

小型増速オイルポンプの騒音低減

Study of Noise Reduction for an Overdriven Compact Oil Pump

平野 浩 司*
Koji HIRANO
小野 靖 典**
Yasunori ONO

橋本 尚 之* 木下 将 一*
Hisayuki HASHIMOTO Masakazu KINOSHITA
千賀 義 明**
Yoshiaki SENG

要 旨

小型増速オイルポンプの開発においてフィルタから異音が発生するといった騒音低減の課題があった。この課題に対し加振力であるポンプ吐出部の油圧の振幅(以降、油圧振幅と称す)に着目し、その油圧振幅の低減対策としてロータの歯数設定見直し及びリリーフバルブ開弁特性変更を行い騒音低減を図った。

03 モデルアコードにたいしては、コンパクト・低フリクションのメリットを活かした小径多数歯の小型ロータを開発しインナロータ歯数を4枚から8枚に増加させ油圧加振力を低減させた。又、リリーフバルブにプレリリーフ窓を追加し開弁時の応答改善を行うことで振動・騒音商品性の向上を図った。

ABSTRACT

A noise reduction issue involving abnormal noise from the filter arose during the development of an over driven compact oil pump. This issue was approached by focusing on the amplitude of the oil pressure at the pump discharge side (hereafter oil pressure amplitude) which was the excitation force. Noise reduction was implemented using technology to reduce the oil pressure amplitude. This involved revising the number of teeth in the rotor and changing the characteristics of the opening valve.

A small-diameter, multi-toothed compact rotor was developed to take full advantage of compactness and low friction for the 03 Accord. The number of teeth in the inner rotor was increased from four to eight, then the oil pressure excitation force was reduced. The relief valve was also given additional pre-relief holes in order to improve the valve opening response, with the objective of improving the product's marketability with respect to noise and vibration

1. はじめに

近年の環境問題への対応を受け、自動車用エンジンには、より一層の燃費向上が求められている。燃費向上技術の柱として、軽量化、希薄燃焼、各部フリクションの低減があげられる。

