

特集：圧縮機

ページ

- 1 (巻頭言) 圧縮機特集号の発刊にあたって 毛利修三
- 2 (論文) スクリュ圧縮機用歯形解析技術 吉村省二
- 8 (論文) 油冷式スクリュ圧縮機信頼性向上技術 吉村省二
- 13 (論文) 圧縮機用多孔板形消音器 木村康正・山口善三・坂谷 亨
- 17 (解説) 100barG高压油冷式スクリュ圧縮機 天野靖士
- 21 (技術資料) 世界最大容量無給油式スクリュ圧縮機「KS80型」 高木秀剛・大江良和
- 24 (論文) 小型スクリュ蒸気発電機 桑原英明・西村 真・松隈正樹・松井孝益
- 29 (解説) 高性能大形オイルフリースクリュ圧縮機 泉谷清宣
- 33 (技術資料) 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・野口 透
- 36 (解説) 大型2段油冷圧縮機 宮武利幸・久米照正
- 39 (技術資料) 省エネ・能力増強型高速スクリュ ブラインクーラ
神吉英次・鈴木勝之・壺井 昇・田中啓介・大倉正詞
- 43 (技術資料) ガスエネルギー回収タービン発電装置 松谷 修
- 47 (解説) ポリオレフィン用循環圧縮機DHシリーズ 田中宏明
- 51 (論文) 増速機内蔵形高压プロセスガス用遠心圧縮機
佐伯圭一・佐成弘毅・馬場祥孝・伊藤三彦・柴田俊久・黒橋道也
- 55 (解説) プロセス用往復動圧縮機 赤毛直樹

トピックス

- 61 (解説) 板形状検出装置(FI)/自動形状制御装置(AFC) 細川晴行・高橋俊充・上杉憲一・田中雅人
- 66 神戸製鋼技報掲載 圧縮機関連文献一覧表 (Vol.49, No.1 ~ Vol.59, No.2)

新製品・新技術

- 67 ARCMAN-MP鉄骨天吊反転仕口溶接システム「ワンセットフル」 松村浩史
- 69 編集後記・次号予告

《FEATURE》 Compressor Technology

- 1 Recent Trend of Compressors
Shuzo MORI
- 2 Analysis Technology of Rotor Profile for Screw Compressors
Dr. Shoji YOSHIMURA
- 8 Technology for Reliability Improvement of Oil-flooded Screw Compressors
Dr. Shoji YOSHIMURA
- 13 Perforated Panel Type Silencer for Screw Compressors
Yasumasa KIMURA · Zenzo YAMAGUCHI · Toru SAKATANI
- 17 High Pressure 100barG Oil-flooded Screw Compressor
Yasushi AMANO
- 21 World's Largest Capacity Oil-free Screw Compressor "MODEL KS80"
Shugo TAKAKI · Yoshikazu OE
- 24 Micro Steam Energy Generator
Hideaki KUWABARA · Makoto NISHIMURA · Masaki MATSUKUMA · Takayoshi MATSUI
- 29 High Performance Large Class Oil-free Screw Compressor
Kiyonori IZUTANI
- 33 Inverter-motor Driven, Water-injected, Oil-free Screw Air Compressor; EmerauDe- Aqua[®] Series
Junichiro TOTSUKA · Toru NOGUCHI
- 36 Large-sized 2-stage Oil-flooded Air Compressors
Toshiyuki MIYATAKE · Terumasa KUME
- 39 Energy Saving High-speed Screw Brine Cooler
Eiji KANKI · Katsuyuki SUZUKI · Noboru TSUBOI · Keisuke TANAKA · Masashi OKURA
- 43 Gas Energy Recovery Radial Turbine Generator System
Osamu MATSUTANI
- 47 DH Cycle Gas Compressor for Polyolefin
Hiroaki TANAKA
- 51 Integrally Geared Centrifugal Compressors for High Pressure Process Gas Services
Keiichi SAEKI · Hiroki SANARI · Yoshitaka BABA · Mitsuhiro ITO · Toshihisa SHIBATA · Dr. Michiya KUROHASHI
- 55 Reciprocating Process Compressor
Naoki AKAMO
- 61 Shapematic[®] Roller and System for Strip Rolling Mill
Haruyuki HOSOKAWA · Toshimitsu TAKAHASHI · Kenichi UESUGI · Masato TANAKA
- 66 Papers on Advanced Technologies for Compressor Technology in R&D Kobe Steel Engineering Reports
(Vol.49, No.1 ~ Vol.59, No.2)

(巻頭言)

圧縮機特集号の発刊にあたって

毛利修三

常務執行役員 機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部長

Recent Trend of Compressors

Shuzo MORI



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、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て、現在では1.5kWの小形から数万kWにおよ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ーへと発展してきた。

とくに近年では、世界で通用するNo.1商品の開発と地球環境対応(省エネ・低炭素化)の新用途拡大、さらには製造・販売面でのグローバル展開を進めており、圧縮機のリーディングカンパニーとして産業界の発展に貢献している。

圧縮機としては、プロセスガス用を主として顧客の仕様に合わせて設計する「汎用圧縮機」と空気圧縮機、冷凍機、ヒートポンプなどの「汎用圧縮機」に分類される。

当社の汎用圧縮機はスクリュ圧縮機、ターボ圧縮機、レシプロ圧縮機のメジャー3機種を擁し、また、それぞれの機種が世界No.1またはトップレベルの技術を有することで国内外の多くの圧縮機マーケットから高い評価を得ている。

「スクリュ圧縮機」は1950年代の技術導入後、様々な独自技術開発を行って発展し、多くのプロセスガスへの適用が図られてきた。当社は、重合ガスや腐食性ガスに強い無給式と高圧縮比条件や流量変動に強い給油式の2機種を持ち、ユーザとともにそれらの特徴を生かした選定・適用を行って新しい分野・用途を開拓してきた。現在では石油化学・石油精製プラントの多くのプロセスガスをはじめとして、石油・ガス掘削の随伴ガス、発電用の燃料ガス、製鉄所の高炉副生ガス、天然ガス、都市ガスなど幅広い分野で使われている。販売地域も日本だけでなく、アジア、米州(北米・南米)、欧州、中近東、アフリカなど全世界に渡っており、輸出比率は70%を超えている。プロセスガス用としては世界最大流量(100,000m³/h)、世界最高圧力(10MPa)を供するスクリュ圧縮機メーカーとして、世界トップの地位を築いている。

「ターボ圧縮機」は、その市場規模が他機種に比べて大きく、油田・ガス田の最上流部から一般雑空気用途まで非常に幅広い分野で使用されている。当社はその中で増速機内蔵機にとくに傾注し、性能面で最も大きな要素であるインペラや高速・小形化に必須となるケーシングや軸受などの要素開発、さらには、用途ごとのモデル機の開発を継続して行い、世界トップレベルの競争力と適用範囲の広さを有している。また、近年顕著なプラント大形化に伴う圧縮機の大形化に対応すべく、所内試運転能力の大幅増強にも着手し、'10年春には本格稼働の予定

である。さらに、圧縮機と一体化したタービンに余剰蒸気を導入することで、圧縮機の消費エネルギーのほとんどを余剰蒸気で賄うといった世界でも類を見ないユニークな省エネモデルや蒸気再圧縮装置(MVR)などで地球環境へ貢献している。

「レシプロ圧縮機」は、分子量の軽いガスを効率良く高圧まで昇圧でき、また急速な温度変化にも対応できることから、石油精製プラントなどの高圧水素圧縮機や、LNGターミナルの超低温BOG圧縮機など幅広い分野で使用されている。当社は、それらの用途に対応できるメーカーの一つとして、世界トップレベルの大形化、解析技術の確立、また可変容量調整による省力化などのニーズに対応すべく、機種の改良を行っている。

以上の汎用3機種とヒートポンプのコントロールに関しては、制御・計装・IT技術の活用により圧縮機に付加価値を付けて高機能化を進めている。独自開発のHMI(Human Machine Interface)兼データロギング装置を圧縮機に搭載することにより、運転管理・アフタサービス管理の充実を図るとともに遠隔監視も可能にした。さらに、独自の容量制御機能やアンチサージ機能を開発・発展させて圧縮機の高効率化・高性能化を進めている。

「汎用圧縮機」としては、スクリュ式の特徴を生かして空気圧縮機、冷凍機、ヒートポンプなどを品ぞろえしており、産業用(電子・電機、食品、薬品、繊維など)や民生用の様々な業種において幅広い用途で使用されている。汎用圧縮機の消費電力は日本国内の工場・事業所の消費電力に占める割合は20~30%と言われており、地球温暖化対策、省エネ対策を検討、実施する中で汎用圧縮機に期待するウェイトは非常に大きくなってきている。当社は90年代後半からインバータ省エネモデルの開発を積極的に進め、2000年に入ってから多くの省エネ機器表彰(日本機械工業連合会・日本機械学会・省エネセンターなど)を受賞するとともに汎用空気圧縮機の分野では国内トップシェアをねらうレベルにある。また、ヒートポンプにおいても業界最高レベルの高効率モデルや高温水取出しが可能なモデルなどに取組み、さらには余剰蒸気や減圧蒸気エネルギーを有効活用する小形蒸気発電機「スチームスター」や蒸気駆動空気圧縮機、蒸気圧縮機などの新メニューも加えつつあり、低炭素社会に迎える次世代メニューとして期待できる状況にある。

当社の圧縮機発展の基本は世界で通用する先進技術の商品開発であり、新たな用途拡大への挑戦を積み上げることである。今後とも、省エネルギー、高性能を追求した特徴のある新商品、新技術の創出を目指して、鋭意研究開発に取り組む所存である。

(論文)

スクリュ圧縮機用歯形解析技術

Analysis Technology of Rotor Profile for Screw Compressors



吉村省二*(工博)

Dr. Shoji YOSHIMURA

The performance and vibration of a screw compressor are closely related to its rotor profile. However, it is not clear how profile functions affect them. In this paper, general characteristics of profile function are made clear and their application is shown. Based on the characteristics, a program which calculates the performance, design dates, etc in a short time, has been developed.

まえがき = スクリュ圧縮機は多種多様な用途で使用されており、圧力条件やサイズなどの仕様もさまざまである。それぞれの仕様に対して最適な圧縮機の設計を行うため、いままでに多くの独自技術を開発してきた。その中で最も重要な要素技術の一つに、スクリュロータの歯形がある。歯形は、圧縮機の性能はもちろんのこと、振動騒音、ロータの軸受設計に大きな影響を及ぼす。

スクリュロータは特殊な形状をしたカッタにより加工するが、カッタは高価であり、一度歯形を決定すると、それを変更するには多くの時間と多額の費用が発生する。そのため、歯形の開発は机上で十分検討する必要があり、歯形の解析技術が重要となってくる。

歯形はいくつかの歯形関数、およびその創成関数で構成されているが、歯形関数は任意の関数が適用できるため、どのような関数を採用するか試行錯誤で決めていた。また、性能、振動、加工性など多方面からの評価が必要である。そのため、歯形開発には多くの時間がかかり、十分な検討が行われなかった。

そこで、歯形を短期間で設計する技術を構築した。その設計は2段階で行う。まず、歯形関数と歯形パラメータを結びつける関数により定性的評価を行い、歯形関数を絞り込む。つぎに、任意の歯形関数に適用でき、圧縮機の性能、および設計、加工に必要なデータが短時間で計算できる歯形解析プログラムにより、歯形の定量的評価を行う。

本手法により、歯形開発が短期間に精度よくできるようになり、スクリュ圧縮機の新用途に対して最適な歯形が迅速に開発できるようになった。

1. 歯形の計算方法¹⁾

1.1 スクリュ歯形の関数構成

図1は歯形の形状、図2は関数構成を示している。矢

印は回転方向で、歯数の少ないほうが雄ロータ、多いほうが雌ロータである。図2において中心線より下を駆動側歯面、上を反駆動側歯面と呼ぶ。

ここで、歯形の関数構成を示す。まず反駆動側歯面では、雄ロータ先端の関数 F を与え、歯形を反回転方向に回転させる。そのときの雌ロータ上での創成関数を関数

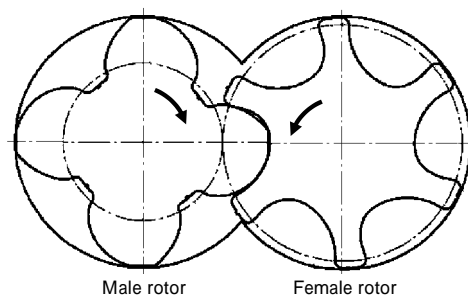


図1 スクリュ歯形
Fig. 1 Screw rotor profile

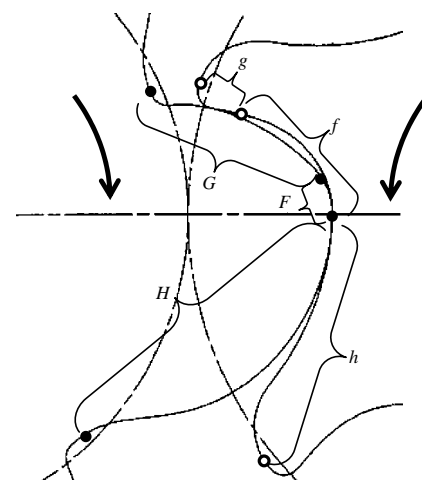


図2 歯形関数構成
Fig. 2 Construction of profile functions

*機械エンジニアリングカンパニー 開発センター 技術開発部

f とする。つぎに関数 f に接続する関数 g を与え、歯形を回転方向に回転させる。そのときの雄ロータ上での創成関数を関数 G とする。駆動側歯面では、雄ロータ上の関数 H 、または雌ロータ上の関数 h を与え、歯形を反回転方向に回転させる。そのときの相手側の創成関数を計算する。

歯形関数 F, g, H または h は任意の関数が適用できる。なお、これらの関数を基礎関数と呼ぶ。従来、創成関数の計算は解析的に方程式を解いていた。また、解析的に解くことができない基礎関数では数値計算を行うしかなかった。そのため、関数、またはその構成が変わるとプログラムを作り直す必要があり、歯形の開発に時間がかかっていた。そこで、いかなる関数でも同一方法で創成関数が計算できるような幾何学的導出方法を考案した。

1.2 創成関数を導出する方程式

図3は歯形の創成を示した図である。雄ロータを固定して、雌ロータが雄ロータの回りを互いのピッチ円が滑らないように回転した図である。この図からわかるように、雄ロータは雌ロータの創成曲線となっている。このように、歯形の作り方としては、まず片方のロータ上の関数 K を決め、相手側のロータを固定して、互いのピッチ円が滑らないように回転させる。関数 K の創成曲線が相手側の歯形となる。

図4は歯形関数の創成関数を計算するための座標系を

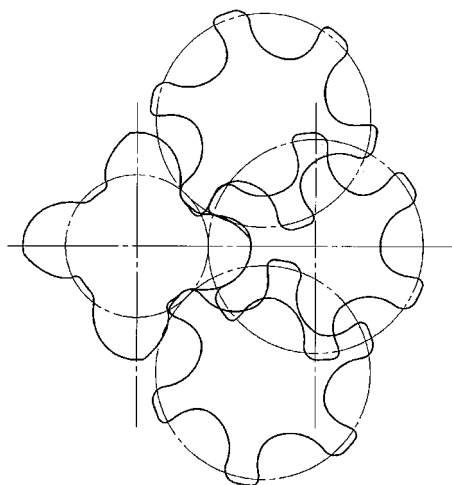


図3 スクリュー歯形の創成
Fig. 3 Generation of rotor profile

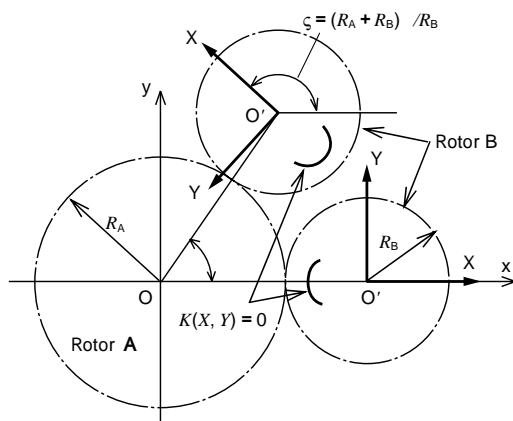


図4 スクリューロータの座標系
Fig. 4 Screw rotor coordinates system

示す。ここで、二つのスクリーロータをロータAとロータBとする。各ロータはピッチ円(一点鎖線)のみを示している。

ここでつぎのように記号を定義する。

xy 座標 : ロータAの中心を原点としたロータAに固定された座標

XY 座標 : ロータBの中心を原点としたロータBに固定された座標

O : xy 座標の原点(ロータA中心)

O' : XY 座標の原点(ロータB中心)

RA : ロータAのピッチ円半径

RB : ロータBのピッチ円半径

$K(X, Y) = 0$: ロータBに固定された歯形関数(基礎関数)

図4においてロータAを固定し、ロータBがロータAの回りを角度 ζ だけ回転した場合を考える。基礎関数 K はロータB上に固定された関数である。ロータAとロータBのピッチ円が滑らずに回転した場合、 K の創成関数がロータA上の歯形となる。

まずロータBの中心がx軸上にあるとして、ロータB上の基礎関数 K を決める。そして、ロータBを反時計方向に角度 ζ 回転させる。するとロータBは O から O' に移動し、 K はロータBと共に回転して O から O' に移動する。

このとき、ロータB(XY座標)はロータA(xy座標)に対して、

$$\zeta = (R_A + R_B) / R_B \dots\dots\dots(1)$$

回転する。

すると、xy座標とXY座標の関係は次式で表される。

$$\begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \zeta & \sin \zeta \\ -\sin \zeta & \cos \zeta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x - (R_A + R_B) \cos \zeta \\ y - (R_A + R_B) \sin \zeta \end{bmatrix} \dots\dots\dots(2)$$

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (R_A + R_B) \cos \zeta \\ (R_A + R_B) \sin \zeta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \zeta & -\sin \zeta \\ \sin \zeta & \cos \zeta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} \dots\dots\dots(3)$$

ところで、 $K(X, Y) = 0$ の創成曲線は以下の連立方程式の解である。

$$\left. \begin{aligned} K(X, Y) &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial \zeta} K(X, Y) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(4)$$

ここで、式(4)の第2式を次式のように変形する。

$$\frac{\partial}{\partial \zeta} K(X, Y) = \begin{bmatrix} \frac{\partial K}{\partial X} & \frac{\partial K}{\partial Y} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial X}{\partial \zeta} \\ \frac{\partial Y}{\partial \zeta} \end{bmatrix} \dots\dots\dots(5)$$

式(2)から式(5)の右辺第2項は次式で表される。

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial X}{\partial \zeta} \\ \frac{\partial Y}{\partial \zeta} \end{bmatrix} = \frac{R_A + R_B}{R_B} \left\{ \begin{bmatrix} Y \\ -X \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -R_B \sin(\zeta - \zeta) \\ -R_B \cos(\zeta - \zeta) \end{bmatrix} \right\} \dots\dots\dots(6)$$

したがって、式(4)は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} K(X, Y) &= 0 \\ \begin{bmatrix} \frac{\partial K}{\partial X} & \frac{\partial K}{\partial Y} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Y - R_B \sin \frac{R_A}{R_B} \\ -X - R_B \cos \frac{R_A}{R_B} \end{bmatrix} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(7)$$

1.3 方程式の幾何学的意味

ここで、式(7)の意味を考える。第1式は、XY座標で表される創成曲線であるため、ロータB上での創成曲線は $K(X, Y) = 0$ そのものである。第2式はロータBがロータAの回りを回転したときのKとその創成曲線の接触点座標を表している。この解を式(3)で座標変換することによりロータA上での創成曲線が導き出せる。

式(7)の第2式はつぎのように変形できる。

$$\left[-\frac{\partial K}{\partial Y} \frac{\partial K}{\partial X} \right] \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} -R_B \cos \frac{R_A}{R_B} \\ R_B \sin \frac{R_A}{R_B} \end{Bmatrix} = 0 \quad \dots\dots(8)$$

ここで、以下のようにベクトルを定義する。

$$a = \left(-\frac{\partial K}{\partial Y} \frac{\partial K}{\partial X} \right) \quad \dots\dots(9)$$

$$b = (X \ Y) \quad \dots\dots(10)$$

$$c = \left(-R_B \cos \frac{R_A}{R_B} \quad R_B \sin \frac{R_A}{R_B} \right) \quad \dots\dots(11)$$

とすると、式(8)は次式のように書くことができる。

$$a \cdot (b - c) = 0 \quad \dots\dots(12)$$

この式はaと(b-c)が直角であることを意味する。

a, b, cの関係を図5に示す。この図はロータBを示している。横軸はX座標、縦軸はY座標である。点Pは式(8)を満足する点、つまりXY座標における基礎関数Kとその創成関数の接触点を表している。式(7)の第1式から点PはK上にある。また、式(9)~(11)の各ベクトルはつぎのことを表している。

- a: 点PにおけるKの接線ベクトル
- b: \vec{OP}
- c: O'を通りX軸に対して $(180 - R_A / R_B)$ の角度傾いた直線とロータBのピッチ円の交点を点Tとした場合、 \vec{OT}

$b - c = \vec{PT}$ であるから、 \vec{PT} は点PにおけるKの接線に垂直であることがわかる。

この性質を利用して、ロータA上の創成関数は以下の方法により作図する(図6)。

1) ロータBにおいて、ロータの回転方向と反対方向に

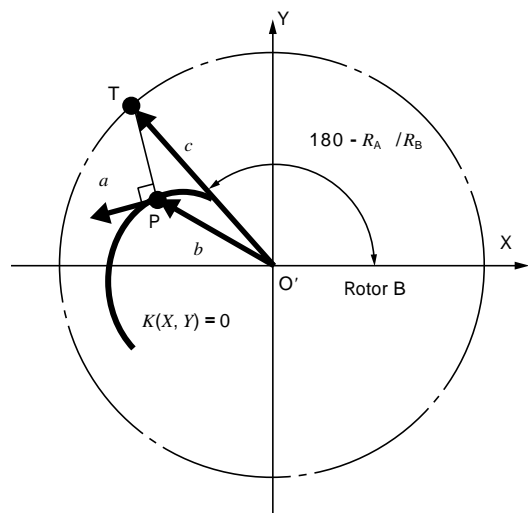


図5 各ベクトルの関係
Fig. 5 Relationship between vectors

O'からX軸に対して R_A / R_B 傾いた直線を引く。
(注: 回転方向とは実際のロータの回転方向ではなく、創成させるときの回転方向である。)

- 2) 1)の直線とロータBのチッピ円の交点をTとする。
- 3) 点Tから基礎関数Kに法線を引き、その交点をPとする。
- 4) O'を中心に点Pをロータの回転方向に R_A / R_B 回転させ、その点をSとする。この点がロータ間の接触点となる。
- 5) O'を中心に点Sをロータの反回転方向に回転させ、その点をQとする。点Qは点Pと接触する創成関数上の点となる。

1)~5)の操作を、を少しずつ変えながら計算を繰り返すと接触点Sの軌跡、および基礎関数の創成点Qの軌跡(創成曲線)が作図される。

以上から、どのような複雑な関数でも、基礎関数とその導関数を与えることにより、簡単に同一方法で創成関数を計算することができる。

図7に作図の一例を示す。このように、点Pを少しずつ移しながら作図を行うと、接触点Sの軌跡と創成点Qの軌跡が得られる。

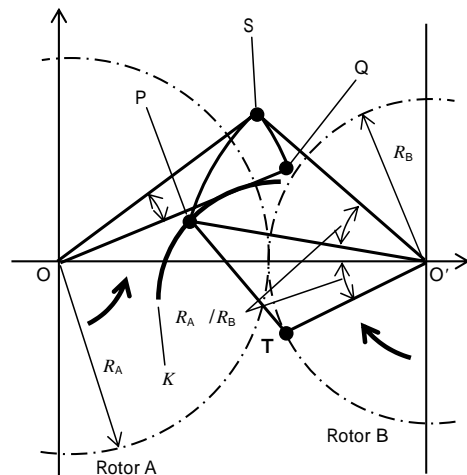


図6 創成曲線の作図
Fig. 6 Drawing method of generating function

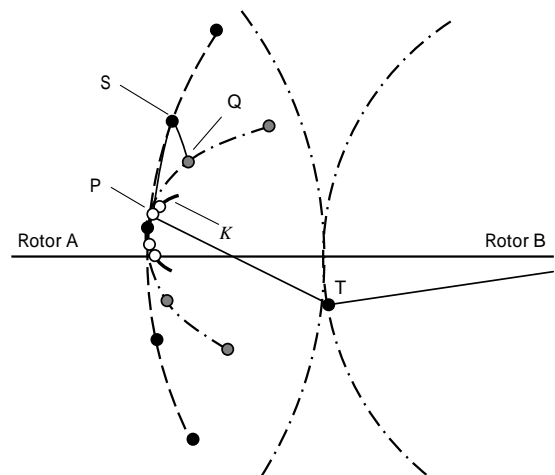


図7 接触点軌跡、創成点の軌跡
Fig. 7 Traces of contact point and generating point

2. 縮閉線によるシール点の作図

2.1 ロータ間シール点

歯形を開発する上で、まず基礎関数を決めなければならないが、関数は無数にあるため、計算する前にある程度関数を絞り込む必要がある。そのため、詳細計算を行う前に定性的に基礎関数と圧縮機性能、振動との関係を明らかにしなければならない。

スクリュ歯形において、性能、振動特性などの性質を知る上でロータ間の接触点位置が重要である。図8はロータ側面から見た接触点軌跡を示している。図において、太線はロータ間接触点の軌跡、破線はカスプ部である。①、②、③、④は独立した歯溝を示している。このように各歯溝は接触点の軌跡により仕切られている。そのため、この接触点軌跡はシール線と呼ばれている。また接触点はシール点と呼ばれている。以下ではシール線、シール点という言葉を用いる。

シール点における隙間は幾何学的には0であるが、実際には回転に必要な隙間が設けられている。したがって、シール線の部分を通じて歯溝①から②への漏れが生じる。また、シール線とカスプ部の間の部分を通じて④から①へ、①から③への漏れが生じる。これらの漏れは圧縮機の性能低下の原因となる。図9はロータの軸直角断面で1歯のみを示している。歯溝①は二つのシール点 S_1, S_2 で仕切られている。ロータに作用する力は S_1 と S_2 の垂直二等分線方向で、ロータAには F_A 、ロータBには F_B の力が作用する。この力はロータ振動に大きな影響を及ぼす。

このように、シール点位置およびシール線形状は歯形において重要なパラメータとなっている。そこで、基礎関数とシール点位置の関係を調べるが必要となる。

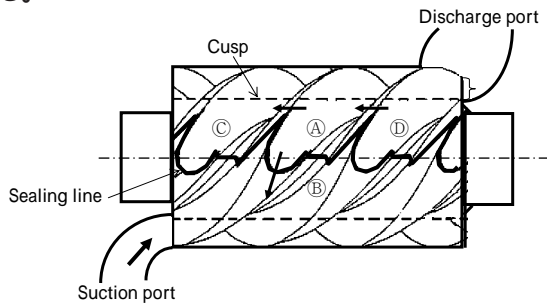


図8 シール線形状
Fig. 8 Sealing line form

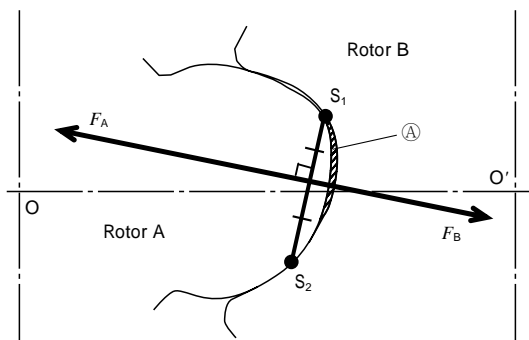


図9 ロータに作用する力
Fig. 9 Force acting on rotors

2.2 縮閉線を用いたシール点の作図方法

1.3節で述べた1)~4)の作図を行うことにより、ロータ間のシール点を求めることは比較的簡単である。しかし、任意関数において、3)の操作、つまり図6において点Tから関数Kに法線を引く作図は困難である。

そこで、基礎関数の縮閉線を用いることによりシール点の位置を求める方法について述べる。縮閉線とは、関数の曲率中心の軌跡である。図10において、 K_e は関数Kの縮閉線を示している。関数K上の任意の点から縮閉線 K_e に接線を引くと、この接線は関数Kの法線となる。この性質を用いて作図を行う。

図11は縮閉線を用いた作図方法を示す。作図方法は1)~5)で述べた方法と基本的に同じであるが3)の項が以下ようになる。

3) 基礎関数Kの縮閉線を K_e とする。点Tから K_e に接線を引き、関数Kとの交点を点Pとする。

O' を中心に点Pをロータの回転方向に R_A / R_B 回転させた点がシール点Sで、このように縮閉線を用いると容易にシール点の位置が把握できる。

縮閉線は関数の曲率の変化を表しており、曲率変化から関数を決定することができる。

2.3 縮閉線を用いた作図方法の応用

ここで、縮閉線を用いた簡単な応用例について紹介する。図2において、雄ロータ先端の関数Fは、雄ロータ

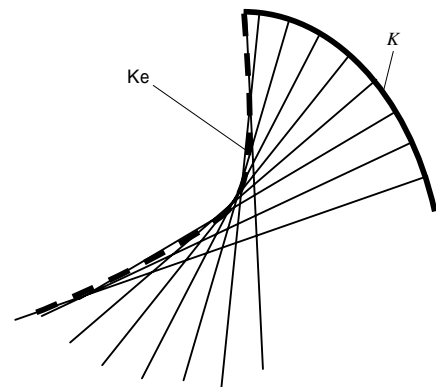


図10 縮閉線
Fig.10 Evolute

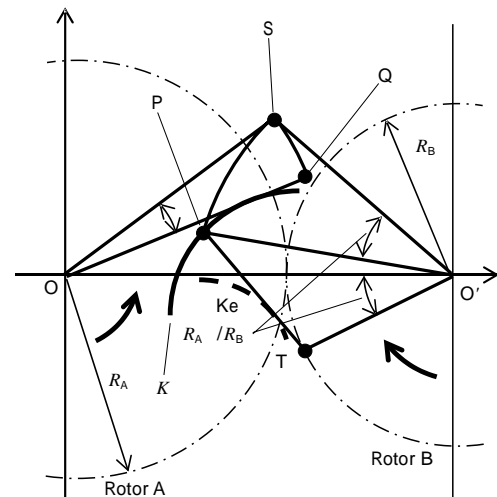


図11 縮閉線を用いた創成曲線の作図
Fig.11 Drawing method of generating function by using evolute

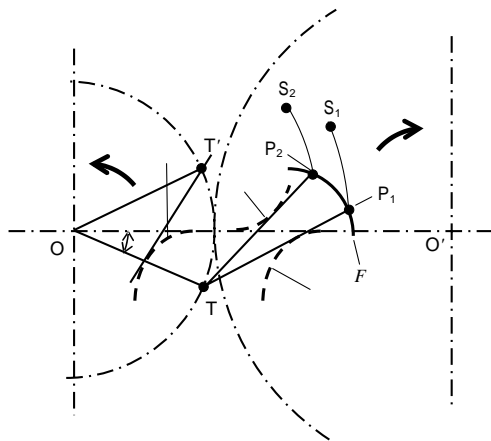


図12 関数 F と縮閉線
Fig.12 Function F and its evolute

が反時計方向に回転した場合、創成される関数である。基本的には、関数 F はどのような関数でも使用できるが、関数のパラメータによっては創成曲線ができない場合がある。そこで、創成曲線ができない関数はどのような縮閉線をもった関数が検討する。

雄ロータが反時計方向に回転した場合の雌ロータとのシール点 P は図12のように作図できる。雄ロータ中心から下方向に中心線に対して角度 θ の直線を引き、ピッチ円との交点を T とする。 T から関数 F の縮閉線に接線を引き、関数 F と接線の交点を点 P とする。点 P を反時計方向に角度 θ 回転させた点がシール点 S である。図12において、関数 F の縮閉線として、 F_1 、 F_2 の形状が考えられる。 F_1 に対して T から接線を引きることができる。一方 F_2 に対しては T から接線を引きることができない。したがって、 F_2 のような縮閉線をもつ関数は創成曲線ができない。

のような縮閉線をもつ関数は、 T が T' にある場合に接線を引きることができる。したがって、この関数は雄ロータが時計方向に回転したとき、創成関数ができる関数である。

このように、縮閉線の形を見るだけでその関数が使用できるかどうか判断できる。

3. 歯形解析プログラム

3.1 プログラム構成

歯形解析を短時間でできるように歯形解析プログラムを開発した。現在では歯形開発以外、圧縮機本体の設計、圧縮機の見積りなど幅広く利用されている。プログラムのフローチャート(図13)に示したように、本プログラムは大きく五つのプログラムで構成されている。

プログラム1は歯形を計算するプログラムで、1.3節で述べた方法により歯形を計算している。図2で示した基礎関数 F 、 g 、 h において、いくつかの標準関数が用意されているが、任意の関数を容易に追加することができる。その他、性能シミュレーション、設計、カッタ計算に必要なデータも計算をする。

プログラム2は、圧縮機の性能を計算するプログラムである。歯溝間のガス漏れなどを考慮し、圧縮過程の歯溝圧力および歯溝温度を計算する。

プログラム3はロータに作用する力を計算するプログラムで、ロータに作用するラジアル荷重、スラスト荷重、トルクを計算する。ラジアル荷重、スラスト荷重は軸受の設計に使用する。トルクはロータの振動解析、オイルフリー圧縮機の場合はタイミングギヤの設計に使用する。

プログラム4はカッタ形状を計算するプログラムである。スクリュロータの加工には特殊な形状をしたカッタを使用するため、その都度カッタ形状を計算する必要がある。本プログラムでは、カッタ形状とカッタ軌跡を計算する。

プログラム5はロータ加工時の切りくず形状を計算することにより、加工時に必要なトルクおよびカッタ温度を計算し、工具寿命の推定を行う。

3.2 出力例

ここで、各プログラムの代表出力例を示す。図14はプログラム1で計算した歯形である。この形状をもとに、各種データを計算する。図15はプログラム2で計算した圧縮過程のシミュレーションで、圧縮途中の歯溝圧力と歯溝温度を求める。上図はロータ回転角に対する歯溝温度、下図は歯溝圧力を示している。

図16はプログラム3で計算したロータに作用するトルクを示している。ロータ回転角に対する雄ロータ、および雌ロータに作用するトルクを示している。この計算からロータの強度計算を行う。図17はプログラム4で計算したカッタ軌跡である。ロータを加工する様子を示しており、干渉チェックを行う。図18はプログラム5で計算した切削シミュレーションである。切りくず形状、およびカッタに作用するトルクが計算される。上図は雄ロータ、下図は雌ロータの計算結果である。左図は切りくず

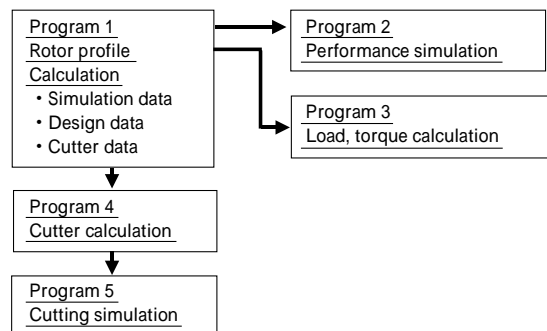


図13 プログラムのフローチャート
Fig.13 Flow chart of program

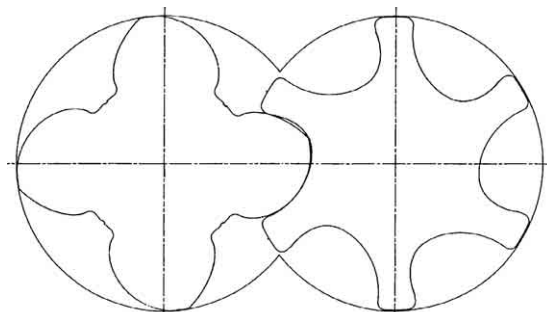


図14 スクリュー歯形
Fig.14 Rotor profile

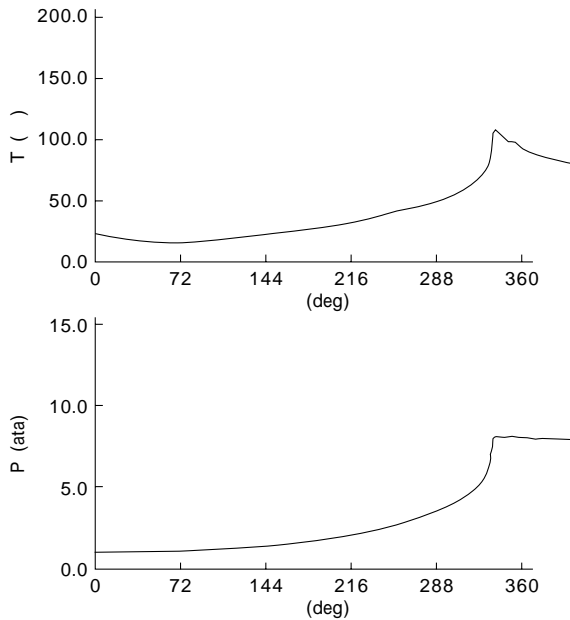


図15 性能シミュレーション
Fig.15 Performance simulation

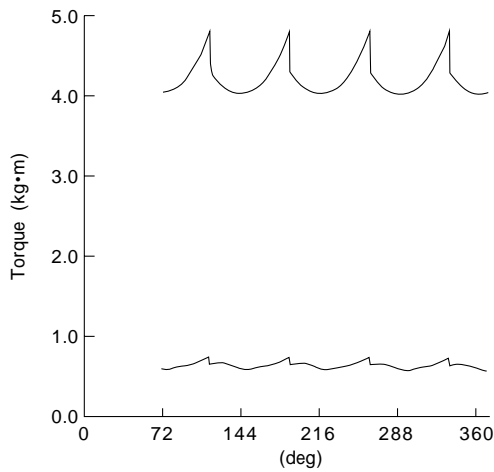


図16 ロータトルク
Fig.16 Torque of rotors

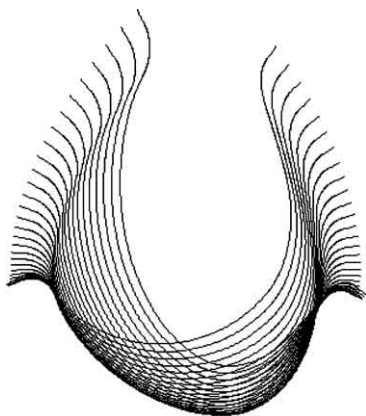


図17 カッタ軌跡
Fig.17 Cutter trace

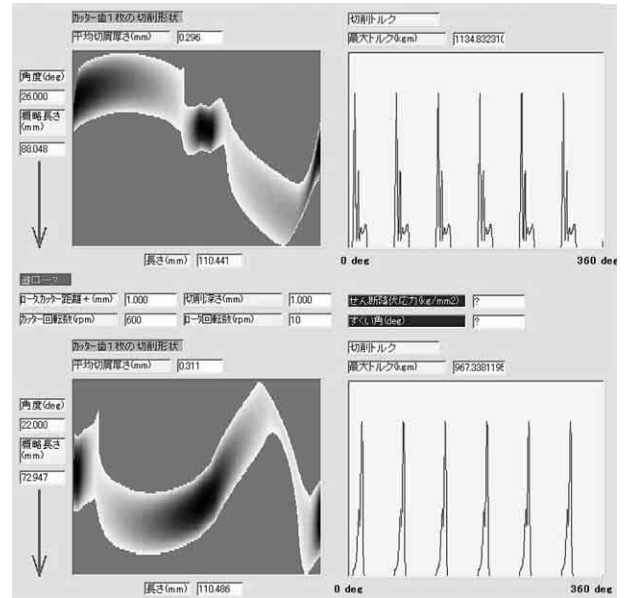


図18 切削シミュレーション
Fig.18 Cutting simulation

形状で、色が濃い部分は切りくずが厚いことを意味している。また、右図はカッタの回転角に対するトルクを表している。

むすび=スクリュ圧縮機の用途拡大に伴い、その用途に最適な歯形が要求されるようになってきた。そのため、迅速な歯形開発が重要となっている。歯形は非常に自由度が大きいため、各用途に必要なとされる歯形の性質と歯形関数を結びつける解析技術が必要となる。本解析手法を用いることにより、最適な歯形が短期間で開発できるようになった。

いままで、油冷式高圧圧縮機、大形オイルフリー圧縮機、汎用オイルフリー圧縮機など、それぞれの用途に適したスクリュ歯形を開発し、スクリュ圧縮機の用途拡大に大きく貢献をした。

参考文献

- 1) 吉村省二：日本機械学会論文集(C編)，64巻，627号(1998) pp.4380-4387.

(論文)

油冷式スクリュウ圧縮機信頼性向上技術

Technology for Reliability Improvement of Oil-flooded Screw Compressors



吉村省二*(工博)

Dr. Shoji YOSHIMURA

In large size and high pressure oil-flooded screw compressors, some problems occur. In order that large force acts on the rotors, impact vibration between the male and female rotors is induced and large force acts on the bearings. The process gas and lubricating oil are in direct contact with each other in the compression pressure process. Also oil viscosity falls. To overcome these problems, some new technologies have been developed.

