

電気自動車向け電動オイルポンプのトルク低減技術の開発

Development of a Low-Torque Electric Oil Pump for Cooling of BEV Motors

吉田直史 N. YOSHIDA 香川弘毅 H. KAGAWA

For the purpose of reducing the torque of electric oil pumps (EOP), we invented an internal gear pump with a new structure featuring additional grooves on the inner surface of its housing. Through performing tests, we confirmed this internal gear pump demonstrated notably lower torque than conventional pumps. This is especially suitable for high-flow-rate EOP such as those used in cooling systems for BEV (: Battery Electric Vehicle) motors. This report discusses mechanism analysis, approximate mathematical expression, as well as the method and results of contribution by factor in relation to the pump's torque loss. Furthermore, this report details the structure of the developed product conceived based on the aforementioned analysis, etc., as well as test results.

Key Words: internal gear pump, torque, mechanism analysis, contribution by factor, electric pump

1. はじめに

自動車の油圧機器（トランスミッションのクラッチやパワーステアリング、潤滑システムなど）に必要な油圧ポンプ（オイルポンプ）は、エンジン駆動からモーター駆動に替わったものが登場して久しいが、当社は近年の省エネルギー・電動化トレンドの高まりに呼応し、図1に示すような特徴的な構造を持つ電動オイルポンプ（Electric Oil Pump : EOP）を2011年から量産・市場供給している。

本製品（EOP）は、構成要素であるモーター（制御基板を含む）とポンプが一体的な構造であり、小型・少部品数化が図られたユニット製品である。

初期のEOPは、主にエンジン車のアイドルストップシステムを用途とし、ポンプ流量は4l/min.以下の仕様であった。それに対し、近年の市場では電気自動車向けのモーター冷却などを用途とした需要の増加が目覚ましく、そのEOPのポンプに求められる仕様は最大ではおよそ15l/min.の高流量化傾向にある。その背景には、電気自動車は車種の拡大期にあるだけでなく、電装部品の小型・高効率化のために、冷却用クーラントに電気絶縁性のあるオイルを利用して電気部品を直接冷却するという従来よりも広範囲にオイルを供給するシステムが普及し始めていることなどがある。

そこで当社は、高流量型EOPに高い将来性を見込ん

で新製品の開発を行っている。その中で、EOP用の内接ギヤポンプのトルク低減は製品の訴求力向上のために重要な技術であるため、本報にて紹介する。

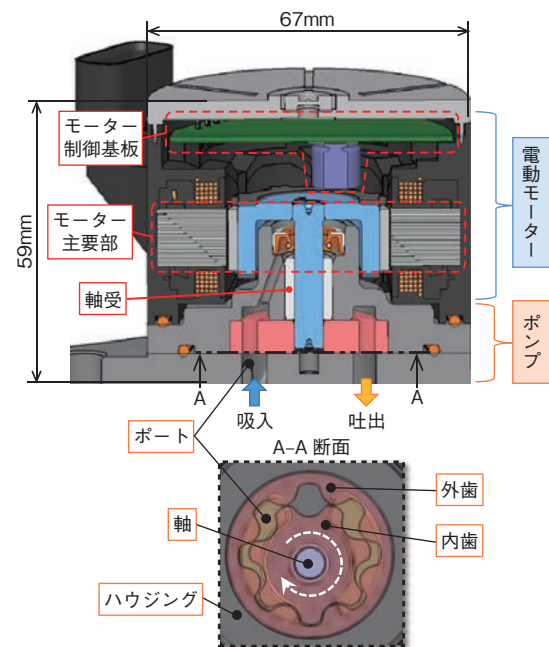


図1 当社製EOP（例）と内接ギヤポンプ構造
JTEKT's EOP (example) and internal gear pump structure

3.1.1 ギヤの挙動

本ポンプの外歯は運転時、ハウジングに対して位置が同心の場合には、表面の圧力分布を定性的に考えれば、**図3**中の矢印で示すラジアル方向に油圧力を受ける。したがって外歯は、**同図3**のようにハウジング内でラジアル方向に偏った位置で回転する。この偏りによって生じる外歯外周面クリアランスのハウジング内周面に対して狭まったすきま領域ではくさび効果⁴⁾によって油圧反力が生じるため、外歯の受ける力は釣り合う。

内歯は、その軸が片持ち支持のため、**同図3**に示すように油圧力によってハウジングに対して傾く。外歯もまた、内歯との接触により内歯ほどではないものの傾けられる。

