

多変量統計解析による回転機械の状態判定基準値の決定法[†]

三笥 哲郎^{*} , 陳山 鵬^{**}

Decision Method of Vibration Criterion for Rotating Machinery by Multivariable Analysis

Tetsurou MITOMA^{*} , Ho JINYAMA^{**}

Abstract : In this paper, we propose a decision method of standard value for state judgment of rotating machinery operated in a larger scale of petrochemical plant, by the multivariable analysis for the distribution of real inspection data measured in normal state during more than 20 years. This study has clarified the follows: (1) Statistical distribution of real inspection data measured in normal state of rotating machinery conforms often to the logarithmic normal distribution; (2) It is proved by Malows C_p and AIC (Akaike's Information Criterion) that the inspection data of vibration speed and acceleration correlate with rotating speed, motor power and shaft diameter; (3) The criterion for state judgment of rotating machinery can be decided by multiple regression analysis. In the case of the multiple regression analysis, the inspection data are used as object variable, and rotating speed, motor power and shaft diameter are used as explanation variable. The method proposed in this paper has been verified by real inspection data obtained from the petrochemical plant. The results of the verification show that the state judgment using the method proposed here is much more precise than that using traditional method.

Keywords : vibration criterion, rotating machinery , condition monitoring , multivariable analysis

1. はじめに

回転機設備の異常は、「振動」、「音響」、「電流」、などの様々なパラメータによって、検知できる可能性が指摘されており、それぞれの分野で研究が進んでいる^{1),2)}。

これらのパラメータのなかで、振動値は、最も現場において受け入れられており、振動値管理をいかに行なうかを、確立することは、回転機設備の維持において、最も重要な要素である^{1),3)}。

現在、多くの企業において、回転機設備における振動値管理が導入されている。振動値管理は、簡易診断測定器により、振動波形の実効値（あるいは絶対値の平均値）を測定し、その傾向により、設備の異常を検知する簡易診断と呼ばれるものと、周波数解析を行ない、設備の異常部位を特定する精密診断と呼ばれている、2種類の方法がある。

本来、すべての設備に対し、精密診断による振動波形を採取する事が望ましいが、実際の工場においては、管理すべき設備は非常に多く、実例として、約1万機の回転機がある大型石油化学プラントにおいて、傾向監視すべき数千機の設備について、振動値管理を行なっている（残り数千機は、トラブルによる停止時においても、他の設備の運転に支障を与え

ないことから、ブレークダウンメンテナンス機器と位置付け管理している)。一般には、1つの設備に対して、Photo 1に示すように各ベアリングごとに、H・V・Aの各方向の測定ポイントがあり、これら数千機の設備には、実際に何万点の測定ポイントを測定する膨大な作業が生じる。

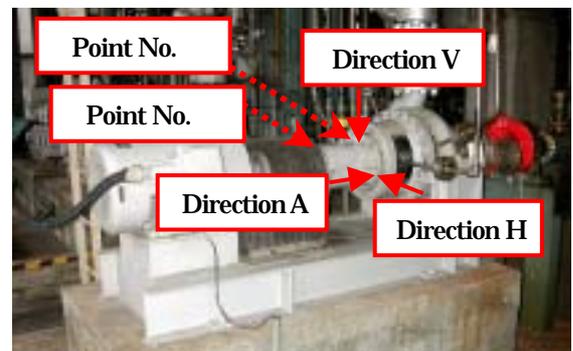


Photo 1 Example of points and directions for inspection

そこで、通常は簡易診断により振動値のみを管理し、異常が発生した場合にのみ、精密診断などにより詳細な診断を行なうことが、もっとも効率的な振動値管理と考えられる。そのため、簡易診断における異常の有無を判定する事（=詳細な診断を必要とするか否か）は、振動値管理における最も重要な管理ファクターと言える。

簡易診断は、一般に絶対値判定基準と相対値判定基準の2種類の基準値によって管理されている。絶対値判定基準は、変位・速度においてはISO⁴⁾などにより基準が定められてお

[†] 「第5回評価・診断に関するシンポジウム」にて講演予定

^{*} 三井化学株 大阪工場 高石市高砂1-6

^{**} 三重大学 津市栗真町屋町1577

^{*} Mitsui Chemicals,INC.

