油路を含むコンロッド軸受の質量保存弾性流体潤滑*
(第1報, 計算法)小 笹 俊 博*¹Mass Conserving Elastohydrodynamic Lubrication
for Con-Rod Bearings with an Oil Passage
(1st Report, Calculation Method)Toshihiro OZASA*²*² Toyota Central R & D Labs., Inc., Nagakute-cho, Aichi-gun, Aichi, 480-1192 Japan

The Elrod's cavitation algorithm was modified to include the effect of density in full film zone and applied to the mass conserving elastohydrodynamic lubrication, EHL, theory of a con-rod big-end bearing. After that, the calculation method of mass conserving EHL with a simple model of an oil passage was proposed. The mass conserving EHL theories with and without oil passage are compared to discuss the feature of the lubrication characteristics and oil flow rate under the dynamic load of an engine.

Key Words: Mass Conserving Cavitation Algorithm, Elastohydrodynamic Lubrication, Journal Bearing, Oil Flow, Oil Passage, Con-Rod

1. ま え が き

供給油量はコンロッド軸受の潤滑状況を把握する上で重要である。この軸受の供給油量は油穴位置の圧力に依存する^{(1),(2)}。そこで、供給油量の計算にはキャビテーション域を含む軸受内と供給油路内の油の流れの連続性を考える必要がある。特に、エンジンの軸受のように、細長い供給油路をもつ変動荷重軸受では油の流れの連続性が重要である。これには、質量保存則に基づくキャビテーションアルゴリズムを用いた質量保存弾性流体潤滑と供給油路内の油の流れを連立した計算が必要である。

Tasaki ら^{(3),(4)}は油路による油穴位置の圧力変化を考慮した油の流量計算を行なっているが、軸受の弾性流体潤滑計算にキャビテーション域を含む油の質量保存計算は行なわれていないものと思われる。キャビテーションアルゴリズムに基づく質量保存弾性流体潤滑計算は Boedo と Booker⁽⁵⁾ によりモード法で解析されたが、軸受の油穴位置の圧力に供給油路の影響は含まれていない。

ここでは、Elrod⁽⁶⁾ のキャビテーションアルゴリズムを修正して弾性流体潤滑⁽⁷⁾に導入し、質量保存弾性流体潤滑として油穴から軸受に流れる油の流量を計算できるようにした。さらに、これと簡単な油路流れの式を連立して解いて、軸受の油穴位置の圧力と流量、潤滑の状況を求めた。

2. 記 号

$A_{overlap}$: オイルジェット穴と油路出口(クランクピンジャーナル表面の油穴)との重なり部の面積
 b : 軸受幅
 $[C]$: コンプライアンスマトリックス
 D : 油路の直径
 D_S : 油穴の直径
 E_x, E_y : 軸心座標の x, y 成分
 h : 油膜厚さ
 L : 軸受基準円からの偏差として表した形状
 l_S : 油路の長さ
 l : コンロッド大小端中心間長さ
 p : 圧力
 q : 油膜単位長さあたりの油の流量
 Q : 油穴から軸受に流入する油の流量 (Oil flow rate)
 r : クランクピンジャーナルの半径
 R : 軸受基準円半径
 Re : 油路のレイノルズ数 $Re = v_m D \rho / \mu$
 R_S : クランクシャフト中心から油路出口(クランクピンジャーナル表面の油穴)までの半径方向距離
 t : 時間
 u : 油の速度
 U : ジャーナル表面の軸受に対する速度
 v_m : 油路断面の平均流速
 W_x, W_y : x と y 方向の荷重

