LNG船用主機タービン構造体の振動解析*

泉 茂夫** 吉川 孝男***
後 藤 知 伸*** 山 本 文 雄****

Vibration Analysis on the Supporting Structure of Main Propulsion Turbine for LNG Carrier

By Shigeo Izumi, Takao Yoshikawa, Tomonobu Goto, Fumio Yamamoto

High reliability and performance are requested to main propulsion turbine for LNG carrier. In respect of reliability concerning vibration characteristics of turbine structure to avoid resonance with propeller excitation, this paper describes the results of the vibration analysis on the model of supporting structure of propulsion turbine by finite element method and excitation test on the actual machine on board. Calculated vibration characteristics such as natural frequency, vibration mode and acceleration response agree well with the measurement results of excitation test.

1. ま え が き

石油危機以来、一般商船の主機にはディーゼル主機が採用されているが、LNG船においてはメンテナンス作業上の簡便性および低メンテナンスコストでの高信頼性やLNG船特有のボイルオフガスをボイラの燃料として安全有効に利用できるなどの理由からタービン主機が使用されている。クリーンエネルギーとしてのLNG（液化天然ガス）の需要量は増大しており、今後もLNG船用主機タービンの需要は続くものと予想される。

川崎重工においては1976年に本邦初の当社建造のLNG船に主機タービンを納入し、その後2台を製作以後途絶えていたが、90年代になって新たに国内外造船所向に10台の主機タービンを連続受注し、製作中である。新規受注のLNG船用主機タービン要目を表1に示す。これらの主機タービンにはLNG船の使命から従来より一層の高信頼性、耐久性が要求される。

新規受注主機タービンの特徴として、外国船主向け（UA-400型）の主復水器では特殊な仕様条件により従来形復水器の約1.5倍の伝熱面積となっており、寸法・重量共実績最大機を大きく上回ることがあり、低圧タービン、復水器系の構造体の固有振動数の低下が予想される。また造船所によって異なる船体機械台構造の条件下でこの構造体のプロペラ起振に対する有害な共振を回避する必要がある。このためタービン構造体の固有振動数や振動モードを把握し、プロペラ起振周波数に対して共振しないことを事前に確認することが信頼性確保の上で重要であるとの判断から、今回受注の初号機に当たる国内船主向け

表1 LNG船用主機タービン

船 主	国 内 船 主	国 外 船 主	国 外 船 主
主機台数	1	5	4
造 船 所	川崎重工	アトランテック（仏）	三井造船・川崎重工 三菱重工
納 期（1号機FOB）	1991年2月	1992年8月	1992年12月
主機形式	UA-320	UA-360	UA-400
蒸気条件 圧力/温度/真空 (MPa)/(°C)/(mmHgVac)	5.9 / 510 / 722	5.9 / 510 / 722	5.9 / 510 / 722
定格出力 (kW)	23,536	26,720	28,700
回 転 数 (rpm)	85	90	93
プロペラ枚数	4	4 or 5	4
浸水壁面積 (㎡)	2,260	2,600	4,090
冷却水温度 (°C)	24	24	27

*原稿受付 平成5年11月2日

**正会員 川崎重工(株) (神戸市中央区東川崎町3-1-1)

***川崎重工(株) (明石市川崎町1-1)

****川重テクノサービス(株) (明石市川崎町3-1)

プロジェクトにおいて、有限要素法によるタービン構造体の振動特性の解析を行い、また船内実機加振テストを行って計算と対比し、解析の妥当性を検証した。

本報では、この有限要素法によるタービン構造体の振動解析と船内実機加振テストについて概要を説明する。

2. UA型主機タービンの概要

新規受注の主機タービンはこれまで150台以上の納入実績をもつ信頼性の高いUA型タービンであるが、更に設計面においてはこれまでの事故故障記録の見直しによる不具合の改善、船用主機タービンの製作が途絶えていた期間に自家発電機タービンでつちかった性能向上技術の採用など、新規改良点を折り込み、また調達、工作、組立、検査の各段階での品質管理の徹底を行って、高性能、高信頼性の確保を心掛けた。