^{**} Mie University

り、加速度については、オーソライズされた基準はないが、振動測定機器メーカーが独自のノウハウにより計算式を提案している。これらの基準値は、モータの容量 (kW) などにより定められるものであるが、絶対値基準における Caution 値内であっても、軸受損傷により設備停止を余儀なくされる機器もあれば、常時基準値を大きく超えて運転しており、トラブルがほとんど発生していない機器もある。これらは、設備の設置状況や、振動値を測定するケーシングの振動減衰に大きく影響するが、これらを加味した絶対値判定基準については、まだ確立されていない。

一方、相対値判定基準は、個々の設備における数回の振動値実績をもとにこれらと比較する事で、通常時と異なる事を判断するものである。正常時の振動値を確実に把握している場合、「平均値×2.5」で異常状態と判定できる事が提案されている³⁾。この場合の平均値は、データが正規分布に従うと仮定し、算出するものであるが、実際には正常時の振動値がどのような統計分布に従うかが確立されているとは言えない状況にある。そのため、平均値の取り方などに問題点を残しているものと言える。

このように、簡易診断という手法が定着してきている一方で、その管理値において、様々な問題が残っている。本論文では、現場で長年間の簡易診断により蓄積された膨大な数の実データの確率分布について統計理論により解析し、振動値と設備仕様 (回転数、動力、軸径) との相関関係を多変量解析法 (非線形モデルの当てはめや重回帰分析) により明らかにし、生産現場で効率よく、精度が高い簡易診断の判定基準を設定する方法を提案し、現場の実データで提案する方法の有効性を検証する。

2. 従来の手法によるデータ解析

今回、ある大型石油化学プラントにおける約 20 数年分の簡易診断によるデータから、統計処理に耐えうる、データ数 30 以上の定点測定データ (同一機器の同一測定点における時系列データ、以降「実データ」と記す) について、速度値データ (Lo レンジ) 1256 データ、および加速度値データ (Hi レンジ) 630 データについて、従来の統計手法によるデータ解析を試みた。なお、これらのデータはすべて正常値のデータを抽出したものである。

2.1 振動速度値と各パラメータの関係

各データごとに求めた平均速度値ヒストグラムを Fig. 1 に示す。

従来、各データについては、それぞれのデータが正規分布に従うと仮定し、「平均振動値」および「標準偏差」を求めている。各データに対し、「モータ出力 (kW)」、「回転数 (rpm)」、「軸径 (mm)」を加えた 5 つのパラメータにより評価を行なった。

今回の解析に使用したデータの内容を Table 1 に示す。

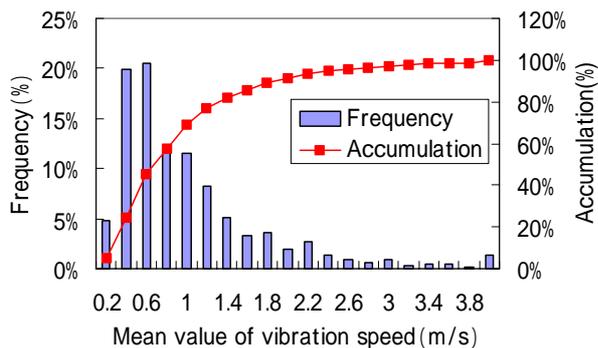


Fig. 1 Distribution of mean value of vibration speed in low frequency area

Table 1 Specifications for inspection data

	Contents
Machinery	Rotating machinery, such as pump, blower
Position	Bearing box
Frequencies	Lo = 10kHz ~ 1kHz, Hi = 1kHz ~ 10kHz
Time interval	From one month to one year
Parameters	Mean value of vibration in Lo and Hi frequency area; power; rpm; diameter

速度値の許容値 (以下 Caution 値) は JIS B 0906, ISO 2372 で示されているように動力を基準として定められている⁴⁾。そこで、実データとモータ出力の相関を散布図により確認した。すると、Fig. 2 に示すように、95.7%のデータは、ISO2372 基準による Caution 値以下であった。一方、定点測定による実データは、その測定値のばらつきが、正規分布に従うと仮定すれば、得られた実データの「平均振動値 + 標準偏差の 3 倍」は、統計学的に、99.87% の確率で正常値データとされることから、Fig. 3 において、実データが正規分布に従うと仮定し、「平均振動値 + 標準偏差の 3 倍」の値の分布を確認したところ、ISO 2372 基準による基準値を超えるものが、19.44%存在した。また、データの分布状態においても、明確な関係は見られなかった。