* 原稿受付 2001年5月18日。

*¹ 正員, (株)豊田中央研究所(〒480-1192 愛知県愛知郡長久手町)。

E-mail: e0621@mosk.tytlabs.co.jp

x, y, z : 軸受の横, 縦, 軸 (軸受長さ) 方向座標
 y' : 油穴の位置
 α : シリンダ軸-コンロッド軸の角度
 β : 圧力密度比係数 (compressibility factor 圧縮率の逆数)
 $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$: 数値計算の残差
 θ : x 軸からの軸受角 (Bearing angle)
 μ : 粘度
 ρ : 密度
 τ : せん断応力
 ψ : 油膜域の密度比またはキャビテーション域の油の充てん率
 ω : エンジン回転の角速度
 ϕ, γ, η : 減衰係数
 添え字
 0 : 大気状態または基準状態
 a : コンロッドの体積力による変形
 c : キャビテーション域
 in : 油路の入口
 jet : オイルジェット
 oil : 油
 S : 軸受の油穴
 x, y, z : 軸受の横, 縦, 軸方向の成分
 θ : 角度成分

3. 計算モデル

3.1 軸受理論 軸受理論としては, Vijayaraghavan と Keith⁽⁸⁾ によって変動荷重に応用された Elrod⁽⁶⁾ のキャビテーションアルゴリズムを一部修正して用いた。さらに, 軸受構造体の変形を含めて質量保存弾性流体潤滑の軸受モデルとし, 供給油路のモデルと連立して, 油穴位置の圧力と油の流量を求めた。

油膜内の油の流れについては, Booker と Huebner⁽⁹⁾ が FEM 計算法のために解説している。体積力を除くと, 密度を含む流れの式が導かれる。Elrod⁽⁶⁾ は軸受内の油の流れを図1に示すコントロールボリューム内の質量バランスを用いて解析した。このモデルでは, 流れの Couette 流部分を油膜域で格子点の中間値, キャビテーション域と両領域の隣接面で上流格子点値として離散化し解析する。このためにスイッチ関数が導入されている^{(6),(8)}。 ρ_c を $p = p_c$ での密度とすると, 変数 ψ は油膜域の密度比またはキャビテーション域の油の充てん率で次式となる。

$$\psi = \frac{\rho}{\rho_c} \quad (1)$$

Elrod⁽⁶⁾ は油膜域の圧力を圧力密度比係数 β によって $p = p_c + \beta(\psi - 1)$, $\psi \geq 1$

とし, キャビテーション域で

$$p = p_c, \quad 1 > \psi > 0 \quad (3)$$

とした。変数 ψ を含む式を以下に示す。連続の式は次式となる。

$$\frac{\partial \psi h}{\partial t} + \frac{\partial q_\theta}{R \partial \theta} + \frac{\partial q_z}{\partial z} = \delta_1, \quad \delta_1 = 0 \quad (4)$$

油膜域で θ と z 方向への油の流れは次式となる。

$$q_\theta = \frac{\psi h U}{2} - \frac{\psi \beta h^3}{12 \mu R} \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \quad (5)$$

$$q_z = -\frac{\psi \beta h^3}{12 \mu} \frac{\partial \psi}{\partial z} \quad (6)$$

ここで, 本報告と Elrod⁽⁶⁾, Vijayaraghavan ら⁽⁸⁾ は, 油膜域の油の密度変化の扱いが以下に示すように異なる。

$$q_\theta = \frac{h U}{2} - \frac{\beta h^3}{12 \mu R} \frac{\partial \psi}{\partial \theta}, \quad \text{Elrod}$$

$$q_\theta = \frac{\psi h U}{2} - \frac{\beta h^3}{12 \mu R} \frac{\partial \psi}{\partial \theta}, \quad \text{Vijayaraghavan \& Keith}$$

$$q_z = -\frac{\beta h^3}{12 \mu} \frac{\partial \psi}{\partial z}, \quad \text{Elrod, Vijayaraghavan \& Keith}$$

Fig. 1 Oil flow in a control volume.

