

(社)日本ガスタービン学会名誉会員の紹介

(社)日本ガスタービン学会ではガスタービン及び関連技術に関し功績顕著な方、又は本学会に対し功労のあった方のうちから理事会の推薦により総会において承認された方が名誉会員となります。去る平成12年4月20日、第25期通常総会において次の方があらたに本学会の名誉会員になられましたのでご紹介します。



有 賀 一 郎 君

(昭和5年3月1日生)

昭和37年3月	慶応義塾大学大学院工学研究科博士課程 所定単位取得退学
昭和43年4月	慶応義塾大学工学部助教授
昭和49年4月	慶応義塾大学工学部教授 (昭和56年4月より同理工学部教授)
平成元年10月	慶応義塾理事，理工学部長 (平成5年9月まで)
平成7年4月	慶応義塾大学名誉教授，千葉工業大学教授 (平成12年3月31日同定年退職)

本会関係略歴

昭和47年	入会
	幹事 (GTCJ 1, 2, 3, 4期)
	理事 (GTSJ 1, 2, 4, 5, 8, 9, 12, 13, 16, 17, 21期副会長, 22期会長)
	監事 (GTSJ 25期)
	評議員 (GTCJ 1, 2, 3, 4期) (GTSJ 1, 3, 6, 7, 10, 11, 14, 15, 18, 19, 20期)

現住所 横浜市青葉区若草台 7-61



佐藤 文 夫 君

(昭和4年2月14日生)

昭和28年3月	東京大学工学部機械工学科卒業
昭和28年4月	東京芝浦電気株式会社入社 (昭和59年4月1日より株式会社東芝に社名変更)
昭和57年6月	取締役重電事業本部長
昭和59年6月	常務取締役
昭和61年6月	専務取締役
昭和63年6月	取締役副社長
平成4年6月	取締役社長
平成8年6月	取締役会長
平成11年6月	相談役

本会関係略歴

平成9年 入会
理 事 (GTSJ 22期副会長, 23期会長)

現住所 東京都世田谷区赤堤 1-7-11



高田 浩之 君

(昭和4年7月20日生)

昭和27年3月	東京大学工学部機械工学科卒業
昭和32年1月	東京大学助教授
昭和47年7月	東京大学教授
平成2年3月	東京大学定年退官
平成2年4月	東海大学教授
平成2年5月	東京大学名誉教授
平成12年3月	東海大学定年退職

本会関係略歴

昭和47年	入会
	幹事 (GTCJ 3, 4期)
	理事 (GTSJ 1, 4, 5, 13, 14, 17期副会長, 18期会長)
	監事 (GTSJ 22期)
	評議員 (GTCJ 1, 3, 4期)
	(GTSJ 1, 2, 3, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 15, 16, 19, 20, 21期)

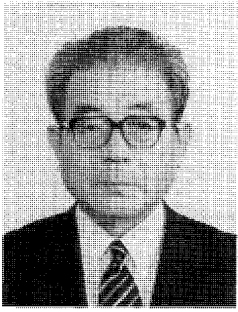
現住所 川崎市麻生区王禅寺 450-61



Heinz E. Gallus 君

(1931 年 1 月 20 日生)

1956 年	アーヘン工科大学機械工学部卒業
1957 年	同 研究助手
1963 年	同 主任技師
1969 年	博士号取得
1970 年	アーヘン工科大学機械工学部助教授
1982 年	アーヘン工科大学機械工学部教授 ジェット推進・ターボ機械研究所長
現在	アーヘン工科大学名誉教授 (Prof. em. Dr.-Ing. Dr. h. c. (PL))



第 25 期会長就任挨拶

伊藤 源嗣^{*1}
ITO Mototsugu

4月20日のガスタービン学会総会で会員の皆様の御推挙により第25期会長に選出されました。誠に光栄に存じますと共に、その責任の重さを痛感しております。

1972年に本学会の前身である日本ガスタービン会議が発足してから今年で28年、ガスタービンの学問と技術に関し、巾広く語り合い情報発信・交換をする場として本学会は次第にユーザー・サイドにもウイングを広げ、歴代会長はじめ諸先輩の御努力により順調に発展をとげて参りました。長期化する経済不況下にあつて個人会員2,000人の目標を突破し、賛助会員会社数の漸増基調を維持された菅会長以下第24期の理事、委員の皆様には深い敬意を表する次第であります。

このような本学会にあつて第25期会長としての責任を果たすことができるか、力不足を痛感しておりますが、経験豊かな酒井俊道副会長以下、理事・委員会皆様御協力を得て、本学会がガスタービンに関わる皆様の活動の場として巾広い支持を得られ、重要性を高めていくことに役立つよう尽力して参る所存であります。

ガスタービンは第2次世界大戦中に、その最も単純な形式であるジェット・エンジンが実用期を迎えてから60年近く、今日では巾広い出力範囲と様々な形態の機種が用途に応じて開発・使用されています。

形態を問わず高性能化は高温化・高圧力比化により実現していますが、現今でも最もタービン入口温度、全体圧力比が高いのは航空用ガスタービンで、実用段階の機種で最高温度は1,550℃、圧力比は45のレベルに達しており、研究開発段階にある機種では最高温度1,700℃、圧力比50を超える水準に到達しつつあります。

航空用ガスタービンのこのような高温・高圧力比は航空機用特有の軽量、コンパクトで高出力と低燃費が要求されるという特性のためその大型化と高速化に深い関連を持っています。一方軽量小型という点では500馬力程度までの小型ヘリコプタ、無人機等特殊な用途を別にしてもスラスト2.5トン程度の小型旅客機・ビジネス機用まで実用に供され、用途、出力形態は多様化の一途をたどっています。

地球環境保全とエネルギー問題を考えたとき高性能化、大容量化されて来たガスタービンは、高効率コンバイン

ド・サイクル発電プラントの高温側システムとして組込まれ、省エネルギーと環境負荷の低減即ちNOx、CO₂の排出が少ない特性が生かされ、発展の一途をたどっています。タービン翼を蒸気で冷却した300 MWクラスのガスタービンが実用期を迎えつつあります。

一方、一般産業用として電気と熱(蒸気)の両方を同時に供給できるコジェネレーション・プラントの主機として1~50 MWクラスの高性能で運転のし易いガスタービンが多数開発され、盛んに利用されています。このクラスのガスタービンは分散電源として自家発電・IPP用主機としても、又非常用発電の原動機としても広く使われています。

更に小規模の数十~数百KWのいわゆるマイクロ・ガスタービンが小規模事業所、さらには集合住宅等家庭用コジェネレーション・システムの主機としても急速に注目を集めており、ほぼ実用段階に達しています。

更にその千分の一、即ち数十~数百Wのマイクロマシン・ガスタービンが高効率・コンパクトなモバイル電源の主機として、将来の実用化を目指し盛んに基礎研究が進められています。

今後も高性能化、低環境負荷化が進められるガスタービンは21世紀の原動機として更に重要性が増し、発展が期待されています。

このような背景のもと、日本ガスタービン学会の取り組むべき課題は数多くあります。

まず、ガスタービンが専門家だけが関わる機器から巾広い一般ユーザーが関与するシステムに急速に発展していくことに対応した体質の改革、サービスの提供が挙げられます。

一方で年々厳しさを増す学会の財政基盤を中・長期的に見定め、財政の安定化を図るための諸施策を講じていくことが急務であります。

昨年大成功裡に終わった第7回ガスタービン国際会議を受け、4年以内に迫った次期国際会議の準備、2年後に迫った学会創立30周年行事の準備にも取掛からなくてはなりません。

21世紀へ向けて学会の改革・強化の方向を皆様と共に考え、スピードをもって実行に移して行きたいと思ひます。

終わりに菅進会長をはじめ第24期の理事・委員の皆様の御尽力に改めて心から感謝申し上げ、会員各位の益々の御健勝・御活躍を祈念し、会長就任のご挨拶と致します。

原稿受付 2000年4月24日

*1 石川島播磨重工業㈱

〒100-8182 東京都千代田区大手町2-2-1 新大手町ビル

ターボチャージャ特集号発刊にあたって

5月号編集担当理事 宮下 和也^{*1}

MIYASHITA Kazuya

2000年5月号はターボチャージャ特集号をお届けします。当学会誌でターボチャージャ特集号を組むのは前3回（1987.6, 1991.6, 1997.3）につづき4回目です。前回の特集から3年余ですが、ターボチャージャも当学会活動の主要テーマの1つであり、関係する会員数も徐々に増えております。

ターボチャージャは70数年前に実用化され、米国の軍用飛行機エンジンに採用されるなどして、戦後は船用エンジンを中心に高出力化の手段として使用されてきましたが、日本国内では1979年に乗用車に採用されるに及んで、1980年代には自動車生産の増加と共に急成長を遂げました。

表1は過去12年間のターボチャージャの国内生産台数を当学会誌の毎年の統計資料より集計したのですが、圧縮機インペラの外径100mm以下のものが圧倒的な割合を占めております。大凡、100mm以下が自動車用、100mm超が船用、その他と見るができます。1980年代に急成長を遂げた生産量は90年代に入って、自動車生産量が減少したこともあり、170万台で足踏み現象がつづきました。しかしながら、自動車生産台数に対する比率（表中のA/B）は着実に上昇しており、これが輸出車を含めたターボ化率に近い数字を表しているものと見るができます。

ここ数年は、200万台を越えましたが、これは軽自動

車を含む小型車のターボ化率の向上と輸出の増大の2つの要因が考えられます。特に軽自動車は1998年末の新規格適用以来急激に伸びており、99年の生産量は更に増加していると推定されます。

一方、輸出分もヨーロッパ向けを中心に地球温暖化防止、即ちCO₂削減のためディーゼル車が急成長しており、その環境対策、出力改善にターボチャージャが不可欠的存在になって来ていることによります。ちなみに、世界全体のターボチャージャ生産量は約800万台と推定され、その約半数がヨーロッパ市場向けです。

しかし、自動車もターボも現地生産が進み日本国内の生産はいずれ落ち着くものと考えられます。

表2は同じく当学会誌による1998年のインペラ外径別の統計ですが、100mm超のクラス14,246台中90%余は200mm以下であり、これらは殆ど全てがラジアルタービンを採用しているものと見られます。この様に、ごく少数の大型機種を除いて、小型軽量、低コストに適したラジアル型が主流になっています。

本特集号では、これら大きく変りつつある市場動向を踏まえて、この3年間の新技術、新製品についてターボチャージャおよびターボエンジンの観点から各社・各分野で活躍中の方々に紹介していただくことにしました。多くの会員の方々の参考になり、ターボチャージャ技術に対する理解が一層深まることを期待しております。

表1 国内生産台数

(千台)

暦年	ターボチャージャ		B 自動車(含 輸出) (乗用車・トラック・バス)	(参考) A/Bの 比率%
	A 100mm 以下	100mm 超		
1987	1,500	9.9	12,249	12.2
1988	1,700	10.1	12,700	13.4
1989	1,780	13.5	13,026	13.7
1990	1,740	12.7	13,487	12.9
1991	1,740	12.9	13,245	13.1
1992	1,720	20.8	12,499	13.8
1993	1,636	13.3	11,228	14.6
1994	1,743	13.7	10,554	16.5
1995	1,934	11.3	10,196	19.6
1996	1,764	14.1	10,347	17.0
1997	2,180	14.2	10,975	19.9
1998	2,140	14.2	10,050	21.3
1999	未集計	未集計	9,890	—

表2 1998年過給機生産台数

区 分		台 数
クラス	圧縮機翼車外径 mm	
1	0~100	2,140,099
2	101~200	12,850
3	201~300	533
4	301~400	258
5	401~500	146
6	501~600	188
7	601~700	170
8	701~800	7
9	801~900	94
10	901~1,000	0
クラス2~10合計		14,246
資料提供社数		14

原稿受付 2000年2月22日

*1 石川島播磨重工業(株) 汎用機械事業部
〒135-8733 東京都江東区豊州 3-2-16

特集・ターボチャージャ

船用過給エンジンの動向

花房 眞^{*1}

HANAFUSA Makoto

キーワード：MC プログラム，高出力化，高効率過給機，ロングストローク化，IMO NO_x 規制Key word MC Program, Power up, High efficiency turbocharger, Long stroke, IMO NO_x regulation

1. まえがき

1997 年 9 月 IMO（国際海事機関）は、海洋汚染防止条約（MARPOL 73/78）に船舶からの大気汚染防止に関する規則を定めた附属書 VI を追加するための議定書を採択し、窒素酸化物や硫黄酸化物等の排出規制を盛り込んだ。その内、窒素酸化物 NO_x の排出規制についてはその附属書の中に西暦 2000 年 1 月 1 日以降起工される船舶に搭載される出力 130 kW 以上のディーゼル機関に対して適用されることが明記され、条約が発効すると遡及して適用されることになっている。

既に本誌が発刊される時点では大多数のディーゼル機関が規制対象になっており、規制は発効していないものの規制対応機関として出荷される機関が増えている筈である。本稿では従来規制対象でなかった船用ディーゼル機関に対する NO_x 規制の適用と、これからのディーゼル機関に要求される事柄、さらにはそれに対応する技術開発を中心として今後の船用機関に対する動向を述べてみたい。

2. 船用ディーゼル機関生産実績の推移

1970 年台の 2 度に亘る石油危機以降省エネに対する要求が高まり、船用主推進原動機はスチームタービンから熱効率の高いディーゼル機関に移っていった。図 1⁽¹⁾に 1980 年以降の 2000 DWT 以上の船舶を対象に各年ご

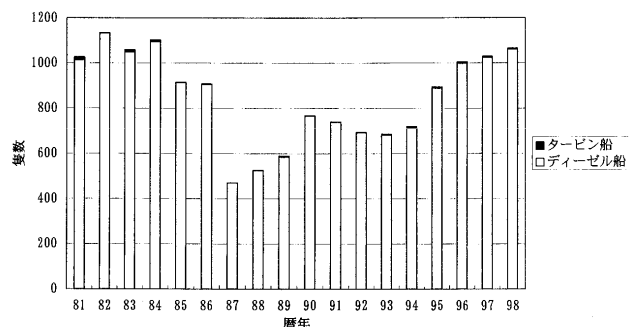


図1 ディーゼル船とタービン船の進水量の推移

原稿受付 2000 年 3 月 16 日

* 1 三井造船(株) 機械・システム事業本部 機械工場 ディーゼル設計部
〒706-8651 岡山県玉野市玉 3-1-1

とのディーゼル船とタービン船の進水量の推移を示す。図から明らかなように 98% 以上はディーゼル船で占められており、タービン船は LNG 船等の用途に限定されている。

今後も船舶用推進原動機としてディーゼル機関が採用されると予想されるが、そのためには NO_x 排出削減を始め環境に対する優しさが求められる。

3. MAN B&W MC プログラム

世界最大のシェアをもつ大型船用ディーゼル機関のライセンサーである MAN B&W Diesel 社（デンマーク）においては、1980 年代始め省エネ志向と高出力化に対応する機関として超ロングストロークの MC シリーズが開発され、現在に至るまでその基本構造が採用されている。図 2⁽²⁾に MAN B&W MC シリーズがカバーできる機関回転数と出力の範囲を示す。最小口径 260 mm の S 26 MC から最大口径 980 mm の K 98 MC/MC-C まで実に 25 機種をラインアップしており、2,180 PS から 93,360 PS までカバーしており、各種用途に対応できる。

図 3 に最新型 S-MC-C シリーズの内 S 60 MC-C 機関の断面図を示す。

図 4 に 600 mm ボアに対して過去 30 年の出力率、熱

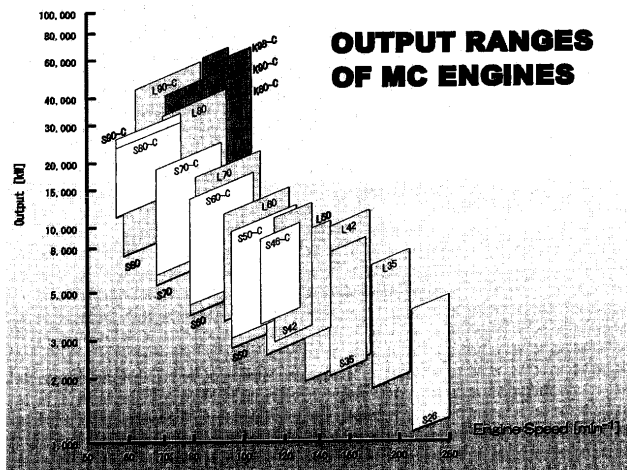


図2 MAN B&W MC シリーズのエンジン回転数と出力レンジ

効率等の開発経緯を示す。過給度は1.8倍、出力率は2.3倍になっており、同時に熱効率も23%以上改善されている。これらを可能にした技術として次の4つが上げられる。

- (1) 燃焼室構造の改善（ボアクーリング冷却方式の導入）：燃焼室部品の強度を確保しながら燃焼室表面の温度を適正なレベルにコントロールできるので、エンジン出力増加に大きく貢献した。
- (2) 過給方式の改善（動圧過給→静圧過給）：シリンダ出口と過給機タービン入口を短管で結び排気弁啓開後の排気ガスブローダウンエネルギーでタービンを駆動する動圧過給方式から、シリンダ出口と過給機タービン入口の間に十分な容量の排気溜を設けて排気ガスを一定圧力・一定温度に保ちタービンへ供給する静圧過給方式へ変更された。この過給方式の採用と下記の過給機性能の向上により排気弁を開くタイミングを大幅に遅らせることができた結果、ピストンの有効ストロークが延長されて燃費が約8%改善された。
- (3) 過給機性能の向上：高効率過給機の登場によりエンジンの高出力化が図られるとともに、掃気空気量が増加した結果、掃気効率が向上して燃焼が改善された。
- (4) ロングストローク化：ピストンスピードを押さえてストロークを延ばす低回転化を図るが、ストローク・ボア比が増加するため燃焼室形状が最適化され、掃気

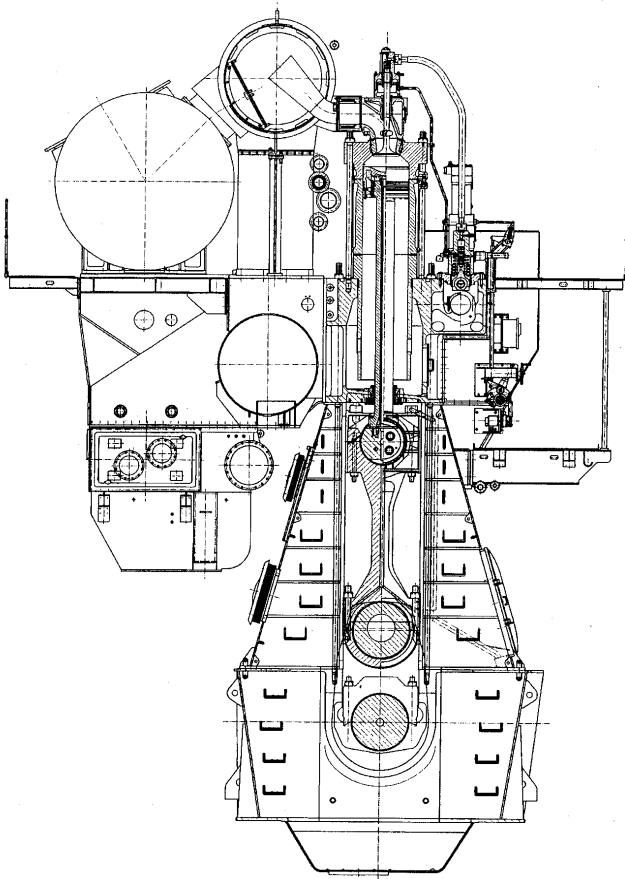


図3 S60 MC-C 機関の断面図

効率も改善するため燃費が改善された。更に低回転化により燃焼時間が相対的に長くなるため燃焼も改善された。

4. 高出力化に対応する技術開発

高出力を実現する上で燃焼室を構成する部品の表面温度コントロールに重点が置かれる。最近大型機関に対して開発された新燃焼室デザインを図5示す。この新しく設計された燃焼室デザインの特徴は燃焼スペースが従来型は中心部にあったのに対して外周部に移しピストン冠の燃焼面温度を従来型に比べてドラスティックに改善した点にある。燃料弁アトマイザの噴射パターンを新燃焼室構造用に最適化させた結果、ピストン冠の燃焼面温度を従来型に比べて約100℃低下させ、耐熱鋼のコーティングを不要とした。図6に燃焼室温度計測結果を示す。ピストン冠冷却側温度レベルも200℃のレベルであり、また、排気弁の燃焼面側温度も従来型と同様600℃以下であり問題のないレベルにあることが確認されている。その他、シリンダコンディションの改善のため、PCR

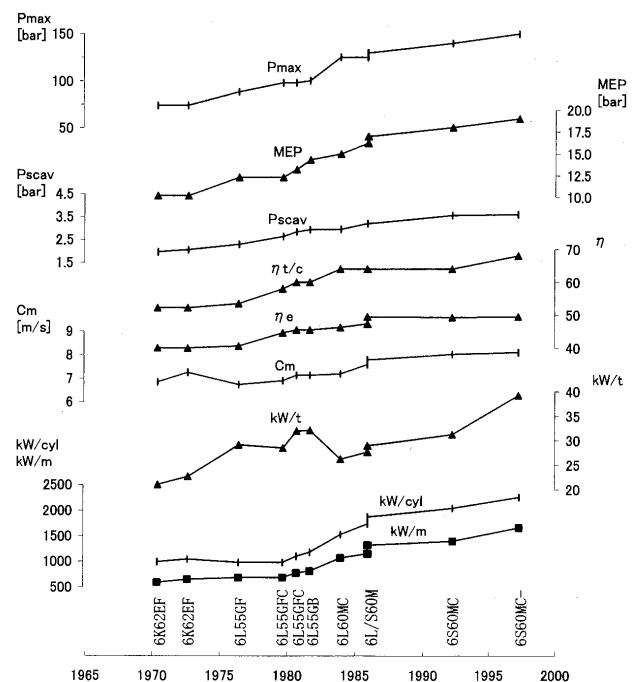


図4 過去30年に亘るエンジン性能パラメータの開発経緯

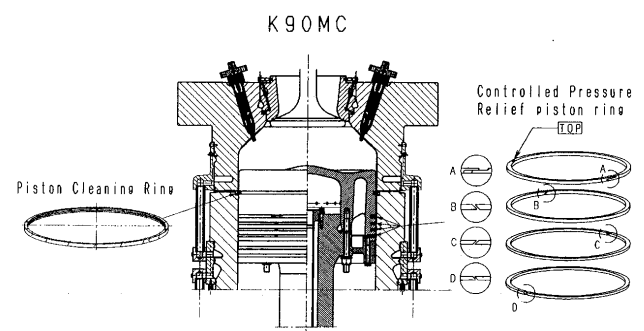


図5 大形機関用新設計燃焼室構造

や CPR が採用された。

PCR:Piston Cleaning Ring ピストントップランドに付着したシリンダ油を主成分とするデポジット（燃焼残渣物）がシリンダライナ表面の潤滑油を吸着し油膜を破壊するのを妨げるため、これらデポジットを掻き落とすために採用されたピストンクリーニングリング。

CPR:Controlled Pressure Relief 円周 6 か所にスリットを設け、リング間の圧力差を押さえたトップリングを採用している。これによりシリンダライナの円周方向の温度分布を均一化させ、ガスシール性能を向上させている。

Combustion Chamber

12K90MC (L166) ピストン試験 (於日立造船 有明)

100% 負荷

ピストン冠
温度

爆面側
冷却面

排気弁温度

シート面
下面

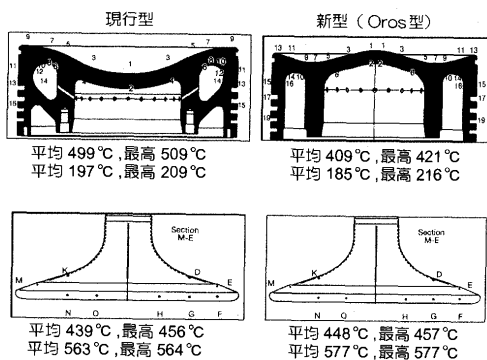


図6 燃焼室温度計測結果

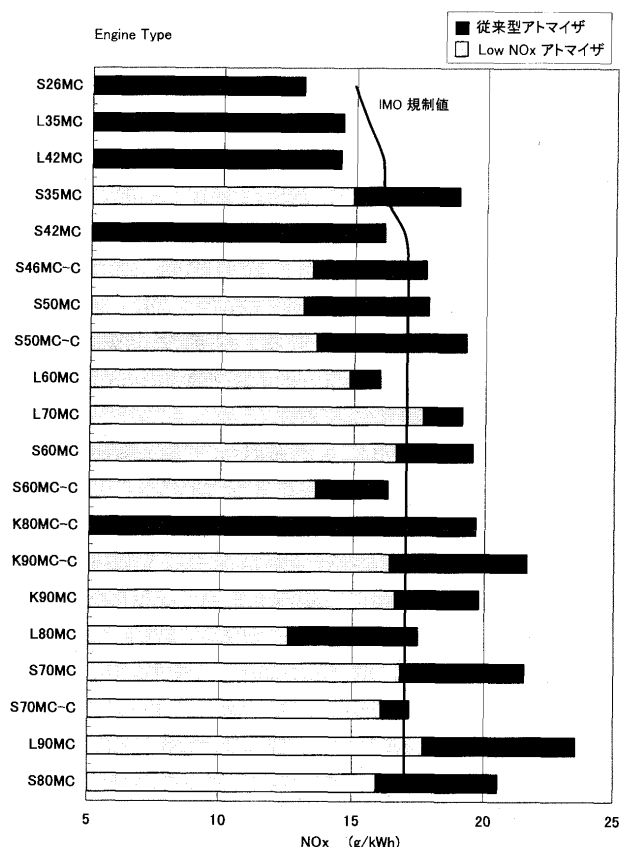


図7 IMO NOx 排出規制と MC 機関の排出状況

5. IMO NOx 規制

図7⁽³⁾にIMO NOx 規制とMCシリーズの排出状況を示す。大型機関に対する排出リミットは17 g/kWhであり、同図から分かるように一部の小型機関を除いてNOx 削減対策が必要である。MAN B&W MCシリーズでは基本的にlow NOx デザインの燃料弁で対応しており、これまでにいくつかの船級でNOx 鑑定を受けている。大型機関では未燃HC等のエミッション削減を目的に燃料弁が開発された。図8に燃料弁の開発設計の比較を示す。大型機関では燃料弁が2弁から3弁に、更に燃焼室の焼損防止からアトマイザチップを長くしたことにより先端のサックボリュームが相対的に増加した。このためライセンサではサックボリュームを減らすため、ミニサック弁、ひいてはサックボリュームがゼロのスライド弁を開発した。後者のスライド弁を用いた場合にはピストントップランドに付着するデポジットの量も改善され、またIMO NOx 規制にも対応することが確認されており、就航実績も良好なため、大型機関の標準燃料弁として採用された。図9にNOx 計測結果の一例を示す。今後、中小型機関にも採用を拡大していく予定である。

K90MC Fuel valve

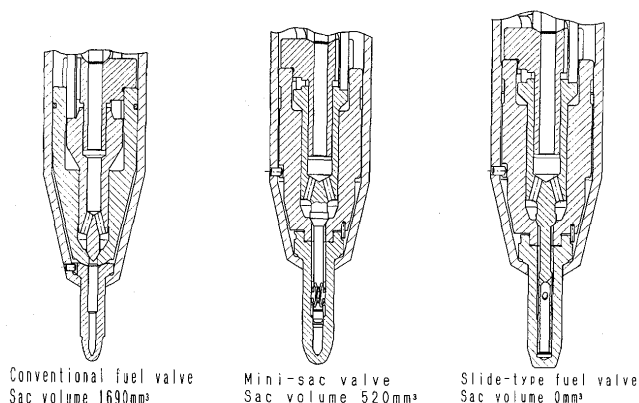


図8 燃料弁構造の比較

Emission

Measured nitrogen-oxides emission

7K98MC (Hapag Lloyd) tests at HHI-EMD, Ulsan
NOx emission for slide valve with 030 fuel nozzle

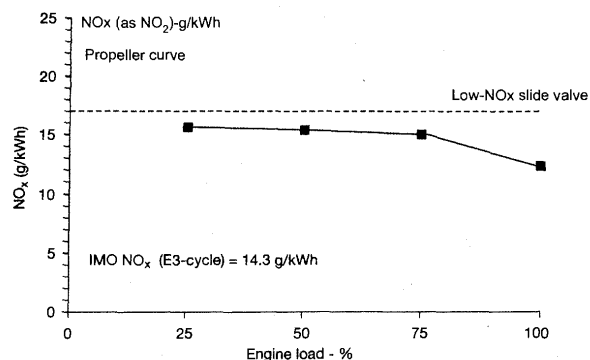


図9 NOx 計測結果

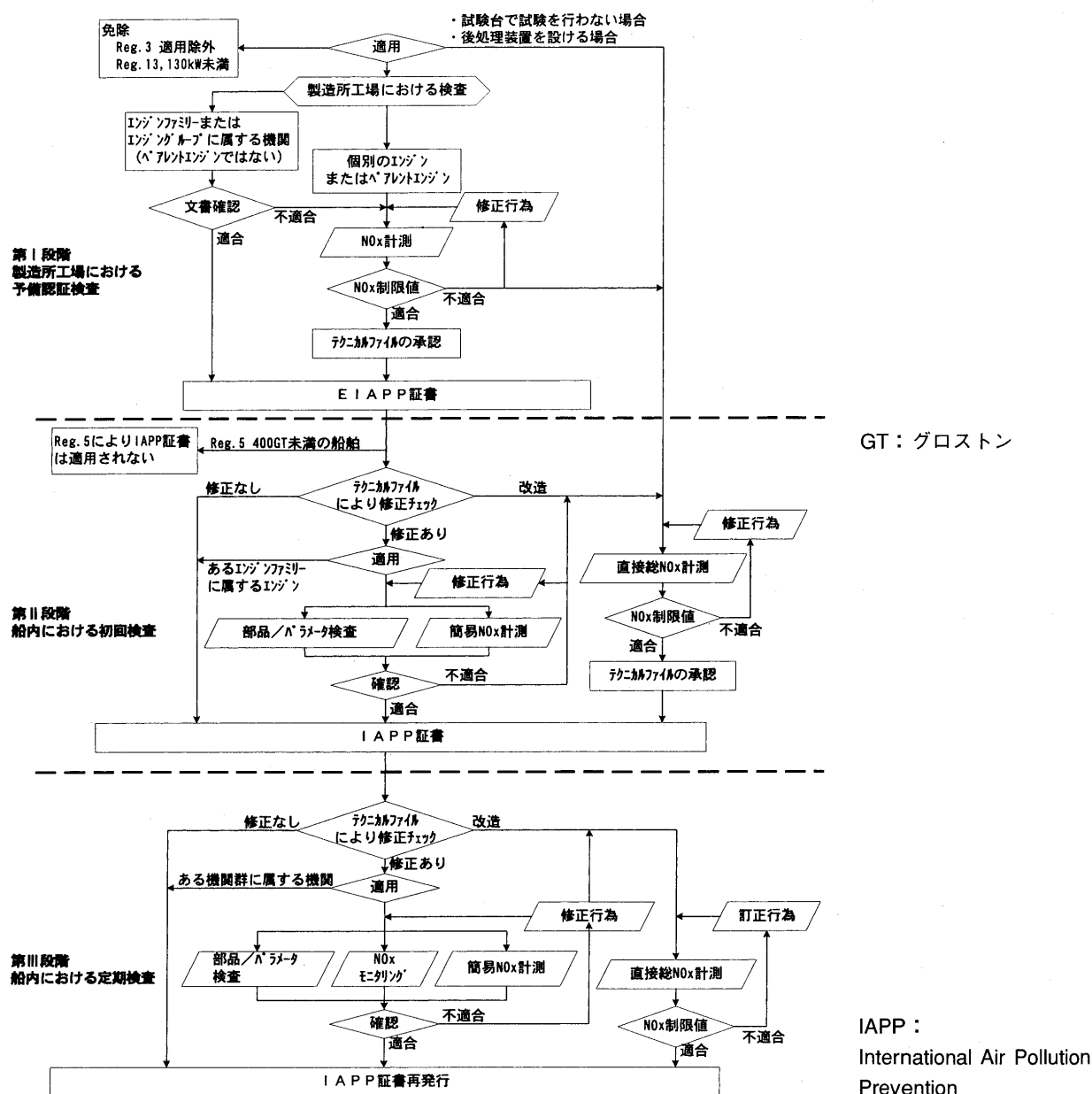


図10 検査フローチャート

6. IMO NOx サーベイ

船用ディーゼル主機関に対しては一般に次のような内容でサーベイが行われる。図10にNOxサーベイの概要を示す。

陸上試験ではFPP（固定ピッチ）プロペラ用にはE3テストサイクル、CPP（可変ピッチ）プロペラ用にはE3+E2サイクルがそれぞれ適用される。NOx計測はテクニカルコードに則って行われ、規制値をクリアすると仮証書が発給される。テクニカルファイルには陸上試験方案、NOx計測結果、NOx排出に影響を及ぼす部品の情報等が記載され、それは船内に常時備え付けられ、部品の交換記録、定期検査等の実施結果が書き加えられて行く。

陸上試験後、船籍国の主管庁の認証を受けた船級が、条約が発効していない現時点では“Statement of Compli-

ance”という仮証書を発給する。条約が発効するとEIAPP証書（Engine International Air Pollution Prevention Certificate）に切り替わる。

初回検査は海上運転時に行われるが、その検査方法として次の2つの選択肢がある。

- (1) パラメータチェック：コンポーネント及び噴射タイミング等を確認して適合範囲内にあることを確認する。
- (2) 簡易NOx計測：陸上試験とほぼ同等のNOx計測を行うが、詳しいことが記述されていないので分析項目及び機器に対する要件が緩く認められていると考えている。従って、計測誤差に対して10%、燃料としてC重油を使用する場合の誤差として10%、最大15%の誤差が認められている。しかしながら、海上運転では計測に要する費用がかかること、及び船内では分析機器に対して温度及び振動環境が悪いことから

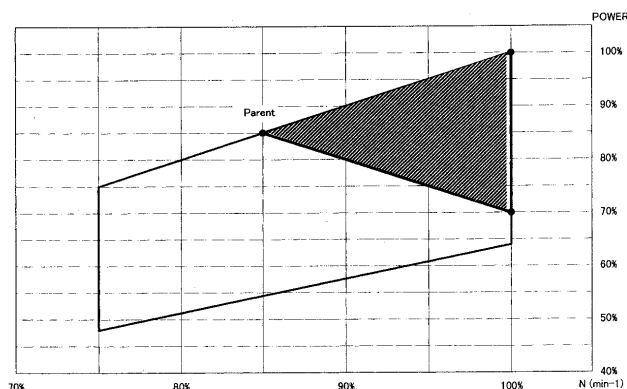


図11 エンジングループの定義

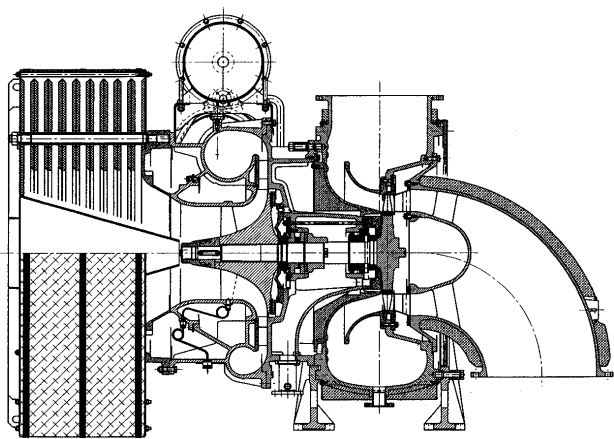


図12 三井 MAN B&W NA 過給機の断面図

エンジンメーカーとしては推奨していない。

定期検査：5年ごとに定期検査が行われるが、検査方法としてパラメータチェック、簡易 NO_x 計測及び NO_x モニタリングの3つの option がある。これらは船主に選択権がある。

エンジングループコンセプト

船用ディーゼル機関は、陸上試験と海上試験で使用燃料が異なること、周囲運転条件が異なること等から海上試験で微調整が必要なエンジングループと見なし、陸上試験の簡素化を目指したエンジングループコンセプトが採用された。このコンセプトはある一定のゾーン内で最も NO_x 排出率の高いエンジンをペアレントエンジンとして NO_x 鑑定を受け、そのゾーンに属するエンジンの陸上における NO_x 計測を免除しようというものである。図11にエンジングループの定義とペアレントエンジンの選択例を示す。

7. 過給機

船用過給ディーゼル機関は高効率過給機の開発とともにシリンダあたりの出力を増加させ、コンテナ船の大型化とともに過給機1台あたりカバーできる空気量レンジ

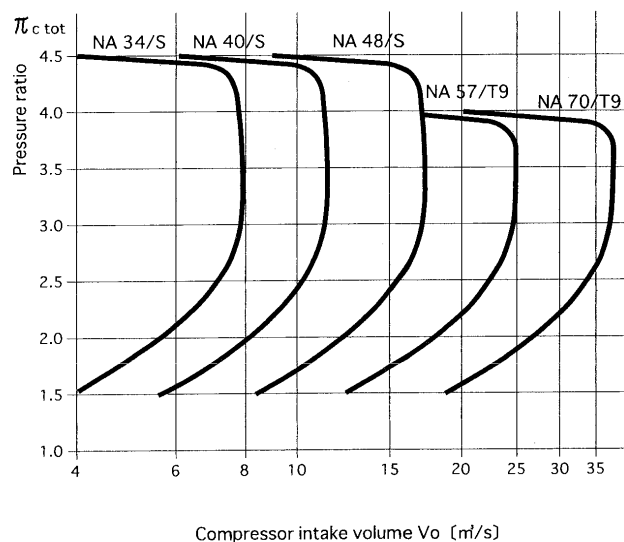


図13 NA 型過給機空気量レンジ

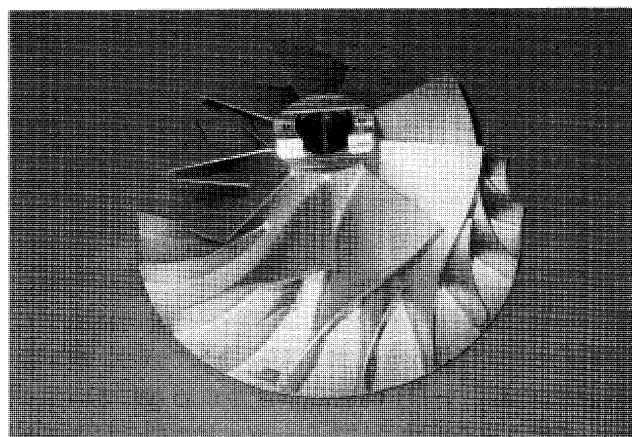


図14 コンプレッサ外観写真

の増大が要求されるようになってきた。今後出力率増加のため更に過給機の高圧力比化、高性能化が望まれる。図12に三井-MAN B&W 型 NA 48/S 過給機の断面図を、図13に NA 型過給機の空気量レンジを示す。

最新の NA 48/S 型過給機は軸受けケーシング等無冷却構造とし、熱損失と腐食防止を図っている。軸受け構造は内支え型でプレーンベアリングを採用しており、サービスマン期間の延長を可能にしている。また、潤滑油はエンジンと共用できる。

NA/S と NA/T9 過給機は高効率化を達成するため羽根車を一体型とし、バックワード型インペラーを採用している。図14に羽根車の外観写真を示す。

タービンは軸流タービンで、動翼は新規に開発されたデザインを採用している。

図15に NA 70/T9 の過給機効率を示す。

8. 今後の展望

シップアンドオーシャン財団の調査によると、日本周辺域で船舶が排出する NO_x が国内排出量全体の 37%

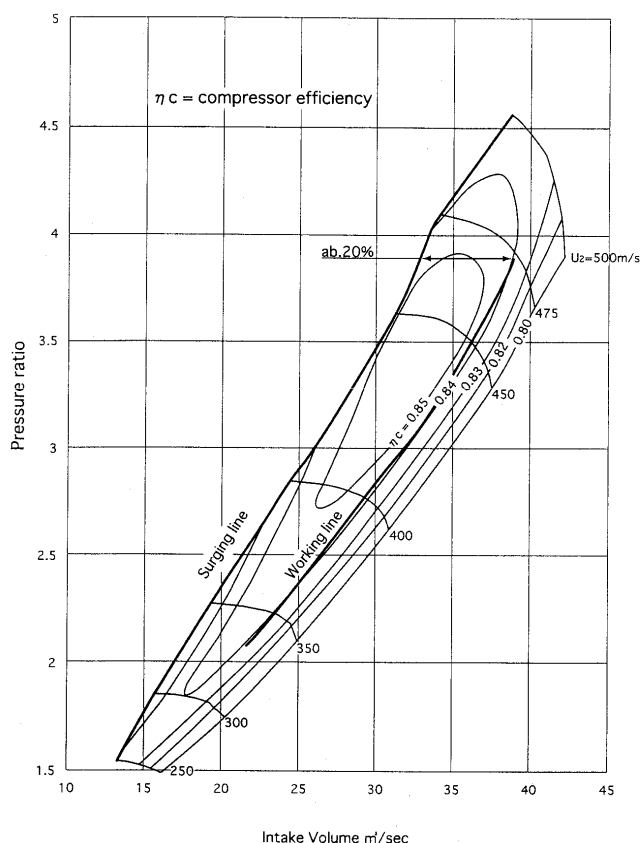


図 15 NA 70/TO 9 過給機のコンプレッサマップ

超にも及ぶことが明らかにされた。日本では未だ船舶に対してローカルな規制の動きはないが、規制に先立つ NOx 削減の取り組みが必要となってきた。地球温暖化防止の観点から CO₂ 排出削減が求められているが、従来 NOx と燃料消費率はトレードオフの関係にあると言われており IMO NOx 規制を達成するために従来技術

による NOx 削減は CO₂ 排出増加に繋がるため、今後は NOx を削減しながら CO₂ 排出の削減も同時に求められる。その一例として Dual fuel engine (2 元燃料エンジン) が上げられる。

LNG 船等ではクリーンなボイルオフガスを主燃料とする high pressure gas injection diesel engine も採用可能である。着火のためにパイロットとして発熱量比で 8% 程度の燃料油が必要であるが、SOx だけでなく CO₂ と NOx 排出も削減できる。まだ LNG 船に採用された実績はないが、発電プラントとして当社千葉事業所構内に設置したガスインジェクションディーゼル機関 12 K 80 MC-GI-S は 1994 年 7 月に稼働開始して現在も順調に運転されている。

9. あとがき

世界の物流の中心は今後とも船舶が中心と考えられ、その推進機関として石油精製過程のボトムである低質油燃料を使用できるディーゼル機関の存在は引き続き期待されるものである。我々エンジンメーカーとしてこれら環境面からのニーズに応えるとともに信頼性の高いエンジンを提供して行くのが使命であると信ずる。

参考文献

- (1) 「各国船用機関の生産動向」第 24 号 (社)日本船用工業会, 平成 11 年 8 月
- (2) 「Trends in the Volume and Nature of Propulsion Machinery Demand-the Low Speed Sector」MAN B&W Diesel A/S, December 1999
- (3) 「TECHNO MARINE」特集 2000 年 NOx 排出規制対策の現状 日本造船学会誌 平成 11 年 9 月

特集・ターボチャージャ

自動車用過給エンジンの動向

加藤 尚純^{*1}

KATOU Naozumi

1. はじめに

自動車へのターボチャージャの適用は、高出力を競うレース用エンジンから始まった。日本国内における乗用車用過給エンジンの量産は、1979年の排気量2Lクラスのガソリンエンジンからである。ターボチャージャを搭載することで、145 PS（グロス表示）と、当時の同排気量無過給エンジンに比べ約20%もの高出力を実現したことで市場に受け入れられるようになった。当初は税制面での排気量規制も手伝って、比較的小排気量エンジンでの拡大が進んだ。その後は、小型軽量で高出力という特徴を生かして、スポーティー車や各社のフラッグシップ車へと採用されてきた。

軽自動車においては、1998年の衝突安全基準変更に伴い車両重量が大幅に増加した。排気量制限下でのエンジン的高出力化を図るために過給エンジン装着機種が一層増加している。

ディーゼルエンジン乗用車への採用もガソリンエンジンとほぼ同時期に始まった。ディーゼルへのターボチャージャの装着は、出力向上ばかりではなく排気対策としても非常に有効である。近年、年々厳しくなる排気規制に対応するためにターボディーゼルエンジン車が拡大している。特に欧州市場においては、地球温暖化防止や大気汚染改善の観点から乗用車のCO₂排出量低減に対する要求が厳しくなっている。このような動きに対し、

欧州では熱効率の優れた直噴式ターボディーゼルエンジンの市場投入が活発に行われている。

国内でも、1998年に乗用車、中型商用車に対してNO_x、PM、スモークの規制が強化され、1999年には大型商用車の長期排出ガス規制が施行されたところでもある。また、7都県市では、都市部での大気環境悪化抑制策として低公害車指定制度を導入してきており、これらに対応する為、排出ガス低減と燃費低減を両立する直噴ターボディーゼルエンジンの開発が進められている。

ここでは主に、乗用車用のターボガソリンエンジンおよびターボディーゼルエンジンの動向について解説する。

2. ターボエンジン出力性能トレンド

2.1 ガソリンエンジン

図2にターボガソリンエンジンの最高出力を、図3に単位排気量当りのエンジントルクを示す。

量産車においては自主規制により2リッタークラス以上は206 kWを上限に横這いとなっている。しかし、エンジン性能は改良されてきており、単位排気量当りのエンジントルクは年々アップして来ている。特にラリーベース仕様量産車をカテゴリに持つ2リッタークラスでの改善代が顕著に見られ、最近では180 Nm/Lを超えるものも現れている。

このような高出力を得る為に、現在国内で量産される

		79	80	85	90	95	00～
ガソリン	エンジンシステム	・国内初ターボ車	・ツインターボ	・シーケンシャルツインターボ	・スーパーターボ	・連続可変バルブタイミングターボ	
			・インタークーラー付	・可変バルブタイミングターボ			
	ターボ			・ルーツS/C	・PW S/C	・リショルムS/C	
ディーゼル			・セラミックローター	・ホールベアリング			・セラミック製ホールベアリング
			・ジェットターボ	・アブレータブル樹脂インペラ			・チタンアルミローター
		・国内初ターボ車			・VNT(欧州)	・VNT(国内)	
					・ホールベアリング		
					・斜流タービン		

図1 乗用車用ターボエンジン採用技術

原稿受付 2000年3月8日

*1 日産自動車(株) エンジン構造部品開発グループ

〒230-0053 神奈川県横浜市鶴見区大黒町6-1

全てのターボガソリンエンジンにはインタークーラーが装着されている。吸気温度を低下させる事で、より高い過給圧設定でもノッキングを回避し、また、吸気密度を上げてエンジンの充填効率を向上することができる。

このためインテークマニホールド圧力も上昇傾向にあり、インタークーラーによる吸気管路圧力損失を考慮すると、ターボコンプレッサ出口圧力が90kPaを超える物もある。

実用域での加速性能を向上するために、ターボエンジン特有の現象である加速時の過給圧立上り時間遅れ（以下ターボラグ）を短縮する技術開発が続けられてきた。

また、より低速から高トルクを得るための技術開発もされている。いずれの技術もターボチャージャ自体の性能改善と合せてエンジンシステムとしての技術開発が成されている。

2.2 ディーゼルエンジン

図4に国内ターボディーゼルエンジンの最高出力を示す。大型商用車用を含めての相場は約22kW/Lであるが、近年44kW/Lを超えるものも現れている。

欧州ではターボディーゼルの市場投入が活発である。単位排気量当りのトルクで見ると、10年前には100Nm/L前後だったものが、最近では150Nm/Lを超えるものも発売されている。

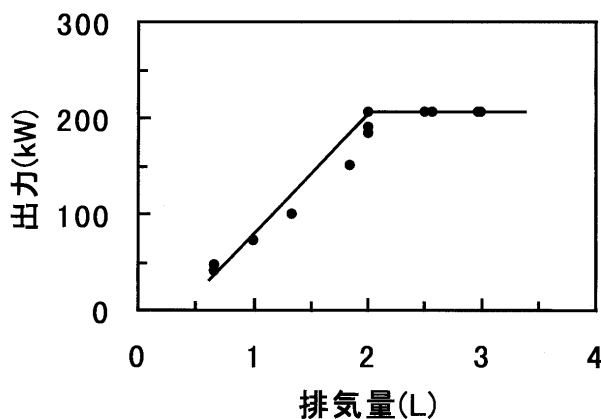


図2 国内ターボガソリンエンジン出力

3. ターボ単体レスポンス改善技術

3.1 概要

前述のようにターボエンジン車は、アクセルを踏み込んでから過給圧が上昇するまでに時間遅れが生じる。ここでは今までに採用されてきたターボチャージャ単体のレスポンス改善技術を紹介する。

大別するとつぎの3項目になる。

- ・空力性能向上技術
- ・回転体慣性モーメント低減技術
- ・軸受部フリクション低減技術

3.2 空力性能向上技術

コンプレッサ、タービン共に翼形状の改良が進められてきた。自動車用エンジンは800rpm～6000rpm以上と、使用範囲が広く、ワイドバンドで高率の高いターボチャージャが求められてきた。そのためある程度のバックワード角を持った翼車が多く見受けられる。

また、コンプレッサハウジングにアブレードブルシールを採用してハウジングと翼車間クリアランスの最小化することで効率向上を狙った事例もある。

3.3 慣性モーメント低減技術

慣性モーメント全体の50%前後を占めるのは耐熱合

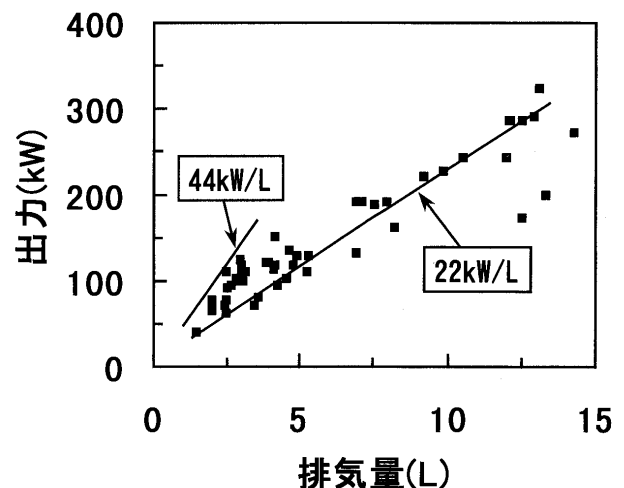


図4 国内ターボディーゼルエンジン出力

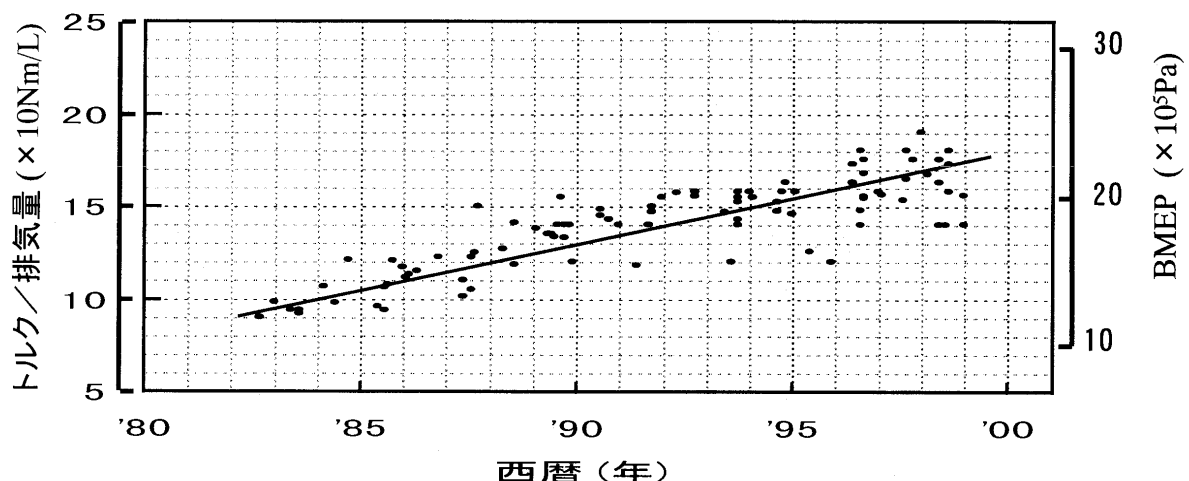


図3 国内ターボガソリンエンジン トルク/排気量

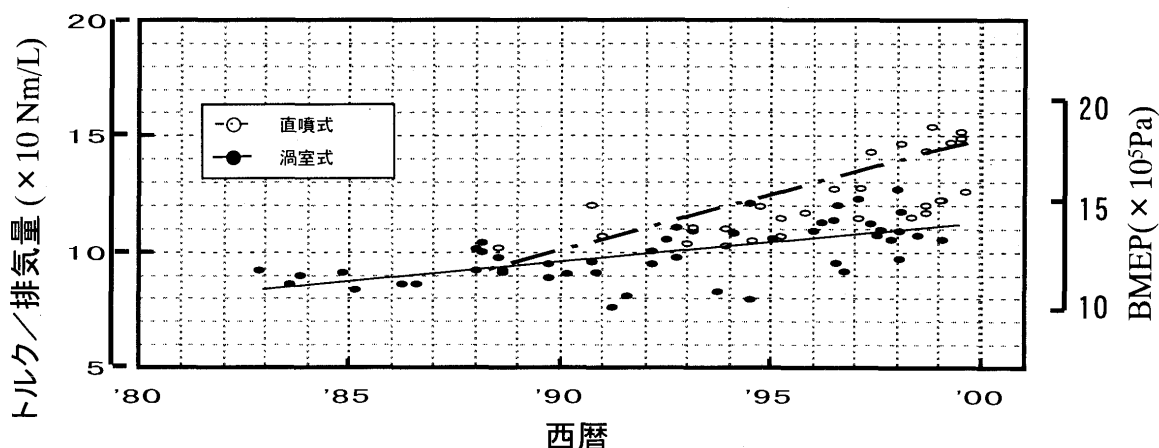


図5 欧州ターボディーゼルエンジン トルク/排気量

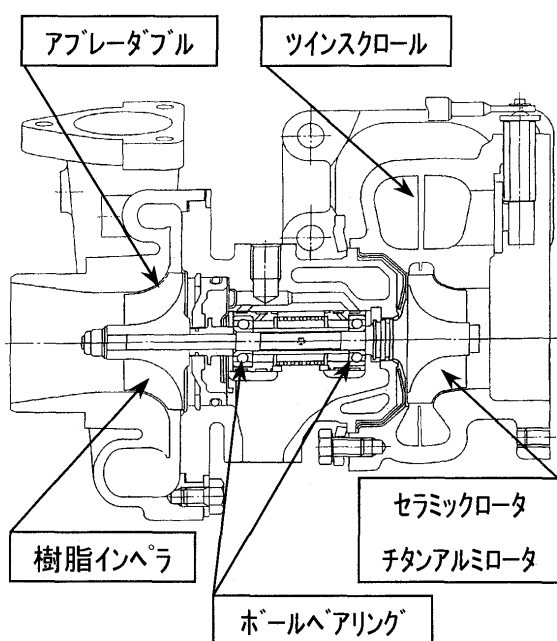


図6 ターボチャージャ構造

金製のタービンホイールであり、これをセラミックスホイールとしたものが1985年より量産開始となった。セラミックス化した事で回転体全体の慣性モーメントが30%以上低減され、過給圧立ち上がり時間も20%以上短縮された。

昨年にはこのセラミックスとほぼ同比重材料のチタンアルミ合金製タービンホイールが乗用車用ガソリンエンジンに採用されている。

更に、コンプレッサホイールについても、従来のアルミ合金製に対し比重が約半分の樹脂製にしたターボチャージャが5年程前から採用されている。

3.4 フリクション低減技術

ジャーナルとスラストの軸受け部には通常メタルタイプのベアリングが用いられているが、これをアンギュラコンタクトのボールベアリングに置換してフリクションロスを低減したものの複数車種で採用されている。この技術はガソリンエンジンのみでなくディーゼルエンジン

にも採用されており、1998年には商用車用ディーゼルエンジンでも搭載した車が発売されている⁽¹⁾。

またこの年には、ベアリングのボールを従来の金属製からセラミックス性としたタイプも軽自動車に登場している⁽²⁾。

4. エンジンシステム技術

ここでは現在量販されている特徴的なターボエンジンシステムを紹介する。

4.1 可変翼ターボ制御システム

1) 変遷

乗用車用としては、1985年にジェットターボが初めて実用化された。これは、タービン流入部付近に設けた一枚ベーンを開閉する事でノズル面積を変えるものであった。また、1988年にはウィングターボが登場した。タービンホイールの周方向に4枚の可変ベーンを設けたタイプのものである。

ノズルベーンを絞りタービン流量特性を小流量化できることで、通常のターボに対しエンジン低回転領域から最大過給圧に達する事ができるようになった。しかし、いずれのターボも少ないベーン枚数構成故に比較的大きなベーンを用いており、スクロール内の流れを乱しやすく、通常のターボと同等のタービン効率は得難いものであった。

