

【整番】FE-19-TM-122	【標題】高周波の配管振動と騒音の原因と対策 (2/2)		
分類：流れ(流体振動)／種別：技術メモ	作成年月：H25.7／改訂：Ver0.0(25.8)	作成者：N.Miyamoto	

全 27 枚

本 TS は【FE-19-TM-122】に引き続き下記文献の後半部分を紹介するものである。

「Sources and Remedies of High-frequency Piping Vibration and Noise」

by Stephen M. Price and Donald R. Smith

(Proceedings of The 28th Turbo-machinery Symposium)

因みに本文献の Content は下記のようなものである。太字が本 TS で扱う部分になる。

1. Abstract (要約)
2. Excitation Mechanism(励振メカニズム) ー渦放出振動、羽根通過振動
3. Amplification Mechanism(増幅メカニズム)ー音響壁交差固有振動数、シェル壁固有振動数、放射効率
- 4.Reducing High-frequency Pulsation and Vibration(高周波の脈動及び振動の低減)
 - ー渦放出エネルギーの低減、羽根通過脈動の低減、壁交差音響モードの防止、
 - シェル壁振動の低減、音響ラギング
- 5.Testing(試験) ー計装、テスト手順、データの評価、シェル壁振動の受容性
- 6.Case Histories(事例)ーラボ試験、コンプレッサステーションー吸込み側、同左ー吐出側、
 - 精製ーコンプレッサ羽根車破損、LNG プラントーターニングベーン破損、
 - 鉄鋼プラントースクリュコンプレッサ、精製ースクリュコンプレッサ
7. Summery(まとめ)

6.2 コンプレッサステーション - 吐出し側

あるパイプラインコンプレッサの吐出配管に**過剰な振動と騒音**が発生していた。コンプレッサは音響的に完全に密閉された建屋に設置されているにも拘わらず、近隣からクレームが出た。騒音レベルは建屋近くで 70dB。連邦エネルギー規制委員会(FERC)の騒音規制値は 55dBA(LDN)で、連続音源の場合の 48dB に当る(*1)。

このコンプレッサはオーバーハング形の単段遠心コンプレッサで、増速機を介して電動モータで駆動されている。電動モータは可変周波数駆動(VFD)装置を備えており、速度を約 4600～6700rpm の範囲で変えることができる。

現場テストでは騒音レベルが、コンプレッサの羽根通過振動数(17x 回転数)とその 2 次の(34x 回転数)で卓越していることがわかった。最大騒音レベルは、コンプレッサの回転が 6600rpm 付近の時、即ち約 1900Hz(17x6600/60)で起きた。建屋内のオーバーオール音響レベルは約 117dBC であった(*2)。

計測データと計算から、その**過剰な騒音**は壁交差音響固有振動数と配管のシェル壁機械固有振動数の**同調(共振)**によるものであることが判った。即ちコンプレッサの羽根通過振動による脈動が壁交差音響固有振動数で増幅され、その脈動から生じた配管振動がシェル壁固有振動数で増幅され、振幅の大きいシェル壁振動と過度の騒音レベルを生じていた。

壁交差固有振動数

コンプレッサで発生する吐出側の脈動振幅は、羽根通過振動数 1 次(17x 回転数)で 0.2~0.5psi(P-P)、2 次(34x 回転数)で 0.1~0.2psi(P-P)であった。これらの脈動振幅は、このタイプのコンプレッサでは典型的なものと考えられる。この羽根通過によってコンプレッサに生じる脈動は、羽根通過振動数が壁交差固有振動数と同期する場合に増幅される。

壁交差固有振動数と計測された脈動応答振動数の比較を **Table.6** に示す。これから、計算された直径モードの固有振動数は、1 次,2 次のコンプレッサ羽根通過振動の脈動によって励起された音響固有振動数とかなりよく一致していることがわかる(1900Hz/3700Hz 辺りに注目)。音響固有振動数は 16 次直径モード(約 3700Hz)まで計測されている。

Table 6. Comparison of Calculated and Measured Cross-Wall Natural Frequencies in 26 Inch Piping (wt = 0.5 in).

26" (0.5" 厚さ)配管の壁交差音響固有振動数計算値と計測値の比較

Calculated		Measured Pulsation	
Mode (m, n)	Frequency (Hz)	Frequency (Hz)	Pulsation psi, p-p
Excited by Energy at 17x			
(2, 0)	625	650	1.5
(3, 0)	860	950	1.5
(4, 0)	1089	1125	1.5
(5, 0)	1313	1325	6.0
(6, 0)	1536	1550	1.0
(7, 0)	1775	1800	1.5
(8, 0)	1975	1900	2.0
Excited by Energy at 34x			
(9, 0)	2202	—	—
(10, 0)	2422	—	—
(11, 0)	2642	2600	0.5
(12, 0)	2861	2850	1.0
(13, 0)	3081	—	—
(14, 0)	3301	—	—
(15, 0)	3521	3600	0.5
(16, 0)	3698	3750	1.0

1/4 波動スタブ固有振動数(*3)

Tab.6 にまとめられた脈動データは内挿ブローブから得られたもので、脈動振幅は 0.5~6 psi(P-P) である。しかし、スタブ端に取付けの圧力変換器で得られた脈動データは、1/4 波動スタブ固有振動数で平均 100psi(P-P)の脈動レベルを示した。これは高周波数の脈動データを採取する場合内挿ブローブの使用が重要であることを示している。余談になるが 1/4 波動スタブ固有振動数に関し少し触れておく。

1/4 波動スタブ共鳴による脈動例を Fig.25 に示す。その脈動はフランジ内のサーモウェル試験位置で計測されたもので、配管内から圧力変換器まで約 9.4"の有効長さを持ったスタブから発生している。このスタブ共鳴は 17x 回転数の脈動によって励起されていた。Fig.25 からわかるように、スタブによっ

て、およそ 600Hz→25psi、1400Hz→125psi、1800Hz→75psi の脈動レベルを持った大きな音響応答が生じていた。

これらの 1/4 波動スタブ共鳴は、スタブの音響固有振動数を計算することで確かめることができる。計算モデルは、Fig.26 のようにチューブフィッティングスタブ(熱電対グローブ)ー吐出配管短管から構成される。計算された応答周波数と脈動振幅は脈動計測結果とかなり一致していた。脈動計測結果からスタブエンドで計測された高い振幅応答はスタブの音響固有振動によるもので、吐き出し配管の壁交差固有振動数によるものでないことがわかった。スタブ共鳴の脈動振幅は圧力変換器(盲端)で最大であり、配管側スタブ端で殆ど零であった。Fig.27 に脈動データを示す。

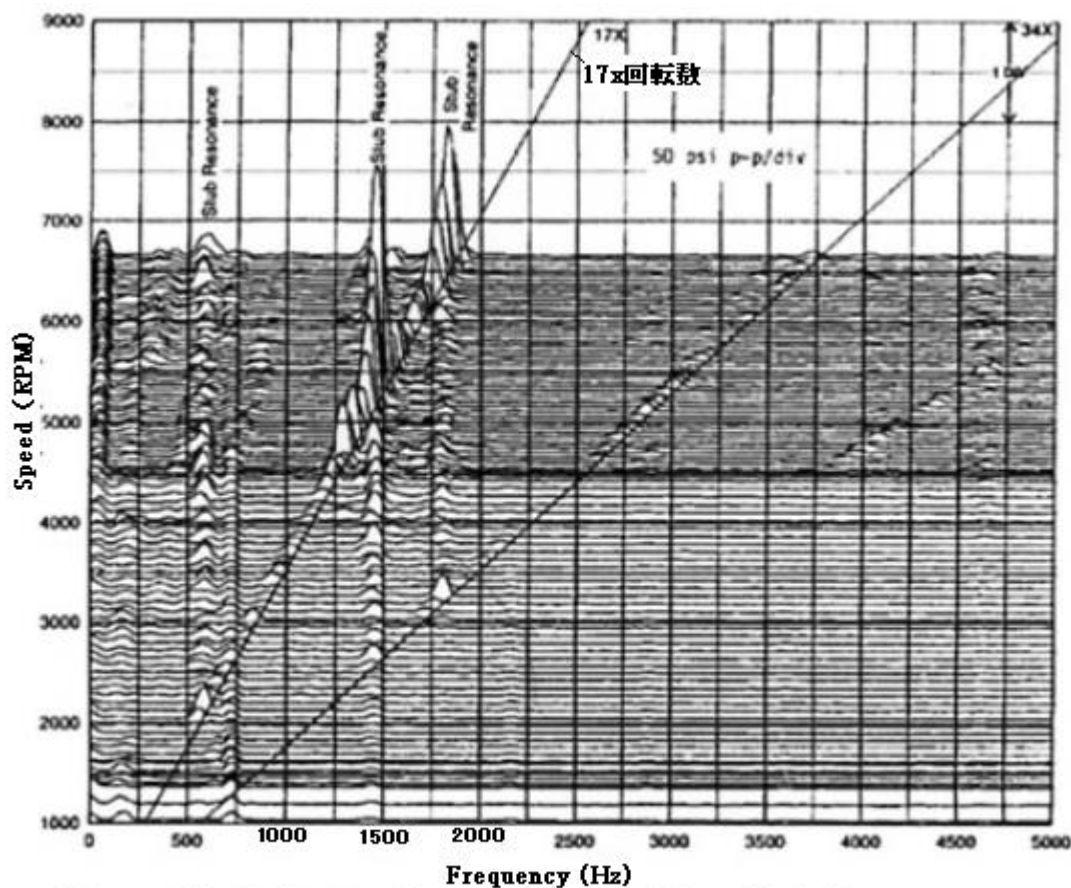
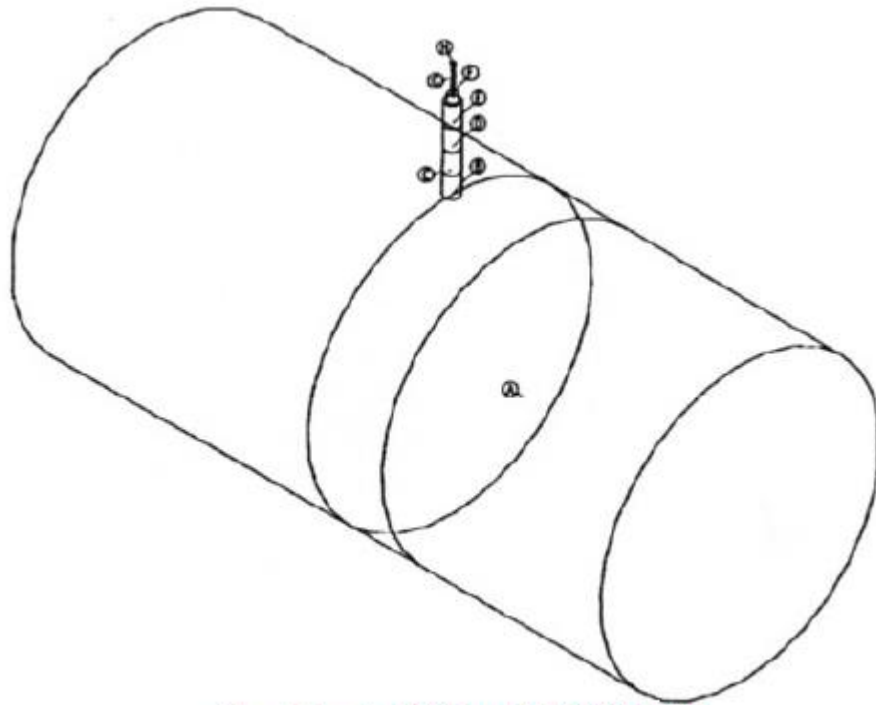


Figure 25. Pulsation Due to Quarter-Wave Stub Resonances.

1/4 波スタブ 共鳴による脈動



サーモウェル圧力タップの計算モデル
Figure 26. Computer Model of Thermowell Pressure Tap.

