

はじめに

陸上輸送用途原動機は、大気汚染防止法順守と地球温暖化抑制のためにターボチャージャーを採用してきた。ディーゼルエンジンは高出力・省燃費と排出ガス浄化の手段に、ガソリンエンジンでも小型・軽量、高効率、省燃費を目指して用いられてきた。しかし、2017年に欧州各国はこれら先進ディーゼルエンジンでも将来の排出ガス規制に対応できないと声を上げている。エンジンと電動モーターのハイブリッド車、EV（電池+モーター）やFCV（燃料電池）でも全エネルギー効率を議論すると市場に残れそうにない。

それに加え、2050年までに温室効果ガス（二酸化炭素）排出量の実質ゼロ目標に各国が合意した。世にいうカーボンニュートラルである。

産油国は化石燃料に替わる水素燃料をグレー・ブルー・クリーンの3段階で市場投入する計画で、アンモニアを新合成法で安価に供給する動きも見受けられる。さらに、二酸化炭素と水素で合成する気体及び液体燃料は2040年までに出現の目処が立っている。

新たな原動機は高出力（単位容積当たり）で経済性（含むランニングコスト）に富み、新燃料の使用義務がある。すると、新燃料は輸送に安全で安価なことに加え、単位質量当たり、及び単位容積当たりエネルギー密度も重要な要素になる。新たな原動機は廉価に加え、製造から組立の全工程において温室効果ガス排出はゼロである。さらに、希少金属を必要とせず、既存製造設備が流用できればそれは望ましい。

ターボチャージャー技術は、陸上輸送用途は無論のこと、燃料電池、空気冷媒冷凍サイクル、水冷冷媒冷暖房機、ヘリウムガス循環送風機、汚泥処理用送風機、吸引式掃除機など数え上げると限らない分野に裾野を広げている。

本書の目的とするところは、ターボチャージャー技術を多くの人に届け伝えることである。第2章は熱と気体の一次元流れに集約、オイラーやナビエ・ストークス方程式は付録の技術資料とした。第8章は組立品質を最優先する作業の実態と回転体の動バランス作業のノウ・ハウを図解して実例で示した。第10章に品質保証活動を設けた。いうまでもないが、商品の信頼度は固有信頼度と使用信頼度の積である。市場での使われ方を知り、これを技術用語に書き替え、工学単位に換算して製品開発目標に反映するという、この実態を第4章から第10章まで内容・記述とも一貫した。さらに商品の市場投入前の品質不具合の未然防止活動の実態と、市場品質不具合撲滅活動の実例を取り上げ、もの作りの根底にある「顧客満足度の向上」活動について、具体的にターボチャージャーを道具として、品質保証活動のノウ・ハウが知り得るようにした。

最後に、明治大学名誉教授 故宮部英也氏、株式会社エッチ・ケー・エス初代社長 故長谷川浩之氏をはじめとして、多くの方々にお世話になった。改めて謝意を表し、厚く御礼申し上げる次第です。

浅妻金平

■ 読者の皆様へ ■

本書は、2006年7月25日に弊社より刊行した『ターボチャージャーの性能と設計』の改訂新版です。初版刊行後、2014年には新装版を刊行するなど、この分野の技術を必要としている方々を中心に読み継がれる書籍として、版を重ねてきました。その後、しばらくの間品切れの状態が続いておりました。しかし、再刊のご要望を頂戴するようになっていたことを著者の浅妻金平先生にお話しましたところ、これからのターボチャージャーの役割がさらに大きくなることを見据えて、全面的な内容の再検討と、新たな項目の大幅な追加をご提案いただきました。弊社でも内燃機関の果たす役割はこれまで同様に重要で、それをコントロールするターボチャージャーの役割もますます重要になると考え、今回の改訂新版の刊行を決断いたしました。編集・製作にあたっては読みやすいページ構成を目指し、100ページ以上のボリュームアップとなりました。一段と内容をより充実させた本書を、これまで以上にご活用いただければ幸いです。

