

(技術資料)

## 高圧CO<sub>2</sub>ターボ圧縮機

馬場利秋\*・藤岡輝明・在原広敏 (博士(工学))・馬場祥孝・岩田卓也

### Integrally Geared Compressor for High Pressure CO<sub>2</sub>

Toshiaki BABA・Koumei FUJIOKA・Dr. Hiroto ARIHARA・Yoshitaka BABA・Takuya IWATA

#### 要旨

地球温暖化問題に対応するために従来の一軸型遠心圧縮機よりも省エネとなる増速機内蔵型の高圧CO<sub>2</sub>ターボ圧縮機を開発した。主要部品の設計、要素試験に始まり実機サイズのプロトタイプ機の製作とガス実圧力での定格負荷運転試験までを実施し目標となる性能を満足していることを確認した。さらに信頼性の見える化を実現するために最新の技術を導入して通常の計測では測定できない運転中のロータの安定性、インペラブレードの振動と発生応力、スラスト軸受にかかる荷重の計測にも成功した。機械的信頼性についての評価も行い、長期運転に対しても十分な信頼性を有していることも確認した。

#### Abstract

To cope with global environmental issues, an integrally geared turbo compressor for high-pressure CO<sub>2</sub> has been developed, the compressor being more energy-saving than conventional single-shaft centrifugal compressors. Starting with the design and testing of the main components, a prototype machine of the actual size was made, and full pressure and a full load test using actual gas was performed to confirm that the target performance was satisfied. In addition, a state-of-the-art-technique for visualizing its reliability was introduced. This has led to the successful measurement during operation of the rotor stability, impeller blade vibration, dynamic blade stress, and load on thrust bearing, which cannot be measured by the normal method. Mechanical reliability was also evaluated to confirm sufficient reliability for long-term operation.

#### キーワード

省エネ、地球環境問題、プロトタイプ機、実運転条件試験、信頼性の見える化、最新技術、ロータ安定性、ブレード振動、スラスト力測定、機械的信頼性、増速機内蔵型圧縮機、高圧圧縮機、二酸化炭素貯留

ま え が き = 地球温暖化問題に対応するため産業機械においても省エネはもはやトレンドとなっている。当社では各種プラントで用いられている非汎用（はんよう）の圧縮機を製作しており、本機においても省エネ、すなわち動力削減のニーズが高くなってきている。高圧のCO<sub>2</sub>遠心圧縮機は肥料プラントや二酸化炭素貯留（Carbon Capture and Storage, 以下CCSという）用途などに用いられる。吐出圧力は通常15~50 MPaGと非常に高いため、これまでは1軸型の遠心圧縮機が多く用いられてきた。

遠心圧縮機の設計においても近年の技術進歩は目覚ましく、増速機内蔵型の遠心圧縮機がこのような用途に適用できるようになってきている。増速機内蔵型の遠心圧縮機は各段の圧縮機の回転数を最適な回転数に設計することができ、1軸型の場合に比べて各段の効率を高く設計することができる。さらに、各段の間に中間冷却器を挿入することが比較的容易にでき、圧縮動力の低減を図ることができる。このため、増速機内蔵型遠心圧縮機を用いることによって1軸型遠心圧縮機の場合よりも動力消費量を10%程度削減することが期待でき、省エネに貢献できる。

そこで当社は、吐出圧力20 MPaGレベルの高圧CO<sub>2</sub>遠心圧縮機を増速機内蔵型にて開発し<sup>1)</sup>、省エネニーズ

に対応することとした。

### 1. 高圧CO<sub>2</sub>遠心圧縮機の設計

#### 1.1 高圧CO<sub>2</sub>遠心圧縮機の技術課題と開発目標仕様

遠心圧縮機の高圧化における主な技術課題は①高圧下における構成部品の高強度化、②高圧状態での空力性能の向上、③ロータの安定性向上、④高圧ガスのシール性能の向上である。高圧遠心圧縮機の開発にあたっては、これらの課題解決後の性能検証が必要となる。要素試験だけでは不十分であるため、実機サイズのプロトタイプ機を設計製作し、定格運転条件にて運転試験を実際に行った。