UA型主機タービン外形図を図1に工場運転時の全体写真を図2に示す。クロスコンパウンド形であり高圧タービン、低圧タービンはタンデムアーティ

キュレーテッド形の減速装置を介して主軸に連結されている。5つのサブユニット即ち船首、船尾側各パッケージフレーム、高圧タービン・操縦弁ユニット、低圧タービン・主復水器ユニット、および減速装置で構成されており、これらのサブユニットはブレイバ化されており輸送、および船内据付けを容易に行なうことができる。パッケージフレームは船体機械台上にボルト締めによって取り付けられ、船尾

図2 UA型主機タービン工場運転時全体写真

図1 UA型主機タービン外形図

側パッケージフレームは3個所で減速装置下部車室に結合されて耐振強度を確保している。共通台板上に組み立てられた高压タービンおよび操縦弁はパッケージフレーム上に据え付けられ、高压タービン出力軸は歯車継手を介して減速装置に結合されている。低压タービン・主復水器ユニットは主復水器が低压タービンの下部に吊り下げられたオーバースラング形であり主復水器上部のガータでパッケージフレーム上に据え付けられている。主復水器は一回流方式であり右舷側に入口水室部、左舷側に出口水室部がゴム伸縮継手を介して主冷却管に接続されている。また主復水器船首側胴体にはターボ発電機の大口径排気管およびLNG船特有のダンプ蒸気管が接続されている。減速装置は船内据付スペースの節減を計って主スラスト軸受を船首側に一体化した構造であり船体機械台に据え付けられている。

プロペラ起振に対する構造体の振動で注目しなければならないのはパッケージフレームを含む高压タービン・操縦弁ユニット、低压タービン・主復水器ユニットで構成される構造体であり、減速装置は剛体と考えて良い。主蒸気管、各抽気管、後進蒸気管、ターボ発電機の排気管、ダンプ蒸気管、主復水器の冷却水管などの主要な配管は構造体の振動挙動に影響を与える因子である。

3. 船内加振テスト

3.1 試験方法 タービンの据付が完了した状態、すなわち機械台とパッケージフレームのボルト締め、主復水器冷却水管への通水、ターボ発電機排気管や主要な配管がつなぎ込まれた、なるべく実際の稼働状態に近い係留運転前に船内加振テストを行った。

図3にタービン構造体の加振箇所および計測箇所を示す。プロペラによる起振力は機械台からタービン構造体に伝わるが、本加振テストでは加振器の取り付けスペースおよび加振力の制限から船首側パッケージフレーム上部中央付近に取りつけた。また計測箇所および検出方向にはタービン構造体の振動モードが把握できるように、パッケージフレームを重点に代表点12チャンネルを選定した。

図4に計測ブロック線図を示す。加振には最大加振力800kgの油圧慣性加振器を用いた。振動加速度の計測にはひずみゲージ形加速度センサーを用い、

12チャンネルの計測点の出力をデータレコーダに記録し、FFTアナライザにより周波数分析を行った。

1. 船首側パッケージフレーム左舷 (前後)
2. 同 上 (左右)
3. 加振器取付位置
4. 船首側パッケージフレーム右舷 (前後)
5. 同 上 (左右)
6. 高压タービン台板右舷中央 (左右)
7. 船尾側パッケージフレーム右舷 (前後)
8. 同 上 (左右)
9. 船尾側パッケージフレーム左舷 (前後)
10. 同 上 (左右)
11. 低压タービンガータ左舷 (上下)
12. 復水器ホットウェル中央 (前後)

図3 加振器、加速度センサーの取付位置および検出方向

図4 計測ブロック線図

図5 左右方向加振時の周波数応答曲線 (加振テスト時)

