

・送風機のアンバランス Peakとrms

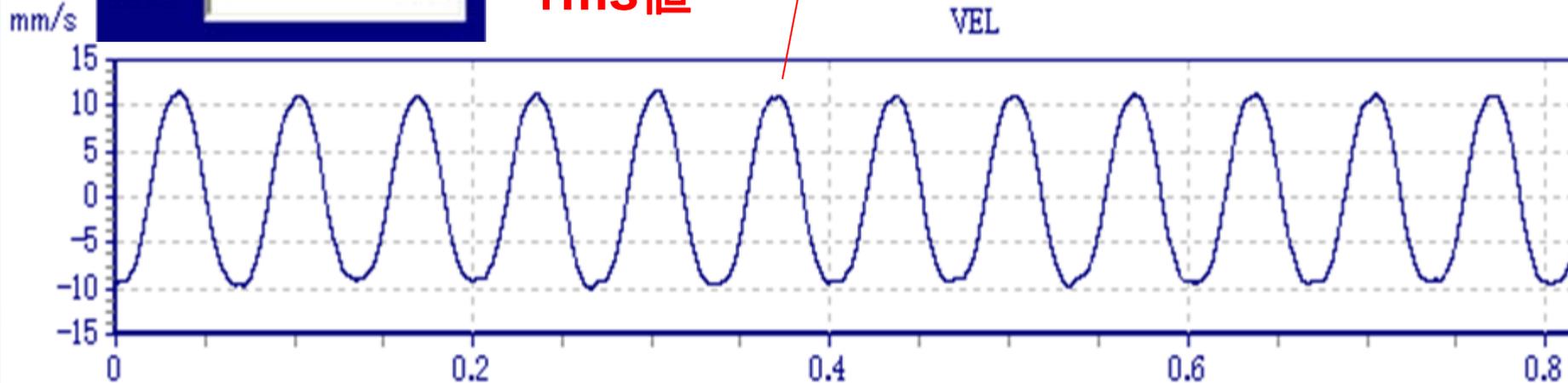
・とある〇〇送風機 2260kW－8P／約900rpm

Peak	10.55
rms	7.72

Peak値

rms値

回転周期は14.9Hz



アンバランス(正弦)波形 (Peak波形)に於いて
振動速度値は $10.55\text{mm/s} \times 1/\sqrt{2} = 7.46\text{mm/s-rms}$
で上記の測定値とほぼ計算通り。しかし、ピーク波形を
rms値にする意味はある！？…**ワザワザ!**

5、振動の判断基準 その3

絶対値判定法

この3つも総合判断で大事！

同一部位で測定した信号値の絶対値を“測定基準”に照らし合わせて設備の**良好**／**注意**／**不可**を判定する。

ISO-2372判定基準, VDI判定基準、AMD判定基準 等

相対判定法

同一部位を定期測定で時系列比較し、正常な初期値から、何倍になったかを指標に設備状態を判定をする。

正常(初期値)の1.5~2.0倍が注意領域、約4倍が異常領域

相互判定法

同一機種の機械が複数台ある場合、それらを同一条件で測定し、相互比較することで設備状態を判定する。

6、設備に合わせた基準値作成を

機械設備は多種多様で、基準値も個々の設備で違います。

人生いろいろ！ 基準もいろいろ！

- ・設備の特性や負荷などに違いがある。(波形性状)
- ・過去の保全履歴も参考にする必要がある。
- ・その設備の最良の状態を把握する。
- ・回転体の振動は “より低く” をモットー とすべき！
- ・その上で架台の構造などを加味して、決定すべき！

