

【整番】 FE-18-TM-002	【標題】 API Std.618 コンプレッサ脈動規定について	
分類：流れ(脈動流)／種別：技術メモ	作成年月：H22.6／改訂：Ver0.0 (H22.6)	作成者：N.Miyamoto

全8枚

1. はじめに

レシプロコンプレッサは、周知の通り脈動発生機械であるからこれに連なる配管や機器については脈動とその影響を見極める必要がある。この問題を考える場合、有用な設計規準として、

【API Std. 618 Reciprocating Compressor for General refinery Service】の3.9項が適用され流用されることがある。このルールは単にコンプレッサ単体ないしユニットにとどまらずコンプレッサ系の機器/配管に及ぶもので、石油精製設備に限らず産業装置の設計では無視できない。以下、この規準の内容を紹介する。

[作成者の手元にあるのは 4th Edition で、この TS のベースは最新版ではないが、ここで敢えて旧 Version を取り上げて紹介するのは、この 4th Edition の考えが脈動分野で基本的なガイドラインを示していると思われるからである。ただ、この TS はあくまでも旧 Version を扱っていることには注意して欲しい。]

API Std.618 によれば、コンプレッサ系の Anti-pulsation Design には3つの選択肢があり、予め設定されたルーチンに従って1つの設計アプローチが選ばれるようになっている。そして各設計アプローチ毎に、解析法/脈動レベル制限/応力制限/スナバ容量/圧力損失などが規定されている。その内容の運用には種々の議論があるのかも知れない。設計アプローチ 2,3 の場合、オーソライズ機関によるアナログシミュレーションが必要になる。

