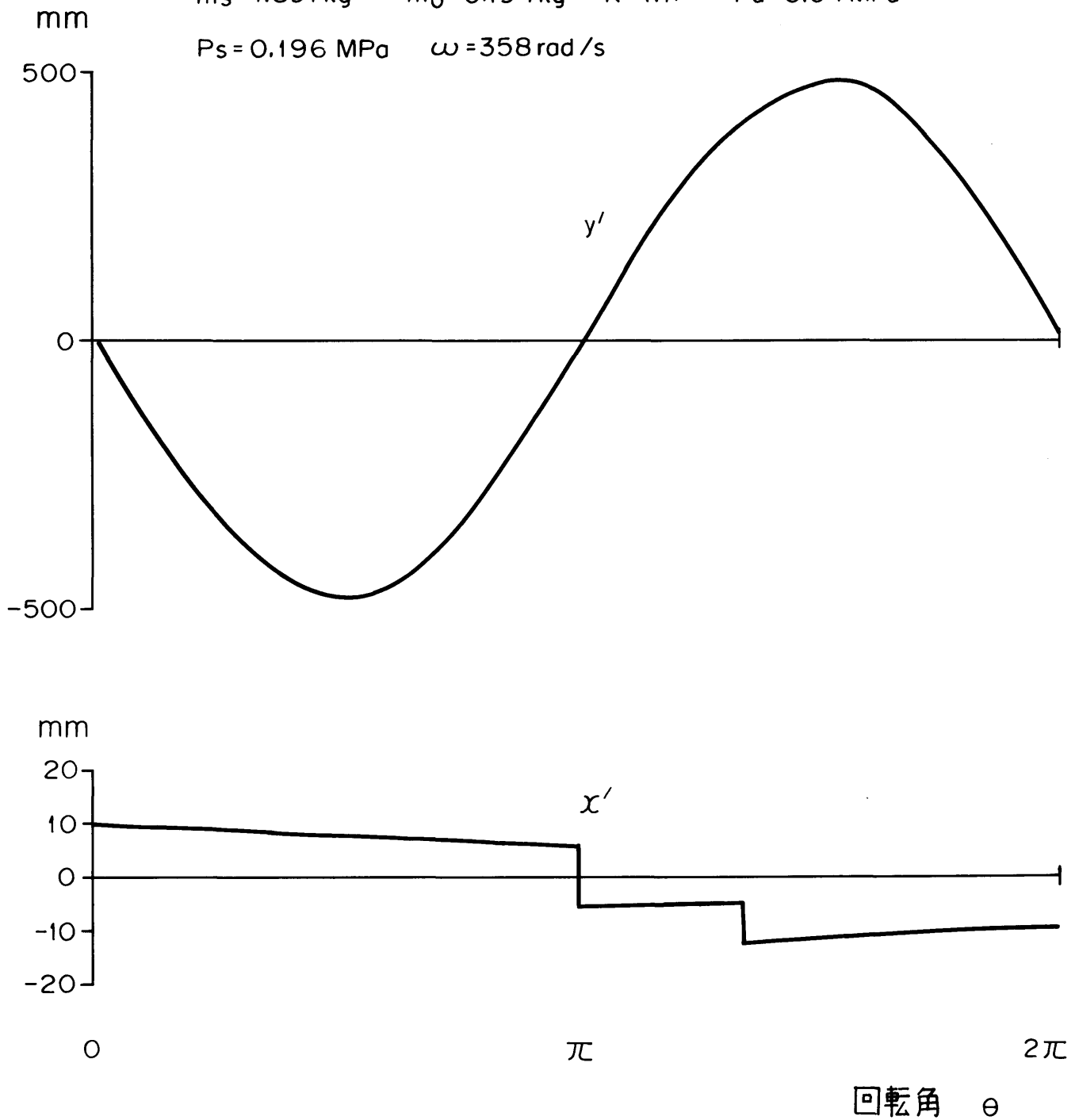


図 4.4(b) オルダム継手の反力位置

$N=3$ $p=20\text{mm}$ $t=4\text{mm}$ $h=24\text{mm}$ $\nabla_s=90.5\text{ cc/rev}$
 $m_s=1.891\text{ kg}$ $m_o=0.194\text{ kg}$ $K=1.17$ $P_d=3.04\text{ MPa}$
 $P_s=0.686\text{ MPa}$ $\omega=358\text{ rad/s}$

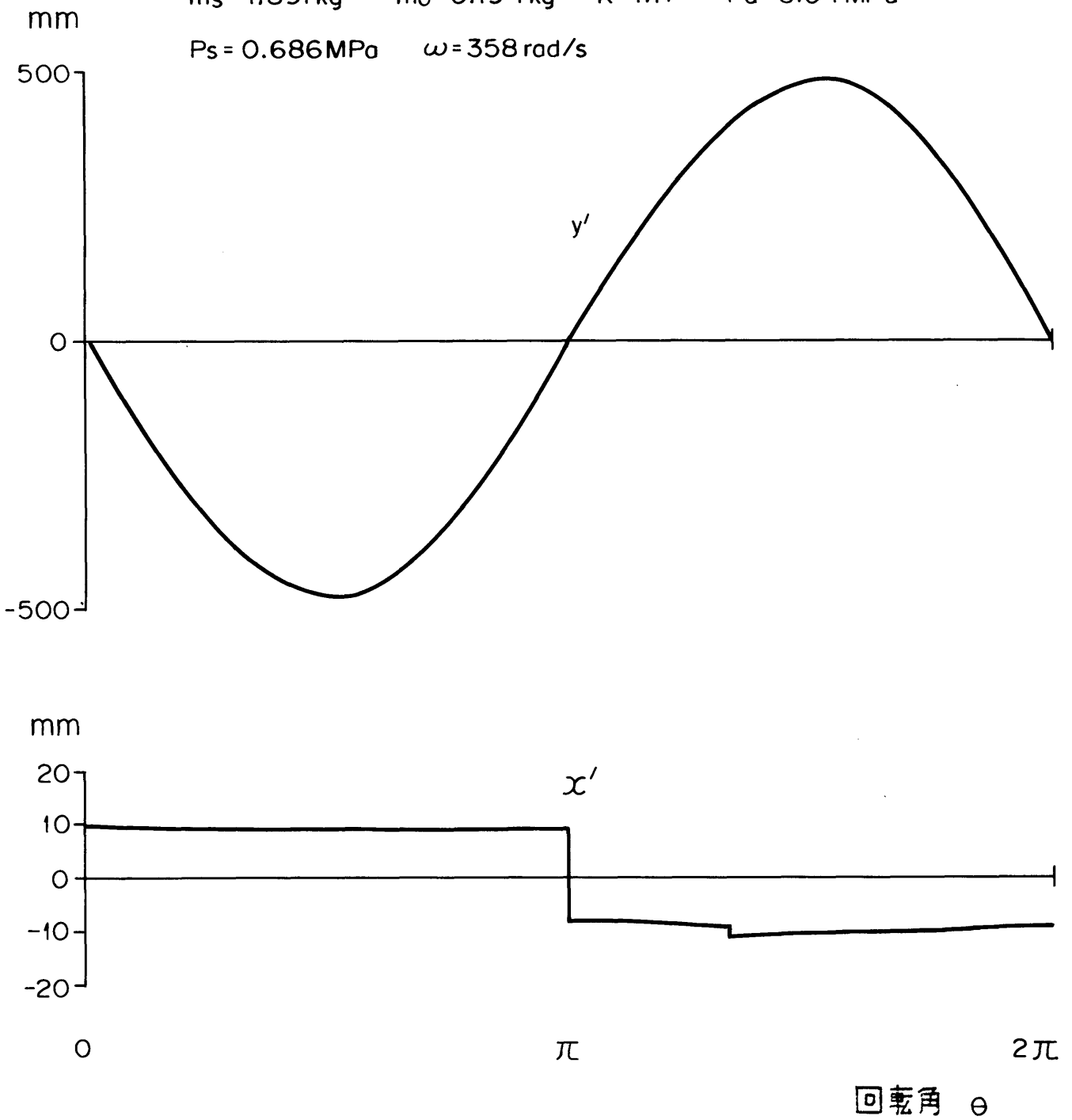


図 4.4(c) オルダム継手の反力位置

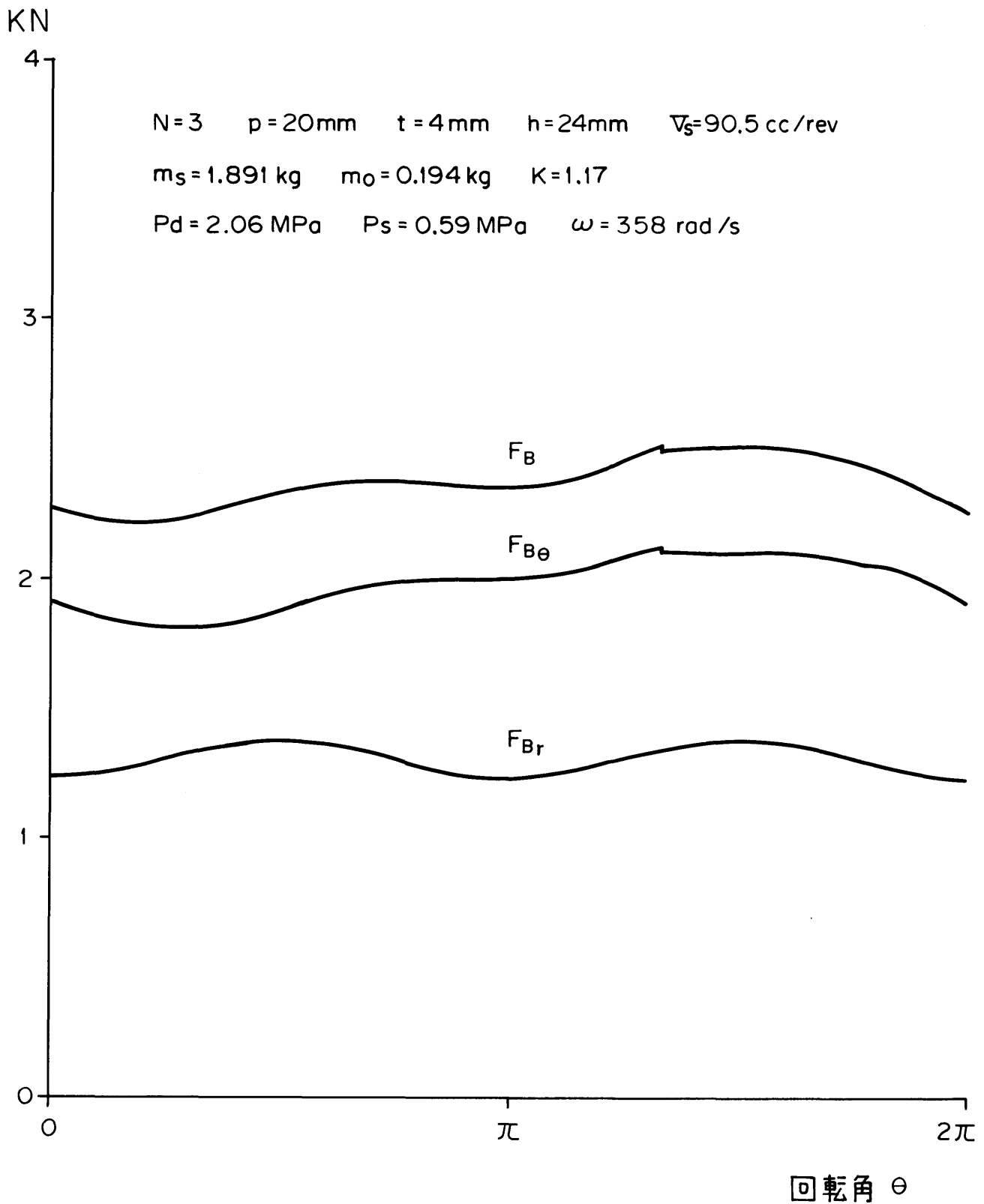


図 4.5 (a) 揺動スクロール軸受荷重

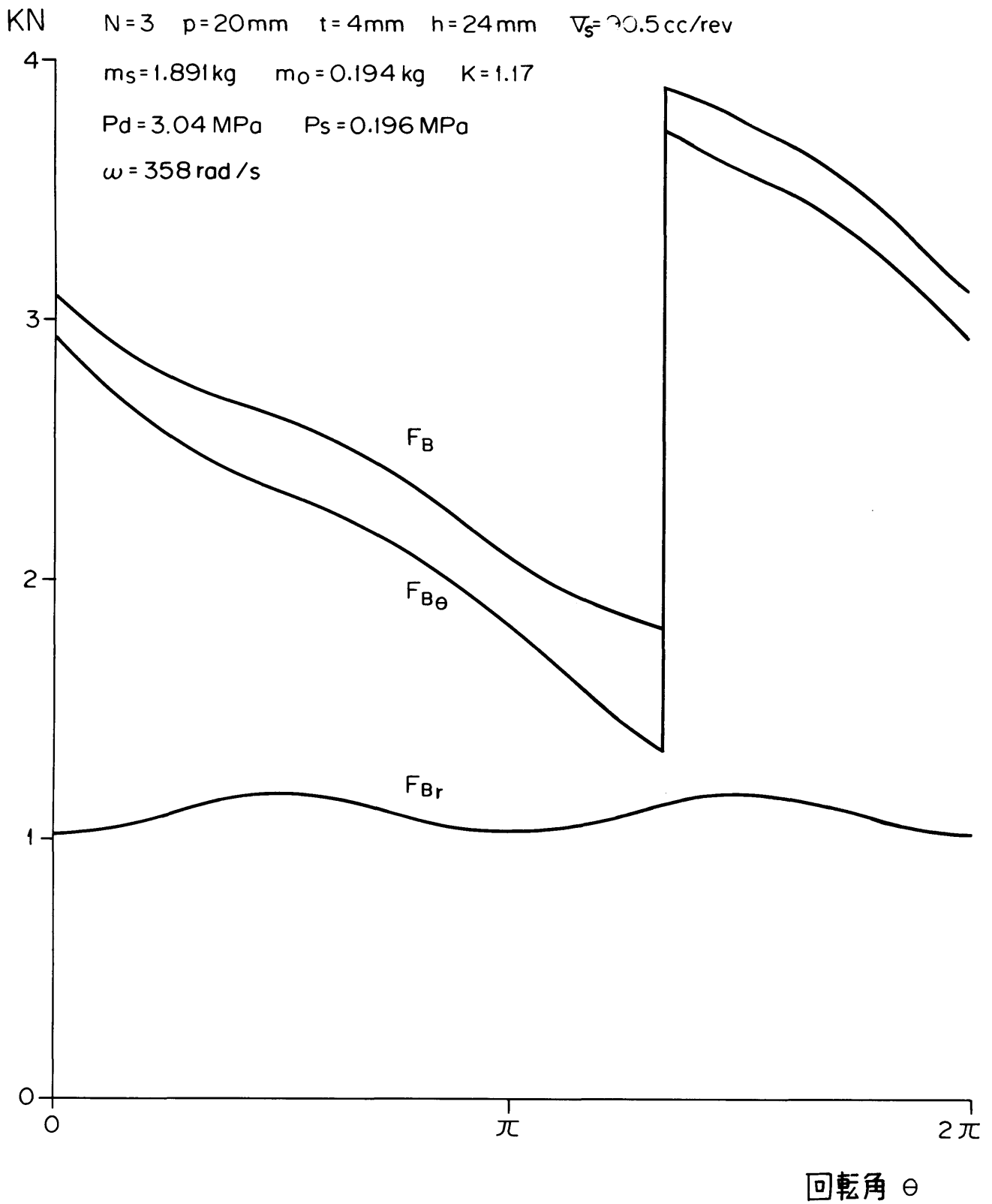


図 4.5(b) 揺動スクロール軸受荷重

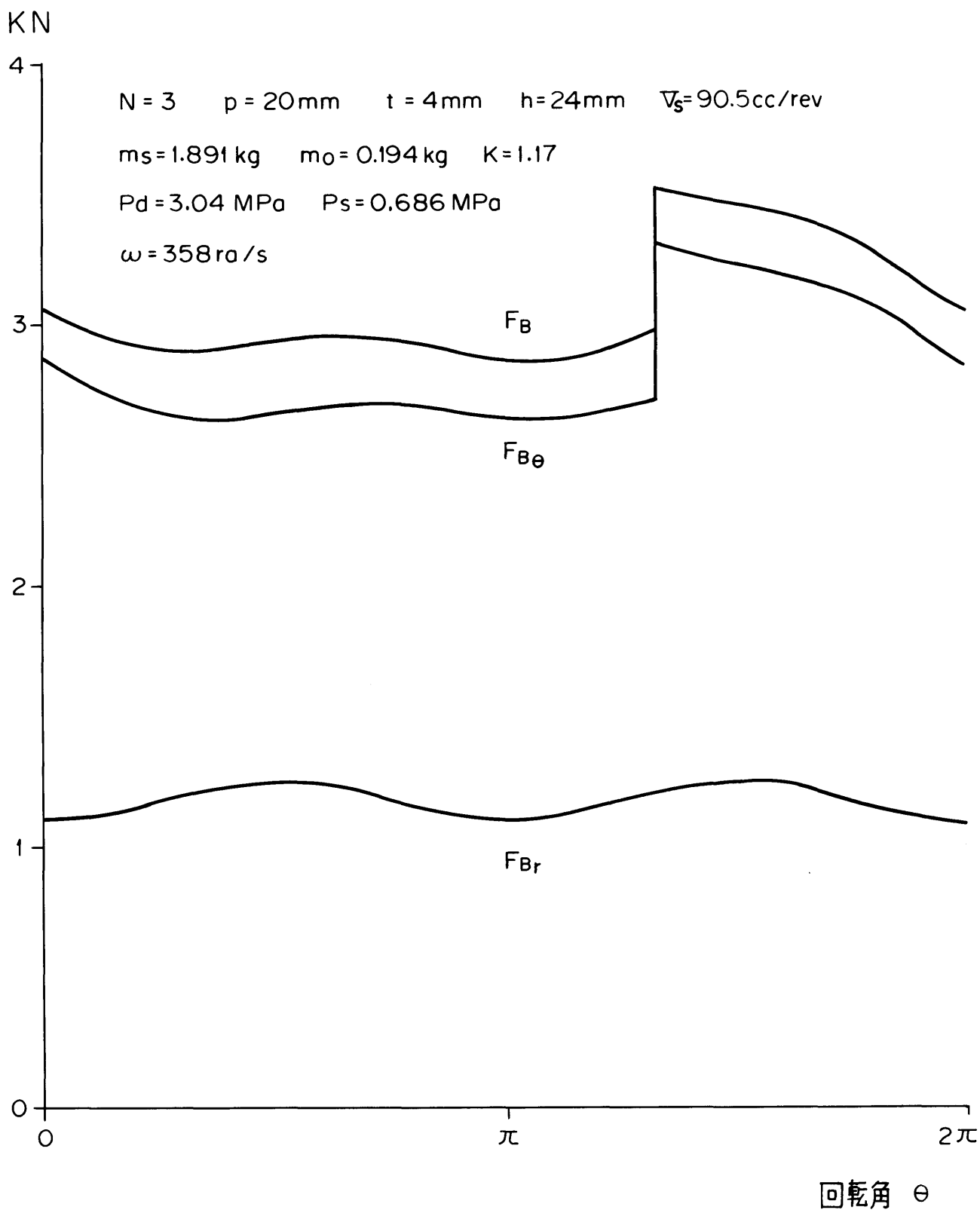


図 4.5(c) 揺動スクロール軸受荷重

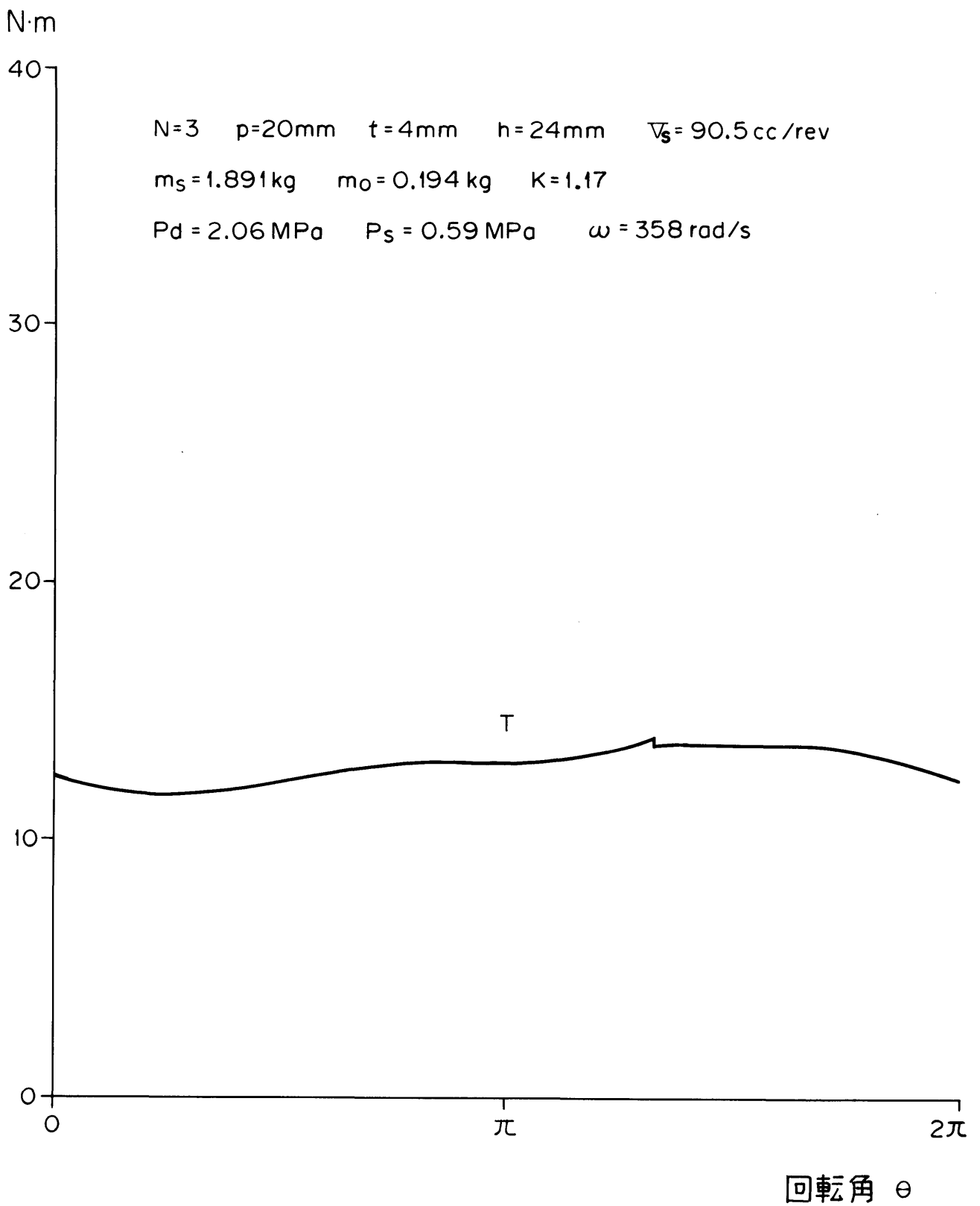


図 4.6(a) トルクの変化 (含摩擦力)

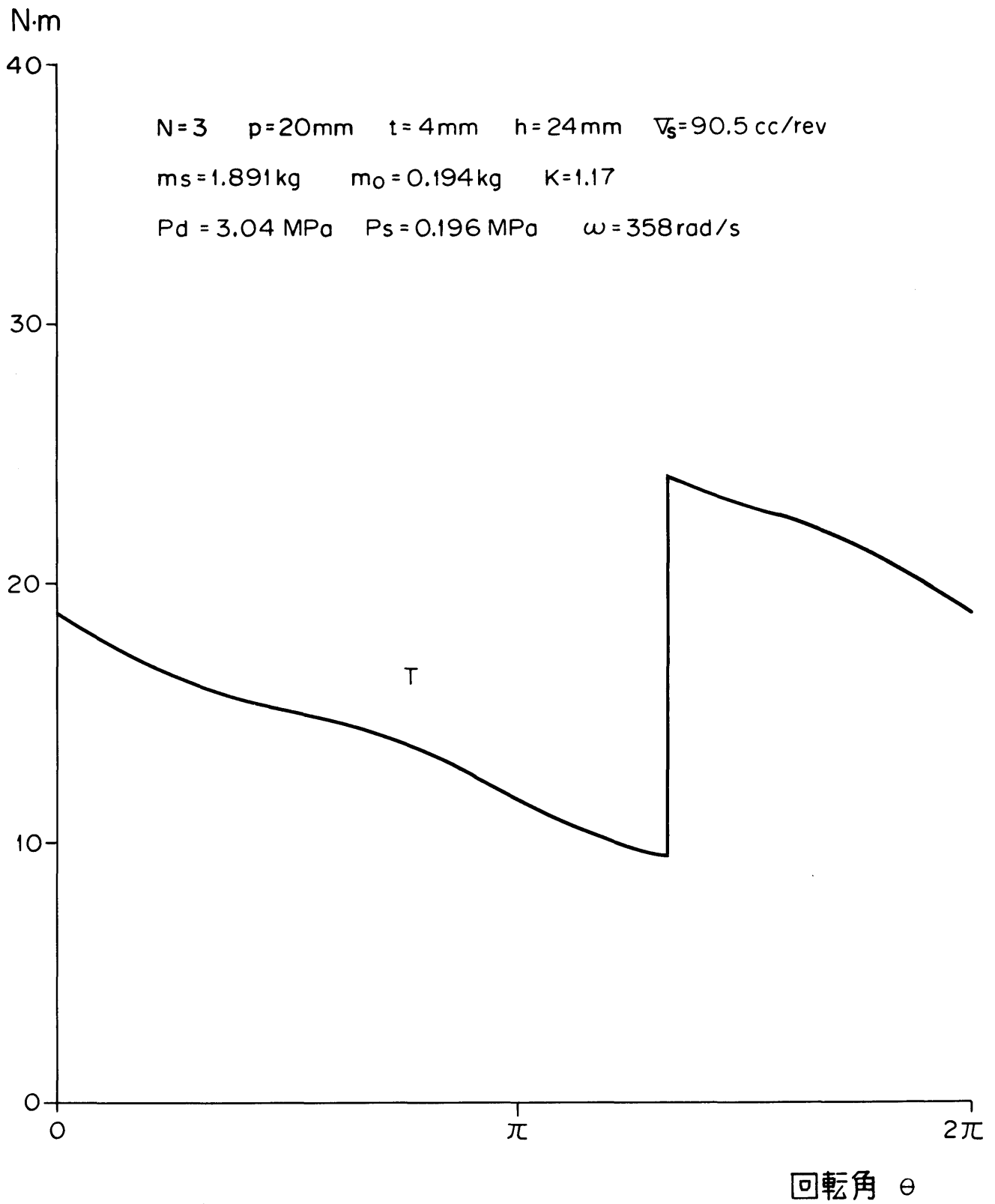


図 4.6(b) トルクの変化 (含摩擦力)

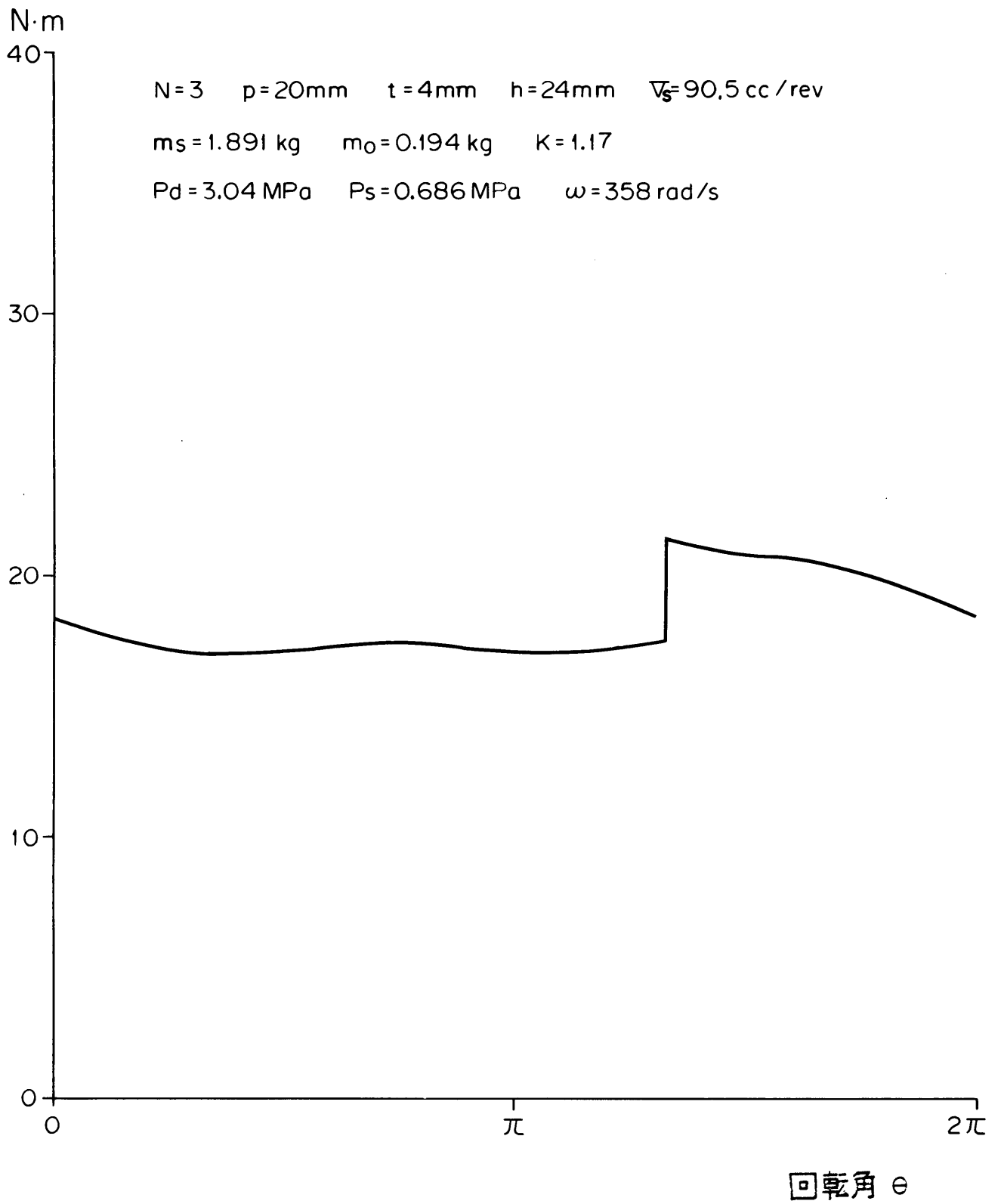


図 4.6(c) トルクの変化 (含摩擦力)

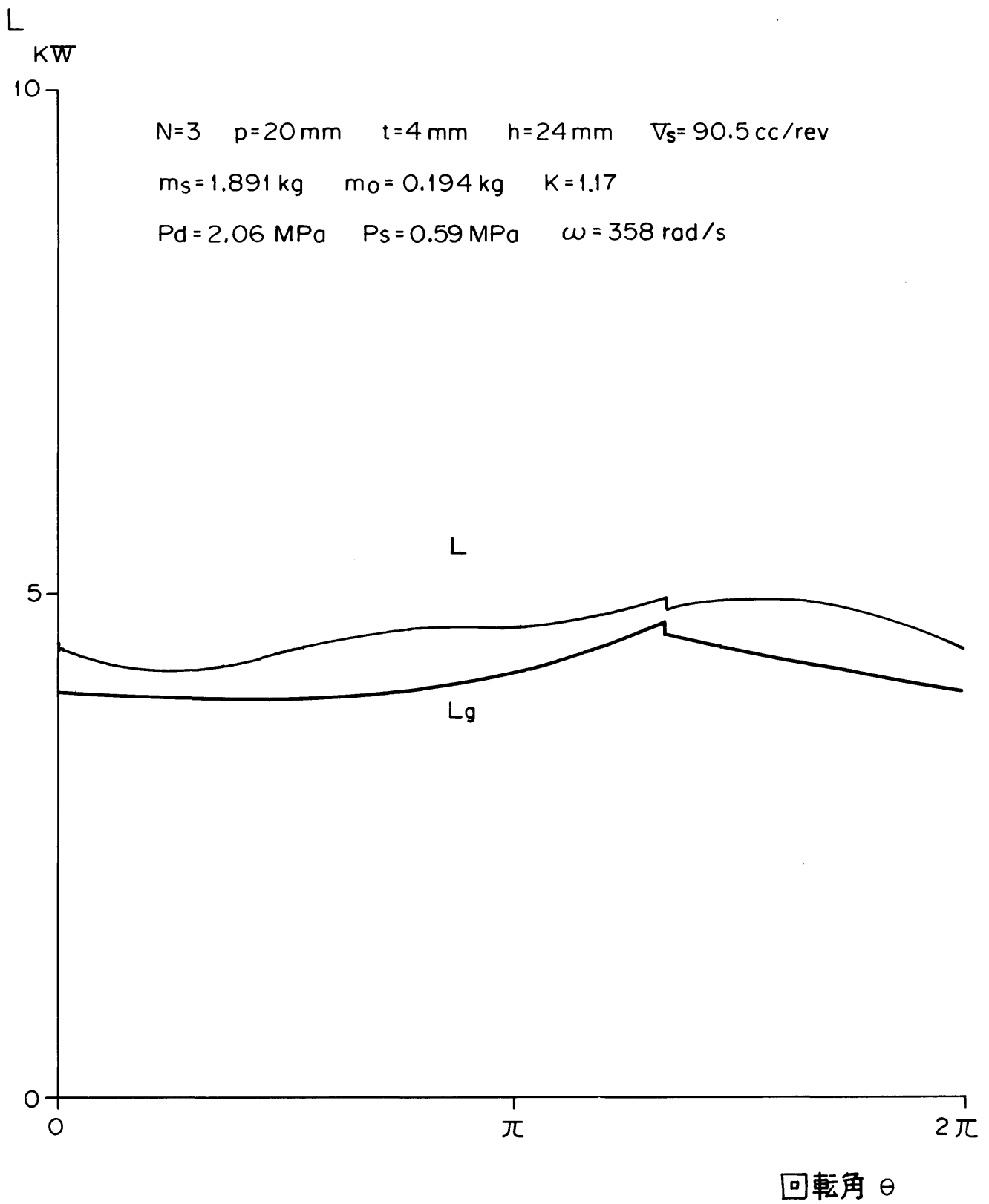


図 4.7(a) 圧縮に要するエネルギー(含摩擦力)

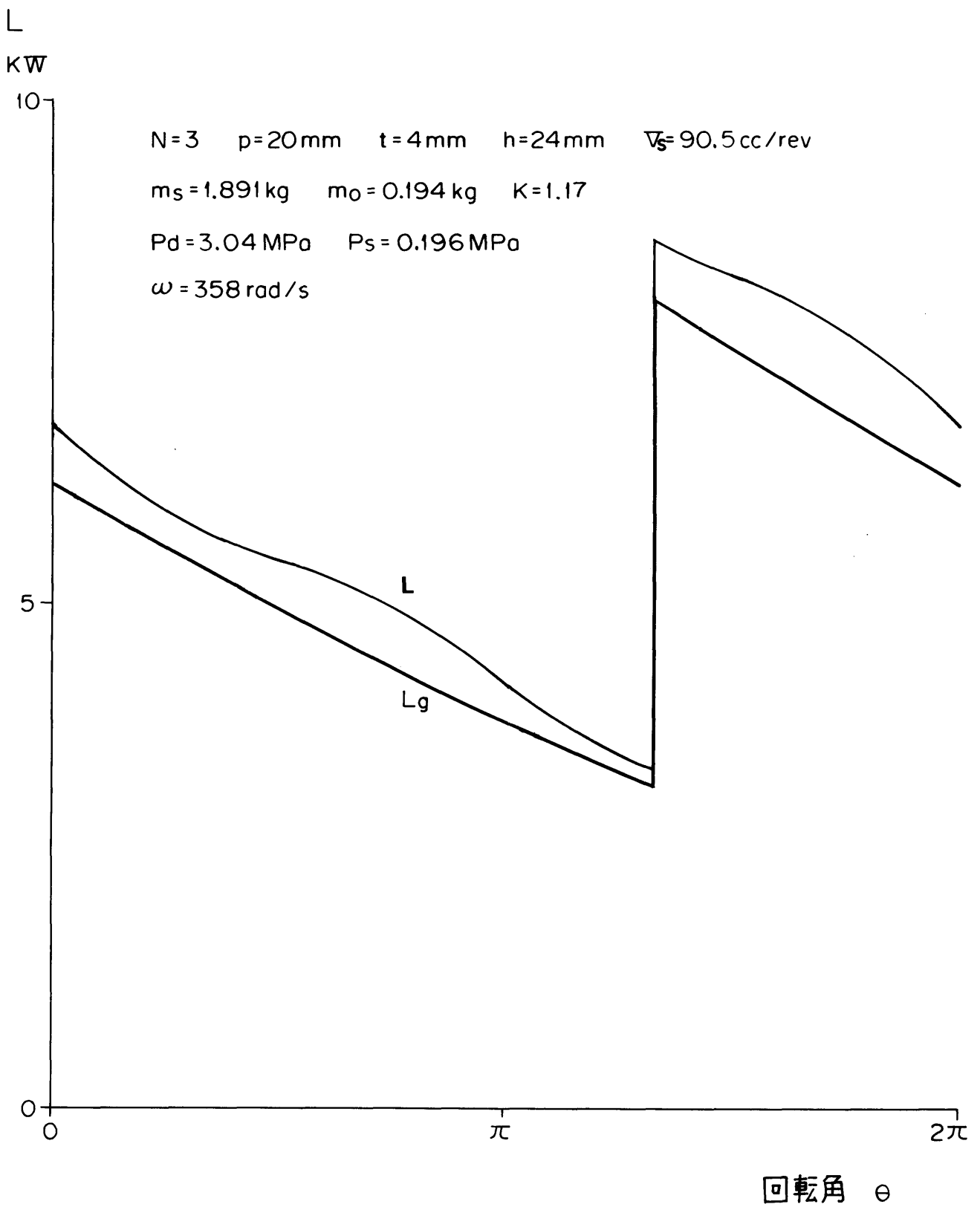


図 4.7(b) 圧縮に要するエネルギー (含摩擦力)

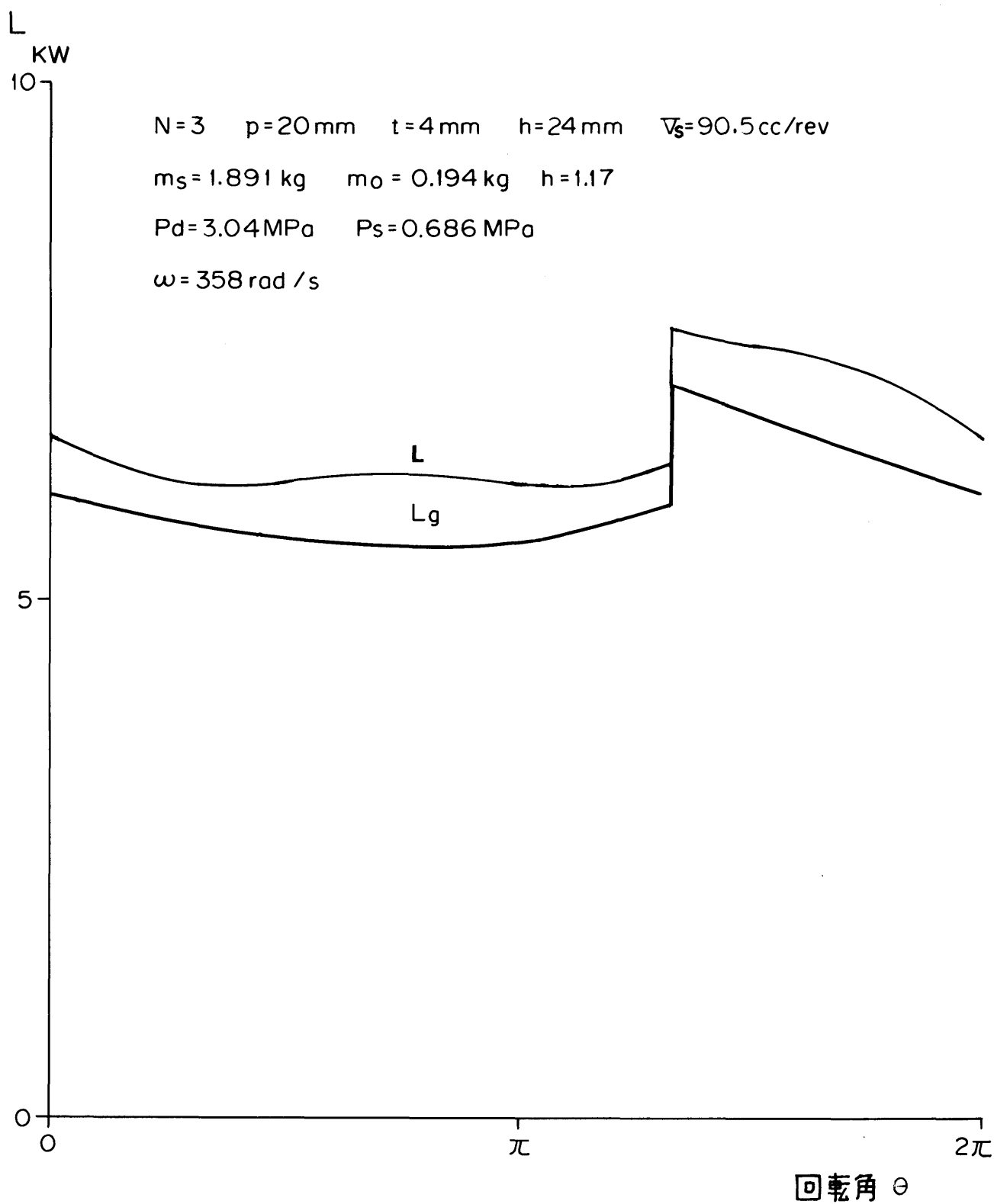


図 4.7(c) 圧縮に要するエネルギー(含摩擦力)

