

有資格者のメリットと カテゴリⅣ面接試験での発表紹介



JFE メカニカル 株式会社

設備診断技術部 小林伸二

資格の必要性とメリット

資格の必要性

- ◆検査・診断の品質を高く保証するために、ますます技術者の**資格(専門的知識)**が要求される
- ◆火力発電設備や他産業についても**今後さらに拡大**されていくと考えられる

有資格者のメリット

- ◆技術の品質が保障される(認められる)
- ◆資格取得により正しい知識を保有・修得→正しい診断が行える技量
- ◆資格の共有により情報伝達・情報交換が円滑に行える
- ◆技術レベルの目安、技術継承の物差しとなる
- ◆発注先の選定条件として使用できる
- ◆国内外の仕事の受注につながる(資格が無いと今後は仕事ができない)
- ◆国内外での議論の場で優位に立てる
(診断結果やその評価についての主張が通り、業務が効率よく進む)

参考: 日本機械学会HP(機械状態監視資格認証事業、資格の必要性とメリット)

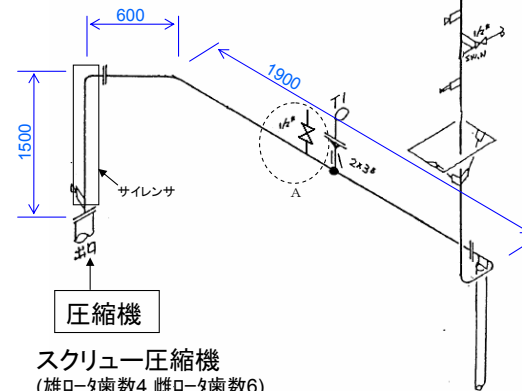
カテゴリⅣ面接試験での発表紹介

<事例>

スクリー圧縮機吐出配管の異常振動

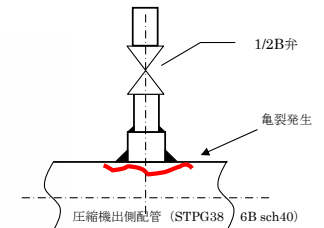
対象設備

石油精製化学プラントの配管系
配管内流体: プロピレンガス100%,
配管仕様: **STPG370,6B(sch40)**
流速: 7.4m/s



スクリー圧縮機
(雄ロータ歯数4,雌ロータ歯数6)

回転数: 6000rpm(雄)



A部詳細

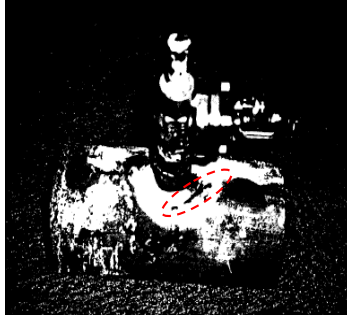
STPG370 sch40
引張強さ: 370N/mm²
許容圧力(安全率4): 7.39Mpa(75.3kg/cm²)

発生した現象(亀裂状況写真)

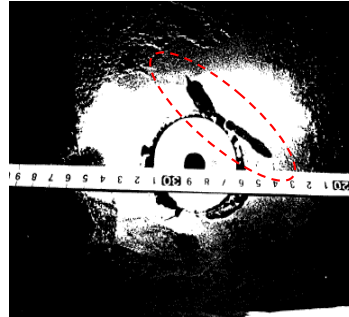
下記の2件のトラブルが2日間で連続発生した。

- (1) 吐出配管上の1/2B枝管溶接部にクラック発生 →設備停止
- (2) " THCO本体フランジ(計器溶接部)にクラック発生→スタートアップ遅延

PT結果



1/2B枝管溶接部(外面)



1/2B枝管溶接部(内面)

