超高層ビル用防振装置付ポンプ

Pumps Mounted on the Vibration Controlling Devices Installed at Superhigh Buildings

三 田 泰 弘*
Yasuhiro Mita

要旨

超高層ビルではビルの中間階にポンプを設置する場合があるため、ポンプの振動を建築物に伝えないように するための特別の配慮を払う必要がある。

このたびわが国初の超高層ビルである霞が関ビルが完成したが、同ビルには中間階設置で防振対策を施したポンプを含め、数多くのポンプを納入した。本稿ではこの中間階に設置した防振装置付ポンプについて述べる。

1. 緒 言

建設業界の夢であった超高層ビル時代がわが国にも到来してきた。今年の4月に開館した霞が関ビルは、地上36階、地下3階で、地上147mという威容のものであり、完成前から各方面より注目されていた。

従来の建築物は 31 m 以下という高さの制限があったが、昭和 38 年に建築基準法が改正されて、高さ制限制から容積制限制に変更となり、これに加えて特定街区制度という法律も制定されて、ビルのまわりに広い空地を設ける条件が付加された。このため、ビルは高層化に向かい、昭和 39 年のホテルニューオオタニの完成以来、高層ビルが次々に建設されている。建築物の高層化は建物間に緑地を造成することになり、過密化した都市の整備に役だつ点に特長がある。しかしこれまでの高層ビルは高さが 60~70 m 止まりのものであって、ビル用ポンプ設備に特に従来の低層ビル用の場合と異なる考え方を必要としなかった。これに対し、超高層霞が関ビルの場合にはいくつかの特殊条件が要求された。

本来,ビルには給排水用ポンプ,冷暖房用ポンプ,消火用ポンプなど種々のポンプが使われるのであるが,超高層化によって従来と大幅に異なる仕様が要求されるようになり,高層部揚水ポンプと消火用ポンプの一部はビルの中間階に設置されるようになった。霞が関ビルの場合,地上高さ147m,地下17.4mであるため,ポンプが設置される機械室は地下ばかりでなく,中間階の13,25,36階にも設けられた。加えて,同ビルは従来の剛構造から一変し,建物自体が柔軟性をもった柔構造になっている。わが国建築技術の発達や,耐震研究の成果によって,建物自体の強度や施工の面では心配される点がなくなったとはいえ,柔構造ビルの中間階にポンプを設置した例がないだけに,ポンプに関しての防振上の問題点が指摘されたわけである。すなわち床との共振を避ける問題と,同ビルが貸オフィスビルであって,中間階の機械室の周囲がすべて居室となるために、ポンプの振動の伝達防止が重視されたわけである。

2. 霞が関ビルの特長

同ビルの特長のおもな点をあげると次のとおりである(1)。

- (1) 地上36階147m, 地下3階17.4m 延床面積 約156,000 m²
- (2) 柔構造(高張力H形鋼+カーテンウォール)
- (3) 大スパン.....基準階の平面図は図1に示すとおりで,事務 室内に柱がない。
- (4) 自動防災報知装置完備

