

〈設計事例〉

プラント配管系

石川島播磨重工業株式会社

大山 哲 司

化学、原子力プラント内の配管系を安全にかつ経済的に設計することは、配管設計者にとり基本的な課題である。最近の装置機器類の大形化、高速化に伴い、従来は無視されていた振動、騒音が問題となってきた。また、公害、安全対策に関する一般の要求も高まり、よりすぐれた設計技術が求められている。

いっぽう、電子計算機を使用した解析技術の向上および計測技術の著しい向上により、設計技術レベルも向上したが、現状を見ると必ずしも既成の新技术が十分に設計に反映されているとはいえない。

本レポートでは、配管系で問題となる代表的な振動、騒音の発生理由、設計時の基本的な留意点などを以下に述べる。

内部流体振動

1. 強制非定常流……脈動流

振動発生理由：往復動圧縮機まわりの配管系では、管路内気柱の固有振動数と圧縮機の周期的吐出の振動数とが一致すると、管路内の気柱が共振して激しい圧力脈動を発生すると同時に、配管系には激しい振動を励起する。脈動圧が高いと運転効率が低下し、運転コストを増加させ、また配管系の機械的振動により管路が破壊する場合もある。

設計上の留意点：新しく往復動圧縮機まわりの配管系を設計する場合、事前に脈動解析を行ない、配管形状、ダンパボトルの形状を検討して、管路内脈動圧の低減を図ることがまず第一に考えられる。つぎに、このように内部流体自体が起振源となる配管系すべてにあてはまる、設計時の基本的な留意点を以下に記す。

(1) 配管の支持間隔は、配管の基本固有振動数が圧

縮機の5~6次振動数を超えるように設計し、気柱振動との共振を避ける。

(2) クランプ、ガイドと配管との間にクリアランスを設けない。

(3) クランプ、ガイドに圧縮ばねなどを使用するさいは、下記に示す問題点があるので注意する。

- 所定の設定値で現場にて調整することがむずかしい

- 疲労などによりばねの剛性が変化しやすい

- ばねの固有振動数の影響

(4) サポート支持台は、振動の減衰特性にすぐれた材料(コンクリートなど)が望ましく、高さは極力低くする。

(5) 曲がり部、分枝などをできる限り配せず、起振源を減らす。またこの個所に支持部を設ける。

(6) スモールコネクションもできる限り使用しないこと。必要上やむを得ず使用する場合、コネクションの腕の長さは短くし、バルブはコネクションと一体形の型(EXTENDED TYPE)を使用することが望ましい。

(7) バルセーションダンパボトル選定のさい、コンプレッサマニホールド系の機械的固有振動数とボトル内の気柱振動数が一致しないよう注意する。

図2は米国 Southwest Research Institute 社の資料で、図1の実機配管系にアナログシミュレーションを行なった結果と、実機の測定結果の比較をしたものである。

2. 自励非定常流、波動¹⁾

振動発生理由：自励非定常流、波動は、外部から端末条件に周期的強制力を加えていないのに圧力や流量の周期的変動が生じる現象をいう。自励振動では1サイクルの振動のさい、消散エネルギーよりも補給エネルギーが上まわり、振動の減衰は生じない。代表例として送風機やポンプを含む系のサージ、弁を含む系の持続振動、熱による気柱の振動、沸騰によって起こる振動などがある。

波動は代表例として水撃があり、これはある初期条件下で発生し、1サイクルのエネルギーバランスは負で数回の振動後減衰する。

設計上の留意点：最適なシステム設計を行なうためには、計算機によるシミュレーションを行ない、現象を定性的、定量的に把握し対処する。サージングの制御方法としては、圧力抑制装置としてのサージタンク、キャパシタンス、イナータンス、レジスタンス装置、補助弁の

