可変容量形ピストンポンプの加振力補償による騒音低減* (補償効果の実験的検証)

大内 英俊**, 増田 健二***, 長田 佐**

Noise Reduction of a Variable Displacement Axial Piston Pump by Compensating the Exciting Force (Experimental Verification of the Effect of Compensation)

Hidetoshi OHUCHI, Kenji MASUDA, Tasuku OSADA

This paper deals with active noise control of a variable displacement swash plate type axial piston pump. The primary cause of noise generation of a piston pump is the exciting force due to sudden pressure change in the rotor cylinders. We tried a new method to compensate the pump exciting force by activating two built-in control cylinders using an electro-hydraulic servo valve and sinusoidal signals synchronous with the pump rotation. This method is not to suppress the exciting force itself but to prevent it from vibrating the pump and consequently to reduce the peak level of frequency components of the pump noise. Through the experiments, the exciting force compensation has been verified to be effective for noise reduction of a pump. The noise level could be reduced, for example, to 68 dB from 74 dB for the pump equipped with rubber vibration isolators, and to 70 dB from 82 dB without isolators.

Key Words: Hydraulics, Variable Displacement Axial Piston Pump, Swash Plate, Noise Reduction, Exciting Force, Compensation, Active Control

1. 緒 言

可変容量形油圧ピストンポンプは高圧吐出に適し、吐出量も可変であることから広く使用されているが、構造上騒音が大きいのが難点である。騒音の主原因は、吐出シリンダ室内の急激な圧力変化に基づいてポンプ自身を振動させるいわゆるポンプ加振力、および吐出流量の変動に伴う圧力脈動とされており、それらの発生原因や伝ば状況は従来からよく研究されている¹⁻⁶⁾。

シリンダ室内の圧力変化や吐出脈動はシミュレーションによって予測できるようになっており、これらの知識を使って弁板みぞ形状の設計が行われている。加えて斜板支持機構の改善、ポンプケーシングの構造解析などが進められ、ポンプ振動騒音の低減に成果を挙げている。とは言え未だ十分な静音化に至っていない現状をみれば、少なくとも弁板みぞ形状の設計によって加振力を低減しようとする手法は限界に近いと思わざるを得ない。

それゆえに、弁板を微小に回転させる機構をポンプ内部に加えて開閉のタイミング調整を図る方法⁷⁾、吐出用シリ

ンダを不等ピッチに配置して音色を変化させる方法⁸⁾などの新たな手法が提案されている。ポンプの騒音は、単にポンプだけの問題ではなく、油圧システムを採用するかどうかの評価指標ともなるので、このようにあらゆる方法を駆使して低騒音化を図り、作業環境改善を守る必要がある。

本研究では、遠隔操作によって吐出容量が変更できる形式のアキシャルピストンポンプを対象とし、内蔵の斜板傾転角制御用のピストンを用いて加振力による振動をアクティブに制振することによってポンプの低騒音化を図る手法を提案する。本手法は加振力の発生を抑制するものではなく、新たに補償加振力ともいふべき力を発生させてポンプ加振力の加振効果を打ち消し、結果としてポンプの振動騒音を低減させようとするものである。

2. 加振力補償法について

本研究で騒音対策の対象としているのは吐出ピストン内の急激な圧力変化に伴ういわゆるポンプ加振力である。そこで、斜板式ピストンポンプにおける加振力の作用と、ここで提案する加振力補償の考え方について説明する。

図1に示すように、シリンダブロック内にある吐出ピストンはブロックとともにポンプ軸まわりに回転しながら往復運動を繰り返している。シリンダブロックは弁板に、ピストンは斜板に押しつけられている。上死点付近で吐出ポートから吸入ポートへと弁板によって接続が変更される

*平成13年10月29日 原稿受付

**山梨大学工学部

(所在地 〒400-8511 甲府市武田4-3-11)

***増田技術士事務所

Fig. 1 Compensation of the pump exciting force

ので、シリンダ内圧力は急激に低下する。このとき、図中の白矢印の向きに衝撃的な力が作用してポンプ全体を激しく加振するため、その振動が伝ばしてケーシング表面の空気を振動させ騒音となる。下死点では逆にシリンダ内の圧力は急激に上昇し、図の黒矢印の向きの加振力を発生する。ピストン本数が奇数の場合、この加振力は上下死点付近で交互に発生するため、振動の基本周波数はポンプ軸毎秒回転数×ピストン本数（奇数）×2である。

