研究論文

可変容量形偶数ピストンポンプのアクティブ騒音制御に関する研究*
(第1報 騒音低減手法の実験的探索)

増田 健二**, 大内 英俊***, 長田 佐***

Active Noise Control for a Variable Displacement Axial Piston Pump
with Even Number of Cylinders
(1st report : Experimental survey of techniques for reducing noise)

Kenji MASUDA, Hidetoshi OHUCHI, Tasuku OSADA

This paper describes the results of an experimental survey of active noise control for a variable displacement axial piston pump with an even number of cylinders. The authors have already shown the effectiveness of active noise control of a pump with nine cylinders by compensating for the exciting force. In the case of a piston pump with even number of cylinders, it may be easy to compensate the exciting force because it acts as a moment to the pump. Moreover, it is of advantage to compensation that the control frequency is nearly a half of that with an odd number of cylinders. We found that two methods were effective for reducing the pump noise. One was to add a compensating moment having frequency components of one or two of the highest peak levels of the pump noise, and the other was to control the swash plate vibration with the fundamental frequency of the exciting moment, which was half of the peak noise frequency.

Key words : Hydraulics, Variable Displacement Axial Piston Pump, Even Number of Cylinders, Noise Reduction, Exiting Moment, Active Noise Control

1. 緒 言

油圧ポンプの騒音問題は古くからその解決が望まれ、主原因とされる加振力¹⁾や圧力脈動²⁾の研究に加えて、吐出シリンダ内圧力³⁾、ケーシングの構造解析⁴⁾、圧力弁板みぞ形状⁵⁾、圧力脈動除去⁶⁾に関する研究など地道な努力が続けられてきた。最近の環境問題への意識の高まりを考慮すれば、油圧ポンプあるいは油圧システム全体の低騒音化、静粛化は緊急の問題であるが、解決への確たる手法が見いだされていないこともまた事実である。

一方、ポンプ本体への対策として、不等ピッチ形⁷⁾、電動機一体形⁸⁾、加振力補償法⁹⁾など様々な手法が提案され、騒音レベル低減や音色の改善が図られているが、考えられるあらゆる手法を含めた対策を講じなければポンプの騒音問題は依然解決しそうにない。

著者らの提案する加振力補償法は、可変容量形アキシャルピストンポンプにおいて、上下死点におけるシリンダ内の急激な圧力変動に基づく加振力をアクティブに補償して

ポンプ本体の振動を抑制し、結果として騒音を低減させるものである。実際にはポンプに備えられている2本の吐出量制御シリンダを使用して、騒音の周波数成分に対して選択的に補償加振力を与えるものであり、9本ピストンの場合低いもので約450Hzであった⁹⁾。

ところで偶数ピストンポンプについて考えてみると、機構学的に吐出流量脈動が大きい、斜板に作用する加振力が大きいなどの理由で一般に使われることは少ない。しかし、実際のところ斜板振動は確かに大きい、圧力脈動や騒音レベルは奇数本の場合と比較しても大差はない¹⁰⁾。加振力補償をすることを前提とするならば斜板振動はある程度は抑制できるので、偶数ピストンポンプの採用も一考する価値がある。偶数ピストンの場合、加振力は上下死点付近で同時に作用し、ポンプに対してモーメントとして作用するため、2本の制御シリンダによって補償しやすく、さらに補償用の周波数は8本の場合には約200Hzと低くなるので制御しやすいなどの点が有利ではないかと考えられる。

そこで本研究では、8本ピストンのアキシャル形ポンプを対象とし、加振されているポンプに対して制御用シリンダを使ってモーメントを加え、結果として騒音低減を図ることを目的とする。加振モーメントは多くの周波数成分を持つことが予想されるため、どのような補償モーメントを加えれば良いかを、実験的に探索する。

*平成14年10月24日 原稿受付

**増田技術士事務所

(所在地 〒569-1115 大阪府高槻市古曽部町4-4-7)

***山梨大学工学部

(所在地 〒400-8511 甲府市武田4-3-11)

