

SUMITOMO HEAVY INDUSTRIES TECHNICAL REVIEW



住友重機械技報

No.191

Aug.2016

ISSN 0387-1304



パワートランスミッション・コントロール特集

Special Issue for Power Transmission & Controls

住友重機械技報 No. 191 2016

巻頭言

産業構造の変化に伴う多様なニーズに迅速に応える

田中利治

パワートランスミッション・コントロール特集

論文・報告	可変時定数法による熱連成シミュレータの開発	大西良孝 市嶋大路	1
	はすば歯車減速機の振動計測によるかみ合い起振力の推定	南雲稔也	5
技術解説	ファン形状最適化によるサイクロ減速機温度上昇の低減	石塚正幸 田村光拓 吉田真司	9
	精密制御用サイクロ減速機 F4C-Cシリーズの開発	廣瀬拓哉	11
	サーボモータ用減速機 新IBシリーズ(大型, 直交シリーズ)の開発	松木照一	13
新製品紹介	パラマックス減速機10シリーズ		15
	中国向けIE3 効率(GB2級)モータ		16
	チェーンコンベヤ用減速機		17
	小型インバータ用パソコン通信ソフトウェア		18
	小型インバータ用オプション製品		19

論文・報告

論文・報告	X線天文衛星「ASTRO-H」搭載軟X線分光検出器(SXS)冷却系の開発	吉田誠至 金尾憲一 恒松正二 宮岡幹夫	21
		超電導単一光子システム冷却用小型2KGM冷凍機の開発	平塚善勝 包 乾 許 名堯

For speedier reaction to various needs associated
with industrial structure change

Toshiharu TANAKA

Special Issue for Power Transmission & Controls

T/PAPERS	Development of Coupled Structural-Thermal Simulator Using Variable Time Constant Theory Yoshitaka OHNISHI, Daiji ICHISHIMA	1
	Estimation of Mesh Excitation by Using Vibration Measurement in Helical Gear Reducer Toshiya NAGUMO	5
T/INVITATIONS	CYCLO Temperature Rise Reduced by Fan Shape Optimization Masayuki ISHIZUKA, Mitsuhiro TAMURA, Shinji YOSHIDA	9
	Development of FINE CYCLO F4C-C Series Takuya HIROSE	11
	Development of New IB Series (Large and Right Angle Types), Reducers for servomotors Terukazu MATSUGI	13
NEW PRODUCTS	PARAMAX 10 Series	15
	IE 3 Efficiency (GB 2 Grade) Motor for China	16
	Gear Motor for Chain Conveyor	17
	PC Communication Software for Small-size Inverter	18
	Optional Unit for Small-size Inverter	19

T / PAPERS

Development of Cooling System for Soft X-ray Spectrometer Onboard ASTRO-H Satellite Seiji YOSHIDA, Ken'ichi KANAOKA, Shoji TSUNEMATSU, Mikio MIYAOKA	21
Development of New Compact 2 K Gifford-McMahon Cryocoolers for Superconducting Single Photon Detectors Yoshikatsu HIRATSUKA, Qian BAO, Mingyao XU	27

パワートランスミッション・コントロール特集の発行に当たって 産業構造の変化に伴う 多様なニーズに迅速に応える

取締役専務執行役員
PTC事業部長

田 中 利 治



産業を底辺で支える機械要素としての動力伝達機構は、産業革命以降さまざまなアプリケーションの出現に合わせて進化を遂げてきましたが、そのスピードは比較的長いスパンで緩やかなものでした。30数年前、私が入社後すぐに大型特殊減速機の設計をした際は、AGMAのプログラムで計算し、減速機箱の構造設計は材料力学をベースに手計算で求め、また潤滑に関してもさまざまな文献を読みあさったものです。当時は寝る間も惜しんで設計していたのですが、振り返ってみると与えられた時間は今と比べて相当余裕があったように思います。

世の中のモノやライフスタイルの進化のスピードが極めて速くなった近年において、産業のインフラである減速機、モータもその影響を受けないはずもなく、従来10年スパンで見ればよかった商品開発は2～3年、あるいはもっと短期間で実現させなければ、市場ニーズについていけないようになってきています。それを可能にするのが、日頃からの地道な要素技術開発であり、また、シミュレーション技術の進化です。当社では、事業部と技術研究所が一体となってこれらの課題に取り組んでおり、減速機のトップメーカーとして、高品質で高い信頼性を有する標準量産品に加えて、時代の先端を走るお客様に提供する商品群にも鋭意取り組んでおります。

典型的な事例は、ネットショッピングに代表されるようなライフスタイルの変化であり、リアル店舗との明確なすみ分けにより生じた物流変革ニーズに対応する新たな製品を提供しています。また、ロボットの進化は目覚ましく、産業用から家庭用、人をアシストするものまで幅広いニーズが生まれ、急速な市場の伸びと将来性を示しています。今後IoTの概念が逐次具現化されていくことで、さらにさまざまな需要が生まれてくると予想されます。これまでプレーヤーが比較的限られた業界でしたが、最近では新規参入も多く、にわかに活気づいてきています。

一方、資源・エネルギー関連でも、省エネルギー関係の需要に加えて、風力、シェールガスや燃料電池といった新しいエネルギー源の周辺設備に関連する需要に対応する製品が求められています。

今回の特集号では、当社の取組みの一端を紹介するものです。シミュレーション報告、さらには、多様なニーズやさまざまなアプリケーションへのご要求に応じた製品を開発提供しているなかから、シリーズとして上市されたものを中心に取り上げております。今後、商品開発をさらにパワーアップ、スピードアップし、次回の特集ではより多くの新製品ラインナップをご紹介できることを期待します。

可変時定数法による熱連成シミュレータの開発

Development of Coupled Structural-Thermal Simulator Using Variable Time Constant Theory

●大西良孝* 市嶋大路*
Yoshitaka OHNISHI Daiji ICHISHIMA



機構・弾性・熱・温度場の連成解析結果
Results of coupled structural/thermal analysis

回転機械の熱定常状態を得るには、機構による発熱、弾性による変形と熱伝導方程式を連成して解く必要がある。熱伝導現象の時定数は長く、機構・弾性現象との連成において定常解を得るには膨大な時間を必要とする場合が多い。そこで当社は独自手法である可変時定数法を開発し、問題の解決を試みた。これは、「拡散方程式を粒子化することで運動方程式を得る」、「得られた運動方程式に対し高速緩和手法を適用する」ことで時定数を可変とし、熱定常状態を高速に得ることを可能とした。当社製減速機に対し本手法を適用したところ、熱定常状態に至る時間の大幅な短縮に成功し、計算効率にして20000倍以上の向上を確認した。

To attain a thermal steady state of rotating machinery, a coupled analysis is required, considering heat generated by mechanical operations, deformation caused by elasticity, and thermal conductivity. However, it often requires an enormous time to obtain the steady-state solution due to the longer time constant of thermally conductive phenomena. Therefore, Sumitomo Heavy Industries, Ltd. (SHI) developed a unique method of the variable time constant, which can create a thermal steady state by "deriving the equation of motion through the particulation of a diffusion equation" and "applying a fast relaxation method to the derived equation of the motion". It has been confirmed that with this method used for SHI's reducer gear, the time required to create thermal steady state was tremendously shortened, and the computational efficiency realized a 20000-time faster calculation time.

1 まえがき

回転機械の運転時における発熱は、熱膨張による部品の干渉や潤滑剤の劣化などをもたらす。このことから、近年、熱設計技術の重要性はますます大きくなってきており、実機条件を動的に解くことが求められている。動解析には機構・弾性に加え、機械的接触による発熱と伝熱現象を連成させる必要があるが、この場合、次のような問題が生じる。

- (1) 接触領域(発熱領域)が時間的に変化するので、たとえば有限要素法(FEM: Finite Element Method)解析では、解くべきマトリックスが毎ステップ変化し、収束計算に

時間がかかる。もしくは収束しない。

- (2) 機構・弾性との連成において粒子法などを用いた陽解法での解析の場合は、熱伝導現象の時定数がより長いことから、計算効率が悪化する。

この問題を次のように解決した。まず古典的スカラー場を離散化することで、粒子に対する運動方程式を得る。粒子の質量を仮想質量とみなせば、拡散方程式の粒子化が成される。次に、得られた運動方程式に対し、高速緩和法を適用することで定常状態を得る。本報では、当社製減速機を対象とし、機構・弾性・熱・温度場の連成動解析を実施した。その結果、実測値と温度場の誤差約4%を達成し、手法適用前の概算時

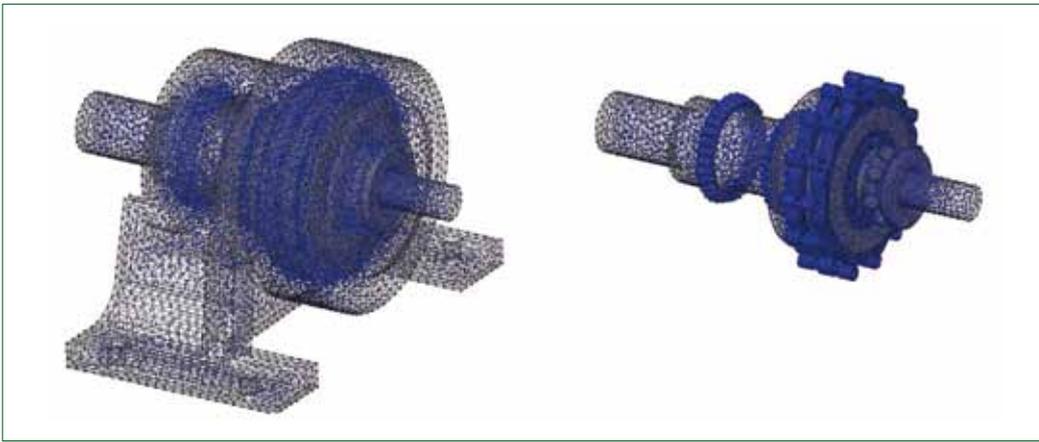


図1 シミュレーションモデル
Simulation model

間と比較すると20000倍以上の高速化に成功した。

2 熱伝導方程式による高速解法⁽¹⁾

2.1 熱伝導方程式の粒子化

古典的スカラー場のラグランジアン⁽²⁾は、

$$L = \int \left[\frac{1}{2} \left\{ \rho(x) \dot{\phi}(x)^2 - k(\nabla\phi(x))^2 \right\} + Q(x)\phi(x) + \sum_s \lambda_s \delta^3(x-x_s) \sigma_s[\phi(x)] \right] d^3x \quad (1)$$

となる。ここで $\sigma_s[\phi]$ は拘束条件であり、 λ_s はラグランジェの未定乗数である。

$$\sigma_s[\phi] = \begin{cases} \phi_s - \phi_{s0} & \text{Dirichet} \\ k \nabla_s \phi_s - q_s & \text{Neumann} \end{cases} \quad (2)$$

連続体のラグランジアン式(1)を、1次元の規則格子上で離散化することを考える。離散化したスカラー場を ϕ_i とする。離散化されたラグランジアンは、

$$L = \sum_i \left[\frac{1}{2} \left\{ \rho_i \dot{\phi}_i^2 - k(\nabla_{i+1}\phi)^2 \right\} + Q_i \phi_i \right] \Delta V_i + \sum_s \lambda_s \sigma_s[\phi(x_s)] \quad (3)$$

となる。ここで、 ΔV_i は線形体積素、 $\nabla_{(i\pm 1)}$ は差分演算子：

$$\nabla_{i\pm 1}\phi = \frac{\phi_{i\pm 1} - \phi_i}{\Delta} \quad (4)$$

である。今、 ϕ_i を粒子とみなせば、ラグランジェの方程式

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial \phi_i} = \gamma_i \dot{\phi}_i \quad (5)$$

に従うから、 i 番目の粒子に対する運動方程式が次のように得られる。

$$\rho_i \frac{d^2 \phi_i}{dt^2} = - \sum_{j=\pm 1} \frac{k_{i+j/2}}{\Delta^2} (\phi_i - \phi_{i+j}) - \gamma \dot{\phi}_i + Q_i + \sum_s \frac{\lambda_s}{\Delta V_i} \frac{\partial \sigma_s[\phi]}{\partial \phi_i} \quad (6)$$

ここで、右辺第1項は弾性項、第2項は減衰項、第3項は外力である。平衡状態($\ddot{\phi}_i=0$)において、

$$\begin{aligned} \gamma \dot{\phi}_i &= - \sum_{j=\pm 1} \frac{k_{i+j/2}}{\Delta^2} (\phi_i - \phi_{i+j}) + Q_i + \sum_s \frac{\lambda_s}{\Delta V_i} \frac{\partial \sigma_s[\phi]}{\partial \phi_i} \\ &= \frac{k_i}{\Delta^2} (\phi_{i+1} - 2\phi_i + \phi_{i-1}) + Q_i + \sum_s \frac{\lambda_s}{\Delta V_i} \frac{\partial \sigma_s[\phi]}{\partial \phi_i} \end{aligned} \quad (7)$$

となる。右辺第1項は $k \nabla^2 \phi$ の差分近似であるから、拡散方程式に帰着する。したがって、密度 ρ_i を十分小さく選べば、拡散方程式(7)へ近似する解が得られることが分かる。つまり、定微分方程式の数値解法(Verlet法など)により式(6)を解くことで、拡散方程式を解くことができる。特に ϕ を温度 T 、 γ を比熱 ρC_v とみなせば、式(6)は熱伝導方程式と等価な運動方程式となる。

この議論を3次元複雑形状へ拡張するには、有限体積法を適用すればよい。Voronoi多面体⁽³⁾の表面積を ΔS_{ij} と書いて、

$$m_i \frac{d^2 \phi_i}{dt^2} = - \sum_{j=nn} \frac{k_{(i+j)/2} (\phi_i - \phi_j)}{r_{ij}} \Delta S_{ij} + (Q_i - \gamma_i \dot{\phi}_i) \Delta V_i + \sum_s \lambda_s \frac{\partial \sigma_s[\phi]}{\partial \phi_i} \quad (8)$$

を得る。ここで、 $m_i = \rho_i \Delta V_i$ と書いた。温度場に関しては、 $\phi = T$ 、 $\gamma = \rho C_v$ 、 $Q_i = \dot{Q}_i$ とし、

$$m'_i \frac{d^2 T_i}{dt^2} = - \sum_{j=nn} \frac{k_{(i+j)/2} (T_i - T_j)}{r_{ij}} \Delta S_{ij} + (\dot{Q}_i - \rho_i C_{v,i} \dot{T}_i) \Delta V_i + \sum_s \lambda_s \frac{\partial \sigma_s[T]}{\partial T_i} \quad (9)$$

このとき $m'_i = \rho_i C_{v,i} \Delta V_i \tau$ であり、仮想質量である。ここで、 τ は時間のパラメータである。仮想質量の値と時間刻みを十分に小さくすれば、誤差を十分に小さくすることが可能である⁽⁴⁾。

2.2 可変時定数法

解くべき熱伝導方程式を粒子化した運動方程式を式(10)に示す。

$$m_i \frac{d^2 T_i}{dt^2} = - \sum_{j=nn} \frac{k_{(i+j)/2} (T_i - T_j)}{r_{ij}} \Delta S_{ij} + \dot{Q}_i \Delta V_i - \rho_i C_{v,i} \Delta V_i \frac{dT_i}{dt} \quad (10)$$