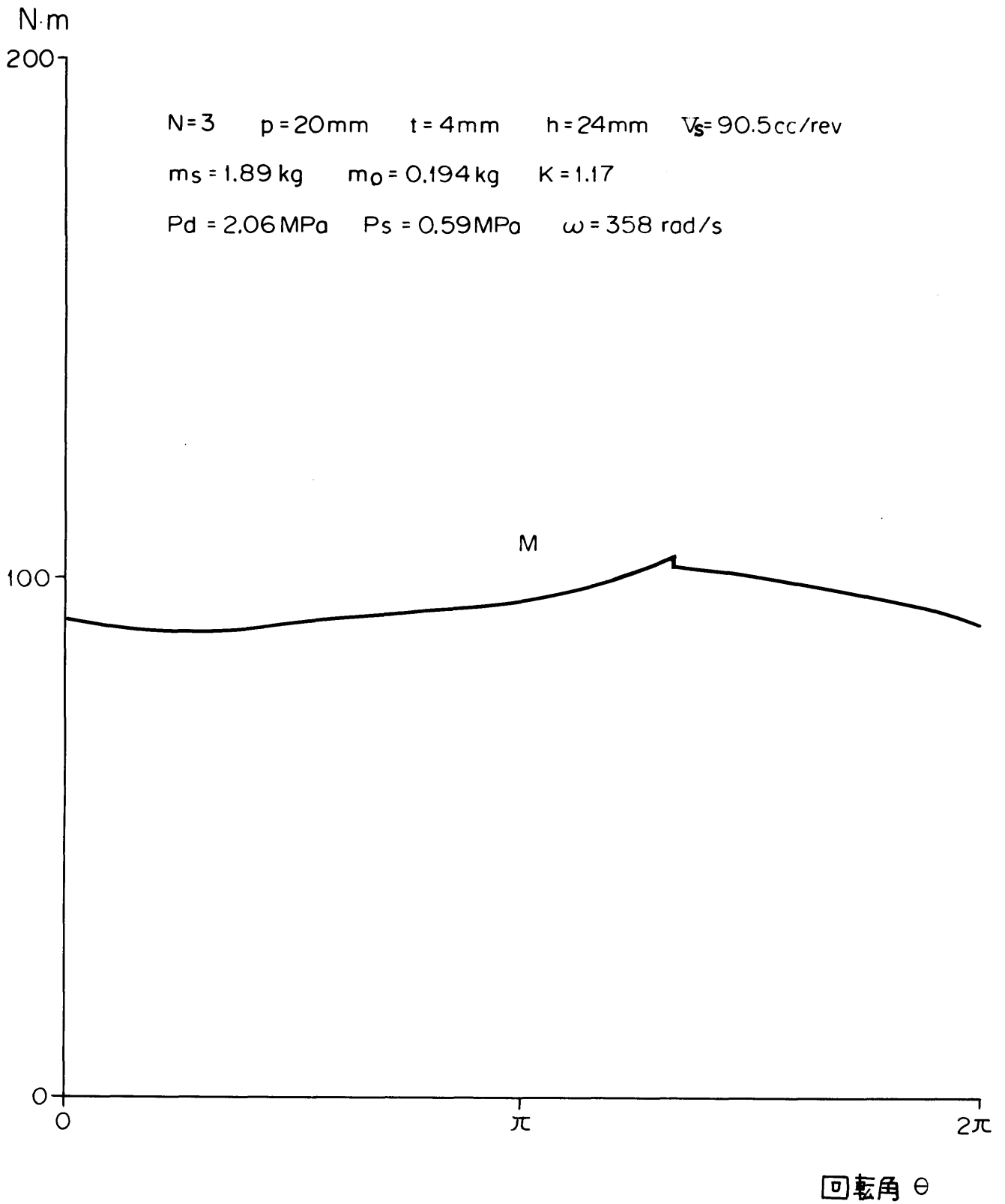


図 4.8(a) 揺動スクロールに作用する転覆モーメント(含摩擦力)

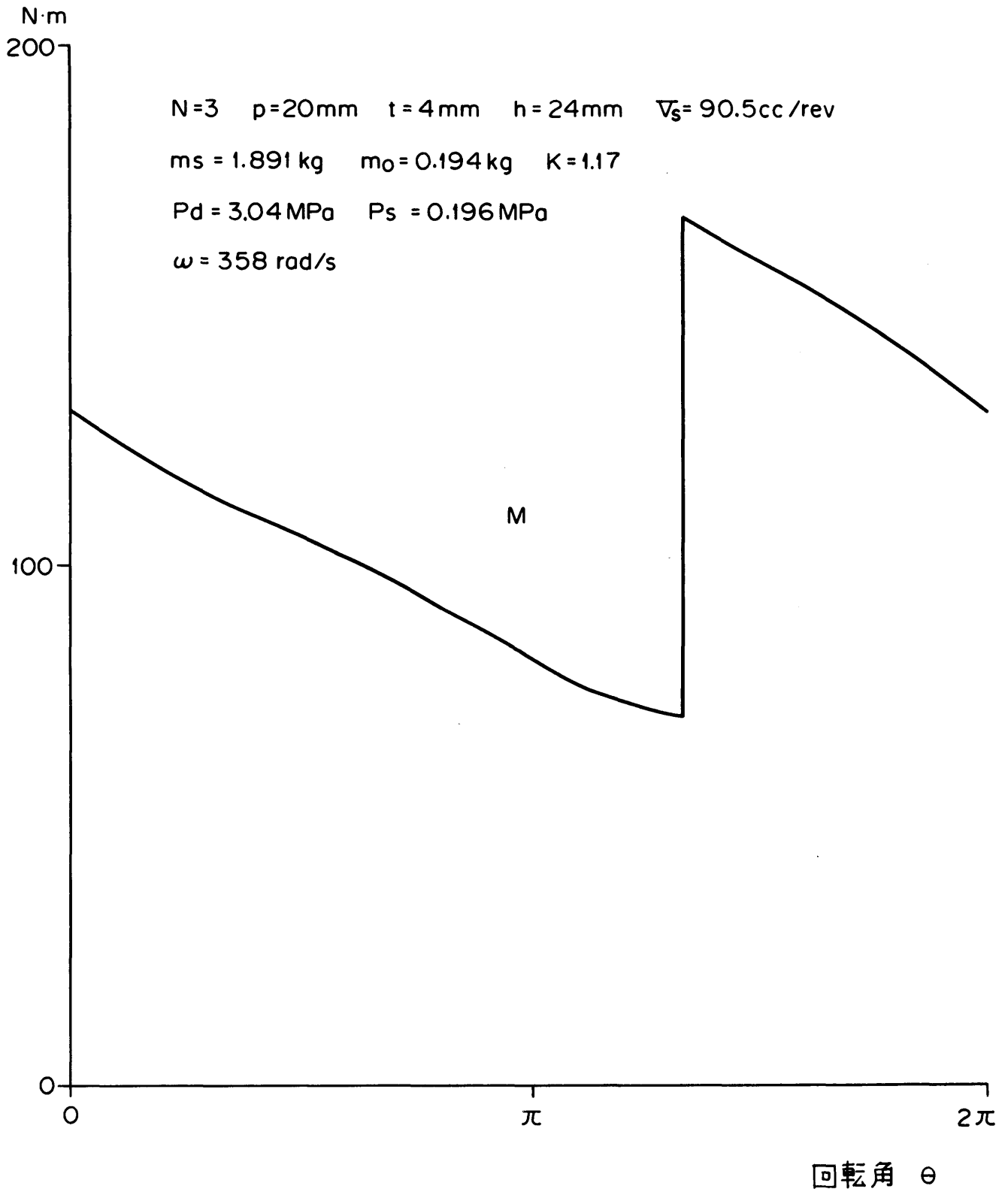


図 4.8(b) 揺動スクロールに作用する転覆モーメント (含摩擦力)

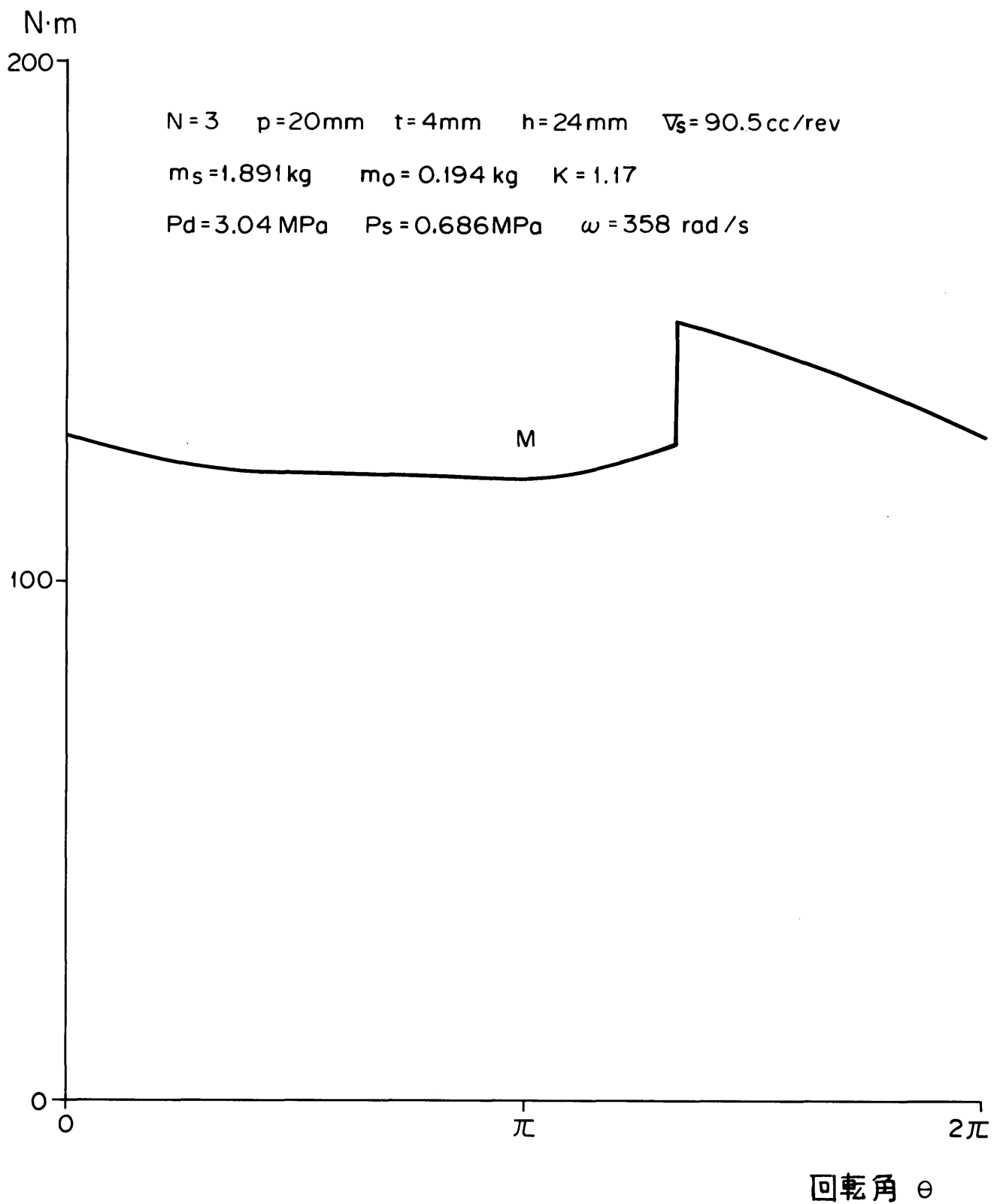
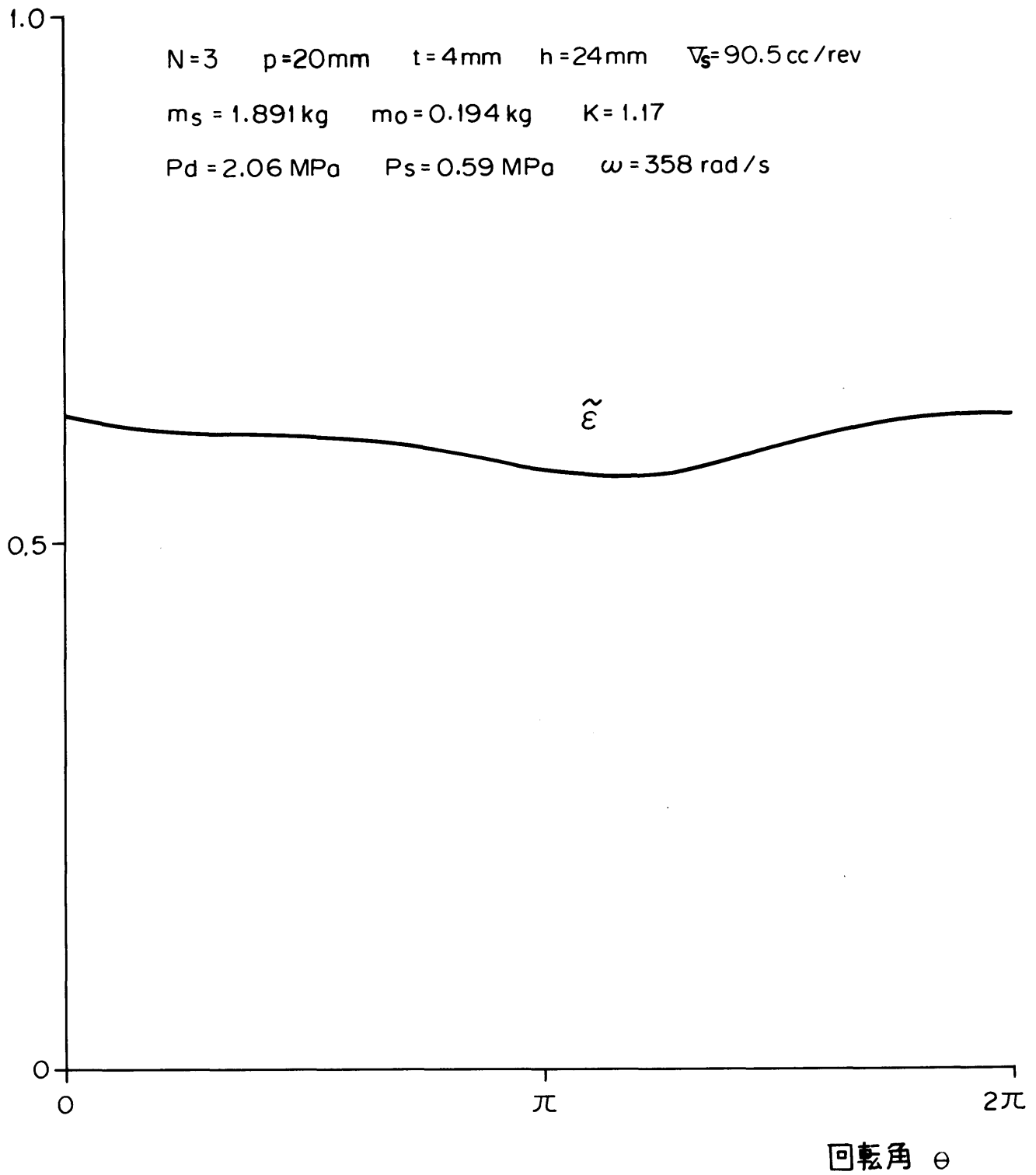


図 4.8(c) 揺動スクロールに作用する転覆モーメント(含摩擦力)



☒ 4.8(d) 揺動スクロールの安定

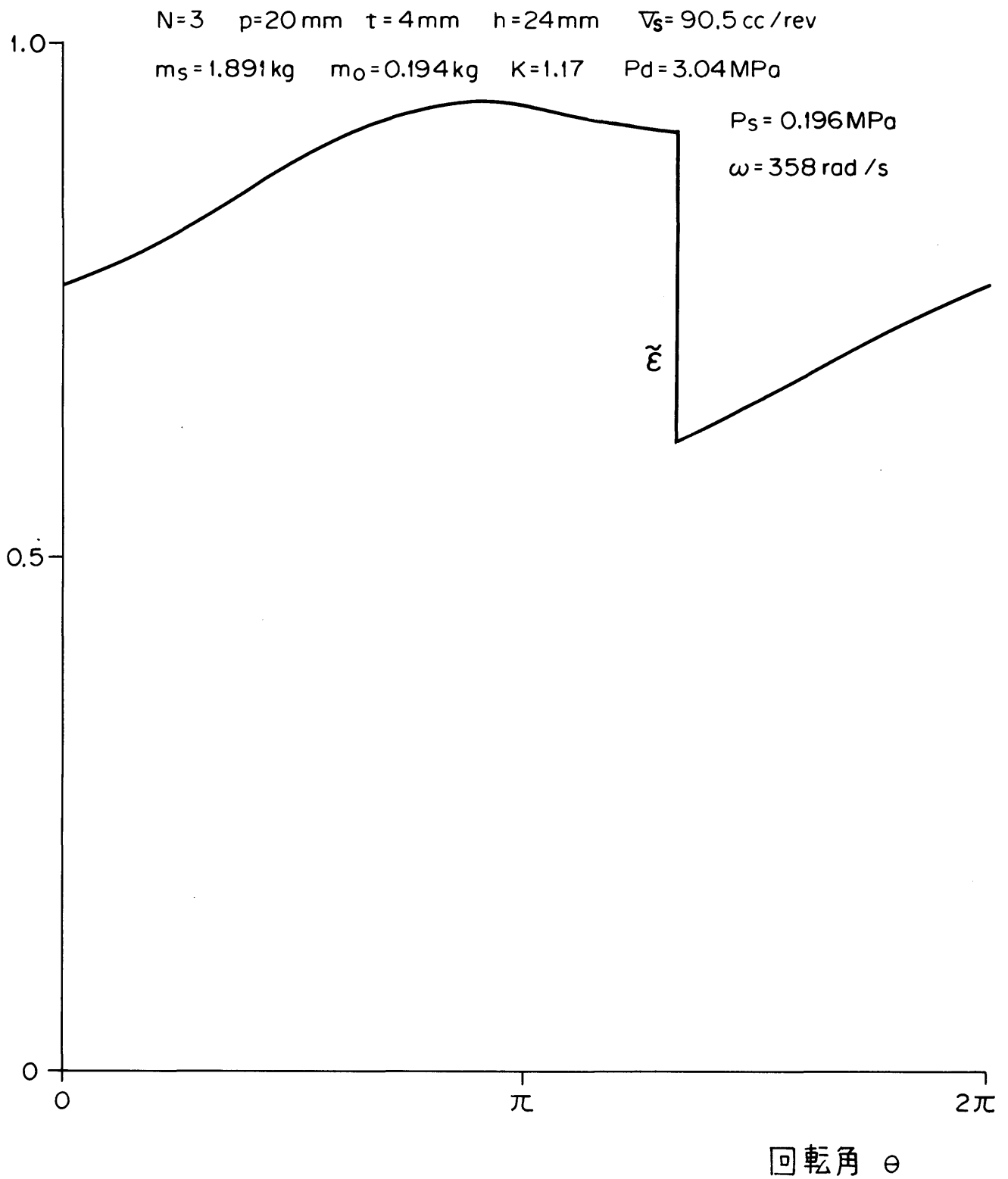


図 4.8 (e) 揺動スワロールの安定

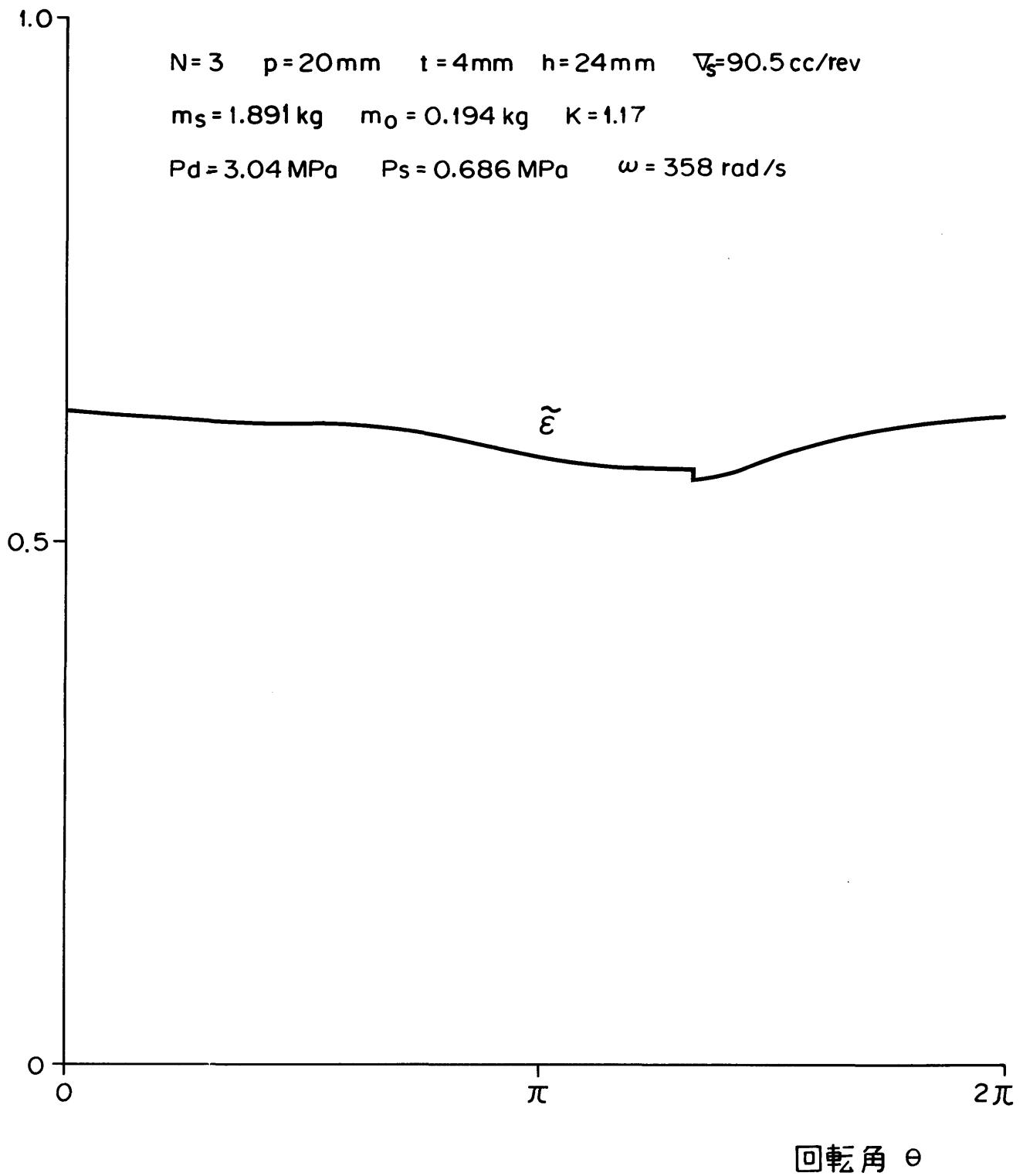
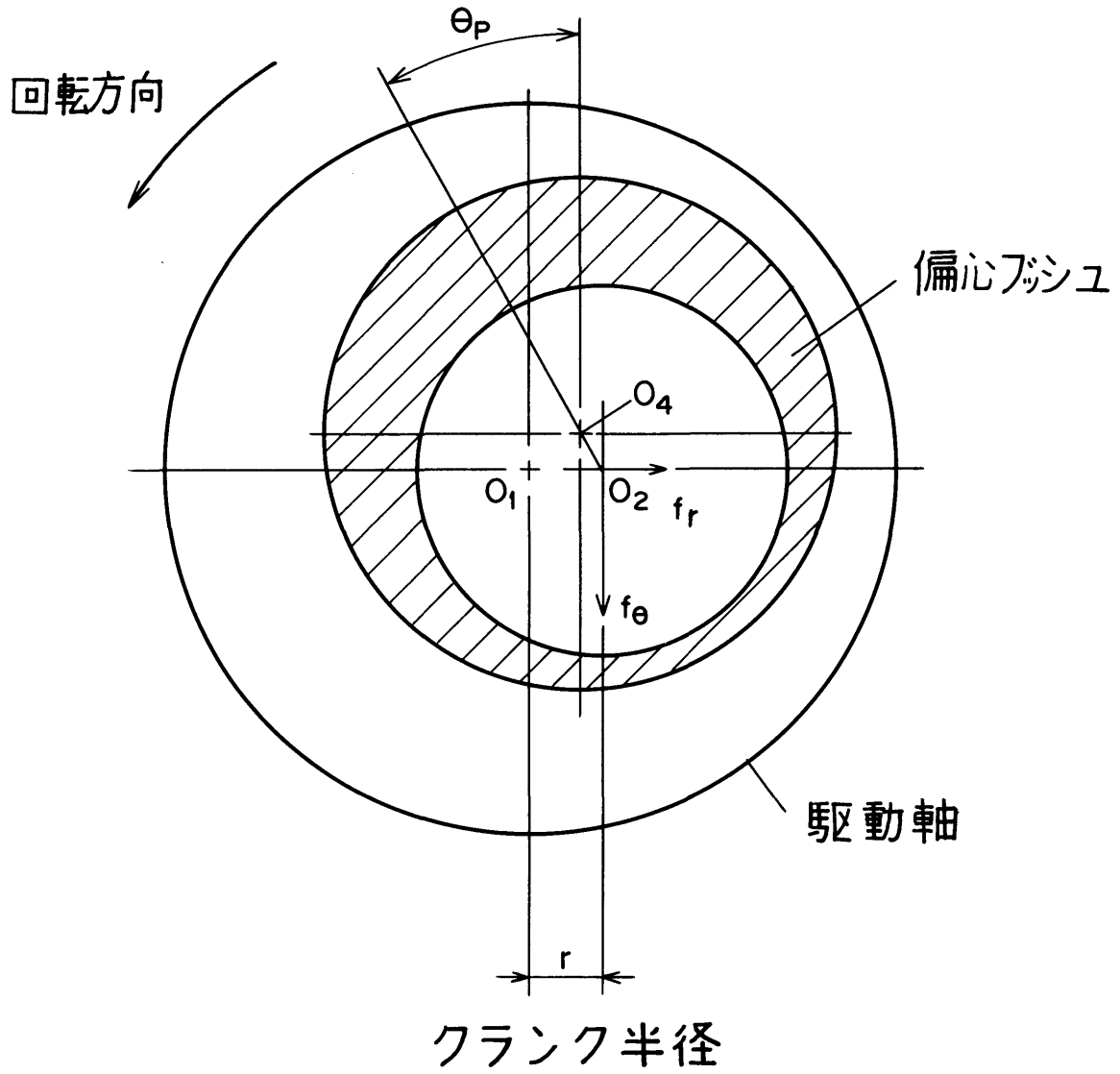


図 4.8(f) 揺動スクロールの安定

- O_1 回転中心
- O_2 クランク偏心中心
- O_4 偏心フシユ中心



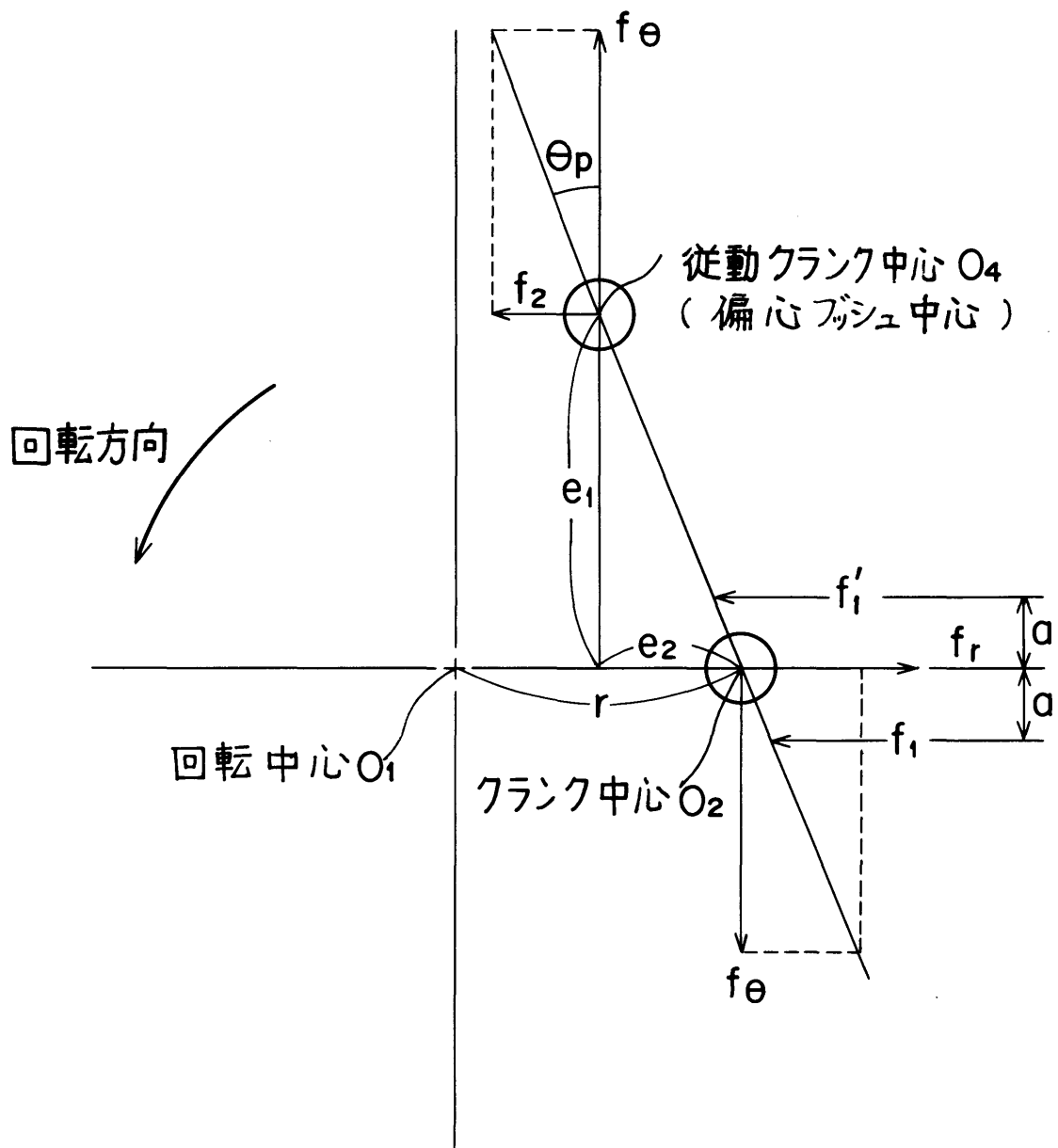
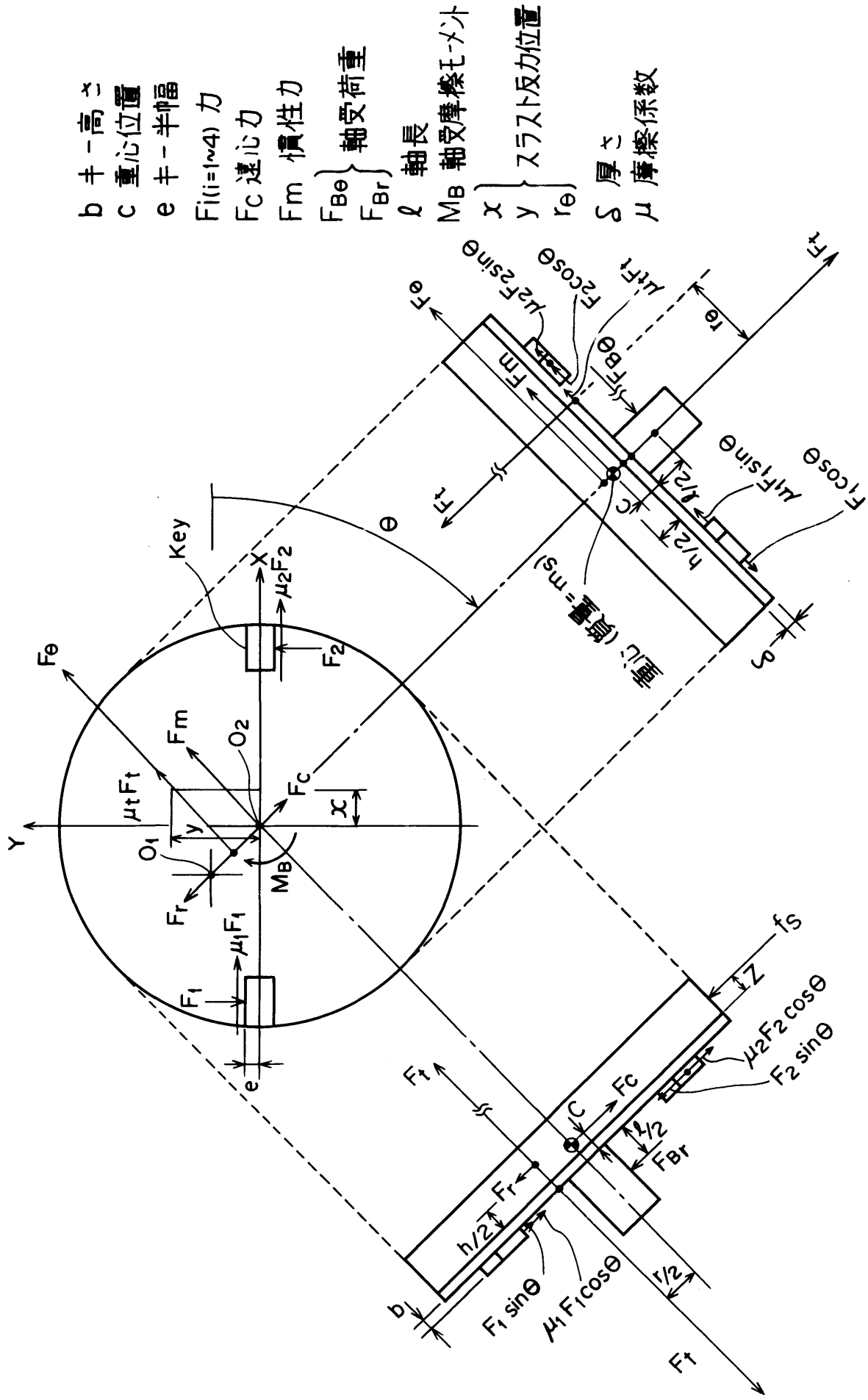


図 4.10 従動クランク機構の模式図



- b 半-高さ
- c 重心位置
- e 半-半幅
- $F_i (i=1\sim4)$ 力
- F_c 遠心力
- F_m 慣性力
- F_{Be} } 軸受荷重
- F_{Br} }
- l 軸長
- M_B 軸受摩擦モーメント
- x } スラスト反力位置
- y }
- r_e }
- δ 厚さ
- μ 摩擦係数

図 4.11 従動クランクを用いた場合の揺動スワロールの運動

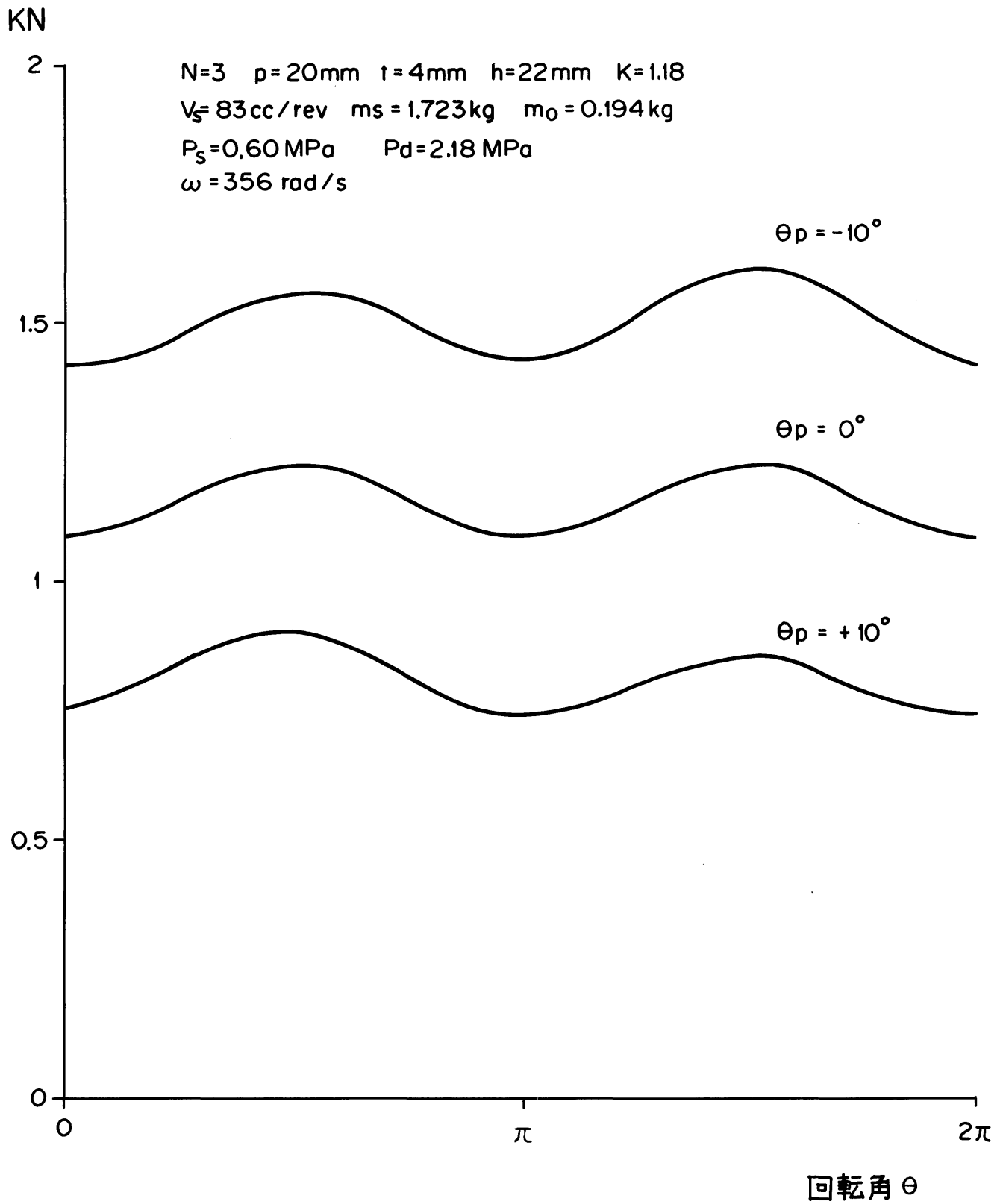
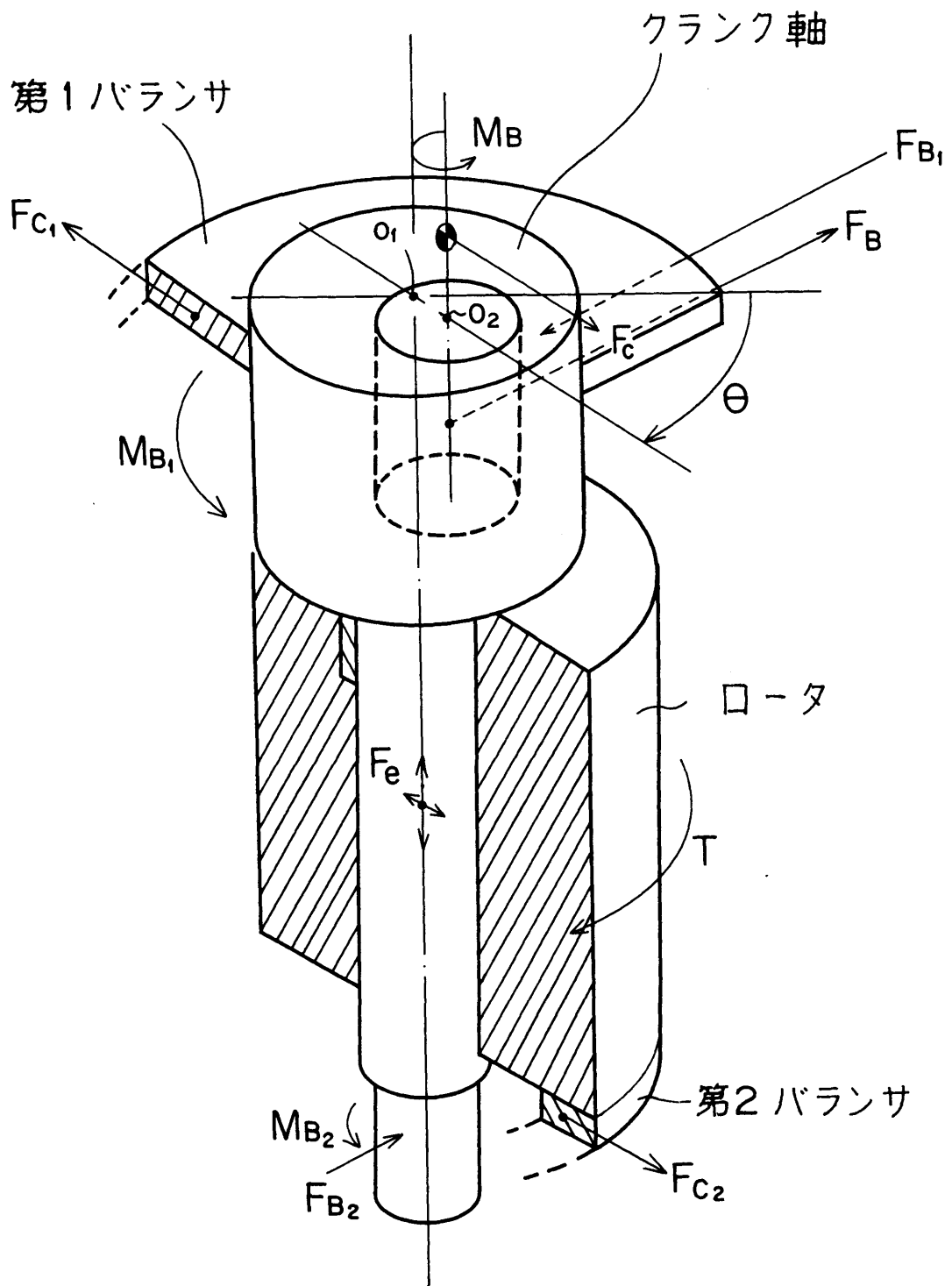


図 4.12 半径方向シール力(含摩擦力)