高圧CO<sub>2</sub>遠心圧縮機の仕様策定にあたっては、典型的な用途として尿素プラントやCCS用を想定し、かつ産業用増速機内蔵型遠心圧縮機に通常要求される技術的な仕様も加味した。高圧CO<sub>2</sub>遠心圧縮機の開発目標仕様を表1に示す。尿素プラント用の圧縮機の仕様も参考に示した。プロトタイプ機としてはCO<sub>2</sub>ガスを20 MPaGまで昇圧できる能力を目標とした<sup>2)</sup>。設計製作した高圧CO<sub>2</sub>遠心圧縮機の内部構造を図1に示す。実際にプラントで用いられる際には圧縮機は8段型となる。しかしながら、大気圧から1 MPaGレベルまでの圧縮は当社では十分に経験を有していたため、それ以上の圧力レベルと

\* 機械事業部門 圧縮機事業部 回転機本部 回転機技術部

表 1 高压CO<sub>2</sub>圧縮機の開発目標仕様

Table 1 Specification of development objective for high pressure CO<sub>2</sub> compressor

Application	Prototype	Urea Application (1,000 ~ 3,300 mtpd*)
Type	Integrally Geared	Integrally Geared
No. of stage	8 Stages	8 Stages
Gas handled	CO <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
Capacity	140,000 kg/h (72,500 m <sup>3</sup> /h)	up to 110,000 kg/h (57,000 m <sup>3</sup> /h)
Suction/ Discharge pressure	0.01 / 20 MPaG	0.01/16 MPaG
Shaft power	16,600 kW	up to 13,000 kW
Driver	Sync. motor (18,500 kW)	Motor/ Steam turbine

\*mtpd: metric ton per day

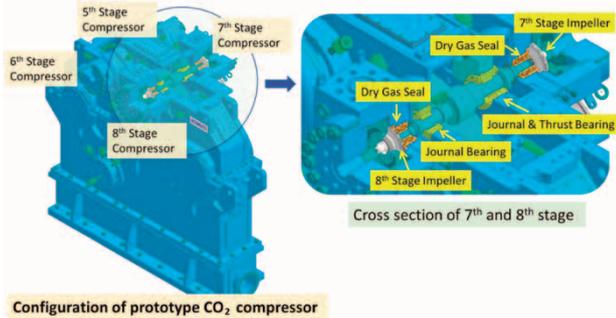


図 1 高压CO<sub>2</sub>遠心圧縮機内部構造

Fig.1 Internal structure of centrifugal compressor for high pressure CO<sub>2</sub>

なる4~8段の計5段からなる圧縮機を製作して試験を行った。

### 1.2 高压CO<sub>2</sub>圧縮機の要素設計

圧縮機のケーシングには高压のCO<sub>2</sub>ガスに耐える設計が要求される。また、ケーシングの内部はインペラやシールを有しており、ガスを効率良く流す流路も形成させる必要があることから、ケーシングの形状は複雑なものとなる。このため有限要素法 (FEM) による応力解析結果に基づいて構造設計を行った。さらにそのFEM解析結果を検証するため、ケーシングの耐圧試験時にケーシング内部のひずみ測定も実施した。最も高压となる8段ケーシングの場合の結果を図2に示す。FEM解析結果と実測値はよく一致しており、ケーシングの耐圧設計の妥当性が実証された。

CO<sub>2</sub>ガスは高压となると超臨界と呼ばれる領域に入り、ガスの物性が大きく変わることが知られている。圧縮機の動力削減にはこのような領域においても効率良くガスを圧縮することが求められる。このため、高压CO<sub>2</sub>遠心圧縮機を開発するにあたり、高压部で用いるインペラの改良も併せて実施した。すなわち、インペラの流路内部の流れを数値流体力学 (CFD) を用いて解析し、その流路形状を改良した。さらに、インペラ吸込部にあるシールを通過する流れをより高性能に抑制できるシール形状を考案した。CFDの計算結果では35%の漏れ流れ量の抑制が予測されたことから、このシールを製作して実機に供した。圧縮機インペラの高性能化を図3に示す。