各パラメータの意味は次の通りである。

- m_i : 粒子 i の仮想質量
- T_i : 粒子 i の温度
- ΔS_{ij} : 粒子 i, j 間の衝突面積
- r_{ij} : 粒子 i, j 間の距離
- \dot{Q}_i : 粒子 i における単位体積当たりの発熱量
- ρ_i : 粒子 i の密度
- $C_{v,i}$: 粒子 i の比熱
- ΔV_i : 粒子 i が占める体積

温度場の定常状態を素早く得るには、右辺第3項 dT_i/dt の係数である $\rho_i C_{v,i} \Delta V_i$ をゼロとすればよい。しかしながら、こ

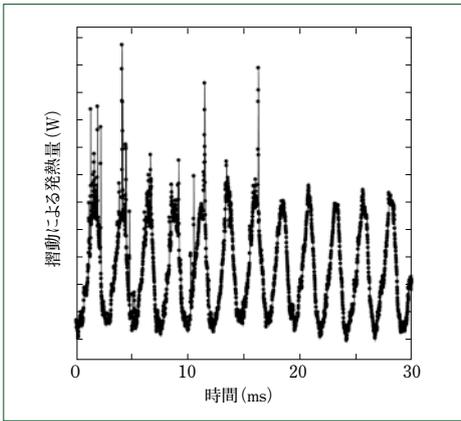


図2 摺動による発熱量の時刻歴
Time evolution of heat by sliding surface

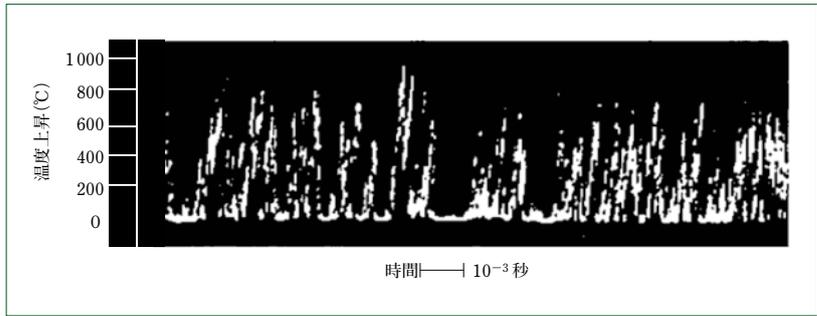


図3 閃光温度
Flash temperature

のままでは減衰項がないことから、温度場は定常状態を中心に振動する。故にFIREアルゴリズム⁽⁵⁾を適用し、次のように系のエネルギーを減衰させた。

$\rho_i C_{v,i} \Delta V_i = \gamma_i, 0 < \alpha_i < 1$ として式(10)を書き直せば次のようになる。

$$m_i \frac{d^2 T_i}{dt^2} = \sum_{j=nn} \frac{k_{(i+j)/2} (T_i - T_j)}{r_{ij}} \Delta S_{ij} + Q_i \Delta V_i - \alpha_i \gamma_i \frac{dT}{dt} \dots (11)$$

Step 1 :

$P_i = F_i v_i$ を計算する。ただし、 $F_i = m_i \frac{d^2 T}{dt^2}$, $v_i = \frac{dT}{dt}$ とする。

Step 2 :

$P_i > 0$ の場合, $\alpha_i \rightarrow \alpha_i f_a$

$P_i \leq 0$ の場合, $\alpha_i \rightarrow 1.0$

とする。 f_a は0.5程度の値とする。

オリジナルのFIREは $P_i \leq 0$ で $v_i 0$ としていたが、この方法では収束が遅くなることから、減衰定数を実定数へ戻す操作を行う。 $P_i > 0$ では温度場を加速させるので、減衰定数を徐々に小さくする。

減衰定数 $\alpha_i \gamma_i$ を動的に可変する手法を可変時定数法 (Variable Time Constant Theory) と呼ぶ。

3 減速機への適用

2章で確立した温度場の高速緩和手法を機構・弾性解析と連成し、当社のサイクロ減速機に適用する。機構・弾性解析については参考文献(6)に詳細が記述されているので、ここでは概略のみを述べる。機構・弾性解析により算出された発熱量を式(10)の Q_i として解くことで、各粒子の温度場を求めることが可能となる。

3.1 機構/弾性モデル⁽⁶⁾

近接する粒子間をスプリングで結合し運動方程式を解くことで、弾性体を動的に解析できる。

粒子 i, j 間に働く力 F_{ij} は、

$$F_{ij} = -k_{ij} (r_{ij} - r_{ij0}) \dots (12)$$

となる。ここで、 r_{ij} は粒子間の距離、 r_{ij0} は安定距離、 k_{ij} はバネ定数である。

バネ定数 k_{ij} はヤング率 Y を用いて

$$k_{ij} = \frac{r_{ij0}}{S_{ij}} Y \dots (13)$$

である。ただし S_{ij} は、粒子 ij 間における力の働く断面積である。粒子配置の粗密により剛性が局所的に変化することを防ぐべく、断面積はVoronoi多面体解析により厳密に決定される。したがって、市販のプリプロセッサを用いて格子を生成し、格子点上に粒子を配置することができる。このことから、本手法はCADデータから任意の複雑形状の弾性解析を行うことができる。

また、接触は表面要素同士の食込み量の最大値 Δr とヤング率 Y から反発力 $F_{contact}$ を与えた。ここでの表面要素とは、Delaunay分割された粒子4個のうち、表面に現れた粒子3個からなる3角形のことである。

$$F_{contact} = \alpha \frac{Y}{\sqrt{S}} \Delta r \dots (14)$$

ただし S は接触要素の面積、 α は補正パラメータである。また、表面要素はCADデータにもとづいて近似した関数を所持しており、 Δr はその関数同士の重なりから導出している。これにより、粒子の大きさがmmのオーダーであっても、接触精度は μm のオーダーを保証する。

3.2 発熱量計算方法

機構・弾性動解析を介して、式(15)より発熱量 Q を計算することができる。

$$Q = |F \cdot v_r| \dots (15)$$

ただし、 F は摺動部潤滑剤のせん断力、 v_r は摺動部の相対速度であり、 F は式(16)で表すことができる。

$$\begin{cases} F = \eta(P) \frac{v_r}{L} S \\ \eta(P) = \eta_0 \exp(P/P_c) \end{cases} \dots (16)$$

ここで、 S は接触面積 (m^2)、 L は摺動面間距離 (m)、 η_0 は大気圧下の粘度 ($Pa \cdot s$)、 $1/P_c$ は粘度圧力係数 (GPa^{-1})、 P は接触面間の圧力 (GPa) である。

3.3 潤滑剤モデル導入方法

実機はケース内に潤滑剤が封入されており、攪拌されながら各部品と熱伝達を行う。潤滑剤を直接取り扱うことは困難であるが、潤滑剤を介した熱伝達を無視して計算すると、発熱部近辺の温度が実際よりも上がりすぎる。そこで次の手法により潤滑剤のモデル化を行う。

式(17)により、潤滑剤の温度を求める。

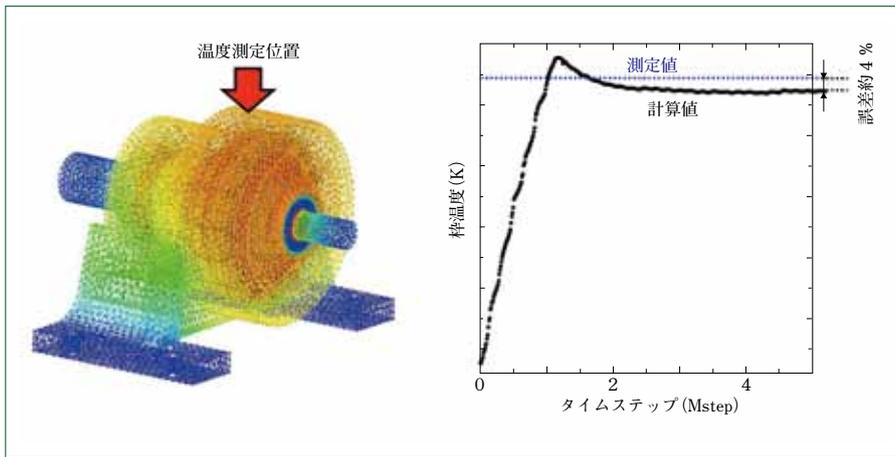


図4 温度の測定値と計算値
Temperature of measurement and calculation result

$$m_{oil} \frac{d^2 T_{oil}}{dt^2} = Q_{oil} = Q_{loss} + Q_{HF} \quad \dots \dots \dots (17)$$

Q_{oil} は、攪拌ロスによる発熱 Q_{loss} 、潤滑剤および各部品との熱伝達 Q_{HF} の和である。 Q_{HF} は、潤滑剤の温度 T_{oil} と潤滑剤封入領域の粒子 i の温度 T_i および断面積 S_i を用いて、

$$Q_{HF} = \sum_i \lambda_{oil} S_i (T_i - T_{oil}) \quad \dots \dots \dots (18)$$

から求められる。

また、粒子 i が潤滑剤から受け取るエネルギー流量は、

$$Q_i = \lambda_{oil} S_i (T_{oil} - T_i) \quad \dots \dots \dots (19)$$

となる。

3.4 計算結果

図1に、計算モデルを示す。CADデータをもとに粒子を配置し、形状を再現した。なお、図のモデルは表面の粒子をワイヤフレームで結合して表示してある。今回用いたモデルは、ベアリングコロ、ローラー、オイルシール、外枠など、ほぼすべての部品を簡略化することなしに用いたフルモデルの動解析である。

図2に、摺動による発熱量の時刻歴を示す。これより、発熱量は周期的な振動のほかに、瞬間的な上昇を示すことが分かる。このような現象は、図3で示すとおり実験でも観測されており、閃光温度と呼ばれている⁽⁷⁾。故に本シミュレータにおける発熱量は時間的・空間的な変動まで正確に捉えられていると言える。一方、このような変動は境界条件が時々刻々と変化することを意味することから、共益勾配法⁽⁸⁾など、一般的に用いられている収束計算方法は適用することができない。

図4に、温度の測定位置と温度場の時刻歴を測定値とともに示す。両者の誤差を計測すると約4%であった。今回、潤滑剤中の温度分布を正確に扱っていないなど、一部でモデル化を行っているが、棒温度の値に関してはさほど影響がないことが確認された。

また、本手法により熱平衡状態を得るまでの計算時間は、約10日であった。本手法開発前の計算時間を概算すると約200000日である。このことから本手法は20000倍以上の高速

化が成されており、開発前手法では現実的に不可能であった機構・弾性・熱・温度場の連成シミュレーションを可能とした。

4 むすび

(1) 機構・弾性・熱・温度場の連成シミュレーションにより、サイクロ減速機のフルモデル動解析を、熱定常状態となるまで実施することに成功した。

(2) 開発前の手法と比較すると計算効率は20000倍以上となり、温度の実測値との誤差は約4%を達成した。

今回開発したシミュレータは、機構・弾性の動解析により発熱量が自動的に計算されるので、従来手法のように測定による発熱量の同定は必要とされない。今回用いた計算モデルでは、定常までの計算時間は約10日程度であったが、計測の準備期間を考えると十分実用に耐えられる。

(参考文献)

- (1) 大西良孝, 市嶋大路, 熱伝導方程式の粒子化による定常解析の高速化, 第28回計算力学講演会, 2015.
- (2) J.J.Sakurai, Advanced Quantum Mechanics.
- (3) Voronoi, Georgy, Nouvelles applications des paramètres continus à la théorie des formes quadratiques. Journal für die Reine und Angewandte Mathematik, (1908) 133 (133): p.p.97-178.
- (4) R.Car and M.Parrinello, Unified Approach for Molecular Dynamics and Density-Functional Theory, Phys.Rev.Lett., Vol. 55, No. 22, 1985, p.p.2471-2474.
- (5) Erik Bitzek, Pekka Koskiene, Franz Gahler, Michael Moseler and Peter Gumbsch, Structural Relaxation Made Simple, Physical Review Letters, 97, 2006, 170201.
- (6) 大西良孝, 市嶋大路, 分子シミュレーション方法, 分子シミュレーション装置, 分子シミュレーションプログラム, 及び該プログラムを記録した記録媒体, 特許第5052985
- (7) 木村好次, 岡部平八郎, トライボロジー概論, 養賢堂, 1982.
- (8) Jorge Nocedal, Stephen J.Wright, Numerical Optimization, Springer Series in Operations Research, 2006.

※ 「サイクロ減速機」, 「CYCLO」および「CYCLO DRIVE」は、住友重機械工業株式会社の登録商標です。

はすば歯車減速機の振動計測によるかみ合い起振力の推定

Estimation of Mesh Excitation by Using Vibration Measurement in Helical Gear Reducer

●南 雲 稔 也*
Toshiya NAGUMO

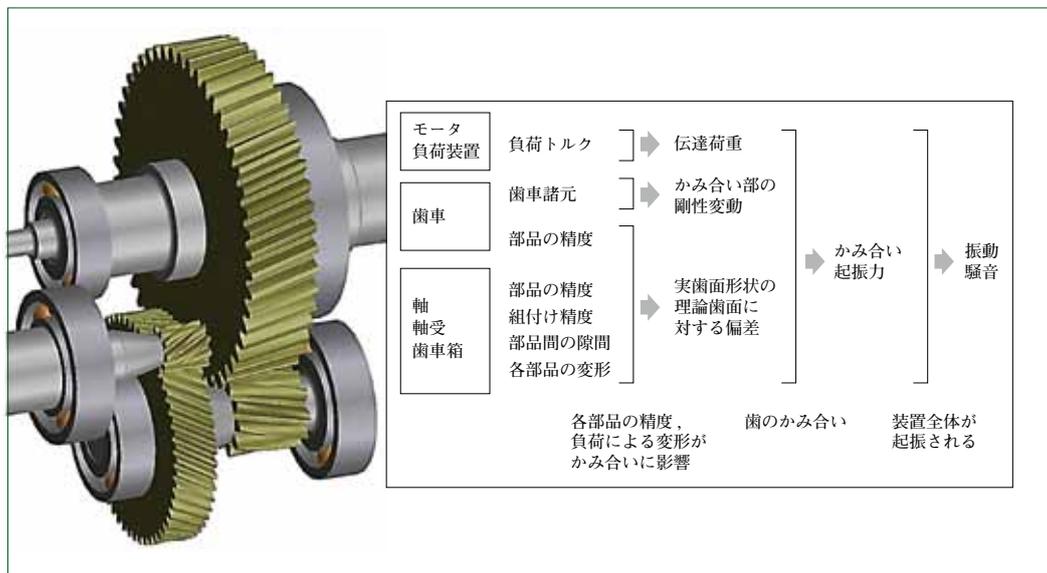


図1 歯車のかみ合い起振力による振動騒音の発生要因
Causes of gear noise and vibration

産業用の減速機として代表的な構造である、はすば歯車による2段減速の平行軸減速機に対し、外部からの振動計測によるかみ合い起振力推定を適用してその結果について検証し、起振力の推定が可能であることを明らかにした。さらに、カップリングのねじり剛性による振動特性の変化に影響されることなくかみ合い起振力の推定ができることを確認するとともに、数 μm 単位の歯先修整量の違いを推定結果から見分けられることを示した。運転中のかみ合い起振力を把握できれば、その要因である各部分の精度や荷重による歪みの影響を分析することで設計や製造へのフィードバックが可能となり、振動騒音の低減に役立つと考えられる。また、この起振力推定方法は、専用の試験機や減速機の改造が不要であることから、各種の減速機に広く適用することができる。

This paper describes an investigation about estimation of mesh excitation force by vibration measurement on the output shaft of a two-stage helical gear reducer which is a typical configuration of an industrial gearbox. In addition, it has been confirmed that the estimation is applicable without being influenced by the vibration characteristics change due to torsional stiffness of couplings, and also it is possible to distinguish the difference of tooth profile deviation of micrometer scale. The mesh excitation of the gearbox under the actual load condition helps to reduce the gear noise, because it makes possible to analyze the influence of the gear accuracy and the misalignment caused by the deflection. Since the vibration measurement does not require neither a dedicated testing apparatus nor a modified gear unit, this estimation method can be widely applied to industrial gearboxes.

