IHI技報

Journal of IHI Technologies

2016
Vol.56 No.2

回転機械特集号

ISSN 1882-3041
IHI技報　第56巻第2号　平成28年

◆巻頭言　Opening Essay

◆見えない資産　Intangible Asset

◆我が社の看板娘　Products

◆我が社のいち押し技術　Technologies

◆こんなビジネスが面白い　Business

◆箸休め　Essay

◆技術論文および解説　Technical Papers

巻 頭 言

回転機械特集号の発刊にあたって

執行役員
回転機械セクター長　　村　上　晃　一

地球は自転しています．台風もハリケーンも大気の渦巻きです．地球は太陽の周りを回転していますし，太陽も銀河系の中で回転しています．素粒子の世界では右巻きか左巻きかの区別が質量の本質に根本的な意味をもっています（質量の根源を見つけることには IHI の製品も一役買いました）．生物の世界では DNA が螺旋巻き．回転するということはどうやら物事の本質的な何かと切っても切れない関係にあるようです．身近な話でも，ゴルフでも野球でもサッカーでもボールの回転は大きな問題です．ダンスもバレーもフィギュアスケートも回転抜きには語れません．ウイスキーも焼酎も割る時にステアを何回どのように回すかで味が変わるとか．今回の特集号ではそんな「回転」を利用した機械技術の深い世界の一端をお届けいたします．

回転機械は航空エンジン，ガスタービン，過給機，圧縮機など IHI グループの製品・サービスの主力の一群です．関係する技術は多岐にわたり，空力，機械要素に関する技術をはじめ電気・電子制御，モーター，燃焼，伝熱，材料などの実に多くの機械技術，要素技術が関係しています．生産技術においてもありとあらゆる技術を統合して初めて成立する奥の深い製品・サービスです．また，IHI グループの製品・サービス以外のものに目を向けてみても，身近な洗濯機，換気扇，調理用ミキサーなどは言わずもがな，ヘリコプター，電車，自動車，バイク，船（スクリューで動きます）などほとんどすべての乗り物，隠れたところではスマートフォン（バイブレーションには回転機械の一つであるモーターが使われています）などなど，回転機械なしには現代の生活が成り立たないことが分かります．回転機械技術は世界中の多くの技術者が今日も日々精進を重ね，切磋琢磨している分野の一つです．10 年前に比べれば，今の回転機械の効率は向上し，省エネが進み，静穏，遠隔サービスなど全く違うものになっていて，その進化はやむことがありません．でも残念なことに，IT 技術のような誰の目にも明らかな分かりやすい進歩ではありません．今回の特集号を手にしていただいた読者の皆さんは，読後には必ずや「！」となっていることと思います．そして是非その「！」を多くの方にお伝えしたいと願ってやみません．

国産ジェットエンジンの開発から量産まで 回転体のトラブルシューター

自衛隊機に装備される国産ジェットエンジンの開発から量産および整備全般を手掛けるIHI瑞穂工場．
ジェットエンジンは高速回転体であることから，その振動抑制は技術の要となる．
瑞穂工場で国産ジェットエンジンの製造，整備の工程設計を手掛ける中川淳は，長年の経験から数々の不具合を解決する名トラブルシューターとして知られている．

国産ジェットエンジン一筋に

「もともとは，相生工場の造船部門で船の修理をやっていて，あるとき『設計に行きたい者はいるか？』と声が掛かったので手を挙げ，船の基本設計をやりながら船体の固有振動や，試験航海での船体振動を測定したり，振動を抑えるためのバランサーの試験に立ち会ったりしていました．それから航空宇宙事業本部（空本部）に異動となり，ジェットエンジンの工程設計をやることになりました．回転するものは必ず振動する．振動はエンジンから本体に影響するので，それをいかに抑えるか……．そういうことでは同じだなぁと思ってね．」

飄々（ひょうひょう）とした口調で語る中川淳は，兵庫県相生市出身．船体の基本設計から空本部に移って今年でちょうど 30 年目，ジェットエンジン製造工程設計のベテランだ．空本部に異動したときは，ちょうど F3 ジェットエンジン開発の完成段階で量産に移行する時期だった．ここで，エンジンの運転試験を担当し，さまざまなトラブルに遭遇，その対処方法を学んだ．その後，XF5，F7 とエンジンの開発から量産に携わり，さらに整備の工程設計も長らく担当してきた．

データを読み込んでトラブルの原因を探る

振動トラブルの原因は千差万別で，部門を越えてのコミュニケーションが鍵となることが少なくない．例えば量産に移行したときにトラブルが発生したのなら，まず，そのエンジンの開発段階で振動にどのように対処したかというデータを手に入れる．それを基に量産時のトラブルの原因を推測し，組立部門，設計部門などとやりとりをしながら，原因と思われる箇所を見つけて調査する．それが違っていれば，またデータを見直し，可能性がありそうなところを調査するという地道な作業だ．

「ある程度，この辺りが原因かな？というのは分かるんですよ．勘ですかね．その勘をどうやって若い人に伝えるか悩んでいるのだけれども（笑）．特に『この音はおかしい』という音の違いが分かるのは，経験でしょうね．よく『何か音が変だから聞きに来て』と後輩から呼ばれます．」

航空宇宙事業本部　瑞穂工場　生産技術部
中川　淳

慢性的に不具合が出るエンジンもある．その原因を突き止めてトラブルが解消すると，「やったぞ！」と満足感もひとしおだ．

新しいアイデアを常に考える

もちろん，トラブルが発生してから解決するだけでなく，いかに不具合のないエンジンを作るかが重要だ．そのために設備や治具の導入や開発も行う．なかでも，ローター部分のバランスチェックは重要で，工場に並ぶさまざまなバランス確認機器の選定，設置も中川ら工程設計担当者の仕事だ．これらも含め，中川の頭の中では常に「いかに効率良く高品質の製品を作るか」というアイデアがフツフツと湧き上がり，それを試すタイミングを狙っている．

実際のところ，航空機エンジン製造の仕様，手順はしっかり決まっており，それを逸脱することはできない．しかし中川は言う．「例えばねじ一つにしても，手で締めるにはトルクが大き過ぎることがある．小さな力で回せる機械を開発すれば，それだけ作業効率が上がる．仕様の範囲内でできることが実はたくさんあるんですよ．実現したアイデアを他機種にも水平展開すれば，全体的な作業効率アップにつながります．」こんな中川を評して三浦聡主査は「常に新しいことにチャレンジする姿勢が素晴らしいのです．」と言う．

中川自身は自分の技術について「広く，浅く」だと言う．謙遜もあるだろうが，確かにジェットエンジンの製造工程全般についての知識が豊富だ．そんな中川にいちばん大切なことは何かを聞くと，「決められたとおりにやること．」と即答する．“チャレンジ精神の人”としては意外にも思えるが，「ローター，回転体の組み立ては 100 分の 1 mm 単位で調整が必要な箇所もあり，そこをしっかりやらないと，組み上がったエンジンが不具合を起こすことになりかねないから．」と解説してくれた．

蓄積した知識，経験を次世代へ

今後の目標を聞くと中川は二つ挙げた．一つは知識を引き継ぐこと．昨年，中川らは現場の作業の仕方などを担当者が集まって発表し，調整する場をもった．

バランス確認機器

互いの作業に関する情報を共有して，迅速な解決を目指す仕組みを作ったのだ．中川が蓄積してきた知識や経験をグループとして引き継ぐ工夫である．

もう一つは，新技術による品質の安定化だ．例えば，サイズの異なるボルトやナットを選んで自動的に締めるロボットや不具合品の自動選別機などのアイデアを温めている．なぜこうも次々とアイデアが浮かぶのか．「まあね，やっていることに興味があるから，楽しいからだよ．」と軽い口調で答える中川．そこには，軽い口調とは裏腹に長年幾多の困難と真摯（しん し）に向き合い，解決してきた人ならではの深い響きがあった．

XF5 型エンジン搭載の X-2 実証機
出　典：防衛装備庁ホームページ
（http://www.mod.go.jp/atla/pinup280422.pdf）

「良品学習」による画像処理で タービンホイールの外観検査を自動化

今回紹介する藪根夏樹（やぶねなつき）は入社 5 年目．若手ながら画像処理の知識と技術を駆使して，ターボチャージャーの心臓部であるタービンホイールの外観自動検査システムを構築した．「人」と「機械」による検査それぞれの利点を心得て自動化に挑戦する新進気鋭の開発者に聞いた．

入社2年目で与えられたミッション

IHI のターボチャージャーは国内でトップ，世界で 3 位のシェアを誇り，2015 年には出荷累計 5 000 万台を超えた．年間 100 万台以上を製造している株式会社 IHI ターボ（ITJ）は，右肩上がりの世界需要に応えるため，さらなる生産力向上に取り組んでいる．

そのなかで求められる技術革新のポイントの一つは自動化である．これまでもターボチャージャーの生産工程ではさまざまな現場で自動化が進んできた．しかし，形状が複雑なタービンホイールの最終検品は検査員による目視チェックに頼らざるを得なかった．このタービンホイールのインペラー（羽根）には鋳造工程でわずかな巣や歪（ゆが）みが生じることがある．これまでは出荷直前に検査員が一つひとつ手に取って，触れて，軸を回して，目で確認して不良品を見つけてきた．この工程を自動化せよとのミッションを与えられたのが生産技術開発担当の藪根夏樹，入社 2 年目のことだった．

藪根に白羽の矢が立ったのは，大学で画像処理を学んできたからだ．身体の動きが不自由な ALS（筋萎縮性側索硬化症）患者のコミュニケーション支援のために，目の動きを画像処理して文字を表示する方法を研究してきた．今度はその画像処理技術を機械部品の外観検査に応用しようというわけである．ゼロから始めてたどり着いたのは「良品学習」という手法だった．

外観検査に「良品学習」の手法を適応

タービンホイールに生じる欠陥にはさまざまな種類がある．鋳造過程で生じる巣や歪み，仕上げ過程でつくブラシの痕など微細なキズや打痕である．一般の欠陥検査では照明を工夫してキズを際立たせ発見を助ける．しかし，タービンホイールではインペラーが重なって影ができてしまうなどの問題があり照明の工夫には限界があった．そこで，藪根が選んだ方法は，検査装置に欠陥品の画像を覚えこませるよりも，むしろ欠陥がないと判断される良品の画像を覚えこませることに力を注ぐ，いわゆる「良品学習」と呼ばれるや

株式会社 IHI ターボ　生産技術部　生産技術開発グループ
藪根　夏樹

り方であった．この方法によって自動検査の信頼性が格段に向上した．外観検査の考え方が欠陥検出一辺倒から一歩進化したといえる．

ITJ 新町工場（長野県）で製造している量産品タービンホイールは 20 種ほど．そのうち 7 種についてはすでに良品画像データ（それぞれ 80 ～ 400 枚）が登録されている．今後すべての種類の良品画像データを整備して検品の自動化を推進する予定である．

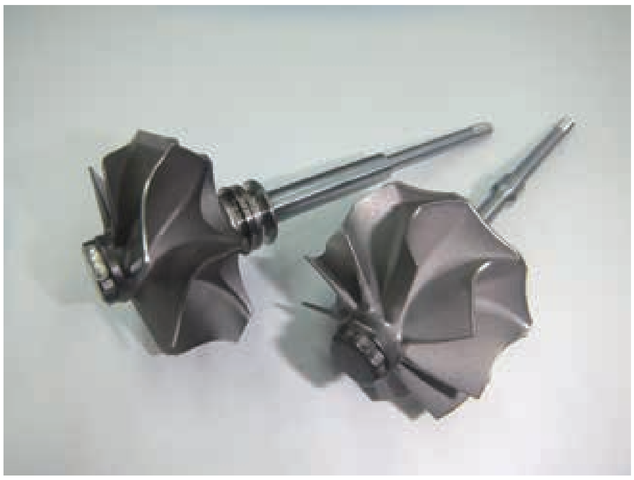
人と機械が，それぞれ得意な作業を分担する

そもそも外観検査装置は精度が高いので，許容できる程度の微細なキズも不良と判断してしまう．したがって，除外すべき欠陥品のみを全自動的に判別することは不可能である．そこで藪根らが目指したのは，まず不良の可能性がある部品を機械で見つけ，それが本当に不良なのか，許容できる程度の欠陥なのかを人間が目視で見極める二段構えのやり方である．機械の検出精度は人間の目をしのぐ．しかし，さまざまな状況を加味して除外すべきかどうかを判断するには，人間のもつフレキシビリティが不可欠である．人間が検査すべき部品の数を自動検査で 1 割までにふるい分けることができれば，人間の手間が省け機械の存在価値が出てくる．

また藪根は別の言葉で言う．「熟練した検査員は，無意識に『違和感』としか言いようがない微妙な違いを鋭くキャッチして，『この部位ならここまで許容できる』などと判断します．一方機械は，『違和感』に頼ることはできませんが，一度 OK，NG を学べば見逃しはありません．このように自動化の過程では，人と機械がそれぞれの優れた能力を活かして分担することが重要です．」

タービンホイールの品質向上をリードするプライド

今後の課題について藪根は「検査装置設備のコンパクト化や検査装置に部品を手で載せたり外したりする工程の自動化」と言う．「新しく装置の仕組みを練り上げるとき，独り善がりになってしまうのが一番恐れていることです．それを避けるためには多くの技術者と議論して，私が思ってもいないような観点からの指摘を受けたり，相手の発想に驚いたりする必要があると思っています．」　また，学生時代に哲学やビジネスにも興味をもったという藪根は「開発にも思想がないとダメ」と言う．欠陥検出から良品学習への発想転換を成功させた藪根らしいプライドと決意を感じさせる言葉であった．



タービンホイール

回転機械生産のオールラウンダーが目指す「 新しい作り方 」とは

どんな製造工場にも必要なのが，運搬設備や加工設備を整え着実な生産をリードする担当者だ．今回紹介する久保田昌幸は回転機械の製造現場における生産技術や製造技術を広く知る専門家．回転機械の製造工程設計について聞いた．

工場の生産性を決定づける工程設計

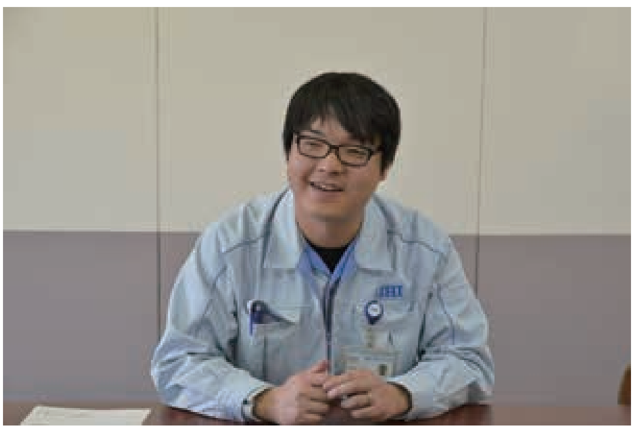
汎用圧縮機，舶用過給機，デッキクレーンの油圧モーター，歯車装置の製造などを手掛ける株式会社 IHI 回転機械 (ICM) の主要工場は，長野県辰野町にある．人気製品のオイルフリースクリューコンプレッサー（ GP 型 ）は水潤滑式が特長．潤滑油を使わないため，圧縮空気に油分が混入することがなく食品や製薬の工場に最適．省エネ，省メンテナンスで環境負荷も小さいコンプレッサーとして注目されている．この GP シリーズをはじめ辰野工場で扱う製品の多くは，お客さまに選んでいただけるように，きめ細かくラインナップしている．生産効率が悪くコストも掛かりがちな工程を，スムーズな製造ラインに仕立てるのが久保田昌幸の腕の見せどころだ．

久保田は地元辰野の出身で入社 14 年目．入社当初は現在の GP シリーズの心臓部である大きなねじのような形のセラミック樹脂製のローター製造技術に取り組んでいた．IHI と共同で研究開発し，ICM で量産製品化した．

工作機械の選定からプログラム作りまで

「 工程設計とは『 新しい作り方 』を工夫して生み出すことです．」と久保田は言う．大まかな仕事の流れは以下のとおり．設計部門から示された製品の図面や仕様を基に必要な生産設備，加工設備やバランス設備，組立や運転設備を選定・設計し生産プロセスをハードウェア・ソフトウェア面ともにシステム化すること．ポイントは稼働率の高いところに最新鋭の設備を配置することと，サイズや軸構成なども考え合わせて製品の流れをスムーズにすることだ．もちろん必要に応じ，専用治具や計測具，計測装置の準備も行う．ハードウェアの準備のみならず，それらを制御するプログラムや作業指導票の作成など，ソフトウェア面も重要な仕事だ．

これらを総称して「 工程設計 」と呼ぶ．工程設計の仕事は，製品の精度をはじめ，全体の作業時間，製造コスト，作業員の安全などにも大きく関わる．現在，辰野工場には生産技術と製造技術の担当者がそれぞれ 10 人ほどおり，プログラム作成が得意，バランス確認が得意など，守備範囲が大まかに決まっている．「 私はどちらかといえば広く浅くのオールラウンダーです．」と久保田は笑う．



株式会社 IHI 回転機械　生産統括部　生産技術グループ
久保田昌幸

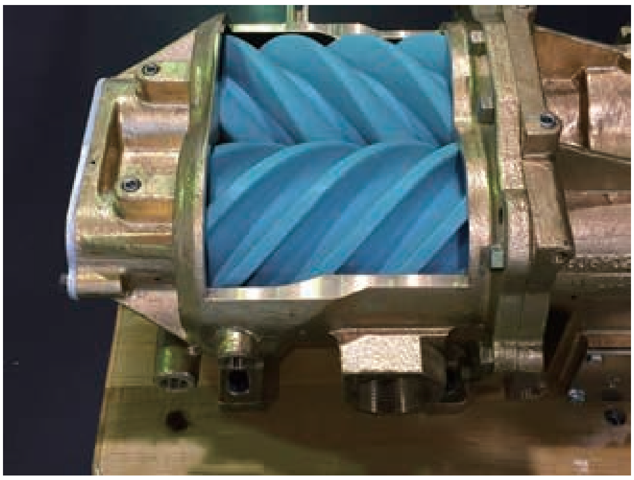
バランスチェックは回転機械製造の要

回転機械の製造工程では特にバランスチェックが重要だ．バランス確認装置にワーク（部品）を設置して回転させ振動を計測する．高速回転させても振動の少ないのがバランスの良い製品である．

現場が望む精度でチェックするためには，バランス確認装置をカスタマイズし，試験を繰り返して特別な検査手順を構築する必要がある．さらに精度を突き詰めるためにはバランス確認装置をメーカーと共同開発することもある．このように久保田の仕事の大半は「どうすれば現場作業が効率良く進むか．」を究めることなのだ．

製造現場から設計チームに提案する

最近，久保田が心掛けているのは，生産技術の経験や知見をいかに設計段階にフィードバックするかということだ．通常は製品の仕様が決定してから工場の生産ラインに落とし込んでいくが，それを待たずに早い段階から設計チームと連携をとり，「この仕様にすれば工場でスムーズに製造できる．」などと生産現場から提案する．提案内容は製造プロセスにとどまらず，製品の構造や部品の形状に及ぶこともある．実際，ある量産品では現場からのフィードバックを反映して設計変更することで，製造時間やコストが大幅に低減した．「工程設計で思い描いたとおりに製品が流れて出来上がっていくところを見るのが一番うれしいですね．生産工程をしっかり作ることは，不良品を出さずにコストダウンもできるというメリットにつながりますから．」



オイルフリースクリューコンプレッサー（GP 型）用
セラミック樹脂ロータースクリュー

新しい作り方への夢

工程設計の専門家として久保田が夢見るのは自動化だ．これまで困難とされてきた多品種少量生産の自動化方法があるのではないかと考え続けている．さらに，これまでにない挑戦的加工法として，歯車を複合機で一気に削ってしまうスカイビング加工の導入も考えている．

また，複数の工場で設備を共有して作業をする「プロダクトミックス」を昨年から始めた．遠く離れた工場間の往復を製造ラインに含めて構成する試みだ．現在，流れをよりスムーズにしてコストや現場の負荷を軽減する改善方法をも探っている．

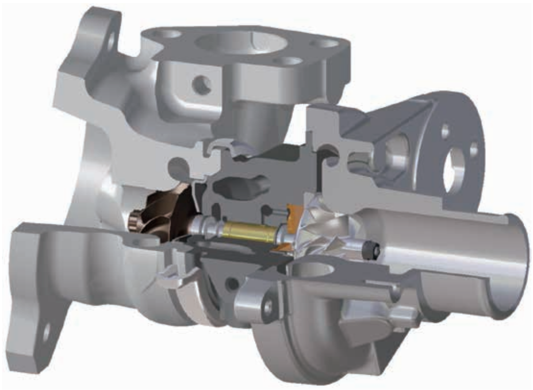
「夢中になってしまうのは 3D-CAD を使いながら新しい治具や装置を考えているときですね．工夫が必要な場面は絶えることがなく，工程設計にルーティーン作業はありません．とても面白い仕事です．」

久保田のように，一点に集中して工夫を重ねる粘り強さと，現場を広く捉える俯瞰（ふかん）的な視点を併せもつ若手が次に続くことが期待されている．

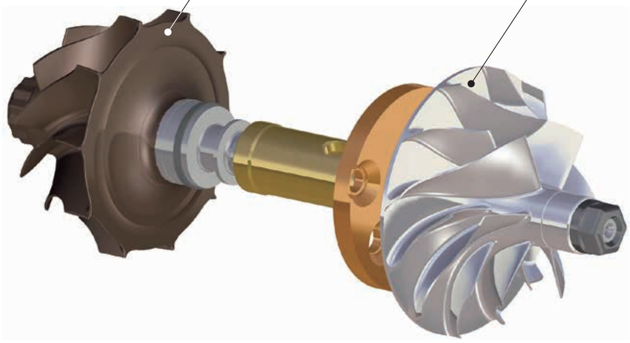
小さなエンジンでモリモリ走る

国内乗用車のダウンサイジングを加速する RHF3 ターボチャージャー

燃費向上のためにエンジンを小さくして，不足するトルクをターボで補うダウンサイジングエンジンは，
ヨーロッパでガソリン車に広く採用されている．
近年，国内でもダウンサイジングエンジンが採用され，IHI の車両用ターボが活躍を始めた．



RHF3 ターボチャージャーカットモデル



RHF3 ターボチャージャー回転体

ヨーロッパで始まったダウンサイジング

「ダウンサイジングコンセプト」とは，ヨーロッパで提唱された燃費向上を目的としたエンジンの設計思想である．エンジンそのものを小さくすることによって燃費を抑え，不足するトルクを過給機 (ターボチャージャー，以下ターボ) によって補うことが基本的な設計である．従来のターボエンジンは高出力だが燃費が悪いというイメージがあるが，低回転での実用トルク向上を目指す点が，新しいダウンサイジングエンジンと従来のターボエンジンとの違いになっている．

ヨーロッパでは 2006 年ごろよりフォルクスワーゲン (ドイツ) がガソリン車のダウンサイジングエンジンを市場に投入し，これを機にダウンサイジングエンジンへの関心が高まり，最近では特に小型車においては自然吸気 (ターボなしの従来型) エンジンの方が少数派なほどである．一方，日本ではハイブリッド車の人気が高く，国内市場向けの自動車ではダウンサイジングエンジンへの対応が遅れているのが実情である．

しかし，2012 年にスーパーチャージャーを搭載したダウンサイジングエンジンが登場したことを皮切りに，徐々に国内でも採用される車種が増えてきた．IHI ではすでに欧州車向けにダウンサイジング用ターボを開発・販売しているが，このような背景のもと，改めて国内自動車メーカーとともに，ダウンサイジングエンジン向けターボの開発プロジェクトをスタートさせた．具体的には，排気量 1.2 *l* のエンジンにターボを搭載することで，1.8 *l* の自然吸気エンジンと同等の出力を得ることを目指した．

低回転でも十分なトルクを実現する

ターボは，エンジンの排気を利用して吸気の圧力を高め，高い出力を得る仕組みであり，タービンを回す十分な排気エネルギーが必要になる．そのため，エンジン低回転時には排気エネルギーが小さいため大きなトルクが得られないという課題があった．また，アクセルを踏み込んでからインペラー (羽根車) の回転数が増してターボが働くまで一呼吸掛かるターボラグがあり，ドライバビリティ (運転のしやすさ) が損なわれるという評価もついて回った．

エンジン低回転時であっても十分にターボが機能して，大きなトルクが得られれば，ターボラグを解消することが可能になる．そのためには低回転時でも必要なターボの回転を得られるタービンとコンプレッサーが不可欠になる．これはタービンとコンプレッサーのインペラーサイズ（直径）を小さくすることで解決するが，同時に過給する吸気の最大流量が確保できないという新たな課題が発生する．

IHI は，この課題をタービンの小型化と高速回転化を同時に行うことで解決した．タービンインペラーの形状や空気の流れる流路を工夫することで，従来の同流量のタービンと比較して，形状の見直しを行い，最大回転数を毎分 22 万回転から毎分 27 万回転に増加させた．

長年のターボ開発におけるノウハウの蓄積が設計に貢献

ガソリン車向けのダウンサイジングエンジンの開発では，ディーゼルエンジンのターボ技術がベースになっているが，ガソリンエンジン特有の課題に対応する必要もあった．例えば，ガソリンエンジンでは排気温度がディーゼルエンジンの約 800℃に対して約 950℃と高温になる．そのため，より耐熱性を考慮した設計が必要になる．また，約 20％の高回転化に対して，従来モデルは NV（音，振動）の課題があったため，新たな対策が必要であった．

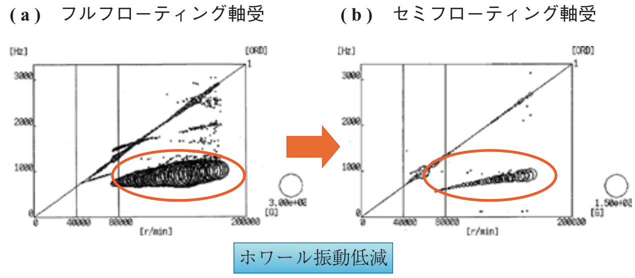
前者に対しては，長年にわたるターボ開発で培った解析技術を活用した設計プロセスを適用した．その際，解析を高精度で実施するために，過去のデータベースやノウハウを活用することで，解析と実態の相関を把握することを重視した．さらに今回は，非定常解析を行って温度分布，熱応力分布の過渡領域を評価することで信頼性の向上につなげることが可能となった．

後者については，従来モデルで採用していたフルフローティング軸受をセミフローティング軸受に変更することで，高速回転を可能とした．わずか 2 文字の違いであるが，実際には別機種と言えるほどの大きな構造変更である．

このような工夫により，目標どおり 1.2 *l* のエンジンで 1.8 *l* 自然吸気エンジンと同等の出力と，車両の滑らかな動特性を実現したのである．

付け加えると，このプロジェクトを進めるなかで自動車メーカー独自のカルチャーに触れ，従来の IHI とは異なる研究開発プロセスを学んだことも我々の財産となった．

フルフローティング軸受（左）とセミフローティング軸受（右）



軸受種類による振動変化の比較

運転していて楽しい車に

RHF3 ターボを搭載した車は 2015 年 4 月から国内で販売されている．この車では現在，ハイブリッド，1.8/1.5 *l* 自然吸気，そして 1.2 *l* ターボというコンセプトの異なる三種類のパワートレインが用意されている．ターボの開発担当としては，1.2 *l* ターボ車が「運転していて最も楽しい車」になると期待している．

今回開発した RHF3 ターボは国内向けの製品だが，将来的には中国でも生産する計画である．ターボの開発に当たっては，取り合い形状を含むハウジング設計など，中国のサプライヤーでの生産を考慮した設計が行われている．ヨーロッパに遅れて採用が始まった日本のダウンサイジングエンジンであるが，IHI の RHF3 ターボがアジアを含めたシェアの拡大に大きく貢献していくことが期待されている．

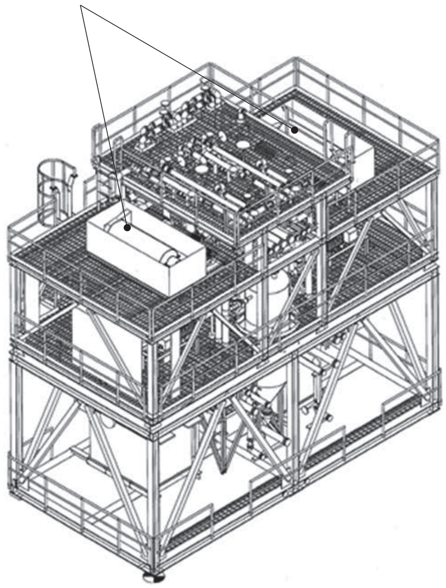
問い合わせ先
株式会社 IHI
車両過給機セクター　技術統括センター　設計部
電話（045）759 - 2656
URL：www.ihi.co.jp/

固液分離はお任せください

天然ガス生産プラントで活躍する密閉型スクリュウデカンタ遠心分離機

各種製造プロセスから排水処理まで，さまざまな分野に使用されている IHI のスクリュウデカンタ形遠心分離機．近年，オイル＆ガスプロセスの分野で密閉型デカンタが活躍している．

密閉型スクリュウデカンタ遠心分離機



MEG 再生モジュール

密閉型デカンタのニーズ

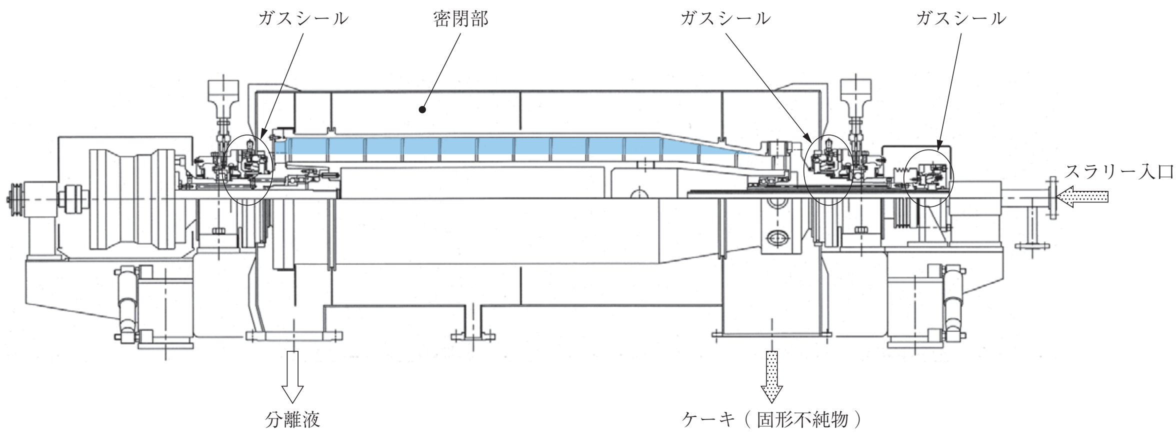
スクリュウデカンタ形遠心分離機 (以下，デカンタ) とは，固体と液体の混合物 (スラリー) を，高速回転による遠心力の作用で固体と液体に連続的に分離する装置である．デカンタは各種製造プロセスから下水・排水処理に至るさまざまな分野に適用されており，IHI では 1950 年代の販売開始以来，累計納入台数 1 万台以上を誇っている．

しかしながら，従来形のデカンタはケーシングの回転軸貫通部が大気開放のため気密性が確保できず，密閉下での処理が要求されるオイル＆ガスプロセスや，化学プロセスのような高付加価値製品の製造プロセス分野への対応が困難であった．そこで近年，密閉型デカンタの開発を成功させ，これらの分野への参入を果たした．

今回紹介する密閉型デカンタは，天然ガス生産プラントにおけるモノエチレングリコール (MEG) の再生モジュールに採用されており，現在，世界各地で活躍している．

MEG の働き

天然ガス生産プラントにおいて，MEG は氷点降下剤，つまり不凍液として天然ガス井から地上または洋上への移送パイプライン中に注入される．パイプラインの中は基本的にガスであるが，一部水分も含まれており，これが凍結してパイプラインを閉塞させることを防ぐのが MEG の機能である．MEG は常時パイプライン中に注入されているが，高価なため系内で循環使用されている．循環使用されるなかでライン中の塩



断面構造図

分や水酸化物，制御用の化学物質などにより徐々に汚染され，MEG の氷点降下機能は低下する．そのため定期的に MEG 再生モジュールにより不純物を除去し再生される．本デカンタは MEG 再生モジュールにおいて液体の MEG から固形不純物を分離するキーハードであり，本プロセス用としては世界初の密閉型デカンタである．

密閉型デカンタの特長

このようなプロセスで使用するため，本機は以下のような特長をもっている．

(1) 耐圧密閉構造

耐圧密閉構造であり，各種溶剤や危険物などの処理に際し外部への漏えいがないと同時にプロセス液の大気接触を防止できる．

(2) 非接触式ガスシール（静圧形）の採用

軸封部には非接触式ガスシールを採用しているため，接触式メカニカルシールのような動力損失がなく，洗浄液やその循環のための付帯機器などが不要である．また，シール材からの摩耗粉発生によるプロセス液の汚染もない．

(3) ガスシール組み込み部構造の最適化

ガスシール機構の追加による標準機からの軸延長代（しろ）を最小限としている．これにより回転体の危険速度の低下が抑えられ，標準機と同等の運転回転数を確保している．また，主要部の設計・構造を標準機と共通化して，製品コストを低減している．

(4) オイル＆ガス向け仕様への対応

オイル＆ガス用途に要求される特有の製品仕様，製造上の各種検査にも対応が可能である．例えば設置場所について挙げれば，本機のユーザーは主に石油メジャーであり，陸上プラントに設置されるだけでなく，洋上プラットフォームや FPSO（浮体式海洋石油・ガス生産貯蔵積出設備）上にも搭載される．

また，各ユーザーやプロジェクトごとに要求仕様が異なってくるが，機械設計，使用材質，電気計装品や周辺機器の選定など，個別の要求仕様に合わせて対応している．

今後の展開

今回紹介した密閉型デカンタは販売開始以来，陸上プラント，洋上プラットフォーム，FPSO など多数の実績を築いてきた．2016 年度以降はさらに 10 台以上の出荷が期待されるほか，世界各地のオイル＆ガス関連プロジェクトからも引き続き多数の引合を受けており，業界からの期待は大きい．

また，オイル＆ガスプロセス分野以外にも，樹脂や各種化学品製造などの化学プロセス分野に向けて積極的に市場展開をしていく．

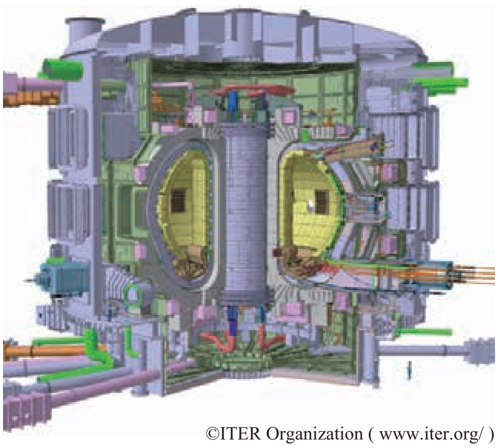
問い合わせ先
株式会社 IHI
回転機械セクター　分離装置部
電話（03）6219 - 5074
URL：www.ihi.co.jp/separator/

地上に太陽！？ 夢のエネルギー源を実現させる

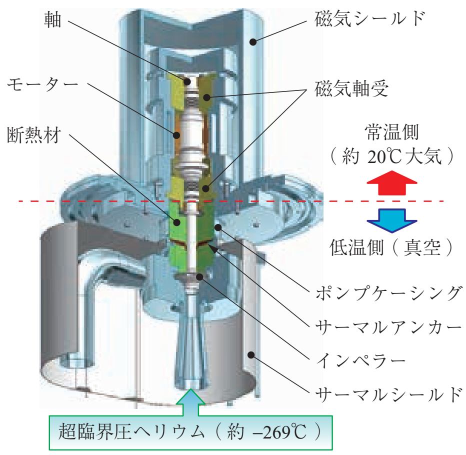
ITER 向け超臨界圧ヘリウム循環ポンプ

ITER とは，太陽と原理的に同じ核融合反応を地球上で実現させるという壮大なプロジェクト．
この実現には超伝導コイルを絶対零度近くの温度で維持しなくてはならない．
その冷却を実現させるキーハードとは？

株式会社 IHI
回転機械セクター　開発部　　　　藤咲　克弥



国際熱核融合実験炉 ITER



超臨界圧ヘリウム循環ポンプ断面図

超臨界圧ヘリウム循環ポンプ外観

ITER プロジェクト

現在，フランス南部サン・ポール・レ・デュランスに建設が進められている ITER（ 国際熱核融合実験炉 ）は，太陽や星を輝かせているのと原理的に同じ核融合反応を地球上で実現させ，核融合エネルギーの取り出しが人工的に実現可能なことを実証する，超大型国際プロジェクトだ．

