

資料番号:	kirikuzudo-techmemo005-20200914	1/6 ページ
資料名:	往復動ポンプの振動についてのメモ	

1. 目的

本資料は、往復動ポンプで発生する振動について、振幅等を簡易的に確認する方法について記述するものである。

2. 参考資料

- (1) 『メリアム機械の力学 -剛体の力学-』
(J.L. MERIAM & L.G.KRAIGE 著, 浅見俊彦 訳, 丸善, 2009年)
- (2) 不二ラテックス ヘリカル防振器 カタログ

3. 検討方針

往復動ポンプは一般的に下記の要素で構成される。

- ・ピストン等の往復動により流体に圧力を加えて吐出する往復動部
- ・モーターやエンジンなどの回転原動機
- ・回転運動を往復運動に変換する機構部
- ・往復動部と原動機と機構部を保持するためのポンプベース
- ・台車やアンカー等とポンプベースをつなぐ防振器

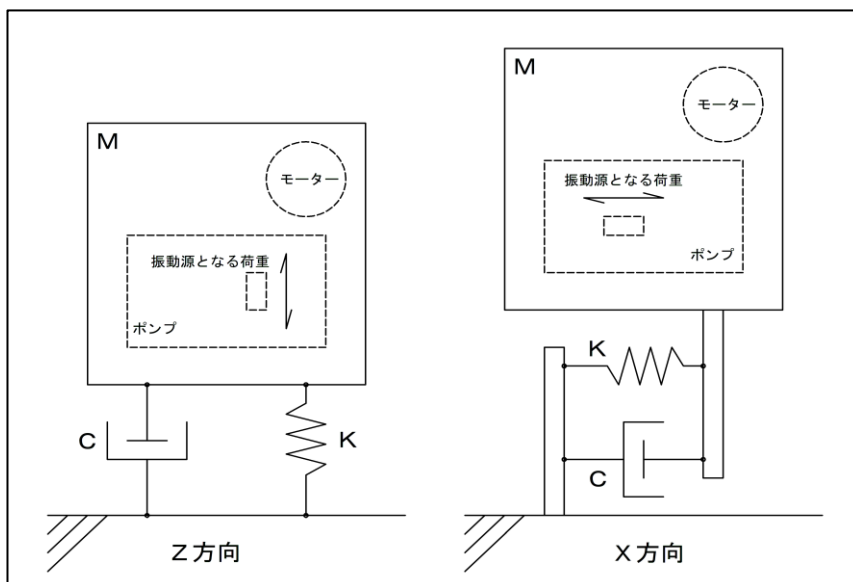
適切な軸力でポンプベースに締結された防振器以外の各要素は、防振器を含めて見た場合、相対的には剛体と見なせる。

(次ページへ続く)

承認	点検	作成	記事
/	/	切脛堂 2020/ 09/14	

3. 検討方針(続き)

これをモデル化すると、下図のような2つの1自由度の強制振動系となる。
X方向とZ方向の振動系は互いに直交であり、それぞれ独立して検討することが可能である。



このモデルにおいては往復動部および機構部が強制振動の振動源となる荷重を発生させる。

1自由度の強制振動系において減衰を考慮すると、振幅は参考資料(1)のP251 式(8.20)により得られるが、一般に振動系の減衰能を推定することは困難であり、強制振動においてはこれを省略しても安全側の計算となるため、本計算書ではこの式を使用して、振幅を求めることとする。
(減衰に関する項を除くと振幅は大きく計算され、安全側の計算となる。)

1自由度の強制振動系において減衰を考慮しない場合の振幅は参考資料(1)のP250 式(8.17)により得られるため、これを使用する。

(次ページへ続く)

