

## 産業用一軸多段遠心圧縮機で経験した振動事例紹介

2024年10月4日

川崎重工業株式会社

エネルギーソリューション & マリンカンパニー  
エネルギーディビジョン エネルギーシステム総括部  
空力機械部 技術・開発課  
倉敷 豊



## 本日紹介する事例

### 1. オイルフィルムシールによる自励振動

### 2. 負荷試験時 / 配管起因の流体励振力による強制振動

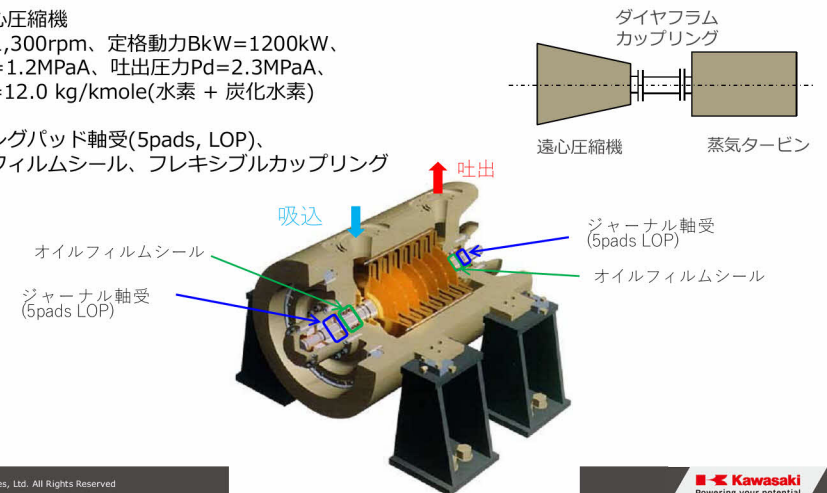
## 1. オイルフィルムシールによる自励振動

- 商用運転中に、非同期振動(65Hz)が発生。  
予測1次危険回転数 $N_{c1}=63.3\text{Hz}$  (3800rpm)に近い。
- 検討の結果、オイルフィルムシールがロックアップ、不安定化力増大による自励振動と判断。
- シールリングに溝を追加加工して対策、非同期振動は発生しなくなった。

## 1-1. 対象機器

一軸多段遠心圧縮機  
回転数 $N=11,300\text{rpm}$ 、定格動力 $BkW=1200\text{kW}$ 、  
吸込圧力 $P_s=1.2\text{MPa}$ 、吐出圧力 $P_d=2.3\text{MPa}$ 、  
平均分子量 $=12.0\text{ kg/kmole}$ (水素 + 炭化水素)

テイルテイングパッド軸受(5pads, LOP)、  
軸端オイルフィルムシール、フレキシブルカップリング

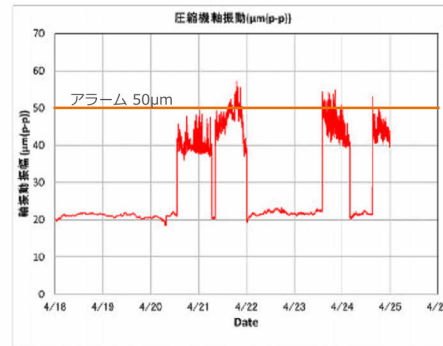


## 1-2. 発生した現象

1970年 納入

20xx年 流路部の改造工事実施（新設計ロータへ換装）  
軸振動は約25 $\mu$ m(p-p)で順調に稼働  
4か月経過後 軸振動高アラーム(50 $\mu$ m p-p超)  
1X(175Hz) + 非同期成分(65Hz)  
数時間経過後、通常レベル(約25 $\mu$ m p-p)に復帰  
2, 3週間に1回程度の発生頻度だったが、  
次第に発生回数、継続時間が増加

