

32. コンクリートポンプ車の騒音低減

建設省土木研究所 沢田茂良* 境友昭

1. まえがき

ピストン式コンクリートポンプ車の騒音は、衝撃性騒音で、またそのレベルも高く、特にコンクリート工事が比較的住居地域で施工される機会が多いことなどを考えると、騒音低減対策の緊急度が高いと言える。にもかかわらず、今までコンクリートポンプ車に対する騒音低減対策が検討された事例は皆無に等しく、当然のことながら、騒音低減対策を検討する上で必要な、騒音発生機構、各音源の騒音寄与量に関する研究報告も見当たらない。

本論は、ピストン式コンクリートポンプ車（I P F 100B）の騒音低減を目的として実施した、騒音発生機構、騒音寄与量の解析結果について報告するものである。

2. 騒音寄与量

2.1 騒音寄与量解析の実験計画

コンクリートポンプ車の騒音は大きく分けて、①エンジン、②油圧ポンプ、③オイルクーラ、④コンクリートポンプ装置、から発生し、④は衝撃音であるが、他は定常音である。

各コンポーネントが発生する騒音が相互に独立のエネルギーを持つと仮定した時、発生する騒音のエネルギー Y は、

$$Y = (A)^T \cdot (X) \dots\dots\dots (1)$$

である。ここで、 (X) は、コンポーネントが発生する騒音のエネルギーベクトル、 (A) はコンポーネントの稼動状態を示すもので、ベクトル (A) の要素は、対象コンポーネントが稼動している時1、停止している時0のダミー変数によって構成される。

表-1は、(1)式の考え方を基にした騒音寄与率解析のための実験計画を示すもので、表中の数字はダミー変数 a_{ij} である。実験番号1はエンジンハイアイドル、4は無負荷最大運転である。

表-1 騒音寄与率解析の実験条件

| 実験番号 コンポーネント | ハイアイドル 1 | 2 | 3 | 無負荷最大運転 4 |
|-----------------|-------------|---|---|--------------|
| エンジン | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 油圧ポンプ | 0 | 1 | 1 | 1 |
| オイルクーラ | 0 | 0 | 1 | 1 |
| コンクリートポンプ | 0 | 0 | 0 | 1 |

(1)式は、線形重回帰モデルに相当するから、各コンポーネントの騒音寄与量は最小自乗法により、

$$\bar{X} = (A^T \cdot A)^{-1} \cdot A^T \cdot Y \dots\dots\dots (2)$$

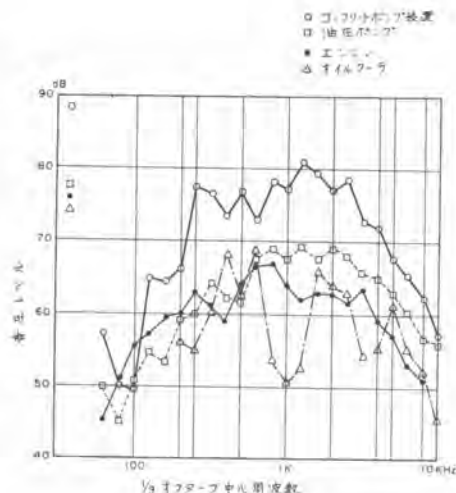
として与えられる。

2.2 騒音寄与量の推定

図-1は、各コンポーネントの騒音寄与量の周波数特性を1/3オクターブバンドで示したものである。オーバオール値での騒音の寄与率は、コンクリートポンプ装置が、84.2%、油圧ポンプ7.6%、

エンジン5.0%, オイルクーラ3.3%で、コンクリートポンプ車の騒音を支配しているのは、コンクリートポンプの騒音であると言って良い。また、この騒音は間欠的な衝撃音であり、その他の定常音より約8dB高いことから、騒音低減対策の優先順位は、このコンクリートポンプ装置から発生する騒音が第一位であると判断して良い。