Fig. 1 Exciting moment of the pump

2. 供試ポンプおよび実験装置

図1に実験の対象とした可変容量形斜板式アキシャルピストンポンプの模式図を示す。ピストン本数8本、定格圧力13.7MPa、最大押しのけ容積は19.9cm³である。このポンプは基本的に8本ピストン用として設計されたものではなく、市販の9本ピストンポンプ（ダイキン工業（株）製）のシリンダブロック部分を8本用に作り替え、弁板を押しつけるばねを交換するなどして、摺動部の特性やポンプ効率を出来る限り9本ピストンのそれに近づけたものである。なお、このポンプの弁板みぞ形状は市販9本ピストンのものと同じである。2本の傾転角制御用シリンダへの油路はサーボ弁（東京精密測器（株）製、定格圧力13.7MPa、定格流量 5×10^{-4} m³/s）で駆動可能なように変更した。このサーボ弁の限界周波数は120Hzであるが、本実験のような開ループかつ小振幅では600Hz付近まで使用可能である。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おり、いわゆる油圧ユニットを構成している。ポンプ吐出口は長さ約2mの油圧用ゴムホースを経て絞り弁、流量計に接続されている。実験時の吐出圧力 P_d は6.9 [MPa]、吐出流量 Q_d の最大値は 4.2×10^{-4} [m³/s]、油温は $40 \pm 2^\circ$ である。なお、電動モータは4極で、定格回転数は1,500rpmである。

偶数ピストンポンプでは、上死点付近を通過する吐出シリンダ内の圧力は急激に降下し、同時に下死点付近を通過する吐出シリンダ内には瞬時に流量が逆流して圧力が急激に上昇するので、図1のシリンダブロック内の矢印で示した加振力の合力は、斜板の右に示した矢印のようにモーメントとして作用する。ピストン数を偶数とすると、斜板の振動が大きくなるのが欠点であるが、加振モーメントの基本周波数は約半分（本供試ポンプの場合は、9本ピストンのとき450Hz、8本ピストンのとき200Hz）になるの

Fig. 2 Frequency analysis of the pump noise and the swash plate vibration (without control)

で、制御弁を使って補償モーメントを発生させるには好都合であろうと考えた。

制御信号はポンプ軸回転に同期した正弦波であり、軸に装着したロータリーエンコーダ（3,600P/R）の出力パルス列を基に、1回転当たり8、16および24周期、つまり周波数として $f_0=200$ 、 $2f_0=400$ および $3f_0=600$ Hzの正弦波を発生させた。これら3種類の正弦波の振幅と位相はそれぞれ別個に手で調整できるようにした⁹⁾。

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。タンクの共振や実験室内の共鳴音はレベルが低く、今回の実測には影響のないことを確かめている。また、加振モーメントの作用で大きく振動する斜板の運動を観察するため、加速度センサを斜板の中心軸から上方へ50.5mmの位置に取り付けた。

3. 偶数ピストンポンプの騒音および斜板の振動

供試8本ピストンポンプの発する音を聴いたところでは、9本の場合との区別は付け難かった。そこでまずポンプの騒音と斜板振動の様相を実測することから始めた。図2は、音響と斜板振動加速度の周波数分析結果である。音について見ると、わずかに f_0 （=200Hz）成分が観察されるが、 $2f_0$ と $3f_0$ の成分が高いなどの点は9本ピストンの場合⁹⁾と同様であった。これら卓越成分はピークが急峻なため変動しやすく、そのレベルは実験日によって2～3dBの差があり、場合によっては4.2で示すように $4f_0$ 成分が卓越することもあった。

斜板振動については、 $2f_0$ 、 f_0 、 $3f_0$ 成分の順に高いが、これを9本ピストンの場合と比較すると f_0 成分が約10dB高い結果となっている。また、図3に示す斜板振動加速度の実波形において、振幅の大きい波が基本周波数である f_0 に相当している。周波数が $2f_0$ とも見える振動波形になっているが、衝撃を受ける周波数は f_0 のはずである。そこで、インバータによってモータへの供給電源の周波数を25Hzとしてみたところ、図4に示すように変動のほとん

Fig. 3 Vibration of the swash plate
(pump revolution: 1,500 [rpm])

Fig. 4 Vibration of the swash plate
(pump revolution: 750 [rpm])

Fig. 5 Frequency analysis of the pump noise and the swash plate vibration (with $2f_0 + 3f_0$ control)

どない区間を含む振動波形が得られた。1回の衝撃による斜板系の振動が図4の1周期分で、電源周波数を徐々に50Hzに上げていくと、変動のほとんどない区間が5ms分圧縮され、図3の連続した波形になる。8本ピストンポンプの加振モーメントの基本周波数は f_0 であっても、その波形は正弦波状ではなく衝撃的なものなので、このように騒音や斜板振動は高次の周波数成分を含むものとなり、9本ピストンの場合と類似していることがわかった。