また製本は、ページが180度近くまで開き、強度に優れた「PUR製本」とし、利便性を向上させています。

グランプリ出版 編集部 山田国光

目 次

第 1 章 過給の歴史と発展

1.1 過給機能と過給機……11

1.2 ターボチャージャー装着エンジンの特徴……13

1.3 過給の歴史と展望……14

1.3.1 過給機の誕生……14

1.3.2 ガソリンエンジン用途過給機の黎明期……14

1.3.3 ディーゼルエンジン用途過給機の黎明期……15

1.3.4 国産過給機の草分け……17

1.3.5 過給化した小型・高出力エンジン出現の時代……18

1.3.6 省燃費追求の時代……25

1.3.7 種々過給方式を試みる時代……29

1.3.8 排出ガス浄化とターボチャージャー……40

1.3.9 風変わりなターボ・チャージャーシステム……43

1.3.10 ターボチャージャーとターボ式スーパーチャージャーの特性……44

1.3.11 展望……45

第 2 章 熱と気体の流れ

2.1 空気の物性……48

2.2 気体の状態方程式と状態量……51

2.2.1 理想気体の状態方程式と状態量……51

2.2.2 理想気体の内部エネルギー、比熱、エンタルピー……52

2.2.3 半理想気体として取り扱う気体の定圧比熱……56

2.3 エントロピー……57

2.4 一次元流れ……61

2.4.1 エネルギー流れの基礎式……61

2.4.2 音速と衝撃波……65

2.4.3 断熱流れ……66

2.4.4 臨界状態と臨界流れ……72

2.5 気体の状態変化……74

2.5.1 可逆断熱圧縮・膨張仕事による状態変化……74

2.5.2 ポリトロプ変化……76

2.6 気体の流動……79

第3章 ターボチャージャー付ディーゼルエンジン

3.1 過給ディーゼルエンジン……81

3.1.1 熱効率と複合サイクル……81

3.1.2 定常性能……84

3.1.3 出力修正……88

3.1.4 加速応答性能……91

3.2 過給エンジン性能改善の試み……94

3.2.1 複数台過給機の並・直列結合……94

3.2.2 可変翼機構を取り入れたターボチャージャー……97

3.2.3 エネルギー補給するターボチャージャー……99

3.2.4 通路面積可変や通路切り替え機構ターボチャージャー……106

3.2.5 ターボチャージャー組み込み部品の改良……111

3.2.6 動力回収を兼ねたターボチャージャー……135

3.2.7 ターボチャージャーの低騒音化……137

3.3 ターボチャージャーのマッチング……139

第4章 遠心コンプレッサ

4.1 構造と特徴……145

4.2 コンプレッサ性能と基本パラメータ……147

4.2.1 圧縮仕事と効率……147

4.2.2 基本パラメータ……155

4.2.3 特性曲線と大気修正……161

4.3 設計に必要な知識……166

4.3.1 コンプレッサ……166

4.3.2 ディフューザ……185

4.3.3 ハウジング……189

4.4 コンプレッサの設計 192

第 5 章 ラジアルタービン

5.1 構造と特徴……214

5.2 タービン性能と基本パラメータ……216

5.2.1 膨張仕事と効率……216

5.2.2 基本パラメータ……220

5.2.3 特性曲線と修正式……224

5.3 設計に必要な知識……227

5.3.1 タービンロータ……227

5.3.2 ベーンレス・タービンハウジング……234

5.3.3 タービンノズル……237

5.4 タービンの設計……239

第 6 章 軸および軸受、軸シール

6.1 軸系……258

6.1.1 軸系の主要寸法……260

6.1.2 ねじ部と軸段付き部強さ……261

6.2 すべり軸受……265

6.2.1 ジャーナル軸受……265

6.2.2 スラスト軸受……277

6.3 ころがり軸受……291

6.4 軸シール……294

第 7 章 振動、強度および材料

7.1 回転軸の曲げ振動……301

7.2 回転体の振動と強度……305

7.2.1 コンプレッサホイール……308

7.2.2 タービンロータ……311

7.3 材料……314

7.3.1 コンプレッサホイール……314

7.3.2 タービンロータ……316

7.3.3 その他主要部品……320

第 8 章 加工と組立

8.1 部品の製作と検査……325

8.1.1 タービンロータ……326

8.1.2 コンプレッサホイール……332

8.2 動バランス修正作業……336

8.2.1 動つり合い理論……336

8.2.2 シャフト付タービンロータ単品の動バランス修正作業……338

8.2.3 コンプレッサホイール単品の動バランス修正作業……341

8.2.4 回転体組立品のつり合い良さの確認作業……344

8.3 組立作業……346

第 9 章 品質確認試験

9.1 品質確認行為の重要性と開発ステップ……354

9.2 コンポーネントの品質確認試験……357

9.2.1 振動、強度、熱衝撃試験……358

9.2.2 回転安定性試験……366

9.2.3 軸シール試験……367

9.2.4 空力性能試験……369

9.3 ターボチャージャー組立品の信頼・耐久度試験……379

9.4 エンジン装着信頼・耐久度試験の監視行為……384

第 10 章 市場の使われ方調査と品質保証活動

10.1 品質保証と担当者の責務……387

10.2 市場の使われ方調査……389

10.3 ユーザサポート……394

10.4 品質不具合の未然防止……402

10.5 市場品質不具合の撲滅……405

付録資料

付表1	熱力学・流体力学に用いる単位と次元	411
付表2	乾き空気の定圧比熱、相対圧および比エンタルピ	412
付表3	燃焼ガスの定圧比熱、相対圧および比エンタルピ	413
付録	補足説明資料（AからF項）	414
	ターボチャージャー設計図面	446
	ターボチャージャーの性能試験（性能計算プログラムと成績表の作成）	452
	トラブルシューティング	462
	ターボチャージャー補修時の点検・検査項目と判断基準	466
	補修ターボチャージャー取り付け作業時の注意事項	468

参考文献……469

索引……478

第1章 過給の歴史と発展

1.1 過給機能と過給機

圧縮着火の往復動式内燃機関（以下ディーゼルエンジンと呼ぶ）や火花点火式（同ガソリンエンジン）は、密閉された空間の容積変化（シリンダー内をピストンの往復動）によって成り立ち、この容積（ボア面積、ピストンストローク、シリンダー数の積）と回転数、単位時間あたり投入燃料量によって動力性能が定まる。

一般論として、排気容積を一定とした場合の往復動式内燃機関の出力向上策は2つある。

ひとつは、エンジン回転速度を上げる方法である。1サイクルあたりの投入燃料量を増加させずに単位時間あたりの燃焼回数を増やす。その結果、振動や騒音の増大、実燃焼時間の過少によって燃料消費率の悪化などを伴い、回転速度上昇策は自ずと限界がある。

もうひとつは、エンジン回転速度固定のまま、1サイクルあたりの投入燃料を増やす方法である。このためには、投入燃料量に見合う空気質量は自然吸入方式では満たせないのので、過給手段を用いてシリンダー内へ高密度空気を送り込むことによって、比較的容易に目的が達せられる。しかし、往復動式内燃機関のサイクルが不成立になるほどの過剰空気は供給できず、過給化にも自ずと限界がある。

過給化の考えはディーゼルエンジン草創期から取り入れられ、今日の過給エンジンは先進技術を取り入れて回転数を上げ、1サイクルあたり投入燃料量も増やし、単位排気量あたり出力を向上させ、地球温暖化防止策に加え、排出ガス規制にも対応している。

次頁の図1.1は、過給機の形式および過給方式の種類について、往復動式内燃機関とエネルギー授受（利用エネルギー）の関係をもとに示すものでもある。

過給方式を大別すると、排気ガス力、機械駆動力、外部からの燃料補充、蓄エネルギーの併用、吸・排気の圧力振動の動的効果などがある。

排気ガスエネルギーを回収して利用するターボチャージャー（別名排気タービ

1.3.5 過給化した小型・高出力エンジン出現の時代

陸上輸送用途分野ディーゼルエンジンは、1950年代を過ぎると種々の過給手段で小型・軽量高出力時代が始まり、1975年頃に転機を迎えている。

ガソリンエンジンは1970年代、国内は、中型乗用車エンジンのターボ化は横置搭載してエンジンスペースを小さくすることから始まり、後れて欧州はダウンサイジング化（小排気量エンジンのターボ装着）による省燃費が目的であった。

ターボチャージャーにとって、ガソリンエンジンとディーゼルエンジンの違いは、

- ①火花点火方式と圧縮着火方式の違いから、前者は空燃比の許容幅（図1.3参照）が狭く、給気圧や空気量制限を強く受ける。後者は空燃比範囲が広いのでターボチャージャーの圧力比や回転数、サージとチョークライン間に相互的な制限が生じる。
- ②エンジン出力の全負荷と部分負荷時のエンジン回転あたり排気ガスエネルギー量の違いは、火花点火方式はその落差が大きい（図1.4参照）ので、低速領域の排

