

(論文)

増速機内蔵形高压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、さらに高压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压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、高压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。

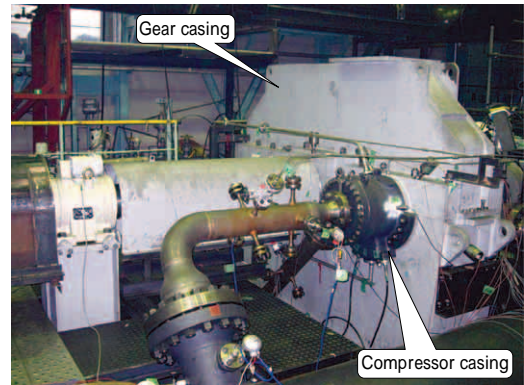


図 1 試作圧縮機の外観

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

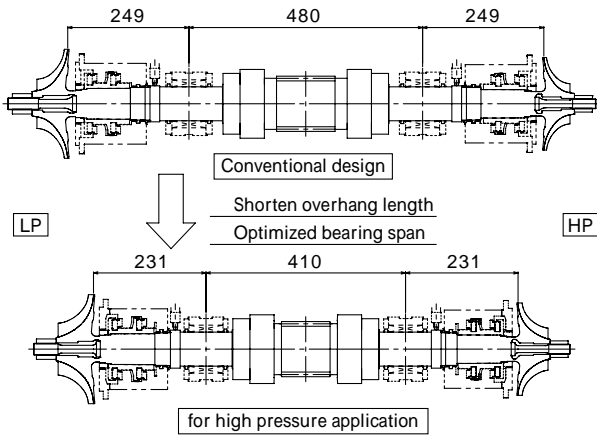


図2 圧縮機ロータ図
Fig. 2 Comparison of rotor design

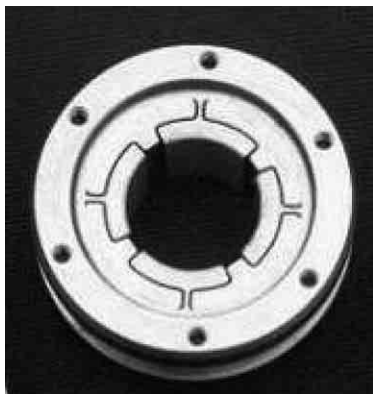


図3 ティルティングパッド軸受
Fig. 3 Tilting pad journal bearing

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

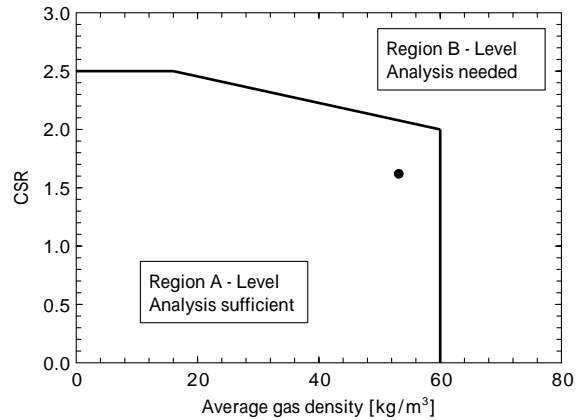


図4 ロータ安定性判別図
Fig. 4 Screening criteria

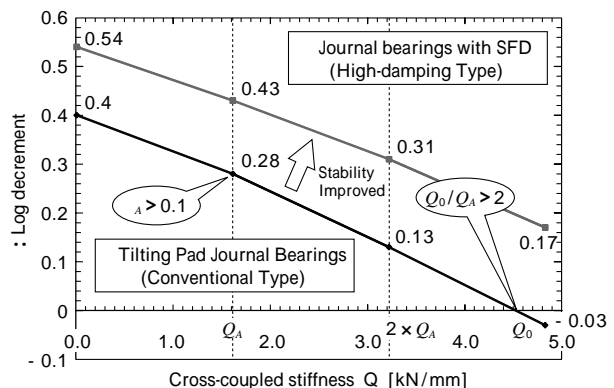