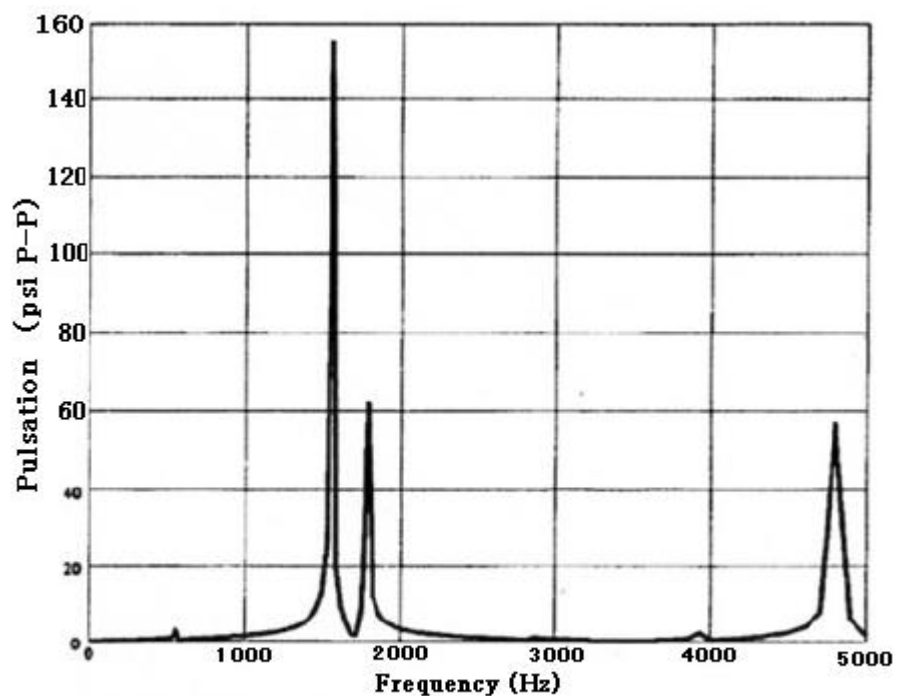


Figure 27. Computed Passive Acoustic Frequency Response for Thermowell. サーモウェルの音響振動数応答の計算結果

スタブ周波数における脈動は、メイン配管の脈動を計測する際、計測誤差のもとになる恐れがある。一方で、このスタブ内の高い脈動は、配管シェル壁の機械固有振動を励振することが可能な高周波エネルギーのポテンシャルソースでもある。その有効シェーキングフォースは、[流れ断面積 x 脈動振幅]として見積もることができる。例えば 100psi(P-P)の脈動がある 1 インチ径のサーモウェルの先端には約 80 lb のシェーキングフォースが作用する。シェーキングフォースとしては、これはかなりのもので、

十分、シェル壁固有振動を励振させることができる。それ故に、実際の配管に設けるスタブコネクション(先止まり小径分岐)の数は最小に抑える必要がある。

シェル壁固有振動数

吸込配管、吐出配管及び吸込スクラバのシェル固有振動数を計測するためにインパクトテストが実施された。高周波数域のシェル壁固有振動数を励振させる為に鋼製チップを持った計器用ハンマが使用された。シェル壁固有振動の応答は加速度計+ひずみゲージ+音響レベル計を用いて計測された。加速度計は配管に貼り付けられたパッドの上に取り付けられた。ひずみゲージはこの加速度計の近くに取り付け、周方向のひずみ(フープ応力)が計測できるようにセットされた。音響レベル計は配管近くの三脚台に取り付けられた。

加速度計/ひずみゲージ/音響レベル計で測られたシェル壁の各応答はかなりよく一致した(Fig.28)。吐出配管の幾つかのシェル壁固有振動数は、配管が 825psi(58k)で加圧されたとき増加した。この増加は内圧による補剛効果に由るものである。26" 吐出配管のシェル壁固有振動数について、計算値と計測値の比較を Table 7 に示す。これからわかるように内圧による固有振動数の増加は、肉厚を 10% とアップした時、即ち 0.5" → 0.55" にアップした時に相当する。このように計算値と実測値がよく合うので、[2.2 シェル壁固有振動数]の項で示した(4)(5)式を用いてシェル壁固有振動数を近似的に表わせることが確認できた(→計算式の確認 OK)。

吐出配管で計測された振動の最大レベルは 1900Hz(17x6700rpm/60)付近で約 100g's(P-P)であった(Fig.29 参照)。この配管振動レベルはメイン配管の疲労破壊につながるようなものではないが、振動に伴う騒音は過剰なものであった。なお経験的にいってこの振動レベルでは、配管に付帯する小径管や計器には損傷の恐れがあった。

Table6 では 1300Hz 近くの壁交差固有振動数で脈動レベルが高くなっているが、最大の振動/ひずみ/騒音レベルは 1900Hz 共鳴の方で発生している。テストデータや計算では、8 次の径方向シェル壁機械固有振動数と(8,0)モード壁交差音響固有振動数が、コンプレッサ回転数 6700rpm のときの羽根通過振動数 1900Hz に漸近している。これは脈動モード形が機械的なモード形状に一致するとシェル振動レベルが容易に励振されることを意味している(「励振される」とは同調が起きたことを意味する)。

パイプクランプの機械固有振動数

最大の騒音レベルはコンプレッサの吐出ノズルに取り付けられた大きな熱移動拘束用パイプクランプ近くで計測された(Fig.30 参照)。その振動レベルは管壁のレベルの 3 倍であった。パイプクランプのインパクトテストでは、1900Hz に近い幾つかの機械固有振動数が検知された。吐出配管の 1900Hz シェル壁振動がパイプクランプの固有振動を励振していた(→共振)。また、このクランプ振動で騒音レベルがアップしていた。写真に示すように、このクランプはラギングで被覆されておらず剥き出しになっていた(→遮音ラギング追加)。

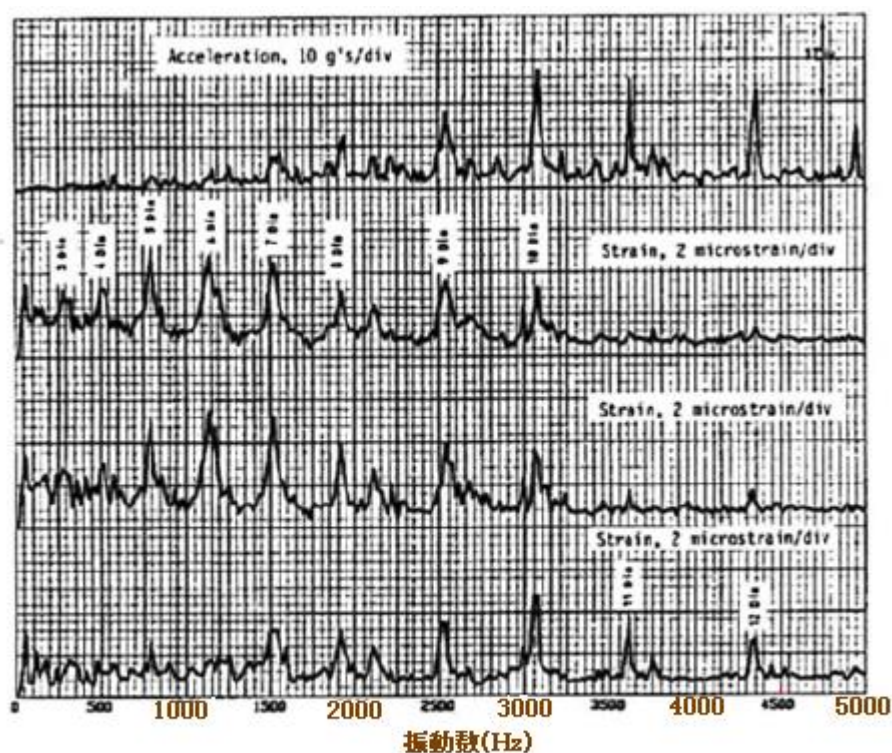


Figure 28. Measured Shell Wall Natural Frequencies Due to Impacts. インパクトによるシェル壁固有振動数(計測値)

Table 7. Comparison of Calculated and Measured Shell Wall Natural Frequencies in 26 Inch Piping (wt = 0.5 in).

26"配管(厚さ0.5")のシェル壁固有振動数－計算値と計測値の比較

Number of Diameters	Computed		Measured	
	wt = 0.5 in	wt = 0.55 in	P = 0 psi	P = 825 psi
2	80	89	—	—
3	227	251	250	270
4	436	482	450	500
5	705	779	740	800
6	1035	1142	1070	1150
7	1424	1572	1470	1500
8	1873	2069	1950	1950
9	2383	2631	2450	2540
10	2952	3260	3000	3050
11	3581	3955	3600	3600
12	4270	4716	4250	4350

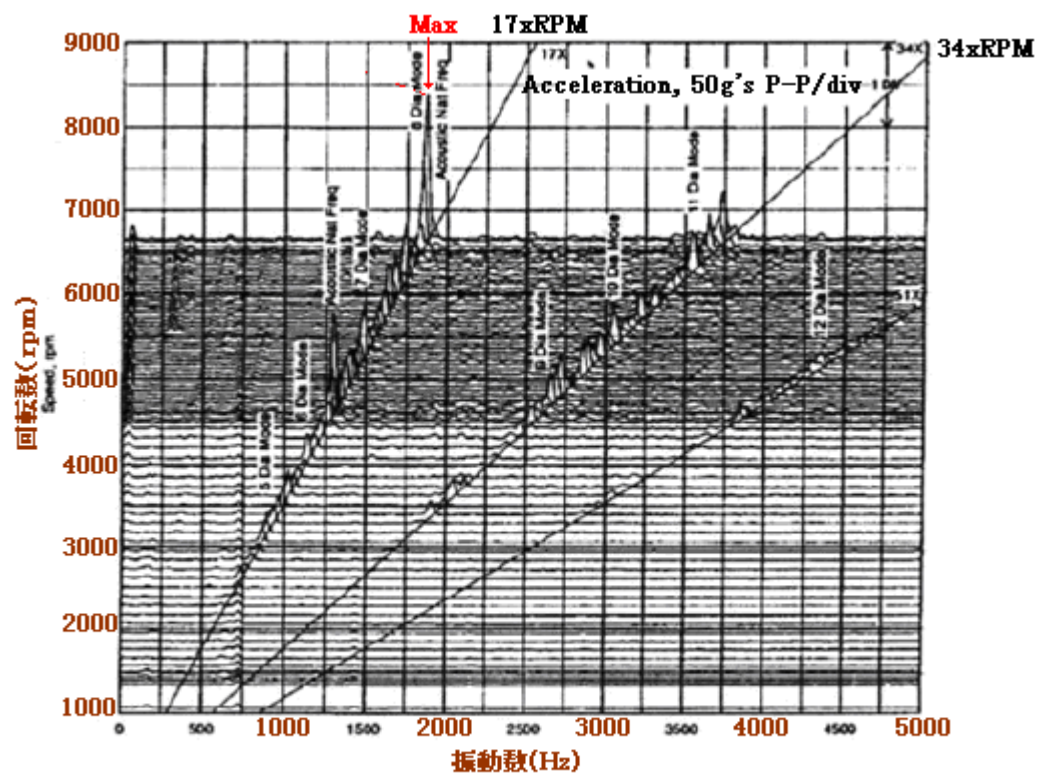


Figure 29. Discharge Piping Shell Wall Vibration During Startup.
 スタートアップ中の吐出配管のシェル壁固有振動数

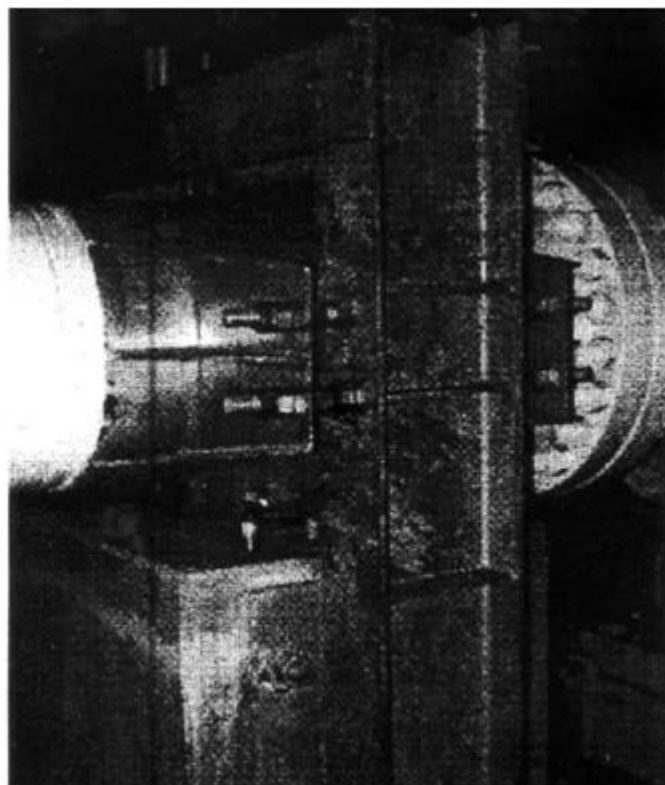


Fig.30 Pipe Clamp on discharge Piping
 (Note:The Clamp was treated with sound insulation)