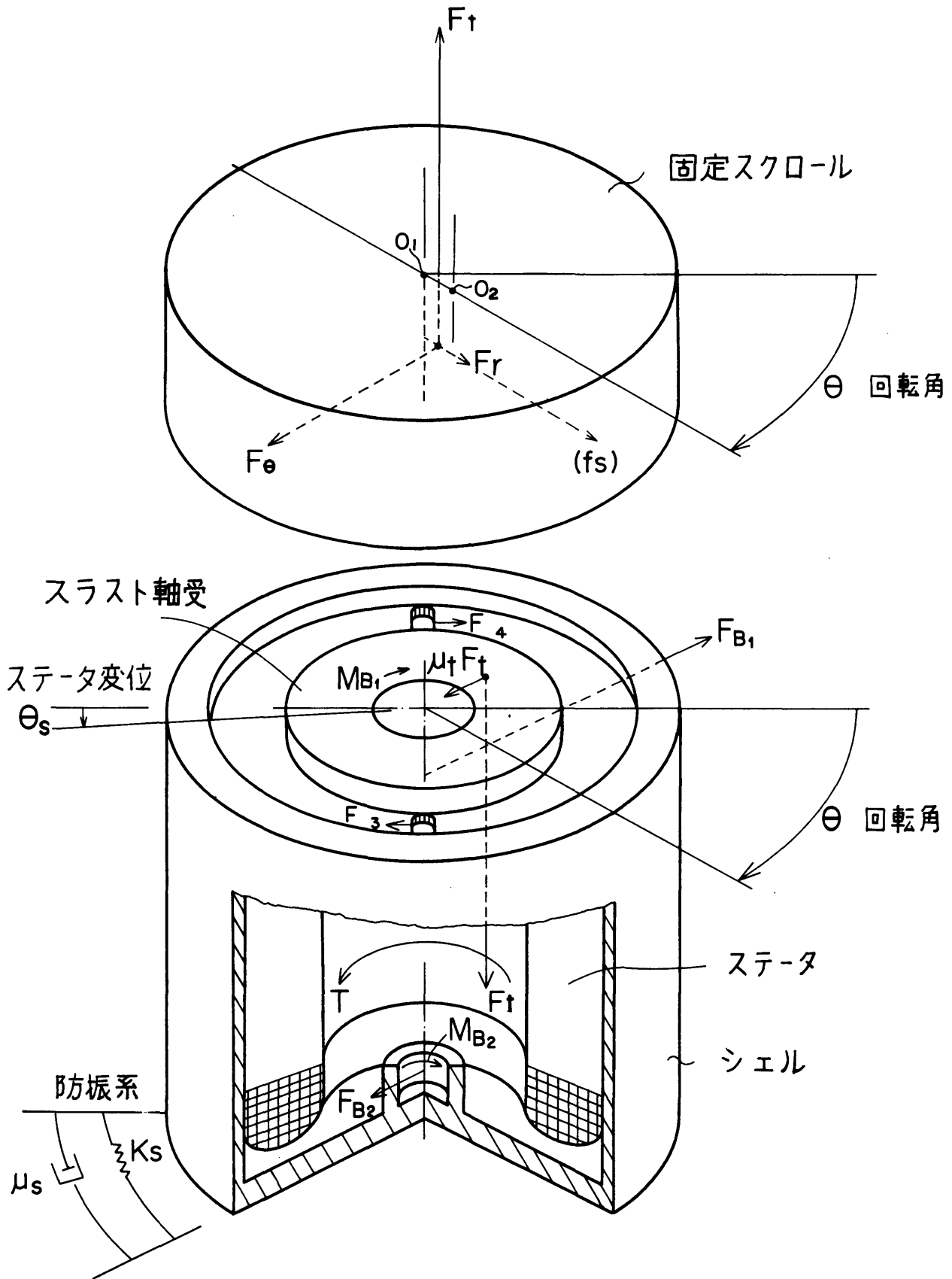


図 4.14 固定スクロールとシェルに作用する力

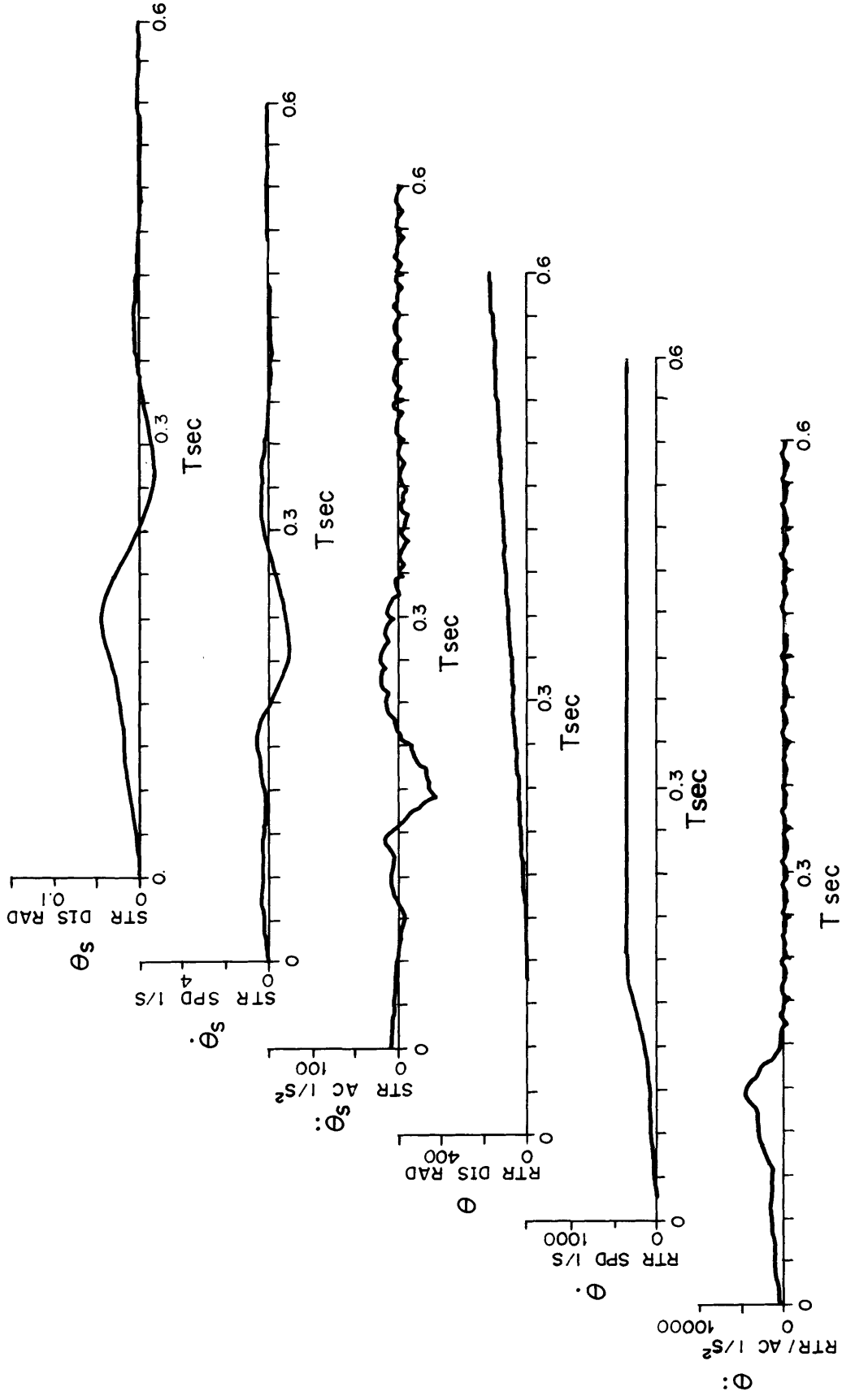


図 4.15 a) □-ータ及びステータの過渡振動($0 \leq T \leq 0.6$ sec)

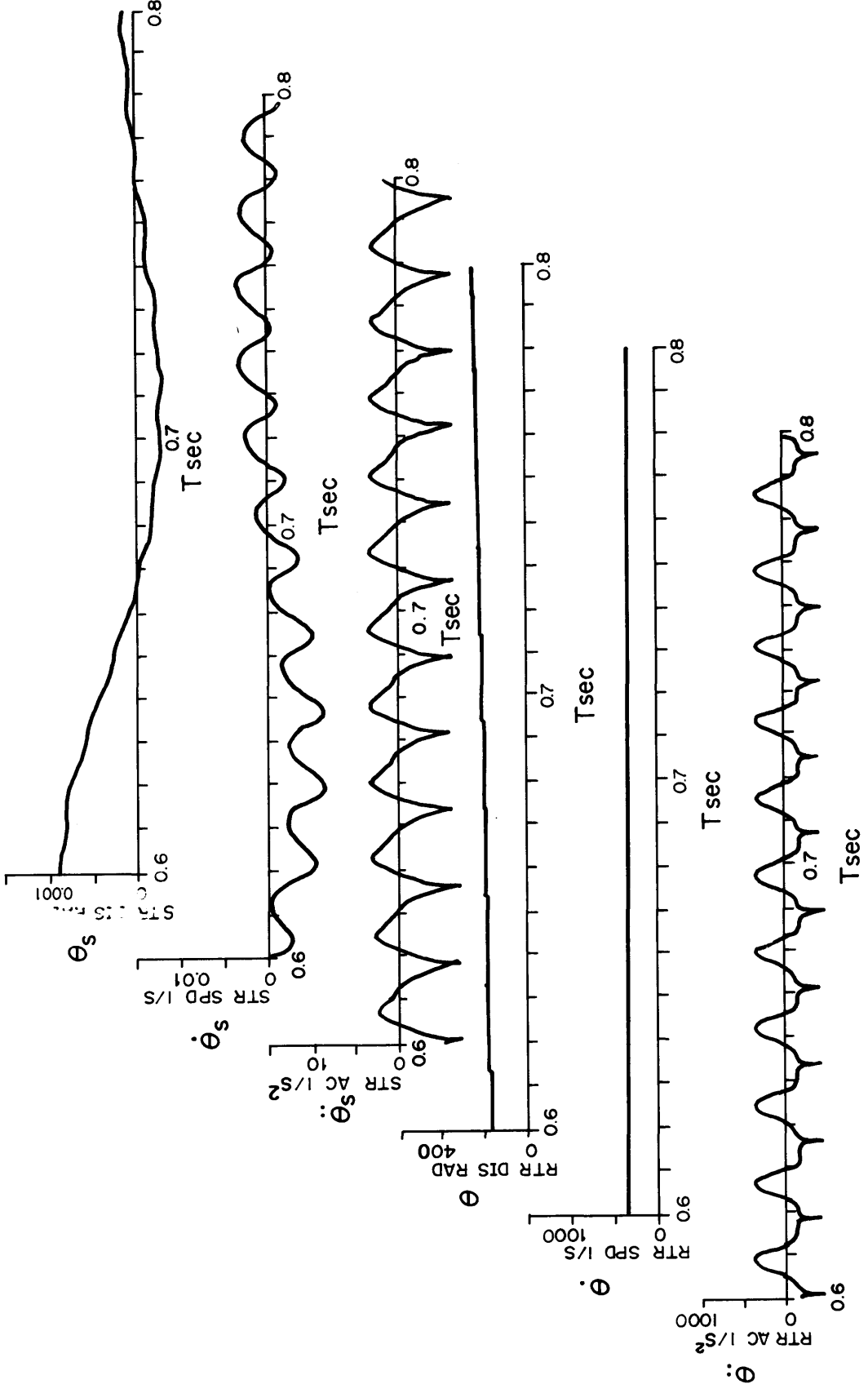


図 4.15 b) □-タ及びステータの過渡振動(0.6 ≤ T ≤ 0.8sec)

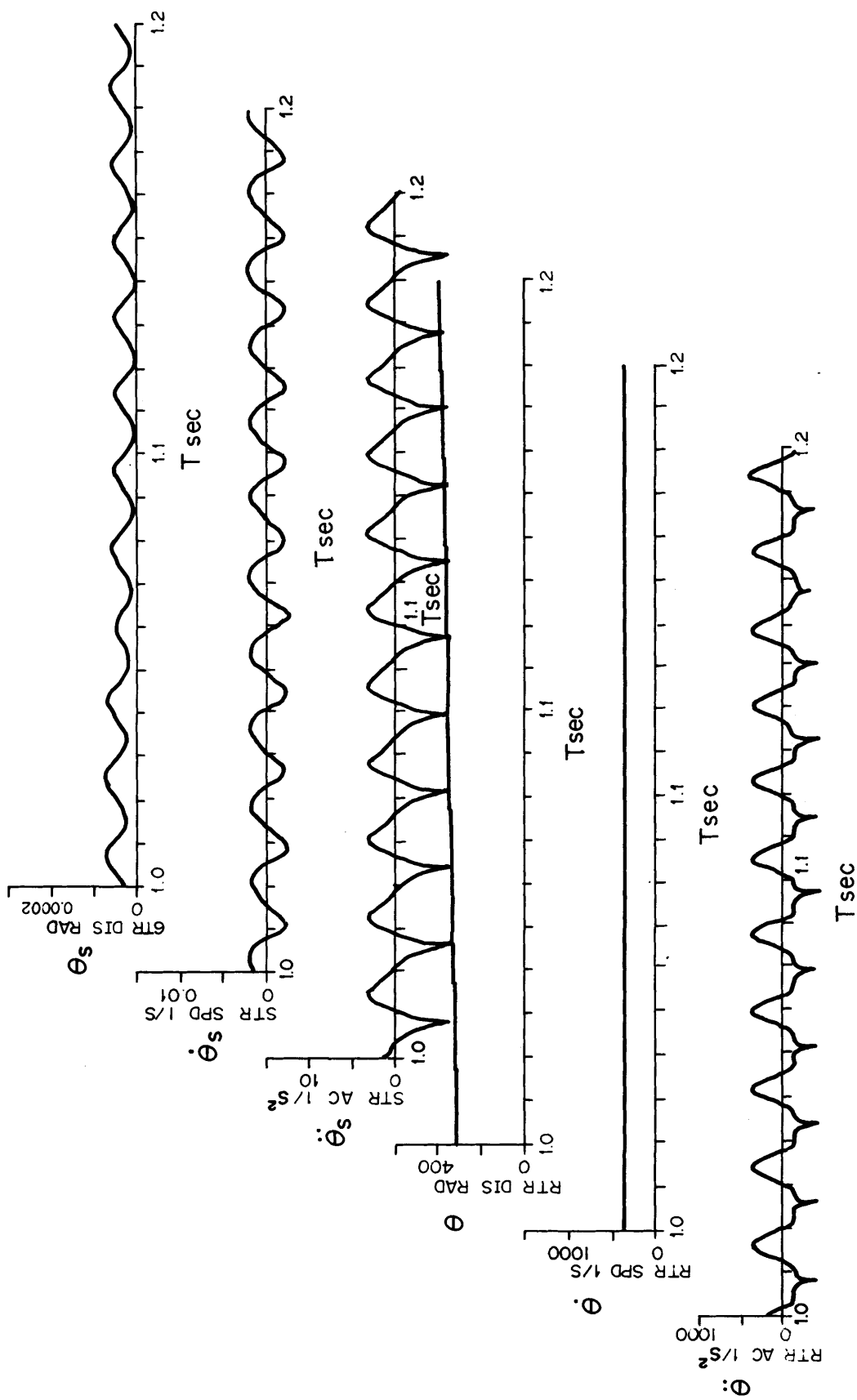


図 4.15 c) ロータ及びビスタータの過渡振動($1.0 \leq T \leq 1.2 \text{ sec}$)

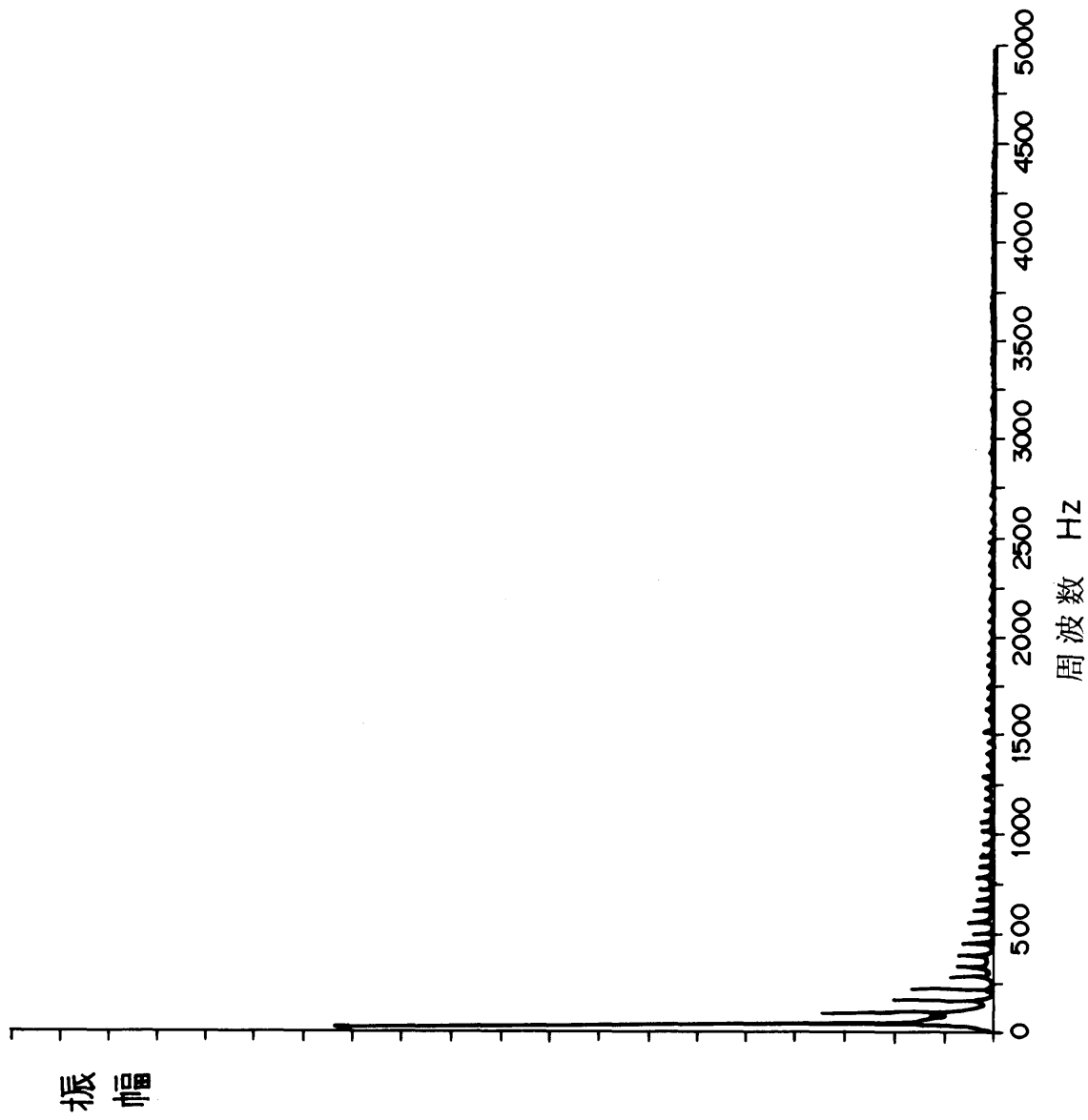
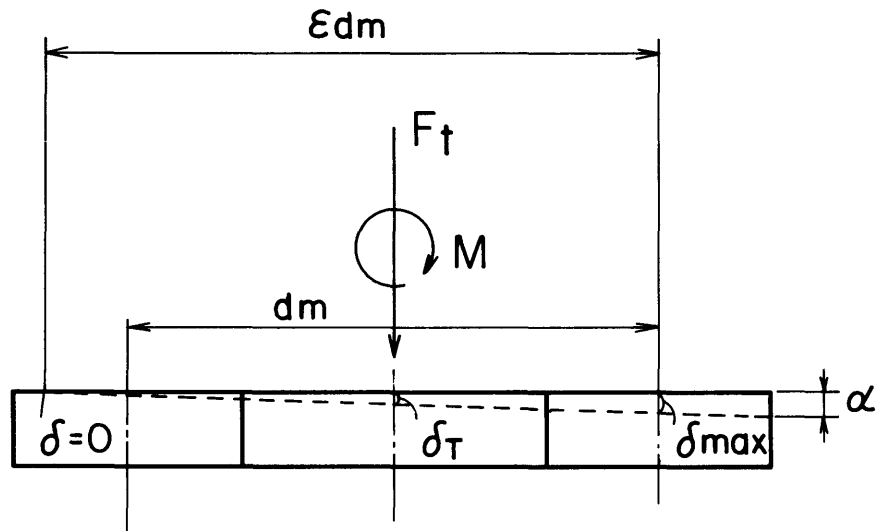


図 4.15 d) ステータ $\ddot{\theta}_s$ ($1.0 \leq T \leq 1.2 \text{ sec}$) のフーリエ・スペクトル

ε	$\tilde{\varepsilon} = \frac{2M}{dm \cdot Ft}$	$J_R(\varepsilon)$	$J_A(\varepsilon)$
0	1.000	—	—
0.1	0.960	0.130	0.136
0.2	0.918	0.178	0.194
0.3	0.875	0.210	0.240
0.4	0.831	0.233	0.281
0.5	0.785	0.250	0.318
0.6	0.738	0.261	0.354
0.7	0.687	0.267	0.389
0.8	0.633	0.268	0.423
0.9	0.573	0.263	0.460
1.0	0.500	0.250	0.500
1.25	0.333	0.200	0.600
1.67	0.214	0.150	0.701
2.5	0.125	0.100	0.800
5.0	0.056	0.050	0.900
∞	0	0	1.000

表 5.1 $\frac{2M}{dm \cdot Ft}$, $J_R(\varepsilon)$, $J_A(\varepsilon)$ の計算値



断面 A ~ A

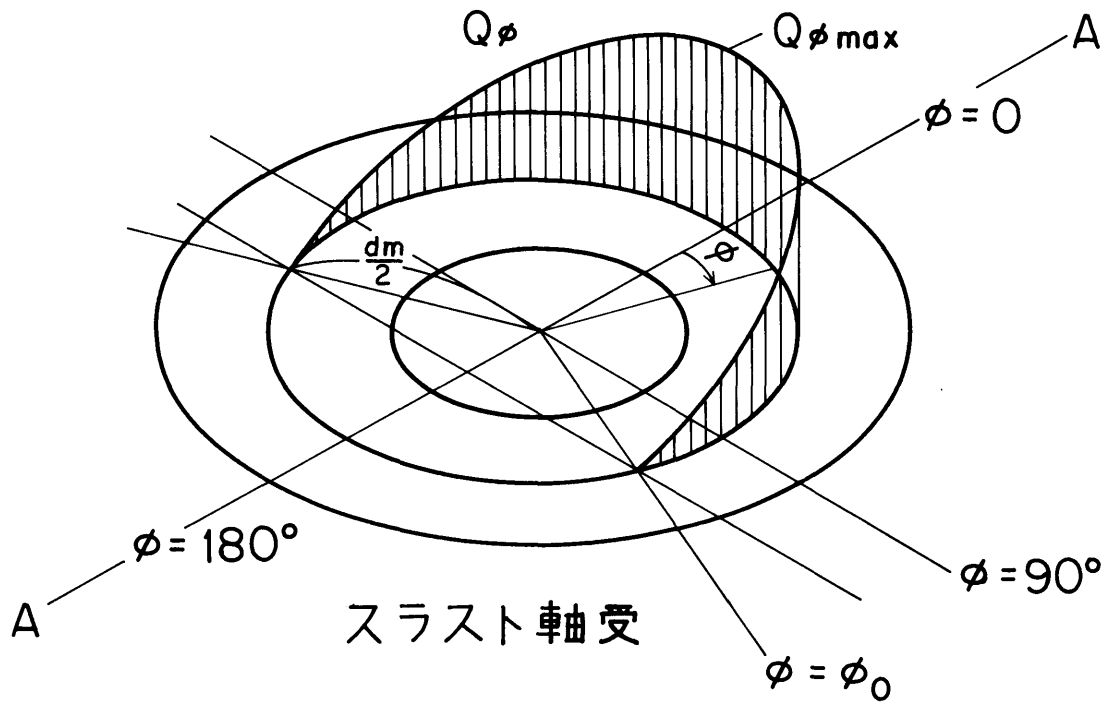
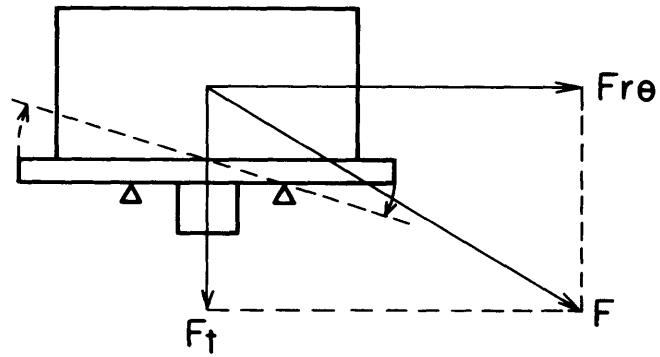


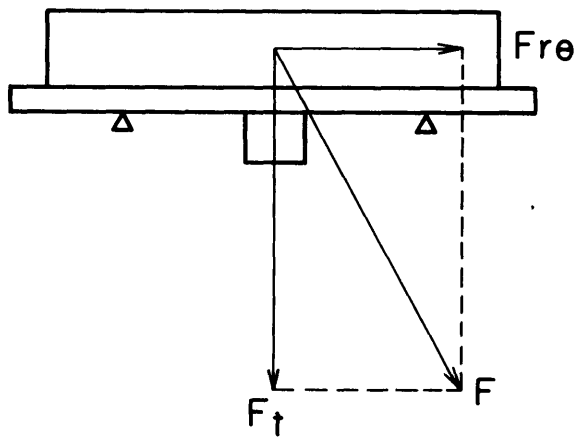
図 5.1 転覆モーメントの作用するスラスト軸受

背の高い(h大)揺動スクロール



(b)

平たい(h小)揺動スクロール



(a)