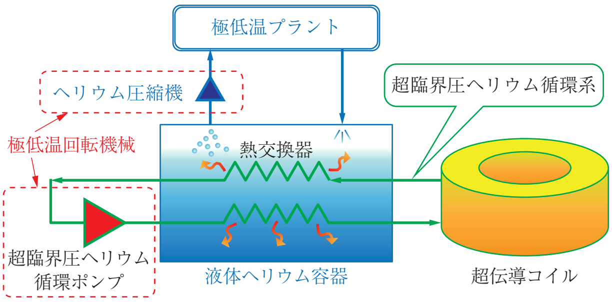
核融合エネルギーを実用化するには，1 億℃以上にもなる高温・高密度のプラズマを炉の中に発生させ，閉じ込めておく必要がある．炉の中で発生させたプラズマを制御するには，大電流と強力な磁場を発生する超伝導コイルが用いられる．直径約 30 m，重量 2 万 3 千 t にも及ぶかつてない巨大実験炉は，プロジェクト参加各国が技術力を結集し製作した，さまざまな超伝導コイルを組み合わせて構成されている．

そして，それぞれの超伝導コイルの能力を最大限に引き出すために必要不可欠なキーハードが，超臨界圧ヘリウム循環ポンプだ．

超臨界圧ヘリウム循環ポンプの役割

超伝導コイルに強力な磁場を発生させるためには，極低温まで冷却し，その状態を維持し続ければならない．その冷却材として使用されるのが超臨界圧ヘリウムだ．

超臨界圧ヘリウムは，絶対零度近くの温度約 –269℃の地球上の自然界には存在しない極低温の流



極低温回転機械の役割

体である．このような極低温下でも凍らず流体であり，外部から入った熱を良く吸収する性質があるため，超伝導コイルを強制冷却し，超伝導状態を維持する極低温システムの冷却材として，現在最適であると考えられている．

循環ポンプは超臨界圧ヘリウムを吸い込んで圧送し，液体ヘリウム容器の中にある熱交換器と超伝導コイルの間を循環させる．超伝導コイルを冷やすことで逆に超臨界圧ヘリウムは暖まるが，熱交換器に戻ってきて熱を取り除かれて再び元の極低温まで冷やされる．

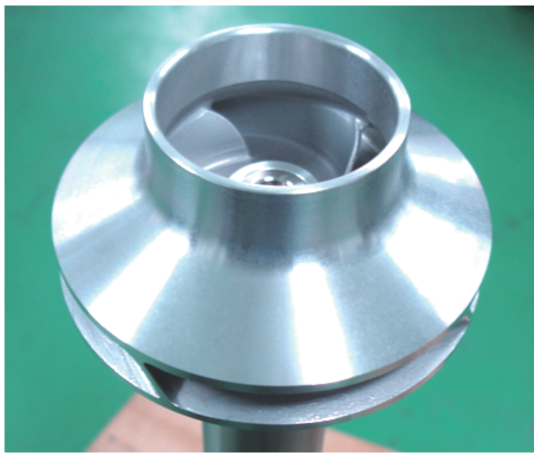
世界中の核融合や加速器の研究所が，極低温冷媒を用いた極低温システムを利用しているが，そのなかでも超臨界圧ヘリウム循環ポンプや，IHI 技報第 53 巻第 3 号で紹介した欧州合同原子核研究所 (CERN) 向けヘリウム圧縮機といった極低温回転機械が，性能と信頼性の面で非常に重要視される．回転機械の性能が良いほど極低温システム全体の効率が良くなり，運用コストが低減できることと，長期間安定して運用し続けなければならないことがその理由だ．

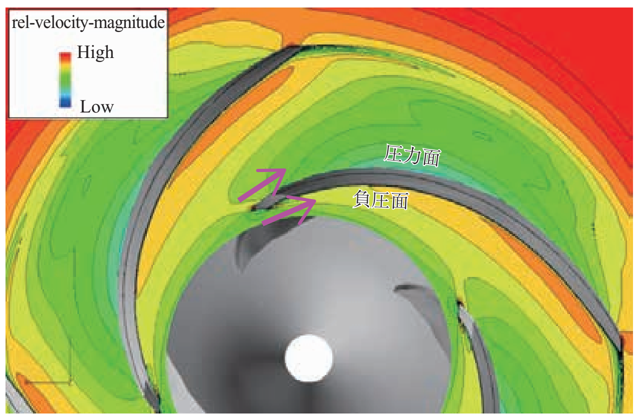
ITER 実現のための要求仕様

ITER の核融合反応時には，膨大な熱負荷変動に伴う超臨界圧ヘリウムの温度・圧力変化が起きる．ITER の極低温システムは，この変動を最小限に抑えてコイルの超伝導状態を維持し続けるために，高度にコントロールされたシステムである．また，その規模は核融合炉としては世界に類を見ない．

この巨大な極低温システムを成立させるため，超臨界圧ヘリウム循環ポンプ開発に課された要求仕様は，定格流量 2.21 kg/s という，これまでの世界最大ポンプの 2 倍以上の流量だ．さらに定格流量を含む広い運転範囲において，断熱効率 70％以上という高効率が要求される．また，流量や効率の性能以外の面においても，超伝導磁石の発する強力な磁場雰囲気中で安定して運転できることや，核融合反応中に発生する放射線下での耐久性，国際的な法規・規格への対応といったさまざまな要求項目をクリアしなければならない．

特に流量については，これまで世界中のどのメーカーにも経験がない要求のため，1 社単独での開発では要求を満足できないリスクが高い．ITER プロジェクト参加国で極低温システムの調達を担当するインドの研究機関 (ITER-India) は，ヘリウム循環ポンプの開発リスク低減を目的として，世界各国の極低温回転機械メーカーに対して競争入札を行った．入札に参加したメーカーから書類選考で上位 2 社に絞られた後，実際にヘリウム循環ポンプをそれぞれ 1 台ずつ製作し，ITER の極低温環境を模擬した試験装置で評価試験を実施した．性能や信頼性など多角的な視点で審査され，最終的により優れたメーカーが ITER に必要となる全ての循環ポンプ (合計 5 台) の製造を担当する．


高効率ポンプインペラー



CFD 解析による定格点でのインペラー内部流れの様子

高効率ポンプインペラー

超臨界圧ヘリウム循環ポンプを開発するにあたり，性能のいちばんの要となる部品がインペラーである．インペラーは超臨界圧ヘリウムを無駄なくスムーズに圧送しなくてはならない．IHI は長年積み重ねた膨大なテストデータと，最新の高性能インペラー解析技術をバランスよく融合させ，最適なインペラー形状と流路形状を作り上げることに成功した．

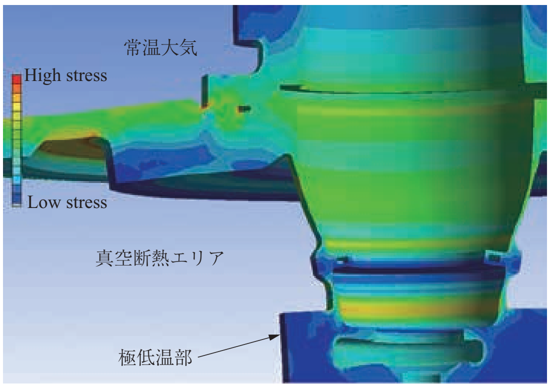
インペラーの性能を十分に発揮させるためには，1/1 000 mm 単位で設計された精密かつ複雑な形状を，実際のものづくりで実現しなければならない．インペラーの製作は，出来上がり形状の安定性に優れたロストワックス金型方式の精密鋳造を行ったうえ，完成したインペラーを三次元計測で詳細に寸法確認し，また，X 線による品質検査を厳重に実施して，高品質なものづくりを実現した．

高効率を実現する徹底した断熱構造

約 –269℃の超臨界圧ヘリウムを循環させるインペラーからわずか数十 cm 上は常温大気の環境であり，その間の温度差は約 300℃にもなる．インペラーと並んで極低温回転機械の効率を大きく左右する要因が，この厳しい温度差によって常温側から低温側のケーシングに伝わっていく熱の影響だ．極低温のヘリウムには決して不要な熱を伝えてはならない．

熱侵入は，特に熱を伝えやすい金属製のケーシングの肉厚を薄くすればするほど，小さく抑えることができる．

一方で，ケーシングは自身の低温収縮によって生じる応力や，内部の圧力変化，接続された配管から受ける外力といったさまざまな荷重を受けたあらゆる状態を想定し，それに耐えられるようにケーシング形状を最適化しなければならない．



圧力・熱収縮・外力を考慮したケーシングの強度解析（変形倍率 × 100）

これら相反する設計要求を高次元で両立させるため，想定される運転条件全ての温度，圧力，外力を考慮し，最新の熱・構造シミュレーション技術を駆使して開発を進めた．その結果，厚みわずか数 mm のケーシングで十分な強度をもたせながら，入熱を最低限に抑える最適構造に到達した．

IHI のものづくり力を結集して製造したケーシングは，安全確認のため行った耐圧試験や，約 –269℃の試験運転を経ても変形などの異常は生じず，品質の高さを証明した．

ケーシング内部には高性能の断熱材を配し，熱の侵入を最小限に抑えている．軸の常温部からインペラーへかけての中間付近にはサーマルアンカーと呼ばれる吸熱部品を配置し，軸を伝って超臨界ヘリウムに侵入しようとする熱を捉えて，外へと逃がす構造としている．

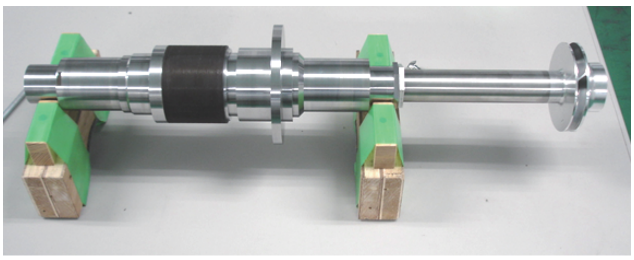
ポンプの低温部分はその周囲が真空断熱されているが，常温側の構造物から真空空間を伝わってふく射熱がわずかに侵入してくる．このわずかな熱でさえ逃がさず徹底的に排除するために，低温側ケーシング全体をサーマルシールドで覆い，ふく射熱をシャットアウトしている．

回転機械の信頼性を高めるために

極低温システム中を流れるヘリウムへの異物の混入を防ぐため，潤滑油を用いずに軸を磁気の力で浮上させる磁気軸受を採用した．

軸とインペラーには非常に精密なバランス修正を施すことで，低回転から高回転まで全ての運転領域で，極めて安定した運転を実現した．

また万が一停電などで設備が電源喪失した場合は，



精密なバランス修正を行った軸

低温循環試験装置は量研機構現有システムに接続して運転・計測（量研機構施設内）

低温循環試験装置に設置した IHI 製ポンプ

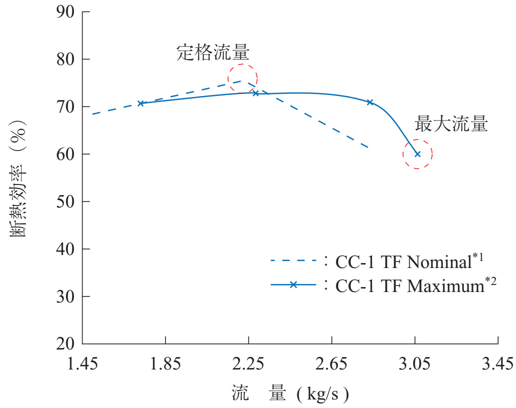
モーター軸の回転運動エネルギーを利用して，ポンプが安全に停止するまで自己発電してモーター軸浮上コントロールをし続ける機能を設けるとともに，万が一モーター軸が暴れて浮上できなくなっても，インペラーがケーシングに接触して損傷しない軸系とし，二重の安全対策を施した．

さらに，モーターや磁気軸受，センサー類が実験炉の超伝導コイルから発せられる強い磁場の影響で誤作動しないように，外部磁場を遮断する磁気シールドを新たに開発した．

低温環境試験装置とポンプ性能評価

ITER は国際プロジェクトであり，日本では国立研究開発法人量子科学技術研究開発機構（量研機構：旧称日本原子力研究開発機構核融合研究開発部門）が国内をリードしている．量研機構と ITER-India の取り決めに基づき，本ポンプは別途用意された低温循環試験装置に搭載され，量研機構の那珂核融合研究所（茨城県）施設内の現有運転設備に接続された後，実負荷試験が行われた．

試験は 2015 年 11 月にスタート．量研機構の設備



（注）*1：CC-1 TF Nominal　：定格回転数運転
*2：CC-1 TF Maximum：最大回転数運転
©ITER-India

性能試験結果（資料提供：ITER-India）

を駆使し，世界をリードする日本の研究者をはじめ，日印関係者全員の力を結集して数多くの実負荷試験が一つひとつ慎重に行われた．

1 か月に及ぶ実負荷試験の結果，要求仕様である定格流量 2.21 kg/s において断熱効率 73%以上を記録し，要求をクリアした．また定格点を超えての運転では，世界最大となる流量 3.0 kg/s 以上の能力を発揮した．

将来の実運用では，効率や流量といった性能だけでなく，長時間連続運転中の安定性や，急な圧力・温度変化が伴う運転条件下での信頼性なども極めて重要である．これら全ての条件を模擬した実負荷試験も連続的に行い，安定・安全に持続運転可能であることを実証した．

今後の展開

試験を終えて ITER-India より，IHI の超臨界圧ヘリウム循環ポンプは全ての要求仕様を満足していると高い評価を受けた．

IHI は今後も極低温回転機械技術を磨き上げ，超伝導応用技術のみならず，極低温を必要とするさまざまな分野の要求にベストマッチした製品開発を行い，世界の発展に貢献していく．

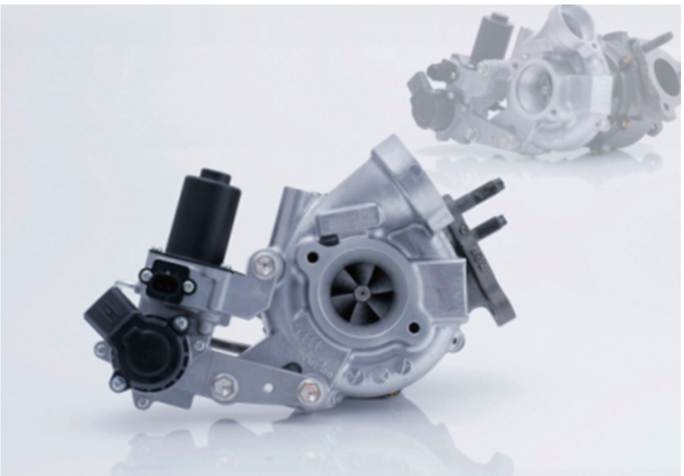
問い合わせ先
株式会社 IHI
回転機械セクター　営業部
電話（03）6219 - 5071
URL：www.ihi.co.jp/compressor/development/

耐衝撃性予測に基づく過給機のハウジング設計

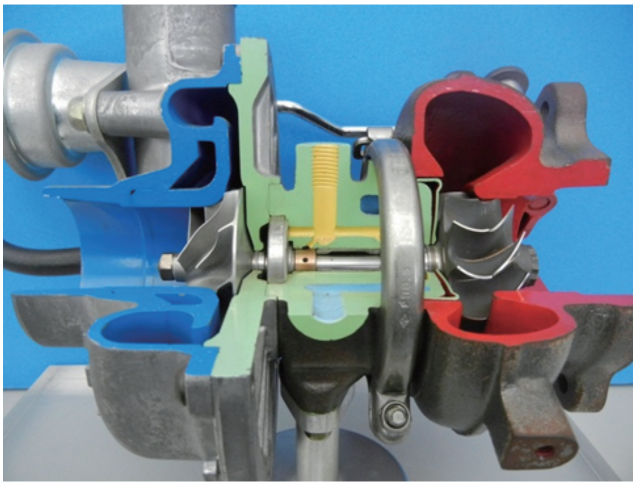
安全性の事前評価を可能にする高速破壊現象の予測技術

車両用過給機を対象に，ハウジングの高速破壊現象を予測する解析技術を開発した．
通常では起こりえない過酷な状況を想定することによって，より安全性の高い製品の設計が可能になった．

株式会社 IHI
車両過給機セクター
技術統括センター　開発部　　　　有坂　　創



車両用過給機



車両用過給機のカットモデル

世界で伸びる車両用過給機需要

世界的な地球温暖化対策の推進を背景に，自動車においても燃費に対する規制が厳しさを増しており，自動車メーカー各社は燃費改善技術を競い合っている．日本では内燃エンジンと電気モーターで動くハイブリッド車が普及してきたが，ヨーロッパでは過給機を用いてエンジンを小さくする，いわゆるダウンサイジングが低燃費技術として一定の地位を確保してきた．

過給機は，エンジンの排ガスを用いてタービンを回し，同軸上のコンプレッサーで空気を圧縮してエンジンに送る機械である．そのため，無過給エンジンに比べて小型化したエンジンでも実質排気量を上げることができ，同等の出力を得ることができる．

この過給機による燃費改善は比較的低コストで簡便であるため，軽自動車から大型トラックまで幅広く利用されており，今後も世界的な需要の伸びが期待されている．

不測の状況を想定した過給機設計

過給機で最も重要なパーツは，タービンとコンプレッサーのインペラー（羽根車）である．過給機の基本性能を決定づけるパーツであり，流体解析技術をフル活用して設計されている．一方，インペラーを取り囲むハウジングには，排ガスや空気を適切に導くための渦巻き流路が形成されており，インペラーとともに性能を左右する重要なパーツとなっている．しかし，このハウジングにはさらに隠れた使命がある．

通常，過給機のインペラーは高速で回転しており，小型乗用車向けでは最大毎分 20 万回転以上に達する．これが何らかの原因で破損（バースト）した場合，インペラー外周部の破片であれば 500 m/s 以上の速度で飛散することになり，エンジンや自動車の外にまで貫通してしまうとさらなる重大事故につながる恐れがある．このような不測の状況においても，内部部品からの衝撃に耐え外部貫通を防ぐことが，ハウジングのもう一つの重要な役割なのである．

耐衝撃性のみを重視するのであれば，ハウジングの設計は比較的容易である．強度の高い材料で重厚な構造にすればよい．しかし，これでは質量が増すとともに過給機全体が大きくなり，エンジンへの搭載性も悪化してしまう．当然，安全性と質量，サイズ，性能のバランスを考慮した設計が必要であり，これまでは長年培ってきた知見や経験を踏まえ，材料選定および形状設計で対応してきた．

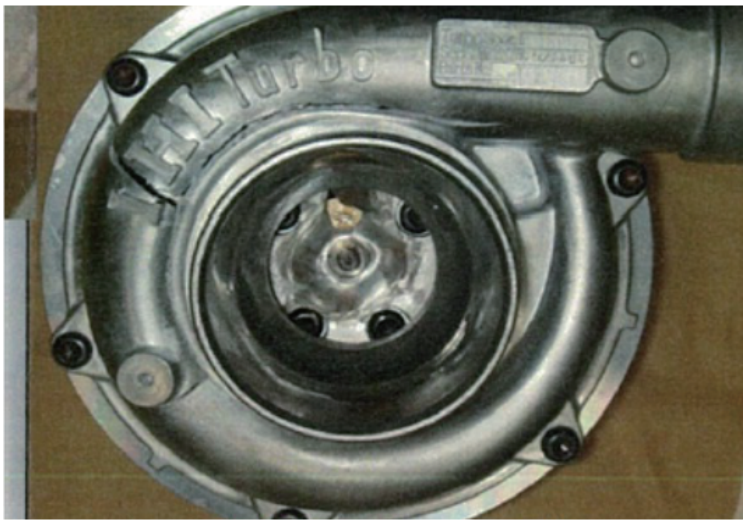
しかし，最近は使用条件や搭載性に対する要求も厳しくなっており，より定量的な現象予測に基づくハウジング設計が求められてきている．

高速破壊現象を予測する解析技術の開発

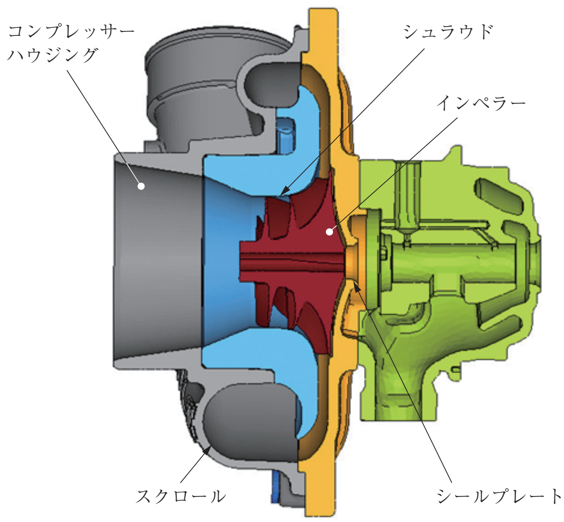
IHI では数値解析技術を用いてハウジングの高速破壊現象を予測する技術を開発してきた．本現象を予測するためには，① 破損したインペラーがハウジング内に飛散する挙動 ② インペラーがハウジングに衝突し，双方が衝撃力を受けて変形する挙動 ③ ハウジングにき裂が発生し進展する挙動，を予測する必要がある．複数の現象が短時間で同時進行する複雑な現象であるが，最新の解析技術を適用することにより，設計に適用できるレベルで予測することが可能になった．

本技術開発で最も困難だったのが，き裂の発生と進展の予測である．通常，構造解析では対象の 3D 形状モデルに格子を生成し，境界条件を基に格子群の応力バランスを計算し，変位やひずみを算出する．本技術ではさらに，一定の条件（例えば破断応力）に達した格子を削除する手法を適用し，き裂の発生と進展を模擬することとした．しかし，本手法は単純形状の単純応力場であれば精度良く予測することが可能だが，実際は 3D 形状の複雑な応力場であり，適切な条件（物理量と値）を特定する必要があった．

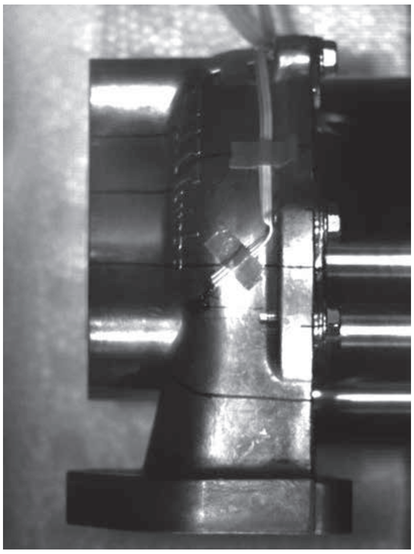
そこで，き裂の発生条件を特定することを目的に，実際のハウジングを用いた高速破壊試験を行った．今



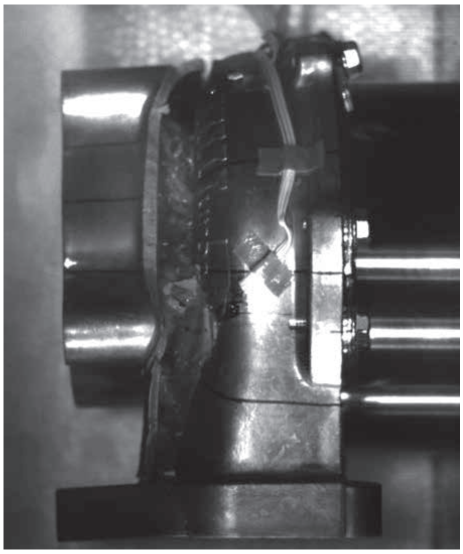
インペラーバースト試験で壊れたコンプレッサーハウジング



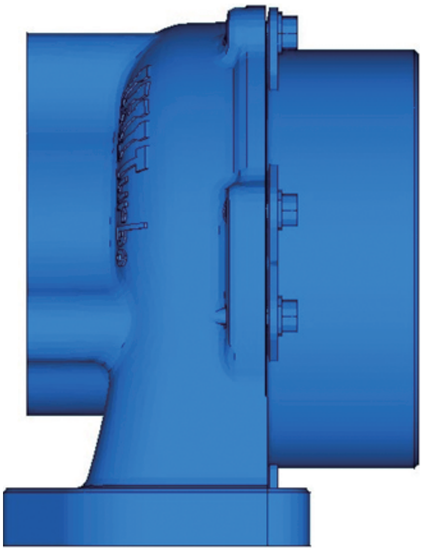
インペラーバースト解析モデル　断面



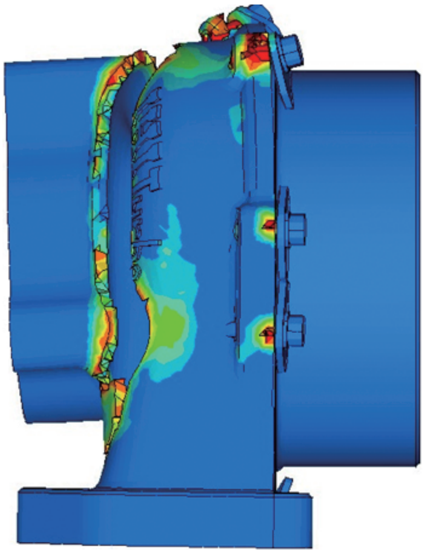
コンプレッサーハウジングの高速破壊試験　前



コンプレッサーハウジングの高速破壊試験　後



コンプレッサーハウジングの高速破壊試験の再現解析　前



コンプレッサーハウジングの高速破壊試験の再現解析　後

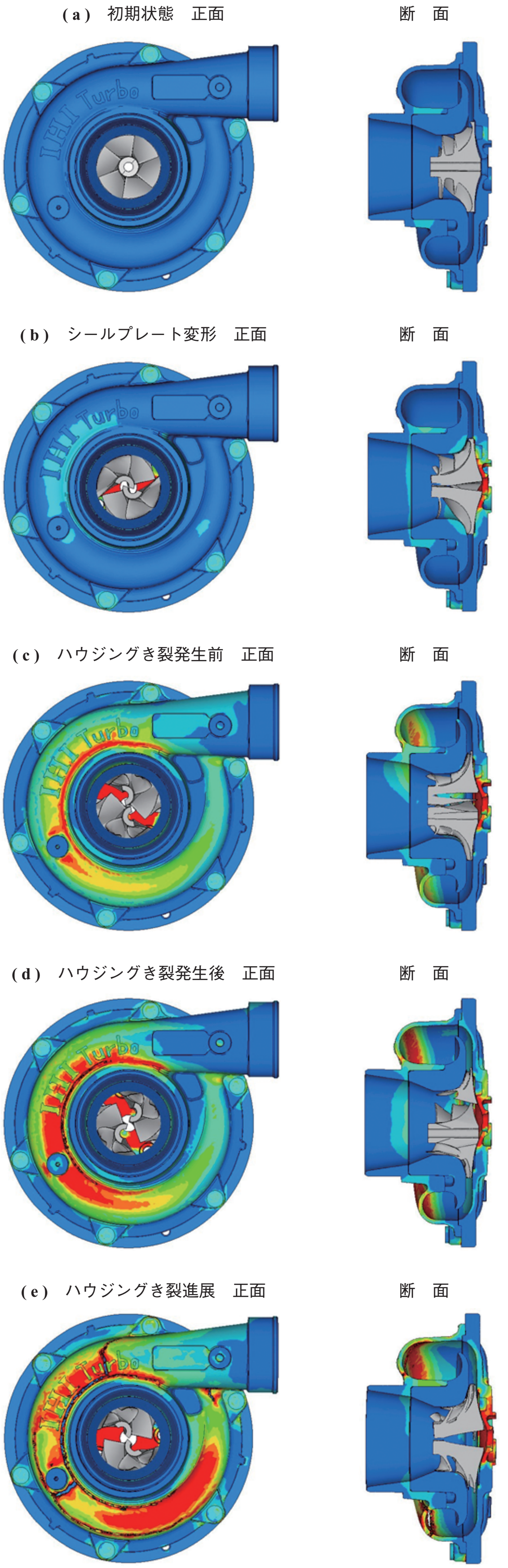
回は，コンプレッサーハウジングを対象とした試験について紹介する．試験では，インペラーからの衝撃を模擬するためのゼラチン球を，台上に固定したハウジングに対して軸方向に衝突させた．ゼラチン球は，衝突速度の制御，荷重の時間履歴やエネルギー伝達量の算出を容易にするため用いた．

一方，高速破壊試験と同様の解析モデルを作成し，コンプレッサーハウジングの破壊挙動を解析した．試験におけるき裂の発生状況（位置，長さなど）と同等の結果が得られるようにき裂発生条件（物理量と値）を調整し，試験結果を精度良く再現できる条件を特定した．

耐衝撃性予測に基づくハウジング設計

高速破壊試験で得られたき裂発生条件を用いて，コンプレッサーハウジング内のインペラーがバーストした際の挙動を解析した例を示す．解析モデルにはインペラーも含まれており，回転中に半分に割れるものとした．図中の色は変形の大きさを示している．

インペラーがバーストする前の状態でも，スクロールの内周側には若干の変形が見られるが，これはハウジングの組立時に生じるわずかな変形も考慮しているためである．インペラーがバーストすると，インペラーはまず背面側にあるシールプレートと呼ばれる



インペラーバースト解析によるコンプレッサーハウジングのき裂予測

パーツに衝突し，シールプレートを大きく変形させることが分かる．次にインペラーは半径方向へ飛散し，シュラウド（インペラーを外側から囲む部分）とシールプレートが対向して作る平行流路に割り込む形となり，シールプレートをさらに変形させる．この衝撃は，シールプレートとハウジングの締結部を伝わり，スクロールの最も薄い壁面（断面図のスクロール左側）に大きな変形をもたらし，き裂を生じさせる．一度き裂が生じると，同じく大きな変形を受けている周方向の部分に伝播し，大きなき裂となる．また，スクロール壁面の厚さが大きく変化し，ひずみの発生しやすいボス周りでもき裂が発生することが予測された．

本解析は実際のインペラーバースト破壊試験と定性的に同等の傾向が得られることが確認されており，耐衝撃性を考慮した安全性の高い形状を設計することが可能になった．

今後の展開

今後は本解析手法を用いて搭載性と安全性を両立したハウジング設計を行っていくとともに，ベアリングハウジングやタービンハウジングなどの異種材への適用も進める．さらに，形状最適化技術と組み合わせ，より軽量・小型でありながら十分な強度を確保できる新しい構造を目指していく．また，ハウジングの製造過程で発生する材料強度の非均一性を考慮できるように，予測手法を改善していく．

あってはならない状況でのみ問われる耐衝撃性であるが，目には見えない部分の品質にまで気を配ることで，お客さまの安全・安心に対する期待に応えていきたい．

問い合わせ先
株式会社 IHI
車両過給機セクター　技術統括センター　開発部
電話（045）759 - 2897
URL：www.ihi.co.jp/

エンジンモニタリングで 定時発着のお手伝い

IHI が実現する民間航空機の エンジン性能モニタリングサービス

今や世界一の定時発着率を誇る日本の航空会社.
運航遅延や欠航に結び付く機材トラブルなどは決して起こさないよう万全を期している.
IHI は独自のプラットフォーム ILIPS を活用し，運航中のエンジン性能のトレンド (推移，傾向) を監視，
運航中の異常検知やデータ収集，故障予知を行い，航空機の運航をサポートする.

エンジン性能モニタリングサービスの流れ

ライフサイクルビジネス

IHI では，民間航空機エンジンをお客さまの整備仕様に基づいて整備・修理している．そのなかで社内システムやデータベースを駆使して，さまざまな業務改善，品質向上，コストダウンを進め，エンジン整備というものづくりサービスを最適な形でお客さまに提供している．

一方世界では，ライフサイクルサポート，つまり製品の納入から運用，整備，売却までの全体にわたって支援を行うことが要望されるようになり，エンジン整備というハード的なサービスにとどまらず，お客さまの運航の最適化など，ことづくりと呼ばれる付加価値的なサービスにまで広げる必要がでてきている．

そこで IHI は，社内で開発したシステムであるリモートメンテナンス共通プラットフォーム (IHI group Lifecycle Partner System：ILIPS) を活用し，運航費の削減，エンジンの取り卸し時期，整備仕様の最適化などの提案やサービスの提供を行い，お客さまの運航から整備までトータルとしてサポートすることを目指している．その核となるのがモニタリング，つまり状態監視とデータ収集である．

オンコン整備とプロアクティブ整備

基本的に，民間航空機エンジンはオンコン (On Condition) と呼ぶエンジンの状態に応じた整備方式を採っている．これは，基本はお客さまの整備仕様，例えば「 ○○時間運転したら××の部位を分解点検 」に則って整備を行うが，整備を進めていくなかでエンジンの劣化状態を確認し，劣化した部分のみ修理していく方式である．安全性の観点から問題ある部分のみの整備となるので，最低限の費用で整備できる．

このときのエンジン劣化状態の確認方法は 2 種類ある．一つは従来どおり機体にエンジンを搭載した状態や，エンジンを機体から取り卸して整備会社へ送られた際に，エンジン部品を直接目で見ながら進める．この場合，コンディションの悪いものだけを現物確認することで見つけ出し，修理することができる．

もう一つは，モニタリングデータを見る方法である．現物確認ほど精度は高くないが，整備作業を進める前にエンジンの中の状態を把握できるので，エンジン取り卸しや分解の必要性を事前にチェックでき，運航への影響を最小限にすることができる．これをさらに進めれば，プロアクティブ，つまり先を見越した積極的な整備という考え方が可能となる．

このように，これからは現物の状態確認に加えて，エンジントレンドモニタリングによるエンジン内部のコンディション確認が重要になってくる．

エンジンのモニタリング

航空機エンジンのモニタリングには 2 種類あり，一つはリアルタイムモニタリング，もう一つはトレンドモニタリングである．

リアルタイムモニタリングは，パイロットがコックピットで時々刻々エンジン状態を監視することである．これは航空会社が安全運航の責任において行うことであり，実際には機体システムが監視を行う．異常値を検出した際には，警報を発してパイロット自身が対応したり，着陸後に航空会社の運航整備士が必要な対応をしたりする．

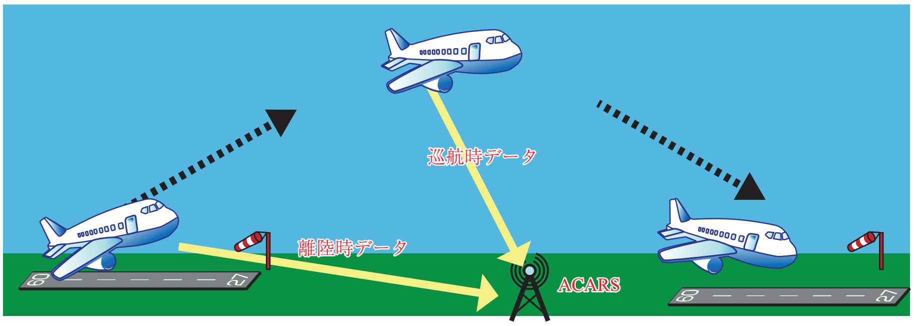
一方，トレンドモニタリングは，フライトごとにエンジン状態のトレンド (推移，傾向) を航空会社やエンジンメーカー，整備会社が監視することである．このトレンドデータを基に必要に応じて整備する．IHI は整備会社であるためトレンドモニタリングを実施し，トレンドデータを用いて，お客さまの要望に添う技術的サービス，アドバイスを提供する．

エンジン性能データ収集システム

飛行中のエンジン性能のデータ収集は，ACARS (Automatic Communications Addressing and Reporting System) と呼ばれる空地データリンクシステムを使用し，機上で収集されたデータが地上に送られてくる．飛行中の機体から ACARS で送信されたデータは，これらのデータをハンドリングする専用のプロバイダーの地上アンテナを経由して，プロバイダーのもつサーバーへ送られる．このサーバーから航空会社は機上のデータを入手することができる．さらに，搭載しているエンジンメーカーにモニタリングしたエンジン性能データを提供する契約になっている．そこで，航空機からプロバイダーに送られた性能データはそのままの形でエンジンメーカーにも送られる．

IHI は，エンジン整備を受託している航空会社から性能データを自動的に転送してもらっており，機体でデータが取られた瞬間，ほぼリアルタイムで，General Electric 社 (アメリカ) や Pratt & Whitney 社 (アメリカ) などのエンジンメーカーが受信しているデータと全く同じデータが IHI へも送られ，ILIPS のサーバにデータが蓄積されていく．

データ取得は，決められたタイミングに行われ，直ちに地上に送られる．具体的には，機体が離陸した時点で 1 度，安定した巡航状態に達した時点で 1 度取得される．取られるデータは，エンジン排気温度，燃料流量，オイル温度・圧力，振動値，回転数，抽気状況など 40 項目ほどである．これらが全て ILIPS へアップロードされる．ただしこの段階では生のデータである．



エンジン性能データ収集システム

エンジントレンドモニタリング・故障予知

IHI は，エンジン性能データをモニター・解析することで，お客さま (航空会社) に対し，プロアクティブな整備提案・技術サービスを提供している．

(1) データ収集

先に述べたような方法で飛行中のエンジン性能データをリアルタイムに収集し，ILIPS へ自動アップロードしている．ILIPS はインターネット回線でアクセス可能で，24 時間いつでもデータをモニターすることができる．