その後、タービンホイール周りに多翼の可動ベーンを持つ事で効率を従来ターボ並みにしたVNターボが発表

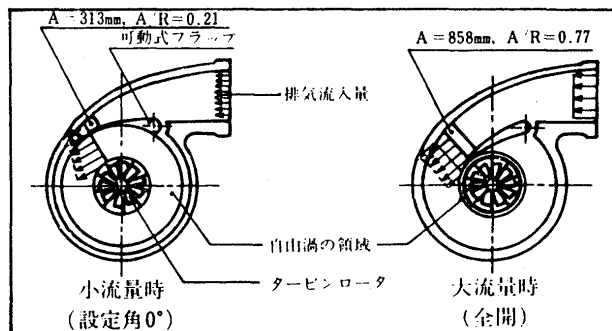


図7 ジェット・ターボ作動原理

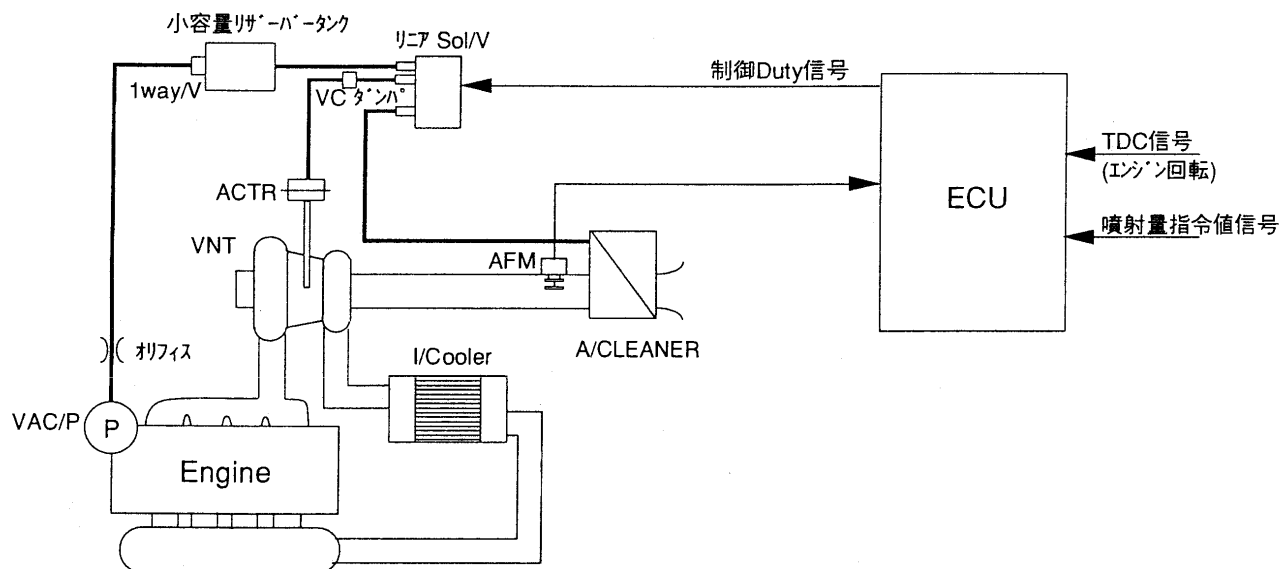


図9 VN ターボ制御システムズ

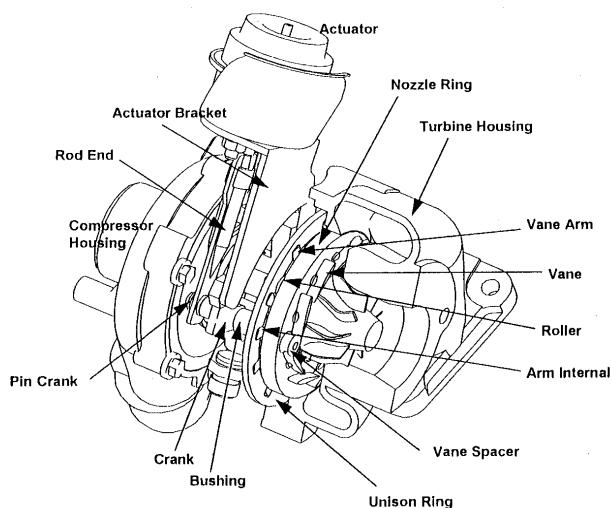


図8 VN ターボ構造

された。構造が前述の2つに比べて複雑ではあるが、排気ガス温度がガソリンエンジンに対し比較的低いディーゼルエンジンに主に採用されている。

欧州乗用車市場には1991年から登場するが、国内乗用車においては、1998年に日産自動車が2.5L直噴ディーゼルエンジンに初めて採用した。

2) VN ターボ制御

ここでは、乗用車用2.5L直噴ディーゼルエンジンに搭載されたVNターボの制御システムを紹介する。

図8にVNターボの構造図を、図9にVNターボの制御システム図を示す。

タービンホイール周りに配置された9枚の可動ベーンはユニゾンリングで連結されており、これを負圧制御式アクチュエータで駆動制御している。

アクチュエータ負圧量は、エンジン回転数、吸入空気量、燃料噴射量等の信号を元にリニアソレノイドバルブを、エンジンコントロールユニットでDUTY制御することにより行われている。

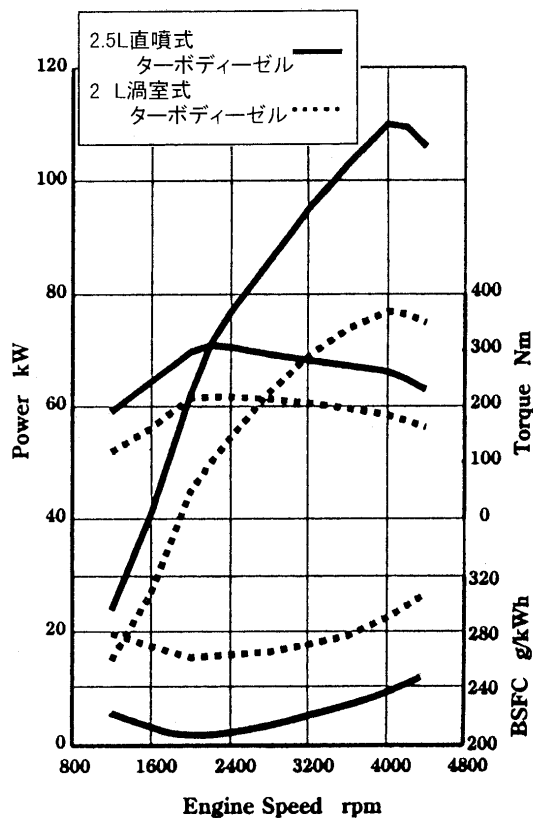


図10 2.5L直噴ターボディーゼルエンジン性能

これにより、エンジンの低速から高速まで、低負荷から高負荷までの全運転領域で最適なベーン開度に制御する事を可能にしている。このシステムを採用したことで、直噴エンジン本来の燃費の良さを引き出しながら、低速域でのエンジンレスポンスの改善と高速域での出力向上を両立させている。また、各運転条件で十分な空気をエンジンに供給できることで、スモーク等の排気ガスの清浄化にも効果が得られている⁽³⁾⁽⁴⁾。

4.2 可変バルブタイミング機構付きターボエンジン

エンジンの吸気充填効率を最終的に支配するのは吸排バルブ開閉タイミングである。そのバルブタイミングの可変機構付きエンジンへターボチャージャを適合したものも現れている。

1987年には吸気バルブタイミングの2段切り換え式エンジンと組み合わせたターボエンジンシステムが日産自動車に採用された。最近では更に、バルブタイミングを連続可変式としたターボガソリンエンジンが1993年にトヨタ自動車から登場している。

4.3 ツインターボシステム

目的はエンジンの排気干渉防止である。6気筒ツインターボエンジンでは、1, 2, 3気筒と4, 5, 6気筒をグループリングし、それぞれにターボチャージャを配置する。排気干渉を抑えることで、シリンダ内のガス掃気効率を向上するとともに、その動圧を利用してタービン回転の立上りを早めている。1985年にトヨタ自動車により始めて量産採用されたシステムである。

4.4 シーケンシャルターボシステム

マツダ、富士重工、トヨタの各社で採用しているシステムである。

エンジン低回転域ではプライマリーターボに排気ガスの全量流し、中高速域ではプライマリーとセカンダリーの両ターボを同時に作動させるシステムである。課題は、1個から2個への作動切替え時のトルク段差低減であるが、複数の開閉バルブを最適制御する事で対応されている。

5. おわりに

過給エンジンの更なる高性能化要求が続くことは無論だが、今後益々厳しくなる排気規制に対応するための新技術開発が過給機にも強く求められている。

特にディーゼルエンジンにおいては、出力向上と排気対策の両立アイテムとしてターボチャージャの適用は今後も進むものと考えられる。

参考文献

- (1) 平弘他「年鑑ディーゼルエンジン」自動車技術vol.53-8 1999-8
- (2) 小池篤史他「軽自動車用ターボチャージャの開発」自動車技術会 春季大会 1999
- (3) 河合秀治他「新小型直噴ディーゼルエンジン“NEO Di YD 25 DDTi”の開発」日産技報 第44号 1999-2
- (4) 若原治他「小型直噴ディーゼルエンジンの開発」自動車技術 vol.54-1 2000-1

特集・ターボチャージャ

船用ターボチャージャ

今給黎 孝一郎^{*1}

IMAKIIRE Koichiro

白石 啓一^{*1}

SHIRAISHI Keiichi

木村 昌敬^{*1}

KIMURA Masanori

キーワード：過給機，ディーゼル，船用機関，コンプレッサ，タービン，圧力比

Turbocharger, Diesel, Marine engine, Compressor, Turbine, Pressure ratio

1. はじめに

ディーゼル機関に搭載されるターボチャージャ（過給機）は、同軸上にコンプレッサとタービンを配置している点で、一般の原動機としてのガスタービンと類似している。但し、過給機の機能は、軸動力を取り出すことはなくディーゼル機関の排気ガスエネルギーを回収し、コンプレッサを駆動して圧縮空気を主機関シリンダに効率良く送って、主機関出力の増加、及び機関性能向上に役立てる装置である。

最近のディーゼル機関の動向は、ますます高出力化し、高圧力比、大風量の過給機が要求される傾向にある。この状況下における最近の船用ディーゼル機関用過給機の技術について紹介する。

2. 過給機の構造

2.1 軸受配置

約 2000 kW 以上の出力の、船用ディーゼル機関用過給機は、単段の遠心コンプレッサと、それを駆動する同軸上の単段軸流タービンで構成される。

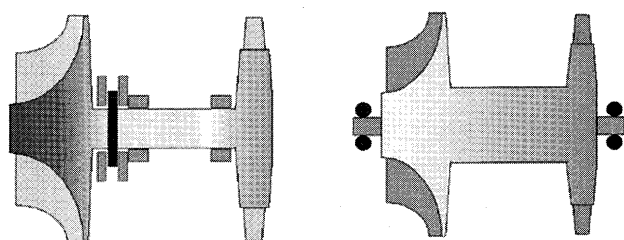
このロータ軸を支える軸受の配置によって、

(1) 外側軸受配置

(2) 内側軸受配置

に分けられる。これを図 1 に示す。

図 1-(1)は、軸受をコンプレッサ羽根車とタービン翼



(1) 内側軸受配置

(2) 外側軸受配置

図 1 過給機の軸受配置

車の間に配置したもので、三菱重工の MET 型、MAN B&W 社（ドイツ）の NA 型過給機はこの構造である。コンプレッサ羽根車、タービン翼が軸の両端に配置されているので、過給機の分解が容易であるというメリットを有する。

図 1-(2)は、軸受を、コンプレッサ羽根車、タービン翼車の外側に配置したもので、ABB ターボシステムズ社（スイス）の VTR 型過給機がこれに相当する。この場合、軸受が支える回転軸径を小さくして、周速を下げ、発熱を抑えられるので転がり軸受が用いることができる。

2.2 断面構造

図 2 に、著者らが製造している、三菱 MET 型過給機の断面図を示す。単段の遠心コンプレッサと単段の軸流タービンから構成されている。

3. 船用ディーゼル機関用過給機に対する要求

3.1 過給機の運転条件について

表 1 に、現状の一般的なディーゼル機関用過給機の運転条件を示す。単段のコンプレッサと単段のタービンの組み合わせで必要な性能が得られるように設計される。

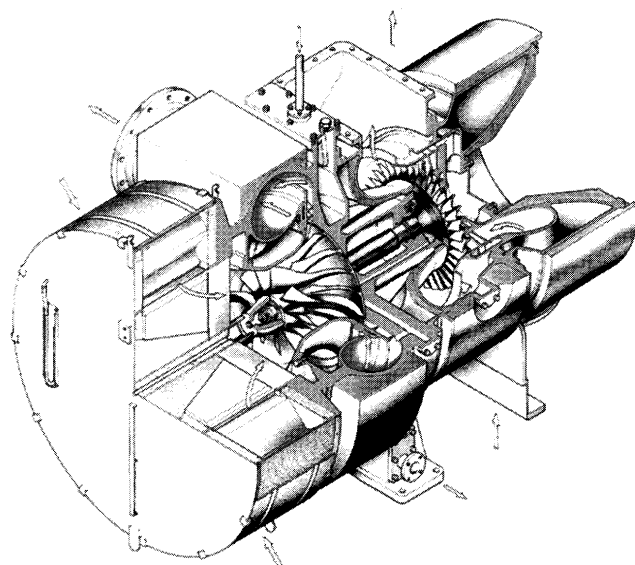


図 2 三菱 MET-SD 型過給機断面図

原稿受付 2000 年 3 月 6 日

* 1 三菱重工業(株) 長崎造船所 船用タービン設計課

〒850-8610 長崎県長崎市鮎ノ浦町 1-1

表1 ディーゼル機関用過給機の運転条件

	2 サイクル	4 サイクル
排気ガス入口温度 (°C)	350~450	450~600
コンプレッサ圧力比	3.0~3.8	3.0~4.5
タービン膨張比	2.5~3.5	2.0~3.5
要求過給機効率 (%) (タービン効率 × コンプレッサ効率)	66~70	

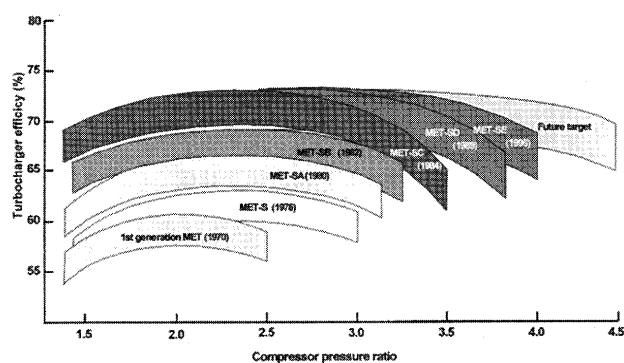


図3 三菱 MET 過給機の効率の推移

3.2 性能

(1) 過給機効率

過給機の効率、コンプレッサ圧力比は機関の性能と密接な関係がある。即ち、高い過給機効率により、少ない排気ガスエネルギーで必要な燃焼用空気を得る事ができるから、機関は排気ガスを過給機に押し出す仕事小さくなり、機関の熱効率が向上する。

主機関と過給機の適合性は重要である。たとえば、機関出力が大きくなると、大きなシリンダ内爆発圧力が必要になるから、必要な空気量を確保するために、高い過給空気圧力を要求するので、高圧力比域での過給機効率を確保することが重要となってくる。

図3に、三菱 MET 型過給機の効率の推移を示す。モデルチェンジの度に、過給機効率と最高コンプレッサ圧力比が上昇していることが分かる。

(2) コンプレッサ特性-耐サージ性

図4に、MET-SD 型過給機のコンプレッサ性能曲線と、機関作動線の例を示す。船用推進機関の場合には、荒天時に機関の負荷が急変動する場合があります。また、粗悪燃料油使用による経年的な過給機内部の汚れによって流路が絞られる場合がある。このような場合においても、過給機のコンプレッサがサージしないように、あらかじめ、予想される機関作動線において、要求効率を満足すると同時に、サージングに対する十分な余裕を有するコンプレッサの羽根車、ディフューザが選定される。

3.3 信頼性

過給機の回転数は、機関の負荷と共に変動し、常用点が定まらないから、過給機の羽根車、動翼は、それらの

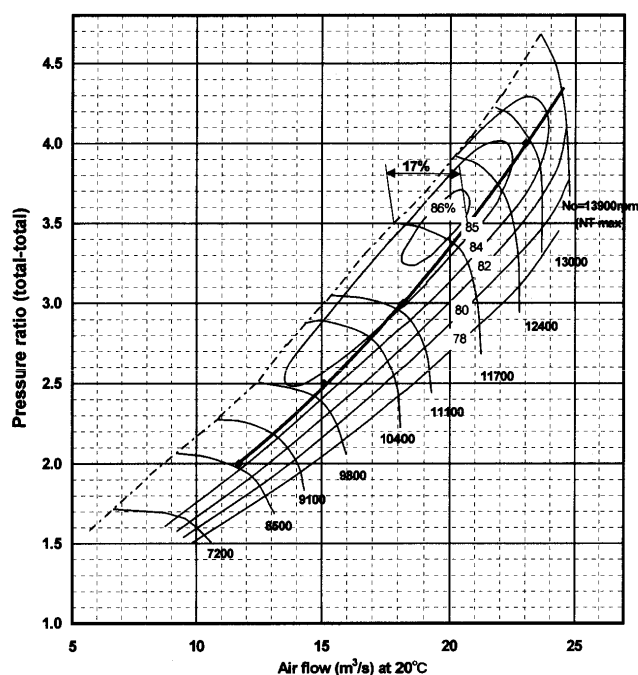


図4 船用ディーゼル機関用過給機のコンプレッサ性能曲線

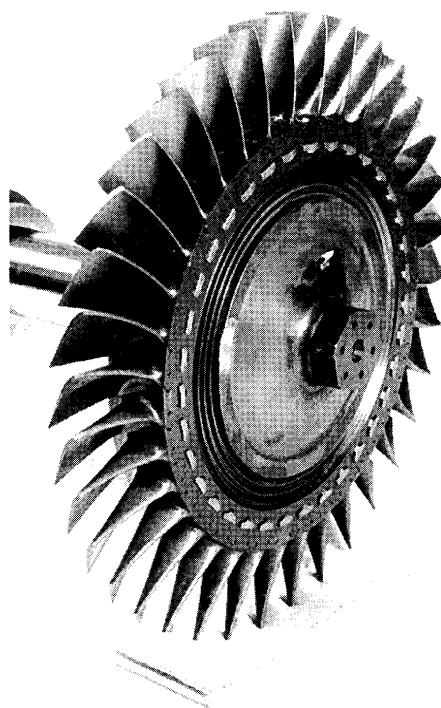


図5 MET-SE 過給機タービン翼

共振回転数を含む、あらゆる回転数域で十分な信頼性を有する必要がある。

図5に、MET-SE 型過給機のタービン翼の写真を示す。振動強度の確保とタービン性能向上の両面から、動翼形状を最適化した結果、アスペクト比の小さい、少翼枚数のタービンを開発している。

一例として、図6に、MET 型過給機タービン動翼の振動応力をキャンベル線図に示す。どの共振状態において連続運転されても十分な振動安全率を有するように設

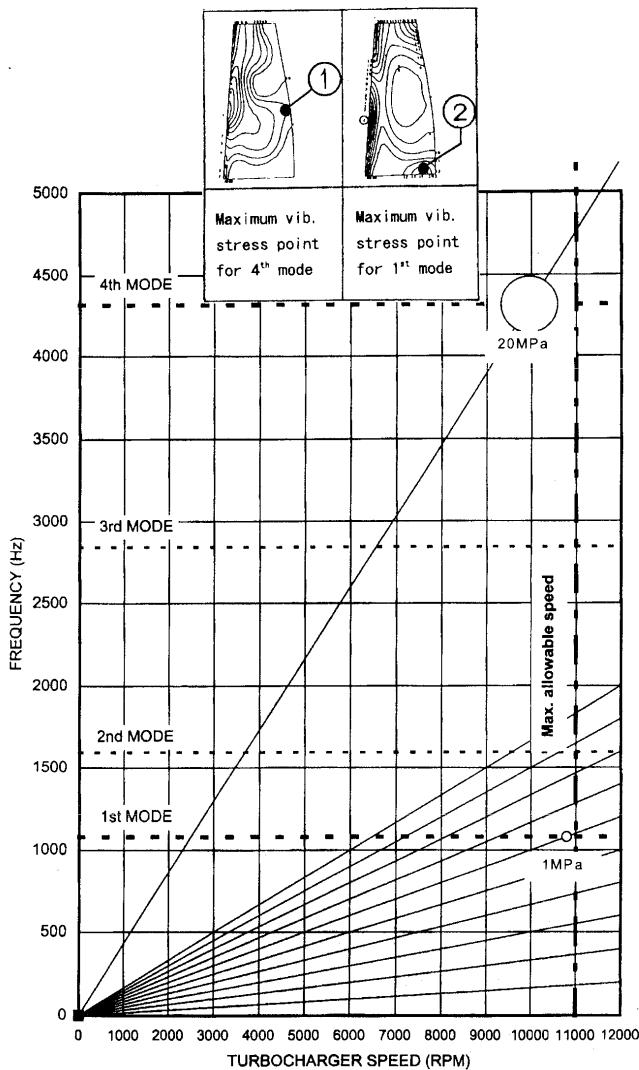


図6 MET型過給機タービン翼の振動応力

計されている。

また、一般に、過給機の点検、整備は、船のドック時に実施されるので、過給機は、1～3年間は無開放で運転される。従って、過給機の各部品はこの運転時間に対して十分な寿命を有する必要がある。

4. メンテナンス

4.1 運転中の洗浄

船用ディーゼル機関の燃料には、一般にC重油が用いられるので、排気ガス中には多くの未燃分が含まれる。これが、タービンの静翼、動翼に付着すると過給機の性能低下から、機関の燃費の悪化、熱負荷の上昇を招くので、過給機内部が容易に清掃できることが求められる。

汚れが堆積しやすいタービン側については、運転中においても定期的に洗浄が可能な装置が設置される場合が多い。洗浄方法には、クルミ殻破碎粉などの植物性固形粒子を用いたものと、水を噴射させるものに分けられる。

前者は、粒子の衝撃によって汚れを落とすのに対し、後者は、堆積物への水滴の衝突による熱衝撃によって汚れを剥離させるものである。

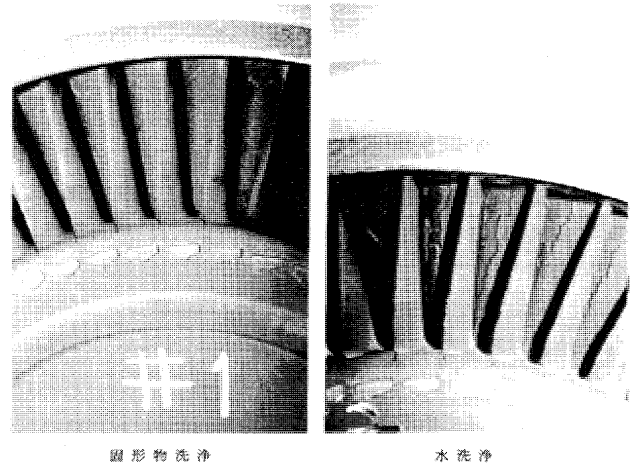


図7 タービン洗浄効果比較

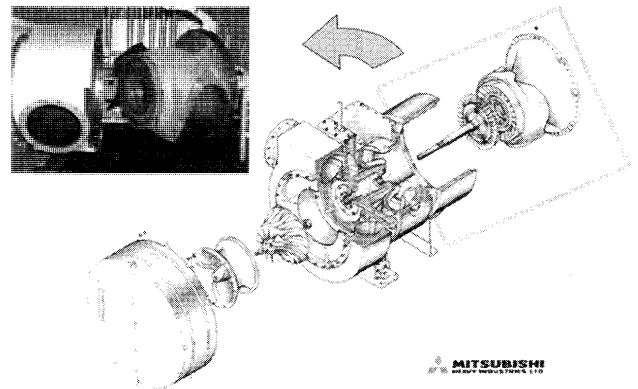


図8 MET型過給機の分解要領

図7に、同じ機関上の2台の過給機において、一方に固形物洗浄、他方に水洗浄を1年間実施した後のタービン動翼の状況を示す。水洗浄の場合には、汚れが部分的に剥離しているのに対し、固形物洗浄の場合には、略均一に汚れが除去されている。

4.2 分解点検の容易化

過給機は、その性能を維持する為に、機関上で定期的に分解して内部の点検、清掃を実施する必要がある。従って、過給機を短時間で容易に分解可能なことが望ましい。

図8に、MET型過給機の分解要領を示す。清掃の頻度が高いタービン側については、ガス入口ケーシングを内外の2重壁構造とすることで、機関側排気管との接続ダクトを外すことなく、タービン側を開放できるように工夫されている。

5. 将来の過給機技術

5.1 コンプレッサ圧力比の上昇

機関の高出力化によって、コンプレッサの圧力比は、4.0以上が要求される見通しである。

コンプレッサを2段とすることで技術的には容易に対応できると思われるが、実際には、過給機が複雑化し、取り扱い、機関への搭載が困難となるために、一部の特

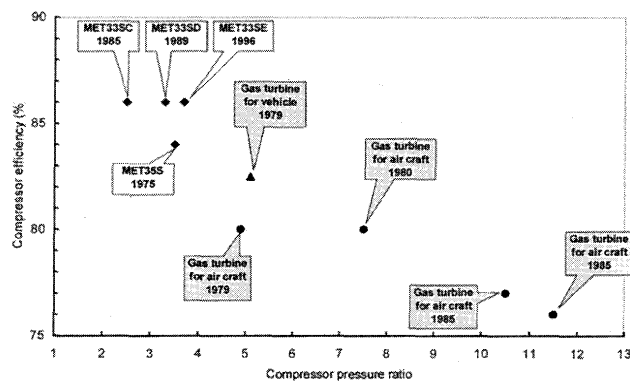


図9 単段コンプレッサの圧力比と効率

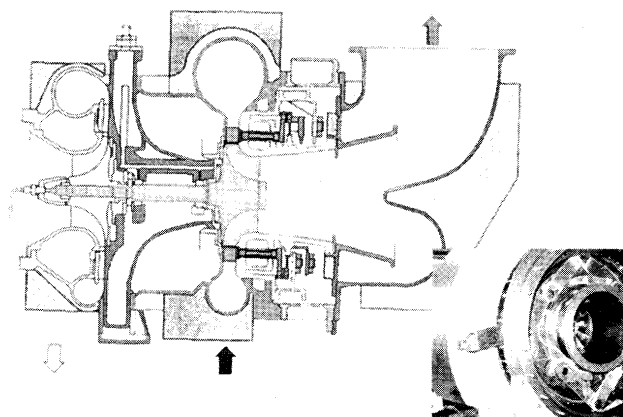


図10 可変ノズル付き過給機の断面図

殊用途を除き、当面は単段のコンプレッサが主流となり続けると考えられる。

現状の単段コンプレッサの圧力比と性能を図9に示す。空力設計的には、圧力比5以上まで、十分対応可能であるが、効率の確保と、高温度、高遠心応力に耐える羽根車材料が課題となる。

現状は、羽根車の材料は耐熱アルミ合金を採用しているが、圧力比4以上になると、運転中に羽根車材料の時効処理温度に達し、強度低下を招くことが知られている。

このため、このような単段高圧力比コンプレッサ羽根車材としては、一般的にはチタン合金が使用される。

5.2 大容量化

一般に、過給機は機関上に搭載される。従って、機関設計者は、過給機設置、及びその分解のためのスペースを確保しなければならない。現在、ディーゼル機関は小型高出力化の傾向にあるため、過給機は、機関出力に見合う容量を有する必要があるが、単にコンプレッサ、タービンに相似拡大したのでは、その過給機サイズから搭載が困難となることが考えられる。したがって、過給機サイズを拡大せずに容量を拡大すべく、コンプレッサ羽根車を大比速度化する開発が進められている。

5.3 可変ノズル付き過給機

三菱重工では、1985年に、超大型タンカーの主機関用大型可変ノズル付き過給機を実用化した。この過給機の断面図を図10に示す。ノズル翼通路を平行面とするために、タービンはラジアル型を採用している。

ノズル翼駆動軸の摺動部分には、シール空気を供給して、排気ガス中の未燃粒子のつまりによるスティックを防止している。

この可変ノズルによって、機関の運転状態に応じた、最適な過給空気圧力が得られる。これは、低負荷で機関燃焼空気が不足しがちな、4サイクルディーゼル機関や、空燃比制御が必要なガス機関にとって有効な性能改善手段となり得る。

6. さいごに

船用主機関は、その経済性からLNG船を除き、ほとんどディーゼル機関が採用されている。一方で、船内における機関搭載スペースの削減、排気ガス中の窒素酸化物濃度の削減が課題となっている。これらを解決する上で、過給機の役割はますます重要になってくると考えられるので、著者らは、機関のニーズにあった過給機を開発を進めていく所存である。

特集・ターボチャージャ

軽自動車用ターボチャージャ

古川 弘^{*1}

FURUKAWA Hiromu

1. まえがき

自動車用としては一部のトラックにのみ使われていたターボチャージャが日本で初めて乗用車に搭載された1979年以降、その適用範囲は急速に拡大していった。一方で、軽自動車は車体、エンジンに対する制限の中で、種々の恩恵を受けて一定の地歩を築いていた。しかしながら、当時のNAエンジンのアンダーパワーは否めず、ユーザーの不満とするところであった。これを解消するために1984年にターボチャージャが軽自動車にも適用され、エンジンの出力は一気に向上した。その後、エンジン排気量は550ccから現在の660ccに変更されたが、軽自動車の動力特性を確保するためのターボチャージャの必要性は変わらず、今や不可欠の存在になっている。ガソリンエンジンのターボ比率が10%以下で推移する中で、軽自動車では現在30%以上を占めるに至り、適用車種も主流のミニバン、RVから商用ワンボックス、トラックにまで拡大している。

ターボチャージャは、通常最も小さい機種が使われる。サイズの制約のために、性能、機能、信頼性を確保することは容易でないが、改良を重ねて市場のニーズに応えてきた。ここでは、軽自動車に使われるターボチャージャの技術動向について解説する。

2. ターボチャージャの構造

軽自動車に使われる代表的ターボチャージャとして、IHI製RHF3の構造を図1に示す。

コンプレッサの羽根車はインデューサと出口部にバックワード角とレイク角を備えた遠心式で、耐熱高力アルミ材料がプラスターモールド法で精密铸造される。コンプレッサハウジングはベーンレスディフューザと断面積が漸増する渦巻き室を有するアルミ铸造品である。

タービンの羽根車はラジアル型であり、900℃を超える高温の排気ガスの中で高い遠心応力に耐えるために、ニッケル系超耐熱合金がロストワックス法で精密铸造される。回転部の全重量に占める比率の高い羽根車には、慣性モーメント低減のために、羽根形状、羽根厚、枚数等に様々な工夫が凝らされている。タービンハウジングには排気ガスを増速するスクロールと余剰の排気ガスをバイパスするウェイトゲートが組み込まれている。高

温での強度と耐酸化性を確保するために、使用条件に応じて、高Si系、高Cr-Ni系ダクタイル铸铁等が使われる。

軸受には軸受損失が小さいフルフロート式のフローティングメタルと傾斜パッド式のスラストメタルが一般的に使われる。また、軸受損失を更に低減し、耐乱用性を向上するためにボールベアリング式も実用化されている。エンジン停止時に起こるヒートソークバックによってオイルコーキング、軸受腐蝕等が起こらないように、ベアリングハウジング内に水冷ジャケットが設けられている。

空気、排気ガス、オイルの外部への漏洩を防ぐために、ピストンリングを用いたラビリンスシールが使われている。良好なシールを得るには、シールする流体の流れと圧力を制御することが重要であり、各社の工夫が凝らされている。

3. ターボチャージャへのニーズ

軽自動車の660ccガソリンエンジンの出力を向上するために、ターボチャージャは使われ始めたが、その後適用範囲が拡大するにつれ、ターボチャージャに求められる特性も変化し、現在では以下に示すように広範になっている。

- ①低速から高速まで高トルクが得られる性能
- ②低燃費を達成できる高効率
- ③回転部の慣性モーメントが小さく、応答性が高いこと

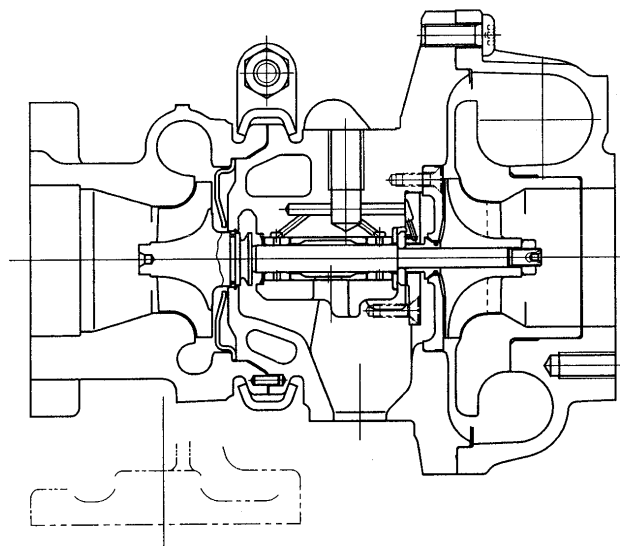


図1 軽自動車用ターボチャージャの構造

原稿受付 2000年3月13日

*1 石川島播磨重工業(株) 過給機設計部
〒135-8733 東京都江東区豊洲3-2-16

- ④低コスト
- ⑤高信頼性
- ⑥静粛性
- ⑦軽量、コンパクトであること

当初の最大出力の追求から、快適で使いやすく、また環境にやさしいというのが、現在のターボチャージャーに求められる特性である。特に1998年10月から適用された衝突安全基準に適合する、いわゆる新規格車から状況は一変した。車体は一回り大きくなったにもかかわらず、エンジンサイズは660ccのままに据え置かれた。このためにNAエンジン、ターボエンジンともにそのアンダーパワーはあらためて問題となり、特に低速トルクとレスポンスの向上が強く求められた。また、NAエンジンの低燃費とターボエンジンの高トルクを合わせ持った新しいコンセプトの軽過給エンジンが開発、市場投入されたが、それを成立させるには、従来のターボチャージャーとは一線を画す低コスト設計が必要であった。一方、ユーザー層の広がりとともに、小型乗用車並みの快適さ、特に静粛性が求められるようになり、振動騒音についても格別の配慮が必要になっている。

4. ターボチャージャーの対応技術

市場のニーズに応じて、軽自動車用ターボチャージャーはさまざまな改良が行われている。その中でも、特筆される新技術と今後の技術動向について以下に紹介する。

4.1 セラミックボールベアリングターボ⁽¹⁾

エンジンの低速域での少ない排気ガスエネルギーを有効に回収し、高いブースト圧力と高トルクを得るには、高いターボ効率が必要である。ボールベアリングは滑り軸受に比べて、機械損失が格段に小さくターボ効率を大幅に向上することができるので、軽自動車用にも一部の高性能エンジンに使われてきた。

図2にIHI製RHF3Bボールベアリングターボの断面構造を示す。アンギュラコンタクトボールベアリングが与圧スプリングを介して、相対する向きに配置され、軸受負荷を受けている。両ベアリングはスリーブにおさ

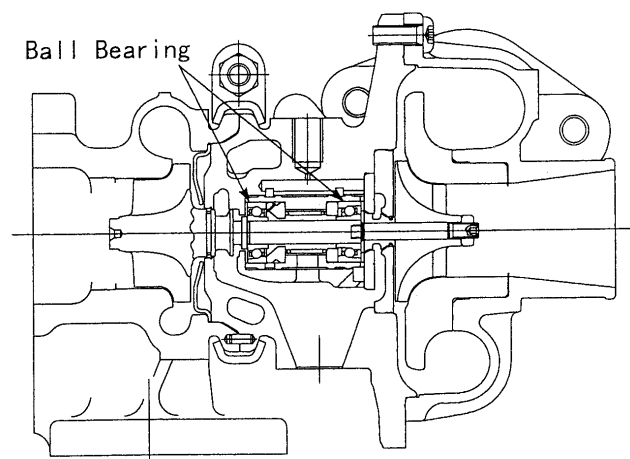


図2 セラミックボールベアリングターボの構造

められ、その外周に形成される油膜がスクイーズフィルムダンパーとして働き、軸振動とその外部への伝播を抑制する。ダンパー油膜の一部は高温側ベアリングをジェット潤滑するが、その油量は滑り軸受に比べて格段に少なく、低損失を実現している。

従来のボールベアリングの転動体材料は高硬度軸受鋼であったが、新規格車から転動体にセラミックボールを用いたハイブリッドベアリングが新たに採用されている。表1に示すようにセラミックは軸受鋼に比べて、比重が小さく、硬度が高い、耐熱性が高いなどベアリング材料として優れた特性を持つ。セラミックボールは遠心力による接触面圧が小さいので、図3に示すように長寿命化と高速化が可能である。また慣性モーメントが小さいのでボールと転動面との間で生じる滑りが少なく、軸受損失が小さいというメリットもある。さらに、潤滑油中に含まれる異物によって傷つきにくいので、振動騒音特性も劣化しにくい。

さらに、エンジンの摩擦損失を低減するために、今後適用が予測される低粘度オイルに対しても、滑り軸受に比べて対応が容易である。今後の適用の拡大が予想される。

4.2 ツインエントリーターボ⁽¹⁾⁽⁴⁾

現在の軽自動車用ガソリンエンジンには直列3気筒と直列4気筒の2種類がある。4気筒エンジンは3気筒に比べて振動騒音が小さく、高出力に向くが、一方で、排気干渉のために低速トルクが細いという問題がある。こ

表1 ボールベアリング材料の特性比較

MATERIAL / SPEC.	CERAMICS Si ₃ N ₄	METAL AISI M50
DENSITY (g/cm ³)	3.2	7.85
YOUNG'S MODULUS (GPa)	298~318	207
POISSON'S RATIO	0.28~0.30	0.30
COEFFICIENT OF THERMAL EXPANSION (×10 ⁻⁶ /°C)	2.9~3.2	10.6
HARDNESS (Hv)	1400~1750	674~800
MAXIMUM TEMPERATURE (°C)	800	400

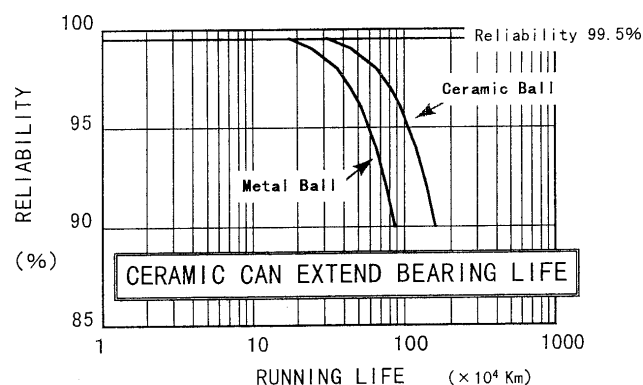


図3 ボールベアリングの寿命比較

のために、ターボチャージャに替えて機械式スーパーチャージャを使う4気筒エンジンも存在する。

この排気干渉は4気筒以上の多気筒エンジンには共通の問題であり、特に6気筒エンジンではマニフォールドとタービンスクロールを前後に2分割して、干渉しない気筒をグループ化する手法が従来から取られてきた。しかしながら、4気筒エンジンでは、1気筒目と4気筒目、2気筒目と3気筒目をそれぞれ分ける必要があるため、マニフォールドとタービンスクロールの形状が複雑になりがちであり、効果が十分でなかった。この問題に対し、IHIが開発した新ツインエントリーターボは、図5に示すように分割した排気ガスポートを上下に配置してマニフォールドの形状を簡略化し、さらに排気ガス流路をタービンハウジング内でねじることによって、スムーズな流れを実現している。

ツインエントリーターボによって、図5に示すように、その各流路内の脈動最大圧力はシングルエントリーターボに比べて高くなり、排気ガスの動圧が有効に利用できるようになっている。また、各流路の通過面積を小型化したので、小容量タービンをを用いたのと同様の効果が得られ、図6に示すようにブースト圧とトルクが向上している。

ツインエントリーターボは小さいタービンハウジング

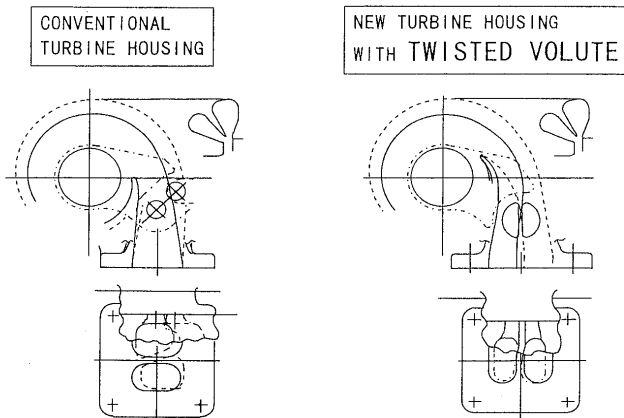


図4 ツインエントリーターボのガス流路形状

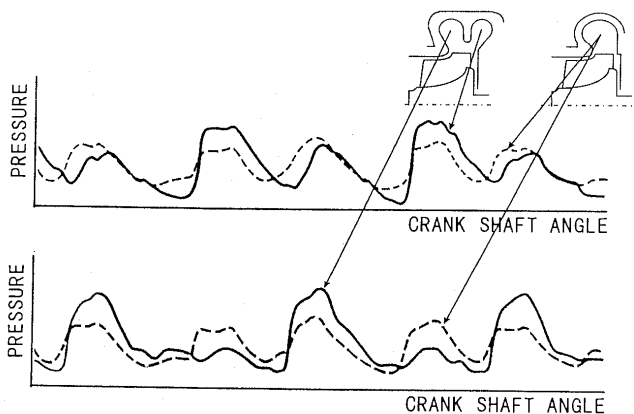


図5 排気ガス脈動圧力の比較

の中に、スクロールとバイパスポートをそれぞれ2個備えるという複雑な形状である。また高温の排気ガスが断続的に流れる厳しい使用条件下で使われるので、一般的なダクタイル鋳鉄でその耐久性を確保することは困難であった。これに対して、フェライト系ステンレス鋳鋼をオールシェル吸引法で鋳造することによって、高い信頼性のターボチャージャが実現されている。

4.3 マイルドターボ^{(1)~(3)}

低速トルクの向上を目的に、加速応答性と燃費を損なうことなく低コストでターボ過給するために、新しい設計を取り入れたマイルドターボが開発されている。図7にIHI製RM3ターボの断面構造を示す。構造を徹底的に簡略化した結果、従来のターボに比べて部品点数は約半減し、コストを大幅に低減している。

従来は別体のタービンハウジングとベアリングハウジングは、一体化されている。これによって締結および遮熱のための部品を省略できたうえに、これらの部品に関連するガスリーク、締結剛性等の問題を払拭している。また、高温ガスの流れるスクロールと軸受部への熱を遮断する冷却水ジャケットが隣接する構造のために、ハウジング内部に熱応力が発生するが、FEM解析により形状を最適化し、単体、実機での評価試験で、信頼性を確

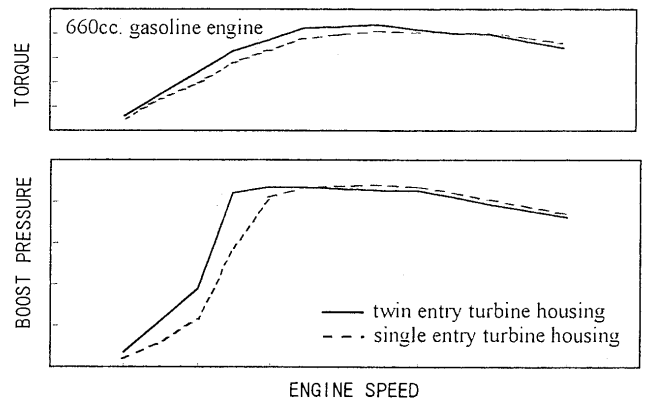


図6 ツインエントリーターボの効果

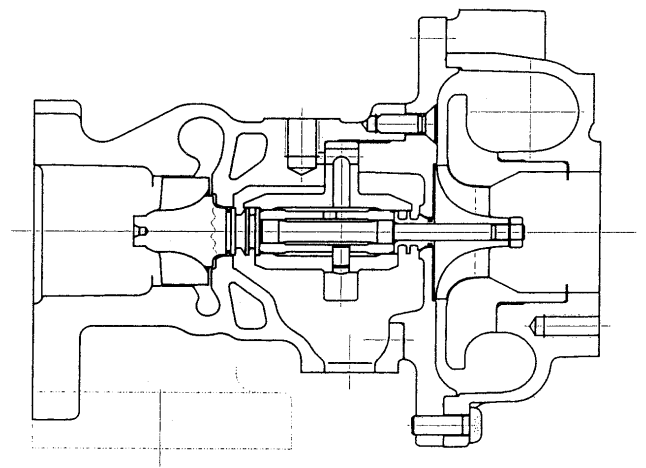


図7 マイルドターボの構造

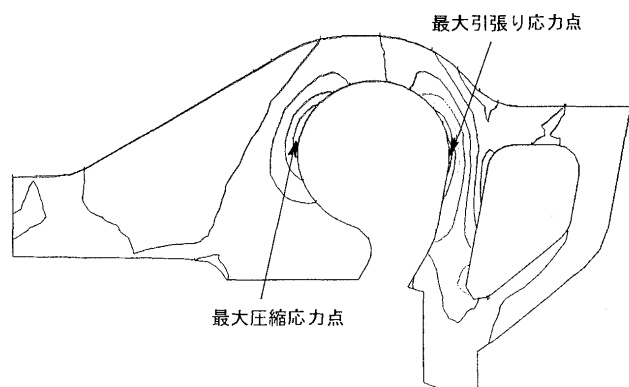


図8 マイルドターボの熱応力解析の例

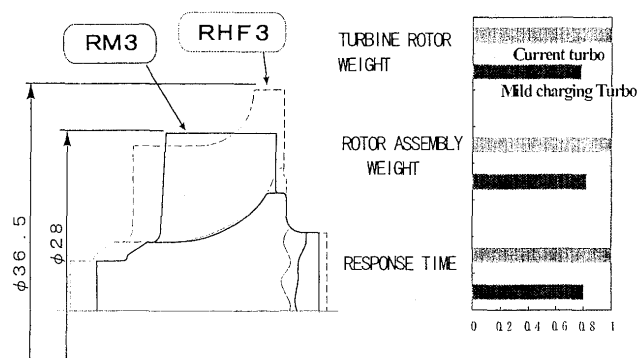


図9 タービン羽根車の形状と特性の比較

認している。熱応力解析の例を図8に示す。

タービン羽根車は外形一定という独特のシュラウドプロファイルを有する。これによって、一体化されたハウジングへの組付けだけでなく、図9に示すように重量と慣性モーメントの低減を可能にしている。また近年、長足の進歩をとげているCFDを羽根車とスクロールの設計に適用し、タービン性能を確保している。

軸受構造も簡略化されている。ワンピースのベアリングはその全面に油膜を形成して、ラジアル荷重とスラスト荷重を支承するとともに、軸振動を減衰するセミフローティング型である。また軸受部品はカセット化され、組付けを容易にしている。このように構造が簡略化されたにもかかわらず、十分な軸受負荷能力と回転安定性があることが確認されている。

表2 ターボチャージャの騒音と対応技術

騒音種類	原因	対応技術
軸受振動音	アンバランスによる回転軸の触れ回り	実用高速回転数でのバランシングと振動管理
気流音	ブレードにより誘起される気流中の脈動	ブレード設計、枚数の適正化 ハウジング、配管の剛性向上
	コンプレッサのサージング	ケーシングトリートメント適用 ディフュージョン適正化
部品共振音	ターボ、エンジン構成部品の組立品の固有振動数での共振	構造体の剛性向上

4.4 静粛化技術

軽自動車に使われるターボチャージャは200000 RPM以上の高速で回転し、これに伴って高周波の振動、騒音が発生する。またターボチャージャの回転数はエンジンの負荷に応じて変化し、さらに若干の応答の遅れを伴うために、エンジンの回転数に連動しない。このために、ユーザーが異質な音と感じ、問題になることがある。ターボチャージャに関連する代表的な騒音と現在の一般的な対応技術を表2に示す。

静粛化のニーズはますます強くなることが予想され、振動減衰、放射音低減のための技術開発が今後も加速されるであろう。

5. あとがき

軽自動車に使われるターボチャージャを取り巻く市場環境と求められる特性および対応技術の動向について、概要を述べた。今後強化される排気ガス規制とユーザーの快適さへのニーズに応じて、ターボチャージャの技術はさらに向上していくであろう。軽自動車用ターボチャージャのますますの発展を信じている。

参考文献

- (1) 小池, 他, 軽自動車用ターボチャージャの開発, 自動車技術会1999年春季大会, (1999-5), 131
- (2) 小池, 他, 新規格軽自動車用マイルドターボ, 日本ガスタービン学会誌, 27-2 (1999-3), p 53
- (3) 小池, 他, 軽自動車用マイルドターボの開発, 石川島播磨技報, 40-1 (2000-1)
- (4) T. Watanabe, et al, Development of turbocharger for improving passenger car acceleration, SAE 960018, 1996

特集・ターボチャージャ

乗用車用ターボチャージャ

内田 博^{*1}

UCHIDA Hiroshi

キーワード：ターボチャージャ、過給エンジン、遠心圧縮機、タービン、可変入口案内翼、可変ノズル
Turbocharger, Turbocharged Engine, Centrifugal Compressor, Turbine, Variable Inlet Guide Vane, Variable Nozzle

1. まえがき

乗用車用ターボチャージャは、ガソリン車用とディーゼル車用に大別される。ガソリン車用では、ノッキングによって過給圧が制限されるため、比較的過給圧の低いターボチャージャが用いられる。すなわち、圧力比の低い領域で効率がよく、応答性の高いターボチャージャが要求される。また、熱機関の特性として、理論上最高圧力が高いほど熱効率が高いことから、ガソリンエンジンのターボ過給は、過給圧が低いため燃費よりも出力アップに重点がおかれることが多い。したがって、普通乗用車では高性能車への適用に絞られた感があり、セラミックタービンホイールやボールベアリング等の高性能化デバイスの採用が継続されている。タービンの可変容量化もいくつか適用例があったが、信頼性と性能メリットの面で定着していない。それに対して、国内の軽自動車ではターボ過給がほとんどのメカで採用されており、その割合も数十%と高い。海外のこのクラスの乗用車でもターボ付エンジンが採用されている。このクラスのターボチャージャの特徴は、従来の標準ターボと高性能ターボのほかに超低コスト化を狙ったターボ⁽¹⁾が新規に登場してきた点である。一方、最近になって直噴ガソリンエンジンが市場に出回るようになり、そのターボ過給化が注目されるようになった。ガソリンエンジンの直噴化は、ディーゼルエンジンの特性に近づく方向であることから、ターボ過給により燃費の向上が期待されている。

ディーゼル車用では、ターボ過給が小型・高出力化、燃費の向上およびエミッションの低減に有効であることから、最近の排気規制の強化もあってターボ過給が必須になっている。特に、ディーゼル車の割合が多い欧州では、ターボ過給による小型・高出力化が急速に進み、高性能ターボ過給エンジンの開発競争が激化している。それを背景に、高性能化の手段として可変ノズルターボチャージャ(以下、VNターボと呼ぶ)⁽²⁾を搭載するディーゼル車が増加している。エンジンの低速域では、VNを絞ることにより過給圧を上げてエンジントルクを向上さ

せ、高速域では、VNを開くことによりエンジンの背圧を下げて燃費を向上することができる。さらに、VN開度とEGR量を制御することでエミッションを低減できることから、コストが上がるにもかかわらず今後さらに普及してくるものと思われる。また、市販のマルチベータタイプのほかに、低コスト化を狙った新タイプの可変容量ターボの開発が進められている。

その一方で、低価格車向けのターボチャージャには低コスト化の要求が強い。各メカでは、性能が多少低下しても構造及び形状を簡素化して部品点数を減らした低コストターボチャージャを開発している。今後は、高性能と低コストを両立させる技術開発が重要になってくるものと思われる。

2. 技術動向

ターボ過給ディーゼルエンジンは、本来ガソリンエンジンよりも燃費で優れたエンジンである。しかし、近年直噴ガソリンエンジンが市場に現れ、燃費上の優位性が弱くなりつつある。また、排気規制の強化ともあいまって、ガソリンエンジン並みの排気・比出力を目指して各メカの開発競争が激化している。図1にディーゼルエンジンの比出力、図2に比トルクの推移を示す。年々、比出力及び比トルクが増加しており、最近特に欧州を中心に高出力化の傾向が強い。この高出力化は、ターボチャージャによる高過給化によるところが大きい。図3

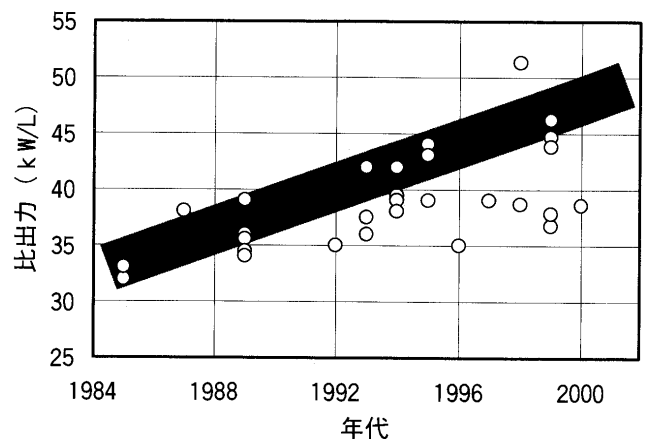


図1 ディーゼルエンジン比出力の推移

原稿受付 2000年3月2日

*1 株豊田中央研究所 機械1部
〒480-1192 愛知県長久手町

に過給圧の推移を示す。乗用車用でも、過給圧が160 kPaに達するディーゼルエンジンが現われてきている。

ターボチャージャでは、VNターボに代表される高性能化と低価格車用に構造を簡素化して部品点数を削減する低コスト化の2つの方向がある。図4にVNターボの例を示す。VNの駆動方法としては、コストの点で有利な空気（負圧）アクチュエータが主流になっている。しかし、最近ではVN開度とEGR量を制御してエミッション低減を図る動きが強く、制御性の高い電気モータ式アクチュエータも採用されている。低コストターボチャージャの一例を図5に示す。タービンハウジングとベアリングハウジングは一体であり、組み付け上の制限からタービンホイールの入口径と出口径を同一にしている。したがって、タービン効率の低下は避けられないが、部品点数削減によるコスト低減効果が大きい。図6は、エンジンの排気管とタービンハウジングを一体化した例である。エンジンメーカーとターボチャージャメーカーが協力してコスト低減を図った例として特筆すべきものであり、今後さらにエンジンと一体化した性能向上、コスト低減が図られていくものと思われる。

3. 技術課題

ターボチャージャに要求される技術は、エンジンの性能を向上するための技術であり、エンジンの種類もしくは

乗用車の種類によって異なる部分も少なくない。ここでは、ディーゼルエンジンを主体に述べる。乗用車用ターボチャージャには広い作動範囲と高応答性が要求され、特徴として、部分負荷における性能が重要な点が上げられる。

図7にターボチャージャの技術課題を示す。空力性能に関しては、最近のCFD技術の進歩に伴い、翼及び流

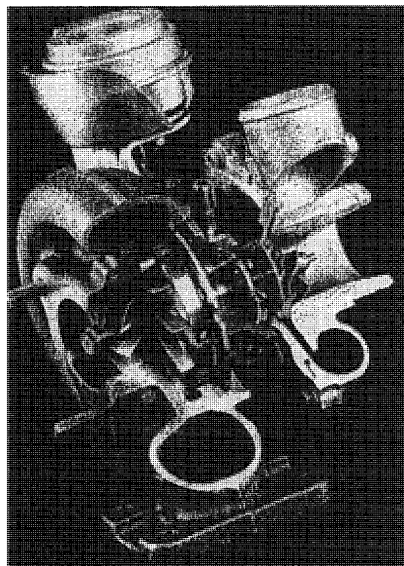


図4 可変ノズルターボチャージャの一例 (Garrett 社製)

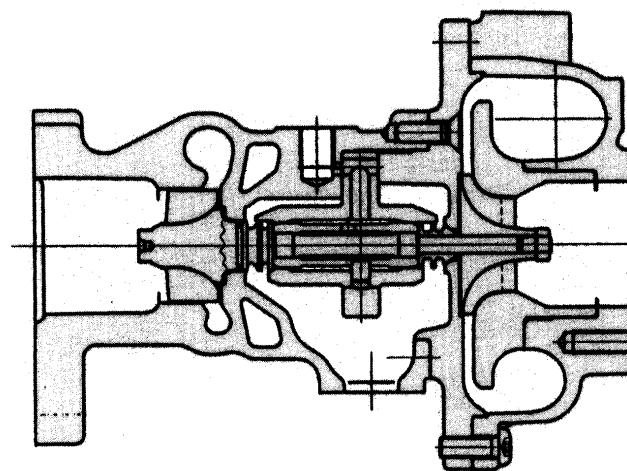


図5 低コストターボチャージャの一例 (IHI 社製)

