R&D® 神戸製鋼技報

Vol. 67, No. 2 / May. 2018　通巻239号

特集：機械【産業機械・圧縮機】

ページ

1　（巻頭言）　産業機械・圧縮機特集号の発刊にあたって　大濱敬織

3　（技術資料）　タイヤユニフォミティマシンLibrota　猪飼進一郎・松下康広

7　（解説）　タイヤ金型情報を用いたタイヤ外形形状認識技術　荒木　要・迫田尚和・高橋英二・武田　玄・村上将雄・松原義明

12　（技術資料）　MIXTRON® BB 接線ミキサ用新ロータ 5THR　山根泰明・田中雄介

18　（論文）　部分充満の混練解析による密閉式ゴム混練機の分配混合評価方法　福谷和久・東　孝祐

22　（技術資料）　新型大型樹脂混練機（LCM-IM）　山口和郎・黒田好則・岡田　徹

26　（論文）　粒子法に基づく樹脂混練機内の部分充満解析技術の開発　関山和英・山田紗矢香・中川知和

30　（技術資料）　熱可塑性プラスチック含浸装置　若園武彦

34　（解説）　連続鋳造設備の新技術紹介　西岡智則・浅野文樹・川口浩志

39　（解説）　薄板用冷間圧延設備KTミルの新機能紹介　宮園太介・細川晴行・長野啓太郎・片山裕之・清水隆広

44　（解説）　棒鋼用ブロックミル　竹田康彦・三谷友厚

49　（解説）　HIP装置の新技術紹介　渡邉克充

54　（解説）　食品用横型CIP装置　南野友哉

58　（解説）　大型油冷式スクリュ圧縮機　落合圭太・天野靖志

61　（技術資料）　高圧無給油式スクリュ圧縮機　高木秀剛

65　（解説）　スクリュ圧縮機のポリプロピレン／ポリエチレンプラント用ガス回収圧縮機への適用　阿部幸治

68　（解説）　大型増速機内蔵型遠心圧縮機　佐伯圭一・山代泰久・柴田俊久・佐野　篤

72　（解説）　ポリプロピレン／ポリエチレンプラント用DH型遠心圧縮機　田中宏明・井出　聡・岩田卓也

77　（技術資料）　LNG船用燃料噴射圧縮機　瀬山勝広・手塚智志・大久野孝史・名倉見治・赤毛直樹

82　（技術資料）　水素ステーション用高圧水素圧縮機HyACシリーズの開発　福田貴之・名倉見治

86　（技術資料）　舶用バイナリー発電システム　西村和真・足立成人・成川　裕・高橋和雄・松田治幸・荒平一也

90　（解説）　高温オフガス用動力回収ラジアルタービン　吉田　敦・沖田圭介

97　（技術資料）　圧縮機の運転監視、保守診断システム　松本泰治

101　（技術資料）　燃料ガス圧縮機のプロセス系ダイナミックシミュレーション　北山伸二・松本泰治・近藤雄一

106　（論文）　ねずみ鋳鉄製圧縮機ケーシングの強度評価解析　黒澤瑛介・堤　一之・宮武利幸

111　神戸製鋼技報掲載 機械【産業機械･圧縮機】関連文献一覧表　（Vol.57, No.1～Vol.66, No.2）

114　編集後記・次号予告

《FEATURE》 Machinery - Industrial Machinery and Compressor Technology

1 Recent Trends in Industrial Machinery and Compressor
Takao OHAMA

3 Tire Uniformity Machine, LIBROTA®
Shinichiro IKAI・Yasuhiro MATSUSHITA

7 Tire-Surface-Profile Inspection System Using Information of "Tire KANAGATA (Tire Mold) Design"
Kaname ARAKI・Naokazu SAKODA・Dr. Eiji TAKAHASHI・Hajime TAKEDA・Masao MURAKAMI・Yoshiaki MATSUBARA

12 New Tangential Rotor, 5 THR, for MIXTRON® BB
Yasuaki YAMANE・Yusuke TANAKA

18 Evaluation Method of Distributive Mixing in Internal Mixers by Using Partially-Filled Numerical Flow Analysis
Dr. Kazuhisa FUKUTANI・Kousuke HIGASHI

22 Newly Developed Large Size Continuous Mixer (LCM-IM)
Kazuo YAMAGUCHI・Yoshinori KURODA・Toru OKADA

26 Partially Filled Flow Simulation Based on Particle Method of High-Viscosity Fluid in Mixer
Kazuhide SEKIYAMA・Dr. Sayaka YAMADA・Dr. Tomokazu NAKAGAWA

30 Thermoplastics Impregnation Machines
Takehiko WAKAZONO

34 New Technologies for Continuous Casting Machine
Tomonori NISHIOKA・Fumiki ASANO・Hiroshi KAWAGUCHI

39 Introduction of New Function of KT mill, Cold Rolling Mill for Thin Strips
Taisuke MIYAZONO・Haruyuki HOSOKAWA・Keitaro NAGANO・Yasuyuki KATAYAMA・Takahiro SHIMIZU

44 Finishing Block Mill for Small Bar Lines
Yasuhiko TAKEDA・Tomoatsu MITANI

49 Introduction of New Technology for HIP Equipment
Katsumi WATANABE

54 Horizontal CIP Equipment for Food
Tomoya MINAMINO

58 Large Oil-flooded Screw Compressor
Keita OCHIAI・Yasushi AMANO

61 High-pressure Oil-free Screw Compressor
Shugo TAKAKI

65 Application of Screw Compressors for Gas Recovery to Polypropylene/Polyethylene Plant
Koji ABE

68 Large Integrally Geared Centrifugal Compressor
Keiichi SAEKI・Yasuhisa YAMASHIRO・Toshihisa SHIBATA・Atsushi SANO

72 Centrifugal Compressor, Model DH, for Polypropylene and Polyethylene Plants
Hiroaki TANAKA・Satoshi IDE・Takuya IWATA

77 LNG Boil Off Gas (BOG) Vertical Type Reciprocating Compressor for Fuel Gas Injection
Katsuhiro SEYAMA・Satoshi TEZUKA・Takashi OKUNO・Kenji NAGURA・Naoki AKAMO

82 High-pressure Hydrogen Compressors, HYAC® Series, for Hydrogen Stations
Takayuki FUKUDA・Kenji NAGURA

86 Marine Binary Power Generation System
Kazuma NISHIMURA・Shigeto ADACHI・Yutaka NARUKAWA・Kazuo TAKAHASHI・Haruyuki MATSUDA・Kazuya ARAHIRA

90 Radial Turbine for Energy Recovery from Off Gas at High Temperature
Atsushi YOSHIDA・Dr. Keisuke OKITA

97 System for Monitoring Operation and Diagnosing Maintenance of Compressors
Yasuharu MATSUMOTO

101 Dynamic Simulation of Process System for Gas Compressor
Shinji KITAYAMA・Yasuharu MATSUMOTO・Yuichi KONDO

106 Strength Analysis of Compressor Casing made of Gray Cast Iron
Dr. Eisuke KUROSAWA・Kazuyuki TSUTSUMI・Toshiyuki MIYATAKE

111 Papers on Advanced Technologies for Machinery - Industrial Machinery and Compressor Technology in R&D Kobe Steel Engineering Reports (Vol.57, No. 1 ～Vol.66, No. 2)

（巻頭言）

産業機械・圧縮機特集号の発刊にあたって

大濱敬織
副社長執行役員　機械事業部門長

Recent Trends in Industrial Machinery and Compressor

Takao OHAMA

当社の機械事業は，1915年に往復動圧縮機を製造して以来，100年以上の歴史を重ねてきた。その間，世界を取り巻く環境の変化と世の中のニーズに対応した新技術・新商品開発を推し進め，数々の特徴ある機械を製品メニューに加えてきた。さらに，製造や販売面でのグローバル展開を進めてきた結果，多くの製品が世界に通用するオンリーワン・ナンバーワン商品へと成長し，広く産業界の発展に貢献している。

現在，当社の機械事業は主として産業機械と圧縮機の二つの分野を事業の柱として展開している。

産業機械の分野では，当社はタイヤ・ゴム機械，樹脂機械，製鉄機械，等方圧加圧装置，真空成膜装置などの広範囲にわたる機械を製造，販売している。日常生活に密着した製品の製造に不可欠なものが多く，世界的な素材需要の高まりと自動車生産台数の増加が追い風になり，好調な受注を持続している。

当社のタイヤ・ゴム機械は，米国からの技術供与を契機として，半世紀にわたって世界の自動車・タイヤ業界とともに発展してきた。近年，省エネルギー性能を向上した自動車用低燃費タイヤが急速に普及してきている。当社は，低燃費タイヤで使用されるシリカ配合ゴムの混錬に最適な新型ロータを搭載したゴム混錬機や，タイヤの均一性および外形形状といった品質をより高速で高精度に検査できる試験機などを開発し，タイヤ製造における生産性の向上に貢献している。

樹脂機械は，長年の自社技術開発の積み重ねにより，石油化学工業の進展とともに成長してきた。主力のポリオレフィン製造用大型混錬造粒機は世界トップクラスのシェアを有し，プラスチックの用途拡大と需要増加に支えられ，納入台数を継続して伸ばしている。また，蓄積した技術開発の経験に加えて最新の樹脂流動解析技術を活用し，新しく高性能なプラスチックの製造に適した新型混練ロータや，プラントの大型化に対応できる世界最大級の大型混錬造粒装置を開発している。これらの製品は，市場の要求に的確に応えたものであり，顧客の高い評価と信頼を得ている。

製鉄・圧延機械は，産業基盤を支える素材の生産設備として時代の要求に応じて発展してきた。近年の金属系材料の多品種化，高品質化の要求に応え，様々な新技術を適用して鋳片品質を高めた連続鋳造設備，板反り制御機能を備えた薄板圧延設備，普通棒鋼の製造に最適なブロックミルなどを開発している。多様な素材を高品質に効率よく生産する設備として，国内外の顧客に多数納入している。

等方圧加圧装置は，当社では1950年代からの高圧技術の基礎研究開発をルーツとして，HIP（熱間等方圧加圧：Hot Isostatic Pressing）およびCIP（冷間等方圧加圧：Cold Isostatic Pressing）装置を中心に，多様な装置を開発，商品化してきた。近年，大型化に加えて新しい急速冷却機構を備えて生産性をさらに向上したHIP装置や，牡蠣（かき）の脱穀・開殻という新たな食品高圧処理用途に対応した横型CIP装置などを開発し，国内トップメーカとして高い機能を備えた製品を供給している。2017年４月には，等方圧加圧装置の世界トップメーカであるスウェーデンのQuintus Technologies ABを買収し，新たな製品メニューを獲得して世界市場をターゲットに，さらなる事業拡大を目指している。

今回は紹介できなかったが，当社の真空成膜装置は，硬質膜用のAIP®注1）（Arc Ion Plating）装置，UBMS®注2）（Unbalanced Magnetron Sputtering）装置，および樹脂フィルムにバリア膜などを連続的に成膜するロールコータなどを開発・販売し，工具・金型・自動車部品用途やタッチパネル・表示照明デバイス等の生産に幅広く使用されている。

圧縮機の分野では当社は，スクリュ式，ターボ式，レシプロ式の主要３種類の圧縮機を製造，販売する総合圧縮機メーカとして，各種のプラント向けに，それぞれの用途に最適な圧縮機を提供している。圧縮機はプラントにおける心臓部ともいえる機械であり，エネルギー消費の大きな割合を占めることが多い。信頼性と性能の向上を目指して，より一層の技術開発を進め，多様なニーズにきめ細かく応えることで顧客から高く評価されている。2017年４月には，40 MW可変速モータを備えた大型試運転設備を増設し，設備能力を大幅に強化した。こうした取り組みによって近年のプラントの大型化に伴うターボ式を中心とした大型圧縮機の需要増加に応えている。

スクリュ圧縮機は，1950年代の技術導入後，独自技術の開発を積み重ねて発展し，現在では世界トップメーカとしての地位を築いている。当社は，無給油式と給油式の２種類のメニューを有し，顧客とともにそれぞれの特徴を生かした選定と適用を行って新しい分野・用途を開拓してきた。近年，大風量の油冷式スクリュ圧縮機や高圧の無給油式スクリュ圧縮機などを開発し，PSA

脚注１）AIPは当社の登録商標である。
脚注２）UBMSは当社の登録商標である。

（Pressure Swing Adsorption）用水素圧縮機，製鉄所におけるコークス炉ガス圧縮機，洋上石油・ガス生産貯蔵積出設備やポリオレフィン製造プラントで使用されるガス回収圧縮機など，幅広いプロセスガス用途に製品を納入している。

ターボ圧縮機は，1960年代に技術導入し，その後の独自技術の積み重ねにより発展してきた。性能と信頼性向上を目指したインペラ，軸受，シールなどの要素開発と，用途ごとのモデル機の開発を続け，増速機内蔵型機を中心として世界トップレベルの製品を提供している。近年顕著なプラントの大型化に対応するため，コンパクトで高効率な新インペラを搭載した大型ターボ圧縮機や，新型の斜流式インペラを搭載したポリオレフィン製造プラント用循環ガス圧縮機を開発して市場からの要求に応えた製品を納入し，好評を博している。

レシプロ圧縮機は，当社の機械事業のルーツともいえる歴史ある機械である。分子量の軽いガスを効率よく高圧まで圧縮でき，極低温ガスの取り扱いも可能といった優れた特徴をもつ。このため，石油精製プラントやLNG受入基地などの分野で根強く使用されている。環境問題への関心に対する近年における世界的な高まりに応え，CO_2排出量の少ないLNG船エンジンへの燃料ガス供給用高圧圧縮機や，水素ステーション用の高圧水素圧縮機などを開発し，現在でもその用途を拡大している。

圧縮機で培った技術を応用して，プラントからの高温の排ガスエネルギーを動力として回収するラジアルタービンや，船舶のエンジンの排熱を有効利用して発電するバイナリー発電装置など，エネルギーの有効利用とCO_2削減に貢献する環境に配慮した製品の開発にも注力している。なお，当社は，スクリュ圧縮機の技術を生かした汎用圧縮機として，空気圧縮機，冷凍機，ヒートポンプなどのメニューも有しており，別の機会に詳しく紹介したい。

これら製品の開発に不可欠であるのが高度な解析・シミュレーション技術である。また，近年，発展の著しいICT関連技術は，機械の運転監視や保守診断に欠かせない技術となってきている。当社は，これらの先進技術の開発と製品開発への応用にも積極的に取り組み，製品の機能向上を加速している。

今回の特集号でご紹介するように，当社の産業機械ならびに圧縮機は，時代とともに変化する社会や顧客のニーズを実現するため，絶え間なく技術開発を積み重ねることによって進歩してきた。今後も，技術の研鑽に鋭意取り組み，優れた特長をもつ製品を世に送り出すことで，持続的な社会と産業界の発展に貢献していきたい。各方面からの忌憚のないご意見とご指導をいただければ幸いである。

（技術資料）

タイヤユニフォミティマシンLibrota

Tire Uniformity Machine, LIBROTA®

猪飼進一郎[*1]
Shinichiro IKAI

松下康広[*1]
Yasuhiro MATSUSHITA

Tire uniformity machines are used to inspect the quality of automotive tires. Two capabilities are emphasized; i.e., the measurement repeatability expressed by the variation of measurement values when a tire is measured for several times, and the cycle time for inspecting each tire. There are various restrictions in reconciling these two, and we have reconsidered the structure of mechanical parts, including spindle and drum, and the control component of the machine. As a result, it has become possible to shorten the cycle time to 18 seconds, 10% faster than before, while improving the measurement repeatability to RFV$\sigma \leqq$1.69 N. This paper reports the outline of the technology introduced for improving the measurement repeatability and cycle time performance.

まえがき[1)]＝当社では，乗用車用およびトラック・バス用タイヤの品質を検査するタイヤユニフォミティマシン（以下，TUMという）を1967年に製作販売を開始して以来，これまで800台以上の販売実績がある。これまで，日系および東南アジア市場を中心にTUMを納入してきたなか，今後は競合他社が優位に立つ中国や欧米市場にも進出して世界トップシェアを獲得するため，全世界に適用可能な新型TUMを商品化する必要があった。

TUMでは，同じタイヤを複数回測定したときの測定値のばらつきで計測の信頼性を評価する繰り返し測定精度（σ）と，タイヤ1本の検査に要する時間（以下，サイクルタイムという）の二つの指標が重視される。世界トップシェアを獲得するため，この二つの指標で競合他社を上回ることを目標に開発に着手し，2013年に新型TUM「LIBROTA®注1)」を商品化した。**図1**および**表1**にそれぞれLibrotaの外観および基本仕様を示す。

本稿では，Librotaの繰り返し測定精度向上とサイクルタイム短縮を両立させるに至った道程について説明する。

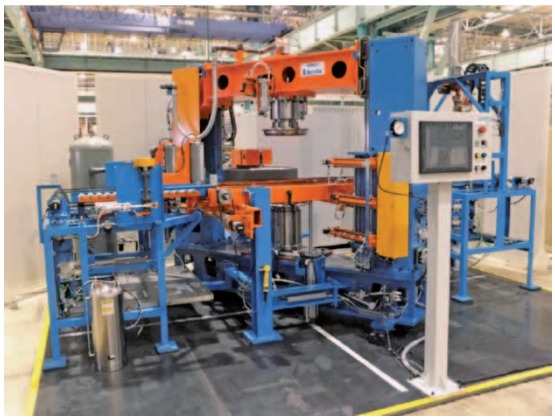


図1 新型タイヤユニフォミティ（TUM）「Librota」
Fig. 1 New type of tire uniformity machine (TUM): LIBROTA®

表1 Librotaの基本仕様
Table 1 Specification of LIBROTA®

Tire size（Bead diameter）	12～28 inch
Tire outside diameter	ϕ 500～ϕ 1,020 mm
Tire test load	MAX. 18,000 N
Drum size	ϕ 854×406 mm
Repeatability (standard deviation)	1.69 N (215/60R16)
Cycle time	18 s (16 inch)

1．Librotaの特徴

タイヤのユニフォミティを示す指標として，荷重を受けているタイヤが一定の半径で1回転する間に発生するタイヤ半径方向の力の変動の大きさ（Radial Force variation，以下RFVという），および横方向の力の変動の大きさ（Lateral Force Variation，以下LFVという）がある。TUMはRFVおよびLFVを測定する機械である（**図2**）。

従来機では，13"～18"のPassenger Car用タイヤ，および15"～24"のLight Truck用タイヤの両方を1台の機械で計測できなかった。しかし，Librotaでは基本構造を大幅に見直すことにより，タイヤサイズとして12"～28"の範囲の計測が可能なワイドレンジ化を実現した。また，操作画面に機械の模式図を導入するなどによって

脚注1）LIBROTAは当社の登録商標（米国）である。また，Librotaは日本国での登録商標（第5257882号）である。以下本文ではLibrotaと表記する。

[*1] 機械事業部門　産業機械事業部　産業機械技術部

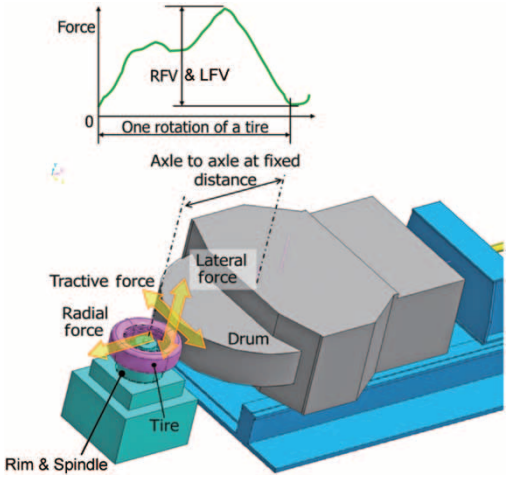


図 2 タイヤユニフォミティの測定機構
Fig. 2 Measurement mechanism of tire uniformity

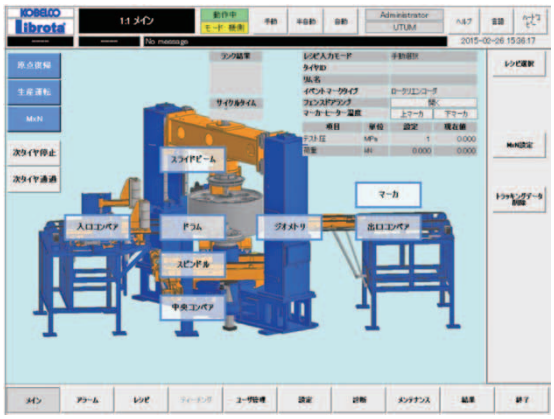


図 3 Librotaメイン操作画面
Fig. 3 Main operation screen of LIBROTA®

操作インタフェースを分かりやすくし，直観的で確実な操作を可能とした。**図 3** にLibrotaの操作メイン画面を示す。

ユニフォミティ計測では，タイヤ品種ごとに動作条件を設定したレシピを作成する。このレシピを選択することでさまざまなタイヤの計測が可能となる。レシピは正しい計測を行うために重要な作業であり、その作成には高い専門性が必要となる。

Librotaは，レシピを確実かつ容易に作成するためのセミ・オートマチックモードを装備している。セミ・オートマチックモードでは，実際にタイヤを流し，動作ブロックごとに自動運転と同じ動作を行いながらレシピに設定値を記録することができる。自動運転と同じ動作を確認しながらレシピを作成することにより，運転の最適条件を容易に設定できる。メンテナンスやトラブルシューティングもこの画面から操作でき，ユーザフレンドリーな操作画面を実現している。

性能面では，従来機の繰り返し測定精度：RFV $\sigma \leqq$ 2.4 N，サイクルタイム：20秒に対し，競合他社を上回るべく，それぞれ $\sigma \leqq$1.69 N，18秒以下を目標に設定した。繰り返し測定精度の向上とサイクルタイムの短縮という相反する仕様を両立させるためには，できる限り短時間でタイヤ内圧を安定させる必要があり，それを実現することが課題であった。

2．繰り返し測定精度

TUMの繰り返し測定精度を向上させるには，図 2 に示した測定の主要部において，以下の 3 点がポイントであることが分かっている。

①タイヤ回転振れのばらつきに影響を与える「リム振れ」を低減する
②タイヤからの反力のばらつきに影響を与える「ドラム振れ」を低減する
③タイヤのバネ定数のばらつきに影響を与える「内圧変動」を低減する

本章では，目標の繰り返し測定精度を達成するため，これらの因子の影響を低減すべく採り入れた技術を述べる。

2.1　リム振れ[2)]

リム振れは，当社の従来機と比較して大幅な精度向上が必要である。従来技術の改良では目標達成が困難と判断されたことから新たなアプローチを検討した。

TUMのスピンドルには従来，低速回転時のラジアル方向保持，および上下スピンドル締結後のタイヤ内圧によるアキシアル方向の高負荷保持のため，テーパローラベアリングを用いている。Librotaの開発にあたっては，工作機械用スピンドルに注目し，高精度なアンギュラベアリングの採用を検討した。従来機の構造では，テスト開始時においてタイヤ内部に空気を導入する際，上下スピンドルを隔離させようとする力（分離力）が発生する。この力がタイヤ側テーパローラベアリングに作用するため，反タイヤ側ベアリングの予圧が低減し，ラジアル方向の回転振れに対する拘束力が弱くなる。

この問題を解決するため，アキシアル荷重付与時もラジアル方向の保持力の維持が可能なアンギュラベアリングを反タイヤ側へ配置し，ラジアル方向の回転振れを抑制することを狙った。また一般的に，分離力を受けるベアリングをタイヤの近くに配置した方が分離力を効果的に受けることができる。このため，テーパローラの回転半径の小径側が向かい合うよう，一対のテーパローラベ

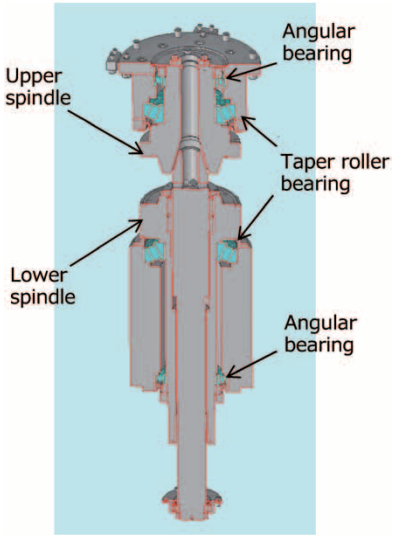


図 4 スピンドル構造
Fig. 4 Spindle structure

アリングを上下スピンドルに配置した。具体的には，アンギュラベアリングとテーパローラベアリングとを組み合わせた高負荷･高精度スピンドル（**図 4**）を考案した。

この構造を採用したスピンドルを試作し，従来機と比較してリム振れを５分の１に低減できることを確認した。

2. 2　ドラム振れ

ドラム振れについても同様に，目標とする繰り返し測定精度を達成するためには従来のTUM用ドラムから振れを大幅に改善する必要がある。このため，構造面とものづくり面の両面からアプローチした。

2. 2. 1　ドラム構造

従来機では軸受としてテーパローラベアリングを採用しており，ドラムが受けるアキシアル荷重は小さかった。そこでLibrotaでは，ドラム振れの低減を図るため，スピンドルで採用したアンギュラ軸受に変更した。

また，タイヤに荷重を付加した状態におけるドラム変形量を最小化するため，リブ構造を全面的に見直した。

2. 2. 2　ものづくり

ドラムには回転軸となるドラムシャフトが必要である。ドラムシャフトにはタイヤからの反力を検出するロードセルが取り付けられている。Librotaでは，この部分を高精度に加工できる治具を考案し，ドラムシャフト自体の回転振れを低減した。また，ドラムに対しては，最終形状に仕上げるための外周研磨工程を見直した。

これらのドラム振れ低減策を取り入れた構造のドラム（**図 5**）を試作・検証した結果，ドラム振れが従来機の２分の１以下となることを確認した。

2. 3　タイヤ内圧変動

タイヤ計測中は，タイヤ内圧をできる限り安定させる必要がある。繰り返し測定精度の向上のため，検査時のタイヤ設定内圧200 kPaに対して0.05%以内の変動に抑えることを目指した。

2. 3. 1　高速制御

図 6 に示すエア回路に使用する電磁弁は，入力信号に対する応答性が従来機より高いものを選定した。また，タイヤ内圧制御に用いるEP（Electric Penumatic）レギュレータと圧力センサは，繰り返し再現性の良いものを選定した。これに加えて，コントローラの制御周期の高速化によって圧力の繰り返し性が向上し，テスト中の圧力変動を低減させることができた。また，タイヤ内圧の安定に必要な制御周期を把握した。

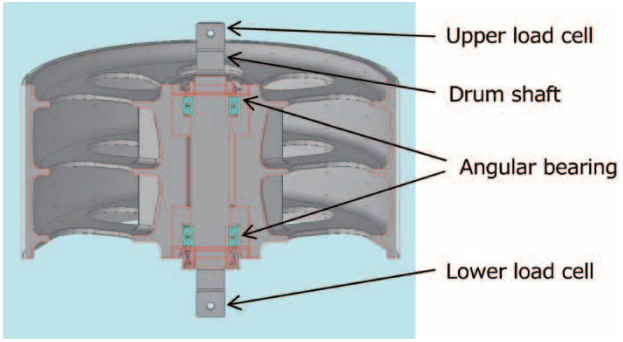


図 5　ドラム構造
Fig. 5　Drum structure

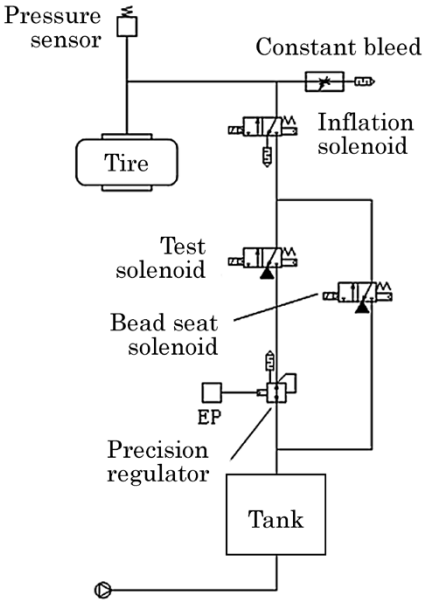


図 6　タイヤインフレーション用エア回路
Fig. 6　Air circuit for tire inflation

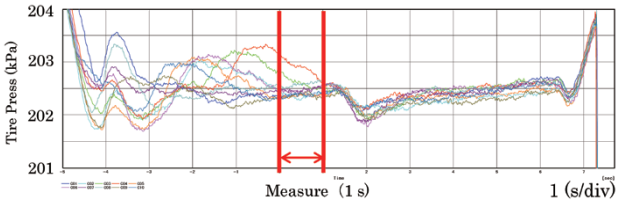


図 7　ノイズ対策前のタイヤ内圧波形
Fig. 7　Tire Pressure before noise countermeasure

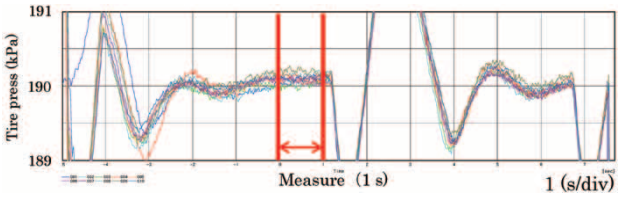


図 8　ノイズ対策後のタイヤ内圧波形
Fig. 8　Tire pressure after noise countermeasure

2. 3. 2　電気ノイズ対策

TUMでは機械動作のために多くのサーボモータを使用している。そのサーボモータから発生する電気ノイズがタイヤ内圧制御に悪影響を及ぼすことが分かった。ノイズが混入すると設定内圧の0.05%以内の変動に抑えることができないことが**図 7** から分かる。そこで，サーボモータからの発生ノイズの低減，および制御機器へのノイズ侵入防止方法を検討した。

所要の各種対策を実施したことにより，**図 8** に示すように検査時のタイヤ内圧変動を低減し，設定値の0.05%以内で制御できることを確認した。

3．サイクルタイム

タイヤ工場で生産される乗用車用タイヤは全数検査が行われるため，サイクルタイムの短縮は生産性向上に直結する。したがってTUMには，できる限り短いサイクルタイムが要求される。

3.1　機械サイズのコンパクト化[3)]

Librotaの開発においては，装置の動作ストロークや重量などを全面的に見直し，徹底的なコンパクト化を追求した。見直し例の一つにスピンドル昇降機構がある。TUMの計測ゾーンでは，タイヤをリムとチャッキングさせるためにスピンドルを昇降させる機能が必要となる。当社の従来機や競合他社のTUMは，スピンドルの昇降には油圧を使用している。Librotaでは，左右ガイドフレーム内に配置したボールねじをそれぞれサーボモータで同期制御することによって上スピンドルを昇降させる構造とした。タイヤ内圧による分離力は，ブレーキ機構で保持する。**図9**にLibrotaのスピンドル昇降機構を示す。この構造の採用により，スピンドル昇降速度を高めることができ，サイクルタイムの短縮を可能とした。また，サーボモータを使用することによって油圧レス化でき，油圧ユニットが不要となってメンテナンス性が向上した。さらに，油漏れのリスクがなくなったことから，スピンドル昇降部を機械上部に設置することが可能となった。これにより，フロアにピットを不要とすることに成功した。

こうした機械構造の見直しにより，従来機と比較して占有体積を約30%までコンパクト化した。

3.2　高速コントローラの採用

機械の動作は，コントローラ内のプログラムによって状態確認（太横棒部）とアクション（網掛け長方形部）とが順番に実行される（**図10**）。このとき，

・実状態検知～コントローラが状態検知認識するまでの時間
・コントローラの動作指令～実動作開始するまでの時間

がフィールドバスの通信周期による遅れ時間となる。サイクルタイムに関わるTUMの動作には，状態確認と動作数が数百程度あり，フィールドバス通信周期分だけサイクルタイム遅延につながる。また，プログラム実行速度に影響するコントローラCPUの処理能力もサイクルタイムに影響する。

そこで，タスク周期を短くした高速処理可能なモーションコントローラと，通信周期を短くした高速通信フィールドバスでコントローラを構成することにした

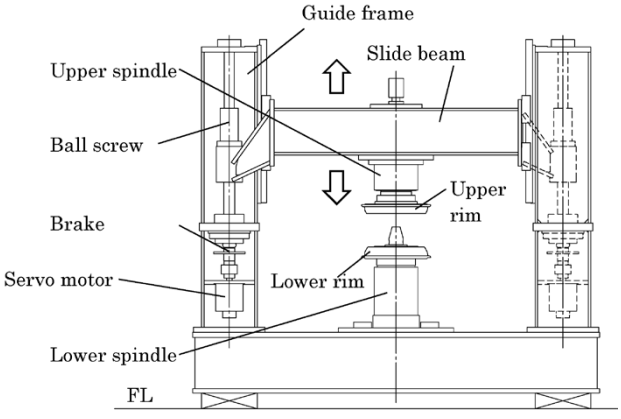


図9　スピンドル昇降機構
Fig. 9　Mechanism of elevating operation for spindle

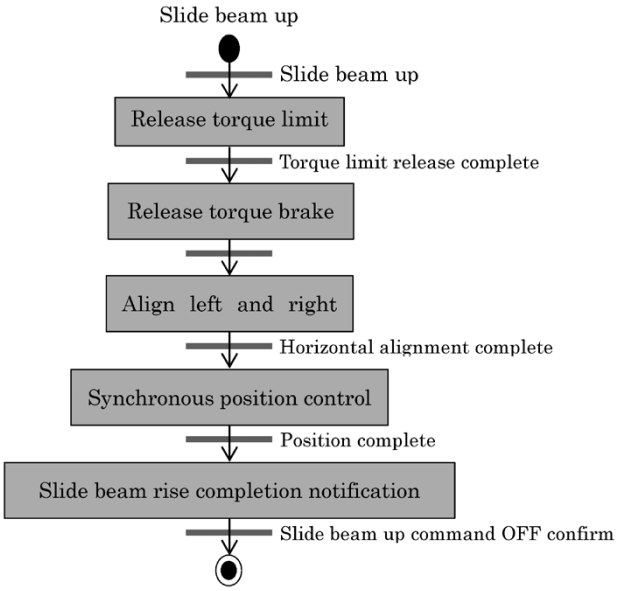


図10　スピンドル昇降動作フロー
Fig.10　Flow of elevating operation for spindle

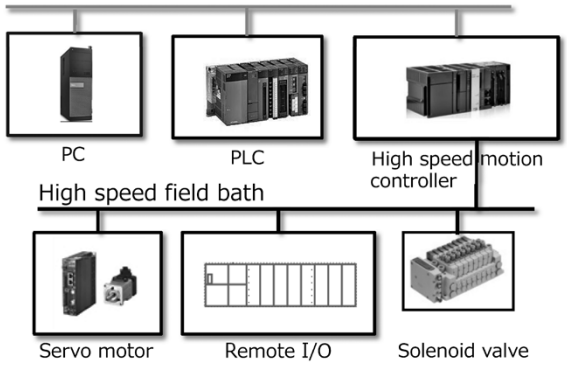


図11　コントローラ構成
Fig.11　Controller diagram

（**図11**）。ブレッドボードテストで性能評価を行った結果，サイクルタイム18秒を実現した。

むすび＝Librotaは，繰り返し測定精度の向上とサイクルタイムの短縮という相反する課題を解決し，2013年の商品化以来，中国や東南アジア市場を中心に70台以上の販売実績を達成した。さらに，タイヤの真円性や凹凸を平面状で検査できるシートレーザジオメトリのほか，振動や騒音特性を低減するためにタイヤの端部を研削するショルダグラインダをはじめとするタイヤの品質検査に必要なオプション装置も装着でき，多様なニーズに応えることが可能となった。

今後当社は，より幅広い顧客ニーズに応えるTUMをラインアップすることによって欧米市場へ展開するとともに，世界トップシェアを獲得すべく全世界に向けた受注活動を展開していく。

参　考　文　献

1）　後藤幸司. 神鋼テクノ技報. 2015, Vol.43.
2）　神戸製鋼所. スピンドル構造およびこれを備えたタイヤ試験機. 特開2012-145503. 2012-08-02.
3）　神戸製鋼所. タイヤ試験機. 特開平6-317504. 1994-11-15.

（解説）

タイヤ金型情報を用いたタイヤ外形形状認識技術

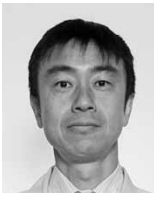
Tire-Surface-Profile Inspection System Using Information of "Tire KANAGATA (Tire Mold) Design"

荒木　要[*1]
Kaname ARAKI

迫田尚和[*1]
Naokazu SAKODA

高橋英二[*2]（博士（工学））
Dr. Eiji TAKAHASHI

武田　玄[*3]
Hajime TAKEDA


村上将雄[*4]
Masao MURAKAMI

松原義明[*4]
Yoshiaki MATSUBARA

Kobe Steel has developed an inspection system based on a new concept for inspecting tire surface-profile. This system has two features: the first is its data processing method based on a "Tire KANAGATA (Tire Mold) Model" to statistically reduce variations in shape inspection data, and the second is its human-machine cooperative interface which enables the construction of "Tire KANAGATA (Tire Mold) Model" efficiently and flexibly even for newly designed tires. Being provided with these features, the inspection system has realized no oversight of defects, minimum over-detection and high-efficiency of teaching work, which has enhanced the convenience of the automatic inspection system.

まえがき＝自動車のタイヤは走行安定性や静粛性に大きな影響を及ぼす。このため，タイヤメーカや自動車メーカは目視や自動検査装置により，バランスや均一性（ユニフォミティ）の検査，異物混入確認を行っている。さらに，近年ではその品質に対する要求は厳しくなっており，タイヤ外形形状検査も重要な項目の一つになっている。

タイヤの外形形状検査では，ゴムや化学繊維，スチールコードなど各種材料の積層状態の不均一性に起因する凹凸形状を高速かつ高精度に検出する必要があることから，自動検査装置の開発や実用化が広まっている。例えば，欧米での検査装置の実用化事例[1),2)]，日本での高速形状計測技術[3)]および外観検査自動化[4)]などの取り組みが報告されている。

そうしたなか，世界のタイヤ生産量（ゴム重量）は着実に伸びており，自動車を中心としたタイヤ生産量は2020年には2015年度比で15%程度増加すると当社では推定している。生産量が増大するなかで，タイヤメーカ工場の生産性向上に貢献するためには，出荷検査装置のさらなる高速化が必要である。そこで当社では，毎秒4,096回の高速形状計測が可能なタイヤ三次元形状計測装置[5)]を開発し，タイヤの高速形状検査を実現するための技術開発に取り組んできた。

いっぽう近年では，とくにタイヤのサイドウォールに表記されるタイヤサイズやメーカ名，内部構造などを示す文字やロゴ，模様などのデザインが複雑化し，表面の凹凸形状が多様化している。このように，タイヤの外形形状の複雑さが増大するなか，その形状を検査して欠陥凹凸形状のみを正確に検出し，良否判定しなければならない点が新たな課題となっている。

本稿では，タイヤの外形形状検査において高精度化と高速化を両立させるため，画像処理による形状認識技術，および検査員と同等の検査を実現するための「人間・機械協調型インタフェース」を取り入れた自動検査フレームワークについて報告する。

1．出荷検査に求められる仕様と課題

タイヤの最終出荷検査では，見落としによって不良品を顧客に流出させる事態は許されない。いっぽうで，検査での過検出の多発は生産性低下に直結することから，検査の見落としをなくした上で過検出を低減できる検査技術が求められている。このため自動形状認識技術に対しては，欠陥凹凸形状と文字などに起因する凹凸形状とを誤認識することなく弁別できる性能が求められる。しかしながら，形状情報のみから間違いなく弁別する形状認識技術の確立には多くの困難が予測される。例えば**図1**に示すように，文字などの凹凸形状が欠陥凹凸形状に類似する場合が予測されるからである。さらによりま

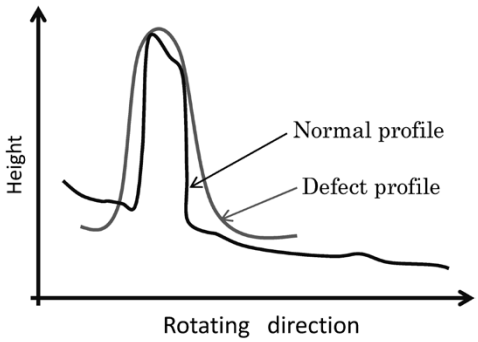


図1　文字等に起因する形状に類似した欠陥形状の例
Fig. 1　Example of defect profile similar to normal one

[*1] 技術開発本部　生産システム研究所　[*2] 技術開発本部　開発企画部　[*3] 機械事業部門　企画管理部　[*4] 機械事業部門　産業機械事業部　産業機械部

れな場合ではあるが，文字などの凹凸形状が欠陥凹凸形状とほぼ同等になることも考えられ，形状情報のみでは両者の弁別が困難であることが容易に予想できる。

本課題に対しては以下の手法が提案されている。まず，事前に準備した欠陥のない正常な基準タイヤ（マスタタイヤ）の形状を測定して装置に記憶させておく（ティーチング作業）。そして実操業時の検査では，記憶させた形状と被検査タイヤの形状とを比較することにより，文字などの凹凸形状の影響を除外して欠陥凹凸のみを検出する手法である。本手法を用いることで見落としのない検査が可能であるが，ティーチング作業に使用する欠陥のない正常なマスタタイヤの準備は難しい。また，タイヤの種類やデザインごとにその正常なマスタタイヤを準備する必要が生じるため，実用性の面で課題がある。さらに，万が一マスタタイヤに微小な欠陥凹凸形状が存在すれば，基準データに誤った凹凸形状が記憶され，インライン検査時に正常な形状認識ができなくなる点も解決すべき課題である。

2．開発コンセプト

前章で述べた課題に鑑み，本開発ではマスタタイヤの準備の負荷を大幅に低減させると同時に，「見落としなし」と「過検出の低減」を両立させることを目的に，生産タイヤの特徴を利用した「タイヤ金型モデル[6)]」による自動形状認識技術と画像処理技術を開発した。さらに，熟練検査員の目視および触診検査のノウハウを取り入れた「人間・機械協調型インタフェース」を開発し，形状認識・画像処理技術と組み合わせた自動検査フレームワークを構築した。

2.1　タイヤ金型モデル

開発した「タイヤ金型モデル」に基づく自動形状認識技術のコンセプトを**図2**に示す。「タイヤ金型モデル」とは『タイヤの文字などに起因する凹凸部の高さは数種類に分類可能』というタイヤ金型の設計コンセプトを反映した考え方である。図2（a）は，タイヤサイドウォールの高さを表す画像を示す。横軸は周方向，縦軸は半径方向を示し，輝度値で各位置の高さを表している。この画像中に1本の横方向ラインを設定し，その線上の高さ（形状）をグラフ化したのが図2（b）である。ゆるやかに湾曲しているベースライン上に，文字などに起因する凹凸形状が重畳している。この高さデータに対して，周波数フィルタによってゆるやかな湾曲成分を除去した結果を図2（c）に示す。文字などに起因する凹凸形状の高さは離散的な数種類のグループ（この場合は2種類）に分かれている様子が確認できる。このような文字などに起因する凹凸形状の高さを離散的な数種類のグループに分類可能である特徴を利用し，文字等に起因する凹凸形状の認識方法を開発した。

なお，生産タイヤのベースラインの高さは生産状態によってばらつきが生じるが，上記分類が可能であることを複数の市販タイヤで確認しており，本「タイヤ金型モデル」の実用性を検証している。

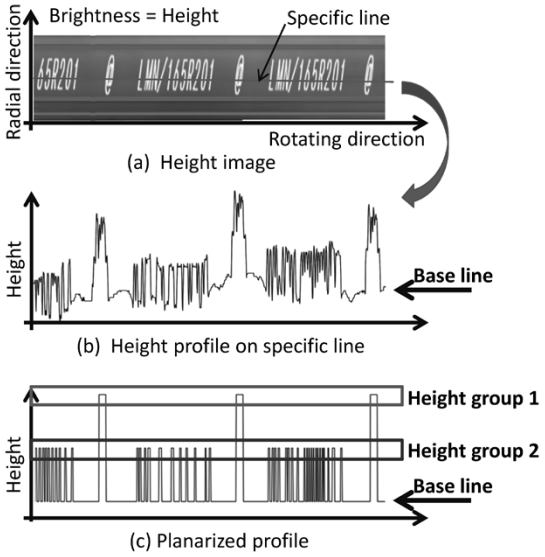


図2 タイヤ金型モデルのコンセプト
Fig. 2 Concept of "Tire KANAGATA model"

2.2　画像処理方法

「タイヤ金型モデルに」基づいた画像処理方法を**図3**～**図5**に示す。図3に示すティーチング作業では，大きな欠陥凹凸形状のないマスタタイヤを使用する。サイドウォール外形形状データを取得後，文字などに起因する凹凸形状領域を抽出する処理を行う。抽出の前処理としてサイドウォールに存在する幅方向の湾曲形状を除去するための平面化処理を行う。その後，急峻（きゅうしゅん）な高さ変化を抽出するための空間一次微分フィルタ処理を適用して閾値（いきち）以上の微分値を境界線領域とし，それに囲まれた部分を文字などに起因する凹凸形状部と判断する。

つぎに，「タイヤ金型モデル」に基づいて高さの分類処理を行う（**図4**）。文字などに起因する凹凸形状と認識された箇所に対してラベリング処理を行い，各ラベル図形の平均高さを計算する。さらに各平均高さによって数種類のグループに分類し，各グループ内の平均高さを求める。この高さを当該グループの代表高さとして文字

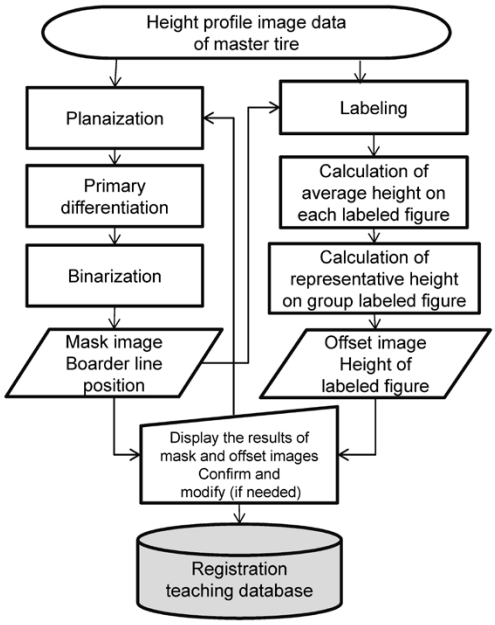


図3 ティーチング作業フロー
Fig. 3 Flow of teaching and setting process

などに起因する凹凸形状の高さとして取得する。このとき，マスタタイヤに微小な欠陥に伴う凹凸形状があっても，平均高さの計算処理によって統計的に除去され，ほぼ正しい代表高さを求めることができる。以上の処理により，文字などに起因する凹凸形状の領域とそのオフセット高さをマスタタイヤから取得してティーチングデータとして登録する。

図５にインライン検査時の画像処理フローを示す。タイヤ回転方向の位置（位相）はタイヤごとに一定ではないため，初めにマスタタイヤおよび実タイヤの画像にパターンマッチング法を適用し，位相調整を行う。つぎに，文字などに起因する凹凸領域は計算除外領域として設定し，各ラベル図形の代表高さを検査対象画像から減算することで，文字などに起因する凹凸形状を除去した平面形状画像を取得する。この画像を用いて欠陥凹凸形状の検査基準に従った検査を実施する。

2.3 「人間・機械協調型インタフェース」

2.1節および2.2節で述べた技術により高精度な自動形状認識が可能であるが，欠陥の見落としなしと過検出低減はトレードオフの関係にあり，自動形状認識技術のみではその両立は困難である。そこで当社では，人間の判断を取り入れた「人間・機械協調型インタフェース」を

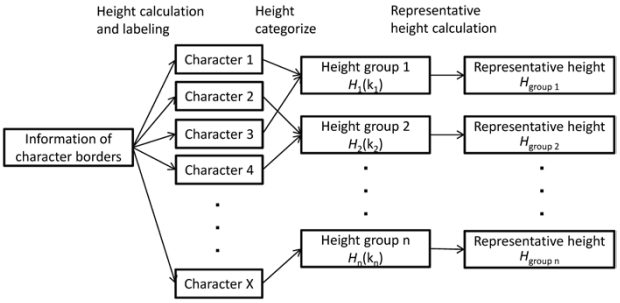


図４ タイヤ金型モデルに基づく高さ分類方法
Fig. 4 Categorization method based on “Tire KANAGATA model”

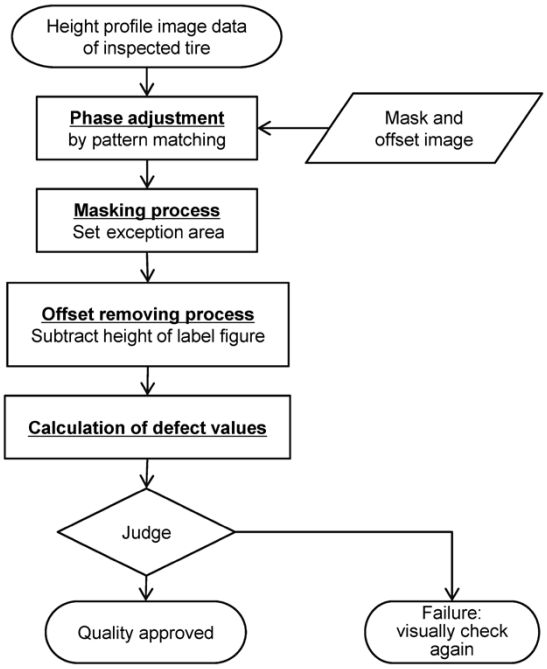


図５ インライン検査フロー
Fig. 5 Flow of inline-inspection

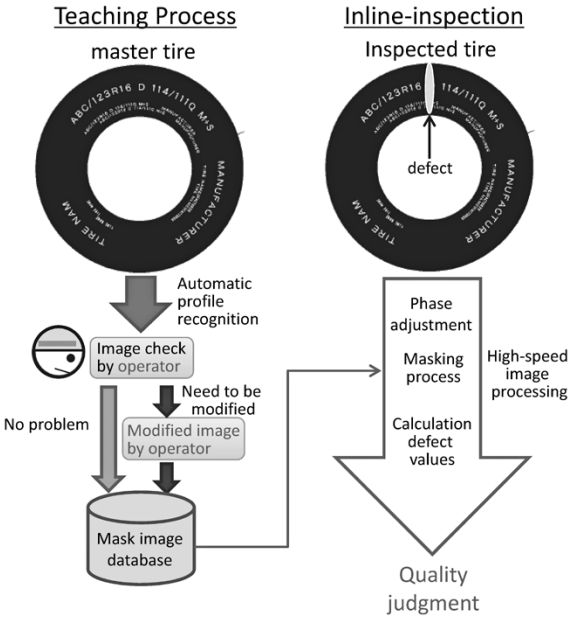


図６ 人間・機械協調型インタフェース
Fig. 6 Man-machine cooperative interface

開発した。このインタフェースと高精度な形状認識技術とを組み合わせることにより，マスタタイヤ準備の負荷を低減させると同時に，見落としなしと過検出の低減を両立させることができた。

「人間・機械協調型インタフェース」のコンセプトを**図６**に示す。インライン検査で得られた形状情報のみから欠陥凹凸の有無を判断することは難しいため，タイヤの文字などに起因する凹凸形状をオフラインで設定するティーチング作業を取り入れた。このティーチング作業に用いるタイヤごとの形状認識画像は，2.1節で述べた「タイヤ金型モデル」に基づく画像処理によって自動取得する。この形状認識結果をスタッフが目視で確認し，間違った形状認識となっている場合にはスタッフの判断によって修正作業を行う。スタッフによるこの作業によって文字などに起因する凹凸形状認識結果を示す「マスク画像」を得る。インライン検査では，このマスク画像に各凹凸形状部の高さ情報を付与した「オフセット画像」を用いて文字などに起因する凹凸部の影響を除外することにより，欠陥凹凸部のみを正確に検出・評価することを可能としている。

３．装置構成

タイヤ外形形状を高速で計測可能なタイヤ三次元形状計測装置[5]の構成を**図７**に示す。本装置は，タイヤの両サイドウォールおよびトレッドを計測する３台のセンサヘッドとコンピュータから構成され，これに今回開発したソフトウェアを搭載した。検査にあたっては，センサをタイヤに近づけ，タイヤを回転させながら各センサで形状を計測し，計測完了後にセンサを退避させてタイヤの入れ替えを行う。開発したソフトウェアによる画像処理はリアルタイムで遂行されるため，検査工程を遅延させることはない。

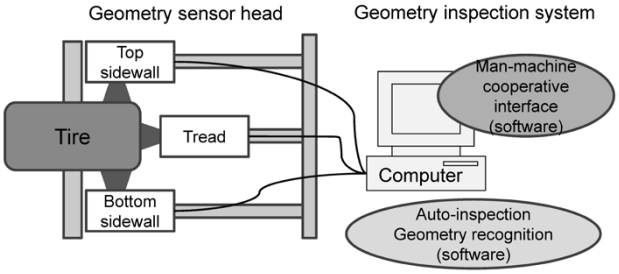


図 7 タイヤ外形形状検査装置
Fig. 7 Machine for inspecting profile of tire surface

4．実験結果

4.1 「タイヤ金型モデル」に基づく自動形状認識

開発した自動形状認識技術を市販タイヤに適用して性能を検証した。その結果を**図 8** に示す。

図 8 (a) は取得した「高さ画像（生データ）」を示す。横軸は周方向，縦軸は半径方向を示し，輝度値で各位置の高さを表している。図 8 (b)～図 8 (d) は各処理後の画像例を示しており，図 8 (b) は平面化画像，図 8 (c) は境界線抽出結果，そして図 8 (d) は各凹凸領域の高さ計算結果である。

これらの計算結果を基に図 8 (a) の高さ画像の文字などに起因する凹凸形状を消去した結果が図 8 (e) である。この処理は，文字などに起因する凹凸形状の境界線領域および各図形のオフセット高さが正常に取得できていることを確認する目的で行っている。図 8 (e) では文字などに起因する凹凸形状が除去できていることがわかる。

本検証により，開発した自動形状認識技術が期待どおりに動作することが確認できた。

4.2 欠陥凹凸形状存在時の自動形状認識

開発した自動形状認識技術の設計コンセプトでは，マスタタイヤに微小な欠陥があっても大きな影響はなく，正常なマスク画像の取得が可能である。しかしながら，大きな欠陥がある場合にはマスク画像にその影響が生じる。

そこで，本コンセプトが実現できているかを検証するため，ガウス分布に基づく典型的な欠陥凹凸形状をデータ上で疑似的に付加した高さデータに対して，自動形状認識を適用した。

頂点高さ0.5 mmの微小な凸形状（**図 9** (a)）を付加し，平面化処理を行った後の高さ画像（図 9 (b)）に対して自動形状認識処理を適用した。得られたマスク画像（図 9 (c)）では，微小な凸形状を誤認識することなく，文字などに起因する凹凸部の境界領域を正確に抽出できている。本マスク画像を基にオフセット画像を作成し，元の画像に適用した結果（図 9 (d)）では，微小な凸形状（同図中のだ円部）のみが平面化されずに残存している。このことから，マスタタイヤに微小な凸形状があってもその影響を受けることなく正確なマスク画像を自動作成することが可能であることがわかった。

いっぽう，頂点の高さを2.0 mmとした凸形状（**図10** (a)）を付加した場合，平面化処理（図10(b)）および

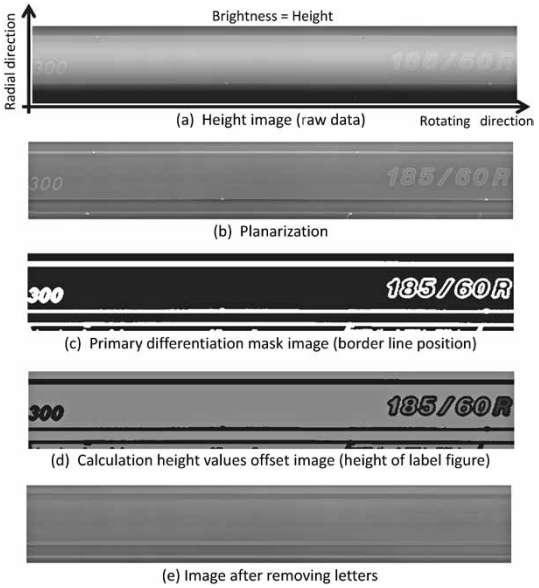


図 8 ティーチング時の画像処理
Fig. 8 Image processing at teaching

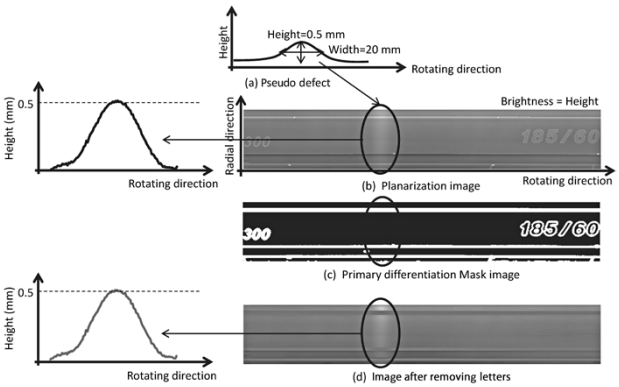


図 9 微小な欠陥が存在する場合の画像処理結果
Fig. 9 Results of image processing with small defects

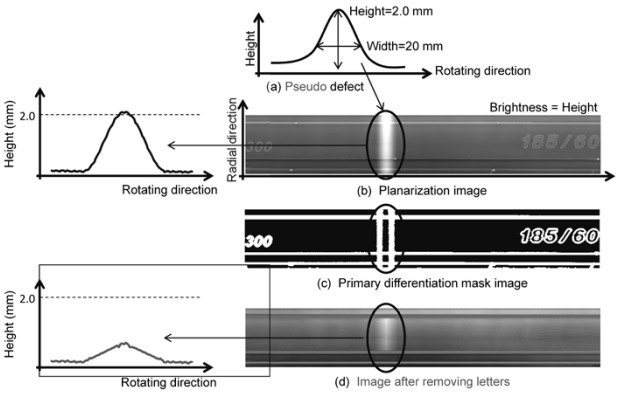


図10 大きな欠陥が存在する場合の画像処理結果
Fig.10 Results of image processing with big defects

自動形状認識処理（図10(c)）において，凸形状に対応した境界領域が得られている。しかしながら，本マスク画像を基にオフセット画像を作成し，元の画像に適用した結果（図10(d)）では，本来マスクする領域ではない凸形状部（同図中のだ円部）も一部マスクされ，結果として本来の凸形状が過小評価される結果となった。このようなマスク画像をインライン検査で使用した場合，欠陥のないタイヤではオフセット高さの減算によって正常部を凹部と判断する可能性がある。また欠陥があるタイ

ヤでは，上述のとおり欠陥を過小評価して異常なタイヤを正常と判断する可能性がある。このため，自動形状認識処理のみによる本計算結果はティーチング画像データとして使用することができない。

4.3 「人間・機械協調型インタフェース」での修正機能

上述したように，欠陥凹凸が存在しない正常マスタタイヤの準備は難しい。すなわち，図10で示したような大きな凸形状が存在するタイヤをマスタタイヤとして使用した場合には，正常なマスク画像が生成できない不具合を引き起こすことになる。

そこで，マスク画像自動作成後に人間による目視確認を行い，必要に応じて人間の手で修正できる「人間・機械協調型インタフェース」を開発した（**図11**）。本インタフェースでは，コンピュータの画面上に表示された自動形状認識処理後のマスク画像を人間（運用スタッフ）が確認する。修正が必要と判断された場合には，誤認識している文字などに起因する凹凸形状領域の追加や削除をGUI上で行う。こうして適切な領域に修正した後，自動形状認識計算をあらためて行うことにより，マスタタイヤに欠陥が存在していた場合でも正常なマスク画像の生成が可能である（図11(c)）。

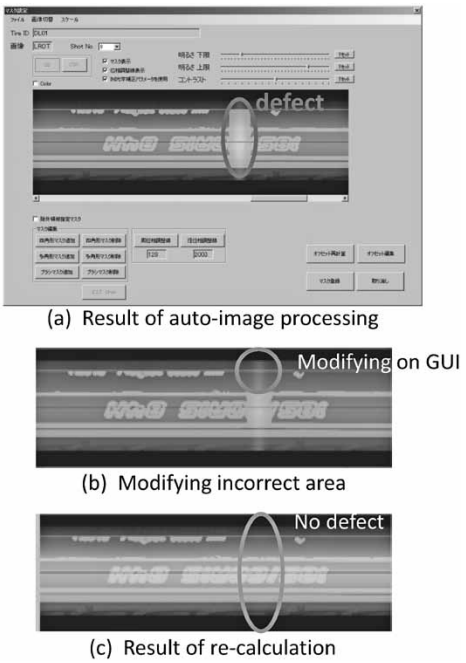


図11 人間・機械協調型インターフェースの処理
Fig.11 Procedures of human and machine interface

むすび＝タイヤのサイドウォール外形形状検査装置を開発した。「タイヤ金型モデル」による画像処理手法と，「人間・機械協調型インタフェース」を組み合わせたフレームワークにより，「見落としなし」「過検出低減」の両立を実現させた。

本装置を使用することにより，生産性を落とすことなく高精度なタイヤ形状検査が可能となる。

本技術を当社で開発済みのタイヤ三次元形状計測装置[5)]と組み合わせたタイヤ外形形状検査装置は，世界中のタイヤ工場で稼働中である。

近年では，ディープラーニングなどを活用したAI技術が広まっており，当社においても形状検査の自動化や形状認識技術への応用に取り組んでいる。その一方で，今回開発した「人間・機械協調型インタフェース」を取り入れた自動検査フレームワークは，品質や安全に関わる出荷前最終検査の機能を担保するために非常に有用なものである。AI技術による自動化が今後さらに普及するとしても，完全自動化が難しい機械や工程では，本フレームワークが一つのソリューションになり得ると考えている。

今後とも当社は，高速かつ高精度な計測に必要なハードウェア開発と形状認識／判別技術の開発を並行して進めることによって，タイヤ形状検査装置の競争力強化に貢献する所存である。

参 考 文 献

1） Sholz O et al. Society of Automotive Engineers Technical Paper Serise. 2008, p.8.
2） Micro-Poise Measurement Systems. "TGIS-SL®（Tire Geometry Inspection System with Sheet of Light）", http://www.micropoise.com/tire-industry/tgis-sl,（参照 2017-06-02）.
3） 花田亮治ほか.自動車技術会論文集. 2011, Vol.42, No.1, p.119-124.
4） 奥水大和ほか. 月刊タイヤ. 2011, 第43巻, 8 号, p.40-42,
5） 高橋英二ほか. R&D神戸製鋼技報. 2008, Vol.58, No.2, p.62-66.
6） 高橋英二ほか. 自動車技術会論文集. 2015. Vol.46, No.1, p.213-218.

（技術資料）

MIXTRON® BB 接線ミキサ用新ロータ 5THR

New Tangential Rotor, 5THR, for MIXTRON® BB

山根泰明[*1]
Yasuaki YAMANE

田中雄介[*1]
Yusuke TANAKA

The fillers blended into tires are changing from carbon black to silica to make tires less-fuel consuming. Hence, rubber mixers for mixing the tire materials are required to have performance suitable for mixing silica-containing compounds. It has been believed that intermesh-type rotors are more advantageous for the mixing of silica-containing composition; however, newly-shaped tangential rotors, 5THR, developed by Kobe Steel, have achieved mixing performance equal to or better than the intermesh-types, which has been enabled by enhancing the distribution performance and cooling performance while maintaining the excellent productivity of tangential-type rotors. This paper shows the superiority of 5THR in a quantitative manner through comparisons with conventional tangential-type rotors and intermesh-type rotors in terms of productivity, and quality after mixing (Mooney viscosity, kinetic viscoelasticity).

