

CAE システムを用いた機械構造物の最適化設計に関する研究 (第 1 報)

生産技術部
田中 徹

近年、製造業界の市場における製品サイクルは、極めて短くなっている。その様な状況の中、製造工程においても従来から行ってきた設計・製作・試験・設計変更・改造といった方法では、対応できない状況にある。そこで本研究では、機械設計業務で注目されているコンカレントエンジニアリング（並列設計処理）を目指し、CAE システムを利用した設計の最適化を目的としている。今回は設計対象を装置本体やモータ、周辺機器を設置するためのベース架台とし、架台の補強リブの設計を行う上で、形状パラメータ（寸法、位置など）と応答パラメータ（たわみ、応力など）について CAE システムを用いて形状決定意思を明確にした。

1. はじめに

近年、製造業界の市場における製品サイクルが短くなり、多品種少量生産による高付加価値製品が要求されている。こうした状況の中、多品種少量生産といった市場ニーズに対応していくためにも、設計と試作実験を繰返す従来の方法を見直し、開発設計業務のリードタイムを短縮することが重要である。

近年、注目されている機械製造分野で業務を同時進行していく手法（コンカレントエンジニアリング）を実現するために登場したのが CAE (Computer Aided Engineering=コンピュータ支援エンジニアリング) システムである¹⁾。しかし県内企業において、機械構造物の設計に CAE システムを利用している企業は少ない。それは、CAE システムの知名度の低さはもちろん、どのような条件で、どのような現象を解析できるのかといった基本的な部分が知られていないことが壁となっていると考えられる。

本報では、機械構造物の基本的な要素として、図 1 に示すようなベース架台を対象に、補強リブに関する形状パラメータを変化させることで、最適形状の決定意思を検討する。

2. 実験方法

今回提案する方法では、次のハードウェアおよびソフトウェアを用いた。

2.1 ハードウェア

SGI 社製 OCTANE/SE (R10000 CPU, 256MB Memory, 85GB HD) を使用し、出力にはカラープリンタ Phaser 740JP (SONY Tektronix 製) を用いた。

2.2 ソフトウェア

解析を行うための、プリ・ポストプロセッサは MSC/Patran 2001 (r2), 解析ソルバーとして MSC/Nastran 2001, 3 次元 CAD は i-deas9 を使用した。

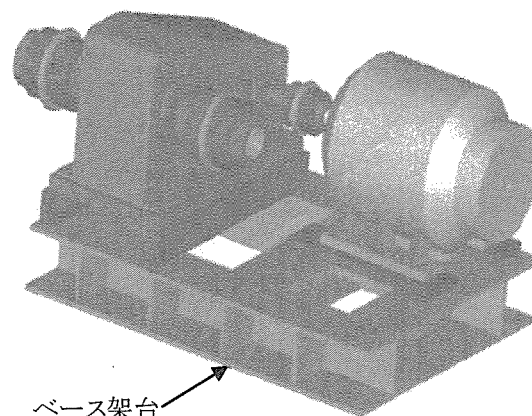


図 1 ベース架台

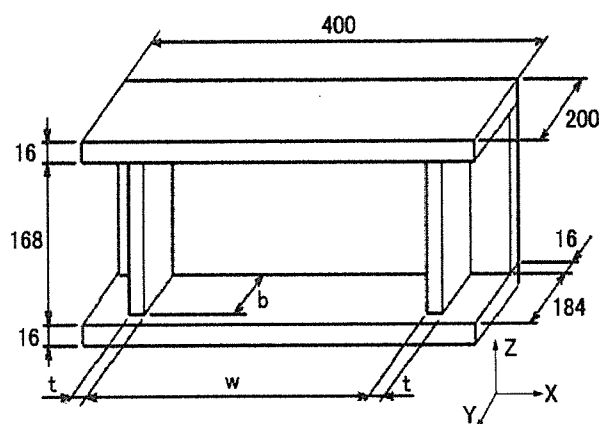


図 2 解析モデル

2.3 モデル形状

モデル形状は、図1におけるベース架台の一部を切り取り図2に示す様なソリッドモデルを対象とした。ここで、図中の w , b , t は形状パラメータを示している。

2.4 解析条件

(1) 荷重条件

荷重条件を決定するにあたり、 $w=282\text{mm}$, $b=170\text{mm}$, $t=9\text{mm}$ の解析モデルにおいて面圧 0.5MPa , 1.0MPa , 1.5MPa で解析を行い、最大ミーゼス応力が降伏点 245MPa を越えない値である 0.5MPa (39.2kN 相当), 1.0MPa (78.4kN 相当) の2種類を設定した。また、面圧は解析モデルの上面全面に作用させることとした。

