

【整番 FE-18-TM-011】	【標題】脈動抑制装置に関する情報(その 1)ー容積タイプ
分類：流れ(脈動流)／種別：技術メモ	作成年月：H24.4／改訂：Ver0.0 (H24. 4) 作成者：N.Miyamoto

全 30 枚

1. はじめに

(1) 容積式の輸送機器例えばレシプロコンプレッサ/レシプロポンプ/ギアポンプ等を用いた輸送システムあるいはエンジン排気系では脈動流が常在して、性能障害、作動不良、振動による損傷あるいは騒音などを引き起こす(*0)ので、これらシステムでは音響シミュレーション(音響解析)を行い音響共鳴による変動の増幅を抑える必要がある。例えば、往復動輸送機器いわゆるレシプロマシンに関する API 規格では音響解析によるシミュレーションをシステム設計の必須アイテムの一つとしている。

通常、レシプロマシン(=振動源)の前後では共鳴によって脈動が増幅されることが多くこれを緩和するために様々な対応がとられるが、結局、音響制御装置(Acoustic Control Device、以下 ACD)で脈動を押さえ込むことが多い。その場合 ACD の効能は音響解析により確認するのが一般的である。例えば API 規格は、音響シミュレーションを ACD のアプリケーション設計そのものと考えている。

ACD はレシプロマシーンベンダやスキッドベンダの供給範疇に入ることが多く、また ACD 自身もパテントを持ったベンダから供給されることが多い。そのため音響シミュレーションを、ベンダ側の役務と錯覚している向きがあるが、ユニット外にある前後の機器/配管も含めて音響シミュレーションする必要があるから、一般にプラント側の役務になる。その場合、どのように ACD を選び構成して評価するのか？

基本的に ACD は音響解析モデルに組み込めるものでなければならない(これは重要な前提である)。この前提がある限り、ACD のタイプおよびサイズは音響解析によって決めることができる。しかし、ACD の機能/性能に関する理解が不足していると、そのプロセスは決して順調にはいかない。また音響解析は配管配置時点で実施されるものであるから、その前の見積時点や仕様書作成時点では ACD 仕様は見込みによることが多く、その時点の見込み違いが後をひくこともある。

ともあれ、ACD についてその機能や能力を理解することは、脈動対策/脈動設計の重要なポイントと考えられる。本 TS を手始めとする一連の TS では、個々の代表的な ACD を取り上げてそのアプリケーションに関する情報を可及的に整理して、紹介してゆきたい。

(2) 脈動抑制装置(ACD)には以下のようなものがある。

- ①容積タイプ：脈動を吸収するもの。単一タンク、複数タンク(π形フィルタ)、拡大管など
- ②分岐タイプ：脈動を分離するもの。例えば T 分岐管、共振型フィルタなど
- ③圧縮タイプ：気体の圧縮性を利用するもの。例えばアキュムレータ類
- ④絞りタイプ：減衰/反射を利用するもの。例えば、オリフィスや絞り弁など

本 TS では、①の容積タイプについて関連する情報を蒐集/整理して示す(その他のタイプについては別の TS でまとめる)。内容としては、まず流体がガス(気体)という前提で単一タンク及び複数タンク的设计ポイントを示し、その後で補足的に液体の場合の扱いを示す。

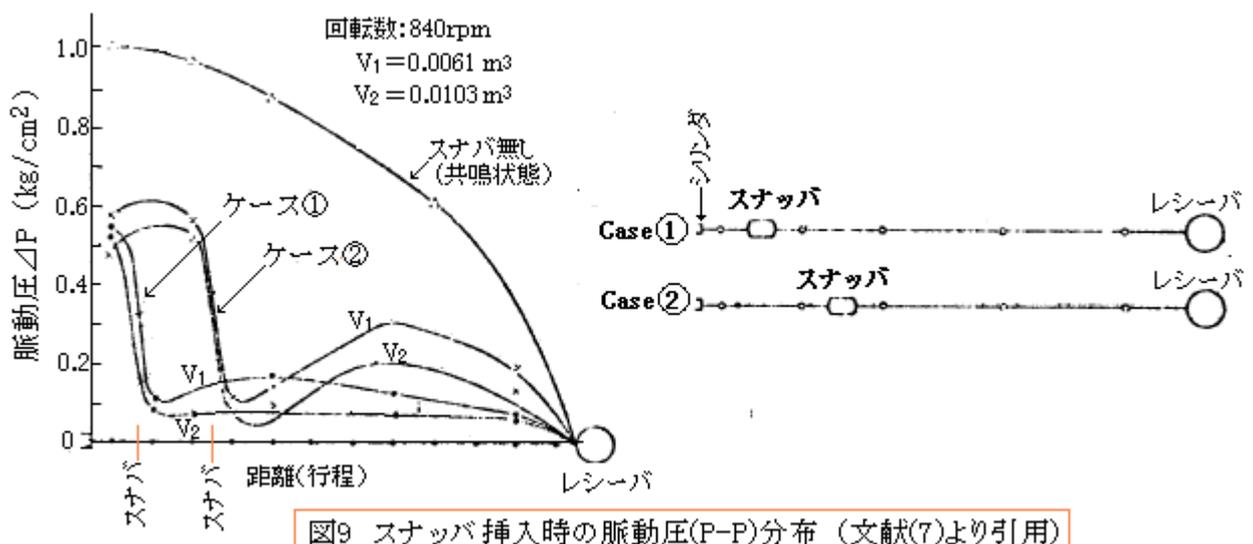
[なお拡大管について時間不足で、次の Version で追加するものとする。]

2. 単一タンクについて

(1) プロフィール

レシプロマシンのシリンダの吸込側ないし吐出側に接続された容積要素は、輸送流体で満たされた空間部分であって音響的には容積要素であり、電気回路で云うコンデンサまたはキャパシタに相当する。この容積要素には種々の呼称があり紛らわしい。例えばサージタンク、サージボリューム、サージドラム、スナバ、サージボトル、ダンプナー、チャンバ、空気だめなど、いずれも機能上の差異はない。ここでは主にサージタンクと呼ぶ。

機能的には、吸込配管ないし吐出配管の脈動を低減し、結果的にシステムの脈動を緩和する。また、コンプレッサの前後に短管を介してサージタンクを設置することで、コンプレッサの性能(流量/動力)を改善し、シリンダ弁の寿命を延ばすことができる。この後者の機能が注目されて、旧来からレシプロマシンの主要な付属品とされてきたが、実際はシステムの存在とみるべきである。サージタンク(スナッパ)前後のシステムの脈動圧の変化の様子を下図に示す⁽⁷⁾。



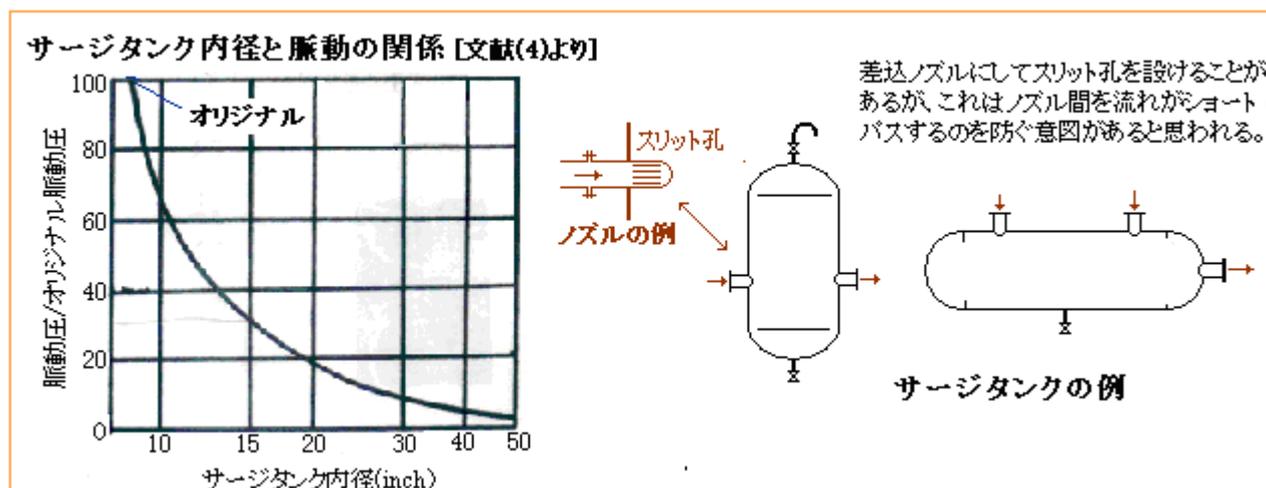
[スナッパ無しの共鳴状態ではかなり大きな脈動がでていますが、スナッパを設けることでコンプレッサ出口以降の脈動が低下している。ただ、ケース②の方はスナッパ～レシーバ間で、少し共鳴傾向がでていいる。いずれも容積 V が大きいほど ($V_2 > V_1$)、脈動が少なくなる傾向が見られる。]

設備としては容積そのもので、通常それ以外の機能は要求されないもので、構造は至ってシンプルである。球形タンクもあるが、通常は円筒タンクになる。またミストセパレータをつけることもあるが、インターナルを付けることは稀で、単に[両蓋板(鏡)+直胴+出入口ノズル+脚]から構成されている。圧力容器規格の適用を受ける。一般に縦置容器が多いが、大形設備ではマニホール(集合管)を兼用し横置容器になることもある。関連して、API Std.618(Ver.4)の 3.9.3 項 Pulsation Suppression Device に細かい構造規定があるので、参考として末尾に添付する。

サージタンク的设计ポイントとしては、タンクの大きさ(容量)と寸法、タンクの挿入位置、減衰機能のアップなどが挙げられる。以下、これを議論する。

(2) タンクの大きさと形状

まずタンクの大きさについて。タンクの容量が大きいほど当然、脈動低減の度合は大きくなる。



上図は、タンク長さを一定にしてタンク内径を変化させて脈動低減の傾向をみたもので、内径が増加するにつれ脈動は減少する。この例では、たとえば 10”径が 15”径になると(即ち容量が 2.25 倍になると)脈動はおおむね半減する。

[ただし、単純にタンク容量アップ \propto 脈動率ダウンとするのは危険である。これは後で議論する。]

レシプロコンプレッサ廻りのサージタンクの容積を決める場合、下記の情報が適用できる。

- ① API Std.618 サージボリュームの最小容積規定 (→(5)項)
- ② 藤井の脈動率及び所要空気槽容積の計算式 (→(6)項)
- ③ Chilton/Handley の脈動率に関する線図 (→(7)項)
- ④ 山田/大谷の減衰率に関する線図 (→(8)項)

吐出側サージタンクには①～④が適用できる。吸込側サージタンクには①②が適用できる。なお、②③では脈動率、④では減衰率という指標を設定する必要がある。これらは以下のように定義される。

脈動率：タンクにおける圧力変動量を平均圧力で除したもの (通常、1.0 以下)

減衰率：タンクに入る波動圧をタンクから出る波動圧で除したもの (通常、1.0 以上)

脈動率については、0.03～0.06 程度にセットすればよい。減衰率については明確に基準が与えられないがタンク以降の脈動率が例えば API 規定を満足するようにセットすればよいだろう。

なお①～④は、システムからレシプロマシーン廻りを切り取り境界条件を設定して簡易的に得られたものである。しかしサージタンクはコンプレッサだけではなく、上下流のラインに接続されているからシステムの一部として扱う必要がある。従ってシステム全体を対象とした音響シミュレーションの実施を前提に、プレサイジング用途に使用するのが望ましい。サージタンクの容量を、これら簡易式のみで決めるのはリスクが残る。

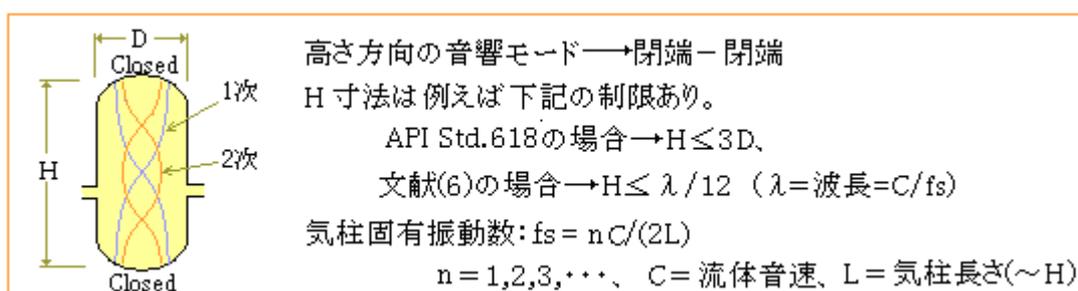
次にタンクの寸法について。基本的にタンクを細長くするのは不利で、ずんぐりするのがよい(極端には球形にするのがよい)。この議論はタンクを分布系(即ち一種のパイプ要素)とみるか、集中系(容積要素そのもの)とみるかという話である。パイプ要素であれば長さ L が重要なパラメータで、もし同一の容積であれば、細長いタンクの方が L が大きく、ずんぐりしたタンクの方が L が小さい。この L に

対する流体柱の基本固有振動数 f_s は、 $f_s = a/(2L)$ であるから、 L が大きい方が f_s が小さくなり、低周波域のコンプレッサ周波数(加振周波数)と共鳴しやすくなる。

例えば容積の等しい細長容器($\phi 0.5 \times 3\text{m}$)と球形容器($\phi 1.04\text{m}$)があつて流体音速が 350m/s であつたとすれば、各 1 次($m=1$)固有振動数は

$$\text{細長容器 } f_s = 1 \times 330 / (2 \times 3) = 55\text{Hz}, \text{ 球形容器 } f_s = 1 \times 330 / (2 \times 1.04) = 158.6\text{Hz}$$

となる。加振周波数が $540\text{rpm}/60 = 9\text{Hz}$ (単動)とすれば、細長容器で ~ 6 次($\approx 55/9$)、球形容器で ~ 18 次($\approx 158.6/9$)の共鳴ということになる。6次共鳴は場合によって脈動が大きくなる、一方 18次共振は、殆ど無視できる(通常は 17次共鳴程度までが有効とされる、また次数が高くなる程共鳴が弱まる)。また球形容器(ずんぐり容器)では波動が球面波になり各方向に波動が拡散して共鳴が見えにくくなる。従つて細長容器は共鳴しやすく、ずんぐり容器は共鳴チャンス/共鳴度ともダウンして有利になる。



API Std.618 では”単動シリンダ用サージボリュームについて長さ/内径の比 ≤ 3 が推奨されている。また文献⁽⁶⁾では、タンク長さ $\leq (1/12) \times \text{波長}$ としている。この場合 $[f_s = C/(2L)] > [C/(2 \times \lambda/12) = 6C/\lambda]$ である。ここで $f = C/\lambda$ であり、 f を加振周波数とすれば $f_s > 6f$ 、即ち加振周波数の 6 倍以上の固有振動数を持つことになる。17次共鳴まで考えれば決して安全ではないが、少なくとも 1~3次共鳴の時のような激しさは免れる。なおこの[タンク長さ $< (1/12) \times \text{波長}$]の発想は、コンプレッサの出力波形が 5 次まで有意で、それ以上は影響が少ないとみているのかも知れない。