図 5.2 行程容積を一定に保った場合の揺動スクロールの形状

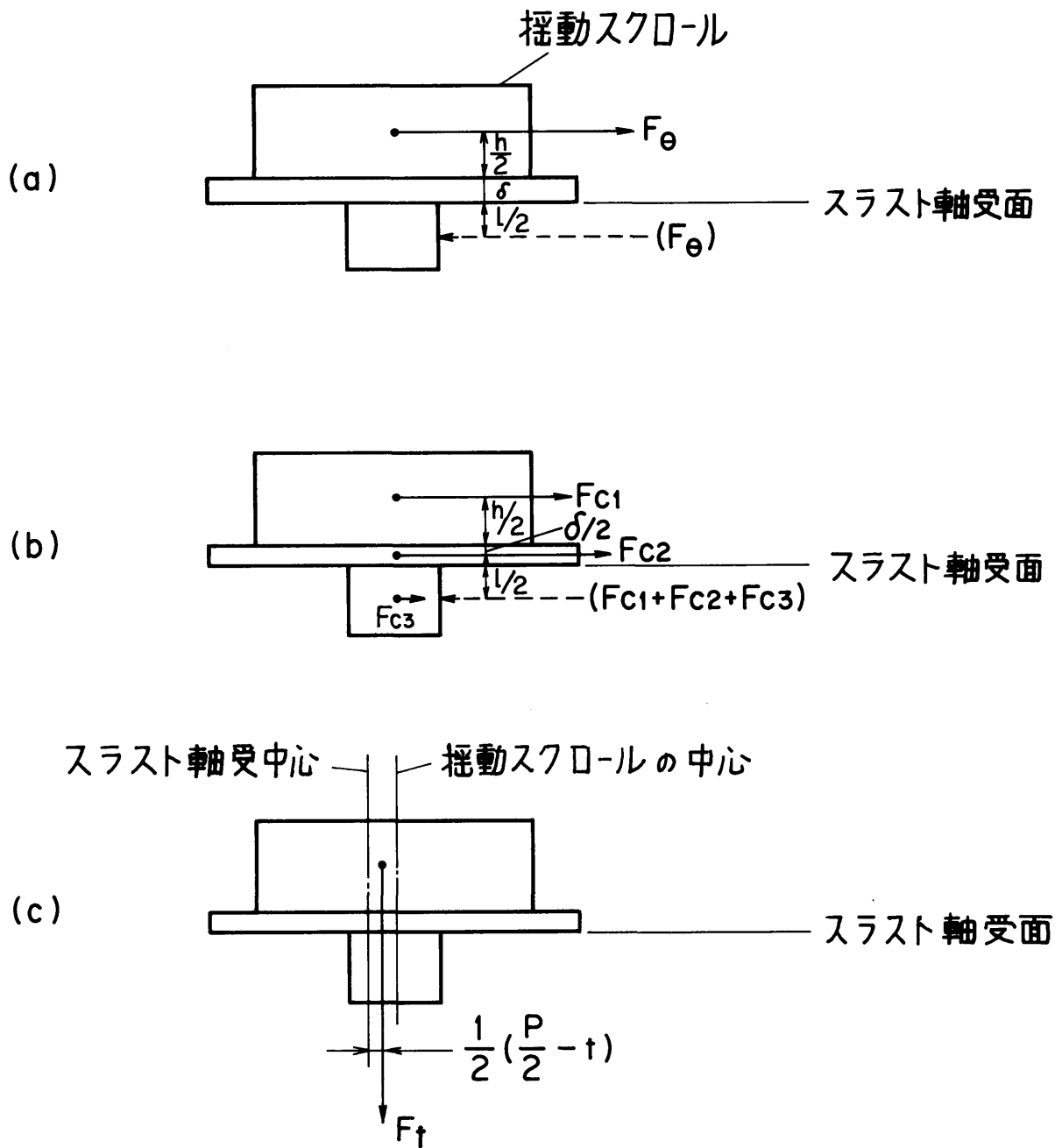


図 5.3 揺動スクロールに作用する主な力

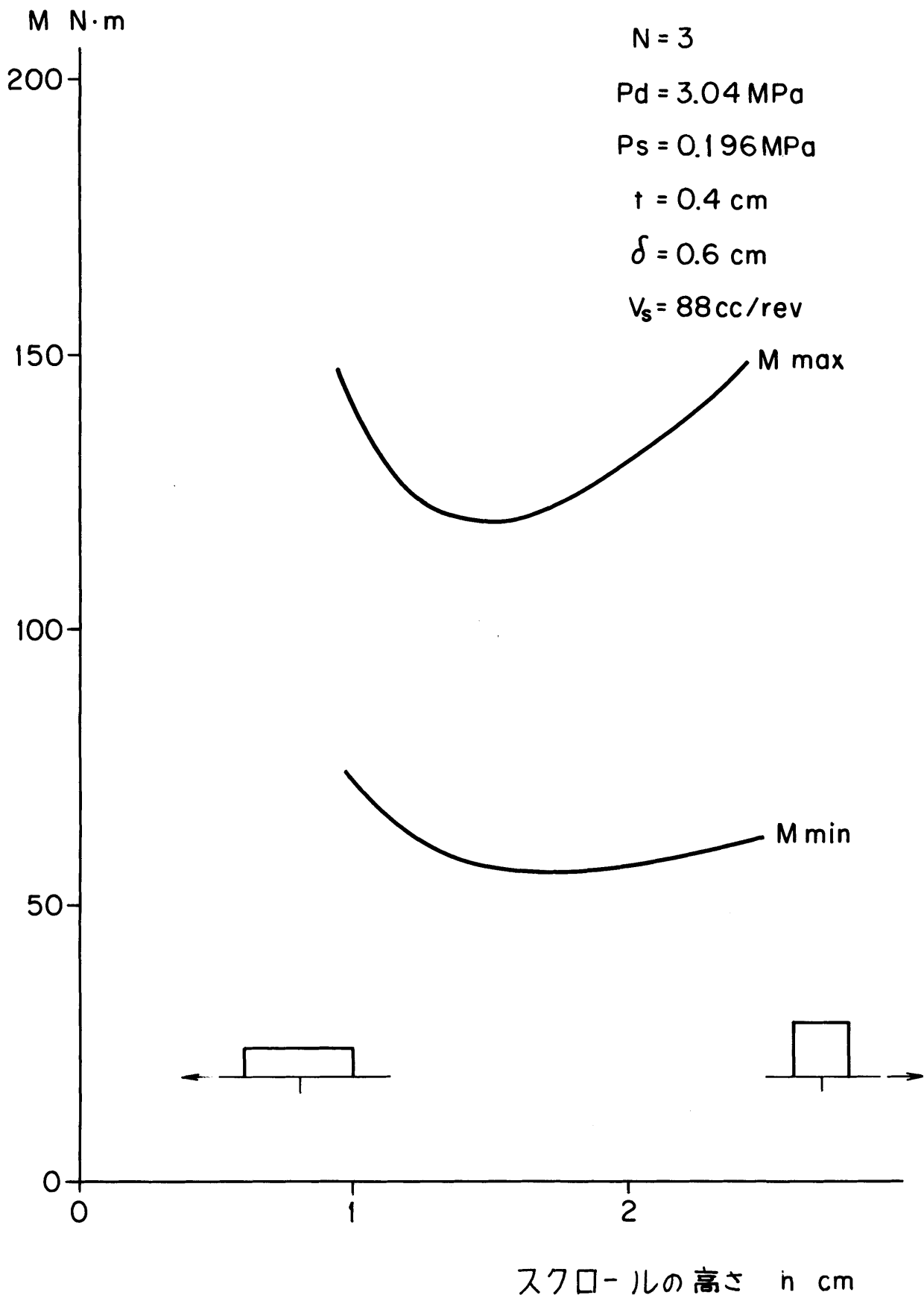


図 5.4 転覆モーメント M の変化

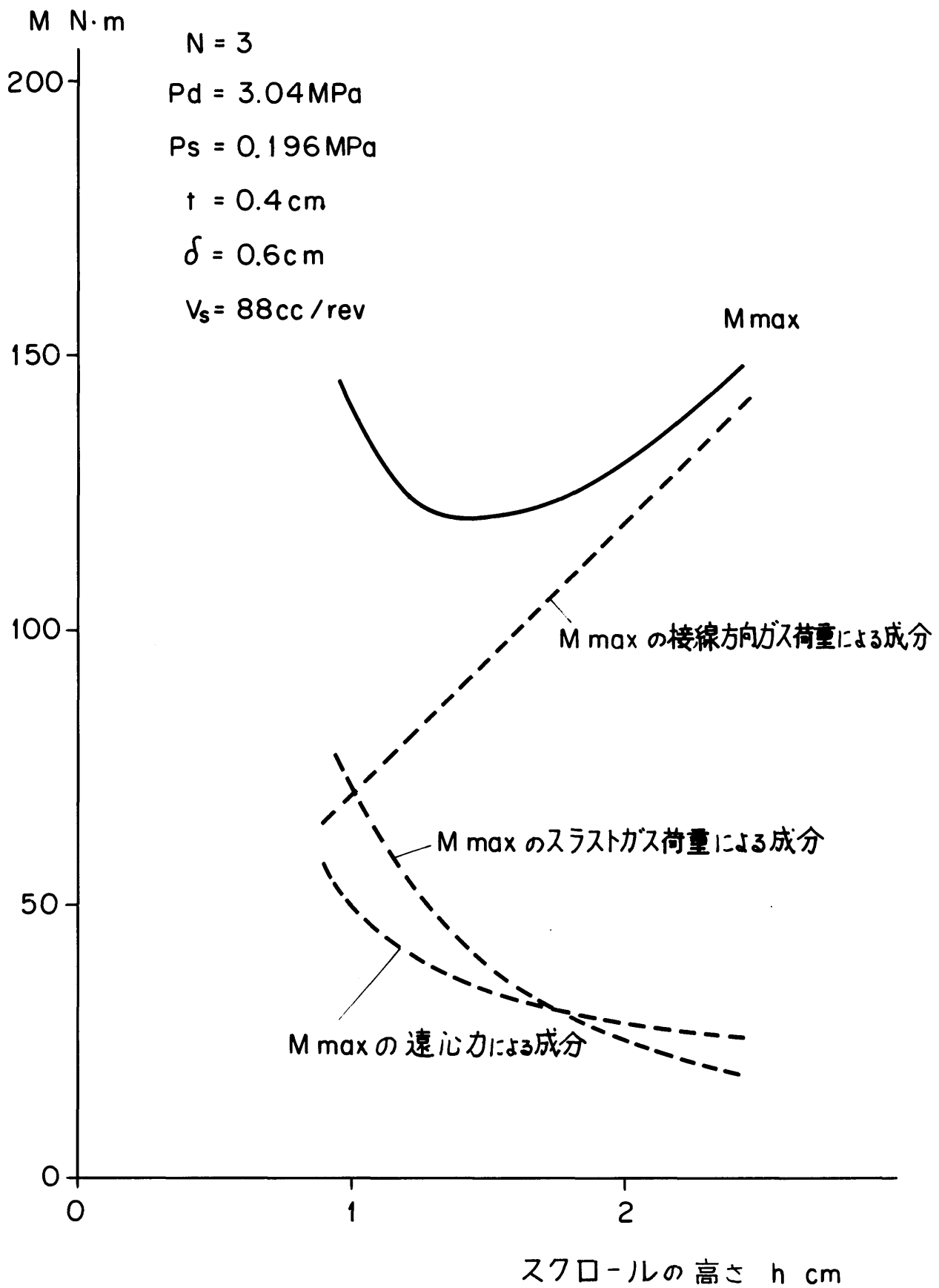


図 5.5 転覆モーメント Mmax の成分

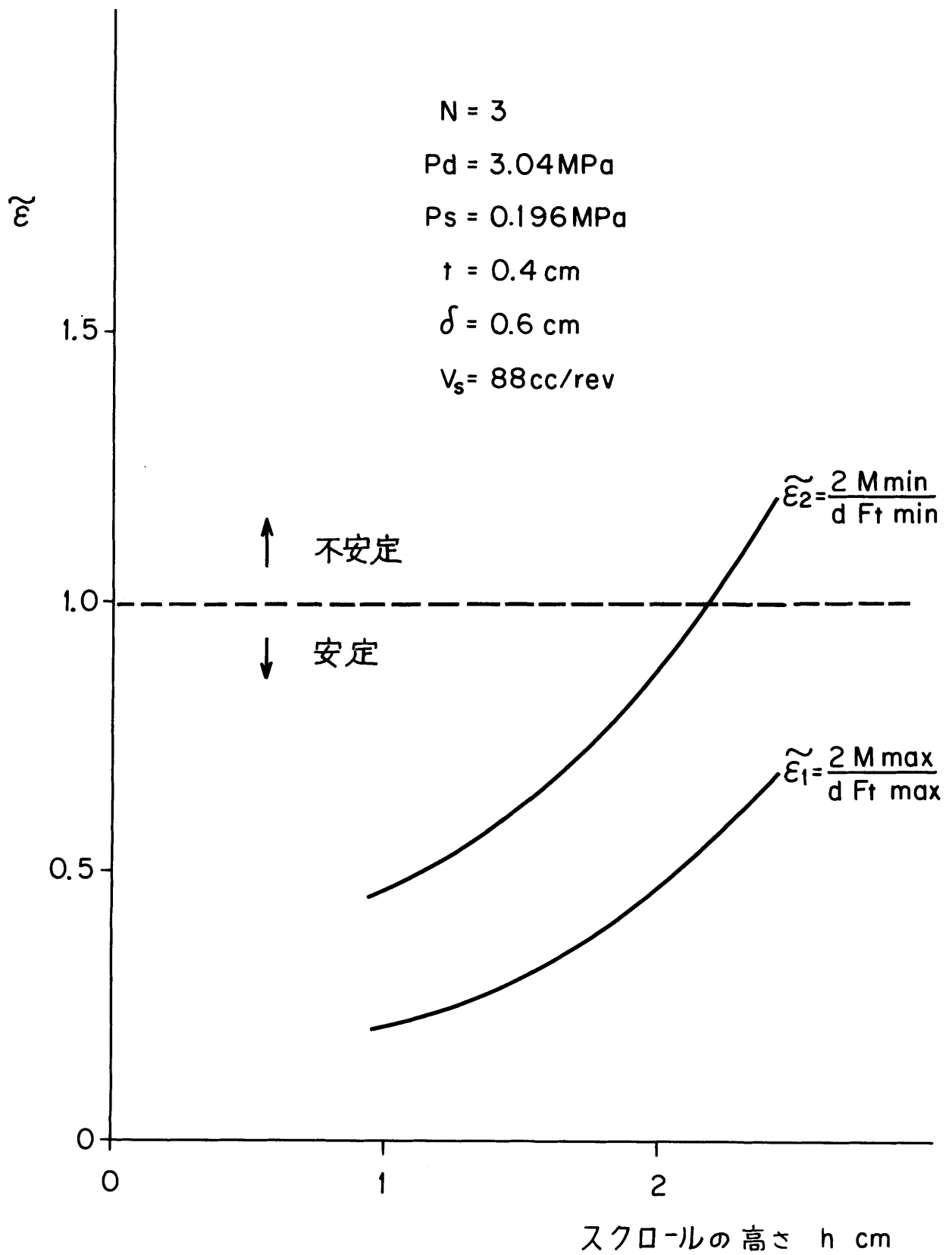


図 5.6 スラスト反力の偏心率

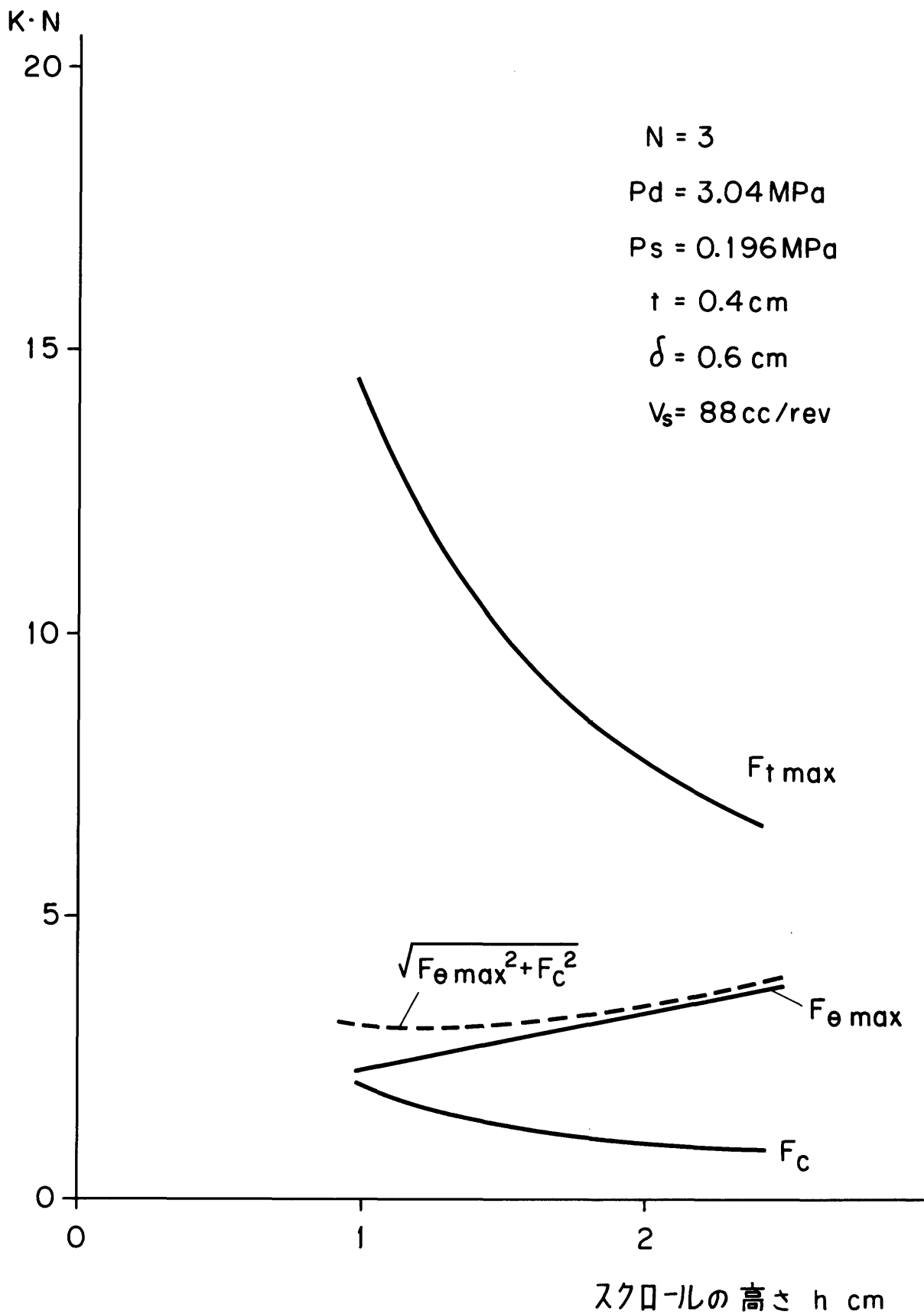


図 5.7 ガス荷重, 遠心力の変化

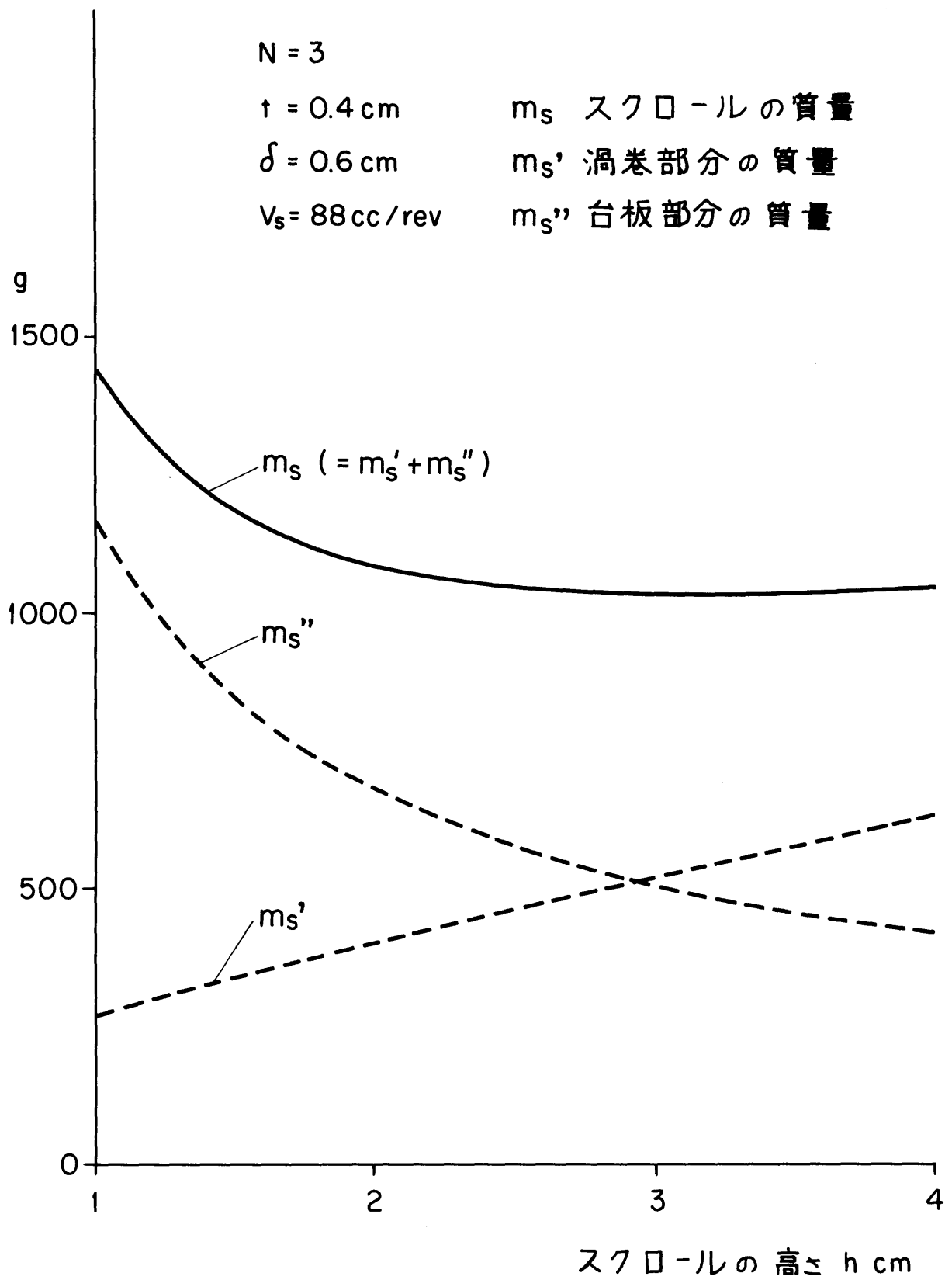


図 5.8 質量の変化

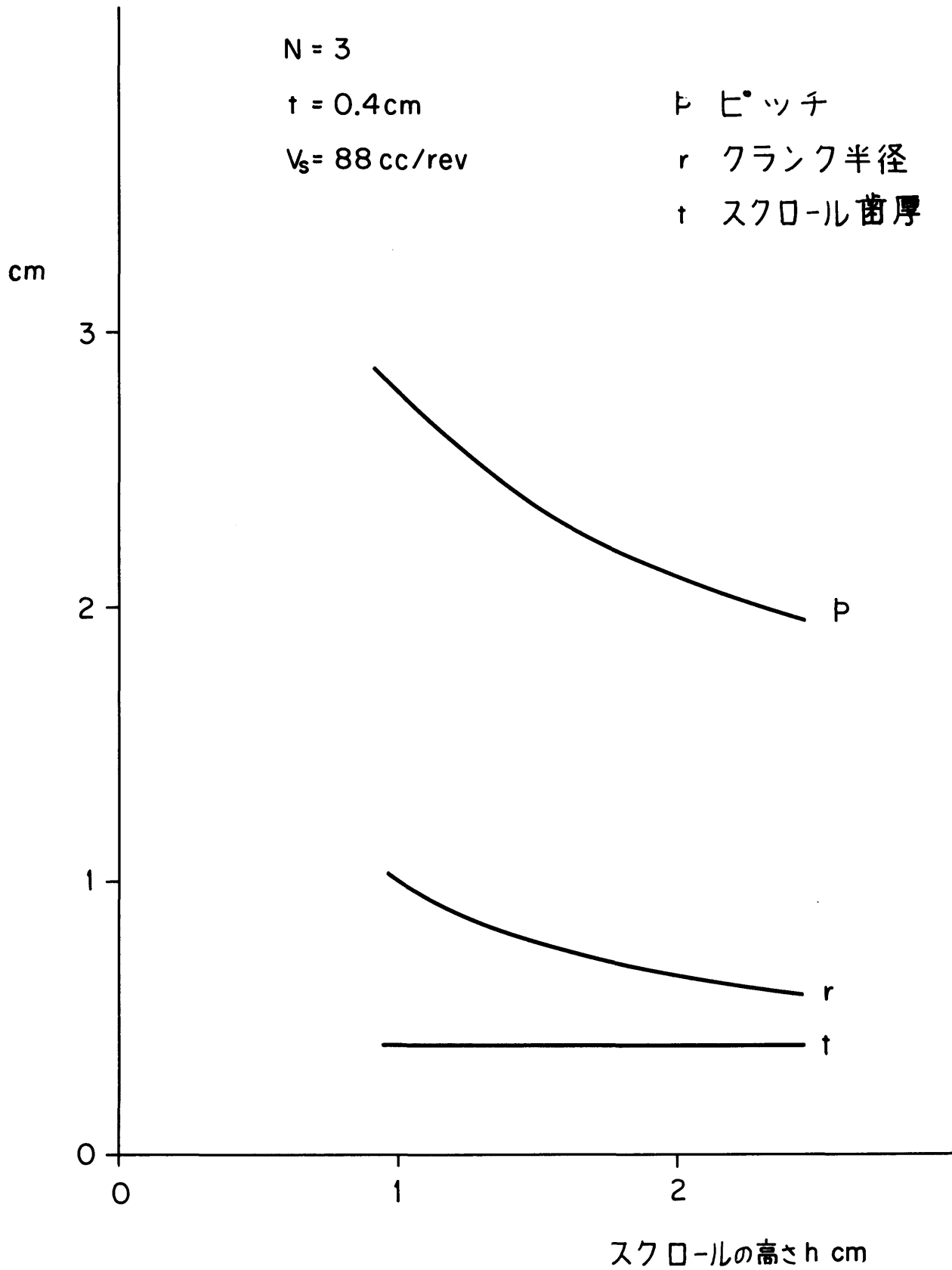


図 5.9 ピッチ, クランク半径の変化

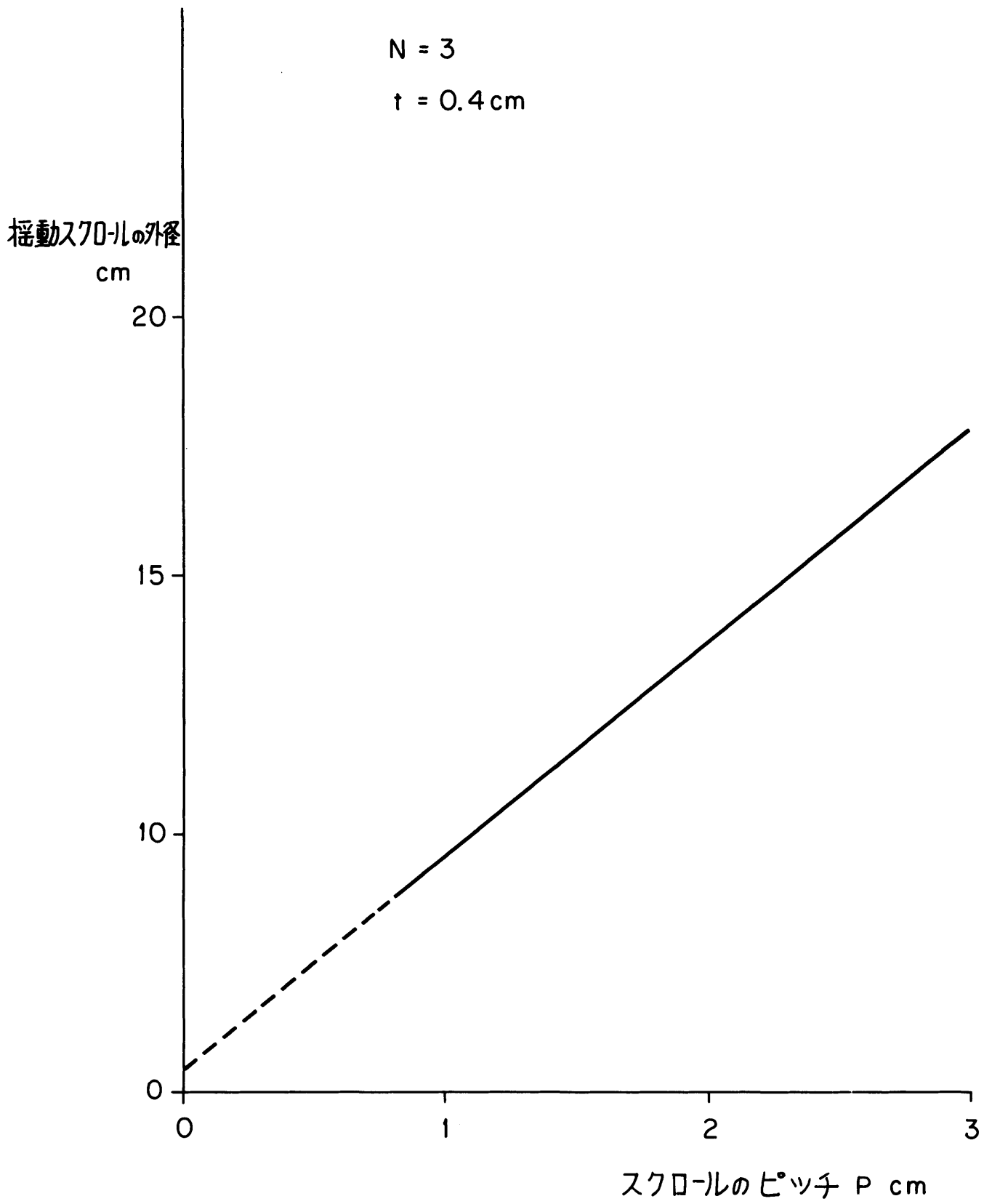


図 5.10 スクロールピッチと揺動スクロール外形

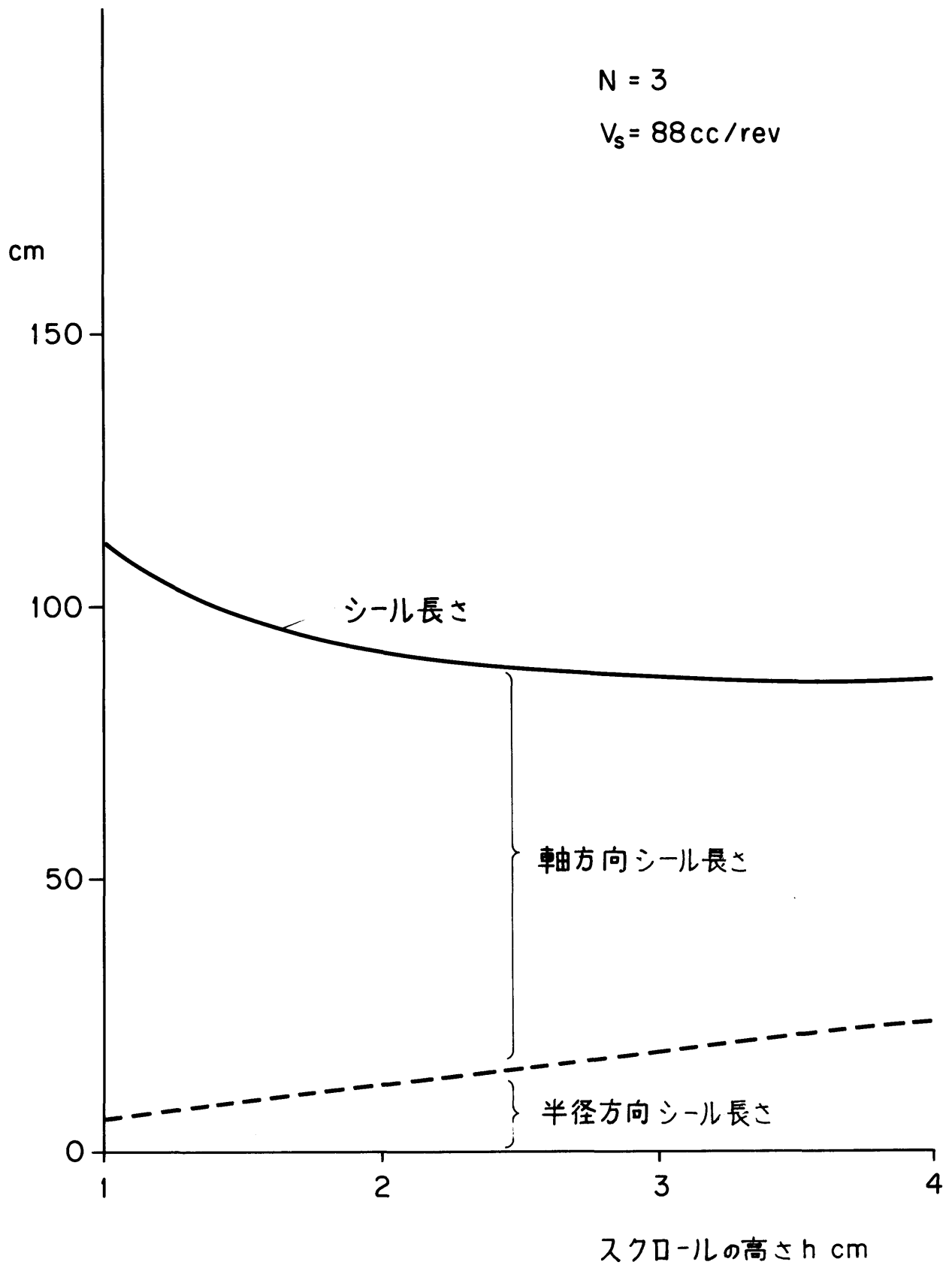


図 5.11 シール長さ

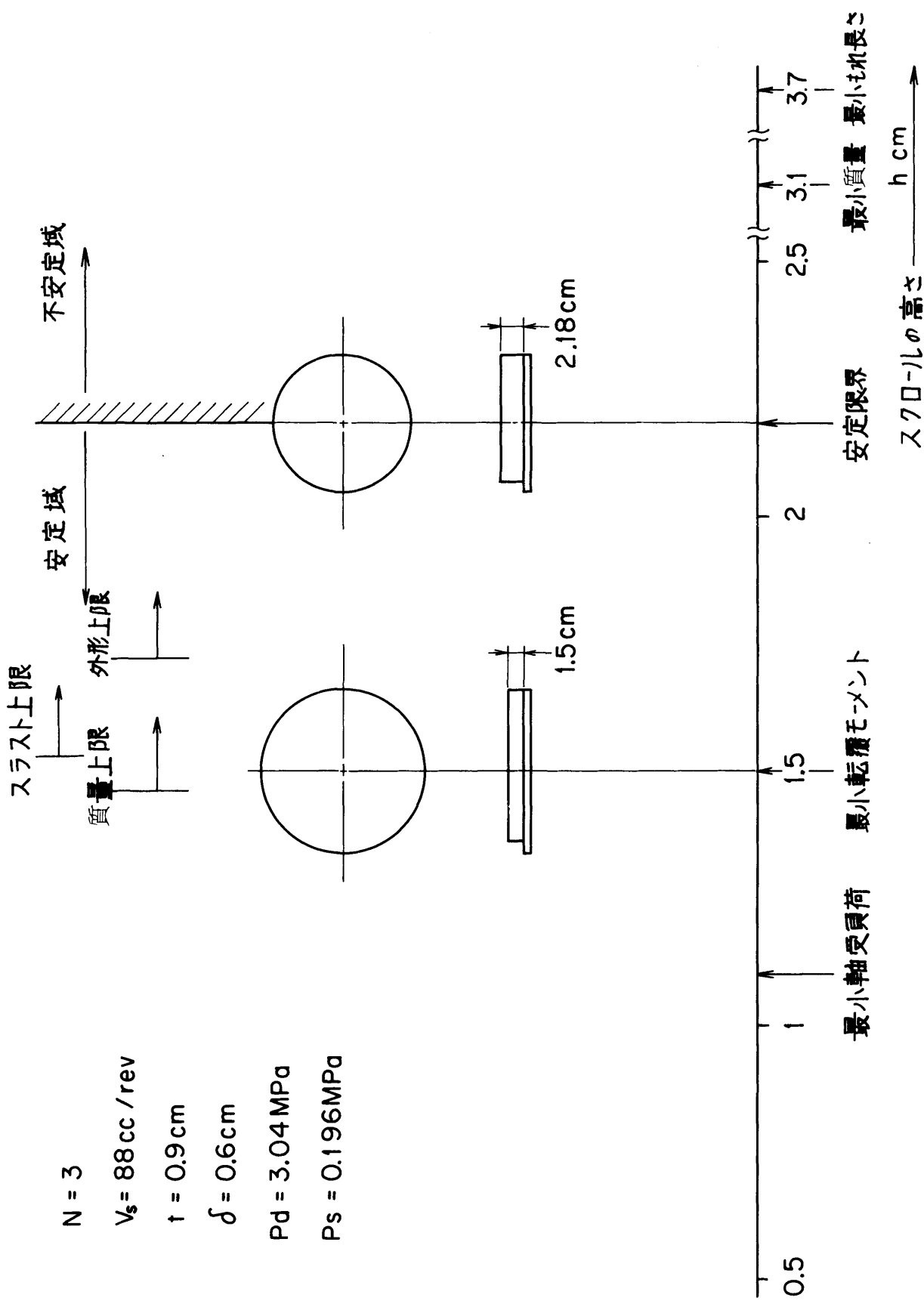


図 5.12 最適形状の決定

R22 200V 3相

条件	吸入ガス (°C)	吐出ガス (°C)	液温 (°C)	回転数 (rpm)	押しかけ量 (m ³ /h)	電流 (A)	入力 (W)	循環量 (kg/h)	冷凍能力 (kcal/h)	η_v (%)	COP	備考
50 Hz	52 / +5	19 / 15	42 / 47	2897	15.71	17.4	5040	362	13198 12680	92.3	3.04 2.93	モーター 三菱 名古屋
	50 / -10	19 / 0	36 / 45	2907	15.76	15.6	4428	211	8032 7498	89.9	2.11 1.97	"
50 Hz	50 / 0	19 / 10	39 / 45	2900	15.73	16.8	4692	304	11487 10970	92.7	2.85 2.72	"
	50 / +10	26 / 20	40 / 45	2897	15.71	17.6	4944	416	16044 15476	94.2	3.77 3.64	"
60 Hz	52 / +5	19 / 15	42 / 47	3442	18.67	18.8	6120	430	15645 15031	92.1	2.97 2.86	"
	50 / -10	19 / 0	36 / 45	3455	18.74	17.1	5376	251	9732 9085	91.7	2.10 1.97	"
60 Hz	50 / 0	19 / 10	38 / 45	3451	18.77	18.3	5760	363	13568 12857	91.3	2.74 2.60	"
	50 / +10	26 / 20	40 / 45	3442	18.67	19.4	6108	494	19094 18418	94.4	3.63 3.51	"

(各欄の下の数値はスーパーヒート，サブクールの補正をしたもの)

CT：凝縮温度

ET：蒸発温度

表 6.1 スクロール圧縮機の能力試験

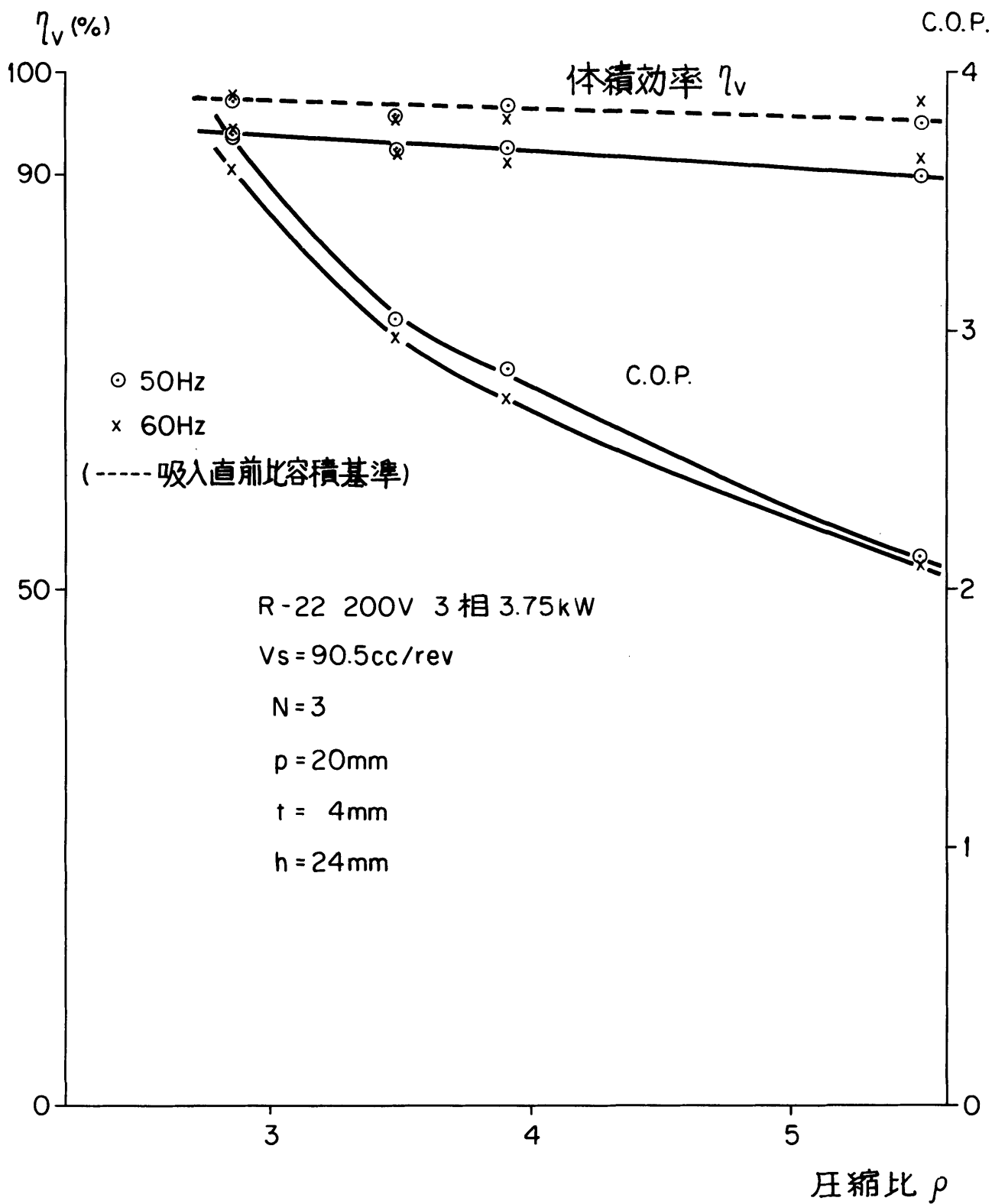


図 6.1 スクロール圧縮機の体積効率とC.O.P.