4. 振動系のパラメータ確認

4.1 質量

ポンプの各要素の質量を以下で想定する。

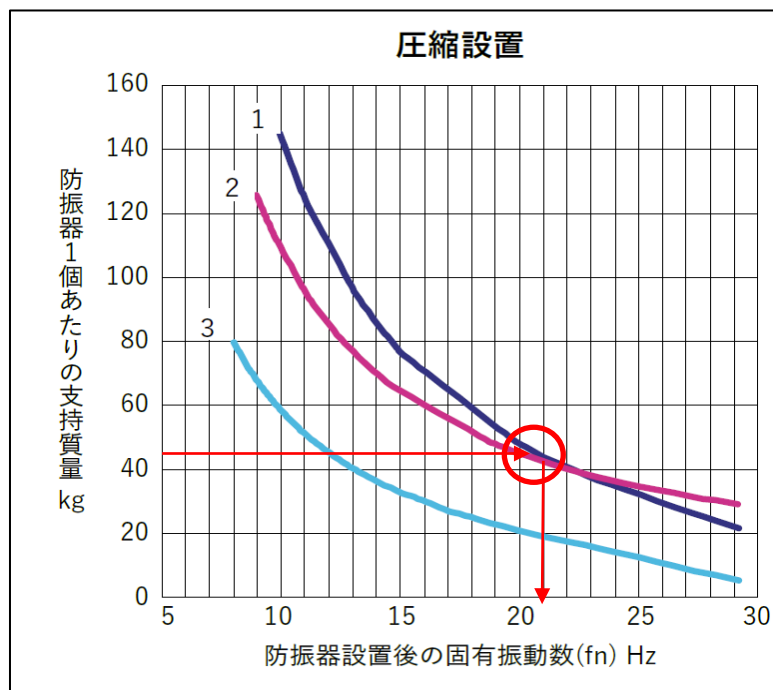
- ・往復動部: 50[kg]
- ・かご型誘導モーター 2.2kW: 40[kg]
- ・機構部: 60[kg]
- ・ポンプベース: 34[kg]

3項の検討方針より、振動系の質量Mはこれらの合計となるので、 $M = 184[\text{kg}]$ となる。

4.2 Z方向の固有振動数とばね定数

ヘリカル防振器はポンプベースに対して4個設置され、1個あたりの支持質量は $M / 4 = 46[\text{kg}]$ となる。

参考資料(2)のヘリカル防振器カタログから FH10048-1 を選定し、圧縮設置時の振動選定グラフ(下図)を確認する。



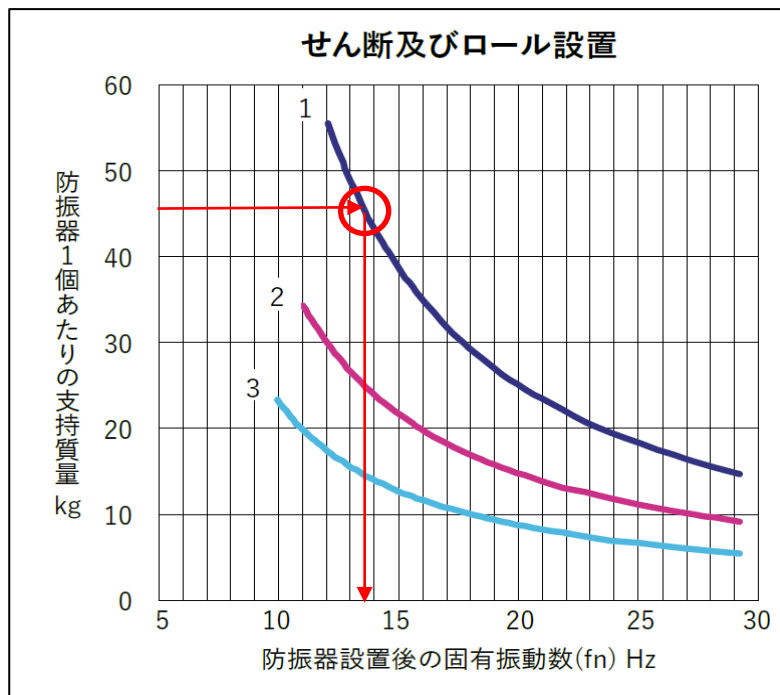
1個あたりの支持質量が 46[kg] 時の固有振動数は 21[Hz] となる。
 これにより、Z方向のばね定数は
 $K_z = (\omega_{nz})^2 \times M = (42\pi)^2 [\text{rad/s}^2] \times 184[\text{kg}] = 3203[\text{kN/m}]$ となる。

(次ページへ続く)

4. 振動系のパラメータ確認(続き)

4.3 X方向の固有振動数とばね定数

参考資料(2)のヘリカル防振器カタログからFH10048-1を選定し、せん断/ロール設置時の振動選定グラフ(下図)を確認する。



1個あたりの支持質量が 46[kg] 時の固有振動数は 14[Hz] となる。

これにより、X方向のばね定数は

$$K_x = (\omega_{nx})^2 \times M = (28\pi)^2 [\text{rad/s}^2] \times 184[\text{kg}] = 1424[\text{kN/m}] \text{ となる。}$$