また、図から、油圧ポンプの騒音は、エンジン騒音より高周波音であり、オイルクーラの騒音は400Hzと630Hz帯域に、油圧ギャモータおよび油圧ポンプに起因する高レベルの成分を含んでいることがわかる。



3. 騒音の発生機構と騒音対策

3.1 調査方法

コンクリートポンプから発生する衝撃音の第一の原因は、主油圧シリンダがストロークエンドでストッパに衝突する時の衝撃振動であり、次いで、吸入吐出弁が弁座に衝突する時の振動である。騒音の発生の原因は、この衝撃によって機械の各部が励起され振動エネルギーの一部を空中放射音に変換していることであるから、この衝撃信号の伝送時間、周波数特性を調べることによって、いわばインパルス応答法に類した考え方で音の発生機構を知ることができる。

表-2は、騒音発生機構解析のための実験の測定項目を示すものである。コンクリートポンプ車騒音発生系の基本的な信号となる、主油圧ポンプの圧力、ストッパの振動、および騒音のモニタ点(左側7m点)は常に測定した。

表-2 騒音発生機構解析の測定項目 ○印; 測定項目

| 測定項目 実験番号 | ストッパ | | 四方弁 | 主シリンダ 油圧 | | 油圧ポンプ | | | 吸入吐出弁 | | 7m点 騒音 | | |
|--------------|------|----|-----|-------------|---|-------|-----|----|-------|-----|-----------|----|----|
| | 近接音 | 振動 | 振動 | 振動 | 左 | 右 | 近接音 | 振動 | 油圧 | 近接音 | | 振動 | 油圧 |
| 1 | ○ | ○ | ○ | | ○ | ○ | | ○ | | | | | ○ |
| 2 | | ○ | | | | | | ○ | ○ | ○ | ○ | | ○ |
| 3 | ○ | ○ | | ○ | ○ | ○ | | ○ | | | | | ○ |
| 4 | | ○ | | | | | | ○ | ○ | ○ | | | ○ |

3.2 各信号のタイムシーケンス

無負荷最大運転時の衝撃信号の発生時刻に着目した場合、主シリンダのストッパ部の振動が常に第一番目であることから、表-3はストッパ部の振動の立上りを0として、その他の信号の立上り時間の遅れの測定結果を示したものである。表は1/1,000秒単位で最大、小数点2桁まで示しているが、実際的な読取精度は、200~300μsecである。

表-3のタイムシーケンスに対し、空気中の音波の伝播速度を340m/sec、金属中のそれを5,200m/secとして考察すると次のような事象が推定される。

- ㊸ 四方弁の振動は、ストッパの振動ではなく油圧回路の切替時の油圧変化あるいはスプールの動きに依存している。
- ㊹ 7m点の騒音は、ストッパ近傍から発生しており吸入吐出弁の着座振動の寄与率は小さい。