従来, スプリンクラー設備は一般事務室には無縁のもの

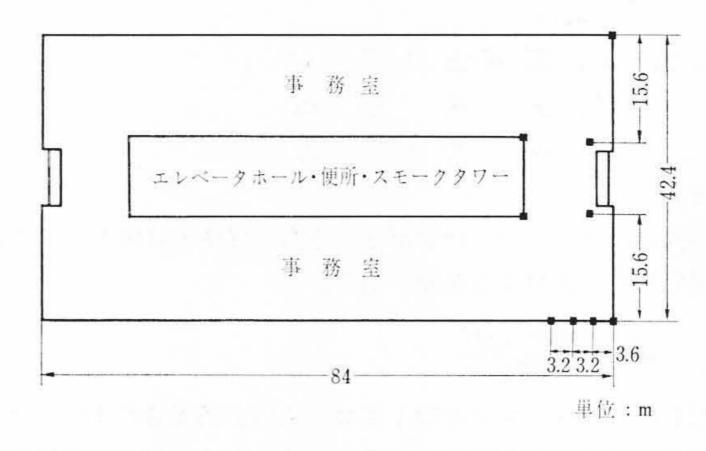
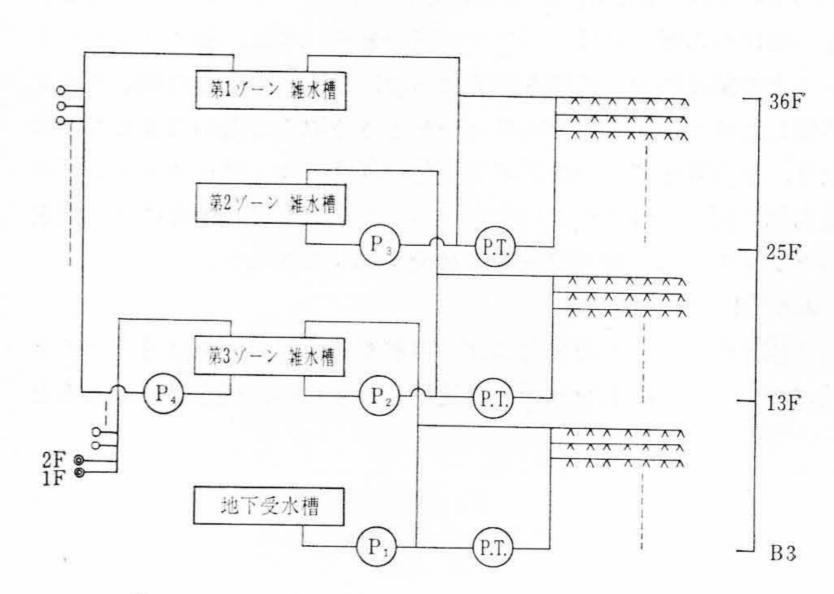


図1 基準階平面図



- P): ポンプ スペスス: スプリンクラーヘッド
- (P.T): 圧力タンク ◎: 消火せん
 - 〇:各階消火せん

図2 消火用ポンプ系統図

であったが、超高層の地上31m以上、あるいは11階以上には事務室にも設置することが義務づけられている。これに対し、本ビルには全階に装置が備えられている。また消防隊が消火する設備として、連絡送水管という消火ラインが高層部に設置されている。これはポンプと配管と消火せんとが一組になったものである。

(5) 内装にはすべて不燃軽量材が用いられている。

3. 防振装置付ポンプの概要

霞が関ビルに設置されるポンプは,揚水用,消火用46台(このうち中間階設置は6台),空調用43台の多くを数えるが,このうち揚水用,消火用を日立製作所が製造した。中間階設置ポンプのうち3

^{*} 日立製作所習志野工場

表1消火用ポンプの仕様

記号	用	途	ポンプ名称	仕	様	備	考
$(\widehat{\underline{P_1}})$	第1次スプリ	ンクラー用	200 mm 3段GM形 タービンポンプ	$\frac{{ m m}^3/{ m m}}{3.6} \frac{{ m m}}{ imes 107} imes$	rpm kW 1,500×95		
$(\widehat{\mathbf{P_2}})$	第2次スプリ	ンクラー用	200 mm 2段GM形 タービンポンプ	3.6 × 60×	1,500×55	防振藝	· 走置付
$(\widehat{\mathbf{P_3}})$	第3次スプリ:	ンクラー用	150 mm 4 段GME形 タービンポンプ	2.4 × 78×	1,500×55	防振装	走置 付
$(\widehat{\mathbf{P_4}})$	連絡送水管ブ	ースタ用	100 mm 2段GM形 タービンポンプ	1. 125× 95×	3,000×30	防振動	支置 付

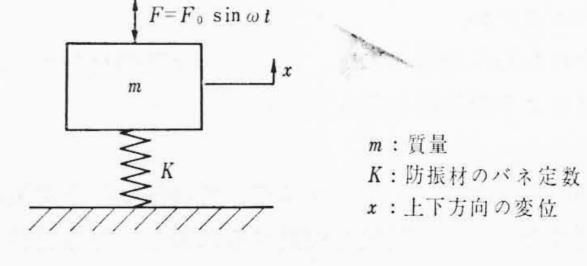


図3 1自由度振動系

台は、パイプの途中に組み入れられる小形のポンプであり、防振装置付のポンプは消火用のもの3台である。これら消火用ポンプと配管の概略は図2のような系統になっている。図中に示すポンプの仕様は表1のとおりである。