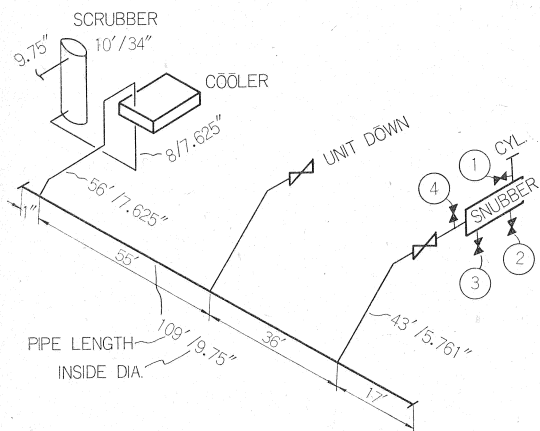


図1 往復動圧縮機まわり配管系

設置があり、弁による流体柱の加振を防ぐ方法としては、弁支持の剛性を大きくするなどの方法がある。弁による振動が起りやすい例²⁾を以下にあげる。

- (1) ペルトン水車の針弁が全閉に近いとき。
- (2) スルース弁が全閉位置付近で座からわずかに浮

いているとき。

- (3) 調圧弁などが小開度で開いているとき。
- (4) 高圧の油圧制御弁が中立位置付近で開いているとき。

図3は弁一管路系で、管路の両端が非線形境界条件の下に、管路内では一次元波動方程式が成立している場合の自励振動問題の例³⁾である。

水撃の制御方法としては、圧力波の速度を減少させる方法として空気送入、非円形断面の管路、柔軟なホース。圧力制御による方法として、サージタンク、アキュムレータなどの設置が考えられる。

外部要因による振動

1. 地震

地震発生時、プラントの配管が損傷した場合、とくに原子力プラント配管においてその産業施設、作業員、地域住民へ与える影響は重大なため、配管系の設計時に耐震性の検討を、その重要度に応じて行なう必要がある。その解析法に関する紹介を表1に示す。

動解析に関し、構造解析の分野における有限要素法の著しい発達により、実機に対する精度の良い地震応答解析が可能となった。残された重要な課題および実機を計算モデル化するときの留意点を以下に述べる。

- (1) 配管の境界条件である塔槽類との取りあい部。(ノズル取付け部)の剛性評価。
- (2) 配管とサポート部の支持条件、およびサポート部にガタがある場合の非線形性の取扱い。
- (3) 配管がパイプラック上にある場合、中間構造物であるパイプラックの影響。
- (4) パイプラインなどの場合、地震波入力位相差の取扱い。
- (5) 配管を計算モデルに置換えるさい、正当な節点数を選ぶ。節点数が少なすぎて誤差の大きいモデルで計算しないためと、逆に不必要に多い節点数を設けて計算時間、費用を増さないためである⁴⁾。

2. 機械振動

振動発生理由：往復動圧縮機やポンプなどの機械振動が配管系に伝搬する方法には2種類あり、一つはピストン振動がシリンダを通して配管に伝わる方法と、

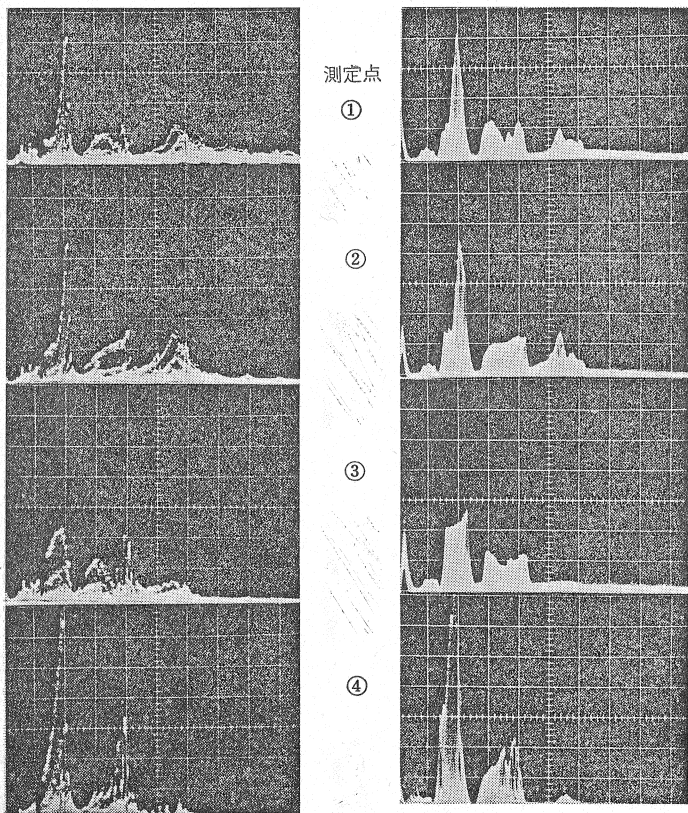
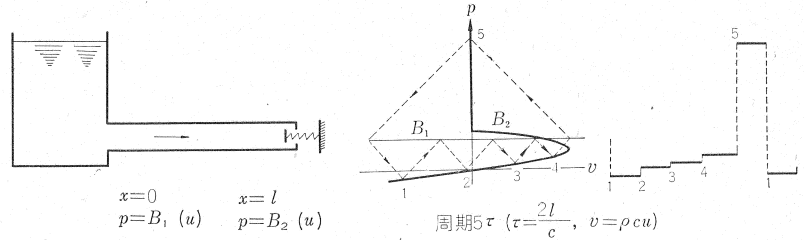