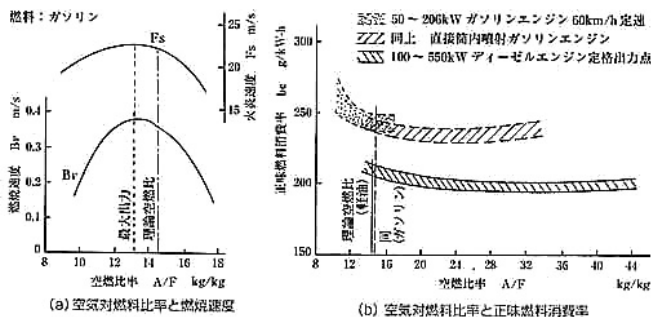


図1.3 空気燃焼比と燃焼速度、正味燃料消費率

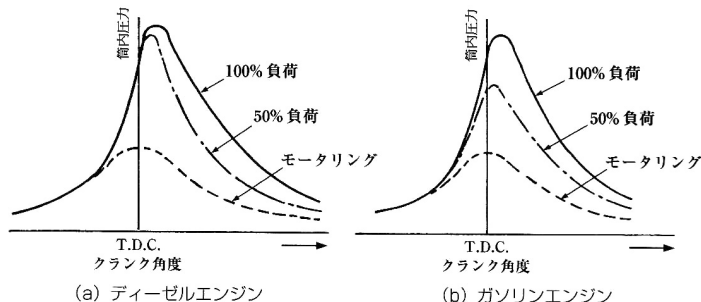


図1.4 負荷によるインジケータ線図(概念図)

は圧力比2位置で約60%ラジアル形に対して広い。バックワード・レイク形は、翼の傾き角度以外は図(b)と同じ、性能差は僅少ながら優位で、翼端隙間漏れ損失の改善と思われる。

この頃、コンプレッサ径100mmを越えるディーゼルエンジン用途は高圧力比仕様のため、金型鋳造方案を唯一採用しているの、バックワード・レイク形の採用には改良ラバー模型工法(高品質鋳物)の出現を待たなければならなかった。

一方、ガソリンエンジン用途コンプレッサは金型鋳物の必要性はなく、レイク角付コンプレッサを早くから取り入れることができた。

昨今は総機械加工によって思い通りの形状品が出現して今日に至っている。コンプレッサ径50から90mmを鋳造素形材から機械加工する従来工法に対して総機械加工品が約10%安価にできる(第8章に詳述)。

コンプレッサ効率(圧縮効率)はコンプレッサハウジング入・出口位置の状態量を測定して求めているので、そこには幾つかの機能部品(ディフューザやコンプレッサハウジング)が関係しており、その各々が損失をもっているの、個々を評価してバランスの取れた改善方を講じなければならない。

図3.30は断熱圧縮効率に対する損失分布⁽¹²⁵⁾である。25度バックワード角度付コンプレッサにベード・ディフューザを組み合わせ、圧力比3.5で常用されている船用エンジン用途ターボチャージャーである。通常、コンプレッサ効率はハウジングの入・出口位置を計測点に定めているから、このコンプレッサ効率は各々の損失の積81%になる。実験の際、コンプレッサハウジングは表面から熱の授受を断ってい

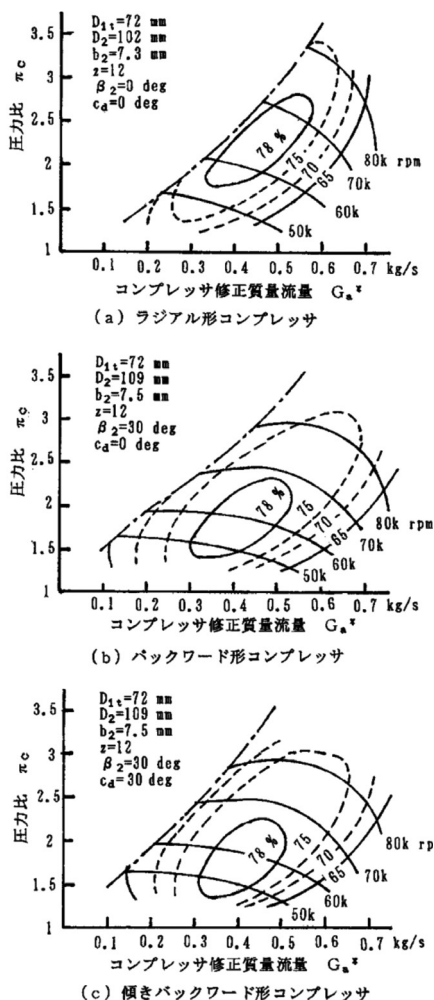


図3.29 翼形状の違いによるコンプレッサ特性曲線 (実測)

るが詳述されていない。

三菱重工は翼形状を変更、翼間の流動改善⁽¹⁰²⁾から、サージラインを左へ寄せたワイドレンジコンプレッサを世に出している。

Cummins社はチャネル翼コンプレッサをThick-Bladed Impeller^{(126),(127)}と名付けて試作し、

図3.31 (a)は鋳造素材形状、(b)はコンプレッサ外径149.7mm試作品

の特性曲線図である。圧力比2.2の流量範囲は通常設計コンプレッサに対して約2倍に作動域が拡大している。エンジン定常性能試験結果は、特に低速域での排気吐煙濃度に優れ、粘りのある軸トルク特性を得ることができた。しかし、回転慣性モーメントが通常品の2倍、加速応答性の良さが要求される市場には不利と判断されたこと、ディスク応力が設計許容値を越えるなどの理由から量産されていない。

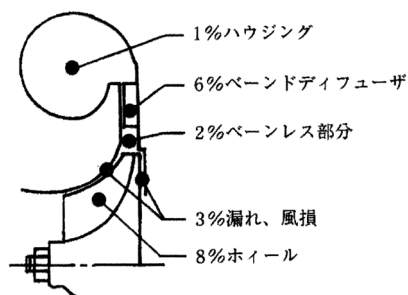


図3.30 コンプレッサ周りの断熱圧縮効率損失分布

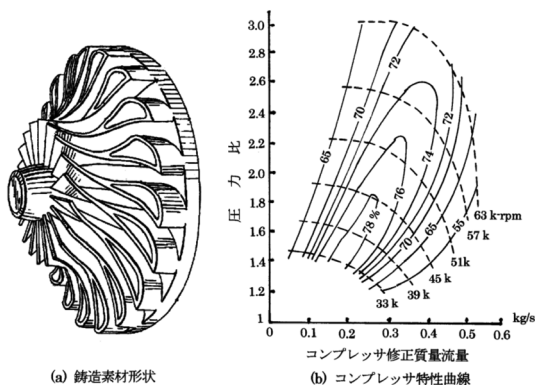


図3.31 チャネルブレード形状コンプレッサ

■生産技術力のサポート：翼の薄肉厚化はディスク応力を低減させ、結果として許容回転数の上昇を可能にし、回転慣性モーメントも低減させて加速応答性にも期待できる。同時にリーディングエッジの薄肉厚化は流入空気の流れを緩和し、性能向上に寄与する。図3.32 (a)は材料規格SAE355 (ALCOAC355-T6相当品)の外径130mmコンプレッサブレード先端肉厚寸法の推移、(b)はブレード先端肉厚と外径の関係、実線および1点鎖線は要求レベル、丸印は量産採用品である。