(2) データ解析

収集されたデータを用いて以下のような解析を実施する．生データだけでなく解析結果も ILIPS 上でモニターが可能である．

① さまざまな運航・環境条件で使用されたエンジンから得られる性能データを，ある一定の条件に換算し，エンジン性能の変遷をモニターしやすくする基本的なガスタービンの各種性能修正計算．

② エンジンの初期設計時に使用した「エンジン性能解析モデル」を使用し，新製時の性能と実際にモニターされた劣化時の性能を比較し，性能劣化度合いや部位の特定．

③ 過去のエンジン性能のトレンドデータから，統計的手法により近い将来の性能データを予測することで，近い将来エンジンに不具合が起こる可能性を確率として表現．

(3) トレンドモニタリング

① 短期トレンドレビュー：潜在的な問題点を検出し，航空会社運行整備部門へエンジン性能データが設定した限界を超える前に有効なアドバイスを提供する．

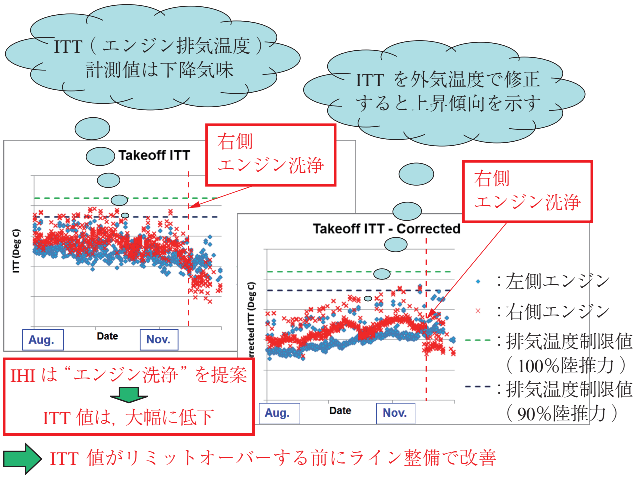
② 長期的なトレンドレビュー：設計時のエンジン性能解析モデルをモニタリングデータと比較することによりエンジンの各構成要素レベルで性能劣化を検出し，最適な内視鏡検査時期やエンジン取り卸し時期のアドバイス，さらには IHI のデータベースを基に，精度が高く低コストで最適な性能回復整備仕様を提案する．

(4) 自動異常検知

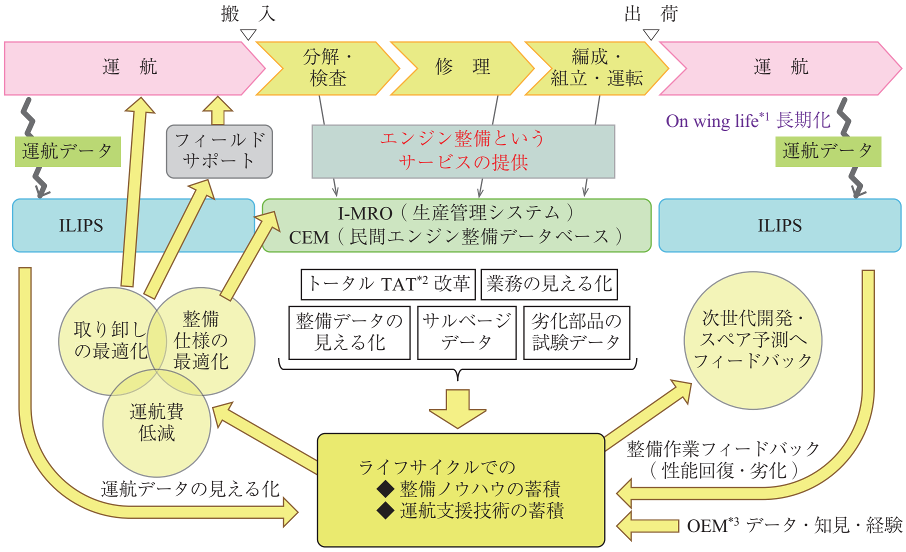
限界超過や急なパラメータの変化をシステムが自動検知し，自動でアラームを通知する．

具体例を一つ紹介しよう．CF34-8E という型式エンジンの排気温度の半年間ほどのトレンドグラフからは，排気温度の時間変化はあまりなく，安定しているように見える．ところが実際には夏から秋にかけてのトレンドで，外気温度の影響がエンジン排気温度に入り込んでいる．

そこで，外気温度で修正計算されたトレンドグラフに切り替えると，両エンジンとも排気温度が徐々に上



“短期”トレンドモニタリング (排気温度)：CF34-8E エンジンの事例



（注）*1 ：On wing life：エンジンの機体搭載状態における寿命
*2 ：TAT：Turn Around Time
*3 ：OEM：Original Equipment Manufacturer

ライフサイクルサポート

昇していることが分かる．特に，右側エンジンの排気温度は左側に比べ絶対値も高くなっている．このような排気温度傾向を示す場合，今までの蓄積したデータから飛行経路・回数によりエンジン内部に汚れが蓄積され，そのために性能が悪くなっていることが予想される．このまま放置すると，排気温度のリミット値に到達してしまい，最悪運航遅延やキャンセルなどの心配がある．

そこでお客さまに，エンジン内部を水またはお湯で洗浄することを提案し，水洗実施後に右側エンジンの排気温度を大幅に下げることができた．つまり性能が改善された．

一方，IHI 独自の故障診断により，1 ～ 2 週間先の排気温度の予測，さらには運航制限にもかかわる排気温度のリミット値を超える可能性を示すことができる．天気予報の降水確率のようなもので，1 ～ 2 週間後にリミット値を超える可能性が低ければ，まだまだ安心．可能性が高いと判断されたら，ここ 1 ～ 2 週間の間に，航空会社でエンジン内部水洗などの整備の実施を計画することができる．

このように，モニタリングデータを基に，IHI の今までの整備経験からのアドバイスや，独自の故障診断技術により，航空会社で先を見越した積極的な整備をすることで，定時発着に結び付けることができる．

さらに，排気温度が高いエンジンが IHI へ整備に入ってきた際には，今までのエンジン整備の経験から，高圧タービンのキーとなる部分のみを修理して，排気温度のみを下げる最適な整備仕様を提案し，最適で低コストの整備を達成する．

このように工場内でのエンジン整備にとどまらず，運航のサポートまで行うことで，製品のライフサイクルサポートを実践している．

今後の展開

新しい機種では，さらに多くの運航時の性能データが収集されるようになる．これら収集されたデータを目的に合わせた手法により解析することで，航空機エンジンの整備会社として，さらに整備会社という枠を超えて，より上質な運航サポート案をお客さまに提案していく．

また，国内ジェットエンジンメーカーのリーダーとして，ここで得られたデータを製品ライフサイクル全般にわたって最適な状態でご利用いただけるよう，エンジン設計時に活用していく．

問い合わせ先
株式会社 IHI
航空宇宙事業本部　整備事業部　プロジェクト部
電話（042）568 - 7418
URL：www.ihi-aem.com/

滴（しずく）の話

技術開発本部
内田 博幸

ふと「滴（しずく）ってどこから来た言葉だろう？」と思いました．どこか儚（はかな）げで清らかな響きのある言葉ですが，動詞の「垂ず（しず）」を語源とする説が有力のようです．意味は「たらす・たれさげる」です．動詞「しず」に「く」が付いて名詞「しずく」（しずするもの）が生まれたという訳です．さらに，「下」もまた「しず」と読み，相通じるところがあります．動詞「滴る（したたる）」は「下垂る」が語源だそうです．また，「沈く（しずく）」を語源とする説もあります．いずれにしても水などの液体が下に動く様を表した言葉といえそうです．「雫」という字を使うこともありますが，これは万葉時代以降にできた比較的新しい文字のようです（字通・大辞林・大言海・新明解国語辞典ほか）．

キッチンの滴

キッチンの蛇口からステンレス製のシンクに流れ落ちる音に耳を傾けたことがありますか？　蛇口を少し大きめにキュッと開いたときは，シンクを叩（たた）くトンッという音の後は意外に静かです．もっともこれは最近の蛇口の場合で，レトロな蛇口はジャージャーとけたたましい音を立てます．さて，先ほどの静かな蛇口を少しずつ絞ってゆくとどうなるでしょう？　流れ落ちる一筋の水が細くなって，ほとんど止まる寸前にブーッとブザーのような音がすることがあります．実はこれが滴のなせる業なのです．よく見ると細くなった水の筋の下の方が滑らかではなく乱れているのに気付くと思います．蛇口付近では透明な水が白く濁ったようにも見えます．人間の目には「乱れ」や「濁り」としか映りませんが実は下の方では水の筋が切れて並んだ液滴になっています．これらが次々にシンクを打つことによってブザーのような音が発生した訳です．蛇口を出た流れが重力に引っ張られてだんだん細くなり，ついに耐え切れずに分裂して液滴になったのです．油や蜂蜜のように粘っこい液体の場合は，なかなか分裂せずに細い糸のように伸びます．シンクの底板をふつうに叩いたときに出る音の高さ（固有振動数）と液滴列が叩く振動数が一致すると特に大きな音が出ます．

このように水の筋が切れ切れになる現象は自然の中でも見ることができます．雨の蓮池で大きな葉っぱが水を溜（た）めてゆらゆら揺れる光景がよく見られます．水がたくさん溜まってくると茎が重さに耐えかねてたわみ，水がジャジャッと池にこぼれ落ちます．この「ジャジャッ」の元が滴の行列なのです．一粒一粒の滴はなかなか目には留まりません．

ほとばしる水滴（写真：内田 博幸）

捉えられた水滴（写真：内田 博幸）

燃焼器内部の燃料の滴（写真：伊藤 光紀）

水中花と滴

1992 年 9 月 12 日，スペースシャトルで宇宙に旅立った毛利衛宇宙飛行士が，シャトルの中で作って見せてくれた「桜の水中花」を憶えていらっしゃいますか？　シャトル内に浮かぶ直径 5 ～ 6 cm の水玉の中に桜の花を浮かばせる，何ともファンタジックで美しい実験でした．滴（しずく）と呼ぶにはあまりに大きな水玉でしたし，上下の区別が定かでない宇宙空間で「しずく（下に動く）」といっても意味がないかもしれませんが，あれもまたひとつの滴でした．地上であのように大きな滴を作ることはできないと思いますが，小さな水中花を作ることはできます．

雨の中でピンと立った雄蕊（おしべ）の先に雨粒を載せた小さな花を見つけたことがあります．1 cm ほどの小さな花の雄蕊 3 本を滴が取り囲んで写真のように面白い形になっていました．水玉の重さを表面張力（水玉の表面積をできるだけ小さくしようとする力）で支え，雄蕊が倒されまいと堪えた結果こんな形になったと思われます．球形ではありませんが，これもまた滴に違いありません．

工業製品のなかの滴

以上のように日常生活のあちこちで滴に出会いますが，さまざまな工業製品のなかでも滴（しずく）が活躍しています．たとえばインクジェットプリンターは滴を抜きに語れません．外から見ることはできませんが，すごいハイテクが駆使されています．紙に印字される点は一粒のインクの滴です．まず，たくさんの液滴の行列を飛ばしながら静電気を帯びさせます．帯電させることによって一粒一粒のインクの滴を好きな位置に飛ばして印字したり，不要な液滴を排除したりすることができます．紙がキッチンのシンクのように薄い鉄板だったら，多数の液滴に連続的に叩かれてブザーのような音が聞こえるはずです．

もうひとつ，ジェットエンジンなどの燃焼器でも滴が活躍しています．写真はある燃焼器の中の様子を撮影したものです．リング状の噴射口から高速で噴出した燃料が，スカートのような液膜となって広がったのちに細かく分裂して，無数の液滴になって飛散している様子が超高速シャッターで捉えられています．高い燃焼効率を達成するためには燃料の液滴の大きさが小さく均一であることが必要です．細かく均一な「滴」を得るために，燃料の供給方法などにさまざまな工夫を重ねています．将来，燃焼器の中で燃料の液滴の大きさや分布をインクジェットプリンターのように制御して，燃焼の様子を変化させることができるようになるかもしれませんね．

高速ティルティングパッドジャーナル軸受の熱流体潤滑特性

Thermohydrodynamic Lubrication Characteristics of High-Speed Tilting Pad Journal Bearings

尾　形　秀　樹　技術開発本部基盤技術研究所機械要素研究部　課長
山　根　正　明　技術開発本部基盤技術研究所機械要素研究部　主任研究員　Ph.D
茂　木　克　敏　技術開発本部基盤技術研究所機械要素研究部

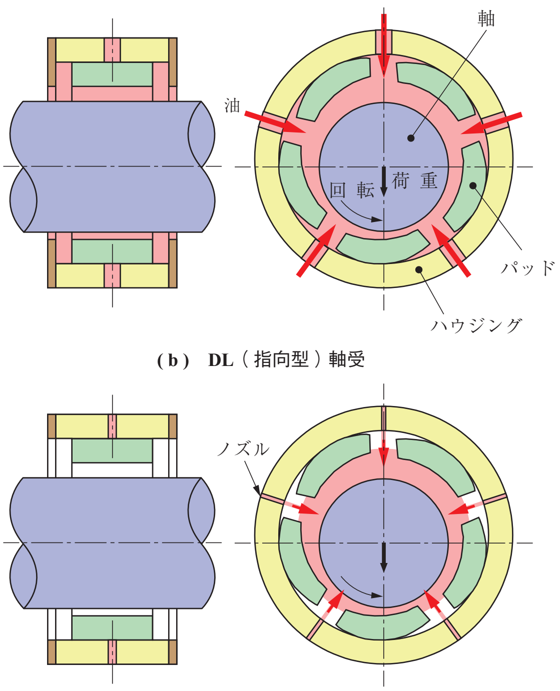
ティルティングパッドジャーナル軸受は，高速での振動安定性に優れるという長所があり，ターボ圧縮機などの高速回転機械に広く用いられる．しかし高速潤滑下では軸受温度が上昇し焼付きの危険が高まるため，軸受温度を精度良く予測する必要がある．本稿では，軸周速 94 m/s までの高速潤滑下における軸受温度を実測するとともに，熱流体潤滑 (THL) 解析の軸受温度予測精度の検証を行った．THL 解析で重要になる軸受パッド間の潤滑油の混合に関しては，混合率がパッド入口と出口の流量比で決まるという新たな混合モデルを導入し，その妥当性を明らかにした．

Tilting pad journal bearings are widely used for high-speed rotating machinery because they offer high vibration stability. A high rotational speed causes the bearing temperature to increase, which gives rise to serious concerns about seizure problems. Given this, the ability to precisely predict the bearing temperature is important. This report describes the experimental results for measurements of the bearing temperature at sliding speeds of up to 94 m/s. After that, the experimental results are compared to the simulation results obtained using the thermohydrodynamic lubrication (THL) method. In the THL simulation, a new mixing model in which the mixing ratio depends on the oil flow ratio between the pad inlet and outlet is introduced. Based on the comparison with the experimental results, the authors confirm that the present mixing model is reasonable and that it improves the accuracy with which the bearing temperature can be predicted.

1.　緒　　　言

ティルティングパッドジャーナル (以下，ティルティングパッド) 軸受は，高速での振動安定性が高いという特長があり，ターボ圧縮機などの高速回転機械に広く用いられる．このような高速軸受の設計においては，油膜厚さや軸受温度などの静特性と，剛性や減衰などの動特性を精度良く見積もることが重要である．本稿では，この静特性のうち特に軸受温度に関して報告する．

ティルティングパッド軸受には，従来広く使われてきた油浴潤滑 (Flood Lubrication：FL) 軸受に対し，近年は指向潤滑 (Directed Lubrication：DL) 軸受 [1] が使われることがある．**第 1 図**にティルティングパッド軸受の模式図を示す．FL 軸受はケーシングの両側に取り付けたサイドシールによってケーシング内の潤滑油をある程度保持しつつ，軸受面に潤滑油を供給するものである．ケーシング内の潤滑油は軸の高速回転によって攪拌(かく)されるので，機械損失が大きくなることと，それに伴い軸受温度が上昇するという短所がある．一方の DL 軸受は，サイドシールを設けずに潤滑油をパッド間に配置した給油ノズルから軸受面近傍に供給される．FL 軸受のような攪拌損失が少なく温度も下げられる一方，適切な潤滑油の供給が重要となる．



第 1 図　ティルティングパッド軸受の模式図
Fig. 1　Schematics of tilting pad bearing

一般に軸受の材料にはすず系ホワイトメタルやアルミニ

ウム－すず合金などの軟質合金が用いられる．これらの材料は柔らかくて耐焼付き性に優れる一方，高温になると機械強度が大きく低下し塑性流動してしまう欠点がある．例えばすず系ホワイトメタルの場合，実用的な軸受の最高許容温度は 120℃程度とされる．高速回転機械の軸受内部では，軸の回転によって油膜がせん断発熱し温度が上昇するので，軸受の温度を精度良く予測して許容温度以下に抑えることが極めて重要である．

軸受温度は熱流体潤滑 (Thermohydrodynamic Lubrication : THL) 解析 [(2), (3)] による予測が可能であり，設計への適用も進んでいる．THL 解析は油膜の発熱や周囲への放熱などから軸受温度を予測するものであるが，軸受内部の流れが複雑であるため高度なモデル化を必要とする．特に FL 軸受の場合，前のパッドから排出された高温の油の一部が次のパッドに流入するとともに，撹拌によって温められた周囲の油を巻き込む．したがって，これらの油がいかに混合するかを適切にモデル化することが軸受温度予測精度を向上させるための重要な課題であるが，今のところ確固たるモデルは確立されていない．

本稿では FL および DL 軸受について，高速軸受試験装置によってパッド温度を計測し，THL 解析による予測結果と比較することで現状の予測精度を確認した．さらに FL 軸受については新たな混合モデルを導入することによって，軸受温度予測精度の向上を実現した．

2. 記　　号

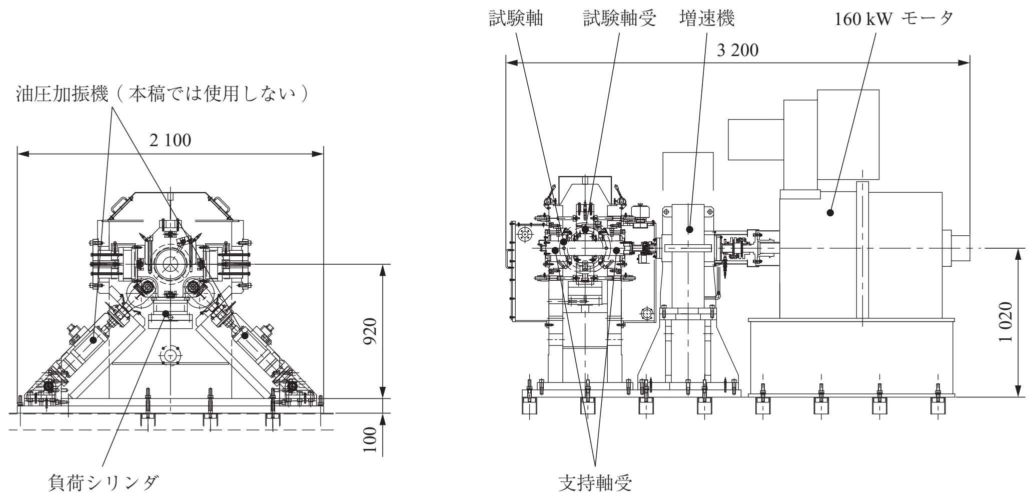
本稿で使用する記号を以下に示す．

h　：油膜厚さ
N　：軸の回転数
P　：油膜圧力
r　：パッドの半径方向座標
T　：油膜温度 (潤滑油温度)
T_B：パッド温度
U　：軸周速
u　：x 方向の潤滑油の速度
v　：y 方向の潤滑油の速度
w　：z 方向の潤滑油の速度
x　：回転方向の座標
y　：油膜厚さ方向の座標
z　：軸受幅方向の座標
κ　：潤滑油の比熱
λ　：潤滑油の熱伝導率
θ　：円周方向の座標
μ　：潤滑油の粘度
ρ　：潤滑油の密度

3. 試 験 方 法

第 2 図に高速ジャーナル軸受試験装置を示す．この試験装置は直径 ϕ100 mm の試験軸を最高回転数 25 000 min^{-1} まで回転させることができる．試験軸は二つの支持軸受で支承され，その中間に試験軸受を配置している．試験軸受には下方から負荷シリンダによって静荷重を掛けるとともに，2 軸の油圧加振機によって動荷重を付加することもできる．なお本研究では軸受の静特性に注目するため，動荷重を付加した試験は実施していない．

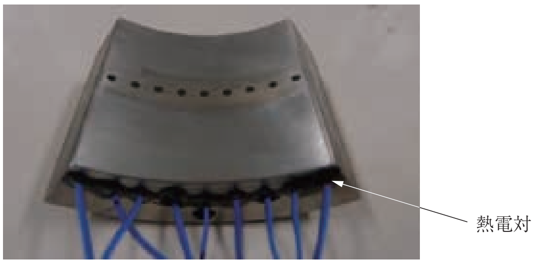
軸受は 5 パッドのティルティングパッド軸受を用いた．試験軸受諸元を**第 1 表**に示す．軸受は予圧係数 m と隙間比 ψ が異なる 2 種類を用いた．軸受型番 M00P30 は予



第 2 図　高速ジャーナル軸受試験装置 (単位：mm)
Fig. 2　High-speed journal bearing test rig (unit : mm)

第 1 表　軸受諸元
Table 1　Bearing dimensions

項　　目	記　　号	単　位	諸	元
軸 受 型 番	−	−	M00P30	M03P20
軸　　径	D	mm	99.989	99.989
パ ッ ド 幅	L	mm	50	50
組立半径隙間	C_b	mm	0.148	0.099
加工半径隙間	C_p	mm	0.148 5	0.142
予 圧 係 数	$m\ (= 1 - C_b/C_p)$	−	0.003	0.303
隙　間　比	$\psi\ (= 2C_b/D)$	−	0.002 96	0.001 98



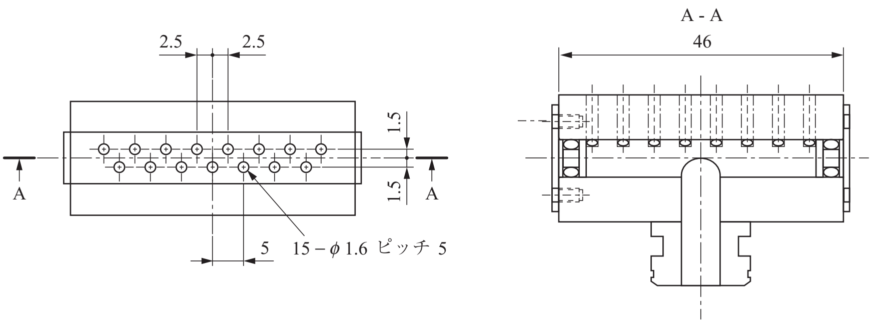
第 3 図　熱電対を取り付けた軸受パッド
Fig. 3　Bearing pad equipped with thermocouples

圧係数 $m = 0.003$，隙間比 $\psi = 0.002\ 96$ であり，軸受型番 M03P20 は $m = 0.303$，$\psi = 0.001\ 98$ である．なお軸受型番の M と P の後の数字は，それぞれ m と ψ の丸めた値を表す．

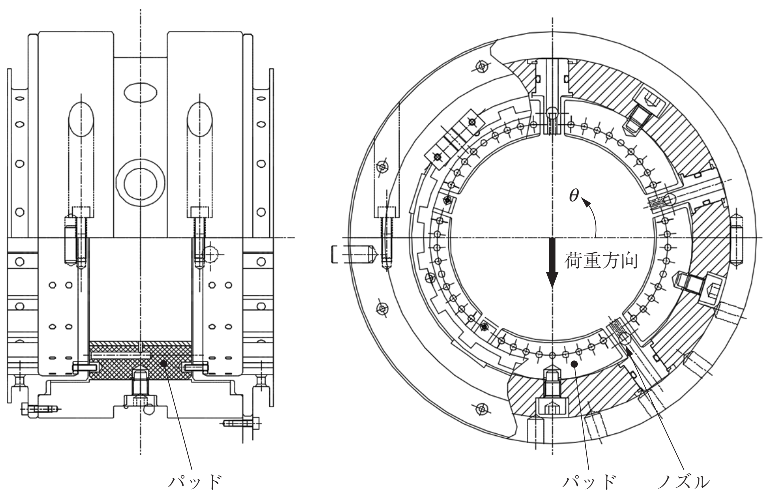
本研究では，軸受特性としてパッド表面温度を詳細に計測した．熱電対を取り付けた軸受パッドを**第 3 図**に示す．熱電対は軸受面の穴 (ϕ1.6 mm) に K 型熱電対を接点の反対側から通し，接点が軸受面と一致する位置でエポキシ樹脂によって固定した．固定された接点が軸受面よりも 10 μm 以上凸になっている場合はグラインダで削ることで油膜特性への影響を排除した．計測位置は，軸受幅の中央で円周方向に 9 点とした．軸受 1 個当たりこのようなパッドを 5 個用意し，合計 45 点の温度を計測した．

DL 軸受に使用した給油ノズルを**第 4 図**に示す．これは 1 パッド当たり 15 個の穴 (ϕ1.6 mm) から潤滑油を供給するもので，可能な限り直接潤滑として冷たい給油が軸受面に供給されることを狙ったものである．このノズルを取り付けた DL 軸受を**第 5 図**に示す．

軸の回転数は $N = 15\ 000\ \mathrm{min}^{-1}$ (軸周速 $U = 79$ m/s) および $N = 18\ 000\ \mathrm{min}^{-1}$ ($U = 94$ m/s) とした．潤滑油はダフニースーパータービン油 (VG32) を用い，給油温度



第 4 図　DL 軸受用給油ノズル (単位 : mm)
Fig. 4　Oil feed nozzle for directed lubrication bearing (unit : mm)



第 5 図　ノズルを取り付けた DL 軸受
Fig. 5　Directed lubrication bearing equipped with nozzle

は 58±2℃とした．給油量は軸受型番 M00P30 に対しては 78 l/min，M03P20 に対しては 61 l/min をそれぞれ供給した．

4.　THL 解析

4.1　基 礎 式

THL 解析は，油膜のレイノルズ方程式とエネルギー方程式，およびパッドの熱伝導方程式などを連立して収束計算する(2), (3)．

まず，油膜の圧力分布は (1) 式のレイノルズ方程式によって求める．境界条件はパッドの外周で圧力 $P = 0$ とする．

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(f\frac{\partial P}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(f\frac{\partial P}{\partial z}\right)=U\frac{\partial g}{\partial x} \quad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

ここで f と g は粘度の関数

$$\varphi_k(y)=\int_0^y\frac{y^{k-1}}{\mu}\mathrm{d}y \qquad (k=1,2,3) \quad\cdots\cdots\cdots (2)$$

を用いてそれぞれ

$$f=\varphi_3(h)-\frac{\{\varphi_2(h)\}^2}{\varphi_1(h)} \quad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (3)$$

$$g=h-\frac{\varphi_2(h)}{\varphi_1(h)} \quad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4)$$

で定義される．油膜とパッドの温度分布は，それぞれ (5) 式のエネルギー方程式と (6) 式の熱伝導方程式によって求める．

$$\rho\kappa\left(u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}\right)$$
$$=\lambda\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\mu\left\{\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2\right\} \quad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (5)$$

$$\frac{\partial^2 T_B}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial T_B}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 T_B}{\partial\theta^2}+\frac{\partial^2 T_B}{\partial z^2}=0 \quad\cdots\cdots\cdots (6)$$

境界条件としては，油膜とパッドの界面では温度と熱流束が連続とする．それ以外のパッド表面では放熱量が表面温度と雰囲気温度との差に比例するニュートンの冷却の法則による熱伝達を与える．油膜と軸の界面では，(7) 式によって軸と油膜の熱収支がゼロとする．なお (7) 式における面積分はしゅう動面全体とする．

$$\iint\lambda\frac{\partial T}{\partial y}\mathrm{d}S=0 \quad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7)$$

潤滑油の粘度の温度依存性については，(8) 式の指数関数で定義した．ここで μ_0 は温度 T_0 における粘度であり，β は潤滑油で決まる定数である．

$$\mu=\mu_0 e^{-\beta(T-T_0)} \quad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (8)$$

4.2　混合モデル

油膜のエネルギー方程式の (5) 式に対しては，境界条件としてパッド入口の潤滑油温度 (混合温度) を与える必要がある．**第 6 図**にパッド入口における潤滑油の混合を示す．図に示すように，あるパッド B の入口から軸受面に流入する潤滑油の温度 T_1 は，前のパッド A から排出された高温 (T_2) の油の一部と，周囲から巻き込まれる低温 (T_m) の油が混合した温度となる．このとき，前のパッド A から排出された潤滑油量 Q_2 のうち，ある割合 χ だけが次のパッド B に持ち越されるものとする．この χ を混合率と呼ぶ．

FL 軸受の場合，軸受のケース内で潤滑油が攪拌されているため，周囲から巻き込まれる油の温度 T_m は軸受の発熱によって給油温度 T_{in} よりも高くなっている．軸受全体の発熱量を E とすると，T_m は軸受全体のエネルギー収支から，

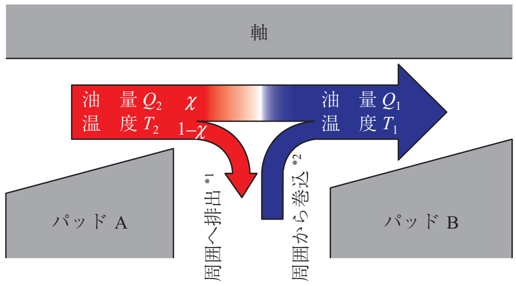
$$E=\rho\kappa Q_{in}\left(T_m-T_{in}\right) \quad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (9)$$

から求まる．このとき混合温度 T_1 は，

$$T_1=\left\{\chi T_2 Q_2+T_m\left(Q_1-\chi Q_2\right)\right\}/Q_1 \quad\cdots\cdots\cdots\cdots (10)$$

となる．なお DL 軸受の場合は，外部からの冷たい給油 T_{in} が直接軸受面に入るため，$T_m = T_{in}$ とする．

一般に混合率 χ は 0.7 ～ 0.8 程度といわれており，定数として扱われることが多い(4)．しかし当該パッド B の入口の油量と，前のパッド A の出口の油量の大小関係に応じて，χ の値は変化するものと考えられる．例えば，パッド B 入口の隙間がパッド A 出口の隙間よりも小さく，よってパッド B 入口の油量 Q_1 がパッド A 出口の油量 Q_2 よりも少なければ χ は小さくなるし，逆に Q_2 の方が少なければ χ は大きくなり 1 に近づくと予想される．そこで油量比 $Q_{1/2} = Q_1/Q_2$ を定義し，$Q_{1/2}$ が大きくなるにつれて χ が大きくなり 1 に近づく関数



（注）　*1：油量 $(1-\chi)Q_2$，温度 T_2
*2：油量 $Q_1-\chi Q_2$，温度 T_m

第 6 図　パッド入口における潤滑油の混合
Fig. 6　Mixing of oil at pad inlet

$$\chi = 1 - (1 - \chi_0)^{Q_{1/2}} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\ (11)$$

を定義した．ここでパラメータ χ_0 は $Q_{1/2} = 1$ のときの混合率である．油量比 $Q_{1/2}$ と混合比 χ の関係を**第 7 図**に示す．本稿では試験結果との合わせ込みの結果から $\chi_0 = 0.8$ とした．

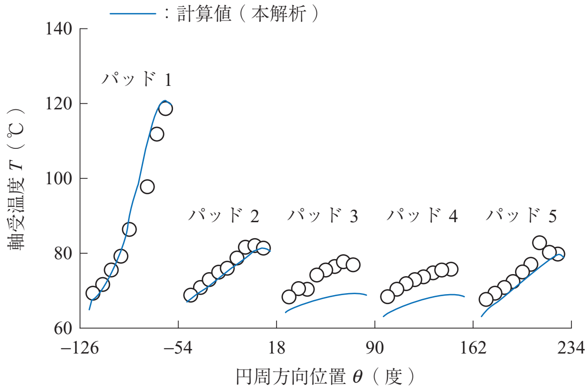
5. 結果および考察

まず軸受型番 M00P30 と M03P20 を DL 軸受として使用した場合について，回転数 $N = 18\ 000\ \mathrm{min^{-1}}$ ($U = 94$ m/s) のときの軸受温度を**第 8 図**に示す．荷重方向はパッド 1 の中央 ($\theta = -90°$) に作用させた Load on Pad (LOP) である．荷重を担うパッド 1 で温度が最も高くなっており，給油温度に対して 50 ～ 60℃の温度上昇がみられる．実測値と本解析による計算値は良く一致しており，最高温度の予測誤差は 5℃程度である．

次に軸受型番 M00P30 を FL 軸受として使用した場合について，回転数 $N = 15\ 000\ \mathrm{min^{-1}}$ ($U = 79$ m/s)，面圧 1.61 MPa のときの軸受温度を**第 9 図**に示す．負荷パッド 1 の温度において，実測値と本解析による計算値の間に 10℃程度の誤差がみられた．なお本図には，**4. 2 節**で述べた混合モデルの妥当性を確認するため，本解析による軸受隙間の計算値と，混合率を $\chi = 0.8$ で一定とした従来解析の結果を合わせて示す．またこのときの各パッド間の流量比と混合率 (解析結果) を**第 2 表**に示す．最も温度が高くなる負荷パッド 1 についてみると，本解析では従来解析よりもパッド入口温度が低下し，実測値とも良く一致するようになっている．従来解析では前のパッド 5 から排出される油の熱量の 80% ($\chi = 0.8$) が次のパッド 1 に持ち越される．しかし，本解析による油量の計算値を比較すると流量比が $Q_{1/2} = 0.465 < 1$，すなわち前のパッド 5 から排出される油量 Q_2 がパッド 1 から流入する油量 Q_1 よりもかなり多いために 80% も持ち越されることはなく，混合率は小さくなる．実際に本解析では $\chi = 0.527$ と見積もっている．一方パッド 2 の入口についてみると，$Q_{1/2} = 3.92 > 1$ であり，前のパッド 1 から排出された油の熱量のほとんどが次のパッドに持ち越される ($\chi = 0.998$).