まえがき＝CO_2削減対策および省エネルギーは世界全体のトレンドである。タイヤに関しても，自動車が排出するCO_2を削減するという観点から低燃費タイヤの利用が促進されている。タイヤの低燃費化には転がり抵抗を低減する必要がある。ところが，転がり抵抗を低減することによってタイヤの重要な性能であるブレーキ性能を悪化させることになる。このため，ブレーキ性能を維持しつつ転がり抵抗を低減することは難しい。

近年，タイヤ用ゴムの補強材として用いられているカーボンブラックをシリカに置き換えることにより，ブレーキ性能を維持したうえで低燃費化が可能な技術が開発され，現在では低燃費タイヤ用のゴムはシリカを配合したものが主流となっている。

いっぽう，タイヤの転がり抵抗をランク分けしたタイヤラベリング制度が，ヨーロッパ，日本，韓国などをはじめとした国々で既に始められている。この制度は今後中国も開始予定であるなど，タイヤ低燃費化は世界的な流れとなっている。2010年にラベリング制度が始まった日本では，当時は21.7%であった低燃費タイヤの普及率が2015年には68.3%に達するなど，普及は急速に進んでいる。[1)]

また，ラベリング制度の普及に伴う形でシリカを配合したゴムも年々増加し続けている。シリカはカーボンと異なってゴムとの親和性が低いため，混練する際にはカップリング剤を加えてゴムとシリカを反応させ，分散させる必要がある。また，シリカ配合ゴムは従来と比べて粘度が高い傾向があるため混練が難しい。こうした事情から，タイヤ生産ラインに用いられる混練機には，反応時の分配や温度コントロール性能といった機能が求められるようになってきている。

そこで当社は，タイヤ生産設備として最も多く使用されている接線式混練機のロータにおいて，シリカ配合ゴムを混練する際に必要となる性能を発揮する新型ロータ5 THRを開発した。本稿ではその概要を紹介する。

1．ゴム混練機の概要[2)]

1.1　混練機能

ゴム混練機の構造を**図1**に示す。タイヤ原料の混練に用いられるバッチ式混練機は，材料を押し込むためのウェイト（Ram）を上部に，材料を排出するためのドロップドアを下部に備えた密閉型が主に用いられている。密閉型のバッチ式混練機は以下のようなサイクルで混練を行う。

1）ウェイトを上昇させた状態で材料投入口から材料を投入する。
2）ウェイトを下降させ，1）の材料をチャンバ内に押し込む。
3）ロータの回転によって材料にせん断力を与え混練する。
4）混練後，ドロップドアを開いて混練物を排出する。

混練機の動作を示す混練チャートの例を**図2**に示す。混練中に内部の状態を確認することはできないため，混練条件を設定する際は，このチャートから内部の状態を推定しながら条件調整を行っている。

ゴム原料や使用される添加剤はそれぞれの材料によって温度の上限が異なり，その温度以下で混練を行う必要がある。長時間混練することでより分散状態の良い高品質な混練物を得ることはできるが，そのためには温度上限が制約となるうえ，生産性を犠牲にすることになる。

[*1] 機械事業部門　産業機械事業部　産業機械部

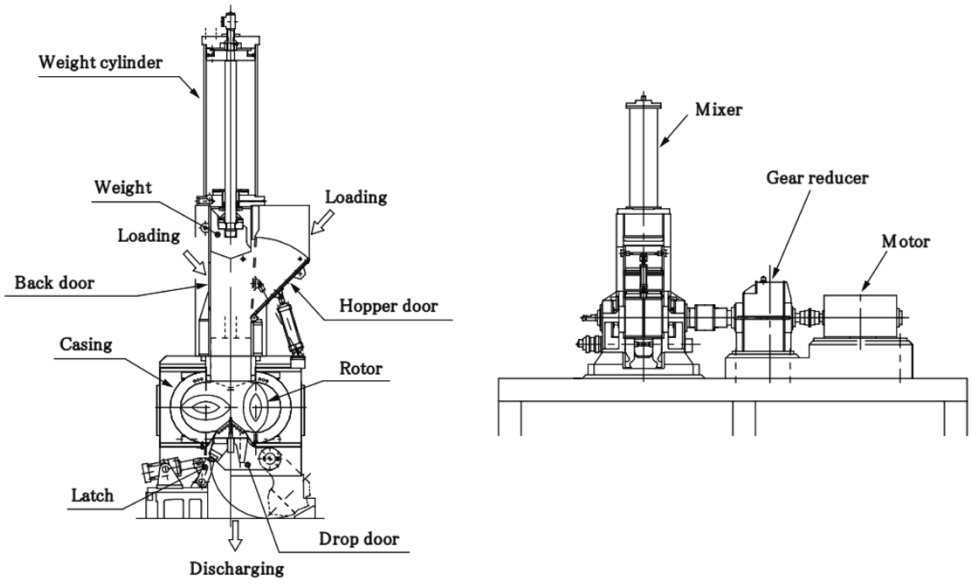


図 1　ゴム混練機の基本構造
Fig. 1　Basic structure of rubber mixer

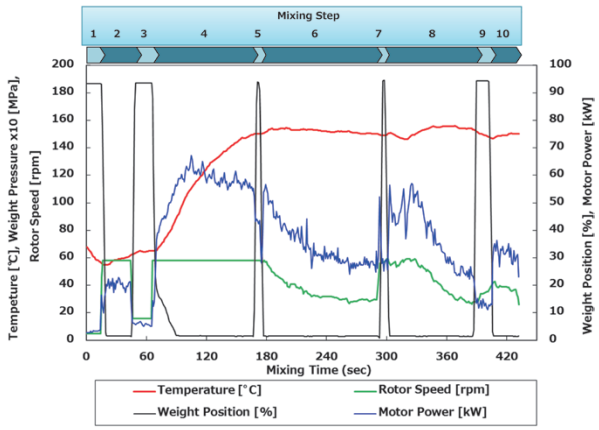


図 2　混練チャートの例
Fig. 2　Example of kneading chart

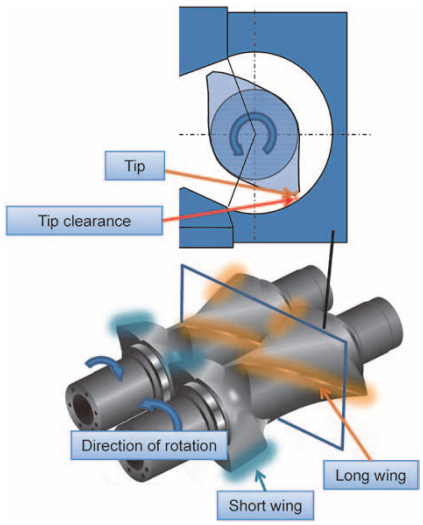


図 3　ロータの各部の名称と形状因子
Fig. 3　Names of rotor parts and shape factors

混練に際しては，限られた時間，上限温度の制約の中でロータ回転数や材料投入のタイミング，ウェイト圧力といったパラメータを適切に設定する必要がある。これらのパラメータ設定は非常に複雑であり，最適な条件を選定することは容易ではない。そのため，最適な条件の範囲が広くて条件設定が容易な装置であることが重要となる。

また，混練機の性能を定める最も重要な要素がロータの形状である。**図 3** にロータ各部の名称と性能を定める形状因子を示す。

1. 2　接線式と噛合式

密閉型の混練機は接線式と噛合（かみあい）式に分類できる。どちらも基本動作や構造は同じであり，左右のロータ外周の回転円がオーバラップしないものが接線式，回転円が相互にオーバラップするものが噛合式と呼ばれている。接線式と噛合式の違いを**図 4** に示す。

同じチャンバ内径の装置で比較すると，噛合式の方が左右のロータの回転軸間距離が小さくなるため，材料が入る容積は小さい。同等の容積の装置で比較すると，噛合式の方がロータの径が大きく機械サイズも大きくなる。

当社製接線式（4 WH ロータ，以下 4 WH という）と

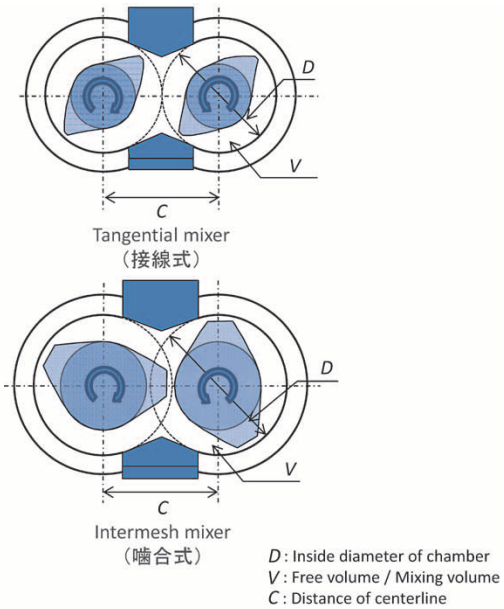


図 4　接線式と噛合式ミキサの断面
Fig. 4　Cross sectional view of tangential type and intermesh type mixer

噛合式（KIR-Ⅱロータ，以下KIR-Ⅱという）を同一チャンバ内径に換算して比較すると，KIR-Ⅱは4 WHと比べてロータ表面積は約4％減少し，混練容積も約38％減少する。

噛合式はシリカ配合に適しているとされており，その要因の一つは冷却性能が優れていることであると考えている。噛合式が冷却性能に優れている理由は，ボデーサイズに対する混練容積が小さいことである。いっぽうで，接線式と同等の混練容積・生産性とするためには，同等の混練容積を確保すべく機械サイズを大型化する必要がある。

2．シリカ配合材の混練

カーボンブラックはゴムとの親和性は高く，混練作用を与えることで分散，分配が進行する。いっぽうで，シリカはゴムとの親和性は低く，混練作用だけでは充分な製品品質を得ることができない。そのため，カップリング剤を用いてゴムとシリカを反応させることで分散，分配を進行させることが必要となる[3)]。

カップリング剤による反応を進行させるためには，カップリング剤が反応する温度域に材料温度を保ちながら混練する必要がある。しかしながら，その反応温度域は材料が劣化してスコーチが始まる上限温度に近いため，上限温度を超えないようコントロールしなければならない。

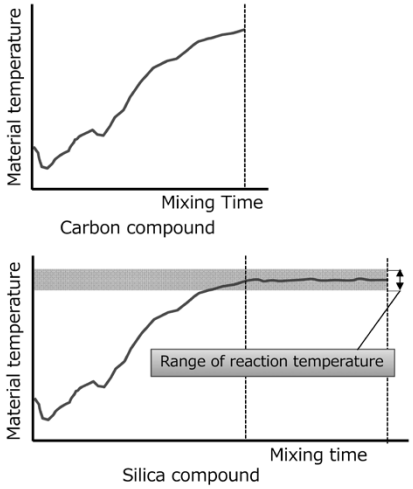


図5 カーボン配合とシリカ配合の混練の違い

Fig. 5 Mixing difference between carbon compound and silica compound

図5にカーボン配合の場合とシリカ配合の場合の混練の違いを示す。カーボンはゴムとの親和性が高いため混練によってゴム中に分散して補強材として機能する。いっぽう，シリカはゴムとの親和性が低いためカップリング剤を添加し，ゴムとカップリング剤およびシリカを化学的に結合させながら混練する必要がある。混練条件を多ステップ化することで必要な混練，反応を行う方式，あるいは図5に示したように，混練の後半にロータの回転速度を下げて材料温度を反応温度領域に保ちながら分散，分配と反応を進めるための追加工程を設けている。しかし，いずれの方法も混練時間が長くなって生産性は低下する方向となる。最近では，材料温度測定値をロータ回転速度にフィードバックすることによって自動的に材料温度を保つ制御が行われている。この工程においては，温度制御性の面からも冷却性能の高い装置ほど操作性が良いといえる[4)]。

また，シリカ配合ゴムの混練においては，反応を開始する前の段階においてカップリング剤とシリカが充分に混合されていることも重要な要素であり，混練初期の分散，分配性能も当然のことながら重要である。これらのことから，反応ステップにおいては冷却性能，分配性能に優れている噛合式が適していると考えられてきた。

3．新ロータ5 THRの特徴

5 THRは，シリカ配合に必要とされる要件，および接線式と噛合式の差異を分析したうえで，基礎から開発を行ったロータである。シリカ配合の混練に必要な材料の取り込み性能，冷却性能，および分配性能などの要素から，実験計画法に基づく検討およびコンピュータシミュレーションによってロータ性能に及ぼす各パラメータの影響度を求めた。最終的には候補となるロータを数種

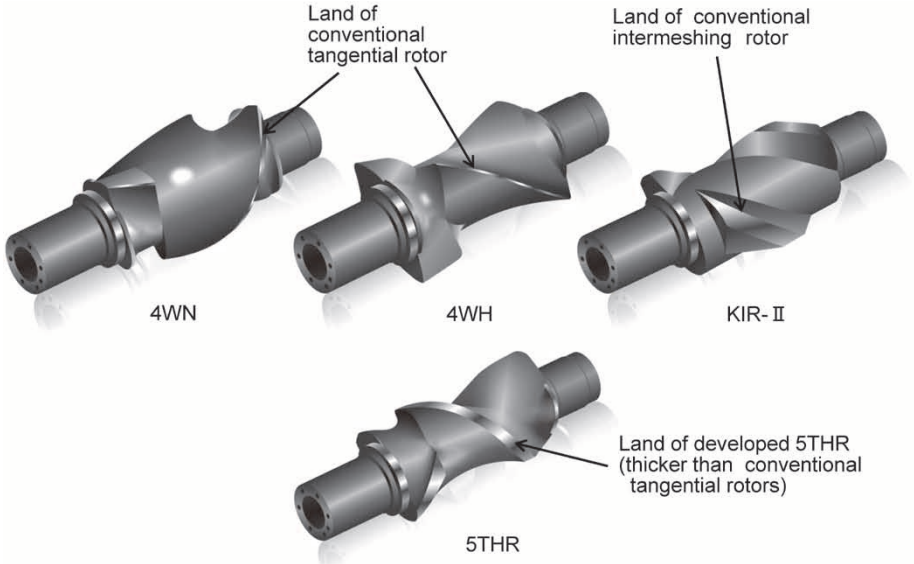


図6 各種ロータの外観

Fig. 6 Appearance of various rotors

類試作し，実験で性能評価したうえで完成させた[5]。

図 6 に新ロータ 5 THR と当社製の従来の接線ロータ（4 WN，4 WH）および噛合ロータ（KIR-Ⅱ）の外観を示す。5 THR は，従来用いられてきた接線ロータや噛合ロータとは外観が大きく異なり，太いランド幅と大きくねじれた翼を特徴としている。

同一サイズの接線ロータ 4 WH と比べて 5 THR は，表面積を約15%増加させることによって冷却性能を高めている。チャンバ内の容積は11%減少しているが，ロータの面積を増加させたことによって従来の接線式ミキサと同等の生産性を維持できている。これは，ロータ形状を改良したことによって平均的な混練時間を短くすることができたためである。

4．5 THR の性能

4.1　実験方法

5 THR の性能を評価するため，容量16Lクラスのラボ機（BB-16，BB-14IM）を用いて当社製噛合ロータ KIR-Ⅱ，接線ロータ 4 WN との比較実験を行った。評価に用いたラボ機の仕様を**表 1** に示す。実験に用いた配合は低燃費タイヤのトレッド材を想定して選定した。なお，シリカ配合量は，ゴム混練分野においてはゴム100に対する添加量で表すことが一般的であることから，以降では phr（per hundred parts of rubber）表記とする。

本実験では SBR にシリカを120 phr 配合するものを紹介する。配合の詳細を**表 2** に示す。また，混練条件における材料投入量は各ロータの容積に合わせて調整しているが，そのほかの条件は全て同じ設定とした。全ての材料を最初のステップで投入して50秒間混練した後，ウェイトの上昇・下降を行ってウェイト上部を清掃し（クリーニングステップ），145℃に達した後に120秒の反応ステップを行う設定とした。

4.2　実験結果

4.2.1　接線ロータとの比較

図 7 に 5 THR および 4 WN の運転チャートを示す。

表 1　ラボ機仕様
Table 1　Specifications of laboratory mixer

	BB-16	BB-16	BB-14IM
Rotor type	4WN	5THR	KIR-Ⅱ
Free volume (L) Mixing volume (L)	16.2	14.3	14.5
Motor (kW)	185	185	185
Max. rotor speed (rpm)	120	120	120

表 2　実験配合
Table 2　Experiment formulation

MATERIAL	TYPE	Recipe		
		Spec.1	Spec.2	Spec.3
S-SBR	TUFDENE3830	96	96	96
BR	BR01	30	30	30
SILICA	ULTRASIL 7000Gr	80	100	120
COUPLING AGENT	Si69	6.4	8	9.6
ZINC OXIDE	GRADE 3	3	3	3
STEARIC ACID	Stearic Acid 50-S	2	2	2
AROMATIC OIL	TDAE	15	15	15
ANTIOXIDANT6PPD	NOCRAC 6C	1.5	1.5	1.5
ANTIOZONANT WAX	SUNNOC	1	1	1

全材料投入後の最初のステップで，ウェイトを下降させながら50秒間混練を行っているが，4 WN の場合はこの段階でウェイトは完全に下降していない。5 THR は本ステップの終了直前で最下点に到達している。シリカ原料は非常にかさ高いため，全ての原料の"みかけ体積"はチャンバ容積より大きい。そのため，ゴム中にシリカが取り込まれていかなければウェイトは下降できない。4 WN の場合はゴム中にシリカが取り込まれる速度が遅く，粉状のままのシリカが多く残っているために下降が遅くなっていると推定する。逆に 5 THR は，ウェイトの下降状態からゴム中へのシリカの取り込みが速く進んでいると考える。また 4 WN では，クリーニングステップ後に温度上昇が鈍くなる現象がみられる。この時点においても粉状のシリカが多く残留していることから，粉によるスリップ現象が発生していると推定される。

モータ電力をみると，5 THR では電力低下はみられるが 4 WN では短時間で電力が上昇し始めている。この違いによって全混練時間に48秒の差異が生じている。5 THR は 4 WN と比べて容積が13%小さくなっているにもかかわらず，混練時間が16%短くなっている。すなわち，5 THR の生産性は 4 WN より高くなることがわかった。

4.2.2　噛合ロータとの比較

5 THR と KIR-Ⅱとの比較実験を行った結果を**図 8** に示す。5 THR のチャートは図 7 と同じである。KIR-Ⅱで

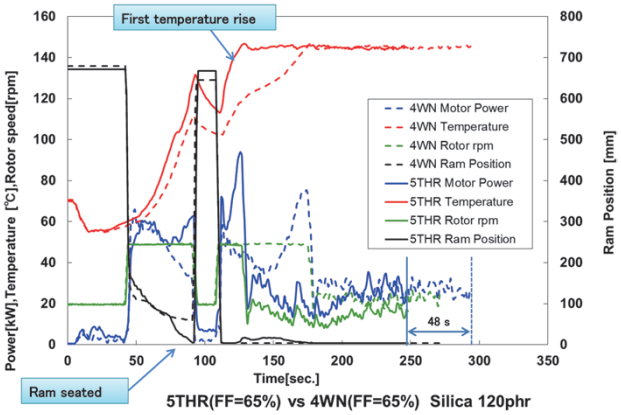


図 7　5 THR と 4 WN のシリカ120phr配合の混練チャート
Fig. 7　Mixing charts of 5THR and 4WN using 120phr silica compound

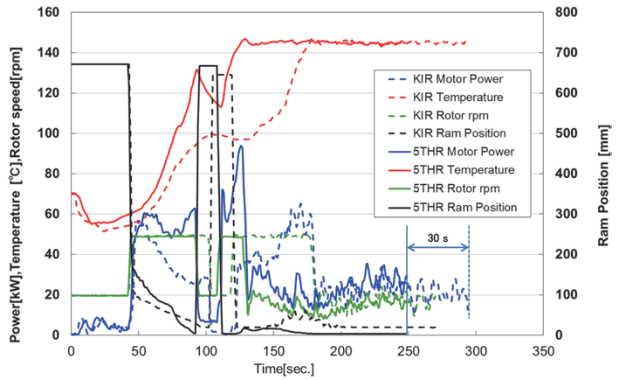


図 8　5 THR と KIR-Ⅱのシリカ120phr配合の混練チャート比較
Fig. 8　Comparison of mixing charts of 5THR and KIR-Ⅱ using 120phr silica compound

は，充填率を接線ロータのときより低めの55%とした。55%としたのは，それ以上の充填率では混練時間が極端に長くなったことによる。ただし，充填率55%でもウェイト下降時間が長く，最初のステップ50秒での混練が不十分であったため，KIR-Ⅱは10秒延長して60秒とした。

KIR-Ⅱにおいては，クリーニングステップ後の動力低下が比較的長い時間生じており，最初のステップを10秒延長したのと合わせて，総混練時間は5 THRより約30秒長くなっている。また，反応ステップの際のロータ回転速度は，5 THR，KIR-Ⅱともほぼ同等であった。

4. 2. 3　各ロータの生産性比較

各ロータは混練容積が異なる。そのため本稿では，混練容積を混練時間で割った値を生産性として評価する。**図9**に示すように，同一充填率FF=55%で比較すると，5 THRはKIR-Ⅱに対して約17%生産性が高い。また，KIR-Ⅱ（FF=55%），5 THR（FF=55%，65%）および4 WN（FF=65%）での比較を行うと，KIR-Ⅱに対して4 WNは約10%，5 THR（FF=65%）は34%も生産性が高い結果となった[6)]。

4. 3　品質比較結果

混練機における混練作用の強弱は，材料1 kgあたりに与えた比エネルギ(Specific Energy，以下Espという。単位：kWh/kg）で評価している。**図10**に各ロータでのEspを示す。4 WNのEspが最も低い結果となり，ゴムに取り込まれていない粉状のシリカの存在時間が長いものと推定される。5 THRは，FF=55%および65%の両条件においてもKIR-Ⅱと同等のEspとなった。

つぎに，ファイナルステージ混練後のムーニ粘度を**図11**に示す。一般的に，ムーニ粘度の低下が大きいほど混練効果が高いとされている。KIR-Ⅱのムーニ粘度が85.3 ML（1＋4）100 ℃に対し，5 THRが73.0，69.2 ML（1＋4）100℃と5 THRの結果が勝っている。

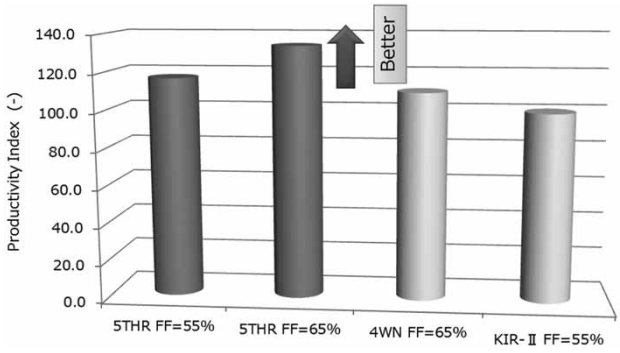


図9　各ロータにおける生産性の比較
Fig. 9　Comparison of productivities of each rotor

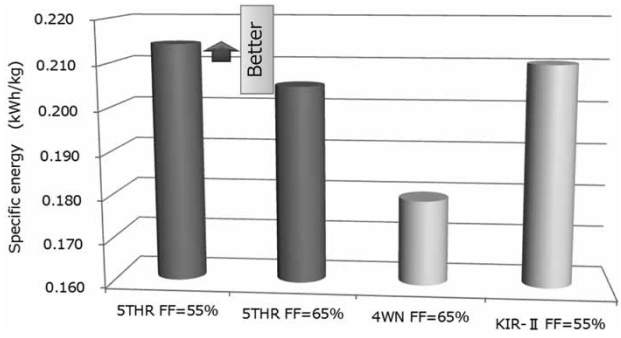


図10　各ロータにおける比エネルギーの比較
Fig.10　Comparison of specific energies of each rotor

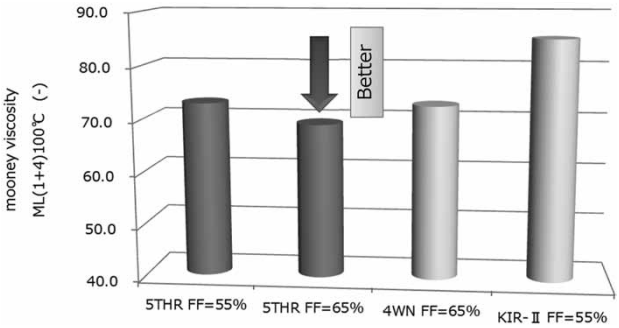
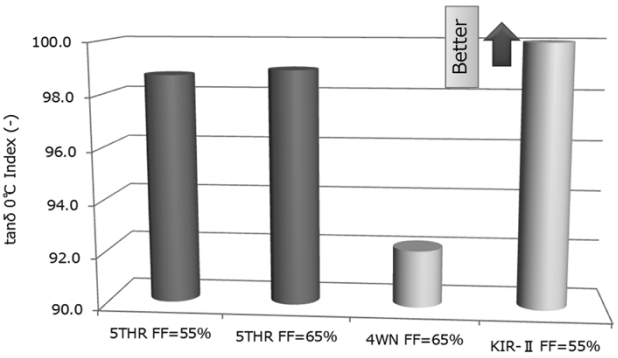
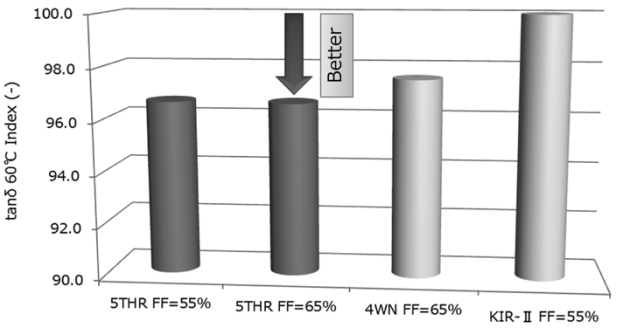


図11　各ロータにおけるムーニ粘度の比較
Fig.11　Comparison of Mooney viscosities of each rotor



*tan δ 0℃ is the result of DMA measurement, and is used as an indicator of wet grip.
The higher value indicates the stronger grip, and means the better result.

図12　各ロータにおけるtan δ0℃の比較
Fig.12　Comparison of tan δ0℃s of each rotor



*tanδ 60℃ is the result of DMA measurement, and is used as an indicator of rolling resistance.
The lower value indicates the low rolling resistance, and means the better result.

図13　各ロータにおけるtan δ60℃の結果の比較
Fig.13　Comparison of tan δ60℃ results in each rotor

最後にウェットグリップの指標となるtan δ0℃を**図12**に，また転がり抵抗の指標となるtan δ60℃を**図13**に示す。tan δ0℃は高いほど良い指標であるが5 THRおよびKIR-Ⅱがほぼ同等の結果となり，4 WNがやや劣る結果となった。いっぽう，低いほど良い指標であるtan δ60℃では，5 THRがKIR-Ⅱと比べ3～4%低い（良好な）結果となっている。

むすび＝本稿では，16Lクラスのラボ機による実験結果を基に5 THRの性能を紹介した。既に多くのタイヤメーカに採用いただいている当社の噛合ロータKIR-Ⅱと比較して，5 THRは生産性および製品品質ともに同等以上の性能であることがわかった。5 THRは，生産機

スケールにおいても噛合式との比較実験を終えており，本稿で示した結果と同等の性能であることが確認できている。既にBB-270，BB-370という生産機としての実績も持ち，今後他の機種への展開を進めてゆく。5 THRの大きなメリットは，既に多く使用されている接線式ミキサとの互換性にある。すなわち，5 THRは既存の接線式と同一デザインであるため，ほとんどの場合でモータおよび減速機を流用することによる置き換えが可能である。

参 考 文 献

1）（一社）日本自動車タイヤ協会ホームページ. タイヤで地球の未来をつくる。みんなで始めよう！タイヤdeエコ活. http://www.jatma.or.jp/environment/pdf/jatma_flyer01.pdf（参照2017-3-8）.
2）山田則文. R&D神戸製鋼技報. 2008, Vol.58, No.2, p.57.
3）Kwang Jae Kim et al. Rubber division ACS. October 16-19, 2001 paper 93.
4）山根泰明. プラスチック成型加工学会. 成型加工2013年 6 月号（第25巻第 6 号）.
5）福谷和久ほか. 成形加工シンポジア '12, B-217.
6）田中雄介. IRC北九州. 2016.

（論文）

部分充満の混練解析による密閉式ゴム混練機の分配混合評価方法

Evaluation Method of Distributive Mixing in Internal Mixers by Using Partially-Filled Numerical Flow Analysis

福谷和久[*1]（博士（工学））
Dr. Kazuhisa FUKUTANI

東　孝祐[*1]
Kousuke HIGASHI

Two methods have been proposed to evaluate the analysis results of partially-filled flow inside an internal mixer used for mixing rubber compounds. In one method, the flow analysis results are displayed using a coordinate system around the rotation axis of the rotor and many spherical particles representing the fluid. In the other method, the distributive mixing is evaluated by a particle tracking method using minimum particle-to-particle distances and their harmonic mean. Combining these methods with partially-filled mixing analysis facilitates the development of new mixers and rotors in an effective manner.

まえがき＝タイヤなどのゴム材料の混練には密閉式の混練機が用いられている[1)-3)]。**図1**にその外観と内部構造[4)]を示す。混練される材料は，初期にはブロック状のゴム，フィラーとしての粉状のシリカあるいはカーボンブラック，および液状のオイルなどである。投入後に固体のゴムが可塑化し，シリカなどのフィラーを取り込んで流動する。このように複雑な現象を含むことから，混練機およびその混練ロータの開発やプロセスの改良は実験的に行われるのが主流である。混練機を対象としたロータ形状の影響の報告例としてはKawanishiら[5)]が，その内部のロータ周りの流動の可視化を実験的に試みた例としてはMin[6)]あるいはLimperら[7)]がある。

いっぽう，従来，混練機の内部の混練流動解析が行われている[8)]。上述のように複雑な流動現象であるため，解析モデルにおいてすべてを正確に扱うことは難しい。しかしながら，計算機の速度向上とモデル化技術の発達から，一定の前提をおいた上での解析結果からでも，装置あるいはプロセス設計に役立つ知見が得られるようになりつつあると筆者らは考えている。

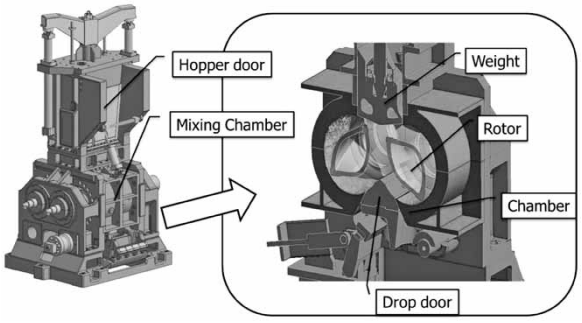


図1 密閉式混練機の外観と構造[4)]
Fig. 1 Appearance of internal mixer and its structure[4)]

たとえば，一つの例としては，混練機のチャンバ内部の部分充満状態を考慮した解析が行えるようになってきたことがある。密閉式混練機は，充満率をある特定の値にすると経験的に混練が良好であること，装置の構成から材料を完全に充満させることができないこと，などから部分充満状態で運転されている。完全充満状態と部分充満状態とでは，空隙（くうげき）の有無によって材料の流動と混練の挙動が異なる。2010年頃までは完全充満状態での流動解析が一般的であったが，最近ではより実際の現象に近い部分充満状態を考慮した解析が行われるようになってきた[9)-11)]。

しかしながら部分充満状態の密閉式混練機の内部では，複数のねじれた混練翼を有するロータの形状とその回転により生じる流動，空隙の移動が3次元的で複雑な流動となる。このため，一般的に用いられる速度ベクトル，圧力分布，温度分布の結果のような2次元的な表示では，チャンバ内に生じる複雑な3次元の流れ場は直感的に理解しにくく，解析結果に基づいて混練の促進方法を検討するのは容易ではなかった。

また，混練性能の一つである分配混合の評価としては，粒子追跡法などの方法が一般的に用いられている[12)]。この方法では，たとえば初期にチャンバ内の一部に塊で配置された粒子群がロータの回転によって生じる流れでチャンバ内に分配される状況を追跡して，粒子密

[*1] 技術開発本部　機械研究所

度の均一度によって分配の優劣を評価する。従来，完全充満の前提のときには，ロータの１回転分の流動解析を行い，速度場の繰り返しを仮定して粒子の追跡のみを後処理で行うのが一般的である。

しかし部分充満状態では，ロータの累積の回転数によって充満状態が異なる可能性があり，充満状態および速度場の時間的な繰り返しが仮定できない。このため，粒子追跡は累積回転の全体について行う必要がある。このとき，通常よく用いられる粒子追跡法によって分配後の粒子密度の均一度を評価する方法では，累積回転数が少ないときの評価の安定度が低いという問題がある。これに対応するため，当社は粒子追跡について粒子間の最小距離とその調和平均値を用いる方法を提案している[11]。

本稿では，部分充満状態の流動解析によるゴム混練機内部の流動解析結果について，（１）部分充満の３次元混練解析結果を評価するための座標変換，および粒子による表示を用いた解析結果の表示方法，（２）粒子追跡結果について粒子間の最小距離を用いた分配混合の評価方法を提案する。

１．流動解析の概要

流動解析に用いた解析方法と条件の概要を説明する。この方法は当社のこれまでの報告[11]と同様である。解析の基礎式は，連続の式，運動量の式，およびVOF（Volume of Fluid）法による自由表面解析のための流体分率の保存式である。物性値にはゴム相当のものを用いた。非ニュートン流体であるとし，粘性をCarreauモデルにより近似した。解析には有限差分法による汎用流動解析ソフトを用いた。ロータおよびチャンバの表面は滑りなし条件とした。ロータ形状（**図２**）およびチャンバ形状はYangら[8]を参考に定め，材料の充満率は60%とした。回転数は60 rpmで，二つのロータは同速度で異

図２ 二翼ロータ
Fig. 2 Two-wing rotors

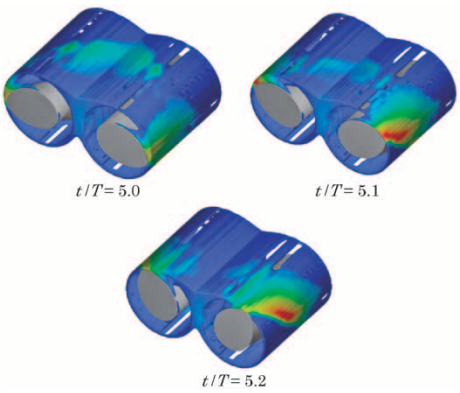


図３ 充満状態と圧力分布の変化（原座標による表示）
Fig. 3 Pressure distribution in original coordinate

方向に回転しているとした。このときの計算結果を**図３**に示す。本図では通常の後処理方法で表示した。tは時間，Tはロータの回転周期である。

２．提案する評価方法

2.1　部分充満解析結果の表示方法

部分充満の計算結果の表示方法を説明する。特徴の一つは，計算に用いたメッシュの座標とその体積を球の位置と半径に変換して，流体を球により表示することである。各メッシュ（番号ｉ）に相当する各球（番号ｉ）の位置，半径および色を通常の解析結果からつぎのように定めた。

（１）球の位置

各メッシュの位置を，ロータの回転軸について展開した座標系に変換した。また，解析結果を理解しやすくするために，ロータの翼の位置を固定した座標系から観察することとし，ロータの回転による位相変化も考慮して変換した。座標変換のイメージを**図４**に示す。元座標（図４左）のx，yおよびzはそれぞれ水平方向，鉛直方向および回転軸方向の座標である。これらの座標をロータとチャンバの間の空間の周方向，厚さ方向，および軸方向の座標（図４右）を表すX, Y, およびZの座標に変換した。元座標の代表点としてａ～ｅの５点を決め，これらをそれぞれ座標変換した点Ａ～Ｅを図４右に示した。説明を単純にするため，片方のロータについて回転軸に垂直な断面内で説明する。もう一方のロータも必要な場合には同様の処理をすればよい。まず，メッシュ中心（x_i, y_i）とロータ中心（x_c, y_c）との距離R_iおよびこれらを結ぶ線の勾配G_iを計算する。

$$R_i=\sqrt{(x_i-x_c)^2+(y_i-y_c)^2}$$
$$G_i=(y_i-y_c)/(x_i-x_c)$$

つぎに勾配G_iから角度θ_iを計算する。このとき，線の象限とロータ回転による位相変化ωt（ω:回転角速度，t：時間），座標変換の方向を考慮して，下のように条件付きで変換する。

$$\theta'_i=\begin{cases}\omega t+\pi-\tan^{-1}G_i & (x_i-x_c>0,\ y_i-y_c>0)\\ \omega t-\tan^{-1}G_i & (x_i-x_c<0,\ y_i-y_c>0)\\ \omega t+2\pi-\tan^{-1}G_i & (x_i-x_c<0,\ y_i-y_c<0)\\ \omega t+\pi-\tan^{-1}G_i & (x_i-x_c>0,\ y_i-y_c<0)\end{cases}$$

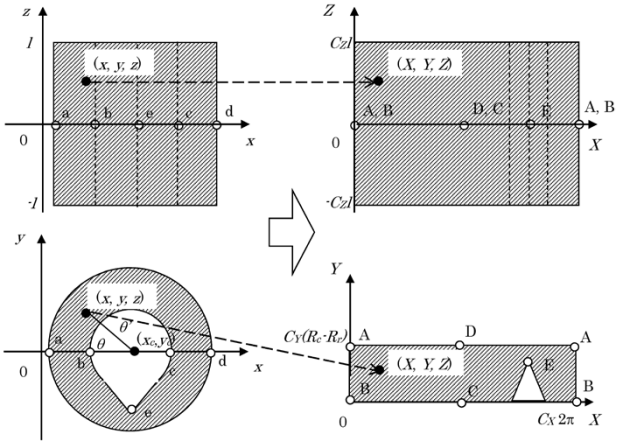


図４ 座標変換イメージ
Fig. 4 Image of coordinate transformation

$$\theta_i=\begin{cases}\theta'_i+2\pi\ (\theta'_i<2\pi)\\ \theta'_i\ (0<\theta'_i<2\pi)\\ \theta'_i-2\pi\ (2\pi<\theta'_i)\end{cases}$$

このように計算した半径R_iおよび角度θ_iを用いて球を表示する3次元の座標系（X_i, Y_i, Z_i）に変換する。たとえば下のように変換できる。

$$X_i=C_X\theta_i$$
$$Y_i=C_Y(R_i-R_r)$$
$$Z_i=C_Z z_i$$

ここにC_x, C_yおよびC_zは表示座標の絶対値の変換のための係数，R_rはロータの胴部の半径である。

（2）球の半径

球の半径は，各メッシュの体積v_i，およびVOF法による解析結果の流体の分率a_iから，流体体積が同じ球の半径r_iとして下のように計算する。

$$r_i=\sqrt[3]{\frac{3a_iv_i}{4\pi}}$$

なお，これは基準とする半径であって，表示の際にはこれに比例させた結果が見やすい半径を用いればよい。

（3）球の色

解析結果の表示の目的により，圧力，温度，速度，成分などで色をつける。

これらの変換を用いて流動解析を含めた手順はつぎのようになる。

（ⅰ）部分充満の流動解析を実施する。

（ⅱ）必要な時間ステップ，変数について，流動解析結果を上述の方法により座標変換し，球による表示用のデータを作る。

（ⅲ）（ⅱ）のデータを汎用ポスト処理ソフトで読み込み，球形粒子で表示する。

本方法は，球形粒子のみを表示に用いるため，安価な汎用のポスト処理ソフトを用いることができることも利点である。

2.2　分配混合の評価方法

先に述べたように，通常の分配混合評価の粒子追跡法では粒子追跡の後に粒子密度の均一性を評価することが一般的に行われている。しかしながらこの方法は，部分充満状態では累積回転数の少ない場合に評価が安定しないという問題があった。当社は，分配混合の評価方法に対して，粒子間の最小距離の調和平均値を用いることを提案している[11]。この方法を説明する。

まず，最小の粒子間距離とは，対象とする粒子（番号i, 位置$\mathbf{x}_i$）とその他の粒子（番号j，位置$\mathbf{x}_j$）との距離$d_{i,j}$のうち最も小さい距離（d_iとする）のことである（**図5**）。式で書くとつぎのようになる。

$$d_{i,j}=|\mathbf{x}_j-\mathbf{x}_i|$$
$$d_i=\min_i\left[\overset{n}{U}_{i\neq j}d_{i,j}\right]$$

ここでnは粒子数である。また粒子間距離d_iの平均値mとしては通常の算術平均距離m_aが考えられる。

$$m_a=\frac{\sum_{i=1}^{n}d_i}{n}$$

しかし，算術平均距離m_aは粒子間距離のデータの中に極端に大きい値が少数でも含まれると平均距離が高く出る傾向がある。本稿の目的である分配混合の安定的な評価には適していないと考え，調和平均距離m_hを用いる方法を提案する。この平均距離は，算術平均のように少数の大距離データの影響を受けにくく，小さい粒子間距離に重点をおいて評価できるため，最小距離の平均値の計算に適していると考えている。

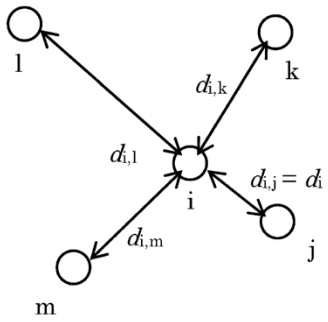


図5　最小粒子間距離d_iの模式図

Fig. 5　Illustration of minimum distance between particles; d_i

$$m_h=\frac{n}{\sum_{i=1}^{n}(1/d_i)}$$

また，粒子間の距離の平均値は，下のように定義される基準長さLを用いて無次元化して表示する。

$$L=\sqrt[3]{\frac{6V}{n\pi}}$$

ここにVは計算領域内の流体の体積，nは粒子数である。この基準長さLは，粒子1個あたりの周囲にある流体体積に相当する球の直径である。分配混合が進んで粒子が均一分配されると粒子間距離はこれに近づき，無次元化した平均距離（m/L）は1に近づくと想定される。この無次元化によって流体の体積，条件による距離の差，数値誤差による体積，粒子数の増減分を補正して評価することができる。

3．評価結果の例

3.1　部分充満状態の計算結果の表示

先に，部分充満状態の計算結果（図3）を示した。これを提案方法によって変換して示すと**図6**のようになる。X-Z面で表示し，チャンバ側から見た図である。この充満状態は，チャンバ内の二翼ロータの可視化結果のスケッチ[6]とよく対応している。この図によれば，ロータの二つの翼の前には材料をせき止めて高圧となる部分があり，その部分から材料は翼に沿って軸方向に流れること，その結果翼の後ろには空隙が形成されていることが確認できる。また，ロータを2次元的に固定して見る座標系とすることにより，充満状態の時間的な変化が観察できる。たとえば，破線の丸で囲った部分において，充満状態が変化していることが確認できる。他の領域では充満状態の変化はほとんどないことから，この部分は，もう一方のロータとの間で受け渡される材料を表している。このように二つのロータ間で材料が受け渡される位相やそれが混合される様子，さらには，表示を変更すればせん断応力が高くなり分散混合が促進される位相と位置などを容易に観察することができる。

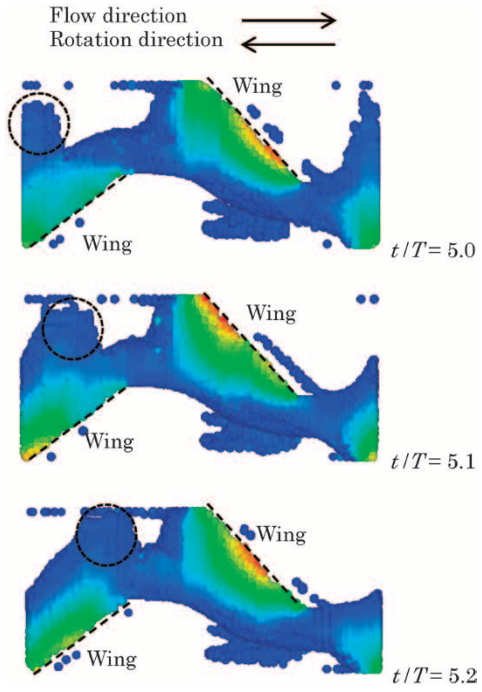


図 6 充満状態および圧力分布の時間変化
（変換座標による片ロータ周りの表示）

Fig. 6 Time history of pressure distribution in transformed coordinate

このような解析結果の処理を用いることにより，たとえば翼の枚数や配置を変更したときのチャンバの内部流動の変化を容易に観察することができる。さらに，これらを効果的に検討して，ロータの形状開発に活用することができる。

3. 2　分配混合の結果の評価

粒子追跡の結果および提案方法による分配混合の評価結果の一例を**図 7** 示す。図 7 は粒子追跡を行ったときの粒子分配の様子である。ロータの回転が進むにつれて粒子の分配が進み，チャンバ内の粒子の密度が均一化されていくことがわかる。**図 8** は提案した方法で評価した分配の結果である。密度分布を粒子密度の標準偏差で表す従来の評価方法では，少ない累積回転数での評価結果が安定しない問題があった[11] が，本提案方法では少ない累積回転においても安定して評価指標が増加しており，分配混合を安定的に評価することができることがわかる。また，算術平均と調和平均の比較では，算術平均値の方が 6 回転以降で勾配が小さくなる傾向にあるのに対して，調和平均はそれ以降もほぼ一定の勾配で増加している。図 7 においては 6 回転以降も粒子の分配が進んでおり，分配の途中であると考えられる。最終的に粒子がチャンバ内に均一に分配されるまで安定して評価できることも必要であることから，この回転数においても指標が安定して増加している調和平均による評価の方がより望ましいと考えられる。

むすび＝部分充満の混練解析の結果において，座標変換と球形粒子表示を用いた新しい表示方法を提案した。また，粒子追跡による分配混合の評価について，最小粒子間距離とその調和平均値を用いた分配混合の評価方法を提案した。これらの方法は，複雑な混練機内部の流動状態を理解しやすくすると同時に，分配混合を安定して評価するために有用な方法である。部分充満の混練解析と組み合わせることにより，混練機および混練ロータの開発において有効な方法として用いることができる。

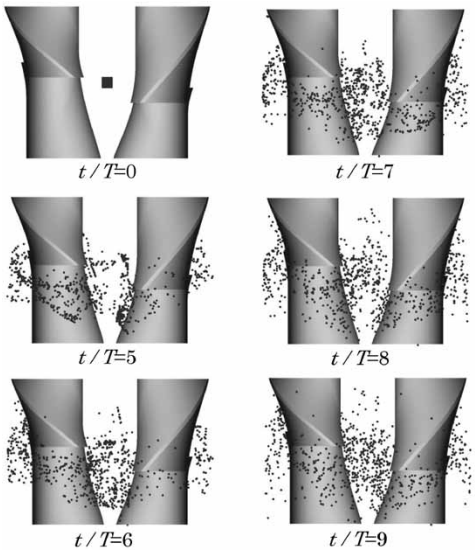


図 7 粒子追跡結果

Fig. 7 Results of particle tracking

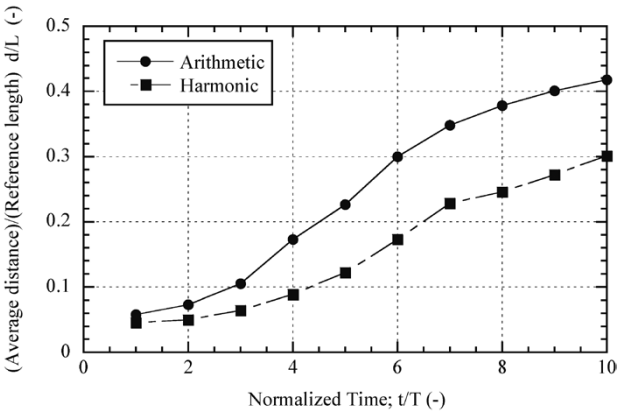


図 8 提案手法による分配混合の評価結果

Fig. 8 Evaluation results of distributive mixing by proposed method

参　考　文　献

1） 日本ゴム協会編. ゴム技術入門. 丸善, 2004, 144p.
2） 日本ゴム協会編. 新版ゴム技術の基礎改訂版. 丸善, 2005, 380p.
3） A. Limper. Mixing of Rubber Compounds. Hanser Publisher, 2012, 239p.
4） Y. Tanaka. International Rubber Conference 2016. 2016-10-25/28. B-21.
5） K. Kawanishi et al. International Polymer Processing. 1991, Vol.6, No.2, p.111-120.
6） K. Min. International Polymer Processing. 1987, Vol.1, No.4, p.179-187.
7） A. Limper et al. Macromolecular Materials and Engineering. 2002, Vol.220, p.750-757.
8） H. H. Yang et al. International Polymer Processing. 1992, Vol.12, No.3, p.195-203.
9） J. Liu et al. Journal of Applied Polymer and Science. Vol.2015, p.42496.
10） P. Dhakal et al. Journal of Applied Polymer and Science. Vol.2016, p.44250.
11） K. Higashi et al. International Rubber Conference 2016. 2016-10-25/28, 2016, C-11.
12） C. H. Yao et al. Rubber Chemistry and Technology. 1998, Vol.71, p.690-707.

（技術資料）

新型大型樹脂混練機（LCM-IM）

Newly Developed Large Size Continuous Mixer (LCM-IM)

山口和郎[*1]
Kazuo YAMAGUCHI

黒田好則[*1]
Yoshinori KURODA

岡田　徹[*2]
Toru OKADA

A new generation continuous mixer has been developed to cope with the advancement of bi-modal high density polyethylene (HDPE), which is more difficult to mix. Basic mixing experiments were carried out to confirm that the new continuous mixer, which has been developed on the basis of a new mixing theory, effectively eliminates the gels of the bi-modal HDPE film and exhibits mixing performance superior to that of conventional continuous mixers. Furthermore, a new technique for measuring the action force of mixing has been developed. This technique was used to obtain data, which was analyzed by a newly established analysis method to confirm the mechanical reliability of the new continuous mixer.

まえがき＝一次造粒に使われるLCMのような大型混練機（**図1**）に対しては，樹脂製造工程の上流のリアクタで重合されてできたパウダ状の樹脂を溶融，混練し，必要な添加剤などを均一に混合することが求められる。そうしたなか，近年では，耐久性や強度に優れ，かつ成形性もよいBi-Modal HDPE（High Density Polyethylene，高密度ポリエチレン）樹脂の開発が盛んになってきている[1)]。これら新開発HDPE樹脂には従来材料に比べて原料パウダ中の高分子成分の均一化が困難で，混練が難しいグレードがある。

そこで，このような新開発のBi-Modal HDPE樹脂への対応のため，混練操作の中心的役割を担うロータ形状の従来の設計理論を発展させ，かみあい型ロータを採用することによって従来ロータより優れた混練性能を得ることに成功した。

また，混練時にかみあいロータが受ける反力は未知であったことから，その反力を正確に測定する方法を開発した。これによって測定した反力を設計に適用でき，かみあい型ロータ採用の混練機としての信頼性を確保することができるようになった。

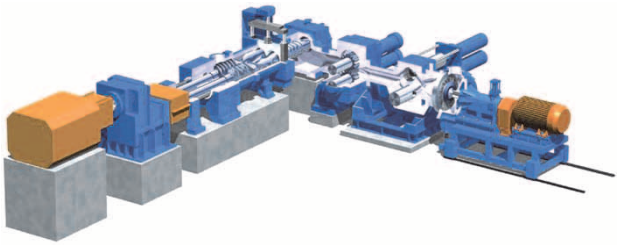


図1　大型樹脂連続混練機LCM-H
Fig. 1　Continuous mixer and pelletizing system (LCM-H)

1．混練ロータ開発

まず，より省エネルギーで高混練品質が得られるロータ断面形状を2次元モデル試験機を用いて探索し，その断面形状を連続混練機に適用するという手順を採った。

1.1　混練理論

ゲル（未分散高分子塊）の分散は，混練翼による樹脂流動から生じるせん断や伸長の流体作用力による。当社では従来，混練翼チップ通過時のせん断応力，およびチップを通過し材料がせん断応力を受ける回数を基礎として混練性能を評価していた[2)]。近年開発されているBi-Modal HDPE樹脂の混練品質を確保するため，従来のロータ形状に対してはせん断応力を大きくすること，およびチップ通過回数を増加させることに主眼をおいていた。

したがって生産機においては，生産量を減らして滞留時間を増加させ，チップ通過回数を増加させるか，チップクリアランスを小さくして高せん断応力を与えることになる。しかしながら，結果として消費エネルギーが増加することや，樹脂温度が過度に上昇して樹脂劣化が生じるなどの問題が起こることがある。また，生産量を確保するためには大きいサイズの混練機が必要になる。

新型連続混練機の混練翼断面形状を新たに設計するにあたり，せん断による混練作用に加えて伸長による混練作用も重視し，与えるエネルギーに対してゲルの減少率が最大になるようエネルギー効率を考慮した。

このように，生産量を従来機械サイズで確保し，低エネルギーで品質を達成することを新型連続混練機の開発目標とした。

1.2　混練評価方法

ガス管などへの用途となるHDPEのパイプ用グレー

[*1] 機械事業部門　産業機械事業部　樹脂機械部　[*2] 技術開発本部　機械研究所

ドについては，カーボンを混合分散させた際の白のこり（White Spot）をゲルとみなし，その大きさ（以下，ISO ratingという），および量（白残り面積比：White Spot Area，以下WSAという）によって評価する。**図2**にゲルの含まれる顕微鏡写真の例を示す。

1.3　2次元モデルによるロータ断面形状の評価

1.3.1　実験方法

ロータ断面形状を評価するため，2次元モデル実験装置を使用した。これは，連続混練装置の2次元断面を模して混練実験を行う装置である（**図3**）。二つのロータのかみあい度合いを接線型とかみあい型2種類とし，チップクリアランスと作用面の傾斜角度（Front Angle）を主たるパラメータとして15種類のロータ断面形状を準備した（**表1**）。

これらのロータを2次元モデル試験装置にセットし，パウダ材料と着色用カーボンブラックパウダを投入した。所定の時間混練運転した後，溶融混練された材料を取り出し，ISO ratingとWSAを比較した。

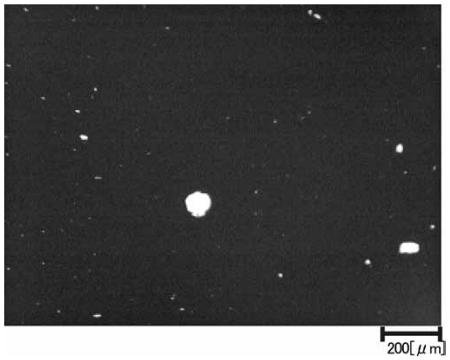


図2　カーボンブラックで着色したポリエチレンコンパウンドペレット中のゲル（白残り）
Fig. 2 Gels (white spots) in polyethylene compound pellet colored by carbon black

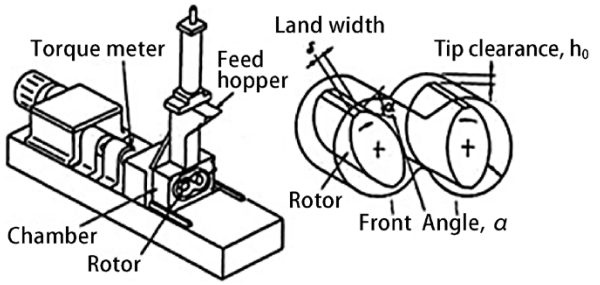


図3　2次元モデル試験装置
Fig. 3 Test mixer of 2D model

表1　2次元モデル試験用ロータ断面形状
Table 1 Cross-sectional shapes of rotors for 2D model test

		Front angle			Land width	New concept shape
		Small	STD	Large	Large	
Tip clearance	Narrow	Rotor # 15A	Rotor # 15B	Rotor # 15C	Rotor # 15L	Rotor # 15P
	STD	Rotor # 15E	Rotor # 15F [STD]	Rotor # 15G	Rotor # 15M	Rotor # 15Q
	Wide	Rotor # 15H	Rotor # 15J	Rotor # 15K	Rotor # 15N	Rotor # 15R

1.3.2　実験結果

一般に混練作用と混練エネルギーはおおむね比例関係となり，エネルギーが大きいほど混練が進む。実験結果の中で，小さい投入エネルギーで混練結果のよいロータが高効率で高性能なロータということになる。

そこで，ロータ形状ごとの分散能力の結果は，混練に要した総エネルギーを充填量で除した値である比エネルギーで正規化して比較した。標準接線型ロータ群の中で最も良好な，すなわち低い投入エネルギーで良好な混練性能を示した15Fロータ，およびかみあいロータ群の中で最も良好であった15Qを用いた場合の2次元モデル試験装置での混練時間と混練物のWSA値の減少の様子を**図4**に示した。

接線型ロータでは，チャンバ内壁とロータチップ間の楔（くさび）状空間で生じるせん断作用が主な混練作用である。標準接線型ロータ群の中でも15F形状が最も効率良く混練物にせん断作用が与えられる形状と考えられる。

かみあいロータ群の中では，15Q形状が15F形状よりもさらに良好な性能を示した。すなわち，短い混練時間で非常に良好なWSA値となった。かみあいロータでは，従来のチャンバ内壁とロータチップ間のせん断作用に加え，ロータがかみあう中央付近で複雑な流動場が生じ，伸長作用流が発生しているものと考えられる。伸長応力場では，せん断応力場と比較してより小さいエネルギーでゲルが分散する。このため，より効率的にゲル分散が行われたものと考えられる[3)]。

1.4　連続混練機への適用

連続混練機のロータは，材料を下流へ送るスクリュ部と混練作用を与えるロータ部からなる。ロータ部は，比較的リードの長いねじれを持っており，ロータ回転時に材料を送る方向と戻す方向を組み合わせるのが一般的である。

候補としたロータ断面形状を連続機に適用する際にも，送り部と戻し部の長さ，ねじれ度合い，および従来接線ロータも含めて組み合わせ，最適となる組み合わせを探索した。

種々の組み合わせ実験の結果，従来LCM-Hの混練思想を踏襲した2段混練型ロータ構成とし，第一混練部に

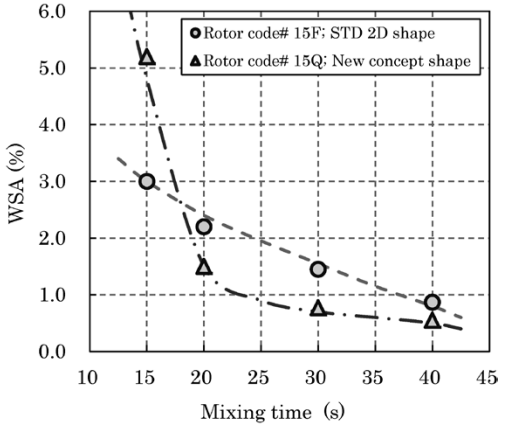


図4　2次元モデル試験装置による混練実験結果
Fig. 4 Relationship between WSA reduction and mixing time

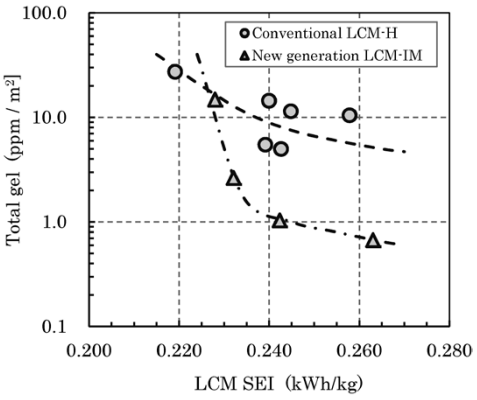


図 5 連続混練機による混練実験結果
Fig. 5 Gel reduction in film by SEI

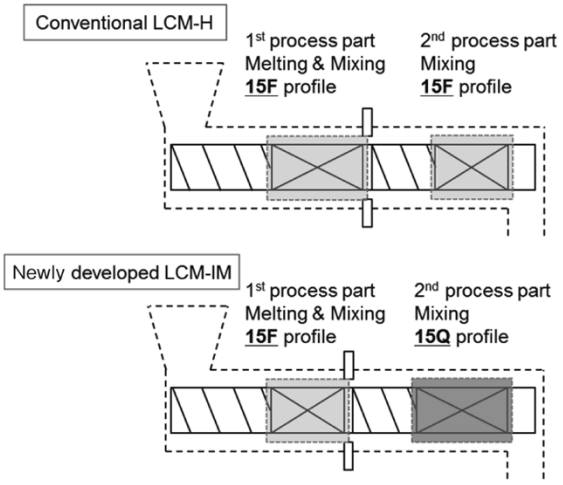


図 6 従来LCM-Hおよび新型LCM-IMのロータ構成の比較
Fig. 6 Comparison of rotor arrangements between conventional LCM-H and newly developed LCM-IM

接線型ロータを，第二混練部にかみあい型ロータを適用した構成が最も混練性能が優れていた。従来LCM-Hと新型開発機LCM-IMによってBi-modalのHDPEフィルム用グレードを混練造粒し，作成したペレットをフィルム状に成形した。そのフィルム中のゲルの総面積の減少を混練に要した比エネルギー（SEI）で整理した結果を**図 5** に示した。

また，開発した新型LCM-IMのロータ構成模式図を従来型LCM-Hと比較して**図 6** に示した。新型LCM-IMでは第１段目に15F断面，第２段目に15Q断面を採用している[4]。

２．混練荷重測定

LCMの設計において，混練荷重は重要な要素である。LCMでは，樹脂の溶融混練に必要な力をロータの回転による機械的作用力として与える。ロータにはその反力が発生する。また２軸押出機と異なり，ロータを支えるベアリングでこの反力を支持する。このため，ロータは繰り返しの曲げ応力を受けることになり，許容応力を超えれば疲労破壊に至る。

混練荷重は，LCM開発当初から形状を変更する都度，測定を行ってきた。しかし，かみあいロータについては前例がなく未知である。このため，新たにかみあいロータを採用するにあたり，その混練荷重をより詳細に測定した。

2.1　混練荷重測定システム

新型LCMの混練ロータは二段混練を採用しており，第一混練部と第二混練部を備える。それぞれの混練部における作用力を独立して測定するために，ひずみゲージによる荷重測定システムを構築した。

ロータは，ドライブエンド側に２点，ウォータエンド側に１点の合わせて３点のベアリングで支持されている。このため，混練荷重が付加されたときのたわみは不静定梁（はり）問題となり，混練荷重が２か所に作用するモデルでは，重ね合わせ原理が適用できる。**図 7** にロータ支持方法とひずみゲージ設置位置，荷重位置の関係を示す。

ドライブエンド（DE）側とウォータエンド（WE）側のそれぞれのひずみ値は，第一混練部と第二混練部それぞれに作用する混練荷重によるひずみ値の合成値となる。そこで，第一混練部および第二混練部それぞれに単独に荷重を付加した場合のひずみ値をあらかじめ測定しておき，荷重―ひずみの線形係数α_1，α_2，β_1，β_2を求めておく。第一混練部と第二混練部に作用する混練荷重をそれぞれF_1，F_2，DE側ひずみをε_{DE}，WE側ひずみをε_{WE}とすると，混練荷重と測定されるひずみの関係は次の連立式で表される。

$$\varepsilon_{DE} = \alpha_1 \cdot F_1 + \alpha_2 \cdot F_2$$
$$\varepsilon_{WE} = \beta_1 \cdot F_1 + \beta_2 \cdot F_2$$

この連立方程式に測定したひずみを代入して解くことにより，第一混練部と第二混練部にかかる混練荷重を独立して求めることができる[5]。

2.2　混練荷重測定結果

測定した混練荷重の事例を示す。第一混練部および第二混練部で測定した混練荷重変動を**図 8** に示す。また，混練部で最大荷重が発生した瞬間の混練荷重方向と大きさを**図 9** に示す。

これらの評価結果を基に，運転中のロータに作用する荷重を考慮しつつ，折損などの恐れのないロータ設計が可能である。

図 7 混練荷重とひずみの関係
Fig. 7 Relationship between mixing force and strain

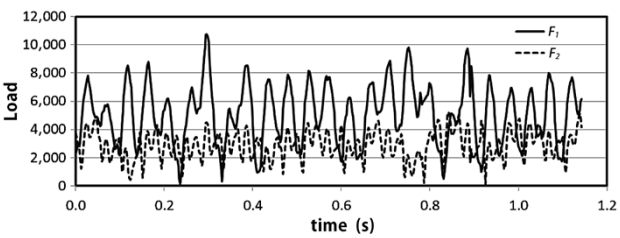


図 8 混練荷重の時刻歴波形
Fig. 8 Time history of mixing force

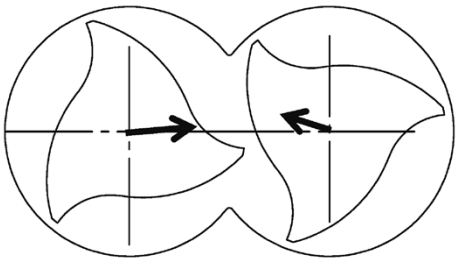


図 9 混練荷重方向測定例
Fig. 9 Example of mixing force direction measurement

むすび＝新型連続混練機の開発における混練性能向上のためのロータ形状開発と，それをサポートする精度の高い混練荷重測定技術の開発は車の両輪であり，当社の大型造粒機開発の根幹であると考えている。HDPEの材料開発は，材料メーカにおいて今も引き続いて行われている。当社の連続混練機もその開発に遅れを取らないよう常に混練性能を向上させていく必要がある。

本稿で紹介した技術は今後のロータ開発において基礎となるものである。さらに，当社技術開発本部で開発中の流動解析技術を組み合わせることによって，市場の要求にタイムリーに応えられるものと考える。今後とも技術開発体制を整え，競争力をさらに向上させていく所存である。

参 考 文 献

1） 永井洋三. 日本ゴム協会誌. 2007, 80巻, 8 号, p.315-316.
2） 井上公雄ほか. R&D神戸製鋼技報. 1994, Vol.44, No.3, p.53-56.
3） ㈱神戸製鋼所. 連続混練装置. 特許第5832172. 2015-11-06.
4） ㈱神戸製鋼所. 連続混練装置. 特許第6242232, 2017-11-17.
5） ㈱神戸製鋼所. 混練機の混練ロータに発生するロータ荷重を求める方法, ロータ荷重演算装置, および混練機. 特開2016-028877, 2016-03-03.

（論文）

粒子法に基づく樹脂混練機内の部分充満解析技術の開発

Partially Filled Flow Simulation Based on Particle Method of High-Viscosity Fluid in Mixer

関山和英[*1]　山田紗矢香[*1]（博士（工学））　中川知和[*2]（博士（工学））
Kazuhide SEKIYAMA　Dr. Sayaka YAMADA　Dr. Tomokazu NAKAGAWA

In the development of mixers and extruders, it is important to grasp the fluid flow inside the machines, and three-dimensional flow analysis is being increasingly applied. There, however, are not many studies on the partially filled flow of high-viscosity fluid. Hence, this study focuses on the particle method, a common method for analyzing free surfaces, to improve its accuracy. The Element-free Galerkin method (EFGM), which is known to have high accuracy in the calculation of rotating motions, has been used with our newly devised technique (rearrangement) to prevent particle spacing to become uneven. The comparison between the analysis results and experimental results has revealed the possibility of quantitative analysis based on this technique. This method is expected to be applied to the elucidation of mixing mechanism.

