

板金加工機械の熱変形解析と制御に関する研究 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

横浜国立大学 工学部 生産工学科

教授 白鳥 正樹

(平成 10 年度研究開発助成 AF-98004)

Robust and reliability design of the Hydraulic Servo Valve considering the dispersion in the manufacturing

Nowadays, several optimal parameter design tools have been developed for non-linear structures. These traditional approaches manage only the expectation values of design variables, loading conditions, and assembly processes, although it is sure that there is variation due to the manufacturing or assembling errors. The neglect of the variation 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 design variables was introduced into the optimization method of SDSS (Statistical Design Support System) to achieve the robust and optimal parameter design for non-linear structure, where the second moment method was applied to evaluate the structure reliability. The SDSS was proposed by Kashiwamura, at Yokohama National University, and it is an integrated design system based on 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. This is a coupled problem of heat transfer and thermal stress analyses. The results show that robustness of the valve can be improved by considering the dispersion distribution of the assembly factors. Furthermore, the optimized results were compared with experimental results of actual machine, and it was shown that a very good agreement was given between the analytical and experimental results. As a result, it is possible to say the proposed method is a practical and effective approach for the robust and optimal parameter design of non-linear structures.

Key Words : SDSS, Robust, Dispersion, Non-linear Problem, Non-linear Optimization, Hydraulic Servo Valve

1.はじめに

板金加工機械では応答性の良さ、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、作動油の経時的な温度上昇に伴い油圧サーボバルブに熱膨張が生じ、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、機械の動作に影響を与える。

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（以下 K ）のばらつきに起因する。 K のばらつきは、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よって確率的な分布を示す。機械の組み立ての際には、一定の締め付けトルク値で指示するのが一般的であるが、

K のばらつきに起因して実際にボルトに与えられる軸力もばらつくため、個体差のある製品ができてしまう。今回の問題では、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もある。

ここでは、制御できないばらつき (K 値) が影響を及ぼす設計期待値を制御できるばらつきととらえ、著者らが提案している統計的設計支援システム¹⁾ (SDSS : Statistical Design Support System) に目的関数のばらつきの概念を導入し、後者の分散の応答曲面近似式を最小化する、すなわち制御できるばらつきを最小化するという、信頼性設計手法を試みた。

機械の設計においては、様々なばらつきを考慮することが要求されるが、ここで取り上げるばらつきを制御する手法を適応することにより高い確率で設計期待値を求めることが可能となり、個体差の少ない製品を設計することができる。

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、初期の温度平衡状態から $\Delta 40^{\circ}\text{C/h}$ の温度上昇が生じる場合、バルブとスプールが干渉する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等

度であること、干渉したものを再び組み付け同様の実験を試みても現象が再現しない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 3 のガウス分布に示すような大きなばらつきがある⁹⁾。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 から締め付けトルクを計算し決定しているが、 K のばらつきを考慮すると、組み立て時には必ずしも設計期待値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 2 に示すモデルを作成し、 $\Delta 40^{\circ}\text{C/h}$ の作動油の温度上昇を与え 1 時間後のクリアランス量を計算した。ここでは、図 3 の潤滑状態にある K 値からボルトに与える軸力を換算し、モデルに初期軸力として与えた。なお、この問題は接触熱抵抗¹⁰⁾を含む非線型問題となる。また、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 とスプールバルブ間のクリアランス量はほぼ線形な関係にあり、 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 $K=0.1$ 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。

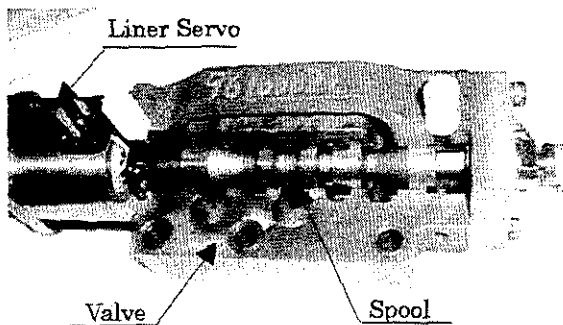


Fig.1 Hydraulic Servo Valve(cut model)