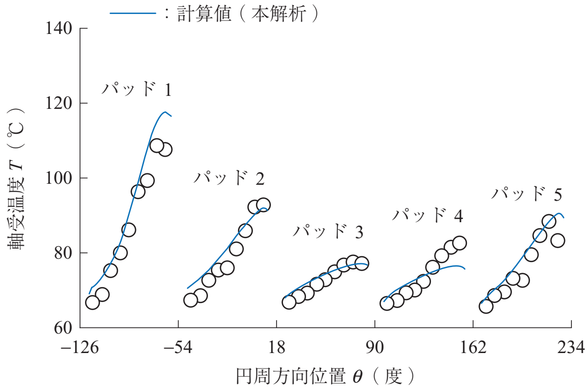
このように，χ をパッド入口と出口の流量比 $Q_{1/2}$ の関数とした本解析モデルは，幅広い流量比 $Q_{1/2}$ に対して妥当な結果を表現できることが確認された．またこの結果と

(a) 軸受 M00P30



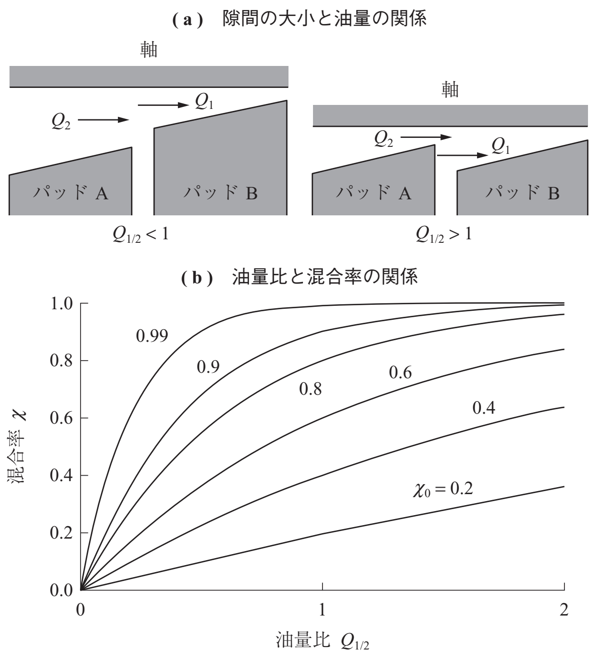
(注) 条 件
・回転数 ：18 000 min⁻¹ ・給油温度 ：60.0℃
・軸周速 ：94 m/s ・給油量 ：78 l/min
・面 圧 ：1.63 MPa ・荷重方向 ：–90° (LOP)

(b) 軸受 M03P20

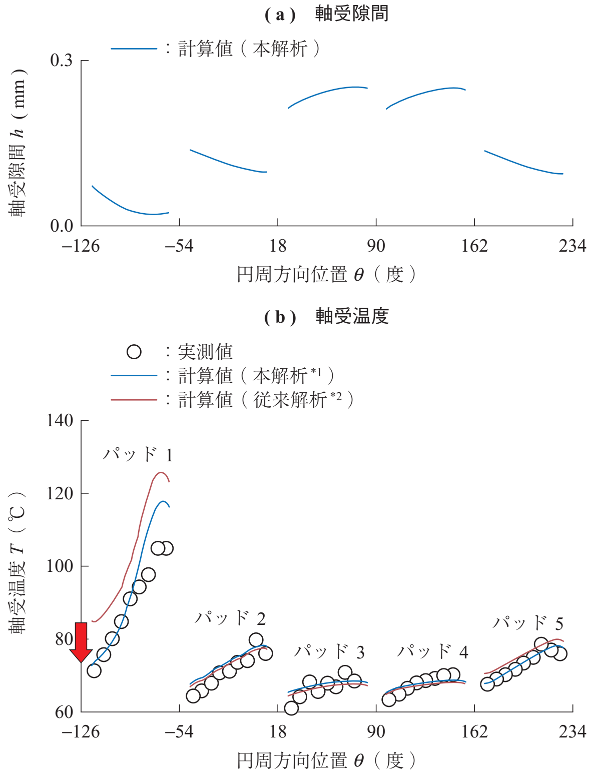


(注) 条 件
・回転数 ：18 000 min⁻¹ ・給油温度 ：62.1℃
・軸周速 ：94 m/s ・給油量 ：61 l/min
・面 圧 ：1.53 MPa ・荷重方向 ：–90° (LOP)

第 8 図 DL 軸受の軸受温度
Fig. 8 Bearing temperature of directed lubrication bearings



第 7 図 油量比 $Q_{1/2}$ と混合率 χ の関係
Fig. 7 Relationship between flow ratio $Q_{1/2}$ and mixing ratio χ



(注)　条　件
・回転数　：15 000 min^{-1}　・給油量　：78 l/min
・軸周速　：79 m/s　・荷重方向　：−90°　(LOP)
・面　圧　：1.61 MPa　・*1：(11) 式を用いて解析
・給油温度　：58.7℃　・*2：$\chi_0 = 0.8$ 一定として解析

第 9 図　FL 軸受 M00P30 の軸受温度
Fig. 9　Bearing temperature of flood lubrication bearing M00P30

第 2 表　各パッド間の流量比と混合率 (解析結果)
Table 2　Flow rate ratio and mixing ratio between pads

パッド間の番号		5 と 1	1 と 2	2 と 3	3 と 4	4 と 5
流量比 $Q_{1/2}$		0.465	3.92	1.97	0.852	0.502
混合率 χ	THL (本解析)	0.527	0.998	0.958	0.746	0.554
	THL (従来解析)	0.8				

して，軸受最高温度の予測精度も 8℃改善した．

以上の結果から，軸受温度は高い精度で予測できているといえるが，THL 解析の方が実測値よりも 5 ～ 10℃程度高く見積もる傾向にあることが分かった．この原因の一つとして，軸受の熱変形の影響が考えられる．パッドの表面温度が上昇すると，背面との温度差によってパッドが開く方向に熱変形する．また，軸受のケース自体も潤滑油の温度上昇に伴い熱膨張する．以上から軸受隙間が拡大し，発熱が抑えられていると推測できる．本解析ではパッドの熱変形はパッド表面の平均温度に基づいて考慮してはいるが，その精度が不十分な可能性がある．この点に関しては運転中の軸受隙間を正しく計測すれば明らかになるので，今後確認する予定である．そのほかにも，パッド出口における熱伝達や，油膜圧力が急速に解放されることによる断熱膨張の影響などが考えられ，今後解明する必要がある．

6. 結　　言

本稿では，軸周速 94 m/s までの高速ティルティングパッド軸受について軸受温度を計測し，THL 解析の結果と比較した．THL による軸受温度の予測精度は 5 ～ 10℃程度であった．また油浴潤滑軸受の温度予測で重要な混合率について，あるパッド入口の流量と前のパッド出口の流量の比で混合率が決まる新たなモデルを導入した．本モデルを用いることで，混合率を一定とした従来解析に対して軸受最高温度の予測精度は 8℃改善した．本解析技術を活用し，今後高速回転機械の小型化，高効率化を目指していく．

なお解析技術に関しては，本稿で確認された温度予測誤差をさらに小さくするための改善をしていくとともに，本稿では述べなかった動特性 (油膜のばね・減衰) についても予測精度を確認し，回転機械の安定な運用を実現していく．

参 考 文 献

(1)　川池和彦，花橋　実，日下雅博，上里元久，Sergei Glavatskih：ターボ機械用ティルティングパッドジャーナル軸受技術の検証と進展　ガスタービン定期講演会講演論文集　第 38 巻　2010 年 10 月　pp. 225 － 230

(2)　畠中清史，田中正人：油膜の逆流を考慮したすべり軸受の熱流体潤滑解析法　トライボロジー会議予稿集　1994 年 10 月　pp. 81 － 84

(3)　C. Bouchoule, M. Fillon and D. Nicolas : Experimental Study of Thermal Effects in Tilting-Pad Journal Bearings at High Operating Speeds　Journal of Tribology　Vol. 118 Issue 3　(1996. 7)　pp. 532 － 538

(4)　M. Tanaka : Recent Thermohydrodynamic Analyses and Designs of Thick-Film Bearings　Journal of Engineering Tribology　Vol. 214 No. 1　(2000. 1)　pp. 107 － 122

インレット・フィンによる遠心圧縮機の作動域拡大

Enhancement of Centrifugal Compressor Operating Range by Use of Inlet Fins

玉　木　秀　明　技術開発本部　技監　博士（工学）　技術士（機械部門）
大内田　　　聡　技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部
海　野　　　大　技術開発本部基盤技術研究所解析技術研究部　主査
田　中　隆　太　航空宇宙事業本部技術開発センター要素技術部
山　口　　　諭　株式会社 IHI ターボ　理事　生産設計開発部　部長

過給機用圧縮機の作動点はエンジン加速時には，圧縮機のサージ状態に近づく傾向にある．また，エンジンの最大出力時には，それに見合う大流量が求められている．つまり，過給機用遠心圧縮機にはインペラの低速回転数域でサージ流量を低減し，高速回転数域ではチョーク流量の維持もしくは増大が求められている．このうち，インペラのチョーク流量の確保は比較的容易である．このため，低速回転数域でのサージ流量の低減化技術が過給機性能の差別化には重要になる．過給機用圧縮機の場合，低速回転数域で入口再循環流を発生しやすい．この入口再循環流は流量の減少に伴い吸込み配管内上流に向けて発達する．本稿では，まず，一次元モデルによって入口再循環流が圧縮機の安定運転を妨げる要因になる可能性を示した．次に，流れの可視化技術を用いて供試圧縮機（過給機用圧縮機）の低速回転数域で入口再循環流が発生していることを明らかにした．さらに，入口再循環流の発達を抑制するため，小型のフィンをインペラ上流へ設置した．この結果，供試圧縮機の高速回転数域における特性を維持したまま，低速回転数域のサージ流量を低減することに成功した．

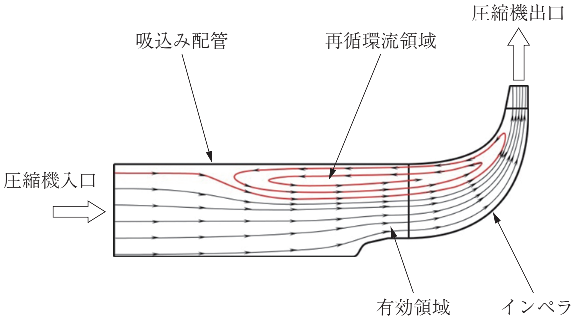
The operational points of a turbocharger compressor have a strong tendency to approach its surge conditions (stability limit) during an engine's acceleration period, particularly under low-engine speed conditions. Hence there are expectations for a method for shifting the stability limit on a compressor low-speed line toward a lower flow rate. Inlet recirculation is often observed in a centrifugal compressor with a vaneless diffuser near a surge and under low compressor-speed conditions. The reverse flow caused by the inlet recirculation grows in a compressor-inlet pipe in the upstream direction. Firstly, this paper discusses the effect of inlet recirculation on compressor characteristics by considering a 1-D model and the potential that the growth of inlet recirculation has shown for destabilizing compressor operations. Secondly, the flow in a compressor-inlet pipe of a turbocharger was shown using visualization technologies, namely, oil flow and PIV (Particle Image Velocimetry), confirming the existence of inlet recirculation in the tested compressor. Furthermore, the effect of small fins mounted in a compressor-inlet pipe on inlet recirculation and compressor characteristics under low-speed conditions was investigated. Small fins are called inlet fins in this paper. According to test results, inlet fins showed great promise in shifting the compressor stability limit toward a low flow rate during inlet recirculation.

1. 緒　　言

ターボ圧縮機は限られた流量範囲内でのみ運転が可能である．圧縮機が一定回転数で運転されているとする．圧縮機の構成要素であるインペラまたはディフューザ内の流速が音速（チョーク）に達するとき，その流量が運転可能な最大流量になる．一方，運転可能な最小流量は，旋回失速もしくはサージ（異音を伴う激しい振動現象）が発生する流量となる．

過給機を搭載したダウンサイジングエンジンは乗用車の燃費を著しく改善させる[1]．これらの過給機に用いられる遠心圧縮機の作動点は，エンジン加速時には，圧縮機のサージ域に近づく傾向にある．一方で，エンジンの最大出力時には，それに見合う大流量が求められている．つまり，過給機用遠心圧縮機にはインペラの低速回転数域でサージ流量を低減し，高速回転数域ではチョーク流量の維持もしくは増大が求められている．このうち，インペラのチョーク流量を確保する設計は比較的容易である．このため，低速回転数域でのサージ流量低減化技術が過給機性能の差別化には重要になる．

過給機に用いられるような，羽根なしディフューザを有する遠心圧縮機は，サージ近傍で入口再循環流が発生しやすい．ここで，入口再循環流とは，**第 1 図**に示すようにインペラ入口から上流に放出された流体が，圧縮機入口に取り付けられた吸込み配管内をインペラへ流入してくる流れと合流し再びインペラに戻ってくる現象を指す[2]．遠心圧縮機に発生する入口再循環流に関する実験的研究は少ないが，圧縮機を設計する際に行う CFD (Computational



第 1 図　入口再循環流発生時の子午面流線 (2)
Fig.1　Meridional stream line of inlet recirculation (2)

Fluid Dynamics) を用いたインペラ翼 1 ピッチの定常解析結果に (現実に存在するかどうかは別として) 入口再循環流の発生を目にすることは少なくない (3). Harley らは同様の方法に基づく解析を複数の過給機用圧縮機インペラに適用し，入口再循環流による逆流部の面積と運転条件の関係を導出し (4), Qui らの入口再循環流に関する損失予測モデルの改善を提唱している (5). 実験的には，Andersen らが，圧縮機の吸込み配管のさまざまな管軸方向位置に熱電対を配置し過給機用圧縮機インペラで発生する (逆流) 入口再循環流の発達を計測している (6).

後述するように，この入口再循環流の発生は，圧縮機特性 (圧力比と流量の関係：P-Q カーブ) に正の勾配をもたらす可能性がある．圧縮機特性が正の勾配をもつ領域では，通常，圧縮機はサージを引き起こしやすく接続配管の流動抵抗と圧縮機特性の勾配がある条件を満足する場合にのみ，サージを回避した運転が可能である．このため，入口再循環流の発生および発達を抑制することがサージ流量低減につながることが期待される．

本研究では，小型のフィン (以降，インレット・フィンと呼ぶ) を圧縮機吸込み配管へ設置し，入口再循環流の成長を抑制することを試みた．この結果，高速回転数域での圧縮機性能を変化させることなく，サージ流量を減少させることに成功した．本稿では，文献 (7) に最新のデータを追加し報告する．

2. 記　　号

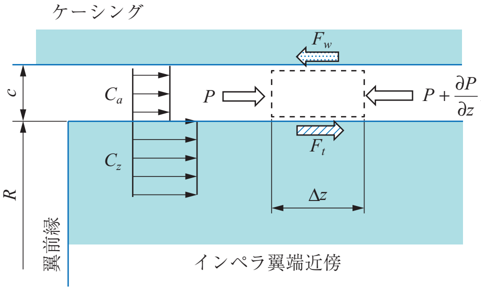
本稿で使用する記号を以下に示す．

C_p ：定圧比熱 (J/kg/K)
C_u ：周方向速度 (m/s)
C_z ：軸方向速度 (m/s)
m ：圧縮機流量 (kg/s)
m_d ：基準流量 (kg/s)
Mu ：周速マッハ数 ($= u_2/(\gamma R_g T_0)^{0.5}$)
γ ：比熱比
N ：回転数 (rpm)
P ：静圧 (Pa)
R_g ：気体定数 (J/kg/K)
r ：半径 (m)
T_0 ：全温または圧縮機入口全温 (K)
u_2 ：周速 ($= 2\pi r_2 N/60$) (m/s)
z ：軸方向位置 (m)
η ：圧縮機効率
π ：圧縮機圧力比 (Total to Total) または円周率
ρ ：(静) 密度 (kg/m^3)
R ：翼端部の半径 (m)
c ：翼端隙間 (m)
C_a ：翼端隙間部の軸方向流速 (m/s)
F_w ：翼端隙間部の流体がケーシング壁面から受ける力 (N/m^2)
F_t ：翼端隙間部の流体が翼側にある翼端近傍の流体から受ける力 (N/m^2)
k_1 ：係数 (粘性係数に相当) (Pa·s)
C_z ：翼側にある翼端近傍の流体の軸方向流速 (m/s)
E ：インペラ翼から流体に伝達される仕事 (J/kg/s)
u ：翼端部の周速 ($= 2\pi RN/60$) (m/s)
ω ：角速度 ($= 2\pi N/60$) (rad/s)
β_{b1} ：インペラ翼端部羽根角度 (度)
k_2 ：比例係数 (−)
ΔE_f ：インペラを通過する流体のもつ角運動量 (kg·m/s^2)
h ：比エンタルピー (J/kg)

添え字
1 ：インペラ前縁
2 ：インペラ出口
b ：逆流

3. 一次元 (1-D) モデルによる入口再循環流に関する考察

入口再循環流の発生条件を考える．**第 2 図**にインペラ翼端近傍およびインペラ翼端隙間部の流れの模式図を示す．この部分の軸方向の運動量のバランスを考える．F_w, F_t をそれぞれ流体がケーシング壁面と翼端部の流体から受ける単位面積当たりの力とすると，運動量保存則から以下の式が導かれる．



第 2 図 インペラ翼端近傍およびインペラ翼端隙間部の流れ
Fig. 2 Schematic of flow near and between impeller tips

$$\frac{\partial}{\partial z}\left(2\pi Rc\rho C_a{}^2\right)\Delta z = \left(F_t - F_w\right)2\pi R\Delta z - \frac{\partial P}{\partial z}\Delta z 2\pi Rc \quad (1)$$

ここで $\left(F_t - F_w\right)$ は，インペラ翼端部近傍の流体がもつ軸方向速度成分 C_z と壁面上の速度（壁面は滑りなしの条件から速度は 0 となる）との差（速度勾配）に比例すると考えられる．そこで，

$$k_1\frac{C_z}{c} = F_t - F_w \quad (2)$$

とおく．インペラ翼端部の半径 R が軸方向に変化が小さいと仮定すると，

$$\rho\frac{\partial C_a{}^2}{\partial z} = k_1\frac{C_z}{c^2} - \frac{\partial P}{\partial z} \quad (3)$$

となる．インペラ翼端隙間部に逆流が発生する条件は，力のバランスから，

$$0 > k_1\frac{C_z}{c^2} - \frac{\partial P}{\partial z} \quad (4)$$

が成立する場合であり，発生のクライテリア（判断基準）は，

$$k_1\frac{C_z}{c^2} - \frac{\partial P}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

となる．インペラ翼前縁を考えたとき，インペラ翼端部のオイラー式（単位時間・単位質量当たり流体にインペラ翼から伝達される仕事）は，入口予旋回を 0 とすると，

$$\Delta E = uC_u \quad (6)$$

角速度を ω とするとインペラ翼端部を通過する単位質量流量当たりの流体に作用する力 F は，

$$F = \frac{\Delta E}{\omega R} = C_u = u - C_z\tan\beta_{b1} \quad (7)$$

この F はインペラ翼端部の負荷（正圧面と負圧面の圧力差）に比例する．インペラ翼前縁近傍のインペラ翼負荷を $\Delta P_{p\text{-}s}$ とおくと，

$$F = k_2\Delta P_{p-s} \quad (8)$$

よって，

$$C_z = \frac{u - k_2\Delta P_{p-s}}{\tan\beta_{b1}} \quad (9)$$

（5）式と（9）式から流量，すなわち軸方向速度 C_z が減少し，インペラ翼負荷（インシデンス角）がある値を超えると，インペラ翼自身の作り出す逆圧力勾配によって入口再循環流が発生する．また，（4）式から，インペラ翼前縁に剥離が発生する $C_z = 0$ の状態でも入口再循環流が発生する．

第 3 図に入口再循環流を伴うインペラ周辺の流れの模式図[7]を示す．図の位置 1–2 の間の角運動量差 $\Delta L_{1\text{-}2}$ は，以下のように表される．

$$\Delta L_{1-2} = mr_2C_{u2} - \left[\int_{r_{1h}}^{r_0} rC_u\left(2\pi r\rho C_z\right)\mathrm{d}r + \int_{r_0}^{r_{1s}} rC_u\left(2\pi r\rho C_z\right)\mathrm{d}r\right] \quad (10)$$

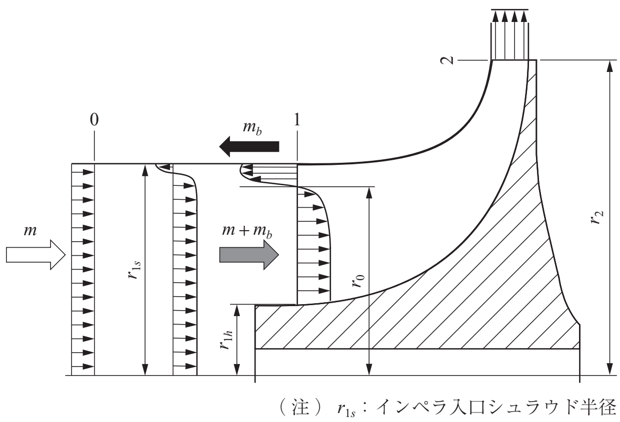
ここで r_0 は，軸方向速度が 0 となる半径位置を示す．インペラによって流体に単位時間当たりに供給される仕事 W は，

$$W = \omega\Delta L_{1-2} = \left(mu_2C_{u2} - \Delta E_f\right) + \Delta E_b \quad (11)$$

$$\Delta E_f = \int_{r_{1h}}^{r_0} uC_u\left(2\pi r\rho C_z\right)\mathrm{d}r \quad (11a)$$

$$\Delta E_b = \int_{r_0}^{r_{1s}} uC_u\left(2\pi r\rho\left(-C_z\right)\right)\mathrm{d}r \quad (11b)$$

ω はインペラの角速度，u は半径 r と ω の積である．ΔE_b はインペラからインペラ上流へ流出する流体に与えられた仕事であり，$\left(mu_2C_{u2} - \Delta E_f\right)$ はインペラ出口から流出する流体に与えられる仕事である．$-\Delta E_f$ はインペラ入口に回転と同方向の旋回（正の予旋回）が誘起されてい



（注）r_{1s}：インペラ入口シュラウド半径
r_0 ：軸方向速度が 0 となる位置
r_{1h}：インペラハブ半径
r_2 ：インペラ半径

第 3 図 入口再循環流を伴うインペラ周辺の流れ[7]
Fig.3 Schematic of flow in impeller with inlet recirculation[7]

ることに起因する．角運動量保存則を位置 0−1 間に適用する（検査体積は配管壁に沿ってとり，ボス部の影響は無視する）と以下の式が得られる．

$$\Delta E_b = \Delta E_f + \omega r_{1s}\left(-F_\theta\right) \qquad \left(F_\theta < 0\right) \cdots\cdots\cdots (12)$$

ここで F_θ は，位置 0−1 間の吸込み配管の壁面から流体が受けるせん断応力の総和を示す．(12) 式はインペラ上流へ流出した流体が，摩擦力を介してインペラへ流入する流体に角運動量を伝達する（正の予旋回を誘起する）ことを示している．

次に位置 0−2 間の全エンタルピー上昇を考える．理想気体のエンタルピーは定圧比熱と絶対温度の積で与えられる．インペラ上流に流出する流体のもつエンタルピー C_pT_{0b} を，次のように仮定する．

$$C_pT_{0b} = C_pT_{01} + \beta\left(u_2C_{u2} - \Delta E_f/m\right) \cdots\cdots\cdots (13)$$

(13) 式では，インペラ上流へ流出する流体がインペラ内で得る仕事をインペラから流出する流体が得る全エンタルピー（右辺第 2 項の括弧内）の β 倍と仮定している．

位置 1 でインペラに流入する流体の全エンタルピー C_pT_{01} は，

$$\left(m_b + m\right)C_pT_{01} = m_bC_pT_{0b} + mC_pT_0 \cdots\cdots\cdots (14)$$

と表され，(13) 式を用いて (14) 式は以下のように表される．

$$C_pT_{01} = C_pT_0 + \beta m_b/m\left(u_2C_{u2} - \Delta E_f/m\right) \cdots (15)$$

圧縮機入口に相当する位置 0 へ流入した流体がインペラ出口位置 2 を通過することで得る全エンタルピー $\Delta h_{0\text{-}2}$ は，

$$\Delta h_{0-2} = C_pT_{02} - C_pT_0$$
$$= \left(1 + \beta m_b/m\right)\left(u_2C_{u2} - \Delta E_f/m\right) \cdots\cdots (16)$$

となる．これに圧縮機効率 η を掛けたものが，圧力上昇に寄与するエンタルピーとなり，圧縮機の圧力比と以下の関係がある．

$$\pi = \left[1 + \left(\eta\Delta h_{0-2}\right)/\left(C_pT_0\right)\right]^{\gamma/(\gamma-1)} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (17)$$

流量の減少に伴って入口再循環流はインペラ上流に向け成長していく．この成長は，$\beta m_b/m$ と $\Delta E_f/m$ の増加を伴う．このうち，$\Delta E_f/m$ の増加はインペラから流体へ伝達される仕事の減少を引き起こし，圧縮機特性に正の勾配（流量の減少に伴う圧力比の減少）を生む可能性がある．すなわち，この入口再循環流に起因する予旋回の発達を抑制することができれば，サージ発生流量の低減が可能になる．また，m_b を減少させることなく予旋回を抑えるとインペラから流体へ供給される仕事が急増することも分かる．

本稿では入口再循環流の成長を抑制するために，インレット・フィンを吸込み配管へ設置した．結果を以下に報告する．

4. 供試圧縮機の特性

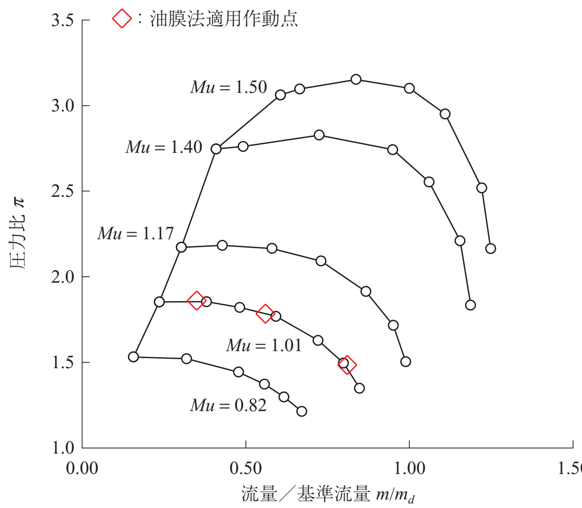
本稿で扱う過給機用遠心圧縮機インペラの主要寸法を**第 1 表**に示す．インペラの出口半径 r_2 は 25.5 mm，羽根枚数は 12 枚（長羽根 6 枚＋短羽根 6 枚）である．

第 4 図に圧縮機特性を示す．サージの発生は圧縮機入口に設置した高応答圧力センサの信号と異音の有無によって判断した．本研究の目的は周速マッハ数（回転数に相当）$Mu = 0.82$ と 1.01 におけるサージ流量を，$Mu = 1.50$ における最大流量を低下させることなく減少させることである．**第 5 図**に $Mu = 0.82$，1.01 におけるインペラ前縁近傍およびインペラ後縁近傍における静圧特性を示す．図中の L は長羽根の高さを示す．**第 5 図**のデータには**第 4 図**に示すサージ流量よりも小流量のデータも含まれている．これらのデータは圧縮機のサージ流量以下で安定運転を維持するために圧縮機出口配管にオリフィス板を追加して得たものである．サージ流量付近でインペラ前縁および後縁において流量の減少に伴う静圧上昇が頭打ちになる．

第 1 表　過給機用遠心圧縮機インペラの主要寸法
Table 1　Main impeller parameters of automotive turbocharger compressor

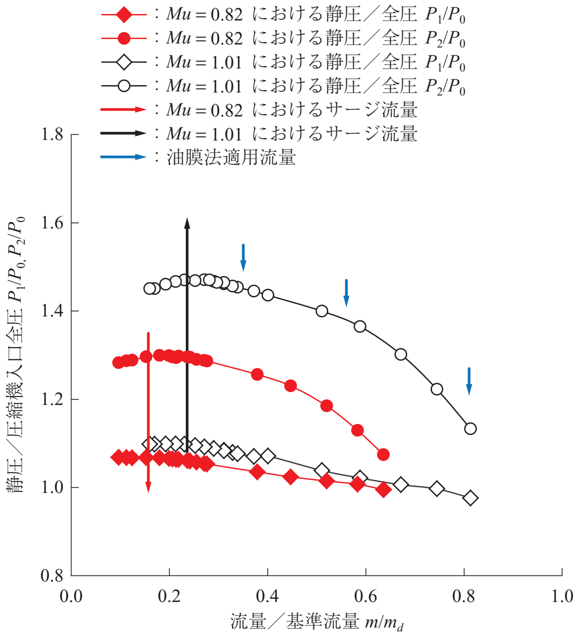
記　号	r_{1s}/r_2	r_{1h}/r_{1s}	b_2/r_2	β_{b1s}	β_{b2}
仕　様	0.77	0.29	0.13	61°	43°

（注）r_{1s}　：インペラ入口シュラウド半径
r_{1h}　：インペラ入口ハブ半径
r_2　：インペラ出口半径
b_2　：インペラ出口羽根高さ
β_{b1s}：インペラ入口シュラウド羽根角
β_{b2}　：インペラ出口羽根角

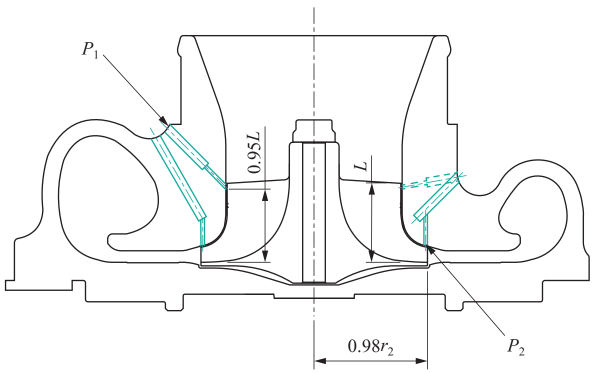


第 4 図　圧縮機特性
Fig. 4　Compressor characteristics

(a) 静圧特性



(b) 静圧計測位置



（注） L ：羽根の高さ
r_2 ：インペラ半径
P_1：静圧（インペラ前縁近傍）
P_2：静圧（インペラ後縁近傍）

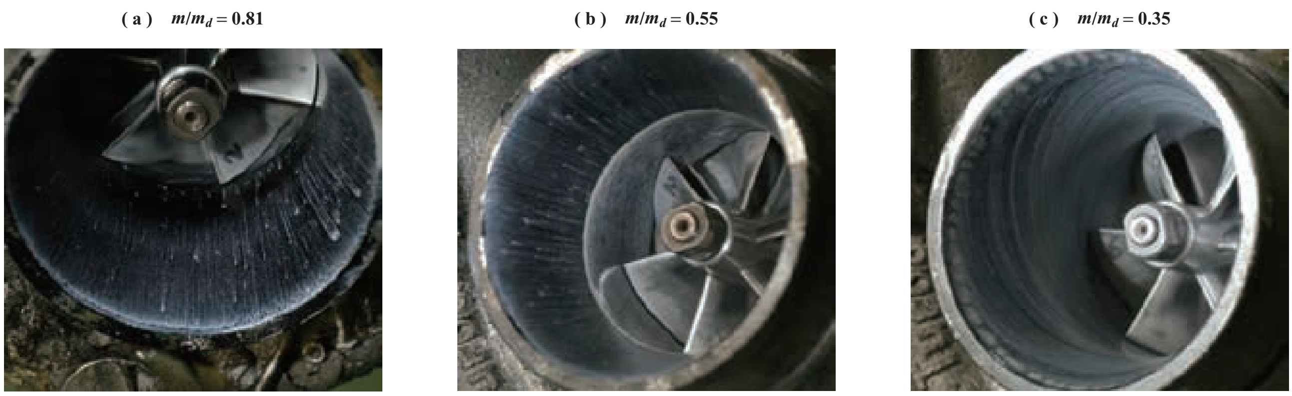
第 5 図 インペラ前縁近傍およびインペラ後縁近傍における静圧特性

Fig. 5 Static pressure characteristics at impeller inlet and exit

第 6 図に Mu = 1.01 における油膜法による流れの可視化結果を示す．m/m_d = 0.81（**第 6 図 -（a）**）では，インペラ前縁部まで配管内壁に管軸方向へ直線的に伸びる油膜模様が観察される．一方，最高効率点近傍 m/m_d = 0.55（**第 6 図 -（b）**），サージ点近傍 m/m_d = 0.35（**-（c）**）では，入口再循環流の発生によって，インペラ入口上流に螺旋状の油膜模様が見られる．

第 7 図に吸込み配管の各位置に熱電対を挿入し，壁面近傍の温度計測を行った結果（軸方向温度分布）を示す．流量を絞るにつれて，逆流域の発達による温度上昇が見られる．いずれの Mu においても配管入口端には逆流域は到達していない．

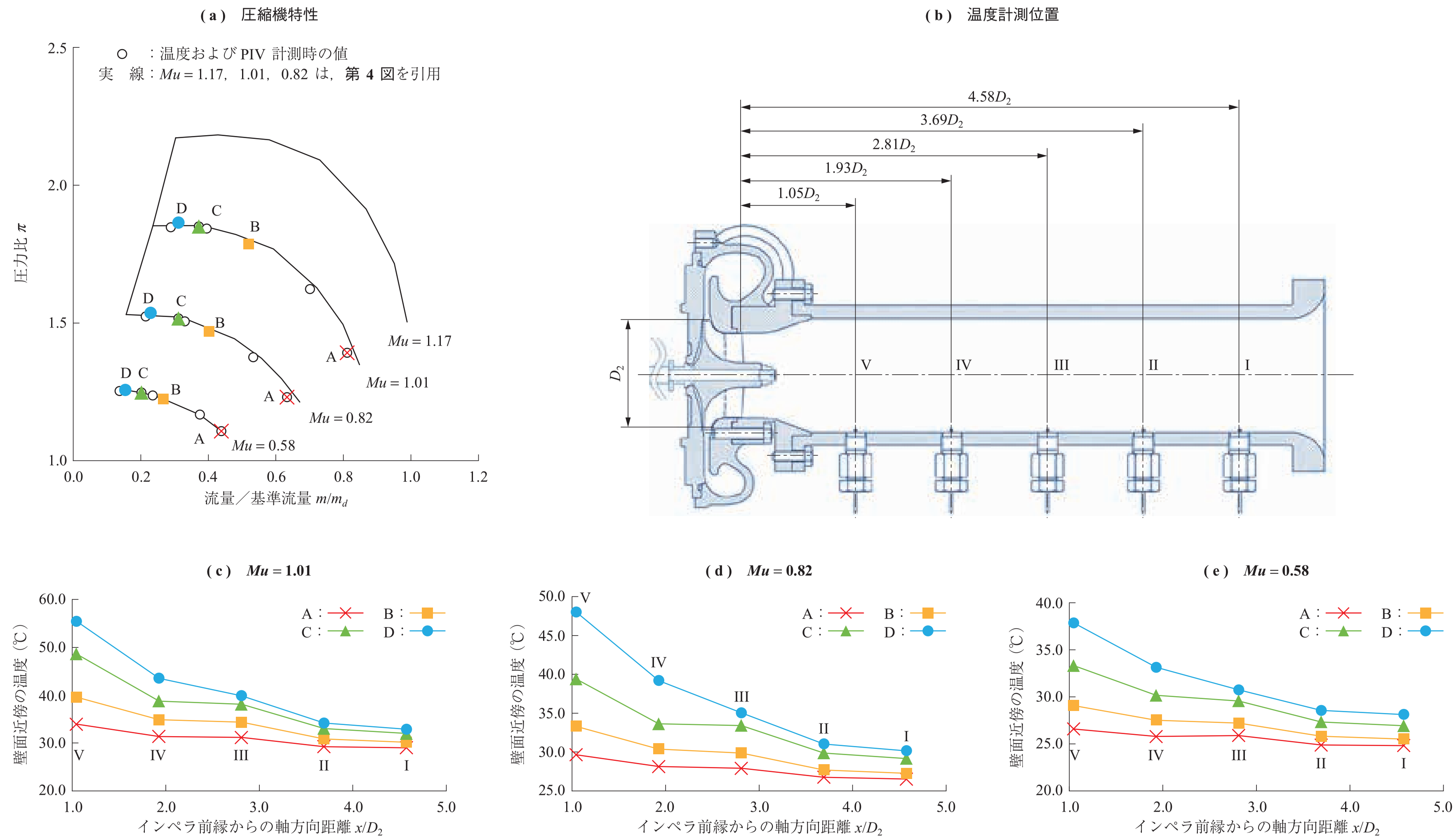
第 8 図に，PIV（Particle Image Velocimetry）による吸込み配管内の流れの可視化結果を示す．**第 8 図 -（a）**に PIV 計測を行った圧縮機の作動点を示す．本試験では，アクリル製吸込み配管を用いたため，耐熱性の観点から試験条件を Mu = 0.58 としており，図中の作動点 A ～ D は**第 7 図 -（a）**に示した Mu = 0.58 における A ～ D と同じである．また，**第 8 図 -（a）**には，一次元計算で予測されるインペラシュラウドでのインシデンス角を付記している．**第 8 図 -（b）**は，計測（可視化）断面および計測（可視化）範囲を示す．本試験では，2 断面の流れ場の可視化を試みた．一つは，管軸中心を通る断面（インペラ前縁からインペラ外径の 3.12 倍上流の位置から吸込み配管後端部の間）であり，もう一つは管軸に垂直な断面（インペラ翼前縁からインペラ外径の 1.05 倍上流の位置）である．**第 8 図 -（c）**は管中央断面の速度分布を計測している．A，B では，配管は上流から下流へ向かう流体で満たされているが，C，D では，壁近傍に逆流域が見られ，C から D への流量の減少によって，その領域が拡



（注） 条 件：Mu = 1.01

第 6 図 油膜法による可視化結果 (7)

