

| | |
|---------------------|----------------------------|
| 【整番】 FE-19-TC-003 | 【標題】 音響振動による疲労破損の事例 |
| 分類：流れ(流体振動)／種別：設計メモ | 作成年月：H22.5／改訂：Ver0.0(22.5) |

作成者：N.Miyamoto

全 12 枚

プラント設備で見受けられる高周波振動は騒音問題に結びつくことが多いが、場合によっては音響疲労につながってトラブルを引き起こす。現象としては高サイクル疲労の一種であるが、その発生メカニズムを音響-構造物の連成問題として考える必要がある。ここでは次の2つのトラブル事例を紹介して、音響疲労へのアクセスに供したい。

- ① 弁騒音による減圧弁下流配管の音響疲労 -----文献(1)
- ② ターボコンプレッサ下流ドラムの音響疲労-----文献(2)

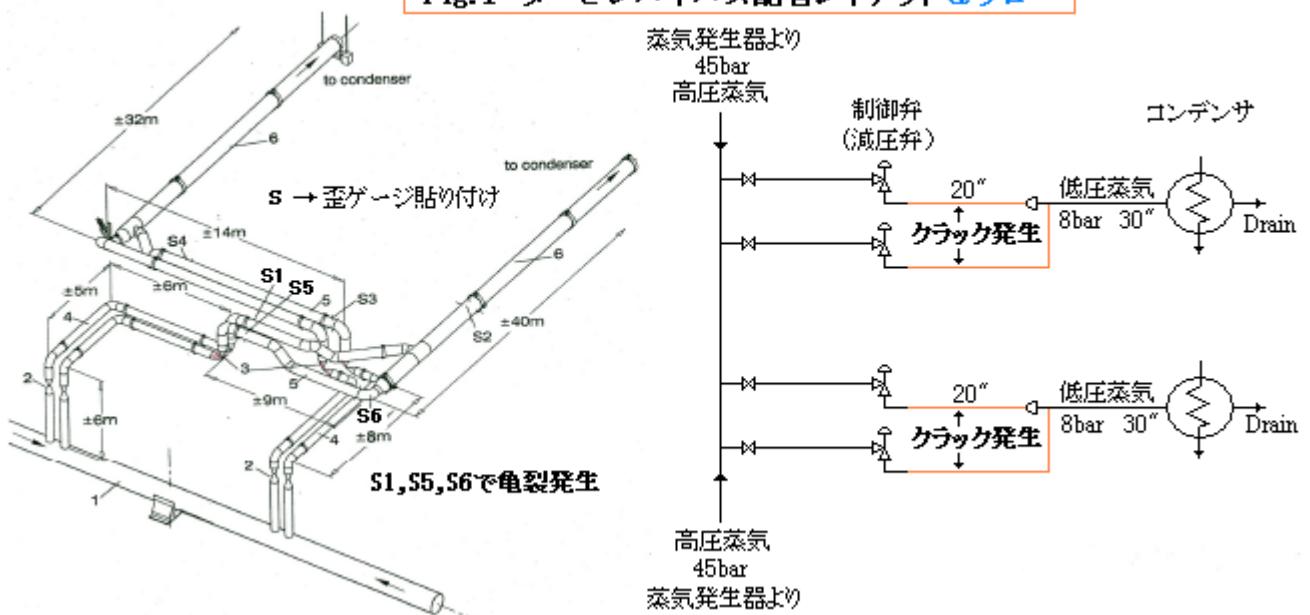
なお、本 TS の記述内容は出典の記述内容にほぼ準じる。TS 作成者のコメントは青色の文字で示す。

I. 弁騒音による減圧弁下流配管の音響疲労(事例)

1. トラブルのあらまし

Gentilly 原発のタービンバイパスで減圧弁下流の配管に幾つかの疲労クラックが発生した。状況からみて、この疲労は減圧弁の高差圧から生じる音響振動によるものと思われる。そこで 破損配管の振動計測と動ひずみ計測を実施して音響振動→ 音響疲労を確認すると共に、減圧弁下流の騒音レベル SPL を 10 dB ダウンすることで疲労が回避できるという見込みを得、減圧弁システムの構造を変えて低騒音化を図った。この変更は功を奏して高周波振動は解消したが、弁システムの支承不足で弁システムの振動がでてきたので、更に弁システムの支承を追加し目標の振動緩和を達成することができた。以下その内容を示す。

Fig.1 タービンバイパス配管レイアウト & フロー



2. トラブルの状況

クラックが発生したタービンバイパスのフロー(推定)と、亀裂が起きたバイパスコンデンサ行き配管のレイアウトを Fig.1 に示す。このバイパスは蒸気タービンのトリップ対策以外に、スタートアップや

シャットダウンにも使われている。装置としては 2 系列(多重系列?)になっている。各系列につきアンダル型の減圧弁(制御弁)2 個がついており、圧力は 45bar(260°C)から Max.8bar まで絞られ、20"管を経て 30"ヘッダに合流してコンデンサに接続する。減圧弁は、円筒状プラグ付きシステムを持ち、プラグには全開時、流路断面積と等しくなるようなトータル面積を持った 4 つの開口が付いている。その断面構造を Fig.2 に示す。