キャビテーション域での θ と z 方向への油の流れは

$$q_\theta = \frac{\psi h U}{2} \quad (7)$$

$$q_z = 0 \quad (8)$$

である。圧力は

$p = p_c$ キャビテーション域,

$p = p_0$ 軸受端とオイルジェット穴,

$p = p_s$ 油穴

でオイルジェット穴内で油穴と重なる部分は p_s とする。

図2に軸受の概略図を示す。エンジンは一般に前から見て時計まわりに回転する, この場合, 角速度 ω は負値である。また, 荷重はジャーナル軸荷重を x, y 軸方向に取ると軸受荷重はこれらと逆の向きになる。EHL 理論では, 油膜厚さ h は円内のすき間, 実すき間の円からの偏差, 弾性変形の和として次式で表される。

$$h = R - \sqrt{r^2 - (E_x \sin \theta - E_y \cos \theta)^2 - E_x \cos \theta - E_y \sin \theta + L} \quad (9)$$

ここに L は軸受形状と弾性変形を軸受基準円からの偏差として表す。一般にジャーナルに対し軸受の弾性変形が大きく、ここでは軸受の変形のみとした。軸受の変形に構造体の体積力による変形を含めると次式となる⁽⁷⁾。

$$[L] = [C][p] + [L_a] + [L_0] \quad (10)$$

ここに右辺第1項は油膜圧力による弾性変形、第2項は構造体の体積力による変形、第3項は軸受形状の軸受基準円からの偏差である。コンロッド軸受の場合、小端部を自由端として軸受荷重 W_x , W_y を求めた。荷重の釣合にはせん断応力をも含めた。荷重 W_x , W_y と大端部の油膜圧力、せん断応力について力と小端部のモーメントを釣合わせる⁽⁷⁾。これを、シリンダ軸内でのコンロッド軸の傾き α も考慮して修正すると次式がえられる。

$$\begin{aligned} W_x - \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_0^{2\pi} \left\{ p \cos \theta - \tau \left(\sin \theta - \frac{R}{l} \right) \right\} R d\theta dz &= \delta_2, \\ W_y - \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_0^{2\pi} \left\{ p \sin \theta + \tau \left(\cos \theta - \frac{R}{l} \tan \alpha \right) \right\} R d\theta dz &= \delta_3, \\ \delta_2 &= 0, \quad \delta_3 = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

Fig. 2 Schematic diagram of journal bearing.

ここで、キャビテーション域のせん断応力を油が完全に充てんしているときのせん断応力に油の充てん率を掛けたと仮定する。せん断応力は油膜域で

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad \text{at } y = h \quad (12),$$

キャビテーション域で

$$\tau = \mu \psi \frac{\partial u}{\partial y} \quad \text{at } y = h \quad (13)$$

である。図3に油路を含むコンロッド軸受の概要を示す。クランクピンジャーナルの油穴の境界での油の流れは

$$Q = \oint_{\text{oil hole boundary}} q_{\theta} dz + \oint_{\text{oil hole boundary}} q_z R d\theta \quad (14)$$

である。差分法では、油穴は図4のように差分格子で表される。油穴は油穴内の格子点とし、その境界は油穴内

の格子点を中心とする一かたまりのコントロールボリュームの外周とする。EHLでは通常、FEMなどの構造計算から抽出されるコンプライアンスマトリックスに合わせて差分格子を取り、軸受に固定する。つまり軸受と差分格子に相対角速度が無く、ジャーナルと差分格子に相対角速度があるようにする。したがって、軸受表面のジャーナル上の油穴は差分格子上で位置が変化する。

Fig. 3 Schematic diagram of con-rod bearing system.

Fig. 4 Oil hole on a finite different grid.

3.2 油路 図3の油路はクランクシャフト中心軸からの距離 R_s のクランクピンジャーナル表面の油穴に通じる。油路を均一断面とし、この内部の流れを層流と仮定する。その妥当性については5.1節で検討する。層流の速度分布から軸受油穴と油路入口の圧力の関係は次式となる。

$$p_s = -32\mu \frac{v_m}{D^2} l_s - \rho \frac{\partial v_m}{\partial t} l_s + \rho \frac{R_s^2 \omega^2}{2} - \rho g(y'_s - y'_{in}) + p_{in} \quad (15)$$

