

# TPL・TPS形船用過給機の開発

## Development of TPL and TPS Series Marine Turbocharger

近年、船用ディーゼルエンジンの高出力化・低燃費化に伴い、過給機に対しても従来以上の高効率化・高圧力比化が求められるようになった。このような過給機のエンジンに対する技術的要求に加え、メンテナンス間隔の延長、作業性の向上、ライフサイクルコストの低減などの品質的要件も強く求められるようになってきた。これらの要求に対応するために開発されたのがTPL形過給機（Turbocharger Power range Large：以下、TPLと呼ぶ）およびTPS形過給機（Turbocharger Power range Small：以下、TPSと呼ぶ）であり、従来、主力機種として取り扱われてきたVTR形過給機の後継機種である。TPLおよびTPSは、スイスのABB Turbo Systems社（以下、ABBと呼ぶ）が開発し、1996年から生産を開始した。我が国ではABBと当社の合弁会社であるターボシステムズユナイテッド社が1999年から輸入販売を開始し、2003年1月には当社がTPL85Bの初号機を出荷した。また、2003年8月にはTPL73B、2004年1月にはTPL77Bを出荷し、2003年10月にはTPS52D、2004年2月にはTPS57Dの量産化体制が整う。

本稿では、TPLおよびTPSの特長ならびにTPL85Bの初号機における試験結果について紹介する。

### 1. 構造および特長

#### 1.1 過給機の種類

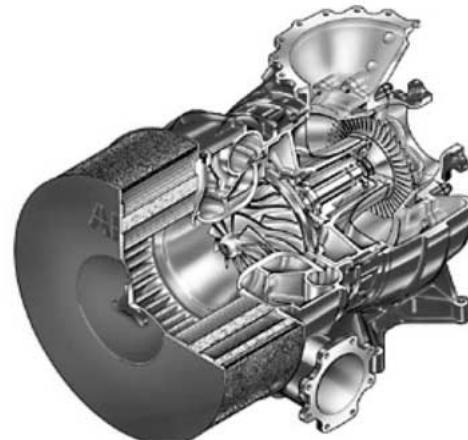
TPLは適用するエンジンの種類に応じて、Aバージョン（以下、TPL-A）とBバージョン（以下、TPL-B）の二つに分けており。TPSはコンプレッサの大きさに応じて、Dバージョン（以下、TPS-D）、Eバージョン（以下、TPS-E）およびFバージョン（以下、TPS-F）の三つに分けており。以下に、TPLとTPSの特長および構造について記す。

#### 1.2 TPL形過給機

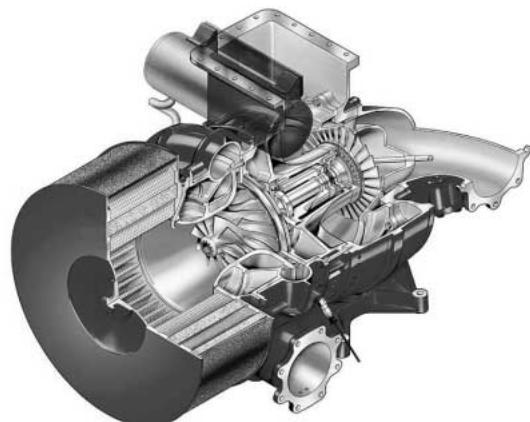
##### 1.2.1 TPL形過給機の特長

TPLは、軸流タービンおよび遠心コンプレッサから成り、コンプレッサとタービンの間に軸受を配置した中間支持軸受方式の大型船用過給機である。このうち、TPL-Aは

主に大型船舶の補機、小型船舶の主機などに使用される中大型4ストロークエンジンに搭載され、過給機の空気流量に応じて7機種（TPL61A, 65A, 69A, 73A, 77A, 80Aおよび85A）に分類されている。一方、TPL-Bは主に大型船舶の主機として使用される大型2ストロークエンジンに搭載され、過給機の空気流量に応じて4機種（TPL73B, 77B, 80Bおよび85B）に分類されている。第1図、第2図にそれぞれTPL-AおよびTPL-Bの断面図を示す。TPL-AとTPL-Bは外見上はよく似ており、主な相違点は、TPL-Aは翼振動低減のためにタービン動翼全周にレーシングワイヤを装着（第3図）させている点である。これは、



