

弾性流体潤滑とは何ですか？

弾性流体潤滑とは何ですか？

Q:潤滑の流体潤滑の種類に弾性流体潤滑があると聞いたのですがどのようなものでしょうか？

A:軸受の部品である玉と相手面の2面間の流体潤滑を計測していると、通常の流体潤滑の計算では接触しているはずの領域で接触せずに2面間に潤滑膜が存在することがわかり、この潤滑の理論が生まれました。これは、転がり接触の接触圧が大きくなるとともに、潤滑油の粘度が指数関数的に大きくなることから、添付図のようにヘルツ接触部を引き離したような平行部を持つ流体膜が形成される。出口部ですこし盛り上がりがあるのは、出口では圧力がゼロになるので弾性変形が戻るためであり、そのため、油膜圧もスパイク上に上昇します。

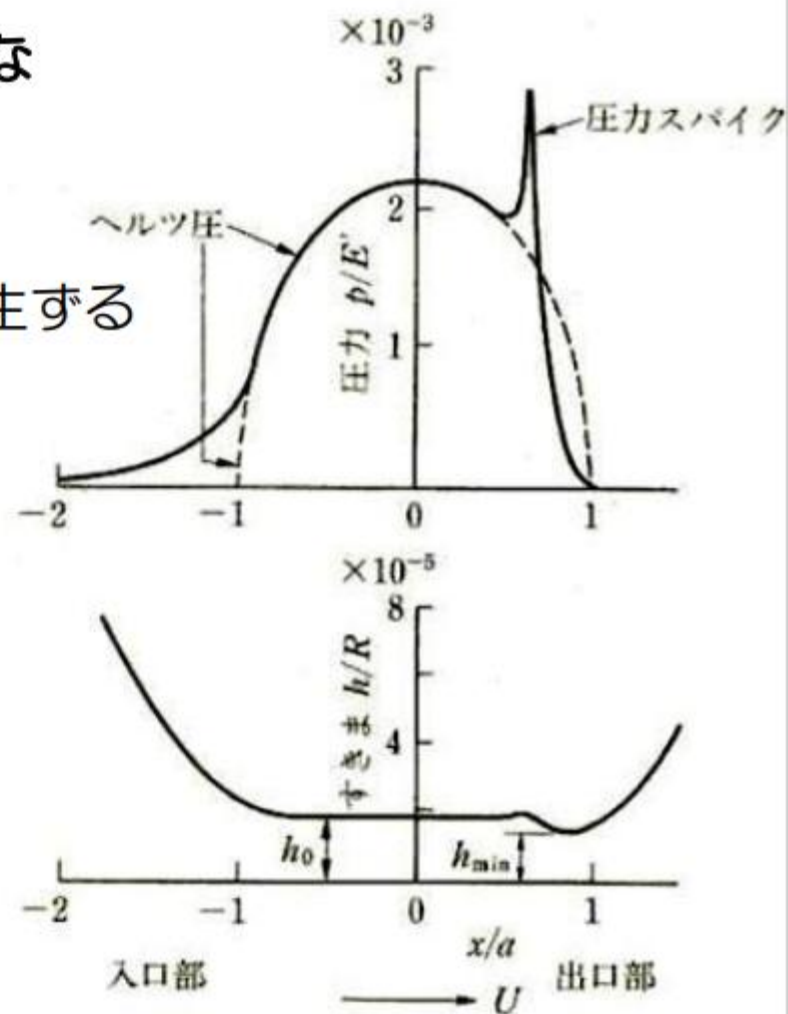
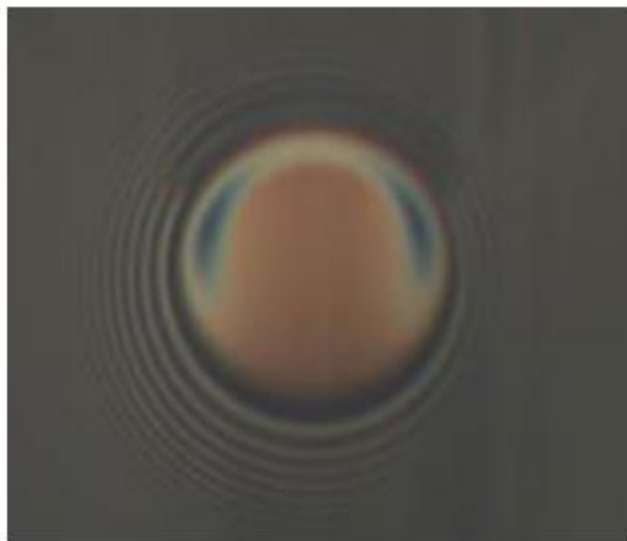
4-4. 弾性流体潤滑