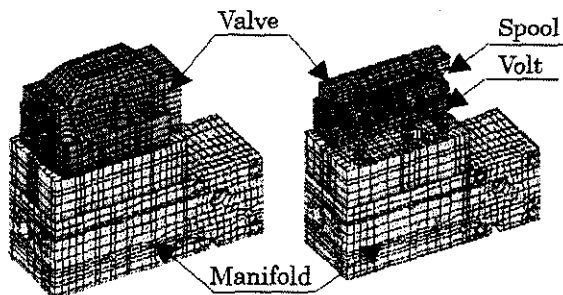


Fig.2 FEM model

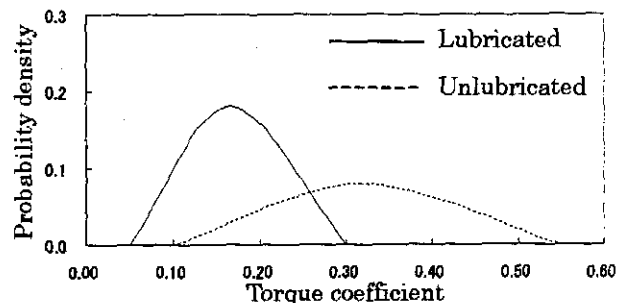


Fig.3 Gaussian distribution of the dispersion

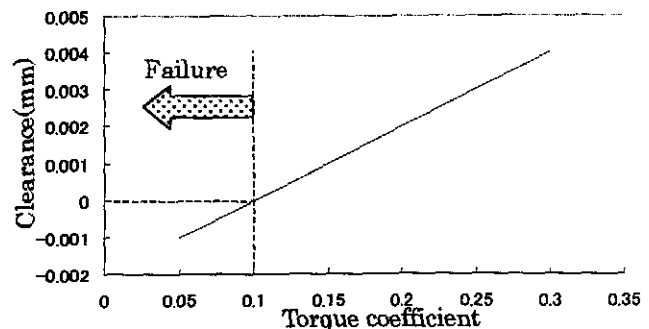


Fig.4 Relationship between clearance and torque coefficient.

4.最適化の検討

図5に初期締め付け状態にあるバルブの、また図6に $\Delta 40^\circ\text{C/h}$ の温度負荷を与えた1時間後のバルブの縦方向応力分布を示す。一方図7には、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時間後のバルブの縦方向応力分布を示す。また図8にバルブに何らの拘束なく $\Delta 40^\circ\text{C/h}$ の温度負荷を与えた1時間後のバルブの縦方向応力分布を示す。図8からは、ある程度の圧縮応力の発生はバルブ形状に依存していることとバルブ底面(マニホールド接触面)の不均一な膨張をボルトによって矯正することで接触部から内部にかけて応力が生じることの2点がわかる。これらバルブ内径側面に生じる応力値の比較から図9の円グラフに示す要因割合がわかる。

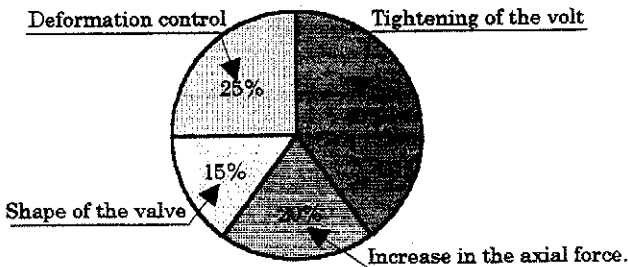
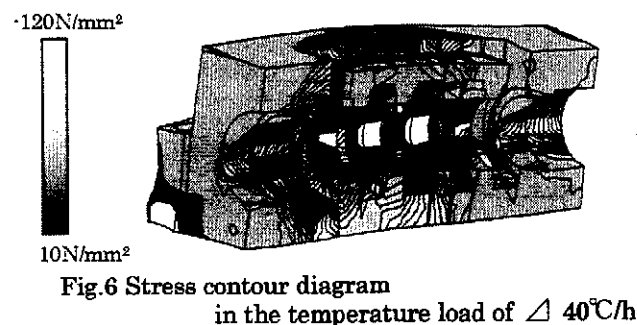
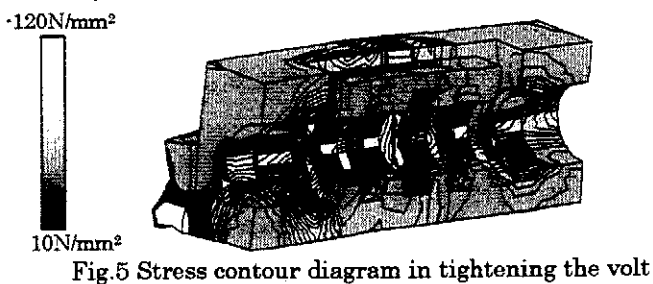


