組み立て時のばらつきを考慮した
油圧サーボバルブの信頼性設計*影山 雄介^{*1}, 于 強^{*2}, 白鳥 正樹^{*2}Robust and Reliability Design of Hydraulic Servo Valve
Considering the Dispersion in the ManufacturingYusuke KAGEYAMA^{*3}, Qiang YU and Masaki SHIRATORI^{*3} Amada Engineering Center Co., Ltd, R & D Specialist, 350 Ishida, Isehara-shi, Kanagawa, 259-1196 Japan

Nowadays, several optimal parameter design tools have been developed for the nonlinear structures. These traditional approaches manage only the expectation values of the design variables, the loading conditions, and the assembly processes, although it is sure that there is variation due to the manufacturing or the assembling errors. The neglect sometimes causes the failure of the structures. There is no doubt that it is a better way to carry out optimal design of structure with consideration of the variation of design parameters and assembly processes. In this study, a technique of reliability design with considering the variation of the design variables was introduced into the optimization method of the SDSS (Statistical Design Support System) to achieve the robust and optimal parameter design for the nonlinear structures, where the second moment method was applied to evaluate the structure reliability. The SDSS was proposed by Yokohama National University, and it is an integrated design system based upon the response surface methodology and the design of experiments. The parameter optimization can be carried out with this system basing upon a small number of case studies. As an application of the proposed approach, the design optimization of a hydraulic servo valve was carried out, and the variation of assembly factors was considered.

Key Words: Dispersion, Robust, Reliability Design, Non-Linear Optimization, SDSS

1. 緒 言

工作機械の分野では応答性の良さ、制御の容易さ等から油圧機器を用いた機械が多く存在する。機械の動作を制御するために油圧サーボバルブを用いるのが一般的である。油圧サーボバルブはスプール、バルブ本体及びマニホールドで構成されており、バルブとマニホールドはボルトで締結されている。油圧サーボバルブは、マニホールドからバルブに流入した作動油の流量をスプールによって制御し機械の動作をコントロールしている。しかしながら、機械の稼動とともに作動油が経時的に温度上昇するため、油圧サーボバルブに熱変形が生じ、駆動部であるスプールとバルブが干渉する場合があります、機械の動作に大きな影響を与える。

この干渉は非常に大きなばらつきを持つことが知ら

れている、ボルト締め付け時におけるトルク係数のばらつきに起因することがわかった。機械を組み立てる際には、一定の締め付けトルクで指示するのが一般的である。ここで、締め付けトルク T はトルク係数 K 、ボルトの呼び径 d 、軸力 P から式(1)を用いて計算される。しかしながら、トルク係数 (以下 K) は締結体及び被締結体の潤滑の状態、また締め付け時の摩擦の状態によって広範囲な分布を持つ。したがって、一定の締め付けトルク値に対し、実際にボルトに与えられる軸力がばらつくため、期待する軸力が得られず、個体差のある製品ができてしまう。今回取り上げる問題では、ばらつきが生じた状態にある油圧サーボバルブに熱を負荷することで、ある確率で干渉が起きるものが現れる。このように、大きなばらつきがある中で組み立てを行っても設計期待値を確実に得ることは非常に困難であり、予期しない不具合が生じる場合がある。

$$T = K \cdot d \cdot P \quad (1)$$

* 原稿受付 2001 年 3 月 26 日.

^{*1} 正員, (株)アマダエンジニアリングセンター(☎ 259-1196 伊勢原市石田 350).

^{*2} 正員, 横浜国立大学工学部(☎ 240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台 79-5).

E-mail: y.kage@amada.co.jp

ここでは、K 値のような制御できないばらつきが存在するなかで、より高い確率で設計期待値を得るためにばらつきを積極的に取り入れた信頼性設計手法を提案し、具体的な設計問題において、手法の有効性について検討した。また、求められた最適設計値で実験を行い、その再現性および手法の有効性について確認した。

2. 統計的設計支援システム SDSS

統計的設計支援システム (SDSS : Statistical Design Support System) は影響度解析を中心として、感度解析、ばらつきの評価、ロバスト解析、最適化、信頼性評価、再解析の 7 つのステップからなる総合的な設計支援システムである。このシステムでは、基本概念である影響度解析において評価特性値に対する設計要因の影響を構造解析と実験計画法とを組み合わせることによって推定式で表すことを基にし、総合的かつ効率的な設計を行うことができる。詳細に関しては文献 1) を参照されたい。

