

汎用圧縮機の騒音低減

Noise Reduction of General-purpose Compressors

As a result of elaborate researches conducted with general purpose reciprocating type compressors the authors clarified that their noise consisted of aerodynamic sound and mechanical sound, the former deriving from the pressure pulsation of suction and delivery air and the latter being originated by the sliding parts.

Concerning the former, the authors made it clear that insertion loss of the suction-delivery piping system can be calculated from the equations of continuity expressing sound pressure and volume velocity of an expanded duct, and worked out the most suitable dimensions. As for the mechanical sound, the authors determined the effects of gaps and vibrations of the sliding parts on sound emission.

高橋康夫* Yasuo Takahashi
進士 豊** Yutaka Shinji
松尾陽彦** Haruhiko Matsuo

1 緒 言

空気圧縮機は機械工業、建設業および鉱工業などに広く使用され、その需要の順調な伸びとともに発生する騒音の問題が大きく取りあげられてきた。特に最近の一連の公害問題との関連からも空気圧縮機の騒音は、製品の死命を制する重要な課題となってきた。

これらの背景から、往復動の汎用圧縮機を対象に取り、その騒音の実体把握(は)握と騒音源の究明を行ない、さらにおもな騒音源である流体音と機械音について、理論計算と実験により種々検討を加えた。その結果、圧縮機の性能を阻害することなく騒音を低減するとともに、多くの資料を得ることができたのでその概要を報告する。

2 汎用圧縮機の動向

汎用圧縮機は昭和30年代の前半に、V形、W形あるいは水平対向形のシリンダ配列の採用により、振動を軽減し高速小形化が進められ、さらに後半にはいと空冷化が進められた。このためその騒音も必然的に従来の水冷低速機に比べ大きなものになった。そして昭和40年代の産業の急速な発展に伴いより大容量の圧縮機が使用されるようになり、その発生する騒音もさらに大きなものとなってきた。

このような状況のうえに、昭和43年より騒音規制法が施行された。また各方面のユーザーから公害防止、環境保護の立場に立って、空気圧縮機においても騒音を下げることが強く要望され、かつ製品の優劣を判定する重要な基準の一つともなってきた。

3 供試圧縮機の構造と仕様

供試圧縮機には電動機出力22kWの空冷二段圧縮機を取りあげた。外観は図1に、仕様は表1に示すとおりである。供試圧縮機は図に示すように、圧縮機本体と電動機を鋼板製ベースに据え付け、これを空気そうに搭(とう)載している。エアフィルタから吸入された空気は吸入消音器を通り、低圧シリンダで中間圧力まで圧縮されたのち中間冷却器で冷却され、さらに高圧シリンダで所定の吐出し圧力まで圧縮され、吐出し配管を介して空気そうに導かれる。空気弁は吸入弁、吐出し弁とも低リフトの三環のリング弁である。