コンパクト化においては、エンジン全長の短縮により車体への搭載自由度を向上することができる。

小型増速オイルポンプは、フリクション低減とコンパクト化を両立させるに有効な技術である。しかしながら、高速駆動及び小歯数に起因する騒音が問題となることが多い。

本開発時に、エンジンの完全暖機後の特定回転数においてオイルフィルタから異音が発生するという現象が生じた。この異音は室内に透過して商品性を著しく低下させる。

* 栃木研究所

** (株)山田製作所

そこでフィルタ異音対策を推進するにあたり異音発生メカニズムの解明及び騒音低減技術を構築した。

2. 本研究のねらい

本テーマを推進するに当たり Fig. 1 に示す油回路構成図をもとに Fig. 2 に示すようにフィルタ異音発生メカニズムについて仮説を立てた。

異音は小型増速オイルポンプ特有の事象であり、かつ特定回転域で発生する事から加振力である油圧振幅と共振現象を含む応答系が影響していると考えた。

加振力については、従来のクランク軸直結駆動(以降、同軸駆動ポンプと称す)タイプの等速ポンプに対してロータサイズが小さく、かつ増速されていることから単位時間当た

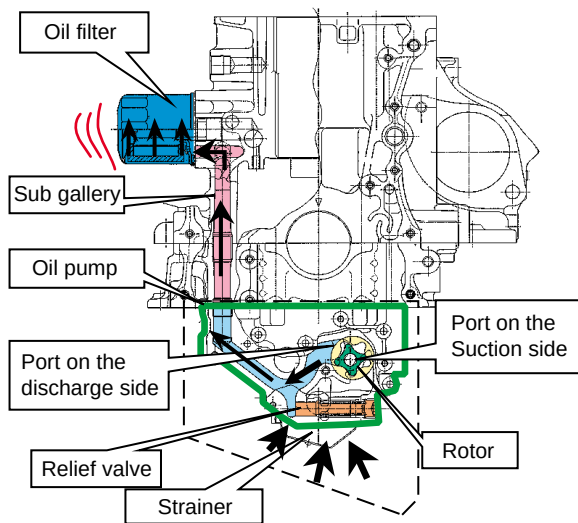


Fig. 1 Block diagram of the oil circuit

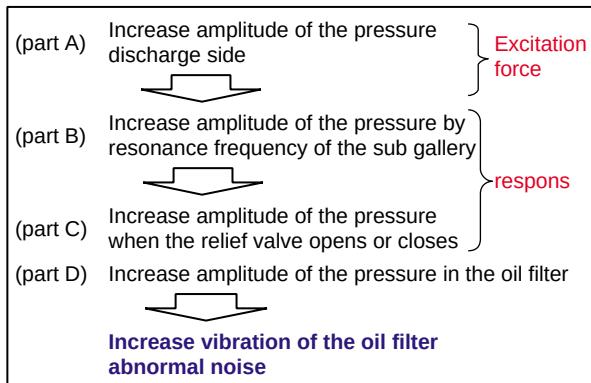


Fig. 2 Assumptions regarding the mechanism of abnormal noise from the oil filter

りの圧力変化が大きい、すなわち圧力振幅が従来に対して大きいと推定した。

次に応答系の課題として油圧共振及びリリーフバルブの応答特性に着目した。油圧共振はオイルポンプからオイルフィルタまでの管路内で発生し油圧振幅を増加させる。管路内の圧力ピークが開弁圧に達するとリリーフバルブが作動する。リリーフバルブは圧力調整弁であるためにリリーフ圧近傍では管路内の圧力を調整しようと開・閉を繰り返す。特にバルブが閉じる場合、オイルの流れを急激に止めるため油撃が発生し結果的に管路内の圧力振幅はさらに増加しフィルタを加振し異音が発生させると考えた。

本テーマにおいては仮説についての検証及び小型増速オイルポンプのメリットである低フリクションをいかした騒音低減技術構築を行う。

3. 基本構造

ここで開発した小型増速下置きオイルポンプは、一般的な同軸駆動タイプと同様に内接ギアタイプのトロコイド型

ロータを使用している。しかしながら、同軸駆動タイプのアウトロータ外径が 80mm 前後に対し、40mm 前後と小径化が図られている。

クランク同軸駆動タイプは、エンジン回転数と同じ回転数で駆動される。しかし、小径ポンプはロータ 1 回転当たりの理論吐出量が小さいため、速度を上げることでエンジン 1 回転あたりの理論吐出量をクランク同軸タイプと同程度に合わせており、クランクからサイレントチェーンにより 1.6 ～ 2 倍に増速駆動される。

上記のポンプの構造比較を Fig. 3 に諸元比較を Table 1 に示す。また、Fig. 4 に小型増速オイルポンプを含めた油回路システム構成図を示す。

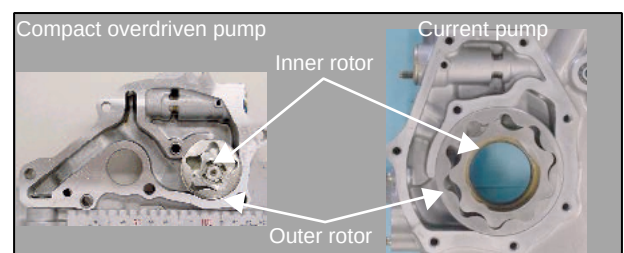


Fig. 3 Comparison of the structures

Table 1 Specification of the oil pump

	Overdriven compact oil pump	Current oil pump
Over driven ratio	Double speed	Single speed
Number of the teeth	Inner 4 / outer 5	Inner 9 / outer 10
Rotor size	$\Phi 40 \times 15.0t$	$\Phi 80 \times 6.0t$
Delivery oil (cc) (at round pump)	6.12	12.2
Delivery oil (cc) (at round crankshaft)	12.2	12.2

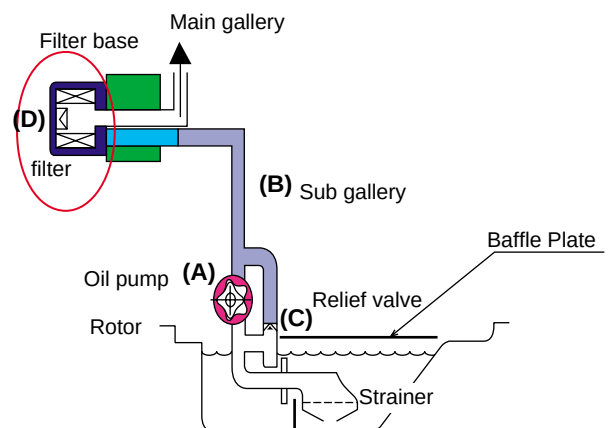


Fig. 4 Oil circuit system of the engine

本オイルポンプはエンジンのロアブロックに取り付けられ、オイルパン内に格納されている。チェーンによって駆動されるロータは、ストレナから吐出ポートを経由してサブギャラリへとオイルを搬送する。サブギャラリを通過したオイルはオイルフィルタでろ過され、メインギャラリを経由してジャーナル及びシリンダヘッドに給油される。又、吐出部(サブギャラリを含む)の圧力が規定値を超えるとリリーフバルブが作動し、余分なオイルはリリーフ通路を経由して吸入ポートへ戻される。