3. 問題の設定

図 1 に油圧サーボバルブのカットモデルを示す。バルブに流入した作動油は、リニアサーボを介したスプールによって流量を制御される。バルブとスピールのクリアランス量は全周に 0.006mm で製造されている。機械の稼動とともに作動油温度は上昇するが、初期の温度定常状態から $\Delta 40^{\circ}\text{C/h}$ の速度で温度上昇が生じる場合、機械稼動後約 1 時間でバルブとスプールが干渉しはじめる

Fig.1 Hydraulic Servo Valve(cut model)

Fig.2 Gaussian distribution of torque coefficient

ものが低い確率ではあるが実験にて確認された。しかしながら、干渉した油圧サーボバルブのクリアランス部の精度は干渉しないものと同程度であることがわかっている。ここでは、組み付け時に大きく影響を及ぼす K のばらつきに着目する。

K 値は締結体及び被締結体の潤滑の状態、また締め付け時の摩擦係数に起因して図 2 のガウス分布に示すような大きなばらつきがある²⁾。設計時にはその期待値として、潤滑状態にあり最も高い確率の K を用い、式(1)から締め付けトルクを計算し決定している。しかしながら、K のばらつきを考慮すると、組み立て時には必ずしも期待する軸力を得ていないことは容易に推測できる。ここで K とスプール・バルブ間のクリアランスの関係を求めるために図 3 に示すモデルを作成し、以下に示す境界条件のもとに計算を行い 1 時間後のクリアランス量を計算した。

- ① 作動油に接するバルブとマニホールド、スピールのすべての面上に $\Delta 40^{\circ}\text{C/h}$ の温度荷重を与えた。
- ② 外気に接する各表面に $1.0 \times 10^{-6} \text{W/mm}^2\text{K}$ の熱伝達係数を与え、外気温度を 20°C 一定とした。
- ③ バルブとマニホールド、バルブとボルトの界面に接触熱抵抗³⁾を与え接触面とした。

また、一定の締め付けトルク値に対し、図 2 の潤滑状態にある K 値からボルトに与える軸力を式(1)を用いて換算し、モデルに初期軸力として与えた。この計算は温度変化に伴う接触応力の変化により接触熱抵抗が変化する

Fig.3 FEM model

Fig.4 Relationship between clearance and torque coefficient with loading $\Delta 40^{\circ}\text{C/h}$

ため、非定常の熱応力完全連成解析となる。なお、計算コードはABAQUSを用いた。この計算の結果を図4に示す。図4から、Kに従った軸力のばらつきから広範囲なクリアランス量のばらつきを生じさせることがわかる。またKが0.1以下では、クリアランス量が0以下になることから、スプールとバルブは干渉してしまうことを示している。

次に、ボルトの軸力がクリアランスに及ぼす影響を大まかに把握するために、以下の条件での計算を行った。図5-(a)にボルトを締め付けた後、作動油と接するすべての面に $\Delta 40^\circ\text{C/h}$ の温度負荷を与えた1時間後のバルブの2軸方向の応力分布を示す。また図5-(b)にボルトを締め付けた状態にあるバルブの2軸方向の応力分布を示す。一方図5-(c)は、バルブに何らの拘束なく $\Delta 40^\circ\text{C/h}$ の温度負荷を与え自由膨張させた1時間後のバルブの2軸方向の応力分布を示す。また図5-(d)に軸力による影響を取り去るためボルトの締め付けなしでバルブを

マニホールドと均一接触させた状態で $\Delta 40^\circ\text{C/h}$ の温度負荷を与えた1時間後のバルブの2軸方向の応力分布を示す。熱変形の拘束と温度変化の不均一性が原因で発生する2軸方向の応力によって、バルブの円形の内径がつぶされ楕円形に変形し、バルブの横方向の直径が大きく、縦方向の直径が小さくなりクリアランスが減少する。これらバルブ内径側面に生じる応力値の比較から図6の円グラフに示す要因割合がわかる。以下では、干渉に約60%の影響を及ぼすボルトの効果を改善する。すなわち、約40%の影響を持つボルトの初期締め付けと約20%の影響を持つ熱負荷時のボルトの軸力増加が起因するバルブ内径側面に生じる2軸方向の応力を最小にすることを目的とする。