まえがき = 油冷式スクリュウ圧縮機は、高効率、省スペース、容量制御などの特徴により産業界で広く使用されている。当社は、最大吐出圧力 10MPaG、最大ロータサイズ約 500mm と世界最高圧力、最大サイズの油冷式スクリュウ圧縮機を製作している。

大形、高圧スクリュウ圧縮機では、大きな荷重やトルク変動がスクリュウロータに作用する。そのため、圧縮機本体の設計において、従来とは異なる技術が必要となる。また、圧縮機本体以外の周辺技術も同様である。

このような過酷な運転条件において、信頼性を確保するため、幾つかの独自技術を開発し、多くの圧縮機を世の中に送り出してきた。ここでは、スクリュウ圧縮機の信頼性を向上させる代表的な三つの技術について紹介する。

1. 信頼性向上における技術課題

油冷式スクリュウ圧縮機の信頼性向上における主な技術課題を以下に示す。

・スクリュウロータ異常振動

ロータ歯溝圧力の変動が大きく、ロータに作用する変動トルクが大きくなることによってロータが異常振動を起こす。異常振動は、圧縮機の騒音や振動の増大を招き、場合によってはロータを損傷させる。

・軸受性能予測

スクリュウロータの軸受は、ロータに作用する力をガス圧によって支える非常に重要な部品であり、軸受解析技術は圧縮機の開発に不可欠である。そのため、軸受の性能予測が必要となる。

・潤滑油粘度低下

油冷式圧縮機では、ガスの冷却や歯溝間のシール性向上のため、圧縮ガス中に油を注入している。その油は圧縮機出口に設けられた油回収器により回収され、軸受に

供給している。圧縮ガスにハイドロカーボンが含まれている場合、ハイドロカーボンが油に溶込んで油の粘度を低下させ、軸受の潤滑不良や損傷を引起す。このため、油粘度低下予測技術が必要となる。

当社はこれらの技術課題を克服し、スクリュウ圧縮機の信頼性を向上させることができた。以下にそれぞれの技術の概要を述べる。

2. スクリューロータ振動解析¹⁻³⁾

2.1 ロータの挙動

図1はスクリュウロータの歯形形状を示している。矢印は回転方向である。雄ロータが雌ロータを駆動するため、通常ロータの駆動側歯面が接触する。しかし、異常振動を起こしたロータでは、スクリュウロータの駆動側、および反駆動側の両歯面が接触しており、ロータが図2のような挙動をしたと考えられる。縦軸(x)はロータ隙間、横軸は時間を表している。スクリュウロータには隙間があり、 $x=0$ は駆動側歯面が、 $x=$ は反駆動側歯面が接触していることを意味している。つまり周期 t_0 で駆動側と反駆動側が交互に衝突する振動である。

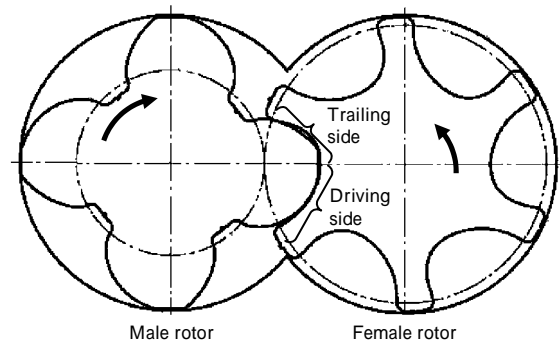


図1 スクリュー歯形形状
Fig. 1 Screw rotor profile

*機械エンジニアリングカンパニー 開発センター 技術開発部

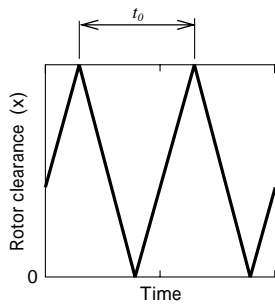


図2 ロータの挙動
Fig. 2 Motion of rotors

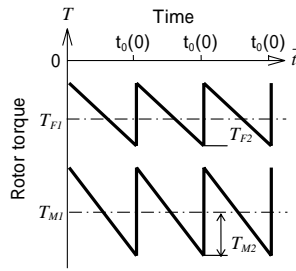


図3 ロータに作用するトルク
Fig. 3 Rotor torque

そこで図2のように周期的に衝突振動を起こすロータの挙動について調べる。

2.2 ロータの運動方程式

スクリュロータには図3のような変動トルクが作用する。横軸は時間 \bar{t} である。トルクの不連続変化点での時刻を $\bar{t}=0$ とする。 t_0 はトルクの変動周期である。 $\bar{t}=t_0$ (図中の $t_0(0)$) は次のトルクの変動周期の起点 $\bar{t}=0$ を意味する。雌ロータ、雄ロータに作用するトルクは次式で表される。

$$T_F = T_{F1} + T_{F2}(1 - 2\bar{t}/t_0) \quad (0 \leq \bar{t}/t_0) \dots\dots\dots(1)$$

$$T_M = T_{M1} + T_{M2}(1 - 2\bar{t}/t_0) \quad (0 \leq \bar{t}/t_0) \dots\dots\dots(2)$$

雌ロータ、雄ロータに図3で示したトルクが作用する場合の挙動を調べる。ロータの運動方程式は、微小項を省略すると次式で表される。

$$\frac{d^2 x_F}{dt^2} = f_1 + f_2(1 - 2t) \dots\dots\dots(3)$$

$$\mu \frac{d^2 x_M}{dt^2} = -f_1 + f_2(1 - 2t) \dots\dots\dots(4)$$

各変数、パラメータは以下の式で表される無次元量である。

$$\begin{aligned} t &= \bar{t}/t_0 & x_F &= x_F/l \\ x_M &= x_M/l & \mu &= I_M/I_F(N_M/N_F)^2 \\ f_1 &= t_0^2 T_{F1}/I_F(N_M/N_F) & f_2 &= t_0^2 T_{F2}/I_F(N_M/N_F) \\ f_3 &= t_0^2 T_{M2}/I_F(N_M/N_F) \end{aligned}$$

ここで、 I_M, I_F は雄、雌ロータの慣性モーメント、 x_M, x_F は雄、雌ロータの回転角、 N_M, N_F は雄、雌ロータの歯数である。 l はロータ隙間に相当する雄ロータの回転角である。ロータ同士が衝突した場合、反発係数 R で反発すると考える。

周期的にロータ同士が衝突する振動として、図4(a)および(b)に示したような振動が考えられる。横軸は時間で1目盛りは外力1周期を示している。また、縦軸はロータ位置である。ここで、周期振動波形を (J, K, L, M) 振動で表現する。 J, K, L, M は0または正の整数でそれぞれ次のことを意味する。分枝数とは、異なる振動波形が交互に現れる場合の振動波形の種類の数である。

- J : 外力周期数
- K : 駆動側歯面の衝突回数
- L : 反駆動側歯面の衝突回数
- M : 周期振動の分枝数

異常振動の原因となる振動は、(a)のように反駆動側

歯面が周期的に衝突する振動によるものと考えられる。(b)は、反駆動側歯面は接触しないが異常音の原因となる。

2.3 周期振動の安定領域

図4の各振動波形について周期振動解を計算し、特性方程式によりその安定領域を求める。 $(J, 1, 0, 1)$ 振動は解析的に安定領域を計算することができ、次式で表される。

$$0 < \frac{f_2}{f_1} (1 - 2t_p) \left(1 - \frac{f_3}{\mu f_2} \right) < \frac{1 + \mu}{\mu} \left\{ 1 + \left(\frac{1 - R}{1 + R} \right)^2 \right\} \dots\dots(5)$$

ここで

$$t_p = \frac{1}{2} \left\{ 1 \pm \sqrt{\frac{1}{3} + 2J \frac{(1 + \mu)f_1}{f_3 - \mu f_2} \left(1 - \frac{2R}{1 + R} \right)} \right\} \dots\dots\dots(6)$$

$(1, K, 1, M)$ 振動については解析解を求めることができないため、数値計算により安定領域を求めた。

図5は従来歯形における周期振動解の安定領域を示している。実線内部は図4(a)のように両歯面が衝突する振動の安定領域、一点鎖線内部は(b)のように駆動側歯面のみが衝突する振動の安定領域である。横軸は f_2 、縦軸は f_2/f_1 でロータのトルクに対応しており、圧縮機の圧力条件により決まる。従来歯形のパラメータ $f_2, f_2/f_1$ はこの位置に相当し、周期振動の安定領域の中に入っている。そのため、異常振動を起こす可能性があることがわかる。

そこで、異常振動を防止する歯形を開発した。その歯

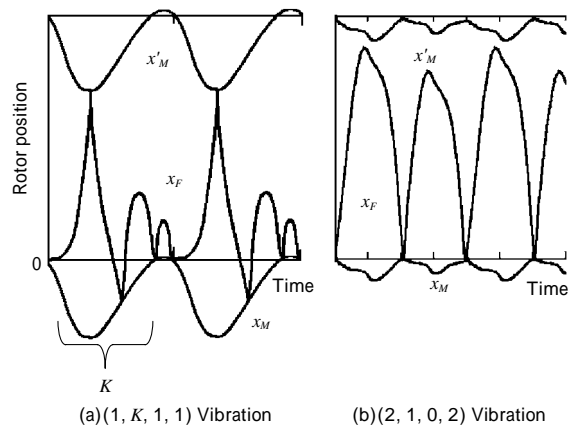


図4 周期振動
Fig. 4 Periodic vibration

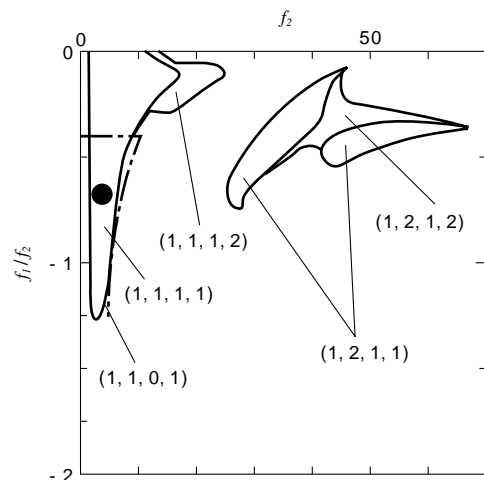


図5 従来歯形における周期振動の安定領域
Fig. 5 Stable region of periodic vibration of conventional profile

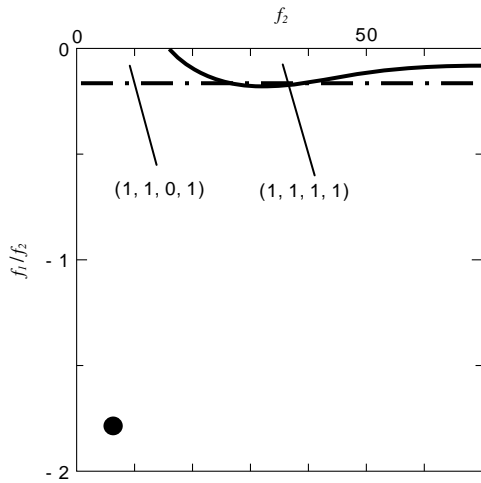


図6 新歯形における周期振動の安定領域
Fig. 6 Stable region of periodic vibration of new profile

形の周期振動解の安定領域を図6に示す。この歯形は安定領域が小さく、また、 f_2/f_1 はの位置で安定領域から外れており、異常振動が発生しないことがわかる。

3. 軸受解析技術

3.1 軸受荷重

軸受には、スクリュロータを介してガス圧力が作用する。この軸受荷重（ラジアル荷重： F_R ，スラスト荷重： F_S ）の大きさは近似的に次式で表される。

$$F_R = DI(P_D - P_S) \dots\dots\dots(7)$$

$$F_S = D^2(P_D - P_S) \dots\dots\dots(8)$$

ここで、 D はロータ径、 L はロータ長さ、 P_D は吐出圧力、 P_S は吸込圧力を示す。また、 I はロータ形状により決まる係数である。

軸受面積は、軸受径つまりロータ径 D に依存する。一方、式(7)、(8)から、軸受サイズが同じでも圧力条件によっては軸受荷重が大きくなり、許容面圧を超えて損傷してしまうことがある。そのため、軸受特性を十分把握する必要がある。

3.2 滑り軸受の基礎方程式

軸受開発のため、滑り軸受の軸受特性を解析する。滑り軸受では、軸と軸受面の相対運動によって発生する油膜圧が荷重を支える。ここで、図7のように隙間が変化する平面軸受を考え、横軸を x 、縦軸を軸受隙間 $h(x)$ とする。また、油膜に生じる分布圧力を $p(x, z)$ とする。ここで、 z は図7における厚さ方向の座標である。軸受幅を B とし、軸受両端での圧力が大気圧 p_0 に等しいと仮定すると、圧力境界条件は次式で表される。

$$p(0, z) = p_0, p(B, z) = p_0 \dots\dots\dots(9)$$

軸受面（図7の下部）が速度 U で動くとき、 $h(x)$ と $p(x, z)$ の関係はレイノルズ方程式より次式で表される。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \dots\dots\dots(10)$$

ここで、 μ は油の粘度である。油の粘度は温度によって大きく変化するため、油膜温度分布も同時に計算する必要がある。油膜温度は、油のせん断による発熱と油の移動、熱伝導、および軸・軸受への熱伝達のヒートバラン

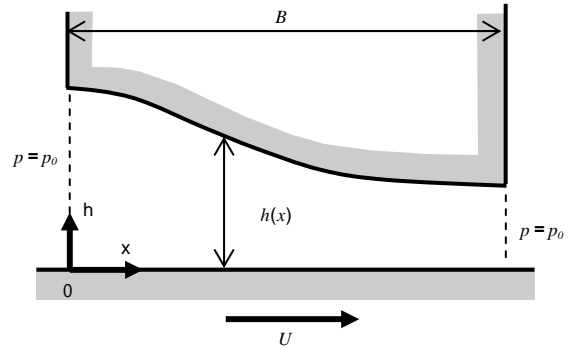


図7 滑り軸受
Fig. 7 Oil film bearing

スから計算される。

せん断による単位面積あたりの発熱 Q_1 は次式で表される。

$$Q_1 = U \left(-\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U}{h} \right) \dots\dots\dots(11)$$

一方、油膜温度を T とすると、油の移動および熱伝導による熱移動量 Q_2 は次式で表される。

$$Q_2 = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - C \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) \dots\dots\dots(12)$$

また、軸および軸受への熱伝達による熱移動量 Q_3 は次式で表される。

$$Q_3 = A(T - T_A) + B(T - T_B) \dots\dots\dots(13)$$

ここで、

A ：油の熱伝導率

C ：油の比熱

ρ ：油の比重

α_A ：軸と油膜の熱伝達率

α_B ：軸受と油膜の熱伝達率

u, w ： x, z 方向の油の流速

T_A, T_B ：軸、軸受の表面温度

ヒートバランスから次式が成り立つ。

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \dots\dots\dots(14)$$

また、油の温度と粘度の関係は次式で表される。

$$\mu = 10^{(A - B \log(T))} \dots\dots\dots(15)$$

ここで、 A, B は定数である。式(10)~(15)を解くことにより、発生油圧 $p(x, z)$ 、および油膜温度を求めることができる。 $p(x, z)$ を軸受面に対して積分することにより油膜力（軸受力）が計算できる。この力と軸受荷重がバランスする。

3.3 軸受特性シミュレーションプログラム

3.2節の計算式(10)~(15)に基づき、差分法による軸受特性シミュレーションプログラムを開発した。式(10)~(15)は軸受隙間が与えられたときの軸受発生力を計算しているが、実際は軸受荷重が既知であることから、その荷重が軸受発生力に一致するように軸受隙間を繰返し計算によって求めている。

軸受特性シミュレーションプログラムの計算結果の一例を図8に示す。中央の図の横軸は軸受円周方向、縦軸は軸方向を示しており、式(10)で計算される圧力分布を表している。色が濃い部分は発生油圧が高いことを示している。また、下左図は軸受円周方向、下右図は軸方

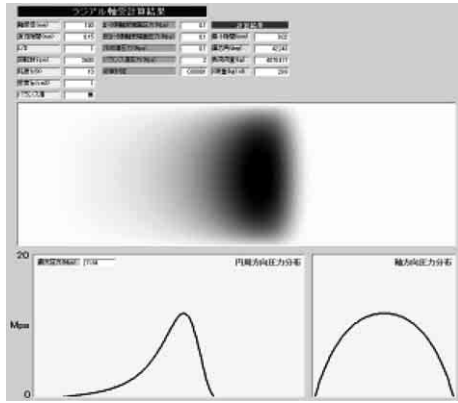


図8 軸受シミュレーション
Fig. 8 Bearing simulation

向に対する発生油圧を示している。この計算から油膜最小厚さおよび軸受温度が求められ、それらの値から軸受隙間が確保できているかを検討する。なお、熱伝達率は理論的に求めることが困難であるため、実験から求めている。

4. 油粘度予測技術

4.1 潤滑油へのガスの溶込み

図9は油冷式スクリュウ圧縮機のフローを示している。本圧縮機では、圧縮室および軸受に油が注入され、ガスと油が混合される。圧縮機出口に油回収器を備え、ガス中の油を分離する。分離された油は冷却器で冷却され、再度圧縮室および軸受に注入される。

ガス中にはヒドロカーボン C_mH_n 成分が含まれていることが多く、圧縮過程で C_mH_n 成分が油に溶込むことによって油の粘度が低下する。粘度が低下すると軸受が潤滑不良を起こす可能性があることから、粘度低下を予測して高粘度油などを選択することが必要である。

4.2 油粘度推定式

吸込ガス中に含まれる C_mH_n の量を $x\%$ とする。吐出圧力を P_D とすると、圧縮機出口における C_mH_n の分圧は次式で表される。

$$P_x = \frac{x}{100} P_D \quad \dots\dots\dots(16)$$

油回収器における C_mH_n の油への溶込量 G_x は ROULT の法則により次式で計算できる。

$$P_x = P_c \frac{G_x/M_c}{G_x/M_c + G_o/M_o} \quad \dots\dots\dots(17)$$

ここで、

- P_c : 吐出温度における C_mH_n の飽和蒸気圧
- G_x : C_mH_n 重量
- M_c : C_mH_n 分子量
- G_o : 油重量
- M_o : 油分子量

その後、油は油冷却器により冷却され、圧縮機に注油される。ここで、油重量 G_o に C_mH_n 重量 G_x が溶込んだときの給油温度での粘度を計算する。給油温度における油の粘度を μ_o 、 C_mH_n の粘度を μ_c とすると、混合粘度 μ は次式で表される。

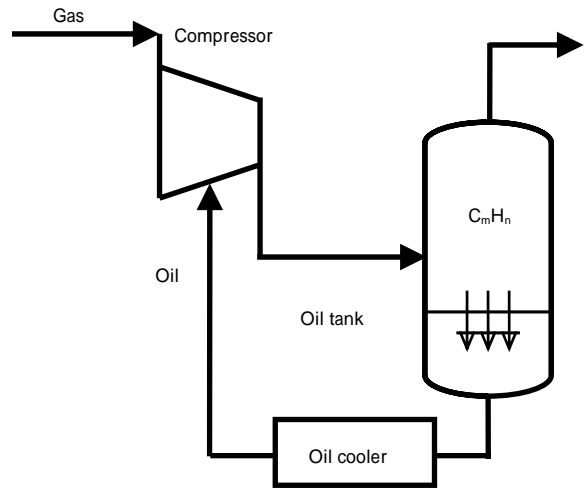


図9 油冷式スクリュウ圧縮機のフロー
Fig. 9 Flow diagram of oil-flooded screw compressor

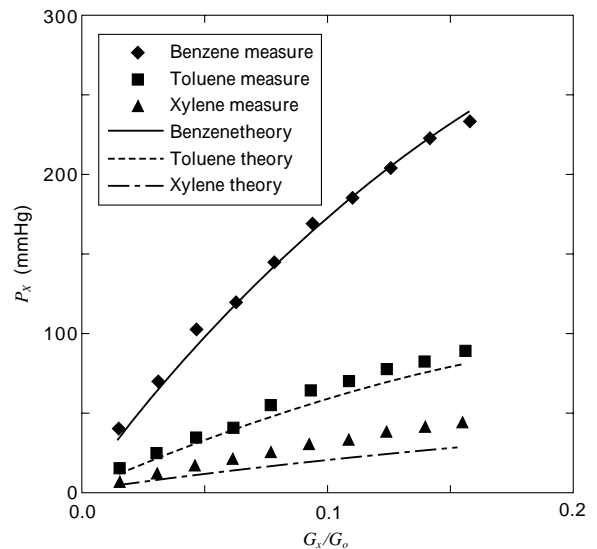


図10 油と H_mC_n 混合液の蒸気圧
Fig.10 Vapor pressure of mixture of oil and H_mC_n

$$\log \mu = K_o \log \mu_o + K_c \log \mu_c \quad \dots\dots\dots(18)$$

ここで

$$K_o = \frac{W_o/A}{W_o/A + W_c/M_c}$$

$$K_c = \frac{W_c/M_c}{W_o/A + W_c/M_c}$$

$$W_o = \frac{G_o}{G_o + G_x}$$

$$W_c = \frac{G_x}{G_o + G_x}$$

A は潤滑油の種類により決まる定数である。式(18)は1成分の C_mH_n が溶込んだときの推定式であるが、実際は2成分以上のときが多い。また、 C_mH_n の種類によっても粘度低下量が異なるため、全てを包括した推定式はかなり複雑になることからここでは省略する。

4.3 要素実験による推定式の検証

式(16)、(17)は理想状態の式で、実際には理論式どおりにはならないことが多い。とくに、 C_mH_n と油は分子構造が似ているため相互作用が強く、実験により式を補正する必要がある。図10は C_mH_n と鉱油を混合したときの蒸気圧について、実験と理論を比較したグラフであ

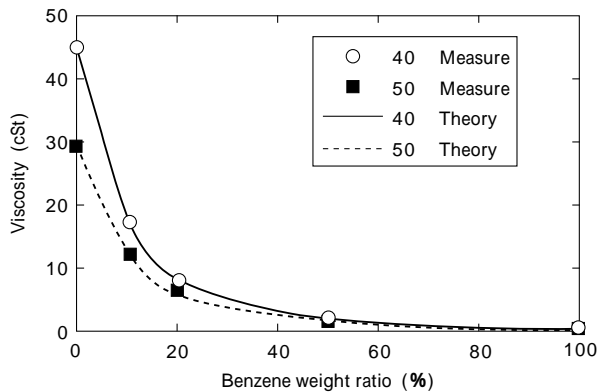


図11 油とベンゼンの混合粘度
Fig.11 Viscosity of mixture of oil and benzene

る。ベンゼンは良く合っているが、トルエン、キシレンは実験と理論がずれている。その他の物質についても同様のずれが認められ、式(17)を補正して使用している。

図11はベンゼンと鉱油の混同粘度について、実験と理論を比較したグラフである。式(18)のAは実験から求めた値で、その値を使うと実験と理論が良く合うことがわかる。

当社ではこのように、実験に基づいて補正した理論式より運転中の油粘度を推定することができようになり、最適な油種を選択することが可能となった。

むすび=当社の油冷式スクリュウ圧縮機は、圧縮ガス中に油を注入することによるガス冷却効果や油膜によるシール効果によって高性能化が図られている。また、容量制御機構を有するため、他の圧縮機にない優れた特徴を持っている。しかしその一方で、その油によるさまざまな問題も生じていたが、それらの問題点を克服することによって世界に類を見ない大形、高圧圧縮機を開発することができた。今後も、これらの技術を生かし、新用途の圧縮機を開発していく所存である。

参考文献

- 1) 吉村省二：日本機械学会論文集(C編),61巻,582号(1995) pp.501-506.
- 2) 吉村省二：日本機械学会論文集(C編),61巻,586号(1995) pp.2216-2222.
- 3) 吉村省二：日本機械学会論文集(C編),64巻,617号(1998) pp.15-22.

(論文)

圧縮機用多孔板形消音器

Perforated Panel Type Silencer for Screw Compressors



木村康正*

Yasumasa KIMURA



山口善三*

Zenzo YAMAGUCHI



坂谷 亨**

Toru SAKATANI

The new type silencer using perforated panel for sound absorbing structure was developed. The sound absorbing effect caused by the micro hole in a thin panel was applied to a silencer. Sound absorbing structure by a perforated plate doesn't have as much a bad influence on the environment as acoustic material of conventional fiber-form, and there is durability. Since this perforated plate type silencer is used for oil-free screw compressor, a practical example is introduced.

まえがき = 近年、環境問題への意識が高まり、工場近隣での住環境改善および工場内での作業環境改善の必要性から、スクリュウ圧縮機に対する低騒音化への要求は年々厳しくなっている。スクリュウ圧縮機は、高圧の作動流体を発生させる産業機械であるが、同時に、吸込・吐出の圧縮機構により高エネルギーの圧力脈動を発生させる。圧力脈動は、圧縮機本体のみならず配管や付属機器を振動させ、大きな騒音源となる場合がある。

このため、とくに高速で回転し大きな騒音を発生させるオイルフリー式スクリュウ圧縮機の場合、一般的に防音パッケージの高性能化を図るとともに、消音器の設置により騒音レベルの低減を図っている。消音器については圧力脈動の周波数が高いことから、高周波域での消音量が大きい吸音型消音器を用いるのが効果的であると考えられている。しかし一方でこのタイプの消音器は、吸音材として用いられている繊維系多孔質材料の飛散や腐食性ガス使用時の吸音材の劣化などの問題があった。

これらの課題を解決するため今回、圧縮機用消音器の吸音構造に多孔板を用いた新しいタイプの消音器を開発した。多孔板形消音器では、薄板に設けた微細多孔部での減衰効果を活用することによって吸音性能を向上させるとともに、従来の繊維系吸音材より耐久性を向上させている。

このたび当社では、オイルフリー式スクリュウ圧縮機用に新たに開発した多孔板形消音器を量産機種に適用したので以下にその概要を報告する。

1. 微細多孔板による吸音効果

多孔板形消音器の吸音構造の概略図を図1に示す。多孔板には直径が数mmの微細孔が開口率10%程度以下で加工されており、背後空気層と呼ばれる空間を仕切板によって確保した上で壁面近傍に設置されている。基本

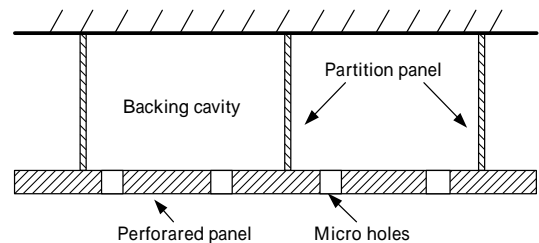


図1 多孔板による吸音構造

Fig. 1 Sound absorbing structure with perforated panel

構造としては非常にシンプルではあるが、多孔板の微細孔を空気が交差的に往復運動すると、微細孔壁面との摩擦による減衰効果より薄板面に入射した音波が減衰し、吸音効果が生じることが知られている^{1), 2)}。

さらに高い音圧下に多孔板を設置した場合、多孔板前後の圧力差で微細孔部の空気が一体となって運動し、微細孔から噴出した空気の流れが渦となってエネルギー消散する。減衰効果は、空気振動が大振幅となる高音圧下で生じる効果であるため振幅依存性効果と呼ばれる場合がある。大振幅の圧力脈動が発生しているスクリュウ圧縮機の配管路では、この効果を利用して吸音特性を向上させることが有効と考えられる。

次章以降では、多孔板の吸音率に音圧レベルに依存する特性があることを示し、多孔板の吸音メカニズムと多孔板を用いた吸音設計方法を述べた上で、オイルフリー圧縮機用消音器の事例について紹介する。

2. 微細多孔板による吸音機構

微細多孔板に対する振幅依存性の影響を把握するため、図2に示す音響管を用いて垂直入射吸音率の計測を行った。直径88mm、長さ2mの鋼製管路を使用し、一端にスピーカを配置し、他端はスライド式のピストンで剛壁を模擬している。多孔板の垂直入射吸音率は、スピ

*技術開発本部 機械研究所 **技術開発本部 知的財産部

一カから広帯域雑音を発信し、多孔板前方の2点のマイクロフォンの音圧信号 P_a, P_b から式(1)および式(2)を用いて算出する³⁾。

$$Z_0 = x + jy = j c \frac{-H(\) \sin ks_0 + \sin k(s_1 + s_0)}{H(\) \cos ks_0 - \cos k(s_1 + s_0)} \dots\dots(1)$$

$$= \frac{4 cx}{(x + c)^2 + y^2} \dots\dots(2)$$

ここで、 $H(\) = P_k(\) / P_k(\)$ で複素音圧伝達関数、 k は波数、 s_0 はマイクロフォンと多孔板間距離、 s_1 はマイクロフォン間距離、 c は音速、 ρ は空気密度である。

表1に示すパネル1の微細多孔板に対し、前面音圧を変化させて測定を行った垂直入射吸音率の測定結果を図3に示す。音圧レベルが100dB、110dBと前面音圧が高くなるに従って測定周波数全域で吸音率が向上しており、振幅依存性効果を示していることがわかる。

多孔板の吸音機構については、Ingard や Melling の理論的な研究が知られているが、ここでは Melling の理論式を参考に多孔板の減衰メカニズムについて説明する⁴⁾⁻⁶⁾。図2に示す多孔板前後の音圧および空気振動の粒子速度を用いて整理した多孔板の伝達行列モデルは次式となる。

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ u_1 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_2 \\ u_2 \end{pmatrix} \dots\dots(3)$$

$$\text{Im}[Z] = \left\{ t_0 \left(1 + \frac{2}{d} \sqrt{2\mu} + \frac{8}{3} d \right) \left(\frac{D}{d} \right)^2 \right\} \dots\dots(4)$$

$$\text{Re}[Z] = \frac{2(t_0 + d)}{d} \sqrt{2\mu} \left(\frac{D}{d} \right) + \frac{8}{3} \cdot \frac{1}{C_d^2} \left| \left(\frac{D}{d} \right)^4 - 1 \right| \frac{1}{2} u_2 \dots(5)$$

ここで、 D は主管径、 d は微細孔径、 t は多孔板の板厚、 μ は空気の粘性係数、 ρ は密度、 C_d は管路抵抗係数を示す。

式(4)および式(5)の第1項は、微細孔内を空気が往復運動をする際の空気マスバネ効果と粘性効果を示すものであり、式(5)の第2項は微細孔内の空気が一体となって運動し、空間に渦となってエネルギー消散される項を示している。式(5)の第2項を式(3)に代入すれ

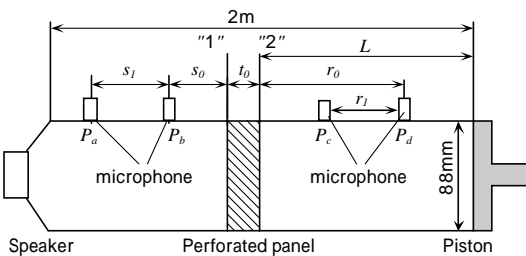


図2 多孔板の減衰特性計測装置

Fig. 2 Measurement system for damping characteristics of perforated panel

表1 多孔吸音板の寸法
Table 1 Dimensions of the perforated panel

| | Panel 1 | Panel 2 |
|------------------------------|------------------|---------|
| thickness(mm) | 0.8 | 1 |
| hole diameter(mm) | 2 | 2 |
| porosity(%) | 2 | 5.5 |
| density(kg/m ³) | 1.2 | 2.4 |
| sound velocity(m/s) | 340 | 422 |
| length of backing cavity(mm) | 950 | 10, 20 |
| sound level(dB) | 70, 80, 100, 110 | 160 |

ば、 u_2 の2乗の係数になり、高音圧下では粒子速度の2乗に比例して減衰効果が大きくなることを示している。

つぎに、消音器の吸音構造として用いる多孔板の伝達行列を4点マイクロフォン法により実験的に同定し、解析結果との比較を行った。4点マイクロフォン法は図2に示す音響管を用い、供試体前後4点の音圧から1次元波動理論に基づき供試体表裏面の音圧と粒子速度を算出し、伝達行列を同定する方法である^{1), 2), 5)}。

表1のパネル1の多孔板を用いて計測した伝達行列係数の実数部について、各粒子速度成分に対してプロットした結果を図4に示す。種々の音圧および周波数の測定条件にもかかわらず、測定結果は一つの線上に乗って

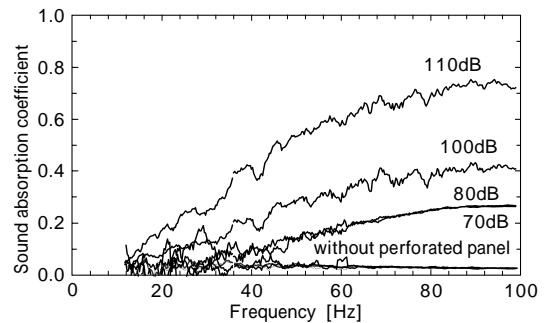


図3 多孔板の吸音率計測結果

Fig. 3 Sound absorption coefficient of perforated panel at several sound pressure levels

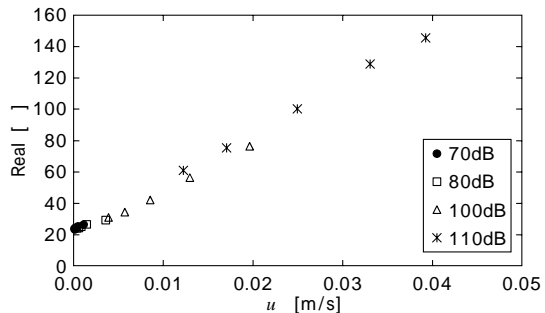


図4 係数の実部計測結果

Fig. 4 Real part of identified element []

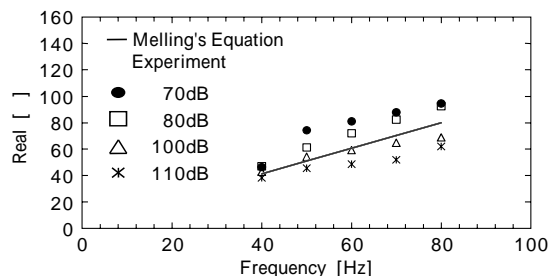
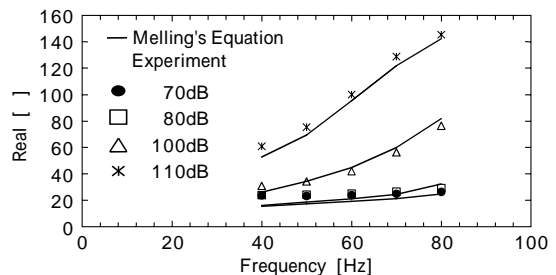


図5 係数の測定結果と計算結果との比較

Fig. 5 Comparison of Melling equation with experiment (Real [] & Im [])

おり、粒子速度が0に漸近しても の実数部は一定値を示している。また粒子速度0近傍以外ではほぼ線形の関係にある。これは、低流速域では層流の粘性による減衰力が粒子速度に無関係に作用しており、粒子速度が増すに従って、圧力損失に相当する粒子速度の2乗成分(の定義では1乗成分)が増大すると解釈できる。

つぎに、吐出係数0.63とし、式(1)、式(2)を用いて多孔板の伝達行列係数を算出し、4点マイクロフォン法による測定結果と比較した。図5に の実部および虚数部の比較結果を示す。周波数および音圧に対する傾向、絶対値ともかなり良く近似できていることがわかる。

3. 微細多孔板の吸音設計

多孔板の吸音率は伝達行列を用いた解析モデルより算出することができる。多孔板前面の音響インピーダンス Z_1 は、多孔板後方に厚さ L の閉管が接続されているとして、式(6)のように求めることができる。さらに音響インピーダンス Z_1 の実部 x と虚部 y を式(2)に代入すれば、垂直入射吸音率 が算出できる。

$$Z_1 = \frac{P_1}{u_1} = \frac{P_2}{u_2} = -j c \cot kL \dots\dots\dots(6)$$

図6に Melling のモデルを用いて計算したパネル1の吸音率と測定値を示す。振幅依存性のある場合の多孔板吸音率についても計算値と測定値は良く一致していると言える。

多孔板の吸音性能に影響を与える基本因子としては、板厚、孔径、開口率、背後空気層厚さなどがある。表1のパネル2の多孔板に対して背後空気層を変化させた場合の吸音率を図7に示す。背後空気層が厚くなるに従い、吸

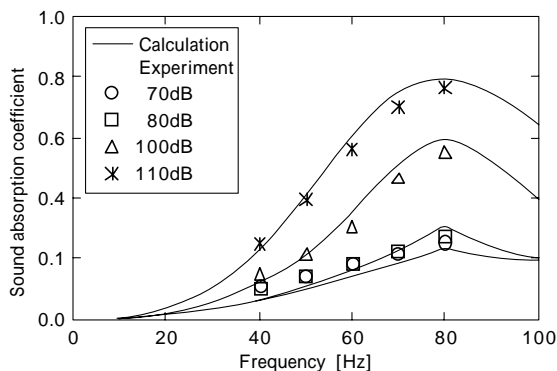


図6 多孔板パネル1の吸音率計算値と実験値の比較

Fig. 6 Comparison of calculated and measured sound absorption coefficient for perforated panel 1

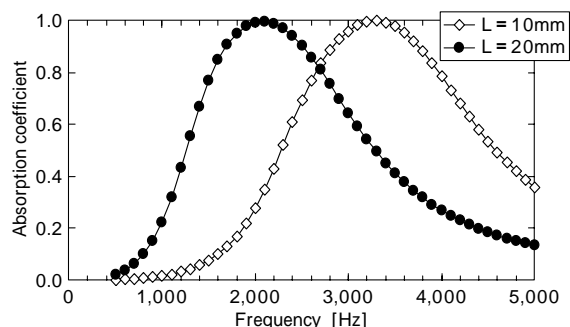


図7 多孔板の吸音率計算結果

Fig. 7 Absorption coefficient of perforated panel 2

音率のピークが周波数の低い方へ移動することがわかる。

このように、多孔板の仕様を変化させた場合の吸音率が事前に算出できることから、対象とするスクリュウ圧縮機の仕様に合わせて最適な多孔板の形状を決定することができる。

4. 多孔板形消音器の適用例

多孔板による吸音構造をオイルフリースクリュ圧縮機の吐出消音器に適用することを検討した。オイルフリースクリュ圧縮機用消音器の概略図面を図8に示す。消音器外筒部を鋳物で製作することにより、比較的複雑な形状となる仕切板と背後空気層に相当する空間を容易に確保している。また、本消音器の多孔板に設けた微細孔の開口率と背後空気層厚さは、上流側と下流側で異なる2種類の吸音構造としており、より広い周波数範囲で消音できるように設計した。本消音器を圧縮機吐出配管に設置し、消音器の後流側2m位置で測定した配管表面の平均振動速度レベルを図9に示す。消音器の有無で比較すると、500Hz以上の帯域で10dB前後の低減効果があることがわかる⁷⁾。

また、石油化学プラントなどで用いられるプロセス用スクリュウ圧縮機では、塩化水素などの腐食性の気体下で使用されることもあり、従来の繊維系の吸音材では耐久性が問題となる場合がある。化学プラント向けスクリュウ圧縮機の吸込側に設置された消音器の概略構造を図10に示す。胴体内部は、円筒内壁近傍に設置した多孔板と作動流体の通路となる通過穴のある複数の仕切板からなる拡張室によって構成される。拡張室を設けることで膨張形消音器の機能も発揮し、低周波帯域でも消音量が確

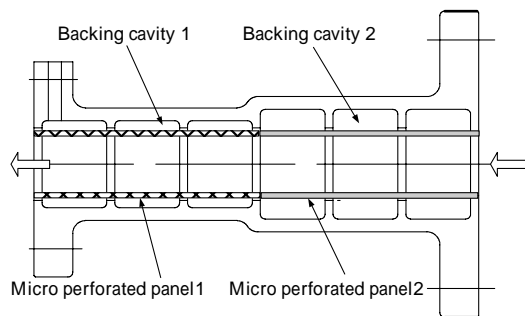


図8 圧縮機用多孔板形消音器の概略図

Fig. 8 Schematic diagram of perforated panel type silencer

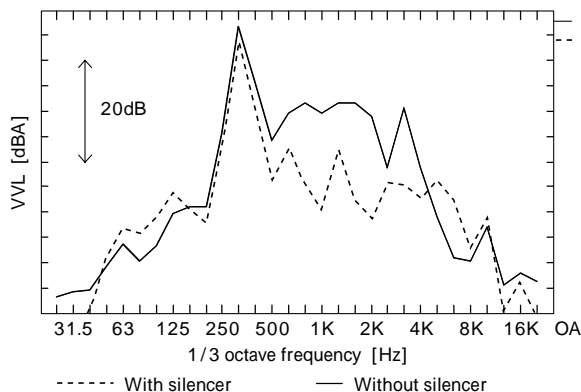


図9 消音器有無での配管振動比較

Fig. 9 Comparison of velocity level between with and without silencer

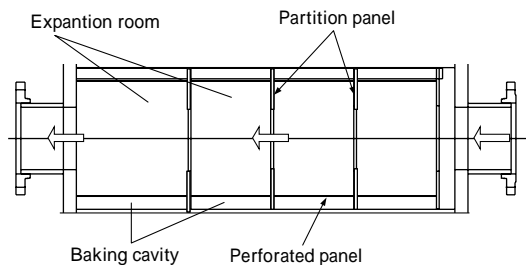


図10 化学プラント向け圧縮機用多孔板形消音器の概略図

Fig.10 Schematic diagram of perforated panel type silencer for chemical plant

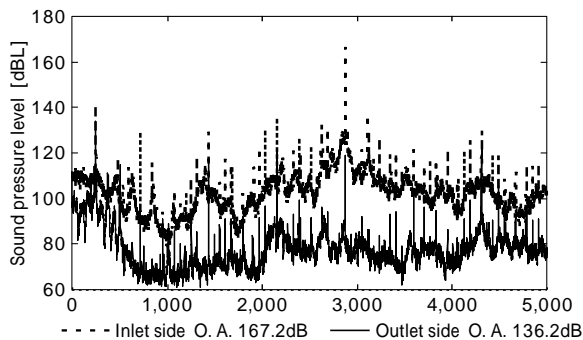


図11 消音器前後の配管内音圧レベル計測結果

Fig.11 Sound pressure level measurement results in front of and behind silencer

保することができるよう設計した⁸⁾。

図10の吸込消音器を圧縮機に設置し消音器の前後の音圧レベルを計測した結果を図11に示す。広い周波数範囲で大きな消音効果が得られていることがわかる。本形式の消音器は20機以上の実績があり安定した稼働状態にある。

むすび=スクリュウ圧縮機の開発にあたり、大型化・性能向上をめざして日々努力していくことは重要である。しかし、性能を追及していった場合、トレードオフとして騒音振動などが大きくなる場合もあり、防音対策についても常に検討を続けていくことを怠ってはならない。さらに最近では、耐久性やコストなどとのトレードオフからも限界設計を求められる場合が多い。本多孔板消音器も一つの例ではあるが、今後もより高性能でコストパフォーマンスの高い防音構造をさらに検討していく所存である。

参考文献

- 1) 宇津野秀夫ほか：音響学会誌，59巻，6号(2003) pp.301-308.
- 2) 坂谷 亨ほか：VS - tech2001 講演論文集，No.01-7(2001) pp.231-234.
- 3) A. F. Seybert：Jour. Acoust. Soc. Am., 61(1977) pp.1362-1370.
- 4) T. H. Melling：Jour. Sound and Vib., 29-1(1973) pp1-65.
- 5) C. W. S. To et al.：Jour. Sound and Vib., 62-2(1978) pp.207-222.
- 6) U. Ingard：Jour. Acoust. Soc. Am., 25(1953) pp.1037-1045.
- 7) 木村康正ほか：ターボ機械，35巻，第10号(2007) pp.42-47.
- 8) 稗田芳寿ほか：神鋼テクノ技報，Vol.19, No.35(2007) pp.17-20.

(解説)

100barG 高压油冷式スクリュ圧縮機

High Pressure 100barG Oil-flooded Screw Compressor



天野靖士*
Yasushi AMANO

Kobe Steel has developed a high pressure oil flooded screw compressor. A discharge pressure up to 100barG is achieved by using original rotor technology, larger bearings, and special mechanical seal. The compressor, with its high performance and reliability, is suitable for fuel gas boosting, in particular, for highly efficient gas turbines. The compressor is expanding its applications and is practically used for desulfurization of fuel. The compressor's application is expected to grow further.