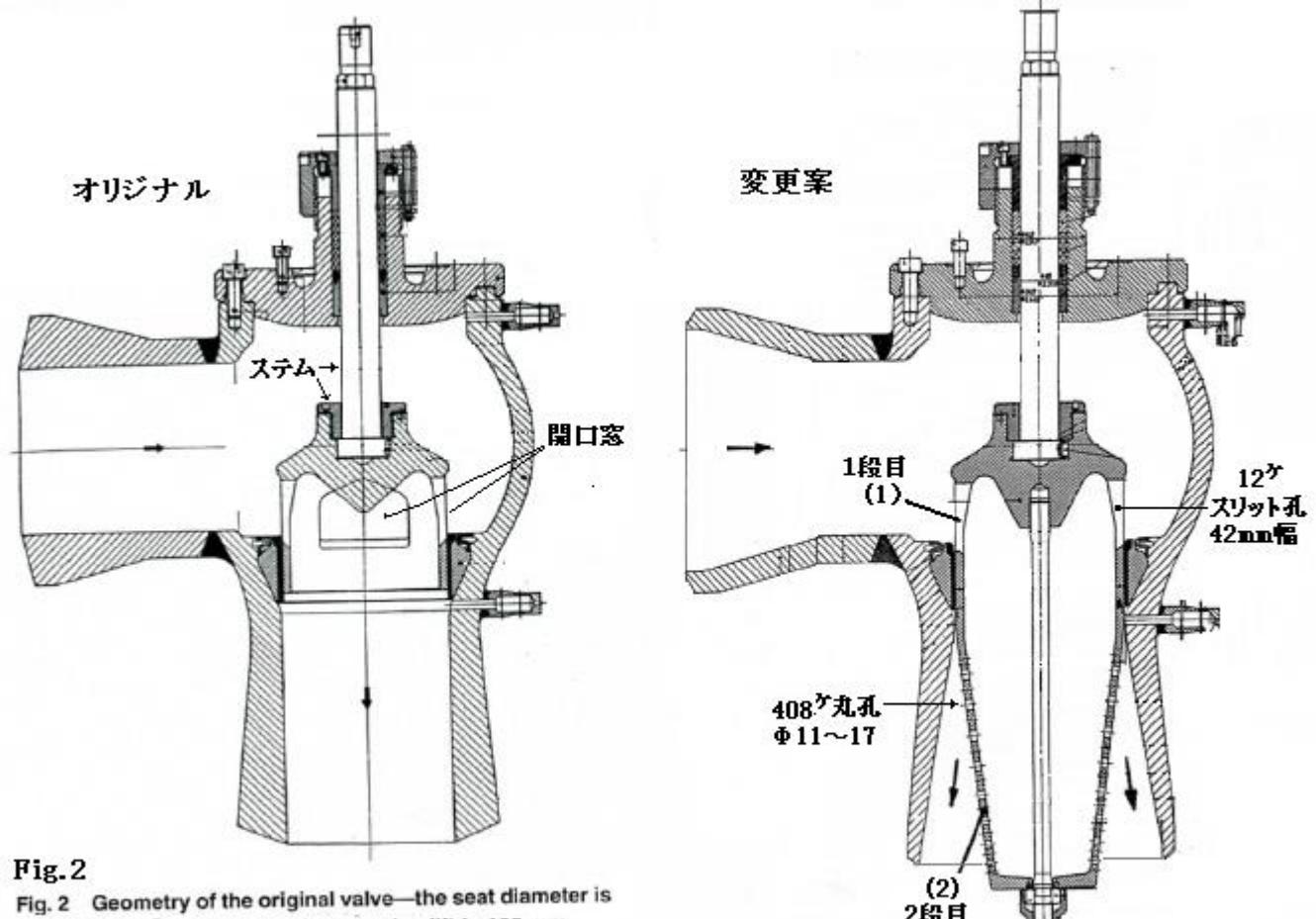


Fig. 2

Fig. 2 Geometry of the original valve—the seat diameter is 255 mm and the maximum valve lift is 100 mm

Fig. 7

Fig. 7 Geometry of the modified stem—1) first stage of pressure reduction consists of 12 slits each 42 mm in width; 2) second stage consists of 408 orifices ranging from 11 to 17 mm in diameter

亀裂は Gentilly2 系の商業運転が開始された直後におきた。亀裂箇所は、減圧弁後流(2 次側)の数箇所(少なくとも Fig.1 の S1, S5, S6)。破面解析から疲労破損であることがわかった。破損後、原因究明の為、タービントリップ時の流体過渡解析を含めた設計レビューが行われたが、タービン起動時の蒸気ハンマーリングが破損原因ではないことが判り、振動(→高サイクル疲労)に疑いが集まった。

3. 原因とメカニズム

- (1) 原因を調べる為に弁の後流配管の破損部近く数箇所に、加速度計と高温用歪ゲージを取り付けて、振動と動ひずみの計測が行われた。

採取された動ひずみスペクトルの例を Fig.3(a)、Fig.4(a)に示す。狭域帯では~600Hz、広域帯では~2kHz で卓越が見られる。この傾向は他の計測点でも同じ。

このひずみ計測をベースに溶接部 2 番などの応力集中を考慮して作成した平均応力振幅を、横軸に弁リフトをとて表示すると Fig.5 のような傾向になる。リフト 70% ぐらいまで急激に増加し、それ

からわずかに減少する。

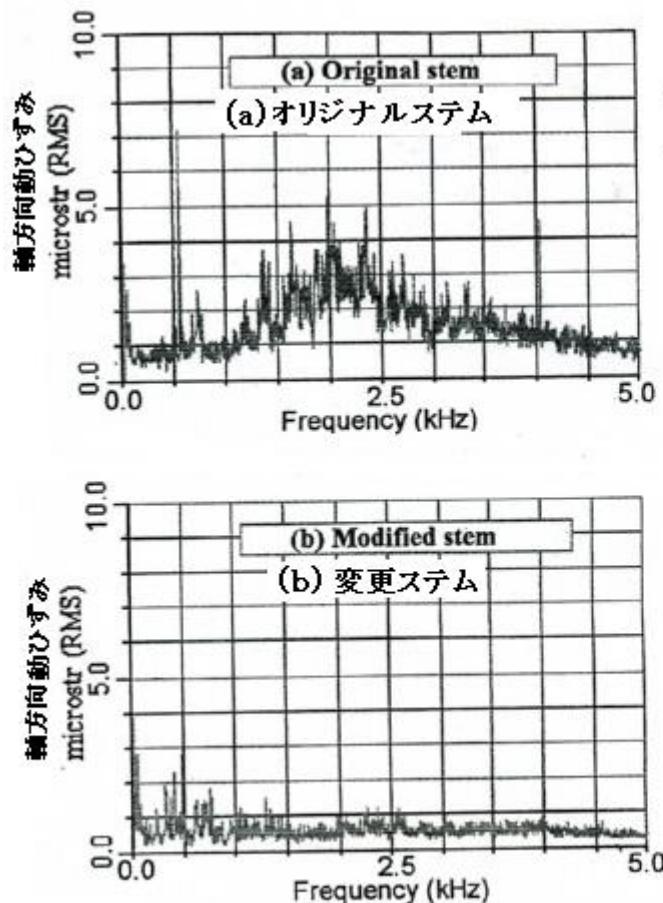


Fig. 3 Typical spectra of the dynamic axial strain at location S6—(a) original stem, total rms amplitude of strain=43.2 μ ; and (b) modified stem, total rms amplitude=11.8 μ

