往復圧縮機配管系の振動解析技術の開発*

若林 昭宏*¹, 新井 茂*¹, 山田 栄*²

Dynamic Study of Piping Systems for Reciprocating Compressors

Akihiro WAKABAYASHI, Shigeru ARAI and Sakae YAMADA

This paper describes a direct method for studying vibration of piping systems for reciprocating compressors, based on the requirements given by API-618 Design Approach-3. The reliability of this direct method is examined by some experiments with a test piping system using pressure pulsation and nodal vibration measurements. Overall pressure pulsation amplitude and its frequency components at each measurement point agree well with the results from numerical analysis. Close evaluation of "pipe-support" stiffness and boundary conditions are necessary to perform dynamic analysis of the piping system in relation to the pressure pulsation generated by the reciprocating compressor; they affect the accuracy of the final estimation of nodal displacement distribution of the piping system.

Key Words: Flow-Induced Vibration, Boundary Condition, Principle of Virtual Work, Pressure Pulsation, API-618 Design Approach-3

1. 緒 言

化学プラントなどで良く用いられる往復圧縮機まわりの配管系では、吸入や吐出の間欠的な流量変動が原因となって脈動が生じる。配管系の脈動が大きい場合には機械振動を生じさせたり、また、圧縮機に対しては性能低下や動力損失をもたらすこともある。

従って、このような装置の設計においては、事前に脈動解析を行い適切な脈動防止法を検討しておかなければならない。

国際技術規格 (API-618) は、往復圧縮機の設計段階における脈動の制御を規定しており、圧縮機と配管系のアコースティックな相互干渉を考慮した脈動解析 (Design Approach-2) 及び脈動による配管系の振動応答解析 (Design Approach-3) を必要としている。

従来、脈動解析の方法は配管系を等価な電気回路に置き換えアナログでシミュレートする“アナログ解析法”が主流であったが、本手法においては複雑な配管系の場合、データ作成、配線作業に多大な時間を要する他、アナログ量を取り扱うため、電気素子の精度管理に問題があった。

伝達マトリックス法⁽²⁾⁽³⁾は計算時間が短くて済むという反面、化学プラントに代表されるブランチが絡ま

りあった配管系や、多数のシリンダが付いた場合は、流路の定義が煩雑となり取り扱いが面倒になるという欠点がある。

以上を改善したのが剛性マトリックス法⁽¹⁾⁽⁴⁾である。構造解析で用いる力と変位の関係を表す剛性マトリックスを流量と圧力の関係に置き換え、管路が網目になった非常に複雑な経路を持つ配管系の圧力脈動を容易に解析できるようにした。

筆者らが開発した解析手法⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾は、剛性マトリックス法に基づく脈動解析を基本にしているが、さらに、脈動計算結果より、配管に作用する加振力を直接計算し、配管系の振動応答までを設計段階で一度に解析するのを可能としたところに特徴を有する。また、本手法は API-618 Design Approach-3 を完全に満足するものであり、本手法を用いることにより、設計時の検討時間を大幅に(従来の 1/5 以下)短縮することが可能となった。

以下、解析手法の詳細と信頼性確認試験結果について述べる。

2. 解析手法

今回開発したデジタル解析は、大きく三つのステップにより行われる。

- (1) 配管系とのアコースティックな相互干渉を考慮した脈動解析
- (2) 脈動により配管系に作用する動的な加振ベクトル計算

* 原稿受付 1996年1月19日。

^{*1} 正員、日立テクノ(株)(〒300 土浦市神立東2-28-4)。

^{*2} 正員、トキコ技研(株)(〒210 川崎市川崎区富士見1-6-3)。

(3) 加振ベクトルによる配管系の振動応答解析

Fig.1 に脈動解析から配管系の振動応答解析までを含めた全体の解析フローを示す。配管系を含めた圧縮機の性能や動力を予測するためには、バルブの運動を考慮した解析が必要になる。バルブの動的挙動が脈動解析結果に及ぼす影響は小さいため、本手法においては、バルブの運動解析を本フローとは別に、脈動解析結果を基にオフラインで行うことにした。

Fig.1 の解析フローを以下に説明する。

- 1) 図中、①に示すように、圧縮機吸入、吐出流量を配管内圧とシリンダ内圧との連成計算で求める。すなわち、時刻暦でシリンダ内圧と吸入、または吐出圧（脈動含む）を対比し、バルブの開閉時期を求め、バルブの抵抗係数^(a)を加味して流量を求める。
 - 2) 図中、②に示すように、圧縮機の吸入、吐出流量波形をクランク1周期間でフーリエ展開し、周波数領域における脈動応答計算を行う。本計算のポイントは；
 - a) 脈動計算は、複雑な配管系にも容易に適用可能な剛性マトリックス法による。
 - b) 脈動の減衰抵抗は、周波数ごとに共振倍率を基準に決定する。オリフィスの抵抗も同様。
 - 3) 図中、③に示すように、各次数の脈動の解析結果を時間領域で合成し、脈動応答の全振幅を求める。
 - 4) シリンダ節点部の脈動値が収束するまで①～③を繰返した後、図中、④に示すように配管の節点の圧力変動分のみを考慮した配管加振力（ベクトル）を求める。本解析では、加振ベクトル： $\vec{F}$ を