4. 最適化の検討

この問題はボルトの影響が強く関与するためKのばらつきを考慮する必要がある。すなわちロバスト性を考慮するために、スプールとバルブ間のクリアランスと密接な関係があるバルブの内径側面に生じる2軸方向の応力のKに従うばらつき幅を最小にする必要がある。また機械稼動時に発生する熱及び衝撃圧をバルブに加えたとき、Kのばらつきが影響するザグリ部の応力の最大値がバルブの耐力以下であることも必要である。したがってこの問題は、ばらつきをもつ数種類の目的関数を最小化することになる。以下に、ばらつきの定式化と多目的最適化について述べる。

Fig.5 Distribution of stress in 2 direction

4・1 ばらつきの定式化 特性値の応答 U は、設計変数 $x_1, x_2, x_3, \dots, x_m$ を確率変数とした式(2)で示される。関数 f は特性値の推定式である。

$$U = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_m) \quad (2)$$

設計要因のばらつきを考慮した場合の特性値の応答 U は、確定項 $\bar{U}$ 及び変動率(感度) $\partial f / \partial x_i$ と設計要因の変動幅 Δx_i を用いて式(3)で示される。

$$U = \bar{U} + \sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)_{\bar{x}_i} \Delta x_i \quad (3)$$

また、確定値 $\bar{x}_i$ における特性値の期待値 $E[U]$ は、式(4)で表される。

$$E[U] = f(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3, \dots, \bar{x}_m) \quad (4)$$

このときの特性値のばらつき量を表す分散 $Var[U]$ は一次近似二次モーメント法により式(5)のように表すことができる。

$$Var[U] = \sum_{i \neq j}^m \sum_{j=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)_{\bar{x}_i} \left(\frac{\partial f}{\partial x_j} \right)_{\bar{x}_j} \rho_{ij} \sqrt{Var[x_i]} \sqrt{Var[x_j]} + \sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)_{\bar{x}_i}^2 Var[x_i] \quad (5)$$

この分散 $Var[U]$ は、設計要因 x_i と x_j の個々のばらつきを表す分散 $Var[x_i]$ と $Var[x_j]$ 、設計要因 x_i と x_j 間の相関係数 ρ_{ij} 、各設計要因の確定値における感度を用いて求められる。なお、式の第2項は自己相関を表しているため、相関係数は1となっている。また、各設計要因が無相関に変動する完全無相関の相関係数 ρ_{ij} は0となるため、この場合の分散 $Var[U]$ は自己相関を示す第2項のみとなる。

4・2 多目的最適化⁴⁾ 最適設計を行う際、複雑なシステムに対して複数の評価特性値が存在し競合しているにもかかわらず、今まではそれらの中から一つだけ目的関数に設定し、それ以外のものは制約関数に設定して扱ってきた。しかし複数の評価特性値が競合している場合、唯一の目的関数だけ最適化しても、他の評価関数の影響を受けるため満足する解が得られにくい、これらを同時に目的関数として扱うことによって、もっとも満足する解が得ることができる。設計変数 x における評価関数を $f_i(x)$ とおくと、多目的最適化の定式化は式(6)で表すことができる。なお関数 g 、 h は制約条件である。

$$\begin{aligned} \text{Objective function: } & \{f_1(x), f_2(x), f_3(x), \dots, f_i(x)\} \\ & \rightarrow \text{minimum} \\ \text{Constraints: } & g_i(x) \geq 0 \quad (i=1, 2, 3, \dots, i) \\ & h_i(x) = 0 \quad (i=1, 2, 3, \dots, m) \end{aligned} \quad (6)$$