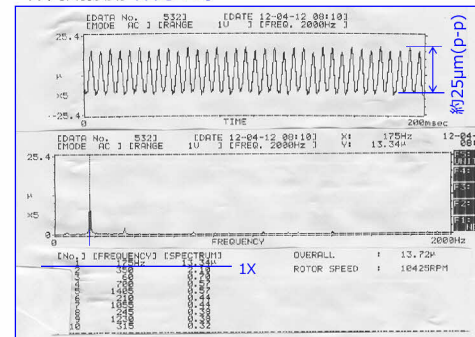
20yy年 定期点検にてシールリングを交換すると、  
振動大は一旦治まった。  
しかし、4か月経過すると同様の事象が発生した。



軸振動大の発生は右図のように突発的。  
運転条件は、ほぼ一定であり 風量、回転数、ヘッド、吸込圧、吐出圧に変化なし

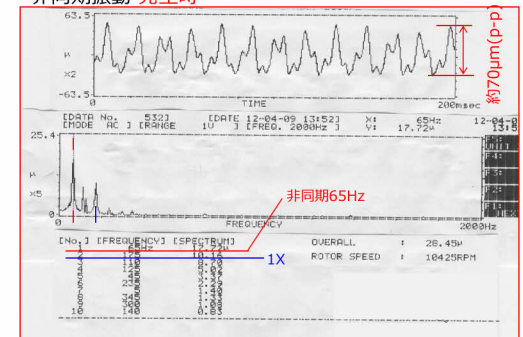
## 1-2. 発生した現象

非同期振動 非発生時



同期成分(1X=175Hz)が支配的

非同期振動 発生時



非同期成分(65Hz)が支配的

(注)前項と計測実施時期が異なるため、絶対値にずれがある

## 1-3. 原因推定

1) 強制振動の可能性

- ゆるみ、ガタに起因した非線形強制振動 (65Hzが回転同期175Hzの1/3=58.3Hzに近い)
  - … 回転数を変化させても、非同期周波数は同じ
- 周辺機器からのもらい振動
  - … 独立基礎に設置されており、また、周辺にON/OFFするような機器はない
 =>強制振動の可能性は低い

2) 計測系のノイズ

- 機側で別の振動計で計測、65Hz成分が最も大きいことを確認=>ノイズではない

3) 自励振動

- ロータ軸受系の1次危険回転数Nc1=3800rpm(=63.3Hz)  
このため、自励振動の可能性が最も高い。
- 自励振動発生の原因として以下をリストアップ
  - (1) ロータの締めばめ要素による負の内部減衰
  - (2) 軸受け不具合によるオイルウィップ自励振動
  - (3) ガス不安定化加振力による自励振動
  - (4) オイルフィルムシールの不安定化力による自励振動

## 1-4. 調査・データ分析

(1) ロータの締めばめ要素による負の内部減衰(不安定化力)

- 締めばめ要素による内部減衰は多かれ少なかれあり、これがロータ軸受系全体の減衰を減らしている可能性はある。
- しかし、4か月間は順調に稼働していたこと、また突発的に非同期振動が発生する傾向から、追加で別の不安定化力が発生し、これが引き金になっていると考えるのが妥当。  
=>従って、締めばめ以外の不安定化力を検討する

(2) 軸受部品、シール部品、組立状態の調査

- 定期点検実施時に、軸受、オイルフィルムシールの寸法確認、組立状態、あたり確認を実施。
- 各部品寸法は公差範囲内、組立状態も良好、パッドのあたりも問題ないことを確認。  
=>従って、軸受、シールの部品不良、組立不良による自励振動の可能性は低い

## 1-4. 調査・データ分析

(3) (4) 不安定化力を考慮したロータ & 軸受系の安定性解析を実施

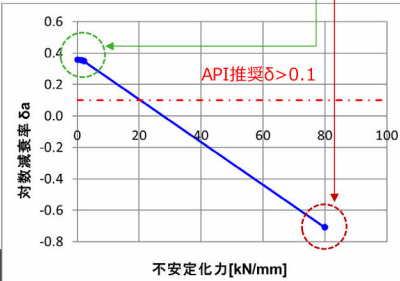
### ■ 各要素で発生する不安定化力

- インペラ、シール : 1.2 [kN/mm]
- バランスピストンシール : 0.9 [kN/mm]
- 片側インナー/アウターロックアップ時  
オイルフィルムシール : 77.8 [kN/mm]