第1図 TPL-A形過給機



第2図 TPL-B形過給機



第3図 動翼とレーシングワイヤ

動翼が振動したときにレーシングワイヤと擦れあうことによる摩擦力で翼振動を低減させる技術である。

TPL-A は排気パルスを有効利用する動圧過給方式をとることが多い 4 ストロークエンジンに搭載される。この排気パルスによって比較的大きな翼振動が発生しやすい環境にあるため、レーシングワイヤを装着させている。

以下、TPL-B について詳細を述べる。第4図に TPL-B の外形寸法を示す。TPL-B の中で最も小さい TPL73B の長手方向の寸法は 2 622 mm で、最も大きな TPL85B は 4 338 mm である（図中の C<sub>1</sub> 寸法）。

### 1.2.2 TPL 形過給機の構造

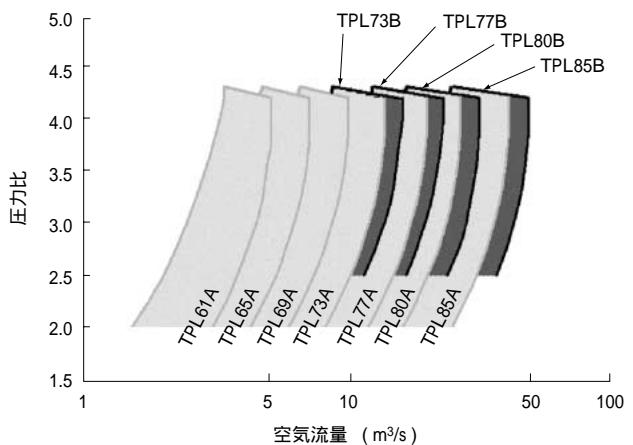
#### (1) コンプレッサ

コンプレッサは、アルミ鍛造とし削り出しによって製作し、VTR 形過給機では 2 分割で製作していたも

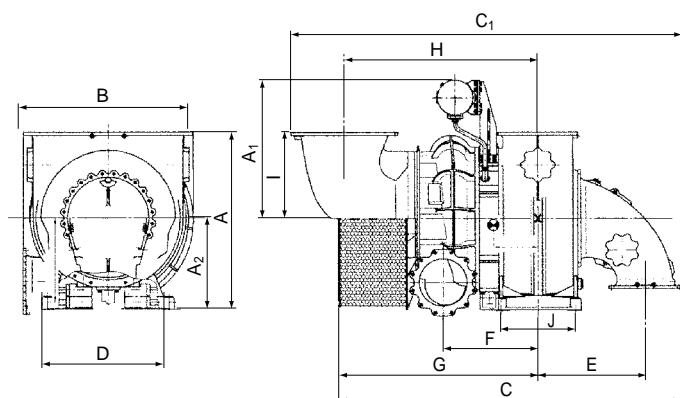
のを一体型とした。また、長翼と短翼を交互に配置したスプリッターブレードを採用し、出口形状をバックワード形とすることで、高効率・大空気流量・広作動域を実現した。第5図に TPL-A および TPL-B の空気流量範囲と圧力比の関係を示す。TPL-B は過給機 1 台当たりの機関出力がおよそ 5 000 ~ 21 000 kW に対応可能であり、コンプレッサ圧力比 3.5 における空気流量は 10 ~ 43 m<sup>3</sup>/s である。第1表に TPL-B の主要仕様を示す。

