ポンプ、油圧機器の騒音対策

鈴木 昭 次*
Shoji SUZUKI

1. まえがき

流体機械の騒音はその高速化、高能力化および大容量化などの要件にともなって必然的に増大し、公害や環境保全上の問題を提起するようになった。しかも昨今の住宅事情は、いきおい機械の設置位置と民家との距離を近づけ、騒音対策上シビアな条件が加わったといえよう。

本報では送風機、圧縮機その他の機械とくらべて騒音が低く、従来ほとんど問題とされることの少なかったポンプについて、最近クローズアップしてきた騒音問題を述べ、あわせて油圧ポンプについても同様に解説していきたい。

2. ポンプの騒音⁽¹⁾⁽²⁾とその対策

たとえば地方都市の郊外の丘陵地などを宅地造成すると、そこには給水用の増圧ポンプ機場⁽³⁾⁽⁴⁾が必要となるが、そのポンプ機場の周辺はごく接近した民家となることが多い。したがって、機場境界線の騒音値は第1種区域の騒音規制を受け、40～45 dB(A)を下回ることが騒音対策の計画条件となる。40～45 dB(A)の値は建築音響ではNC-30～NC-35となり、ホテルの居室、応接室の静かさを要求される。小規模のポンプ機場は鉄筋コンクリート建の平屋の内部にポンプ、電動機などをすえ付けたものである。このようなポンプ機場から放射する騒音はポンプ、電動機（このほかの音源として変電設備、換気扇などがある）からの固体伝搬音が境界線での支配的成分となる。したがって、固体伝搬音についてここでは考える。固体伝搬音の伝搬系は次のようなものが考えられる。i) ポンプ、電動機の振動がすえ付床から建家壁に曲げ振動として伝わり、壁面から固体音を放

射する。ii) ポンプの配管の振動が建家地下壁との貫通部から上部の建家壁に伝わり、固体音を放射する。iii) ポンプ配管内の圧力脈動によって加振されて生じた配管振動が配管埋設地層に伝わり、地表面から固体音を放射する。iv) ポンプの振動が配管を伝わり、iii)と同じ伝搬系をたどる。v) 配管系に生じる共鳴音がiii)と同じ経路で放射するなどである。固体伝搬音対策手順例を図1に示す。i)の騒音対策としては配管系が剛支持のため、ポンプと電動機を共通床盤にのせて防振ゴムで支持する方法が採用できない。したがって、ポンプ周辺の基礎床をそのまわりの基礎床と緩衝材を使って振動絶縁し、ii)に対しても貫通部を同じように処置することが有効である。図2⁽³⁾はその実施例を示す。図3⁽³⁾は加振機によって緩衝材の振動減衰特性を調べたもので、150 Hzの振動に対して振動加速度レベルで73 dBから48 dBすなわち25 dBの減衰を示した（ここに、980 Galを90 dBとする）。iii), iv), v)の対策とし

図1 固体伝搬音防止手順

* 正員、荏原製作所中央研究所防音技術センター
(〒251 藤沢市藤沢 4720)。

てはポンプの圧力脈動を低減することが必要となる。v) についてはポンプ圧力脈動低減のほかに配管系各部の配管長さを共振条件からさけることが必要となる。さて、以上のようなポンプ機場の境界線における騒音スペクトルは図4に示すように翼通過周波数 $f_r (=zn, z: \text{羽根枚数}, n: \text{回転数 Hz})$ を有する回転騒音が主成分である。これ

図2 ポンプ機場断面図

図3 加振機によるテスト

図4 ポンプの騒音スペクトル

図5 圧力脈動の定在波波形

は建家壁面にいたるまでに高周波の振動は減衰することと回転騒音のような純音成分はその周波数が100~200 Hzの範囲ということとあいまって減衰しにくいことによるものと考えられる。したがって圧力脈動も f_r に対する成分を低減することが必要である。圧力脈動値の評価法としては図5に示すようにポンプ吐出し管の終端にヘッド管

(またはタンク)を取付けて、その部分を音響的に開口端とした定在波を配管内に起こさせて、圧力定在波のループの位置の最大圧力脈動値をもってポンプの圧力脈動値とすることも一つの方法である。この場合に配管系が共振または反共振という特異条件にならないように注意する必要がある。ポンプの圧力脈動を低減させるにはケーシング舌部のすきまを大きくすることが効果的である。図6は Simpson ら⁽⁵⁾の実験結果であるが、舌部すきまに最適値が存在することを示している。

最適すきまの値はポンプの機種などによって変わるものと思われる。図7は低脈動ポンプの圧力脈動の例⁽³⁾を示す。また、送風機の場合について研究⁽⁶⁾され、試みられているスキュー形舌部をポンプについて採

