

連続可変容量オイルポンプの開発

西田 裕基
Yuki Nishida

小野 壽
Hisashi Ono
豊田 文彦
Fumihiko Toyoda

寺島 宏仁
Hirohito Terashima
沼波 晃志
Koji Nunami

概要

近年、環境保護の観点から自動車に課せられる燃費・排ガスの規制が強化されている。我々の携わっているエンジン用オイルポンプにおいても、ポンプの仕事量を減らして燃費向上への貢献が求められている。今回、内接ギヤ式としては世界初となる連続可変容量オイルポンプを開発した。この結果、ポンプの駆動仕事をコンベンショナルのポンプに対し63%低減、実測で1.2%燃費向上した。

1. はじめに

近年、環境保護の観点から自動車の燃費・排ガス規制の強化が進んでいる。我々の携わっているエンジン用オイルポンプにおいても、ポンプの仕事量を減らし燃費向上へ貢献することが求められている。

その一方で、エンジンの油圧デバイスの増加やオイルの低粘度化等で、ポンプの吐出量は増加傾向にあり、ポンプの仕事量は増えている。一般的なオイルポンプは高油温での要求流量からポンプサイズが決まり、エンジン回転数に比例して吐出流量・油圧が増加する。その為、エンジンの運転状況によっては過剰にオイルを吐出し不必要な仕事をしている領域も存在している。

この不必要な仕事を低減する為に、吐出容量の可変化によって仕事低減できるポンプがあるが、その主流はベーンタイプとなっている。

今回、内接ギヤ式としては世界初となる電子制御の連続可変容量オイルポンプを開発したので紹介する。

2. 開発の狙い

前述のように、現在流通する可変容量ポンプ方式の多くはベーンタイプである。しかし、次の理由から内接ギヤを選択し開発に取り組んだ。

1つ目は、内接ギヤは部品点数が少ないことから生産性に優れること。

2つ目は、ベーンタイプは素質的に脈動が大きいことが挙げられる。

1歯当りの吐出量が多いほど脈動が大きくなるが、ベーンは枚数を増やして脈動を下げると、摺動部位が増えてフリクションが悪化しトレードオフの関係にある。フリクションを優先すると1歯当りの吐出量を下げにくく脈

動が悪くなりやすい特徴を有する。

3つ目は、ベーンタイプは摺動部位が多く、異物に対し脆弱であると考えられる。

以上3点の理由より、内接ギヤ方式での可変容量ポンプを採用。

また油量・油圧の可変方式には、高圧/低圧の2段可変のものと、無段階の連続可変のものがある。

2段可変では、エンジンの要求油圧に対して、ポンプの構成部品などのばらつきを考慮し、余裕をもった可変油圧の設定が必要となる。

連続可変では、油圧フィードバック制御を併用することで、油圧センサのばらつき以外を取り除いた油圧に制御が可能で、より低圧に制御ができる(図1)。また供給圧は各デバイスの必要油圧最小限に設定が可能である。このため、今回は後者の連続可変方式での開発に取り組んだ。

