

I V T トラクション解析

The Analysis of Traction on IVT

山下龍城 R. YAMASHITA

IVT is one of full troidal type CVT. The prediction of performance of IVT requires the distributions of shear stress and fluid pressure within the contact. In this article, the prediction of traction of IVT by non-Newtonian thermal elastohydrodynamic analysis is shown.

Key Words: IVT, EHL, traction

1. はじめに

トラクションドライブでは接触部に発生する油膜のせん断を介して動力が伝達するため、その接触部で発生する油膜を解析することはトラクションドライブの性能を把握するために重要となる。油膜を解析することにより、油膜をせん断することで発生する接線力、すなわち、トラクションがどれだけであるか見積もることができる。

一般にトラクションドライブでは効率を良くするために最大で 4 GPa もの高面圧が作用している。したがって、接触部の材料(一般的に鋼)は弾性変形を伴って薄い油膜を形成している。この状態は弾性流体潤滑(EHL: Elastohydrodynamic Lubrication)と呼ばれ、転がり軸受や歯車のような高荷重が作用する転がりあるいは転がり-滑り接触の潤滑理論として知られている。

本報では当社で開発を進めている I V T (Infinitely Variable Transmission) パリエータについて行った解析について述べる。

2. 非ニュートン熱 EHL 解析

トラクションドライブに使用されるトラクションドライブ油は一般の潤滑油と異なり、高いトラクション係数を得るために特別に設計された潤滑油である。その特徴は 1 GPa 程度の圧力で固化し高いトラクション係数を示す。この状態ではもはやニュートン流体として扱うことができない。したがって、トラクションドライブの EHL 解析では非ニュートン流体として扱わなければならない。

また、せん断によって発熱が起こり、潤滑剤の粘度と密度が変化するために熱解析を行って油膜内の温度分布も同時に解析しなければならない。以下に必要な基礎式を示す。

2.1 レオロジーモデルとレイノルズ方程式

今回用いた非ニュートン流体のモデルは式(1)に示した Gecim-Winer¹⁾ モデルを用いることにした。

$$F(\tau_e) = \frac{\tau_L}{\tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] \quad (1)$$

ここで、 $F(\tau_e)$: レオロジー関数、 τ_L : 限界せん断応力、 τ_e : 等価せん断応力 である。

すると、レオロジー方程式は式(2)と(3)のようになる。

$$\tau_{zx} = \frac{\partial p}{\partial x} z + \frac{u_2 - u_1 - \frac{\partial p}{\partial x} \int_0^h \left[\frac{\tau_L}{\eta^* \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz \right]}{\int_0^h \left[\frac{\tau_L}{\eta^* \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz} \quad (2)$$

$$\tau_{zy} = \frac{\partial p}{\partial y} z + \frac{v_2 - v_1 - \frac{\partial p}{\partial y} \int_0^h \left[\frac{\tau_L}{\eta^* \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz \right]}{\int_0^h \left[\frac{\tau_L}{\eta^* \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz} \quad (3)$$

ここで、 p : 圧力、 x : 転がり方向の座標、 y : 転がりと直角方向の座標、 z : 油膜の厚さ方向の座標、 $u_{1,2}$: x 方向の表面速度、 $v_{1,2}$: y 方向の表面速度、 h : 油膜厚さ、 η^* : 絶対粘度である。

このレオロジー方程式から一般化レイノルズ方程式を導くと式(4)が得られる。

$$\begin{aligned}
 & \left. \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \rho \frac{\partial p}{\partial x} \left[\int_0^h \frac{\tau_L}{\eta \cdot \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz \right] \right. \right. \\
 & \left. \left. - \frac{\int_0^h \frac{\tau_L}{\eta \cdot \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz}{\int_0^h \frac{\tau_L}{\eta \cdot \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz} \int_0^h \frac{\tau_L}{\eta \cdot \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz \right\} \right. \\
 & \left. + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \rho \frac{\partial p}{\partial y} \left[\int_0^h \frac{\tau_L}{\eta \cdot \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz \right] \right. \right. \\
 & \left. \left. - \frac{\int_0^h \frac{\tau_L}{\eta \cdot \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz}{\int_0^h \frac{\tau_L}{\eta \cdot \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz} \int_0^h \frac{\tau_L}{\eta \cdot \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz \right\} \right. \\
 & \left. + (u_2 - u_1) \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \frac{\int_0^h \frac{\tau_L}{\eta \cdot \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz}{\int_0^h \frac{\tau_L}{\eta \cdot \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz} \right] \right. \\
 & \left. + (v_2 - v_1) \frac{\partial}{\partial y} \left[\rho \frac{\int_0^h \frac{\tau_L}{\eta \cdot \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz}{\int_0^h \frac{\tau_L}{\eta \cdot \tau_e} \tanh^{-1} \left[\frac{\tau_e}{\tau_L} \right] dz} \right] \right. \\
 & \left. + u_1 \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) + v_1 \frac{\partial}{\partial y} (\rho h) = 0 \quad (4) \right.
 \end{aligned}$$