まえがき＝近年，連続混練機，二軸押出機およびバッチミキサなどの高粘性流体を混練する装置（以下，混練機という）を対象に，数値解析（以下，解析という）によって装置内部の流動挙動を把握することにより，運転条件やロータ形状が異なる混練機の混練性能を評価する研究が盛んに行われている。これまでの研究における解析は完全充満状態で行われていたが[1),2)]，実際の混練機内の多くが部分充満状態であることから，完全充満状態の解析での評価には限界がある。そこで，より高精度な評価を狙いとした部分充満解析が注目されているが[3),4)]，混練機に対し部分充満流動解析を適用した例は極めて少ない。

混練機内の流体は，スクリュの高速回転により流動するため，自由表面の変動が大きいことが特徴である。そこで当社では，この大きな自由表面変動を伴う部分充満流動に対して，格子法よりも有利とされる粒子法に着目し，混練機内流動に適用可能な解析手法の開発を試みた。開発した手法を用いて混練機内を模擬した二次元的なモデルの流動を解析し，理論解および可視化実験結果と比較することによって解析手法の精度を確認した。

1．解析手法

1.1　支配方程式

材料を等温で微圧縮性の粘性体としたときに，運動方程式は式（1）から式（3）のように，構成方程式は式（4）のように表される。

$$\rho \dot{\boldsymbol{u}} = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{b} \quad in\ \Omega \quad \cdots\cdots(1)$$

$$\mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\sigma} = \overline{\boldsymbol{s}} \quad on\ \Gamma_s \quad \cdots\cdots(2)$$

$$\mathbf{u} = \overline{\mathbf{u}} \quad on\ \Gamma_u \quad \cdots\cdots(3)$$

$$\sigma_{ij} = 2\mu \dot{\varepsilon}'_{ij} + \lambda \dot{\varepsilon}_v \delta_{ij} \quad \cdots\cdots(4)$$

ここで，Ω：対象領域，Γ_s：表面力規定境界，Γ_u：速度規定境界，ρ：密度，$\dot{\boldsymbol{u}}$：速度の時間微分，$\boldsymbol{\sigma}$：応力テンソル，**b**：体積力ベクトル，∇：ベクトル微分演算子，**u**：速度ベクトル，**n**：境界の法線方向ベクトル，$\overline{\mathbf{u}}$：境界速度ベクトル，$\overline{\boldsymbol{s}}$：表面力ベクトル，$\sigma_{ij}$，$\dot{\varepsilon}'_{ij}$，$\dot{\varepsilon}_v$：時刻$t+\Delta t$における応力成分，偏差ひずみ速度成分および体積ひずみ速度，μ：流体粘度である。λは体積変化に対する抵抗係数であり，ここでは十分大きい値としてμの100倍とした。

1.2　離散化法

部分充満解析を行う際に，計算点がメッシュ上に固定される格子法（メッシュ法）の場合（**図1**左），自由表面を表現する複雑なモデル化が必要である。いっぽう，計算点が流れに沿って移動する粒子法（メッシュフリー法）の場合（図1右）は特別なモデル化を必要としない。このため，一般に自由表面の解析に向いているとされる。そこで本開発では，粒子法に着目した。

高粘性流体の流動においては，流動へのせん断場（伸

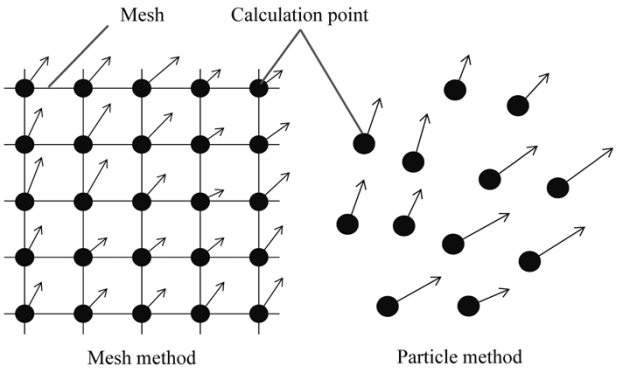


図1　格子法（メッシュ法）と粒子法（メッシュフリー法）
Fig. 1　Mesh method and particle method (mesh-free method)

[*1] 技術開発本部　機械研究所　[*2] 技術開発本部　機械研究所（現 ㈱高砂コンピュータサービス）

長と回転が組み合わされた流れ）や回転場の寄与度が高いため，それらが高精度で予測できる必要がある。また，混練性能評価指標としてはせん断速度やせん断応力が重要であると一般にいわれている[5]。そのため本開発では，離散化法にEFGM（Element-Free Galerkin Method[6]）を採用した。EFGMは，本問題のような移流項を含まない微分方程式の解法として確立している有限要素法の定式化によっており，上記のようにせん断場や回転場の寄与度が高い流動においても，高精度な解析が可能である。また，複雑な自由表面に対しても境界条件の設定が容易であるという特長も有する。

一般的にEFGMでは，数値積分のためのバックグラウンドセル（background cell）が必要であるが，計算負荷軽減のためこれを用いず，粒子点で積分（nodal integration）を行った。

時間積分には完全陰解法を採用した。この理由は，陽解法で高粘性体を解析する場合は時間増分を極めて小さくする必要があり，計算時間が掛かるためである。

1.3　速度の近似関数

速度の近似関数には移動最小二乗法（Moving Least Square Method：MLSM）を用いた。本開発では，必要最低限の1次とし，重み関数Wとして以下の指数関数を用いた。

$$W(r)=\frac{e^{-\alpha(r/r_0)^2}-e^{-\alpha}}{1-e^{-\alpha}} \quad \cdots\cdots(5)$$

ここに，rは粒子間距離，r_0はカーネル半径，αは係数である。上式は，$r\leq r_0$の場合にのみ用い，$r>r_0$の場合は$W(r)=0$とする。本開発の解析においては，全て$\alpha=7$，r_0は初期粒子間隔の2.6倍とした。

なお，標準的なSPH（Smoothed Particle Hydrodynamics）法[7]やMPS（Moving Particle Semi-implicit）法[8]のように，ゼロ次の近似関数を用いると角運動量が保存できず，高粘性流体の場合は極めて大きな誤差を生ずる[9]。

2．精度向上のための新手法（粒子再配置）

粒子法においては一般に，粒子間隔が不ぞろいになることによって離散化誤差が増大し，精度が劣化することが知られている。しかし，混練機内の部分充満流動は，ロータの回転による粒子の流動が定常状態になるまでに長時間の計算が必要になり，時間の進行とともに粒子間隔が不ぞろいになることは避けられない。そこで，精度改善のため，**図2**のように仮想的なばねの反発力を利用し粒子間隔を一定に保つ手法（粒子再配置）を考案した。

この処理によって粒子間隔が一定に保たれるものの，再配置処理によって自由表面形状がひずむなどの誤差が導入される。これらの誤差を最小化するためにここでは，最も簡便な手段として，Δtを十分小さく取り，さらに再配置を毎ステップ実施することによって1ステップあたりの座標変動量を小さくした。

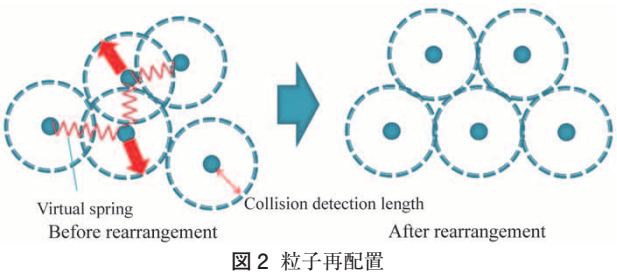


図2　粒子再配置
Fig. 2　Particle rearrangement

3．開発した手法の精度検証

本章では，前章で述べた新たな手法の精度を定量的に検証した結果を概説する。

3.1　二重円筒間内の完全充満流動における理論解との比較

開発した手法の精度を確認するため，同軸二重円筒クエット（Couette）流れの完全充満解析を実施し，同条件の定常状態の理論解と比較した。解析条件は，内筒半径を10 mm，外筒半径を25 mmとし，内筒の回転数を200 rpm（＝角速度20.944 rad/s）とした。また，流体の粘度μは相当ひずみ速度の関数とし，べき乗則$\mu=\mu_0\dot{\gamma}^{(n-1)}$に従うものとした。ここで，$\gamma$は相当ひずみ速度，$\mu_0$および$n$は定数で，内筒に作用するトルクが1,000 Pa·sのニュートン流体と同じになるよう，$\mu_0=11324.76$ Pa·s，$n=0.3$を使用した。比較のために，再配置を導入しない手法の解析も実施した。

図3に，再配置ありの場合と再配置なしの場合の全粒子の中心からの距離rに対する周方向速度uをそれぞれ示す。再配置ありの結果は理論解によく一致した。いっぽう，再配置なしの結果は配置の粗密の影響を受けて大きな離散化誤差を生じ，各所のuが理論解と大きく乖離（かいり）した。

なお，内筒壁面上に作用する境界力（**図4**）の接線方向の合力を内筒が受けるトルクとして算出したところ，理論解との誤差は再配置なしの場合の−28.9%に対し，再配置ありの場合は−0.3%と良好な結果が得られた。

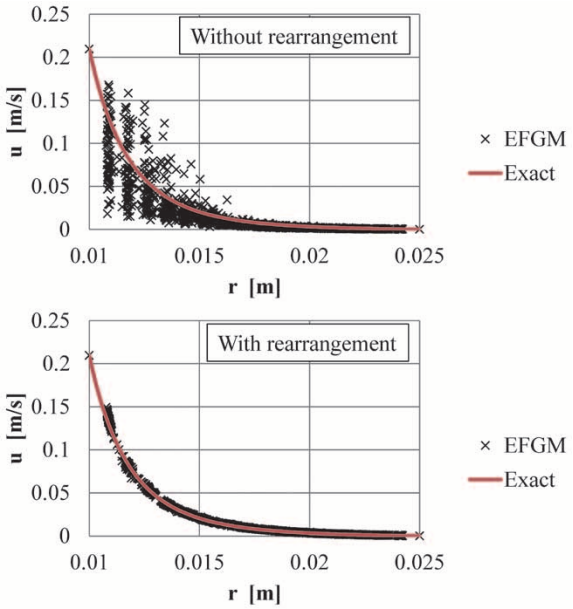


図3　中心からの距離と周方向速度の関係における理論解と解析結果との比較
Fig. 3　Comparison between theoretical solution and simulation results in relationship between distance from the center and circumferential velocity

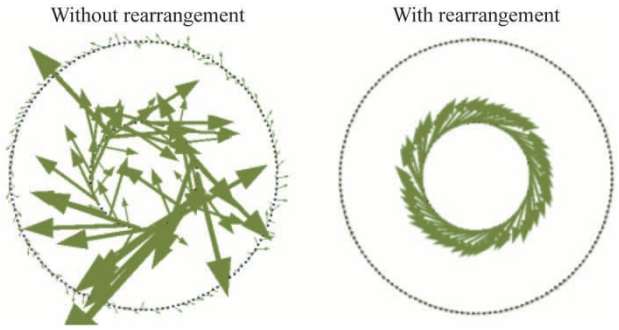


図 4　内筒一回転後の境界力の比較
Fig. 4 Comparison of boundary force after one rotation of inner cylinder

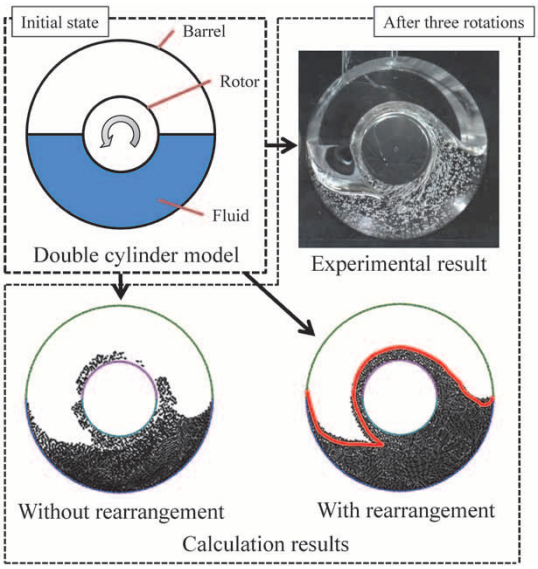


図 5　部分充満流動における 3 回転後の自由表面形状の実験結果と解析結果の比較
Fig. 5 Comparison of free surface shape between experimental and simulation result after three rotations in partially filled state

3. 2　二重円筒間内の部分充満流動における実験との比較

二重円筒間に流体を50％充填し，内側の円筒を 6 rpm で回転させた。このときの開発した手法による自由表面形状の予測精度を実験と解析によって確認した。3 回転後の流体の様子を**図 5** に示す。再配置を導入しない解析では，粒子間隔の不均一が発生して実験結果のような表面が再現できなかった（図 5 左下）。いっぽう，再配置を導入した解析では，粒子間隔の不均一が発生せず，実験結果と非常に良い一致が見られた（図 5 右下）。また，粒子間隔の不均一が解消されたことにより，流動状態が定常になるまでの長時間の解析が可能となった。

3. 3　模擬混練実験との比較

混練機を模擬した単純な形状（**図 6**）の解析を実験結果と比較した。バレルは半径19.7 mm，奥行46 mm の円形で，ロータは半径18.5 mm の三翼ロータである。解析には，混練機の軸方向に垂直な断面の二次元モデルを用いた。

実験においても，軸方向にねじれがないロータを採用し，軸方向の流れを極力除した（二次元モデル実験）。ただし，ロータの軸方向の長さは89 mm，バレルの軸方向長さは90 mm であり，ロータ端面に前後合わせて 1 mm の隙間が存在する。

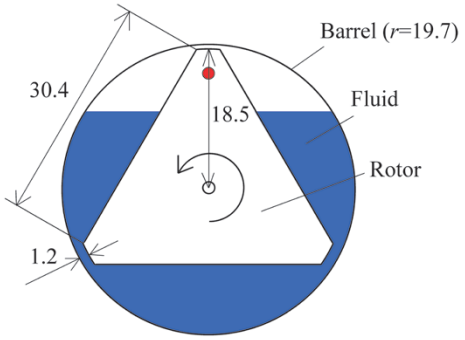


図 6　単純形状ミキサの断面形状
Fig. 6 Cross sectional shape of simple mixer

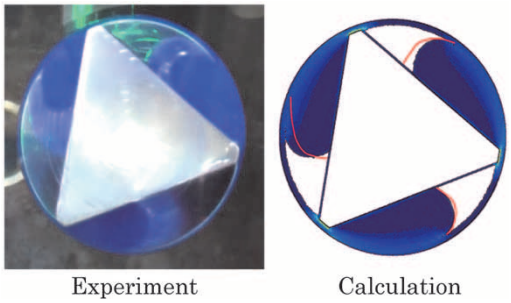


図 7　6 rpm で回転させた時の定常流動
Fig. 7 Steady state flow at 6 rpm

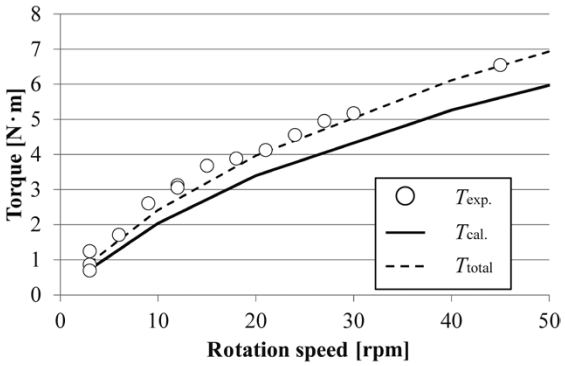


図 8　回転速度とロータに作用するトルクの関係
Fig. 8 Relationship between rotation speed and torque acting on rotor

解析，実験ともに，ロータ回転数 6 rpm，充満率75％とし，解析で用いた流体の物性値は，密度を1,000 kg/m^{3}とし，粘度特性は前記のべき乗則に従い，粘度測定結果から最小二乗法により決定した粘度モデル係数，μ_0＝1926.7 Pa･s，n＝0.635を使用した。

開始から十分な回転を経て，表面形状が大きく変化しなくなった状態（以下，定常状態という）における解析および実験での流動挙動を**図 7** に示す。右図中の赤線は，実験結果から読み取った自由表面の輪郭であり，軸方向の中央部における自由表面形状を表している。同図からわかるように，解析と実験とで流体の自由表面形状がよく一致することが確認できた。

つぎに，解析および実験により，定常状態における回転速度とロータに作用するトルクとの関係を調べた（**図 8**）。同図から，解析結果$T_{cal.}$は実測結果T_{exp}に比べてトルクが15％程度小さくなっているものの，T_{exp}の傾向をよく再現していることがわかる。解析結果が小さくなった原因としては，解析が二次元であることに対して実験

では端面でもトルクが発生すること，また，二次元モデル実験では，軸方向への流れが完全にはゼロにならないため，トルクが変化することが考えられる。このうち，試算が可能である端面とロータの隙間で発生するトルクを解析結果に足し合わせた合計トルク（T_{total}）を図８に合わせて記載した。なお，試算においては簡単のため，三角形状を等価な面積の円形状に換算し，流体が隙間全体に充満しているとした。

図８より，T_{total}は，T_{exp}とよく一致することがわかる。すなわち，上記の端面の影響を考慮することによって良い精度でトルクが予測できることが示唆された。

４．三次元解析による混練の定性的評価と今後の展開

当社の大型混練造粒装置（LCM）において，溶融樹脂が流動する箇所（溶融混練部）に対して今回開発した手法を適用して解析を行った。解析モデルはスクリュ部とロータ部をもち，ロータの構成は，（A）送りロータのみ，および（B）送りロータと戻しロータの組み合わせとした。それぞれの構成においてスクリュは同形状であり，ロータの断面形状も同一である。解析結果を**図９**に示す。一般に，ロータ構成に戻しロータが使われると充満率が上昇する傾向があることが知られており，図９の結果はその傾向と一致する。

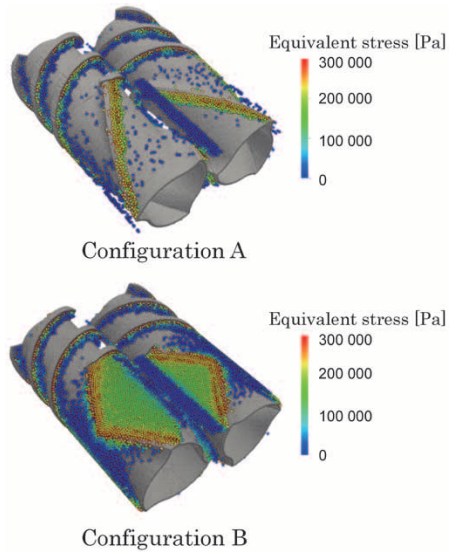


図９ 異方向連続混練機における溶融混練部の三次元流動解析結果
Fig. 9 Results of 3-D flow simulation of melt mixing zones in counter-rotating mixer

今後は，三次元解析による定量的検証を行うとともに，従来完全充満で多く実施されてきた混練機の性能評価手法の確立へと発展させ，混練機の適切な運転条件の解明やロータ形状の改良検討に活用可能な技術とする予定である。

むすび＝EFGMを基礎とし，新しく粒子再配置手法を取り入れた粒子法にて高粘性流体のシミュレーションを行った。二次元モデルでは自由表面形状がよく一致すること，およびトルクが定量的に十分予測可能なことを示した。また，実機の溶融混練部の三次元解析を実施し，充満状態が定性的に表現できることがわかった。

実機での混練現象の解明への活用を目指して，今後も引き続き解析手法の開発を進めて行きたいと考えている。

参　考　文　献

1） 山田紗矢香ほか. 成形加工. 2012, Vol.24, No.5, p.279-285.
2） M. Malik et al. Intern. Polym. Process. 2014, Vol.29, No.1, p.51-62.
3） S. Riviere et al. Polym. Eng. And Sci. 2013, Vol.53, No.12, p.2509-2518.
4） 福澤洋平ほか. 日本計算工学会論文集. 2014, p.20140007.
5） Q. Li et al. Rub. Chem. And Tech. 1995, Vol.68, No.5, p.836-841.
6） T. Belytschko et al. Int. J. Numer. Methods Eng. 1994, Vol.37, No.2, p.229-256.
7） Monaghan et al. Annual. Rev. of astro. And astrophysics. 1992, Vol.30, No.1, p.543-574.
8） S. Koshizuka et al. Nucl. Sci. and Eng. 1996, Vol.123, No.3, p.421-434.
9） 中川知和ほか. 成形加工. 2015, Vol.27, No.9, p.380-387.

（技術資料）

熱可塑性プラスチック含浸装置

Thermoplastics Impregnation Machines

若園武彦[*1]
Takehiko WAKAZONO

This paper describes two separate machines; one for making pellets of long-fiber reinforced thermoplastics (LFT) and the other for making tapes of uni-directional fiber reinforced thermoplastics (UD-FRTP), both the pellets and tapes being manufactured by impregnating thermoplastics into fibers. The LFT pellet machine, equipped with an impregnating head and a strand twisting-pulling device, both newly developed, enables the production of LFT pellets consisting of fibers that are fully impregnated with resin at a high productivity. The UD-FRTP tapes, which fully exploit the mechanical strength of fibers aligned in one direction, have been made by applying the impregnation technique described above. The machine has a fiber-pulling nozzle and a cooling roller that are adequately spaced, which has enabled the manufacturing of UD-FRTP with excellent fiber dispersibility.

まえがき[1)~3)] = 繊維強化熱可塑性樹脂（以下，FRTPという）は成形加工性に優れる熱可塑性樹脂を繊維で強化した樹脂である。FRTPを使用することによって剛性や耐衝撃性を高めた部品とすることができ，樹脂単体では適用できなかった強度を要する部品への樹脂材料の適用が広まった。近年では自動車や電気・電子機器の各種部品において多く使われている。

以前より使用されてきたFRTPは樹脂材料であるペレットに1 mm以下程度の繊維を強化繊維として混練したものであり，これを射出成型機に投入して所望の部品形状に成形する。いっぽう，1980年代初めに，さらなる剛性と耐衝撃性の向上のため，繊維がペレットの長さ方向に平行に並び，ペレット長さと同じ長さを持つ数～十数mmの長繊維強化熱可塑性樹脂（以下，LFTという）ペレットが開発上市された。LFTペレットはこれまでと同様，射出成形機に投入して成形できる成形容易性を有する。さらに，樹脂材料の強度向上も達成でき，自動車軽量化ニーズともあいまって使用量が増加した。

当社は，生産性が高く連続運転が可能なLFTペレット製造装置を2004年から製造販売している。本装置は，引抜成形法を基本に強化繊維束に樹脂を含浸させ，樹脂含浸した連続強化繊維束（ストランド）に撚（よ）りを加えながら引き取る。これを所定の長さに切断することで高品質のLFTペレットを生産することができる。また，このストランドをそのまま一方向繊維強化樹脂製品として利用することも可能である。

さらに，繊維の機械的強度を最大限に引き出すために強化繊維束を一方向に引きそろえ，熱可塑性樹脂を含浸させてテープ状に引き出した一方向繊維強化熱可塑性樹脂（以下，UD-FRTPという）テープも注目を浴びている。UD-FRTPテープは繊維の持つ機械強度を最大限に享受でき，さらなる強度向上と部品の軽量化に貢献できることから，自動車材を中心に今後の拡大が見込まれる。当社では上述の含浸機構を活用することにより，熱可塑性樹脂をマトリックスとする薄肉・高繊維含有率のUD-FRTPテープの連続製造を可能とした。

本稿では，上述のLFTペレットおよびUD-FRTPテープを製造するための当社熱可塑性プラスチック含浸装置を紹介する。

1．LFTペレット製造装置[1)~3)]

1.1　プロセスおよび装置の概要

図1にLFTペレット製造装置のプロセス模式図を示す。また，これによって生産されるLFTペレットを**図2**に示す。繊維は①ロービングスタンドから繰り出され，含浸前に②プレヒータで予熱され，繊維による溶融樹脂の冷却防止，含浸の促進が図られる。いっぽうで，樹脂は③二軸混練押出機で加熱溶融されて④樹脂含浸ヘッドに導かれ，連続強化繊維に含浸された後，ストランドとして引き出される。ストランドは⑤冷却槽で冷却され，溶融していた樹脂は固化して⑥引取装置で撚りながら引き取られる。⑦ペレタイザでストランドは所望の長さに切断されてLFTペレットとなる。

図1は開発用途に使用される1ストランド機の模式図であるが，樹脂含浸ヘッドを複数台設けることによって複数ストランドを同時に生産する装置とすることが可能である。このため当社では，1ストランド型ラボモデルだけでなく，2ストランド型ラボモデル，および10ストランド以上の対応が可能な量産モデルを製造販売している。**表1**は，各種材料組成のLFTペレットを生産した

[*1] 機械事業部門　産業機械事業部　樹脂機械部

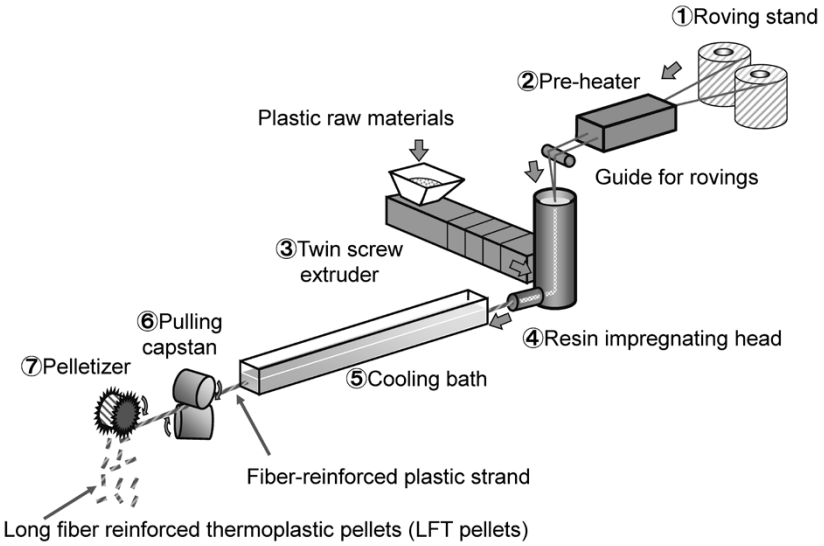


図 1 LFTペレット製造装置のプロセス図
Fig. 1 Schematic diagram of process for LFT pellet production apparatus

図 2 LFTペレット
Fig. 2 LFT pellets

表 1 LFTペレット製造装置の概算生産能力
Table 1 Approximate production capacity of LFT pellet machine

Material	Approximate production capacity (kg/h)	
	Laboratory model	Mass production model
PP/GF	10～30	100～300
PET/GF	10～30	100～300
PA66/CF	8～24	80～240
PP/PET fiber	8～20	80～200

Laboratory model: 1-strand type machine
Mass production model: 10-strand type machine

場合の各装置モデルの概算生産能力を示す。

1.2　主要な構成装置とその特徴

（1）二軸混練押出機

樹脂の溶融押出装置には，各種コンパウンドおよびプロセス用途に使用されている当社の同方向完全噛合（かみあい）型二軸混練押出機を適用する。二軸混練押出機を樹脂溶融部に用いる利点は，溶融押出工程で二軸混練押出機の特徴である高い混練性能を用いた樹脂の改質が可能なことであり，具体的には以下のようなものが挙げられる。

①安価で高粘度なポリプロピレン（以下，PPという）樹脂に過酸化物を添加して低粘度化することで樹脂の流動性を改善することができる。また，低粘度PPに調整することで繊維への樹脂含浸性能を改善することができる。

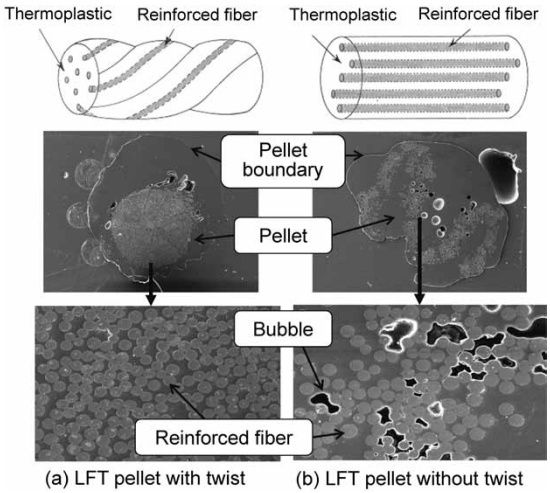


図 3 LFTペレット模式図と断面写真
Fig. 3 Schematic drawings and cross sectional photos of LFT pellet

②PP樹脂と連続強化繊維（とくにガラス繊維）との接着性を改善するため，PPに無水マレイン酸を添加する。

③タルクや紛体フィラを添加し，樹脂の特性をプロセス中で改質することができる。

（2）含浸ヘッド

本装置では，独自に開発した特殊含浸ヘッドによって繊維の1本1本にまで樹脂を含浸被覆でき，含浸性の良好なLFTペレットを得ることができる。ここで，LFTペレットの模式図と断面写真を**図 3** に示す。さらに含浸部分を拡大し，繊維間の密着性を確認した写真（同図最下段）も示す。従来の平行引取方式のLFTペレット（図3（b））では繊維と樹脂界面付近に空洞（気泡）が多く存在している。いっぽう，当社独自の含浸ヘッドとおよび次節で述べる撚り引取方式では，発生した気泡は繊維束外部へ押し出されるため，繊維と樹脂の密着性を高めることができる（図3（a））。このように樹脂と繊維が密着しているLFTペレットは成形品の機械的特性が向上する。

さらにこの含浸ヘッド部は，ストランドのラインごと

にインナパイプ型やラダー型のカートリッジ方式のパーツを交換使用できる方式を採用している。このため，生産中に繊維が切れた場合のメンテナンス作業，あるいはラボにおける別条件への変更作業などが容易に行える構造となっている。

（3）引取機

図4に撚り機構を持つ引取方式の模式図を示す。二つの引取ロールに挟まれたストランドは，引取ロールの回転によってストランドの軸方向に送られる。ここで，二つの引取ロールの回転軸を互いに逆方向にθ傾けることにより，ストランドを周方向に回転させ，ストランド自身に撚りをかけながら軸方向に引き取ることが可能となる。

繊維が軸方向に平行に並んでいる従来方式では，含浸ヘッドのノズル部で毛羽が立ちやすいため引取速度を上げることができなかった。しかしながら，ストランドに撚りをかけることによって高速に引き取ることが可能となった。強化繊維の種類や溶融樹脂の粘度によって差はあるが，撚り角度を大きく取るに従ってより高速化できるようになる。

このように，従来の長繊維ペレット製造装置と比較して高い生産性を達成する装置となっている。

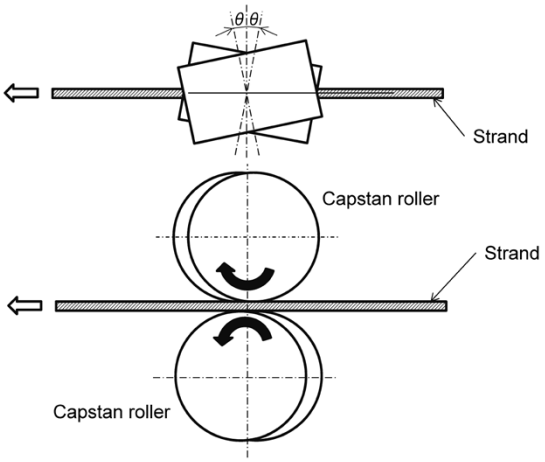


図4 撚り機構を持つ引取方式の模式図
Fig. 4 Schematic diagram of twist pulling capstan

2．UD-FRTPテープ製造装置[4)]

2.1　プロセスおよび装置の概要

図5にUD-FRTPテープ製造装置の模式図を示す。本装置は，上述のLFTペレット製造装置の含浸機構を活用することにより，FRTPテープ中間基材として昨今注目を集めている一方向繊維強化熱可塑性樹脂（UD-FRTP）テープを連続して製造できる装置である。

連続繊維束は①張力調整器で張力を一定に保ち，②プレヒータで含浸前に予熱される。樹脂は③押出機で溶融加熱され，④樹脂含浸ヘッドに導かれて繊維束に含浸される。繊維束は，樹脂含浸ヘッドに取り付けられたスリットダイスから連続的に引き抜かれ，⑤冷却ローラとの接触で樹脂を冷却固化させた後，⑥巻取装置でUD-FRTPテープとして巻き取られる。押出機を二軸混練押出機とすることにより，LFTペレット製造装置と同様にプロセス中の樹脂の改質が可能である。

2.2　試作結果および考察

上述のUD-FRTPテープ製造装置を用いて実際のテープを試作した。その試作仕様およびテープの外観をそれぞれ**表2**および**図6**に示す。各材料構成において，表2に示した薄肉・高繊維含有率のテープを最大3 m/minの引取速度で連続製造することができた。とくに，PP/CF組成では，厚さが約60μmで体積繊維含有率が50%を超えるテープの製作が可能であった。

テープ中の強化繊維の偏析を低減して分布の均一化を図るには，図5に示すダイスと冷却ローラ1との間の距離を一定値以下に小さくすることが有効である。**図7**に，15 mm幅の50 vol%-PP/CFテープを製作する際の，テープ厚さに対する好適なダイス－冷却ローラ距離範囲を示す。ダイスを通過した直後のテープは樹脂が溶融した状態である。これを冷却ローラにてすぐに冷却固化させることによってテープ幅方向に繊維の粗密が発生するのを抑制する。この好適条件で製作したUD-PP/CFテープの外観写真を**図8**に示す。テープ表面は平滑であり，テープのうねりも僅少である。同テープおよび比較例として適正範囲外の条件で製作したテープの断面の顕微鏡写真をそれぞれ**図9**（a），（b）に示す。

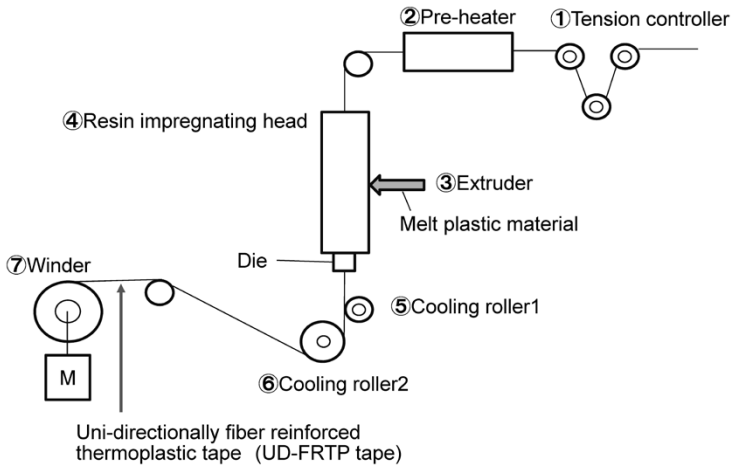


図5 UD-FRTPテープ製造装置のプロセス図
Fig. 5 Schematic diagram of process for UD-FRTP tape production apparatus

表2 UD-FRTPテープ試作仕様
Table 2 Specifications of prepared UD-FRTP tape

Material	Tape width x thickness (mm)	Wf (Vf) (%)
PP/CF	15 x approx. 0.06	68 (52)
PP/GF	19 x approx. 0.15	60 (35)
PA6/CF	15 x approx. 0.08	46 (35)
PA6/GF	19 x approx. 0.14	50 (31)

図6 UD-FRTPテープの試作品
Fig. 6 Prototypes of UD-FRTP tape

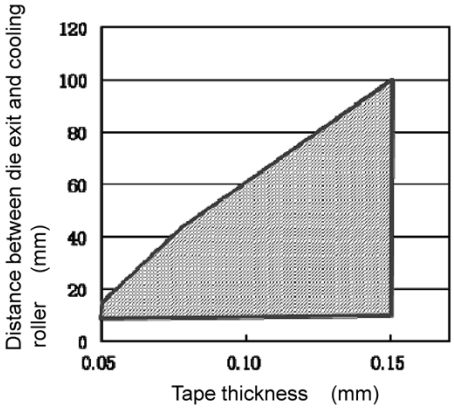


図7 繊維を均一に分散させるための好適なダイス出口－冷却ローラ間距離の範囲（50 vol%-PP/CF）
Fig. 7 Preferable range of distance between die exit and cooling roller for attaining uniform distribution of fibers (50 vol%-PP/CF)

図9（b）は，テープの厚さが一定でない上にCFの分布に粗密がある。これに対して図9（a）ではほぼ一様なテープ厚さとなり，CFがテープ幅方向にわたって均一に分布していることがわかる。両画像の3箇所を抽出し，画像処理にて算出したフラクタル次元の平均値は（a）が0.81，（b）が0.26となり，（a）の繊維分布の均一性が定量的に裏付けられた。

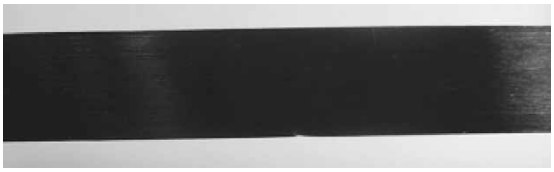


図8 UD-PP/CF外観写真（50 vol%）
Fig. 8 Appearance of UD-PP/CF (50 vol%)

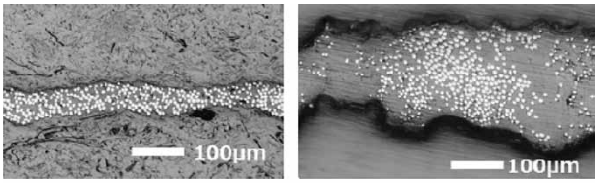


図9 PP/CFテープ断面写真（50 vol%）
Fig. 9 Cross sectional views of PP/CF tape (50 vol%)

むすび＝本稿で紹介した装置で製造されるLFTペレットおよびUD-FRTPテープは，自動車軽量化のニーズの高まりによってますますその量的拡大が期待される。また熱可塑性樹脂もPP，PA66，PA6にとどまらず，各種のエンジニアリングプラスチックの採用により，機械的強度や耐熱性を改善した材料が開発され，これまで熱可塑性樹脂が適用されなかった部材への適用が進むことも推測される。したがって，各種成形方法の開発が進む一方で，基材であるLFTペレットおよびUD-FRTPを製造するための技術や装置にもより一層の高性能化が求められてくる。当社は，これら製造装置のサプライヤとして今後も改良に取り組むことによって本分野における用途および需要拡大の一端を担っていきたいと考えている。

参 考 文 献

1） 櫻井康弘. 神鋼テクノ技報. 2014, Vol.26, No.42.
2） 田中達也ほか. プラスチックス. 2005年7月号.
3） 藤浦貴保ほか. 強化プラスチックス. 2006, Vol.52, No.9.
4） 藤浦貴保ほか. プラスチック成形加工学会 第26回年次大会予稿集. 2015, p.324.

（解説）

連続鋳造設備の新技術紹介

New Technologies for Continuous Casting Machine

西岡智則[*1]　Tomonori NISHIOKA
浅野文樹[*1]　Fumiki ASANO
川口浩志[*2]　Hiroshi KAWAGUCHI

In pursuit of high productivity, energy saving, steel-type versatility and more stringent quality, each engineering company of steel making equipment has made a variety of unique development and improvement of its continuous casting machine since its full-scale practical applications in the 1960s. Kobe Steel has newly developed an optimal support mechanism for large tundish and a highly precise weighing mechanism for tundish cars, which are deeply related to safety and workability. In addition, the company has newly developed a structure, capable of maintaining high rigidity and movements without backlash for an extended period of time, for the mold oscillation apparatus and support roll stand, which can significantly affect the quality of cast blooms. This paper introduces these technologies, which have been employed in the continuous bloom casting machine for special steel, the equipment delivered to Kobe Steel's Kakogawa Works in January 2017.

まえがき＝連続鋳造設備は，「溶けた鋼を固体の鋼に連続的に冷やし固める設備」であり，各装置は高温環境下で安定して性能を発揮しなければならない。

最上流側に位置する鋳込設備では，レードルターレット・タンディッシュ・タンディッシュカーの大型装置が三次元的に交錯しながら旋回・昇降・走行動作を行う。当社が近年納入した当社加古川製鉄所向け第６号連続鋳造設備の鋳込設備では240トンもの溶鋼が入った取鍋（レードル）をハンドリングしている。溶鋼をハンドリングする鋳込設備では設備トラブルが大事故につながる危険性がある。そのため，各装置は作業性に優れ，かつ信頼性の高いものでなければならない。

鋳床設備の下流側に位置する本体設備では，鋳型内で初期凝固殻を形成したあと二次冷却帯の噴霧冷却によって凝固殻を成長させ，半製品である鋳片を連続的に製造する。表面や内部に有害な割れのない高品質の鋳片を製造するためには，凝固中の鋳片に許容値を超えるひずみを与えてはならない。鋳型・鋳型振動装置・ロールスタンドは，高温かつ高負荷状態であっても，高い剛性とがたを排除した動きによって鋳片を軌道に沿って正確に引き抜ける構造とすることが要求される。

当社は，設備の信頼性のみならず鋳片品質においても客先の要求に応えるべく，さまざまな開発と改良を繰り返し行ってきた。本稿では，2017年１月に当社加古川製鉄所に納入した特殊鋼用ブルーム連続鋳造設備に採用した技術を紹介する。

１．タンディッシュカー

1.1　タンディッシュカーの役割

タンディッシュカー（以下，TDカーという）とは，取鍋から注湯される溶鋼を複数のストランドに振り分ける役割をもつタンディッシュ（以下，TDという）を運搬する自走式の台車である。**図１**[1)]にTDを搭載した従来のTDカーを示す。TDは待機位置で加熱装置により内部を高熱状態に加熱され，鋳込み開始直前にTDカーによって鋳込み位置に運搬される。

TDカーには，走行機能に加えて，TDの底に配した浸漬ノズルを鋳型内に挿入するための昇降機能，浸漬ノズルの位置を調整するためのセンタリング機能，および溶鋼レベルを一定に保ち不純物を浮上分離するための溶鋼レベル自動制御機能を備えている。溶鋼レベル自動制御の重要機能の一つである計重機能には，時々刻々と変動するTD内の溶鋼重量を高精度で把握することが求められる。

またTDカーは通常，ストランド数が多くなるほど大

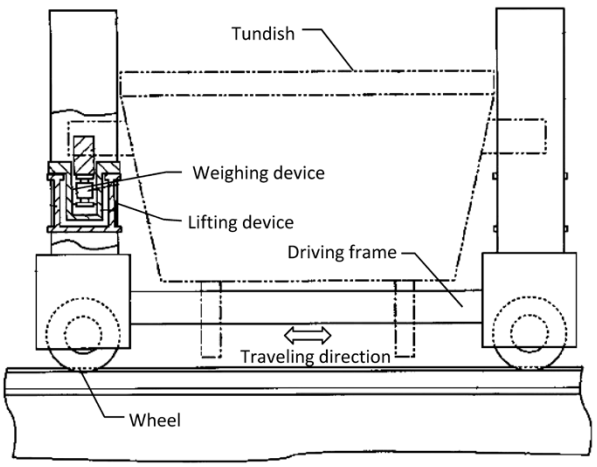


図１　タンディッシュを搭載した従来のタンディッシュカー[1)]
Fig. 1　Conventional tundish car mounting tundish[1)]

[*1] 機械事業部門　産業機事業部　重機械部　[*1] 神鋼テクノ株式会社　産機本部

型化し隣接装置との干渉関係が厳しくなる。そのため構造力学的に無駄を排除した機構としなければならない。

1.2　従来技術の問題点

当社が近年納入した多ストランド用ブルーム連続鋳造設備は，TDは大型になり総重量は200トンを超える。TDの上方には取鍋が，側方にはレードルターレットが，そして下方には鋳型が隣接している。この限られたスペースの中で「走行・昇降・センタリング・計重」機能をまっとうしなければならない。さらに，オペレータは取鍋・TD・鋳型の周辺作業を安全に行うことができなければならない。

昇降機能と計重機能を備えた当社の従来タイプのTDカーでは，TDの両端トラニオン部を支持する積載方法が一般的であった。しかしながら，当社の従来構造を採用すると，今回のような多ストランド用の大型長尺TDでは自重によってTD自体に大きな曲げ応力が発生する。このためTDの剛性を高めなければならず，限られたスペースで構成することが困難であることが判明した。

1.3　新技術

1.3.1　新TDカーの主要フレーム構成

新TDカーは台車フレーム，車輪，昇降フレーム，サドルフレーム，昇降装置，計重装置，サドルフレーム駆動装置，および走行駆動装置で構成される。**図2**にTDが搭載された新TDカーを示す。図右側が昇降装置を上昇させた状態，左側が下降させた状態である。鋳造操業中は後者の状態である。

新TDカーでは台車を矩形フレーム構造とし，その四隅の下部に車輪を，上部に油圧シリンダ式昇降装置を配備している。さらに，それぞれの油圧シリンダのロッド頂部に矩形昇降フレームを搭載している。ロッド頂部とフレームの四隅とは一致させ，それらの間にはロードセルを配備している。矩形昇降フレームの2辺を囲うようにサドルフレームを配備し，昇降フレームの四隅に設けた受けローラにサドルフレームの両端部を載置している。TDはサドルフレームに設けた4箇所の受部に載置される。新TDカーではサドルフレーム駆動装置にも油圧シリンダを使用した。

油圧シリンダのトラニオン部を昇降フレームに，クレビス部をサドルフレームに連接し，サドルフレームを昇降フレームに対して水平方向に移動できるようにしている。すなわち，TDカー走行方向に直交する方向にTDを移動でき，浸漬ノズルが鋳型内の中央になるよう調整できるようにしている。

また，TDと鋳型との間を大きくするとTDから吐出する溶鋼の落下エネルギーが大きくなり，浸漬ノズルも長尺になるので好ましくない。そのため，TD底部と鋳型天端との空間は狭小である。この狭小空間に，台車フレーム，昇降フレーム，およびサドルフレームの中途部を横断させなければならないが，図2に示す構造とすることでそれを可能にしている。

1.3.2　新TDの支持機構

新TDカーでは，TDの変形を最小に抑えることができる箇所を支持し，両端部をオーバハング状態で載置することでTD自体に発生する曲げ応力を低く抑えた。さらに，台車フレームに曲げ荷重が作用しないよう，車輪，台車フレーム，昇降用油圧シリンダ，ロードセル，および昇降フレーム載置部を鉛直線上に並べる構造を考案した。

これらの工夫を盛り込むことにより，大型長尺TDに最適な支持機構を実現した。

1.3.3　新TDの重量計測機構

ロードセルによる重量計測精度を高めるためには，積載物の自重をロードセルによって鉛直方向だけで支持する理想的な機構を実現しなければならない。計測精度を高めるために，当社はダブルコンベックスタイプのロードセルを採用している。傾いた状態にあるダブルコンベックスタイプのロードセルに鉛直荷重が作用した場合，起き上がり小法師（こぼし）のように，ロードセル自身が鉛直方向に転動する性質がある（**図3**）。ロードセルの傾きが大きいほど鉛直（直立）方向への復元力が大きくなるという特性があり，ロードセル上に載置された昇降フレームはゆりかご状態となる。TDカーの走行加減速時に昇降フレームに対して水平方向に力が発生してロードセルが傾斜するが，定速走行時や非走行時にはロードセルが直立状態に復元する。この性質を利用し，昇降フレームを拘束する昇降ガイド類を不要にすることによ

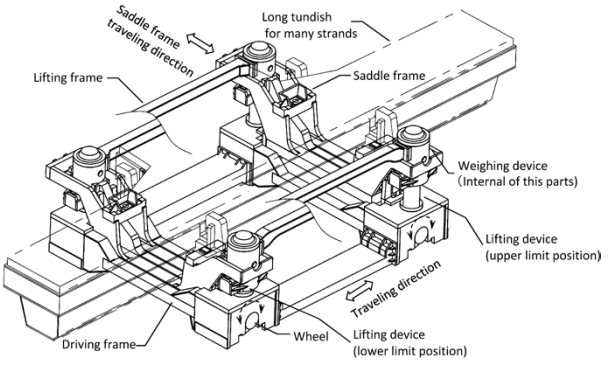


図2　タンディッシュ搭載状態の新タンディッシュカー
（右：上昇時、左：下降時）
Fig. 2　New tundish car mounting tundish
(right: lifting state, left: lowering state)

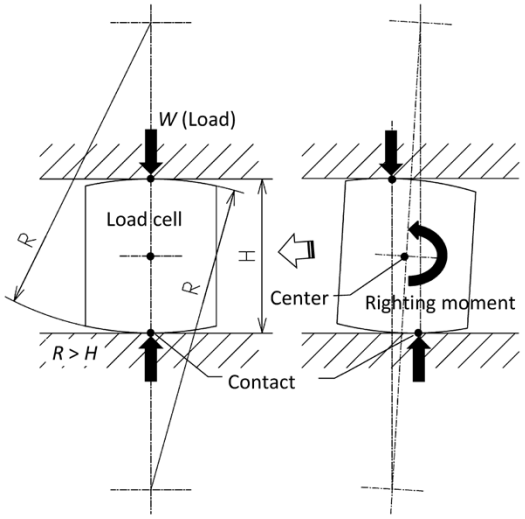


図3　ロードセルの復元原理
Fig. 3　Restoration principle of load cell

って計測精度を悪化させる拘束物を排除した。その結果，極めて良好な計測精度を確保した。

2．鋳型振動装置

2.1　鋳型および鋳型振動装置の役割

一次冷却装置である鋳型は，背面水冷された銅板に接した溶鋼を冷却し，均一に凝固させることによって健全で均質な初期凝固殻を造るための設備である。また鋳型振動装置は，鋳型と凝固殻表面との固着を防止する目的で鋳型に対して鋳片の引抜方向に振動を与える設備である。このときの振動は主に正弦波が用いられる。加振中の鋳型に横振れが生じると湯面変動が大きくなり，鋳型振動のサイクルごとに形成されるメニスカス部における初期凝固殻の形成に悪影響を与える。すなわち，オシレーションマークに乱れが生じ，表面欠陥の原因となる。鋳片の表面品質を確保するうえでは，鋳型振動装置の横振れを抑えることが非常に重要な要素となる。

2.2　従来技術の問題点

鋳型振動装置の現在主流の方式例を**図 4** に示す。平行四辺形状に構成したリンクで振動テーブルを支持し，駆動レバー端部に上下運動を与えることによって設備のプロフィールに沿った疑似円弧運動を作り出す機構である。上下運動の駆動源には，油圧シリンダや偏心軸を用いた電動機が用いられる。この方式は，鋳型から離れた良好な環境に加振源を配置できることから，熱影響の回避や良好なメンテナンス性，さらには振幅変更などの対応が容易になるという利点がある。いっぽう，リンクを連接するジョイント部を複数有し，いずれのジョイント部も正逆の転動を繰り返す機構となっている。リンク長に対して振動振幅が非常に小さいため，各ジョイント部に内装されたベアリングの転動角度は微小で，ベアリング内のころの転動角度も極めて小さい。このため，ころ転動面で潤滑油膜が形成されず，ベアリングが早期摩耗し良好な振動状態を長期間維持できないとういう欠点がある。さらに，各ジョイント部に存在する空隙は加振中に横振れを引き起こす原因ともなる。

2.3　新技術

2.3.1　新鋳型振動装置の構成

図 5 [2] に示す当社の新鋳型振動装置[3] では，固定軸受箱で支持された一対の偏心軸を矩形枠状の固定側テーブルの上面に配備し，それぞれの偏心軸は減速機を介して共通の電動機によって駆動される。それぞれの偏心軸にはベアリングを介して 2 個の可動軸受箱が取り付けられている。

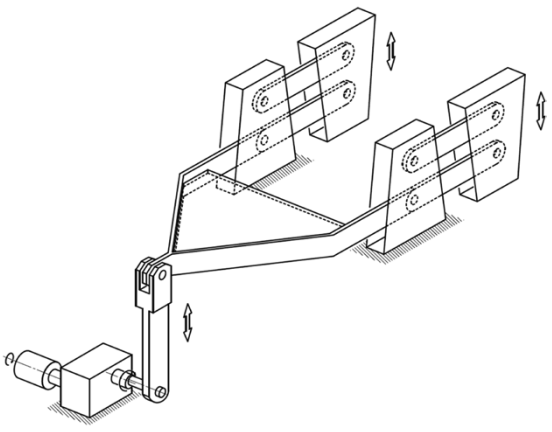


図 4　レバー式鋳型振動装置
Fig. 4　Lever-type mould oscillation equipment

可動軸受箱は，縦向きに配備した薄板状のコネクティングプレートを介して矩形枠状の振動テーブルの四隅を下方から支持する。スプリングプレートの両端部は固定側テーブルによって支持され，スプリングプレートの中央部は振動テーブルに連接される。

2.3.2　横振れを排除した振動機構

当社の新鋳型振動装置は，以下に述べる振動機構で横振れを排除することを実現している。すなわち，スプリングプレートが鉛直方向に曲り変形することによって振動テーブルの上下方向変位を許容している。いっぽうで，スプリングプレートは振動テーブルの横方向変位を規制している。

偏心軸の回転に伴って可動軸受箱は，偏心軸の回転中心軸を中心に偏心量を半径とする周回運動を起こす。可動軸受箱の周回運動に対し，薄板状のコネクティングプレートは周回運動の上下方向変位のみを振動テーブルに伝達する。周回運動の水平方向変位はコネクティングプレートが湾曲することによって吸収する。その動作図を**図 6** に示す。

コネクティングプレートおよびスプリングプレートは，鋳型振動の 1 サイクルごとに両振り曲げ変形を生じるが，変形によって生じる応力を疲労限度以下としてい

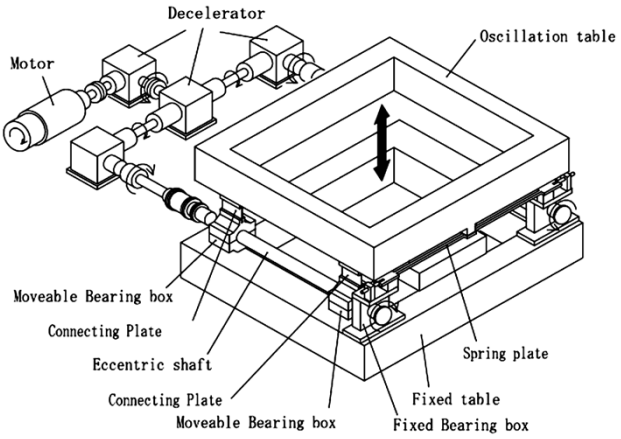


図 5　新鋳型振動装置
Fig. 5　New mould oscillation equipment

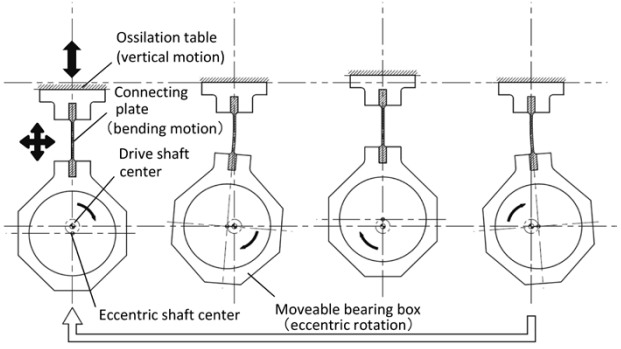


図 6　コネクティングプレート動作図
Fig. 6　Motion of connecting plate

る。鋳型自重，振動テーブル自重，鋳型と鋳片との間に生じる摩擦力，および加振時の加速度がコネクティングプレートに対する圧縮力として作用する。コネクティングプレートの厚さを大きくすれば座屈に対する強度は増す反面，曲げ応力は大きくなる。逆に，薄くすると曲げ応力は軽減できるが座屈に対する強度は低下する。当社のコネクティングプレートでは，二律背反の関係にある曲げ応力と耐座屈強度を両立させている。

2.3.3　高精度振動性能の維持

当社の考案した前述の振動機構によって，従来技術の問題点であった正逆回転する支点を全廃できた。これにより，高精度の振動を長期間維持することができるようになった。振動中の横振れはスプリングプレートによって空隙なしで水平方向を規制しているため，横振れを生じることがない。また，全てのベアリングは360°一方向回転のため微少な正逆回動の繰り返しに伴う問題を生じない。ベアリング部にわずかな空隙があっても，鋳型自重で空隙が下方に押圧された状態を維持するため，振動波形を乱すことがない。2本の偏心軸の偏心位相に差異が生じると振動テーブルが首振り運動をするが，2本の偏心軸は1台の電動機から分岐された減速機により駆動されるので偏心位相に差異が生じることはない。また，2本の偏心軸は互いに反対の向きに回転させており，加振時に発生する水平力を相互に打消すことができる。さらに，両振り曲げ変形により発生する応力を疲労限度以下にしているため，コネクティングプレートは長期耐久性が確保されている。固定側テーブルは専用架台に着脱自在に載置される構造のため，鋳型振動装置をユニット一体で搬出してオフラインでの整備が可能で，オンラインでの整備が不要である。減速機と偏心軸とを駆動シャフトで連結することで，鋳型から離れた良好な環境に加振源を配置できる。

以上のように，性能の長期維持の達成も含めた各種の工夫によって，**図7**に示すように加振時の横振れ量が0.05 mm以下であることが確認できた。

3．サポートロールスタンド

3.1　サポートロールスタンドの役割

サポートロールスタンドとは，内部が未凝固状態の鋳片を，所定のプロフィールに配置されたロールによって案内するためのものである。鋳片は二次冷却帯の噴霧冷却水により凝固が促進されて完全凝固に至り，鋳片の品質が決定される。鋳片内部に存在する溶鋼プールの静圧力で凝固殻に生じるバルジングの抑制や鋳片の熱収縮に見合ったロール間隔の絞り込み，曲げ部や曲げ戻しによるひずみの軽減など，サポートロールスタンドの役割は大きい。そのため，サポートロールスタンドには熱影響による変形，鋳片から受ける力に耐える高い剛性が求められる。

3.2　従来技術の問題点

従来のサポートロールスタンド（以下，旧スタンドという）は**図8**に示すように，下フレーム，下ロール，上フレーム，上ロール，および下フレームと上フレームとを連接する繋ぎ（つなぎ）部材で構成される。下フレームと上フレームのそれぞれに，複数のロールが軸受を介して所定の間隔で取り付けられ，下ロールと上ロールとを対峙（たいじ）するように繋ぎ部材で上下フレームを連接している。

鋳造中は，下ロールと上ロールとで鋳片を挟持した状態になり，溶鋼静圧力や矯正反力により繋ぎ部材を伸長させようとする力が作用する。さらに，下フレームと上フレームを曲げようとする力が作用する。また，鋳造時の雰囲気温度の上昇や鋳片からの輻射熱によって，サポートロールスタンドの各部材が複雑に熱変形する。このため，各ロールは所定のプロフィールから変位してアライメントの不整を生じる。

アライメントの不整は鋳片内部割れの原因になる。これを解消するためには構成部材（上フレーム，下フレーム，繋ぎ部材）の高剛性化が考えられるが，スタンドの重量やコストの面から限界がある。いっぽう，構成部材

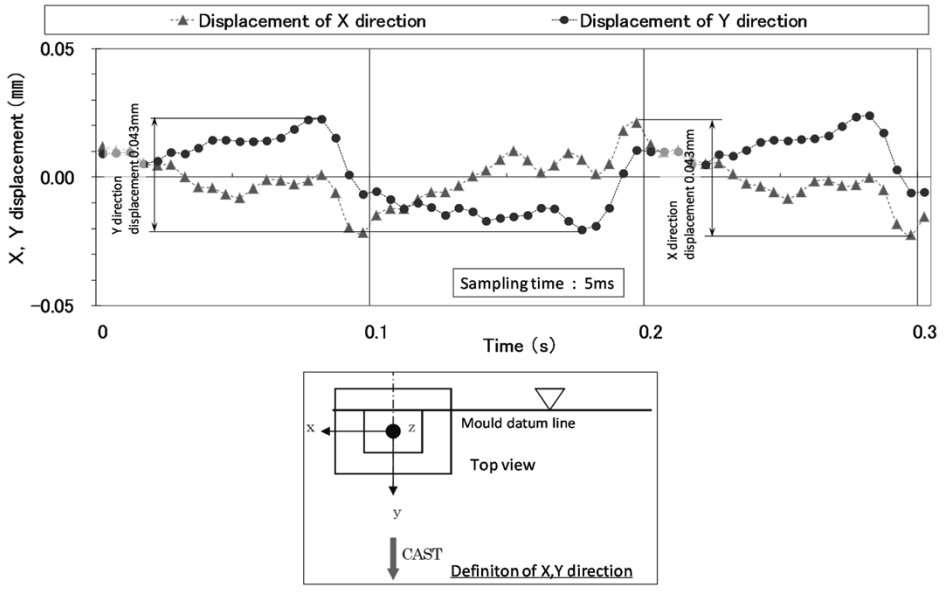


図7　新鋳型振動装置 振動テスト時の横振れ
Fig. 7　Oscillation test results（X,Y displacement) of new mould oscillation equipment

の温度変化によって生じるロールアライメントの変動は，高剛性化によっても回避不可能である。このため，旧スタンドの構造ではロールアライメント変動を解消することは困難であった。

3.3　新技術

3.3.1　新サポートロールスタンドの構成

新サポートロールスタンド[4]では，下ロールを支持する下軸受箱と上ロールを支持する上軸受箱とをロール一対ごとに締結して，旧スタンドでは必須であった上フレームを廃止した。**図9**[5]に新サポートロールスタンドを示す。アライメント調整用のシムを介して下軸受箱の下面を下フレームにボルト締結している。さらにその下軸受箱にはロール面間寸法調整用のシムを介して上軸受箱を積層し，両者をボルトで結合している。

3.3.2　新サポートロールスタンドの利点

新サポートロールスタンドの構造では，旧スタンドを構成していた上フレーム，および下フレームと上フレームとを連接する繋ぎ部材に生じる伸び変形や熱変形の影響は小さい。ロールに作用する溶鋼静圧力や矯正反力に対しては，軸受箱内の小さな領域の弾性変形に限定されるためロール変位量は小さい。さらに，上・下軸受箱は内部を水冷しているため周囲の温度変化の影響を受けることが少ない。周囲環境が変化しても，初期設定したロール面間寸法とロールアライメントを高精度に維持することを可能にした。

旧スタンドの組み立てにあたっては，まず上フレームと下フレームのそれぞれにロールを組み立てる。つづいて，上フレームの天地を反転してロール側の面を対向させて上下フレーム間をタイロッドで連結する。その後，軸受箱とフレームとの間のシムによってロール面間を所定の寸法に調整する作業を必要とした。しかしながら，新サポートロールスタンドでは，上軸受箱を下軸受箱に積載して上下の軸受箱をボルト締結する構造であることから，組立作業が安全かつ容易に進められるようになった。

むすび＝連続鋳造設備は1960年代に本格的に実用化され始め，それ以降，「高生産性・省エネルギー・鋼種拡大・品質厳格化」を追求するさまざまな研究開発と改良がなされてきた。本稿では，安全と作業性にかかわりの深いタンディッシュカー，鋳片品質にかかわりの深い鋳型振動，およびサポートロールスタンドに関する新技術を紹介した。

設備の安全性や信頼性，鋳片品質のさらなる向上も含めて，顧客のより高度な要求に応えるべく，今後も開発と改良に継続して取り組んでいく。

参　考　文　献

1）川口浩志. 計重装置および該計重装置を備えた容体支持装置. 特許第5030598号.
2）川口浩志. 神鋼テクノ技報. 2015, Vol.27, No.43, p.16.
3）川口浩志ほか. 鋳型振動装置. 特許第4974702号.
4）川口浩志. 連続鋳造設備における鋳片案内装置. 特許第4593992号.
5）川口浩志. 神鋼テクノ技報. 2015, Vol.27, No.43, p.18.

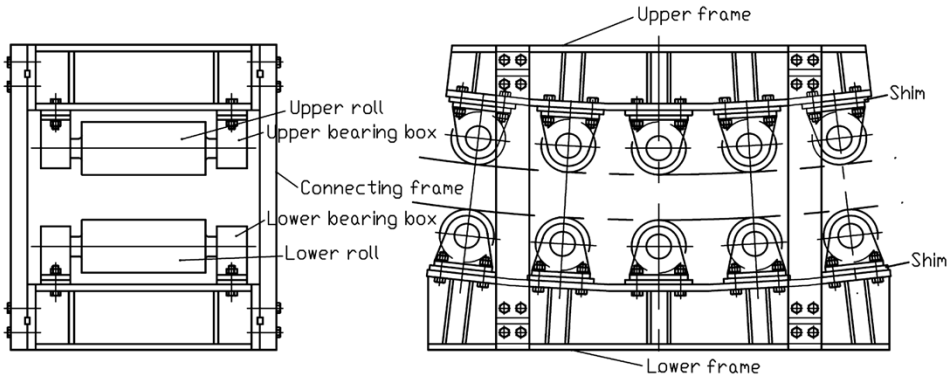


図8　従来のサポートロールスタンド
Fig. 8　Conventional support roll stand

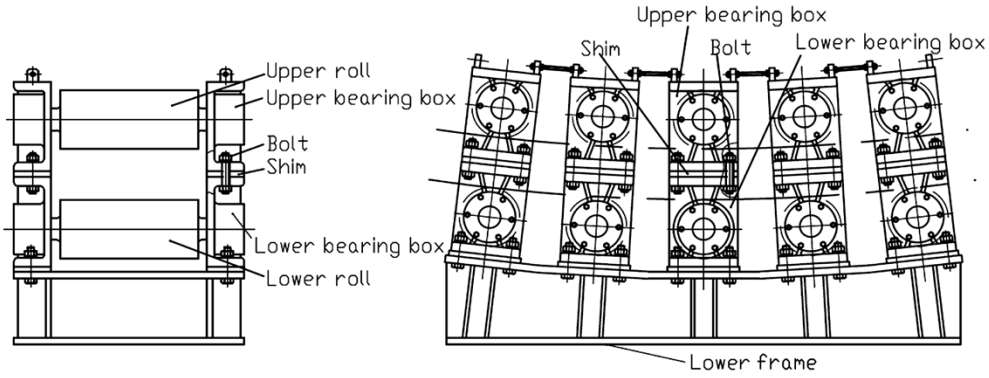


図9　新サポートロールスタンド
Fig. 9　New support roll stand

（解説）

薄板用冷間圧延設備KTミルの新機能紹介

Introduction of New Function of KT mill, Cold Rolling Mill for Thin Strips

宮園太介[*1] Taisuke MIYAZONO　細川晴行[*1] Haruyuki HOSOKAWA　長野啓太郎[*1] Keitaro NAGANO　片山裕之[*2] Yasuyuki KATAYAMA　清水隆広[*2] Takahiro SHIMIZU

The Kobe Twelve-high Rolling Mill (KT Mill) is a rolling machine developed on the basis of a twenty-high mill and an aluminum-foil mill and comprises many excellent features including the mechanisms and systems for thickness and flatness control. The recent improvement in the performance of electronic equipment and automobiles has raised the requirements for the quality of thin-rolled flat products, their stock material. This has inevitably led to the need for high-performance multi-high rolling mills. This time, we have newly developed a mechanism for offsetting the work rolls to enable curled strips to be corrected during rolling. Furthermore, a laser speed gauge has been adapted to improve the accuracy of the automatic gauge control. The automatic flatness control was also newly devised to evaluate the control results.

まえがき＝近年，スマートフォンをはじめとする電子機器や車載用部品の高品質化に伴い，銅・銅合金やステンレス業界においては，圧延製品の薄物化および生産性向上の要求が年々高まっている。それらの要求を満足するために使用する圧延設備に対しても，必然的に厳しい性能が求められる。

当社はこの要求に応えるべく，12段圧延設備（Kobe Twelve-High Mill，以下KTミルという）を開発し，1984年にその1号機を納入した（**図1**）。KTミルは，硬質材の冷間圧延に広く使用されている20段圧延設備の特質を生かし，かつアルミ箔（はく）圧延設備で培った数々の極薄板対応技術を盛り込んだ。KTミルはまた，薄板の品質で最も重要視される板厚および板形状（板伸び）を良好に制御できる各種のアクチュエータを有しており，さらに自動板厚制御装置および自動形状制御装置を具備している[1)]。

本稿では，当社が最近納入したKTミルにおいて，さらなる高品質化を追求して開発した新機能を紹介する。

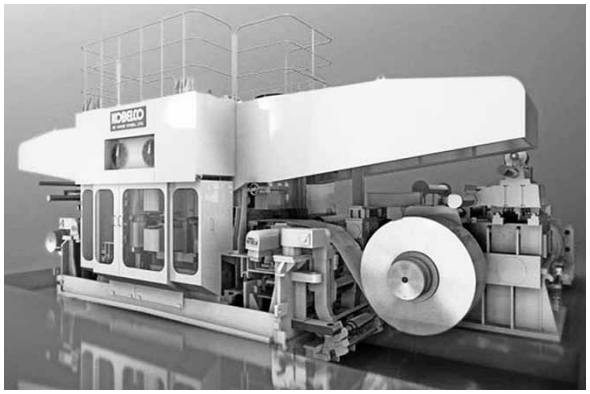


図1 KTミル全体図
Fig. 1 General view of advanced KT mill

1．板反り制御機能

顧客からは，板厚や板形状（板伸び）制御のみならず板反りの制御が望まれてきた。従来，ワークロール位置をロールセンタに対しオフセットすることで板反りが変化することが知られており，従来の20段圧延機の場合には，ロール群の一部のロール径を変更することでワークロールをオフセットさせていた。しかしながら，その都度ロールを手動で交換するなどの対応が必要であり，この場合，ロールの組み替えによる生産停止時間が生じたり，所定のオフセット量に設定するためのロール管理が複雑化したりするといった問題が生じ，効率的にオフセット量を変更することが困難であった。

そこで当社では，KTミルにおいて，ロールを組み替えすることなく，オンラインでワークロールのオフセット量の設定が可能な板反り制御装置を開発した[2)]。

1.1　制御原理

ここで，圧延中の板反りとは，圧延機の出側において圧延材の圧延方向に対して上または下方向の反りを指している。一般に，板反りの挙動は板上下面の摩擦係数などの非対称圧延条件に伴い，ロールバイト内での塑性流動の非対称バランスに起因したロールバイト出側での圧延方向の伸びひずみ偏差による[3)]。**図2**に，上下ワークロールのオフセット方向と，圧延機の出側における圧延方向の板反り効果の関係を示す。すなわち，下ワークロールの最適なオフセット量と方向を設定することで板反りを制御することができる。

1.2　制御機構

板反り制御装置の駆動機構には油圧シリンダを採用

[*1] 機械事業部門　産業機械事業部　重機械部　[*2] 神鋼テクノ㈱　制御技術本部　重機械制御室

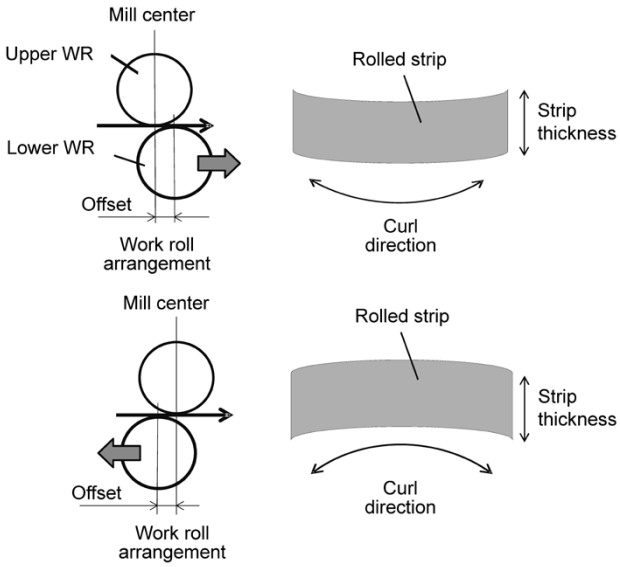


図 2 ワークロールオフセット方向と板反り効果の関係
Fig. 2 Relationship between work roll offset and curling direction

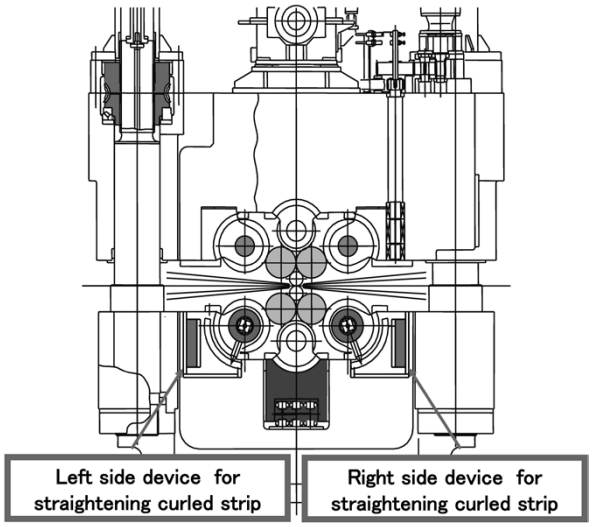


図 3 板反り制御装置位置
Fig. 3 Position of offset device for work rolls

し，左下の支持ロールの左手と，右下の支持ロールの右手にそれぞれ設置した（**図 3**）。圧延荷重は，楔（くさび）形部品（以下，ウェッジという）を介して直接ハウジングに伝達される構造であり，シリンダ内の油圧作動油の圧縮性によるワークロールの位置変動は極小に抑えられている。また，シリンダと直動式サーボ弁を一体化することによって高い応答性を実現している。

油圧シリンダの位置をリニアセンサによって検出することで，下ワークロールのオフセット位置が把握できる（**図 4**）。また，オフセット量とオフセット方向は，圧延機の操作盤から遠隔操作によって設定できる。さらに本装置は，圧延機の圧延荷重が負荷されていない状態でプリセットして使用することも，圧下中に位置を修正することも可能である。

左側の支持ロールと右側の支持ロールが，同一の作動量・方向・速度・タイミングで水平方向にシフトするように本装置で制御する。これにより，中間ロールを介して下ワークロールを所定の位置へとシフトさせることができる（**図 5**）。今回の板反り制御装置の仕様は，ワークロール（ϕ30 mm台～ϕ150 mmまで可変）のオフセット量を数mm程度を確保できるよう設計されており，これまで銅合金などの用途のKTミルにおいて2台の製作実績を有している。

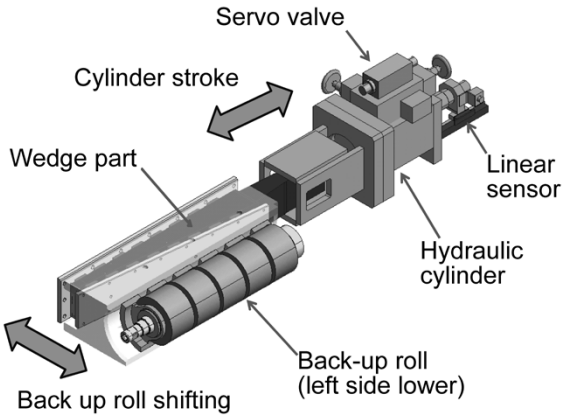


図 4 ワークロールオフセット装置の構造（左側用）
Fig. 4 Structure of offset device for work roll (for left side)

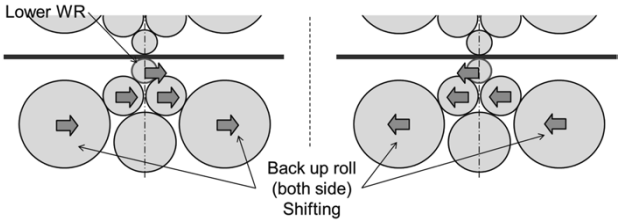


図 5 ワークロールオフセット装置動作方法
Fig. 5 Mechanism of offset device for work roll (method of offsetting work rolls)

2．自動板厚制御の精度向上[4)]

従来，KTミルの板厚制御としてBISRA-AGC，モニタAGC，FF-AGC，マスフローAGC，および張力AGCなどのモードを具備している。なかでも，加減速域における生産性向上の要求の高まりや近年の速度センシング技術の向上により，マスフローAGCが効果を発揮している。そこで本稿では，マスフローAGCを用いたシステムを紹介する。

2.1 マスフローAGC

入側および出側の板速度と入側板厚より出側板厚推定値を算出し，出側板厚偏差がゼロとなるようにロール間隙を変化させる板厚制御方式をマスフロー板厚制御という。この制御方式は，定常部のみならず，先・後端部や加減速部における板厚変動の精度向上に効果が大きい。また，板厚に影響を及ぼす形状制御アクチュエータの動きによって，発生した板厚変動をも入側／出側の板速度の変化に応じてリアルタイムにとらえる。これにより，遅れ時間なくウェッジ式油圧圧下装置を動作させてロール間隙を変化させ，板厚変動を除去することができる。

2.2 マスフローAGCの原理

ワークロール直下を単位時間に通過する圧延材の体積は一定である。この原理を応用すると，最終的なマスフ

ロー自動制御のロールギャップ出力ΔSは式（1）で与えられる。

$$\Delta S = C\cdot\{(M+m)/M\}\cdot\left(H\cdot\frac{V_1}{V_2}-h\right) \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

ここに，C：制御ゲイン（$0 < C \leqq 1$）
H：入側板厚
h：出側板厚
V_1：入側板速度
V_2：出側板速度
M：ミル定数
m：材料塑性定数

2.3　板厚制御アクチュエータ

KTミルは板厚制御専用アクチュエータとしてウェッジ式油圧圧下装置を備えている。圧延荷重はウェッジを介して直接ハウジングに伝達される構造となっている。このため，ハウジングは極めて高い剛性を有しており，つぎの5点の工夫による高応答性を実現している。

1）ウェッジの端部の油圧シリンダに直動式サーボ弁を直（じか）に設置しており，2次側配管内の油の圧縮による遅れを最小化した。
2）ウェッジ両面にスライドニードルベアリングを設置し，摩擦抵抗を低減した。
3）制御対象の重量がロールだけであり，上ハウジング全体を昇降させる方式に比べるとKTミルの制御対象重量は約1/100未満と非常に軽い。
4）ウェッジ比とロール群の構成比により±0.1μm以下の微小なロール間隙の位置制御を可能にした。
5）ウェッジ式油圧圧下装置の位置制御ループの比例積分制御に非線形要素を導入し，微小位置入力に対する制御性を高めた。

図6にウェッジのステップ応答を示す。10μmステップの位置入力に対し，時定数は0.009秒（無駄時間0.003秒を含む）を達成している。

2.4　レーザドップラ速度計

マスフロー板厚制御では，板速度の検出精度が重要なポイントである。板厚精度に対する厳しい要求に対しては，レーザドップラ速度計を入側に1台，出側に1台導入することにより，入側板速度と出側板速度を検出して対応する。レーザドップラ速度計では，レーザ光線を2本交差させると交差部分には明暗のついた干渉縞（じま）ができる。圧延材がこの干渉縞を通過した際には干渉縞に相応した散乱光（ドップラ信号）が得られる。圧延材が干渉縞の間隔を通過した時間により速度が求まる。圧延材上の微小なゴミや油煙などによる誤検出を防ぐためにエアブローなどの工夫を施した。また，圧延材への最適レーザ照射角度の設定を容易にすべく，架台機構などを適用して圧延機への実装を可能とした。