ここに、第1項は放物形速度分布での粘性抵抗、第2項は油の加速度による慣性力、第3項は遠心力、第4項は油の位置ポテンシャルを表す。クランクピンジャーナル側の油路端面は油穴位置にジャーナル表面があるとした

仮想上の油膜厚さを介して軸受表面と接するので、この油膜厚さの変化をも考慮して次式となる。

$$Q_s = \left(D^2 v_m - D_s^2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) \frac{\pi}{4} \quad (16)$$

ここに、 h は油穴位置の軸と軸受のすき間である。通常 Q_s は油穴から軸受内に流入する油の流量に等しい。コンロッドにはピストンに油を供給するオイルジェット穴があり、これがクランクピンジャーナルの油穴(油路)と重なるときには、式(16)の Q_s は軸受内に流入する油の流量とオイルジェット流量の和に等しい。

3.3 オイルジェット穴 コンロッド軸受はピストンとシリンダに油を供給する図3のオイルジェット穴をコンロッド軸受にもつことがある。このオイルジェット穴が軸側の油穴と重なるとき、油が噴出する。オイルジェット穴の流量係数を1と仮定すると、オイルジェットの流量は

$$Q_{jet} = A_{overlap} \sqrt{\frac{2(p_s - p_0)}{\rho}} \quad (17)$$

ここに添字0は大気の状態を示す。上記の流れから、3.2で述べたように、流れの質量バランスは次式となる。

$$Q_s - (Q + Q_{jet}) = \delta_4, \quad \delta_4 = 0 \quad (18)$$

4. 解 法

ここでは油穴やオイルジェット穴を図4に示したように、その内部の格子点として扱い、それぞれの圧力を油路の軸受側端の圧力 p_s 、大気圧 p_0 とする。これを油膜域の密度比と関係付けると式(2)より

$$\begin{aligned} p_s &= \beta(\psi_s - 1) + p_c, \quad \psi_s \geq 1 \\ p_0 &= \beta(\psi_0 - 1) + p_c, \quad \psi_0 \geq 1 \end{aligned} \quad (19)$$

となる。これらを式(15)と(17)に代入する。陰解法で式(4)は θ, z, t 方向を i, j, t として次式となる。

$$\begin{aligned} & \frac{\psi_{i,j,t} h_{i,j,t} - \psi_{i,j,t-\Delta t} h_{i,j,t-\Delta t}}{\Delta t} + \frac{q_{\theta,i+\frac{1}{2},j,t} - q_{\theta,i-\frac{1}{2},j,t}}{R\Delta\theta} \\ & + \frac{q_{z,i,j+\frac{1}{2},t} - q_{z,i,j-\frac{1}{2},t}}{\Delta z} = \delta_1 \end{aligned} \quad (20)$$

油膜域では、図1のコントロールボリュームの端面を挟む格子点の平均値で離散化し、密度比の偏微分係数を中間差分に置換える。キャビテーション域と両領域の隣接面では q_θ のCouette流部分をジャーナル回転上流のコントロールボリュームの格子点の値で離散化する。これらをジャーナルの油穴と重ならない場合や重ならない部分のオイルジェット穴の格子点と軸受端を境界値にして解く。式(5)と(6)の ψ の圧力に関する θ 方向の偏微分係数は油

膜域で

$$\frac{\partial \psi_{i+\frac{1}{2},j,t}}{\partial \theta} = \frac{\psi_{i+1,j,t} - \psi_{i,j,t}}{\Delta\theta} \quad (21)$$

$i+1$ でキャビテーション域、 i で油膜域のとき

$$\frac{\partial \psi_{i+\frac{1}{2},j,t}}{\partial \theta} = \frac{1 - \psi_{i,j,t}}{\Delta\theta} \quad (22)$$

$i+1$ で油膜域、 i でキャビテーション域のとき

$$\frac{\partial \psi_{i+\frac{1}{2},j,t}}{\partial \theta} = \frac{\psi_{i+1,j,t} - 1}{\Delta\theta} \quad (23)$$

