

空気圧縮機の騒音対策

Noise Reduction of Air Compressor

立石 泰三*・鈴木 常夫*
Taizo TATEISHI and Tsuneo SUZUKI

1. ま え が き

当研究所の動力実験室の外に設置してある空気圧縮機は、運転中の騒音が大きいため問題となっていた。そこで、サイドブランチ形消音器を用いて対策を施したところ、騒音の大幅な低減が実現できたので報告する。

2. 圧縮機の概要

問題となった空気圧縮機はV形2シリンダの往復圧縮機である。銘板の表示によれば、シリンダの容積は2シリンダ合計で1.385l、回転数は1,150rpmである。圧縮機は常時この回転数で運転されており、空気溜の圧力が規定値に達すると吸込弁が開放状態に保持されてシリンダ内で圧縮が行われなくなる。つまりこの圧縮機は空気溜の圧力に応じて圧縮と空転のどちらかの状態をとる。

対策前の圧縮機は、シリンダごとと呼び径2インチ、長さ約170mmの吸込管を備え、吸込管の先端には湿式空気ろ過器が取り付けられていた。

3. 騒音分析結果

圧縮機のまわりの騒音の大きさの分布を調べてみると、空気ろ過器のあたりで最も大きくなっており、騒音は機械的な原因によるものではなく、空気の周期的な吸込みに伴う圧力変動に由来するものであることが推察される。そこでろ過器を結ぶ線から0.5m離れた位置において騒音を測定し、周波数分析を行ってみた。予備的な分析によると500Hz以上に有力な成分はなく、低周波域の成分が大きいので、低周波成分まで捕えるために、測定には精密騒音計とデータレコーダを用い、周波数分析はフーリエ・アナライザを用いた。分析の結果は図1に示すとおりである。圧縮運転状態と空転状態では騒音のレベルも音色も多少異なるので、両方の状態について示してある。いずれにしてもこの騒音は基本波とその高調波が

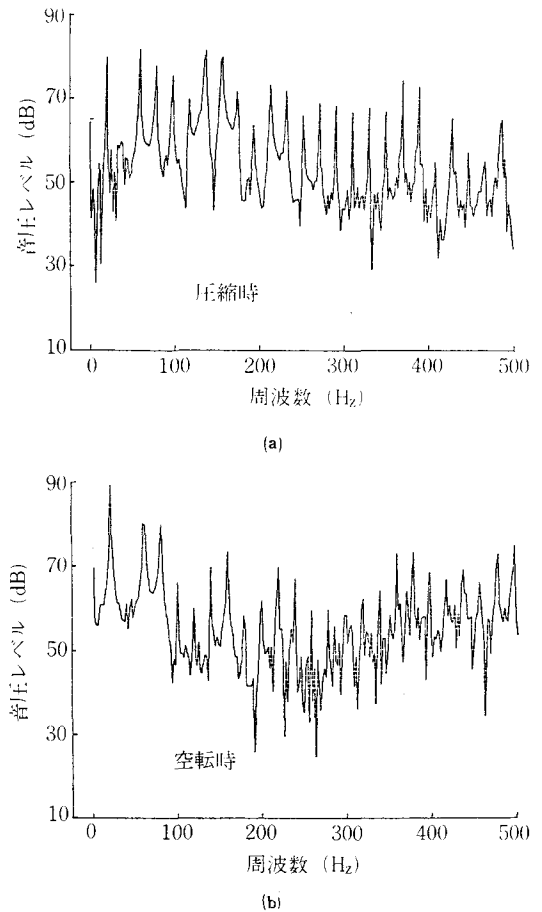


図1 対策前のコンプレッサ騒音特性

ら成り立っているものであることがわかる。圧縮時と空転時では負荷が異なるので回転数も多少変化する。したがって圧縮時には基本波が19.4 Hz (1,164 rpm)、空転時には19.8 Hz (1,188 rpm)である。以下の議論では数値を丸めて基本波は19.5 Hzとする。音色は空転時の方が金属的で耳ざわりな音がするが、それは468.0 Hzと487.5 Hzの成分によるものと思われる。

*東京大学生産技術研究所 第2部

4. 消音器の設計

図1のような離散的な周波数成分を有し、かつその周波数がほとんど変動しない騒音は、吸込管の途中に共鳴形消音器を設置することによって対策することができる。

図から有力な成分は 19.5 Hz, 58.5 Hz, 78.0 Hz, 136.5 Hz, 156.0 Hz, 214.5 Hz, 234.0 Hz, 390.0 Hz, 468.0 Hz, 487.5 Hz と見ることができる。このうち19.5 Hz の成分は物理的にはレベルが高いが、このような低周波域では耳の感度が低いので、感覚的にはそれほど問題にならないと思われる。またこのような低周波では共鳴形消音器の寸法が大きくなる。そこで 19.5 Hz の成分はさしあたり対策しないことにし、58.5 Hz 以上の9成分の低減を図ることにした。

消音器としては閉管をサイドブランチとして取り付けることにした。管路の途中に長さ l の閉管を取り付けると、その閉管の共鳴周波数 $f = (2n - 1)C / (4l)$ Hz (C :音速, $n = 1, 2, 3 \dots$) の騒音の伝搬が阻止され、管端から外部に放射される騒音が低減される。つまりある周波数成分について対策すると、その奇数倍の周波数の成分も低減される。また低減効果は共鳴周波数において最大であるが、共鳴周波数の近傍においてもある程度期待できる。したがって、上記9周波数成分のために9本のサイドブランチ消音器を設ける必要はない。