SA-Proで波形データを集めて皆さんと一緒に考えましょう！！

・振動速度

ISOも旧NKK方式も
モータのkWによる規定。

・振動加速度

旧NKK方式では、Peak/5
注意値:1.0G-3.0G限界値

7、基準値のポイントは

「基準値のポイント」は？・・・**当たり前だが！**



$$N = m \times G \quad (1N = 1kg \cdot m/s^2)$$

「力」=「質量」×「加速度」

質量が大きくなれば、逆に加速度値は小さい方が有利に働きます。

∴ **大型の回転設備ほど、回転による揺れは少ない方がよい。**

実際の現場はそうでなければ、近寄れません。

・ここで、テクニカルタイムを！



テクニカルタイム…タバコは  です！
HOTでも飲んで 考え方の整理を！

- ・kW数が大きければ、設備の高さは「高い」！
- ・上に行くほど揺れやすい！

回転体は、よりスムーズに！ そして、最小レベルの振動が、言うまでもなくベストではないでしょうか！！

・結果的に架台の剛性などの影響が出て、ある程度のレベルで揺れ、それが許される範囲ならばOK！
但し、回転体のみレベルは、低ければ低い程良いと思います。

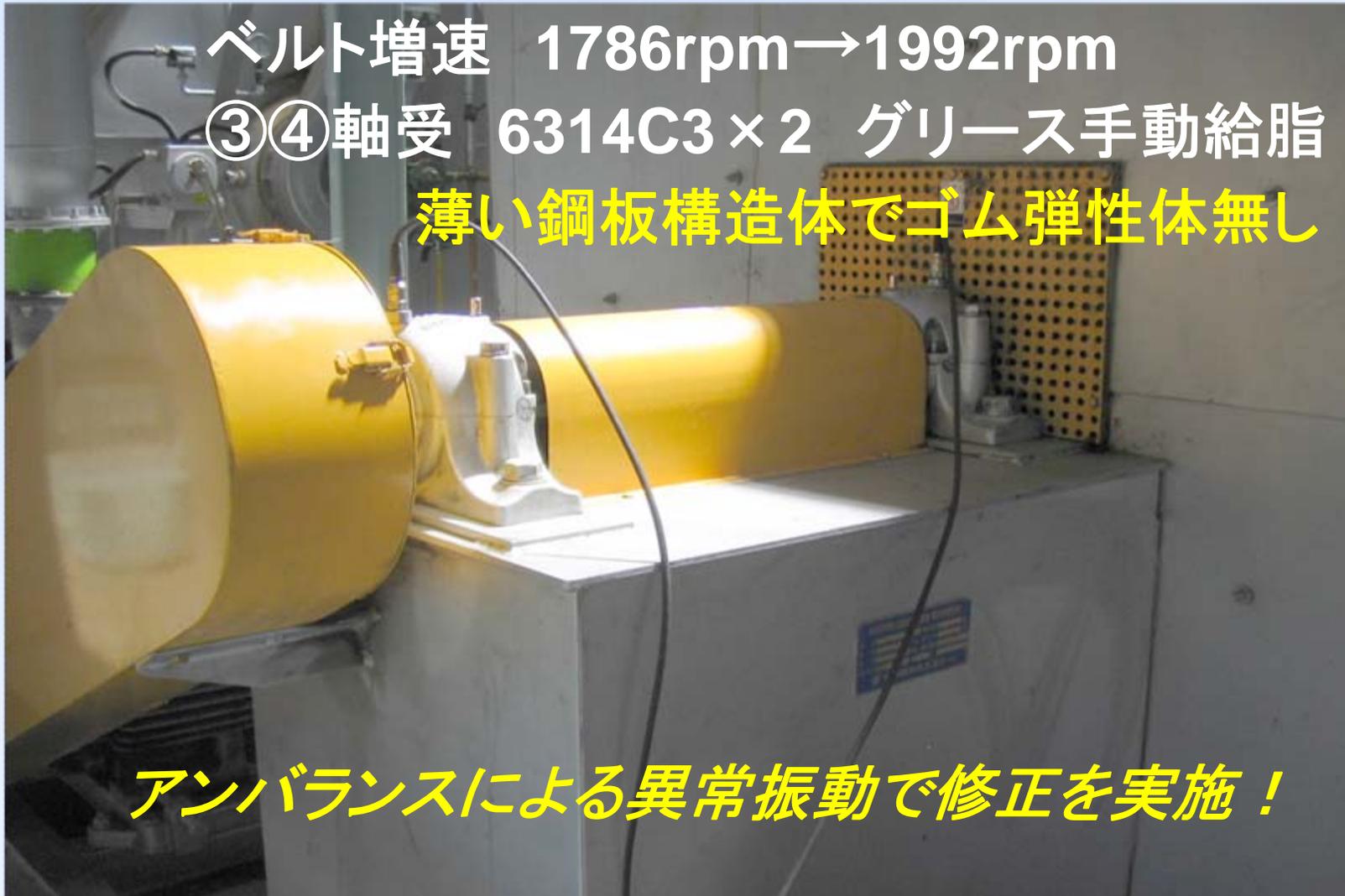
8、実例その1 送風機の振動診断から

〇〇循環ファン 諸元: 55.0kW-4P 150°C空気

ベルト増速 1786rpm→1992rpm

③④軸受 6314C3×2 グリース手動給脂

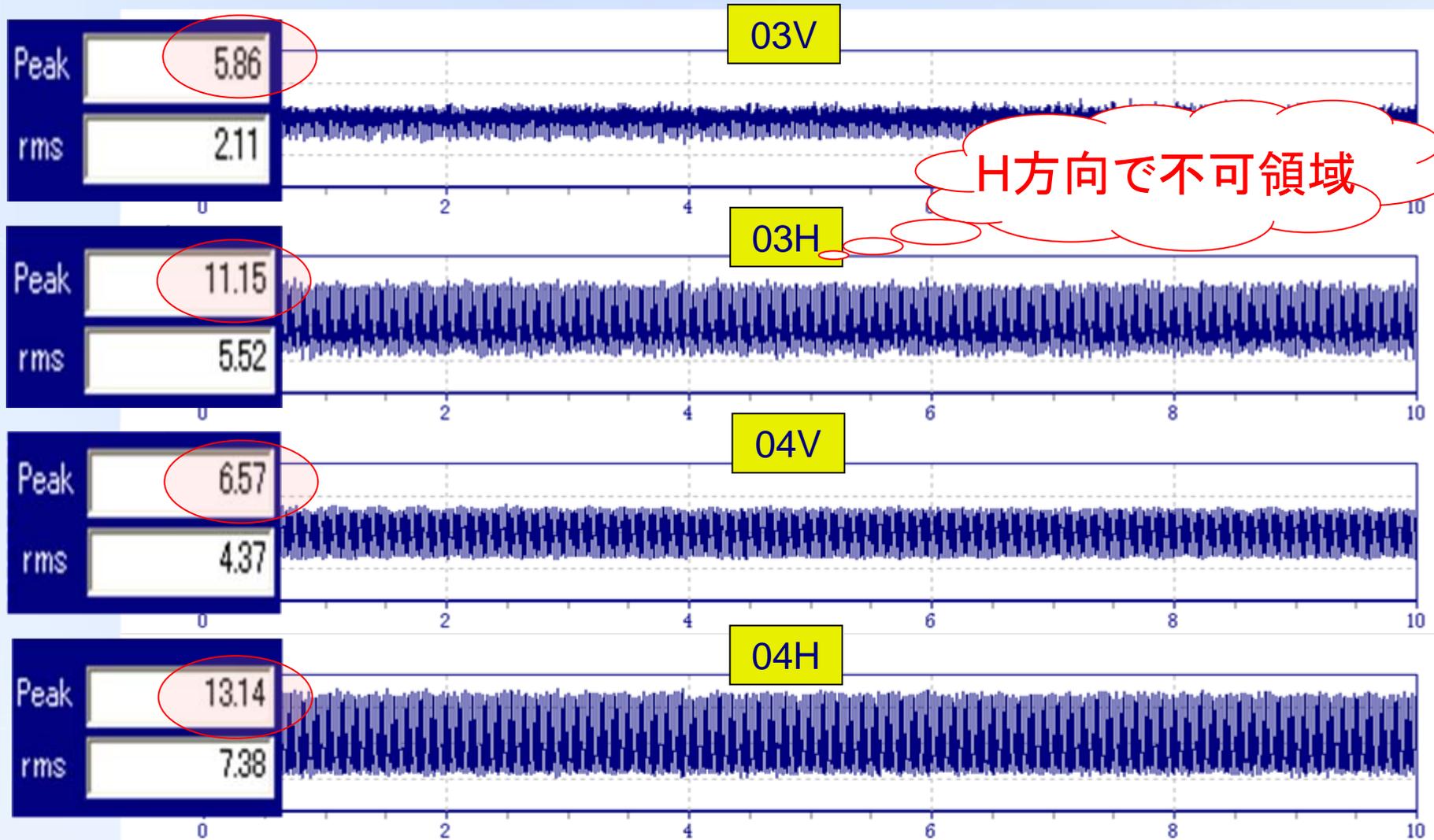
薄い鋼板構造体でゴム弾性体無し



アンバランスによる異常振動で修正を実施!