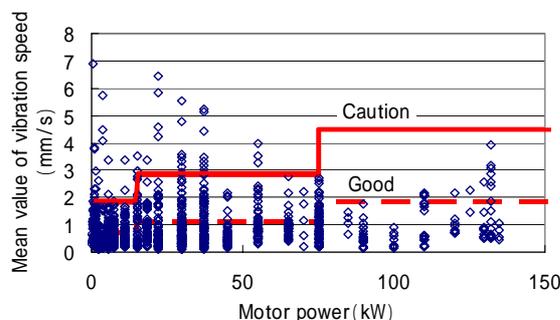


Fig. 2 Relationship between mean value of vibration and motor power

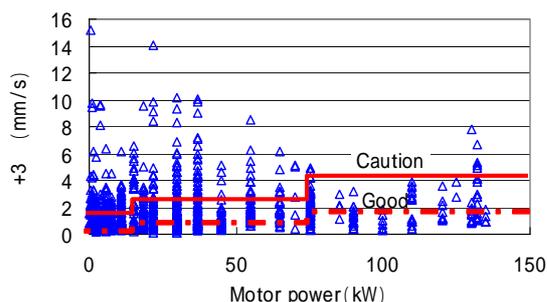


Fig. 3 Relationship between mean value +3 of vibration speed and motor power

一方、相対値基準においては、正常値の2.5倍を基準値とすることから、各データの平均値に2.5を乗じたデータの分布をFig. 4に示す。

Fig. 4におけるデータ分布とISO 2372による基準を比較すると、30.12%のデータがISO基準を上回る事が確認できた。

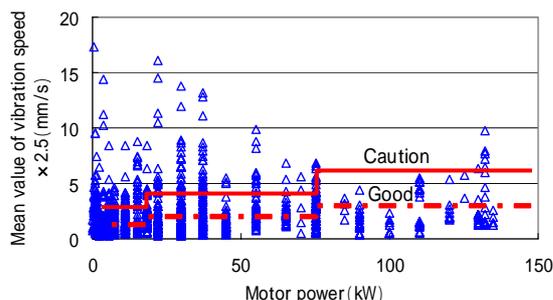


Fig. 4 Relationship between mean value x 2.5 of vibration speed and motor power

2.2 振動加速度値と各パラメータの関係

各データごとに求めた平均加速度値（以下 Hi 値）のヒストグラムをFig. 5に示す。

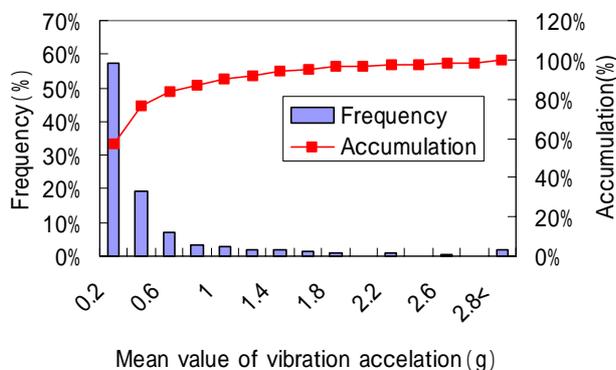


Fig. 5 Distribution of mean value of vibration acceleration in high frequency area

一方で、加速度値の Caution 値は回転数と軸径との関係によることを振動メーカー各社によって提案されており、金陵電機製マシンチェッカーのもので、その値は、N:回転数(rpm), D:軸径(mm)とすると(1)式により示される⁵⁾。

$$Hi(\text{Caution 値}) = 0.7 \times 10^{-8} \times N^2 \times D \quad (1)$$

(1)式が、実際の Caution 値として適切であるならば、閾値算出式($0.7 \times 10^{-8} \times N^2 \times D$)と、実測振動データには、線形相関が得られると考えられる。そこで、各データごとに、(1)式によって算出された値と、当該データの平均振動値(G)の相関を確認した。また、分布図より、Xを(1)より算出される値、Yを当該データにおける平均振動値として得られた直線近似式 $Y = 0.0452X + 0.3183$ を得た。さらに、各データの標準偏差を平均値に足し引きしたデータ分布から得られる直線近似を求めFig. 6に図示する。

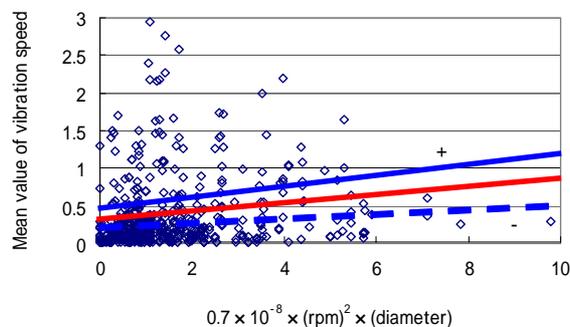


Fig. 6 Relationship between mean value of vibration acceleration and calculated value by multivariate analysis

平均振動値+ のデータ分布から得られた近似直線を超える、平均振動値のデータは17.35%存在する事が確認できた。また、平均振動値±に入るデータは、21.29%しかなかった。