と近似した。 z 方向も同様にした。さらに、式(14)を数値積分に書改めると、数値解析することができる。

ここでは、解法にニュートンラプソン法を用いた⁽¹⁰⁾。

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial \delta_1}{\partial \psi} & \frac{\partial \delta_1}{\partial \psi_s} & \frac{\partial \delta_1}{\partial E_x} & \frac{\partial \delta_1}{\partial E_y} \\ \frac{\partial \delta_2}{\partial \psi} & \frac{\partial \delta_2}{\partial \psi_s} & \frac{\partial \delta_2}{\partial E_x} & \frac{\partial \delta_2}{\partial E_y} \\ \frac{\partial \delta_3}{\partial \psi} & \frac{\partial \delta_3}{\partial \psi_s} & \frac{\partial \delta_3}{\partial E_x} & \frac{\partial \delta_3}{\partial E_y} \\ \frac{\partial \delta_4}{\partial \psi} & \frac{\partial \delta_4}{\partial \psi_s} & \frac{\partial \delta_4}{\partial E_x} & \frac{\partial \delta_4}{\partial E_y} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\psi \\ \Delta\psi_s \\ \Delta E_x \\ \Delta E_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \\ \delta_4 \end{bmatrix} \quad (24)$$

この連立一次方程式を解いて次の計算ステップの値を決める。 $N-1$ 回目の計算値と N 回目の計算値の関係は

$$\begin{aligned} \psi_{(N)} &= \psi_{(N-1)} - \phi \Delta\psi > 0 \\ \psi_{s(N)} &= \psi_{s(N-1)} - \phi \Delta\psi_s > 0 \\ E_{x(N)} &= E_{x(N-1)} - \gamma \Delta E_x \\ E_{y(N)} &= E_{y(N-1)} - \gamma \Delta E_y \end{aligned} \quad (25)$$

$$[L]_p = [C][p]_{(N)} + [L_a] + [L_0] \quad (26)$$

$$[L]_{(N)} = [L]_{(N-1)} + \eta([L]_p - [L]_{(N-1)}) \quad (27)$$

である。ここに、 δ_1 と ψ は油穴や境界を除く全格子点でのそれらを表し、 ϕ, γ, η は急激な変化をさけるために導入した正で1以下の減衰係数⁽¹¹⁾である。また、変形による軸受面の変位の x, y 成分を軸受面上の全節点の変位の x, y 成分の平均値に対する相対値に補正し、これに基づく半径方向変位のコンプライアンスマトリックスを作成して、構造モデルの拘束点の影響を小さくし、大きな変位を避けた⁽⁷⁾。収束判定は以下のとおりである。

$$\begin{aligned} & \sum_{j=li=1}^n \sum_{m=1}^m \left| \frac{\delta_{li,j} \Delta t}{h_{i,j}} \right| \leq \varepsilon, \quad i, j \neq \text{boundary and inside of oil hole} \\ & \sum_{j=li=1}^n \sum_{m=1}^m 1 \\ & \text{and } \sqrt{\frac{\delta_2^2 + \delta_3^2}{(W_x^2 + W_y^2)_{\max \text{ in cycle}}}} \leq 0.5 \varepsilon \end{aligned} \quad (28)$$

α は0.01とした。

計算の時間刻みはクランク角で1[deg.]としたが、数値計算の急激な変化をさけるために、荷重 W_x , W_y のいずれかが1500[N]を超える変化をしたときには、時間刻みを分割して、1500[N]以下の荷重変化に押さえた。