推定原因

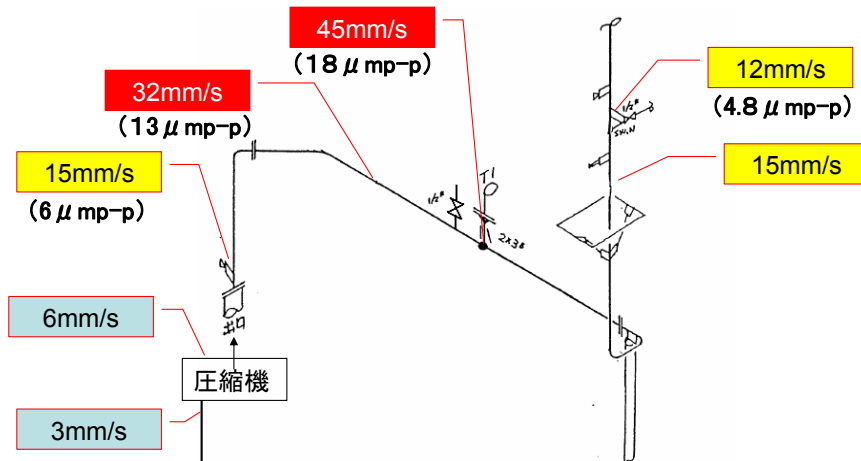
配管自体に過大な振動が作用しているため、

- ・配管の曲げ振動に対するサポート不足
- ・流体関連振動
- ・配管の円周方向振動

などが要因となり、疲労割れが発生したものと推定した。

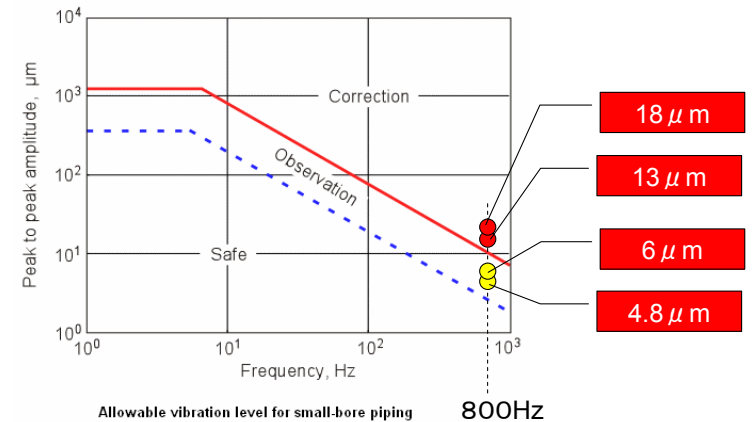
解析・データ分析(1)

■ 圧縮機本体および吐出配管複数箇所の振動測定



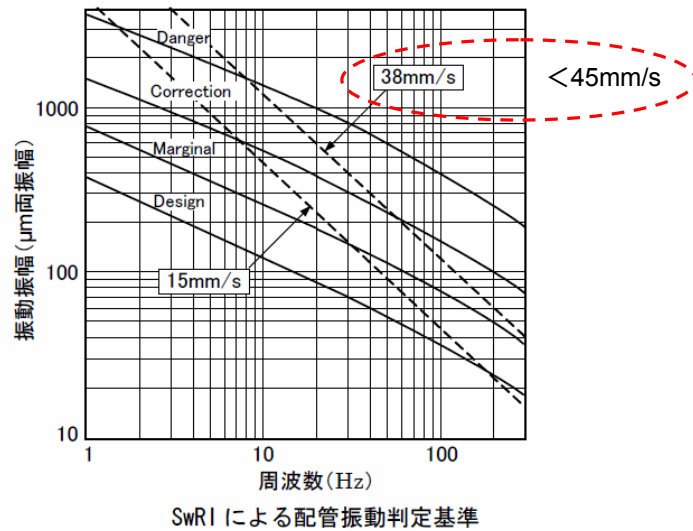
解析・データ分析(2)

■ 配管振動の評価



解析・データ分析(3)

■配管振動の評価



解析・データ分析(4)

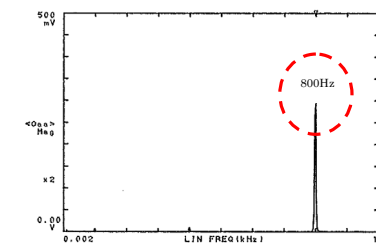
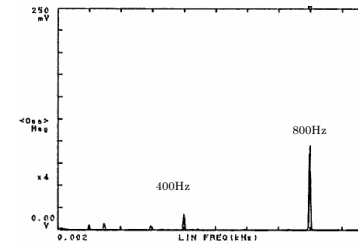
■周波数分析結果