(3) タンクの挿入位置

サージタンクはできるだけコンプレッサシリンダに近づけ接続配管はできるだけ短くするのがよい。これは接続配管がシリンダ側で閉端(Closed end)、サージタンク側で開端になり、音響的に独立した系になるからである。この場合、加振周波数と固有振動数(1/4 波長の定在波の振動数)が共鳴するとコンプレッサからの脈動が増幅される。接続配管が長いと、固有振動数の 1 次が低周波域の加振周波数に漸近するうえに、長い周波数帯でいずれも 2 次以上の固有振動数と加振周波数の野合がおきるチャンスが多くなり、脈動が増幅される可能性が高くなる。一方、接続配管が短いと 1 次固有振動数が高くなって共鳴のチャンスが低下する。

たとえば、流体音速 350m/s 、1 次加振周波数 7Hz という条件で、接続配管 0.5m と 3m の場合を比較すると、

$$\text{管長 } 0.5\text{m} \text{ のとき} : f_{s1} = (2n-1)C/(4L) = 1 \times 350 / (4 \times 0.5) = 175\text{Hz} \rightarrow 25 \text{ 次共鳴}$$

$$\text{管長 } 3.0\text{m} \text{ のとき} : f_{s1} = (2n-1)C/(4L) = 1 \times 350 / (4 \times 3.0) = 29\text{Hz} \rightarrow 4 \text{ 次共鳴の恐れ}$$

管長 0.5m のときは、1 次でも目安の 17 次共振を上回るため増幅の懸念は全くなく、高次の共鳴もあり

得ない。管長 3.0m のときは、4 次ないしそれ以上の次数で共鳴のチャンスがあり、多少の音速変動があるともろに完全共鳴してしまう。

ただ、配置の都合などで配管が長くなり、どうしても共鳴域をかわせないこともある。その場合は有効管長を丁寧に見積もり運転中の流体音速変化を十分見切って固有振動数を精算し、それができるだけ各加振周波数の中間にくるように配管長を調整する。例えば上の例では、管長を 3.62m にすると 24.2Hz になり加振側 3 次の 21Hz と 4 次の 28Hz の中間に押し込める。2 次の固有振動数は $3 \times 24.2 = 72.6\text{Hz}$ になりこれも加振 10 次 70Hz と 11 次 77Hz の間にくる。3 次の固有振動数は $5 \times 24.2 = 121\text{Hz}$ になり加振側 17 次にあたるので殆ど共鳴は起きない。ただ、2 次固有振動数は漸近しすぎている。この場合、サージタンク側にオリフィス挿入も考えられる。オリフィスを挿入すると、固有振動数は両端閉の $f_s = nC/(2L)$ になるから、かなり固有振動数がかさ上げされて有利になる。

接続配管の共鳴を回避するのはタンクの脈動率を低レベルに抑える上で重要である。しかし実際は**【配管+タンク】の固有モードも考える必要がある**。TS 作成者も音響解析においてこのモードで脈動が増幅するのを目撃している。この場合、**【配管+タンク】の固有振動数をどう設定するか？** TS 作成者は、下記のヘルムホルツ振動数 f_h (***6**) がこの固有振動数に近いのではないかと思う。

$$f_h = \{C/(2\pi)\} \{A/(LV)\}^{0.5} \quad (\text{Hz})$$

ここで C=流体音速(m/s)、A=接続配管の流れ断面積(m²)、L=接続配管長(m)、V=タンク容積(m³)

この式では、サージタンク容積及び接続配管長が大きくなると振動数がダウンする。 f_h が加振周波数と一致すると**【配管+タンク】が共鳴傾向になる**。従って前項(2)では、**サージタンク容量をアップするほど脈動は抑止されると述べたが、そのタンク容量のアップにも危険性があることがわかる**。ただ、ヘルムホルツ振動数を**【配管+タンク】の固有振動数に割り当てるのは近似的で正確ではない**。この辺は音響解析を実施すればクリアできる。

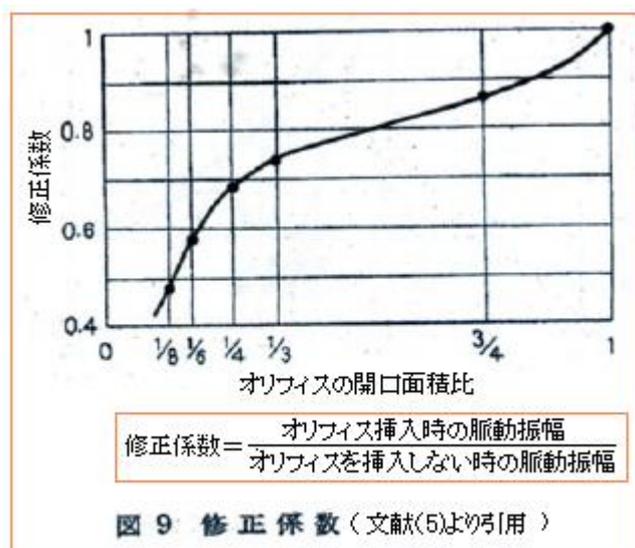
(4) 減衰機能のアップ

吐出側のサージタンクでは、**その出口にオリフィスを挿入することで減衰率が向上する**(脈動率が低減する)。実験によれば^⑧、

- タンクの入口に挿入するより出口(下流側)に挿入した方が効果的である、
- タンクの入口と出口に挿入した場合と出口のみに挿入した場合は殆ど差がない、
- 出口に挿入した場合、オリフィスの開口比が小さくなるほど減衰率はアップする。

吸込側のサージタンクについては情報が見当たらないが、おそらく入口側(上流側)に挿入した方が効果的と思われる。何故なら、このオリフィス効果は、コンプレッサの下流ないし上流からの反射波を遮断することによって得られたものと思われるからである。

吐出側タンク出口に設けたオリフィス挿入の効果(例)を下図に示す。



上図は、オリフィス挿入による脈動振幅の低下を示している。開口面積比が $1/3$ を下ると急激に低下する。オリフィスの脈動抑制については、別途 TS で詳細に議論したい。

(5) API std.618 サージボリュームの最小容積規定 (気体に適用)

レシプロコンプレッサに関する API 規格⁽¹⁾はコンプレッサに付帯するサージボリューム(サージタンク)の所要容積について、下記の規定を設けている(*1)。

$$\text{吸込側: } V_s = 8(PD)(\kappa T_s/M)^{1/4} \quad \text{-----(a)}$$

$$\text{吐出側: } V_d = V_s/R^{1/\kappa} \quad \text{-----(b)}$$

ここで、 V_s = 吸込側の最小必要サージ容量(ft³)、 V_d = 吐出側の最小必要サージ容量(ft³)

κ = 平均運転ガス圧力/温度における等エントロピ圧縮指数(比熱比)

T_s = 吸込み温度(°R) = $\{(9/5)t + 32\} + 460$ [但し t = 摂氏温度(°C)]

PD = 当該サージボリュームに集められる全シリンダからの合計正味行程容積(ft³/回転)

R = シリンダフランジにおけるステージ圧力比(=吐出側絶対圧力/吸込側絶対圧力)

M = モル重量(=分子量)、

なおサイジングに関しては、

- サージボリューム内径はコンプレッサシリンダを複写するに必要な最小サージボリューム長さによって決めること。
- 単動シリンダ用サージボリュームについては 長さ/内径の比 ≤ 3 とすること。
- 球形ボリュームについては最小必要容積から直接、内径を決めること。

コメントとして

- 上記の最小必要容積に拠るサイズは大抵のアプリケーションを満足するはずであるが、音響シミュレーションの結果ではサイズを変更する必要がでてくる。
- サイジングは実質上、高圧および単動シリンダ若しくは全系の要素間の相互作用の影響を受けるが、これらを当初から正確に予測するのは難しい。

(a)(b)式は、音響シミュレーションにおけるプレ的なサイジングのために使用され、音響シミュレーションの結果によって修正される(感じではかなり安全側に容量をアップしている印象あり)。

(6) 藤井の脈動率及び所要空気槽容積の計算式 (気体に適用)

藤井の式⁽²⁾はレシプロコンプレッサの吐き出し側サージタンクの脈動率ないし所要容積を与えるもの(*2)で、古くから機械工学便覧にも引用されている。

$$\varepsilon = \lambda \{ \gamma V_{cd} / (R V_{ad}) \} [1 - \{ n / (2 \pi) \} \cos^{-1} \{ (R - 2) / R \}] \quad \text{-----}(c)$$

$$\text{または } V_{ad} = \lambda \{ \gamma V_{cd} / (\varepsilon R) \} [1 - \{ n / (2 \pi) \} \cos^{-1} \{ (R - 2) / R \}] \quad \text{-----}(d)$$

ここで ε =サージタンクにおける脈動率(全振幅ベース)[$= \Delta P_d / P_d$]

ΔP_d =吐出側タンク内の圧力上昇(P-P)、 P_d =吐出側タンクの平均内圧(=吐出圧力)

V_{ad} =脈動率 ε における所要サージタンク容量(m³)、

V_{cd} =ピストン行程容積(=ピストン径 x ストローク)(m³)

λ =タンクからの流出による影響などを考慮した補正係数(原典では 1~2)、

R =圧力比 (多段の場合は最終段の圧力比をとる) (= P_d / P_s)

P_d = 吐出圧力(絶対)、 P_s =吸込圧力(絶対) →平均(公称)値

n =シリンダ数(単動の場合 1、複動の場合 2)、 γ =比熱比(断熱比)、

(d)式は、脈動率の目安が与えられたとき、プレ的にサージタンクの容量を決める場合に使用できる。機械工学便覧では空気圧縮設備の空気だめについて、 $\varepsilon \approx 0.03$ 、 $\lambda \approx 4$ として、必要サージ容量 V_{ad} のより簡便な式を示している。しかし文献(2)では $\varepsilon \approx 0.06$ までとっても運転異常はないとしている。

もしタンク廻りに共鳴がないなら補正係数 λ は、原典で推奨している $\lambda = 2$ をとってもいいような気がする。

なお藤井の式は次のような事情が持っているので、運用に際して留意すべきである。

- ・静的に近い準定常的な扱いで得られた式であって、音響因子が含まれず厳密な解ではない。
- ・接続される配管サイズは無視されている。音響的な容量が小さい時、即ち

$\{ V \omega / (S a) \}$ ここで V =タンク容積、 ω =脈動周波数、 a =音速、 S =接続管断面積が小さい時は、誤差が大きくなる。

- ・コンプレッサとの連絡配管の脈動増幅は考慮されていない。またタンク以降は無反射境界として扱われている(これらは λ で補正されているが確実性はない)。

これらを考えれば、藤井式は音響解析を前提したプレサイジング用として使用するのがよい。

なお、藤井式は、吸込み側のサージタンクにも拡張されている⁽⁹⁾。すなわち、

$$\varepsilon = \lambda (\gamma V_{cd} \eta_v / V_{ad}) [1 - \{ n / (2 \pi) \} \{ \pi - \cos^{-1} (2 \eta_v - 1) \}] \quad \text{-----}(e)$$

$$\text{または } V_{ad} = \lambda (\gamma V_{cd} \eta_v / \varepsilon) [1 - \{ n / (2 \pi) \} \{ \pi - \cos^{-1} (2 \eta_v - 1) \}] \quad \text{-----}(f)$$

ここで ε =サージタンクにおける脈動率(全振幅ベース)[$= \Delta P_s / P_s$]

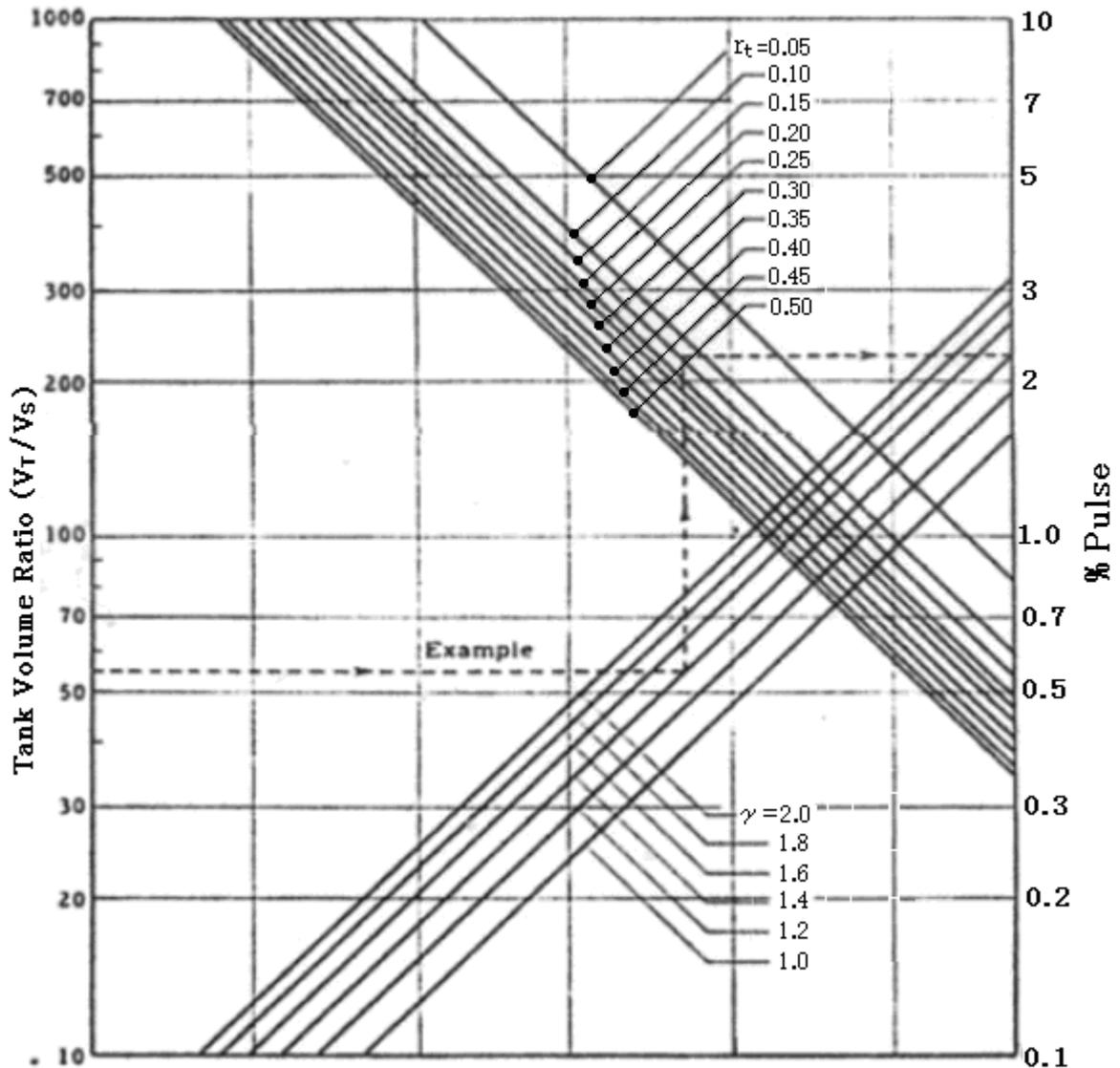
ΔP_s =吸込側タンク内の圧力上昇(P-P)、 P_s =吐出側タンクの平均内圧(=吐出圧力)