油膜域とキャビテーション域で支配方程式や離散化が異なる。 ψ は油膜、キャビテーションの領域変化に関係するので、大きな変化は避けたい。そこで、本報告の計算では $0 < \psi \leq 0.5$ とした。 ψ を比較的小さくしても、各計算ステップで格子点の領域変化すべてを一挙に行なうと、計算が不安定になることが多い。そこで、各計算ステップでの油膜からキャビテーションへの変化は即座に、逆にキャビテーションから油膜への変化を徐々に行なうようにした。これは、領域の変化に追従しつつ、油膜域の変化を何回かのステップに分けて行なうことになり、計算が安定化し、たいていの場合は収束する。具体的には領域の変化は $N-1$ 回目の計算で油膜域であり N 回目の計算で $\psi_{(N)} < 1$ の格子点は $p = p_c$ と $\psi = 1$ に置換え、キャビテーション域に変える。 $N-1$ 回目の計算でキャビテーション域であり N 回目の計算で $\psi_{(N)} > 1$ の格子点は $\psi_{(N)}$ の大きい格子点から順に半分程度油膜域に変える。他は次の計算ステップでキャビテーション域のままとする。また、 $N-1$ 回目の計算でキャビテーション域で $\psi_{(N)} > 1$ なる格子点はすべて $p = p_c$ と $\psi = 1$ とする。

Fig. 5 Structural model of con-rod.

上述のようにキャビテーション域から油膜域への変化を徐々に行ない反復計算を繰り返しても計算が安定せず、キャビテーションとすると $\psi_{(N)} > 1$ となり油膜域とすると $\psi_{(N)} < 1$ なる格子点が残ることがある。このときは、この格子点を $p = p_c$ と $\psi = 1$ に固定して計算を安定化した。

弾性流体潤滑では軸受の変形を含める。荷重が小さく剛性が高い場合は η を1とすることができるが、計算の安定性が悪い場合は $0 < \eta < 1$ として計算の繰り返し回数

を増して安定化をはかる。図5に示す本計算の構造モデルでは $\eta = 0.5$ とした。また、軸心の動きを決める μ は以下の値で式(9)の油膜厚さの計算を繰り返す。すべての格子点で油膜厚さが正值を取るようにより決める。本計算では、急激な変化をさけるため、各計算ステップごとに $0 < \gamma \leq \phi$ の範囲で γ を変化させ、その値を決めた。

5. 計算例

5.1 軸受の油の流量 表1に計算の条件を示した。図6に示す5000[rpm]のエンジンの変動荷重に対して計算した。また、計算は前後対称の半幅軸受とした。

油穴はジャーナル上にあるので、格子点上の油穴の位置がクランク角ごとに変わり、図4に示した格子点数も変化する。全幅に対する油穴内の格子点数の変化を図7に、コントロールボリュームにより近似した油穴面積の1サイクルの履歴を図8に示した。本計算では、図5に示した軸受の構造モデルに依存した粗い格子を用いているので、油穴の面積は大きく変動する。格子を小さくできれば、この変動幅は小さくなり、実際の油穴形状に近づく。粗い格子による計算であるが、筆者はこれによっても油路の影響を示すことができると考えるので、本報と次報でその結果を示す。ここでは、図5の構造モデルに基づく変形を考慮するEHLで、油路を含む計算を油路の

Table 1 Dimensions and properties.

Bearing width	b [mm]	12
Radius of journal	r [mm]	19.995
Radius of bearing circle	R [mm]	20.025
Oil hole diameter	D_s [mm]	5
location	[deg.]	22.3
: the angle on crank pin center in rotational direction from crank center-crank pin center axis		
Oil jet hole diameter	[mm]	3
location	[deg.]	110
: the angle from x axis		
Viscosity	μ [mPa·s]	10
Compressibility factor	β [MPa]	500 (2000)
Oil passage length	l_s [mm]	600
diameter	D [mm]	6
Stroke of engine	[mm]	77
Radius between Crank center and oil hole at crank pin journal	R_s [mm]	57.51
Total mass of piston, pin and rings	[kg]	0.431
Con-rod: Length	l [mm]	122
Mass	[kg]	0.408
Young's modulus	[Pa]	2.058×10^{11}
Poisson's ratio		0.26
Density	[kg/m ³]	7.9×10^3
Engine speed	[rpm]	5000
Pressure in cavitated zone	p_c [MPa]	0
Grid points $m \times n$ (half width)		72 × 6

Fig. 6 Load diagram at 5000 [rpm] full load.

Fig. 7 Number of grid points inside of oil hole.