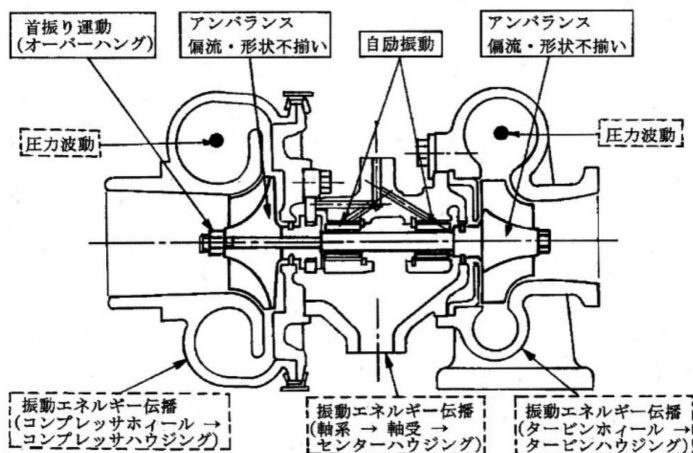


図3.51 ターボチャージャーの騒音発生源とエネルギー伝達経路

騒音振動数 (Hz)	疑わしい発生源	不快感発生率 (%)	対 応
>800	回転体アンバランス (Gレベル)	60	動つり合いの仕様 動つり合い作業工程 コンプレッサ締結ナット形状、締結力、 はめ合い部軸まわりの剛性 コンプレッサハウジングの空力共振 スラスト軸受のパッド形状
>1200	コンプレッサ形状の 対称性 (ロータ、翼)	20	製造工程 (鋳造、機械加工) コンプレッサハウジング形状
700~1000	ジャーナル軸受	15	適正軸受隙間、軸受面圧 スクイズフィルム・ダンパーの採用 ジャーナル軸受形式 (分離→一体形)
500~10000	コンプレッサ系 (ハウジ ング、ロータ周辺機器)	5	コンプレッサハウジング形状 (前出に無い原因として)

表3.6 ターボチャージャーの騒音発生源と対応

帯で全体の80%を占め、騒音波形の特徴から回転体のアンバランスが原因し、大半はコンプレッサ側にある。コンプレッサを取り付ける設計構造に起因しているので、動つり合い良さとコンプレッサディスク形状 (低応力形) やシャフトとの結合に緩みのない設計的配慮が必要である。ころがり軸受採用の場合は、スクイズフィルム機構が騒音低減に不可欠である。

ターボチャージャーが発する不快音は耳障り音として最も嫌われ、しかも、音圧レベルが低く、その判定は人の感応に頼らざるを得ないところに解決の難しさがある。欧州では、乗用車の運転者はターボチャージャーが発生する騒音を最も嫌い、耳を澄ませて僅かに聞こえる音も指摘され、音色にも配慮した騒音低減活動が継続

5.2 タービン性能と基本パラメータ

5.2.1 膨張仕事と効率⁽¹⁹³⁾

タービンロータはエンジン排気ガスからエネルギーを取り出してコンプレッサを駆動する要素部品で、動作はコンプレッサの場合と逆行程と考えてよい。しかし、タービンロータの設計はエンジンの作動条件によって自由にロータ径や回転速度が決められず、ある一定の制限が加わってコンプレッサと強い関わり合いが存在する。

図5.2はタービンロータ形状を表す記号と入・出口速度三角形で、毎秒単位質量流量の排気ガスがロータ内を流れ、絶対速度 c 、相対速度 w 、半径方向速度 c_r 、周速度 u 、角速度 ω 、面積平均径 D 、ロータ外径 D_r 、ボス径 D_b 、スキヤロップ径 D_{sc} 、排気ガスの流入・出角度 α および β 、翼高さ b 、子午面位置 m として紛らわしい場合を除き表示を省略する。脚字5をハウジング入口、6をハウジング出口およびノズル入口、7をノズル出口およびロータ入口、8をロータ出口とする。

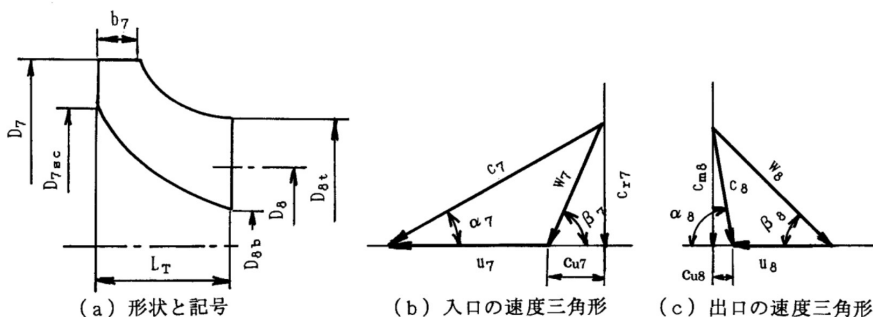


図5.2 ラジアルタービン形状を表す記号と入・出口速度三角形

■膨張仕事と効率：図5.3はタービン膨張過程の h - s 線図の概念で、単位質量流量がせき止め状態 P_{5st}, T_{5st} でタービンハウジング入口に到着した後、ノズル部を通過すると速度 c_7 に上げ、点7からタービンロータに入り、摩擦損失などを伴って実膨張仕事を行って点8に達し、速度 c_8 で大気へ排出される。膨張仕事が等エントロピ過程を辿るなら、経路は $5_{st} \rightarrow 8'$ であり、タービン膨張行程だけを取り上げるなら $5_{st} \rightarrow 5 \rightarrow 6 \rightarrow 7 \rightarrow 8'$ を辿る。

$$h_{5st} = h_5 + \frac{c_5^2}{2}$$

$$h_{8st} = h_8 + \frac{c_8^2}{2}$$
$$\begin{aligned} W_{t.ad} &= h_5 - h_{8'} \\ &= c_p (T_5 - T_{8'}) \end{aligned}$$

$$= c_p T_5 \left[1 - \left(\frac{P_8}{P_5} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (5.1)$$

$$H_{tad} = \frac{1}{g} \left\{ c_p T_5 \left[1 - \left(\frac{P_8}{P_5} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \right\} \quad (5.1-1)$$
$$\begin{aligned} W_{t_{act}} &= h_5 - h_8 \\ &= c_p (T_5 - T_8) \\ &= c_p T_5 \eta_{ad} \left[1 - \left(\frac{P_8}{P_5} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \end{aligned} \quad (5.2)$$


