

【整番 FE-19-TC-009】	【標題】エンジン排気ダクト系の脈動トラブル事例
分類：流れ(流体振動)／種別：トラブル事例	作成年月：H26.12／改訂：Ver.0.0 (H26.1)

作成者：N. Miyamoto

全 33 枚

## 1. はじめに

(1) エンジンは典型的なレシプロマシーンであるため、その後流は脈動流の巣窟になるが、後流の排気ダクトがごく低圧で運転されるためか、往々に脈動ラインという認識が欠落したまま設計されていることもある。それもこれもあってか、コージェネ用のガスエンジンシステムの排ガス系では、運転開始後しばらくして、脈動流によるトラブルが幾つか起きている。すなわち、

- ① H16.10 (Y 社向け#2) →  $\phi 1000$  ダクト合流部底板の亀裂漏洩
- ② H17.02/05 (Y 社向け#2 / F 社向け) →  $\phi 1000$  ラプチャディスクの破損
- ③ H26.02 (F 社向け) →  $\phi 1100$  バイパスダンパ(弁)の振動クレーム

①②は高サイクル疲労即ち  $10^5$  サイクル以上の繰返し回数で起きる疲労に起因している。また③は気柱共鳴と弁体の共振による振動変位の増幅に起因している。

(2) 脈動はエンジンのピストン運動から派生するので、その往復周期に依存して加振周波数が決まる。

上記のトラブル事例における加振周波数は次の通り。

- ①② → 18Hz(1 次), 36Hz(2 次), 54Hz(3 次), 72Hz(4 次), 90Hz(5 次), 108Hz(6 次) ……
- ③ → 6.25Hz(1 次), 12.5Hz(2 次), 18.75Hz(3 次), 25Hz(4 次), 31.25Hz(5 次), 37.5Hz(6 次) ……

これらの加振周波数と排気ダクトの気柱固有振動数が漸近すると共鳴して圧力振幅が増幅し、更に加振周波数とダクト構造物の機械固有振動数が漸近すると共振して変位振幅が増幅する。これらはいずれも応力振幅の増幅となって①②のような疲労破損を引き起こす。また破損に至らずとも③のような振動クレームとなって返ってくる。

(3) これらエンジン排気系ダクトで起きたトラブルは脈動トラブルの典型的な事例である。本 TS はその収束過程で得られた工学的知見を今後のダクト設計に活かしていくために作成したものである。

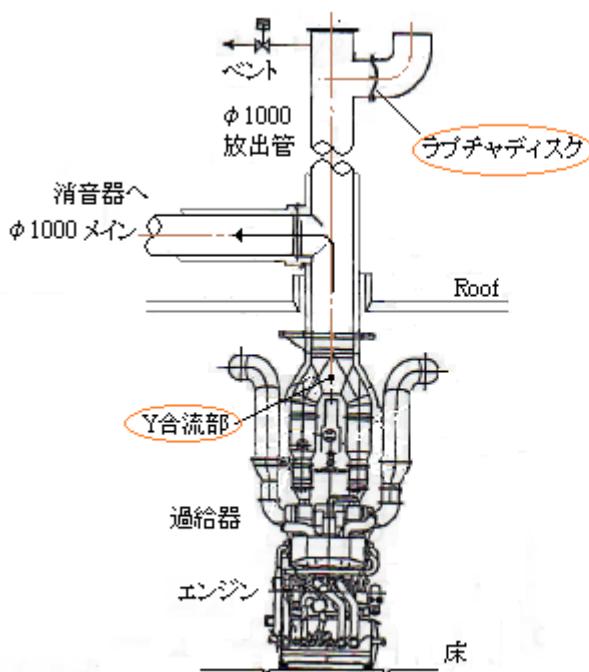


図1a ガスエンジン－排気出口概略図

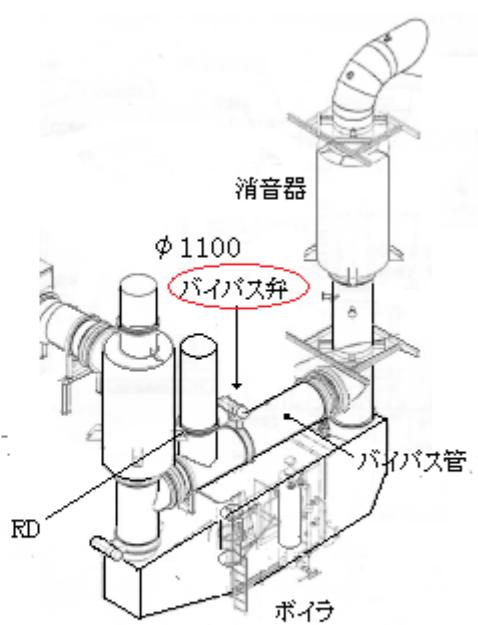


図1b 排気系ボイラバイパス俯瞰図

## 2. Y社ダクト合流部底板の亀裂破損に関して

### 2.1 破損の状況

(1) 運転開始から1ヶ月経過してエンジン直後の2つの排気ダクトがY字状に合流する個所に設けた底板-胴板の溶接部分から底板側にいくつかの亀裂が発生しているのがわかった。運転を中断させないために、割れ部分をおおい隠す形で補修溶接を行ない運転を続行しようとしたが、3日後に再び溶接止端や補強盛り先端に割れがでて停止した。割れの状況を図2に示す。割れの起きた底板と胴板はSUS304製で厚さ4mmである。

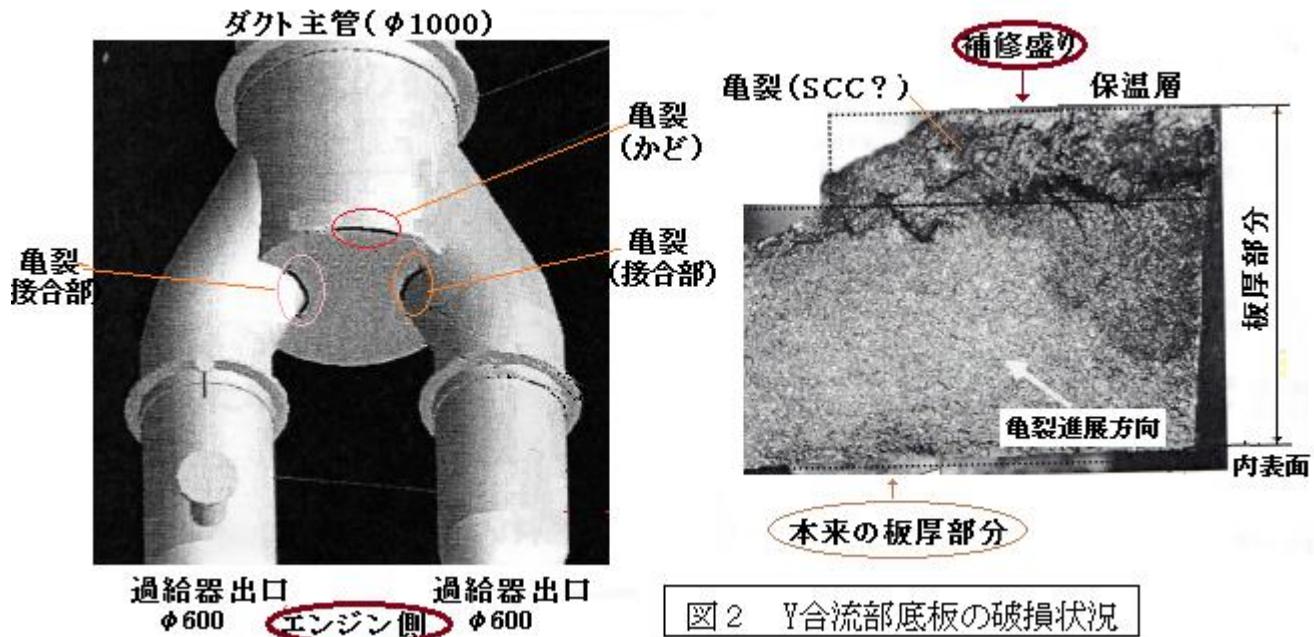


図2 Y合流部底板の破損状況

(2) 先端部分の破面の状況から次のような観察結果が得られた。破面の一例を図2に示す。

- ・断面外側の破面は平坦で、亀裂は内表面から外側に向かって直進しビーチマークもみられる。
- ・断面内側の断面は酸化して黒ずんでおり、亀裂には目立った分岐がみられる。
- ・金属組織はノーマルで特異性はなし。断面外側に若干のNa,K,Clが検出された。

(3) 結論的には、運転中に内側から疲労亀裂が進展して割れが貫通し、その後補修溶接を行なったが保温材中のClイオンによる応力腐食割れ(SCC)や溶接欠陥で短期間に割れが起きたと判断される。

### 2.2 破断メカニズムの究明

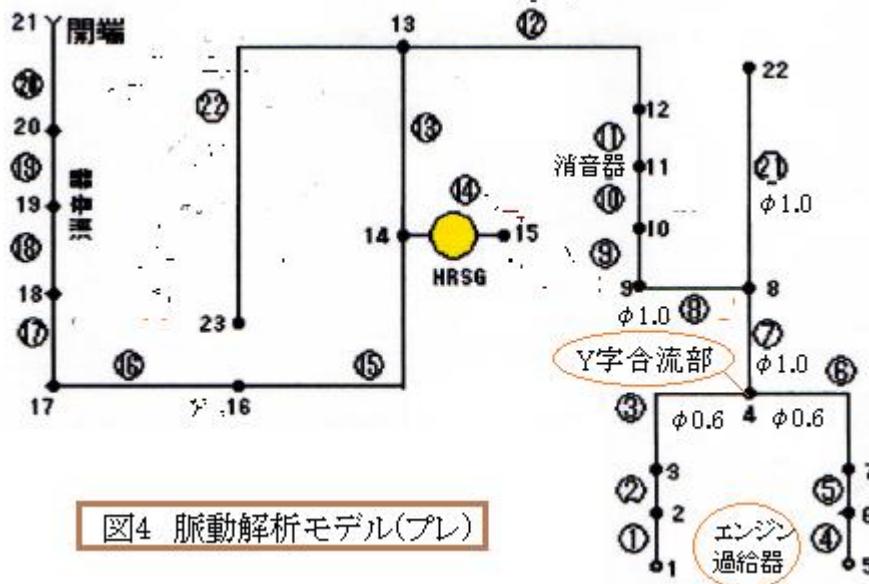
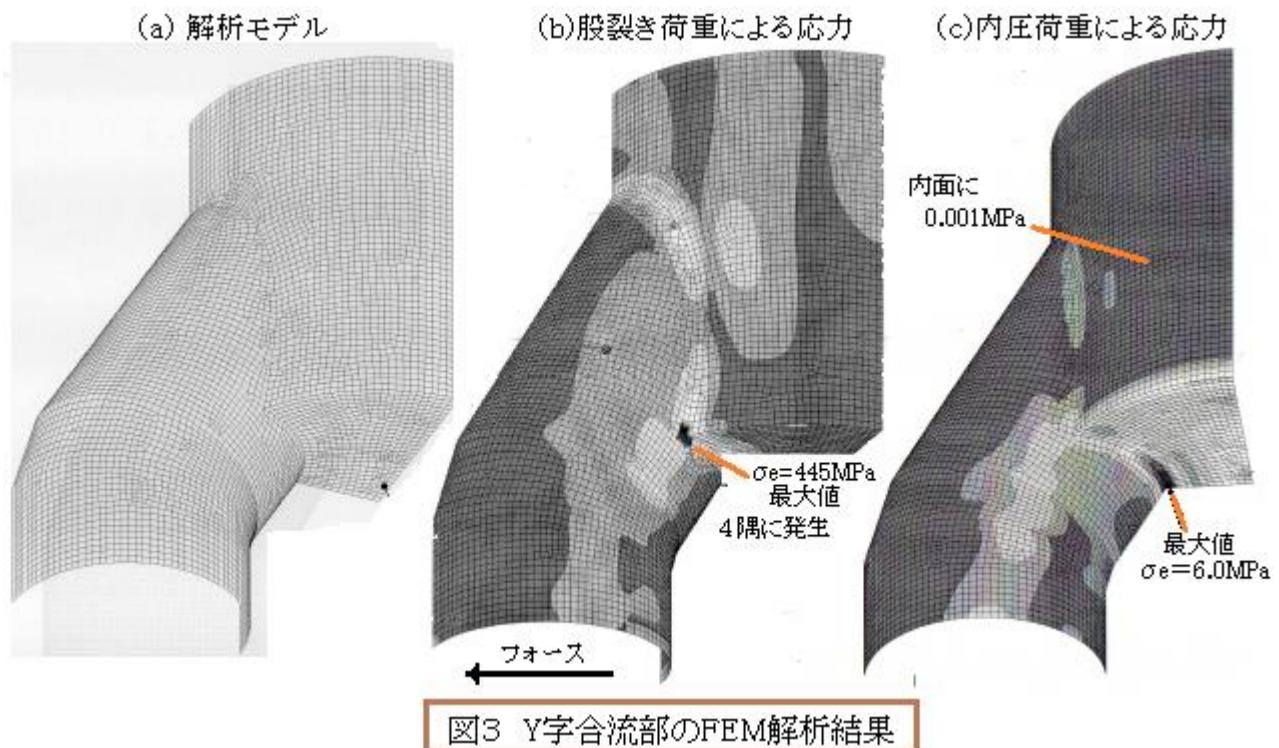
(1) 運転圧力は1KPa未満ときわめて軽微な上に、熱膨張拘束も直前に設けられた伸縮継手の効果でY合流部の荷重条件はかなり穏便であるが、底板に発生していた応力を知るために、Y合流部モデルに股裂き荷重あるいは圧力荷重を加えてFEM解析を行った。図3に解析モデルとその結果を示す。熱膨脹拘束を想定した股裂き荷重による応力のピークは胴板-底板接続線の隅角部にあって破損状況とマッチしないが、圧力荷重による応力のピークは、胴板-底板接続線の辺中央にあって破損状況にほぼマッチしている。従って圧力荷重によって疲労損傷が進行したと考えられる。なお

ミーゼス相当発生応力 → Max.6 MPa (内外差圧 0.001MPaにて)

ごく低圧なので、応力はかなり低レベルになる。この応力には溶接部の応力集中は含まれていない。応力集中係数を3程度とすれば、ピーク応力は18MPa程度になる。

本ケースのSUS304の疲労限界応力(0-P)は、溶接部について100MPa程度と予想されるので高々

18MPa での疲労破損は考えにくく、共鳴や共振による増幅現象を考えざるを得ない。



- (2) まず共振については、底板の機械固有振動数は略々 65Hz 程度と予想され、加振周波数 3 次 54Hz と 4 次 72Hz の中間にるので大きな増幅は考えられない。ただ周波数間隔がせっているため少なくとも **1.5 度**の共振倍率は避けられないと思われる。

共鳴については、まず図 4 のモデルで固有値解析を行って気柱の固有振動数を求める。

4.1、14.4、21.1、24.7、36、41.7、49.9、56、73、90、106……(Hz)

がカウントされるが、Y 合流部では 8 次の 56Hz、次いで 9 次の 73Hz が卓越していた。従って加振周波数 3 次(54Hz)、4 次(72Hz)との共鳴が予想された。更に同じモデルで周波数応答解析を行った

ところ、Y合流部で **0.001~0.01 MPa** (at 流量変動 3~25%)の応答量がカウントされ、規準値 0.0002MPa の 5~50 倍の増幅が予想された。なお実際の応答は状況から **0.006MPa** 程度(15%脈動率)と思われる。

(3) 以上の結果によれば、FEM に由る応力振幅 6MPa(0-P)は、次のように増幅される。

$$(6\text{MPa})x \text{ 応力集中 } x \text{ 共振倍率 } x \text{ 応答倍数} = 6x3x1.5x(0.006/0.001) \rightarrow \text{約 } 160\text{MPa}$$

前述のように溶接部分の疲労限界応力は 100MPa なので、疲労亀裂が進展することになる。更に破断までのサイクル数は  $54\text{Hz} \times 3600\text{sec/hr} \times 24\text{hr} \times 30\text{day} = 1.4 \times 10^8$  回 になり、SN 曲線が平行域に移行した後、破断したことになる(妥当であろう)。

### 2.3 対策の実施

(1) 結論的には、おそらく 3 次の加振周波数 54Hz に対し、強い共鳴と弱い共振が併発して高サイクル疲労に至ったものと判断される。

共鳴現象は気柱形状に依存し管路形状を変更しない限り緩和できないので、対策としては、圧力振幅 0.006MPa はそのままとし、底板全面に 6 mm の板を張り付け、更にその上に横通しのリブを追加することにした。板の張り付けによって等価肉厚は 9.2mm になり、応力は、 $(4/9.2)^2 = 0.19$  倍すなわち  $160 \times 0.19 = 30\text{MPa}$  になり更にリブの補強効果で大幅に減少する。加えて底板部分の機械固有振動数が  $[(9.2/4)^{0.5} = 1.5]$  倍以上に増加して共振倍率が低下する。

実際、補強後の Y 合流部底板の振動変位は  $\pm 2\mu\text{m}$  まで大幅に減少し、機械固有振動数も 300Hz になり高サイクル疲労の懸念は殆ど解消した。

(2) 円筒シェルは膜力で内圧を保持するので応力は低いが、フラットな平板は曲げ抵抗で内圧を保持するため応力は高くなる。例えばパイプ肉厚に比べ盲板(仕切板)の厚さは格段に厚くなる。本ケースは平均圧が大気圧に近い状態なので、脈動を考える必要がなければ 4mm の平板でも十分であるが、胴板との接合部分には応力集中と溶接品質低下が介在して局部応力がかなり高くなり疲労限界応力を越えてしまう。従って、脈動(→流体振動)が介在するダクトでは、このようなフラットな部分は回避し、フラット部分が避けられないなら肉厚をアップするか補強パッドをあて、接合溶接ができるだけ完全溶け込みタイプあるいはこれに近いものにすべきである。