4-4-2. 特徴

特徴1 ヘルツ接触部を垂直に引き離したような
平行部をもつ流体膜が形成される

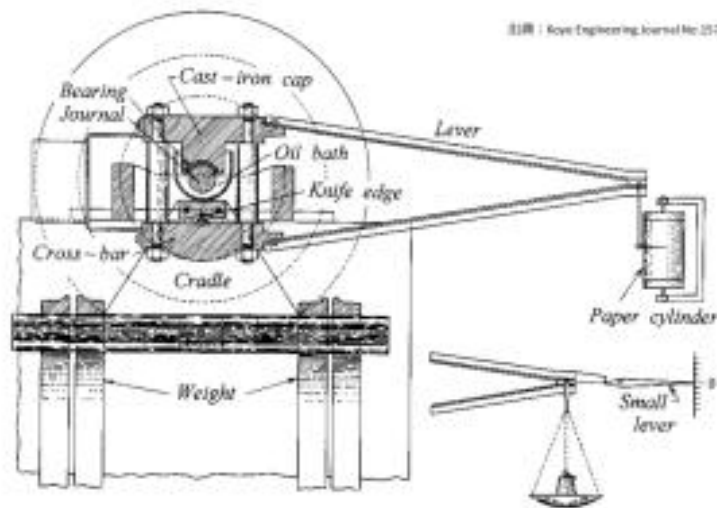
特徴2 圧力分布もヘルツ接触に近い

特徴3 **接触部の後端**・両サイドで**最小膜厚**を生ずる



弾性流体潤滑理論の前に まず流体潤滑のはじまりから

タワーの実験装置



当時の鉄道車両用の部分円弧すべり軸受を模した実験装置を製作して、油潤滑の滑り軸受の摩擦係数の挙動を研究

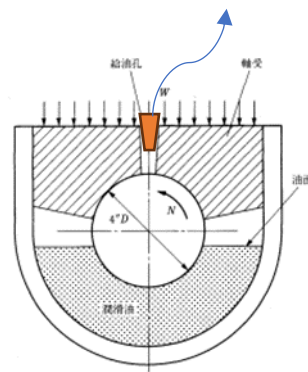


図2-25 タワーの用いた鉄道車両用軸受
(長さ6", 接触弧15°)

サイフォン式給油の給油口に栓をすると、栓が徐々に抜け出した。その穴に圧力計を取付けると、軸受圧力（荷重/軸受投影面積）が **100lb/in²** にもかかわらず、圧力計は **200lb/in²** を示しました。この結果からタワー氏は荷重に対して油に圧力が発生して、軸受は油膜の上に浮いているとの結論を得ました（**1883年**）

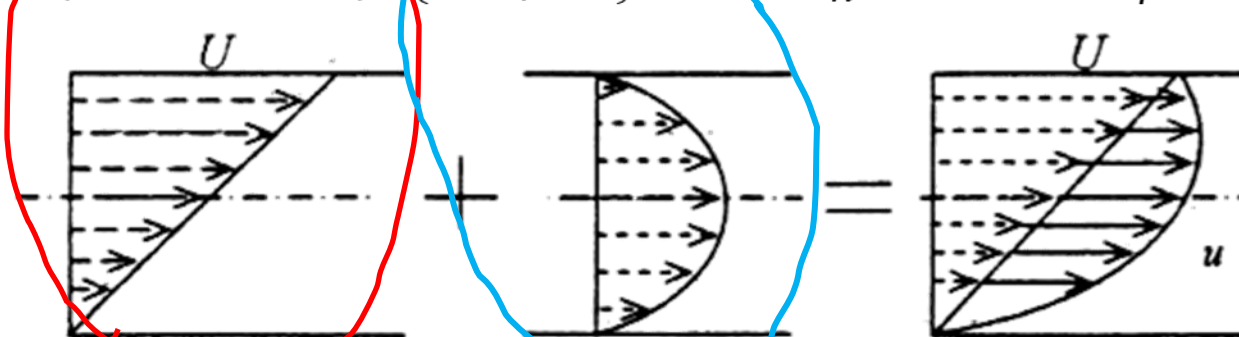
この実験結果に基づいてレイノルズ（Osborne Reynolds）が、**1886年**にすべり軸受けの油膜中に発生する圧力が満たす方程式を理論的に導出しました。これが、すべり軸受の流体潤滑機構の理論です。