騒音対策

騒音レベルの改善策として、騒音源である羽根通過振動の吐出脈動エネルギーを低減することが考えられる。吐出配管に高周波脈動フィルタを設置することもその一つであるが、そのためには配管を大改造する必要がある。そのため別案として、吐出配管を改造して例えば [3.3 壁交差音響モードの防止] で議論したようなチューブバンドルを取り付けることで、羽根通過振動数による壁交差固有振動の励振を排除し脈動の増幅を防止する案が提示された。しかし時間の制約から、チューブバンドルの設置は難しかった。計測されたひずみのレベルは低く配管が疲労する恐れはなかったもので、脈動レベルの低減あるいは振動レベルの低減は放棄され、騒音対策によって騒音レベルを低減する方針が出され、追加的な騒音対策が、吐出配管内部、パイプクランプ、スクラバおよび閉止弁/制御弁外部に施行された。即ち

- ・ 屋外配管外面の騒音ラギングの上に、Fig.10 のような音響遮断層を追加。最終的に、
管壁+4" グラスファイバ+音響バリア被覆+ビニール層
+2" グラスファイバ+音響バリア被覆
- ・ コンプレッサ建屋内の吐き出し配管やクランプに Fig.10 のような音響遮断層を追加。
- ・ 音響遮断ブランケットを全てのベント/閉止弁/制御弁/逆止弁に取付け。
- ・ サクションスクラバとその出入り配管に Fig.10 のような音響遮断層を設置。
- ・ 建屋と吐出配管の隙間の詰め物を除去して、配管からの固体音伝播と外部放射を回避。
- ・ ドアの下からの騒音リークを防ぐ為、隙間をシール材で遮断(注目)。

これらの防音措置を行ったところ、建屋近くの騒音レベルは許容レベルまで減少した。なお、吸込配管はもともと脈動/振動レベルが非常に低いので騒音対策は特に行っていない。脈動が吸込配管に直接伝播するのを防いだコンプレッサケーシング形状によって、コンプレッサ吸込み側の脈動レベルはかなり低下したような気がする(この情報は重要、要調査)。

6.3 精製—コンプレッサ羽根車破損

片持ち状のモーター駆動コンプレッサの羽根車で、4箇所クラックが発生した。このコンプレッサは17枚のブレードを持ち4558rpm(76Hz)の一定速度で運転されていた。

破損位置は Fig.31 に示すように羽根車の3次直径モードの固有振動数のノードライン上にあった(羽根車を円筒要素でみてる?)。そこでまず、羽根車の固有振動の励振(共振)が破損原因として疑われ、羽根車の固有振動数のどれかが、回転速度ないし羽根通過の振動数と一致していないかを調べるためにインパクトテストによるモーダル解析(固有振動解析)が実施された。

インパクト試験では羽根車はマンドリルで保持されてオーバーヘッドクレーンで吊るされた。試験位置の数(データ採取位置/点数?)は、4次直径モードx2次環状モードの節点ラインまでをカバーする構造モードに必要な情報が得られるように選択された。羽根車は1ポンドの計器用ハンマで加振され、各試験箇所の応答データはワックスで取付けられた加速度計で採取された。

モーダル解析から幾つかの固有振動数が確認された。その代表値を Table 8 に示す。羽根通過振動数は1292Hzなので、(3,0)次モードとはややズレがありこれを破損原因に結びつけるのは疑問であった。そこで、破損に結びつくようなエネルギー源がほかに存在しないかを探るため、脈動データが採取され、その結果、コンプレッサ入口で1140Hzの脈動ピークが存在することがわかった(Fig.32)。ただその

データはブローブを内部に挿入して測ったものではなく、そのためデータに幾つかのスタブ周波数のピークが含まれていたが、1140Hzにおける脈動が(3,0)次モードを励振していることは確かであった。
何によって 1140Hz の脈動が生じたのか？

コンプレッサの直ぐ上流にバタフライ弁があるので、このバルブで発生した放出渦が入口管内の高次音響固有モードを励振して計測されるような脈動ピークが現れたという推理は可能。前 2.1 の壁交差固有振動数の式を用いて計算すると **Table 9** のようになり、確かに(1,2)次モードで 1137Hz が現れる。

故に計測(脈動)データと計算結果からみて、バタフライ弁で生じた放出渦エネルギーが、入口管内の壁交差音響固有モードを励起し、更にこの音響モードが羽根車の(3,0)次構造モードを励振させて羽根車を破損させたという仮説は十分成立する。

そこで、バタフライ弁を更に上流に移設するとか、壁交差モードを消すために弁の下流に長手方向のペーンを取付けるといった改造が考えられた。ところがこの弁はプロセス上、必須のものでなかったため結局、プラント停止時にこのバタ弁を撤去することになった。弁撤去のあと脈動データが採取されたが、最早 1140Hz 脈動ピークは存在していなかった。ユニットはその後何事もなく運転されている。

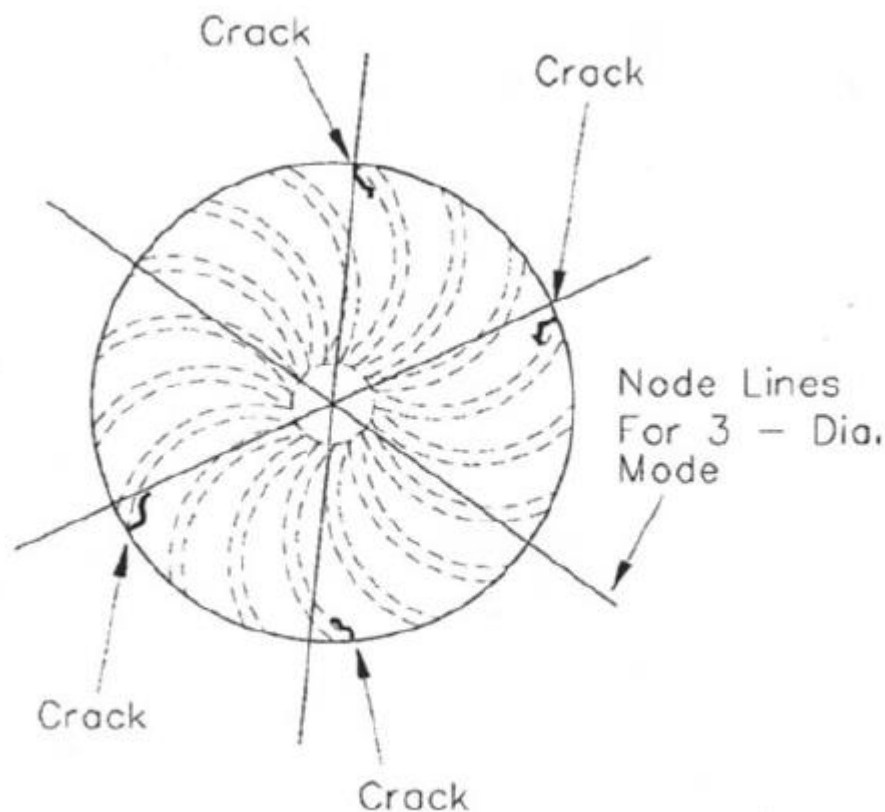


Fig.31 Location of Compressor Wheel Fatigue Failures

Table 8 Compressor Wheel Mode Natural Frequencies.
コンプレッサ羽根車の固有振動数

Wheel Mode- (m, n)	Natural Frequency (Hz)
(2, 0)	511
(3, 0)	1140
(4, 0)	1610



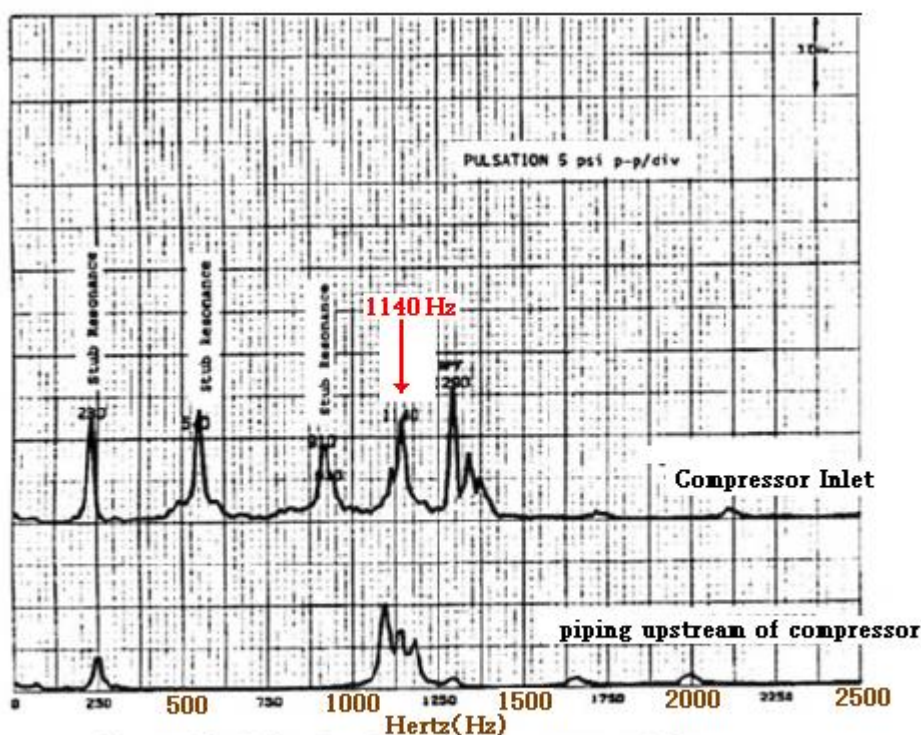


Figure 32. Pulsation Data at Compressor Inlet.

コンプレッサ入口の脈動データ

Table 9. Cross-Wall Acoustical Natural Frequencies.

高次 壁交差音響固有振動数

n →	High-Order Acoustical Natural Frequency (Hz)			
	0	1	2	3
m = 0	0	510	934	1355
m = 1	245	710	1137	1559
m = 2	407	893	1327	1754
m = 3	559	1067	1511	1942
m = 4	708	1236	1689	2126

6.4 LNGプラントターニングベーンの破損

冷凍コンプレッサユニットで、#1 中間段のクロスオーバー配管のターニングベーン(曲がり部分の整流ベーン)が剥落して#2 ステージのインペラにのみ込まれるというドラスティック的な破損事故が起きた。ユニットは 100%窒素ガスによる閉ループプロセスで運転されていた(Fig.33 参照)。

コンプレッサは誘導電動モータによって約 3000rpm(50Hz)で運転されていた。#1 及び#2 ステージのインペラは低速ピニオンシャフトに取付けられ、約 20540rpm(342.3Hz)で運転されていた。同様に#3 と#4 ステージのインペラは拘束ピニオンシャフトに取付けられ、約 28400rpm(473.3Hz)で運転されていた。

