(昭和 37 年 5 月造船協会春季講演会において講演)

船用蒸気タービンの起動および増速時の熱的問題点

石原 栄太郎* 織田 明男**
武田 康生*** 浜野 清彦****

Thermal Problems in Quick Start and Rapid Load Increase of Marine Steam Turbines

By Eitaro Ishihara Akio Oda
Yasuo Takeda Kiyohiko Hamano

Summary

The sea tests of quick start and rapid load increase were carried out on several types of naval steam turbines by their manufacturers in 1959 and 1960.

In the tests, the turbines were accelerated from 12 knots speed to the maximum speed within 25-14 minutes. The temperature of turbine casings and the relative expansion of the casings and the rotors were measured.

This paper reports mainly the thermal stress of the horizontal flanges of the high pressure turbine casings, which seemed to be the most important in rapid load increase.

The authors conclude that ;

- 1) Marine steam turbines are rather tough in rapid load change than usually considered.
- 2) The heat stress at the horizontal flanges of the casings becomes the first limitation against rapid load increase in marine turbines of ordinary design.
- 3) The warming-up time of a few hours is completely unnecessary, and could be saved to several minutes without any trouble even in turbines of ordinary design.

1 緒 言

従来、蒸気タービンは慣習的に起動時には数時間の暖機を行ない、増減速は極めて徐々に操作しているが、その基礎が数値的に明らかでないので、昭和 34 年末から 35 年にかけて、艦艇用タービン主機数台についてそれぞれ海上公試時に試験を行ない、標題の問題点をほぼ明らかにすることができた。この試験は急速起動および急速増速の性能を向上しようとする目的で行なつたものであるが、蒸気タービンは艦艇用も一般船用も本質的に差異はないので、その設計、取扱い、さらに自動化または遠隔操縦等の計画の参考としてここに報告する。

2 調査事項

この試験はタービン主機の安全運転を得ることを目的とする実用的なもので、起動時および増速時の過渡状態における : i. 温度の不均一分布による熱応力, ii. 不等膨張による変形および回転部と静止部との相対位置の変化, iii. 温度の過昇, の調査に重点をおいた。したがって調査項目は具体的にはつぎのとおりである。

- (1) 車室水平継手の温度分布。
- (2) 車室水平継手と継手ボルトとの温度差。

原稿受付 昭和 36 年 12 月 20 日

* 新三菱重工神戸造船所

** 三菱造船長崎造船所

*** 川崎重工

**** 防衛庁技術研究本部

(3) 車室の伸びと変形。

(4) 車室とタービンロータとの伸び差。

なお、試験時の運転条件は、最初には在来標準とされている程度とし、その模様によつて徐々に severe な条件としたが、特に極端な条件を与えたわけではない。

3 供試タービン主機の要目

供試タービン主機の要目は Table 1 のとおりである。

Table 1 蒸気タービンの要目

機 名	あ き づ き	て る づ き	ま き な み	商 船 の 1 門
主 機 製 造 所	三 菱 造 船	新 三 菱 重 工	川 崎 重 工	川 崎 重 工
1 軸出力×主機台数 主軸毎分回転数 主 機 型 式	22,500 ps×2 360 高低圧・巡航タービン かん脱式 2 段減速	22,500 ps×2 360 高低圧巡航タービン 直結式 2 段減速	17,500 ps×2 400 同 左	16,500 ps×1 110 高低圧 2 段減速
初蒸気圧×温度 全力時復水器真空	36 atu×435°C 680 mmHg	同 左 同 左	27 atu×385°C 同 左	40 atu×449°C 722 mmHg
高圧タービン型式 段数 (毎分回転数) P. C. D. 高力時パイパス	ラトー段構成 10 (6,211) 680~687 mm 1 段 後 に	インパルス構成 1+9 (5,958) 524~573 1 段 後 に	インパルス構成 10 (5,576) 700, 656~686 2 段後および 4 段後に	インパルス構成 9 (5,683) 568, 508~525 な し
低圧タービン型式 段数 (毎分回転数) P. C. D.	ラトー段、構成複流式 72+ (4,883) 920 mm	レアクション構成、復流式 9×2 (4,983) 713~877 mm	インパルス構成、復流式 6×2 (5,576) 770~792	インパルス構成、単流式 8 (3,608) 1,050~1,244
巡航タービン型式 段数 (毎分回転数) P. C. D.	ラトー段構成 5 (10,508) 436~391 mm	インパルス構成 1+7 (10,900) 417~437	インパルス構成 7 (10,252) 500~400	— — —
重 量				
高圧タービン	10,040 kg	6,600 kg	9,550 kg	12,990 kg
低圧タービン	14,850 //	16,600 //	13,730 //	27,500 //
巡航タービン	1,670 //	1,700 //	2,020 //	—
1 主機全重量(含復水器)	72,060 //	67,200 //	63,240 //	196,800 //
平均肉厚 (注 1)				
高圧タービン車室	39.8 mm	82 mm	29	61
〃 ロータ	14.9 //	25.6 //	21	32
低圧タービン車室	30 //	54 //	45	58
〃 ロータ	49.8 //	124 //	42	54
巡航タービン車室	43 //	51.6 //	36	—
〃 ロータ	24.5 //	18.8 //	25	—