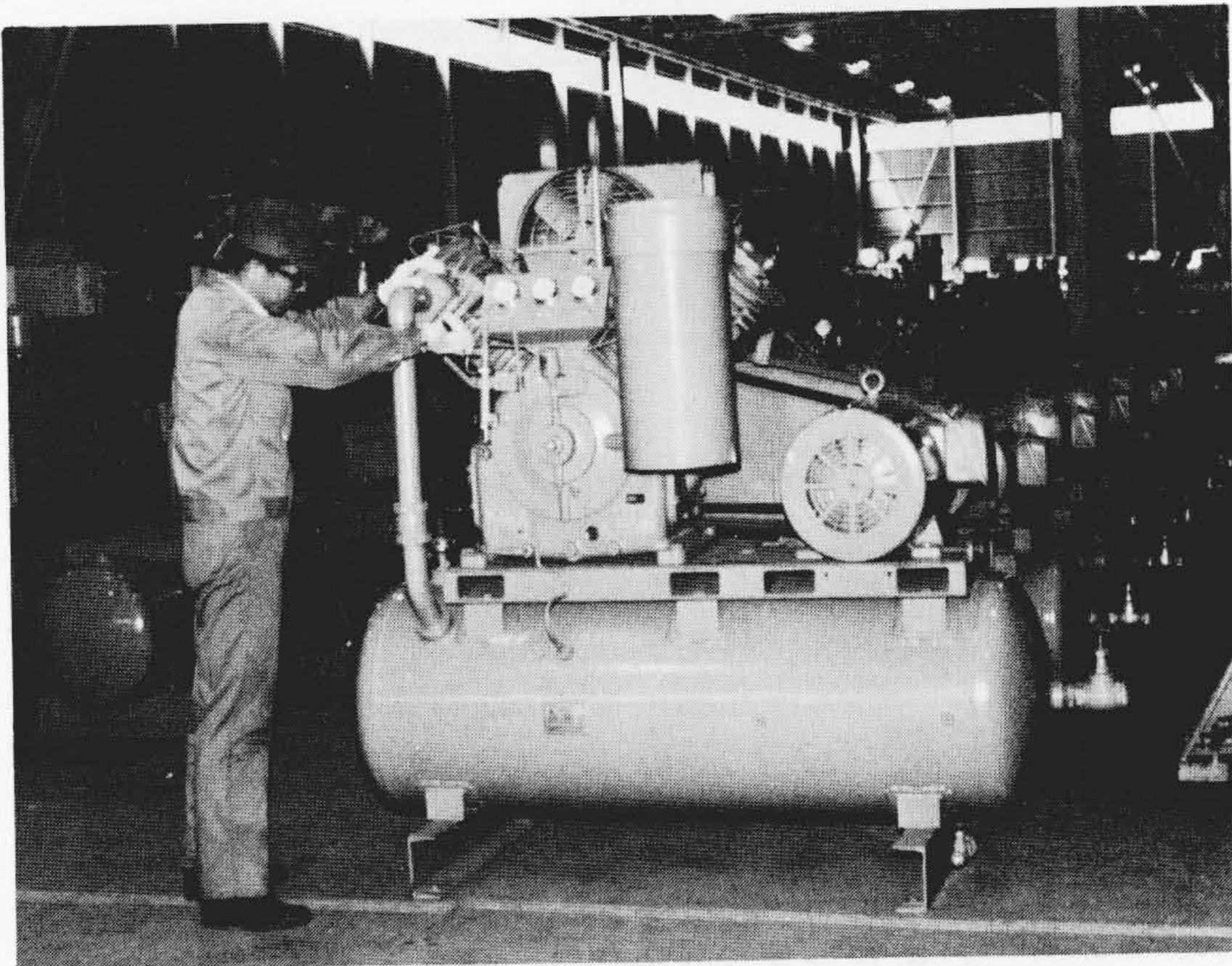


図1 供試圧縮機 空気そうの上に圧縮機と電動機を搭載している。
Fig. 1 Test Compressor

表1 供試圧縮機の仕様 90度V形2気筒空冷二段圧縮機で、日立汎用圧縮機の主力機種である。

Table 1 Specifications of Test Compressor

仕 様		形 式	90度V形2気筒空冷二段圧縮機	
		単 位		
圧 縮 機	シ リ ン ダ 径	mm	低圧側 190	高圧側 120
	シ リ ン ダ 数		低圧側 1	高圧側 1
	ス ト ロ ー ク	mm	140	
	回 転 数	rpm	1,000	
	ピストン押しのけ量	m ³ /min	3.96	
	吐 出 し 圧 力	kg/cm ² (g)	7.0	
空 気 所 う	内 径	mm	570	
	長 さ	mm	1,800	
	容 量	m ³	0.43	
電 動 機	出 力	kW	22	
	極 数		4	

* 日立製作所川崎工場海老名分工場 ** 日立製作所機械研究所

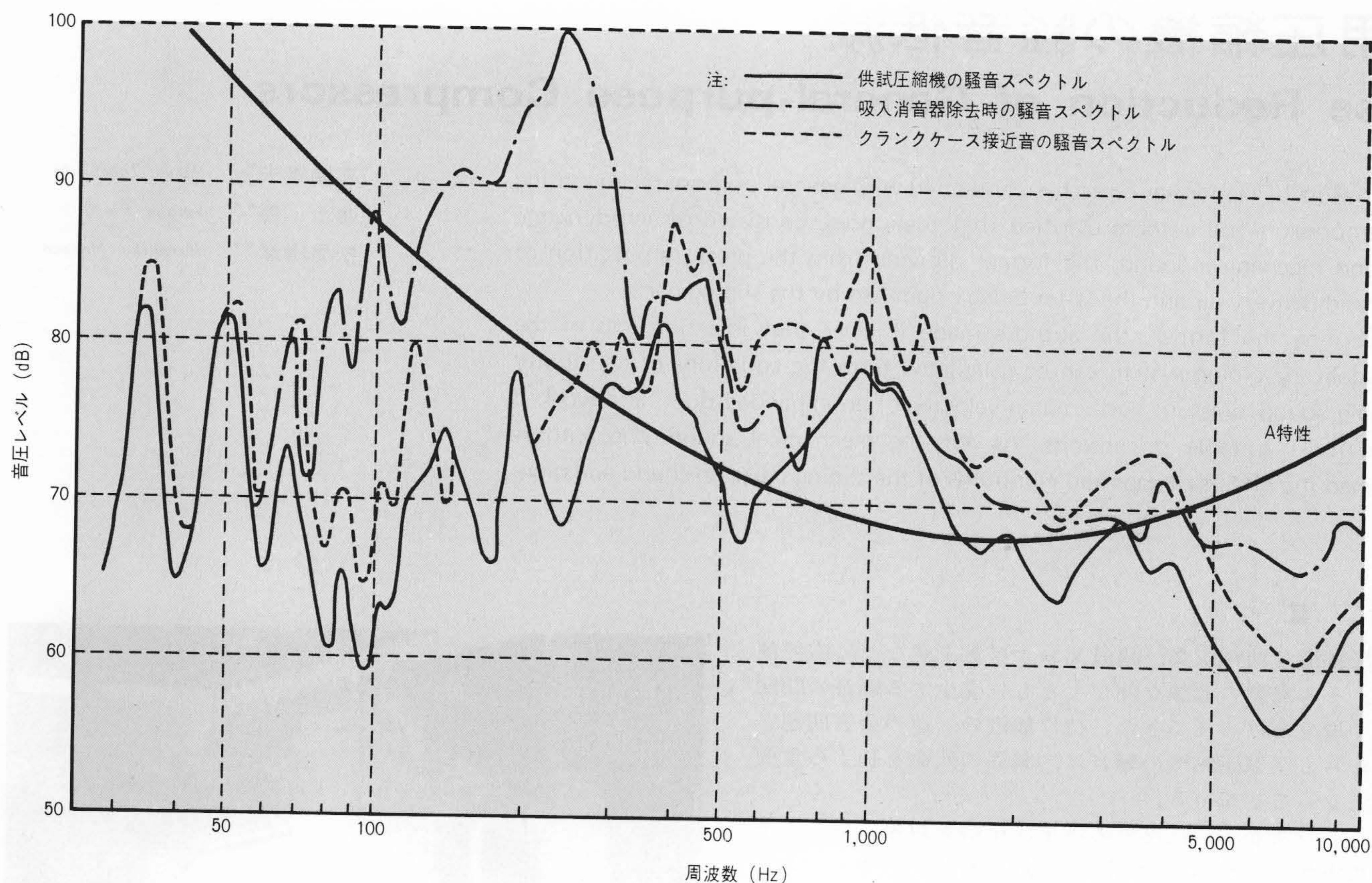


図2 供試圧縮機の騒音スペクトル 200Hz, 300Hz, 400Hz, 450Hzおよび1,000Hzの騒音ピークを低減する必要がある。

Fig. 2 Noise Spectrum of Test Compressor

4 圧縮機の騒音源

騒音低減を効果的に行なうには、圧縮機の音源を十分調査してどの部分に対策を施すかを把握する必要がある。そのためまず供試圧縮機の周波数分析を行ない騒音スペクトルを求めた。周波数分析は簡易無音室（幅7.5×奥行6×高さ3(m)）にて実施され、測定は圧縮機表面より1mの点で、吐出し圧力7kg/cm²(g)にて行なわれた。測定結果は図2に示すとおりである。供試圧縮機の騒音スペクトルは35Hz, 50Hz, 200Hz, 300Hz, 350Hz, 400Hz, 450Hzならびに1,000Hz付近に大きなピークが認められ、騒音計のA特性で評価すると、これらのうち200Hz, 300Hz, 400Hz, 450Hzならびに1,000Hz付近のピークを低減することが最も効果的であることがわかる。