η_v =体積効率(=吸込み状態に換算した空気量/往復圧縮機の押しのけ量)

(7) Chilton/Handley の脈動率に関する線図⁽⁹⁾(気体に適用)

Chilton/Handley は、レシプロコンプレッサの吐出側サージボリュームについて、電気回路理論によって脈動率の式を求め下記の線図を与えている(*3)。藤井式と共にテキスト類によく引用される。

基本的には彼らの式や線図は、藤井式と同じ考えによっているので、前項で述べたような簡易的な運用に適している。ただ藤井式には λ という補正係数が含まれていたが、この Chilton/Handley にはこれが含まれていない(即ち $\lambda=1$ になっている)。従って、線図から得られた結果には何らかの割増し(2~4倍)が必要になると思われる。



記号定義) $\% \text{Pulse} = \frac{P-P}{\text{平均絶対圧力}}$ → **脈動率**

$$r_t = \frac{\text{弁開時間}}{\text{ピストン周期}} = \frac{\text{弁排出クランク角度}(\text{°})}{\text{全クランク角度}(360\text{°})}$$

$$\text{弁排出クランク角度} = \cos^{-1}\left\{\frac{R-2}{R}\right\}, R = \text{圧力比} (= P_d/P_s)$$

$$V_s = 1 \text{ ストローク当りの吐出しガス容積}(\text{m}^3) = \left(\frac{\pi D^2}{4}\right) S \eta_o \left(\frac{P_s}{P_d}\right) \left(\frac{T_d}{T_s}\right)$$

$$D = \text{シリンダ内径}(\text{m}), S = \text{ストローク}(\text{m}), P_s = \text{吸込側絶対圧力}(\text{Pa}), P_d = \text{吐出側絶対圧力}(\text{Pa})$$

$$T_d = \text{吐出側温度}(\text{K}), T_s = \text{吸込側温度}(\text{K}), \eta_o = \text{予想体積効率}(-)$$

$$V_T = \text{タンク容量}(\text{m}^3), \gamma = \text{比熱比(断熱比)}$$

Fig.8 Tank Volume versus Pulse Amplitude for Single Tank Dampener
(文献(3)より抜粋)

(8) 山田/大谷の減衰率の式

前述の藤井の式や Chilton/Hanley の式は、タンクの平均圧からの圧力変動の割合(即ち脈動率)を求めるものである。一方、山田/大谷は、タンクの減衰割合に着目して次の式を提案している⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁸⁾。

$$\textcircled{1} \quad \sigma = |p_i/p_t| = [\{V\omega/(2aS)\}^2 + 1]^{0.5} \quad \text{-----(g)}$$

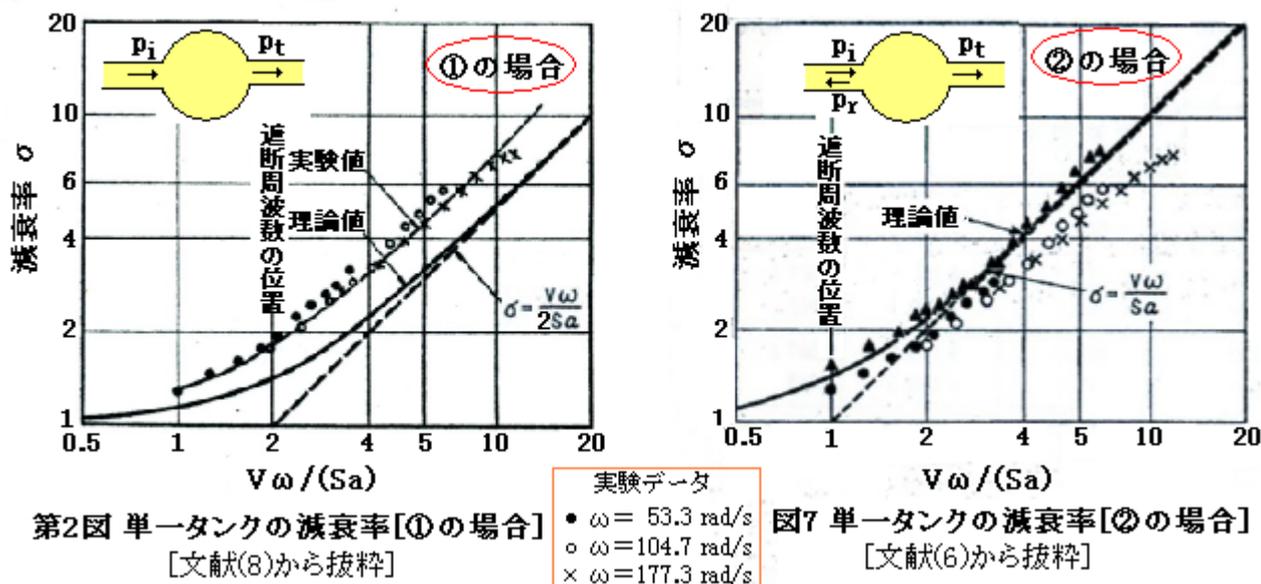
$$\textcircled{2} \quad \sigma = |(p_i - p_r)/p_t| = [\{V\omega/(aS)\}^2 + 1]^{0.5} \quad \text{-----(h)}$$

ここで σ = 減衰率、 p_i = 脈動圧の入射成分、 p_r = 脈動圧の反射成分、 p_t = 脈動圧のタンク透過成分
 V = サージタンク容積(m³)、 a = 流体音速(m/s)、 ω = 脈動角周波数(rad/s) → 通常”角”は略する。

S = 出入口配管の流れ断面積(m²) → 出入口管径が等しい場合(異なるケースは(*4)参照)

減衰率は、基本的に、タンクに入力される音響圧力と出力される音響圧力の比をとったもので、常に1を越える値になる。上記①はこの定義に従うものであるが、②はコンプレッサとタンクが殆ど直結する場合を想定し、タンク入力を p_i ではなく $(p_i - p_r)$ とするもの。 $(p_i - p_r)$ は実質、コンプレッサの出口圧力に等しい(この場合 $p_r < 0$ なので、 $(p_i - p_r) > p_i$ であるので注意)。

①②式の導入については(*4)を参照のこと。①②式をグラフにすると以下ようになる。



これらのグラフには、実験値が示されているが、②の場合に比べて①の場合は、理論値と少し乖離がある。これは、実験が②に近い状態で行われたためである。このグラフでは遮断(角)周波数と称して各々の位置が記されている。即ち

$$\textcircled{1} \text{の場合: } V\omega/(Sa) = 2 \rightarrow \omega = 2Sa/V, V = 2Sa/\omega$$

$$\textcircled{2} \text{の場合: } V\omega/(Sa) = 1 \rightarrow \omega = Sa/V, V = Sa/\omega$$

遮断周波数は、cut-off 周波数とも呼ばれ、それ以下の周波数では減衰しないしきい値である(*5)。参照)。故に容積 V の下限界を示している。タンクの容積はそれ以上に設定されねばならない。

以上からわかるように、減衰率は、尺度的に脈動率と異なる(脈動率は低いほど“歓迎”、減衰率は高いほど“歓迎”される)。脈動率は準定常的に得られているが、減衰率は音響理論によっている。脈動周波数(加振周波数) ω および流体音速 a が含まれる。タンク以降の脈動率を API Std.618 または Std.674 の許容脈動圧(P-P)をもってゆくには、低次の脈動周波数 ω に対して V は大きくとる必要がある(高次の脈動周波数については V は小さくてもよい)。このようにタンク容積 V の決定パラメータに周波数が含まれるのは合理的で、後々実施する音響シミュレーションにマッチしている。

3. π 形フィルタについて⁽⁴⁾

(1) プロフィール

脈動振幅は低周波成分が多数をしめるので、山田/大谷の減衰率の式からわかるように低次の脈動周波数が低い領域では容量を大きくせざるを得ない。確かに大きなガスホルダをつければ、その後流の脈動は小さくなり気にならなくなる。しかしホルダの設置費用は大きい。もっと簡便な方法は**2個の同じようなボトルをシリーズに設けること**である。下図はその例を示している。左図は3つのコンプレッサシリンダにつながるマニホールドボトルの後に更にボトルを接続させている(中間接続管は**チョークパイプ**と称される)。右図はこの構成をコンパクトにしたもので、市販の π 形フィルタの多くが然り。



この単純な組み合わせは電気回路でいうローパスフィルタと機能的に似ているところからその中の代表的パターンを採って、 π 形フィルタと呼ばれている。実際、電気回路のフィルタ同様に低周波成分を通過させ、高周波成分の通過を抑止する(詳しくは次項)。

この π 形フィルタは管要素と容積要素を交互にシリーズにつないだ単純な構造であるが、要素間の相互作用によって、その周波数特性/応答特性は複雑になり、定性的な議論はともかく定量的な把握はかなり難しくなる。しかし当今では、脈動解析が容易に行えるので、定性的な傾向をざっと理解して脈動シミュレーションを行い、設計パラメータをファイナル化してゆけばよい。そこでここでは比較的目につく定性的な傾向について情報をまとめてみた。なお本項の記述の大半は**文献(4)(8)**に拠っている。

(2) π 形フィルタの減衰性能及び脈動率

π 形フィルタの効能は高い減衰率あるいは低い脈動率にある。その減衰率は、次の山田/大谷の式⁽⁸⁾で与えられる**(*7)**。

$$\textcircled{1} \quad \sigma = |p_i/p_t| = \left[\left[1 - \{V_1\omega/(2S_1a)\}(\omega L_1/a)^2 + \{S_1/(2S)\}^2 \{ (V_1+V_2)/(S_1a) \} \omega + \omega L_1/a - \{V_1\omega/(S_1a)\} \{V_2\omega/(S_1a)\}(\omega L_1/a)^2 \right]^{0.5} \right] \dots\dots\dots(i)$$

$$\textcircled{2} \quad \sigma = |(p_i - p_r)/p_t| = \left[\left[1 - \{V_1\omega/(S_1a)\}(\omega L_1/a)^2 + (S_1/S)^2 \{ (V_1+V_2)/(S_1a) \} \omega + \omega L_1/a - \{V_1\omega/(S_1a)\} \{V_2\omega/(S_1a)\}(\omega L_1/a)^2 \right]^{0.5} \right] \dots\dots\dots(j)$$

ここで σ = 減衰率、 p_i = #1 容積部入口側脈動圧の入射成分、 p_r = #1 容積部入口側脈動圧の反射成分、 p_t = #2 容積部出口側脈動圧の透過成分、 V_1, V_2 = #1 容積部、#2 容積部の容積(m³)、 S = 出入口配管の流れ断面積(m²) → 出入口管径が等しい場合
 S_1 = チョークパイプの流れ断面積(m²)、 a = 流体音速(m/s)、 ω = 脈動周波数(rad/s)、
 L_1 = チョークパイプ相当長さ(m) [= $L_c + 0.6D_c$]、 L_c = チョークパイプ実長(m)、
 D_c = チョークパイプの内径(m)

単一タンクと同様に、減衰率は、基本的に、タンクに入力される音響圧力と出力される音響圧力の比をとったもので、常に1を越える値になる。上記①はこの定義に従うものであるが、②はコンプレッサ

とタンクが殆ど直結する場合を想定し、タンク入力を p_i ではなく $(p_i - p_r)$ とするもの。 $(p_i - p_r)$ は実質、コンプレッサの出口圧力に等しい(この場合 $p_r < 0$ なので、 $(p_i - p_r) > p_i$ であるので注意)。

②式について、計算例のひとつをグラフ化したものを次のグラフに示す。なお $V_1 = V_2 = V$ である。

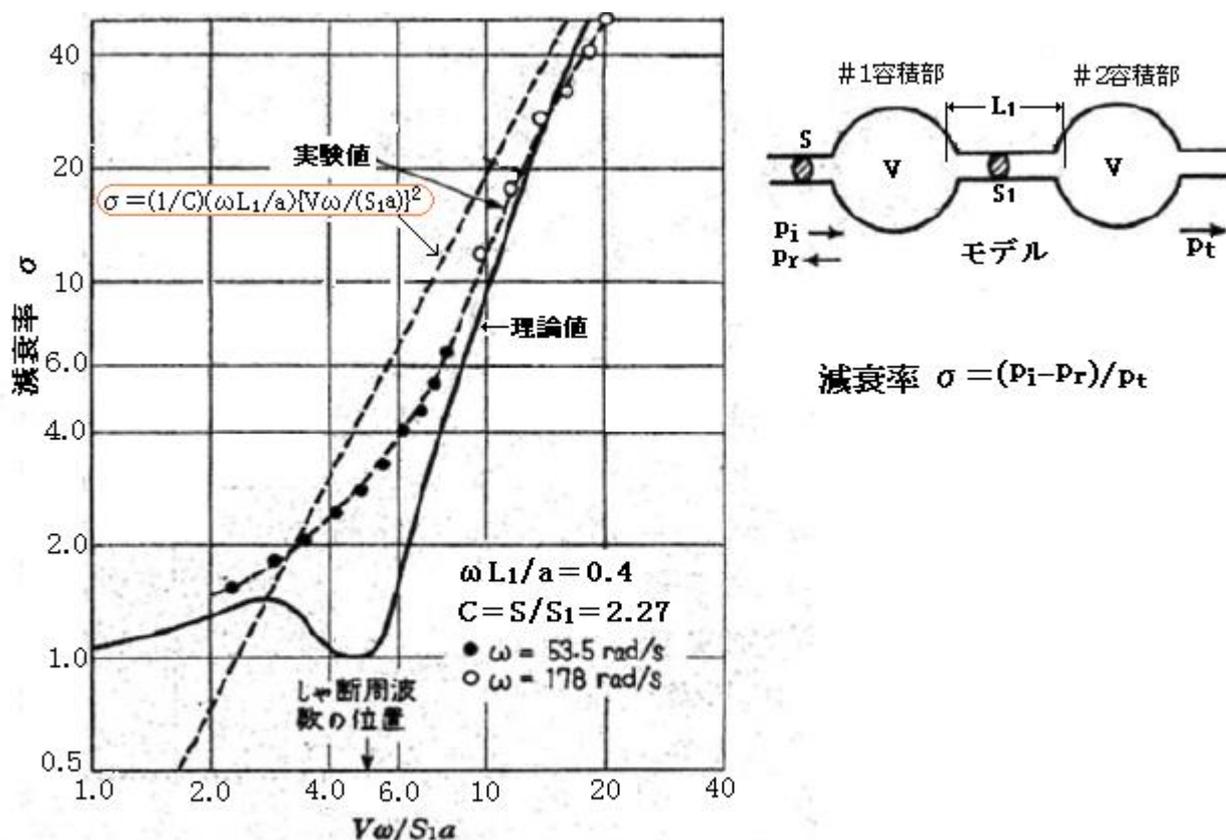


図12 π形フィルタの減衰率 [文献(8)より引用]