まえがき = スクリュ圧縮機は、容積式でありながら回転式の特性を合せもち、高効率、省スペース、長時間運転性などの特長により産業界で広く使用されている。とりわけ、圧縮ガス中に油を注入する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、圧縮機の高圧化、大風量化と潤滑油技術・油分離技術の向上とともにその適用範囲を大幅に広げている。

当社は高压油冷式スクリュ圧縮機「EH シリーズ」の適用吐出圧力を 100barG まで対応可能とした。従来シリーズを含めた当社油冷式スクリュ圧縮機のレンジチャートを図 1 に、また圧縮機の仕様を表 1 に示す。

本稿では、100barG 吐出油冷式スクリュ圧縮機の構造を解説するとともに、適用事例の紹介と今後期待される適用用途について述べる^{1)~3)}。

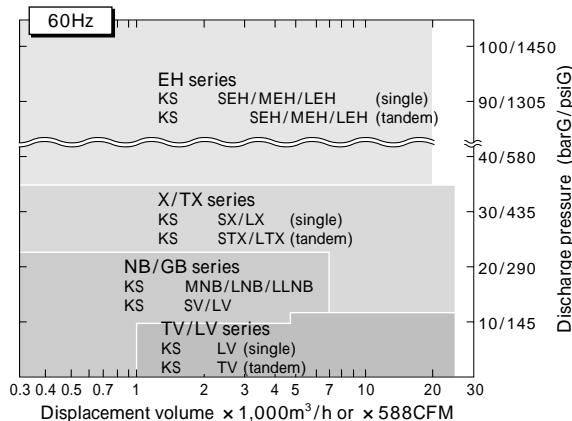


図 1 スクリュ圧縮機レンジチャート
Fig. 1 Range chart of KOBELCO EH series

表 1 100barG 油冷式スクリュ圧縮機諸元

Table 1 Basic specification of 100barG oil flooded screw compressor

| | |
|--|-----------------------|
| Max. working discharge pressure (barG) | 100 |
| Max. working suction pressure (barG) | 100 |
| Casing design pressure (barG) | 115 |
| Capacity range (m ³ /h) | 200 ~ 20,000 |
| Rotor material | Forged steel |
| Casing material | Cast steel |
| Mechanical seal | SiC + SiC |
| Bearings : Radial | Babbittes sleeve type |
| Thrust | Tilting pad type |
| Capacity Control | Step less 100 ~ 15% |

1. 100barG 油冷式スクリュ圧縮機の構造と特徴

100barG 吐出油冷式スクリュ圧縮機の構造を図 2 に示す。ガスは吸込ノズルより吸込まれ、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、吐出ノズルより吐出される。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、取扱いガスが機外に漏出するのを防止している。

1.1 ロータ歯形

当社スクリュ圧縮機を特徴づけるものとして、各用途に合わせて最適な歯形を開発・採用していることがあげられる。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シール線長さの短縮、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巻角の検討が必要である。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を採用している。

*機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部 回転機技術部

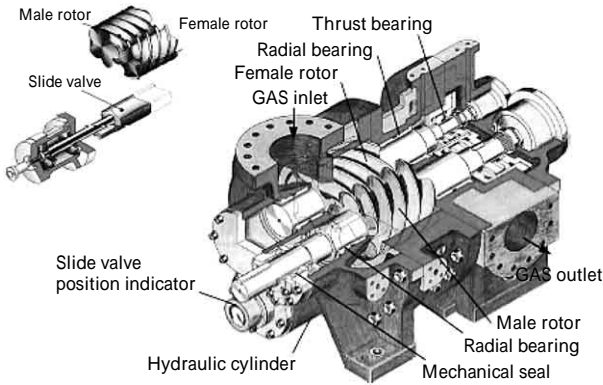


図2 100barG 吐出油冷式スクリュウ圧縮機の構造
Fig. 2 Construction of 100barG oil flooded screw compressor

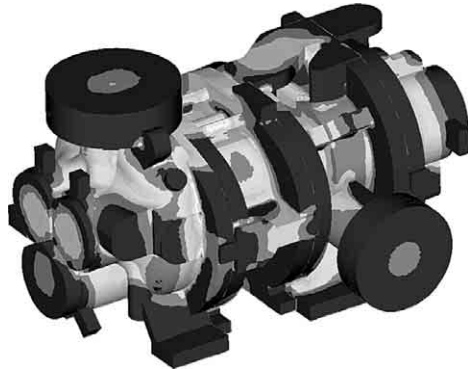


図3 ケーシング応力解析結果
Fig. 3 FEM analysis of casing stresses

100barG 油冷式スクリュウ圧縮機の歯形はこのプログラムを用いて設計した。また、ロータ歯数の組合せ、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や性能シミュレーションを行い、高荷重となる高圧用途に最適なロータ歯数組合せを雄ロータ5枚、雌ロータ7枚(5+7歯形)としている。

1.2 軸受

ラジアル軸受はスリープタイプ、スラスト軸受はティルティングパッド型である。高吐出圧力に対応できるよう大形化して軸受の負荷容量を増大させた。とりわけラジアル軸受は、5+7歯形の採用によって負荷面積の増大が可能となった。軸受の材質はホワイトメタルを標準とし、腐食性ガスが含まれる用途に対しては、オプションとしてアルミ軸受も選定可能である。

1.3 メカニカルシール

メカニカルシールは、ユーザの要求に対応すべく、シングル型、ダブル型、およびタンデム型を選択可能としている。

メカニカルシールのシールボックス内圧力は、油冷式スクリュウ圧縮機の構造上、運転時は吸込圧力程度となる。このため、メカニカルシールの性能が油冷式スクリュウ圧縮機の運転吸込圧力の上限值を決定する。

シール材の組合せはSiC + SiCとし、高吸込圧力に対応すると同時に長寿命化をも図ったものとしている。

1.4 ケーシング

高吐出圧力化に伴い、ケーシングのFEM 応力解析を行うことによって肉厚やリブ形状の見直しなどを行った。ケーシングの応力解析結果を図3に示す。

社内に試運転設備を製作し、吐出圧力 100barG における圧縮機の運転試験を行って機械的強度に問題のないことを確認のうえ、性能測定を実施した。また、吐出圧力 100barG における吐出ガスの油分測定を行い、油分離性能が良好であることを確認した。

2. 100barG 吐出油冷式スクリュウ圧縮機の適用用途

一般的な油冷式スクリュウ圧縮機の系統図を図4に示す。吸込ガスをろ過器・逆止弁を通過したガスは圧縮機で昇圧される。油冷式スクリュウ圧縮機は、ロータや軸受の潤滑、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。油は油回収器内で一次分離され、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を採用している。

吐出圧力 100barG へ対応できる油冷式スクリュウ圧縮機の特長を生かした適用用途として以下のようなものが挙げられる。

<石油精製分野>

- ・脱硫用圧縮機
- ・ネットガスパースタ用圧縮機
- ・オフガス圧縮機

<石油化学分野>

- ・水素圧縮機
- ・炭酸ガス圧縮機
- <エネルギー分野>
- ・ガスタービン燃料用ガス圧縮機

<Oil & Gas 分野>

- ・Off Shore 向けガスリフト用圧縮機
- ・天然ガスパイプライン用ブースタ圧縮機

これらの用途では、これまで主にレシプロ式や遠心式圧縮機が用いられていたが、取扱いガスの影響をほとんど受けない容積式かつ信頼性の高い油冷式スクリュウ圧縮機が従来レンジ(60barG まで)ですでに適用されている。本章では、代表的な用途における高圧油冷式スクリュウ圧縮機を用いた事例を紹介する。

2.1 脱硫用圧縮機

近年、環境保全の高まりから自動車用ガソリンとディ

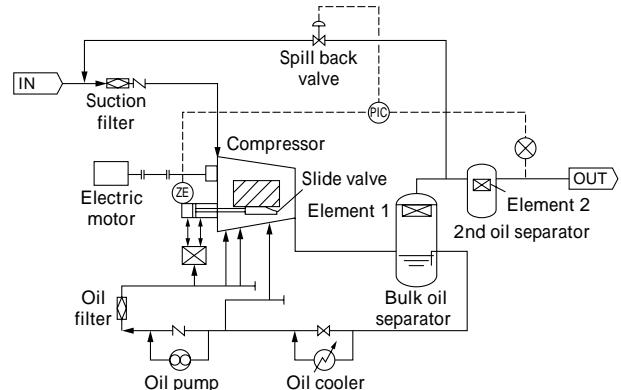


図4 油冷式スクリュウ圧縮機の系統図
Fig. 4 Schematic diagram of oil flooded screw compressor

ーゼル燃料に対する低硫黄化要求が世界的に高まってきたことを受け、各石油会社において燃料の低硫黄化に対する取組みが盛んに行われている。燃料の低硫黄化には水素を用いた脱硫プロセスが主流であり、リサイクルガス圧縮機と呼ばれる水素圧縮機が必要となる。ガス成分は水素を主成分としながらも腐食作用のある硫化水素を微量含んでいる。また、潤滑油に溶解し粘度を希釈するメタンやプロパン、ブタンなどの重炭化水素を含む場合もある。脱硫プロセスの状態によってガスの物性が変化することやプラント立上げ時には窒素ガスによる運転などもあり、さまざまなガス物性・運転パターンに対応できなくてはならない。さらに、高い信頼性が求められることに加え、長期連続運転の要求もある。

先にも述べたように、油冷式スクリュ圧縮機は潤滑油を圧縮機内部に給油しているが、重炭化水素を多く含むプロセスの場合、ガスが溶解して潤滑油の粘度を低下させ、軸受・メカニカルシールの油膜切れを起こして摩擦を早める懸念がある。このため、これまでは適用範囲が限られていたが、近年の潤滑油の技術革新は著しく、重炭化水素が溶解しにくい合成油（PAG:poly alkyl glycol）を採用することによってこれらのガスへの対応が可能となってきている。

典型的な脱硫圧縮機ユニットの外観を図5に示す。より高い信頼性が要求される脱硫プロセスの主要機器の一つであるネットガスブースタへの適用も始まっており、今後は吐出圧力100barGレベルが要求されるディーゼル脱硫用圧縮機への適用も検討されている。

2.2 水素圧縮機

水素は石油精製分野や石油化学分野で広く使われており、その精製方法もPSA（Pressure Swing Adsorption：圧力変動吸着）や膜分離、電解などさまざまである。水素ガスは、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、低圧から用途に応じた圧力に昇圧するには一般に高圧力比の圧縮機が必要となる。分子量が小さい水素ガスは漏れやすく、高い圧力比の昇圧を行うことが難しいことから、通常、複数段の圧縮システムとなる場合が多い。水素ガス圧縮機の外観を図6に示す。

油冷式スクリュ圧縮機は、圧縮中のロータ室内に潤滑油を給油することによってロータ間でのガス漏れを少なくすると同時に温度上昇も抑えることができる。このため、1段で高い圧縮比を達成することができる。さらに、当社独自のタンデム型配置（1ケーシング内に2段のロータを装備）により、2段圧縮であっても連絡配管や中間段のガス冷却器を省略することができる。システム構成がシンプルになって信頼性が高まり、予備機が不要となって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コアレスフィルタによる油分離技術も確立されており、必要に応じて活性炭吸着による50ppbレベルまでの油分離も可能としている。

2.3 ガスタービン燃料用ガス圧縮機

油冷式スクリュ圧縮機の利点を生かした適用例の一つ

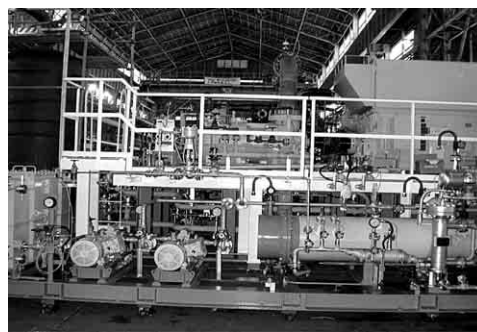


図5 脱硫圧縮機ユニットの外観

Fig. 5 Screw compressor for desulfurization process



図6 水素ガス圧縮機ユニットの外観

Fig. 6 Screw compressor for hydrogen process



図7 ガスタービン燃料用ガス圧縮機ユニットの外観

Fig. 7 Screw compressor for gas turbine fuel gas

にガスタービン燃料用ガスの圧縮がある。近年、ガスタービンの高効率化に伴い、燃料用ガス圧縮機にも高吐出圧力が要求されてきているが、当社の油冷式スクリュ圧縮機のシリーズでは、100barG吐出に対応させることによって最新型を含むほぼすべてのガスタービンに求められる風量・圧力への対応が可能となっている。燃料ガス圧縮機ユニットの外観を図7に示す。

ガスタービン燃料用ガス圧縮機では、ガスタービンの負荷変動および供給圧力（吸込圧力）変動を受けるなかで、吐出圧力を一定に制御する必要がある。当社では、圧縮機自体の風量をコントロールするスライド弁とスピルバック弁を組合せた方法で容量と圧力の制御を行い、スピルバック弁の長所である安定性・追従性とスライド弁の長所である部分負荷時の動力軽減を両立させている。

このガスタービン燃料用ガス圧縮の用途においては油冷式スクリュ圧縮機の適用事例が増加している。

3. 油冷式スクリュ圧縮機の可能性

3.1 圧力変動・容量変動

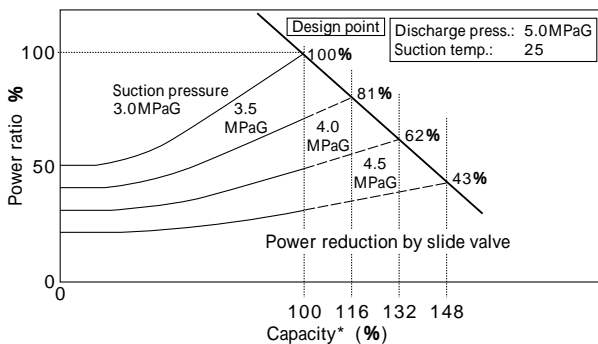
吐出圧力が一定で吸入圧力が変化した場合の容量・動力特性の一例を図8に示す。油冷式スクリュ圧縮機は、低圧力比の運転条件では吸入圧力が上がると動力は減少し、処理風量が増加する。圧縮機型式の選定にあたっては通常、吸入圧力が最低の条件を設計条件とするが、実際には、多くのケースで設計条件より高い吸入圧力でかつ設計容量(100%容量)より少ない条件で運転されている。

当社の油冷式スクリュ圧縮機では、スライド弁による容量制御を行うことによって実際の運転条件で省エネ運転が実現可能となっている。

3.2 省エネシステム構成

ガスパイプラインの元圧の変動など、圧縮機の吸入圧力が大きく変動する条件では、実際の運転において吸入圧力が設計点より高くなり、吸入圧力が高い低圧力比の運転条件となる場合が多い。さらに、元圧の変動が大きく、変動の上限が圧縮機の吐出圧力を超えるような場合もある。油冷式スクリュ圧縮機は、このような圧力条件が大きく変動する条件で消費動力の低減が期待できる。

複数台の圧縮機を用いたシステム構成例を図9に示す。このシステムは2台の圧縮機で3台のガスタービンに燃料ガスを供給する構成となっている。圧縮機をバイパスさせるラインを設け、パイプラインの元圧が高いときは圧縮機を運転することなく燃料ガスを供給できるようにした。また、圧縮機の吸入圧力コントロール弁やスビルバック弁を共用化することによって省スペース化を



* Based on at temperature 0, ambient pressure 101.3kPa abs

図8 油冷式スクリュ圧縮機の動力特性

Fig. 8 Typical load characteristics of oil-flooded compressor

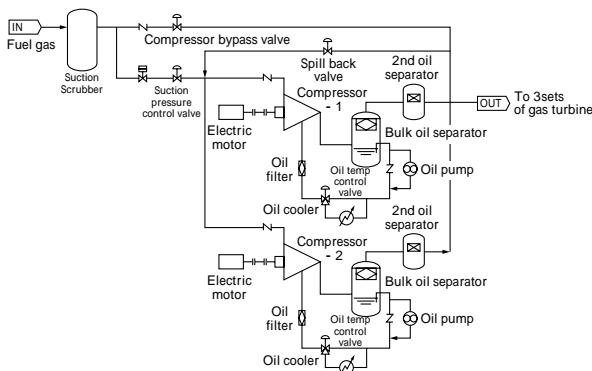


図9 油冷式スクリュ圧縮機システム構成例(その1)

Fig. 9 Oil flooded screw compressor system (case 1)

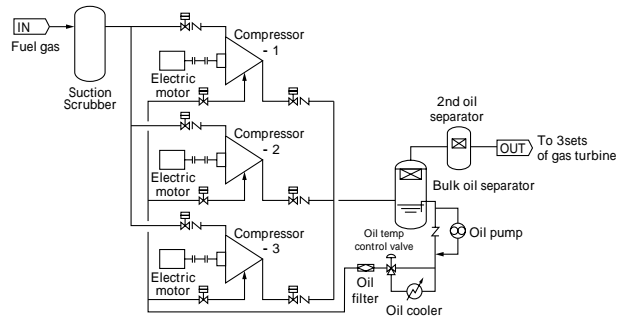


図10 油冷式スクリュ圧縮機システム構成例(その2)

Fig.10 Oil flooded screw compressor system (case 2)

図るとともに、複数台の圧縮機で昇圧された燃料ガスを1本の連絡配管で3台のガスタービンに供給することにより現地工事の簡略化にも貢献した。

3.3 低コストシステム構成

3台の圧縮機で3台のガスタービンに燃料ガスを供給するシステムの納入例を図10に示す。ガスタービンの1台が予備機であることから、圧縮機および電動機のみを3セットとし、2台分の処理風量に合わせた油回収器や高次分離エレメント、潤滑油ポンプなどを共用化している。省スペース化を図るとともに低価格でのシステムを実現した例である。

3.4 圧縮ガスに付加価値をつける

コークス生産時の副生ガスであるCOG(Coke Oven Gas)は、水素PSAやガス切断機、燃料ガスに使われている。COGは不純物が多く、利用に際しては前処理としてタール、ナフタリン、BTX(ベンゼン、トルエン、キシレン)、硫化水素などを除去する必要がある。このCOG圧縮機として当社油冷式スクリュ圧縮機が適用されており、世界的にも珍しい例として注目されている。

油冷式スクリュ圧縮機は、COG圧縮機用途において、ロータ室に給油する潤滑油によって飛散するタールやダストなどを洗浄する役割も果たしている。圧縮機吐出側に配置される油分離器や潤滑油のフィルタを切換式とすることでガス中のダストを取除き、クリーンなガスを後流に送り出している。

油冷式スクリュ圧縮機の特長である圧縮ガス中に「潤滑油を入れる」ことにより、ガスを冷却するだけでなくガスを洗浄するという付加価値を高めることができた例であり、今後の油冷式スクリュ圧縮機の方性を示すものと考えている。

むすび=当社は、油冷式スクリュ圧縮機が本来もつ優れた特性に加えて高吐出圧力への適用性をさらに高めることによって用途を大きく広げていきたいと考えている。また、その特徴を生かした新しい用途を開拓し、産業界に大いに貢献していきたい。

参考文献

- 1) 大濱敬織ほか: R&D 神戸製鋼技報, Vol.49, No.1(1999) p.32.
- 2) 大濱敬織ほか: R&D 神戸製鋼技報, Vol.50, No.3(2000) p.99.
- 3) 天野靖士: R&D 神戸製鋼技報, Vol.55, No.2(2005) p.109.

(技術資料)

世界最大容量無給油式スクリュウ圧縮機「KS80型」

World's Largest Capacity Oil-free Screw Compressor "MODEL KS80"



高木秀剛*
Shugo TAKAKI



大江良和*
Yoshikazu OE

Large capacity oil-free screw compressors are mainly used in petrochemical plants such as styrene monomer, and linear alkyl benzene plants, where suction and discharge pressures are relatively low and large capacity is needed. Recently, these plants have tended to become larger and the requested capacity to the compressor also has tended to become larger. To satisfy such a market needs, we have developed the world's largest capacity oil-free screw compressor "Model KS80" by using the design technology and manufacturing technique of the large screw compressor. In this paper, the design concepts and features of "Model KS80" are introduced.

まえがき = 当社のプロセスガス用無給油式スクリュウ圧縮機は石油化学、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いる。その中でも、ポリエステル樹脂、合成ゴム、スチレン系樹脂などの原料として幅広く用いられているスチレンモノマや合成洗剤の原料、合成潤滑油として用いられているリニアアルキルベンゼンなどに代表される石油化学プラントにおいては、比較的低压で大容量の無給油式スクリュウ圧縮機が使用されている。当社は、低压・大容量用途に特化した「EX シリーズ」をはじめ、大型の無給油式スクリュウ圧縮機を豊富に取り扱っており、このような低压・大容量用途にも多くの納入実績がある。

近年ではスチレンモノマプラントの大型化が進んでおり、これに伴って圧縮機に要求される処理風量も増えてきている。このような市場ニーズに対して当社は、世界最大級の容量をもつプロセスガス用無給油式スクリュウ圧縮機「KS80 型」をメニュー化して対応している。本稿ではこの「KS80 型」の設計コンセプトや特長について紹介する。

1. 用途

大型の無給油式スクリュウ圧縮機の代表的な用途としては、

- ・スチレンモノマプラント用オフガス圧縮機
- ・リニアアルキルベンゼンプラント用リサイクルガス圧縮機

などがある。また、これらの用途においてはつぎのような要件への対応が求められる。

- 1) 大容量である。
- 2) 吐出ガス圧力が低压である。
- 3) ガス中に異物が含有されている。

- 4) 圧縮過程でポリマが生成される可能性がある。
- 5) 圧縮によるガス温度上昇の抑制、およびガス中の異物洗浄の目的で内部注水を行う。

KS80 型はこれらの要件を満足した設計となっている。

2. 設計仕様

KS80 型の標準モデルである KS80LZ と当社 EX シリーズの最大機種 KS63EX の行程体積比較を表 1 に示す。KS80LZ は世界最大級のロータサイズとなっており、同一のロータ周速とした場合で KS63EX の約 20% 増の行程体積を持つ。

各部の特長については以下に述べる。

2.1 圧縮機ノズルレイアウト

KS80 型は、圧縮機本体の吸込ノズルと吐出ノズルをともに下向けにレイアウトしている(図 1)。これには以下のようなメリットがある。

- 1) 圧縮機に接続する大型のサイレンサおよびプロセスガス用配管の取回しを容易にすることができる。
- 2) 圧縮機のメンテナンス時に大型のサイレンサの取外しが不要となり、作業性が向上する。
- 3) 下向けの吐出ノズルは、ロータ室内部に注入した水や溶剤、混入した異物の排出を促すとともに、ポリマなどの生成物の落下によるロータ損傷を防止することができる。

表 1 同一ロータ周速における行程体積比較

Table 1 Comparison of theoretical displacement volume at same tip speed

| Specification | KS80LZ | KS63EX |
|---|--------|--------|
| Male rotor speed (rpm) | 3,675 | 4,570 |
| Theoretical displacement volume (m ³ /h) | 96,000 | 80,000 |

*機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部 回転機技術部

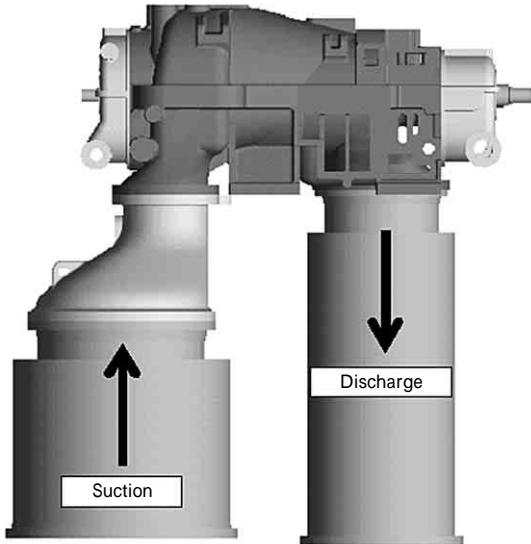


図1 KS80型のノズルレイアウト
Fig. 1 Compressor nozzle layout of model KS80

2.2 ケーシング

当社大型機では水平分割構造のケーシング(図2)を採用しており、圧縮機の組立・分解やメンテナンスにおける作業性の向上を図っている。

ケーシングの材質は炭素鋼鋳鋼材を標準としており、内部注水を行う場合のように耐食性が要求されるときには、オプションとしてロータ室内面に数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渡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オオフガス用途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、ステンレス鋳鋼材のケーシングと比較してコストや素材入手性の面においても優れている。

無給油式スクリュウ圧縮機のケーシングは構造が複雑であるため、3D-CADモデル(図3)を作成することによって詳細部分まで視覚的に確認している。また、その3Dモデルを用いて熱変形解析や温度分布解析を行っている。さらに、ケーシングの鋳造には高度な技術が要求されることから、凝固シミュレーションを行うことによって欠陥発生部を事前に把握し、対策を施すことによって鋳造不具合の防止を図っている。

2.3 ロータ

ロータの材質は、主に炭素鋼鍛造材とステンレス鋼鍛造材を用途によって使い分けている。例えば、内部注水を行う場合は耐エロージョン特性に優れたステンレス材料を採用している(図4)。

KS80型はEXシリーズと同様に、非冷却ロータを採用することによってロータの溶接工程をなくし、ロータ製作のコスト低減および製作時間の短縮を図っている。また、吸込圧力と吐出圧力の差が小さい特定用途においては、ロータに作用するガス荷重が小さいため、軸受部や軸封部のロータ軸径を比較的細く設計しても十分な剛性が確保できる。これによって軸受や軸封も相対的に小さくすることができ、圧縮機本体のコンパクト化に寄与する。

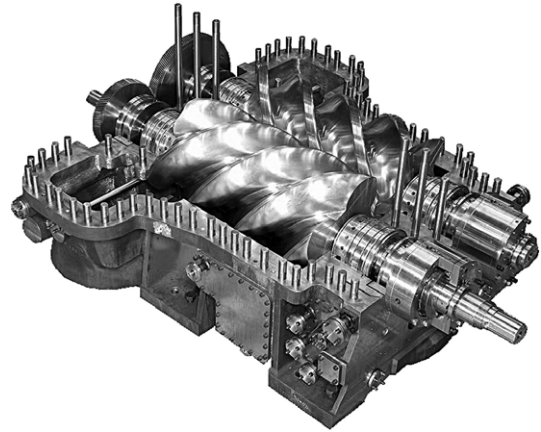


図2 水平分割構造ケーシング
Fig. 2 Horizontal split type compressor casing

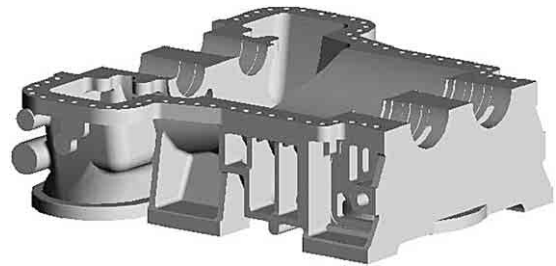


図3 ケーシングの3次元モデル
Fig. 3 3-D model of compressor casing

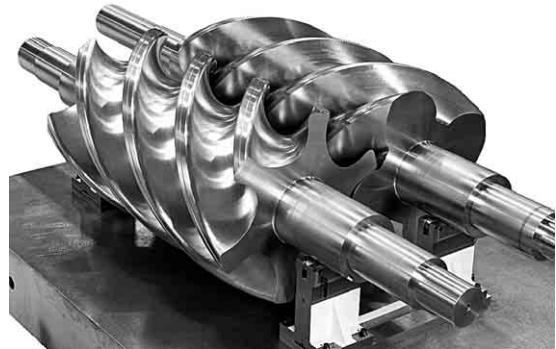


図4 ステンレス製ロータ
Fig. 4 Stainless steel rotor

2.4 軸封システム

プロセスガス用圧縮機の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ウ圧縮機では、複数種類の軸封方式の中からユーザの要求仕様や用途に合った最適なものを選定することが可能である。当社の軸封方式のうち、石油化学プラント向けの大型機に多く採用される軸封としては以下の3種が挙げられる。

- 1) カーボンリングシール(シールガス封入式)
- 2) 軸受油膜シール
- 3) 静圧型ドライガスシール

KS80型についても上記の軸封が全て適用可能な設計となっている。

とくに静圧型ドライガスシールの適用に際しては、従来の当社大型機の場合、水平分割型の上下ケーシングを結合した状態で軸方向から軸封の取付け・取外しを行う構造となっていた。これに対してKS80型では、上下ケーシングを結合していない状態で水平方向から軸封の取付け・取外しが行える構造に設計しており、圧縮機の組

立・分解やメンテナンスにおける作業性の向上を図っている。

2.5 同期歯車

当社の無給油式スクリュウ圧縮機の同期歯車は分割構造を採用しており(図5)、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することができ、圧縮機の信頼性向上に寄与している。

KS80型の同期歯車は、高強度の材料を選定することによって必要強度を確保しつつ、軸方向寸法を従来機並に小さくしている。これにより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。

2.6 注水システム

内部注水を行う場合、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を行っている。これにより、注水によるケーシングやロータへのエロージョンの影響を低減させることができる。

2.7 サイレンサ

当社の無給油式スクリュウ圧縮機には吸込ノズル・吐出ノズルの両方にサイレンサを取付けており、プロセスガス配管内の音響エネルギーの低減を図っている。スクリュウ圧縮機では、吐出脈動の影響によってとくに吐出側の音響エネルギーが大きく、これをいかに低減させるかがサイレンサ設計のポイントとなる。

大型のスクリュウ圧縮機は、中・小型の圧縮機に比べてロータの回転数が低く、吐出脈動の周波数も低周波となっている。このため、吐出配管内の音響エネルギーを効果的に低減させるには低周波脈動成分をうまく低減させる必要がある。またスチレンモノマオフガス用途などでは駆動機にスチームタービンを用いて可変速運転を行うことが多く、より広い周波数範囲の脈動成分を低減させる必要がある。

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、KS80型用サイレンサについても客先仕様に応じた最適なものを設

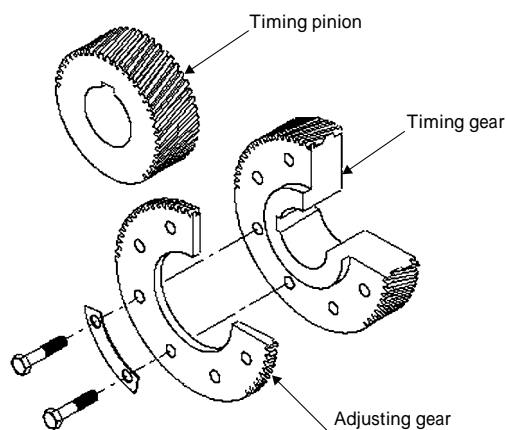


図5 同期歯車

Fig. 5 Split piece timing gear

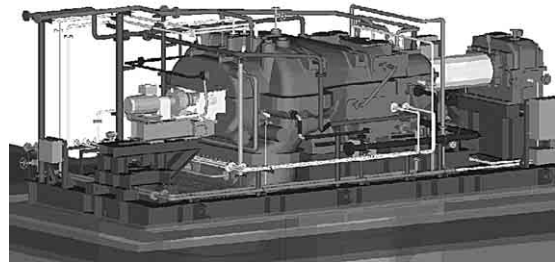


図6 圧縮機ユニットの3次元モデル

Fig. 6 3-D model of compressor unit

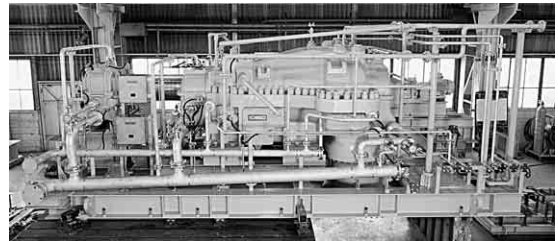


図7 スチレンモノマプラント向け世界最大容量無給油式スクリュウ圧縮機

Fig. 7 World's largest capacity oil-free screw gas compressor for styrene monomer plant

計することが可能である。

2.8 配管レイアウト

圧縮機ユニットの設計にあたって当社は、3D-CADを用いた配管レイアウトを行っている(図6)。3D-CADの活用により、配管同士の干渉チェックや実際の作業性の検討を行うことができる。

3. 試運転による確認

当社では客先への出荷前に所内試運転を行い、設計仕様を満足する性能が実現できていることや、機械的安定性に問題がないことを確認している。

これに加えKS80型の試運転においては、2.7節で述べたサイレンサの内部の音圧を測定し、管内の音響エネルギーが設計どおり低減されていることを確認している。

4. 今後の展望

スチレンモノマプラント向けに納入したKS80LZを図7に示す。今後もこのような低圧・大容量用途向けにKS80型を拡販していく予定である。また、今後さらなる要求風量の増加にも対応できるようにしていきたいと考えている。

むすび=当社は、50年以上に渡って無給油式スクリュウ圧縮機の設計・製作を行い、多くの納入実績を残している。これまでに培った技術やノウハウを存分に活用し、今後も市場ニーズに適應した新技術・新機種の開発や既存機種の改良を行うことにより、無給油式スクリュウ圧縮機の適用範囲の拡大を図りたいと考えている。また、新分野・新用途の開拓にも注力し、無給油式スクリュウ圧縮機という機種を通じて産業界の発展に貢献していく所存である。

(論文)

小型スクリュ蒸気発電機

Micro Steam Energy Generator



桑原英明*

Hideaki KUWABARA



西村 真*

Makoto NISHIMURA



松隈正樹**

Masaki MATSUKUMA



松井孝益**

Takayoshi MATSUI

Small-sized steam plants are widely prevalent in the industrial world. In such plants, change of steam flow, small amount of steam, and low-pressure steam prevent energy saving. For this reason, a screw type small steam generator has been developed, which is called "micro steam energy generator". This machine enables effective use of steam in small-sized steam plants and promotes further energy saving and CO₂ reduction. This machine has improved power output, which is 132kW and 160kW. It also has two specification, one is the high pressure difference type and the other is the low pressure difference type. Furthermore, 58 ~ 74% of efficiency was realized in the 132 ~ 160kW class steam turbine. The test results of this generator are shown in this paper.

まえばき = 地球温暖化防止への取組みは世界的にも不可避の問題として認識されており、わが国でも地球温暖化対策推進法や改正省エネルギー法の施行により、産業界でも環境に配慮された取組みが強化されている。多くの産業では、加熱、乾燥、濃縮、殺菌などのための熱エネルギー源として蒸気を使用されているが、蒸気利用分野にはまだ多くの未利用エネルギーが存在している。このような未利用エネルギーが存在する理由として、工場プロセスで使用される蒸気はプロセスの蒸気使用量に依存して変動することや、蒸気の圧力が1MPaG未満の比較的低圧の蒸気であること、また、数t/h程度の比較的小量の蒸気量にとどまることが要因として挙げられる。

大型のプラントのように常に大量の蒸気が安定して供給される施設では、軸流型あるいはラジアル型のタービンが蒸気エネルギーの動力や電力への変換に利用されている。大型で効率の良い軸流型タービンであっても、比較的小量で低圧力の蒸気からは効率よく動力や電力を生み出すことが難しくなる。

そこで、産業界で広く利用されている小流量、低圧かつ流量変動を伴う蒸気の有効利用を図り、さらなる省エネルギーとCO₂排出量の削減を推進することを目的として100kW出力のスクリュ式小型蒸気発電機『スチームスター®』を開発した。

本稿では、先行開発機につづき、さらなる普及を目指して高出力化された新型スチームスターの構造・原理と実蒸気を用いて実施した試験結果について報告する。

1. 工場プロセスにおける余剰蒸気

多くの工場の蒸気プラントでは、図1に示すようにボイラで発生した蒸気を減圧弁などで所要圧力に減圧し、

加熱、乾燥などのプロセスの操業に供給している。このように、プロセスの操業で蒸気を利用する場合は比較的十分な蒸気量があるものの、動力回収のための十分な圧力差が取れない場合が多い。

また、図2のような蒸気プラントでは、ボイラの発生蒸気量よりもプロセスでの蒸気使用量が少ない場合があり、使い道のない余剰蒸気がやむなく大気放出されている場合がある。

ここで図1と図2における蒸気の変化について、図3のh-s (Enthalpy vs Entropy) 線図で表す。図3は、単位質量あたりの蒸気の状態量を示したもので、縦軸に工

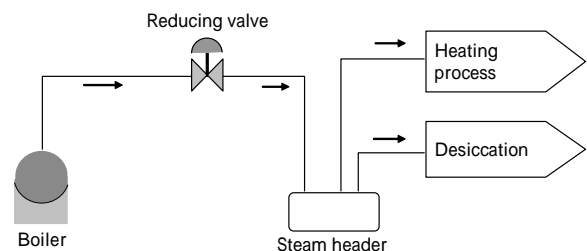


図1 一般的な蒸気プロセス
Fig. 1 General process flow in small-sized steam plant

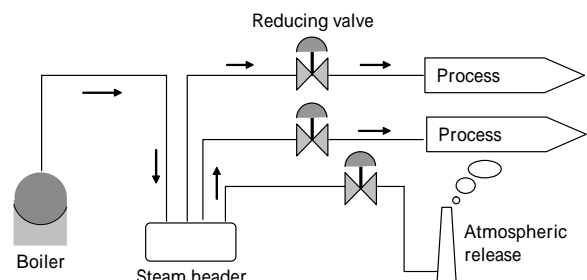


図2 余剰蒸気をもつ蒸気プロセス
Fig. 2 Process flow in small-sized steam plant with excess steam

*技術開発本部 機械研究所 **機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部 汎用圧縮機工場

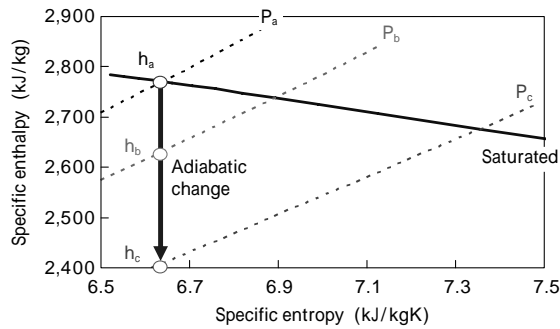


図3 蒸気の状態量
Fig. 3 State quantity of steam

ントルピーを、横軸にエントロピーを示した図である。図では各圧力の飽和蒸気を結んだ飽和蒸気線と圧力 P_a , P_b , P_c の等圧線が交わっている。 P_a はスチームスターに供給可能な蒸気圧力, P_b は図1で示すような減圧弁2次側のプロセスの圧力, P_c は図2で示すような大気放出される場合の大気圧を示している。蒸気が断熱膨張した場合に得られる断熱動力は、図1の場合では $h_a - h_b$ となり、図2の大気放出する場合は $h_a - h_c$ となる。つまり、図1のようにプロセスで利用されるような蒸気の場合、単位質量当りの蒸気から回収可能な動力は、大気放出される蒸気に比べて小さくなる。また、同じ動力や電力を回収する場合には、図1の場合では図2の場合に比べて多くの蒸気量が必要となる。つまり、高差圧かつ低流量と、低差圧かつ高流量の二つの条件において、効率の高い発電装置にニーズがある。

2. 構造と原理

2.1 スクリューエキスパンダの構造と動作原理

スクリューエキスパンダはスチームスターの主要構成要素であるが、その膨張行程を図4の模式図に示す。スクリューエキスパンダは、雄ロータ、雌ロータ、およびケーシングで構成される空間（以下、作動室という）ごとの圧力が異なるため、高圧域と膨張後の低圧域との圧力差が各ロータの受圧面に生じ、この圧力差に対応した回転トルクがロータに働くことで互いのロータは反対方向に回転する。ロータが回転することによって給気ポートから遮断された後の作動室では、回転とともに容積が増大して閉空間内の蒸気が膨張し、ロータに回転エネルギーを与える。スクリューエキスパンダでは、一連の動作が連続的に繰返されることによって動力が発生する¹⁾。

2.2 スチームスターの構造

スチームスターの本体構造および外観をそれぞれ図5、図6に示す。図5に示すように雄・雌ロータを同期させるため、軸端には同期歯車が設けられ、ロータ同士は非接触で微小な空間を保ちながら回転する。また、スクリューロータの回転力は、従来機では減速機を介して発電機に伝達されていたが、発電機の高出力化に伴い、本開発機ではロータ軸端からギヤカップリングを介して油冷式高効率永久磁石発電機に直接伝達される構造になっている。さらに、高速発電機を採用することにより、従来機に比べてロータ周速も高速化している。

図6に示すように、スチームスターは全ての機器をパ

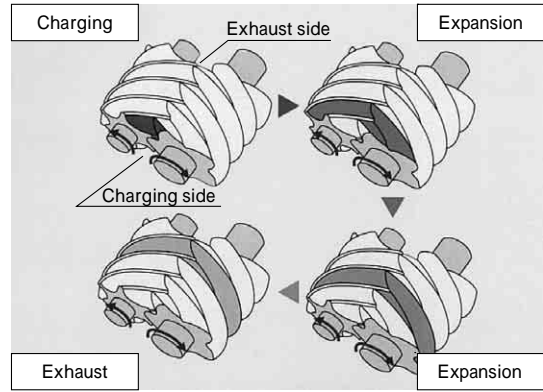


図4 スクリューエキスパンダの膨張行程
Fig. 4 Expansion stroke of screw expander

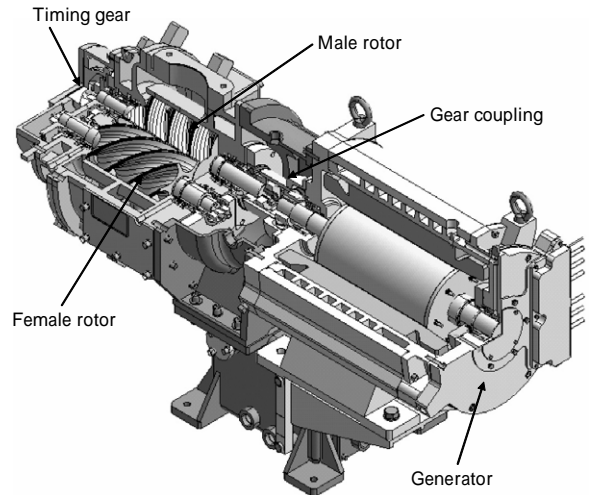


図5 スクリュー式小型蒸気発電装置の本体構造
Fig. 5 Main structure of micro steam energy generator



図6 スクリュー式小型蒸気発電装置の概観
Fig. 6 External view of micro steam energy generator

ッケージ内に収納するオールインワン構造とし、設置スペースの縮小化や工事費の低減を図っている。

2.3 スクリューエキスパンダの特性

漏洩や損失のない理想的なスクリューエキスパンダで発生する仕事は、図7の指圧線図で囲まれた斜線部面積で表される。縦軸は圧力、横軸は行程体積を表している。ここで、スクリューエキスパンダの給気行程、膨張行程、および排気行程は、それぞれ図中の(0 1),(1 2 3),および(3 4)となっている²⁾。

