

風力タービン増速機用トラクションドライブの挙動

Characteristic of Traction Drive at Non-Steady Condition for Wind Turbine

技術本部 東崎康嘉*¹ 山本和裕*¹
林慎之*¹ 松本将*²
長崎造船所 岩永洋一*³

風力タービン増速機として使用される、トラクションドライブの回転速度急変時に発生するローラ間の滑りが油膜挙動に与える影響を調べるために、従来実測例のなかった回転速度を急変させたときの油膜厚さを二波長光干渉縞(しま)を用いて実測し、同時にトラクション力の計測も行った。さらに、油膜のせん断による発熱を考慮した非定常非ニュートン弾性流体潤滑計算も行い、油膜厚さとトラクション力の実測値と計算の結果は良好に対応することが分かった。これにより、当社独自の変動滑り発生時のトラクションドライブ設計手法を作成することができた。

The purpose of this study is to find the instantaneous change in the oil film thickness and traction forces, when the change of the rotational speed of the traction drive for a wind turbine becomes too large. In this study, the simultaneous measurements of the oil film thickness and the traction forces were performed so as to investigate the EHL (Elastohydrodynamic Lubrication) film formation using optical interferometry apparatus. The measured results are compared to those calculated by a two-dimensional, non-steady, thermal, non-Newtonian model and it was confirmed that the calculation method is practical and useful. Traction drives which are used under unsteady conditions could be designed using this method.

1. 経緯

トラクションドライブは、従来の歯車方式の動力伝達機構に比べ低騒音、低振動、バックラッシュがない等の利点を持つ。

現在では、自動車用無段変速機(CVT)を始めとする種々の動力伝達装置に適用が図られている⁽¹⁾。当社においては風力発電搭載の遊星歯車増速機に対し、低騒音化をねらいとして歯車に代りトラクションドライブの適用を進めている。トラクション係数は、滑り率の小さな範囲において、滑り率と共に直線的に増加し、それ以降は滑り率の増加に伴い直線からずれて最大値となり、それ以上の滑り率では滑り率の増加とともに低下するといった傾向を示す。ローラ間で微小滑り状態が維持できれば健全に作動できるが、最大伝達トルクを上回る変動トルクが作用すると、大滑り状態に陥り、短時間のうちに滑り速度の低減を図らなければ焼付き損傷を生じる場合がある。

風力発電装置への適用を考えたとき、風速は自然現象のため一定ではなく変動する可能性があるが、その際前述のような現象による損傷を防止する必要がある。そのため本研究では、トラクションドライブに変動滑りが発生したときに生ずるローラ間の滑りがトラクションドライブに及ぼす影響を把握するため、滑り率変動時の油膜厚さ並びにトラクション係数を実験的に計測するとともに、非ニュートン性を考慮した非定常熱的弾性流体潤滑解析によるトラクションドライブのトライボロジー特性予測との対比を行い、現象を明らかにしていくことを目的とする。

2. すべり率変動時の油膜厚さ

2.1 目的

トラクションドライブの負荷トルクが急変動する場合に発生するローラ間の滑り率が油膜挙動に与える影響を調べるため、滑り率を急変させた際の油膜厚さを二波長光干渉縞を用いて実測し、さらにそのときに発生するトラクション力を計測して滑り率とト

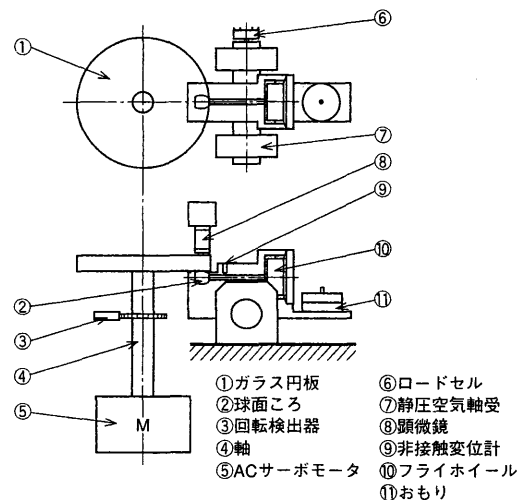


図1 試験装置概略 ガラス製円板とローラの間を生じるすきまによって発生する光干渉縞を観察することにより、油膜厚さを測定する。
Schematic of apparatus