(2) 拘束条件

拘束は、解析モデルの下面全面を X , Y , Z 方向を完全拘束し、回転は自由とした。

(3) 材料

解析モデルの材料として機械構造物を構成する最も一般的な材料である一般構造用圧延鋼材 (SS400) とした。物性値としてヤング率は $206,000\text{MPa}$, ポアソン比は 0.3 を設定した。

(4) モデル要素

モデル要素分割の一例を図3に示す。分割した要素形状は、四面体二次要素を用い、要素数は $900\sim 1150$ を設定した。

(5) 解析パターン

実施した解析パターンを下記する。

- 形状パラメータの補強リブ厚さ (t) を 6 , 9 , 12 , 16 , 19mm と変化させて解析した。
- 形状パラメータの補強リブ奥行き (b) を 100 , 120 , 140 , 160 , 170 , 180mm と変化させて解析した。
- 形状パラメータの補強リブ間距離 (w) を 100 , 150 , 200 , 250 , 282 , 300mm と変化させて解析した。

モデル要素

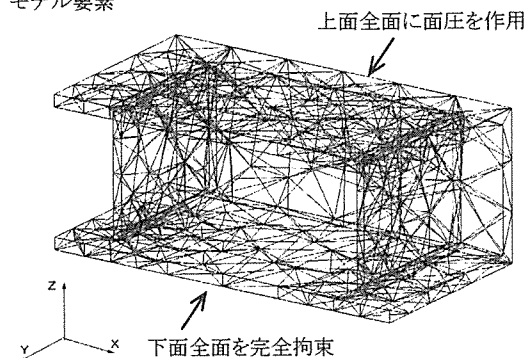


図3 モデル要素

3. 結果および考察

3.1 補強リブ厚さ (t) の変化における解析結果

解析モデルの上面に 0.5MPa , 1.0MPa の面圧を作用させ、補強リブの厚さ (t) を 6 , 9 , 12 , 16 , 19mm と変化させて得られた最大主応力値と最大変位量を図4に示す。

図4に示す結果から、リブ厚さ (t) を変化させた時の最大主応力は厚さ 12mm のとき応力減少率が大きく、 16mm 付近から収束する傾向にあることが分かった。また、変位量はリブ厚さ (t) が大きくなるほど減少する傾向にあることが分かる。

ここで、設計諸元に変位量の制限がある場合は別にして、一般的な応力値による判定を行えば最適なリブ厚さ (t) は 16mm となるが、トータル重量を考慮し 12mm を選定する、その場合の安全率は単純に降伏点 245MPa を許容応力とするならば、約3倍 (面圧 1.0MPa の時), 約6倍 (面圧 0.5MPa の時) となり、補強リブ厚さ (t) に対し設計意思を明確にできる。

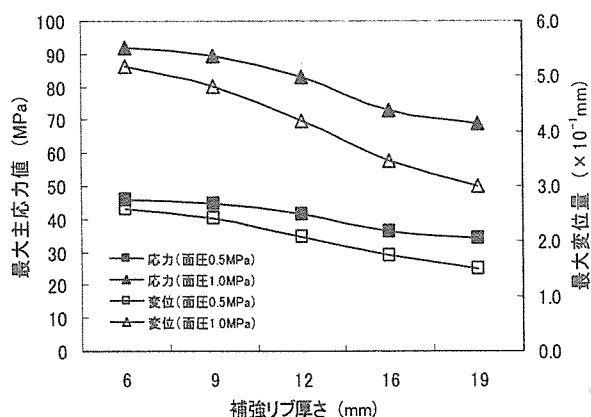


図4 補強リブ厚さ (t) を変化させた解析結果

3.2 補強リブ奥行き (b) の変化における解析結果

解析モデルの上面に 0.5MPa, 1.0MPa の面圧を作用させ、補強リブの奥行き (b) を 100, 120, 140, 160, 170, 180mm と変化させて得られた最大主応力値と最大変位量について面圧 0.5MPa の結果を図 5 (a) に、面圧 1.0MPa の結果を図 5 (b) に示す。但し、補強リブ間距離寸法 (w) は 282mm としている。

図 5 (a) および図 5 (b) に示す結果から、補強リブ奥行き (b) を変化させた時の最大主応力値は奥行き寸法が大きくなるに従い減少し、寸法が 160mm の付近から収束する傾向にあることが分かった。最大変位量も同様に奥行き寸法が大きくなるに従い減少し、寸法が 160mm の付近から収束する傾向にある。