従来、この加振力を弁板形状の設計によって抑制したり、振動伝ば経路の構造を改良するなどして騒音低減が図られてきたが、本研究では、可変容量形のピストンポンプが斜板角制御用のピストンを備えていることを利用し、アクティブにこの加振力の影響を打ち消すことを考える。すなわち、加振力そのものを小さくするものではなく、ほぼ同じ大きさで逆方向の補償加振力を加えて振動伝ばを抑制し、その結果として騒音低減を期待するものである。

3. 供試ポンプおよび実験方法

図2に実験で使用した可変容量形アキシャルピストンポンプを示す。ポンプは電動モータに接続され、モータはゴム製の防振具を介して油タンク上面に載せられている。ポンプ（株式会社ダイキン製）の定格圧力は13.7MPa、押し入れ容積22.4cm³、ピストン本数9本、最大傾転角18度である。このポンプの弁板みぞ形状などは市販のものと同じであるが、傾転角制御用シリンダ②への油路は実験用に変更した。

この形のポンプでは通常コントロールシリンダ①を電磁弁で駆動して傾転角を制御している。コントロールシリンダ②はバイアスシリンダとして、吐出圧とばねの力で斜板を傾ける方向に力を加えている。

Fig. 2 Axial piston pump under test

1. Control cylinder ①	6. Control circuit
2. Control cylinder ②	7. Servo amplifier
3. Test pump	8. Pressure transducer
4. Angle sensor	9. Rubber hose
5. Rotary encoder	

Fig. 3 Diagram of the hydraulic circuit

実験のためにこの電磁弁の代わりにサーボ弁（東京精密測器株式会社製）、定格圧力13.7MPa、定格流量 5×10^{-4} m³/s)を使用し、コントロールシリンダ①②の双方を利用して吐出流量を設定するとともに補償加振力を与えている。

サーボ弁を使用したのはあくまで実験のためであり、補償法が確立されれば電磁弁による制御も可能であると考えている。

油圧回路を図3に示す。ポンプ吐出側には油圧用ゴムホース、絞り弁、圧力変換器、流量計を接続している。このホースの長さを変更すると、当然、圧力脈動波形も変わるが、ポンプ本体から発せられる騒音レベルにはほとんど影響がなかったため、以下の実験では長さ約2mのホースを使用している。油温は $40 \pm 2^\circ$ とした。

図4に実験に用いたポンプ軸同期正弦波発生回路を示

Fig. 4 Control circuit for compensation

す。ポンプ軸にロータリーエンコーダ (3600P/R) を装着した。モータ回転数は無負荷時で1500rpmであり、そのパルス周波数は90kHzになる。制御用信号の基本周波数は f_0 =毎秒ポンプ軸回転数×シリンダ数と考え、周波数が f_0 = $25 \times 9 = 225$, $2f_0 = 450$, $3f_0 = 675$ Hzの正弦波を発生させることにした。ポンプに負荷がかかるとこれらの周波数はやや下がるが、軸回転に同期している限り問題はない。また、サーボ弁の公称限界周波数は120Hzであるが、小振幅で開ループで使用するので $3f_0$ までは制御可能であった。

正弦波の作り方を f_0 について説明する。まず、エンコーダのパルス列を200で分周し、Up/DownカウンタとLadder回路およびD/A変換器を利用して周期400パルスの三角波を作る。これを積分して正弦波に近い波形を作っている。サーボ弁のローパス特性を考慮すれば、厳密な正弦波を作る必要はない。

$2f_0$ の正弦波はパルス列を100で分周して同様な方法で作る。また、 $3f_0$ は45kHzおよび22.5kHzのパルス列から論理和により67.5kHzのパルス列とし、これを分周して求めている。また、回路の最終出力である正弦波の振幅と位相は手で調整している。この位相は絶対的な基準に対するものではなく、軸回転から得られる調整なしの正弦波に対するものである。

加振力補償の効果は最終的には騒音レベルの変化で確認するが、加振力が直接作用し、振動振幅の大きい箇所として斜板に着目し、加速度センサを取り付けてその振動の様子を観察することにした。ポンプケーシング面のいくつか

の点の加速度振動も実測したところ、方向による大小はあったが、ある特定の部位の振動が特に大きいということはない。加速度センサの取付位置は、斜板については回転軸から50.5mmの位置、ケーシング面は上下、水平方向とも、吐出側トラニオン軸受けカバー付近である。

騒音の測定は普通騒音計を用いてA特性で行った。測定点はポンプ軸上でモータと反対側にポンプ端面から1m離れた点である。実験室の壁にはガラスウールを貼るなどして反射をできるだけ防いだ。測定位置を2mとしたときは騒音レベルの測定値は約6dB下がることを確認しているので反射の影響は大きくないと考えている。無響室での測定とは異なるが、騒音低減効果を調べる上では差し支えないであろう。