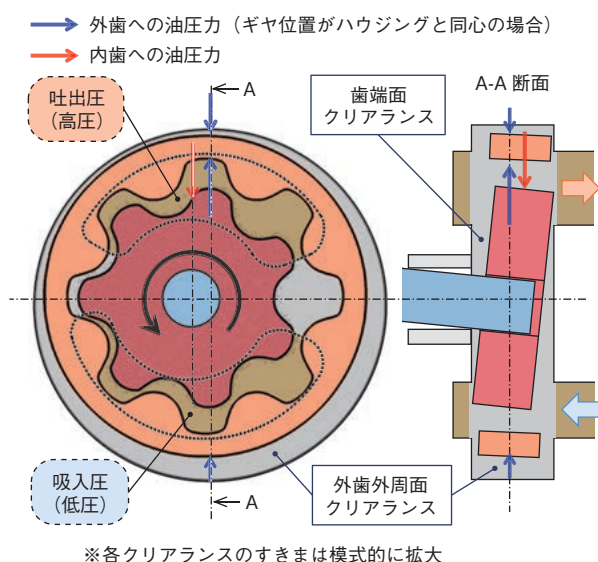


図3 油圧作用によるギヤ挙動
Gear behavior due to hydraulic actuation

3.1.2 クリアランスすきまの流体と接触による抵抗

各ギヤは、クリアランスすきま内の流体から、その粘性によって運動方向と反対向きに流体せん断力を受ける。内歯と外歯の間ではしゅう動面積が微小で相対速度も小さいことから、この力は微小である。

流体せん断力のギヤ表面のある位置における単位面積当たりの大きさは次式で表される。

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy} \doteq \mu \cdot \frac{\omega r}{h} \quad (1)$$

(μ : 流体静粘度, u : 流速のギヤ運動方向の成分, y : ギヤ表面垂直方向 (すきま方向) の位置, ω : ギヤの回転角速度, r : 任意のギヤ表面位置の半径方向距離, h :

クリアランスすきま量)

この力の大きさは、式(1)はすきま量 (h) がゼロに近づくとも無限大になるので、先述のようにギヤの挙動によってクリアランスすきま量の局所的な縮小部分を生じると極めて大きくなり得る。ただし、すきま量が小さいほど流体せん断力は同式(1)による計算値よりも小さくなる。その原因は、すきま量が極端に小さいときには流体は摩擦発熱により粘度が低下することや、たとえすきまが接触しても部材の表面は微細な凹凸を有して真実接触域は極めて小さい面積であることなどである。

各ギヤは、上述のように油圧力によって傾きや偏りを生じるが、ハウジングと直接接触するとは限らず、両固体表面間には流体の介在する可能性がある。その原因は、すきま量が小さくなるほど流体はくさび効果と呼ばれる、固体表面の運動エネルギーによる圧力上昇を起こすためである。くさび効果の因子はギヤの傾きや表面粗さなどの他、多岐にわたり複雑である。

3.1.3 ポンプ内部流動による圧力損失

流体は流動によって圧力エネルギーの損失を生じるため、ポンプのギヤに実質作用する圧力は公称のポンプ負荷圧力すなわち、ポンプ外部の配管で検出する吐出圧の吸入圧に対する差よりも大きくなる。このことは、開発対象の仕様は圧力が非常に低いという特徴をもつ一方で、流量は大きいために無視できない可能性がある。

この圧力損失の要因は、両ギヤ間の圧縮もしくは膨張する空間内部での流動や、同空間からポートへ出入りする際の流れの断面積の急激な変化、ポンプ内のポート内部を経て配管に至るまでの流れの抵抗である。

このような流動では大小の激しい渦を伴うことから、圧力損失は流体粘性摩擦によるものよりも、運動エネルギーの散逸によるものが支配的となるため、次式で表される⁵⁾。

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 \quad (2)$$

(ζ : 損失係数, ρ : 流体密度, v : 流速)

3.1.4 損失トルクの近似理論式

本ポンプの損失トルクは上記諸々の要因が**図2**に示すように互いに作用し合うものなので、厳密な解析による数式化はおろか CAE シミュレーションも困難である。特に、ギヤ挙動と相互に影響し合うくさび効果や微小すきまの流体中で固体間の接触も混合しうるしゅう動は、