図1 設計アプローチの設定手順

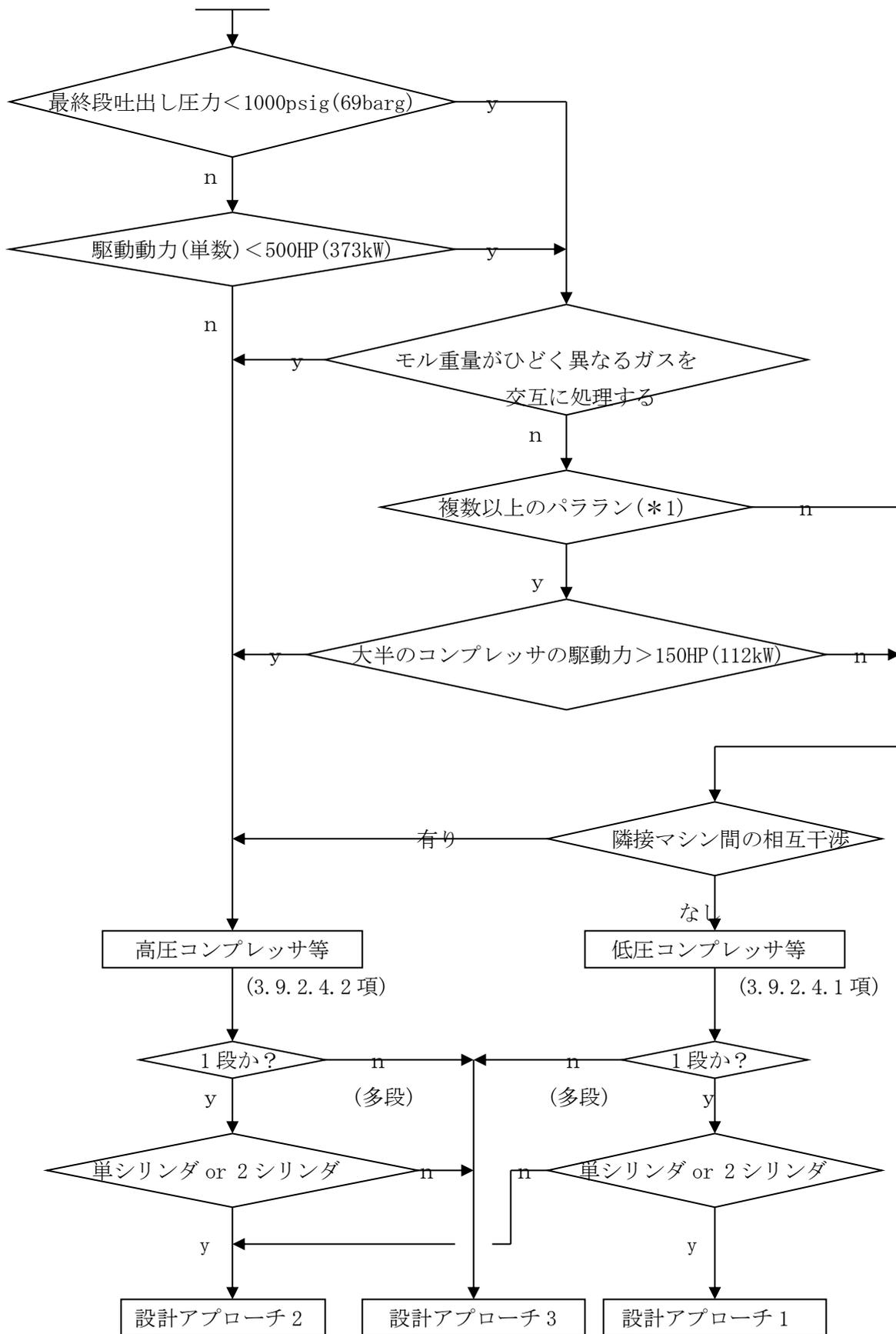


表1 設計アプローチ規定

＜ 設計アプローチ1 ＞

あらし： 脈動抑制機器(PSD と略)* ¹ による脈動のコントロール
規定内容： ① 独自のあるいは経験的な解析技術を用いて、ラインの脈動レベルを 3.9.2.5 項に押さえた PSD によって脈動を抑制する。 ② 指定があれば購入者側配管の共鳴管長を簡易解析(* ²)より求めること。 ③ 音響シミュレーション解析は必要としない。

＜ 設計アプローチ2 ＞

あらし： 設計アプローチ1の PSD コントロール+検証された音響シミュレーション技法(* ³)による配管系応答のコントロール
規定内容： ① 脈動振幅、周波数のスペクトル分布を含む系の音響的応答を求める。この場合コンプレッサ性能に及ぼす脈動の影響の評価および音響加振力の評価を含めること。脈動レベルの制限規定(g)を満たすこと。 ② コンプレッサの性能については解析によってシリンダ-PSD-配管の間の動的干渉効果によるシリンダ性能の低下(ミニマム量)を保証すること。 ③ 音響加振力については PSD/配管/熱交/インターナル付き容器の内部に生じる音響不平衡力を求めこれが最小になるように、出入口ノズル、インターナルバッファ、チョークチューブを配置すること。 ④ コンプレッサシリンダ弁においては弁の機械的固有振動数の範囲にいる有意な脈動振幅を求めこれをコントロールすること。一般にコンプレッサシリンダ弁の機械的固有振動数は 50-100Hz で、弁ポートなどでこの範囲内で共振がおきると弁が破損する。

＜ 設計アプローチ3 ＞

あらし： 設計アプローチ2の PSD/系応答コントロール+コンプレッサマニホールド及び付帯配管のメカニカル解析(* ⁴)
規定内容： ① メカニカル解析には音響-機械系応答の相互干渉も含めること。 ② プレッサマニホールドの固有振動数を含む配管系の機械的応答を求めそして配管に生じる周期的応力レベルに基いて脈動によって生じる加振力の許容限界を定めること ③ 音響応答、機械応答とこれらの干渉に基いて必要な脈動抑制策を決定のこと。脈動/振動を押さえるには音響的機械的制振テクニックを選択して用いる。 例えば 音響共鳴/機械共振の回避----共鳴/共振振動数の排除 音響ろ過技術の適用----フィルタなどの使用 機械的形状の調整----管路長さや肉厚などの変更 ④ 音響応答/機械的応答解析によって最も効率の良いそして経済的なプラント設計を行なう。