◎ 吸入吐出弁近傍音は、 表-4 各信号の時間遅れ(単位 1/1,000秒)ストップ信号基準

ストップ部の衝撃信号が
コンクリートホッパを励
起することによって発生
しており、弁の着座振動
の寄与率は小さい。

| 状態 | 部位 | | 7m点 騒音 | 主ポンプ圧 剛立り | 左シリンダ 立上り 圧力 | 右シリンダ 圧力 | 弁駆 動油圧 | 弁座振動 | | 弁座 近接音 | 主ポンプ 圧力 | 左シリンダ 圧力 | 7m点 騒音 | |
|---------|-------|-----|-----------|--------------|--------------------|-------------|-----------|------|------|-----------|------------|-------------|-----------|------|
| | ストップ部 | 四方弁 | | | | | | 1次 | 2次 | | | | | |
| (右シリンダ) | 0.63 | 2.5 | 25.3 | 3.4 | 9.1 | 3.4 | 1.3 | - | - | - | - | - | - | |
| (左 " | 0.93 | 2.5 | 24.4 | 3.1 | 9.4 | 5.6 | 3.1 | 57.5 | 0.63 | 58.8 | 1.9 | 4.7 | 2.2 | 26.3 |
| (右 " | 0.63 | 2.8 | 26.6 | 4.1 | 8.4 | 3.8 | 2.2 | 53.9 | 0.63 | 55.8 | 1.3 | 3.9 | - | 25.8 |
| (左 " | 0.63 | 2.8 | 25.6 | 3.1 | 8.7 | 5.6 | 3.7 | 61.1 | 0.75 | 62.3 | 1.4 | 4.8 | 1.7 | 26.1 |
| (右 " | 0.63 | 1.9 | 26.3 | 3.7 | 10.6 | 5.0 | 2.5 | 50.6 | 0.63 | 63.1 | 1.3 | 4.4 | - | 26.3 |
| (左 " | 0.78 | 0.9 | 25.5 | 4.5 | 9.2 | 2.5 | 4.2 | 63.5 | 0.68 | 64.1 | 1.3 | 4.1 | 1.6 | 25.4 |
| (右 " | 0.75 | 2.8 | 25.9 | 4.7 | 9.1 | 3.8 | 2.8 | 53.1 | 0.63 | 64.4 | 1.3 | 4.7 | - | 25.6 |
| (左 " | 0.63 | 2.5 | 25.0 | 3.8 | 8.8 | 3.8 | 3.8 | 58.1 | 0.63 | 58.75 | 1.3 | 4.2 | 2.1 | 25.4 |
| (右 " | | | | | | | | 54.1 | 0.63 | 67.2 | 1.3 | 4.7 | - | 25.3 |
| 平均 | 0.7 | 2.3 | 25.6 | 3.8 | 9.2 | 4.3 | 3.0 | 56.5 | 0.65 | 63.1 | 1.4 | 4.4 | 1.9 | 25.6 |
| 標準偏差 | 0.11 | 0.7 | 0.7 | 0.6 | 0.7 | 1.13 | 0.95 | 4.4 | 0.04 | 3.0 | 0.2 | 0.34 | 0.3 | 0.4 |

3.3 ストップ振動音の発生機構

ストップ部で根源的な振動が発生しているのは事実であるが、ストップで発生する振動は図-2に示すように2,500Hz, 5,000Hz帯域にピークを持つ信号で、ストップ近接位置あるいは7m点で観測される騒音の周波数構成とは著しく異なっている。また、ストップ自体の面積は小さく、これらの点からみて、ストップ自体が発音体となっているのではなく、これに連結された表面積の大きいコンポーネントが発音体となっていると考えるのが妥当である。この視点から見ると、ストップ近接音の周波数構成は、むしろシリンダの振動のそれとよく似ており、また当然のことながら、7m点の騒音にも近く、ストップで発生した衝撃振動が、これに連結されている主シリンダあるいはコンクリート輸送シリンダへ伝達され、そこから騒音となって放射されていると考えられる。特に、押し行程を終了したコンクリート輸送シリンダは薄肉中空鋼管となっており、大音響の発音体としての資格を十分に備えている。

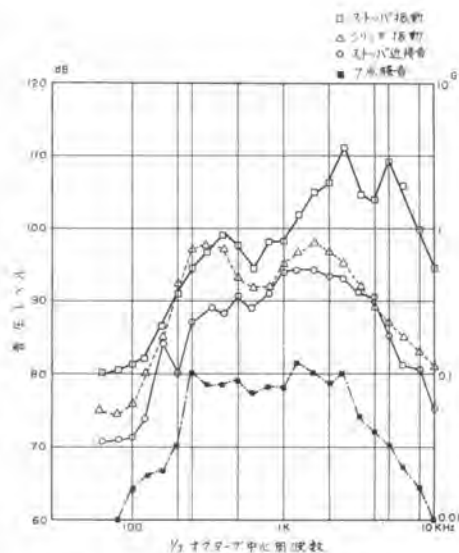


図-2 振動と騒音の関係

3.4 吸入吐出弁の騒音発生機構

吸入吐出弁の近接音を支配しているのは、表-3から判断して、ストップ部の衝撃であると判断できる。また、吸入吐出弁自体から発生する騒音は、ストップ振動から約70msec遅れた弁駆動シリンダ油圧の立上りに起因するもので、ストップ振動に起因する騒音より約6dB低い。これより更に約150msec遅れて弁着座に起因する音が発生するが、これは前者より約10dB低い。