計測方法は前後、左右、上下の3方向加振時につき、油圧慣性加振器の周波数を4～50Hzの範囲で徐々に変えることにより、加振周波数と加振力および各点の振動加速度の記録を行った。

3.2 計測結果 前後、左右、上下のそれぞれの方向に加振したときのアクセラランス（応答加

速度／加振力）を12チャンネルすべてについて求め、アクセラランスの振幅の周波数特性が極大を示す周波数を固有振動数として推定した。一例として、左右方向加振を行った場合のチャンネル2について、アクセラランスの振幅の周波数特性を図5に示す。図5には、12～20Hz、および22～28Hzの範囲にいくつかの極大が現われている。他の加振方向、チャンネルについても調べた結果、ばらつきがあるものの、これらの極大を示す周波数はほぼ一致していた。

図5において、12～20Hzの範囲には、13、16、18.5 Hzの3つの極大がある。図6(a)～(c)に、12チャンネルの応答加速度の値から求めた、それぞれの周波数における振動モードを示す。なお、図6中には、計測時に得られた最大アクセラランスもあわせて示す。図6(a)～(c)は、いずれも船首側パッケージフレームが左右方向に振動するとともに、タービン構造体全体が垂直軸まわりにねじれたような振動モードになっている。図5に3つの極大が現われたのは、局所的な振動が影響しているものと考えられ、タービン構造体全体の振動モードという観点から見ると、これらの振動モードを区別しないほうが妥当である。したがって、この振動モードが1次モードであり、3つの極大の中で最も大きい18.5 Hzが、1次固有振動数だと推定した。

図5における、22～28Hzの範囲のいくつかの極大についても同様であり、振動モードは図7に示すように、船首側パッケージフレームが左右に振動する形になっている。これが、2次モードと考えられ、2次固有振動数は26.5 Hzと推定した。

(a) 13Hz

(b) 16Hz

(c) 18.5Hz

図6 左右方向加振時の振動モード（加振テスト時）
（1次モード）

図7 左右方向加振時の振動モード（加振テスト時）
（2次モード）

4. 有限要素法による振動解析

タービン構造体がプロペラ起振に対して共振しないことを設計段階で確認するために、汎用FEM解析プログラムNASTRANを用いて固有振動数解析を実施した。さらに、実船で実施した加振テストとの比較のため、周波数応答解析を行った。

以下に、構造体のモデル化の方法および計算結果について述べる。

4.1 計算方法 図8に計算モデルを示す。

解析モデルの作成に際し、以下の点に留意した。

- (1) 剛性に寄与する構造を正確に表すことを期し、図8に示す要素分割でモデル化した。
- (2) 図1に示した主復水器、低圧タービン、高圧タービンおよび減速装置などの機器については

剛性メンバーではないが、質量として固有振動数に影響するので集中マスとしてモデル化した。その際、集中マスと構造体との結合のために設けた仮想的な梁要素の剛性をパラメトリックに変え、解析結果に仮想的な梁要素が悪影響を及ぼさないことを確認した。図9に例として、高圧タービン・操縦弁の共通台板とその部分の集中マスとの位置関係を示す。

- (3) 構造体下部の機械台(図10参照)については、曲げおよびせん断変形を考慮して、その剛性と等価なばね要素に置き換えてモデル化した。また、このばね要素は構造体の基部と一端で結合させ、他端で固定とした条件で計算を行った。
- (4) 構造体の各部においてボルトで結合された箇所が存在する。ボルト結合部の変形を正確に表

図8 タービン構造体モデル図

図9 高圧タービン部に負荷する重量分布図

図10 機械台

図11 ボルト結合個所の例

現するために、フランジ部まで要素分割を行い、ボルト位置でフランジ間を結合した（図11）。

なお、実験との比較のため実施した周波数応答計算では減衰比を5.0%と仮定している。

4.2 計算結果 固有値計算により得られた振動数および振動モードを図12に示す。各次数の振動モードは以下になっている。

- 1次 (20.5 Hz)；フレームが全体として振れるモード（図13に振動モードの詳細を示す）
- 2次 (22.9 Hz)；全体に前後に振動しながら、船首側フレームが左右に振動するモード
- 3次 (28.7 Hz)；低圧タービン側が前後に振動するモード