#### (2) タービン

TPL-B は 4 ストロークエンジンと比較して、排気パルスが小さい静圧過給方式をとる 2 ストロークエンジンに搭載されることが多い。タービン効率を向上させるためワイヤレスタービン翼を採用した。また、翼振動に対する耐久性をもたせるため、タービン翼枚数を



第5図 TPL-A および TPL-B 形過給機の空気流量範囲と圧力比



寸法記号	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	B	C	C <sub>1</sub>	D	E	F	G	H	I	J
TPL73B	1 192	976	616	1 168	2 287	2 622	822	709	627	1 320	1 280	576	494
TPL77B	1 416	1 075	732	1 371	2 716	3 090	978	840	746	1 576	1 520	684	586
TPL80B	1 644	1 277	850	1 590	3 132	3 561	1 134	977	865	1 819	1 761	794	680
TPL85B	2 013	1 565	1 041	1 947	3 812	4 338	1 389	1 195	1 060	2 216	2 154	972	833

第4図 TPL-B 形過給機の外形寸法（単位：mm）

第1表 TPL-B形過給機の主要仕様

機種	TPL73B	TPL77B	TPL80B	TPL85B
空気流量範囲 <sup>1)</sup> (m <sup>3</sup> /s)	10 ~ 16	13 ~ 22	18 ~ 30	26 ~ 43
運用可能エンジン出力 (kW)	5 000 ~ 8 000	6 500 ~ 11 000	9 000 ~ 15 000	13 000 ~ 21 000
乾燥質量 (kg)	2 510	3 860	6 010	10 110

(注) \*1:  $\pi_c = 3.5$  のときを示す

TPL-Aより少なくしてワイドコードブレードを採用した。第6図にTPL-Bのタービン翼の外観を示す。さらに、排気ガスの汚れがタービン部品へたい積し、タービン性能を低下させることを抑えるため、洗浄ノズルをケーシングに内蔵し、タービン洗浄を容易に行えるようにした。

### (3) 軸受

従来のVTR形過給機では主として転がり軸受を採用していたが、TPLでは滑り軸受を採用した。TPLの半径方向力を支えるジャーナル軸受は、軸受内周部を3円弧に加工したセミフローティング軸受を採用した。このセミフローティング軸受は、静止部であるケーシングからの回り止めピンによって拘束する。剛支持で拘束せずにケーシングと軸受外周との間にはわずかなすき間をもたせ、このすき間に流入した潤滑油で軸振動に対する減衰を調整している。

また、ロータと軸受内周との間のすき間に潤滑油が流入し、ロータが回転するとロータは油膜力によって軸受内で浮上する。軸受内周部が3円弧に加工されているので、真円軸受と比較して同じ油膜厚さで浮上した場合、偏心率は大きくとれるため回転安定性に優れる特長をもつ。さらに、セミフローティング軸受の全体的な特長として、アンバランスに対して回転安定性に優れる。