ここで、 ρ ：潤滑剤の密度 である。

式(4)と参考に示した式(5)のニュートン流体のレイノルズ方程式を比較すると、非ニュートン流体は解析のための要因が増大している。

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] \\
 & - 12 \frac{\partial(\rho h u_x)}{\partial x} - 12 \frac{\partial(\rho h u_y)}{\partial y} = 0 \quad (5)
 \end{aligned}$$

式(4)中の潤滑剤の粘度 η 、潤滑剤の密度 ρ は圧力と温度に依存して変化するので、それぞれ粘度はRoelands²⁾の式、密度はDowson-Higginson³⁾の式を用いた。

$$\eta_{(x,y,z)} = \eta_0 \exp \left\{ \ln \left(\frac{\eta_0}{\eta_R} \right) \left[\left(1 + \frac{p_{(x,y)}}{p_R} \right)^{z_p} \left(1 + \frac{t_{(x,y,z)} - t_0}{t_0 - t_R} \right)^{-S_0} - 1 \right] \right\} \quad (6)$$

$$\rho_{(x,y,z)} = \rho_0 \left[1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p_{(x,y)}}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p_{(x,y)}} \right] [1 - \beta(t_{(x,y,z)} - t_0)] \quad (7)$$

ここで、 $\eta_R = 6.31 \times 10^{-5} \text{Ns/m}^2$ 、 $p_R = 1.96 \times 10^8 \text{N/m}^2$ 、 t ：油膜内の温度、 z_p ：圧力 - 粘度係数、 S_0 ：温度 - 粘度係数、 β ：潤滑剤の熱膨張係数、 t_R ：-135℃、添字₀：圧力ゼロでの値 である。

2.2 エネルギー方程式

熱解析に用いたエネルギー方程式を式(6)に示す。

$$\begin{aligned}
 & C_p \rho \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] - K_L \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \\
 & = \beta T \left[u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right] + \frac{F(\tau_e)}{\eta} \tau_e^2 \quad (8)
 \end{aligned}$$

ここで、 C_p ：潤滑剤の定圧比熱、 K_L ：潤滑剤の熱伝導率、 T ：温度 である。

境界条件として接触物体の表面温度が必要になるが、その表面温度はCheng-Sternlicht⁴⁾が示した式(9)と式(10)を用いた。

$$T_{1(x,y)} = T_0 + \frac{1}{\sqrt{\pi \rho_1 C_1 u_1 K_1}} K_L \left[\frac{\partial T}{\partial z} \right]_{z=0} \frac{d\xi}{\sqrt{x - \xi}} \quad (9)$$

$$T_{2(x,y)} = T_0 - \frac{1}{\sqrt{\pi \rho_2 C_2 u_2 K_2}} K_L \left[\frac{\partial T}{\partial z} \right]_{z=h} \frac{d\xi}{\sqrt{x - \xi}} \quad (10)$$

ここで、 $T_{1,2}$ ：接触物体の表面温度、 T_0 ：潤滑剤の入り口での温度、 $C_{1,2}$ ：接触物体の比熱、 $K_{1,2}$ ：接触物体の熱伝導率、 $u_{1,2}$ ：接触物体の転がり方向の速度、 ξ ：転がり方向の座標 である。

2.3 油膜厚さの式

接触部表面は潤滑剤による流体圧力によって弾性変形を起こすので、油膜厚さは幾何学的なすきまと弾性変形量の和となる。したがって、油膜厚さは式(11)で計算することができる。

$$h_{(x,y)} = h_{00} + s_{(x,y)} + \frac{2}{\pi E'} \frac{p_{(x,y)} dx' dy'}{\Omega \sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} \quad (11)$$