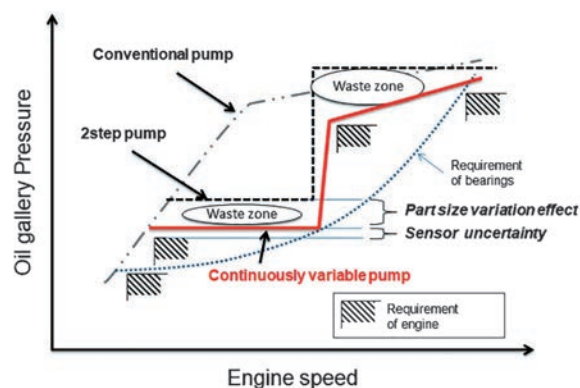


図1 油圧特性

3. 構造と機能

オイルポンプの仕事は大きく分けて、ロータが摺動するフリクションと、オイルを吐出するときに圧力と流量の積によって発生するポンプ仕事の2つから成る。

開発するにあたり、最初にロータの摺動フリクション低減に取組み、ポンプの素質を向上してから可変の2段階で開発に取組んだ。

またロータの開発にあたっては、異音の原因となる脈動の低減や、効率低下の原因となるポンプ内部のリーク量の低減にも着眼し開発した。

3.1 ロータの開発

ロータフリクションの主なものは、ロータ外周部と側面の摺動抵抗である。特に外周部のフリクションはロータ外径の3乗に比例し、ロータ幅に比例する。

同一理論吐出量であれば、ロータ外径を小さくし、吐出量はロータ幅でまかなう方がフリクション低減に効果的である。

しかし、ロータ幅を厚くすることの弊害として、高回転時のキャビテーション発生が挙げられる。ロータ歯間の拡張するスピードに、ロータ歯間の内部へのオイルの充填が間に合わず、大きな負圧が発生してキャビテーション発生を招くためである。

キャビテーションが発生すると吐出量の低下、エロージョンの発生が懸念される為にキャビテーション発生は最小限に抑える必要がある。

新しく開発した歯形では、従来は各歯が独立しているのに対して、吸込と吐出の境界以外では、各歯を連通させた。

ロータ回転角により歯間容積の拡張速度は異なるので、各歯が連通していることで拡張速度の速いところは、拡張速度の遅いところからオイルをまかなう事が可能になり、高回転時のキャビテーションの発生率を低減できた(図2)。

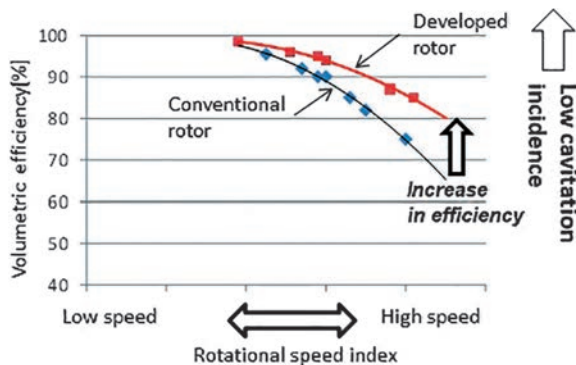


図2 容積効率

この結果、従来の歯形に対しロータ幅の許容範囲が広がりロータ径を小さく設計することが可能で、ロータ

の摺動フリクションを34%低減することができた(図3)。

	Conventional rotor	Developed rotor
Shape		
Qth	10.5cm ³ /rev	←
Size	φ57 × 13.2	φ46.5 × 19
Number of teeth	6	9
Friction (Calculation)		
	2000rpm 80°C 0W-16	
	Conventional	Developed

図3 油圧特性

オイルポンプは容積ポンプである為、ロータの歯数分の脈動が発生し、脈動が大きい場合には異音となることがある。脈動の低減には1歯当りの吐出量を小さくすることが有効であるが、従来歯形では歯数を増やすとロータ径が大きくなってしまいう課題があった。

新開発の歯形は、従来歯形をベースに歯を周方向に任意圧縮することが可能で、ロータ径の増加をすることなく歯数を増やすことが可能となり、この結果、従来歯形に対し脈動値を半減させることができた(図4)。