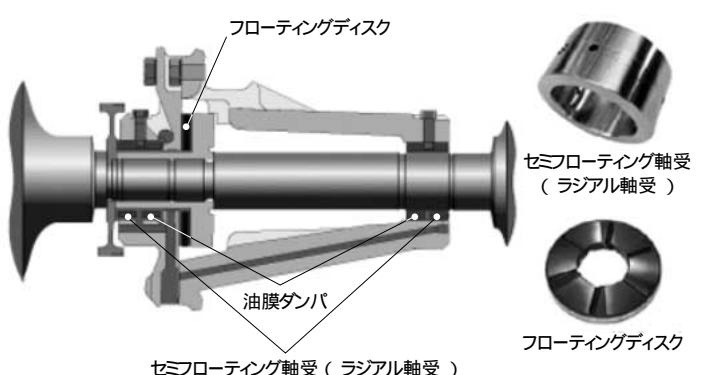
第6図 TPL-B形過給機のタービン翼の外観

正スラスト力を受けるスラスト軸受は、受圧面を両面テーパーランド型に加工したフローティングディスクを採用した。第7図にTPLセミフローティング軸受とフローティングディスクの構造を示す。このフローティングディスクは両面に加工したテーパーランド部に油膜を形成し、回転しながらロータのスラスト力を受ける構造となっている。フローティングディスクの特長は、これを回転させることで、回転部と静止部の相対速度を小さくできるので発熱(軸受損失)もそれに応じて小さくできる。このように構造的に軸受損失を低減させる方法を採ったのに加え、高硬度・低摩擦のADLC(Amorphous Diamond Like Carbon)コーティングをフローティングディスクとスラストカラーに施し、軸受損失・摩耗などに対する低減対策をよりいっそう向上させた。また、設計軸受寿命を35 000時間とするため、推奨潤滑油フィルタを適用させ、従来と比べて大幅なメンテナンス間隔の延長を図ることができた。

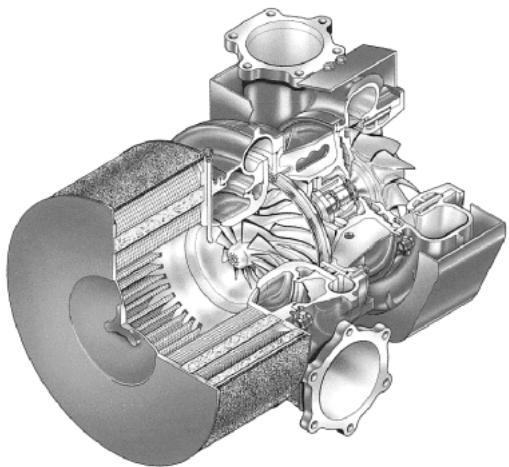
### 1.3 TPS形過給機

#### 1.3.1 TPS形過給機の特長

TPSは、斜流タービンおよび遠心コンプレッサから成り、TPLと同様に中間支持軸受方式とした小型船舶用過給機である。TPSは、主に中小型船舶の主機、補機に使用される4ストロークエンジンに搭載され、過給機の空気流量に応じて4機種(TPS48, 52, 57および61)に分類されている。第8図にTPSの断面図を示す。TPS-D, TPS-EおよびTPS-Fの外見上はよく似ており、主にコンプレッサ外径などが異なる。第9図にTPSの外形寸法を示す。TPSの中で最も小さいTPS48の長手方向の寸法は924 mmで、最も大きなTPS61については1 563 mmである(図中のB寸法)。



第7図 TPL形過給機軸受部の構造

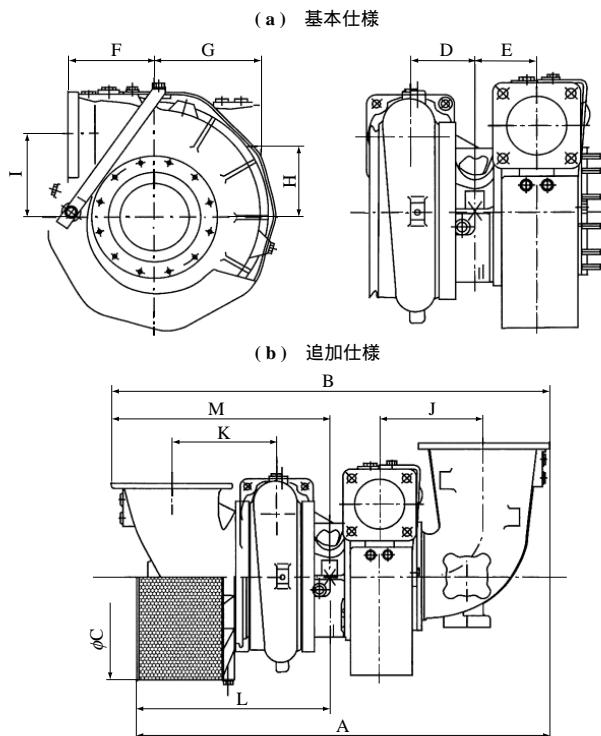


第8図 TPS形過給機

### 1.3.2 TPS形過給機の構造

#### (1) コンプレッサ

TPLと同様、コンプレッサはアルミ鍛造とし削り出しによって一体型で製作した。また、翼についてスプリッタブレードの採用およびバックワード形として、高効率・大空気流量・広作動域を実現した。さらに、幅広い空気流量・圧力比の要求にこたえるため、