ここで、それぞれの目的関数の優先順位が明らかになっている場合の問題を考える。 r 個ある目的関数がいかなる犠牲を払っても満足しなければならない要求目標 l 個と変更される可能性がある希求目標 m 個とに分けられるとき、最低限達成されるべき水準を以下のように設定する。

$$\text{Demand level vector: } F^e = (F_1^e, F_2^e, F_3^e, \dots, F_l^e) \quad (7)$$

$$\text{Desiring level vector: } f^e = (f_1^e, f_2^e, f_3^e, \dots, f_m^e) \quad (8)$$

最初に最も順位の高い要求目標 $F_1(x)$ に対して下記に示す単一目的最適化問題を設定して最適値 F_1^* を得る。

$$\begin{aligned} \text{Objective function: } & F_1(x) \rightarrow \text{minimum } (F_1^*) \\ \text{Constraints: } & F_i(x) \leq F_i^e \quad (i=2, 3, \dots, l) \\ & f_i(x) \leq f_i^e \quad (i=1, 2, \dots, m) \end{aligned} \quad (9)$$

$F_1^* > F_1^e$ のとき、希求水準 f^e の設定を緩和してやり直す。次に改悪許容限度として F_1 の偏差 Δ_1 ($0 \leq \Delta_1 \leq F_1^e - F_1^*$) を設定して次に順位の高い要求目標に対する目的関数 $F_2(x)$ に対して最小値 F_2^* を求める。

$$\begin{aligned} \text{Objective function: } & F_2(x) \rightarrow \text{minimum } (F_2^*) \\ \text{Constraints: } & F_1(x) \leq F_1^* + \Delta_1 \quad (0 \leq \Delta_1 \leq F_1^e - F_1^*) \\ & F_i(x) \leq F_i^e \quad (i=3, 4, \dots, l) \\ & f_i(x) \leq f_i^e \quad (i=1, 2, \dots, m) \end{aligned} \quad (10)$$

同様に、 $3 \leq p \leq l$ に対して順に最小値を求める。

$$\begin{aligned} \text{Objective function: } & F_p(x) \rightarrow \text{minimum} \\ \text{Constraints: } & F_k(x) \leq F_k^* + \Delta_k \quad (0 \leq \Delta_k \leq F_k^e - F_k^*) \\ & \quad (k=1, 2, \dots, p-1) \\ & F_i(x) \leq F_i^e \quad (i=p+1, p+2, \dots, l) \\ & f_i(x) \leq f_i^e \quad (i=1, 2, \dots, m) \end{aligned} \quad (11)$$

$F_p^* > F_p^e$ のときは、 f^e の設定を緩和して再実行する。希求目標についても同様に繰り返す。以上の施行により全ての目的関数を同時に満たす最適解が得られる。

5. 最適化計算

5・1 問題の設定と推定式の導出 ここでは既存の設計に対し大規模な変更を避けるため、設計変数として図7に示すように、ボルトに与える初期軸力(axial)とバルブのザグリ高さ(height)を設定した。また、挙動制約条件はK値のばらつきに関して以下の2つを取り上げた。

- K=0.05 換算の軸力をボルトに負荷、熱及び衝撃圧負荷時にザグリ部応力が耐力以下であること
- K=0.3 換算の軸力をボルトに負荷、熱及び衝撃圧負荷時にボルトが緩み²⁾を生じないこと

これらの条件のもとに、多目的最適化問題の目的関数を以下のように設定した。番号は優先順位を示す。

- ① 2軸方向のバルブ内径側面応力の K に従う分散
- ② 熱及び衝撃圧負荷時ザグリ部応力の K に従う分散

各目的関数の近似推定式を作成するために、まず分散を考慮しない推定式の作成を SDSS を用いて行った。ここでは、表1のように設定した水準値を元に、軸力とザグリ高さの交互作用を考慮した $L_{16}(4^5)$ の直交表を用いた。ただし、全てのボルトには同じ軸力を与えた。また計算条件として、作動油と接するすべての面に $\Delta 40^\circ\text{C/h}$ の温度負荷を与えた。この計算に基づいて、1時間後の2軸方向のバルブ内径側面の応力 (Y_{inside})、ザグリ部の熱及び衝撃圧負荷時の応力 (Y_{load}) の推定式を作成した。推定式は、分散分析から得られた F 値の危険率 5% 以上の次数を有意と判断し、その次数成分を使い作成した。以下にそれぞれの推定式を示す。また、推定値と計算値の比較の例として、バルブ内径側面の2軸方向の応力について図8に示す。