Fig. 8 Area of oil hole.

Fig. 9 Pressure at oil hole.

Fig. 10 Oil flow rate into bearing.

(a) Outward side flow and flow at oil jet hole.

(b) Side flow including in-flow at bearing ends and flow at oil hole.

Fig. 11 Oil flow around bearing with oil passage.

Fig. 12 Reynolds number in oil passage.

Fig. 13 Orbital movement of Elrod's algorithm.

Fig. 14 Maximum pressure among bearings with and without oil passage and different compressibility factor β .

無い場合と比較する。油路の無い場合は、油穴位置に一定の圧力を境界値として与える。この場合、式(24)の δ_k と ψ_k の行列は除く。

図9は本計算手法で求めた油路出口(軸受の油穴位置)の圧力の履歴である。図中破線は供給圧に遠心力を加えた圧力で、油路の無い場合の計算に用いた油穴位置の圧力である。油路のある場合は圧力は流量変化による油路抵抗の変化で変動する。さらに、図8の油穴面積の変動によっても小刻みに変動する。図10は油穴から軸受に流入する油流量の履歴である。油路を含む場合の計算ではオイルジェット穴と油路が重なるときに油の流量が大きく変動する。他の時刻ではなめらかな変動を伴う結果となる。一方、油路の無い場合は供給圧が一定で、軸受に流入する油の流量計算にオイルジェット穴による圧力変化の影響は無い。しかし、図8の油穴面積の変動によって油流量が小刻みに変動する。本計算例では油路の有無による大きな違いはないが、粘度の低下や、回転数の上昇、軸受すき間形状などによって、この差は大きくなる。

図11(a)と(b)は本計算手法で求めた、油路のある場合の軸受まわりの油の流量を示すものである。図11(a)は軸受端より流出する油とオイルジェットの流量を示す。図11(b)は軸受端より流出する流量から軸受端より吸い戻す流量を引いた油の流量と油穴から軸受に流入した油の流量を比較している。この差が軸受内のすき間部容積の変化、油の充てん率の変化によるものである。軸受端から漏れる油と油穴から軸受に流入した油の1サイクルの積算流量は同じである。

図12に本条件での油路のレイノルズ数を示す。油路の流れは $Re \leq 1000$ で層流の領域である。エンジンによってはレイノルズ数も大きくなり乱流への遷移を考慮する必要があるが、 $Re \leq 2000$ であれば層流として扱ってもよい⁽¹²⁾。これ以上では乱流への遷移領域、 $Re > 4000$ で乱流領域の式に修正することが必要である。

5.2 軸受の潤滑特性値 ジャーナルに油路をもつ軸受の潤滑特性値を油路の無い場合(油穴圧力一定)と比較して示す。圧力密度比係数(圧縮率の逆数) β については、Elrod⁽⁶⁾が100から4000[MPa]の範囲としているが、従来172から1720[MPa]の範囲で計算されている^{(13), (14), (15)}。ここまでの計算では、ParanjpeとGoenka⁽¹⁵⁾のエンジンを対象とした計算で用いられた $\beta=500$ [MPa]を用いてきた。しかし、油の圧縮率から推察される値は β が1000[MPa]を超えることも十分に考えられる⁽¹⁶⁾。そこで、 $\beta=2000$ [MPa]でも計算し、 β の影響をも示した。

図13は軸心軌跡である。油路の有無の影響はほとんど表れない。また、 $\beta=500$ [MPa]と $\beta=2000$ [MPa]の差はきわめて小さく、この図では、 $\beta=2000$ [MPa]を省略した。

図14は変動荷重下での最大油膜圧力の履歴、図15は最小油膜厚さの履歴である。油路を考慮すると最大油膜圧力が油路の無い場合よりやや高くなる期間が存在する。 $\beta=2000[\text{MPa}]$ とすると、 $\beta=500[\text{MPa}]$ よりやや最大圧力が高くなる。