従ってこの場合、補強リブ奥行き寸法を 160mm より大きくしたからと言って、最大主応力値、最大変位量を下げる効果は少ないことが分かる。つまり、最適な補強リブ奥行き寸法は 160mm を選定できる。

また、3.1 補強リブ厚さ (t) の結果である補強リブ厚さ 12mm に着目した場合、安全率は単純に降伏点 245MPa を許容応力とするならば、約 3 倍 (面圧 1.0MPa の時)、約 6 倍 (面圧 0.5MPa の時) となり、補強リブ奥行き (b) に対し設計意思を明確にできる。

ここで、最大主応力値において各グラフの値が波打っているのは、図 5 (a)、図 5 (b) の両方を比較すると、補強リブ厚さが同じものは同様の波打ち傾向であるため、解析モデルの要素分割の影響であると考えられる。

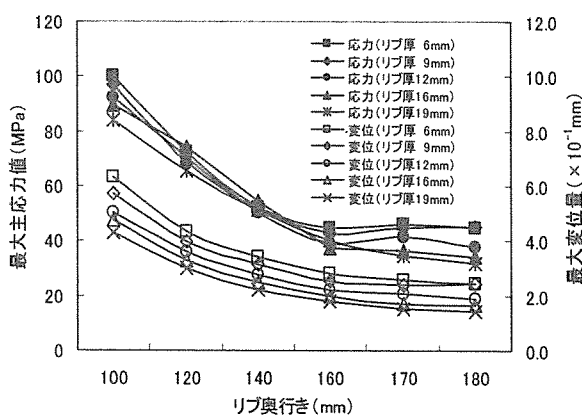


図 5 (a) 補強リブ奥行き (b) を変化させた解析結果
(面圧 0.5MPa の時)

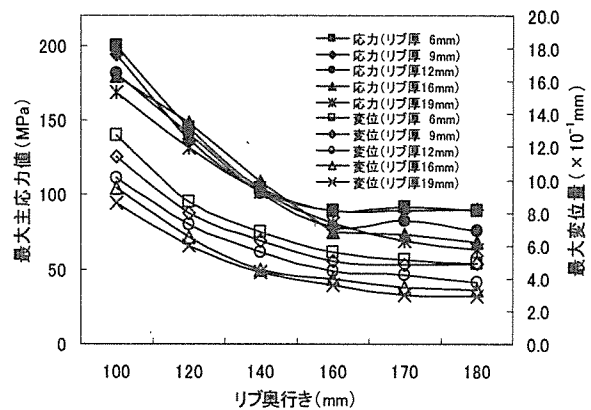


図 5 (b) 補強リブ奥行き (b) を変化させた解析結果
(面圧 1.0MPa の時)

3.3 補強リブ間距離 (w) の変化における解析結果

解析モデルの上面に 0.5MPa, 1.0MPa の面圧を作用させ、補強リブの間距離 (w) を 100, 150, 200, 250, 282, 300mm と変化させて得られた最大主応力値と最大変位量について面圧 0.5MPa の結果を図 6 (a) に、面圧 1.0MPa の結果を図 6 (b) に示す。但し、補強リブ奥行き寸法 (b) は 170mm としている。

図 6 (a) および図 6 (b) に示す結果から、補強リブ間距離 (w) を変化させた時の最大主応力値は補強リブ間距離寸法が大きくなるに従い減少し、寸法が 250mm の付近から逆に増加する傾向にあることが分かった。最大変位量に関しても同様に奥行き寸法が大きくなるに従い減少し、寸法が 250mm の付近から増加する傾向にある。

従ってこの場合、補強リブ奥行き寸法が 250mm 付近で最大主応力値の最小値をとることが分かった。つまり、最適な補強リブ間距離寸法を 250mm が選定できる。また、最大変位量に関しても補強リブ間距離寸法が 250mm 付近ではほぼ最小値と言える。

また、3.1 補強リブ厚さ (t) の結果である補強リブ厚さ 12mm に着目した場合、安全率は単純に降伏点 245MPa を許容応力とするならば、約 4 倍 (面圧 1.0MPa の時)、約 8 倍 (面圧 0.5MPa の時) となり、補強リブ間距離 (w) に対し設計意思を明確にできる。

ここで、最大主応力値において一部グラフの値が波打っているのは、図 6 (a)、図 6 (b) の両方を比較すると、補強リブ厚さが同じものは同様の波打ち傾向であるため、図 5 の場合と同様、解析モデルの要素分割の影響であると考えられる。