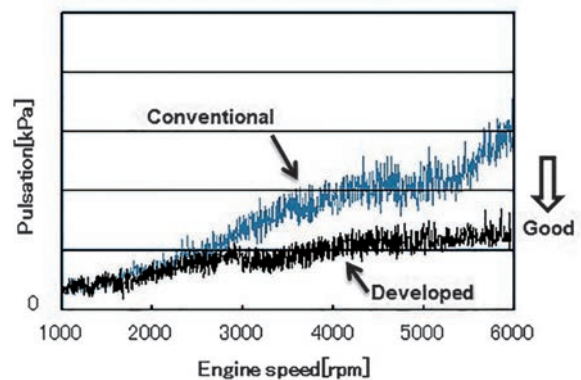


図4 油圧特性

内接ギヤはインナーロータとアウトロータの歯先に隙間を持った構造である。ロータ歯形の製造ばらつき等を吸収し、ロータが円滑に回転する為に必要な隙間である。

しかし、この隙間が吸込ポートと吐出ポートを連通させてしまうため、吸込ポート側へオイルのリークが発生し、吐出量が低下してしまう。

新開発の歯形では、図5のようにロータの歯先を径方向に圧縮することで先端を平らにしてシール長さを確保し、歯先のリーク量の低減を可能にしている。

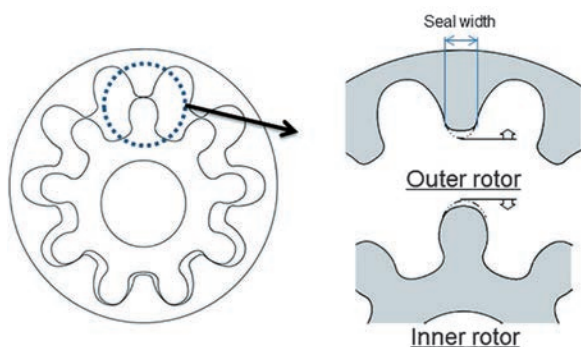


図5 ロータ歯形

3.2 可変機構の開発

内接ギヤはインナーロータとアウターロータが一定の偏心量を保ったままでは回らない。その為、ベントタイプの様に偏心量を変えるのではなく、偏心方向を変えて流量を変える方策を採用した。

初期状態（従来と同じ）では、ロータの吸込・吐出の行程と、ハウジングの吸込・吐出ポートの位相が一致しておりロータの理論吐出量分のオイルを吸い込み、吐出することが可能である（図6）。

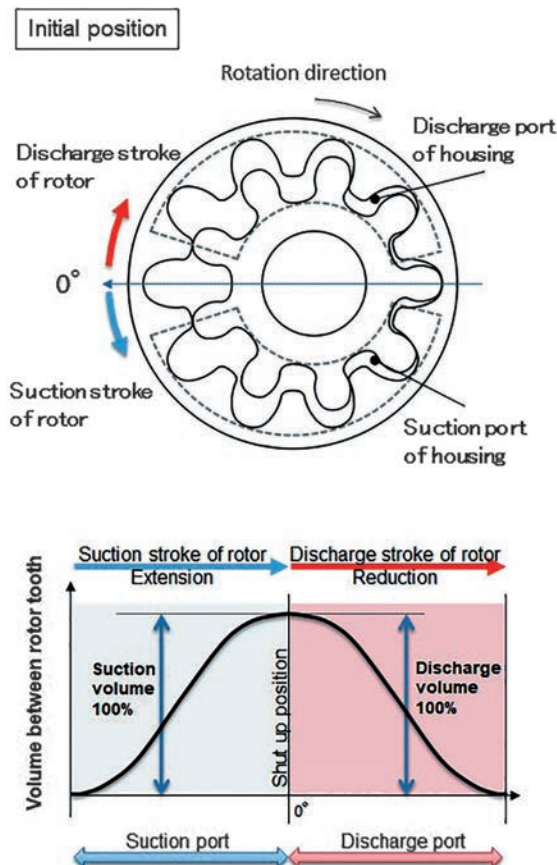


図6 初期位置のポンピング工程

可変時はロータの吸込・吐出の位相と、ハウジングの吸込・吐出ポートの位相をずらすことになる。

具体的には、初期位置ではハウジングの吸込・吐出ポートの境界に位置しているロータの偏心方向を、可変

時はハウジングの吸込方向に変える。

ロータの偏心方向より回転後方ではオイルを吐き出すので、ハウジングの吸込ポート内で吸ったオイルの一部は吸込ポート内に吐き出し、残ったものをハウジングの吐出ポートで吐き出す。このように、偏心方向の位相がロータとハウジングでずれることでポンプの吐出量を下げることが可能となる（図7）。

