過給機回転速度がタービン動翼の対数減衰率

および励振率に与える影響*

岩 城 史 典** 三 堀 健*** 小 池 利 康**
平 田 豊**** 小 幡 正 一*****

Influence of Turbocharger Rotational Speed on Logarithmic Decrement and Stimulus Value of Turbine Blade

by Fuminori Iwaki, Ken Mitsubori, Toshiyasu Koike, Yutaka Hirata and Masakazu Obata

In response to recent requirements for diesel engines with higher output, IHI has started developing a turbocharger having a higher pressure-ratio and volume-flow rate. One important technology for design of the turbocharger is a means of accurately evaluating the strength of turbine blades at resonance operating condition, in which serious accidents may occur through a failure of the blades now on the market. In this study, we measured resonance stress, resonance frequency, and logarithmic decrement for fluctuating flow and for non-fluctuating flow in the turbine scroll of the turbine casing. We describe the result of blade vibration measurements that were performed to clarify the influence of fluctuating flow on the resonance stress. The acquired results will contribute to safe design of a new turbine casing and turbine blade.

1. はじめに

近年、ディーゼルエンジンおよびガソリンエンジンに搭載される過給機は、エンジンの高出力化、地球温暖化の防止、大気汚染防止などに対応する観点から不可欠な技術となっている。また、ターボ過給機ユーザからの性能および信頼性向上への要求は年々厳しさを増しており、メーカーではこれに対処するため、新機種開発を鋭意進めている。

過給機は高速回転機械であり、強度設計上、特に重要となるのは高負荷がかかるタービン動翼の設計である。小型船用過給機の場合、過給機最高回転数におけるコンプレッサ圧力比は、3.5~4.0程度にまで達するため、これを駆動するタービン動翼にかかる負荷は非常に大きく、動翼の信頼性向上が高速回転機械の設計上、非常に重要な課題となっている。また、エンジンの高出力化にともない、新規過給機に対する要求はこれまで以上に高圧力比・大空気流量化の傾向が強くなっている。従来と同等の大きさの過給機で比較した場合、過給機をこれまで以上に高速回転させる必要があり、動翼はより過大な遠心力等の外力を受け強度的に

ますます厳しくなっている。こうした過酷な作動条件の中で、動翼がウェーク、偏流等の影響により長い時間共振させられると振動応力が過大な場合は破損する可能性がある。

ここで、動翼の振動源として最も大きなものは、動翼に流入する燃焼ガスの流速変動である。タービンにはノズル付きとノズル無しの2種類があり、この流速変動の主な原因は、ノズル付きの場合はノズルによるものであると考えられ、ノズル無しの場合は燃焼ガスがガス流路を通過する際、流れの流路形状の影響によるものであると考えられる。

本報では、ノズル無しのタービンについて流速変動成分が翼振動に及ぼす影響を調べるため、小型船用過給機を試験機として用い、ガス流路の流れに偏流を与えた場合と与えない場合に対し翼振動試験を行ない、振動応力および対数減衰率の計測から偏流が翼振動に及ぼす影響を調べるとともに過給機回転数がタービン動翼の対数減衰率および励振率に与える影響を明らかにした。

*原稿受付 平成17年1月7日

**正会員 石川島汎用機械株式会社(辰野町伊那富3934)

***正会員 石川島播磨重工業株式会社(横浜市新中原町1)

****非会員 石川島播磨重工業株式会社(横浜市新中原町1)

*****正会員 金沢工業大学(石川県野々市町扇が丘7-1)

2. 過給機の構造

2.1 過給機の構造 図1に供試機として用いた小型船用過給機の断面図を示す。過給機の回転部は、タービンとコンプレッサから成り、軸方向荷重はスラストベアリングにより支えられ、径方向荷重は2個のジャーナルベアリング（フローティングベアリング）により支えられており、軸受間距離は約65mmで軸長さは約300mmである。