次に騒音源の究明であるが、この種の圧縮機の騒音源とその伝播(ば)経路を示すと図3のようになる。おもな騒音源は図の左側に示された各要因によるものである。この騒音伝播機構をもとに、各部品の除去、測定位置の接近による騒音スペクトルの変化および圧縮機各部の振動などについて検討を加え騒音源の究明を行なった。例として吸入消音器を除去した場合の騒音スペクトルと、クランクケース接近音の騒音スペクトルを示すと図2になる。吸入消音器を除去すると80~300Hzおよび450Hzの周波数域が著しく増大し、400Hzおよび1,000Hzの騒音ピークについてはほとんど変化がない。クランクケース接近音では、400Hzおよびそれ以上の周波数域が増大している。これらの結果から、200Hz, 300Hz および450Hzの騒音ピークは吸入側の圧力脈動によるもの、400Hzの騒音ピークは吐出し側の脈動によるもの、1,000Hzの騒音

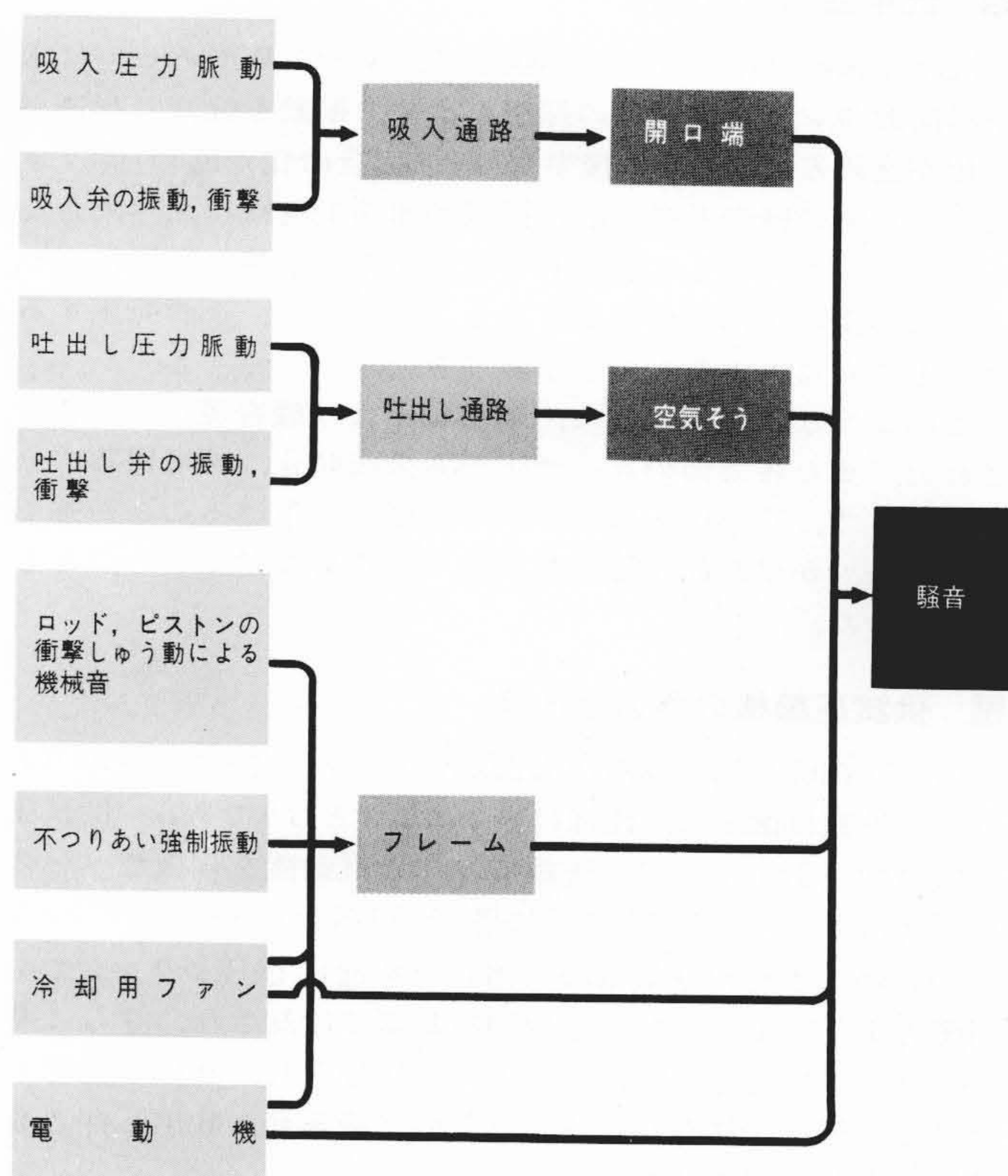


図3 圧縮機の騒音源と伝播経路 左側の■内が騒音源である。

Fig. 3 Noise Transmission of Compressor

表 2 供試圧縮機の騒音源 接近音, 部品除去, 振動などより求めた供試圧縮機の騒音源である。
Table 2 Noise Source of Test Compressor

騒音ピークの 周波数 (Hz)	騒音源	要因
200	吸入サイレンサ	吸入側の圧力脈動
300	吸入サイレンサ	吸入側の圧力脈動
350	インタクーラ用冷却ファン	—
400	高圧側吐出し弁	高圧側吐出し弁の振動, 衝撃音が空気そうへ伝播, 空気そうより発生。
450	吸入サイレンサ	吸入側の圧力脈動
1,000	クランクケース	クランクシャフト, コネクティングロッド, ピストン, ベアリングなどの衝撃, しゅう動に伴いクランクケ- ースより発生する機械音。