これまでに伸銅系やステンレス材などの用途で5件の実績を有する。

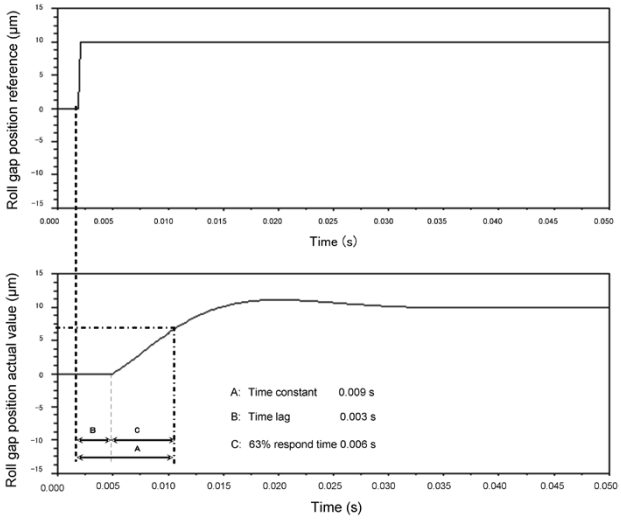


図6　ウェッジのステップ応答
Fig. 6　Step response of wedge system

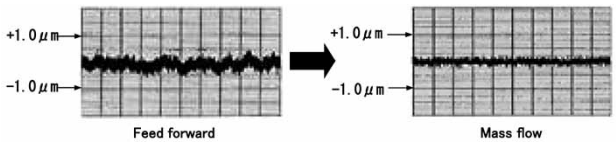


図7　板厚チャートの一例
Fig. 7　Example of thickness chart

2.5　板厚精度

制御方式の違いによる板厚精度を比較するため，従来のフィードフォワード板厚制御の場合とマスフロー板厚制御の場合の板厚チャートを**図7**に示す。マスフロー板厚制御を採用したKTミルでは，例えばステンレスの硬質材の薄物圧延で，板厚0.05mmにおいて定常圧延部で±0.3～±0.5μm以下，加減速部においても±1.0μm以下の極めて高い板厚精度を達成している。

3．自動形状制御における管理・評価機能

冷間薄板圧延の安定操業のためには，自動形状制御技術は今や必要不可欠となっている。1980年以降，当社は薄板圧延の自動形状制御に関する開発を独自で行い，国内外の顧客に数多くの制御装置を提供している（**図8**）。制御モデルの特徴は，多入力－多出力を見通しよく整理した現代制御理論の一つである多変数制御理論を基本としたフィードバック制御を採用していることである。

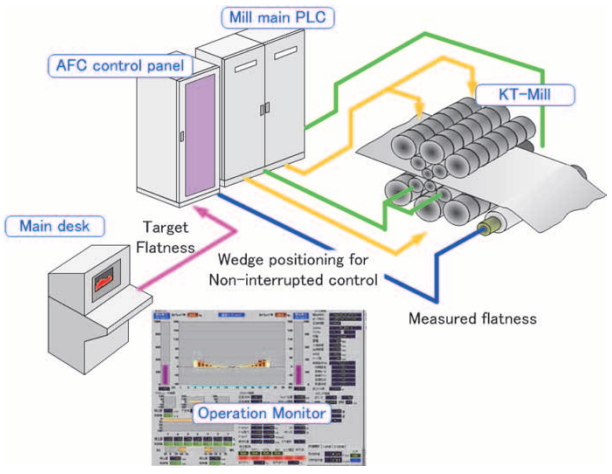


図8　形状制御装置概念図
Fig. 8　General control model for automatic flatness system

3.1　制御モデル

KTミルでは，小径ワークロールによる高圧下で生産性向上を図り，大径ワークロールにより表面性状の品質確保をミル1台で可能にしている。板幅方向の最適なクラウン量やテーパ加工を施した中間ロールの最適位置をはじめとする操業ノウハウをオペレータが習得するには，長年の経験が必要である。当社は，これらの操業ノウハウを形状影響係数により数値化し，形状影響係数から最適なアクチュエータ位置を算出する独自の形状制御アルゴリズムを開発し，多くの圧延機で実績を上げている。

形状制御モデルの基本となる誤差ベクトルの線形表記について詳細を説明する。形状誤差ベクトルを ε_i，アクチュエータ相対位置を Δx，形状の影響係数を $A_{i,j}$ と定義する。目標形状と検出形状との誤差の二乗和で表記する形状評価関数 $\phi(\Delta x)$ は，式（2）のとおりである。

$$\phi(\Delta x)=\sum_{i=1}^{n}\left[\varepsilon_i-\sum_{j=1}^{m}A_{i,j}\cdot\Delta x_j\right]^2 \quad \cdots\cdots(2)$$

また，誤差の二乗和の最小化は，形状評価関数 $\phi(\Delta x)$ の線形微分方程式を偏微分した結果（式（3））によって一意的に求めることができる。

$$\frac{\partial\phi}{\partial\Delta x_j}=0 \quad \cdots\cdots(3)$$

3.2　小径および大径ワークロールにおける形状影響係数の管理

薄板圧延製品の管理項目には寸法（幅，厚さ，長さなど）と製品仕様（成分，材質，材料特性など）があり多種多様である。いっぽう，圧延機側のワークロール径や支持ロールのクラウン量，中間ロール位置などの要素は形状修正能力に大きく影響を与える。とくに，KTミルのワークロールは志向する圧延形態に応じて小径と大径とを使い分けることにより高度な形状制御が可能である。このため，制御パラメータが複雑化し，適正な安定操業には適正に管理，制御するシステムが不可欠となる。

そこで当社は，KTミルをはじめとした多段圧延機に装備している形状修正アクチュエータによる形状影響係数の解析システムを開発した（**図9**）。上述の圧延材製品仕様やワークロール径，材質など，顧客ごとの圧延仕様，形状影響係数を可視化，解析・管理するシステムになっている。これにより，形状制御性能を安定させ，同時に形状精度の品質向上も図っている。

3.3　適用結果と品質評価

形状制御は，主に圧延時に発生するサーマルクラウン（熱影響が及ぼす板幅方向の形状変化）などにより影響を受けた実形状と，操業オペレータが設定した目標形状との乖離（かいり）に対し，いかに最適な収束解を見いだし目標に近づけるかで評価される。この制御結果を客観的に観察して正確な評価をするために，板幅・板厚などのコイル情報はもちろん，圧延速度と形状制御アクチュエータ位置などのプロセスデータ，目標形状や検出形状などの板形状データ，自動運転時のアクチュエータ制御量や手動介入頻度などの圧延機挙動を記録・再生するためのロギング機能が必要となる。

ここでは，チルティング（1軸），1中間ラテラルシフト（2軸），クラウンロール（7軸）の10自由度の形状修正アクチュエータでの制御結果を評価した。狭幅材料の小径ワークロールで適正な制御を行うことで，目標形状と検出形状がほぼ一致した。この例を**図10**に示す。

また，適正なアクチュエータの初期位置や目標形状への収束時間など，総合的な品質評価をするために圧延評価シートを開発した（**図11**）。このように，高度化するユーザニーズに応えるべく，システム開発を行っている。

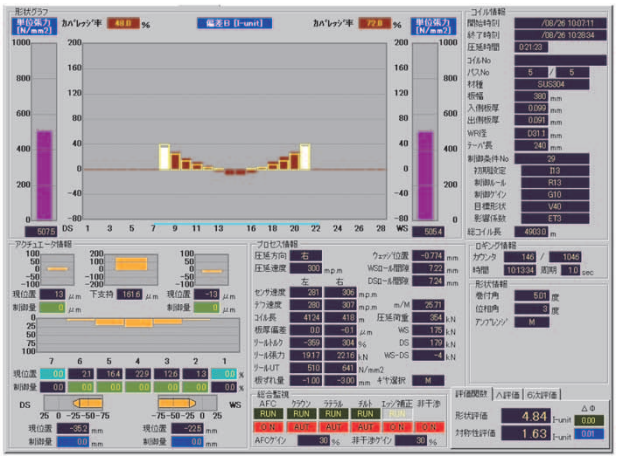


図10　狭幅板材に適用したときの形状制御結果
Fig.10　Results of automatic flatness control for narrow width strip

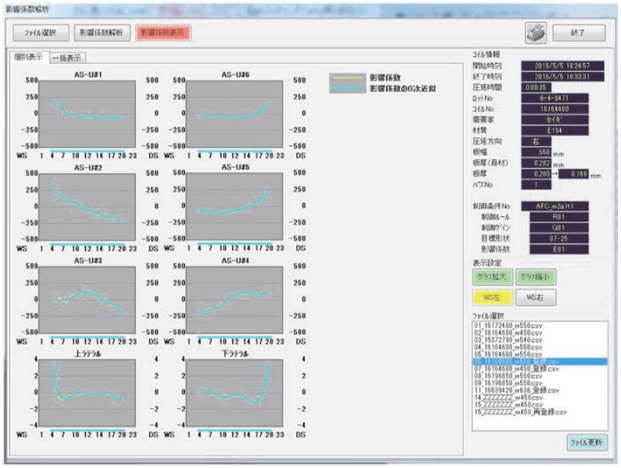


図9　小径ワークロールにおける影響係数解析システム
Fig. 9　Flatness influence coefficient system for small work roll

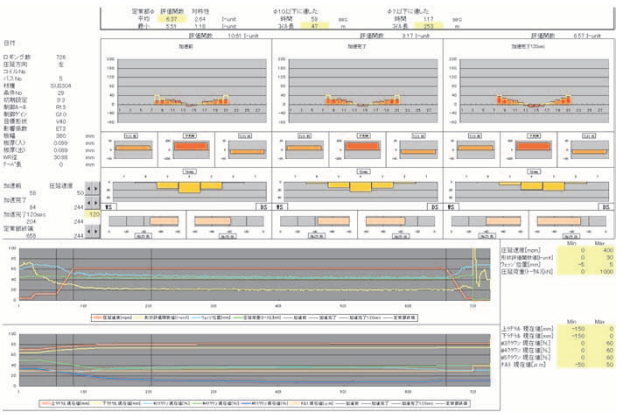


図11　圧延評価シート
Fig.11　Rolling evaluation sheet

むすび＝従来の主な顧客要求である板厚・板形状（板伸び）に加え，近年では，板反りを圧延機で改善したいという要求が高まっており，今回板反り制御装置を開発した。本制御装置は，オフセット量を容易に設定できることから，とくに小ロット・多品種を扱う顧客を中心に今後もニーズがあると考える。

圧延は今後も薄物化が志向され，それに応じて板厚・板形状の精度もいっそう厳しくなっていく。板厚精度においては現在極限と考えられる板厚偏差±0.1μm以下が要求される日も近いと予測される。そのため，新しい板厚制御方式の開発，圧下機構制御のさらなる高速化，厚み計や板速度計のセンシング技術の高精度化を当社制御システムに取り込んでいきたい。また，板形状制御においては，薄物化にあたって形状不良が容易に板破断などを招き圧延継続が困難となるため，形状修正精度の向上が必須となる。

各圧延素材や機械特性に由来する固有の形状制御特性の反映が可能な当社形状制御システムを向上させ，機械・制御両者の融合によってさらに高度化への要求に対応していく所存である。

参　考　文　献

1） 上杉憲一ほか. R＆D神戸製鋼技報. 2008, Vol.58, No.2, p.12-18.
2） 上杉憲一. METEC & 2nd ESTAD 2015. p69.
3） 中村洋二ほか. 日本鉄鋼協会. 第140回圧延理論部会講演資料. 2014.
4） 清水隆広ほか. 神鋼テクノ技報. 2010, Vol.22, No.38, p.11-14.

（解説）

棒鋼用ブロックミル

Finishing Block Mill for Small Bar Lines

竹田康彦[*1]
Yasuhiko TAKEDA

三谷友厚[*1]
Tomoatsu MITANI

Finishing block mills, which require highly accurate parts/components with high end specifications, could so far have been produced and/or assembled by a few special manufacturers in Japan having advanced technology. We have revised the fabrication accuracy, components/parts composition, etc., and have developed a block mill for steel bars, which can be produced in outside Japan, for facilities rolling ordinary steel bars such as rebars. This paper introduces the features of Kobe Steel's wire-rod block mill with the high-speed specifications, as well as the changes and improvements made therefrom. Also introduced are a block mill for steel bar, a #1 unit, delivered to Korea in 2011 and a #2 unit, produced in India and domestically delivered in 2014.

まえがき＝近年，国内外の旧式の普通鋼棒線圧延設備に対してより高い生産性が求められるようになり，老朽化した設備の更新需要や既存設備の統廃合による新設需要が見受けられる。

普通棒鋼に対しては，当社は主に，材料を等分割することで生産能力を向上させるとともに，設備コストやランニングコストを低減できる４条スリット圧延技術[1)]を開発し，対応してきた。しかし，それには高い操業技術と機器の微調整が必要であるため，圧延が容易なブロックミルによる圧延速度の高速化によって生産性を向上させる方式への更新要求もあった。

しかし，当社のブロックミルは高速仕様のブロックミルであることから，速度要求が比較的低い普通棒鋼向けではオーバスペックの高級仕様となり，価格競争力が低い。そこで，棒鋼圧延設備用に製作精度や部品構成を見直し，高速仕様のブロックミルの有効な機構・機能は残しつつ，低速で安価な普通棒鋼に最適なブロックミルを開発した。

本稿では，当社が開発した棒鋼用ブロックミルについて線材用高速ブロックミルからの改良点や納入実績について紹介する。

１．線材用ブロックミルの特徴

複数台のコンパクトな圧延機を短い間隔で90度交互配置することにより，圧延材をねじることなく圧延できる圧延機をブロックミルと呼ぶ。線材圧延設備では1965年以降，生産性の向上を目的に高速のブロックミルが導入され，圧延速度の高速化が急速に進んできた。1965年以前の圧延速度は30～40m/sが限界であったが，ブロックミルの導入によって60～70m/sに高速化された。その後，1980年代には100m/s，1990年代初頭には120m/s，そして1990年代後半には140m/s仕様のブロックミルも登場した。当社も1986年に100m/s[2)]，1997年に140m/sの高速ブロックミル[3)]を開発・上市した。（**図１**）

1.1　駆動系の共通化

ミスロールを防止するため，連続する圧延ロールの周速比，すなわち電動機の回転数比を一定に保つ必要がある。しかし，以前は電動機の回転数制御が所要精度に達しなかった。このため高速ブロックミルでは，複数の圧延機を１台の電動機で駆動する共通駆動方式とし，圧延速度比を機械的に一定に保つ設計となっていた（**図２**）。

1.2　滑り軸受の採用

当社はこれまで，圧延速度40m/s以下の設備においては転がり軸受を採用したブロックミルを数多くの納入してきた。しかしながら，圧延速度が100m/sを超える高速のブロックミルの場合，圧延ロール用軸受の回転数が10,000rpmを越えることになる。圧延ロールの軸径に対応する転がり軸受の許容限界回転数は3,000～4,000rpm程度であることから使用できない。

そこで当社は，高速ブロックミルのロール回転数と圧延荷重を調べた実験結果（**図３**）に基づいて高速・高負

図１ 高速ブロックミル
Fig. 1 High-speed finishing block mill

[*1] 機械事業部門　産業機械事業部　重機械部

荷用の滑り軸受を開発し，高速用ブロックミルに採用した。この滑り軸受の技術は，線材高速ブロックミルだけでなく，今回開発した棒鋼用ブロックミルや中間列カンチレバーミルにも採用している。

1.3　回転バランスの調整

高速ブロックミルに使用される各駆動部品は，圧延速度の高速化に伴う振動を防止するため，釣合い良さ等級（JIS B0905）がG1.0以下の高度な動バランス精度を必要とする（**図4**）。なお，最も主要な部品である歯車（はすば歯車，かさ歯車）は高速回転であるため，動バランス精度だけでなく，ピッチ誤差や歯すじ誤差にも厳しい精度が要求される。

1.4　スタンド構成

さまざまなニーズに対応するため，ϕ210ロールスタンドとϕ160ロールスタンドの取り付け時の歯車比とロール比を合わせることにより，パススケジュールに応じた自由な選択・組み合わせができる（**図5**）。例えば，

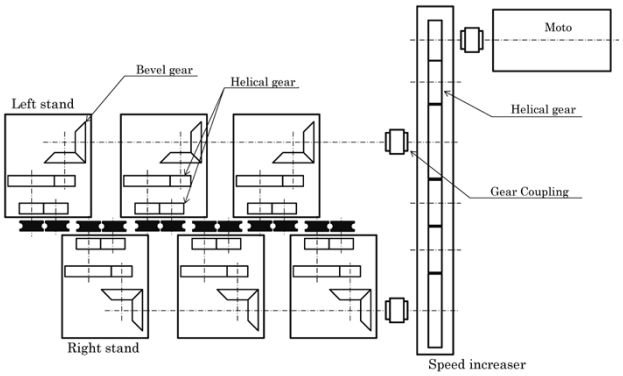


図2 高速ブロックミルの駆動系とギヤ構成
Fig. 2 Drive system and gear arrangement of high-speed block mill

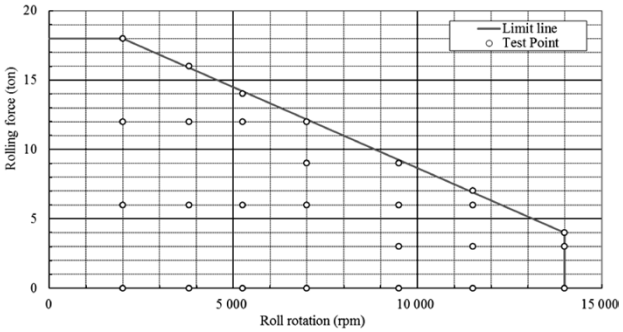


図3 高速ブロックミルのロール回転数と圧延荷重の関係
Fig. 3 Number of roll rotations and rolling forces of high speed block mill

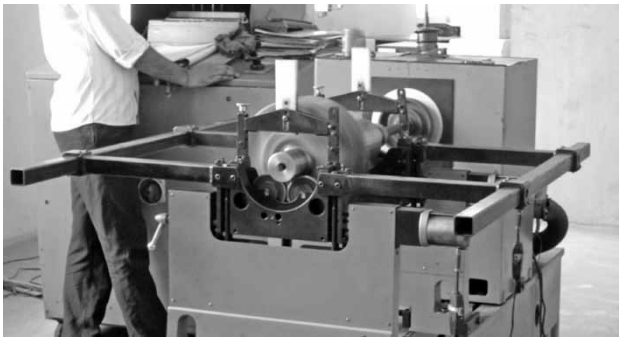


図4 動的バランス試験
Fig. 4 Dynamic balance test

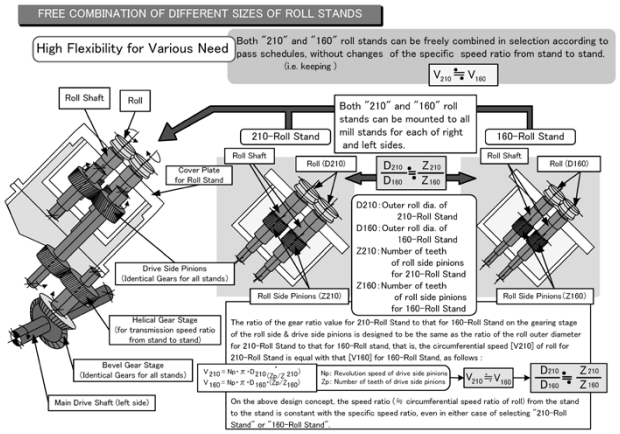


図5 圧延機のフリーコンビネーション
Fig. 5 Free combination of roll stands for block mill

ϕ210スタンド×6台＋ϕ160スタンド×4台や，ϕ210スタンド×4台＋ϕ160スタンド×2台など，さまざまな組み合わせが可能である。

2．棒鋼用ブロックミル

本章では，当社が開発・納入した棒鋼用ブロックミルについて，開発の基本構成とした高速ブロックミルからの改良点を重点的に述べる。さらに，海外案件へも対応できるよう，海外での製作も可能とすること念頭においた変更も並行して行った。

2.1　駆動系部品の見直し

棒鋼用に最適なブロックミルにするため，加工精度や動バランス精度など，駆動系の各部品を要求仕様に合わせてコストおよび汎用性を考慮して見直した。

2.1.1　釣合い良さの見直し

アンバランス量と使用回転数から発生する振動を部品ごとに推定し，経済的なアンバランス量を選定した。回転部品の不釣合い量は，回転数と釣合い良さから算出される偏心量と回転部品の重量との積として式（1），式（2）で求めることができる。

$$\varepsilon = G/(2\pi N/60) \quad \cdots\cdots(1)$$

ε：偏心量，G：釣合い良さ，N：回転数

$$Db = \varepsilon \times W \quad \cdots\cdots(2)$$

Db：不釣合量，W：回転部品重量

高速ブロックミルの不釣合い量と比較し，棒鋼用ブロックミルの不釣合い量が同等以下になる釣合い良さを算出し，回転部品の釣合い良さとした。

2.1.2　歯車仕様の見直し

歯車は高い精度で製作すればかみあいによる振動や騒音を防止できる。しかしながら，歯切り機械が制約される上に歯車メーカも限定されるため，精度が多少悪くても振動と騒音が防止できる歯車精度を検討した。

駆動部の歯車構成として，高精度な歯切りが比較的容易なはすばギヤが高回転になり，高精度な歯切りが困難なベベルギヤが低回転になるよう速比に振り分けた。

減速機は歯車のかみあいによる振動や騒音を予測することが困難であり，実機での運転結果が最も信頼できる。このため，既納設備から類似した使用条件の歯車を参照し，歯車の加工精度を選定した。その結果，歯切り

図6 ブロックミルの製缶ケーシング
Fig. 6 Can manufacturing casing of block mill

精度を最適化することができ，減速機メーカを自由に選択できるようになった。

2.2　海外での製作に向けた対応

棒鋼用ブロックミルを海外で製作するうえで問題となる事項について，製作事例を基に以下の見直しを行った。

2.2.1　ケーシングの製造方法

高速ブロックミルのケーシングは鋳造によって製造していた。しかしながら，鋳物は寸法不良や欠陥が介在するなどの製造技術に起因する問題がある。このため，鋼板を用いた製缶構造に変更した。（**図6**）

2.2.2　難加工部品の簡略加工化

ブロックミルの圧下装置は偏心スリーブ方式を採用している。偏心スリーブは外周の2箇所を偏心させた部品で，圧下調整をスムーズに行うために，2箇所の偏心量と偏心方向が一致するよう機械加工することが要求され，特殊な工作機械が必要である。また，製作された部品を検査し，図面寸法どおりに製作されていることを確認できることが重要である。そこで，工作機械の制約なく機械加工でき，検査にも使用できる専用冶具を設計・製作し，第2号納入機に採用した。

3．棒鋼用ブロックミルの納入実績

棒鋼用ブロックミルは，韓国向けと国内向けにそれぞれ各1台の納入実績がある。本章ではそれらの納入事例について概説する。

3.1　第1号納入機

韓国の某社に対して，将来の圧延速度アップと安定操業を目的にした仕上圧延機ブロックミル化を進めた事例である。2011年2月に稼働させた（**図7**）。

3.1.1　設備仕様

本機の仕様は下に示したとおりである。また，構成機器のレイアウトを**図8**に示す。

・数量：2ライン（6スタンド）
・形式：Xタイプノーツイスト片持ミル
　　6スタンドを共通ベース上に45°傾けて交互に設置
・圧延速度：Max 45 m/s
・圧延サイズ：ϕ5.5～9.0 mm（コイル）
・鋼種：低炭素鋼，中炭素鋼
・ロール寸法：新製径ϕ215/廃却径ϕ195×幅80 mm
　　（2カリバ/ロール）
・ロール材質：タングステンカーバイト
・スタンド間：900 mm
・電動機：AC 1,300 kW（ベース回転数600 rpm／最高回転数900 rpm）
・ロール中心間距離：195～220 mm
・潤滑：低圧強制循環給油（軸受，歯面）
　　高圧強制循環給油（滑り軸受）

3.1.2　更新内容

水平圧延機（6台）を撤去し，クロップシヤー，チョッピングシヤー，ルーパ，棒鋼用ブロックミルを各2式と給油装置を新設した。

クロップシヤーとチョッピングシヤーは，ブロックミル入側母材の先後端不良部の切断とミスロール時のコブルカット（全長切断）を目的に設置し，ルーパは上流側圧延機との材の引張りを防止すること目的に設置した。

3.1.3　更新の結果

ブロックミルにしたことによってツイスト圧延が不要になり，ミスロールの発生頻度が減少した。更新前は2ストランド圧延のため，片ラインでミスロールが発生した場合でも正常に圧延しているもう一方のラインも巻き添えになって両ラインでミスロールが発生していた。しかしながら更新後は，片側のミスロールの影響を受けない。このため，片ラインでミスロール処理を行ないながらもう一方では操業運転を継続できるようになり，生産性が向上した。

現在の圧延速度は，ブロックミルの前後の設備が制約となってMax 40 m/sで操業しているが，前後の設備を

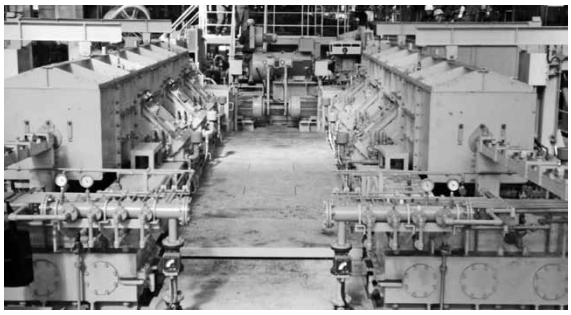


図7 棒鋼用ブロックミルの第1号納入機
Fig. 7 First delivered finishing block mill for bar

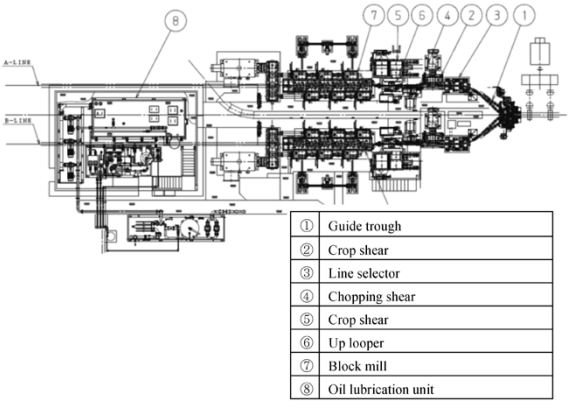


図8 第1号納入機のレイアウト
Fig. 8 Layout of first delivered finishing block mill for bar

更新すれば圧延速度は45m/sが可能となる。

3.2　第2号納入機

国内某社に対して，製品寸法の安定化を目的に仕上圧延機を棒鋼用ブロックミルに更新した事例である。2014年1月に稼働した（**図9**）。本機はブロックミル本体と分配減速機をインドで製作した。

3.2.1　設備仕様

本機の仕様は下に示したとおりである。また，構成機器のレイアウトを**図10**に示す。

・数量：2ライン（6スタンド）
・形式：Xタイプノーツイスト片持ミル
　　6スタンドを共通ベース上に45° 傾けて交互に設置
・圧延速度：Max 23m/s
・圧延サイズ：D10, D13, D16
・鋼種：鉄筋コンクリート用棒鋼
・ロール寸法：新製径φ215／廃却径φ195×幅70mm
　　（2カリバ／ロール）
・ロール材質：タングステンカーバイト
・スタンド間距離：900mm
・電動機：AC 1,800kW（ベース回転数1,350／最高回転数1,800rpm）
・ロール中心間距離：195～220mm
・潤滑：低圧強制循環給油（軸受，歯面）
　　高圧強制循環給油（滑り軸受）

3.2.2　更新内容

水平圧延機（6台×2列）を撤去し，ピンチロール，ルーパ，棒鋼用ブロックミルを各2式，および給油装置を新設した。設備レイアウトとして，上流側圧延機から離れており，さらにパスラインが90度曲がる配置のため，材料先端の搬送補助としてピンチローラを設置した。

3.2.3　更新の結果

第1号納入機と同様，ブロックミルにしたことによってツイスト圧延が不要となり，ミスロールの発生頻度が減少した。また，仕上圧延において材料テンションが一定になり，製品寸法が安定するようになった。さらに，設備設置面積の減少に伴って空きスペースが生まれ，そこに予備品を仮置きするなどによって工場内スペースが有効活用できるようになった。

3.2.4　海外製作

第2号納入機ブロックミル本体と減速機はインドにおいて製作し，完遂するために以下の対応を行った。

1）部品図完成後，機械加工が制限される箇所や表面処理方法などについて，これまでの図面を基に製造担当者と綿密に打ち合わせ，図面検証を実施した。
2）部品寸法や表面処理，回転バランス調整など，キーとなるすべての検査に当社検査指導員が立ち会い，指導を実施した。
3）組立完了後，全ロールスタンドの無負荷試運転を実施し，メタル軸受を含む軸受の温度上昇や振動，騒音を測定し，異常がないことを確認した。（**図11**）
4）組立作業は当社製造指導員が立ち会い（**図12**），組立手順や部品の組み合わせ，芯出し調整方法についてすべて指導した。

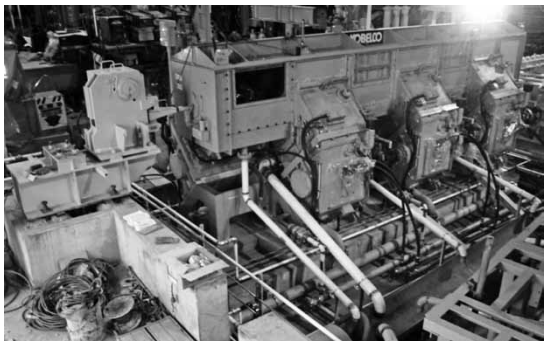
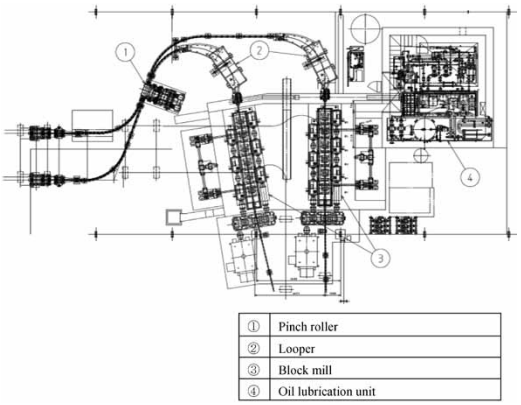


図9　第2号納入機
Fig. 9　Second delivered finishing block mill for bar



①	Pinch roller
②	Looper
③	Block mill
④	Oil lubrication unit

図10　第2号納入機のレイアウト
Fig.10　Layout of second delivered finishing block mill for bar

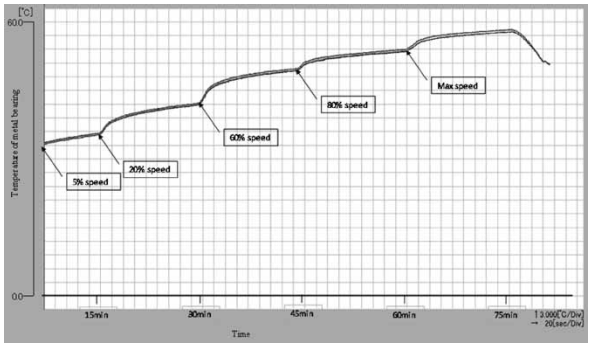


図11　ロール軸部滑り軸受温度
Fig.11　Temperature of metal bearing at roll neck

図12　組立指導
Fig.12　Assembling instruction of finishing block mill

むすび＝当社の棒鋼用ブロックミルを対象に，その技術と納入実績について解説した。納入した２社において，当社のブロックミルはその後も十分な性能を発揮しており，比較的低速の圧延設備においても有効な圧延機であることが実証された。

これらの実績を踏まえ，設備更新によって製品品質を改善する国内の案件や，経済成長によるインフラ整備が見込める東南アジアをはじめとする国々向け案件をターゲットに，さらなる受注を目指していく。

また，これらの経験を踏まえてさらなる技術力向上に努め，新たな設備技術の開発にも注力していきたい。

参 考 文 献

1） 森本剛司. R&D神戸製鋼技報. 1998, Vol.48, No.1, p.52-55.
2） 松宮克行ほか. R&D神戸製鋼技報. 1988, Vol.38, No.1, p.87-88.
3） 仲谷雅光. R&D神戸製鋼技報. 1998, Vol.48, No.1, p.49-50.

（解説）

HIP装置の新技術紹介

Introduction of New Technology for HIP Equipment

渡邉克充[*1]
Katsumi WATANABE

A new rapid cooling method has recently been developed to shorten the cooling time and, consequently, the total process time to improve the productivity of the HIP process. This paper describes the new technology of a HIP equipment employing this new rapid cooling method and comments on its future potential.

まえがき＝熱間等方圧加圧（Hot Isostatic Pressing，以下HIPという）は，ガスにより高い圧力と高温を同時に処理物へ加える技術である。HIP技術を応用したHIP装置は，焼結体の緻密化，鋳造品の巣や気孔の除去，金属粉末の高密度焼結，および異種材料の拡散接合などに不可欠な技術として利用されている。これまで当社は350台以上のHIP装置の納入実績があり，現在では国内シェアトップの高圧HIP装置メーカとしてその地位を確立している。

当社におけるHIP装置技術のルーツは高圧技術の基礎研究開発にあり，1950年代前半の14,000気圧の増圧機を活用した液体を対象とする高圧容器の強度研究に端を発している。その後，高圧シール機構，圧力測定技術などの高圧要素技術をベースに，総合的高圧技術集団として先導的地位を占めるに至っており，HIP装置，CIP（冷間等方圧加圧：Cold Isostatic Pressing）装置，熱間静水圧押出装置，圧力晶析装置，固体圧合成装置など，多様な装置を開発・商品化してきた。

HIP装置の開発における課題の一つは，新素材などの処理に要求される仕様に関するものであり，窒化ケイ素などの高温高強度セラミックスの処理に必要な1,700℃以上の高温発生，窒化ケイ素を高温下で熱分解を防止しつつ処理するための圧媒としての窒素の使用，あるいは高温酸化物超伝導体処理のための酸素雰囲気HIP装置などがある。いっぽうで，生産用装置としての課題は，処理コスト低減のための生産性向上を目的としたものが中心であり，余熱方式HIP装置，モジュラHIP装置や急冷機能搭載HIP装置などが開発されてきた。高温窒素雰囲気HIP装置や，酸素雰囲気HIP装置，余熱HIP装置，モジュラHIP装置について，詳細は既報のとおりである[1),2)]。

本稿では，当社において新しく開発した，HIP処理の生産性向上を目的とした急速冷却方式について，その新技術を紹介する。

1．HIP装置の構成

HIP装置系統の概念図を**図1**に示す。HIP装置は，（1）圧力容器，（2）圧媒ガスの加圧，回収装置，（3）圧力容器に内蔵した炉構造体，（4）加熱電源および制御装置，（5）安全装置などから構成している[3)]。HIP本体の概念図を**図2**に示す。圧力容器は通常，高圧円筒（Pressure Vessel），その両端をふさぐ蓋（Closure），および蓋に作用する荷重を指示するヨークフレームから構成している。高圧円筒は，鍛鋼製の単肉円筒または層成円筒，あるいは単肉円筒をピアノ線で補強した構造を使用する。圧力容器にはHIPの心臓部にあたる炉構造体が組み込まれている。炉構造体内部は発熱体（Heating Element）によって1,000℃以上の処理温度となるが，圧力容器は一定の設計温度以下に保つ必要があるため，発

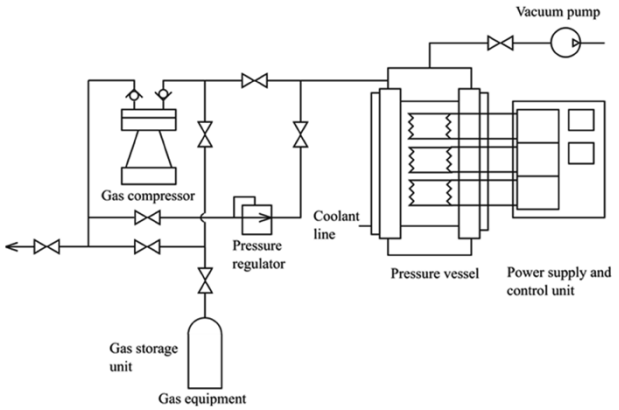


図1 HIP装置系統図
Fig. 1 System diagram of HIP equipment

[*1] 機械事業部門　産業機械事業部　重機械部

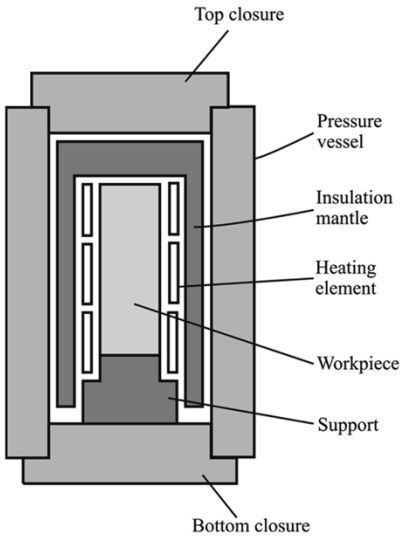


図2 HIP本体概念図
Fig. 2 Conceptual diagram of HIP equipment

熱体と圧力容器の間には断熱層（Insulation Mantle）を配置している。

2．HIP装置の生産性向上

HIP装置は高圧・高温ガスを用いることから，とくに大型装置では，昇圧，昇温，冷却のそれぞれの工程に長い時間が必要となる。したがって，HIP処理における生産性向上は，こうした昇圧，昇温，冷却の工程をいかに短縮するかに依存する。いっぽう，圧力容器を含めた高圧ガス系統の各機器が高価であり，昇圧系統における時間短縮には高いコストがかかる。このためHIP装置では，圧力容器内での昇温，冷却工程の短縮に主眼がおかれてきた。

昇温工程の短縮方法としては，余熱・高温取出方式，モジュラ方式などが開発されてきた。しかしながら，適用可能な製品が限られる，あるいは余熱設備やモジュラ設備にコストがかかるなどの理由から近年ではあまり使われていない。

大型装置では，サイクルタイムに占める冷却時間の割合が大きく，プロセス時間の3分の1程度を占める。このため，高速冷却を行っても製品品質上問題がない鋳造品や金属焼結品のHIP処理では，生産性向上のために，冷却速度を加速することによって冷却工程の短縮を図る急速冷却方式がとくに有効である[2)]。

3．急速冷却方式

前述のようにHIP装置では，発熱体を配置している処理空間と圧力容器の間に，処理空間の高温から熱を遮断するための断熱層を配置している。HIP装置内の高圧・高温ガスは，例えば100 MPa，1,000℃の場合，密度が水の30%程度と非常に大きい。そのいっぽうで粘性は水の10%程度と小さく，かつ，熱膨張係数が大きいことから激しい対流を生じやすく，ガスの流動による熱伝達が非常に大きい。このため，断熱層はガスの対流を生じないような構造とし，ガスの流動による熱移動を遮断することによって圧力容器内面の温度が一定以下に保たれるように設計している。

冷却工程を短縮するためには，処理空間から圧力容器外への熱の移動を促進しなければならない。すなわち，処理空間から断熱層の外側へ熱を移動させるとともに，圧力容器の内側から圧力容器外側の冷却水へ同量の熱を移動させなければならない。断熱層によって制限されているガスの流動を，冷却過程のみ促進することができれば，処理空間から断熱層の外側への熱移動が多くなる。

ガスの流動を促進する方式（急速冷却方式）の一例を**図3**に示す。本図の構造では，処理空間から断熱層を貫通して断熱層外側へガスを流出させる流路が断熱層上部に設けられている。また，断熱層下部には，断熱層外側から処理空間へガスを流入させる流路が設けられている。当該流路にはバルブが設けられ，昇温中と温度保持中はバルブは閉じている。冷却過程ではバルブを開き，処理空間と断熱層外側の温度差によって処理空間内のガスは上部の流路から断熱層外側へ流出する。断熱層外側へ流出したガスは，圧力容器内壁で冷やされながら下方へ流れ，断熱層下部の流路から処理空間へ流入する。処理空間下部から流入したガスは，処理空間よりも低い温度となっているため処理空間を冷却し，処理空間内の温度を急速に下げる。

図4に急速冷却方式の別の例を示す。この図に示した構造では，図3で示したような断熱層を貫通する流路が断熱層上部にはない。その代わりに，処理空間から流出したガスを断熱層上部へ導くための整流筒が断熱層外側へ設けられている。温度の低いガスが断熱層下部から処理空間内へファンによって導かれる。処理空間から流出したガスは整流筒によって断熱層上部へ導かれ，圧力容器内壁で冷やされながら下部へ戻り，ファンによって再び処理空間内へ導かれる。この循環によって，図3に示した方法よりも処理空間内の温度を速く下げることができる。また，処理空間下部に配置したファンによって処理空間内部を撹拌（かくはん）しながら冷却することにより，処理空間内の温度を均一に保ったまま冷却できる。

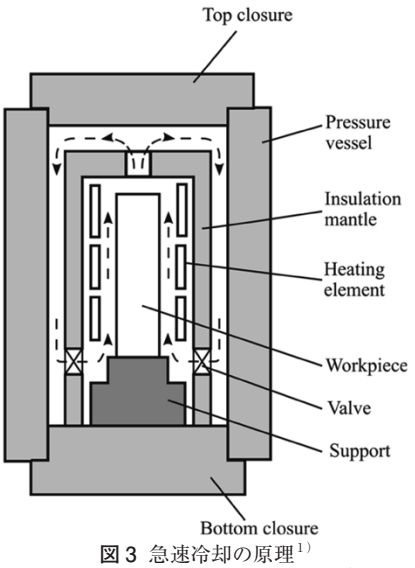


図3 急速冷却の原理[1)]
Fig. 3 Principle of rapid cooling[1)]

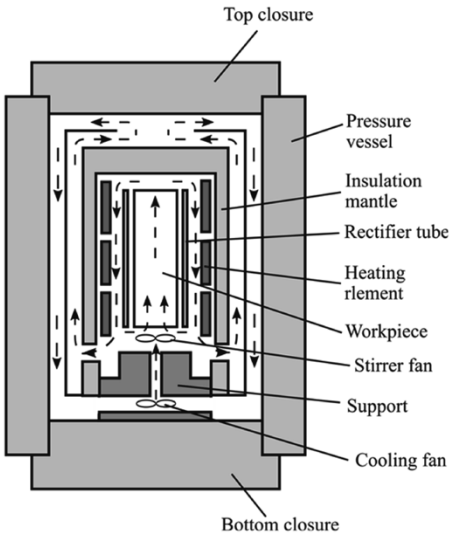


図 4 急速冷却の原理[2)]
Fig. 4 Principle of rapid cooling[2)]

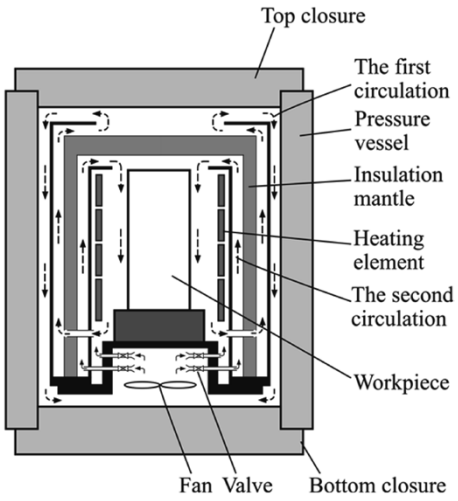


図 5 新形急速冷却の原理
Fig. 5 Principle of advanced rapid cooling

圧力容器内壁面を流れるガスは，図 3 に示した方法では自然対流である。いっぽうで，図 4 に示した方法はファンによる強制対流である。いずれの場合においても圧力容器内壁面を流れるガス流速が小さいので圧力容器内壁面の熱伝達係数が小さく，圧力容器上部のガス温度が高くなる。このため，ガスの温度と圧力容器上部内壁面の温度との差が大きくなり，ガスからの抜熱は主として容器上部でのみ行われることとなる。ガスが容器上部から下部へ移動する間にガス温度は低くなるため，容器下部の熱伝達量は少なくなって十分な抜熱ができなくなる。冷却速度を上げるためには，ガス流量を多くして圧力容器内壁面の熱伝達係数を大きくする必要があるが，その場合は圧力容器内壁温度が高くなる。圧力容器内壁温度は容器の設計温度によって制限されているため，ガス流量をあまり大きくすることはできない。すなわち，冷却速度は，容器の設計によって制限されることになる。

圧力容器内部の熱伝導を促進して容器内壁温度を上がりにくくすれば，ガス流量を増やして冷却速度を上げることができる。これを実現するために開発されたのが内面冷却容器である。この容器は，内側に薄い鍛造円筒をコアとして配置し，その外側に補強のためのピアノ線を巻き付けた線巻き容器である。鍛造コアとピアノ線の間に冷却水を流すことにより，圧力容器内面から冷却水までの距離を短くすることができる。

4．新開発の急速冷却方式

4.1　新型急速冷却方式の概要

前述のように図 3 および図 4 に示した方法では，ガスからの抜熱は容器上部でのみ行われる。このため，圧力容器内壁の冷却能力を最大限利用することは難しく，必ずしも効率が良いとはいえない。

この欠点を解消するため，新型急速冷却方式を開発した（**図 5**）。この新型急速冷却方式では断熱層の内側・外側両方に整流筒を配置しており，二つの環流を備えることを特徴とする。二つの還流とは，ファンから外側整流筒と断熱層の間を通って断熱層上部から圧力容器と断熱層の間へ導かれ，圧力容器内壁で冷やされながら下降した後，ファンへ戻るガスの流れ（以下，第一環流という）と，ファンから内側整流筒と断熱層の間を通って処理室上方へ導かれ，処理空間内の高温ガスを冷却した後，前述の第一環流と合流してファンへ戻るガスの流れ（以下，第二環流という）である。

第二環流のみであれば図 4 に示した急速冷却方式と同一であるが，これに第一環流を加えたことが大きな特徴の一つである。第一環流は処理空間内の冷却には直接的には関与せず，流量も冷却速度に影響しない。このため，冷却速度によらず圧力容器内壁面を流れるガス流速を十分大きくすることができ，圧力容器内壁面の熱伝達係数を大きくすることができる。また，圧力容器の上から下まで内面全体から抜熱することができ，圧力容器の抜熱能力を最大限利用することができる。さらに，ファンの後段に設置した制御弁によって第一環流と第二環流の流量割合を制御することができるようになっている。これによって断熱層上部のガス温度が一定になるように制御でき，冷却過程を通じて常に圧力容器内壁温度を運転可能な最大値に保持することができる。

これらの特徴により，冷却過程を通じて圧力容器からの抜熱量を最大かつ一定とすることができ，圧力容器その他の設計を同一とした場合，従来の急速冷却方式よりも冷却速度を速くすることができる。

4.2　新型急速冷却方式の性能実績

新型急速冷却方式の開発と並行して，内筒コアにスペーサを介してピアノ線を巻く構造を採用した線巻き内面冷却容器の開発を進めてきた。その成果を活用し，大型 HIP 用の実績として当社最大の線巻き内面冷却容器を搭載した HIP 装置の 1 号機を2016年に納入した。本 HIP 装置の主仕様を**表 1** に，また外観を**図 6** に示す。この HIP 装置用にはまた，空炉時急速冷却速度40℃/min および負荷 2 t 搭載時急速冷却速度15℃/min を目標として，新型急速冷却方式を採用した加熱装置を設計，搭載した。本節では，本 HIP 装置の試運転時に取得したデータを基に，新型急速冷却方式の性能を紹介する。

表 1 新形急速冷却方式を搭載したHIP装置の仕様
Table 1 Specifications of HIP apparatus with new rapid-cooling method

Diameter of workzone	850 mm
Hight of workzone	2,500 mm
Maximum temperature	1,400 ℃
Maximum pressure	147 MPa
Maximum superimposed load	4,500 kg

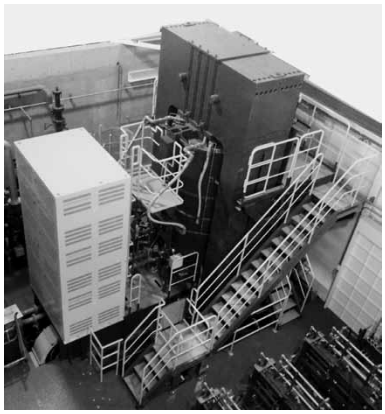


図 6 急速冷却搭載HIP装置
Fig. 6 HIP equipment with rapid cooling

本HIP装置によって約2t負荷した状態において，急速冷却を使わずに冷却した場合と，15℃/minで制御しながら急速冷却した場合との処理室内平均温度変化を調べた。**図7**にその実績値をプロットしたグラフを示す。破線は急速冷却を使わない自然冷却の場合であり，実線は急速冷却の場合である。図からわかるように，ガス回収工程を開始できる300℃まで冷却するのに自然冷却では7時間近くかかっているのに対し，急速冷却ではおよそ1時間で冷却できている。この差の6時間がプロセス時間の短縮となる。この圧力・温度条件の場合，昇温・昇圧工程に4時間，ガス回収･放出工程に3時間かかる。このため，最高圧力・温度での保持時間を1時間とすると全プロセス時間は，自然冷却の場合では約15時間，急速冷却を使用した場合では約9時間である。この場合はおよそ4割の時間短縮であり，急速冷却によって大幅な生産性向上が達成できることを実証した。

4.3 超急冷法

通常のHIP装置では，処理空間内の熱は圧力容器を介して圧力容器外側に循環している冷却水へと伝わり，処理空間内を冷却する。冷却速度は圧力容器の冷却能力（容器の持つ抜熱能力×抜熱の効率）によって決まる。圧力容器の冷却能力を超える冷却速度としたい場合は，圧力容器の内部に蓄熱器を配置し，圧力容器の冷却能力を超える熱量を一時的に蓄熱器に蓄える方式が取られる。この方式を超急冷法と呼ぶ。蓄熱器は一般的に断熱層の外側に配置されるため，超急冷専用の炉構造体が必要となる。新型急速冷却方法では，つぎのような方法でこの問題を解決している。

HIP装置のヒータは，通常複数のゾーンに分けてそれぞれのゾーンの温度を別々に制御することによって全体の温度の均一性を確保している（**図8**）。大型装置では

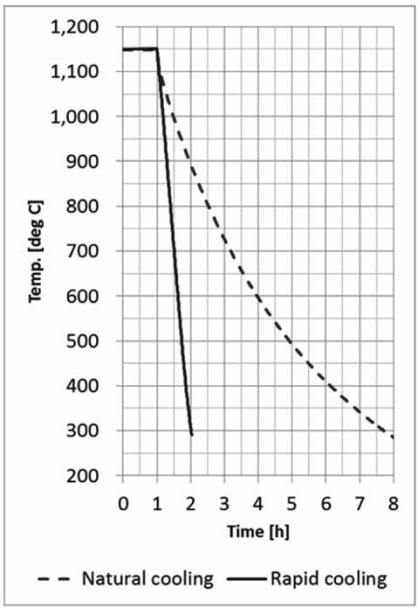


図 7 急速冷却の例
Fig. 7 Example of rapid cooling

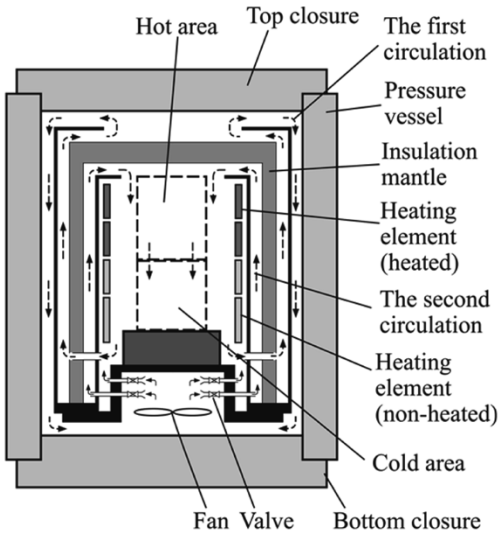


図 8 新形超急冷の原理
Fig. 8 Principle of advanced super rapid cooling

4ゾーンあるいは5ゾーンに分けることが一般的である。高温のガスは浮力で上方へ動こうとする性質があるため，複数ゾーンのヒータのなかで下方のヒータをOFFにすると上の方は熱い領域，下の方は冷たい領域に分かれる。例えば，4ゾーンヒータで上2ゾーンを加熱，下2ゾーンをOFFとすると，図8に示すように，上半分が熱い領域，下半分は冷たい領域となる。

前述のように，新型急速冷却方式においては第2環流は，処理空間の上方から処理室へガスが導かれる構造となっている。このため，上半分だけを熱い領域とした場合には，第2環流は上半分の熱い領域を冷却することとなる。このとき，上半分の熱いガスは下半分の冷たい領域を通り，この領域で冷やされてから第1環流と合流する。すなわち，下半分の冷たい領域は，冷却時には蓄熱器として働くことになる。

したがって，この方式によれば通常の急速冷却と超急冷とで炉構造体を交換する必要がなく，処理品の設置場

所を処理空間上方の一部に制限して制御方法を変更するだけで超急冷が可能となる。

4.2節で紹介した商用第1号機にて行った試験では，空炉において

・1,150℃から800℃まで：約300℃/min

・800℃から600℃まで　：約200℃/min

と，通常の冷却速度40℃/minと比較して5～8倍程度の冷却速度を実現した。また，冷却速度に余裕のある，例えば120℃/minなどの冷却速度では，PID制御によって安定的に冷却速度を制御することができた。

この超急冷法を用いれば，蓄熱器や専用の加熱装置などを別途用意することなく，冷却速度を大幅に向上させることができる。

むすび＝HIP装置においては，生産性向上が大きな課題となっていたなか，当社はその課題を解決する新型急速冷却方法を開発した。内面冷却容器を採用した大型HIP装置にその新型急速冷却方法を搭載し，生産性の大幅な向上に寄与することを確認した。また，HIP処理後に焼入れなどの熱処理が行われることが多いが，300℃/minという超急冷技術を得たことによって，後工程としての熱処理をHIP処理に取り込むことができ，生産性向上にいっそう寄与できると考える。さらに，高温高圧と急速冷却の組み合わせによって，新しい特徴を持った材料を創出できる可能性もでてきている。今後，HIPの需要がさらに広がることが期待でき，これからもHIP装置技術の向上に尽力する所存である。

参　考　文　献

1） 石井孝彦ほか. R&D神戸製鋼技報. 1990, Vol.40, No.4, p.14.
2） 石井孝彦ほか. R&D神戸製鋼技報. 2000, Vol.50, No.3, p.104.
3） 守時正人ほか. R&D神戸製鋼技報. 1981, Vol.31, No.1, p.50.

（解説）

食品用横型CIP装置

Horizontal CIP Equipment for Food

南野友哉[*1]
Tomoya MINAMINO

High pressure food processing technology attracted attention in the 1980s as a non-thermal sterilization method, and its research, development and practical application were promoted in Japan. High pressure food processing equipment, which did not spread widely at that time, is now seeing increased demand due to recent situational changes in food companies in Japan. Conventional, vertical, cold-isostatic-pressing (CIP) apparatuses are difficult to install in the facilities of food companies and, hence, a horizontal CIP apparatus, "FOOD FRESHER," has been developed. This paper describes the situation surrounding high pressure food processing technology and outlines the FOOD FRESHER newly developed this time and the future development.

まえがき＝食品に数千気圧以上の高圧を加える食品高圧処理は，加熱処理に代わる殺菌方法として提唱され，1980年代後半より日本で本格的な研究開発が行われるようになった。食品高圧処理は，殺菌作用だけでなく，独特な食感・風味を得る手法としての研究なども進められた。1990年代以降は米国において食品高圧処理の実用化と一般製品への普及が進み，近年は日本国内でも食品高圧処理の実用･応用への需要と関心が高まってきている。

そこで当社は，長年培ってきたCIP（Cold Isostatic Pressing）装置の技術[1)]を応用し，食品製造メーカ向けに横型CIP装置 FOOD FRESHERを開発した。2015年に牡蠣（かき）の脱殻・開殻用途に400MPa機の初号機を納入し，その後600MPa仕様の装置を完成させた。本稿ではこれら高圧装置の概要や食品高圧処理の適用事例について紹介する。

1．国内外における食品用高圧処理の状況

食品高圧処理は，熱の代わりに圧力によってエネルギーを加えることにより，主に殺菌効果を得ることを狙った技術である。加圧処理は，一般的には加熱処理のように食品の化学変化を促進しないため[2)]，栄養素や香味成分に対して影響を与えないという利点がある。1980年代後半より日本で研究開発が盛んとなり，殺菌以外の用途についても研究開発が進められた。蛋白質（たんぱくしつ）やでんぷんの変性，高圧不凍域の利用（加圧急速解凍・圧力移動凍結や加圧不凍域保存），酵素反応の制御（失活や活性化），生体膜に対する効果（抽出や浸透）など，研究結果として豊富なデータが報告されている[1)]。

その後，高圧処理食品としてジャムや米飯製品などが販売されたが，芽胞菌の殺菌にはあまり効果がないことや，非加熱殺菌方法として食品衛生法の認可を取得できなかったことなどから，一般製品への適用は限定的なものにとどまった。

いっぽう，日本での活発な活動に刺激され，海外においても欧州を中心に基礎研究が行われるようになった。とくに米国では1990年代に急速に実用化が進展し，現在ではジュース，肉類，ペットフード，ベビーフードなどに幅広く適用されている[3)]。米国における最も一般的な高圧処理食品としてアボカドペーストが挙げられる。この高圧処理されたアボカドペーストは賞味期限を延長しながらも加熱処理品とは異なり，素材本来の風味や食感を保持している。

近年，日本の食品業界においても，殺菌のための添加物を使用しない食品や，従来にない自然な風味，食感を持つユニークな製品を開発したいという要望が高まっており，それに伴って食品高圧処理が再び注目を集めている。食品の品質改善方法としてだけでなく，加熱殺菌が適さない製品の日持ち期間が延長されることによって，廃棄物の量や配送回数が削減され，環境問題に貢献することも期待されている。

さらに，生産能力増強の手段としても高圧処理に関心が寄せられている。二枚貝などの甲殻類に高圧を加えることにより，貝柱や身を殻から簡単に取り出すことができる。通常の手作業による殻剥（む）きと比較して，製品への殻の混入を防止しやすいという利点もある。二枚貝などを取り扱う水産加工業者では剥き手の人手不足が顕在化しており，脱殻用途への高圧処理が既に導入されている[4)]。日本国内ではこのように，食品加工設備への食品高圧処理の普及が進みつつある。

[*1] 機械事業部門　産業機械事業部　重機械部

2．食品高圧処理装置

2.1　食品高圧処理装置の構成

食品高圧処理装置としては，圧媒として液体を用いるCIP装置，あるいはCIP装置に最高90℃程度の加熱機能を付加したWIP（Warm Isostatic Pressing）装置が使用される。当社は，金属やセラミックス，電子部品など工業用途向けに1960年代から高圧装置の製作を開始し，これまでに900台近い販売実績を有している[1)]。工業用途のCIP装置（**図1**）は，圧力は700MPa以上，容積は15 m^3以上の装置が生産設備として稼動している。CIP装置の基本構造は**図2**に示すような昇圧機構の違いによって以下の二種類に分類される。

1）外部昇圧式（図2（a））：増圧機によって圧媒を高圧容器内に送り込んで昇圧する機構であり，主に処理圧力600MPa以下の中大型機で採用される。

2）ピストン直圧式（図2（b））：高圧容器にピストンを押し込むことによって圧媒を直接圧縮，加圧する機構で，主に600MPa超の小型機で採用される。圧力容器と加圧シリンダが直列になる構造のため，外部昇圧式と比較して装置本体が大きくなる。また，増圧機や超高圧配管を必要としないため，装置全体の構成が簡素である。

当社は上記の外部昇圧式装置，およびピストン直圧式装置の技術を応用し，以下に示す縦型の高圧装置を食品産業向けに開発している。

2.1.1　研究開発用食品高圧処理装置

ピストン直圧式の研究開発用小型装置（Dr. CHEF）を**図3**に示す。この装置の仕様圧力は700MPa（処理室寸法φ60×200mm）で，最大1GPa（処理室寸法φ50×150mm）の装置仕様も可能である。高圧の軸力を保持するためのプレスフレームは手動による旋回操作が行えるなど，装置は非常にコンパクトである。

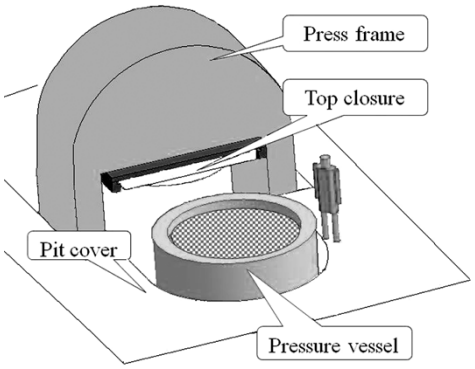


図1　大形CIP装置
Fig. 1　Large CIP equipment

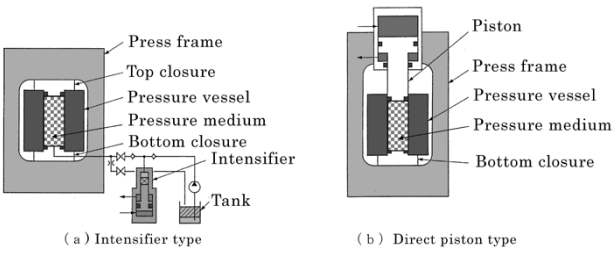


図2　昇圧機構の比較[1)]
Fig. 2　Comparison of pressurizing system[1)]

2.1.2　生産用食品高圧処理装置

米飯パック用の高圧処理装置を**図4**に示す。本装置は高さは5m程度の縦型であり，専用の搬送装置を使用して圧力容器上端の開口部から処理品の出し入れを行う。食品加工は連続処理による高い生産効率が要求されるため，本装置は容器2基を1セットの昇圧装置と組み合わせて差圧回収システムを適用し，加圧時間を通常システムの半分程度に短縮することによって高い生産性を実現した。**図5**（a）は設備を通常システムで運転した場合のタイムチャート，（b）は差圧回収システムで運転した場合のタイムチャートであり，サイクルタイム短縮の効果を示している。

図3　研究開発用食品高圧処理装置（Dr.CHEF）[1)]
Fig. 3　High pressure food processing equipment for R&D (Dr.CHEF)[1)]

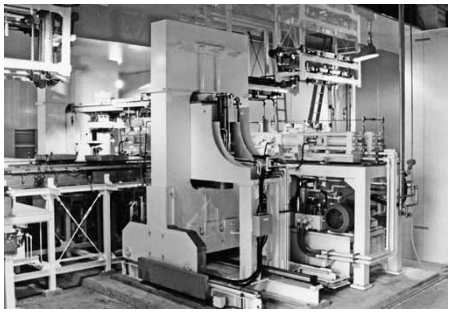


図4　生産用食品高圧処理装置
Fig. 4　High pressure food processing equipment for production

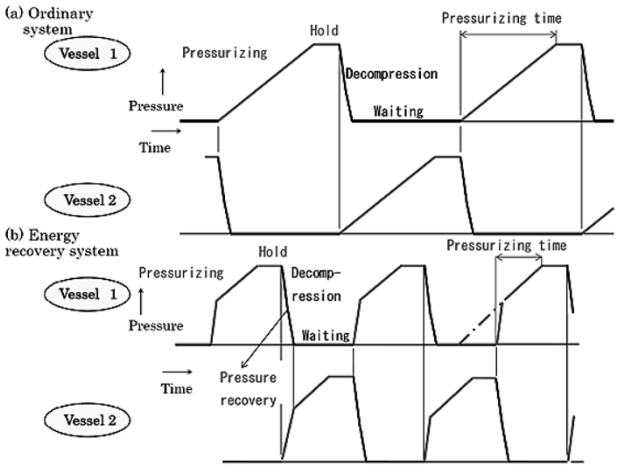


図5　高圧処理工程のタイムチャート比較[1)]
Fig. 5　Comparison of time-charts for high pressure processing[1)]

3．横型CIP装置の開発

3.1　開発の背景

近年，二枚貝の殻剥きを行う剥き手の高齢化と人手不足が深刻化する中，桃浦かき生産者合同会社から牡蠣の殻剥き用高圧装置の開発要請を受けた。当時の当社装置は前章に示した縦型であり，同装置では処理品の出し入れにクレーン設備を必要とする。また，装置重量が重いことから高い地耐力が要求される。そのため，納入先の建屋では縦型装置の設置が困難であった。

そこで，これらの問題に対応した横型CIP装置「FOOD FRESHER」を開発し，2015年に400 MPa機（処理容積100リットル）の初号機を納入した。装置外観を**図6**に示す。

3.2　FOOD FRESHERの特長

3.2.1　低い装置高さ，操作の容易性

FOOD FRESHERの処理フローを**図7**に示す。処理品を充填したバスケットが圧力容器中に挿入されることにより，高圧処理されたバスケットが容器内部から押し出される。つづいて圧力容器が加圧位置に移動し，給水・昇圧が開始される。

図6　FOOD FRESHERの外観（400 MPa，処理容積100リットル）
Fig. 6　FOOD FRESHER (400 MPa, 100 liters of process volume)

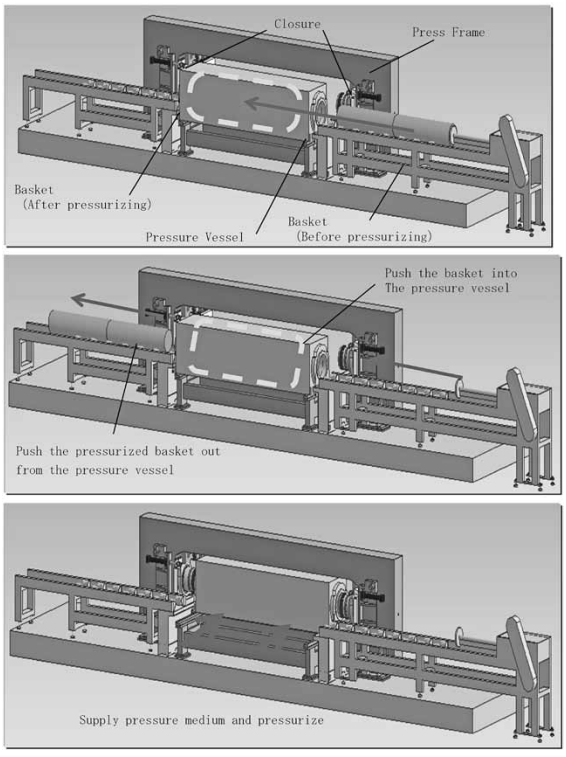


図7　FOOD FRESHER処理工程
Fig. 7　Production process of FOOD FRESHER

従来の縦型CIP装置と比較して，横型CIP装置は以下の特長を備えている。

①装置高さは2 m程度であり（縦型は5 m），天井高さが低い建屋にも設置可能である。

②縦型CIP装置と比較して設置面積が広いため，単位面積あたりの床荷重を軽減できる。

③処理品を充填したバスケットを圧力容器に挿入する搬送ローラは，人の腰程度の高さに設置されている。このため，バスケットの持ち運びに特殊な工具や設備は不要である。

④バスケットの入側と出側は別個に配置されているため，外観の差異が出にくい処理品と未処理品の混入を防止しやすい。

⑤圧力容器の開口端が水平方向であり，圧媒は処理ごとに必ず外部へ排出される。このため，不純物の滞留や沈殿を防ぎ，衛生状態を保持しやすい。

3.2.2　軽量・コンパクト

食品用高圧処理装置は，高圧円筒と内圧による軸方向の荷重をプレスフレームで支持する枠形フレーム方式を用いている。この高圧円筒とプレスフレームが装置重量の多くを占める。高圧円筒は，単肉円筒あるいは焼ばめ構造による複合円筒が一般的であるが，FOOD FRESHERでは線巻き構造（鍛造鋼より強度が高いピアノ線を芯になる円筒の外周に巻き付けて強化した構造）を採用し，大幅な省スペース化と装置重量軽減を図った。

3.2.3　小型・大吐出増圧機

食品産業では高い生産効率が必要なため，一般的なCIP装置の半分以下のサイクルタイムが要求される。外部昇圧式装置のサイクルタイムにおいて，最も大きな割合を占めるのは増圧機による昇圧時間である。このため，サイクルタイムを短縮するには，増圧機本体の大型化による吐出量増大が一般的な方法である。しかしながら，大型化して部品単品の重量が増大すると，一般的に重量物を取り扱う設備を持たない食品工場では分解やメンテナンスが困難となる。

そこで，本体を小型化してプランジャ速度を高速化した増圧機を複数台搭載することにより，増圧機本体の重量を抑えつつ吐出量を増大させてサイクルタイムを短縮した。増圧機を含めた高圧処理装置の構成を**図8**に示す。

プランジャ速度の高速化にあたっては，シール部が重

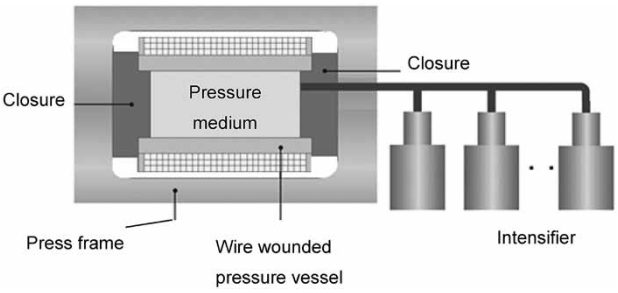


図8　増圧機を複数台搭載高圧処理装置の構成
Fig. 8　Composition of high pressure processing equipment with several intensifiers

要な要素になる。食品処理装置は圧媒として真水を用いるため，圧力容器や増圧機などの耐圧部分には高強度ステンレス鋼を使用する。ステンレス鋼同士の接触・摺動（しゅうどう）は焼付きが発生しやすい。通常のCIP装置やWIP装置は圧媒として水溶性油を添加した水を使用するため，摺動部やシール部においてある程度の潤滑効果を得ることができる。しかしながら真水ではこの潤滑効果が非常に低くなる。そこで，従来にない厳しい環境下での高速運動や高圧シールを実現するため，パッキンやバックアップリングの材質，表面処理，形状などさまざまな工夫を施した。

3. 2. 4　高速給水

サイクルタイム短縮のためには，昇圧工程だけでなく給水工程の短縮も重要である。縦型CIP装置と異なり，横型CIP装置は処理品の出し入れの際に圧媒を全て排出するため，処理ごとに空の圧力容器に圧媒を供給する必要がある。通常のCIP装置は，蓋（ふた）に設けた給排水弁で圧力容器への給水を行う。給排水弁は高圧圧媒もシールする構造のため口径を大きくすることが難しく，高速給水には適さない。

FOOD FRESHERでは圧力容器端面に給水フランジを配置し，蓋の位置によって給水工程と昇圧工程の圧媒供給経路を切替え，給水時には大径配管および給水フランジから圧媒を供給する方式を採用した。給水フランジは高圧圧媒をシールする必要がなく，圧媒供給経路を大口径にできるのため高速給水を可能としている。

3. 2. 5　衛生面・安全面への配慮

食品機械では食品への異物や錆（さび）の混入を防ぐなどの衛生面に対する配慮が重要である。FOOD FRESHERは圧媒に真水を使用するため，接液部である圧力容器や増圧機，配管のほか，周辺機器にもステンレス製部品を多く採用し，防錆対策を行っている。

また，圧力容器や増圧機の周囲をステンレス製のカバーで囲うことによって安全性も確保している。

3. 3　600 MPaテスト機の開発およびラインアップの拡充

牡蠣などの二枚貝や甲殻類の処理圧力は通常200 MPa程度であるが，他の食品や飲料への処理ではより高圧が求められるケースが多い。これら幅広い要望に応えるため，600 MPa機（処理容積50リットル）をテスト機として開発し，当社の高砂製作所内に設置した。同装置の外観を**図 9** に示す。これだけの処理容量を持つ600 MPa機のテスト機は国内では希少であり，顧客には高圧処理による効果の確認だけでなく，生産コストも含めた実生産のシミュレーションを実施いただくことが可能である。生産用装置についてもさまざまな圧力，処理容積の要望に応えるため，**表 1** に示すようなラインアップを取りそろえている。

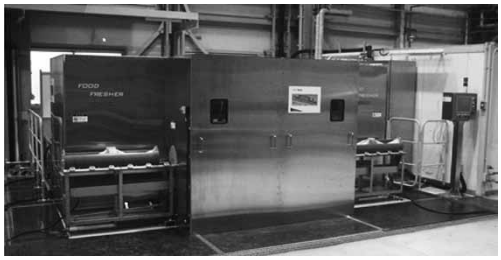


図 9　FOOD FRESHERのテスト機（600 MPa，処理容積50リットル）
Fig. 9　Test equipment of FOOD FRESHER (600 MPa, 50-liters process volume)

表 1　食品高圧処理装置ラインアップ表
Table 1　Line up of high pressure processing equipment

Application	Model	Pressure (MPa)	Process Volume (L)
Sterilization	FF6005	600	50
	FF6010		100
	FF6020		200
	FF6040		400
	FF4010	400	100
	FF4020		200
	FF4040		400
Shucking clams, crustaceans	FF2520	250	200
	FF2540		400
	FF2560		600
R&D	Dr.CHEF	700	0.6
		1,000	0.3

むすび＝今回，コンパクトさや操作容易性などの特長を持つ横型CIP装置FOOD FRESHERを開発したことにより，食品会社にとって従来よりも食品高圧処理装置を導入しやすくなったと考えている。高圧処理食品が今後さらに普及してゆくためには低価格化を図ることは重要であり，そのためにも高圧装置に対しては生産性の向上が求められる。

高圧装置は，処理室の容積が大きいほど単位容積あたりの設備費が低下するため[5]，複数台の小型装置で処理するよりも一台の大型装置で処理する方が経済的である。そのため今後は，より大内径，長尺容器の装置の需要が高まっていくと考えられる。大型の高圧装置は設備投資額が大きくなるため，受託処理業者による一括大量処理や，複数の会社が一台の装置を共有するなどの運営方法も必要になると予想される。

また，生産性向上のためには操業安定性の確保，およびメンテナンスによる停止期間の最小化も重要である。このような高度な操業に対応するため，FOOD FRESHERにはIoTによる装置状態の遠隔監視システムを実装することも可能である。

米国をはじめとする海外諸国では，既に飲料の高圧処理による殺菌方法は認可されているが，日本では残念ながらまだ認可には至っていない[3]。認可に関しては，産官学連携で進めていくことが重要であり，当社もこれまで培ってきた高圧装置の技術を活かして食品高圧処理の一層の発展に貢献していく所存である。

参　考　文　献

1）岸　新和. R&D神戸製鋼技報. 2008, Vol.58, No.2, p.24-27.
2）山本和貴. 食品と容器. 2015, Vol.56, No.9, p.540-549.
3）加藤雅敏. 食品と容器. 2016, Vol.57, No.8, p.476-480.
4）白樫　浩. 高圧力の科学と技術. 2016, Vol.26, No.4, p.333-335.
5）直井利勝. 最近のHIPとCIP. 1988, Vol.25, No.6, p.23-24.