レイノルズ方程式 →何が表現されている？

レイノルズ方程式上での仮定

- ① 流体は非圧縮性ニュートン流体である。
- ② すきま内の流れは層流で，粘度は一定である。
- ③ 流体の慣性力は粘性力に比べて小さく，無視できる。
- ④ 潤滑膜は極めて薄く，厚さ方向の圧力変化は無視できる。
- ⑤ 壁面と流体の間にすべりは生じない。

$$u = \left\{ U_2 + (U_1 - U_2) \frac{h-y}{h} \right\} + \left\{ -\frac{y(h-y)}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right\} \quad v = V \frac{y}{h} \quad w = -\frac{y(h-y)}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z}$$



クエットの流れ

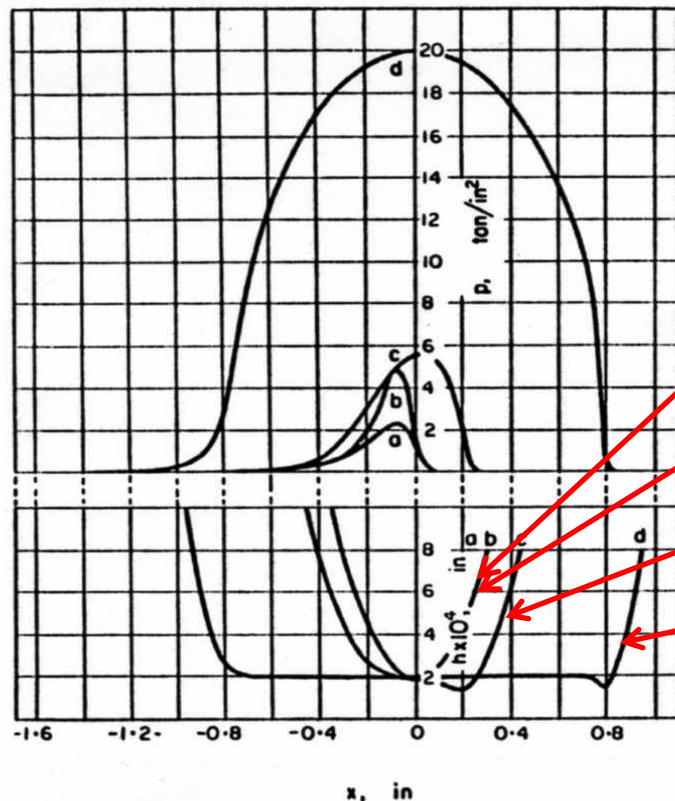
ポアズイユの流れ

油膜の流れ

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 6\eta h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_2) + 12\eta V$$

いよいよ弾性流体潤滑の解説

転がり接触部に形成されるレイノルズ方程式による予測よりはるかに
大きい膜厚が弾性変形と粘度変化を考慮することにより解明された。



中央の膜厚を同じにした場合の潤滑膜の形状・発生圧力の比較

- Rigid-Isoviscous 等粘度-剛体領域：IR
- Rigid-Piezoviscous 高圧粘度-剛体領域：PR
- Elastic-Isoviscous 等粘度-弾性体領域：IE
- Elastic-Piezoviscous 高圧粘度-弾性体領域：PE

弾性流体潤滑面の油膜厚さ式 *Hamrock-Dowson* の式

$$H_{\min} = 3.63 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} [1 - \exp(-0.68k)]$$

$$k = \frac{a}{b} \cong 1.03 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0.64}$$

Table 2 Minimum and central film thickness equations in four lubrication regimes

Lubrication regime	Minimum film thickness $H_{\min}$	Central film thickness H_c
IR ¹⁴⁾	$H_{\min} = H_c = 128(R_y/R_x)[(1+2R_x/(3R_y))^{-1}(U/W)(0.131 \tan^{-1}(R_y/(2R_x)) + 1.683)]^2$	
PR ¹⁵⁾	$H_{\min} = H_c = 1.66(GU)^{2/3}[1 - \exp(-0.68k)]$	
IE ¹²⁾	$H_{\min} = 7.43 U^{0.65} W^{-0.21} [1 - 0.85 \exp(-0.31k)]$	$H_c = 7.32 U^{0.64} W^{-0.22} [1 - 0.72 \exp(-0.28k)]$
PE ¹²⁾	$H_{\min} = 3.63 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} [1 - \exp(-0.68k)]$	$H_c = 2.69 U^{0.67} G^{0.53} W^{-0.067} [1 - 0.61 \exp(-0.73k)]$