(*1) PSD(Pulsation Suppression Devices):脈動フィルタ、各種脈動緩和器(音響技術による

コマーシャルベース含む)、ボリュームボトル(インターナル無し)、
チョークチューブ、オリフィス、意図的配管形状など

- (*2) インピーダンス法/伝達マトリックス法による管路の固有値計算
- (*3) 音響シミュレーションとは、圧力伝播速度(即ち音速)の波動伝播シミュレーションをいう。原則的には API に認証されたアナログシミュレータあるいはデジタル計算プログラムに限られる(?)。
- (*4) 音響シミュレーションでは、音響的応答(音響共鳴による圧力振幅の増幅)はチェックできるが、更にこの圧力脈動が機器配管など構造側に伝わって起こる機械的応答(機械共振による揺れの増幅)はチェックできない。そこで、設計アプローチ3では、更に機械的応答解析を行ない疲労評価をして設備の健全性を確認するようにしている。通常、音響応答解析の結果を入力データにして構造的(機械的)応答解析を行い、応力振幅を求め疲労評価する。この場合、音響応答と機械的応答は分離されており、相互干渉は考慮されていない。この規定では相互干渉の考慮が要求されており、極めて高度な要求になっている。

表2 API Std. 618 具体的制限

項	内 容	補 足
3.9.2.2.1	<p>脈動による振動応力制限*1: <設計アプローチ 1,2,3 の対し> 脈動による振動応力<疲労限応力(endurance stress)> ↓ ↓ 応力集中を含む 例えば 371° F 以下の炭素鋼では 全振幅 18.2kgf/mm² なおその他の応力は全てコードルール規定を満たすこと</p>	設計アプローチ 1,2 では応力計算をしない が、その場合もこの規 定はガイドラインと して流用する。
3.9.2.2.2	<p>サージボリュームの最小規定: <設計アプローチ 1,2,3 に対し> PSD(ここではスナバ)の容量は下記による。 ・最小必要吸込み側サージボリューム(ft³): $V_s = 8xPDx(\kappa Ts/M)^{1/4}$ ・最小必要吐出し側サージボリューム(ft³): $V_d = V_s/R^{1/\kappa}$ ここで PD=当該サージボリュームに集合する全ての圧縮 機 シリンダの全正味排気量/1回転(ft³) Ts=吸込温度(° R)、M=モル重量、 κ =平均運転圧力/温度における比熱比(断熱比) R=シリンダフランジのステージ圧力比(絶対吐出 圧力/絶対吸込圧力) 但し、 ・ドレンのホールドアップ分は除く ・サージボリューム長さを押さえた後、内径を決める(単動シ リンダでは(長さ/内径)<3.0) ・球形ボリュームでは V_s, V_d からそのまま内径を決める。</p>	設計アプローチ 2,3 で はこの規定はプレサイ ジングの目安とする。 設計アプローチ 2,3 の 音響応答解析の結果か らこの結果は調整され る。当初から正確に 予測するのは難しい が高圧単動シリンダの 効果もしくは系内の相 互干渉の結果によっ てはこのサイジング規 定は必ずしも十分でない
3.9.2.2.3	<p>脈動レベルの制限: <設計アプローチ 1,2,3 に対し> コンプレッサ効率のロスのような制限が別になければコンプレッサ シリンダフランジにおける濾波なしの脈動レベル(P-P)の最大値は 次の通りとする。 $P_{cf} = \text{Min. } [7, 3R]$ (但し、通常運転において) ここで、P_{cf} =濾波無し脈動全振幅/平均絶対ライン圧力(%), R=ステージ圧力比 脈動レベルがこれをオーバーしたり、サージボリューム中でこれを オーバーする脈動増加が起きるような特例については、購入者と ベンダーの合意によってもっと高い脈動レベルにしてもよい。</p>	コンプレッサ弁での圧力 脈動と位相、振幅の関係は 著しくコンプレッサ性能 に影響を与える。コンプレ ッサシリンダフランジと 弁部分の脈動レベルは当 然同じではないが経験的 に言ってこの規定のよう な脈動レベルであれば、コ ンプレッサ性能は API の 許容内に収まると思われ る。
3.9.2.2.4	<p>脈動抑制機器の圧力損失制限: <設計アプローチ 1,2,3 に対し> 他に特記ない場合、通常運転状態での PSD の定常圧力損失の最大値</p>	