第9図 TPS形過給機の外形寸法(単位:mm)

各機種それぞれにTPS-D、TPS-E および TPS-F の三つのバージョンを設けた。これら三つの特長として、TPS-Dはコンプレッサ圧力比4.2程度まで対応、TPS-Eは圧力比4.7程度までの高圧力比に対応、TPS-Fは大空気流量かつ圧力比4.7程度までの高圧力比に対応できる。第10図に空気流量範囲と圧力比の関係を示す。当社としてTPSについてはTPS-D、TPS-E および TPS-Fの3機種ともに注力していく。以下、最も一般的なTPS-Dについて詳細を述べる。

TPS-Dは過給機1台当たりの機関出力がおよそ550~3100kWに対応可能であり、コンプレッサ圧力比3.5における空気流量は0.9~5.3m<sup>3</sup>/sである。第2表にTPS-Dの主要仕様を示す。

#### (2) タービン

動圧過給方式をとる4ストロークエンジンに適するようなノズル付きの斜流タービンを開発した。また、粗悪燃料を使用したエンジンに対して、エロージョン対策コーティングを施したタービンノズルを適用できるようにした。さらに、水洗浄専用の洗浄ノズルで噴射を最適化し、効果的なタービン洗浄を実現した。

#### (3) 軸受

ジャーナル軸受・スラスト軸受ともに滑り軸受を採用した。このうち、ジャーナル軸受は、TPLと同様にセミフローティング軸受を採用した。一方、スラスト軸受は、フローティングディスクを採用せずに静止部に固定したテーパランド形滑り軸受を採用した。このような構造にした結果、高回転域まで回転安定性に優れたコンパクトな設計を実現した。

## 2. 評価試験

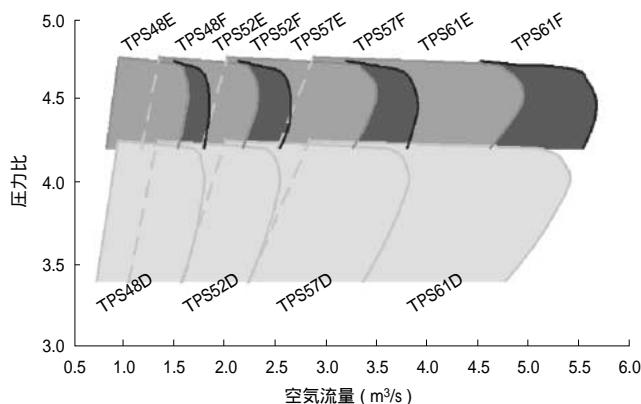
### 2.1 評価試験の概要

TPL、TPSを当社で製造し販売する(以下、国産化という)ため、各種の評価試験を実施した。オイルシール試験、組立時のクリアランスに関する評価試験、過給機最高回転数・タービン入口最高許容温度における確認試験、性能試験などの試験である。