4. 防振装置についての検討

4.1 防振の原理

今回の防振装置についての基本的な考え方について述べる。

防振は、機械(設備)をある防振材でささえ、機械(設備)内で発生 した振動力をバネ支持系の慣性力と平衡させることによって、設置 床など、他の物体に伝達される力を小さくすることである。

ポンプの場合,発生する振動力は比較的小さく,従来のように普通の設置条件の場合には防振の考慮をほとんど必要としていない。 回転式ポンプの振動は,おもに次のような原因によって生じている。

- (1) 回転体のアンバランス
- (2) モートルとの直結不良
- (3) 摩擦や油圧による軸の振れ回り
- (4) 流体の圧力や流速の変動

すなわち機械的な原因によるものと、水力学的な原因によるものとがあるわけであるが、前述のように大きさとしては比較的小さい。

いま、図3のような1自由度の振動系を考える。これはポンプをある防振材でささえ、上下方向のみの運動を考えた系に相当する。

この振動系に強制加振力 $F=F_0\sin\omega t$ が作用すると、系の運動方程式は(1)式で表わされる。

$$x = A \sin pt + B \cos pt + \frac{\frac{F}{m}}{p^2 - \omega^2} \sin \omega t \dots (2)$$

実際には減衰力が完全にゼロということはないので,自由振動は 次第に減衰していく。ここでは,強制振動による項についてのみ考 える。

強制振動による振幅は次の(3)式で表わすことができる。

$$a = \frac{\frac{F_0}{m}}{p^2 - \omega^2} \quad \dots \tag{3}$$

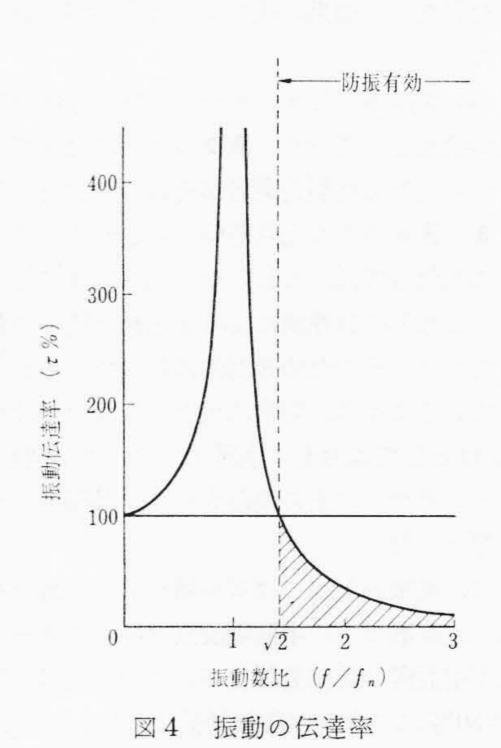
この系に F_0 なる力が静的に作用した場合のバネのたわみを $a_0=F_0/K$ で表わすと、

$$\frac{a}{a_0} = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} \dots (4)$$

(4)式は強制振動の振幅の静的変形に対する倍率を表わしている。 バネを介して基礎に伝わる力 Tの最大値を T_0 とすると,

$$\tau = \frac{a}{a_0} = \frac{aK}{a_0 K} = \frac{T_0}{F_0} \tag{4'}$$

すなわち(4')式は振動力の伝達される割合を示すことにもなる。



ここで、 $f = \frac{60}{2\pi}\omega = 強制外力の振動数 (c. p. m.)$

$$f_n = \frac{60}{2\pi} p = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} =$$
系の固有振動数 (c. p. m.)