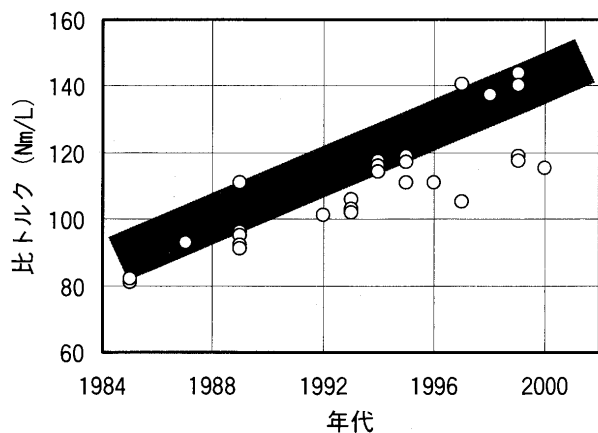


図2 ディーゼルエンジン比トルクの推移

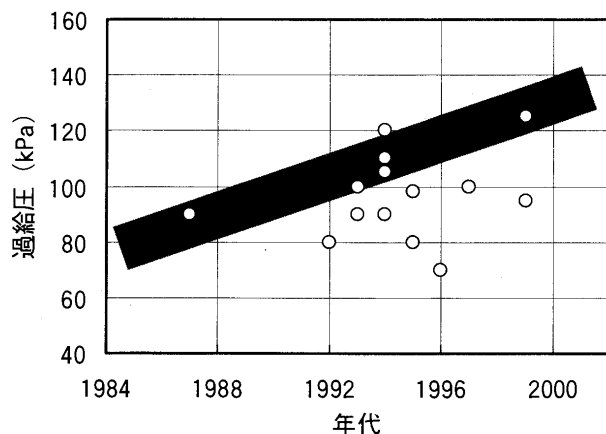


図3 ディーゼルエンジン過給圧の推移

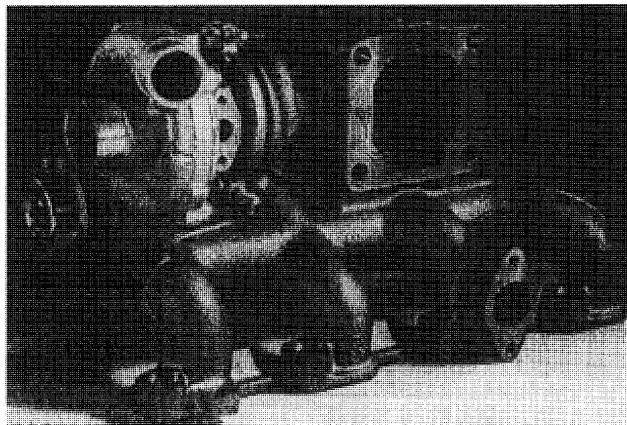


図6 エキマニ一体型ターボチャージャの一例 (Garrett社製)

路形状の設計に3次元流れ解析が用いられ、小型のターボチャージャにおいても高効率のコンプレッサ、タービンが実現されている。また、作動範囲の拡大については、VN等の可変容量化が有効であり、各社で開発を急いでいる。エンジンの過渡性能向上に有効な慣性モーメントの低減に関しては回転体の軽量化が上げられ、最近では、タービンホイールにチタンアルミを、コンプレッサ用インペラに樹脂を採用した例がある。図8にエンジンの技術課題とターボチャージャの関係を示す。エンジンの小型・高出力化には高過給化が必要であり、ターボチャージャには回転体の強度向上と高圧力比域における効率向上が要求される。効率向上はエンジンの背圧低減、燃費向上につながる。また、低速トルクの向上と加速性能の向上には低速域の過給圧アップが必要であり、ターボチャージャにはコンプレッサのサージ限界の拡大と少流量域の効率向上が要求される。

ターボチャージャの効果をエンジンで十分に発揮させるためには、ターボチャージャとエンジンの特性を適合させる必要がある。ターボチャージャの性能マップ上で効率の高い部分をエンジンの作動線が走るようにすることが重要であり、エンジンメーカーではエンジン性能シミュレーションにより、その適合を予測しつつ開発を進めている。

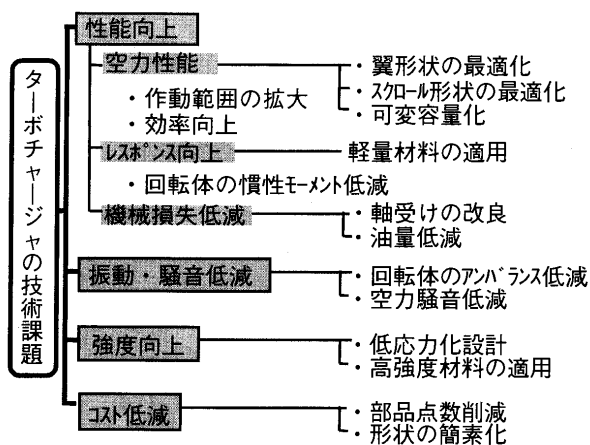


図7 ターボチャージャの技術課題

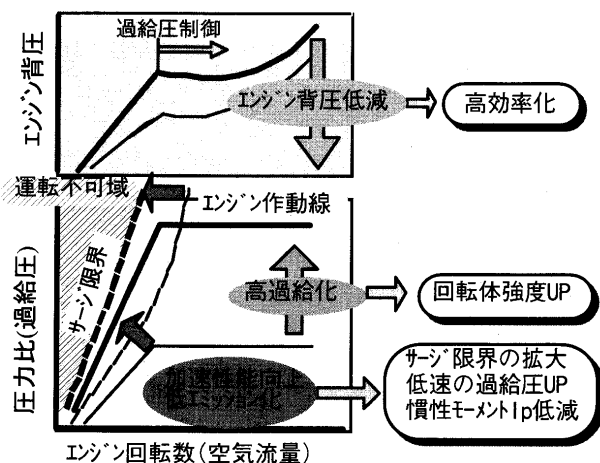


図8 エンジンの技術課題とターボチャージャの関係

4. 性能向上技術

4.1 CFDを用いた空力性能の向上

最近のCFD技術の進歩により、計測が困難である翼間の3次元流れを予測できるようになり、翼形状の改良に用いられている。また、スクロールの流れについても同様であり、将来はインペラとスクロールを含むコンプレッサ及びタービン全体の3次元流れ計算により、性能向上が図られていくものと期待される。

コンプレッサ用インペラの流れ計算例を図9に示す。ターボチャージャでは、広い作動範囲を確保するために半翼(Splitter Blade)を用いる場合が多く、翼間方向、流れ方向及びShroud-Hub間の流れ分布をできるだけ均等化することが効率向上につながる。Shroud-Hub間の流れ分布を均等化する方法として、従来の直線線素で構成される直線線素翼に対して回転方向に湾曲させた自由曲面翼にする方法がある。図10に、直線線素翼と自由曲面翼インペラの形状を示す。その翼面圧力分布を比較したものを図11に示す。Shroud-Hub間の圧力勾配が比較的緩やかになっていることがわかる。

VNペーンの流れ計算例を図12に示す。最近では、静止しているノズルペーンと高速で回転するタービンホイールの翼列干渉流れを3次元で計算できるようになり、効率向上のための有力なツールになっている。

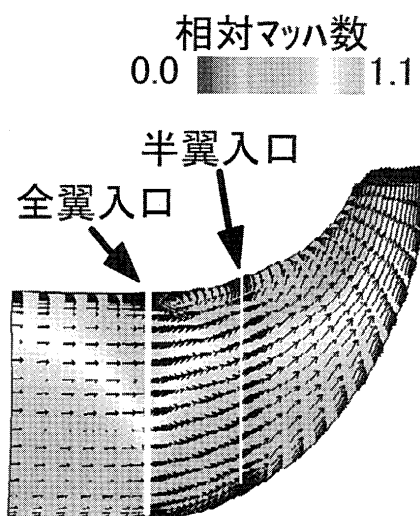


図9 コンプレッサ用インペラの流れ計算例

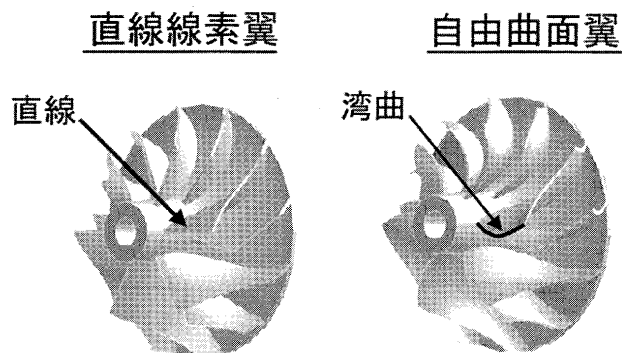


図10 インペラ翼形状の改良

図13はコンプレッサスクロールの流れ計算例である。設計点付近では壁面に沿ってスムーズに流れるが、設計点よりも少流量側あるいは大流量側では流れが周方向に歪む。この流れの周方向歪みがインペラの流れに影響するため、設計点から離れた点でのコンプレッサ性能を予測するためには、スクロールとインペラを含めた全体の流れを解析する必要がある。

4.2 可変容量化

エンジンが要求する広い作動範囲を満足させるために最も有効な方法が可変容量化である。特に、タービンを可変容量化することは、エンジンの回転数に応じて過給圧を制御できることになり、低速トルクの向上と排気エネルギーの有効利用による燃費の向上につながる。VNターボチャージャとウエストゲートバルブ付ターボのエンジン性能を比較した例を図14に示す。

コンプレッサの可変容量化の研究例^{(3), (4)}では、入口に設置する可変入口案内翼（以下、VIGVと呼ぶ）がある。

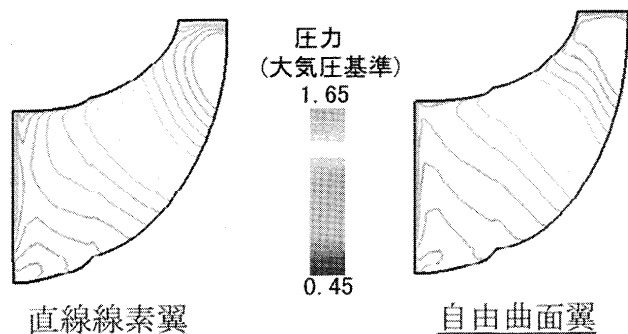


図11 インペラ翼面圧力分布の比較

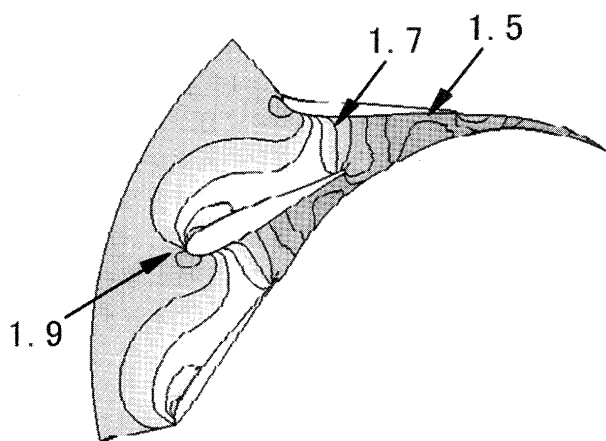


図12 VNベーンの流れ計算例（圧力分布）

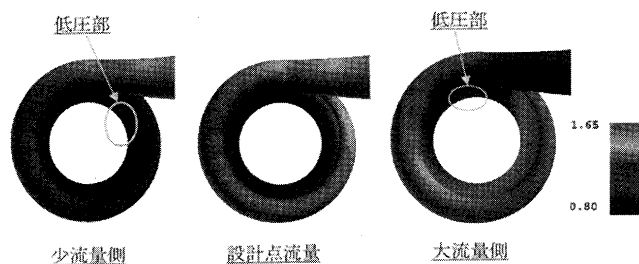


図13 コンプレッサスクロールの流れ計算例（壁面圧力）

図15にVIGV付ターボチャージャの構造を示す。VIGVによりインペラに流入する空気に旋回を付与することで、インペラ翼への流入角を制御してコンプレッサの流量特性を可変にすることができる。コンプレッサ性能に対するVIGVベーン設定角の影響を図16に示す。VIGVベーンの設定角が大きくなると共に、サージ限界が拡大し、少流量側で効率が向上している。エンジンでは、低速域のトルク、燃費及び過渡性能の向上に効果があると考えられる。VIGV付コンプレッサの流れ計算例を図17に示す。図17上が計算格子であり、静翼であるVIGVベーンと動翼であるインペラの双方を含んだ構成になっており、静翼と動翼の翼列干渉流れの計算が可能である。図17下はVIGVベーン部のマッハ数分布を示し、旋回を与えると流れが周方向に歪み、ベーンの後流領域も大きくなる。VIGVでインペラへの流入空気に予旋回を付与することで、インペラへの流入マッハ数が低減し、流体摩擦損失が減少すると考えられる。したがって、マッハ数が高い高圧力比域でVIGVの効果が大きくなると考えられ、今後高過給化が進むにつれて必要度が増してくると思われる。

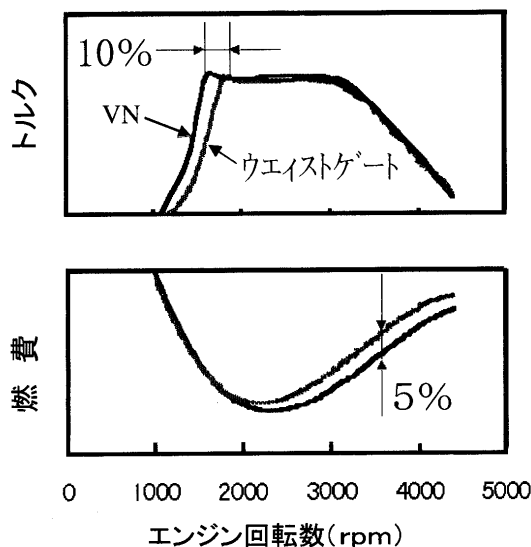


図14 VNターボのエンジン性能向上効果

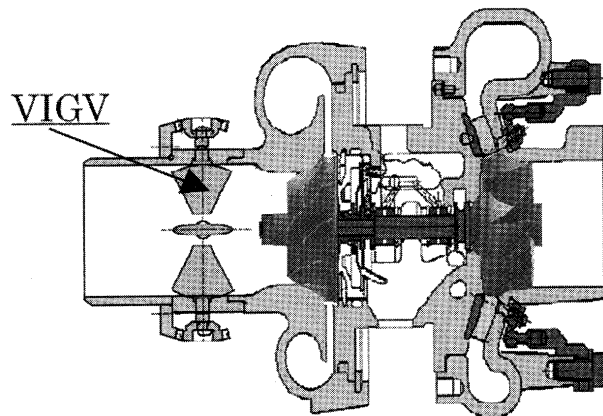


図15 VIGV付ターボチャージャの構造

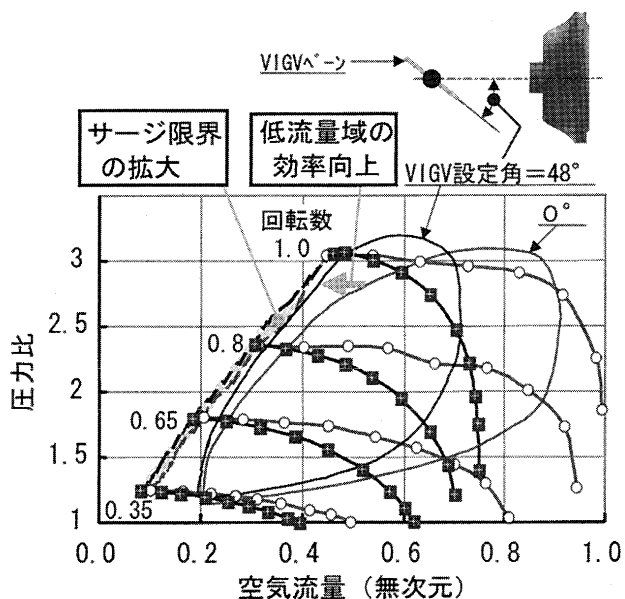


図16 コンプレッサ性能へのVIGV設定角の影響

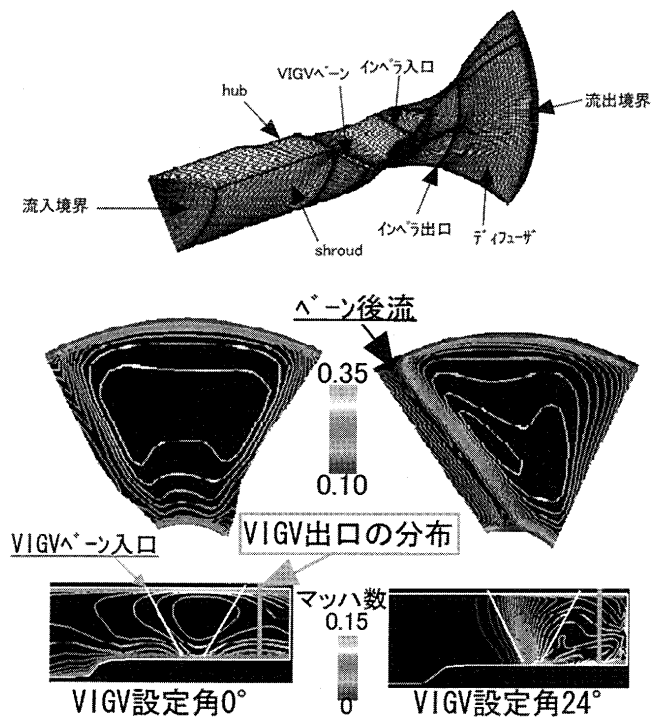


図17 VIGV付コンプレッサの流れ計算例

4.3 軽量材料の適用

インペラ及びタービンホイールの慣性モーメントを低減すると過渡レスポンスが向上するため、従来から種々の軽量材料の適用が検討されてきた。特に、タービンホイールは通常比重の大きい耐熱合金が使用されているため、軽量化する効果が大い。その代表的なものがセラミックタービンである。しかし、最近のコスト削減要求の強さもあり、年々減少している。軽量・耐熱材料は、慣性モーメントを大幅に低減できるという利点に対し、コスト以外に、材質が脆いという欠点がある。したがって、異物衝突損傷 (FOD: Foreign Object Damage) に

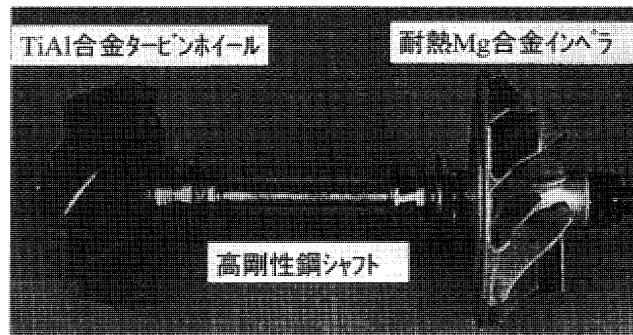


図18 先進金属材料を用いたターボチャージャロータ

対する信頼性を確保するため翼厚を厚くする必要があり、タービン効率の低下をまねく。タービン効率の低下は過渡レスポンスの悪化につながるため、軽量化のメリットが薄れることになる。

最近、チタンアルミ (TiAl) 製のタービンホイールを採用したターボチャージャが実用化され、コンプレッサ用には樹脂製インペラが採用されたターボチャージャが実用化されている。

回転体の慣性モーメント低減と軸振動の低減をねらった高圧力比・高応答・低振動ターボチャージャの研究例として、タービンホイールにチタンアルミ合金、インペラにマグネシウム合金、軸に高剛性鋼を用いた例⁽⁵⁾を図18に示す。タービンホイールの重さは現用インコネル713Cの約1/2、インペラは現用アルミ合金の0.67倍であり、全体の慣性モーメントを42%低減している。また、高剛性鋼のヤング率は現用SCr鋼の1.43倍であり、軸の曲げ共振回転数を44%上昇させている。

5. あとがき

最近のコスト低減要求、燃費向上・排気規制の強化に伴い、乗用車用ターボチャージャには、トレードオフの関係にある低コスト化と高性能化の両立が強く求められている。ターボ過給は、エンジンのコストパフォーマンスを引き上げる最も有効な手段であり、今後も直噴ディーゼルへの装着率が増してくるものと思われる。最後に、本稿執筆にあたり協力を頂いたトヨタ自動車の佐々木祥二氏に謝意を表します。

参考文献

- (1) 小池篤史, 古川弘, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 29 - 99 - 131 (1999年)
- (2) 松本鋼児, 陣内靖明, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 29 - 99 - 132 (1999年)
- (3) 岩切雄二, 内田博, 第13回ガスタービン秋季講演会講演論文集 (1998年), P 247
- (4) 石野実, 内田博, 第13回ガスタービン秋季講演会講演論文集 (1998年), P 217
- (5) 西野和彰, 川浦宏之, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 28, No. 1 (2000年), P 58

特集・ターボチャージャ

トラック用ターボチャージャ

御子神 隆^{*1}

MIKOGAMI Takashi

キーワード：ターボチャージャ、排気ガス規制、VG ターボ、チタンアルミ

1. まえがき

世界的な環境規制の高まりでエンジンの排出ガス規制が年々強化されている。特にディーゼルエンジンに対する排出ガス浄化の要求は非常に厳しくなっている。

以上のような状況下でエンジンに対する排ガス浄化のデバイスとしてのターボチャージャは重要度を増してきており、世界的にターボの需要は急速に伸びつつある。

特に昨今、環境問題で注目を集めているトラック向けのディーゼルエンジンに関してはターボインタークーラ付が主流となってきており、将来はすべてのトラック用エンジンがターボ化されると考えられている。

図1は大型貨物用トラックのターボインタークーラエンジンの搭載率を示しており、近い将来、本用途向けのエンジンがターボ付になることが予想される⁽¹⁾。

本稿ではこのような背景の下で特にトラック向けディーゼルエンジン用ターボチャージャについて紹介する。

2. 技術動向

2.1 ウェストゲート付ターボチャージャ

エンジン低速側スモーク低減、トルク改善、燃費改善のためにはウェストゲート付ターボは有効である。

図2に当社の13リットルクラス向けのツインスクロール型ウェストゲート付ターボチャージャの概観図を示す。排気ガスは2つのタービンスクロールからウェストされて排気管へ導かれる構造である。

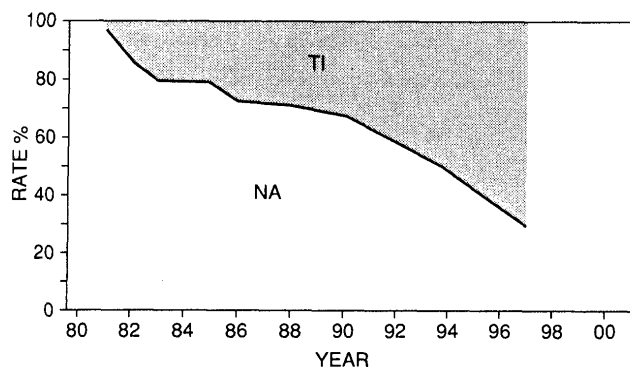


図1 大型トラックのターボインタークーラ(TI)機関搭載率

原稿受付 2000年4月10日

*1 三菱重工業(株) 汎用機・特車事業本部 エンジンターボ総括部
〒229-1193 神奈川県相模原市田名 3000

図3にスタンダード型とツインスクロールのエンジン性能比較を示す。

この試験でウェストゲート付は低速(800 rpm)で燃費が9%, トルクが5%, ウェストゲートなしに比べ改善されている。逆に、高速側(1800~2000 rpm)では燃費が悪化している。

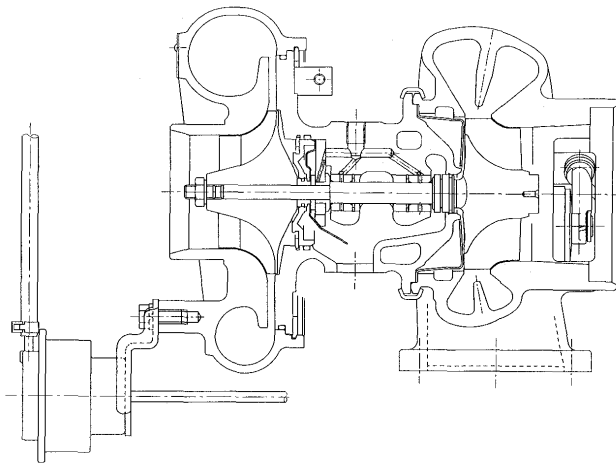


図2 ツインスクロールウェストゲートターボ

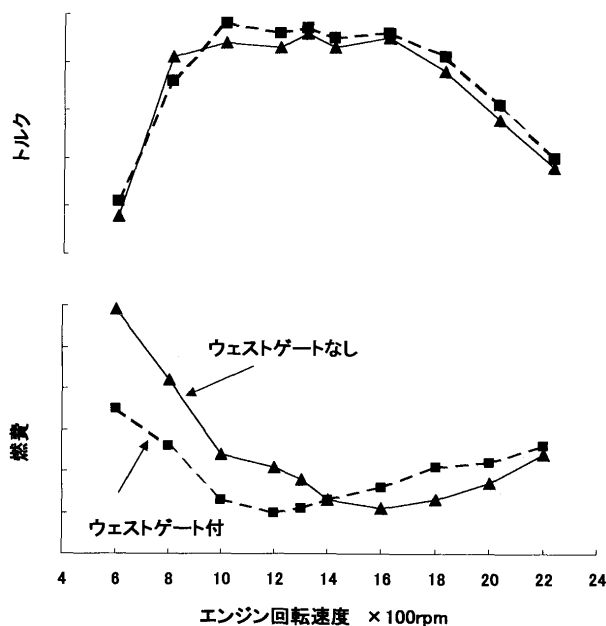


図3 ウェストゲート有無とエンジン性能

このようにウェストゲート付ターボチャージャは比較的 low コストで、エンジン低速時の燃費や排煙濃度を低下させることができる。しかし、高速道路での走行頻度が高いトラックでは性能面でのメリットを見出すことが難しい。ウェストゲートをトラック用に使用するに当たっては長所・短所をよく見極め、費用対効果を考えて選択する必要がある。

2.2 可変容量 (VG) ターボチャージャ⁽²⁾

エンジン排出ガス浄化対応のターボチャージャ側のキー技術のひとつとしてタービンの可変容量化は有効な手段である。

図4に13リットラクラスのトラック向けTF08 VGターボ断面図を示す。タービン翼車入り口に15枚の可変ベーンを等分に配置しエアシリンダをアクチュエータ

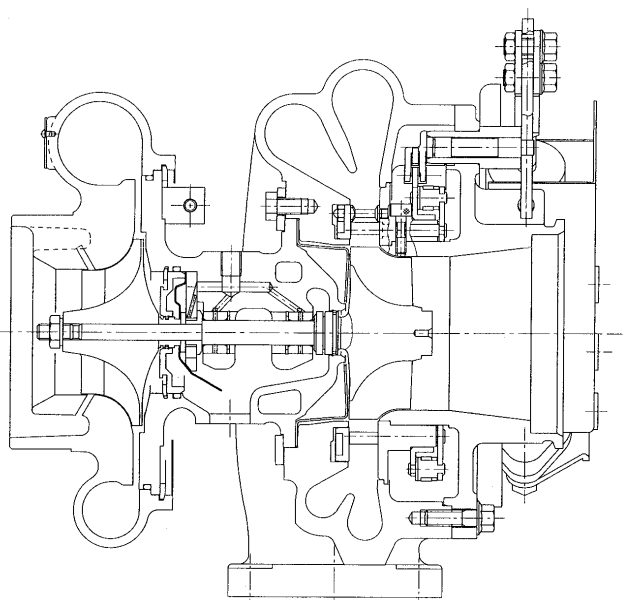


図4 TF08可変容量 (VG) ターボ

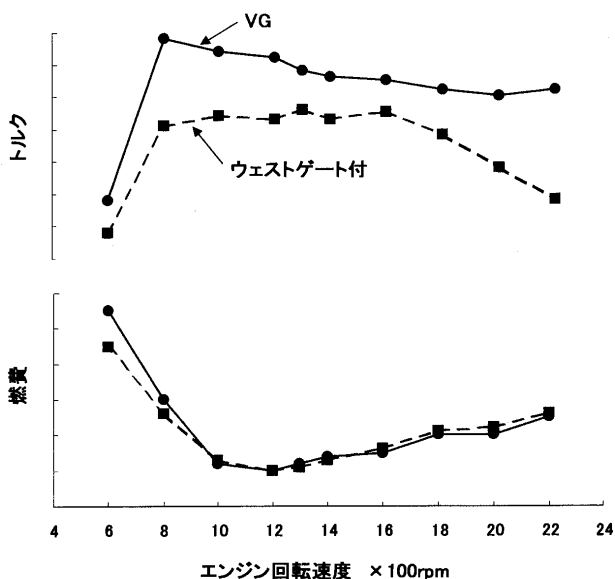


図5 ウェストゲートとVGターボ搭載のエンジン性能比較

として低速側ではベーンを閉じて過給圧を上昇させ、高速側ではベーンを開き、過給圧を下げ、シリンダ内最高圧力を押さえることができる。

図5にウェストゲート付とVGターボのエンジン台上での性能比較を示す。VGターボではウェストゲート付に比べエンジン回転速度800rpmでは、ほぼ同一の燃費、スモークでトルクが20%上昇できた。また2000rpmでは燃費は3%改善、スモークは同等でトルクは8%上昇できた。

図6はエンジン作動線をコンプレッサ単体性能曲線上にプロットしたものである。通常の固定ノズル型に比べ特に低速側での過給圧を高めることが可能であり、その結果、コンプレッサ入口出口の圧力比が高く、エンジンはコンプレッササージライン近傍で作動している。そこでサージングを回避するために、リサーキュレーションと呼ばれるケーシングトリートメントを採用し対処している。これについては後述する。

また、VGターボの利点のひとつとして最近EGRシステムとしての使用方法がある。NO_x低減と燃費の両立のためにはEGRシステムが有効である。一般にEGRとしては排気タービンの入口から排気ガスを取り入れインタークーラの出口に導く方法を採用しているが、ウェストゲート無しの場合、インタークーラ出口圧がタービン入口圧より高くなってしまいEGRが効かなくなると

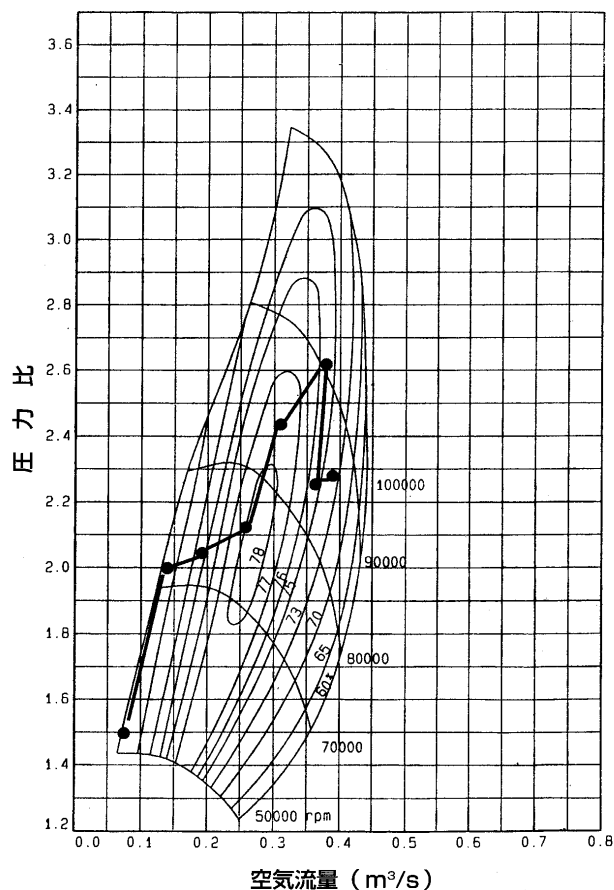


図6 VGターボ搭載のエンジンの作動線

いう現象が起こる。そこで、VG ターボを使用し EGR の必要な時は VG ペーンを閉じ、強制的にタービン入口圧を上昇させることにより、ガスを排気側から給気側へ戻すことにより EGR が可能となる。

図7は7リットクラス向けの TD 07 S-VG である。本 VG には駆動用としてポジションセンサ付の正圧アクチュエータが採用されており、エンジンの運転状況によって最適な制御が可能となっている。本 TD 07 S ターボを採用したエンジンは噴射系にコモンレール方式を採用しており、低回転域では噴射圧力増大と VG の過給効果でトルクを 14% 向上させることができ、高回転域では VG 開度を調整することで、自然吸気エンジンに近いトルク特性を実現できた。

13 リットクラスのトラック用として開発した TF 08-VG ターボチャージャは 94 年から生産開始し市場にすでに 60 万 km 以上の走行実績があり、特に不具合は報告されておらず、耐久性も充分あると考えられる。

今後、この種の可変容量ターボは増加していくと思われる。

2.3 コンプレッサ性能

トラック向けのコンプレッサに要求される特性は高効率のほかに信頼性がある。トラックエンジンの平均有効圧は年々上昇しておりコンプレッサには高圧力比が必要である。また、先に述べたウェストゲート付や VG の普及でコンプレッサにはワイドレンジも要求される。遠心式コンプレッサでは高圧力比とワイドレンジは背反しがちであり、これらの高信頼性、高圧力比、ワイドレンジの要求を同時に満足するためには翼形状の最適化とともにその他のデバイスが必要となる。

図8はこの問題を解消するためのケーシングトリートメントの1種でありリサーキュレーティングコンプレッサ（以降 RCC）と呼ばれている。コンプレッサのサージング近傍では主流からの流れがコンプレッサカバーに

設けられたスリットから逆流しサージングを防止し、チョーク点近傍ではコンプレッサ入口部で、空気がスリットからコンプレッサホイールのスロートを越えて流れ込みチョーク流量を増加させる。

図9はその効果を表している。RCC を採用すると特にサージマージンが拡大し VG 使用時の低速のエンジン作動域がサージ点近傍から十分なマージンを得ることができる。

図10は図6で述べたコンプレッサを RCC 化し、VG 搭載のエンジン作動線をプロットしたものである。RCC 付のコンプレッサを使用した場合はエンジン 800 rpm 時の作動点がサージ線から 15% 以上離れており十分な余裕がある。

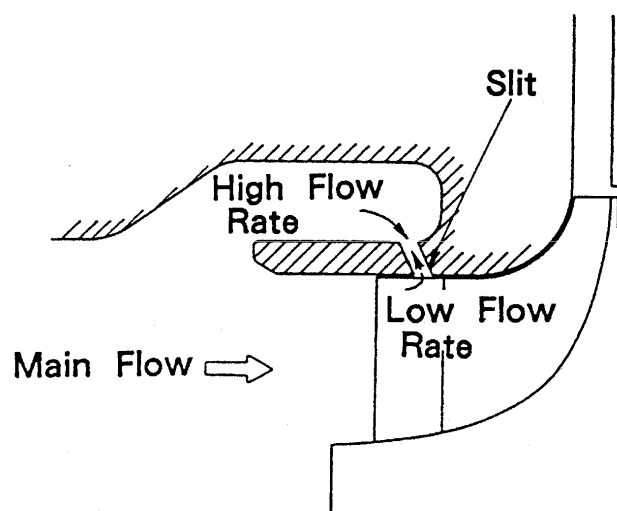


図8 RCC コンプレッサ

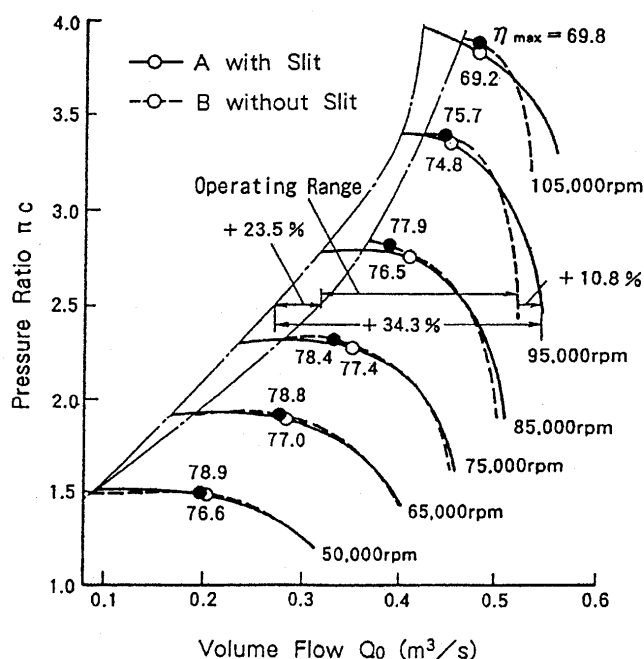


図9 RCC コンプレッサの効果



図7 TD 07 S VG ターボ

2.4 チタンアルミタービンホイール

今後の車両の排気ガス削減には過渡運転時のモードも重要となってくる。その場合ターボチャージャに要求されるのは慣性モーメントの低減である。その低減方法としてはターボの大容量化による小型化などがあり各ターボメーカは小型化でしのぎを削ってきた。ここではタービンホイール材の低比重化による慣性モーメント低減について述べる。

従来、ターボホイール材の低比重化にはセラミックが使用される例がある。セラミックはその脆性のためエンジンからの燃焼生成物でタービンホイールが欠損するという不具合があり、翼厚をメタル翼より増加させて対処している。しかし、翼厚増加に伴いタービン性能の劣化を招いていた。そこで、現在ではセラミックに替わるものとして金属間化合物であるチタンアルミが注目されている。チタンアルミは高温状態で若干の延性がありエンジンからの燃焼生成物でピッチングによる翼の欠損が少ない。

図 11 は通常材であるニッケル基合金とチタンアルミのタービンホイールの過渡特性を比較したものである。チタンアルミは通常材に比べ過給圧 60 KPa まで到達する時間が 8% 短縮でき過渡特性向上に効果があることがわかる。

ディーゼルエンジン耐久試験で酸化特性を比較したも

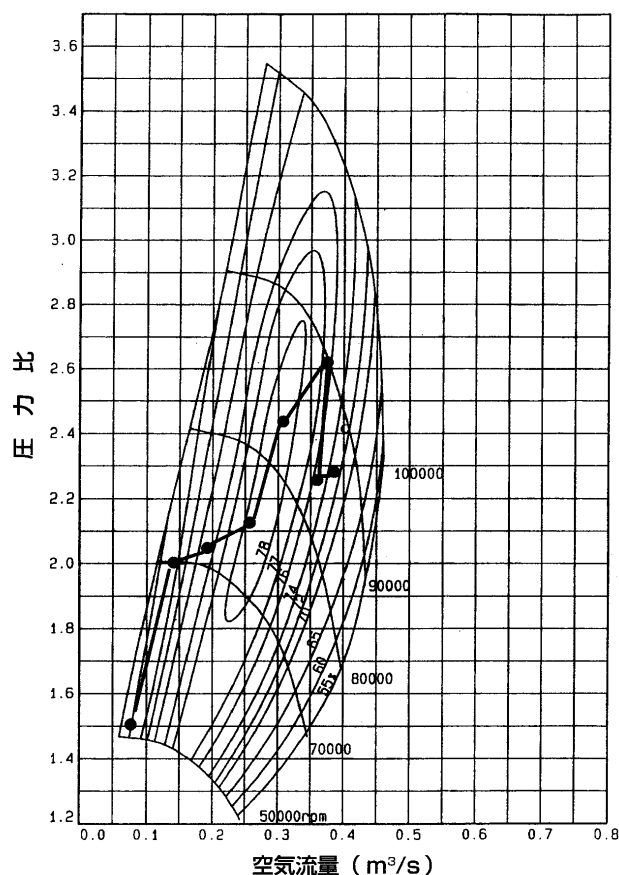


図 10 RCC コンプレッサとエンジン作動線

のが図 12 である。図中(a)従来チタンアルミではタービンホイールが高温酸化スケールで白く変色していることがわかる。しかし図中(b)の新開発のチタンアルミ材では 850℃ 600 時間終了後でも、特に問題はなかった。

チタンアルミタービンはガソリンエンジン向けとして一部実用化されている。

今後はディーゼルエンジン向けとして特に過渡応答時の排気ガス浄化のため採用が増加していくと思われる。

2.5 斜流タービン

斜流タービンはタービンの大流量側での効率向上ポテンシャルがあると言われており、これをトラック用のターボに採用している例もある。

図 13 は 13 リットラストラックに採用されている斜流型ターボの例である。このターボでは水冷方式のベアリングハウジング, RCC コンプレッサも採用されている⁽³⁾。

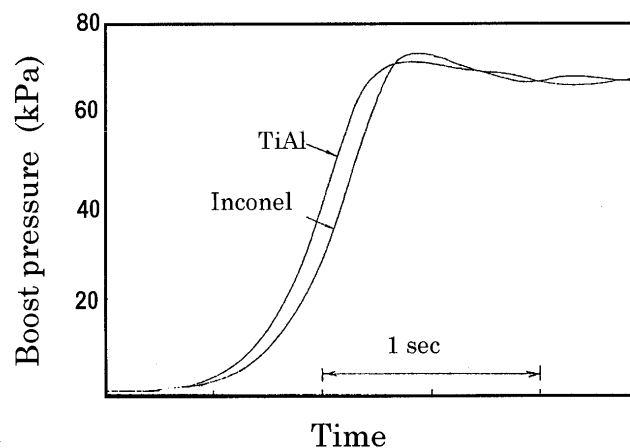
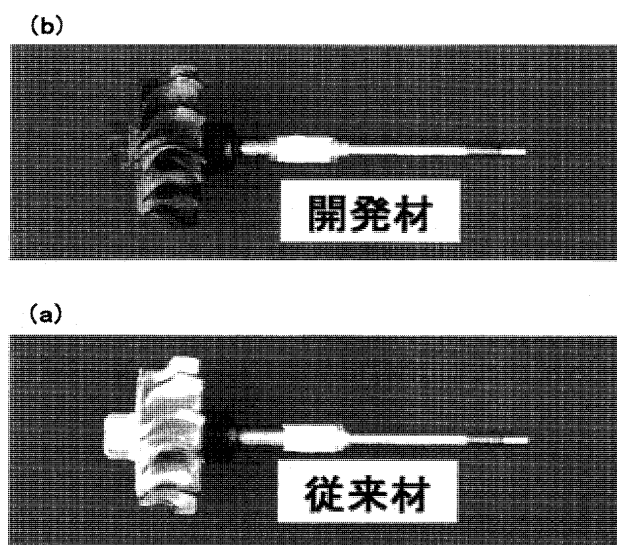


図 11 過渡特性比較



850℃ × 600Hr 耐久後

図 12 チタンアルミタービンホイール

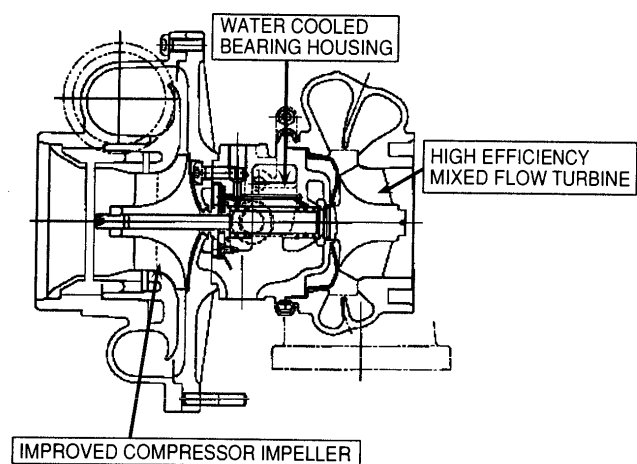


図 13 斜流タービン

3. あとがき

以上トラック向けのターボチャージャーについて述べてきた。今後のトラック向けエンジンの排気ガス規制強化によりターボに対する期待は更に増加するものと思われる。

ターボに携わる技術者として今後も少しでも技術発展に寄与できるように努力していく所存である。

参考文献

- (1) 青柳友三, “熱効率 60% のエンジンを求めて”, Engine Technology Vol.1 No.2
- (2) T. Mikogami, “Turbochargers”, Bulletin of GTSJ 1998
- (3) 杉原ら, “コモンレールシステム搭載日野 K13C 型ディーゼルエンジン”, Engine Technology Vol.1 No.4

特集・ターボチャージャ

機械駆動式・容積式過給機（スーパーチャージャ）

宮城 嘉幸^{*1}

MIYAGI Yoshiyuki

前山 光史^{*1}

MAEYAMA Mitsushi

金子 薫^{*1}

KANEKO Kaoru

キーワード：過給機，圧縮機，機械駆動式，容積式，スーパーチャージャ，ターボチャージャ，スクリュ，リシヨルム，ルーツ，内燃機関，燃料電池

1. はじめに

近年，地球環境問題・省資源への取組みが急速に進んでいる。米国カリフォルニアの排気ガス規制強化はその代表例であるが，特に自動車用エンジンは普及率の点で世界的な寄与度が大いいため一層の排気ガス・燃費改善が急務とされている。

改善の具体策は種々検討されているが，エンジンの過給化は有力な手段の一つである⁽¹⁾。その過給機の中で表題の機械駆動式・容積式過給機（スーパーチャージャ）はガスタービン類似機である排気ガス駆動式・遠心式過給機（ターボチャージャ）と比較し以下に示すような特徴を活かすことで，特にガソリンエンジン用また燃料電池用として有望である。

- 1) 応答性に優れる
- 2) 小風量域より過給が可能である
- 3) 回転速度に対してはほりニアな特性を持つ
- 4) 排気ガスの熱を奪わないので触媒活性化が早い
- 5) 回転速度が電動機駆動に適する
- 6) オイルシール性が高く，内部封油方式も可能である

2. スーパーチャージャ

2.1 形式

図1のように自動車用過給機は2つに大別される。一つは排気ガス駆動式，いわゆるターボチャージャでありディーゼルエンジンを中心に広く使用されている。もう一方の機械駆動式，いわゆるスーパーチャージャは一般にエンジンクランク軸よりベルト等を介して駆動力を受

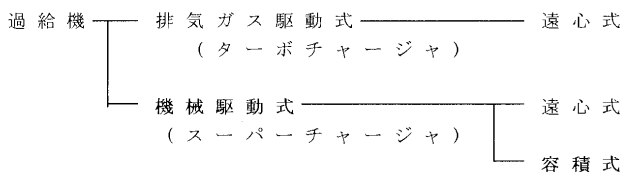


図1 過給機分類

け作動するため応答性に優れる。スーパーチャージャもコンプレッサ形式に遠心式及び容積式があるが，ここでは市場で一般的である容積式について述べる。

コンプレッサ（またはブロー）形式より分類すると，現在自動車用スーパーチャージャとして量産されているものはルーツ形及びスクリュ（リシヨルム）形（図2）の2種類がある。ルーツ形は内部圧縮機能が無いため低圧力比用途向きであり，スクリュ形は内部圧縮機能を有するため高圧力比で高効率を示す⁽²⁾。いずれも容積式であるため，遠心式コンプレッサに見られるサージ現象は発生しない。図3に小型スクリュ形の性能例を示す。

また前述2種類の他にはスクロール，ロータリ形等がある。

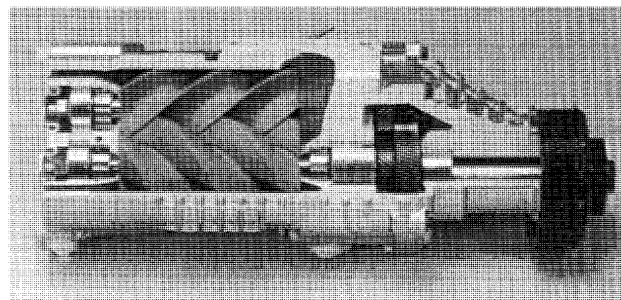


図2 スクリュ形スーパーチャージャ

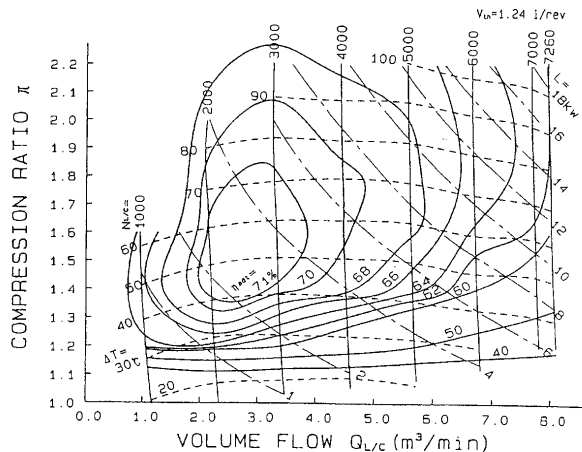


図3 小型スクリュ形・性能例

原稿受付 2000年3月14日

*1 石川島播磨重工業㈱ 過給機設計部
〒135-8733 東京都江東区豊洲 3-2-16

2.2 風量特性

容積式の風量特性は回転数に対してほぼ線形である。従って同じ容積式機械であるエンジンとは相性がよく、また電動機駆動とした場合にも制御し易い。

図4に風量特性の概略を示すが、圧力比が一定ならコンプレッサ内部の空気漏れは回転速度によらずほぼ一定量と考えて良い。従って回転速度大＝理論風量大となると内部漏れの比率が小さくなり、容積効率が上がる。特に低速における容積効率を向上させるにはこの内部漏れの減少＝内部隙間（ロータ間及びロータ～ケース間。図5参照）の減少が最も効果的である⁽³⁾。そのためには加工精度の向上、ロータ実体温度の正確な把握、軸振動の低減等が重要である。なお吸入圧損は遠心式と比べ流速・ロータ周速が比較的低いため小さい。

2.3 応答性

前述の通りスーパーチャージャは機械駆動式であるため元々応答性には優れるが、さらに改善を図るためにはロータを中空化することが有効である。図6はねじれの大きいスクリュ形で中空化を図った例であり、ロータの慣性モーメントを約50%減少させている。

慣性モーメント低減は、応答性向上は勿論のこと、スーパーチャージャに電磁クラッチを用いる場合にその寿命向上等に大きな効果がある。ガソリンエンジンでは通常走行時はほとんどスーパーチャージャによる過給が不要であるため、その駆動仕事を減らし燃費を向上するために電磁クラッチは有効な手段である。図7に電磁クラッチ付スーパーチャージャの例を示す。

2.4 潤滑方式

スーパーチャージャの潤滑方式は2通りあり、一つはターボチャージャ同様にエンジンより給油される外部給油式である。断面積を小さくする必要がありロータを高速回転させる場合等に用いられる。

もう一つはスーパーチャージャ内部に潤滑油を有する封油式である。封油式は搭載が容易で制約が少ないため、この方式を取る場合が多く見られる。

2.5 その他

ガソリンエンジンは排気ガス浄化用の三元触媒の性能が高くその排気ガスはほとんどの条件で十分清浄だが、低温始動時に触媒が活性化されるまでの間の浄化性能は課題である。ターボチャージャの場合、エンジンと触媒の間に位置することから排気ガスの熱を奪い触媒活性化遅れを生じるといって不利である。

スーパーチャージャはターボチャージャと異なり排気ガスの熱エネルギーを駆動力として使用しないため過給時の燃費は劣るが、低温始動時の排気ガス浄化性能の点では自然吸気エンジンと同等である。さらに積極的にスーパーチャージャを排気ガス浄化のための2次空気源として使用される場合がある⁽⁴⁾。

3. 燃料電池への適用

次世代の自動車用動力源として固体高分子型燃料電池

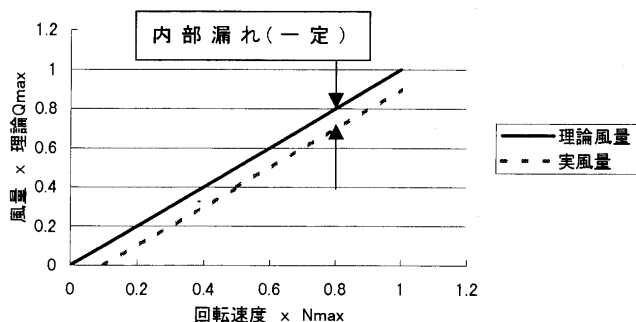


図4 容積式風量特性

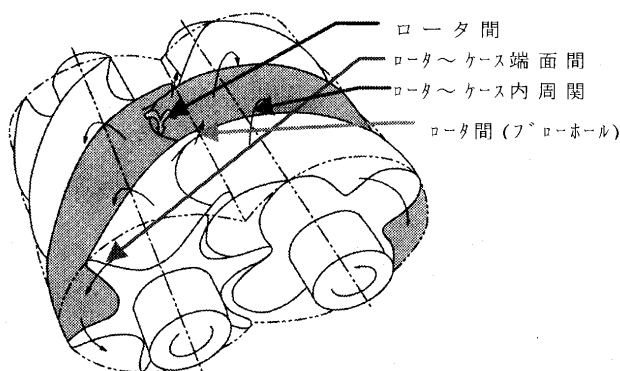


図5 ロータ隙間

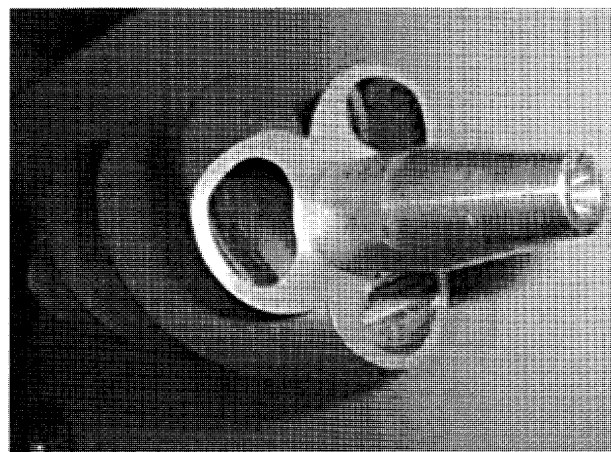


図6 スクリュ形中空化例

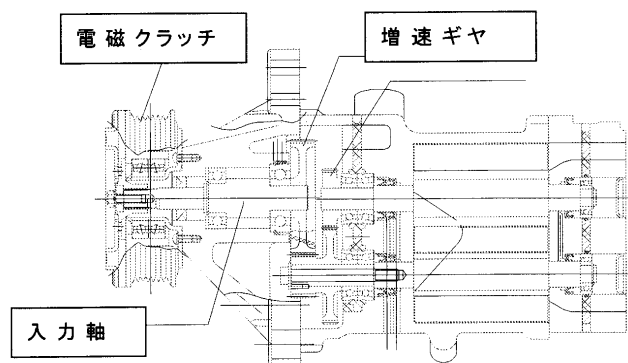


図7 電磁クラッチ付スーパーチャージャ

(PEFC) がその高効率・環境性等⁽⁵⁾より注目を集めている。PEFC の出力密度を向上させるため、発電部であるスタックにより多くの空気（酸素）を送り込む空気供給装置を有する場合が多い。

スーパーチャージャはこの空気供給装置として適するものである。図8にPEFCシステムへの適用例を示す。スーパーチャージャを主たる空気供給源とし、ターボチャージャをスーパーチャージャ駆動仕事低減用としてアシストさせている。

スーパーチャージャの燃料電池用空気供給装置としての特徴について以下に述べる。

3.1 駆動方式

PEFCにはエンジンのような駆動部分はないため、スーパーチャージャ用の駆動仕事は電力で供給されることになる。従ってスーパーチャージャは電動機駆動となると考えられる。一般的に容積式スーパーチャージャの入力回転速度はベルト駆動の場合のプリー比が最大2程度なので、最高10,000 rpm 強である。これは高速型の電動機であれば十分対応し得る速度である。また前述の通りその流量特性は回転速度とほぼリニアな関係であり電動機で制御し易い。

電動機でスーパーチャージャを駆動する場合、その入力軸を電動機出力軸にて直接駆動する方式が部品点数・スペース削減の観点より望ましい。またスーパーチャージャ本体と電動機本体も結合すればよりコンパクト化が可能となる。

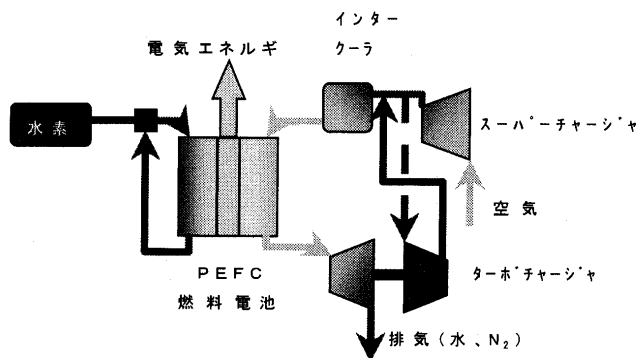


図8 PEFCシステム適用例

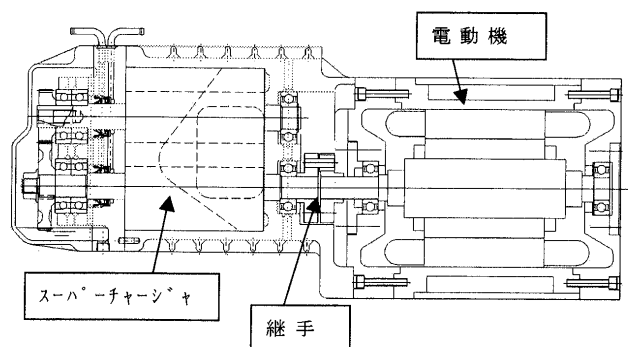


図9 電動機一体型スーパーチャージャ

図9に電動機一体型スーパーチャージャの例を示す。この図は前述の特徴を有するものであり、スーパーチャージャ入力軸と電動機出力軸の間に継手を備えている。この継手により取付時のミスアライメント等を吸収しながら駆動仕事を伝達する。形式には樹脂ブッシュやゴムブッシュ式があるが、強度は勿論のこと耐熱性や無潤滑での耐摩耗性にも配慮した材質とする必要がある。