一方、平均振動値の2.5倍の値とそれぞれの(1)式による計算値との差異を確認してみると、(1)式の値を上回るデータが24.92%存在した。

3 多変量解析による判定基準決定法

本章では、統計処理や多変量解析の手法を用いて、前章で述べた問題点を解決するための諸手法について述べる。

3.1 振動測定値の対数正規分布について

Fig. 1とFig. 5に示すように、回転機械の振動測定値は、変動率が大きいために非対称性が強く、必ずしも正規分布に従うとは限らない。この原因によって前章に示したように、従来法では多くの問題点がもたらされているものと考えられる。著者らは、長年現場データを観察・解析することにより、

回転機械の簡易診断を行なうときに測定した振動値 (RMS) が近似的に対数正規分布に従う場合が多いことが分かった。これはつぎに示す適合度検定により証明できる。

まず、振動計測値 (x) の対数値 (log x) の度数を F_i 、正規分布の期待度数を N_i , $i=1\sim k$ (カテゴリー数), 観測データ数を N とすると,

$$\sum_{i=1}^k F_i = \sum_{i=1}^k N_i = N \quad (2)$$

となる。また、つぎの仮説を設ける。

H_0 : k 個の観測度数値 F_i での母集団の比率が p_i (正規分布) である。

H_1 : H_0 の否定である。

$$\text{変数: } \sum_{i=1}^k \frac{(F_i - N_i)^2}{N_i} \quad (3)$$

が自由度 ($k - 3$) のカイ 2 乗分布 (χ^2_{k-3} 分布) に従う。さらに,

$$\sum_{i=1}^k \frac{(F_i - N_i)^2}{N_i} > \chi^2_{k-3}(\alpha) \quad (4)$$

ならば、仮説 H_0 を棄却し、でなければ H_0 を棄却しない。なお、 α は上側確率を示す。

以上より明らかなように、適合度検定は振動測定値の区間数を k とする次式で示される変数 x が自由度 ($k - 3$) のカイ 2 乗分布 χ^2_{k-3} に従う事を利用する。

$$\lambda = \sum_{i=1}^k \frac{(F_i - N_i)^2}{N_i} \quad (5)$$

すなわち、 $\lambda > \chi^2_{k-3}(\alpha)$ なら仮説 H_0 を棄却し、 $\lambda < \chi^2_{k-3}(\alpha)$ なら仮説 H_0 を棄却しない。

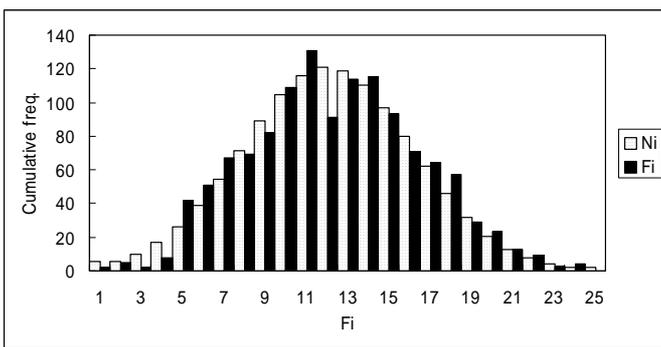


Fig.7 Comparison between normal distribution (N_i) and real distribution (F_i) in low frequency area

Fig. 1 と Fig. 5 に示している速度値データ (Lo レンジ) と加速度値データ (Hi レンジ) の分布を対数正規分布と考え、速度値データと加速度値データとの対数 (log) の分布はそれぞれ Fig. 7 と Fig. 8 との黒い棒グラフで示す。なお、図

中の白い棒グラフは正規分布 (N_i) を示す。

Fig. 1 と Fig. 5 に比べ、Fig. 7 と Fig. 8 は明らかに正規分布に近いことがわかる。適合検定を行なった結果は Table 2 に示す。

Table2 Test results of goodness of fit

		$k-3$	$P(\chi^2 > \lambda)$
Speed data	47.29095	22	0.0013
Acceleration data	26.00406	13	0.0170

表中の $P(\chi^2 > \lambda)$ はカイ 2 乗分布の確率である。この結果

に基づき、以降の処理は速度値データと加速度値データとの対数 (log) を用いて行なう。

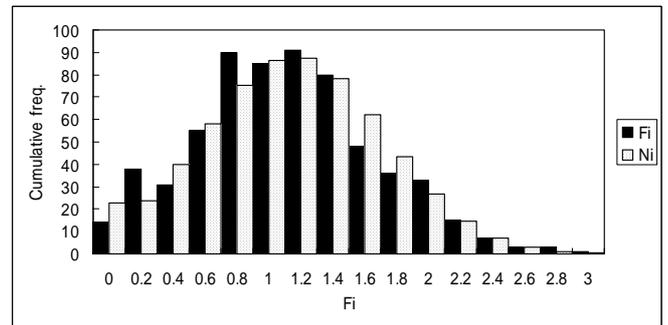


Fig.8 Comparison between normal distribution (N_i) and real distribution (F_i) in high frequency area