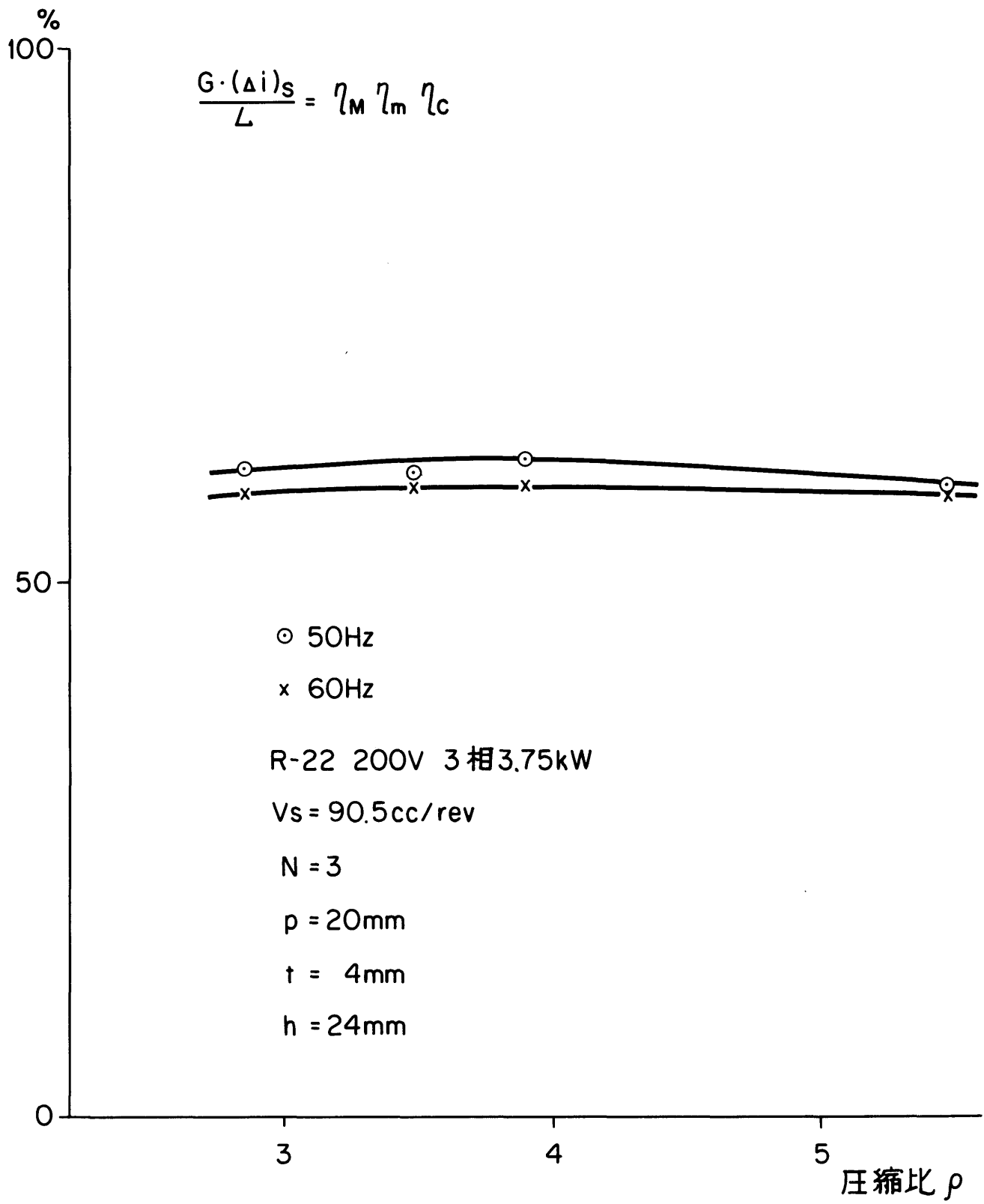


図 6.2 スクロール圧縮機の性能

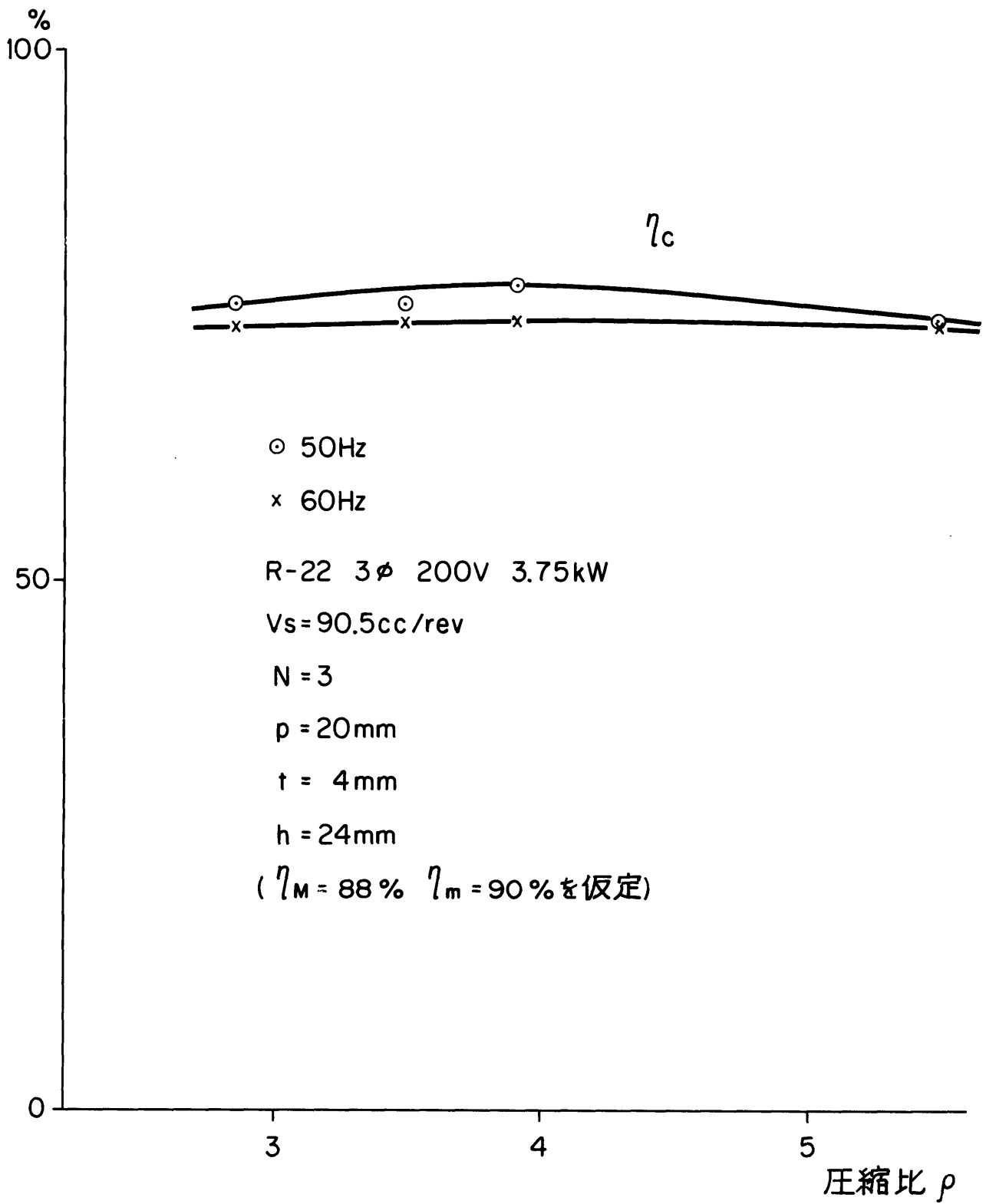


図 6.3 スクロール圧縮機の圧縮効率

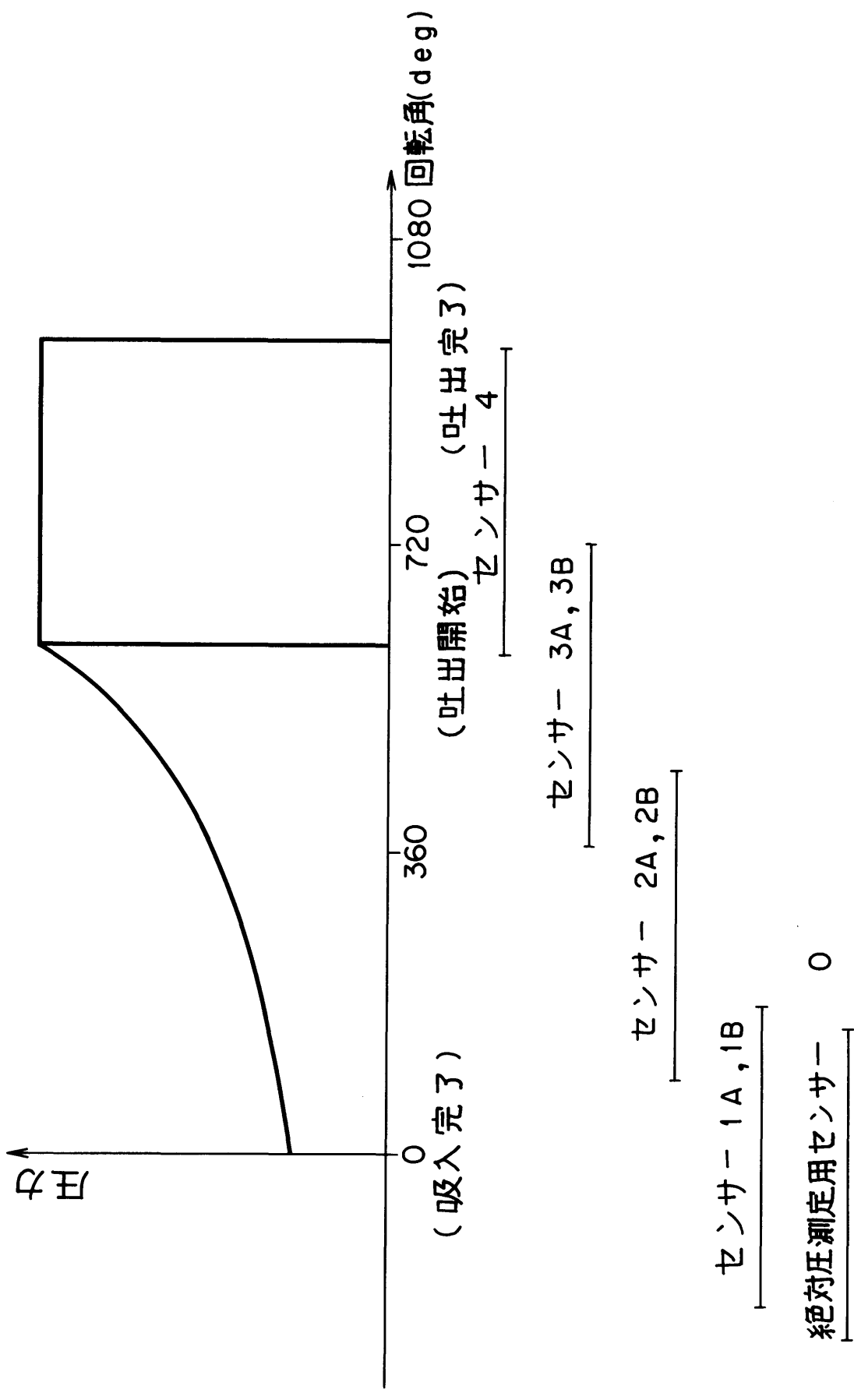


図6.4 各センサーの圧力測定範囲

- スクロール壁内側系統 1~3 (A)
- ④ 4
- スクロール壁外側系統 1~3 (B)
- △ 絶対圧測定用センサ

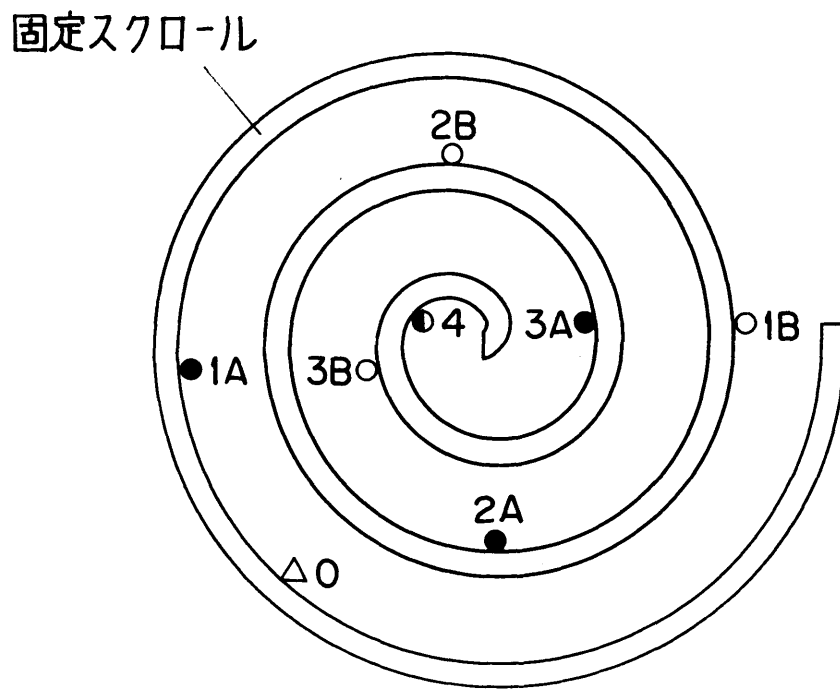


図 6.5 圧力センサ取付け位置

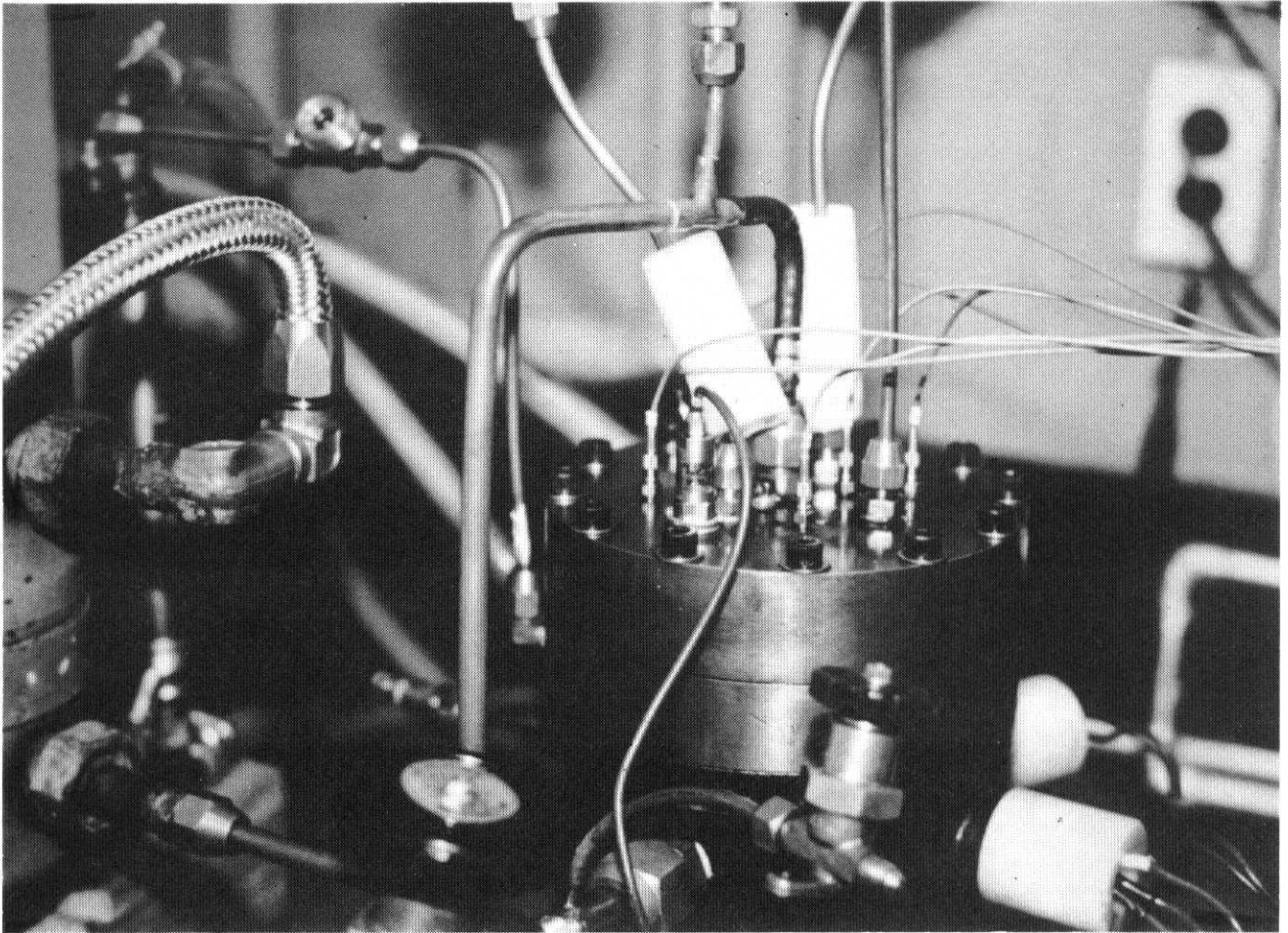


図 6.6 センサの取付けられた 供試圧縮機

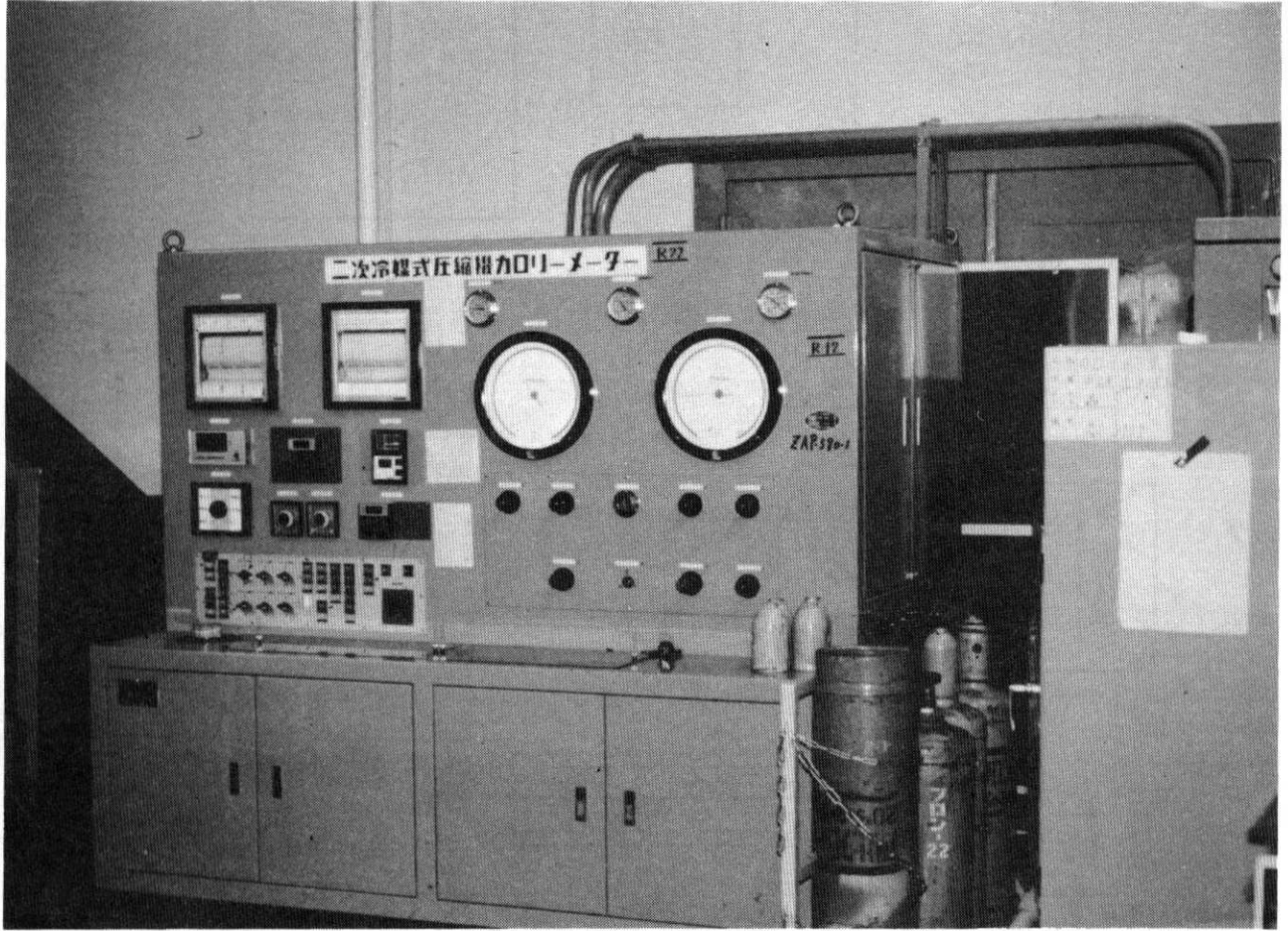


図 6.7 2次冷媒式カロリーメータ

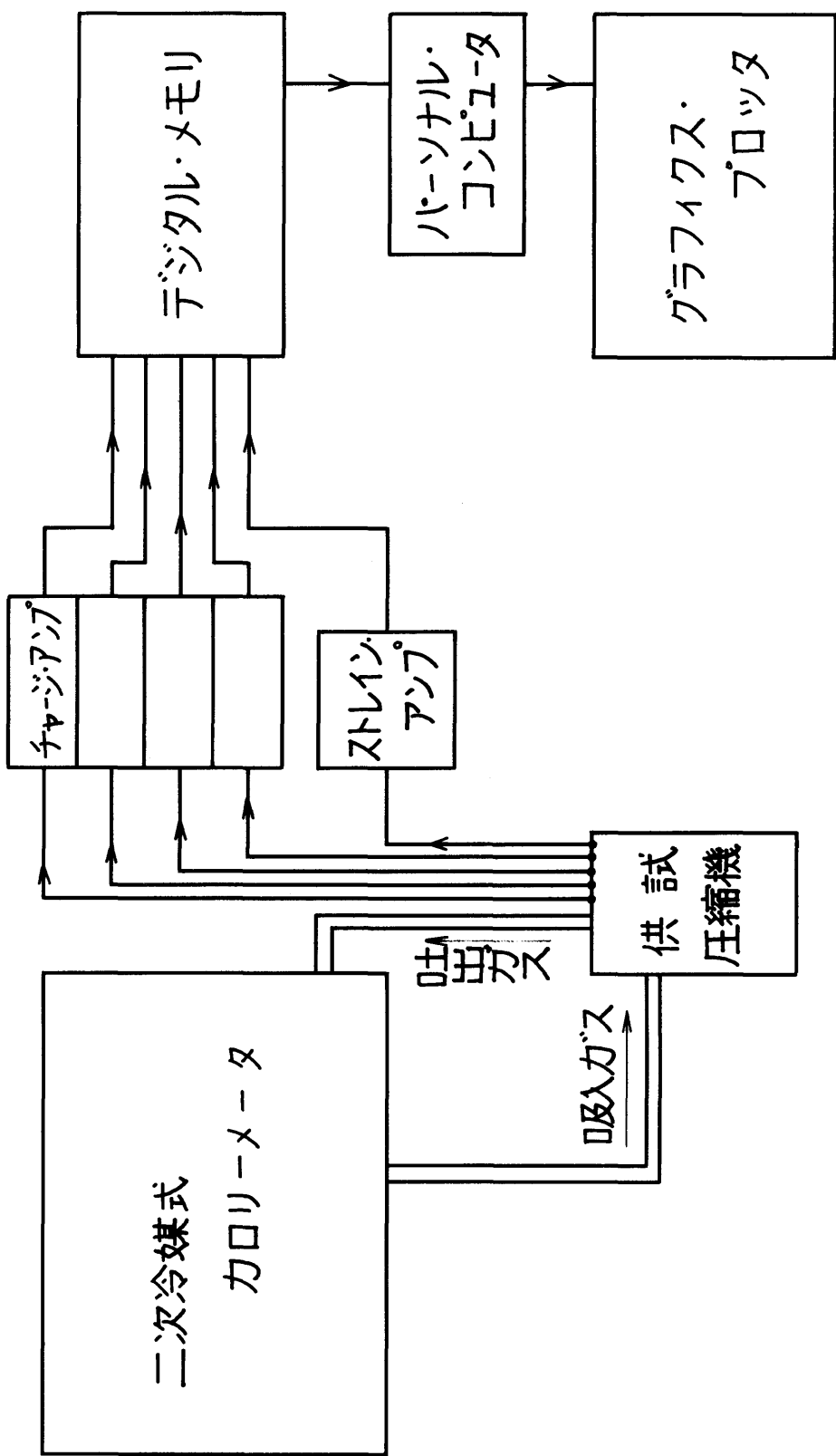


図 6.8 実験装置ブロック図

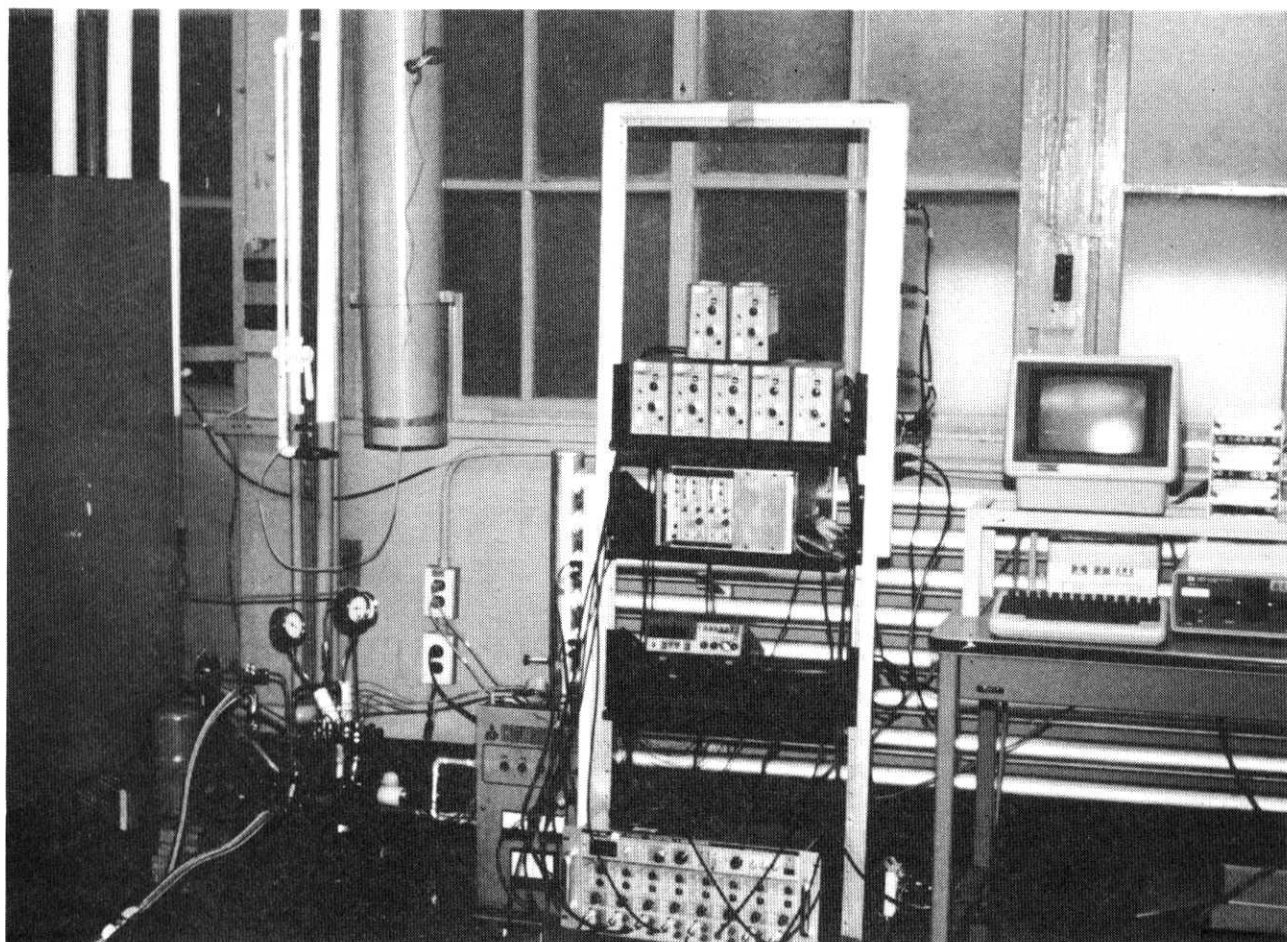


図 6.9 測定系の構成

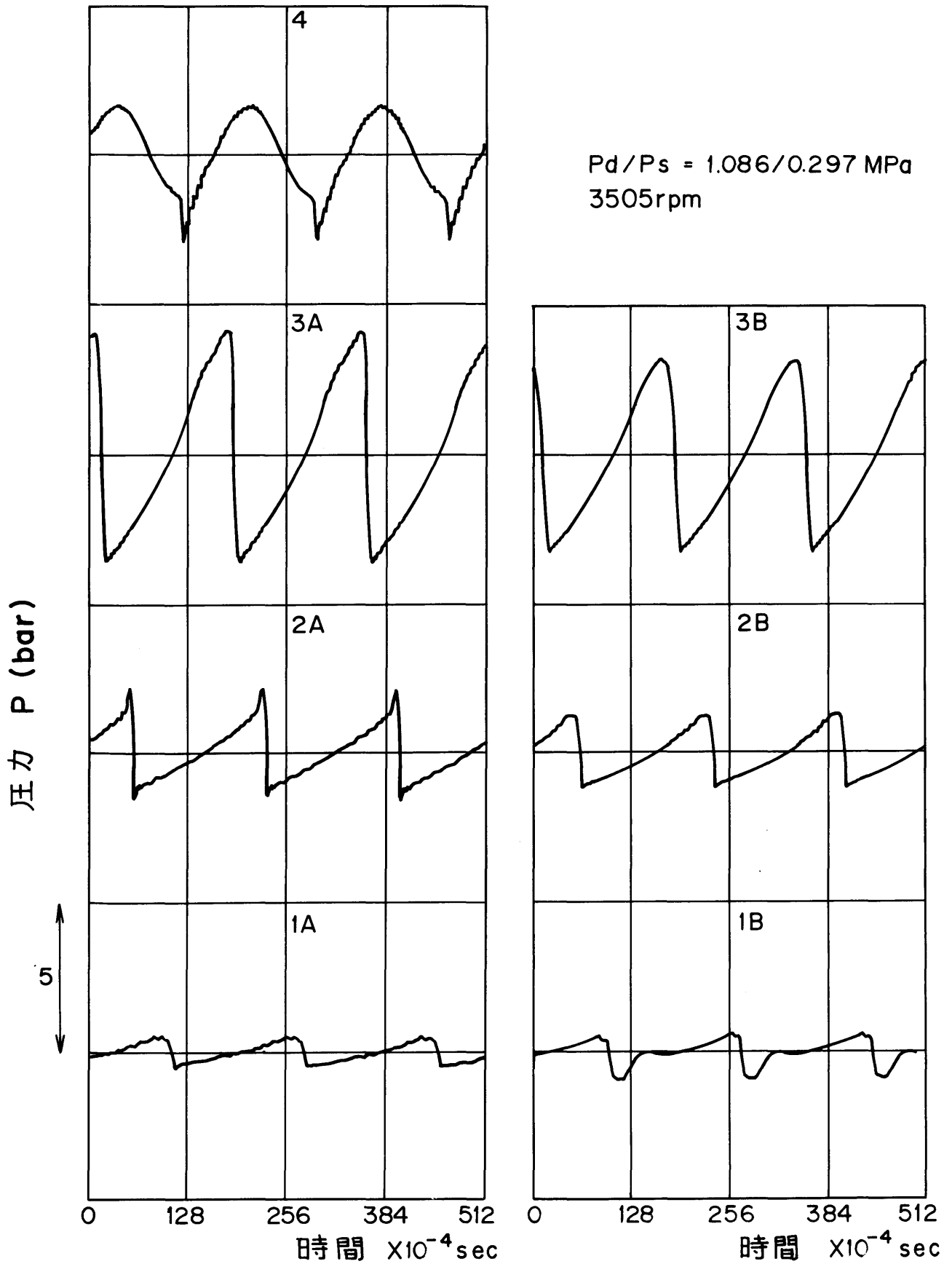


図 6.10 組込圧縮比近傍における圧力センサの出力波形

$P_d/P_s = 1.086/0.297 \text{ MPa}$

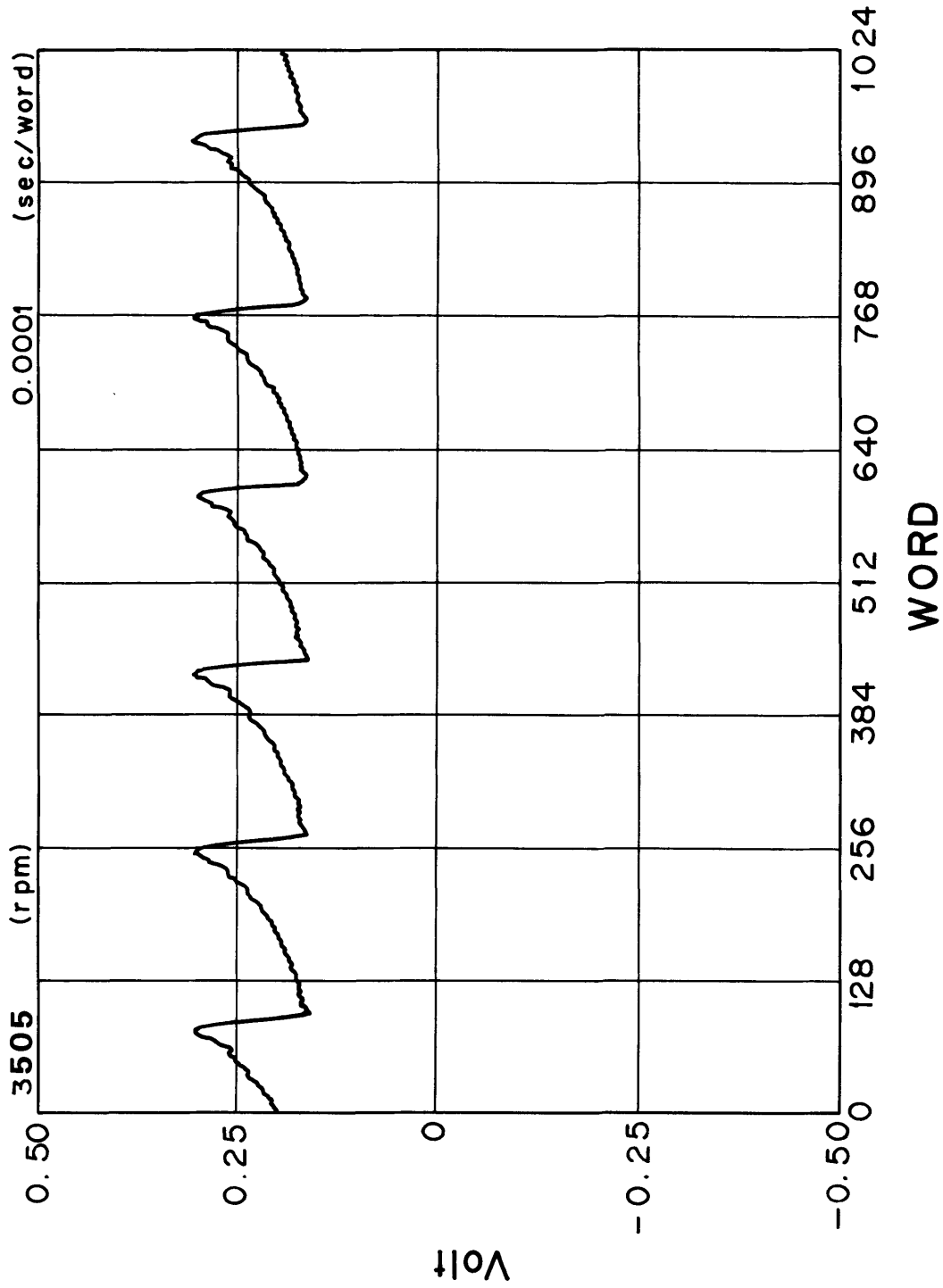


図 6.11 絶対圧測定用センサ 0 の出力信号

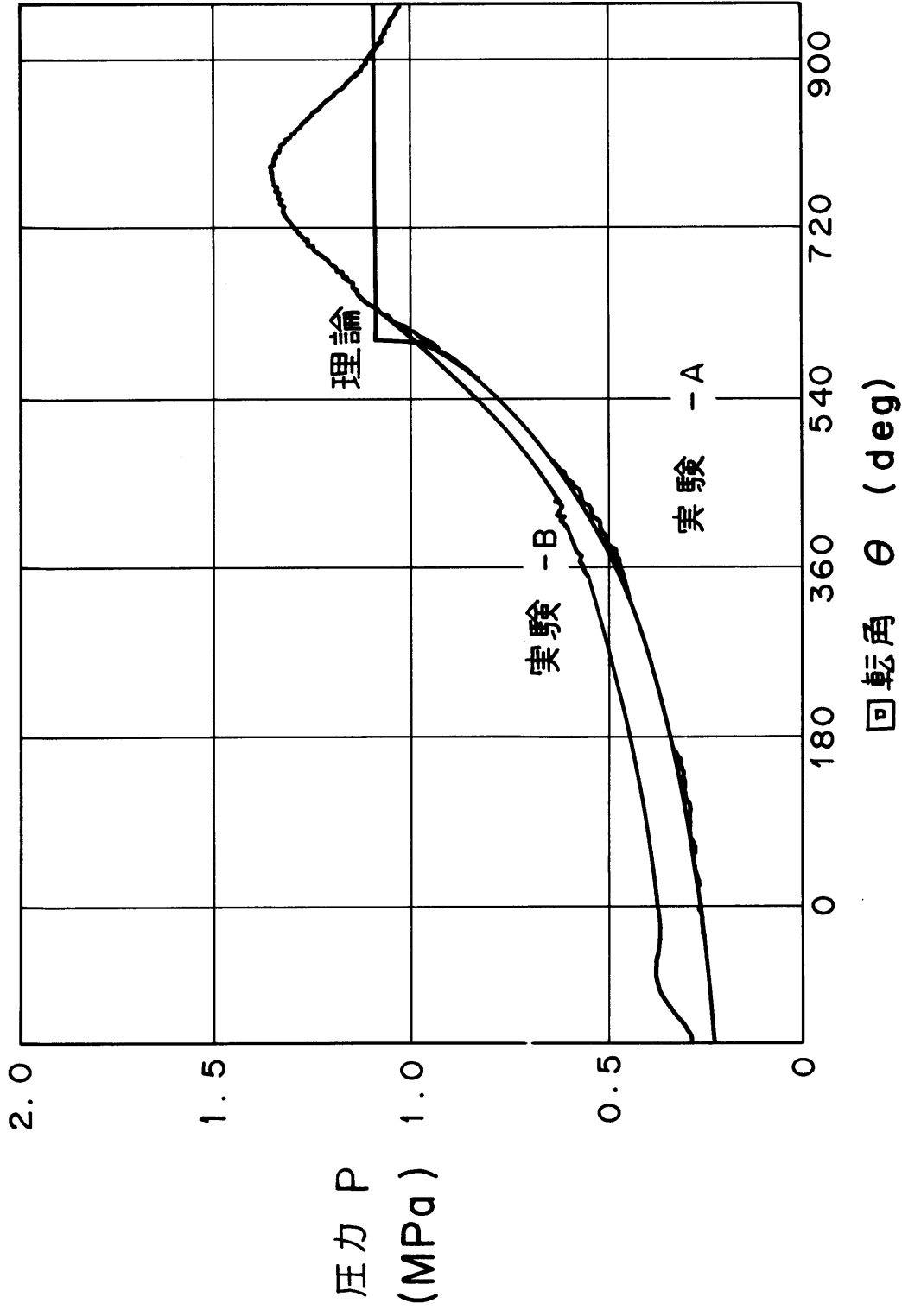


図 6.12 組込圧縮比付近における $P-\theta$ 線図

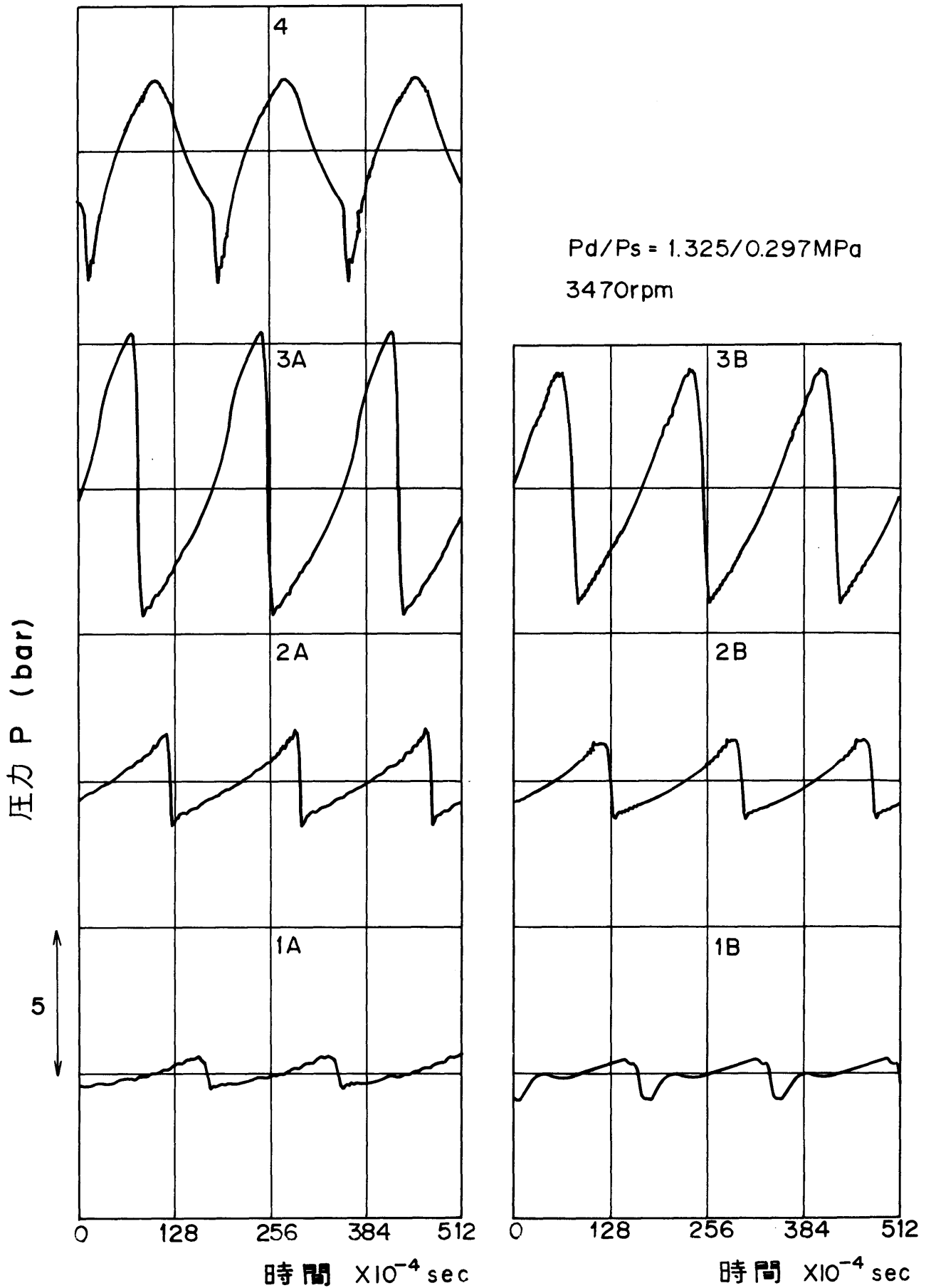


図 6.13 組込圧縮比より高い圧縮比における圧力波形

$P_d/P_s = 1.325 / 0.297 \text{ MPa}$

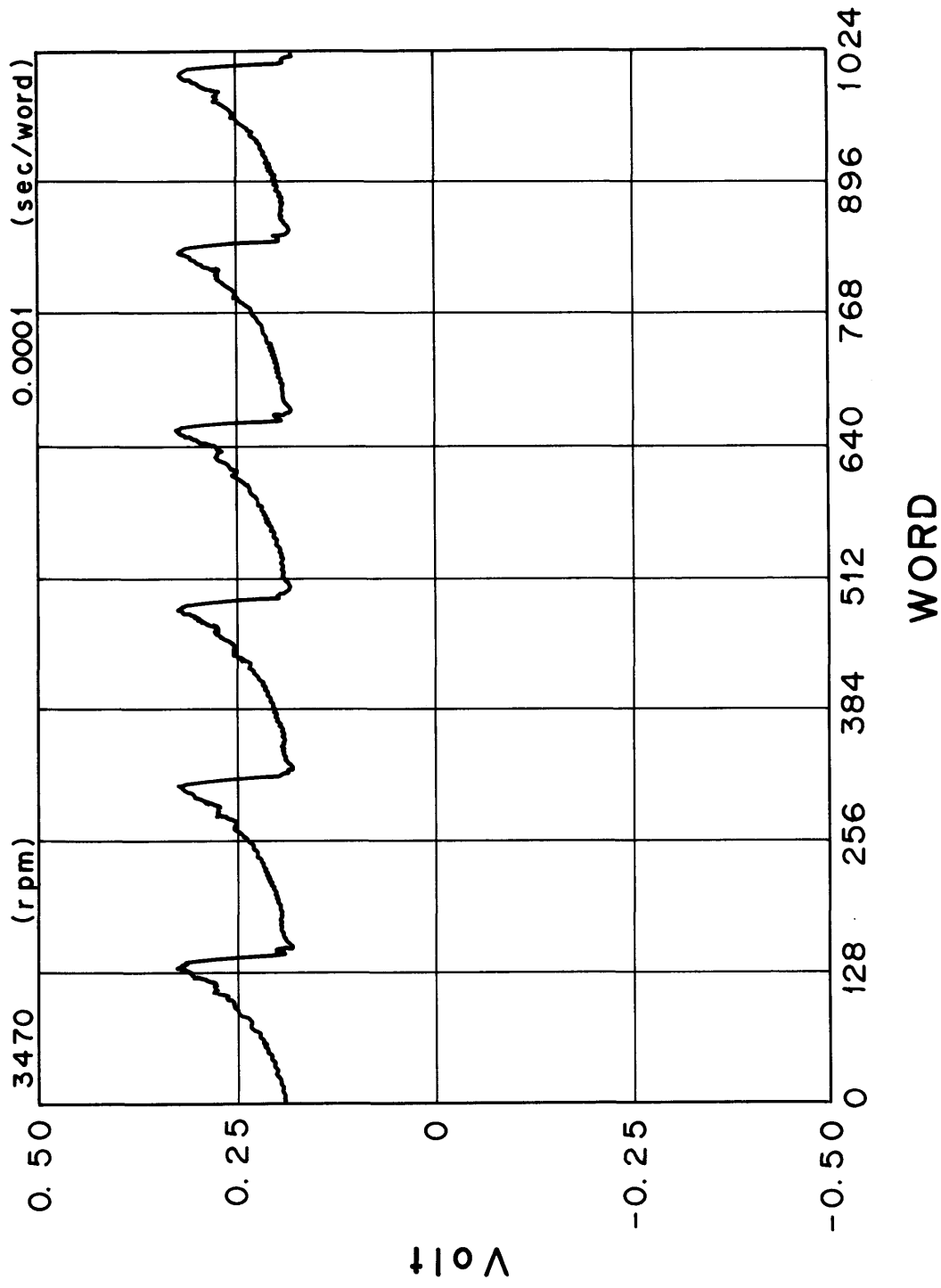


図 6.14 絶対圧測定用センサの出力信号

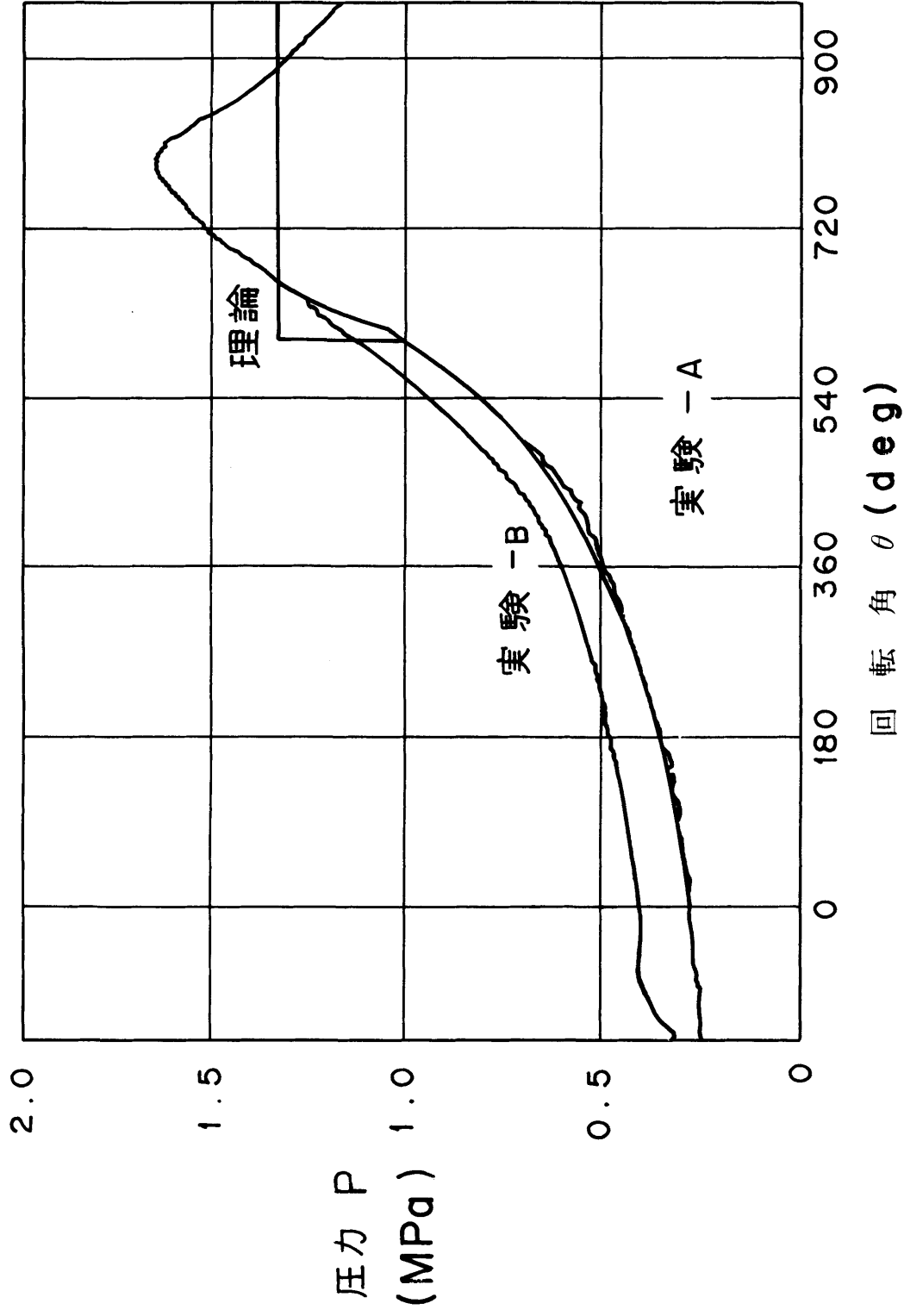


図 6.15 組込圧縮比より高い圧縮比における P - θ 線図

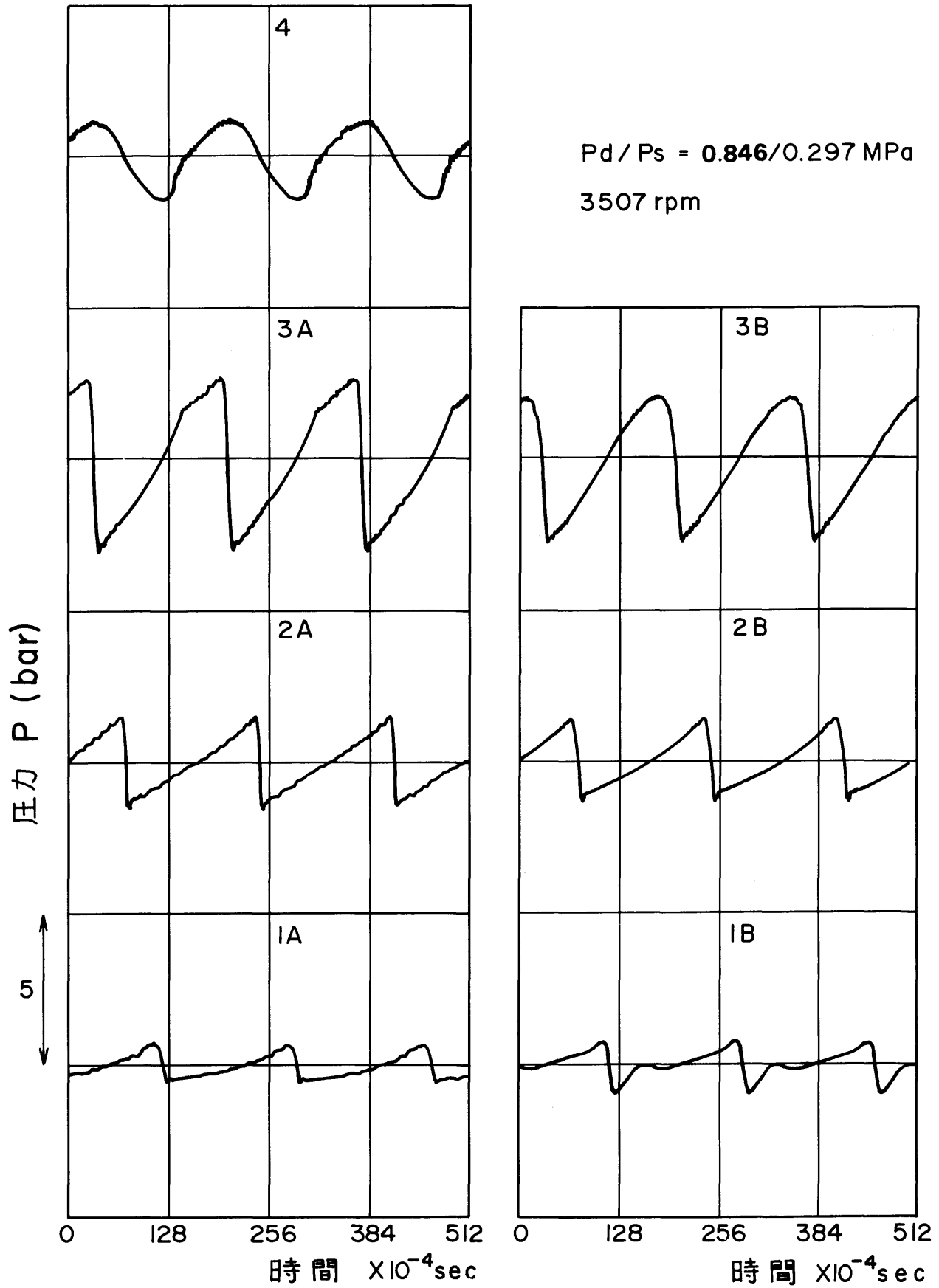


図 6.16 組込圧縮比より低い圧縮比における圧力波形