一概に単一タンクの場合と比較するのはむずしいが、この例によれば減衰率は 2 倍強に増加している。図中の点線は近似曲線で次の式を表わしている。

$$\sigma = (1/C)(\omega L_1/a)\{V\omega/(S_1 a)\}^2 = \{1/(SS_1)\}(\omega^3 V^2 L_1/a^3) \dots\dots\dots(j)$$

この式から、チョークパイプの流れ断面積 S_1 即ちパイプ径 D_c を小さくし、パイプ長さ L_1 を長く とれば、減衰率を増加させることができることがわかる。実際、チョークパイプは上下流の管径より 小さくなっていることが多く、これによって単一タンクの 3 倍以上の減衰率が可能になる。

なおグラフでは、理論値曲線の $V\omega/(S_1 a) \doteq 5$ の所に Min. がある。このグラフは $(\omega L_1/a) = 0.4$ のとき のものであるから、 $\{V\omega/(S_1 a)\}(\omega L_1/a) = 0.4 \times 5 = 2$ となる。これを变形すると

$$\omega = 2^{0.5} a \{S_1/(V L_1)\}^{0.5} \rightarrow f = \omega/(2\pi) = a/(2^{0.5} \pi) \{S_1/(V L_1)\}^{0.5}$$

これは減衰率 σ が(j)式による場合である。(i)式による場合は、次のようになる。

$$\omega = 2a \{S_1/(V L_1)\}^{0.5} \rightarrow f = \omega/(2\pi) = (a/\pi) \{S_1/(V L_1)\}^{0.5}$$

これらは、同一容積を持った π形フィルタの Cut-off 周波数になる。この周波数以下では減衰は期待 できないことは単一タンクに同じであるが、曲線の Min. 点の左側にある小さなピークは要注意である。 ここでは控えめに描いてあるが、この部分での周波数が脈動周波数に一致するとヘルムホルツ形の共鳴 がおきて、著しく大きなピークになる(これについては次項で説明する)。

なお脈動率については Chilton/Handley が、単一タンクと同様に π 形フィルタについても脈動率の線図を与えている⁽³⁾。ここでは割愛する。

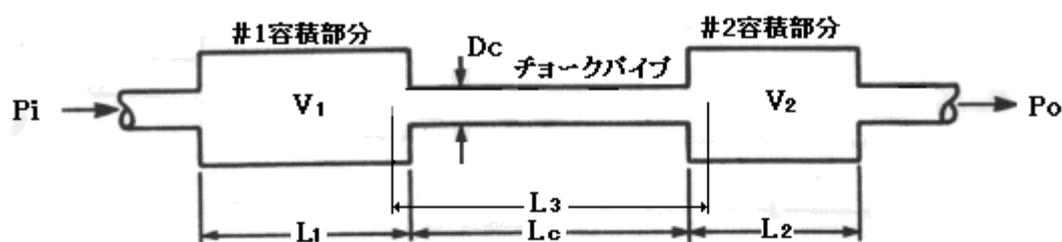


Fig.2-14 Low Pass Acoustic Filter (π 形フィルタ) モデル
[SWRIテキスト(4)より引用]

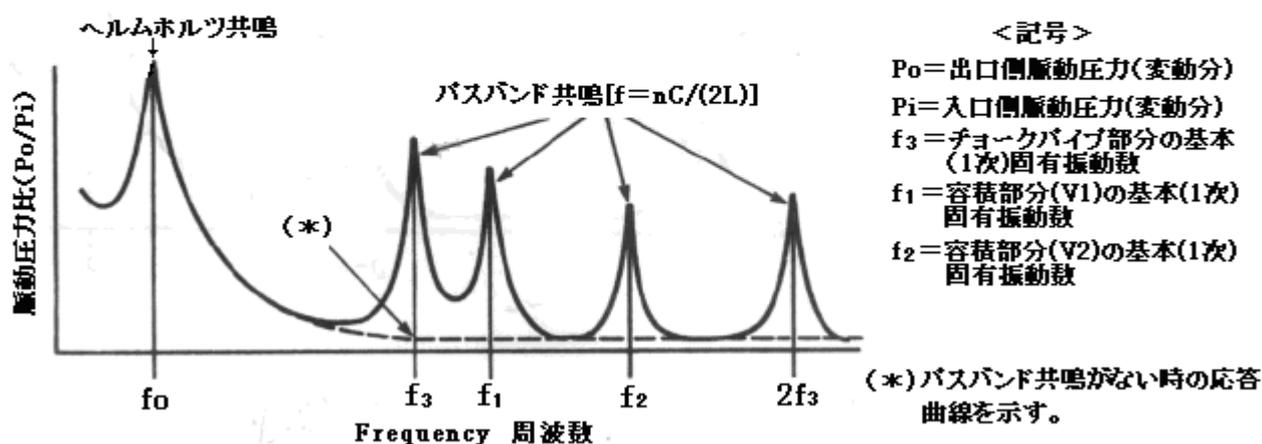


Fig.2-15 Response of Low Pass Acoustic Filter [SWRIテキスト(4)より引用]
(π 形フィルタの周波数応答特性)

(3) π 形フィルタの周波数応答特性

典型的な π フィルタ(ローパスフィルタ)のモデルと応答特性図を Fig.2-14 と Fig.2-15 に示す。この特性図は一般的なフィルタの応答特性の傾向を示すもので概念図である。縦軸に出入口の脈動圧力比、横軸に周波数をとっている。曲線の突出部分は共鳴域を示している。共鳴には2つのタイプがあり、低い周波数域ではヘルムホルツ共鳴、比較的高い周波数域ではパスバンド共鳴になる。

ヘルムホルツ共鳴の周波数(f_0)は、”2つの容積+これを繋ぐチョークパイプ”部分の局部固有振動数に相当し、集中要素特有の低い周波数になる。この共鳴周波数は次式で与えられる(*6)。

$$f_0 = \{C/(2\pi)\} \{(\mu/V_1) + (\mu/V_2)\}^{0.5} \quad \text{-----}(k)$$

ここで、C=流体音速(m/s)、 V_1, V_2 =#1,#2 容積部分の内容積(m^3)

μ = 音響伝導率(m) [= $A_c/(L_c + 1.2D_c)$] → 1.2 D_c はパイプの両端の有効長さ部分

A_c = チョークパイプ断面積(m^2) [= $\pi D_c^2/4$]、 L_c = チョークパイプ長さ(m)、

D_c = チョークパイプ内径(m)

コンプレッサの低次の脈動周波数(加振周波数)がこの周波数 f_0 に漸近すると共鳴が起き、脈動圧が増幅するので、脈動周波数を回避するように容積/チョークパイプ寸法を決める必要がある。

なお、多くの π 形フィルタでは V_1 と V_2 は等しいので、上式は次のようになる。

$$f_0 = \{C/(2^{0.5}\pi)\} (\mu/V)^{0.5} \quad \text{-----}(l)$$

このヘルムホルツ共鳴周波数の $\sqrt{2}$ 倍をとると、単一タンクの場合に定義したものと同じく、 π 形フィルタの遮断周波数(cut-off周波数) f_{co} が得られる。即ち

$$f_{co} = \sqrt{2f_0} = \{C/(\pi)\} (\mu/V)^{0.5} = (C/\pi)\{A/(LV)\}^{0.5} \text{------(m)}$$

さらに $A = \pi D_c^2/4$ 、 $V = (\pi D_b^2/4)L$ であるから、

$$f_{co} = \{C/(\pi L)\}(D_c/D_b) \quad (\text{但し } D_b = \text{容積部の径}) \text{------(n)}$$

なお、(m)式は、前(2)項で示した cut-off 周波数 $[f = \omega/(2\pi) = (a/\pi)\{S_1/(VL_1)\}^{0.5}]$ と、全く同じである。

この遮断周波数以上の領域では前項の図 12 に示されるように減衰率(=低い脈動率)が高くとれるので、 π 形フィルタは全ての脈動周波数が f_{co} 以上になるように設計すべきである。その場合、ヘルムホルツ共鳴周波数 f_0 は遮断周波数 f_{co} の $1/\sqrt{2}$ であるから、必然的に脈動周波数との共鳴は回避される(実際にはそうはいかないことが多い)。

一方、**パスバンド共鳴**の周波数($f_1, f_2, f_3, 2f_3$)は、各容積部分とチョークパイプのそれぞれの長さに起因する固有振動数である。音響構造としては、容積部分は閉端-閉端(close-close)、チョークパイプは開端-開端(open-open)であるから、いずれも半波長モードになり、

$$f_1 = nC/(2L_1), \quad f_2 = nC/(2L_2), \quad f_3 = nC/(2L_3),$$

ここで $n = \text{モード次数}(=1, 2, 3, \dots)$ 、 $C = \text{流体音速}$ 、 $L_1, L_2, L_3 = \text{各部の長さ}$

Fig.2-15 に示すように、もしこの共鳴がなければ、図中の点線で示すように応答曲線はごく低いレベルにあるが、共鳴があるとその周波数で応答の山(ピーク)ができる。このパスバンド共鳴は局所的な現象で限定的であるが、それでも騒音や振動を伴う。概してパスバンド共鳴周波数は高いが高次成分を含めて高周波域までピークがびっしり並ぶことになり、脈動周波数がこれらのいずれかとかち合う確率が高くなる。そこで各長さを等しくとり $L_1 = L_2 = L_3$ にすれば、共鳴発生数は $1/3$ になり、ピークバンド共鳴周波数 f_p は次式で与えられる。

$$f_{pn} = nC/(2L) \text{------(o)}$$

ここで、 $n = \text{モード次数}(=1, 2, 3, \dots)$ 、 $C = \text{音速(m/s)}$ 、 $L = \text{共通の各部長さ(m)}$

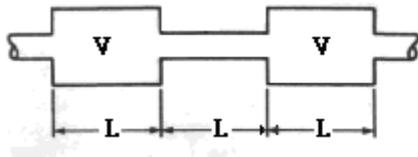


Fig.2-16

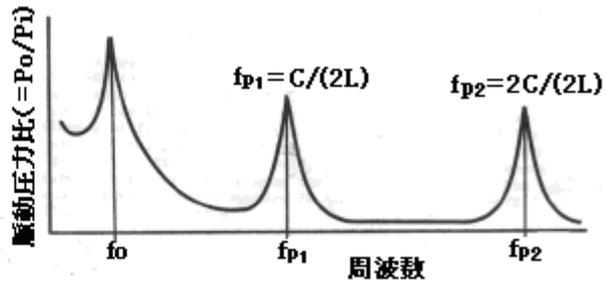


Fig.2-17 相称形 π 形フィルタの応答

さて Fig.2-17 は横軸に周波数をとっているが、ここで表わされる $f_0, f_{p1}, f_{p2}, \dots$ は π 形フィルタ部分の固有振動数である。このグラフに脈動周波数(加振周波数)を記入して比較すれば、共鳴の度合を推測できる。

Fig.3-11 は 300rpm コンプレッサの例を示している。バー状の突起はコンプレッサの脈動周波数とその脈動振幅を示している。ヘルムホルツ共鳴周波数 f_0 は、1次と2次の脈動周波数の中間に入っている、

またパスバンド共鳴周波数も7次と8次の脈動周波数の中間に入っているののでいずれも共鳴は起きない(ただ、ヘルムホルツ共鳴は拡がりがあるので多少気になる)。

Fig.3-12 は 300rpm \pm 30rpm(\pm 10%)の可変速がある場合を示している。脈動周波数はハッチで示すようにある範囲を持っている。この範囲は脈動周波数が高次になって高くなるにつれ拡がる。ヘルムホルツ共鳴については、300rpm 定速の場合と余り変わらないが、パスバンド共鳴については35Hzと40Hzの脈動範囲が拡がってオーバーラップした部分にそれが重なって、共鳴の恐れがある。故に共鳴周波数を調整する、コンプレッサ回転数を定速に保つなど、何らかの対策をとる必要がある。

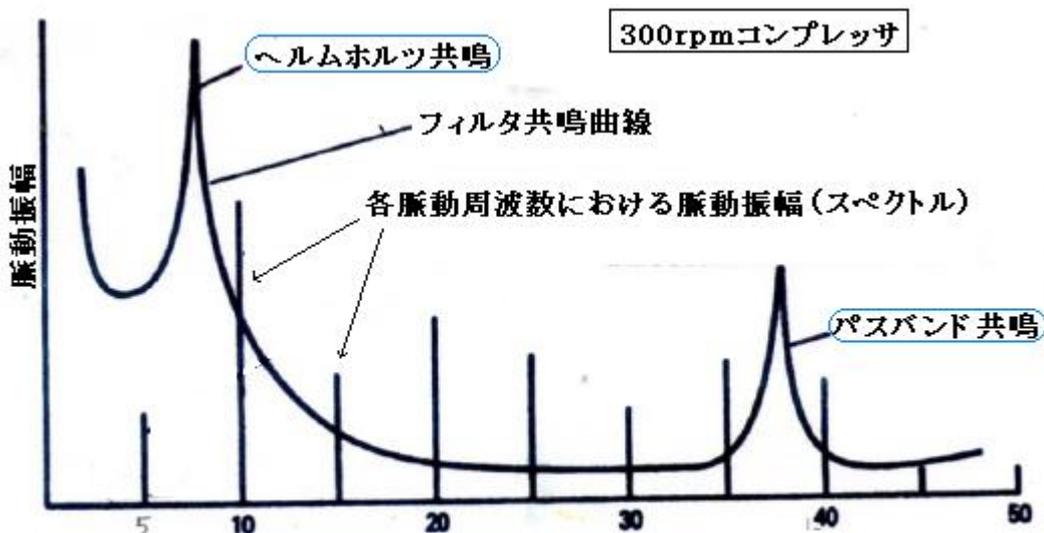


Fig.3-11 共鳴曲線と脈動スペクトルのプロット
[SWRIテキスト(4)から引用]