4. 騒音低減実験

4.1 加振モーメント補償

騒音低減対策の一つは、奇数ピストンポンプにおける加振力補償⁹⁾と同様、図2において音響レベルの卓越している成分に対して補償モーメントを加えることである。これによって、加振モーメントは作用するものの、その振動がポンプケーシングへ伝達するのが妨げられれば、騒音レベ

Fig. 6 Acceleration of the swash plate and the pressure pulsation
(P_d : 6.9 [MPa], Q_d : 4.2×10^{-4} [m^3/s])

Fig. 7 Results of noise reduction with $2f_0 + 3f_0$ control

ルは低減できる。音響レベルの卓越する $2f_0$ 、 $3f_0$ 成分を抑制するため、2種類の制御用正弦波信号の振幅と位相を調整した結果を図5に示す。 $2f_0$ 、 $3f_0$ 成分を押さえすぎると $4f_0$ が大きくなるので、これ以上の騒音低減はできなかったが、図2と比べると騒音は約6dB低下した。

補償前後の斜板振動加速度と吐出圧力脈動 ΔP_d の波形を図6に示す。加速度の振幅はやや小さくなっているが、圧力脈動の振幅には変化がなかった。

流量を変更したときの騒音低減効果の実測結果を図7に示す。図中のcase1とcase2は実験日が異なっている。騒音レベルは周波数成分の卓越する成分のレベルに依存するため、3.で述べたように、実験条件を同一に設定したつもりでも変動がある。測定は、制御無しと有りの条件で流量を変えながら交互に行っており、騒音低減幅に着目することにする。その幅は2～6dBであり一定ではないが、騒音レベル低減後の値はほぼ同じであり、これが音響レベルの卓越する成分のみを抑制する本手法の限界でもあ

Fig. 8 Frequency analysis of the pump noise and the swash plate vibration (without control)

Fig. 9 Frequency analysis of the pump noise and the swash plate vibration (with f_0 control)

る。

4.2 斜板振動制御

偶数ピストンポンプに着目した理由の一つは、 f_0 ($=200\text{Hz}$) という比較的低い周波数による制御が可能であろうと考えたからであった。しかし、前節で用いた周波数は $2f_0$ 、 $3f_0$ であり、騒音低減効果は得られたものの、制御周波数は奇数ピストンポンプ同様高く、偶数ピストンポンプとしての利点はない。

そこで別の方策を探索したところ、周波数 f_0 を使って斜板振動の f_0 成分をむしろ増大させるように制御モーメントを加える方法によっても、騒音レベルが低減できることがわかった。音響の f_0 成分は大きくなるが、その成分のレベルはもともと低いので、数dB上がったとしても全体の騒音レベルには影響がない。それよりもピークの高い高調波成分のレベルが下げられれば騒音レベルは下がることになる。前節のモーメント補償では、ある周波数の斜板振動振幅を抑制しており、これは振動系の剛性を高めたことになる。これに対し、本節における方法は f_0 成分に対する剛性を下げて、斜板を柔に支持することに相当する。

本手法はポンプの騒音が図2に示すように $2f_0$ 、 $3f_0$ 成

Fig. 10 Acceleration of the swash plate and the pressure pulsation ($P_d: 6.9 \text{ [MPa]}$, $Q_d: 4.2 \times 10^{-4} \text{ [m}^3/\text{s}]$)

分が卓越している場合にも有効であるが、ここでは同じポンプにおいて図8に示すように $4f_0$ ($=800\text{Hz}$) 成分のレベルが最も高くなっている場合の適用例を示す。この周波数ではサーボ弁の応答性に制約があるため4.1の手法が使えない。そこで周波数 f_0 の正弦波信号によって制御加振力を加え、騒音低減を試みた。

供試ポンプは4.1で用いたものと同じであり、同一条件で運転しているはずであるが、騒音レベル、個々の周波数成分の高低あるいは斜板振動加速度には変化があることが多い。図7では補償なしの状態でも最大3dB程度の差があったが、いずれも $2f_0$ または $3f_0$ 成分が卓越していた。これに対し、騒音レベルが同程度でも $4f_0$ 以上の周波数成分が卓越している場合は本節における手法が有効である。