また、仕事の定義 $W = \int V dp$ より、スクリューエキスパ

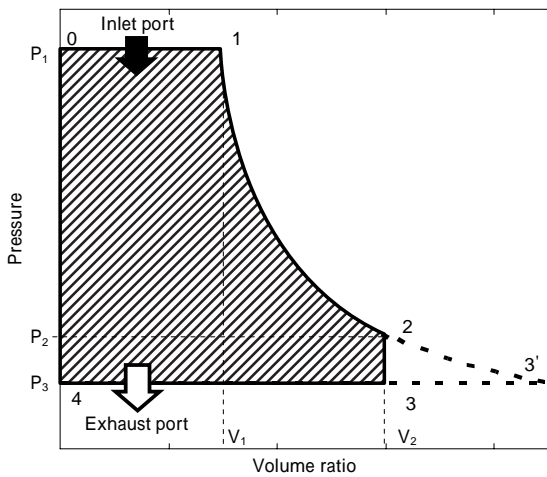


図7 スクリューエキスパンダの指圧線図
Fig. 7 Indicator diagram

ンダの仕事は P_1 から P_3 まで積分した値で表される。 P_1 , P_2 , P_3 は、それぞれ給気圧力、内部排気圧力、排気圧力を示す。なお、図中の V_1 は給気ポートの比容積、 V_2 は排気ポートの比容積を示す。つまり、スクリューエキスパンダに流入した蒸気は、1-2の過程で断熱膨張し、さらに2-3において膨張しながら仕事を行う。ただし、図7は排気圧力がスクリューエキスパンダの内部排気圧力に比べて低い場合($P_2 > P_3$)を示している。

蒸気を比熱比 k の完全ガスとみなした場合、図7の斜線部の面積に相当する理想スクリューエキスパンダの工業仕事 L_{th} は次の式で示される³⁾。

$$L_{th} = \frac{1}{k-1}(P_1V_1 - P_2V_2) + P_1V_1 - P_3V_2 \dots\dots\dots(1)$$

実在気体を想定し、1-2の過程をポリトロブ変化とすると、ポリトロブ指数 n を用いて式(1)は以下のように示される。

$$L_{th} = \frac{1}{n-1}(P_1V_1 - P_2V_2) + P_1V_1 - P_3V_2 \dots\dots\dots(2)$$

ここで、式(2)において蒸気の状態量 $h_i = u_i + P_iV_i$ を用いて表すと、理想スクリューエキスパンダの工業仕事 L_{th} は、

$$L_{th} = (h_1 - h_2) + (P_2 - P_3)V_2 \dots\dots\dots(3)$$

となる。ただし、 u は内部エネルギーである。

図8は、理想スクリューエキスパンダを通過する蒸気の状態量の変化を $h-s$ (Enthalpy vs Entropy)線図で表している。給気1の状態からエキスパンダ内で等エントロピー膨張し、内部排気圧力2の状態に移り、排気圧力に達する3の状態に移行する。排気圧力まで等エントロピー膨張した場合が3'となる。蒸気が膨張することにより、1で飽和状態にあった蒸気は徐々に湿り蒸気となる。等エントロピー膨張後さらに、スクリューエキスパンダの内部排気圧力から排気圧力まで蒸気が膨張することで蒸気の熱落差は、 $h_1 - h_2$ から $h_1 - h_3$ に拡大する。つまり、単位質量あたりの蒸気から回収可能な動力は $h_1 - h_3$ となる。

つまり、理想スクリューエキスパンダで発生する仕事は、式(4)で示される。

$$L_{th} = (h_1 - h_3)G_{th} = (h_1 - h_2) + (P_2 - P_3)V_2 \dots\dots\dots(4)$$

ここで、 G_{th} は、理想スクリューエキスパンダを通過する

理論給気蒸気量である。

図1のような蒸気の圧力差が小さい場合には、図8で示す h_1 と h_3' の差が小さくなり、単位質量あたりの蒸気から回収可能な動力が小さくなる。このため、スクリューエキスパンダを高出力化するには蒸気の質量流量 G_{th} を大きくする必要がある。これを図9の指圧線図で示す。図9の0-1'-2'-3'-4で囲まれる面積がスクリューエキスパンダの発生仕事を示しており、給気蒸気量が V_1 から V_1' に増えることによってスクリューエキスパンダで発生する動力が増加することを示している。一方、式(3)の右辺第二項で表される面積の割合が発生仕事に対して相対的に大きくなるため、単位質量あたりの蒸気から回収可能な動力が減少する。

また、図2のような蒸気の圧力差が大きい場合、図8で示す h_1 と h_3' の差が大きくなり、単位質量当りの蒸気から回収可能な動力が大きくなる。さらに、スクリューエキスパンダ内の圧力差を大きくすることによって内部排気圧力 P_2 と排気圧力 P_3 の差も小さくなる。図10の0-1'-2'-3'-4で囲まれる面積がスクリューエキスパンダの発生仕事を示しており、式(3)の右辺第二項で表される面積の割合が発生仕事に対して相対的に小さくなり、断熱動力に近づく。

ここで、実際のスクリューエキスパンダに生じる蒸気の

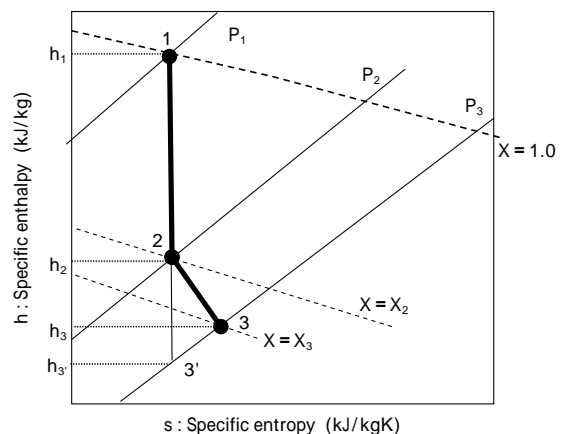


図8 スクリューエキスパンダのh-s線図
Fig. 8 h-s diagram of screw expander

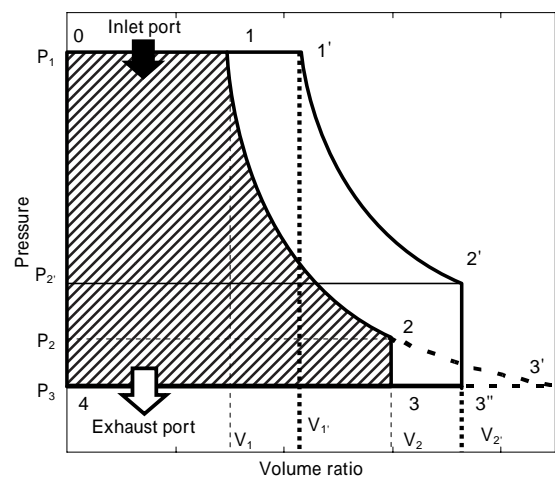


図9 スクリューエキスパンダの指圧線図 - 1
Fig. 9 Indicator diagram-1

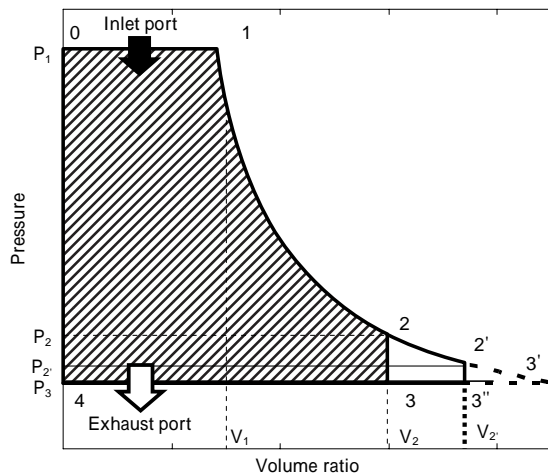


図10 スクリューエキスパンドの指圧線図 - 2
Fig.10 Indicator diagram-2

漏れ量を含む給気流量 G_r と漏れのない理想的な給気流量 G_{th} の比を用いて、体積効率 v は次式で定義される⁴⁾。

$$v = G_{th} / G_r \dots \dots \dots (5)$$

さらに、電気が出力されるまでにはメカニカルロスや放熱ロス、流体摩擦ロス、および電気的ロスが発生するため、機械効率を m 、電気機器類の効率を G 、蒸気がスクリーエキスパンドに流入する前後の断熱動力を L_{ad} とすると、単位蒸気量あたりの発電電力 L_e は以下の式で示される。

$$L_e = G_m L_{th} = G_m v L_{ad} \dots \dots \dots (6)$$

一方、図8で示される蒸気の断熱熱落差 $h_1 - h_3'$ に対する単位蒸気量あたりの発電電力 L_e の割合を η とすると L_e は次式で表される。 η がスチームスターの特徴を示す発電効率となる。

$$L_e = (h_1 - h_3') \eta = L_{ad} \eta \dots \dots \dots (7)$$

3. 発電試験設備

スチームスターの標準仕様を表1に示す。発電出力132kWと160kWへの高出力化に伴い、それぞれの機種仕様は、高差圧かつ低流量、および低差圧かつ高流量の二つの条件に対応したものである。それぞれの蒸気条件に合せ、圧力差が小さい場合の動力回収に有利な低差圧型の許容差圧は0.65MPa、また圧力差が大きな場合の動力回収に有利な高差圧型の許容差圧は0.75MPaである。

表1 スチームスターの仕様
Table 1 Standard specification of STEAMSTAR®

| ITEM | MODEL | M.S.E.G. | |
|----------------------------|--------------|--------------------------------|---------|
| | | 132L | 160L |
| Supply condition | Pres. (MPaG) | 0.2 ~ 0.95 | |
| | Max temp () | 210 | |
| Exhaust pressure | (MPaG) | 0 ~ 0.5 | |
| Max differential pressure | (MPa) | 0.6 or 0.75 | |
| Steam flow | (t/h) | 1 ~ 5 | |
| Output of power generation | (kW) | 8 ~ 132 | 8 ~ 160 |
| Power voltage | (V) | 400/440 | |
| Control method | | Pressure control by a inverter | |
| Power generator | | IPM synchronous generator | |
| Dimensions | (mm) | 2,604 × 1,335 × 2,005 | |
| Weight | (kg) | 2,880 | |

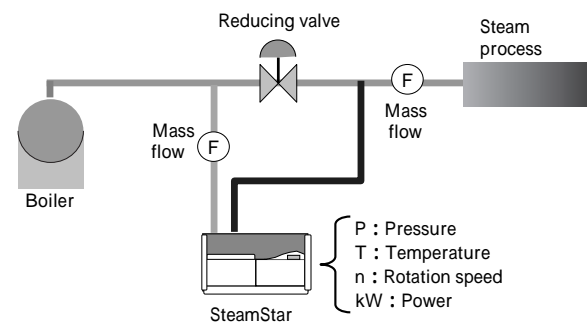


図11 試験設備のフロー
Fig.11 Flow chart of test facility

図11にスチームスターを対象とする発電試験設備のフローを示す。試験設備では、ボイラと蒸気プロセス間に設置された減圧弁と並列にスチームスターを設置した。これは、実用的にスチームスターが設置される基本的な構成であり、プロセス側で利用される蒸気量が著しく少ない場合、あるいは、スチームスターの許容蒸気量を超えるような蒸気量の場合、減圧弁を介して蒸気をプロセスに供給するためである。スチームスターへの蒸気供給配管およびプロセスへの供給配管に蒸気流量計を、また、ユニット内に圧力計、温度計、回転計、および電力計を設置し、蒸気の状態量および発電に関するデータを測定した。

4. 試験結果

スチームスターの発電出力は給気と排気の圧力比および蒸気流量に依存する。図12に高差圧型160kW仕様機での蒸気流量に対する発電出力を示す。縦軸は発電出力を、横軸は給気蒸気量を表している。700~3,000kg/hの蒸気量に対して15~157kWの発電出力が得られている。また、図13に低差圧型132kW仕様機での蒸気流量に対する発電出力を示す。縦軸は発電出力を、横軸は給気蒸気量を表している。780~3,300kg/hの蒸気量に対して12~128kWの発電出力が得られている。

図12および図13ともに、発電出力は給気蒸気量に比例して増加している。これは、スクリーエキスパンドの通過蒸気量は回転数を変えることによって調節可能であるため、同じ圧力条件では回転数に対して蒸気流量および発電出力が比例することを示している。

また、同じ蒸気流量で比較した場合、ともに運転圧力

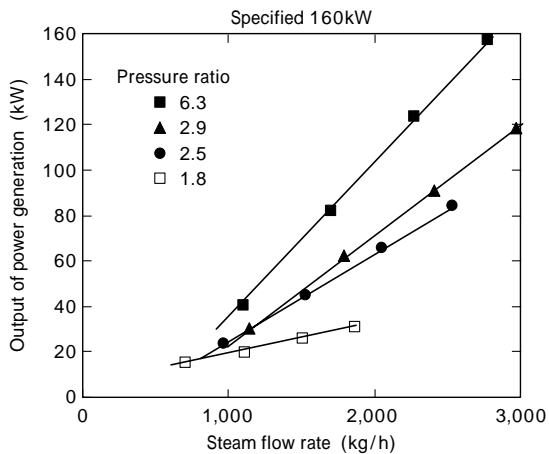


図12 高差圧型機における蒸気流量と発電出力
Fig.12 Relationship between output of power generation and steam flow rate for high pressure difference type expander

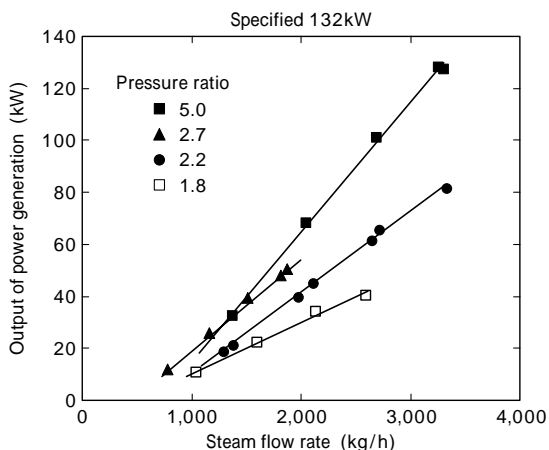


図13 低差圧型機における蒸気流量と発電出力
Fig.13 Relationship between output of power generation and steam flow rate for low pressure difference type expander

比が大きくなるほど発電出力が大きくなる傾向を示している。さらに、同じ運転圧力比(例えば1.8)において同じ給気蒸気量の条件で比較すると、高差圧型では低差圧型に比べてより多くの発電出力を得られている。逆に、低差圧型では高差圧型よりも多くの給気蒸気量を得てより多くの発電出力を得ている。つまり、高差圧型では低差圧型に比べて少ない蒸気量で多くの発電出力が得られ、低差圧型では多くの蒸気量を得ることで高差圧型よりも多くの発電出力が得られることを示している。

図14に運転圧力比に対するそれぞれの発電効率の関係を示す。図中の実線カーブは、高差圧型のスクリュエキスパンダについて給気圧力0.75MPaGに対して排気圧力を0.5~0.0MPaGまで変化させた場合の発電効率の期待値を示す。また、点線のカーブは、低差圧型について給気圧力0.65MPaGに対して排気圧力を0.5~0.0MPaGまで変化させた場合の発電効率の予想値を示している。ここで、図14で示した予想値は、測定結果を基に本試験装置の機械的損失と電氣的損失を考慮して算出した発電効率である。また、図中の×印は、高差圧型と低差圧型それぞれについての測定結果を示している。

高差圧型、低差圧型ともにスクリュエキスパンダの内部圧力比付近で発電効率が最大となり、内部圧力比よりも運転圧力比が小さい領域では急激に発電効率が低下し

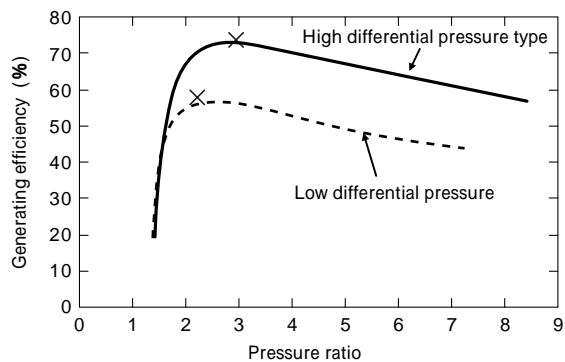


図14 発電効率と運転圧力比
Fig.14 Relationship between pressure ratio and generating efficiency

ている。一方、内部圧力比に比べて運転圧力比が大きい領域では、圧力比の増加とともに発電効率は緩やかに低下する特徴が見られる。

図14において、高差圧型での発電効率は最高で74%、また低差圧型では最高で58%となっている。低差圧型の発電効率が高差圧型に比べて全体的に低くなっている主な要因は、低差圧型における給気効率が高差圧型に比べて低く、低差圧型では膨張機内部での漏れ量が高差圧型よりも多くなっていることにあると考えられる。

むすび=スクリュエキスパンダによる小型蒸気発電装置 スチームスターの構造・原理を述べ、異なる蒸気条件に対応して高差圧型および低差圧型2種類のスチームスターを対象とした実蒸気を用いた発電試験を行った。試験結果より次のようなことがわかった。

- (1) 高差圧型 160kW 仕様のスチームスターでは、700 ~ 3,000kg/h の蒸気量に対して15 ~ 157kW の発電出力が得られた。
- (2) 低差圧型 132kW 仕様のスチームスターでは、780 ~ 3,300kg/h の蒸気量に対して12 ~ 128kW の発電出力が得られた。
- (3) 同じ運転圧力比においては、高差圧型に比べて低差圧型の方が多くの蒸気量を得て多くの発電出力が得られた。
- (4) 同じ運転圧力比においては、低差圧型に比べて高差圧型は少ない蒸気量でより多くの発電出力を得られた。
- (5) 高差圧型においては内部圧力比付近で最大の発電効率74%、低差圧型においては内部圧力比付近で最大の発電効率58%が得られた。

スチームスターは少量で流量変動を伴う蒸気に対応し得る発電機能を持つ。ここで紹介した二つの異なる仕様の新型スチームスターは、ユーザ個々の余剰蒸気条件に適用することを目的として開発され、ともに高い発電効率を発揮し、高出力化が達成できることが示された。

参考文献

- 1) 松隈正樹ほか：省エネルギー，Vol.59, No.8 (2007) p.110.
- 2) 金子達司ほか：日本機械学会東北支部秋田地方講演会講演論文集，No.981-2 (1998) p.109.
- 3) 谷口 博ほか：蒸気原動機(コロナ社)(1990) p.189.
- 4) 金子達司：日本機械学会講演論文集 No.984-2 (1998) 9-7.

(解説)

高性能大形オイルフリースクリュ圧縮機

High Performance Large Class Oil-free Screw Compressor



泉谷清宣*
Kiyonori IZUTANI

High performance and energy saving equipment is required, because of the growing interest in environmental issues. Therefore, Kobe Steel has developed the high performance large class standard oil free screw compressor; Emerald-ALE. This report introduces the new compressor which combines high efficiency, economic and reliable functions.

まえがき = 空気圧縮機の消費電力は日本全体の5%、国内製造事業所の20~30%を占めている(図1¹⁾)。90kW以上の大形空気圧縮機は、出荷台数としては全体の1%程度に過ぎないが出力が大きいため、空気圧縮機全体の消費電力のうち20~25%を占める(図2¹⁾、図3¹⁾)。

大形の空気圧縮機を使用するユーザは「エネルギーの使用の合理化に関する法律(通称：省エネ法)」における特定事業者である場合が多く、とりわけ省エネに関心の高いユーザ層である。また、近年の環境問題に対する意識の高まりから、90kWを超える空気圧縮機ではオイルフリースクリュ圧縮機が占める割合が高い。なかでも300kWを超える超大形空気圧縮機は、2段スクリュ圧縮機またはターボ圧縮機が工場・事業所のベースロード機として使用される場合が多い。そのため、省エネルギー推進の面から考えると全負荷性能が最も重要である。

また、スクリュ圧縮機の特徴の一つとして、部分負荷特性が良いことも挙げられる。そのため、ベースロード機としてだけでなく、容量調整機として使用される場合もある。このようなニーズにこたえるべく、省エネルギー性に優れた高性能大形オイルフリースクリュ圧縮機を開発した。

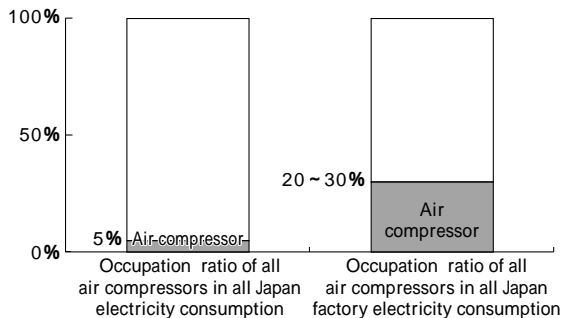


図1 圧縮機の消費電力¹⁾
Fig. 1 Electricity consumption ratio of compressor¹⁾

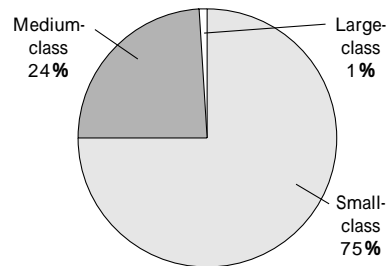


図2 電動機出力別出荷比率¹⁾
Fig. 2 Shipment number ratio of compressor¹⁾

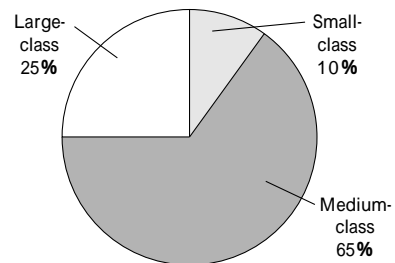


図3 電動機出力別消費電力比率¹⁾
Fig. 3 Electricity consumption ratio of compressor¹⁾

1. 大形オイルフリースクリュ圧縮機エメロード® ALE®

当社は、汎用オイルフリースクリュ圧縮機のラインナップとして15~55kWのエメロードFEシリーズ、および45~290kWのエメロードALEシリーズをそろえていた。ところが近年、300kW超のクラスにおいても、ベースロード機および容量調整機として使用することができるオイルフリースクリュ圧縮機のニーズが高まってきたことを受け、305~400kWの大形エメロードALEを新たに開発した。その仕様および外観をそれぞれ表1、図4に示す。

*機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部 汎用圧縮機工場

表 1 仕様
Table 1 Specifications

| TYPE | | ALE305W | ALE340W | ALE370W | ALE370WE | ALE400WE |
|------------------------|---------------------|-----------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| Frequency | | 50/60 | | | | |
| Motor output | kW | 305 | 340 | 370 | 370 | 400 |
| Discharge pressure | MPa | 0.69 | | | 0.93 | |
| Discharge air volume | m ³ /min | 56.9/56.9 | 63.5/63.6 | 69.0/69.1 | 56.8/56.8 | 63.4/63.5 |
| Shaft power | kW | 304.1/304.4 | 338.8/339.0 | 367.8/368.4 | 357.7/357.4 | 396.3/397.1 |
| Dimensions (W × D × H) | mm | 3,500 × 2,000 × 2,400 | | | | |
| Weight (3000V type) | kg | 7,700 | 7,900 | 8,200 | 8,200 | 8,500 |



図 4 大型オイルフリー圧縮機 新エメロード ALE
Fig. 4 New large class oil free compressor Emerald-ALE



図 5 プレートフィンクーラ
Fig. 5 Plate fin type gas cooler

2. 大形エメロード ALE の特長

2.1 全負荷性能の向上

300kW 超の空気圧縮機においてはベースロード機になることも多いため、全負荷性能の向上を最重要課題として開発に臨んだ。まず第一に、2 段圧縮機本体に高性能の新型本体を採用して性能向上を図った。具体的には、従来に比べて大きいスクリュロータを採用したことに加え、低回転速度で運転することによってメカニカルロスを低減させた。また、中間段圧力を適正化し、不足圧縮や過圧縮による動力ロスを低減させた。こうした新型本体の採用により約 3% の性能改善が実現できた。

第二に、インタクーラおよびアフタクーラにプレートフィンクーラ(図 5)を採用した。プレートフィンクーラは、管内通水管外空気とすることによって通過する空気の流速を下げ、圧力損失を低減することができる。また、空気側の伝熱面積が大きいため、比較的コンパクトに設計することが可能となった。従来機に使用していたシェルアンドチューブクーラの空気側圧力損失が約 0.01MPa 以上に対し、プレートフィンクーラの空気側圧力損失は 0.005MPa 以下である。プレートフィンクーラ採用による圧力損失改善分の動力は圧縮仕事に使用でき、約 4% の性能改善を図ることができた。

これらの性能改善により、トータルで当社従来機比約 7% 性能が向上し、従来の大形空気圧縮機を凌駕する世界最高レベルの省電力性能を達成した(図 6)。

2.2 部分負荷性能の向上

空気圧縮機は大形になるほどベースロード機で使われることが多い。しかし、スクリュ圧縮機の場合、容量調整機として使用される場合もあるため、スクリュ圧縮機の特徴である部分負荷性能の向上も図っている。

従来、制御圧力幅は 0.1MPa 必要であったが、吸気調

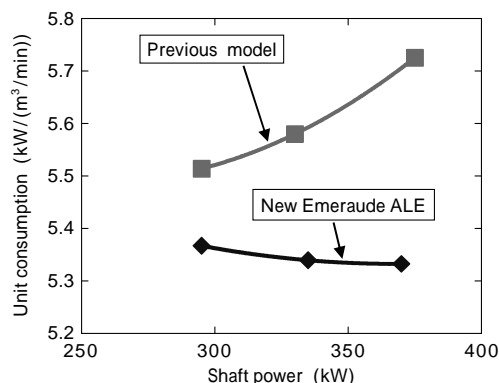


図 6 性能比較
Fig. 6 Performance comparison

整弁をはじめ、容量調整機構の耐久性を向上させ、制御圧力幅を最小 0.05MPa まで設定可能とした。これにより、無駄な昇圧運転が不要になり、同じ負荷運転圧力設定で従来機比約 3% の省エネが可能となった。

負荷/無負荷制御で省エネルギーを実現するには、必要な下流側の圧力を確保しながら、いかに無負荷運転開始圧力を低くするかにかかってくる。従来のオイルフリースクリュ圧縮機の制御では圧力制御幅は初期に設定したままであるため、空気消費量が多いほど負荷運転時の圧力上昇の速さが遅くなり、その分、軸動力がより大きい高吐出圧力での負荷運転時間が長くなって消費電力量が増加する。

この電力を低減するため、使用量に応じて内部タイマで強制的に無負荷運転に切替えることで制御圧力幅を最小に抑え、さらなる省エネ運転も可能な省エネロジック(“Energy-saving Logic”)を標準装備した。すなわち、負荷運転が一定時間継続すれば、下流側の圧力が無負荷運転開始圧力に達していなくても強制的に無負荷運転にするものである。図 7 に従来の容量調整と新しい容量調整の圧力変動パターンを示す。今回設計した吸気調整弁

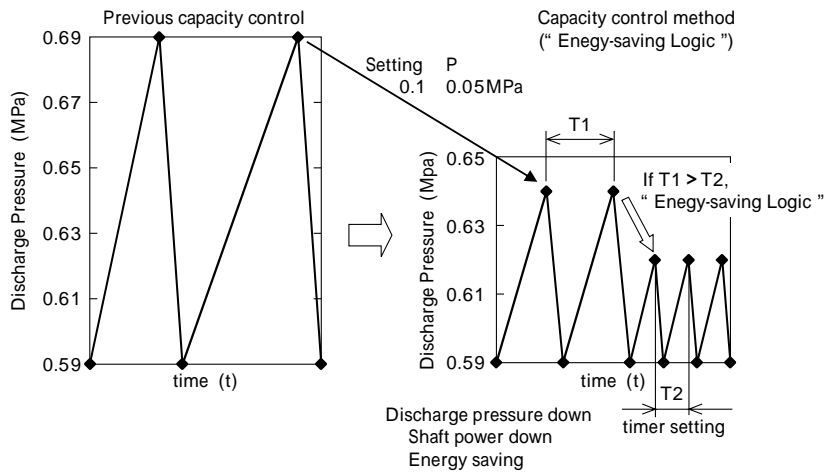


図7 容量調整方式
Fig. 7 Capacity control method

Ex) Load ratio : about 90%
ALE370W : Unload/0.62MPa, Load/0.59MPa
(with " Energy-saving Logic ")
Previous model : Unload/0.69MPa, Load/0.59MPa
Annual electric power cost : 15JPY/kWh (in Japan)
Running : 8,000h/year

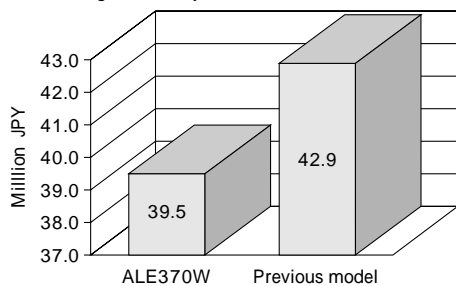


図8 電力量の比較
Fig. 8 Power cost comparison

は、負荷 無負荷 負荷の周期が従来の1/2で許容できるため、圧力設定幅を従来の0.1MPaから半分の0.05MPaにすることができる。さらに、タイマによって2サイクル目からは初期に設定した無負荷運転開始圧力に達する前に無負荷運転となるため、必要以上に圧力を上昇させずに下限圧力を保持でき、動力の低減を図ることができる。

大形エメロードALEでこの省エネロジックを適用して運転したときと、従来機で標準的な運転をしたときの消費電力料金の比較を図8に示す。図8からわかるように約9%の省電力となり、年間8,000時間運転、電力単価15円/kWhとすると年間約340万円の電力費が節減できる。すなわち、年間約23万kWhの電力量、約125トンの二酸化炭素の排出量(二酸化炭素排出係数は、省令(平成18年経済産業省・環境省令第3号)に定めるデフォルト値(0.000555t-CO₂/kWh)で計算)が削減できることになる。

このほかにも、無負荷運転が長時間継続すると自動的にモータを停止させ、圧力が低下してくると自動的にモータを起動させる自動発停機能、起動と停止を7パターン設定できるウィークリタイマや制御盤不要の2台交互運転機能も標準装備しており、使用方法に応じた省エネ運転パターンを選択することもでき、さらなる省エネを図ることができる。

2.3 耐久性向上

潤滑油フィルタのろ過精度を向上し、圧縮機本体の軸受に給油される潤滑油の清浄度をアップすることにより圧縮機本体の耐久性・信頼性を向上させた。

吸気調整弁には、作動回数において従来機の6倍の耐久性を持たせた。従来は駆動部に皿型ダイヤフラムを使用していたことから受圧面積が大きく、固定部に大きな力加わる構造であったため耐久性に劣っていた。新型吸気調整弁ではローリングダイヤフラムを採用することによって受圧面積を小さくし、固定部にかかる力を低減させることができる。この対策によって耐久性が向上し、従来の1/2のサイクルで負荷-無負荷運転が可能になったうえに、メンテナンスサイクルも3年(従来は1年)にすることができた。

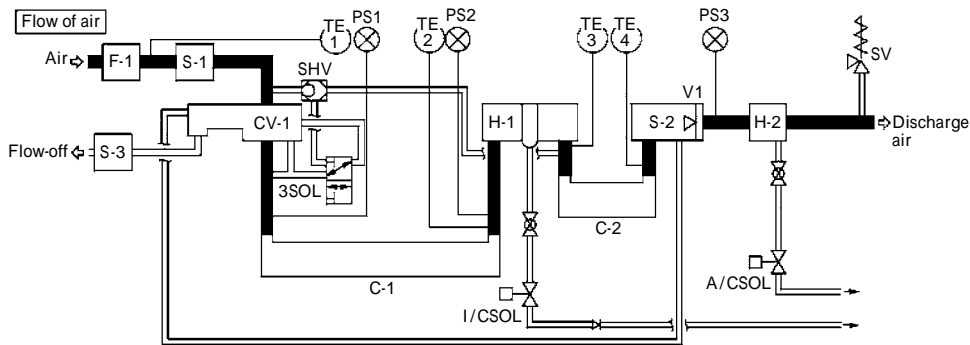
従来のシェルアンドチューブクーラは管外通水であり、通水部のよどみ部分でスケールが溜まりやすい欠点があった。大形空気圧縮機で使用しているプレートフィンクーラは管内通水であり、シェルアンドチューブクーラに比べ、水室側にスケールが溜まりにくい構造である。また、管内清掃となるためメンテナンスも容易である。

これらにより、年次点検においては潤滑油とフィルタ類の交換のみとなり、各部品のメンテナンスサイクル延長によってトータルのメンテナンスコストも低減している。

2.4 ユニット監視機能の強化

きめ細かくセンサ類を張巡らせ(図9)、これらの情報はITCS(Intelligent Total Control System)コントローラで一元的に集約される。そのため、このモニタのみで日常の管理情報(圧力、温度、運転時間など)を確認することができる。ユニットの運転状態を常時監視しており、トラブルや急な停止を未然に防ぐことができる。例えば、給油圧力が低下してくると、異常停止させる前に警報を発する仕組みになっており、この段階で給油圧力を上げる、あるいは潤滑油フィルタを交換するなどの適切な処置を施すことにより、異常停止を防ぐことができる。

また、過去15分間において5秒ごと、および過去24時間において1時間ごとに圧力や温度などのデータ、異常・警報などの運転履歴を保存しており、過去の運転状



| | | | | | | | |
|--------|----------------------------|------|---|---------|---|-----|---|
| Symbol | Name | H-2 | After-cooler | A/C SOL | Solenoid valve for after-cooler drain | TE1 | Themocouple for 1st stage suction air temperature |
| C-1 | 1st stage compressor | F-1 | Suction filter | V1 | 2nd stage discharge air check valve | TE2 | Themocouple for 1st stage suction air temperature |
| C-2 | 2nd stage compressor | SV | Safety valve | | | | |
| CV-1 | Volumetric regulator valve | SHV | Shuttle valve | | | | |
| S-1 | Suction silencer | 3SOL | Three-way solenoid valve for volumetric regulator valve | PS1 | 1st stage suction air pressure sensor | TE3 | Themocouple for 2nd stage suction air temperature |
| S-2 | Discharge silencer | | | PS2 | 1st stage discharge air pressure sensor | TE4 | Themocouple for 2nd stage discharge air temperature |
| S-3 | Blow-off silencer | I/C | Solenoid valve for inter-cooler drain | PS3 | 2nd stage discharge air pressure sensor | | |
| H-1 | Inter-cooler | SOL | | | | | |

図9 大型オイルフリー圧縮機の系統図
Fig. 9 Diagram of large class oil-free compressor

態の確認もできるようになっている。

潤滑油や潤滑油フィルタの交換などのメンテナンスが必要になったときはITCSコントローラのモニタに表示されるようになっている。定期的にメンテナンスを実施することによって、信頼性を高く維持した運転を長く続けることができる。

また、近年の中央監視などの省力化要望にこたえるため、遠隔監視ユニットや通信出力(MODBUS)にもオプション対応できるようになっている。

むすび=オイルフリースクリュー圧縮機に対するユーザーズに基づいて全面的に改良・開発した大形エメロードシリーズは、顧客の立場に立ち、さらに環境問題にも積極的に取り組んだ商品といえる。今後これを基本にさらに省エネニーズにあった商品の開発に努力していきたい。

参考文献

- 1) 松隈正樹：空気圧縮機，省エネルギーセンター，2005，pp.30-33.

(技術資料)

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[®]」

Inverter-motor Driven, Water-injected, Oil-free Screw Air Compressor; EmerauDe- Aqua[®] Series



戸塚順一郎*
Junichiro TOTSUKA



野口 透*
Toru NOGUCHI

Kobe Steel has developed a series of oil-free screw air compressors; the EmerauDe-Aqua series, which uses water injected during compression for sealing and cooling of elements. Each compressor employs Kobe Steel's original non-contact screw, along with an IPM high-speed motor driven by an inverter and connected directly with the screw rotor, so as to assure high performance for a wide range of flow volume.

まえがき = 日本の空気圧縮機の消費エネルギーは約 500 億 kWh / 年 (日本の総消費電力量の約 5% に相当し、国内製造業事業所の消費電力量の 20 ~ 30% に相当する。) と大量である。近年、各企業は省エネ法への対応のため、また、地球環境保全に貢献するため、エネルギー低減効果が大きい空気圧縮機を効率的に運用することによる省エネを積極的に進めている。とくに、インバータ制御機能を装備した省電力型空気圧縮機への更新は、省エネ手段として広く認知され、多くの事業所で採用されている。このことは、当社のインバータ駆動型給油式空気圧縮機の出荷比率にも現れており、2000 年以降一貫して高い比率で増加し続け、2007 年度では 50% を超えるまでに至っている (図 1)。今後は、吐出し空気に油分を含まないオイルフリー空気圧縮機においてもインバータ駆動型の需要が伸びると考えられる。

そこで当社は、自社技術を有するドライオイルフリースクリュ圧縮機の非接触本体技術と、高速 IPM モータの

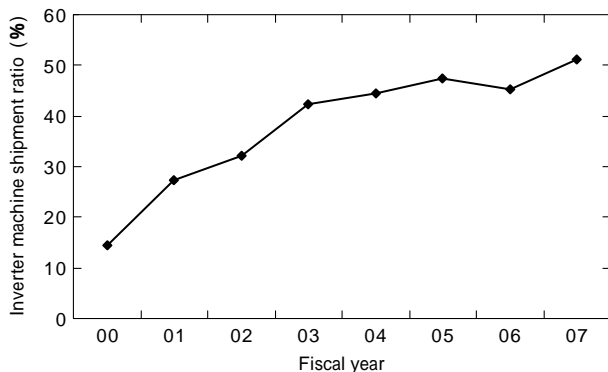


図 1 給油式スクリュ圧縮機のインバータ機出荷比率 (当社中形クラス)

Fig. 1 Inverter machine shipment ratio in our medium-class oil injected screw compressor

オーバハング直結構造を持つ給油式インバータ駆動スクリュ圧縮機の技術を融合し、インバータ駆動に適した高効率な水噴射式のオイルフリースクリュ空気圧縮機「EmerauDe-Aqua (エメロードアクア) シリーズ (EA400AD-VS, EA650AD-VS)」を開発、2008 年 3 月より販売を開始した。本稿ではこの EmerauDe-Aqua (エメロードアクア) シリーズについて紹介する^{1)~4)}。

1. 商品コンセプト

エメロードアクアは「当社のドライオイルフリースクリュ圧縮機の技術と給油式インバータ駆動スクリュ圧縮機の技術を融合して、高効率の省エネコンプレッサを開発し、地球温暖化防止に貢献する」というコンセプトを掲げて商品開発した。エメロードアクアの外観を図 2、仕様を表 1 に示す。



図 2 EA650AD-VS 外観

Fig. 2 Outside view of EA650AD-VS

表 1 仕様

Table 1 Specifications

| Type | EA400AD-VS | EA650AD-VS |
|---|-------------|-------------|
| Free air delivery (m ³ /min) | 3.7 ~ 4.0 | 6.2 ~ 6.5 |
| Discharge pressure (MPa) | 0.69 ~ 0.59 | 0.69 ~ 0.59 |
| Rated motor power output (kW) | 22.7 | 37.7 |
| Noise level (dBA) | 62 | 65 |

*機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部 汎用圧縮機工場

2. エメロードアクアの特長

2.1 IPM モータ直結駆動非接触本体

エメロードアクアの本体断面構造図を図3に示す。本圧縮機は圧縮室に水を噴射することにより、従来のドライオイルフリースクリュ圧縮機と比較して性能を大幅に向上させている。水噴射式における水の役割はつぎに示したとおりである。

- ・圧縮工程に水を噴射し、吐出空気温度を冷却することによって圧縮効率を向上させる
- ・雄・雌ロータ間、ロータとケーシング間など圧縮室の隙間を液でシールし、漏れ空気量を低減することによって圧縮効率を向上させる

油冷式圧縮機の場合も同様に圧縮室に油を噴射して性能を向上させている。油冷式圧縮機の場合、油に潤滑性があるため、雄ロータが雌ロータを直接駆動している。しかし、水噴射の場合、潤滑性は油と比べると格段に低いため、給油式スクリュ圧縮機のように金属製の雄・雌ロータを接触駆動させると、ロータが焼きついたり摩耗したりする。このため、競合他社では水噴射機用に工夫した樹脂ロータを用いて水環境に対応している。

エメロードアクアでは、ドライオイルフリースクリュ圧縮機と同様にタイミングギヤを用いて金属製の雄ロータと雌ロータ間を微小な隙間を保って非接触駆動させるとともに、圧縮工程に水を噴射させる構造とした。この構造によって、水は圧縮工程の冷却とシール性向上にだけ用いられるため、水環境下において雄・雌ロータを接触駆動させる時の課題である摩耗による性能低下が発生しなくなる。また、ロータ材質を樹脂でなく金属製とすることで熱膨張による寸法変化が小さくなること、加工精度が安定することから、雄・雌ロータ間、ロータとケーシング間の隙間を小さく設計することが可能となり高い圧縮効率を達成した。

タイミングギヤや軸受などの潤滑は信頼性の高いオイルバス式とした。タイミングギヤや軸受の機械的ロスによって油温が上昇するが、油室に水配管を通過させて油を冷却する方式を採用することにより、高コストの要因となる油循環システムと油冷却装置を不要にした。

軸封部には水用、油用シールの間に大気開放穴とドレ

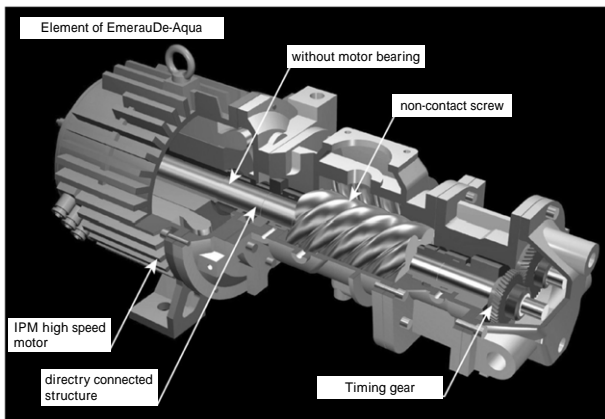


図3 エメロードアクア本体断面図
Fig. 3 Cross sectional view of EmerauDe-Aqua

ン穴を設け、万一の場合も水と油が混じり合うことがない設計にするとともに、油室内圧を当社のドライオイルフリースクリュ圧縮機で採用している超低圧力損失形エグゾーストクリーナを用いることにより、大気圧に開放して油漏れ対策を講じている。

雄ロータの駆動方法として、当社の給油式インバータ駆動スクリュ圧縮機と同様に、スクリュ圧縮機本体のロータ軸に電動機のロータを直接取付けるオーバハング直結構造を採用したが、この構造によって電動機軸受を省略することができた。モータには総合効率に優れるIPM 高速モータを採用し、広範囲な部分負荷特性を獲得するとともに、小形軽量化を達成した。

2.2 クラス No.1 の省エネ

エメロードアクアは、水噴射式新型圧縮機本体の採用によりクラス最大の吐出風量を達成した。これは、当社の給油式インバータ駆動スクリュ圧縮機でも採用している、下記3点の省エネ機能を備えている。