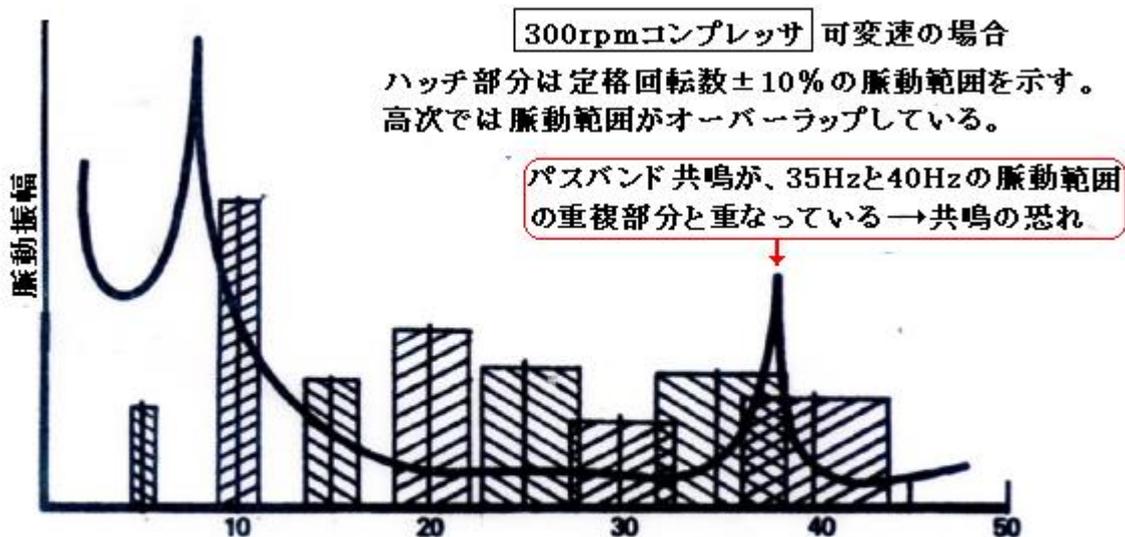


Fig.3-12 共鳴曲線と脈動スペクトルのプロット 可変速の場合
[SWRIテキスト(4)から引用]

以上述べたような π 形フィルタの周波数応答特性は単純なモデルについて成立する。実際には

設置ラインの音響応答やノズル等の取付け位置によって大きく影響を受ける。それらの傾向は定性的に説明できるが、それだけでは設計的に十分でない。どうしても音響解析による詳細なシミュレーションが必要である。逆に言えば π 形フィルタの設計にはある自由度が含まれているとも云える。

(4) フィルタ設計上の留意事項⁽⁴⁾

前項(2)(3)の情報は減衰率をキープし共鳴を抑える上で重要で、フィルタ要目(即ち容積部の容量/内径/長さ及びチョークパイプの内径/長さ)の決定に有効であるが、それだけでは設計情報としては不十分ある。ここでは(2)(3)項では見えない設計上の留意事項を示す。

まず圧力降下と減衰について。下図は圧力降下(圧損)が脈動振幅に及ぼす影響を示している。実線は圧力降下が通常のように少ないときのもので、点線は圧損を増やしたときのものである。圧力降下が大きいと減衰が大きくなって、ピークの鋭さがとれて丸くなり振幅が低下する。しかしピーク間の振幅は逆にアップしている。この傾向は市販フィルタにもみられる。市販のフィルタでは小口径のチョークパイプを使って減衰効果を引き出している。その場合、遮断周波数を維持するために容積部の径も小さくしているため、サージボリュームが減少してフィルタ自身の減衰能がダウンする[(m)式及び山田/大谷式の図 12 を参照されたい]。ただ共鳴ピークの鈍化の方が優先するところから、余分の圧損を負荷して減衰効果をアップする手法は市販のサイレンサやフィルタでは常套の手段になっている。しかしそのテクニックも、システム全体からみればコンプレッサ効率の低下と動力費の上昇というペナルティを持っているので注意すべきある。ACDは本来低い圧力降下で高い脈動低減を達成するところに意義があるので過度な圧損付加はこれにそぐわない。

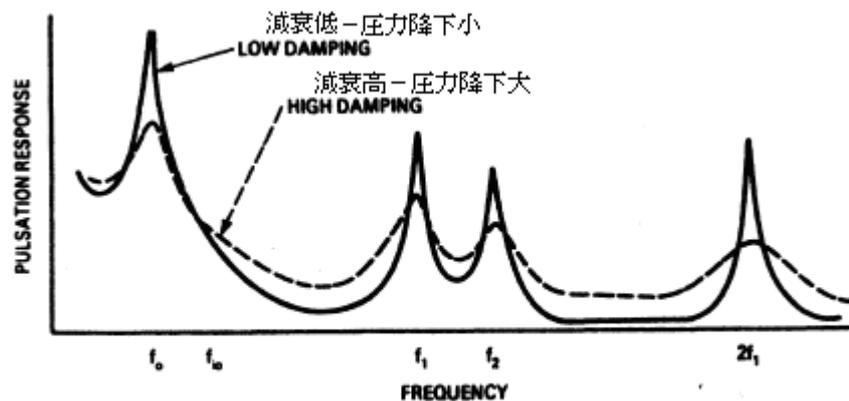


Fig.3-15 脈動振幅に及ぼす圧力降下の影響
(SWRIテキスト(4)より引用)

次に面積比あるいは付帯物の効果について。非常に大きなチョークチューブを用いるとフィルタは1つの大きな容積要素のように挙動する(効率が低下する)ので、フィルタ効果を引き出すには口径比(D_c/D_b)は1/3以下にするのがよい。またヘルムホルツ共鳴周波数は[容積部&チョークパイプ]について導かれており、容積部に付着するライン及びアタッチメントは無視されているが、これらは往々にしてヘルムホルツ共鳴の鋭さを取り除く減衰的/消散的な効果をもっている(ただ、その効果は取付位置やライン長に依存している)。

次に揺動力(Shaking force)について。揺動力は不平衡力(Unbalance force)に同じで、ティ/盲/曲りあるいはヘッダ/容器の対向する端面に作用する内圧推力が波動の遅れからバランスを失い発生する。大抵の配管の揺れ/振動はこの力によって起きる。 π 形フィルタでも不平衡による揺れが避けられない。

特に中仕切りには共鳴時に大きな力が働く恐れがある(*8)。揺動力がいくらになるか予測するのは難しく脈動解析(音響解析)の結果によるほかない(最近の音響解析では標準的に揺動力がアウトプットされるようだ)。

次に涙孔(weep hole)および孔明き(perforation)について。例えば市販のコンパクト化されたフィルタではフィルタ中仕切りに涙孔を設けることがあるが、これはヘルムホルツ周波数を変化させるのでかなりフィルタ性能に影響する。流路の誘導抵抗は、[有効長さ/流れ断面積]比に比例するので、

$$\text{涙孔}(\phi 13\text{mm} \times 38\text{mmL}) : \text{誘導抵抗} \propto 38 / (0.785 \times 13^2) = 0.286$$

$$\text{チョークパイプ}(\phi 150 \times 5000\text{mmL}) : \text{誘導抵抗} \propto 5000 / (0.785 \times 150^2) = 0.283$$

であるからこの涙孔は $\phi 150 \times 5000$ のチョークパイプに等価である。 π 形フィルタの減衰率は、

$$(j)\text{式} \rightarrow \sigma = \{1/(SS_1)\} (\omega^2 VL_1/a^3)$$

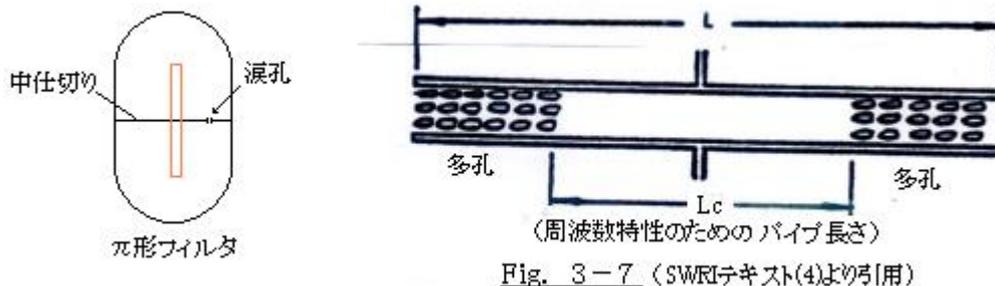
であるから、[チョークパイプ $S_1 \times L_1$ + 涙孔 $S_w \times L_1$ 相当]の場合の減衰率は、

$$\sigma = \{1/(S(S_1 + S_w))\} (\omega^2 VL_1/a^3)$$

になる。明らかにチョークパイプだけの減衰率 $\sigma = \{1/(SS_1)\} (\omega^2 VL_1/a^3)$ よりも、 σ は小さくなる。即ち涙孔を設けると、折角小さい孔径のチョークパイプを選び減衰率をアップさせた意味がなくなる。

また $S_1 \rightarrow (S_1 + S_w)$ と実質的に流れ断面積が大きくなるので、cut-off 周波数 $[f = (a/\pi)\{S_1/(VL_1)\}^{0.5}]$ も共鳴周波数もアップする。いずれも不利になる。

結論的に涙孔を設けるのはよくない、避けた方がよい。さもなければチョークチューブと同じくらのチューブにし、その径は閉塞を避けうる程度に小さくすべきである。



孔明きは涙孔と同じようにフィルタの共鳴周波数に影響を持つが、それを明確にするのは難しい。減衰率をアップするため非常に小さな孔にする必要があるが、閉塞の恐れがあり実際的とは云えない。ただ粘性抵抗すなわち圧損による減衰には、孔明きの有無がかなり影響する。

チョークパイプの両端に多数の孔明きを設けて圧力降下によって減衰を稼ぐことがある。この場合圧力降下量がわかっているならフィルタ性能(減衰率)が正確に予測できる(とされる)。その場合、フィルタの周波数応答特性(共鳴周波数, Cut-off 周波数, パスバンド周波数)は、チョークパイプ長さ L_c を上図のようにとることで正確に予測できる(とされる)。

下図のようにチョークチューブの中央付近に孔を明けることがある。この場合、孔の位置ではチューブ内の定在波の、圧力 p の腹/速度 u の腹になり、そのポイントのインピーダンス(p/u)は極めて高くなる。そのため相対的に高いインピーダンス(小さい孔)を持つ孔明き部は、共鳴防止として配管に設けられた

サイドブランチと同じような働きをする。

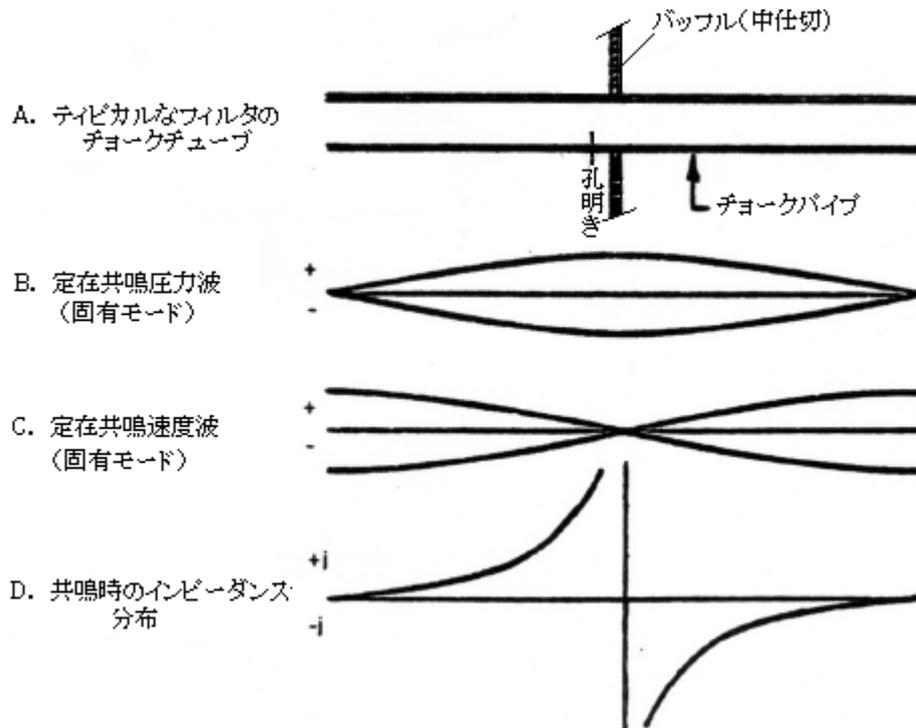


Fig.3-18 最低次モードの定在波パターン (SWRIテキスト(4)より引用)

以上フィルタ設計上の留意点はどちらかと言えば、フィルタメーカーのテリトリーにあるが、音響に係わる設備の設計を行う上で、ある程度、認識しておく必要がある。

4. 液体の場合の容積要素の扱い

(1) 前3、4項は、往復動圧縮機類を念頭に流体がガス(気体)という前提をとって記述されている。しかしレシプロマシンは圧縮機だけには限らず、例えば往復動ポンプや歯車ポンプもある。この場合、流体は液体になるから、前3、4項のうち、下記の部分的に使えなくなる。

単一タンク： APIstd.618 サージボリュームの最小容積規定
藤井の脈動率及び所要空気槽容積の計算式
Chilton/Handley の脈動率に関する線図

(式を液体用に改造することも考えられるが、強いてこれを行う意義は少ないと思う)。

一方、単一タンクの場合の山田/大谷の減衰率の式は、流体音速[a]を後述の液体圧力波伝播速度[c]に変更すれば使用できる。またπ形フィルタについても、流体音速[a または C]を液体圧力波伝播速度[c]に置き換えることで、その減衰率の式及び周波数特性の式を使用できる。

(2) 流体がガス(気体)の場合、圧縮性の故に流体を囲う管体の影響を受けることはないので、流体物性としての音速 a を圧力波伝播速度として使用すればよい[理想ガスでは $a = (\gamma RT)^{0.5}$ で計算できる]。然るに、液体の場合は体積弾性率が大きく、管体と干渉して圧力波伝播速度がダウンする傾向がある。以下に、管体の影響を考慮した圧力波伝播速度 c の式を記す⁽¹¹⁾。

$$c = 1 / [(\gamma / g) \{1/K + (D/e)(c_1/E)\}]^{0.5} \quad (\text{m/s})$$

ここで、 a =圧力波伝播速度(m/s)、 γ =液体比重量(kg/m³)、 g =重力加速度(9.807m/s²)、
 K =体積弾性係数(kg/m²)、 D =管内径(m)、 e =肉厚(m)、
 E =管材の縦弾性係数(kg f/m²)、 c_1 =配管の管軸方向の支持方法による係数(下記)、

- ・管の上端で固定されており管軸方向にはその全長にわたって移動が自由の時： $c_1=1-0.5\nu$
- ・管路の全長にわたってその軸方向の移動が固定されている時： $c_1=1-\nu^2$
- ・管路の全長に固定されているが固定台間に伸縮継手が設けられている時： $c_1=1$

ここで ν =ポアソン比(-)

余り圧力の高くない常温の水-炭素鋼管の場合、

$$\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3, K = 2.1 \times 10^8 \text{ kg/m}^2, E = 2.1 \times 10^{10} \text{ kg f/m}^2, \nu = 0.3$$

液体中に蒸気やガス(気体)が溶存していたり気泡の形で散在していると伝播速度 c は著しく低下する。
 この場合の圧力波伝播速度については機工便覧やテキストに計算法が示されているので参照のこと。