⑧入口状態量、速度三角形の計算；上の仮定値を用い、入口静温度、静圧が仮定値に近づくまで計算を繰り返す。

⑨ハウジング入口静圧計算；ハウジング入口全圧、流入速度既知から求める。

⑩ロータ各部損失、ロータ速度係数計算；③項6つの損失。ロータ速度係数が仮定値に近づくまで計算を繰り返す。

⑪ロータ軸方向長さの検討；仮定値に近づくまで計算を繰り返す。

⑫比速度の計算・検討；仮定値に近づくまで計算を繰り返す。

⑬速度比の計算・検討；仮定値に近づくまで計算を繰り返す。

⑭反動度、入射角の計算・検討；仮定値に近づくまで計算を繰り返す。

⑮静効率の計算・検討；要求値に近づくまで計算を繰り返す。

⑯各種設計パラメータの計算；全圧効率、修正質量流量、修正回転速度、ロータリアクション、A/Rを求める。

昨今、簡易的な設計手法が用いられている。その背景には、エンジン作動条件が与えられると自由

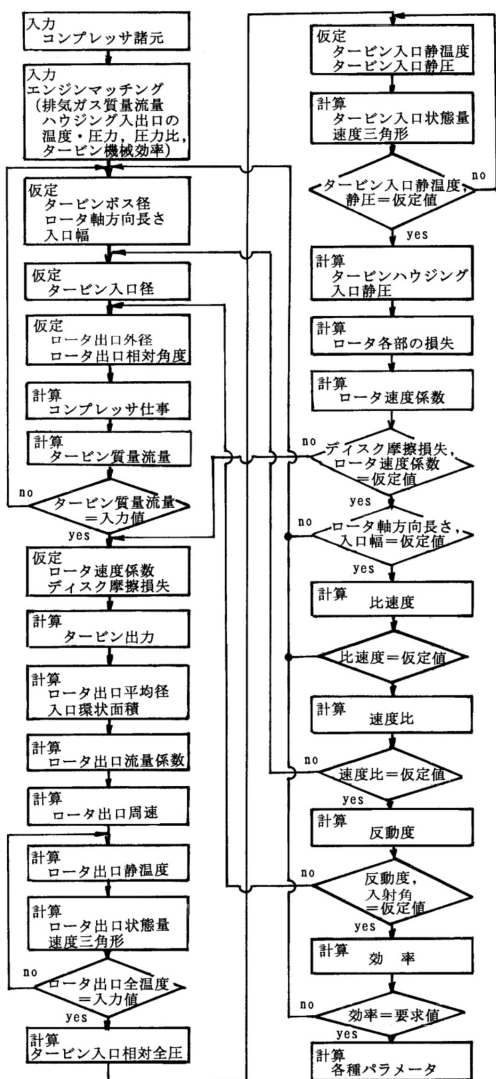


図5.9 タービンロータの主要寸法決定フロー

由にロータ径や回転数が決められるものではなく、排気ガス質量流量、温度、圧力らがエンジンへ入・出するエネルギーとつり合い、基本パラメータの速度比（0.6から0.7）、比速度（50から60）、反动度（0.50から0.55）、ノズルの速度係数（0.93から0.96）、入口入射角（20から30度）などがある一定範囲に在ることを経験則として得

第10章 市場の使われ方調査と品質保証活動

この章は3つの活動を通じて、顧客の満足度向上目的の実態を述べる。最初は「市場の使われ方調査」を行って商品開発する際の目標設定と開発品質の特定、次は商品の市場投入に先立ち「顧客へのサービスサポートと品質不具合の未然防止活動」、最後は「商品の市場投入後に発生した品質不具合の撲滅活動」である。

市場でターボチャージャーはどのような使われ方をしているのかを熟知して商品投入しなければ、ユーザ満足度は得られない。商品に内在する「固有信頼度」は製造メーカ活動で確かなものにできるが、「使用信頼度」は使われ方の多様性に追隨して変化するから、市場の使われ方調査は商品開発に不可欠要件である。

市場におけるディーゼルエンジンの使われ方の実態調査から、これを技術用語に置き換え、商品企画提案の際にその開発目標に反映してきた実態は第4章以降に採用している設計目標に現れている。第9章の品質確認試験では市場の使われ方調査に基づき、ターボチャージャー・コンポーネントと組立品の信頼度限界を知り得て、市場の多様な要求品質（分野別用途別の作業環境或使用条件下での使用信頼度の意）に適合する商品を作り込んでいく。

製造メーカにとって「顧客の満足度」向上は最重要課題であり、技術陣は顧客が常に良好な運転ができるように、技能教育や日常の保守・点検作業の周知徹底に、必要な技術資料を取り揃えなければならない。さらに、新商品の市場投入前に徹底した品質不具合の未然防止をしていて、その活動実態に触れる。

新商品は品質不具合皆無と思って市場投入しても、現実には散発しているので、実例を挙げ、迅速かつ徹底した品質不具合撲滅活動の実態にも触れる。

付表のトラブルシューティング、ターボチャージャー取り付け作業時時の注意事項は、市場での実作業に用いる技術的なノウ・ハウの一部である。

10.1 品質保証と担当者の責務

品質保証活動には多くの関係者がそれぞれの責務を果たして商品を市場へ送り

これらは職務分掌または行動規範に細かく規定されているので、熟知して事に当たらなければならない。これに加え、心しておくことは「危機意識」と「タイミング」である。市場不具合はまだ1件だ、しばらく様子を見てから、と思っているうちに振り返しのつかない大事故になった事例は数えきれない。

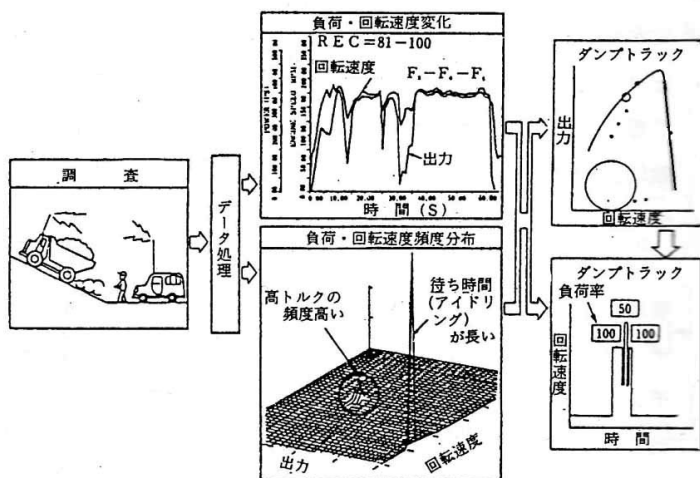
品質保証活動に携わる若手エンジニアが心に置くことは2つ。その一は複数人の連携作業が不可欠であるから、仕事の質は人と人との関わり合いの強さで決まる。その二は仕事の実行に優先度をつけ「良い行動であるから続ける」、「行動を始めたが未着手」、「早く止めたい」に分け、常に自己評価・認識していること。