図6 舌部すきまと騒音の関係

図7 低脈動形ポンプの圧力脈動の定在波波形

用した報告⁽⁷⁾もある。

配管系で圧力脈動を減衰させるにはサイドブランチ管⁽⁷⁾⁽⁸⁾ (1/4 波長の長さを持つ枝管で、入口部で位相が 1/2 波長ずれ干渉によって脈動を減衰させる) やゴムなどの弾性体を使った脈動吸収管などが使われている。脈動吸収管の一例を図 8⁽⁹⁾に、取付け後の 9 階はなれた居室の騒音の変化を図 9 に示す。

ポンプが単独または数台による並列運転をする場合に、翼通過周波数 f_r の圧力脈動と配管系の流体振動の固有振動数が一致して共振しないように検討することは低騒音ポンプ機場の計画にとって非常に重要なことであり、有限要素法⁽⁷⁾、マトリックス法などによる解析プログラムも開発されつつある。実際の配管系には異径管、曲り管および各種の弁類などがあり、正確に共振条件を見出すことはまだ問題なしとしない。

以上は主として小規模のポンプ機場の例であるが、大規模の取水ポンプ機場の場合にはスペースをとらない経済的、合理的な吸込さうの形状が要求されているが、水中うず、くぼみうず (ベルマウスにまで到達したもの) は異常音発生の原因となるので騒音の立場からも検討が望まれる。大形ポンプ機場では翼通過周波数の圧力脈動と機場構

図 8 脈動吸収管

図 9 騒音スペクトル

造物たとえば床版の固有振動数との一致をさける問題が提起され始めている。また、エンジン駆動の場合には大出力のエンジンから放射する騒音の音響パワーが極めて大きいので、エンジンの排気音対策のほかに、エンジン騒音が換気ダクト内部に透過音として入り、屋外に放射する。したがって、換気系統の防音対策は慎重に検討されねばならない。

3. ポンプの騒音測定法と調査

ポンプの騒音問題が近年にわかにクローズアップされてきている反面、国内におけるポンプの騒音レベル測定方法についての規格がない。したがって各製造業者および各需要家が任意にその測定を行ってきており、その測定値に対する評価もまちまちであった。このようなことから、工業技術院の委託をうけて日本機械学会内に S-SC 98 B JIS 流体機械の騒音測定方法調査研究分科会が設置された。このなかでポンプの騒音レベル測定方法⁽¹⁰⁾を作製し工業技術院へ答申した(昭和 51 年 3 月)。その後の審議経過から見て昭和 52 年 10 月ごろ JIS 制定の見とおしである。一方、日本産業機械工業会ではこの案の妥当性のチェックを含め、この測定方法(案)による測定のアナケートを出して、その結果を報告書⁽¹¹⁾にまとめたが、図 10 はその一例である。防音対策を立てるときには騒音レベル、騒音スペクトルなどを予測する必要がある、その意味で上記報告書は貴重なデータを提供するものといえよう。

4. 油圧ポンプの騒音^{(12)~(14)}とその対策

油圧ポンプは高圧化、大出力化という技術的動

図 10 騒音レベルと軸動力との関係

向をたどっているため、宿命的に騒音は増大する方向にある。油圧ポンプの騒音は i) 回転数とプランジャ数、羽根数、歯数などの相乗積またはその高調波からなる回転騒音、ii) 高速流れ中の物体あるいは流路の急変など、主として流れの乱れより生ずるうず流音、iii) 流路の変化に基づく圧力の急変、あるいはキャビテーションなどによる流れの不連続変化などによる音、iv) 機械的不つりあいなどに原因した音などに分類されている。オーバオール的に見た場合、騒音レベル L と油圧ポンプの出力 W kW との間には次の関係がある。

$$L = 69 + 14 \log_{10} W \quad \text{dB(A)}$$

一方、騒音スペクトルは機種別に見たとき図 11～13 に示すように回転騒音の基本周波数およびその高調波成分が卓越しているのが特徴で、このために聞きとりやすい音色となり、うるさいと感じるようになるものと思われる。図 12 は吸込圧力の低下にともなうキャビテーション発生時の騒音スペクトルを示すものである。1 000 Hz 付近にピーク成分があり、高周波領域における騒音の

アキシャルプランジャポンプ RPF-3, 吸込側開放, 吐出し圧 1 000 kgf/cm², プランジャ数 7, 回転数 1 000 rpm, 油温 58°C

図 11 騒音スペクトル

ギヤポンプ GP-1, 吐出し圧 100 kgf/cm² (一定), 歯数 17, 回転数 1 000 rpm, 油温 25°C, 1/3 オクターブ分析

図 12 騒音スペクトル

増大が特徴的である。図 13 は定容量ベーンポンプについて吐出し圧の影響を調べたものであるが、広範囲の周波数領域にわたって圧力の影響を受けることがわかる。油圧ポンプの騒音特性については種々の報告がなされているので詳細は省略する。油圧ポンプはその装置も含めて、ここ数年間で低騒音化の努力がされて、かなり騒音が低減してきた。中位の出力のものでも 70 dB(A) 程度のもが見受けられる。容易に会話しうる限界がほぼ 75 dB(A) であることから、騒音が低くなったことがわかっていく。