ここで、 h ：油膜厚さ、 h_{00} ：接触物体の油膜厚さ方向の距離、 s ：幾何学的すきま、 E' ：等価弾性係数、 Ω ：接触領域 である。

2.4 荷重のつりあい式

荷重は油膜に発生する圧力で支えられているので、接触部の圧力を接触部全域で積分したものに釣りあう。

$$w - \int_{\Omega} p_{(x,y)} dx dy = 0 \quad (12)$$

ここで、 w ：荷重 である。

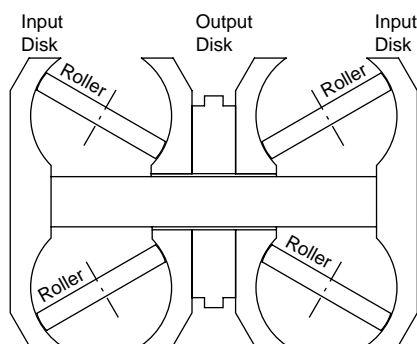
2.5 解析方法

基礎式のうち一般化レイノルズ方程式、エネルギー方程式は離散値化して差分法で解く。一般化レイノルズ方程式は低周波の誤差成分の収敛に時間がかかるのでマルチグリッド法⁵⁾を用いて高速化している。油膜厚さ式も離散値化してから

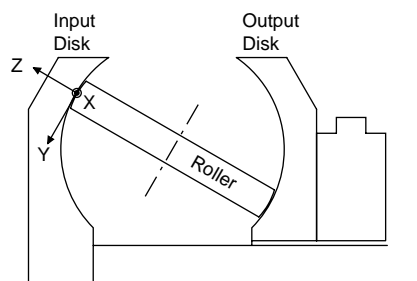
MILI法⁶⁾で解く。

3. 計算条件

I V Tバリエータのディスクとローラの寸法・材料物性値を表1，トラクション油の性状を表2に示す。I V Tバリエータの構成については図1参照。ディスクとローラはSUJ2，トラクション油はSANTOTRAC50を用いた。また，解析条件を表3に示す。今回の計算では荷重を一定としてローラのy方向の半径，すなわちクラウニング半径を変化させて計算を行った。



a) I V Tバリエータ



b) I V Tバリエータの接触部

図1 I V Tバリエータ

Schematic diagram of IVT variator

表1 ディスクとローラの寸法・材料物性値

Geometrical dimensions and properties of disk and roller

ディスクの	x方向(転がり方向)	m
主曲率半径	y方向(転がりと直角方向)	-50×10^{-3} m
ローラの	x方向(転がり方向)	50×10^{-3} m
主曲率半径	y方向(クラウニング半径)	20, 30, 40 $\times 10^{-3}$ m
軸からディスク中心までの距離, l_d		55×10^{-3} m
ヤング率, $E_{1,2}$		207.9GPa
ポアソン比, $\nu_{1,2}$		0.3
等価弾性係数, E'		228.5GPa
常温での密度, $\rho_{1,2}$		7.850×10^3 kg/m ³
熱伝導率, $K_{1,2}$		52W/(m K)
比熱, $C_{1,2}$		460J/(kg K)

表2 トラクション油の性状(SANTOTRAC50)

Properties of traction fluid (SANTOTRAC50)

常温での粘度, η_0	8.037mPas
圧力 - 粘度指数,	26.43GPa^{-1}
温度 - 粘度係数, S_0	1.14
常温での密度, ρ_0	872kg/m^3
熱膨張係数,	0.038K^{-1}
熱伝導率, K_L	0.12W/(m K)

表3 解析条件

Analytical conditions

荷重, w	1 465N
最大ヘルツ圧力, D_h	1.31, 1.0, 0.76GPa
ディスク回転速度, ω_1	$5\,000\text{min}^{-1}$
すべり率, s	3 %
接触角	0 rad
材料パラメータ, G	6 038
速度パラメータ, U	2.0×10^{-11}
荷重パラメータ, W	2.6×10^{-7}

4. 解析結果と考察

圧力と油膜厚さに対するのクラウニング半径の影響を図2に示す。今回の条件ではEHLで特徴的な圧力スパイクが小さく，最大の圧力は中央部にある。最大圧力と中央圧力は表3に示した最大ヘルツ圧力とほとんど同じになっていて，クラウニング半径の増加に従って減少する。油膜厚さは最大・最小ともクラウニング半径の増加に従って増加する。