卓越周波数は800Hz

スクリーユ圧縮機脈動周波数2次成分に相当

脈動周波数 = $f_r \times \text{雄ロータ枚数} = (6000\text{rpm}/60) \times 4 = 400\text{Hz}$

$400\text{Hz} \times 2 = 800\text{Hz}$

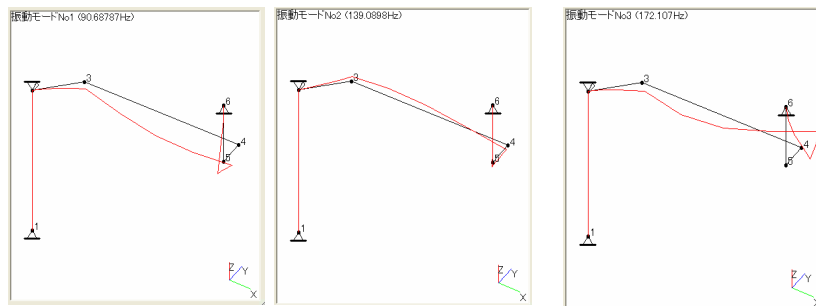


解析・データ分析(5)

■配管の曲げ固有振動数 計算結果

1次90Hz、2次139Hzであり、800Hz成分とはかけ離れている

→配管の曲げ振動ではないと判断



1次モード: 90Hz

2次モード: 139Hz

3次モード: 172Hz

・配管の曲げ振動に対するサポート不足ではない

解析・データ分析(6)

■気柱振動の計算結果

(3)気柱振動の計算(C:音速314m/s,配管長さ6mとして計算)

$f = c/4L = 314/4 \times 3 = 26\text{Hz}$, 2次=78Hz, 3次=130Hz程度であり、

オーダー的に一致しない。

■枝管部のキャビテーションの計算結果

(4)枝管部キャビテーションの計算(V:流速7.4m/s,d:枝管内径0.08m)

$fc = St \times V/d = (0.1 \sim 0.2) \times 7.4/0.08 = 9.3 \sim 18.5\text{Hz}$ 程度であり、

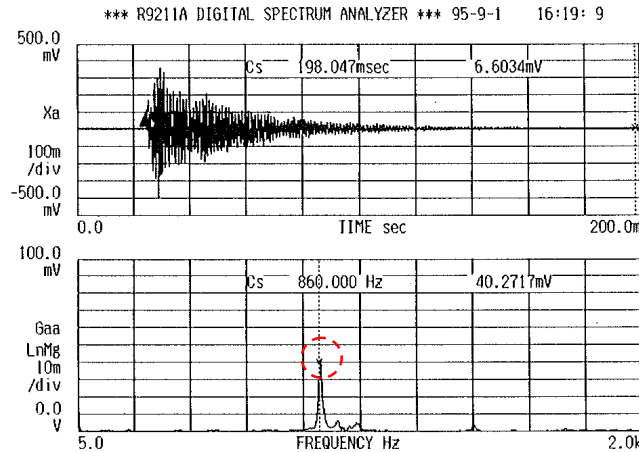
オーダー的に一致しない。

・流体関連振動に起因する現象でもない

解析・データ分析(7)

■配管の固有振動数 測定結果

停止中の配管固有振動数の測定: 860Hzの固有振動数成分の存在が確認された

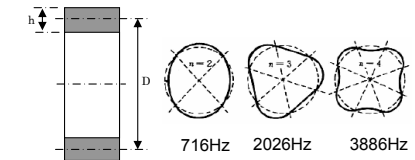


解析・データ分析(8)

■配管の固有振動数 計算による確認

$$f_n = \frac{n(n^2 - 1)}{2\pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 \sqrt{n^2 + 1}} \sqrt{\frac{EIg}{\gamma A}}$$

$$f_n = 9.4 \times 10^5 \times \frac{h}{D^2} \times \frac{n(n^2 - 1)}{\sqrt{n^2 + 1}}$$



E: 材料の縦弾性係数、I: 円環の中立軸における断面2次モーメント、g: 重力の加速度、 γ : 材料の比重量
A: 円環の断面積、D: 円環中立軸の直径、h: 円環の厚み、n: 節線(変形波)の数。
(簡略式は材料の縦弾性係数をE=2.1×10⁴kg/mm²、比重 γ =7.86×10⁻⁶として簡略化)

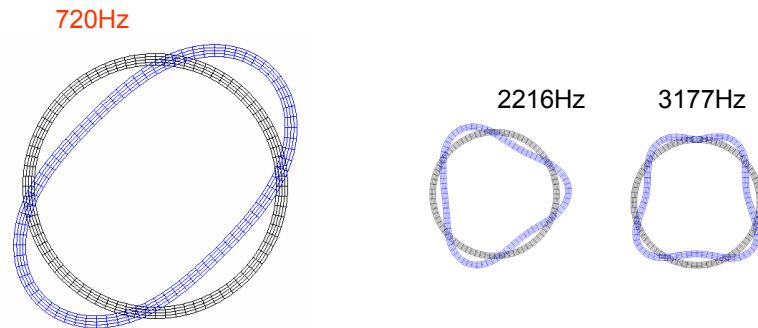
上式により計算した結果、最低次モード(n=2)で716Hzとなった。

716Hzは、実測値860Hzとは一致していないが、概略値としては近い値である。

・860Hzは配管の円周方向固有振動数と推定

解析・データ分析(9)