また、船内加振テストをシミュレートした周波数応答解析を行った結果を図14に示す。

1次、2次および3次の固有振動数に対応する振動数で応答変位が大きくなっていることがわかる。計算で得られた最低次20.5Hzの振動モードは加振テストで得られた18.5Hzの振動モードと良く一致している。なお、主復水器へのターボ発電機排気管

1次 20.5Hz

2次 22.9Hz

3次 28.7Hz

図12 左右方向加振時の固有振動数と振動モード（計算）

の配管系の固有振動数を別途FEM骨組モデルで求めたところ14Hz程度であった。このことより、実測で得られた13Hzおよび16Hzの振動は、構造体の振り振動に配管系の振動が重畳したものと考えられる。また、今回の計算では構造減衰率として、減衰比5

図13 振動モード図（1次モード）

%を仮定したが、溶接構造である船体の縦曲げ振動や船体上部構造において1～3%程度の減衰比であること¹⁾から、ボルト結合部の存在するタービン構造体で若干高めの5%の減衰比であることは妥当であると考えられ、実測の振動レベルと比較的一致した結果となっている。

なお、機械台を剛体とした場合の1次の固有振動数は、(3)項の等価ばね近似モデルの場合に対し1.7%上昇する。2次、3次の固有振動数においても両者の差異は1%程度であり機械台の剛性の影響が小さいことがわかった。

本解析および船内加振テストで得られたタービン構造体の固有振動数はプロペラ起振周波数の1次5.7 Hz(= $n \times N = 4 \times 85/60$), 2次11.3 Hz(= $2n \times N = 2 \times 4 \times 85/60$) に対し十分離れており問題

図14 左右方向加振時の周波数－応答加速度（左右方向）曲線（計算）

ないと判断された。

5. あとがき

主機タービンのタービン構造体の固有振動数をFEM計算で求めることは初めてであり、FEM計算におけるモデル化の妥当性が、船内加振テストとの比較により検証できた。この結果、本解析方法が複雑なタービン構造体の振動解析に有効であり、本方法によって条件の異なる他プロジェクトの構造体振動特性の事前予測ができるようになった。

本検討の対象である初号機の海上試運転は1993年2月に行われ、その際の振動計測によりMCR回転数までタービン構造体のプロペラ起振に対する共振はなく、MCR時の振動レベルにおいても最大振幅は、低圧船首側パッケージフレーム左舷上部で前後方向オーバーオール値で32 μ であり、また高圧船首側パッケージフレーム右舷上部で16 μ 、低圧船首側パッケージフレーム中央下部（機械台付近）で7 μ 程度であった。これは従来の計測結果に比べても十分低い値であり良好であることが確認された。

なお、本船は引き渡し後も順調に稼働していることが報告されている。

最後に、船内加振テストは当社坂出工場船舶事業本部技術室坂出設計部と共同で行ったものであるこ

とを付記すると共に、本テスト実施に御配慮戴いた
船主殿に謝意を表します。

~~~~~メッセージ~~~~~

文 献

- 1) 船舶の振動・騒音とその対策に関するシンポジウム
S60.10.8

泉 茂 夫

吉 川 孝 男

後 藤 知 伸

山 本 文 雄

造船関係者でも、蒸気タービンがまだ主機として採用されていることを知って、驚く人がおります。いずれLNG船の主機も他機関に取って代わられるでしょうが、タービン製作にたずさわるものとして、主機タービンがその特徴を生かして、できるかぎり長い間採用されるよう工夫をしなければと思っています。