音速を 343.0 m/s とし、まず 58.5 Hz 用に 1,470 mm の閉管を用意する。つぎに 78.0 Hz 用の 1,100 mm の閉管により3倍近の 214.5 Hz, 3倍の 234.0 Hz, 5倍の 390.0 Hz の成分も同時に低減する。156.0 Hz 用の 550 mm の閉管により 136.5 Hz と3倍の 468.0 Hz の低減も図る。468.0 Hz と 487.5 Hz の中間をねらった 179 mm の閉管を用意する

ことにより、この両成分の低減を確保する。以上のような考えにより4本の閉管を用いて9成分の低減を図ることにした。なお閉管の長さの計算に当たって開口端補正は行わなかった。どの程度の補正を見込めばよいかははっきりしなかったため、安全のために補正しないで長目で作っておき、必要があればあとで短くすることにした。もっとも最初の設計のままでも十分な騒音低減が得られたので、閉管の長さの最適化は試みなかった。

閉管を吸込管のどの位置に取り付けるかによって共鳴形消音器としての効果にかなりの差が生ずる。圧縮機を内燃機関などと同様に定速度音源と仮定すると、取付位置は吸込管の空気取入口から $(2n - 1)\lambda / 4$ (λ :波長, $n = 1, 2, 3 \dots$) のところがよさそうである。

対策前の吸込管と空気濾過器はシリンダごとに備えられていたが、これらを構造の便宜上から1個にまとめ、濾過器を通った空気を2シリンダに分配するようにした。濾過器には空気流量から判断して1600 CC自動車エンジン用のものを用いた。

吸込管と閉管には呼び径2インチの鋼管を用い、エルボ、チーおよびキャップを使って組み立てた。吸込管は全体として水平に設置し、空気取入口だけは雨が入らないように若干下に向けた。吸込管の全長は約3mである。これは全体の配置と上述の閉管の取付位置との都合によって決めたものである。

5. 対策結果

まず対策前と同じ0.5 mの位置において測定した、対策後の騒音分析結果は図2のとおりであり、19.5 Hz の基本成分は低減されていないが、その他の成分は大幅にレベルの下がっていることがわかる。

表1 コンプレッサの騒音対策結果

測定場所	測定条件	対策前		対策後	
		dB (A)	dB (C)	dB (A)	dB (C)
多次元画像情報処理センター1階	入口扉開放	75		56	76
	“ 閉切	60	85	45	73
同上2階窓際	窓開放	75		49	71
	“ 閉切	60	85	40	69
同上2階中央	窓開放	60		45	71
	“ 閉切	50	67	37	65
同上1階入口	壁面~1m			60	77
東側アパート境界	“			57	☆80
動力実験室2階	窓閉切	47		35	50

☆印:交通騒音

研究速報

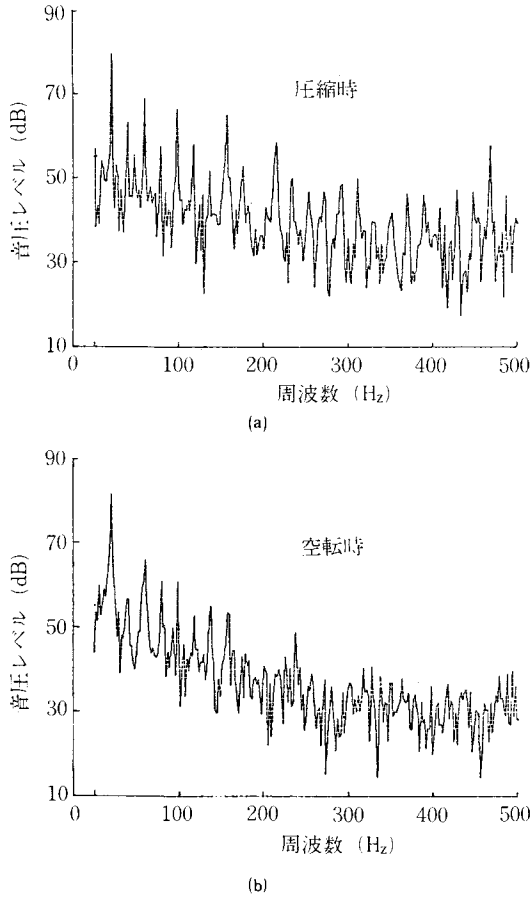


図2 対策後のコンプレッサ騒音特性

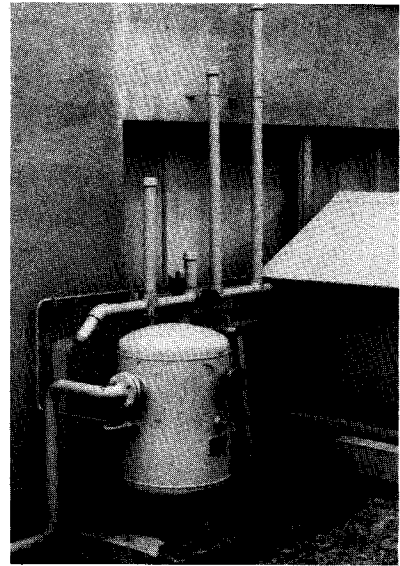


図3 吸込管と消音器の外観

つぎに、この空気圧縮機の周辺の研究室における対策前後の騒音レベルを示すと表1のとおりであり、対策により圧縮機の騒音は十分に低減されたものと考えられる。参考までに吸込管と消音器の外観を示すと図3のとおりである。

騒音対策の方針と消音器の設計については、第2部大野教授の教示を得たので謝意を表する。

(1981年4月15日受理)

参考文献

- 1) 伊藤 毅:音響工学原論(上巻), コロナ社(1955)