Fig.7 Definition of the design variable (Valve cut model)

Table1. Levels of variables

		Variables	
		X1[N]	X2[mm]
Levels	1	1891.86	3.0
	2	23049.31	16.0
	3	44206.76	29.0
	4	65364.20	42.0

$$Y_{\text{inside}} = -9.372 + 6.75 \times 10^{-5} X_1 + 1.41 \times 10^{-10} X_1^2 - 1.29 \times 10^{-15} X_1^3 - 3.11 \times 10^{-3} X_2^2 + 5.65 \times 10^{-5} X_2^3 - 4.78 \times 10^{-5} X_1 X_2 + 1.65 \times 10^{-6} X_1 X_2^2 - 1.94 \times 10^{-6} X_1 X_2^3 + 4.52 \times 10^{-10} X_1^3 X_2 - 2.02 \times 10^{-11} X_1^2 X_2^2 + 2.63 \times 10^{-13} X_1^2 X_2^3 \text{ [MPa]} \quad (12)$$

$$Y_{\text{load}} = -154.09 - 3.36 \times 10^{-3} X_1 - 2.55 \times 10^{-7} X_1^2 + 1.54 \times 10^{-12} X_1^3 + 14.89 X_2 - 0.93 X_2^2 + 1.50 \times 10^{-2} X_2^3 + 6.07 \times 10^{-4} X_1 X_2 - 2.24 \times 10^{-5} X_1 X_2^2 + 2.47 \times 10^{-7} X_1 X_2^3 + 1.72 \times 10^{-8} X_1^2 X_2 - 9.98 \times 10^{-10} X_1^2 X_2^2 + 1.60 \times 10^{-11} X_1^2 X_2^3 - 8.46 \times 10^{-14} X_1^3 X_2 + 5.74 \times 10^{-15} X_1^3 X_2^2 - 9.89 \times 10^{-17} X_1^3 X_2^3 \text{ [Mpa]} \quad (13)$$

axial : X_1
height : X_2

Fig.8 Comparison between estimation and calculation

5・2 ばらつきの推定式 前述の計算によって導かれた各推定式の分散を考える。分散は式(5)で表されるが、設計変数である軸力とザグリ高さのばらつきは無相関に変動するため、その相関係数 $\rho_{X_1 X_2}$ は 0 となる。したがって、各推定式の分散は自己相関のみを考えれば良いことになる。

軸力 X_1 の分散は、締め付けトルクが一定値の場合、式(1)と図2に示す潤滑状態にある K のばらつきの最大幅から式(14)のように定義できる。

$$\text{Var}[X_1] = \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{X}_1 - X_{1i})^2}{n-1} = (2.344 X_1)^2 \quad (14)$$

また、ザグリ高さ X_2 の標準偏差 σ_{X_2} は変動係数 $C.O.V$ を 3% と設定すると、その分散は式(15)のように定義できる。

$$\text{Var}[X_2] = \sigma_{X_2}^2 = (C.O.V \times X_2)^2 = (0.03 X_2)^2 \quad (15)$$

以上から、各推定式の分散は式(5)より以下のように表現できる。

$$\text{Var}[Y_{\text{inside}}] = \left(\frac{\partial Y_{\text{inside}}}{\partial X_1} \right)^2 \text{Var}[X_1] + \left(\frac{\partial Y_{\text{inside}}}{\partial X_2} \right)^2 \text{Var}[X_2] \quad (16)$$

$$\text{Var}[Y_{\text{load}}] = \left(\frac{\partial Y_{\text{load}}}{\partial X_1} \right)^2 \text{Var}[X_1] + \left(\frac{\partial Y_{\text{load}}}{\partial X_2} \right)^2 \text{Var}[X_2] \quad (17)$$

5・3 最適化計算 以上から、多目的最適化問題を以下のように設定する。

Objective function :

$$\{\text{Var}[Y_{\text{inside}}], \text{Var}[Y_{\text{load}}]\} \rightarrow \text{minimum}$$