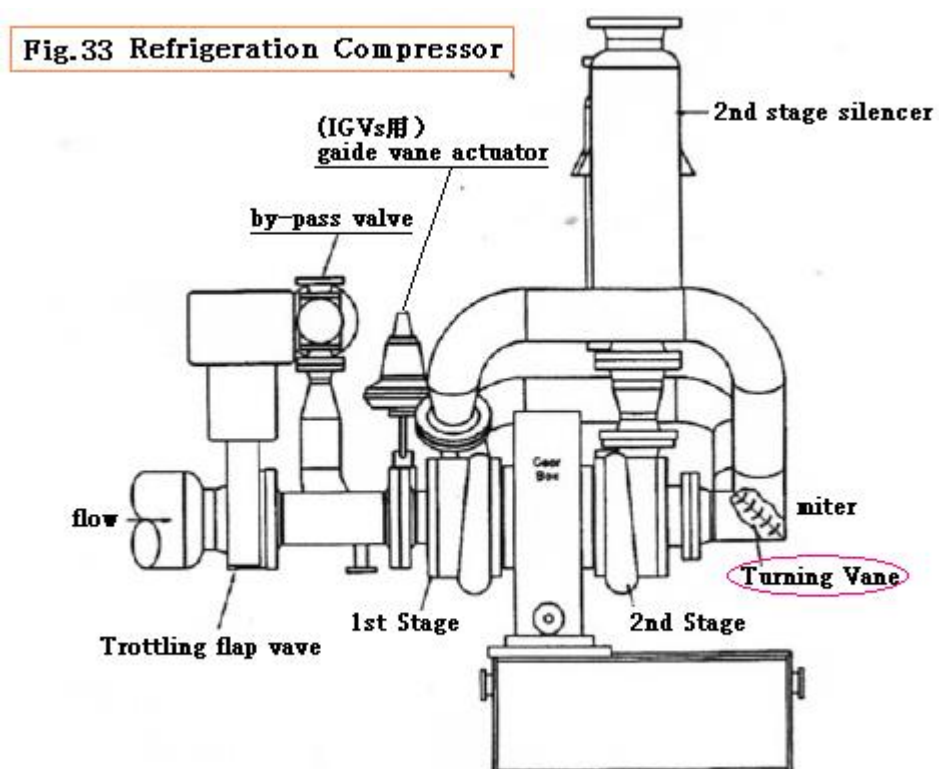
約 250hr 運転した後で#2 ステージのターニングベーンの一片が欠落して、#2 ステージのインペラの中に入ってインペラ/ピニオンシャフトが破損した。即ちベーン混入でアンバランスが急増したことで、#2 ステージのピニオンシャフトの振動レベルが突然、増加してインペラが破損した。コンプレッサが

止まったとき、一次横固有振動によってピニオンシャフトが惰走を起こして、振動振幅が過大なレベルに達したようである。コンプレッサを分解してみると、#2 ステージインペラ、ピニオンシャフト及びシール部分に大きな損傷が起きていることがわかった。

ターニングベーンを調べると、5枚のターニングベーンのどれもが管壁への取付溶接部にクラックがでていた。ベーンの組織検査から、クラックは疲労によるもので、溶接部に接したベーンの縁の近くの湾曲面上の表面クラックから亀裂が初生していることがわかった。ティピカルなベーンのクラックの様子を Fig.34 に示す。

クラックの伝播パターンから、多分クラックは特定の固有振動が励振(共振)されて生じたものと推察される。そのせいか、全てのクラックの位置や形状はよく似ている。なおベーンの単純な曲げによって応力が最も大きくなるベーンの溶接固定端にはクラックの伝播はみられなかった。

#2 ステージのターニングベーンの原因究明に関連して、#4 ステージのターニングベーンも点検されたが、クラックは見当たらなかった。これは#1～#2 の中間配管に特に高い振動レベルが存在していたという事実と合っている。報告によれば、#2 ステージインペラ入口のマイターバンド部に顕著な振動があったとされている (Fig.33 に示すように破損したターニングベーンはこのマイタに取付けられていた)。



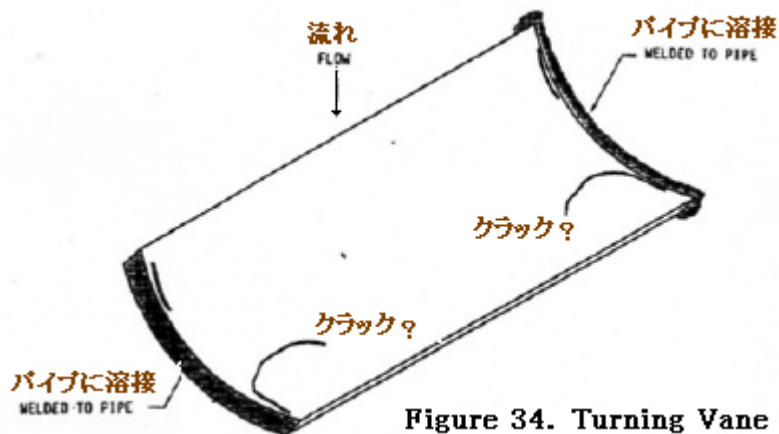


Figure 34. Turning Vane Failure

ターニングベーンの機械的固有振動数

ターニングベーンの原因究明の過程で、厚肉のベーンを持った新しいマイタが製作された。ベーンの厚みは4 mm から 6mm にアップしている(データとしては不全なので補正を効かしていると思う?)。

新しいマイタを取り付ける前に、インパクトテストによってターニングベーンの機械的固有振動数と振動モード形状が計測された。各ベーンは 25 のデータ採取位置を持ったグリッド(格子)に分割された。各ベーンともベーンの間付近を計器用ハンマで叩いて、ワックスで固定された小さな 1gr の加速度計を用いて、25 ポイントの振動データが採取された。

ターニングベーンは 1000~10000Hz の幾つかの機械的固有振動数をもっていた。インパクトテストはコンプレッサを動かす前に実施されたので、実際に固有振動数のどれが励振するかは未知であった。当初は、インペラの羽根通過振動数約 5470Hz(20540x16 ベーン→5477Hz)による脈動によってベーンの固有振動数の幾つかが励振されて破損が起きたと思われていたので、羽根通過振動数前後のモードが特に詳細に分析された。しかし運転で得られたデータでは羽根通過振動数における脈動やひずみは小さく、羽根通過振動の励振による破損の傾向は認められなかった。

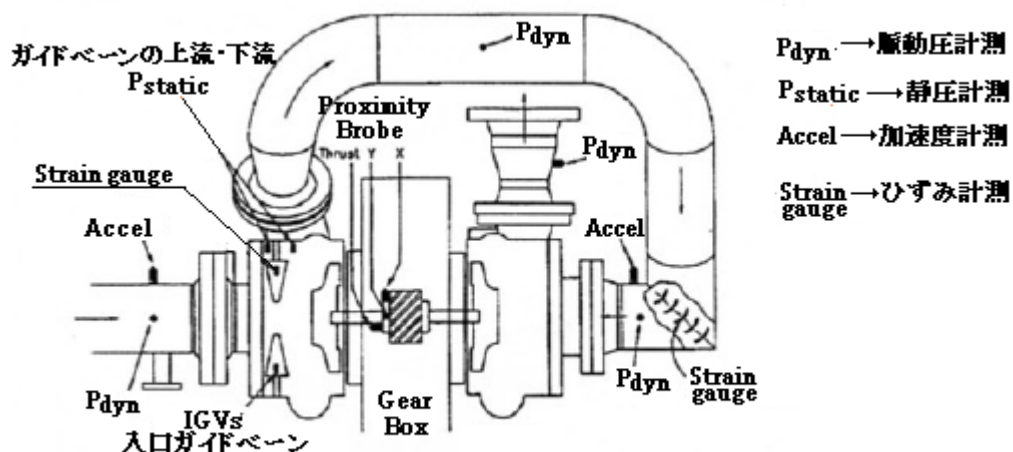


Fig.35 Instrumentation Test Location

運転中のひずみ/脈動データ

新しいマイタを取り付ける前に各ベーンにひずみゲージを取り付けた(Fig.35)。ひずみゲージを配管

内に付けたのでひずみゲージへの配線は圧力シールした特殊なフィッティングを通す必要があった。

1/4 波長スタブの影響を最小に抑えるために短い継手をつかって取付けた動圧変換器を用いて、管内数箇所では脈動が計測された。

コンプレッサを通る流量は、#1 ステージインペラの上流に取付けた可変入口ガイドベーン(IGVs)で調整された。バイパス流れはこの IGVs の直前の #1 ステージ入口配管に排出された。IGVs は入口流量を絞って #1 ステージに流すように設計されている。

ひずみ・脈動スペクトルは、入口流量が変化するので時刻歴としてプロットされた。バイパス弁が 100% 開、即ち全開した時、トップのターニングベーンのひずみゲージが約 400μ (P-P) まで増加した (Fig.36)。このひずみは過大で疲労損傷を起こすレベルにある。2100Hz はベーンの固有振動数の一つであり、2100Hz には、障害物周りの流れの中にある小さな振幅の放出渦から生じたと思われる脈動が存在する (Fig.37)。2100Hz のピークひずみは、ベーンの固有振動が渦放出振動から誘起された脈動によって励振され同調(共振)したものと考えられる。

Fig.37 に示すように、バイパス弁のポジション(開度)が変わるにつれて脈動の振幅は変化している。2100Hz 近くの脈動が 1900Hz に低下すると上部ベーン(#1 ベーン)のひずみは著しくダウンしている。多分 2100Hz 付近の共鳴域から抜け出たためであろう。

バイパス弁が 100% から 50% まで絞られると、2 次(?)の脈動(音響)周波数は約 1600Hz から 1400 Hz に変わる (Fig.37)。そして脈動周波数が約 1400Hz まで減じたとき、再びベーンの固有振動と同調する (Fig.38)。これらのデータはターニングベーンが広範な運転範囲で励振されることを示している。

#2 マイタベンドで計測された加速度の周波数はターニングベーンで計測されたひずみの周波数と関係付けられる。Fig.39 に示すように 1000~7000Hz の間でいくつかの目立った応答が見られるが、全般に加速度レベルはバイパス弁が 50% まで閉じられるにつれて減少している。この相関関係を用い振動レベルとこれから派生するひずみレベルが過剰であるかどうかをみることができる。

壁交差音響固有振動数

#1~#2 インターステージ配管の音響固有振動数を計算して計測脈動データと比較すると Table10 のようになる。壁交差固有振動数は音速の関数で、本ケースでは、音速は主に N_2 ガスの温度・圧力に決まる。表の計算値は音速 1260ft/s によっている。

表からわかるように音響固有振動数の計算値と応答周波数の間には顕著な関係が見られる。脈動データは、これらの壁交差モードの幾つかが同時に発生してインターステージ配管の過大な振動・騒音の原因になったことを示している。これらの脈動周波数もターニングベーンの機械的固有振動数に同調していた。

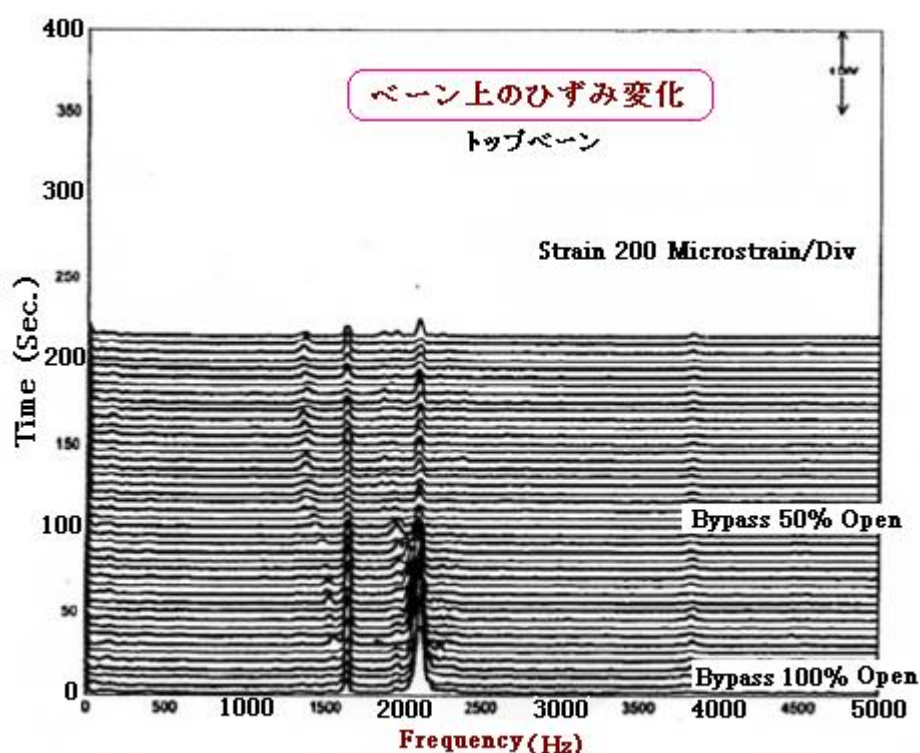


Figure 36. Strain on Upper Turning Vane as Bypass Valve Position Varied. バイパス弁の開度が変わるときの上部ターニングベーン上のひずみ