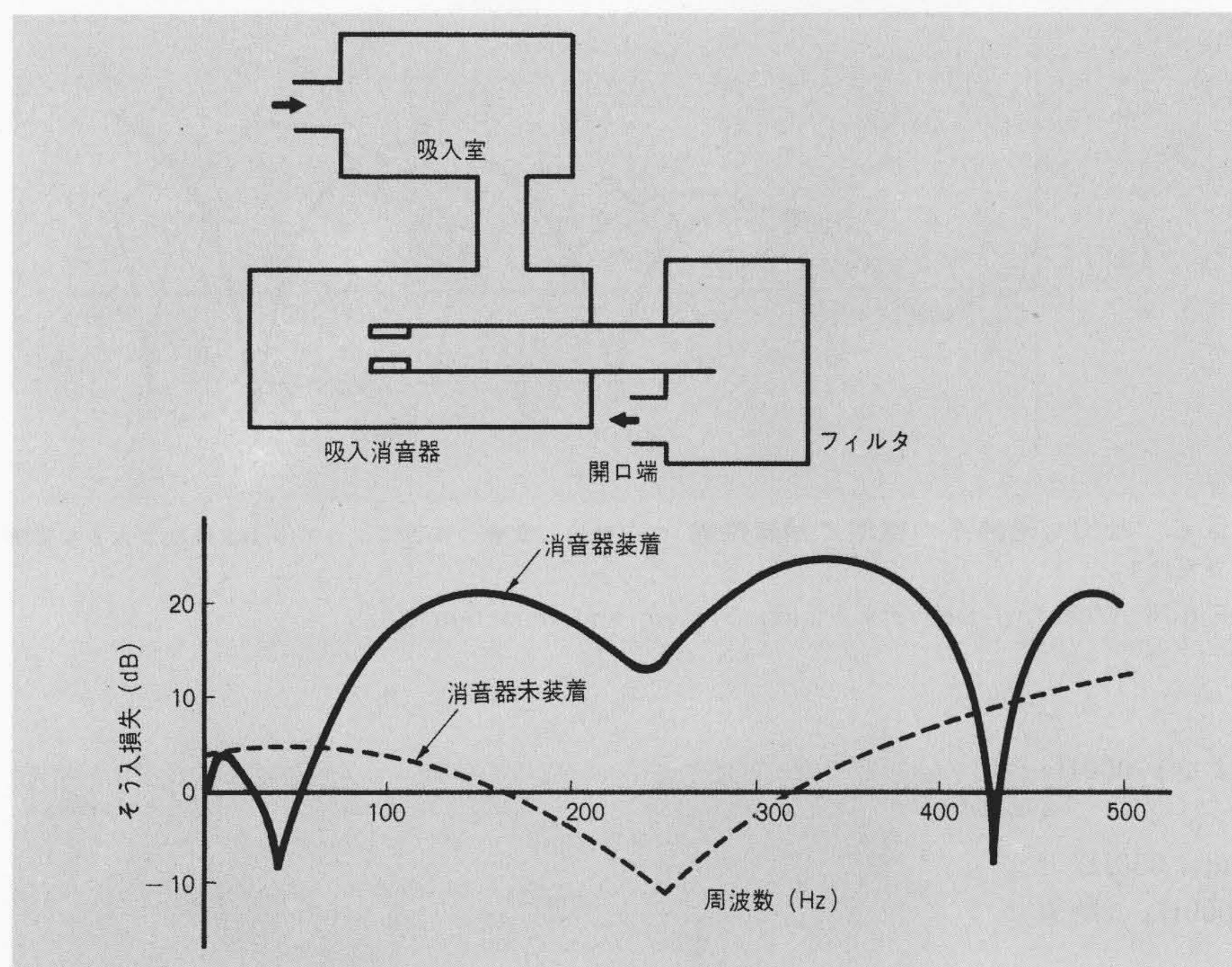


図 4 吸入通路系の模型と消音性能 広い周波数域にわたり吸入消音器の効果が認められる。

Fig. 4 Model of Suction Piping System and Insertion Loss

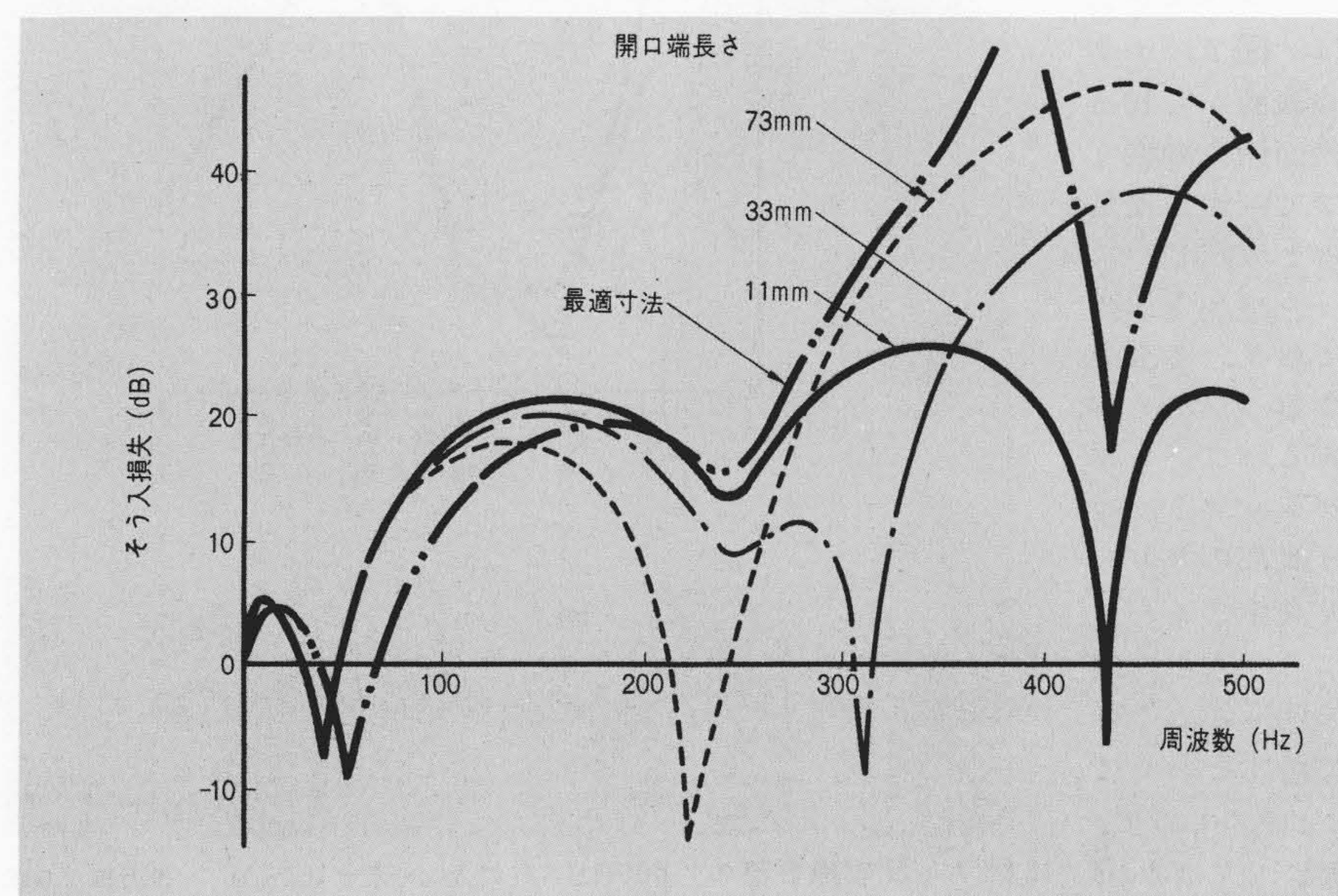


図 5 開口端長さで吸入通路系の消音性能 開口端部の長さにより, 消音性能は大きな影響を受ける。

Fig. 5 Relation of End-pipe to Insertion Loss

ピークはクランクケースより発生する機械音であることがわかる。その他種々検討を加えたが, その結果をまとめると表 2 のとおりである。

5 騒音の低減

5.1 流体音の低減

前述の 200Hz, 300Hz, 450Hz の各吸入側圧力脈動および 400Hz の吐出し弁に起因した空気そうから伝播する流体音を低減するため, 吸入消音器, 吸入通路系および吐出し通路系の消音性能を取りあげた。

5.1.1 吸入通路系の消音性能

消音器および通路系の消音性能については, すでに筆者側にて理論計算を行ない報告した⁽¹⁾⁽²⁾。その結果をもとに, ここで対象とした供試圧縮機の吸入通路系を模型的に表わすと図 4 のようになる。すなわち, ピストンの往復動により発生した圧力脈動は空気の流れとは逆に矢印のように吸入室, 消音器, フィルタを伝播して開口端より放出され騒音となる。それゆえ, 消音性能の検討においては異径管のつなぎめにおける音圧, 体積流れの連続式⁽¹⁾を各断面に適用し, 吸入室の入口からフィルタの開口端部までのそう入損失を計算すればよい⁽²⁾。

吸入消音器装着および未装着の吸入通路系について計算した結果は, 図 4 に示すとおりである。図 2 および図 4 から消音器装着前後のレベル差の理論計算値と実機実験値を比較すると各周波数ともよく一致しており, 複雑な構造の圧縮機通路系の消音性能の計算が可能であることがわかる⁽²⁾。また広い周波数域にわたり吸入消音器の効果が認められ, 消音器の装着は有効であることがわかる。

次に通路系の各諸元と消音性能について検討した。その一例は図 5 に示すとおりである。図 5 は開口端部の通路長さのみを 13mm, 33mm および 73mm と変えたものである。ともに各周波数のそう入損失はかなり変化しており, この部分の長さは消音性能に大きく影響することがわかる。さらに, 吸入側の流体音として問題となる 200Hz, 300Hz および 450Hz の騒音ピークを低減するため, 各部の寸法を変えて計算し, 得られた最適寸法のそう入損失を図 5 に合わせ示したように, 300Hz, 450Hz を 7~15dB 低減できる。

5.1.2 吐出し通路系の消音性能

吐出し通路系の模型図は図 6 に示すとおりである。前述したように, ピス