1 まえがき

一般産業用の歯車減速機に対する重要な課題として、トルク密度の向上があげられる。この課題の解決には減速機の軽量化が必要であり、各部の薄肉化が要求される。しかし、薄肉化は剛性が低下しやすく、振動騒音の増大による静粛性の悪化が懸念される。減速機の軽量化と静粛性を両立するには、振動騒音の原因である歯車のかみ合い起振力を小さく抑えることが重要になる。

図1に、かみ合い起振力による振動騒音の発生要因を示す。歯車が原因となって現れる振動騒音は、かみ合い起振力による振動が装置全体およびその周りの空気に伝わって発生する。

このとき、各部分の精度、組付け精度、荷重による歪みなどの要因が、かみ合う歯の対において μm 単位の偏差として重なり合って作用する。

これらの要因は設計時に考慮されるが、減速機が実際に運転しているときの状態を μm 単位ですべて予測することは困難である。このように実機でのかみ合い起振力が詳細に把握できないことが、かみ合い起振力の低減における課題と言える。

この課題に対し、振動計測による推定の方法を提案した⁽¹⁾。これは、運転中のかみ合い起振力を把握できれば、その要因である精度や歪みの影響を分析することで設計や製造へのフィードバックが可能となり、振動騒音の低減に有効であると

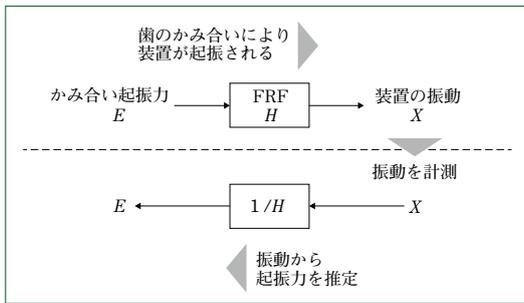


図2 振動計測によるかみ合い起振力の推定
Estimation of gear mesh excitation using vibration measurement

表1 FRFを求める方法
Approaches for obtaining FRF

	利点	欠点
(a) 計測される振動のかみ合い周波数成分を用いる方法	・得られるFRFの精度が良い	・絶対値が求められない ・周波数の範囲が装置により制限され低い周波数のFRFを求められない
(b) 数値シミュレーションによる方法	・絶対値が求められる ・停止状態(0Hz)から連続的に求められる	・実機のFRFをかみ合い周波数のような高い周波数まで再現することは困難
(c) (a)および(b)を合成する方法	・(a),(b)両方の利点を持つ	・(a),(b)両方を行うので手順が多くなる

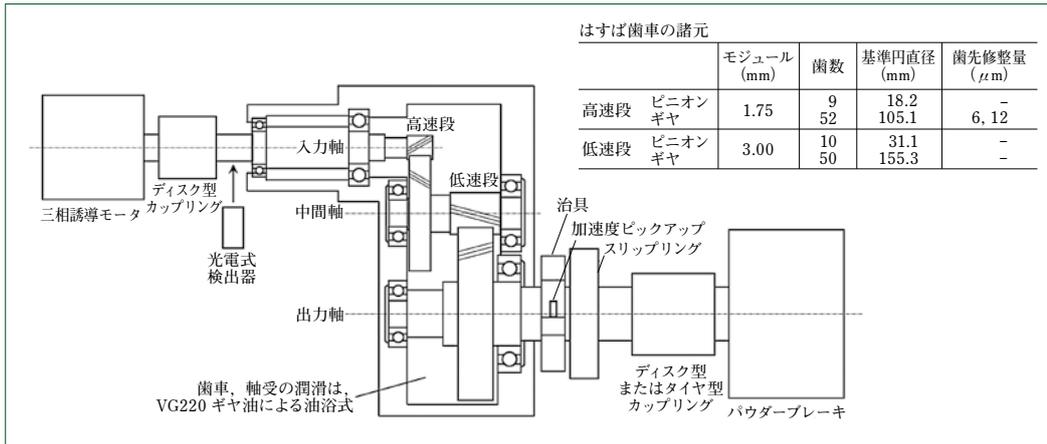


図3 実験装置の模式図
Schematic diagram of test rig

ということによる。この方法は、専用の試験機や減速機の改造が不要であることから、各種の減速機に広く適用できると考えられる。しかし、これまでに産業用減速機への適用に関する検討はされていない。

そこで、産業用の減速機として代表的な構造である、はすば歯車による2段減速の平行軸減速機を用いて、減速機の外部から振動を計測し、かみ合い起振力の推定を行った。さらに、推定が正しく行われているかを確認すべく、カップリングのねじり剛性および歯車の歯先修整量がかみ合い起振力の推定結果に及ぼす影響について検証した。その結果、産業用の減速機におけるかみ合い起振力の推定が可能であることが確認されたので、ここに報告する。

2 振動計測によるかみ合い起振力推定の方法

2.1 歯車の振動モデル

歯車のかみ合い起振力は、

- ① 歯車対のかみ合い剛性の変動による係数励振
- ② 実歯面形状の理論歯面に対する偏差による強制変位

という2種類の励振を総合したものととして、かみ合い剛性の時間平均値 \bar{k} と静的伝達誤差 $\tilde{\Delta}_{TE}(t)$ を用いて次のように表される⁽²⁾。

$$E(t) = \bar{k} \tilde{\Delta}_{TE}(t) \dots\dots\dots (1)$$

かみ合い剛性の時間平均値と静的伝達誤差は、歯車と負荷に関する条件によって決まる。歯車の回転数による影響は、か

み合い起振力の周波数を変化させるのみである。

歯車のかみ合い起振力 $E(t)$ と振動系の周波数応答関数(FRF: Frequency Response Function)によって、装置の振動 $X(t)$ は次のように表される。

$$\hat{X}_m = H(2\pi m f_c) \hat{E}_m \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 $H(2\pi m f_c)$ はFRF、 f_c はかみ合い周波数、 \hat{X}_m は $X(t)$ のかみ合い m 次成分、 \hat{E}_m は $E(t)$ のかみ合い m 次成分、 m は整数である。

2.2 かみ合い起振力推定の方法

式(2)のようにかみ合い起振力とFRFで振動が表されることをもとに、運転中の減速機の振動を計測し、FRFを用いて式(2)を逆算することでかみ合い起振力を推定する。図2に、推定の仕組みを示す。

かみ合い起振力の推定に用いるFRFを求める方法として、次の3種類があげられる。

- (a) 計測される振動のかみ合い周波数成分を用いる方法
- (b) 数値シミュレーションによる方法
- (c) (a)および(b)を合成する方法

表1に、それぞれの利点と欠点を示す。このなかで最も精度が良い方法は(c)であるが、手順が多くなるのが欠点である。本報では、産業用の減速機におけるかみ合い起振力推定の有効性を確認することが重要であるとして、(a)の方法を用いた結果を報告する。具体的な手順は、4章で実験データを用いて示す。

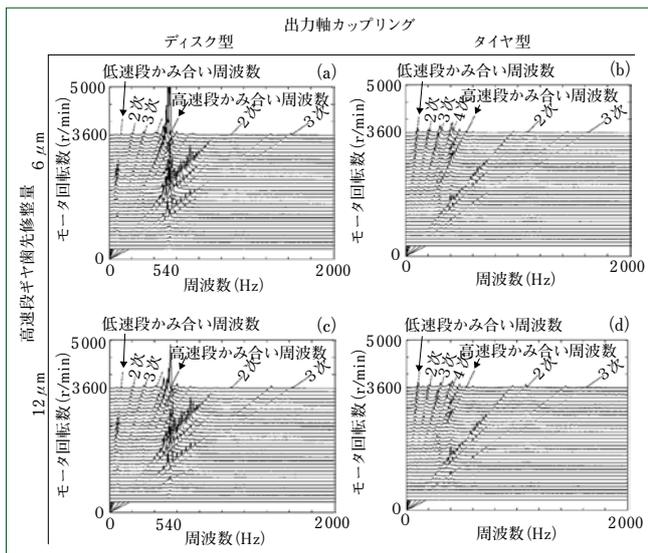


図4 振動のウォーターフォール図
Measured vibration displayed as waterfall plot

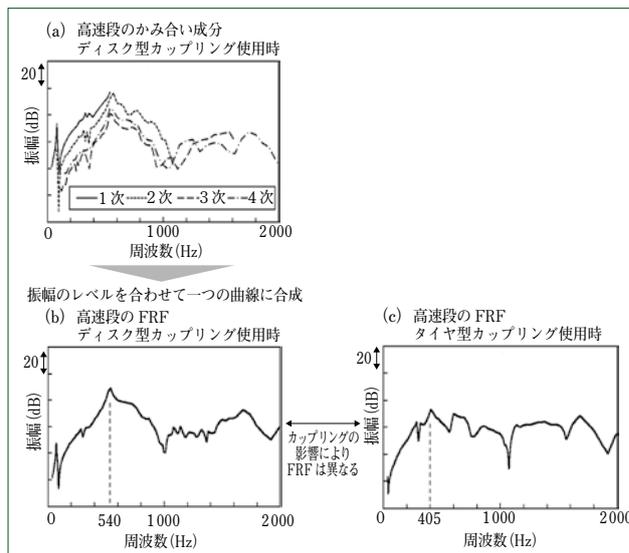


図5 振動応答のかみ合い成分とFRF
Mesh components of vibration response and FRF

3 実験方法

3.1 装置

図3に、実験装置の模式図を示す。実験には、産業用の減速機として代表的な構造である、はすば歯車による2段減速の平行軸減速機を用いた。本装置は、インバータで可変速運転される三相誘導モータにより駆動し、パウダブレーキで負荷トルクが発生して動力が吸収される構造である。

振動の計測は減速機の外部から行った。振動の検出には、出力軸に取り付けた2個の加速度ピックアップを用いた。加速度ピックアップは、軸中心に関して点対称の位置に接線方向を向いて取り付けられており、2個の信号の和をとれば半径方向の信号が打ち消されて回転方向の振動加速度が得られる。加速度ピックアップの信号は、スリップリングを通して取り出される。このほかに平均化処理のトリガとして、光電式検出器を用いて入力軸の1回転に1回のパルス信号を検出する。

3.2 推定結果に関する検討の方法

かみ合い起振力の推定が正しく行われているかを確認すべく、条件を変えて振動計測を行い、振動モデルから予想される結果になるかを調べた。

出力軸のカップリングは、ねじり剛性の高いディスク型とねじり剛性の低いタイヤ型を使用した。カップリングの剛性は装置の振動特性に影響する。しかし、起振力の推定が正しく行われていれば、歯車と負荷に関する条件が同じときのかみ合い起振力は同じになると予想される。

高速段ギヤは、歯先修整量が6 μmと12 μmの2種類を使用した。歯先修整は、歯先付近の材料を除去することで理論歯形に対する偏差を意図的に与えるものであり、歯先修整量はかみ合い起振力に影響することが明らかにされている。起振力の推定が正しく行われていれば、歯先修整量が異なる歯車に対して、起振力に違いが現れることが予想される。

4 実験結果と考察

4.1 振動計測結果

図4に、負荷トルクを80 Nmで一定に保持し、回転数を段階的に変化させて計測した振動のウォーターフォール図を示す。(a)~(d)に共通する主な振動の成分は、高速段と低速段それぞれのかみ合い周波数成分および高調波成分である。これらの成分全体をまとめてかみ合い成分と呼ぶ。

出力軸カップリングがディスク型のとき、540 Hzで共振が起きており、回転数3600 r/minでは、高速段のかみ合い周波数が共振の周波数に一致することで振動が大きくなっている。タイヤ型のときには、ディスク型とは異なり、目立った共振は現れていない。

高速段ギヤの歯先修整量が6 μmと12 μmのときの振動を比較すると、主な成分や共振といった全体的な傾向は変化していない。しかし、高速段のかみ合い周波数成分を見ると、12 μmの方が振動は小さくなっている。この現象は、ディスク型カップリングの540 Hzで顕著に現れている。

4.2 周波数応答関数

負荷トルクを一定にして回転数を変化させたときの振動から、高速段歯車対のかみ合い成分だけを抜き出して、周波数に対する変化を表示したものが図5(a)である。かみ合い成分は、周波数に対して同じ形の曲線として現れている。

式(1)によれば、かみ合い起振力は歯車と負荷の条件によって決まり、回転数には依存しない。したがって、負荷トルクが一定で回転数を変化させることは、振動試験における加振器の周波数スイープに相当し、このときのかみ合い成分の曲線は、かみ合い起振力と振動の間のFRFになる。

図5(a)の各かみ合い成分の振幅の値を調節して、1つの曲線に合成することで、広い周波数の範囲を持つFRFが得られる。ただし、この方法ではFRFの絶対値を求められないので、本報ではFRFの絶対値として仮に決めた値を用いてかみ合い起振力を推定し、定性的な検討を行った。

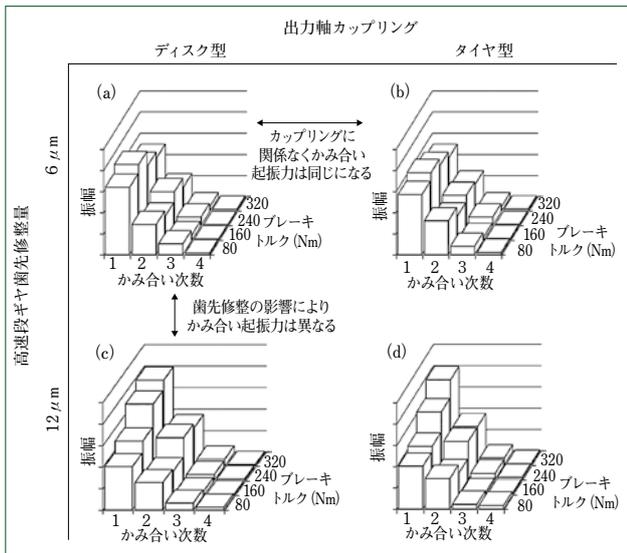


図6 高速段の歯車対に関するかみ合い起振力の推定結果
Estimation results of mesh excitation about high speed stage gear set