$Pd/Ps = 0.846 / 0.297 \text{MPa}$

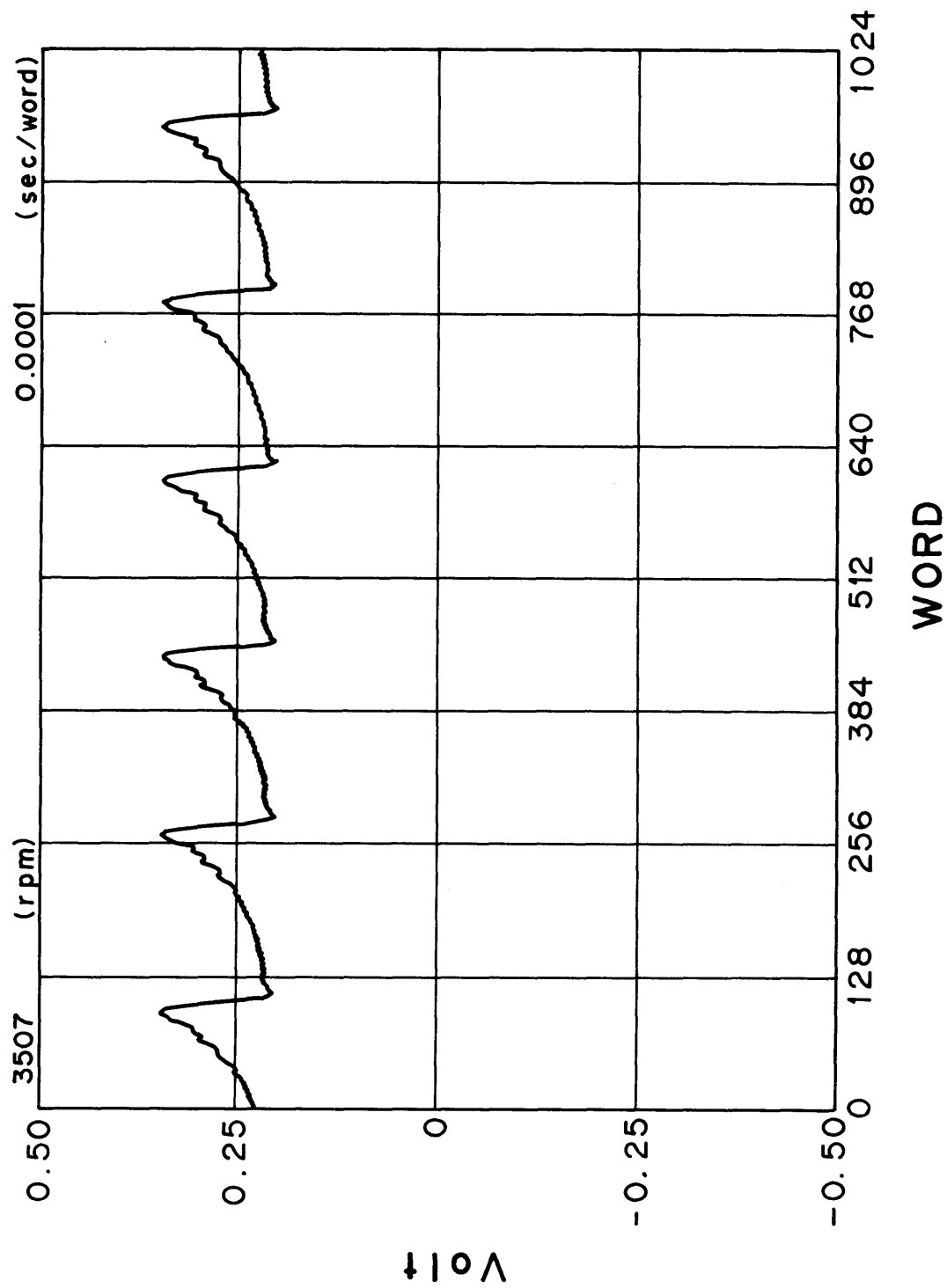


図 6.17 絶対圧測定用センサの出力信号

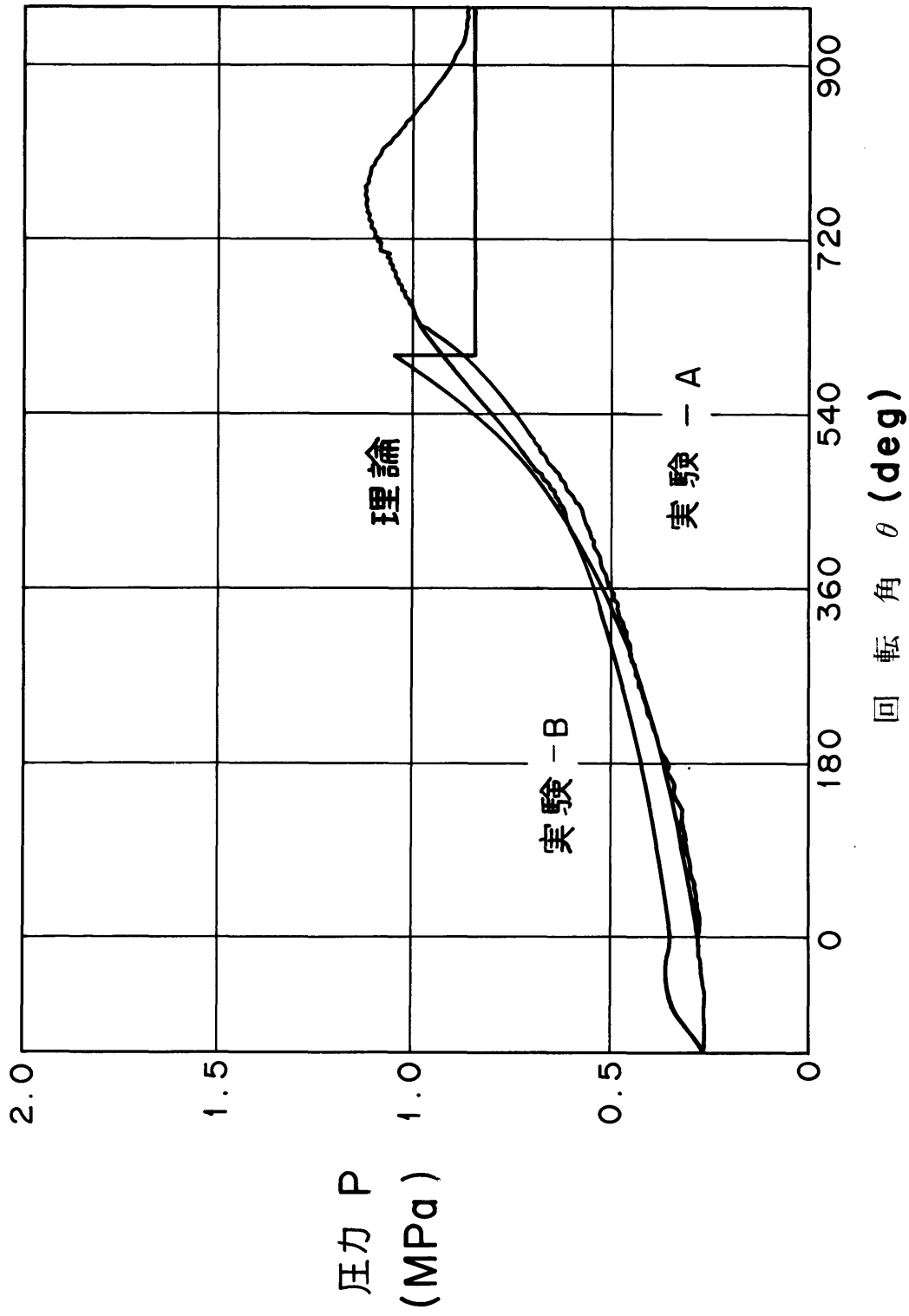


図 6.18 組込圧縮比より低い圧縮比における $P - \theta$ 線図

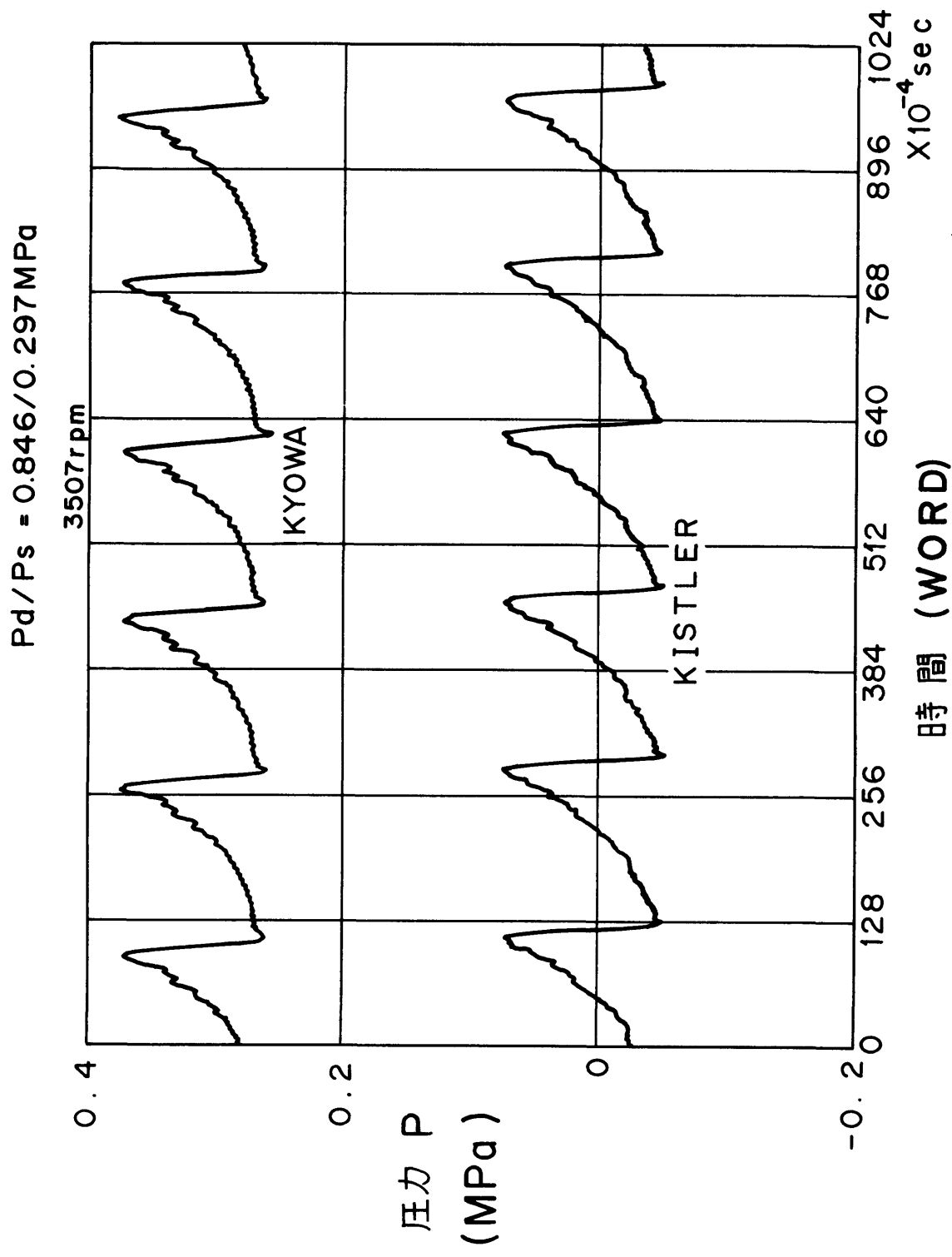


図 6.19 絶対圧測定用センサ 0 と変動圧測定用センサ 1 の波形比較

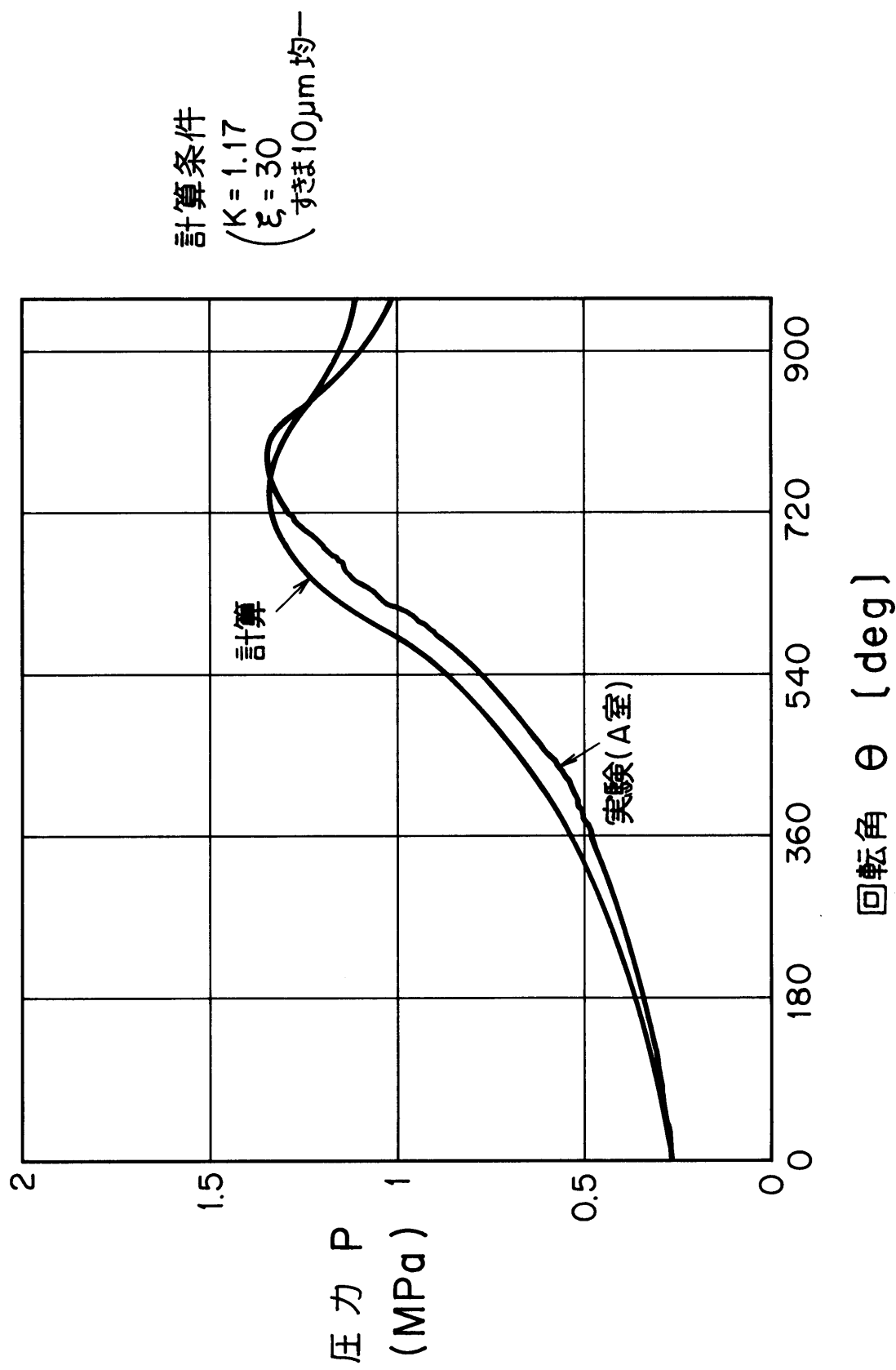


図 6.20 圧力測定結果と計算の比較

$V_s=90.5\text{cc/rev}$, $N=3$, $p=24$, $t=3\text{mm}$, $h=24\text{mm}$

50/60 Hz

—○— 実験

----- 計算 ($K=1.17$, $\xi=30$, すきま $10\mu\text{m}$ 均)

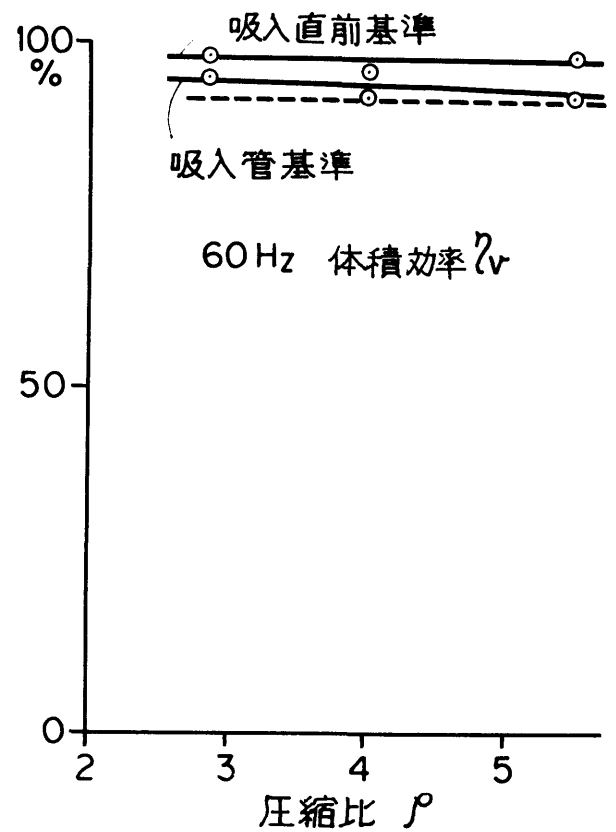
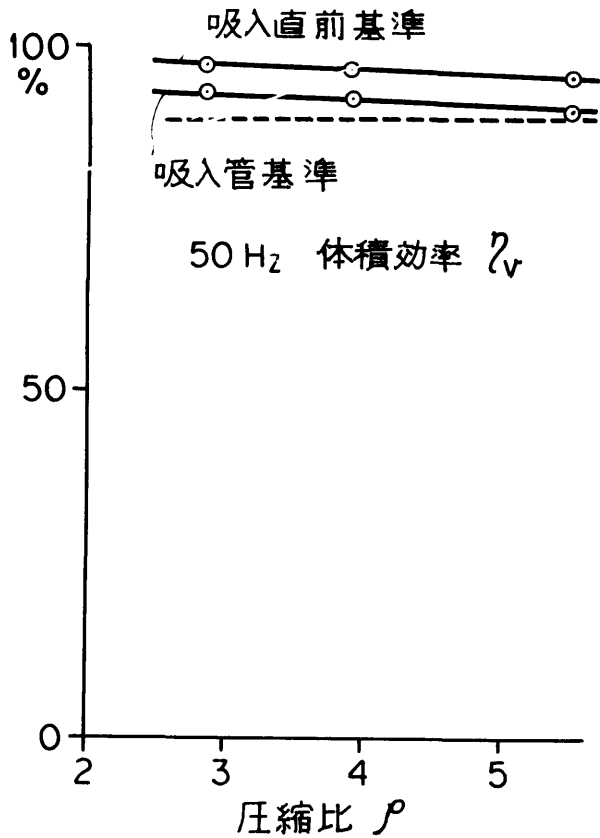
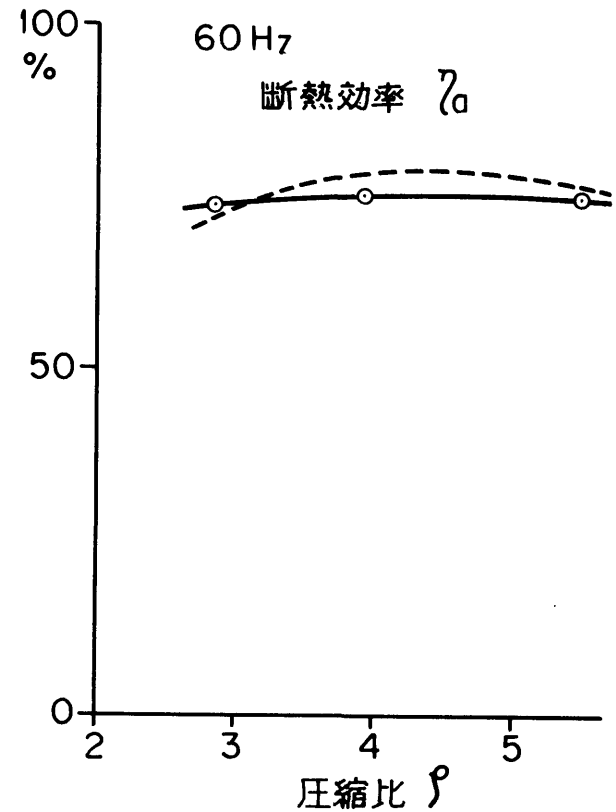
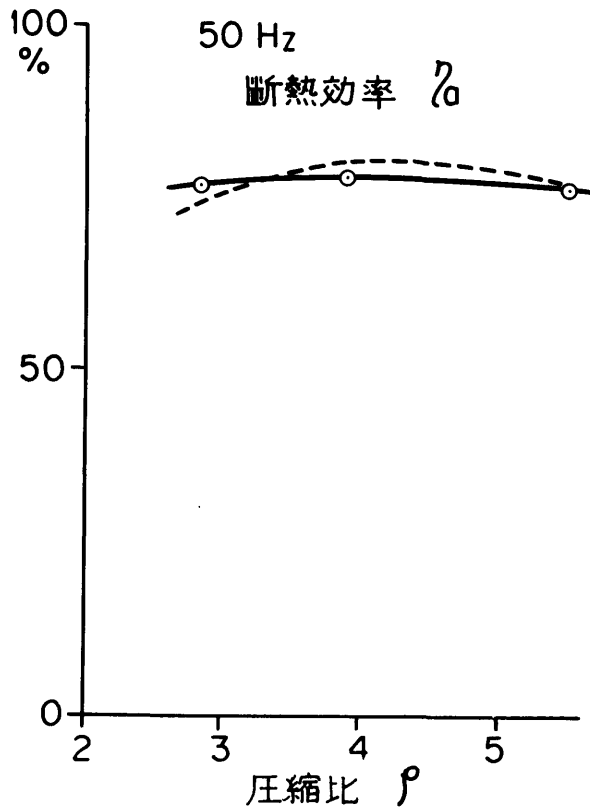


図6.21 効率の実験と解析の比較

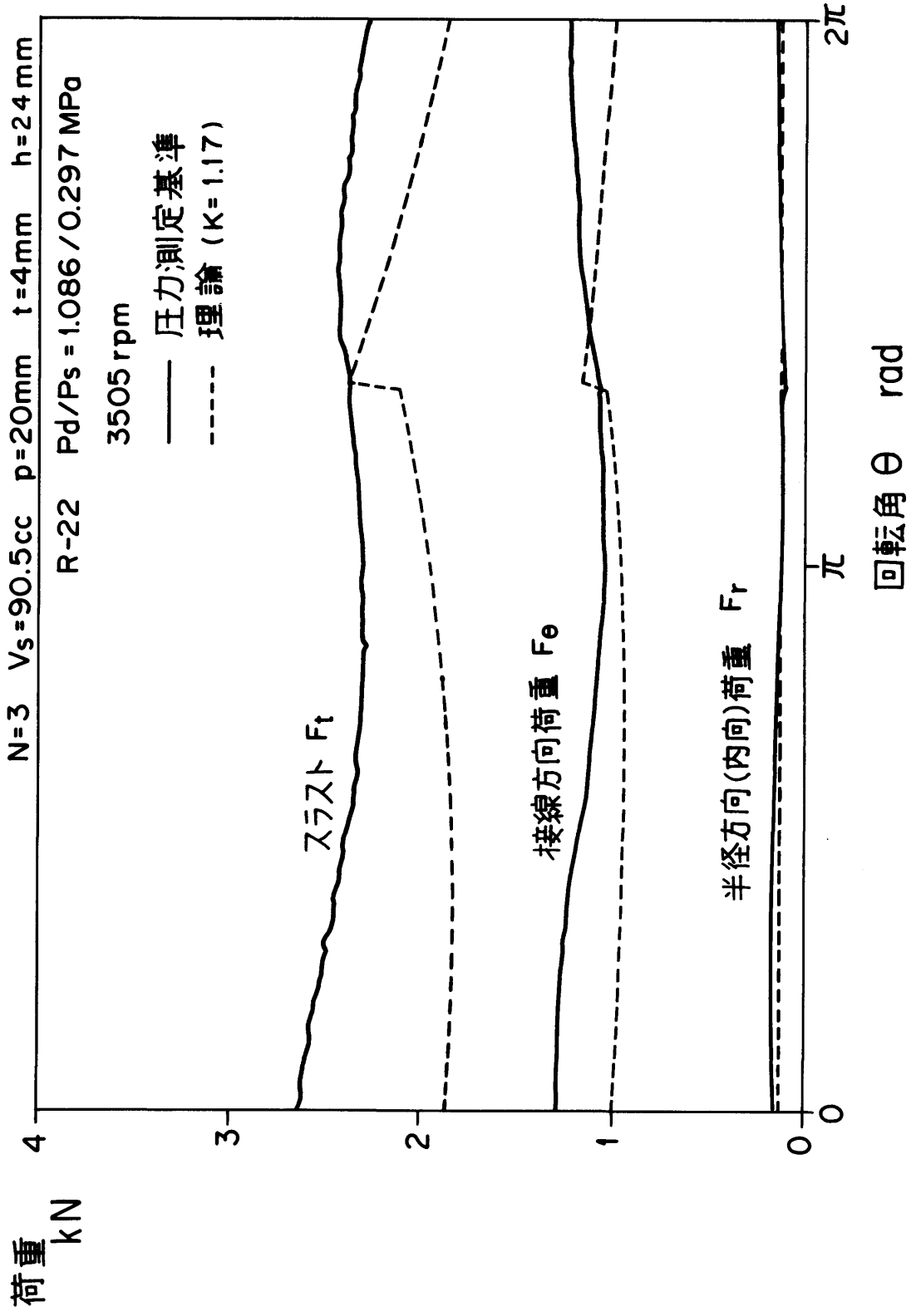


図 6.22(a) 理論荷重と圧力測定から求めた荷重の比較(組込圧縮比付近)

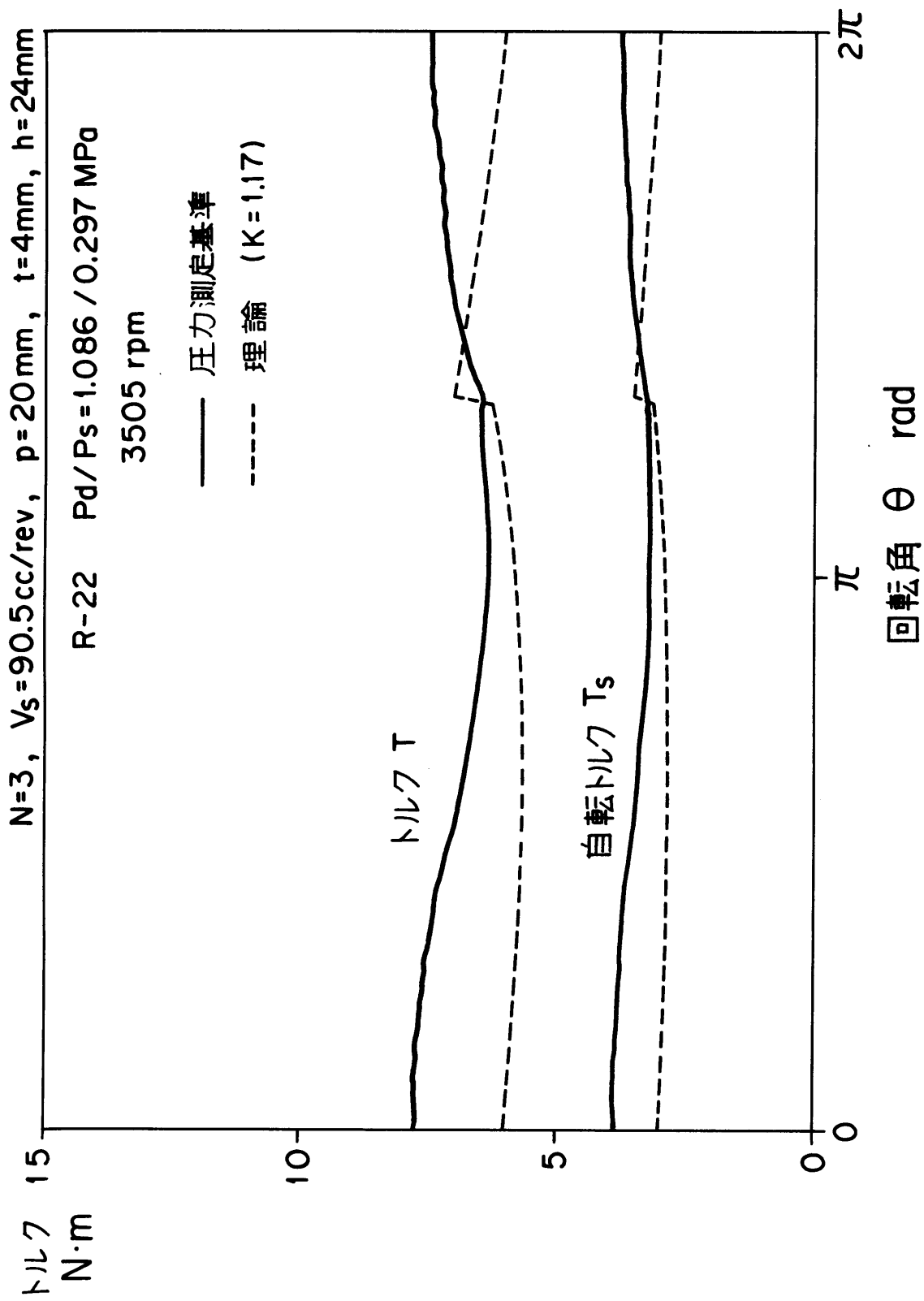


図 6. 22 (b) 理論トルクと圧力測定から求めたトルクの比較 (組込圧縮比付近)

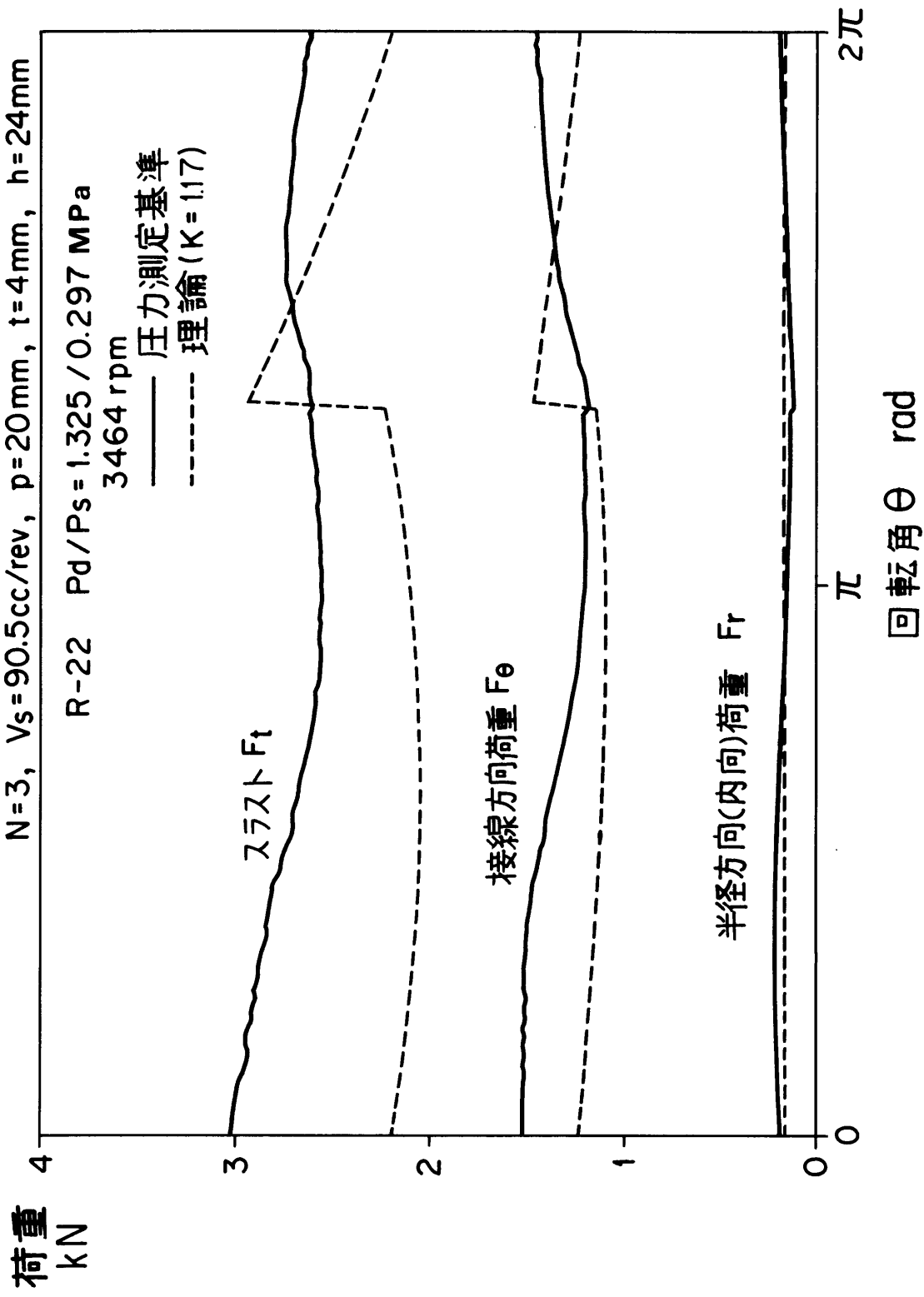


図 6.23 (a) 理論荷重と圧力測定から求めた荷重の比較(不足圧縮の場合)

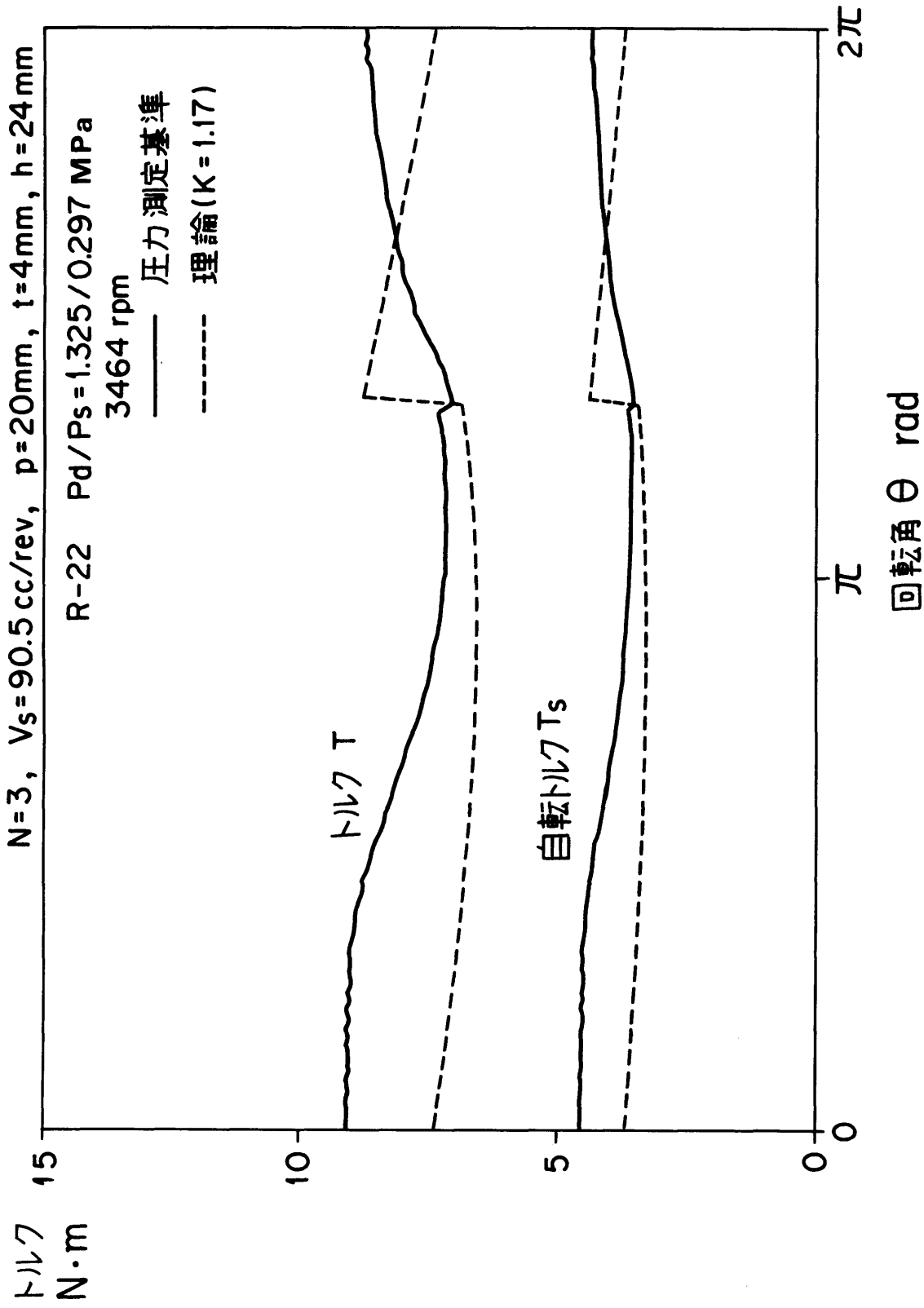


図 6.23 (b) 理論トルクと圧力測定から求めたトルクの比較(不足圧縮の場合)

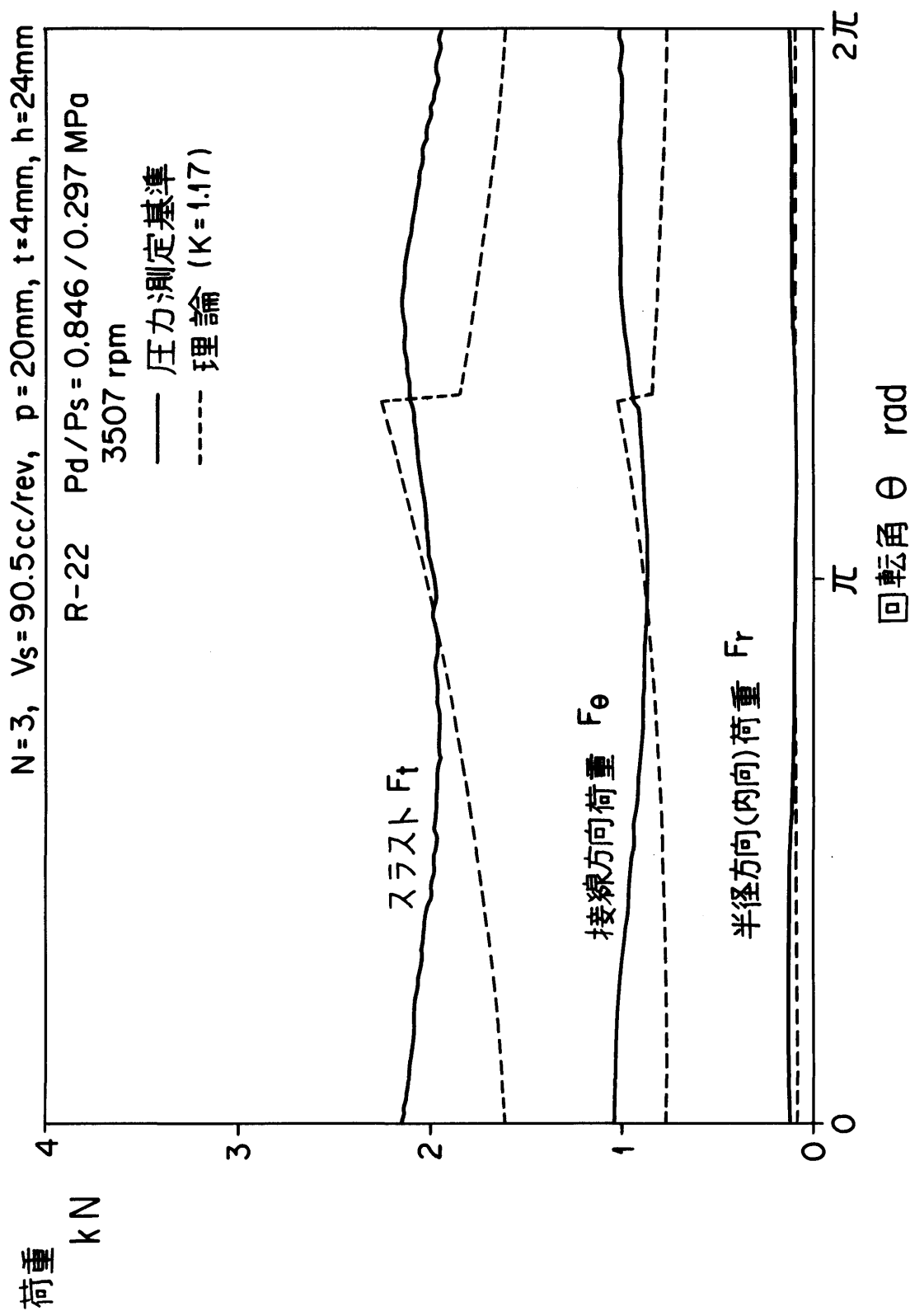


図6.24(a) 理論荷重と圧力測定から求めた荷重の比較(過圧縮の場合)

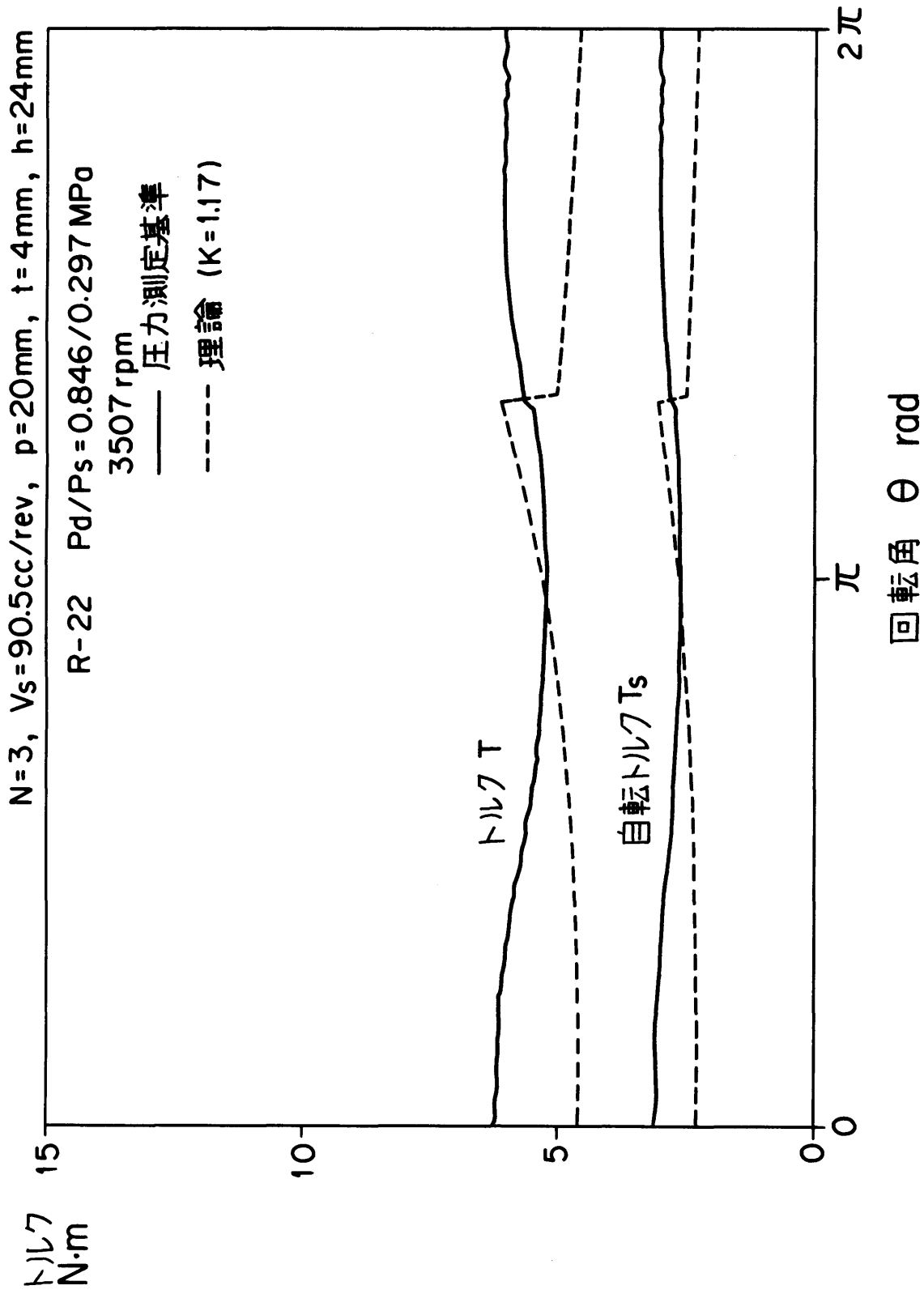


図6.24 (b) 理論トルクと圧力測定から求めたトルクの比較(過圧縮の場合)