(Wachelの経験式: API採用)  
(Texas A&M予測ツール)  
(同上)

ガス不安定化力小、  
安定性を脅かすほど  
効かない

油の不安定化力大きい



### ■ 機内のガス不安定化力では、十分安定。

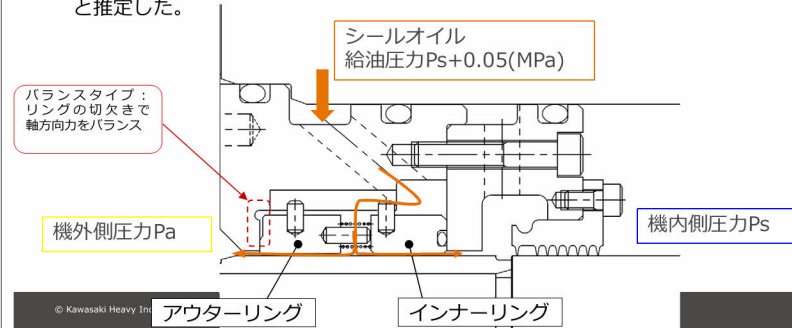
- しかし、オイルフィルムシールがロックアップした場合は、他とはオーダが異なる不安定化力が発生する。この時、対数減衰率 $\delta_a = -0.707$ 。ロータ系で不安定振動が発生する可能性高い。

## 1-4. 調査・データ分析

- シャフトと狭い隙間ができるリングを、機内側(インナー)・機外側(アウター)に配置。機内側圧力 $P_s$ よりも高い圧力でシールオイルを供給し、隙間に油を流すことで機内側の気体を封じ込める

### ■ オイルフィルムシールのロックアップ

- アウターリングの内外圧差で発生する軸力、リングが壁面に押し付けられ発生することが多い。対象圧縮機では、アウターリングの肩を切り欠き、軸力をバランスさせロックアップ防止(バランスタイプ)。しかし、何かをきっかけにインナー and/or アウターリングが拘束され、不安定化力発生⇒非同期振動、と推定した。



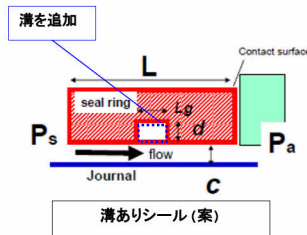
## 1-5. 対策

【対策案】アウター/インナー シールリング内面に溝採用

- ロックアップ時のシールリングの不安定化力 $k_{xy}$ は

$$\text{長さ}L\text{の3乗に比例 } k_{xy} = \frac{\pi^2 \mu N D L^3}{120 C^3}$$

- シールリングの内面に溝を採用。Lの短いものを複数配置することに相当し、不安定化力が約1/5に減少



- 抵抗が減り、インナーシールオイル漏洩量が約20%増加するデメリットあり。使用済みインナーシールオイルを廃棄するシステムだと大問題だが、本圧縮機はシールオイルの脱気・再生装置を併設、再使用可能であるので影響ない。

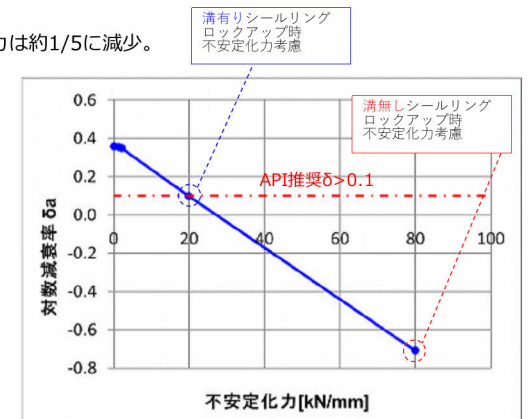
## 1-5. 対策

【対策案】アウター/インナー シールリング内面に溝採用

- 溝を採用するとロックアップ発生時の不安定化力は約1/5に減少。

- この時、対数減衰率 $\delta = 0.1$ 。非同期振動は発生しない。

|     | 不安定化力の考慮          | 不安定化力<br>$k_{xy}$ [kN/mm] | 対数<br>減衰率 $\delta$ |
|-----|-------------------|---------------------------|--------------------|
| [1] | なし                | 0                         | 0.359              |
| [2] | インペラ、シール          | 1.2                       | 0.356              |
| [3] | [2] + バランスピストンシール | 2.1                       | 0.350              |
| [4] | [3] + シールリング(溝無し) | 79.9                      | -0.707             |
| [5] | [3] + シールリング(溝有り) | 19.8                      | 0.100              |