3.2 振動測定値の説明変数について

Fig. 9, 10 に示すように、縦軸 (目的変数) を振動計測値 (x_i) の対数値 (log x_i) にしたとき、横軸 (説明変数) を各設備仕様だけ (つまり、動力 P (kw) だけ、あるいは、回転数 N (rpm) だけ、あるいは、軸径 D (mm) だけ) にした方が良いか、または、これらの仕様を統合した方が良いか、という問題は重回帰における説明変数を取捨選択して回帰モデルを作成する問題に帰着できる。

ここで、ステップワイズ回帰の変数増加法を用いて上記の説明変数の取捨選択について検討する。説明変数を回帰式に加える度に、回帰モデルの良さを Mallows の C_p 規準を用いて評価する。Mallows の C_p 規準は誤差平方和を調整した指標で、(6)式で定義される⁶⁾。

$$C_p = (SSE_p / s^2) \times (N - 2p) \quad (6)$$

s^2 はすべての説明変数を用いたモデルの平均平方誤差で、 SSE_p は、説明変数が p 個のモデルの誤差平方和である。Mallows (1973) は、説明変数の数 p に対して C_p をプロットしたときに、 C_p が p に近づき始めたところのモデルを選ぶことを推奨している。

また、AIC (Akaike's Information Criterion) は(7)式で算出される^{7,8)}。

$$AIC = n \times \log(SSE/n) + 2p \quad (7)$$

SSE はモデルの残差平方和で、 n はオブザベーション数で、

p は切片を含めたモデルパラメータ数である。AIC は、通常の回帰モデル以外でも使われている一般的な規準で、AIC が最小であるモデルが、最良のモデルとみなされる。

本研究では、設備の機種が多く、設備仕様値が幅広い (P: 0.2 ~ 1200kw, N: 30 ~ 18300rpm, D: 10 ~ 400mm) ため、ここで、各仕様の対数値 (log(P), log(N), log(D)) を説明変数として、説明変数を取捨選択してモデルを評価した結果を Table 3 に示す。Table 3 (a) は目的変数 (Lo レンジの速度値データ) と説明変数 (log(N), log(P), log(D)) との回帰モデルの良さを Cp と AIC で評価した結果を示し、log(N), log(P), log(D) をすべて説明変数として用いた回帰モデル (Cp=4, AIC=-2780.94) が最も良いことがわかる。同様に Hi レンジの加速度値データについても、Table 3 (b) に示すように、log(N), log(P), log(D) をすべて説明変数として用いた回帰モデル (Cp=4, AIC=-848.02) が最も良いことがわかる。

Table 3 Cp and AIC in Lo and Hi frequency area
(a) Lo freq. area (b) Hi freq. area

	Cp	AIC	p		Cp	AIC
log(N)	7.68	-2777.26	2	log(N)	45.903	-807.44
log(P)	4.45	-2780.48	2	log(P)	151.01	-715.88
log(D)	8.39	-2776.55	2	log(D)	95.873	-762.24
log(N), log(P)	4.75	-2780.19	3	log(N), log(P)	47.787	-805.54
log(N), log(D)	8.94	-2776	3	log(N), log(D)	35.505	-817.17
log(P), log(D)	5.83	-2779.11	3	log(P), log(D)	36.98	-815.76
log(N), log(D), log(P)	4	-2780.94	4	log(N), log(D), log(P)	4	-848.02

3.3 振動速度値における多変量解析による解析結果

前述のように、平均速度値を目的変数とし、回転数 (N)・軸径 (D)・動力 (P) を説明変数としてつぎのような関係式 (8) 式、(8) 式の係数を実データから多変量解析により求めた。

$$Lo = 10^{a1} \times N^{a2} \times P^{a3} \times D^{a4} \tag{8}$$

式(2)の両辺に常用対数をとる

$$\log(Lo) = a1 \log 10 + a2 \log N + a3 \log P + a4 \log D \tag{8'}$$

回帰解析の結果を Fig. 9 に示す。この結果の、ピアソン相関係数⁹⁾は **0.984** と非常に高い値であった。また、多変量解析により算出された計算値のいずれにおいても、log(100 × 平均振動加値)がほぼ 1.7 であり、±0.8 以内に収まっている事が確認できた。