実測結果を図9に示す。音響と斜板振動の f_0 成分は増えているが、音響の $4f_0$ 成分は下がり、全体の騒音レベルは3dB減少している。音響の f_0 成分のレベルは $2f_0$ 、 $3f_0$ 、 $4f_0$ 成分に対して相対的に低いので、全域を考えた騒音レベルには影響がない。また、斜板加速度振動および吐出圧力脈動の波形を図10に示す。 f_0 制御によって斜板の振動振幅は増大し、波形形状も図示のように変化する。圧力脈動は波形には変化があるが、振幅はほとんど変わっていない。

斜板振動加速度の $4f_0$ 成分は図8、9を比較しても減少していないが、図10(a)、(b)の加速度波形を調和解析して $4f_0$ 成分を分離し、横軸をポンプ回転角として比較してみると、図11に示すように位相が115度と大きくシフトしていることがわかる。このことから斜板以外の部分の振動と相殺されて、結果的にポンプケーシングから発せられる音響の $4f_0$ 成分が減少したものと推察される。ただし、騒音減少の詳細な機構はポンプ全体の振動解析を待たなければならない。

f_0 制御によって $2f_0$ 、 $3f_0$ 、 $4f_0$ 成分のレベルが自由に換えられるわけではない。実験によれば、図8のように $4f_0$

Fig. 11 Harmonic analysis of the swash plate vibration

Fig. 12 Noise reduction ($P_d = 6.9 \text{ MPa}$)

成分のレベルが最も高い場合は $4f_0$ 成分が、また、 $3f_0$ 成分が最も高い場合は $3f_0$ 成分のレベルを下げる事ができた。

吐出圧力を一定として流量を変化させた場合の騒音低減効果を図12に示す。ここでも実験日の異なるcase3, case4の結果を示している。図7の場合と同様、各流量で騒音低減効果が得られており、その低減幅は2～5 dBである。

なお、供試ポンプのシリンダブロック等を9本ピストン用に戻し、周波数 f_0 による本制御法をこの9本ピストン

ポンプ（最大押しのけ容積は22.4cm³）に対して別途適用してその効果を調べたところ、1～2 dB程度の騒音低減は確認できたがそれ以上は期待できなかった。これらの結果から、本手法は加振力の基本周波数が f_0 である偶数ピストンポンプに対して特に有効であると推定できる。

5. 結 言

ピストン本数が偶数で最大押しのけ容積が19.9cm³の供試可変容量形アキシャルピストンポンプにおいて、発生する加振モーメントを傾転角制御用ピストンを使ってアクティブに制御し、結果として騒音を低減させる手法について探索し、以下の知見を得た。

- (1) 制御弁の駆動可能周波数範囲に騒音レベルの卓越したピークがある場合、その周波数の加振モーメントを補償することは騒音低減に効果がある。この手法はピストン数が奇数の場合にも有効である。本実験においては、最大で6 dBの騒音低減効果が得られた。
- (2) 偶数ピストンポンプでは、ポンプ軸回転数とピストン数の積で決まる周波数で斜板に制御モーメントを加えることにより、それよりも高い周波数成分のレベルを下げる事ができる。この手法は騒音レベルの卓越したピークが制御弁の駆動可能周波数範囲外であっても有効であった。本実験においては、最大で5 dBの騒音低減効果が得られた。

最後に、本研究の遂行にご協力を賜ったダイキン工業株の関係者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) 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（第1報，主な部材の振動伝達特性），油圧と空気圧，Vol. 18, No. 1, 60/68 (1987)
- 3) 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)
- 4) 小嶋，岩田，兵藤，松島，渡辺：油圧ポンプ構造体振動のモード解析，油圧と空気圧，Vol. 27, No. 2, 315/327 (1996)
- 5) 小曾戸，奈良，寛田，今成：Vノッチの圧力・流量特性に関する実験的研究，日本油空圧学会論文集，Vol. 29, No. 1, 16/22 (1998)
- 6) 小嶋，木村，寺沢，竹下：可変共振モード形サイドプランチの開発研究，日本機械学会論文集（C編），Vol. 64, No. 621, 1596/1603 (1998)
- 7) 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)
- 8) 布川：電動機一体形ピストンポンプ，油圧と空気圧，
Vol. 26, No. 2, 181/183 (1995)
- 9) 大内，増田，長田：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），
Vol. 33, No. 3, 76/81 (2002)
- 10) M. Bergemann: Noise Problems of Hydraulic Piston
Pumps with Odd and Even Number of Cylinders, 9
th International Symposium on Fluid Power, 235/
252 (1990)