Fig.9 The factorial analysis of the stress



ステップ1では、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、バルブ側面の応力のばらつきの幅を最小にする必要がある。また実際の使用条件を考えると、熱及び衝撃圧をバルブに負荷したとき、ザグリ部の応力のばらつきがザグリ部の座屈とボルトの緩みの範囲で最小であることも望まれる。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。

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(1)で示される。関数 g は特性値の推定式である。

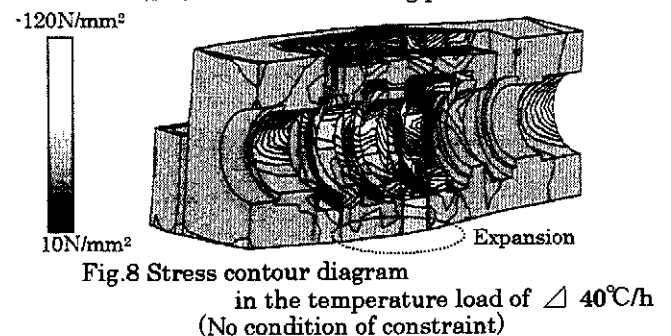
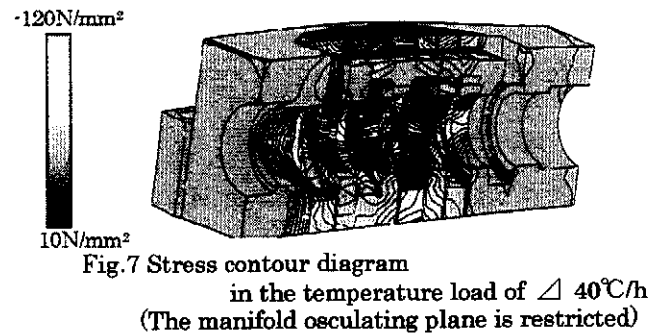
$$U = g(x_1, x_2, x_3, \dots, x_m) \quad (1)$$

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) $\partial g / \partial x_i$ と設計要因の変動幅 Δx_i を用いて式(2)で示される。

$$U = \bar{U} + \sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial g}{\partial x_i} \right)_{\bar{x}_i} \Delta x_i \quad (2)$$

また、確定値 \bar{x}_i における特性値の期待値 $E[U]$ は、式(3)で表される。

$$E[U] = g(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3, \dots, \bar{x}_m) \quad (3)$$



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(4)のように表すことができる。

$$Var[U] = \sum_{i \neq j}^m \sum_{i \neq j}^m \left(\frac{\partial g}{\partial x_i} \right)_{x_i} \left(\frac{\partial g}{\partial x_j} \right)_{x_j} \rho_{ij} \sqrt{Var[x_i]} \sqrt{Var[x_j]} + \sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial g}{\partial x_i} \right)_{x_i}^2 Var[x_i] \quad (4)$$

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⁵⁾ 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を得ることができる。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(5)で表すことができる。なお関数 g 、 h は制約条件である。

$$\begin{aligned} \text{Objective function} : & \{f_1(x), f_2(x), f_3(x), \dots, f_l(x)\} \\ & \rightarrow \text{minimum} \quad (5) \\ \text{Constraints} : & g_i(x) \geq 0 \quad (i=1, 2, 3, \dots, i) \\ & h_i(x) = 0 \quad (i=1, 2, 3, \dots, m) \end{aligned}$$

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。

$$\text{Demand level vector} : F^e = (F_1^e, F_2^e, F_3^e, \dots, F_l^e) \quad (6)$$

$$\text{Desiring level vector} : f^e = (f_1^e, f_2^e, f_3^e, \dots, f_m^e) \quad (7)$$

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。

$$\begin{aligned} \text{Objective function} : & F_1(x) \rightarrow \text{minimum} (F_1^*) \quad (8) \\ \text{Constraints} : & F_i(x) \leq F_i^e \quad (i=2, 3, \dots, l) \\ & f_i(x) \leq f_i^e \quad (i=1, 2, \dots, m) \end{aligned}$$

$F_1^* > F_1^e$ 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。

$$\begin{aligned} \text{Objective function} : & F_2(x) \rightarrow \text{minimum} (F_2^*) \quad (9) \\ \text{Constraints} : & F_1(x) \leq F_1^* + \Delta_1 \quad (0 \leq \Delta_1 \leq F_1^e - F_1^*) \\ & F_i(x) \leq F_i^e \quad (i=3, 4, \dots, l) \\ & f_i(x) \leq f_i^e \quad (i=1, 2, \dots, m) \end{aligned}$$