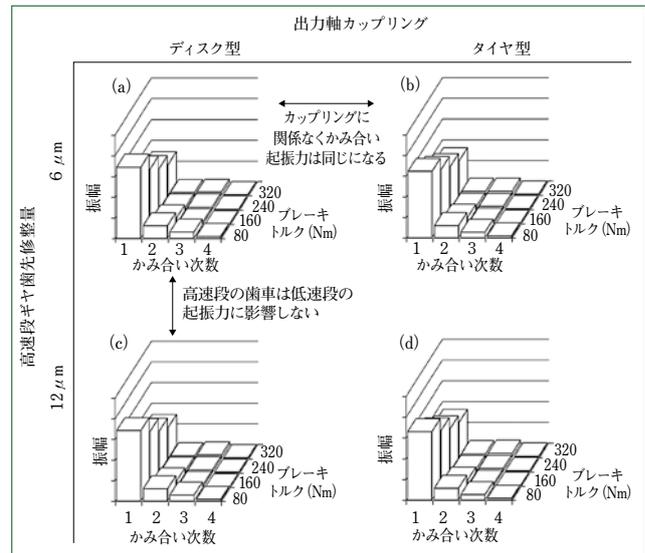


図7 低速段の歯車対に関するかみ合い起振力の推定結果
Estimation results of mesh excitation about low speed stage gear set

図5 (b)に、このようにして求めたディスク型カップリング使用時のFRFを示す。振動のウォーターフォール図にある共振の影響は、540 Hzにある共振峰としてFRFに反映されている。

図5 (c)に、カップリングをタイヤ型にした場合のFRFを示す。図5 (c)では共振峰の周波数が405 Hzに低下していることに加えて、周囲に対して共振峰が低くなっている。

こうして実機の振動特性を表すFRFを求めることができる。低速段歯車対に関するFRFも同様の手順で求められる。FRFは装置の構造に依存することから、かみ合い起振力が変化した場合でも、同じ装置であればFRFは基本的に同じである。

4.3 かみ合い起振力

図6に、高速段の歯車対に関するかみ合い起振力の推定結果を示す。ブレーキトルクに対するかみ合い成分の振幅の変化をグラフで表示している。

ディスク型とタイヤ型のカップリングについて比較すると、かみ合い起振力の推定結果はほとんど同じである。これは、歯車と負荷に関する条件が同じであればかみ合い起振力は同じになるという予想に一致する。

高速段ギヤの歯先修整量 $6 \mu\text{m}$ と $12 \mu\text{m}$ について比較すると、かみ合い起振力の推定結果は異なっている。特に、振幅が最も大きいかみ合い1次成分ではトルクに対する傾向が明らかに変化しており、歯先修整量 $6 \mu\text{m}$ では160 Nmで振幅が最大になる一方、歯先修整量 $12 \mu\text{m}$ ではトルクに対して振幅が単調に増加している。この結果は、歯先修整量が異なる歯車では起振力の推定結果に違いが現れるという予想に一致する。

図7に、低速段の歯車対に関するかみ合い起振力の推定結果を示す。出力軸カップリングと高速段ギヤの歯先修整量に関係なく、低速段のかみ合い起振力はすべて同じ結果が得られている。カップリングについては高速段と同じ理由である。高速段ギヤの歯先修整量については、高速段の歯車対に影響を受けることなく、低速段のかみ合い起振力を推定できるこ

とを示している。

5 むすび

- (1) 産業用の減速機に対して、外部からの振動計測によるかみ合い起振力の推定が可能であることを明らかにした。
- (2) 多段減速の場合でも、各減速段の歯車対を切り分けてかみ合い起振力を推定することができた。
- (3) カップリングの影響によりFRFが異なる場合でも、歯車と負荷に関する条件が同じであれば、かみ合い起振力の推定結果はほとんど同じものとして得られた。
- (4) かみ合い起振力の推定結果には、歯面形状による影響が反映され、数 μm 単位の歯先修整量の違いを見分けることができた。

本研究を進めるに当たりご指導いただいた東京工業大学の北條春夫名誉教授、東京工業大学未来産業技術研究所の松村茂樹准教授に心より感謝申し上げる。

(参考文献)

- (1) Toshiya NAGUMO, Shigeki MATSUMURA and Haruo HOUJOH, Influence of tooth surface form on mesh excitation waveform obtained by an estimation method from vibration measurement, International Gear Conference 2014, Conference Proceedings, 2, (2014), 1192-1195.
- (2) 久保愛三, 野中鉄也, 影山真佐富, 加藤直哉, 加藤昭悟, 大森利雄, 歯車装置の振動騒音問題と歯車の伝達誤差および総合起振力, 日本機械学会論文集C編, 56-532, (1990), 3404-3409.

ファン形状最適化によるサイクロ減速機温度上昇の低減

CYCLO Temperature Rise Reduced by Fan Shape Optimization

●石塚 正幸* 田村 光 拓** 吉田 真 司*
 Masayuki ISHIZUKA Mitsuhiro TAMURA Shinji YOSHIDA

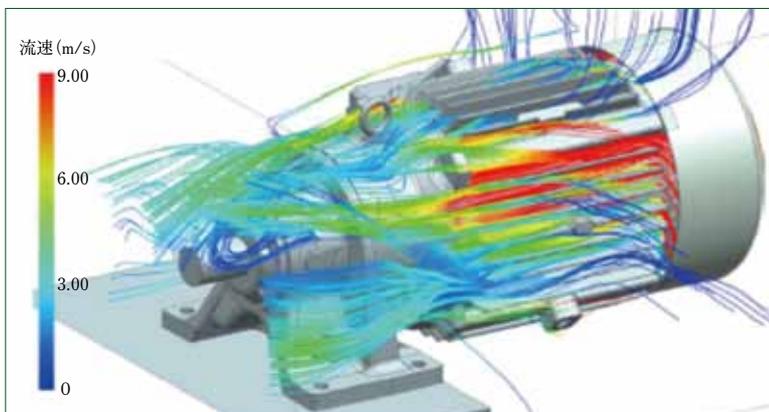


図1 ファン流れ解析結果
 A result of fan flow analysis

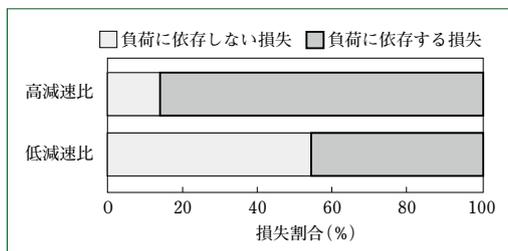


図2 サイクロ減速機の損失割合
 Loss proportion of CYCLO DRIVE

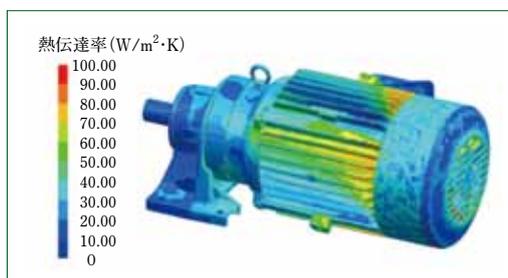


図3 解析結果の一例
 An example of analysis results

1 はじめに

近年、人口の増加、新興国の経済発展などを背景とした地球環境問題への関心の高まりとともに、エネルギーの有効活用によるCO₂排出量の削減や省資源化などがますます重要な課題となっている。当社製減速機においても、これらの課題に対応すべく、動力伝達効率の改善を目的とした開発を継続して行っている。

減速機とは、モータの回転速度を最適な速さに減速するとともに、回転力を高める装置のことである。モータとそれによって動く装置の間に減速機を設置することで、必要なトルクや回転速度を得ることができる。しかしながら、この動力を伝達する際に減速機内部の歯車、軸受およびオイルシールといった部品がそれぞれの機能を果たすことによって各部品の接触部位に動力損失が発生してしまう。この動力損失は、減速機に作用する負荷に依存して増減する動力損失と、それには依存せず減速機を回転させることに費やされる動力(損失)に大別される。

当社の主力製品であるサイクロ減速機は、負荷に依存して発生する動力損失が動力損失全体の約50%以上を占めている(図2)。負荷に依存する動力損失(Loss)は一般的に、

$Loss = \mu \cdot F \cdot V$ (μ : 摩擦係数, F : 荷重, V : 滑り速度) で表せる。

式のなかで荷重および滑り速度は、顧客がサイクロ減速機を使用する条件により決定されるので、当社内ではコントロールし難い因子である。したがって、動力損失低減には、摩擦係数を低減する必要がある。サイクロ減速機の歯車部品などは混合潤滑領域下で運転されていると考えられ、摩擦係数を低減させる対策として次の3点をあげることができる。

- ① 潤滑油膜の厚さの増加
- ② 摺動面の粗さの低減
- ③ 摩擦調整剤などによる摩擦係数の低減

これらの対策により、サイクロ減速機の動力損失低減が可能となり、エネルギーの有効活用に貢献できると考えられる。

一方、省資源化については減速機の長寿命化が考えられる。サイクロ減速機においては、顧客がより長く使用できるように潤滑油の定期的な交換を推奨している。しかし、交換の際には潤滑油が定期的に廃棄されることとなる。潤滑油は、一般的にその温度が高くなると劣化が進み、交換が必要になることが知られている。したがって、運転時の減速機温度上昇を抑制することが潤滑油の劣化を抑えるという面で重要になってくる。この温度上昇の抑制は、潤滑油が運転中に低粘度化することを防ぐ効果もあることから、前述した動力損失の低減対策における、①油膜の厚さ増加にもつながる共通かつ重要な項目である。

サイクロ減速機は、モータと一体化したギヤモータの形状が一般的であり、そのモータに付属されたファンが冷却を担っている。したがって、より効率良く冷却することで動力損失を低減でき、潤滑油の劣化を抑え、その寿命も延ばすことが可能と考えられる。このことに着目し、サイクロ減速機の冷却性能向上を目的としたファンおよびその周辺部品の最適設計に取り組んだ。本報では、その事例を紹介する。

2 ファン冷却性能最適化の方法

本設計は、品質工学パラメータ設計手法およびCFD(Computational Fluid Dynamics)を用いて行った。評価特性としては、CFDで算出される熱伝達係数を用いた。

図1および図3に、解析結果の一例を示す。ファンによ

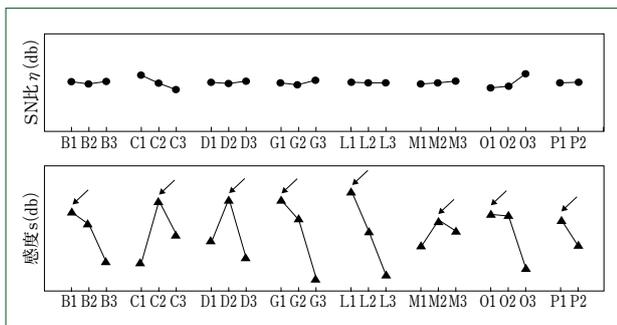


図4 要因効果図
Factorial effect chart

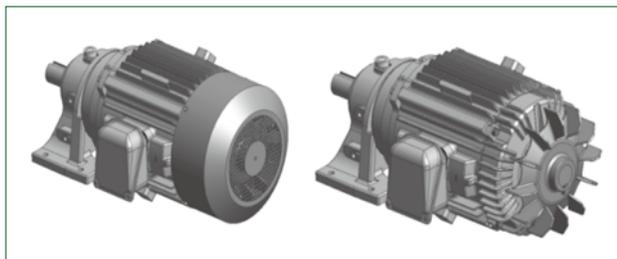


図5 最適化したファン形状
Fan shape after optimization

て起こされた風が減速機まで効果的に到達することを検討すべく、設計対象部品は、ファン、ファンカバー、モータフレーム形状とした。実際には、これら部品のなかにもさまざまな因子(形状)が考えられ、それらすべてを検討しようとすると直交表の規模が大きくなってしまいます。したがって、2段階に分けて検討を行った。第1ステップでは、水準は2つとなるが因子の種類を多くできるL16直交表を用い、因子のスクリーニングを実施した。第2ステップでは、スクリーニングされた因子を3水準で検討すべく、L18直交表を用いて検討を行った。

表1に、第2ステップのL18直交表で用いた検討因子を示す。SN比、感度の算出には熱伝達係数の最小値および最大値を用いた。また、ファンによる軸動力(風損)も算出しており、設計変更に伴い著しく悪化しないように配慮している。

3 最適化検討結果

図4に、SN比および感度の算出結果を示す。この結果から、SN比 η の差が小さいことが分かる。すなわち、熱伝達係数の最大値と最小値のバラツキが小さいことを表しており、バラツキは考慮しなくてもよいと考えられる。このことから、感度Sを最大化する方針とした。感度Sを最大化するには、図4に矢印で示している水準を採用すればよいことになる。これらの水準を用い、再解析を実施して利得の再現確認を行った。比較対象となる現行モデルに対し、感度Sを最大化したモデルとの感度の差 ΔS は0.52という結果を得ることができた。これは、熱伝達係数が約13%向上する効果が見込まれるものである。また、実験(解析)の結果、SN比 η および感度Sとも $\pm 30\%$ 以内であったことから再現性ありと判断し、これらの水準での設計を進めることとした。図5に、これをもとに最適化したファンの形状を示す。

表1 制御因子とその水準
Control factors and their levels

因子		水準1	水準2	水準3
B	カバー間隙間	下限値	中央値	現状値
C	翼 外径	現状値	中央値	上限値
D	翼 内径	下限値	中央値	現状値
G	側板 径	現状値	中央値	上限値
L	カバー 角度	現状値	中央値	上限値
M	吸入径	現状値	中央値	上限値
O	フィン長さ	現状値	中央値	上限値
P	ファン角度	カバーと同一	現状値	—

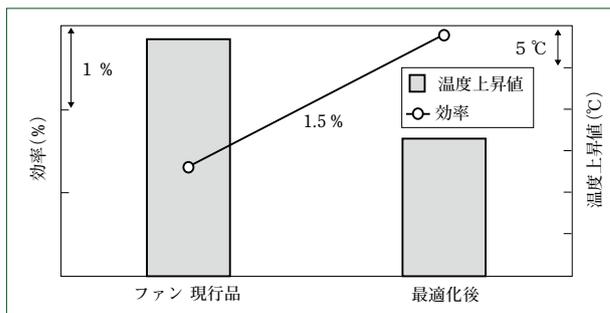


図6 実機による効果検証結果
Effect verification result of CYCLO DRIVE

4 効果の検証

効果の検証としては、実機を用いて温度上昇および効率測定を行い、ファン形状最適化の前後で比較を行った。

図6に、結果を示す。実機検証モデルとした供試体では、ファン形状を変更することでサイクロ減速機のケース表面において10℃の温度低減効果を確認した。また、効率は約1.5%の向上を確認し、動力損失の低減がなされていることを確認した。

5 おわりに

- (1) サイクロ減速機の損失低減を目的として、ファン形状の設計に品質工学パラメータ設計手法を適用した。
- (2) サイクロ減速機のケース表面において温度上昇を約10℃低減し、効率が約1.5%向上させることができた。これにより、潤滑油の劣化を遅らせることが可能であり、潤滑油膜の厚さ増加による摩擦係数低減が、負荷に依存する損失低減に有効であることが立証できた。これらの各設計因子は、他サイズへの相似設計が可能となるようにまとめており、新規設計の工数削減にも寄与している。

今後も、動力損失の削減およびサイクロ減速機の長寿命化に寄与できるよう、研究開発を行っていく所存である。

(参考文献)

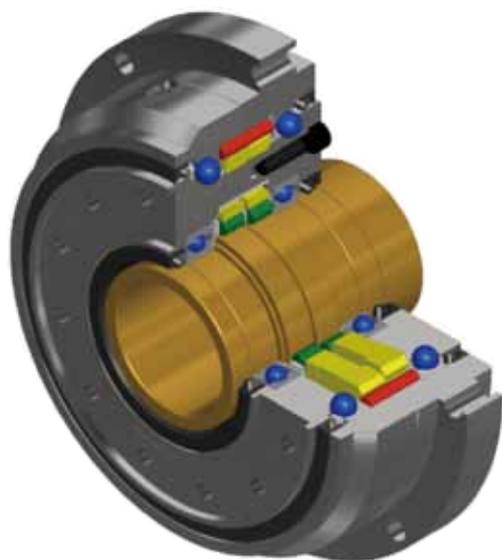
- (1) 井上清和, 中野恵司, 林裕人, 芝野広志, 大場章司, 入門パラメータ設計, 日科技連, 2008.