4. 異音発生メカニズムの検証

4.1. 現象把握

異音は油温 90℃以上の暖機後の加・減速時に特定回転数で発生し、主にフィルタ面から放射される。

フィルタ近傍音の測定結果を Fig. 5 に示す。

測定結果より、オイルポンプ噛み合い次数成分が主であり、全次数が同時に増加するという特異な事象であること

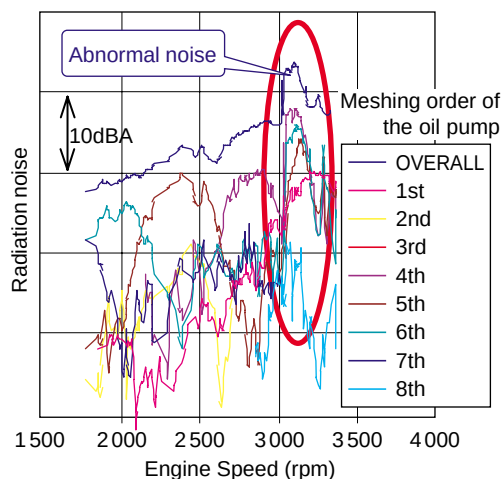


Fig. 5 Sound pressure level nearby filter

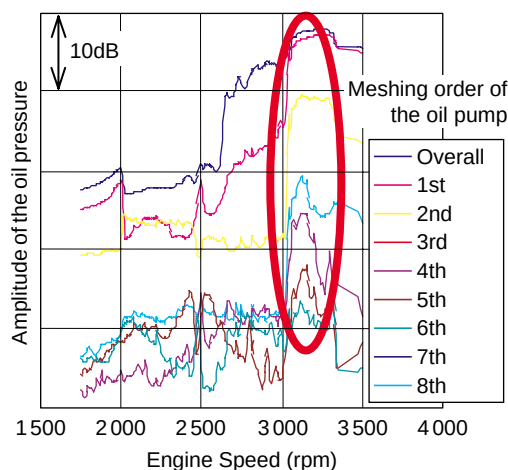


Fig. 6 Oil pressure fluctuation on the discharge side

が分かる。同時に加振力として考えられるオイルポンプの吐出油圧振幅を測定した結果を Fig. 6 に示す。

フィルタ放射音と同様の結果が得られた。本事象は、特定エンジン回転数、油温で発生する事から、オイルポンプの吐出油圧振幅による加振力だけではなく共振等を引き起こす応答系の問題も考えられる。そこで、メカニズムの検証にあたり、加振力影響としてのロータより吐出されるオイルによる油圧振幅、応答系影響としてのサブギャラリ管路系共振影響及び、リリーフバルブ影響について検討する。

4.2. 単体解析ベンチ導入

フィルタ異音はフィルタ膜面のみからの放射であることが分かっており、第2項で示した発生メカニズムを検証するために実機テストだけでは困難なことから、フィルタ近接音をモニタしながら下記①から③の条件を満足できる単体テストベンチを新規に設置した。

- ① 管路共振を立証するため管路形状を変化させられる事。
- ② リリーフバルブの挙動が確認出来る事。
- ③ 油回路の油圧振幅が容易に測定できる事。

単体テストベンチの概要を Fig. 7 に示す。単体テストベンチの構成はサブギャラリ及びフィルタベース形状を模したジグにオイルポンプを取り付け、モータで駆動し、フィルタ後流に設置した調圧弁にて管路内圧を設定した。

また、油圧脈動による加振力及び管路内の共振を計測するためにオイルポンプ及び管路内に圧力センサを、またリリーフバルブの挙動を確認するためにギャップセンサを配置した。単体ベンチでの再現テストの結果、実機と同事象の異音が確認できた。