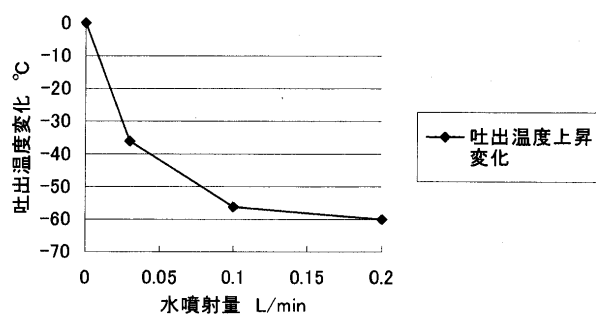
3.2 性能

スーパーチャージャはPEFCの発生電力の一部を与えられて駆動されるので、その効率は特に重要である。スクリュ形は内部圧力比を有しており駆動仕事が大きくなる高圧力比時に高効率となるのでPEFC用に適すると考える。

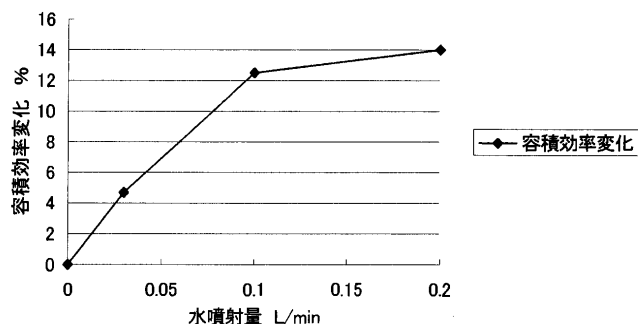
また図3の例に示される通り小型スクリュは小風量高圧力比での運転が可能であり、広範囲の風量×圧力比の運転が可能である。

PEFC出力向上のためには加湿が必要⁽⁶⁾であることから、スーパーチャージャ内部に水噴射することでその性能向上を同時に図ることも考えられる。容積式は内部隙間を小さくすることで、内部空気漏れ減少＝性能向上が図れる。産業用スクリュコンプレッサの場合、内部に油噴射して液体による内部隙間のシールと圧縮空気の冷却を図っているものが多い。

小型スクリュに水噴射した場合の性能効果例を図10に示す。水量が増えていくと容積効率が上昇し、吐出空気温度が低下してことがわかる。特に吐出空気温度上昇



(a) 吐出空気温度上昇の変化



(b) 容積効率の変化

図10 水噴射の性能向上効果例
(理論風量 1.0 L/min, 圧力比 2.0 時)

の抑制効果が大きい。

水噴射による各部腐食対策にはロータへの樹脂コーティング等があるが、エンジン用とは異なった仕様となる可能性があり今後の課題である。

3.3 オイルシール性

PEFC の高分子膜は汚染を嫌う。従って空気供給装置には高いオイルシール性が求められる。ターボチャージャのような遠心式コンプレッサの場合、その回転速度の高さのためピストンリングシール等が一般的であるが、オイルシール性は十分とは言えない。

一方容積式スーパーチャージャはほとんどが接触シールを有しており、そのシール性は高い。図9の左側がオイルを保持するギヤ室（封油室）であるが、そのシールにはリップシールを使用している。スーパーチャージャの電動機側の軸受はグリス潤滑である。

PEFC の具体的なシール性要求値は報告されていないが今後開発がさらに進むことで、接触シールを有するスーパーチャージャのPEFC 要求への適合度が明らかになると考える。

またPEFC システムではスーパーチャージャへの外部からの給油は期待できないことから、封油式であることが求められると考えられる。

3.4 その他

PEFC の効率向上のためにはその排熱回収が有効である。ターボチャージャはオイルフリー化することで適用できるが、一方スーパーチャージャもエキスパンダとして使用できる可能性がある。スクリュ形はその入口出口を逆転させることにより、エキスパンダとして使用でき

ることが知られており、蒸気用として使用し最高断熱効率約70%を得ている例もある⁽⁷⁾。

4. おわりに

容積式スーパーチャージャの特徴と特に燃料電池への適用について述べた。ターボチャージャと比較しまだまだ認知度は低いものの、理解の一助となれば幸いである。市場は拡大基調であるが、コスト・機能・信頼性など解決しなければならない課題はまだまだ数多くある。自動車用動力源の改良にスーパーチャージャは大きく貢献できると考えるので、今後ともその開発・改良に努力していく所存である。

参考文献

- (1) 宮城嘉幸 他：ターボチャージャとスーパーチャージャの技術動向とその効果，1997年5月自動車技術会学術講演会前刷集
- (2) M.Hori, et al: Examinations of a Lysholm Compressor's performance and the engine performance supercharged by the Lysholm Compressor, IMechE 1998 C 554/019
- (3) 武井伸郎 他：リシヨルム過給機の性能特性，1996年5月自動車技術会学術講演会前刷集
- (4) Automotive Engineering/Jan. 1997
- (5) 中島憲之：燃料電池－ガスタービンのライバルとして，日本ガスタービン学会誌 Vol. 27 No. 6, 1999年11月
- (6) 吉川大雄 他：自動車用燃料電池の基本特性に関する実験および数値解析，1999年5月自動車技術会学術講演会前刷集
- (7) 重河和夫：スクリュエキスパンダの性能，神戸製鋼技報 Vol. 34 No. 1, 1984年1月

特集・ターボチャージャ

ターボチャージャ用タービン羽根車開発への 光造形加工技術の応用

榊田 勝*¹
SAKAKIDA Masaru

大金 英一*²
OOGANE Eiichi

キーワード：ターボチャージャ，過給機，ラジアルタービン，斜流タービン，タービンハウジング，加工技術，光造形

1. まえがき

ターボチャージャはエンジンの出力向上に加えて特にディーゼルエンジンにおいては燃費の向上とエンジンの排気ガス規制に対応するための一つの技術となってきた。

ターボチャージャは世の中に存在するいろいろな機械の中で，特に小形，高速を特徴としており，熱・流体要素，軸受・軸系等の機械要素，構造・強度，材料，製造に至る多くの技術が融合化された高度な機械であるといえよう。

自動車用小形ターボチャージャの研究開発が本格的に開始されてから約20数年を経過したが，その間，エンジン側からターボチャージャに要求される性能は多岐にわたりレベルアップしており，それに対応するための技術開発が継続してなされている。

このような状況の下で，ターボチャージャの開発はますますスピードアップすることが必要となってきた。

本稿では主に小形ターボチャージャの主要構成要素である複雑な3次元形状をもつタービン羽根車の製作法に，近年，急速に実用化されてきた光造形法を適用する場合の事例について報告し，ターボ機械の研究開発と光造形加工技術の関連について展望する。

2. 光造形加工技術

主に開発期間の短縮を主たる目的として各種のラピッドプロトタイピング (Rapid Prototyping) 技術が考案され，実用化されてきた。ラピッドプロトタイピングとしていろいろな分類方法があるが，例えば光造形法，溶融紡糸堆積法，粉末結合法，そしてフィルム積層法等が代表的なものであろう。これらは各々独自の特徴を有しているが，ここではその一つである光造形法について述べる。

光造形法^{(1)~(4)} (Laser Stereo-lithography) は，近年，

急速に発展してきたラピッドプロトタイピング技術の一つであり，3次元CADの進歩とともに適用範囲が広がり，また，信頼性が向上してきた。光造形法は液状の光硬化性樹脂に紫外線レーザを照射し，光重合反応によって樹脂を硬化させて模型を製作する方法である。

図1に光造形法による立体模型の製作過程の概略を示す。すなわち液状の光硬化性樹脂槽に模型を造形するテーブルを置き，その上を薄い樹脂で覆い，紫外線レーザを数値制御システムを介してその強さと位置を制御し，照射することにより薄い硬化層を生成する。第一層を生成した後，テーブルを樹脂槽に沈め，第一層の上にさらに液状樹脂を載せ，レーザ光を照射して2番目の硬化層を生成する。この工程を順次繰り返すことによって水平に薄くスライスした硬化層を積層し，立体模型を作る。

光造形法は原理的に切削加工の出来ない複雑な形状の模型の製作が可能である。しかも，数値制御システムの設定により加工槽の中に複数個の模型を同時に生成出来ること，さらに，加工時は無人による昼夜運転が可能であり，一般の機械加工時に必要とされる工具の交換などを不要とし，いわゆる熟練技術を必要としない等，従来の加工技術にない特徴を数多く有している。

一例として，図2に当社に研究開発用として導入されている光造形システムの構成を示し，主な仕様を表1に

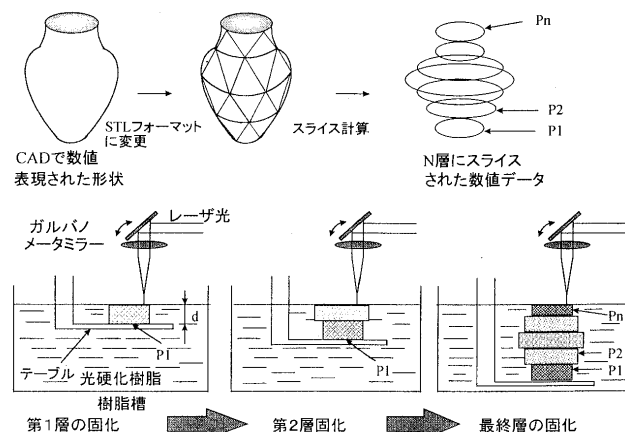


図1 光造形法による立体模型の製作過程

原稿受付 2000年3月15日

*1 石川島播磨重工業(株) 汎用機械事業部
〒135-8733 東京都江東区豊洲3-2-16

*2 石川島播磨重工業(株) 技術開発本部

示す。

光造形法のキーポイントは、模型形状のデータを作成する3次元CADである。光造形法で製作する模型は3次元CAD図が必要であり、このデータをラピッドプロトタイピング装置にデータを入力するための標準のファイル形式であるSTL（Stereo-lithography file）フォーマットに変換し、さらに、それを一層毎のスライスデータに変換する。一般的には3次元CADはどのようなものでも構わないが、そのデータが光造形加工機にかけることができるか確認する必要がある。

3. 光造形法によるタービン羽根車の試作

光造形法は樹脂でできた模型の製作方法である。近年、高い耐熱性と強度をもつ樹脂が実用化されてきており樹脂模型そのものを各種の試験に供することも行われつつあるが、通常はこの樹脂模型から目的とする耐熱超合金の羽根車を製作することが必要となる。光造形法によって製作した樹脂模型から耐熱超合金製の羽根車を製作する方法として種々の方式が考えられているが、本稿においては現在のところ最も実績の多い、樹脂模型を、直接、精密鑄造用のロスト模型に適用する一連の事例について示す。

図3に光造形加工によるタービン羽根車の開発の過程を示す。

図3(a)はタービンの基本計画において3次元流れ解析に用いる羽根面のメッシュ図の例である。3次元の流れ解析においてタービン羽根車の羽根面の座標が必要とさ

れるが、以後の作業においては、この座標のみによって作業が進み、他のデータを必要としない。

図3(b)は(a)に示した羽根面の座標をもとに製作したタービン羽根車の3次元CAD図の一例を示す。光造形加工の場合、先述したように3次元CAD図が必要となる。現在市販されている主要な3次元CADソフトは、その殆どが光造形加工に対応するためのデータ変換機能をオプションとして有しているが、光造形加工機が円滑にデータを読み込めるかのチェックが必要である。羽根面については座標データを基に面が生成されるが、羽根とディスクとの付け根部につく、いわゆるフィレットR、また、ターボチャージャ用タービンに特有の、ディスク背面につくスキヤロップ部とフィレットRの滑らかな接続等が実際のCAD作業において必要となり、CADの機能がこれらの形状を容易に表現しうるのが重要な問

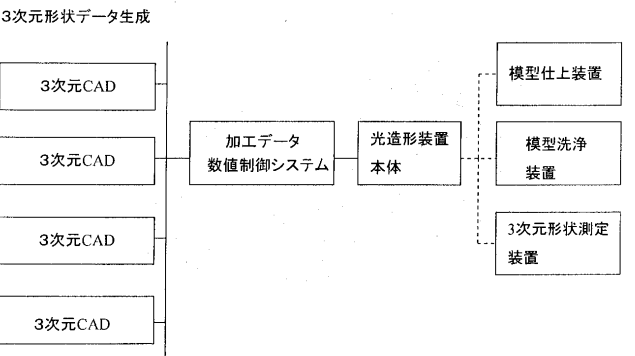
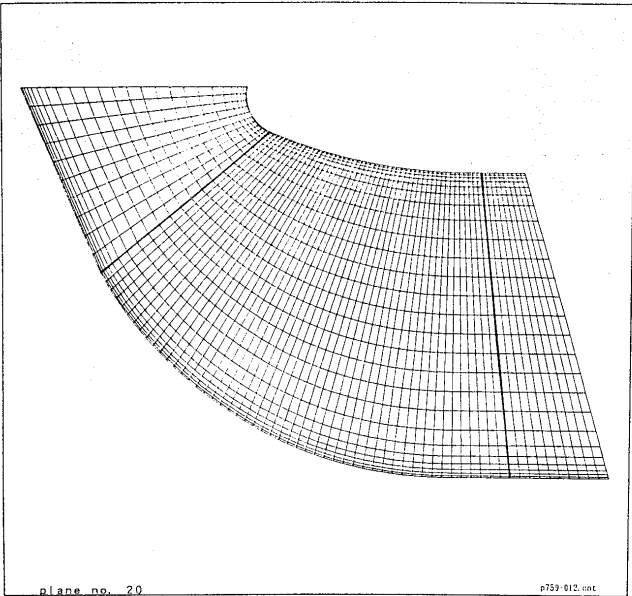


図2 光造形システムの構成例

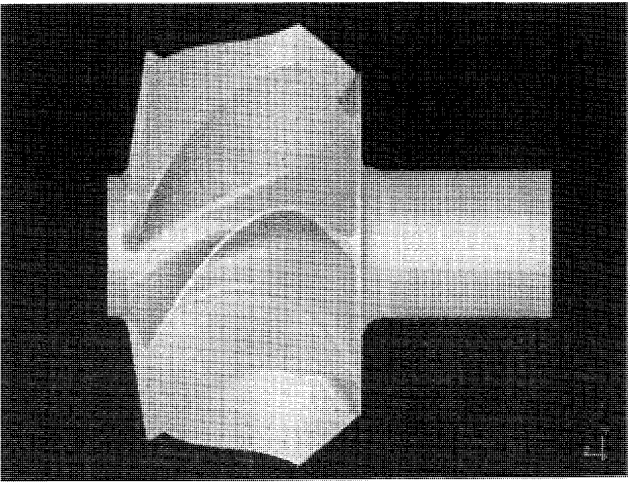
表1 光造形装置の仕様例

項 目		仕 様
ワークサイズ		600x600x500mm
レーザー走査	レーザー	Ar400mW
	方式	ガルバノメータミラー
	硬化径	固定<Φ0.2mm
	繰返し精度	±0.05mm
積層ピッチ		可変0.05～0.3mm
使用樹脂		エポキシ樹脂
外形寸法		1700x1090x1930mm



(a) 羽根解析用メッシュ図

図3 光造形法を用いたタービン羽根車開発の過程



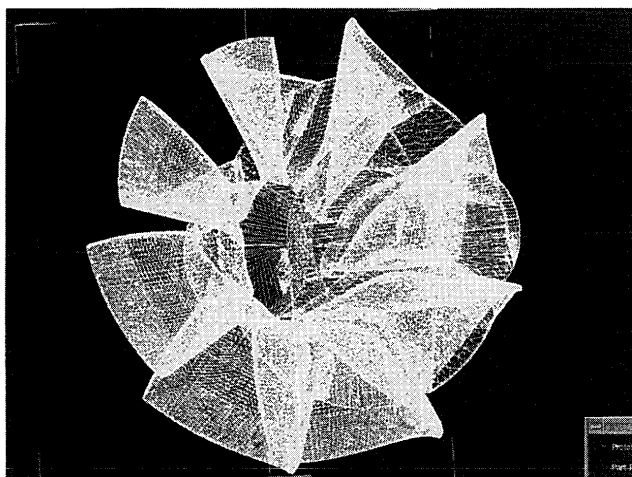
(b) タービン羽根車の3次元CAD図

図3 光造形法を用いたタービン羽根車開発の過程

題となる。

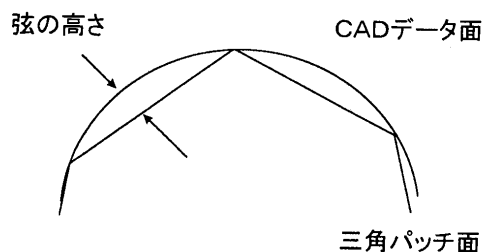
図3(c)は3次元CADデータを光造形加工に適用する際の標準的なデータ変換であるSTLフォーマットに変換した図を示す。これは図形の表面を3角パッチの座標群に置き換えたものである。分割数を細かくすればする程形状精度は向上するが、データ数が大きくなり、処理時間が長くなる。

図3(d)にSTL変換の概念を示す。



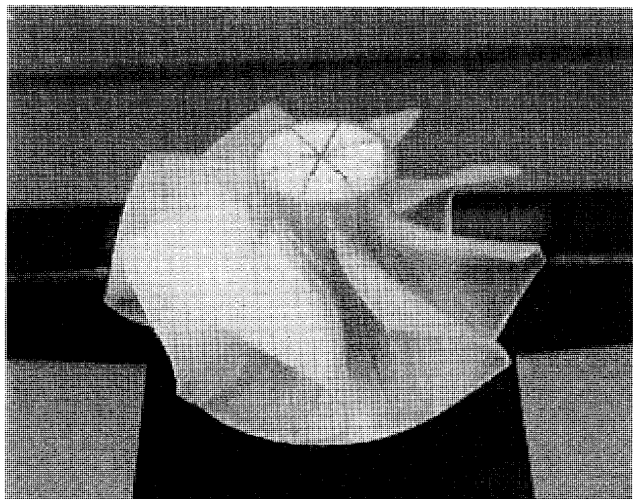
(c) STLフォーマット変換後の図

図3 光造形法を用いたタービン羽根車開発の過程



(d) STL変換の概念図

図3 光造形法を用いたタービン羽根車開発の過程



(e) タービン羽根車の樹脂模型の例

図3 光造形法を用いたタービン羽根車開発の過程

このデータはさらに光造形加工システムの中でスライスデータに変換され、そのデータに基づいて積層作業が行われる。図3(e)にこのようにして製作されたタービン羽根車の樹脂模型の例を示す。

光造形樹脂模型を用いて実際の機械に使える金属製品を製作する方法として種々の方法があるが、その中でも樹脂模型を、直接、消失模型として用いる方法は、金型を用いずに複雑な形状の製品を製作することができるのでメリットは大きい。

図3(f)に図3(e)の樹脂製羽根車をワックス模型の代わりに用い、いわばロスト樹脂模型として直接精密鑄造に供し、製作した耐熱合金のタービン羽根車の例を示す。

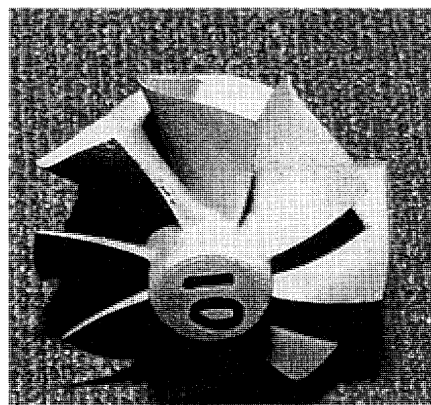
樹脂模型を消失する際に生じるガス、また、型内にある未燃物の除去等が、精密鑄造品の品質に大きな影響を与える。図4にターボチャージャ用タービン羽根車の他の製作例を示す。(1)は直径約30mm、(2)は50mm、(3)は80mmの羽根車である。

4. 光造形法の特徴と課題

光造形法は種々の利点を有しているが、また一方適用にあたっての課題も合わせてもっている。以下にそれらについて考察してみる。

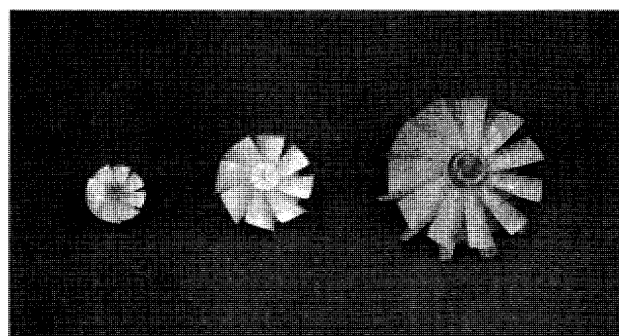
4.1 羽根車製作の他の工法との比較

小形ターボチャージャ用タービン羽根車の製作に適



(f) 精密鑄造によって製作した耐熱合金製羽根車

図3 光造形法を用いたタービン羽根車開発の過程



(1) (2) (3)

図4 小形ターボチャージャ用タービン羽根車の樹脂模型の例

用される他の工法との比較を行ってみる。

4.1.1 金型による方法

タービン羽根車は従来金型を製作し、それを用いてワックス模型をつくり、ロストワックス精密鑄造法により耐熱超合金の羽根車を製作するのが一般的である。技術的に安定しており製品の歩留まりも良く、量産工法としては最適であることは言うまでもない。しかしながらこの方法によると、金型が必要となり、金型製作に多大な時間と工数がかかることと設計形状の変更に対応することは通常困難であり、開発過程においては本方法を当初から適用することは得策でないこともある。

4.1.2 ワックス加工法

ワックスを直接NC機械により切削加工して、そのワックス模型を通常のロストワックス精密鑄造に供する方法が安定した技術として使われている。初品完成までの時間は光造形法と同等であり、鑄造工程の安定性を考慮すれば技術的な完成度は高い。しかしながら、ワックス模型を直接機械加工する方法は複数個を同時に製作出来ないこと、大型のものはワックスの強度が問題になってくることが、切削加工後変形しないように保存に注意を要すること等の課題が存在すると言われている。

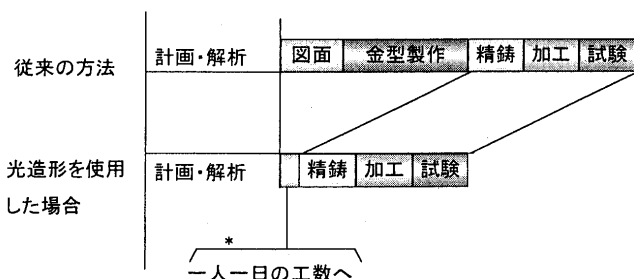
4.1.3 光造形法

光造形法によって製作した樹脂模型を、直接、精密鑄造の消失模型に適用した場合の開発期間短縮の一例を図5に示す。

羽根座標から性能解析、強度解析が同時に進み、3次元CAD図を用いて樹脂模型が製作でき、デザインの確認と併行して金型レスで精密鑄造による耐熱超合金製の羽根車が完成するため、開発期間の大幅な短縮と同時に開発コストの低減を図ることが可能となる。

3次元CADは事前に形状を表現するための手法を確立しておけば、同種のものについてはその手法を踏襲すればよく、2回目以降の作業は著しく短時間に終了できる。

また、光造形加工についても、第1回目の試作については加工条件の設定等に試行錯誤することとなるが、同種の品の第2回目以降については、最初の条件にて加工可能である。



* 光造形の場合、解析したデータがそのまま3次元CADデータとなり模型製作できるため2次元図面は不要である。

図5 光造形法適用による開発期間短縮の一例

さらに、樹脂模型から耐熱超合金製羽根車を得るための鑄造に関しても、最初に種々の条件設定を確立しておけば次回以降の同種のものの製造に適用できる。

しかしながら、軸流タービンの羽根のように多数枚を同時に精度良く、また表面粗さをそろえて製作するような場合（樹脂模型の例を図6に示す）、金型製作工数、鑄造工程の難易度、歩留まりなどを勘案すると、従来手法の方がコスト等を含めても有利になる場合もあろう。一方、図7に同じく小形軸流タービンのディスク一体形羽根車のCAD図を示すが、このような場合は精度、表面粗さ、および鑄造工程を確立しておけば光造形の有利さが見出される可能性がある。

4.2 表面粗さと形状精度

光造形法の最大の課題は表面段差の仕上げと形状精度

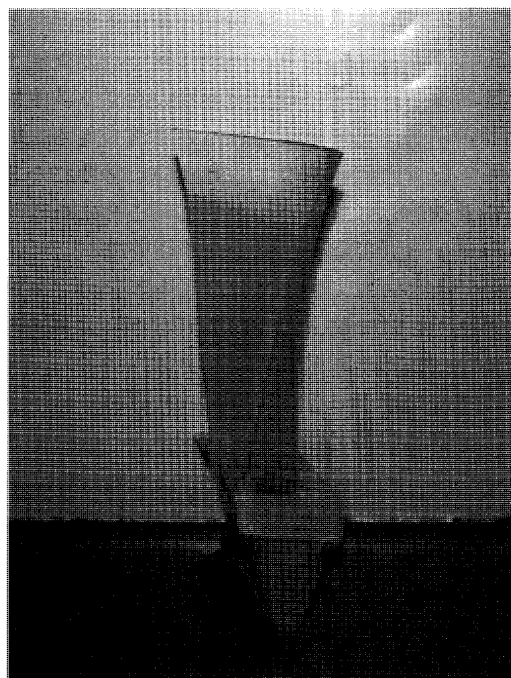


図6 軸流タービンの羽根の樹脂模型の例

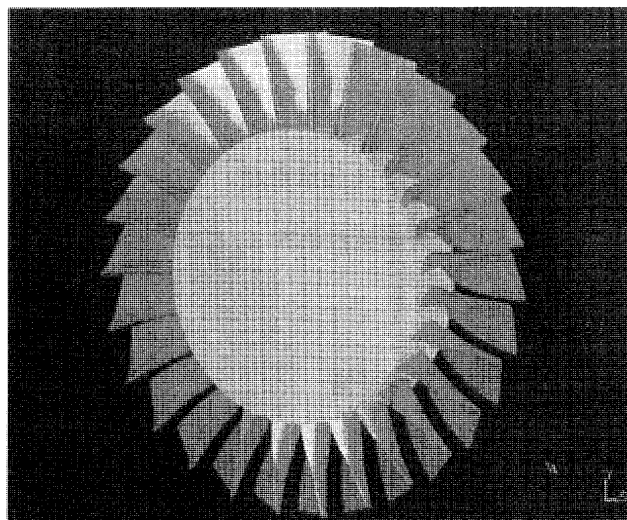


図7 ディスク一体形軸流タービンの3次元CAD図の例

であり、それに関する課題について述べる。

4.2.1 表面粗さ

光造形法は原理上模型をスライスしてそれを積層して製作するため、模型表面に積層の段差が生じる。図8に光造形法で製作した模型の表面性状のイメージ図を示した。積層ピッチを細かくすると積層時間(=加工時間)が多くなるため、製作対象物の大きさ、必要とする表面粗さ、また、仕上げ加工の有無等を考慮して決めることが必要である。

表面に出来る積層段差の仕上げ方法に関しては、段差を塗膜でコーティングして平滑化処理をする方法と、表面を研磨して平滑化する方法の2種類に分けられる。コーティングは塗料膜が生成されるため、樹脂模型を消失模型に直接使う場合は、精密鑄造上の問題を解決しておく必要がある。一方、研磨仕上げの最も簡単な方法はペーパー仕上げであるが、研磨量の多少は製品の形状精度にも影響することになり、いかに均一に研磨加工するかが課題となる。最近は微粒粉を用いたブラスト加工が樹脂模型の研磨加工に適用されている例もある。いずれにしても、仕上げに多大な工数と熟練が必要になることは、光造形法の利点を無くしてしまうことになるので、ケースバイケースで事前に最適な手法を確立しておくことが肝要である。なお、仕上げ加工をコーティングで行うか、研磨で行うかによって、模型製作上、表面の形状作成ラインが変わるので注意を要する。

図9に微粒粉をショットブラストして表面加工した例を示す。比較的容易に滑らかな面を得ることができるが、微粒粉の選定、加工条件の設定等にノウハウが必要となる。

4.2.2 形状精度

形状精度についてはレーザービームの照射方向に起因するもの、STLフォーマット変換時の誤差、また、樹脂模型の経時変化も問題となる。

さらに樹脂模型を精密鑄造の消失模型として使用する場合は、一般に模型を中空状に製作するが、この場合、模型内部に構成するサポート等についても形状精度、および鑄造上の両者から、最適な形状を見出しておく必要がある。精密鑄造に適用する場合は鑄造上の問題を事前

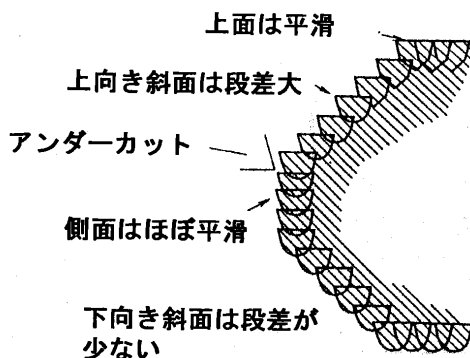


図8 光造形法による表面段差のイメージ図

に解決しておくことが極めて重要である。

図10に光造形法によって製作した耐熱超合金の直径50mmの羽根車の形状の測定例を示す。現状では対象とする製品について樹脂模型と最終金属製品の段階で例えば3次元形状測定を行い、加工条件と形状精度の相関関係をあらかじめ把握しておくことが必要である。特に、ターボ機械のように羽根の形状誤差が直接、性能に反映されるような場合は特に重要であろう。

従って、現在のところ、事前にこれらに関して十分に

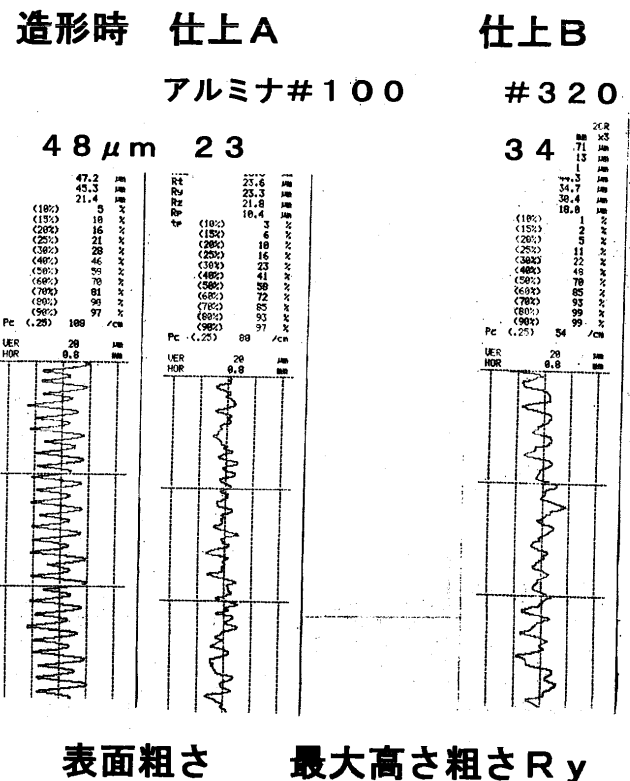


図9 光造形樹脂模型の表面仕上げ例

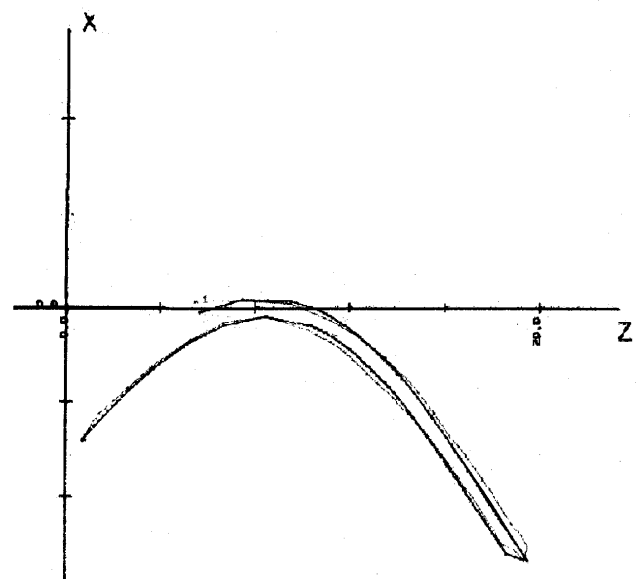


図10 光造形法によるタービン羽根車の形状測定例

検討を行い、必要に応じて試し加工を行い、仕上げ加工の方法、形状精度の把握、それに、精密鑄造の工程等を確立しておくことが肝要である。これらについてのノウハウを確立しておくことによって本来の模型試作のスピードアップが可能となる。

4.3 3次元CADとの適合性

3次元CADとの関連では、3次元CADデータをスライスデータに変換した時に生じるオープンコンタの問題がある。これはスライスデータ生成時に、輪郭線が一部欠落する現象で、通常の場合は発生しないが、特殊な条件の下でこれが生じることがある。これのデータ修正は多大な時間を要することがあり注意を要する。

4.4 形状変更に対する柔軟性

ターボ機械の羽根車の開発に際して、羽根の負荷を変えるために羽根枚数を変えることはよく行われるが、光造形法の場合は羽根枚数を変えた3次元CAD図を容易に製作できるので対応することは極めて容易である。また、スケールアップ、ダウンも同様に容易に行える。

光造形は金型の制約にとらわれない形状の模型の製作が可能であり、任意形状の羽根を容易に製作できることは、ターボ機械の研究開発者にとって最も大きな魅力の一つである。

5. まとめ

光造形法をターボチャージャのタービンの開発に適用し新しい羽根車を創製し、しかも開発のスピードアップを図る可能性について報告した。光造形法は任意の形状の羽根車を容易に製作出来るため、これを用いて、今後、新しい羽根車が研究開発されることも夢では無かろう。

3次元CADの適用範囲が急速に広がり、開発そして

製造プロセスの中に数多く取込まれてきており、流体・熱応力解析に至るまで直接使われる事例も多数報告されている⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾。光造形法は3次元CADと表裏一体のものであり、今後ますます使い易い製作法に変革していくのであろう。本稿においてはターボチャージャのタービン羽根車の試作に限定して報告したが、光造形法は複雑な3次元形状をもち、機械加工が困難な各種のケーシング類、また、空気流路等の製作についても適しており、モックアップとして、流れの可視化手段として、さらに設計者の意図通りのものができているかの確認等にも容易に使える等の利点も合せてもっている。

光造形模型の強度が増し、樹脂模型をそのまま回転機械のモデルテストに供することが出来るようになることを念願しつつ、本加工法のさらなる発展をのぞむものである。

参考文献

- (1) 中川, 3次元CADデータからのラピッドプロトタイピング, ターボ機械, 23-9 (1995-9), 18
- (2) 岸浪, ラピッド・プロトタイピング技術の展望, 日本機械学会誌 100-941 (1997-4), 34
- (3) 古河ほか4名, 光造形加工技術の応用, 三菱重工技報, 32-6 (1995-11), 399
- (4) 丸谷ほか4名, 光造形法, (1990), 日刊工業新聞社
- (5) 小尾ほか2名, 過給機の熱流体・熱応力連成解析における事例, 日本ガスタービン学会誌, 27-6 (1999-11), 420
- (6) 小尾ほか2名, 過給機開発における三次元CADの適用, 石川島播磨技報, 38-5 (1998-9), 324
- (7) 小尾ほか3名, 三次元CADデータ利用による流体数値シミュレーションの設計ツール化, 石川島播磨技報, 39-2 (1999-3), 79

特集・ターボチャージャ

ターボチャージャの損傷事例

浦野 茂^{*1}

URANO Shigeru

金子 基之^{*1}

KANEKO Motoyuki

渡邊 嘉清^{*1}

WATANABE Yoshikiyo

キーワード：潤滑不良，異物侵入，材料欠陥，疲労破壊

Lubrication Related Problems, Foreign Objective Damage, Material Problems,

Fatigue Fracture

1. まえがき

戦後のモータリゼーションの歴史の中で、景気変動、石油危機、環境保全等、車を取り巻く環境変化に応じて車本来の要求機能にも変化が生じている。使用者レベルでの快適性（アメニティー）、安全性、操作性、燃料・潤滑油消費量、積載量の改善、および環境への配慮から排気ガス規制要求などが年々厳しくなっている。これらは車両側に計装化、高応答性、高ブレーキ特性、高馬力、希薄燃焼方式、直噴化、触媒装着等を求め、ターボチャージャには

- ①エンジンの低回転域からの高ターボ効率
- ②耐熱・耐酸化性
- ③低摩擦損失
- ④高応答性
- ⑤高過給圧
- ⑥ワイドレンジ
- ⑦タービン可変容量化

として要求されている。

車両の開発時においては、その使用目的に基づき、市場の使い方を想定して耐久試験をおこなうが、多くの場合市場の使い方のほうが開発メーカーの予想より厳しい。開発時には実走試験もおこなわれるが、市場の使われ方は多様であり、特に変化率が予測出来ないように思われる。

更に、開発時の機能、性能、信頼性確認試験、および生産立ち上げ後の市場での問題発生時を含め、ターボチャージャの取扱いに不慣れな為、正確な情報が現場から伝達出来ない、という現実がある。

そこで本報は、損傷を正確に把握する為の故障診断の手順と、代表的な損傷事例を紹介し、ターボチャージャの理解の一助とする。

2. 故障診断

最近では原因究明のために用いられる研究・調査設備も著しく進歩してきており、取扱いも簡便になり精度の向上とともに、安価になってきている。原因究明には、専門知識は不可欠であるが、調査対象物の取扱いを含む調査手順が重要である。調査前の取扱いが不適切であると、必要な情報が得られない場合が多い。

そこで、問題の性格、重要性により、目的を明確にして対象物の選定、回収方法、サンプリング方法を計画的に実施する必要がある。

2.1 不具合現象

ターボチャージャとエンジンにトラブルがある場合、

- ①エンジンのパワーが減少する。
- ②エンジン排気に煙が混ざる。
- ③オイルの消費が増す。
- ④運転時の騒音が増す。

という共通の現象が現れる。

2.2 エンジン上での故障診断

最も効果的な故障診断は、以下に示す手順に従い、全てのチェックポイントを確認した上で、分解・調査内容を決定する事である。一つ一つのトラブルを調査する前に、システム全体に渡って検査する事が重要である。

ステップ①；目視及び機械的なチェック

ターボチャージャの外観と取り付け状態を点検する。異常な音が出ていないか、耳で聞いて確認する。漏れ、詰まり、過熱、ホイールの干渉等を目視によってチェックする。

ステップ②；タービンホイール及びタービンハウジングの点検

タービン入り口を取り外し、点検灯を使用する。タービンを点検し、異物による損傷の痕跡を調べる。但しこの部分の損傷は、よほど激しくない限りタービン出口から目視し難い。

ロータを手で回し、干渉、固着がないかを調査する。更にロータを、径方向に押してみる。

オイル漏れの有無を確認する。オイル漏れが発見され

原稿受付 2000年3月1日

*1 ハネウエルトターボチャージングシステムズジャパン(株)

〒108-0075 東京都港区港南4-1-8 リバージュ品川ビル2階

たらエンジンからか、ターボチャージャのセンターハウジングから漏れたものかを調べる。

ステップ③；コンプレッサホイール及びコンプレッサハウジングの点検

吸気配管を取り外し、点検灯を使用する。コンプレッサハウジングを点検し、異物による損傷の有無を調べる。損傷が見つかった場合、異物の出所を突き止める。

ロータを手で回し感触によって干渉や固着を確認する。

オイル漏れの痕跡を調べる。但し、コンプレッサ出口付近のオイルは、ターボチャージャシール部からのオイル漏れの確証とはならない。クランクケースベンチレーションによるオイルミストの付着、エアコンプレッサのオイル漏れ等による誤認がしばしばある。

ステップ④；ロータアッシーの点検

ロータを手で回し、感触によって干渉、固着の有無を点検する。更にロータを回しながら径方向に押してみ、ホイールの干渉をチェックする。

オイル及び冷却水の漏れを示す痕跡がないか点検する。

ステップ⑤；径方向と軸方向のベアリングクリアランスの点検

ここまでのステップで、ターボチャージャの異常が発見出来ない場合や、決定的な証拠が得られない場合、ターボチャージャを取り外した上で、以下の点検によって、軸受部を含む内部の損傷を確認する。

- ・ジャーナルベアリングのラジアル方向のクリアランスを点検する。

- ・スラストベアリングのクリアランスを点検する。

測定されたクリアランスが基準値を外れている場合、ターボチャージャ内部に損傷を受けている可能性がある。

ステップ⑥；ウェストゲートアッセンブリーの点検

ウェストゲートバルブのスムーズな動きや開閉を妨げる異物がないかを確認する。

ウェストゲートアクチュエータのキャリブレーションを行い、バルブリフトと過給圧の関係が基準内を確認する。

以上の診断手順は、基本手順である。

2.3 エンジン開発時の故障診断

エンジン開発時には、2.2の基本手順に加え、耐久運転の場合、運転前後の全部品の寸法測定・機能チェック・材料組織観察等により、更に詳細な診断を実施する事がある。

3. 損傷事例

市場故障は、予測不適正による設計不良、不適合部品によるもの、不適正な使い方の3種類に大別される。

代表的市場故障

3.1 ウェストゲート周辺の溶損とクラック

排気ガスの高温化およびタービンハウジングの薄肉が原因で、タービンハウジングのウェストゲート周辺に以下の症状が発生する。

- ①タービンハウジングの変形によるガスの吹き抜け、ヒートスポット、酸化。
- ②燃焼生成物の堆積、蓄熱、剥離、ヒートスポットにより亀裂が発生。

対策には、肉厚大、材質変更を含む設計変更が必要である。

3.2 センターハウジングのコーキング

排気ガスの高温化に伴い、センターハウジングの潤滑油による冷却機能に限界が生じ、排気熱の浸透により潤滑油の炭化が始まり、潤滑油回路が閉塞され、回転軸が焼付き、ターボが停止する。対策にはセンターハウジングの水冷化が必要である。

3.3 潤滑不良による焼付き

- ①潤滑油劣化
- ②潤滑油不足
- ③潤滑遅れ

潤滑不良は構造的欠陥、作業不良、管理不良、サービスマニュアル不適切、作業条件などが原因になっている。



図1 タービンハウジングのウェストゲート部亀裂

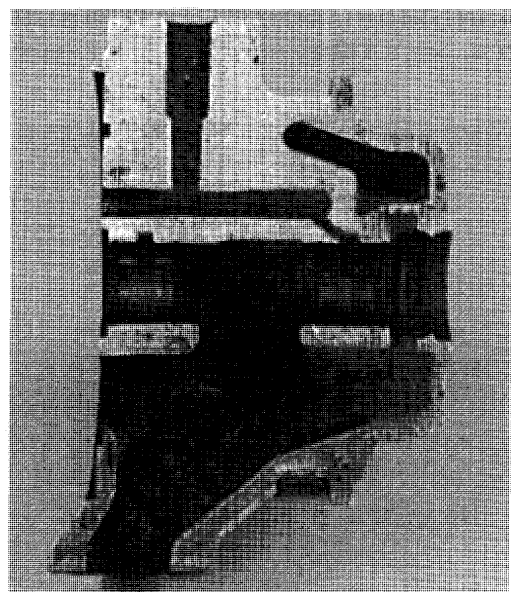


図2 センターハウジングのコーキング

ターボチャージャは、適正な潤滑を欠いた場合、わずか数秒運転ただけで異常をきたす事がある。型式によってはシャフトの回転数が200,000 rpmにも達する事があり、ベアリングの油膜保持と潤滑と冷却のためには、オイルの供給が常に欠かせない。潤滑オイルの供給が少なくなったり、途切れたり、安定して供給されなくなった場合、まず最初に油膜がきれてセンターハウジング内のジャーナルベアリング、シャフトジャーナル、ベ

アリングボア間の金属接触により発生する摩擦熱によって、シャフトやスラストカラーが青く変色することがある。また、ベアリングが損傷、摩耗すると、シャフトモーションが増大する。これによりシャフトの回転は、完全な円運動ではなく、回転運動になる。こうしてベアリングクリアランスが大きくなるにつれて、シャフトの損傷はますます酷くなって行く。シャフトモーションがある程度に達するとコンプレッサホイールとタービンホイールは、ハウジングと干渉するようになる、などの現象が発生し、ターボチャージャの破損に至る。

3.4 異物侵入による異音・破損

ターボチャージャに関わる異物には、まず2種類があり、エンジン装着前にすでにターボチャージャー内に存在していた場合と、装着後に外部から侵入する場合とがある。前者には加工時の切粉、鋳造工程内でタービンハウジングやコンプレッサハウジングのスクロール、センターハウジングの水・油通路に金属片、セラミック片が

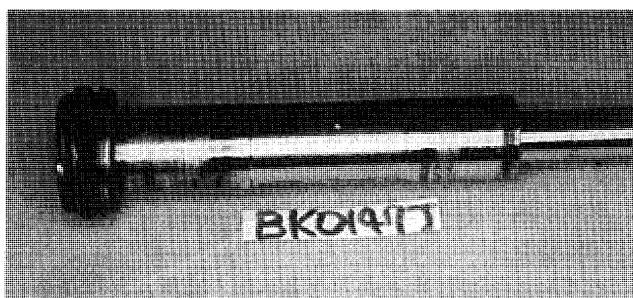


図3 タービンシャフト部の損傷

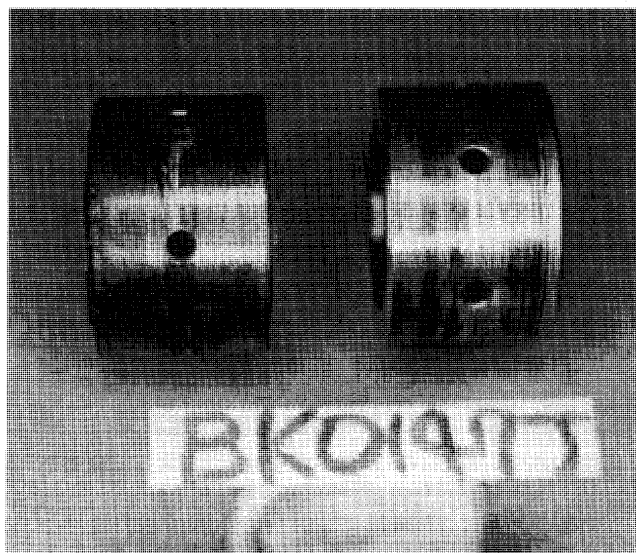


図4 シャフト軸用ジャーナルベアリングの損傷



図5 スラストベアリングの損傷

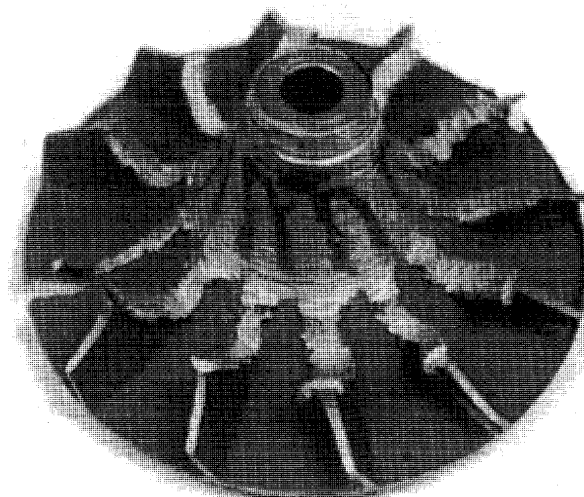


図6 空気吸入側からの硬い異物侵入／コンプレッサホイールの損傷

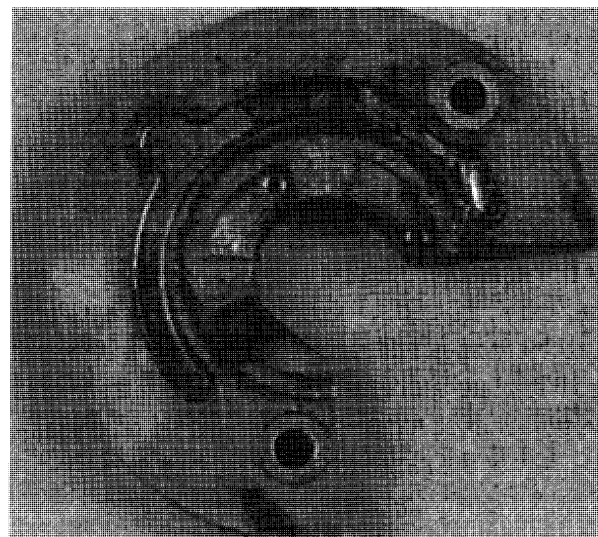


図7 オイル通路内の異物／スラストベアリング

残留する事例がある。後者にはエキゾーストマニホールド、給油パイプ、空気の吸入回路から金属片、珪砂等が侵入することがある。これらは異音・ノイズの原因でクレームになり、また、ホイールの破損、ベアリング系の摩耗を招き、ターボチャージャの停止に至る。

エンジン部品の清浄度が向上している中で、潤滑油管理、エアフィルター管理も不可欠である。

3.5 材料欠陥による破損

ターボチャージャ構成部品の中で、タービンハウジング、コンプレッサハウジングおよびセンターハウジングは鋳物であり、鋳造欠陥による問題がある。それぞれのハウジングにおいては特に貫通欠陥が重大で、中でもセンターハウジングの場合、この問題により、水と油が混合されるため、ターボチャージャのみならずエンジンも焼付くことがある。タービン・コンプレッサハウジングの場合、エンジンに取り付け後のリーク試験貫通欠陥が検出される。リーク試験が行われない場合は音および性能の異常で判断される。

ホイールの鋳造欠陥では、目視検査、ザイグロで摘出される表面欠陥と内在してX線検査でないと検出されない欠陥がある。使用時に応力が高い位置に欠陥のある場合、疲労破壊の起点になることが多い。

3.6 材料選定の誤りによる破損

設計者が強度的に低級な材料を選定したがために疲労破壊に至る事例もある。また、同じ材料でも製造方法、原材料により内在欠陥の少ない、強度の高い部品を作ることができる。

タービンハウジングは、晒される温度により耐酸化性(耐スケール性)、耐熱性に最適な材料選択がされるべきで、ダクタイル、高シリコン・モリブデンダクタイル、低ニッケルニレジスト(D2)、高ニッケルニレジスト(D5)、耐熱鋳鋼などから適宜使用されている。場合により耐硫酸性をも考慮する必要がある。

可変ノズルターボチャージャの様な最近の複雑なターボチャージャの構造では酸化スケールの発生、膨張、変形による機能低下・停止に至ることがあり、さらに高温

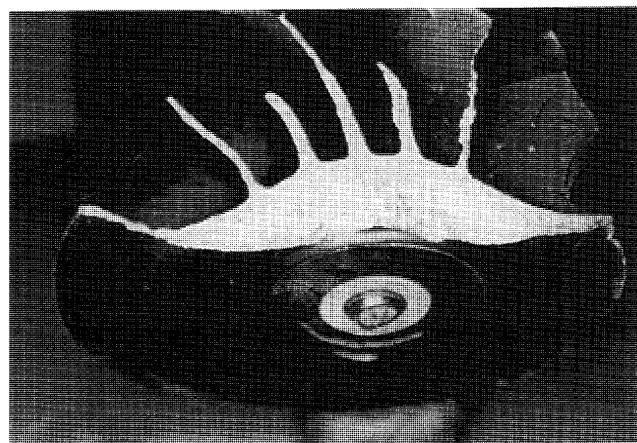


図8 コンプレッサホイールの疲労破損

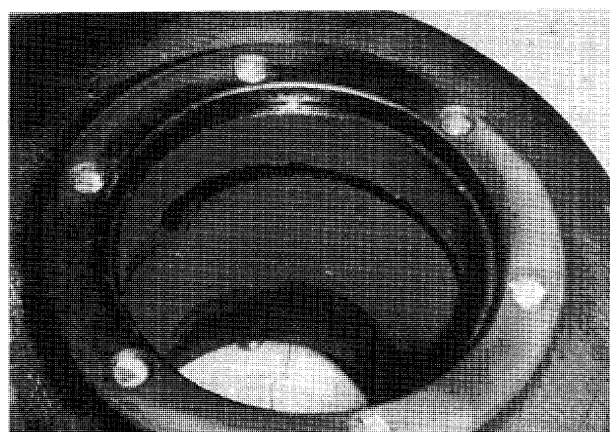


図9 タービンハウジングの酸化スケールとホイールの干渉

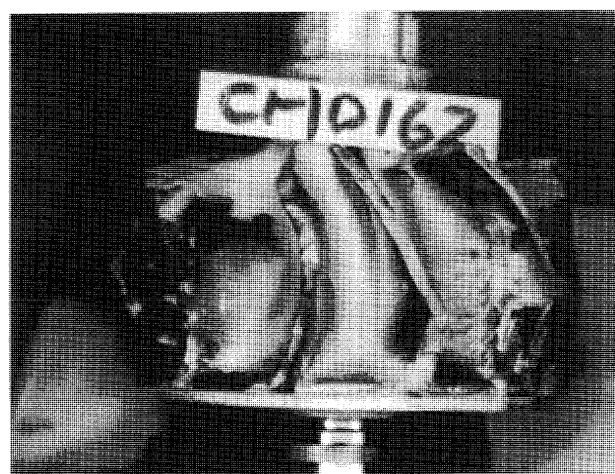


図10 セラミックホイールのバースト

時の乾燥摺動摩耗に耐える性質が要求され高クロム材が多用される傾向にある。

製造原価から高ニッケルニレジストにかわりダクタイルにアルミナイズ処理をして耐酸化性を補う方法などがあり、安価な材料に必要とされる特性をもつセメンテーションを含む各種表面処理が用いられている。この場合、膨張係数の差などによる亀裂、剥離に注意する必要がある。

この他に、ホイールとハウジングの隙間を少なくし性能向上を図るため、溶射技術あるいは接着法が用いられる場合があるが、剥離には注意すべきである。

また、セラミックのように耐異物強度の管理が必要とされる材料でも原材料の選択、作り方でかなり強度差が生じる。セラミック材のホイールは瞬時に破壊されるため、実際には損傷原因の追求が極めて難しい。

4. まとめ

長年にわたる経験から、ターボチャージャの損傷について、以下のようにまとめることができる。

- ①ターボチャージャの損傷は、
 - ・オイル供給の遅延、
 - ・オイル供給の不足、途絶

・オイル中の異物混入

といった、潤滑のトラブルに起因するものが殆どである。

- ②次に大きな原因は、コンプレッサ／タービンホイールへの異物吸い込みによるものである。
- ③オイル漏れの誤認によるターボチャージャのオイル漏れ故障誤認(実際にはターボチャージャに故障が無い)も多い。
- ④また、調査前の取扱いが不適切で、正確な情報が得られず、損傷原因を追及できない場合も多い。
- ⑤近年、①及び②には分類されない損傷形態が漸増する傾向にある。特にディーゼル車用ターボチャージャにおいて明確にその傾向が認められる。これは、排ガス規制に対応し、且つ、燃料消費率改善の為、空気サイクルに近づける目的で、より高過給圧でターボチャー

ジャを運転する状況が増している為である。更に、タービンをマルチベーンにより可変容量化し、エンジンへの供給空気量のアクティブな制御を行うといった新しい過給技術が進み、複雑な要因による損傷が散発し始めている。

これらの損傷は、同一型式のターボチャージャを使用しているにもかかわらず、エンジン機種、搭載車種により、制御方法・運転条件が大きく異なる為、単純な発生予測は困難である。

しかし、開発時、的確なモード運転・耐久運転を実施し、適切な調査・対策をすれば予防する事は可能である。

また、市場においては、ターボチャージャは一般的な意味での定期メンテナンスは、不必要であり、エンジン側の保守管理が適正になされていれば、十分である。

◇ 2000 年度会費納入のお願い ◇

2000 年度の会費をお納めいただく時期となりました。下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚、既に銀行引落しの手続きをなさった方は、2000 年 4 月 24 日貴口座より引落としさせていただきました。

賛助会員	1 口	70,000 円
正 会 員		5,000 円
学生会員		2,500 円

郵便為替	00170-9-179578
銀 行	第一勧業銀行西新宿支店
	普通預金口座 1703707
いずれも口座名は(社)日本ガスタービン学会です。	

※かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが、未だ手続きをなさっていない方は巻末の振替依頼書に御記入の上、事務局宛お送り下さい。自動振替をご利用されますと振込手数料は学会負担となります。皆様のご協力お願い致します。

・オイル中の異物混入

といった、潤滑のトラブルに起因するものが殆どである。

- ②次に大きな原因は、コンプレッサ／タービンホイールへの異物吸い込みによるものである。
- ③オイル漏れの誤認によるターボチャージャのオイル漏れ故障誤認(実際にはターボチャージャに故障が無い)も多い。
- ④また、調査前の取扱いが不適切で、正確な情報が得られず、損傷原因を追及できない場合も多い。
- ⑤近年、①及び②には分類されない損傷形態が漸増する傾向にある。特にディーゼル車用ターボチャージャにおいて明確にその傾向が認められる。これは、排ガス規制に対応し、且つ、燃料消費率改善の為、空気サイクルに近づける目的で、より高過給圧でターボチャー

ジャを運転する状況が増している為である。更に、タービンをマルチベーンにより可変容量化し、エンジンへの供給空気量のアクティブな制御を行うといった新しい過給技術が進み、複雑な要因による損傷が散発し始めている。

これらの損傷は、同一型式のターボチャージャを使用しているにもかかわらず、エンジン機種、搭載車種により、制御方法・運転条件が大きく異なる為、単純な発生予測は困難である。