3.4 振動加速度値における多変量解析による解析結果

振動速度値と同様に、平均加速度値を目的変数とし、回転数 (N)・軸径 (D)・動力 (P) を説明変数としての関係式 (9), (9'), (10), (10'), (11), (11'), (12), (12')) を仮定して実データから係数を求めた。その結果を Table 4, 5 に、また、最もピアソン相関係数が大きい(11)式の重回帰結果を Fig. 10 に示す。Fig. 10 により、重回帰曲線は実データに良くフィットしていることがわかる。

$$Hi = 10^{a1} \times N^{a2} \times P^{a3} \times D^{a4} \tag{9}$$

$$\log(Hi) = a1 \log 10 + a2 \log N + a3 \log P + a4 \log D \tag{9'}$$

$$Hi = 10^{a1} \times 10^{(N \times a2)} \times P^{a3} \times D^{a4} \tag{10}$$

$$\log(Hi) = a1 \log 10 + a2 \times N + a3 \log P + a4 \log D \tag{10'}$$

$$Hi = 10^{a1} \times N^{a2} \times 10^{(P \times a3)} \times D^{a4} \tag{11}$$

$$\log(Hi) = a1 \log 10 + a2 \log N + a3 \times P + a4 \log D \tag{11'}$$

$$Hi = 10^{a1} \times N^{a2} \times P^{a3} \times 10^{(D \times a4)} \tag{12}$$

$$\log(Hi) = a1 \log 10 + a2 \log N + a3 \log P + a4 \times D \tag{12'}$$

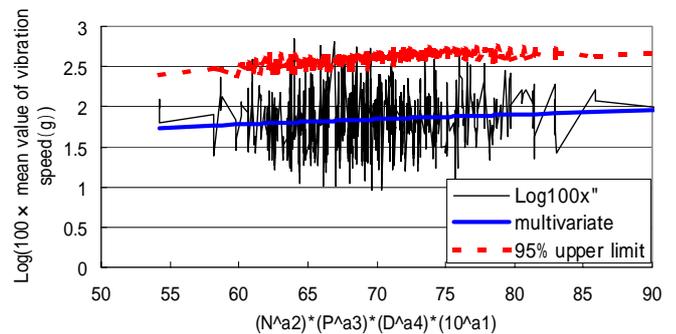


Fig.9 Result of multivariate analysis using mean value of vibration speed in low frequency area

Table4 Partial regression coefficients

	Partial regression coefficient			
	a1	a2	a3	a4
$10^{a1} \times N^{a2} \times P^{a3} \times D^{a4}$	1.31548	0.42735	0.28604	-1.06585
$10^{a1} \times N^{a2} \times 10^{(P \times a3)} \times D^{a4}$	0.26967	0.53489	0.00065	-0.46800
$10^{a1} \times N^{a2} \times P^{a3} \times 10^{(a4 \times D)}$	-0.16175	0.45432	0.15131	-0.00428
$10^{a1} \times 10^{(N \times a2)} \times P^{a3} \times D^{a4}$	2.55408	0.00012	0.28299	-1.12738

Table5 Correlation coefficients

	Correlation coefficient of Piason
$10^{a1} \times N^{a2} \times P^{a3} \times D^{a4}$	0.9262
$10^{a1} \times N^{a2} \times 10^{(P \times a3)} \times D^{a4}$	0.9233
$10^{a1} \times N^{a2} \times P^{a3} \times 10^{(a4 \times D)}$	0.9255
$10^{a1} \times 10^{(N \times a2)} \times P^{a3} \times D^{a4}$	0.9289

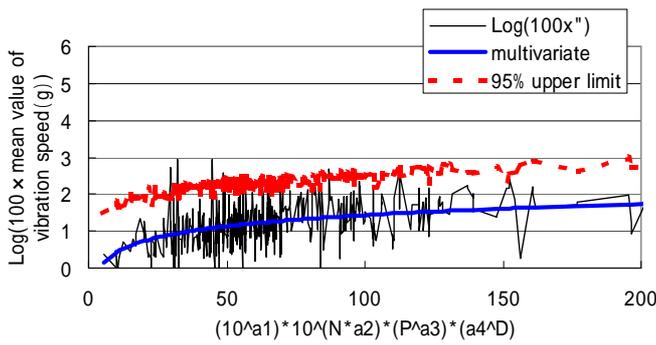


Fig.10 Result of multivariate analysis using mean value of vibration acceleration in high frequency area