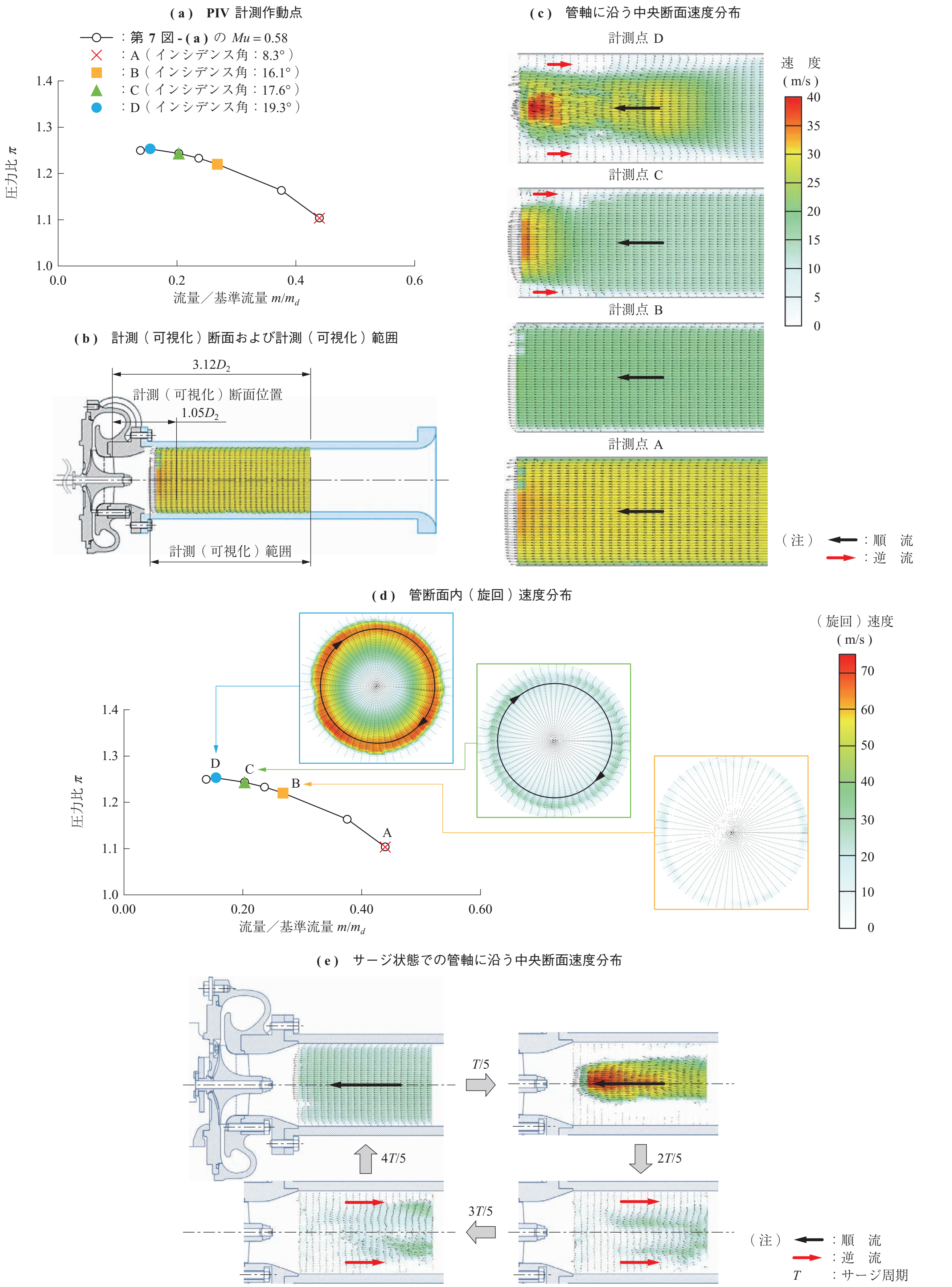
Fig. 6 Result of oil flow visualization (7)



（注） I ～ V ：運転点
x ：インペラ前縁からの軸方向距離
D_2 ：インペラ直径
A，B，C，D：(a) に示す計測点

第 7 図 吸込み管軸方向温度分布

Fig. 7 Temperature distribution along suction pipe



第 8 図　PIV による流れの可視化結果
Fig. 8　Results of flow visualization with PIV

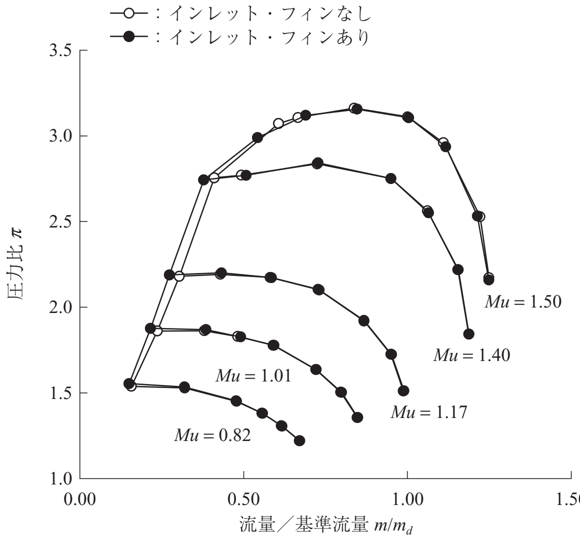
大していることが分かる．**第 8 図 - (d)** は，管断面内 (旋回) の速度分布を示す．C および D で壁近傍に旋回流が発生している．壁付近には吸込み配管を遡上していく流れ，つまり入口再循環流が存在する．逆流域の発生による有効面積の減少によって，インペラへの軸方向流入流速度が増加している．**第 8 図 - (e)** は，サージ状態での計測結果であり，T はサージの周期を表す．本試験では T = 0.2 ～ 0.24 s であった．**第 8 図 - (d)** の C および D とは異なり，インペラ上流部分で流速がほぼ 0 となる領域が存在する．

過給機用圧縮機インペラは小径のもとでチョーク流量を最大化するように設計される．供試インペラの場合，Mu = 1.50 のチョーク流量において，+3 度のインシデンス角をもつ設計となっている．このため Mu = 1.01 における最高効率点 (m/m_d = 0.55) におけるインシデンス角は 12 度となる．このことは，過給機用圧縮機が低速回転数域において入口再循環流を起こしやすく，サージ流量低減が困難であることを示している．

5. インレット・フィンを有する圧縮機性能

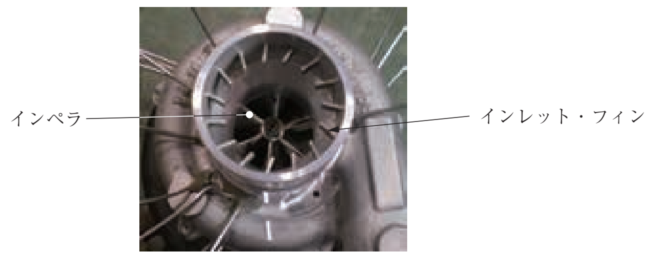
第 9 図にインレット・フィンの設置状況を示す．インレット・フィンはインペラ前縁から 53 mm 上流に配置されている．フィンは，配管内を管軸方向に移動する流れに沿うように，管軸と平行に取り付けている．これらのフィンは吸込み配管正面から見たとき，半径に対して，インペラ回転の逆方向に 20 度傾いている．なお，この傾きを 0 度，インペラ回転と同方向に 20 度傾けたものも試験したが結果は変わらなかった．Mu = 1.50 におけるチョーク流量の減少を回避するため，インレット・フィンの内径はインペラ入口径と同じに設計されている．

第 10 図に，インレット・フィンの有無による圧縮機特性の比較を示し，**第 11 図**に，Mu = 0.82，1.01 および

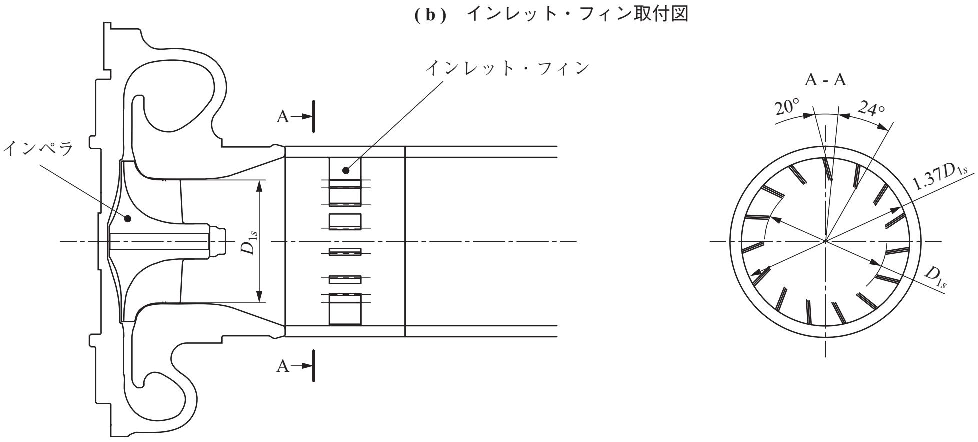


第 10 図　インレット・フィンの有無による圧縮機特性の比較
Fig. 10　Comparison of compressor characteristics with and without inlet fins

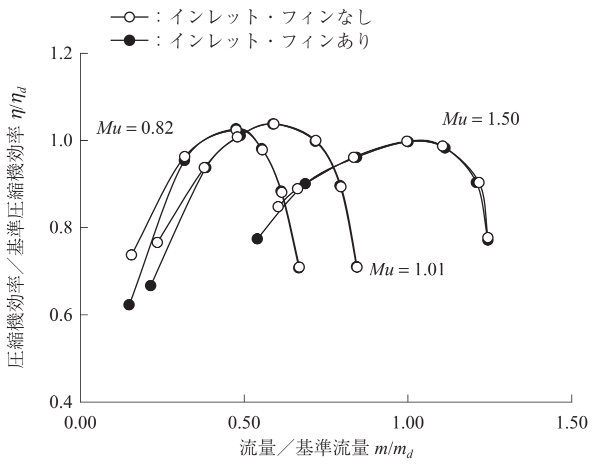
(a)　インレット・フィン外観



(b)　インレット・フィン取付図



第 9 図　インレット・フィン (7)
Fig. 9　Tested inlet fins (7)



第 11 図　インレット・フィンの有無による圧縮機効率の比較
Fig. 11　Comparison of compressor efficiency with and without inlet fins

1.50 におけるインレット・フィンの有無による圧縮機効率の比較を示す．また，**第 2 表**に以下の式で定義されるサージ改善率 Δm_s を示す．ここでサージ流量は圧縮機が安定して運転できる最小流量である．Mu = 0.82，1.01 のサージ流量を Mu = 1.50 の最大流量を維持したまま減少させることに成功している．また，Mu = 0.82，1.01 におけるサージ近傍の特性曲線の傾きが負となり，圧縮機特性の安定化が成されている．サージ流量近傍を除けば効率の低下はみられない．後述するように，この圧縮機効率の低下は，入口再循環流がインレット・フィンの位置に達したことを暗示している．

第 12 図にインレット・フィンの有無によるインペラ前縁近傍および後縁近傍の静圧の比較を示す．**第 12 図**には比較のために**第 5 図**のデータも併記した．インレット・フィンの設置は，インペラ前縁，インペラ出口の圧力特性に負の勾配を与え，圧縮機特性を安定化している．また，静圧の極大点を小流量側に移行させている．

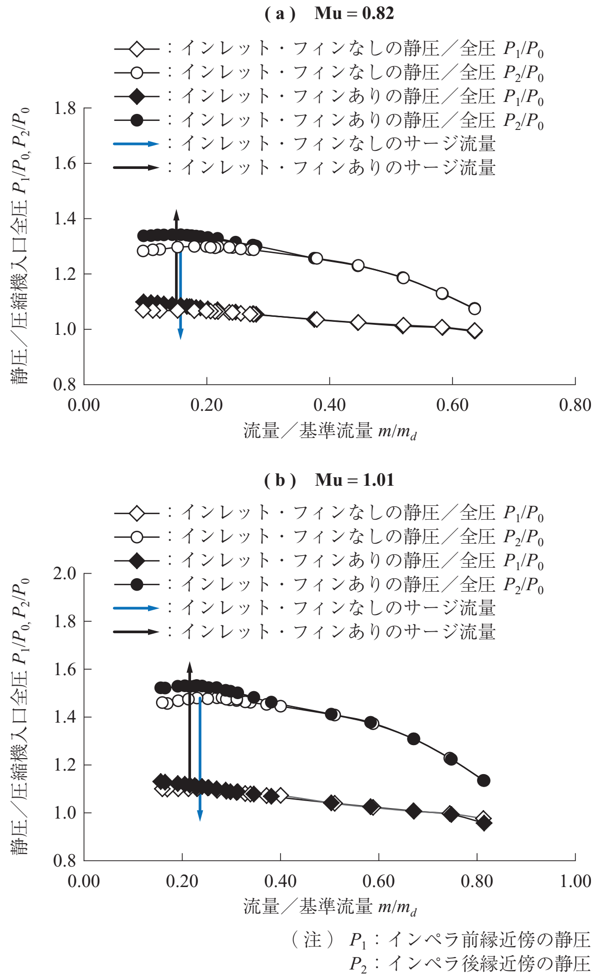
インレット・フィンの有無による流れ場の違いを調べるために，CFD による流れ解析を行った．計算には RANS (レイノルズ平均モデル) を用いた自社開発のコードを用いた．インレット・フィンとインペラのそれぞれ 1 ピッチをモデル化し，両者の間にミキシングプレーンを設けた．解析にスクロールは含んでいない．対流項には Chakravarthy-Osher の TVD (Total Variation Diminishing) スキームを，乱流モデルには Spalart-Allmaras モデルを用いた．インレット・フィンの有無に対してそれぞれに，約 550 万点の格子点を用いている．インペラとケーシングで形成される翼端隙間には 21 の格子点を配置した．y^+ は 3 以下に保たれている．入口境界は入口再循環流と干渉しないように十分上流に配置した．解析は Mu = 0.82 の条件で行った．入口再循環流は非定常性の強い渦を伴っていると考えられるので，ミキシングプレーンを用いた定常解析では定量的な評価は困難と考えられる．ここでは，インレット・フィンが流れに与える影響の定性的評価と前述の 1-D モデルの考察の妥当性評価を行う．

第 13 図はインペラ出口とディフューザ出口における静圧計測結果と計算結果 (CFD) の比較を示す．図中の P_2

第 2 表　インレット・フィンによるサージ改善率
Table 2　Surge improvement rate due to use of inlet fins

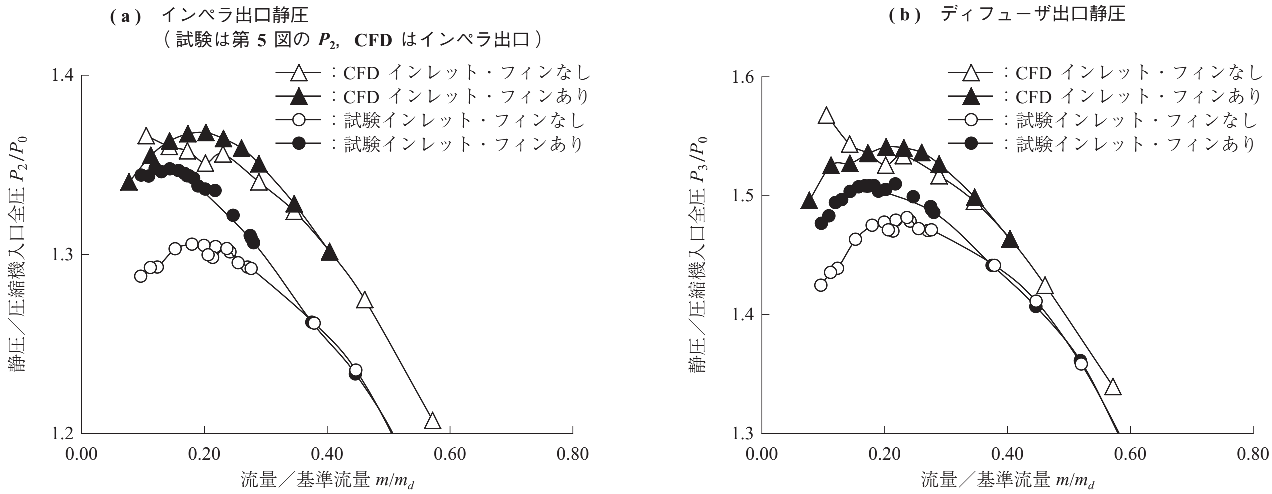
Mu (−)	Δm_s (%)	サージ以下の式
0.82	4.6	$\Delta m_s = \left(1 - \dfrac{\text{インレット・フィンあり時のサージ流量}}{\text{インレット・フィンなし時のサージ流量}}\right) \times 100$ (%)
1.01	9.8	
1.17	11.0	
1.40	8.5	

（注） Mu ：周速マッハ数
Δm_s ：サージ改善率



（注） P_1 ：インペラ前縁近傍の静圧
P_2 ：インペラ後縁近傍の静圧

第 12 図　インレット・フィンの有無によるインペラ前縁近傍および後縁近傍の静圧の比較
Fig. 12　Comparison of static pressure at impeller inlet and exit with and without inlet fins



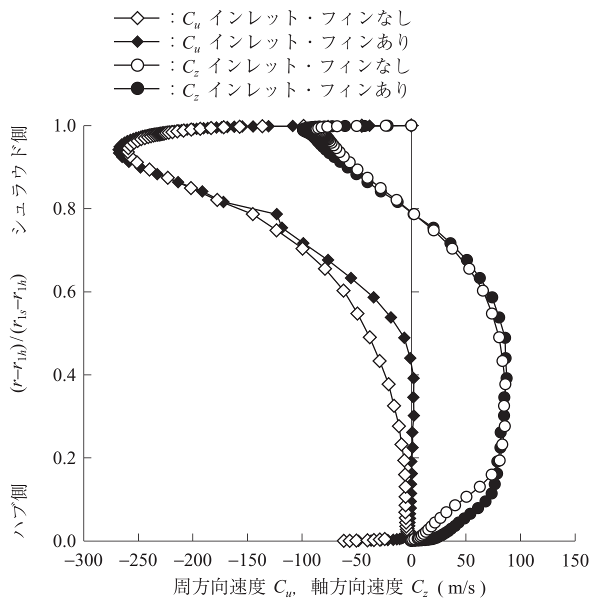
（ 注 ）P_3：ディフューザ出口静圧

第 13 図　静圧計測結果と計算結果 (CFD) と計測の比較
Fig. 13　Results of static pressure measurement and calculations (CFD) and measurement comparison

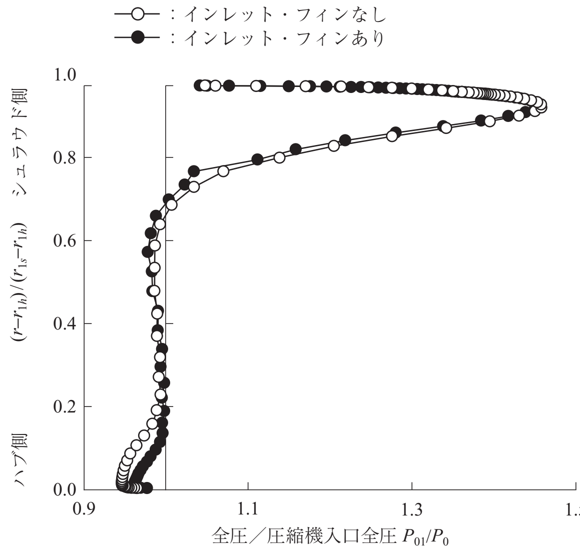
は，計測結果では**第 5 図**の P_2 を示し，CFD は，インペラ出口での静圧値を示す．流量が $m/m_d = 0.20$ までは，計算結果と計測結果は同様の傾向にあり，圧力の極大値はインレット・フィンの設置によって小流量側へ移動している．まず，$m/m_d = 0.20$ における流れ場を議論する．

第 14 図にインペラ前縁におけるハブからシュラウドへかけてのスパン方向の軸方向および周方向速度分布を示す．いずれも周方向平均値である．ここでは，周方向速度成分がインペラの回転方向と同方向の場合 (正の予旋回) を負としている．

第 15 図にインペラ前縁におけるスパン方向の全圧分布



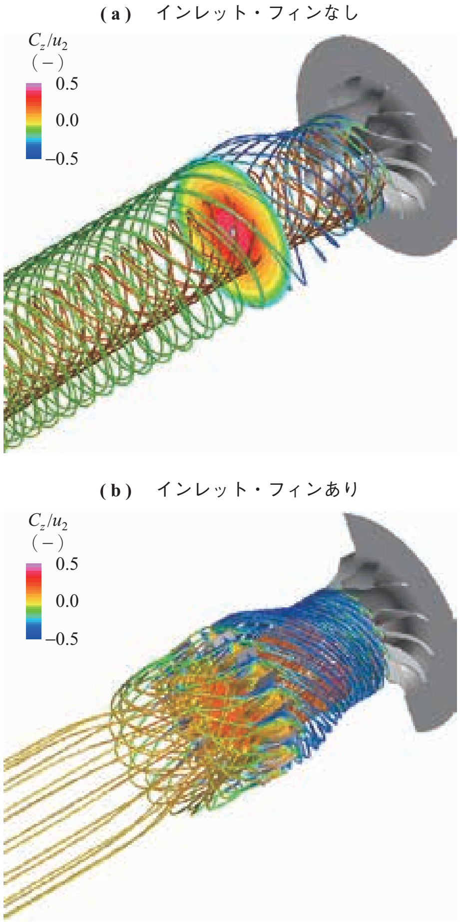
第 14 図　インペラ前縁における軸方向および周方向速度分布 ($m/m_d = 0.20$)
Fig. 14　Axial and circumferential velocity distribution at impeller leading edge at $m/m_d = 0.2$



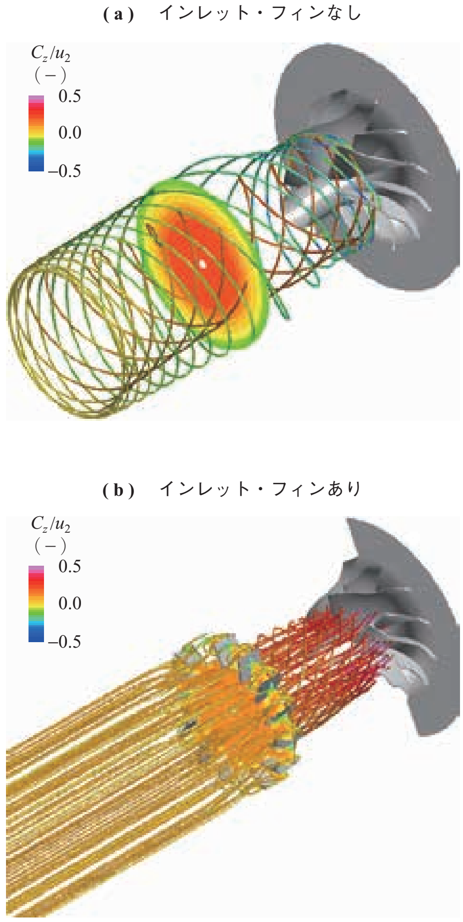
第 15 図　インペラ前縁における全圧分布
Fig. 15　Total pressure distribution at impeller leading edge

(周方向平均) を示す．インペラ上流へ流出する流れは，シュラウドから約 20％スパンの範囲に存在する．この領域では全圧が上昇している．インレット・フィンの設置は，$C_z > 0$ で示されるインペラへ再流入する流体の正の予旋回 (図では負の周方向速度) を減少させる．すなわち，インペラから流体へ伝達される仕事 ((11) 式の $\left(m u_2 C_{u2} - \Delta E_f\right)$) を増加させる．

第 16 図に $m/m_d = 0.20$ における流線と軸方向速度分布を示す．**第 16 図 - (a)** 中の等高線図はインレット・フィン設置位置に相当し，等高線，流線の色は軸方向速度成分の大きさを示す．インペラから上流に流出した流れがインレット・フィンに到達すると，流れはインレット・フィンと干渉し旋回速度成分を失う．この旋回速度成分は，流れ



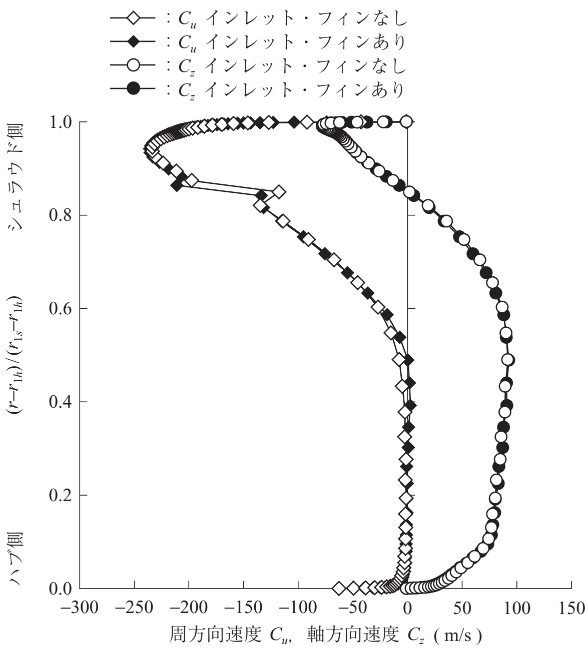
第 16 図　$m/m_d = 0.20$ における流線と軸方向速度分布
Fig. 16　Streamline and axial velocity distribution at $m/m_d = 0.20$



第 17 図　$m/m_d = 0.35$ における流線と軸方向速度分布
Fig. 17　Streamline and axial velocity distribution at $m/m_d = 0.35$

が吸込み配管上流へ向かう逆流を誘起する圧力差を生み出す要因となっている．このため，インレット・フィンを吸込み配管下流から上流に向けて通過した流れは，それ以上，上流に向かうことができなくなる．インレット・フィンは入口再循環流が上流へ拡大することを抑止する効果がある．したがって，インペラから流出した流れからインペラへ流入する流れへの角運動量の伝達がインレット・フィン上流で抑制され，その結果，インペラ入口での正の予旋回が弱められる．

第 17 図に流量 $m/m_d = 0.35$ における流線と軸方向速度分布を示す．入口再循環流の存在する領域と旋回のようすが $m/m_d = 0.20$ の場合と比較して，小さく，弱くなっていることが分かる．**第 18 図**にインペラ前縁における軸方向および周方向速度分布 ($m/m_d = 0.35$) を示す．いずれも，各スパン位置での周方向平均値である．インレット・フィンを設置しても速度分布に変化が見られない．これは入口再循環流が弱いことと，インレット・フィンに十分到達していないためと考えられる．インレット・フィンは入口再循環流がフィンに到達したときのみ効果を発揮するので，

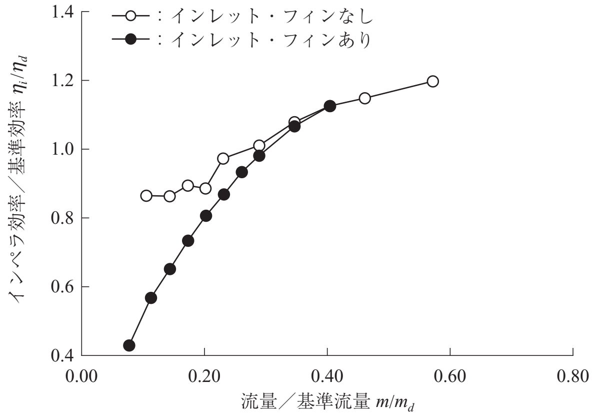


第 18 図　インペラ前縁における軸方向および周方向速度分布 ($m/m_d = 0.35$)
Fig. 18　Axial and circumferential velocity distribution at impeller leading edge at $m/m_d = 0.35$

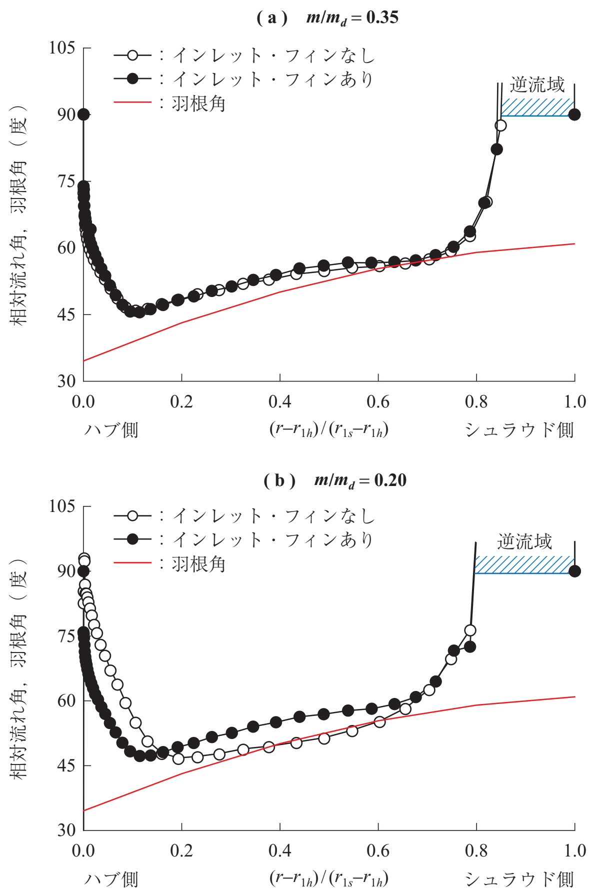
その取付位置が重要なパラメータとなることが分かる．

第 19 図にインペラ効率（計算結果）を示す．流量が $m/m_d = 0.35$ から減少するにつれてインレット・フィンを設置すると徐々に効率が低下していく．効率低下の一つの要因として，インレット・フィンの設置によって正の予旋回が減少し，インペラへ流入する部分の流れのインシデンス角が増加したことが考えられる．**第 20 図**にインペラ前縁における相対流れ角と羽根角分布を示す．各スパン位置での周方向平均値である．インレット・フィンがない場合，流量が $m/m_d = 0.35$ から $m/m_d = 0.20$ に減少すると相対流れ角とインペラ取付角の差（インシデンス角）が減少する．一方，インレット・フィンを設置した場合，流量の $m/m_d = 0.35$ から $m/m_d = 0.20$ への減少は，相対流れ角とインペラ取付角の差（インシデンス角）の増加をもたらしている．

第 21 図にインペラ前縁における全温分布を示す．各スパン位置での周方向平均値である．図の T_0 は 293 K に相当する．**第 22 図**に試験と解析で得られた仕事係数を示す．1-D モデルで予測されたようにインレット・フィンの適用はインペラ入口温度と仕事係数の増加をもたらす．過給機の場合，仕事係数の増加は圧縮機を駆動するためのタービン動力の増加を意味する．



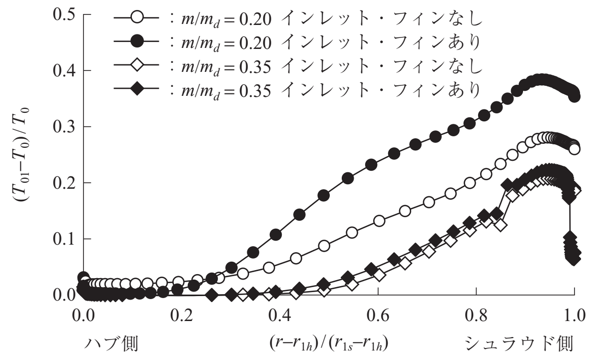
第 19 図　インペラ効率（計算結果）
Fig. 19　Impeller efficiency obtained with CFD (calculation results)



第 20 図　インペラ前縁における相対流れ角と羽根角分布
Fig. 20　Relative flow angle and blade angle distribution at impeller leading edge

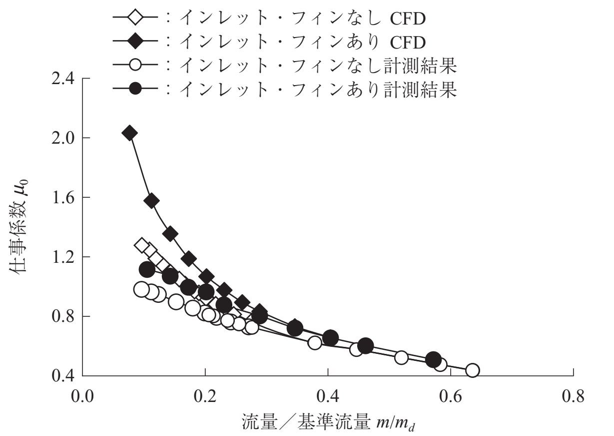
6.　結　　言

（1）入口再循環流が圧縮機特性に及ぼす影響を 1-D モデルを使い議論した．1-D モデルから流量の減少



（注）　T_0 : 圧縮機入口全温

第 21 図　インペラ前縁における全温分布
Fig. 21　Total temperature distribution at impeller leading edge



第 22 図　仕事係数
Fig. 22　Work coefficient

に伴う入口再循環流の発達は，圧縮機特性に正の勾配を与え，その運転を不安定化する可能性があることを示した．

(2) インレット・フィンの設置は，入口再循環流が圧縮機特性に正の勾配を与える主要因である予旋回の発達を抑制し，低速回転数域でのサージ流量の低減を可能とする．この予旋回の抑制はサージ流量近傍での効率低下を引き起こすため，作動域とのトレードオフが必要となる．

(3) インレット・フィンの設置は仕事係数を増す．過給機の場合，仕事係数の増加は圧縮機を駆動するためのタービン動力の増加を意味する．このため，タービンのレスポンスを含めたトレードオフも必要となると考えられる．

(4) インレット・フィンは，入口再循環流のインペラ上流への成長を妨げる有効な手段となる．

参 考 文 献

(1) 平井芳明：最新のIHIの車両ターボチャージャー　ターボ機械　Vol. 43 No. 9　2014年9月　pp. 26 － 33

(2) P. Harley, S. Spence and J. Early：Inlet Recirculation in Automotive Turbocharger Centrifugal Compressors　11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging　(2014. 5)　pp. 89 － 100

(3) 玉木秀明：入口絞りを伴わない羽根なしディフューザをもつ遠心圧縮機内部流れの数値解析　IHI技報　第54巻 第2号　2014年6月　pp. 51 － 60

(4) P. Harley, S. Spence, D. Filsinger, M. Dietrich and J. Early：Meanline Modelling of Inlet Recirculation in Automotive Turbocharger Centrifugal Compressors　Journal of Turbomachinery　Vol. 137 No. 1　(2014. 9)　pp. 011 007-1 － 011 007-9

(5) X. Qui, D. Japikse and M. Andersen：A Meanline Model for Impeller Recirculation　Proceedings of ASME TURBO EXPO GT2008-51349　(2008. 7)　pp. 1 － 8

(6) J. Andersen, F. Lindström and F. Westin：Surge Definitions for Radial Compressors in Automotive Turbochargers　SAE Technical Paper 2008-01-0296　(2008. 4)　pp. 1 － 14

(7) H. Tamaki, M. Unno, R. Tanaka, S. Yamaguchi and Y. Ishizu：Enhancement of Centerifugal Compressor Operating Range by Control of Inlet Recirculation with Inlet Fins　Proceedings of ASME TURBO EXPO GT2015-42154　(2015. 1)　pp. 1 － 12

非軸対称ディフューザによる遠心圧縮機の作動域拡大

Extension of Operating Range of a Centrifugal Compressor by Use of a Non-Axisymmetric Diffuser

郑　新　前　清華大学　汽车安全与节能国家重点实验室　副教授　博士
林　　　韵　清華大学　汽车安全与节能国家重点实验室
川久保　知　己　技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部　部長
玉　木　秀　明　技術開発本部　技監　博士（工学）　技術士（機械部門）

近年，過給機に用いられる遠心圧縮機には大容量化や高圧力比化などの性能向上が求められる一方で，搭載性やコストの観点からはコンパクト化が要求されている．この相互に矛盾する要求のため，内部流速は増し，非軸対称形状を有するスクロールにおいて生じる圧力分布の周方向ひずみが増加することになり，圧縮機の安定作動範囲は縮減される．この課題を解決するために，非軸対称な流路形状を有するベーンレスディフューザが考案された．これによって周方向圧力ひずみが緩和され，不安定化要因となる流れ状態の発生を遅らせることが可能となる．軸対称と非軸対称のディフューザについて性能試験を実施し，非軸対称設計によって安定作動範囲が 28％拡大することを確認した．

In recent years, higher performance, including higher flow capacities and pressure ratios, is required of the centrifugal compressors used in turbochargers, while compactness is also required in views of improved installability and lower costs. Due to these mutually conflicting requirements, the internal flow velocity tends to increase and the circumferential pressure distortion generated by the non-axisymmetric geometric nature of the discharge scroll gets harsher, and both of these result in the reduction of the stable operating range. In an attempt to overcome this difficulty, a vaneless diffuser with a non-axisymmetric passage geometry has been developed which can suppress the circumferential pressure distortion and consequently retard the occurrence of the destabilizing flow conditions. Performance tests of both the axisymmetric and the non-axisymmetric diffusers confirmed that the non-axisymmetric design can extend the stable flow range by 28% over the conventional axisymmetric design.