として(4')式を書き直すと,

ここに, τ: 振動伝達率 F: 強制加振力Τ: 床の振動力

(5)式の関係を図に示すと、図4のようになる。

防振効果の得られるのは、 $\tau < 1$ の場合であるから、 $f/f_n > \sqrt{2}$ の 範囲であり、系の固有振動数 f_n が小さいほど、 τ が小さくなること は図 4 からも明らかである。

ここで、バネの伸びを δ_{ST} とすると、 $K=W/\delta_{ST}$ であるから、重力の加速度をgとすると、

$$f_n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{\frac{W}{\delta_{ST}}}{W}} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_{ST}}} \dots (6)$$

(5), (6) 式から明らかなように,柔らかいバネを使用してたわみを大きくとれば, f_n は小さくなり, τ を小さくすることができる。したがって,ポンプ防振装置の防振材の選定は,この点に留意する必要がある。しかし,実用上は機器の安定性の問題を考慮したうえで,建築物に対して必要かつ十分なものであればよいわけであり,防振材の性能と顧客に引き渡し後のメンテナンスの経費などの見地から必ずしも τ を小さくする必要はない。

4.2 防振設計の目標値

防振設計を行なうに当たって, 次の点が要点になった。

(1) 発生する振動力のうちの何%まで、設置床に伝達するのを許容するか。

- (2) その振動伝達率を得るには、防振材のたわみをいくらにとればよいか。
- (3) そのたわみを得るには、どのような防振材を用い、構造上どのような防振装置を用いればよいか。

である。

現在,わが国にはビル用ポンプについての振動防止対策に関する技術的規制はなく,この問題を検討するに際し,防振設計の目標値の設定は困難であった。そこで,アメリカにおける空調,衛生設備の防振の実情を調査した結果,次のような目標値が設定されていることがわかった(2)(3)。

その一は、ポンプにかぎらず、モートル駆動機器全般の設置階別 の防振目標値が設定されており、表2のようになっている。

その二は、おもな防振材製造業者がそれぞれ独自の防振基準を設けており、表3、表4のような目標値が示されている。

今回の設計に当たっては、これらを一応の基準にして計画を進めることにした。これらの目標値によると振動伝達率の値が予想以上に小さくなっており、そのため必然的に防振材のたわみは表 4 の目標値に示されているように、非常に大きくしなければならない。そのために、防振材としてはおもに金属スプリングが使われているが、今回の場合、メンテナンス上の問題も考え、必要かつ十分なものを選ぶことを目標とした。

前述のように,従来わが国ではビル用ポンプは地下室設置の例が ほとんどであり,高層ビルの中間階設置の場合のデータがないわけ であるが,地下室設置の防振装置付ポンプや他機器の経験値では,

一般的に、τ≒30%にできれば防振効果は著しいと言われている。

今回は、次の項で述べるように τ <5% というきわめて小さい値にする必要がなければ、検討結果から防振ゴムが適しているため、これを採用することにした。防振ゴムも市販の標準品で対処することにして、まずモデル試験にて防振効果を確認することにした。すなわち、防振設計の目標値としては顧客とも打ち合わせのうえ、標準防振ゴムを用いて τ <20% とした。

4.3 防 振 材

防振材には、弾性のすぐれた防振ゴム、金属バネ、両者併用形、空気バネなどが用いられるが、ポンプの防振には、ポンプの回転数や重量、保守管理費などの点から、防振ゴムが最も簡便、好適である。防振ゴムには次の特長がある。

- (1) ゴム分子間および分子~充てん剤間の相互作用で振動吸収が行なわれるので、特に高周波振動の吸収に適している。
- (2) 部品が簡単で、取付け、取扱いが容易である。
- (3) 三方向(圧縮, せん断, ねじり)のバネ特性を有する。
- (4) 防振のほかに緩衝の効果がある。

さらに、金属バネは材料の内部摩擦による減衰性が小さいので、 共振時の振幅が過大になるおそれがあることが多く、そのために、 油ダンパを併用する必要があるのに対し、防振ゴムは内部摩擦が大 きく減衰性が大きいので、共振時における振幅も小さくでき、振動 を早く減衰できる利点をもっている。