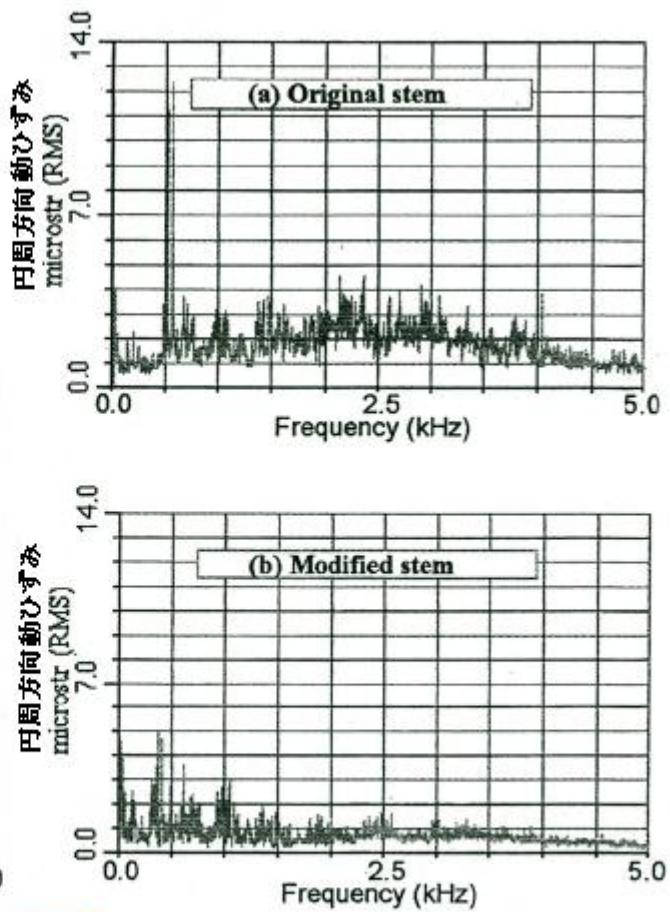


Fig. 4 Typical spectra of the dynamic tangential strain at location S6—(a) original stem, total rms amplitude of strain=44.5 μ ; and (b) modified stem, total rms amplitude=15.7 μ

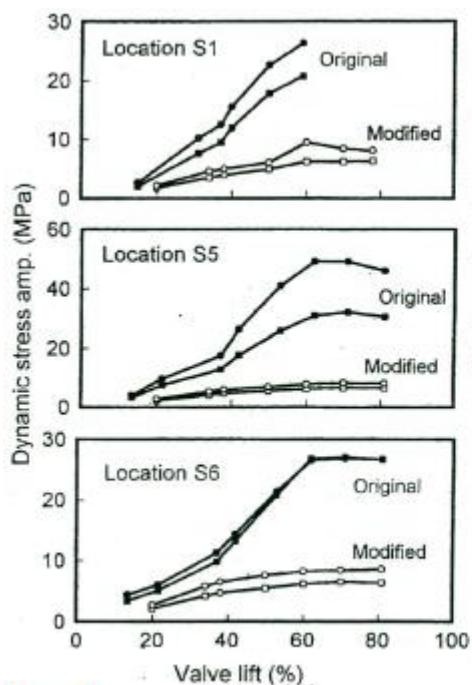


Fig. 5 変更前後の平均的な動的応力振幅の比較

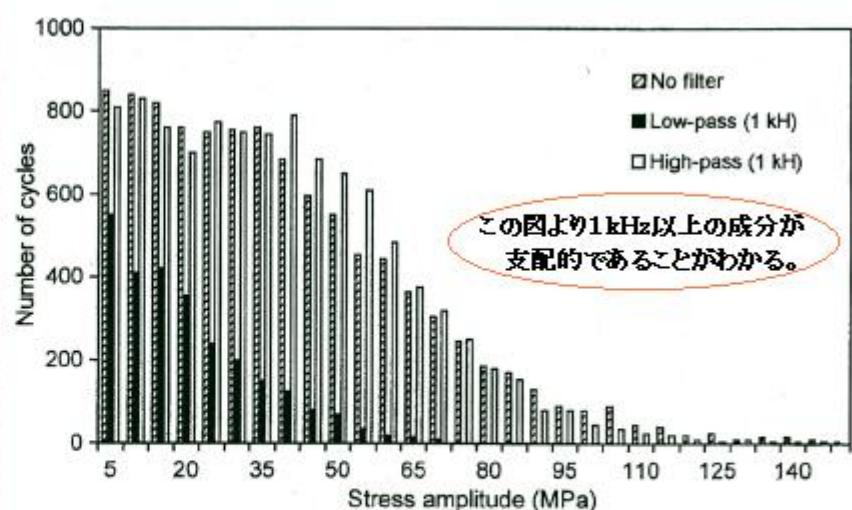


Fig. 6 軸応力-応力サイクル分布 (52% 弁開度)
ローパスフィルタ vs ハイパスフィルタの効果の比較

応力振幅の結果を、rainflow cycle counting method を用いて分析した結果を Fig. 6 に示す。計測された最大応力振幅は～145MPa(横軸上)程度で、管材料の許容疲労限界 80MPa よりかなり高いので、

当然、疲労破壊が起きる。Fig.6 には、ローパスフィルタ/ハイパスフィルタを用い 1kHz 前後で周波数分布を別けた結果が示されているが、High-pass 分が大きいので 1kHz 以上の成分の寄与が大きいことがわかる。従ってパイプの破損は、弁から生じる高周波のノイズのレベルを引き下げることで回避できることを予想できる。応力レベルからみれば、現状の Max.145MPa を半分に抑えれば、疲労限 80MPa を下回る。これは、制御弁の高周波騒音レベルを、少なくとも現状より **6dB** ダウンできれば達成できるはずである(補足説明参照)。そこで現在の弁システムに代えて新たに低騒音の弁システムを開発することになった。その場合、設計目標として現状騒音の **10dB** ダウンが設定された。

4. 是正措置

(1) 制御弁騒音を低減する方法として確度が高いのは、「単段を多段にして圧力降下を分割する方法」と「各段の流路面積を細分する方法」である。当該ケースでもこの 2 つが採用された。新たに開発された弁システムの変更案を Fig.7 に示す。構造は 2 段筒で、1 段目は **12** ケの狭いスリット孔(流入孔)を持ち、2 段目は **408** ケの小さい丸孔($\Phi 11 \sim 17$ 流出孔)を持っている。流量は弁リフトに等しい高さを持った 1 段目のスリット孔を弁座に潜らせることで調整する。小さな弁リフトでは、全圧損は 1 段目で達成され 2 段目は騒音抑制器として働く。大きな弁リフトでは全圧損は各 2 段に等分配される。