$$|\vec{F}| = (\text{配管面積}) \times (\text{節点圧力脈動}) \cdots (1)$$
 として求め、その後、各方向の分力を計算し、それを各節点に与えた。加振ベクトルは各次数ごとに計算する。
 - 5) 図中、⑤に示すように、各次数の加振ベクトルに対応した配管振動応答を下式により計算する。

$$([K] - \omega^2[M] + j \cdot 2\zeta[K]) \cdot \{a\} = \{F\} \cdots (2)$$
 本計算のポイントとして、
 - c) 配管の質量マトリックス： $[M]$ は、有限要素法で一般的な仮想仕事の原理を用いた方法による。
 - d) 配管の剛性マトリックス： $[K]$ は、一般的な梁の静的たわみ理論による。
 - e) 配管の減衰抵抗は、モード減衰比： ζ を基準に決定する。
 節点変位（ベクトル）： $\{a\}$ を基に配管の各要素内応力を求める。
 - 6) 図中、⑥に示すように、各次数の応力を合成し、オーバオール値を求める。応力は、最大主応力説に基づき、主応力で評価する。
- 以上の解析フローにより、脈動解析から配管振動応答解析まで一気に実施することができる。

Fig.1 Analysis procedure

3. 実験結果

3・1 実験装置 上記の解析手法の信頼性を確認するため、筆者らは試験配管を用いた実験を行った。Fig.2 に試験配管を示す。

実験に用いた圧縮機は一シリンダーの復動機である。電動機と圧縮機間に無段階減速機を配置することにより、圧縮機の回転数を 33% ~ 100% の範囲で任意に制御可能とした。Table 1 に圧縮機の仕様を示す。

圧縮機シリンダの機械的振動の影響を極力絶縁するために、吐出ポートと配管の接続部にエキスパンションジョイントを設けた。尚、配管とレシーバとの接続部にも同ジョイントを設置した。

Fig.2 Test piping system

Table 1 Compressor's specification

Cylinder's diameter	200 mm
Con.rod ratio	2.16
Stroke volume	Head : 0.00393 m ³ Crank : 0.00382 m ³
Clearance ratio	Head : 0.067 Crank : 0.083
Suction pressure	Atmospheric pressure
Discharge pressure	6.9×10^5 Pa
Rotational speed	530 rpm
Operational condition	Double-acting

<Remarks>	
XXXX	: anchor
○	: hinge (rotation:free)
3B SGP	: outer dia.=89.1mm thickness=4.2mm
1B SGP	: outer dia.=34mm thickness=3.2mm
Expansion Joint	: equivalent stiffness evaluation

Fig.3 Pulsation analysis model

Fig.4 Dynamic analysis model

試験配管の八カ所の圧力脈動(Fig.2 中, ①~⑧)と六カ所の配管振動(同図中, ①~⑥)を計測し, 数値解析結果と比較した。

3・2 解析モデル Fig.3 に圧力脈動の解析モデルを示す。圧縮機シリンダからレシーバまでを解析範囲とした。また, Fig.4 に振動応答解析モデルを示す。試験配管は四カ所のサポートを有し, この内三カ所については一端固定(アンカー: ベース側)・一端支持(ヒンジ: 配管側)の等方剛性ハリ(パイプ材を使用), 残り一カ所は単純支持(ヒンジ)の境界条件を模擬した。以降の振動応答解析はこの境界条件に基づいている。

試験配管の一部であるエキスパンションジョイントの剛性を解析に反映するため, 曲げと引張・圧縮の剛性を種々変えて, 配管の周波数応答を計算し, 実験による固有振動数の測定結果と一致する条件を探した。

Fig.5 に最適と判断されたエキスパンションジョイントの等価剛性評価に基づいて試験配管の周波数応答を計算した結果を示す。また, Table 2 に周波数応

答計算より求めた固有振動数(Y方向)と測定値との比較を示す。1次と3次モードは同時に一致させることはできたが, 2次と4次は種々の条件で繰返したが, 十分な精度で一致させることはできなかった。エキスパンションジョイントの取付け時の条件(初期歪み等)により, 断面2次モーメントの大きさ, 及び主軸方向が影響されているものとする。Table 3 に等価剛性評価による最終的なエキスパンションジョイントの断面積と断面2次モーメントを示す。配管(3インチ)との比較を参考のために示す。以降に示す圧縮機運転時の配管振動応答解析は, 本条件に基づいて行った。

Fig.5 Frequency response of nodal amplitude
<Y-direction>

3・3 実験条件 Table 4 に試験時の圧力、及び圧縮機回転数を示す。試験圧力に関しては、試験時の配管の温度上昇を考慮し、またエキスパンションジョイントの剛性に影響を及ぼさない範囲の圧力としてとりうる最高圧力(2.0×10^5 Pa)を設定した。圧縮機回転数の影響を見るため、定格回転数×60, 80, 100%の条件で実験を行った。