同様に、 $3 \leq p \leq l$ に対して順に最小値を求める。

$$\begin{aligned} \text{Objective function} : & F_p(x) \rightarrow \text{minimum} \quad (10) \\ \text{Constraints} : & F_k(x) \leq F_k^* + \Delta_k \quad (0 \leq \Delta_k \leq F_k^e - F_k^*) \\ & \quad \quad \quad (k=1, 2, \dots, p-1) \\ & F_i(x) \leq F_i^e \quad (i=p+1, p+2, \dots, l) \\ & f_i(x) \leq f_i^e \quad (i=1, 2, \dots, m) \end{aligned}$$

$F_p^* > F_p^e$ 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. 最適化の施行

5-1. ステップ1

ボルト締め付けによる内径変形の最小化

5-1-1. 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10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、挙動制約条件は以下の3つを取り上げた。

- 衝撃圧を加圧部に負荷したときマニホールドからの最大開口量が初期設計条件と同等以下
- $K=0.05$ 換算の軸力をボルトに与えたとき熱及び衝撃圧負荷時ザグリ部応力がバルブ本体の耐力以下
- $K=0.3$ 換算の軸力をボルトに与えたときボルトの緩み限度⁴⁾以上

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 バルブ内径側面応力の K に従う分散を最小
- ② 衝撃圧負荷時ザグリ部応力の K に従う分散を最小
- ③ 熱負荷時ザグリ部応力の K に従う分散を最小

各目的関数の近似推定式を作成するために SDSS を用いた。なお、各設計要因の水準数は 4 水準とし直交表は L16 を用いた。また、ザグリ高さと同軸力は互いに影響するため、交互作用を考慮した。この計算に基づいて、最も大きな応力をもつ部分のバルブ内径側面の応力 (Y_{inside})、ザグリ部の衝撃圧負荷時の応力 (Y_{impact}) 及び熱負荷時の応力 (Y_{heat}) の分散分析を行い有意な次数の項を使い、推定式を作成した。それぞれの推定式を以下に示す。また、推定式と解析値の比較の例として、バルブ内径側面の応力について図 11 に示す。

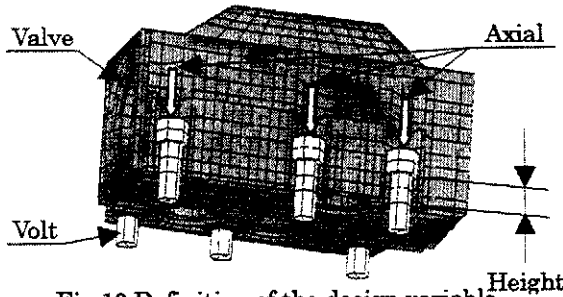


Fig.10 Definition of the design variable (Valve cut model)

$$Y_{inside} = -9.372 + 6.75 \cdot 10^{-5} \cdot X_1 + 1.41 \cdot 10^{-10} \cdot X_1^2 - 1.29 \cdot 10^{-15} \cdot X_1^3 - 3.11 \cdot 10^{-3} \cdot X_2^2 + 5.65 \cdot 10^{-6} \cdot X_2^3 - 4.78 \cdot 10^{-5} \cdot X_1 \cdot X_2 + 1.65 \cdot 10^{-6} \cdot X_1 \cdot X_2^2 - 1.94 \cdot 10^{-9} \cdot X_1 \cdot X_2^3 + 4.52 \cdot 10^{-10} \cdot X_1^3 \cdot X_2 - 2.02 \cdot 10^{-11} \cdot X_1^2 \cdot X_2^2 + 2.63 \cdot 10^{-13} \cdot X_1^2 \cdot X_2^3 \quad (11)$$

$$Y_{impact} = -154.093 - 3.36 \cdot 10^{-3} \cdot X_1 - 2.55 \cdot 10^{-7} \cdot X_1^2 + 1.54 \cdot 10^{-12} \cdot X_1^3 + 14.89 \cdot X_2 - 0.93 \cdot X_2^2 + 1.50 \cdot 10^{-2} \cdot X_2^3 + 6.07 \cdot 10^{-4} \cdot X_1 \cdot X_2 - 2.24 \cdot 10^{-5} \cdot X_1 \cdot X_2^2 + 2.47 \cdot 10^{-7} \cdot X_1 \cdot X_2^3 + 1.72 \cdot 10^{-8} \cdot X_1^2 \cdot X_2 - 9.98 \cdot 10^{-10} \cdot X_1^2 \cdot X_2^2 + 1.60 \cdot 10^{-11} \cdot X_1^2 \cdot X_2^3 - 8.46 \cdot 10^{-14} \cdot X_1^3 \cdot X_2 + 5.74 \cdot 10^{-15} \cdot X_1^3 \cdot X_2^2 - 9.89 \cdot 10^{-17} \cdot X_1^3 \cdot X_2^3 \quad (12)$$