しかし、開発時、的確なモード運転・耐久運転を実施し、適切な調査・対策をすれば予防する事は可能である。

また、市場においては、ターボチャージャは一般的な意味での定期メンテナンスは、不必要であり、エンジン側の保守管理が適正になされていれば、十分である。

◇ 2000 年度会費納入のお願い ◇

2000 年度の会費をお納めいただく時期となりました。下記金額を所定の口座或いは事務局宛お送り下さい。

尚、既に銀行引落しの手続きをなさった方は、2000 年 4 月 24 日貴口座より引落しさせていただきました。

賛助会員	1 口	70,000 円
正 会 員		5,000 円
学生会員		2,500 円

郵便為替	00170-9-179578
銀 行	第一勧業銀行西新宿支店
	普通預金口座 1703707
いずれも口座名は(社)日本ガスタービン学会です。	

※かねてより会費自動振替のご協力をお願い致しておりますが、未だ手続きをなさっていない方は巻末の振替依頼書に御記入の上、事務局宛お送り下さい。自動振替をご利用されますと振込手数料は学会負担となります。皆様のご協力お願い致します。

ガスタービン基礎講座

— ガスタービンと燃焼工学 (2) —

前田 福夫^{*1}

MAEDA Fukuo

4. ガスタービン燃焼器の適用例と燃料多様化

ガスタービンの燃料は、現状、天然ガスや石油系燃料が主に使用されているが、表1に示す様に適用可能な燃料は多い。また、近年は燃料の安定供給や有効利用の観点から、石炭や残さ油のガス化複合発電 (IGCC) の実用化等も各国で進められている。種々の燃料については、その精製過程や燃焼特性等の違いを考慮して、それぞれ異なる燃焼器や燃料制御法等が適用されている。ここでは、これら燃料に対する燃焼器の代表的な適用例として、天然ガス等に使用されるガス燃料用燃焼器、灯油等に使用する液体燃料用燃焼器、石炭ガス化ガス等に使用するガス化燃料用燃焼器についてその概要を述べる。

4.1 ガス燃料 (天然ガス等) 用燃焼器

4.1.1 燃料の特徴とその供給法

対象とするガス燃料 (表1参照) は、液化天然ガス (LNG) や液化石油ガス (LPG) 等を代表とする高カロリー燃料で、硫黄や窒素化合物、高温部に有害な腐食成分を殆ど含まないクリーンな燃料である。また CO₂ 排出量も油燃料に比較して少なく、また SO_x や煤塵の発生も無く燃焼性にも優れているが、一方で貯蔵費等も含め燃料がコスト高等の不利な面もある。特に天然ガスは供給量が安定し、以下に述べる乾式低 NO_x 燃焼器の実用化も重なり、大型複合発電プラントでは、現状、主流の燃料になっている。これらの燃料をガスタービン燃料として供給する場合の要求条件例⁽⁶⁾について以下に示す。

1) 燃料組成の変化幅

ガス燃料はその可燃成分や不活性ガス (N₂, CO₂ 等)

表1 ガスタービン燃料の代表例⁽⁶⁾

気 体 燃 料	液 体 燃 料
天然ガス	ナフサ
LNG	灯 油
都市ガス	軽 油
LPG	重 油
オフガス	原 油
コークス炉ガス	メタノール 等
高炉ガス	
発生炉ガス	
石炭ガス化ガス 等	

の組成により燃焼性や燃料制御に影響を与える。通常ガス組成の許容変化幅は、次式で定義するガスインデックス (GI) で±10~15% 程度である。

$$GI = \text{低位発熱量 MJ/Nm}^3 / \sqrt{\text{対空気比重}}$$

2) 燃料ガス温度および圧力

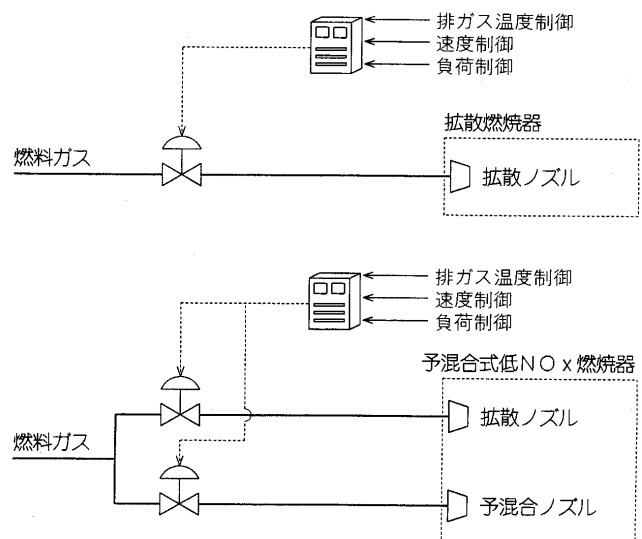
燃料ガス中に含まれるプロパンやブタン、ペンタン等の炭化水素が含まれている場合、燃料圧力や温度条件により液化する可能性があり、これらがガスタービンに流入すると、高温部品に焼損等の不具合を生じさせる恐れがある。そのため燃料温度を露点以上に加熱する必要がある。加熱度はガスの種類、使用環境によって異なるが、概略 10~20℃ 以上である。

また燃料供給圧力は、供給元圧力によってガス圧縮設備や減圧設備を設け、燃料ノズル圧損や燃料制御弁圧損等を考慮して設定される。

3) 燃料ガスの清浄度

燃料ガスと共に固形物がガスタービン内部に持ち込まれると、タービン翼にエロージョンを発生させる危険がある。従ってこれを防止するため燃料中の固形分を除去する必要がある。5~10 μm 程度の濾過精度が要求される。

これらの条件を満足したガス燃料は、図22に示す供給装置によってガスタービンに供給される。この供給装置は燃料制御弁、燃料ノズル、燃料流量計、ストレーナ等から構成され、燃焼方式に応じた系統が構成される。通常の拡散燃焼器の場合は単一系統であるが、予混合燃

図22 燃料ガス供給装置⁽⁶⁾

原稿受付 2000年4月11日

*1 ㈱東芝 電力・産業システム技術開発センター
〒230-0045 神奈川県横浜市鶴見区末広町 2-4

焼器の場合は複数系統が必要になる。

4.1.2 NO_x 低減法と燃焼安定化

燃料ガス中に硫黄や窒素酸化物等を殆ど含まないため、燃焼により発生する NO_x はサーマル NO_x が主体である。従って低 NO_x 化の基本は火炎温度の低下や滞留時間の減少、酸素濃度の低減等であるが、火炎温度の低下が最も効果的でガスタービンに適用し易い。

火炎温度を下げる方法として、先ず蒸気または水を主に燃焼域または燃料中に混合噴射する方法（湿式）があり、通常拡散燃焼器に適用されている。この方法は、蒸気等の噴霧方法により火炎温度への低減効果が異なり、図 23 に示す様に NO_x 低減率に差異が生じる。比較的簡便に蒸気噴射ノズル等の追加で NO_x 低減が計れるメリットがあり、従来より多くの使用実績がある。一方で多量の水または蒸気を消費し、複合発電プラントではそのプラント効率を低下させるデメリットもある。

次に、現在最も多用されている火炎温度の低下方法として、水や蒸気を使用せず（乾式）、燃料を空気と予め

混合した後に燃焼させる予混合燃焼法がある。この方法は同一燃焼温度であっても図 24 に示す様に、拡散燃焼に比較して大幅な NO_x 低減を実現できる。拡散燃焼は火炎温度が高く NO_x は高いが安定燃焼域が広く、逆に予混合燃焼は火炎温度を低く設定でき、NO_x 発生は極めて少ないが、安定燃焼域が狭い特質がある。そのため近年の複合発電プラントで採用されている天然ガス燃料用の乾式低 NO_x 燃焼器（予混合燃焼器）では、広い運転負荷範囲で安定燃焼と、低 NO_x 化の両方を実現するため、拡散燃焼と予混合燃焼を併用し、運転負荷範囲に対して最適な配分による燃焼を行っている。

4.1.3 適用例

(1) 拡散燃焼器

拡散燃焼器は図 25 に示すように燃料ノズルやスワラ内筒、尾筒より構成され、しかも燃焼域の燃空比調整も不要でシンプルな構造や運転法が可能である。また使用できるガス燃料の種類も多く、天然ガスをはじめ LPG、

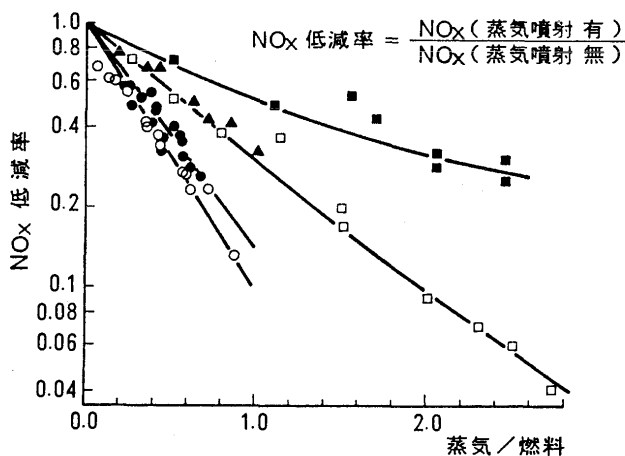


図 23 蒸気噴射の NO_x 低減効果⁽¹⁾

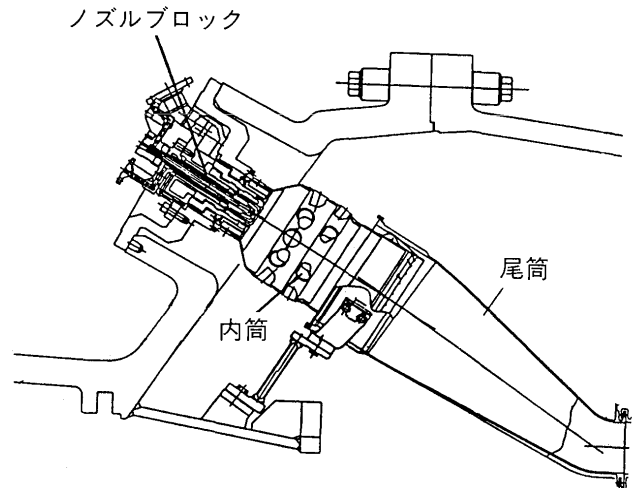


図 25 拡散燃焼器構造例⁽⁶⁾

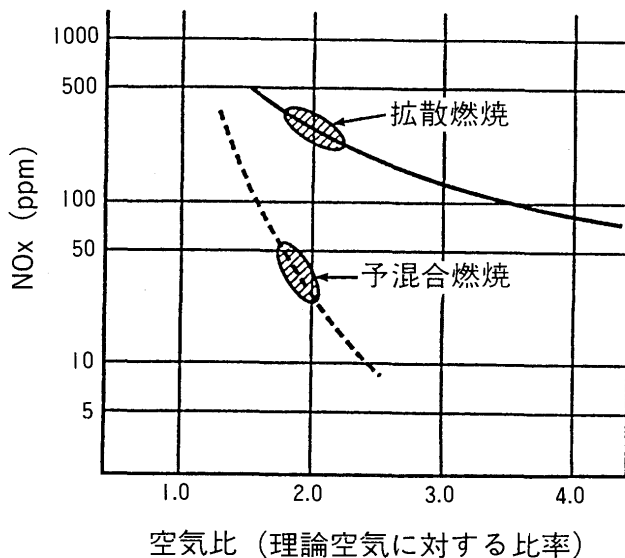


図 24 拡散燃焼と予混合燃焼の特徴⁽⁶⁾

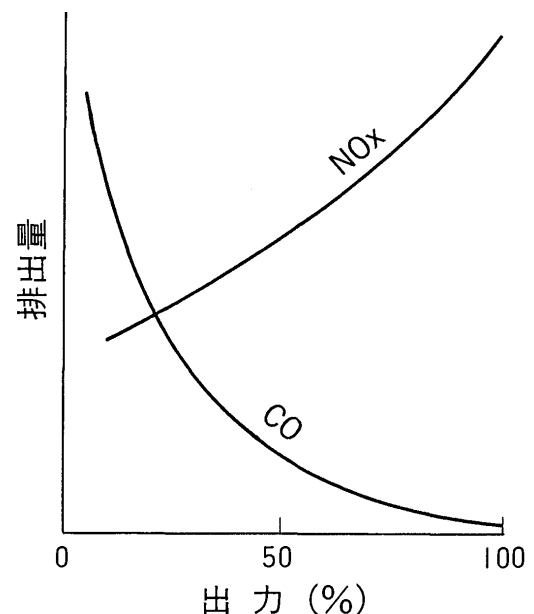


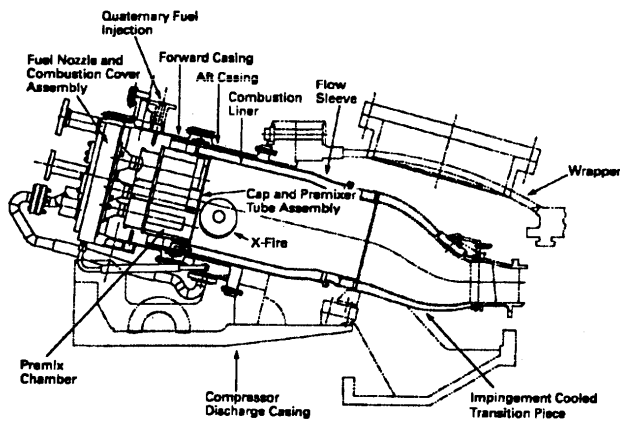
図 26 拡散燃焼器の排ガス特性⁽⁶⁾

水素リッチガス等がある。NO_xが高い反面、全負荷範囲にわたって安定した燃焼が可能である。拡散燃焼器におけるNO_xとCOの排ガス特性は、通常図26に示すようなトレードオフの傾向にある事が多い。低NO_x化は通常、蒸気/水噴射が適用されている。

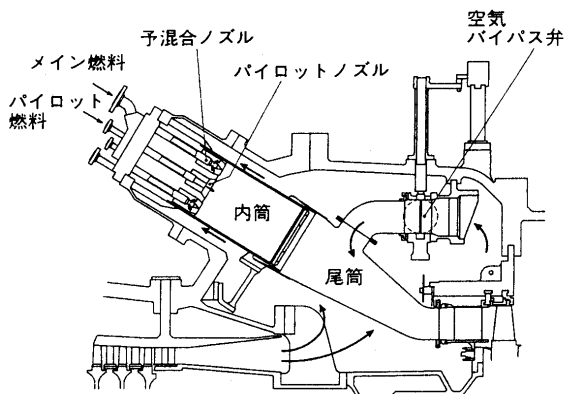
(2) 予混合式低NO_x燃焼器

現在実用化されている予混合式低NO_x燃焼器は天然ガス燃料を使用しているが、LPGや水素リッチガス燃料は、低い自己着火温度や高い燃焼速度のため実用化に至っていない。乾式低NO_x燃焼器において実施されている、低NO_x化のための一般的な配慮点を以下に示す。

- 1) 拡散燃料系統（パイロットノズル）と予混合燃料系統（メインノズル）の2系統以上の併設（燃料ステージング）及び火炎安定化の促進による拡散燃料流量の最小化
- 2) 予混合燃焼用空気増大を図るための壁面冷却空気量の削減



(a) GE⁽⁸⁾



(b) 三菱（バイパス弁付き）⁽⁹⁾

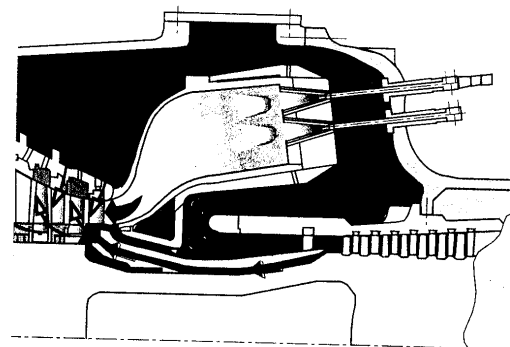
- 3) 必要により部分負荷運転域における燃空比最適化のための調整機構の利用の併設（IGV、バイパス弁等）
- 4) 予混合燃料の均一化及び逆火防止のための流速分布の最適化等

これらを反映した予混合燃焼器の構成例としてマルチ缶型、アニュラ型の例を図27、図28に示す。

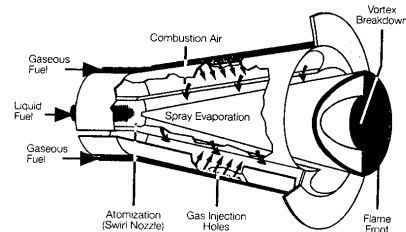
図27(a)の例は、複数の予混合管や燃料ノズルの集合体を燃焼器頭部に配置し、負荷に対応して燃料ステージングを行い安定燃焼と低NO_x化を図っている。尾筒をインピンジ冷却した空気は更に内筒を冷却し、燃焼用空気となって燃焼器内部に流入する。

図27(b)の例は、拡散ノズルと複数の予混合ノズルを頭部に配置して、燃料ステージングと共に尾筒に併設されたバイパス弁開度を調節して燃焼域の燃空比制御を行い、全負荷範囲で安定燃焼と低NO_x化を図っている。

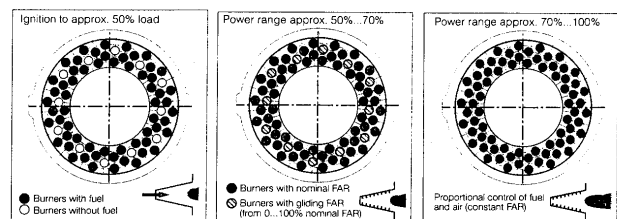
図28の例（アニュラ型燃焼器）では、燃焼器（図28(a)）の頭部に多数のEVバーナ（図28(b)）が環状4列に配置されている。運転負荷に応じて、使用するEVバーナの数及び燃空比を調整し（図28(c)参照）、マルチ缶型と同様に全負荷範囲で安定燃焼を維持し、また低NO_x



(a) 燃焼器構造(ABB)



(b) EVバーナ構造



(c) EVバーナの部分負荷運用

図27 予混合式低NO_x燃焼器構造（缶型例）

図28 予混合式低NO_x燃焼器構造（アニュラ型例）⁽¹⁰⁾

化を図っている。

4.2 液体燃料用燃焼器

4.2.1 使用燃料の特徴

現在多用されているガスタービン用液体燃料は石油系燃料であり、主に表2に示す燃料性状のものが使用されている。特に灯油や軽油等の留出油は、燃焼ガス中に腐食や灰付着を起こす有害成分が殆ど無くガスタービンには適した燃料と言える。重油は低価格が魅力であるが、腐食や汚損の原因になる有害成分(硫黄分、灰分等)を含むため、使用時には注意が必要である。表2の他に石炭の液化油や減圧又は分解軽油、メタノール等があるが、ガスタービン燃料としては現状研究途上と考えられる。液体燃料の使用時に注意すべき項目として以下の燃料性状がある。

- 1) 残留炭素量：燃焼器中での炭素堆積物、ばいじんの生成への影響
- 2) 引火点：着火、燃焼特性への影響
- 3) 安定性：長期貯蔵や加熱、異種油混合時(デュアル燃料使用時)等における沈殿析出物生成への影響
- 4) 粘性：燃料加圧に必要な動力、燃料の微粒化と蒸発速度等への影響
- 5) 灰及び金属成分：アルミナ、シリカ等及びAl, Ca, Mg, Na, V等の燃焼酸化物による機器の腐食、汚損等への影響

4.2.2 微粒化と燃料噴射ノズル

液体燃料は燃焼領域に流入する前に微粒化し、空気との混合や燃焼反応を促進させ、燃焼性を向上する必要がある。燃料の微粒化には表3に示す様に圧力噴霧方式と気流噴霧方式の2方式があり、それぞれ利点、欠点がある。代表的な燃料噴射弁構造を図29に示す。燃焼特性や燃焼排ガス特性に影響する代表的な噴射弁特性として以下のパラメータがある。

表2 ガスタービン用液体燃料の代表性状⁽⁶⁾

性状	燃料	灯油	軽油	重油
比重(311K)	—	0.79~0.85	0.83~0.88	0.83~0.97
沸点	K	453~573	523~633	>623
動粘性係数	m ² /s	1.4×10^{-6}	$2 \times 10^{-6} \sim 4 \times 10^{-6}$	$2 \times 10^{-6} \sim 10^{-4}$
引火点	K	311~344	339~367	283~367
硫黄分	wt %	<0.1	<0.8	<3.0
総発熱量	MJ/kg	41.9	41.9	37.7~41.9

表3 燃料微粒化方式と燃料噴射弁⁽⁶⁾

微粒化方式	圧 力 噴 霧		気 流 噴 霧	
噴 射 弁	渦巻噴射弁	環流式噴射弁	エアアシスト噴射弁	エアブラスト噴射弁
利 点	<ul style="list-style-type: none">・良好な機械的信頼性・希薄混合気の燃焼が可能	<ul style="list-style-type: none">・少ない流量でも燃料噴霧圧を高くでき、微粒化特性が優れる・可動部がなく、流路を大きく設計でき、詰りの心配がない	<ul style="list-style-type: none">・低燃料圧力での微粒化が高速気流で促進される	<ul style="list-style-type: none">・出口ガス温度分布が燃料流量によって影響を受けない・すす生成が少ない・スモーク排出が最少・噴射弁構成部材が過熱から守られる
欠 点	<ul style="list-style-type: none">・不純物により小さい流路、オリフィスが詰りやすい・高圧力場での燃焼ですすを多くつくる傾向	<ul style="list-style-type: none">・高圧力を維持する動力が必要・流量により噴霧角が幅広く変化	<ul style="list-style-type: none">・外部からの高圧空気・蒸気が必要	<ul style="list-style-type: none">・燃焼安定範囲が狭い・始動時の微粒化特性が悪い

1) 平均液滴径及び液滴径分布：

噴霧流の大きさを表わす代表径として $SMD \equiv (\sum nD^3 / \sum nD^2)$ で定義される平均径がある(ただし n は液滴径 D の数)。この値は噴射弁の寸法や構造、燃料物性値、周囲環境等に大きく依存する。種々の噴射弁による平均液滴径 SMD 等に関する実験式例は文献⁽¹⁾等を参照されたい。また液滴径の分布関数は抜山、棚沢の式⁽¹⁾等によって求めることができる。

(SMD : Sauter Mean Diameter)

2) 噴霧角：

噴射弁構造や噴射条件により変わり、着火特性や燃焼安定性、火炎の長短に影響する。

3) 噴霧の空間分布：

燃料噴射弁下流における噴霧密度の半径方向分布や周方向分布(パターンেশション)、速度分布、粒径分布は燃焼特性や出口温度分布(パターンファクタ等)に与える影響が大きい。そのためこれら噴霧の空間分布を求めるため、レーザを用いた計測、診断技術が開発されている。

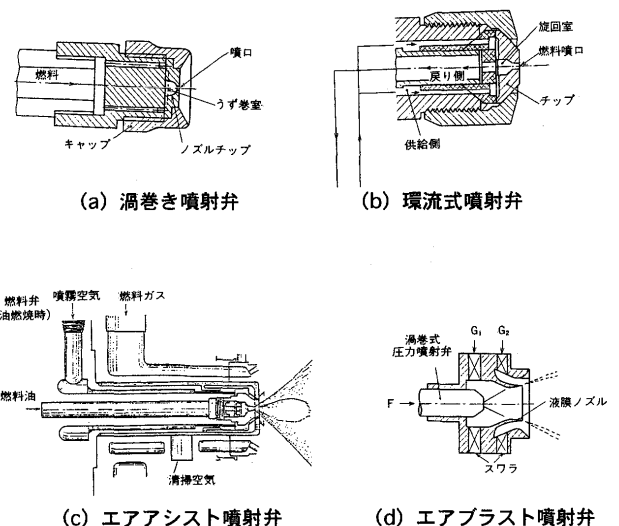


図29 噴射弁の構造例⁽⁶⁾

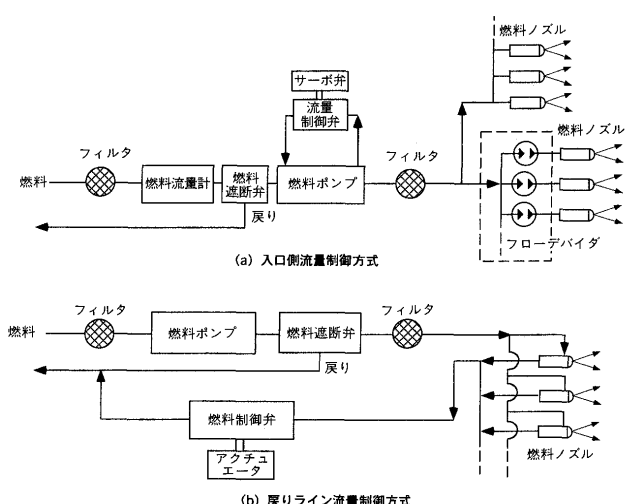


図30 液体燃料供給系統⁽⁶⁾

4.2.3 燃料供給方法

ガスタービン本体周辺の燃料供給系統は、通常燃料ポンプ、燃料制御弁、燃料遮断弁より構成される。図 30 に代表的な二つの供給方法を示す。図 30(a)は、燃料ポンプバイパス弁開度を調整して、入口側で燃料ノズルへの流量を制御し、戻りが無い。産業用ガスタービンでは燃料の均一化を図るため、歯車ポンプ形式のフローデバイダをデイストリビュータとして用いているケースもある。図 30(b)は、戻りラインの燃料流量制御弁開度を調整して流量制御を行う場合である。

4.2.4 NO_x 低減法

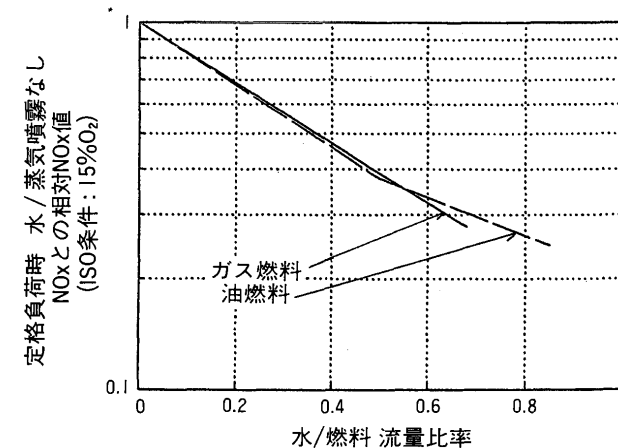
ガス燃料の場合と基本的には同じであり、火炎温度の低下に尽きるが、液体燃料に特有の以下の特徴がある。

1) 燃焼域の均質化と希薄化

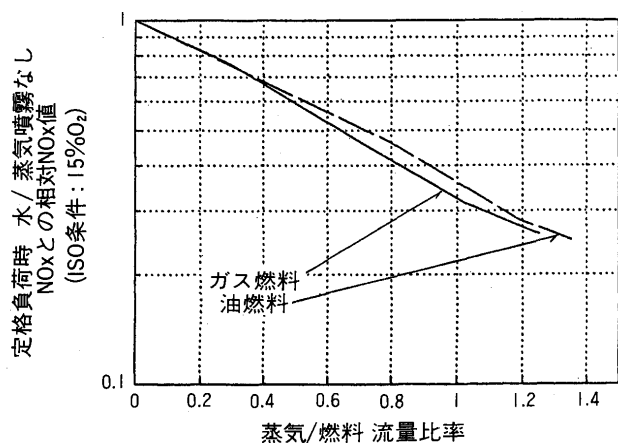
燃料の微粒化と混合を促進し、希薄条件で燃焼させる。

2) 水/蒸気噴射

燃料と事前に混合後噴射または燃焼領域に噴射して火炎温度を効果的に低減する方法であり、図 31 に示す様にガス燃料、液体燃料に対してもほぼ同等の低減効果が得られる。しかし燃料に多くの窒素化合物を含む場合は、水/蒸気噴射による NO_x 低減効果は小さい。この方法



(a) 水噴射



(b) 蒸気噴射

図 31 水、蒸気噴射による NO_x 低減効果⁽⁶⁾

は、ガス燃料の場合と同様に比較的簡単に適用できる事から、従来より適用例が多い。

3) 予混合燃焼

ガス燃料の場合と同様に、燃焼前に噴霧燃料と空気を混合し、希薄条件で燃焼させる方法である。特に液体燃料は自己着火や逆火し易く、これらに対する十分な安全設計や試験による検証が必要である。

4.2.5 適用例と排ガス特性

図 32 に液体燃料に対して予混合燃焼法を適用したハイブリッドバーナの構造例を、また図 33 にその燃焼器によって得られた NO_x, CO 排出特性を示す。予混合燃料の増加と共に NO_x は低減しているが、ガス燃料の場合に比較して低減率は小さい。この原因はガス燃料の場合と異なり、予混合の程度が不十分と考えられ、改良等により更なる低減が可能と考えられる。同様に図 34 にエアブラスト型の燃料ノズルと、そのガスタービンの NO_x 排出特性例を示す。定格負荷における NO_x 排出量は、拡散燃焼器に比較して約 40% に低減されている。

4.3 ガス化燃料用燃焼器

4.3.1 使用燃料の種類と特徴

天然ガス、液化石油ガス (LPG) 等はクリーンな燃料として使用されているが、近年、エネルギーの有効利用や燃料多様化対応の観点よりコークス炉ガス (COG)、高炉ガス (BFG)、転炉ガス (LDG) や石炭ガス化ガス燃料等のガスタービンへの適用が実用化されつつある。表 4 にこれら低カロリーガスの成分と特徴を示す。表 4 の中で COG, BFG, LDG は製鉄所からの副生ガスである。COG は H₂ や CH₄ を多く含み燃焼性も良好であり、単独では燃焼性の悪い BFG 等と併用される場合もある。石炭ガス化ガスは、ガス化炉の種類によって発熱量が異なり、空気吹き、酸素吹きガス化炉の場合夫々約 4 MJ/Nm³

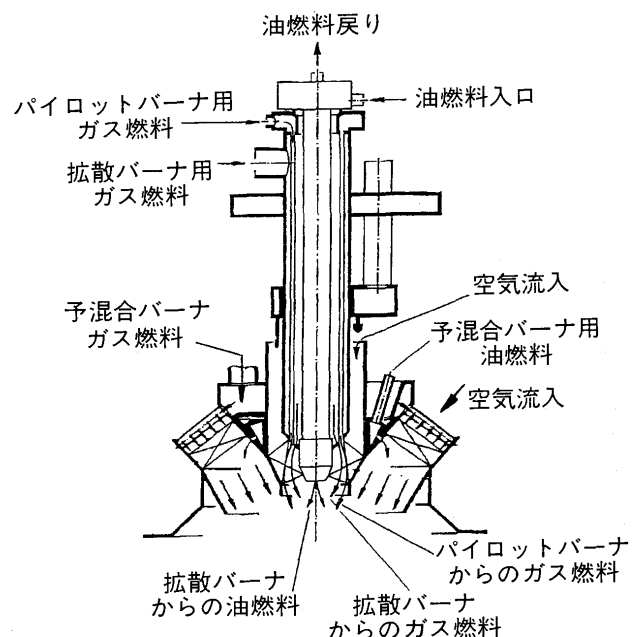


図 32 予蒸発予混合燃焼低 NO_x バーナ構造⁽¹²⁾

(表4/低カロリー燃料), 約 10 MJ/Nm^3 (中カロリー燃料) であり, また燃焼性や NO_x 低減法等も異なる。以下にこれらのガス化燃料を使用する場合の特徴や注意点を示す。

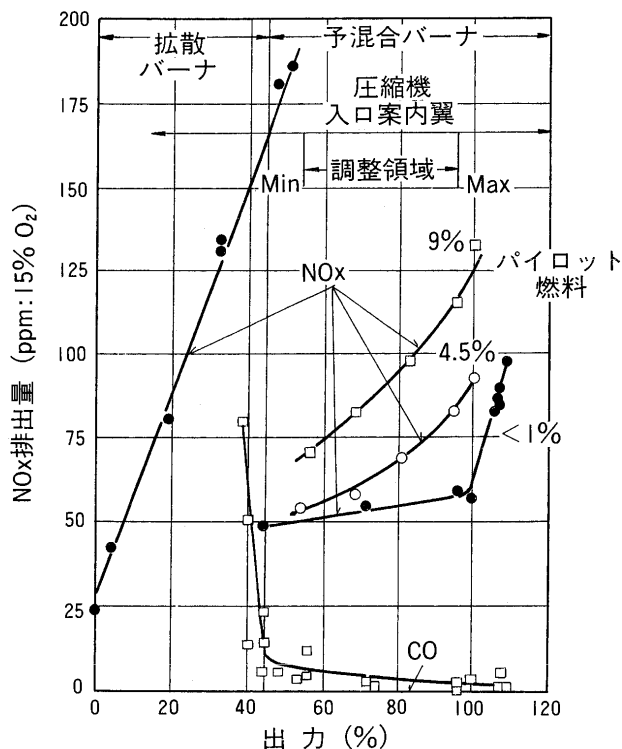


図33 予蒸発予混合燃焼の排ガス特性例

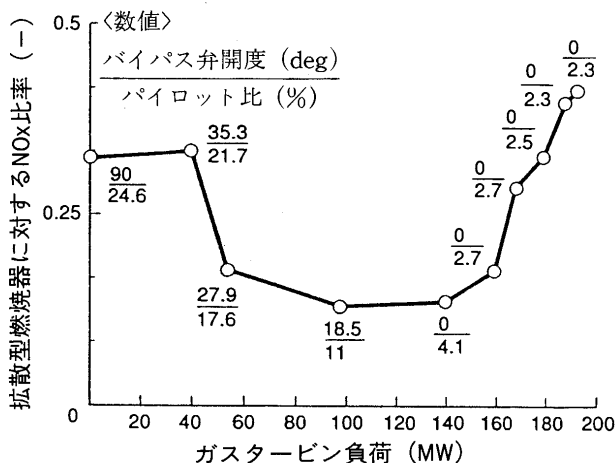
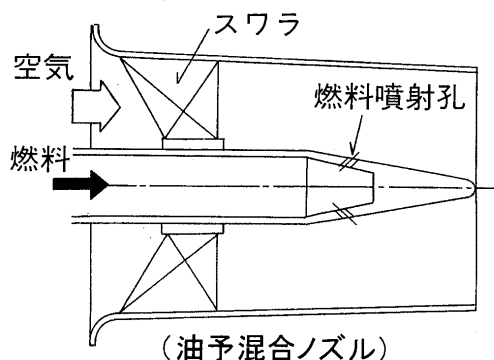


図34 液体燃料燃焼時の NO_x 排出特性⁽¹⁶⁾

す。

1) ダスト, 不純物の含有

硫黄や NH_3 , アルカリ金属, ダスト等を含んでいる場合があり, 高温腐食や燃焼器, タービン翼の冷却穴の目づまり等が懸念されるため, 供給前にこれらを除去する必要がある。

2) 理論空気比の変化

表4に示されている様に, これらのガス化燃料は理論空気比の変化が大きく, BFGの場合メタンに比較して約 $1/15$ である。この特性はタービン流量を固定した場合, 燃焼器に供給される空気流量が少ない(逆に燃料流量が多い)事を意味しており, 燃料ノズルや配管サイズ及び壁面冷却空気も減少するため冷却設計等にも注意が必要である。

4.3.2 火炎の安定化と燃料ノズル

ガス化燃料の中で, BFGや低カロリー石炭ガス化ガスは, 燃料中に H_2 や CH_4 等の含有割合が少ないため燃焼性が悪く, また燃料の容積割合が大きい。そのため火炎の安定化と燃料ノズル構造への工夫が必要である。火炎

表4 代表的な低カロリーガスの成分と特性⁽⁶⁾

* 空気吹き					
	高炉ガス	転炉ガス	コークス炉ガス	石炭ガス化ガス	メタン(参考)
成分 (vol. %)					
H_2	2	1.5	48	8	—
CO	25	68	8	23	—
CH_4	—	—	29	0.5	100
C_2H_4	—	—	4	—	—
CO_2	20	13	7	5	—
N_2	53	17.5	4	63.5	—
発熱量 LHV (MJ/Nm^3)	3.38	8.76	19.15	3.95	35.85
理論空気量 (m^3/m^3)	0.65	1.65	4.72	0.78	9.52
可燃範囲 Rich	0.65	0.24	0.42	0.48	0.60
Lean	1.87	2.70	4.20	3.36	2.00
(空気比) Lean/Rich	2.8	11.3	10.0	7.0	3.3
断熱火炎温度 ($101.3\text{kPa} \cdot 25^\circ\text{C}$) ($^\circ\text{C}$)	1310.8	1841.4	1968.1	1494.3	1950.0

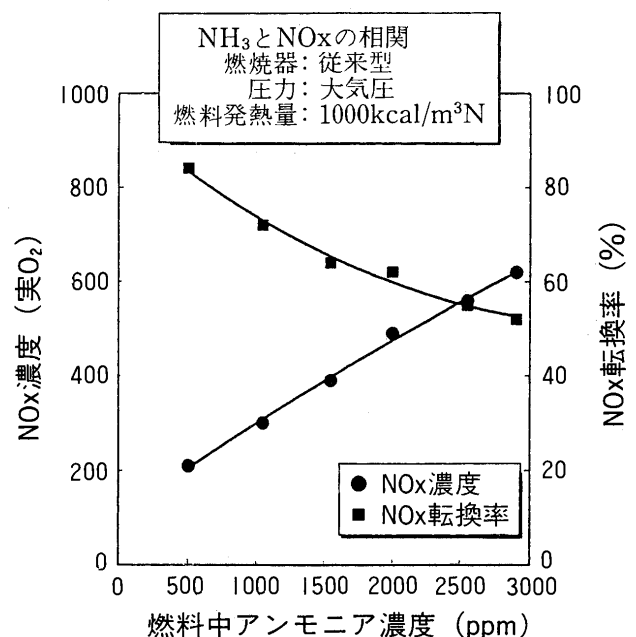


図35 NH_3 濃度と NO_x 特性⁽¹³⁾

の安定化に対しては、着火時や低負荷運転領域において、燃焼性の良い COG や液体燃料等との混焼やガス燃料混合等が行われている。また燃料ノズル構造では、ほぼ同容積の空気と燃料の混合を促進するための工夫が試行され、試験によりその燃焼安定性等も検証されている。

4.3.3 NO_x 低減法

燃料ガス中の NH₃ 等の窒素成分濃度または火炎温度レベルにより NO_x 低減法が異なる。

燃料中に NH₃ が含まれる場合、発生する NO_x 中には、サーマル NO_x の他に、NH₃ が NO_x に転換して生成されるフューエル NO_x が含まれる。フューエル NO_x は、図 35 に示すように NH₃ 濃度に比例して増加するが、NO_x への転換率は逆に低減する傾向となる。NO_x を低減する燃焼法（または NH₃ の NO_x への転換率の低減法）としては、Rich-Lean 燃焼法が有効であり、図 36 に示すように、現状、転換率 30% 程度まで低減できている。

中カロリー燃料である COG 等では、天然ガスに比較して発熱量は低いが火炎温度が高く（表 4 参照）サーマル NO_x も高くなる可能性がある。このような場合は NH₃ の含有量にもよるが、サーマル NO_x の低減が主要である。図 37 に、天然ガス等で使用した蒸気の代わりに、

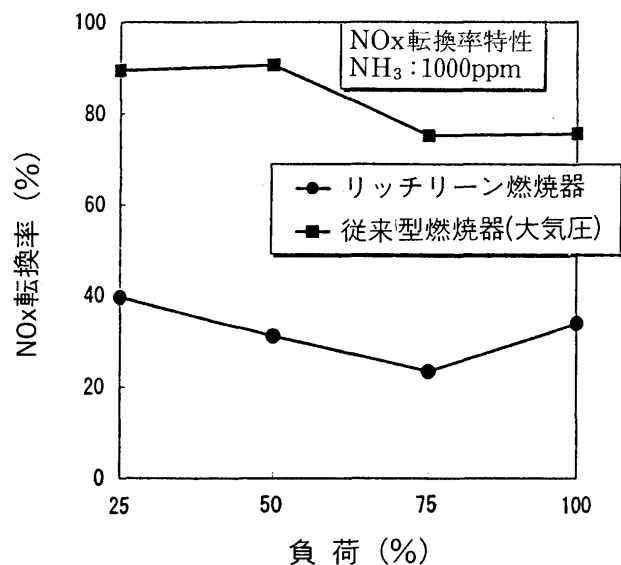


図 36 NO_x 転換率特性⁽¹³⁾

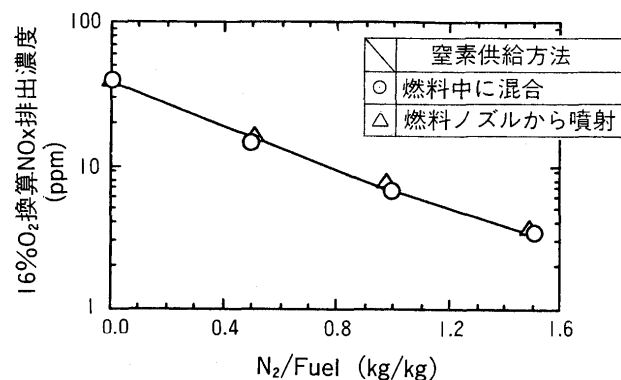


図 37 窒素噴射による NO_x 排出特性⁽¹⁵⁾

N₂ ガスを用いて燃料に予混合後または火炎近傍に噴射した場合の NO_x 排出量の低減例を示す。同様の低減効果が期待でき、N₂/燃料=1.5 で約 1/10 の低減効果が示されている。

4.3.4 適用例

高炉ガス（BFG）を燃料とするガスタービン燃焼器で、マルチ缶型とサイロ型の適用例を図 38 と図 39 に示

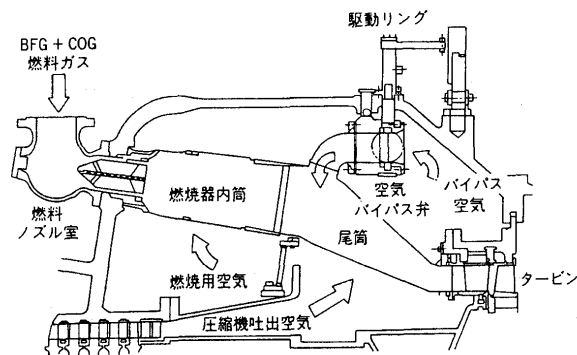
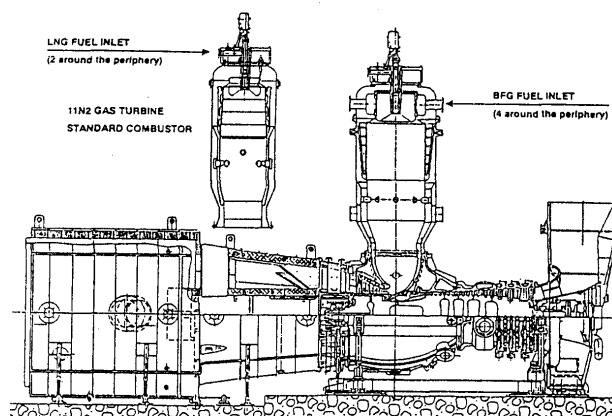
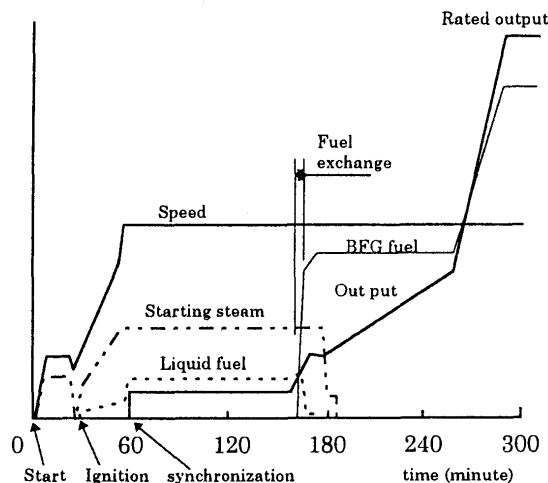


図 38 燃焼器構造（缶型例）⁽¹⁴⁾



(a) 燃焼器構成（川重／ABB）



(b) 運転スケジュール

図 39 燃焼器構造（サイロ型例）⁽⁷⁾

す。図 39 の燃焼器では、主燃料である BFG にコークス炉ガス (COG) を混合、増熱して使用することにより、着火性能や吹消え性能を改善している。また空気バイパス弁を用いて燃焼域の燃空比を調整する事により、全負荷範囲に於いて高い燃焼効率を維持している。図 39(a) のサイロ型燃焼器では、天然ガス燃焼器の場合に比較して直径で約 1.4 倍の燃焼器が採用されている。図 39(b) に運転スケジュールを示す。BFG を主燃料とするが、着火から負荷併入まで灯油燃料を使用し、その後 BFG と混焼／切り替えを行い、負荷運転から停止まで BFG 燃料専焼で運転する。BFG 専焼時に於いても NO_x, CO, THC 等は数 ppm 程度であり、良い燃焼特性が維持されている。

5. あとがき

2 回の講座で、ガスタービン (主に産業用) 燃焼器の基礎、現状の高温化、低 NO_x 化及び燃料多様化等への対応の概要について述べた。安全性を優先する航空用に比較して産業用ガスタービン燃焼器は、燃料種をはじめ様々な機能や性能が試みられ、その構造や燃焼特性等もより変化に富んでいると思われる。従って必要な関連項目は述べられていると信ずる。しかし記述不足の夫々の詳細については、参考文献に示す幾つかのまとまった資料^{(1)~(5)}を是非参照頂きたい。本講座のシリーズが学生諸君のガスタービンへの導入の一助になれば幸いである。

参考文献

- (1) A. H. Lefebvre, Gas Turbine Combustion, (1983), Tayler & Francis
- (2) 日本機械学会, 燃焼工学ハンドブック, (1995)
- (3) A. K. Gupta, Swirl Flows, (1984), Abacus Press
- (4) J. Odgers, D. Kretschmer, Gas Turbine Fuels and Their Influence on Combustion, (1986), Abacus Press
- (5) 鈴木邦男, 機械技術研究所報告第 129 号 (1983)
- (6) 前田福夫, 小林成嘉, 古賀勉, 山本隆夫, 木村武清, ガスタービン燃焼技術, 火力原子力発電協会誌 (特集号), Vol. 50, No. 517, (1999-10), P. 144
- (7) K. Nakasu, T. Kimura, Y. Fujisaki, H. Yamada, H. Shimizu, J. Zhu, G. Gan, The Low Gas Firing 150 MW Combined Cycle Power Plant, IGTC '99 Kobe OS-202, 1999
- (8) L. B. Davis, Dry Low Nox Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbine, 95-YOKOHAMA-IGTC-139 1995
- (9) 火力原子力発電協会, 複合発電プラントの機器—ガスタービン—, 火力原子力発電協会誌, Vol. 48, NO. 7, 1997
- (10) ABB-GT 13 E 2 カタログ NO. CH-KW 206992 E
- (11) L. Touchton, Trans., ASME 706/Vol. 107, (1985)
- (12) B. Schtter, A Fuel Oilpremix Burner for Gas Turbine Development and Initial Operating Experience, ASME paper 94-GT-463, (1994)
- (13) 山田ほか, 第 24 回ガスタービン定期講演会講演論文集, P 49-52, (1995)
- (14) 高野ほか, 三菱重工技報 Vol. 25, No. 4, (1988)
- (15) 林ほか, 第 13 回ガスタービン秋季講演会講演論文集, P 125-130, (1998)
- (16) 萬代, 稲田, 秋田, 谷村, デュアル燃料だき低 NO_x 燃焼技術の開発, 三菱重工技報, 36(1) 10-13 (1999)

お詫びと訂正

第 28 巻第 2 号 (Vol. 28. 2) 講義「ガスタービンと燃焼工学(1)」に以下の誤りがありました。お詫びし訂正させていただきます。

通算 93 ページ, 右段下から 18 行目

誤

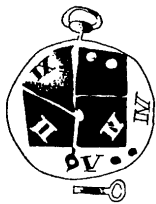
$$= \lambda_1 / T_1 (T_1 - T_2) = \lambda_2 / T_2 (T_2 - T_3)$$

正

$$= \lambda_1 / t_1 (T_1 - T_2) = \lambda_2 / t_2 (T_2 - T_3)$$



♡ガスタービンを100倍面白くできる♡



ガスタービンの楽修と生涯時間 70 万時間

高原 北雄^{*1}

TAKAHARA Kitao

1. はじめに

昨年、益田編集委員長から突然電話で会誌の記事を面白くしたいが、何か良い知恵はないかとお話があった。暫く私はガスタービンから遠のき生涯学習やその他のことをしていたので、私にはそのような能力はないとお断りした。しかし何年も前に、日本機械学会のメカライフの委員長をしていた時に先輩の関係者の遺産を引き継ぎながら編集方針を考えていたことがあった。専門分野の違う専門家でも機械工学の面白そうなテーマを短い記事に纏めれば、忙しい方でも断片的な時間に読んでもらえるのではと考えていた。この編集方針は当たり、メカライフは学会理事や会員から好評をいただけた。また、多くの学会誌は毎月発行され、新しい会誌が来ると新鮮味が落ちたかのようにお蔵入をしている。しかし私達の学会誌は隔月に出版されるので、鮮度は2ヶ月間は保証されている。また以前に寺田寅彦の随筆「読書の今昔」(1932年)を読んだことがあった。当時でも読むにたる多くの書物があり、全て読むには生涯が幾つあっても足りないと書かれていた。現在の情報量はその当時に比べ桁が幾つも違う情報過多時代を迎えている。このように私達は多くの学会誌や情報誌の洪水に流され全てに目を通すことができない時代を迎えている。このような状況を考えつつ編集委員長に幾つかのテーマを伝えれば、手分けして編集委員の方々が書いて下さると思い、私の考えを纏めて郵送しておいた。しかし案に相違して編集委員会から先ずは自分の責任で何回か書くようにとの指令がきた。浅学無知ながら仕方なく受諾することになった。現実を書く段になるとそう簡単ではない。何度かこの難問に挑戦することになったので皆様のご寛恕をいただきたい。

2. ガスタービンの成熟に合わせて

ガスタービンは燃料と空気を取り込み燃焼による熱エネルギーを機械エネルギーに変換する高度な最先端技術製品であることは論をまたない。その基本構成要素の圧縮機、燃焼器、タービンや補機などが相互に影響を及ぼし機械出力を生み出す装置でもある。1939年にジェット機が世界で始めて飛んだ。その時のタービン入口ガス

温度は697℃と記されている。現在の最先端の航空原動機は1500℃にもなり燃費はすこぶる改善された。また発電用コンバインドサイクルも1500℃の高温ガスタービンと蒸気タービンを組合せ、発電効率(高位発熱量)が54%の新時代を迎えている。今やこのようにガスタービンが成熟期に入ったとも考え、更にその性能を向上させる努力が情熱的に進められている。これからの技術開発者はどのような視点が求められているのか、私なりに考えて見た。

3. メインルーチンからガスタービンのサブルーチンの研究を

多くのガスタービン研究者は従来から狭い専門分野にターゲットを絞り、より深く技術研究開発を進めてこられたようだ。しかしこのように成熟した高性能ガスタービンの性能を更に改善するため、細かな落穂拾いの改善をあちこちから集める必要がある。それには幾らか不確定な多くの影響因子を総合的に理解し各要素の中で起っている現象をあるがままに認識し、利用目的に合わせて最適化する必要がある。このためガスタービン全体を視野に入れ、計測誤差を含めた総合的な判断が必要になる。即ちガスタービン技術者は空気、燃料、圧縮、燃焼、膨張、空力、伝熱、材料、加工、計測、軸受などの他に熱サイクル、動力、使用条件、経済性、環境問題、法規制とこれからの激動する人間社会などを含めた総合技術全般に通じておく必要がある。しかし単なる知識を持つだけなら個々の研究開発者より百科辞典や工学ハンドブックの方が優れた情報を持っているとも考えられるので別の学習方法も要求されよう。

4. 「百聞は一見に如ず、百見は一触・一食に如ず」

大学での工学教育は主に平均化・単純化した数学的な論理での視聴覚授業が主になっている。しかし実物の製造工場を見たり、触ったりする外に、定期点検時に立ち会ったり、運転条件下での環境で多くの現場体験をする事は極めて大切だ。宇宙飛行士は書物の知識の習得だけでなく膨大な知識と体験を多様な訓練で身につけ、必要に迫られれば瞬時に適正に全体の状況を判断しながら対処できることが要求される。これはスポーツや音楽や料理などと同じで、2次情報である書物の知識だけを集約

原稿受付 2000年3月14日

*1 高原総合研究所

〒206-0803 東京都稲城市向陽台4-2-B-809

ただけでは優秀な選手や音楽家や料理人になれないのと同じだ。そのために何回もトレーニングを受けて心身に修め、失敗を重ねながらの学習も大切だろう。しかし、いずこの学会でも研究発表や講演会で実物を持ってきて「百見は一触・一触に如ず」の論議は極めて少ないことは残念だ。しかし人生は短く、このような高度で多面的な研究をする時間はないと考えている方も多いようだが、改めて生涯時間を吟味してみよう。

5. 生涯時間 80 歳の 70 万時間を有効に

さて私達の生涯にはどれだけの時間があるのだろうか。約 80 歳を平均寿命とすれば生涯時間は図 1 に示すように約 70 万時間になる。この 70 万時間を 100% として表示すると、覚醒時間は約 67% の約 47 万時間になり、就寝時間は約 33% の約 23 万時間になる。私は覚醒時に学習し、睡眠時に写真のように心身に現像・定着させているのではないかと考えている。その覚醒時間のうち小学校から大学 4 年までの総授業時間数は約 1.6% の約 1.1 万時間と極めて少ない。大学 1 年間の授業時間数は平均寿命の約 0.06% の約 400 時間でしかなく、年間 8,760 時間の約 22 分の 1 程度でしかない。また大学を卒業し 60 歳までの勤務時間数は約 11% の約 8 万時間（年間 0.2 万時間と仮定）になる。その勤務時間には授業と違い、オン・ジョブ・トレーニングを受けながら適

切に業務をこなしておられる方が多い。それ以外のゴールデン・アワーは人生の半分以上の約 54% で約 38 万時間にもなる。この時間は日常生活の時間でもあるが、通勤・通学や家族の団欒の飲食や遊びにも使われている。しかし、学習時間はこの時間の 1 部を共用して使うこともできるし、それだけに熱中して使うこともできる。生涯学習時間を生涯時間からどのように取り出して使うかで、それぞれの人生に違いが生まれているように思われる。一度自分の生涯時間を分析して見るのも面白いだろう。

6. 基本楽修時間は 500 時間

学校や塾での学習は主に視聴覚による授業でデジタル的に頭脳に記憶させ、試験の容易さから「答えは一つ」と条件反射の如く染脳（洗脳ではない）されてきたようだ。研究においても答えが一つで無ければならないとの結論が無意識に働いているように思われる。特に工学はスポーツや音楽のように頭脳と身体をより深く連携させた体験学習が必要と私は考えてきた。また現実の現象認識には多様な視点から考えると答えは必ずしも一つではない。なお学習をする時に興味を持って楽しく心身に修める「楽修技術」は極めて大切と以前から私は考えてきた。興味をもって楽修すれば学習時間は短くとも、しっかりと身に付く。その能力付加レベルは同じように見えても必ず個人差が生まれる。しかし私は一応のレベルに到達すると考える基本的な楽修期間を 500 時間（大学 1 年間の総授業時間の 25% 増し）と考えてきた。この時間は 2 時間／週で 5 年間の時間でもあるし、10 時間／日で 50 日間にも相当する。覚醒時間の約 47 万時間をこの 500 時間で割ると 940 コマ分にもなる。その 1 割の時間を楽修に使えば 94 コマ分になる。11% に相当する勤務時間でも 160 コマに相当する。この生涯時間を効率良く使えばガスタービンの研究開発の幅を更に大きく広げられるのではと考えている。

—— 次回の予告 ——

「数値や度量衡を感覚的に捉えてみよう」

昔から度量衡は一般市民も感覚的に判って使ってきたが、SI 単位が採用されてからは工学関係者といえども感覚量としてとらえてこなかったようだ。しかしイメージング化できないと物理的に実感が湧きにくく、記憶が定着し難く、物理現象の総合判断も難しい。

今回は以下のような単位や量を感覚的に判りやすく伝えたい。

ppm, ニュートン, ピコグラム, パスカル, ジュール, kcal, ワット, kWh, 石油の発熱量（高位／低位）, エアコンの成績係数, エネルギー価格, 15 μm , 60 億人, バレル, 80 億トン, 1 兆トン, ヘクタール, 日本・世界の面積, 地球と人口衛星と月と太陽のサイズと距離, 1 兆円, カラット, 10 億度, 150 億年, 5 億℃等。

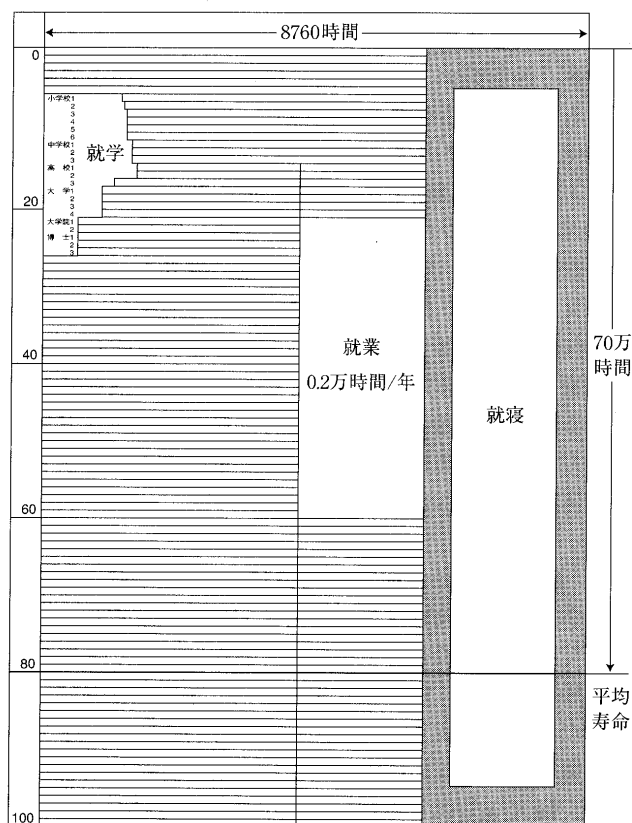


図 1 生涯時間

小ソリディティディフューザの最適化に関する研究

Study on Optimization of Low Solidity Diffuser

玉木 秀明^{*1}

TAMAKI Hideaki

キーワード：過給機，遠心圧縮機，ディフューザ，小ソリディティディフューザ，作動域
Turbocharger, Centrifugal Compressor, Diffuser, Low Solidity Diffuser, Operating Range

Abstract

Increase of output of diesel engines demands for high pressure ratio turbochargers. The pressure ratio of those centrifugal compressors is increasing up to 4.0. The wide operating range is necessary to follow the various working conditions of the engine. The replacement of the vaned diffuser with the low solidity diffuser might be one of the countermeasures to broaden the compressor operating range. This study discusses the results of the application of the low solidity diffusers for the compressor that was designed for the marine use turbocharger of its pressure ratio of more than 4.0. Based on the tested results, the characteristics of the compressor with the low solidity diffusers were investigated. The maximum flow rate, which the low solidity diffuser determined, played an important role on the selection of the low solidity diffuser. This paper proposed the simple prediction method for the maximum flow rate in the low solidity diffuser.