3・4 実験結果 Table 5 は各試験条件における配管系の最大圧力脈動振幅の解析値と測定値を比較したものであり、これらの結果から両者が10%以内の範囲で良く一致していることがわかる。

同様に、配管の節点 No.33 (測定点 ⑤) における各方向の振動全振幅 (μ mpp) を Table 6 に示す。本結果からは解析値と測定値の一致は CASE-1 のみに見られ、他の試験条件においては、両者の比は 0.4 ~ 1.15 とばらついている。各方向の振幅が一致しない理由は、エキスパンションジョイント、及びサポート設置時の初期歪みにより、断面2次モーメントの主軸方向が影響を受け、振動ベクトルの方向にずれが生じたものと考えられる。振動ベクトルの絶対値：

$\{(X)^2+(Y)^2+(Z)^2\}^{1/2}$ として評価した場合、CASE-2 を除いて解析値と測定値は5%以内の範囲で良く一致していることから、方向のずれの推定は裏付けられる。

CASE-2 の振動ベクトルの解析値と測定値に差を生じさせる要因として、その他、数値解析上のサポートの境界条件の精度不足が考えられる。即ち、振動応答解析モデルにおいて、各サポートの境界条件は配管との接続部をヒンジ(変位拘束、回転フリー)としているが、実際の試験配管系においては段取り上、この条件を厳密に模擬することが困難であり、サポートと配管との接続部に回転摩擦が生じる。サポート他端においても完全なアンカーを模擬することが困難であ

Table 2 Natural frequency <Y-direction>

ORDER	Measured	Analyzed	Ratio(M/A)
1	450rpm(7.5Hz)	464rpm(7.7Hz)	0.97
2	570 (9.5)	740 (12.3)	0.77
3	990 (16.5)	1004 (16.7)	0.99
4	1800 (30.0)	1216 (20.3)	1.48

Table 3 Equivalent stiffness evaluation
of expansion joint

	Sectional Area (mm ²)	Second Moment of Area (mm ⁴)
Expansion Joint	1.1×10^3	0.5×10^3
Pipe	1.1×10^3	1.0×10^6

Table 4 Test conditions

CASE	Pressure	Revolution
1	1.0×10^5 Pa	522 rpm
2	0.98×10^5	418
3	1.96×10^5	322
4	1.0×10^5	323

Table 5 Maximum pressure pulsation amplitude

CASE	Measured : M	Analyzed : A	Ratio(M/A)
1	0.334×10^5 Pa	0.307×10^5 Pa	1.09
2	0.233×10^5	0.221×10^5	1.05
3	0.285×10^5	0.313×10^5	0.91
4	0.236×10^5	0.248×10^5	0.95

Table 6 Nodal displacement at node 33
(OVERALL)

CASE	Direction	Measured	Analyzed	Ratio(M/A)
1	X	580 μ mpp	627 μ mpp	0.93
	Y	330	293	1.13
	Z	240	197	1.22
2	X	100	157	0.64
	Y	100	248	0.40
	Z	30	55	0.55
3	X	200	302	0.66
	Y	640	586	1.09
	Z	70	108	0.65
4	X	165	245	0.67
	Y	529	459	1.15
	Z	58	87	0.67

(MAGNITUDE OF VECTOR)

CASE	Measured	Analyzed	Ratio(M/A)
1	709 μ mpp	720 μ mpp	0.98
2	145	299	0.48
3	674	668	1.01
4	557	528	1.05

り、これらが数値解析上のサポートの境界条件の精度を幾分低下させ、測定値と解析値に差を生じさせたものとする。

Fig.6 は CASE-3 の圧力脈動分布と周波数成分の解析値と測定値を比較したものである。圧力脈動分布の横軸 (NODE.NO.) は、配管系の位置に対応し、縦軸は圧力脈動の全振幅を示す。周波数分析結果の横軸は、圧縮機回転数を 1 次とした場合の次数 (1 ~ 8 次)、縦軸は振幅 (片振幅) を示し、四力所の測定点について解析値と測定値を比較した。Fig.7 に、測定点①、⑤の脈動の時間軸波形の比較を示す。

これらより、脈動振幅、周波数成分 (主成分) とともに解析値と測定値は、ほぼ、10% 以内の範囲で良く一致している。また、時間軸波形についても両者はよく似ている。

Fig.8, Fig.9 は CASE-3 の場合の振動振幅分布と周波数成分 (X, Y 方向) に関して解析値と測定値を比較したものである。これらより、振幅の絶対値に関しては両者で差が見られるが、配管系全体としての振動振幅の分布傾向は良く一致している。特に、Y 方向については、振動振幅、周波数成分 (主成分) とともに解析値と測定値は、ほぼ、30% 以内の範囲で良く一致している。

これらより、本解析手法は脈動応答特性については実用上十分な精度の解析能力を有すると考える。

また、振動応答特性についても、モデル化時のサポート等の取扱いに留意することにより、解析精度の向上が図れると考える。

Fig.6 Pressure pulsation amplitude for CASE-3
< overall & harmonics >

Fig.7 Time-domain analysis of pressure pulsation for CASE-3