これらは「日本的な考え」と受け取られがちであるが、欧米企業の例である。

10.2 市場の使われ方調査

ターボチャージャーはエンジンや車両の使われ方に影響されて、いくつかの機能が絡み合っている。第9章は、市場の使われ方を集約して種々試験を編み出し、これに合格した商品を市場へ送り出してきた過程を述べている。

市場の使われ方の調査手段は2つ。その一は、市場へ計測機材を持ち込み、稼働状況やエンジン負荷データを採取する。図10.2はエンジンの用途別負荷頻度調査のイラスト、ダンプトラックの例⁽²⁴⁵⁾である。出力と回転速度、回転速度と時間頻度、



大形オフロードダンプトラックの例

図10.2 エンジンの用途別負荷頻度調査例

付録資料

付表1 熱力学・流体力学に用いる単位と次元

付表2 乾き空気 (101.325kPa) の定圧比熱、相対圧および比エンタルピ

付表3 燃焼ガス (101.325kPa、 $\lambda=2$) の定圧比熱、相対圧および比エンタルピ

付録 補足説明資料 (AからF項)

ターボチャージャー設計図面

ターボチャージャーの性能試験

トラブルシューティング

ターボチャージャー補修時の点検・検査項目と判断基準

補修ターボチャージャー取り付け作業時の注意事項

付表1 熱力学・流体力学に用いる単位と次元

名 称	記号	単 位	次 元 *1	摘 要
圧 力	P	Pa =N/m ²	ML ⁻¹ T ⁻²	F/A A：面積
力	F	N =(kg・m)/s ²	MLT ⁻²	
温 度	T	K	L ² T ⁻²	
比 体 積	v	m ³ /kg	M ⁻¹ L ³	V/M V：体積
密 度	ρ	Kg/m ³	ML ⁻³	M/V
回 転 数	n	s ⁻¹ (rpm,rps)	T ⁻¹	
角 速 度	ω	rad/s	T ⁻¹	2πn/60
加 速 度	α	m/ s ²	LT ⁻²	
力のモーメント	τ	N・m	ML ² T ⁻²	F・L
エネルギー、仕事	W	J =N・m	ML ² T ⁻²	F・L
動力、仕事量	W	W =J/s	ML ² T ⁻³	W/s s：時間秒
重力の加速度	g	m/s ²	LT ⁻²	
ガス定数	R	J/(kg・K) =m ² /(s ² ・K)	1	
熱 量	Q	J =N・m	ML ² T ⁻²	M・dT・c dT：温度差
熱 流 量	Q	W =J/s	ML ² T ⁻²	
発 熱 量	H	J/kg =m ² /s ²	L ² T ⁻²	Q/s
比 熱	c	J/(kg・K) =m ² /(s ² ・K)	1	Q/M
内部エネルギー	U	J =N・m	ML ² T ⁻²	Q/M・dT
比内部エネルギー	u	J /kg =m ² /s ²	L ² T ⁻²	
エンタルピー	H	J =N・m	ML ² T ⁻²	Q/M
比エンタルピー	h	J/kg =m ² /s ²	L ² T ⁻²	
エントロピー	S	J/K =(N・m)/K	M	Q/M
比エントロピー	s	J/(kg・K) =m ² /(s ² ・K)	1	Q/T
熱伝達率	h	W/(m ² ・K)	ML ⁻² T ⁻¹	
熱通過率	K	W/(m ² ・K)	ML ⁻² T ⁻¹	Q/(A・s・dT)
熱伝導率	λ	W/(m・K)	ML ⁻¹ T ⁻¹	Q/(A・s・dT)
熱拡散率	a	m ² /s	L ² T ⁻¹	Q/(A・s・dT)
粘度	μ	(N・s)/m ² =Pa・s	ML ⁻¹ T ⁻¹	λ/(ρ・Cp)
動粘度	ν	m ² /s	L ² T ⁻¹	μ/ρ

*1 M：質量、 L：長さ、 T：時間

誘導した文字式が正しいか「次元解析」で確かめる。本表は手助けをするものである。

例えば、下式（式(2.43)参照）は何故成り立ち、単位はKで正しいか。

$$T_{st} = T + \frac{W^2}{2C_p}$$

上表から、記号Tは温度で単位K、次元はL²T⁻²。記号Wは液体が流れる毎秒の速さであるから単位はm/s、次元はLT⁻¹。記号Cpは定圧比熱でJ/(kg・K)、次元は1。

次元を代入すると下式のように左辺と右辺は等しく、単位はKで正しい。

$$L^2T^{-2} = L^2T^{-2} + \frac{L^2T^{-2}}{2 \times 1}$$

A 状態量の熱力学的な関係

状態量を純物質とし捉えるなら、任意の2つの熱力学的状態量を数学的に取り扱って独立変数とすれば、他の全ての状態量はそれらの関数として求められる。いま2つの独立変数に X と Y を選び、 Z を第3の状態量とすれば次式が成り立つ。

$$Z = \int (X, Y) \quad (\text{A.1})$$

上式は物質の種類やその状態には無関係に一般性をもって成り立つので、熱力学の一般関係式 (general relations of thermodynamics) と呼ばれる。純粋物質からなる系が微少な状態変化を行って、それぞれ $X+dX$ 、 $Y+dY$ 、 $Z+dZ$ に変化したものとすれば、

$$dZ = \left(\frac{\partial Z}{\partial X} \right)_Y dX + \left(\frac{\partial Z}{\partial Y} \right)_X dY \quad (\text{A.2})$$

上式に、 $M \equiv (\partial Z / \partial X)_Y$ 、 $N \equiv (\partial Z / \partial Y)_X$ としたとき、 dZ が完全微分であるための数学的条件は次式で表せる。

$$\left(\frac{\partial M}{\partial Y} \right)_X = \left(\frac{\partial N}{\partial X} \right)_Y$$

この関係は以下のように書き換えられ、

$$\left(\frac{\partial M}{\partial Y} \right)_X = \frac{\partial^2 Z}{\partial X \partial Y}$$

$$\left(\frac{\partial N}{\partial X} \right)_Y = \frac{\partial^2 Z}{\partial Y \partial X}$$

$$\frac{\partial^2 Z}{\partial X \partial Y} = \frac{\partial^2 Z}{\partial Y \partial X}$$