	<p>は 次の通り。 $\Delta P = \text{Max.} [0.25, 1.67(R-1)/R]$ ここで、ΔP = 最大定常圧損/入口平均絶対圧力(%)、 R = ステージ圧力比 なお PSD の中に一体として除湿器が組み込まれる時は $\Delta P = \text{Max.} [0.33, 2.17(R-1)/R]$</p>	
3.9.2.2.5	<p>運転条件に対する対処： <設計アプローチ 1, 2, 3 に対し> 扱いガスやスタートアップ条件が複数になる場合はデータシートに 指示して PSD のメカニズムをこれに適合させること。 モル重量が異なるガス(例えば水素/窒素)を扱う時は長時間処理す る 方のガスについてシリンダフランジや配管全域の脈動レベルを最適 化するとともにそのいずれの運転条件に対しても脈動レベルが受容 できることを確認すること。</p>	
3.9.2.5	<p>設計アプローチ 1 の脈動レベル制限： PSD のライン側の脈動レベル(P-P)の最大値は次の通り $P_1 = 10 / P_L^{1/3}$ ここで P_1 = 任意周波数の最大許容圧力振幅(P-P)/平均絶対圧力(%) P_L = 平均絶対ライン圧力(psia)</p>	<p>PSD のコンプレッサ側はシ リンダフランジに近いと 考え 3.9.2.2.3 項で制限 されていると考える。また この規定は PSD のノズル に関するものと思われる* 2。</p>
3.9.2.7	<p>設計アプローチ 2, 3 の脈動レベル制限*3： (1) 通常運転では Initial suction, inter-stage, Final discharge piping system beyond PSD の脈動レベル(P-P)は 3.9.2.2.3 の 規定、即ち $P_{cf} = \text{Min.} [7, 3R]$ を満足すること。 50~3000psia(3.45~207barA)のライン圧で運転される系では 個々の脈動成分の全振幅が次の制限内にある時、通常この規定 は 満足されること。 $P_1 = 300 / (P_L \times ID \times f)^{1/2}$ (通常運転状態) ここで、P_1 = 基本/調和振動数に対する個々の脈動成分の全振幅/ 平均絶対ライン圧力 P_L = 平均絶対ライン圧力(psia)、ID = ラインの管内径 (in) f = 脈動周波数(Hz) = $\text{RPM} \times N / 60$ (RPM = 回転数、 $N=1, 2, 3, \dots$) (2) 50psia 以下の場合、次のように評価する。 $P_1' = (\text{各次の脈動全振幅(psia)} / 50\text{psia}) \times 100 < P_1$ (3) 3000psia 以上では 3.9.2.2.1 項の繰り返し応力制限を満たす こと(脈動レベルの制限無し)。</p>	<p>本規定は配管脈動レベ ルを制限するものと 思われる。必ずしも この規定を満足する 必要はない(但し、 3.9.2.2 項は必須)</p>
3.9.2.8	<p>コンプレッサ増設の扱い： <設計アプローチ 2, 3 に対して></p>	

	<p>既存のコンプレッサユニットに新しいユニットを併設する時は相互干渉スタディを行なうように指定すること。</p> <p>配管の PSD が 3.9.2.7 項の規定を満足せず改造の要があるなら、購入者とベンダの協議によること。</p>	
--	--	--

- (*1) いわゆる高サイクル疲労防止のための規定。設計アプローチ 1,2 では応力計算までやらないので不要ということになるが安全側に応力を求め評価する時などはこの考えを採る。設計アプローチ 3 では応力レベルの機械的応答解析が行なわれるので当然必要。なおピーク圧力(平均圧力+0-P 圧力振幅)については一次応力制限も満足されねばならない。
- (*2) 設計アプローチでは PSD 以降の配管の圧力脈動は計算しないのでこの規定はライン側のノズルにおけるものと思われる。
- (*3) これはライン(配管)の脈動レベルの制限である。この規定からわかるように 3.9.2.2.3 項のコンプレッサシリンダフランジの脈動制限は配管側にも転用される。
- 3.9.2.2.3 項の脈動制限はオーバーオールなものであるが実際の脈動解析は各次の成分(基本 1、調和 2,3,4…次)について得られるので、各次モードの脈動に対して P_1 の個別評価ができるように規定したものと思われる。

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備えさらに下部に最小 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 10μ 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、1¹/₂ 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 μ m 以上、6.4 μ 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。