## 3. ラプチャーディスク(破裂板)の異常破裂について

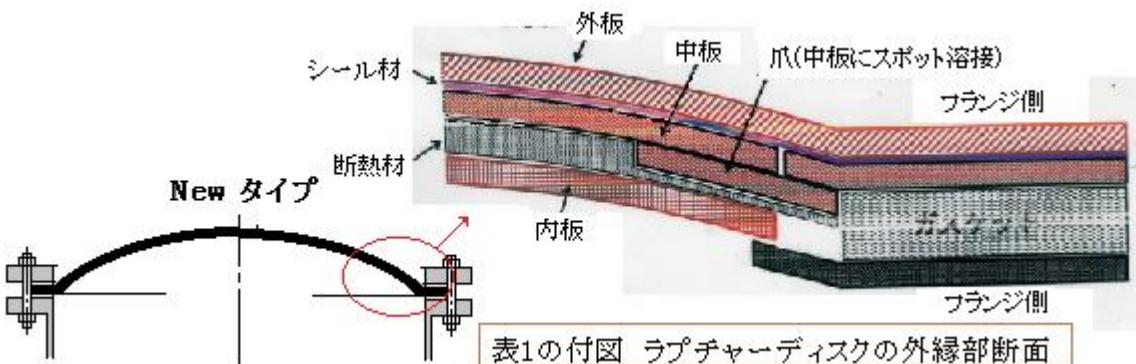
### 3.1 破断の状況

(1) エンジン排気ダクト系は内圧の仕切り毎にラプチャーディスク(以下 RD)で設けて、煙道爆発による異常な圧力上昇によるダクトの破損を回避するようになっている。然るに RD は、単純な圧力上昇による延性破断以外にも、Y 合流部底板の場合と同様に高サイクル疲労によって破断することがある。

RD の機能からみて延性破断はノーマルな破断であるが、高サイクル疲労による破断は RD の機能からみればアブノーマルな破断であり、運転障害以外の何ものでもない。破断面の顕微鏡検査によらない限り、当該 RD がノーマルな破断であったか否かは判断できないが、今までエンジン排気系では、表 1 のような高サイクル疲労による異常破断の事例が確認されている。

表1 排ガスダクト RD の高サイクル疲労破損事例

	ケース1	ケース2	ケース3
発生設備	H社(川崎)	Y社#2	F社
発生年月	H16.11	H17.2	H17.5
破損時間	7000 hr	1200 hr	1002 hr
運転圧力(平均)	4KPa	0~3KPa	4~5KPa
脈動圧力(P-P)	Max.8KPa(実測)	10~11KPa(実測)	15~16 kPa(解析)
破損個所	内板-爪スポット溶接部 中板-爪スポット溶接部 外板-スリット接続部	内板-爪スポット溶接部 中板-爪スポット溶接部	内板-爪スポット溶接部 中板-爪スポット溶接部
RD仕様(*)	サイズ: φ1000 タイプ: Fi-Old 破裂圧: Min.45KPa	サイズ: φ1000 タイプ: Fi-New 破裂圧: Min.45KPa	サイズ: φ1000 タイプ: Fi-New 破裂圧: Min.45KPa



(\*) Fi-Old と Fi-New タイプの違いは次の通り。

- Old は内板と中板、New タイプは中板のみに円周 12 個の爪(止金)がついている。
- New タイプの場合、内板は断熱材の飛散を防止する。断熱材はテフロン製のシール材の温度を 200°C 未満にセーブしてその寿命を保つもの。

(2) 表1のケース1は内板/中板/外板いずれも破損し、ケース2,3は中板/外板で破損がおきているが、ケース1の内板は中板と同じ爪止め構造なので破損パターンとしては中板/外板の1通りだけになる。

まず中板については、図5の右に示すように爪を中板に止めるスポット溶接部の止端をつなぐ形で亀裂が発生している。破面にはストライエーション模様がみられ、疲労亀裂による破断であることがわかる。このときの負荷形態は両振り曲げであったと思われる。

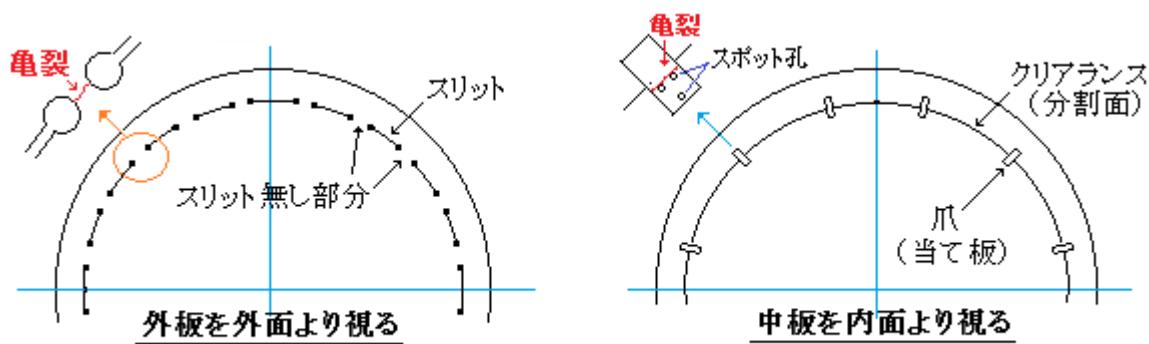


図5 RDの破損状況

外板については図5の左に示すように外周の隣接するスリット孔を結ぶ形で亀裂が発生している。ディンプル模様がないので疲労による破断と思われる。

### 3.3 破断メカニズムと疲労限界脈動圧

- (1) RDの疲労現象が脈動圧力に由るものであることは間違いない。その場合、RDのディスクは複雑な断面構造になっているため、その場合のRDの挙動はY合流部底板の疲労破損のように単純ではない。RDメーカの説明によれば、「内圧が異常上昇すると、外板は中板よりも剛性があるので主に外板の方で内圧ラストを支えることになり外板の方が先行して延性破断する」とされている。内圧が激しく変動する脈動状態のディスクの挙動は説明されていないが、恐らく、外板よりも柔かい中板は外板よりも自由に激しく揺動し、爪付根におけるひずみ振幅は外板外周のスリット無し部分(図5)を上回っていたと思われる。しかも、爪のスポット溶接止端は割れが初生しやすいので外板に比べて中板の疲労環境の方がきついように思われる。事実、破面分析では、外板の疲労破断より中板の疲労破断の方が先行して起きたとされている。もしRDディスクの疲労限界を引き上げるとすれば中板の爪部分の応力ダウンがひとつのターゲットになると思う。
- (2) 以上のような脈動パターンで中板の脈動振幅(変位/応力)がどの程度であったかをFEMで定量的に割り出すのは可能である。しかし「エンジン排気ダクト系で使われるRDのサイズ/タイプはほとんどおなじで固定していること」および「表1の破断データから疲労限界脈動圧が推測できること」を考えれば、そのような解析的アプローチは時間浪費であり意味はなく、むしろ脈動緩和対策の指標になる疲労限界脈動圧を破損データから割り出す方が理に適っている。そこで、ケース2のY社#2では、

鋼構造の応力振幅 $S_a$ と繰返し回数 $N$ の関係 : $S_a^3 N = C$ ( $C = \text{定数}$ )	↓	$S_a \propto \sqrt[3]{P}$ , $N \propto T$
		本ケースの脈動圧 $\sqrt[3]{P}$ と破損時間 $T$ の関係 : $\sqrt[3]{P^3 T} = C'$ ( $C' = \text{定数}$ )

とおり、破損データ [ $\sqrt[3]{P}=11\text{ kPa}$ ,  $T=1200\text{hr}$ ]を用いて定数  $C'$ をクリアにした上で、RD寿命2年1→5000hrに耐える疲労限界脈動圧 5kPaを導き、これを当面の脈動緩和対策の目標にしている。

- (3) しかし上記の方法だと、曲線勾配が急なために過度に安全側の $\sqrt[3]{P}$ を選ぶ可能性がある。そこで、JIS B8266付属書8の設計疲労曲線などを使用して見直しを行っている。その結果を**[補1]**に示す。なお、排ガスダクトRDの破損問題は単純な高サイクル疲労だけに留まらない。種々の議論をまとめ末尾に添付してみたので参照して欲しい。

### 3.4 Y社ケースにおける脈動緩和策の検討

- (1) 脈動緩和策の立案に先立って、排気ダクトの脈動圧の計測を行った。その結果、図6a,6bに示すような結果が得られた。エンジンから垂直に伸びた放出管上部天端で大きな脈動圧が計測されており天端の約1m下にあるRD前面でも同程度の大きな脈動が予想される。

緩和策の策定はすべて解析によった。即ち、まず脈動圧の計測結果をベースに現状の排気ダクト系の脈動解析(周波数応答計算)を行い、次いでその結果から幾つかの緩和策を設定し、解析でそれらの効果を比べながら最終案を選んだ。なおRD脈動圧についてはターゲットを前記5kPa(0-P)とした。

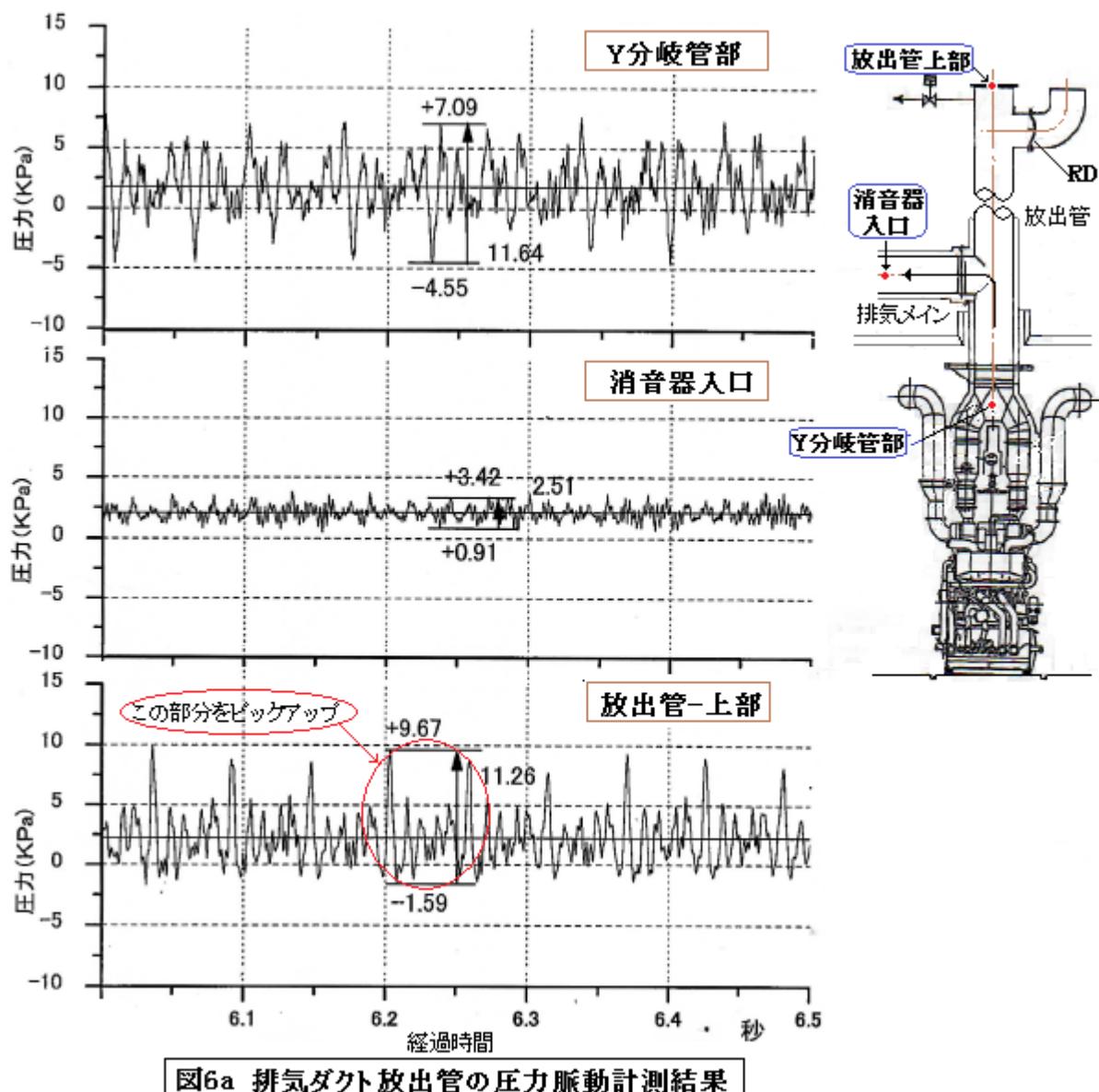


図6a 排気ダクト放出管の圧力脈動計測結果

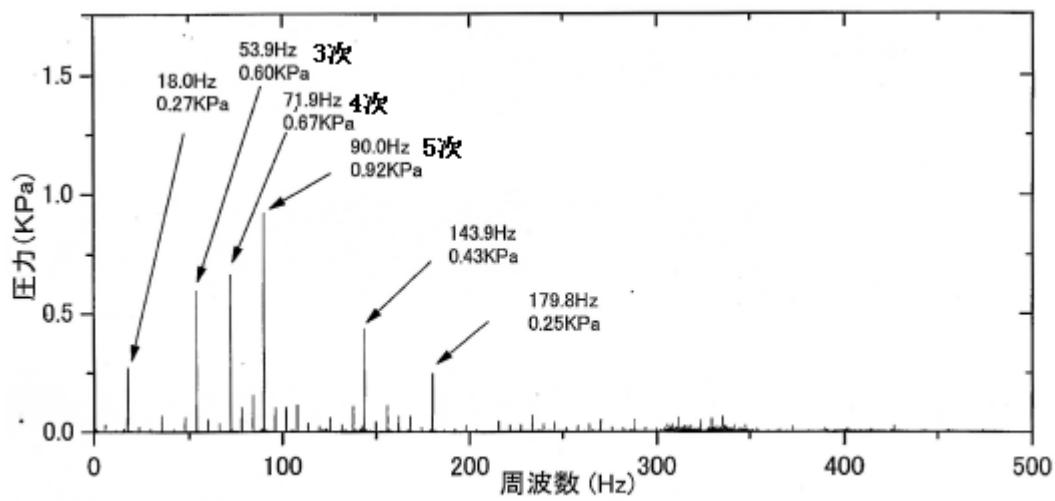
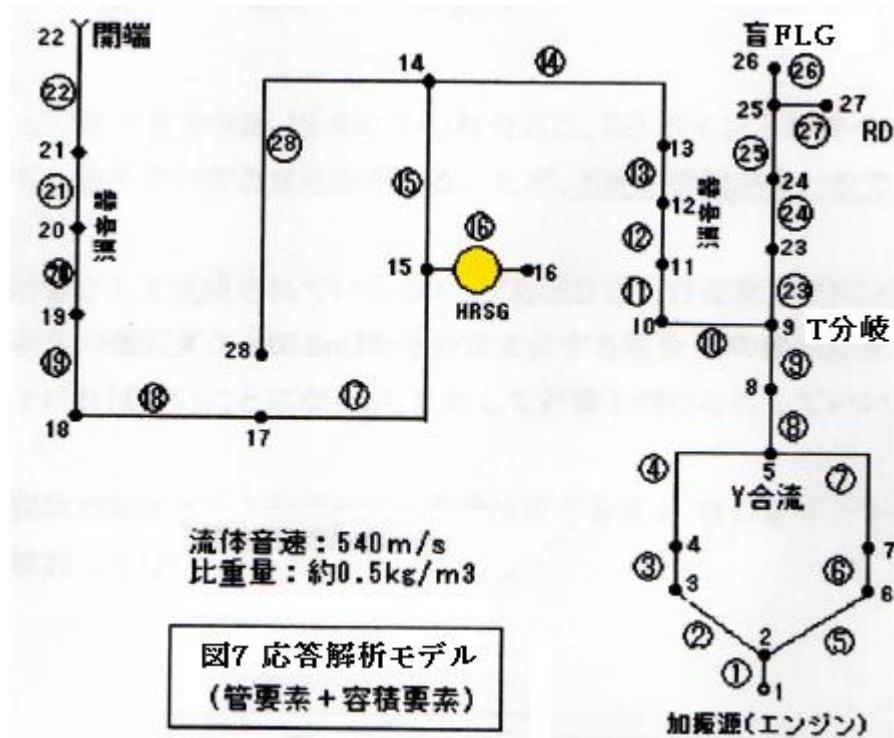


図6b 放出管上部の脈動スペクトル結果



(3) 本トラブルではエンジンメータ側から加振源の脈動データが提供されることはなかった。そこで応答解析に先立ってインプットデータとしての加振源の流量振幅/位相を次の手順で設定した。

- ステップ 1. RD を取付けた  $\phi 1000$  放出管の天端の計測データから最もティピカルな圧力波形/1周期を抽出してこれをフーリエ展開して各加振周波数毎の圧力振幅/位相を求める。
- ステップ 2. 各周波数毎に加振源に任意の流量データを入力してプレ的に周波数応答解析を行い、天端の計測点ノードにおける圧力振幅/位相が、計測データと一致するまで試行する。
- ステップ 3. 計算された周波数毎の圧力振幅/位相を合成し、実際波形と比較し誤差を確認する。

結果を下記に示す(この場合有意と思われる誤差はない)。なおステップ 1 については補 2 参照のこと。

表2 加振源①の流量振幅(解析結果)  
(P-P値)

次数(周波数)	流量振幅 (m <sup>3</sup> /s)	位相(度)	次数(周波数)	流量振幅 (m <sup>3</sup> /s)	位相(度)
1次(18Hz)	0.4	268.0	8次(144Hz)	0.83	160.4
2次(36Hz)	0.81	351.5	9次(162Hz)	0.61	197.9
3次(54Hz)	1.77	201.9	10次(180Hz)	0.38	166.4
4次(72Hz)	5.26	-12.3	11次(198Hz)	0.98	-41.0
5次(90Hz)	5.25	179.1	12次(216Hz)	1.16	89.3
6次(108Hz)	0.41	360.9	13次(234Hz)	0.89	254.3
7次(126Hz)	0.38	149.7	14次(252Hz)	0.33	151.0