増速機内蔵型圧縮機ではロータはブルギヤによって駆

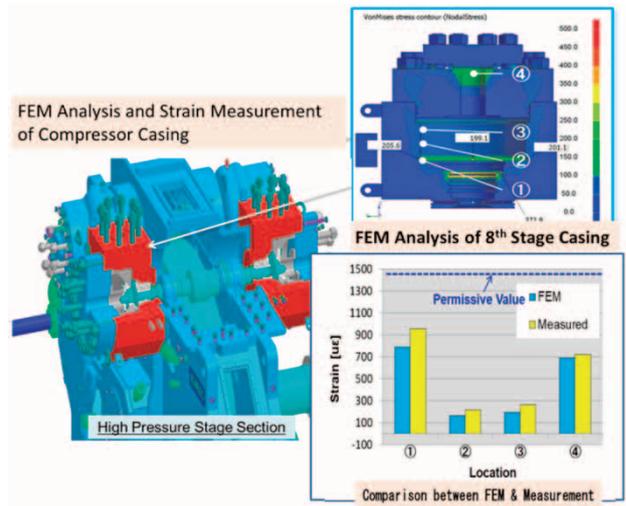


図 2 圧縮機ケーシングFEM解析とひずみ測定

Fig.2 FEM analysis and strain measurement of compressor casing

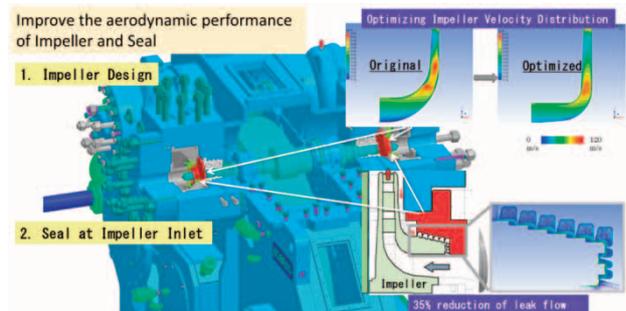


図 3 圧縮機インペラの高性能化

Fig.3 Optimization of compressor impeller

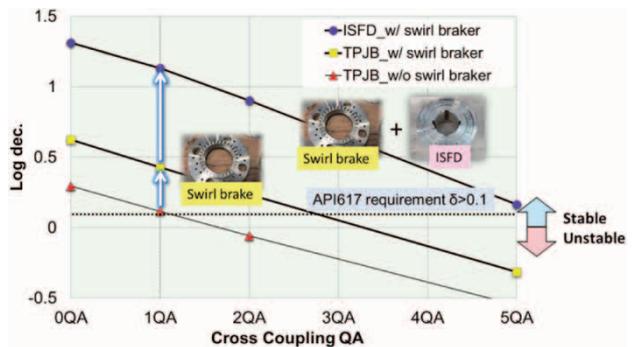


図 4 ロータ安定性解析結果

Fig.4 Analysis results of rotor stability

動され高速で回転する。ロータは軸受で支持されており、ロータに組み込まれたインペラやシールに作用する流体力によって発生する不安定化力に対して十分な安定性を有することが求められる。安定性は一般的に、ロータと軸受により構成されるロータ系の対数減衰率で評価される。対数減衰率が正であればそのロータ系は安定であり、負であれば不安定となる。遠心圧縮機で広く用いられている規格API617<sup>3)</sup>では対数減衰率を0.1以上に設計することが求められている。

図4は7-8段ロータに作用する不安定化力 (Cross coupling) を変化させて安定性を計算した結果を表している。図4の横軸は、API617規格で規定される不安定化力QAを基準としている。通常のティルティングパッド軸受 (TPJB) のみを使用した当初の設計では十分な

安定性を持たせることができなかった。そこで、安定性を向上させる手段として軸受にダンパー付きの軸受 (ISFD) を、さらにインペラの吸込シール部にスワールブレーカを用いることとした。これらを考慮すると、図示したとおり対数減衰率は大幅に増加してロータ系の安定性が向上することが確認されたことから、プロトタイプ機に適用して検証することとした。

## 2. 高圧CO<sub>2</sub>圧縮機の運転試験

### 2.1 運転試験の概要

設計した高圧CO<sub>2</sub>圧縮機のプロトタイプ機を製作し、当社の試運転ベンチに据え付けて運転試験を実施した。試験に必要な中間冷却機器も製作して試験に供した。日本国内での設置となるため、圧縮機本体のみならず中間冷却器や各段の圧縮機を結ぶ配管も高圧ガス設備の対象となる。このため規制基準に従って設計し、検査を行って合格させている。据え付けを完了した圧縮機および機器類の外観写真を図5に示す。圧縮機本体はカップリングを介して当社設備モータに結合され駆動される。