$$Y_{heat} = -2.241 - 1.74 \cdot 10^{-2} \cdot X_1 + 2.49 \cdot 10^{-9} \cdot X_1^2 + 0.335 \cdot X_2 - 3.01 \cdot 10^{-2} \cdot X_2^2 + 5.04 \cdot 10^{-4} \cdot X_2^3 + 1.71 \cdot 10^{-3} \cdot X_1 \cdot X_2 - 7.86 \cdot 10^{-5} \cdot X_1 \cdot X_2^2 + 1.08 \cdot 10^{-6} \cdot X_1 \cdot X_2^3 + 1.66 \cdot 10^{-10} \cdot X_1^2 \cdot X_2 - 3.33 \cdot 10^{-11} \cdot X_1^2 \cdot X_2^2 + 6.53 \cdot 10^{-13} \cdot X_1^2 \cdot X_2^3 - 2.57 \cdot 10^{-15} \cdot X_1^3 \cdot X_2 + 3.11 \cdot 10^{-16} \cdot X_1^3 \cdot X_2^2 - 5.81 \cdot 10^{-18} \cdot X_1^3 \cdot X_2^3 \quad (13)$$

$$\left(X_1 : \text{axial}, X_2 : \text{height} \right)$$

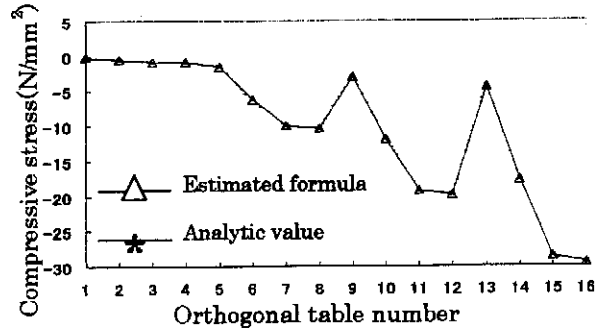


Fig.11 Comparison between estimated formula and analytic value

5.1.2.最適化計算 L16 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(4)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。

一方、締め付けトルク T はトルク係数 K とねじの呼び径 D 、軸力 X を用いて、式 14 のように計算できる。

$$T = K \cdot D \cdot X \quad (14)$$

したがって軸力 X_1 の分散は、締め付けトルクが一定値の場合、上式と図に示す潤滑状態にある K のばらつきの最大幅から式 15 のように定義できる。

$$Var[X_1] = \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{X}_1 - X_{1i})^2}{n-1} = (2.344 \cdot X_1)^2 \quad (15)$$

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 16 のように定義できる。

$$Var[X_2] = \sigma_{X_2}^2 = (C.O.V \cdot X_2)^2 = (0.03 \cdot X_2)^2 \quad (16)$$

以上から、各推定式の分散は式(4)より以下のように表現できる。

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

$$Var[Y_{impact}] = \left(\frac{\partial Y_{impact}}{\partial X_1} \right)^2 Var[X_1] + \left(\frac{\partial Y_{impact}}{\partial X_2} \right)^2 Var[X_2] \quad (18)$$

$$Var[Y_{heat}] = \left(\frac{\partial Y_{heat}}{\partial X_1} \right)^2 Var[X_1] + \left(\frac{\partial Y_{heat}}{\partial X_2} \right)^2 Var[X_2] \quad (19)$$

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 :

$$\{Var[Y_{inside}], Var[Y_{impact}], Var[Y_{heat}]\} \rightarrow minimum$$

$$\begin{aligned} Constraints : & 1891.86 \leq X1 \leq 65364.20 \\ & 3 \leq X2 \leq 42 \\ & |Y_{impact}|_{K=0.05} \leq 280 \\ & X1_{K=0.3} \geq 4556.9 \end{aligned} \quad (20)$$

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を使用した。

<The first step>

$$Objective\ function : Var[Y_{inside}] \rightarrow minimum$$

$$\begin{aligned} Constraints : & 1891.86 \leq X1 \leq 65364.20 \\ & 3 \leq X2 \leq 42 \\ & |Y_{impact}|_{K=0.05} \leq 280 \\ & X1_{K=0.3} \geq 4556.9 \end{aligned} \quad (21)$$