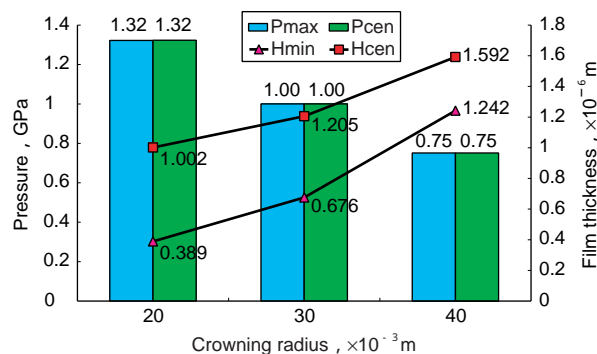


図2 圧力と油膜厚さに対するクラウニング半径の影響

Effects of crowning radius on pressure and film thickness

図3に最大せん断応力と最大温度に対するクラウニング半径の影響を示す。クラウニング半径の増加に従って，油膜内の最大せん断応力は減少し，最大温度は増加する。

図4 a)~ c)に油膜内のせん断応力分布を示す。

この分布は $Y = 0$ の断面を示したもので、 Z は油膜厚さ方向でトラクション油は X が負の方向から正の方に流れている。また、ヘルツ接触楕円内は $X = -1 \sim 1$ の範囲である。これらの結果から、せん断応力は入り口部 ($X = -1$ までの領域) では非常に小さいが、ヘルツ接触楕円内に入ると急激に増加することが分かる。せん断応力は圧力の最大の位置で最大になることが分かる。また、ヘルツ接触楕円内では油膜の厚さ方向で一定のせん断応力になっていることから、この領域ではトラクション油の限界せん断応力に達していることが分かる。

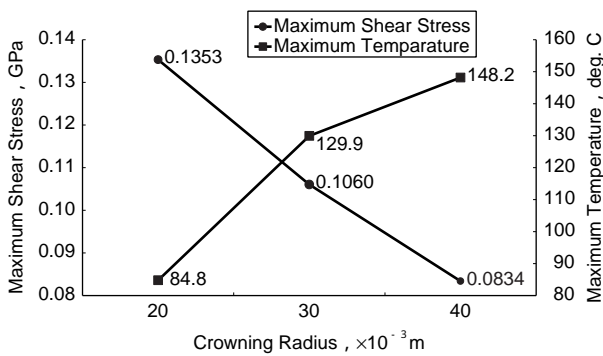


図3 最大せん断応力と最大温度に対するクラウニング半径の影響

Effects of crowning radius on maximum shear stress and maximum temperature

図5 a) ~ c) に油膜内の流体速度分布を示す。これも図4と同じく $Y = 0$ の断面の速度分布を示している。縦軸 Z は z 座標を転がり方向のヘルツ接触楕円半径で割って無次元化したものを見やすいように長方形に変換して表示させている。 Z が大の側がディスク表面で $Z = 0$ がローラの表面である。ここではディスクがローラの表面よりも速度が速い状況である。油膜厚さが最小となる $X = 1$ の付近では狭いすきまを油が高速で流れ、速度が最大となることが分かる。 $X = -1 \sim -2$ の領域では油の速度が遅くなっており、図5 c) では速度がマイナス、すなわち、逆流が起こっているのが分かる。

図6にトラクション係数に対するクラウニングの影響について示す。クラウニング半径20mm ~ 30mmではトラクション係数はさほど減少しないが、クラウニング半径40mmでは若干減少した。トラクション係数という観点ではクラウニングの影響はさほど大きくない。