- ・ワイドレンジ制御：圧縮機の動力は吐出圧力に大きく依存し、吐出圧力が下がった場合、電動機動力に余裕が出てくる。そこで、吐出圧力を監視し、圧力が下がった場合の電動機余裕分を回転数増加に用いて容量制御範囲を15~105% (EA650AD-VS)まで拡大して風量を増加させる。ワイドレンジ制御の増風量概念を図4に示す。
- ・残圧起動：停止直後にエアーが必要となった場合も即時起動する。
- ・冷却ファンのインバータ化：冷却ファンの必要冷却能力は運転条件や周囲温度により変化する。そこで、インバータ制御によって冷却ファンの回転数を制御する。低負荷運転時や周囲温度が低い時にはファン回転数を抑えて消費電力を低減させる。図5に吐出温度とファンの消費電力の関係を示す。

これらを具備することにより、図6に示すようにあらゆる負荷状況において同クラスのオイルフリー圧縮機の

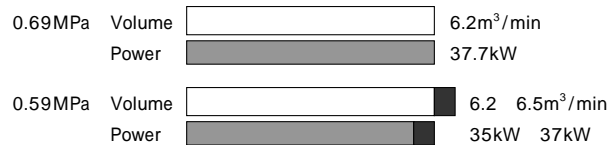


図4 増風量概念
Fig. 4 Concept of air volume increase

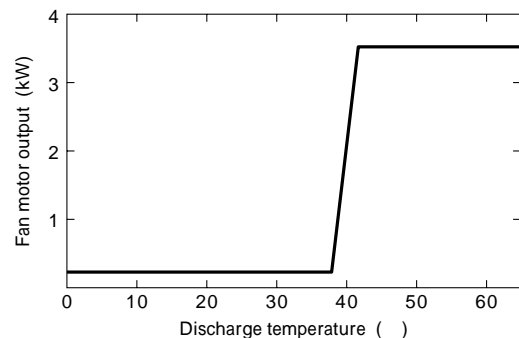


図5 インバータ化による冷却ファン動力
Fig. 5 Cooling fan output by inverter

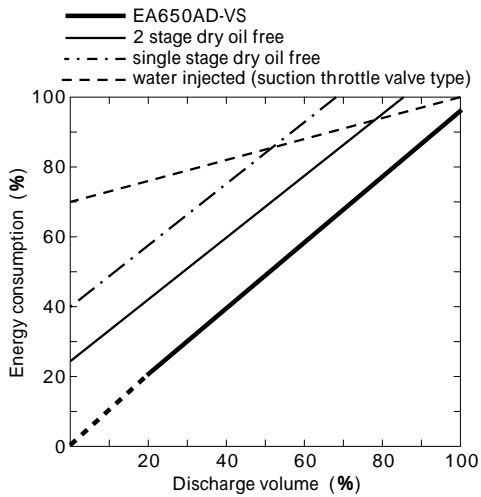


図6 性能比較 (37kW クラスオイルフリー機)

Fig. 6 Performance comparison (37kW class oil free compressor)

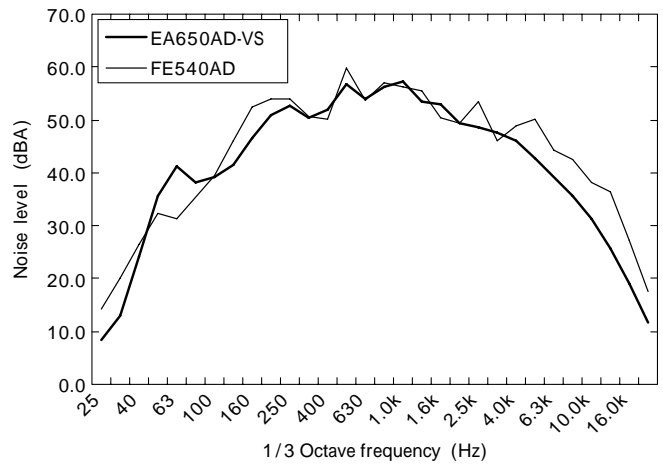


図8 騒音比較

Fig. 8 Noise comparison

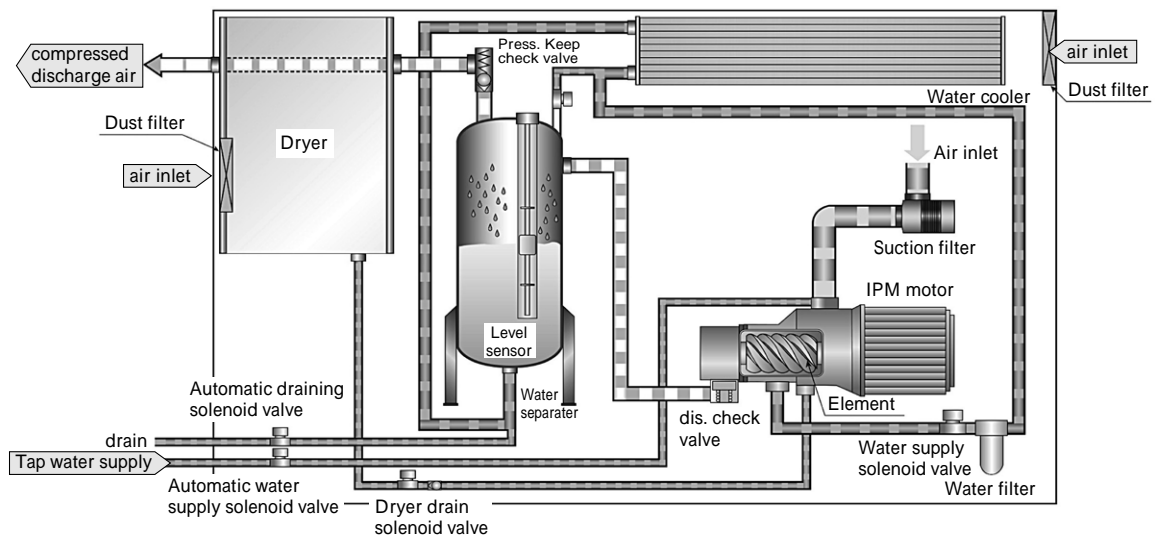


図7 系統図

Fig. 7 System diagram

中で、最大の吐出空気量を実現した。

2.3 水質管理, 耐食性

エメロードアクアは、水噴射式コンプレッサの課題である循環水の水質管理をドライアドレン循環方式の採用で解決した。

図7にエメロードアクアの系統図を示す。初期供給水には腐食成分である塩化物イオンやスケール障害の元となるシリカ、カルシウムが含まれており、これらの成分が長期間に渡って蓄積すると圧縮機のトラブルの原因となる。

純水並みの性質を持つドライアドレン水を回収し、循環水として再利用することでこれらの腐食成分などを希釈する。この方式により、従来水噴射式コンプレッサに必要であった純水装置などのオプションが不要になった。また、接水部にはステンレス鋼、銅合金、樹脂・ゴムによってのみ構成することでドライアドレン循環方式と合せて耐食性を確保した。

2.4 クラス最高の静粛性

エメロードアクアの騒音対策設計には、鉄道、建設機械、高速道路などの騒音対策で実績のある当社開発のシミュレーション技術を活用した。同出力の当社の2段ド

ライオイルフリースクリュ圧縮機 FE540AD とエメロードアクア EA650AD-VS との騒音比較を図8に示す。

EA650AD-VS では FE540AD と比べて耳障りな 1.0 ~ 6.3 kHz の高音域の音圧レベルが抑えられており音質面が改善された。また、全負荷運転時の騒音値は同クラス機最小であり、冷却ファンのインバータ制御によって低負荷運転時や周囲温度が低い場合には、ファン回転数が下がるためさらに低騒音となる。

むすび = エメロードアクアは、広い流量範囲での省エネ、オイルフリー化、低騒音化などの現在最も重要度が高い環境問題に積極的に取り組んだ商品である。

当社は今後も、省エネ型空気圧縮機の開発を通じて地球温暖化防止および CO₂ 削減に貢献していきたい。

参考文献

- 1) 中村 元ほか：R&D 神戸製鋼技報, Vol.55, No.2 (2005) pp.97-99.
- 2) 戸塚順一郎：R&D 神戸製鋼技報, Vol.58, No.2 (2008) p.103.
- 3) 戸塚順一郎：油空圧技術, Vol.48, No.2 (2009) pp.28-31.
- 4) 戸塚順一郎：R&D 神戸製鋼技報, Vol.59, No.2 (2009) pp.45-47.

(解説)

大型2段油冷圧縮機

Large-sized 2-stage Oil-flooded Air Compressors



宮武利幸*

Toshiyuki MIYATAKE



久米照正*

Terumasa KUME

Today, superior energy-saving characteristics of the compressor are demanded in increasing awareness of environmental issues. Kobe Steel has developed the large-sized 2-stage oil-flooded air compressor Kobelion®-LT/ST series which has superior energy-saving characteristics. In this paper the main feature and key technologies of these compressors are introduced.

まえがき = 当社は、1915年に国産第1号機となるレシプロ型圧縮機を製作、ついで1956年にオイルフリースクリュ圧縮機を国内で初めて開発・上市した。その後、1961年に油冷式スクリュ圧縮機の生産を開始、1971年にはパッケージ形の汎用油冷式スクリュ圧縮機 KST シリーズの生産を開始した。1987年に汎用圧縮機の生産拠点として播磨工場が完成した後も、油冷式では超小形機の助さんシリーズ、小形機のマーチシリーズ、中形機のハンサムシリーズなどを開発し、市場に投入していった。なかでも2002年に開発した Kobelion®シリーズは、ユーザーズに対応した省エネルギー性能および環境面を重視したモデルで、現在では当社の汎用油冷式スクリュ圧縮機の主力製品となっている。

Kobelion シリーズは、2002年に開発・上市した15～75kWクラスのインバータ機“Kobelion - VX・VS”に始まり、翌2003年には環境に配慮した同クラスの標準機“Kobelion - AG・SG”を、ついで2004年に110～150kWクラスの大型インバータ機“Kobelion - VS MULTI”を市場に投入するなど、シリーズの拡充に努めてきた。

このたび、150kW以上の大型2段油冷式圧縮機 KST シリーズをモデルチェンジし、新たに Kobelion シリーズとして160kW、200kW、220kWの“Kobelion - LT・ST”を開発・上市した。

本稿では、この“Kobelion - LT・ST”のうち Kobelion - LT シリーズについて報告する。

1. 商品コンセプト

今回開発した Kobelion - LT シリーズの商品コンセプトは以下のとおりである。

クラス最高の省エネルギー性能

クリーンエアの供給
省スペース化

2. 主要仕様と構造

Kobelion - LT シリーズの圧縮機ユニット外観および内部構造をそれぞれ図1および図2に、また主要仕様を表1に示す。

圧縮機ユニット外観は、Kobelion シリーズとしての統一感を損なわないデザインとした。

内部構造では、防音カバー開口部にダクトを設置し、騒音の低減を図るとともに、圧縮機本体、モータ、および歯車箱を架台に固定することで剛性をアップさせ、その下部に防振ゴムを設置して振動の低減を図っている。



図1 圧縮機ユニット外観
Fig. 1 Outside view of compressor unit

*機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部 汎用圧縮機工場

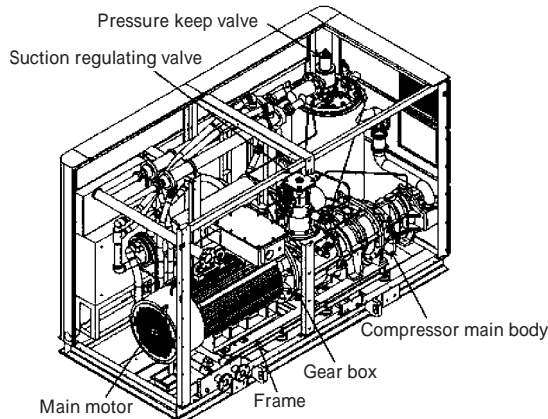
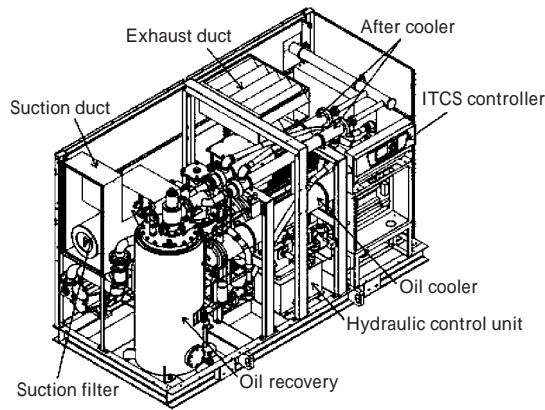


図2 圧縮機内部構造
Fig. 2 Compressor internal structure

表1 主要仕様
Table 1 Specifications

| TYPE | | LT3060W | LT3810W | LT4070W |
|-----------------------|---------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| Discharge pressure | MPaG | 0.69 [0.83] | | |
| Frequency | Hz | 50/60 | | |
| Discharge air volume | m ³ /min | 30.5/30.6 [27.8/27.7] | 38.1/38.1 [34.1/34.1] | 40.7/40.7 [37.2/37.2] |
| Motor | Output | 160 | 200 | 220 |
| | Voltage | 3,000/3,000*3,300 | | |
| Dimensions (W×D×H) | mm | 3,200×1,500×1,980 | 3,300×1,565×2,080 | |
| Weight | kg | 4,200 | 5,100 | |

3. Kobelion - LT シリーズの特長

3.1 省エネルギー化

国内における空気圧縮機の消費電力は工場事業所電力の20～30%を占めるといわれ、空気圧縮機の省エネルギー化を推進することで大きな省エネルギー効果を得られることから、近年、省電力活動が盛んに行われている。

一方、空気圧縮機の運転状況に目を向けると、工場の操業度に応じて様々な負荷領域で運転される場合が増えてきている。このため、空気圧縮機の省エネルギー性を考えるうえでは、全負荷時の性能も重要であるが、それ以上に部分負荷時の性能が非常に重要であるといえる。

このような省エネルギー化を求めるユーザーニーズに対し、Kobelion - LT シリーズはLCT(Linear Capacity Control Tandem) 制御方式を採用することで高い部分負荷特性を提供できる。LCT制御弁を搭載した圧縮機本体およびLCT制御の作動系統をそれぞれ図3および図4に示す。

LCT制御方式の最大の特長は、一定圧力制御ができる

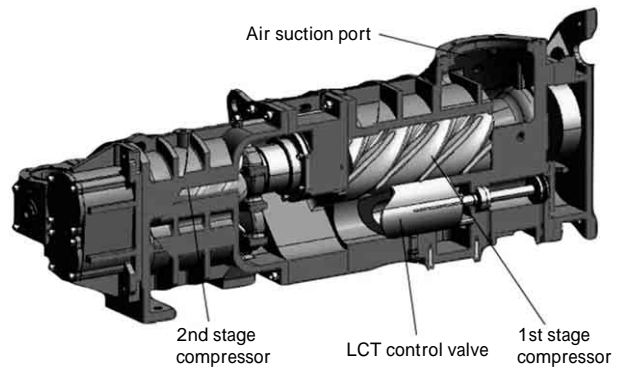


図3 圧縮機本体
Fig. 3 Compressor main body

ことにある。圧縮機本体は、1段本体と2段本体によって構成され、1段本体の下部には油圧ピストンとLCT制御弁が配置されている。LCT制御は図4に示すように、圧縮空気の消費量に応じて変化するライン圧力を油圧制御ユニットのB部で検出する。一方、油圧制御ユニット内ではオイルポンプが作動しており、常にA部の噴射管へ油が供給されている。油圧制御ユニットは、ライン圧力の変化に応じて噴射管の向きを変え、油圧ピストンに油を供給することでLCT制御弁の開度を調整する。LCT制御弁の開度が調整されるとスクリュロータの圧縮有効長さが調整され、100～40%の負荷領域を一定圧力にて制御する。LCT制御弁で制御できない40～0%の低負荷域は無負荷運転により無駄な動力消費を削減する。

図5に容量制御方式の違いによる吐出空気量と消費動力の比較を示す。一定圧力制御のLCT制御方式が省電力性能面で優れていることが分かる。

従来のロード/アンロード制御方式では、圧縮空気の消費量が減少して圧縮空気のライン圧力が上がってくると無負荷運転(アンロード)とし、逆に圧縮空気の消費量が増加してライン圧力が下がってくると全負荷運転(ロード)となる。このように、ロードとアンロードの繰返しによって容量調整が行われる。そのため、容量制御時にライン圧力が約0.1MPaの幅で変動する(変動圧力制御)。たとえば、必要なライン圧力が0.59MPaGの場合、全負荷時吐出圧力をLCT制御方式より0.1MPa高くする必要があり、全負荷時圧力が0.69MPaGでも容量制御時の保障ライン圧力は0.59MPaGとなってしまう。

圧縮機の理論消費動力は次式によって表すことができる。

$$L_{ad} = \frac{(i+1)n}{n-1} \times \frac{P_s Q_s}{0.06} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{(i+1)n}} - 1 \right] \dots \dots \dots (1)$$

ここで、

- L_{ad} : 理論消費動力 [kW]
- P_s : 吸込空気の絶対圧力 [MPa]
- P_d : 吐出空気の絶対圧力 [MPa]
- Q_s : 吸込状態に換算した空気量 [m³/min]
- n : 空気のポリトロップ指数
- i : 中間冷却器の数

圧縮機の理論消費動力は

$$\left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{(i+1)n}} - 1 \right] \dots \dots \dots (2)$$

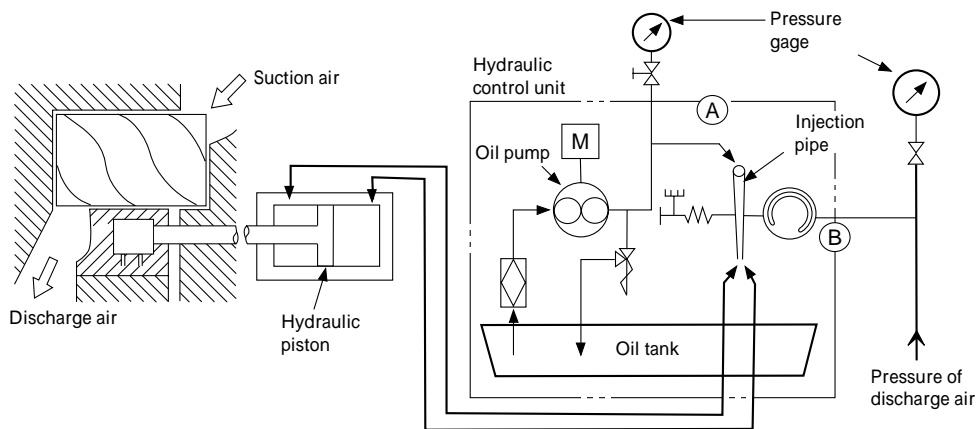


図4 LCT 制御の作動系統
Fig. 4 Operation system of LCT control

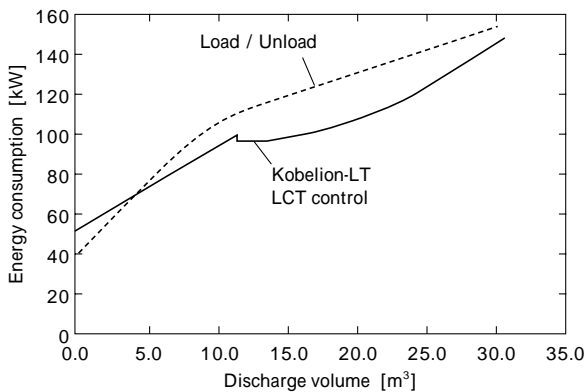


図5 容量制御による性能比較
Fig. 5 Performance comparison by capacity control

の値に比例する。上式の間冷却器の数 (i) を 0, 空気のポリトロップ指数 (n) を 1.4 の定数と考える。 Q_s が同じである場合, 吸込圧力 (P_s) が大気圧で, 全負荷吐出圧力 (P_d) が 0.69MPaG の場合と 0.59 MPaG の場合を比較する。一定圧力制御が可能である LCT 制御方式に比べ, 変動圧力制御であるロード/アンロード制御方式の理論消費動力は全負荷運転時で 8%程度大きくなり, 実測でも 7%程度消費動力が増加する¹⁾。

3.2 クリーンエアの供給と省スペース化

油冷圧縮機では, 空気の圧縮工程で冷却油を噴射して吐出空気温度を抑制するとともに, スクリュー回転間やスクリューとケーシング間のすきまを油でシールして漏れ量を低減する。そのため, 圧縮空気から油分を分離する必要があるが, 従来機で使用されていたオイルセパレータは胴体が大きく, 横型であったため省スペース化の面でも不利であった。

そこで, 図6に示すように, オイルセパレータの構造を改善し, 縦型にすることによって従来比で最大 12%の省スペース化を達成することができた。さらに, エlementに使用する素材の最適化を図った結果, 吐出空気量に含まれる油分としては油冷式では世界最高レベルである $0.001\text{cc}/\text{m}^3$ 以下を実現した。これによって, 潤滑油の消費量を抑えることができ, ランニングコストの低減につなげることができた。

3.3 そのほかの特長

ユニット前面に取付けられた ITCS (Intelligent Total

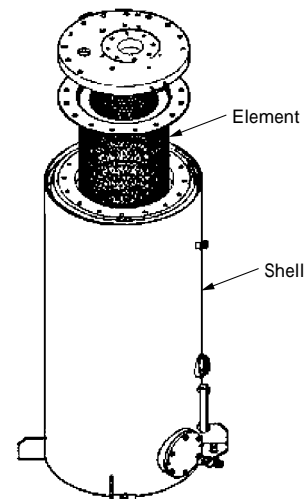


図6 オイルセパレータ
Fig. 6 Oil recovery

Control System) モニタによって, 運転操作や圧縮機の設定の簡易化が図られている。また, 万一のときであっても的確な対応がとれるよう, 圧縮機内部に設置されたセンサを常時監視して運転状況 (圧力, 温度, 負荷率, 運転時間など) やメンテナンス情報, 警報, 異常停止の情報を表示するようにしている。

さらに, 停電対応として, 0.5 秒以内の停電に対しては瞬停保護機能によって運転を継続し, 20 秒以内の停電に対しては自動復帰運転が可能となっている。

また, 制御盤を設置することなくシンプルな配線のみで 2 台交互運転を行うことが可能となっている。

むすび=冒頭にも述べたとおり, 当社では Kobelion シリーズとして 2002 年に “Kobelion - VX・VS” を上市して以来, 常に圧縮機に求められるニーズに対応する製品をリリースしてきた。

今後もさらに圧縮機に求められるニーズに対応した製品をリリースし, シリーズの拡大および改善に努めていきたい。

参考文献

1) 松隈正樹: 省エネルギー, Vol.59, No.13, p.34.

(技術資料)

省エネ・能力増強型高速スクリュ ブラインクーラ

Energy Saving High-speed Screw Brine Cooler



神吉英次*
Eiji KANKI



鈴木勝之*
Katsuyuki SUZUKI



壺井 昇*
Noboru TSUBOI



田中啓介*
Keisuke TANAKA



大倉正詞*
Masashi OKURA

Energy saving high-speed screw brine coolers driven by inverter control have been developed. By adopting a new control method of linking the compressor speed to the compressor suction pressure, 40% more cooling capacity can be generated at -35 brine temperature. Furthermore, 35% energy saving can be achieved at 50% part load compared to our conventional brine cooler. This machine can be used for a wide range of brine temperatures from +5 to -55 and for applications of freezing food, freeze-drying, environmental test rooms, process cooling, and more.

まえがき = 2段圧縮冷凍機は、食品冷凍や真空凍結乾燥、環境試験室、プロセス冷却などの低温用途において使用されている。当社は、省エネと能力増強を同時に実現したインバータ駆動高速2段スクリュ冷凍機iZシリーズを開発し、商品化した。また、これらの技術を生かし、新たに中温用途の単段スクリュ冷凍機iZSシリーズを開発した。

さらに、上記2段および単段冷凍機を活用し、容量制御にカスケード制御を採用することで負荷追従性を向上させたブラインクーラユニットをシリーズ化した。本ユニットは不凍液（以下、ブラインという）を冷却する蒸発器（クーラ）を組み込み、冷媒回路を完結して納入現地での冷媒配管工事を不要としたものである（図1）。

本稿では、本機に採用した世界初の技術を紹介する。

1. 開発背景

地球環境保全に対応した商品として、省エネ冷凍機のニーズがますます強くなっている。従来のスクリュ冷凍機は圧縮機の回転数が一定であるため、蒸発温度が低下するに従って冷凍能力も大幅に低下していた。また50%部分負荷時に消費電力は85%までしか下がらないため、ユーザから部分負荷特性の性能改善による省エネの要求が強かった。

図2は蒸発温度や圧縮機吸込圧力が変化した場合の圧縮機の回転数、動力、冷凍能力の変化の様子を示したものである。2段圧縮冷凍機では、蒸発温度-30~-60の広い温度領域に対応することが要求される。この時の圧縮機の吸込圧力はR404A冷媒の場合、-30の蒸発圧力202kPaから-60の蒸発圧力48kPaの広い範囲で



図1 iZブラインクーラユニット
Fig. 1 Brine cooler unit

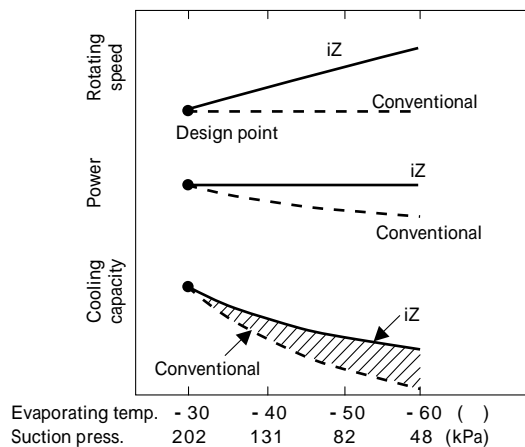


図2 iZ冷凍機と従来機との比較
Fig. 2 Comparison between iZ and conventional machine

変化する。従来機は蒸発温度が低下するに従って冷凍能力は大幅に低下していた。これは、蒸発温度が低下すると圧縮機の吸込圧力が低下し、それに伴って冷媒の比容積が大きくなり、冷媒循環量 (kg/h) が減少するためである。

ここで当社は、モータや油回収器、コンデンサなどの主要機器に設計点 (蒸発温度 - 30) 以下で余力が生じていることに着目した。そこで、冷凍能力を増強するため、蒸発温度の低下に従って圧縮機の最高回転数を増加させることによって機器能力を最大限に発揮させるシステムを開発した¹⁾。

2. 技術課題

本機を開発するにあたり、省エネ性能の向上、冷凍能力増強、地球環境対応、および静音化の4つの商品コンセプトを決定した。これらのコンセプトを実現するための技術課題を以下に示す。

- 1) 省エネ性能の向上
 - ・吸込圧力にリンクしたインバータ回転数制御技術
 - ・インバータ起動トルクの軽減技術
 - ・所定温度に制御する部分負荷運転
- 2) 冷凍能力増強
 - ・高速 7,000rpm までのモータ軸共振回避技術
 - ・効果的なモータ冷却技術
- 3) 地球環境対応
 - ・オゾン破壊係数ゼロの新冷媒 R404A 対応
- 4) 静音化 (作業環境改善)
 - ・吐出脈動音の低減

3. 技術的特徴

3.1 省エネ性能の向上

図3に本機の冷凍サイクルを示す。ここで、 P_s は圧縮機の吸込圧力、 P_m は中間圧力、 P_d は吐出圧力を示す。部分負荷運転時、従来機ではスライド弁によって1段側のみ容量制御していた。そのため中間圧力が吸込圧力近くまで低下し、エコマイザの効果が増減していた。本機ではインバータによる回転数制御を行うため、部分負荷運転中でも最適な中間圧力をキープすることによってエコマイザの効果を生かせることができる。すなわち、 $i_1 \sim i_5$ を冷凍サイクル上での状態 (1: 圧縮機吸

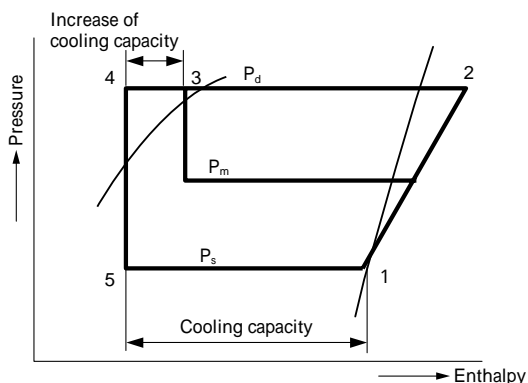


図3 エコマイザ効果の活用
Fig. 3 Effect of economizer

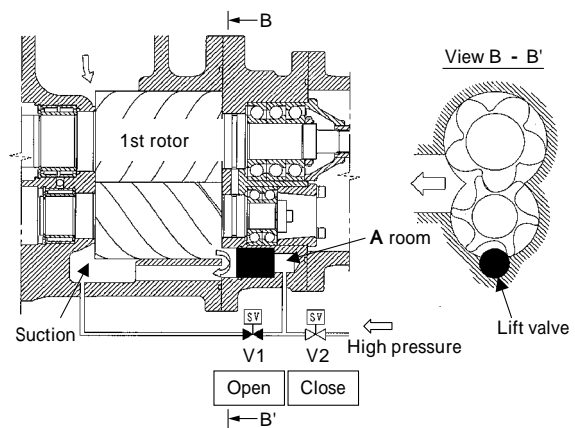


図4 起動負荷軽減方法
Fig. 4 Method for reducing starting torque

込, 2: 圧縮機吐出, 3: コンデンサ出口, 4: エコマイザ出口, 5: 蒸発器入口) のエンタルピとすると、 $(i_3 - i_4)$ がエコマイザによる冷凍能力の増加分となる。従来機の冷凍能力が $(i_1 - i_3)$ に対し、本機では冷凍能力が $(i_1 - i_5)$ となる。

本機はインバータ駆動による回転数制御を行うため、従来機の容量制御用スライド弁を省略することができる。しかしながら一方で、圧縮機起動時にスクロータ内部圧の上昇による起動負荷を軽減させる必要が生じた。

この技術課題に対して、簡単な構造で効果的に起動負荷を軽減できる方法を開発した²⁾。図4にその構造を示す。1段側スクロータの吐出端面にリフト弁を設置した。A室と圧縮機吸込部とを導通するラインに電磁弁V1を、A室と圧縮機吐出部とを導通するラインに電磁弁V2を配置し、起動時はV1を開、V2を閉としA室の圧力を圧縮機吸込圧とする。この時、圧縮機内部圧が上昇するとリフト弁は自動的に右側に移動して開いた状態となって内部圧が吸込側に流れ回り、内部圧の上昇を防止する。通常運転時はV1を閉、V2を開としてA室に圧縮機吐出圧を導入し、リフト弁を吐出端面まで移動させて閉の状態にする。本機構は自前の圧縮機吸込圧および吐出圧を活用するため、非常に簡単な構造で起動負荷を軽減できる。

3.2 冷凍能力増強

図5に省エネと能力増強の考え方を示す。蒸発温度 - 30 で標準回転数を設定し、図のように蒸発温度の低下に従って圧縮機最高回転数が増加するようにコントローラで設定する。実際の運転においては図5中の最高回転数ラインを通して所定の温度まで最速で到達する。その後、負荷に応じてインバータ回転数制御を行って目標温度を保持し、冷やしすぎなどのロスを防止する。蒸発温度 - 30 ~ - 60 という広い温度範囲に応じ、運転可能な最高回転数を変化させることが技術的ポイントであり、冷却温度領域が狭い家庭用エアコンなどに見られるインバータ機と大きく異なる。

図6に本機の仕組みを示す。TIC (温度調節計) は温度センサより蒸発器内温度を取込み、目標温度と比較して冷凍機容量をコントローラに出力する。一方、コントロ

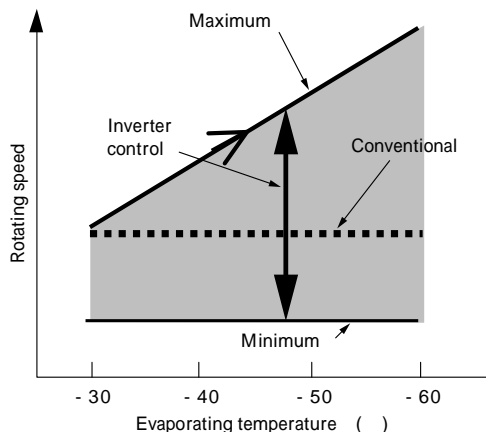


図5 省エネ・能力増強冷凍機技術

Fig. 5 New concept of energy-saving to maximize cooling capacity

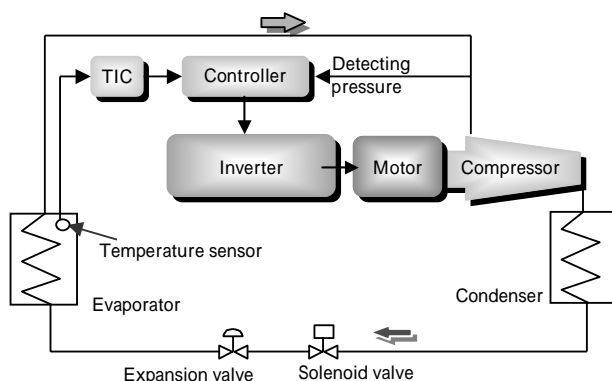


図6 省エネ・能力増強冷凍機の仕組み

Fig. 6 Mechanism of energy-saving compressor

ーラは圧縮機吸込圧力を検出し、吸込圧力の低下に伴って運転可能な最高回転数を増加させる。TICからの冷凍機容量指令が100%の場合、吸込圧力の低下に伴って圧縮機の回転数が増加する。このように、圧縮機は動力を一定に制御され、オーバーロードさせることなく冷凍能力の大幅アップが実現した。

図7に開発した高速2段スクリュウ圧縮機の断面図を示す。モータは半密封構造とし、1段雄ロータにオーバハングさせた。2段ロータは1段ロータとスプラインで結合し、1段ロータから2段ロータへの動力伝達を行った。圧縮機への冷媒の入口はモータと1段ロータとの間とし、さらにモータはステータ外被に設けたジャケットにより冷却する構造とした³⁾。これによりモータの発熱による圧縮機吸込ガスの過熱を防止し、吸込効率を向上させた。とくに蒸発温度が-30~-60という低温の場合、吸込ガスの過熱によって吸込効率が著しく低下する。

従来機のモータ回転数は3,000rpm(50Hz)であるが、冷凍能力増強に必要な7,000rpmという高速運転と静音化を同時に実現させるため、圧縮機の歯数組合せは1段5-6歯数、2段4-6歯数とした⁴⁾。1段雄ロータの歯数を従来の4から5にすることによって歯底径を大きく取ることができ、モータ片持ち部の軸径を太くすることが可能となった。これによりモータ軸の共振を回避し、7,000rpmまでの高速運転を実現した。

また、圧縮機の騒音は主に吐出ポート部での吐出脈動に起因する。そこで、吐出脈動の周波数をずらす目的から1段と2段の歯数組合せを変えたところ、本開発機では従来機より騒音レベルを3~6dB低減させることができた⁵⁾。

3.3 地球環境対応

本機はオゾン破壊係数ゼロのR404A冷媒を採用しており、省エネ性能の向上と合せて地球環境に対応した商品とした。

3.4 従来機との性能比較

部分負荷運転時における本開発機(iZ)と従来機との冷凍能力比および消費電力比を図8に示す。従来機に比べ50%負荷時で35%の省エネ、70%負荷時で17%の省エネを達成した。

先に述べたように、従来機では容量調整機構が低段側のみに付加されており、部分負荷時には中間圧力が下がり過ぎ、高段側の効率が悪くなるのに比べ、本機の容量調整はインバータによる回転数制御により行うため、部分負荷時においても中間圧力は変化しない。このため、1段側と2段側の圧縮比を最適に保つことができ、最適な冷凍サイクルを維持したまま部分負荷運転をすることが可能となった。

表1に本機と従来機との性能、環境対応の対比表を示す。蒸発温度が下がるに従ってインバータにより最高回転数を増加させた効果により、使用電源が50Hzの場合従来機よりも49%、使用電源が60Hzの場合は23%の能力増強を達成した。この能力増強により、条件によって

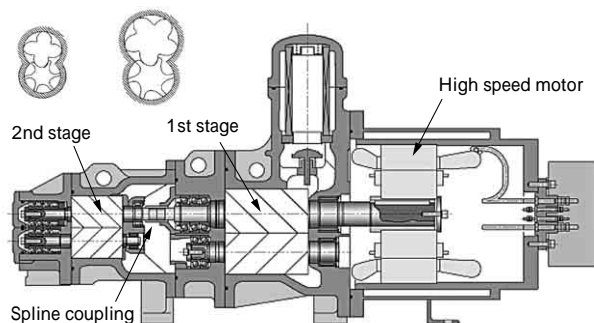


図7 半密封高速2段スクリュウ圧縮機

Fig. 7 Two-stage screw compressor integrated with high speed hermetic motor

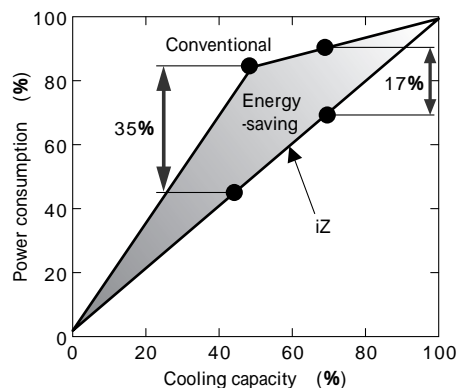


図8 省エネ性能比較

Fig. 8 Comparison of power consumptions

表 1 iZ 冷凍機と従来機との性能・環境対応比較

Table 1 Comparison of performance between iZ and conventional machine

| | | Conventional SH series | iZ series | Comparison | Remarks |
|-----------------------|-------------|------------------------|---|---|---|
| Cooling capacity (kW) | 50Hz | 83.9 | 124.7 | 49% increase | Comparison of 75kW motor CT/ET = 40/ - 40 |
| | 60Hz | 100.8 | 124.7 | 23% increase | |
| Part load power (%) | 50% load | 85 | 50 | Improved by 35% | |
| | 70% load | 87 | 70 | Improved by 17% | |
| Environment | Refrigerant | HCFC R22 refrigerant | HFC R404A refrigerant | Zero ozone depletion coefficient | R22 regulated from 2004 |
| | Low noise | - | Lower by 3 to 6dB than the conventionals (top in the class) | | |
| | Safety | - | Remote observation, communication function | Foreseeing trend of operating conditions, sensing the advance warning | |

は従来機よりワンランク小さな機種を選択できることから、ユーザのイニシャルコスト削減にもつながる。また能力増強による急速冷凍により、冷却対象物の品質向上にも寄与する。

さらに、本機のコントローラでは常時運転状態をモニタリングしており、運転状態のトレンドを予知することによって異常を事前にキャッチできるように安全性にも配慮した機械となっている。また本コントローラは通信機能を有しており、遠隔監視が可能となっている。

4. ブラインクーラユニットへの展開

本冷凍機を活用し、容量制御にカスケード制御を採用することによって負荷追従性を向上させたブラインクーラユニットを開発した。従来機はブライン出口温度のみを検出して容量制御を行っており、圧縮機の吸込圧力の変化に対して温度検出部の大きい時定数や無駄時間のために制御安定性が悪かった。これに対して本ユニットは、TIC（温度調節計）の出力によって PIC（圧力調節計）の目標値を変更するカスケード制御方式を採用し、吸込圧力の変化を迅速に制御動作に反映させるようにした。

図 9 にカスケード制御の仕組みを示す。電子膨張弁によって圧縮機の吸込冷媒ガス過熱度を制御する。一方、TIC はブライン出口温度と目標温度を比較し、演算された冷凍機容量に応じて圧縮機の吸込圧力目標値を PIC に出力する。PIC はインバータ回転数によって圧縮機の吸込圧力を目標値に制御している。ブライン出口温度の低下とともに、前述の冷凍機と同じく圧縮機最高回転数を増加させ、目標温度に最速で到達可能である。

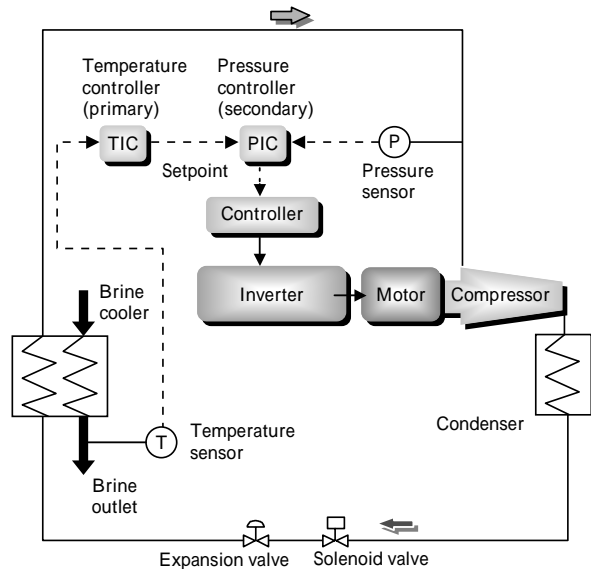


図 9 カスケード制御の仕組み
Fig. 9 Mechanism of cascade control

むすび = 本機はユーザから非常に高い評価を得ている。また公的機関から日本機械工業連合会会長賞、日本冷凍空調学会技術賞を受賞した。今後も、省エネ冷凍機の開発、地球環境保護に貢献する製品の開発に努力していく所存である。

参考文献

- 1) 特許：第 3950304 号
- 2) 特許：第 3904852 号
- 3) 特許：第 3443443 号
- 4) 特許：第 2781523 号
- 5) 特許：第 2704039 号

(技術資料)

ガスエネルギー回収タービン発電装置

Gas Energy Recovery Radial Turbine Generator System



松谷 修*

Osamu MATSUTANI

Gas energy recovery power system is an eco-friendly system which produces lower CO₂ emissions by using gas pressure difference. It is expected to be wide spread in future. Also, our radial turbine plays a key part in the technology of power recovery. This paper introduces this energy recovery system, our unique turbine technology and furthermore items to be considered for future sales expansion.