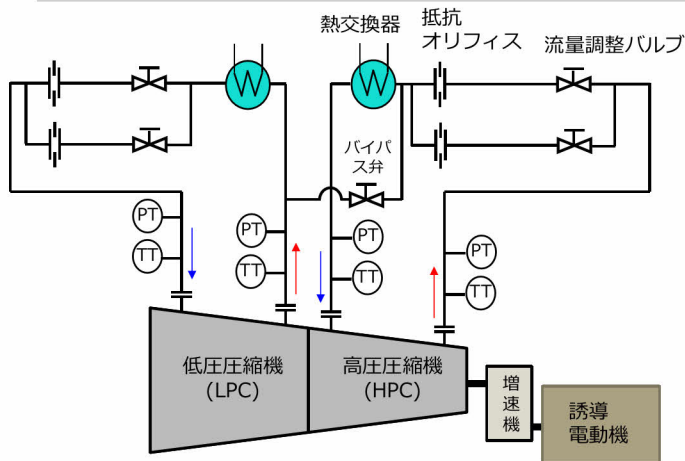
## 1-6. 結論

- 非同期振動発生の原因推定・対策案を客先に説明、了解を得て、定期点検にて溝付きシールリングへ交換を実施した。
- その結果、リング交換以降、非同期振動は発生していない。また、シールオイルの増加量も予想された範囲で、既存システムで再利用可能。非同期振動トラブルを解決することができた。
- 何らかの原因でロックアップが生じると、大きな不安定化力が発生する。発生する可能性があることを知っていないと対処ができない。新設の圧縮機はドライガスシール採用が標準となっているため、オイルフィルムシールの機構を理解していない設計者が多い。教育・伝承が必要。

## 2. 負荷試験時 / 配管起因の流体励振力による強制振動

- 工場での負荷試験中(FL/FP)に、非同期振動が発生。複数の周波数成分が現れ、負荷依存性がある。
- 対数減衰率logdec=0.7と十分高く、1次危険回転数Nc1=70Hzの周波数成分ないため、自励振動の可能性は低い。
- 工場試験配管の、抵抗オリフィスとバルブの位置を入れ替えると、非同期の振動が大幅に低下。エルボー配管とバルブによって、強い渦が発生しロータが励振された。

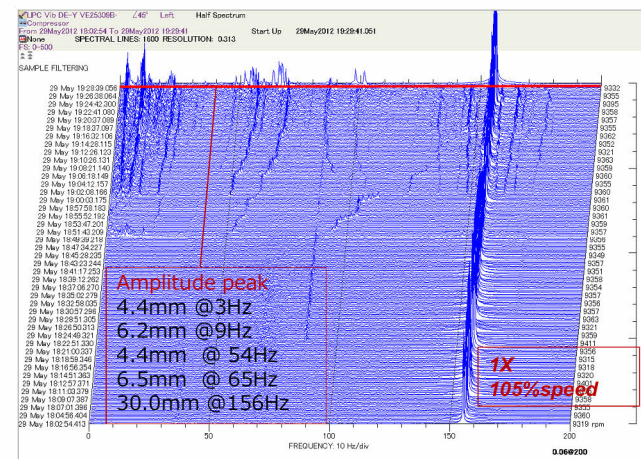
## 2-1. 機器構成



**圧縮機**  
インペラ: 8枚  
中間冷却付き 2 セクション構成

**試験条件**  
作動流体 = CO<sub>2</sub>(100%)  
吸込圧力Ps=1 barG  
吐出圧力Pd=63 barG  
回転数N= 8910rpm(100%)  
9356rpm(105%)  
動力 = 6900kW