注 平均肉厚=重量/比重÷蒸気に触れる面積、本式において重量・面積とも付着物 (仕切、ノズル、羽根、シュラウド等) を除く。

一般の船用タービン主機と比較して目立つことは、重量・容積の節減に努めていることと、高出力時の効率を若干犠牲にして低出力時の効率の確保を行なっていることで、そのためにつぎのような特徴がある。

(1) 全力時の復水器真空を 680 mmHg とする。

(2) 低出力時には巡航タービンに初蒸気を送り、その排気を高圧タービンに導く。

(3) 高出力時には高圧タービンの初段を by-pass して第 2 段あるいはさらに後段に初蒸気を送入する。

上記の特徴のうち第 (3) 項は特に増速時の熱負荷を severe にする要因となつている。

Table 1 の下段に供試タービンの熱伝達の様相を比較する場合の目安となりそうな数値を一般船用のものと対比して記載した。

4 熱応力の計測

この試験における熱応力の計測は、熱流方向に最も肉厚である高圧タービンの水平継手部と、その部分の継手ボルトとを主な対象とした。水平継手部の温度分布の計測は Fig. 1 に示す点について行ない、熱応力の算定はこの計測値によつて継手内の温度分布の推定をし、単純な 2 次元の物体として計算したものである。

5 暖 機

常識的にタービンの運転前の暖機の意味はつぎのように考えられる。

(1) 車室内部の温度を高めて、蒸気送入時のドレンの発生を防止する。

(2) タービン全体の温度をなるべく運転時に近い状態で均一にしておき、運転開始後の過渡状態における熱負荷を低減する。

あきづき、まきなみ 2 艦のタービンについてそれぞれ行なつた暖機試験の成績によつてこの事項を検討して見る。(Fig. 2)

Fig. 1 車室フランジ部温度計測位置

(a) あきづき (b) てるづき (c) まきなみ

Fig. 2 暖機試験成績

(a) あきづき (b) まきなみ

HS: 熱応力, ST: 第1段付近蒸気温度, FT: 第1段付近車室フランジ内側計測点温度 V: 復水器真空, X: パッキン蒸気送入時期, Y: 暖材蒸気送入時期, Z: 暖機終了時期

Fig. 2 について、まず車室内壁温度は暖機蒸気送入後約 10 分程度ではほとんど頂点に達し、熱応力はややそれよりも遅れて最大点に達しており、その後さらに 10 分程度経過すると熱応力の値が相当下がってしまうということは車室の温度分布が一様になって来たと見てよい。したがって上記の (1) に対しては約 10 分程度、(2) に対しては 20 分程度で目的を達していると判断し得る。さらに考察を進めると、暖機時の温度値と熱応力の推算値は後述の増速試験の成績と比較すると著しく小さく、第 (2) 項のための暖機はかならずしもタービンの運転前に行なつておく必要はないと考えられる。

すなわち、タービン主機の安全運転のためには在来の運転前暖機は不必要であつて、出港準備は主機に蒸気を送入して直ちにドレンの排除を行ないながら僅かな前後進を交互に行なつていればよい。さらに必要の場合には、直ちに運転を開始して低速航行に移つてさしつかえない。

6 増 速

艦艇用のタービン主機の増速時間は旧海軍時代は原速 (12kt) より計画全力まで 25 分で行なうことを標準としていた。この標準がどの程度の根拠にもとづいて作られたものかは現在では不明である。今回の試験においては、当初この標準にもとづいて増速を行ない、その計測結果によつて若干増速時間を短縮して次回以降の試験を行なうという経過を取つた。