図2 アナログシミュレーションと実機測定結果との比較

縦座標：4 psi(p-p)per div. 横座標：10 Hz per div.
Speed range : 400-600 rpm

図3 弁ばねが弱い場合のリミットサイクルと弁端の圧力波形



$x=0$ $x=l$
 $p=B_1(u)$ $p=B_2(u)$
 p : 圧力
 u, v : 流速
 B_1, B_2 : 境界条件を与える関数
 ρ : 密度
 c : 波動伝搬速度

表1 地震応答解析の手法⁴⁾

	解析方式	内容	対象地震動
静的解析法	静的震度法	固有周期が約0.1 sec程度以下の構造物に適用。 $F_i = KW_i$, F_i : 構成要素の地震荷重 K : 震度係数 W_i : 構成要素の重量	
	修正震度法	モーグルアナリシス法に基づいた構造物の1次固有周期のみを考慮した近似的設計法。比較的固有周期の長い構造物(1.0 sec程度まで)に適用。 $F_i = KW_i$, $K' = \beta K$, K' : 修正震度, β : 応答倍率	
動的解析法	応答スペクトルを利用したモーグルアナリシス法	高次の固有周期を無視できない構造物に適用。 $[M]\{\ddot{y}\} + [C]\{\dot{y}\} + [K]\{y\} = -[M]\{\ddot{x}_g\}$ (1) [M]: 質量マトリクス, [C]: 減衰マトリクス [K]: 剛性マトリクス, {y}: 変位ベクトル {f}: 地震方向ベクトル, x_g : 地表変位 応答値は式(1)を解き刺激係数を求め、各次数の最大応答を2乗和平方根法により算出する。	短周期地震動
	時刻歴応答解析法	複雑な形状をもち高次のモードを多数含んだ系や弾塑性解析の必要のある系で採用。 式(1)を数値的に直接積分する方法とモーグルアナリシス法がある。	
	正弦波過渡応答解析法	長周期構造物に適用	長周期地震動

基礎を通して配管に伝わる方法とがある。

設計上の留意点: 強制非常常流の項で示した留意点のほか、以下の点にも注意すること。

- (1) 圧縮機とその基礎が数次まで共振しないこと。
- (2) 圧縮機本体の振動振幅をできるだけ最小にすること。

また、振動配管系のサポート設計のさい、管内作動流体に温度差がある場合当然熱応力も考慮して設計しなければならない。そのさい熱変形に対しては拘束しないが、振動に対しては拘束となるサポートが必要となる。

この種のサポートとしては、図4に示すような熱変形する方向に長穴を開けたガイドが使用される。また、振動力が強い場合および地震対策上有効なものとしてオイルダンパがある。

ただし、抑えようとする個所の振動状態をよく調べ、減衰係数、最大ピストン速度、作動ひん度などを考慮し、強度と放熱能力の両面も検討してオイルダンパの選定あるいは設計をすること⁶⁾。

騒音

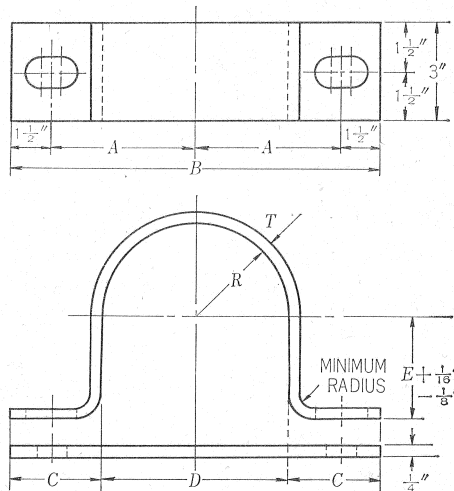
配管系において騒音が問題となるおもな個所は、弁前後の圧力比の大きい調節弁、吹出口である。その他、圧縮機、ポンプなどの接続機器よりの騒音については、こ