3.5 定常音の発生伝播機構

3.5.1 油圧ポンプの騒音

図-3は油圧ポンプの騒音の伝播を近接音と7m点間のパワー伝送比で示したものである。周波数

が高くなることによって伝送比が低減し、即ち油圧ポンプで発生した騒音は伝播経路で遮音されていることがわかる。

3.5.2 油圧回路の騒音

四方弁上での振動は、ストップ振動から2.3 m sec遅れて発生するが、この時間は、ストップ振動が四方弁に達する時間よりはるかに遅く、油圧ポンプの圧力変化が四方弁上の振動より1.5 m sec遅れて発生していることを考え合わせると、①ストップ振動が四方弁へ伝達する経路で振動遮断されていること、②四方弁上での振動は油圧の切替によって発生していること、がわかる。また、弁駆動用アキュムレータが作動する時、ストップ振動から300msec遅れて、約84dBA/7 mの騒音が発生している。

4. 騒音低減対策方法

コンクリートポンプ車の主な騒音は、主シリンダがストップに衝突する時の打撃振動に依存しており、また打撃によって発生する騒音のエネルギーは打撃速度の2乗に比例することから、最も有効な騒音低減対策は、主シリンダとストップの衝突速度の低減であること
図-4は、主シリンダの移動速度を低減させた時（主シリンダの速度とコンクリート吐出量は比例関係にある）の騒音の低減を示すものであり、上述の関係が良く示されている。また、作業能力を落さないためには、主シリンダの速度をストロークエンドで急速に減速することが必要である。この対策として、

- ① シリンダ供給油圧の切替えを早くし衝突を回避すること。
 - ② シリンダのストロークエンドに油圧クッションを挿入し、速度低減を図ること。
- があり、また衝撃音の主な発生源が、主シリンダあるいはコンクリート輸送シリンダであるから、
- ③ 主シリンダあるいはコンクリート輸送シリンダに対するパーシャルエンクロージャを用いることができる。①、②の対策は吸入吐出弁駆動シリンダに対して用いることが可能である。

5. あとがき

油圧回路に起因する騒音等、一部発生機構が解明されていない点を除いて、騒音発生機構がほぼ解析され、具体的な騒音低減対策を講じることが可能となった。主騒音源である油圧シリンダについては、①～③の対策によって、ストップ振動に起因する騒音を低減させることが可能であると思われるが、騒音低減対策の次のステップとして、④油圧回路、⑤機械外板からの放射音、⑥油圧ポンプ音、⑦エンジン音に対する対策を考える必要がある。

なお、①～③の対策については、現在設計中であり、また部分的エンクロージャを用いて騒音低減を図る予定である。

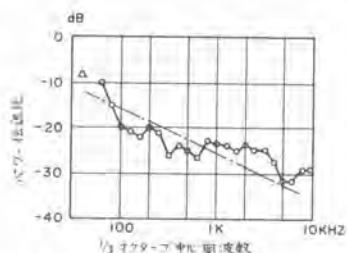


図-3 油圧ポンプ音の伝送

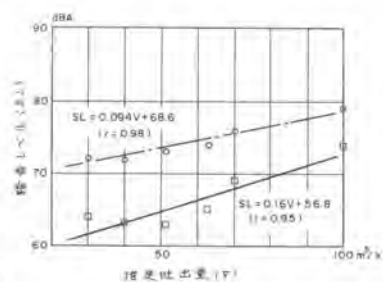


図-4 吐出量と騒音レベルの関係