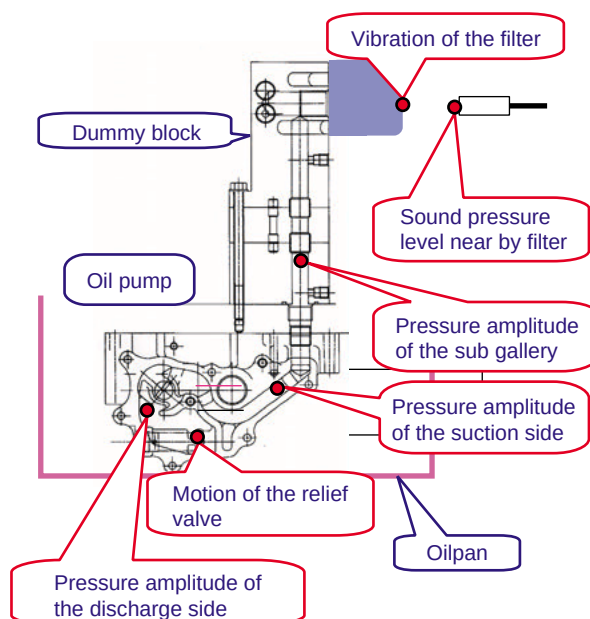


Fig. 7 Test bench

4.3. 加振力影響

オイルポンプ加振力としてまず第一にロータより吐出されるオイルによる油圧振幅が考えられる。これは一歯当たりの理論吐出量(エンジン一回転当たりの理論吐出量をエンジン一回転当たりに噛み合うオイルポンプロータ歯数で除した値)の影響を受けると推定した。

すなわち油圧振幅を抑えようとした場合、吐出流量の大きいポンプは歯数を増やす必要があるのではないかと考えた。

まず初めに Fig. 7 に示した単体解析ベンチにおいて加振力を測定し同軸駆動ポンプと比較した結果を Fig. 8 に示す。小型増速オイルポンプの油圧振幅は、3 000rpm 付近で共振と思われるピークが発生している。しかし、共振影響と思われる領域を除いた 2 000rpm 以下においても従来品(同軸駆動ポンプ)に対し約 2 倍と大きい。Table 2 に示すように 1 歯当たりの吐出量は小型増速オイルポンプの方が同軸駆動ポンプに対し 13% 多く、油圧振幅は大きくなると推定できるが実験結果のように 2 倍になるとは考えにくい。

これらの結果を基にポンプの加振力である油圧振幅を増加させる要因として、一歯当たりの理論吐出量に加えてポンプの増速駆動も影響していると考えた。

この実験結果を検証するためにロータから吐出されるオイルの油圧振幅を計算により推定する。

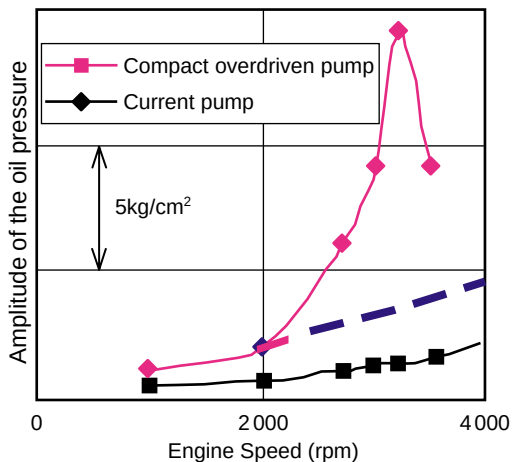


Fig. 8 Result of the pressure amplitude measured on the discharge side

Table 2 Delivery oil per rotor tooth

	Overdriven compact oil pump	Current oil pump
Over driven ratio	Double speed	Single speed
Number of the teeth	Inner 4 / outer 5	Inner 9 / outer 10
Delivery oil (cc) (at round crankshaft)	12.2	12.2
Delivery oil (cc) (at rotor tooth)	1.53	1.35

オイルは Fig. 9 に示すインナーロータとアウターロータ間のセルに充填され、ロータ回転と共にセル容積が変化しセル内のオイルを吐出する。計算を簡素化するためセル内のオイルは常に 100% 充填されていると仮定する。またオイルは非圧縮性流体として扱う。

Fig. 9 の斜線部のセル容積を V とし、セルが最大容積となるロータ回転角度 θ を零とするとセル容積はロータ回転角に対し Fig. 10 のように変化する。ロータから吐出される一歯当たりのオイル流量を Q 、ロータセル内の容積を V 、ロータ回転角度を θ とすると