4 検証と考察

4.1 振動加速度値における実データと多変量式の評価

今回の解析結果の妥当性について、実際の回転機を例に実データと比較を行なった。多変量解析による閾値に対し、実際のデータにおいて妥当性を確認するために、Fig. 11 に示すフローに従い、判定を行なった。また、従来との比較を行なうために、同フローにて判定を行ない、双方を比較する事で、有効性を検証した。

今回判定に使用したデータは、実プラントにおける回転機設備で1回の測定で得られた振動データを1データとして、ランダムに抽出した10基、810データに対して、行なった。

結果、Table 6 に示すように、96.79%のデータに対し、今回の評価が有効と判断した。これは、従来の基準を採用した場合に比べ、大幅に有効性が向上しており、今回の新基準が有効であることが証明された。なお、定期的な軸受交換などで、損傷の有無が十分な検証できないデータについては、判定保留とした。

Table 6 Result of verification

	New	Traditional
Effective	96.79%	85.56%
Deferred	2.10%	2.47%
Inappropriate	1.11%	11.98%

4.2 振動速度値と各パラメータの関係

実プラントにおける振動速度値データとISO 2372により得られる絶対値基準との比較により、振動速度値において、従来のCaution値以上となる正常値データが、4.30%存在した。また、正常値データが正規分布に従うと仮定した場合、「平均値+3」が、ISO 2372基準値以上のものが、19.44%

存在した。

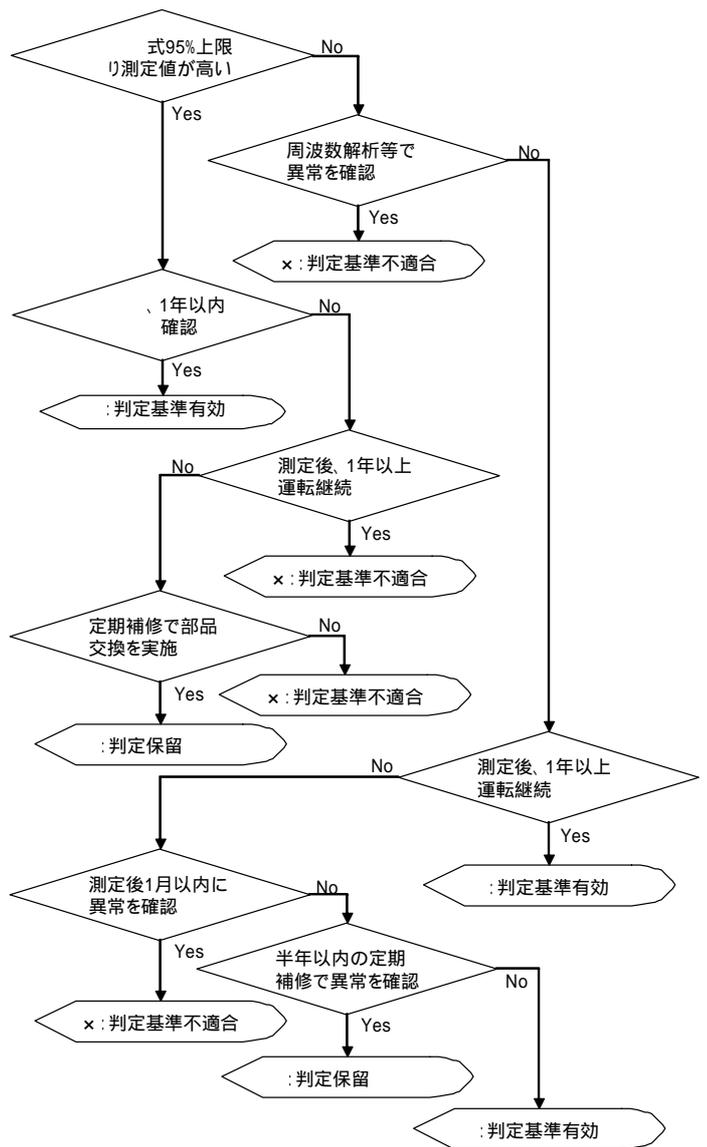


Fig. 11 Flow chart for state judgment

一方、相対値基準(平均値×2.5)とISO 2372基準と比較すると、相対値基準の69.88%がISO 2372基準値を下回っていた。通常、相対値基準を適用できない初期段階において、絶対値基準を適用し、データが蓄積された後、相対値基準へ移行するのが一般的であるが、移行するまでに約70%のデータは、危険側で管理する事になる。

4.3 振動加速度値と各パラメータの関係

実プラントにおける振動加速度値データは、回転数と軸径による関係式であらわされることが多いが、従来の関係式と振動値との相関は低かった。一方、相対値基準(平均値×2.5)と計算値による絶対値基準との比較においては、75.08%の相対値基準値が、絶対値基準を下回っていた。これは、絶対値