トンの往復動および吐出し弁の開閉により発生した圧力脈動、騒音は矢印のように空気の流れと同方向に、吐出し弁、吐出し配管を介して空気そう内に伝播しその表面から放出され騒音となる。そこで消音性能の計算においては、空気そう入口端までのそう入損失を計算し通路端の境界条件を空気そうでおおわれた構造とした。通路長さのみを800mm、1,000mmおよび1,300mmに変え計算した結果は、図6に示すとおりである。通路長さを変えることによりそう入損失は大きく変化することがわかる。また前述の、吐出し側で問題となる400Hzの騒音ピークに対しては通路長さ800mmまたは1,300mmが最適であることがわかる。

5.1.3 通路系の改良による騒音の低減

以上、消音器および吸入吐出し通路系の寸法諸元と消音性能について検討を加えた結果、計算可能なことが明らかになった。この結果をもとに通路系の改良による圧縮機の騒音低減を確認した。結果は図8の一点鎖線にて示されている。問題とした200Hz、300Hz、400Hzおよび450Hzの各騒音ピークは5～10dB低減し、圧縮機の騒音レベルは3.3dB(A)低減した。

5.2 機械音の低減

表2に記載したように、機械音は350Hzおよび1,000Hz付近であり、それぞれインタクーラの冷却ファン、クランクケースからの伝播音がおもな騒音源である。今回は350Hzおよび1,000Hzの騒音のうち低減効果の大きい1,000Hzの騒音に対して低減対策を実施した。

1,000Hzの騒音の発生源を正確に把握するために、マイクロホン接近法と同時に振動測定を実施し、空気そう、クランクケースおよびシリンダなどから発生するパワーレベルを音圧と各部の表面積から換算して求めた。結果は、図7に示すとおりである。接近音はマイクロホンを圧縮機表面から10cmの距離まで近づけて測定し、パワーレベルは表面積を勘案して算出した。また、振動は加速度ピックアップで測定し振動速度に換算して、振動面が一様に振動するものと仮定しパワーレベルを算出した。接近音から求めたパワーレベルと振動から求めたパワーレベルの傾向はよく一致しており、各部品の中ではクランクケースと空気そうより発生するパワーレベルが大きい。そこでクランクケースより発生するパワーレベルに対しては、ピストン、シリンダ、クランクシャフト、コネクティングロッドおよびベアリングなどしゅう動部のギャップの半減によるたたき音の減少、空気そうより発生するパワーレベルに対しては、圧縮機とベースとの間にそう入した防振ゴムによる空気そうへの振動絶縁にて低減を図った。この改良による周波数分析の結果は、図8の実線で示すとおりである。一点鎖線は通路系の改良のみを行なったときのもので、これと比較すると、問題とした1,000Hzの騒音ピークは4dB低くなっている。そのほか300～2,000Hzの周波数域で1～4dB低くなっている。なおこれにより圧縮機の騒音レベルを3dB(A)低減することができた。