こでは取扱わない。

騒音、振動発生源: つぎに示す三つがあげられる。

- (1) 機械的振動

低周波振動としては、たとえば流体が起振源となって



本例は管軸直角方向に熱変形がある場合に使用するパイプガイド。
A, B, C, D, T, Rの寸法は適宜定められる。

図4 パイプガイドの例

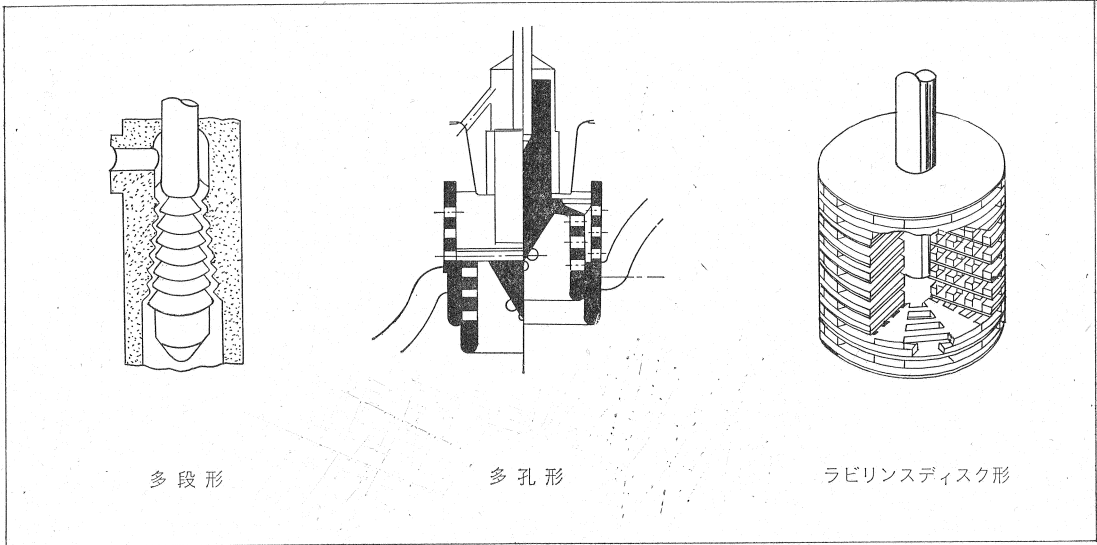


図5 振動・騒音防止弁の種類

トリムが振動する場合があります、音圧レベルは低い。

高周波振動としては、内弁の固有振動数と流体による励起振動数が一致して共鳴現象を生じるもので、ピーク周波数が存在する。音圧レベルは 110 dB にも達する場合があります。

(2) キャピテーション

キャピテーションにより発生する騒音、音圧レベルは普通 100~110 dB の範囲である。

(3) 気体力学的騒音

騒音発生機構には2種類あり、流体境界の乱れにより生ずるものと、衝撃波により生ずるものである。前者は弁前後の圧力比が小で、マッハ数も 0.5 付近で音圧レベルもそう高くないが、問題となるのは後者の場合で、圧力比は 2:1 以上であり絞り部において閉そく状態を生じ衝撃波が発生し、マッハ数も 1.0 以上になり著しい騒音 (150~170 dBA) を発生する。

1. 調節弁

設計上の留意点：弁に振動、騒音が発生した場合、地域住民への迷惑、現場作業員の安全性、運転性能の低下、弁内部の腐食、破損などと数多くの問題を生む結果にいたる。

したがって、調節弁の選定時には振動、騒音の予測をして手配すべきであり、圧力比が高い場合はとくに注意を要する。不幸にして振動、騒音が発生した場合、その対策としては音源対策および伝搬防止対策の二つが考えられる。

音源対策——調節弁構造の変更を意味し、振動、騒音防止用弁として各メーカーの弁を出している (図5参照)。

伝搬防止対策——弁および配管の金属面露出部をしゃ音材で封じたり、配管内に消音器を設置することにより騒音を減衰吸収させる。

各個の対策時には、対策する程度、補修工事費用、耐久性、運転保守、トータルコストの点も含めて、いくつかの方法についてあらゆる観点から検討を加えて対策を行なうべきである。

また、以下の点にも留意すること⁷⁾。

- (1) 弁の直後にベンドなどを配せず、直管部 (管径の 10~15 倍) を設ける。
- (2) 配管系の支持を従来に比べ強固にする。
- (3) 下流側の配管の厚さを内圧による必要肉厚より厚くする。