(4) まず図7のモデルを用いて現状の排気ダクト系の周波数応答解析を行った。その結果、図8のような T 分岐～放出管天端における P-P 脈動圧(オーバーオール値)の分布が得られた。最大の脈動圧は放出管天端と T 分岐から約 4m 位置の 2 か所にみられる。RD の全面部分は  $\sim 990 \text{ mm Aq}$  ( $\sim 9.7 \text{ kPa}$ ) になっている。注目すべきは RD 取付け部の下方 0.6～0.8m 位置に最小脈動圧があることである。また放出管からは外れるが、更に最小脈動圧をやや下回る脈動圧がメインダクトの消音器入口にあることがわかった。



図8 放出管脈動圧分布  
(単位:mmAq)

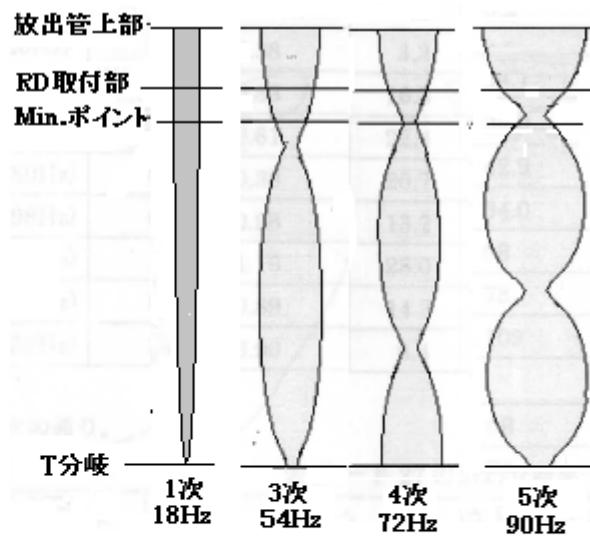


図9a 放出管の応答モード

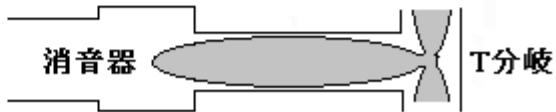


図9b メインダクトの応答モード

解析結果では、放出管天端の周波数成分には3次,4次,5次に卓越部分があった。これら各成分の分布をみると、図9aのような傾向がみられる。放出管部分をOpen-Closeの気柱とみなせば

$$f_n = (2n-1)\{C/(4L)\} = (2n-1)\{540/(4 \times 7)\} = 19.2x(2n-1)$$

$$\rightarrow f_n = 19.2\text{Hz}(1\text{次}), 57.6\text{Hz}(2\text{次}), 96\text{Hz}(3\text{次})$$

ここで、 $f_n$ =気柱固有振動数、 $n$ =固有振動数の次数、 $C$ =音速、 $L$ =気柱長さ

であるから、図9aの傾向は気柱側2~3次と加振側3次~5次の漸近による共鳴傾向によるものではないかと思われる(この推測は加振周波数1次,8次にも云える)。また図9aからわかるようにいずれもRD下方に波形の節があって、この辺に脈動圧のMin.ポイントが現れたようだ。

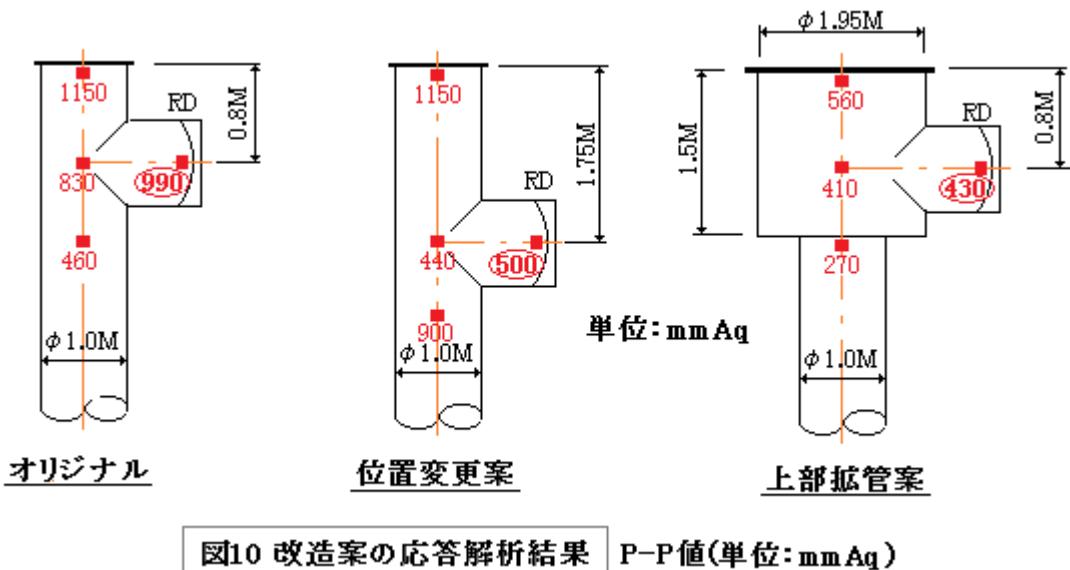
図9bはT分岐~消音器の応答波形を予測したもの。T分岐は波形の節になっているが、消音器入口チャンバも事実上拡管されておりこちらも波形の節もなる傾向がある。そのためOpen-Openの波形になって、別趣のMin.ポイントが現れたと推定される。

(5) 以上の観察から、本ケースの脈動緩和策として次の2つがあげられる。

- ・ RDの取付けレベルを放出管のMin.ポイントに移動する案(→位置変更案)
- ・ RDの取り付けを消音器入口チャンバに移動する案(→拡管案)

後者はストレートな発想ながら特に実施上の問題はないが、後者は消音器メーカーとのやりとりがあって煩雑になるため、現状のRD取付けレベルは変更せずに取付け部分を拡管する案に変更した。

この2つの案についてそれぞれ図6のモデルを微少変更して周波数応答計算を行い、その効果を比較した。その結果を下図に示す。なお図中の応答値(朱記)は各周波数成分を合成したものである。



位置変更案、上部拡管案とも、問題になる RD 前面の圧力振幅(P-P)が大幅にダウンしている。特に上部拡管案は、RD 前面,放出管天端とも現状の半減以下になっている。

### 3.5 緩和策の実施とその効果

(1) 以上の検討から、上部拡管案の方が、RD 破断に関してやや有利であるうえに、放出管天端の脈動圧が半分以下にダウンすることから、放出管現状の振動/騒音が大幅に減少することが期待された。故に上部拡管案の採用になった。

[ なお、放出管上部には RD/ベント弁操作のメンテナンス用のステージが設置されていてダクト廻りの空間が狭くなってしまっており、そのために検討段階の初期に上部拡管(→緩衝タンク)案を放棄した経緯がある。しかし再度チェックすると、ギリギリでスペース内に収まることがわかった。 ]

(2) 改造工事後の運転では、まず上部拡管の効果を見るために脈動計測が実施された。その結果を要約すると次のようになる。

	放出管上部天端	放出管 RD 前面
YCH#2 ダクト改造前	P-P 11.3 kPa	—
YCH#2 ダクト改造後	P-P 6.7 (5.6) kPa	P-P 4.5 (4.2) kPa
YCH#1 ダクト改造後	P-P 6.5 (—) kPa	P-P 5.5 (—) kPa

Note: ( )内は応答解析結果を示している。

脈動計測は YCH#2 系と YCH#1 系の 2 つの排ガスダクトで行われた。なお応答解析は #2 系に対し実施されているので、#2 系が比較対象になる(#1 ダクトも類似形だが、寸法が異なる?)。#2 系の脈動データを図 11 に示す。結果として、

- ① 放出管の上部天端については、計測値が解析値を 20%程度上回っている。また RD 前面については、計測値が解析値を 7%程度上回っている。
- ② 0.003sec 周期即ち 330Hz 周波数(基本 18Hz の 18 次)でピーク化の傾向がある。

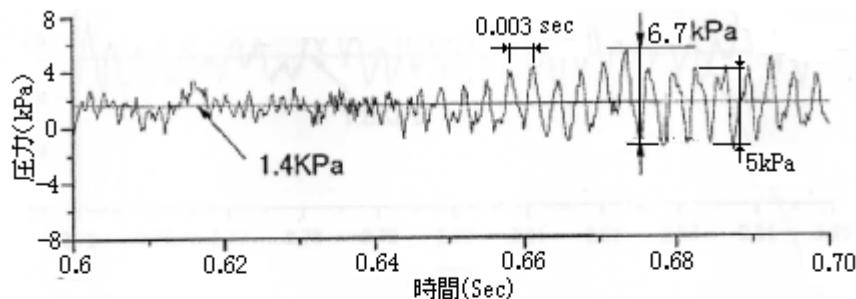


図11a Y社 #2 放出管上部天端の排ガス変動圧(計測結果)

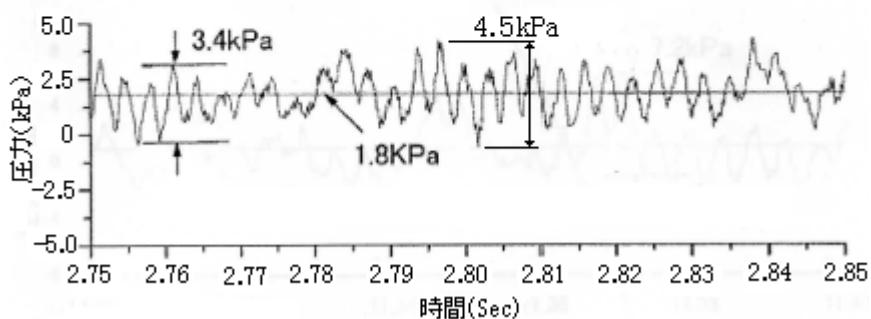


図11b Y社 #2 放出管 RD前面 の排ガス変動圧(計測結果)

②は、応答解析でも高次成分が強くなる傾向を示している。短い拡管の挿入で波動が細分化されたような印象がある。①で計測値が解析値をかなり上回っているのは高次卓越のフォロー不足によると思う(本ケース 14 次程度まで)。恐らく 20 次まで解析すべきであった(今後は然り)。

(3) 計測値と解析値のマッチングは、決して良好とは云いがたいが、#2 系では一応、緩和目標 5kPa は達成された。即ち **RD 前面脈動圧 4.5 kPa < 緩和目標 5 kPa**。#1 の方は、多少オーバーしているものの、[補 1]に示す**推定限界 6kPa**は満足している。事実、その後の異常破断は聞いていない。

### 3.6 緩和策の水平展開

(1) 拡管による脈動緩和効果は波動伝播でとらえるのがいいと思われるが、単純に拡管→タンクの膨脹効果とみてもよい。本ケースではスペースの制約でダクト径の約 2 倍としたが、これを 3 倍、4 倍で応答解析すると、径(→容量)が増加するにつれて、かなり脈動圧が減少する。

	$\phi 1.95$	$\phi 2.95$	$\phi 3.95$
1 次モード	49mmAq	11.4mmAq	5.5mmAq
3 次モード	29	11.3	6.1
5 次モード	68	30.6	17.2

脈動圧は位置によって増減するので、応答解析によって波形の節になる部分を探して RD を設置することも考えられるが、限定的な設備配置では、むしろ拡管部を設けて RD をつける方が手堅い。

(2) Y 社トラブルに決着がついた後、他の新設/既設エンジン設備にその成果(→拡管効果)を水平展開した。その際のシミュレーション(周波数応答解析)で得られた気付き点を以下に記しておく。

- ① Y社と同じくエンジン～消音器間に分岐を設けて拡管し RD を設置するのが最も効果的。  
なおY社のような長い放出管の先に[拡管+RD]をつける必要はなく、短い管台の先に拡管を設ければいいようだ。
- ② エンジン～消音器間に分岐を設けず、直接、ダクトを拡管して RD をつけてもよいが、分岐した場合に比べれば効果は劣る(十分脈動圧が下がらないことがあった)。
- ③ やはり、消音器入口チャンバに RD を直付けするのは効果的。ただ消音器構造をいじる必要がでてくる。サイズの小さいφ500RDならそのまま設置可能ではないか?
- ④ エンジン～酸化触媒槽～消音器の場合は RD 用の分岐位置に優劣があるので注意する。
- ⑤ 拡管部の長さは長いほど効果があるようだ。

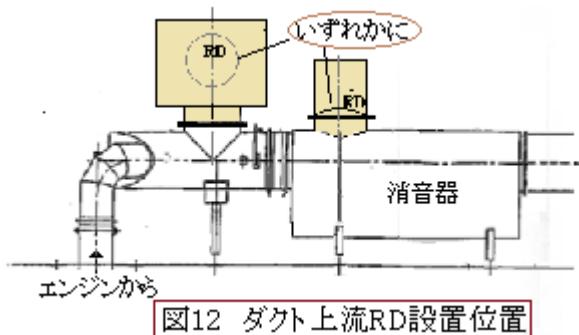


図12 ダクト上流RD設置位置

#### 4. F社バイパスダンパ(弁)の振動クレームについて

##### 4.1 振動の状況

(1) ダクト合流部底板の疲労破損も RD の疲労破裂も、1次消音器に至る排ガスダクトの上流側で起きている。消音器以降の脈動は消音器のもつ減衰効果でかなり弱まるが、それにも拘らず1次消音器の下流側にある 1100A ボイラバイパスラインで有意な振動が起きた。この振動の概況は次の通り。

- ① ダンパを開閉するアクチュエータの軸部に過剰な揺れがある。
- ② バイパスが全く遮断された状態すなわちバイパスダンパが全閉された状態で最も著しい。
- ③ わずかにダンパのベーン(弁板)を開くと、振動は気にならない程度に収まる。

運転は僅かにダンパを開けた状態で継続されていたが、運転上の理由から全閉運転が要求された。

(2) ダンパ廻りの脈動圧力/振動の計測位置および計測結果を以下に示す。

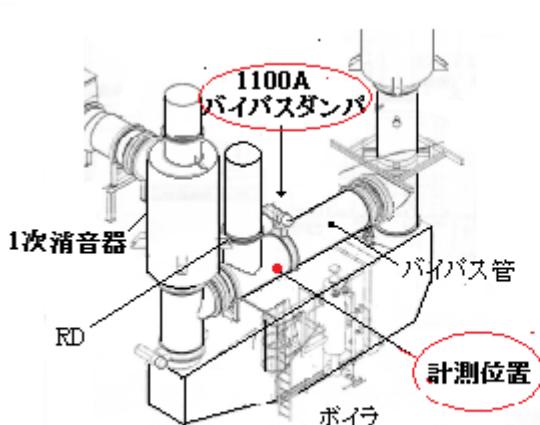


図13a バイパス脈動圧/振動 計測位置

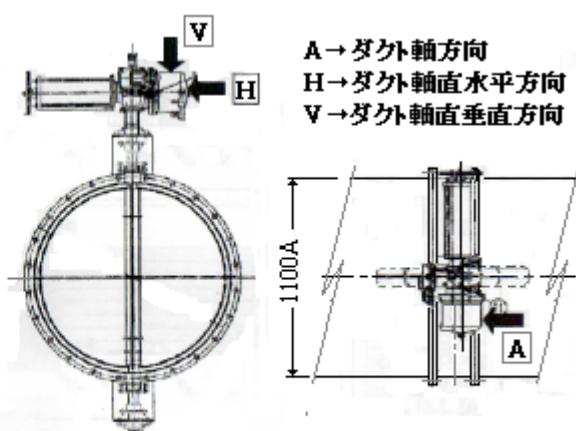


図13b 1100A バイパスダンパ 振動計測位置

図 14a 脈動圧計測結果(バイパスダンパ前面位置)

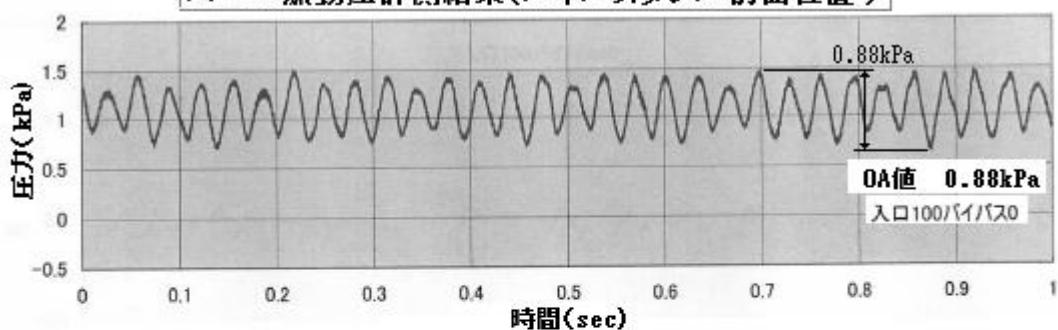


図 14b 脈動圧スペクトル分析結果(バイパスダンパ前面位置)

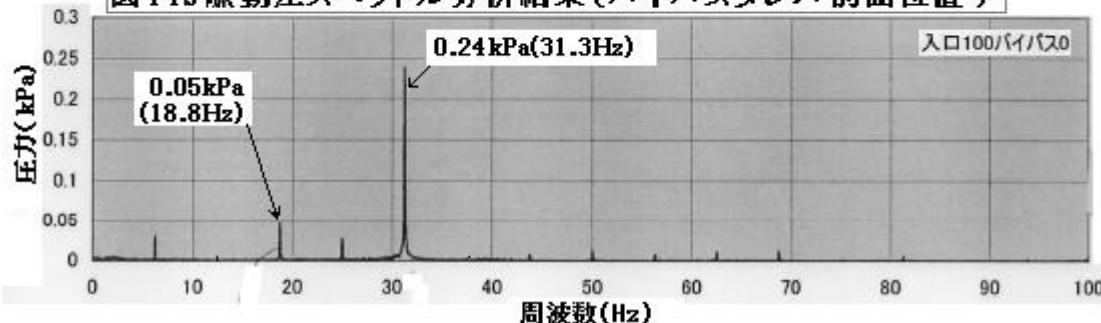


表 3a ダンパ 1 次側のダクト振動計測結果

	成分	H 方向	V 方向	A 方向
振動変位	Over-all	15.5 $\mu$ m	12.5 $\mu$ m	21.5 $\mu$ m
	① 18.8Hz	10.0	5.0	16
	② 12.5Hz	9.3	4.3	12
	③ 31.3Hz	5.0	7.5	7.5
振動速度	Over-all	1.25 cm/s	1.36 cm/s	1.8 cm/s
振動加速度	Over-all	0.8 G	0.44G	0.48G