ラクション力の関係を把握する。

2.2 試験装置

図1に試験装置の概略を示す。

光学ガラス製の円板①は、ACサーボモータ⑤により任意の回転数で駆動可能である。

従動ローラ②は、おもり⑪によりこの作用で法線荷重を与えることで円板に押付けられ、円板の回転によりつれ回る。また、従動ローラにはフライホイール⑩ ($I_p=3.0 \times 10^{-5} \text{kg} \cdot \text{m}^2$) が取付けられ、円板の速度を急激に変化させると慣性力により滑りが発生する。その際の油膜の挙動はCCDカメラを備えた顕微鏡⑧を用いて観察し、VTRに記録する。また、従動ローラとフライホイールを取めたケーシング全体は軸の中央に固定され、その軸の両端を静圧軸受⑦にて支持することにより、荷重方向並びにトラクシ

*¹ 長崎研究所トライボロジー研究室

*² 長崎研究所主管 工博

*³ 風力・船用機械設計部船用タービン設計課長

ョン力作用方向に摩擦損失のない状態でトラクション力を計測することが可能となった。

2.3 試験片

円板とローラ接触面には透過率70%のCrコーティングが施してあるため、ローラ表面とコーティング面で反射する光の位相差による干渉縞を観察することで油膜厚さを計測する。

円板駆動時での接触位置の半径差による、作動滑りの影響を小さく抑えるため、線接触ではなく点接触で試験することとし、ローラは、だ円接触(長径/短径=4.0, 低面圧試験用)と真円接触(長径/短径=1.0, 高面圧試験用)を採用した。

材質は共にSUJ2である。

2.4 試験条件

滑り変動は、風力発電装置の実機シミュレーション計算から得られた滑り率変動に近い、図2に示すような三角波形回転変動をガラス円板に与え、ローラ側のフライホイールの慣性を利用して滑りを発生させる。

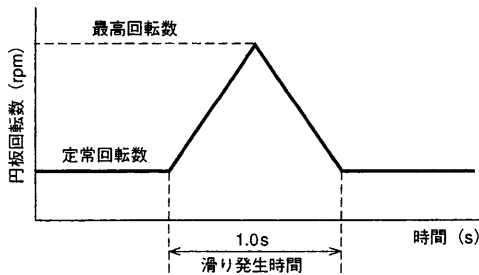


図2 ガラス円板の回転変動パターン 風力発電装置の実機シミュレーションから得られた三角波形回転変動を示す。
Change of rotational speed of glass disc

表1 試験条件
Test conditions

形状	荷重	定常回転数	最高回転数	滑り発生時間	潤滑油温度
球型 (真円接触)	3 kgf	100 rpm	500 rpm	1.0 s	24°C
たる型 (だ円接触)	3 kgf	100 rpm	500 rpm	1.0 s	24°C

また、滑り発生時間も上記シミュレーション計算を参考にして1.0sとし、試験を通して一定とした。

(1) 光干渉縞の変化が良く観察でき、かつガラス円板のCrコーティングを保護するために、油膜厚さが0.1~1.0 μmになるような運転条件とする。

(2) Hamrock-Dowsonのチャートで弾性流体潤滑域に入る運転条件とする。その条件を表1に示す。

3. 変動滑り時の油膜挙動解析

3.1 解析モデル

非ニュートン流体であっても、非ニュートン流体相当粘度が分かると、通常のニュートン流体と同じ力の釣合い方程式が成立するため、圧力を支配するレイノルズ方程式もニュートン流体と同じ形で次の式(1)のように決る。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta^*} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta^*} \cdot \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 12 \frac{U_1 - U_2}{2} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