1. 緒言

通常，高圧力比遠心圧縮機はディフューザとして羽根付きディフューザを採用している。この羽根付きディフューザは羽根無しディフューザと比較して短い区間で高い圧力回復を実現することが可能である。しかし，流路内での逆圧力勾配が大きいと，羽根無しディフューザと比較してストールを起こしやすい。また，羽根付きディフューザはディフューザ流路内に面積が最小となるスロートを有しており，この部分で流れが音速に達し圧縮機の最大流量を制限する場合がある。このため，羽根付きディフューザを有する遠心圧縮機を開発する際には，しばしば安定作動域の確保が問題となる。

この問題を解決するため，羽根付きディフューザの特長であるピーク効率の向上と，羽根無しディフューザの特長である広い安定作動域を併せもつ小ソリディティディフューザが注目を集め，羽根無しディフューザに代わり比較的低下圧力比の産業用遠心圧縮機に適用されはじめている⁽¹⁾。一方，圧力比が4を超える高圧力比遠心圧縮機に対しては最高圧力比が8レベルの冷凍機用遠心圧縮機に対する研究例⁽²⁾はあるが，実用化にはいたっていない。また，小ソリディティディフューザの設計手法は

明確にされていない。

船用過給機用遠心圧縮機の圧力比はディーゼル機関の高出力化に伴い増加の一途をたどっており，その圧力比は現在4レベルに達している。また，これらの遠心圧縮機にはエンジンのさまざまな運転条件に対応できるように広い安定作動域を求められている。小ソリディティディフューザをこれらの圧縮機に適用することは，高圧力比と広作動域を両立するための一つの解決策となると考えられる。

そこで本研究では，圧力比4レベルの船用過給機用遠心圧縮機の羽根付きディフューザを小ソリディティディフューザに置き換えた場合に生ずる問題点とその改善手法について検討した。

記号

- B : 流路幅
- bl : ブロッキングファクタ ($=1 - [\text{流体力学的面積}/\text{幾何学的面積}]$)
- C_p : 圧力回復係数または定圧比熱
- C_{p_n} : 圧力回復係数 $((p_n - p_2)/(p_{02} - p_2) \quad n = 1 \sim 6)$
- C_m : 子午面方向速度成分
- C_u : 周方向速度成分
- g : 重力加速度
- Had : 断熱ヘッド

原稿受付 2000年1月24日

*1 石川島播磨重工業(株) 機械プラント開発センター ターボ機械開発部
〒135-8732 東京都江東区豊洲 3-1-15

- L : $2\pi R/Z_v$
 Mt : インペラ入口シュラウド部相対マッハ数
 Mu : 周速マッハ数 ($U_2/(\kappa R_g T_1)$)
 P_0 : 全圧
 p : 静圧
 Q : 体積流量
 R : 半径
 R_g : ガス定数
 T : 全温
 t : 静温
 U_2 : インペラ周速
 W : 重量流量
 W_{th} : スロット幅
 W_{th}^* : VD 10 で無次元化したスロット幅
 Z_v : ディフューザ羽根枚数
 Δh : 圧縮機内での全エンタルピ上昇
 η : 断熱効率
 κ : 比熱比
 μ_0 : 仕事係数 ($CpT_6(T_6 - T_1)/U_2^2$)
 μ_y : 圧力係数 ($gHad/U_2^2$)
 ρ : 密度
 σ : ソリディティ (ベーンコード長さ/ $(2\pi R/Z_v)$)
 Φ : 流量係数 ($Q/U_2(2R)^2$)

添え字

- 1 : インペラ入口 (圧縮機入口)
 2 : インペラ出口 (ディフューザ入口)
 2m : インペラ外径比 1.1 倍の位置
 3 : ディフューザベーン先端位置
 4 : ディフューザベーン出口
 5 : スクロール入口
 6 : スクロール出口
 i : インペラ
 th : ディフューザスロット
 ref : 設計点

2. 試験方法

設計圧力比 4.3 の船用過給機用に開発された遠心圧縮機インペラを供試インペラとして用いた。供試インペラの主要形状は、外径 247 mm、バックワード角 -30 度、出口幅 12.8 mm、設計回転数における周速マッハ数は 1.51 である。

表 1 に供試ディフューザの主要形状を、図 1 に供試ディフューザの一例として、羽根付きディフューザ VD 10 と小ソリディティディフューザ S7 を示す。図 1 に示すように小ソリディティディフューザの最大の特徴は幾何学的スロットを持たない点にある。小ソリディティディフューザは羽根付きディフューザの一種であるが、多くの論文では、小ソリディティディフューザと羽根付きディフューザは、異なる種類のディフューザとして

扱っている場合が多い。本研究でも、幾何学的スロットを有するディフューザを羽根付きディフューザ、幾何学的スロットを持たない羽根付きディフューザを小ソリディティディフューザと区別し扱うことにする。

遠心圧縮機の全体性能は圧縮機入口、スクロール出口での全圧、静圧、全温計測により算出した。流量はスクロール下流の配管中に取付けられたオリフィスにより計測した。サージングは圧縮機入口とインペラ出口に設けられた圧力変換器からの圧力変動信号と音により判定を行った。また、インペラとインペラ下流の静止流路部 (供試圧縮機の場合、ディフューザとスクロールから構成されている) の性能を算出するために $R/R_2=1.10$ において静圧計測を行った。

$R/R_2=1.10$ に設けられた静圧孔により計測した静圧値から、この位置での流れの状態量を以下の式を用いて算出した⁽³⁾。

$$Cu_{2m} = R_2/R_{2m}^* \Delta h / U_2 \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$A_{2m} = 2\pi R_{2m}^* B_{2m}^* (1-bl) \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$Cm_{2m} = (W^* R_g^* t_{2m}) / (A_{2m}^* p_{2m}) \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$t_{2m} = T_{2m} - 0.5^* (Cm_{2m}^2 + Cu_{2m}^2) / Cp \quad \dots\dots\dots(4)$$

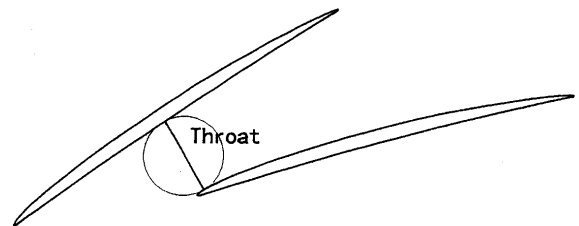
$$M_{2m} = (2^* (t_{2m} / T_{2m} - 1) / (\kappa - 1))^{0.5} \quad \dots\dots\dots(5)$$

(ここで $T_{2m} = T_6$ とした)

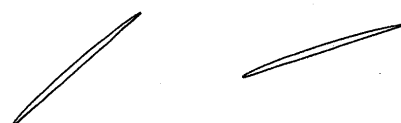
$$P_{02m} = p_{2m}^* (1 + 0.5^* (\kappa - 1) M_{2m}^2)^{(\kappa/(\kappa - 1))} \quad \dots\dots\dots(6)$$

式(6)で算出した全圧がインペラ出口においても等しいと仮定し、式(1)~(5)の R_{2m} を R_2 に置き換え、下に示す式(7)と連立させインペラ出口の状態量を算出した。

$$p_2 = P_{02} / (1 + 0.5^* (\kappa - 1) M_2^2)^{(\kappa/(\kappa - 1))} \quad \dots\dots\dots(7)$$



(a) 羽根付きディフューザ (VD 10)



(b) 小ソリディティディフューザ (S7)

図 1 供試ディフューザ

表1 供試ディフューザの主要形状

Diffuser	R_3/R_2	R_4/R_2	R_5/R_2	b_3/b_2	Z	Wh/Wh*	σ
VL	-	-	1.75	1.0	-	-	-
VD10	1.15	1.56	1.75	1.0	19	1.0	2.15
VD09	1.15	1.56	1.75	0.9	19	1.0	2.15
VD08	1.15	1.56	1.75	0.8	19	1.0	2.15
S4	1.15	1.23	1.75	1.0	15	(1.51)	0.44
S7	1.15	1.30	1.75	1.0	15	(1.47)	0.72
S7C	1.15	1.30	1.75	0.8	15	(1.47)	0.72
S8	1.15	1.30	1.75	1.0	17	(1.25)	0.82
S8C	1.15	1.30	1.75	0.9	17	(1.25)	0.82

小ソリディティディフューザの場合 Wh は、図 13(b) で算出されたスロット幅

本研究では、大流量域における小ソリディティディフューザの流れのパターンを調べるために 3 次元粘性流れ解析コード BTOB 3D⁽⁴⁾を用いた。解析に用いた格子点数は流れ方向に 95 点、ハブ、シュラウド間に 23 点、翼間に 26 点の計 56810 点である。計算の発散を防ぐため $R/R_2=0.9$ の位置を計算の入口境界とした。

また、油膜法を用いた流れの可視化も同時に実施した。油膜として酸化チタン、オレイン酸、高粘度シリンド油を混合したものを用いた。可視化の際は、約 2 分間で計測状態まで加速し 40 分間流れを保持したのち開放し、ディフューザ流路面に焼き付いた油膜を観察した。

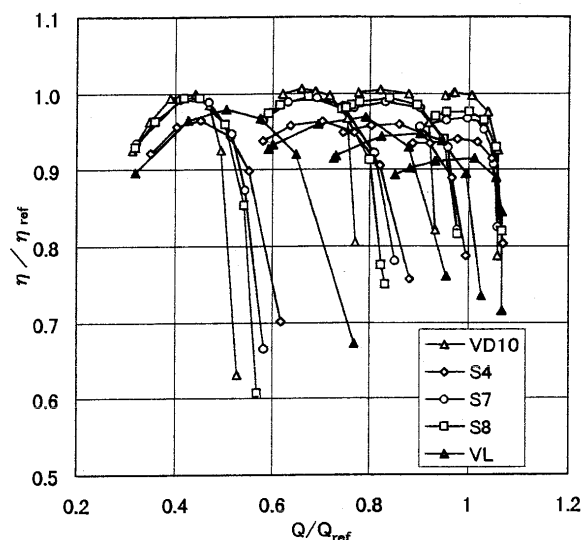
3. 試験結果および考察

3.1 小ソリディティディフューザの特性

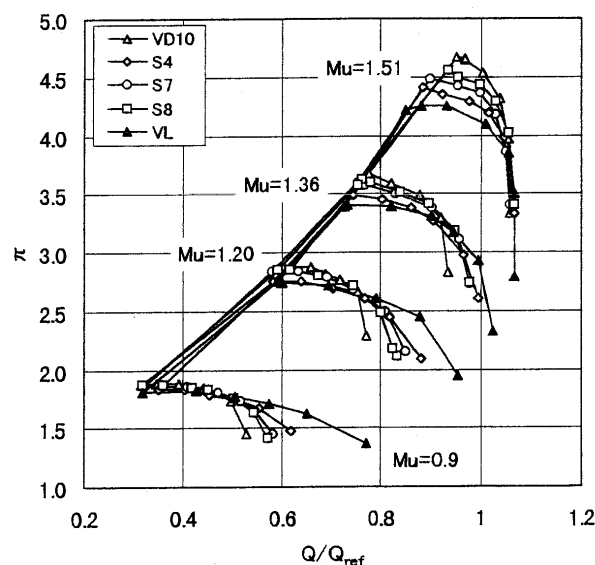
図 2 に供試インペラと小ソリディティディフューザ S4, S7, S8, 羽根無しディフューザ VL, 羽根付きディフューザ VD10 により得られた流量-圧力比, 断熱効率の関係を示す。小ソリディティディフューザ S4, S7, S8 による圧縮機の断熱効率 (圧縮機効率) は、羽根無しディフューザより高く、羽根付きディフューザより小さい。例えば S7 の場合、設計回転数における最高効率は VL より 5.4% 高く、VD10 より 3.2% 低い。

図 3 に VD10, S7, S4 の圧力回復係数 C_{p6} を示す。 C_{p6} はインペラ出口からスクロール出口までの圧力回復係数を示す。小ソリディティディフューザ S7, S4 の圧力回復係数は羽根付きディフューザ VD10 より小さく、ソリディティの減少に伴い減少する。 $Mu=1.51$, $Q/Q_{ref}=1.0$ の設計点における VD10, S7, S4 の圧力回復係数 C_{p6} はそれぞれ 0.75, 0.65, 0.61 である。

図 4(a) に C_{p6} が圧縮機の圧力比に及ぼす影響を示す。また図 4(b) には C_{p6} が圧縮機効率に及ぼす影響を示す。インペラの周速マッハ数 Mu の変化に対する圧縮機効率の変化は小さかったため、図 4(b) は設計回転数における効率と C_{p6} の関係のみを示している。図 4 は流量係数 $\phi=0.09$, インペラ効率 $\eta_i=0.9$, 仕事係数 $\mu_0=0.7$ のインペラとの組み合わせを仮定して導いた。これらの値は本圧縮機的设计値とほぼ同一である。この条件のもとでは、 C_{p6} の 2.6% の上昇が圧縮機効率の 1% の低下につながる。



(a) 圧縮機効率 (S4 S7 S8 VL VD10)



(b) 圧力比特性 (S4 S7 S8 VL VD10)

図2 圧縮機性能 (S4, S7, S8, VL, VD10)

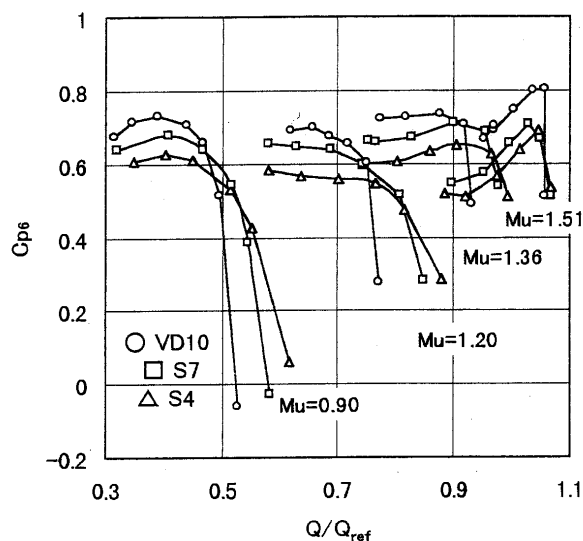


図3 圧力回復係数 (VD10, S7, S4)

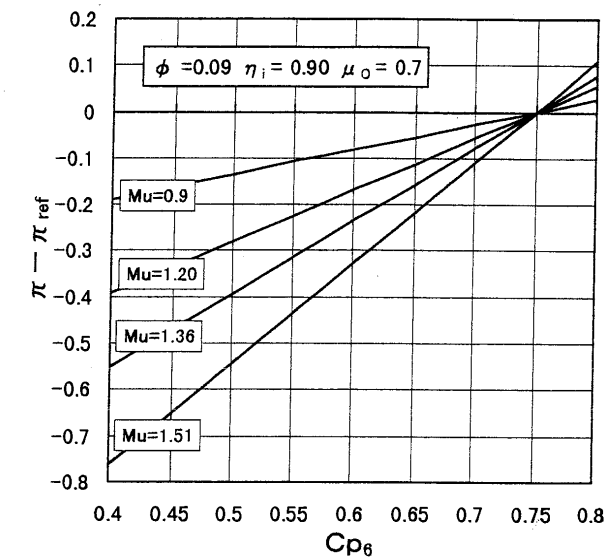
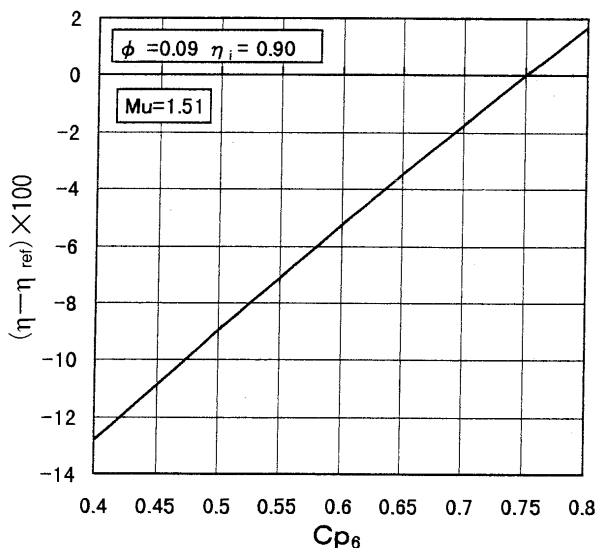
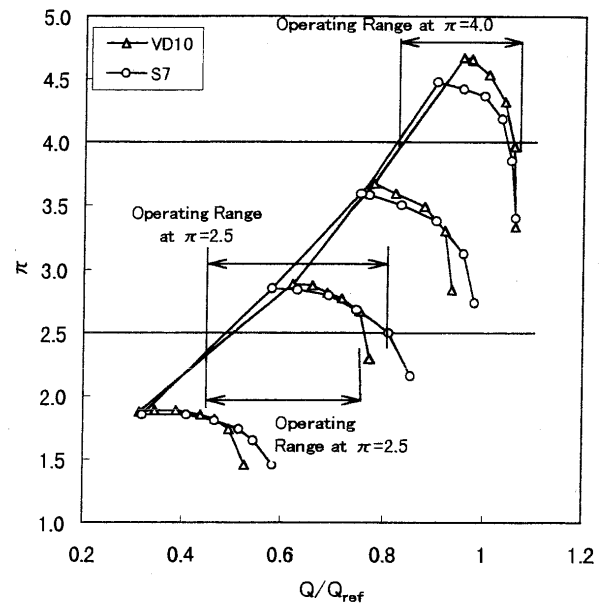
(a) Cp_6 が圧力比に及ぼす影響(b) Cp_6 が圧縮機効率に及ぼす影響図4 Cp_6 が圧縮機性能に及ぼす影響

図5 遠心圧縮機の作動域

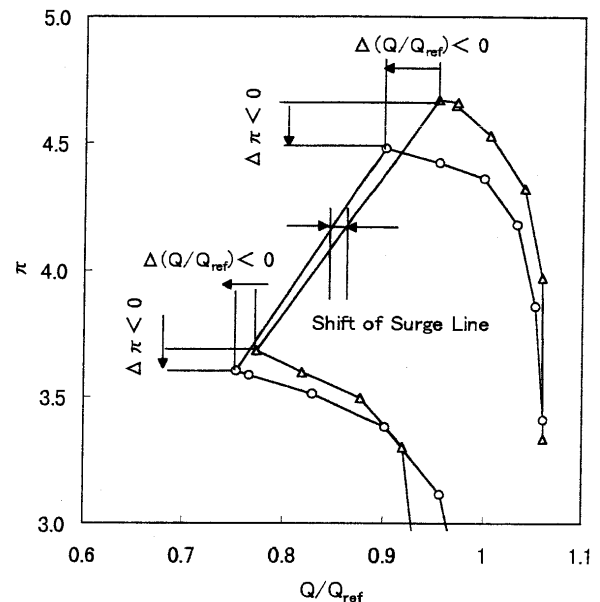


図6 サージラインの変化

3.2 作動域

次に、羽根付きディフューザを小ソリディティディフューザに置きかえることによる遠心圧縮機の作動域の変化について調べる。本研究では、図5に示すように、一定圧力比における圧縮機の運転可能領域を作動域として定義する。

3.2.1 S4, S7, S8を用いた場合

設計回転数における作動域：圧力比4.0における作動域に着目する。図2, 図5から、小ソリディティディフューザS4, S7, S8の作動域と羽根付きディフューザVD10の作動域はほぼ同じである。

S4, S7, S8によってサージ流量はVD10より減少したが、サージ流量における圧力比は図4(a)に示すように Cp_6 の減少によりVD10の場合より低下する。図6に示すように、流量の減少分と圧力比の低下分の比が

サージラインの勾配より等しいか大きい時には、サージラインにより規定される小流量側の作動域は同一か減少する可能性がある。供試インペラとS4, S7, S8を組合わせた場合には、 $Mu = 1.51$ と $Mu = 1.36$ で流量減少分と圧力比低下分の比がサージラインの勾配とほぼ等しくなっており、小流量側の作動域は変化しない。

また、VD10による最大流量と羽根無しディフューザVLの最大流量が一致しており、VD10の最大流量はインペラのチョークが原因となっている(図2)。このためS4, S7, S8を用いても圧縮機の最大流量は増加しない。

S4, S7, S8のサージライン、最大流量はともにVD10とほぼ同一であり作動域の拡大は見られなかった。

遠心圧縮機は高圧力比になるほど圧縮機の回転数を増加させる必要がある。また、大流量であるほど圧縮機の

入口絶対速度は増加する。この結果、船用過給機のような大容量・高圧力比遠心圧縮機の場合、入口相対マッハ数が音速を越えることが多い。図7に一次元解析より算出した供試インペラの流量とインペラ入口シュラウド側相対マッハ数の関係を示す。設計回転数において相対マッハ数は1.2に達しておりインペラでチョークしやすい状態にある。インペラがチョークしている場合、上で述べたように大流量側の作動域が改善されず効率が低下する場合がある。

非設計回転数における作動域： $Mu=0.9$ から $Mu=1.36$ の回転数においても、設計回転数と同様にVD10のサージラインの勾配とサージ点における流量減少分と圧力比低下分の比がほぼ等しくなっており、S4, S7, S8の小流量側の作動域はVD10の作動域とほぼ同じである。

$Mu=0.9$ から $Mu=1.36$ の回転数にかけて、S4, S7, S8の最大流量はVD10の最大流量より大きくなっており圧縮機の作動域はVD10と比較して増加している。しかし、これらの最大流量は、羽根無しディフューザVLにより得られる最大流量よりも少ない。これは、幾何学的スロート有しない小ソリディティディフューザも羽根付きディフューザと同様に圧縮機の最大流量を制限する可能性があることを示している。

3.2.2 S7Cを用いた場合

サージラインを小流量へ移動させるため、小ソリディティディフューザS7の翼高さを20%減少させたS7Cを製作し試験を行った。図8にS7C, S7, VD10の圧縮機性能を示す。設計回転数においてサージ流量はVD10に対して12%, S7に対して6.8%減少しサージラインが小流量域へ移動している。最大流量は、S4, S7, S8の非設計回転数の場合と同様にインペラのチョーク流量より減少している。

図9にVD10の翼高さをそれぞれ10%, 20%減少させたVD09, VD08を供試インペラと組み合わせ得られた圧縮機性能とS7Cの圧縮機性能を示す。VD09は、設計回転数においてS7Cと同じチョーク流量を持つように設計されたディフューザである。VD08は、インペラと羽根付きディフューザの組み合わせ試験の結果得られたS7Cを用いた場合とほぼ同じサージラインを与える羽根付きディフューザである。

S7CとVD09の試験結果からチョーク流量が羽根付きディフューザと一致する小ソリディティディフューザを設計できれば、圧縮機の最大流量を減少することなくサージラインを小流量側へ移動できることが分かる。また、S7CとVD08の試験結果からチョークの原因が羽根付きディフューザである場合、羽根付きディフューザを有する遠心圧縮機のサージラインと同一のサージラインを与える小ソリディティディフューザを設計できれば、圧縮機の最大流量が増加し作動域の拡大が可能となる。

3.3 小ソリディティディフューザの選定

前節で述べたように、ディフューザでチョークしてい

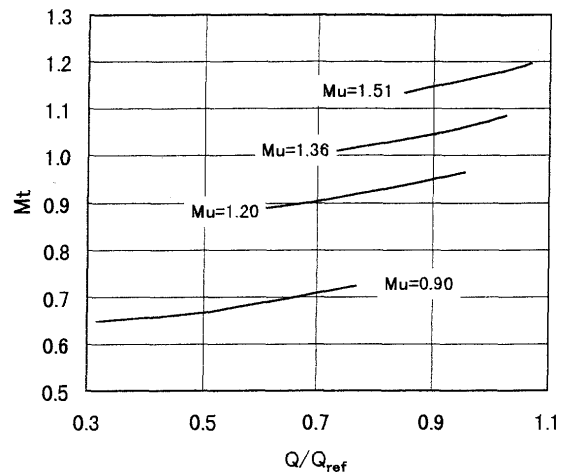


図7 インペラ入口シュラウド側相対マッハ数と流量の関係

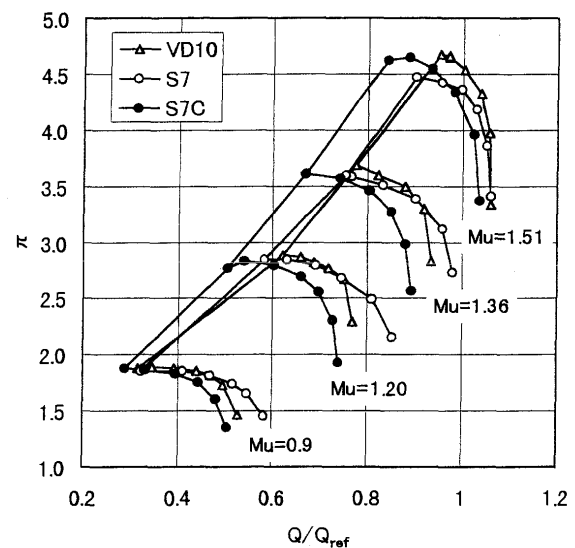


図8 圧縮機特性 (VD10, S7, S7C)

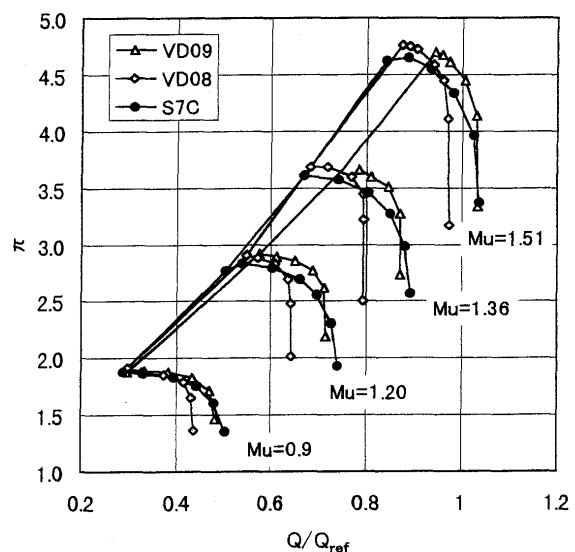


図9 圧縮機特性 (VD09, VD08, S7C)

る圧縮機の羽根付きディフューザを同一のサージラインをもつ小ソリディティディフューザと置き換えることができれば作動域が拡大する。しかし、一般にサージライ

ンを推定することは困難であり実験による試行錯誤的な形状選定が必要となる。

本研究では、設計回転数における最大流量を確保しサージラインを小流量側へ移動させる小ソリディティディフューザの選定手法について考察する。

図10にインペラとディフューザの組合わせの概念図を示す。

(1) 羽根付きディフューザがチョークしている場合

3.2.2のS7CとVD09の関係は図10のN2-DiffuserとA2-Diffuserの関係に相当する。N2-Diffuserが小ソリディティディフューザ、A2-Diffuserが羽根付きディフューザを示している。小ソリディティディフューザの作動域は羽根付きディフューザの作動域に比較して広いので、N2-Diffuserと同じ最大流量をもつA2-Diffuserを選定すれば図に示すようにサージ流量は小流量側へ移動する。

(2) インペラがチョークしている場合

3.2.1では、インペラがチョークしている時には羽根付きディフューザを小ソリディティディフューザに置き換えても作動域は改善されず効率が低下する場合があることを示した。しかし、S7のとりうる最大流量が図10のA1-Diffuserのようにインペラのチョーク流量より大きい可能性がある。この場合、インペラのチョーク流量と等しいチョーク流量を持つ小ソリディティディフューザN1-Diffuserを選定してやれば、図10のように小ソリディティディフューザA1-Diffuserより更にサージ流量は小流量側へ移動する。この結果、流量減少分と圧力比低下分の比が羽根付きディフューザのサージラインの勾配より小さくなり小流量側の作動域が拡大する可能性がある。

(1), (2)で述べたような小ソリディティディフューザを選定するためには、小ソリディティディフューザの最大流量を選定する手法を確立する必要がある。

小ソリディティディフューザの最大流量付近の流れを調べるためにS7の $Mu = 0.9$, $Q/Q_{ref} = 0.6$ における流れ解析を行った。また、同動作点における油膜法による流れの可視化を行った。

図11に計算により得られたマッハ数分布を示す。図より小ソリディティディフューザ前縁で流れが加速され音速に達していることが分かる。図12に流れの可視化結果を示す。ディフューザ翼圧力面側から衝撃波と思われる垂直な痕跡が見られる。

計算結果、流れの可視化結果から、小ソリディティディフューザの流量は図13(a)の状態の時、最大流量に達すると仮定できる。そこで、図13(b)に示すようなディフューザ出口の負圧面に接する直線と隣接する翼先端に内接する円の直径を小ソリディティディフューザのスロート幅と考え、このスロート幅を用いてS4, S7, S7CとS8のチョーク流量を推定した。計算は以下の手順で実施した。

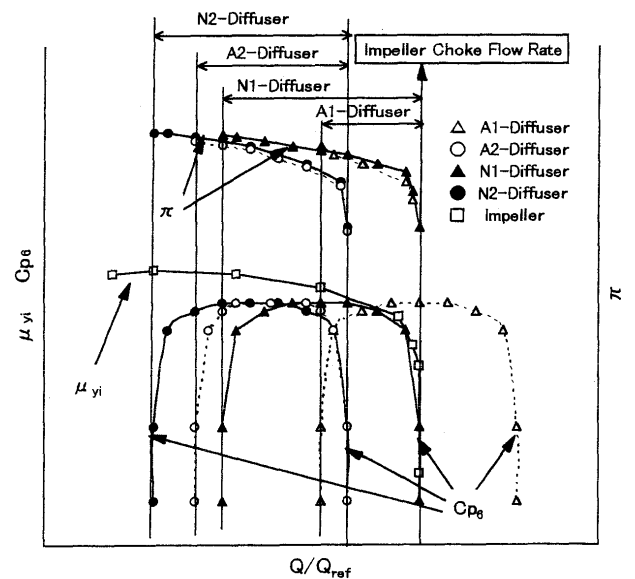


図10 インペラとディフューザの組合わせ (概念図)

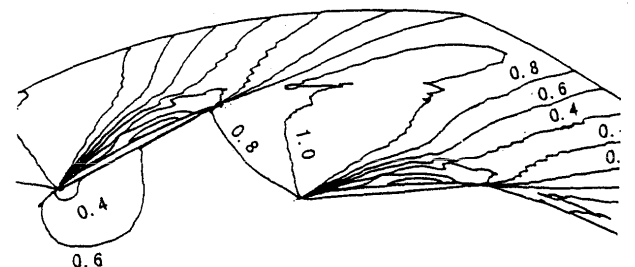


図11 マッハ数分布 (計算結果 $Mu = 0.9$ $Q/Q_{ref} = 0.6$)



図12 流れの可視化結果

- 圧縮機のチョーク流量を仮定。
- インペラ効率と滑り係数を仮定しインペラ出口の状態を算出。
- Stanitz⁽⁵⁾により導かれた式を積分しインペラ出口から小ソリディティディフューザ翼先端までの全圧を計算。
- ディフューザ翼先端からスロートまでは損失はないものと仮定してc.で求めた全圧、b.で求めた全温とスロート面積を用いてチョーク流量を計算。
- a.で仮定された流量とd.で算出された流量が一致

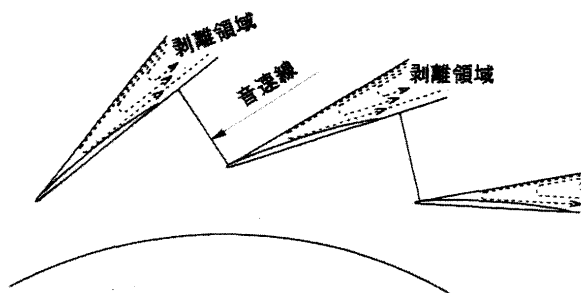


図 13(a) 最大流量時の推定等マッハ線

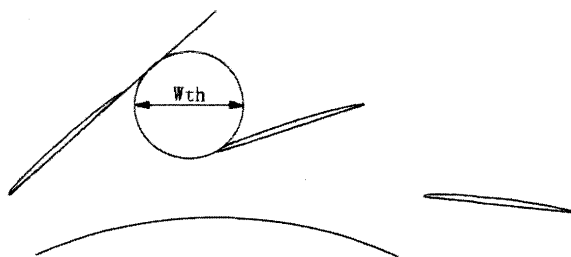


図 13(b) 仮想スロートの定義

するまで収束計算を行う。

図 14 に推定値と実験値の比較を示す。図より推定値はほぼ $\pm 3\%$ 以内で実験結果と合致することが確認される。

本研究で提案した小ソリディティディフューザの最大流量推定法を S8 ディフューザに適用した。上述の計算を行なった結果、S8 のスロート面積を 10% 削減すれば供試インペラのチョーク流量と S8 のチョーク流量が一致することが分かった。そこで S8 のディフューザ幅を 10% 削減した S8C を製作し、インペラと組合わせ試験を行った。図 15 に S8C と S8, VD 10 の圧縮機特性を示す。意図通りサージラインの小流量側への移動が実現されていることが分かる。

4. 結論

1. 供試インペラと羽根無しディフューザ、羽根付きディフューザ、小ソリディティディフューザの組合わせ試験から、以下に示す小ソリディティディフューザの選定手法を確立した。

- 船用過給機に用いられる遠心圧縮機のような大容量・高圧力比遠心圧縮機は設計回転数においてインペラでチョークしやすい。これらの遠心圧縮機に用いられている羽根付きディフューザを小ソリディティディフューザに置き換え作動域の拡大を図る際には、小ソリディティディフューザの最大流量とインペラのチョーク流量が一致するように形状選択をすることが必要である。
- 圧縮機がディフューザでチョークしている場合も、このチョーク流量と同じ最大流量を持つ小ソリディティディフューザを選定すれば作動域の拡大が可能である。

2. 流れ解析、流れの可視化により幾何学的スロートの

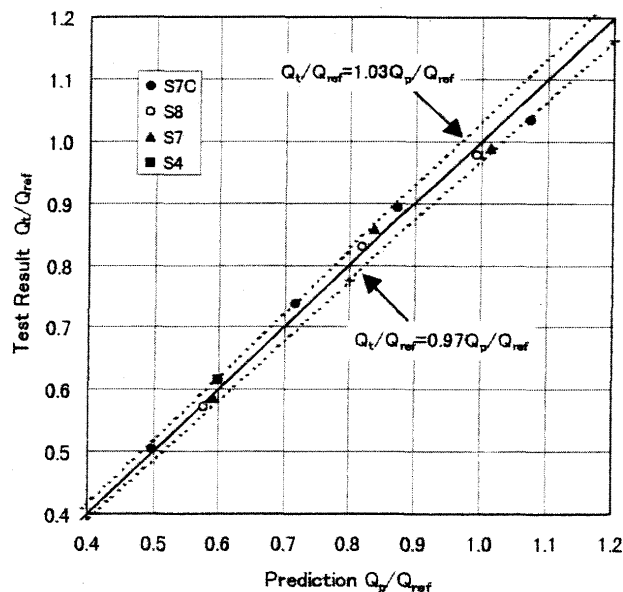


図 14 遠心圧縮機の最大流量（推定値と実験値の比較）

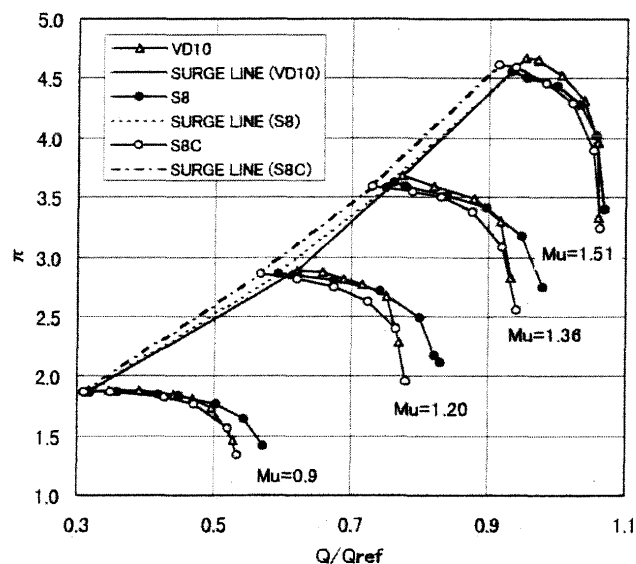


図 15 圧縮機特性 (VD 10, S8, S8C)

存在しない小ソリディティディフューザでも流れが音速に達し圧縮機の最大流量を制限することが明らかとなった。本研究では小ソリディティディフューザの最大流量の推定法を提案しその有効性を確認した。

参考文献

- (1) Osborne, C., Sorokos, J. ASME-FED-69 pp. 89-101 (1988)
- (2) Hayami, H., Umemoto, A., Yokohama International Gas Turbine Congress 95-Yokohama-IGTC-15 (1995)
- (3) Dawes, W. N., Trans. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 109, p. 83 (1987)
- (4) 玉木秀明, 中尾秀史, 斎藤正泰, 日本ガスタービン学会誌 Vol. 26, No. 102 p 81 (1998)
- (5) Japikse D., 1984, Turbomachinery Diffuser Design Technology (1984) p.10-2 Concepts ETI, Inc.

1700℃ 水素燃焼タービン用燃焼器のガス温度計測プローブの開発

Development of Gas Temperature Probes for 1700℃
Hydrogen-combustion Turbine Combustors久松 暢^{*1}

HISAMATU Toru

村山 元英^{*3}

MURAYAMA Motohide

西田 啓之^{*2}

NISHIDA Hiroyuki

百々 聡^{*4}

DODO Satoshi

笠井 剛州^{*2}

KASAI Yoshikuni

深堀 修^{*5}

FUKAHORI Osamu

キーワード：白金-ロジウム熱電対，ガス温度プローブ，ガス温度計測，水素-酸素燃焼器，水素燃焼タービン

Platinum-Rhodium thermocouple, Gas temperature probe, Gas temperature measurement, Hydrogen-Oxygen combustor, Hydrogen-combustion turbine

Abstract

In the development of the Hydrogen-Oxygen combustor for 1700℃ Hydrogen-combustion turbines, it is important to measure gas temperature distribution at combustor outlet, where local temperatures are estimated over 1800℃, in order to evaluate the performance of combustors. Multi point gas temperature probes consisting of Pt/Rh 40%-Pt/Rh 20% thermocouples are developed to measure gas temperature distribution in the combustion tests of the Hydrogen-Oxygen combustors. Two types of probes, no-cooled and water-cooled, are designed and tested on the high pressure combustion tests. The test results demonstrate that the water-cooled type probes enable us to measure local gas temperatures up to 1850℃ in 2.5 MPa, 130 m/s steam flow, and are applicable to the combustion tests of the combustor.

1. まえがき

水素を大規模発電システムに利用する技術として，水素燃焼タービンの研究開発がある。図1に水素燃焼タービン発電システムの一例（トッピング再生サイクル）を示す⁽¹⁾。これは水素と酸素の量論比燃焼によって発生する高温・高圧の水蒸気（1700℃，約5 MPa）を作動媒体とする水蒸気循環型の高圧タービンであり，実現すればCO₂，NO_x，SO_xを発生しない極めてクリーンで高効率な発電（発電端熱効率HHVで60%以上）が可能となる。このうち，水蒸気中で水素・酸素の量論比燃焼を行わせる燃焼器は，ガスタービン燃焼器として前例がなく，燃焼器開発は水素燃焼タービンの開発の中でも最も重要な技術開発の一つである。

一方，燃焼器開発においては，燃焼器の性能を評価するために出口ガス温度分布の計測が不可欠である。現在，ガスタービン燃焼器の開発試験では，B型シース熱電対

(Pt/Rh 30%-Pt/Rh 6%)を用いた多点型温度プローブによる出口ガス温度分布計測が行われており，最高1650℃～1700℃までの計測が可能である。これを上回る温度については，Ir/Rh 40%-Ir熱電対素線を用いた多点型ガス温度プローブの開発例があり，水素・空気燃焼ガス流中で1900℃程度までのガス温度計測が可能である⁽²⁾。しかしながら，水素燃焼タービン用燃焼器では燃焼ガスが水蒸気であり，また，ガス温度分布を考慮すると最高温度は1800℃を超えることが予想され，燃焼

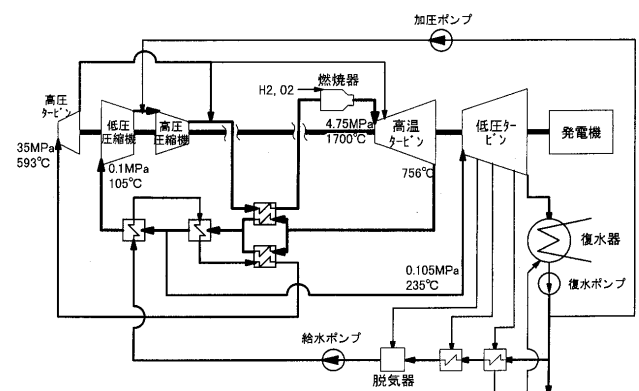


図1 水素燃焼タービン発電システム

原稿受付 2000年11月2日

*1 (財)電力中央研究所 横須賀研究所

〒240-0196 神奈川県横須賀市長坂2-6-1

*2 三菱重工業(株) 高砂研究所

*3 石川島播磨重工業(株) 要素技術部

*4 (株)日立製作所 電力・電機開発本部

*5 三菱重工業(株) 名古屋誘導推進システム製作所

器開発には使用環境を考慮したガス温度プローブが必要となる。

そこで、水素燃焼タービン用燃焼器の開発試験用に Pt/Rh 40%-Pt/Rh 20% のシース熱電対を用いた多点型ガス温度プローブを設計・試作するとともに、燃焼器の実温・高圧燃焼試験に供試し、燃焼器開発試験への適用可能性を検討した。

2. 供試ガス温度プローブ

2.1 熱電対の選定

表 1 に各種高温用熱電対の一般的な仕様を示す。水素燃焼タービン用燃焼器の燃焼ガス中には、量論比燃焼であってもおよそ 1~2% の水素・酸素ガスが含まれると予想されるが、表から明らかなように、酸化雰囲気と還元雰囲気の双方に適する熱電対は見当たらない。しかし、残存水素・酸素がいずれも低濃度であることから、1800℃ 程度の水蒸気雰囲気への適用可能性が考えられる Pt/Rh 40%-Pt/Rh 20% 熱電対と Ir/Rh 40%-Ir 熱電対を候補熱電対として選定した。

また、候補熱電対の水素・酸素燃焼ガス流中への適用可能性をより詳細に検討するため、熱電対素線を用いたガス温度プローブを製作し、小型のモデル燃焼器⁽³⁾ (内径 60 mm×長さ 275 mm) より発生した水素・酸素燃焼ガス流 (1700℃, 2 MPa, 12 m/s) に曝露した。ガス温度プローブは、直径 6 mm のアルミナ製保護管に直径 0.5 mm の熱電対素線を挿入し、保護管先端から熱電対温接点部約 5 mm を露出させた構造であり、燃焼器の後流約 50 mm に挿入した。試験の結果、Pt/Rh 40%-Pt/Rh 20% 熱電対と Ir/Rh 40%-Ir 熱電対の測定値はおおよそ一致したものの、Ir/Rh 40%-Ir 熱電対では Ir 側の温接点近傍で断線が発生し、破面は丸みを帯びて損耗の様相を呈した。Ir 素線の破断原因は Ir の脆化とプローブの熱歪みと推定されるが、破面の様相からは Ir の酸化による気化現象が示唆された。

燃焼試験では、燃焼器性能を把握するために水素と酸素の供給比率を変化せし、当量比を 0.9~1.1 程度の範囲で変化させる必要がある。また、安全上の理由から、燃焼器の負荷上昇時には水素より先に酸素の供給量を上

昇させるため、酸素が過剰に供給される条件が生じる。そこで、次式で示される Ir 素線の気化量の推算式⁽⁴⁾を用いて高圧燃焼試験条件 (1700℃, 2.5 MPa, 130 m/s) での Ir 素線 (直径 0.5 mm) の気化・減肉量を試算した。

$$\frac{\Delta r}{\Delta t} = 9.85 \times 10^{-10} \exp\left(\frac{2.93 T_g}{1000}\right) Re^{0.5} P_{O_2}^3$$

ここで、 r は素線半径、 t は時間、 T_g は平均ガス温度、 P_{O_2} は酸素分圧である。計算において、燃焼ガス中の酸素分圧は平衡計算値を用いた。

図 2 は燃焼器出口での当量比 ϕ と素線直径が 1/2 になるまでの時間 $T_{1/2}$ の関係である。水素過剰供給条件 ($\phi > 1$) であれば素線直径が 1/2 になるまでの時間は数百時間以上であるが、酸素過剰供給条件 ($\phi < 1$) では素線直径が 1/2 になるまでの時間は大幅に短くなり、当量比 0.95 では 100 秒程度と見積もられる。このため、高圧燃焼試験への Ir/Rh 40%-Ir 熱電対の適用は難しく、Pt/Rh 40%-Pt/Rh 20% の使用が妥当と考えられた。

Pt/Rh 系熱電対の場合にはシース熱電対の使用が考えられるが、Pt/Rh 40%-Pt/Rh 20% 熱電対は素線での使用が一般的であり、シース熱電対の使用実績例はほとんどない。しかしながら、多点型ガス温度プローブの小型化と操作性の向上にはシース熱電対を使用する必要があるため、シース部の延性と現状での製造技術を検討し、シース材質を Pt/Rh 20% とする外径 1.6 mm の Pt/Rh 40%-Pt/Rh 20% 非接地型シース熱電対を使用することにした。

2.2 プローブの設計・試作

図 3 に設計・試作した多点型ガス温度プローブ (無冷却式) の構造概略と外観を示す。これは航空機用ガスタービン燃焼器の開発における実績をベースに設計したもので、構造強度を確保するとともに測定誤差を低減するため、プローブは U 字型の薄板 (厚さ 1 mm) にふく射シールドを取り付けた構造になっている。プローブ本体とふく射シールドの材質は Pt/Rh 20% とし、1 本のプローブに 5 本の熱電対が設置されている。各熱電対の温接点

表 1 高温用熱電対の仕様

種類 (+/-)	絶縁材	シース		使用雰囲気			使用温度 (℃) (常用/過熱)
		材質	外径(mm)	酸化	還元	真空	
Pt/13Rh-Pt (R)	MgO	Pt/10Rh	1.0~3.2	○			1400/1600
Pt/30Rh-Pt/6Rh (B)	MgO	Pt/10Rh	1.0~3.2	○			1500/1700
	硝子	—	—	○			1700/1800
Pt/40Rh-Pt/20Rh	硝子	—	—	○			1900
W/5Re-W/26Re	MgO	Ta	1.0~3.2			○	1600/
	MgO	Mo	3.2~6.4		○	○	1600
	BeO	Ta	1.0~3.2			○	2200
	BeO	Mo	3.2~6.4		○	○	2200
W-Ir	硝子	—	—			○	/2100
Ir/40Rh-Ir	硝子	—	—	△	○	○	1800/2000
B ₄ C-C	BN	—	(外径:10)	△		○	/2200

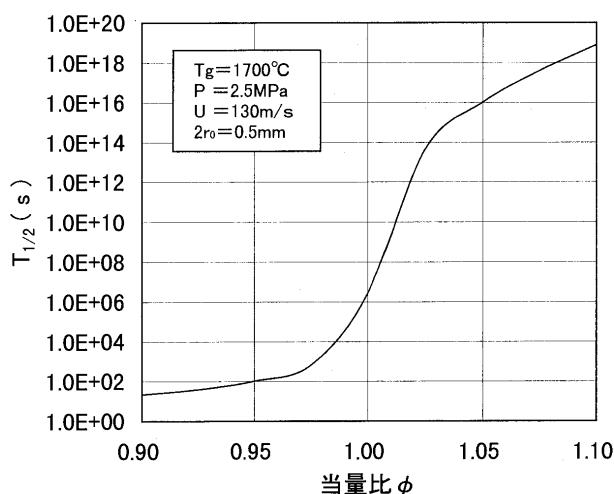


図 2 Ir 素線の気化・減肉量試算結果

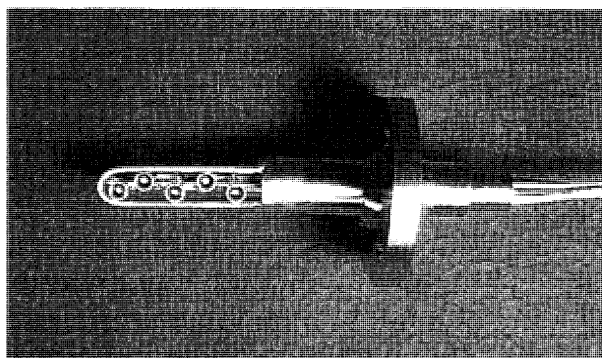
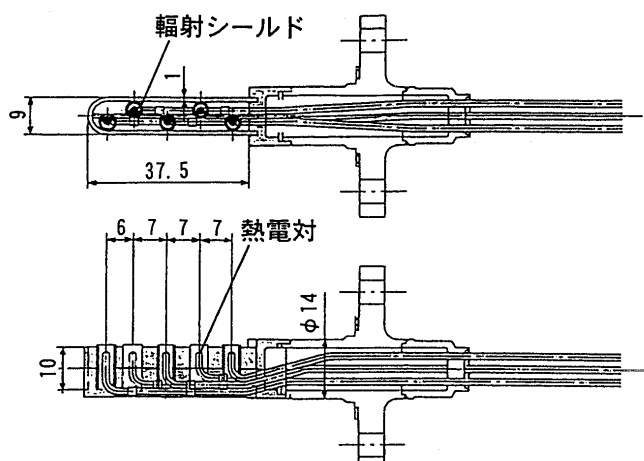


図3 ガス温度プローブ (無冷却式)

の周囲に設けられたふく射シールドは円筒形状であり、燃焼ガスが通過できるようになっている。

しかしながら、Pt/Rh 20% の高温強度は 1500℃ 以上では極めて低く、1700℃ の高温条件では燃焼ガスのガス曲げ力に対して構造強度を保持できない可能性がある。そこで、図4に示すように、プローブ本体を直径 14 mm のハステロイ-X 製、水冷円筒構造とした多点型ガス温度プローブ (水冷式) を併せて設計・試作した。これは事業用大型ガスタービン燃焼器の開発における実績をベースに設計したもので、測定誤差を低減するため、各熱電対の温接点の周囲にアルミナ製のふく射シールドを配置し、ふく射シールドとプローブ水冷部の間に間隙を設けて燃焼ガスが通過できるようにした。

3. 試験設備と試験方法

高圧燃焼試験設備⁽³⁾の系統概略を図5に示す。本設備では 50 MW 級燃焼器 (1 缶分相当) の実温・実圧試験 (1700℃, 5 MPa) が実施可能である。水素、酸素は常温で、水蒸気は 350℃ の過熱蒸気として燃焼器に供給され、1 回の試験時間は定格条件に換算して連続約 50 分間である。また、燃焼器の下流側にタービン翼列を設置して、静翼または動翼の翼列試験⁽⁵⁾が実施できる。

図6は燃焼器試験装置の構造概略である。燃焼器⁽³⁾が設置された燃焼器ベッセルに水蒸気が供給され、水素および酸素はフランジを通して燃焼器に供給される。燃焼器出口には計測ダクトが接続されており、燃焼器出口に

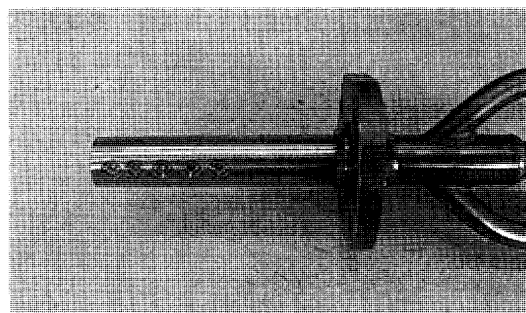
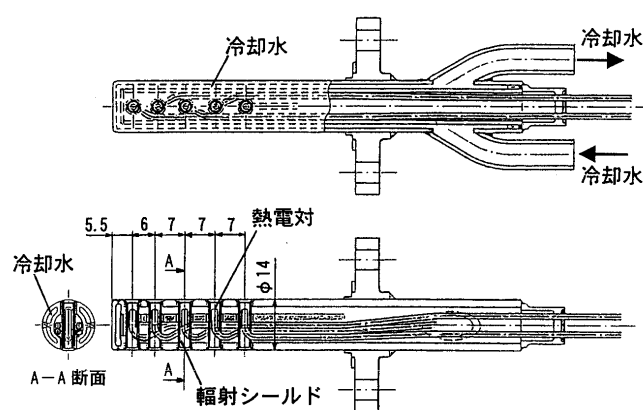


図4 ガス温度プローブ (水冷式)

おけるガス温度分布、全圧、残存水素・酸素濃度が測定される⁽³⁾。計測ダクトを出た燃焼ガスは排気ダクトを経て、減圧オリフィスより大気中に排出される。

図7に計測ダクトの構造概略を示す。計測ダクトのガス流路断面は高さ 40 mm × 幅 140 mm であり、燃焼器出口端より 118 mm の位置に 3 本のガス温度プローブを 46 mm 間隔でダクト上方より挿入した。したがって、ガス温度測定点は合計 15 点である。また、ガス温度プローブの後方 60 mm には水冷式の全圧プローブとガスサンプリングプローブを設置した。計測ダクトの壁面構造は水冷壁構造とし、内壁表面に部分安定化ジルコニアの遮熱コーティングを溶射した。図8に計測ダクトのプローブ設置状態を示す。

燃焼器試験が終了した後、燃焼器の後流に水冷壁構造の接続ダクト (燃焼器出口と翼列入口の寸法調整用ダクト) を介して翼列を設置し、翼列試験を実施した関係で、圧力については最大 2.5 MPa までの試験とした。試験では、燃焼器着火後に燃焼負荷を上昇させて水蒸気供給量を一定とした。その後、水素と酸素の供給量を増加しながらガス温度と圧力を上昇させ、1000℃ (1.7 MPa), 1200℃ (1.9 MPa), 1500℃ (2.2 MPa) 1700℃ (2.5 MPa, 定格) の各条件において当量比を変化させた。定格条件でのガス流速は約 130 m/s である。また、燃焼器試験では、1500℃ までの試験条件には無冷却式のガス温度プローブを、1700℃ までの試験条件には水冷式のガス温度プローブを使用した。