表 3b ダンパアクチュエータ振動結果 — (11/1 データ)/(9/12 データ)

	成分	H 方向	V 方向	A 方向
振動変位	Over-all	34/35 $\mu$ m	20/50 $\mu$ m	155/105 $\mu$ m
	① 31.3Hz	15/15	19/29	77/23
	② 18.8Hz	22/26	3.8/9	70/70
	③ 25.0Hz	7/9	5.5/5	26/21
振動速度	Over-all	1.41/0.72 cm/s	0.46/1.1 cm/s	1.9/1.8 cm/s
振動加速度	Over-all	0.24/0.8 G	0.27/0.97 G	0.44/0.97 G

- (3) 振動をおこしたバイパスダンパの構造図を図 15 に示す。顕著な振動はダクト天井部に取り付けられたアクチュエータケーシングで起きている。当初アクチュエータにつながる計装チューピングで破損が起きたようだ。

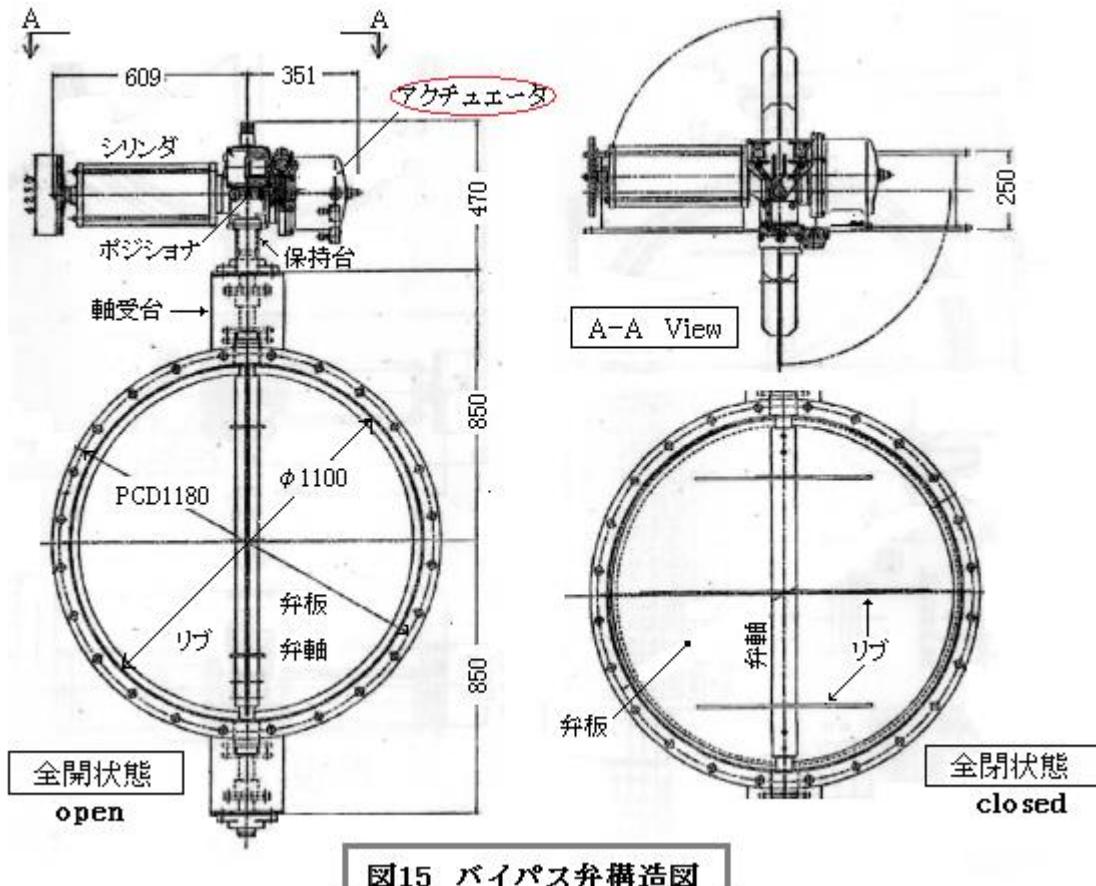


図15 バイパス弁構造図

#### 4.2 振動のメカニズムとその影響についての考察

(1) 振動計測結果から以下のことがわかった。

- ① 圧力脈動/振動とも、周波数成分が **6.25Hz の整数倍** で分布する(図 14b 参照)。即ち、  
 $6.25\text{Hz}(1\text{次}) \rightarrow 12.5\text{Hz}(2\text{次}) \rightarrow 18.8\text{Hz}(3\text{次}) \rightarrow 25.0\text{Hz}(4\text{次}) \rightarrow 31.3\text{Hz}(5\text{次}) \rightarrow 37.5\text{Hz}(6\text{次}) \cdots$
- ② 圧力脈動は 31.3Hz が突出し、2 番目 18.8Hz の 0.05kPa の約 5 倍(0.24kPa)になっている。
- ③ アクチュエータでは、ダクト軸方向(A 方向)に著しく大きな振動変位が発生している。ダクトも少しその傾向があるが、ダンパーのアクチュエータの方が格段に大きい。すなわち  
 ダクト A 方向  $21.5\mu\text{m}$  に対しアクチュエータ A 方向  $155\mu\text{m}$  ( $\rightarrow$  約 7 倍)
- ④ 圧力脈動は 31.3Hz で卓越値 0.24kPa、18.8Hz で 0.05kPa と、3 次-5 次にかなり差があるが、振動変位になると  $77\mu\text{m} - 70\mu\text{m}$  と殆ど両者に差異がなくなる。
- ⑤ この傾向はダクトでも同じ。むしろ 18.8Hz の方が大きくなっている。

(2) 上記①は、本振動がエンジンの往復運動による強制振動であることを示している。6.25Hz は機関の基本周波数で、その整数倍はその高調波成分である。これ以外の周波数成分が見当たらないので例えば、バイパス分岐～バイпасダンパーの淀み部分で起きるようなキャビティ振動は除外できる。単純にバイパスライン入口側で起きている圧力脈動はエンジンからくる脈動とみればよい。

本ケースの脈動圧のレベルは決して高くはない。しかし周波数成分でみると、②のように 31.3Hz が目立って高くなっている。これは偶々 31.3Hz に近い気柱固有振動があつて **5 次共鳴の傾向** がでたものと思われる。脈動圧は管路内の気柱形態と圧損による減衰効果に依存する。運転では

バイパス弁を少し開くと脈動圧が半減しているが、これは気柱形態が変化したためと思われる。

(3) 明らかにダクトやアクチュエータの振動は脈動に由るものである。③のようにアクチュエータのA方向の振動変位が大きいのは、閉じたダンパ弁体に作用する前後差圧の変動によって弁体が振れ、これが弁軸を通して外部にあるアクチュエータに伝わったものと思われる。アクチュエータは弁の軸端に軽く外部拘束されて取付けられているため弁軸の撓み角に連れてダクト軸方向に振れるが、それにしてA方向の振れが  $155 \mu\text{m}$ (0-P)とかなり大きくなっている。なぜ振れがこのように大きくなるのか?これが焦点になる。一方、ダクトも脈動に応じて変形するが、ダクト断面の屈曲変位はなく弁体に働く差圧によってA方向に軽い揺れがあるだけである。

(4) アクチュエータの大きな振れと関連して、④の事実は重要になる。直感的に共振が疑われたので[弁体+アクチュエータ]について簡易モデルを用いて固有振動数を求めた所、**固有振動数  $19.1\text{Hz}$** が得られた(補3参照)。即ち3次加振周波数  $18.8\text{Hz}$ に対し振動比( $\omega/\omega_n$ )が  $0.984(=18.8/19.1)$ であるから、減衰係数( $\zeta$ )を0.1程度とすれば、応答倍率は  $\beta = \{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2\}^{-0.5} = \text{約 } 5$  になり、 $0.05\text{kPa}$  脈動に対し5倍の応答即ち  $0.25\text{kPa}$  相当の振動変位になる( $\rightarrow 31.3\text{Hz}$  の振動変位と同程度になる)。故に**3次共振**によってアクチュエータの振れが倍増されたと推定される。

(5) 弁体に働く差圧変動は弁体1次側と2次側の脈動圧の差によるが、計測結果では**2次側の脈動圧**は比較的小さく一応無視できるので、図12aの計測結果を差圧変動そのものとみてもよいと思われる。図14aでは変動幅が最大~ $0.88\text{kPa}$ (P-P)になるが、振動変位からみればこの差圧は不十分で、 $18.8\text{Hz}$ 共振による相当脈動圧の増分  $0.20\text{kPa}$ (0-P)→ $0.4\text{kPa}$ (P-P)を加える必要がある。即ち

$$\text{弁体に作用する見掛け差圧} \rightarrow 0.88 + 0.4 = 1.28\text{kPa}(P-P) \rightarrow 0.64\text{kPa}(0-P)$$

しかしこの弁体(弁板+弁軸+アクチュエータ)には、弁座接触による反発やグランド/軸受部のガタや緩みなどがあるので、その実効値としては、その7割程度かと思われる。従って

$$\text{弁体の見掛け差圧} \rightarrow 0.7 \times 0.64 = 0.45 \rightarrow 0.5\text{kPa}(0-P)$$

が検討のベースとして妥当と思われる。この見掛け差圧  $0.5\text{kPa}$  を用い、アクチュエータ計測位置の振動変位を計算したところ、次のような結果を得た(詳しくは補4参照)。

$$\text{ダクト軸方向変位}(0-P) \quad \delta = \delta_p + \delta_m + \delta_s + \delta_b = 97 + 39 + 59 - 22 = 173 \mu\text{m}$$

変位  $\delta_p, \delta_m, \delta_s$  は図16に由る。  $\delta_b$  はダクト自身の計測変位である。計測値は  $155 \mu\text{m}$  なので、ほぼマッチしている。見掛け差圧変動量は  $0.5\text{kPa}$  に近いとみていいようだ。

(6) 本振動ではまだ疲労亀裂は発生していないが、かなり振れがあるので、発生応力(0-P応力振幅)をチェックしてみた。その結果は次の通り(カッコ内は使用材料の疲労限界応力)

弁体(弁板/弁軸) : Max.  $3.5 \text{ kg f/mm}^2$  ( $< 11.5 \text{ kg f/mm}^2, 9 \text{ kg f/mm}^2$ )

弁箱 : Max.  $0.7 \text{ kgf/mm}^2$  ( $< 9 \text{ kg f/mm}^2$ )

軸受台付根 :  $2.1 \text{ kg f/mm}^2$  ( $< 9 \text{ kg/mm}^2$ )

保持台付根 : 推定  $8 \text{ kg f/mm}^2$  ( $< 9 \text{ kg f/mm}^2$ )

耐圧部分は何れも裕度があるが、非耐圧部分のアクチュエータ保持台付根に不安が残った。

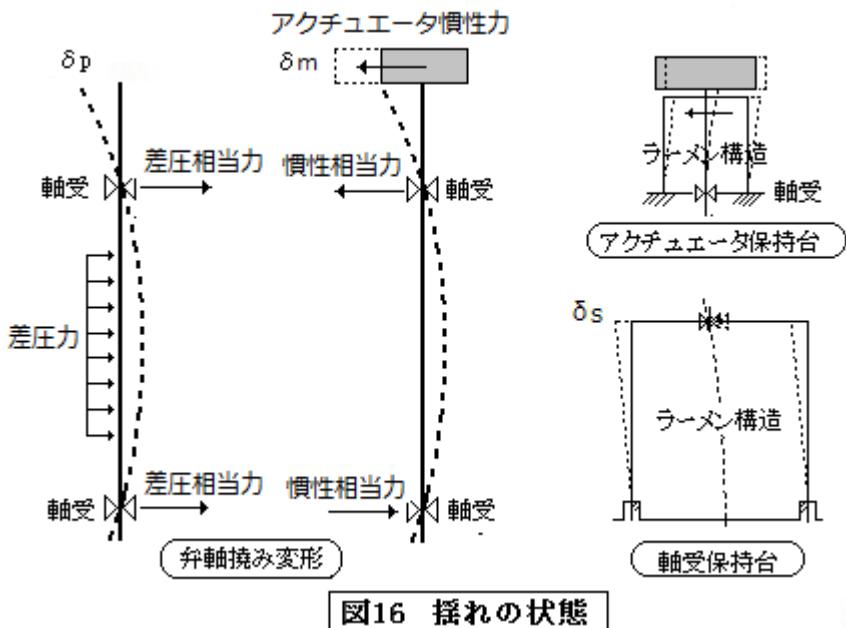


図16 摆れの状態

#### 4.2 振動緩和策の検討

(1) 振動メカニズムの考察から、次の5つの対策が考えられた。

- ① 3次共振を排除する → 弁体の固有振動数の変更
- ② 5次共鳴を排除する → 管路(気柱)形状の変更やダンピングの強化
- ③ 弁体/軸受台の剛性アップ → 差圧変動や慣性力による撓み量の低減
- ④ ダクト支持の強化 → ダクト加速度の低減
- ⑤ シート・パッキン類の耐振性強化 → 気密性の保持

(2) 前述のように3次共振および5次共鳴によって、実質上の差圧変動が0.64kPa(0-P)に拡大しているので、上記①②の対策は優先順位が高い。①の場合、具体的には弁体剛性や質量を加減して固有振動数を3次加振周波数18.8Hzから離隔することになる。②の場合は、RD破損トラブルと同様に脈動解析を実施しダクト改造と至るプロセスが必要で、時間と費用がかかる。もしダンパ改造で振動が収まる見込みがあるのなら、このプロセスは割愛できる。

③の場合、①の固有振動数にリンクしていくが、それとは別に、静的撓み量を可及的に減じれば仮に共振しても相対的に振動変位量を低く抑えられるというメリットがある。特に本ケースでは弁軸の強度にかなり余裕があるので、撓み量さえ押さえれば顧客クレームは鎮まる見込みがある。

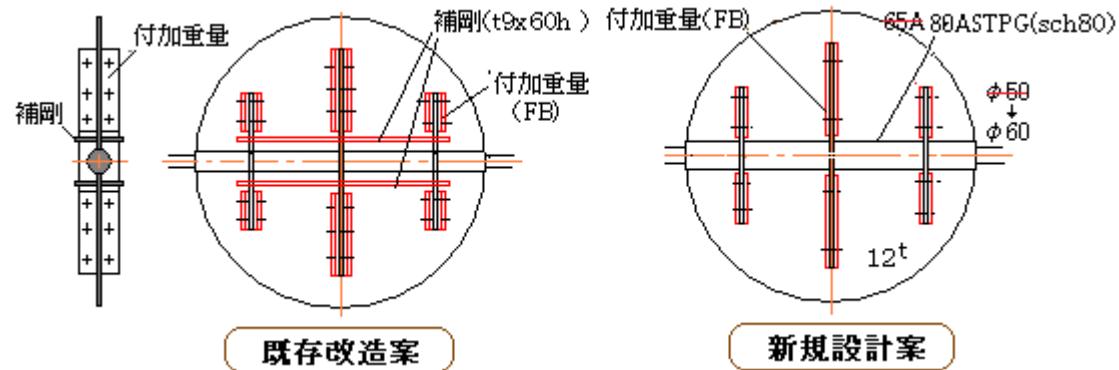
④の場合、ダクトの揺れの強さはアクチュエータ慣性力につながるので、ダクト支持拘束を強めることで揺れの強さが緩和される見込みがある。ただ抜本的な対策にはなりにくく補助的である。⑤の場合も然り、2次的なもので抜本策にはなりえない。

結局、3次共振の排除 &/or 弁体/軸受台の剛性アップが緩和策の候補にノミネートされた。なお④⑤についても、改造工事に含めて実施することにした。なお、②については今後の設計を考えてシミュレーションが試行された(添付A参照)。

(3) 当初、振動変位量の半減( $80 \mu\text{m}$ )を目標にして、下図のような弁体構造が検討された。

これら構造案は、補剛リブの追加やサイズアップなどで剛性(バネ定数)をアップするとともに付加重量(質量)を追加して、固有振動数を加振周波数18.8Hz, 25Hz, 31.3Hzの間にシフトし、更に差圧変動による撓み量の低減を図ったもの。付加質量は調整できるようにリブにボルトで固縛し

ている。然るに検討の過程で、18.8Hz～25Hz～31.3Hz の間隔、わずか 6.25Hz の間に固有振動数をセットするのは難しく、仮に丁度中間にセットしても応答倍率は緩和できず、結局のところ変位半減には無理があることがわかった。