運転試験の系統図を図6に示す。各段の吸込部および吐出部で圧力と温度の計測を行い、圧縮機の各段の性能を評価した。最終段である8段圧縮機から吐出されたガスは主バイパス弁を経由して4段圧縮機の吸込部に戻される。5段圧縮機吐出後にはとくに、圧縮機の起動時の運転を考慮して中間バイパスラインを設置している。図中の赤色の系統線は圧縮機で圧縮された温度の高いガスラインを、青色は冷却器によって冷却されたガスラインを示す。試験ガスにはCO<sub>2</sub>ガスを用いた。

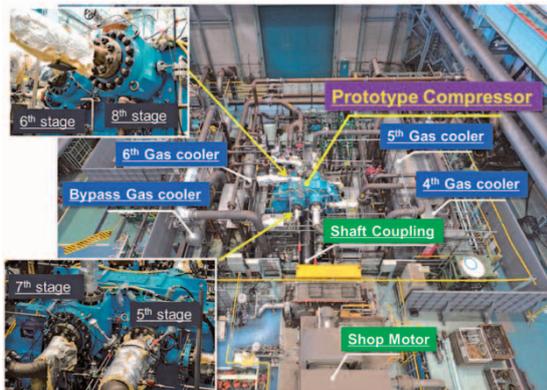


図5 プロトタイプ圧縮機と試験設備  
Fig.5 Overview of prototype compressor and test facility

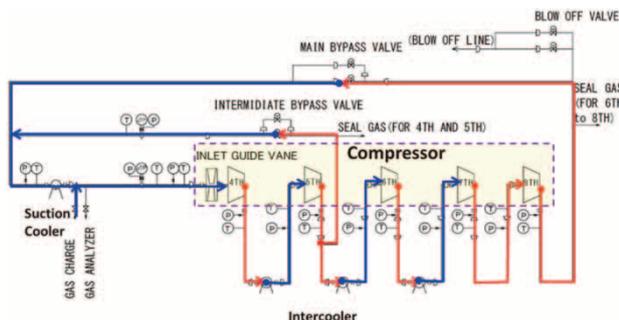


図6 プロトタイプ圧縮機試験系統図  
Fig.6 Process flow diagram of prototype compressor

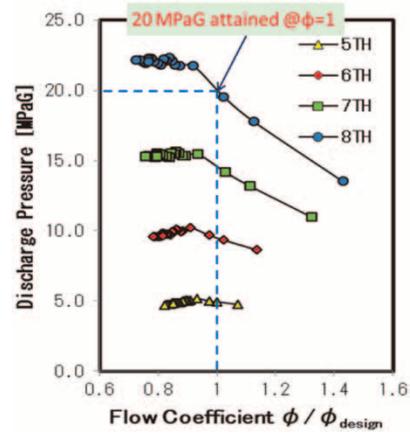


図7 圧縮機吐出圧力特性  
Fig.7 Discharge pressure of each stage

表2 メカニカルランニング試験結果  
Table 2 Test results of mechanical performance

	Result	Criteria	Judgement
Shaft Vibration	5 <sup>th</sup> : 10 $\mu$ m 6 <sup>th</sup> : 15 $\mu$ m 7 <sup>th</sup> : 18 $\mu$ m 8 <sup>th</sup> : 19 $\mu$ m	API 617 criteria 5 <sup>th</sup> -6 <sup>th</sup> : 21 $\mu$ m 7 <sup>th</sup> -8 <sup>th</sup> : 22 $\mu$ m	OK
Journal Bearing Temperature	5 <sup>th</sup> : 70 °C 6 <sup>th</sup> : 74 °C 7 <sup>th</sup> : 65 °C 8 <sup>th</sup> : 69 °C	Equal or less than 105 °C	OK
Thrust bearing Temperature	5 <sup>th</sup> : 75 °C 7 <sup>th</sup> : 90 °C	Equal or less than 105 °C	OK

### 2.2 運転試験の結果と評価

図7は圧縮機の空力性能試験結果である。各段の圧縮の状況がこの図から読み取れる。定格流量 ( $\phi/\phi_{design}=1$ ) において8段の吐出圧力が20 MPaGを達成している。

機械的性能の測定結果を表2に示す。各段の軸振動値はすべてAPI617基準値を満足しており、軸受の温度もジャーナル軸受、スラスト軸受ともすべて当社基準を満足していることが確認された。軸振動値がすべて低値でAPI617の基準を満足したことは、1章で述べたロータ系の設計が妥当であったことを意味する。すなわち、採用した軸受の特性、ロータの形状の設計、およびインペラやシールに働く不安定化流体力の見積りが適正であり、本ロータ系は実運転を継続するのに十分な安定性を有していたということになる。