Constraints : $1891.86 \leq X_1 \leq 65364.20 \text{ [N]}$

$$3 \leq X_2 \leq 42 \text{ [mm]}$$

$$|Y_{\text{load}}|_{K=0.05} \leq 280 \text{ [MPa]}$$

$$X_1_{K=0.3} \geq 4556.9 \text{ [N]}$$

(18)

前述の目的関数の順位に従い最適化計算を行った。最適化計算は逐次二次計画法²⁾を使用した。

<The first step>

Objective function : $Var[Y_{inside}] \rightarrow \text{minimum}$ Constraints : $1891.86 \leq X1 \leq 65364.20[N]$ $3 \leq X2 \leq 42[mm]$ $|Y_{load}|_{K=0.05} \leq 280[MPa]$ $X1_{K=0.3} \geq 4556.9[N]$ (19)

得られた最適解 $Var[Y_{inside}]^*$ に振幅の 10% を緩和した希求水準を設定し最適化計算を行った。

<The second step>

Objective function : $Var[Y_{load}] \rightarrow \text{minimum}$ Constraints : $Var[Y_{inside}] \leq 5.05 + 0.505[MPa]$ $1891.86 \leq X1 \leq 65364.20[N]$ $3 \leq X2 \leq 42[mm]$ $|Y_{load}|_{K=0.05} \leq 280[MPa]$ $X1_{K=0.3} \geq 4556.9[N]$ (20)

<The results>

 $Var[Y_{inside}] = 5.05[MPa]$ $Var[Y_{load}] = 4561.7[MPa]$ (21)

第二段階によって得られた解が多目的最適解になる。これらを同時に満たす最適設計値を、初期設計値と比較して表 2 に示す。

Table2. Results of the Optimization

	Variables	
	X1[N]	X2[mm]
Initial Design	21617.80	16.0
Optimal Design	10530.80	9.4

Fig.9 Definition of measurement points (Valve cut model)

Fig.10 Comparison of the stress on the side face in inside diameter of the valve

5・4 最適化のまとめ バルブ内径側面 4 点のクリアランス部(図 9 参照)での $\Delta 40^\circ\text{C/h}$ の熱を負荷したとき内径側面に生じる 2 軸方向応力の最大値の比較 ($K=0.165$ で換算)を図 10 に示す。このとき、ボルトが影響する応力のうち約 7 割が改善されたことになる。また図 11 に $\Delta 40^\circ\text{C/h}$ の熱を負荷したときの K とクリアランスの関係を示す。この図から最適設計値の場合、 K のばらつきに対し、クリアランス部の変形量が初期設計値と比較して小さくなっているとともに、変形量の変動も著しく小さく抑えることができたと言える。

次に、変形量の確率分布を初期設計値と最適設計値で比較するため、それぞれの構造応答確率分布を計算した。構造応答確率分布は、バルブ内径の 2 軸方向の変形量推定式 Y_2 (22)、3 軸方向の変形量推定式 Y_3 (23)を用いて計算した。これらの推定式は、5・1 の試行で同時に導いた。変数 $X1$ には、表 2 の初期設計値、最適設計値の軸力と潤滑状態で最も確率の高い K 値($K=0.165$)から式(1)を用いて締め付けトルクを決定し、図 2 に示す潤滑状態の K のばらつきの確率分布に従う乱数から、軸力を再計算したものを代入した。変数 $X2$ には、表 2 のそれぞれのザグリ高さをそのまま代入した。それぞれの構造応答確率分布の比較を図 12 に示す。ここから最適設計値では、各方向の変形量のばらつき幅が初期設計の場合よりも小さく、期待値は高い確率で得られることがわかる。

$$Y_2 = -1.12877 \times 10^{-7} + 3.428289 \times 10^{-9} X1 - 3.615763 \times 10^{-14} X1^2 + 1.152646 \times 10^{-19} X1^3 + 1.74135 \times 10^{-7} X2 - 8.446111 \times 10^{-9} X2^2 + 9.664307 \times 10^{-11} X2^3 + 3.39152 \times 10^{-9} X1X2 - 5.754627 \times 10^{-11} X1X2^2 + 3.835375 \times 10^{-15} X1^2X2 - 6.834329 \times 10^{-17} X1^2X2^2 + 6.472828 \times 10^{-21} X1^3X2 + 2.723378 \times 10^{-23} X1^3X2^3 \quad (22)$$