防振ゴムの欠点は,

- (1) 耐候性,耐薬品性に乏しい。
- (2) 表面とりわけ金属板との接着部の破断が、寿命を著しく低 下させる。

などであるが、ビル用の場合(1)の心配はなく、(2)は定期的に価格の安いもので簡単に取換えがきくという点で、欠点を補うことが可能である。

防振ゴムは標準化がかなり進んでおり、各種の標準品が市販されている。したがって、これを正しく選定すれば、まず問題はないわけであるが、ゴムの特性としてクリープによる変形増大があるので、

表2 モートル駆動機器の最大振動伝達率 (%)

設置場所	* * *	Ŀ	層 階	
モートル 出力 kW	地 下 室	重コンクリート造り	軽コンクリート造り	
3.7 以 下	-	50	10	
5.5 ~ 15	50	25	7	
18.5 ~ 37	20	10	5	
40 ~ 75	10	5	2.5	
75 ~ 220	5	3	1.5	

表 3 設置対象設備別振動伝達率

設備	振動伝達率%
病 院•図 書 室	1 ~ 5
一般オフィス	5 ~ 10
地 下 室	>20

表4 設置床の構造別の防振材のたわみ 単位=inch

設置場所	₩C ₽	地		:	階	
ポンプの 出力 kW	地下室	スパン 10′	スパン 30′	スパン 40′	スパン 50′	
3.7以下	0.35	0.35	1.5	1.75	2.5	
5.5 以 上	1.0	1.0	1.75	2.5	3.5	

許容応力度とひずみについて調べると、標準値は次のようになっている⁽⁴⁾。

許容応力度:

圧縮に対し $\sigma \leq 10 \text{ kg/cm}^2$ せん断に対し $\tau \leq 4 \text{ kg/cm}^2$

許容ひずみ

静的荷重に対し { 圧縮ひずみ 15% 以内 せん断ひずみ 25% 以内 動的荷重に対し { 圧縮ひずみ 5% 以内 せん断ひずみ 8% 以内

したがって、この値にみるように防振ゴムにとれるひずみの大き さに制限があるため、標準ゴムによる防振にはある限度がある。

4.4 防振ベース

ビル用ポンプは、モートルとの直結用共通ベースが付属しているがこのベースは剛性が小さい。ポンプとモートルの軸心を狂わせることなく防振ゴムを装着するためには、必ず防振ベースを別に設けなければならない。

ポンプ防振ベースはその強度,剛性のほかに,重量やほかの設置機器とのバランス,設置床の強度,搬入方法や設置方法などを検討のうえで決定しなければならないが,以下のような点からコンクリートベースが適している。

- (1) 重量を大きくしやすく, 防振ゴムに必要なたわみをとりや すい。
- (2) 防振ゴムの形状の制約を受けない。
- (3) 軸回りの慣性能率が大きくなり、回転軸回りの固有振動数も小さくなる。

4.5 フレキシブル継手, 配管

ポンプの基礎に防振装置を設ける場合,特に注意しなければならないのが,ポンプの吸込口,吐出口前後の配管設計である。理想的な防振は,振動するポンプを全く自由に,空間に浮かした状態にしておくことであり,配管類が振動の媒介となったり強制力の源になったりしてはならない。そのためには,ポンプ前後の吸吐配管に伸縮たわみ継手や配管を用い,かつ,配管類は建物の天井,壁に固定して,ポンプに不要な荷重のかからないようにすることが必要であ