【 補 足 説 明 】

(*0) 脈動の影響は、レシプロ本体とその廻りの機器配管/計装のみならず建屋や基礎にも及ぶ。

コンプレッサ本体の場合、弁室内の脈動ピークと吸込/吐出行程の時間的な関係によって流量及び動力は次のように変化する。

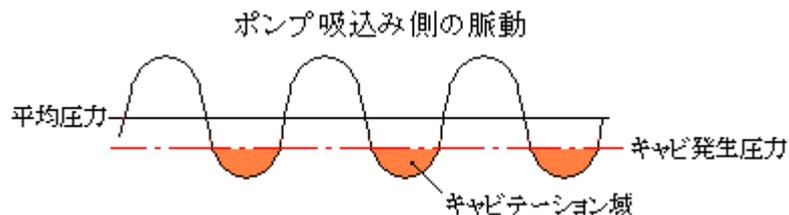
吸込側に共鳴があるとき → 吸込風量の増加、動力の増加

吐出側に共鳴があるとき → 吸込風量の減少、動力の増加

いずれにしても所要動力のアップで設備効率はダウンする。また弁室で損傷が起きる恐れがある。

配管/計装の場合、脈動と振動/によって次のようなトラブルが起きる。

タンク/配管/ダクト/サポートの応力集中部(溶接部など)の疲労破損、
フランジ継手など締結部分の緩みや疲労破損、接触・摺動部分の磨耗やフレッチング、
安全弁/逃し弁/破裂板の異常吹出しやチャタリング、および制御弁の誤作動や損傷、
流量計/圧力計/温度計など計器類の読取り不良や損傷、および計装類の誤作動、
レシプロポンプ吸込側のキャビテーションとキャビ損傷(下図)、
空気圧縮機吸気側の低周波数域における低騒音問題



建屋や基礎の場合本体/配管から伝播した振動に強い影響を受ける。吸気室などの集合設備では別趣の共鳴/共振が起きることもある。

(*1) 経験的には天然ガスコンプレッサの最小有効サージ容量は、サージボリュームに集められたコンプレッサシリンダの全押し出し量の10倍とされている。これをより解析的に表現したのが、API Std.618の式[ここでは(a)(b)式]である。ただ、種々のガス/ガス混合気についてはまだ経験則の域をでないと言ふ。(a)(b)式の導出プロセスはわからない。

(*2) 藤井の脈動率計算式について。藤井の脈動率計算式は古いJSME論文⁽³⁾に拠るものであるが、多少わかりにくい所もあるので補足して以下に導入過程を示してみる。

サージボリュームの圧力変化は、断熱変化を仮定して次式で表わされる。

$$dP/dt = (\gamma R/V) (T_i m_i - T_o m_o) = (\gamma/V) \{ (P_i/\rho_i) m_i - (P_o/\rho_o) m_o \}$$

ここで P=ボリューム内圧、V=ボリューム容積、 γ =比熱比、R=気体定数

P_i, P_o =流入, 流出圧力、 T_i, T_o =流入, 流出温度、 m_i, m_o =流入, 流出流量、

ρ_i, ρ_o =流入, 流出密度

圧縮機シリンダの弁が開きシリンダ1往復分の圧縮気体が一瞬にしてサージボリュームに流入するとすれば、流出分は殆ど無視できるので、

$$dP/dt = (\gamma/V) \{ (P_i/\rho_i) m_i \} \rightarrow dP = (\gamma/V) (P_i/\rho_i) m_i dt = (\gamma P_i/V) (m_i/\rho_i) dt = (\gamma P_i/V) dV_i$$

流入圧力 P_i は平均的に吐出圧力ないしサージボリューム圧力(P_d)に近いので $P_i \approx P_d$ とおける。
 また $dP \rightarrow \Delta P_d$ 、 $dV_i \rightarrow \Delta V$ 、 $V \rightarrow V_{ad}$ とすれば、

$$\Delta P_d = (\gamma P_d / V_{ad}) \Delta V \quad \text{ここで } \Delta V = \text{瞬間流入量、} V_{ad} = \text{サージボリューム容積}$$

シリンダが十分冷却されていればその圧縮工程を等温変化とみなすことも可能なので、シリンダ内で、 $P_d \Delta V = P_s V_{cd}$ の関係があるから $\Delta V = (P_s / P_d) V_{cd}$ 、これを上式に代入すると、

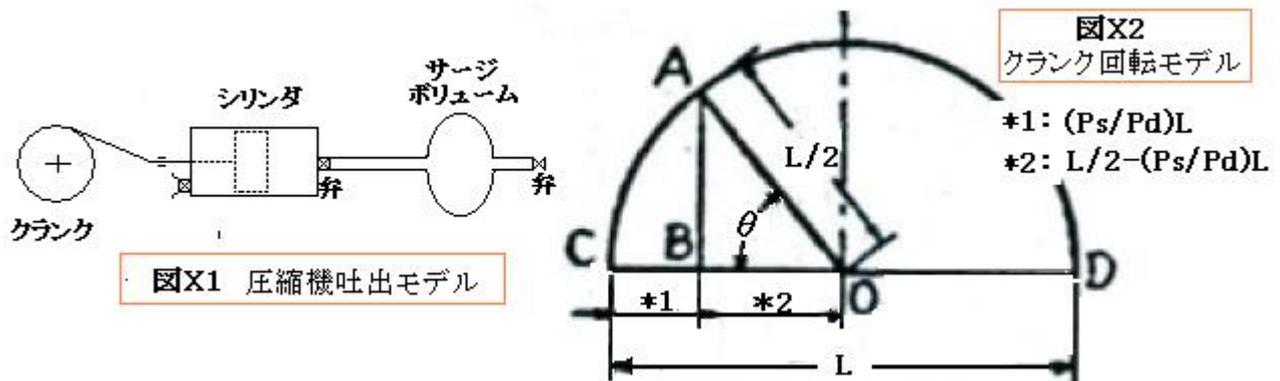
$$\Delta P_d = (\gamma P_d / V_{ad}) (P_s / P_d) V_{cd} = \gamma P_s V_{cd} / V_{ad} \quad \text{ここで } V_{cd} = \text{シリンダ行程容積} \quad \text{-----(a)}$$

この式は、圧縮工程の始点から死点(折り返し点)までずっと圧縮してから、それを一挙にサージボリュームに投入したときのボリューム内圧の上昇を表わしている。しかし圧縮工程では始点から死点までずっと圧縮されているわけではなく、シリンダ内圧が上昇してシリンダ出口弁背圧を上回ると弁が開いてシリンダからの排気が始まり死点まで継続するので、実質的にサージボリュームの圧力上昇は減退される。この減退量の割合は、排気時間(弁開時間) T_d を全行程時間 T_o で除したものに等しい。従って実質的なサージボリューム内圧上昇 ΔP_d は、

$$\Delta P_d = \gamma P_s V_{cd} / V_{ad} (1 - T_d / T_o)$$

となる。時間 T_d と T_o の比は、一定回転のクランク角度の比に比例するので、

$$\Delta P_d = \gamma P_s V_{cd} / V_{ad} \{1 - \theta / (2\pi)\} \quad \text{-----(b)}$$



θ は排気時間(弁開時間)に相当するクランク角度で図 x2 で表わされる。前述と同様にシリンダ工程を等温変化とすれば、始点と排気開始点では $P_s V_s = P_d V_d$ の関係がある。ここで始点におけるシリンダ容積 V_s は $V_s = A_c L$ 、排気開始点におけるシリンダ容積 V_d は $V_d = A_c (L - L^*)$ であるから

$$P_s / P_d = (L - L^*) / L \quad \rightarrow \quad (L - L^*) = (P_s / P_d) L$$

$(L - L^*)$ は、図 x2 において BC に該当するので、BO は、 $BO = L/2 - (P_s / P_d) L$ になる。従って

$$\cos \theta = BO / AO = \{L/2 - (P_s / P_d) L\} / (L/2) = 1 - 2(P_s / P_d) = 1 - 2/R = (R - 2) / R$$

$$\therefore \theta = \cos^{-1}\{(R - 2) / R\}$$

ここで、 $R = P_d / P_s$ であって、いわゆる圧力比(最終段)である。この結果を(b)式に用いると

$$\Delta P_d = \gamma P_s V_{cd} / V_{ad} [1 - \{1 / (2\pi)\} \cos^{-1}\{(R - 2) / R\}]$$

$P_s = P_d / R$ であるから、

$$\Delta P_d = \{\gamma P_d V_{cd} / (R V_{ad})\} [1 - \{1 / (2\pi)\} \cos^{-1}\{(R - 2) / R\}]$$

この式は、厳密ではないし弁の挙動もあるので、補正係数 λ をとって、

$$\Delta P_d = \lambda \{\gamma P_d V_{cd} / (R V_{ad})\} [1 - \{1 / (2\pi)\} \cos^{-1}\{(R - 2) / R\}]$$

が得られる。以上はシリンダが1個の単動シリンダの場合である。複動シリンダでは(T_d/T_o)が2倍になる。故にサージボリュームの圧力上昇量の一般表式は次のようになる。

$$\Delta P_d = \lambda \{ \gamma P_d V_{cd} / (R V_{ad}) \} [1 - \{ n / (2\pi) \} \cos^{-1} \{ (R-2) / R \}] \quad (\text{シリンダ数}) \quad \text{-----}(c)$$

脈動率は ΔP_d を P_d で除したものであるから、

$$\varepsilon = \Delta P_d / P_d = \lambda \{ \gamma V_{cd} / (R V_{ad}) \} [1 - \{ n / (2\pi) \} \cos^{-1} \{ (R-2) / R \}] \quad \text{-----}(d)$$

またこれを変形して容量 V_{ad} を決める式が得られる。

$$V_{ad} = \lambda \{ \gamma V_{cd} / (\varepsilon R) \} [1 - \{ n / (2\pi) \} \cos^{-1} \{ (R-2) / R \}] \quad \text{-----}(e)$$

ここで V_{ad} =サージボリューム容量(m^3)、

V_{cd} =シリンダ行程容積(=シリンダ断面積 x ストローク)(m^3)

λ = 補正係数(原典では1~2、機工便覧では4)、

R = 圧力比(多段の場合、最終段の圧力比をとる) = P_d / P_s

γ = 比熱比(断熱比)、 n = シリンダ数(単動の場合1、複動の場合2)

ε = 片振幅0-Pの脈動率(原典では0.03~0.06、機工便覧では0.03)

(e)式は、脈動率の目安が与えられたとき、プレ的にサージタンクの容量を決める場合に使用できる。

脈動率の目安はAPI Std.618の規定値が参考になると思う。この場合、

$$P_{cf} \leq \text{Min.} [7, 3R] \quad (\%) \quad \text{ここで } P_{cf} = P - P \text{ 脈動圧/平均ライン圧力(abs)、} R = \text{圧力比}$$

これは全振幅(P-P)の脈動率を表わしているので、片振幅(0-P)の場合は、

$$\varepsilon \leq \text{Min.} [3.5, 1.5R] \quad (\%)$$

になる。圧力比 R は通常2~4程度なので

$$\varepsilon \leq \text{Min.} [3.5, 3 \sim 6] \rightarrow 0.03 \sim 0.06 \text{ 以下}$$

であるから、原典の0.03~0.06は妥当なところといえる。なお圧力比が大きくなると脈動率を大きくとれることになる。

以上、藤井の式は音響理論によるものではなく静的に近い準定常的な扱いで得られたもので、解析的ではなくAPI Std.618のサージボリュームの最小容積規定に類似する。従ってプレ的なサイジングに適している。

(*3) Chilton/Handleyの線図について。キルヒホッフ則による電気回路の式を用いて導かれたものでアナログシミュレータ的な扱いになる。線図は、以下の式を示したもの。タンクの出口側は無反射境界として扱われている。なお、左辺の $[e/e_{avg} - 1]$ は、脈動率(0-P)を表わしている。

単一タンクの場合：

$$e/e_{avg} - 1 \doteq [1 / \{ K_v (1 + \cos 2\pi r t) \}] \sum (b_m' \sin m \omega t - a_m' \cos m \omega t) / m \quad (m=1 \sim \infty)$$

π 型フィルタの場合：同一容量タンク連結

$$e/e_{avg} - 1 \doteq [1 / \{ K_v (1 + \cos 2\pi r t) \}] \sum \{ (1 - m^2 K_c) / (2m - m^3 K_c) \} \cdot (b_m' \sin m \omega t - a_m' \cos m \omega t) / m \quad (m=1 \sim \infty)$$

ここで、 e =電圧(=圧力)、 e_{avg} =平均電圧(=平均圧力)、 $m = \omega$ の次数(1,2,3...)、 t =時間、

$K_v = (2\pi/\gamma)(V_T/V_S)$ 、 $K_c = 4(\omega/\omega_o)^2$ 、 γ = 比熱比、 V_T = タンクボリューム、

V_S =シリンダ行程容積、 ω =コンプレッサ角周波数、 ω_c =フィルタカットオフ周波数
 r_t =弁開時間/シリンダ行程時間、 b_m '及び a_m '=フーリエ級数、

(*4) 単一容積の減衰率について。まず容積要素の伝達マトリックスを簡単な形で導いてみる。減衰抵抗を割愛したパイプ要素は

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ m_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\omega L/a) & , (a/S)j \sin(\omega L/a) \\ (S/a)j \sin(\omega L/a) & , \cos(\omega L/a) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ m_2 \end{Bmatrix}$$

ここでパイプを容積 $V=SL$ のタンクと見なして、 $S=V/L$ に置き換え、集中定数系を考え L を寡少とすれば、 $\cos(\omega L/a) \rightarrow 1$ 、 $\sin(\omega L/a) \rightarrow (\omega L/a)$ であるから、

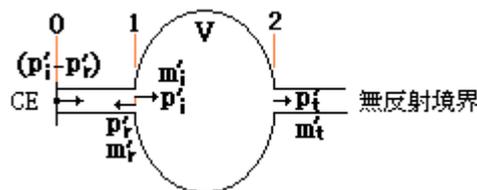
$$\text{容積要素} \begin{Bmatrix} p_1 \\ m_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & , 0 \\ (V\omega/a^2)j & , 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ m_2 \end{Bmatrix}$$

が得られる。ここで、

$$p_1 = p_2, \quad m_1 = (V\omega/a^2)j p_2 + m_2$$

入口の $[p_1, m_1]$ は、そのまま容積内に進む入射波成分 $[p_i', m_i']$ とターンする反射波成分 $[p_r', m_r']$ に分かれる。また出口の $[p_2, m_2]$ は、そのまま無反射境界に進むと仮定して、透過波成分 $[p_t', m_t']$ になる。その場合

$$p_i' + p_r' = p_t', \quad m_i' + m_r' = (V\omega/a^2)j p_t' + m_t'$$



波動の各成分は次式で与えられる(☆)。

$$p_i' = p_i e^{j(\omega t - kx)}, \quad p_r' = p_r e^{j(\omega t + kx)}, \quad p_t' = p_t e^{j(\omega t - kx)} \quad \text{および}$$

$$m_i' = m_i e^{j(\omega t - kx)} = (S_1/a_1)p_i e^{j(\omega t - kx)}, \quad m_r' = -m_r e^{j(\omega t + kx)} = -(S_1/a_1)p_r e^{j(\omega t + kx)},$$

$$m_t' = m_t e^{j(\omega t - kx)} = (S_2/a_2)p_t e^{j(\omega t - kx)}, \quad p_t = (a_2/S_2)m_t$$