式 (A.2) の Z と同様に、それぞれ X 、 Y として、互いに2つの独立変数を選ぶと、

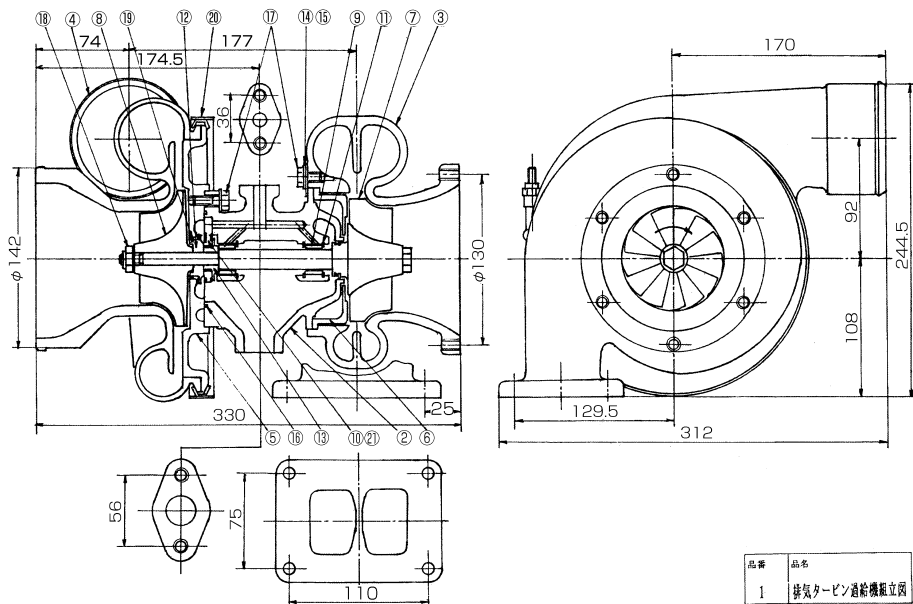
$$dX = \left(\frac{\partial X}{\partial Y} \right)_Z dY + \left(\frac{\partial X}{\partial Z} \right)_Y dZ \quad (\text{A.2-1})$$

$$dY = \left(\frac{\partial Y}{\partial Z} \right)_X dZ + \left(\frac{\partial Y}{\partial X} \right)_Z dX \quad (\text{A.2-2})$$

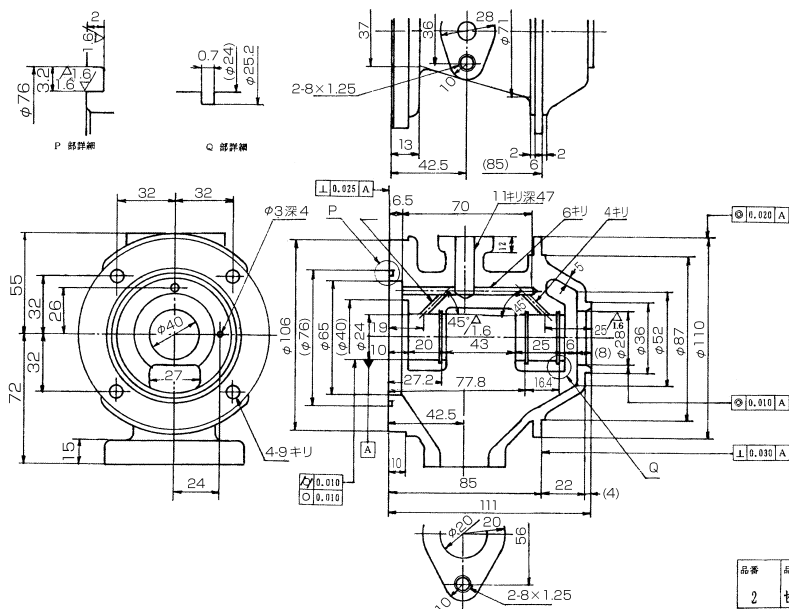
ターボチャージャー設計図面

第4章および第5章で記述したターボチャージャーの各部品の設計図を参考までに、ここに掲載する。下の表がそれら図面の目録である。高速回転体部品を製作図面表示するときの大切なことは、①同芯度、円筒度、平行度、直角度などであり、添付図面は設計記号を用いて表示している。②次に重要なのは面粗さであり、同様に設計記号を用いて表示している。③寸法公差は付録資料ターボチャージャー補修時の点検・検査項目と判断基準を転用願いたい。

品番	品 名	個/台	材 質	質 量 (kg/unit)	備 考
1	全体組立図	—	—	16.90	添付
2	センターハウジング	1	FC25	2.57	添付
3	タービンハウジング	1	FCDNiMo	7.96	添付
4	コンプレッサハウジング	1	AC4A-T6	3.20	添付
5	バックプレート	1	AC4A,FC25	0.92	添付
6	ヒートシールド	1	FCDNiMo	0.42	
7	ロータ・タービン	1	Incomel-713LC	0.76	添付
8	コンプレッサ	1	AC4C-T61	0.19	添付
9	ベアリング・ジャーナル	2	LBC4	0.07	第6章図6.11
10	ベアリング・スラスト	1	SMPE	0.12	第6章図6.16
11	スナップリング	3	SK5M	0.00	
12	フリンガ・オイル	1	SCM3	0.04	添付
13	リング・スラスト	1	SCM3	0.02	添付
14	ロック・シート	4	SPCCT-A	0.01	
15	ロック・プレート	4	SUS304	0.04	
16	O リング	1	Fri-1A	0.00	
17	ボルト	8	SUS304	0.09	
18	ナット	1	S43C	0.01	
19	シール・リング	2	FC-Cu	0.00	
20	Vカップリング	1	SUS304	0.30	
21	ピン	1	SK5M	0.00	