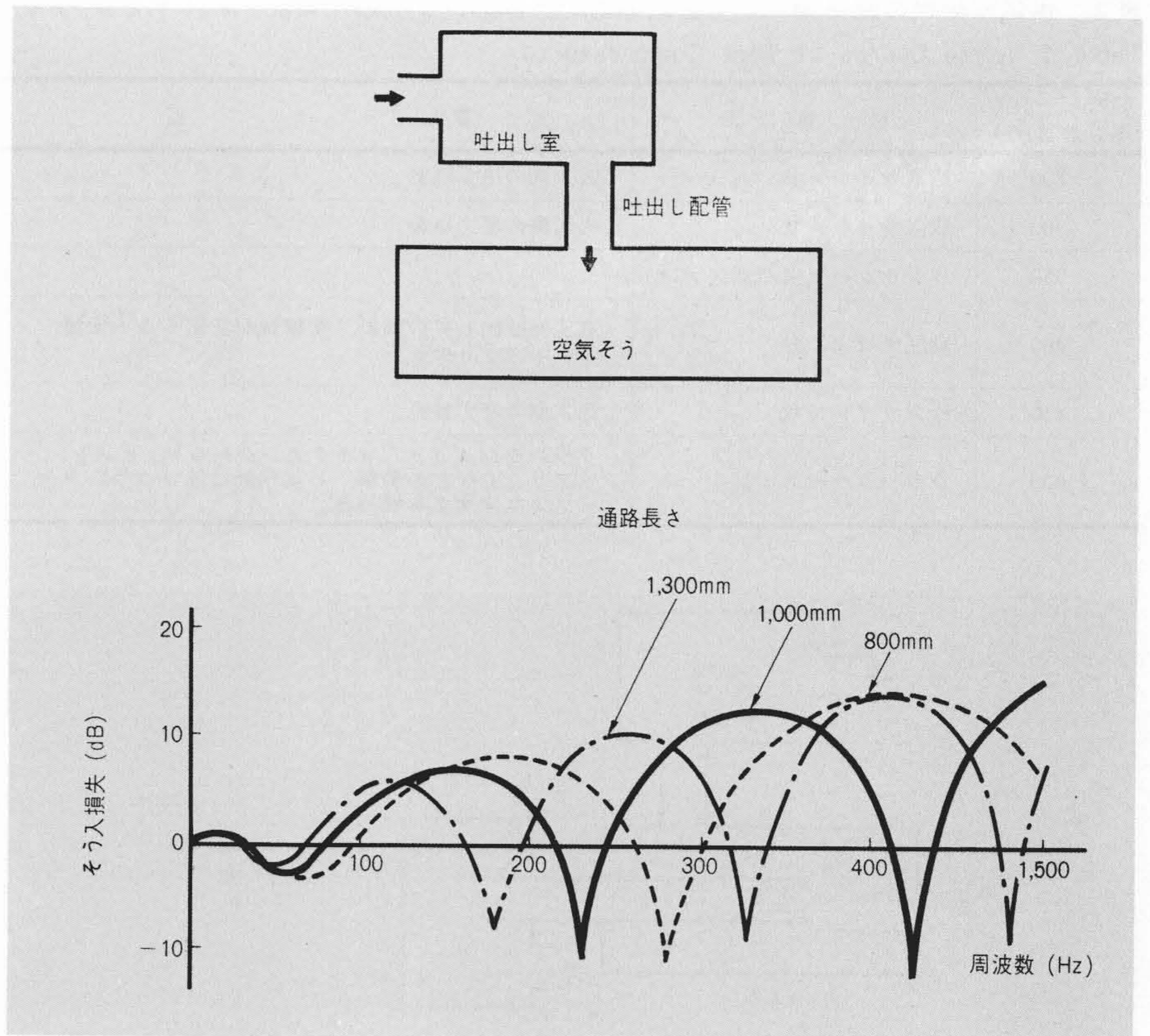


図6 吐出し通路系の模型と消音性能 吐出し配管の長さによっても消音性能は大きな影響を受ける。

Fig. 6 Model of Delivery Piping System and Insertion Loss

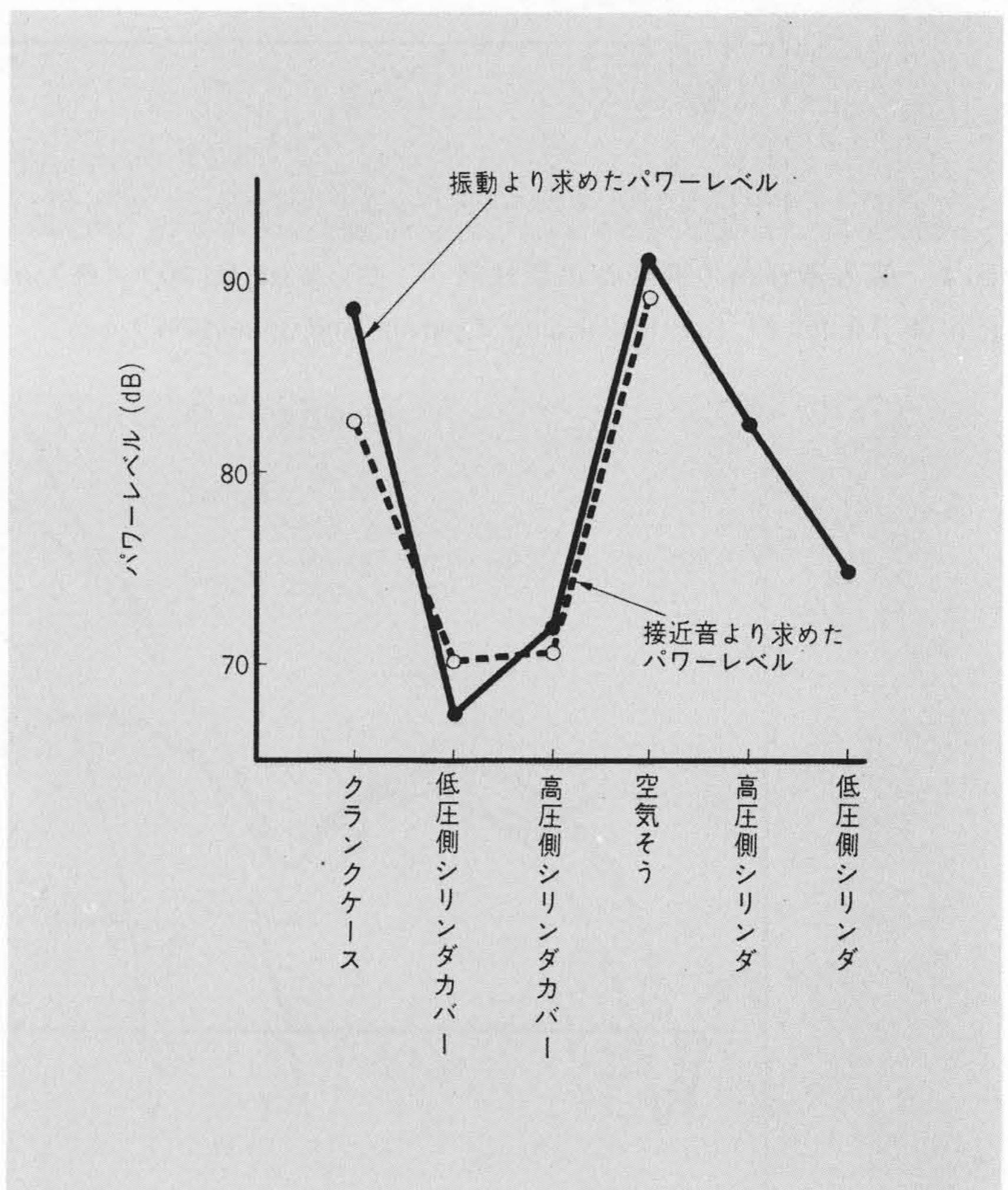


図7 圧縮機各部の1,000Hzにおけるパワーレベル 接近音から求めたパワーレベルと振動から求めたパワーレベルはよく一致しており、クランクケースと空気そうより発生するパワーレベルが大きい。