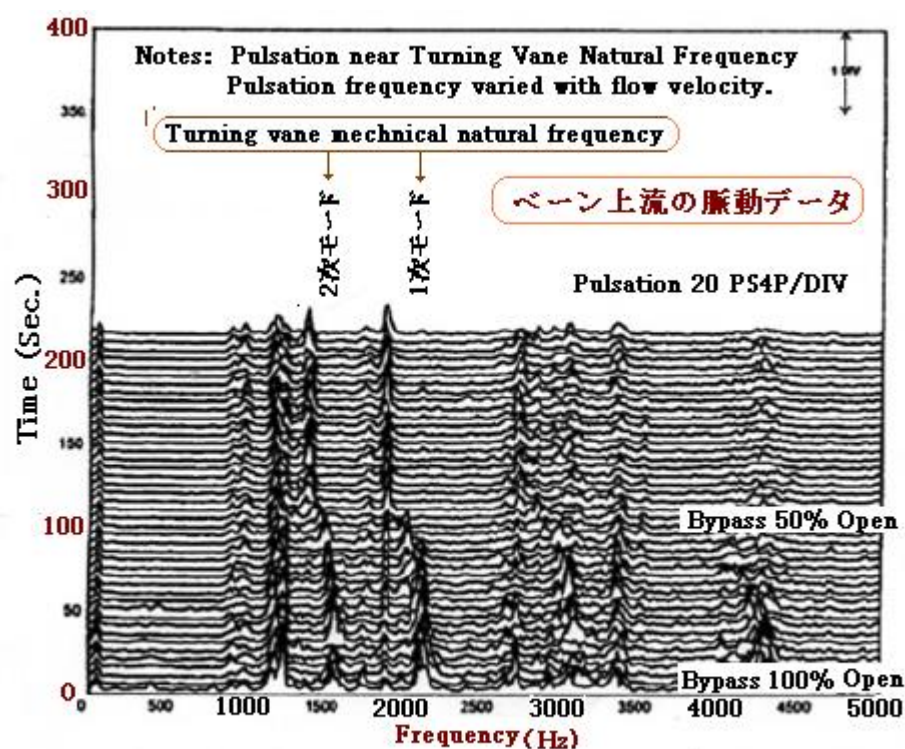


Figure 37. Pulsation Upstream of Turning Vane as Bypass Valve Position Varied. バイパス弁の開度が変わるときターニングベーン上流の脈動

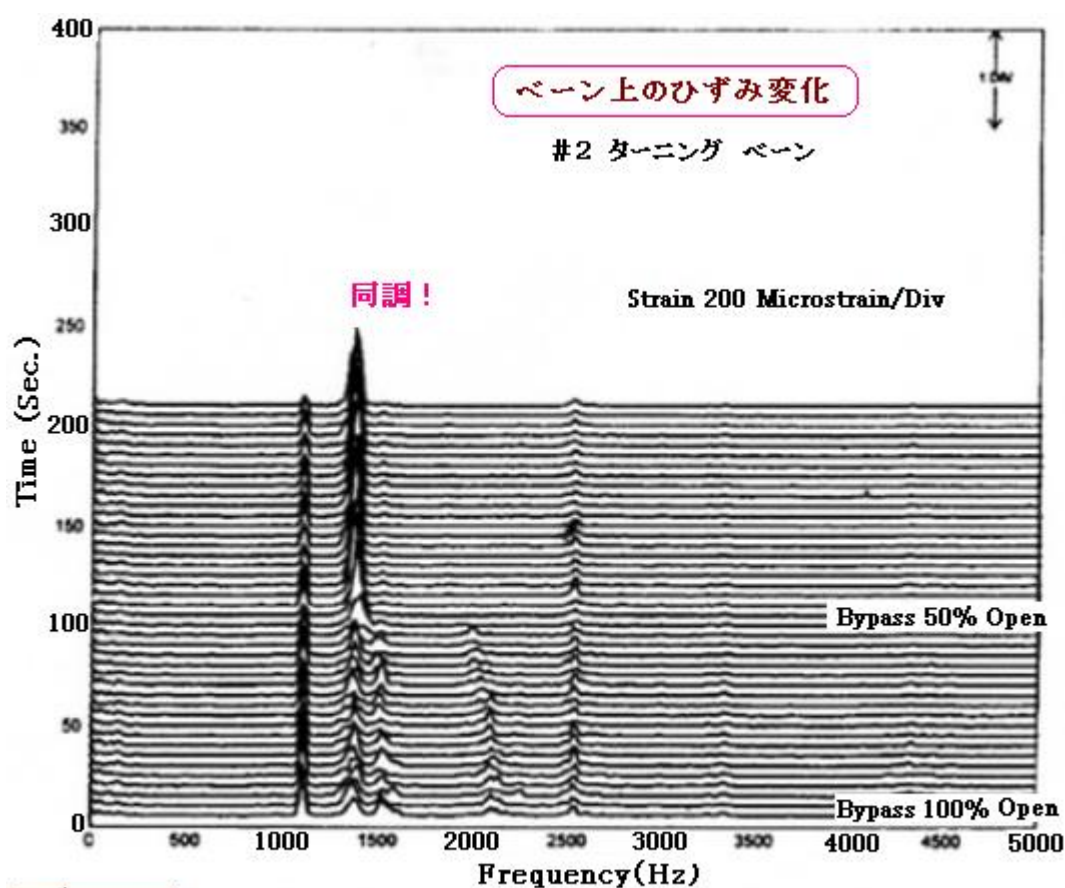


Figure 38. Strain on Second Turning Vane as Bypass Valve Position Varied. バイパス弁の開度が変わるときの#2ターニングベーン上のひずみ

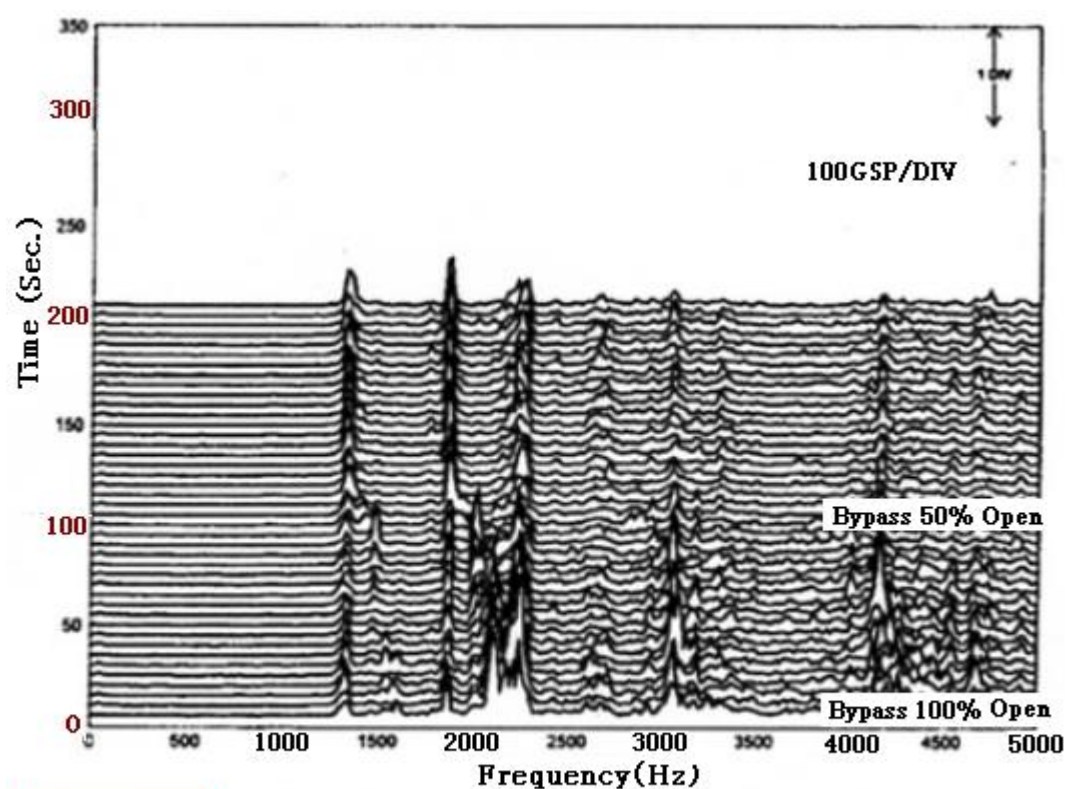


Figure 39. Acceleration on Miter Joint as Bypass Valve Position Varied. バイパス弁の開度が変わるときのマイタベンドにおける加速度

Table 10. Comparison of Calculated and Measured Cross-Wall Acoustical Natural Frequencies.

壁交差音響固有振動数の計算値と計測値の比較

First - Second Interstage (Pipe Diameter = 9.8 inch)		
(m, n)	Cross-Wall Acoustic Natural Frequencies (Hz)	
	Calculated	Measured
(1, 0)	907	900
(2, 0)	1504	1400
(0, 1)	1888	1850
(3, 0)	2071	2100
(1, 1)	2627	2700
(2, 1)	3307	3350
(1, 2)	4210	4250

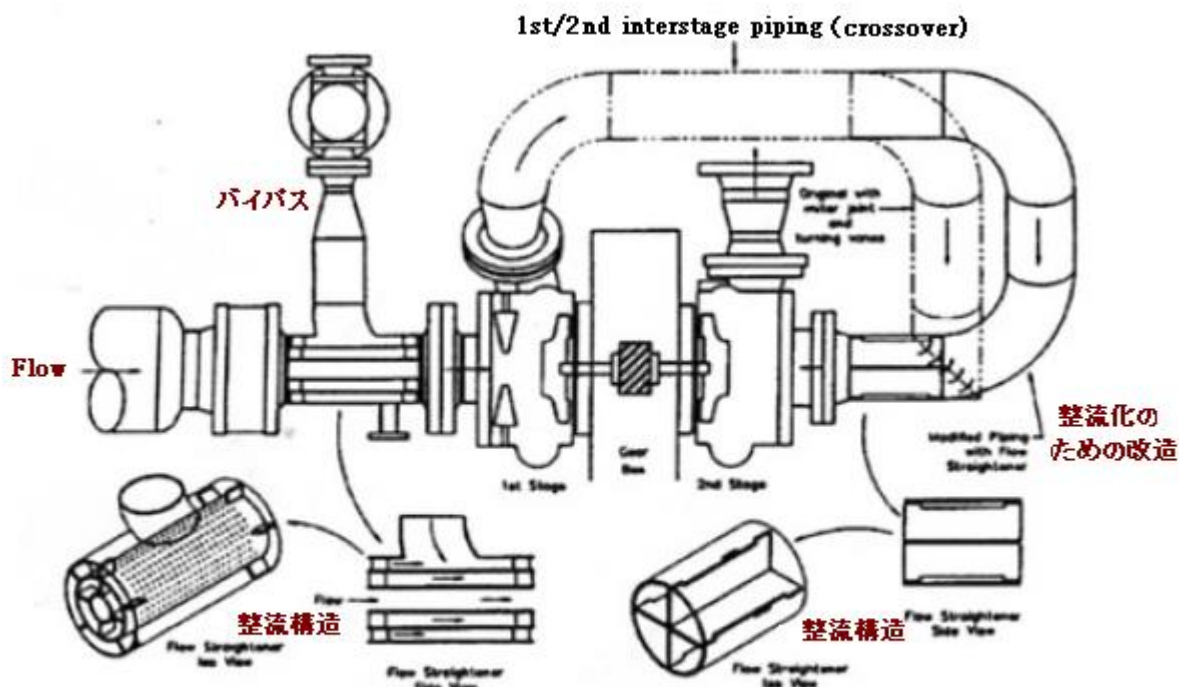


Figure 40. Modifications Installed to Prevent Formation of Cross-Wall Modes.