資料番号:	kirikuzudo-techmemo005-20200914	5/6 ページ
資料名:	往復動ポンプの振動についてのメモ	

5. 往復動部による強制振動の荷重確認

5.1 ピストン部分の圧力に由来する荷重

往復動部のピストン径を80[mm]、ストロークを100[mm]と想定する。
また、最大吐出圧は0.7[MPa]とし、往復数は1[Hz]とする。

荷重の大きさは最大圧力 0.7[MPa] とピストン径 80[mm] より、
 $F_{0x} = 0.7[\text{MPa}] \times ((80)^2 \times \pi / 4)[\text{mm}^2] \times 1.41 = 4961[\text{N}]$ となる。

※1.41倍としているのはピストン部分での圧力変化を、ピークが
平均値が1.41倍となる正弦波状と仮定したためである。

この荷重はX方向にのみ発生する。

5.2 ピストン部分の運動に由来する荷重

往復動部のピストンについて、密度 $\rho = 7900[\text{kg}/\text{m}^3]$ 、
直径80[mm]、長さ60[mm]とすると、質量は2.38[kg]となる。

往復数は1[Hz]なので、
ピストンが下死点から上死点まで移動する時間は500[msec]となる。
ストロークは100[mm]で、線形で加減速したと仮定すると、
最大速度は0.4[m/s]となり、加速度は1.6[m/s²]となる。

以上より、往復動部の質量と加速度による荷重は
 $2.38[\text{kg}] \times 1.6[\text{m}/\text{s}^2] = 3.8[\text{N}]$ となる。

この荷重はX方向にのみ発生する。

6. 機構部による強制振動の荷重確認

回転運動を往復運動に変換する機構部をスコッチヨーク機構と想定する。
5項で想定したストロークから、クランクの偏心量は50[mm]となる。

クランクの寸法は直径150[mm]、長さ50[mm]の偏心円板とする。
材質は炭素鋼とし、密度7800[kg/m³]とすると、質量は 6.89[kg] となる。

偏心量 $e = 50[\text{mm}]$ であり、往復数1[Hz] より回転数は60[rpm]なので、
発生する荷重は $F = 6.89[\text{kg}] \times 0.050[\text{m}] \times (2\pi[\text{rad}/\text{s}])^2 = 13.6[\text{N}]$ となる。

この荷重はX方向およびZ方向に発生する。

(次ページへ続く)

資料番号:	kirikuzudo-techmemo005-20200914	6/6 ページ
資料名:	往復動ポンプの振動についてのメモ	

7. 強制振動による振幅

減衰を考慮しない強制振動による定常状態の振幅Xは参考資料(1)のP250「8.17」式により、

$$X = (F_0 / K) / \{1 - (\omega / \omega_n)^2\}$$

となる。

7. 1 ピストン部分の圧力に由来する荷重による振幅

$$\begin{aligned} X_1 &= (F_0 / K) / \{1 - (\omega / \omega_n)^2\} \\ &= (4961[\text{N}] / 1424[\text{kN/m}]) / \{1 - (2\pi / 28\pi)^2\} \\ &= 3.5017[\text{mm}] \end{aligned}$$

7. 2 ピストン部分の運動に由来する荷重による振幅

$$\begin{aligned} X_2 &= (F_0 / K) / \{1 - (\omega / \omega_n)^2\} \\ &= (3.8[\text{N}] / 1424[\text{kN/m}]) / \{1 - (2\pi / 28\pi)^2\} \\ &= 0.0027[\text{mm}] \end{aligned}$$

7. 3 クランクの偏心回転に由来する荷重による振幅

$$\begin{aligned} X_3 &= (F_0 / K) / \{1 - (\omega / \omega_n)^2\} \\ &= (13.6[\text{N}] / 1424[\text{kN/m}]) / \{1 - (2\pi / 28\pi)^2\} \\ &= 0.0096[\text{mm}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z_1 &= (F_0 / K) / \{1 - (\omega / \omega_n)^2\} \\ &= (13.6[\text{N}] / 3203[\text{kN/m}]) / \{1 - (2\pi / 42\pi)^2\} \\ &= 0.0043[\text{mm}] \end{aligned}$$

8. 判定

7. 1項で約3.5[mm]の振幅の振動が確認されている。運転条件としては0.5[mm]以下に抑えることが望ましい。

対応としては

- ・X方向の固有振動数を0.2[Hz]程度にする
- ・X方向のばね定数を10000[kN/m]程度まであげる

などがある。

前者は質量を増す方向になり様々な障害があつて現実的ではないが、後者であれば、X方向のみに作用するばね要素を付加することで、実現可能である。

(以上)