すでに国産化に成功したTPL85Bの評価試験のうち、性能試験結果について以下に紹介する。

### 2.2 TPL85B 性能試験結果

TPL85Bの評価試験に使用したロータは、コ



第 10 図 TPS-D・TPS-E・TPS-F 形過給機の空気流量範囲と圧力比

第 2 表 TPS-D 形過給機の主要仕様

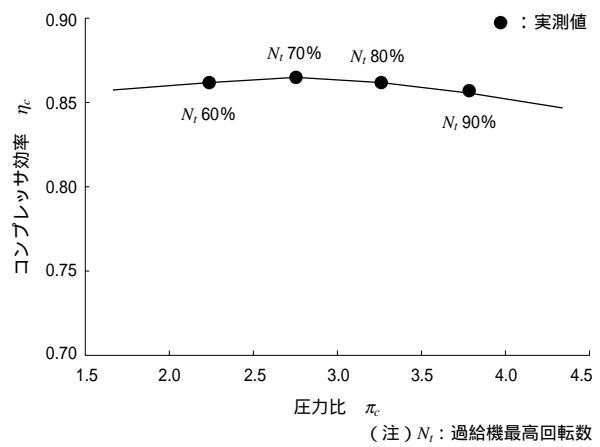
機種	TPS48D	TPS52D	TPS57D	TPS61D
空気流量範囲 <sup>1)</sup> (m³/s)	0.9 ~ 1.7	1.4 ~ 2.5	2.0 ~ 3.7	2.9 ~ 5.3
運用可能エンジン出力 (kW)	550 ~ 1 000	800 ~ 1 500	1 150 ~ 2 200	1 700 ~ 3 100
乾燥質量 (kg)	137	202	330	568

(注) \*1:  $\pi_c = 3.5$  の時を示す

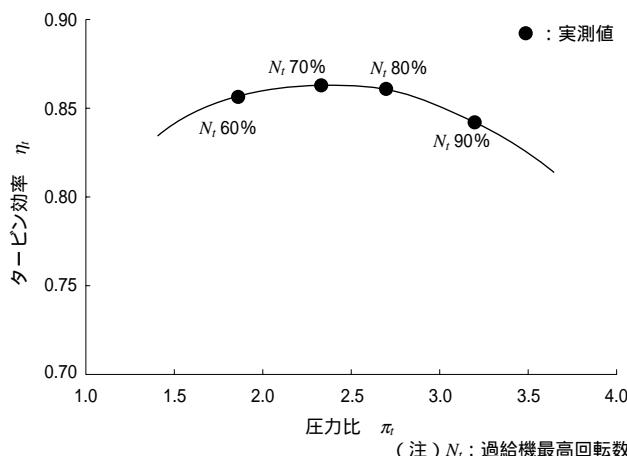
ンプレッサは入口外径が約  $\phi 630$  mm, 出口外径が約  $\phi 850$  mm であり, タービンは外径が約  $\phi 830$  mm である。

第 11 図にコンプレッサ性能試験結果を示す。図の横軸  $\pi_c$  はコンプレッサ入口と出口の圧力を全圧換算した圧力比を示し, 縦軸はコンプレッサ効率  $\eta_c$  を示す。計測回転数は, 過給機最高回転数の約 60, 70, 80%および 90%の 4 点で行い, そのときのコンプレッサ作動点は中間点近傍を行った。第 11 図から, 計測したほとんどの回転数において, 85%を超える高いコンプレッサ効率が得られた。

第 12 図にタービン性能試験結果を示す。図の横軸  $\pi_t$  はタービンに流入する燃焼ガスのタービン入口と出口の圧力比を示し, そのときのタービン入口圧力は全圧を使用し, タービン出口圧力には静圧を使用した。縦軸はタービン効率  $\eta_t$  を示す。計測回転数は, コンプレッサ性能と同時に計測したためコンプレッサ性能試験と同じ 4 点である。第 12 図から, 計測したほとんどの回転数において, 85%を超える高いタービン効率が得られた。



第 11 図 コンプレッサ性能試験結果



第 12 図 タービン性能試験結果

### 3. 終わりに

近年, 自然環境の悪化が進むなか, 環境問題に対する意識の向上, 排ガス規制による法規制などに対処するため, 高性能過給機の市場投入に対する期待は非常に大きい。本紹介が今後の過給機開発に役立つことができれば幸いである。

（機械事業本部回転機械事業部汎用機械設計部  
岩城史典  
三堀 健）