Fig. 7 Power Level of Each Part of Compressor at 1,000Hz

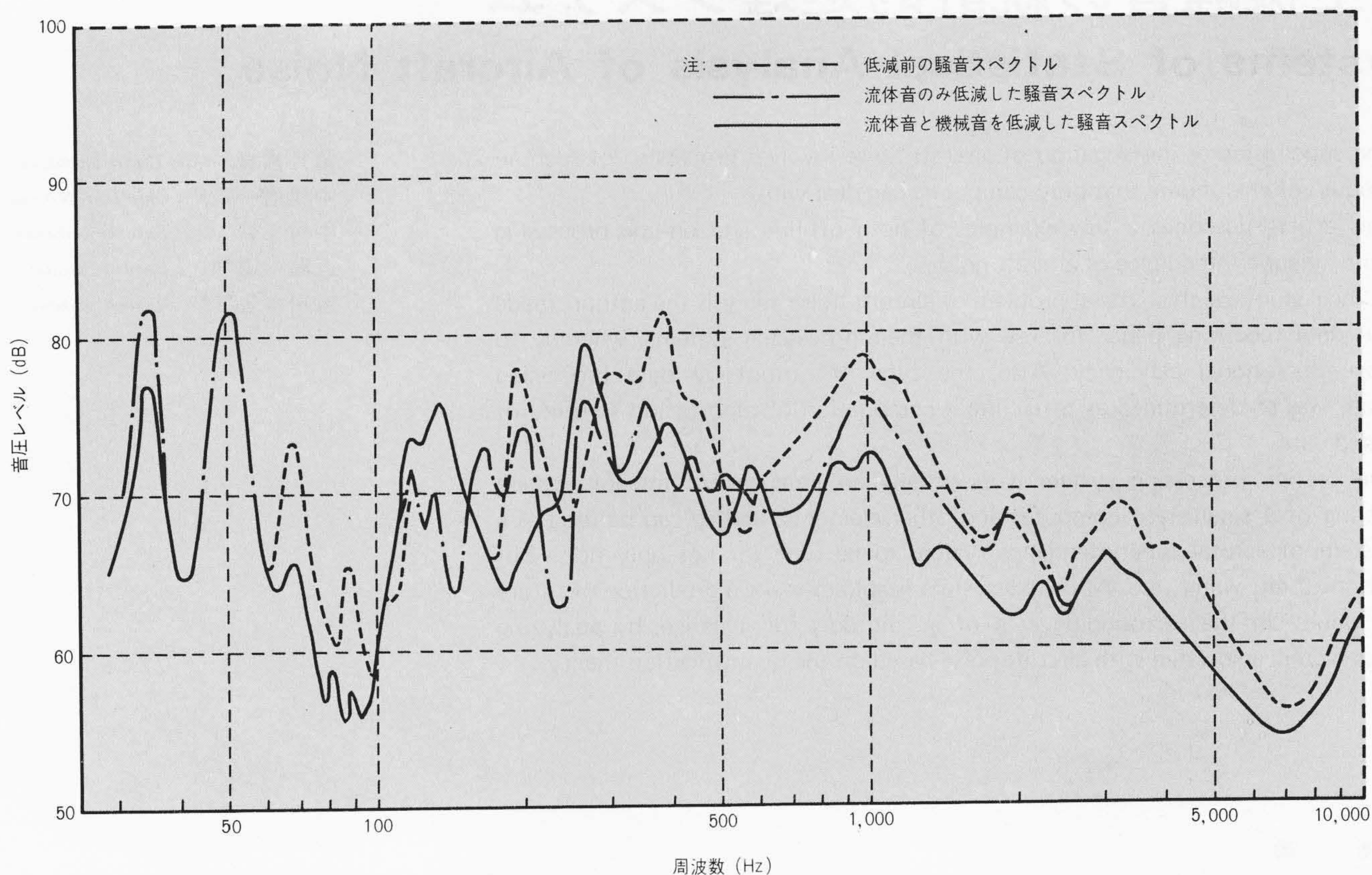


図8 低減後の騒音スペクトル 200Hz, 300Hz, 400Hz, 450Hzおよび1,000Hzの騒音ピークを6～12dB低減できた。

Fig. 8 Noise Spectrum after Reduction

6 低減後の騒音

図8は流体音と機械音について前述の改良を施した後の供試圧縮機の騒音スペクトルを示したもので、図より明らかなように問題として取りあげた200Hz, 300Hz, 400Hz, 450Hz