これらの試験結果から、開発した高圧CO<sub>2</sub>遠心圧縮機は構造強度、空力性能、機械的性能、およびシール性能において、産業プラントに用いられる圧縮機としての要求仕様をすべて満足していることが検証されたといえる。

## 3. 信頼性の見える化

産業用圧縮機には信頼性も求められる。その信頼性は多くの場合、類似機での運転実績でしか判断が難しいのが実情である。しかしながら、運転状態の圧縮機が機械的あるいは設計的な限界からどの程度離れた状態で運転されているのかが定量的に把握できれば、それをもって信頼性あるいは安全性を評価することも可能となる。このような観点から信頼性の見える化に取り組んだ。

### 3.1 加振試験による高圧ロータの安定性評価

#### 3.1.1 加振試験の目的

高圧圧縮機では流体が高密度化することにより、インペラやシールに大きな流体加振力が作用する<sup>4)</sup>。不安定化力はロータ系の前回り振動モードの対数減衰率を減少させる作用があり、適切ではない振動設計によって対数減衰率がマイナスになると深刻な不安定振動が発生する<sup>5)</sup>。したがって、高圧運転時の振動安定性を実現するうえで十分な対数減衰率を確保する設計とすることが重要である。

API617規格では対数減衰率0.1以上を確保することが求められており、実機においてロータ系の対数減衰率を測定することができれば、不安定振動に対する機械的信頼性を実証することができる<sup>6)</sup>。ロータ系の対数減衰率は運転圧力や軸受荷重、軸回転数によって変化するため、運転中に圧縮負荷が与えられた状態で評価しなければならない。一般的には定常運転状態の振動波形から対数減衰率を把握することは困難であるため、外部から加振を行うことでロータ系の振動モードを励起し、実機に備え付けられた軸振動計の応答から対数減衰率を求める方法がとられる<sup>7)~9)</sup>。加振により励起される振動応答は小さいため、ケーシングの内部にあるロータ系を効率的に加振する技術が重要となる<sup>10)・11)</sup>。

本開発では独自設計の電磁石によってロータを直接加振できる技術を開発した。これによってロータ系の振動モードを効果的に励起することができ、実機の安定性評価が可能となった。

#### 3.1.2 加振試験原理と構造

図8に開発した磁気加振システムを示す。7段インペラのシュラウドに対向するように電磁石を周方向に四つ配置した。電磁石の発生荷重は軸方向であるが電磁石をシュラウド外周側に配置しており、ロータに対する曲げモーメントを発生させることでロータの振動モードを励起することができる。

ロータ系の振動モードには、ロータ回転方向に振動する前回りモードと、逆方向の後回りモードとが存在する。これらの振動モードを個別に励起するため、四つの電磁石の電流を位相制御することによってロータ回転方向に電磁石を駆動させる前回り加振と、それとは逆方向の後回り加振とを実現した。なお、解析で評価したロー

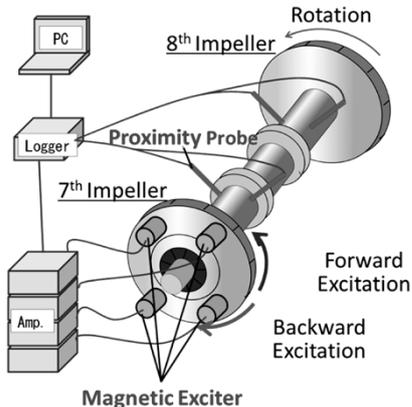


図8 開発した磁気加振システム  
Fig.8 Developed magnetic excitation system

タの振動モードより、加振用電磁石は7段側インペラのみを設置することを決定した。

いっぽう、本ロータには軸受部の軸振動を監視するために7段側と8段側の軸受に軸振動計をX方向とY方向とに計4箇所設置している。本開発では、加振試験用に特別な軸振動計を追加することなく、通常使用される軸振動計によって振動応答を測定した。加振試験により周波数応答を測定し、カーブフィットすることによって固有振動数と対数減衰率を求めた。