（解説）

大型油冷式スクリュ圧縮機

Large Oil-flooded Screw Compressor

落合圭太[*1]
Keita OCHIAI

天野靖志[*2]
Yasushi AMANO

Oil-flooded screw compressors are capable of attaining high discharge pressures and high pressure ratios in one stage. They are widely used in a variety of industry sectors thanks to their features such as high efficiency, space saving and long-time operability. Kobe Steel has been working on expanding the application range of compressors and on improving the technologies of lubrication oil and oil separation so as to expand their applicability. As a means of expanding the application range, a large oil-flooded screw compressor whose processing air volume is in the world's greatest class has been newly developed and added to the lineup of the oil-flooded screw compressors, "X series." This paper explains the structure of the large oil-flooded screw compressor and introduces the examples of its application.

まえがき＝油冷式スクリュ圧縮機は１段で高吐出圧力，高圧力比が達成可能であり，高効率，省スペース，長時間運転性などの特徴により産業界で広く使用されている。そうしたなかで当社では，圧縮機の適用レンジの拡大と潤滑油技術・油分離技術の向上に取り組み，適用用途の拡大を図っている。

適用レンジ拡大のための一つの取り組みとして，処理風量が世界最大級である大型油冷式スクリュ圧縮機を油冷式スクリュ圧縮機「Ｘシリーズ」として新たに開発し，ラインナップに加えた。本稿では，この大型油冷式スクリュ圧縮機（以下，本圧縮機という）の構造について解説し，その適用事例を紹介する。

１．本圧縮機の構造と特徴

本圧縮機の仕様，構造および外観写真をそれぞれ**表１**，**図１**，および**図２**に示す。ガスは吸込ノズルより吸い込まれ，互いにかみ合うように配置された雄・雌ロータで圧縮された後，吐出ノズルから吐き出される。各ロータの両側にはラジアル軸受が配置され，吐出側ラジアル軸受の反ロータ側にはそれぞれにスラスト軸受が配置されている。また，雄ロータのケーシング貫通部にメカニカルシールを配し，取り扱いガスの機外への漏れを防止している。

表１ 圧縮機諸元 (KOBELCO X-Series)
Table 1 Basic specifications of large size oil flooded screw compressor (KOBELCO X-Series)

Max. Working Discharge Pressure	35 barG
Max. Working Suction Pressure	30 barG
Casing Design Pressure	45 barG
Capacity Range	～35,000 m^3/h
Rotor Material	Forged steel
Casing Material	Cast steel
Mechanical Seal Material	SiC + SiC
Bearings	radial: Babbittes sleeve type
	thrust: Tilting pad type
Capacity Control	Step less 100～15%

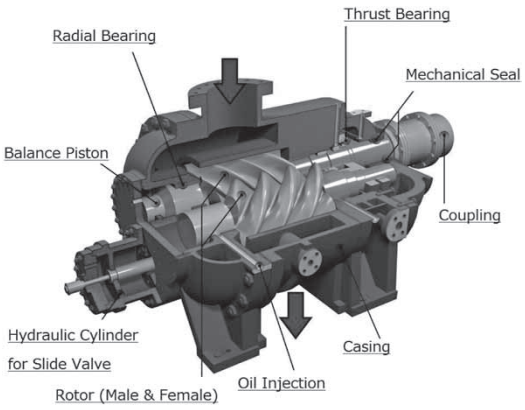


図１ 大型油冷式スクリュ圧縮機の構造
Fig. 1 Structure of large size oil flooded screw compressor

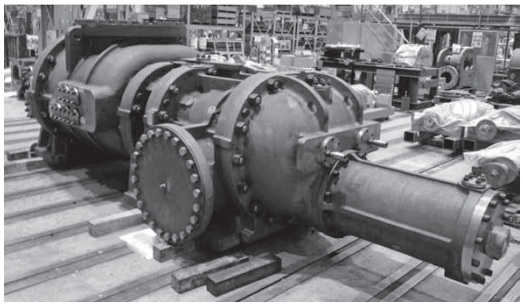


図２ 大型油冷式スクリュ圧縮機外観
Fig. 2 Appearance of large size oil flooded screw compressor

1.1　圧縮機本体の特徴

当社スクリュ圧縮機の特徴として，各用途に合わせて最適な歯形形状を開発･採用していることが挙げられる。

[*1] 無錫圧縮機股份有限公司　[*2] 機械事業部門　圧縮機事業部　回転機本部　回転機技術部

容積効率の向上を図るためには，単位行程体積あたりのロータ間のシール線長さの短縮に加えて，雄・雌ロータとケーシング間に形成されるブローホールと呼ばれる吹き抜け部の縮小化，および圧縮歯溝間の圧力比を抑えるロータの巻角を検討する必要がある。しかしながら，これらをすべて最小化・最適化できるものではない。当社は独自の歯形理論を展開した歯形設計用シミュレーションプログラムを開発し，用途に合わせた最適な歯形形状を採用している。

本圧縮機はこのプログラムを用いて歯形設計を行った。ロータ歯数の組み合せ，およびロータ長さをパラメータとしてガス圧による軸受荷重シミュレーションと性能シミュレーションを行った。また，ガス圧縮中にロータ歯溝間に潤滑油を噛み込むことによって発生する振動を抑えるロータ形状を見いだし，採用した。

ラジアル軸受はスリーブタイプとし，ロングロータ化による高荷重と高周速化による軸受温度上昇に対応するため，負荷容量のアップと冷却性の改善を合わせもつ軸受を採用している。また，スラスト軸受はティルティングパッド型とした。

1.2　圧縮機システムの特徴

油冷式スクリュ圧縮機システムの系統を**図3**に示す。吸込ガス濾過（ろか）器・逆止弁を通過したガスは圧縮機で昇圧される。油冷式スクリュ圧縮機は，ロータや軸受の潤滑や圧縮熱の除去などを目的に多量の油をガス中に給油しているため，この油を許容油分量まで分離・除去する必要がある。油は油回収器（図3中のBulk oil separater）内で一次分離される。分離された油は油冷却器を経て再び圧縮機へ給油される。その後，高次分離エレメント（図3中の2nd oil separator）で油分をさらに分離・除去する。高次分離エレメントには特殊微細繊維フィルタ（コアレッサフィルタ）を採用している。

油分離については，油回収器において従来のデミスター型油分離に加え，容器内のガスにサイクロン効果を持たせて分離効率を向上させた。また，高次分離エレメントで用いられる特殊微細繊維フィルタの素材を見直すことにより，エレメント1本あたりの油捕集効率を向上させている。これら油分離システムの分離効率を向上させることにより，処理風量の増加による付属機器の大型化を最小限にとどめるように配慮している。

2．本圧縮機の適用用途

本圧縮機の特長を生かした適用用途としては以下が挙げられる。

＜石油精製・石油化学分野＞

・PSA（Pressure Swing Adsorption）Tail Gas用 圧縮機

・PSA Feed Gas用圧縮機＜石炭化学分野＞

・COG（Coke Oven Gas）用圧縮機

これらの用途には油冷却式スクリュ圧縮機が多く採用されており，プラントの大型化に伴って複数台を設置し対応するようなケースも多い。圧縮機の大型化によって台数を減らし，主電動機や油分離システムなどの構成機器数も減らすことによってコストダウンが図られる。さらに，圧縮機設置スペースを削減できることから据付費用のコストダウンにも寄与できる。

2.1　PSA用圧縮機

PSA（Pressure Swing Adsorption）水素圧縮機ユニットの外観を**図4**に示す。水素は石油精製分野や石油化学分野で広く使われている。水素の精製方法ではPSAが用いられることが多い。水素はその生成方法から，圧縮機の吸込圧力としては低圧（大気圧力程度）のものが多く，用途に応じた圧力に昇圧するには高圧力比の圧縮機が一般に必要となる。さらに，水素は分子量が小さいため漏れやすく，高い圧力比の昇圧を行うことが難しい。このため，通常は複数段の圧縮システムとなる場合が多い。

油冷式スクリュ圧縮機は，圧縮中のロータ室内に潤滑

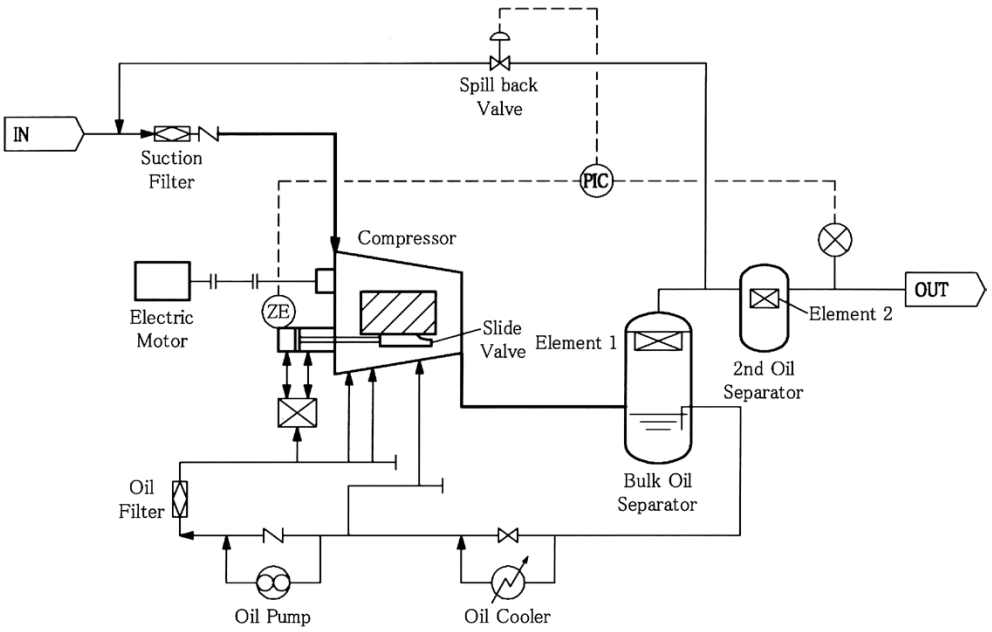


図3　油冷式スクリュ圧縮機の系統

Fig. 3　Schematic diagram of oil flooded screw compressor

図 4 PSA水素ガス用スクリュ圧縮機ユニットの外観
Fig. 4 Appearance of screw compressor for PSA hydrogen process

油を給油することでロータ間のガスの漏れを少なくし，温度上昇も抑えることができる。1段で高い圧縮比を達成することができるうえ，シンプルなシステム構成と信頼性の高さから予備機が不要であり，省スペースを実現している。

また，圧縮機下流のプロセスに影響を及ぼさないようにコアレッサフィルタによる油分離性能も確立されており，必要に応じて活性炭吸着による50 ppbレベルまでの油分離も可能としている。

2. 2　COG用圧縮機

製鉄プラントにおいては，石炭からコークスを製造する過程で発生するCOGが製鉄所内のガスカッタ用燃料，あるいは自家用発電に利用されている。いっぽう，水素を多く含むことからPSA設備によって水素を精製したり，高度活用として代替天然ガスを製造する設備の建設も計画されており，今後さらに大型油冷式スクリュ圧縮機の需要が見込まれている。

むすび＝油冷式スクリュ圧縮機の優れた特性を生かして新しい用途を開拓し，今後も産業界に大いに貢献していきたいと考えている。

参　考　文　献

1） 天野靖士. R&D神戸製鋼技報. 2005, Vol.55, No.2, p.109.
2） 日本石油学会. 回転機討論会予稿集. 2006年 9 月.
3） Turbo machinery Symposium Proceedings（USA）. September 2006.
4） International Rotating Equipment Conference 2008. October 2008, Düsseldorf.

(技術資料)

高圧無給油式スクリュ圧縮機

High-pressure Oil-free Screw Compressor

高木秀剛[*1]
Shugo TAKAKI

Kobe Steel's screw compressors for process gas are widely used in the fields of petrochemistry, general chemistry, oil refining, gas businesses, etc. and, more recently, are used not only in on-land manufactories, but also in oceanic platforms and offshore applications such as FPSO. In recent applications that require relatively high discharge pressure, such as flare gas recovery and off-shore VRU, for which small compressors have conventionally been used, medium-sized compressors are being required to respond to users' request for increased gas volume. Now, Kobe Steel has lined-up medium-sized, high-pressure oil-free screw compressors, whose advantages and concepts are introduced in this paper.

まえがき＝当社のプロセスガス用無給油式スクリュ圧縮機は，石油化学や一般化学，石油精製，ガス事業などの分野で幅広く使用されており[1)]，近年では陸上のプラントのみならずオフショアプラットホームや浮体式海洋石油・ガス生産貯蔵積出設備（FPSO：Floating Production, Storage and Offloading）などの洋上プラントにおけるアプリケーションにおいても使用されている。

そのなかでも，フレアガスリカバリーやオフショアVRU（Vapor Recovery Unit，以下VRUという）といった比較的高い吐出圧力が要求されるような用途においては，中型サイズの圧縮機が必要となるケースも増えてきた。これは，従来は小型サイズの圧縮機によって対応していたものの，近年，顧客からの要求風量が増加してきたからである。このような市場ニーズに対して当社は，中型サイズの高圧仕様無給油式スクリュ圧縮機をラインアップした。本稿ではその特長やコンセプトなどを紹介する。

1．高圧無給油式スクリュ圧縮機の用途と適用レンジ

当社圧縮機のレンジチャートを**図1**に示す。無給油式スクリュ圧縮機が使用される用途において，比較的高い吐出圧力が要求されるケースでは2段あるいは3段配列の多段型圧縮機によって対応することが多い。その場合の高圧段側には高圧仕様の圧縮機が必要となる。このように，フレアガスリカバリーやオフショアVRUなどにおいては，高圧かつ処理風量が比較的多い中型サイズの圧縮機が必要となる場合がある。そこで当社は，吐出圧力が20barG程度であった従来機に対し，最高吐出圧力が40barGまで対応可能な中型サイズの無給油式スクリュ圧縮機を開発した。

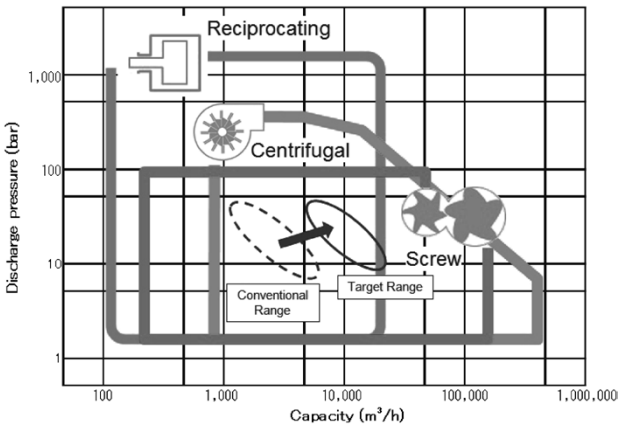


図1 圧縮機レンジチャート
Fig. 1 Range chart of compressors

2．圧縮機の構造

当社無給油式スクリュ圧縮機の代表的な構造を**図2**に，全体システムを**図3**に示す。無給油式スクリュ圧縮機は，スクリュロータ，ケーシング，軸封，軸受および同期歯車などの主要部品によって構成される。高圧条件においてはガスの圧縮により生じる荷重が大きくなるため，ロータ，ケーシングおよび軸受などの主要部品の仕様を見直している。また，高圧化に伴って増加する音響エネルギーを低減するため，圧縮機本体のみならず高性能なサイレンサの開発も行った。各部の特徴および高圧化への取り組みについては以下に述べる。

2.1　圧縮機ケーシング

当社の無給油式スクリュ圧縮機のケーシングには，水平分割構造と筒型構造の2種類があり，それぞれ圧縮機のサイズに応じて採用している。すなわち，比較的低圧の用途で使用される大型サイズの圧縮機に対しては，メ

[*1] 機械事業部門　圧縮機事業部　圧縮機本部　回転機技術部

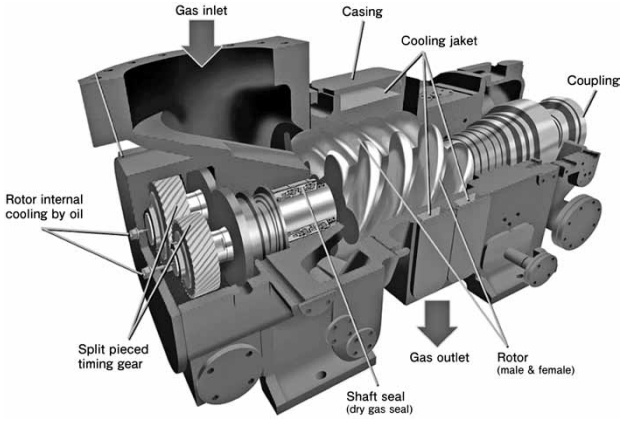


図 2 無給油式スクリュ圧縮機の構造図
Fig. 2 Structure of oil-free screw compressor

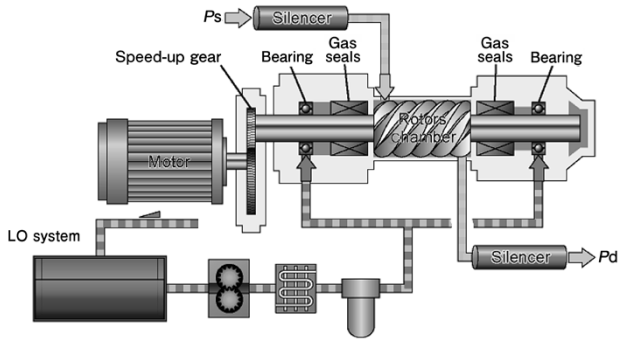


図 3 無給油式スクリュ圧縮機の代表的なシステム
Fig. 3 Typical system of oil-free screw compressor

ンテナンス性を重視した水平分割構造を採用している。いっぽうで，高圧条件で使用することが多い小型から中型サイズの圧縮機に対しては，耐圧の観点から筒型構造を標準的に採用している。また，高圧仕様においては，従来のケーシングの肉厚やフランジレーティングなどを見直した。

ケーシングの材質は炭素鋼鋳鋼材を標準としている。内部注水を行う場合は，耐エロージョン性を向上させるためオプションとして水平分割ケーシングのロータ室内面に数mm厚のオーステナイト系ステンレスの肉盛溶接を施すことも可能である。この肉盛溶接は当社の長年にわたる試行錯誤の上に確立された技術である。とくにスチレンモノマ用途の大型スクリュ圧縮機では多くの採用実績があり，高い耐エロージョン効果が確認されている。

また近年では，ステンレス鋳鋼のケーシングを顧客から要求されるケースもあり，そのような場合にはステンレス鋳鋼で製作することもある。

2.2 スクリュロータ

スクリュロータの歯形はスクリュ圧縮機の性能に直接関わる重要な要素である。このため当社では，顧客の要求仕様に最適な歯形を独自開発の歯形を含む数種類の歯形の中から選定している[2)]。ロータの材質は，用途あるいは顧客からの要求に基づいて，主に炭素鋼鍛造材またはステンレス鋼鍛造材を選定している。

当社スクリュ圧縮機のロータ長さは，仕様風量に基づいてショート型またはロング型から選択し，最適風量の設計を可能としている。高圧仕様においてはロータ軸部の剛性を確保するため，従来仕様よりも外径が太い軸を採用している。

2.3 軸封システム

プロセスガス用圧縮機における重要技術の一つとして軸封システムが挙げられる。当社の無給油式スクリュ圧縮機では，仕様，用途あるいは顧客からの要求に応じて数種類の軸封方式の中から最適なものを選定することが可能である。以下に当社無給油式スクリュ圧縮機で採用している代表的な軸封形式を示す。

1）動圧型ドライガスシール（タンデムまたはダブル）
2）静圧型ドライガスシール（シングルまたはタンデム）
3）メカニカルシール
4）カーボンリングシール
5）軸受油膜シール

高圧仕様の圧縮機に対しては，動圧型ドライガスシールあるいはメカニカルシールが適用可能となっている。

2.4 軸受（ジャーナル軸受，スラスト軸受）

当社無給油式スクリュ圧縮機に使用する軸受は主にすべり軸受を採用している。しかし近年では，ころがり軸受を使用したAdvancedシリーズもラインアップしている。

ジャーナル軸受は主に円筒形の真円軸受を標準としており，潤滑条件や運転条件に合わせて給油溝の位置，形状および軸受隙間などを最適に設計している。また近年では，軸振動の安定化を図るため，回転数が高い仕様では制振効果の高いティルティングパッドジャーナル軸受を採用することもある。しかしながら，高圧仕様の圧縮機においては比較的大きな軸受荷重を支える必要があるため，従来と同様に円筒形の軸受としている。

スラスト軸受は，主荷重側には信頼性の高いティルティングパッド軸受を標準的に採用している（**図 4**）。スラストパッドの潤滑方式は，高速域でのメカニカルロス低減に効果のある直接潤滑式としている。また，高圧仕様で回転数が比較的高い場合は軸受負荷が高くなるため，セルフレベリング機構を備えたスラスト軸受を採用することもある。

2.5 バランスピストン

当社油冷式スクリュ圧縮機では，スラスト方向のガス荷重を低減させる目的でバランスピストンを標準的に採

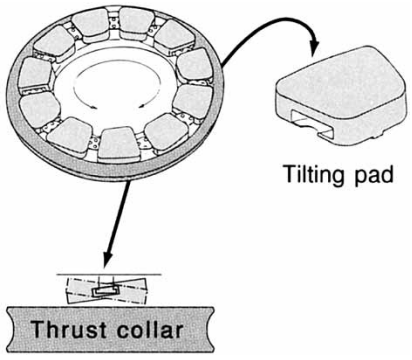


図 4 ティルティングパッドスラスト軸受
Fig. 4 Tilting pad thrust bearing

用している。いっぽう，無給油式スクリュ圧縮機ではスラスト荷重が比較的小さいこと，および高速運転によるバランスピストン作動油が発熱する問題がある。このため，従来はバランスピストンを採用していなかった。しかしながら高圧用途においては，無給油式スクリュ圧縮機においてもスラスト荷重が軸受の許容値を超えるような運転条件があり，スラスト荷重の低減が必要となるケースがある。スラスト荷重低減機構としては，一般にバランスピストンのほかに，シングルヘリカル歯車の噛（か）み合い反力を利用するものなどもあるが，当社では独自に開発した高速対応のバランスピストンが適用可能となっている[3)]。

2.6　同期歯車

当社の無給油式スクリュ圧縮機の同期歯車は，**図5**に示すように分割構造を標準的に採用しており，調整歯車により歯車のバックラッシュを調整することが可能である。歯車のバックラッシュをロータのバックラッシュよりも小さく調整することにより，圧縮機の緊急停止時などにおいてもロータ同士の接触を回避でき，圧縮機の信頼性向上に寄与している。

同期歯車は，高強度の材料を選定することにより，歯車の必要強度を確保しつつ軸方向寸法が過大にならないよう設計している。これによって歯車の重量増を抑えることができ，運転時のロータの安定性向上にも寄与している。また，近年では歯車の加工精度が向上していることから，とくに高強度が要求されるような条件においては，調整歯車をなくし，代わりに精密歯車を採用することもある。

2.7　注水／注液システム

当社無給油式スクリュ圧縮機では，用途や仕様に応じてケーシング内部へ注水あるいは注液を行うことがある。注水を行う場合，水が気化しやすい噴霧状態となるように注水ノズルの設計を行っている。また，噴射した水がプロセスガス中に均一に拡散するようにガスの流れに対向する形で注水している。こうした注水方法により，ケーシングやロータへのエロージョンの影響を低減することができる。

2.8　サイレンサ

当社の無給油式スクリュ圧縮機は，プロセスガス配管内の音響エネルギーを低減させるため，圧縮機の吐出側

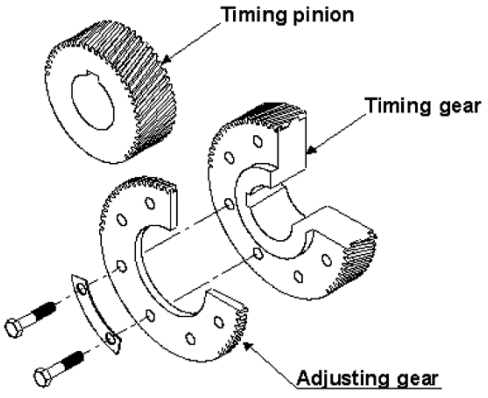


図5　同期歯車の分解組立図
Fig. 5　Exploded view of timing gear

図6　開発したサイレンサの外観
Fig. 6　Appearance of developed silencer

ノズル，あるいは吸込側と吐出側の両方のノズルにサイレンサを取り付けている。スクリュ圧縮機では吐出脈動の影響によって吐出側の音響エネルギーが大きく，とくに低周波の脈動成分を低減させることが設計上の重要なポイントとなる。当社は，ガスの種類や必要な音響特性に合わせて最適なサイレンサを設計する技術を持っており，用途あるいは仕様に応じてサイレンサの配置や最適設計を行っている。

いっぽう，高圧無給油式スクリュ圧縮機の適用用途の一つであるフレアガスリカバリー用途では，スクリュ圧縮機の脈動特性が変化することがある。これは，フレアガスつまり原油採掘時に随伴するガスが埋蔵状態によっては成分や割合が経年変化する場合があるためである。このような場合はサイレンサの消音性能に影響を及ぼすことがある。

そこで，高圧無給油式スクリュ圧縮機の開発において，フレアガスリカバリーなどの用途に対応可能なサイレンサの開発にも取り組んだ（**図6**）。

新開発のサイレンサは広い周波数帯域で消音効果を有しており，上記のような脈動の周波数特性が変化するような場合でも消音効果を発揮する。サイレンサの開発に際しては，音響解析によるケーススタディを行い，試作サイレンサを用いてスピーカ試験による性能検証を実施した。また，後述する高圧無給油式スクリュ圧縮機の実機試験においても試作サイレンサを取り付け，管内脈動計測によってサイレンサの消音性能を検証した。

3．実機運転による確認

高圧無給油式スクリュ圧縮機の開発においては，当社の20MW試運転ベンチにてループ運転を行った（**表1**および**図7**，**図8**）。最高吐出圧力40barGまで昇圧し，高圧条件下における圧縮機の機械的安定性および下記項目を確認した。

1）分子量の異なるガスを用いて運転を行うことにより圧縮機の性能を確認した。
2）最高負荷運転における軸受温度，軸振動値などが当社の設計基準やAPI規格で定められた許容値内であることを確認した。
3）スラスト軸受パッドにロードセルを埋め込み，スラスト軸受に作用する荷重を確認した。（**図9**）

表 1 開発機の諸元および試験条件
Table 1 Specification and test condition of developed compressor

Model	KS40SNZ
Test gas media	N_2, CO_2
Discharge pressure (barG)	Max. 40
Rotational speed (rpm)	Max. 4,700
Suction volume (m^3/h)	Max. 10,000

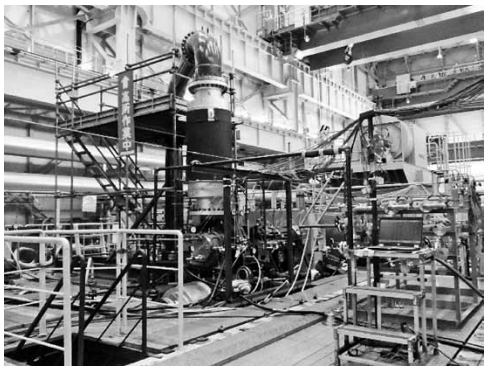


図 7 テストベンチの様子
Fig. 7 View of test bench

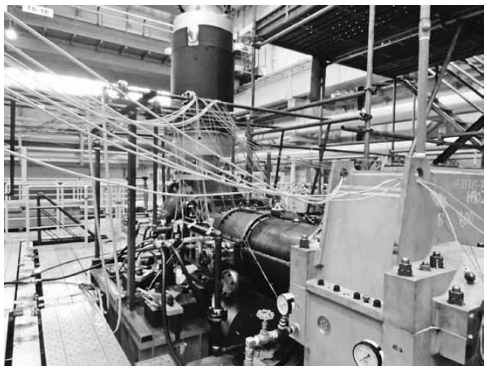


図 8 開発した高圧スクリュ圧縮機の試作機
Fig. 8 Experimental model of developed high-pressure screw compressor

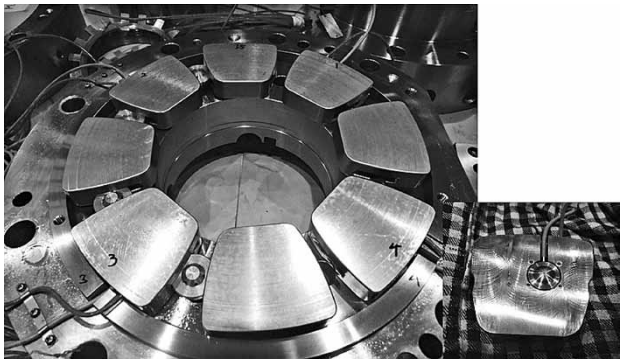


図 9 ロードセルを埋め込んだスラスト軸受
Fig. 9 Thrust bearing and buried load cell

4）スラスト軸受パッドに埋め込んだロードセルにより，バランスピストン使用時におけるスラスト荷重の変化量を確認し，バランスピストンが正常に機能することを確認した。

5）サイレンサの内部音圧を測定し，サイレンサ内の音響エネルギーが低減されていることを確認した。

6）試運転後の分解点検において圧縮機の内部部品に異常がないことを確認した。

4．今後の展望

当社では，本稿で紹介した高圧仕様の無給油式スクリュ圧縮機に限らず，高速仕様あるいは高温・低温に対応したスクリュ圧縮機の設計も可能である。今後とも市場ニーズに応じた最先端のスクリュ圧縮機を供給していきたいと考える。

また，スクリュ圧縮機本体だけでなく**図10**に示すような圧縮機ユニットとして顧客に供給している。本稿でも紹介したサイレンサに加え，その他の付帯機器についても市場ニーズに応じたものを開発，供給していきたいと考える。

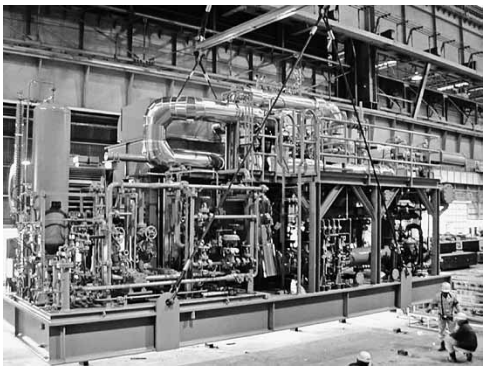


図10 無給油式スクリュ圧縮機ユニット
Fig.10 Oil-free compressor unit

むすび＝当社は60年以上にわたって無給油式スクリュ圧縮機の設計･製作を行い，多くの納入実績を残している。これまでに当社が得た経験を活かし，今後も市場ニーズに適応した新技術・新機種の開発や既存機種の改良を行うことによって無給油式スクリュ圧縮機の適用範囲の拡大を図っていきたいと考える。さらに，新分野・新用途の開拓にも注力し，無給油式スクリュ圧縮機を通じて産業界の発展に貢献していく所存である。

参 考 文 献

1） 高木秀剛ほか. R&D神戸製鋼技報. 2009, Vol.59, No.3, p.21.
2） 藤田栄治ほか. R&D神戸製鋼技報. 1999, Vol.49, No.1, p.36.
3） 株式会社神戸製鋼所. 圧縮機. 特許第6019003号. 2016-11-2.

（解説）

スクリュ圧縮機のポリプロピレン／ポリエチレンプラント用ガス回収圧縮機への適用

Application of Screw Compressors for Gas Recovery to Polypropylene/Polyethylene Plant

阿部幸治[*1]
Koji ABE

Polypropylene/polyethylene (PP/PE) plants require compressors for recovering and reusing the gas accompanying product take out. As the size of the plants increases, the capacity of gas required for compressors also tends to rise, increasing the applications of screw compressors. This paper describes the issues, including temperature limit, particle content and suction pressure fluctuation, that one must be aware of when applying screw compressors, as well as the solutions such as cooling fluid injection.

まえがき＝世界のエチレン・プロピレン系誘導品の需要は，世界の経済成長に伴ってアジアを中心に堅調な伸びを続けており，2020年まで年平均４％程度の伸びを続ける見通しである[1)]。こうした需要の伸びに支えられて生産能力も堅調に増加する見通しであり，中国やインドを含むアジアおよび中東地域を中心に，全世界において多くのプラント新設・増設計画が進められている。

エチレン・プロピレン系誘導品の中でも，ポリエチレン（以下，PEという）やポリプロピレン（以下，PPという）の製造プラントでは，気相重合プロセスのガス循環用や，製品取り出し時に排出されたガス回収用の圧縮機が必要となる。本稿では，このガス回収用圧縮機へのスクリュ圧縮機の適用と今後の展望について紹介する。

１．ガス回収用圧縮機の現状

PP，PEプラントの代表的なフロー図を**図１**に示す。

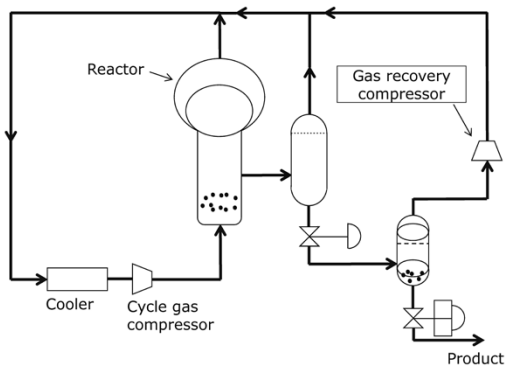


図１ 代表的なPP/PEプラントのプロセス
Fig. 1 Process of typical PP/PE plant

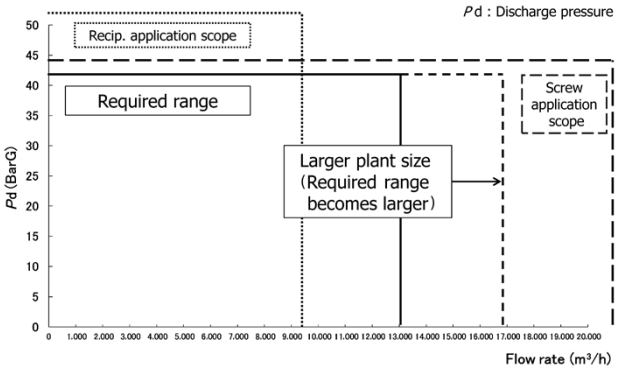


図２ ガス回収圧縮機の要求範囲
Fig. 2 Required range for gas recovery compressor

ガス循環圧縮機で圧縮されたガスは，リアクタ内に導入されて重合反応を起こし，粒状ポリマが生成される。このポリマをリアクタから取り出す際には，プロセスガスも同時に排出されてしまう。このため，プロセスガスを回収して再利用するためのガス回収用圧縮機が必要となる。このガス回収用途（以下，本用途という）には，ラビリンス式往復圧縮機を使うことが一般的であった。しかしながら，近年の需要拡大に伴い，プラントの大型化傾向が強まり，圧縮機の要求風量も増える傾向にある。いっぽうで，ラビリンス式往復圧縮機は，その構造上の制約から大容量機には適さず，複数台での対応を余儀なくされる場合が増えてきている。PP，PEプラントに使用するガス回収用圧縮機の要求範囲を**図２**に示す。

[*1] KOBELCO MACHINERY EUROPE GmbH

2．スクリュ圧縮機の適用

当社スクリュ圧縮機の構造図を**図 3** に示す。吸込ノズルから入ったガスは，互いに噛み合った 2 本のロータ歯溝に取り込まれ，そのロータが回転して容積が減少することによって圧縮される。この容積の減少に伴う圧縮機構のため，スクリュ圧縮機は容積式圧縮機に分類されるとともに，ロータは回転しているため，回転式の特徴も合わせもつ。このロータの回転速度は比較的高くまで上げることが可能であるため，その最大取り扱い風量は，ラビリンス式往復圧縮機よりも大きい。さらに，圧縮機ユニットの配置サイズも小さくすることが可能である。このため当社では，ガス回収用圧縮機にはスクリュ圧縮機の使用を提案している。PP，PE プラント用スクリュ圧縮機ユニットの典型的な外観を**図 4** に示す。一つの台板上に全ての付属機器を搭載し，省スペース化を図った例である。

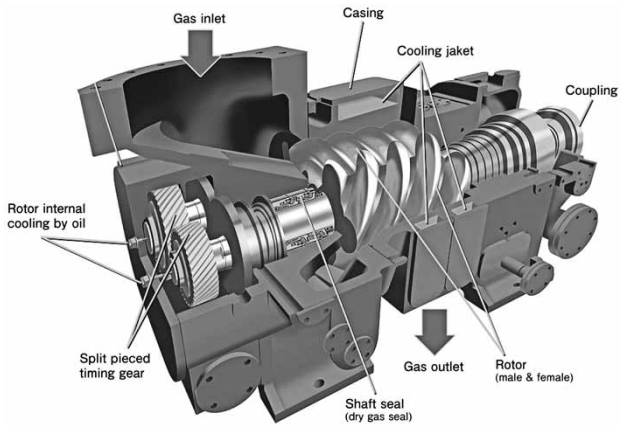


図 3 スクリュ圧縮機の構造
Fig. 3 Structure of screw compressor

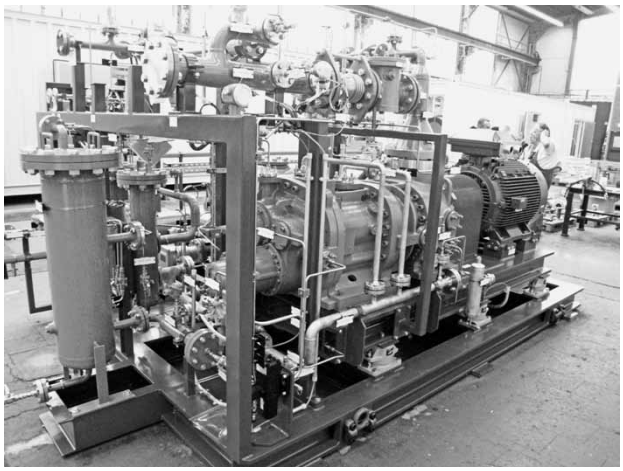


図 4 PP／PE プラント用スクリュ圧縮機ユニット
Fig. 4 Screw compressor unit for PP / PE plant

3．技術的課題とその解決策

3. 1　温度制限

本用途には，ガス中に微細なパウダが含まれている。ガス温度が高くなるとそのパウダが溶融して圧縮機内部に固着し，トラブルの発生原因となってしまう。こうしたトラブルを防ぐために，圧縮機のガス吐出温度には制限が設けることが必要となる。

ガスを圧縮した場合，その吸い込みと吐出の圧力比が大きくなるとそれに応じて吐出ガスの温度が高くなる。ガス温度に制限がある場合は，その温度を超えないよう，圧縮機の段数を増やして圧縮機一段あたりの圧力比を下げ，さらに段間でガスを冷却することによって，圧縮機各段の吐出ガス温度の上昇を防ぐ対応をとる。本用途をラビリンス式往復圧縮機で対応する場合には，二段または三段圧縮とすることが一般的である。

いっぽう，スクリュ圧縮機を本用途に適用する場合には，冷却液を圧縮室内部に注入することでガス吐出温度を下げることができる。これにより，一段または二段圧縮機で対応し，コストダウンを図っている。

本節ではこの冷却液について述べる。

3. 1. 1　潤滑油

圧縮室に潤滑油を注入する油冷式スクリュ圧縮機はさまざまな用途で多くの納入実績がある。一般的な油冷式スクリュ圧縮機のフロー図を**図 5** に示す。注入した潤滑油は圧縮されたガスと一緒に吐出され，圧縮機下流に設けた油分離システムで分離・回収する。分離された潤滑油は，油冷却器を経て圧縮機に再度注入される。

本用途の取り扱いガスには，プロピレンやブテンなどの比較的分子量の大きい炭化水素系ガスが多く含まれる。これらのガスは潤滑油に容易に溶解し，潤滑油の粘度を下げる性質がある。このため，ガスが溶け込んだ後でも，圧縮機が必要とする粘度が確保できる潤滑油種を選定することが重要である。当社では，当社ブランドの潤滑油を持つうえに，独自に考案した粘度予測シミュレーションによってガス溶け込み後の潤滑油の粘度を予測し，最適な潤滑油種の選定・供給を行うことが可能である。

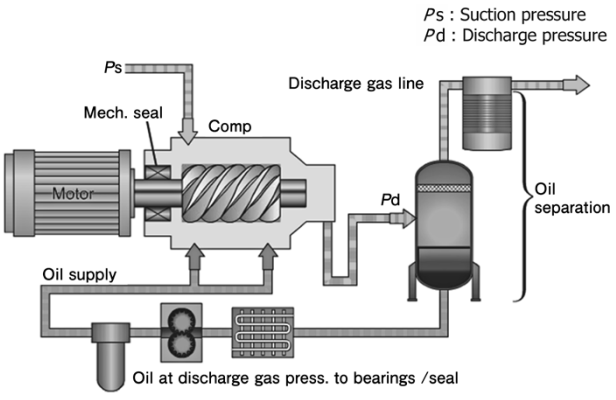


図 5 油冷式スクリュ圧縮機のフロー図
Fig. 5 Schematic diagram of oil-injected screw compressor

取り扱いガスには，パウダ以外に重合反応に必要な触媒も含まれる。この触媒と潤滑油中に含まれる添加剤が反応し，重合物を生成する場合がある。市販されている潤滑油に含まれる添加剤の情報は公開されておらず，また予告なく変更される場合があるため，この重合物の生成を防止することは難しい。当社では，プロセスオーナの協力を得て，取り扱いガスと当社ブランド潤滑油の反応確認試験を実施し，重合物の生成しない潤滑油の供給が可能となっている。また，当社ブランドの潤滑油に含まれる添加剤の情報を把握・管理しているため，重合物の生成しない潤滑油を長期間にわたって安定して供給できる体制を確立している。

油冷式スクリュ圧縮機では，ガス冷却のために圧縮室に注入した潤滑油は，軸受への潤滑油にも使用される。上述のように，吐出ガス圧力が高く，重炭化水素系ガスが多く含まれる場合には潤滑油の粘度が大きく低下し，軸受に必要とされる粘度を確保することが難しい場合がある。当社では圧縮室と軸受の間に軸封機構を追加し，圧縮室と軸受部を完全に分離した圧縮機を製作することによってこのようなケースにも対応可能としている。軸封部には，エチレンやプロピレンのようなプロセスガス中に混入しても問題のない清浄なガスをシールガスとして供給し，圧縮室の油と軸受部の油が混合しないようにしている。圧縮機の吐出ガスをシールガスとして使用する場合もあるが，パウダの除去や温度が下がることによる液化が起きないような注意が必要となる。軸受部の圧力と圧縮機の吸込圧力とを同程度の圧力にすることによってシールガス圧力との圧力差を小さくし，シールガス消費量が最小限となるような設計としている。圧縮室と軸受部を分離したシステムのフロー図を**図 6** に示す。

3.1.2　液化炭化水素

炭化水素系ガスは，圧縮・冷却をすることによって容易に液化するという性質があり，本用途でも圧縮機下流の高圧ラインに液化炭化水素が存在する。この液化炭化水素を冷却液としてスクリュ圧縮機の吸い込み側に注入することで吐出ガス温度の上昇を防ぐことが可能となる。注入した液化炭化水素は圧縮室内で気化し，圧縮ガスとともに吐出される。このガスはガス冷却器で冷却され，その一部は再び液化して圧縮機に注入される。圧縮機吐出ガス温度を制限値以下とするために必要な液化炭化水素量は，圧縮機の効率と合わせて計算する必要がある。このため当社では，圧縮機吐出での凝縮液量およびその組成も含めてプロセスシミュレーションによって算出している。

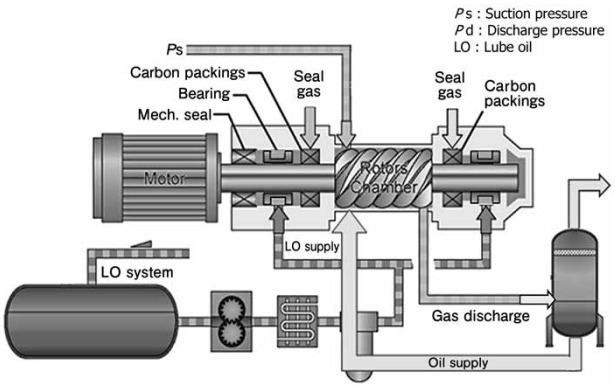


図 6 圧縮室と軸受を分離したシステムのフロー図
Fig. 6 Schematic diagram of separation oil system

3.2　パウダ対策

スクリュ圧縮機のロータはケーシングとの間に一定の隙間を保ちながら回転しているため，圧縮室内に摺動（しゅうどう）部は存在しない。ガス中に含まれるパウダがこのロータとケーシングの隙間に堆積して隙間を減少させる可能性がある。しかしながらこのパウダの堆積は，隙間からのガス漏れ量を減少させるため，圧縮機の効率向上に寄与し，スクリュ圧縮機の運転に支障はない。

また，パウダがロータ表面に付着することによってロータにアンバランスが生じるが，スクリュ圧縮機のロータは，一次危険速度よりも低い回転速度で使用する剛性ロータであることと，ロータ表面に付着するパウダ質量はロータ質量に比べて十分に小さいことより，このアンバランスが圧縮機の振動を増加させることはない。

3.3　吸込圧力変動

本用途では，リアクタから製品を取り出した際に随伴するガスを取り扱う。この製品の取り出しは断続的に実施されるため，製品取り出し時には圧縮機の吸込ガス圧力が急激に上昇し，その後圧力が下降する。こうした圧力変動は周期的に発生するが，圧力上昇が発生している時間は短い。そのため，圧縮機の設計は圧力が下降した条件で行う。吸込圧力が上昇して圧縮機の軸動力が上昇しても運転が継続できるよう，その変動に対する制御系の考慮や主モータの定格動力の変動などの設計対応が必要となる。

4．今後の展望

PP，PEプラントに使用するガス回収用圧縮機として，当社はスクリュ圧縮機を採用いただくよう提案し，納入実績を増やしている。今後も多くのPP，PEプラント建設の計画が進行中であり，これらに対してスクリュ圧縮機の拡販を行っていく予定である。また，プラントの大型化に伴う圧縮機要求風量の増加にも対応していきたいと考えている。

むすび＝スクリュ圧縮機は，信頼性の高さ，省スペース，液体などの異物が含まれるガスも取り扱いが可能などの特長があるため，広く産業界で使用されている。本稿では，これらの特長を活かしてスクリュ圧縮機を適用した一例を紹介した。今後も顧客からのニーズを敏感に把握して新しい分野へのスクリュ圧縮機適用例を増やし，産業界の発展に貢献していきたい。

参　考　文　献

1）　経済産業省製造産業局素材産業課. 世界の石油化学製品の今後の需要動向. 2016, p.3-7.

（解説）

大型増速機内蔵型遠心圧縮機

Large Integrally Geared Centrifugal Compressor

佐伯圭一[*1] Keiichi SAEKI

山代泰久[*1] Yasuhisa YAMASHIRO

柴田俊久[*2] Toshihisa SHIBATA

佐野　篤[*2] Atsushi SANO

We have developed a centrifugal compressor with a large capacity, incorporating a gear unit. While the compressor has been downsized, the cost has been reduced by changing the procurement method of the gear unit, etc. A full load test of a prototype machine has been carried out in our in-house facility to confirm its performance and mechanical stability. The results of this development have doubled the application range of a integrally geared centrifugal compressor, enabling responses to the demands from the expanding market.

まえがき＝増速機内蔵型遠心圧縮機は，その省エネルギー性，省スペース性が認められて適用する範囲が広がってきており，近年ではプラントの大型化に伴ってより大容量化への要求が高まってきている。

当社はこれまで，処理流量160,000 Nm^3/h程度までの増速機内蔵型遠心圧縮機を納入してきた。こうした実績を踏まえて，このたび適用範囲の大幅な拡大を狙い，マーケットニーズに対応した処理流量400,000 Nm^3/h程度までの流量範囲に適合する増速機内蔵型遠心圧縮機を開発した。**図1**に当社製品の標準レンジチャートを示す。

実際に大型圧縮機を試作し，実負荷状態での運転実証試験を実施したので本稿でその概要を報告する。

1．試作圧縮機の構成

増速機内蔵型遠心圧縮機は，歯車式増速装置のピニオン軸の一端あるいは両端をオーバハングさせてインペラを取り付けたものである。大容量化に伴ってインペラをはじめ圧縮機全体が大型化することから，専有面積の増大などの大きな影響を及ぼしている。

本試作機においては，処理量増加に伴う圧縮機のサイズアップを最小限に抑えるため，新たに開発した新型高比速度型インペラの採用をはじめとした圧縮機のダウンサイジングを実現した。さらに，主要部品である大型増速装置の調達方法変更を含めたコストダウン案を採用した。

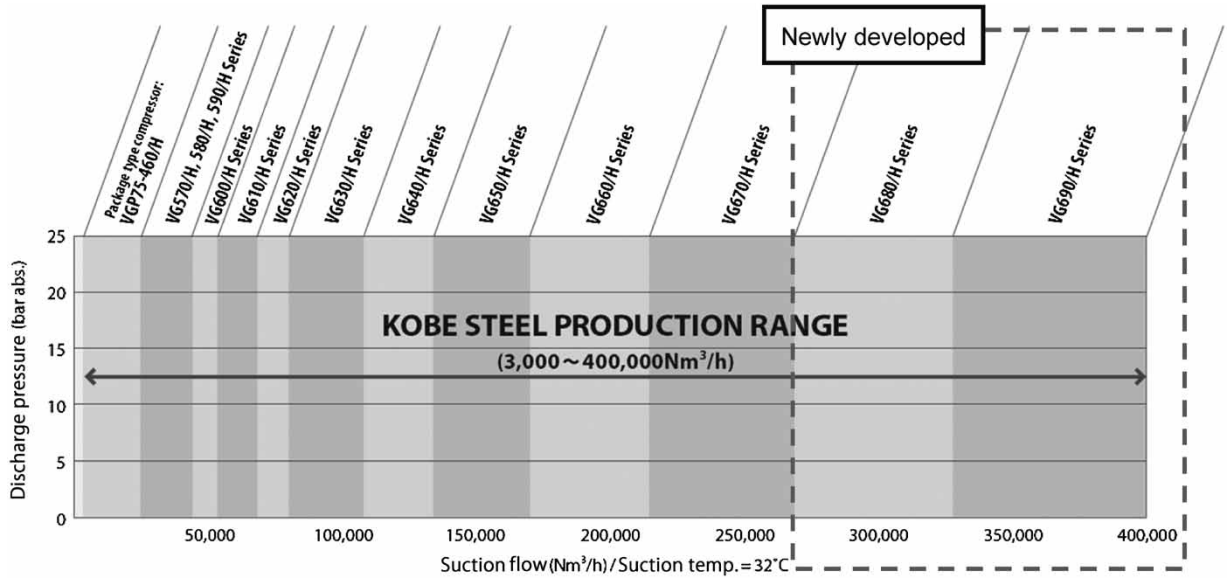


図1 標準レンジチャート
Fig. 1 Standard range chart

[*1] 機械事業部門　圧縮機事業部　回転機技術部　[*2] 神鋼テクノ㈱

はじめに，処理流量約300,000 Nm^3/h仕様の3段型圧縮機（型式：VG683）の試作機にて運転試験を実施し，圧縮機の機械安定性と動力性能とを確認した。その後，さらなる大型化に向けた設計指針を確立するために試作機を改造し，処理流量約400,000 Nm^3/hを想定した圧縮機における最大径のインペラ1段で構成する単段機（型式：VG691）にて運転試験を実施した。試作圧縮機（VG683）の外観，カットモデル，および仕様をそれぞれ**図2**，**図3**，および**表1**に示す。

1.1　インペラ・ケーシング

圧縮機のダウンサイジングのため，新たに開発した高比速度型のインペラを採用した。これによって，従来の設計指針によるものと比較してインペラの直径を20～25％縮小することができた。従来型インペラと新型インペラの子午面形状の比較を**図4**に示す。また，渦巻ケーシングについても，流路断面分布を大容量機に適した形状とすることによって，当社従来設計品と比較して10％程度重量を削減することができた。

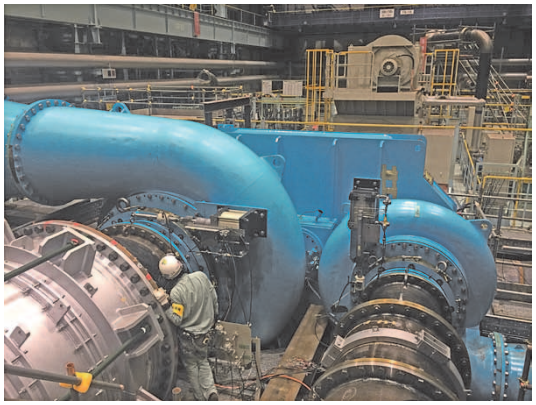


図2　試作圧縮機（VG683）外観
Fig. 2　Appearance of newly developed compressor (VG683)

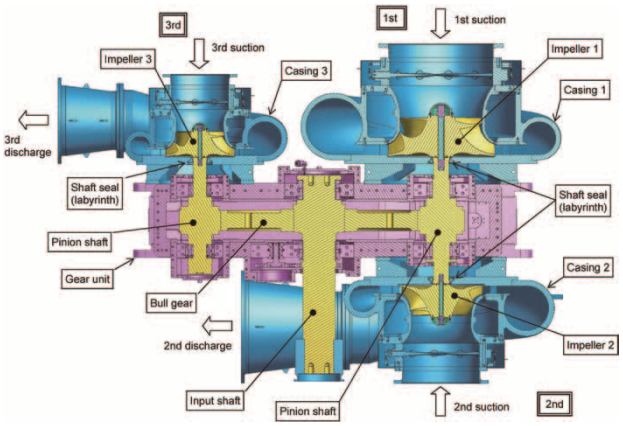


図3　試作圧縮機（VG683）のカットモデル
Fig. 3　Cut model of newly developed compressor (VG683)

表1　試作圧縮機の仕様
Table 1　Specifications of newly developed compressors

Type	VG683	VG691 [*1]
Application	Main air compressor	← (same as VG683)
Gas	Wet air	← (same as VG683)
Number of stage	3	1 [*1]
Standard flow	300,000 Nm^3/h	400,000 Nm^3/h
Suction pressure	-1.5 kPaG	-1.5 kPaG
Discharge pressure	0.49 MPaG	0.12 MPaG [*1]
Rotating speed (piniom shaft)	1st piston: 4,992 rpm 2nd piston: 5,673 rpm	Pinion: 4,357 rpm
BHP	23,000 kW	approx. 14,500 kW
Shaft seal	Labyrinth seal (step seal)	← (same as VG683)

[*1] Single stage compressor as prototype for VG690 series (modified from VG683)

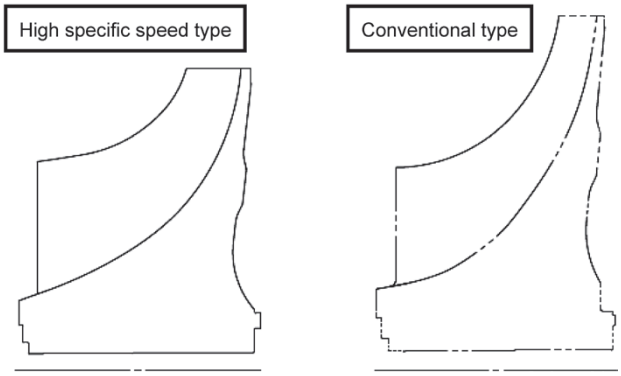


図4　インペラの子午面形状の比較
Fig. 4　Comparison of meridian section shapes of impellers

こうした取り組みによって圧縮機本体のサイズアップや重量増加を抑制できたと同時に，組立作業性も改善することができた。

1.2　増速装置

圧縮機の主要部品である増速装置に対して，本開発の狙いとする仕様範囲においてはϕ2,500～3,100 mm程度の大径歯車が求められる。このような大型かつ高速仕様の増速装置では，要求される品質が高くなるため製作できるメーカが限られる。

そこで，中小型増速装置に対して進めてきた設計は社内，加工は外注というこれまでの枠組みを拡大し，新たに大径歯車の加工が可能な設備を有する業者を選定した。さらに，同設備の加工条件を最適化するための検討を重ねて大径歯車の試作と実証試験を実施した。

遠心圧縮機の設計・製作を対象とする規格において，世界的に広く認知・適用されている米国石油協会（American Petroleum Institute，以下APIという）規格[1),2)]がある。歯面加工精度は**図5**に示すように,API規格で指示されている歯車要求精度，ISO 1328 Grade 4[3)]を満たす。また，**図6**に示すように，大歯車と小歯車の歯面静当たりの確認結果も，API要求基準を満足することが確認できた。

1.3　その他付属品

軸封装置は，シンプルで漏れ損失を抑制できるステップ型のラビリンスシールを採用した。

圧縮機の回転軸は，インペラで発生するガススラスト荷重や歯車の噛（か）み合いによって生じるスラスト荷重を受ける。大型圧縮機に対してライダリング方式を採用した場合に増速機大歯車の傾きによるピニオン軸の軸移動量超過が問題となる。これを回避するため，各ピニオン軸に個別にスラスト軸受を設置する方式を採用して機械の信頼性を高めた。また，タービン駆動を想定した低速運転での信頼性確保や起動時の抵抗トルク低減のため，低速軸のジャーナル軸受に静圧軸受を採用してその効果を検証した。

圧縮機周辺装置の中でもコスト的に大きな比率を占める中間冷却器を対象に，コストダウンを主目的として新たな海外ベンダを採用し，その品質と能力を確認した。

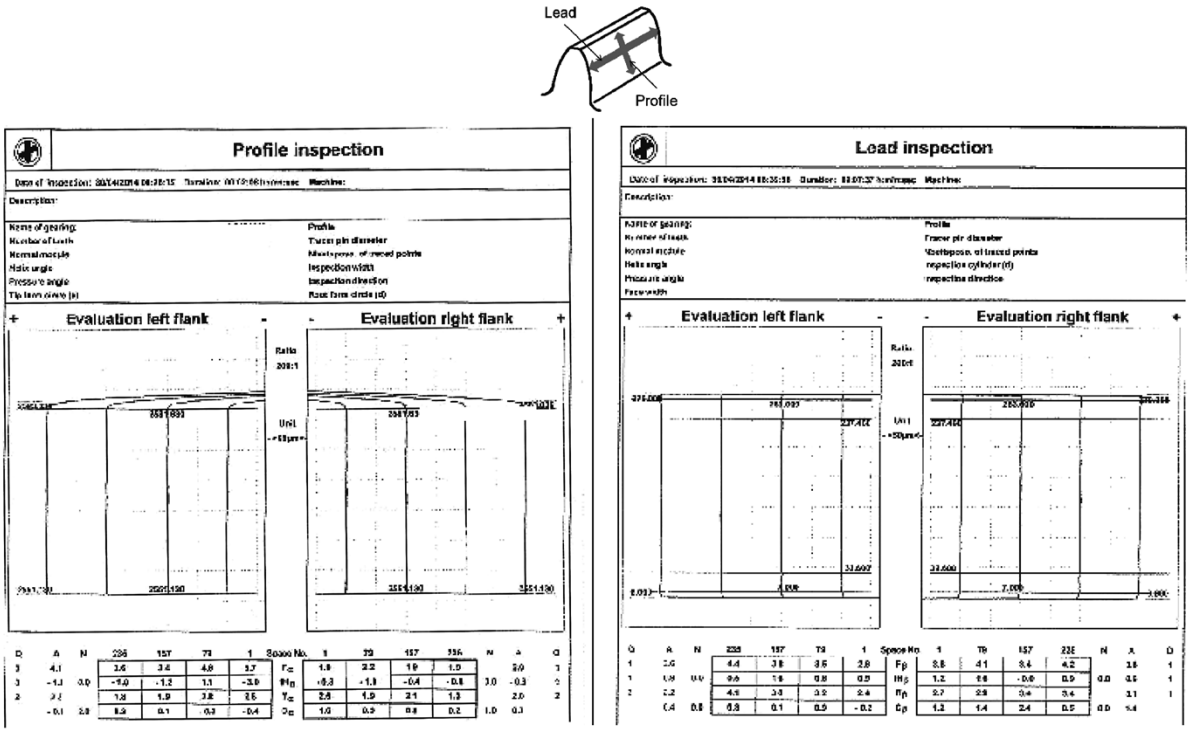


図 5 歯研精度
Fig. 5 Gear accuracy

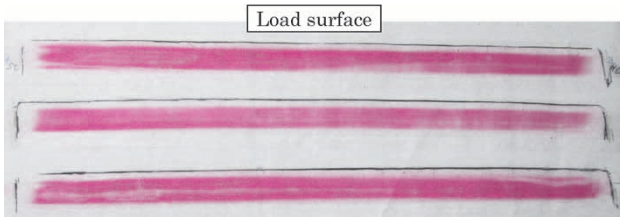


図 6 静歯当り記録
Fig. 6 Assembly tooth contact check

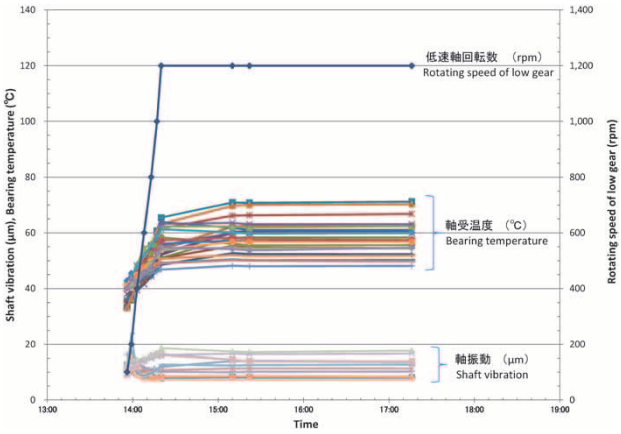


図 7 増速装置単体運転結果
Fig. 7 Running test report of simple substance of speed increasing gear

2．運転試験

2. 1　増速装置単体運転結果

歯車の周速は，当社のこれまでの基準値を上回る設計仕様を採用した。まず増速装置単体試験を実施し，振動特性および軸受温度特性ともに問題なく良好な結果であることを確認した。増速装置単体運転時の測定結果を**図 7** に示す。また，トルクメータを用いて機械的損失の計測を実施し，当社の大型高周速歯車の損失計算法を検証した。

2. 2　圧縮機実負荷試験

増速装置単体運転に引き続き，当社の試運転設備において圧縮機の実負荷試験を実施し，その機械的安定性を確認するとともに動力性能を評価した。

2. 2. 1　機械的安定性

圧縮機の実負荷試験における軸受温度および軸振動の測定結果を**表 2** に示す。軸受温度は全ての軸受において80℃前後以下に収まっており，当社基準値に対して十分な余裕を有するが確認できた。また軸振動値も，圧縮機全負荷状態において20μm(p-p)前後以下に収まっており，API規格の要求事項を満足する良好な結果を得るこ

表 2 メカラン記録
Table 2 Records of runnning test

KOBELCO

RECORDS OF SHOP RUNNING TEST

Mechanical Running Test of Centrifugal Compressor

Model VG683

Item	Time / Unit		11:50	12:15	12:52	13:40	14:30
BEARING TEMPERATURE							
High speed, 1st stage	℃		69.7	70.3	71.8	72.3	72.0
High speed, 2nd stage	℃		79.1	80.2	80.9	81.1	79.5
Thrust1-2, sideA	℃		51.8	52.0	52.5	52.8	52.7
Thrust1-2, sideB	℃		65.6	64.2	63.7	63.7	62.7
High speed, 3rd stage	℃		79.4	79.8	80.7	81.3	81.2
High speed, Anti-3rd stage	℃		66.2	65.6	67.0	67.2	66.7
Thrust3, sideA	℃		77.5	71.6	78.5	79.6	80.3
Thrust3, sideB	℃		58.1	58.3	58.6	58.4	58.4
SHAFT VIBRATION							
H.,pinion ,1st stage	μ		21.74	21.23	20.05	20.09	19.64
V., 〃 , 〃	μ		20.82	21.76	19.87	19.23	19.11
H.,pinion ,2nd stage	μ		17.24	16.71	16.50	16.29	16.21
V., 〃 , 〃	μ		19.24	18.82	18.95	18.47	18.12
H.,pinion ,3rd stage	μ		16.26	16.26	16.43	16.36	15.70
V., 〃 , 〃	μ		14.38	14.28	14.52	14.08	13.87
H.,pinion ,Anti-3rd stage	μ		14.67	14.67	15.11	15.62	15.39
V., 〃 , 〃	μ		10.91	10.50	10.95	11.07	11.13

とができた。

以上の結果より，試作した圧縮機は十分な機械的安定性を有していることが確認できた。また，運転後の分解点検により，インペラ，軸封装置，各軸受，および増速装置の歯面動当たりなどの確認を行い，全て良好であることが確認された。

2.2.2　動力性能

API規格では，圧縮機の性能評価方法としてASME PTC-10（Performance Test Code on Compressors and Exhausters）[4] を引用しており，圧縮機の動力性能はこの試験規格に基づいて確認した。

動力性能を測定した結果，ポリトロープ効率は当社従来型のインペラと比較して1.5～2.0ポイント改善できることが確認できた。新型高比速度インペラの大径での実力性能が確認できたことに加えて，目標としていた効率を達成することができた。

2.2.3　付帯設備

中間冷却器に対して，今回の試作を通して品質面における十分な確証を得ることができた。また，能力面においても，冷却水温度上昇の上限値を引き上げることができ，冷却水使用量を削減できることが確認できた。今後は，冷却器内部のフィン形状の最適化による効率上昇，さらなるコスト低減を図る予定である。

むすび

＝300,000～400,000 Nm^3/h 程度までの用途に対応できる増速機内蔵型遠心圧縮機を開発することにより，その製作能力や圧縮機性能を実証することができた。また，省スペース性および省エネルギー性に優れた増速機内蔵型遠心圧縮機の適用範囲を大幅に拡大することができた。

実負荷試験においては，空気分離装置メーカやエンジニアリング会社，エンドユーザなどの顧客への立会試験を通して当社の大型機の製作能力を確認していただくことができた。また，試作した圧縮機はその後顧客に納入され，現在も順調に稼働している。

今後は，新たに導入した40MWの試運転設備を活用し，さらなる増速機内蔵型遠心圧縮機の適用範囲拡大を図ると同時に，二酸化炭素貯留用途への対応など，より高圧分野も視野に入れた要素技術と商品機の開発を進めていく考えである。

参　考　文　献

1） API STANDARD 617 EIGHTH EDITION, SEPTEMBER 2014.
2） API STANDARD 672 FOURTH EDITION, MARCH 2004.
3） ISO 1328-1 CYLINDRICAL GEARS - ISO SYSTEM OF ACCURACY.
4） ASME PTC 10-1997 (Performance Test Codes).