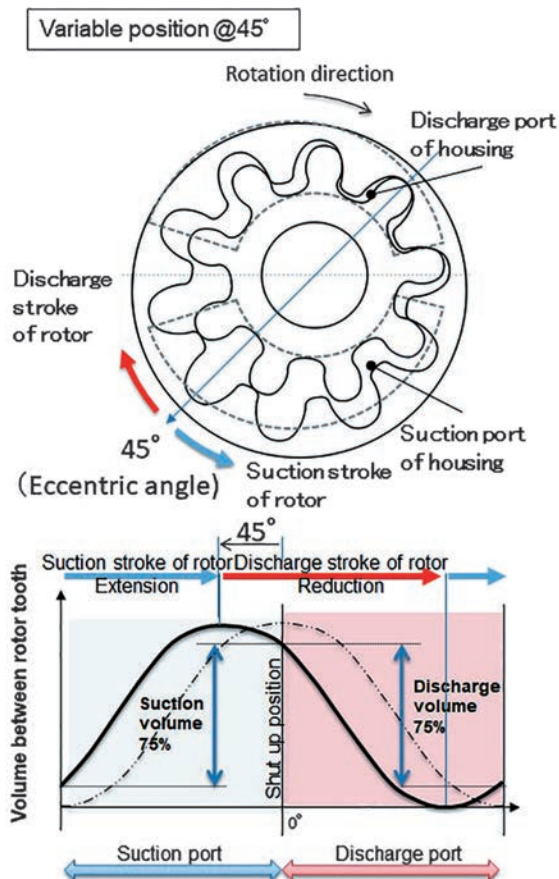


図7 可変位置のポンピング工程

この位相がずれたときに、吸込ポート内で吐き出すオイルに関しては、圧力差の無いところでオイルの出し入れを行うため、ポンプの仕事は発生せず、吐出ポート内で吐き出したオイルの分だけの仕事が発生する。偏心方向が初期位置から90°動くくと吐出量がゼロとなる。

この偏心量を一定に保ったまま可変させる方法として、アウターロータを偏心リングで保持し、偏心リングはハウジングに圧入された規制ピンで位置を規制している。

偏心リングにはロータの偏心量を一定に保ったまま動くことが可能なガイド溝が形成されていて、このガイド溝を規制ピンで支持する構造となっている（図8）。

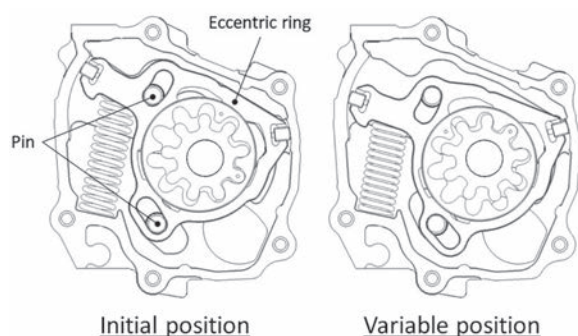


図8 リング保持方法

このようにエンジンに必要な油圧・油量を供給した上で可能な限り低油圧・低油量にすることで、ポンプの仕事量をより低減することが可能である。

一般的に可変ポンプは、偏心リングを可動させる力を発生させる制御室と、初期位置に戻す為のスプリング力の釣り合いで偏心リングのポジションを制御し、必要な吐出量にコントロールする。

このとき制御室にかかる油圧は、ポンプ自身が発生した油圧を元に、オイルコントロールバルブ(OCV)によって調圧されている。OCVである程度の調圧は可能であるが、可変するほど吐出圧が低くなる為、OCVへの供給油圧は低くなり偏心リングを押す力は低下する。一方で、スプリング力は可変するほどスプリングが圧縮されるので荷重が増加する。

この力関係では可変させていくにつれ、スプリング力に対し、制御室の油圧力が十分に得られなくなり、低い油圧まで可変させるのが困難となる。

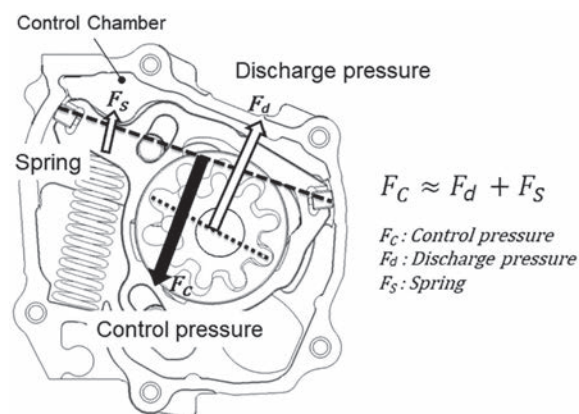


図9 リングにかかる力のバランス

そこで今回の開発品では、ロータの歯間にかかる圧力(吐出圧にほぼ等しい)をスプリングと同じ方向にかけられるように配置した。これにより可変させる力の制御室圧力(F_c)に対し、可変を戻す力は歯間内圧力(F_d)+スプリング力(F_s)の関係となる(図9)。