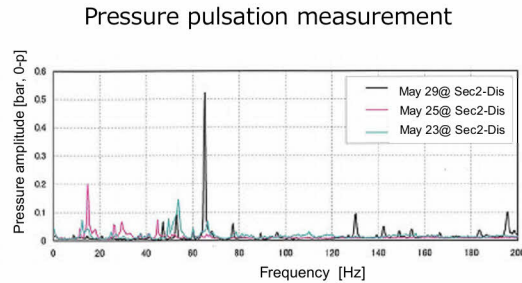
## 2-2. 発生した現象



### 特徴

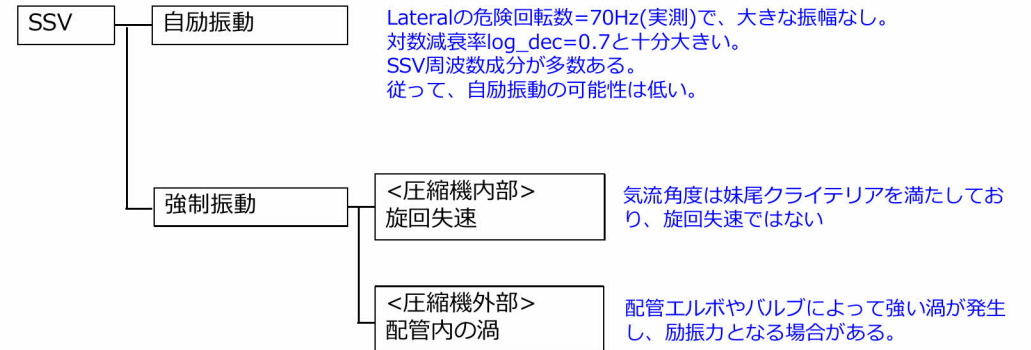
- 吐出圧力を増加させると、複数の非同期振動(SSV)が発生。
- 吐出圧力増加に伴い、SSV振幅も増大
- 吐出圧力増加に伴い、周波数が変化する成分がある。

## 2-2. 発生した現象



軸振動だけでなく、圧力脈動も観測された。  
軸振動同様、複数の非同期成分が発生。  
運転条件により支配的な周波数成分が異なる。

## 2-3. 原因推定

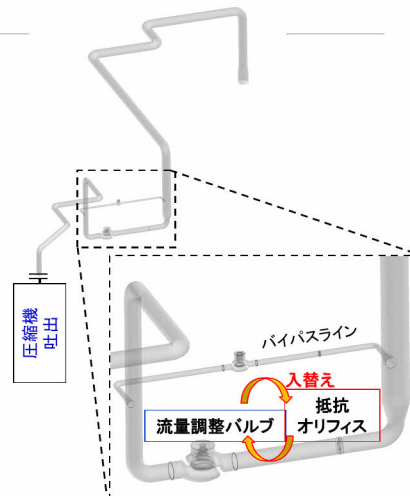


## 2-3. 原因推定

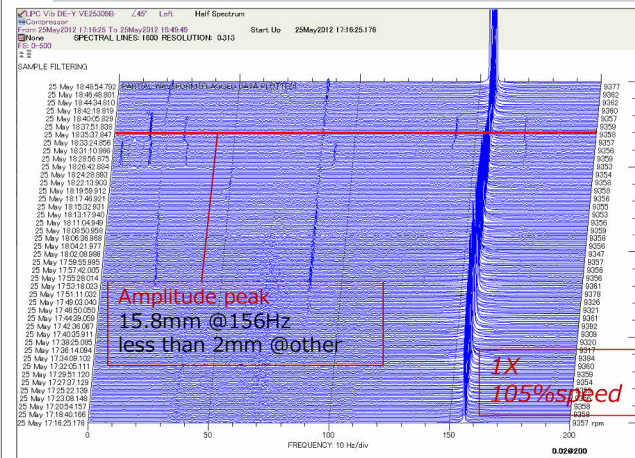
工場配管は、設置スペース制約、バルブの操作性、既設機器との干渉回避などを考慮して設置。  
このため、連続した配管エルボの近くにバルブ、オリフィスが配置されていた。