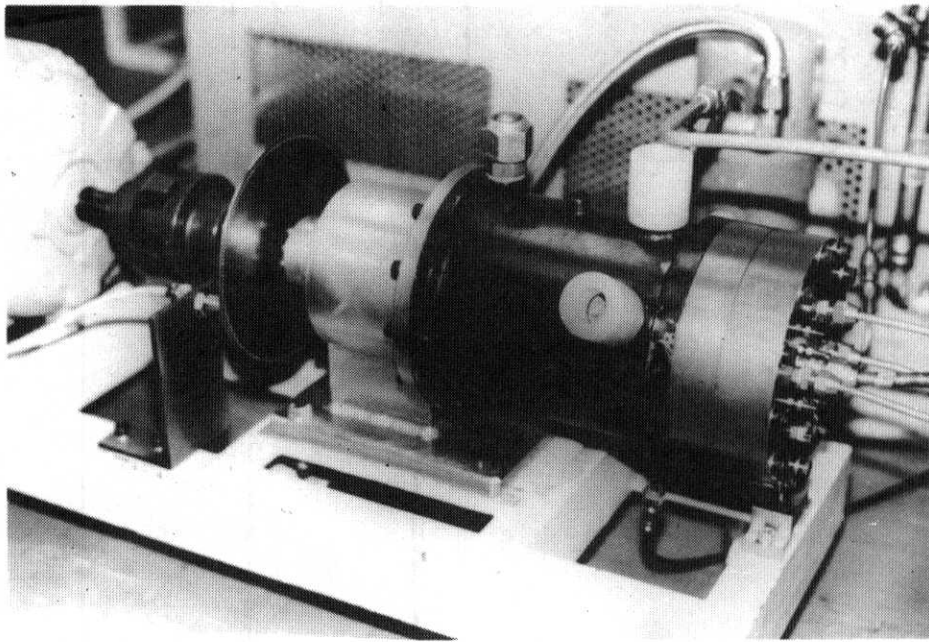


図 6.25 トルク・センサモータに接続した供試圧縮機

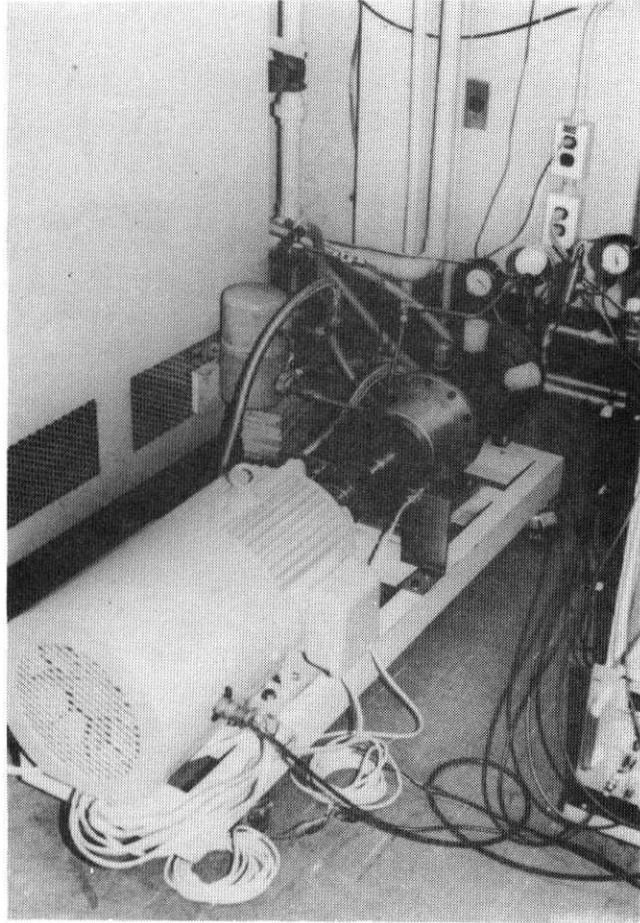


図 6.26 トルク・センサモータ駆動の供試圧縮機

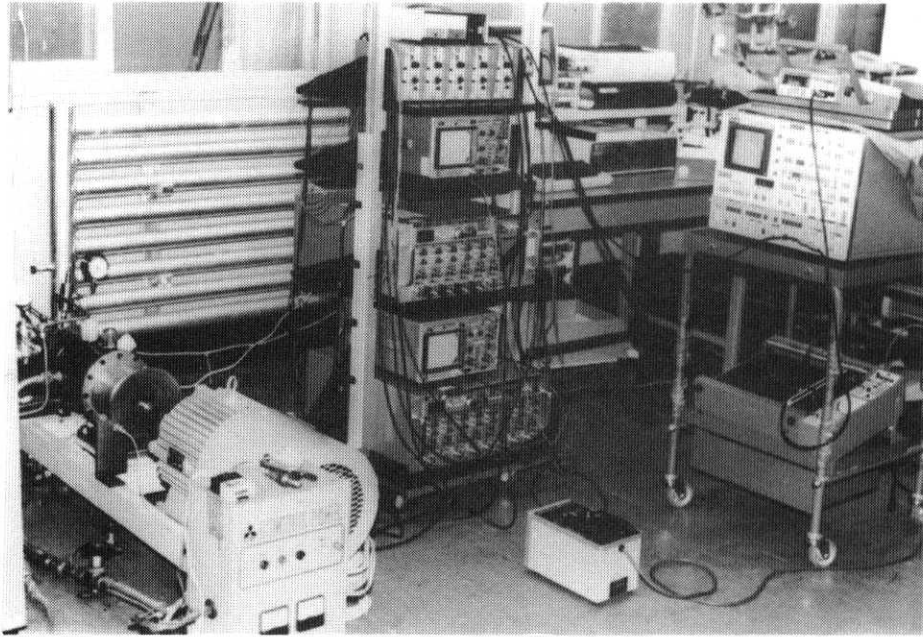


図 6.27 トルク・センサモータ駆動圧縮機の実験装置

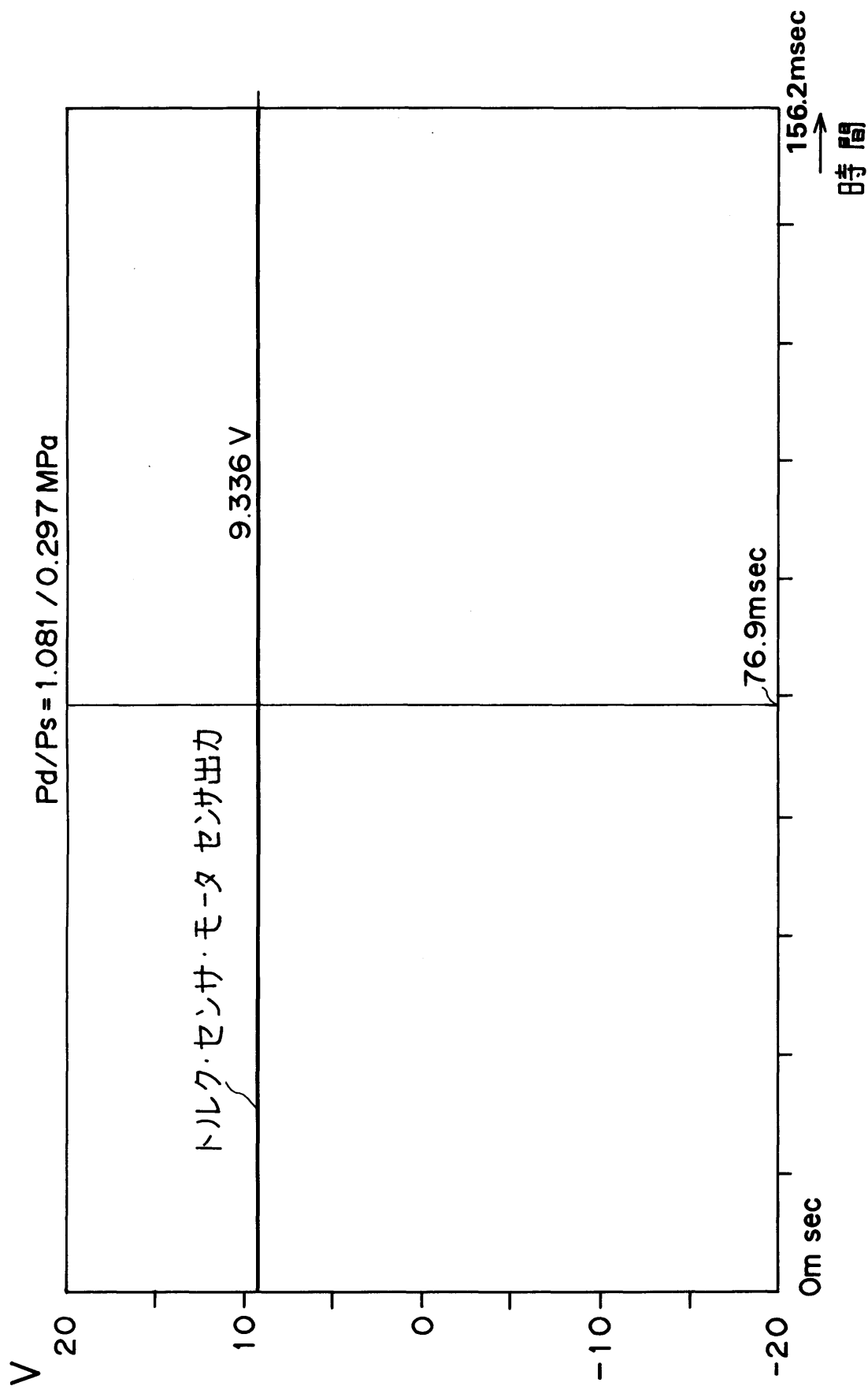


図 6.28 (a) トルクセンサモータのセンサ出力(組込圧縮比付近)

$P_d / P_s = 1.081 / 0.297 \text{ MPa}$

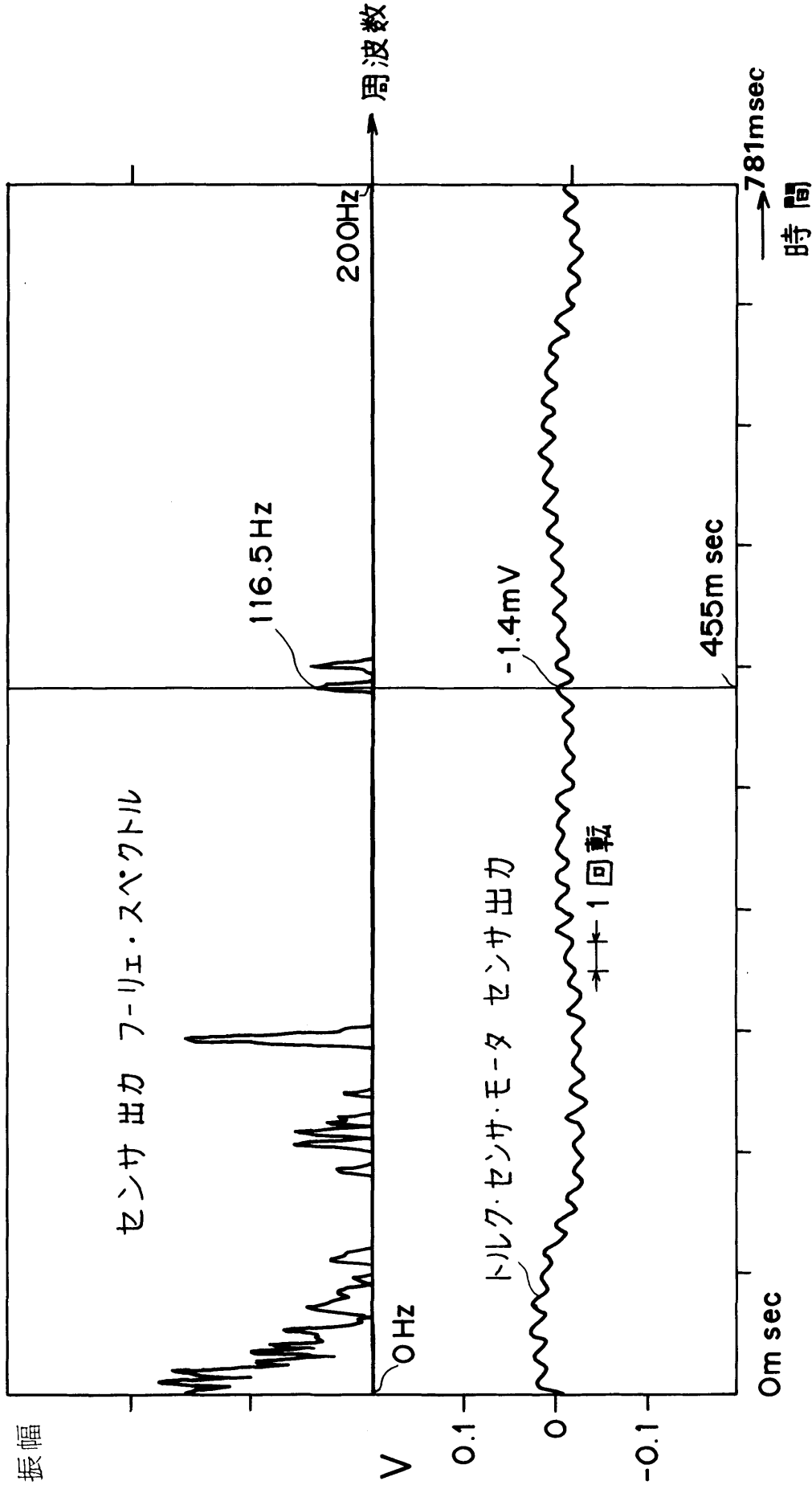


図 6.28 (b) トルクセンサ・モータのセンサ AC出力(組込圧縮比付近)

$P_d / P_s = 1.081 / 0.297 \text{ MPa}$

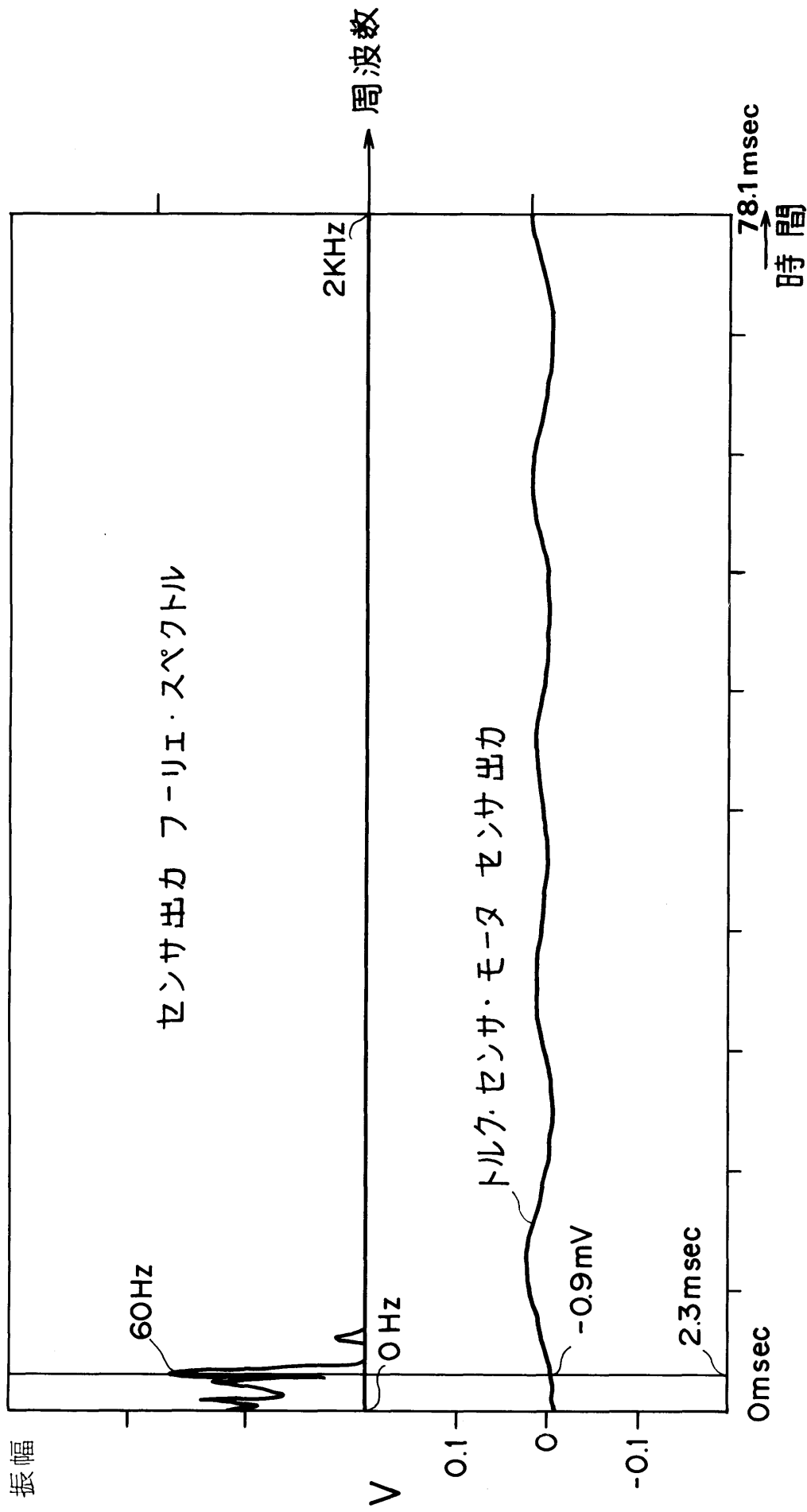


図 6.28 (c) トルクセンサー・モータのセンサー AC 出力(組込圧縮比付近)

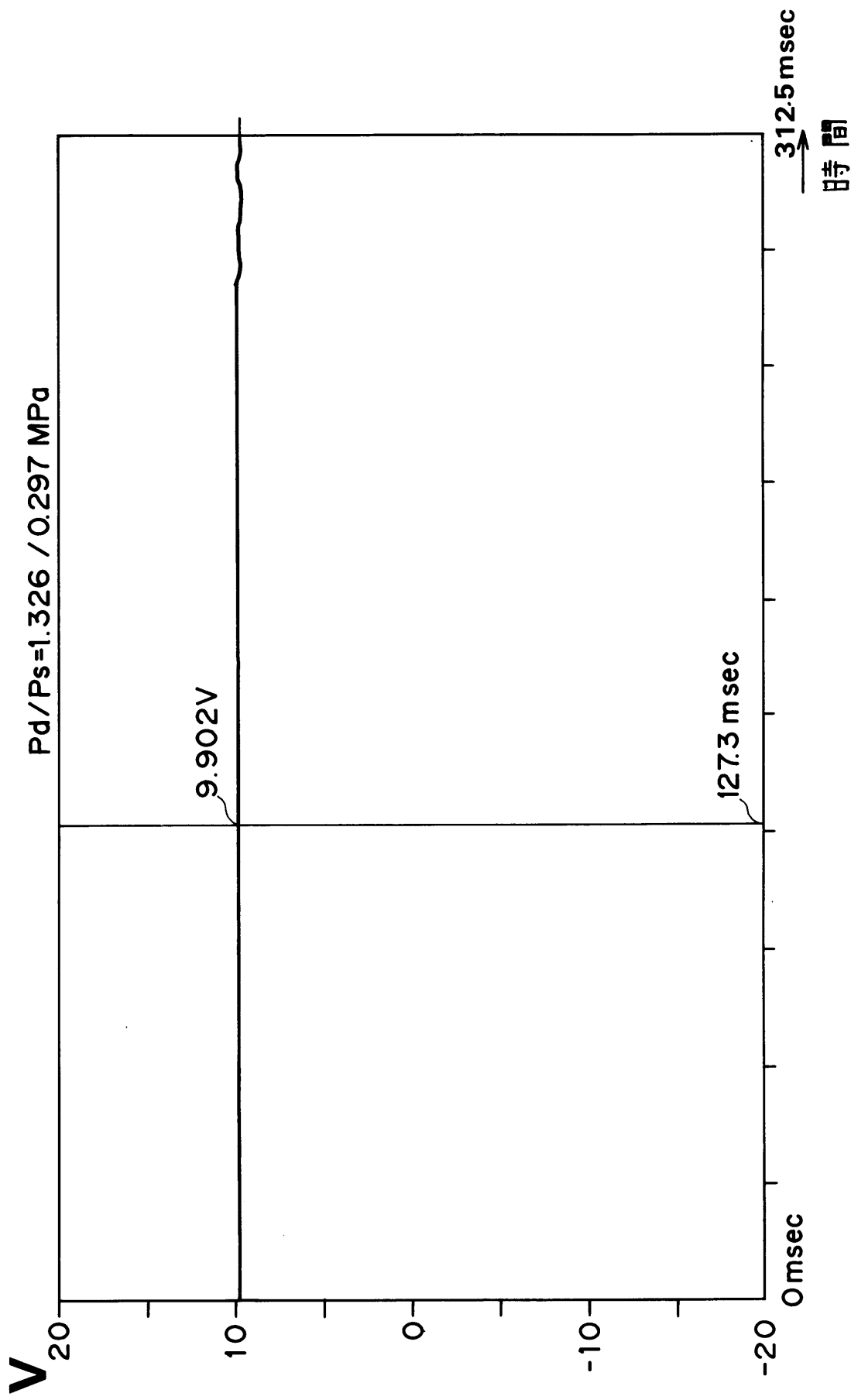


図 6.29 (a) トルク・センサ・モータのセンサ出力(圧縮不足)

Pd/Ps = 1.326 / 0.297 MPa

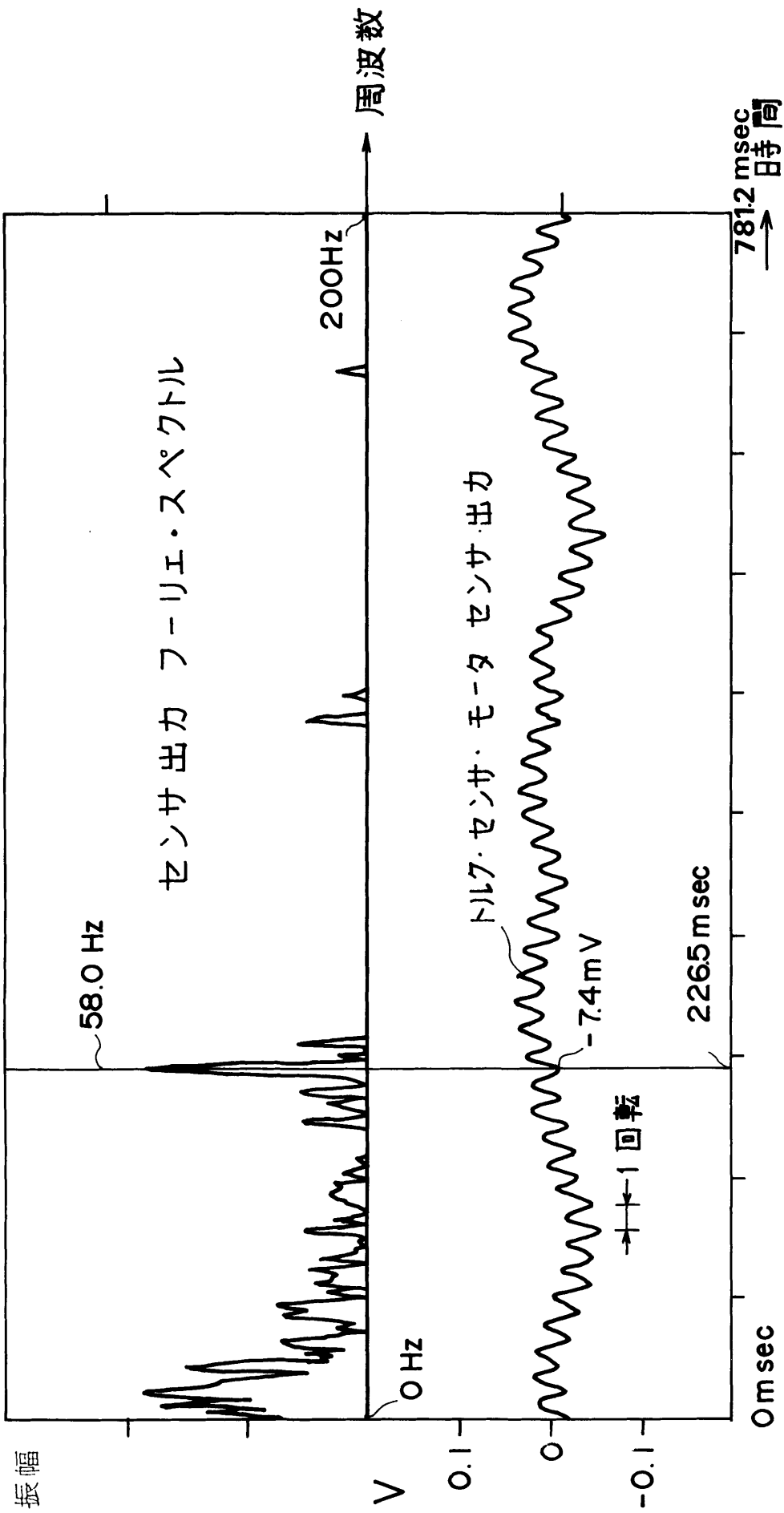


図 6.29 (b) トルクセンサ・モータのセンサ AC出力(圧縮不足)

Pd/Ps=1.326 / 0.297 MPa

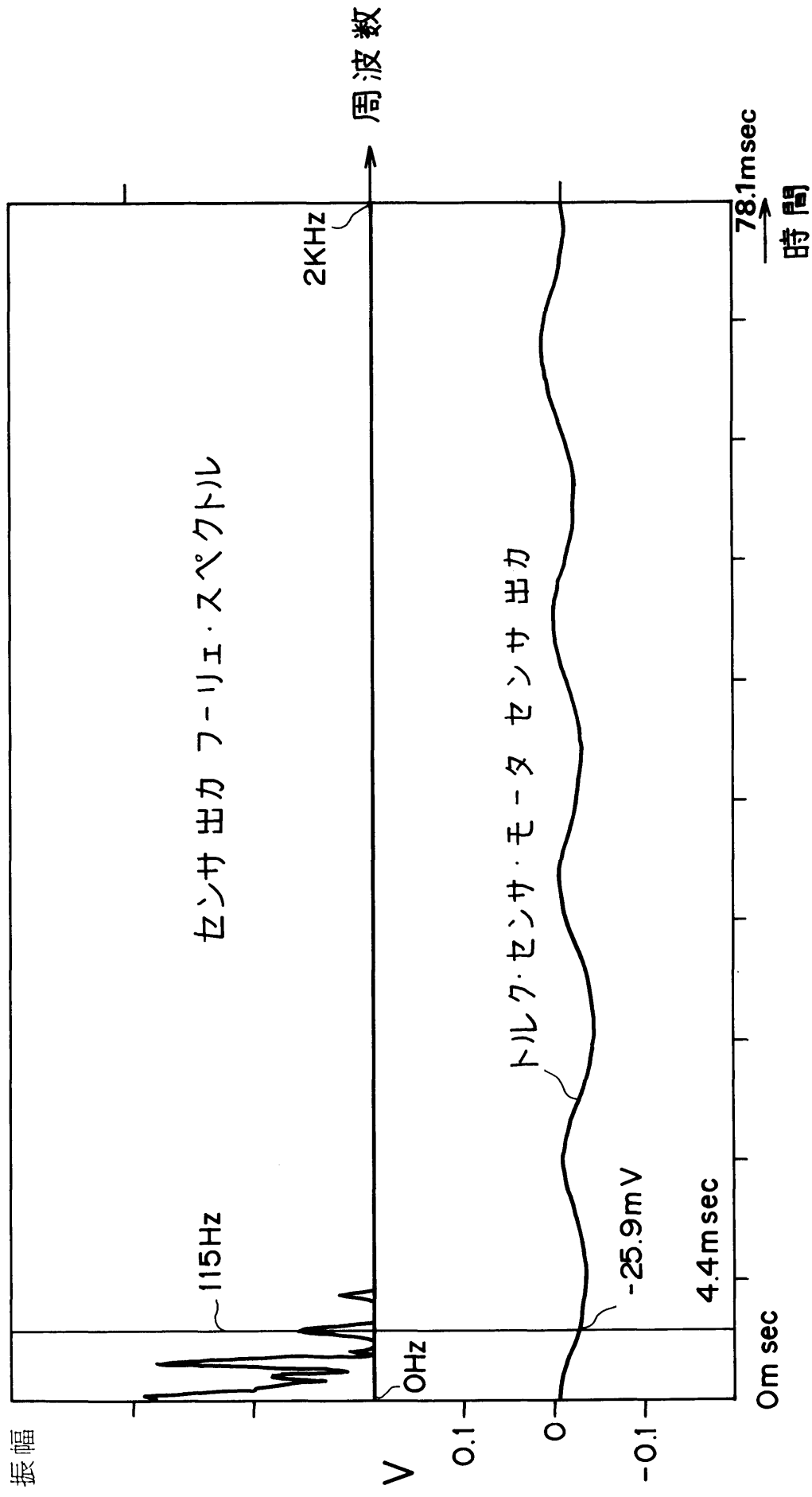


図 6.29 (c) トルク・センサ・モータのセンサ AC 出カ(不足圧縮)

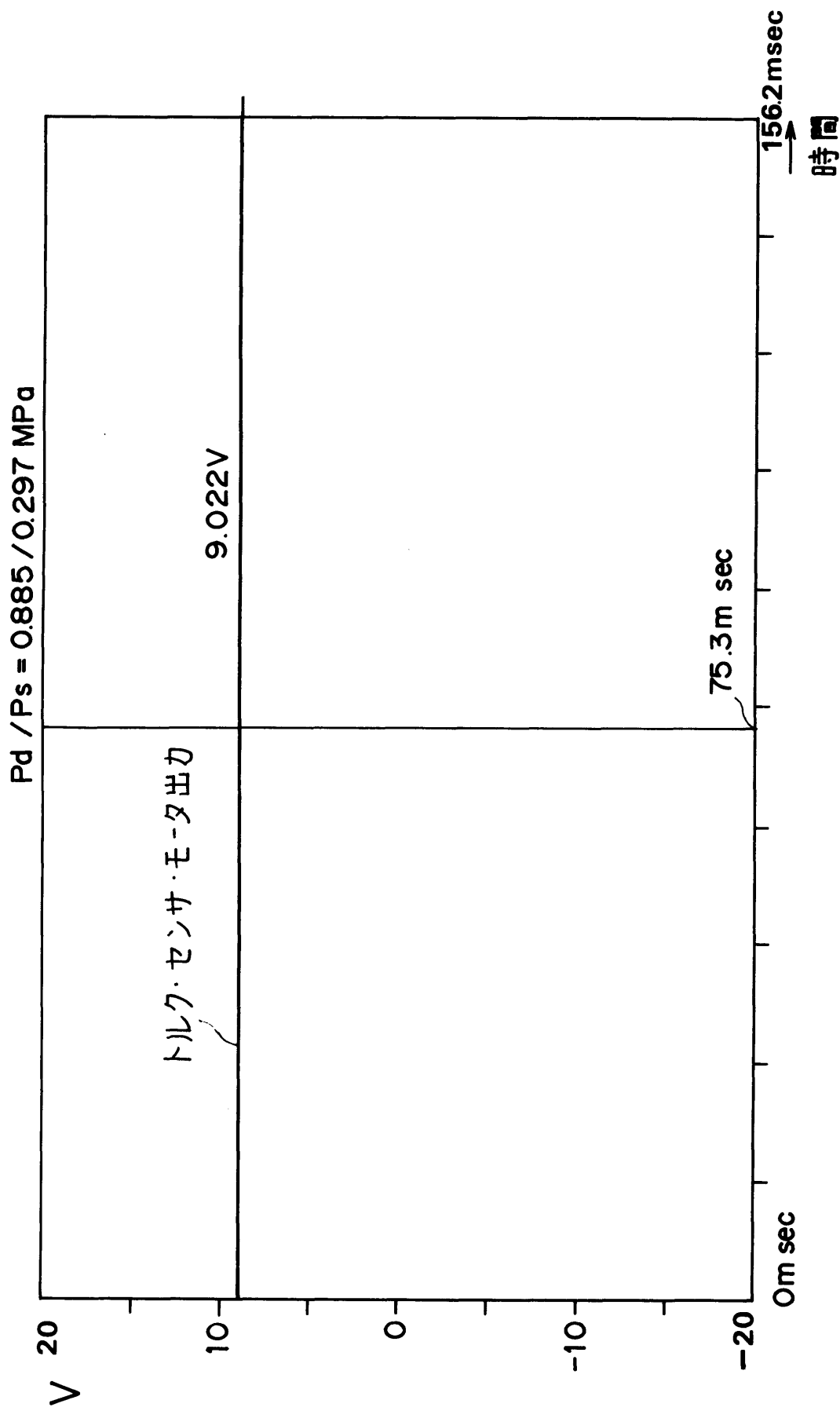


図 6.30 (a) トルク・センサ・モータのセンサ出力(過圧縮)

$Pd/Ps = 0.885 / 0.297 \text{ MPa}$

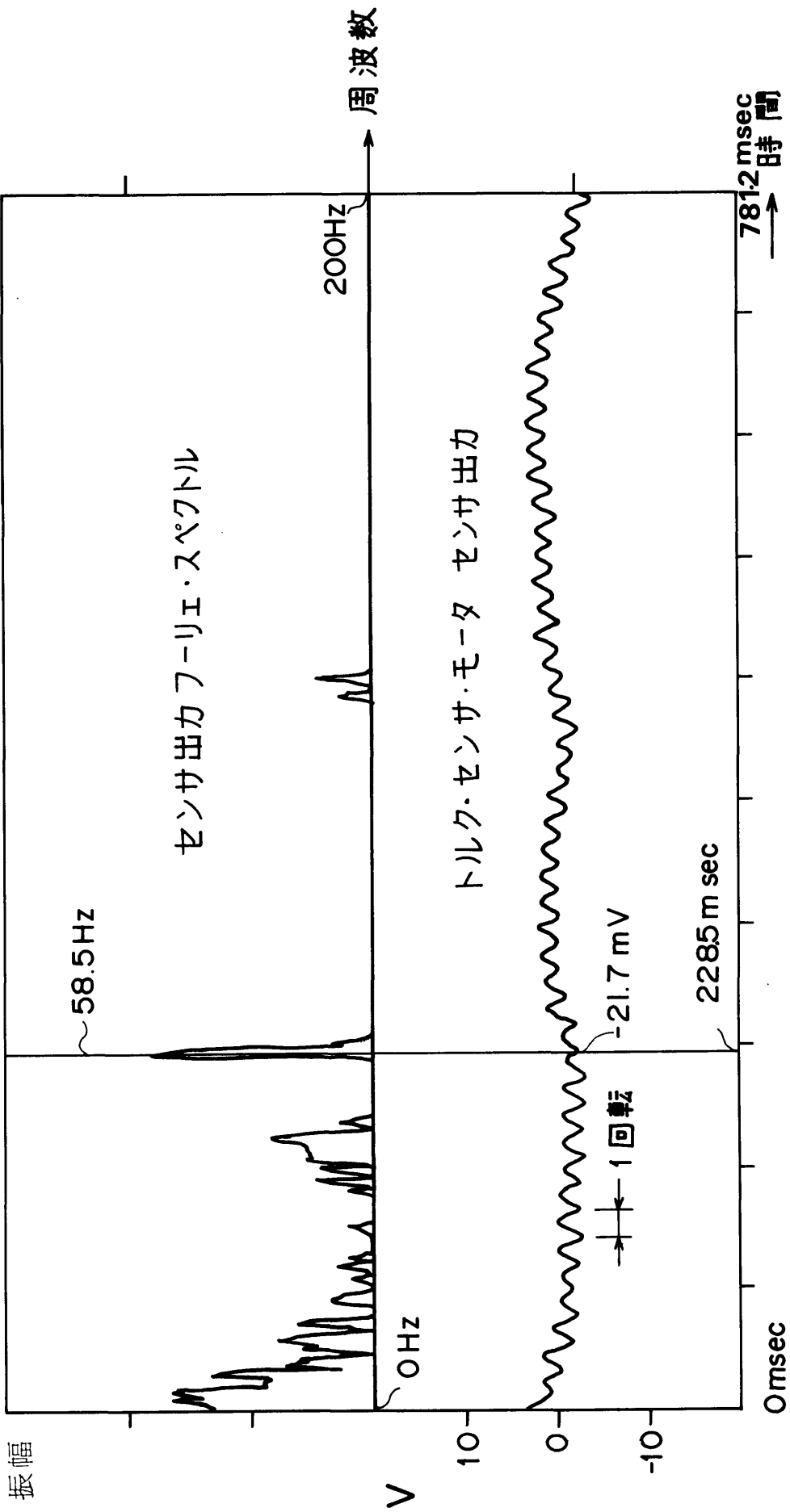


図 6.30 (b) トルク・センサ・モータのセンサAC出力(過圧縮)

$$P_d/P_s = 0.885 / 0.297 \text{ MPa}$$

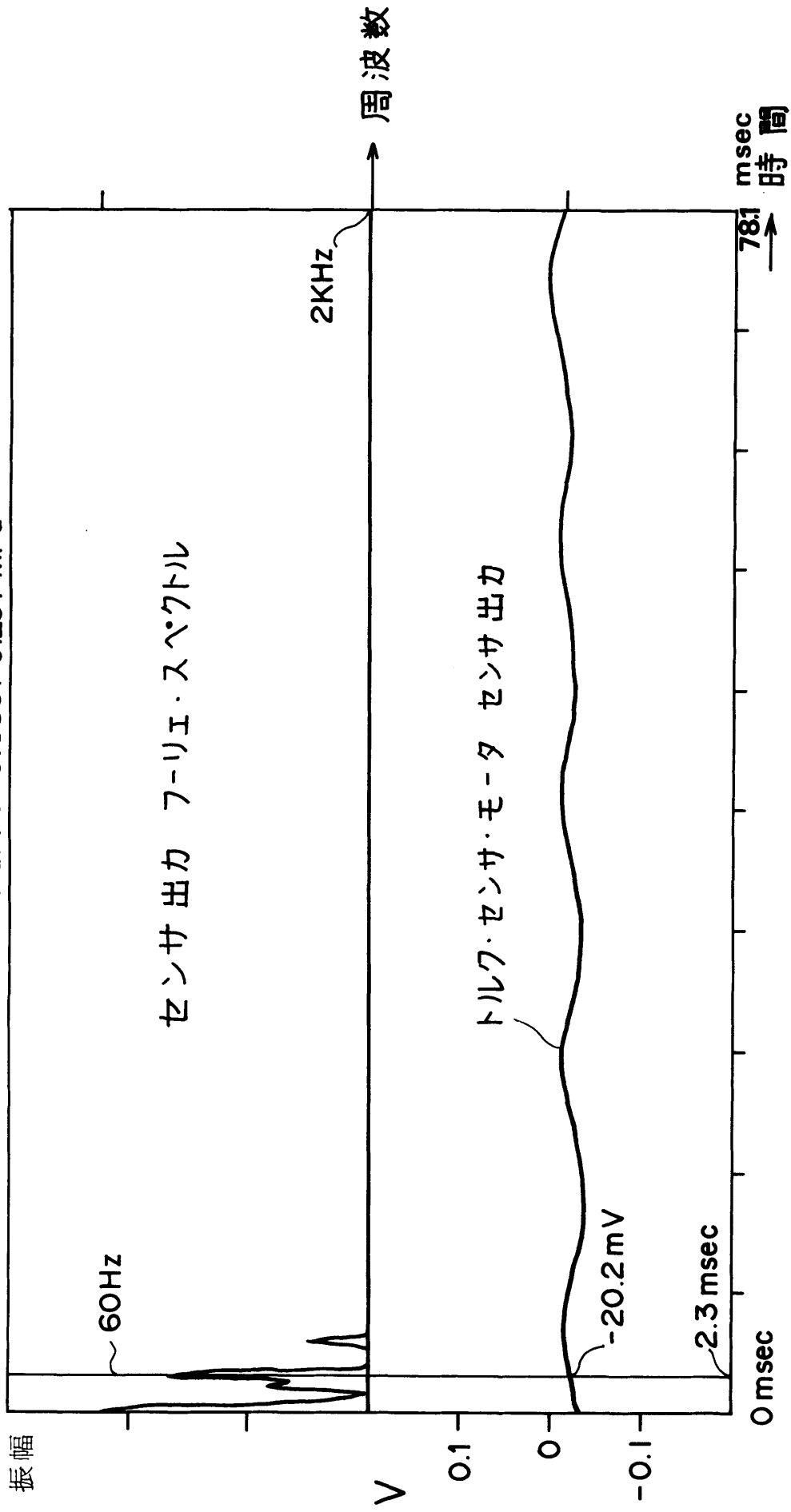


図 6.30 (c) トルク・センサ・モータの AC 出力 (過圧縮)

Pd / Ps = 1.081 / 0.297 MPa

Vs = 90.5cc/rev N=3 60Hz

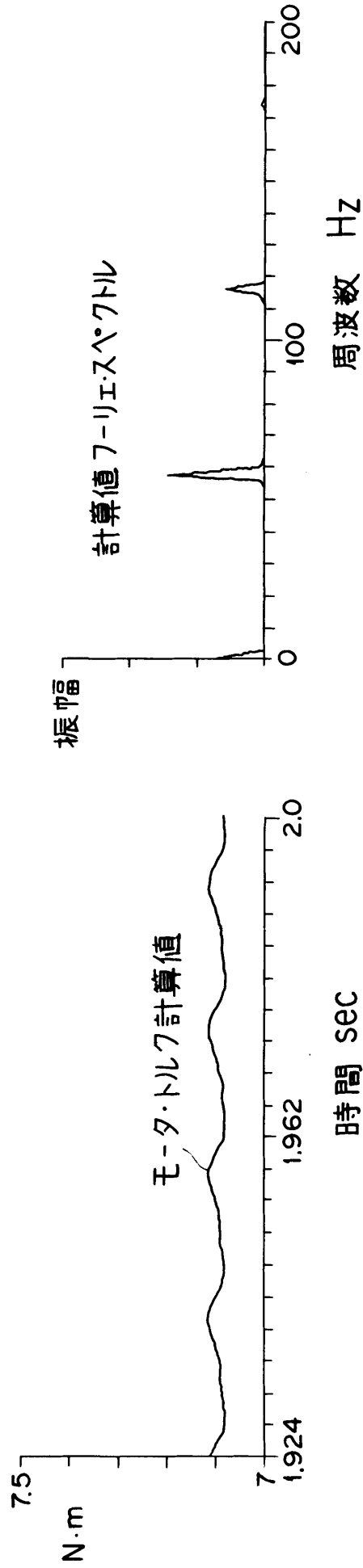
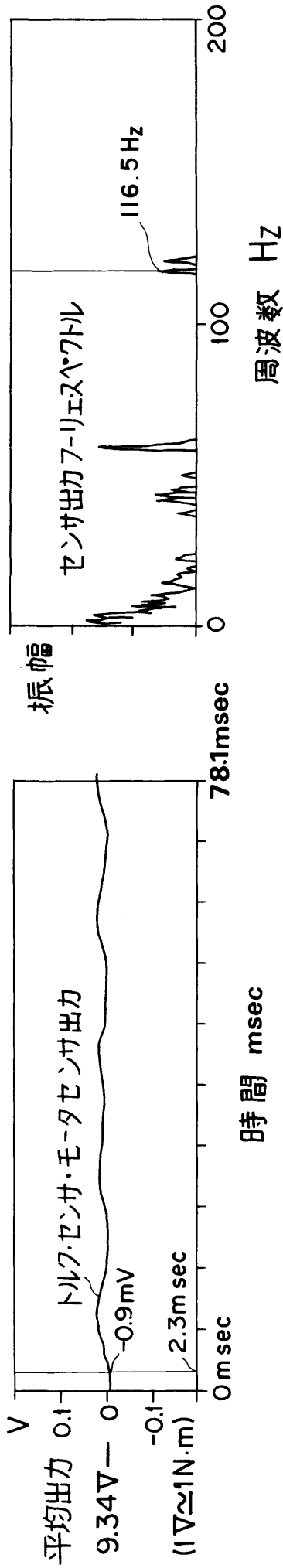


図 6.31 モータ出力トルクの実験と解析の比較

Pd / Ps = 1.326 / 0.297 MPa

Vs = 90.5cc/rev N=3 60Hz

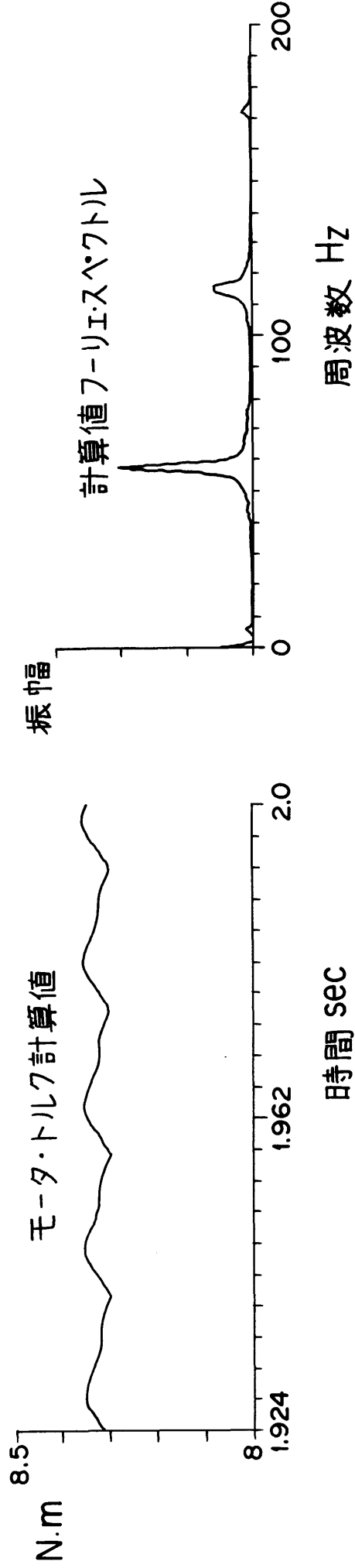
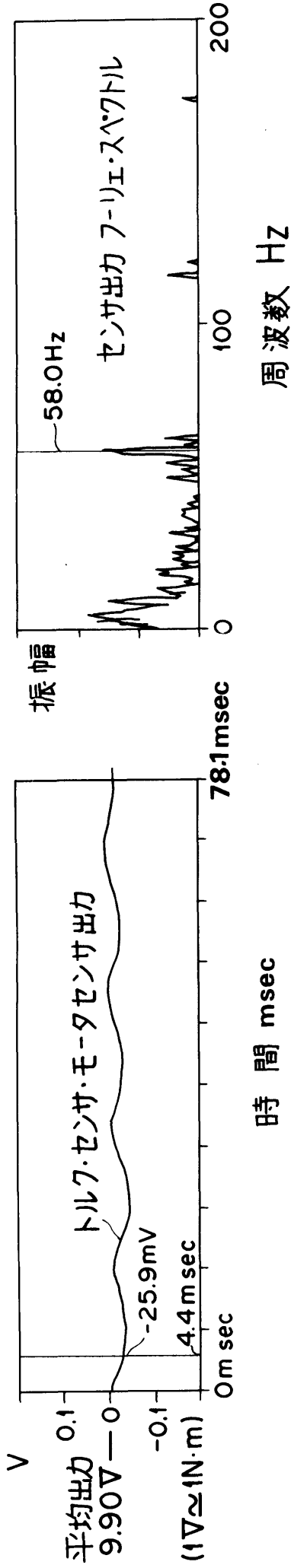


図 6.32 モータ出力トルクの実験と解析の比較

$P_d/P_s = 0.885 / 0.297 \text{ MPa}$
 $V_s = 90.5 \text{ cc/rev } N=3 \text{ } 60 \text{ Hz}$