壁交差モードの形成を防ぐための改造

変更修正(Modification)

ターニングベーンの端的な破損対策は、ターニングベーンを取り払うことである。実際には、ベーンの撤去とともに、フローズプリッタを設けて#2インペラに流れを導くことが提案された。このフローズプリッタには、流れの引込みと共に壁交差音響モードの細分化が期待される。マイタベンドはロングエルボに取り替えられ、直後にフローズプリッタが付けられた(Fig.40 参照)。これらの変更修正は#2

ステージのインペラへの流れを改善すると期待されるが、フロースピリッタ上流の中間ステージ配管の脈動はまだ残っておりフロースピリッタを疲労破損する恐れがあった。そのためには IGVs への流れを改善する必要があった。これには幾つかの策があったが、最も確実性のある対策は IGVs のすぐ隣に 2 番目のフロースピリッタを設けることであった。

Fig.40 に示すようにフロースピリッタは 8" のパイプの中に 4" パイプを置いた構造になっている。バイパスから流入した流れは、外側 8" パイプの中の多孔筒を経てスピリッタの中に入る。多孔筒はバイパスからの流れを均すとともに脈動を軽減するように設計された。

2つの新規のスピリッタは # 1, # 2 ステージのインペラの直前に置かれたが、これらのスピリッタには疲労損傷の懸念があるため、運転に先立ち、ひずみゲージが取り付けられた。そして採取データからスピリッタ内の振動/ひずみとも低いことが確認された。

変更修正の結果、入口スピリッタによって IGVs 上流配管内の脈動は軽減し、その脈動軽減によって IGVs 内のひずみレベルも下がった。#1～#2 ステージの中間ステージ配管の脈動レベルも変更修正の後、減少した。更に #2 ステージ入口側のロングエルボの加速度レベルもかなり減少し、中間ステージ配管の振動の振幅もかなり小さくなった。修正変更後、コンプレッサは今まで、何ごともなく運転されている。以上の修正変更はサイトのほかのコンプレッサにも採用され今まで何の損傷も起きていない。

6.5 鉄鋼プラントースクリューコンプレッサ

わずか数時間の運転でスクリーコンプレッサ設備(*4)出口に設置された吐出サイレンサに疲労損傷が起きた。そのコンプレッサ付近の騒音は極めて高く、プラントの境界でもまだ高かった。現場テストや計算結果から、その過剰騒音や疲労損傷は、壁交差固有振動数とシェル壁固有振動数の同調(共振)によるものと推定された。

高周波振動に由る計装問題

サイレンサの疲労と高騒音の原因を究明する過程でサイレンサの振動レベルを現場で計測する試みがなされた。当初の振動スペクトルでは 10Hz 以下の低周波数で、約 P-P1000mil(1 インチ)の振動振幅を示した。データの間に間違いはないようだが、コンプレッサが全振幅 1 インチで揺れるのは考えられない話であった(これは目視でもわかる！)。

後になってこの振動データは全くの間違いであることがわかった。実際の振動は低周波振動ではなく 500g's(0-P)以上の加速度振幅を持った 1000Hz を越える高周波振動であることがわかった。主観的に云えば、その振動は“buzzing feel(ブンブン音)”で特徴づけられる。当初、高感度の加速度計(100mv/g)が大振幅の振動を計測する目的で使用された。この場合、高周波加速によって加速度計増幅器はオーバーロードして **clipped signal**(Squire wave に類似)が発生するが、この信号はすぐ電氣的に 2 重積分され、低周波領域で高い変位振幅を派生する。これが全振幅 1 インチの実体である。この現象は大振幅/高周波加速度を計測するときに起きる一つの典型的な問題である。

実際には、高感度計ではなく低感度加速度計を用いて加速度は計測されている(ただ低感度加速度計計であっても大振幅/高周波加速度を計測するのは難しい)。当初、加速度計はパイプに貼られたパッドに置かれたが、コンプレッサ始動後 2 秒も立たず、パッドのエポキシ接着剤が剥がれてしまった。このエポキシ接着のトラブルをさけてパイプに溶接付けしたパッドに加速度計をのせた。すると加速度計はしばらくパッドの上にのっていたが、計器の同軸コネクタが 2 秒位で破損した。このコネクタの破損トラブルは加速度計に取り付けた特殊アダプタにワイヤをハンダ付けすることで解決した。これらのトラブルから「メーカーによってコネクタの品質にバラツキがあること」および「ブランドによっては大振幅振動に耐えるものがあること」を認識した。

大振幅振動では、圧力伝送器でも類似の問題が起きた。スタブ共鳴を回避するため脈動データは内挿ブローブを用いて採取されたが、高周波振動によって伝送器の同軸コネクタの疲労破損とブローブのステンレス鋼製チュービングにフレッチング(☆)現象が起きた。また圧力タップの一つが疲労破損してブローブとタップが喪失した。タップがメインパイプから外れた時幸い誰も怪我しなかったが、著しい高周波数域で現場テストを行うのはかなり危険であることがよく認識できた。

(☆) 固体間の嵌めあい部分において摺動や振動が繰り返されることによって生じる表面損傷

スクリュコンプレッサの脈動生成

本スクリュコンプレッサは 6 つのラセン状のローブをもったメスロータと、4 つのラセン状ローブを持ったオスロータがかみあったもの(Fig.41)。ラセン状のローブの噛み合いによって、**[オスロータのローブ数(ここでは 4) x コンプレッサ回転数]**のポケット通過振動数を持った脈動が発生する。またその倍数、n 倍の脈動も発生する。

通常、最大の脈動振幅は基本ポケット通過振動数(1 次)で発生する。Nordquist ら(1992)は、2 次のポケット通過振動数の振幅が、通常 1 次の振幅の 1/2 あるいは 1/3 であることを示している。一般には高次の振幅は小さくなるが、**高次の脈動レベルでは、壁交差音響固有振動数と同調するとかなり増幅される**。類似スクリュコンプレッサのテストデータでは、**10 次のポケット通過振動数(10x4x 回転数)**までかなりの脈動がでていた。またこのテストデータは、吐出配管の方に過剰な脈動/振動/騒音がでることを示している。一般にスクリュコンプレッサ吸込側の脈動レベルはかなり低く本ケースでも然り。本コンプレッサでも、吸込側のデータからは変更修正の必要はなかった。

スクリュコンプレッサは、出入口のいずれにも**サイレンサ(脈動フィルタ)**が必要になる。これら脈動フィルタは、API619 に規定されるように、全振幅脈動レベルをライン圧力の約 2% までに抑えるため理論的に設計される。また、しばしば客先からコンプレッサから 3ft の位置で 90dB の許容音圧レベルが指定される(***5**)が、多くのコンプレッサではこの要求を満足できないので、**内部騒音に対し囲い**を設ける必要がある。更にたいていの脈動フィルタは、シェル壁振動による伝播騒音と再放射騒音を減衰させるため**騒音インシュレーション**(外部をメタルで囲ったガラスファイバ)で処理する必要がある。

典型的な脈動フィルタは小径のチョークパイプで連絡された 2,3 のチャンバから構成されている(Fig.42)。この反応型フィルタは、(ボリューム)ー(チョーク)ー(ボリューム)フィルタとも呼ばれ、基本ポケット通過振動(1 次モード)を消散するように設計されている(***6**)。チョークチューブの長さは通常、

ポケット通過振動数とチョークチューブの長手音響固有振動数が同調しないようにサイズが決められている。同様にチャンバ長さも、ポケット通過振動数と音響固有振動数が同調しないようサイジングされる。これらの(ボリューム)–(チョーク)–(ボリューム)フィルタの多くは、基本ポケット通過振動数における脈動を弱める場合に効果がある。本スクリュコンプレッサ設備から得られたデータでもこの傾向は然り。しかしながら、この種の脈動フィルタは一般に、高次のポケット通過振動数の脈動消散(減衰)には効果はなく、かえってこれらの振動エネルギーを増幅する効果がある。

このフィルタの多くは、波長がパイプ径よりもかなり長いいわゆる平面波の脈動を仮定して設計されるが、高次のポケット通過振動数では十分に波長が小さく、3次元の壁交差音響モードを励振させる可能性がある(*6)。すなわち、本サイレンサはより低周波の脈動を消散(減衰)する一方で、より高周波の脈動を増幅する恐れがある。高周波脈動は配管内を遠くまで伝播するので特に好ましくない。加えて高周波脈動は、フィルタや配管のシェル壁振動を励振して過度な振動騒音を生じる恐れがある。この高周波脈動が本サイレンサの疲労破損の直接的な原因と考えられる。

スクリュコンプレッサメーカ、サイレンサメーカおよびエンドユーザの間には、脈動フィルタの設計原理およびその振動騒音の許容レベルの認識についてある種の混乱があるようだ。あるスクリュコンプレッサメーカは、そのネーミングが音響低減を思わせるので脈動フィルタをサイレンサと呼ぶべきではないと云っている。これらコンプレッサメーカは、脈動フィルタは1次ないし2次のポケット通過振動による脈動のためだけに設計され、高次調和波(高周波)の消散(減衰)はそのゴールにはなっていないとも述べている。あるフィルタ設計者は反応型サイレンサで高次の調和波を減衰させるのは困難であるからこの考えに賛同している。一般にユーザはこの設計限界を認識せず、ポケット通過振動の1次だけではなく全ての脈動をこのフィルタで消散できると考えている。重ね重ね云うが、このフィルタでは**1次、2次の脈動の消散はできても高次調和波の消散は難しく、逆に脈動を増幅させてしまう。**

因みにAPI619(1997)は、つぎのように述べている。

「サイレンサの基本機能は規定された圧損制限を越えることなく可聴音域の周波数レンジ内で最大可能な脈動低減を提供できるものであること。他に規定がなければ各フィルタの圧損はサイレンサ入口圧(絶対圧)の1%までとする。」

壁交差振動数に関する運転条件の影響

本コンプレッサは電動モータで、一定速度で回転している。テストの間、ポケット通過振動の種々の調和成分の脈動振幅は吐出圧やガス組成の変動につれて変化している(**Fig.43**)。

コンプレッサの回転速度は変えられないのでポケット通過振動の高次の脈動レベルが壁交差固有振動数で増幅されているかどうかを判断するのは難しいが、**吐出圧やガス組成の変化は音速変化を生じ、その音速変化によって壁交差音響固有振動が変化して脈動振幅が変化したと思われる。**ガスの音速変化によって壁交差固有振動数が変わると固有振動のある次数がポケット通過振動と同調し始め、ある次数が同調しなくなるからである。

これによって、“何故、運転条件(圧力,温度,ガス組成)のわずかな変動に敏感であるのか”、あるいは“何故、工場の運転では何事もなく安定に運転でき、サイトの運転ではわずかな運転条件の変化で運転不調に至るのか”、説明できる。

高差圧オリフィスによる脈動低減

本ケースでは、脈動及びこれに伴う振動・騒音を 1/10 に減らすことが課題になった。恒久対策は、高次のポケット通過振動からでる脈動を減じる効果的な反応型フィルタ（次項参照）を設計し交換することであったが、時間的制約があつて、この恒久対策は採られなかった。代わりにコンプレッサ出口にオリフィスを取付けるという緊急対策が講じられた。その結果、吐出ラインに 10～40%の圧力降下 を与えるオリフィスを設置すると、吐出側の脈動を許容レベルまで減じられることが判った。しかしその反面、モータ負荷や運転コストが増加した。故にこの緊急策は恒久策が施工されるまでのテンポラリーな扱いになった。（高い圧損によって減衰効果を稼いだものと思われる。）