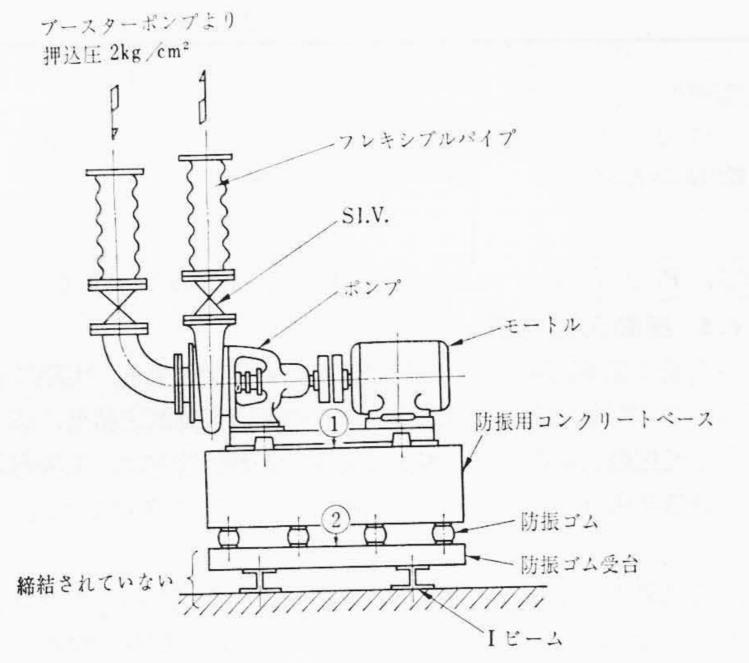
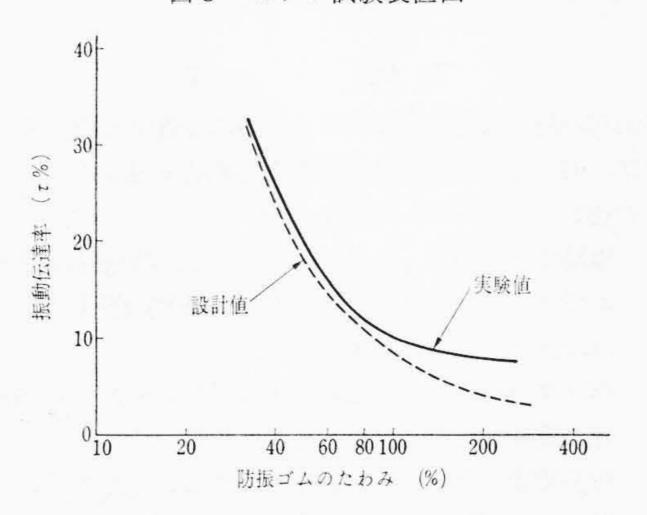


図5 モデル試験装置図



(モデル試験時のたわみに対する割合) 図 6 振動伝達率の変化

る。この目的として一般にフレキシブルパイプが用いられるが、揚水による内圧の程度、フランジの規格などにより、ゴム製、金属ベローズ製が使い分けされる。

5. モデル試験

実機を製作するに当たり、該当機種1台についてモデル装置を製作し、防振モデル試験を行なった。モデル試験といっても、実際のビルの設置階の条件との対応性をもたせることは不可能であるので、実物に近い設置条件の装置を製作し、それで防振ゴムの効果の確認を行なったものである。

(1) 試験ポンプ

第4 ゾーン上水用ポンプ

80 mm OV 形うず巻ポンプ

仕様: 0.7 m³/min×40 m×2,910 rpm×11 kW, 押込圧力 2 kg/cm²

機器総重量 $W = 650 \,\mathrm{kg}$ (ポンプ, モートル, 防振ベースの全重量)