まえがき = 2008 年秋、京葉ガス配管内においてガスエネルギー回収発電システムが導入されたが、当社はその基幹部にラジアルタービン発電装置を納入した。このシステムは、従来利用されることがなかった断熱膨張時に発生するエネルギーを動力あるいは冷熱源として有効活用するもので、燃焼を伴わない非常にユニークなシステムである。

本報では、こうした発電システムの中核で活躍する当社ラジアルタービンを紹介すると共に、今後の拡販に向けた取組みを紹介する。

1. ガスエネルギー回収発電システム

都市ガスは一般に、海外のガス田で採掘された天然ガスを液化し、専用の液化天然ガス(以下、LNG という)タンカーで日本へ輸送される。輸入された LNG は沿岸部に設置された LNG 基地(製造所)においていったん LNG タンクに貯蔵された後、海水などの熱で気化して所定の熱量に調整され、着臭されて都市ガスとして需要家のもとへ供給される。広範囲にわたって供給される場合、まず高圧^{注)}幹線(高圧導管)で供給されるのが一般的な都市ガス会社の供給システムとなっているが、高圧幹線を通じて供給されたガスは地域ごとに設けられたガバナ

ーションで中圧^{注)}まで減圧し、いったん球形ガスホルダ(供給所)に貯蔵される(図 1)。中圧で供給された都市ガスは各地域ガバナで需要家の必要とする圧力に調整を行った後、各需要家に供給される。

この減圧時の圧力エネルギー(断熱膨張によるエネルギー)を膨張タービンの回転に利用し、発電するシステムがガスエネルギー回収発電システムである。図 2 に発電システムのフロー図を示す。図に示したように、膨張タービンは高圧から中圧 A に圧力調整するパターン 1 (球形ガスホルダー上流側)、および中圧 A から中圧 B に圧力調整するパターン 2 (球形ガスホルダー下流)のいずれのパターンでも設置することが可能である。本システムは、火力発電などの通常の発電システムに比べてシステムや構造が簡単である。さらに、燃焼を伴わない発電であるため CO₂ 排出量が極めて少なく、環境にやさし

脚注)「高圧」は 1.0MPaG 以上の圧力、「中圧 A」は、0.3MPaG 以上 1.0MPaG 未満、「中圧 B」は、0.1MPaG 以上 0.3MPaG 未満、「低圧」は 0.1 MPaG 未満のガス圧力を示す。代表的な需要家である一般家庭で使用するガス圧力は「低圧」である、一方、工場やビルなどの大口需要家には「中圧 A」や「中圧 B」で供給される場合もある。

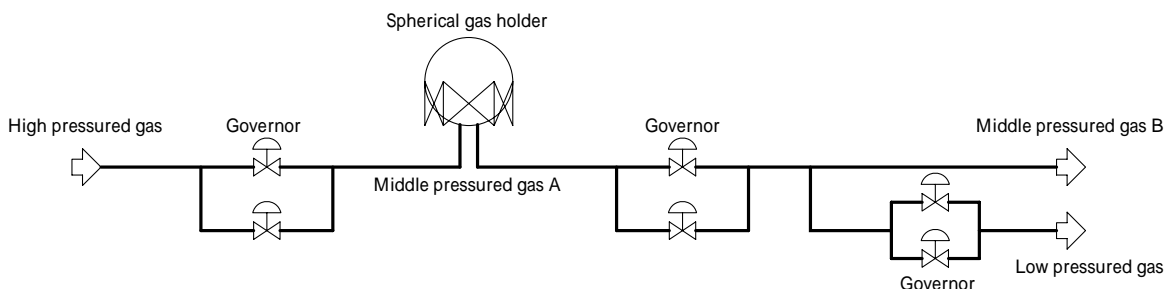


図 1 一般的なガス供給フロー図
Fig. 1 General system flow of gas supply

*機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部 回転機技術部

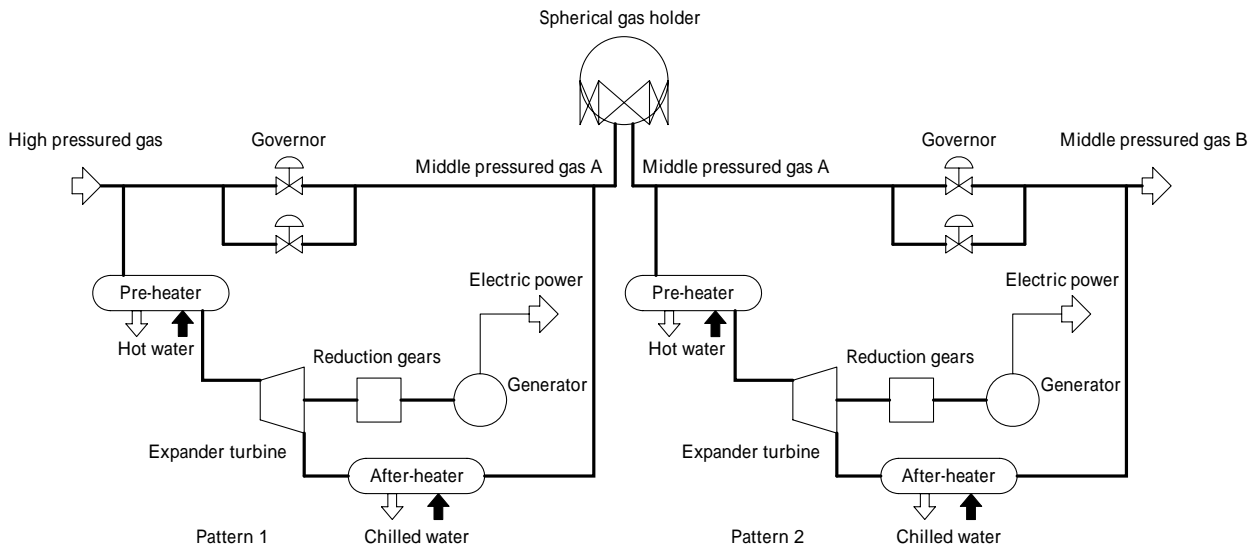


図2 ガスエネルギー回収発電システムのフロー図例
Fig. 2 System flow of gas energy recovery system

いという特長をもっている。

しかし、膨張タービンで圧力エネルギーを回収するとタービン出口ガス温度は低下する。もちろんガバナによる高圧から中圧への圧力調整においても、ジュールトムソン効果によりガバナ出口ガス温度が低下するが、膨張タービンの方がより大きなエネルギー落差があるため、低下する温度幅も大きくなる。一方、都市ガスの供給規定により、需要家への供給温度は通常0 よりも高くするのが一般的であるため、エネルギー回収の際に加温する必要が生じる。加温方法としては図2に示すように、(A)タービンにガスが入るまでに前もって温水ボイラなどによって加温するプレヒータ方式、(B)温度低下したタービン出口のガスを冷水などで冷熱回収しながら、あるいは近隣の設備や工場からの廃熱や用途のあまりなかった低温熱源を利用してガス温度を調節するアフタヒータ方式がある。通常のガバナステーションにおいても、圧力調整時には上述のごとく断熱膨張による相当なエネルギー落差が発生するため、ガバナ前後で同様の加温システムが用いられている。したがって本システム導入によるCO₂排出量は、厳密には上述の加温システムにおける加温用燃料ガス使用分だけ増加する。なお、中圧Aから中圧Bへの圧力調整の際には加温システムが必要ない場合もある。

需要家のニーズに合わせてプレヒータ方式かアフタヒータ方式のいずれか、あるいは両方を選択することができる。このようにエネルギーの有効利用を図る上で多彩なオプションシステムが選定できる点もガスエネルギー回収発電システムの特長と言える。

1.1 京葉ガス㈱納入装置の特徴

2008年に当社はラジアルタービン発電装置を京葉ガス㈱に納入した。納入した装置の近景写真および3D-CAD図を図3に、発電システムフローを図4に示す。また表1に発電装置の仕様を示す。京葉ガス㈱に納入した発電装置は、先にパターン1(球形ガスホルダー上流)で示した高圧幹線から中圧Aに圧力調整するガバナのバイパスラインに膨張タービンを設置した事例である。地

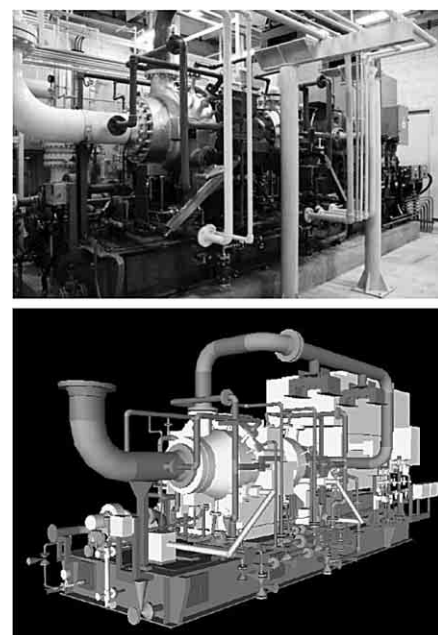


図3 ガスエネルギー回収発電タービンユニット近景写真と3D-CAD図
Fig. 3 Photo of gas energy recovery turbine unit and 3D-CAD drawing

元新聞の報道¹⁾によると、本発電装置の最大出力は830kW、年間440万kWhの発電電力量が見込まれている。これは一般家庭のおよそ1,000軒が1年間に使用する電力規模に相当し、買電に比較して年間1,500トンのCO₂削減が期待される。今回設置したガバナステーションでは、近隣に冷熱利用先や余剰廃熱の供給元がなかったためプレヒータ方式が採用されている。また、同社の発表^{2),3)}によると、ガバナステーションで発電した電力は所内で消費するほか、特定規模電気事業者に販売することになっている。本来、発電した電力は自家消費するのが最大の経済的メリットをもたらす運用方法である。すなわち、それまで電力会社から購入していた電力の一部は発電電力によって賄うことができ、その分だけ電力会社への支払いを低減させることができる。

これまで我が国のガスエネルギー回収発電設備の導入例は海外と比べて少なかったが、その要因の一つに発電

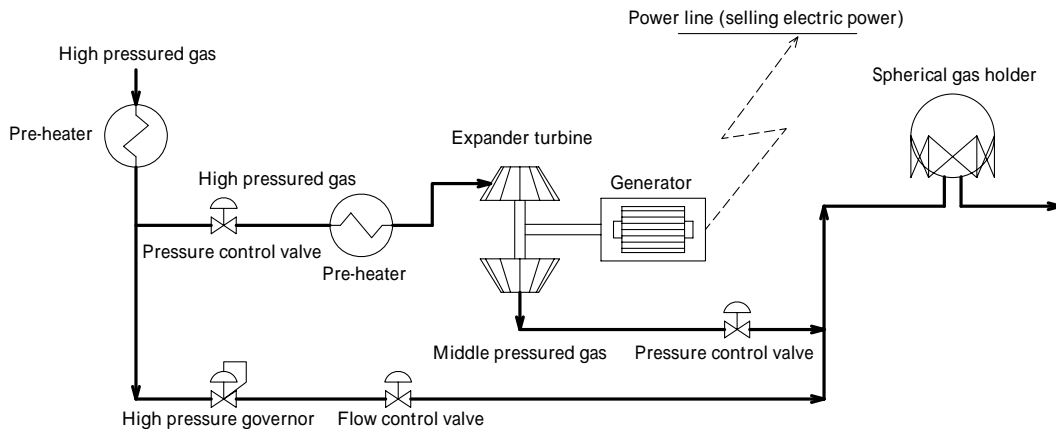


図4 京葉ガス燃発電システムフロー図
Fig. 4 Flow of gas power generating system for Keiyo Gas Co., Ltd.

表1 京葉ガス殿納入ガスエネルギー回収タービン発電装置仕様
Table 1 Specification of gas energy recovery turbine unit for Keiyo Gas

| Item | Spec. | Note |
|-------------------------------|-----------------|---------------------------------------|
| Stage | 2 | GRT250+GRT310 |
| Gas flow (Nm ³ /h) | 30,000 | 10,000 ~ 30,000 variable operation |
| Turbine inlet | | |
| Pressure (MPaG) | 3.9 | |
| Temperature () | 83 | |
| Size | 150A(6B) | |
| Turbine outlet | | |
| Pressure (MPaG) | 0.9 | |
| Temperature () | 6 | |
| Size | 250A(10B) | |
| Rated power (kW) | 830 | @Terminal |
| Unit size (m) | 6.5 × 2.6 × 2.2 | Seal gas unit is separately installed |
| Unit Weight (kg) | 25,200 | Seal gas unit is not included |

した電力を自家消費以外に利用することが困難であったことが挙げられる。そのため、比較的大きな電力消費が見込まれるガス製造所のようなところを除いては導入による経済的効果は期待できなかったのが実情である。

ところが近年、電気事業法の規制緩和により、発電した電力は自家消費だけでなく、特定供給や電力会社（特定規模電気事業者や一般電気事業者）に売電できるようになった。こうした規制緩和を受けて本件のような自家消費電力の少ないガバナステーションでもガスエネルギー回収発電システムを導入することができるようになった。加えて、地球温暖化対策の一環として、未利用エネルギーの有効利用によるCO₂排出量の削減に対し、その設備システムの導入に対して国から一定の補助を受けることができるようになった。この制度によってもまた、本発電システムの今後の導入促進が期待される。

1.2 当社膨張タービンの特徴

1.2.1 高効率

タービンには軸流型とラジアル（輻流）型があるが、当社は遠心式（Centrifugal）圧縮機で培ったインペラ技術を応用したラジアルタービンを採用している。その最大の利点は、圧力エネルギーを効率よく外部動力に変換できる^{4)~6)}点にある。

1.2.2 高部分負荷特性

都市ガス供給会社は需要家のガス使用量に応じて供給量の制御を行っているため、タービンを通過するガス量

もこれに連動して変化する。需要家の代表である一般家庭におけるガスの消費量は1日の中でも朝および夕方から夜にかけて多く（朝・夕食時の調理や、暖房、入浴時などでの使用）、夜半から早朝の間は少ない。また年間を通じて見ても冬と夏ではガス消費量に大きな差があり、日々、年間を通じて常にガス流量（需要家の消費量に連動した供給量）が変動している。このため、ガスエネルギー回収タービンには広い運転流量範囲と高い部分負荷効率が要求されることとなる。

タービン効率はガス流量に依存し、設計点流量に対して実際の流量が低下するとタービン効率も低下する。これは、タービンへのガス流入量の減少に伴ってタービノズルからタービンランナへのガス流入速度や角度が変化し、設計点流量における最適な流入が確保できなくなるからである。これに対し、流量の変化に対応してノズル角度を変化させることができる可変ノズルを採用した場合、タービノズルからタービンランナへのガス流入角度や速度を広い範囲で最適な状態に維持することによってタービン効率の低下を抑制することができる。

京葉ガス協の例においてはガス流量制御範囲（運転領域）を10,000 ~ 30,000Nm³/hの範囲での対応を実現している。広範囲な運転領域と高い部分負荷効率は本発電システム普及のための重要なファクタの一つである。

1.2.3 高信頼性

当社における都市ガス/天然ガスの圧力エネルギーを回収する特殊なタービン発電装置の歴史は、1970年代末の冷熱発電システム向けタービン発電装置の製作にまでさかのぼる。冷熱発電システムとは、LNGのもつ冷熱を利用して発電するシステムである。海水などの熱交換によってLNGを気化し、その体積膨張による圧力エネルギーをタービンで回収するシステムであり、1章で述べたガス製造所内におけるガス圧力エネルギー回収発電システムに相当する。可燃性ガス流体を取扱うことから、遠心圧縮機で長年培った軸封技術（回転軸部から外部へのもれ出し、およびもれガスの爆発を防止する技術）などを応用し、高い安全性と信頼性を確保している。

1.2.4 高耐久性

ガスエネルギー回収発電システムの先駆的例として、大阪ガス協泉北冷熱発電（第2工場）がある。1979年に

当社製初号機が、ついで2号機が1982年より運転開始、同じく大阪ガス堺路製造所においても1987年より運転を開始している。初号機以外は現在も稼働中であり、実に20年以上の運転実績を誇る高い耐久性を示している。

2. 今後の取組み

ガスエネルギー回収発電システムは、未利用エネルギーの有効活用という点では高いマーケットニーズが期待されるシステムである。電力の自由化や地球温暖化防止活動の一環としてCO₂削減に向けた取組みに対する理解が浸透しつつあるなか、本発電システムが普及する環境は整いつつある。

本章では、当社が認識する現状の技術的課題と今後の普及に向けた当社の取組みについて述べる。

2.1 現状の課題

2.1.1 小流量ガス運転への対応

先に紹介したように、京葉ガス㈱の発電システムは10,000～30,000Nm³/hで運転されている。需要家の多い都市部ではまとまったガス流量が確保できるため、今回の京葉ガス㈱のような発電システムを構築することはできる。しかしながら、全国的に見れば最大流量が10,000Nm³/h程度の規模の供給所もあり、京葉ガス㈱のような条件の整った供給所や地域は比較的少ないと考えられる。ガスエネルギー回収発電システムの普及が地球温暖化防止活動の一助になりうることから、全国に多数存在する中小都市ガス会社において本システムが導入されることに期待を寄せている。中小都市ガス会社で導入される場合、発電量は小規模となることが予想されるため、先に述べたように、発電システムの導入により自家消費電力(=買電電力)を抑制できるメリットとプレヒータでの加温エネルギー、アフタヒータで冷熱利用や廃熱利用といったトータルエネルギー収支のバランスが取れるようなシステム構築を工夫する必要がある。またシステムが小型化すればするほど単位出力あたりの装置コストは“割高”となる傾向があるため、タービンユニットなどの製作コスト削減や廉価システムの開発が必要となる。

また、ガス流量が少な過ぎるとタービンは発電することなく、逆にモータとして電力を消費することになる。このとき、逆電力継電器が動作してせっかくのタービン発電システムを緊急停止させてしまう。

ガス流量が少なくなった場合でもギリギリまで商用電源と連携し、発電できない状況になった場合にはいったん商用との連携を切り離してタービンは『アイドリング運転』を継続、ガス流量が回復した段階で再び商用電源と連携できるような連続運転システムを考案する必要がある。

2.1.2 軸封システム

当社の標準的仕様ではタービンの軸封システムのために窒素ガスを利用するが、通常、ガバナステーションに窒素ガスがユーティリティーとして備わっていることは少ない。代わりに大量の空気を用いる軸封システムもあるが、ガバナステーション内の既存エアコンプレッサでは容量不足であることや、メーカーが要求する空気仕様

(露点温度)を満足できない場合がある。このため、エアコンプレッサの容量アップ(更新)や追加設置が必要となり、本発電システムの導入メリットが小さくなってしまふことも考えられる。

現状と同等の高い軸封性能を確保しつつ少ない窒素ガスや一般的な空気に対応可能な軸封システムの開発が望まれる。

2.2 普及への当社の取組み

本発電システムが広く普及するために当社発電装置に求められる技術的要件は以下のとおりと認識している。

- ・より多くのランニングメリットが出せるシステムの構築

タービン発電装置のインシャルコストダウンは言うに及ばず、ユーティリティー消費量、とくに軸封部の窒素ガスやシールエア量を抑制するシステム技術の確立が急がれる。

- ・小流量領域での安定運転制御技術の確立

可変ノズル機構の採用により、部分負荷特性の維持は達成しているものの、小量発電時の逆電力防止、商用電源との連携/非連携にかかわらず連続的な運転挙動を実現する制御技術の確立が急がれる。

むすび= 高圧幹線ルートや天然ガスパイプライン、規模の大小を問わず1,000カ所程度と目されるガバナステーション/球形ガスホルダーが全国各地に点在しており、これら全てをガスエネルギー回収発電システムの潜在的マーケットとみなすことができる。さらに、都市ガスパイプラインの拡張によるガバナステーション/球形ガスホルダーの増設や海外のガスパイプラインの中継所などまで視野に入れると、非常に大きなマーケットが存在すると考えることができる。加えて、このマーケットでは実績が高く評価されることから、当社ラジアルタービンには“一日の長”があるといえる。

今後も当社は、他社に先駆けて新たな技術課題にチャレンジし、小型化、コストダウン、性能アップなどのマーケットニーズをくみ取り、当マーケットでの高い競争優位性の確立を目指す。また、地球温暖化防止活動推進という追い風の下、本発電システムの普及に向けて引続き積極的な技術開発・技術確立に取組みたい。

参考文献

- 1) 日本経済新聞千葉版, 2008年(平成20年)10月8日.
- 2) NIKKEI NET(日経ネット), 地域経済 関東, 京葉ガスが売電未利用エネルギーで発電, 2008年10月8日, <http://www.nikkei.co.jp/news/retto/20081007c3b0704g07.html>, (参照2009-06-19)
- 3) 京葉ガス㈱ホームページ, 関東圏初! ガス減圧時の未利用エネルギーを活用 CO₂低排出の発電システムが沼南供給所に完成, News Release(平成20年10月7日), <http://www.keiyogas.co.jp/cont/news/2008/20081007.pdf>, (参照2009-06-19).
- 4) 鈴木日出夫: R&D 神戸製鋼技報, Vol.49, No.1(1999) pp.25-27.
- 5) 松本哲也: R&D 神戸製鋼技報, Vol.56, No.2(2006) pp.43-46.
- 6) 松谷 修ほか: R&D 神戸製鋼技報, Vol.59, No.2(2009) pp.40-44.

(解説)

ポリオレフィン用循環圧縮機DHシリーズ

DH Cycle Gas Compressor for Polyolefin



田中宏明*
Hiroaki TANAKA

According to the recent growth of polyethylene (PE) and polypropylene (PP) demands, lots of plants have been constructed and are still being planned. Furthermore, plant capacity is increasing year after year to achieve high plant performance. Kobe steel has developed and improved compressors to meet the requirements through the years. This paper reports on the cycle gas compressor that is one of the most important apparatus, especially for construction; its special features and also describes prospects for the future.

まえがき = 世界のプラスチック生産量は、2007年には2.6億トンを超えており¹⁾、2008年後半以降の世界同時不況の影響は免れられないものの、今後も発展途上国を中心に着実な成長が見込まれている。汎用ポリオレフィン系樹脂であるポリエチレン（以下、PEという）やポリプロピレン（以下、PPという）の需要は、経済成長の著しいBRICsや発展途上国での消費の伸び、従来から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。このため、BRICsや中近東を中心とした産油国において大形のPE、PP製造プラントの建設ラッシュが続いており、2009年以降も多くのプラントが操業を開始する計画になっている。

当社は、これらPE、PPプラントに対して、反応器（リアクタ）での重合反応によって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使用される混練造粒装置に加えて、その気相重合プロセスにおいて用いられる循環ガス圧縮機（DHシリーズ）の製造、販売を行っている。また近年では、中国が導入する外国製圧縮機において当社製圧縮機が70%以上の納入シェアを持つのを筆頭に、東南アジアや中東などにも多くの納入実績を有している（表1）。

本稿では、ポリオレフィンプラント（図1）で使用されるDHシリーズ圧縮機の特徴と今後の展望について紹介する。

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 | Plant | Model | Driver rating (kW) |
|----------|--------------|-------|-------|--------------------|
| 2006 | Russia | PE | DH9M | 3560 |
| 2006 | Germany | PP | DH9M | 1650 |
| 2006 | Germany | PP | DH7JM | 1500 |
| 2007 | Korea | PP | DH7JM | 3450 |
| 2007 | Korea | PP | DH7JM | 1100 |
| 2007 | China | PE | DH9M | 5100 |
| 2007 | Korea | PP | DH7JM | 1300 |
| 2008 | Thailand | PE | DH9M | 4550 |
| 2008 | Austria | PP | DH7JM | 930 |
| 2008 | China | PE | DH9M | 5000 |
| 2008 | Thailand | PP | DH7JM | 1200 |
| 2008 | Thailand | PP | DH7JM | 4000 |
| 2008 | Saudi Arabia | PP | DH7JM | 1400 |
| 2009 | UAE | PE | DH9M | 4400 |
| 2009 | UAE | PP | DH7JM | 3250 |
| 2009 | UAE | PP | DH9M | 2800 |
| 2009 | China | PE | DH9M | 4900 |
| 2009 | China | PE | DH9M | 5510 |
| 2009 | China | PE | DH9M | 4900 |
| 2009 | China | PP | DH9M | 6000 |
| 2009 | China | PP | DH9M | 1750 |
| 2009 | China | PP | DH9M | 1380 |
| 2010 | China | PE | DH9M | 4900 |
| 2010 | China | PP | DH9M | 1550 |
| 2010 | China | PP | DH7JM | 2950 |

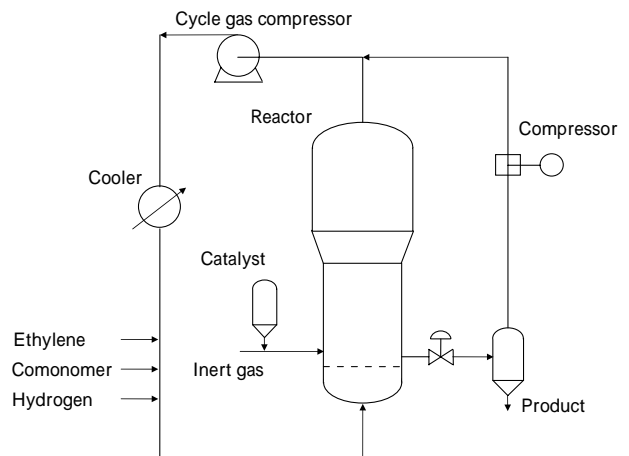


図1 代表的なポリオレフィンプラントのプロセス²⁾
Fig. 1 Typical polyolefin plant process

*機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部 回転機技術部

1. 本体構造の特徴

ポリオレフィンプラント用途（以下、本用途という）では、圧縮機に要求される圧力比が小さいため、単段機での対応が一般的である。また、圧力も中圧であることから円筒形ケーシング構造（バレル型）が採用される。典型的な圧縮機仕様として、当社 DH9M 型の仕様を表 2 に示す。また、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 2 に圧縮機外観を示す。本圧縮機は、American Petroleum Institute（米国石油協会）の API STANDARD 617 Chapter2 で規定される構造であるが、図 2 に示したとおり、インペラは軸受の外側、ロータの軸端にオーバハングして取付けられている。本用途の適用機種である当社 DH シリーズの本体構造例を図 3 に示す。軸シール

表 2 典型的な圧縮機仕様
Table 2 Typical specification of compressor

| Model | | DH9M (Single stage barrel casing type) |
|-------------------------|---------------------|---|
| GAS | | Hydrocarbon, Hydrogen, Nitrogen |
| Suction volume | (m ³ /h) | 57,290 |
| Suction pressure | (MPaA) | 2.50 |
| Suction temperature | () | 85.00 |
| Discharge pressure | (MPaA) | 2.67 |
| Rated speed | (rpm) | 2,977 |
| Driver type | | Induction motor |
| Driver rated output | (kW) | 5,100 |
| Shaft seal | | Tandem dry gas seal |
| Capacity control method | | Inlet guide vane device |



図 2 圧縮機 DH の外観例
Fig. 2 Example of model DH

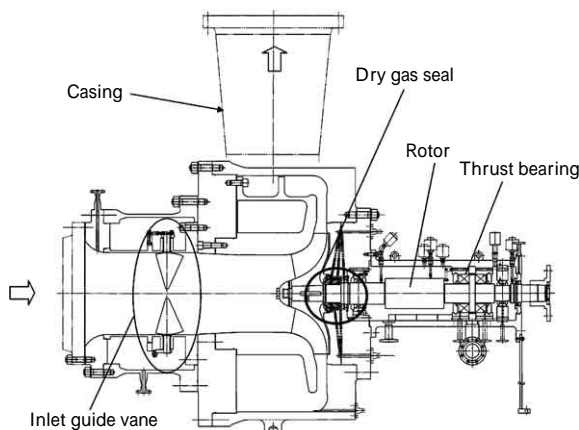


図 3 圧縮機 DH 本体構造例
Fig. 3 Construction of model DH

には、タンデムドライガスシールが採用され、インペラの軸受側に位置し、プロセスガスが系外へ漏れるのを防止している。オーバハング単段型であるため、軸シールは一つで済み、そのメンテナンスは両持タイプの一軸型圧縮機に比べて容易である。しかしながら、インペラで発生するスラスト力は大きく、スラスト軸受の選定には注意を要する。軸受は軸受箱に納められ、圧縮機ケーシングに取付けられている。また、容量調整装置として、インペラ入口部の周方向速度成分を変化させることにより、インペラ特性を変えて効率良く容量調整を可能にする入口案内翼装置を標準採用している。

2. インペラ

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、この特性から一般的な圧縮機に比べて大容量かつ低圧力の仕様となる。また、機械的な信頼性から、電動機と圧縮機の間には増速機は置かず、カップリングを介して直接駆動することを要求されることが多い。

この要求を満たすため、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。加えて、このような低圧力比では、通常使用されるインペラでは設計点からサージングまでの圧力上昇が小さく、わずかな圧力変動によってサージングに突入する可能性がある。このため当社では、とくに本用途向けに開発した、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使用している。

3. パウダ対策

3.1 インペラのパウダ対策

これらのプロセスでは、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。

従来、ガス用途に用いられるインペラは、ハブ、ブレード、およびカバーによってガス通路を構成するカバー付タイプであり、本用途においても同様にカバー付インペラを用いていた。しかしながら、本プロセスはガス中に PE・PP のパウダを含むことから、カバー付インペラにおいては、ケーシングとインペラ入口カバーディスクとの間に設けられるラビリンスシール部などのガスが滞留する部分においてパウダが堆積することによってロータがアンバランスになり、振動の原因となる。また、堆積したパウダがガス通路をふさぐことによって圧縮機性能の低下を招くため、頻繁に圧縮機のメンテナンスを行わなければならないなど、運転上の弊害となっていた。

その解決手段として当社では、カバーを持たないオープンタイプのインペラを 1999 年に独自に開発し、当社が納入したカバー付タイプのインペラを、顧客の協力を得てオープンタイプインペラに交換し、その特性を実証・確認した上で同様な用途に適用を行ってきた。このインペラの開発においては 3 次元粘性流動解析も行った。従来用いられていたカバー付インペラ、および開発したオープンインペラの流れ解析例を図 4 に示す。この図は、

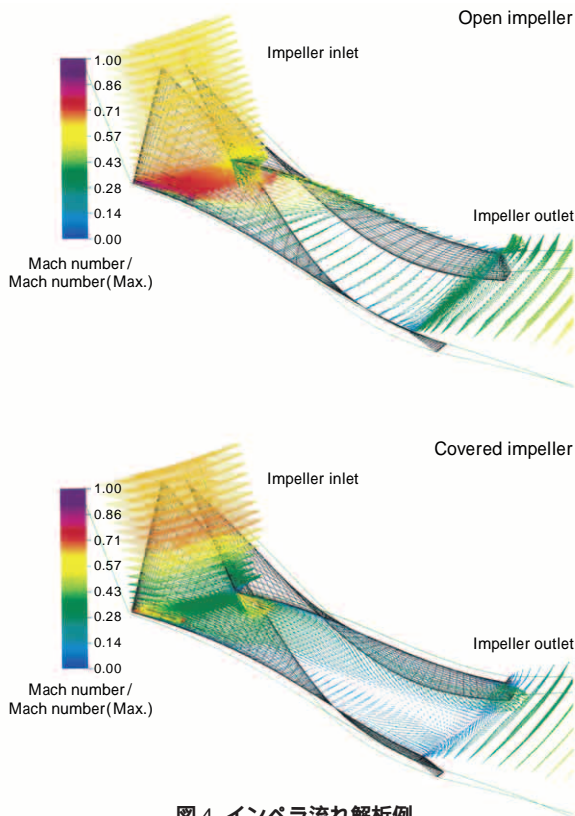


図4 インペラ流れ解析例
Fig. 4 Example of flow analysis of impeller

インペラブレード間のガス通路シュラウド近傍の相対マッハ数を表す。とくにインペラ入口部では、カバー付インペラに比べてオープンインペラの方が高い速度を保ち、低流速域が解消されていることがわかる。このことから、オープンインペラでは、カバー付インペラの入口部で見られたガス滞留部でのパウダ堆積を防ぐ効果があるものと期待される。また、インペラの背面形状にも工夫を施し、プロセスガスがインペラ背面に逆流しないようにパuffaガスの流れをコントロールしている。

既にカバー付タイプからオープンタイプへ交換した機械を含めて20台以上の運転実績があり、パウダを含むガスに対して有効であることが実証されている。

3.2 入口案内翼装置

圧縮機吸込部にあり、容量調整を行う入口案内翼装置においても、案内翼が取付けられる配管内径側軸貫通部にガス滞留部があり、パウダ堆積に対する考慮が必要である。当社では、入口案内翼装置ガス通路部の外側にもう一つチャンバを設けて二重構造とし、そこにドライガスシールに用いられるパuffaガスと同じガスを導入し、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。これにより、ガスの滞留をなくし、パウダの堆積を防ぐことができる。また、外側のチャンバに窒素ガスを導入することによっても同様にパウダの堆積を防ぐことが可能である。

3.3 シールガスシステム

前述のとおり、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軸封として用いる。このシールでは、フィルタを通して清浄にした吐出ガスを、非常に狭い隙間を保って運転されるプライマリーシール

部にパuffaガスとして供給するのが一般的である。しかしながらこの用途では、プロセスガス中にパウダが含まれていることから、圧縮機吐出ガスをパuffaガスとして用いることは避け、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パuffaガスとして用いるのが通常である。また、プライマリーシールとセカンダリーシールの間にはラビリンスを設け、 N_2 ガスを供給してプライマリーシールから漏れてきた少量のパuffaガスとともにフレアラインへ排出する。このラインにおいては、流量または圧力を計測し、ドライガスシールの異常検知が行われる。加えて、セカンダリーシールの大気側にはセパレーションシールを設け、 N_2 ガスを供給して軸受側から軸シール側に潤滑油が混入するのを防いでいる。

4. メンテナンス性

本圧縮機は、大容量を処理する機械であり、機械本体も大きくなる。そこで当社では、圧縮機本体部分のメンテナンスを行う場合に、インペラや軸シールを含むローター式を圧縮機吸込側の反対側に分解できるような構造を採用し、軸受、軸シール、インペラの点検ができるようにしている。この構造を採用することにより、重量の大きな本体部品を分解することなく回転部品の点検を行うことができることから顧客より好評を得ている。図5および図6にロータ組立品分解例を示す。

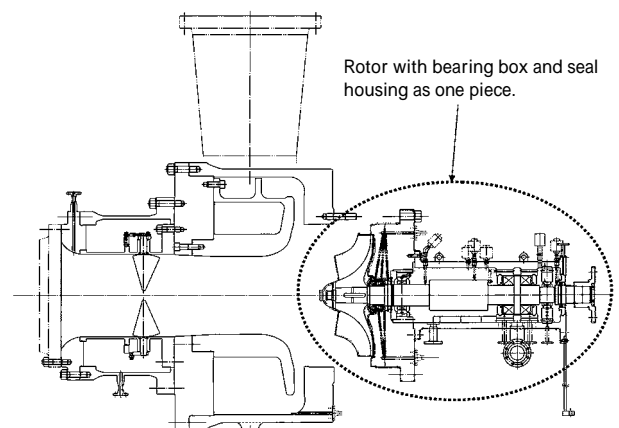


図5 圧縮機 DH ロータ組立て品分解図
Fig. 5 Dismantling of rotor assembly from compressor casing

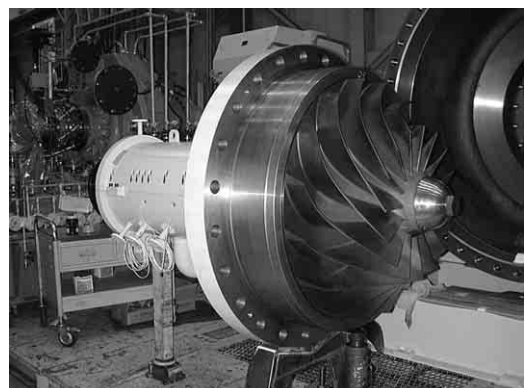


図6 圧縮機 DH ロータ組立て品分解例
Fig. 6 Example of Dismantling of rotor assembly

5. 特殊要求事項への対応

5.1 配管からの高荷重への対応について

これらPEおよびPPプロセスでは大容量を処理するため配管口径が大きい。また、構成機器が比較的少なくプロセスの系がシンプルであり、プラント設計上、熱膨張などによって発生する配管の伸びを吸収するための自由度が小さい。このため、プラントによってはAPIで規定されている許容値の3倍近くの圧縮機ノズル荷重およびモーメントを要求されるケースも出てきており、圧縮機本体のノズル強度はもとより、圧縮機台板の構造に工夫を加えることによって配管から受ける荷重やモーメントの影響を小さくするなど、できる限り要求にこたえられるような対応を行っている。

5.2 プラントトリップ時の対応

ポリオレフィンプラントでは重合反応が起こっており、プラントが緊急停止となった場合にはリアクタ内に重合したパウダが残る。プラント再起動時にはその残存パウダを除去する必要があるが、そのための労力と時間は多大なものとなる。

顧客においては、圧縮機を停止させることなく可能な限り運転を継続したいという強い要求がある。そのため、例えば瞬時停電が起こった後にも直ちに再起動できるシステムの構築を行っている。また、一部のプロセスでは、電動機停止後にプロセス系内のガスエネルギーを利用した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、それぞれの顧客固有のニーズに則した対応を行っている。

6. 今後の展望

6.1 プラント大形化

当社が納入した圧縮機容量の推移（図7）が示すように、近年、旺盛な需要やプラントの高效率化を背景にプラントの大形化が進んでいる。これまでの実績を超えるような大容量圧縮機の需要も出始めてきているなか、当社は、こうした市場ニーズにこたえるべく、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

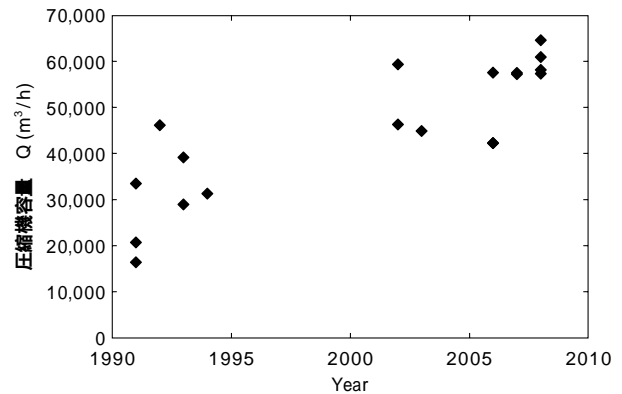


図7 圧縮機容量の推移

Fig. 7 Transition of compressor capacity

めのさらなる高比速度のインペラの開発などに取組んでいく必要があるものと考えている。

6.2 電動機起動電流制限

圧縮機の大形化に伴って電動機出力も大きくなり、プラント電源設備の仕様に基づく起動電流の制限がこれまで以上に厳しくなっている。これまでも同様な課題があったものの、電流制限はより厳格になってきており、プラント設計を行う上での重要な要素になりつつある。

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はあるが、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、これら各種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ーの1社であり、今後予想されるプラントの大形化に合せた技術開発とメニューそろえを行い、引続き顧客の要求にこたえていきたい。

参考文献

- 1) “2008年のプラスチック産業 JPIF2008年統計資料集概況”，プラスチック，Vol.60, No.6, 工業調査会，2009, p.5.
- 2) 佐伯泰治ほか編著：新ポリマー製造プロセス（1994）p.110，工業調査会．

(論文)

増速機内蔵形高圧プロセスガス用遠心圧縮機

Integrally Geared Centrifugal Compressors for High Pressure Process Gas Services



佐伯圭一*
Keiichi SAEKI



佐成弘毅*
Hiroki SANARI



馬場祥孝**
Yoshitaka BABA



伊藤三彦***
Mitsuhiro ITO



柴田俊久***
Toshihisa SHIBATA



黒橋道也*** (工博)
Dr. Michiya KUROHASHI

The High Pressure SUPER TURBO, an integrally geared centrifugal compressor for high pressure process gas services, has been developed. The compressor design was modified to acquire maximum stability of the rotor for high pressure application, and the analysis result met the requirements of API standards. The full load running test was performed over 80Bar discharge pressure, and confirmed enough rotor stability by verifying low rotor vibration and low temperature rise of bearing pads. This result has expanded high pressure application coverage of integrally geared centrifugal compressors, and could be applied to the main market of process gas services.