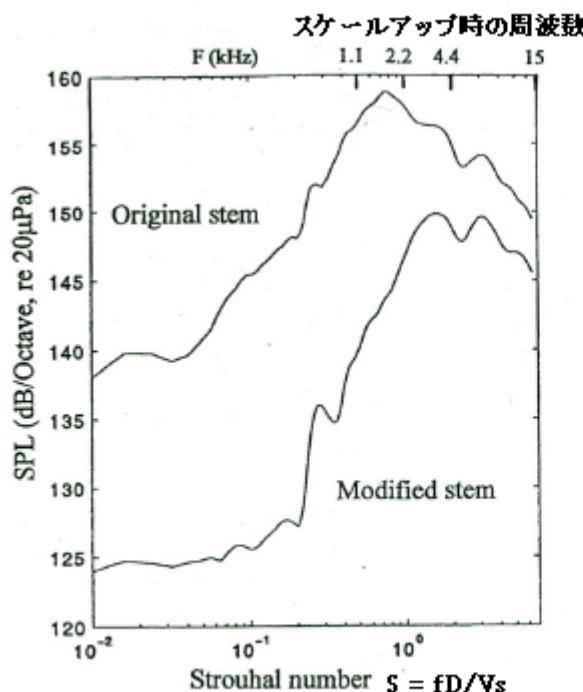


Fig.8 縮尺モデルテストにおける下流側管内に発生する騒音スペクトル(圧力比3、弁リフト100%)

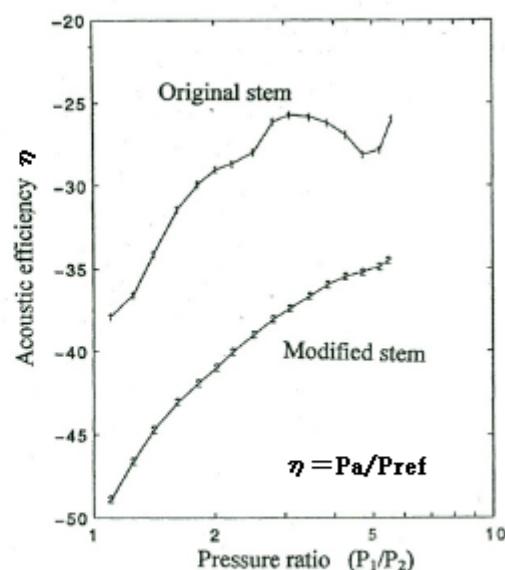


Fig.9 オリジナルシステムと変更システムにおける全音響効率比較(縮尺モデルテストの結果、100%リフト)

(2) 変更システムの効果(騒音度の低下)については 1/10 縮尺モデルテストで、弁の下流 8D/12D 位置の管内面にマイクロホンを取り付けて確認された。その結果を Fig.8 に示す。この図の横軸は下記で定義されるストローハル数である。なお流速は断熱変化を仮定している。

$$S = fD/V_s \quad \text{ここで } f = \text{騒音周波数} \text{ (Hz)} \quad D = \text{特性長さ (弁座径)} \quad V_s = \text{弁後流の流速}$$

また Fig.8 の上端で与えられるスケールは、実機サイズにスケールアップした場合の周波数レンジである。これでみるとオリジナルの弁システムの最大騒音レベルは 1~3 kHz にあるが、これは Fig.3 の傾向とだいたい合っている。Fig.8 から、変更弁システムの場合、周波数全域を通じて騒音レベルの

減少が見込まれる。新しい弁システムの最大 SPL の減少は～9dB になるが、これは騒音のピーク位置の周波数が、高い方に移行したためである。この変化は、弁システムの圧力が 2 段落としになり流路分割によって膨張噴流サイズが縮小されたことに由るものである。特に後者の影響は大きい。

Fig.8 の圧力比は 3 である。圧力比による音響効率の変化(計測結果)は Fig.9 に示される。この図の音響効率 η_a は次式で定義される。

$$\eta_a = P_a / P_{ref} \quad \text{但し } P_a = P_{rms}^2 \{ \pi D^2 / (4 \rho c) \} (1+M), \quad P_{ref} = \int T_o^* ds \quad [\text{状態 1} \rightarrow \text{状態 2}]$$

ここで P_a =音響パワー、 P_{rms} =内面で計測された音圧、 M =下流マッハ数、 ρ =密度、 c =音速
 D =管内径、 P_{ref} =リファレンスパワー、 T_o^* =全エンタルピ h_o 一定の時の全温度、
 s =エントロピ

この音響効率の定義は一般性があり種々の異なる条件あるいは実ガス/理想ガスについて成立する。従って、縮尺モデルで得られた Fig.9 の結果は、実機でも用いることができる。

Fig.9 は、変更弁システムの音響効率が、圧力比 3 でオリジナル弁システムのそれより 12dB、圧力比 5 で 9 dB だけ低いことを示している。これは実機でも殆ど変わらないはずである。

[Fig.9 の縦軸の音響効率は dB 表示、即ち $20 \log_{10} \eta_a$ で表示されたものと思われる。従って、図中の 2 つの曲線の間隔が、そのまま騒音の減少になる。]

(3) 縮尺モデルテストで変更弁システムは良好な結果を得たので、更にこの変更弁システムを実機に装着してオリジナルの場合と同様の振動/動ひずみ計測が行われた。その結果、Fig.3(b)、Fig.4(b)に示すように、広域帯のピークも狭域帯 600Hz のピークも相当程度に減少しているのがわかった。後者は Fig.8 からもわかるように周波数が全般にアップしたことによる。この結果はモデルテストと同様に 10dB ダウンが可能であることを示している。

また Fig.5 に示すように破断部付近の管の平均応力振幅は、弁リフト全域(全流量域)で大幅に減少している。おそらくこの傾向は、弁後流配管の全域に及ぶと思われる。