図5 ロータ安定性解析結果
Fig. 5 Rotor stability analysis

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

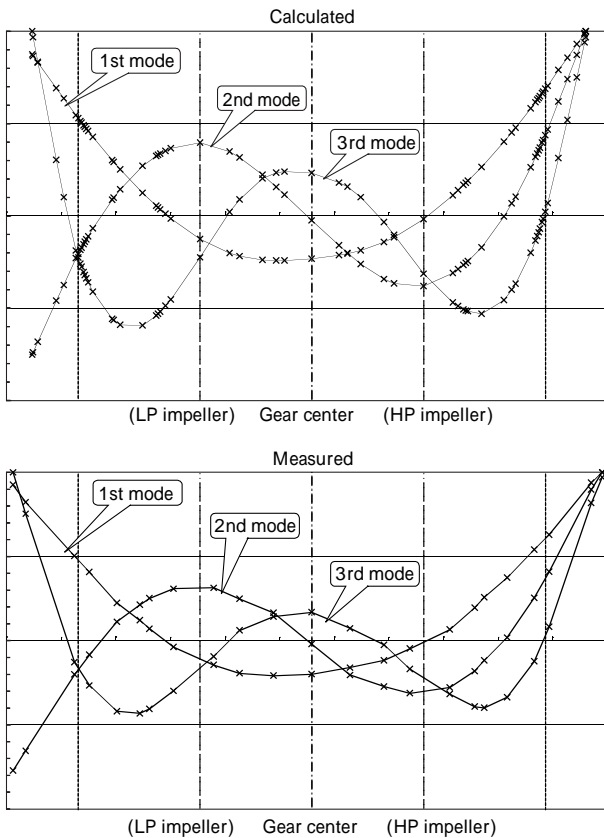


図6 振動モード比較
Fig. 6 Comparison of mode shape

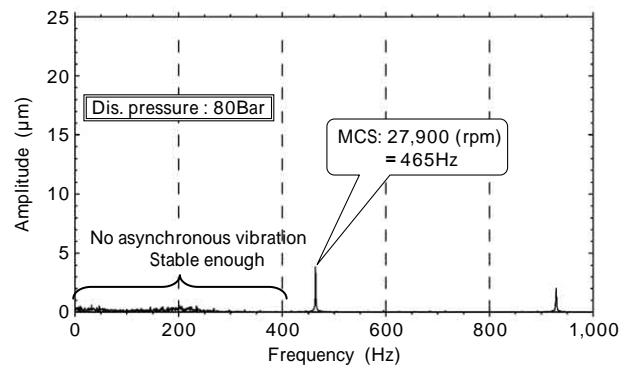


図7 軸振動 FFT 解析結果
Fig. 7 FFT analysis of shaft vibration

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

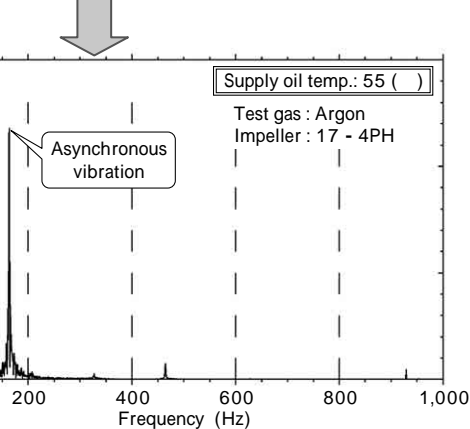
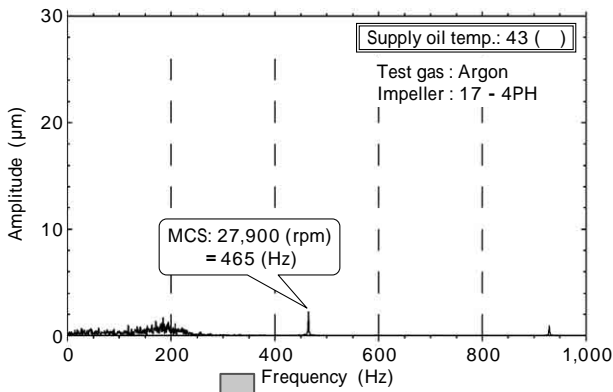


図8 不安定化試験結果
Fig. 8 Result of destabilization test

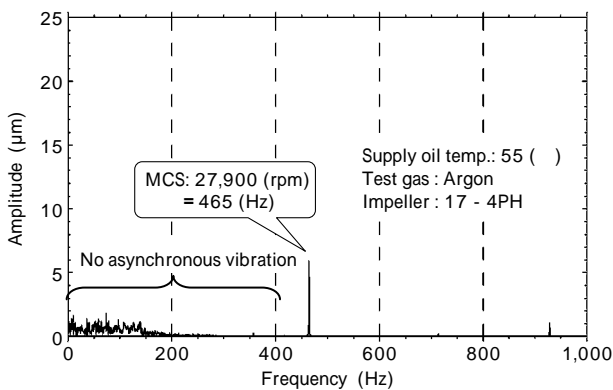


図9 高減衰軸受試験結果
Fig. 9 Test results of SFD bearing

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)を経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.