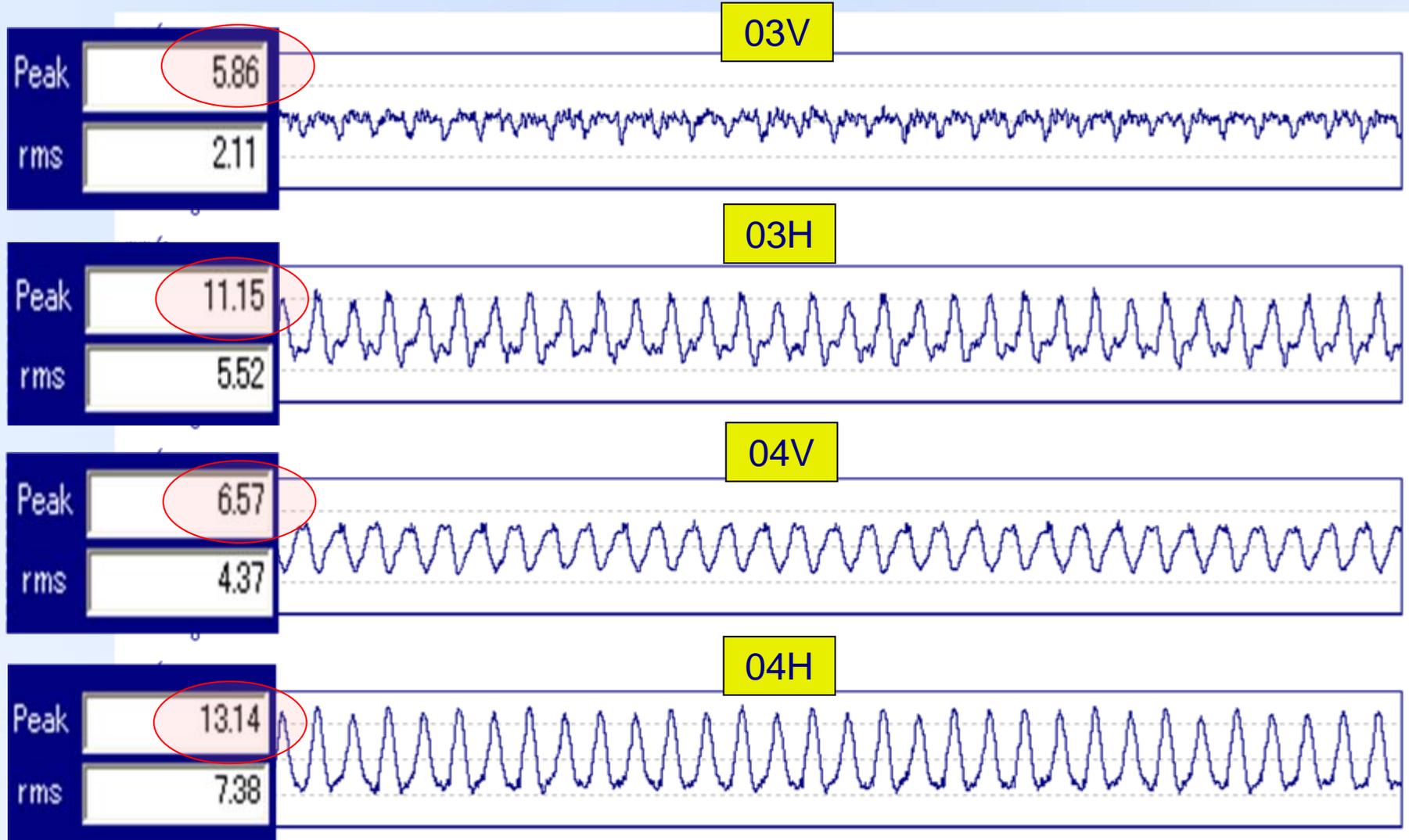
・振動速度の測定結果

・03VHから下へ04VHの各軸受を測定(10.0sec)