排気タービン過給機組立図



センターハウジング

参 考 文 献

- (1) Zinner, K. Supercharging of Internal Combustion Engines Springer-Verlag, 1997
- (2) Rydqvist, J.E., et al. A Turbocharged Engine with Microprocessor Controlled Boost Pressure SAE 810060
- (3) 浅妻金平 ディーゼルエンジンの機構的特性 グランプリ出版 2009-9
- (4) 渡部一郎 ターボチャージャーの歴史 ターボ機械協会々誌 Vol.10 No.7 1982-7
- (5) 森 他 IHI (ABB) 製船用過給機の動向 日本ガスタービン学会誌 Vol.33 No.4 2005-7
- (6) 島津製作所 会社紹介カタログ(航空機器事業部) 1998-6 改訂
- (7) 小宮山 他 ディーゼルエンジンのトランジェント性能向上策について 小松技報 Vol.16 No.2 1982
- (8) Melchior, J. Hyperbar System of High Supercharging SAE 740723
- (9) Kamo, R. Development of the LCR/FLX engine Internal report by Cummins and Komatsu, 1975
- (10) Graham, W. R-2800 Pratt & Whitney's Dependable Masterpiece SAE Order No.R-241 2001
- (11) Graham, W. Allied Aircraft Piston Engines of World War II SAE Order No.R-154 1995
- (12) Lumsden, A. British Piston Aero-Engines and their Aircraft Air life England 1994
- (13) Tinner, K. Theoretical and Experimental Investigations of an Operational Procedure Involving the Use of a Coupled Exhaust Turbine (Compound System) CIMAC Congress 1962 Copenhagen
- (14) Kamo, R. The Cummins Turbo compound Diesel Engine, The ODE Highway Vehicle System, Contractor's Coordination Meeting Apr. 24-26, 1979
- (15) Kamo, R. Cycle and Performance Studies for Advanced Diesel Engine Presented at Conference on Ceramics for High Performance Applications Newport, R.I., Mar. 25, 1977
- (16) Stang, J.H., et al. Development of an Adiabatic Diesel Engine Technical Report No.1268 Feb. 1977
- (17) Kamo, R., et al. Adiabatic Turbo compound Engine Performance Prediction SAE 780068
- (18) Stang, J.H. Designing Adiabatic Engine Components SAE 780069
- (19) Kamo, R. Komatsu-Cummins presentation, internal report by Cummins and Komatsu, 1977 & 1982
- (20) Yoshimitsu, T., et al. Capabilities of Insulated Diesel Engine SAE 82043
- (21) 西山 他 断熱ターボコンパウンド・ディーゼルエンジン GTSJ ガスタービンセミナー 第14回資料集 昭和61年1月23-24日(1986)
- (22) Muller, R., et al. Two-Stage Turbocharger Diesel and Gas Turbine Progress Worldwide Apr. 1978
- (23) Rochford, K.G. Series Turbocharging - A Requirement for High Specific Output, Vehicular Diesel Engines SAE 790067
- (24) Gunther, C. Increased engine output I Mech E 1982 C88-82
- (25) Brucker, E., et al. New Engine Design for High Mean Effective Pressures, 19th CIMAC, Florence, 1981
- (26) Singer, D.A. Comparison of a Supercharger vs. Turbocharger in a Small Displacement Gasoline Engine Application SAE 850244
- (27) 渡辺 他 日産, N-1 型セラミックターボチャージャー 日本ガスタービン学会誌 13-52 1986
- (28) Blake, J. The application of ball bearings to automotive turbochargers I Mech E 1990 C405/049
- (29) 窪田 他 新しい可変容量ターボチャージャーを装着した高出力、ワイドトルクレンジ、高効率エンジン
第1報 可変容量ターボチャージャーの開発 第2報 可変ターボと可変動弁システムを組み合わせたエンジン仕様と実車性能 共に自動車技術会学術講演会前刷 Vol.891 1989

索引

◆ア行◆

A/R	191, 236
EGR (Exhaust Gas Recirculation)	29, 40
h-s線図	74, 150, 216
LCR/FLXエンジン	21, 105
MTBF (Mean Time Between Failures)	356, 392
NMHC、(略称HC、非メタン炭水化物)	29
NOx (窒素酸化物)	29
S-N曲線	307, 315
SV (Switching Valve)	39, 107
インボード形式	260
ウェストゲート機構	23, 39, 44, 110
ウエーラ曲線	307
エアアシスト・ターボ	99
エネルギー式	61, 419, 441
エレクトリックパワー・アシストターボ	31, 103
エンタルピ	55
エントロピ	57, 59
オイラーの方法 (Eulerian method)	440
オイルアシスト・ターボ	101
圧力ヘッド	151, 217
圧力回復率	69, 187
圧力係数	156, 221
運転曲線	84
運動の式	64, 424, 440
音速	65

◆カ行◆

QAP (Quality Affirmation Program)	357
ガス定数	50, 52
キャンベル線図	358
クリープ強さ	308
コリオリ加速度	177
コンテインメント試験	362
コンプレッサ性能試験	369
加速応答性	91
可逆変化	57
可変タービンノズル翼ターボ	37, 97
可変容量ターボ	38, 106
過渡応答性	92
外部エネルギー	53
拡散接合結合	332
乾き空気	49
機械効率	82

許容高度	356
空燃比 (空気燃料比率)	19
高温疲労特性	321

◆サ行◆

3ホイールターボ	102
CDPF (Catalyzed Diesel Particulate Filter)	40
CHRA (Center Housing Rotor Assembly)	345
CO ₂ (二酸化炭素)	29
CO (一酸化炭素)	29
すべり係数	176
サージマージン	85
サイクリック試験	381
シーケンシャルターボ (2段ターボ)	35, 94
スキャロップ径	231
スピン試験	360
スルーボア構造	116
吸い込み曲線	84
軸系危険回転速度	304
軸受剛性	303
軸流タービン	36, 123
湿り空気	49
質量流量	64, 71
斜流タービン	121
修正出力方法	88
状態式	51
図示熱効率	82
正味熱効率	82
静圧効率	152, 219
静圧	67
静温	67
絶対湿度	48
線図係数	82
全圧	67
全圧効率	151, 218
全温度	67
相対湿度	50
速度係数	71
速度三角形	147, 216
速度切り替えターボチャージャー	23
速度比	221

◆タ行◆

DOC (Diesel Oxidation Catalyst)	40
---------------------------------	----

〈著者経歴〉

浅妻金平 (あさつま・きんぺい)

1937年、新潟市に生まれる
1962年、明治大学工学部卒業
同年、(株)小松製作所入社、研究本部、エンジン開発センタでディーゼルエンジンの燃焼、ターボチャージャー、ガスタービンの研究・開発、製造に従事
1989年退社
1989年、(株)ギャレットターボ入社、ターボチャージャーの製造・販売に従事
1996年定年退職
1998年、明治大学理工学部講師(1年間)
2000年、JICA シニアボランティアとしてドミニカ共和国、サント・ドミンゴ自治大学へ派遣、ディーゼルエンジンの燃焼理論と燃料噴射機器技術移転。2002年帰国
2004年、(株)エッチ・ケー・エスにて技術顧問、2016年退社
著書に『ディーゼルエンジンの機構的特性』(グランプリ出版)がある

ターボチャージャーの性能と設計	
著 者	浅妻金平
発行者	山田国光
発行所	株式会社グランプリ出版 〒101-0051 東京都千代田区神田神保町1-32 電話 03-3295-0005(代) FAX 03-3291-4418 振替 00160-2-14691
印刷・製本	モリモト印刷株式会社