ここで、 p =圧力振幅、 m =質量流量振幅、 ω =波動の角周波数、 t =時間、 x =位置、
 k =波数($=\omega/a$)、 S =管路の断面積、 a =音速(圧力伝播速度)、 j =虚数
 サフィックス $i, r, t \rightarrow$ 入射, 反射, 透過を表わす、 $1, 2 \rightarrow$ 入口, 出口を表わす

これらのうち m_i' 、 m_r' 、 m_t' 、 p_t' を $m_i' + m_r' = (V\omega/a^2)j p_t' + m_t'$ に代入すれば、

$$(S_1/a_1)(p_i - p_r) = \{(V\omega/a^2)(a_2/S_2)j + 1\}(S_2/a_2)p_t$$

但しこの場合、 $x=0$ とする(位置 1,2 では $x=0$)。この式を変形して、

$$(p_i - p_r)/p_t = (S_2/S_1)(a_1/a_2)\{(V\omega/a^2)(a_2/S_2)j + 1\}$$

この式の絶対成分(スクアールト)をとれば、

$$|(p_i - p_r)/p_t| = (S_2/S_1)(a_1/a_2)\{(V\omega/a^2)(a_2/S_2)^2 + 1\}^{0.5}$$

通常、容積要素前後の圧力/温度の変化は軽微で、音速は変化せず $a_1=a_2=a$ と見なせる。また前後の管路断面積は変化せず $S_1=S_2=S$ と見なせる。故に、

$$|(p_i - p_r)/p_t| = \{[V\omega/(aS)]^2 + 1\}^{0.5} \text{-----}(x1)$$

さてこの式は何を表わしているか？ 上図で0の位置が音響的に閉じられていたとし、区間0-1がごく短ければ、分子の $(p_i - p_r)$ は0ポイントの脈動圧を表わしているとみていい。従って(x1)式は入口側に閉塞端付のごく短い管路部分を持ち、出口側下流に無反射境界をもったタンクの圧力変化率(減衰率)ということになる。具体的には、

レシプロコンプレッサ直後に付設された容積要素で、その出口ノズルに開口面積比1/4以下のオリフィスプレートが挿入されたときの減衰率

ということになる。狭い穴のオリフィスを挿入すると、下流から反射して戻ってきた波動の大半がオリフィス端面で反射されタンクに戻ってこない(即ち無反射)ことになる。

以上のように(x1)式は特殊な事例と言える。通常、タンクにいるのは p_i であるから減衰率は $|p_i/p_t|$ で表わした方がより一般的である。 $p_r = p_t - p_i$ であるから、これを(x1)式に代入すると、

$$\begin{aligned} \{p_i - (p_t - p_i)\}/p_t &= 2p_i/p_t - 1 = (S_2/S_1)\{V_\omega/(aS_2)^j + 1\} \\ p_i/p_t &= (S_2/S_1)\{V_\omega/(2aS_2)^j + \{(S_2/S_1) + 1\}/2\} \end{aligned}$$

前述と同じく、 $S_1 = S_2 (=S)$ とすれば、

$$p_i/p_t = \{V_\omega/(2aS)^j + 1\}$$

絶対値をとって、

$$|p_i/p_t| = \{[V_\omega/(2aS)]^2 + 1\}^{0.5} \text{-----}(x2)$$

(x1)式に比べ、右辺は低下する。これは、 $p_i - p_r > p_i \rightarrow p_r < 0$ であることを示す。

(☆) これらの成分式では、流量振幅と圧力振幅の間に $m = (S/a)p$ なる関係を用いている。この関係は音響計算でよく引用されるので、以下その導入を説明しておく。

平面波一次元波動方程式 $\partial^2 P/\partial t^2 = c^2 \partial^2 \rho/\partial x^2$ の一般解は、

$$p(t,x) = f(t-x/a) + g(t+x/a)$$

[関数 f は x の正方向に音速 a で伝播する平面音波(前進波)を表わし、関数 g は x の負方向に音速 a で伝播する平面音波(後退波)を表わしている。]

ここでは、一方向への進行波 $p(t,x) = f(t-x/a)$ を考える。粒子速度 u は、波動方程式のベースとなっているオイラーの方程式 $[\rho \partial u/\partial t = -\partial p/\partial x]$ を積分して得られる。

$$u = -(1/\rho) \int (\partial p/\partial x) dt$$

この場合、 $(\partial p/\partial x) = \{\partial f(t-x/a)/\partial(t-x/a)\} \{\partial(t-x/a)/\partial x\} = -(1/a)f'(t-x/a)$ であるから

$$u = -(1/\rho) \int (\partial p/\partial x) dt = \{1/(\rho a)\} \int f'(t-x/a) dt = \{1/(\rho a)\} f(t-x/a) = p/(\rho a)$$

よって $p = \rho a u = \rho a (q_v/S) = (a/S)(\rho q_v) = (a/S)m \rightarrow m = (S/a)p$ (q_v は体積流量)

一方向への後退波 $p(t,x) = f(t+x/a)$ を考えると、上記と同様に

$$u = -(1/\rho) \int (\partial p/\partial x) dt = -\{1/(\rho a)\} \int f'(t+x/a) dt = -\{1/(\rho a)\} f(t+x/a) = -p/(\rho a)$$

よって $p = -\rho a u = -\rho a (q_v/S) = -(a/S)(\rho q_v) = -(a/S)m \rightarrow m = (S/a)p$

因みに $p/u = \pm \rho a$ は、単位面積音響インピーダンスと称し、その比例定数 ρa は媒質の固有音響

インピーダンス(あるいは特性インピーダンス)と呼ばれる。以上のように、一方向に伝播する平面波では任意の場所で観測した音圧と粒子速度は常に比例し同位相である。

更に補足すると、波形が正弦波になる場合、波動方程式の一般解は次のようにも表わされる。

$$p(t, x) = p^+ e^{j(\omega t - kx + \phi^+)} + p^- e^{j(\omega t + kx + \phi^-)} \quad (\phi \text{ は位相})$$

ここで $P^+/u^+ = \rho a$ 、 $P^-/u^- = -\rho a$ とすれば、

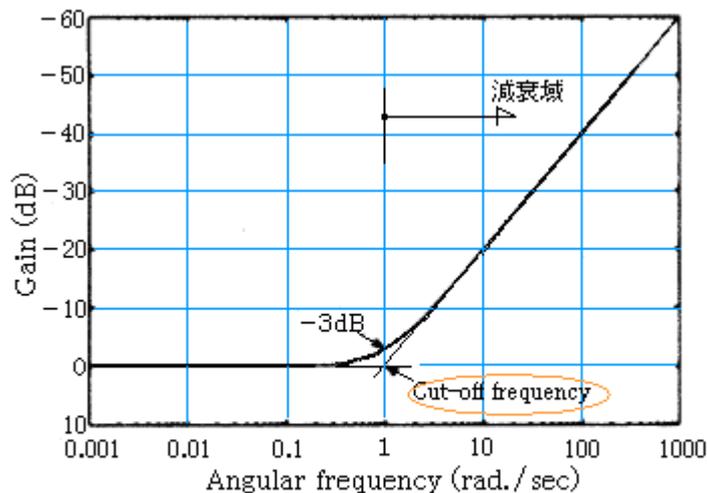
$$u(t, x) = \{p^+ / (\rho a)\} e^{j(\omega t - kx + \phi^+)} - \{p^- / (\rho a)\} e^{j(\omega t + kx + \phi^-)}$$

- (*5) 遮断周波数について。遮断周波数(Cut-off frequency)はシステム応答の限界であって、それ以上では入力エネルギーは減衰する周波数をいう。電子回路では、通常値のゲインが 3dB 低下するときを云い、ある回路(ここではコンデンサ)において出力電圧が入力電圧(通過帯域の電圧)の $1/\sqrt{2}$ になる時の周波数を指す。ここでは電圧は圧力であるから、遮断角周波数は次のようになる。

$$|(p_i - p_t) / p_t| = [\{V\omega / (aS)\}^2 + 1]^{0.5} = \sqrt{2} \rightarrow V\omega / (aS) = 1 \rightarrow \omega = \omega_c = aS/V$$

$$|p_i / p_t| = [\{V\omega / (2aS)\}^2 + 1]^{0.5} = \sqrt{2} \rightarrow V\omega / (2aS) = 1 \rightarrow \omega = \omega_c = 2aS/V$$

即ち $V\omega / (aS) \leq 1$ 、 $V\omega / (2aS) \leq 1$ では、入力エネルギー(タンク入口圧力)は減衰しないと考えてよい。



バターワースフィルタの周波数特性を表わしたボーデ図

【Wikipedia 遮断周波数より】

- (*6) π 形フィルタの共鳴周波数は並列化されたヘルムホルツ周波数とみることができる。ヘルムホルツ周波数の導出は多くのテキストに載っている。ここではテキスト(10)を引用しその導出を紹介しておく。

下図(a)においてスロート(管)部分の揺動を運動方程式で表わすと、

$$\rho SL(d^2 \xi / dt^2) = -pS$$

ここで ρ = 流体密度、 ξ = 流体移動量、 S = 管流れ断面積、 p = 圧力変化、 L = 管長さ、 t = 長さ
容積部分の圧力変化は $p = -K(\Delta V/V)$ 、体積変化 ΔV は ξS であるから

$$p = K(\xi S/V) \rightarrow \xi = PV/KS \quad (V = \text{ボリューム部分の容積})$$

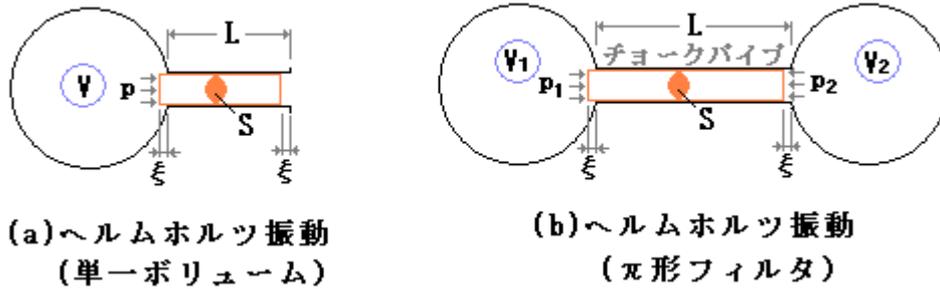
これを上式に代入し、体積弾性率の定義式 $K = \rho C^2$ を用いると

$$VL/(SC^2)(d^2 p / dt^2) + p = 0 \quad (C = \text{流体音速})$$

これに解 $p = p_0 e^{j\omega t}$ ($\omega =$ 角周波数)を仮定して、特性式を求めると、

$$VL\omega^2 - SC^2 = 0 \rightarrow \omega = C\{S/(LV)\}^{0.5} \rightarrow f_h = \{C/(2\pi)\}\{S/(LV)\}^{0.5}$$

この周波数 f_h がヘルムホルツ共鳴器の固有振動数、即ち π 形フィルタのヘルムホルツ周波数である。



さて、 π 形フィルタではスロート部分はチョークパイプと呼ばれ、上図(b)のように、その流体柱の両端の容積部分の膨張/収縮によって圧力変化を生じるので

$$\rho SL(d^2 \xi / dt^2) = -(p_1 - p_2)S$$

ここで $P_1 = -K \Delta V / V_1 = K \xi S / V_1$ 、 $P_2 = K \Delta V / V_2 = -K \xi S / V_2$ であるから

$$\rho SL(d^2 \xi / dt^2) = -K \xi S (1/V_1 + 1/V_2)S$$

$\xi = \xi_0 e^{j\omega t}$ を仮定して特性式を求めると、

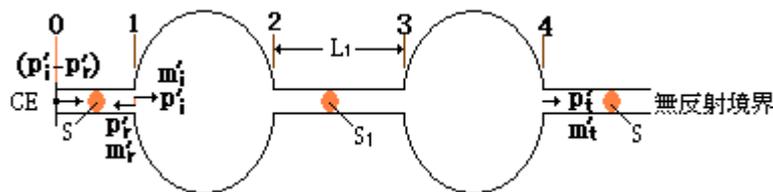
$$\rho SL\omega^2 - KS^2(1/V_1 + 1/V_2) = 0$$

従って、 $K = \rho C^2$ とおいて、 π 形フィルタのヘルムホルツ周波数(固有振動数)が得られる。

$$\omega = C\{(S/L)(1/V_1 + 1/V_2)\}^{0.5} \rightarrow f_c = \{C/(2\pi)\}\{(S/L)(1/V_1 + 1/V_2)\}^{0.5}$$

(*7) π 形フィルタについて。単一容積を短管を介し直列に2つ並べたものが π 型フィルタである。

下図にそのモデルを示す。上流側及び下流側は、単一容積の場合と同じとする。



中間の短管要素は $(\omega L/a)$ が寡少なので、近似的に下記のように表わされる。

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ m_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\omega L/a) & (a/S)j \sin(\omega L/a) \\ (S/a)j \sin(\omega L/a) & \cos(\omega L/a) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ m_2 \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} p_1 \\ m_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & (L_1/S)\omega j \\ (S_1 L_1/a^2)\omega j & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ m_2 \end{Bmatrix}$$

全体要素[容積要素+短管要素+容積要素]の伝達マトリックスを、前掛けで合算すると下記のようになる。

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ m_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ (V_1 \omega/a^2)j & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & (L_1/S)\omega j \\ (S_1 L_1/a^2)\omega j & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ (V_2 \omega/a^2)j & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_4 \\ m_4 \end{Bmatrix}$$

$$\Downarrow$$

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ m_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 - \{L_1 V_2 / (S_1 a^2)\} \omega^2 & (L_1/S_1)\omega j \\ \{[(V_1 + S_1 L_1)/a^2] \omega + [1 - V_1 L_1 \omega^2 / (a^2 S_1)] (V_2 \omega/a^2)\} j & 1 - \{V_1 L_1 / (a^2 S_1)\} \omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_4 \\ m_4 \end{Bmatrix}$$

単一容積の場合と同じく、 $p_1 = p_i' + p_r'$ 、 $m_1 = m_i' + m_r'$ 、 $p_4 = p_t'$ 、 $m_4 = m_t'$ とおけば、
 $m_i' + m_r' = \{[(V_1 + S_1 L_1)/a^2] \omega + [1 - V_1 L_1 \omega^2 / (a^2 S_1)] (V_2 \omega / a^2)\} j p_t' + [1 - \{V_1 L_1 / (a^2 S_1)\} \omega^2] m_t'$