（解説）

ポリプロピレン／ポリエチレンプラント用DH型遠心圧縮機

Centrifugal Compressor, Model DH, for Polypropylene and Polyethylene Plants

田中宏明[*1]
Hiroaki TANAKA

井出　聡[*2]
Satoshi IDE

岩田卓也[*2]
Takuya IWATA

To cope with the continually increasing demand for polypropylene and polyethylene (PP/PE) in recent years, many plants have been, or are being, constructed, and they are becoming larger in size. This paper outlines cycle gas compressors, the equipment particularly important for PP/PE plants, focusing on the measures taken by Kobe Steel in response to the requirements for larger sizes.

まえがき＝世界におけるLow Density Polyethylene（以下，LDPEという），High Density Polyethylene（以下，HDPEという）およびPolypropylene（以下，PPという）のプラスチック生産量は，2013年には1.2億トンを超えており[1)]，原油価格低位安定の影響は免れられないものの，発展途上国を中心に今後も着実な成長が見込まれている。汎用（はんよう）ポリオレフィン系樹脂であるLDPE，HDPEおよびPPの需要は，引き続き成長が見込まれる中国，インド，発展途上国，そして，従来の樹脂消費大国である欧米諸国における需要の伸びに支えられ，長期的には堅調に推移していくものと思われる。こうした状況から中国やインド，中近東を中心にした産油国で大型のLDPE，HDPE，およびPP製造プラントの建設が続いており，2017年以降も多くのプラントが操業を開始する予定になっている。**図1**[1)]にポリオレフィン系樹脂であるLDPE，HDPEおよびPPの世界における生産動向を示す。

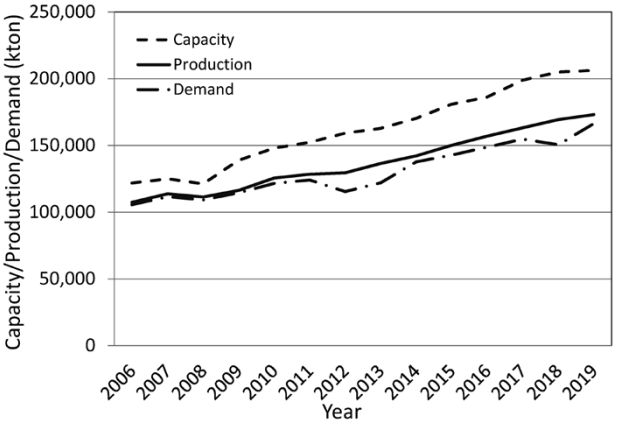


図1 LDPE，HDPEおよびPPの世界生産動向[1)]
Fig. 1 World production trends of LDPE, HDPE and PP[1)]

これらPEおよびPPプラントにおいては，リアクタでの重合反応により得られた粒状ポリマを1次加工品であるペレットにするために混練造粒装置が使用される。また，気相重合プロセスにおいて循環ガス圧縮機が用いられている。当社はこれらの装置や機器の製造，販売を行っており，10年以上にわたり中国向けを筆頭に，東南アジアや中東などにも多くの圧縮機を納入してきている。**図2**[2)]に代表的なポリオレフィンプラントのプロセスを示す。また，**表1**は同プラント用循環圧縮機DHシリーズの納入実績を示す。さらに当社が納入した圧縮機の流量の推移を**図3**に示す。旺盛な需要とプラントの効率化の観点より，近年はプラントの大型化が進められてきている。そうしたニーズに応えるべく当社では，大容量に対応できるシリーズの拡大や，同じ機器構成で対応するためのさらなる高比速度インペラの開発などに取り組んできた。本稿では，まずDHシリーズ圧縮機の特徴を簡単に紹介し，ついでプラントの大型化への対応と今後の展望を述べる。

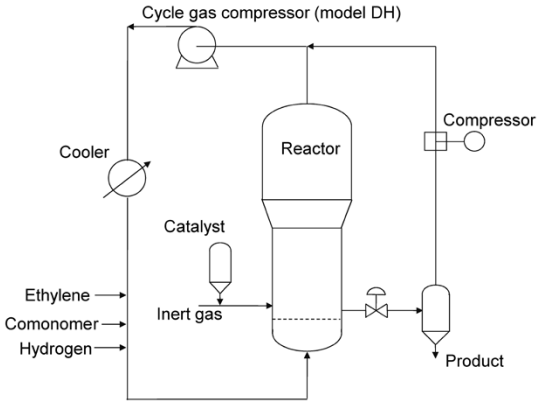


図2 代表的なポリオレフィンプラントのプロセス[2)]
Fig. 2 Process of typical polyolefin plant[2)]

[*1] 機械事業部門　回転機本部　回転機技術部　[*2] 機械事業部門　開発センター　技術開発部

表 1 ポリオレフィンプラントへの当社圧縮機納入実績例
Table 1 Reference list of Model DH for polyolefin plant

Delivery	Area	Model	Product*	Driver rating (kW)
2014	China	DH7JM	PP	3,,000
	India	DH9M	LLDPE	8,500
	Egypt	DH9M	LLDPE	3,150
2015	China	DH9M	PP	1,400
	China	DH7JM	PP	3,000
	China	DH9M	LLDPE	4,700
	China	DH9M	PP	1,400
	China	DH7JM	PP	3,000
2016	USA	DH9M	LLDPE	6,700
	Turkmenistan	DH4M	PP	420
	China	DH7JM	PP	5,100
	China	DH9M	LLDPE	6,500
	Korea	DH7JM	PP	760
	Korea	DH7JM	PP	2,200
	USA	DH9M	LLDPE	6,800
	Thailand	DH9M	LLDPE	4,550
2017	Russia	DH9M	LLDPE	4,800
	USA	DH9M	LLDPE	6,768
	USA	DH9M	PE	4,890
	USA	DH9M	PE	5,190
	USA	DH9M	PE	5,900
	Oman	DH7JM	PP	1,100
	Oman	DH9M	LLDPE	6,900
2018	USA	DH7JM	PP	2,000
	USA	DH7JM	PP	4,100
	China	DH9M	PP	2,050
	China	DH9M	LLDPE	6,600

*PP: Polypropylene, LLDPE: Lenear Low Density Polyethylen, PE: Polyethylene

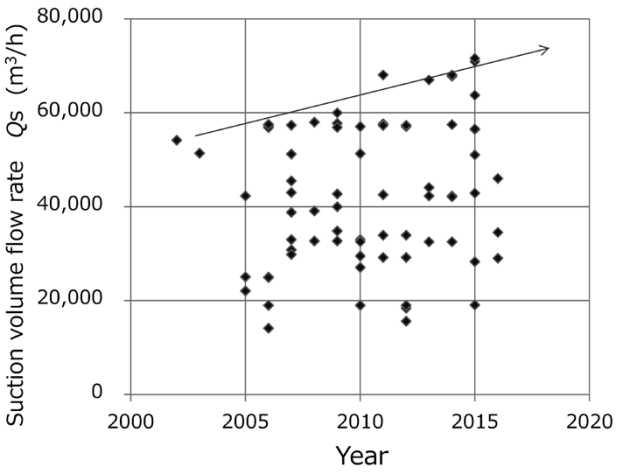


図 3 当社が納入した圧縮機の流量の推移
Fig. 3 Trend of flow rate Kobe Steel's compressor

1．DHシリーズ圧縮機の概要

ポリオレフィンプラント用途（以下，本用途という）の圧縮機には，圧力比が小さく，圧力も中圧であることが要求されることから，単段バレル型構造の圧縮機が採用される。多くの圧縮機ユニットは，圧縮機およびカップリングを介して駆動する電動機のみで構成される。**図 4** に圧縮機外観例を示す。本圧縮機は，American Petroleum Institute（以下，APIという）のAPI STANDARD 617 Part2で規定される構造である。また，本用途の適用機種である当社モデルDH機の本体構造例を**図 5** に示す。ジャーナル軸受の外側でロータの軸端にインペラが設置されるオーバハング単段型であるため，軸シールは一つで済む。そのためメンテナンスは両持の一軸型圧縮機に比べて容易である。また，容量調整装置として，容量調整が効率良くできる入口案内翼装置を標準的に採用している。

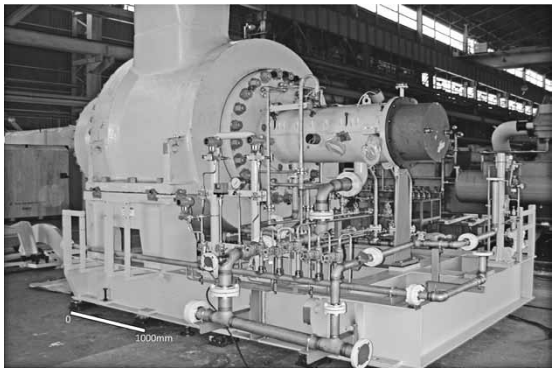


図 4 DH機の外観
Fig. 4 Appearance of model DH

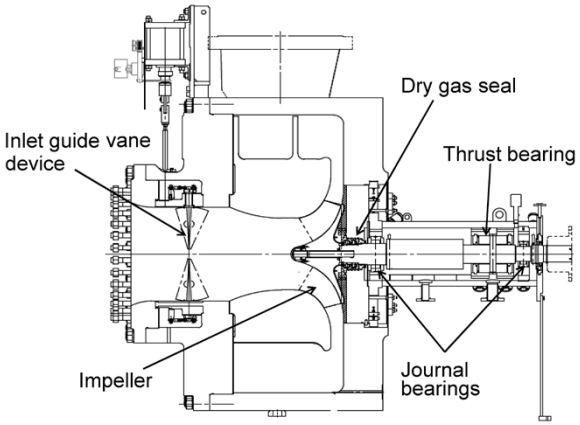


図 5 DH機の本体構造
Fig. 5 Main body structure of model DH

2．プラント大型化への対応

2.1 従来の遠心インペラでの制約

本用途では，圧縮機は重合プロセスにおいてガスを循環させるために用いられる。このため，一般的な圧縮機に比べて大容量かつ低圧力比の仕様となり，大容量の処理に適した高比速度タイプのインペラが採用される。そこで当社では，このような低圧力比においても安定した運転を可能にするよう，サージングまでの圧力上昇の大きな特性を持つインペラを開発し適用してきた。

図 6 に従来適用してきたインペラの外観を示す。これまで当社では，本用途には遠心式のインペラを採用してきた。しかしながら，プラントの大型化の進展とともに遠心式での比速度上限を超えるケースが増えてきたため，インペラの設計点比速度を上限値近くに抑え，実際の運転はインペラ設計点より大流量の効率の低い点で行う対応を行っていた。**図 7** に比速度制限による圧縮機設計点と実際の運転点の関係を示す。

いっぽうで，プラントの大型化が進展する中，現行のインペラでは対応できる流量に限界があり，ユーザの要求に合致しないケースが散見されるようになってきた。**表 2** に従来並びに近年需要が多くなってきた大型機の圧縮機仕様を示す。そこで当社は，そうした市場のニーズに応えるべく，同じ機器構成で対応するためのさらなる高比速度インペラの開発を進め，大容量に対応できるシリーズの拡大に取り組んだ。

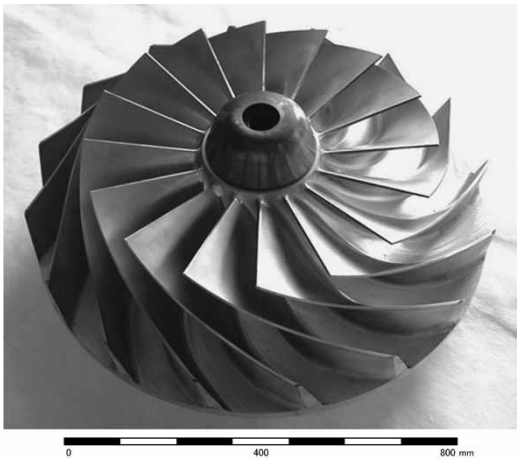


図 6 従来インペラの外観例
Fig. 6 Appearance of conventional impeller

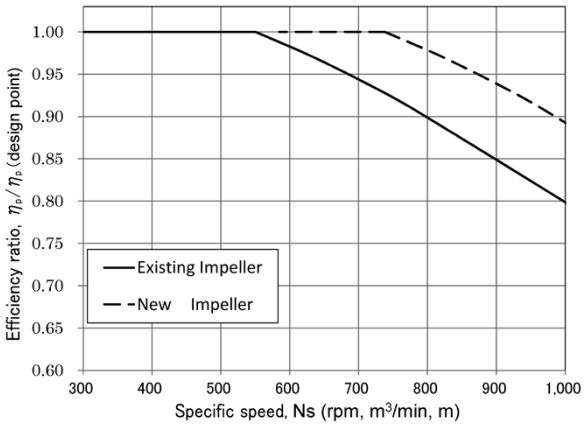


図 7 比速度制限による圧縮機設計点と実際の運転点における効率の関係
Fig. 7 Relationship of compressor efficiency between at design point and at actual operating point due to Ns applicable range

2. 2 大容量対応斜流式インペラの開発

上述の状況を踏まえ，さらに大きな比速度においても対応が可能な斜流式インペラの開発を行うこととした。表 2 に示すように，2009年と2016年を比較すると近年要求される圧縮機流量は30%近く増加している。今後もプラントの大型化の傾向は変わらないと想定されるため，開発仕様はそうした傾向を踏まえて決定した。インペラの開発においては，本用途で実績を積み重ねてきたパウダ対応へのオープンインペラの知見を加味しながら効率を維持し，斜流インペラによる高比速度化を行った。図 8 に遠心式および斜流式インペラにおける子午面でのブレード形状を比較した。この図から分かるように，高比速度化によってインペラブレードが従来の遠心式より高くなる。このため，要求される性能を維持しながら運転回転数全域にわたって問題ないようにブレード形状を工夫し，固有値を含む強度を評価することによってブレード形状を決定した。図 9 にインペラの FE 解析による応力解析結果（a）および固有振動解析結果（b）を，また，図10にケーシングを含めた流体解析結果を示す。これまでに培ってきたオープンインペラ開発の手法が生かされ，従来よりも短時間で開発を完了させて試験に移行できたことも成果の一つとして挙げることができる。

開発したインペラは，58%縮小モデルを試験用として

表 2 2009年および2016年の典型的な圧縮機仕様の比較
Table 2 Comparison of specifications of typical compressors in 2009 and 2016

Model		DH9M (2009)	DH9M (2016)
GAS		Hydrocarbon, Hydrogen, Nitrogen	Hydrocarbon, Hydrogen, Nitrogen
Suction volume	(m^3/h)	57,290	72600
Suction pressure	(MPaA)	2.50	2.30
Suction temperature	(℃)	85.00	84.00
Discharge pressure	(MPaA)	2.67	2.52
Rated speed	(rpm)	2,977	2980
Driver type		Induction motor	Induction motor
Driver rated output	(kW)	5,100	7,800
Shaft seal		Tandem dry gas seal	Tandem dry gas seal
Capacity control method		Inlet guide vane device	Inlet guide vane device

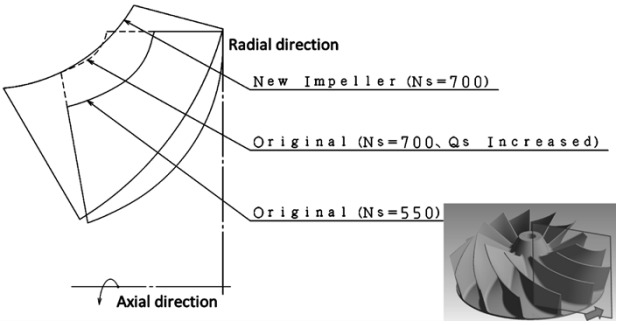
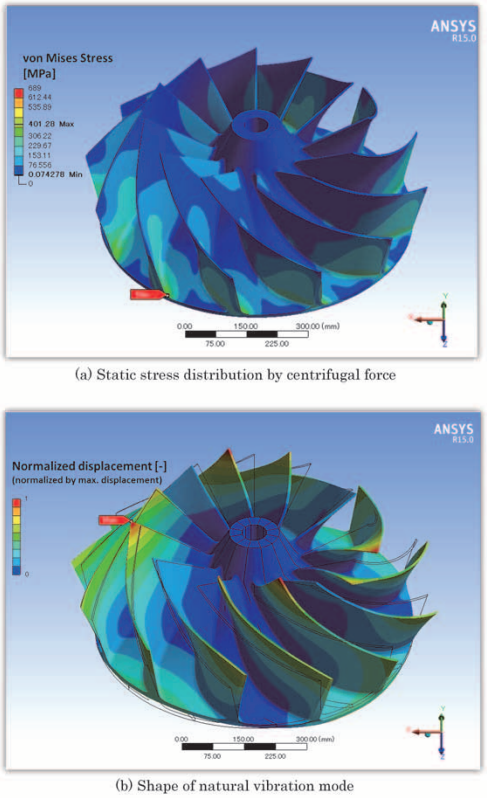


図 8 遠心式（original）および斜流式（new）インペラの子午面形状の比較
Fig. 8 Comparison of meridional view between centrifugal (original) and mixed flow (new) impeller



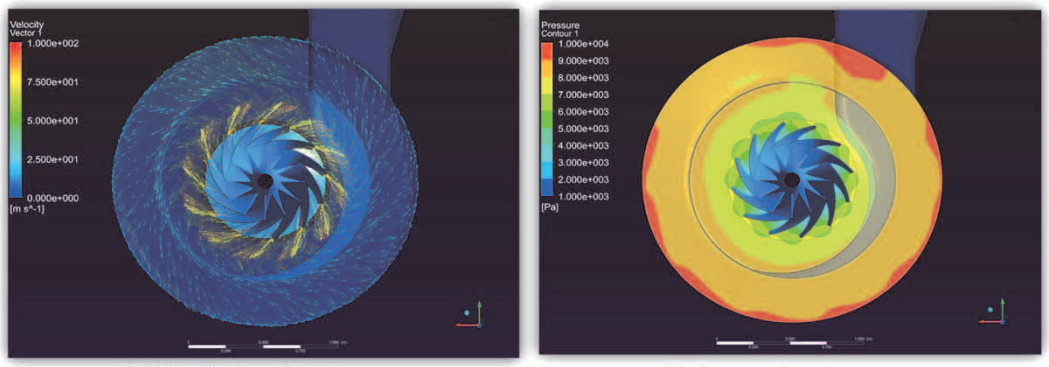
(a) Static stress distribution by centrifugal force

(b) Shape of natural vibration mode

図 9 斜流インペラの FEM 解析結果
Fig. 9 Results of FEM analyses for mixed flow impeller

製作の上，業界で認知されている ASME PTC10に基く試験とその評価を行った。

候補として 4 種類の異なるインペラを製作し，対応可能比速度，効率，および大流量域から小流量域における特性を確認の上，本用途に適切なインペラを選定した。図11に開発したインペラの外観を示す。本開発により，



(a) Distribution of velocity vector　　(b) Contour of static pressure

図10　ケーシングを含めた流体解析結果

Fig.10　Results of fluid analyses for mixed flow impeller with concidering compressor casing

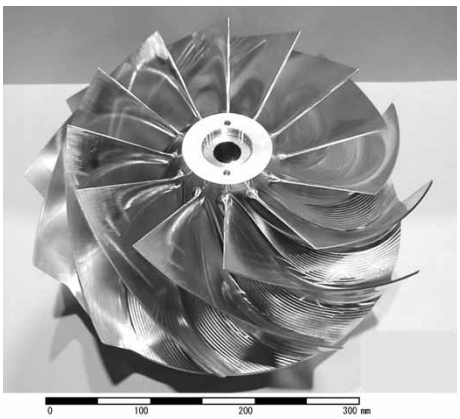


図11　開発した斜流インペラの外観

Fig.11　Appearance of developed impeller for mixed flow compressor

表３　開発した４種類のインペラのテスト結果

Table 3　Test results of 4 developed implellers

Impeller No.	Number of blades	Polytropic efficiency ratio (ηptest/ηpplan)	Ns [rpm, m^3/min, m]
#1	12	0.998	679
#2	16	0.976	688
#3	12	0.999	729
#4	12	1.001	755

Impeller size: ϕ340 mm

目標を超える高比速度範囲での適用を可能にするとともに効率も目標を超え，プラントの大型化の要求に応えることができるようになった。

表３に開発した４インペラの試験結果を示す。

2.3　実機への適用

大容量斜流式インペラの開発によって，これまで対応してきた50,000 m^3/hに加えて，圧縮機設計点において80,000 m^3/hレベルまで対応できるようになった。また，大型プラント仕様への要求に対応できるようになったことから，既に本インペラを適用した圧縮機（以下，本圧縮機という）を製作しており，プラントでの運転を待つ状況となっている。

３．DHシリーズ圧縮機の特徴

本圧縮機においても，これまでのDH機に適用してきた構造およびシステムを全範囲にわたって適用できるよう設計している。本章ではその特徴を概説する。

3.1　インペラの開発にあたってのパウダ対策

LDPE，HDPEおよびPPなどのプロセスでは，ガス中に重合したパウダを含むケースがほとんどであり，圧縮機はパウダへの対応が必須となる。当社では過去の教訓を踏まえてオープンタイプのインペラ開発に取り組み，多くの実績を積み重ねてきた。このたびの斜流インペラの開発においてもその経験を生かしてパウダへの対応を行っている。

3.2　入口案内翼装置

圧縮機吸込部に設置して容量調整を行う入口案内翼装置（図５）においても，ガス通路部の外側にチャンバを設けて二重構造とし，入口案内翼軸を通じて常に少量のガスをプロセス系内に流す構造とした。この構造によってガスの滞留が避けられてパウダが堆積しないようにするなど，これまでと同様な思想によって大流量に対応している。

3.3　シールガスシステム

軸封には，ガス用途の遠心圧縮機に通常適用されるタンデムドライガスシールを用い，API614 Part4に規定された仕様をベースにプロセスライセンサの要求を加味したシールガスシステムを採用することが多い。たとえば本用途では，プロセスガス中に含まれるパウダが原因となってドライガスシールに異常が発生することを避ける必要がある。このため，シールガスシステムに対しては，バッファガスとして用いることが多い圧縮機吐出ガスを用いず，プロセスに混入しても問題のないエチレンまたはプロピレンなどをバッファガスとして用いるなど，本プロセスに特有のトラブルを避けるための要求が盛り込まれたシステムが適用される。

3.4　メンテナンス性

本圧縮機では大容量を処理するため，入出口の配管口径が大きく，メンテナンスには多大な労力と時間が必要になってくる。 そこで当社では，インペラや軸シールを含むロータ組立品を圧縮機の吸込側とは反対側に分解できる構造とした。これにより，プロセス配管を一切分解することなく，軸受，軸シールおよびインペラを含む重要部品の点検を行うことができる。斜流インペラ適用機においても同様な構造を採用し，メンテナンスの容易な圧縮機を提供していく予定である。図５に示したDH

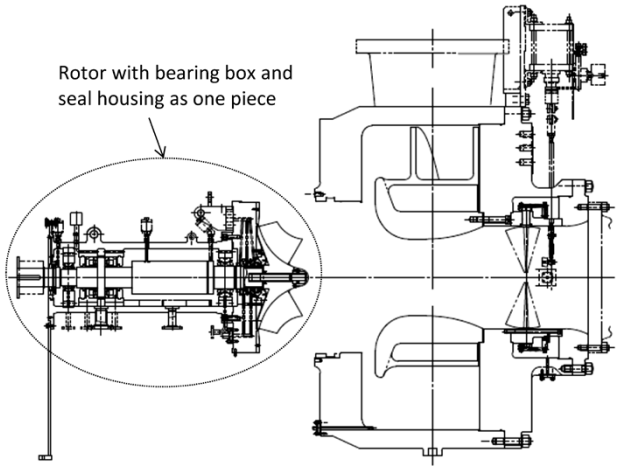


図12 ロータ組立品分解図
Fig.12 Exploded view of rotor assembly

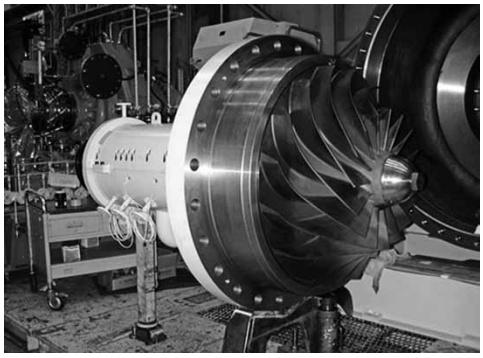


図13 ロータ組立品の外観
Fig.13 Appearance of rotor assembly

機のロータ組立品の分解図を**図12**に，またロータ組立品の外観を**図13**に示す。

3.5　プラントトリップ時の対応

本用途では，重合反応を行っているプラントが緊急停止した場合にはリアクタ内に重合したパウダが残る。プラントの再起動にあたっては，そのパウダの除去が必要になるため，多大な労力と時間が必要になる。したがって，可能な限り圧縮機を停止させることなく運転を継続したいという要求が強い。そのため，電源の瞬時停電後にも直ちに再起動できるシステム，あるいは，一部プロセスでは，電動機停止後にプロセス系内に残留するガスのエネルギーを利用して起動するタービンによって圧縮機を継続運転し，重合反応を緩やかに停止させるシステムを構築するなど，ユーザのニーズに応じた個別の対応を行っている。

4．今後の展望

4.1　ケーシングのシリーズ化

安定した品質を維持し，ユーザの要求に合致した納期で圧縮機を提供するためには，全適用範囲においてその性能を維持しつつスムーズな設計・製作ができるようケーシングのシリーズ化を行うことが欠かせない。本DH機においても，現在その取り組みを進めている。

4.2　電動機ロータ危険速度の検討

プラントの大型化に伴って圧縮機処理容量が増大し，電動機出力も増大していく傾向にある。いっぽうで，機器構成をシンプルにする要求は依然として強く，電動機直結構造を要求されるケースがほとんどである。とくにPEプロセスで使用する2極電動機は弾性ロータとなる。プラントトリップ時にタービンを使用するプロセスの場合，電動機ロータの危険速度がタービン運転時の回転数範囲に入らないよう設計を行うなど，これまでには考慮していなかった検討を行う必要がでてきており，今後の課題である。

むすび＝PEおよびPPプラントの気相重合プロセスに用いられる循環圧縮機は，構造的には非常にシンプルな機械である。しかしながら，ガスがパウダを含むという特殊な条件で使用されるため，プラントを安定して操業するためにはその信頼性がとくに重要になる。当社は，これらのプロセスにおいて豊富な運転実績を有する数少ないメーカであり，今後予想されるプラントの大型化に合わせた技術開発と製品メニューの拡充を行い，引き続き需要家の要求に応えていきたい。

参　考　文　献

1）　経済産業省製造産業局化学課. 世界の石油化学製品の今後の需給動向. A 能力･生産･需要. 平成27年 6 月, http://www.meti.go.jp/press/2015/06/20150612001/20150612001,（参照2017-06-23）.
2）　佐伯泰治ほか編著. 工業調査会. 新ポリマ製造プロセス（1994）. p.110.

(技術資料)

LNG船用燃料噴射圧縮機

LNG Boil Off Gas (BOG) Vertical Type Reciprocating Compressor for Fuel Gas Injection

瀬山勝広[*1]
Katsuhiro SEYAMA

手塚智志[*1]
Satoshi TEZUKA

大久野孝史[*1]
Takashi OKUNO

名倉見治[*1]
Kenji NAGURA

赤毛直樹[*1]
Naoki AKAMO

As the shipbuilding industry is enforcing environmental regulations, low-speed dual-fuel engines, such as ME-GI, are attracting rising attention. Such an engine requires a gas-injection compressor (GIC) to supply LNG boil off gas (BOG), and the demand for GICs is expected to grow. Hence, KOBE Steel has developed a vertical type LNG BOG reciprocating compressor suitable for GIC for ME-GI engines. In developing the compressor, we have utilized proven technologies, such as low temperature suction, high pressure discharge and a high performance oil-separation system. A vertical type suited to the installation space on a ship has been adopted, and ease of maintenance has been ensured. This paper describes its development.

まえがき＝国際海事機構（IMO）による環境規制強化の影響を受け，重油または天然ガスを燃料とする新型の直接推進方式の低速２元燃料焚（だ）きエンジンが船舶業界で注目されており，LNG運搬船に採用されはじめている。低速２元燃料焚きの電子制御式ガスインジェクションディーゼルエンジン（以下，ME-GI[1)]という）の場合，燃料を約30MPaの高圧で燃焼室内へ供給する必要があるため，高圧圧縮機（Gas Injection Compressor，以下GICという）でガスを昇圧している。

LNG運搬船は，2017年から2021年の間に150隻以上が新規に建造されるという見通しもあり[2)]，LNG船用圧縮機の需要も相応の拡大が見込まれる。このため当社においても，圧縮機事業の用途拡大を図るべく船舶用圧縮機の開発を進めてきた。本稿では，ME-GIエンジン用GICの商品開発について述べる。

１．ME-GIエンジンを搭載したLNG運搬船のガス供給システム

図１にME-GIエンジンを搭載したLNG運搬船のガス供給システムを示す。LNGタンクから発生するボイルオフガス（以下，BOGという）量は，タンクの容量や断熱性能によって異なるが，おおよそ3.0～5.0 t/hである。発生したBOGは，LNG運搬船の推進のために30MPaまで昇圧されてME-GIエンジンへ供給され，一部は約１MPaまで昇圧されて船内補機動力用のDFDE（Dual Fuel Diesel Engine[3)]：２元燃料ディーゼルエンジン）に供給される。

エンジンの燃料ガス消費量がLNGタンクからのBOG発生量を下回る場合や停船時に，余剰BOGを回収・液化させてタンクに戻す再液化システムを搭載する船もある。再液化システムの効率は供給されるガス圧力が高いほど向上する。ME-GIエンジンと一緒に再液化システムが搭載された場合，約30MPaのBOGが再液化システムに供給される。このため再液化の効率が高くなり，燃費効率が向上して高い経済性を発揮する。

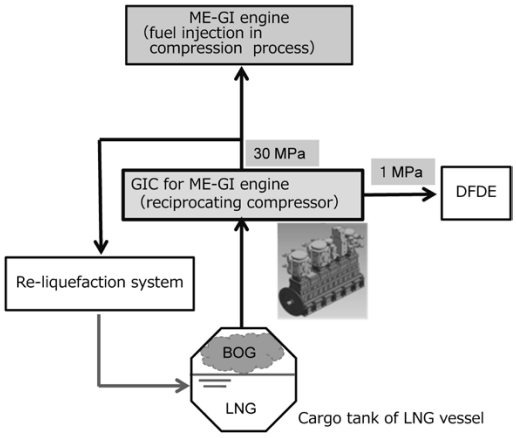


図１ LNG運搬船ME-GIエンジンのガス供給システム
Fig. 1 Gas supply system for LNG carrier ME-GI

ME-GIエンジンにBOGを供給する圧縮機は，船上の限られたスペースに設置されるためコンパクトであることが望まれる。また，約－160℃のBOGを直接吸い込むことができ，大気圧から30MPaまで昇圧できることが求められる。さらに，途中からガスを抜き出せることのほかに，BOGの発生量やエンジンの負荷によって変化する供給量に効率よく対応できること，再液化システムには油分を適切に除去したガスを供給するための油分離システムなど，さまざまな技術が求められる。

以下に当社が開発したME-GIエンジン用レシプロ圧縮機の特徴を記す。

[*1] 機械事業部門　圧縮機事業部　回転機本部　回転機技術部

2．ME-GIエンジン用圧縮機

2.1　圧縮機仕様（竪型圧縮機）

当社では，LNG受入基地に高圧LNG BOG圧縮機を多数納入している。GICにはこの用途で培った低温のBOGを高圧まで昇圧する技術を活用すると同時に，竪型の圧縮機を採用した。

このGICは5段型の圧縮機で30MPaまで昇圧するとともに，DFDE用に途中の2段吐出から抽気する。圧縮機ユニットはBOG圧縮機をはじめ，主電動機，ガスクーラ，各段の連絡配管，オイルユニット，および脈動防止用のドラムなどすべてを共通スキッド上に搭載している。処理量5 t/hのユニットサイズは7 ×10×6.5 mとなる。同等機能・性能の圧縮機ユニットを竪型および水平対向型で製作した場合のそれぞれのユニットサイズ（メンテナンススペースを含む）の比較を**表1**に示す。

竪型圧縮機の場合一般的に，ピストンなどの往復動によるアンバランスフォースが水平対向型より大きくなる傾向がある。開発した竪型機はクランクを6スローにし，①#1, #6スロー，②#2, #5スロー，③#3, #4スローの各位相を120°ずつずらすことによってアンバランスフォースを打ち消している。ME-GIエンジン用の5段型機の場合においても，シリンダを取り付けないバランススローを設けて圧縮機としてのバランスを取り，船側の基礎に与えるアンバランスフォースを最小化させた。

竪型圧縮機のもう一つの特長として，ライダリングが挙げられる。ピストンリング式レシプロ圧縮機の場合，ピストンが往復運動する際にピストンとシリンダライナとの接触を防止する目的でライダリングが取り付けられる。

竪型圧縮機の場合，水平対向型のようにライダリングがピストンの重量を支える必要がないため，摩耗が少なくて済む。このため，ライダリングの交換頻度は水平対向型よりも大幅に低減できる。また，ピストンとシリンダライナの接触による焼付きなどの被害もなくなり，経済的な効果だけでなく信頼性も向上する。

表1　竪型と水平対向型コンプレッサのユニットサイズ（メンテナンススペース含む）
Table 1 Unit size of vertical and horizontal type compressor (including maintenance space)

Compressor type	Vertical type	Horizontal type
Width (m)	7	10
Length (m)	10	10
Height (m)	6.5	5
Foot print [W×L] (m^2)	70	100

2.2　ガス容量制御

圧縮機の吸込ガス温度は，例えばLNGタンク内で発生したBOGを直接吸い込む場合は超低温（約－160℃）となるが，吸込ガスの冷熱を利用して再液化に利用する場合は，常温近くまで上昇する。長時間停止していた圧縮機を起動した直後は常温のガスが吸い込まれ，時間の経過とともに温度が低下していく。

このような吸込ガス温度の大きな変化によって各段のシリンダで処理するガス量が変化し，圧力バランスも変化する。これは，低温圧縮機の特徴的な事象でもある。さらに，前述のとおり，LNGタンクから発生するBOGとエンジン側で消費されるガス量のバランスも刻々と変化しており，圧縮機の運転条件も同じタイミングで変化する。このような環境のなかで安定的な運転を行うためには，制御方法や適切な設計マージンなどのさまざまな工夫が必要である。こうした面に対しては，当社がLNG受入基地で培った低温圧縮機にかかわる豊富な運転実績に裏付けられた技術が生かされている。また，GICには吸込弁アンローダおよびクリアランスポケットによる容量調整装置を取り付けることによって動力削減を図るとともに，各段にスピルバックラインを設置し，エンジンの急激な負荷変動に対応できるようにしている。

2.3　油分離システム

図2にME-GIエンジン用GICのフロー図を示す。LNGタンクから発生したBOGは圧縮機で30MPaに昇圧されてエンジンに供給される。圧縮機には，ピストンリングやライダリング，ピストン棒パッキンなどの樹脂製摺動部品がある。それらの耐久性や信頼性を向上させるために高圧段のシリンダ内部に潤滑油を供給し，長期連続運転を可能にしている。

いっぽうME-GIエンジンは，エンジンに供給するガス中の油の混入量を極力少なくする必要がある。このた

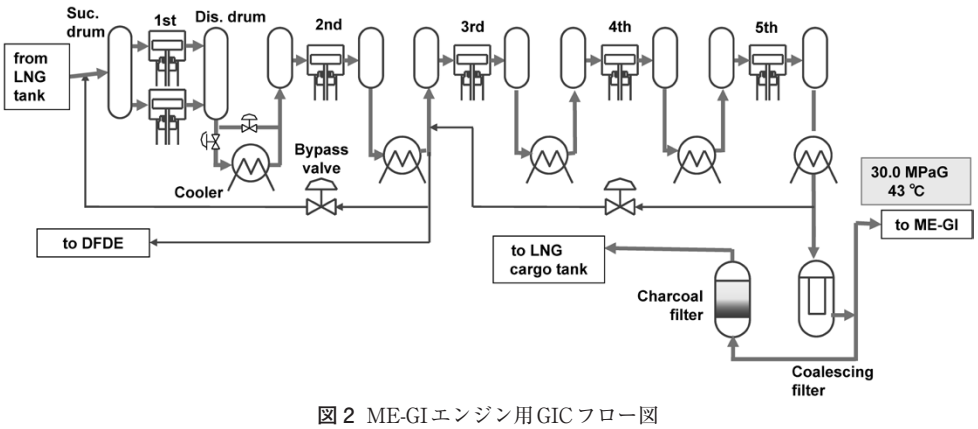


図2　ME-GIエンジン用GICフロー図
Fig. 2　GIC flow diagram for ME-GI engine

め，圧縮機の出口下流に油分離用の高性能フィルタを設置し，ガスに随伴される潤滑油を除去する。

さらに，再液化システムが設置される場合，高圧で供給されたガスを急速に膨張させるため，ガス中に溶け込んでいた油分が液化する。このため，その油分も除去する必要がある。本ユニットでは，上記の高性能フィルタの下流に活性炭フィルタを追加することによって油分除去性能をさらに強化している。

当社は，上述の油を高度に分離するシステムを導入することにより，LNGの受入基地やヘリウム液化装置のようなプロセスへの油の混入を嫌う用途向けに，圧縮過程で多量の油を混入する油冷式スクリュ圧縮機を多数納入しており，いずれのユニットも問題なく稼働している。

本ME-GIエンジン用のユニットもこれらの技術を活用することによってエンジンや再液化システムへの油分の影響を抑えるとともに，圧縮機の摺動材の耐久性・信頼性を低下させることがないよう，最大限配慮したものとなっている。

2.4　メンテナンス性（24時間でのメンテナンス）

図3に水平対向型および竪型のレシプロ圧縮機を示す。水平対向型は，クランクケースやシリンダが基礎に固定されるため振動を抑えやすい。その反面，メンテナンス時にピストンを水平方向に抜き取るためのスペースを含めた大きな設置エリアを確保しなければならないというデメリットがある。

これに対して竪型の場合はクランクケースのみの設置スペースで十分なため，設置エリアは小さくて済む。さらに，メンテナンス時のピストンの抜き取りは垂直方向になるため，圧縮機ユニットのすぐ横に他の設備を設置することができるなど，船上の限られたスペースを有効に活用できるメリットがある。

また，圧縮機のメンテナンスは通常，船がドックに入った際に実施することを想定している。ただ，万一船上でのメンテナンスが必要になった場合でも，停泊期間に合わせて短期間で圧縮機を復旧できるよう，シリンダとピストン一式を一括して交換できる構造を採用した。すなわち，シリンダの中にピストンが挿入されたままの状態でシリンダをクロスガイド部から切り離すことができる構造にした。レシプロ圧縮機の主な消耗部品であるシリンダ弁をシリンダ部から取り外す作業やピストンを引き抜いた後にピストンリングやライダリング，ピストン棒パッキンなどの交換部品を取り出す作業などを個別に行う従来の方法では短期間のメンテナンスは実現できなかった。本開発によって一括して交換できる構造にしたことにより，シリンダ全数のメンテナンス作業時間を24時間程度に短縮できるめどを立てた。

2.5　試作機による検証

本開発にあたり，強度的な信頼性を確保するためにクランクケースをはじめとする圧縮機の各主要部品を組み合わせた3次元解析モデルを作成し，実際の運転中に作用するガスの圧力，および慣性力（ピストンなどの往復運動によって発生する荷重）を加味した運転状態に基づいた解析条件を設定して有限要素法による応力解析を実施した。各主要部品の変形量や強度を確認した[3)]。**図4**に解析に用いた3次元CADモデルを示す。

また，試作機による荷重試験を行い，各主要部品に生じる応力を確認するとともに十分な剛性が確保されていることを検証した。圧縮機の固有振動数も同様に解析によって確認した。試作機（実機サイズの圧縮機）によっても固有振動数の測定，および回転数を変化させたときの振動現象の確認を行い，圧縮機の固有振動数と回転数成分が一致（共振）しないことを確認した。

2.6　船級認証

船舶設備は船級機関によって認証されることで船舶への搭載が認められる。圧縮機も船級機関による図面の承認，要求される検査を合格して船級の認証を受けなければ船舶への搭載が認められない。

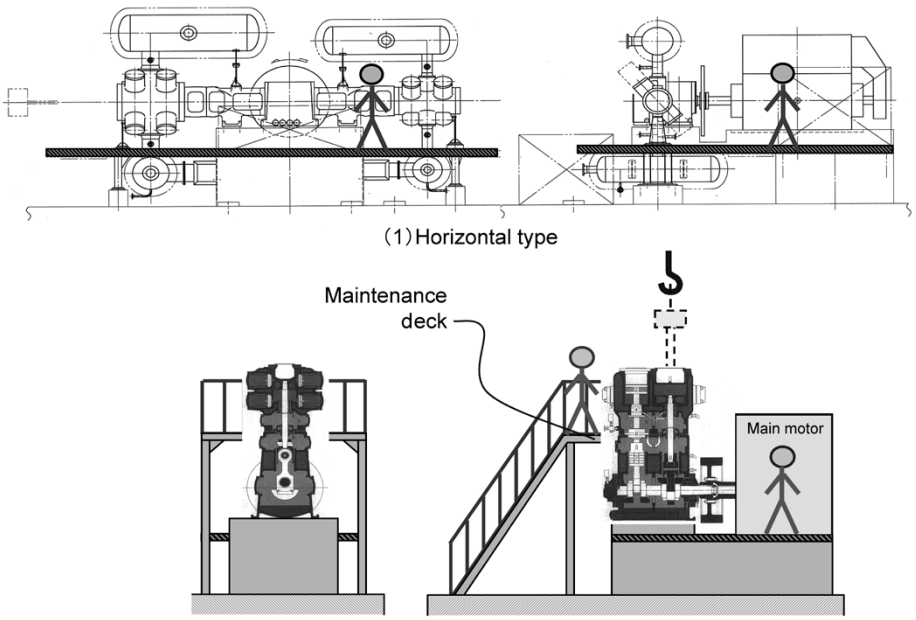


図3　水平対向型および竪型のレシプロ圧縮機
Fig. 3　Horizontal and vertical type reciprocating compressor

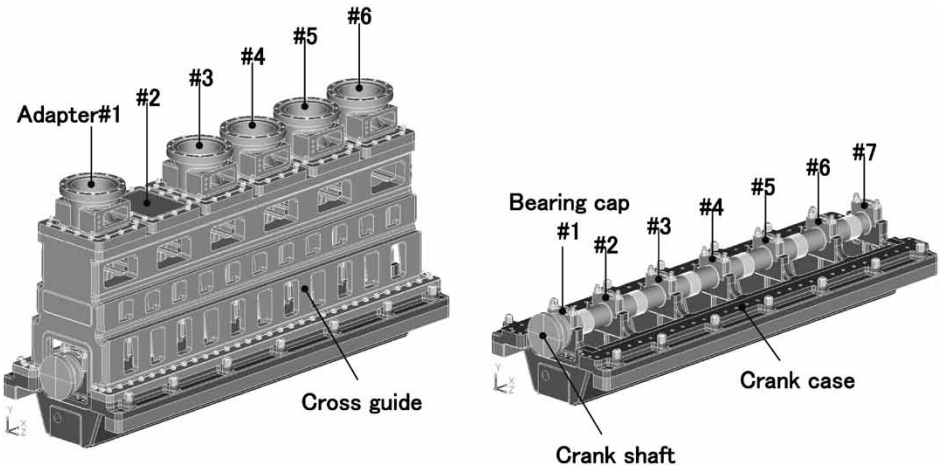


図 4 FE解析に用いた3次元CADモデル
Fig. 4 3 D-CAD model for FE analysis

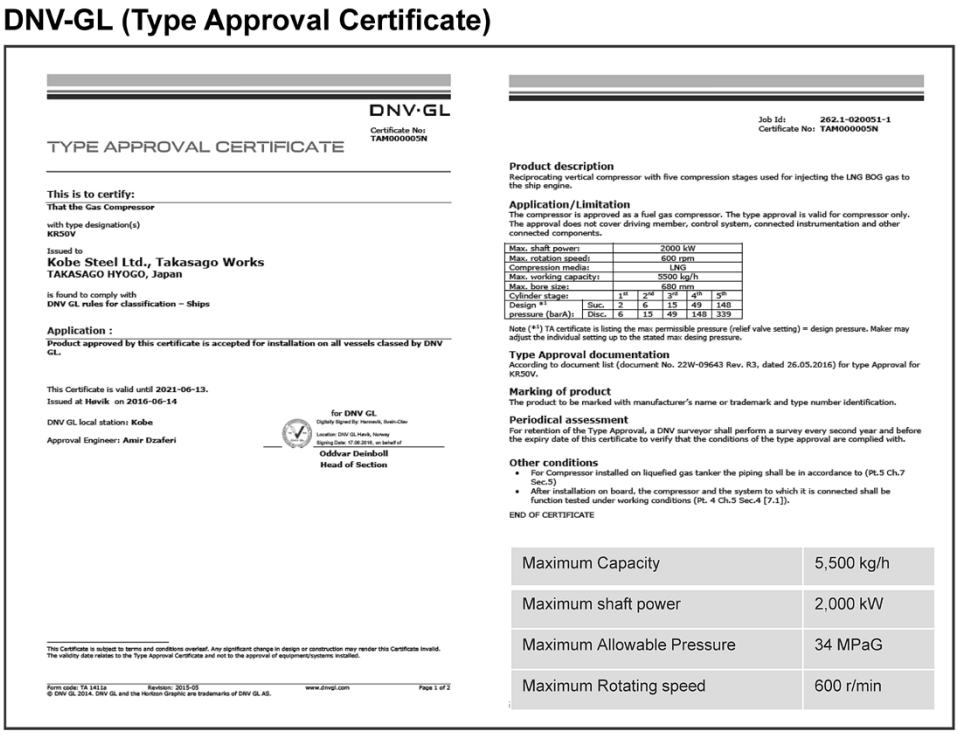


図 5 DNV-GLの型式承認
Fig. 5 Type approval certificate of DNV-GL

今回，船上に設置する圧縮機を開発するにあたり，船級機関の一つであるDNV-GLの型式承認を2016年6月に取得した。**図 5** にその認証書を示す。

3．LNG船関係の他の用途への適用

LNG運搬船に採用されている新型直接推進方式の低速2元燃料焚きエンジンのもう一つのタイプとしてX-DF[4]エンジンがある。圧縮機の仕様から見た場合には，本エンジンに燃料を供給するためのBOGの昇圧圧力が2 MPa程度であり，ME-GIエンジンと比べて低いことが大きな特徴で処理量などはほぼ共通である。ただし，BOGを再液化するためには2 MPaの圧力では十分でなく，GIC用とは別に再液化用圧縮機のニーズもある。これらの圧縮機に求められるニーズは前述のME-GIエンジン用の圧縮機と共通するものが多い。**図 6** にX-DFエンジンの燃料供給システムの全体図を示す。このケースでは，GICに当社のスクリュ圧縮機，再液化用にはレシプロ圧縮機を組み合わせたシステムが採用され，2016年には初号機を受注した。

ME-GIエンジンのガス供給システムと同様に，このX-DFエンジンのガス供給システムにも，BOGの発生量やエンジンの負荷によって変化する供給量に対して安定した燃料供給および最適な再液化を実現する圧縮機の制御システムが求められる。スクリュ圧縮機とレシプロ圧縮機をそれぞれ連動して流量制御するシステムは，両方の圧縮機を手掛けている当社ならではの技術やノウハウによって構築できるものと考えている。

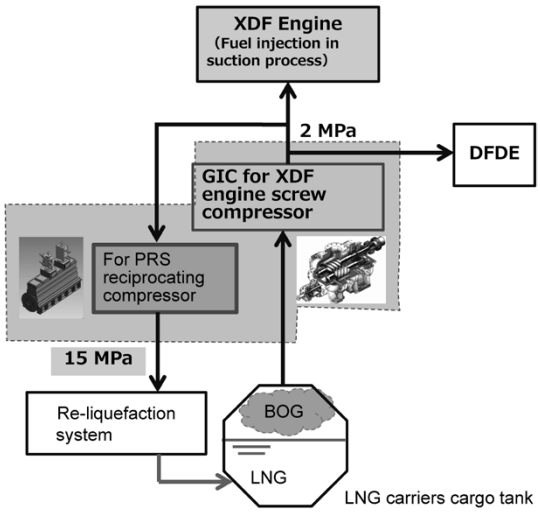


図 6 LNG運搬船X-DFエンジンガス供給システム
Fig. 6 LNGC X-DF gas supply system

むすび＝環境規制の強化を受け，LNG運搬船には天然ガスを燃料とする新型推進エンジンが採用される動きがある。当社は，この新型推進エンジンの燃料供給システムに使用される竪型レシプロ圧縮機を開発した。本圧縮機の開発においては，当社保有の低温，高圧，油分離の技術を活用し，さらにメンテナンス性の向上を実現させている。また，燃料供給システムに付随する再液化システム用圧縮機を受注し，GIC用スクリュ圧縮機と合わせた制御システムの構築を進めている。

今後さらに圧縮機ユニットとして洗練させるとともに，船舶のさまざまなガス供給システムに対して要求される圧縮機に柔軟に対応できるよう開発を継続し，LNG船分野に貢献していく所存である。

参 考 文 献

1） MAN Diesel SE. LNG Carrier Power：Total Fuel Flexibility & Maintainability with 51/60DF Electric Propulsion. http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/lng-carrier-power.（参照 2017-07-07）.
2） Douglas Westwood. DW Monday：A Sea Change In LNG. 19th September, 2016. http://www.douglas-westwood.com/dw-monday-a-sea-change-in-lng/,（参照 2017-07-07）.
3） 赤毛直樹. R&D神戸製鋼技報. 2009, Vol.59, No.3, p.55.
4） Marcel Ott. WinGD, 2015-09-08, X-DF dual-fuel engines - Technology Review/Marcel Ott. https://www.wingd.com/media/1445/marcelott_x-df_technology-review.pdf,（参照 2017-07-07）.

（技術資料）

水素ステーション用高圧水素圧縮機HyACシリーズの開発

High-pressure Hydrogen Compressors, HYAC® Series, for Hydrogen Stations

福田貴之*1
Takayuki FUKUDA

名倉見治*1
Kenji NAGURA

Hydrogen energy has been attracting attention as one of the alternative energies that generate no CO_2. In 2014, the commercial operation of hydrogen stations began, and fuel cell vehicles (FCVs) were released. As of the beginning of 2017, more than 1,500 units of FCV had been registered, and the number of hydrogen stations nationwide had increased to 91 locations including those under construction. Kobe Steel has been working on the development of high-pressure compressors for hydrogen stations. Following the first HYAC® machine released in 2012, the company has developed a second generation HYAC®, HYACmini, and a compressor more suitable for hydrogen stations. This paper introduces the Kobe Steel group's compressors for hydrogen stations and the technology related to those compressors.

まえがき[1]＝昨今のCO_2削減の世界的な動きを受け，CO_2を発生しない二次エネルギーの一つとして水素エネルギーが注目されてきている。そうしたなか，燃料電池の実用化と普及に向けた諸課題の解決を目的とする燃料電池実用化推進協議会（FCCJ）という民間の任意団体が設立され，まず水素・燃料電池実証プロジェクトなどの実用化検証が進められた。2014年には商用水素ステーションの運営が開始されるとともに燃料電池自動車（Fuel Cell Vehicle，以下FCVという）も発売され，新時代への一歩が踏み出された。2017年初頭にはFCVの登録台数は1,500台を超え，全国の水素ステーションは建設中を含めて91か所まで増えてきている。さらに，2020年に開催される東京オリンピック・パラリンピックでは，FCバスを100台走らせる計画があり，官民が一体となって水素エネルギー社会の実現に向けて取り組んでいる。

FCVが搭載する燃料電池は燃料として水素ガスが使用される。このため，ガソリンエンジン車がガソリンスタンドでガソリンを補給するのと同様に，FCVは水素ステーションにおいて水素を補給する。このとき，ガソリンの補給時間と同等とする観点から水素ガスを高圧にする必要がある。このため，水素ステーションには82MPaまで昇圧する圧縮機が備えられる。

当社は昭和11年に100MPaの圧縮機を製作するなど，超高圧圧縮機メーカとして国内はもとより世界中に圧縮機を供給してきた。まさに水素ステーション用の超高圧水素圧縮機に取り組むことは，当社としては自然の流れといえよう。

本稿では，当社グループの水素ステーション用圧縮機とその関連技術を紹介する。

1．水素ステーション

1.1　水素ステーションの設置計画

経済産業省が平成28年に発行した「水素・燃料電池戦略ロードマップ（改訂版）～水素社会の実現に向けた取り組みの加速～」[2]によると，2020年度に160か所程度，2025年度に320か所程度の水素ステーションの設置が目標とされている。

いっぽうで現在，水素ステーションの設置・運営には国から補助金が支出されているが，2020年代後半までに水素ステーション事業の自立化を目指すとされている。

こういった背景から，水素ステーションの設置費用の圧縮が強く求められている。

1.2　水素ステーションの構成

水素ステーションには二つのタイプがある。水素カードルや水素トレーラなどを利用して水素供給基地から20MPaまたは40MPaの圧力で輸送するオフサイト型水素ステーションと，天然ガス・液化石油ガス（LPG）を改質・精製あるいは水を電気分解するなど水素を作るオンサイト型水素ステーションである（**図1**）。

また，水素の昇圧貯留の仕方にも二とおりある。水素を前段圧縮機で昇圧して中間蓄圧容器に貯留したものを後段圧縮機で82MPaまで昇圧して高圧蓄圧容器に貯留する方法と，1台の圧縮機で82MPaまで一気に昇圧して高圧蓄圧容器に貯留する方法である。

いずれの場合も，82MPaの高圧蓄圧容器に蓄えられた水素をプレクーラにより－40℃近傍まで冷却してからFCVに充填する。

当社グループは圧縮機をはじめとして，冷凍機，熱交換器製造から水素ステーションのエンジニアリングまで

*1 機械事業部門　圧縮機事業部　回転機本部　回転機技術部

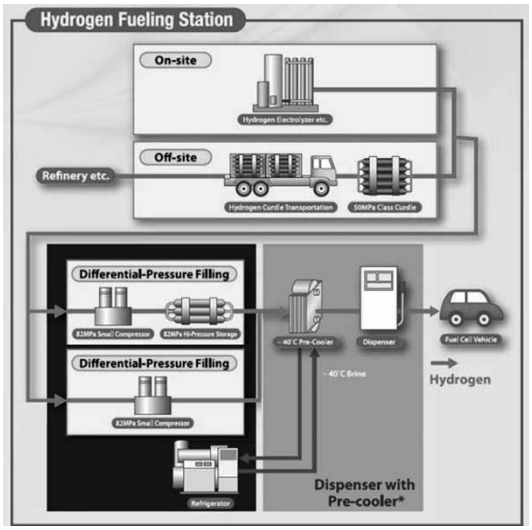


図1 水素ステーション概要図
Fig. 1 Schematic diagram of hydrogen refueling station

手掛けており，水素ステーションの設置に大きく貢献してきた。本稿では，その主要機器となる当社の圧縮機HyAC[注1)]シリーズを中心に紹介する。

1.3 水素ステーションに必要な圧縮機能力

一般財団法人石油エネルギー技術センター（JPEC）では，水素を安全にFCVに充填するため，「圧縮水素充填技術基準JPEC-S0003」を制定しており，商用水素ステーションでは本技術基準に基づいて運用されている。

本技術基準では，FCVに水素を充填する時間を従来のガソリンエンジン車と同レベルの3分程度とし，安全に充填できることを目的としている。

具体的には，中規模ステーションでは，充填時間に車両の入れ代わり時間を加味した1時間あたり6台のFCVに充填することを想定し，1時間あたり30kg（5kg×6台）程度の水素を圧縮する必要がある。すなわち，圧縮機の能力としては340Nm^3/h（約30kg/h）が必要とされている。

1.4 FCVへの充填方法

前節で述べたように，「圧縮水素充填技術基準JPEC-S0003」では，FCVへの充填速度を標準で5kg/3分の速度を想定されている。これは，100kg/h（約1,200Nm^3/h）の充填速度であり，前述した圧縮機能力の3倍以上にもなる。このような高速充填を実現するため，圧縮機でFCVに直接充填するのではなく，水素をあらかじめ82MPaの高圧蓄圧容器に貯留しておき，高圧蓄圧容器とFCV搭載タンクとの差圧によって充填する方法が主流となっている。

また，FCVのタンクは，樹脂製もしくはアルミ製ライナにカーボンFRPを全周巻いた複合容器が採用されており，上限温度は85℃となっている。いっぽう，FCVに水素を充填する際には，断熱圧縮（タンク内ガスが充填水素ガスにより圧縮される）による温度上昇が生じる。この温度上昇を考慮し，夏場でも上限温度を超えないように充填の際には冷凍機を用いて－40℃近傍まで水素ガスを冷却している。水素の冷却は，ディスペンサ内に設置されたプレクーラにより行われる。

2. 水素ステーション用圧縮機HyACシリーズについて

当社は，2011～2012年度の国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構（以下，NEDOという）プロジェクトによる直接充填方式水素ステーション用圧縮機の研究開発（容量1,200Nm^3/h，吐出圧87.5MPa）を経て，2012年度には実証ステーションに圧縮機を納入し，その経験とNEDOプロジェクトによる成果をもとに，2013年度にHyAC，2014年度にHyACminiを上市した。

以下に，それぞれの特徴を記す。

2.1 NEDOプロジェクト

2010年当時，国内の水素ステーションには海外製のダイヤフラム式や油圧駆動ブースタ式などの小容量の圧縮機が設置されており，大容量のものはなかった。いっぽうで当社は，大容量化に適したレシプロ式圧縮機の開発における豊富な技術蓄積を有している。そこで当社は，容量1,200Nm^3/h，吐出圧87.5 MPaのレシプロ式オイルフリー大容量高圧圧縮機HyACシリーズを開発することにした。

開発にあたっては，大容量に適したピストンリング式を採用した。しかしながら従来の技術では，シール材の信頼性確保を目的にシリンダに潤滑油を使用している。潤滑油は水素ガスの純度の悪化を招くことから燃料電池に対して好ましくない影響を及ぼす。このため，信頼性・シール性を確保する技術を開発する必要がある。すなわち，超高圧かつ分子が最も小さい水素ガスをオイルフリーで圧縮するピストンシール技術の確立が最大の課題となった。

HyACシリーズでは，ピストンリング材に樹脂系材料を使用した。また，87.5 MPaの超高圧下ではピストンリングにかかる荷重が大きいため，高差圧に対応する高強度のリングとシール性の高いリングとを一つのピストン内に配置するなど，材料・形状・本数の最適化を図った。これらの技術開発によってHyACシリーズは安定した運転を実現させることができた。

2.2 HyACの仕様

2.2.1 パッケージ

HyACは，前述のNEDOプロジェクトの研究開発成果や実証ステーションでの改善点を盛り込んで2013年に上市した。0.6 MPaの水素を40 MPaまで昇圧する4段オイルフリー圧縮機（前段）と30 MPaから82 MPaまで昇圧する2段オイルフリー圧縮機（後段）をコンパクトな一体パッケージ（4.2(W)×2.4(D)×3.1(H)m）にまとめたものである（**図2**）。本パーケージは，2012年に納入した初号機のパッケージサイズ（6.0×2.5×3.0 m）と比較し設置面積を約30%削減させている。

また，本圧縮機は前段・後段ともそれぞれ4シリンダで構成されているが，2スロー方式を採用しクランク軸

脚注1）HyACおよびハイアックは当社の登録商標（第5523804号）である。

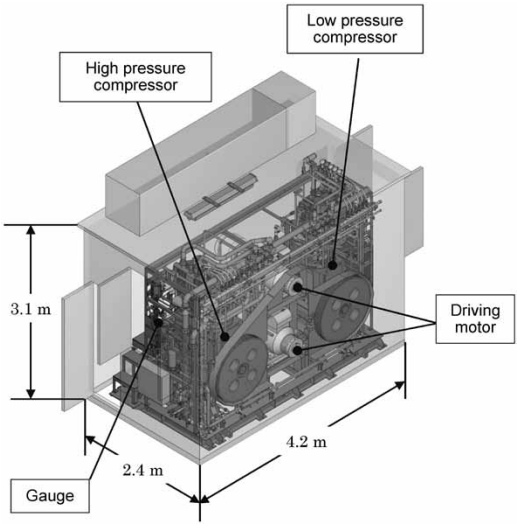


図 2 HyACの内部構造
Fig. 2 Internal structure of HYAC®

の長さ，部品点数を最小限にする本体構造とした。さらに，それぞれの駆動用モータを上下に配置，運転状況を確認するためのゲージなどをパッケージ両サイドに分けるなど，コンパクト性やメンテナンス性，使いやすさを考えたパッケージを特徴としている。

2.2.2 性能

前段圧縮機の容量は300 Nm^3/hで，FCVを1時間に6台充填できる能力を持つ。また後段の圧縮機は，1,200 Nm^3/hの容量であり，FCVに直接充填できる能力を持つ。これらの能力は，高価な高圧蓄圧容器を減らすことを目的としたものである。

HyACではまず，前段の圧縮機によって40 MPaの中間蓄圧容器に水素を貯留しておく。つぎに，後段の圧縮機が中間蓄圧容器内の水素を吸い込んで，82 MPaの高圧蓄圧容器に蓄圧する。充填時は高圧蓄圧容器からFCVに差圧充填を実施するが，水素は高圧蓄圧容器に急速に補充できるため，高価な高圧蓄圧容器は少数で済むことが特徴である。

2.2.3 マイクロチャネル熱交換器

マイクロチャネル熱交換器（Diffusion Bonded Compact Heat Exchanger，以下DCHE®注2）という）は，エッチングにより流路を加工した板を積層し，拡散接合によって一体化した熱交換器である。数mm以下の流路を多数設けることにより，薄肉化かつ表面積を大きくとることが可能である。比較的熱伝導率が小さいステンレス鋼でも高い伝熱性能が得られるためコンパクト化が可能である。DCHEはHyACシリーズのガスクーラをはじめ，よりコンパクト性と熱交換性能を要求されるディスペンサにおいて初めてプレクーラの内蔵化を実現するなど，小型化に寄与している。

2.2.4 その他の特徴

前述のオンサイト水素ステーションに採用されている水素製造装置は，高温下で燃料ガスを水素に改質する高温の熱システムであるため，急な発停を繰り返すことができない。これに対してHyACでは，水素の製造に合わせて連続的に運転する低段圧縮機と，FCVへの充填にあわせて発停させる後段圧縮機とを上手く制御することが可能で，オンサイト型との相性も優れている。

2.3 HyACminiの仕様

水素ステーションは関東，中部，関西，および福岡などの都市部を中心に整備されており，設置スペースを広くとりにくいという問題を抱えている。このため，より狭い土地に設置できるよう，圧縮機を含めた主要構成機器のさらなるコンパクト化が強く期待されている。

2.3.1 パッケージ

HyACminiは，0.7 MPaの水素ガスを82 MPaまで1台の圧縮機で昇圧する5段オイルフリー圧縮機が搭載されている。この圧縮機は，1スローに3シリンダを直列に配置することにより，コンパクトな2スローの圧縮機であるという特徴がある。冷凍機も含めたパッケージサイズは8（W）×2.4（D）×3.25（H）mである。冷凍機を別に設置しているHyACと比べて30％以上の設置面積の削減となっている。あわせて，メンテナンス性や使いやすさもより向上させた。

機器構成として，圧縮機のみ，圧縮機と冷凍機，圧縮機と高圧蓄圧容器，さらに圧縮機に冷凍機と高圧蓄圧容器をパッケージしたものをラインナップしている（**図3**）。

これにより，圧縮機，蓄圧容器，冷凍機を別々に設置していたHyACの設置面積に対し約50％削減（当グループ試算）し，設置スペースの縮小化と現地工事の削減に大きく貢献している。

2.3.2 冷凍機

冷凍機は当社のスクリュー式冷凍機を使用している。この冷凍機はインバータ駆動方式を採用しており，負荷の状況に合わせて回転数を変化させることができ，冷却能力を細かく制御することができる。

FCVへの充填時に冷熱が必要になるが，実際の水素ステーションではFCVの来店間隔はばらつきが大きく，冷凍機の負荷は一定とならない。このため，コールドブ

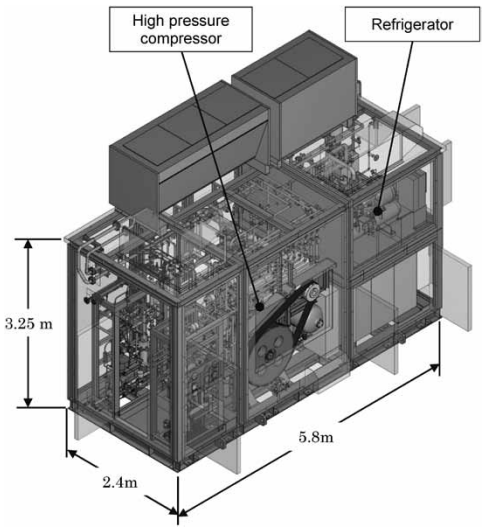


図 3 HyACminiの内部構造
Fig. 3 Internal structure of HyACmini

脚注2）DCHEは当社の登録商標である。

ラインに蓄熱しながら，熱負荷に合わせてインバータ制御によって圧縮機の回転数を増減させることにより，省エネが期待できる。また，ブライン（２次冷媒）と水素の熱交換は，当社製プレクーラ（DCHE）で水素ガスを－40℃近傍まで冷却している。

2.3.3　その他の特徴

ガスは圧縮されるときに発熱するため，多段型の圧縮機の場合には，効率よく圧縮するため吐出ガスの冷却・圧縮を繰り返す。ガスの冷却に使用される冷却水は，補充水が不要な密閉型の冷却システムと，より低い水温の冷却水が得られる開放型の冷却塔水がある。

密閉型は空冷用ファンの動力が余分に必要になるが，冷却用の上水が手に入りにくい地域に適している点や水質の管理が不要なメリットがある。

開放型は，より効率よく低い温度の冷却水を得られる反面，水質管理や定期的な水の補充が必要となる。

両タイプとも一長一短があるが，HyACminiではメンテナンス性を優先し密閉型を採用している。

2.4　次世代機の開発

水素ステーションの設置費は，少しずつ下がってきてはいるもののいまだ高額である。設備費については業界でも，2020年度には13年度の約１/２を目標に取り組みが進められており，当社としてもさらなるコストダウンに取り組んでいる。主要機器を含めたユニット価格を下げるとともに，設置面積を小さくすること，またランニング費用を削減することが重要になる。

当社では現在，HyACminiの次世代機を開発中である。圧縮機ユニットとしての物量削減によるコストダウンだけでなく，設置面積で現行機と比べ約30％の小型化によるステーション建設コストの削減，動力の削減，およびメンテナンス性の向上によるランニング費用の削減などを目標としており，水素ステーションの普及に大きく寄与できると考えている（**図４**）。

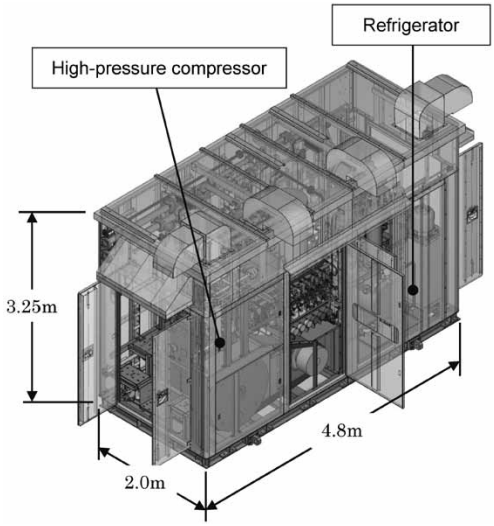


図４　開発中の次世代機
Fig. 4　New generation compressor (under development)

むすび＝上述のように当社グループは，昭和初期に超高圧圧縮機や水素ガス用圧縮機を製作して以来，水素インフラをはじめとするエネルギー分野などのさまざまな用途の高圧圧縮機および高圧機器の開発・製造を行ってきた。

その間に蓄積されたノウハウと，NEDOプロジェクトでの研究開発や初号機製作を通じて得られた知見をフィードバックし，2013年にHyAC，翌年にはHyACminiの商品化を行うなど，業界のニーズにいち早く対応すべく取り組んできた。

将来，現在のハイブリッド車のようにFCVやFCバスが多く走る日が来るのも近いものと思われる。そうした日の到来を見据え，これまでに蓄積してきた知見や技術に新たな提案を加えながら水素ステーションの普及および水素エネルギーの時代に貢献できるよう，当社としても努力を重ねていく所存である。

参　考　文　献

１）　三浦真一ほか. R&D神戸製鋼技報. 2014, Vol.64, No.1, p.49.
２）　水素・燃料電池戦略協議会. 水素・燃料電池戦略ロードマップ 平成28年３月22日改訂.

（技術資料）

舶用バイナリー発電システム

Marine Binary Power Generation System

西村和真[*1]
Kazuma NISHIMURA

足立成人[*1]
Shigeto ADACHI

成川　裕[*1]
Yutaka NARUKAWA

高橋和雄[*2]
Kazuo TAKAHASHI

松田治幸[*2]
Haruyuki MATSUDA

荒平一也[*3]
Kazuya ARAHIRA

Environmental regulations for the reduction of CO_2 emissions, etc. are becoming increasingly stringent, and the shipping industry regards the utilization of waste heat as one of the effective countermeasures and focuses on binary power generation. We have developed a marine binary power generator (MB-125M), which recovers the compression heat of turbocharger air supplied to an engine with a semi-hermetic screw expander. Various tests performed on land and on ships have confirmed that the transmission-end power output can reach 110 kw for the target of 90 kW and that the power can be generated even when the inclination of the ship is ±30°. On the basis of these results, Nippon Kaiji Kyokai (Class NK) has certified the system on their environmental guidelines for waste-heat recovery for the first time.