まえがき = 当社の増速機内蔵形遠心圧縮機（以下、圧縮機という）は、その省エネルギー性、省スペース性が認められ、これまで、吐出圧力 50Bar 程度までの圧縮機を多数納入してきた。しかしながら最近では、適用範囲が大形化および小形化へと拡大してきており、さらに高圧化への要求も高まってきている。

そこで当社は、市場の大幅な拡大をねらった高圧スーパーターボを開発した。このスーパーターボは、市場ニーズに対応した吐出圧力 80Bar 程度までの圧力範囲に適合する圧縮機であり、このたび試作機による仕様圧力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。

なお当社では、プロセスガス用途の増速機内蔵形遠心圧縮機を「スーパーターボ」と称し、市場には既に広く浸透している。

1. 試作圧縮機の概要

試作圧縮機の外観および仕様をそれぞれ図 1、表 1 に示す。増速機内蔵形遠心圧縮機は、歯車式増速装置のピニオン軸の一端あるいは両端にオーバハングしてインペラを取付けたものであるが、高圧化に伴って増大する流体不安定化力に対し、十分な機械的安定性を確保したロータを設計することが最も重要な課題である。

本試作機においては、ロータ設計の最適化を実施することによって安定性向上を追及したロータ設計仕様とした。図 2 に、従来機（上図）および試作圧縮機（下図）のロータ形状を示す。剛性改善のため、隙間寸法の見直しなどによってオーバハング長さを必要最低限に抑えた。さらに、インペラ材質にチタン合金を採用することによって付加質量低減を図った。比較対象用としてステンレス製インペラを用意し、それぞれに対して負荷試験を実施した。

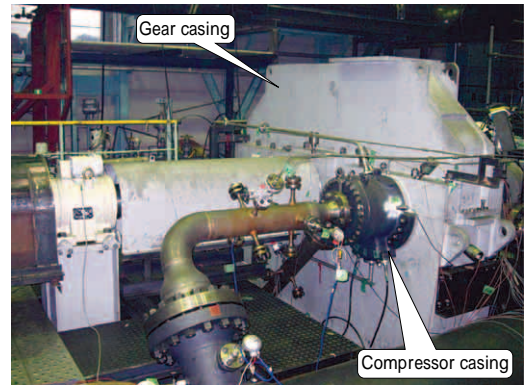


図 1 試作圧縮機の外観

Fig. 1 Outside view of test machine

表 1 試作圧縮機の仕様

Table 1 Specification of test machine

| Type | Integrally geared centrifugal compressor (Model : VGP150H) |
|-----------------|--|
| Application | Dry air booster |
| Gas | Dry air (MW = 28.96) |
| Number of stage | 2 |
| Suc. pres. | LP: 28.1 / HP: 52.1 (barA) |
| Dis. pres. | LP: 52.2 / HP: 81.0 (barA) |
| Suc. temp. | 40/40 () |
| Speed | 27,900 (rpm) |
| Motor output | 2,900 (kW) |
| Shaft seal | Tandem dry gas seal |

LP : Low pressure stage, HP : High pressure stage

軸封装置としては、ロータ設計上は最も厳しくなるタンデムドライガスシールを採用したのに合せ、これの取付けが可能なケーシング構造を新たに開発した。

ロータ安定性に大きく影響する軸受に対しては、高速回転・高負荷に耐えることに加えて安定した運転が実現できる優れた性能特性が求められる。このため、本開発

*機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部 回転機技術部 **機械エンジニアリングカンパニー 開発センター 技術開発部 ***神鋼テクノ株式会社

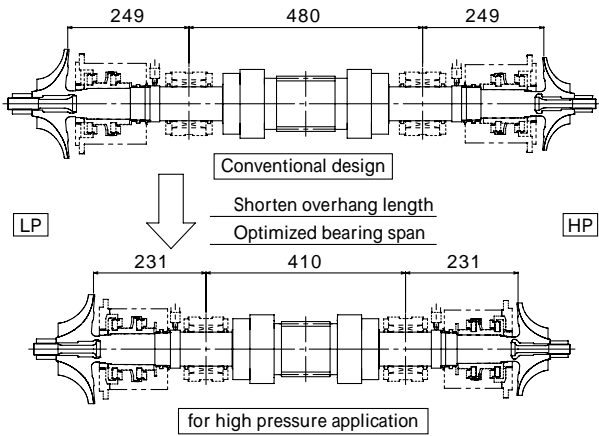


図2 圧縮機ロータ図
Fig. 2 Comparison of rotor design

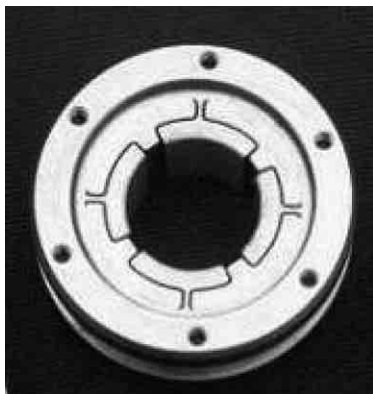


図3 ティルティングパッド軸受
Fig. 3 Tilting pad journal bearing

では2種類の軸受(,)を用意し、それぞれに対して負荷試験を実施した。

<軸受仕様(共通)>

- 軸受径: 70(mm)
- 回転速度: 27,900(rpm) [465(Hz)]
- 軸受面周速: 102(m/s)
- 軸受投影面圧: 213(N/cm²)
- ティルティングパッド軸受(図3参照)
- 高減衰軸受(SFD(Squeeze Film Damper)付ティルティングパッド軸受)

歯車設計やケーシング設計に関しては、慎重な検討を行った結果、従来技術で対応可能であることを確認した。また高負荷条件に対応するため、ガススラスト力の定量的な把握を目的とした試験も実施した。

2. ロータ安定性解析結果

プロセスガス用圧縮機的设计・製作を対象とする規格において、世界的に最も広く認知・適用されているAPI(American Petroleum Institute)規格¹⁾では、インペラに作用する流体不安定化バネ定数の想定基準値 Q_A を式(1)のように定義している。

$$Q_A = \frac{HP \times B_c \times C}{D_c \times H_c \times N} \times \frac{d}{s} \text{ (kN/mm)} \dots\dots\dots(1)$$

ここで、

- HP: ガス動力(N・m/s=W) $B_c = 3$
- C = 9.55 D_c : インペラ外径(mm)

H_c : インペラ出口幅(mm) N : 回転速度(rpm)

d : 吐出ガス密度(kg/m³)

s : 吸入ガス密度(kg/m³)

安定性の判定基準としては、式1)による不安定化力を想定した解析の結果、次のi)~iii)のいずれにも該当しない場合は安定性が十分であるとされている。

該当項目がある場合は、より詳細なLevel Analysisが必要となる。

i) $Q_0/Q_A < 2.0$

ii) $A < 0.1$

iii) $2.0 < Q_0/Q_A < 10$ かつCSRが領域B(図4)の範囲内である場合

ここで、

Q_0 : 対数減衰率 = 0となる不安定化バネ定数

A : 不安定化バネ定数 Q_A 想定時の対数減衰率

CSR: MCS(最高連続運転回転速度)÷リジッドサポート時非減衰1次危険速度

本試作機の安定性解析結果を図5に示す。不安定化バネ定数および対数減衰率は以下のとおりであり、項目i)およびii)に該当しなかった。

・ $Q_0/Q_A = 2.8 (> 2.0)$

・ $A = 0.28 (> 0.1)$

またロータ剛性評価の指標であるCSR値と平均ガス密度との関係も、図4(●点)のとおり領域Aの範囲内であり項目iii)に該当しない。

以上の検討より、試作機ロータはi)~iii)のいずれの

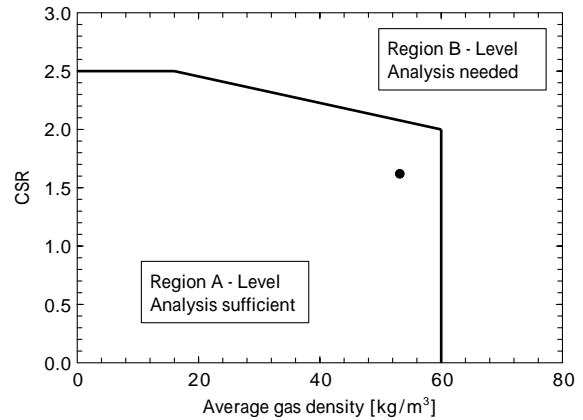


図4 ロータ安定性判別図
Fig. 4 Screening criteria

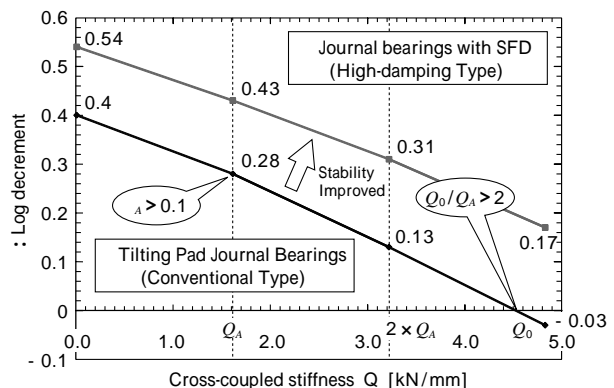


図5 ロータ安定性解析結果
Fig. 5 Rotor stability analysis

表2 ロータ打撃試験結果
Table 2 Rotor hammering test

| | Eigenvalue (Hz) (free-free) | |
|----------|--------------------------------|-------------------|
| | Measured value | Calculated value |
| 1st mode | 343 | 333 (97.1%) |
| 2nd mode | 690 | 692 (100.3%) |
| 3rd mode | 1,339 | 1,343 (100.3%) |

表3 負荷試験結果
Table 3 Records of running test

| Item | Unit | Rated | Near surge | Middle point | Max. flow |
|--------------------------|-----------|--------|------------|--------------|-----------|
| Motor input | (kW) | 2852.8 | 2387.7 | 2619.5 | 3077.6 |
| Shaft vibration LP-H | (μ) | 13.4 | 10.8 | 11.7 | 16.7 |
| Shaft vibration LP-V | (μ) | 12.5 | 10.2 | 11.0 | 13.9 |
| Shaft vibration HP-H | (μ) | 15.8 | 16.8 | 15.9 | 16.0 |
| Shaft vibration HP-V | (μ) | 14.2 | 15.3 | 14.1 | 14.2 |
| Supply oil temp. at comp | () | 41.6 | 41.5 | 41.5 | 41.5 |
| J-bearing temp. LP | () | 63.2 | 62.5 | 62.8 | 63.2 |
| J-bearing temp. HP | () | 68.7 | 65.9 | 67.3 | 69.9 |
| LP stage suct. press. | (MPa) | 2.883 | 2.690 | 2.747 | 3.016 |
| LP stage disch. press. | (MPa) | 5.400 | 5.211 | 5.277 | 5.459 |
| HP stage suct. press. | (MPa) | 5.379 | 5.199 | 5.262 | 5.432 |
| HP stage disch. press. | (MPa) | 8.010 | 8.081 | 8.055 | 7.790 |

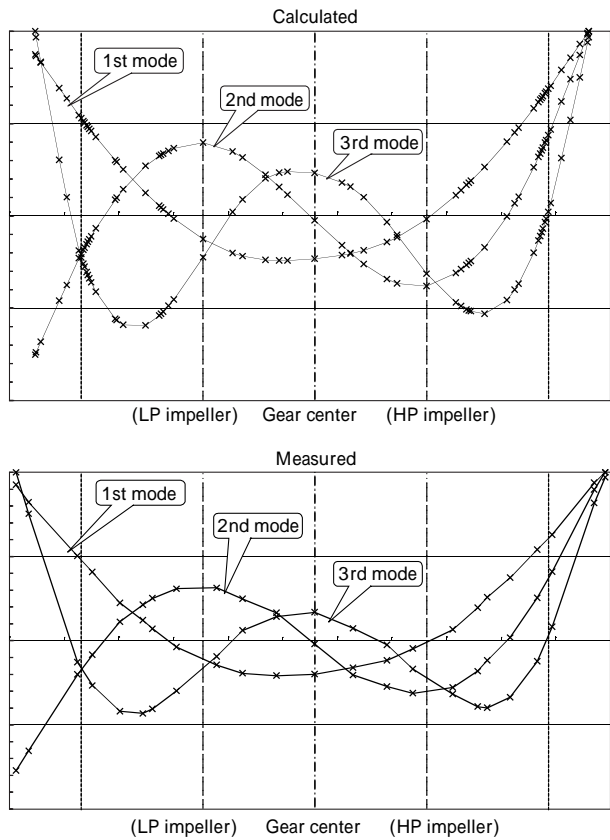


図6 振動モード比較
Fig. 6 Comparison of mode shape

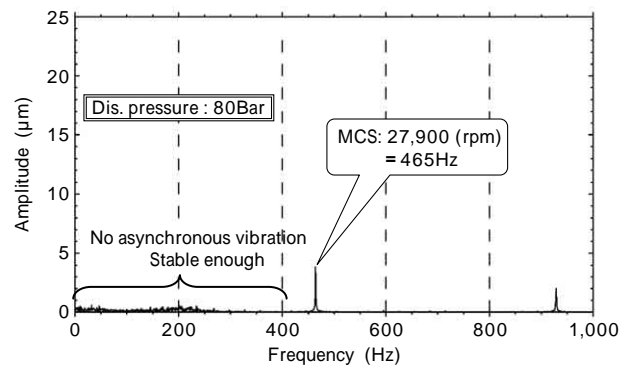


図7 軸振動 FFT 解析結果
Fig. 7 FFT analysis of shaft vibration

項目にも該当せず，API 規格に基づく安定性評価では十分であると判定される。なお，ティルティングパッド軸受を使用する場合と高減衰軸受を使用する場合との解析結果を比較すると，高減衰軸受使用時の優位性が示された。

解析に用いたロータモデルの妥当性を検証するため，ロータの Free-Free モード打撃試験を実施した。1 次モードから 3 次モードまで検証した結果，計算値と実測値の差異は 3% 以内であり（表 2），予測精度は十分であると判定される。また，固有振動モードの計算結果と測定結果（図 6）も比較的良く一致していることから，計算モデルの妥当性が検証できたと考える。

3. 実負荷試験

当社試運転ベンチにおいて閉ループによる圧縮機実負荷試験を実施した。試験気体には窒素ガスを用い，吐出圧力を約 80Bar に昇圧した状態で圧縮機の軸振動や軸受パッド温度などを測定した（表 3）。

API 規格による社内メカラン時の軸振動許容値は約 17

μm であるが，圧縮機全負荷状態においてもおおむねこの許容値に収まっている。また，FFT による軸振動解析結果（図 7）から，振動成分は回転速度の 1 次成分 465Hz が支配的であり，ロータ不安定化の特徴である顕著な非同期成分の発生は認められないことから，仕様圧力における本試作圧縮機の安定運転が確認された。

また，全てのジャーナル軸受パッドの温度を測定したところ，最高温度は約 70 であり，当社基準値に対して十分な余裕を有する結果となった。

4. ロータ不安定化試験

ロータの不安定現象発生限界を見極めるため，ロータ安定性を低下させると同時に流体不安定化力を増し，振動挙動を確認する試験を実施した。まず，インペラをステンレス製に取替えて付加質量を増し，さらに試験気体にアルゴンガス（分子量 = 39.948）を使用した負荷運転を行って振動現象を確認した。80Bar 昇圧時の不安定化力は，式（1）による定格点（設計点）での Q_A 予想値に対して約 13% の不安定化力増大に相当する（平均ガス密度は約 15% 上昇）。

軸振動の周波数分析を実施したところ，給油温度が計画値の 43 付近では顕著な非同期振動は確認されず，ロータの安定性を損なうことはなかった。しかしながら，給油温度を 55 まで上昇させた際に，図 8 に示すような

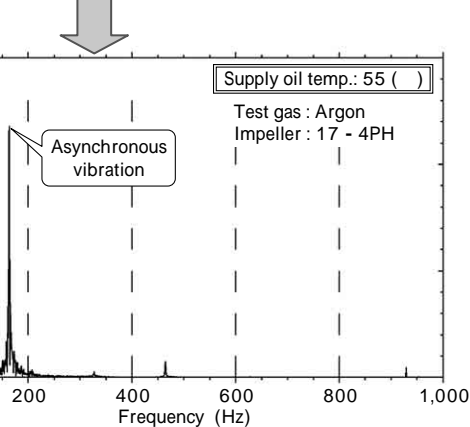
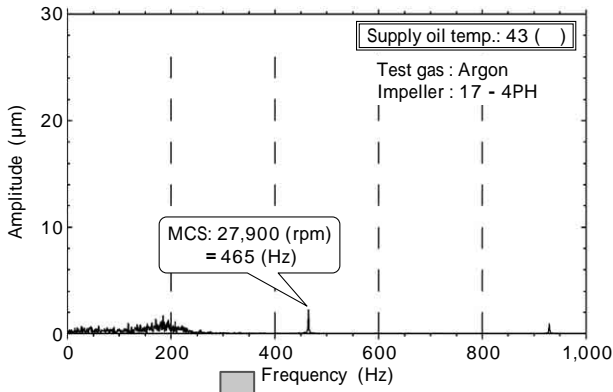


図8 不安定化試験結果
Fig. 8 Result of destabilization test

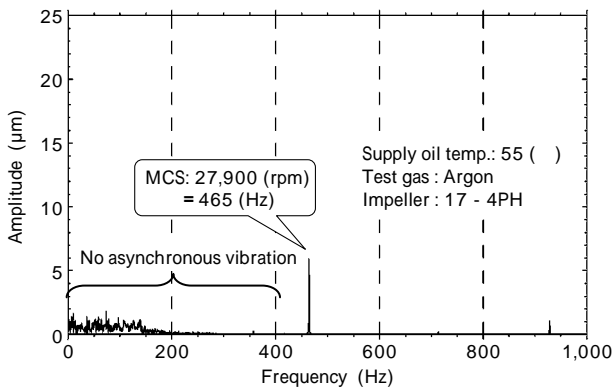


図9 高減衰軸受試験結果
Fig. 9 Test results of SFD bearing

非同期の振動成分が確認された。
一方、上記のような非同期振動が発生した条件においても、軸受を高減衰軸受に変更した場合は顕著な非同期振動成分の卓越は確認されず(図9)、高減衰軸受によるロータ安定性の改善効果が認められた。

5. ガススラスト力測定

高負荷設計の際に有用となるデータを採取するため、負荷試験時のガススラスト力を測定した。ピニオン軸からライダリング(スラストカラー)を經由して低速軸に伝達されるガススラスト力を測定するため、低速軸スラスト軸受の負荷側、反負荷側の各スラスト面あたり4箇所



図10 スラスト力測定用軸受
Fig.10 Thrust bearing with load cell (for measurement of gas thrust force)

表4 スラスト力測定結果
Table 4 Measurement of gas thrust force

| | Measured value (kN) | Differential (*) |
|-----------|---------------------|------------------|
| 1st trial | 17.4 | +2.2% |
| 2nd trial | 18.0 | +5.5% |
| 3rd trial | 17.8 | +4.2% |

(*) Calculated thrust force : 17.1 (kN)

所のパッド背面にロードセルを埋込んで測定した。なお、実負荷試験に先立って検定運転試験を実施し、4箇所測定値を平均したうえでスラスト力を評価する方法を採用した。試験に用いた軸受およびロードセルを図10に示す。

最高負荷近傍である80Bar昇圧時におけるスラスト力として、4箇所のパッド荷重測定値の平均値を表4に示す。当社設計法によるスラスト力の計算結果(17.1kN)に対し、測定結果との差違はおおむね10%以内であった。これにより、ガススラスト計算値の妥当性を確認することができた。

むすび=本開発によって、80Bar程度までのプロセスガス用途に対応できる増速機内蔵形圧縮機の設計手法を確立することができた。これらの手法を適用することにより、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形圧縮機の適用可能範囲を大幅に拡大することができた。

今後はさらなる増速機内蔵形圧縮機の適用範囲拡大を目指し、大形化とともに、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の開発を進めていく予定である。

参考文献
1) API STANDARD 617 SEVENTH EDITION, JULY 2002.

(解説)

プロセス用往復動圧縮機

Reciprocating Process Compressor



赤毛直樹*
Naoki AKAMO

In order to improve energy consumption, plants, such as oil refinery, petrochemical, energy and gas industry, are getting larger and process operating pressures are increasing. This paper describes the features of the heavy duty reciprocating compressor used for oil refinery and cryogenic service, and recent technology of the step-less capacity control device.

まえがき = 当社は、1915年に国産1号機となる往復動式高圧空気圧縮機を製作して以来、石油精製、石油化学およびガス・エネルギー分野を中心に2,300台以上の往復動圧縮機を納入しており、総動力は150万kWに達している。最高吐出圧力は、給油式では100MPa以上、無給油式では30MPa、また水素ステーション用の無給油式超高压水素圧縮機では100MPaの製作実績がある。一方、吸込ガス温度が-150℃近くまで低下する超低温分野では、1983年に世界初の超低温窒素圧縮機を納入し、1996年には国内液化天然ガス(以下、LNGという)受入基地にLNG BOG(Boil Off Gas)圧縮機を納入した。それ以降も継続的に受注し、これまでに20台以上の超低温圧縮機を製作・納入しており、石油精製向けとならんで当社の主力メニューとなっている。

本稿では、石油精製向けに納入している大型高圧圧縮機と、LNG BOG用超低温圧縮機の概要を、新しい技術の紹介もありませながら述べるとともに、最近の動向として省エネルギー(以下、省エネという)の目的で導入が進んでいる無段階容量調整装置を紹介する。

1. 主要マーケットの動向

1.1 大型高圧圧縮機

往復動圧縮機は、水素のような低分子量ガスを高圧まで効率よく圧縮することができることから、連続触媒再生式接触改質装置(CCR: Continuous Catalytic Reforming)、水素化分解装置、脱硫装置など石油精製プラントにおける水素ガスを扱う用途で広く使用されている。また、他の圧縮機と比較して、取扱いガスの成分、圧力、温度の変化に対する許容範囲が広いと、扱いやすいという特長もある。代表的な大型高圧圧縮機の仕様を表1の欄に示す。

往復動圧縮機には、ピストンリング、ライダリング、

表1 プロセス用往復動圧縮機の適用例

Table 1 Typical application of reciprocating process compressor

| Application | Make-up gas compressor | LNG BOG compressor | BOG booster compressor |
|-------------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| Model | KR70-4 | KR50-2 | KR60-4 |
| No. of stage | 3 | 1 | 3 |
| No. of cylinder | 4 | 2 | 4 |
| Cylinder lubrication | Lube | Non-Lube | Non-Lube |
| Gas composition (mol. weight) | H ₂ (2.3) | CH ₄ (16.1) | () |
| Capacity (Nm ³ /h) | 75,300 | 20,800 | 20,800 |
| Suction press(MPa) | 1.8 | 0.01 | 0.35 |
| Suction temp. () | 45 | - 155 (- 100 ~ - 159) | - 30 |
| Discharge press (MPa) | 19.5 | 0.4 | 9.8 |
| Motor power (kW) | 5,400 | 700 | 3,000 |

ピストン棒パッキンといったしゅう動部品や、シリンダ弁などの消耗部品があるため、スクリュ圧縮機や遠心式圧縮機に代表される他の形式の圧縮機と比較してメンテナンス頻度が多く、それらの耐久性、信頼性の向上により長期連続運転を可能にすることが望まれている。さらに近年は、エネルギー効率の改善を目的としたプラントの大型化が進んでおり、大型高圧圧縮機の需要も高まってきた。

また、後に紹介する無段階容量調整装置に代表される新しい省エネ技術や装置が開発されてきており、大幅な消費動力の削減が可能になった。現在は、地球温暖化防止対策としてCO₂回収・貯留技術(CCS: Carbon Capture and Storage)が注目され始めている。大量のCO₂を高圧で地中に圧入することが計画されていることから、石油精製以外でも大型高圧圧縮機の需要は継続すると考えられる。

*機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部 回転機技術部

1.2 LNG BOG 圧縮機

LNG はクリーンなエネルギーとして世界的に注目されており、今後十数年にわたって液化・受入基地の建設が増加すると予測されている。LNG BOG 圧縮機は LNG 貯蔵タンク内の圧力を一定に保持するために設けられる圧縮機である。タンク内で発生する BOG を吸込んで圧縮・再液化した LNG をタンクに戻したり、天然ガスのパイプラインに送り込む機能を担っている。BOG の温度が低いので、無給油式の圧縮機が使用される。

国内の LNG 受入基地においては、BOG を再液化装置に送る用途では低圧圧縮機が使用されているが、LNG 気化器を介してパイプラインに送り込む用途では、そのラインの圧力が上昇の傾向にあり、とくに長距離圧送用パイプラインでは 8~9MPa にする計画が進んでいることから、大気圧から 9MPa まで昇圧する高圧 BOG 圧縮機が必要になってきている。米国では、LNG BOG 圧縮機の後段に BOG ブースタ圧縮機を設ける方法が採用され、約 9~10MPa まで昇圧してパイプラインに送り込んでいく。当社は、2006 年に再液化用の低圧 LNG BOG 圧縮機とパイプラインに直送するための高圧 BOG ブースタ圧縮機（ともに無給油式）を米国大手ユーザに納入した。2008 年 5 月から商用運転が開始されており、BOG ブースタ圧縮機の後段吐出圧力は常用で 9MPa に達するが、現在までトラブルなく順調に稼働している。

LNG BOG 圧縮機および BOG ブースタ圧縮機の仕様を表 1 の 欄に示す。なお、LNG BOG 圧縮機、BOG ブースタ圧縮機ともに 25 - 50 - 75 - 100% の広い範囲で段階的に容量調整することができ、他の形式の圧縮機と比較して運転範囲が広いというメリットもある。

2. 圧縮機の構造

往復動圧縮機には電動機やガスエンジン、スチームタービンなどの様々な駆動機が使用される。圧縮機クランクシャフトの回転運動は、接合棒とクロスヘッドを介して往復運動に変換され、シリンダ内のピストンを動かしてガスを圧縮する。駆動部の構造は、高圧圧縮機と LNG BOG 圧縮機で同じであるが、シリンダ部の材料や詳細構造が異なり、それぞれ特有の設計手法、構造を採用している。主な特徴を以下に紹介する。

2.1 大型高圧圧縮機

当社の最大標準モデルでは、ピストン前後の圧力差により発生するガス荷重差は 1,600kN、伝達軸動力は 30,000kW まで対応可能となっている。図 1 に代表的な大型高圧圧縮機 (KR70-4) の外観を示す。

2.1.1 3D - CAD ソリッドモデルの活用

クランクケース、クロスガイド、クランクシャフト、クロスヘッド、接合棒などの主要部品は、3D-CAD によるソリッドモデルを作成している。それらを組合せたモデルを対象に、運転中にかかるガス荷重や慣性力を荷重条件として与えた 3 次元有限要素法解析を実施し、各部の変形量や強度を確認している。図 2 は、駆動部の 3D-CAD ソリッドモデルを示している。

さらに、実機による荷重試験も行い、各部品の実際の

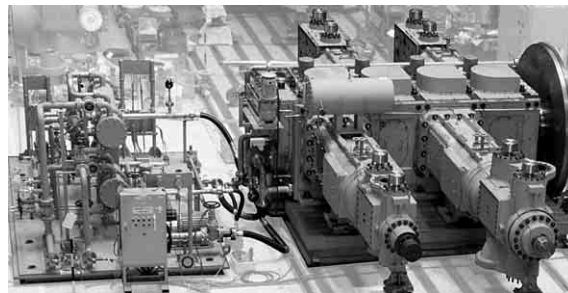


図 1 KR70-4 ガス圧縮機 (5,400kW)
Fig. 1 KR70-4 gas compressor (5,400kW)

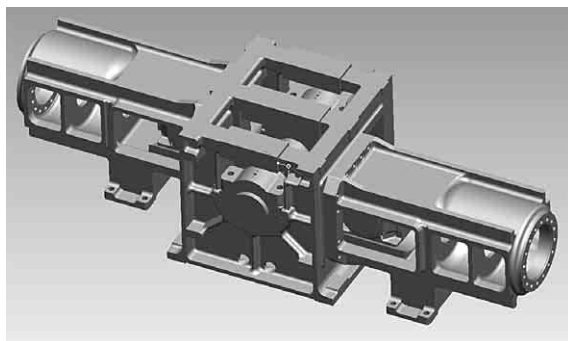


図 2 3D-CAD ソリッドモデル
Fig. 2 3D-CAD solid model

応力レベルを確認するとともに、十分な剛性が確保できていることを検証している。

2.1.2 メンテナンス性の向上

往復動圧縮機は、各構成部品を多数のボルトで締付けて組立てられている。部品点数も多いことから、他の形式の圧縮機と比べてメンテナンス時の分解・組込時間が長くなる傾向がある。大型圧縮機では、主要部品が大きくボルトの締付力が増すため、その傾向はさらに強くなる。このため、様々な部分でメンテナンス性改善に向けた取組みを進めている。例えば、ピストン棒とクロスヘッドの取付け部や、主軸受キャップ、接合棒ビッグエンドボルト、ピストンナットなどの大きな締付トルクが必要な部分には油圧締付方式を採用して適正な締付力を確保するとともに、作業性を改善した。これは、安全性や信頼性の向上にもつながっている。

2.2 LNG BOG 圧縮機

運転中にガス温度が大きく変化するため、各部位の温度を適確に把握し、熱影響を考慮した設計が必要になる。

2.2.1 プレヒート

超低温圧縮機の性能を正確に予測するうえで最も重要な要素の一つにプレヒートがある。プレヒートが正確に考慮されていない場合、圧縮機処理容量は計画容量を下回り、吐出ガス温度も予測値から大きく外れる。また、プレヒートは圧縮機の運転状態によって大きく変化する。当社では、超低温試験機による測定データと納入機の運転データを継続的に入手し、データベース化しており、あらゆる運転領域におけるプレヒートを予測し、正確な性能評価を可能にしている。

2.2.2 温度変化

図 3 に LNG BOG 圧縮機の外観を示す。運転開始後一定時間が経過すると、シリンダ内のガス温度は低温領域

で安定し、シリンダ外表面の温度が0以下となって大気中の水分が冷却されて氷結する。起動時のシリンダ内温度は大気温に等しく、吐出ガス温度はいったん上昇する(図4¹⁾)。そのため、シリンダやピストンなどのガスと接触する部品には、高温から低温までの広い温度領域で安定した強度を有するとともに、熱膨張・熱収縮を吸収できる構造が要求される。また、省スペース化、部品点数削減によるメンテナンスコスト削減の観点から、大口径ピストンを使用することによってシリンダ数を可能な限り減らしている。ピストン材料にはアルミニウム合金を使用すると同時に、すべての運転条件における圧力、温度、荷重条件を考慮した有限要素法による応力解析結果に基づき、軽量かつ広範囲の温度変化に耐え得る構造とした。図5¹⁾にピストンの応力解析例を示す。

2.2.3 しゅう動材の寿命

ピストンリング、ライダリング、ピストン棒パッキンなどのしゅう動部品は、往復動圧縮機の性能に直接影響を及ぼす重要な部品であるが、摩耗する消耗部品であるため、使用限界に達した時点で交換が必要になる。しゅう動部品の摩耗特性は、圧力、温度、ガス組成、相手材との相性など様々な要素によって大きく異なる。

超低温のLNG BOG圧縮機は、シリンダ内に給油できないうえにガス温度変化も大きいなどの極めて過酷な条件を強いられている。このため、長寿命を得ることが非常に難しい。当社では、耐摩耗性に優れた新しいエンジ

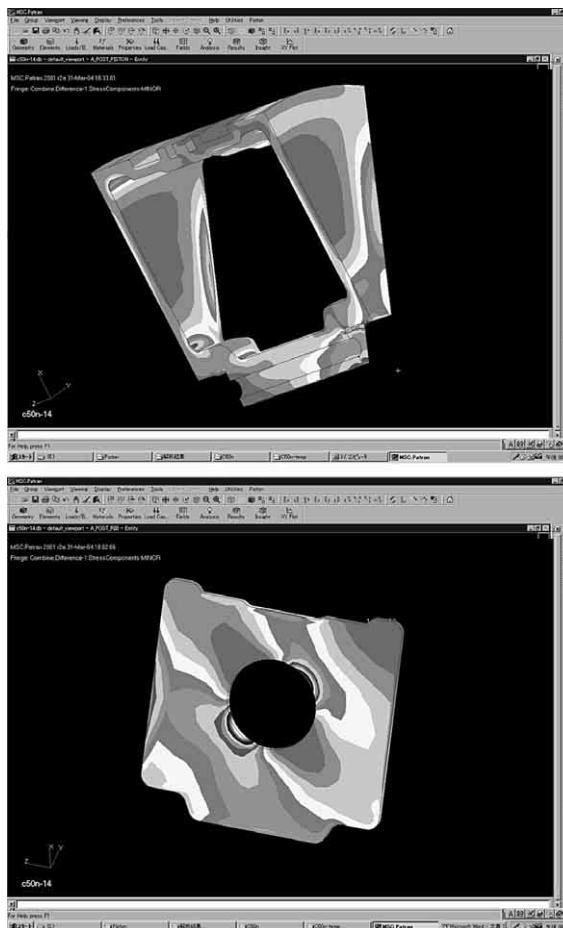


図5 有限要素法によるピストンの応力解析
Fig. 5 FEM stress analysis of piston



図3 LNG BOG 圧縮機
Fig. 3 LNG BOG compressor

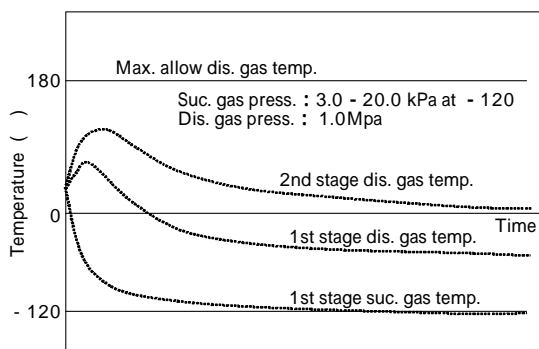


図4 2段階 LNG BOG 圧縮機ガス温度 - 時間チャート
Fig. 4 Temperature - Time chart for two stage LNG BOG compressor

ニアリングプラスチック複合材を採用することにより、従来材の3倍を超える寿命となる24,000時間以上の連続運転を達成している。

また、高圧BOGブースタ圧縮機では、低圧から高圧まですべての圧力レンジで優れた摩耗特性を要求されるが、これまでに10,000時間以上の連続運転を達成しており、現在も運転を継続している。このような良好な摩耗特性が確認できたことにより、今後国内で需要が増えると思われ高圧BOG用途においても、お客様のご期待に十分こたえることができるものとする。

2.2.4 予防保全

圧縮機の運転状態や部品の状況を正確に把握し、適切な予防保全を実施することは、メンテナンス時間・頻度の削減などの経済的な効果をもたらす。例えば、ライダリングが摩耗していることを知らずに運転を継続した結果、ピストンとシリンダライナの接触により大きな被害をもたらすことになる。

ピストン棒ドロップモニタリングシステム(図6)は、圧縮機運転中にピストン棒の位置を継続的に監視し、その位置変化からライダリングの摩耗の進行状況を把握することができる。これによってリング寿命が予測でき、必要最小限のメンテナンスが可能になった。当社では、超低温圧縮機から高圧圧縮機までこのシステムを多数採用している。

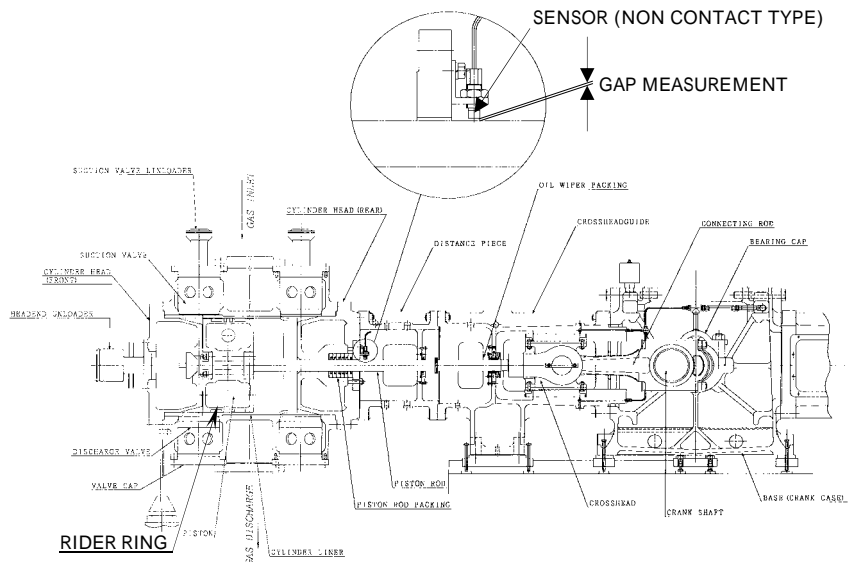


図6 ロッドドロップモニタリングシステム
Fig. 6 Rod drop monitoring system

3. 往復動圧縮機の容量調整

石油精製プラントに納入される往復動圧縮機的主要用途は、消費ガスを昇圧して脱硫装置などに供給することであるが、製品の品質を確保するために装置の圧力を一定に保つ必要がある。圧力変化は、装置側の要求容量と圧縮機吐出し容量の不釣り合いにより生じることから、それらをバランスさせるために次のような容量調整装置が取り付けられる。

1) 吸込弁アンロード方式

シリンダの吸込弁板を押さえつけて開放し、いったん吸込んだガスを吸込側へ逆流させて圧縮仕事をを行わないようにして流量を調整する方式である。ただし、開閉動作となるため、段階的な調整となる。

2) クリアランスポケット方式

シリンダヘッドなどに取付けられたクリアランスポケットを開閉することによって筒隙（クリアランス）容積を変化させる方式である。これによって体積効率を変え、流量を調整することができる。吸込弁アンロード方式と同様に段階的な調整となる。

3) バイパス方式

中間段、または最終段よりバイパス弁を通じて余剰ガスを吸込ラインへ戻す方式である。プラント側の圧力あるいは容量を調整する目的で適用される。

4) スピードコントロール方式

駆動機の回転数を変化させて流量を調整するものである。シリンダ弁作動への影響や駆動機の電流脈動、ねじりトルクへの影響から制御範囲は限定される。さらに、駆動機のインシャルコストが高くなるというデメリットがある。

3.1 段階式容量調整の弱点

図7に示すとおり、上記1), 2)を組合せることによって25%ごとの容量調整は可能であるが、さらに細かい容量調整が必要な場合は、上記3)を併用している。このとき、圧縮機は余剰分を含めた流量のガスを圧縮する

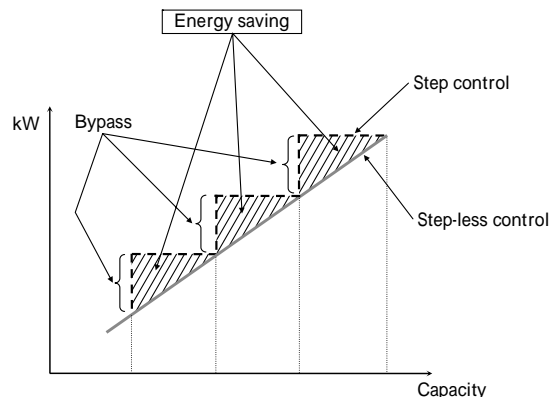


図7 往復動圧縮機の容量調整
Fig. 7 Capacity control system for reciprocating compressor

ため、その軸動力が消費されてエネルギーロスが発生する。往復動圧縮機のこれまでの弱点は、このような場合に無段階容量調整ができないことであった。

3.2 無段階容量調整装置

'90年代後半に欧州のホルピガー社（以下、H社という）は、吸込弁アンロード機構に油圧制御を組合せることによって約20~100%の範囲を無段階に調整できる装置の実用化に成功した。その後このシステムは広く認知され、石油精製、石油化学プラントで多く使用されている。国内でも、約10年前に初めて重油直接脱硫装置用圧縮機に採用されて以来、省エネに対して大きな効果が認められ、新設機や既設機を改造して採用されるケースが増えてきている。

また、従来のクリアランスポケット方式を流用し、可変式にして体積効率を連続的に変化させ、容量を無段階に調整する可変クリアランスポケット方式も実用化されている。

3.3 無段階容量調整装置の特長

H社の無段階容量制御システムをP-V線図とピストンの動きで表すと図8²⁾のようになる。100%負荷時は、ピストン下死点Aにおいて吸込弁が閉じて圧縮行程が始まり、Bにおいて吐出弁が開き（吐出行程）、Cにおいて吐

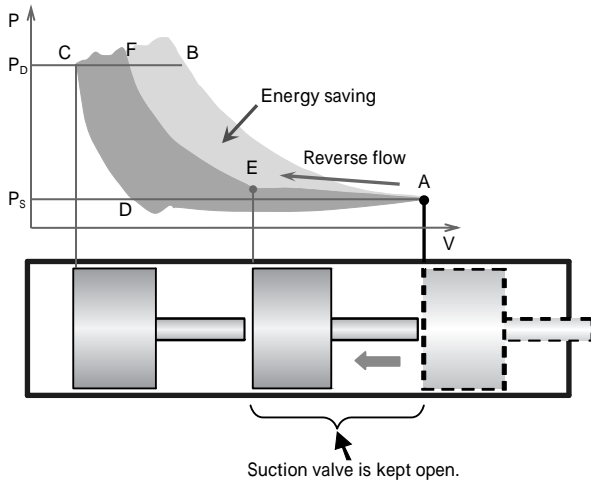


図8 無段階容量調整 P-V 線図(吸込弁閉止タイミング制御式)
Fig. 8 P-V diagram of step-less unloading system (reverse flow regulation)

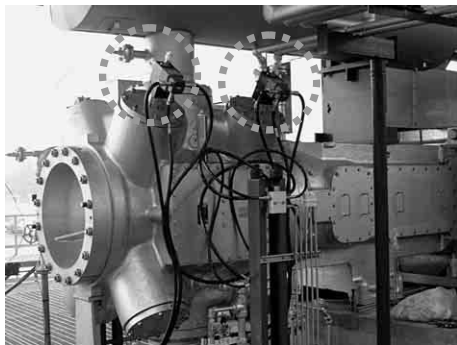


図9 無段階容量調整装置(図中の○印部)付リサイクル水素圧縮機(吸込弁閉止タイミング制御式)
Fig. 9 H₂ recycle compressor with step-less unloading system (reverse flow regulation)

出弁が閉じ(膨張行程), Dにおいて吸込弁が開く(吸込行程)サイクルを繰り返す。このA B C Dで囲まれる面積が1サイクルの仕事量となる。

無段階容量調整装置は、吸込弁を時間制御(クランク位相角制御)することによってAにおける吸込弁閉止タイミングをEへ強制的に遅らせ、シリンダ内のガスを一時的に吸込側に逆流させて圧縮を行わないようにする。これによって処理量を低下させるとともに、E F C Dで囲まれる面積の仕事量を減らして動力を削減する。

この方式は、圧縮行程ごとに吸込弁閉止タイミングを変えることができることから応答性の早い制御が可能で、運転状態の変化が大きい用途にも対応できる。図9に吸込弁閉止タイミングを制御する方式の無段階容量調整装置付リサイクル水素圧縮機の外観を示す。

当社が開発した可変クリアランスポケット方式による無段階容量調整は、油圧駆動のクリアランスピストンとインバータモータ駆動のポンプを搭載した油圧ユニットで構成されている(図10)。インバータモータの回転数、および回転方向制御によってクリアランスピストンを前後させる仕組みになっている。これによってクリアランスポケットの容積を変化させ、容量調整を行っている。これをP-V線図で表すと図11のようになる。1サイクルあたりの仕事量(面積)が小さくなるため、動力が削減さ

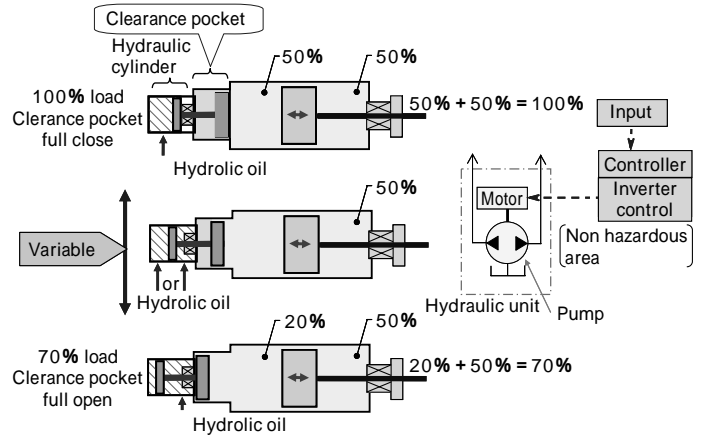


図10 可変式クリアランスポケットシステム
Fig.10 Variable clearance pocket system

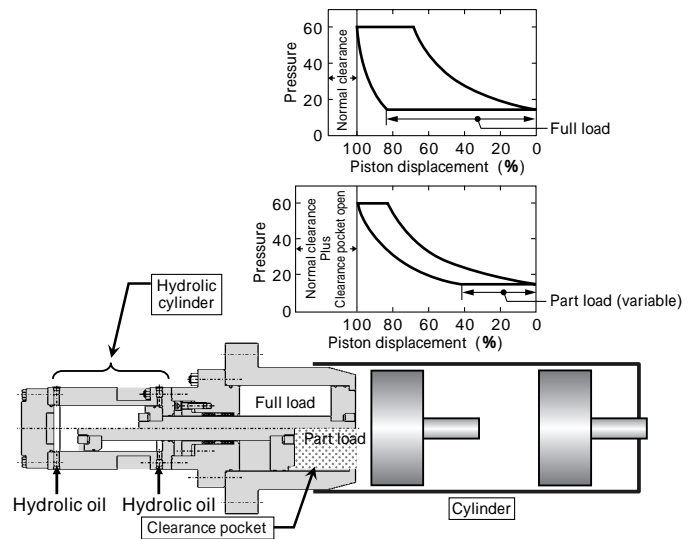


図11 可変式クリアランスポケット P-V 線図
Fig.11 P-V diagram of step-less unloading system (variable clearance pocket)

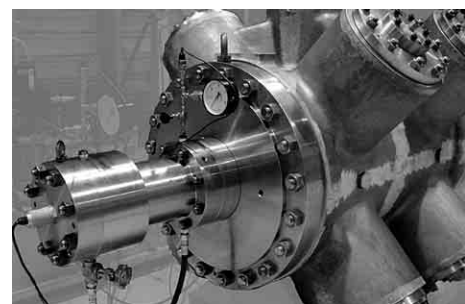


図12 可変式クリアランスポケットの外観
Fig.12 Variable clearance pocket

れることが分る。

構造は、従来型クリアランスポケットを流用していることから実績は多数あり、信頼性・耐久性も問題なく、シリンダは従来のものをそのまま使用できる。クランク位相角などの複雑な制御信号は必要なく、前述のシステムに比べてシンプルなことから、初期投資が小さくて済み短期間で回収できる。また、高圧シリンダにも適用でき、新設機、既設機を問わず搭載可能である。

この方式は、緩やかな容量調整が許容されるプロセスに適している。図12に可変式クリアランスポケットの外観を示す。

むすび=無段階容量調整が実用化され、広範囲での連続した容量調整が可能になった。さらに、往復動圧縮機の長所とされている効率の良さと相まって省エネ効果も飛躍的に進歩してきている。また、消耗（摩耗）部品の長寿命化により、連続運転時間も長いものでは4年間以上の実績が報告されるなど、大幅に改善されてきた。大型の高圧圧縮機ではその効果がさらに拡大されることが

ら、往復動圧縮機の競争力は確実に向上していく。今後もさらなる省エネ化に重点を置き、社会に貢献できる圧縮機の開発、製作に取り組んでいく所存である。

参 考 文 献

- 1) Naoki Akamo : LNG INDUSTRY, Autumn 2008, p.88.
- 2) ホルピガー-日本㈱, Hydro COM System 4.0 技術資料 .