一方、最小油膜厚さは油路の無い場合が油路をもつ場合より低く、 $\beta=2000[\text{MPa}]$ とすると $\beta=500[\text{MPa}]$ よりやや小さくなる期間があった。軸受中央の油膜圧力が高くなると、軸受の弾性変形により、油膜厚さは中央で厚く、軸受端面が薄くなる。この計算例でも、ほとんどの時刻で最小油膜厚さは軸受端面の値である。軸心位置と軸受の弾性変形の分布に影響されるのでその大小を簡単に説明できないが、いずれの計算でも最小油膜厚さの履歴は同様の傾向となる。

上述の結果の差は小さいと判断されるので、本計算のように実用エンジン諸元での潤滑解析には、油路の無い計算でもさしつかえないことがわかった。

Fig. 15 Minimum film thickness among bearings with and without oil passage and different compressibility factor β .

6. ま と め

- (1) Elrod のキャビテーションアルゴリズムを油膜域の油の流れに密度変化を含むように修正して弾性流体潤滑を導入し、質量保存弾性流体潤滑とした。
- (2) 質量保存弾性流体潤滑と簡単な油路流れの式を連立して解いて、油の流量と軸受の油穴位置の圧力、軸受

の潤滑の状況を同時に求めた。

- (3) クランクピンジャーナルの油穴を差分格子で表した。本計算の分割の場合、油穴の面積が変動し、この影響が計算に表れた。
- (4) 油路の軸受潤滑への影響は比較的小さいが、オイルジェットをもつコンロッドでは油穴の圧力と流量に大きく影響する。
- (5) レイノルズ数の履歴から油路内の層流の仮定は妥当である。

なお、本論文の概要はすでに口頭発表した^{(17),(18)}。武蔵工業大学染谷常雄教授をはじめ御質疑、御意見をいただいた方々に謝意を表する次第である。

文 献

- (1) Martin, F. A. and Stanojevic, M., Proc. 17th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, IV(iii) (1990), 69-80.
- (2) Boedo, S. and Booker, J.F., Proc. 17th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, IV(i) (1990), 55-62.
- (3) Tasaki, Y., Gotou, T., Ushijima, K., and Hori, K., SAE Paper 981403 (1998).
- (4) 田崎・牛嶋・茂木・青山・後藤・堀, 機論, 66-644, C (2000), 1333-1340.
- (5) Boedo, S. and Booker, J. F., Trans. ASME, J. of Tribology, 119 (1997), 449-455.
- (6) Elrod, H. G., Trans. ASME, J. of Lubr. Tech., 103, July (1981), 350-354.
- (7) Ozasa, T., Noda, T. and Konomi, T., Trans. ASME, J. of Tribology, 119 (1997), 568-578.
- (8) Vijayaraghavan, D. and Keith, Jr., T. G., Tribology Trans., 32-2 (1989), 225-233.
- (9) Booker, J. F. and Huebner, K. H., Trans. ASME, J. of Lubr. Tech., October (1972), 313-323.
- (10) Okamura, H., Proc. 9th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Butterworths Guilford England, XI(iii) (1982), 313-336.
- (11) 勝見・山本・谷口・木村, 機論, 59-567, C (1993), 3500-3505.
- (12) 板谷, 水力学, 第7版 (1970), 朝倉書店, 129.
- (13) Brewster, D.E., Trans. ASME, J. of Tribology, 108 (1986), 628-638.
- (14) Vijayaraghavan, D., Brewster, D.E. and Keith, Jr., T. G., Trans. ASME, J. of Tribology, 115 (1993), 538-543.
- (15) Paranjpe, R. S. and Goenka, P. K., Tribology Trans., 33-3 (1990), 333-344.
- (16) 日本機械学会, 機械工学便覧, 改定第6版 (1977), 8-2.
- (17) 小笹・鈴木・野田・許斐, 機構論, 00-1, II(2000), 353-354.
- (18) Ozasa, T., Suzuki, S., Noda, T. and Konomi, T., Synopses of Int. Tribology Conf. Nagasaki, 4E1-3 (2000), 508.