計算例1

弾性流体潤滑の基礎、八木和行、“トライボロジスト”第59巻 第2号（2014） 68～74

Table 3 Input parameters of surfaces and lubricant

Surface 1	Radius $R_{1x}=R_{1y}$, m	0.2
	Elastic modulus E_1 , GPa	210
	Poisson's ratio ν_1	0.3
Surface 2	Radius $R_{2x}=R_{2y}$, m	0.2
	Elastic modulus E_2 , GPa	210
	Poisson's ratio ν_2	0.3
Lubricant	Viscosity at ambient pressure η_0 , Pas	0.01
	Pressure-viscosity coefficient α , (GPa) ⁻¹	20

以上の無次元パラメータ W , U , G を代入し、最小油膜厚さ $h_{\min}$ を算出すると、以下のようになる。

$$h_{\min} = 3.63(4.33 \times 10^{-13})^{0.68} (4.62 \times 10^3)^{0.49} (4.33 \times 10^{-9})^{-0.073} [1 - \exp(-0.68)] \times 0.1$$

$$\rightarrow h_{\min} = 151 \text{ nm} \quad (28)$$

また、HERTZ 半径 a , 最大 HERTZ 圧力 $p_{\max}$, 最大弾性変形量 δ は以下のとおりである。

$$a = \left(\frac{3wR}{2E'} \right)^{1/3} = \left(\frac{3 \times 100 \times 0.1}{2 \times 231 \times 10^9} \right)^{1/3} \rightarrow a = 402 \text{ } \mu\text{m} \quad (29)$$

$$\delta = \left(\frac{9w^2}{4E'^2R} \right)^{1/3} = \left(\frac{9 \times 100^2}{4 \times (231 \times 10^9)^2 \times 0.1} \right)^{1/3}$$

$$\rightarrow \delta = 1.62 \text{ } \mu\text{m} \quad (30)$$

$$p_{\max} = \frac{3w}{2\pi a^2} = \frac{3 \times 100}{2 \times 3.14 \times (402 \times 10^{-6})^2}$$

$$\rightarrow p_{\max} = 0.296 \text{ Gpa} \quad (31)$$

計算例1

その前に→高圧粘度-弾性体領域：PEに入っているか確認が必要

Kは楕円パラメータ、a接触楕円の長半径、bは接触楕円の短半径であり、 $R_z=R_y$ である円接触の場合は $k=1$ とする、油膜厚さ式中の各パラメータに記載の乗数から、影響の度合いがわかる、速度パラメータUが最も影響が大きく、次いで材料パラメータであるGの影響も大きい。一方、荷重パラメータWの影響が極めて小さいことがわかる。

荷重の影響を見るために、Table 3に示す条件で油膜厚さの計算を行う、運転条件については、荷重 $w=100\text{N}$, 引込み速度 $=1\text{m/s}$ とする。まず、等価曲率半径R』および等価弾性係数 E' は以下のようになる。

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{0.2} + \frac{1}{0.2} \quad \rightarrow R = 0.1 \text{ m} \quad (21)$$

$$\frac{2}{E'} = \frac{1-0.3^2}{210 \times 10^9} + \frac{1-0.3^2}{210 \times 10^9} \quad \rightarrow E' = 231 \text{ GPa} \quad (22)$$

計算例1

次に、荷重パラメータ **W**、速度パラメータ **U**、材料パラメータ **G**を以下のように算出する。

$$W = \frac{w}{E'R_x^2} = \frac{100}{231 \times 10^9 \times 0.1^2} \rightarrow W = 4.33 \times 10^{-8} \quad (23)$$

$$U = \frac{\eta_0 u}{E'R_x} = \frac{0.01 \times 1}{231 \times 10^9 \times 0.1} \rightarrow U = 4.33 \times 10^{-13} \quad (24)$$

$$G = \alpha E' = 20 \times 10^{-9} \times 231 \times 10^9 \rightarrow G = 4.62 \times 10^3 \quad (25)$$