音源対策として、たとえばプランジャ形の場合、内部圧力脈動、変動によって機器本体が加振され、誘起された振動によって固体音を放射することから、ポートのノッチ形状、寸法によって圧力変化のこう配を変えて騒音を低減させることが有効な手段として採用されまた研究されている。

油圧ポンプ装置としての騒音対策も環境保全上かなり低い騒音値を要求される場合が出てきた。このような場合には防音カバー、消音器などの複合対策が多いが、防音カバーに対しては振動絶縁、小配管貫通部の処置に十分な検討が必要であり、所期のしゃ音を得るための技術的ポイントであろう。

油圧ポンプも例外ではないが、すべ付環境によって同一ポンプであっても騒音レベルが異なるということでクレームが起こることがある。室内に点音源があり、そのパワーレベルを PWL とするとき、音源から r はなれた位置の音圧レベル SPL は式 (1) で表される。

$$\text{SPL} = \text{PWL} + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad \dots (1)$$

ここに、 Q : 指向係数, R : 室定数。

定容量ベーンポンプ VPF-4, 吸込側開放, ベーン数 12, 回転数 1 500 rpm, 1/3 オクターブ分析

図 13 騒音スペクトル

式(1)から見ても明らかなように、設置する部屋の内装状態、取付け位置によって R および Q は変わるので、同一パワーレベルの音源であっても SPL は変化することを示している。このへんの理解不足が相互の誤解の原因といえよう。

このように、騒音レベルは音響的環境条件の影響をうけるため、絶対尺度であるパワーレベルで油圧ポンプの騒音の評価をしようという動きが国際的にあり、ISO TC 43/SC 1 ではパワーレベル測定に関する一般規格制定の手続きがとられつつある。油圧ポンプに対しては、ISO TC 131/SC 8 において油圧ポンプ騒音のパワーレベル測定方法を基本とする Document を作成している。

国内では、ISO TC 131/SC 8 国内対策委員会などで検討が進められている一方、日本機械学会では前記の S-SC 98 B JIS 流体機械の騒音測定方法調査研究分科会において JIS 油圧ポンプの騒音レベル測定方法(案)⁽¹⁵⁾を作成した。当初、パワーレベル測定法を意識しながらも、パワーレベル測定法に関しての JIS 規格がないことなどを考慮して騒音レベルを規定する測定方法となったのは現状ではやむを得ないことと思う。その後、審議が加えられ、昭和 52 年 10 月制定予定である。次のステップではパワーレベル測定方法に移行するものと考えられる。

5. む す び

ポンプについては防音カバーをはじめとして空気伝搬音対策があるが、手法として特に目新しいものでないので取り上げなかった。そのかわり固

体伝搬音、圧力脈動などについて現状の問題点に触れた。ポンプの場合には、今後、弁その他の補機類の騒音そしてまた、水路の流水音なども問題となろう。ともあれ、配管の共鳴問題、建築構造物との共振問題など、単にポンプだけでなく、むしろ周辺の問題が浮かび上がってこよう。

騒音の立場からながめると、流体機械およびその周辺にはいろいろの問題が見受けられる。

この方面の研究のいっそうの進展を期待するものである。

(原稿受付 昭和 52 年 7 月 21 日)

文 献

- (1) 鈴木, 日本機械学会第 52 期通常総会講演会部門別 研究懇談会資料, (昭 50-4).
- (2) 鈴木・ほか 3 名, エハラ時報, 第 93 号, (昭 50), 35.
- (3) 工藤・ほか 2 名, エハラ時報, 第 98 号, (昭 51), 37.
- (4) 斉藤・守田, 日立評論, 58-8 (昭 51-8), 51.
- (5) Simpson, H.C., ほか 2 名, *J. Sound & Vibr.*, 5-3 (1967), 456.
- (6) 鈴木・鶴飼, 機論, 42-361 (昭 51-9), 2763.
- (7) 須藤・ほか 2 名, 日立評論, 59-3 (昭 52-3), 75.
- (8) 工藤・ほか 2 名, 日本水道協会第 28 回全国水道研究発表会講演集, (昭 52-5), 216.
- (9) 岡野・工藤, 日本工業用水協会第 12 回研究発表会講演要旨, (昭 52-3), 123.
- (10) 日本機械学会, 日本工業規格(案) ポンプの騒音レベル測定方法, (昭 51-3).
- (11) 日本産業機械工業会, 産業機械の騒音調査報告書, (昭 52-3).
- (12) 辻, 機械の研究, 22-10 (昭 45), 1358.
- (13) 竹中・浦田, 機械の研究, 19-12 (昭 42), 1631.
- (14) 辻, ターボ機械, 5-3 (昭 52-3), 3.
- (15) 日本機械学会, 日本工業規格(案) 油圧ポンプの騒音レベル測定方法, (昭 52-3).