$$Q(\theta) = V_{\max} - V(\theta) \quad (1)$$

ここで $\theta = \omega t$ であるから

瞬時にロータから吐出される一歯当たりのオイル流量は

$$\frac{dQ}{dt} = -\frac{dV}{dt} = -\omega \frac{dV}{d\theta} \quad (2)$$

となる。これを全歯数で合算したトータル流量を求め、脈動率 ε の式⁽¹⁾⁽²⁾に代入すれば

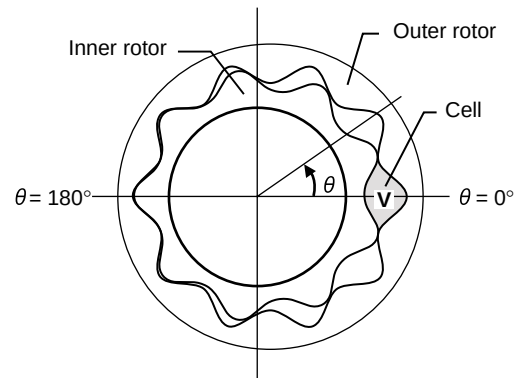


Fig. 9 Model of the oil pump rotor

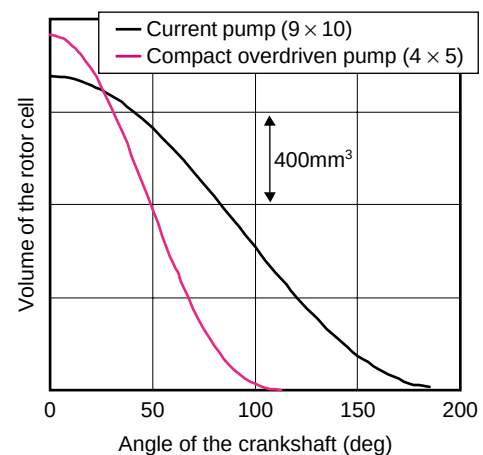


Fig. 10 Rotor cell volume (calculation)

$$\varepsilon = \left\{ \left(\frac{dQ}{dt} \right)_{\max} - \left(\frac{dQ}{dt} \right)_{\min} \right\} / \left(\frac{dQ}{dt} \right)_{\text{mean}}$$

$$= \sum_{i=1}^N \left[\left\{ \left(\frac{dV_i}{d\theta} \right)_{\max} - \left(\frac{dV_i}{d\theta} \right)_{\min} \right\} / \left(\frac{dV_i}{d\theta} \right)_{\text{mean}} \right] \quad (3)$$

Q：流量，V：セル容積，V max：セル容積最大値，
θ：ロータ回転角度，ω：ロータ角速度，
N：同時噛み合いロータ歯数

(3)式より脈動率はセルの容積変化で表すことが出来る。
小型増速ポンプと同軸駆動ポンプを一歯当たりのセル容積
変化で比較し Fig. 11 に示す。またクランク回転に対する
セルの容積変化を Fig. 12 に示す。

セルの容積変化で比較すると小型増速ポンプの方が2倍
程度大きく、単体解析ベンチでの結果と一致する。ロータ歯
数をパラメータとして脈動率 $\varepsilon^{(1)(2)}$ を計算推定した結果を
Fig. 13 に示す。

本計算結果より、小型増速ポンプにおいて脈動率を同軸
駆動ポンプと同等とするためにはロータ歯数を現行の2倍
にあたる 8/9 枚する必要があることが分かった。

しかしながら、トロコイド曲線をベースとした現在の
ロータ設計手法では、歯数の増加は外径増加につながりフ

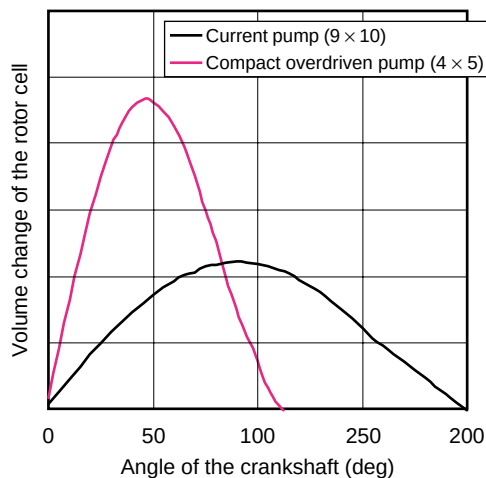


Fig. 11 Volume change of the rotor cell (calculation)

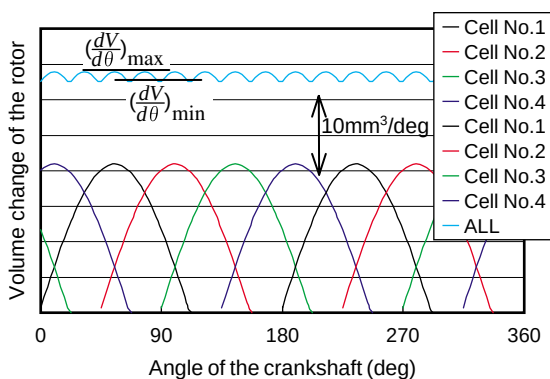


Fig. 12 Volume change of the rotor (calculation)