- 配管エルボ、バルブ、オリフィスによって、流体励振力が発生した可能性あり。
- 吐出温度の上昇により、音速が変化。これによって共鳴周波数が変化し、SSV周波数も変化したと推定。
- 流量調整バルブと抵抗オリフィスの位置を入れ替えて試験実施。



## 2-3. 原因推定



バルブ、抵抗オリフィス入替後試験結果

- 非同期振動成分が激減。  
1X以外の成分は、  
2μm以下に減少。
- 圧縮機本体で励振力が発生していたのではなく、配管内で発生していた。

## 2-4. 検証

### 1. S S V発生メカニズムの推定

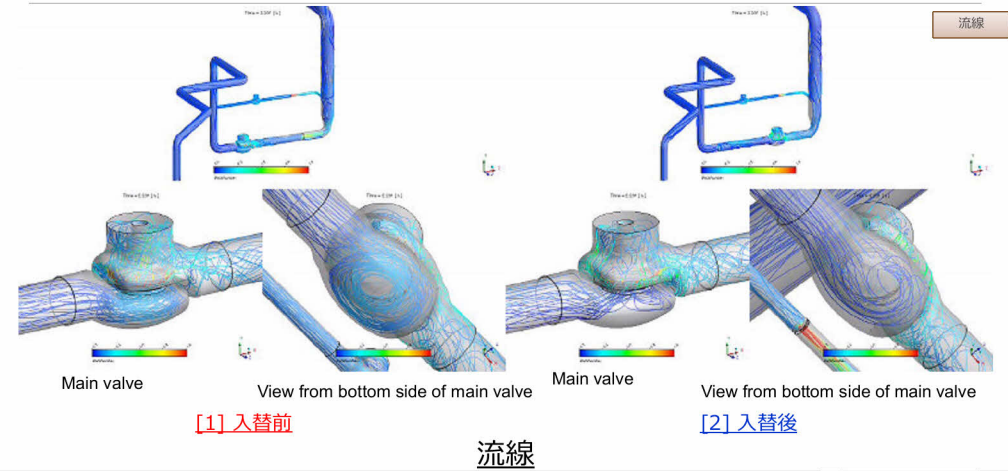
- ✓ 圧力脈動は、圧縮機吐出側配管(エルボ-バルブ-抵抗オリフィス付近)で発生。
- ✓ 発生した圧力脈動が、上流側の圧縮機吐出側へ伝搬し、圧縮機ロータを励振した。

### 2. 検証

『吐出側配管』、『圧縮機内部流路』を解析範囲とした非定常CFDを実施し、以下の点を検証する。

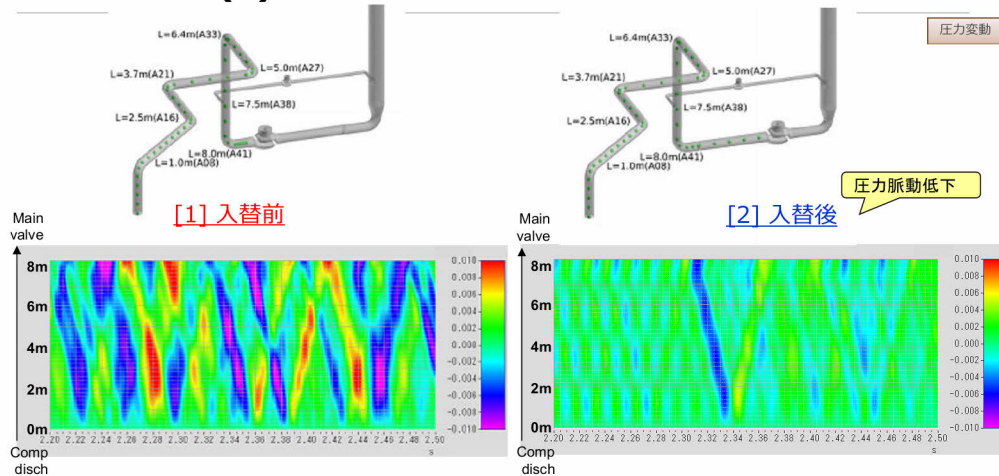
- 1) 配管系にて圧力脈動が発生し、圧縮機吐出側まで伝搬すること
- 2) 伝搬した圧力脈動が、圧縮機のロータを励振すること