波動の各成分は次式で与えられる。

$$m_i' = m_i e^{j(\omega t - kx)} = (S/a) p_i e^{j(\omega t - kx)}, \quad m_r' = -m_r e^{j(\omega t + kx)} = -(S/a) p_r e^{j(\omega t + kx)},$$

$$m_t' = m_t e^{j(\omega t - kx)} = (S/a) p_t e^{j(\omega t - kx)}, \quad p_t' = (a/S) m_t'$$

これらを上式に代入して、

$$(S/a)(p_i - p_r) = \{[(V_1 + S_1 L_1)/a^2] \omega + [1 - V_1 L_1 \omega^2 / (a^2 S_1)] (V_2 \omega / a^2)\} j p_t' + (S/a) [1 - \{V_1 L_1 / (a^2 S_1)\} \omega^2] p_t$$

これを整理して、

$$(p_i - p_r) / p_t = [1 - \{V_1 \omega / (S_1 a)\} (\omega L_1 / a)]$$

$$+ (S_1 / S) \{[(V_1 + V_2) / (S_1 a)] \omega + \omega L_1 / a - \{V_1 \omega / (S_1 a)\} \{V_2 \omega / (S_1 a)\} (\omega L_1 / a)\} j$$

この式の絶対成分(スケアルート)をとれば、

$$|(p_i - p_r) / p_t| = \{[1 - \{V_1 \omega / (S_1 a)\} (\omega L_1 / a)]^2$$

$$+ (S_1 / S)^2 \{[(V_1 + V_2) / (S_1 a)] \omega + \omega L_1 / a - \{V_1 \omega / (S_1 a)\} \{V_2 \omega / (S_1 a)\} (\omega L_1 / a)\}^2\}^{0.5}$$

----- (y1)

$V_1 = V_2 = V$ の時は、次式のようになる。

$$|(p_i - p_r) / p_t| = \{[1 - \{V \omega / (S_1 a)\} (\omega L_1 / a)]^2$$

$$+ (S_1 / S)^2 \{[V \omega / (S_1 a)]^2 (\omega L_1 / a) - \{2V / (S_1 a)\} \omega - \omega L_1 / a\}^2\}^{0.5}$$

(y1)式は、単一容積の場合と同じく

#1 容積部の入口側に閉塞端付のごく短い管路部分を持ち、#2 容積部の出口側下流に無反射境界をもったπ型フィルタ[容積+短管+容積]の圧力変化率(減衰率)

と定義付けられる。

なお (y1)式は特殊な事例と言える。π型フィルタに入射するのは p_i であるから、減衰率は $|p_i / p_t|$ で表わした方がより一般的である。 $p_r = p_t - p_i$ であるから、これを(x1)式に代入すると、 $\{p_i - (p_t - p_i)\} / p_t = 2p_i / p_t - 1$ であるから、

$$p_i / p_t = [1 - \{V_1 \omega / (2S_1 a)\} (\omega L_1 / a)]$$

$$+ (S_1 / (2S)) \{[(V_1 + V_2) / (S_1 a)] \omega + \omega L_1 / a - \{V_1 \omega / (S_1 a)\} \{V_2 \omega / (S_1 a)\} (\omega L_1 / a)\} j$$

絶対値(スケアルート)をとって、

$$|p_i / p_t| = \{[1 - \{V_1 \omega / (2S_1 a)\} (\omega L_1 / a)]^2 +$$

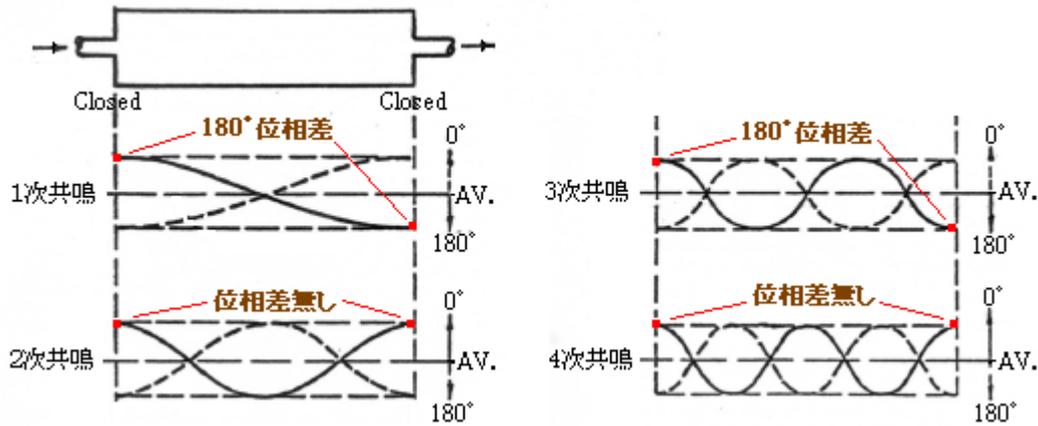
$$+ (S_1 / (2S))^2 \{[(V_1 + V_2) / (S_1 a)] \omega + \omega L_1 / a - \{V_1 \omega / (S_1 a)\} \{V_2 \omega / (S_1 a)\} (\omega L_1 / a)\}^2\}^{0.5}$$

$V_1 = V_2 = V$ とすれば、

$$|p_i / p_t| = \{[1 - \{V \omega / (2S_1 a)\} (\omega L_1 / a)]^2 +$$

$$+ (S_1 / (2S))^2 \{[V \omega / (S_1 a)]^2 (\omega L_1 / a) - \{2V / (S_1 a)\} \omega - \omega L_1 / a\}^2\}^{0.5}$$

(*8) 不平衡力(Unbalance force)は、ティ/盲/曲り/ヘッダ/容器などの対向する端面に作用する内圧推力が波動の遅れからバランスを失い発生する。容器の例を下図に示す。容器端面はノズルがあっても殆ど閉じているとみてよく、内部の流体柱の1~4次固有モードは図示ようになる。もし各モードについて共鳴が起きて、波動圧が固有モードで変動するとすれば、図からわかるように各端面に作用する波動圧の位相は、1次と3次で180°位相差、2次と4次で同位相になる。従って180°位相差の場合、左端面では外向きに、右端面では内向きに内圧推力(作用圧 x 断面積)が働くので容器は左方向に不平衡力を受けて移動する(この作用は反転するので揺動することになる)。然るに同位相の場合は、左右端面とも外向きに対向して内圧推力が働くので、バランスして容器は揺動しない。



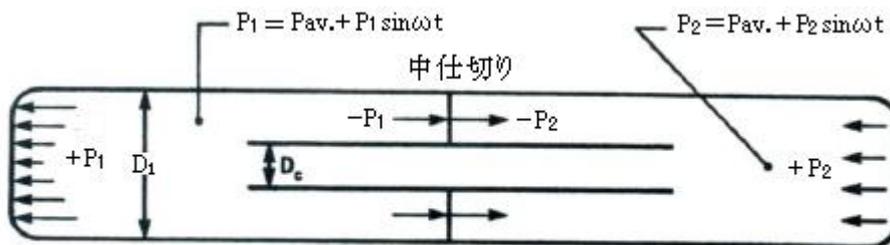
容積部分が分離したπ形フィルタでは、2つの容積部分でこの現象が起こりうる。これはコンパクトタイプのフィルタでも同じ。しかし容積部分の長さは短いので、共鳴周波数はかなり大きく、このような共鳴状態はよほど高次にならないと出現しない。従って実際は、各容積部の圧力変動は位置によって変化することはなく一率とみてよい。しかし、ヘルムホルツ共鳴が起ると1次や4次では2つの容積部分の位相は、下図のように180°位相ズレを起こす。この場合、ピークにおいて

$$\Sigma F = P_1 A_1 - P_1 (A_1 - A_c) + P_2 A_1 - P_2 (A_1 - A_c) = (P_1 + P_2) A_c$$

なる不平衡力が発生する。しかしチョークパイプ径は小さいので、この不平衡力はインパクトにはならない。むしろ中仕切りに作用する内圧推力が同じ方向に作用して

$$F_s = \pm (P_1 + P_2) (A_1 - A_c)$$

の揺動力になる。これは大変なインパクトである。中仕切りの板厚は厚肉か補強リブ付きにならざるを得ないだろう。API std 618では皿型バフフルを推奨している。



π形フィルタの場合

添付 1. API Std.618 (Forth edition) の脈動緩和器(サージタンクに該当)規定

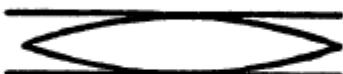
3.9.3 脈動緩和器 (pulsation surpression devices)

- 3.9.3.1 脈動緩和器は少なくとも ASME Sect. VIII div.1 によって製作のこと。データシートに指示あるなら ASME スタンプ・検査証が必要。
- 3.9.3.2 全てのコンポーネントの最高運転圧力は安全弁設定圧力以下とすること。
- 3.9.3.3 データシートに特記がなければ胴/インターナルの腐れ代は 1/8 インチ (3.2mm) 以下のこと。
- 3.9.3.4 指定のある場合、突合せ溶接部は全て 100%RT
- 3.9.3.5 全てのフランジ継手付き分岐(ノズル)接合部は開口面積に等しい断面を持つ補強材で補強のこと。この場合補強面積にはノズルの金属厚みは含まれないこと。脈動による繰り返し応力の評価の場合、分岐部の全応力集中係数が考慮されること。
- 3.9.3.6 指定のある場合、容器と一体のミストセパレータを儲けさらに下部に最小 1 インチのドレン口を設けること。ミストセパレータでは 10 μ 以上の液滴の 99%以上を取り除くこと。
- 3.9.3.7 脈動緩和器からシリンダーフランジまでのノズル長さは最小にし、かつ熱膨張による芯ズレがないようにすること。ノズル口径はコンプレッサの公称フランジ径以上にすること。またシリンダ廻りには作業用のアクセススペースを設けること。吸い込み側の緩和器では液分がシリンダにいらぬようにする。
- 3.9.3.8 緩和器/シリンダノズルの接合部、ラインとの接合部の製造公差と接続手順には十分な規定を設けて、ジャッキなどによる外力(過剰応力/芯ずれ/ロッド不良を生じる恐れのある)を加えなくともボルト締めができるようにしておく。複数のシリンダをひとつの脈動緩和器につなぐときは、最終的に適正な芯あわせができ残留応力を最小にする位置とフランジの芯を調整し溶接しなければならない。
- 3.9.3.9 脈動緩和器及びそのノズルの方位はベンダーサイドからの制約条件や動的設計の要求事項に従って、購入者によって指示されること。全てのコネクションのレーティング/タイプ及び配置はベンダーと購入者の合意によること。
- 3.9.3.10 耐圧試験用の 3/4 インチのコネクションを各緩和器の出入口ノズルに付けること。また最小 1 インチの外部排出孔を各仕切りに設けること。複数の排出孔を設けることが不可の場合は、購入者の了解のもとに仕切りと容器壁の間に円状ノッチ孔を設けてよい。このような排出孔が脈動緩和に及ぼす影響は考慮されねばならない。全ての運転状態で液分が必ず排出孔に流れることができるようにインターナルスリーブを配置しなければならない。
- 3.9.3.11 圧縮機吐出側の各脈動緩和器のシリンダ接続ノズルには購入者側で高温警報/シャットダウン用の最小 Nor. 1 インチの熱電対とダイヤルサーモメータを取り付けるための 2 つのコネクションを配置すること。仕様上要求があれば吸込側のシリンダ接続ノズルにも同じく最小 Nor. 1 インチのコネクションを設けること。
- 3.9.3.12 3.9.3.5 の補強にも拘らず、1 $\frac{1}{2}$ インチ以下のフランジ付コネクションについては振動によって破損しないように 2 平面以上にわたって主管からガセットをとるかパッドで補強を行うこと。
- 3.9.3.13 購入者から特別の指示がない限り、コンプレッサシリンダと配管の主接続部には WN フランジを使用すること。胴径 18 インチ以上の脈動緩和器には各仕切り内へのアクセスができるように盲フランジ+ガスケットを備えた最小 6 インチ (152mm) のスタッドパッドタイプの検査孔を設けること。胴径 18 インチ以下の緩和器については 4 インチ (102mm) のスタッド

パッドタイプの検査孔でもよい。

- 3.9.3.14 前項で規定される以外の脈動緩和器の接続口はデータシートの指示に応じてフランジ接続ないしねじ込みとすること。ねじ式フィッティングは全て 6000PSI (414bar) レーティング以上とすること。
- 3.9.3.15 フランジは ANSIB16.5 によること。なお購入者の承認なくラップジョイントフランジを用いてはいけない。リングジョイント以外のフランジガスケット接触面の仕上げは $3.2\mu\text{m}$ 以上、 $6.4\mu\text{m}$ 以下とする。同心状、スパイラル状のセレーション仕上げは 1 インチ当たり 24~40 溝 (0.6~1.0mm ピッチ) とすること。リングジョイントのガスケット溝の表面仕上げは B 16.5 を満足すること。
- 3.9.3.16 指定があれば断熱材取り付けのこと。全てのコネクション及び銘版は断熱施行を考慮して設置すること。
- 3.9.3.17 脈動緩和器のインターナルは全て高いシューティングフォースの介在を考慮して製作され支持されること。フラットバッフルの代わりに皿型バッフルを用いること。また外面溶接と同等の溶接を行うこと。
- 3.9.3.18 全ての溶接は完全溶け込み溶接であること。

添付2. 流体柱の固有振動数と固有モード

半波長共鳴		1/4波長共鳴
開-開 (open-open)	閉-閉 (close-close)	開-閉 (open-close)
$f_n = n\{a/(2L)\}$	$f_n = n\{a/(2L)\}$	$f_n = (2n-1)\{a/(4L)\}$
f_1 		f_1 
f_2 		f_2 
f_3 		f_3 
<p>ここで $f_n=n$ 次の固有振動数、$n=1,2,3\cdots$、a=圧力波伝播速度(m/s)、L=流体柱長さ(m) f_1:1次(基本)モード、f_2:2次モード、f_3:3次モード、</p>		

引用文献及びテキスト

- (1) API Std.618 「Reciprocating Compressors for General Refinery Service」
- (2) 「往復圧縮機の脈動と試験用空気槽容積について」藤井 JSME 論文集 Vol17No.56(S26年)
- (3) 「Pulsations in Gas-compressor System」 E.G. Hilton&L.R. Handley(Trans ASME Aug.1952)
- (4) SWRI 「Controlling the Effects of Pulsations and Fluid Transients in Piping System」

- (5) 「往復圧縮機配管系の圧力脈動(1)」 大谷,山田,三橋 (配管技術 '63.11)
- (6) 「往復圧縮機配管系の圧力脈動(2)」 大谷,山田,三橋 (配管技術 '65.01)
- (7) 「往復動圧縮機による気柱振動」 中野,安田,大森 JHPI(高圧力) 第6巻第5号(1968)
- (8) 「オリフィスおよび π 形配列空気そうによる脈動除去」 山田,大谷(JSME 論文集 Vol.34 No.268(S43))
- (9) 「・・・・」 配管技術 '77.8 P64
- (10) 鈴木、西村ほか「機械音響工学」(コロナ社)
- (11) 横山「水撃入門」(日新出版)