

亀裂が発生した大型送風機用インペラーの構造最適化(OS.8 動解析の新展開-マルチボディ, モード解析, 最適設計-)

NAGAMATSU, Akio / 大竹, 雅浩 / IWAHARA, Mitsuo / 桑田, 克也 / Ohtake, Masahiro / Kumeda, Katsuya / 長松, 昭男 / 岩原, 光男

(出版者 / Publisher)

日本機械学会

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

日本機械学会関東支部総会講演会講演論文集

(号 / Number)

10

(開始ページ / Start Page)

259

(終了ページ / End Page)

260

(発行年 / Year)

2004-03-03

03205 亀裂が発生した大型送風機用インペラーの構造最適化

Optimization for cracked impeller of large-size fan

○ 桑田 克也 (法政大学)
Katsuya Kumeda, Hosei University
岩原 光男 (法政大学)
Mitsuo Iwahara, Hosei University

大竹 雅浩 (法政大学大学院)
Masahiro Ohtake, Hosei University Graduate Schools
長松 昭男 (法政大学)
Akio Nagamatsu, Hosei University

Key Words : *Finite Element Method, Stress, Vibration, Impeller, Large-sized Fan, Pseudo-inverse Method, Optimization, Design Variables, Design Restrictions Conditions*

In this research, in order to solve the cause of the impeller for large-sized fan by which the crack entered during actual operation at the joint part of the main board and Blade, vibration and stress analysis using the finite element method were performed. The analysis result showed that the cause of a crack of impeller is for concentration stress to occur in the joint part of the main board and Blade owing to the wave phenomenon of the side board by centrifugal force. Then, the structure optimization by pseudo-inverse method was performed for the purpose of stress reduction. When the design variables were made into the board thickness of an element, design restrictions condition was made into the stress which generates a crack part and repetition calculation was performed, stress was able to be reduced to the target value by calculation of four calculations.

1. 目的

本研究では、実際の稼働中に亀裂が入った大型送風機用インペラーの原因の解明と問題改善のための手法および構造提案を目的とする。そこで、本研究では有限要素法による振動・応力解析と実験との比較により亀裂が入った原因を解明し、擬似最小二乗法による大型送風機用インペラーの構造最適化を行い、問題を改善する。また、この構造最適化における挙動制約条件は最大応力であり、設計変数は板厚である。

2. 有限要素法による解析と実験との比較

2・1 モデルの説明

解析に用いたインペラーの FEM モデルを図 1 に示す。使用したモデルは大型送風機用インペラーの形状を正確に再現できるように要素形状は四面体要素とし、計算精度を上げるため中間接点を付けた。また、要素数は 79486 で、節点数は 157931 である。

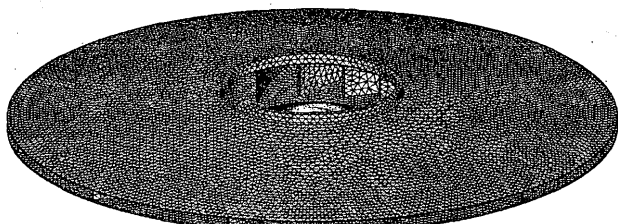


Fig.1 FEM Model

2・2 振動による応力解析結果

固有振動数の計算を行った結果、1次固有振動数は 38.8 HZ となった。1次固有振動数での共振時の応力分布より、インペラーの亀裂部とは異なる位置に最大応力が発生することがわかった。3次固有振動数は本研究で用いた大型送風機用インペラーの稼働回転数とは大きく異なるため共振しないと考えられる。また、今回の振動解析により、1、2次固有モード (38.8HZ, 39.0HZ) では振動は Blade まで及ばず、3次 (96.7HZ) 以降から Blade の振動が始まることわかった。以上の結果より、インペラーの亀裂の原因は振動によるものではないと予想される。

2・3 有限要素法による応力計算

従来の計算によると最大応力値は羽根の中央の位置に発生

するはずであるが、有限要素法による計算結果ではインペラーの主板と Blade との結合部に最大応力が発生することがわかった。これは、従来の計算方法は主板と側板を単純支持した状態で計算しており、側板が波うつ現象を考慮していないためと思われる。また、今回の計算によって得られた応力値は歪ゲージを用いた実験値とほぼ一致した。以上の結果から、遠心力が原因で側板が波うつ現象が起こり、この現象により主板と Blade との結合部に最大応力が発生したと考えられる。また、この現象がインペラーの亀裂の主原因になっていると考えられる。