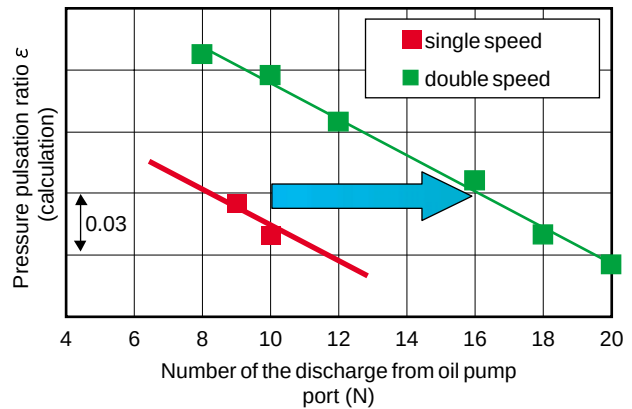


Fig. 13 Result of calculation of the pressure pulsation

リクシオンを増加させてしまう。

Fig. 14にフリクションと油圧振幅との関係を示す。フリ
クシオンの増加を極力抑えるために小径多数歯ロータ(歯数
8/9 枚，外径45mm)を開発し，あわせてフリクション低減
のためロータ摺動部の接触面積を減らす構造とした。その
構造を Fig. 15 に示す。またフリクション低減効果を Fig.
16 に示す。

これにより低フリクションの小型ロータのメリットをい
かしつつ油圧振幅を 60%低減する事ができた。

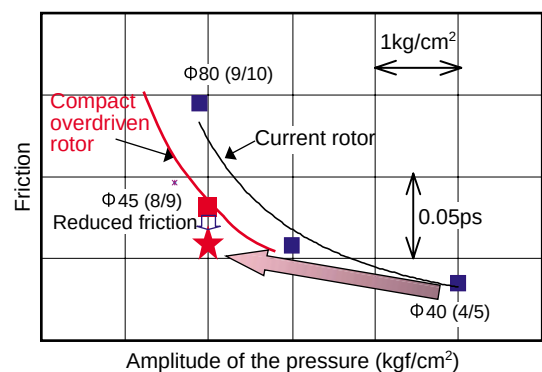


Fig. 14 The relation between pressure amplitude and friction of the oil pump

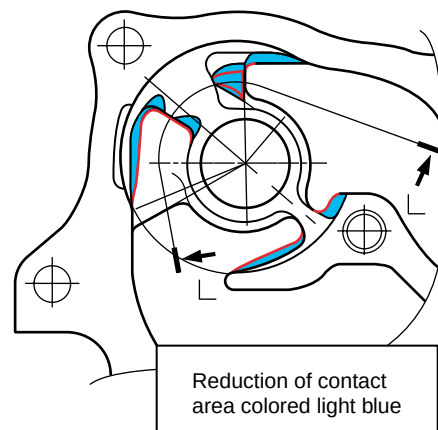


Fig. 15 Effect of reduced friction of the oil pump

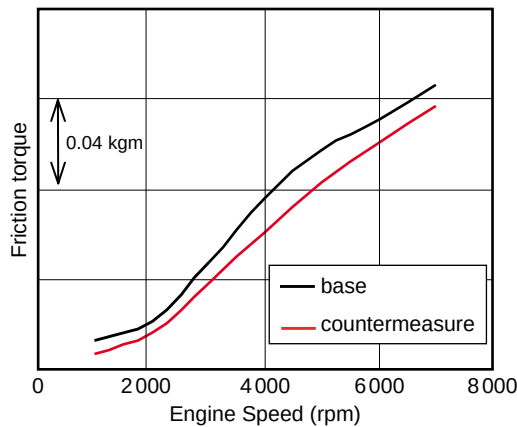


Fig. 16 Effect of reduced friction of the oil pump

4.4. 応答系影響

応答系影響としてサブギャラリ管路系の共振影響及びリリーフバルブ影響について検討する。

異音は特定回転数、特定油温で発生するためサブギャラリの管路共振に着目し、単体テストベンチで管路長さをパラメータとして試験を行った。結果を Fig. 17 に示す。