(解説)

板形状検出装置(FI) / 自動形状制御装置(AFC)

Shapematic® Roller and System for Strip Rolling Mill



細川晴行*
Haruyuki HOSOKAWA



高橋俊充*
Toshimitsu TAKAHASHI



上杉憲一*
Kenichi UESUGI



田中雅人**
Masato TANAKA

In recent years rolling material has become more highly resistant to deformation and thinner, which causes difficulty in stable mill operation; requiring flatness measuring high-accuracy sensors and its control system. Since 1984 we have been supplying the "Shapematic Roller" as the flatness measuring sensor and the "Shapematic System" as the controller of the rolling mill based on flatness; receiving just evaluations of high accuracy and reliability. The "Shapematic System" is now applied to various types of rolling mills along with our unique technology and close follow-up for the customer.

まえがき = 近年の携帯用デジタル機器に使用される電子材料は極薄化・硬質化する傾向が顕著である。さらに圧延ユーザでは、多品種・少量の圧延材料を効率よく生産するために、高圧下・高速化に対しての要求が高まっており、同時に品質精度はますます厳しくなっている。このため、高品質で高生産性が求められる冷間薄板圧延設備には、高精度な形状検出口ロールを備えた制御システムが不可欠となっている。

当社は極薄板圧延機を設計・製造するとともに高精度な形状検出口ロールと制御装置を提供し、圧延ユーザのニーズにこたえてきた。本稿では、当社における形状検出器 Shapematic® Roller と制御装置 Shapematic® System の開発・設計の発展経緯と今後の展開について述べる。

1. 形状検出口ロールの発展

板圧延においては、圧延材に接触するワークロールの機械的なたわみや熱膨張によって圧下量が板幅方向にわずかに不均一となり、コイルの板長手方向の長さに差が生じる。このコイル長さの差の幅方向分布を形状、あるいは平坦度と呼んでいる。伸び差率 % や伸び差 I-unit (1×10^{-5}) という単位で評価され、板厚とともに製品品質の重要な管理項目となっている(図1)。圧延中の板破断や板蛇行防止、圧延速度向上など安定操業には良好な板形状が必要である。

圧延中のコイル長さの差は張力差となって接触ローラ表面に生じる接触圧力(垂直荷重)分布を生じさせる。この性質に着目し、接触ローラの垂直荷重分布を検出することによって圧延中に変化する板形状を測定するのが形状検出装置(図2)である。

当社の形状検出口ロールは、1985年納入の1号機から改良を重ね、アルミニウム箔圧延設備、12段圧延設備、20段圧延設備などの当社製圧延設備に加え、他社製の多段

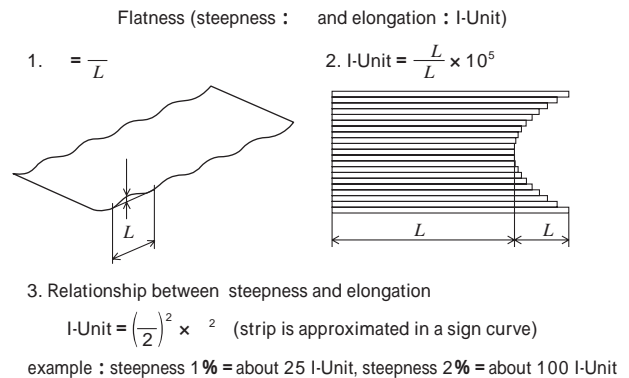


図1 板幅方向の伸び差分布
Fig. 1 Distribution of steepness and elongation

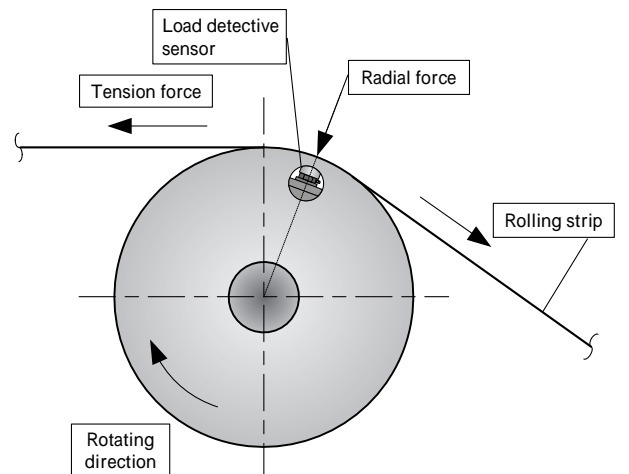


図2 張力検出原理
Fig. 2 Principle of measuring tension force

圧延設備やタンデム圧延設備などにも採用されている。3世代ある形状検出口ロールのそれぞれの納入実績は図3に示したとおりであり、合計すると約100本の納入実績を有する¹⁾。

*機械エンジニアリングカンパニー 産業機械事業部 重機械部 **神鋼テクノ(株)

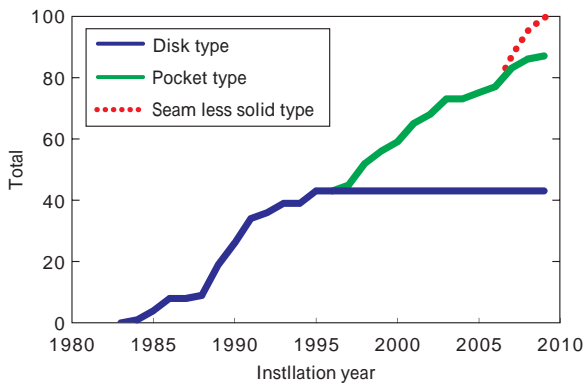


図3 形状検出ローラの納入実績
Fig. 3 Supply record of Shapematic Roller

1.1 第1世代形状検出ローラ

当社は1984年にドイツ鉄鋼協会傘下の生産技術研究所(BFI)と技術提携を行った。BFIの所有する基本特許に基づいて形状検出ローラ的设计・製作を開始し、1985年、同様のアルミ箔圧延設備に自社製作1号機を納入した。

1985年～1995年に設計・製作し納入した第1世代の形状検出ローラは、検出エレメント幅に加工したディスク形状の部品(エレメント)に圧電水晶式のセンサを1箇所取付け、そのディスクを軸方向に積層した後にタイロッドにて締結した構造である(図4)。また、表面硬度の向上や表面の防錆加工など、客先ごとのニーズに対応した商品化を展開した。

1.2 第二世代形状検出ローラ

1990年代には、ユーザが指向する製品品質の向上と生産性向上に対する要求はさらに厳しくなり、圧延設備に加えて計測制御機器に対しても高い性能が要求されるようになってきた。

こうしたユーザニーズにこたえるため、1997年からは第二世代の形状検出ローラとして図5に示すポケット型形状検出ローラの製作を開始した。

従来のディスク型構造では、張力の高い圧延条件に対応すべく、ローラ剛性を確保するためにロール径を大きくするなどの対策を必要とした。ポケット型形状検出ローラではロールポデーを一体化し、ロール表面から加工した穴にセンサを組み込む構造にすることによって対処した。

また、第二世代では、回転する検出ローラからの荷重信号を伝送する装置をアナログ方式からデジタル方式に変更し、耐ノイズ性を向上させた。

従来は、水銀を使用して回転体からの信号を取出していたが、PCM(Pulse Code Modulation)による光伝送方式による非接触型の信号伝送機器を採用した。これにより、回転部分の電装品の劣化対策に加え、水銀などの有害物質を使用しない対環境性能の改善を図ることができた。

1.3 第三世代形状検出ローラ

21世紀に入り、デジタル機器の小型・軽量化に伴って電子材料の表面性状に対する要求がますます厳しくなった。純アルミニウム材、純銅材などの軟材および高輝度ステンレス材などに対しては、圧延時の転写キズなどのリスクを避けるため、ローラ表面への加工を排した完全



図4 第一世代 ディスク型形状検出ローラ
Fig. 4 First generation disk type roller

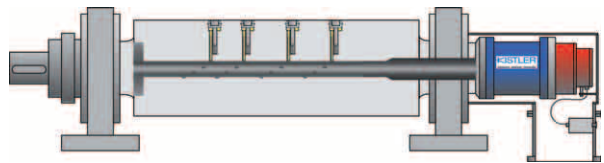


図5 第二世代 ポケット型形状検出ローラ
Fig. 5 Second generation pocket type roller

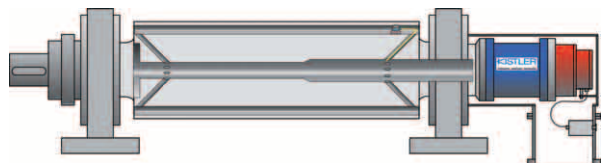


図6 第三世代 一体ロール型形状検出ローラ
Fig. 6 Third generation seam-less solid type roller

な一体型構造にすることが必要になった。

そこで、ローラの胴体表面近くの側面から軸方向に精密な深穴加工を施す構造とすることにより、圧延材が接触するロール表面の間げきを排除した一体ロール型形状検出ローラ(図6)を開発した。形状検出演算においては、特殊な環境下で使用される場合には、荷重の干渉に対応するデータサンプリング方法を組みめるように配慮した。この新型ローラは、第三世代形状検出ローラとして2007年から製作・納入を開始している。

この一体ロール型形状検出ローラは表面が完全無垢(むく)であることから、ローラの表面処理としてCrめっきやゴムコーティングに加え、第二世代では施工困難であった炭化タングステン(WC)溶射が可能となり、多様化するユーザニーズへの対応が可能となっている。

2. 形状制御システム

2.1 形状制御システムの開発歴史

当社は、アルミニウム箔圧延機におけるロール直下でのクーラントスプレー流量分布およびロールの熱膨張による変形メカニズムを解析し、圧延機の熱解析モデルとロール間隙を正確に計算するシミュレーションシステムを1980年に開発した。当時のアナログ計算機(図7)を用い、机上において圧延機を再現して正確な形状の動特性を解析した。そしてそのシミュレーション結果に基づき、アルミ箔圧延機用形状制御装置 Shapematic Systemの第1号機を1984年に完成させた²⁾。

1980年後半には、半導体リードフレームをはじめとする電子部品などの強圧下を要する極薄化製品に対して小径ワークロールを採用した多段圧延機が適用されてきた。当社は1987年に多段圧延機向けに形状修正アクチュエータの影響係数を用いた多変数制御モデルを開発し、1989年に実機1号機を当社長府製造所に納入した。

その後、4段圧延機、6段圧延機などの多様な圧延設備

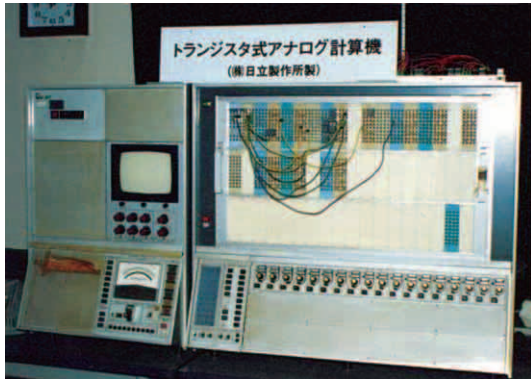


図7 1980年 トランジスタ式アナログ計算機
Fig. 7 80s' transistor analog computer ALS-505

に適用し、制御アルゴリズムの有効性を確認した³⁾。

2.2 自動形状制御 (AFC) システム

影響係数モデルを用いることによって圧延機の機械特性を正確に表現することが可能となり、最小二乗法とPID制御を組合せて、極薄で硬い材料においても最適な操業圧延状態を保持する制御システムを提供している(図8)。

2.2.1 形状影響係数 (形状修正能力)

当社の多段圧延機であるKT (12段圧延機)・KST (20段圧延機) Millにはクラウン (バックアップロールのサドル部を押出す機構), ラテラル (テーパの付いた中間ロールを出し入れする機構), チルト (圧延機の上部ハウジングを傾ける機構) などの形状修正アクチュエータが装備されている(図9)。伸銅某社に納入したKST-Millの形状修正能力である影響係数 (クラウン4軸, ラテラル2軸, チルト1軸, 計7種類) を図10に示す^{4), 5)}。影響係数とは、形状修正アクチュエータが単位量 (1mm) 移動した時の形状変化量 (I-unit) である。

2.2.2 最小二乗法による最適計算

センサローラが検出する形状と事前に登録した目標形状との偏差を評価関数として記述し、偏差を最小化するためのアクチュエータ制御量を求める計算に最小二乗法を用いている。形状誤差ベクトル x , アクチュエータ相対位置 x_j , および影響係数 $A_{i,j}$ (i はセンサエレメントの番号, j は修正用アクチュエータの番号を表す) を用いて形状評価関数 $f(x)$ を次のように定義する。

$$f(x) = \sum_{i=1}^n \left[\sum_{j=1}^m A_{i,j} \cdot x_j \right]^2 = \min$$

この計算式により、最適制御量を一意的に求めることができる³⁾。

2.2.3 板厚 - 形状 非干渉制御モデル

代表的な板厚制御システムは、入側の板厚偏差をトラッキングして制御を行うFF (フィードフォワード) AGC (自動板厚制御) モデルである。

材料が軟質材で板厚が厚い場合に自動形状制御を積極的に行ったとき、板厚に対して微小な変動を伴う。例えば圧延加速時の板中央部における形状不良を回避するため、板中心部のクラウン装置 (Crown #2, #3) がロールキャップ開放方向に動作する。この時同時に、板厚制御アクチュエータであるウエッジ機構に対してロールギ

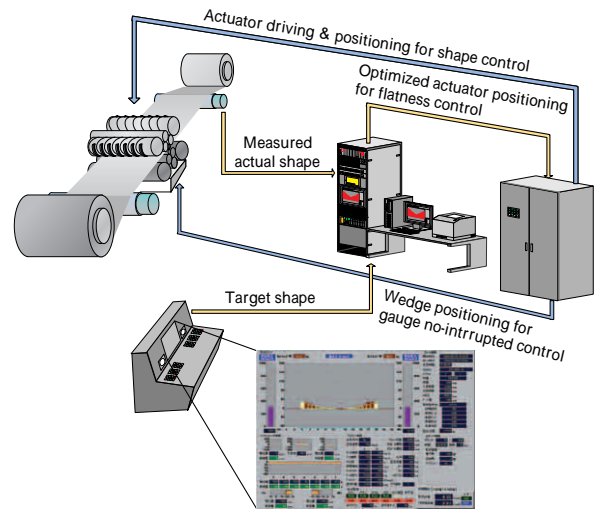


図8 多段圧延機用形状制御装置全体制御モデル
Fig. 8 General control model for cluster mill

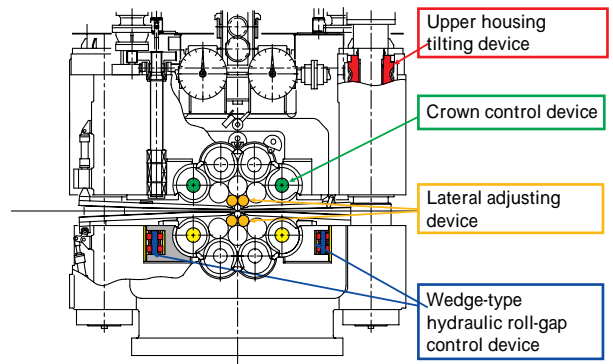


図9 KST-Mill アクチュエータ
Fig. 9 Actuators of 20 high KST-Mill

width : 635(mm) entry thickness : 0.250(mm) exit thickness : 0.150(mm)

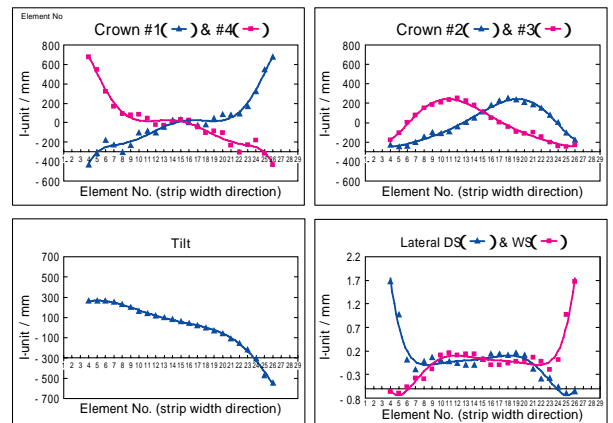


図10 KST-Millの形状影響係数例
Fig.10 Flatness influence coefficient factor of KST-Mill

ャップを圧下方向に動作させることによって出側板厚の変動を最小化している(図11)。

アクチュエータの相対位置 x_j , 板厚影響係数 $\frac{\partial h}{\partial x_i}$, 板厚変動量 \hat{h} とした時、板厚アクチュエータ相対位置 x_w は下式で求めることができる。

$$\hat{h} = \sum_{i=1}^m \frac{\partial h}{\partial x_i} x_j$$

$$x_w = -g \cdot \frac{1}{\partial h / \partial W} \cdot \hat{h}$$

非干渉制御は形状と板厚精度を両立させる有効な制御モデルである。

2.2.4 多変数制御モデルの適用結果

当社の多段圧延機である伸銅某社向け KST-Mill における適用事例を紹介する。

圧延開始から急速に加速するとワークロールに形状パターン相似性の評価においてもサーマルクラウン（板方向の熱分布によるワークロールの変形）が生成され、板中央部に大きな伸びが発生する。圧延開始直後の 20(s)間は、サーマルクラウンの影響により板センタ部分が伸び形状を示し、グラフの第 3 象限に滞留するがセンタ部クラウン装置（#2, #3）がロールギャップ開放方向に動作し、圧延開始 40(s)後には板エッジ部の伸び形状パターンである所定の目標形状に達して、グラフの第 1 象限に収束する。これまでの形状評価は評価関数のみが小

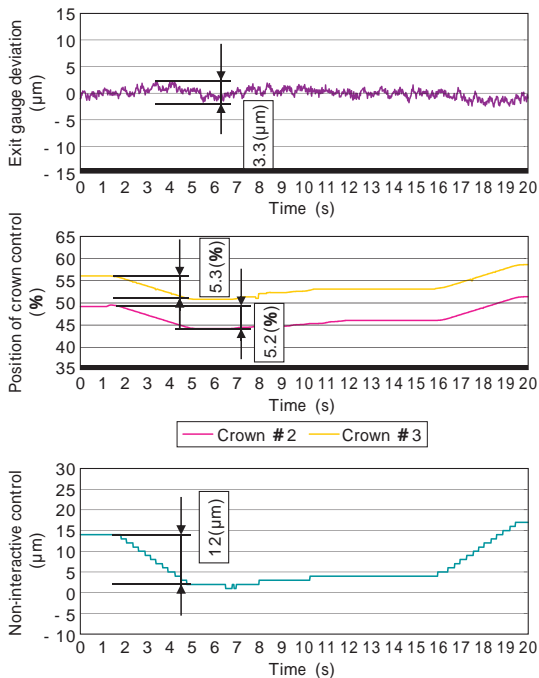


図11 形状 - 板厚非干渉制御出力例

Fig.11 Sample of non-interactive roll-gap control (material copper width : 630mm, thickness : 0.508 - 0.370mm)

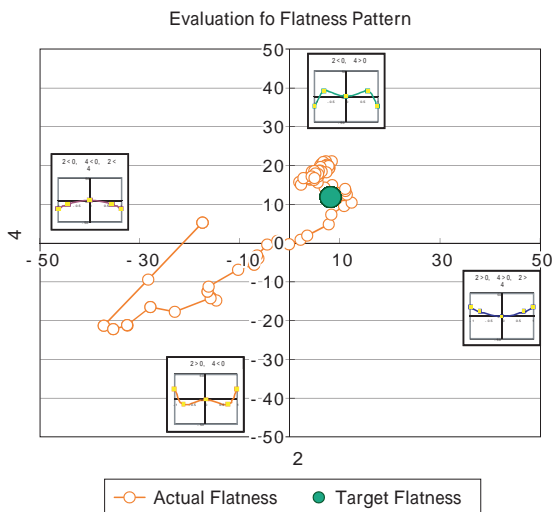


図12 KST-Mill への AFC 適用結果 (1)

Fig.12 Flatness pattern convergence of AFC applied to KST-Mill (material copper strip width : 620mm, thickness : 0.225 -> 0.18mm)

さいことで収束性を判断していたが、中央部とエッジ（コータ）部の形状パターン相似性の評価においても収束形状パターンが一致していることを確認した（図12）。圧延開始 40(s)後に、圧延速度は最高である 500 (m/min)に達し、ほぼ目標形状パターンと一致し、その後コイル全長 3,627(m)にわたり、目標形状を維持している（図13）。アクチュエータ動作と形状の 10(s)ごとの変化を図14 に示している。

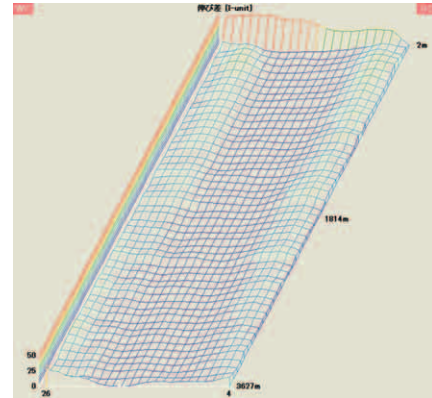


図13 KST-Mill への AFC 適用結果 (2)

Fig.13 Flatness trend of AFC applied to KST-Mill

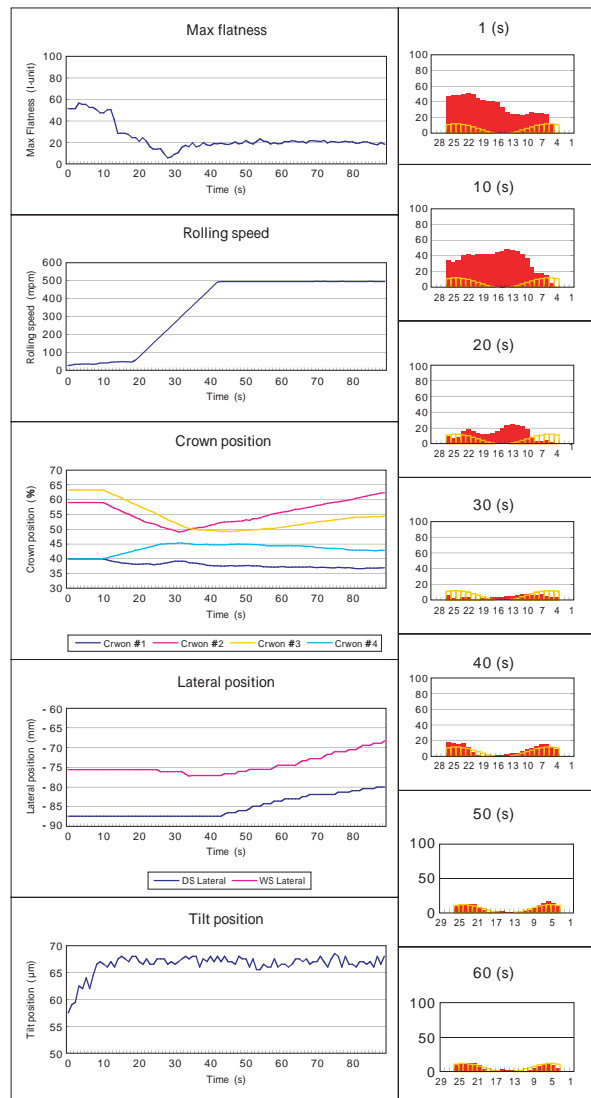


図14 KST-Mill への AFC 適用結果 (3)

Fig.14 Actuator position trend chart of AFC applied to KST-Mill

むすび=当社は1980年代より、圧延材の形状を精度よく計測するための形状検出ローラ改善を重ねてきた。加えて、圧延機の制御を効果的に行うため、形状修正アクチュエータの影響係数による制御モデルを構築した。こうした取組みにより、極薄、硬質材料向けの多段圧延機の形状制御装置の品質向上と同時に、生産性向上と省人化に寄与することができた。今後も、高度な制御システムを高品質な形状検出ローラと融合させたシステムを供給してゆく所存である。

参 考 文 献

- 1) 北川聡一：第43回塑性加工連合講演会(1992.10) p.685.
- 2) 大島啓生：R&D 神戸製鋼技報, Vol.33, No.2 (1983) p.20.
- 3) 坪野 肇ほか：R&D 神戸製鋼技報, Vol.41, No.1 (1991) p.101.
- 4) 前田恭志ほか：塑性と加工, 第32巻, 第363号(1991.4) p.473-474.
- 5) 上杉憲一ほか：第120回圧延理論部会(2004.6).

R&D 神戸製鋼技報掲載 圧縮機関連文献一覧表 (Vol.49, No.1 ~ Vol.59, No.2)

Papers on Advanced Technologies for Compressor Technology in R&D Kobe Steel Engineering Reports (Vol.49, No.1 ~ Vol.59, No.2)

| | 巻/号 |
|--|------|
| ● 小形蒸気発電機の開発 桑原英明ほか Development of Micro Steam Energy Generator Hideaki KUWABARA et al. | 59/2 |
| ● 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 Development of New Application of Gear-integrated Radial Turbine (GRT) and Improvement of its efficiency Osamu MATSUTANI et al. | 59/2 |
| ● 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®」 戸塚順一郎 Inverter-motor Driven, Water-injected, Oil-free Screw Air Compressor; EmerauDe-Aqua® Series Junichiro TOTSUKA | 59/2 |
| ● 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 Energy-saving, High-speed, 2-stage Screw Refrigerator Masashi OKURA et al. | 59/2 |
| ● 高効率水冷インバ - タスクリュチラー「ハイエフミニ」 田下友和 | 59/1 |
| ● 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 |
| ● 高圧 100barG 吐出油冷式スクリュ圧縮機 天野靖士 | 56/2 |
| ● 汎用スクリュ圧縮機 KOBELION-VS/VX シリーズの開発 中村 元ほか Development of Standard KOBELION-VS/VX Series Screw Compressor Hajime Nakamura et al. | 55/2 |
| ● 高圧遠心圧縮機 伊藤三彦ほか High-pressure Centrifugal Compressors Mitsuhiro Ito et al. | 55/2 |
| ● 高圧油冷式スクリュ圧縮機「EH シリーズ」 天野靖士 High Pressure Oil-flooded EH Series Screw Compressors Yasushi Amano | 55/2 |
| ● 高速電動機直結型高効率増風量スクリュ圧縮機『Kobelion』(コベライアン) 中西 海ほか | 53/2 |
| ● ガスタービン用燃料ガスターボ圧縮機 田中宏明 | 53/1 |
| ● KOBELCO K-MAX インターロック システム 古賀博樹ほか | 52/1 |
| ● 汎用空気圧縮機の省エネルギー 松隈正樹ほか Saving Energy in Standard Compressors Masaki Matsukuma et al. | 51/2 |
| ● 汎用ターボ圧縮機 AVE シリーズ 吉岡 徹 | 51/1 |
| ● スクリュ圧縮機の開発と発展 大浜敬織ほか Past and Present Developments in Screw Compressors at Kobe Steel Takao Ohama et al. | 50/3 |
| ● 動力回収ラジアルタービン付きターボ圧縮機「エコセントリ」 豊田祥寛 | 50/3 |
| ● 超高効率水冷スクリュチラー (UHE : ウルトラハイエフ) のシリーズ化 神崎奈津夫ほか | 50/2 |
| ● 『圧縮機』特集号 | 49/1 |

ARCMAN-MP 鉄骨天吊反転仕口溶接システム「ワンセットフル」

松村浩史*

*溶接カンパニー 溶接システム部

日本の建築鉄骨では、コラム柱を用いた構造が多用されている。このコラム柱は一般に、図1に示したような工程によって工場内において溶接施工される。コラムの周溶接を行うコア溶接工程、および柱大組立工程では1980年代後半からロボット化が進み、現在では多数のロボットを保有する鉄骨ファブリケータも多い。これらユーザがさらなるロボット化のアイテムとして検討しているのが仕口溶接工程であり、ARCMAN-MP 鉄骨天吊反転仕口溶接システム『ワンセットフル』(図2)はそうしたニーズに基づいて開発した。

仕口溶接のロボット化における課題は二点あった。一つ目は溶接時間が短いことである。とくにサイズの小さい仕口ではアークタイムが短いため、ワークをセットするなどの段取り時間に対してロボットの動作時間が短く、人手溶接との差が少ない。二つ目は溶接品質の問題である。この継手は溶接時間こそ短い、設計および組立誤差によって継手形状が変化することから、それらに対応し得る溶接の自動化が課題となる。

本システムはこれらの課題を解決したものである。

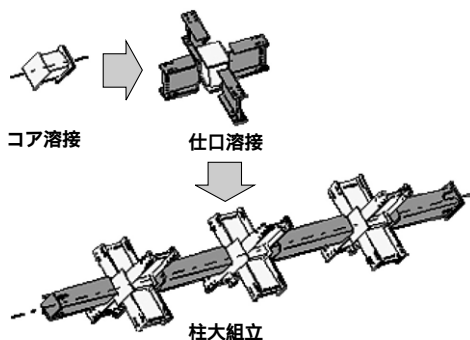


図1 コラム柱の溶接工程イメージ

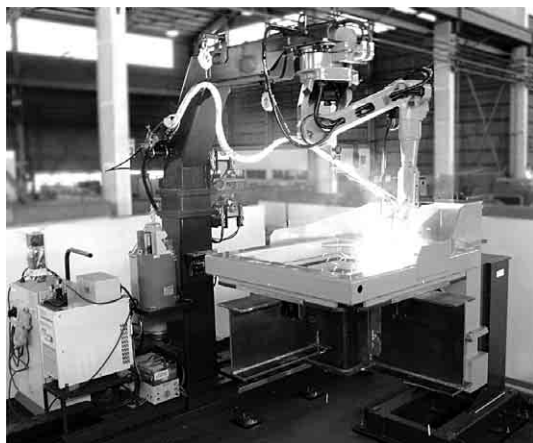


図2 「ワンセットフル」の外観写真

特長

1) 長時間連続運転

1軸のみのポジションを付加することにより、仕口のフランジおよびウェブの最大16継手の連続溶接を比較的安価に実現し、小さな仕口でもロボット溶接の効果を発揮できる(図3)。

2) 省スペース・工場スペースの有効活用

ロボットを天吊配置することによってシステムの占有面積を小さくすることができる。また、幅1.5m程度の細い移動装置を壁面に沿って配置することにより、実質的な占有スペースも狭くできる。

3) リードタイムの短縮

位置決めを容易にするクランプ治具を開発するとともに、ロボットの自動計測項目を増やすことによって間違いやすいデータ入力作業を大幅に削減することができる。これにより、全体的な作業時間短縮と安定稼働を支援する。

4) 継手形状変化への対応

個々の継手形状に合わせた溶接が行えるよう、ダイアフラムと梁フランジの表面段差をセンシングで計測し、裏当て金の重なり代と表面段差に応じた溶接条件を自動生成する(図4)。

5) 豊富なシステムバリエーション

既存機種とのシリーズ商品として、機器やアプリケーションソフトウェアを共有することができる。また、組合せ次第で既存のコア溶接や梁溶接のシステム機能も利用できる。

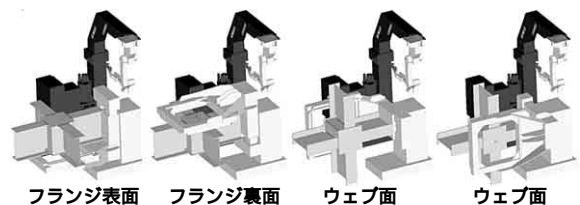


図3 四つの溶接ポジション

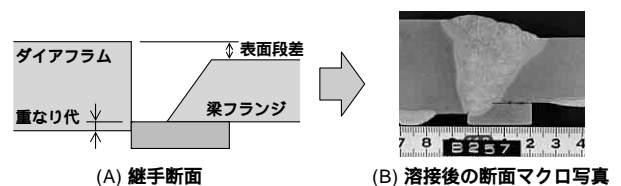


図4 継手形状変化への対応



主要製品一覧

- 鉄鋼部門**
- 鋼** 材：線材，棒鋼，厚板，熱延鋼板，冷延鋼板，電気亜鉛めっき鋼板，溶融亜鉛めっき鋼板，塗装鋼板，異形棒鋼「デーコン」・「ネジコン」，銑鉄
- 鑄 鍛 鋼**：船用部品〔クランクシャフト，機関部品，軸系，船体部品〕，産業機械部品〔型用鋼，ロール，橋梁部品，圧力容器ほか〕
- チ タ ン**：航空機エンジン・機体用部品〔鍛造品，リング圧延品〕，薄板〔コイル，シート〕，箔，厚板，線材，溶接管，各種チタン材〔高強度用，耐食用，成型用，自動車マフラー用，ゴルフクラブヘッド用，眼鏡用，冷間鍛造用，建材用，医療材料用〕
- 鉄 粉**：粉末冶金用鉄粉，圧粉磁芯用磁性鉄粉，土壌・地下水浄化用鉄粉，カイロ用鉄粉，脱酸素材用鉄粉，金属射出成形用微粉末
- 電 力**：電力卸供給，熱供給
- 溶接カンパニー**
- 溶接材料**：被覆アーク溶接棒，半自動溶接用フラックス入りワイヤ及びソリッドワイヤ，サブマージアーク溶接用ソリッドワイヤ及びフラックス，ティグ溶接棒，溶接用裏当材
- 溶接システム**：鉄骨溶接ロボットシステム，建設機械溶接ロボットシステム，そのほか溶接ロボットシステム，オフラインティーチングシステム，溶接ロボット，溶接電源
- 高機能材**：脱臭・除湿・オゾン分解・有毒ガス除去，油煙除去など用高機能フィルタ，脱臭・除湿回収装置
- 全 般**：試験・分析・検査・受託研究，教育指導，コンサルティング業務，産業ロボット・電源・機器の保守点検
- アルミ・銅カンパニー**
- アルミニウム板**：自動車パネル材，缶材，ディスク材，一般材，箔
- アルミニウム押出材・加工品**：アルミニウム形材，管，棒，加工品〔自動車用部材，OA 機器用部材〕
- アルミニウム・マグネシウム鑄鍛造品**：アルミニウム鍛造品〔自動車，鉄道車両，航空機用部品〕，鑄造品〔航空機用部品他〕，機械加工品〔半導体・液晶製造装置部品〕
- 銅板・条**：半導体用リードフレーム材・リードフレーム，端子・コネクタ材
- 銅 管**：エアコン用銅管，建築・給湯用銅管，銅合金管
- 機械エンジニアリングカンパニー**
- タイヤ・ゴム機械**：パッチ式ミキサ，ゴム二軸押出機，タイヤ加硫機，タイヤ試験機，タイヤ・ゴムプラント
- 樹脂機械**：大型混練造粒装置，連続混練押出機，二軸混練押出機，成形機，光ファイバ関連製造装置，電線被覆装置
- 高機能商品**：真空成膜・表面改質装置〔AIP，UBMS〕，検査・分析評価装置〔高分解能 RBS 分析装置〕
- 圧 縮 機**：スクリュ・遠心・往復圧縮機，スクリュ冷凍機，ヒートポンプ，ラジアルタービン，汎用圧縮機，スクリュ式小型蒸気発電機
- 素材成型機械**：棒鋼線材圧延機，分塊圧延機，板圧延機，形状制御装置，連続鑄造装置，等方圧加圧装置（HIP・CIP），各種高圧関連装置，金属プレス
- エネルギー**：アルミニウム熱交換器（ALEX），LNG 気化器（ORV，中間媒体式，空温式，温水式，冷水式），圧力容器，航空宇宙地上試験設備
- 原 子 力**：原子力関連プラント（放射性廃棄物処理・処分），原子力先端設備，原子炉・再処理機器，使用済燃料輸送・貯蔵容器，燃料チャンネル，濃縮ボロン製品
- 鋼構造物**：砂防・防災製品〔鋼製堰堤，フレア護岸〕，ケーブル製作架設工事，防音・防振システム
- 都市・交通システム**：新交通システム〔ゴムタイヤ式中量軌道システム AGT，スカイレール，ガイドウェイバス，短距離システム〕，プラットホームドア，無線モニタリング，無人運転システム，PFI 型事業，浮遊式連続埋立設備
- 都市情報システム**：環境監視システム，環境情報システムなど
- 新鉄源プロジェクト本部**
- 直接還元鉄プラント**，製鉄ダスト処理プラント，ペレットプラント，選鉱プラント
- CWD プロジェクト部**
- 化学兵器処理に関するコンサルティング・探査・回収・運搬・保管・化学分析・モニタリング・安全管理・無害化処理施設建設／運営
- 化学剤により汚染された土壌その他の無害化施設建設及び無害化業務
- 爆発性物質・難分解性毒性物質の処理施設建設及び処理業務

編集後記

<特集:圧縮機>

*当社は圧縮機の総合メーカーとして、スクリュ圧縮機、ターボ圧縮機、往復動圧縮機を世の中に送り出しています。圧縮機は、製鉄、化学プラントから食品、繊維といった業種まで幅広く使用されておりますが電力消費量が大きく、汎用では日本国内の工場・事業所の消費電力に占める割合は20~30%とされています。近年、CO₂排出の大幅削減が政府の方針として示され、この問題が大きくクローズアップされております。
*そのため、圧縮機に対して高効率化、省エネ技術が要求されてきております。また、余剰蒸気、工場の排熱などのエネルギーの有効利用が課題となっております。このような状況の中で、「特徴のある商品」を開発し、社会的な要請とお客様のニーズにお応えするよう技術開発を進めております。
*高効率化技術としては、スクリュ圧縮機、ターボ圧縮機において、流体解析を駆使して圧縮過程の性能を分析し、高効率スクリュ歯形、インペラの開発を行っ

ております。また、汎用圧縮機においては、全負荷で使用されることは少なく、部分負荷の特性も重要になっております。そこで、電動機にインバータモータを積極的に採用し、また制御・計装・IT技術の活用により、運転管理・アフターサービス管理の充実を図るとともに遠隔監視も可能にしております。

*余剰エネルギーの有効利用として、非汎用分野では圧縮機と一体化したタービンに余剰蒸気を導入することで、圧縮機の消費エネルギーの殆どを余剰蒸気で賄う省エネモデルや蒸気再圧縮装置を世の中に送り出しております。また、汎用分野では、水蒸気の圧縮機、膨張機により、いままで捨てられていた水蒸気を再利用する機種を開発しております。

*本特集号により、地球環境に配慮した当社の対応がよりよくご理解いただけるものと信じております。ご意見やご感想をお寄せいただきますようお願いしております。

(吉村省二)

次号予告

<特集:新鉄源・石炭>

*還元鉄・石炭分野について、当社は古くから積極的に取り組んでいます。

1978年にカタール製鉄所に天然ガスを使用した直接還元製鉄プラントを建設して以来、世界各地で多くの還元鉄プラントを納入してきました。

*現在では、電気炉・圧延設備と組合されて180万トンの還元鉄を生産する製鉄所もあり、小型高炉なみの規模を持っています。

*さらに、グレートキルン方式のベレットプラントはイラン、パーレン、オーマンなどで建設が進み、600万トン規模のプラントが実現しています。

*また、石炭ベースの還元プロセスについては、製鉄所ガスの処理を行い鉄分、亜鉛分を回収するFASTMETプロセスや、新しい製鉄法として注目を集めてい

るITmk3プロセスの開発にも取り組み、米国内でいよいよ商業プラントの生産運転が開始されます。

*さらに石炭分野では製鉄所で豊富な経験を持ち、石炭火力発電所を保有して地域へ電力を供給する使命も果たしております。

*海外では褐炭の有効利用のための開発を進め、インドネシアでは改質褐炭製造プロセスの大型実証プラントの運転も開始されました。

*次号では、新鉄源・石炭特集として、エネルギー、資源、CO₂削減などの分野に密接なテーマの構成を考えております。当社の各プロセスの概要と最新の技術動向とを紹介させていただき、関係分野の皆様のお役に立てられれば幸いです。

(神保 淳)

編集委員

| | |
|----------|--------|
| 委員長 | 関 勇一 |
| 副委員長 | 中川知和 |
| 委員 | 井上憲一 |
| | 大井敬一 |
| | 鹿嶋正人 |
| | 清水弘之 |
| | 神保 淳 |
| | 西川恒明 |
| | 橋村 徹 |
| | 前田恭志 |
| | 森川裕文 |
| | 吉村省二 |
| | <五十音順> |
| 本号特集編集委員 | 吉村省二 |

R&D / 神戸製鋼技報

第59巻・第3号(通巻第223号)

2009年12月1日発行
年3回(4, 8, 12の各月)発行
非売品 <禁無断転載>
発行人 関 勇一

発行所 株式会社 神戸製鋼所
秘書広報部
〒651-8585
神戸市中央区脇浜町2丁目10-26
(神鋼ビル)

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
〒651-2271
神戸市西区高塚台1丁目5-5
(株)神戸製鋼所内
FAX(078)992-5588
rd-office@kobelco.com

2009年12月1日

各 位

（株）神戸製鋼所
秘書広報部

「R & D神戸製鋼技報 Vol 59 ,No 3」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 59 ,No 3」を発行致しましたので、ご参考になれば幸いと存じお届け致します。

なお、ご住所・宛先名称などの訂正・変更がございましたら、下記変更届けに必要な事項をご記入のうえ、FAX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 - 992 - 5588
rd-office@kobelco.com

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： | TEL： |