(2) 防 振 設 計

振動伝達率 τ≤10% として設計した。

(5),(6)式により $f_n \le 880$ rpm, $\delta \ge 1.2$ mm, したがって, 防振ゴムを次のように選定した。

ゴ ム 種 類: ネオプレン

ゴムヤング率: 35 kg/cm²

ゴム硬度: 55

静的バネ定数: 64 kg/mm

許 容 荷 重: 180 kg

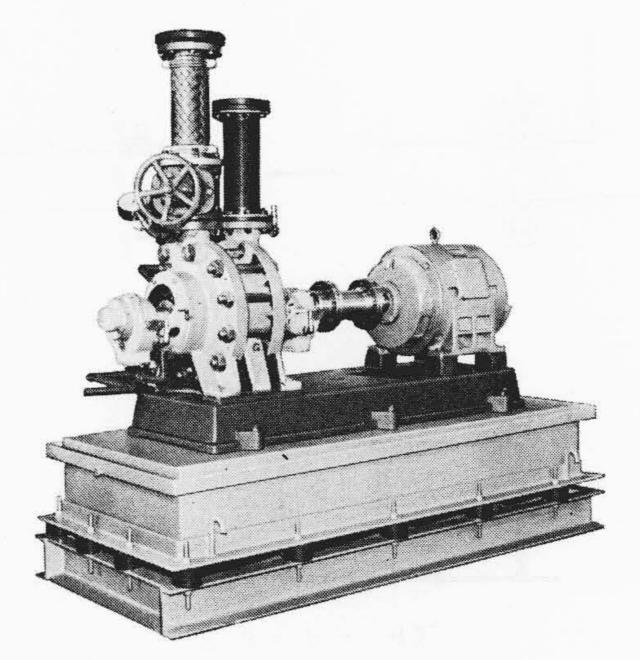


図7 防振装置付納入ポンプ

これによって τ =9%, すなわち, 本装置により床への振動の伝達を9%に押える設計である。

吸込、吐出配管には、常用内圧 $6 \, kg/cm^2$ より、次のフレキシブルパイプを選定した。

種 類: ゴム製フレキシブルパイプ

口径×長さ: 80 mm×300 mm

許 容 内 圧: 16 kg/cm²

フランジ規格: JIS 10 kg/cm² ウスガタ

(3) 試 験 装 置

図5に示す矢印の①,②部分の振動振幅を,防振ゴムを取り除いた場合と設置した場合とについて,それぞれ測定した。

(4) 試験結果

それぞれ 4 点以上の測定値の平均値で計算すると,防振ゴム設置時の上下方向振動の床への伝達割合は,伝達率 10% であった。このとき防振ゴムの静的たわみの実測値から 算出した値では, $\tau=12\%$ であった。

以上のようなモデル試験の結果,防振ゴムの選定を正しく行ない, 配管のたわみ性を十分考慮した装置にすれば,ほぼ計算値どおりの 防振効果の得られることが確認された。

この試験に引き続き条件を変更して検討を行なった結果,図6に 示すような結果が得られた。

すなわち、 τ <10%になると計算値と実測値の差が大きくなり、期待する効果が得られない傾向がある。したがって、防振ベースの重量を増してゴムのたわみを大きくしても(防振ゴムは、柔らかくて許容荷重の大きな特殊ものが必要になる)、 τ のごく小さい範囲は、あまり期待できないことを示している。

6. 納入ポンプの防振構造と試験結果

モデル試験の結果,防振装置にほぼ満足な結果を得たので,納入 実機についても基本的にはモデル装置どおりとした。図7が防振装 置付の納入ポンプである。防振構造についての再検討の結果は,部 分的に次のような点を採り入れた。