1. 緒　　言

近年，過給機に用いられる遠心圧縮機には大容量化や高圧力比化などの性能向上が求められる一方で，搭載性やコストの観点からはコンパクト化が要求されている．このため，狭あい空間に圧縮機内部流路や吸込・吐出配管をレイアウトしなければならず，内部流速や流路曲率が増し，高効率化や広作動域化を阻む要因となっている．特に吸込み曲り管やスクロールなどの非軸対称流路に起因する流れ場の周方向ひずみはますます強まる傾向にあり，効率低下や作動域縮減のリスクはより高まっている．

スクロールによって引き起こされる内部流れの非軸対称性についてはこれまでにも精力的に研究が行われてきている．通常，スクロールは設計点において入口圧が周方向に一定となるように設計される．しかし，その非軸対称形状ゆえにスクロールを通る流れは，大流量条件では増速流に，低流量条件では減速流になり，スクロール入口圧に周方向分布を生じることになる(1), (2)．この圧力分布は上流側のディフューザやインペラにも到達する(3), (4)．このためインペラは変動条件下で作動することになり，性能低下を生じることが Sorokes らの実験で確認されている(5)．

一方，数値流体力学 (CFD：Computational Fluid Dynamics) 解析による流れ場の分析も行われている．Fatsis らによる三次元非定常解析(6)では，インペラ下流側に周方向の圧力分布が存在すると，インペラへの流入角も一定でなくなることが報告されている．Gu らはインペラ下流側の周方向圧力勾配の影響について調べ，インペラ回転方向に圧力が上昇する場合にインペラ効率が低下することを見いだしている(7), (8)．

上記の研究は主に亜音速流入の遠心圧縮機についてのものであるが，本研究で着目するような高圧力比の遠心圧縮機ではインペラやディフューザへの流入は遷音速流となる．インペラ前縁で失速が起きない流れ角の範囲は流入マッハ数に対して反比例的に減少するため，高圧力比の遠心圧縮機の安定作動範囲は非軸対称性の影響をより敏感に受けることが予想される．Yang らによる実験および CFD 解析では，高圧力比の遠心圧縮機では周方向の圧力ひずみ

はより過酷なものとなり，スクロールの影響を考慮することが非常に重要であると述べられている (9)．Zheng らは CFD 解析によってスクロールあり・なし条件で高圧力比遠心圧縮機の性能比較を行い，スクロールの非軸対称性によって安定作動範囲は最大で 42％縮減するという結果を得ている (10)．Lin らはスクロールの非軸対称性の影響を評価する実験手法を開発し，非軸対称性によって作動域が 47％縮減，効率も 4.8 ポイント低下するという結果を得ている (11)．

スクロールの非軸対称性の影響が上流側に及ばないようにするための幾つかの手法が研究されている．Sorokes らは低ソリディティディフューザの採用によって非軸対称性がインペラに伝わりにくくなることを見いだしている (12)．Lin らはスクロールの吐出流路を 1 本ではなく複数本とすることを提案している (11)．スクロールの設計パラメータが流れ場や性能に及ぼす影響についても研究がなされており，Xu らはスクロールの舌部領域の形状を適正化することでインペラ出口での圧力ひずみを低減できることを見いだしている (13), (14)．また，インペラや流路は常識的には軸対称的な形状に設計されるが，Zheng らはこれをあえて非軸対称形状にすることでスクロールからの悪影響をキャンセルすることを提案し，この考えに基づいて開発した非軸対称形状のケーシングトリートメント（インペラの途中から流れを抽気してインペラの上流側へ戻すことによって圧縮機の作動範囲を拡大する手法）によって，通常の軸対称形状のケーシングトリートメントに対して約 10％のサージ流量低減に成功している (15)．

ケーシングトリートメントはインペラ部に設けられるものであるから，当然ながらディフューザ部の非軸対称性の抑制には役立たない．そこで Zheng らは上述の考え方に基づいて，通常は軸対称環状流路であるベーンレスディフューザを非軸対称形状とすることによって遠心圧縮機の作動域拡大を試みた (16)．本稿ではそこで得られた実験結果や解析結果を基に内部流れや作動範囲の変化について検討を行う．

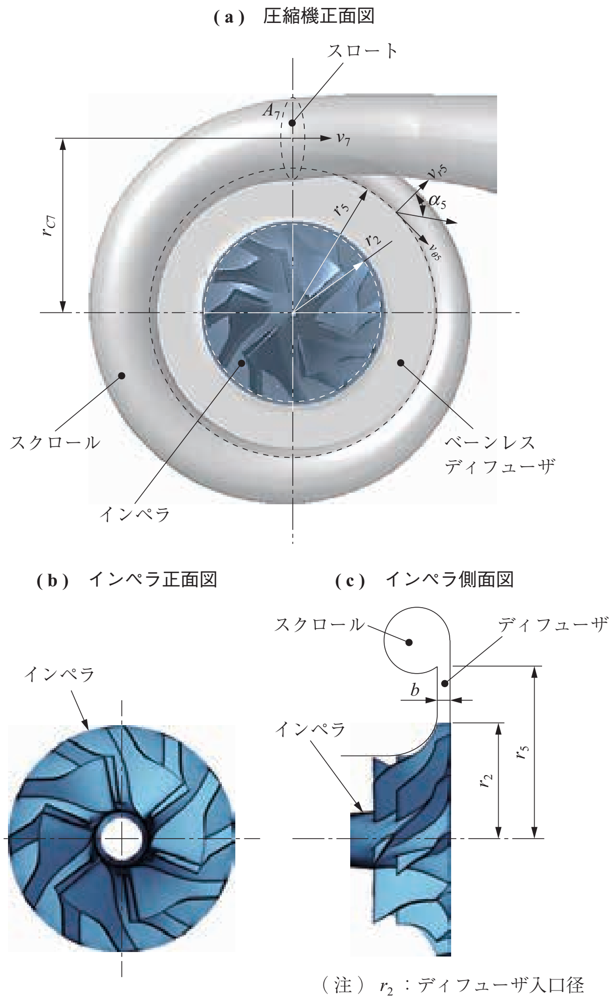
以下，**2 章**ではスクロールがある場合の遠心圧縮機の内部流れの非軸対称性の発生とその上流側への伝わり方について理論的に考察する．**3 章**では供試高圧力比遠心圧縮機に対する CFD 解析による流れの非軸対称性の分析と非軸対称ディフューザによる作動域拡大の検討について，**4 章**ではその検討結果に基づいて設計した非軸対称ディフューザの実験結果について，それぞれ述べる．最後に **5 章**では得られた知見についてまとめる．

2. 理論的考察

2. 1　スクロールによる周方向圧力分布の発生

第 1 図に供試遠心圧縮機概略図を示し，主要構成要素（インペラ，ディフューザ，スクロール）と主要寸法の定義を示す．本研究で扱うディフューザはベーンがないタイプ（ベーンレスディフューザ）であり，車両過給機の圧縮機やブロワなどによく用いられるタイプである．

スクロールは概念的には羽根が 1 枚しかない翼列（＝翼間の流路が一つしかない翼列）とみなすことができる．スクロールの流路断面積の設計は無負荷条件（スクロール入口からスロートまでの間で流体の角運動量が変化しない条件）を基準に行われる．この条件下ではスクロール入口で圧力の周方向分布は生じない．スクロールの形状は A/R と呼ばれるパラメータで特徴づけられる．A はスロート断面積 A_7，R はインペラ中心からスロート断



（注）r_2 ：ディフューザ入口径
b ：ディフューザ流路幅

第 1 図　供試遠心圧縮機の概略図
Fig. 1　Schematics of test centrifugal compressor

面中心までの径 r_{C7} を意味している．無負荷条件では，質量と角運動量の保存から

$$A_5 v_{r5} = A_7 v_7 \quad \cdots\cdots (1)$$

$$r_5 v_{\theta 5} = r_{C7} v_7 \quad \cdots\cdots (2)$$

が成り立つ．r_5，A_5 はスクロール入口の半径と環状流路断面積，v_{r5}，$v_{\theta 5}$ はスクロール入口での径方向速度，周方向速度，v_7 はスロートでの速度である．この (1)，(2) 式から，与えられたスクロール入口条件に対し無負荷となる A/R は，

$$(A/R)_{NL} = A_5/\lambda r_5 \quad \cdots\cdots (3)$$

である．ここで $\lambda = \tan\alpha_5$ であり，α_5 はスクロールへの流入角である．添え字 NL は無負荷を意味する．実際のスクロールの A/R はこの無負荷条件に対し少し大きめに設定される．このように設計点でも若干の負荷を掛けることや，有限厚みをもつ舌部が存在することによって，設計点においても多少の圧力分布は生じる．

一方，非設計点では通常の翼列と同様に流れ状態と流路形状のミスマッチでスクロールは大きな負荷をもつことになり，より強い周方向圧力分布が発生する．スクロール入口からスロートまでの負荷を表す圧力回復係数は Japikse の急拡大損失モデル[17]を参考にして，

$$C_p = \frac{p_7 - p_5}{p_{05} - p_5} = C_{p\_id} - \zeta_m - \zeta_\theta \quad \cdots\cdots (4)$$

$$C_{p\_id} = 1 - \frac{1}{A_R^2\left(1+\lambda^2\right)} \quad \cdots\cdots (5)$$

$$\zeta_m = \frac{1}{1+\lambda^2} \quad \cdots\cdots (6)$$

$$\zeta_\theta = \begin{cases} \dfrac{\left(\lambda A_R / R_R - 1\right)^2}{A_R^2\left(1+\lambda^2\right)} & \left(\dfrac{\lambda A_R}{R_R} \geqq 1\right) \\ 0 & \left(\dfrac{\lambda A_R}{R_R} \leqq 1\right) \end{cases} \quad \cdots\cdots (7)$$

C_p：圧力回復係数

p_5：スクロール入口静圧

p_7：スクロールスロート部静圧

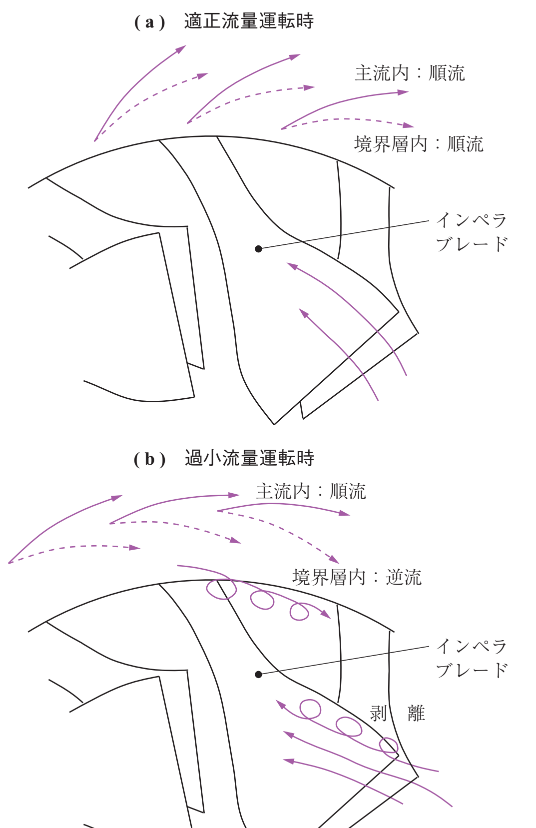
p_{05}：スクロール入口全圧

となる．C_{p_id} は損失なしの理想圧力回復，ζ_m は径方向損失，ζ_θ は周方向損失を示す．$A_R = A_7/A_5$，$R_R = r_{C7}/r_5$ である．ζ_θ は無負荷条件 $(A/R)/(A/R)_{NL} = \lambda A_R/R_R = 1$ でゼロとなり，C_p もこの無負荷条件近傍でゼロになる．このモデルを用いると非設計点におけるスクロール入口での圧力ひずみの程度を見積もることができる．また，Iversen らや Chochua らはより詳細なモデルとしてスクロール流路内で流れ方向に保存則を用いることによって周方向圧力分布を求める方法を提案している[18], [19]．

これらのモデルではスクロール上流側は軸対称流になるという仮定をおいてはいるが，スクロール形状に基づいて具体的に圧力ひずみの程度を概算できる．

2. 2　非軸対称性による効率低下と安定作動域縮減

遠心圧縮機の小流量側の安定作動限界は，サージングと呼ばれる圧縮機を含む管路系全体の流体自励振動の発生によって規定される．このサージング現象は圧縮機の昇圧能力と深く関係しており，圧縮機内部で境界層の剥離，逆流が発生して昇圧能力が鈍くなったり，流れが不可逆的な破たんをきたしたりした場合に生じやすくなる．**第 2 図**に設計流量と過小流量での遠心圧縮機内部流れの模式図を示す．たとえば，小流量側の作動点ではインペラに流入する流れは羽根の向きに沿わなくなるため羽根の先端で剥離や失速を起こしやすくなる．また，小流量側の作動点ではディフューザ内部の径方向外向き速度成分が減るため境界層内部の勢いの弱い流体は径方向の圧力上昇に耐えられずに逆流や失速を生じやすくなる．これらの境界層の剥離・逆流は圧損を生むとともに，流路を狭さくするため圧縮機



第 2 図　遠心圧縮機内部流れの模式図
Fig. 2　Schematics of internal flow in centrifugal compressor

の昇圧能力を停滞・減少させてしまう．さらに，ディフューザの逆流が上流のインペラに侵入するようになると，インペラの昇圧能力はその瞬間に損なわれてしまう．これらの現象が発生・進行するとサージング現象が起きやすくなる．

インペラやディフューザが周方向に均等な条件で作動していれば，剥離や逆流も特定の周方向位置で起こることはないが，スクロールやインレットディストーションなどによって流れが周方向に均一でない場合は，最も条件の悪い位置ではじめに剥離や逆流を生じる．よって，周方向にバラツキがある場合には，よりサージングが起きやすくなる．また，圧縮機の圧力比や効率は流量に対して上に凸の曲線を描くが，周方向バラツキのある場合には，圧力比や効率は複数の流量条件で作動する各流路の値の平均値となるため，必然的にバラツキのない場合よりも低い値となる．したがって，圧縮機本来がもつ圧力比，効率，作動範囲のポテンシャルを最大限に発揮させるためには，スクロールなどによって生じる流れの非軸対称性は極力低く抑える必要がある．

2. 3　ベーンレスディフューザ内での圧力じょう乱

流れの中に物体を置くことで生じる圧力の乱れは，経験的にはその物体から遠ざかるほど弱くなる（距離減衰）．しかし，遠心圧縮機のベーンレスディフューザのような径方向流路では少し事情が複雑になる．これは円筒波が中心に向かって伝播する際，振幅が増加していく様子からも類推できる．**第 3 図**に軸対称環状流路を示し，軸方向流路（**-(a)**）と径方向流路（**-(b)**）における流れを比較しながら考察する．まず，軸方向流路において共役複素速度

$$W=W_0\left(e^{-i\alpha}+\varepsilon e^{Z/r_0}\right) \cdots\cdots (8)$$

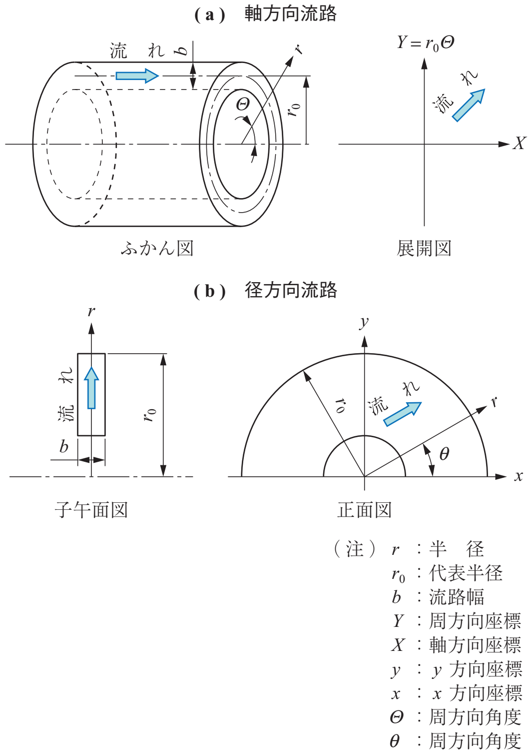
e ：自然対数の底

i ：虚数単位

は速度 W_0，流れ角 α の一様流に重ね合わされた周方向（Y 方向）周期じょう乱が，上流（$-X$ 方向）に向かって減衰する様子を表している．これを等角写像変換 $Z=r_0\ln(z/r_0)$ によって径方向流路に写像すると，

$$w=(dZ/dz)W=W_0\left(r_0e^{-i\alpha}/z+\varepsilon\right) \cdots\cdots (9)$$

となる．写像前の Z 平面での左半平面は，写像後の z 平面では半径 r_0 の円の内部に写像され，後者はちょうどスクロール入口部でのじょう乱が上流側に伝わる様子を模式的に示している．各々に対応する圧力場はベルヌーイの定理を用いてそれぞれ



第 3 図　軸対称環状流路
Fig. 3　Axisymmetric annulus passages

$$\frac{p_0-p}{\rho W_0^2/2}=1+2\varepsilon e^{X/r_0}\cos(\Theta+\alpha)+\varepsilon^2e^{2X/r_0} \cdots (10)$$

$$\frac{p_0-p}{\rho W_0^2/2}=\left(\frac{r_0}{r}\right)^2+2\varepsilon\frac{r_0}{r}\cos(\theta+\alpha)+\varepsilon^2 \quad \cdots (11)$$

ε ：微小振幅

Θ ：周方向角度

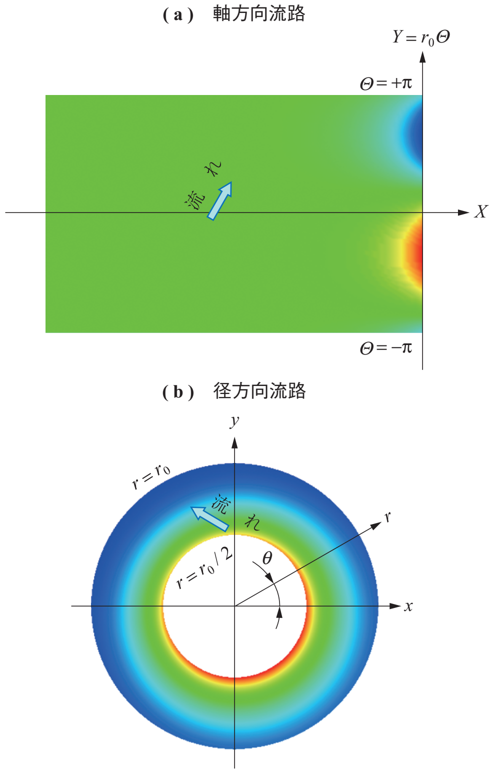
θ ：周方向角度

となる．p_0 は全圧，p は静圧，ρ は密度である．**第 4 図**に軸対称環状流路内のポテンシャル流れによる静圧分布を示す．**第 4 図 -(a)** に軸方向流路，**-(b)** に径方向流路の静圧分布を示す．(10)，(11) 式の右辺第 2 項が示す周方向圧力じょう乱は軸方向流路では予想どおり上流側に向かって指数関数的に減衰するが，径方向流路では上流側に向かって増幅する．

このような状況について線形理論を用いてさらに詳しく考察する．対象とする流れは**第 3 図**に示す厚さ一定の軸対称環状流路内の二次元・定常・非圧縮性・非粘性流れとし，軸対称平均流に非軸対称の微小じょう乱が重ね合わされているとする．周方向じょう乱が k 次の正弦波とした場合，軸方向および径方向の流路に対する圧力じょう乱は参考文献 (20)，(21) を参考にして

$$p(X,\Theta)=\left(Ae^{kX/r_0}+Be^{-kX/r_0}\right)e^{ik\Theta} \cdots\cdots (12)$$

$$p(r,\theta)=\left(Ar^{k-2}+Br^{-k-2}+Cr^{-ik\lambda}\right)e^{ik\theta} \cdots\cdots (13)$$



（注）r：半　径
r_0：代表半径
Y：周方向座標
X：軸方向座標
y：y 方向座標
x：x 方向座標
Θ：周方向角度
θ：周方向角度

第 4 図　軸対称環状流路内のポテンシャル流れによる静圧分布
Fig. 4　Pressure distribution of potential flow in axisymmetric annulus passages

となる．ここで $\lambda = \tan\alpha$ であり，今の場合は一定値である．右辺第 1 項，第 2 項は渦なし流れを表し，先のポテンシャル流れの例と同様に，軸方向流路では指数関数的に，径方向流路ではべき関数的に変化する．(13) 式の第 3 項は渦度の非軸対称性に起因する寄与であり，ベーンレスディフューザの場合にはインペラの各翼間流路の負荷が不均一になることが原因で発生する成分である．この項は $r^{-ik\lambda}e^{ik\theta} = e^{ik(\theta-\lambda\ln r)}$ とも表すことができるので，軸対称平均流の流線を表す対数らせん $\theta - \lambda\ln r = \text{const.}$ に沿って値は一定である．

係数 A，B，C は境界条件から決まる．今，スクロール入口での圧力ひずみが $p(r_5,\theta) = P_5e^{ik\theta}$ と与えられたとして，それがベーンレスディフューザ内でどのように増幅または減衰するかを考察する．ディフューザ入口での境界条件はインペラ特性から決まるため簡単には与えることはできないが，一般的に次のように表すことができる．

$$P_2 / \rho\bar{v}_{r2} = -ZV_{r2}\,,\ \ V_{\theta 2} = \Lambda V_{r2} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (14)$$

ρ は密度，$\bar{v}_{r2}$ はディフューザ入口での径方向速度の周方向平均値，P，V_r，V_θ はそれぞれ圧力，径方向速度，周方向速度のじょう乱を表す複素振幅であり，添え字 2，5 はディフューザの入口，出口での値であることを表す．Z や Λ はインペラ特性から決まる複素数である．以下にこれらを決めるための境界条件として三つの例（下記の (15) ～ (17) 式）を示す．最も簡単な例として，インペラ出口で全圧，絶対流れ角が一様とすれば，

$$P_2 / \rho\bar{v}_{r2} + V_{r2} + \lambda V_{\theta 2} = 0,\ \ V_{\theta 2} = \lambda V_{r2}$$
$$Z = 1 + \lambda^2,\ \ \Lambda = \lambda \quad \cdots\cdots (15)$$

となる．これはかなり非現実的な条件ではある．もう少しリアリティーのある条件として，理想的インペラ（損失なし，相対流出角一定）を考えると，

$$P_2 / \rho\bar{v}_{r2} + V_{r2} + \lambda_R V_{\theta 2} = 0,\ \ V_{\theta 2} = \lambda_R V_{r2}$$
$$Z = 1 + {\lambda_R}^2,\ \ \Lambda = \lambda_R \quad \cdots (16)$$

となる．ここで $\lambda_R = \tan\beta_2$ であり，β_2 はインペラの相対流出角である．この条件ではインペラの各翼間流路が背圧変動に対して準静的に応答することを想定している．さらにインペラ単体性能が一次元解析や CFD 解析などで予測できる場合には，二つの近接した流量での解の差分を用いて，

$$Z = -\Delta p_2 / (\rho v_{r2} \Delta v_{r2}),\ \ \Lambda = \Delta v_{\theta 2} / \Delta v_{r2} \quad \cdots\cdots\cdots (17)$$

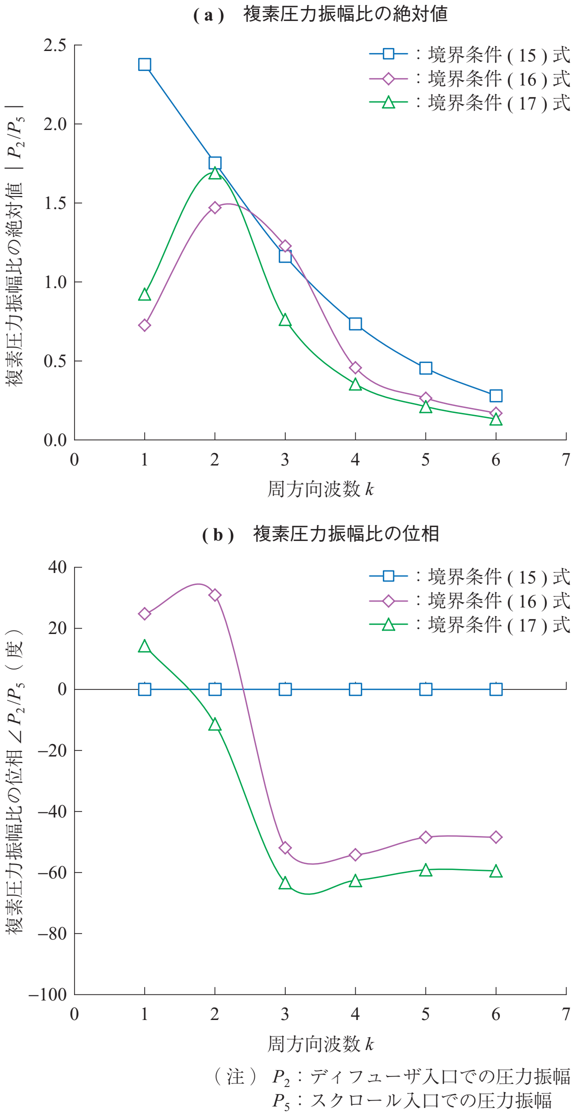
と推定できるであろう．ここで Δ は二つの解でのインペラ出口状態量（圧力 p_2，径方向速度 v_{r2}，周方向速度 $v_{\theta 2}$）の差を表す．これらの境界条件は準静的仮定のため Z や Λ は純実数であるが，実際には位相遅れ分の虚数部を含むべきであろう．また，(16)，(17) 式ではインペラ入口状態が一様であることを暗に想定しているが，上流に向かって増大する非物理的な成分（ (12) 式の第 2 項）は本来除去すべきであろう．

上述の三つの境界条件のうち，(15) 式に対する解は比較的簡単に表すことができて，

$$P_2 / P_5 = 2 / \{(r_5/r_2)^{k-2} + (r_5/r_2)^{-k-2}\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (18)$$

となる．この場合，増幅率は流れ角にはよらない．また，虚数部を含まないので，入口と出口で周方向分布に位相のずれはない．ほかの (16)，(17) 式の解も同様に表すことはできるが，煩雑になるのでここでは省略する．

第 5 図にディフューザ内における圧力じょう乱モードの振幅比と位相差を示し，3 ケースの場合の解を，周方向波数が一次から六次の場合について示す．対象とする流れ場は後述する遠心圧縮機のディフューザである．いずれの条件でも三次モードまでは増幅率が 1 に近いかそれ以上



第 5 図　ディフューザ内における圧力じょう乱モードの振幅比と位相差
Fig. 5　Amplitude ratio and phase difference of modal pressure disturbance in diffuser

であり，インペラやディフューザの失速に大きく影響を与えそうなことが伺える．**第 5 図**に示す (16)，(17) 式では振幅最大となる波数付近で位相が急変するという共鳴現象的な様相を示している．四次以上では増幅率が小さいうえに，そもそもスクロール入口でのスペクトル振幅も小さくなるので，影響は無視してもよさそうである．また，これ以上の高次モードでは準静的インペラ応答の仮定の妥当性は低いであろう．

上記から明らかなように，ベーンレスディフューザ内部ではスクロール起因の圧力の非一様性に対して単純な距離減衰は必ずしも期待できないので，何らかの方法でこの非軸対称性の影響を抑制する仕組みが求められる．

3.　非軸対称ベーンレスディフューザの設計

3. 1　数値解析手法

ベースとなる供試遠心圧縮機の主要諸元を**第 1 表**に示す．また，供試遠心圧縮機を**第 6 図**に示す．スクロールの流路断面形状はほぼ円形 (だ円状) であり，設計点に

第 1 表　供試遠心圧縮機の主要諸元
Table 1　Main parameters of test centrifugal compressor

パラメータ	記　号	単　位	値
設計圧力比	π	−	4.0
設計回転数	N	rpm	170 000
設計質量流量	$\dot{m}$	kg/s	0.24
インペラ入口径	D_{1s}	mm	40.9
インペラ出口径	D_2	mm	62.15
インペラ出口翼高さ	b_2	mm	4.1
インペラバックワード角	β_{b2}	度	−31.5
インペラ羽根枚数	Z_b	−	6 + 6 (長羽根 + 短羽根)
ディフューザ出口径	D_5	mm	100
ディフューザ流路高さ	b	mm	3.13
スクロール A/R	A/R	mm	11.2
スクロールスロート面積	A_7	mm^2	632

(a)　インペラとベーンレスディフューザのハブ壁

(b)　スクロールとベーンレスディフューザのシュラウド壁

第 6 図　供試遠心圧縮機
Fig. 6　Test centrifugal compressor

においてスクロール入口での圧力が周方向にほぼ一様になるように設計されている．

ベーンレスディフューザの内部流れを詳細に調べ，非軸対称ディフューザ設計のための基礎データや設計指針を得るため，遠心圧縮機全体に対する CFD 解析を行う．CFD ソルバーには NUMECA International 社 (ベルギー) の FINE^{TM}/Turbo を使用する．これは三次元圧縮性のレイノルズ平均化ナビエーストークス方程式を有限体積法によって解くものである．空間微分は中心差分で離散化し，4 階のルンゲークッタ法で時間積分を行う．乱流モデルには一方程式スパラートーアルマラスモデルを用いる．また，動静翼間の領域接続はフローズンロータモデルによる．接続境界はインペラ外径の 1.03 倍の半径位置に置く．

格子依存性テストの結果に基づいて，総セル数は約 630 万セルとする．用いられる格子モデルは交差角 13.3° 以上，境界層内の格子幅拡大率 5 以下，アスペクト比 1 000 以下，などの評価基準を全て満たしている．境界層内の第 1 格子幅 y^+ は 5 以下に抑えられている．

境界条件としては入口境界で全圧，全温，流れ角，出口境界では静圧が与えられている．固体壁上では断熱・滑りなし条件が課せられている．

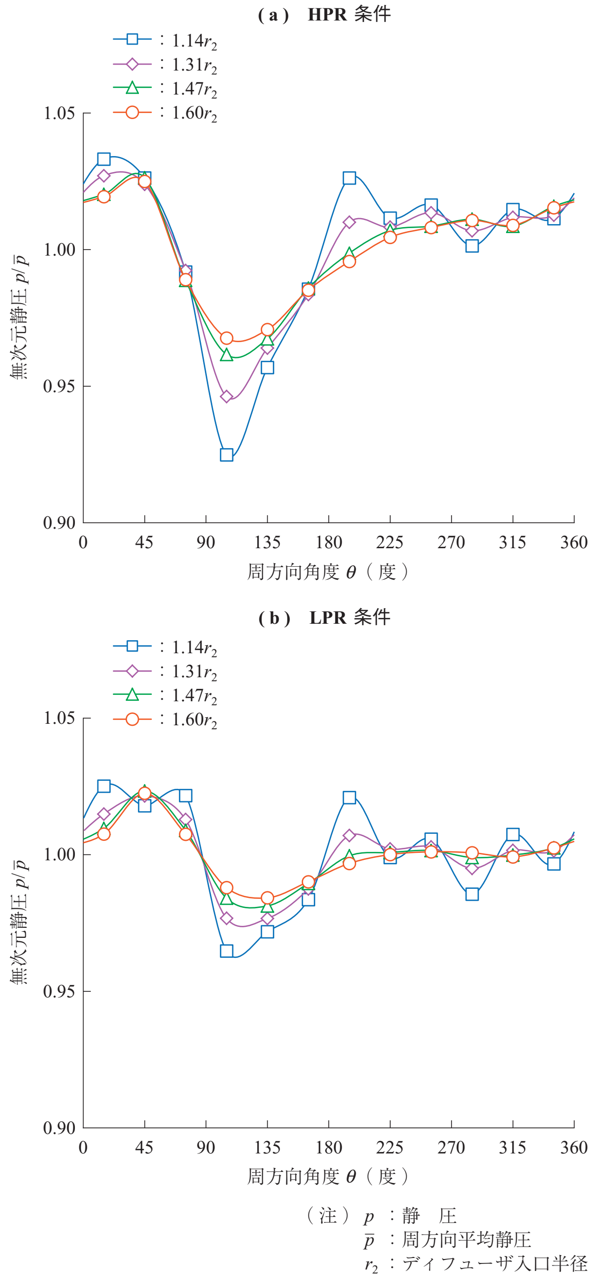
CFD 解析の全体性能予測精度の検証については参考文献 (14) を参照されたい．

3. 2　軸対称ディフューザに対する解析結果

最初に軸対称ディフューザを有する圧縮機 (以下，ベース形態) の解析結果の分析から始める．高圧力比 (HPR) 条件 (回転数 170 000 rpm) と低圧力比 (LPR) 条件 (回転数 120 000 rpm) のサージ側での解析結果について検討を行う．

(1)　ディフューザ静圧分布

第 7 図にサージ点付近におけるディフューザ内の周方向静圧分布を示す．HPR 条件 (**第 7 図 - (a)**) と LPR 条件 (**- (b)**) でのディフューザ入口から出口までの四つの半径位置での周方向静圧分布を示す．全ての圧力値はその半径位置での平均静圧で規格化されている．予想されたように周方向に圧力は一定ではなく，いずれの条件においても周方向角度 105° 付近で圧力の落ち込みが見られる．Yang らは実験と CFD でこの静圧の非一様性を比較し，フローズンロータモデルを用いた定常解析でも十分な精度をもってこの分布を予測できることを確認している [9]．

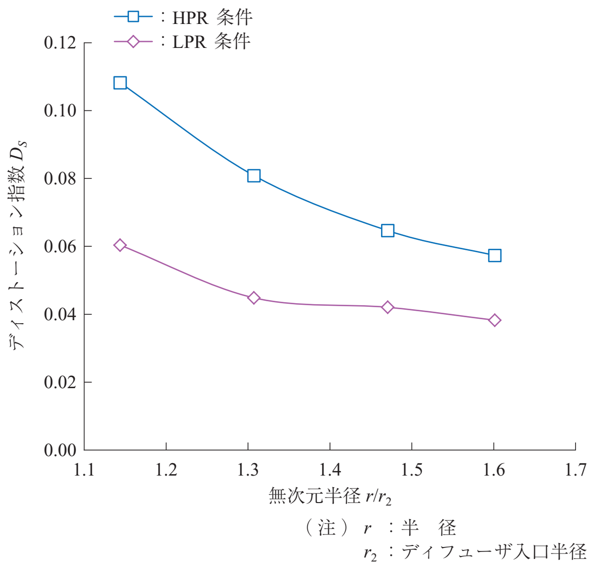


第 7 図　サージ点付近におけるディフューザ内の周方向静圧分布
Fig. 7　Circumferential pressure distribution in diffuser at near-surge conditions

以下の議論では圧力分布の周方向非一様性の指標として次式で定義されるディストーション指数を用いる．

$$D_s = \left(p_{max} - p_{min}\right) / \bar{p} \quad \cdots\cdots (19)$$

ここで p_{max}，p_{min}，$\bar{p}$ はそれぞれある半径位置における圧力の最大値，最小値，平均値である．**第 8 図**にサージ点付近におけるディフューザ内のディストーション指数を示す．図から，圧力ひずみは LPR 条件よりも HPR 条件でより顕著となることが分かる．また，いずれのケースにおいても圧力ひずみは



第 8 図　サージ点付近におけるディフューザ内のディストーション指数
Fig. 8　Distortion index in diffuser at near-surge conditions

ディフューザ出口から上流側へ向かうにつれて強くなっている．このような状況は参考文献 (9) の実験結果でも報告されている．

前述の (4) 式から HPR 条件のスクロール入口でのディストーション指数を計算すると 0.074 となり，CFD 解析結果の 0.057 より過大ではあるものの同オーダーの見積もり値が得られる．今の場合 $r_{C7} > r_5$ であるが，(4) 式はこの半径差による圧力差を考慮していないため，少し高めの圧力を与えることになる．この圧力差を半径方向平衡により概算すれば，

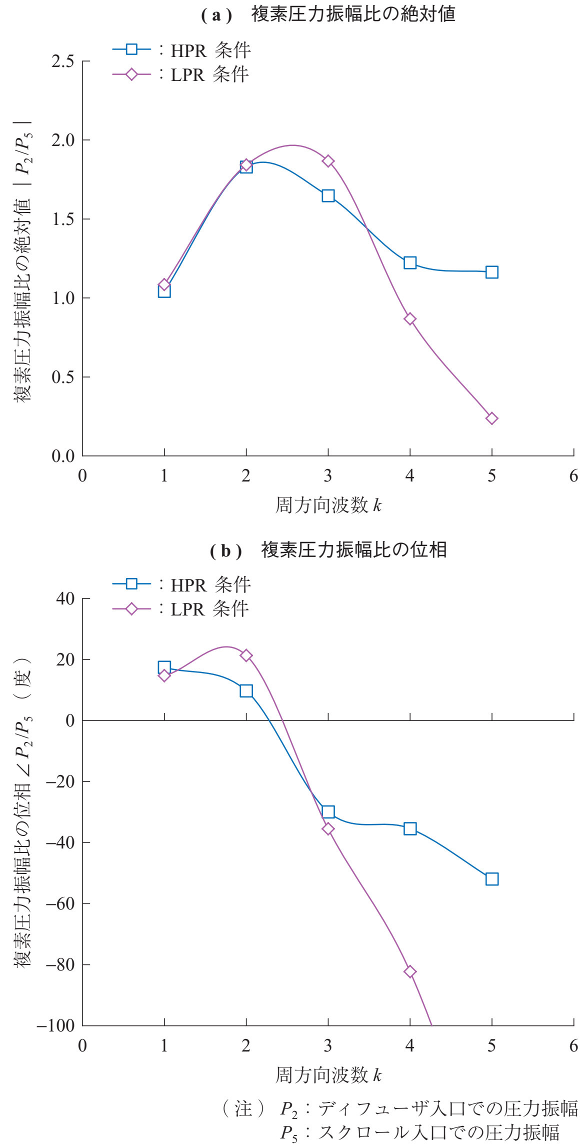
$$\Delta C_p \sim \frac{\rho\left(v_7{}^2/r_{C7}\right)\left(r_5-r_{C7}\right)}{p_{05}-p_5}=\frac{2\left(1/R_R-1\right)}{A_R{}^2\left(1+\lambda^2\right)} \quad \cdots (20)$$