そして、粘度パラメータ **g_v** および弾性パラメータ **G_E**を算出すると、以下のようになる。

$$g_v = \frac{GW^3}{U^2} = \frac{4.62 \times 10^3 \times (4.33 \times 10^{-8})^3}{(4.33 \times 10^{-13})^2} \rightarrow g_v = 2.00 \times 10^6 \quad (26)$$

$$g_E = \frac{W^{8/3}}{U^2} = \frac{(4.33 \times 10^{-8})^{8/3}}{(4.33 \times 10^{-13})^2} \rightarrow g_E = 1.23 \times 10^5 \quad (27)$$

算出された粘度パラメータ **g_v**と弾性パラメータ **G_E** を用い、Fig. 2の線図内の潤滑領域を見ると、**PE**領域にあり、**HAMROCK-DOWSON**の油膜厚さ 式の適用が妥当であることがわかる。

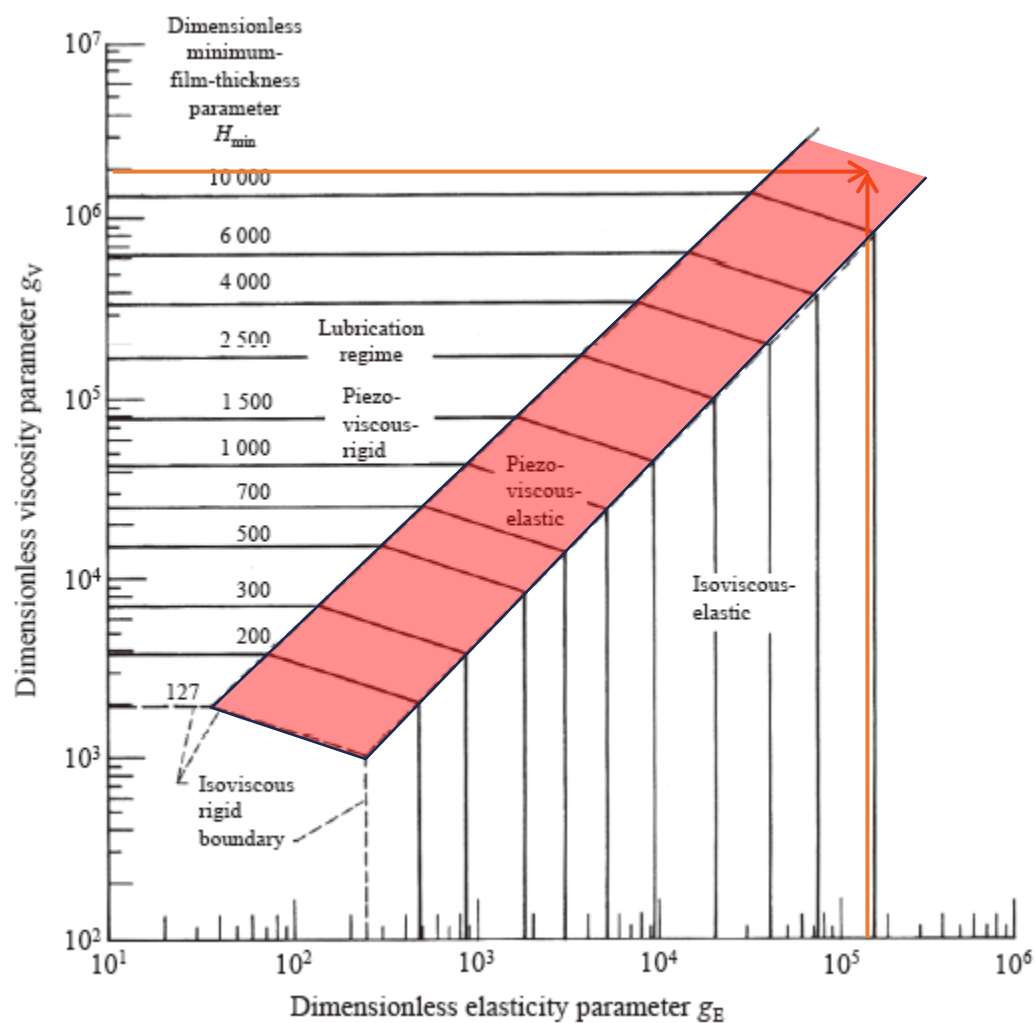


Fig. 2 Map of lubrication regimes in circular contacts [出典：文献 11)]