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>

$$Objective\ function : Var[Y_{impact}] \rightarrow minimum$$

$$\begin{aligned} Constraints : & Var[Y_{inside}] \leq 5.05 + 0.505 \\ & 1891.86 \leq X1 \leq 65364.20 \\ & 3 \leq X2 \leq 42 \\ & |Y_{impact}|_{K=0.05} \leq 280 \\ & X1_{K=0.3} \geq 4556.9 \end{aligned} \quad (22)$$

同様に、得られた最適解に対し 10% を緩和した希求水準を設定し最適化計算を行った。

<The third step>

$$Objective\ function : Var[Y_{heat}] \rightarrow minimum$$

$$\begin{aligned} Constraints : & Var[Y_{inside}] \leq 5.05 + 0.505 \\ & Var[Y_{impact}] \leq 4541.5 + 454.15 \\ & 1891.86 \leq X1 \leq 65364.20 \\ & 3 \leq X2 \leq 42 \\ & |Y_{impact}|_{K=0.05} \leq 280 \\ & X1_{K=0.3} \geq 4556.9 \end{aligned} \quad (23)$$

<The results>

$$\begin{aligned} Var[Y_{inside}] &= 5.05 \\ Var[Y_{impact}] &= 4561.7 \\ Var[Y_{heat}] &= 37890.3 \end{aligned} \quad (24)$$

第三段階によって得られた解が多目的最適解になる。最終的に得られた設計変数を表 1 に示す。また、バルブ内径側面 4 点のクリアランス部(図 12 参照)での応力の比較(K=0.165 で換算)を図 13 に示す。図 13 からボルトが影響する応力のうちその約 7 割が改善されたことになる。

次に、初期設計値と最適設計値において、バルブ内径変形を表す応答曲面近似式に、図 3 に示す K のばらつき確率分布に従う乱数を発生させ逐次、構造応答の値を計算し求めた構造応答確率分布の比較を図 14 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なったことがわかる。

Table.1 Result of the optimization

	axial(X1)/N	height(X2)/mm
Normal	21617.8	16.0
Optimum	10530.8	9.4

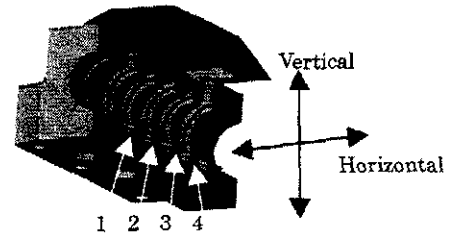


Fig.12 Valve cross section (Valve cut model)

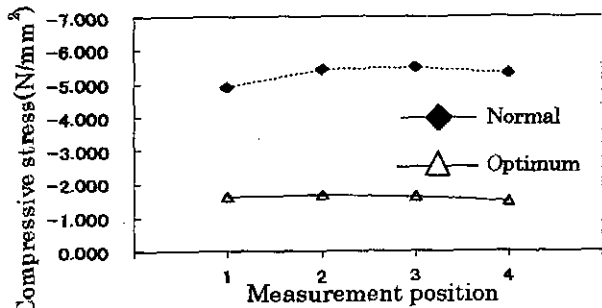


Fig.13 Comparison of the stress

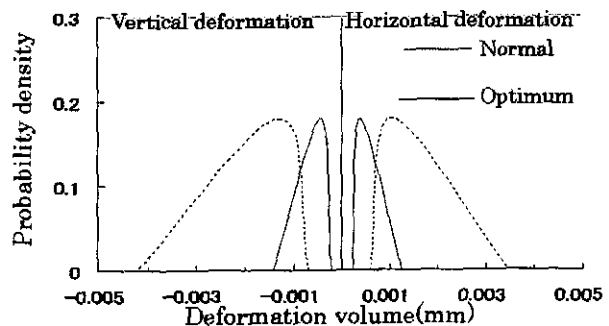


Fig.14 Distribution of the deformation with the dispersion of torque coefficient.