※「サイクロ減速機」, 「CYCLO」および「CYCLO DRIVE」は、住友重機械工業株式会社の登録商標です。

精密制御用サイクロ減速機 F4C-Cシリーズの開発

Development of FINE CYCLO F4C-C Series

● 廣瀬 拓哉*
Takuya HIROSE



精密制御用サイクロ減速機 F4C-C
FINE CYCLO F4C-C

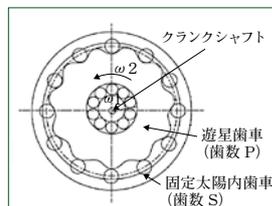


図1 内接式遊星歯車の機構
Internal planetary gearing

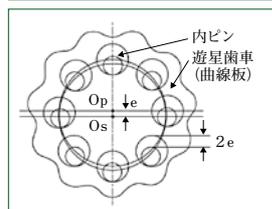


図2 等速度内歯車の機構
Constant speed internal gearing

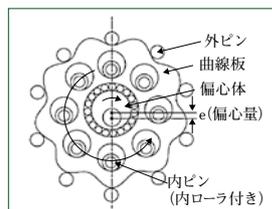


図3 サイクロ減速機の機構
Structure of CYCLO DRIVE

1 はじめに

精密制御用減速機は、ファクトリーオートメーション (FA) 分野をはじめ各種産業機械において、必要なトルクを出力し、正確な位置決めと動作の軌跡精度を得るのに必要不可欠な機械要素である。産業ロボットや液晶搬送ロボットにおいては、ロボットのフレーム内にセンサや、電源のケーブルを通す構造が増えている。この構造の利点は、外部環境からセンサや電源のケーブルを保護することができ、高い信頼性が確保される点にある。また、このような構造はロボットだけでなく、溶接ポジショナーや工作機械など多くのFA装置においても増加している。このことから、ケーブルと保護筒を通せるだけの大きな中空径を持つ減速機が必要とされている。

当社では、2005年より中空径大に特化した精密制御用サイクロ減速機F2C-Cシリーズを発売した。さらに2014年に、当社製の精密制御用サイクロ減速機Dシリーズの技術を融合して信頼性を向上させたF4C-Cシリーズを新たに開発した。本報ではこのF4C-Cシリーズの特長について解説する。

2 基本減速機構

精密制御用サイクロ減速機は次の機構を有する⁽¹⁾⁽²⁾。

- (1) 内歯車に円弧歯形を、遊星歯車にはエピトロコイド並行曲線を採用し、歯先干渉がなく、多数の同時かみ合いを持つ内接式遊星歯車機構である (図1)。
- (2) 高速で公転しながら、同時に低速で自転している遊星歯車の自転だけを円弧歯形 (内ピン) で取り出す等速度内

歯車機構である (図2)。また、内ピンはクラック軸 (高速軸) の中心と同心円上に配置されているので、高速軸と低速軸が同心となっている。

この2つの機構を組み合わせ、内ピンにローラを装着し、転がり接触することで、高いギヤ効率が得られるようにした (図3)。

3 構造

図4に従来品のF2C-Cシリーズの構造図を、図5に新たに開発したF4C-Cシリーズの構造図を示す。従来のF2C-Cシリーズにおいては、低速軸回転を取り出す内ピン、出力側フランジとキャリアを固定するキャリアボルト、低速軸を回転支持する主軸受 (テーパころ軸受) 内輪および出力側フランジは、それぞれを部品として個別に購入または製作して組み合わせていた。

一方、新たなF4C-Cシリーズにおいては、Dシリーズで開発された一体化技術⁽²⁾を用いて設計、加工および熱処理を工夫することにより、これらの部品を内製化し、一つの部品に統合することを可能とした。これにより、部品点数が大幅に削減でき、信頼性が向上するとともに内ピンやキャリアボルトの位置による制約がなくなり、出力側フランジの取付けボルト穴の位置の設計自由度が向上した。

4 使用例

当社製F4C-Cシリーズは密封構造をとることができ、低速軸、高速軸とも減速機で軸受支持していることから、他社

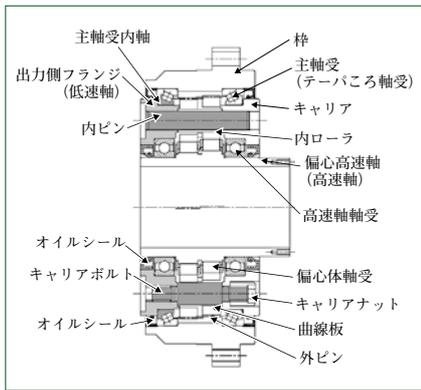


図4 F2C-C構造図
Construction of F2C-C

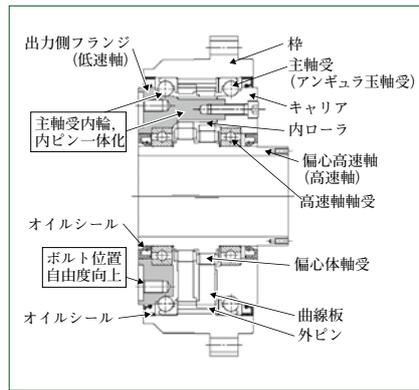


図5 F4C-C構造図
Construction of F4C-C

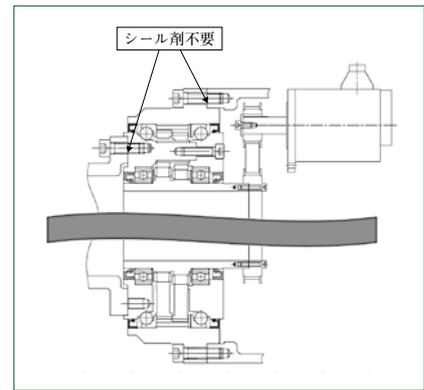


図6 代表使用例 (低速軸回転)
Typical application example (slow speed shaft rotation)

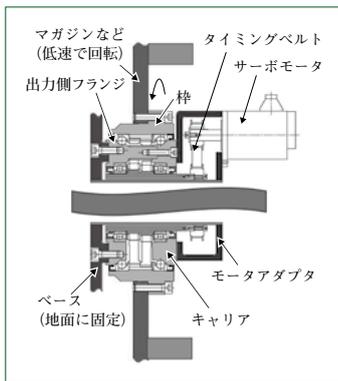


図7 樺回転使用例
Application example of ring gear housing rotation

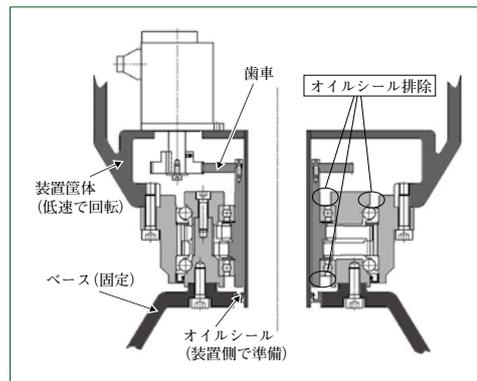


図8 旋回軸使用例
Application example of pivot axis

表1 主要仕様
Major specifications

型式	F4C-C25	F4CF-C35
減速比	59, 89, 119	59, 89, 119
ロストモーション(arc.min)	1 arc.min以内	
定格トルク(N・m) (入力 600r/min時)	568	1082
中空径(mm)	φ48	φ65
減速機外径(mm)	φ186	φ256

製品に比べ取付けが容易である。次に使用例を示す。

(1) 代表使用例

図6に、代表的な使用例を示す。減速機の樺とモータを装置ベースに固定し、減速機低速軸の回転を取り出す(低速軸回転)。減速機は密封構造であることから、シール剤塗布などの作業は基本的に不要である。

(2) 樺回転使用例

図7に、樺回転の使用例を示す。減速機のキャリアと出力側フランジは締結されており、減速された回転をキャリア側と出力側フランジの両方で取り出すことができる。この特長により、キャリアにモータフランジを取り付け、装置ベースに出力側フランジを取り付けた場合、ベースとモータフランジは地面に固定され、樺のみを回転させることが可能となる。

(3) 旋回軸使用例

図8に、旋回軸としての使用例を示す。高速軸が軸受支持されていることから容易に歯車を取り付けることが可能である。また、装置側でオイルシールを配置した場合、減速機のオイルシールを一部排除することができる。これにより、オイルシールの損失や、温度上昇を抑制することができる。

5 主要仕様

表1に、主要仕様⁽³⁾を示す。

6 おわりに

- (1) 従来の中空径大精密制御用サイクロ減速機F2C-Cシリーズに、Dシリーズで開発された部品一体化技術を導入することでF4C-Cシリーズを開発した。
- (2) 部品点数の削減により信頼性を向上させるとともに、出力フランジ面の設計自由度の向上が図れた。
- (3) 従来品のF2C-Cシリーズと同様に密封構造、入力軸支持構造、出力軸のキャリア側と出力側フランジの両方が回転するなどの特長を有する。このことから顧客による装置への組込みが容易となり、装置のコンパクト設計を可能にした。

(参考文献)

- (1) 山本章, サイクロ減速機6000#シリーズの開発, 住友重機械技報, no.156, 2004.
- (2) 梅田和良, 精密制御用サイクロ減速機F4C-Dシリーズの開発, 住友重機械技報, no.168, 2008.
- (3) 住友重機械工業株式会社カタログ, 精密制御用サイクロ減速機F4C-Cシリーズ F2C-Cシリーズ, F2003-3.1.

※「サイクロ減速機」, 「CYCLO」および「CYCLO DRIVE」は、住友重機械工業株式会社の登録商標です。

サーボモータ用減速機 新IBシリーズ(大型, 直交シリーズ)の開発

Development of New IB Series (Large and Right Angle Types), Reducers for servomotors

● 松 木 照 一*
Terukazu MATSUGI

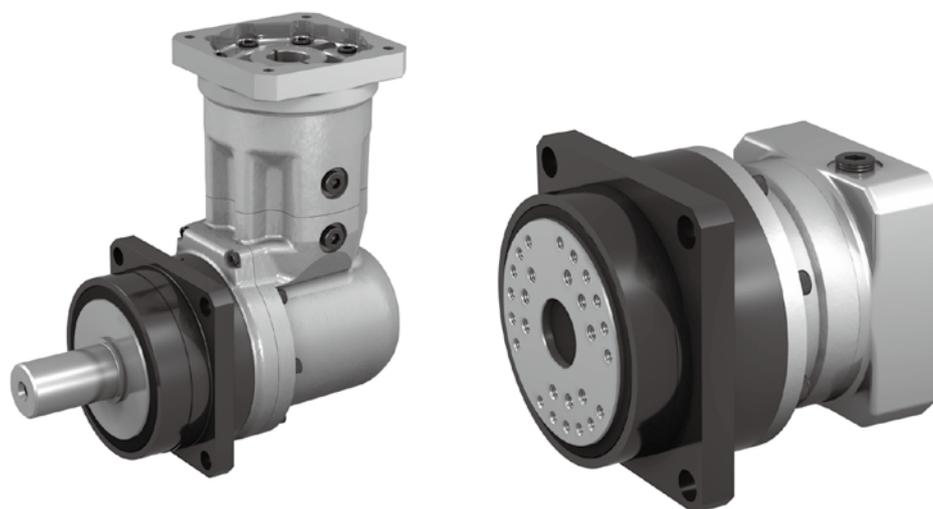


図1 新IBシリーズ
New IB series

1 はじめに

各種産業機械に対する高速・高精度化の要求は高い。特にロボットアームのように正逆運転が繰り返され、かつ所定の絶対位置に確実に位置決めすることが要求されるような用途においては、その性質上、駆動源によるバックラッシュがしばしば問題となる。

この問題に対しては、サーボモータを直結した低バックラッシュ減速機を使用すれば高速・高精度位置決めが可能となることから、ユーザは低バックラッシュ減速機を精密制御用として幅広く使用している。

当社では、このような用途に対しMCD (Motion Control Drives) という製品群を用意している。そのなかの1つにサーボモータ直結のIB (Intermediate Backlash) というシリーズがある。IBシリーズの現行モデルであるP1シリーズを発売して数年が経過し、その間の競合製品の台頭および顧客用途の広がりなどに対応すべく、次のような改善要求があげられている。

- ・高剛性化、コンパクト化、低騒音化などを進める。
- ・大型シリーズや直交シリーズなどの品ぞろえを強化する。

今回、これらを踏まえて新IBシリーズの開発を行ったので報告する。

2 新IBシリーズの特長

前述の改善要求を踏まえ、次のコンセプトで新IBシリーズの開発を実施した。

- ・大型シリーズ、直交シリーズの品ぞろえを拡充する。
- ・製品性能のさらなる向上(高剛性化、低バックラッシュ化、

低騒音化など)を目指す。

- ・部品点数を削減し、コンパクト化および価格競争力アップを実現する。

図1に、新IBシリーズ(大型シリーズ、直交シリーズ)の外観を示す。

2.1 新IB大型シリーズの構造と特長

図2(a)に現行P1シリーズの構造、図2(b)に新IB大型シリーズの構造図を示す。

新IB大型シリーズの特長を次に示す。

- (1) 主軸受の内輪を省略することで径方向にコンパクト化し、また、玉のサイズアップにより許容ラジアルの強度を向上させた。
- (2) 特殊表面処理や特殊熱処理などは用いず、ヘリカル化と軸方向への伸張により耐久性を維持しつつ、重量の軽量化を図り、コストダウンを実現した。
- (3) ヘリカルギヤの採用と、クラウニングの最適化を検討(図3)することにより、低騒音化と高トルク化を実現した。

2.2 新IB直交シリーズの構造と特長

図4に、新IB直交シリーズの構造図を示す。

新IB直交シリーズの特長を次に示す。

- (1) 出力段は現行P1シリーズとし、直交部にベベルギヤ構造を採用した。
- (2) 現行P1シリーズと入力部を共用化することにより、新設計の部品点数を最小化し、また、各種サーボモータへの対応を可能とした。
- (3) ベベルギヤ部は、1.5比と3比の2種類の減速比を準備することにより、低減速比から高減速比まで対応可