$$Y_3 = 3.785768 \times 10^{-8} - 9.684291 \times 10^{-9} X1 + 4.220005 \times 10^{-14} X1^2 - 1.641155 \times 10^{-19} X1^3 + 7.002124 \times 10^{-8} X2 - 6.252046 \times 10^{-9} X2^2 + 1.19298 \times 10^{-10} X2^3 - 2.967459 \times 10^{-9} X1X2 - 8.196312 \times 10^{-12} X1X2^2 + 7.89614 \times 10^{-13} X1X2^3 - 8.823736 \times 10^{-15} X1^2X2 + 4.235385 \times 10^{-16} X1^2X2^2 \quad (23)$$

Fig.11 Comparison of relation between K and clearance with loading $\Delta 40^\circ\text{C/h}$

Fig.12 Comparison of distribution of the deformation in inside diameter of the valve with loading $\Delta 40^{\circ}\text{C/h}$

6. 実験との比較

前述の最適な油圧サーボバルブを製作し、 $\Delta 40^{\circ}\text{C/h}$ の熱を負荷したときのバルブ内径変形量を測定する実験を行った。この実験は同温度条件で100回行ったが、その都度新しいボルトで締め付けを行った。また、締め付け時のボルトの軸力も測定した。なおバルブ内径の変形量は、バルブとスプールのクリアランス部からの作動油の漏れ量から計算した。

図14に実験で得られたKのばらつき(図13の実線部)を推定式に代入して得られる分布と実際測定されるバルブ内径変形量の分布の比較を示す。ここから、推定式と実験値はほぼ一致していることがわかる。実際に

Fig.13 Dispersion of the K obtained by experiment

Fig.14 Comparison of distribution of deformation of deformation in inside diameter of valve

測定された実線で示すばらつきを用いて再度最適設計を行ったが、結果は大きく変動しなかった。ここから、推定式は任意の分布でも実際の現象を良く表現できることがわかる。

7. まとめ

作動油の温度上昇中に油圧サーボバルブが干渉するものがある確率で存在したが、その原因はボルトの締め付け時に生じるKのばらつきに起因した過大な軸力が加わっていることによることがわかった。軸力のばらつきが存在するなかで、高い確率でスプールとバルブのクリアランスを維持するためには、バルブ内径変形に影響を及ぼす内径側面の応力のばらつきの振れ幅を小さくすることが挙げられる。今回の問題ではKに起因した軸力のばらつきが影響を及ぼす、内径側面の応力の分散を最小にすることで、高い確率で設計期待値を満足することを可能にした。また実験値との高い一致から、提案した手法は今回の問題のような接触熱抵抗を含む非線形問題に対しても非常に有効であることも確認できた。

機械の設計において様々なばらつきを考慮することが要求されるが、現時点ではばらつきの最大値と最小値を利用した設計のみにとどまっている。しかしながら、この設計で製造された機械部品は少なからず個体差を持っている。今回取り上げた問題のように、非常に大きなばらつきを持つものを組み合わせてできた構造体の場合、それ自体広範囲にわたる個体差を生じ、不具合が発生する場合、確率的であるために現象をつかみにくくしている。ここで示したばらつきの応答曲面近似式を用いた最適化設計をおこなうことにより、制御できないばらつきが存在するなかで、影響する目的関数のばらつきの感度を制御することが可能となる。また、この手法から導いた最適設計値に対する目的関数のばらつき分布と実験から得られる実際のばらつき分布に非常に一致がみられ、手法の再現性と有効性が確認できた。

参考文献

- 1) 柏村・白鳥・于、実験計画法による非線形問題の最適化、朝倉書店、(1998)
- 2) 山本、ねじの締結の理論と計算、養賢堂、(1987)
- 3) 佐野川、金属接触面における伝熱に関する研究(第4報、接触面の表面粗さの形状・うねりの影響と接触熱抵抗の近似計算法)、日本機械学会論文集(A編)、Vol.33 No.251 (1967)、p1131-1137
- 4) 松本、阿部、吉村、設計目標の優先順位に着目した多段階最適構造設計手法、日本機械学会論文誌A編、Vol.56、No.531 (1990)、p2359