#### 3.1.3 解析結果と測定結果の比較

定格圧力20 MPaG運転時のロータ動特性の解析結果と測定結果を図9に示す。図9(a)はロータ固有振動数を示し、実測で1次前回りモードが約120 Hz、2次の前回りモードが約250 Hzにあり解析結果ともよく一致した。事前に解析した固有振動数について、実機においても解析どおりの固有振動数であることを定量的に示した。図9(b)に示す対数減衰率は1次の前回りモードは良好な予測結果であったが、2次の前回りモードの実測値では解析値で期待されたほどの効果はなかった。この原因については明らかにはなっておらず今後の技術課題とはなるものの、対数減衰率に関するAPI617基準値は大幅に上回っており、定格圧力運転でも十分な安定性を有することが明らかとなった。

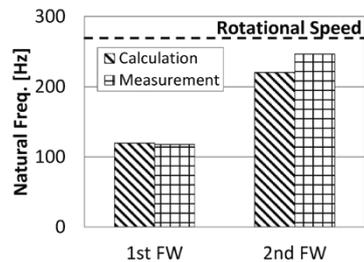
#### 3.1.4 運転圧力に対する振動特性の変化

吐出圧力に対する固有振動数と対数減衰率の測定結果を図10に示す。図10(a)よりロータ固有振動数は吐出圧力を変化させても大きな変化は見られない。図10(b)の対数減衰率についても吐出圧力の増加に対しては対数減衰率がほとんど低下することなく、最高圧力まで十分な安定性を維持した。これらの結果より、本機種開発におけるロータ設計の妥当性が実証された。

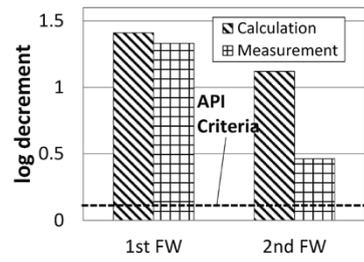
### 3.2 インペラブレードの振動測定

#### 3.2.1 測定の目的と方法

運転中の圧縮機インペラには遠心力と流体加振力が作

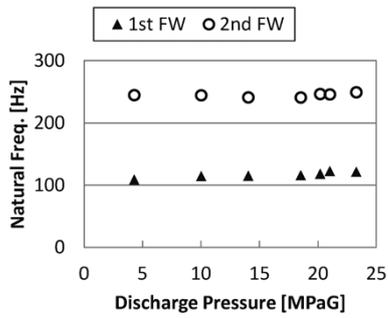


(a) 固有振動数  
(a) Natural frequency

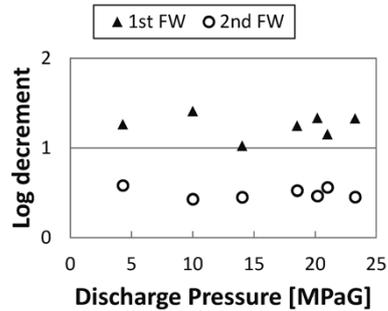


(b) 対数減衰率  
(b) Logarithmic decrement

図9 ISFD軸受のロータ動特性  
Fig.9 Dynamic characteristics of rotor with ISFD bearing



(a) 固有振動数  
(a) Natural Frequency



(b) 対数減衰率  
(b) Logarithmic decrement

図10 吐出圧力とロータ動特性測定結果との関係 (ISFD 軸受)  
Fig.10 Relationship between discharge pressure (ISFD bearing) and measured dynamic characteristics of rotor

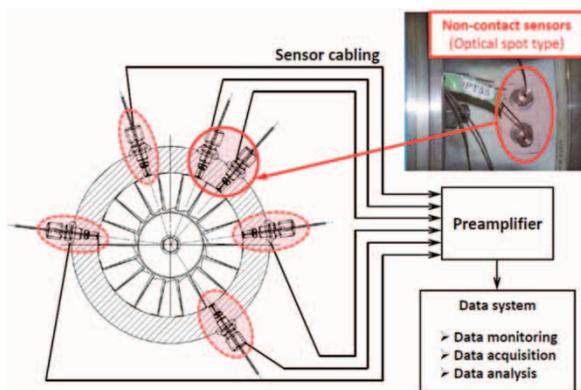


図11 ブレード振動測定システムの構成  
Fig.11 Configuration of measurement system for blade vibration

用する。とくに高圧条件下では、ブレードに作用する流体加振力が大きくなることが予測されるため、運転中のブレード強度を評価し、健全性を確保することが重要である。本圧縮機のインペラは、7段と8段がシュラウドカバー付き、4～6段はオープン形を採用している。オープン形インペラは、シュラウドにカバーがないため大きく振動した場合に大きな変動応力が発生する可能性がある。そこで、高圧段のオープン形インペラである5段および6段インペラのブレード振動を測定し、高圧運転中のブレード振動強度を評価した。