5・2.ステップ2熱による内径変形の最小化

5・2・1.問題の設定 熱によるバルブ内径の楕円変形を抑制するためには、バルブ内の最大温度差を最小にすること、バルブ下面の凸変形を抑制するために接触面近傍の熱分布を面に平行にする等考えられる。ここでは前者で外付け的に容易にできる断熱材を用いた方法を検討する。断熱材はグラスウールボードを用い、バルブのどの面を断熱すればよいかを計算した。目的関数はバルブの内径側面に生じる応力をとった。設計変数は図16に示すように、グラスウールを取り付け可能なバルブの7つの熱伝達面を設定し、水準は断熱するあるいはしないの2水準とした。計算では直交表L64を用いた。計算の結果得られた目的関数 Y_{inside} の推定式を式(25)に示す。また、推定式と解析値の比較を図15に示す。

$$\begin{aligned}
 Y_{inside} = & -9.82+0.15*X1+0.12*X2+0.27*X3 \\
 & +0.352*X4+0.247*X7+0.17*X5+1.09*10^{-2}*X6 \\
 & +2.63*10^{-3}*X1*X2+6.25*10^{-3}*X1*X3-1.13*10^{-3}*X2*X3 \\
 & +6.63*10^{-3}*X4*X7-1.25*10^{-3}*X1*X4+6.63*10^{-3}*X2*X4 \\
 & -1.38*10^{-3}*X3*X7-8.5*10^{-3}*X3*X4-5.75*10^{-3}*X2*X7 \\
 & +2.38*10^{-3}*X1*X7+2.13*10^{-3}*X1*X5+2.00*10^{-3}*X2*X5 \\
 & -6.25*10^{-4}*X3*X5+1.88*10^{-3}*X4*X5+2.75*10^{-3}*X5*X7 \\
 & +1.74*10^{-3}*X1*X6+9.75*10^{-3}*X2*X6-1.38*10^{-3}*X3*X6 \\
 & +6.88*10^{-3}*X4*X6+1.13*10^{-3}*X6*X7+2.75*10^{-3}*X5*X6
 \end{aligned}
 \tag{25}$$

(X1 : PT-A X2 : PT-B X3 : PT-C
X4 : TOP X5 : B-C X6 : B-B X7 : B-A)

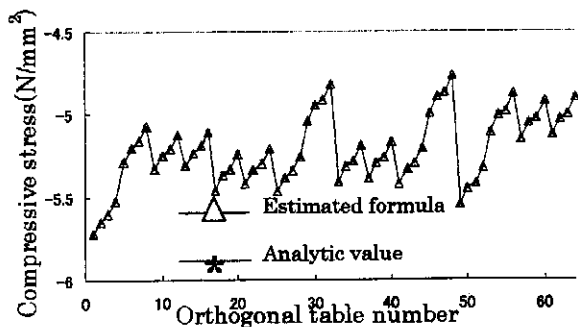


Fig.15 Comparison between estimated formula and analytic value

5・2・2.最適化計算 最適な断熱ポイントとして図16の5箇所(○で囲まれた部分)が得られた。ここで、 $40^{\circ}\text{C}/\text{h}$ の温度負荷を加えたときの1時間後のバルブの内径側面に生じる応力の比較($K=0.165$ で換算)を図17に示す。ここでの断熱最適値はステップ1の最適な設計変数を用いたバルブに適用したものである。ここから初期設計値に対し約50%の応力の減少が認められる。

また図18にスプールとバルブのクリアランス変化を示す。初期設計状態での1時間後のクリアランス量は

約0.0015mmであるのに対しステップ1の状態では約0.0025mm、ステップ2の状態では約0.0035mmの確保が可能となった($K=0.165$ で換算)。