および1,000Hzの騒音ピークをそれぞれ12dB, 5dB, 7dB, 6dB低減することができ、その他の周波数域でも一部を除きほぼ全域にわたって低減することができた。

流体音と機械音の双方について改良を行なったときの騒音レベルの低減量は6dB(A)であり、吸入消音器未装着のときに比べると15dB(A)の低減となっている。

これらの研究成果をもとに、汎用圧縮機の騒音低減を行なった。その一例は、図9に示すとおりである。図9は供試圧縮機と同クラスの回転数900～1,460rpmの中形の空冷汎用圧縮機について示したものである。

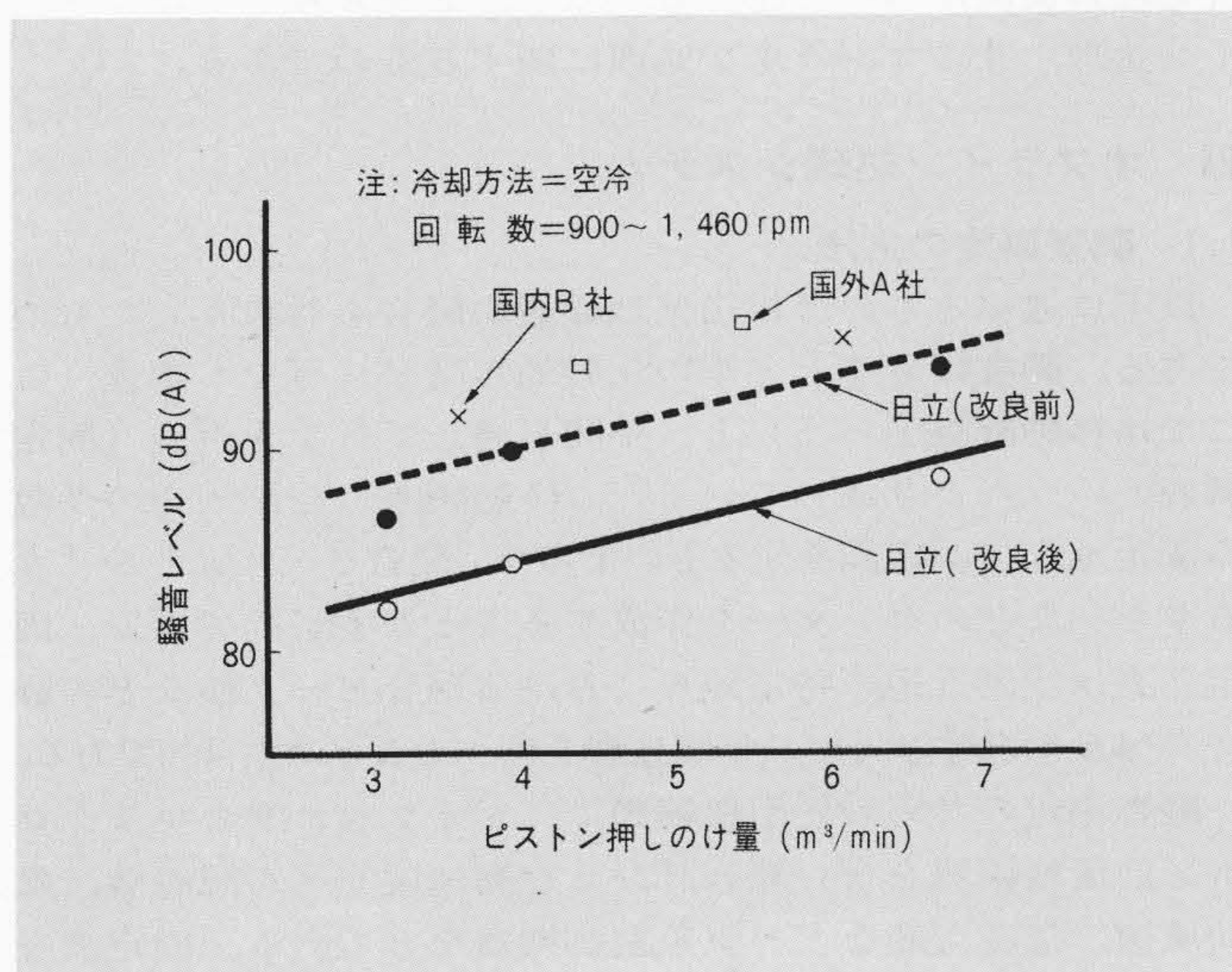


図9 汎用圧縮機の騒音レベル 圧縮機の騒音レベルはピストン押しのけ量、回転数、冷却方法などにより変化する。図は空冷高速回転のものについて示したものである。

Fig. 9 Noise of General Purpose Compressor

7 結 言

以上、往復動の汎用圧縮機を対象にとり、その騒音の実体把握と騒音源の究明を行ないそれらを明らかにした。さらに流体音については、複雑な圧縮機通路系の消音性能について理論計算と実機試験を行ない、それらの結果がほぼ一致し計算が可能であることを確認した。機械音については、しゅう動部のギャップおよび振動が圧縮機の騒音に及ぼす影響を明らかにした。

今後、小形のベビコンから大形のプラント用圧縮機まで圧縮機の総合メーカーとして、さらに低騒音の圧縮機を開発し、公害防止、環境保護に努める所存である。

参考文献

- (1) 進士：冷凍 43, 494 (昭43-12)
- (2) 進士、国井：第6回空調冷凍連合講演会論文集 (昭47-4)