タービンは、ニッケル系材料を精密鋳造して成形したもので、12枚の動翼から成り、その入口外径は約 $\phi 130\text{mm}$ である。また、タービン動翼は斜流型である。このタービン動翼における翼の1次振動モードの解析結果を図2に示す⁽¹⁾⁽²⁾。図中、タービン動翼の内側に示した曲線は1次振動モードの等変位線である。ここで、このタービン動翼の解析方法としては、タービン動翼表面を600個に要素分割して境界要素法による数値解析を行った。解析の結果、固有振動数 f_{lcalc} は約5800Hzであった。

3. タービン翼振動試験

3.1 計測方法 歪ゲージは、タービン動翼の1次振動モードの固有振動数解析結果から、最大振動応力発生位置に貼付けた。使用した歪ゲージは、約2.5mm長の高温用120 Ω の歪ゲージである。翼振動の計測は、外径約 $\phi 25\text{mm}$ 、質量約20gのコンプレッサ側軸端に取り付けたテレメータによって行なった。また、過給機の回転数は周方向に装着した光センサーにより計測した。

3.2 試験方法 振動応力、対数減衰率および固有振動数の計測は、ガス流路内の流れに偏流を与えた場合と与えない場合について行なった。図3にガス流路内の形状について示す。ここで、偏流を与える場合はガス流路内の0°位置に直径約 $\phi 6\text{mm}$ 、長さ約20mmの大きさの円柱を取り付けることによって行なった。

振動応力、対数減衰率および固有振動数の計測回転数は、計測可能な最低の回転数からとし、高い方は空気源の能力から50000rpm以下とした。すなわち、偏流を与えた場合は回転26次（約13000rpm）から回転7次（約48000rpm）までの計測を行ない、偏流を与えない場合は回転19次（約17000rpm）から回転7次（約48000rpm）までの運転条件で計測を行なった。なお、偏流を与えない場合については、対数減衰率は回転19次から回転7次まで計測できたが、振動応力は回転9次および回転8次のみが計測可能で、残りの回転数では振動応力が小さすぎるために計測できなかった。

運転条件は、偏流を大きく与えているために、回転数と振動応力、対数減衰率および固有振動数との関係は、回転数をガス運転により高回転にしなくても把握できるものと判断し、空気運転のみとした。

また、過給機の作動点はコンプレッサ性能曲線上の中間点近傍とした。さらに、計測回数は、計測結果のバラツキを確認するために、偏流を与えた場合も与えない場合も各回転回数において2回～4回行なった。

Fig.1 Blade vibration test machine

Fig.2 Resonance frequency analysis for the turbine blade

Fig.3 Gas inlet path

4. 実験結果と検討

4.1 タービン翼振動・固有振動数計測結果 図4および図5は、それぞれ偏流を与えた場合と与えない場合について計測した振動応力 σ_v と流体力によって動翼にかかる平均応力 σ_{bs} との応力比を各回転次数ごとに平均値で表しキャンベル線図上に示したものである。図の横軸はタービン外径における周速、左縦軸は振動周波数、右縦軸はあるタービン外径周速における回転体の周速を1とした場合の次数(倍数)を示している。また、図中の円の大きさは振動応力 σ_v と平均応力 σ_{bs} との応力比の大きさを示しており、図中左上に描いた基準円の大きさが40である。図4および図5から、偏流を与えた場合も与えない場合も計測した応力比の円の中心は左縦軸の振動周波数でみると、約5500～5600Hzの間にあるので、これは解析結果との比較から動翼の1次固有振動数であると考えられる。

Fig.4 Campbell diagram of blade vibration test with a protuberance

Fig.5 Campbell diagram of blade vibration test without a protuberance

したがって、動翼は過給機回転数を上昇させていく時、動翼の固有振動数(約 5500～5600Hz)と右縦軸の回転次数が合致した回転数で共振することが確認できた。

偏流を与えた場合の応力比は、図4に示すように回転26次、回転9次および回転8次の値はほぼ同じであるが、平均応力 σ_{bs} は回転次数の減少(回転数の上昇)とともに増加するので、振動応力 σ_v の値としては回転8次の時に最も大きくなった。偏流を与えない場合の応力比は、図5に示すように回転9次と回転8次のみが計測可能であった。