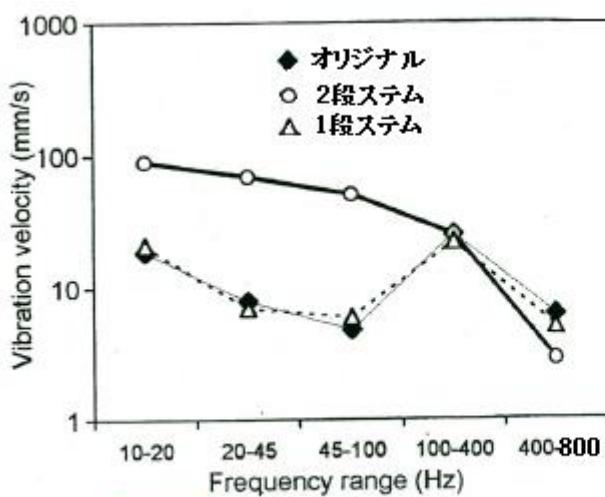


Fig. 10 振動速度振幅の計測結果

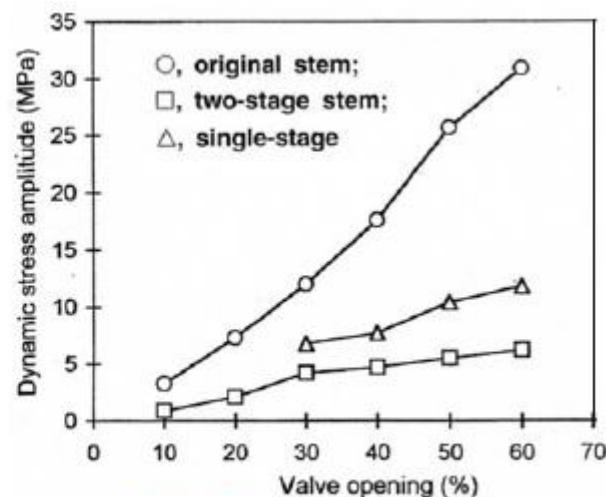


Fig. 11 管の平均動的応力振幅の比較

このように変更弁システムは良好な結果を得たが、反面、思わぬ欠陥が発覚した。それは弁システムの振動である。Fig.10 に弁システムに繋がる部分から採取された振動速度の計測結果を示す。低周波数

の振動がオリジナルの弁システムよりも高くなっている。恐らく2段目が1段目からの乱流騒音に曝されたためと思われる。2段目は1段目と一体となって弁棒を介し弁カバーからカンチレバー状に吊るされている。当初2段目は弁座に接合される筈であった。この場合、2段目は弁ボディから支承されるので、弁システムの振動は回避できる。然るに、経済性と施工性の観点から、この設計は却下された(ひとつには類似の2段弁システムが他のプラントで使用されていたことにもよる)。

現行設計ではこの構造は修正され、システムの2段目は弁座と一体化されている。

- (4) 更にシステム2段目を弁座に組み込む前に、12ヶのスリット孔を持つ一段目だけの弁システムによる性能テストが実施された。これはモデルテストでどうやら1段目だけで10dBの削減ができるようだという見込みがでてきたからである。弁改造後のテスト結果を Fig.10、Fig.11 に示す。Fig.10 では、オリジナルの弁システムと同様な結果になり、2段弁システムのようなシステム振動はない。Fig.11 では2段システムよりやや応力が高くなるものの、当初の見込みどおり応力振幅を半減することができる。故に、オリジナルの4つの窓孔を12ヶのスリット孔に替えることで、応力振幅を疲労限界以下に切り下げられることができた。
- (5) 最終的に、変更1段弁システム、変更2段弁システムのいずれが採用されたかは不明。ニュアンスとしては、多少安全側の変更2段弁システムが採用されたような気がする。

(補足説明)

Fig.6 はある期間の応力振幅の現出頻度を示すもので Max.145MPa は、同期する各レベルの応力振幅の累積と見なされる(多分 600Hz ピークが過半を占める可能性はあるが…)。応力振幅が低下するほど、サイクル数が大きくなっているが、これは周波数が上がるほど、応力レベルが下がってゆくことを意味する。この場合の高周波振動は 200~300Hz 以上を指すが、周波数が低くなるほど応力レベルは高い。従って、実質的な応力振幅の切り下げは、周波数分布をかさ上げし分布のピークをできりだけ高周波数域に押し上げることで達成されると思われる。また、仮に応力振幅の累積が音響パワーPa($= \eta Pw$)に比例するとすれば、これを半減するときの音響パワーレベル PWL は、

$$20\log_{10}\{(1/2) \eta Pw\} = 20\log_{10}(\eta Pw) + 20\log_{10}(1/2) = 20\log_{10}(\eta Pw) - 6 \quad (\text{dB})$$

であるから、オリジナルに比べ、6dB のダウンになる。

II. ターボコンプレッサ下流ドラムの音響疲労事例⁽²⁾

1. トラブルのあらまし

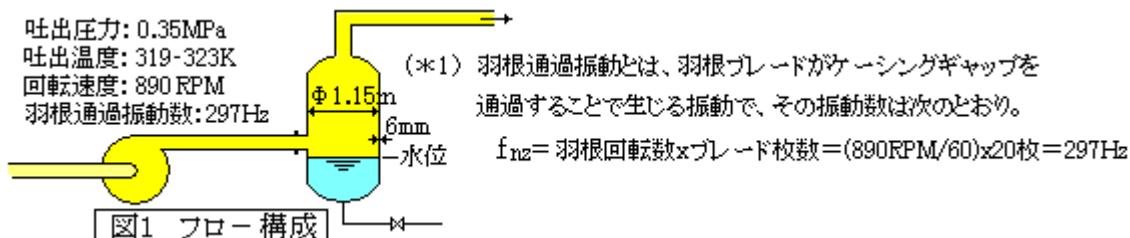
ターボコンプレッサの吐出側に設けられたドラムに高サイクル疲労による破損が起きた。音響疲労が疑われ、その原因とメカニズムを究明し対策を立案するため、実機に近い実験装置を用いて振動テスト、スピーカーテストが実施された。また音響・構造連成解析など解析による究明が実施された。その結果、この疲労破損がドラム内の音響共鳴による高周波の強い振動によるものであることがわかった。また「ドラム入口へのオリフィス挿入」と「ドラム径の変更/胴厚さのアップ」が改善策として有効であることがわかった。

2. トラブルの状況

文献⁽²⁾にはトラブルの内容が示されていないが、推定では、

- ・もともとコンプレッサに羽根通過振動^(*1)があった、
- ・破損は胴と脚の接合部の溶接で起きた

と思われる。羽根通過振動は羽根車の回転に由るもので通常は有意な振動とならないので、何らかの励振が働いたようである。フローの構成を下記に示す。



2. 原因とメカニズム

(1) 原因究明のため次のテストが実施された。

| | |
|----------|---|
| 振動テスト | 実機とほぼ同じテスト構成。ドラムは次の3種類。ドラム1が実機のドラム。 <u>ドラム1(Φ1150x6)</u> 、 <u>ドラム2(Φ1000x6mm)</u> 、 <u>ドラム3(Φ1000x12)</u> コンプレッサから圧力脈動を与える。ドラム周に加速度センサをセットし胴壁の変位を計測。またドラム水位を変えて影響をみる。 |
| スピーカーテスト | ドラム内の音響共鳴振動数と音響モードを調べるため、ドラム1の入口管台にスピーカーをセットして200-600Hzの音響励振を与える。これをドラム周8点のマイクロホンで受信して音響モード形状を収録する。水位は一定とする。 |