〔問題発生例⁸⁾〕

- 装置——弁形 8" V ポート グローブバルブ

弁入口圧力	150 [PSIG]
弁出口圧力	30 [PSIG]
流量	450,000 [lbs./hr.]
作動流体	炭化水素蒸気

●振動発生状況——① バルブより 5 [ft] 離れた点で 112 [dB]。② 周波数分析の結果白色騒音に近い。③ 振

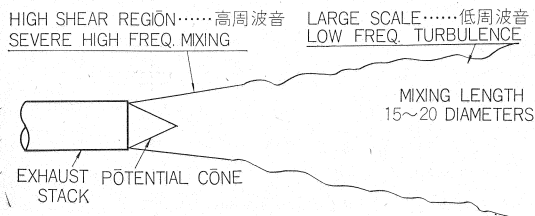


図6 ジェット噴流騒音

動周波数が広域にわたるため、本管の付属小口径枝管が共振し、かつ本管も局所的に共振した。④ コントロール弁の操作機構が弁振動により破壊した。

●対策——弁下流直後に消音器を設置し、調節弁としてVポートボールバルブを採用した。

●結果——音圧レベルは 112 [dB] から 93~95 [dB] に減少し、配管振動はほとんどなくなった。

2. 吹出口^{9,10)}

騒音発生機構：騒音源として二つあり、吹出口でジェット噴流が生じる場合と、配管途中のバルブ出口部での騒音が伝搬して吹出口より放射される場合である。

図6は、ジェット噴流による騒音発生を示すものである。出口付近では静止大気中とジェット噴流間にせん断層が生じ、小さなうずが激しく発生し、高周波の騒音源となる。出口下流(15~20D付近)では大きなうずが混合領域に生じ、低周波の騒音源となる。

設計上の留意点：上記二つの騒音源とも、吹出口に消音器を取付け騒音防止を図る。消音器を設計または選択するさい以下の点に留意する。

(1) ジェット噴流の場合、音響出力 W は流体の単位質量当たりの運動エネルギー $\frac{U^2}{2}$ に質量流量 $\frac{\pi}{4} D^2 \rho U$ を掛けたエネルギーに、マッハ数の5乗に比例にする音響効率を掛けたものでつぎの比例式が成立する。

$$W \propto \frac{\rho^2 U^3 D^2}{\rho_0 c^5}$$

ここで、 c は音速、 D は吹出口内径、 ρ は噴流ガス密度、 ρ_0 は大気密度を示す。よって、噴流速度を落とすことが騒音減衰の有効な方法である。

(2) 噴出口に多孔板などを取付け、騒音源を吹出口

近くに集め、混合領域長さを短くし、低周波成分を減衰させる。

む す び

以上、配管系における振動、騒音防止技術に関する概略を述べた。この種の防止技術は数年前に比し格段の進歩を遂げたが、いまだ解明されていない問題も多い。今後とも実機での振動、騒音診断のデータを蓄積し、理論的解明を行ない、防止技術の発展を期さなければならぬ。

[参考文献]

- 1) 大橋秀雄：流体振動のための流体力学，日本機械学会第449回講習会教材(1977-5)，33
- 2) 藤井澄二：配管系の振動問題，日本機械学会第157回講習会教材(1961-9)，31
- 3) 藤井澄二：数理科学，1967-11
- 4) コンビナート保安・防災技術指針，KHK E 007-1974，高压ガス保安協会
- 5) CHI-WEN LIN：“How to Lump the Masses—A Guide to the Piping Seismic Analysis”，74-NE-7，ASME.
- 6) 防振・緩衝装置，機械図集，日本機械学会
- 7) 生井武文，松尾一泰：高速流体による振動，日本機械学会第449回講習会教材(1977-5)，51
- 8) D. E. Thomas, Jr., Ralph James, Jr., and C. R. Sparks：“Some plant noise problems and solutions”，HYDROCARBON PROCESSING 1972-11
- 9) C. R. SPARKS, D. E. LINDGREN：“Design and Performance of High-Pressure Blowoff Silencers.” J. Engineering for Industry, Transactions of the ASME, 1971-5
- 10) CHRISTOPHER K. W. TAM：“Directional acoustic radiation from a supersonic jet generated by shear layer instability”，J. Fluid Mech. (1971), Vol. 46, part 4

[筆者：配管技術室プロジェクトグループ
〒135-91 東京都江東区豊洲3-2-16. TEL (03)534-2364]

コンピュータ グラフィック論

本書は、グラフィックディスプレイを応用する立場の方々のための好著である。グラフィックディスプレイは、図形等を計算機制御によって画き出す電子工学的装置である。計算機技術の高度の発展にともなうグラフィックディスプレイ技術

■最新刊発売中！

吉川弘之編

A5判 3,200円 千160円

も発展を遂げ、ディスプレイ装置、入力装置および情報処理のためのソフトウェアも現在多様なものが入手可能である。本書の視点はこれらの出揃った手段をいろいろな分野に適用する場合に正しい適用法を見出す方法論を探ることにある。

日科技連出版社 〒151 東京都渋谷区千駄ヶ谷5-4-2 電話(352)2231(代表) 振替東京7-7309