図4に示した偏流を与えた場合の回転9次および回転8次の応力比は、32.4～32.6であり、図5に示した偏流を与えない場合の応力比は2.3～2.8であったため、偏流を与えることにより振動応力が12～14倍増加するということが確認できた。

つぎに、タービン動翼の固有振動数計測結果について図6に示す。図の横軸はタービン外径における周速、縦軸は各回転次数で計測した固有振動数の値と固有振動数解析結果の値 f_{1calc} との振動数比を表している。回転体の回転数と固有振動数の関係を示したサウスウェルの式によれば^③、動翼の固有振動数は過給機の回転数の増加にともない増加するが、本試験結果からもタービン周速が150m/s以上の時には偏流を与えた場合も与えない場合もタービン周速の増加にともない固有振動数も増加することが確認できた。また、偏流を与えた場合と与えない場合について固有振動数を比較すると、全体的に偏流を与えない場合の方が固有振動数は高くなるということが確認できた。

ここで、タービン動翼の温度がその固有振動数に与える影響について考えてみる。本試験での計測は、空気運転により行なっており、この空気の温度は過給機回転数の上昇にともない僅かではあるが高くなるので、過給機回転数が低い時と高い時とではタービン動翼の温度が異なっている。このタービン動翼の温度によってタービン動翼のヤング率が変化するために、タービン動翼の固有振動数も変化すると考えられる。なお、タービン動翼の固有振動数は、その温度によって変化するヤング率の0.5乗に比例する。例えば、偏流を与えた場合、最も低い回転数である回転26次と最も高い回転数である回転7次について、タービン動翼の温度が固有振動数に与える影響を考えると、回転26次の場合のタービン動翼のヤング率は約205.0GPaであり、回転7次の場合は約203.8GPaであるため、温度変化によって固有振動数は約0.3%変化することになる。すなわち、過給機回転数が回転26次から回転7次まで上昇した場合、タービン動翼の温度変化によって固有振動数は約0.3%減少すると考えられる。しかし、実際にはタ

一ビン動翼の固有振動数は、過給機回転数が回転 26 次から回転 7 次まで上昇した時に約 1.1%増加しているため、温度がタービン動翼に及ぼす影響は無視できないものの回転数が固有振動数に及ぼす影響の方が支配的であると考えられる。

4.2 対数減衰率の計測結果 対数減衰率 δ は、動翼の共振点前後における振幅 A を非常に短い周波数間隔で計測し、最大振幅 A_{peak} との比、すなわち相対振幅 A/A_{peak} と周波数 f との関係から、式(1)によるハーフパワー法によって求めた^{(4) (5)}。

$$\delta = \pi \cdot \frac{\Delta f}{f} \quad (1)$$

ここで、 Δf は相対振幅が $1/\sqrt{2}$ となる時の振幅波形の幅(Hz)であり、 f は A_{peak} となる時の周波数(Hz)であり、図 6 に示した計測結果を用いた。求めた対数減衰率の計測結果を図 7 に示す。本図の縦軸に示した対数減衰率比の値は、偏流を与えた場合と与えない場合のそれぞれについて各回転次数ごとに平均値を求め、偏流を与えた場合に対する偏流を与えない場合の比として表した。

Fig.6 Result of relative natural frequency

Fig.7 Result of logarithmic decrement ratio

ここで、一例として図 8 に偏流を与えた場合の回転 7 次の対数減衰率計測結果の波形を示す。図の横軸はタービン動翼の振動周波数、縦軸は相対振幅 A/A_{peak} を示す。図中、5555Hz の時に最大のピークが発生し、5542Hz の時に 2 番目のピークが発生していることが確認できる。最大ピークが発生する周波数は回転次数等によって入れ替わる場合があることを実験によって確認しており、そのために図 6 および図 7 に示す値が単調増加の傾向をとらないと考えられる。

4.3 振動応力の評価 一般に翼の振動応力は次の関係式から求めることができる^{(1) (2)}。

$$\sigma_v = \frac{\pi}{\delta} \cdot H_n \cdot S_n \cdot \sigma_{bs} \quad (2)$$