振動テストの結果は、以下のとおり。

- ① オリジナルのドラム1には、297Hz(羽根通過振動数)に顕著なピーク変位あり(Fig.6)。
- ② 最大変位振幅(p-p)はドラム1の場合~140μm、ドラム2の場合~40μmとかなり差がある。140μmの振幅では容易に疲労が起きるはずである。
- ③ ドラム1では水位によって振幅が大きく変わる(Fig.7)。ドラム2, 3では変化少(Fig.15)。
- ④ ドラム1の60hr耐久テストで、隅肉溶接止端にクラック発生(6x10⁷cycle程度)

スピーカーテストの結果は次のとおり。

- ⑤ 羽根通過の297Hzに漸近する295Hz音響モードがオリジナルのドラム1に存在する。
- ⑥ 295Hz音響モードで2次の対称モードが励起されている(Fig.9)。

(2) 原因究明のため、次の解析が実施された。

音響解析(固有値解析/モーダル解析)→圧力負荷に対するドラム内気柱の応答を見るもの

構造解析(胴シェルの固有値解析)→297Hz 共振の可否を見るもの

音響一構造連成解析(動的応答解析)→圧力負荷に対する(気柱+胴シェル)の応答を見るもの

(解析法については末尾の補足 1 を参照のこと)

音響解析の結果は次のとおり。

⑦ ドラム 1 の場合、羽根通過 297Hz に近い音響共鳴周波数(= ドラム内気柱固有振動数)有り。

⑧ 一方、No2, 3 ドラムには 297Hz に漸近する共鳴周波数はない。

⑨ 295Hz 付近にスピーカーテスト結果に似た 2 次の音響モード形状がある(Fig.10)。

構造解析の結果は次のとおり。

⑩ ドラム 1 で胴厚さで変えても、羽根通過 297Hz 前後に胴壁の固有振動数が存在する。

6mm 厚さ : 288,292,295,303Hz, 12mm 厚さ : 274,290,305Hz, 18mm 厚さ : 270,293,297,306Hz
連成解析の結果は次のとおり。

⑪ 胴厚さが厚くなるほど変位量がダウンする(Fig.11,12)。

⑫ 連成解析結果では対称 2 次モードの音響モードと高次の構造モードが励起されている。計測値
からははつきり確認できないが、固有振動モードと似ており妥当な結果と思われる(Fig.13)。

⑬ 最大変位振幅は音速の変化にかなり敏感である(Fig.14)。

(3) 以上から次のような考察ができる。

- ①で観察される顕著な 297HZ 振動が、ドラム 1 に相当する実機のドラムの疲労破損を誘起した
と考えられる。この振動は、⑤⑦から見て入口ノズルから入力した圧力荷重の卓越周波数 297
Hz とドラム内気柱固有振動数が漸近して(一致して)生じた音響共鳴振動と判断される。また
この振動は、⑥⑨より対称 2 次音響モードであると考えられる(これに関して TS 作成者の推定を
末尾の補足 2 に示す)。

一方、⑧の事実からドラム 2、ドラム 3 には音響共鳴振動は起きない。ドラム 2, 3 の径 1.0m は
ドラム 1 の径 1.15m より小さく、気柱固有振動数は 297Hz から多少外れる。これが②の結果、
即ち振動変位 $120 \mu\text{m}$ と $40 \mu\text{m}$ の差になったと思われる。

- 音響共鳴は胴シェルの変位を増幅するが、気柱の音響モードに対して胴シェルの構造モードが
一致するといわゆる共振状態になって更に胴の変位は増幅される。この場合、⑩のように胴厚さ
を変えても 297Hz に近い振動数が存在しているため胴厚さの影響が判別できない。これにつき
文献(2)では、計算上 297Hz ぴったりの固有振動数をもつ[厚さ 18mm]ケースが、少し 297Hz
から外れる[厚さ 12mm]ケースよりも変位が少ないので、"必ずしも固有振動数の一致だけでは
共振しない(振動モードが一致しないと共振しない)" と云っているが、実機の[厚さ 6mm]ケース
の共振の可能性を否定してはいない。とにかく実験/解析の結果に、明確に共振を裏付けるものは
なかったようである。
- ③のごとく水位によってドラム 1 の変位が著しく変化している。これについては文献(2)では
言及していないが、多分気柱の高さの影響で、共鳴周波数のズレあるいは音響モードの変形が

起きるのではないかと思われる。Fig.15 からドラム 2,3 には水位の影響は少ない。これはもともとこれらが共鳴周波数を持たないからと思うが、微妙な傾向ではないかと思われる。
[水位の影響については今後の情報に注目すべき。]

- 文献(2)は、流体の感受性を考慮した連成解析を説くが、これは流体音速のことだと思う。音速は圧力伝播を担うので当然、解析結果に影響する。

(4) 結論的には、疲労原因であるドラムの振動は、ドラム内の気柱の音響共鳴によるものである。なおドラム胴壁の共振の可能性については不明、水位の影響についてはホールド。

3. 是正措置

原因究明のための実験/解析には、次のような振動緩和対策の検討も含まれている。

- (a) ドラム径および肉厚の変更(ドラム 1 → ドラム 2, 3) → 音響-構造連成解析による。
- (b) ドラム入口にオリフィス挿入 → 1 次元脈動解析、音響-構造連成解析による。

(a)の結果を Fig.14 に示す。ドラム 1 → ドラム 2、即ちドラム径を 1150mm から 1000mm に変更すると約 68%、最大振幅が減少する。更にドラム 2 → ドラム 3、即ち胴厚さを 6mm から 12mm に変更すると約 86%まで、最大振幅が減少する。

オリフィスは減衰効果をもつ。Fig.8 に、開口面積比 25%の単口オリフィスの挿入によるドラム壁の変位振幅変化を計測した結果を示す。オリフィス挿入で約 67%程度、最大変位振幅が減少している。一方 1 次元脈動解析結果では、[コンプレッサ吐出管内脈動 100% → 31.4%、ドラム入口速度変動 100% → 27.5%] という計算結果になるが、これは計測結果とよく似ている。オリフィス挿入は、ドラム内の音響モードにもドラム壁の構造モードにも影響は及ぼさないので、単純には、ドラム入口にインプットされる圧力負荷の減少傾向がそのままドラム壁に伝達されたとみていい。とにかくオリフィス挿入効果は顕著である。