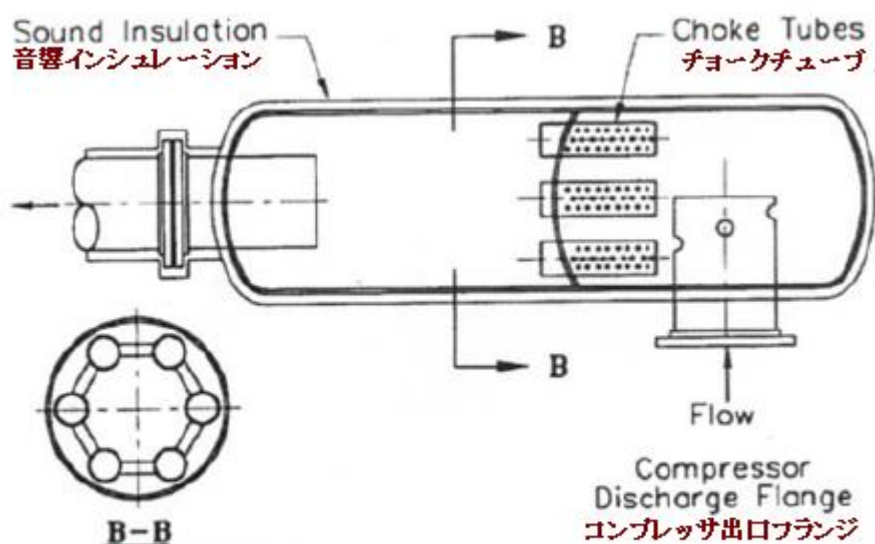


Figure 42 Typical Reactive Pulsation Filter
典型的な反応型脈動フィルタ

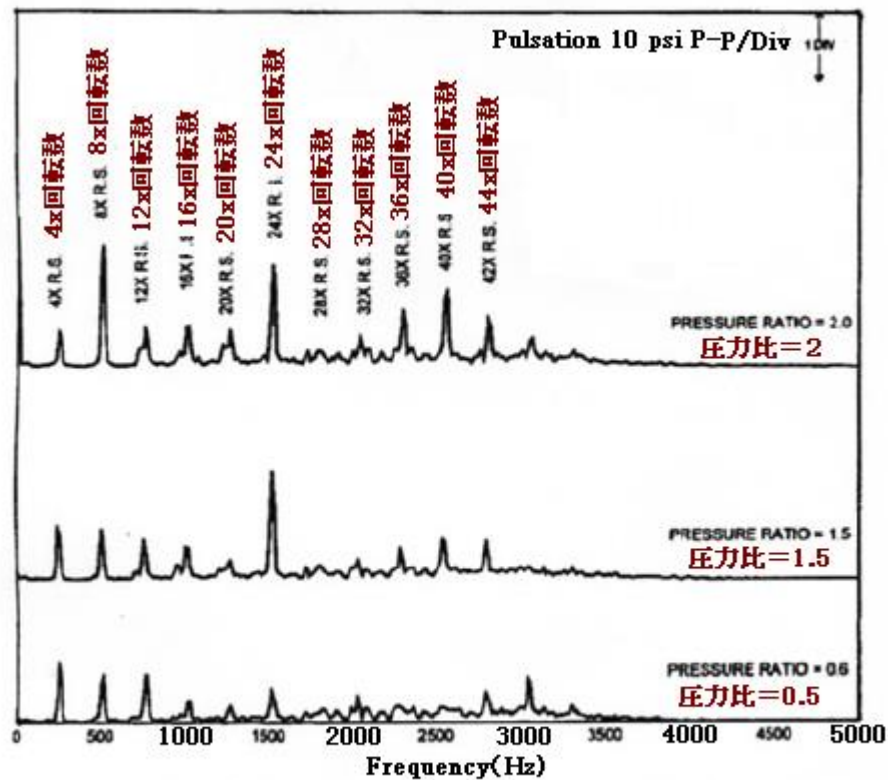


Figure 43 Screw Compressor Discharge Pulsation as Pressure Ratio Changed. 各圧力比に対するスクロコンプレッサ出口脈動

6.5 精製設備—スクロコンプレッサ

精製設備のスクロコンプレッサでも、吐出側の配管、サイレンサ・インターナル及び関連計器に破損が起きた。騒音もコンプレッサ近傍で著しかった。振動・騒音対策が幾度も施行されたが、うまくいかず、新しいサイレンサの設計が始まった。

前述したように振動や破損はサイレンサ内部の壁交差音響モードによるものと考えられたが、諸般の事情で、吸収型サイレンサの設計はできなかった。故に設計では反応型フィルタの機能を持たせると同時に、高次の音響モードを拒絶するエレメントを取り込む必要があった。

これまでの経験では、改善設計を3次元コンピュータシステムで行うのは効率が悪いので、旧来の1次元反応型サイレンサの設計原理を用いて設計が行われた。新しい設計では、大きい単一なサイレンサとはせず多数の小さなサイレンサを並列させた。すなわち、最低の壁交差音響モードが10x基本ポケット通過振動数以上になるように、また多数のパスを設けて(流速をダウン?)圧損が許容レベル以下になるように、構造寸法を細分化した。サイレンサの構造を Fig.44 に示す。断面をみればわかるように胴部分は多数の平行パスで仕切られている。

新しいサイレンサを設置した後、配管の振動はドラスティックに減少したという。コンプレッサは配管の損傷もなく、多年運転されている。

結果的に、この構造はサイレンサ設計にもいい影響を与えた。通常のサイレンサに比べ、このサイレンサの設計コストや製作コストは高いが、それ以上に、信頼性は向上した。

(高周波数用フィルタの情報を要調査)

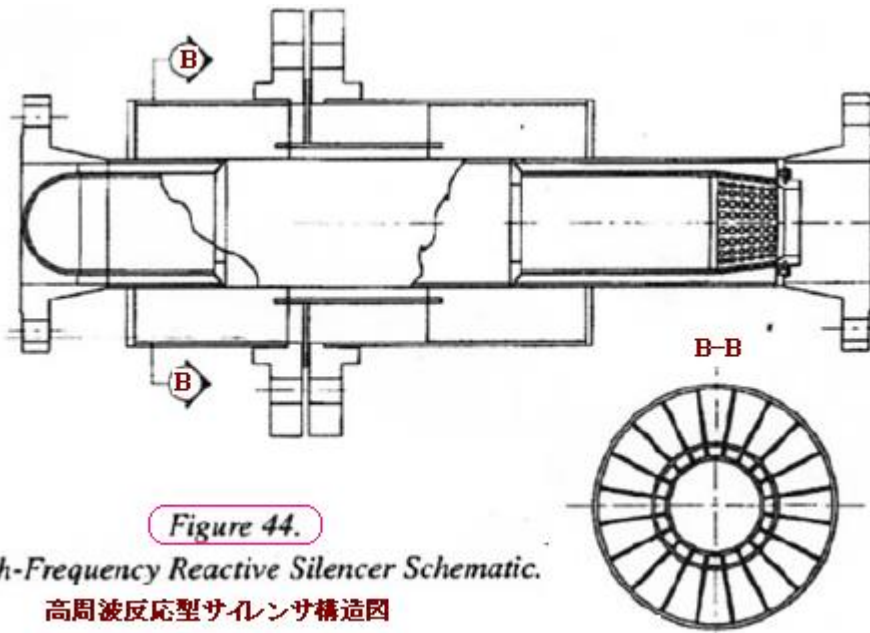


Figure 44.
High-Frequency Reactive Silencer Schematic.
高周波反応型サイレンサ構造図

7. 要約(Summary)

以上、高次の壁交差音響モード及びシェル壁振動モードの励振による高周波エネルギーの発生を基本的にコントロールする方法が示された。ここで示されたテクニックを用い、直面する問題のタイプを認識し問題を診断することができる。更に、ここで提供された情報をエクセル等に組み込めば、システムにおいて発生する種々の高周波振動問題进行处理することができる。

計装や既存設備のテスト方法なども提供された。高次音響モードの形成を防止するためのデバイスおよびエネルギーの消散(減衰)方法も議論された。フロースプリッタやチューブバンドルの使用は有効であるが、その寸法等の決定にはなお、スタディが必要である。単なる反応型ではなく高周波数反応型のサイレンサ設計もまた、高次音響モードの生成を防止する上で有効である。

ここでは、実際に起きたトラブル事例を幾つか紹介し、耐振技術の具体的な適用例を示している。問題のカテゴリーとパターンを明確にしているので、トラブル対応に効果があると思う。

本文献で引用されている文献類

- API Standard 619, 1997, "Rotary Type Positive Displacement Compressors for General Refinery Service," American Petroleum Institute, New York, New York.
- Blevins, R. D., 1973, *Flow Induced Vibration*, New York, New York: Van Nostrand Reinhold Company.
- Blevins, R. D., 1979, *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, New York, New York: Van Nostrand Reinhold Company.
- Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B., and Sanders, J. V., 1982, *Fundamentals of Acoustics*, Third Edition, New York, New York: John Wiley & Sons, pp. 167-169.

Mikasinovic, M., 1989, "Vibration Acceptance Criteria of Circular Cylinder Shells," *Pipeline Dynamics and Valves-1989*, ASME PVP, 180, pp. 47-52.

Nordquist, G. B., Bielskus, P. A., and Clayton, R., 1992, "Dry Screw Compressors in Process Applications Including Maintenance Considerations," *Proceedings of the Twenty-First Turbomachinery Symposium*, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, pp. 3-20.

Pelton, H. K., 1993, *Noise Control Management*, New York, New York: Van Nostrand Reinhold Company, pp. 152.

【 補 足 説 明 】 by TS 作成者

- (※1) LDN→Loudness 音の大きさ。人間が感じる主観的な音の大小で、1kHzの音と聞き比べて感覚的に等しい判断されたときに、1kHzのときの音圧レベル(dB)で表示する。ここでは1kHzで55dB(A)相当の音の大きさを限界基準にしている(結構きびしい)。ISOの等感覚曲線図を用いれば、任意周波数の音圧レベルがいくらの1kHz相当音圧レベル(ホン)に相当するか判定できる。ここでは連続音源のとき48dBとしているが、これは基準周波数を3kHz程度にした時のものか？

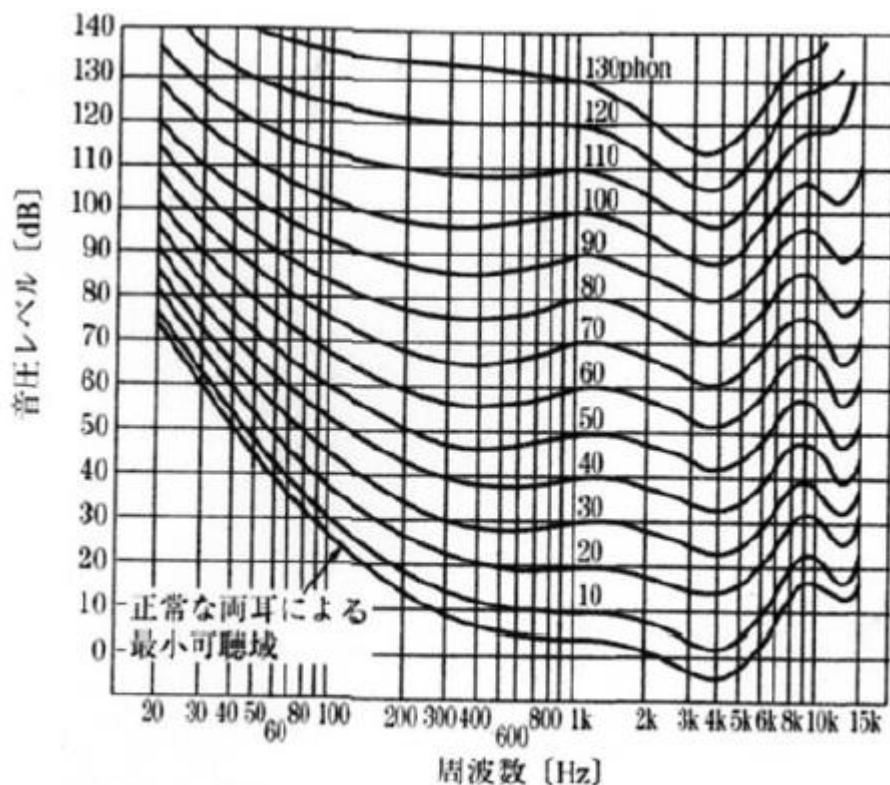


図 2.3 純音に対する等感覚曲線 (ISO R 226, 1961 年)

(鈴木ほか「機械音響工学」(コロナ社)より引用)

- (※2) 117dBC は音圧レベルを C 特性で表示したもの。C 特性は、理論上の音圧に近く、A 特性ほどには聴音補正を要しない。117dBC はほぼ、計算上の音圧レベルをみることができる。