また非ニュートン流体のモデルとしては、Eyring⁽²⁾が提案している次式を用いた。

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh \left(\frac{\tau_x}{\tau_0} \right) \quad (2)$$

$$\frac{1}{\eta^*} = \frac{1}{\eta} \sinh \left(\frac{\tau_x}{\tau_0} \right) / \left(\frac{\tau_x}{\tau_0} \right) \quad (3)$$

ここで、 τ_0 は特性応力と呼ばれる粘性の非ニュートン性を表す値(実験値)で τ_0 が小さいほど小さな応力で非ニュートン性が現れる。

油膜の温度計算は、せん断発熱による温度上昇分布を式(5)を用いて求めた。

$$k_r \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + q = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4)$$

$$q = \tau_x \frac{\partial u}{\partial z} \quad (5)$$

油膜厚さは弾性変形を考慮して下式を用いた。

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} - \frac{2}{\pi E} \iint \frac{p(x, y)}{\sqrt{(x-\bar{x})^2 + (y-\bar{y})^2}} d\bar{x}d\bar{y} \quad (6)$$

ただし、

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{1x}} + \frac{1}{R_{2x}}$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{1y}} + \frac{1}{R_{2y}}$$

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)$$

また、荷重は油膜圧力を積分することで求めた。

$$W = \iint p(x, y) dx dy \quad (7)$$

計算のフローチャートを図3に示す。

なお、計算に用いた諸条件を供試油の物性値と共に表2に示す。

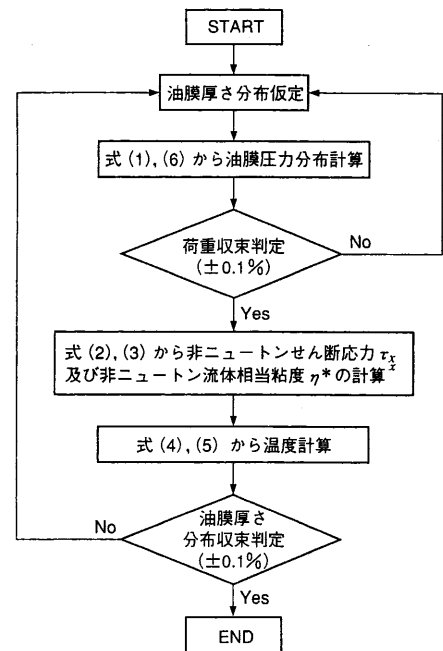


図3 計算フローチャート 油膜のせん断による発熱を考慮した非定常非ニュートン弾性流体潤滑計算のフローチャートを示す。
Flowchart of computational scheme

表2 計算条件
Calculated conditions

		計算1	計算2	計算3
ローラ形状		玉型	たる型	たる型
ローラ寸法	軸方向曲率半径	4.35 mm	36.3 mm	36.3 mm
	円周方向曲率半径	4.35 mm	4.35 mm	43.5 mm
荷重		3.0 kgf	3.0 kgf	1.5 kgf
円板回転変動		100 → 500 rpm	100 → 500 rpm	100 → 300 rpm
最大滑り率		38.2 %	40.5 %	24.6 %
給油温度		24.0°C		
潤滑油熱伝導率		0.13 W/(m·°C)		
潤滑油比熱		1884 J/(kg·°C)		
潤滑油密度		0.9 kg/m³		
特性応力		3 MPa		

また、式(1)から式(7)で用いた記号は以下のとおりである。

- η : 潤滑粘度
- τ_0 : 特性応力
- h : 油膜厚さ
- W : 荷重
- ρ : 密度
- U_1, U_2 : ローラ周速
- t : 時間
- E : ヤング率
- η^* : 非ニュートン流体相対粘度
- τ_x : せん断応力
- p : 油膜圧力
- q : 熱流束
- c : 比熱
- R_x, R_y : ローラ曲率半径 (x 方向, y 方向)
- k_t : 油膜の熱伝導率
- ν : ポアソン比