基準を適用する当初、約75%のデータが危険側で管理されている事を意味する。

4.4 振動速度値による多変量解析の結果

振動速度値による多変量解析では、多変量解析式の値にかかわらず、 $\log(100 \times \text{平均振動値})$ が2.5以下に実測値が収まり、最尤値は $\log(100 \times \text{平均振動値})$ が約1.7であった。このことから絶対値判定基準として、各パラメータに関係なく、3.2mm/sを推奨できる。振動値にパラメータによる関係がないとすれば、全振動速度値のデータから相対判定基準を算出し、すべての設備に適用できる可能性がある。その場合、Fig. 1の結果から、データが正規分布に当てはまらない可能性が考えられ、適切な統計分布を見出した上で、その統計分布に即した統計処理により判定基準を算出する必要がある。

4.5 振動加速度値による多変量解析の結果

今回求めた多変量解析の結果から、振動加速度値については、回転数、動力、軸径による下記式により実測値との関係において最も反映している。

$$H_i = 10^{a_1} \times 10^{(N \times a_2)} \times P^{a_3} \times D^{a_4} \quad (13)$$

Fig. 10より、95%信頼上限を越える値については、正常値の分布を逸脱する可能性が高いと考えられることから、本報による予測式95%信頼上限を絶対値基準値とすることで従来法に比較して精度の高い判定基準とすることが可能である。

5 まとめ

今回の研究により、つぎの事項が明らかになった。

- (1) 回転機の振動値は対数正規分布に従う場合が多く、状態判定のための相対判定基準を作成する場合、振動値の対数を取り、その正規性を検定する必要がある。
- (2) 回転機械の振動値を目的変数とし、回転数・モータ出力・軸径を説明変数とした重回帰分析法により、従来法に比べ精度の高い状態判定基準値を決定することができる。
- (3) 今回、現場で実測した点検データで求めた速度値の絶対値基準値は、回転数や、モータ出力、あるいは軸径などによらず、一定とする方が実運用上精度の高い管理ができる。その基準値は3.2mm/sであった。
- (4) 本論文で提案した手法は現場での検証により実用上有効であることを示した。

従来実データからの振動判定基準がほとんど論議されていなかったが、実際の石油化学プラントで稼働している回転機で測定された、20数年分のデータを解析し、その正常値の分布から判定基準値を考察した。これにより、従来法に比較して精度の高い絶対値判定基準を示すこと

が出来た。しかし、一方で一部の実測データのバラツキが確認されており、これらの原因が、計測時に発生する外乱や人為的な要因もあると考え、信号計測の段階で適切な統計的前処理により、さらに精度の高い基準値に良く収束するような判定基準の決定法を今後の検討課題として研究を継続したい。

〔参考文献〕

- 1) 豊田 利夫：設備診断のための信号処理の進め方、日本プラントメンテナンス協会（1991）
- 2) 大島、豊田など 設備管理技術事典、(株)産業技術サービスセンター（2003）
- 3) Pusey HC：Machinery condition monitoring, SOUND AND VIBRATION, 34-5, 6,7（2000）
- 4) ISO 10816-1：Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 1:General guidelines.
- 5) 牧 修市：新版 振動法による設備診断の実際 P135-169 総合技術センター（1989）
- 6) Malows, C.L.：Some Comments on Cp, Technometrics, 15, 661/675（1973）
- 7) M.Akaike,：Factor Analysis and AIC, Psychometrika, 52, 317/332（1974）
- 8) M.Akaike,：A new Look at the Statistical Identification Model, IEEE Transactions on Automatic Control, 19,716/723（1987）
- 9) M. S. レビン著：多変量相関分析の方法、朝倉書店(1984)

〔著者紹介〕

三 笈 哲 郎



1968年生。'94年広島大学大学院工学研究科修了。同年三井東圧化学入社（現在名、三井化学）設備の保全と診断技術開発に従事、現在、大阪工場設備診断チームリーダー。三重大学大学院博士後期課程共生環境学専攻在学中。日本設備管理学会、日本プラントメンテナンス協会会員（団体）。工学修士。

陳 山 鵬（正会員）



1958年生。'92年九州大学大学院博士課程修了。同年九州工業大学情報工学部機械システム工学科助手。'94年同上助教授。2003年から三重大学大学院共生環境学専攻環境情報システム工学講座教授。日本プラントメンテナンス協会「最新保全技術研究会」副主査。日本機械学会、日本設備管理学会会員。工学博士。