本結果よりサブギャラリの管路長(L)を変えると、管路内の油圧振幅ピークも変化する事から管路共振の影響を受けている事が分かる。

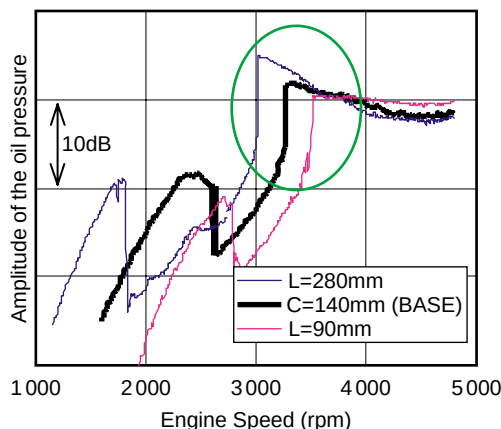


Fig. 17 Amplitude of the pressure at sub gallery

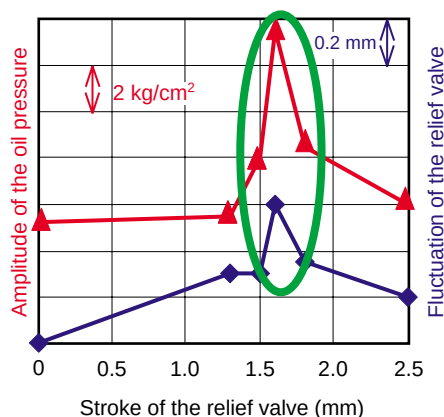


Fig. 18 The relation between amplitude of the pressure and relief valve location

また、図中(Fig. 17)に示すように 3 000rpm 付近で油圧の振幅が急激に立ち上がる特異点が存在する。この特異点はリリーフ開弁圧近傍であり、リリーフバルブの開閉時に油撃が発生していると推定した。油圧振幅の増加とリリーフバルブの開閉タイミングとの相関を確認するためにリリーフバルブの挙動をギャップセンサで確認した。結果を Fig. 18 に示す。

推定したとおりリリーフバルブの開弁ポイントでリリーフバルブの振幅増加と同時に油圧振幅が急激に増加している。従来の同軸ポンプに比べ油圧振幅が大きくかつ管路共振により振幅が増加するためリリーフバルブの振幅は大きくなる傾向にある。

圧力制御弁であるリリーフバルブは管路内の圧力最大値がリリーフ開弁圧を超えると圧力に応じて振動し、余分なオイルを吸入ポートへ逃がすことでポンプからフィルタまでの圧力を一定に保つ働きをする。ここで問題となるのは、リリーフバルブの位置である。特にリリーフ通路を開から閉にバルブが移動する場合、油撃を引き起こす可能性がある。Fig. 19にリリーフバルブ位置に対するリリーフ通路開口面積を示す。単体テストベンチでの試験結果より油圧振幅が急激に増加するリリーフバルブの位置をFig. 19にマーキングで示す。

本図から分かるように、リリーフ通路開口面積が急激に変化している位置でリリーフバルブが振動している。以上の結果をまとめると

- ①リリーフ開弁圧近傍で管路内の油圧振幅に呼応してリリーフバルブが動く。
 - ②リリーフバルブ位置が 1.5mm を過ぎた時点でオイルが流れ出し管路内の圧力は減圧される。
 - ③リリーフバルブは所定内圧を保つために閉じる。
 - ④リリーフバルブが急激にオイルの流れを止めるために油撃が発生し管路内圧力が一時的に増加する。
- ①から④が繰り返り起こるため、管路内の油圧振幅が急激に増加しオイルフィルタを加振し異音が発生すると考え

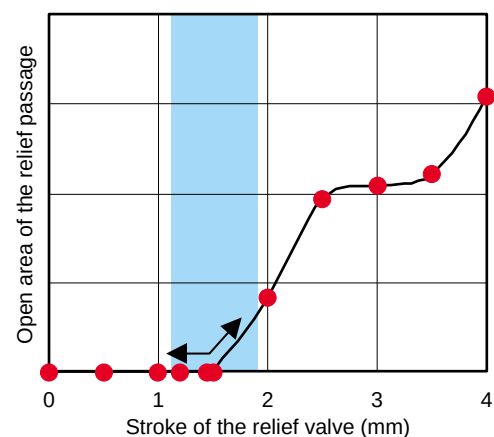


Fig. 19 The relation between relief valve stroke and open area of the relief passage

られる。対策としてリリーフ開弁特性を改良するためにリリーフ通路開口面積とストローク量の関係を Fig. 20 に示すように変更した。この関係を得るために、リリーフ窓形状を変更しプレリリーフ窓を Fig. 21 に示すように新規に追加することで対応した。これにより急激な断面積変化を抑えることが可能となった。