4. 実験結果と予測手法との対応

4.1 運転結果

図4に表2に示す条件の荷重3 kgfのときの、ローラ形状が玉型とたる型の場合の計測結果を示す。ガラス円板に三角波形の回転変動が与えられ、それに対してローラが追従できずに変動滑りを発生していることが分かる。

トラクション係数は滑り率が大きくなるに従って増加を始め、その後更に滑り率が増加するとトラクション係数は低下し始める。

この変動に伴う油膜厚さの変化を図4に示す。本来この試験方式であると、ローラと円板の回転速度は増加しているため油膜厚さは増加することになるが、試験結果では逆に減少している。これは、変動滑りによるせん断発熱で油の粘度低下の可能性を示している。

4.2 変動滑りの影響解析

図4に示す結果は時刻歴で示しているが、図5にローラの形状がたる型の場合について滑り率で整理し直した結果を示す。今回の運転条件は、円板とローラの相対速度が増加する条件であり、図5に示す油のせん断による発熱を考慮しない(油温一定)条件で非定常 EHL 計算を実施すると、油膜厚さが増加する結果になる。しかし、実測結果では油膜厚さもトラクション係数も減少しているのは、油膜せん断発熱による粘度の低下が原因と推定でき

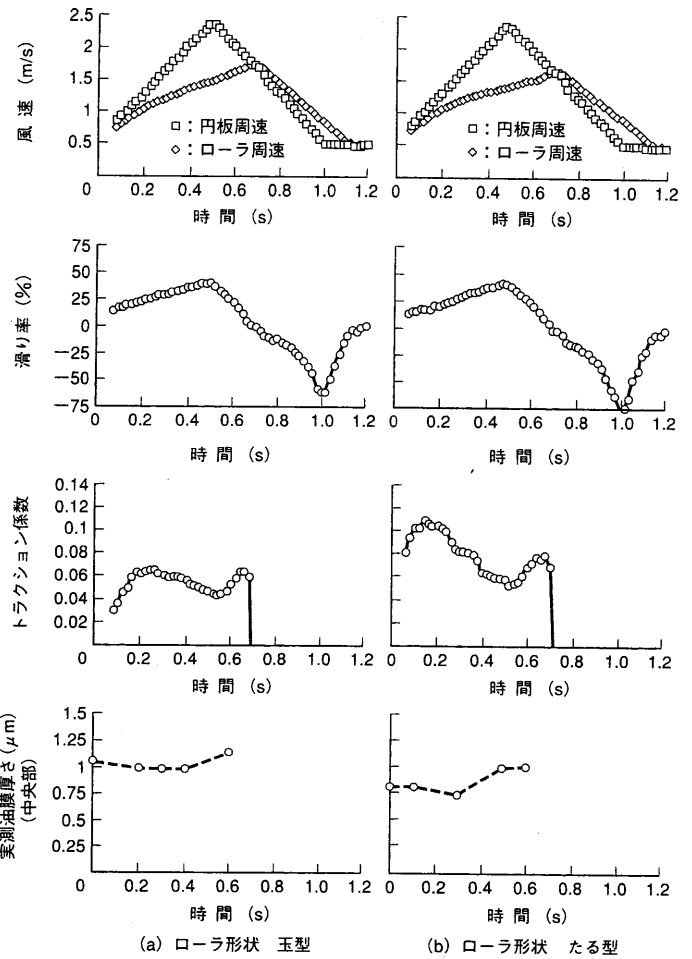


図4 計測結果 ガラス円板に三角波形の回転変動が与えられた場合の試験結果を示す。
Experimental results

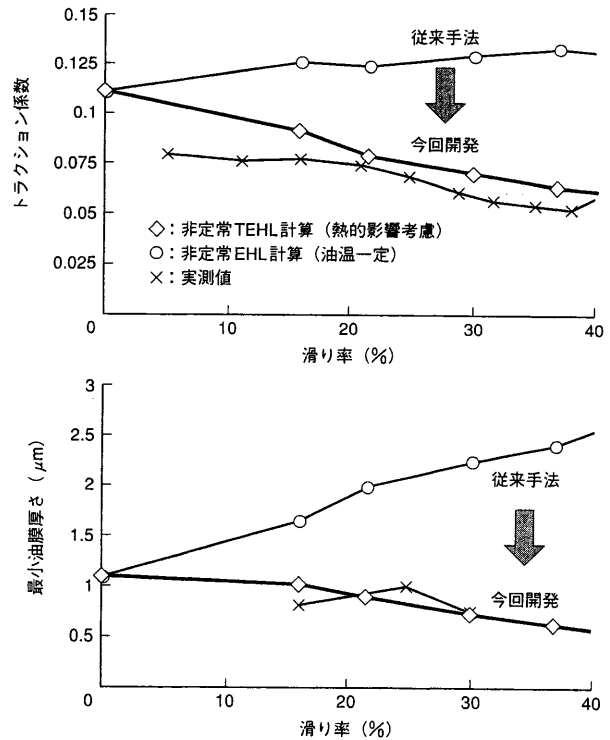


図5 滑り率とトラクション係数及び最小油膜厚さの関係
試験結果を滑り率で整理し直した結果を示す。