となり，これによって先のディストーション指数を補正すると 0.062 となって，CFD 解析結果に近い値となる．

第 9 図に周方向波数ごとのディフューザ内における圧力じょう乱モードの振幅比と位相差を示す．波数 2 ないし 3 の辺りに振幅比のピークがあり，その波数近辺で位相差の正負が入れ替わる様子は，**第 5 図**に示した線形理論の計算結果（境界条件 (16), (17) 式の場合）とほぼ一致している．

(2)　ディフューザマッハ数分布

第 10 図にサージ点付近における HPR 条件および LPR 条件でのマッハ数分布を示す．HPR 条件（**第 10 図 - (a)**）と LPR 条件（**- (b)**）での 10，50，90％スパン断面でのディフューザ内部でのマッハ数

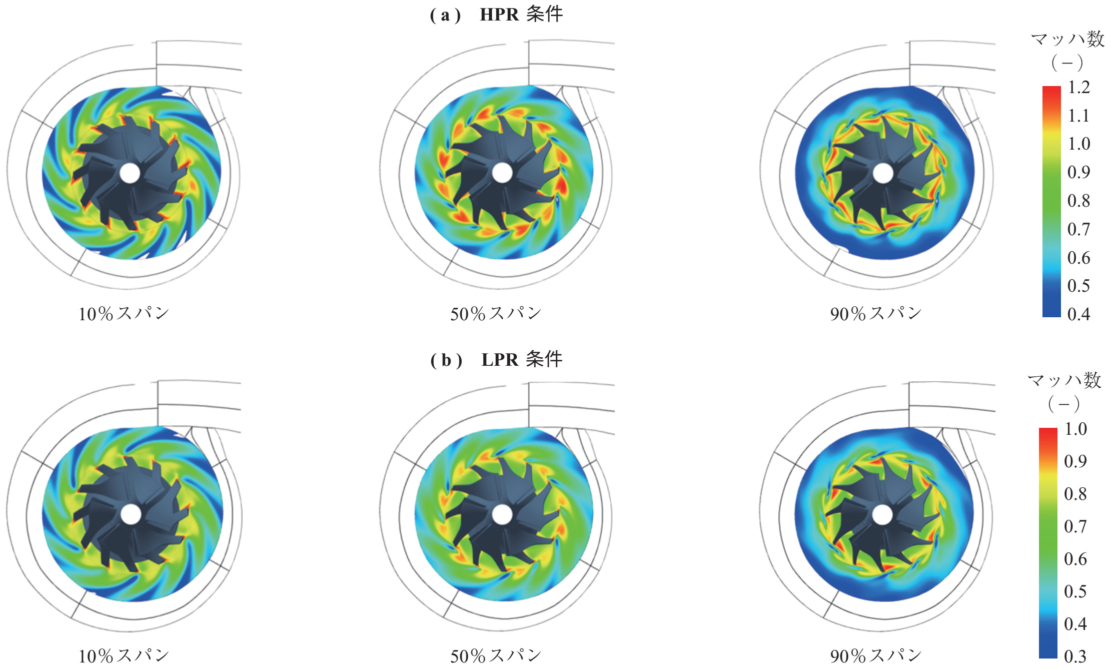


第 9 図　ディフューザ内における圧力じょう乱モードの振幅比と位相差
Fig. 9　Amplitude ratio and phase difference of modal pressure disturbance in diffuser

分布を示す．図から，インペラからのジェット＝ウェーク構造がディフューザ内部を横断し，減衰していく様子が見て取れる．また，HPR 条件，LPR 条件ともにシュラウド側での運動量がハブ側や流路中央断面に比べて低いことが分かる．このことから，ベーンレスディフューザでの逆流が最初にシュラウド側で生じる可能性が高いことが示唆される．

3. 3　非軸対称ディフューザの設計指針

遠心圧縮機ではインペラの失速とディフューザの失速のいずれもがサージの引き金となり得るが，通常，高圧力比条件ではインペラ失速の方がサージの原因となりやすい．高圧力比条件ではインペラ流れは非軸対称性に敏感になり [(9)～(11), (15)]，一部の翼間流路がほかの翼間流路よりも



第 10 図　サージ点付近における HPR 条件および LPR 条件でのマッハ数分布
Fig. 10　Mach number distribution at HPR and LPR near-surge conditions

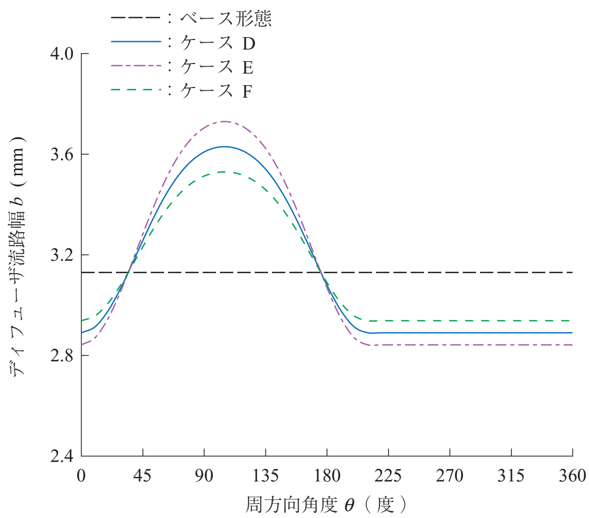
悪条件にさらされて，そこでの失速がサージの引き金になると予想される．インペラの非軸対称的作動はインペラ下流圧力の非軸対称性に起因しているため，もし何らかの手段によってこの圧力分布を抑制することができれば，インペラの失速を遅らせることができるかもしれない．

低圧力比条件においては，これとは逆にディフューザ失速がサージの引き金になることが多い．これは後述の実験結果からも確認できる．ベーンレスディフューザでの失速は壁付近の流れの逆流が原因と考えられる．ベーンレスディフューザの流れ場がスクロールの影響で非軸対称になると，円周上で最も流れ状態が悪い場所で最初に逆流が発生すると考えられる．もし何らかの手段によってこの非軸対称性を抑制することができれば，ディフューザの失速を遅らせることができるかもしれない．

したがって，ディフューザを非軸対称形状にすることによって，スクロール起因の非軸対称性を極力抑制することで，圧縮機の安定性を改善することが非軸対称ディフューザの設計目的である．ベース形態では周方向位置 105° において圧力が最低となっている．この周方向位置においてディフューザの流路幅を拡大させれば，流れの減速によってディフューザの周方向静圧分布はより一様になり，インペラやディフューザの内部流れはより軸対称に近づくであろう．したがって静圧が低く (高く) なる周方向位置でディフューザの流路高さを広く (狭く) することが非軸対称ディフューザの基本設計指針となる．

3. 4　非軸対称ディフューザの設計

上記の非軸対称ディフューザの設計指針に基づいて，三つの異なる流路幅分布を有する非軸対称ディフューザを設計した．**第 11 図**にディフューザ流路幅分布を示す．いずれのケースにおいても，ディフューザ入口 ($1.126r_2$) からディフューザ出口 ($1.61r_2$) にわたって径方向にディフューザ流路幅は一定であり，ベース形態のディフューザで圧力が最低となった 105° 位置において流路幅が最大となるような周方向分布をもっている．流路幅の周方向平均値はどれもベース形態と同じである．流路幅分布の変更はシュラウド壁の変更のみで行い，ハブ壁はベース形状のま

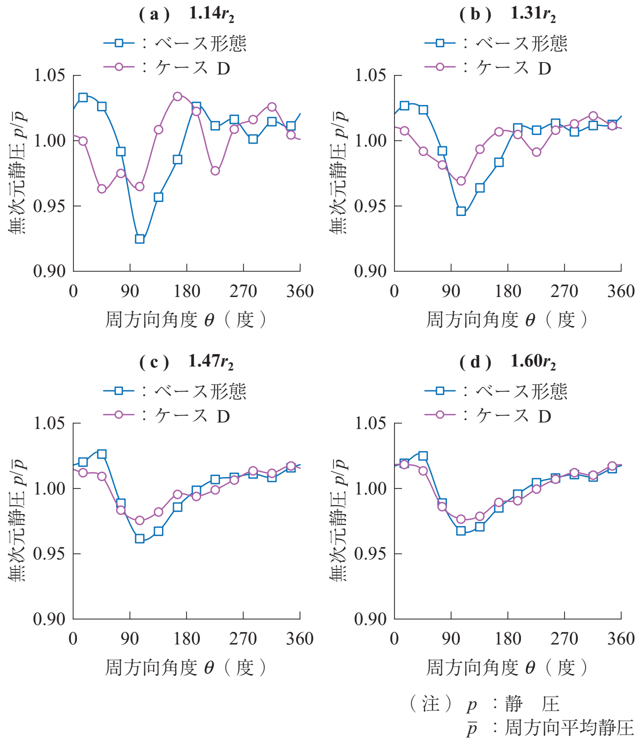


第 11 図　ディフューザ流路幅分布
Fig. 11　Passage width distribution of diffusers

まとしている．また，インペラ出口とディフューザ入口の間のピンチ形状（縮流部）を成すシュラウド壁は，軸対称形状から非軸対称形状に滑らかにつなげている．インペラ部分のシュラウド壁はベース形態と同じである．

第 12 図にサージ点付近における HPR 条件でのディフューザ内のディストーション指数を示す．CFD 解析で得られた 3 ケースの HPR 条件での圧力ひずみをベース形態とともに示す．ベース形態と比較して 3 ケースのいずれの場合でも圧力ひずみは大幅に抑制されている．形状の非軸対称性が最も大きいケース E では，外周側では最も非軸対称性が抑制されているが，逆にディフューザ入口ではほかの 2 形態よりも非軸対称性は強い．形状の非軸対称性が最も弱いケース F は，ケース E とは逆の傾向を示している．この外周側と内周側の相反関係は**第 10 図**に示したようにインペラ出口で流れが超音速になっていることと関係していると考えられる．一般に超音速流では流路が拡大すると増速および降圧し，亜音速流ではその逆となる．上述の非軸対称ディフューザの設計指針はディフューザの大部分を占める亜音速流域に対してのみ有効である．

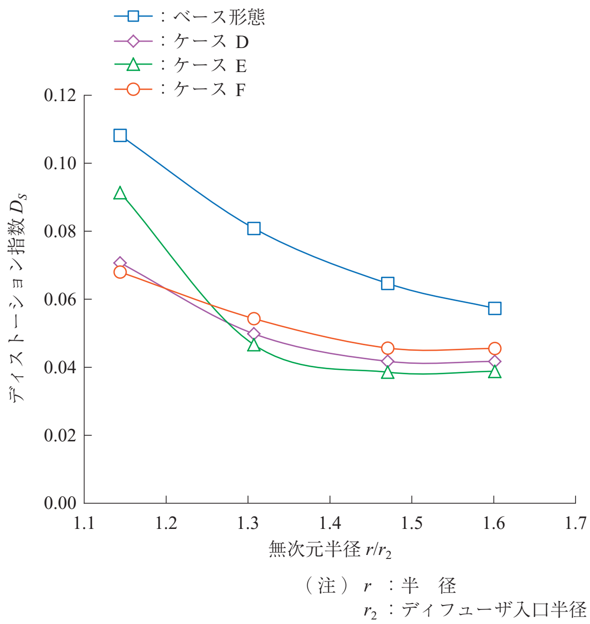
したがって，ディフューザ入口側で超音速流となることも加味して形状最適化を図る必要がある．**第 12 図**によればケース D が最も良好な圧力場を形成し得ると考えられる．**第 13 図**にサージ点付近における HPR 条件でのディフューザ内の周方向静圧分布を示し，ベース形態とケース D の周方向静圧分布の比較を示す．ケース D では内径側



第 13 図　サージ点付近における HPR 条件でのディフューザ内の周方向静圧分布

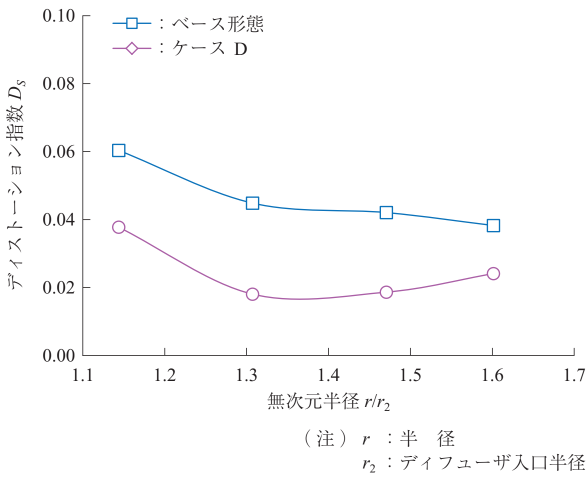
Fig. 13　Circumferential pressure distribution in diffuser at HPR near-surge conditions

（**第 13 図 -（ a ）**および **-（ b ）**）でかなり圧力ひずみがキャンセルされていることが分かる．**第 14 図**はベース形態とケース D の LPR 条件での圧力ひずみを示す．また**第 15 図**はベース形態とケース D の LPR 条件での周方向静圧分布の比較を示す．これらの図から，LPR 条件においても非軸対称ディフューザによってより一様な静圧分布が形成されていることが分かる．



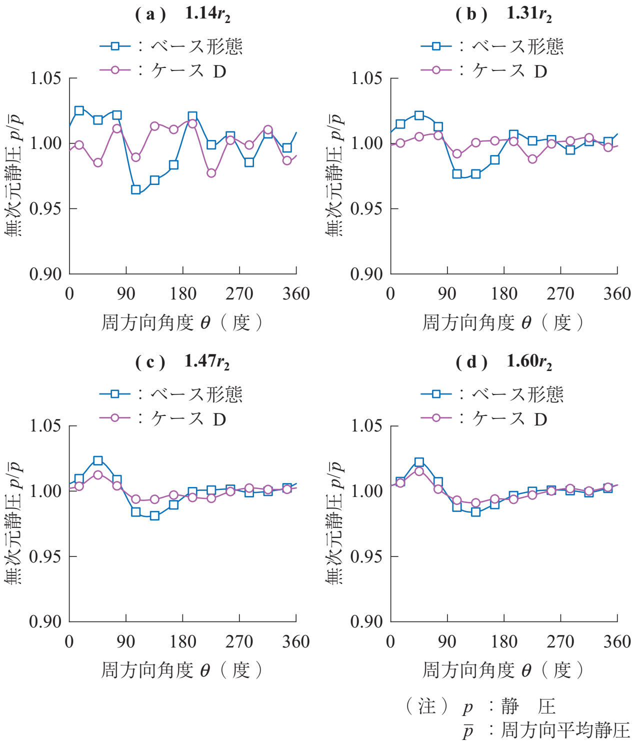
第 12 図　サージ点付近における HPR 条件でのディフューザ内のディストーション指数

Fig. 12　Distortion index in diffuser at HPR near-surge conditions



第 14 図　サージ点付近における LPR 条件でのディフューザ内のディストーション指数

Fig. 14　Distortion index in diffuser at LPR near-surge conditions



第 15 図　サージ点付近における LPR 条件でのディフューザ内の周方向静圧分布

Fig. 15　Circumferential pressure distribution in diffuser at LPR near-surge conditions

4. 実 験 結 果

4.1　実験装置

非軸対称ディフューザの効果を確認するために，それを組み込んだ供試遠心圧縮機の全体性能計測を実施した．実験には過給機試験装置を使用した．圧縮機は同軸上にあるタービンによって駆動される．回転数はタービン上流側のバルブによってタービン流量を調整することにより調整する．また，圧縮機流量は圧縮機下流側のバルブによって調整され，調整精度は後に示す無次元流量の単位で 0.007 程度である．

計測項目は圧縮機入口・出口における，① 全圧・静圧・全温 ② 質量流量 ③ 回転数 ④ 大気圧 ⑤ 大気温度，である．温度は熱電対によって計測され，誤差は ±1.75℃以下である．圧力はダイアフラム式圧力計によって計測され，誤差は ±1.25 kPa 以下である．質量流量は渦流量計で計測され，相対誤差は ±0.5％以下である．回転数は電磁トランスデューサで計測され，相対誤差は ±0.25％以下である．次式で定義される *SFR* (Stable Flow Range) に対する相対誤差は設計回転数で ±0.8％である．

$$SFR = \left(\frac{\dot{m}_{\mathrm{choke}} - \dot{m}_{\mathrm{surge}}}{\dot{m}_{\mathrm{choke}}} \right)_{N=\mathrm{const.}} \times 100\% \quad \cdots\cdots (21)$$

$\dot{m}_{\mathrm{choke}}$　：チョーク流量

$\dot{m}_{\mathrm{surge}}$　：サージ流量

N　　：回転数

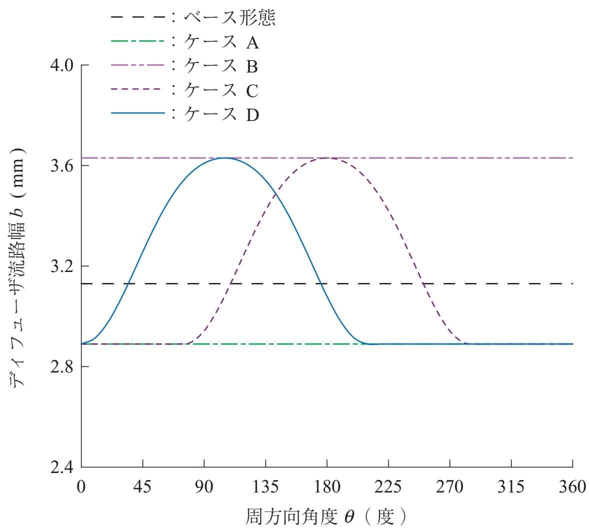
サージ点の判定は音の変化を聞き分けることによって行う．サージング発生時には明確な低周波の周期音が聞こえる．以下ではサージングが発生しないぎりぎりの計測点をサージ点と呼ぶ．サージ点を含む全体性能計測の再現性は同じベース形態の供試体を用いて同じ計測を 2 回繰り返すことによって確認されている[16]．なお，以降の図で示す質量流量は全て同じ基準値を用いて無次元化されている．

第 16 図にディフューザ流路幅分布を示す．試験では図に示す五つの流路幅分布をもつディフューザについて実施した．いずれの形態でも同じインペラと同じスクロールが用いられている．ベース形態，ケース A，ケース B は軸対称ディフューザ，ケース C，ケース D は非軸対称ディフューザである．ケース C の流路幅の最大値は 180° にあり，前述の非軸対称ディフューザの設計指針に合致していない．これは設計指針に沿うケース D とそうでないケース C を比較することで設計指針の妥当性を確認することを企図しているためである．

4.2　試験結果の比較

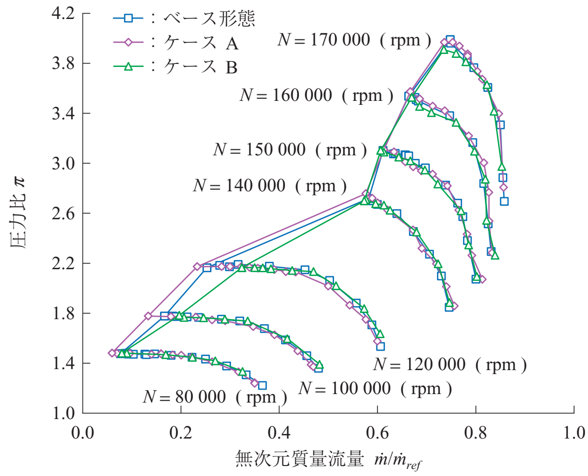
(1)　ベース形態，ケース A，ケース B の比較

まずに三つの軸対称ディフューザ (ベース形態，ケース A，ケース B) についての全体性能を**第 17 図**に示す．計測は 7 種類の回転数に対して実施した．140 000 rpm 以上では三つのディフューザではほぼ同じサージ点流量となっているが，それ以下の回転数



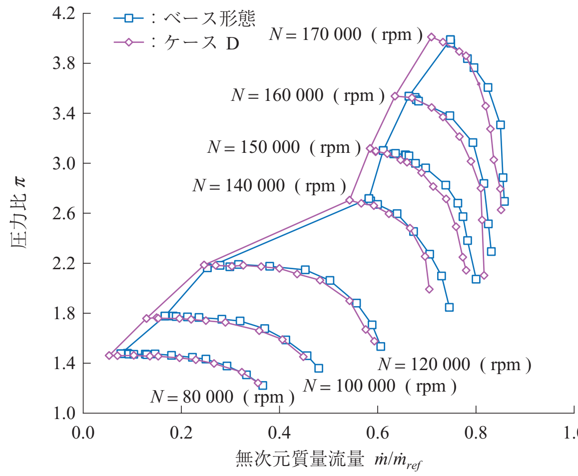
第 16 図　ディフューザ流路幅分布

Fig. 16　Passage width distribution of diffusers



（注） $\dot{m}$ ：質量流量
$\dot{m}_{ref}$：代表質量流量

第 17 図　全体性能（ベース形態，ケース A，ケース B）
Fig. 17　Overall performance of base, case A and case B



（注） $\dot{m}$ ：質量流量
$\dot{m}_{ref}$：代表質量流量

第 18 図　全体性能（ベース形態，ケース D）
Fig. 18　Overall performance of base and case D

では流路幅が最小のケース A が最も低いサージ流量，流路幅が最大のケース B が最も高いサージ流量となっている．この三つのケースではディフューザの流路幅しか変更していないので，これらの低圧力比条件ではサージのトリガーはディフューザの失速であると推測できる．一方，これだけの大幅な流路幅の変更（ベース形態に対して +16％と −8％）にもかかわらず，高圧力比条件ではサージ流量にもチョーク流量にも全く変化が見られない．したがって，高圧力比条件ではインペラがサージおよびチョークを決めていると考えることができる．

上述の 3 ケースの比較結果，ベーンレスディフューザの安定化には流路幅を狭くすることが有効であることが分かる．しかし，狭い流路幅がいつもより良い選択という訳ではない．流路幅が狭いと壁面摩擦の影響が増加し，圧縮機の効率低下につながるからである．実際，流路幅が小さいケース A はほかの 2 ケースよりも低圧力比側では効率は低い結果となっている[16]．

（2） ベース形態とケース D の比較

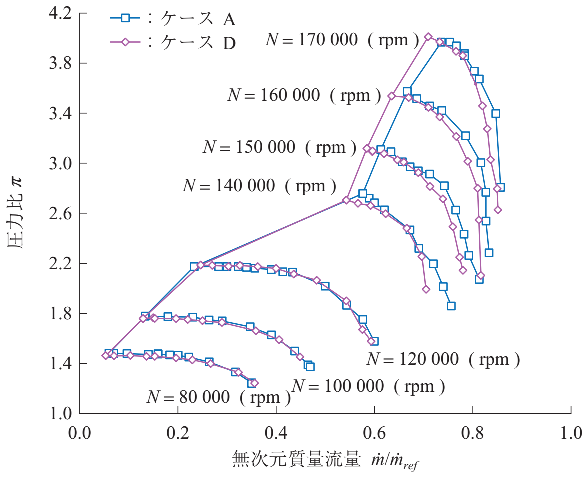
第 18 図に全体性能（ベース形態，ケース D）の比較を示す．ケース D では高圧力比条件，低圧力比条件ともにサージ流量が減少しており，上述の非軸対称ディフューザの設計指針が妥当であることが示されている．設計回転数（170 000 rpm）ではベース形態に対して *SFR* は 28％増加している．また，流路幅について見ればケース D はケース A とケース B の間にあるが，ケース A，ケース B いずれも高圧力比条件ではサージ流量に全く変化が見られなかったことを考えると，流路幅の周方向分布が圧縮機の安定作動範囲にとっていかに重要であるかが理解できる．

供試遠心圧縮機では高速側のチョークはインペラで発生しており，ベーンレスディフューザのスロートではチョークしていない．このような状況では，通常，ディフューザ形状はチョーク流量にほとんど影響を与えない．実際，三つの軸対称ディフューザの場合には**第 17 図**に示すようにチョーク流量に変化はない．しかし，**第 18 図**に示すように，ケース D のチョーク流量はベース形態よりも小さく，非軸対称ディフューザはディフューザでチョークしてなくても圧縮機のチョーク流量に影響を与え得ることが分かる．このことは，非軸対称ディフューザがインペラスロートの有効断面積に影響を与え，その結果チョーク流量が変化し得ることを示唆しているように思える．

設計回転数の効率については，ケース D は大流量側で圧力比が低下しているため，この領域で効率もベースより低くなる．しかし実運用で用いられる無次元流量で約 0.8 の領域およびそれ以下の流量域では効率変化はないため，このケースでは非軸対称化に伴う実用上のデメリットはない[16]．

（3） ケース A とケース D の比較

第 19 図に全体性能（ケース A，ケース D）の比較を示す．ケース A は流路幅が最小の軸対称ディ



（注） $\dot{m}$ ：質量流量
$\dot{m}_{ref}$：代表質量流量

第 19 図 全体性能（ケース A，ケース D）
Fig. 19 Overall performance of case A and case D

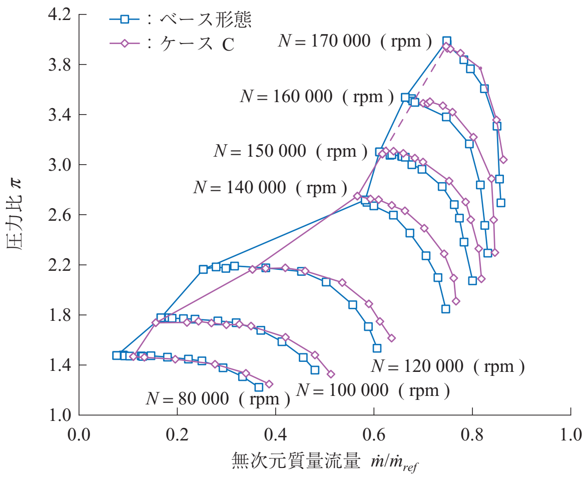
フューザである．この二つのケースで，低回転側のサージ線はほぼ一致している．これらのケースでは角度 210 ～ 360° で流路幅が同じであり，この角度範囲（のどこかで）で流路を狭めることでディフューザでの逆流が抑制され，失速を遅らせることが可能と考えられる．

（4） ベース形態とケース C の比較

第 20 図に全体性能（ベース形態，ケース C）の比較を示す．ケース C の 160 000 rpm ではサージ点確認が十分明確に行えなかったため，この部分のサージラインは推定ラインを破線で示す．ケース C では高圧力比条件，低圧力比条件ともにサージ流量は増加している．ケース C は提案された非軸対称ディフューザの設計指針に沿うものではなく，それゆえ非軸対称設計の安定化効果が適切には得られていないと考えられる．ケース C とケース D の違いは最大流路幅の周方向位置の違いだけであり，ケース D のディフューザを 75° 回転するだけでケース C のディフューザが得られる．

したがって，仮にスクロールの形状的非軸対称性が圧縮機性能に何らインパクトも与えていないとしたら，両者の性能は全く同じになっていたはずである．よって，この 2 ケースでの *SFR* の違いはスクロールの形状的非軸対称性が圧縮機の安定性に大きく影響することを如実に示している．さらに，ケース C は軸対称のケース A と同じ最小流路幅を有するが，低圧力比側では大幅にサージ流量が増加している．これはケース D がケース A と同じサージ流量であったことと好対照をなしている．非軸対称ディフューザの設計において流路幅分布の周方向位相が非常に重要なファクタとなることがよく分かる（不適切な位相で流路を広げるとサージ流量が増加してしまう）．

また，**第 20 図**からケース C のチョーク流量はベース形態よりも大きいことが分かり，非軸対称ディフューザによりチョーク流量増加が可能なことが示唆されている．しかし，非軸対称ディフューザによる圧縮機のチョーク流量増減のメカニズムは現時点では十分には理解されておらず，さらなる研究が必要である．



（注） $\dot{m}$ ：質量流量
$\dot{m}_{ref}$：代表質量流量

第 20 図 全体性能（ベース形態，ケース C）
Fig. 20 Overall performance of base and case C

5. 結　　言

本研究では遠心圧縮機の安定作動域拡大を図るため，非軸対称流路幅分布を有するベーンレスディフューザが考案された．その結果，以下の結論と知見が導き出された．

（1） 軸対称ディフューザ内部では流れ場は非軸対称であり，高圧条件・低圧条件ともに静圧の周方向分布はスクロール舌部の下流側で最小値となる．この圧力ひずみはディフューザの上流側に向かうほど強くなる傾向がある．また，圧力ひずみは低圧力比条件よりも高圧力比条件でより強くなる．

（2） 非軸対称ディフューザの設計意図はディフューザ内部での流れの非軸対称性を緩和することであり，静圧が低く（高く）なる周方向位相において流路幅

を広く（狭く）することが基本的な設計指針となる．この考え方は亜音速流において有効であり，インペラ出口流れが超音速となる場合には，超音速域と亜音速域でトレードオフが必要となる．

（3） 提案された設計指針に基づいて設計された非軸対称ディフューザを供試遠心圧縮機に組み込んで性能計測を実施した．実験の結果，低圧力比条件から高圧力比条件にわたって，非軸対称ディフューザは圧縮機の安定性改善に寄与することが分かった．特に設計回転数においては，ベース形態に対して 28％の安定作動域拡大が得られた．

参 考 文 献

（1） T. Elholm, E. Ayder and R. A. Van den Braembussche : Experimental Study of the Swirling Flow in the Volute of a Centrifugal Pump　Journal of Turbomachinery　Vol. 114 Issue 2　(1992. 4) pp. 366 － 372

（2） E. Ayder, R. A. Van den Braembussche and J. J. Brasz : Experimental and Theoretical Analysis of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute　Journal of Turbomachinery　Vol. 115 Issue 3　(1993. 7) pp. 582 － 589

（3） K. Hillewaert and R. A. Van den Braembussche : Numerical simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressors　Journal of Turbomachinery Vol. 121 Issue 3　(1999. 7)　pp. 603 － 608

（4） A. Reunanen, H. Pitkänen, T. Siikonen, H. Heiska, J. Larjola, H. Esa and P. Sallinen : Computational and Experimental Comparison of Different Volute Geometries in a Radial Compressor　ASME Proceedings Turbomachinery　Paper No. 2000-GT-469 (2000. 5)　pp. V001T03A040

（5） J. M. Sorokes, C. J. Borer and J. M. Koch : Investigation of the Circumferential Static Pressure Non-Uniformity Caused by a Centrifugal Compressor Discharge Volute　ASME　Paper No. 98-GT-326 (1998. 6)　pp. V001T01A088

（6） A. Fatsis, S. Pierret and R. A. Van den Braembussche : Three-Dimensional Unsteady Flow and Forces in Centrifugal Impellers With Circumferential Distortion of the Outlet Static Pressure　Journal of Turbomachinery　Vol. 119 Issue 1　(1997. 1) pp. 94 － 102

（7） F. H. Gu and A. Engeda : A Numerical Investigation on the Volute/Impeller Steady-State Interaction Due to Circumferential Distortion　ASME Proceedings Turbomachinery　Paper No. 2001-GT-0328　(2001. 6) pp. V001T03A030

（8） F. H. Gu, A. Engeda, M. Cave and J. L. D. Liberti : A Numerical Investigation on the Volute/Diffuser Interaction Due to the Axial Distortion at the Impeller Exit　Journal of Fluids Engineering　Vol. 123 Issue 3　(2001. 4)　pp. 475 － 483

（9） M. Yang, X. Zheng, Y. Zhang, T. Bamba, H. Tamaki, J. Huenteler, and Z. Li : Stability Improvement of High-Pressure-Ratio Turbocharger Centrifugal Compressor by Asymmetric Flow Control - Part I: Non-Axisymmetric Flow in Centrifugal Compressor ASME Proceedings Turbomachinery　Paper No. GT2010-22581　(2010. 6)　pp. 1 891 － 1 902

（10） X. Q. Zheng, J. Huenteler, M. Y. Yang, Y. J. Zhang and T. Bamba : Influence of the Volute on the Flow in a Centrifugal Compressor of a High-Pressure Ratio Turbocharger Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A　Journal of Power and Energy　Vol. 224　(2010)　pp. 1 157 － 1 169

（11） Y. Lin, X. Zheng, L. Jin, H. Tamaki and T. Kawakubo : A Novel Experimental Method to Evaluate the Impact of the Volute's Asymmetry on the Performance of a High Pressure Ratio Turbocharger Compressor　Science China - Series E Technological Sciences　Vol. 55　(2012)　pp. 1 695 － 1 700

（12） J. M. Sorokes and J. M. Koch : The Influence of Low Solidity Vaned Diffusers on the Static Pressure Non-Uniformity Caused by a Centrifugal Compressor Discharge Volute　ASME Proceedings Turbomachinery　Paper No. 2000-GT-0454　(2000. 5) pp. V001T03A028

（13） C. Xu and R. Amano : Eliminating Static Pressure Distortion by a Large Cut Back Tongue Volute　ASME Proceedings Microturbines and Small Turbomachinery Paper No. GT2006-90001　(2006. 5)　pp. 155 － 164

(14) C. Xu and M. Müller : Development and Design of a Centrifugal Compressor Volute International Journal of Rotating Machinery Vol. 3 Issue 3 (2005. 4) pp. 190 − 196
(15) X. Zheng, Y. Zhang, M. Yang, T. Bamba and H. Tamaki : Stability Improvement of High-Pressure-Ratio Turbocharger Centrifugal Compressor by Asymmetric Flow Control - Part II : Non-Axisymmetric Self Recirculation Casing Treatment ASME Proceedings Turbomachinery Paper No. GT2010-22582 (2010. 6) pp. 1 903 − 1 912
(16) X. Zheng. Y. Lin, W. Zhuge, Y. Zhang, H. Tamaki and T. Kawakubo : Stability Improvement of Turbocharger Centrifugal Compressor by Asymmetric Vaneless Diffuser Treatment ASME Proceedings Radial Turbomachinery Aerodynamics Paper No. GT2013-94705 (2013. 6) pp. V06CT40A006
(17) D. Japikse : Advanced Diffusion Levels in Turbocharger Compressors and Component Matching Proc. First International Conference on Turbocharging and Turbochargers IMechE (1982) pp. 143 − 156
(18) H. W. Iversen, R. E. Rolling and J. J. Carlson : Volute Pressure Distribution, Radial Force on the Impeller, and Volute Mixing Losses of a Radial Flow Centrifugal Pump ASME Journal of Engineering for Power Vol. 82 Issue 2 (1960. 4) pp. 136 − 143
(19) G. Chochua, J. M. Koch and J. M. Sorokes : Analytical and Computational Study of Radial Loads in Volutes and Collectors ASME Proceedings Turbomachinery Paper No. GT2005-68822 (2005. 6) pp. 871 − 879
(20) E. M. Greitzer, C. S. Tan and M. B. Graf : Internal Flow : Concepts and Applications Cambridge University Press (2007. 5) pp. 51 − 54
(21) W. Jansen : Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser Journal of Basic Engineering Vol. 86 Issue 4 (1965. 12) pp. 750 − 758

VRC 向プロセスガスターボ圧縮機の開発

Development of Process Gas Centrifugal Compressor for VRC

佐　野　光　男　回転機械セクター回転機械設計部　部長

酢酸セルロース製造設備への VRC (Vapor Re-Compression：蒸気再圧縮) 技術を適用した省エネ実証試験を実施した．その主要設備となるプロセスガスターボ圧縮機を当社で開発，製作し，現地試運転が無事終了した．ここに本圧縮機における新規各種検討項目および現地試運転結果について紹介する．

With the aim of saving energy, Vapor Re-Compression (VRC) technique has been tested for a cellulose acetate manufacturing plant. IHI manufactured the centrifugal compressor for this plant, and the test was successfully carried out at this site. This paper summarizes the development of centrifugal compressor design technologies that address issues such as the development of a material that is resistant to corrosive gas, production of a seal that ensures low leakage, and analysis of the rotor.