スプリング力(F_s)は歯間内圧力(F_d)のアシストで小さく設定でき、可変時は吐出圧とともに歯間内圧力(F_d)が

低下することで、制御室圧力(F_c)に対抗する力が小さく、油圧を80~100kPa程度の低油圧まで下げることが可能になった。また、規制ピンや制御室、スプリングのレイアウトは連続可変容量の為の制御性を考慮して適性化されている。

4. 効果

初めにOCVを用いて制御性の確認を行った。油圧の制御は汎用の制御装置でフィードフォワードとフィードバックを用いた構成とした。

フィードフォワードは、OCV電流と油圧の関係のマップを用い、その評価結果を図10に示す。ターゲットに対し、実際の油圧が十分に追従する結果を得られた。

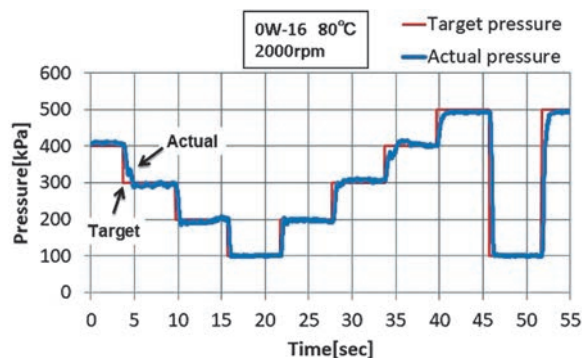


図10 油圧制御評価結果

次に、ロータの小径化によるフリクション低減と、可変化によるポンプ仕事の低減の試算を行った。試算の前提条件として中排気量の車両でのモード走行(LA#4)を想定している。

今回の取り組みの結果として、コンベンショナルのオイルポンプに対して、ロータのフリクションとして34%、ポンプ仕事として72%の低減、ポンプトータルで63%の駆動仕事を低減できた(図11)。

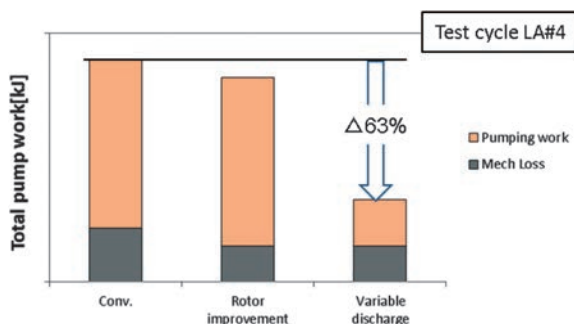


図11 ポンプ仕事量(計算値)

5. サマリ

1) ロータ歯形の改善により、外径縮小することができロータの摺動フリクションを34%低減することができた(0W-16 80℃ 2000rpm)。

2) 偏心リングに独自のガイド溝を用いた可変構造と

することで、コンパクト可変ポンプを設計。

3)低油圧に制御により、モード走行時におけるオイルポンプの駆動仕事を63%低減(計算値LA#4)。また、実際の車両での搭載品評価ではLA#4モード走行で1.2%の燃費向上を確認できた。

6. おわりに

最後に、本開発を進めるにあたり、多大なご協力をいただいた社内外の関係者各位に深く感謝いたします。

参考文献

- 1) 山本道隆 他：内接ギア式可変油圧オイルポンプを用いた潤滑システムの開発, 自動車技術会20176330

筆 者



西田 裕基

第一機関技術部
オイルポンプの開発に従事



小野 壽

走行安全技術部
オイルポンプの開発に従事



寺島 宏仁

第一機関技術部
オイルポンプの開発に従事



豊田 文彦

第二機関技術部
オイルポンプの開発に従事



沼波 晃志

デジタルエンジニアリング部
オイルポンプの開発に従事