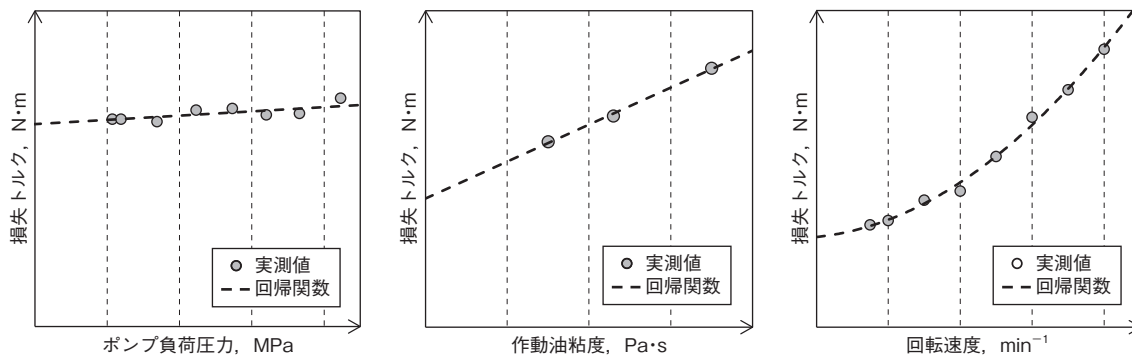


図4 損失トルク測定値のパラメーター特性

Parameter characteristics of torque loss measurement values

トライボロジーの工学分野に属して難解である。

そこで、損失トルク (ΔT) の数式表現として、ポンプ運転条件 (作動流体の温度に依存する静粘度 μ 、回転速度 ω 、ポンプ負荷圧力 p) をパラメーターとし、近似により定数化した係数 (a, b, c) を用いた簡易的な理論式を次式のように提案した。

$$\Delta T = \frac{V}{2\pi} \Delta p + b \cdot \mu \cdot \omega + a \cdot (p + \Delta p) \quad (3)$$

ただし、 $\Delta p = c \cdot \omega^2$

(V : ポンプの1回転当たりの押しのけ容積、 p : ポンプ負荷圧力、 Δp : 流動圧力損失)

上式(3)の右辺第1項は流動圧力損失、第2項は流体せん断力、第3項は固体間接触摩擦によるトルクを表す。

3.2 実測値の分析と要因別寄与率の同定

試験測定により得られた図4に示す損失トルクのパラメーター特性を分析すると、以下の知見が得られた。

- ・ 圧力と粘度に関し、線形増加である。
- ・ 回転速度に関し非線形の単調増加であり、増加率は回転速度が大きいほど大きい。
- ・ いずれのパラメーターに関しても切片はゼロでない。これらはいずれも理論式(3)と定性的に一致している。

理論式(3)に含まれる損失トルクの各要因の大きさすなわち寄与度を定量的に明らかにするため、実測値のパラメーター特性を理論式と同じ関数、圧力と粘度の特性は1次関数、回転数特性は2次関数に近似回帰し、各関数の定数値を得て、それをもって式(3)の定数の値を同定した。

その結果、損失トルクの要因別寄与率は図2に記載するように、流体せん断力と流動圧力損失がほぼ半分ずつであると算出された。

また、ギヤの偏りと傾きがない状態を仮定した場合は、式(1)と半径 (r) の積をクリアランス全範囲で積分するこ

とで、損失トルクが計算できる。その計算の結果、図2中に記載のように3種類のしゅう動面、外歯-外周面、外歯-端面 (両面)、内歯-端面 (両面) のうち、外歯-外周面の寄与 (59%) が最大であった。さらに、流体せん断力はギヤの偏りもしくは傾きによって約4.5倍に増大していると算出された。この場合、ギヤの傾きと偏りによる流体せん断力の増大量は、損失トルクの35%を占める。

3.3 解析結果の考察

上記の損失トルクの要因別寄与率算出結果の正確性は、あくまで提案した理論式(3)のモデル化における近似精度に依存する。

特に、損失トルクの実測値特性のうち回転速度に対する非線形性は、実際の要因は同理論式(3)で考慮されている流動圧力損失の非線形性のみに限られないと考えられる。くさび効果を考慮すれば、回転速度が小さいほどにすきま量が減少して流体せん断力の増加を生じることとも一因だろう。

したがって、実際の要因別寄与率は前節の算出結果に対して、流体せん断力はやや大きく、その分、流動圧力損失はやや小さいはずである。

4. 新構造低トルクポンプ

4.1 考案構造

本開発では、前述の解析にてポンプの損失トルクに大きく寄与すると見積られた要因の一つである流体せん断力を増大させるギヤ挙動のうち、外歯のラジアル方向の偏りに対策する構造の検討を行った。

考案構造 (特許出願中) は、図5に示すようにハウジングの内面に2種類の溝を追加したものである。同図5

中①で示すハウジング内周面（外歯外周面クリアランスを形成する面）の吐出側と吸入側の溝の内部はそれぞれ、**図5**中②で示す（歯端面クリアランスに設けられた）溝によって吸入および吐出のポート内部と連通することで、吐出圧および吸入圧の状態になる。

そして、ハウジング内周面の溝の円周方向の範囲は、外歯において外周面の圧力分布が内周面の圧力分布に対して方向が反対で受圧面積が一致するように設定されている。したがって、外歯が受ける油圧力のラジアル方向の均衡が図られており、外歯の動作時のハウジング内周に対するラジアル方向への位置の偏りは抑制される。

また、ハウジング内周面の溝は軸方向に貫通せず、しゅう動面を中央部に残存させている。その狙いは、外歯がラジアル方向の圧力均衡の不完全性や振動入力などの外乱を原因としてハウジング内周面に押し付けられたときに、同溝の周方向端の角部と外周面が接触してトルク上昇が起きるということがないようにロバスト性を確保することである。