1. 緒　　言

石油・石油化学プラントにおいては，蒸留塔への製品プロセス流量調整のために熱交換器があり，本熱交換器の温度調節には従来水蒸気を用いている．一方，使用される水蒸気量を低減する省エネ手法として ① 自己熱再生技術 ② 内部熱交換型蒸留塔 (HIDiC) ③ 蒸気再圧縮 (VRC) 型蒸留塔，などが研究・検証されてきた．しかし，新規プラント投資に伴う経済性，新技術導入による生産停止のリスクが潜在化するため生産現場での普及が進んでいなかった．

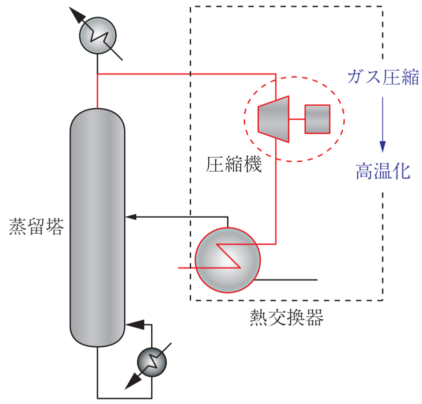
このような状況において，株式会社ダイセルでは既存の酢酸セルロース製造設備に VRC 設備を設置し，実証試験を行った．これは VRC 技術の有機溶剤系蒸留プロセスへの適用としては世界初の試みである．**第 1 図**に蒸留プロセスにおける省エネフローを示す．本試験結果から 30% の省エネ (1), (2) にめどがついた．

当社は本 VRC 技術の主要設備となるプロセスガスターボ圧縮機の開発，製作，現地試運転を行い，良好な結果を得た．本稿では，そこに至った各種要素技術の検討や現地試運転結果について紹介する．

2. 仕　　様

今回開発した圧縮機仕様は以下のとおりである．

取扱ガス	腐食性ガス
吸入圧力	105 kPaA
吐出圧力	443 kPaA



第 1 図　蒸留プロセスにおける省エネフロー
Fig. 1　Flow diagram for energy saving at distillation plant

圧縮機

形　式	ギヤ内蔵型ターボ圧縮機
型　番	f44C2
回転数	10 692 rpm

圧縮機駆動用主電動機

定格出力	850 kW

工場組立状況を**第 2 図**に，現地据付け状況を**第 3 図**に示す．

3. 設 計 条 件

今回開発した圧縮機において留意した点は以下である．

(1)　ガス流路部における耐腐食性を考慮した材料の選定

(2)　機外へのプロセスガス漏えい量防止に対する軸シール構造

第 2 図　圧縮機組立状況
Fig. 2　View of compressor in workshop

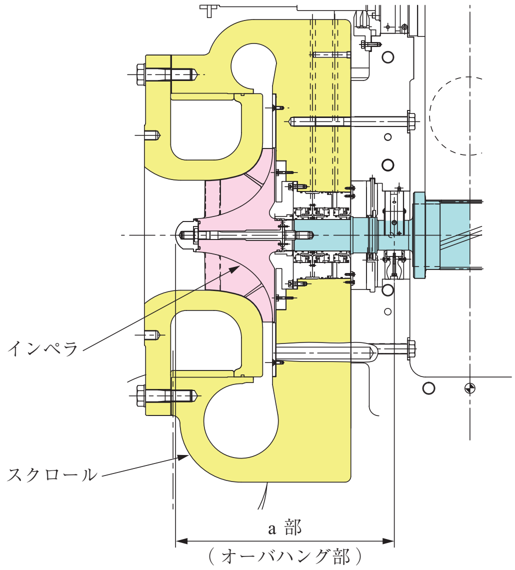
第 3 図　現地圧縮機据付け状況
Fig. 3　View of compressor on site

(3)　プロセスガスラインへの窒素 (N_2) 漏えい量の最小化
(4)　安定した運転の実現

3.1　仕様ガスに対する材質選定

プロセスガスが腐食性ガスであることからガスと接触するインペラとスクロールの材質を検討した．**第 4 図**に圧縮機断面を示し，インペラとスクロールの組立状況を示す．

インペラ材は以前から高周速用材料として用いられているチタン材 (Ti-6Al-4V) とし，耐腐食性が確認できた．



第 4 図　圧縮機断面
Fig. 4　Sectional drawing of compressor

一方，スクロール材としては二相ステンレス鋼を選定した．二相ステンレス鋼の採用は今回が初めてであり，製造するうえで各種検討を必要とした．

検討を行った主な項目を以下に挙げる．

(1)　スクロール木型の成形
(2)　鋳込み方法
(3)　欠陥発生時の補修溶接要領

コストダウンと調達先の多角化を考慮し，海外メーカで製作を行った．各種製作要領の作成においては当社調達部が，各工程における品質管理には当社品管部が立合いを逐次行うことによって，納期遅れもなく品質を十分に満足した形で完成できた．**第 5 図**に完成したスクロール外観を示す．

3.2　軸シール機構

プロセスガスが危険ガスであるので圧縮機機外へのプロセスガス漏えいは禁止されている．一方，客先システムの

(a)　耐圧試験時の様子

(b)　木　型

第 5 図　スクロール外観
Fig. 5　External view of compressor’s scroll

制約上，パージラインのガス (プロセスガス + N_2 ガス) はプロセスラインに戻す必要があり，N_2 ガスのプロセスガスへの混入は可能な限り少なくする必要があった．そこで，本圧縮機には“ シングル + ダブル ”構造のドライガスシール (以下，DGS) を初採用した．**第 6 図**にドライガスシール断面を示す．

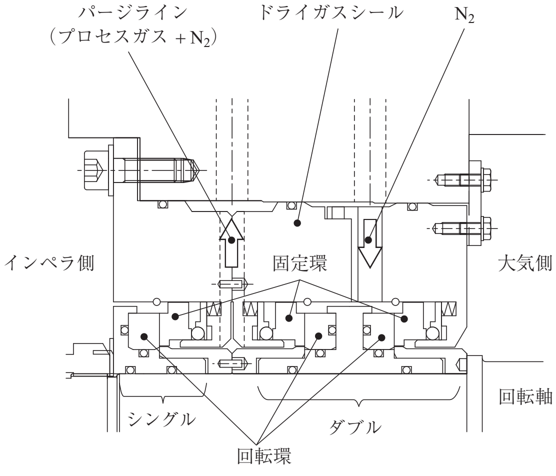
一方，腐食性ガスに対する材質として，インペラやスクロールで採用したチタンおよび二相ステンレス鋼を DGS へ適用することは実績および構造上不可能であるため，まず DGS メーカでの本ガス下における使用実績の確認を行った．その結果，液体ポンプ用メカニカルシールではあるが SiC (シリコンカーバイト) の適用実績が確認された．そこで，固定環および回転環への SiC 採用可否をメーカに確認した結果，対応可能となり本材質を腐食性ガスに対する対策とした．

また，固定環背面などに使われているしゅう動材 (O リング) については以前から耐腐食性の高いふっ素系材質とすることで問題の解決を図った．本材質および“ シングル + ダブル ”構造の DGS を適用した結果，現地でのシールガス漏えい量は当初計画の 1/10 以下に抑えることができ，客先においても本漏えい量であればプロセス側への影響は全く問題ないことが確認され，当初計画を上回る結果を得た．

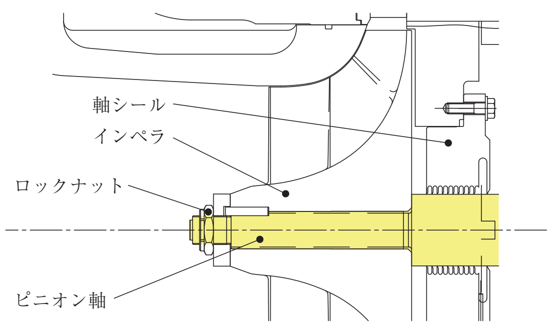
3. 3　ロータ構造と安定性

3. 3. 1　ロータ構造

従来のロータ構造はピニオン軸にインペラをはめ込み，ロックナットで固定する方法である．**第 7 図**にロータ構造 (従来構造) を示す．この構造の場合ピニオン軸の腐食性ガスに対する曝露面積が多くなる．ここで問題となる



第 6 図　ドライガスシール断面
Fig. 6　Sectional drawing of dry gas seal



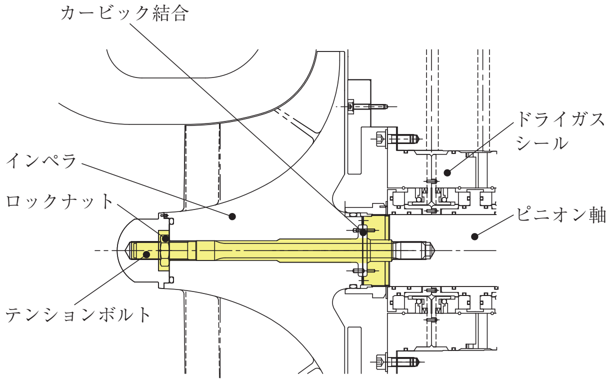
(注)　着色部：腐食ガス曝露部

第 7 図　ロータ構造図 (従来構造)
Fig. 7　Sectional drawing of rotor (conventional structure)

のが，ピニオン軸へは歯切りを行うため炭素鋼である必要があり，耐腐食性材質への変更ができないことであった．そこで，インペラとピニオン軸のそれぞれに組付け用の歯切り加工を行い，それぞれの歯をかみ合わせることでインペラとピニオン軸を結合させるカービック結合を採用した．**第 8 図**にロータ構造 (本工事構造) を示す．この方法を取り入れることでピニオン軸の全長も短くすることができ，さらにピニオン軸の腐食性ガスへの曝露面積を抑えることが可能となった．ただし，本方式においても隙間部は存在するので，腐食性ガス侵入の可能性を低減する方法として，各部に O リングを設置している．

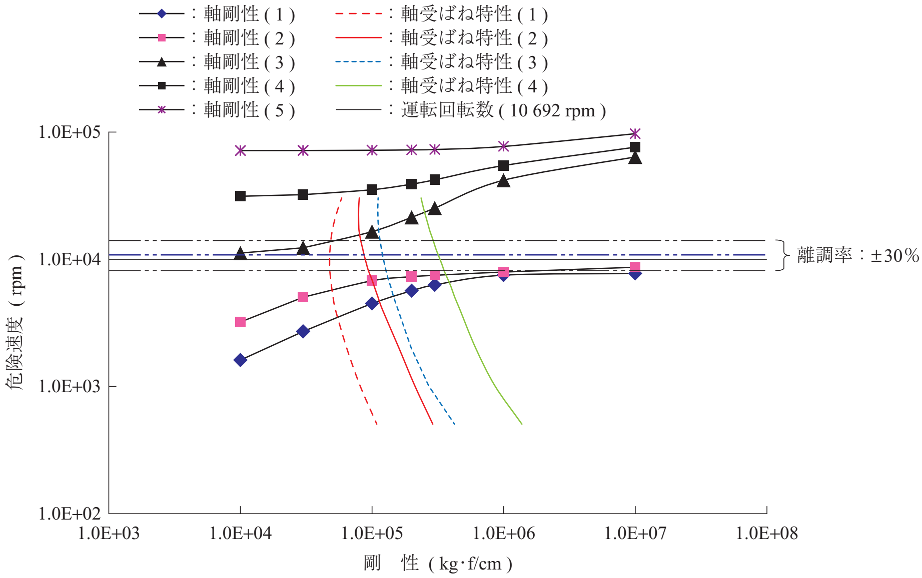
3. 3. 2　ロータ安定性

3. 2 項において説明したように軸シール機構に“ シングル + ダブル ”ドライガスシールを採用することにした．これに伴い軸受の外側となるオーバハング部 (**第 4 図**に示す a 部) が従来設計より長くなり，回転中の振れ回り増加に伴うロータの安定性低下が懸念された．また，本圧縮機の運用として起動～停止の状況においてさまざまな運転方法が推測された．そこで最適なロータ形状の選定およ



(注)　着色部：腐食ガス曝露部

第 8 図　ロータ構造図 (本工事構造)
Fig. 8　Sectional drawing of rotor (current structure)



第 9 図　危険速度解析図
Fig. 9　Critical speed map

びさまざまな運転点を考慮したロータ安定性解析を行った.

その結果，以下の施策を実現することで，ロータの回転安定性を保つことが可能となることを確認した.

(1)　運転回転数が従来機と同様に 2 次危険速度と 3 次危険速度の間にある.
(2)　危険速度と運転回転数の離調率 30%以上を確保する.
(3)　軸受のサイズアップとシャフト剛性アップによるたわみ比 10%以下を達成する.

第 9 図に本ロータ形状における危険速度解析図の一例を示す.

これらの検討の結果，現地試運転では最大でも 10 μm 程度の軸振動値となり，非常に安定した運転結果を得ることができた.

4.　現地運転結果

2015 年 3 月に現地試運転が開始され先に述べたように安定した圧縮機となった．また，軸シール漏えい量も当初目標に対して微小漏えい量となり各種事前検討に対し十分な結果が得られた．今後，長期運転に対する各種事前検討の妥当性の検証を進め，さらなる知見を深めていくことが必要と考えている.

5.　結　　言

VRC 向プロセスガスターボ圧縮機への取組みについて解説した．これまで当回転機械設計部は Air Like Gas (空気，窒素，酸素) に特化した事業展開を行ってきたが，本圧縮機の開発成功に伴い，今後はさまざまなガスに対応した圧縮機の開発，事業展開を行っていく所存である.

— 謝　辞 —

本圧縮機の開発に当たって，多大なご協力をいただいた株式会社ダイセルの関係各位に対して，ここに記し，深くお礼を申し上げます.

参 考 文 献

(1)　株式会社ダイセル：決算説明資料　2015 年 3 月 (オンライン入手先) < http://www.daicel.com/news/2015/0521.html > (参照 2016-04-18)
(2)　株式会社重化学工業通信社：雑誌 ENN　第 25 号　2015 年 9 月　 pp. 42 − 43

舶用過給機効率向上仕様

High Efficiency Model Turbocharger for Marine Use

小　向　智　司　回転機械セクター開発部
石　綿　孝　臣　回転機械セクター開発部　部長
中　野　賢　治　回転機械セクター開発部　主査

舶用ディーゼル機関の低環境負荷化を実現するためには，過給機の高効率化が必要である．当社では従来仕様の AT14 形過給機に対し，価格やサイズは同程度に抑えつつ，既存技術を突き詰めることで高効率化を実現した．効率向上仕様では各空力要素を改良することによって，従来仕様と比較し過給機総合効率が 3 ～ 4 ポイント向上している．さらに，消音器吸込カバーを設けることで，過給機吸込空気温度の低減を図った．これらの改良によって，舶用ディーゼル機関の燃費改善に寄与している．

To realize an environment-friendly marine diesel engine, high efficiency turbochargers are necessary. To comply with market needs, IHI has succeeded in creating an AT14 high efficiency model turbocharger for marine use using existing technology whose price and size are comparable with conventional AT14 models. Total turbocharger efficiency is increased by 3-4 percentage points by improving various aerodynamics elements. In addition, the turbocharger compressor inlet temperature is reduced by about 6 degrees by providing a cover for the silencer inlet. These measures contribute to the fuel consumption improvement of the diesel engine. The AT14 high efficiency model turbocharger contributes to fuel saving thanks to these improvements. It has been already adopted by some engine builders and is being operated in the market.

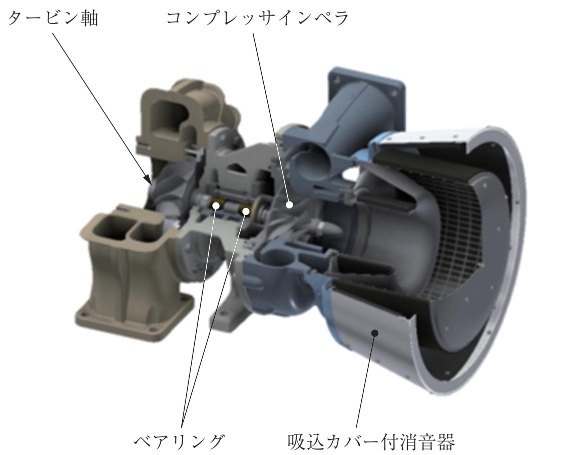
1. 緒　　言

排気ターボ過給機は内燃機関の排ガスを利用し圧縮空気を供給する機器であり，舶用ディーゼル機関の場合，出力と燃費の向上に有効であることから，ほとんどの機関に搭載されている．近年，舶用ディーゼル機関に対する排ガス規制や低燃費化への要求 [1] は厳しさを増しているが，このような要求に対応するためには機関側の改良だけでなく，過給機側の改良も重要である [2]．

舶用ディーゼル機関の低環境負荷化を実現するため，当社では従来仕様の AT14 形過給機 [3] に対し，価格やサイズは同程度に抑えつつ高効率化を実現した．本稿では，この効率向上仕様の特長について紹介する．

2. AT14 形過給機効率向上仕様

効率向上仕様は従来仕様をベースとしており，従来仕様と同様，500 kW クラスの機関に搭載可能な C 重油対応形の排気ターボ過給機である．効率向上仕様 AT14 形過給機の外観を**第 1 図**に示す．排気ターボ過給機は，① 機関からの排気エネルギーを回収するタービン ② タービンと同軸上に固定され，回転することによって圧縮空気を生成するコンプレッサ ③ 回転軸を支えるベアリング，から



第 1 図　効率向上仕様 AT14 形過給機
Fig. 1　High efficiency model AT14 turbocharger

構成される．また，コンプレッサの吸入部には，騒音を低減させるために消音器が設けられており，大気はこの消音器を介してコンプレッサへ流入する．効率向上仕様は，① 低価格・小サイズ ② 大風量・高圧力比 ③ 高効率，の実現を目標に改良を実施した．コンプレッサインペラは小径ながらも大風量・高圧力比を実現している．また，価格とサイズは従来仕様と同等に抑えている．効率向上仕様では機関の燃費を改善するため，過給機の各種空力要素に改良を加えることによって過給機の総合効率を向上させた．

さらに，消音器吸込部にカバーを設けることによって過給機吸込温度を低減させ，吸込体積風量を増加させることによって，機関の燃費改善を図った．

3. 改良点詳細

効率向上仕様で実施した各種改良の詳細を，以下に示す．

3.1 コンプレッサハウジング

第 2 図に従来仕様（**-(a)**）および効率向上仕様（**-(b)**）のコンプレッサハウジングを示す．効率向上仕様では，取合部の寸法を大きく変えずにボリュートの断面積および径方向位置を大型化し，ハウジング流路内での損失を従来仕様と比較し低減させることによって，コンプレッサ効率の向上を図った．数値解析結果から，コンプレッサ効率向上分は約 0.3 ポイントであることを確認した．

また，効率向上仕様では，従来仕様と同様低風量側の作動領域を確保するため，コンプレッサ入口部にケーシングトリートメント（空気循環路）を採用した．**第 3 図**に従来仕様および効率向上仕様のケーシングトリートメントを示す．このケーシングトリートメントによって，低風量側でインペラを通過する流体の一部が下流側スリットから上流側スリットに流れ，インペラへ再流入するという循環流が形成される．これによってサージング（低風量側で圧力や流量が激しく変動する現象）が抑制され，低風量側の作動領域を確保することができる．

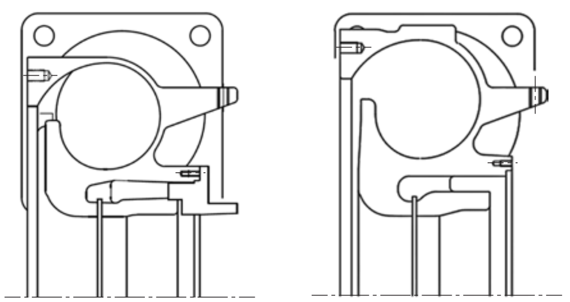
一方，循環流が多い場合，循環流による損失が発生し，コンプレッサ効率が低下するという課題がある．効率向上仕様では，ケーシングトリートメントのスリット位置を最適化することで，低風量域で必要最低限のサージマージンを確保できる循環流量を維持しつつ，定格風量域での循環流量を低減させた．これによって，コンプレッサ効率向上分が 0.7 ポイントであることを数値解析で確認した．

3.2 ディフューザ

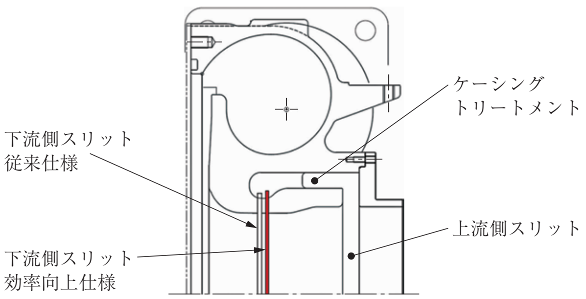
効率向上仕様では，ボリュートに流入する際の損失を低減させるため，テーパディフューザを採用することによってスクロール入口における流速を低下させている．**第 4 図**に従来仕様で採用しているディフューザ（**-(a)**）と，効率向上仕様で採用しているテーパディフューザ（**-(b)**）の絶対マッハ数分布をそれぞれ示す．テーパディフューザ（**第 4 図 -(b)**）ではスロート部からスクロール入口部にかけ拡大するテーパ部が設けられており，この効果によってスクロール位置入口部での流速が低下している．数値解析を用いて，コンプレッサ効率向上分が約 0.5 ポイントであることを確認した．

3.3 チップクリアランス

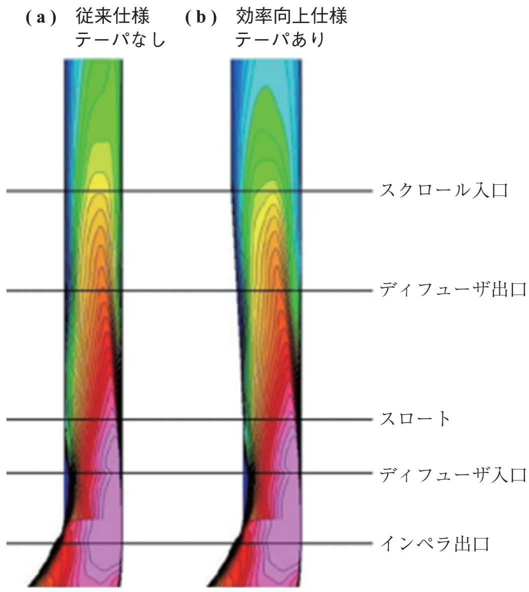
過給機のような回転機械において，翼先端（回転側）とハウジングシュラウド部（静止側）の間の隙間であるチップクリアランスの増加によって，効率が低下すること



第 2 図 コンプレッサハウジング
Fig. 2 Compressor housing



第 3 図 ケーシングトリートメント
Fig. 3 Casing treatment



第 4 図 ディフューザ絶対マッハ数分布
Fig. 4 Absolute Mach number distribution of diffuser

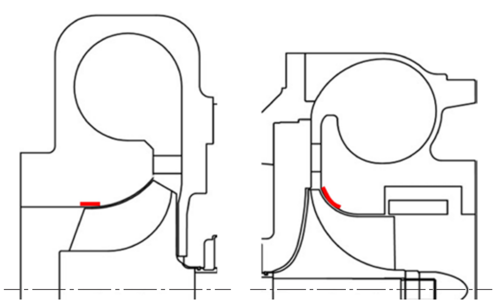
が広く知られている[4]．一方，チップクリアランスは，① 各部品の加工公差 ② 遠心力による翼の変形 ③ 熱によるハウジングシュラウド部の変形 ④ 熱で各部品が変形することによるインペラ位置の変化 ⑤ 軸振動 ⑥ カーボン堆積（タービン側），などによって変化する．安全面を考慮した場合，翼先端とケーシングシュラウド部の接触を避けるため，チップクリアランスを増加させることが望ましい．

第 5 図に効率向上仕様出口チップクリアランスを示す．図に示すように効率向上の効果が大きい流路出口側のチップクリアランスを従来仕様に対し，タービン側（**第 5 図 -（a）**），コンプレッサ側（**-（b）**）ともに 0.1 mm 狭めている．チップクリアランスを狭めた場合の安全面への影響については，実機運転と数値解析を用いて検証を行い，問題がないことを確認した．

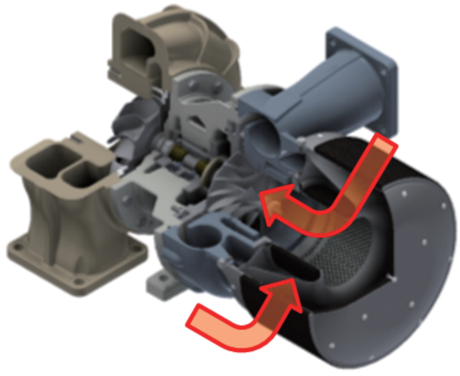
3.4　吸込カバー付消音器

過給機総合効率向上以外に機関の燃費を改善する手段として，過給機吸込温度を低下させることによって吸込空気密度を高め，吸込空気体積流量を増やすという方法が有効である．**第 6 図**に従来仕様消音器を示す．大気を消音器径方向から取り込んでいたため，過給機タービンや機関によって暖められた空気を吸い込んでおり，これによって質量流量が低下していた．

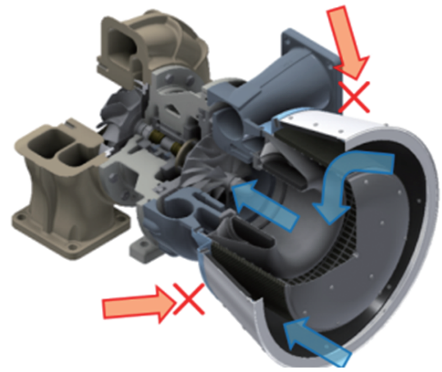
効率向上仕様吸込カバー付消音器を**第 7 図**に示す．消音器吸込部にカバーを設けることで，軸方向から大気を取り込むよう改良した．これによってタービンや機関に暖められていない，比較的低温の空気を取り込むことができる．機関に過給機を搭載した実機試験において，過給機吸込温度が従来の消音器吸込カバーがない仕様と比較し，約 6℃低下していることを確認した．



第 5 図　効率向上仕様出口チップクリアランス
Fig. 5　Outlet tip clearance for high efficiency model



第 6 図　従来仕様消音器
Fig. 6　Silencer of conventional model



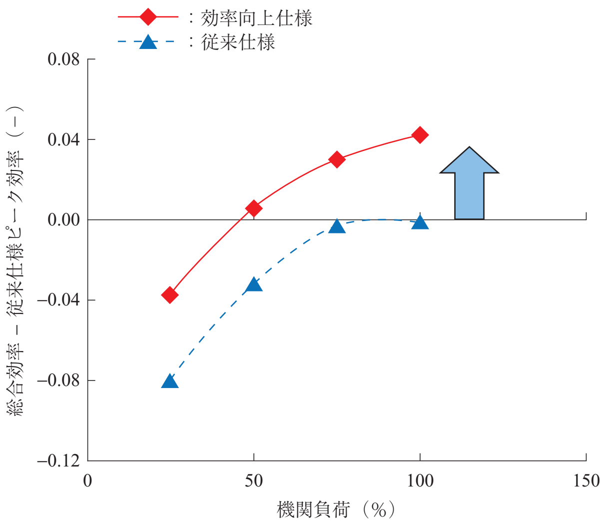
第 7 図　効率向上仕様吸込カバー付消音器
Fig. 7　Silencer with cover of high efficiency model

4.　従来仕様と効率向上仕様との性能比較

前項で紹介した各種改良要素を実機に盛り込み，従来仕様との過給機総合効率の比較を実施した．機関搭載時の過給機総合効率の違いを示した実機試験結果を，**第 8 図**に示す．横軸には機関の負荷を，縦軸には従来仕様のピーク効率を 1 とした場合の，効率実測値との差分をそれぞれ示す．従来仕様に対し効率向上仕様は全負荷領域で総合効率が向上しており，その向上分は 3 ～ 4 ポイントであることを確認した．

5.　結　　　言

舶用ディーゼル機関の燃費を改善するため，AT14 形過給機の高効率化を実現した．効率向上仕様では，空力要素の改良によって従来仕様と比較し過給機総合効率は 3 ～ 4 ポイント向上している．さらに，吸込カバー付消音器を採用したことによって吸込温度を約 6℃低下させた．これらの改良によって機関の燃費改善に寄与している．この効率



第 8 図　過給機総合効率
Fig. 8　Total efficiency of turbocharger

向上仕様は一部のエンジンメーカですでに標準採用されており，現在稼働中である．今後も市場ニーズや低環境負荷社会に対応するための過給機開発を継続し実施していく所存である．

参 考 文 献

(1)　畔津昭彦：温室効果ガス規制と対策技術の動向　日本マリンエンジニアリング学会誌　第 51 巻 第 1 号　2016 年 1 月　pp. 50 − 53
(2)　高石龍夫：高熱効率機関 - 舶用ディーゼル機関の熱効率向上の経緯と今後の可能性　日本マリンエンジニアリング学会誌　第 50 巻 第 2 号　2015 年 3 月　pp. 75 − 79
(3)　森　寛之，平田　豊，中野　健，村野隆麻，岩城史典：高圧力比形 AT14 過給機の開発　IHI 技報　第 50 巻 第 1 号　2010 年 5 月　pp. 61 − 65
(4)　R. C. Pampreen：Small Turbomachinery Compressor and Fan Aerodynamics　ASME Journal of Engineering for Power　Vol. 95 Issue 3　(1973. 1)　pp. 251 − 256

お知らせ
・本文中の商品名やソフトウェア名は一般に各社の商標または登録商標です.

I　H　I　技　報	発行責任者　笠　俊司
第56巻　第2号（通巻　第306号）	発行所　**株式会社IHI** **技術開発本部技術企画部**
平成28年5月23日 印刷　平成28年6月1日 発行 年4回発行	〒135-8710 東京都江東区豊洲三丁目1番1号 電話（03）6204 - 7092 http://www.ihi.co.jp/ E-mail : TY9776@ihi.co.jp
定価 1 部　350円（本体324円）	印刷所（発売元）**富士ゼロックスシステムサービス株式会社** 〒135-0061 東京都江東区豊洲三丁目1番1号 電話（03）6204 - 8422 FAX（03）6204 - 8877

IHI 技報　第 56 巻 2 号　アンケート用紙

「ＩＨＩ技報」をご高覧いただき、ありがとうございます。年４回発行しておりますが、より内容を充実させ、分かりやすい技報にしたいと考えております。つきましては、お手数ですがご意見・ご感想をいただきたく、下記のアンケートにご回答いただければ幸いです。ご記入後は、FAX にてご返送くださいますようお願いいたします。

Ｑ１．本号の特集でどれが良かったですか？　関心が持てましたか？
□①見えない資産　□②我が社の看板娘　□③我が社のいち押し技術
□④こんなビジネスが面白い　□⑤技術論文および解説　□⑥箸休め

Ｑ２．上記「Ｑ１」で①～⑤を選択した方にお聞きいたします。その中でどの記事が良かったですか？
面白かったですか？社名または製品名・技術名をご記入ください（複数回答可）
□①見えない資産　(　　)(　　)(　　)(　　)
□②我が社の看板娘　(　　)(　　)(　　)(　　)
□③我が社のいち押し技術　(　　)(　　)(　　)(　　)
□④こんなビジネスが面白い　(　　)(　　)(　　)(　　)
□⑤技術論文および解説　(　　)(　　)(　　)(　　)

Ｑ３．「ＩＨＩ技報」を読む頻度はどの程度ですか？
□①毎号欠かさず読む　□②ときどき読む　□③ほとんど読まない

Ｑ４．上記「Ｑ３」で「③ほとんど読まない」を選択した方にお聞きします。
その理由は何ですか？（複数回答可）
□①興味のある記事がないから　□②自身の業務に必要な記事がないから　□③内容が難しすぎるから
□④内容がやさしすぎるから　□⑤専門用語が多く内容が分かりにくいから
□⑥一冊のボリュームが多く読む時間がないから
□⑦読みにくい誌面構成だから（文字が小さい、写真が見にくいなど）　□⑧入手方法が分からないから
□⑨その他（　　）

Ｑ５．上記「Ｑ３」で「①毎号欠かさず読む」「②ときどき読む」を選択した方にお聞きします。
読む理由は何ですか？（複数回答可）
□①あなたのかかわるビジネス・研究に直接関係する情報が載っているから
□②あなたのかかわるビジネス・研究には直接関係ないが、興味のある情報が載っているから
□③ＩＨＩグループの製品・技術について知りたいから
□④御社・または貴殿のお取引先などに紹介情報が載っているから
□⑤上司などから読むように指示されているから
□⑥その他（　　）

Ｑ６．どのような「ＩＨＩ技報」ならもっと読みますか？
□①もっと論文として権威ある内容であれば　□②技術情報が分かりやすく書いてあれば
□③特集テーマが面白そうなら　□④製品紹介が沢山あれば
□⑤ＩＨＩ関係者の語り（歴史、開発苦労話、プロマネの思い、top の思い）が書いてあれば
□⑥その他（　　）

「ＩＨＩ技報」の送付先の登録・変更・取消について
□登録　□変更　□取消（該当項目に　レ　をつけてください）
該当事項をご記入のうえ、ご連絡くださいますようよろしくお願いいたします。

住　　所：〒
会社／学校名：　　所属名：　　役職名：
氏　　名：　　ＴＥＬ：
封筒表面の宛名下に印刷されている場合　コード No.：

お手数ですが、アンケートにご記入の上、FAX にてお送りください。
ご協力ありがとうございます。

株式会社 IHI　技術開発本部　技術企画部行
FAX：03 − 6204 − 8650

株式会社ＩＨＩ

支　社

北海道支社	〒060−0002 北海道札幌市中央区北二条西4−1(北海道ビル)	電話(011)221−8121	FAX(011)221−5229
東北支社	〒980−0014 宮城県仙台市青葉区本町1−1−1(三井生命仙台本町ビル)	電話(022)262−3688	FAX(022)227−6252
秋田オフィス	〒010−0001 秋田県秋田市中通2−3−8(秋田アトリオンビル)	電話(018)835−8815	FAX(018)835−8816
福島オフィス	〒963−8005 福島県郡山市清水台2−13−23(郡山第1ビル)	電話(024)938−0131	FAX(024)938−0145
新潟オフィス	〒950−0087 新潟県新潟市中央区東大通1−3−10(三井生命新潟ビル)	電話(025)245−0261	FAX(025)243−5474
北陸支社	〒930−0004 富山県富山市桜橋通2−25(富山第一生命ビル)	電話(076)441−4808	FAX(076)441−3196
中部支社	〒450−0003 愛知県名古屋市中村区名駅南1-24-20(名古屋三井ビルディング新館)	電話(052)565−7700	FAX(052)565−7709
静岡オフィス	〒420−0853 静岡県静岡市葵区追手町2−12(静岡安藤ハザマビル)	電話(054)255−8961	FAX(054)255−7137
浜松オフィス	〒430−7712 静岡県浜松市中区板屋町111−2(浜松アクトタワー)	電話(053)457−5611	FAX(053)457−5613
豊田オフィス	〒471−0833 愛知県豊田市山之手4−46(三井住友海上豊田ビル)	電話(0565)29−2331	FAX(0565)29−7279
関西支社	〒541−0053 大阪府大阪市中央区本町4−2−12(東芝大阪ビル)	電話(06)6281−2075	FAX(06)6281−2011
中国支社	〒730−0051 広島県広島市中区大手町2−7−10(広島三井ビル)	電話(082)246−2280	FAX(082)246−2100
山口オフィス	〒745−0036 山口県周南市本町1−3(大同生命徳山ビル)	電話(0834)31−8100	FAX(0834)32−2456
四国支社	〒760−0023 香川県高松市寿町2−4−20(高松センタービル)	電話(087)821−5031	FAX(087)822−7893
九州支社	〒810−0004 福岡県福岡市中央区渡辺通2−1−82(電気ビル北館)	電話(092)771−7241	FAX(092)751−6416
沖縄オフィス	〒900−0015 沖縄県那覇市久茂地2−14−3(朝日生命沖縄ビル)	電話(098)862−7758	FAX(098)863−7122

工　場

相馬第一工場	〒976−0001 福島県相馬市大野台1−2 −1	電話(0244)37−3712	FAX (0244)37−3731
相馬第二工場	〒976−0001 福島県相馬市大野台1−2 −3	電話(0244)37−3712	FAX (0244)37−3731
瑞穂工場	〒190−1297 東京都西多摩郡瑞穂町殿ヶ谷229	電話(042)568−7000	FAX (042)568−7012
横浜工場	〒235−8501 神奈川県横浜市磯子区新中原町1	電話(045)759−2717	FAX (045)759−2603
愛知工場	〒478−8650 愛知県知多市北浜町11−1	電話(0562)31−8000	FAX (0562)31−8010
相生工場	〒678−0041 兵庫県相生市相生5292	電話(0791)24−2206	FAX (0791)24−2268
相生鋳造部	〒678−0041 兵庫県相生市相生5292	電話(0791)24−2701	FAX (0791)24−2692
呉第二工場	〒737−0027 広島県呉市昭和町2−1	電話(0823)26−2105	FAX (0823)26−2170

研究所（技術開発本部）

基盤技術研究所	〒235−8501 神奈川県横浜市磯子区新中原町1	電話(045)759−2227
生産技術センター	〒235−8501 神奈川県横浜市磯子区新中原町1	電話(045)759−2225
総合開発センター	〒235−8501 神奈川県横浜市磯子区新中原町1	電話(045)759−2226
インキュベーションセンター	〒235−8501 神奈川県横浜市磯子区新中原町1	電話(045)759−2224
R&Dテクノセンター	〒235−8501 神奈川県横浜市磯子区新中原町1	電話(045)759−2311

事務所

本社	〒135−8710 東京都江東区豊洲3−1−1(豊洲IHIビル)	電話(03)6204−7800
横浜エンジニアリングセンター (1、2号館)	〒235−8501 神奈川県横浜市磯子区新中原町1	電話(045)759−2002
昭島事務所	〒196−8686 東京都昭島市拝島町3975−18(IHI昭島ビル)	電話(042)500−7250
相生総合事務所	〒678−0041 兵庫県相生市相生5292	電話(0791)24−2206
呉総合事務所	〒737−0027 広島県呉市昭和町2−1	電話(0823)26−2105

海外事務所・海外支社

Paris, Alger, Moscow, Bahrain, New Delhi, Bangkok, Kuala Lumpur, Hanoi, Jakarta, Beijing, Shanghai, Taipei, Seoul, Singapore