ブレード振動測定システムの構成を図11に示す。ブレード振動は、静止部に設置した光学式変位センサにより計測する。センサはブレード前縁部の周方向6箇所に配置し、各センサを通過するブレードの通過タイミングを80 MHzの高速サンプリングで測定した。ブレードがセンサを通過するタイミングはブレードの振動に伴って

変動する。ブレード振動システムは、この通過時間の変化を分析して各ブレードの振動振幅と周波数を求めることができる<sup>12)</sup>。

### 3.2.2 ブレード共振時の振動応答

起動停止時(低圧)および加減速スweep運転時(中圧/高圧)のブレード振動応答を測定した。ここで、高圧運転時の8段吐出圧力は21.0 MPaG、ブレード振動を測定した5段吐出圧力は、高圧運転時が5.3 MPaG、中圧運転時は2.7 MPaGであった。

低圧運転時の5段インペラブレードの振動応答を図12に示す。図の横軸は回転速度、縦軸はディフューザベーンの羽根枚数倍にあたる回転速度の15倍成分の振動振幅を示した。振動振幅はインペラ外径寸法で無次元化した。図にはすべてのブレードの振動応答を示しており、回転速度17,500 rpm付近で回転速度の15倍成分との共振と推定される振動上昇が確認された。その時のブレード振動はブレード#1の振幅が最大であった。

低圧/中圧/高圧運転における5段インペラブレードの振動応答を図13に示す。図の縦軸は回転速度の15倍成分の振動振幅をインペラ外径寸法で無次元化しており、各圧力条件において最大振幅となったブレードの振動応答を示した。ブレード振動の最大値は低圧運転時に

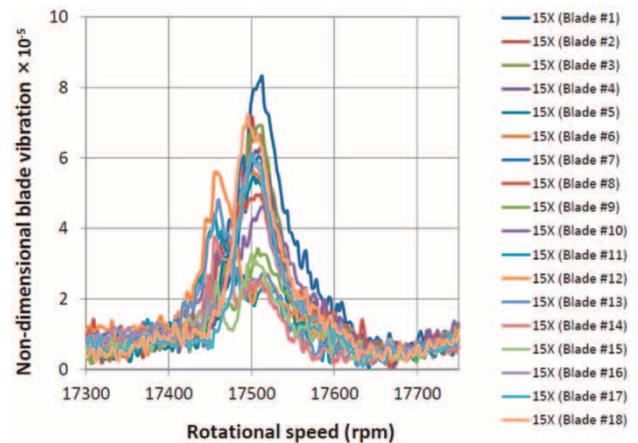


図12 低圧運転時の5段インペラのブレード振動応答  
Fig.12 Blade vibration response of 5<sup>th</sup> stage impeller in low pressure operation

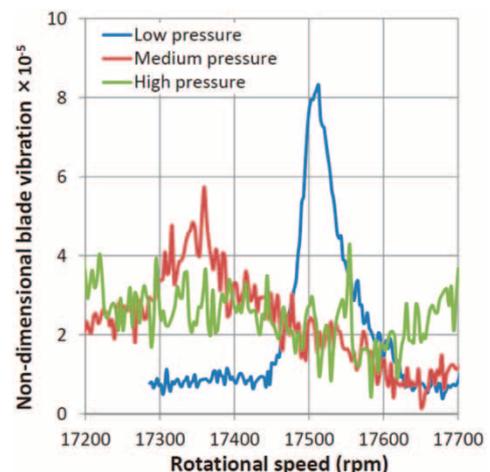


図13 5段インペラのブレード振動応答 (低/中/高圧条件)  
Fig.13 Blade vibration response of 5<sup>th</sup> stage impeller in low / med. / high pressure operation

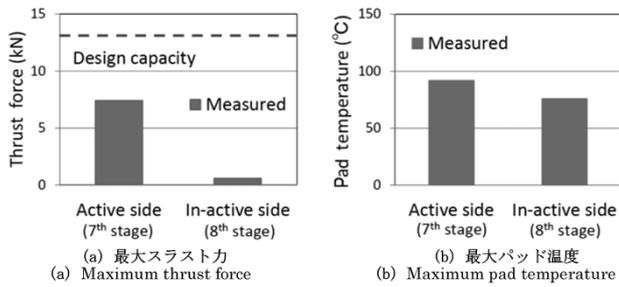


図14 7, 8段スラスト軸受のスラスト力とパッド温度測定結果  
Fig.14 Measured values of thrust force and pad temperature of 7<sup>th</sup> and 8<sup>th</sup> tilting pad thrust bearing