実際採られた是正措置がどうであったかは文献に記載がないのでわからない。多分オリフィス挿入ではなかったかと思われる。



Fig.5 3次元音響-構造連成解析の音響モデル(FEM)

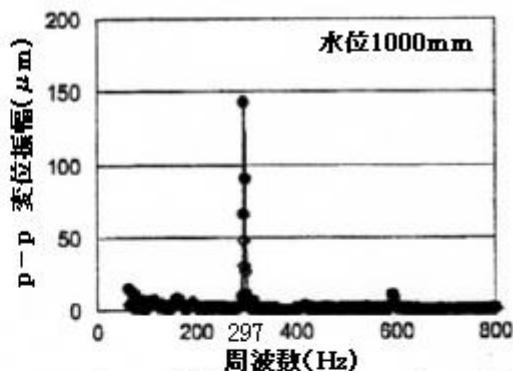


Fig.6 ドラム1の場合の変位振幅スペクトル(計測値)

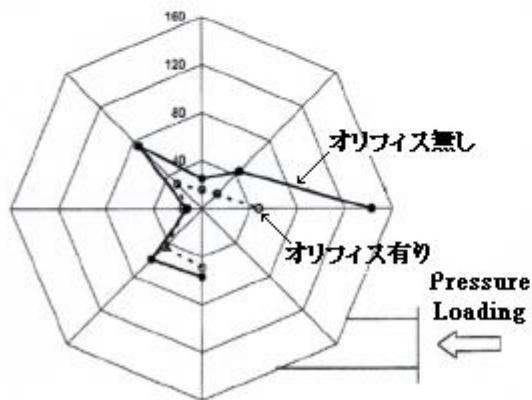
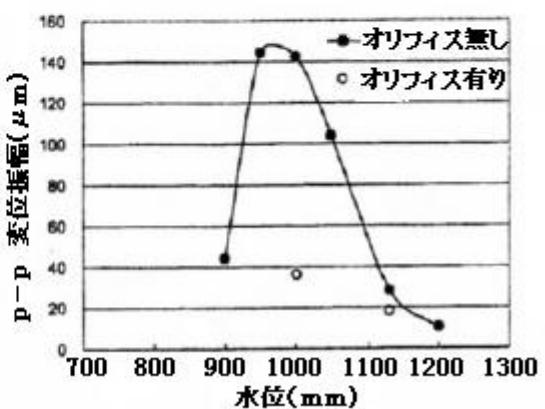
Fig.8 ドラム1壁の変位振幅分布(計測値)
水位1000mm

Fig.7 ドラム1の場合の変位振幅スペクトル(計測値)

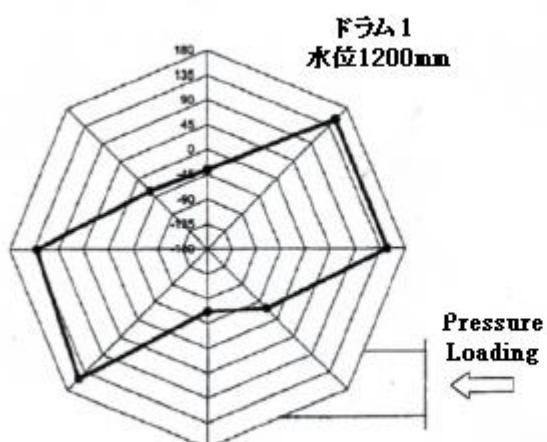


Fig.9 295Hz音響モードの周方向位相(計測値)



Fig.10 295Hz音響モードの3次元モード形状

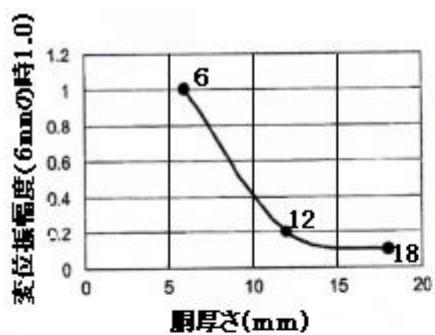


Fig.11 胴厚さと最大変位振幅の関係
(ドラム1の解析結果)

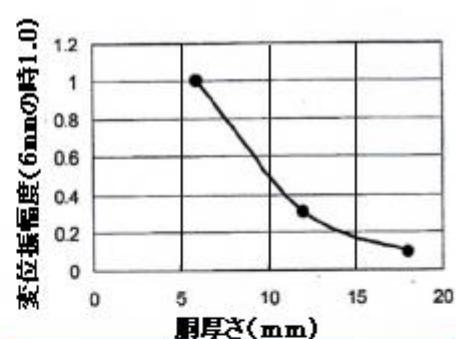


Fig.12 胴厚さと最大応力振幅の関係
(ドラム1の解析結果)

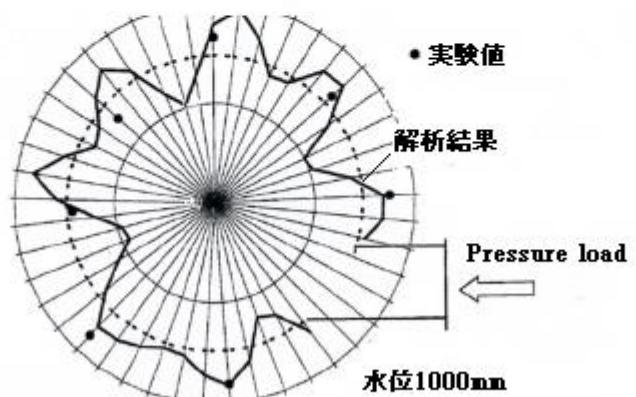


Fig.13 ドラム1におけるドラム壁の変形
(音響-構造連成解析結果と実験値)

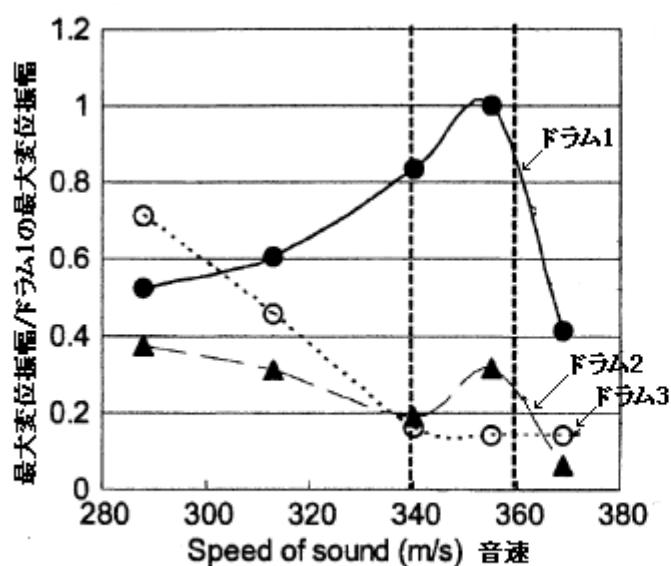


Fig.14 音速変化と各ドラムの最大変位振幅の関係
(解析結果)