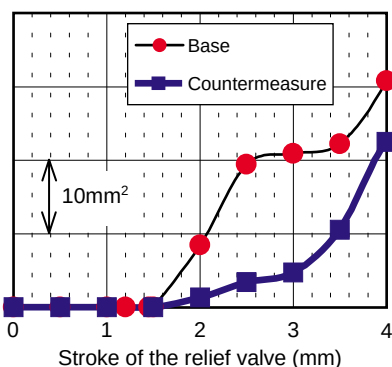


Fig. 20 The relation between area of the passage and stroke of the relief valve

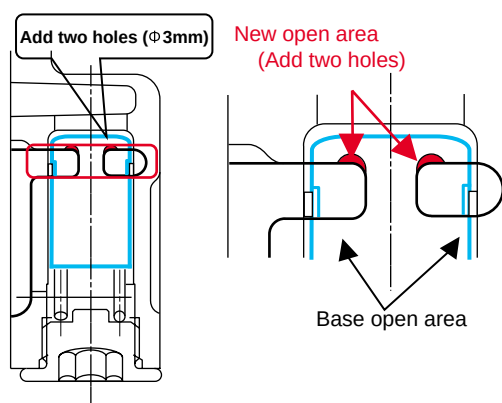


Fig. 21 Remove open area of the relief passage

5. 対策内容

以上の結果より第2項で発生メカニズムとして考えたように従来の同軸ポンプに対してオイルポンプのロータ歯数／サイズに影響される加振力の増加とサブギャラリ通路の管路共振及びリリーフ通路形状に起因するリリーフバルブの応答特性が悪影響を及ぼし急激な油圧振幅増加が異音発生につながった。

最終的には Table 3 に示すようなオイルポンプ諸元の変更、すなわち異音対策として加振力を低減するため、ロータ歯数を4/5枚から8/9枚に増やし、併せて、リリーフ開弁特性変更の為プレリリーフ窓を追加した。これにより騒音対策効果は Fig. 22 に示すように異音は改善され問題無いレベルとなった。オイルポンプの諸元を Table 2 に、騒音対策効果を Fig. 19 に示す。

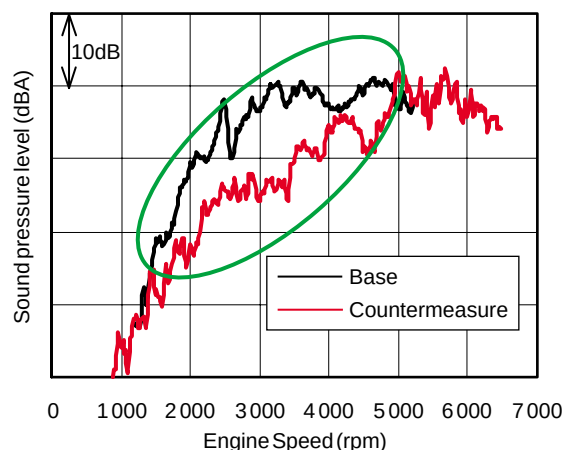


Fig. 22 Result of a countermeasure to reduce oil pump noise

Table 3 Comparison of specification for data of the oil pump

	Base	Countermeasure
Over driven ratio	Double speed	Double speed
Number of the teeth	Inner 4 / outer 5	Inner 8 / outer 9
Rotor size	Φ 40 × 15.0t	Φ 45 × 14.3t
Delivery oil (cc) (at round pump)	6.12	5.94
Delivery oil (cc) (at round crankshaft)	12.2	11.9

6. まとめ

小型増速オイルポンプの騒音低減をはかる中で異音発生メカニズムを明確にするために、油回路形状及び管路内圧力調整ができる単体テストベンチを導入した。その単体テストベンチを活用し、新モデル開発時に以下に示す有効な対策を行うことにより、オイルポンプの騒音を低減することができた。

- ① 小型増速オイルポンプの騒音低減のためには、油圧の振幅を抑えるために増速比に応じた歯数設定が必要である事がわかり小径多数歯インナーロータの最適な歯数として、今回8枚に設定採用した。
- ② リリーフ窓の急激な開口面積変化を抑えるために窓形状を変更した。

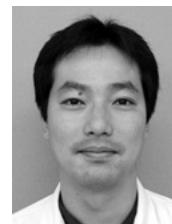
7. 参考文献

- (1) 油圧技術便覧編集委員会：油圧技術便覧 改訂新版，日刊工業新聞社，1976 年発行，p.267
- (2) 日本機械学会：機械工学便覧 改訂第6版，日本機械学会，1977 年発行，p.9-86

■ 著 者 ■



平野 浩 司



橋本 尚 之



木下 将 一



小野 靖 典



千賀 義 明