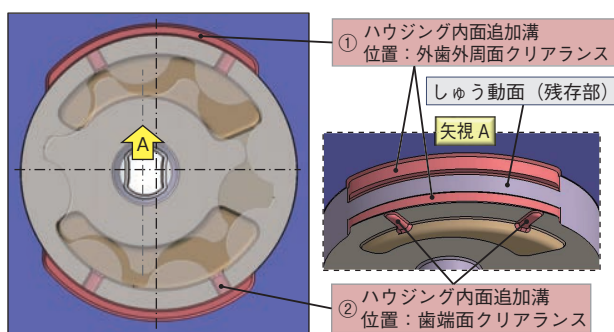


図5 開発品の溝追加ポンプ構造

Structure of developed pump with additional grooves

4.2 試験結果

本開発の高流量型 EOP に適合する容量のポンプについて、**表1**に示すとおり開発新構造を含む3種類の構造のサンプル（溝の有無を除いて諸元寸法は同一）を供試品とし、高油温・高回転速度条件でのポンプ性能（吐出流量とトルク）の試験測定を行い、構造による差を調べた。

その結果、**図6**に記すように開発新構造は従来構造(1)と比べて28%低トルクであった。これは、先述の解析での見積り結果および考察に対して妥当な量である。ただし、溝追加によるポンプ内部漏れ流量増加によって生じる吐出流量の減少は、従来構造(1)と比べて約3%減であった。

表1 試験サンプルの種類
Types of test samples

サンプル	構造（溝の有無・形態）
従来構造(1)	ハウジング内面の追加溝なし (図1 および 図2 に示されるポンプ構造同様)
従来構造(2)	ハウジング内面に 図5 に示す追加溝①（外歯外周面クリアランス部）のみを備える (図5 の「追加溝②」はなし)
開発新構造	今回考案した2種類の追加溝を備える (図5 の追加溝①と②の両方あり)

また、**表1**の従来構造(2)については、従来構造(1)と比べて約5%低トルクだった。この構造では、しゅう動面積の減少によるトルク低減だけが見込まれる。

以上の結果より、開発新構造のポンプトルクが大きく低減した主因は追加された2種類の溝によって外歯のラジアル方向の偏りが抑制されたことであると考えられる。

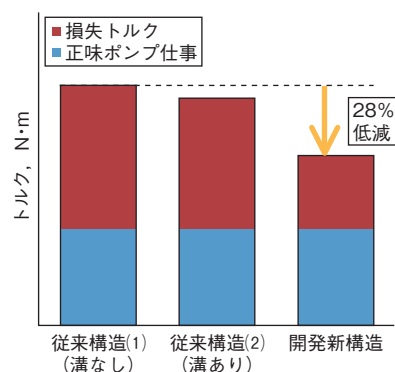


図6 従来品と開発品のポンプトルク実測値の比較

Comparison of actual torque values for conventional and developed pumps

5. おわりに

EOPの省電費性および小型・低コスト化に寄与するため、内接ギヤポンプのトルク低減技術の開発を行った。

同ポンプの損失トルクに関し、発生機構の解析と簡易的な理論式の提案および実測値の分析結果より、従来不明であったメカニズムとその諸要因の寄与度の計算見積りを行った。

その結果より、外歯外周面クリアランスすきまの流体せん断力を増大させる、外歯のラジアル方向の圧力不均衡によるハウジング内位置の偏りの抑制が有効と考え、ポンプのハウジング内面の特定位置数か所に溝を追加した構造(**図5**)を考案した。そのポンプトルクは、高油温・高回転条件での試験の結果、従来構造と比べて顕著

に 28% 小さいことが確認できた。

今後、開発新構造のポンプを EOP やその他の自動車機器などの市場製品に適用し、機械の小型・軽量・省エネルギー化によるお客様の嬉しさと脱炭素化社会の促進に貢献していきたい。

* 1 EOP は、株式会社ジェイテクトの登録商標です。

参考文献

- 1) 日本油空圧学会：油空圧便覧，オーム社（1989）205.
- 2) 稲熊義治：内接ギヤポンプの摩擦トルク特性，豊田工機技報 45(3)，(2005)23-31.
- 3) 稲熊義治：内接ギヤポンプの理論トルクと理論押し分け容積の計算，JTEKT ENGINEERING JOURNAL No. 1001，(2006)78-84.
- 4) 堀 幸夫：流体潤滑，養賢堂 8，(2002)21.
- 5) 日本機械学会：機械工学便覧，丸善株式会社(1986)A5-76.

筆者



吉田直史*
N. YOSHIDA



香川弘毅*
H. KAGAWA

* 自動車事業本部 油圧システム技術部