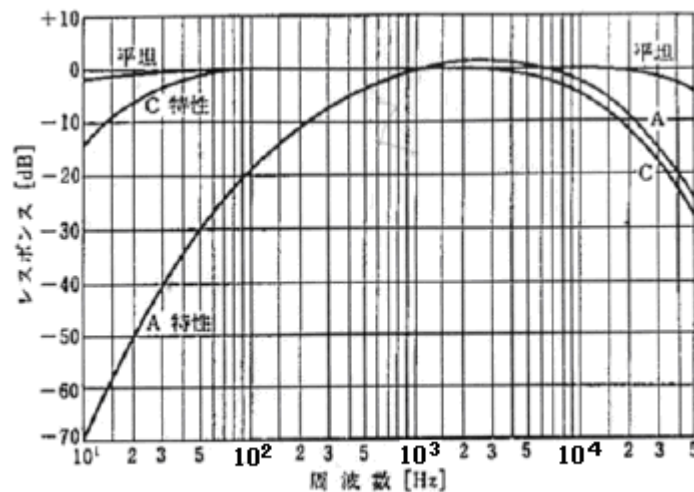
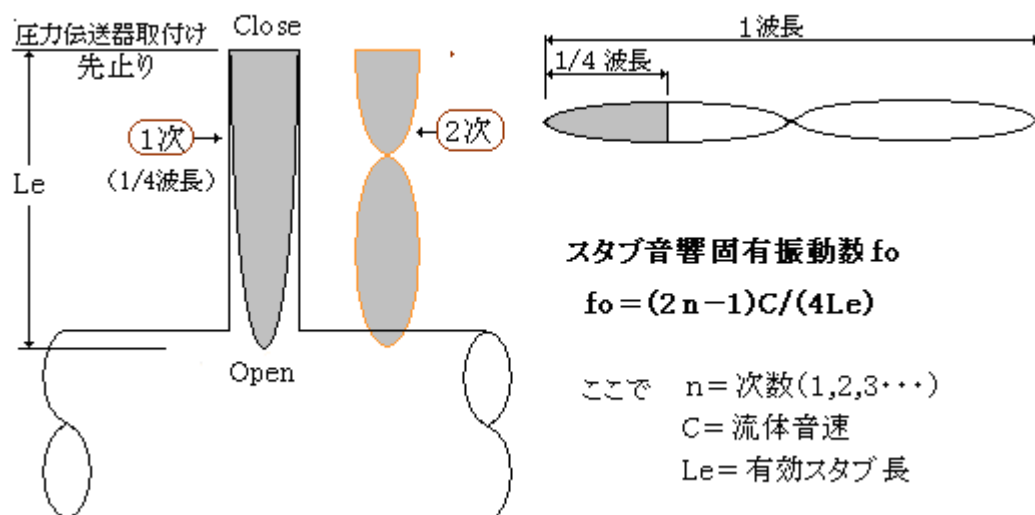


図1.1.3 騒音計の電気的周波数レスポンス (JSME 機械騒音ハンドブック)

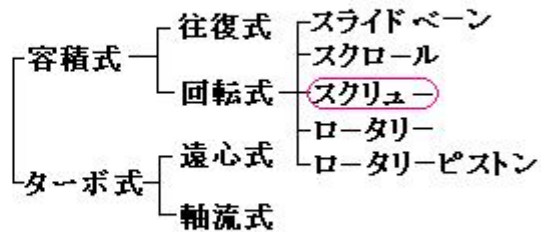
- (※3) 1/4 波動スタブ固有振動数について。大きな主管から分岐した先止まり管は、音響的には Open—Close になるので、固有モードとしては、先止まり側(Close 側)が圧力脈動の腹(Max. 振幅)、主管側(Open 側)が圧力脈動の節(Min. 振幅)になり、その 1 次波形は 1/4 波長になる。これを 1/4 波動スタブ固有振動数といい、もしその振動数が、加振側の脈動周波数に漸近すると同調(共鳴)を起こし脈動は大きく増幅される。脈動計測の場合、主管から外向きに分岐をとってそこに圧力センサを取付けると、場合によって、このようなスタブ内の共鳴が起きてとんでもない脈動圧をカウントする恐れがあるので、ここでは、主管内側の圧力センサを内向きに内挿してスタブ形状を避けることを推奨している。



- (※4) スクリュコンプレッサは、容積式コンプレッサの一種で2つのスクリュ型回転体の溝を利用して溝の間の気体を次第に圧縮してゆくもの。ツイン式とシングル式の2つのタイプがある(本ケースの場合、ツイン式)。因みにスクリュ式は遠心式に比べて高圧縮が可能。容積式なのでどうしても脈動・振動は避けられないが、往復式(レシプロ)に比べれば少ないと云われる。



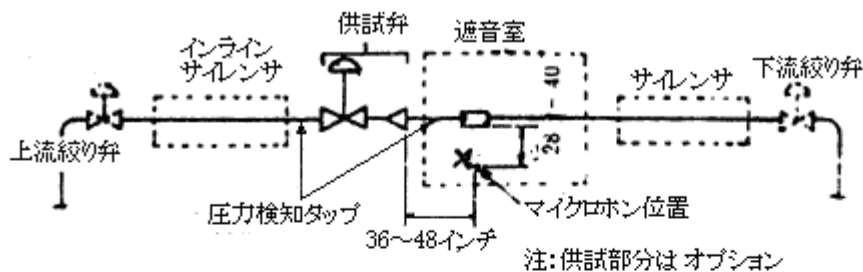
コンプレッサの種類



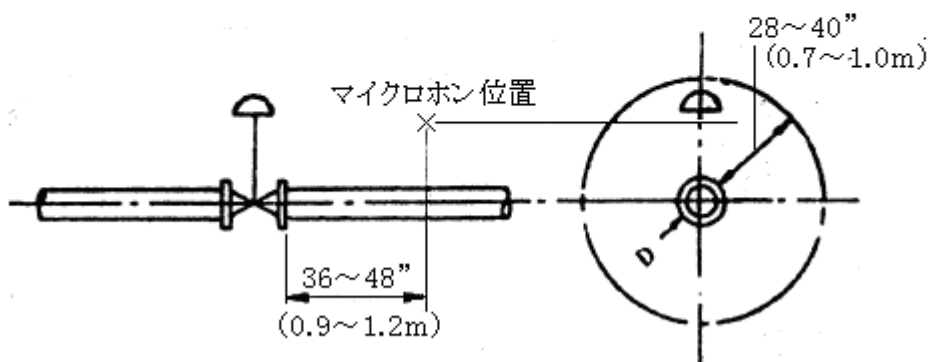
石油/石油化学分野では、次の規格が適用されることが多く、その中に振動制限が含まれている。

API STD619 Rotary-type Positive Displacement Compressors for Petroleum, Petro-
Chemical and Natural gas industries

- (※5) 騒音関連規格では、機側 1m 位(→約 3 ft)で計測した音圧レベルを許容レベル以下に制限することが多い。計装弁の工場騒音試験の例を下記に示す。



付図 A5 ISA RP59.1によるラボラトリテスト装置 IPC計装ハンドブックより



付図A6 ISA-RP59.2による実機プラントのマイクロホン位置 IPC計装ハンドブックより

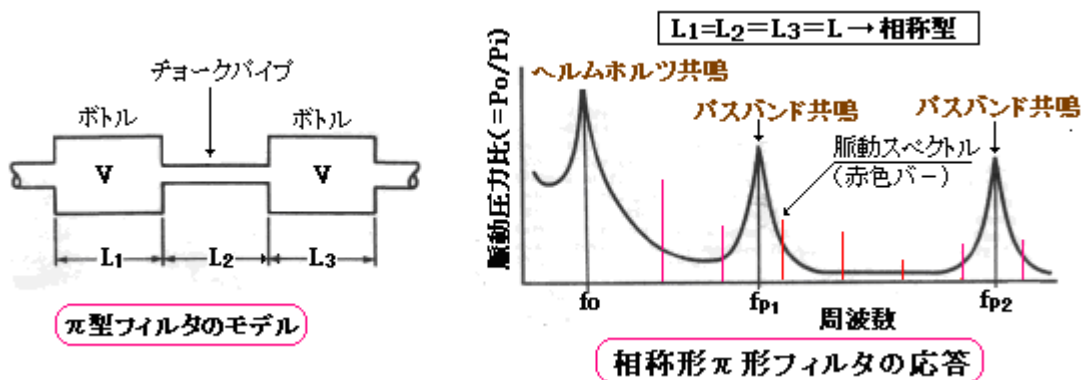
- (※6) 反応型脈動フィルタについて。このフィルタは本来、脈動緩和用のもので通常、 π 型フィルタと呼ばれている。モデル的にはごくシンプルで、下図(左)のように2つのボトル(容積部分)を小径のチョークパイプでつないだもの。一般にコンプレッサ出入口にボトルを接続すると脈動が減衰するが、このように2つのボトルを小さいパイプでシリーズにつなぐと、3倍以上の減衰率が得られる。このフィルタの応答曲線は下図(右)のようになる。低い周波数域にボトルネックに起因した

ヘルムホルツ共鳴部分、それを越える周波数域にパスバンド共鳴部分があるから、これらの共鳴部分が、コンプレッサから入る脈動と重ならないようにフィルタを設計すれば、共鳴による増幅を起こすことなく脈動を減衰することができる。

しかし、この応答曲線はあくまでも 1 次元の波動すなわち平面波を仮定したもので、比較的低い脈動周波数域ではそれでよいが、脈動周波数が高くなると平面波仮定では不足し、3 次元波動(球面波)を考慮する必要がある。すなわちボトル部分の壁交差音響モードとの同調(共鳴)が起きる確率が高くなる。なおチョークパイプ部分は径が小さいので平面波動が残る可能性が高いので、高次の脈動と高周波数域にあるパスバンドが同調(共鳴)する確率も増加する。つまり、本サイレンサはより低周波の脈動を減衰する一方で、より高周波の脈動を増幅する恐れがある。

なお π 型フィルタの詳細については、下記の TS を参照されたし。

【整番 FE-18-TM-011】脈動抑制装置に関する情報(その 1)ー容積タイプ



次頁に、本文献に記載されたトラブル事例についてサマリ - をつけたので参照されたし。

添付：本文献で紹介された事例のサマリー

① コンプレッサステーションー吸込み側トラブル

状況) 1600Hz レベルの過度な振動と騒音 → 計器波損 / 建屋内騒音 125dB オーバー(耳栓要)
 原因) 入口ストレーナの補強リング辺りから生じた渦放出振動が、配管の壁交差音響固有振動と同調(共鳴)したことによる。なお羽通過振動やシェル壁機械固有振動の共鳴/共振は軽微。
 対策) ストレーナ改造 → 補強リングを撤去し板のスチフナに替える。
 結果) 脈動 1/8 に減少、配管振動 1/25 に減少、騒音は許容レベル以下。

② コンプレッサステーションー吐出し側トラブル

状況) 1900Hz レベルの過度な騒音と振動 → 騒音が許容値オーバー(出口クランプ部分で Max.)
 原因) 羽根通過振動が、配管の壁交差音響固有振動及びシェル壁機械固有振動と同調(共鳴/共振)にしたことによる。
 対策) 騒音対策のみ実施 → 遮音材等の追加補充。振動対策は損傷の恐れがないので実施せず。
 結果) 騒音が許容レベル以下に減少。

③ コンプレッサ羽根車の破損

状況) コンプレッサ羽根車で 4 箇所のクラックが発生。
 原因) コンプレッサ上流のバタフライ弁の渦放出振動が 1140Hz 辺りで管の壁交差音響固有振動と羽根車の 3 次機械固有振動と同調(共鳴/共振)したことによる。
 対策) 上流のバタフライ弁を撤去。
 結果) 1140Hz の脈動解消。その後、損傷無し。

④ ターニングベーン欠落事故

状況) 冷凍コンプレッサユニット内の配管マイタに取り付けられた整流用ターニングベーンが折損して流のインペラに入り、インペラ/シャフト/シールを破損した。
 原因) ユニット入口の弁などで発生した渦放出振動が 2100Hz/1400Hz 辺りでマイタを含む配管の壁交差音響固有振動及びベーンの機械固有振動数と同調(共鳴/共振)したことによる。
 流量変動の影響から広範囲に同調が起きている。
 対策) フロ－スプリッタを設けて流れを細分均一化しユニット内の配管の脈動を緩和、またマイタをロングエルボに替えてベーンを撤去。
 効果) ユニット内配管の脈動及び振動の減少。その後損傷無し。

⑤ スクリュコンプレッサ出口サイレンサトラブル

状況) 吐出側サイレンサの疲労損傷とコンプレッサ廻り過剰騒音(運転開始後に判明)
 原因) 吐出側サイレンサ(反応型フィルタいわゆる π 型フィルタ)は 1 次のポケット通過振動には有効で脈動緩和効果があるものの、高次のポケット通過振動(1000Hz 越える)には効かず、逆にフィルタや配管の壁交差音響固有振動と同調し脈動が増幅されたことによる。
 対策) 緊急策 → コンプレッサ出口に高差圧オリフィス取付け(差圧が大きく運転費アップ)
 恒久策 → フィルタ内部構造を細分化した高周波用フィルタを開発して取付け
 結果) 緊急策 → 許容レベルまで脈動緩和(減衰効果による?)
 恒久策 → 脈動/振動/騒音ともドラスチックに減少。その後、支障なく運転。