まえがき＝世界の商船船腹数において，エンジン出力が5,000 kW以上の船は4万隻を超え，現在の物流の要となっている。また，2007年における国際海運のCO_2排出量は，ドイツ一国分に相当する8.7億トンとなっている[1)]。このため，国際海運に対するCO_2排出量削減規制が国際海事協会（IMO）によって実施されており，2025年には新造船に対して30%削減（1990年から2008年のCO_2排出量の平均が基準）が義務付けられるなど，環境に対する規制が進んでいる。

船舶のディーゼルエンジンには多くの省エネ技術が取り入れられており，熱効率は45～50%と高い（**図1**）。しかしながら，それでも50%近くの熱エネルギーは利用されず捨てられているのが実情である。

当社はこれまで，排蒸気を利用した小型スクリュ蒸気発電機，および温水や排蒸気を熱源として発電するバイナリー発電装置を開発・販売してきた。そうしたなか，旭海運株式会社，三浦工業株式会社，および当社の3社は，国土交通省「次世代海洋環境関連技術開発支援事業」の採択を受け，一般財団法人日本海事協会との共同研究によって，船舶の排熱を有効利用できるバイナリー発電装置の開発を2014年度から実施してきた。

エネルギー回収の対象は，排熱の大きな割合を占めるエアクーラで捨てられていたエンジン掃気用過給空気の圧縮熱である。今回，この熱源に対応したバイナリー発電装置の開発を行った。

本稿では，今回開発した舶用バイナリー発電装置の技術的特徴を示すとともに，陸上での発電試験，および旭海運株式会社所有のバルク船「旭丸」（**図2**）船上での発電試験の結果から，熱源の条件（温度，流量）と回収できる電力，熱源温度によるエネルギーの電力への変換状況などについて報告する。

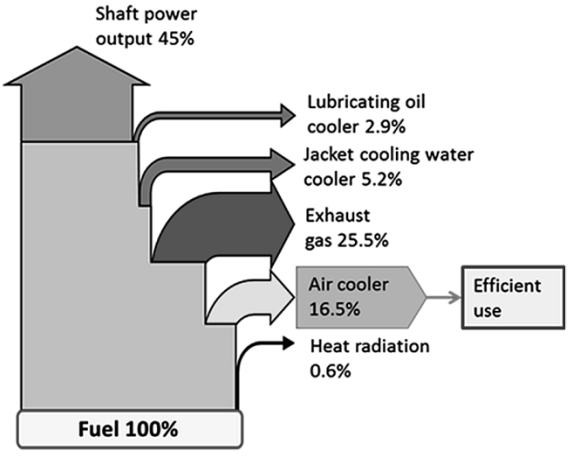


図1 舶用のエンジンの熱収支
Fig. 1 Heat balance of marine engine

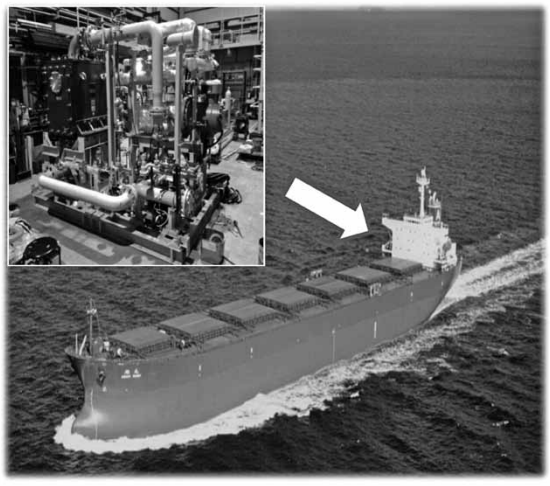


図2 舶用バイナリー発電装置搭載船
Fig. 2 Vessel equipped with marine binary power generator

[*1] 機械事業部門　開発センター　技術開発部　[*2] 技術開発本部　機械研究所　[*3] 機械事業部門　汎用圧縮機本部　冷熱・エネルギー部（現 旭海運株式会社）

1．舶用バイナリー発電装置の特徴

舶用バイナリー発電装置は，**図3**に示した機器によって構成される。以下に本装置で用いた各機器の機能と特徴を説明する。

（1）冷媒ポンプ（Refrigerant pump）

冷媒ポンプは冷媒（液体）を圧送する。冷媒の外部漏洩（ろうえい）を防ぐため，マグネットドライブ方式を採用した密閉構造となっている。

（2）蒸発器（Evaporator）

蒸発器では，冷媒ポンプから圧送されてきた冷媒液を，過給機で圧縮された高温空気との熱交換によって加熱し，高圧の過熱冷媒蒸気を発生させる。エアクーラと同様にフィンチューブ熱交換器を採用しており，過給機とエアクーラとの間に配置する。

（3）半密閉スクリュ膨張機（Semi-hermetic screw expander）

上記の高圧冷媒蒸気をスクリュ膨張機で膨張させることによって動力を回収する。スクリュ膨張機のロータ軸と発電機の回転子軸が一体となっており，回収された動力は電力に変換される。

ここで用いた発電機は当社で開発した半密閉スクリュ発電機である。膨張機および発電機が同一の容器内に格納されているため軸封が不要であり，冷媒蒸気の漏洩が起こりにくい構造となっている。半密閉スクリュ発電機はターボ発電機と比べて熱源の変動に強く，広範囲の熱源熱量で高効率な発電性能を発揮する。当社陸上用バイナリー発電装置で実績がある。

（4）凝縮器（Condenser）

スクリュ膨張機から排出された低圧の過熱冷媒蒸気は凝縮器に導かれる。冷媒蒸気は凝縮器において冷却用の海水との間で熱交換が行われて凝縮・過冷却され，液体となって冷媒ポンプに供給される。熱交換部にはTiプレートを採用することによって海水に対応している。

本装置では，これらの機器構成によって熱源と海水の温度差を利用し，電力に変換している。また，冷媒の漏洩を防ぐため，密閉構造の機器を選定している。

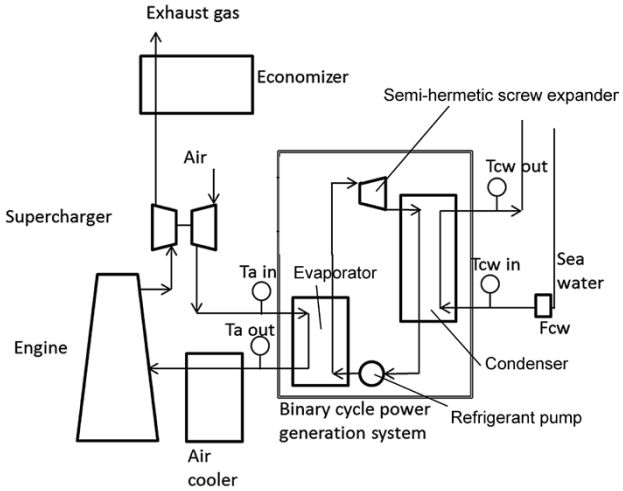


図3 舶用バイナリー発電装置の冷媒系統図

Fig. 3 System diagram of refrigerant for marine binary power generator

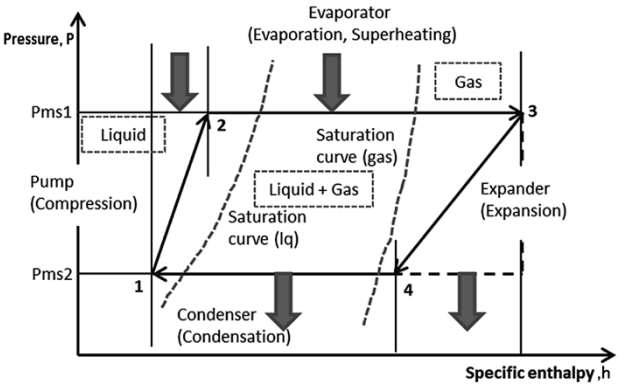


図4 本システムの作動媒体のP-h線図

Fig. 4 P-h diagram of working medium for this system

冷媒にはR245faを採用している。この冷媒は，大気圧下での沸点が14.9℃の低沸点媒体であり，200℃以下の熱源でも圧力の高い蒸気を発生させることができる。

本装置の熱サイクルの高温側圧力と低温側圧力は蒸発器と凝縮器の作動媒体の飽和蒸気圧力によって決まる。本装置の熱サイクルは**図4**のようなP-h線図として表現される。ランキンサイクルをベースとし，作動媒体の状態はP-h線図上を矢印（番号付きの細い矢印）の方向に変化する。作動媒体は，蒸発器内において2から3の蒸発・過熱過程で状態変化をすることで熱源から熱を回収し，膨張過程で3から4へ等エントロピー的に状態変化することで動力を生み出す。受け入れる熱源温度の上昇や，凝縮器での作動媒体の飽和温度，飽和圧力の低下によって膨張過程の圧力差とエンタルピー差が拡大し，生み出す動力が増加する。

2．舶用バイナリー発電装置の陸上試験

2.1　陸上試験装置

舶用バイナリー発電装置の開発にあたり，装置の主要機器の性能や，制御の有効性を確認した。当社神戸総合技術研究所内に**図5**，**図6**に示す試験装置を製作し，熱源と冷却水の各種条件について発電性能を確認した。

入熱側は試験用の蒸発器を準備し，各エンジン負荷での過給機エア熱量をボイラ蒸気で模擬した。蒸気配管に設置された減圧弁と流量調整弁により，蒸発器に供給する蒸気を制御した。蒸発器への入熱は，蒸気配管に設置された入口温度計，出口温度計，および蒸気流量計の計測結果から求めた。

冷却水は屋外の冷却塔と本体凝縮器の間で循環させ，所要温度の冷水を凝縮器に供給した。凝縮器からの放熱は，冷却水配管に設置した入口温度計，出口温度計，および冷却水流量計の計測結果から求めた。

2.2　陸上試験の結果

試験目標として，主機エンジン負荷50%に相当する熱量の供給で送電端出力40kW，主機エンジン負荷90%に相当する熱量の供給で送電端出力90kWの実現を目指した。

試験では安定した発電運転ができ，主機エンジン負荷50%相当で送電端出力44kW，主機エンジン負荷90%相当で送電端出力99～107kWの発電性能が得られること

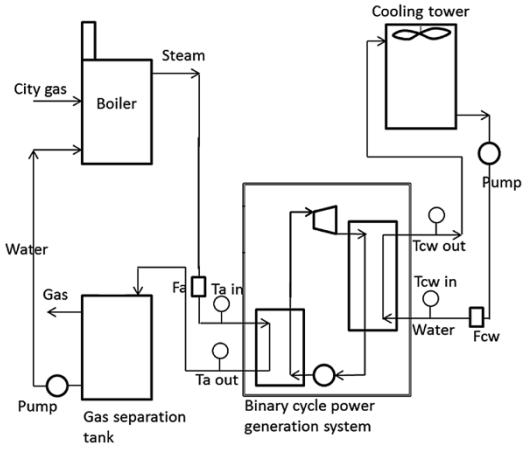


図 5 陸上試験における舶用バイナリー発電装置系統図
Fig. 5 System diagram of marine binary power generator in land-based test

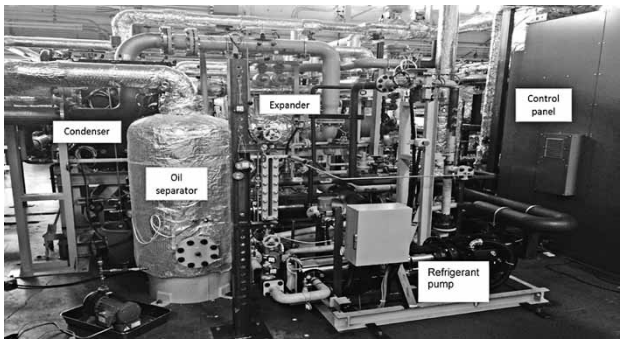


図 6 陸上試験装置の外観
Fig. 6 Appearance of land-based test equipment

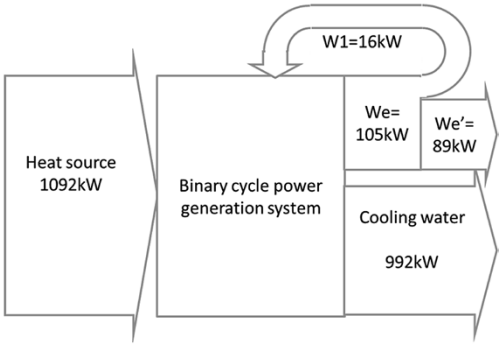


図 7 エネルギーバランス
Fig. 7 Energy balance

を確認した。

この試験結果を受け，一般財団法人日本海事協会の立ち会いの下であらためて試験を行った。その結果，舶用のバイナリー発電機としての有効性と性能が評価されると同時に承認いただくことができた。

一例として，送電端電力89kW発電時の運転結果を示すと次のようになる。すなわち**図 7** に示したように，入熱はQe＝1,092kWであるのに対して，発電端出力We=105kWが回収され，冷却水による放熱Qc=992kWがある。装置外部へ供給できる送電端電力We'は89kWで，装置内部での消費電力W1＝(We − We')＝16kWを差し引いた分になる。

3．舶用バイナリー発電装置の船上試験

3.1 船上試験設備

陸上での試験後，船上での性能や安定性を検証するため，陸上試験で性能を確認した各機器を船舶に据付けた。

バイナリー発電装置を搭載した船は，当社加古川製鉄所への石炭搬入を行っている旭海運株式会社所有のバルク船「旭丸」（重量トン73,914MT）である。装置は分割して機関室の空きスペースに設置し（**図 8**），各機器は作動媒体を循環させる配管によって接続した。

図 9 に蒸発器の搭載状況を示す。蒸発器は，従来使用していたエアクーラの過給空気側の上流部に配置した。過給空気の高温部の熱を蒸発器で回収した後，主機エンジンに供給するために必要な温度までエアクーラで空気の冷却をする構造にした。

蒸発器の入熱は，入口温度計，出口温度計と，エンジンの各データから算出した空気流量の計測結果から求めた。冷却水は，エアクーラの海水を分岐して一部を引き入れ，凝縮器に供給する。凝縮器の放熱は，海水配管に設置された入口温度計，出口温度計，および海水流量計

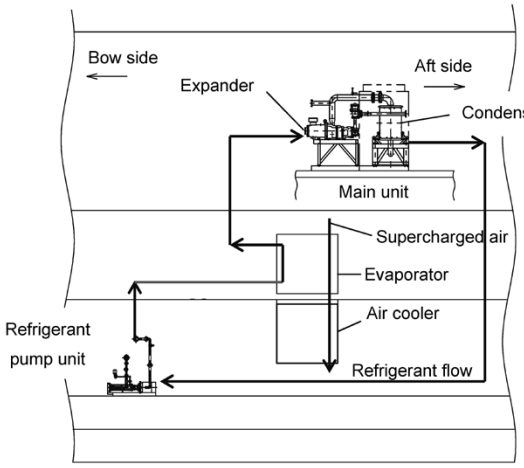


図 8 舶用バイナリー発電装置の船内配置
Fig. 8 Inboard arrangement of marine binary power generator

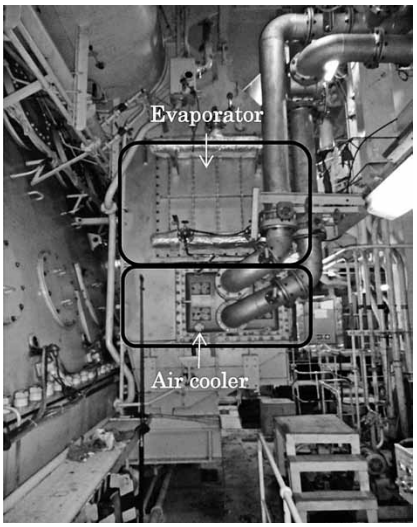


図 9 蒸発器の船内搭載状況
Fig. 9 Evaporator mounted in vessel

の計測結果から求めた。

3.2　船上試験の結果

船上試験は外洋航行中の主機エンジン運転時に実施してデータを採取した。主機エンジン負荷の上昇に伴って過給空気の温度と流量が増加するため，送電端出力は40kWから110kWに増加し，陸上試験結果と同等の性能を確認した。また，熱源の変動に追従した安定した発電運転を確認した。波やうねりが8m以上の大時化（おおしけ）において船が右舷～左舷方向に±30°激しく傾く航行中でもバイナリー発電装置は運転を継続できた。

本装置によって，過給空気の熱源から変換される送電端出力We'の割合を示すパラメータをシステム効率η（%）$=We'/Qe\times100$としており，舶用バイナリー発電装置のシステム効率は，蒸気バイナリー発電装置と同じ10%前後であった（**図10**）。システム効率が6%前後である温水バイナリー発電装置（熱源温水温度：70～95℃）より効率は高く，想定どおりの結果となった。

図11に各エンジン出力における発電端出力を示す。船上試験の条件で計画していた発電端出力より高い出力を得た。本装置は，熱源の温度や流量，また冷却水の温度や流量に変化が起こっても発電端出力が最大となるように自動制御機能によって制御されている。熱源の温度条件の変化に伴って発電端出力は変化し，主機負荷率50～80%の条件で発電端出力は40～120kW（一部蒸気を使用したデータも含む。瞬時値としては最大発電端出力125kWも確認）であった。

主機負荷に対する過給空気温度が想定より高いことも優位に働き，事前に計画していた性能をおおむねクリアした。

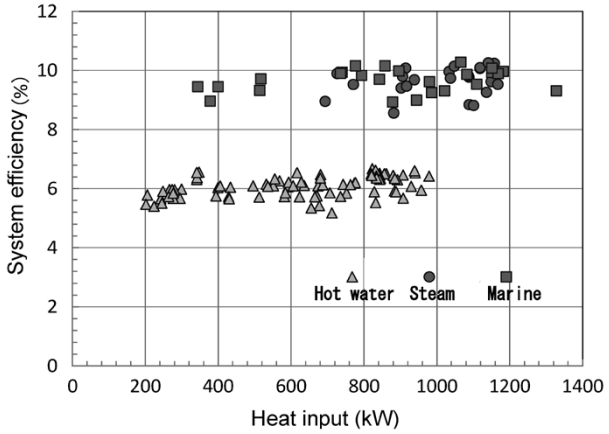


図10　システム効率の比較
Fig.10　Comparison of system efficiency

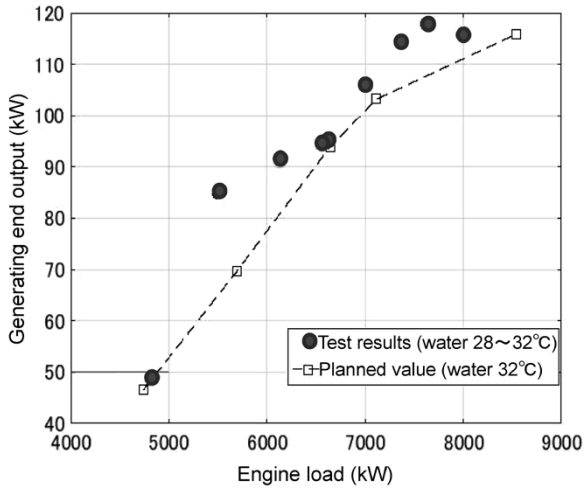


図11　発電機の出力
Fig.11　Output of power generator

発電端出力に対する送電端出力の割合は約88～89%で，ほぼ想定値と一致している。

むすび＝舶用バイナリー発電装置の開発を通じて以下の特性を確認した。

1）船上試験で，舶用バイナリー発電装置の自動制御による立ち上げから停止までの運転により，膨張機の回転数と発電端出力の安定性，過給エア，および冷却水の温度変化に対する追従性を確認した。

2）陸上試験により，性能，安定性を評価し，日本海事協会から舶用装置として承認を得た。また，船上試験でも性能，安定性を評価いただき，日本海事協会の環境ガイドライン排熱回収第一号として登録された。

2019年度販売開始に向け，2018年度下期から量産仕様での舶用バイナリー発電装置の最終実証試験を行う。

本開発の一部は，国土交通省，日本海事協会の補助金（次世代海洋環境関連技術研究開発費補助金，次世代海洋環境関連技術開発支援事業）によった。また，旭海運株式会社および三浦工業株式会社には共同開発者として協力いただいたのでここに謝意を表す。

参　考　文　献

1）国土交通省. 国際海運における世界初のCO_2排出削減規制の導入について. http://www.mlit.go.jp/common/000160608.pdf,（参照2017-06-14）

（解説）

高温オフガス用動力回収ラジアルタービン

Radial Turbine for Energy Recovery from Off Gas at High Temperature

吉田　敦[*1]
Atsushi YOSHIDA
沖田圭介[*2]（博士（工学））
Dr. Keisuke OKITA

A radial turbine has been developed for recovering energy from off-gas at a high temperature of 550℃, the off-gas generated in purified terephthalic acid process, etc. A scalloped turbine runner made of heat-resistant stainless steel has been newly applied to the turbine. This has enabled high peripheral velocity for high performance and has improved the life cycle against the fatigue at high temperatures.

まえがき＝高純度テレフタル酸（PTA）や硝酸，カプロラクタムなど（以下，PTAなどという）の各製造プロセスでは，酸化反応用空気を供給するプロセス空気圧縮機，およびその酸化反応後に発生する高温のオフガスを活用するオフガスタービンが使用されることが多い。このオフガスはプロセス内でプラント効率を上げるために有効活用され，減温された後にタービンに供給される場合がほとんどであった。

しかし近年，高温オフガスを直接タービンに供給してエネルギー回収を行う事例が散見されるようになってきた。従来，当社ではタービン入口のガス温度は400℃が対応の上限であったが，近年の顧客からの要求に応えるべくオフガスタービンの適用温度範囲を拡大する開発（以下，本開発という）を行った。本稿ではその取り組みと結果について紹介する。

1．本開発の主要諸元

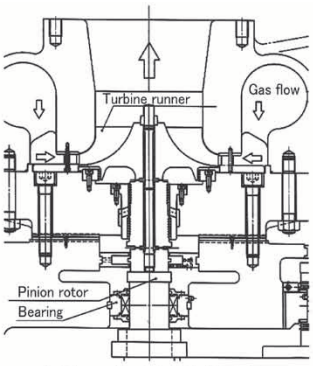
高温用ラジアルタービンの開発において目標とした主要緒元を**表1**に示す。この主要緒元を満足するために，タービンランナに対してさまざまな解析を実施した。タービンランナは，ピニオンロータ先端に結合された羽根車で，外周側より流入したガスの熱エネルギーをピニオンロータの回転エネルギーとして回収することを目的とする主要パーツである。**図1**にその組立図および外観を示す[1)～6)]。

1.1　タービン入口ガス温度およびタービンランナ許容周速

PTAなどの各製造プロセスで発生するオフガス発生温度の調査を踏まえ，これら高温ガスにラジアルタービンが対応できるよう目標ガス温度を550℃とした。また，この温度における目標タービンランナ許容周速を従来と

表1　本開発で目標とした主要諸元
Table 1　Development target of new turbine

Item	Target
Inlet gas temperature	550℃
Allowable peripheral velocity	350 m/s
Number of life cycle against heat fatigue	1,000 times
Turbine efficiency	same as much as conventional



(a)タービンランナ組立図
(a) Assembly of developed gas turbine

(b)タービンランナ外観（上：従来機、下：scallopあり）
(b)Conventional runner (upper) and scallop runner (bottom)

図1　本開発機
Fig. 1　Runner of developed turbine

[*1] 機械事業部門　圧縮機事業部　回転機本部　回転機技術部　[*2] 技術開発本部　機械研究所

同等の350 m/sとした。

1.2　熱疲労寿命

ガス温度が550℃と高温の場合，従来では検討が不要であった熱疲労寿命を検討する必要が生ずる。

1.2.1　起動後の空気からオフガスへの切り替え

PTAなどの製造プロセスでは，起動直後においては高温のオフガスはまだ発生しない。このため，プロセス空気圧縮機で生じた100℃程度の空気の一部をタービンへあらかじめ流入させてタービンの機内温度が急激に上昇するのを抑制する。起動後しばらくして高温のオフガスが発生すると，バルブを切り替えてその高温のオフガスをタービンへ流入させる。

1.2.2　停止前でのオフガスから空気への切り替え

PTAなどの製造プロセスでは停止直前においても，タービンに流入させている高温のオフガスから切り替えて前項で述べた空気をタービンに流入させて停止する。

1.2.3　熱疲労

1.2.1項および1.2.2項のように起動／停止を繰り返すことによって熱疲労が進行することが懸念される。すなわち，空気と高温オフガスの切り替え直後の熱的な非平衡状態においては，タービンランナに局所的に著しい温度差が生じて高い熱応力が発生する。目標オフガス温度は550℃と高温であることから，起動／停止によって発生する熱応力は従来機よりかなり大きくなり，タービンランナの熱疲労が速く進行することが心配される。

1.2.4　目標熱疲労寿命回数

１年間の起動／停止回数を50回とし，機械寿命としてAPI規格が定める20年を用いたときのタービンランナのトータル起動／停止回数1,000（=50×20）回を熱疲労寿命の目標回数とした。

1.3　タービン効率

目標タービン効率は従来タービン効率と同等とした。

2．解析モデル

後述するタービンランナの温度分布計算および応力計算には汎用有限要素法プログラムABAQUS ver6.12-1を用いた。**図2**に示すように，解析にあたってはブレード１枚分をモデル化し，その切り口における境界条件として周期対称条件を与えた。温度分布計算，応力計算ともに後述する候補材料の温度依存性を考慮した物性値を用いた。なお，温度分布計算における熱伝達率は，タービンランナの各部位で実測した温度に合うよう，ハブ表・裏面やブレード表・裏面にそれぞれ与えた。また，タービンランナ入出口でのガス温度は，タービンの運転条件で決まる反動度およびタービン断熱効率を用いて算出し，それらを温度境界条件とした。

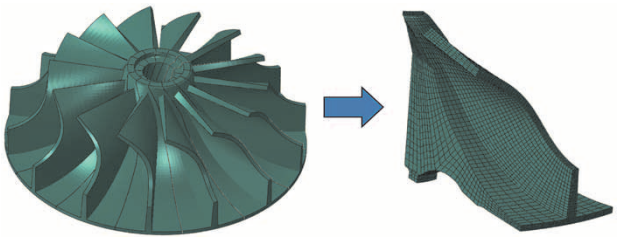


図2　タービンランナーの解析モデル
Fig. 2　Analysis model of turbine runner

3．タービンランナの許容周速

本開発における目標温度に対しては，これまで適用してきたタービンランナ材料の強度特性が低下し，目標とするタービンランナ許容周速を満足できない。このため，目標温度における強度を十分に満足する新たな材料の選定およびタービンランナの形状変更を行った。

3.1　定常運転時のタービンランナの温度分布計算

タービン吸込温度が550℃の場合における定常運転時の従来形状のタービンランナの温度分布を計算した。その結果を**図3**に示す。

3.2　定常運転時のタービンランナの応力計算

従来形状のタービンランナを対象とする応力計算を実施した。その結果を**図4**に示す。

3.3　タービンランナの最大応力箇所およびその温度

定常運転時における従来形状のタービンランナの最大応力箇所は，図4に示すように出口側とは反対側となる内径側のSpot Aであり，前節で示した温度分布計算結果（図3）によると当該箇所の温度は約400℃になることが分かった。

3.4　各種候補材料の許容応力およびタービンランナの許容周速

表2に示すように，従来のタービンランナに適用した材料および一般的に用いられている耐熱材料を今回の高

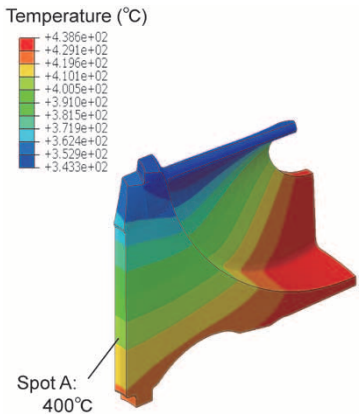


図3　従来型タービンランナの温度分布（吸込ガス温度：550℃）
Fig. 3　Temperature profile of conventional turbine runner by suction gas temperature of 550℃

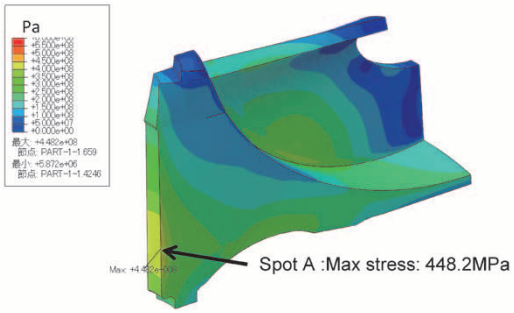


図4　従来型タービンランナの応力分布（タービンランナ周速：350 m/s）
Fig. 4　Stress profile of conventional turbine runner by peripheral velocity of 350 m/s

温用タービンランナの候補材料とした。なお，流入ガス温度が400℃未満である従来機の場合，タービンランナの許容応力は材料降伏点の2/3程度としてきた。

しかしながら，流入ガス温度が550℃と高温になる本開発機への適用においては，上記のどの候補材料もクリープ現象が無視できなくなる。このため，ボイラや圧力容器の設計で用いられるASME CODE Section Ⅷに従って，材料降伏点の2/3もしくは10^5時間クリープ破断応力の2/3のどちらか小さい方を許容応力とした。この許容応力に基づいて各候補材料を従来形状のタービンランナに適用した場合の，温度と許容応力との関係を**図5**に，許容周速との関係を**図6**に示す。

3.5　高温用タービンランナ材料の選定

3.3節で述べたように，タービンランナの最大応力発生箇所Spot Aの温度は約400℃である。図5および図6に示したように，SUH660はこの400℃近辺における許容応力は413MPa，許容周速は325m/s程度と，ともにあまり変化することなく比較的安定している。このため，SUH660を高温用タービンランナ材料として以後検討した。許容周速は目標値（350m/s）より少し低いが，タービンランナ形状を変更することによって満足させることにした。その詳細は次節で述べる。

なお，Inc718（Inconel718）は，タービンランナの目標許容周速を満足しているが，材料コストが高いことに加えて難削材であることなどの適用しにくい点があり，除外した。

3.6　形状を変更したタービンランナの許容周速

タービンランナのハブディスクは，各ブレード間の外周縁を半円上に切欠いた形状にする場合がある。その切欠を一般にスカロップと呼ぶ。高温用の本タービンランナにこのスカロップを適用することによって許容周速を上げる検討をした。具体的には，図1（b）に示したように，サイズの異なる2種類のスカロップ（そのサイズは*Dsc*/*D*=0.825および*Dsc*/*D*=0.75，*Dsc*：切欠底の径，*D*：タービンランナ径）をタービンランナに適用したときのタービンランナの周速と最大応力との関係を調べた。その結果を**図7**に示す。

上記のサイズの異なるスカロップ付きランナはともに，タービンランナ周速が350m/sのときに最大応力値が413MPa以下となり，目標のタービンランナ許容周速を満足した。

表2　高温用タービンランナーの候補材料一覧
Table 2 Candidate material list of turbine runner for high temperature

Material	Note
17-4PH (SUS630): Precipitation hardening stainless steel	Conventional material for our turbine runner
64Ti(Ti-6Al-4V): Titanium alloy	Conventional material for our turbine runner
SUH616: Martensite Steel with heat resisting	
SUH660:Austenite Steel with heat resisting	
Inc718: Inconel 718	

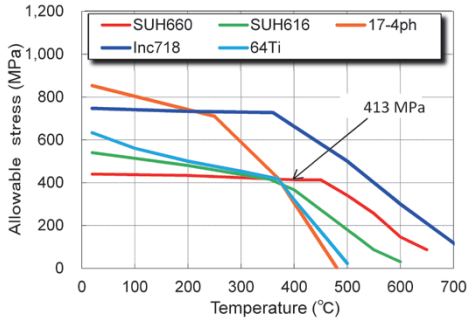


図5　各材料の許容応力と温度の関係
Fig. 5 Relationship between allowable stress and temperature of each material

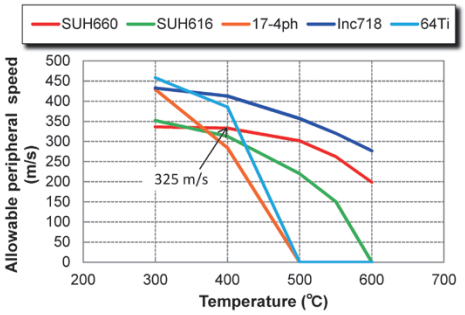


図6　適用材料における許容周速と温度の関係
Fig. 6 Relationship between allowable peripheral velocity and temperature of each material

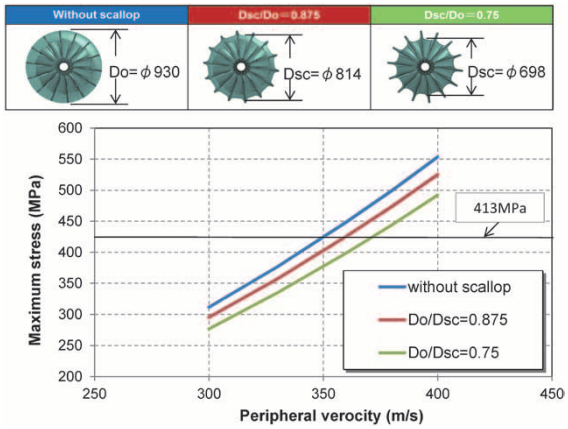


図7　スカロップ適用による最大応力
Fig. 7 Relationship between maximum stress and peripheral verocity with scallop

4．熱疲労寿命

4.1　起動／停止時における熱疲労

1.2節に記載したように，ガス切り替え運転直後においては，オフガスと空気の温度差が著しく大きく，タービンランナは熱的に非平衡な状態である。そのため，局所的に大きな熱応力が発生し，塑性変形を伴う場合もある。起動／停止が繰り返されるたびに新たな塑性変形が発生して熱疲労が生じ，破損することもある。

4.2　熱疲労解析に用いる低サイクル疲労データ

熱疲労解析を行うための低サイクル疲労データは，ボイラや圧力容器の設計で用いられるASME CODE Section Ⅷの考えに基づいて作成した。すなわち，600℃におけるSUH660の低サイクル疲労実測データを用い，ひずみをその実測データの1/2，および繰り返し数をその実測データの1/20としたデータの，いずれか小さい方を新たな低サイクル疲労データとして解析に用いた。その低サイクル疲労データを**図8**に示す。

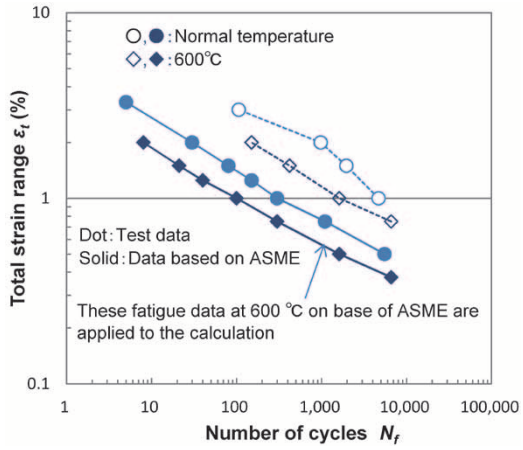


図8 SUH660の低サイクル疲労データ

Fig. 8 Low cycle fatigue data of SUH660 (relationship between total strain range and number of cycles)

4.3 熱疲労解析に用いる起動／停止時のガス温度変化パターン

熱疲労解析においては，起動／停止に関わるガス温度変化パターンとして５つのCASEを設定した。

4.3.1 瞬間的なガス温度変化パターン：CASE 0

表３および**図９**に示すように，ガスの切り替え時に温度が92℃と531℃との間を瞬間的に変化するとした場合をCASE0とする。実際の現象ではあり得ない温度変化であるが，熱疲労的に最も厳しい変化パターンとなる。

4.3.2 緩やかなガス温度変化パターン：CASE 1～CASE 4

前項で述べた瞬間的な温度変化に対して，実際に即した温度変化パターンを設定した。すなわち，

1）急激な温度上昇を抑制するため，ガス切り替え時に空気とオフガスを混合させることによって緩やかに温度上昇させる（**図10**に示す時間ａの間）。

2）オフガスに完全に切り替わる前に，運転条件で決まるそれぞれの規定量でオフガスと空気を混合すると，その混合ガス温度は353℃になる。図10に示す時間ｂの間はその温度で一定に保つ。

上記１），２）で示した時間a, bを**表４**に示すように設定し，それぞれのガス温度変化パターンをCASE1～CASE4とした。なお，CASE1（a=b=0）は，92℃と439℃の間を温度が瞬間的に変化するとした場合である。

4.4 バックシール付きタービンランナの熱疲労解析

タービンランナ背面からのオフガスの漏れを抑制するためにバックシールを設置する場合がある。その場合の熱疲労解析を実施した。タービンランナバックシール周辺図（**図11**）に示すように，機外へのオフガスの漏れを抑制するための常温のシールガス（空気）がタービンランナ背面に流入する。その流入空間の温度は，シールガスとして用いる計装空気の最高温度である50℃として熱疲労解析を実施した。

4.4.1 CASE 0 の場合の熱疲労寿命

大きな熱応力が発生しており熱疲労の進行が速いと推定されるタービンランナ内径部（最大応力発生箇所），バックシール根元，およびブレード出口根元の３箇所

表３ 解析で用いた各運転におけるタービンランナー入口／出口温度（CASE0）

Table 3 Inlet and outlet temperature of turbine runner in each operation for CASE0

Operation	Inlet temperature of turbine runner (℃)	Outlet temperature of turbine runner (℃)
Air operation for warming and cooling	92	52
Off gas operation for start and stop	531	497
Off gas operation for normal condition	439	342

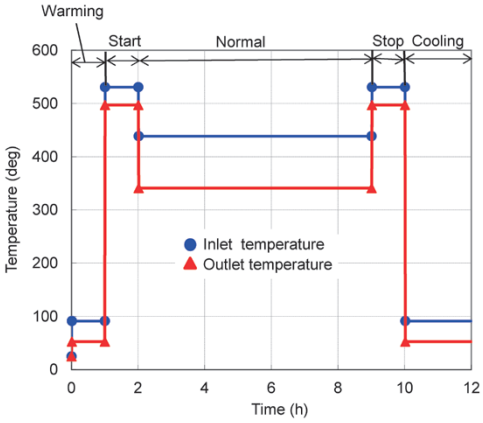


図９ 解析で用いたタービンランナー入口／出口のガス温度変化パターン（CASE0）

Fig. 9 Temperature history of gas at inlet/outlet of turbine runner useing for analysis (CASE0)

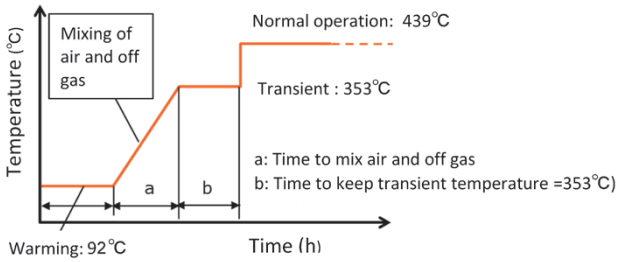


図10 解析で用いたタービンランナー入口／出口のガス温度変化パターン（CASE1～CASE4）

Fig.10 Temperature history of gas at suction of turbine runner using for analysis with soft condition (CASE1～CASE4)

表４ タービン出口ブレード根元部の各緩和運転条件における熱疲労解析結果（バックシールあり）

Table 4 Results of thermal fatigue analyses of blade root at turbine outlet with back seal

Operation condition	Diameter of Back seal	Scallop	Number of life cycles
CASE1 a=b=0.0 h	$Do/2=$ ϕ 454	$Dsc/Do=$ 0.875	548
CASE2 a=0.5 h，b=0.0 h			3,831
CASE3 a=0.0 h，b=0.5 h			409
CASE4 a=b=0.5 h			5,099

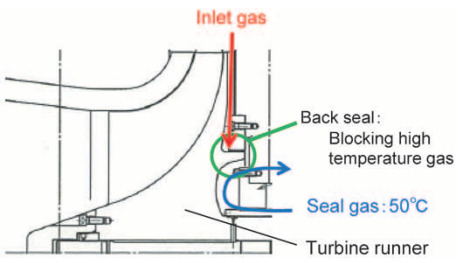


図11 バックシール周辺図

Fig.11 Schematic drawing around back seal

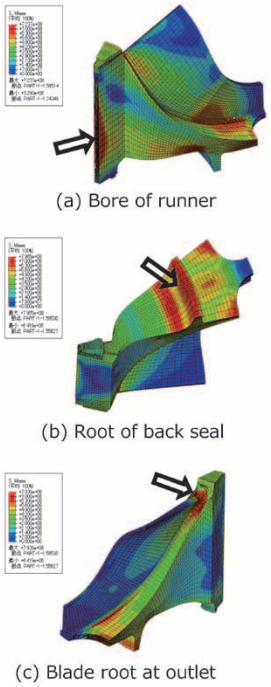


図12　熱疲労評価部位（矢印部）
Fig.12　Region of thermal fatigue estimation (indicated by arrow)

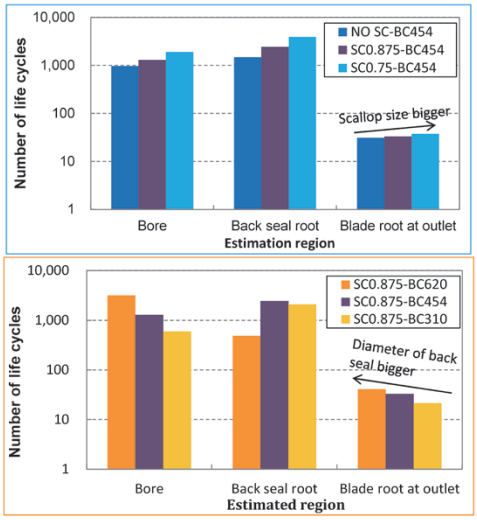


図13　熱疲労解析結果（CASE 0）
Fig.13　Results of thermal fatigue analyses (CASE 0)

（**図12**）を熱疲労評価部位とした。**図13**に示すように，結果は以下となった。

1）ブレード出口根元が他の２箇所に比べて熱疲労寿命が著しく短い。
2）スカロップ（切欠）を大きくすると熱疲労寿命が改善される。
3）バックシール径が大きいと熱疲労寿命が改善される。

4. 4. 2　CASE 1 ～CASE 4 の場合の熱疲労寿命

前項で用いたガス温度変化パターンCASE0は，瞬間的に温度が変化する熱疲労的に厳しい条件である。これを実際に即したガス温度変化パターンCASE1～CASE4を適用して解析を実施した。なお，4.4.1項で述べたように，他の２つの評価部位よりも熱疲労寿命が著しく短いブレード出口根元を本解析での評価部位とした。また，オフガスと空気の混合状態でタービンランナに流入するガス温度を353℃とした。結果は表４に示したように，熱疲労寿命は著しく改善された。とくに空気とオフガスの混合状態での温度変化時間を長くすること，すなわち図10に示す時間a=0.5 hとした場合において熱疲労寿命が大きく改善し，熱疲労寿命が目標の1,000回以上となった。

4. 4. 3　等価ひずみ，塑性ひずみ，ミーゼス相当応力の時間変化

（１）起動／停止時のガス温度履歴をCASE1とした場合

図14に示すように，ブレード出口根元において，最初の起動／停止で塑性ひずみが発生し，起動／停止を繰り返すことによって新たな塑性ひずみが発生し続け，熱疲労が進行する。いっぽう，タービンランナ内径部（最大応力発生部位）およびバックシール根元においては，最初の起動／停止で塑性ひずみが発生するが，それ以降の起動，停止においては，新たな塑性ひずみは発生せず，弾性範囲内でのひずみ変化となる。

（２）起動，停止時のガス温度履歴をCASE2とした場合

図15に示すように，ブレード出口根元において，最初の起動／停止で塑性ひずみが発生しない。また，起動／停止を繰り返しても塑性ひずみは発生せず，弾性範囲内でのひずみ変化で熱疲労は進行しない。タービンランナ内径部（最大応力発生部位）およびバックシール根元においても同様に，塑性変形を伴う熱疲労は発生しない。

4. 5　バックシールなしタービンランナの熱疲労寿命

4.4節においては，タービンランナ背面からの漏れを抑制するためにバックシールを設置し，タービンランナ背面に常温程度のシールガスが流入している。いっぽう，別用途のタービンにおいては，バックシールを設置せず，常温程度のシールガスがタービンランナ背面に流

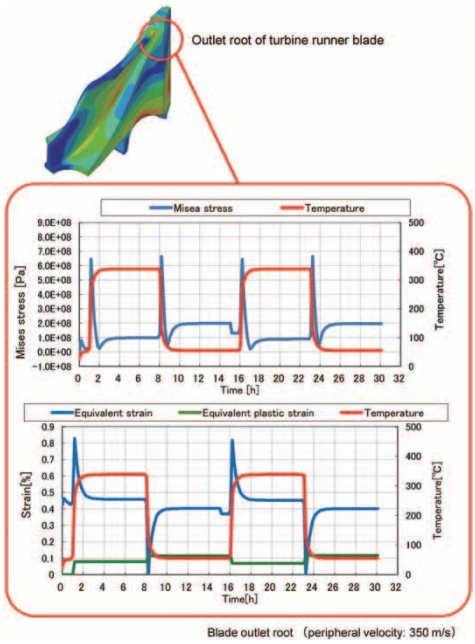


図14　バックシール付きタービンランナーブレード出口根元の等価ひずみ，等価塑性ひずみ，およびミーゼス応力の時間変化（CASE1）
Fig.14 History of equivalent strain, equivalent plastic strain, and Mises stress at outlet root of turbine runner blede with back seal (CASE1)

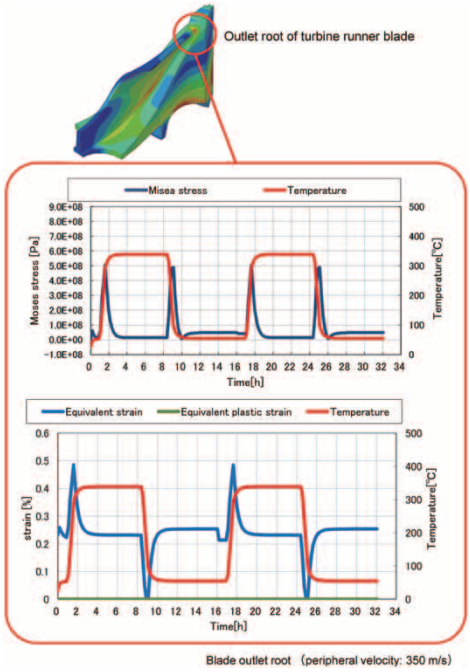


図15 バックシール付きタービンランナーブレード出口根元の等価ひずみ，等価塑性ひずみ，およびミーゼス応力の時間変化（CASE2）

Fig.15 History of equivalent strain, equivalent plastic strain, and Mises stress at outlet root of turbine runner blede with back seal (CASE2)

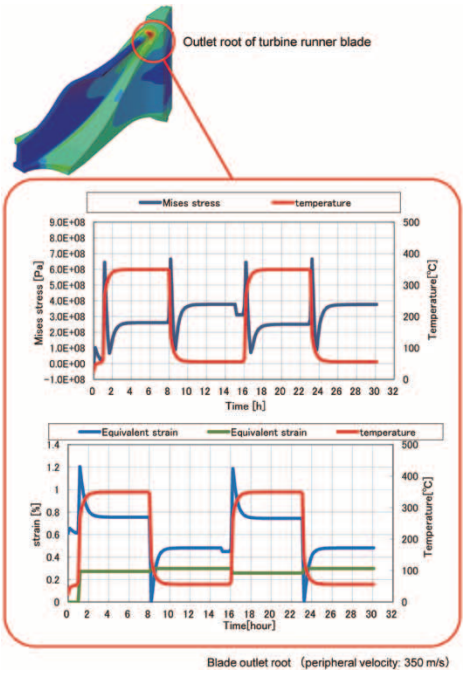


図16 バックシールなしタービンランナーブレード出口根元の等価ひずみ，等価塑性ひずみ，およびミーゼス応力の時間変化（CASE1）

Fig.16 History of equivalent strain, equivalent plastic strain, and Mises stress at outlet root of turbine runner blede without back seal (CASE1)

表 5　タービン出口ブレード根元部の各緩和運転条件における熱疲労解析結果（バックシールなし）

Table 5 Results of thermal fatigue analyses of blade root at turbine outlet without back seal

Operation condition	Scallop	Number of life cycles
CASE1 a=b=0.0 h	No scallop	91
CASE2 a=0.5 h，b=0.0 h		1,593
CASE3 a=0.0 h，b=0.5 h		130
CASE4 a=b=0.5 h		2,322
CASE1 a=b=0.0 h	Dsc/Do=0.875	107
CASE2 a=0.5 h，b=0.0 h		1,796
CASE3 a=0.0 h，b=0.5 h		147
CASE4 a=b=0.5 h		2,493

入しない場合もある。このような場合も踏まえて，バックシールなしの場合の熱疲労への影響を検討するため熱疲労解析を実施した。

4. 5. 1　CASE 1 ～CASE 4 の場合の熱疲労寿命

起動／停止時のガス温度履歴をCASE1～CASE4とした場合におけるブレード出口根元を熱疲労評価部位とし，熱疲労寿命計算を実施した。その結果を**表 5** に示す。スカロップサイズ*Dsc*/*D*=0.825を適用したタービンランナにおいて，バックシールがない場合は常温程度のシールガスがタービンランナ背面に流入しない。そのため，ランナの温度変化がさらに大きくなって大きな熱応力が発生することから全てのCASEにおいてバックシールがある場合（表 4）より熱疲労寿命が短くなったと考える。

また，4.4.2項で述べたように，本計算においても，空気とオフガスの混合状態での温度変化時間を長くすること，すなわち図10に示す時間a=0.5 hとした場合において熱疲労寿命が大きく改善し，熱疲労寿命が目標の1,000回以上となった。

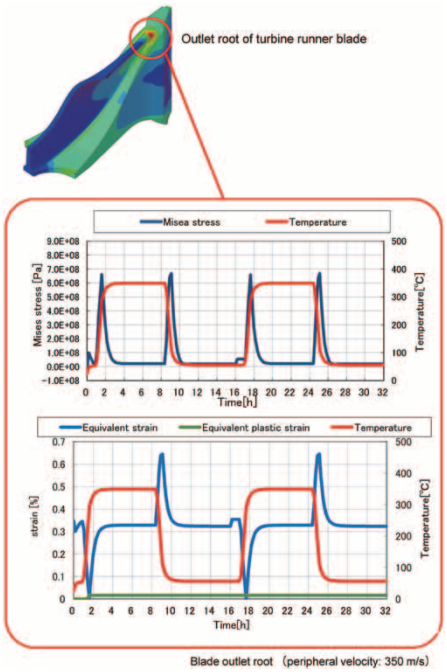


図17 バックシールなしタービンランナーブレード出口根元の等価ひずみ，等価塑性ひずみ，およびミーゼス応力の時間変化（CASE2）

Fig.17 History of equivalent strain, equivalent plastic strain, and Mises stress at outlet root of turbine runner blede without back seal (CASE2)

4. 5. 2　等価ひずみ，塑性ひずみ，ミーゼス相当応力の時間履歴

常温程度のシールガスがタービンランナ背面に流入し

ないため，**図16**，**図17**に示すようにバックシールがある場合（図14，図15）より大きな熱応力が発生する。

5．形状変更したタービンランナの性能

5.1　性能テスト

図1（b）に示したように，従来形状のタービンランナ（スカロップなし）および2種類のスカロップ（サイズが*Dsc/D*=0.825および*Dsc/D*=0.75）を適用したタービンランナをタービン本体に組み込み，タービン性能データを採取した。データ採取のための運転条件は，タービン吸込／吐出条件を変えず，水動力計の負荷の変更による回転数変更のみで，*U/C0*=0.45，0.5，0.55，0.60，0.65，0.7とした。ここで，*U/C0*はタービン効率と関わりの深いパラメータであり，*U*：タービンランナ周速（m/s），$C0=91.5\times\sqrt{Iad}$，*Iad*：タービンの吸込－吐出間での断熱エンタルピー変化（kcal/kg）である。テスト条件を**表6**に示す。

5.2　性能テスト結果

テストを行ったそれぞれのタービンランナによるタービン効率（$\eta_{ad}-U/C0$）を**図18**に示す。従来形状ランナ（スカロップなし）およびスカロップサイズ*Dsc/D*=0.825のランナのタービン効率はほぼ同等であるが，スカロップサイズ*Dsc/D*=0.75のランナのタービン効率はそれらより低くなることが分かった。

表6　スカロップ付きタービンランナーの性能テスト条件
Table 6　Performance test condition of turbine runner with scallop

U/C0	*Ps* (MPaG)	*Ts* (℃)	*Pd* (MPaG)	*N* (rpm)
0.70	0.224	210	0.026	40,040
0.65	0.224	210	0.026	37,180
0.60	0.224	210	0.026	34,320
0.55	0.224	210	0.026	31,460
0.50	0.224	210	0.026	28,600
0.45	0.224	210	0.026	25,740

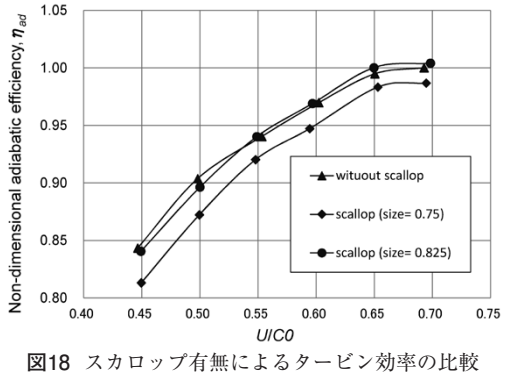


図18　スカロップ有無によるタービン効率の比較
Fig.18 Comparison of turbine efficiency between with scallop and without scallop

6．機械的安定性の確認

表7の仕様で設計・製作をしたラジアルタービンの高温メカニカルランニングテストを実施した。その要領は，タービンケーシング内を密閉，断熱し，モータでタービンを稼動させることによってタービンケーシング内温度を上昇させ，最終的に550℃以上とした。そのような稼動条件において，軸振動や軸受温度などの機械的な安定性が確認できた。なお，ここではスカロップ（サイズ：*Dsc/D*=0.825）を採用した変更形状のランナを用いた。

表7　メカニカルランニングテスト用ラジアルタービンの仕様
Table 7　Specification of radial turbine for mechanical running test

Radial turbine model	GRT270
Inlet pressure (MPaG)	0.818
Inlet temperature (℃)	550
Outlet pressure (MPaG)	0.209
Outlet temperature (℃)	395
Speed (rpm)	24,758

むすび＝PTAなどの製造プラントで発生する高温オフガスに対応可能なラジアルタービンを開発した。本開発機において下の3点を適用することによって目標とした主要諸元（表1）を満足させることができた。

①タービンランナに耐熱材料SUH660を適用
②タービンランナのハブディスク外周側にスカロップ形状を適用
③ガス切り替え時に空気とオフガスを混合させ，その割合を徐々に変えることによってガスの温度を緩やかに上昇させる

本開発機を用いて，省エネ，未利用エネルギーの有効利用で社会に貢献してゆきたいと考える。

参　考　文　献

1）　鈴木日出夫. R&D神戸製鋼技報. 1999, Vol.49, No.1, p.25-27.
2）　松本哲也. R&D神戸製鋼技報. 2006, Vol.56, No.2, p.43-46.
3）　松谷　修ほか. R&D神戸製鋼技報. 2009, Vol.59, No.2, p.40-44.
4）　松谷　修. R&D神戸製鋼技報. 2009, Vol.59, No.3, p.43-46.
5）　松谷　修. 配管技術. 2013, p.88-92.
6）　吉田　敦ほか. R&D神戸製鋼技報. 2013, Vol.63, No.2, p.18-22.

（技術資料）

圧縮機の運転監視、保守診断システム

System for Monitoring Operation and Diagnosing Maintenance of Compressors

松本泰治[*1]
Yasuharu MATSUMOTO

Kobe Steel's compressors are equipped with Kobenicle® as a standard control and monitoring system. Kobenicle® is the trademark of a system for supervisory control and data acquisition (SCADA) and has an international standard communication interface called the "OLE for Process Control (OPC)." The company uses this system as a platform to provide services including collection, storage, remote monitoring and diagnosis of compressor operation data. This paper introduces these functions provided by the Kobenicle®.

まえがき＝圧縮機に対しては従来，機械の保護や制御，メンテナンスに必要なデータを計測するためのセンサが取り付けられており，運転監視用のデータや履歴情報を表示する機能としてSCADA（Supervisory Control And Data Acquisition）などが活用されている。近年の制御機器の高性能化やITの発達により，履歴情報だけでなくさらに効果的な保全計画を行うための診断情報を提供する機能の要求が高まってきている。

当社では2007年以降，非汎用圧縮機の制御・監視システム（コベニクル注）[1]）を開発して標準搭載している。さらには2010年以降，リモートモニタリング用のクラウドサービス（Webコベニクル）を導入して当社納入機の稼働データを収集・蓄積することにより，診断機能の充実に取り組んでいる。本稿ではそれらの機能について紹介する。

1．システム構成

コベニクルおよびWebコベニクルのシステム構成を**図1**に示す。圧縮機に取り付けられたセンサはPLC（Programmable Logic Controller）あるいはDCS（Distributed Control System）などの制御装置に計測信号を送信する。これらの制御装置に入力された計測信号はイーサネット通信にてOPC DA（OLE for Process Control Data Access）インタフェースを持つOPCサーバを経由してコベニクルに取り込まれる。

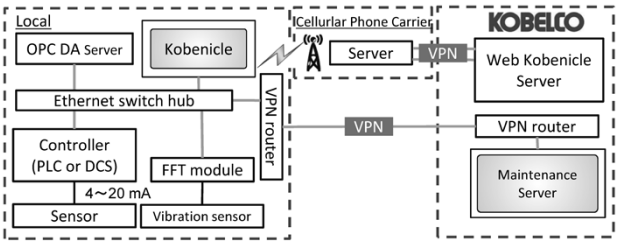


図1 コベニクルおよびWebコベニクルのシステム構成図
Fig. 1 System configuration of Kobenicle® and Web Kobenicle

脚注）コベニクルおよびKobenicleは当社の登録商標（第5110397号）である。

コベニクルは0.2秒間隔でデータ採取を行い，これらのデータの15分間分を一次記憶に蓄え，警報発生時にはそのデータを保存する。また採取したデータは，データ量の削減を目的として1秒間隔のデータとして連続的に保存し，通常時のデータとしている。

コベニクルに保存したデータについては，通常時のデータは10秒間隔のデータに加工した上で1日1回定期的に，また警報発生時には都度，Webコベニクルへ送信される。Webコベニクルとのリモート接続手段としては携帯通信端末あるいはVPN（Virtual Private Network）ルータのいずれかの手段が選択可能である。

1.1　セキュリティ対策

リモート接続手段としては一般的にインターネットが利用される。しかしながらその場合には，当社圧縮機専用の回線を顧客に準備いただく必要がある。このため当社では，携帯通信端末を利用したシステムを標準としている。

インターネットには接続されていない無線通信によって携帯通信キャリアサーバを利用する。キャリアサーバとWebコベニクルサーバ間は，セキュリティプロトコルにIPsec（Security Architecture for Internet Protocol）を利用したVPNで接続することによって不正なアクセスを防止している。また，SIM（Subscriber Identity Module）カードの通信量や状態を定期的に確認して回線が適切に利用されているか確認するなど，セキュリティには細心の注意を払っている。

[*1] 機械事業部門　圧縮機事業部　回転機本部　回転機技術部

上記のシステムはコベニクルからデータ送信する一方向のみのアクセスである。しかしながら近年，PLCやコベニクルを遠隔地から診断，メンテナンスしたいという要求も増加しており，その場合にはIPsecを利用したVPNルータを準備して，当社メンテナンスサーバに接続するシステムを採用している。

2．運転監視機能

コベニクルの運転監視機能には主にデータロギングと履歴情報がある。以下にその概要を紹介する。

2.1　データロギング

アナログデータは1秒間隔でリアルタイムトレンド表示する。それらのデータは1年間分を標準的に保存してヒストリカルトレンドとして表示させる機能を備えており，長期的な運転傾向を確認することができる。

また，警報発生時には原因究明のためのより詳細なデータが必要である。このため，警報発生前15分間，および発生後1分間は0.2秒間隔で保存すると同時に，トレンド表示することによって警報発生前後の状態が視覚的に確認できる（**図2**）。

さらに，コベニクルと制御装置との通信状態の健全性を確認するためのウォッチドッグ機能も標準で搭載している。

2.2　履歴情報

警報やイベントなどの発生，および解除履歴情報を1 ms分解能で表示させる機能を有している（**図3**）。また，顧客要求に応じてNTP（Network Time Protocol）サーバや制御装置との時刻同期機能にも対応し，より正確な時刻管理をしている。

いっぽう，当社制御装置の履歴情報としてはOPCサーバソースのタイムスタンプを標準採用しているが，通信による時間遅れが問題とされる場合にはPLC側でタイムスタンプを取得して履歴情報を更新する仕様にも対応可能である。

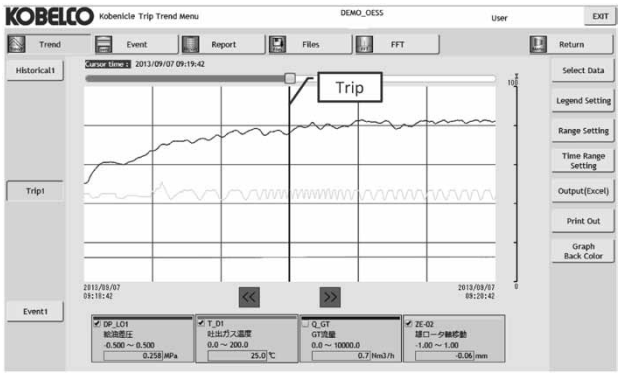


図2　トレンドデータ
Fig. 2　Trend data

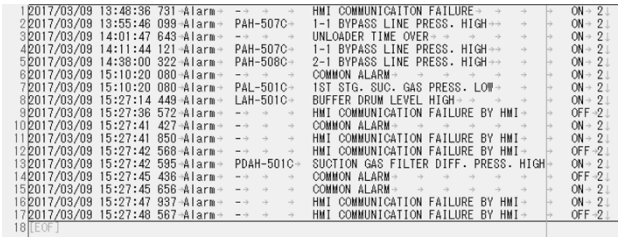


図3　履歴情報
Fig. 3　Historical Information

3．診断機能

従来の異常診断は，各種運転データが管理値以内で運転されているかを確認･診断するものであった。しかし，管理値以内でも異常の兆候を検知する手段はある。たとえば，通常の運転状態の変動範囲外にプレアラームを設定し，アラームが発生する前にオペレータに注意を喚起する機能，あるいはデータの変化の傾きから将来管理値を超過する時期を予測する機能が挙げられる。当社では異常の兆候を監視する手段の開発にも取り組んでおり，本章ではその概要を紹介する。

3.1　高速データサンプリング

一般的なPLCでのアナログデータの変換周期は1 kHz程度である。これに対してコベニクルでは，25 kHz周期サンプリングのアナログデータを圧縮機の振動解析に重要な振動，位相診断に活用している。

3.1.1　振動解析

コベニクルでは，振動信号を10 kHzのLPF（Low Pass Filter）で折り返しひずみ成分を除去した後，25 kHz周期でサンプリングして振動波形の表示，オービット表示する。同時に，FFT分析（Fast Fourier Transform）した結果をスペクトル表示（**図4**）することによってオーバオール値での振動値の変動がどの周波数成分の変動によるものかを確認している。さらに，ころがり軸受損傷による特徴的な周波数成分に着目した警報設定にも対応している。

3.1.2　位相解析

コベニクルは，振動信号と位相信号を入力することによって振動成分を位相別に解析している。一般的にはボード線図やポーラ線図表示で確認できるが，コベニクルではさらに位相ごとの振動値トレンドを表示させる機能を導入している。たとえば，レシプロ圧縮機の回転運動を直線往復運動に変えるクロスガイド振動の解析に導入しており，これにより，各振動値の初期状態からの変動を位相別に一目で確認できる（**図5**）。さらに，時系列での変動を記録することにより，クロスヘッドの緩みあ

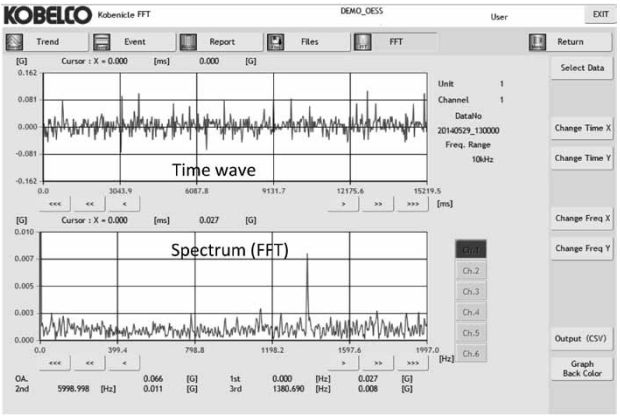


図4　スペクトル分析
Fig. 4　Spectrum analysis

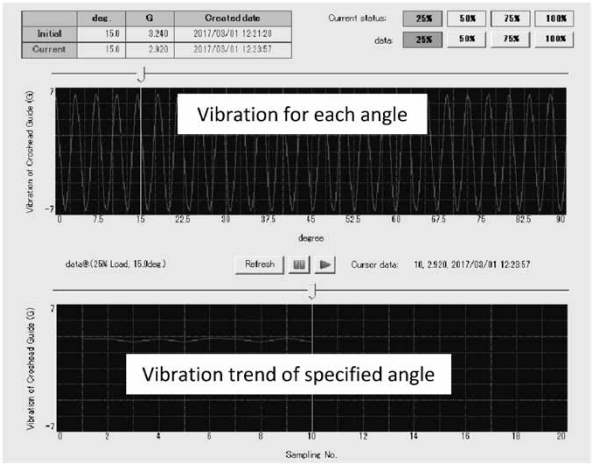


図 5 位相解析
Fig. 5 Phase analysis

るいはブッシュの過度のクリアランスなどの故障要因との相関を判断するためのデータを蓄積している。

3.2 診断指標の設定

コベニクルは制御装置から取り込んだデータを自由に組み合わせて内部演算できる。この特徴を利用して様々な診断指標を生成する機能を用意している。

3.2.1 熱交換器診断

熱交換器を長期間使用すると伝熱表面にスケールが堆積し，伝熱が阻害されて効率が低下する。式（1）で示される総括伝熱係数Uによりこの効率を監視している。

$$U=Q/(A\cdot\Delta T) \quad \cdots\cdots(1)$$

ここで，Qは交換熱流量，Aは伝熱面積，ΔTは対数平均温度差である。**表 1** にガスクーラの経年変化の一例を示す。初期のデータから総括伝熱係数が約28％低下し，効率が低下していることがわかる。

3.2.2 断熱効率診断

スクリュ圧縮機やレシプロ圧縮機などの性能を監視する指標として断熱温度上昇比αを式（2）で定義する。

$$\alpha=T_d/T_{th} \quad \cdots\cdots(2)$$

ここでT_dは吐出温度，T_{th}は理論断熱圧縮温度である。この断熱温度上昇比をKPI（Key Performance Indicator）として設定して，他の計測データと同様にトレンド表示や警報設定する機能を有しており，性能の傾向監視に活用している。**表 2** にドライ圧縮機の経年変化の一例を示す。初期のデータから断熱温度上昇比が約 4 ％上昇し，圧縮機性能が低下していることがわかる。

3.3 予兆診断

当社では，多変量の時系列データを扱う圧縮機の予兆診断として，主成分分析の正常モデルをオンラインで学習できる手法を構築している。主成分分析とは，データの分散が最大となる方向に第 1 主成分を設定し，そのデータの特徴を最大限に表す指標を作り出す手法である。さらに，この第 1 主成分軸に直交する軸で分散が最大となる方向に第 2 主成分を設定し，n種類の変量を持つデータには順次第n主成分までの指標が生成される。当初は第 1 主成分と第 2 主成分の分布に着目すればデータ変動の特徴を十分に把握できるものと考え，圧縮機が正常稼働しているときの基準データと比較して**図 6** のように視覚化して監視していた。

しかしながら，圧縮機の運転データにおける通常変動範囲からの逸脱を高次の主成分でも検出できることが判明した。**図 7** にその例を示す。全主成分スコアの中心か

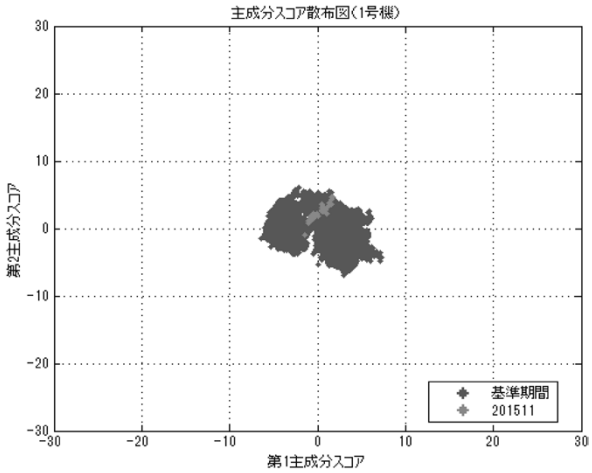


図 6 主成分分析
Fig. 6 Prinsipal component analysis

表 1 ガスクーラの経年変化データ
Table 1 Aging data of gas cooler

No.	Item	Unit	Initial value	Aging	Change rate from initial value
1	Gas cooler inlet temperature	℃	97	98	1%
2	Gas cooler outlet temperatue	℃	42	48	14%
3	Cooling water supply temperature	℃	32	32	0%
4	Cooling water outlet temperature	℃	40	35	-13%
5	LMTD	℃	27.0	34.3	27%
6	Exchange heat quantity of gas cooler	kcal/h	584,100	531,400	-9%
7	Overall heat transfer coefficient	kcal/(m^{2}h℃)	52.8	37.8	-28%

表 2 断熱温度上昇比の経年変化データ
Table 2 Aging data of adiabatic temperature rise rasio

No.	Item	Unit	Initial value	Aging	Change rate from initial value
1	Suction pressure	kPaG	0	0	0%
2	Suction temperature	℃	0	0	0%
3	Discharge pressure	kPaG	294	294	0%
4	Discharge temperature	℃	160	179	12%
5	Adiabatic temperature rise rasio	none	1.07	1.12	4%

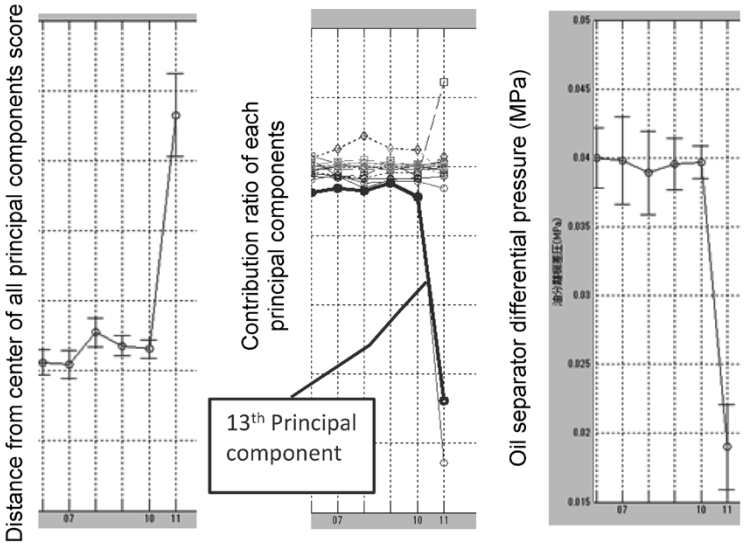


図7 全主成分スコアの中心からの距離による予兆診断例
Fig. 7 Predictive diagnosis by distance from center of all principal components score

らの距離が急上昇した要因は第13主成分であり，さらにその寄与度は油分離器差圧が大きいことがわかる。実際に油分離器差圧は管理値未満ではあるが通常変動範囲の0.04±0.005MPaから0.02MPaに逸脱している。この経験から当社では，全主成分の変動を監視できる指標として，全主成分スコアの中心からの距離を監視するシステムを構築し，オペレータに注意を促している。

また，予兆診断においては，オンラインでの学習・診断が重要であるが，上述の主成分分析において1～2年分のデータを一括して学習することはデータ処理の観点から非常に困難である。当社では，数年分のデータに対しても，逐次学習手法を活用することによってオンラインによるモデル学習および診断が可能な主成分分析手法を開発しており，今後のオンライン診断に活用を進めてゆく予定である。

むすび＝プラントの安定操業や収益性向上のため，データに基づいた圧縮機のオペレーションとメンテナンスサービスを提供することはメーカの責務であると認識している。そこで当社では，コベニクルおよびそのクラウドサービスであるWebコベニクルをプラットフォームとして，圧縮機の操業データの収集，蓄積，分析を進めている。これによって，機械学習を進化させて予兆診断の精度向上を進め，適用可能機器の拡大を図っていく考えである。

参 考 文 献

1） 松本泰治ほか. R&D神戸製鋼技報. 2008, Vol.58, No.2, p.47-50.