4. 試験結果

図9は 1700℃, 2.5 MPa, 量論比における燃焼器出

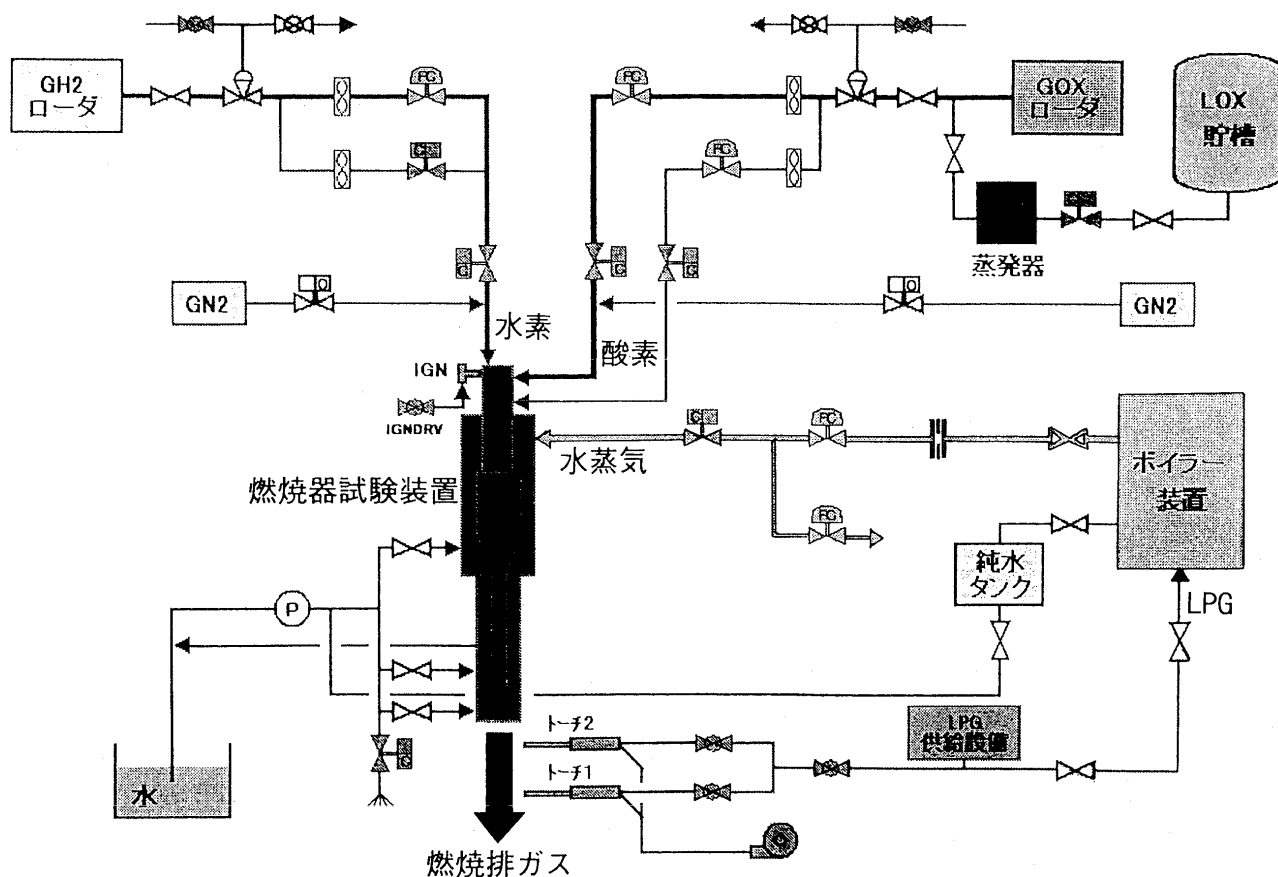


図5 高圧燃焼試験設備の系統概略

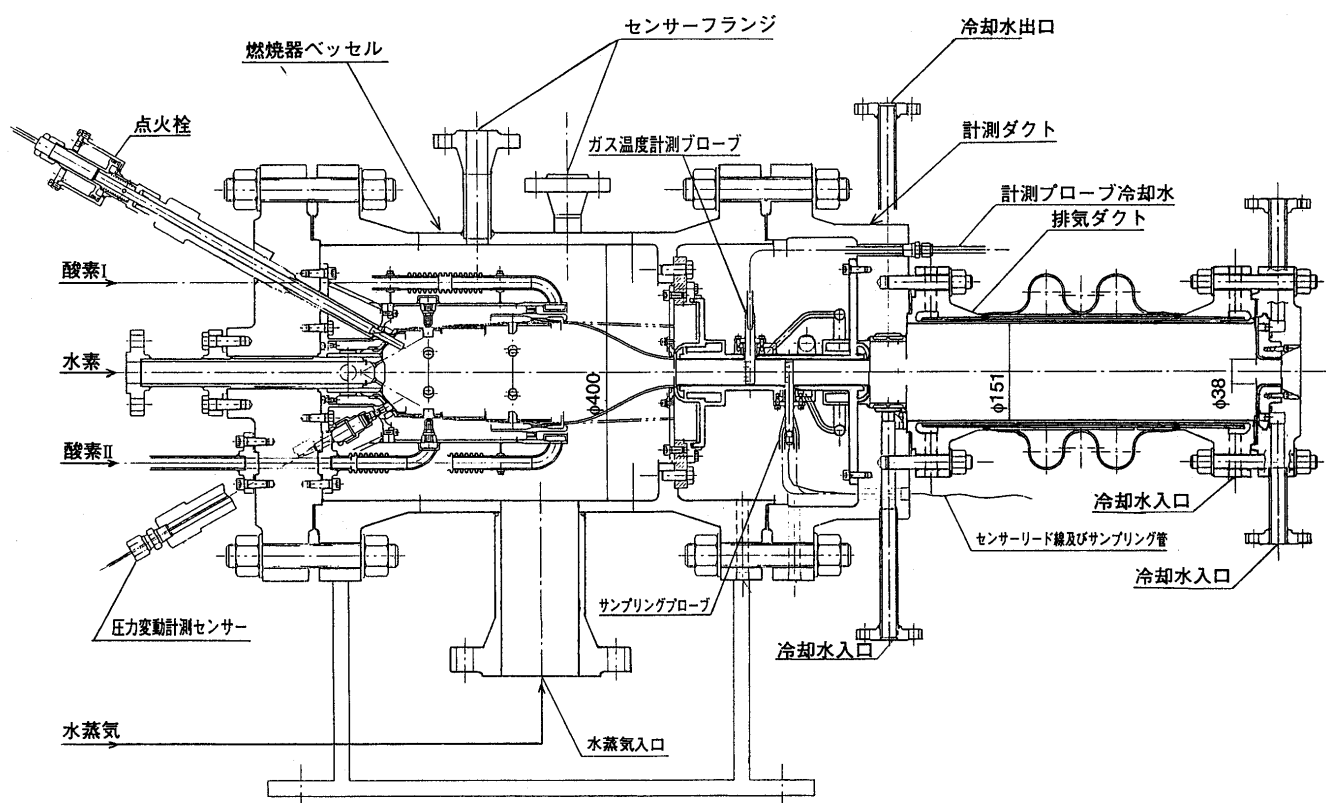


図6 燃焼器試験装置の構造概略

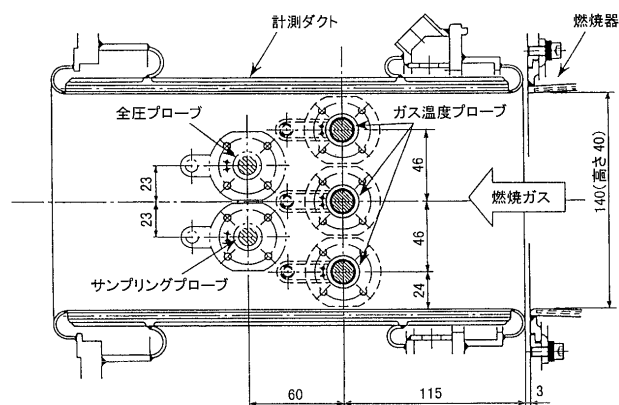


図7 計測ダクトの構造概略

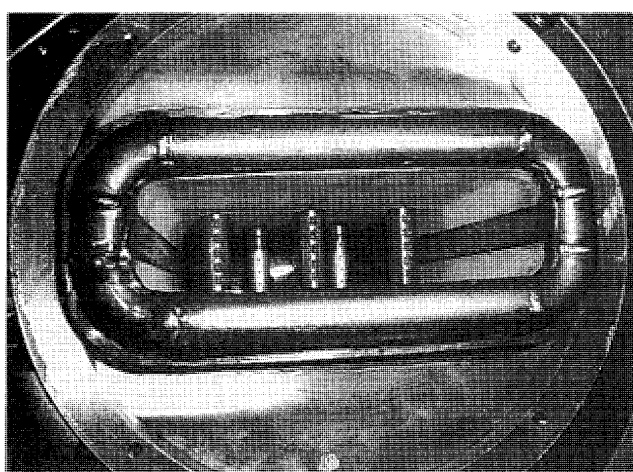


図8 プローブの設置状態

口ガス温度分布の測定結果である。測定には水冷プローブを使用した。燃焼ガス中の水素・酸素濃度の測定値は、それぞれ約0.7%と約0.3%であった。図中の右、中、左とは、ガス流路断面におけるプローブ位置を示している。計測ダクト水冷壁の影響によるふく射誤差とプローブ水冷部の影響によるふく射誤差および熱伝導誤差などにより、測定されたガス温度の平均値（測定平均温度）は1635℃で、燃焼器への水素、酸素、水蒸気の供給条件より計算した平均ガス温度（計算平均温度）1723℃よりも約90℃低くなっている。測定されたガス温度分布には若干の偏りが見られるものの、次式で定義されるガス温度分布のパターンファクター（PF）は約10%と算出され、ガス温度分布の均一性は概ね良好である。

$$PF = (T_{\max} - T_g) / (T_g - T_s)$$

ここで、 T_{\max} は最高ガス温度、 T_g は平均ガス温度、 T_s は燃焼器入口での水蒸気温度である。

図10は水冷プローブと無冷却プローブのガス温度分布測定結果の比較である。プローブを入れ換えての試験であるため、必ずしも両者の試験条件は同一とは言えないが、計算平均温度は水冷プローブを用いた試験で1532℃、無冷却プローブを用いた試験で1530℃とほぼ

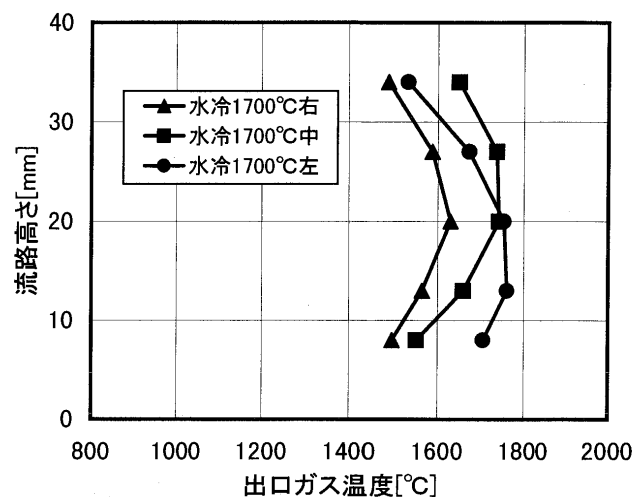


図9 出口ガス温度分布（1700℃条件）

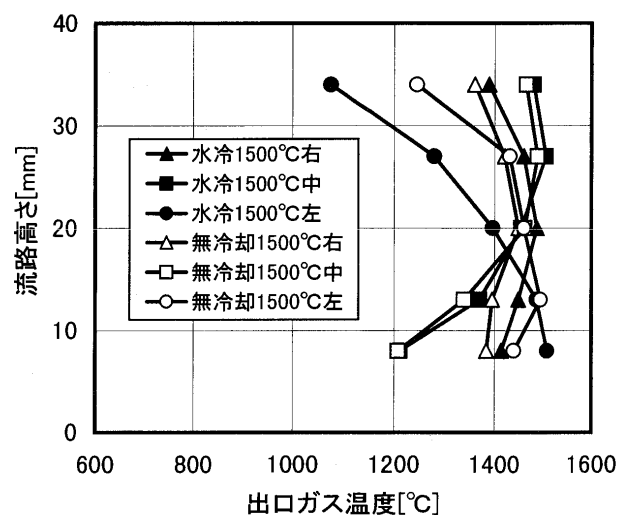


図10 出口ガス温度分布（1500℃条件）

一致している。ガス温度分布に偏りがあるため、プローブ位置毎に両者の測定結果を比較すると、同一プローブ位置であれば水冷プローブと無冷却プローブでの分布形状はほぼ同一であること、両者の測定値の大小関係はほぼプローブの位置によって決まっており、プローブの種類による明確な傾向は見られないことなどがわかる。また、測定平均温度は水冷プローブで1398℃、無冷却プローブで1402℃とほぼ一致した。流路断面における測定点が15点と少ないので断定はできないが、計算平均温度と測定平均温度の結果からすると、水冷プローブの測定値は無冷却プローブに比べてやや低い傾向があるように思われるものの、両者の測定結果に明確な差は見られず、図中の両者の測定値の差は、主にガス温度分布自体の偏りが影響したものと考えられる。一方、無冷却プローブではプローブの固定部が計測ダクト水冷壁に接しているため、熱伝導の影響によって流路断面の上方部分での測定値が低下することが懸念される。しかし、図からはそうした測定値の低下や水冷プローブとの明確な差は見られないことから、プローブ固定部の影響による熱

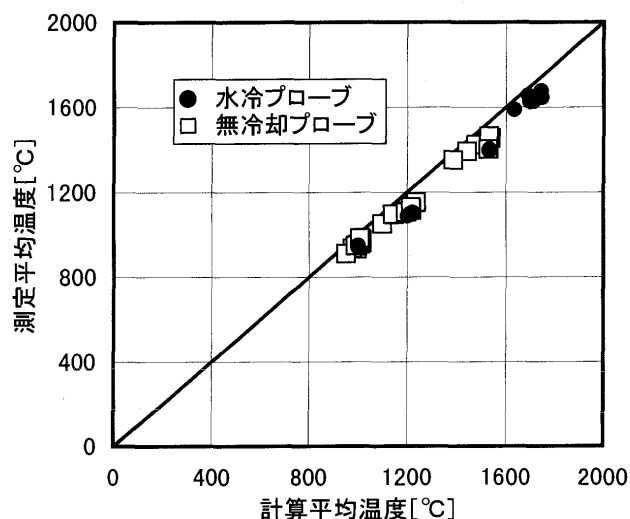


図 11 測定平均温度と計算平均温度の比較

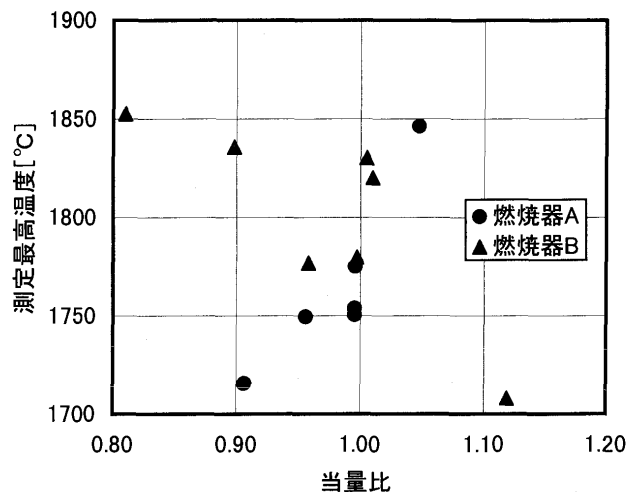


図 12 当量比と測定最高温度の関係

伝導誤差は小さいものと考えられる。

水冷プローブまたは無冷却プローブによる測定平均温度と計算平均温度の比較を図 11 に示す。測定平均温度と計算平均温度の差は最大で約 130℃ であり、水冷プローブと無冷却プローブの違いはほとんど見られない。これは、計測ダクトに水冷壁を使用したため、無冷却プローブの本体および温接点部のふく射損失による誤差が増大し、水冷プローブの誤差と同程度になったためと推定される。また、図ではガス温度が上昇するにつれて測定平均温度と計算平均温度の差がわずかではあるが増大する傾向が見られる。ふく射損失はガス温度の上昇とともに大きく増加するが、ここではガス温度の上昇とともにガス流速と圧力が上昇して対流入熱も増大しているため、ガス温度と測定誤差の係にわずかな傾向しか現れなかったものと思われる。今後は測定誤差についてより詳細に検討し、誤差の低減化を図る必要がある。

図 12 は、1700℃、2.5 MPa の条件で水蒸気および酸素供給量を一定とし、水素供給量を変えることによって当量比を変化させた場合の、燃焼器出口での当量比と測定最高温度の関係である。測定には水冷プローブを用い、燃焼方式の異なる 2 種類の燃焼器での測定結果を示した。燃焼器によって当量比と測定最高温度の関係は大きく異なっているが、これは、当量比の変化による燃焼状態の変化とそれによる出口ガス温度分布の変化が燃焼方式によって異なるためである。図中、当量比 0.81 における燃焼ガス中の水素・酸素濃度の測定値はそれぞれ約 0.4% と約 2.7%、当量比 1.05 においてはそれぞれ約 1.4% と約 0.1% である。試験の範囲では、燃焼ガス中の水素・酸素濃度によらず、約 1850℃ での測定が可能であった。しかし、1850℃ 付近ではおよそ数分間の使用で熱電対に断線が生じる場合があり、それを超える温度では熱電対がほぼ瞬時に断線し、測定できなかった。また、測定最高温度が 1850℃ より下回る条件では数回の試験に繰り返し使用が可能であった。

一方、無冷却プローブの使用限界温度については、燃焼器の後流にタービン翼列を配置した翼列試験において検討した。その結果、無冷却プローブは測定最高温度が約 1750℃ の条件で繰り返し使用が可能であったが、約 1800℃ の条件ではプローブ本体が強度低下によって破損した。

したがって、設計・試作した多点型ガス温度プローブの実用的な使用可能温度の上限は、水冷プローブで 1800℃ 程度（ただし、短時間では約 1850℃）、無冷却プローブで 1750℃ 程度と考えられる。これは従来の B 型シース熱電対を用いたものに比べて使用可能温度が 100～150℃ 上昇しており、1700℃ 水素燃焼タービン用燃焼器の開発試験に適用可能である。しかしながら、無冷却プローブについては、計測ダクトに水冷構造を採用したことによってプローブ本体の温度が低下したため使用可能であったが、計測ダクトに耐熱構造を採用した場合にはプローブ本体の温度が上昇するため、無冷却プローブの使用は難しくなるものと予想される。また、水冷プローブであっても 1850℃ を超える温度は測定できないため、出口ガス温度分布の均一性に欠ける燃焼器への適用は困難であり、パターンファクターがおよそ 15% 以下（従来燃焼器と同程度）の燃焼器への適用に限定されるものと考えられる。

水冷プローブおよび無冷却プローブの使用中に、一部の熱電対の先端部がふく射シールドに接触して測定値が異常に低下する現象が発生し、プローブの交換が必要となった。これは、高温下で熱電対シース部の剛性が低下したためと推定される。ガス温度プローブの耐久性についての詳細な検討は今後の課題であるが、熱電対先端位置のズレを防止し、プローブの耐久性向上を図る必要があると考えられる。

5. まとめ

1700℃ 水素燃焼タービン用燃焼器の出口ガス温度分

布測定用に、シース材質を Pt/Rh 20% とする外径 1.6 mm の Pt/Rh 40% - Pt/Rh 20% 非接地型シース熱電対を用いた無冷却式および水冷式の多点型ガス温度プローブを設計・試作するとともに、実温・高圧燃焼試験に供試し、以下の結果を得た。

- (1) 計測ダクトに水冷壁を用いた本試験体系では、無冷却式と水冷式の測定値には明確な差は見られず、両者の測定平均温度はほぼ一致した。これは、水冷壁によって無冷却プローブのふく射損失による誤差が増大し、水冷プローブの誤差と同程度になったためと推定される。
 - (2) 測定平均温度は計算平均温度に比べて最大で約 130℃ 低く見積もられた。
 - (3) 実用的な使用可能温度の上限は、水冷式で 1800℃ 程度（ただし、短時間では約 1850℃）、無冷却式で 1750℃ 程度と考えられ、1700℃ 水素燃焼タービン用燃焼器の開発試験に適用可能である。
 - (4) 熱電対の先端部がふく射シールドに接触して測定値が異常に低下する現象がみられた。今後は、熱電対先端部とふく射シールドの接触を防止し、耐久性向上を図る必要がある。
- 本ガス温度プローブは、水素燃焼タービン用燃焼器の

開発試験のみならず、LNG 等を燃料とする従来型ガスタービン燃焼器の開発試験にも適用可能であり、高温化が進むガスタービン技術の発展に寄与するものと考ええる。本研究開発は、新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) が進める「水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術 (WE-NET)」研究開発の一環として実施されたものである。関係者各位ならびに、ガス温度プローブの設計においてご指導くださった航空宇宙技術研究所の田丸卓氏、ガス温度プローブの設計および研究開発全般にご指導、ご協力いただいた石川島播磨重工業(株)の安昭八氏、高圧燃焼試験設備の設計・製作と運転にご協力いただいた三菱重工業(株)の浅倉睦弘氏に謝意を表する。

参考文献

- (1) 幸田, WE-NET 水素エネルギーシンポジウム講演予稿集, (1999), pp. 223-228, または日本ガスタービン学会誌, 27 巻 4 号, (1999), pp. 3-6
- (2) 田丸, 下平, 黒澤, 日本ガスタービン学会誌, 24 巻 93 号, (1996), pp. 67-72
- (3) 久松, 燃焼研究, 第 115 号, 日本燃焼学会, (1999), pp. 55-68
- (4) 田丸, 黒澤, 第 25 回ガスタービン定期講演会講演論文集, (1997), pp. 93-98
- (5) 久松, 日本ガスタービン学会誌, 27 巻 4 号, (1999), pp. 7-13

光洋精工 総合技術研究所における ターボチャージャ用セラミック玉軸受の研究開発

谷本 清*¹
TANIMOTO Kiyoshi

1. はじめに

光洋精工総合技術研究所は、基礎技術研究所と電子システム研究所からなり、光洋グループの中核として、将来をにう先端技術の研究開発を行っている。

基礎技術研究所は、軸受の基本性能の解析と基礎理論の構築、軸受の材料、潤滑などのトライボロジーの研究開発、最先端の軸受の開発が主要なテーマである。

特に、セラミック軸受（窒化けい素セラミックス製転がり軸受）は世界に先駆けて実用化した軸受である。このセラミック軸受は、低密度、耐熱性、高硬度、高剛性、耐食性、耐摩耗性、等の優れた特性のために、工作機械や半導体製造装置、高温や腐食環境での用途等様々な分野にて使用されている。⁽¹⁾⁽²⁾ 航空機関係、自動車関係でも、様々な実用化のための評価を続けている。^{(3)~(7)}

この窒化けい素の優れた特性を生かし、ターボチャージャ用玉軸受の玉に、窒化けい素セラミックスを適用すべく、性能・信頼性等の種々の評価を実施している。⁽⁸⁾ 当社のセラミック玉軸受の性能・信頼性が評価されて、1998年には世界で初めて市販の乗用車に搭載され⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾、現在に至っている。

2. セラミック軸受の特性評価

セラミック玉軸受に使用している窒化けい素 (Si_3N_4) は、焼結助材として酸化イットリウム (Y_2O_3) と酸化アルミニウム (Al_2O_3) を用い、熱間静水圧加圧 (HIP) 処理して緻密化した高品質なセラミック材料である。その特

表1 窒化けい素の特徴（軸受鋼との比較）

項目	セラミックス (Si_3N_4)	軸受鋼 (SUJ2)
耐熱性 K	1073	453
密度 g/cm^3	3.2	7.8
線膨張係数 $1/\text{K}$	3.2×10^{-6}	12.5×10^{-6}
ビッカース硬さ HV	1400~1700	700~800
縦弾性係数 GPa	320	210
ポアソン比	0.29	0.3
耐食性	良	不良
磁性	非磁性体	強磁性体
導電性	絶縁体	導電体
素材の結合状態	共有結合	金属結合

原稿受付 2000年3月2日

*1 光洋精工(株) 総合技術研究所 軸受技術開発部
〒582-8588 大阪府柏原市国分東条町 24-1

徴を一般的な軸受鋼である高炭素クロム軸受鋼 (SUJ 2) と比較して表1に示す。そのなかで、低密度の特性は軸受の軽量化と高速回転下での玉の遠心力を低減し、耐熱性は高温下での軸受の使用を可能にし、共有結合は軸受高速回転時の油膜切れによる焼付きを低減するなどの特徴により、ターボチャージャ用に適合する。

転がり軸受の材料としての高い信頼性の要求に対しては、セラミックスの高炭素クロム軸受鋼との比較により、転がり疲れ寿命は軸受鋼を上回り、損傷形態は軸受鋼と同じはく離であることが明らかになっている。⁽¹¹⁾ ダイヤモンド圧子により傷を入れた場合や、はく離した玉を継続使用した場合でも、損傷部が徐々に進展するだけで、割れたりするような一発破壊的な損傷にはならない。⁽¹²⁾ また、実際にターボチャージャで使用されている寸法の窒化けい素セラミック玉を使用したセラミック玉軸受の寿命試験では、計算寿命を上回る結果となり、損傷部位はセラミックスの玉ではなく、すべて軸受鋼の内輪のはく離であること、軸受鋼の軌道輪がセラミックの玉より先行して損傷することを確認している。⁽¹³⁾

3. ターボチャージャ用セラミック玉軸受の性能評価

窒化けい素の優れた特性から、セラミック軸受の開発当初より、主要なアプリケーションの一つとして、ターボチャージャに適用するための性能評価試験を実施している。表2にターボチャージャの要求項目と評価項目の代表例について示す。セラミック玉軸受の実験による寿命は前述したように計算寿命を上回ることから、ターボチャージャ用セラミック玉軸受の寿命予測は計算により求めることができる。その他の評価項目については、主に図1⁽¹⁴⁾に示す試験装置にて基礎評価を行っている。試験装置は駆動部と試験部とからなり、駆動部のエアター

表2 ターボチャージャの要求性能と評価項目の代表例

要求性能		評価項目
長寿命		窒化けい素セラミックスの寿命
		セラミック玉軸受の寿命
メカニカルロスの低減		定常回転
		レスポンス
高耐久性	清浄油	耐焼付性
		回転 ON-OFF 繰返し耐久性
	劣化油	アキシアル負荷繰返し変動耐久性
		アキシアル負荷繰返し変動耐久性
	異物混入油	アキシアル負荷繰返し変動耐久性

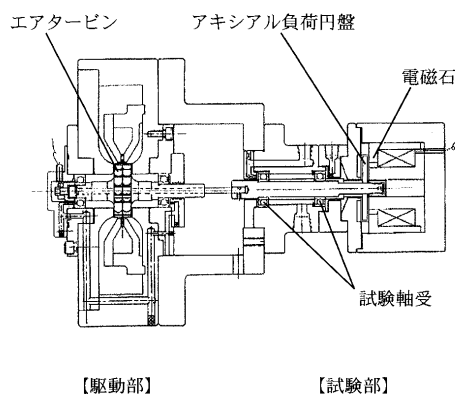


図1 試験装置

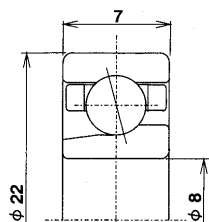


図2 試験軸受代表例

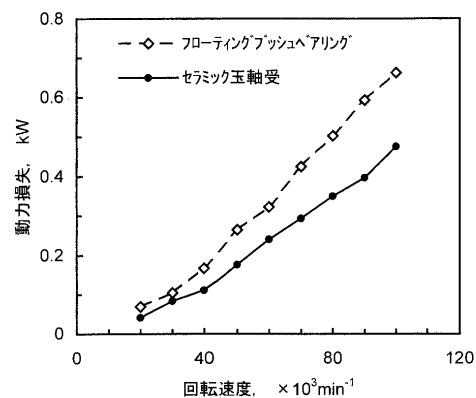


図3 動力損失

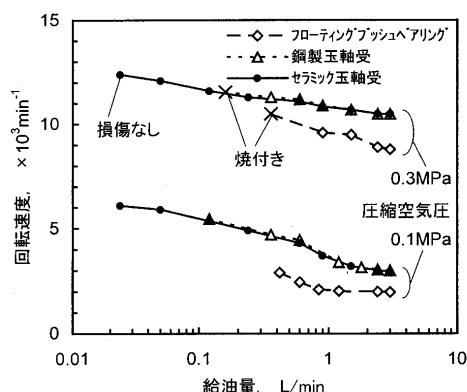


図4 耐焼付性

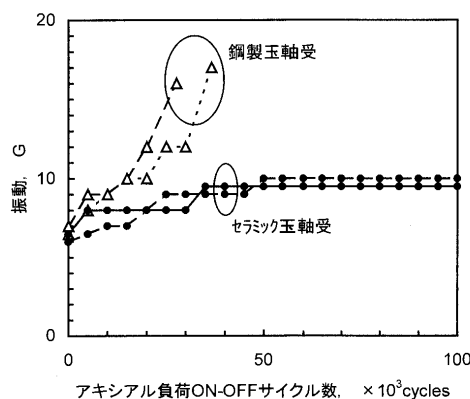


図5 耐異物性能 (0.027 mm 高速度鋼)

ビンの圧縮空気による回転によって、接続部を介して試験部の試験軸受が回転する。エアタービンに供給する圧縮空気圧を変化させることにより、最大 $140,000 \text{ min}^{-1}$ で評価できる。なお、潤滑は、オイルジェットとオイルミストの2つの方法が使用できる。従来からターボチャージャに用いられているすべり軸受（フローティングブッシュベアリング、スラストベアリング、カラスラストの組み合わせ）と転がり軸受の比較が可能な装置である。図2⁽⁴⁾に評価できる転がり軸受の代表例、図3から5⁽⁴⁾に試験結果の代表例を示す。

図3は軸受の動力損失を比較した結果で、セラミック玉軸受の低動力損失がわかる。図4は各軸受の耐焼付性の比較をした結果で、セラミック玉軸受の使用により、潤滑油の使用量を減らせることがわかる。図5は高速度鋼粉末による耐異物性能を比較した結果で、鋼製玉軸受に対してセラミック玉軸受は振動の変化が少なく、長時間の使用が可能であることがわかる。

このほかにもターボチャージャを使用した試験等、評価の内容に合わせた種々の試験装置により様々の評価を行っている。

4. おわりに

以上、当社総合技術研究所におけるターボチャージャ用セラミック玉軸受の研究開発について紹介した。地球環境保全や省エネルギーのため、自動車には今後ますます省燃費化が求められてくる。ターボチャージャは少な

い排気量で自動車のパワーを向上させる手段の一つとして有効であることから、性能に優れたセラミック玉軸受のニーズの増加が予想される。今後は、実際のターボチャージャの使用条件を上回るような高温、高速回転の用途へのセラミック玉軸受の適用拡大ができるようにさらなる開発を進めていく予定である。

参考文献

- (1) KOYO Engineering Journal, no. 145 (1994-3), p. 24
- (2) KOYO Engineering Journal, no. 139 (1991-3), p. 16
- (3) Takebayashi, H., Johns, M. T., Rokkaku, K., Tanimoto, K., SAE Technical Paper 901629 (1990)
- (4) Tanimoto, K., Takebayashi, H., Okuda, K., 1995 Yokohama International Gas Turbine Congress, vol. III (1995) p. 237
- (5)(6) 竹林博明, 谷本清, 服部智哉, 日本ガスタービン学会誌, 26-102 (1998), p. 55 & p. 61
- (7) 滝井裕一, 月間トライボロジ, no. 141 (1999-5), p. 34
- (8) Tanimoto, K., Kajihara, K., Yanai, K., SAE Technical Paper 2000-01-1339 (2000)
- (9) 小池篤史, 古川弘, 高橋幸雄, 小池尚昭, 日本自動車技術会 1999 年春季大会学術講演会前刷集, 9933150, no. 29-99 (1999), p. 1
- (10) KOYO Engineering Journal, no. 156 (1999-8), p. 79
- (11) 竹林博明, KOYO Engineering Journal, no. 127 (1985-3), p. 59
- (12) Tanimoto, K., Takebayashi, H., Rokkaku, K., Okabe, N., Nishida, K., Fatigue 90, vol. II (1990), p. 787
- (13) 谷本清, 池田哲雄, KOYO Engineering Journal, no. 156 (1999-8), p. 26
- (14) 谷本清, 梶原一寿, 柳井邦夫, KOYO Engineering Journal, no. 157 (2000-3), p. 32

乗用車向ディーゼルエンジン用可変容量ターボチャージャ

川元 章子*¹

KAWAMOTO Akiko

高橋 幸雄*¹

TAKAHASHI Yukio

キーワード：ターボチャージャ，過給機，可変容量，VGS，エミッション

1. はじめに

自動車の排気ガスと環境の問題が世界的にクローズアップされている中，乗用車クラスの小型ディーゼルエンジン市場ではエミッション規制への対応と性能向上のため，可変容量ターボチャージャ（以下 VGS ターボ：Variable Geometry System と略す）が必須とも言える状況である。

コンパクト・軽量・高い信頼性・低速性能重視・ワイドレンジをターゲットに開発された IHI 独自の駆動機構を持つ，乗用車・RV 車向けの「RHF シリーズ VGS ターボ」について概要を紹介する。

2. RHF シリーズ VGS ターボの概要

RHF シリーズ VGS ターボは乗用車・RV・ピックアップトラックの 1.5～3 L クラス小型ディーゼルエンジンをターゲットとし，RHF 3 V・RHF 4 V・RHF 5 V を製品化している。各機種種の対応レンジを図 1 に示す。

エミッション規制への対応と，低速からの性能向上を可能にするタービン容量可変機構は，スライドジョイント方式の駆動機構をユニット化し，タービンガス出口側に設けたマルチベーンノズル方式であり，IHI 独自の構造となっている。外観カットモデル写真を図 2 に，断面図を図 3 に示す。

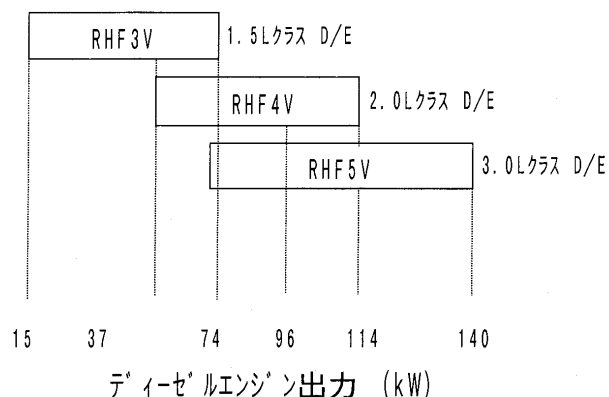


図 1 RHF シリーズ VGS ターボチャージャの対応レンジ

原稿受付 2000 年 3 月 13 日

* 1 石川島播磨重工業株式会社 東京エンジニアリングセンター 汎用機械事業部 過給機設計部
〒135-8733 東京都江東区豊洲 3-2-16

3. RHF シリーズ VGS ターボの特徴

3.1 構造

マルチベーンノズルによる可変容量タービンとし，ノズル駆動機構はスライドジョイント方式を採用している。実績のある大型ディーゼルエンジン用 RHC シリーズ VGS ターボで採用しているスライドジョイント方式を踏襲し，小型ディーゼルエンジン向けにコンパクト性，耐高温性を更に強化することで，RHC シリーズで培った信頼性をさらに高めている。

スライドジョイント方式の部品点数は多いが，駆動系の摩耗に対して有利である特徴を持っている。ノズル駆動力を面で受ける構造となっており，摺動部品の面圧を低く抑えることができる。これにより，汎用材に表面処理を施すだけで十分な耐摩耗性を確保することが可能である。

VGS ターボでは駆動機構をタービンガス出口側に配置することにより，センターセクションを従来機種と共通化した。これにより，水冷ベアリングハウジングやボールベアリングなど，従来機種の種々の仕様を自由に選択でき，取り付け角度の制約も少ない。オイルシール性能も従来機種で実績ある仕様をそのまま使用することができる。量産効果があり，実績のあるセンターセクションを使用することにより，低コスト・高信頼性を確保している。

また，駆動機構をユニット化することで生産性の向上を計っている。タービンハウジングユニットは，タービンハウジング，カバー Assy 及び VGS Assy から構成される。それぞれをユニット化することで，物流面等での

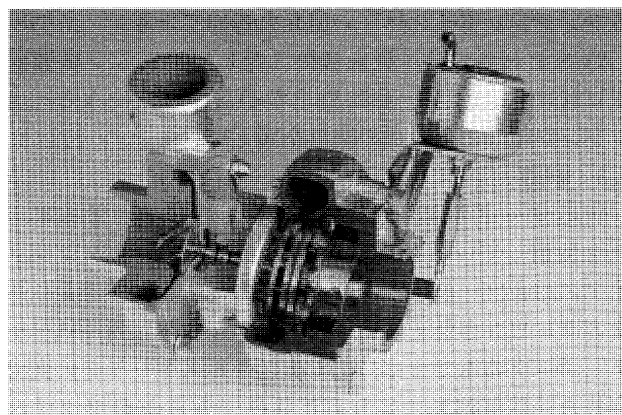


図 2 RHF 4 V ターボチャージャのカットモデル

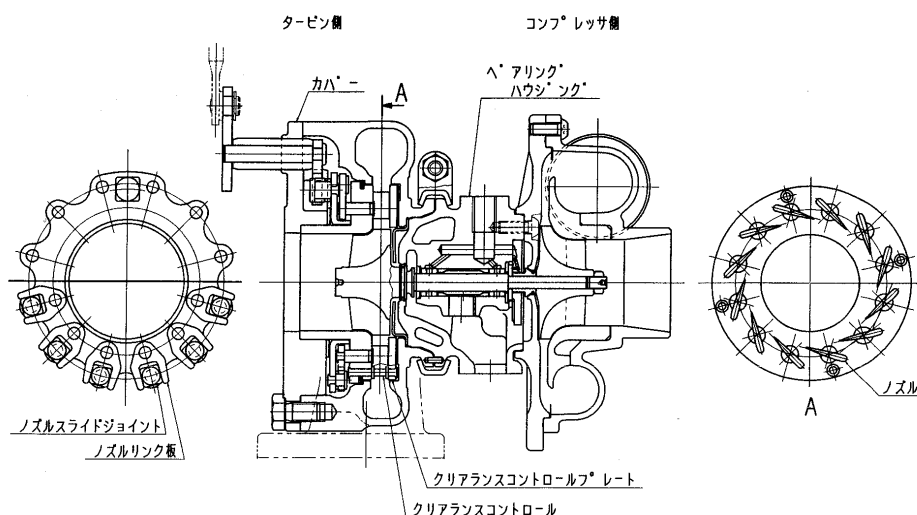


図3 RHF 4V ターボチャージャ断面図

ハンドリングが良く、また組立性も良くなっている。

VGS Ass'y はカバーに固定されている。ノズルクリアランスを縮小するためには、熱膨張による拘束を避ける必要があり、タービンハウジングに対しフローティング構造を採用している。

3.2 性能

タービンインペラを VGS 専用設計とし、ノズル形状・枚数・P.C.D.を最適化した。ノズル形状は RHF 3V から RHF 5V まで共通化し、枚数と P.C.D.を各機種で設定している。ノズル枚数は、タービンインペラとの共振を避けるため、インペラと異なる枚数とした。

マルチベーンノズル方式では小流量作動域でノズルクリアランスが性能に大きな影響を及ぼす。このため、スムーズな作動に最適なノズルサイドクリアランスを性能面と信頼性から決定している。また、VGS ユニットとタービンハウジングの間にシールリングとガスケットを配し、排気ガスがノズルを通過せずに流出することによる性能低下を抑えている。

可変機構によるタービン側のワイドレンジ化に伴い、コンプレッサインペラもワイドレンジ対応インペラを使用することで、エンジン低速から高速回転領域までの性能向上を実現した。今後、より広い作動範囲に対応できるコンプレッサインペラの開発を進めている。

VGS ターボでは、従来機種に対してエンジン低速回転における過給圧を 43% 向上させることができた。エンジン回転数と圧力比の関係を図 4 に示す。

3.3 制御

VGS ターボ可変機構の駆動には負圧式アクチュエータを使用している。負圧を DSV (デューティ・ソレノイド・バルブ) などにより制御し、ノズル開度を変化させてタービン容量を最適に調整する。今後は負圧式アクチュエータのみでなく、摺動抵抗やヒステリシスの面で有利な、電気信号により直接駆動できる電動アクチュエータが主体になっていくと考えられる。

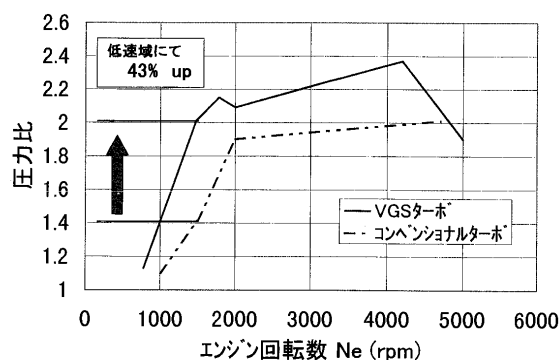


図4 RHF シリーズVGS ターボチャージャのエンジン上性能

3.4 信頼性

ノズル駆動機構は摺動面が多く、スムーズなノズル開閉を行うためには構成部品の材料選定が重要である。また、排気ガスに曝されるため優れた高温特性が必要である。多くの要素テストや実機テストを繰り返した結果、オーステナイト系ステンレス材の使用や要所にクロマイズ処理を施すことで良好な高温酸化特性、摺動特性を得ている。

また、摺動部のクリアランス設定も摺動特性と信頼性に大きな影響を及ぼす。大型用 VGS の実績データや実機テスト結果から最適クリアランスを設定している。

各要素部品評価の上、ターボ単体、エンジン搭載の各耐久試験を実施し、信頼性を確認した。

4. おわりに

今後もディーゼル乗用車の VGS ターボ搭載化は環境問題の面から必須となっていくと考えられ、より一層の性能向上と信頼性向上、低コスト化を進めるべく開発を進めている。

CO₂排出低減の面等で利点のあるディーゼルエンジンの発展に寄与していきたいと考えている。

ガスタービン増出力用の吸気加湿冷却システム — 日立 WAC システム —

宇多村 元昭*¹
UTAMURA Motoaki

榑原 孝明*²
KUWAHARA Takaaki

キーワード：ガスタービン，増出力用，MAT サイクル，水噴霧，吸気冷却，WAC

1. はじめに

ガスタービンには電力需要の高まる夏期に出力が自然低下するという特性があり，その改善が求められている。この現象は，気温の上昇に伴う空気密度の低下により，圧縮機が吸引する空気の質量が減り，焚ける燃料量が減少することに起因する。

本稿では，省スペース型の出力増加策として日立が開発したガスタービン吸気加湿冷却システム WAC (Water Atomization Cooling System) を紹介する。

2. システムの概要と原理

図 1 に吸気加湿冷却システムの概念を示す。圧縮機につながる吸気ダクト中に，常温の水を噴霧する装置が配置され，これに給水配管ならびに噴霧水滴を微粒化するための給気配管が接続された構成になっている。超微粒の水噴霧を形成し吸気に均一に混合することにより，気化を促進して吸気が圧縮機に到達する前に 100% の飽和湿り空気にする。この過程で，吸気は気化熱により冷却され，圧縮機に流入する空気の質量流量が増す。さらに，余剰の水滴は圧縮機に流入し蒸発して圧縮空気も冷却する。これにより，圧縮機の動力を低減すると共にタービ

ン軸出力を増加する。本システムには後者の冷却機構(湿り圧縮)があるために，従来の蒸発冷却方式 (Evaporative Cooler) と異なり，増出力の大きさが大気湿度の影響を受けにくい。吸気加湿冷却システムの増出力原理は，既知の増出力サイクルの組み合わせとして理解することができる。すなわち，吸気を冷却して質量流量を増大する①吸気冷却 (Inlet Air Cooling)，湿り圧縮で比出力を増加する②インタークーリングと③蒸気注入である。本システムは，これら 3 種のサイクルを少量の水で一度に実現する新しいサイクルと考えられるので，MAT サイクル (Moisture Air Gas Turbine Cycle) と呼称している。このように，吸気加湿冷却システムは水の気化熱を利用して圧縮機の作動流体を冷却することでガスタービンの出力と熱効率を増加するものである。

3. 噴霧ノズルと設備

吸気加湿冷却システム開発のポイントの一つに，超微細な水滴を形成する噴霧ノズルの開発があった。目標粒径は①圧縮機動翼と飛来水滴との衝突回避ならびに②空気の圧縮機内通過時間 (10 ms) 内での蒸発完了という 2 つの条件を満足する値 (10 μm) とした。図 2 は，生成した噴霧の様子を示す。このミストは自然界の雲 (粒径は 6~14 μm) と同一水準にあり，重力沈降速度は 1 cm/s のオーダーである。

設備の設置状況を，115 MW (F9E) シンプルサイ

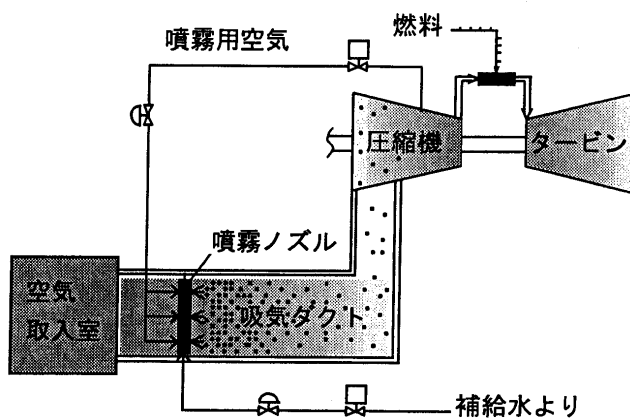


図1 ガスタービン吸気加湿冷却システム

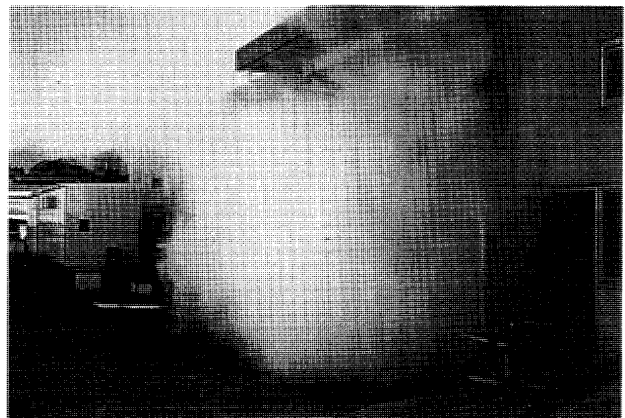


図2 噴霧ノズルで形成したミスト

原稿受付 2000年3月6日

*1 日立エンジニアリング(株) 電力エンジニアリング第1部
〒317-0073 茨城県日立市幸町 3-2-1

*2 (株)日立製作所 火力・水力事業部 火力システム部

クル発電所を事例にして示す。噴霧ノズルは吸気サイレンサの下流に設置し、流路断面内に均一に配置した。図3は吸気ダクト上の給水ヘッダと給気ヘッダを、図4はその直下に配置されたノズルラックの設置状況をそれぞれ示す。吸気の流れは写真の左から右に向いている。

4. 実証試験

(株)日立製作所素形材本部の上記発電所で吸気加湿冷却システムの実証試験を行った。噴霧用の給水は、既設のNO_x低減用水注入装置に用いる水と同じである。給水系の容量は150 l/minで、対吸気重量比で0.65%に相当する。この量は、NO_x低減のために燃焼器に注入する水量の約1/2あるいは燃料流量の1/4に相当している。噴霧試験はタービン入口温度(TIT)を一定にした状態と電気出力を一定に保持した状態とで行った。

4.1 増出力試験

図5はTIT一定条件下で、吸気加湿冷却システムを作動した時の諸量のタイムチャートを示す。噴霧水量は、3回に分けてステップ状に増やした。噴霧量150 l/min

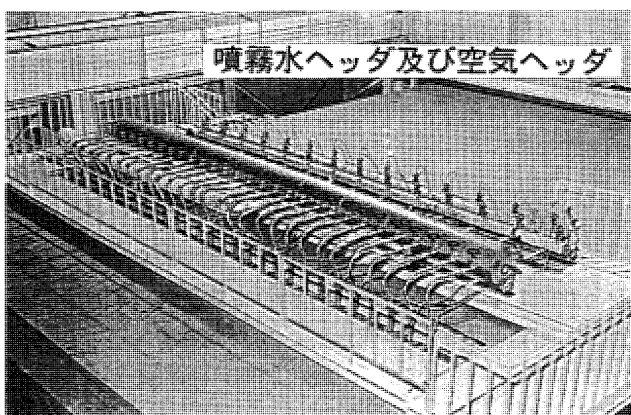


図3 噴霧水ヘッダと空気ヘッダの設置状況

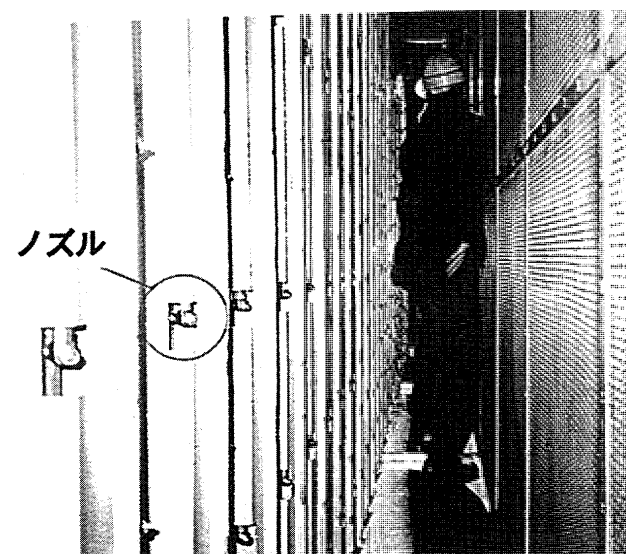


図4 噴霧ノズルラックの設置状況

(空気比0.65%)で、電気出力は94から103 MWに上昇した。これは、率にして10%の増出力になる。この時、圧縮機入口と出口の空気温度はそれぞれ8℃、20℃の低下を示し、タービン排気温度は6℃低下した。

増出力時の熱効率の上昇率は、実験範囲で投入水量にほぼ比例しており、1%の水投入で約3% (相対) 向上することが示された。

4.2 定出力試験

次に、電気出力を一定に保持した運転で噴霧し、燃料流量の変化を測定した。燃料流量は、無負荷定速運転時に1% (0.45%の水噴霧)、95%負荷運転時に0.5% (0.6%の水噴霧) ほどそれぞれ減少した。この事実は、湿り圧縮により圧縮仕事が低減したことを示している。噴霧時の燃料低減率が低負荷ほど大きい理由は、燃料流量は負荷の低下に伴い減少するが、圧縮仕事の低下は負荷に依存しないからと考えられる。このことは、プラントが一定負荷運転状態にある時でも、本システムの運用にメリットがあることを示している。また、噴霧中にNO_x値は50 ppmから40 ppmに低下した。

5. 長期運転経験

実証試験は、1997年3月から同年10月までの間に合計33ケース実施したが、試験開始後一度のトラブルもなく再現性良く正常に動作した。

本発電所のガスタービンは、圧縮機翼の汚れに原因して圧縮機の断熱効率が低下する傾向があったが、水噴霧試験を実施した年には、そのような傾向がみられなかった。噴霧試験を断続的に1年半実施した後に圧縮機初段動翼の外観を検査した。エロージョンやコロージョンの痕跡は無く、推積物の量は例年より少なく、汚れの成分にも有意差はなかった。このような結果から、噴霧条件(粒径、水質、均一性)が適正に制御されるならば、吸気加湿冷却システムは、再現性良く動作し長期間の運用にも耐えることを確認した。また、本システムは圧縮機翼面の汚れに起因するプラント熱効率の低下を抑制することが判明した。

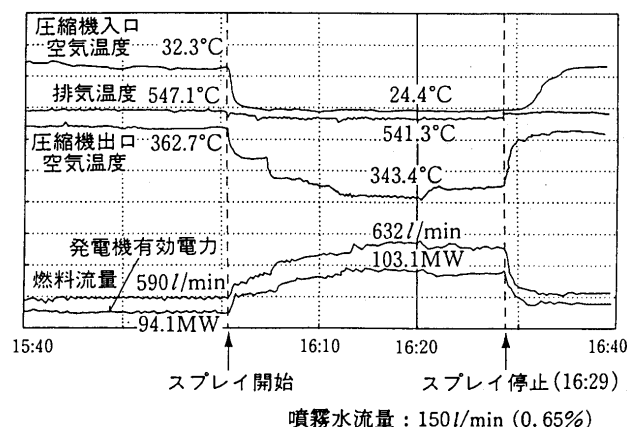


図5 水噴霧中のガスタービン運転パラメータの変化

6. WAC の特長と導入効果のまとめ

(1) 特長

- ・省スペース
- ・既設機への据え付け容易性
- ・気象条件に依存しない出力増加
- ・エネルギー効率大
- ・消費水量少

(2) 導入によるユーザメリット

- ・発電出力の増加
- ・発電効率の向上
- ・ピーク電力需要への即応性
- ・随時性、高速応答性

- ・負荷率の向上
- ・発電出力一定運転時の燃料節約
- ・NO_x 発生量の低減
- ・圧縮機断熱効率の経時劣化抑制

7. おわりに

ガスタービンの吸気に超微粒の水滴を混入して、出力を向上し効率も改善する新しいサイクル（MAT サイクル）を提唱し、その理論に基づき吸気加湿冷却システム（WAC）を開発した。その有効性を 115 MW 級シンプルサイクル発電所で実証した。本システムは、現在、国内の 3 発電プラントへの適用を予定している。

セラミックターボチャージャ

山崎 慎一^{*1}

YAMAZAKI Shinichi

1. はじめに

自動車用エンジンのパワーブースタとして、ターボチャージャが昭和 50 年代後半から国内の自動車に多く採用され出した。

しかし、ターボチャージャ装着車には、いわゆるターボラグが存在し、特に低速域の加速性能向上のために、ターボラグの減少が望まれていた。一般に、ターボラグと呼ばれる現象は、運転者が車を加速しようとアクセルペダルを踏み込んだ時、ターボチャージャの過給圧力の立ち上がり遅れにより車の加速が遅れる、その時間遅れ（タイムラグ）をいう。本来、速度形機械であるターボチャージャは、定格過給圧力が得られる最低エンジン回転数（インターセプトポイント）が中、高速回転域になる傾向がある。過給エンジンの低速性能を向上させるには、加速時にターボチャージャが急速に回転上昇し、したがって過給圧力が早く定格過給圧力に達することが重要である。このために、ターボチャージャの回転体の慣性モーメントを低減し、回転体の加速性を向上させることは、ターボラグの減少に有効である。慣性モーメントの減少には、外径や翼枚数の減少なども効果があるが、基本的には、大幅な重量軽減が大きく効果がある。耐熱合金より軽量であるセラミック材料が、ターボチャージャのタービン材料として注目されたのもこの点にある。

当時、工業的に多く使用されていたアルミナに代表される酸化系セラミックスに対して、窒化珪素や炭化珪素のような非酸化系セラミックスは、エンジニアリングセラミックスといわれ、耐熱性と強度の面からガスタービンやターボチャージャの高温部品への適用が期待されていた。

日産自動車では、セラミックターボチャージャを実用化し、昭和 60 年 3 月、フェアレディ Z に搭載して発売した。図 1 にその断面図を示す。

2. セラミック材料

使用された窒化珪素と従来使用されている Ni 基合金である GMR 235 の材料特性値を表 1 に示す。強度について一言すると、セラミックスの 3 点曲げ強度は引張強度に換算すると、ワイブル数に依存するが、約 50～60% になる。800℃ では GMR の方が窒化珪素より引張強度が大であるが、900～1,000℃ 以上では逆転する。

原稿受付 2000 年 2 月 29 日

^{*1} 株式会社日産エアロスペースエンジニアリング
〒370-2307 群馬県富岡市藤木 900

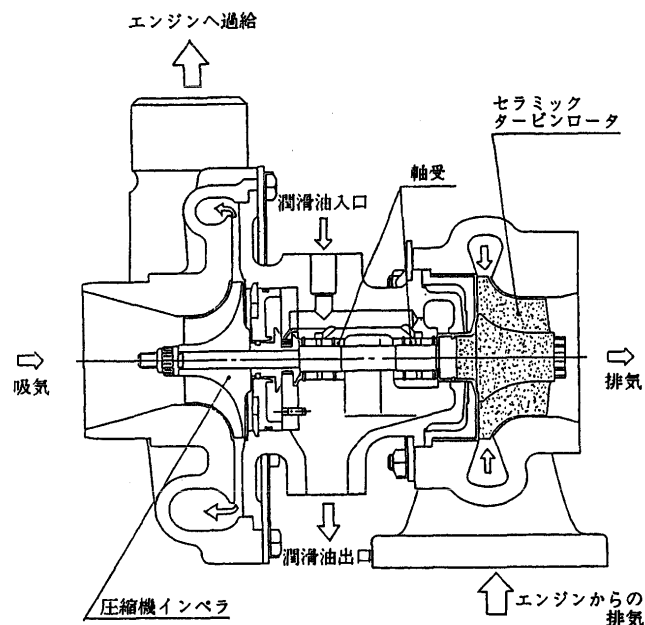


図1 ターボチャージャの構造

表1 材料特性

項目	窒化珪素	GMR235
ヤング率 (GPa)	314	186
ポアソン比	0.24	0.3
密度 (g/cm ³)	3.2	8.2
熱伝導率 (W/m・k)	27.1	16.2
熱膨張率 (1/℃)	2.8×10 ⁻⁶	13.5×10 ⁻⁶
強度 at 800℃ (Pa)	823×10 ⁶ (曲げ)	755×10 ⁶ (引張)

3. セラミックスの高速回転体適用に関する技術的課題

セラミックスをターボチャージャのような形状が複雑で、高い引張応力を受ける羽根車に適用可能にするには下記の技術的課題を達成する必要があった。

- ① 高強度、高精度の焼結体を得る製造法の開発
- ② 応力集中を極力避けた低応力化設計
- ③ セラミックロータと金属軸との接合法の開発
- ④ 強度と信頼性の評価
- ⑤ 寿命予測
- ⑥ 品質保証