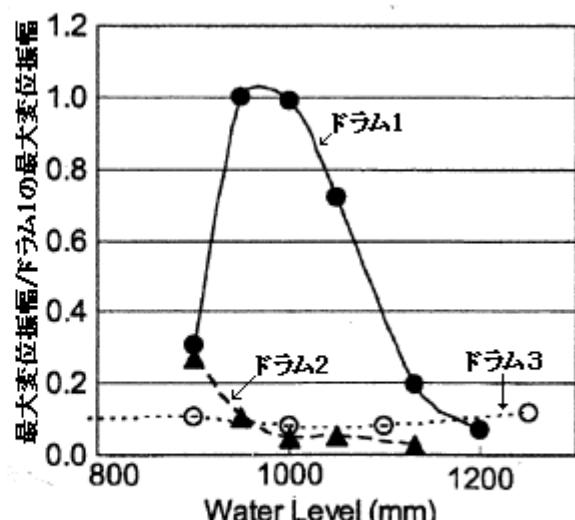


Fig.15 水位と各ドラムの最大変位振幅の関係
(計測結果)

末尾補足)

1. 音響-構造連成解析は次に与えられる空間波動方程式で、音響圧力(圧力伝播速度で伝播する圧力)の変化を追い、境界に与えられる構造物-音響圧力の連成式を解いて応答変位を求めるもの。

$$\partial^2 \mathbf{P} / \partial t^2 - C^2 (\partial^2 \mathbf{P} / \partial x_i^2) = 0$$

$$\begin{pmatrix} \mathbf{K}_s - \omega^2 \mathbf{M}_s, & \mathbf{C}' \\ \mathbf{C}, & \mathbf{K}_F - \omega^2 \mathbf{M}_F \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{w} \\ \mathbf{P} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{F}_s \\ \mathbf{F}_F \end{pmatrix}$$

ここで \mathbf{P} =ノーダル圧力ベクトル、 C =音速(圧力伝播速度)、 x_i =空間座標、 t =時刻、

\mathbf{K}_s =構造物の剛性マトリックス、 \mathbf{M}_s =構造物の質量マトリックス、 \mathbf{F}_s =構造荷重ベクトル

\mathbf{K}_F =流体の剛性マトリックス、 \mathbf{M}_F =流体の質量マトリックス、 \mathbf{F}_F =音響荷重ベクトル

\mathbf{w} =ノーダル変位ベクトル、 C =形状的連成マトリックス、 C' =同左、 ω =角振動数

上記の波動式は次の運動式、連続式から速度ベクトル u を除去し、抵抗 $R=0$ として得られる。

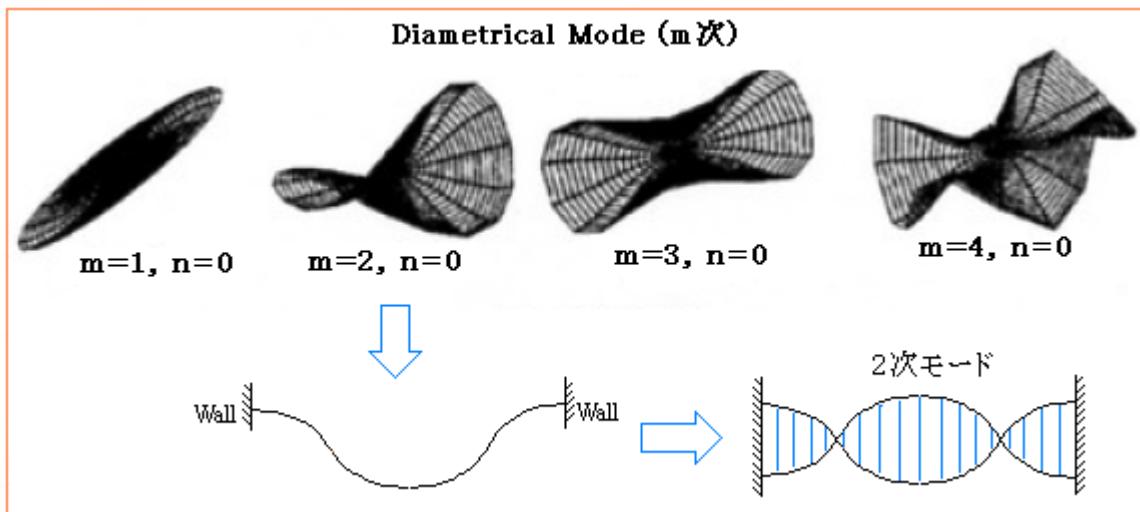
$$\rho \partial u / \partial t + R u / s + \partial P / \partial x = 0, \quad \partial P / \partial t = - \rho C^2 \partial u / \partial x$$

2. 半径方向 2 次音響モードについて。下図に最もシンプルな対称(Diametrical)モードを示す⁽³⁾。

2 次モードは鳥が両翼を広げた形で、これを中央の対称軸廻りに振ると、1 次元の 2 次モードのイメージになる。周知のように 1 次元波動の周波数は $f = nC/(2L)$ であるから、時数 $n=2$ 、流体音速 $C=340 \sim 360 \text{ m/s}$ 、長さ $L=D=1.15 \text{ m}$ とすれば、

$$f = 2x(340 \sim 360)/(2 \times 1.15) = 296 \sim 313 \text{ Hz}$$

になる。この結果はドラム内気柱の固有振動数(音響共鳴周波数)297Hz に漸近している。



引用文献)

- (1) 「Acoustic Fatigue of a Steam Dump Pipe System Excited by Valve Noise」 by S. Michaud, S. Ziada and H. Pastorei [Journal of Pressure Vessel Technology Nov.2001, Vol.123]
- (2) 「Acoustically Induced Vibration of Drums Excited by Rotating Machinery」 by I. Hayashi and S. Guo [PVP2005-71380 P525-534]
- (3) 「Sources and remedies of high-frequency piping vibration and noise」 by S. M. Price and D. R. Smith (Proceeding Turbo - machinery Symposium)