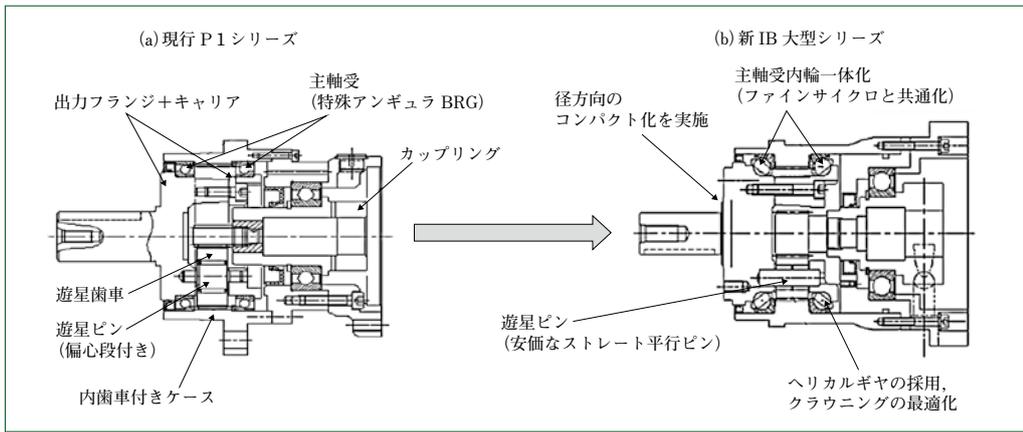


図2 新IB大型シリーズ構造図
Structural drawing of new large IB series

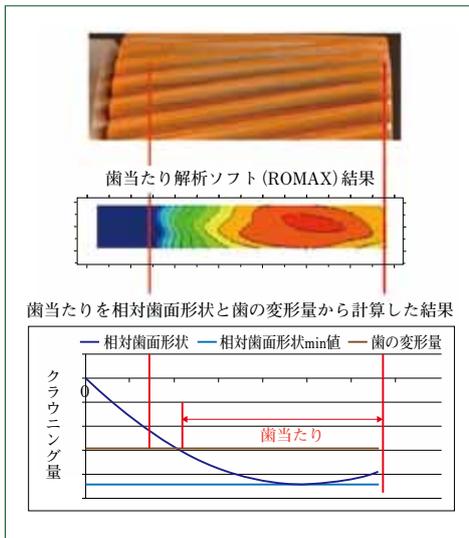


図3 遊星歯車クラウニング検討
Study of crowning of planetary gear

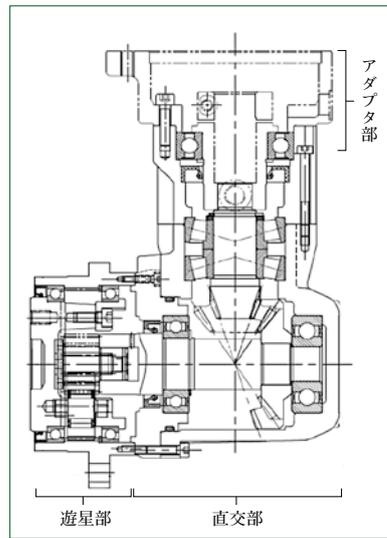


図4 新IB直交シリーズ
Structural drawing of new right angle type IB

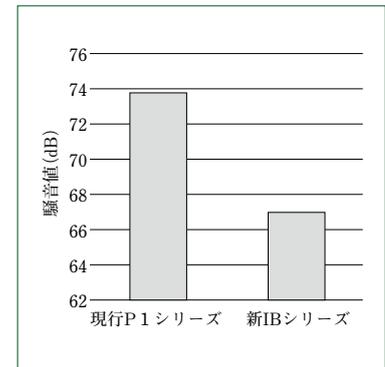


図5 騒音値測定結果
Measurement results of noise level

能とした。

(4) 許容伝達トルクの大きなベベルギヤを取り付けた構造とし、低減速比領域での高トルクを達成した。

3 騒音低減効果

図5に、現行P1シリーズおよび新IBシリーズの騒音値測定結果を示す。

ヘリカルギヤの採用とクラウニングの最適化により、新IBシリーズでは約7dBの低騒音化が図られた。

4 新IBシリーズの仕様

新IBシリーズの仕様を次に示す。

新IB大型シリーズ

枠番 P240, P250

減速比 4, 5, 7, 10, 16, 20, 25, 28, 35, 40, 50, 70, 100

容量 50~37000W

新IB直交シリーズ

枠番 PK110, PK120, PK130

減速比 6, 8, 11, 15, 23, 27, 33, 45, 50, 63, 68, 99, 122, 135, 243

容量 100~5000W

5 おわりに

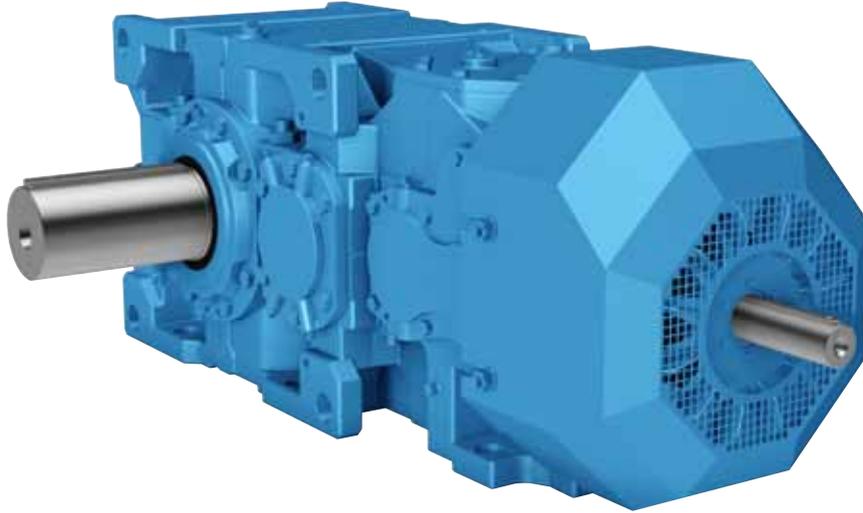
本報では、今回開発したサーボモータ用減速機新IBシリーズ(大型, 直交シリーズ)の特長や構造などについて報告した。今後も、世界の多種多様なニーズに対応できるように、シリーズの改良と新機種、新技術の開発に努める所存である。

(参考文献)

(1) 畠中貴志, サーボモータ用ギヤヘッドNew-IBシリーズ, 住友重機械技報, no.147, 2001.

パラマックス減速機10シリーズ

PARAMAX 10 Series



年々高まる市場からの価格、納期およびグローバル対応への要求に応えるべく、パラマックス10シリーズを開発した。

2011年、当社は技術力が高く評価されているベルギーの減速機メーカーHANSEN INDUSTRIAL TRANSMISSIONS NVを子会社化し、両社の保有技術(設計、生産)の融合によって見出された技術を新製品に取り入れた。

パラマックス10シリーズは、当社の従来機種に対して、芯間距離当たりのトルクアップを実現した。また、キーコンポーネントやオプション部品は各サイズともに可能な限り標準化・共用化し、短納期対応やグローバル対応が可能となっている。

主要仕様

サイズ	A030~A090(全13サイズ)
出力トルク	10~100kN・m
減速比	平行軸 6.3~630 (R20数列) 直交軸 6.3~500 (R20数列)
据付け	出力軸水平方向, 出力軸垂直方向

特長

- (1) さらなる高強度、高信頼性
実績豊富なインボリュート歯車の採用および高転位歯車設計との組み合わせにより、高い負荷容量を実現している。従来製品(パラマックス9シリーズ)に比べてさらなるコンパクト化を図っている。

- (2) 堅牢かつ自由度の高い構造

各産業分野のユーザの視点に立って、あらゆる取付け方向に対応するユニバーサルハウジングとメンテナンスの容易さを追求した分割ハウジングを採用し、軽量かつ剛性の高い構造となっている。

- (3) 豊富なオプション

キーコンポーネントやオプション部品は各サイズともに豊富なバリエーションで準備しており、各用途に応じた減速機の短納期対応が可能である。

- (4) 高い冷却性能

冷却ファンフード構造を最適化し、より効率的な減速機冷却を実現している。

※「パラマックス」および「PARAMAX」は、住友重機械工業株式会社の登録商標です。

(PTC 事業部 阿部料久)

中国向けIE3効率(GB2級)モータ

IE3 Efficiency(GB 2 Grade)Motor for China



地球環境保護や温暖化防止を目的として、幅広い分野で製品の省エネルギー化・高効率化が推進されており、産業用モータにおいても効率向上が求められている。日本では省エネルギーに関する法律が改正され、2015年4月より強制力を持ったIE3効率規制が施行された。IE3効率規制は海外でも施行されており、欧州および韓国で2015年から段階的に、アメリカでは2016年6月から実施されている。

当社では、これまでに日本や欧州のIE3効率規制に適合したモータの発売を始めとして、韓国、アメリカおよびカナダで効率規制と安全規格の認証を取得し、世界各国における省エネルギー化への要求に対応してきた。

一方、中国ではエネルギー効率標識実施規則(効率値はGB18613-2012により規定)により、現在はGB3級(IE2クラス)の効率規制が施行されている。この規制ではGB3級に満たないモータの生産および販売を禁止しており、効率基準を満たすことを確認すべく、モータは認定の試験機関での受検が義務付けられている。この効率規制は、2016年9月1日より段階的にGB2級(IE3クラス)の効率基準へ引き上げられる予定である。

この規制に対応すべく、当社では中国GB2級に対応したモータの開発を行った。開発したモータは、中国の電圧・周波数でIE3クラスの省エネルギー性能を実現し、サイクロ減速機など多様な減速機に直結することが可能である。また、電磁ブレーキ付きなど、さまざまな仕様に対応できるようにした。この結果、中国での効率受検に合格し、GB2級の効率規制に対応するとともに、1.1kW(4P)以下に適用される

中国の安全規格であるCCC規格の認証を取得した。

今後は、各国の規制および規格の改訂に対応していくことで、顧客が海外展開する際にも安心して使用できる製品をラインナップしていく。

主要仕様

容量範囲	0.75~55kW×4P
電源	三相220V/380V 50Hz(0.75~3.7kW) 三相380V/400V/415V 50Hz(5.5~55kW)
効率クラス	GB18613-2012 2級(IE3クラス)
保護方式	IP55 屋外形
耐熱クラス	155(F)

特長

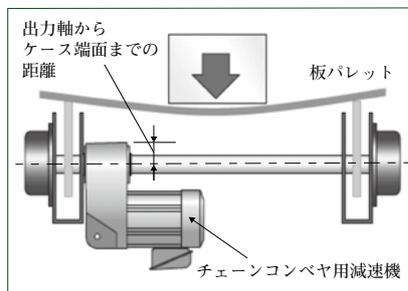
- (1) 中国の効率規格であるGB18613-2012の2級の認証を取得している。
- (2) 効率レベルを記載した認証ラベルを表示している。
- (3) 従来のGB3級(IE2クラス)モータよりもエネルギー損失を約10%削減し、さらなる高効率化を実現した。
- (4) 安全規格であるCCC規格の認証を取得(1.1kW以下)した。
- (5) 当社製の各種減速機との組合せが可能である。
- (6) プレーキ付き仕様への対応が可能である。

※「サイクロ減速機」は、住友重機械工業株式会社の登録商標です。

(PTC 事業部 三成貴浩)

チェーンコンベヤ用減速機

Gear Motor for Chain Conveyor



当社では、小形ギヤモータ(GM)の商品として、平行軸タイプのアルタックスおよびプレスト、直交軸タイプのハイポニック減速機を販売している。タイプ名の平行軸および直交軸はモータ軸と出力軸の関係を表し、平行軸の方が安価だが、スペースの制約がある場合は直交軸が使用されている。

GMは、電気エネルギーをモータで回転力に変換し、ギヤ部で減速して回転力を大きくするもので、GMの出力軸でコンベヤなどの機械を動かす。このGMの出力軸の形状には中実軸と中空軸がある。中実軸はカップリングなどの連結装置で機械に動力を伝えるが、中空軸タイプは機械の軸に直接挿入して動力を伝えるので、連結装置が不要になるというメリットがある。当社では、直交軸のハイポニック減速機には中実軸および中空軸をそろえているが、平行軸のアルタックスおよびプレストに中空軸の品ぞろえがなかった。

チェーンコンベヤのなかで、もっとも単純なタイプは、チェーン上に直接ワークを載せて搬送するもので、チェーンを並列配置する機構が一般的である。このチェーンコンベヤを駆動するGMには、並列配置されたチェーンの間(搬送物の真下)に設置可能なコンパクト性が求められる。具体的には出力軸からケース端面までの距離ができるだけ短いことが要求される(図右)。また、平行軸中空軸タイプにすることでコンベヤの駆動軸とモータを平行に配置できることから省スペース化を図ることができる。

そこでチェーンコンベヤ用GMとして、出力軸からケース端面までの寸法を抑え、インポリュートギヤを減速方法とする平行軸出力中空軸タイプのGMを発売した。

主要仕様

減速機形式	平行軸中空軸タイプ
減速比	15～50
モータ容量範囲	200～750W
モータ電源	三相200V 50/60Hz, 三相220V 60Hz 三相400V 50/60Hz, 三相440V 60Hz
オプション	低温仕様 -10～-30℃ 屋外仕様 ブレーキ付き

特長

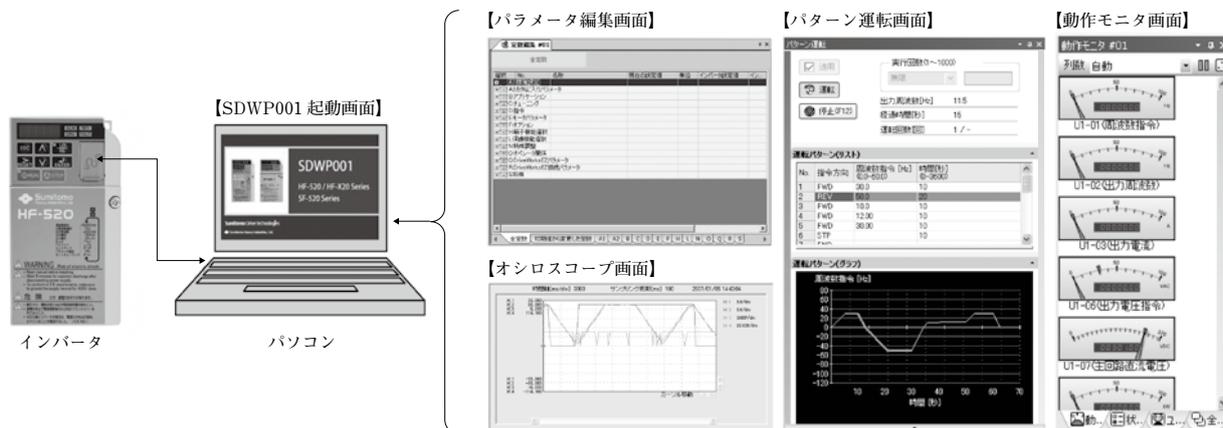
- (1) 出力軸からケース端面までの寸法を短くすることで、省スペース設計を可能とした。また、ケース端面までの寸法を3方向ともコンパクトにすることで、3方向の取付けも可能である。
- (2) 減速方法にヘリカルギヤを使用していることから高効率である。
- (3) 当社専用の高性能グリースを使用することにより長寿命化を実現した。

※「アルタックス」、「プレスト」および「ハイポニック減速機」は、住友重機械工業株式会社の登録商標です。

(PTC 事業部 磯崎哲志)