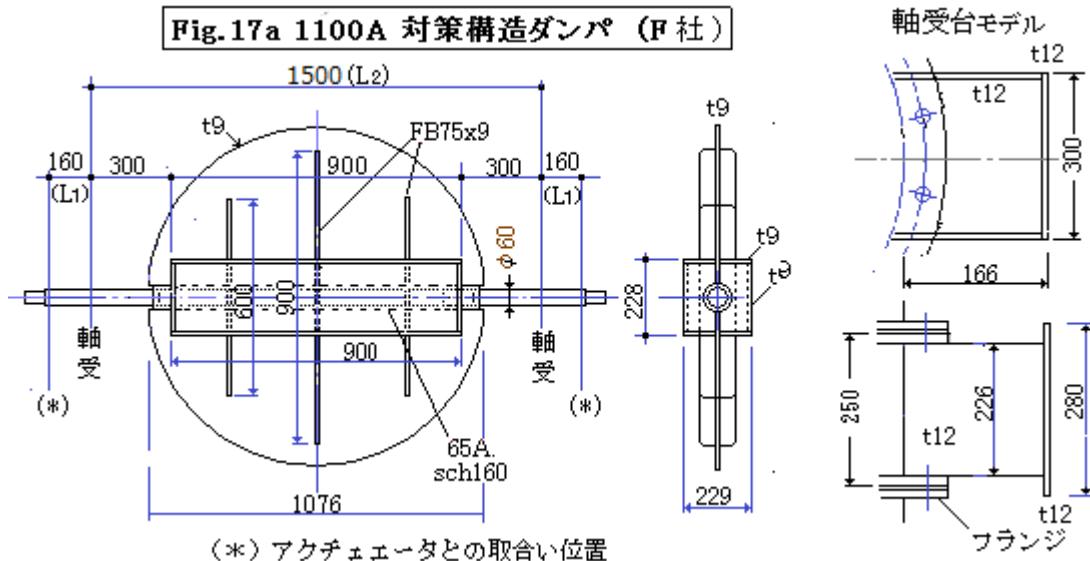


- (4) 本ケース即ち F 社ケースの場合、たまたま脈動圧は 31.3Hz で卓越していたが、これは固定したものではなく、設備フロー やダクト配置あるいはダクト形状で変化すると思われる。それを考えれば 18.8Hz～25Hz～31.3Hz に執着せず、31.3Hz を越えて弁体固有振動数を可及的にアップするのが製品的に望ましい。その場合、剛性がアップするので、必然的に差圧変動による撓み量(振動変位)の激減もまた期待できる。幾つかの試行の経て、図 17a,b のような結論に達した。

**Fig.17a** は F 社向け更新ダンパの構造を示している。改善点は、

- ① 弁軸径/軸ガイド径・肉厚をワンサイズ上げる(→振動変位低減/固有振動数アップ)。
- ② 通常の弁体構造に箱状の補剛材を追加する(→振動変位低減/固有振動数アップ)。
- ③ 軸受スパンを可及の範囲で短縮する(→振動変位低減/固有振動数アップ)。
- ④ 曲げに対して強軸になるように軸受台の向きを変える(→振動変位ダウン)

この対策構造によって、弁体剛性は約 10 倍に、固有振動数は 54Hz(>31.3Hz)に増加して振動変位は  $20 \mu\text{m}$  レベル以下に減少することが予想された(詳しくは付録 5 参照)。



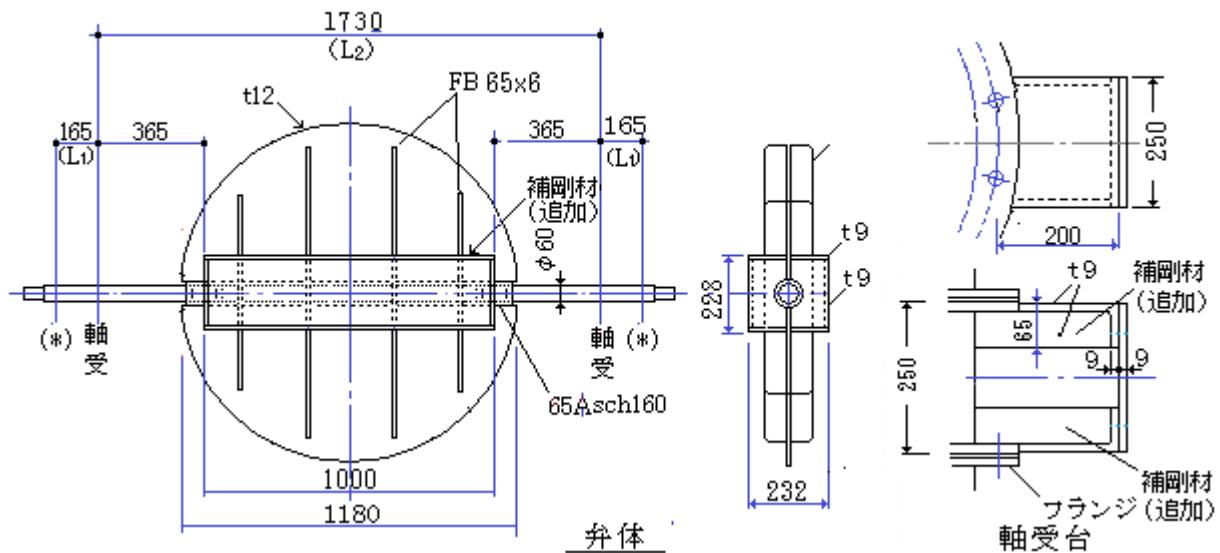
**Fig.17b** は T 社向け 1200A 新規ダンパ(納入済み)の改造構造を示している。改善点は、

- ① 通常の弁体構造に箱状の補剛材を追加する(→振動変位ダウン/固有振動数アップ)。

② 曲げに対し軸受台の脚を補剛する(→振動変位ダウン)

この対策構造によって、弁体剛性は約7倍に、固有振動数は38.4Hz(>31.3Hz)に増加して振動変位は30 $\mu\text{m}$ レベルに減少することが予想された。

**Fig. 17b 1200A補修改造ダンパ (T社)**



### 3.5 緩和策の実施とその効果

(1) 前項で示した緩和策は設備側で原案を作りメーカー側と協議する形で練り上げている。そのため改造の技術的な意図がメーカー側によく伝わって、非常に円滑にダンパの更新/改造が行われた(特にメーカーが提案した軸受台の向き変更はGood ideaであった)。

(2) F社におけるダンパ更新後の計測結果は次の通り。

脈動圧：オーバーオール(OA)値 0.45~0.52kPa(0-P) → 改造前 0.44kPa

振動変位： アクチュエータ計測点にて以下の通り。

表 4a F社バイパスダンパ全閉時の振動変位計測結果 (単位： $\mu\text{m}$ )

	ダンパ更新後－改造結果			ダンパ更新前		
	H	V	A	H	V	A
OA 値	12~18.3	9.1~14	<b>10.6~16.1</b>	33.5	20	<b>155</b>
12.5Hz	4.5~2.3	2~1.8	1.8~1.5	7	2.7	14.5
18.8Hz	12.6~16.2	12.6~12.2	<b>5.5~8.8</b>	22	3.8	<b>70.0</b>
25.0Hz	3.8~5.4	3.3~2.5	2.7~3.7	6.5	5.5	26.0
31.3Hz	3.2~2.6	5.6~3.9	<b>9.1~13.8</b>	14.5	18.5	<b>77.0</b>

OA 値は 155 $\mu\text{m}$ から 11~16 $\mu\text{m}$ と、1/10 に激減している。もちろん 18.8Hz の 3 次共振も完全に解消している。改善目標は達成された。

(3) T社におけるダンパ補修改造後の計測結果は次の通り。

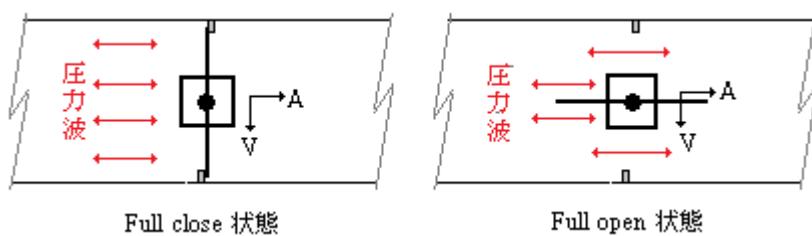
脈動圧：オーバーオール(OA)値 1号機 0.61kPa(0-P)、2号機 0.53kPa(0-P)

振動変位： アクチュエータ計測点にて以下の通り。

表 4b T 社バイパスダンパ全閉時の振動変位計測結果 (単位:  $\mu\text{m}$ )

	1号機バイパスダンパ改造後			2号機バイパスダンパ改造後		
	H	V	A	H	V	A
OA 値	11.4	<b>42.5</b>	<b>15.1</b>	8.1	10.9	<b>11.0</b>
12.5Hz	1.7	2.3	11.7	2.2	1.6	5.6
18.8Hz	11.1	40.4	7.0	6.0	9.3	5.1
25.0Hz	2.9	3.1	1.8	2.3	3.5	3.9
31.3Hz	1.9	1.9	1.2	2.8	3.8	3.0

脈動によるダクト軸方向(A方向)の変位は  $15\mu\text{m}$  と小さく予想  $30\mu\text{m}$  を十分下回っている。ただ 1号機のダクト軸直交方向(V方向)の変位が  $40\mu\text{m}$  レベルとやや大きくなっている。この揺れは、ダンパ全開のときも発生している。下図をみればわかるように、全閉時も全開時も脈動による圧力スラストはダクト軸方向に作用するので、この振動はダンパ弁体からくる振動ではなくダクト自身の脈動による全体的な揺れからくるものとみていいと思う。2号機に比べ 1号機のダクト支持にガタがあるのかもしれない(?)。しかし  $40\mu\text{m}$  の振動による応力振幅等は軽微なもので使用上の問題はないと思われる。



#### \* \* \* \* \*あとがき \* \* \* \* \*

以上エンジン排気系で起きた脈動トラブル 3 点について技術上の見地から、その収束過程をまとめてみた。通常、ダクト/配管で起こるトラブルは、原因やメカニズムが明確にされないまま補強やサポート強化あるいは形状変更でうやむやにされてしまうケースが多いが、本排気ダクト系については顧客から現象の解釈/原因とメカニズムの説明/これに見合う対策とその結果報告/水平展開が要求され、それに対応してほぼ教科書的なトラブル処理がなされたのではないかと思う。うやむやな問題処理からは応用的な知見はひき出せず技術は逃げてしまう。その点で本 TS での確認は、活きて今後につながると思う。なお、TS を作成してゆく過程で、次のような感想をもったのでメモしておく。

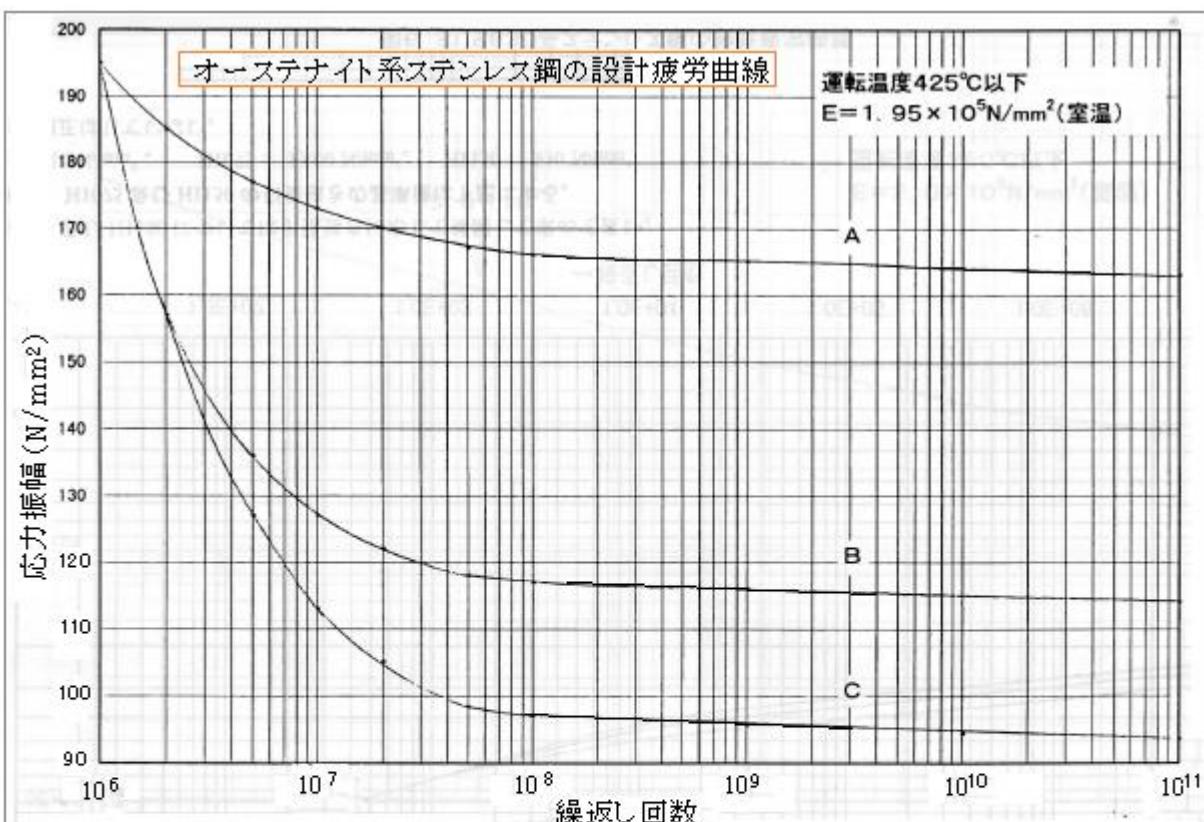
- ① RD 設置には拡管方式が、ダンパ構造には補剛方式がほぼそのまま適用できると思う。ただ実績の少ない、新規のフロー/配置/形状については脈動解析による検討を実施すべき。
- ② 脉動解析ではエンジン過給器出口が加振点になるので、この位置の流速(→流量)データを採取する(or メーカからデータをもらう)。なおエンジン仕様が変わらない限りデータは変わらない。
- ③ ダクト構造によっては高次応答が問題になるので、脈動解析は 20 次まで行い、以下打ち切り。
- ④ 消音器(サイレンサ)は脈動緩和に効果的。もっと有効に利用できないか?
- ⑤ RD に関してはメーカサイドの構造的見直しがあってもおかしくない。プッシュすべき。
- ⑥ ダクトから伝わる揺れを考えればダンパ弁軸は鉛直取付けの方がよいのかもしれない。

## 【補足説明】

### (補1) 疲労限界脈動圧の式の導出 (→限界値の見直し)

① RD の破断は、中板の爪(ホルダ部分)のスポット溶接近傍と外板のスリット孔間のスペースで発生しているが、破面観察では中板の爪部分の破断が先行し、外板の破断が遅れて起きたとされているから RD の破損=中板の破損とみてい。その状態では、爪の破面近傍には溶接残留ひずみ(応力)が存在し、爪部分の破断位置には中板の笠部分の内圧推力による片持ち梁付根の曲げ応力が発生して栓溶接廻りの応力集中によって高い局部応力が存在していたと考えられる。

JIS B8266 付属書 8 図 3 の設計疲労曲線を下記に示す(RD 材質の SUS304/316 に適合している)。



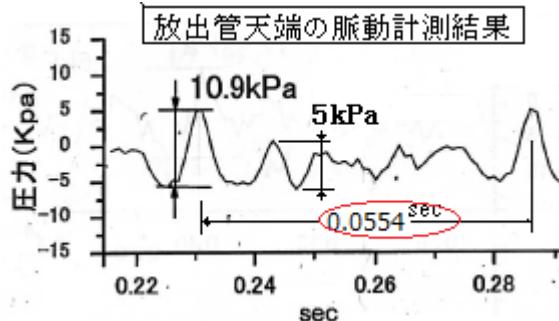
評価位置曲線	溶着部と熱影響部以外の部分の弾性解析による応力強さの変動範囲	溶着部と熱影響部の弾性解析による応力強さの変動範囲
A	$P_L + P_b + Q \leq 190 \text{ N/mm}^2$	—
B	$P_L + P_b + Q > 190 \text{ N/mm}^2$ かつ平均応力の補正をした Sa を使用する場合	$P_L + P_b + Q \leq 190 \text{ N/mm}^2$
C	$P_L + P_b + Q > 190 \text{ N/mm}^2$	$P_L + P_b + Q > 190 \text{ N/mm}^2$

(注)直線 C には平均応力の最大の効果が含まれている。

本ケースでは爪の栓溶接廻りに亀裂が初生した可能性があるので表の右コラムの「溶着部と熱影響部の弾性解析による応力強さの変動範囲」に該当し、B 曲線ないし C 曲線が選択できる。ただ応力強さの変動範囲(→公称応力範囲) $P_L + P_b + Q$  は、高い応力集中とは相対的に低い値であると考えられるので、恐らく B 曲線の方がフィットする。しかし確実性がもうひとつなので、ここでは C 曲線のケースも考える。

② 検討に先立って、Y社の RD 破損状況を再度確認しておく。

- ・破損部位：中板爪(SUS304/316 製)のスポット溶接部近傍
- ・脈動圧(P-P)/周期 : 10.9 kPa/0.0554sec (RD に最も近い位置での計測値、下図参照)
- ・破損時間 : 1200hr、
- ・平均圧および金属温度 : ~0 kPa、~300°C (中板にて)



③ まず B 曲線を用いた場合について検討する。なお JIS 付属書図 3 の付表には明記されていないがこれを引用した高压ガス保安協会発行の KHK S-0220 「超高压ガス設備に関する基準」などの記載からみて、B 曲線には平均応力による修正がなされていないと思われる、ここでは平均応力の修正を行って B 曲線を運用する(仮に平均応力の修正がなされていたとしても安全側になると思う)。

更に上記の計測結果からわかるように、脈動圧には 10.9kPa と 5kPa の 2 つのモードがあるが、高サイクル疲労は通常、繰返し応力すなわち応力振幅( $0-P$ )  $S_a$  が、材料の Endurance Limit(即ち疲労限界応力) $S_{el}$  にかなり近づいた辺りで起きているので、10.9kPa ケースでは  $S_{el}$  を上回り 5kPa ケースでは  $S_{el}$  を下回ると予想される(実際に然り)。 $S_a$  が  $S_{el}$  を下回ると、その疲労寿命回数は無限大になるので、疲労の観点では 5kPa ケースは無視できる。従って 10.9kP のみが有意になる。ただ後述の周波数応答解析では、問題になる RD 前面での脈動圧はこの値よりも若干低くなる。従ってここでは RD 前後差圧を 10 kPa として計算する。また材料物性としては下記を想定する。

縦弾性係数 :  $E_c = 195000 \text{ N/mm}^2$ (常温)、 $E_h = 176530 \text{ N/mm}^2$  (300°C)

0.2%耐力及び引張強さ :  $S_y = 131 \text{ N/mm}^2$ 、 $S_u = 427 \text{ N/mm}^2$  (いずれも 300°C)

さて本文表 1 ケース 2 における破損サイクル回数は次のように見積もることができる。

$$N_f = 1200\text{hr} \times 3600\text{sec} / 0.0554 \text{ sec} = 7.8 \times 10^7 \text{ 回}$$