Slip ratio vs. traction coefficient and minimum oil film thickness

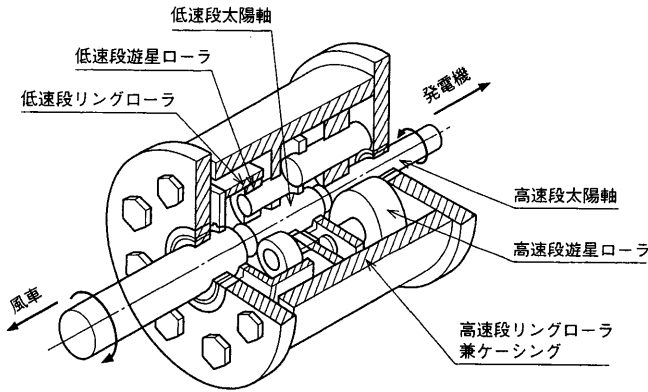


図6 トラクションドライブ増速機の概略構造 遊星型トラクションドライブ2段で構成される増速機の概略構造を示す。
Schematic diagram of traction drives for wind turbines

る。そのために、熱的影響を考慮した非定常 TEHL 計算を施した。それを、図5に示すが実測結果と良好に対応しており、変動滑り発生時に見られる油膜厚さ及びトラクション力の変化は、油膜のせん断による発熱が影響していると考えられる。

5. 風力発電装置用増速機への適用

風力発電用増速機の概略構造を図6に示す。遊星型トラクションドライブ2段で増速する構造となっている。この増速機を試作しトルクを負荷した試験を行ったところ、トルク伝達能力が目標の6.0 tf・mに対し5.4 tf・mにとどまった。その原因を究明するために、今回開発した非定常 TEHL 解析を行った。その結果を、図7に示す。図7の上段に高速段の結果を示した。試験時の供給油温は45~50℃であり、実験値の方が少し高めであることが分かる。

トラクション係数を上げるために、接触幅を短くした条件で非定常 TEHL 解析を行った。接触幅を当初の1/3にすることで、目標の6.0 tf・mのトルクを伝達するために必要なトラクション係数0.08を確保できることが分かった。ここに示した対策を講じたトラクションドライブに改造することで、当初の目標であった6.0 tf・mをクリアするとともに、世界最大の7.3 tf・mのトルクを伝達できることが分かった。