4. 騒音低減実験

4.1 加振力補償の効果

図5は供試ポンプの騒音を周波数分析した結果の一例 (吐出圧力 $P_d = 6.9$ MPa, 吐出流量 $Q_d = 4.2 \times 10^{-4}$ m³/s) である。 f_0 の高調波成分に数多くのピークをもち、 $2f_0$ (≈ 450 Hz) および $3f_0$ (≈ 675 Hz) が卓越しているのが特徴である。最も卓越した成分の音響レベルを下げることでポンプ全体の騒音レベル低減に効果がある。図5に示すように $3f_0$ 成分が最もレベルが高い場合の補償すなわち制御手順は以下の通りである。まず、 $3f_0$ 成分について補償加振力の振幅と位相を調整しその周波数成分の音響レベルを下げる。このとき他の成分は逆に上昇する傾向がある。つぎに $2f_0$ 成分について同様の調整を行い、場合によってはさらに $2f_0$ と $3f_0$ とを繰り返し再調整して、全体の騒音レベルが最低となるようにする。同図では、 $2f_0$, $3f_0$ 成分を均等に下げることが重要で、どちらか一方を必要以上に下げても全体としての騒音低減効果はない。 $2f_0$ のレベルが最も高い場合は、 $2f_0$ 成分を先に補償するほうが調整が容易である。また、もし $4f_0$ 以上の成分が卓越している場合は、さらに周波数特性のよいサーボ弁がなければ補償はできない。

Fig. 5 Frequency analysis of the pump noise

つぎに、加振力補償の効果を、ポンプ各部の振動状況から確認する。アクティブな制振制御の有無による供試ポンプの斜板、ケーシングの上下および左右方向の加速度振動の違いを実測した結果を図6に示す。特に斜板とケーシング鉛直方向の $2f$ 成分が抑制され、 $3f$ 以上の成分が目立つ波形となっていることがわかる。斜板はケーシング内の油中で振動しており、騒音を直接発しているわけではない

① Swash plate, ② Casing : Vertical direction,
③ Casing : Horizontal direction

Fig. 6 Acceleration vibration
(P_d : 6.9MPa, Q_d : $4.2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)

Fig. 7 Results of noise reduction (P_d =6.9MPa)
(With rubber vibration isolator)

が、振動が抑制されていることから、アクティブな制御によって加振力が補償されていることが確認できる。ケーシングの振動は2点のみの測定であるが、両方向とも抑制されており、ケーシング表面から放射される騒音の低減が期待できる。

さらに、吐出流量つまり斜板傾転角による騒音低減効果の違いを調べる。ポンプの騒音は、油温やタンク油量なども含めて実験条件を同一にしたつもりでも再現性に乏しいものである。図7はそれらのうちの典型的な実測例であり、case 1は騒音レベルが比較的高い例、case 2は低い場合の例である。case 1では流量が定格の半分の付近で騒音レベルが下がっているが、常にこのような現象が観察されるわけではない。

一方、アクティブな制御の結果、case 1とcase 2で制御前には5 dB以上差があったものが、2 dB程度の差となっている。つまり、case 1の騒音レベルが高かったのは $2f$ 、 $3f$ 成分が大きかったためであり、それらを抑制することにより、騒音低減幅としてはむしろ大きな効果が得られている。

なお、コントロールシリンダ①は電磁弁駆動のままとし、バイアス側コントロールシリンダ②側のみで補償加振力を加える実験によっても騒音低減効果が認められた。このことより、コントロールシリンダが1本のポンプでも本手法は有効であると思われる。

4. 2 斜板振動、吐出圧力脈動

斜板の振動を観察することは、加振力補償が順調であるかどうかを判断するには好都合であるが、斜板振動の抑制の程度とポンプ騒音低減との関係について調べておく必要がある。図8は、斜板の振動振幅を最小となるよう調整した場合と、騒音計による測定レベルが最小となるように調整した場合の斜板加速度振動の波形例である。斜板振動

Fig. 8 Acceleration of the swash plate (Noise minimum and vibration minimum)

Fig. 9 Delivery pressure pulsation and sound pressure level

最小時と騒音最小時は一致していない。この理由として、斜板振動の抑制を優先すると補償加振力の発生が新たな振動源となってしまうこと、斜板以外にもエンドキャップ側にも振動伝ば経路があること、吐出圧力脈動の影響があることなどが考えられる。

そこで、加振力とともにポンプ騒音の原因と考えられている吐出圧力脈動との関係を調べた。図9は、各吐出流量について騒音レベルが最低となるように補償を加えた前後の騒音レベルとポンプ吐出口における圧力脈動振幅との関係を示したものである。補償前は吐出量によらず脈動振幅は0.15MPa程度で一定であるが、加振力補償によって圧力脈動は増加している。この傾向は吐出量の多い方が大きい。