この場合、設計疲労曲線(B 曲線)から破損に至る応力振幅は  $S_a' = 118 \text{ N/mm}^2$  になる。しかし曲線は常温物性によるものなので、300°C 適用には縦弾性係数の補正が必要になる。ひずみ  $\epsilon$  を同じにとれば、

$$\epsilon = S_a / E_c = S_a' / E_h \rightarrow S_a' = (E_h / E_c) S_a$$

更に平均応力修正(→Goodman 修正)を行うと、

$$S_a = (1 - S_m / S_u) S_a' = (E_h / E_c) (1 - S_m / S_u) S_a'$$

この式において  $S_m'$  は 修正平均応力を示す。テキストによれば、

$$S_a + S_m > S_y \quad \text{でかつ } S_a < S_y \text{ のとき } S_m' = S_y - S_a$$

$S_m$  は平均応力で、本ケースでは溶接残留応力( $\approx S_y$ )が含まれるので  $S_a + S_m > S_y$ 、また  $S_a < S_y$  であるから、 $S_m' = S_y - S_a$  は十分成立する。従って、上記  $S_a$  式は、

$$S_a = (E_h / E_c) \{1 - (S_y - S_a) / S_u\} S_a'$$

この式を変形すると、実際に破断する時の応力振幅  $S_a$  が得られる。

$$S_a = (E_h/E_c)(S_a'/S_u)(S_u - S_y) / \{1 - (E_h/E_c)(S_a'/S_u)\} \quad \dots \dots \dots \quad (a)$$

前述の通り、 $E_h = 176530$ 、 $E_c = 195000$ 、 $S_a' = 118$ 、 $S_u = 427$ 、 $S_y = 131$  ( $N/mm^2$ ) であるから、

$$S_a = \left( \frac{176530}{195000} \right) \left( \frac{118}{427} \right) \left( 427 - 131 \right) / \left\{ 1 - \left( \frac{176530}{195000} \right) \left( \frac{118}{427} \right) \right\} = 98.8 \text{ N/mm}^2$$

この結果から脈動圧と応力振幅の関係が得られる。即ち脈動圧が P-P で 10 kPa(→0-P で 5 kPa) のときに、 $S_a$  が  $98.8 \text{ N/mm}^2$  になるので、

$$S_a = (98.8/5) \Delta P = 19.8 \Delta P \quad (\text{ここで } \Delta P = 0 \cdot P \text{ 脈動圧}) \quad \dots \dots \dots \quad (b)$$

この関係は RD の限界脈動圧  $\angle P$  を推定するとき有効である。(b)式を(a)式に代入すれば

$$\angle P = (1/19.8)(E_b/E_c)(S_a'/S_u)(S_u - S_y) / \{1 - (E_b/E_c)(S_a'/S_u)\} \quad \dots \dots \dots \quad (c)$$

- ④ 次に C 曲線について検討する。JISによれば、C 曲線には平均応力の最大の効果が含まれており平均応力修正は不要であるから、 $S_a = (E_h/E_c) S_{a'}$  とごく簡単な式になる。C 曲線では  $N_f = 7.8 \times 10^7$  回の時の  $S_{a'}$  は  $96 \text{ N/mm}^2$  であるから、

$$S_a = (176530/195000) \times 96 = 87 \text{ N/mm}^2 \rightarrow S_a = (87/5) \angle P = 17.4 \angle P$$

これを  $S_a$  式に代入して限界脈動圧の式が得られる。

$$\angle P = (1/17.4) (E_h/E_c) S_a \quad \dots \dots \dots \quad (d)$$

- ⑤ 設計疲労曲線がほぼフラットになる時の  $S_a'$  はいわゆる Endurance Limit ( $S_{el}$ ) で、もし  $S_a'$  がこれを上回れば、早晚、疲労破断が起きる。 $S_{el}$  は B 曲線で  $113\text{N/mm}^2$ 、C 曲線で  $93\text{N/mm}^2$  なので

B 曲線の場合 :  $\angle P = (1/19.8)(E_h/E_c)(S_a'/S_u)(S_u - S_y) / \{1 - (E_h/E_c)(S_a'/S_u)\} = 0.0505(176530/195000)$   
 $x(113/427)(427 - 131) / \{1 - (176530/195000)(113/427)\} = 4.71\text{kPa}$

C 曲線の場合  $\angle P = (1/17.4)(E_h/E_c) S_a' = 0.0575(176530/195000)x93 = 4.84\text{kPa}$

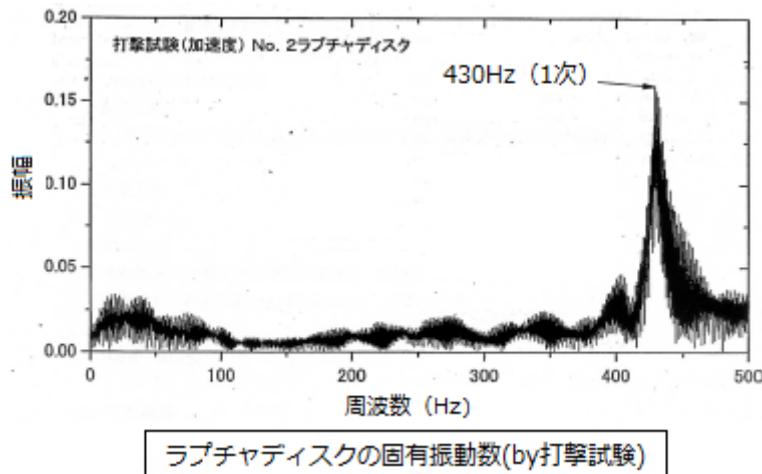
B曲線が若干小さいが、両者に大きな差異はない。総じて4.8kPa(0-P)程度とみてよい。破断が5kPaなので、脈動圧がほんのもう少し低ければY社#2の破断は発生しなかつたのかもしれない。

Y社#2の対策検討では $5.0\text{kPa}(P-P) \rightarrow 2.5\text{kPa}(0-P)$ を目標にしていた、この結果からみれば $4.8\text{kPa}(0-P)$ に対し2倍弱の安全率をみて目標値を設定したことになる。推定結果に何がしかの安全率を見込むのは当然であるが、少し厳し過ぎたのかもしれない。

表 1 のケース 1 では破断時間が長くはなっているものの、脈動圧は  $8\text{kPa(P-P)} \rightarrow 4\text{kPa(0-P)}$  とケース 2 よりも 2 割ほど低くなってしまっており、限界脈動圧にはバラつきがあるようだ。個人的には安全率 1.5 が妥当な気がする。すなわち脈動圧の計測が RD 前面位置の至近距離で行われたとして、その結果が、 $\angle P = 4.8 / 1.5 = 3.2\text{kPa}(0-P) \rightarrow P-P 6.4\text{kPa}$  以下(少し余裕をみて 6kPa 以下)であれば良しとしていいのではないかと思う。なお設計 S-N 曲線には周知のように安全率が含まれるので 6kPa を越えても破裂しないケースは多いと思う。

- (4) エンジン脈動周波数に対し RD が共振すると、以上の疲労限界脈動圧は成立せず、例えば 3.2kPa 更に共振応答倍率で割った値を限界  $\Delta P$  としなければならない ( $\Delta P$  は極度にダウンし設計できない)。しかし幸いにもラプチャディスクの固有振動数はかなり高い。図 4 に New type RD の打撃試験の

結果を示すが、一次固有値は 430Hz になる。本ケースの基本周波数 18Hz であるから、これは 24 次に該当する。脈動周波数の応答は 20 次打切りが妥当な所だから、共振は無視できると思う。



### (補 2) 排気ダクトの脈動計測結果のフーリエ展開について。

放出管上部(天端)の計測点の圧力波形は、次の式でフーリエ展開することができる。

$$\text{波形} : X(t) = a_0/2 + \sum (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t) = a_0/2 + \sum (a_n^2 + b_n^2)^{0.5} \sin(n\omega t + \phi)$$

$$\text{ここで } a_0 = (2/T) \int X(t) dt, \quad a_n = (2/T) \int X(t) \cos n\omega t dt, \quad b_n = (2/T) \int X(t) \sin n\omega t dt$$

但し  $X(t)$  = 時刻  $t$  における静圧、 $n$  = 次数、 $\omega$  = 基本角振動数 ( $= 2\pi/T$ )、

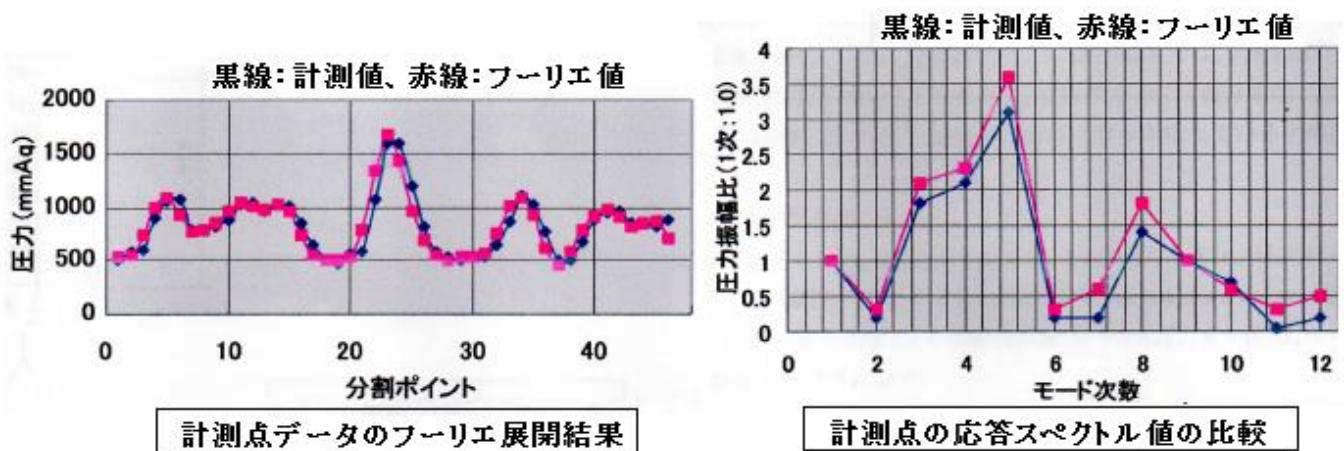
$\phi$  = 位相、 $t$  = 時間、 $T$  = 周期

上式の  $(a_n^2 + b_n^2)^{0.5}$  が次数  $n$  における圧力振幅になる。また  $a_0$  は平均圧力である。RD に近い放出管上部における圧力波形を 14 次まで展開した結果を以下に示す。

次数(周波数 Hz)	圧力波形の展開結果	
	圧力振幅(mmAq)	位相(radian)
1 次 (18Hz)	67.0	1.335
2 次 (36Hz)	21.3	0.060
3 次 (54Hz)	140.0	-0.186
4 次 (72Hz)	154.7	0.315
5 次 (90Hz)	244.0	0.082
6 次 (108Hz)	23.0	-0.037
7 次 (126Hz)	37.8	0.557
8 次 (144Hz)	119.0	1.089
9 次 (162Hz)	65.0	-0.665
10 次 (180Hz)	38.6	0.417
11 次 (198Hz)	18.7	0.987
12 次 (216Hz)	33.4	1.286
13 次 (234Hz)	15.3	1.445
14 次 (252Hz)	8.5	2.663

数値にはズレがあるが、下図の比較をみればわかるようにだいたい合致していると思う。ここでは

14次打切りをしているが、より高次にも山があるので、解析結果には注意すべき。



(補3) 弁体とアクチュエータは弁軸に繋がり構造物としては一体になっておりかなり複雑であるため 精確な固有振動数は FEM 以外では求めがたい。ただ FEM は煩雑であり巨細になるので、 小堀与一「実用振動計算法」(工学図書) [No.212 一端に突出端を持つ 2 質量梁] の式を用いて検討した。この式の内容は、次の通り。

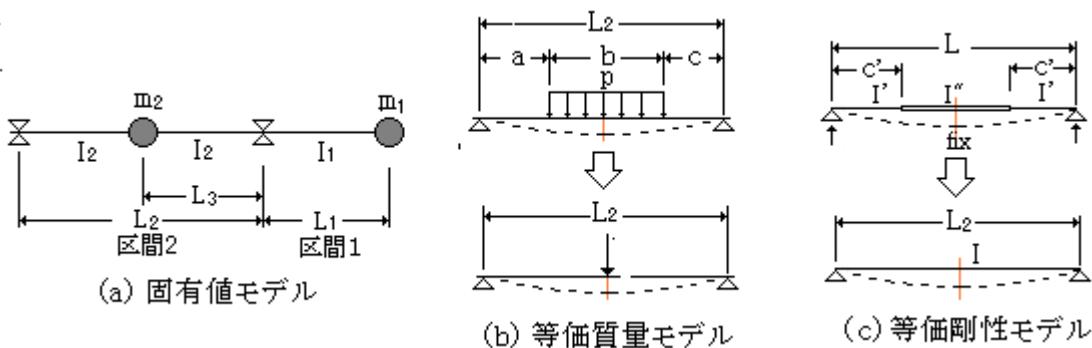
$$f_n = \frac{1}{2\pi} \left[ \frac{1}{2} [a_{11}m_1 + a_{22}m_2 \pm \sqrt{(a_{11}m_1 - a_{22}m_2)^2 + 4a_{12}^2m_1m_2}]^{0.5} \right]^{-0.5}$$

$$a_{11} = (L_1/3) \{ L_1/(E_1I_1) + L_2/(E_2I_2) \}$$

$$a_{12} = L_1L_3(L_2 - L_3)(2L_2 - L_3)/(6E_2I_2L_2)$$

$$a_{22} = L_3^2(L_2 - L_3)^2/(3E_2I_2L_2)$$

ここで、 $f_n$ =固有振動数(Hz)、 $m$ =質量(kg s<sup>2</sup>/mm)、 $E$ =縦弾性係数(kg f/mm<sup>2</sup>)、 $L$ =区間長さ(mm)  
 $I$ =断面 2 次モーメント(mm<sup>4</sup>)、サフィックス 1,2→区間 1,2 を表わす。



この公式を運用する上で問題になるのは、区間 2 の質量  $m_2$  と断面 2 次モーメント  $I_2$  である。 まず  $m_2$  の場合。実際の質量分布は区間 2 の中に分布しているが、これを区間中央の集中荷重で 扱うと大きな変形をカウントするので集中荷重の補正を行う必要がある。そこで 中央分布荷重のときに最大撓み量=中央集中荷重のときの最大撓み量 (at 両端単純支持梁) とすれば、補正後の等価質量  $m_2$  は、

$$m_2 = \{2pL_2(1/2 - \alpha)^4 + (p\beta/2)(b+2c)(3 - 2\beta^2 - 4\beta\gamma - 4\gamma^2)\}/g \quad \rightarrow \text{図(b)を参照}$$

ここで  $p = W_2/b$ 、 $\alpha = a/L_2$ 、 $\beta = b/L_2$ 、 $\gamma = c/L_2$ 、 $W_2$ = 区間②の総重量(kg)

次に、 $I_2$  の場合。実際の  $I$  は区間 2 の中央とその両端で異なるので、中央の最大撓みが等しくなる ように、一様な  $I$  で置き換える。即ち

$$I_2 = (0.5L_2)^3/[c^3/I' + \{(0.5L_2)^3 - c^3\}/I'] \rightarrow \text{図(c)を参照}$$

ここで、各パラメータに次の値を設定した。

$$L_1 = 120\text{mm}, L_2 = 1700\text{mm}, L_3 = 850\text{mm}, E_1 = 16500 \text{ kg f/mm}^2, E_2 = 19000 \text{ kg f/mm}^2$$

$$m_1 = W_1/g = 88/9807 = 9 \times 10^{-3} \text{ kg s}^2/\text{mm}, I_1 = (\pi/64)d^4 = (\pi/64) \times 70^4 = 1177990\text{mm}^4$$

$$a = 120\text{mm}, b = 900\text{mm}, c = c' = 400\text{mm}, W_2 = \text{区間 } 2 \text{ の重量(kg)}, p = W_2/b = 0.127 \text{ kg/mm}$$

$$\alpha = 0.235, \beta = 0.529, \gamma = 0.235, m_2 = 10.3 \times 10^{-3} \text{ kg s}^2/\text{mm}, I' = (\pi/64) \times 50^4 = 306641\text{mm}^4$$

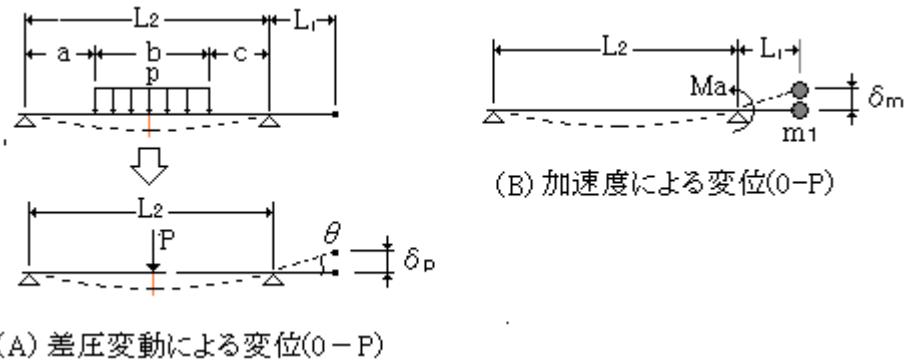
$$I'' = (\pi/64) \times 50^4 + (\pi/64)(76.3^4 - 62.3^4) + 1.57 \times 500 \times 9^3 / 12 = 1278061\text{mm}^4$$

$$a_{11} = 0.000540433, a_{12} = 0.001367166, a_{22} = 0.006456064$$

計算結果は次のとおり。かなり 18.8Hz に漸近するので、共振状態にあるとみていい。

$$f_n = 19.1\text{Hz}, 102\text{Hz}$$

(補 4) アクチュエータ計測位置における振動変位の内実について以下、推論する。



まず実際の分布荷重  $p = 51x(\pi \times 1.083^2/4) = 47\text{kgf}$  と等価な集中荷重は、補 3 の結果を用い

$$P = (100.6/114.4)x47 = 41.2\text{kgf}$$

両端単純支持梁としてのアクチュエータ側支点の撓み角は

$$\theta = PL_2^2/(16E_2I_2) = 41.2 \times 1700^2/(16 \times 16500 \times 960846) = 4.7 \times 10^{-4} \text{ rad.}$$

$$\text{故にアクチュエータ部の変位は } \delta_p = \theta \times 1.7L_1 = 4.7 \times 10^{-4} \times 204 = 0.097\text{mm} = 97\mu\text{m}$$