Fig. 3 は増速試験成績を図示したものである。

6.1 水平継手部の熱応力

増速試験において最も critical と思われるものは水平継手部の熱応力である。Fig. 3(a) および (c) は前記の標準増速時の成績であるが、熱応力は図示のような値を示し、材料の降伏点 (1/2 Mo 鋼, 25 kg/mm²) と比較するとすでに問題となる数値である。しかしさらに考察を進めてみると、(a), (c) 試験はともに負荷の上昇率を時間的にほぼ一定として行なつているので、蒸気温度は直線的もしくはしり上りの曲線をもつて上昇している。過渡状態の熱応力は一般に複雑であつて、ある時点の外周温度上昇率のみがその時の熱応力を定めるもので

Fig. 3 増速試験成績

ないから、この直線的な増速法は熱応力を問題にする場合には適当な方法ではない。Fig. 4 に定性的に示すように、増速の初期に増速率を大にし、終期に近づくにつれて増速率を低下させると、直線的な増速を行なった場合と同程度の熱応力において増速時間を短縮することができる。Fig. 3 (d) および (e) はそのようにして増速時間をそれぞれ 17 分および 14 分に短縮して行なった試験結果であつて、Fig. 4 に示したような方法が実際に十分に目的を達していることがわかる。

Fig. 3(b) はてるづき用タービンの 15 分増速の成績であつて、このタービンでは水平継手部の熱応力はまだ余裕があるようである。

6.2 伸 び 差

ここでいう伸び差とはタービンロータと車室との相対的な熱膨張量の差であつて、これが異常に大きくなると回転部と静止部に接触し大事故となり得るものである。

今回の試験での伸び差は、Fig. 3(a) および (d) に示したようなものであつた。図の値はスラスト軸受の反対端のロータと車室との位置差であつて、冷態時を 0 とし、ロータの方が長くなることを正として示している。

タービンの設計ではこの正の方向に対しては相当の間隙を付けるのが例であつて、Fig. 3 の値は伸び差に異常な値があらわれていないことを示すものである。一般の船用タービンでも増速時の伸び差の傾向がこの試験と極端に異なるような因子は考えられないので、伸び差は増速時の問題にならないと思われる。

6.3 水平継ボルトの熱応力

水平フランジと継手ボルトとの温度差は Fig. 3(a), (b), (e) の各試験においてそれぞれ最高 45°C, 45°C および 80°C を示した。フランジ部の圧縮性を無視した場合にこの温度差はそれぞれ 13.2 kg/mm², 23.7 kg/mm² の付加応力をボルトに与えるが、材質 (Cr-Mo 鋼) の上で心配となる数値ではない。この最大値も増速の終期に現われている。

6.4 振 動 そ の 他

振動その他で安全運転上支障となる現象は皆無であつた。

7 大きさの異なるタービンへの適用

今回の試験結果によつて、他の大きさの異なるタービンの過渡状態を類推するために肉厚と時間の関係を示す。

熱的な過渡状態における熱応力は一般に次式の無次元表示がなし得る。

$$\frac{\sigma}{E\alpha\Delta T} = f\left(\frac{x}{l}, \frac{kt}{c\rho l^2}, \frac{hl}{k}\right)$$

ここで σ : 熱応力, E : ヤング率, α : 線膨張係数, ΔT : 物体の初期温度と加熱流体温度との差, x : 位置変数, l : 代表寸法, k : 熱伝導率, t : 時間変数, c : 比熱, ρ : 密度, h : 表面伝達率。

ΔT およびおのおの物理常数が一定である場合に肉厚 (この場合 l に相当する) のみ変化させると、上式の hl/k の値が変わるので、時間 (t) と肉厚との数学的な相似関係は得られないが、現在の蒸気タービンの問題については熱応力を一定するためには

$$t \propto l^{2.4}$$

と考えればよいことが近似的に言い得る。この詳細を述べることは本論文の主旨ではないので、説明は別の機会に譲ることとしたいが、この関係は制限すべき熱応力・蒸気温度が等しく大きさのみが異なるタービンに対して暖機時間または増速時間を決める目安となるものである。

8 結 論

今回の試験結果から次のことが言い得る。

(1) 起動・増速等過渡状態におけるタービン主機は熱的には在来の通念よりも著しく tough である。

Fig. 4 外周温度上昇過程と熱応力

(2) 通常の設計の蒸気タービンについては、過渡状態における熱的な問題点は水平継手フランジの熱応力におおむね集約され、ロータと車室との伸び差および水平継手ボルトの熱応力による制約はまだ現われないと見てよい。

(3) 在来出港前に行なっている長時間の暖機は熱的には不必要であつて、主復水器の真空が 400~500mmHg 程度になつたら直ちに試み運転を行なつて Dead Slow にて出港し、港を出たら約 30~60 分程度で全力まで増速を行なうことは一般の船用タービンでは全然問題ないといひ得る。