■配管の固有振動数 計算による確認(念のためFEMで)



計算式で716Hz、FEMでは720Hz。いずれも無限長の円筒として計算。

※ 実測値860Hzと一致しない理由は、実際の配管系(配管両端の境界条件)を考慮していないことに差と考える。

解析・データ分析(10)

以上の結果から、配管振動増大の要因は、

圧縮機の圧力脈動成分が加振力で、配管円周方向の固有振動数との共振現象

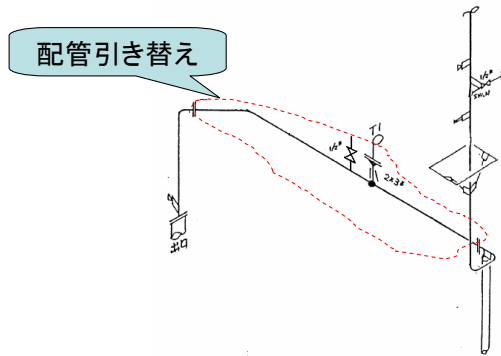
(800Hz/860Hz:振動数比0.93)が発生している

と判断した。

対策

共振を回避するため、配管の固有振動数を上げる検討を行った。配管をsch40(肉厚7.1mm)→sch80(肉厚11.0mm)に変更すれば固有振動数は**計算上1.6倍アップ**すると想定。

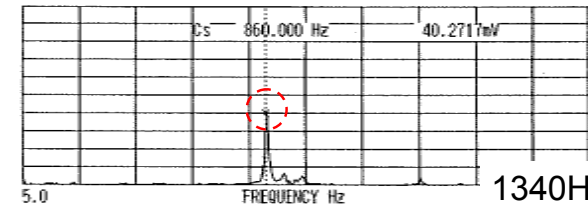
この際、肉厚アップにより配管断面積が約10%減少し流量上昇となるが、運転上支障が無いことを確認し、異常振動が発生している配管水平部(約3m)の配管引き替えを行った。



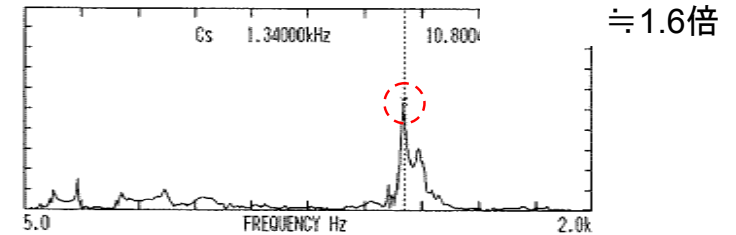
結果(1)

効果確認のため、配管引き替え後に配管の固有振動数を測定したところ、**1340Hz(約1.6倍)**に**アップ**しており、ほぼ計算通りの結果が得られたことを確認した

対策前



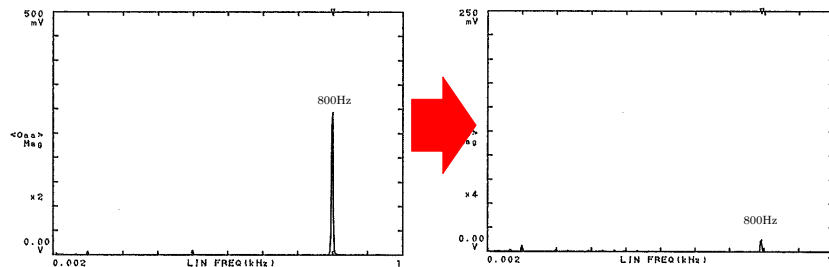
対策後



結果(2)

その結果、対策後の運転中の配管振動は、**45mm/sから1.5mm/s**に大幅に低減され、亀裂問題を解決することができた。対策後の配管の周波数スペクトルを図8に示す。

水平部配管の周波数



対策前

対策後

教訓

- 配管に高い周波数が励振入力された場合、シェル形振動が励起されることがある
- 圧力脈動が作用する場合の配管設計時は、配管円周方向の固有振動数も考慮する必要がある