## 2-4. 検証 - (1)配管系のCFD解析

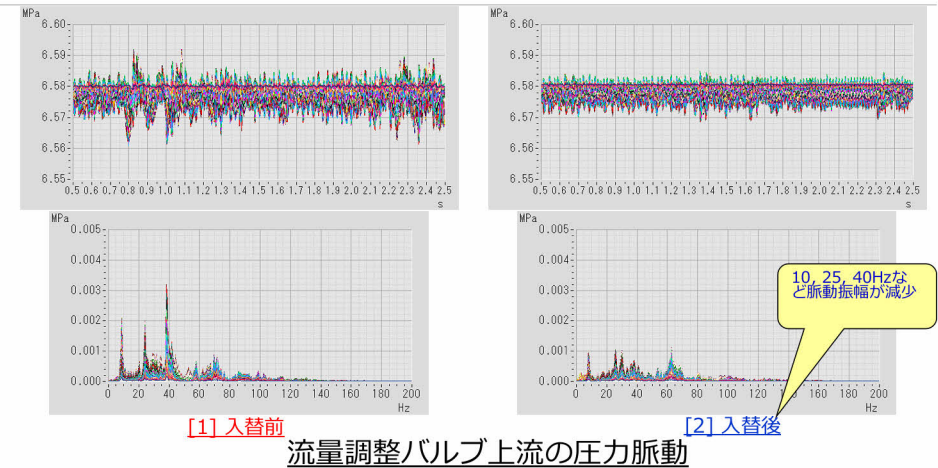


## 2-4. 検証 - (1)配管系のCFD解析

NOTE: Green dots in above figs indicate the location where FFT taken



## 2-4. 検証 - (1)配管系のCFD解析





## 2-4. 検証 - (1) 配管系のCFD解析

- 配管の非定常CFD解析の結果、
  - 流量調整バルブ-オリフィスの入替によって、静圧の脈動振幅は低減
  - 入替前の構成では、10、25、40Hzの圧力脈動周波数成分が確認された。入替後の構成では、脈動振幅が30-50%低減することが確認された。
- 非定常CFDの結果では、圧力脈動の振幅は実際よりも小さい。これは、圧縮機吐出での境界条件を、圧力一定で与えた影響と考えられる。

## 2-4. 検証 - (2) 圧縮機最終段のCFD解析

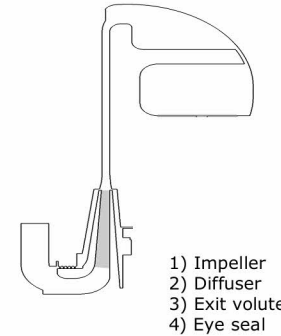
圧力分布

出口境界条件を以下の2パターン与えて、非定常CFD解析を実施。  
Case-2の圧力脈動は、実測された最大振幅の周波数を代表で与えた。

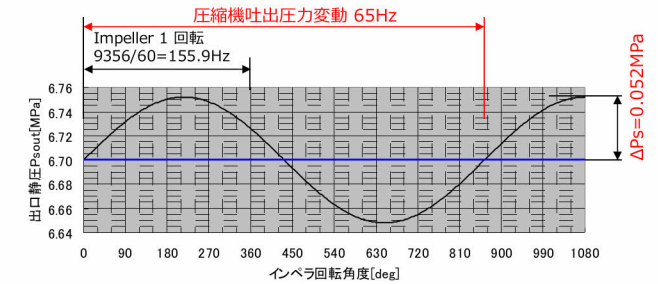
[Case-1] Pd一定 :  $Pd[MPa] = 6.7 (const)$