6.1 防振ベース

(1) コンクリートベースを鉄箱囲いにした。

これはビルの設置現場でのコンクリート作業が禁じられ、完成 品の形で納入することを条件とされたためでもあり、また施工作 業上や外観上の考慮によるものでもある。

(2) 防振ゴムの取付を埋入式からフランジ式にした。 ゴムの交換,位置換えの際の便を図り,水平レベルの出しやす

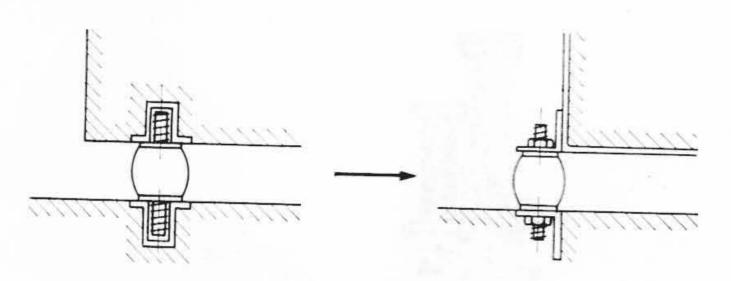


図8 防振ゴムの取付け図

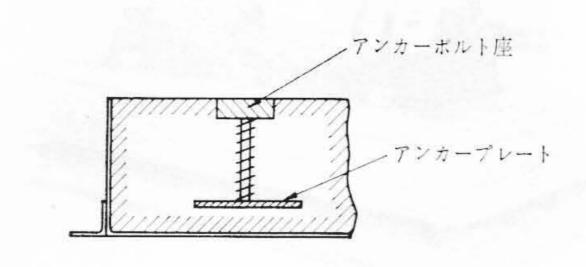


図9 ボルト用座

さをもねらったものである。これは図8のように変更したものである。

- (3) 排水溝(こう)をベース周囲に設置した。
- (4) コモンベース取付けアンカーボルト用座をベースに埋め込 み,図9に示すような構造にした。

6.2 フレキシブルパイプ

フレキシブルパイプはポンプの吸込口、吐出口に直接、接続し、バルブ類をその先にした。水撃などによる急激な上昇水圧が、フレキシブルパイプに直接かからないようにするためである。また、防振装置付ポンプのうち、 $(\widehat{P_4})$ ポンプの常用内圧は、押込圧力 $10\,\mathrm{kg/cm^2}$ であるために、 $20\,\mathrm{kg/cm^2}$ であり、フランジ規格 JIS $20\,\mathrm{kg/cm^2}$ の特殊金属 2 重らせん管式フレキシブルパンプにした。他はゴム製である。

6.3 設 計 荷 重

モデル試験時の観察によって、起動時には水の反力が系にかかり 一時的に重心の位置の移動することがわかったので、この反力を静 荷重に加えておいて設計し、荷重のアンバランスによってポンプに 不安定性の生ずるおそれをなくした。また、振動の非連成化を図っ て、系の慣性主軸方向に平行になるように防振ゴムを配列し、各支 点が均等荷重になるよう考慮した。

6.4 防振設計値

設計は、振動伝達率を次の値、すなわち、 $(\widehat{P_2})$ 、 $(\widehat{P_3})$ ポンプは $\tau \doteq 20\%$ 、 $(\widehat{P_4})$ ポンプは $\tau \doteq 10\%$ にすることを目標とした。 ここに

	表 5	振	動	伝	達	率	(%)
ポンプ 試験場所	$(\widehat{\underline{P_2}})$	ポン	プ	$\langle \widehat{P_3} \rangle$	# 7	プ	$(\widehat{\underline{P_4}}) \# \vee \vec{\mathcal{I}}$
工場内試験	18		20			10	
霞が関ビル内試験	18		18			13	

 $(\widehat{P_2})$, $(\widehat{P_3})$, $(\widehat{P_4})$ ポンプはさきに表 1 に示したポンプである。

6.5 振動測定結果

納入前の工場試験における設置床の振動測定結果と、実際に霞が 関ビルの13 階,25 階に設置後のビルの床の振動測定結果に基づき 算出した振動伝達率の値を表5に示す。振動伝達率は、工場内試験 における防振ゴムなしの場合の振幅値を基にして算出したもので ある。

測定結果は、設計値に対してほぼ満足できる値を示していると思 われる。なお、ビルにおける実際運転の結果、運転状況は正常でな んら問題は生じていない。

7. 結 言

わが国初の超高層霞が関ビルの中間階に設置する防振装置付ポンプを製作,納入し,防振の目的を達する実績を得ることができた。 本件を通じ次の点が明らかになった。

- (1) 極端に τ を小さくするのでなければ、防振材は標準防振ゴムで実用上じゅうぶんであり、 $\tau > 10\%$ 範囲では実測値がほぼ計算値にのる結果を得た。
- (2) ポンプの吸込口,吐出口前後は、フレキシブルな継手や配 管の設計を確実に行なう必要がある。
- (3) 防振装置の設計は、機能面の検討はもとより、その搬入方 法や据付、保守の問題を含めた詳細な検討のうえで行なわ なければならない。
- (4) ユーザー, 防振ゴムメーカーの協力のもとに, データの積 み重ねを行ない防振設計の基準を設定する必要があある。

参考文献

- (1) 石田繁之介: 超高層ビル (昭43年,中央公論社)
- (2) W. Whale: Heating, Piping & Air Conditioning 118 (Mar. 1966)
- (3) L. Eberhart: Ashrae Journal 54. (May 1966)
- (4) 防振ゴム研究会編: 防振ゴム (昭38年,日本鉄道車両工業協会)