ここで、 σ_v 、 δ 、 H_n 、 S_n および σ_{bs} は、それぞれ振動応力、対数減衰率、共振応答係数、励振率、平均曲げ応力である。

励振率 S_n の算定に際しては、 δ は測定値を用い、 H_n は振動 1 次モードの場合 4 階微分方程式を解くことによって求めた値 0.89 を用い⁽²⁾、 σ_{bs} はタービン動翼全数にかかるトルクから動翼 1 枚あたりにかかる応力に計算した値を用い、 σ_v は図 4 および図 5 で示した測定値を適用した。同じ回転次数 (タービン周速) において 2 回～4 回行った計測に対して計算した S_n を同じ回転次数毎に比較してみると、測定値のバラツキは偏流を与えた場合も与えない場合も約 24% となった。

そこで、 S_n の代りに励振率と対数減衰率の比 S_n / δ について計算した結果を図 9 に示す。同じ回転次数毎に、 S_n / δ のバラツキを比較してみると、偏流を与えた場合は約 4% となり、偏流を与えない場合は約 11% という結果が得られ、タービン周速との相関はほとんどみられなかった。

Fig.8 Example of logarithmic decrement

Fig.9 Calculation of S_n / δ value

振動応力の大きさを評価する場合、同じ回転次数では S_n の値はほぼ一定とし、 S_n 単独の値で評価していたが^{(1) ②}、 S_n 値単独で評価するよりも、 S_n / δ の値で評価した方がバラツキは小さくなることが明らかとなった。その理由は、 S_n 値の計算に使用する δ のバラツキが大きいためであると考えられる。一方、 S_n / δ 値を計算する場合は、 σ_v 、 H_n 、 π および σ_{bs} から計算でき、このうち H_n および π は定数であるため、 δ の影響は受けず応力比 σ_v / σ_{bs} 値に大きく影響を受ける。 σ_v / σ_{bs} 値は δ よりもバラツキが小さいため、結局、 S_n / δ 値の方が S_n 値よりもバラツキが小さくなるということが分かった。

5. まとめ

- (1) ガス流路内の流れに偏流を与えることによって、振動応力が增大することが確認され、振動応力は偏流に大きく影響を受けることが示された。
- (2) 偏流を与えた場合も与えない場合も全体的にタービン周速の増加にともない、固有振動数および対数減衰率は増加することが確認できた。しかし、 S_n / δ の値についてはタービン周速との相関はみられなかった。
- (3) 従来、過給機の回転数、タービン入口温度、作動点等が同じ運転条件に対しては、式(2)に示した σ_v 、 δ 、 H_n 、 S_n および σ_{bs} の値はほぼ一定であると考えられていた。しかし、同じ運転条件でも、 S_n 値による評価はバラツキが比較的大きくなるため、 S_n / δ 値による評価を行なうことによりバラツキを小さくできるということが分かった。

- (4) S_n / δ 値のバラツキが S_n 値のバラツキと比較して小さい理由は、 S_n 値の計算に使用する δ のバラツキが大きいためである。 S_n / δ 値を計算する場合は、 σ_v 、 H_n 、 π および σ_{bs} から計算でき、このうち H_n および π は定数であるため、 δ の影響は受けず σ_v / σ_{bs} 値に大きく影響を受ける。 σ_v / σ_{bs} 値は δ よりもバラツキが小さいため、 S_n / δ 値の方が S_n 値よりもバラツキが小さくなるということが分かった。

参考文献

- (1) 岩城史典, ほか 4 名, GTSJ, 29-3(2001), 70-75.
- (2) 岩城史典, ほか 4 名, GTSJ, 29-6(2001), 53-57.
- (3) 機械工学便覧 基礎編, A3, 1997, 52-53.
- (4) Hanson, M.P., Meyer, A.J., Manson, S.S., Annual Meeting of the Society for Experimental Stress Analysis in New York, N.Y., 10-2(1950), 103-115
- (5) 田中重穂, 岡田幸正, 機論(第1部), 44-381(1978), 1522-1533