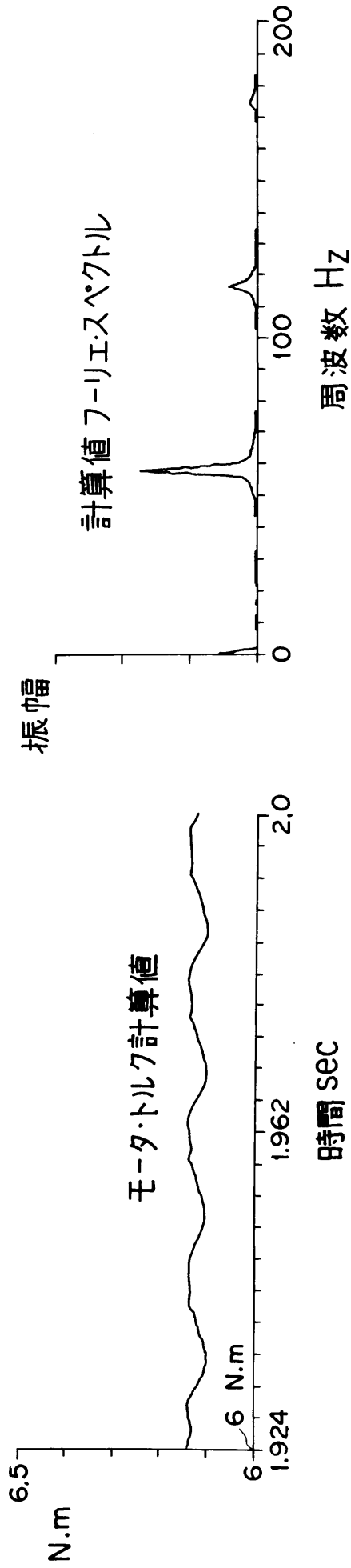
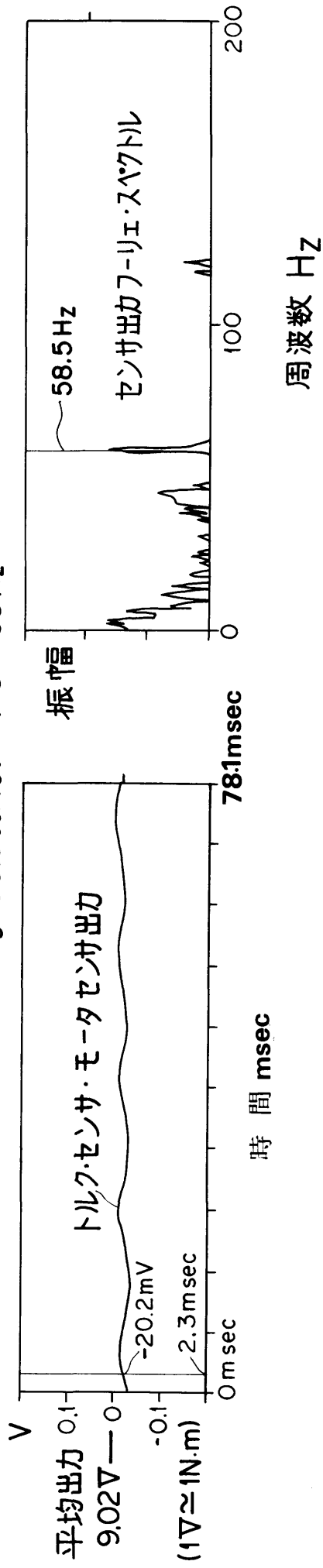


図 6.33 モータ出力トルクの実験と解析の比較

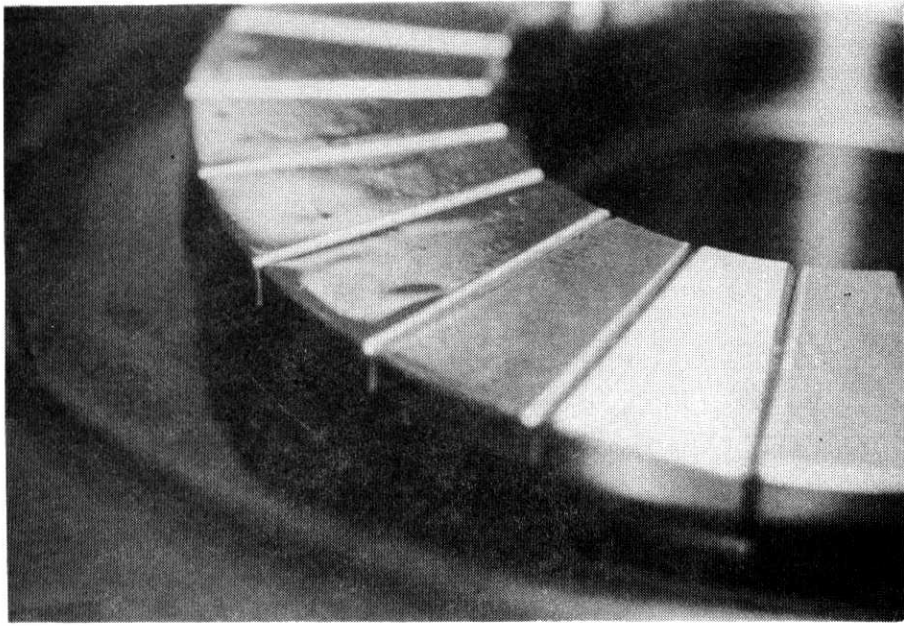
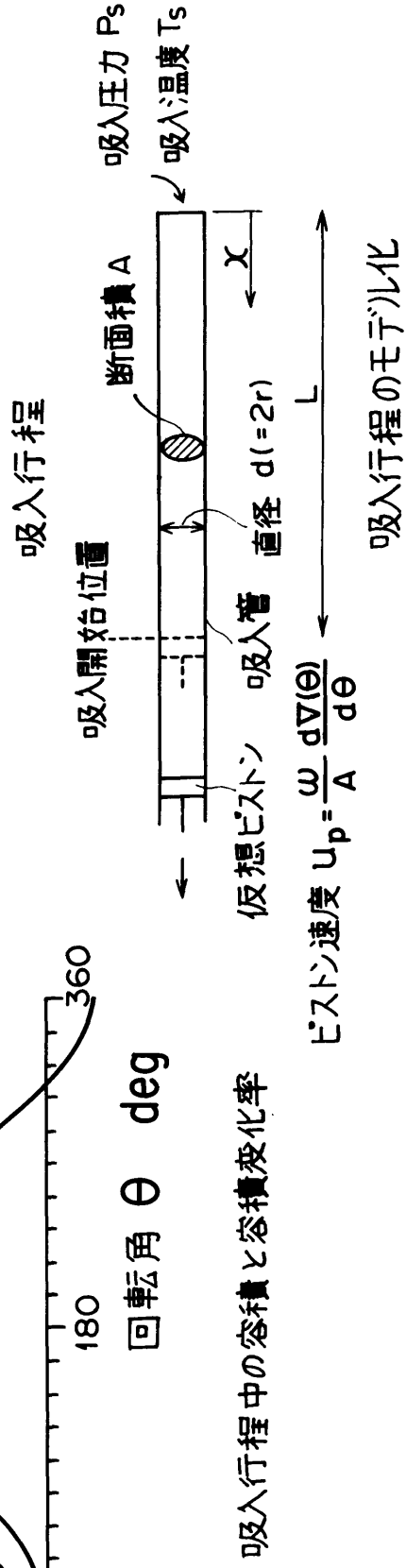
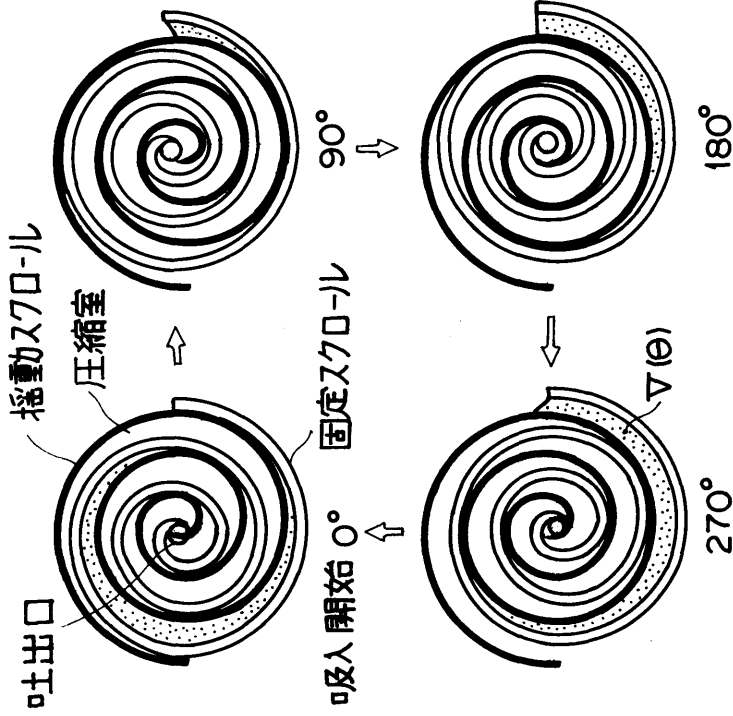
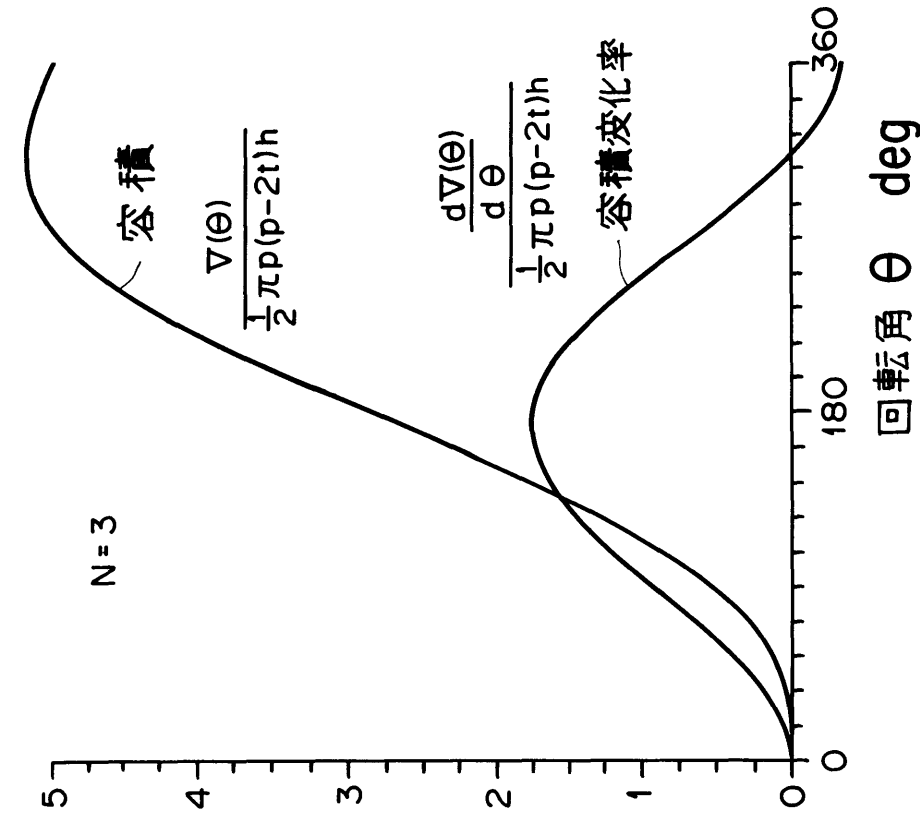


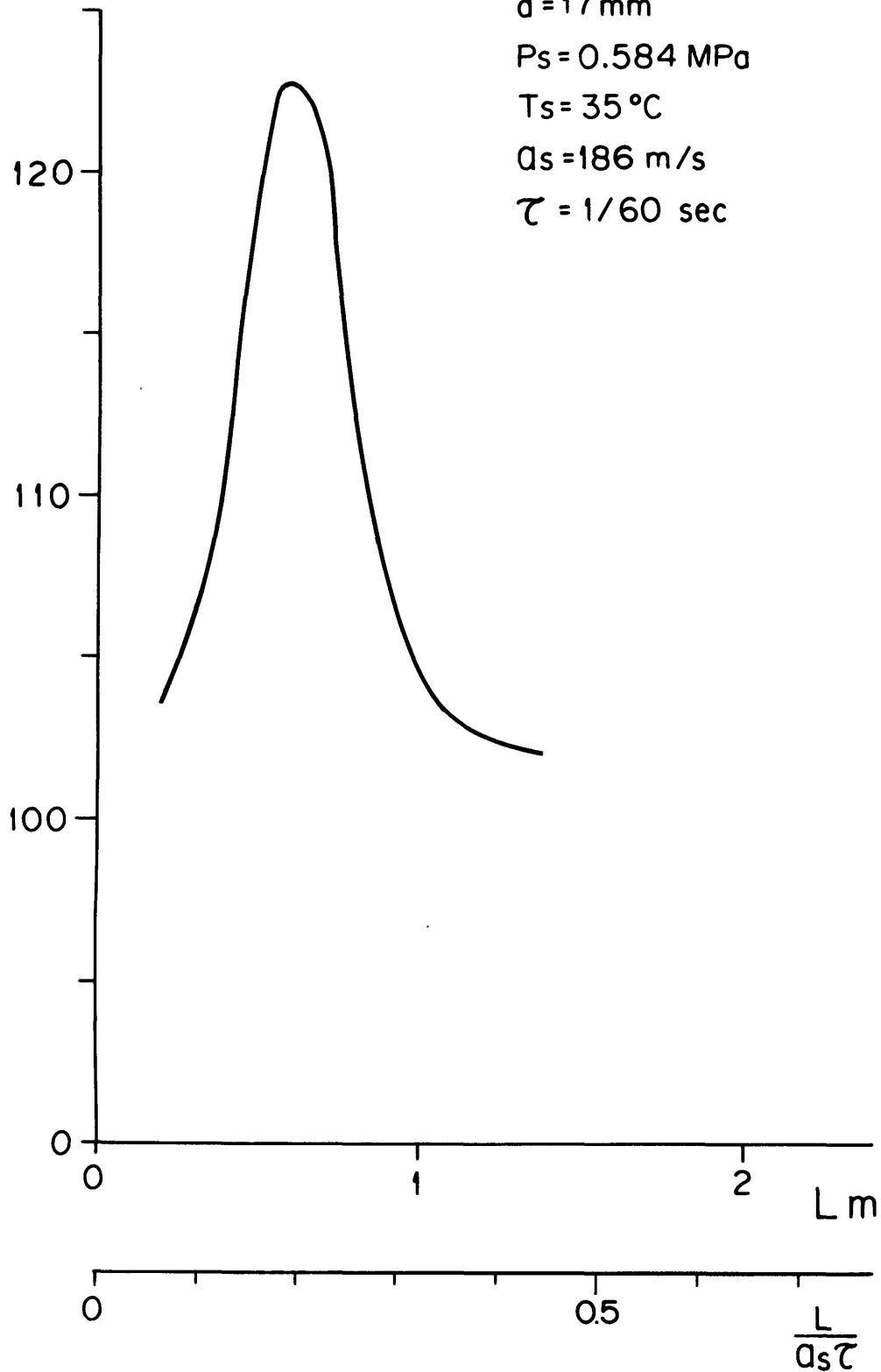
図 7.1 揺動用ティルティング・パッドスラスト軸受



付図1.1 スクロール圧縮機の吸入行程

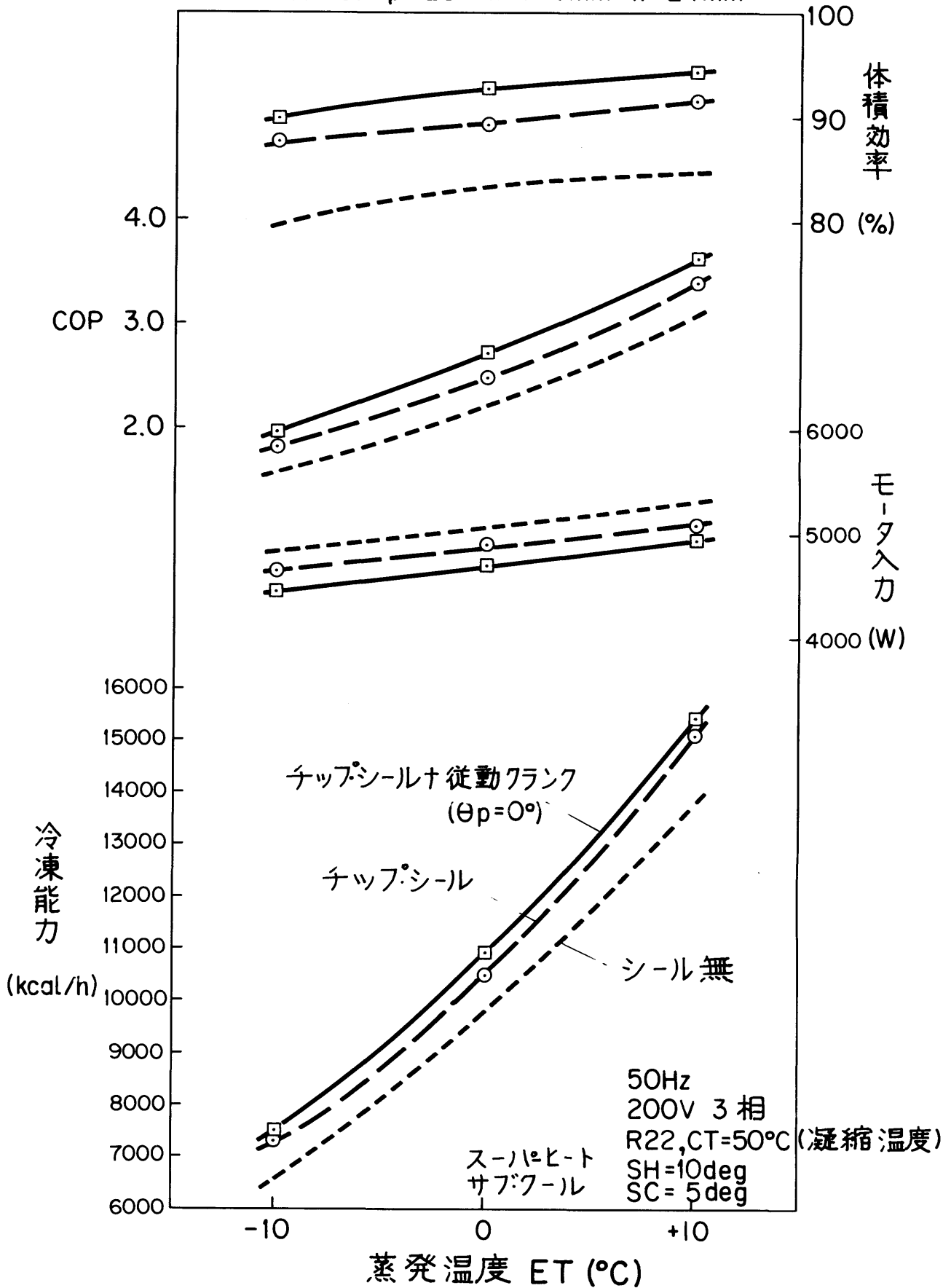
%
過給率

$N=3$ $p=20\text{mm}$ $t=3\text{m}$ $h=24\text{m}$
 $V_s=90.5\text{ cc/rev}$ $K=1.17$
 3600 rpm
 $d=17\text{ mm}$
 $P_s=0.584\text{ MPa}$
 $T_s=35\text{ }^\circ\text{C}$
 $Q_s=186\text{ m/s}$
 $\tau=1/60\text{ sec}$

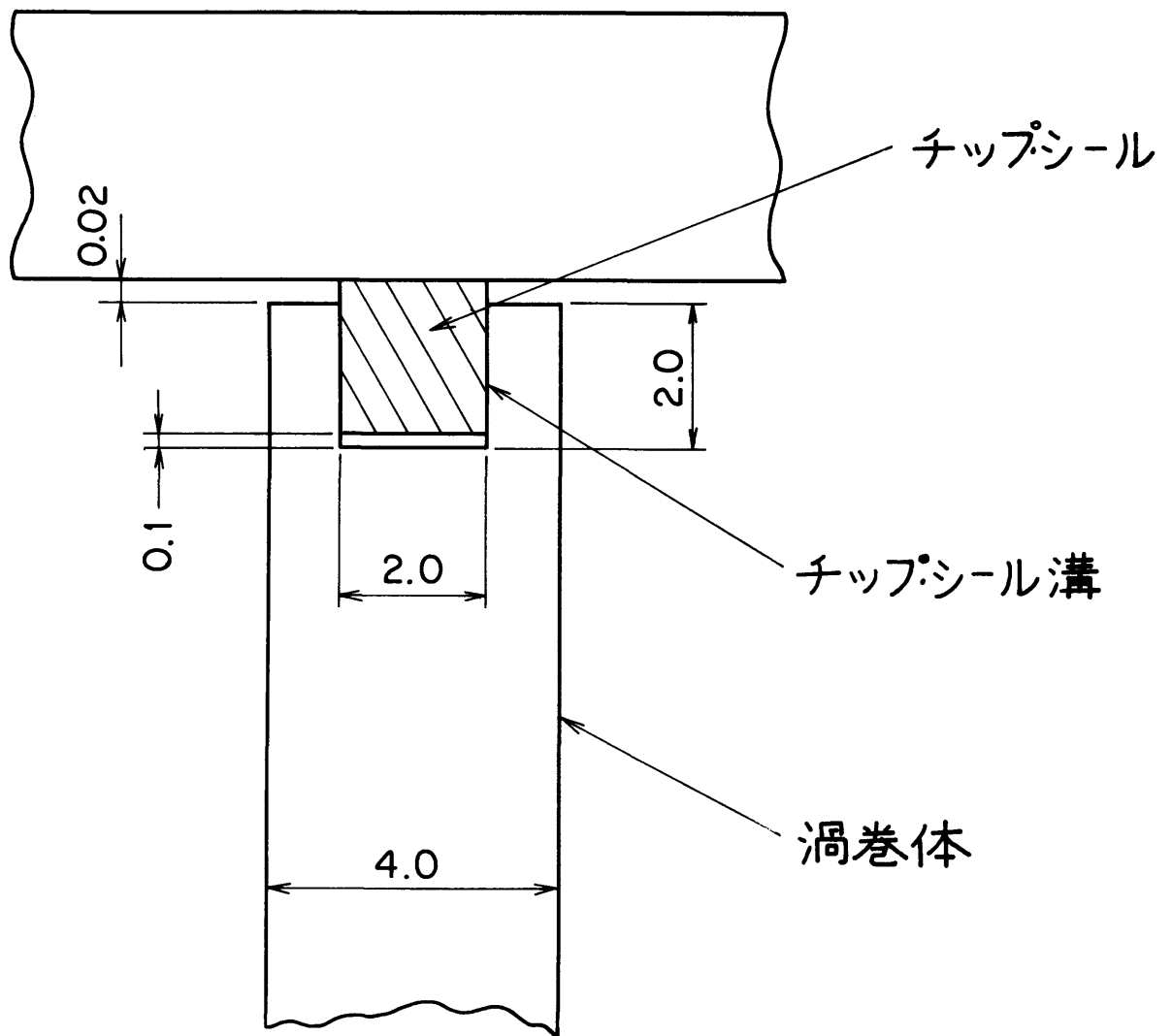


付図 1.2 吸入管長と過給率の関係

Vs=90.5cc/rev p=20mm t=4mm h=24mm

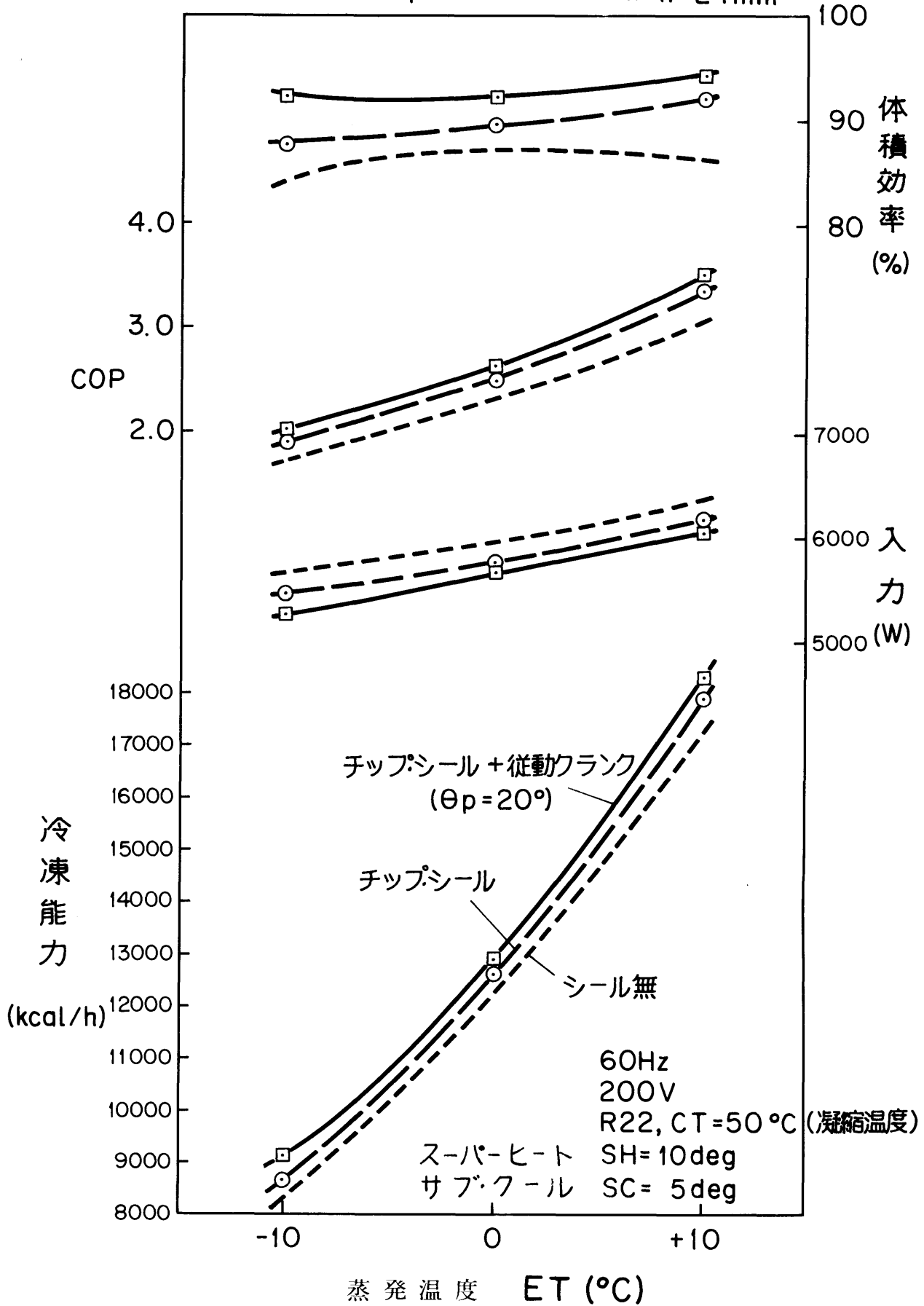


付図 2.1 シール機構の効果



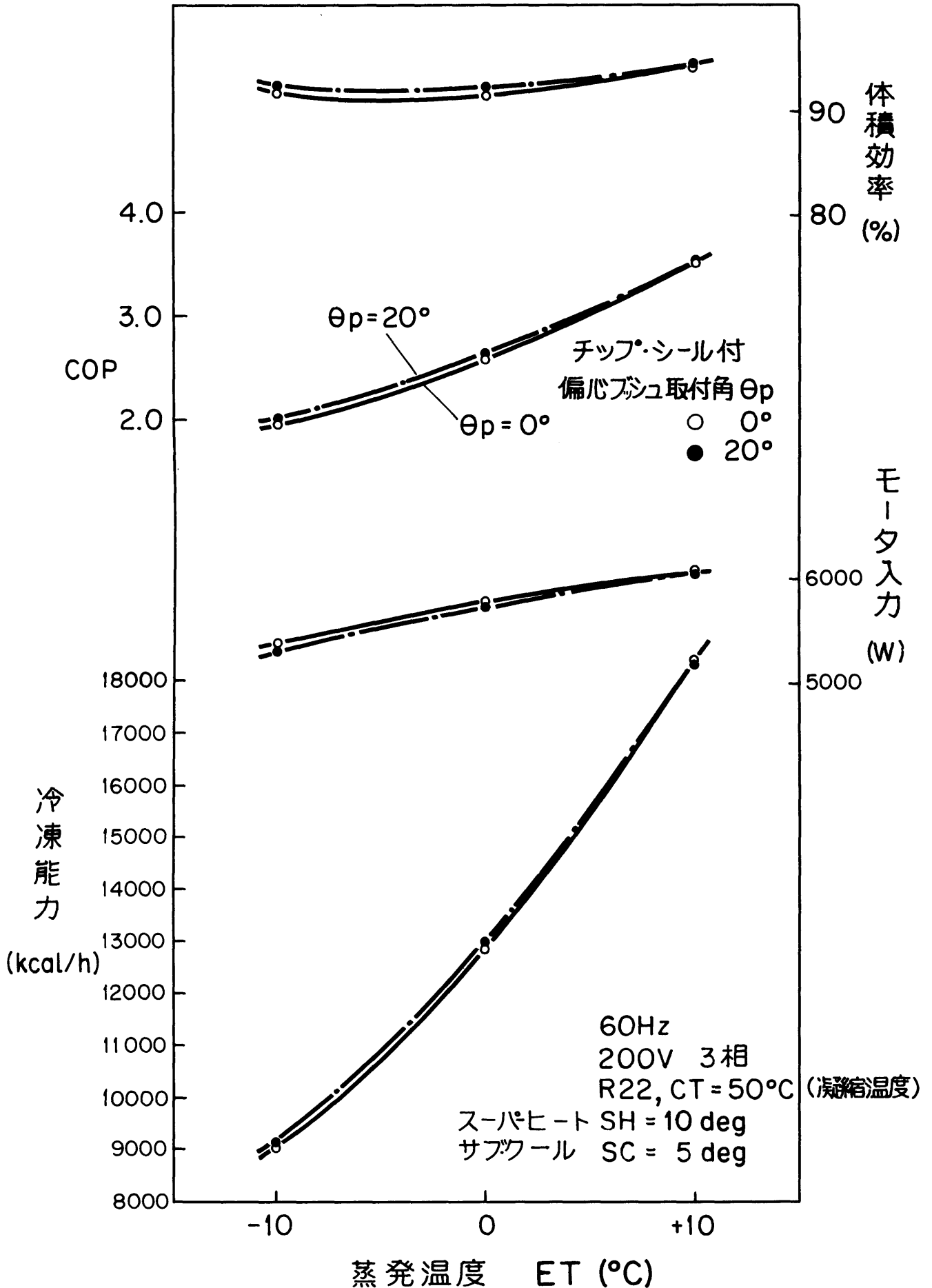
付図 2.2 チップシール溝の寸法

$V_s = 90.5 \text{ cc/rev}$ $p = 20 \text{ mm}$ $t = 4 \text{ mm}$ $h = 24 \text{ mm}$

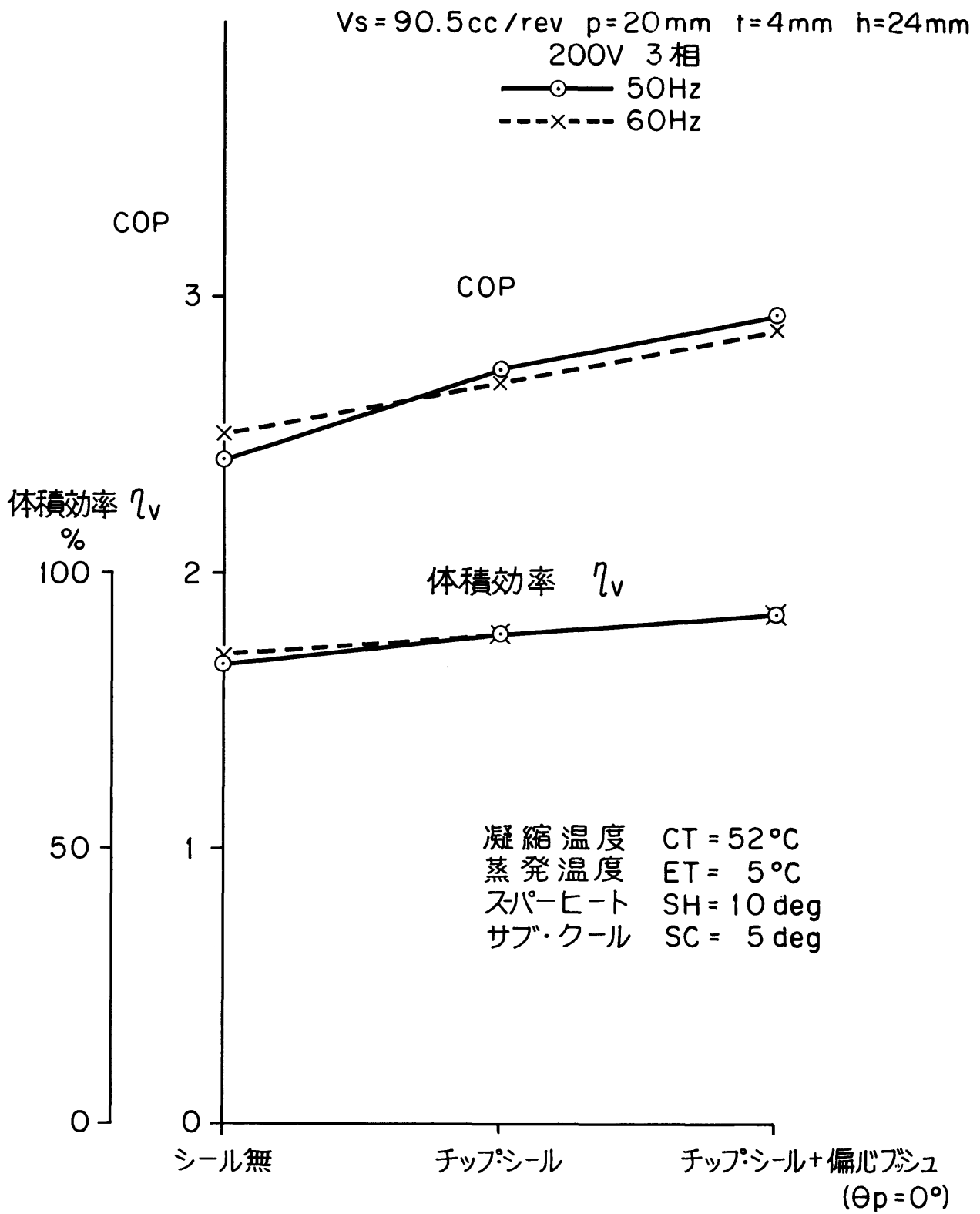


付図 2.3 シール機構の効果

$V_s = 90.5 \text{ cc/rev}$ $p = 20 \text{ mm}$ $t = 4 \text{ mm}$ $h = 24 \text{ mm}$



付図 2.4 偏心ブッシュ取付角 θ_p の効果



付図 2.5 空調条件におけるシール機構の効果

$V_s = 90.5 \text{ cc/rev}$ $p = 20 \text{ mm}$ $t = 4 \text{ mm}$ $h = 24 \text{ mm}$

200V 3相

—○— 50Hz

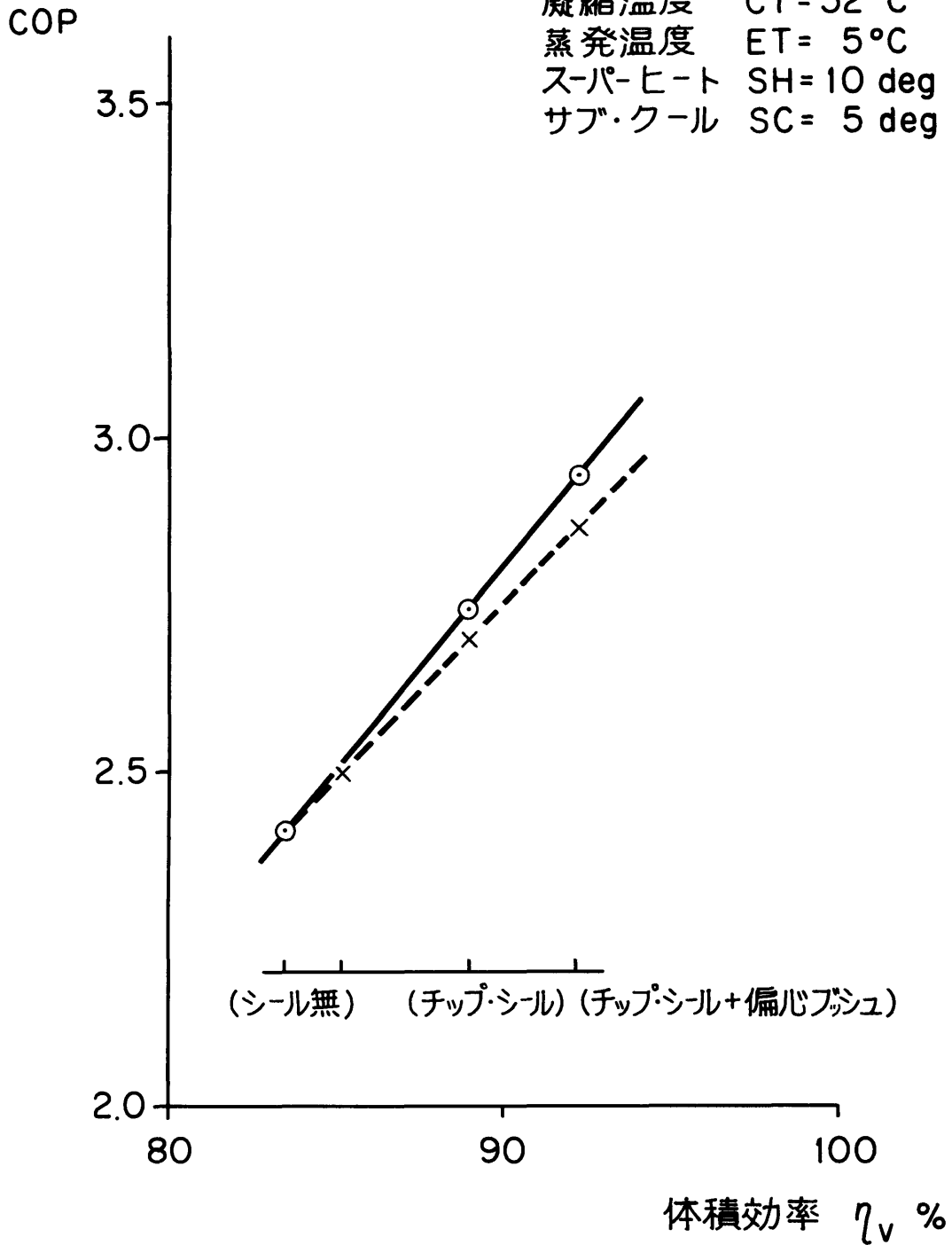
---x--- 60Hz

凝縮温度 $CT = 52^\circ\text{C}$

蒸発温度 $ET = 5^\circ\text{C}$

スーパ・ヒート $SH = 10 \text{ deg}$

サブ・クール $SC = 5 \text{ deg}$



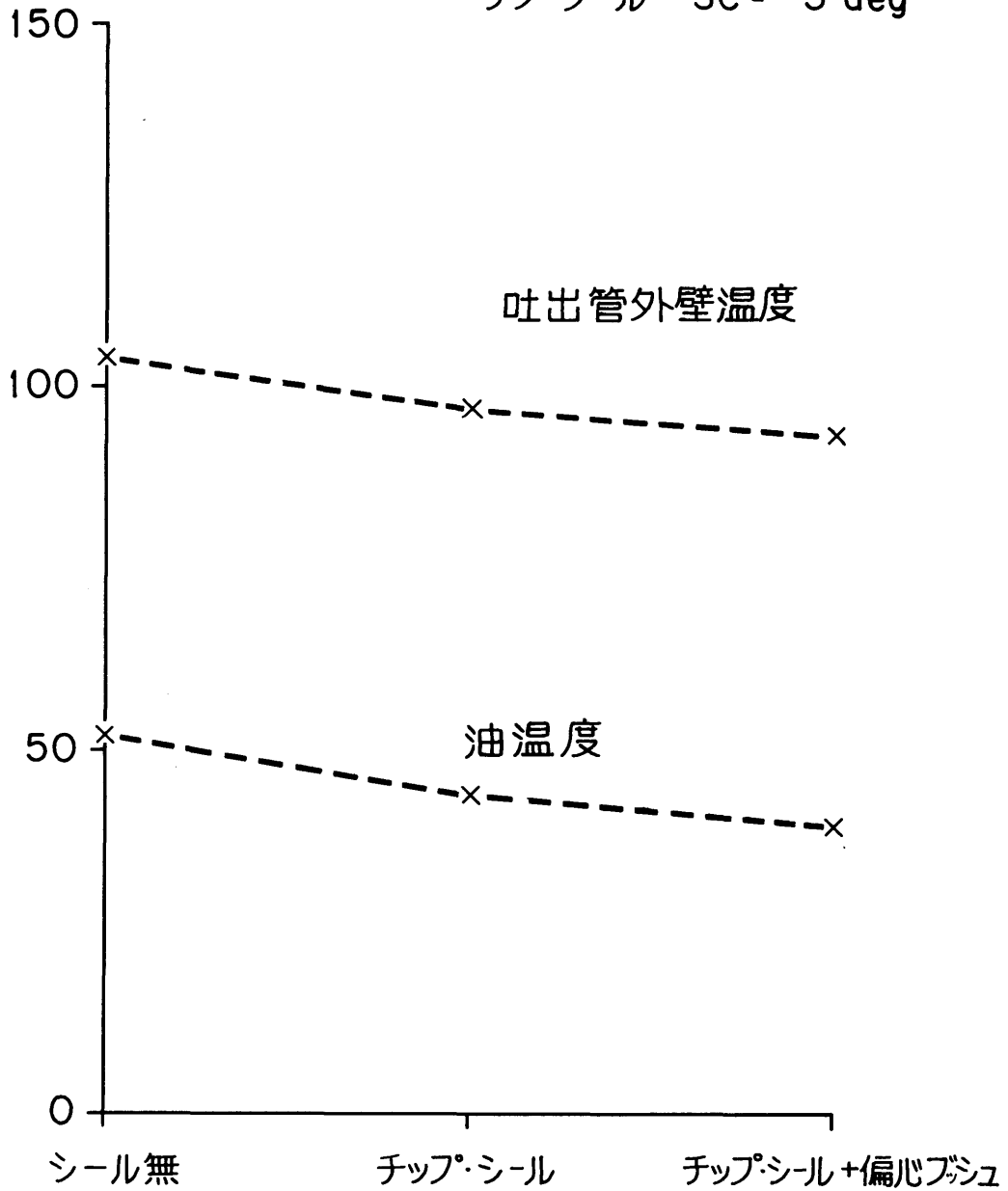
付図 2.6 体積効率とCOPの関係

Vs=90.5cc/rev p=20mm t=4mm h=24mm

200V 3相 60Hz

凝縮温度 CT = 52 °C
蒸発温度 ET = 5 °C
スーパーヒート SH = 10 deg
サブ・クール SC = 5 deg

温度 °C



付図 2.7 各部の温度の低下