[Case-2] Pd脈動 :  $Pd[MPa] = 6.7 + 0.052\sin(\omega t)$

$\omega = 65 \times 2\pi = 408.4[\text{rad/s}]$



- Impeller
- Diffuser
- Exit volute
- Eye seal

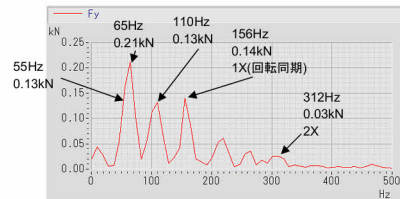
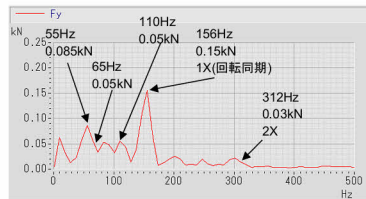
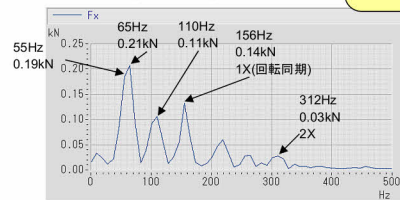
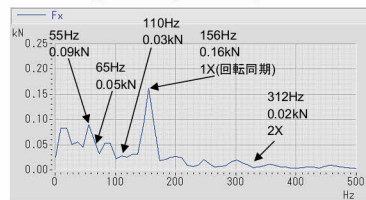


## 2-4. 検証 - (2) 圧縮機流路のCFD解析

[Case-1] Pd一定

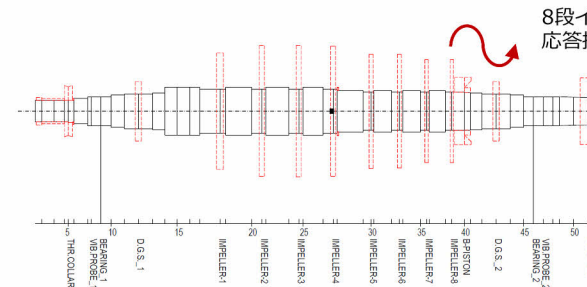
[Case-2] Pd脈動

65Hzの圧力変動を出口境界で与えた。しかし、110Hz成分など、異なる周波数成分も出現。



## 2-4. 検証 - (3) 非同期励振力に対する振幅応答計算結果

|                 | [Case-01]<br>Pd一定 | [Case-02]<br>Pd脈動 |
|-----------------|-------------------|-------------------|
| Fr (kN) at 65Hz | 0.05              | 0.210             |



8段インペラをFr(kN)、65Hzで励振させ  
応答振幅を算出

Case-02で算出した65Hzの励振力  
Fr=0.210(kN)で加振した結果、  
応答振幅= 10.4 μm(p-p)

・・・計測されたSSV振幅(6.5μm)に近く、  
実際の現象を説明できている

## 2-5. 結論

- ✓ バルブ&オリフィス入替試験、および非定常CFD解析の結果より、SSV発生メカニズムは以下と推定される
  - 1) 配管エルボ & バルブによって、回転同期とは異なる周波数の圧力脈動が発生
  - 2) 圧力脈動が、配管上流の圧縮機吐出側に伝搬
  - 3) 伝搬した圧力脈動によって、ロータに非同期の励振力が作用する
- ✓ 8段インペラに65Hzの励振力を作用させ、計算すると10.4 $\mu\text{m}$ (p-p)の応答振幅。計測されたSSV振幅(6.5 $\mu\text{m}$ (p-p))に近く、実際の現象を説明できている。
- ✓ 配管要素を起因とした励振源が発生することがある。  
本件は、圧縮機の下流で励振力が発生し、上流側の圧縮機に伝搬した事例である。  
特に高圧の場合は励振力が大きくなりうるため、配置計画に注意が必要。



hinotori

New Values

安全安心リモート社会

つぎの社会へ、  
信頼のこたえを

Trustworthy Solutions  
for the Future

Cross Over

エネルギー・環境ソリューション

近未来モビリティ

Frontier

© Kawasaki Heavy Industries, Ltd. All Rights Reserved

 **Kawasaki**  
Powering your potential

30