( $L_1$  を 1.7 倍しているのは実際の計測位置が  $1.7L_1$  にあるため)

次に振動加速度  $\alpha$  による変位を図(B)の求める。この場合、計測結果より  $\sim 0.5g$  とすると

$$\theta = M_a L_2 / (3E_2 I_2) = m_1 \alpha L_2^2 / (3E_2 I_2) = (88/g) \times 0.5g \times 120 \times 1700 / (3 \times 16500 \times 960846) = 1.87 \times 10^{-4}\text{rad.}$$

$$\therefore \delta_m = \theta \times 1.7L_1 = 1.87 \times 10^{-4} \times 204 = 0.039\text{mm} = 39\mu\text{m}$$

更にダクトの A 方向振動即ち基盤振動変位は、計測結果より  $\delta_b = 22\mu\text{m}$ 。

軸受台の振動変位量については、この部分が門形ラーメンになっているので、公式集より

$$\delta_s = (3k+2)/\{12(6k+1)\}\{Ph^3/(EI_o)\}$$

ここで、 $h$ =脚高さ=230mm、 $k$ =水平剛性比=2程度、 $E$ =縦弾性係数=19600kgf/mm<sup>2</sup>、

$$I_o = \text{脚の断面 } 2 \text{ 次モーメント} = bt^3/12 = 230 \times 230^3 / 12 = 13973\text{mm}^4$$

柱頭の横荷重  $P$  は本文の図のように、一方向の差圧相当力 21 kg f、+方向の慣性相当力

$$0.5 \times 88 \text{ kg f} \times \{(1700 + 120) / 1700\} = 47 \text{ kg f}$$

の和になるので、 $P = 47 - 21 = 26 \text{ kg f}$  になる。故に FJU のケースでは、

$$\delta = \{8/(12 \times 13)\} \times 26 \times 230^3 / (19600 \times 13973) = 59\mu\text{m}$$

一方、曲げ応力の Max は脚の付根に派生する。

$$\sigma = M/Z = Ph(3k+1)/\{2(6k+1)\}/Z = 26 \times 230 \times 7/(2 \times 13)/3105 = 0.52 \text{kgf/mm}^2$$

応力集中係数 4 を見ても局部応力振幅は  $2.1 \text{kgf/mm}^2$  で十分小さい。

以上、トータルのダクト軸方向変位  $\delta$  (0-P)は、ダクト自身の計測変位( $\delta_b = -22 \mu \text{m}$ )をみて

$$\delta = \delta_p + \delta_m + \delta_s + \delta_b = 97 + 39 + 59 - 22 = 173 \mu \text{m}$$

この推測値には、アクチュエータ保持台の一方向の拘束変位が含まれていない。保持台は剛性が少ないとボルト止め構造でガタがあり、それほど大きな拘束変位は期待できないが、これを見込めば、上記  $173 \mu \text{m}$  は多少減少して計測結果の  $155 \mu \text{m}$  に漸近するのではないかと思われる。

(補 5) この対策構造の固有振動数と振動変位を求める。まず(弁体+弁軸)の断面 2 次モーメントは

$$\textcircled{1} \text{ 軸ガイド} \rightarrow I_a = (\pi/64)(76.3^4 - 57.3^4) = 1134514$$

$$\textcircled{2} \text{ 弁板} \rightarrow I_b = (9^3/12)(382 - 38) \times 2 = 41796 \quad \textcircled{1} \text{ } \textcircled{2} \text{ } \textcircled{3} \text{ 合計 } 64952215 \text{ mm}^4$$

$$\textcircled{3} \text{ 補剛} \rightarrow I_c = 228 \times 229^3/12 - 210 \times 211^3/12 - 2 \times 9 \times 9^3/12 = 63775905$$

$$\textcircled{4} \text{ 弁軸} \rightarrow I_d = (\pi/64)x60^4 = 636174$$

$$\text{故に } I_2 = L_2^3 / \{a^3/I_d + (L_2^3 - a^3)/(I_a + I_b + I_c)\} \\ = 750^3 / \{285^3/636174 + (750^3 - 285^3)/64952215\} = 9920216 \text{ mm}^4 \quad (\text{注記参照})$$

また、軸受スパン間の(弁体+弁軸)の重量は、

$$\textcircled{1} \text{ 軸ガイド } W = @15.6 \times 1.05 \text{ m} = 16.4 \text{ kg}$$

$$\textcircled{2} \text{ 弁板 } W = 0.009x(0.7854 \times 1.08^2 - 0.076 \times 1.07)x7850 = 59 \text{ kg}$$

$$\textcircled{3} \text{ 補剛 } W = \{(0.228 \times 0.229 - 0.210 \times 0.211 - 2 \times 0.009^2)x0.9 - 0.0073 \times 10^{-3} \\ + 0.694 \times 10^{-3}\}x7850 = 60.1 \text{ kg}$$

$$\textcircled{4} \text{ 弁軸 } W = 2 \times 0.7854 \times 0.06^2 \times 0.38 \times 7930 = 17.04 \text{ kg}$$

$$\textcircled{5} \text{ リブ } W = 2x(0.9 + 2 \times 0.6)x@5.3 - 0.454 = 21.8 \text{ kg}$$

$$\textcircled{6} \text{ 溶接 } W = \text{約 } 6 \text{ kg}$$

$$\Sigma W_2 = 181 \text{ kg}$$

$$\text{故に, } m_2 = 0.88 \times 181 / 9807 = 0.0162 \text{ kg s}^2/\text{mm}$$

小堀式を用いて曲げ固有振動数  $f_n$  を求めると、 $f_n = 54.4 \text{Hz}$  十分である。なお計算パラメータは、

$$L_1 = 160 \text{ mm}, L_2 = 1500 \text{ mm}, L_3 = 750 \text{ mm}, I_1 = 636174 \text{ mm}^4, I_2 = 9920240 \text{ mm}^4$$

$$m_1 = 220 / 9807 = 0.0224 \text{ kg s}^2/\text{mm}, m_2 = 0.0162 \text{ kg s}^2/\text{mm}$$

注記 : a 寸法は  $\phi 60$  軸部分 300 mm になるが、取合いの弁体部分の剛性が格段に大きくて  
変形がやや拘束されるので少し(5%ぐらい)短くとって 285 mm としている。

次に振動変位/応力を検討する。この場合、作用力は見掛け差圧  $0.5 \text{kPa}$ 、加速度  $0.5G$  として

$$\text{弁体に働く差圧力 } P = (500 \text{ Pa} / 9.807) \times 0.7854 \times 1.08^2 = 47 \text{ kg f}$$

$$\text{等価差圧力 } P_p = 0.88 \times 47 = 41.4 \text{ kg f}$$

$$\text{軸受に働く差圧相当力 } P_r = 41.4 / 2 = 21.2 \text{ kg f}$$

$$\text{軸受にかかる慣性相当力 } P_m = (750 + 160) / 750 \times 0.5 \times 220 = 133.5 \text{ kg f}$$

$$\text{軸受台に働く(慣性力+差圧力)} \quad P_s = P_m - P_r = 133.5 - 21.2 = 112.3 \text{ kg f}$$

各撓み(振動変位)は

$$\delta_p = 1.7P_p L_2^2 L_1 / (16EI^2) = 1.7 \times 41.4 \times 1500^2 \times 160 / (16 \times 16500 \times 9920216) = 9.7 \mu \text{m}$$

$$\delta_m = 1.7P_m L_2 L_1^2 / (3EI) = 1.7 \times 133.5 \times 1500 \times 160^2 / (3 \times 16500 \times 9920216) = 17.7 \mu \text{m}$$

$$\delta_s = P_s h_1^3 / (48EI_{s1}) + 2P_s h_2^3 / (6EI_{s2}) \cdot$$

$$= 112.3 \times 300^3 / (48 \times 19600 \times 21952000) + 2 \times 112.3 \times 166^3 / (6 \times 19600 \times 11543176))$$

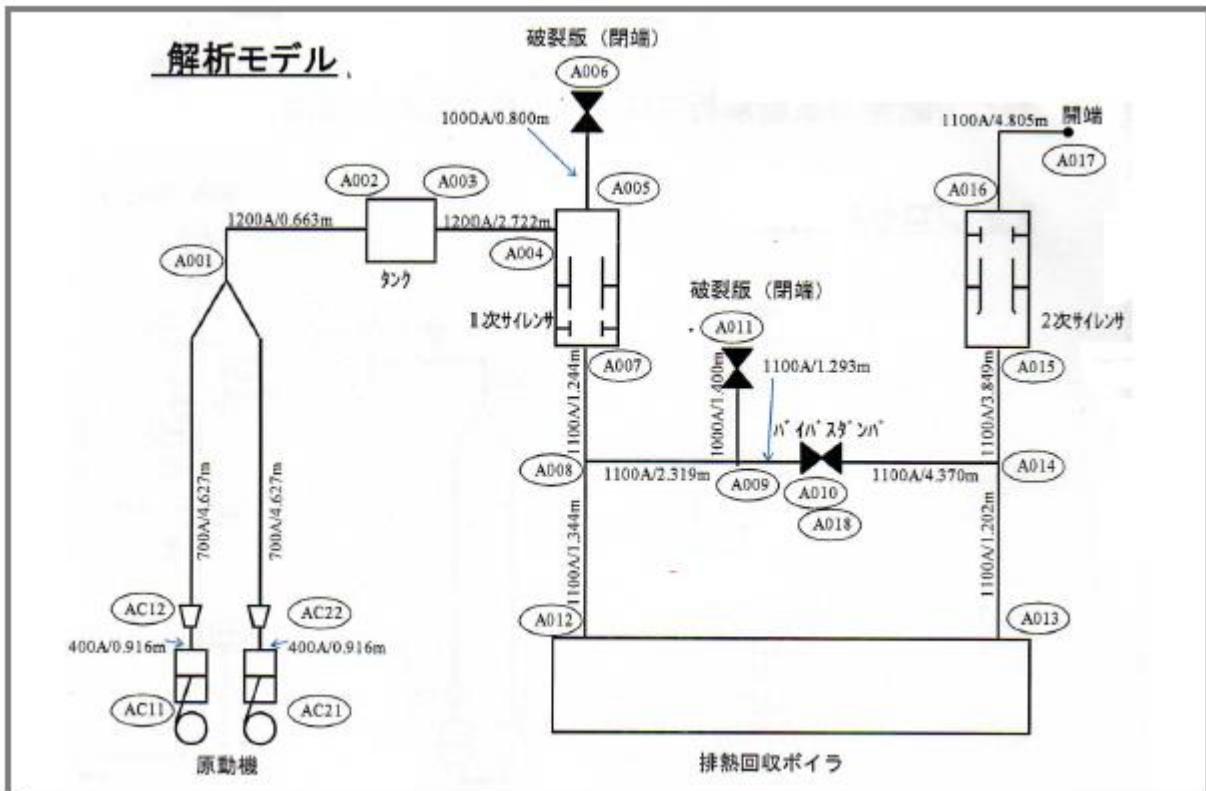
$$= 0.2 + 0.8 = 1.0 \mu\text{m}$$

断面 2 次モーメント  $I_{s1} = 12 \times 280^3 / 12 = 21952000$ ,  $I_{s2} = 12 \times 226^3 / 12 = 11543176$

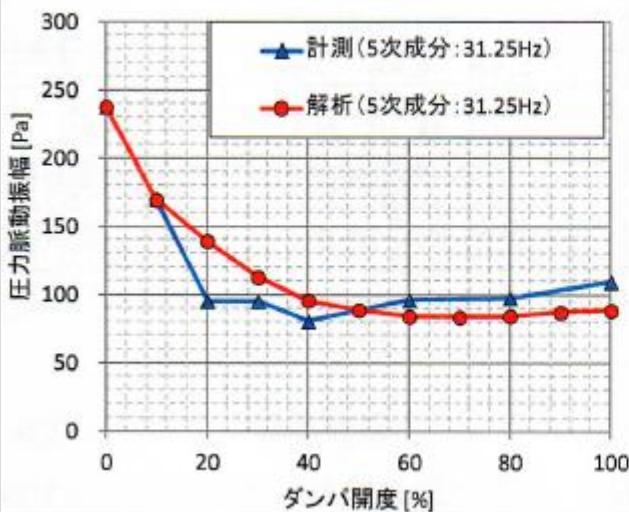
全振動変位量は次のようになるが、 $\delta_b$  は小さくなる可能性が大きいので  $20 \mu\text{m}$  程度か？

$$\delta = \delta_p + \delta_m + \delta_s + \delta_b = 9.7 + 17.7 + 1.0 - 22 = 6.4 \mu\text{m} \quad (\text{O-P})$$

### 【添付 A 排気ダクト系脈動解析結果 by CH Corp.】



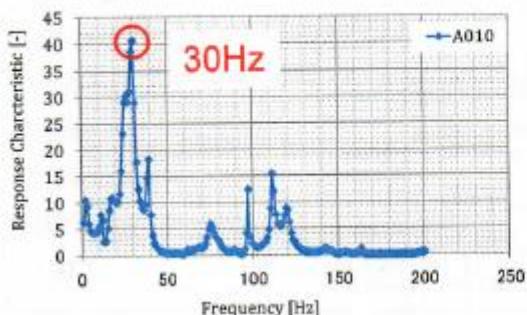
### 現状の脈動発生状況のトレース



原動機回転数5次成分における、(ダンバー近傍)  
の各ダンバー開度における圧力脈動振幅値

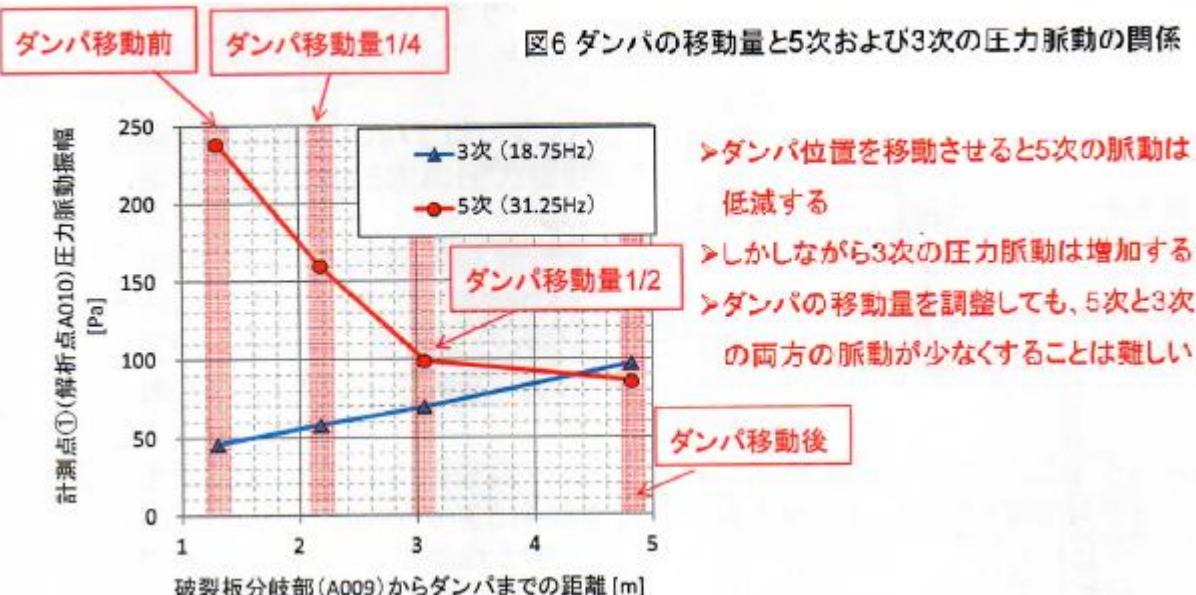
ダンバー開度と圧力脈動の傾向が概ね一致  
・解析モデルの妥当性を確認

### ダクト系統の固有値評価(ダンパ移動前)

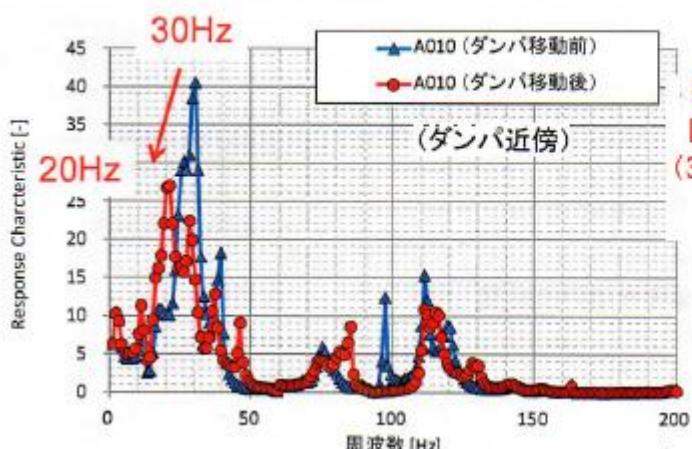


原動機5次の回転数成分(31.25Hz)に近い、30Hzにおいて固有値を確認

### ダンパの設置位置が、5次と3次の脈動に与える影響(ダンパ近傍)



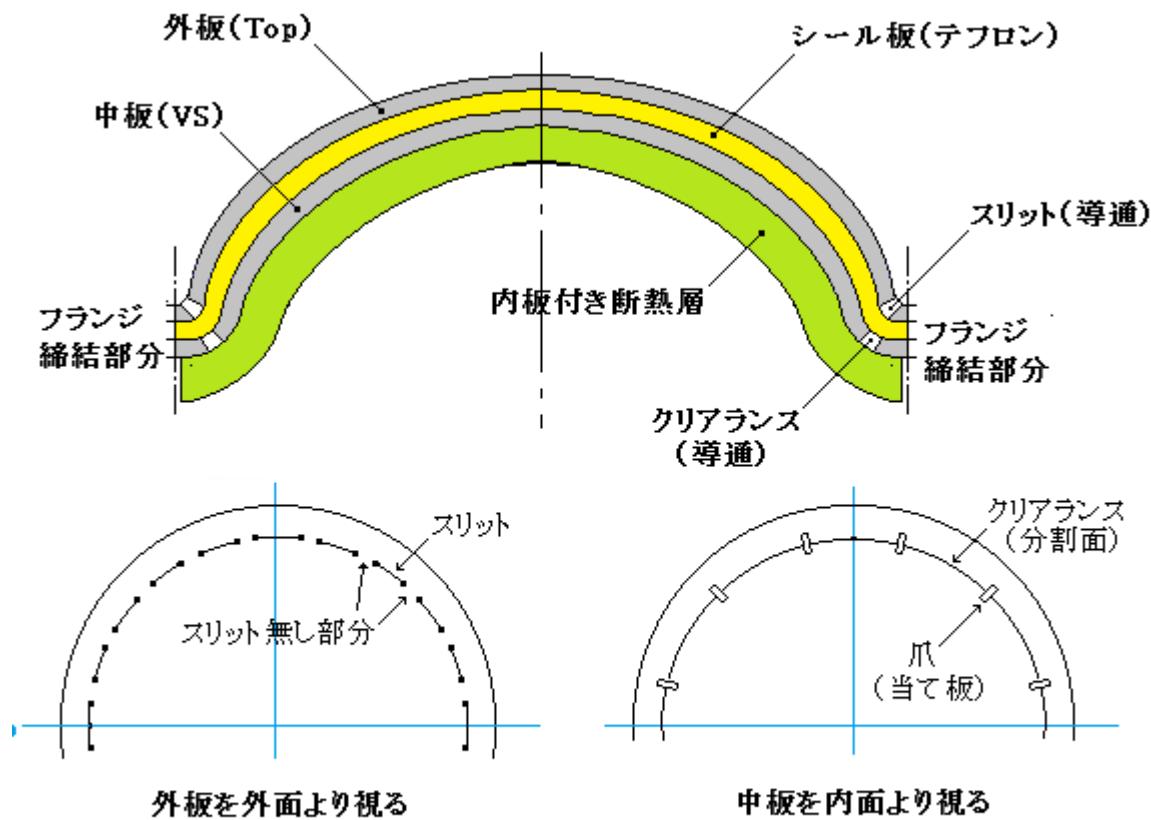
### ダクト系統の固有値評価(ダンパ移動前後の比較)