6. 結 論

トラクションドライブの負荷トルクが急変動する場合に発生する、ローラ間の滑り率が油膜挙動に与える影響を調べるため、滑り率を急変させた際の油膜厚さを二波長光干渉縞を用いて実測し、さらにそのときに発生するトラクション力を計測した結果、以下の結論を得た。

- (1) 変動滑りが発生すると油膜厚さが減少する結果が得られた。その結果について、油膜のせん断による発熱を考慮した非定常 TEHL 計算を実施したところ、油膜厚さとトラクション係数に

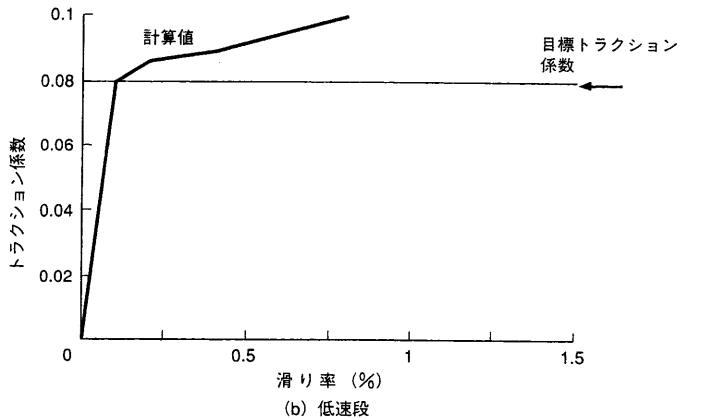
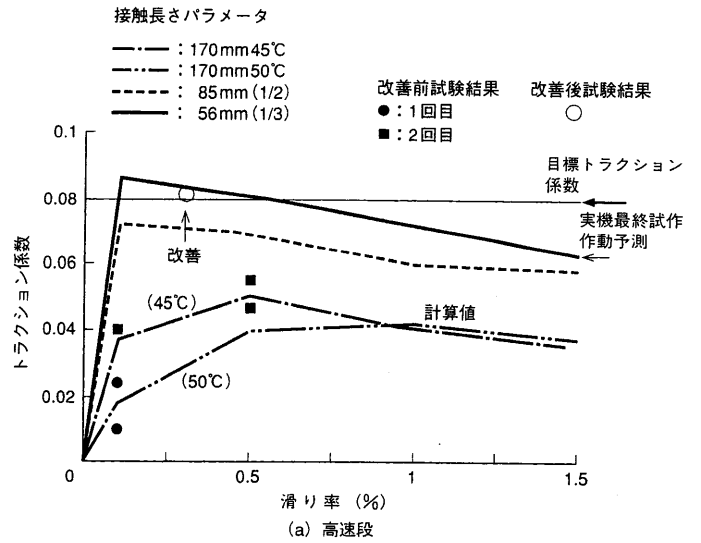


図7 風力発電装置用増速機の解析 トラクション係数の解析結果を示す。
Calculated results of traction coefficients for wind turbines

- ついて実測結果と計算結果は良好に対応し、変動滑り発生時に見られる油膜厚さ及びトラクション力の変化の予測には、油膜のせん断による発熱の影響の考慮が必要であることが分かった。
- (2) 今回の研究で開発した予測手法は油膜厚さで約±10%の精度を有しており、変動滑りが発生する条件下で使用されるトラクションドライブの設計に用いることが可能である。
- (3) 本手法を基に風車発電用増速機の設計を行い、世界最大のトルク(7.3 tf・m)を伝達できるトラクションドライブの開発に成功した。

参 考 文 献

- (1) 矢田ほか, トラクションドライブの最近の動向, 精密工学会誌 Vol.56 No.9 (1990) p.1575
- (2) Eyring, H., "Viscosity, Plasticity and Diffusion as Examples of Absolute Reaction Rates", J. Chem. Phys. Vol.4 (1936) p.283