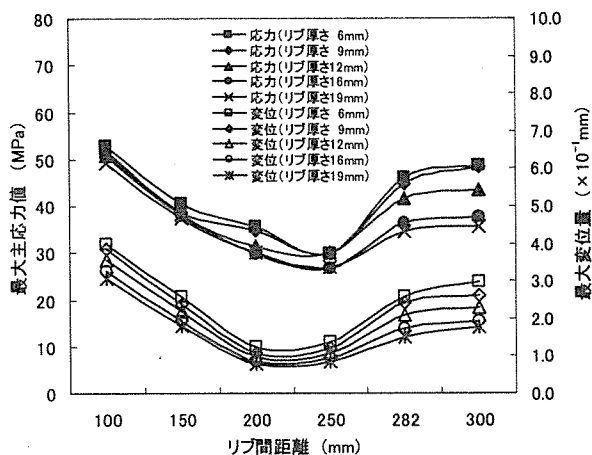


図 6 (a) 補強リブ間距離 (w) を変化させた解析結果
(面圧 0.5MPa の時)

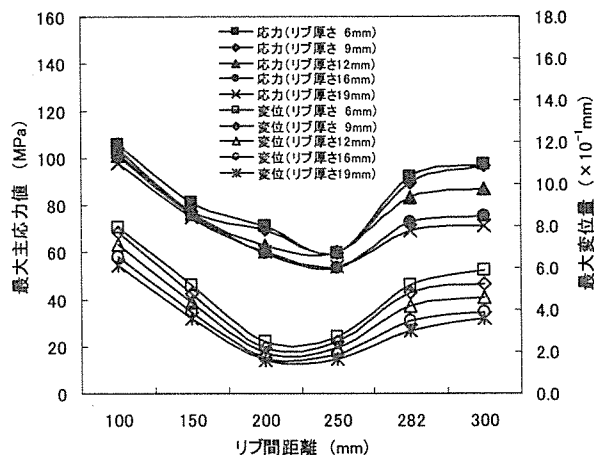


図 6 (b) 補強リブ間距離 (w) を変化させた解析結果
(面圧 1.0MPa の時)

3.4 解析結果の評価方法

ここで、設計意思決定に関する注意点として、許容応力の設定方法を明確にする必要がある。しかし、許容応力の設定は様々な条件によって変わるため法的な決定方法は述べる事ができない。

今回は、降伏点（弾性変形域）に対する安全率を挙げているが、場合によっては下記の要素も考慮する必要がある²⁾。

(1) 使用材料の機械的性質

材質に対する信頼度に起因する要素

(2) 内力計算の正確度

計算された応力値の計算誤差に起因する要素

(3) 荷重の作用状態

静荷重、繰返し荷重、衝撃荷重などの、荷重の種類に起因する要素

(4) 疲労破壊を考慮した場合

材料の疲れ強さを基準に、許容応力を設定する場合には、さらに詳細に下記の項目を考慮する必要がある。

- 部品形状に起因する応力集中係数
- 加工表面などに起因する切欠係数
- 形状寸法に起因する寸法効果
- 加工方法に起因する加工効果

以上、大略ではあるが、解析結果を評価するための許容応力決定の時に考慮する項目を挙げた。

種々の機械構造物があるが、静荷重が作用するのは安全率を降伏点に対し 1.5~2 倍としているもの、また衝撃荷重が作用するのは安全率を降伏点に対し、10~20 倍としているものもあり様々である。許容応力の設定が CAE 解析の結果を評価するにあたり重要である。

4. おわりに

CAE システムを利用し、機械構造物の基本的な対象モデルとして、ベース架台における補強リブに関し下記に示す形状パラメータを変化させて CAE 解析を行い、最適形状の決定意思を明確にした。

- 補強リブ厚さ (t) を変化させたときの解析を行い、ベース架台における補強リブ厚さ (t) 寸法は、12~16mm を選定することが最適形状であると分かった。
- 補強リブ奥行き (b) を変化させた CAE 解析を行い、ベース架台における補強リブ奥行き (b) 寸法は、160mm を選定することが最適形状であると分かった。
- 補強リブ間距離 (w) を変化させた CAE 解析を行い、ベース架台における補強リブ間距離 (w) 寸法は、200~250mm を選定することが最適形状であると分かった。

今後、CAE システムを用いた解析に関する研究を行うにあたり、CAE 解析の結果を試作実験により検証する必要がある。実際の試験部品に相当荷重を作用させた時の結果を、CAE 解析の結果と比較することで検証を行う予定である。また、結果の評価方法（許容応力の設定方法など）に関する課題も重要であると言える。

参考文献

- 安田仁彦, CAD/CAM/CAE 入門, オーム社 (1999)
- 益子正巳, 機械設計(増訂改版), 養賢堂 (1981)