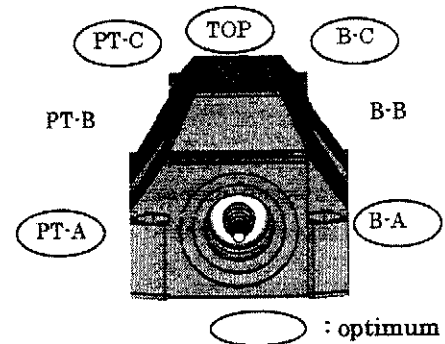


Fig.16 Design variable

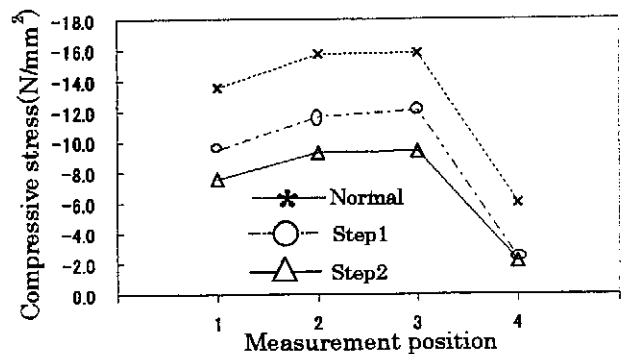


Fig.17 Comparison of the stress

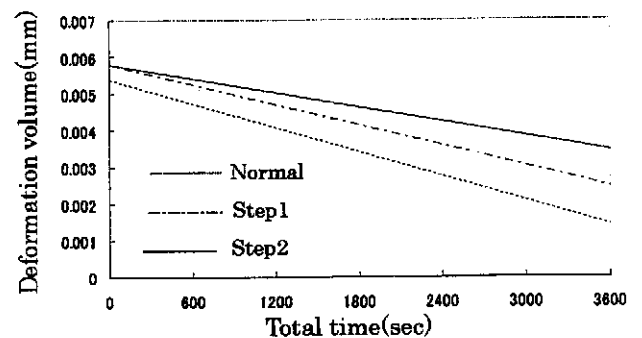


Fig.18 Comparison of the clearance variation quantity

5・3.最適化の結果 図19にKのばらつきに対するバルブ内径の垂直方向の変形量を示す。図18と図19からスプールとバルブが干渉する場合、ボルトの締め付けの段階で1時間後のクリアランス量を超える変形(図19の矢印)が生じていたことがわかる。すなわち図4による $K=0.1$ 以下での換算時の軸力がボルトに与えられていたことになる。またステップ1での内径変形量の分布を考慮すると、断熱をしなくとも干渉することはないため、ボルトの軸力とバルブのザグリ高さのみで熱変形による干渉を防ぐことが可能であると言える。

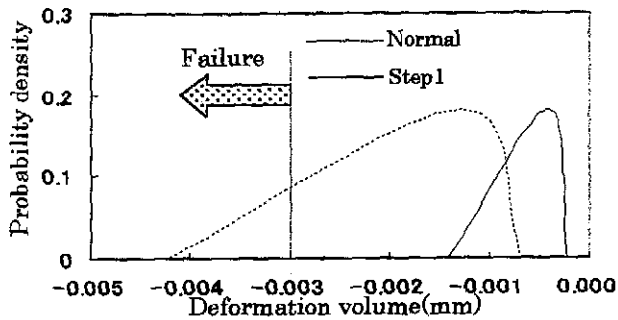


Fig.19 Distribution of the vertical deformation

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21に実験で得られたKのばらつき(図20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。また、一

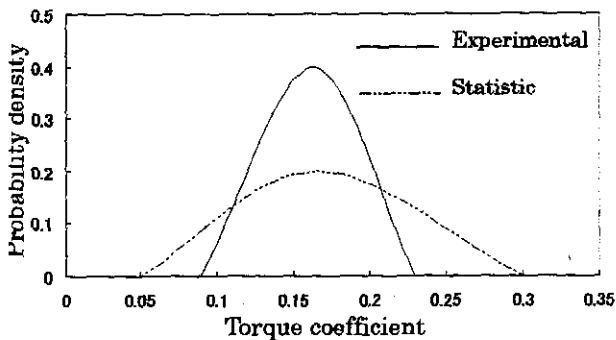


Fig.20 Dispersion of the torque coefficient from the experiment.

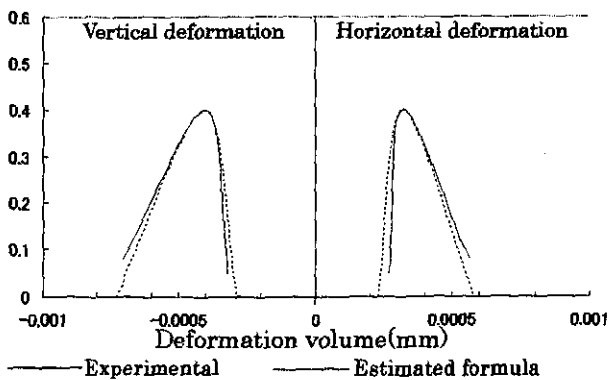


Fig.21 Comparison of estimate and experimental value

般に知られているKのガウス分布(図20の二点鎖線部)に従った軸力の分布を実験からは得られなかったが、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、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。ここで確立した、分散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った。

参考文献

- 1) 柏村・白鳥・子、実験計画法による非線形問題の最適化、朝倉書店、(1998)
- 2) 川面・横山・長谷川、最適化理論の基礎と応用、コロナ社、(2000)
- 3) 山本、ねじの締結の理論と計算、養賢堂、(1987)
- 4) 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
- 5) 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