・各部位の振動レベル

弾性体を使用していない設備はH方向に揺れます。



・ここで参考のために、揺れ方 その1

アンバランスによる揺れ方は、架台の構造で違いが出ます。(リサーチユ波形にて) **高剛性の基礎**



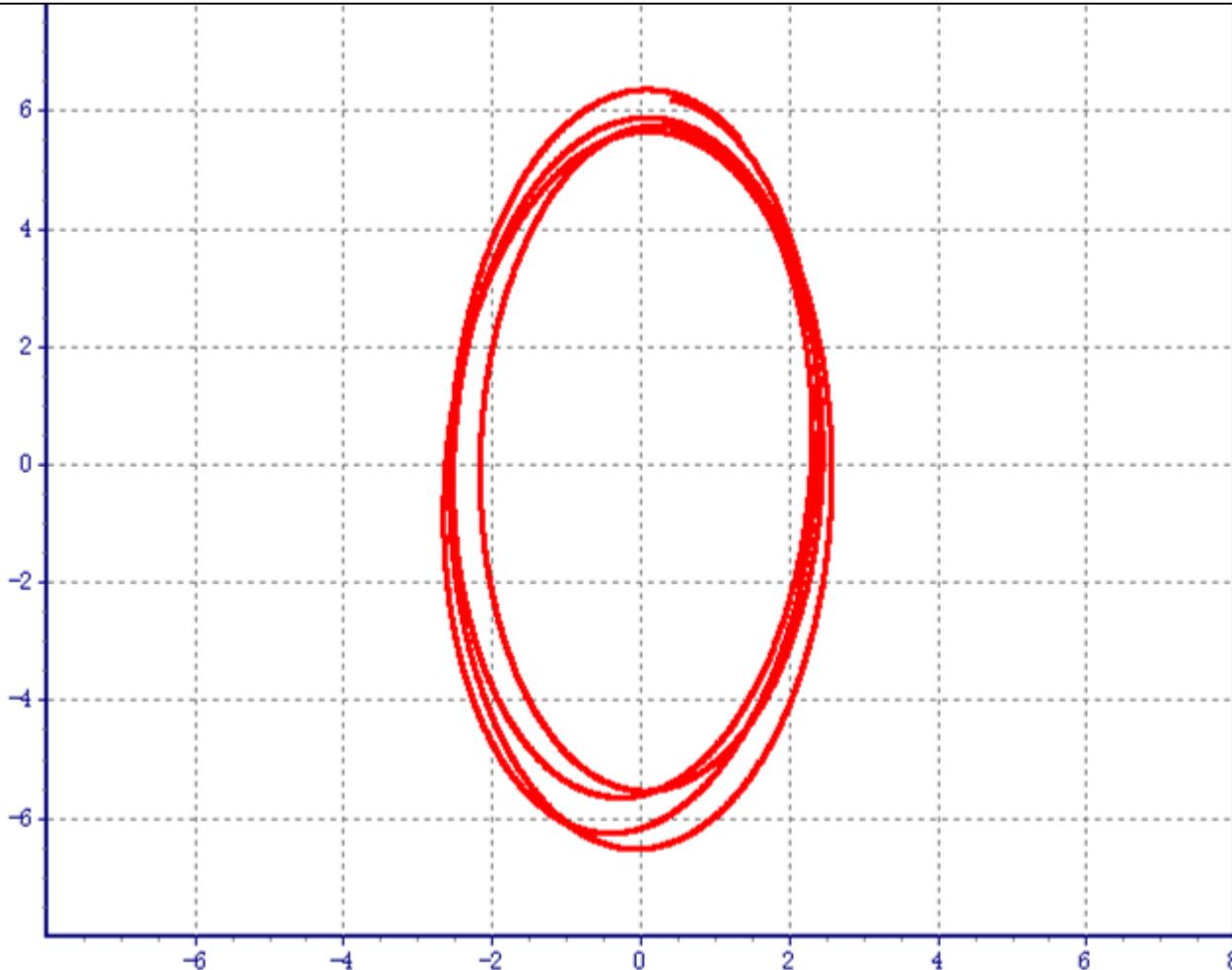
$V < H$

インペラ系の加振力と剛性との関係もあります。



・揺れ方 その2 (ゴム弾性体の柔構造)