3. 擬似最小二乗法による構造最適化

3・4 節によりインペラーの亀裂部とは別の場所に最大応力が発生し、その原因はインペラーにかかる遠心力によるものだということがわかった。そこで、擬似最小二乗法による最適化方法を単純な片持ち梁に適用させ有効性を示した後、インペラーの亀裂部ではなく、主板と Blade との結合部に発生した最大応力に着目し応力の低減を狙った構造最適化を試みる。

3・1 構造変更方法

設計変数を板厚 t とし、板厚に対する応力の感度 $\partial\sigma/\partial t$ を求め、擬似最小二乗法を用いて構造最適化を行った。設計変数変更後の応力値は次のように線形予想される。

$$[z]\{\Delta t\} = \{\Delta\sigma\} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$[z]: \text{感度マトリックス} \quad z_{ij} = \partial\sigma_i / \partial t_j$$

$\{\Delta t\}$: 設計変数の変更ベクトル

$\{\Delta\sigma\}$: 応力値の変更ベクトル

感度マトリックス $[z]$ は列数が設計変数の数で行数が対象としている応力である。感度マトリックス $[z]$ と応力変更量 $\{\Delta\sigma\}$ が与えられるとき、式 (1) から設計変数の変更ベクトル $\{\Delta t\}$ を求める。式 (1) は式の数より変数が多い連立方程式となり、無数の解 $\{\Delta t\}$ が存在するが、 $\{\Delta t\}$ のノルム最小という条件を付加すると $\{\Delta t\}$ は一意に決まり、

$$\{\Delta t^*\} = [z]^T ([z][z]^T)^{-1} \{\Delta\sigma\} \quad \dots\dots\dots (2)$$

となる。

3・2 片持ち梁の構造最適化

図2に示すような梁の先端に荷重 $w=0.1\text{Kgf}$ がかかる片持ち梁を考え、点10にかかる応力が $\sigma=2.8\text{Kgf/mm}^2$ から $\sigma=1.5\text{Kgf/mm}^2$ になるように擬似最小二乗法を用いて片持ち梁の構造最適化を行った。また、点10における応力の理論値は次の式から求められ、 $\sigma=2.64\text{Kgf/mm}^2$ である。また、有限要素法による解析での点10にかかる応力は $\sigma=2.83\text{kgf/mm}^2$ となり、理論値に近い値となった。使用した有限要素モデルはすべて板要素であり、その板要素全部の板厚を設計変数とし、設計変数の数(要素数)は500で、節点数は561である。繰返し計算を行った結果、3回の計算で点10の応力は $\sigma=1.5\text{Kgf/mm}^2$ となった。しかし、構造変更前と後では最大応力が発生する場所が移動し、応力値も増加していることがわかった。そのときの繰返し計算結果を図12に、構造最適化後の有限要素モデルを図13に示す。次に荷重点の変位が 4.5mm から 2mm になるように構造最適化を行った。その結果、4回の計算で荷重点の変位は 1.91mm となった。また、図4に示すように荷重点の変位を下げることで点10の応力を低減することができた。また、最大応力の移動は見られなかった。