小型インバータ用パソコン通信ソフトウェア

PC Communication Software for Small-size Inverter



インバータの用途は、省エネルギー化や高付加価値化への要求に合わせて拡大している。インバータの高性能化・高機能化も進んでおり、用途や使用方法に合わせて調整すべきパラメータは増加し、操作が複雑化している。その反面、インバータの用途拡大により初心者が使用する機会も増えており、インバータのパラメータ設定や試運転調整などのセットアップをサポートするツールが求められている。

これらの要求に対応すべく、当社製小型インバータHF-520、HF-X20、SF-520シリーズ用のパソコン(PC)通信ソフトウェアSDWP001をリリースした。

PC通信ソフトウェアSDWP001は、インバータのセットアップから試運転、保守までを支援するエンジニアリングツールで、調整に精通した経験者だけでなく、初心者でも簡単に操作できる機能一式を提供する。

SDWP001をインストールしたPCとインバータを専用の通信ケーブルで接続することにより、簡単にインバータをセットアップすることができる。

PCを使ってインバータのパラメータ読み出しや書き込みができるほか、パラメータの編集作業や保管管理も可能となる。これにより、複数台のインバータへのパラメータ設定作業や、機種・用途ごとのパラメータの保管管理を効率的に実施することができる。

また、PCを使用した試運転(マニュアル運転、パターン運転)の制御と確認が可能であり、オシロスコープ機能やモニタ機能により、専用の計測機器などを準備することなく運転時の周波数、電流値およびインバータ端子の入出力状態の変

化などをPC画面上で確認できる。

これらの機能を使用することにより、初心者でも、インバータのセットアップ、試運転調整および保守管理などを簡単かつ効率的に実施することができる。

主要仕様

対象インバータ	小型高性能 HF-520シリーズ 小型耐爆モータ用 HF-X20シリーズ 小型汎用 SF-520シリーズ
適合PC	PC/AT DOS/V 互換機 Pentium 1GHz以上(推奨 1.6GHz以上) 画面解像度 XGA(1024×768)以上 色数 65535色(16bit)以上
適合OS	Windows 7 (32bit, 64bit)
通信仕様	RS-232C
主な機能	パラメータの編集および設定表示 試運転(マニュアル運転、パターン運転) オシロスコープ機能 インバータ内部状態のモニタ機能

(PTC 事業部 小松幹生)

小型インバータ用オプション製品

Optional Unit for Small-size Inverter



省エネルギー化や高付加価値化への要求から、インバータの用途は拡大している。このことから、インバータ本体の高性能化・高機能化に加え、オプション製品(周辺機器)の拡充が求められている。

これらの要求に対応すべくリリースした当社製小型インバータHF-520, HF-X20, SF-520シリーズ用のオプション製品を紹介する。

(1) パラメータコピー機能付きLEDオペレータ

- ・対象機種 HF-520, HF-X20, SF-520シリーズ
- ・形式 JVOP-182-H
- ・機能概要 LANケーブル(長さ1~3m)でインバータと接続して使用する遠隔操作用の操作パネルで、制御盤の盤面などに設置することにより、盤面などからインバータの運転停止や変速操作が可能となる。また、パラメータコピー機能を内蔵したことにより、複数のインバータに同一パラメータを設定する際の作業時間を大幅に短縮することができる。

(2) RS-232C 通信インターフェースユニット

- ・対象機種 SF-520シリーズ
- ・形式 SI-232/JC-H
- ・機能概要 小型汎用インバータSF-520シリーズにアドオンして使用する通信インターフェースユニットで、RS-232C通信により、イン

バータと接続されるLEDオペレータやパソコン通信ソフトウェアをSF-520シリーズに適用することが可能となる。

(3) MEMOBUS 通信用RS-422/485インターフェースユニット

- ・対象機種 SF-520シリーズ
- ・形式 SI-485/J-H
- ・機能概要 小型汎用インバータSF-520シリーズにアドオンして使用する通信インターフェースユニットで、インバータを上位コントローラからRS-422/485通信(MEMOBUS/Modbusプロトコル)で制御することができる。

(4) 周波数設定ボリュームユニット

- ・対象機種 SF-520シリーズ
- ・形式 AI-V 3/J-H
- ・機能概要 小型汎用インバータSF-520シリーズにアドオンして使用する周波数設定ボリュームユニットで、ボリューム操作により、インバータ単体で周波数設定を簡単に変更することができる。

(PTC 事業部 小松幹生)



イラスト：池下章裕



論文・報告 T/PAPERS

X線天文衛星「ASTRO-H」搭載軟X線分光検出器(SXS)冷却系の開発

Development of Cooling System for Soft X-ray Spectrometer Onboard ASTRO-H Satellite

●吉田 誠 至* 金尾 憲 一* 恒松 正 二* 宮岡 幹 夫*
Seiji YOSHIDA Kenichi KANAOKA Shoji TSUNEMATSU Mikio MIYAOKA



X線天文衛星「ASTRO-H」
X-ray astronomy satellite ASTRO-H

イラスト：池下章裕

第26号科学衛星ASTRO-Hは、国立研究開発法人宇宙航空研究開発機構(JAXA)により開発されたX線天文衛星である。

ASTRO-Hは、宇宙の成り立ちと宇宙に潜む物理現象を解明することを目指している。ASTRO-Hに搭載される主要な観測装置の一つに、軟X線分光検出器(SXS)がある。SXSは、アメリカ航空宇宙局(NASA)が製作した断熱消磁冷凍機(ADR)を用いて検出器を50mKに冷却する。当社は、このADRを1.3K以下に保つ冷却システムの開発を担当した。1.3Kを維持できる寿命は、3年以上であることが求められた。この要求を満たすべく、液体ヘリウムと冷凍機を用いたハイブリッドな冷却方式を開発した。地上試験においてその性能の確認を行い、打上げ直前に最終冷却作業と液体ヘリウムの充填作業を種子島宇宙センターで実施した。ASTRO-Hは2016年2月17日に打ち上げられ、冷却システムは軌道上でも所定の性能を満たすことが確認された。

Scientific satellite No.26, ASTRO-H, is an X-ray astronomy satellite that Japan Aerospace Exploration Agency (JAXA) developed with an objective of elucidating evolution of Universe and its physical phenomena yet to be discovered. One of the primary scientific instrument to be equipped for ASTRO-H, is a Soft X-ray Spectrometer (SXS), capable of cooling down its detector to the level of 50mK by using an Adiabatic Demagnetization Refrigerator (ADR) developed by National Aeronautics and Space Administration (NASA). Sumitomo Heavy Industries, Ltd. (SHI) was in charge of developing the cooling system that can allow for ADR to operate at 1.3K or less and is required to maintain the 1.3K for three years or longer. To meet these requirements, SHI developed a hybrid cryogenic system using liquid helium and a cryocooler, and its performance has been verified by a ground test. The final cooling operation was made and the helium tank was filled with liquid helium just before ASTRO-H's launching, which took place at Tanegashima Space Center on February 17, 2016. It has been confirmed that the cryogenic system maintained the required performance in orbit as well.

1 まえがき

X線天文衛星ASTRO-Hは、国立研究開発法人宇宙航空研究開発機構(JAXA)により開発され、2016年2月17日に種子島宇宙センターからH2Aロケットで打ち上げられた。ASTRO-Hは、ブラックホールの周辺や超新星爆発など高エ

ネルギー現象に満ちた極限宇宙の探査および高温プラズマに満たされた銀河団の観測を行い、宇宙の構造やその進化を探ることが目的である。

ASTRO-Hに搭載される主要な観測装置の一つである軟X線分光検出器(SXS)は、アメリカ航空宇宙局(NASA)が製作した断熱消磁冷凍機(ADR)を用いて検出器を50mKに冷却す

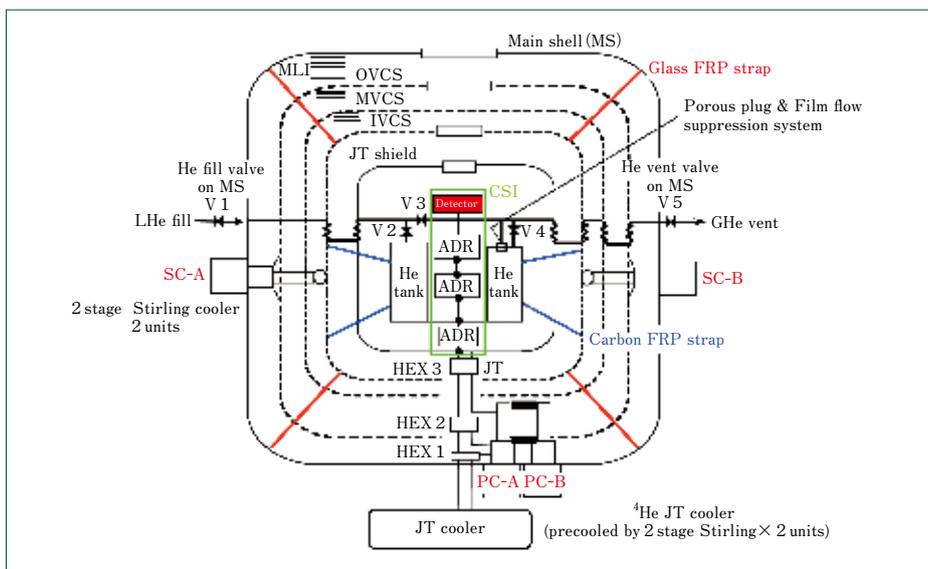


図1 冷却システム概念図
Schematic of cryogenic system

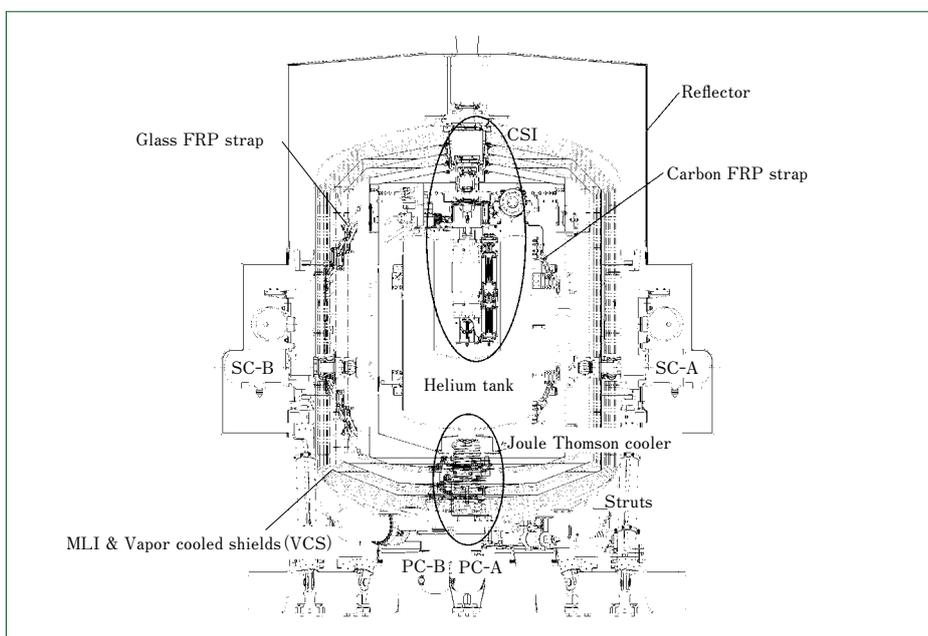


図2 冷却系断面図
Cross-sectional view of cryogenic system

る。このADRが稼働できる極低温環境を実現する冷却システムの開発を当社が行った。

本報では、この冷却システムの設計、地上試験および軌道上運用の実績について述べる。

2 冷却システム

2.1 要求仕様

冷却システムへの主要要求事項は、ADRとX線検出器を含むCSI(Calorimeter Spectrometer Insert)とのインタフェースを1.3K以下に冷却し、その温度を3年以上保持することである。

2.2 冷却システム設計

2.1に示した要求を満たすべく冷却システムの開発を行った。冷却には、液体ヘリウムと冷凍機を用いたハイブリッドな冷却システムを採用した。直径は1.4m、高さは1.8m、質

量は299kgである。図1に冷却システムの概念図を、図2に断面図を示す。

まず、冷却システムの内部の設計について述べる。この冷却システム内には、CSIと熱的に強く接するヘリウムタンクがあり、ヘリウムタンク内を減圧することで液体ヘリウムの温度を下げ、1.3K以下を実現している。液体ヘリウムの充填量は30L以上である。ヘリウムタンクへの入熱によって蒸発したヘリウムガスは、宇宙空間に放出する必要がある。しかしながら軌道上は無重力状態であることから、ヘリウムガスの放出経路を単純な中空配管にすると、ヘリウムガスと一緒に液体ヘリウムまで放出され、瞬間に寒剤である液体ヘリウムを消費してしまう。これを防ぐべく、ヘリウムタンクの外側には、ポーラスプラグ(PP)と呼ばれる多孔質でヘリウムだけを通す栓を設置している。ヘリウムタンクの外側は、ヘリウムタンク内よりも圧力が低いことから、ヘリウムが蒸

表1 冷凍機運転モード
Cooler operating modes

Case	Cooler Power (W)				
	SC		PC		JT cooler
Nominal (All coolers alive)	50	50	50	50	40
Failure of one shield cooler (SC)	90	0	50	50	90
Failure of JT cooler	90	90	50	50	0
Failure of one precooler (PC)	90	90	50	0	0
Cryogen-free	50	50	50	50	50

表2 熱平衡試験結果
Thermal performance test results

Case	Cooler power (W) *			Temperature (K)						Heat load to He tank (mW)
	SC*	PC*	JT cooler	He tank	JTS	IVCS	MVCS	OVCS	MS	
Nominal	49.3	50.6	20.7	1.16	4.28	27.0	102.7	139.6	293	0.73
	50.4	50.3								
SC failure	0	51.2	51.0	1.23	4.43	44.3	121.0	170.3	291	1.28
	89.1	50.9								
PC failure	81.1	50.9	0	1.23	8.93	22.4	109.4	122.0	290	1.62
	81.1	0								

* Upper : Cooler A, Lower : Cooler B

表3 ノミナルケースの解析予測と試験結果の比較
Temperatures in analytical prediction and measurement in nominal case

	Prediction	Measurement	Error
He tank (K)	1.3	1.16	- 0.14
JT shield (K)	4.31	4.28	- 0.03
IVCS (K)	24.5	27.0	2.5
MVCS (K)	93.9	102.7	8.8
OVCS (K)	138.5	139.6	1.1
MS (K)	293	293	0.0
Heat load to He tank (mW)	0.75	0.73	- 0.02

発し、その潜熱によりヘリウムタンクの内側よりも温度が低くなる。液体ヘリウムを2.17K以下に冷却することにより得られる超流動液体ヘリウムの超流動成分は、温度の低い方から高い方へ向かって流れる性質(熱機械効果)があるので、タンクの外側に向かっては移動しない。この性質を利用し、液体ヘリウムをタンク内に残し、PPからヘリウムガスだけを宇宙空間に排気する。さらに、PPからの微量の液体ヘリウムの漏れをヘリウムタンクに戻すフィルムフロー抑制システムも搭載し、液体ヘリウムを浪費しない手だてがなされている。