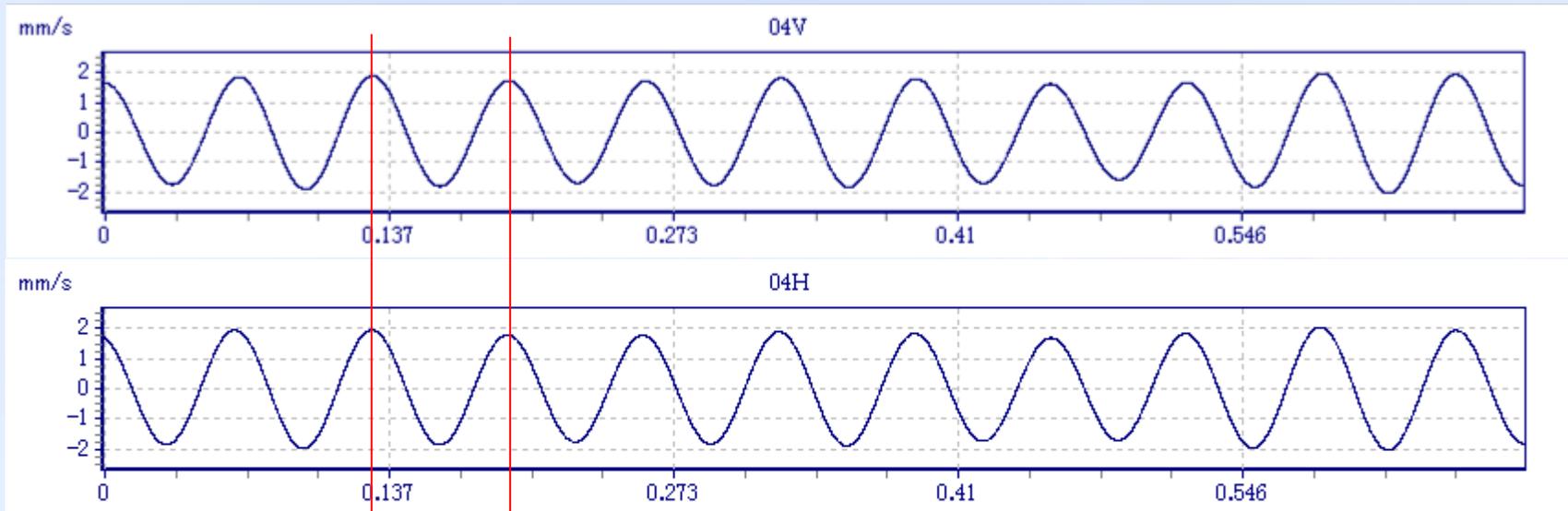
縦方向に揺れやすくなります。



$$V > H$$

・揺れ方 その3（位相が同相）

VH方向のセンサーで位相差なしの時



回転運動時に架台の固定に問題があり、分離や浮きがあるとこのように動きます。（稀にあり、バランス修正は困難。）

・位相が同相の時

VH方向のセンサーで位相差なしの時