これらの中で、設計上もっとも苦勞したのは③項の金属軸との接合法であった。④～⑥項に関しては、テスト

ピースで評価すると共に実体の試験から破壊確率と疲労寿命を予測し、最終的には全数プルーフ試験を実施することにより品質保証をおこなった。

ここでは、③項について簡単に述べたい。

セラミックスと金属軸の接合設計に於いて検討しなければならないことは、接合部の温度、接合方法及び接合位置である。

(1) 軸部の温度分布 ロータ軸部の温度を知るため、エンジン停止後に軸部が最高温度を示すヒートソークバック状態での温度を測定した。その結果を図2に示す。

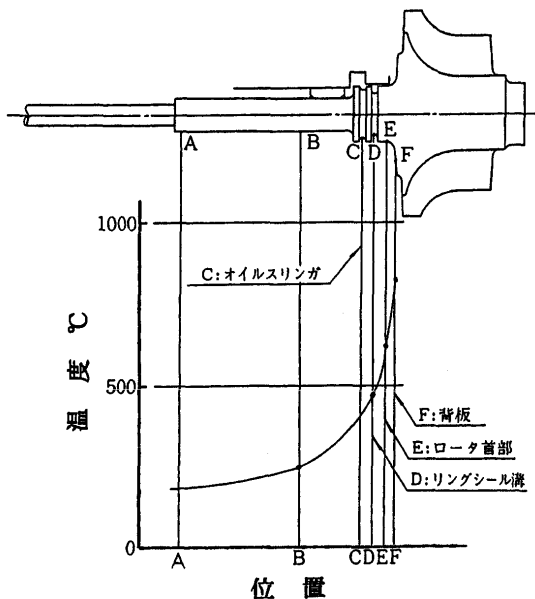


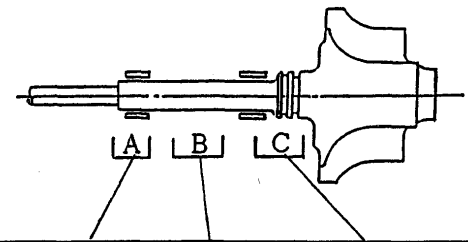
図2 軸部の温度分布の測定結果

このロータは図のA部までセラミックスで製造したものである。この結果は、高温部(C~F)で接合するには、少なくとも500℃以上の耐熱性が必要であることを示している。

(2) 接合位置と接合方法 接合位置として、温度的に高、中、低温部の3位置、接合方法として焼ばめ(機械的接合)、活性化ろう付(化学的接合)及び接着の3方法を選択して検討した。その結果を図3に示す。

結論としては、高温位置で、焼ばめとろう付による接合を選択した。高温部を選択した理由は、もし万一セラミックロータが破損しても金属軸とシール部は残るので、潤滑油が排気管に流れ出て、火災ないしは白煙を発生させることがない、という実験結果に基づいたものである。当時、破壊確率的にはほとんどゼロに近いといっても、セラミックスに対して万全の信頼を置くことは出来なかった。

(3) 接合部の評価 接合部の常温、高温でのねじり、引張、曲げ、衝撃試験等及びターボチャージャ単体での破壊、耐久、振動試験さらにエンジンに実装しての各種耐久試験及び故障モード試験を行い、接合部が十分実用性を有していることを確認した。



接合位置	A 低温部	B 中間部	C 高温部
接合法			
焼ばめ	信頼性が高い		高温強度 必要
ろう付	信頼性が高い	耐振動強度 必要	高温強度 必要
接着	信頼性が低い(耐熱強度不足)		不可
接合部折損時の影響	* ターボ潤滑油が排気へ流出する可能性大		* 潤滑油流出なし
コスト	* セラミックロータコスト高		* ロータコスト低

図3 セラミックロータと金属軸の接合法と位置の特徴

4. セラミックロータの加速応答性

ターボチャージャにステップ的にガスを流入させる実験装置を用いて、ロータの加速性を測定した。その結果を図4に示すが、ほぼ慣性モーメントの低減割合に見合った加速応答性の向上が得られた。

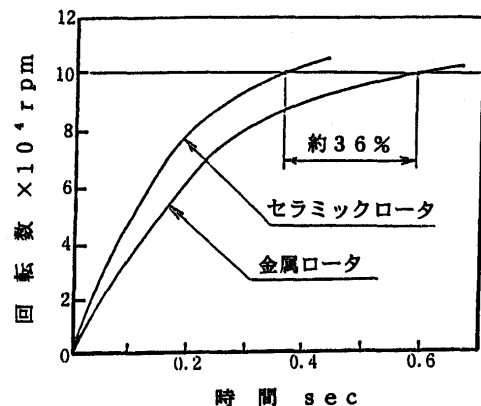


図4 セラミックロータの加速特性

5. おわりに

当時、‘セラミックフィーバ’なる言葉が流行した。窒化珪素や炭化珪素等のエンジニアリングセラミックスはニューセラミックスといわれ、一種の理想的耐熱構造材料としてガスタービンや断熱ディーゼルエンジンなどの熱機関や軸受さらには刃物や歯科材料に適用しようとする開発が積極的に進められた。それらの中では、実用化したものもあるし、未だ開発途上のものもある。

日産自動車のセラミックターボチャージャの生産量は平成11年現在、累計約110万セットに達した。

おわりに、この開発にはセラミックロータの製造に関して、日本特殊陶業株式会社と日本碍子株式会社に多大のご協力を戴いた。改めて深謝の意を表したい。

日本ガスタービン学会賞（第10回）報告

平成11年度学会賞審査委員会委員長 宮地 敏雄
MIYACHI Toshio

日本ガスタービン学会賞は、本会創立10周年を記念して1982年に制定されて以来、2年毎に表彰を行っております。学会賞には論文賞、技術賞ならびに学会創立20周年を記念して設けられた奨励賞の3種類があり、ガスタービンおよび過給機に関する優れた論文ならびに技術を表彰しております。

今回の学会賞候補に関しては、平成11年12月15日を応募期限として、平成11年7月号および9月号学会誌に会告を掲載し、募集を行いました。

論文賞は平成7年11月以降、平成11年11月までに学会誌に公表された論文および1999年国際ガスタービン会議神戸大会 Proceedings に掲載された論文が対象となります。この中から、学会誌編集委員会ならびに1999年国際ガスタービン会議神戸大会論文委員会から推薦された論文、申請および他薦された論文が合計16編ありました。

学会賞審査委員会では1編について3名の審査委員を

割り当て、慎重に審査を行い、論文賞3件、奨励賞1件を理事会に推薦いたしました。

奨励賞は、論文賞と同じ対象の論文の著者のうち、36歳未満の筆頭著者を対象として選考を行った結果、1名を理事会に推薦いたしました。

技術賞は申請および他薦された3件を対象とし、5名の審査委員により、受賞候補者から直接のヒアリングを含む厳密な審査を行いました。技術賞は原則として2件以内とする内規があるのですが、今年度対象となった3件は何れも規模が大きい高度な技術を完成させたものであり、また、将来の発展性も十分期待できるものと評価し、審査委員5名全員の同意を得て、3件すべてを理事会に推薦することにいたしました。

理事会において審議の結果、当委員会から推薦した受賞候補がすべて承認され、次に示す通りの授賞が決定されました。

論文賞

ターボ過給ディーゼルエンジンのマッティング計算に関する研究

東京大学 吉 識 晴 夫
ハネウエルターボチャージングシステムズジャパン 顧 茸 蕾
日本ガスタービン学会誌 25巻99号(1997.12)

化石燃料を使う内燃機関の中では、ディーゼルエンジンの熱効率は高い。しかし、エンジンから大気中に排出しているエネルギーを有効に利用できれば、熱効率の更なる向上、排ガスの低減という効果を生じ、省エネルギーと良好な環境の保全等の社会的要請を満たすことができる。そのための手段の一つとして、ディーゼルエンジンの排気エネルギーを有効に利用するターボ過給機が注目されている。このターボ過給ディーゼルエンジンは、容積型のディーゼルエンジンと速度型の排気タービンを組み合わせた複合機関であるため、お互いの適切なマッティングを考慮する必要がある。

本論文は、過給機及び吸排気管を一次元流路とする従来のモデルに、ガス流路壁面とシリンダ壁面からの熱損失を組み込み、マッティング計算に適用した。更に、過給機

コンプレッサの特性線図が無い場合を考慮し、コンプレッサの形状寸法から特性を数値的に求める方法も取り入れている。

大気条件とエンジン回転数等の実験データを基に解析した結果、モータリング時の圧力波形やエンジン性能は熱損失の影響をあまり受けないが、ファイアリング時のそれらは熱損失の考慮により予測精度が著しく改善されることを明らかにした。

また、コンプレッサの数値解析の結果、8万rpmまでの回転数範囲で特性を精度良く推定でき、本範囲内でのマッティング計算を精度良く行えることを示した。

以上より、ターボ過給機を含む吸排気流路の一次元モデルの妥当性を検証し、本手法がターボ過給ディーゼルエンジンの開発設計や性能評価に有効であることを示した。

日本ガスタービン学会賞（第10回）報告

平成11年度学会賞審査委員会委員長 宮地 敏雄
MIYACHI Toshio

日本ガスタービン学会賞は、本会創立10周年を記念して1982年に制定されて以来、2年毎に表彰を行っております。学会賞には論文賞、技術賞ならびに学会創立20周年を記念して設けられた奨励賞の3種類があり、ガスタービンおよび過給機に関する優れた論文ならびに技術を表彰しております。

今回の学会賞候補に関しては、平成11年12月15日を応募期限として、平成11年7月号および9月号学会誌に会告を掲載し、募集を行いました。

論文賞は平成7年11月以降、平成11年11月までに学会誌に公表された論文および1999年国際ガスタービン会議神戸大会 Proceedings に掲載された論文が対象となります。この中から、学会誌編集委員会ならびに1999年国際ガスタービン会議神戸大会論文委員会から推薦された論文、申請および他薦された論文が合計16編ありました。

学会賞審査委員会では1編について3名の審査委員を

割り当て、慎重に審査を行い、論文賞3件、奨励賞1件を理事会に推薦いたしました。

奨励賞は、論文賞と同じ対象の論文の著者のうち、36歳未満の筆頭著者を対象として選考を行った結果、1名を理事会に推薦いたしました。

技術賞は申請および他薦された3件を対象とし、5名の審査委員により、受賞候補者から直接のヒアリングを含む厳密な審査を行いました。技術賞は原則として2件以内とする内規があるのですが、今年度対象となった3件は何れも規模が大きい高度な技術を完成させたものであり、また、将来の発展性も十分期待できるものと評価し、審査委員5名全員の同意を得て、3件すべてを理事会に推薦することにいたしました。

理事会において審議の結果、当委員会から推薦した受賞候補がすべて承認され、次に示す通りの授賞が決定されました。

論文賞

ターボ過給ディーゼルエンジンのマッティング計算に関する研究

東京大学 吉 識 晴 夫
ハネウエルターボチャージングシステムズジャパン 顧 茸 蕾
日本ガスタービン学会誌 25巻99号(1997.12)

化石燃料を使う内燃機関の中では、ディーゼルエンジンの熱効率は高い。しかし、エンジンから大気中に排出しているエネルギーを有効に利用できれば、熱効率の更なる向上、排ガスの低減という効果を生じ、省エネルギーと良好な環境の保全等の社会的要請を満たすことができる。そのための手段の一つとして、ディーゼルエンジンの排気エネルギーを有効に利用するターボ過給機が注目されている。このターボ過給ディーゼルエンジンは、容積型のディーゼルエンジンと速度型の排気タービンを組み合わせた複合機関であるため、お互いの適切なマッティングを考慮する必要がある。

本論文は、過給機及び吸排気管を一次元流路とする従来のモデルに、ガス流路壁面とシリンダ壁面からの熱損失を組み込み、マッティング計算に適用した。更に、過給機

コンプレッサの特性線図が無い場合を考慮し、コンプレッサの形状寸法から特性を数値的に求める方法も取り入れている。

大気条件とエンジン回転数等の実験データを基に解析した結果、モータリング時の圧力波形やエンジン性能は熱損失の影響をあまり受けないが、ファイアリング時のそれらは熱損失の考慮により予測精度が著しく改善されることを明らかにした。

また、コンプレッサの数値解析の結果、8万rpmまでの回転数範囲で特性を精度良く推定でき、本範囲内でのマッティング計算を精度良く行えることを示した。

以上より、ターボ過給機を含む吸排気流路の一次元モデルの妥当性を検証し、本手法がターボ過給ディーゼルエンジンの開発設計や性能評価に有効であることを示した。

論文賞

小型セラミックガスタービンを用いた自動車用ハイブリッドシステムの研究（第2報）

東海大学 伊 藤 高 根
花王 呉 英 毅

日本ガスタービン学会誌 26 巻 102 号（1998.9）

セラミックガスタービンを用いた都市バス用シリーズ式ハイブリッドシステムの最適化を目指し、その主要要素であるエンジン、発電機、モータ、バッテリーが10-15モードで走行した場合、実際にどの様に作動しているかにつき、シミュレーションプログラムを開発し解析した。その結果、次のことを明らかにした。

(1) 急加減速時に発電機の負荷を短時間制御し、エンジン-発電機系の回転数制御を行う「発電機アシスト制御方式」を提案し、圧縮機のサージングを避けながら最良燃費線に沿った運転が可能であることを確認するとともに、慣性モーメントが大きいと言われるガスタービンであっても良好な走行燃費がえられる。

(2) モータは低負荷低回転領域の効率が悪く、3速程度の変速機の採用は効果的である。
(3) 発電機の運転点は概ね良好である。「発電機アシスト」の影響はごく短時間であるため軽微であり、問題はない。
(4) シリーズ式では、時々刻々モータの要求する電力は、バッテリーに貯めずにできるだけ発電機から直接供給するような制御システムが走行燃費上は好ましい。
(5) バッテリーの内部抵抗の大きさは充放電効率、回生効率に大きな影響を及ぼす。車両重要な重いバスでは、バッテリーのエネルギー密度の改善はそれほど期待できない。

論文賞

軸流圧縮機用エンドベンド・スweep翼の開発

三菱重工業(株) 谷 野 忠 和
佐賀大学 木 上 洋 一
九州大学 九 郎 丸 元 雄
井 上 雅 弘
古 川 雅 人
(株)東芝 奥 野 研 一
新 関 良 樹

日本ガスタービン学会誌 27 巻 5 号（1999.9）

ガスタービン用軸流圧縮機の中間段の高効率化と作動領域拡大を企図して、従来の渦設計（フローパターン設計）により定まる翼の出口角を保つと同時に、翼の入口角を翼端境界層に適合させ、かつ翼前縁をスweepさせることで翼端近傍の流れを活性化させるエンドベンドスweep翼（EBS翼）を開発した。多段軸流圧縮機の中間段を模擬した段落の動・静翼にEBS翼を適用し、段落性能及び内部流動測定を行い、従来の設計法を用いた基準翼との比較によりその有用性を実証した。

EBS動翼では、設計点においてハブ及びケーシング

壁近傍の翼のウェーク厚さが減少して基準動翼に対し高い効率が得られ、低流量域でもケーシング境界層の低減により失速開始点が遅れ広い作動領域が得られた。また、EBS静翼では、基準静翼の低流量域で生じるコーナー失速が抑制され性能が向上することが確認された。

さらに、設計点付近の段落特性及び動・静翼の流出角は、従来の渦設計によるものとほぼ等しく、既存の圧縮機の特定の段落のみをバージョンアップする手段として本方法の有効性が明らかにされた。

論文賞

小型セラミックガスタービンを用いた自動車用ハイブリッドシステムの研究（第2報）

東海大学 伊 藤 高 根
花王 呉 英 毅

日本ガスタービン学会誌 26 巻 102 号（1998.9）

セラミックガスタービンを用いた都市バス用シリーズ式ハイブリッドシステムの最適化を目指し、その主要要素であるエンジン、発電機、モータ、バッテリーが10-15モードで走行した場合、実際にどの様に作動しているかにつき、シミュレーションプログラムを開発し解析した。その結果、次のことを明らかにした。

(1) 急加減速時に発電機の負荷を短時間制御し、エンジン-発電機系の回転数制御を行う「発電機アシスト制御方式」を提案し、圧縮機のサージングを避けながら最良燃費線に沿った運転が可能であることを確認するとともに、慣性モーメントが大きいと言われるガスタービンであっても良好な走行燃費がえられる。

(2) モータは低負荷低回転領域の効率が悪く、3速程度の変速機の採用は効果的である。
(3) 発電機の運転点は概ね良好である。「発電機アシスト」の影響はごく短時間であるため軽微であり、問題はない。
(4) シリーズ式では、時々刻々モータの要求する電力は、バッテリーに貯めずにできるだけ発電機から直接供給するような制御システムが走行燃費上は好ましい。
(5) バッテリーの内部抵抗の大きさは充放電効率、回生効率に大きな影響を及ぼす。車両重要な重いバスでは、バッテリーのエネルギー密度の改善はそれほど期待できない。

論文賞

軸流圧縮機用エンドベンド・スweep翼の開発

三菱重工業(株) 谷 野 忠 和
佐賀大学 木 上 洋 一
九州大学 九 郎 丸 元 雄
井 上 雅 弘
古 川 雅 人
(株)東芝 奥 野 研 一
新 関 良 樹

日本ガスタービン学会誌 27 巻 5 号（1999.9）

ガスタービン用軸流圧縮機の中間段の高効率化と作動領域拡大を企図して、従来の渦設計（フローパターン設計）により定まる翼の出口角を保つと同時に、翼の入口角を翼端境界層に適合させ、かつ翼前縁をスweepさせることで翼端近傍の流れを活性化させるエンドベンドスweep翼（EBS翼）を開発した。多段軸流圧縮機の中間段を模擬した段落の動・静翼にEBS翼を適用し、段落性能及び内部流動測定を行い、従来の設計法を用いた基準翼との比較によりその有用性を実証した。

EBS動翼では、設計点においてハブ及びケーシング

壁近傍の翼のウェーク厚さが減少して基準動翼に対し高い効率が得られ、低流量域でもケーシング境界層の低減により失速開始点が遅れ広い作動領域が得られた。また、EBS静翼では、基準静翼の低流量域で生じるコーナー失速が抑制され性能が向上することが確認された。

さらに、設計点付近の段落特性及び動・静翼の流出角は、従来の渦設計によるものとほぼ等しく、既存の圧縮機の特定の段落のみをバージョンアップする手段として本方法の有効性が明らかにされた。

技術賞

次世代超音速輸送機用可変サイクルターボファンエンジンの研究開発

超音速輸送機用推進システム技術研究組合

航空宇宙技術研究所

石川島播磨重工業(株)

川崎重工業(株)

三菱重工業(株)

石 澤 和 彦

柳 良 二

近 田 哲 夫

吉 田 公 則

長 谷 川 清

現在運航中の「コンコルド」に代わって21世紀初頭に実現が期待される次世代超音速輸送機用推進システムの開発を目指し、離着陸時の騒音低減と低速飛行の経済性要求からの高バイパス比化と高速巡航時の高比推力要求からの低バイパス比化を両立させた、民間航空機用エンジンとしては初めての可変サイクルエンジンを研究開発した。

可変サイクルエンジン実現のため、高温対応の可変低圧タービン静翼機構、高負荷・高効率ファン、高負荷・高効率・広サージ余裕圧縮機、多変数制御並びに可変サイクル性能予測技術等を開発し、高空性能試験等により

その妥当性を実証・確認した。また、高速巡航時の高比推力要求を満足すべく、世界最高レベルの1700℃タービン入口温度ガスジェネレーター実現のため、高圧タービン、燃焼器等の先進冷却技術を含むエンジン耐熱設計・温度予測技術を適用し、1700℃連続運転にてこれらの妥当性を実証した。低騒音化については、特にジェット騒音の低減が大きな課題であり、ミキサ・エジェクターノズル及びセラミックス吸音パネルを適用して野外エンジン試験を行い、亜音速機用の国際規格並みの低騒音が達成できる見通しを得た。

技術賞

300 kW 級セラミックガスタービンの研究開発

川崎重工業(株)

巽 哲 男

竹 原 勇 志

木 村 武 清

京セラ(株)

吉 田 真

住友精密工業(株)

江 田 隆 志

本研究開発は、通産省ニューサンシャイン計画の一環として、コージェネレーションに使用される中小型エンジンの高効率化、低公害化及び燃料多様化を促進することを目的として実施された。研究開発目標は、出力300kW級、タービン入口温度1,350℃、熱効率42%以上という従来型機に比べて飛躍的に高い性能とともに優れた低NO_x特性を実証することであった。ガスタービンの高効率化には、タービン入口温度を高めることが有効であるが、小型ガスタービンでは空冷タービン翼の製作が困難でタービン入口温度を高めることが難しく、熱効率は20%以下にとどまっていた。標記3社は、新エネルギー・産業技術総合開発機構の委託を受けて、再生式

二軸セラミックガスタービンCGT 302の開発を担当し、燃焼器やタービン等の高温部に耐熱性に優れたセラミックス材料を適用することにより高温化・無冷却化を図り、同時に再生熱交換器を採用することで、42.1%という従来機の2倍以上の熱効率を世界に先駆けて実現した。さらに、優れた低NO_x特性と累計2100時間に及ぶ長時間運転も実証した。これらの目標達成のため、耐熱セラミック部材の製造技術・検査技術、圧縮機・タービン・燃焼器・熱交換器等の要素技術、およびセラミックスに適したガスタービンの設計技術等それぞれの分野で独創的な開発が行われた。これらの成果は、国内外から高く評価されている。

技術賞

次世代超音速輸送機用可変サイクルターボファンエンジンの研究開発

超音速輸送機用推進システム技術研究組合

航空宇宙技術研究所

石川島播磨重工業(株)

川崎重工業(株)

三菱重工業(株)

石澤和彦

柳良二

近田哲夫

吉田公則

長谷川清

現在運航中の「コンコルド」に代わって21世紀初頭に実現が期待される次世代超音速輸送機用推進システムの開発を目指し、離着陸時の騒音低減と低速飛行の経済性要求からの高バイパス比化と高速巡航時の高比推力要求からの低バイパス比化を両立させた、民間航空機用エンジンとしては初めての可変サイクルエンジンを研究開発した。

可変サイクルエンジン実現のため、高温対応の可変低圧タービン静翼機構、高負荷・高効率ファン、高負荷・高効率・広サージ余裕圧縮機、多変数制御並びに可変サイクル性能予測技術等を開発し、高空性能試験等により

その妥当性を実証・確認した。また、高速巡航時の高比推力要求を満足すべく、世界最高レベルの1700℃タービン入口温度ガスジェネレーター実現のため、高圧タービン、燃焼器等の先進冷却技術を含むエンジン耐熱設計・温度予測技術を適用し、1700℃連続運転にてこれらの妥当性を実証した。低騒音化については、特にジェット騒音の低減が大きな課題であり、ミキサ・エジェクターノズル及びセラミックス吸音パネルを適用して野外エンジン試験を行い、亜音速機用の国際規格並みの低騒音が達成できる見通しを得た。

技術賞

300 kW 級セラミックガスタービンの研究開発

川崎重工業(株)

巽哲男

竹原勇志

木村武清

京セラ(株)

吉田真

住友精密工業(株)

江田隆志

本研究開発は、通産省ニューサンシャイン計画の一環として、コージェネレーションに使用される中小型エンジンの高効率化、低公害化及び燃料多様化を促進することを目的として実施された。研究開発目標は、出力300 kW級、タービン入口温度1,350℃、熱効率42%以上という従来型機に比べて飛躍的に高い性能とともに優れた低NO_x特性を実証することであった。ガスタービンの高効率化には、タービン入口温度を高めることが有効であるが、小型ガスタービンでは空冷タービン翼の製作が困難でタービン入口温度を高めることが難しく、熱効率は20%以下にとどまっていた。標記3社は、新エネルギー・産業技術総合開発機構の委託を受けて、再生式

二軸セラミックガスタービン CGT 302 の開発を担当し、燃焼器やタービン等の高温部に耐熱性に優れたセラミックス材料を適用することにより高温化・無冷却化を図り、同時に再生熱交換器を採用することで、42.1%という従来機の2倍以上の熱効率を世界に先駆けて実現した。さらに、優れた低NO_x特性と累計2100時間に及ぶ長時間運転も実証した。これらの目標達成のため、耐熱セラミック部材の製造技術・検査技術、圧縮機・タービン・燃焼器・熱交換器等の要素技術、およびセラミックスに適したガスタービンの設計技術等それぞれの分野で独創的な開発が行われた。これらの成果は、国内外から高く評価されている。

技術賞

国内初の民間航空用エンジン三菱式 MG 5-100/-110 ターボシャフトエンジンの開発と実用化

三菱重工業(株)

内 田 誠 之
森 下 進
河 合 道 雄
三 宅 慶 明
島 内 克 幸

三菱重工では、民間ヘリコプター用の小型ターボシャフトエンジン MG 5-100 の開発を行い、平成 9 年 6 月に運輸省航空局より、国内で初めての民間航空用エンジン型式認証を取得した。引き続き、出力を約 10% 向上した MG 5-110 型の開発を行い平成 11 年 4 月 1 日に型式承認を取得、10 月から MH 2000 A 型ヘリコプタ搭載エンジンとして客先に納入され、100% 国産民間機として運用を開始した。

このエンジンは、単段で世界最高の圧力比 11 を実現した遠心圧縮機、同じく単段の空冷高圧タービン、出力タービン、環状逆流式燃焼器、二段減速式ギアボックス、更に二重系電子コントローラ (FADEC)、トラクションローラを用いた新形式の燃料制御弁を組込んだ FCU 等と組み合わせた小型、軽量で高性能の 900 馬力クラス

のターボシャフトエンジンである。通常の離陸定格、最大連続定格出力の他、緊急時の出力として 2.5 分及び 30 分の片発定格、又ヘリコプタの低騒音運航に対応した出力軸 90% 回転の連続定格出力を有している。

型式承認は航空法に基づく耐空性審査要領 (FAR・Part 33 と同等) に従い、150 時間耐久、鳥・氷・水吸込、過回転、過温度、振動、ディストーション、高・低温、環境氷結、高空性能・機能等のエンジン試験、更には要素・部品レベルの機能・性能・強度試験等により数百項目に亘る規定を実証した結果として認められたものである。

現在までに飛行試験を含め約 8500 時間の累計時間になっているが、今後更に試験を重ね、より高い信頼性実現に向けて取り組んでゆく所存である。

奨励賞

遷音速ファンの高負荷曲げ翼列フラッタに関する実験的研究

日本ガスタービン学会誌 25 巻 99 号 (1997.12)

遷音速振動翼列の非定常空力解析

日本ガスタービン学会誌 25 巻 100 号 (1998.3)

日立製作所(株) 柴 田 貴 範

ファンや圧縮機の高負荷大容量化の要求にともない、曲げモードの翼列フラッタの発生がジェットエンジン開発時の問題となっている。このフラッタは遷音速の高負荷状態で発生するとされるが、その発生メカニズムの詳細はわかっていない。本研究では、直線翼列を用いた風洞試験と圧縮性オイラー方程式に基づく数値解析を行い、遷音速・高負荷状態における振動翼列の非定常空力特性を明らかにした。

実験では、風洞境界層や翼列方向の周期性に注意を払った風洞設計を行い、始動状態から不始動状態までの翼列流れを実現した。実験により、(1)低無次元振動数、背面隣接翼位相進みの振動状態において曲げフラッタが発生すること；(2)翼列圧力比の上昇は非定常空力仕事を

増加させる方向に、振動数の増加はそれを減少させる方向に働くことなどを明らかにした。

また、数値解析では、非線形オイラー方程式を時間進行法で直接解く非線形解法と、方程式を線形化してから解く、高速な線形解法を開発し、両手法の結果を比較することによって線形解法の有効性と適用限界を調べた。そして、それぞれの手法の特徴を活かし多用な流れ場や振動条件における翼列安定性解析を行い、(3)強い衝撃波を含む流れにおいては、翼弦方向の振動が空力仕事を決める上で重要であること；(4)空力仕事の振動振幅に対する非線形性は、流れ場としては不始動状態で、振動方向としては純粹曲げに近い状態で現れやすいことなどを明らかにした。

技術賞

国内初の民間航空用エンジン三菱式 MG 5-100/-110 ターボシャフトエンジンの開発と実用化

三菱重工業(株)

内 田 誠 之
森 下 進
河 合 道 雄
三 宅 慶 明
島 内 克 幸

三菱重工では、民間ヘリコプター用の小型ターボシャフトエンジン MG 5-100 の開発を行い、平成 9 年 6 月に運輸省航空局より、国内で初めての民間航空用エンジン型式認証を取得した。引き続き、出力を約 10% 向上した MG 5-110 型の開発を行い平成 11 年 4 月 1 日に型式承認を取得、10 月から MH 2000 A 型ヘリコプタ搭載エンジンとして客先に納入され、100% 国産民間機として運用を開始した。

このエンジンは、単段で世界最高の圧力比 11 を実現した遠心圧縮機、同じく単段の空冷高圧タービン、出力タービン、環状逆流式燃焼器、二段減速式ギアボックス、更に二重系電子コントローラ (FADEC)、トラクションローラを用いた新形式の燃料制御弁を組込んだ FCU 等と組み合わせた小型、軽量で高性能の 900 馬力クラス

のターボシャフトエンジンである。通常の離陸定格、最大連続定格出力の他、緊急時の出力として 2.5 分及び 30 分の片発定格、又ヘリコプタの低騒音運航に対応した出力軸 90% 回転の連続定格出力を有している。

型式承認は航空法に基づく耐空性審査要領 (FAR・Part 33 と同等) に従い、150 時間耐久、鳥・氷・水吸込、過回転、過温度、振動、ディストーション、高・低温、環境氷結、高空性能・機能等のエンジン試験、更には要素・部品レベルの機能・性能・強度試験等により数百項目に亘る規定を実証した結果として認められたものである。

現在までに飛行試験を含め約 8500 時間の累計時間になっているが、今後更に試験を重ね、より高い信頼性実現に向けて取り組んでゆく所存である。

奨励賞

遷音速ファンの高負荷曲げ翼列フラッタに関する実験的研究

日本ガスタービン学会誌 25 巻 99 号 (1997.12)

遷音速振動翼列の非定常空力解析

日本ガスタービン学会誌 25 巻 100 号 (1998.3)

日立製作所(株) 柴 田 貴 範

ファンや圧縮機の高負荷大容量化の要求にともない、曲げモードの翼列フラッタの発生がジェットエンジン開発時の問題となっている。このフラッタは遷音速の高負荷状態で発生するとされるが、その発生メカニズムの詳細はわかっていない。本研究では、直線翼列を用いた風洞試験と圧縮性オイラー方程式に基づく数値解析を行い、遷音速・高負荷状態における振動翼列の非定常空力特性を明らかにした。

実験では、風洞境界層や翼列方向の周期性に注意を払った風洞設計を行い、始動状態から不始動状態までの翼列流れを実現した。実験により、(1)低無次元振動数、背面隣接翼位相進みの振動状態において曲げフラッタが発生すること；(2)翼列圧力比の上昇は非定常空力仕事を

増加させる方向に、振動数の増加はそれを減少させる方向に働くことなどを明らかにした。

また、数値解析では、非線形オイラー方程式を時間進行法で直接解く非線形解法と、方程式を線形化してから解く、高速な線形解法を開発し、両手法の結果を比較することによって線形解法の有効性と適用限界を調べた。そして、それぞれの手法の特徴を活かし多用な流れ場や振動条件における翼列安定性解析を行い、(3)強い衝撃波を含む流れにおいては、翼弦方向の振動が空力仕事を決める上で重要であること；(4)空力仕事の振動振幅に対する非線形性は、流れ場としては不始動状態で、振動方向としては純粹曲げに近い状態で現れやすいことなどを明らかにした。

学会からの発行刊行物

Bulletin Of GTSJ 2000

発行 2000 年 4 月

頒布価格 1 部 2000 円 (10 部以上申込の場合は 20% 引き)

内容 International Gas Turbine Congress 1999 Kobe
 Gas Turbine Technology in Japan
 Abstracts of Recent Technical Papers
 Letters from R & D Groups
 New Models and Products
 Production Statistics 他, A4 版, 約 110 ページ

申込方法 氏名, 連絡先, 必要部数を明記して, 学会事務局までお申し込み下さい。バックナンバーの在庫もあります。1999 年以前の発行分については在庫の有無と価格を事務局までお問い合わせ下さい。

学会事務局 〒160-0023 東京都新宿区西新宿 7-5-13 第 3 工新ビル 402
 Tel: 03-3365-0095 Fax: 03-3365-0387 郵便振替 00170-9-179578

お申込みの場合は, 申込書を FAX 又は郵送で事務局へお送り下さい。

Bulletin 申込書

(社)日本ガスタービン学会 行

FAX 03-3365-0387 TEL 03-3365-0095

氏 名			
連絡先			
〒			
TEL		FAX	

	単 価	希望部数
Bulletin (2000 年版)	¥2,000	

【事務局への連絡事項】

* 送金方法 (○印をつけて下さい)

1. 銀行 (第一勧業銀行西新宿支店 普通預金 1703707)
2. 郵便振替 (00170-9-179578)
3. 現金書留

送金予定日 月 日

* 請求書の発行について

1. 要 宛名 () 2. 不要

* 領収書の発行について

1. 要 宛名 () 2. 不要

2000 年度第 2 回見学会のお知らせ

2000 年度の第 2 回見学会を下記の要領で開催いたします。航空機用大型ガスタービンエンジンの整備工場を見学しますので奮ってご参加下さい。

1. 見 学 先 (1) 日本航空エンジン事業部・・・ジェットエンジンの分解・修理・組立等

(2) 日本航空成田整備事業部・・・大型旅客機の重整備等

いずれも千葉県成田市新東京国際空港整備場地区

2. 日 時 2000 年 7 月 5 日(水) 10:30～15:30

3. スケジュール

10:30 成田空港第 2 ターミナル 36 番バス停 (1 階南端) に集合

11:00～12:00 日本航空エンジン事業部にてエンジン整備の概要説明

12:00～13:00 昼食

13:00～14:30 エンジン事業部(エンジン整備)見学

14:30～15:30 成田整備事業部(機体整備)見学

15:30 頃 解散

4. 参加要領

(1) 定員: 30 名 (日本ガスタービン学会会員限定。定員超過の場合は抽選を行い、結果は全員にお知らせします)

(2) 申し込み方法: 下記の申込書にご記入のうえ、6 月 15 日(木)までに FAX または郵送にて学会事務局へお送り下さい。なお、空港内制限区域立ち入りのため、事前に当局に名簿提出の必要がありますので、ご記入は正確をお願いします。

(3) 昼食: 各自工場内の食堂にてとっていただきます。

(4) 参加費: 3000 円

(5) その他: 代理参加はできませんのでご承知おき下さい。

見学会参加申込書

申込締切日 (2000 年 6 月 15 日) 開催日 (2000 年 7 月 5 日)

(社)日本ガスタービン学会 行 FAX 03-3365-0387 TEL 03-3365-0095

氏 名	(会員 No.)		
勤務先			
勤務先所在地	〒		
TEL		FAX	
連絡先	〒		
E-mail			

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
可視化情報学会全国講演会 (札幌 2000)	2000/10/7-8 北海道工業大学	可視化情報学会事務局 TEL 03-5993-5020 FAX 03-5993-5026
第 242 回講習会 最新の熱流体现象の解析と伝熱・燃焼の基礎と実際	2000/7/18-19 建設交流館	日本機械学会関西支部 TEL 06-6443-2073 FAX 06-6443-6049

2000 年度第 2 回見学会のお知らせ

2000 年度の第 2 回見学会を下記の要領で開催いたします。航空機用大型ガスタービンエンジンの整備工場を見学しますので奮ってご参加下さい。

1. 見 学 先 (1) 日本航空エンジン事業部・・・ジェットエンジンの分解・修理・組立等

(2) 日本航空成田整備事業部・・・大型旅客機の重整備等

いずれも千葉県成田市新東京国際空港整備場地区

2. 日 時 2000 年 7 月 5 日(水) 10:30～15:30

3. スケジュール

10:30 成田空港第 2 ターミナル 36 番バス停 (1 階南端) に集合

11:00～12:00 日本航空エンジン事業部にてエンジン整備の概要説明

12:00～13:00 昼食

13:00～14:30 エンジン事業部(エンジン整備)見学

14:30～15:30 成田整備事業部 (機体整備) 見学

15:30 頃 解散

4. 参加要領

(1) 定員: 30 名 (日本ガスタービン学会会員限定。定員超過の場合は抽選を行い、結果は全員にお知らせします)

(2) 申し込み方法: 下記の申込書にご記入のうえ、6 月 15 日(木)までに FAX または郵送にて学会事務局へお送り下さい。なお、空港内制限区域立ち入りのため、事前に当局に名簿提出の必要がありますので、ご記入は正確をお願いします。

(3) 昼食: 各自工場内の食堂にてとっていただきます。

(4) 参加費: 3000 円

(5) その他: 代理参加はできませんのでご承知おき下さい。

見学会参加申込書

申込締切日 (2000 年 6 月 15 日) 開催日 (2000 年 7 月 5 日)

(社)日本ガスタービン学会 行 FAX 03-3365-0387 TEL 03-3365-0095

氏 名	(会員 No.)		
勤務先			
勤務先所在地	〒		
TEL		FAX	
連絡先	〒		
E-mail			

○ 本会協賛・共催行事 ○

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
可視化情報学会全国講演会 (札幌 2000)	2000/10/7-8 北海道工業大学	可視化情報学会事務局 TEL 03-5993-5020 FAX 03-5993-5026
第 242 回講習会 最新の熱流体现象の解析と伝熱・燃焼の基礎と実際	2000/7/18-19 建設交流館	日本機械学会関西支部 TEL 06-6443-2073 FAX 06-6443-6049

第6回ガスタービン教育シンポジウム開催のお知らせ

近年ガスタービン技術の発展には目覚ましいものがあります。航空機に搭載されるジェットエンジンをはじめ大規模発電やコージェネレーション用としても用途が広がっております。また、ガスタービンは高効率であること、NO_x排出を抑えることが比較的容易である等の理由で、環境に優しい原動機として、将来の人類のエネルギー問題に寄与する大変重要な役割を担っております。

一方、ガスタービンはまだまだ発展途上にあると言われており、高効率化・大容量化等多岐にわたる研究・開発分野で若い技術者の活躍が期待される分野です。そのような状況下で、学生及び若手技術者を対象とした標記シンポジウムの開催を計画しました。会員・非会員を問わず積極的にご参加下さい。

日 時：2000年7月13日(木)、14日(金)

場 所：㈱東芝 京浜事業所

(神奈川県横浜市鶴見区末広町2-4)

(JR鶴見駅より鶴見線で11分、新芝浦駅下車徒歩1分)

プログラム：

13日(木) 10:00～ 受付
 10:30～12:00 「ガスタービン概論」
 竹矢一雄 (元徳島大学)
 12:00～13:00 昼食
 13:00～14:30 「ガスタービンと流体工学」
 濱崎浩志 (石川島播磨重工)
 15:00～16:30 工場見学
 17:00～19:00 懇親会
 14日(金) 10:30～12:00 「ガスタービンと伝熱工学」
 吉田豊明 (航空宇宙技術研究所)

12:00～13:00 昼食

13:00～14:30 「ガスタービンと燃焼工学」

前田福夫 (東芝)

15:00～16:30 「ガスタービンと制御工学」

木村敏春 (富士電機GT研究所)

16:30～16:40 アンケート記入

16:40 閉会

定 員：70名 (定員超過の場合は抽選)

対象者：大学、大学院、高等専門学校在籍者、若手技術者 (入社3年以内)

参加費：

シンポジウム 会員 (学生：無料，社会人：¥2,000)

非会員 (学生：無料，社会人：¥7,500)

テキスト代 会員 (学生：無料，社会人：¥3,000)

非会員 (学生：¥3,000，社会人：¥3,000)

(注)：当日入会可，入会金¥500，年会費：学生 (¥2500)，社会人 (¥5000)

懇親会 有料 (¥3,000)

◎会場付近は工場地域のため昼食をとる場所がございません。昼食を御持参頂くか、弁当の予約 (¥1000程度)をお願いします。

申込み：下記の申込書に1) 所属 学校名 (専攻，学年)，社名 (部課名，入社年度)，GTSJ会員は会員番号，2) 氏名，3) 連絡先住所，TEL，FAX，E-mail，4) 懇親会参加の有無，5) 昼食予約の有無を明記し，学会事務局宛郵送又はFaxにて2000年6月16日(金) (必着) までにお送り下さい。

注) 開催場所案内等は学会ホームページをご覧ください。

(<http://www.soc.nacsis.ac.jp/gtsj/>)

第6回ガスタービン教育シンポジウム参加申込書

(2000年7月13, 14日)

(社) 日本ガスタービン学会 行

FAX: 03-3365-0387 TEL: 03-3365-0095

氏名		懇親会	出 欠	昼食予約	7/13 7/14
所属				学年、入社年度	
連絡先	〒				
電話	GTSJ会員番号(No.)			非会員	
ファクシミリ	E-mailアドレス				

申込締切日： 2000年6月16日 (金) (必着)

第15回ガスタービン秋季講演会・講演論文募集

下記の日程で、日本ガスタービン学会(幹事学会)と日本機械学会の共催による第15回ガスタービン秋季講演会を北九州市で開催します。講演発表を希望される方は、期日までに所定の手続により申し込みをお願いします。

開催日 2000年(平成12年)11月9日(木)

開催場所 北九州国際会議場
北九州市小倉北区浅野三丁目9番30号

講演会 一般講演, 特別講演

見学会 講演会にあわせて、11月10日(金)に、日本鑄鍛鋼株式会社の工場見学を予定しています

講演申込締切 2000年(平成12年)7月31日(月)

講演原稿締切 2000年(平成12年)9月20日(水)

募集論文

応募論文は、ガスタービン及びターボ機械に関する最近の研究で未発表のものとします。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限りします。

ガスタービン及び過給機ならびにそれらの応用に関する理論や技術を扱ったもので、ガスタービン本体のみならず、補機・付属品、ガスタービンを含むシステム及びユーザーの実績等も歓迎します。

講演者の資格

本学会員もしくは日本機械学会会員で、1人1題目に限りします。

講演申込方法と採否の決定

本号掲載(次頁)の申込書に必要事項を記入し、日本ガスタービン学会事務局に郵送してください。郵便未着(事故)の場合もありますので、送付されたことを電話・FAX等でご連絡ください。(先にFAXで申し込みを行った場合も、必ず申込書を郵送してください。) 締切

後の申し込みは受けません。

なお、講演申込後の講演題目、講演者、連名者の変更は受けません。

申込先

〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル402

(社)日本ガスタービン学会

TEL: 03-3365-0095 FAX: 03-3365-0387

講演発表の採否は幹事学会において決定し、8月18日(金)までに結果をご連絡します。

講演原稿の提出

講演者は講演原稿を講演論文集原稿執筆要領に従って、A4用紙44字×40行(1ページ)2~6ページで作成し、所定の講演論文原稿表紙と共に期限までに提出して下さい。提出された原稿はそのままの寸法で印刷し、学術講演会講演論文集(A4版)を作成します。原稿執筆要領および原稿表紙用紙は採否の連絡に同封してお送りします。

技術論文としての学会誌への投稿

- (1) 原稿執筆要領に記載の要件を満たす講演論文は、著者の希望により、講演会終了後に技術論文として受理され、校閲を経て日本ガスタービン学会誌に掲載されます。技術論文投稿を希望される場合は、講演論文原稿提出時に原稿表紙の所定欄に希望ありと記入し、さらに技術論文原稿表紙、論文コピー2部、英文アブストラクトを添付していただきます。詳細は原稿執筆要領をご覧ください。
- (2) 講演者が日本機械学会会員であり、同学会出版物(論文集およびInternational Journal)への投稿を希望される場合は、日本機械学会の所定の手続きを経て投稿することとなります。

▶ 入会者名簿 ◀

〔正会員〕

矢沢 一 恭

小山 裕 靖(トヨタ自動車)

顧 茸 蓄(ハネウエルトターボチャージングシステムジャパン)

梶 村 博 志(海上自衛隊)

大 門 一 郎(吉川商店)

九郎丸 元 雄(九大)

佐久間 広 毅(三菱重工)

河 合 道 雄(三菱重工)

谷 野 忠 和(三菱重工)

江 田 隆 志(住友精密)

若 林 努(大阪ガス)

賀 澤 順 一(東大)

坂 野 仁(日立金属)

下 田 洋 敏(日立造船)

田 尻 哲 也(日立造船)

吉 田 智 昭(IHI)

八 木 晃 治(西日本環境エネルギー)

平 藤 晃 二(エネルギー技研)

牧 野 高太郎(都立科技大)

木 上 洋 一(佐賀大)

山 村 篤 志(東邦ガス)

〔学生会員〕

後 藤 康 祐(都立科技大)

〔賛助会員〕

特 許 庁

シールテック(株)

第15回ガスタービン秋季講演会・講演論文募集

下記の日程で、日本ガスタービン学会(幹事学会)と日本機械学会の共催による第15回ガスタービン秋季講演会を北九州市で開催します。講演発表を希望される方は、期日までに所定の手続により申し込みをお願いします。

開催日 2000年(平成12年)11月9日(木)

開催場所 北九州国際会議場
北九州市小倉北区浅野三丁目9番30号

講演会 一般講演, 特別講演

見学会 講演会にあわせて、11月10日(金)に、日本鑄鍛鋼株式会社の工場見学を予定しています

講演申込締切 2000年(平成12年)7月31日(月)

講演原稿締切 2000年(平成12年)9月20日(水)

募集論文

応募論文は、ガスタービン及びターボ機械に関する最近の研究で未発表のものとします。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限りします。

ガスタービン及び過給機ならびにそれらの応用に関する理論や技術を扱ったもので、ガスタービン本体のみならず、補機・付属品、ガスタービンを含むシステム及びユーザーの実績等も歓迎します。

講演者の資格

本学会員もしくは日本機械学会会員で、1人1題目に限りします。

講演申込方法と採否の決定

本号掲載(次頁)の申込書に必要事項を記入し、日本ガスタービン学会事務局に郵送してください。郵便未着(事故)の場合もありますので、送付されたことを電話・FAX等でご連絡ください。(先にFAXで申し込みを行った場合も、必ず申込書を郵送してください。) 締切

後の申し込みは受けません。

なお、講演申込後の講演題目、講演者、連名者の変更は受けません。

申込先

〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル402

(社)日本ガスタービン学会

TEL: 03-3365-0095 FAX: 03-3365-0387

講演発表の採否は幹事学会において決定し、8月18日(金)までに結果をご連絡します。

講演原稿の提出

講演者は講演原稿を講演論文集原稿執筆要領に従って、A4用紙44字×40行(1ページ)2~6ページで作成し、所定の講演論文原稿表紙と共に期限までに提出して下さい。提出された原稿はそのままの寸法で印刷し、学術講演会講演論文集(A4版)を作成します。原稿執筆要領および原稿表紙用紙は採否の連絡に同封してお送りします。

技術論文としての学会誌への投稿

- (1) 原稿執筆要領に記載の要件を満たす講演論文は、著者の希望により、講演会終了後に技術論文として受理され、校閲を経て日本ガスタービン学会誌に掲載されます。技術論文投稿を希望される場合は、講演論文原稿提出時に原稿表紙の所定欄に希望ありと記入し、さらに技術論文原稿表紙、論文コピー2部、英文アブストラクトを添付していただきます。詳細は原稿執筆要領をご覧ください。
- (2) 講演者が日本機械学会会員であり、同学会出版物(論文集およびInternational Journal)への投稿を希望される場合は、日本機械学会の所定の手続きを経て投稿することとなります。

▶ 入会者名簿 ◀

〔正会員〕

矢 沢 一 恭

小 山 裕 靖(トヨタ自動車)

顧 茸 蓄(ハネウエルターボチャージングシステムジャパン)

梶 村 博 志(海上自衛隊)

大 門 一 郎(吉川商店)

九郎丸 元 雄(九大)

佐久間 広 毅(三菱重工)

河 合 道 雄(三菱重工)

谷 野 忠 和(三菱重工)

江 田 隆 志(住友精密)

若 林 努(大阪ガス)

賀 澤 順 一(東大)

坂 野 仁(日立金属)

下 田 洋 敏(日立造船)

田 尻 哲 也(日立造船)

吉 田 智 昭(I H I)

八 木 晃 治(西日本環境エネルギー)

平 藤 晃 二(エネルギー技研)

牧 野 高太郎(都立科技大)

木 上 洋 一(佐賀大)

山 村 篤 志(東邦ガス)

〔学生会員〕

後 藤 康 祐(都立科技大)

〔賛助会員〕

特 許 庁

シールテック(株)

*コピーしてご使用ください。

(講演申込書)

第15回ガスタービン秋季講演会（北九州市）講演申込み

講演題目：

希望セッション：一般講演・オーガナイズドセッション（ ）

著 者 氏 名 (講演者に○印)	学 校 ・ 勤 務 先 (略 称)	所 属 学 会 (GTSJ・JSME・他)	会 員 資 格 (正会員・学生会員)

連絡者氏名：

会員番号：

学校・勤務先：

所在地：〒 _____

TEL：() _____

FAX：() _____

講演内容（100～200字）

講演申込期限は2000年7月31日(月)です。早めにお申し込みください。

講演申込後の講演題目、著者氏名等の変更は受け付けませんのでご注意下さい。

本号では巻頭に、4月の総会で選出された新会長に挨拶を頂いております。記事としては、ターボチャージャを特集しました。当学会誌でのターボチャージャ特集は4回目で、前回から3年を経過しました。これまでの特集号がそれぞれの時代で特徴的なターボチャージャや、新技術を取り上げてきています。本号でも、ターボチャージャメーカーと過給エンジンメーカーの協力を得て、最新の情報をお届けする次第です。

ここで、本号から始まった喫茶室、「ガスタービンで100倍面白くできるか」について触れさせていただきます。これは、広い読者層を対象とした記事であり、学会誌を親しみやすくするための新シリーズ企画で、高原先生に引き受けていただきました。本号に続き、先生ならではの興味深い記事が期待されます。

特集号の解説記事は、「特集号発刊にあたって」で始まり、そこでターボチャージャの全般的動向を述べております。従来と同様の項目として、サイズ順に船舶用、トラック用、乗用車用でそれぞれターボチャージャと過給エンジンについて、動向を取り上げております。その他、国内でのターボチャージャの生産台数拡大に貢献している最小ランクの軽自動車用ターボチャージャ、さらに、機械駆動スーパーチャージャや新生産技術についての記事を盛り込みました。また、これまで記事にしにくかったターボチャージャの損傷例について書いて頂く事ができました。執筆を担当下さった各社の第一線の方々、

特に、多くの記事を受けていただいた IHI の御協力に感謝する次第です。

連載の講義は「ガスタービンと燃焼工学(2)」です。新製品紹介の1つはターボチャージャで、特集号に関連したのになりました。表紙写真も、特集号に関連したセラミックターボチャージャであり、日産自動車より提供頂きました。

隔年で実施しております学会賞が決まり、受賞論文を御担当の宮地先生より紹介頂いております。なお、本特集号のまとめは、宮下理事、榊田委員、服部委員、佐々木(祥)委員の4名で担当致しました。

(佐々木祥二)

〈表紙写真〉

セラミックターボチャージャ

説明：この写真は、昭和60年(1985年)3月、世界で初めてニッサンフェアレディZに搭載したセラミックターボチャージャのカットモデルとセラミックタービンロータである。セラミックロータは日本特殊陶業株式会社製であった。その後、スカイライン等にも搭載され現在累計生産量は約110万セットとなっている。

(提供 日産自動車株式会社)

だより

♣事務局

心待ちにしていた桜の花の季節も過ぎ去り、みずみずしい若葉の頃となりました。ここ新宿も“都営地下鉄大江戸線”が一部開通し、またまたにぎやかになった気がします。当学会も新しい年度を迎え、事務局一同心あたらにしています。

前回でもお知らせしましたように今年度の通常総会では、定款変更があったため、正会員の3分の2の委任状が必要でしたが、皆様のご協力で1500近く集まり、無事定款変更が出来ました。

新年度も5月26日の見学会を皮切りに、会告のページにありますように、6月2日の定期講演会、7月5日の見学会と13.14日の教育シンポジウム、11月9.10日の秋季講演会と既に確定しているものもいくつかありますので、お見逃しなきよう・・・。

最近では学会のホームページをご覧になってのお申込みも増えてきましたので、時々覗いて見てください。新しい年度に入り職場の異動やご自宅のお引越しをなさった

方も多いと思います。郵便物が戻ってくる事もありますので、変更がございましたらFAXまたはE-mailで事務局あてご連絡下さい。また、会費納入につきましては、是非“銀行自動引き落とし”にご協力下さいますようお願い致します。用紙は巻末にごございますので、ご記入のうえ、事務局あてお送り下さい。お待ちしております。

[A]

お詫びと訂正

第27巻第5号(Vol.27.5) 論説・解説「セラミックガスタービン(CGT 302)の研究開発」に以下の誤りがありました。お詫びし訂正させていただきます。

通算309ページ、右段上から10から11行目
AGT 1500はプレートフィンではなくPSR
の誤りでした。

本号では巻頭に、4月の総会で選出された新会長に挨拶を頂いております。記事としては、ターボチャージャを特集しました。当学会誌でのターボチャージャ特集は4回目で、前回から3年を経過しました。これまでの特集号がそれぞれの時代で特徴的なターボチャージャや、新技術を取り上げてきています。本号でも、ターボチャージャメーカーと過給エンジンメーカーの協力を得て、最新の情報をお届けする次第です。

ここで、本号から始まった喫茶室、「ガスタービンで100倍面白くできるか」について触れさせていただきます。これは、広い読者層を対象とした記事であり、学会誌を親しみやすくするための新シリーズ企画で、高原先生に引き受けていただきました。本号に続き、先生ならではの興味深い記事が期待されます。

特集号の解説記事は、「特集号発刊にあたって」で始まり、そこでターボチャージャの全般的動向を述べております。従来と同様の項目として、サイズ順に船舶用、トラック用、乗用車用でそれぞれターボチャージャと過給エンジンについて、動向を取り上げております。その他、国内でのターボチャージャの生産台数拡大に貢献している最小ランクの軽自動車用ターボチャージャ、さらに、機械駆動スーパーチャージャや新生産技術についての記事を盛り込みました。また、これまで記事にしにくかったターボチャージャの損傷例について書いて頂く事ができました。執筆を担当下さった各社の第一線の方々、

特に、多くの記事を受けていただいた IHI の御協力に感謝する次第です。

連載の講義は「ガスタービンと燃焼工学(2)」です。新製品紹介の1つはターボチャージャで、特集号に関連したのになりました。表紙写真も、特集号に関連したセラミックターボチャージャであり、日産自動車より提供頂きました。

隔年で実施しております学会賞が決まり、受賞論文を御担当の宮地先生より紹介頂いております。なお、本特集号のまとめは、宮下理事、榊田委員、服部委員、佐々木(祥)委員の4名で担当致しました。

(佐々木祥二)

〈表紙写真〉

セラミックターボチャージャ

説明：この写真は、昭和60年(1985年)3月、世界で初めてニッサンフェアレディZに搭載したセラミックターボチャージャのカットモデルとセラミックタービンロータである。セラミックロータは日本特殊陶業株式会社製であった。その後、スカイライン等にも搭載され現在累計生産量は約110万セットとなっている。

(提供 日産自動車株式会社)

だより

♣事務局

心待ちにしていた桜の花の季節も過ぎ去り、みずみずしい若葉の頃となりました。ここ新宿も“都営地下鉄大江戸線”が一部開通し、またまたにぎやかになった気がします。当学会も新しい年度を迎え、事務局一同心あたらにしています。

前回でもお知らせしましたように今年度の通常総会では、定款変更があったため、正会員の3分の2の委任状が必要でしたが、皆様のご協力で1500近く集まり、無事定款変更が出来ました。

新年度も5月26日の見学会を皮切りに、会告のページにありますように、6月2日の定期講演会、7月5日の見学会と13.14日の教育シンポジウム、11月9.10日の秋季講演会と既に確定しているものもいくつかありますので、お見逃しなきよう・・・。

最近では学会のホームページをご覧になってのお申込みも増えてきましたので、時々覗いて見てください。新しい年度に入り職場の異動やご自宅のお引越しをなさった

方も多いと思います。郵便物が戻ってくる事もありますので、変更がございましたらFAXまたはE-mailで事務局あてご連絡下さい。また、会費納入につきましては、是非“銀行自動引き落とし”にご協力下さいますようお願い致します。用紙は巻末にごございますので、ご記入のうえ、事務局あてお送り下さい。お待ちしております。

[A]

お詫びと訂正

第27巻第5号(Vol.27.5) 論説・解説「セラミックガスタービン(CGT 302)の研究開発」に以下の誤りがありました。お詫びし訂正させていただきます。

通算309ページ、右段上から10から11行目
AGT 1500はプレートフィンではなくPSR
の誤りでした。

学会誌編集規定

1996.2.8改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 本学会誌に掲載される記事・論文などの著作権は原則として本学会に帰属する。
8. 著作者本人が自ら書いた記事・論文などの全文または一部を、本学会誌に掲載されたことを明記したうえで、転載、翻訳、翻案などの形で利用する場合、本会では原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製する形で全文を他の著作物に利用場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0003 東京都港区西新橋1-17-5
Tel. 03-3508-9061 Fax. 03-3580-9217
ニッセイエブプロ(株) 制作部デジタル編集課
学会誌担当 越司 昭

技術論文投稿規定

1997.1.28改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービン及び過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、著者が外国人会員であって日本語による論文執筆が困難な場合は英語による投稿を認める。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき12,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌

Vol.28 No.3 2000.5

発行日 2000年5月20日

発行所 社団法人日本ガスタービン学会

編集者 益田重明

発行者 伊藤源嗣

〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13

第3工新ビル402

Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387

郵便振替 00170-9-179578

印刷所 ニッセイエブプロ(株)

〒105-0003 東京都港区西新橋2-5-10

Tel. 03-3501-5151 Fax. 03-3501-5717

©2000, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の従業員以外は、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。著作物の転載・翻訳のような複写以外の許諾は、直接本会へご連絡下さい。

〒170-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

学術著作権協会

TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619

E-mail: kammori@msh.biglobe.ne.jp