この圧力脈動の増大が騒音にどのように影響しているかは本研究では明らかにできない。圧力脈動除去のためには別途対策を講ずる必要がある。

4.3 タンクの共振

加振力に基づく振動の抑制が騒音低減効果をもたらしていることをさらに確認するため、ポンプの設置条件を変えた実験を行った。図10は、図2に示すポンプの防振用のゴムを取り除き、モータ・ポンプをタンク上面に直接取り付け付けた場合の騒音レベルを示している。タンクが共振するため、補償なしでの騒音レベルは図7に比べて高いのは当然であるが、補償効果は大きく現れる。防振ゴム付きと同程度までは下がらないが、10dB程度の騒音低減幅が得られている。この実験では周波数 $2f_0$ の共振が大きかったため、 $3f_0$ による制御は効果がなかった。

図10には補償加振力を加えるためのサーボ弁入力信号の振幅と位相を、各流量ごとに手で調整し直した場合と、特定の流量（同図では最大流量）において調整した値を固

Fig. 10 Results of noise reduction ($P_d=6.9$ MPa) (With $2f_0$ control, direct mounting without rubber vibration isolator)

定した場合の結果を示している。流量によっては2 dB程度の差が生ずるが全体としては制御条件を固定しても十分な効果が得られることがわかる。

一方、供試ポンプをモータから切り離し、他に共振することのない別の堅牢な基台に取り付けて運転したところ、ポンプの振動が強制的に抑えられるため、騒音レベルは50dB台に下がった。このとき、騒音の周波数 $2f_0$ 、 $3f_0$ 成分は減少しており、 $4f_0$ 以上の成分が卓越していた。この場合、斜板振動の $2f_0$ 、 $3f_0$ 成分は十分制振できたが、ポンプの騒音レベルには変化がなかった。

5. 結 言

可変容量形斜板式アキシャルピストンポンプにおいて、発生する加振力を内蔵の傾転角制御用ピストンを利用してアクティブに制御し、騒音を低減する方法を試みて実験したところ、以下の結論を得た。

- (1) 本補償法は、ポンプ騒音の周波数成分に音響レベルの卓越したピークがあり、それらが制御弁の駆動可能周波数範囲内にある場合に有効である。
- (2) 吐出圧力6.9MPa、流量 $5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 以下の範囲で実験したところ、防振ゴムを介してタンク上に設置されたポンプにおいては条件によっては5 dB、防振ゴムのない場合は10dB程度の騒音低減効果が得られた。
- (3) 制御弁への入力信号の振幅や位相を固定しても十分な騒音低減効果が得られる。
- (4) 最終目的である騒音最小の条件と加振力補償効果の指標とした斜板振動最小の条件は必ずしも一致していない。
- (5) 補償により吐出圧力脈動の振幅は増えたが、騒音は低減させることができた。

最後に、本研究の遂行にご協力を賜った(株)ダイキン工業の関係者、実験にご協力頂いた当時山梨大学学生的小林健仁、甘利泰彦、角英樹の各氏に感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) 湯浅：斜軸型油圧ポンプの騒音発生の原因となる加振力に関する研究，油圧と空気圧，Vol. 11，No. 2，115/122 (1979)
- 2) 小嶋，品田：油圧ポンプの流体伝ば騒音に関する研究（第4報，油圧伝動装置の圧力脈動特性），日本機械学会論文集（B編），Vol. 52，No. 476，1480/1488 (1986)
- 3) 進藤，小嶋，品田：斜板形アキシャルピストンポンプの騒音の発生機構，油圧と空気圧，Vol. 18，No. 1，60/68 (1987)
- 4) Lin, S.J., Aker, A. Zeiger, G.: The effect of oil entrapment in an axial piston pump, Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control, 107-Dec., 246/251 (1985)
- 5) Edge, K. A., Darling, J.: The Pumping Dynamics of Swash Plate Piston Pump, Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control, 111-Jun., 307/312 (1989)
- 6) Schoenau, G.J., Burton, R.T., Kavanagh, G.P.: The Pumping Dynamic Analysis of a Variable Displacement Pump, Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control, 112-Mar, 122/132 (1990)
- 7) Grahl, T.: Gerauscheminderung an Axialkolbenpumpen durch variable Umsteuersysteme, Olhydraulic und Pneumatic, Vol. 33, No. 5, 437/443, (1989)
- 8) 小嶋，中瀬：不等ピッチシリンダによるアキシャルピストンポンプの静音化，油圧と空気圧，Vol. 23，No. 6，688/695 (1992)