測定され、圧力が上昇すると振動応答は低下した。

つぎに、測定した最大振幅からブレードの変動応力を算出した。インペラのFEM解析結果から各振動モードの変位分布と応力分布の関係を求め、測定した振幅値からブレードの最大応力値を算出した。算出した応力値は材料疲労限の3%程度であり、十分に小さい値であった。6段インペラは、起動停止時と減速スリーブ運転のいずれにおいても明確な共振応答は見られず、ブレード振動による変動応力は十分に小さいことを確認した。

以上から、ブレードの強度は共振時のブレード変動応力に対して強度的に十分な裕度があることを確認した。

### 3.3 ロータスラスト力測定

ピニオン軸に作用するスラスト力は圧縮機の運転条件によって変化する。とくに高圧圧縮機ではその影響が大きくなるため、さまざまな運転条件におけるスラスト力を実測した。スラスト力の測定は、テイルティンパッド型スラスト軸受のパッド背面の支持部にひずみゲージを4枚貼付し、パッド支持部に作用する軸力を測定する方法で行った。各スラスト軸受にひずみゲージ付きパッドを3個ずつ組み込み、運転中の5～8段軸受に作用するスラスト力を測定した。

7段と8段軸受のスラスト力測定値とパッド温度測定値の最大値を図14に示す。スラスト力は軸受負荷容量の設計値に比べて十分に小さく、軸受温度は92℃以下であった。5, 6段についても設計値に比べて十分に低い値が計測されており、スラスト軸受設計が適切であることを確認した。

**むすび** = 近年の地球環境問題に対する意識の高まりに応えるため、動力削減による省エネが従来の圧縮機よりも可能な増速機内蔵型の高圧CO<sub>2</sub>遠心圧縮機を開発した。実機サイズのプロトタイプ機を実際に設計製作し、運転試験を実施した。

その性能を評価したところ、空力性能や機械的性能は目標とした仕様を満足していることが確認された。さらに新たな計測システムを開発し、信頼性の見える化に取り組んだ。運転中のロータの固有振動や対数減衰率、インペラのブレードの振動、スラスト軸受に作用しているスラスト力がさまざまな運転モードで定量的に把握でき、長期の運転に対して十分な信頼性を有していること

も検証できた。

今後この高圧CO<sub>2</sub>圧縮機が各種産業プラントに導入され、地球温暖化対策として省エネに貢献することを期待している。

### 参考文献

- 1) T. Baba et al. 48TH TURBOMACHINERY & 35TH SYMPOSIA Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, 2019.
- 2) A. Musardo et al. Proceedings of the Fortieth Turbomachinery Symposium.
- 3) API STANDARD 617, SEPTEMBER 2014, EIGHTH EDITION, American Petroleum Institute, Washington, D.C.
- 4) J. Moore et al. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. APRIL 2011, Vol.133.
- 5) C. D. Kulhanek et al. Proceedings of 46th Turbomachinery Symposium, Houston. 2017.
- 6) G. Vannini et al. Proceedings of 46th Turbomachinery Symposium, Houston. 2017.
- 7) R. F. Noronha et al. Proceedings of 43rd Turbomachinery Symposium, Houston. 2014.
- 8) S. Tokuyama et al. Proceedings of 43rd Turbomachinery Symposium, Houston. 2014.
- 9) G. Vannini et al. Proceedings of 43rd Turbomachinery Symposium, Houston. 2014.
- 10) N. Takahashi et al. ASME Journal of Vibration and Acoustics, April 2007, Vol.129.
- 11) N. Takahashi et al. Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45829, Vancouver, Canada, June 2011, p.6-10.
- 12) T. Iwata et al. 46th Turbomachinery & 33rd Pump Symposia, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, 2017.



馬場利秋

機械事業部門 圧縮機事業部  
回転機本部 回転機技術部



藤岡輝明

機械事業部門 圧縮機事業部  
回転機本部 回転機技術部



在原広敏

技術開発本部 機械研究所



馬場祥孝

機械事業部門 開発センター  
技術開発部



岩田卓也

機械事業部門 開発センター  
技術開発部