(技術資料)

燃料ガス圧縮機のプロセス系ダイナミックシミュレーション

Dynamic Simulation of Process System for Gas Compressor

北山伸二[*1] Shinji KITAYAMA
松本泰治[*1] Yasuharu MATSUMOTO
近藤雄一[*2] Yuichi KONDO

An advance evaluation, using a simulation tool, of dynamic characteristics of a compressor process system to realize its stable operation is useful for designing the processing system and specifying the plant equipment and instruments. In this paper, a model was configured for a fuel gas system to conduct a simulation, taking an example of a fuel gas compressor for a gas turbine, which requires a pressure fluctuation tolerance that is particularly strict. This, as a result, has enabled the verification of the operating conditions for realizing stabilized fluctuations in discharge pressure and flow rate, offering a tool to determine the most suitable conditions.

まえがき＝当社は1915年に国産初の往復動式圧縮機を製造して以降，スクリュ式やターボ式など圧縮方式の多様化を進めてきた。さらに，冷凍機やヒートポンプなどの用途拡大と技術改良を重ね，現在では1.5 kWの小形から数万kWに及ぶ大形までの幅広いメニューを有する総合圧縮機メーカへと発展してきた[1)]。

近年では，市場のグローバル展開に伴い，非汎用圧縮機分野における顧客の要求仕様は，既存技術の適用範囲を拡大することによる高圧プロセス化や大風量化，高効率化など多岐にわたる。これらの要求に応えるためには，圧縮機ユニットを構成するシステム全般の最適化設計が必要となる。さらに，従来の実績範囲を超えるものや厳しい制御精度を要求されるプロセスにおいては，適切な機器の選定やそれらの機器の保全が重要となる。また，現地での短期立ち上げや安定運用を目的とした制御システムの構築，およびそれらを事前に精度よく評価し，検証することが重要である。

たとえば，ガスタービン用燃料ガス圧縮機（Gas Turbine Booster compressor, 以下GTBという）や遠心圧縮機のアンチサージシステムなどは，急激な負荷変動においても圧縮機が緊急停止することなくプロセス追従する厳しい制御安定性が要求される。このため，受注活動時や基本設計段階において動的なプロセス制御性を評価することの重要性，顧客ニーズは年々高まってきている。

そこで当社は，系統シミュレーションツールを用いて，ターボ圧縮機を使用した発電用ガスタービン（Gas Turbine, 以下GTという）用GTB系統の制御性評価を実施した。本稿ではその概要を紹介する。

1．ターボ式GTBの系統構成例

圧縮機系統の主要構成を**図1**に示す。インレットガイドベーン（IGV）を有する圧縮機本体，その動力源となる駆動機の他に，圧縮機吐出圧力・流量を調節するバイパス弁などから成る。また，ガスの昇圧プロセスの生成条件によってガス冷却器やドレン分離器などが搭載される。吸込配管（Gas Suction）から供給された燃料ガスは圧縮機本体部（Compressor）で圧縮され，圧縮機吐出ライン（Gas Discharge）および吐出遮断弁（Shut Off Valve）を経由してGTへ送られる。

また，主要コントローラとして，IGVの開閉によって吐出圧力を制御し，GTに一定の圧力を供給するPIC（Pressure Indicating Controller）を設置している。さらに，負荷変動による圧縮機のサージ現象を回避するため，最小必要流量を確保するバイパス弁（Bypass Valve）の開閉によって流量を一定に制御するFIC（Flow Indicating Controller）を設置している。

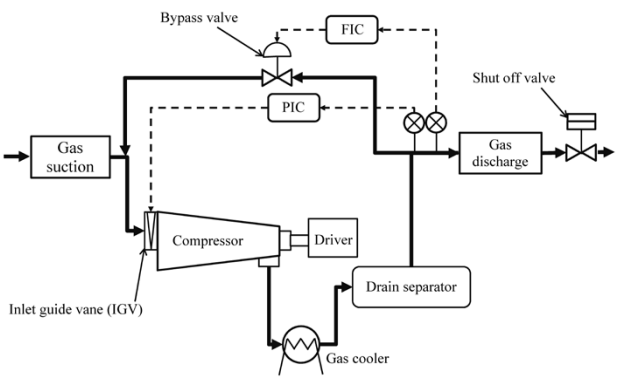


図1 ターボ圧縮機系統の主要構成
Fig. 1 Typical process diagram for centrifugal compressor

[*1] 機械事業部門　圧縮機事業部　回転機本部　回転機技術部　[*2] Kobelco Machinery Europe GmbH

2．ターボ式GTBで配慮すべき問題点

発電用GTに使用されるGTBは，GTの駆動に必要な燃料ガスを規定圧力まで昇圧させる。昇圧後は一定圧力を保ちつつ発電負荷に相応したガス流量を供給する必要があり，常用運転時は数十kPa程度の供給圧力の変動に対応することが求められる。

また，GTB自身の緊急停止時やGT／発電機の緊急停止時においては，最終段吐出遮断弁が緊急閉止するのに伴い，定格負荷流量が1秒以内で100％→0％に変化する。このため，圧縮機側でバイパス弁を急速開放させて全量を圧縮機吐出系統から吸込系統へバイパスする必要がある。こうした緊急停止の場合，プラントの通常運用時における許容変動範囲内の圧力・流量への追従ができないと以下の問題が発生する。

1）圧縮機吐出圧力が低下した場合，供給燃料不足によるGTの失火緊急停止。
2）圧縮機吐出圧力が上昇した場合，圧縮機吐出系内における圧力異常上昇検知による圧縮機緊急停止。
3）ターボ式圧縮機の場合，送出流量低下によるサージングの発生，およびそれによる機械的損傷の懸念。

これらの問題の発生を未然に防止するための制御システムの構築，およびその有効性の検証にあたっては，動的シミュレーションによる事前検討が有用となる。

3．シミュレーション技術

3.1　シミュレーションツール

シミュレーションを行うにあたり，ソフトウェアとしてMicrosoft VisioとPythonを使用した。Microsoft Visioは設計図やダイアグラムの作成が可能な汎用性の高い作図ソフトである。いっぽうPythonは，フリーウェアであるがコードが読解しやすいうえに科学技術計算のライブラリが豊富である。このような理由からこれらをツールとして採用した。本シミュレーションにおいては，まずVisioで作成した図形データに対して各パラメータや接続情報を定義した。つぎにこれをxmlファイルに展開してPythonにて演算を行った。これらの手続きに関するフローチャートは**図2**に示すとおりであり，以下に解析フローについて説明する。

①プロセス系統に配置される圧縮機本体，各種機器およびそれらを結合する配管を配置し，プロセスモデルを構成する。
②それぞれの機器および配管に対して静的にパラメータ（配管サイズ，圧損条件など）を設定する。
③プロセス条件の変動および制御機器の時系列動作を加味する。
④規定時間の変化を与えて動的な演算を実施する。ここでデータのサンプリング時間，収束性の評価を行う。
⑤未収束の場合は再度プロセス条件の妥当性評価と各種初期条件の見直しを行う。

本シミュレータでは，過渡的系統の圧力・流量の変動解析をターゲットとしている。従来の市販シミュレーションツールにおいては，操作方法における専門スキルの習得が必要となる。さらに，演算を実行して結果を入手するまでに相応の時間を要することから，顧客要求に迅速に対応することが難しい状況であった。

そこで，演算時間の短縮と計算機への負荷低減を図った。具体的には，理想状態方程式を使用したうえで，温度の過渡的変化に関しては圧力・流量変動に与える影響は小さいことに着目し，ヒートバランス計算を不要とした動的シミュレータとした。

3.2　シミュレーションを実施したプロセス系統例

多段型ギアードターボ圧縮機（VGS656）を使用したGTBをシミュレーション実施例とした。VGS656の特性とその基本構成を**表1**および**図3**に示す。本圧縮機は，吸込側から供給された燃料ガスをGTが必要とする規定圧力まで昇圧し，定格流量156,300 Nm^3/hで運用される。GTBの駆動機（スチームタービン）はGTBに内臓されている増速ギアの低速軸と結合され，回転数の異なる3本の高速軸にそれぞれ2段，合計6段の圧縮機と結合されている。圧縮機段間には，圧縮機吐出ガス温度を許容温度以下に調整するガスクーラ，およびクーラ後のプロセスガスに含まれる水分を除去するためのドレン分離器が設置され，それらを通過したガスが再び後段の圧縮機に入力されガスが圧縮される。第6段（最終段）の吐出

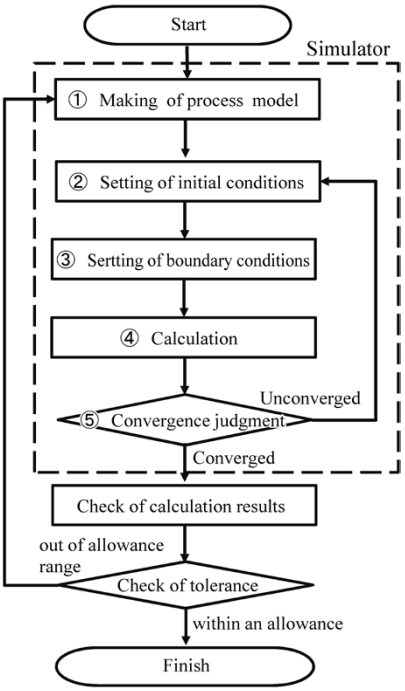


図2　シミュレーションフローチャート
Fig. 2　Simulation flow chart

表1　燃料ガス圧縮機の特性
Table 1　Characteristics of fuel gas compressor

Model	VGS656
Compressor type	Centrifugal (Geared)
Service	Fuel gas compresor
Total number of compressor stage	6
6th stage design temperature (℃)	200
6th stage design pressure (MPaG)	3
Rating flow (Nm^3/h)	156,300
Driver	Steam turbine

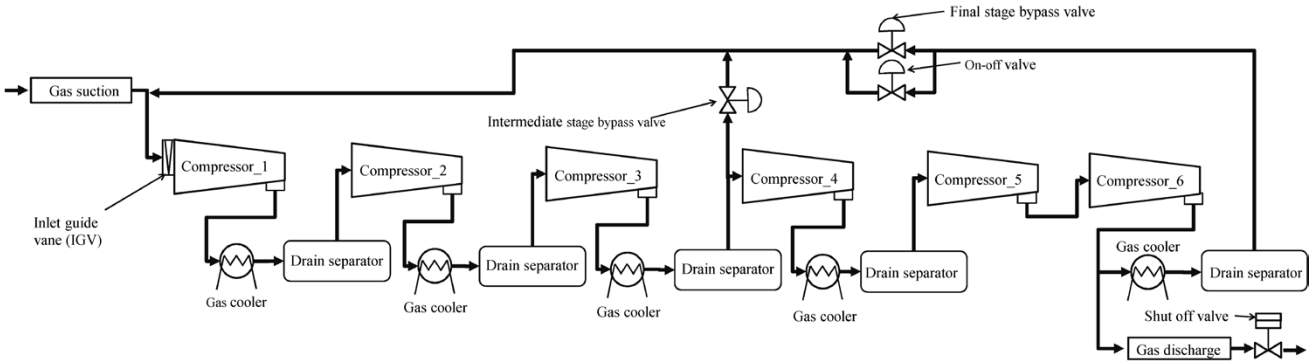


図 3 ターボ圧縮機の系統構成例（VGS656）
Fig. 3 Example of process diagram for centrifugal compressor (VGS656)

配管は，負荷となるGTに接続される送出配管とバイパス運転用配管とに分岐され，バイパス運転用配管は第1段の吸込配管に接続される。バイパス運転用配管には吐出圧力配管を調節すると共に，圧縮機がサージ領域に入らないためのバイパス弁が設置されている。

3.3 シミュレーションモデル

本装置の詳細設計を行うにあたり，圧縮機緊急停止時の最終段圧力が許容値以内であること，およびサージ突入を回避することが求められる。これを満足するための適切な制御弁容量（*Cv*値）を考察するため，シミュレーションを実施した。*Cv*値とは制御弁が持つ固有流量計数であり，この値が大きいほど通過する流量は増加し，同じ*Cv*値である場合は差圧が大きいほど通過する流量は大きくなる。弁全開時の定格（最大）*Cv*値に対して制御弁の任意開度によりその値は変化する。図3に示したガスプロセス系統は合計6段の圧縮機で構成されており，1段～3段，4段～6段は吸込への配管分岐がなく，低圧段圧縮機（1群）と高圧段圧縮機（2群）の等価モデルに置換した構成としている。また，1群および2群それぞれの出口に配管・機器類の容積に相当するボリュームを設定した。さらに，系統内の制御弁として，最終段バイパス弁（V1），最終段ON-OFF弁（V2），および中間段バイパス弁（V3）を設定した。**図4**に本シミュレーションモデルの基本構成を示す。

プラントの実運用時の考察においては，起動から停止に至るまで，負荷変動を及ぼす多数のサンプルケースが考えられる。本プロセスの動的解析では，圧力変動が最も懸念される事象として，GT緊急停止時の①過渡状況の圧力と②流量変化，そして③系統設定の妥当性評価を検証した。

3.4 シミュレーションの考察

3.4.1 初期選定パラメータによる結果

V1，V2，V3の各制御弁の初期*Cv*値をそれぞれ750，2,800，5,300に設定し，圧縮機緊急停止時の低圧段および高圧段における圧力および流量挙動のシミュレーションを実施した。その結果を**図5**および**図6**に示す。これらの図は，横軸に吐出流量，縦軸に圧縮比を設定した圧縮機特性を表すグラフである。図中には圧縮機のサージ線（Surging line），実運転点（①），および圧縮機緊急停止後の回転数（100%，90%，80%，70%）に相当する圧縮機容量特性（②～⑥）を示している。凡例中の括弧には緊急停止後からそれらの回転数に到達するまでに要する経過時間（秒）を示している。

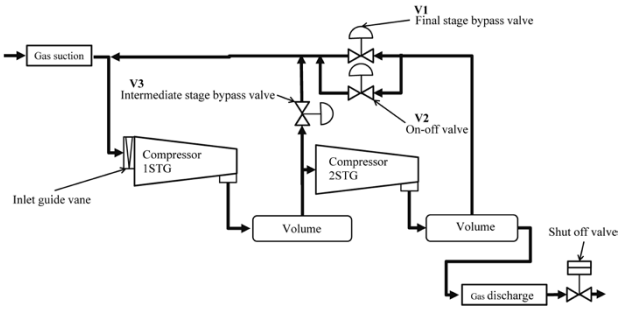


図 4 ターボ圧縮機のシミュレーションモデル基本構成
Fig. 4 Basic simulation diagram for centrifugal compressor

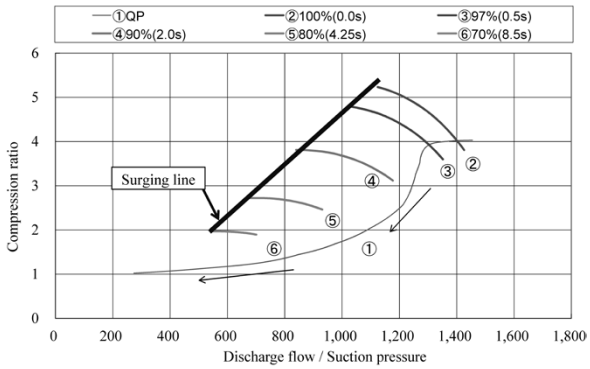


図 5 初期パラメータ設定時の吐出風量特性（低圧段）
Fig. 5 Discharge flow characteristic in case of initial parameter setting (low pressure stage)

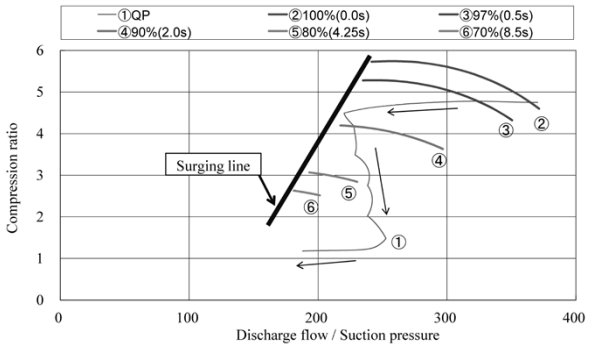


図 6 初期パラメータ設定時の吐出風量特性（高圧段）
Fig. 6 Discharge flow characteristic in case of initial parameter setting (high pressure stage)

低圧段の運転点（図5）は，中間段バイパス弁（V3）の全開動作により吐出風量･圧力ともに低下する。また，高圧段の運転点（図6）は，高圧段バイパス弁（V1，V2）が全開になる過程において，圧縮機停止3秒程度

でサージライン近傍まで流量が低下し，その後流量が増加方向に回復する結果となった。これは，高圧段の系内の機器，配管ボリューム，および回転数低下による圧縮機吐出流量特性の低下が影響していると考えられる。すなわち，弁の開動作後にサージ領域にならないような十分な流量確保を行う系統見直しが必要であることがシミュレーションによって判明した。

これらの結果に基づき，シミュレーションにおける初期設定パラメータの見直しを行った。

3. 4. 2　弁パラメータ変更による最適化

図５，図６に示す流量，圧力特性が示されたことから高圧段吐出流量のサージ状態近傍までの移動を防止することが求められる。そこで，低圧段で圧縮されたガスを高圧段側へより多く供給するために，当初計画していた中間段バイパス弁（V3）の*Cv*値を小さくするように見直した。見直し前後の各制御弁の*Cv*値を**表２**に示す。これらの見直し後の*Cv*値に対するシミュレーション結果を**図７**および**図８**に示す。見直し前にサージ線近傍まで移動していた運転点が大風量側へ移動し，圧縮機停止時においてもアンチサージ領域となることが確認できた。また，低圧段についても，中間段圧力の低下に要する時間は見直し前より長くなるものの，見直し前とほぼ同様の軌跡で流量・圧力ともに低下することが確認された。

最適化後の各系統圧力・流量の時間的変動のシミュレーション結果を**図９**および**図10**に示す。これらの図から，圧縮機停止直後の最終段吐出圧力および１段吸込圧力の変動ともに数十kPa以内で安定し，許容設計圧力値以内であることが確認できた。上記の評価例を含め，本シミュレーションによって対象となる系統の挙動が短時間に把握でき，さらに同解析結果は実機の挙動と合致していることが確認された。本シミュレーションは，さまざまな顧客要求仕様に対して迅速かつ正確な装置設計を可能とする極めて有用で実用的な設計ツールである。

表２　制御弁の*Cv*値選定
Table 2　Capacity selections of control valve

Service	V1	V2	V3
Initial *Cv* Value	750	2,800	5,300
	↓	↓	↓
Modified *Cv* Value	750	2,800	2,700

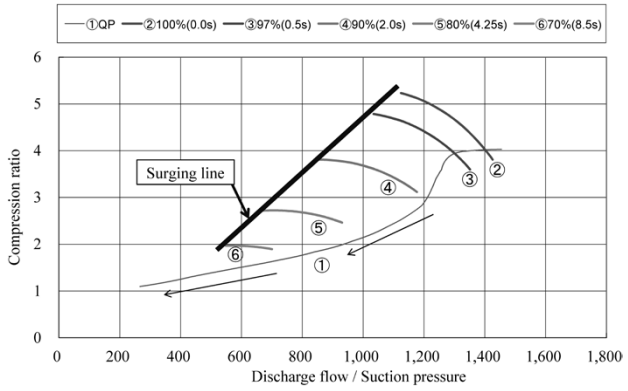


図７　パラメータ調整後の吐出風量特性（低圧段）
Fig. 7　Discharge flow characteristic after modification of parameter setting (low pressure stage)

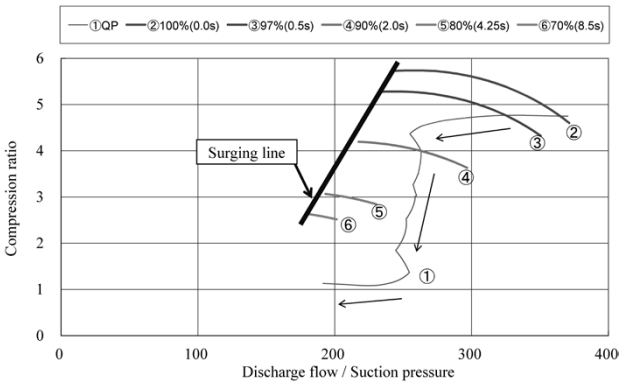


図８　パラメータ調整後の吐出風量特性（高圧段）
Fig. 8　Discharge flow characteristic after modification of parameter setting (high pressure stage)

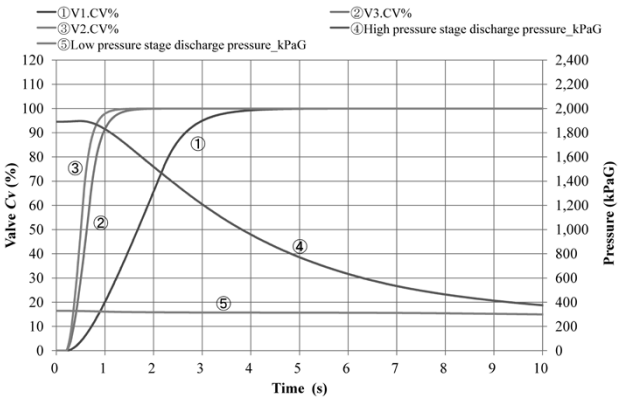


図９　パラメータ調整後の弁開度／圧力時間特性
Fig. 9　Valve *Cv* and pressure variation chart after modification of parameter setting

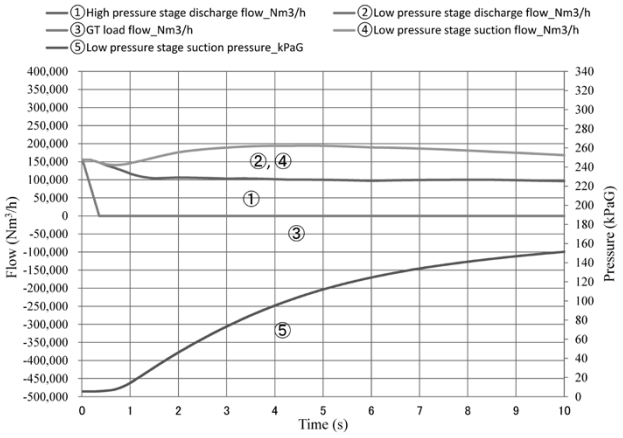


図10　パラメータ調整後の流量／圧力時間特性
Fig.10　Flow and pressure variation chart after modification of parameter setting

むすび＝圧縮機の段数や機器構成は，非汎用圧縮機の設計においては要求仕様に応じて系統が変化する。このため，本シミュレーション用モデルも仕様に応じた構築が必要となる。しかしながら，本稿で示した当社シミュレーションでは，事前検討モデルの構築から演算結果の道程まで従来の市販ソフトの利用と比べてエンジニアリングに要する時間が低減でき，実用的なツールとして活用可能である。さらに，プロセスが同類であれば実績モデルの流用，あるいは見直しを行うことによって収束判定までに要する時間の低減が可能となる。

プラントの大型化・高効率化が進展するなか，設計段

階におけるシミュレーションによる検証は，系統の設計妥当性評価やコスト最小化において重要である。今後も設計ツールの一つとして本シミュレーションツールを活用し，ターボ圧縮機を使用した発電用ガスタービン用GTB系統をさらに改善していく所存である。

参 考 文 献

1） 毛利修三. R&D神戸製鋼技報. 2009, Vol.59, No.3, p.1.

（論文）

ねずみ鋳鉄製圧縮機ケーシングの強度評価解析

Strength Analysis of Compressor Casing made of Gray Cast Iron

黒澤瑛介[*1]（博士（工学））　堤　一之[*1]　宮武利幸[*2]
Dr. Eisuke KUROSAWA　Kazuyuki TSUTSUMI　Toshiyuki MIYATAKE

Castings have been widely used for the parts of compressors and other industrial machineries. The designing of shapes and strength of casting parts requires the full understanding of the material strength characteristics of the castings obtained. Hence, a study has been conducted on the body casing, made of gray cast iron, of an oil-free screw compressor. Evaluations have been carried out by pressure test, material test and numerical analysis to investigate how the material properties intrinsic to the cast iron affect the pressure bearing strength and deformation behavior of the part. The results indicate the importance of strength design taking into account the fact that: plastic deformation occurs during the process even in the case of a material, such as gray cast iron, that macroscopically exhibits brittle fracture; the actual body strength of the casting stock may differ from the standard strength; and the strength may vary in portions within a part due to the difference in material microstructure.

まえがき＝当社の圧縮機をはじめとする産業機械製品の部品には多くの鋳造品を使用している。とくにねずみ鋳鉄は，鋳造性や機械加工性が良いうえに高い振動減衰能を有することから機械部品などに使用されることが多い。このため，性能向上や製造コスト削減による競争力強化が求められている。

鋳造は形状自由度が高い部品に適した製造法であるが，得られる鋳物は部位に応じて組織に起因する強度特性が大きくばらつくことが一般的に知られている。そのため，鋳物部品の形状や強度設計を行うにあたっては，製造方法とともに，得られる鋳物の材料強度特性を十分に把握することが重要となる。

本稿では，オイルフリースクリュ圧縮機の鋳鉄製本体ケーシング（以下，ケーシングという）を対象に，鋳鉄特有の力学特性がその耐圧性能や変形特性に及ぼす影響について解析した結果を紹介する。また，耐圧試験でのケーシングの変形計測や機械的特性の試験評価に加え，その材料試験データを用いた弾塑性シミュレーションによる強度予測を高精度化した内容について報告する。

1．ケーシングの耐圧試験

オイルフリー圧縮機の場合，性能の改善を図るためにケーシング内部に圧縮空気用流路（ガス流路）に加えて冷却水や冷却油用の流路（冷却ジャケット）を設ける場合が多い（**図1**）。それぞれの流路は独立した2系統で構成され，その形状と構造は複雑になる。また，運転時に各流路に作用する最高使用圧力が異なるため，要求される耐圧性能もそれぞれ別途規定されるという特徴がある。そのため，各流路に内圧が作用した場合のケーシングの強度や変形挙動を把握することが重要となる。そこで，ねずみ鋳鉄（JIS－FC250）で製作したケーシングを用いた耐圧試験を行い，それぞれの流路に所定の内圧を付与した際の代表部位におけるひずみを計測した。

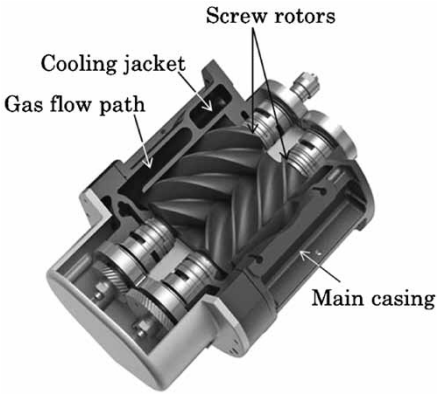


図1 オイルフリースクリュ圧縮機の本体ケーシング
Fig. 1 Main casing for oil-free type screw compressor

1.1　耐圧試験条件とひずみ計測部位の選定

本体ケーシングの開口部を盲板（めくらいた）と治具でふさぎ，流路内に所定の圧力（水圧）を付与して耐圧試験を実施した。まず，水冷ジャケット内のみの昇圧試験を実施した後に大気圧まで減圧し，その後ガス流路内のみを破壊するまで昇圧した。いずれの流路についても，0.5～1.0MPaずつ段階的に昇圧させた状態で5分保持し，耐圧性能を確認した。

また，**図2**に示すようなFEモデルを事前に作成し，汎用（はんよう）FEMソフトABAQUS（Ver. 6.5）を用い，上記耐圧試験を想定した弾性FEシミュレーションを実施した。ケーシング素材はねずみ鋳鉄FC250，盲板および治具にはそれぞれSS400およびS45Cを用いており，シミュレーションに用いた機械的特性は**表1**に示

[*1] 技術開発本部　機械研究所　[*2] 機械事業部門　圧縮機事業部　汎用圧縮機本部　技術部

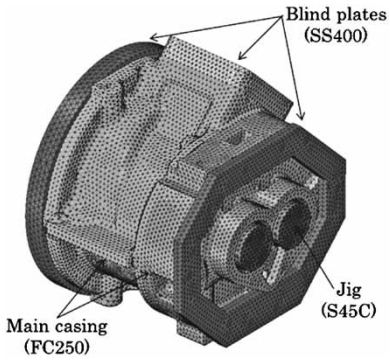


図 2 FEモデル
Fig. 2 FE model

表 1 弾性FEシミュレーションで用いた機械的特性
Table 1 Mechanical properties of each part used in elastic FE simulation

Part	Material	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio
Main casing	FC250	110	0.27
Blind plate	SS400	206	0.30
Jig	S45C	205	0.30

したとおりである。境界条件は，盲板とケーシングとをボルト締結している箇所を共有節点で剛結合とし，その他の接触面は接触境界条件（摩擦係数：0.1）とした。このFEモデルに対し，各流路の内面に所定の圧力を与えて計算を実施した。

また，各流路内を昇圧した際に変形が大きいと推定されるケーシングの代表部位8箇所を本シミュレーション結果に基づいて抽出し，ケーシング外表面の当該部位付近に貼付した3軸ひずみゲージによって最大主ひずみを計測した（**図3**）。

1.2　ひずみ計測結果とFEシミュレーション結果の考察

耐圧試験時のひずみ計測と弾性FEシミュレーション結果を**図4**に示す。ここで，プロットが実験結果，実線が弾性FEシミュレーション結果であり，(a) は水冷ジャケット内のみを昇圧した場合，(b) はガス流路内のみを昇圧した場合の結果である。水冷ジャケット内のみを昇圧した場合（図4 (a)），実測値と計算結果はほぼ一致しており，5 MPaまで昇圧してもケーシングの変形はほぼ弾性範囲内にあることが確認できる。いっぽう，ガス流路内のみを昇圧した場合（図4 (b)），部位によっては内圧が3～4 MPaを超えたあたりからひずみが非線形的に上昇しており，塑性変形が発生していることがわかる。その後，8.5 MPaから9 MPaに昇圧している最中にケーシング側面腹部にき裂が発生（**図5**）して破壊に至った。

この破断面をSEMにより観察した結果（**図6**），へき開破面が確認されたことから脆性（ぜいせい）破壊したことがわかる。なお，き裂部全体にわたって同様の調査を実施したところ，ひけ巣などの鋳造欠陥はなく，適切に鋳造されたものであることも確認した。

以上の結果から，ねずみ鋳鉄のように脆性破壊する材料であっても，破壊に至るまでの過程では塑性変形が生じていることが明らかとなった。このため，数値シミュレーションによる強度解析を行う際は，応力－ひずみ関

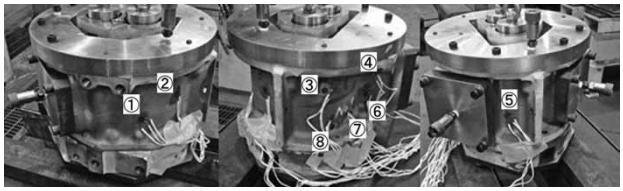


図 3 耐圧試験時のひずみ計測点
Fig. 3 Measurement points of strain for pressure test

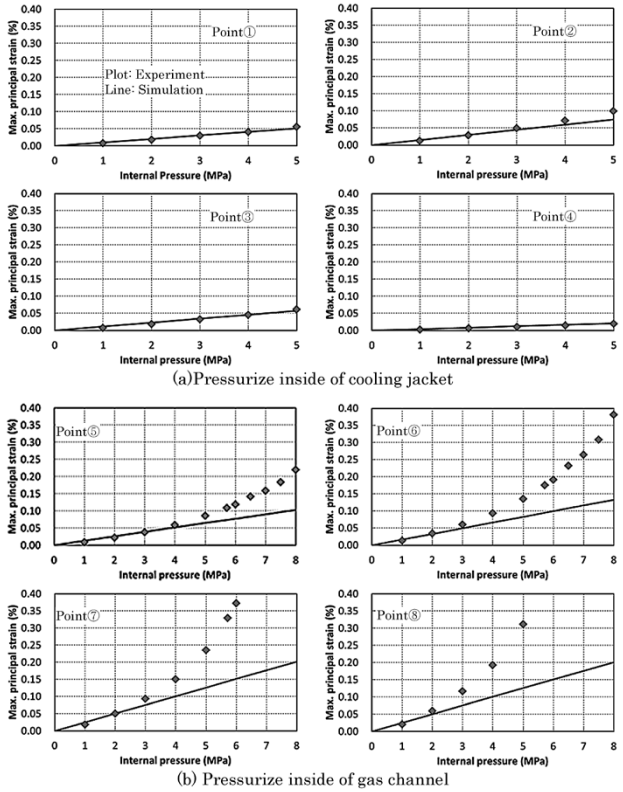


図 4 ひずみ計測とFEシミュレーションの結果
Fig. 4 Results of strain measurement and FE simulations

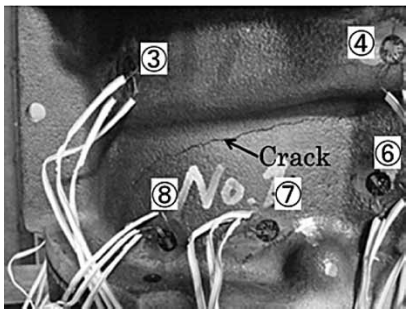


図 5 き裂発生位置
Fig. 5 Crack occurring position

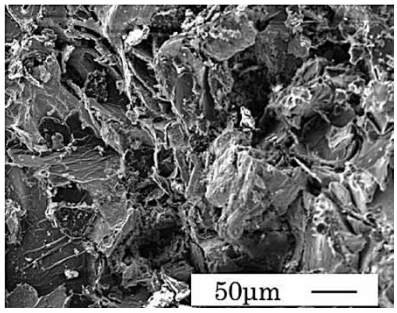


図 6 SEMによる破面観察結果
Fig. 6 SEM observation of fracture surface

係の非線形性も考慮することが必要であるといえる。

2．ねずみ鋳鉄の機械的特性

2.1　ねずみ鋳鉄の材料試験評価

ケーシング素材として本稿が対象としている材料はねずみ鋳鉄FC250である。この材料に要求される機械的特性は，JIS規格上では「別鋳込みで製作された径30mm長さ200mm以上の丸棒供試材に対して，引張強度が250MPa以上かつ硬度がHB241以下」とされている[1)]。いっぽうねずみ鋳鉄は，同一の溶湯によって鋳造した場合でも厚肉部ほど強度が低下する「肉厚感受性」が高いとされている。すなわち，実際の鋳物部品のほとんどにおいて実体強度が規格値に対して小さくなる傾向にある[2)]。これは，上記の強度評価用の供試材が別鋳込みであることに加えてサイズ（肉厚）が実部品より小さく，鋳造中の凝固速度や冷却速度の違いが影響して得られる材料組織が異なることに起因する。そのため，一般の機械鋳物部品の場合には規格上の強度に対して70～80%を目安に設計するとされている[2)]。しかしながら，肉厚変化が大きい複雑形状の部品では，溶湯成分や鋳造方案によっては同じ部品内でも内部組織と機械的特性に大きなばらつきが生じる場合もある[3)]。

そこで，耐圧試験後のケーシングを用い，肉厚のあるフランジ部から試験片を2本採取し，引張試験，硬度測定，およびミクロ組織観察を実施した。なお，試験片形状はJIS8B号に準拠したものとし，クロスヘッド変位速度5 mm/分で，非接触式伸び計およびひずみゲージによるひずみ計測を実施した。その後，試験片のつかみ部からサンプルを採取してブリネル硬度を測定し，あわせてナイタール腐食後のミクロ組織を光学顕微鏡により観察した。

いっぽう，耐圧試験でき裂が発生したケーシング側面腹部については，引張試験用の試験片を採取するのが困難であった。このため，硬度測定とミクロ組織観察のみを行い，ケーシング部位による組織と機械的特性の変化状況を調査した。

フランジ部から採取した試験片での引張試験，硬度測定，ミクロ組織観察の結果をそれぞれ**図7**，**図8**および**表2**に示す。引張強度は別鋳込み供試材と比べて20～25%低い（200MPa弱）ことが確認できる。また，ひずみが0.04%程度の低ひずみ域から非線形（塑性）挙動を示しており，ねずみ鋳鉄の場合には耐力の定義に注意が必要である。さらに，ねずみ鋳鉄のミクロ組織は一般にフェライト，パーライトおよび片状黒鉛の3相で構成されるが，フランジ部の母相はほぼフルパーライト組織となっており，硬度はHB140程度であった。

いっぽう，き裂が発生した部位近傍2箇所の硬度測定と組織観察を実施した結果をそれぞれ**表3**および**図9**に示す。同部位ではフランジ部に比べて軟質で延性に富むフェライト相が多いことが確認でき，変形能（伸び）にも違いが現れていると考えられる。また，硬度は

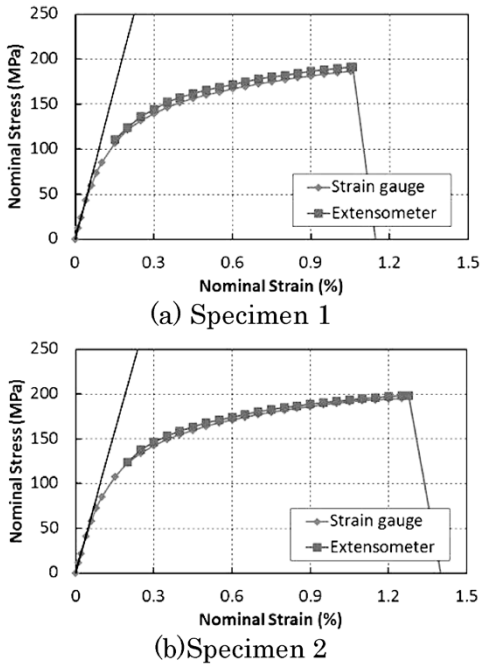


図7　フランジ部から採取した試験片による応力－ひずみ曲線
Fig. 7　Stress-strain curves of specimens obtained from flange

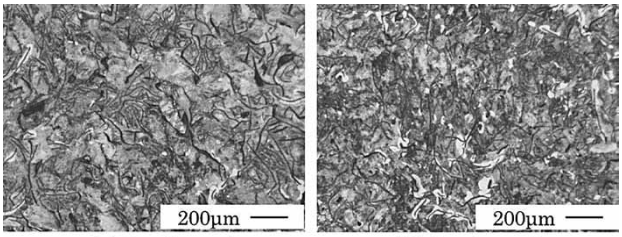


図8　フランジ部から採取した試験片のミクロ組織観察結果
Fig. 8　Optical micrographs of specimens obtained from flange

表2　フランジ部から採取した試験片の機械的特性，組織分率（面積率）
Table 2　Mechanical properties and fraction of each phase of specimens obtained from flange

Spec.	E (GPa)	TS (MPa)	El. (%)	HB	Fraction of each phase (area ratio) (%)		
					Ferrite	Perlite	Graphite
1	107.2	191.3	1.1	135	3.2	77.2	19.6
2	101.0	198.1	1.3	144	7.2	83.5	9.3

表3　き裂部付近の硬度と組織分率
Table 3　Hardness and phase fraction of crack neighborhood

N	HB	Fraction of each Phase (area ratio) (%)		
		Ferrite	Perlite	Graphite
1	101	62.9	23.0	14.1
2	102	62.0	22.3	15.7

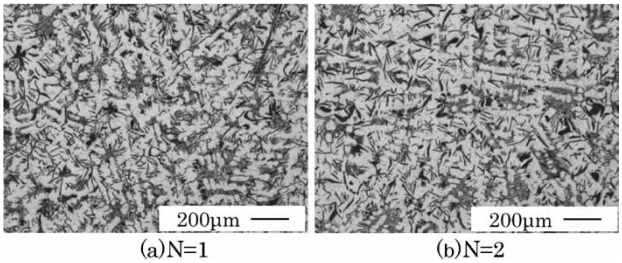


図9　き裂部付近のミクロ組織観察結果
Fig. 9　Microstructure of crack neighborhood

HB100程度まで下がっていることが明らかとなった。一般に，ねずみ鋳鉄の硬度と引張強度はほぼ比例関係にあるとされている[4]ことから，同部位での引張強度はフランジ部に比べてさらに低いものと推察される。

以上より，ケーシングの材料選定や強度設計を行う際には，規格上の強度に対して実体強度が低減する点，および同じ部品内で生じる組織や強度特性のばらつき範囲を把握することが重要であることがわかった。そこで，上記のばらつき範囲を調査するべく，次節に示す材料試験評価を追加で実施した。

2. 2 別鋳込み試験片による材料試験評価

ケーシングの材質と同様のねずみ鋳鉄JIS－FC250の別鋳込み供試材に対し，熱処理を施すことで内部組織分率を模擬的に変化させた試料を別途作製した。熱処理条件は，600℃あるいは680℃で4時間保持後に炉冷とした。各試料から前節と同様の引張試験片を採取し，機械的特性と組織分率を調査した。

組織分率と硬度の関係について整理した結果を**図10**に示す。フェライト量の増大（パーライト量の低下）とともに硬度が低下するいっぽうで，黒鉛相の分率はほぼ一定であることから，母相の組織状態で硬度が決定されると考えられる。つぎに，引張試験から得られた各硬度値でのYoung率，引張強度および伸びについて整理した結果を**図11**に示す。ヤング率は素材硬度との明確な相関はないと推定され，おおよそ90～110GPaの範囲で推移していた。

いっぽう，引張強度と伸びは硬度との相関があり，硬度の低下に伴って強度は低下し，伸びは増加する傾向が得られた。今回の実験結果でも，硬度と引張強度はほぼ比例関係にあり，その推定式は次式のようになった。

$$\sigma_B = 1.27HB + 20.8 \quad \cdots\cdots(1)$$

ここに，

σ_B：引張強度（MPa）　　HB：ブリネル硬度

ただし，文献[5]によってはねずみ鋳鉄の鋳放し材での試験結果を対象に

$$\sigma_B = 1.67HB - 80 \quad \cdots\cdots(2)$$

と同定している結果もある。したがって，硬度と引張強度の関係式は一意的には決まらず，溶湯成分や鋳造条件によって変化すると考えられる。

式（1）を推定式として用いた場合，前節で調査できなかった耐圧試験でのき裂発生部位付近では硬度がHB100程度であったことから，引張強度は150MPa程度であり，実体試験片を採取したフランジ部に比べても約25%低い強度であったと推定される。

3. 材料試験データを用いた弾塑性FEシミュレーション

前章の材料試験結果から推定された実体強度のデータを用いた弾塑性FEシミュレーションにより，1章で示した耐圧試験と同じ条件でケーシングのひずみ解析を実施した。ここで，鋳物素材の応力－ひずみ関係は，フランジ部から採取した試験片での引張試験データ（Case1，図7（a）に対応）に加え，き裂発生部付近に対して推定されたように強度が25%程度低下することを想定したデータ（Case2）の2条件（**図12**）での弾塑性FEシミュレーションを実施した。盲板と治具は弾性体と仮定してその機械的特性は表1の値を使用し，境界条件も1.1節と同様の条件とした。また荷重条件は，ガス流路内に作用する内圧のみとした。

顕著な塑性挙動を示す測定点⑤～⑧を対象に，図12の応力－ひずみ関係を用いて実施した弾塑性FEシミュレーション結果と，最大主ひずみの実測値（図4（b））と

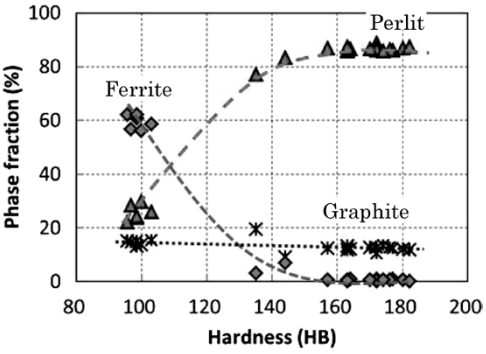


図10　組織分率と硬度の関係

Fig.10　Relationship between phase fraction and hardness

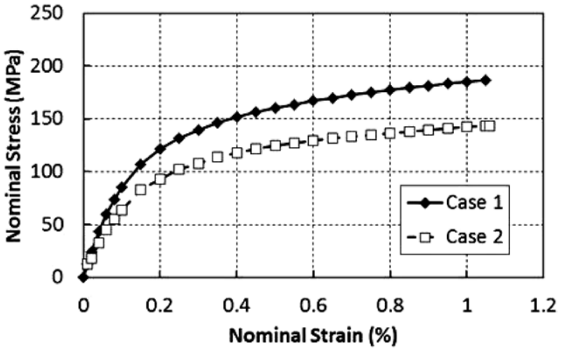


図12　弾塑性シミュレーションに用いた応力－ひずみ関係

Fig.12　Stress-strain curves used in elasto-plastic simulation

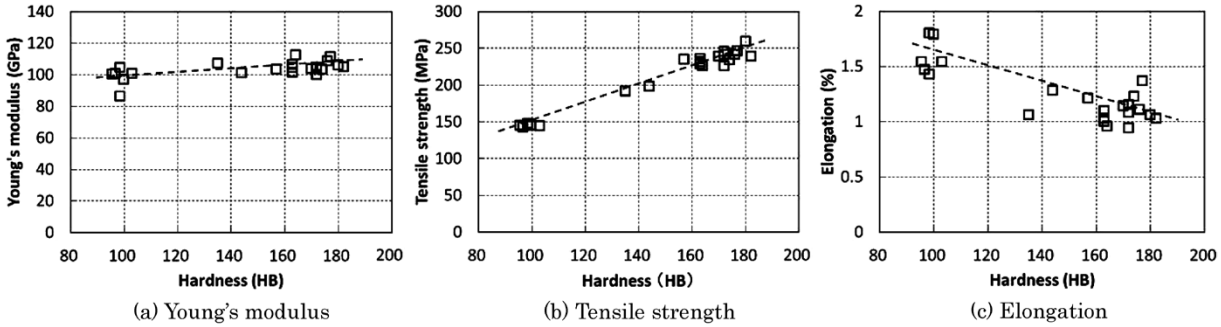


図11　硬度と引張強度特性の関係

Fig.11　Relationship between tensile properties and hardness

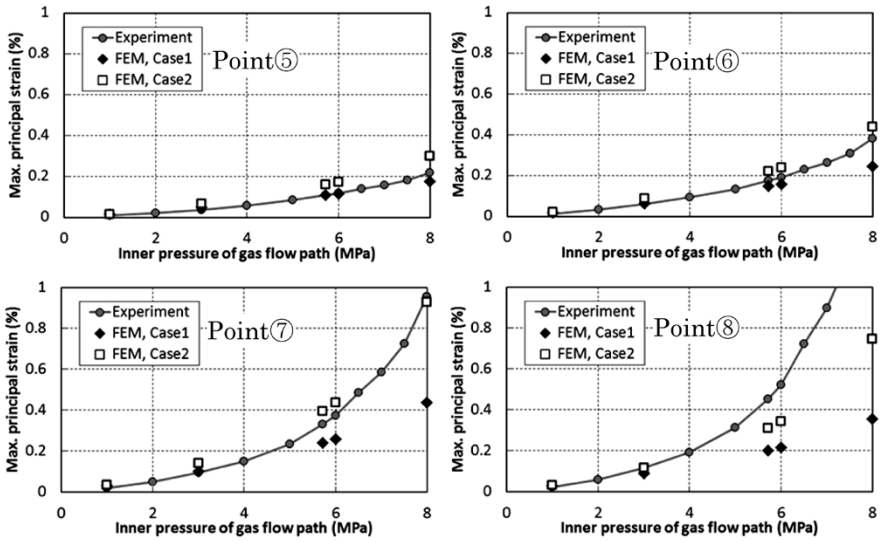


図13 ひずみ計測と弾塑性FEシミュレーション結果の比較
Fig.13 Comparison between measured strains and results of elasto-plastic FE simulations

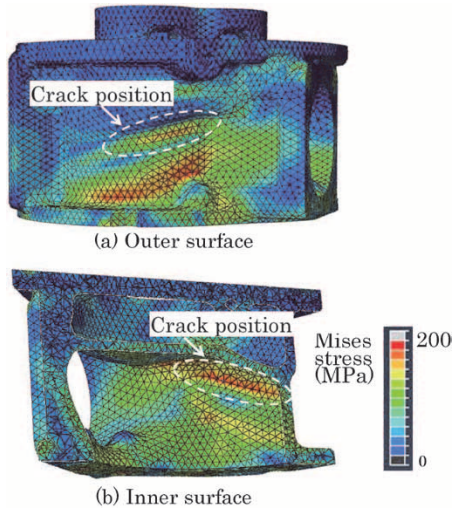


図14 Mises応力分布
Fig.14 Mises stress distribution

の比較を**図13**に示す。応力－ひずみ関係の非線形性を考慮したことにより，シミュレーション結果が実測値に大きく近づくことが確認された。測定点⑤～⑦については，Case1とCase2の結果の間にひずみの実測値があるのに対し，測定点⑧では低強度素材を仮定したCase2の結果を超える変形が生じていることがわかる。今回のシミュレーションでは，ケーシングの全領域に対して同一の応力－ひずみ関係を与えたが，予測精度を向上させるには各部位で得られる組織状態や硬度分布に応じた応力－ひずみ関係や強度のばらつきも同時に考慮する必要があると考えられる。この点については今後の課題である。

Case1の応力－ひずみ関係を与え，ガス流路内に8.5MPaの内圧を付与した条件のシミュレーションで得られたMises応力分布の予測結果を**図14**に示す。この結果と耐圧試験での破壊の様子（図５）を比較すると，き裂発生部位と高応力部位が一致していることが確認できる。今回のき裂発生部位は，ケーシングの内側において高い引張応力が作用する形状となっており，き裂は内側から発生したと推定される。つまり，今回のシミュレーションモデルであっても，実体のねずみ鋳鉄鋳物で耐圧試験を実施する前に破壊リスクが高い部位をある程度定量的に予測し，形状設計にフィードバックすることが可能となった。いっぽう，ケーシングが破壊に至る際の内圧値や破壊部位を精度良く予測するうえでは，上述した計算モデルの改良に加えて，シミュレーション上での鋳鉄材料の破壊基準についても検討する必要がある。とくにねずみ鋳鉄材料のように，塑性変形も考慮したうえで伸びが１％前後の低ひずみ域で破断するような材料は，引張強度と発生応力の比較に基づく判定のみでは破壊予測に限界がある。すなわち，材料の伸びに対する発生ひずみ状況も考慮に入れる必要があると考えられ，この点についても引き続き検討する予定である。

むすび＝オイルフリースクリュ圧縮機のねずみ鋳鉄製本体ケーシングを対象に耐圧試験，材料試験評価および数値シミュレーションを実施し，以下の結論を得た。

1）ねずみ鋳鉄のように巨視的に脆性破壊する材料であっても，その過程では塑性変形が生じている。このため，数値シミュレーションによる部品の強度予測を行ううえでは応力－ひずみ関係の非線形性を考慮する必要がある。
2）実際のねずみ鋳鉄部品の材料選定や強度設計を行う際には，規格上の強度に対して鋳物素材の実体強度が異なること，および部品内の部位によって材料組織が異なることによる局所的な強度のばらつきも加味することが重要である。

今回抽出された課題に基づき，引き続き当社機械製品に使用するねずみ鋳鉄部品の強度設計に活用する数値解析モデルの高度化に取り組んでいく。

参　考　文　献

1） 日本工業規格. JIS G 5501:1995.
2） 大出　卓ほか. 鋳物. 1984, Vol.56, No.4, p.237-243.
3） J. Oloffson et al. Materials and Design. 2013, Vol.43, p.264-271.
4） 財団法人素形材センター. 鋳鉄の精算技術 改訂版. 小宮山印刷工業, 1998, p.31-32.
5） D. E. Krause. ASTM STP 455. 1969, p.3-28.

R&D 神戸製鋼技報掲載 機械【産業機械・圧縮機】関連文献一覧表 (Vol.57, No.1～Vol.66, No.2)

Papers on Advanced Technologies for Machinery - Industrial Machinery and Compressor Technology in R&D Kobe Steel Engineering Reports (Vol.57, No.1～Vol.66, No.2)

巻／号

●遠心圧縮機大型インペラ加工技術…… 戒能　徹　64/2
Machining Technology for Large Impellers of Centrifugal Compressors　Toru KAINO

●水素ステーション整備に向けた神戸製鋼グループの取り組み…… 三浦真一ほか　64/1
Technical Developments and Kobe Steel's Business Approach for Hydrogen Filling Stations　Dr. Shinichi MIURA et al.

●温水仕様バイナリー発電システム…… 高橋和雄ほか　63/2
Binary Cycle Power Generation System for Hot Water　Kazuo TAKAHASHI et al.

●バイナリー発電用媒体ポンプ…… 吉村省二ほか　63/2
Medium Pump for Binary Cycle Generation　Dr. Shoji YOSHIMURA et al.

●蒸気駆動式オイルフリー空気圧縮機…… 山本祐介ほか　63/2
Steam Driven Oil-free Screw Compressor　Yusuke YAMAMOTO et al.

●小形蒸気圧縮機「MSRC™」によるボイラの省エネルギー…… 尾上真也ほか　63/2
Micro Steam Recovery Compressor "MSRC"™ for Energy-saving in Boiler Systems　Shinya ONOE et al.

●汎用ラジアル蒸気タービン発電装置（エコ・ラジアル）の開発と今後のマーケット対応… 吉田　敦ほか　63/2
Development and Approach to Future Market of the Eco-Radial Steam Turbine Generator　Atsushi YOSHIDA et al.

●90℃温水取出し空気熱源ヒートポンプ「HEM-90A」…… 大上貴博ほか　63/2
Air-sourced 90℃ Hot Water Supplying Heat Pump, "HEM-90A"　Takahiro OUE et al.

●高効率蒸気供給システム「スチームグロウヒートポンプ（SGH）」…… 和田大祐ほか　63/2
High Efficiency Steam Supply Heat Pump System; Steam Glow Heat Pump (SGH)　Daisuke WADA et al.

●二段半密閉アンモニア冷凍機…… 大倉正詞ほか　63/2
Two-stage Semi-hermetic Ammonia Refrigerator　Masashi OKURA et al.

●新型コベライアンTM 22/37kW …… 奥藤卓也　63/2
New Kobelion 22/37kW　Takuya OKUTO

●新オイルフリースクリュ圧縮機「Emeraude-ALE」…… 原　崇之　62/1

●小型バイナリー発電システム「マイクロバイナリー」…… 成川　裕　62/1

●海洋油田掘削基地向け小型・高性能ハイブリッドガス圧縮機…… 栗岡義紀ほか　60/2

【特集：圧縮機】

《FEATURE》Compressor Technology …… 59/3

●小形蒸気発電機の開発…… 桑原英明ほか　59/2
Development of Micro Steam Energy Generator　Hideaki KUWABARA et al.

●樹脂用連続混練機…… 宝谷　晋ほか　59/2
Continuous Mixers for Resin　Shin HOTANI et al.

●タイヤ・ゴム製品製造機械…… 澤　匡彦ほか　59/2
Machinery for Manufacturing Tire and Rubber Products　Masahiko SAWA et al.

●GRT（ギア内蔵ラジアルタービン）の新用途開拓と高効率化 …… 松谷　修ほか　59/2
Development of New Application of Gear-integrated Radial Turbine (GRT) and Improvement of its efficiency　Osamu MATSUTANI et al.

●水噴射式インバータ駆動オイルフリースクリュ空気圧縮機「エメロードアクア®」 …… 戸塚順一朗 59/2
Inverter-motor Driven, Water-injected, Oil-free Screw Air Compressor; EmerauDe-Aqua® Series Junichiro TOTSUKA

●硬質膜用PVDコーティング装置 …… 藤井博文ほか 59/2
PVD Coating System for Hard Thin Film Hirofumi FUJII et al.

●HIP装置技術の多様化と応用 …… 宮下泰秀ほか 59/2
Diversification of Hot Isostatic Pressing Technology and Applications Yasuhide MIYASHITA et al.

●極薄ステンレス箔用KTミル …… 上杉憲一ほか 59/2
KT Mill for Ultra Thin Stainless Steel Foil Kenichi UESUGI et al.

●量産普通鋼棒鋼圧延設備…… 西垣内徳生ほか 59/2
High-productivity Rolling Mill for Concrete Reinforcement Steel Bars Norio NISHIGAICHI et al.

●省エネ・能力増強型高速２段スクリュ冷凍機…… 大倉正詞ほか 59/2
Energy-saving, High-speed, 2-stage Screw Refrigerator Masashi OKURA et al.

●AIP法による切削工具用硬質皮膜の設計技術 …… 山本兼司ほか 59/1
Development of AIP Deposited Hard Coatings for Cutting Tools Dr. Kenji YAMAMOTO et al.

【特集：産業機械】

《FEATURE》Industrial Machinery …… 58/2

●インバータ駆動高速アンモニア冷凍機…… 鈴木勝之 58/1

●超高効率空冷スクリュヒートポンプチラー『ハイエフヒーポン®』 ……下田平 修和 57/2

Business Items

Iron & Steel Business

Iron and Steel Products : Wire rods, Bars, Plates, Hot-rolled sheets, Cold-rolled sheets, Electrogalvanized sheets, Hot dip galvanized sheets, Painted sheets, Deformed bars, Pig iron

Steel Castings and forgings : Marine parts (Crankshafts, Engine components, Shafting, Ship hull parts), Industrial machinery parts (Forgings for molds, Rolls, Bridge parts, Forgings for pressure vessel), Nuclear parts

Titanium Products : Parts for jet engines and airframes (Forgings, Ring rolling products), Coils, Sheets, Foils, Plates, Wire rods, Welded tubes, Titanium alloys for high strength applications, corrosion resistant applications and heat transfer applications, Titanium alloys for motorbikes and automobiles exhaust systems, golf club heads, architecture and medical appliances

Steel Powders : Atomized steel powders for Sintered parts, Soft magnetic components, Soil and ground water remediation, Handwarmers, Deoxidizers, Metal injection moldings

Independent Power Producer : Wholesale power supply

Welding Business

Welding Consumables : Covered welding electrodes, flux-cored and solid welding wire for semi-automatic welding, solid wire and fluxes for submerged arc welding, TIG welding rods, backing materials

Welding Systems : Robot systems for welding steel columns, welding robot systems for construction machine, other welding robot systems, offline teaching systems, other welding robots, power sources

High Functional Materials : Filters for deodorization, ozone decomposition, toxic gas absorption

General : Testing, analysis, inspection, and commissioned research; educational guidance; consulting; maintenance and inspection of industrial robots, power sources, and machinery

Aluminum & Copper Business

Aluminum and Aluminum Alloy Products : Sheets, strips, plates, shapes, bars, tubes, forgings, castings

Aluminum Secondary Products : Blank and substrates for computer memory disks, pre-coated materials

Aluminum Fabricated Products : Construction materials, electronics and OA equipment drums, automotive parts, heat exchanger parts, chamber, electrode parts

Copper and Copper Alloys : Sheets, strips, tubes, pipes

Copper Secondary Products : Conductivity pipes, inner grooved tubes for air conditioners, Lead frames

Magnesium castings : Sand mold castings

Machinery Business

Tire and Rubber Machinery : Batch mixers, twin-screw extruders, tire curing presses, tire testing machines, tire & rubber plant

Plastic Process Machinery : Large-capacity mixing / pelletizing systems, compounding units, twin-screw extruders, optical fiber processing equipment, wire-coating equipment, injection-molding machines

Advanced Products : Surface modification system (AIP, UBMS), inspection and analysis systems(high-resolution RBS system)

Compressor : Screw compressors, centrifugal compressors, reciprocating compressors, refrigeration compressors, heat pomp, radial turbine, standard compressors, micro steam energy generator

Material Forming Machinery : Bar & wire rod rolling mills, blooming & billeting mills, strip rolling mills, automatic flatness control systems, continuous casting equipment, hot isostatic presses, cold isostatic presses, various high pressure machinery, metal press machines

Energy : Aluminum brazed plate fin heat exchanger(ALEX), LNG vaporizers(Open rack vaporizers, Intermediate fluid vaporizer, Hot water vaporizer, Cold water vaporizer, Air-fin vaporizer), Pressure vessels, Aerospace ground testing equipment, Microchannel heat exchangers and reactors

Engineering Business

New Iron·Coal and Energy : Direct reduction plants, Pelletizing plants, Steel mill waste processing plants, New ironmaking plants(ITmk3, FASTMELT), Iron ore beneficiation plants, Upgraded brown coal

Nuclear·CWD : Nuclear plants(radioactive waste processing/disposal), Advanced nuclear equipment, Spent fuel storage and transport packaging, Power reactor/Reprocessing plant components, Fuel channels

Chemical weapon destruction(Consulting, search and recovery, Transportation, Storage, Chemical analysis, Monitoring, Safety management, CWD plant construction and operation), Detoxification of soil and other materials contaminated with chemical agents, Destruction of explosive ordnance and persistent toxic substances, Contaminated site remediation projects

Steel Structure·Sabo : Sabo and Disaster Prevention Products(Steel grid sabo dams, Flaring shaped seawalls), Cable construction work, Acoustic & vibration absorption systems

Urban Systems : Urban transit system (Mass rapid transit system, Automated guideway transit system, SKYRAIL, Guideway bus), Platform screen door (PSD), Train stopping place detection equipment, Clearance envelope measurement equipment, Wireless monitoring, Automatic train control system, Private finance initiative (PFI) business, Medical information system

編集後記

＜特集：機械【産業機械・圧縮機】＞

＊本特集号では，当社の産業機械および圧縮機に関する新製品，新技術および新用途への適用事例など，最新の情報をご紹介しました。

＊産業機械では，世界的な素材需要の高まりに応えて，素材の品質と生産性の向上に役立つ技術と製品の開発を進めてきました。自動車用低燃費タイヤに使用されるシリカ配合ゴム混錬に適した混錬ロータ，高性能プラスチックの製造に適した混練造粒装置，鋳片品質を高めた連続鋳造設備，板反り制御機能を備えた薄板圧延設備，急速冷却機構を備えたHIP装置，食品高圧処理に対応した横型CIP装置など，ふだんは目にすることはありませんが，日常生活に欠かせないさまざまな素材を効率よく製造する製品と技術を掲載しました。

＊圧縮機では，プラントの大型化と生産性向上のニーズに応えるため，圧縮機の適用範囲と用途の拡大を目指した技術と製品の開発を進めてきました。多様なプラントで使用される大風量油冷式スクリュ圧縮機や高圧無給油式スクリュ圧縮機，高効率でコンパクトなインペラを搭載した大型ターボ圧縮機，LNG船エンジンの燃料ガス供給用高圧レシプロ圧縮機，水素ステーション用高圧水素レシプロ圧縮機など，世界中の幅広い用途で活躍している製品を紹介しました。プラントの高温排ガスから動力回収するラジアルタービン技術や，船舶のエンジンの排熱を利用して発電するバイナリー発電装置などの記事も掲載し，低炭素社会実現に向けた当社の取り組みの一端をご理解いただけたのではないかと思います。

＊当社の産業機械ならびに圧縮機は，これからも時代とともに変化する社会と顧客のニーズを実現するために，絶え間なく技術開発を進め，優れた製品を提供していきたいと考えています。本特集号について，ご意見，ご要望がありましたら事務局までお寄せください。ご連絡をお待ちしています。

（佐成弘毅）

次号予告

＜特集：建設機械（ショベル・クレーン）＞

＊建設機械特集は前回の2012年８月以来６年ぶりの発行となります。

＊この６年で建設機械業界を取り巻く環境は大きく変化しました。それに伴い，建設機械事業の技術戦略もより深化させ，より幅広く，拡大方向への修正を続けてきました。

＊コベルコ建機㈱は2016年４月，ショベル事業とクレーン事業を統合し，より一層技術連携を強め，互いの相乗効果を生み出す体制に生まれ変わりました。

＊この間，全製品に共通した課題は，急速に進んだディーゼルエンジンの排ガス規制の強化に対応することでした。段階ごとに続く規制に対し，それぞれの対応手段を織り込み完成させています。

＊ハイブリット機を含む省エネ技術やINDR®などの低騒音技術では，これまでの延長上ではない新たな手段で差別化を図る技術戦略を実践しています。

＊また，ショベルおよびクレーンの基本機能の向上だけでなく，様々な作業に反映できる応用技術や多目的用途に活用できる新製品なども開発してきました。

＊さらに，情報の有効活用も発展しています。全世界中の稼働機から随時遠隔で送られてくる情報をもとに新たなビジネスモデルの構築を確立させています。

＊開発の効率化，および内製化を対象にした生産技術，生産向上に対しては引き続き高いレベルでの改革を続けています。

＊省エネ・低騒音に代わる新たな技術分野として，安全性・操作支援などの取り組みも強化して，建設機械としての強みを広げています。

＊次号では，「建設機械特集号」として，このように前回からの各種技術進化と最新の商品・製品などをご紹介したいと思います。

（藤本吉明）

≪編集委員≫

委員長　三宅俊也
副委員長　中川知和
高奈弘行
委員　稲田淳
小西晴之
佐成弘毅
清水弘之
橋本裕志
原田孝夫
藤綱宣之
本家浩一
前田恭志
松崎道弘
＜五十音順＞
本号特集編集委員　佐成弘毅

R&D 神戸製鋼技報

第67巻・第２号（通巻第239号）

2018年５月７日発行
年２回発行
非売品　＜禁無断転載＞
発行人　三宅　俊也

発行所　株式会社　神戸製鋼所
技術開発本部
〒651-2271
神戸市西区高塚台１丁目５-５

印刷所　福田印刷工業株式会社
〒658-0026
神戸市東灘区魚崎西町４丁目
６番３号

お問合わせ先　神鋼リサーチ株式会社
R&D神戸製鋼技報事務局
〒651-0073
神戸市中央区脇浜海岸通２丁目-２-４
㈱神戸製鋼所 神戸本社ビル６F
FAX（078）261-7843
rd-office@kobelco.com

2018年５月７日

各　位

㈱神戸製鋼所
技術開発本部

「Ｒ＆Ｄ神戸製鋼技報　Vol.67，No.2」お届けの件

拝啓、時下ますますご清栄のこととお慶び申し上げます。

また平素は、格別のご高配を賜り厚くお礼申し上げます。

このたび、「Ｒ＆Ｄ神戸製鋼技報　Vol.67, No.2」を発行しましたのでお届け致します。ご笑納のうえご高覧いただきましたら幸甚です。

なお、ご住所・宛先名称などの訂正・変更がございましたら、下の変更届に必要事項をご記入のうえ、ＦＡＸあるいはE-mailにてご連絡いただきますようお願い申し上げます。

敬　具

神鋼リサーチ株式会社
R&D神戸製鋼技報事務局　行
FAX　(078)261－7843
rd-office@kobelco.com

本誌お送り先変更届

	変　更　前	変　更　後
貴社名		
ご所属		
ご住所	〒	〒
宛名シール番号	No.＿＿＿＿＿＿＿＿　←(封筒の宛名シール右下の番号をご記入下さい)	
備　考		
本紙記入者	お名前：	E-mail： TEL：

May 7, 2018

Kobe Steel Ltd.
Technical Development Group

RE: Delivery of R&D Kobe Steel Engineering Report, Vol.67, No.2

Dear Sir or Madam,

We would like to express our sincere gratitude for your continued support and cooperation.

Attached please find Vol.67, No. 2 of the R&D Kobe Steel Engineering Report.

If there is any correction or change of address, contact name, etc., please fill in the required information in the change notification below and contact us by fax or by e-mail.

Best wishes for your continued success,

Attention:
R&D Office, Kobe Steel Engineering Report
Shinko Research Co., Ltd.
FAX: +81-78-261-7843
E-mail: rd-office@kobelco.com

Change Notification

	Before change	After change
Company name		
Department		
Address		
Address seal number	No. _____ ←(Please fill in the right lower number on the address sticker)	
Remarks		
Person making this entry	Name：	E-mail：