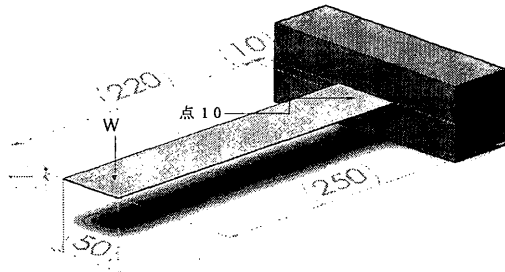


Fig.2 3D CAD Model

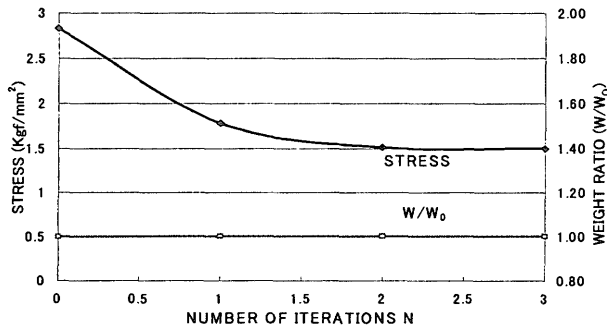


Fig.3 Calculation result

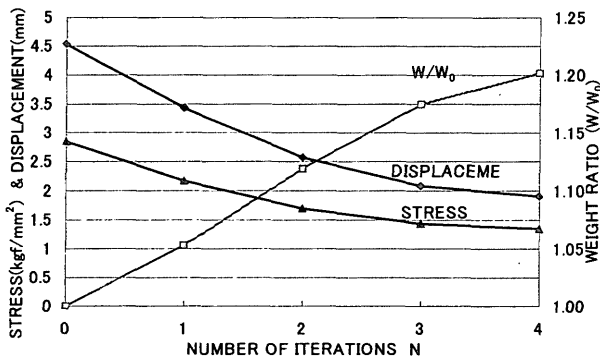


Fig.4 Calculation result

3・3 大型送風機用インペラーの構造最適化

使用した有限要素モデルは Boss 部を除いてすべて板要素であり、側板、Blade、主板の各部品を設計変数とし計算を行った。要素数は41028で、節点数は43308である。今回はインペラーの亀裂が発生した側板と Blade との結合部の応力では

なく、主板と Blade との結合部に発生した最大応力に着目し、最大応力が 77.5Kgf/mm^2 から 40Kgf/mm^2 になるように擬似最小二乗法を用いて構造最適化を行った。繰返し計算を行った結果、6回の計算でインペラーの最大応力は 39.6kgf/mm^2 となった。また最大応力の移動もなく、亀裂部の応力も低減できた。次に全ての板要素の板厚を設計変数とし、構造最適化を行った。設計変数の数(要素数)は5112で、節点数は5004である。繰返し計算を行った結果、3回の計算で着目した要素にかかる応力は 40.0kgf/mm^2 となった。しかし、今回は最大応力の発生した1つの要素に着目し構造最適化を行ったため、最大応力の発生した要素付近でしか板厚の変更は行われず、着目した要素しか応力低減することができなかった。そこで、すべての板厚を変更し計算を行った。その結果、着目した要素にかかる応力はすべて 40.0kgf/mm^2 となったが、最大応力が移動し応力値は $\sigma=50.1\text{kgf/mm}^2$ となった。しかし、最大応力の位置は移動したものの構造変更前に比べて応力は低減されており、今回着目した要素の応力に至っては 77.5kgf/mm^2 から 40.0kgf/mm^2 まで低減することができた。また亀裂部の応力は増加する結果となった。

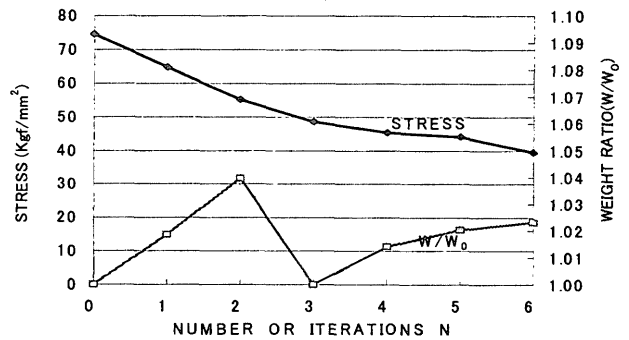


Fig.5 Calculation result (A design variable is the board thickness of a component)

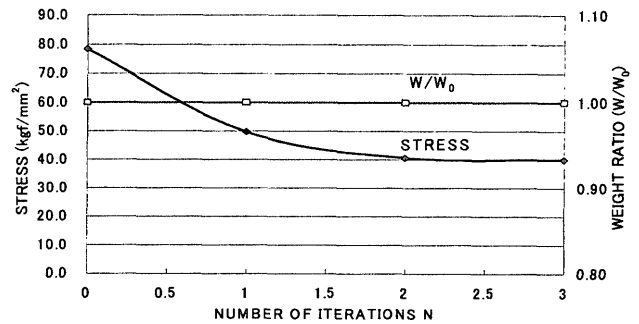


Fig.6 Calculation result (A design variable is the board thickness of all elements)

4. 結論

擬似最小二乗法を使って移動中に亀裂が入った大型送風機用インペラーの問題改善の手法および構造提案を行うことが出来た。その際、制約条件を直接に最大応力にすると最大応力の場所が移動してしまい、最大応力値が上がってしまうこともある。今後の展望として、インペラーの主板と Blade との結合部に最大応力が発生した原因は遠心力による側板の変形ということを考慮し、制約条件を側板の変位とした構造最適化を行い、最大応力の移動をなくすことを目指す。

参考文献

- (1) 岩原・長松、機論、56-523、C(1990-3)、86-92。
- (2) 長松昭男、モード解析入門、(1993)、コロナ社。
- (3) 三好俊郎、有限要素法入門、(1978)、倍風館。
- (4) 生井武文、ターボ送風機と圧縮機、(1988)、コロナ社。