ダンパ近傍ではダンパ移動により、固有値が原動機5次の回転数成分(31.25Hz)から原動機3次(18.75Hz)の回転数成分に近づく

【添付B RD(ラプチャーディスク)の破損メカについて—参考】

(1) RDの破損現象については、メーカ側の情報が限定的なせいもあって、正常破損/異常破損の判別がつけにくい状態になっているようだ。そこで改めて破損メカニズムについて考察し、システム設計の参考に供したい。



図A ラプチャーディスクの構造

(2) 現状、使用されているFi社製RDの概念構造を図A,Bに記す。図Aからわかるように、RDは外板(Top)+シール板+中板(VS)+内板付き断熱層からなっている。RD機能は主に外側の3層(外板+シール材+中板)に拠っている。内側の断熱層はテフロン製のシール板の温度を保持する補助的なもの。外板/シール材/中板の役割は、

①外板：鋼製の浅い球状シェルでRDの本体部分。球殻部分と外周板部分の間にスリットがあるが20か所でスリットの無いとぎれ部分があって、ここで内圧を保持し、保持しきれないときに割れてスリットが繋がって破裂する。スリット付きなので内外は導通しており漏れについてはフリーである。

②シール板：テフロン製の浅い球状シェル。外板の内側に置いて漏れを防ぐ。即ち外板とペアを組んでいる。ただテフロン製なので200°Cを越えると劣化してしまう。強度材という訳ではないが内側から内圧によって圧縮を受けている。

③中板：外板と同じであるが、分離した球殻部分と外周部分は12か所、小さな爪板で繋がっている。この板は内部が負圧になったとき、外圧によって外板が座屈するのを防ぐ目的で設けられているが、内圧に対しても機能している。

この構造で注目すべきは、圧力に対し外板—シール板—中板が連動して挙動する傾向があることで

ある。メーカーの説明によれば、

中板の爪の剛性が(外板のスリット無し部分の剛性より)低いので内圧が上昇すると  
(主に剛性の高い外板スリット無し部分で内圧スラストを支えることになり)スリット  
無し部分の破断が先行しておきる。

この挙動には、柔らかいテフロン製シール板の挙動も関与してくる。おそらく断熱層側から内圧によるスラストがかかると柔らかい中板とシール板は外板に身を委ね、結果的に外板が内圧スラストの大半を支える形になると思われる。この場合、3者の間に隙間はなく、密着し理想的な重ね板として挙動すると理解される。一方、外圧(負圧)については、これと様相が異なっているようだ。すなわち

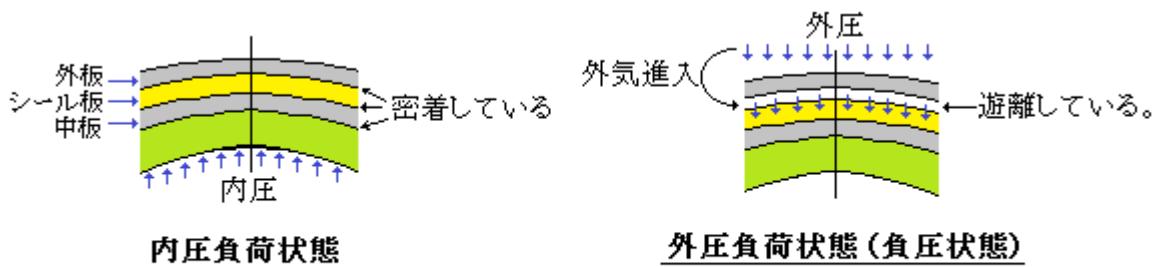
**外板のスリット無し部分の剛性が高くて外板が変形し難いので、柔らかい**

**[シール板+中板]側が変形してそのバネ的な効果で外圧スラストを支える**

ことになると思われる。外板とシール材の間に密着はなく遊離しているとみてよいと思う。なお構造的には、破損個所の想定が異なっているようだ。すなわち、

**内圧負荷に対し→外板のスリット無し部分、 外圧負荷に対し→球殻(シェル)部分**

**[なお以上の考察は、推測によるところが多い。RD メーカに確認する必要がある。]**



図C RD断面の挙動

(3) ここで、RD で想定される破損様式を考えてみる。想定される破損モードとしては

- ① 延性破壊(通常破裂)
- ② 疲労破損(高サイクル疲労/低サイクル疲労)
- ③ SCC など材料特性に由る破損

なお外圧による座屈については Rare ケースとしてこの際、考えない。

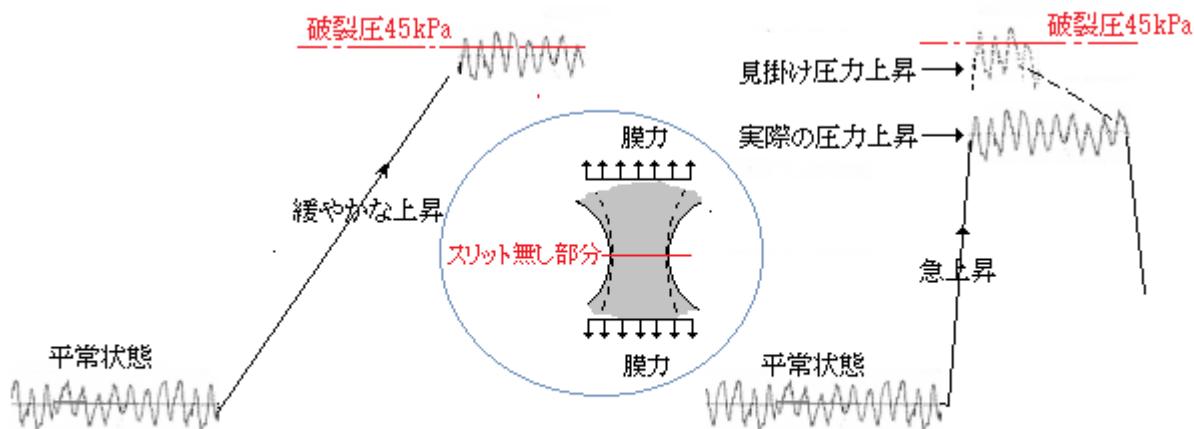
①について。ガスエンジンダクトの RD は素より、未燃焼ガス着火による煙道爆発による設備損傷を食い止めるもので、爆風圧による延性破壊を想定していると思う。

②について。エンジンは代表的な往復動マシンであるところからダクト内には脈動圧が常時して内圧疲労環境になっている。脈動周波数はそれほど高くないが、1000~2000hr で  $10^7$  回に達するので、いわゆる高サイクル疲労防止の観点から、ダクト構成材の応力を Endurance Limit(疲労限界応力)以下に抑える必要がある。これとともに、通常破裂に至らないまま煙道爆発が頻繁に繰り返されると、比較的低サイクルの疲労が累積されて破損を起こすことも考えられる。なお、荷重ソースとしては爆風圧以外に発停に伴う温度変化による熱荷重の影響もあるのかもしれない。

③について。もし燃焼ガスや断熱材あるいは大気の中に塩化物などの問題物質が含まれると、RD が鋭敏な SUS 材であることから応力腐食割れ(SCC)が起きる。SCC の発生は速く、亀裂の伝播にも特徴があるので比較的容易に識別できる。しかし同材質のダクト壁に SCC 割れは発生していないのでその可能性は低い。

中低サイクル疲労における熱荷重の影響はともかくとして、①②とも内圧が主要な荷重ソースであることは変わりない。以下、内圧について考える。

(4) まず、破損モードとして爆風圧による延性破断を考える。このときの RD の挙動は、前項(3)で述べた通りと思われる。強い内圧によって外板にシール板と中板が密着して、外板周のスリットなし部分で破断する。この場合、荷重シフトとしては下図のようなパターンが考えられる。図 D-1 は比較的緩やかな圧力上昇によるもので、当然、ピーク圧力の有効成分が破裂圧(当該ケース 45kPa)を越えるとき延性破断する。しかし緩慢な爆風圧上昇はないので、図 D-2 のパルス状の急上昇を考えるべきで、実際の圧力上昇よりも大きな見掛け圧力上昇によって、例えばスリット無し部分のひずみが増幅して破断が速くなると思われる。

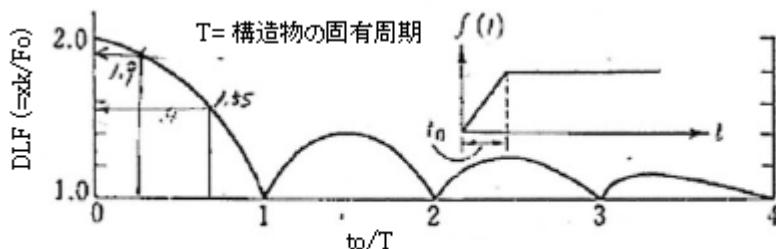


図D-1 通常破裂－緩やかな圧力上昇

図D-2 通常破裂－急激な圧力上昇

図 D-2 は、爆発が小規模で爆風圧が小さく RD 破裂圧 45kPa に満たなくとも、即ち  $(DLF) \cdot \Delta P > 45kPa \rightarrow$  破断

することを示している。ここで、 $DLF =$ 動的荷重係数(下図)、 $\Delta P =$ 実際の圧力上昇量である。なお RD の破裂圧力 45kPa は静的圧力上昇として定義されたものと思う(?)。



線形スタート・ステップ入力の場合の衝撃スペクトル

RD の固有振動数は 430Hz なので、 $T = 1/430 = 0.0023\text{sec}$  になる。仮に昇圧時間が 0.0019sec であれば、 $DLF = 1.5$  になり、圧力上昇量が 30 kPa オーバーでも破断する可能性がでてくる。

残念ながら煙道爆発のデータは持ち合わせがない。破裂圧 45kPa の根拠についても知らない(エンジンメーカー-RD メーカの決め事か?)。故に議論は打ち切るが、小規模の煙道爆発は低サイクル疲労と繋がって保証寿命期間(2年?)内での異常破損となるので 決して看過できないと思う。

(5) 次に破損モードとして内圧変動による疲労破損を考える。このときの RD の挙動は延性破断のときのように単純ではなく、外板-シール板-中板は一体として挙動するものの、図 C の内圧負荷と

外圧負荷に近い 2 つの状態が交互しているような印象がある。この場合、外板の動きよりも中板の動きの方が激しくなる。Y 社 2 号トラブル時の破面観察レポートは、中板の疲労破損が先に起こりその後で外板の疲労破損が起きたとしているが、この観察は中板の激しい動きと符合すると思う。

H 社川崎、Y 社 #2、F 社の 3 つのトラブルはいずれも高サイクル疲労であるが、その場合

中板 → 爪部分のスポット溶接部のノッチ状の止端で発生

外板 → スリット無し部分で発生

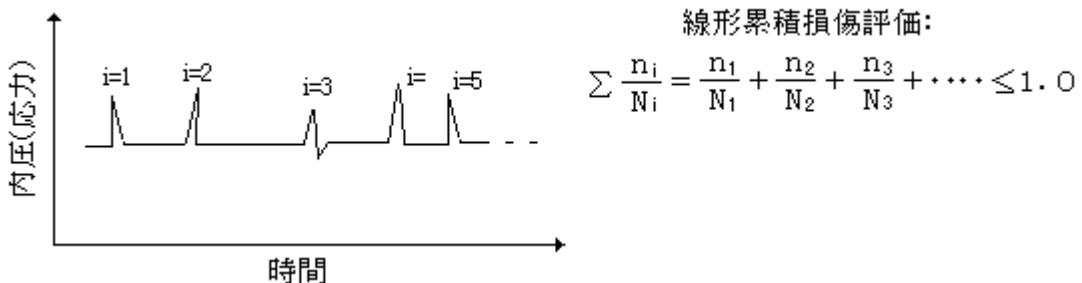
中板については、溶着金属部分でかつ応力集中部分であるため、

降伏に近い溶接残留ひずみ & 係数 3 に近い切欠き効果

が介在する。止端部の応力集中は高いが、ピーク成分を含まない応力変動は弾性範囲と思われる所以、JISB8266 付属書 8 のオーステナイト系設計疲労曲線の B 曲線が該当する。この場合、JIS には記載がないが、応力(応力振幅)Sa の平均応力補正が必要と思われる。

外板については多少状況が異なる。中板が先行して破損すると内圧変動が諸に外板にふりかかってかかるて比較的、短期間で破断したと思われる。この場合、溶接部ではないので残留ひずみの影響はないが、場合によって塑性域に入って Sa の平均応力補正が必要になる。

以上は脈動を荷重ソースとする高サイクル疲労ケースである。厄介なのは、エンジンダクトの場合中低サイクル疲労あるいは高一中一低サイクル疲労を考える必要があることである。即ち、延性破断には至らなくとも小規模な煙道爆発が繰り返されて、比較的低い繰返し回数で破断する恐れがある。



この場合、疲労の可否を評価(予測)するには、発生頻度や予想される上昇圧力量など統計的なデータが必要になる(運転データでわからないか?)。

(6) RD の保証期間が 2 年(?)になっているので、期間内に破損が起きると無償交換になっているように理解しているが、どうなんだろう? この場合、保証期間がシール板(テフロン)の寿命に由来するものであったとしても、期間中の破損については、

①煙道爆発によるものであれば有償交換、②脈動によるものであれば無償交換

になっているのではないか? 煙道爆発は不測の現象で、脈動は設計不良による現象とみる。もしそういう見方が成立するなら、破損後の破面観察と脈動圧計測は必須になるのではないか? その場合、

a. ディンプル様の延性破壊だけが観察されれば、①に該当、

b. ストライエーション(疲労破面)が観察されても、疲労限界を越えない低レベルの脈動圧であれば、同じく①に該当、

c. 破面観察の結果、ストライエーション(疲労破面)が観察されると同時に、疲労限界を超える高レベルの脈動圧であれば、②に該当、

という判断になると思う。

もちろん煙道爆発そのものがシステムの保証範囲に含まれるなら①はあり得ない。また②は初期

設計に起因するので道義的に然りであるが、運転条件が設計条件外であるなら免責になると思う。

( 多分そのようなトラブルは初期に発覚して是正され、毎度繰り返されることはない。 )

煙道爆発については何も知らないが、運転記録にててくるのであれば煙道爆発による低サイクル疲労の評価は可能で設備保全上の予測も立つのではないか？

(7) 煙道爆発と違って、脈動についてはダクト設計で対応可能である。脈動解析を行って RD の取付け位置/構造を決めればよい。これとは別に RD の中板の構造も再レビューする必要があると思う。特に爪のプラグ溶接部分が然り。Fi 社サイドの見解はどうなのだろう。確か Y 社 #2 系のトラブルの時に RD メーカの技術者が来日してヒアリングが行われた記録が残っているが、前(2)項のような構造上の議論は見られない。延性破断/疲労破損の観点から RD のメカ的な把握が必要ではないかと思う。もっと詳細な検討がメーカーでなされているのかも知れない。なお RD の固有振動数についても解析データあるいはテストデータがあるのではないか？また煙道爆発についても、詰まるところエンジンの性能に係るので、更に詳細な知見を集める必要があるのではないか？

(8) 先に RD 破損の可否を検討した場合、RD の疲労データとして使えるものが、Y 社 #2 系だけであることを知った。これでは説得力が不足する。もう少し疲労観点のデータが欲しい。多分 3 つの実績/実測データがあれば、[補 1]の検討で得られた評価式は確実になると思われる。

全般に、顧客/エンジンメーカー/RD メーカから関連データを集めて分析(解析)し議論して RD 破損現象を把握し、破損事故の Minimum 化を志向する。

以上