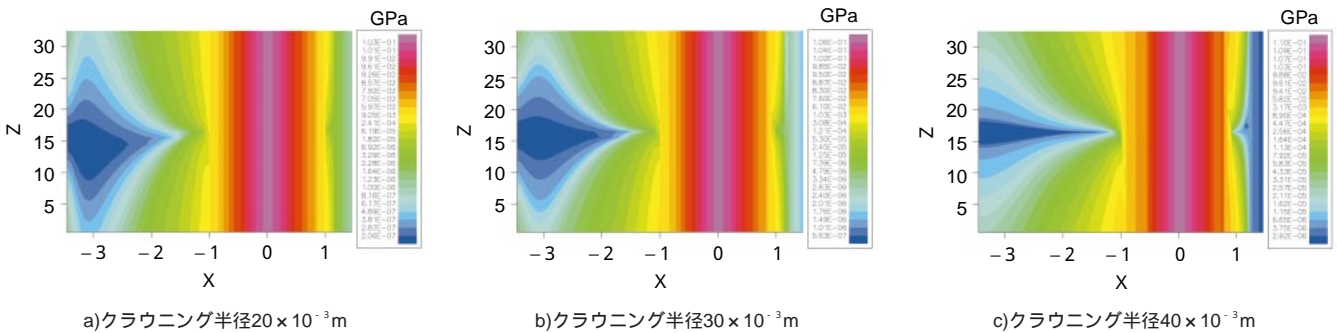


図4 油膜内のせん断応力分布
Distributions of shear stress in oil film

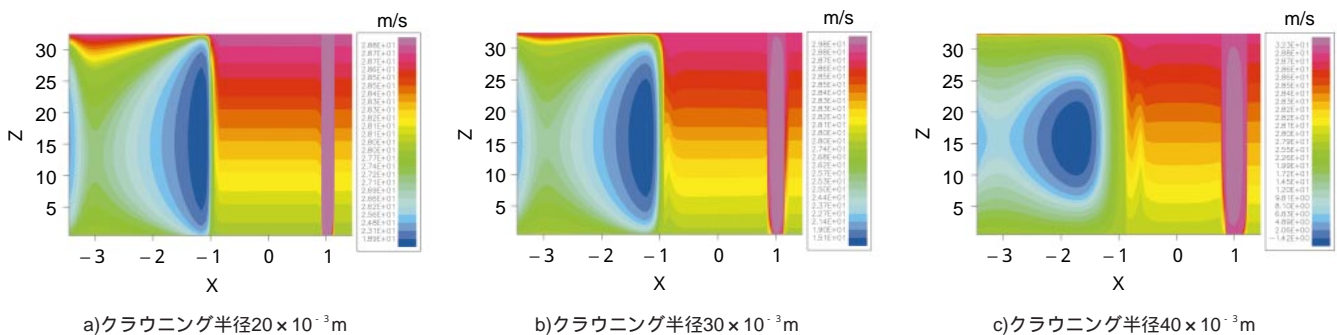


図5 油膜内の流体速度分布
Distributions of fluid speed in oil film

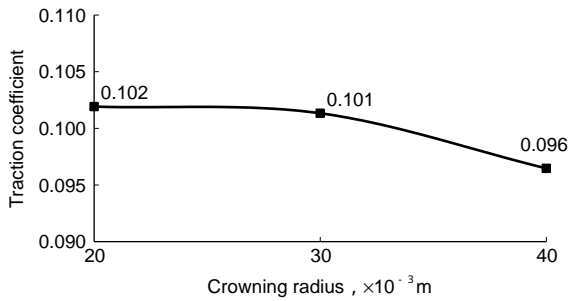


図6 トラクション係数に対するクラウニングの影響
Effects of crowning radius on traction coefficient

5. おわりに

I V T バリエータのトラクション解析に非ニュートン熱 E H L 解析を適用した結果について示した。

トラクションの解析において、実験的にはレオロジーモデルが適合しているか、温度や圧力によって変化する潤滑剤の性状が正確にモデル化されているかなどまだまだ取り組むべき内容がある。また、数値解析上では基礎式の差分化の手法や数値計算法の安定化・高速化などさらに発展させなければならないなど、今後の課題としたい。

参考文献

- 1) B. Gecim and W. O. Winer, Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, 102 (1980) 213.
- 2) C. J. A. Roelands, J. C. Vlutger and H. I. Watermann, Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, 85 (1963) 601.
- 3) D. Dowson and G. R. Higginson, Elastohydrodynamic Lubrication, Pergamon Press (1966).
- 4) H. S. Cheng and B. Sternlicht, Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, 87 (1965) 695.
- 5) 山下：トライボロジスト，第42巻第8号（1997）647.
- 6) A. A. lubrechit, W. E. ten Napel & R. Bosma, ASME Jour. of Tribo., 108,4 (1986) 551.
- 7) R. Yamashita, Proc. ITC Nagasaki 2000, 609.

筆者



山下龍城*
R. YAMASHITA

* 総合技術研究所 軸受研究部
P h D