液体ヘリウムを保持している限りヘリウムタンクの温度は1.3K以下に冷却できるので、ヘリウムタンクへの入熱を低減して液体ヘリウムの蒸発量を抑えることが肝要である。そこで、高温の冷却システム外部からヘリウムタンクへの放射入熱を低減すべく、ヘリウムタンクから蒸発したヘリウムガスを利用して冷却する4層の熱シールド板を備えた。これらをJTシールド、IVCS (Inner Vapor Cooled Shield)、MVCS (Middle Vapor Cooled Shield) およびOVCS (Outer Vapor Cooled Shield) と呼ぶ。IVCS、MVCS およびOVCSは、それぞれ20層、30層および50層の多層断熱材(MLI)で覆われている。

ヘリウムタンクは、強度が高く、熱伝導率が低い炭素繊維強化プラスチック(CFRP)をベルト状にしたストラップ12本でIVCSから吊り構造で支えられている。さらにIVCSは、ガラス繊維強化プラスチック(GFRP)をベルト状にしたストラップ12本でメインシェル(MS)から支えられており、この2段の吊り構造でヘリウムタンクへの伝導入熱を低減している。繊維強化プラスチック(FRP)の繊維の種類が異なるのは、それぞれの使用温度域でより熱伝導率が低いものを選定していることによる。メインシェルは、地上の大気中において冷却システム内を真空に保つ容器の役目を果たしており、16本のCFRP製のパイプで衛星から断熱支持されている。

IVCSとOVCSを冷却するシールドクーラ(SC)は、2台の2段スターリング冷凍機を使用し、メインシェルの中央部に取り付けられ、IVCSを30K以下に、OVCSを150K以下に冷却する。この冷凍機は赤外線天文衛星「あかり」および国際宇宙ステーションに搭載されたオゾン層観測装置「SMILES」で使用された実績を有する。JTシールドを冷却するJT冷凍機は、メインシェルの底部に取り付けられ、4.5K以下に冷却する。この冷凍機も「SMILES」での実績を有する。JT冷凍機の予冷冷凍機(PC)には、2台の2段スターリング冷凍機を使用する。

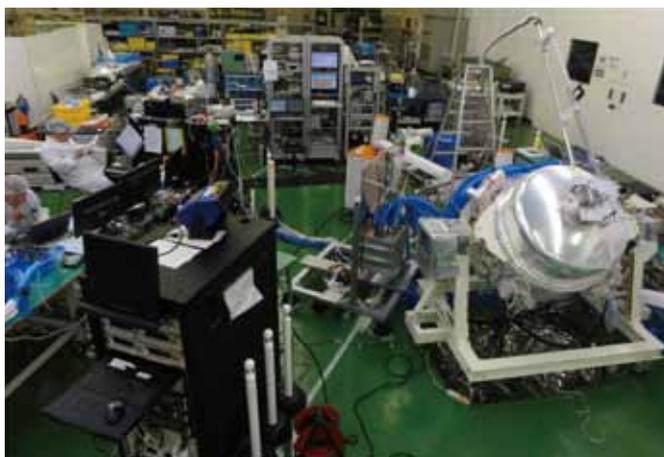


図3 冷却性能試験
Thermal performance test of cryogenic system

次に、冷却システムの外部の設計について述べる。冷却システム内部への侵入熱量を低減させるべく、メインシェル表面も冷却する。その表面には、太陽光の入射による入熱を抑え、放熱量の多い銀蒸着テープを施工する。メインシェルは、アルミフィルムを内面に施工したりフレクタで覆われ、メインシェル表面からの熱放射を反射させて深宇宙に放熱する。衛星ほかの装置からの入熱を低減することを目的として、リフレクタはMLIで覆う。

SCの発熱は、熱輸送デバイスであるループヒートパイプ(LHP)を用いて、衛星のラジエータパネルへ熱を運んでいる。メインシェル底面にあるPC用コンプレッサの1つとJT冷凍機用コンプレッサの1つを、それぞれ、炭素繊維製のサーマルリンクと銅製のサーマルリンクを用いてラジエータパネルへ排熱している。PC用コンプレッサには、運転時の振動による検出器への影響を低減すべく除振機構を設けている。除振機構を用いると、打上げ時の加速度負荷による大きな変位量が見られるので、PC用コンプレッサのサーマルリンクは、より柔軟性に優れた炭素繊維製とした。

冷凍機が故障した場合も想定した。冷凍機の冷却能力が失われた場合は、その冷凍機がメインシェルからヘリウムタンクへの熱侵入経路となり、ヘリウムタンクへの侵入熱量が増加してしまう。このシステムは、冷凍機が故障してもCSIインタフェース温度を1.3K以下に冷却し、その温度を9カ月以上保持することが求められている。冷凍機が故障した場合は、その冷凍機を停止し、ほかの冷凍機の運転電力を上げて冷却能力を増大させることで低温を維持することを方針とした。

表1に、故障時を想定した冷凍機の運転条件を示す。2台あるSCのうち1台が故障のケースでは、故障した1台を停止し、もう1台の電力を上げて運転する。JT冷凍機が故障のケースでは、JT冷凍機を停止して2台のSCの電力を上げる。また、PCは2台のうち1台でも故障するとJT冷凍機の運転ができなくなるので、JT冷凍機は停止し、2台のSCの電力を上げて運転する。

この冷却システムは、液体ヘリウムがすべて蒸発して枯渇した後でも、観測効率は落ちるが冷凍機のみで冷却することができるCryogen-freeモードを有する。また、JT冷凍機の運転電力を上げ、ヘリウムタンクとJTシールドとの間に設置さ

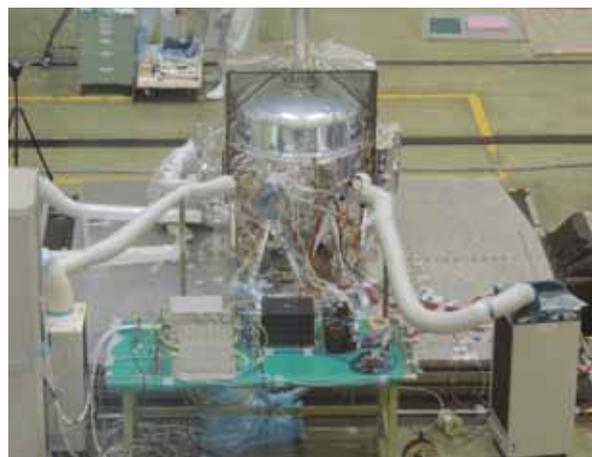


図4 振動試験
Vibration test of cryogenic system

れたADRの発熱を含めても、JTシールドを4.5K以下に冷却することによりセンサを50mKに冷却することができる。

3 地上試験

冷却システムの製作完了後、冷却性能試験、打上げ時の耐振性を確認する振動試験および衛星に組み込んだ状態での衛星全体試験を実施し、いずれも所期の性能を満たすことを確認した。

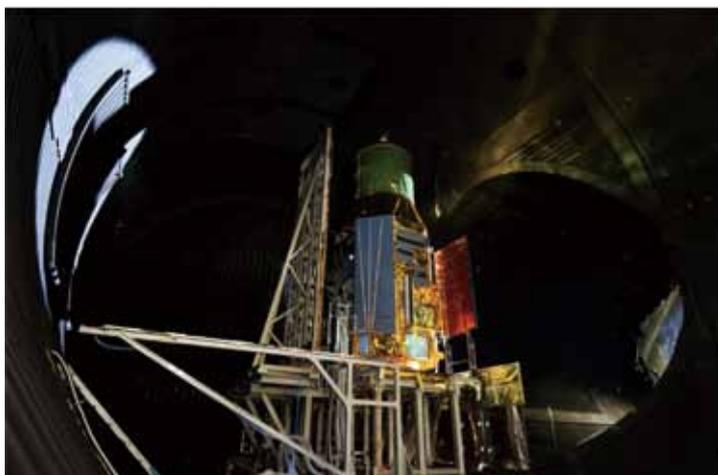
3.1 冷却性能試験

2014年10月から2カ月間、検出器の性能試験を兼ねた冷却システム内部の冷却性能試験を実施した。試験は、冷凍機故障のケースを含めてノミナルケース、SC故障ケースおよびPC故障ケースで実施した。JT冷凍機故障ケースについては、冷凍機の運転条件がPC故障ケースで包含できることから実施しなかった。試験では、冷却システムを横転台車に設置し、42.5°傾斜させた(図3)。これは、軌道上の無重力下でヘリウムタンク内の液体ヘリウムがPPに接している状態を模擬するのが目的であり、42.5°は液体ヘリウムの液面(液体と気体の境界面)がちょうどPPに触れる角度である。このほか、熱解析モデルの検証を目的として、より安定した温度状態を作り出すべく、間欠的に発熱するADRを意図的に停止した状態での試験も行った。

表2に、試験結果を示す。ノミナルケースにおいて、CSIインタフェースであるヘリウムタンク温度は1.16K、ヘリウムタンクへの侵入熱量は0.73mWとなった。この侵入熱量であれば30Lの液体ヘリウムを4.0年間保持でき、冷凍機の劣化を考慮しても3年以上という要求を満たす。表3に、事前解析予測と試験結果の比較を示す。各部の温度はよく一致した。ヘリウムタンクへの侵入熱量はわずか0.02mWの誤差であり、精度の高い設計ができていることが確認できた。SC故障ケース、PC故障ケースでのヘリウムタンクへの侵入熱量は、それぞれ1.28mW、1.62mWとなった。液体ヘリウムの寿命に換算すると、それぞれ2.6年、2.0年となり、冷凍機故障時の要求である9カ月以上を満たす結果が得られた。

3.2 振動試験

2014年12月および2015年3月にJAXA筑波宇宙センターにおいて、打上げ時の耐振性を確認すべく振動試験を実施した



©JAXA

図5 衛星の熱真空試験
Thermal vacuum test in satellite configuration

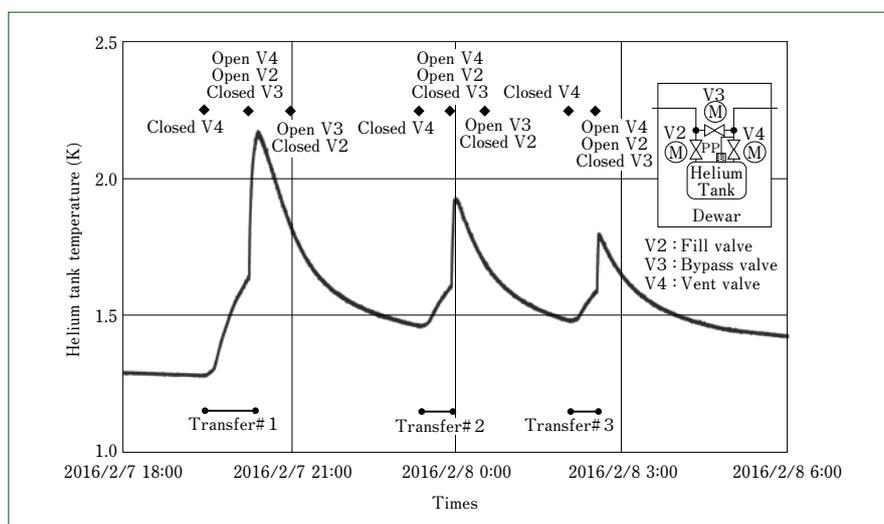


図6 トップオフ作業時のヘリウムタンクの温度変動
Helium tank temperature profile in top-off procedure

(図4)。試験では、水平方向および垂直方向の3軸それぞれに、打上げ時を想定した振動を与えた。ヘリウムタンクには、事前予測どおりの20G程度の加速度が加わったが、振動試験前後において各種性能に変化は見られなかった。

3.3 衛星全体試験

冷却システムは、システム単体での試験を終了した後、衛星に取り付けられた。2015年4月から11月にかけて衛星全体での試験が実施され、このなかでも冷却系の性能確認が行われた。

熱環境試験では、衛星全体を宇宙空間の真空環境および低温環境を模擬したスペースチャンバ内に設置し(図5)、冷却システムを含む衛星全体の熱設計の検証を実施した。冷却システムの各部の温度は、想定どおりの結果が得られた。

4 打上げ前冷却

衛星全体での試験終了後の2015年11月末に、衛星は種子島宇宙センターに輸送された。打上げ前の2016年2月2日から、大型ロケット組立て棟で、衛星とロケットを結合した状態で最終冷却作業を実施した。

まず、3日間かけて液体ヘリウムを注入し、ヘリウムタンク

クを常温から4.2Kまで冷却した。その後、液体ヘリウムの温度を1.3Kまで下げるべく、ヘリウムタンク内を減圧した。減圧により液体ヘリウムの蒸気圧が下がり、蒸発して液量が減少する。この現象に対し、液体ヘリウムを追加するトップオフを行った。トップオフは、液体ヘリウムを衛星外部の供給源で減圧し、超流動状態を作り出してからヘリウムタンクに転送することを繰り返す作業である。この作業は、通常の液体ヘリウム注入と異なり、すべてのヘリウム転送配管が負圧になることから、配管継手のシールが不十分であれば空気が流入して低温部で固化し、配管が閉塞する危険がある。さらに、安全上の理由で作業場所に人数制限があることにより、作業指示者は離れたところから作業確認と指示をしなければならなかったが、事前の点検と入念なりハーサルにより、無事に作業を完遂することができた。

図6に、トップオフ作業時のヘリウムタンクの温度変化を示す。液体ヘリウムの転送作業は3回行い、最終的に1.80Kの液体ヘリウムでタンク内を満たすことができたが、その後、悪天候により打上げ日が延期となった。これは、地上での作業の制約により冷凍機の停止時間が増え、液体ヘリウムの蒸発量が増加し、充填量が減少することを意味する。しかし打

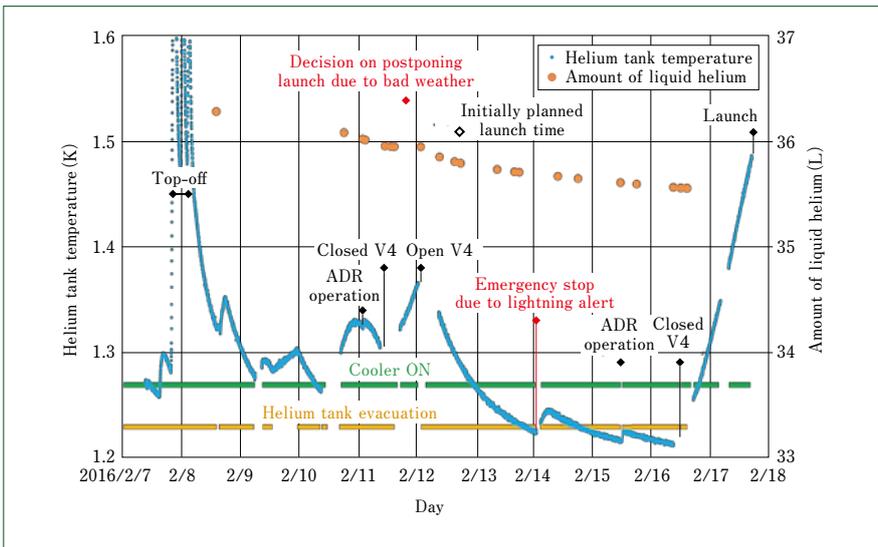


図7 打上げ前のヘリウムタンクの温度変動
Helium tank temperature profile before launch

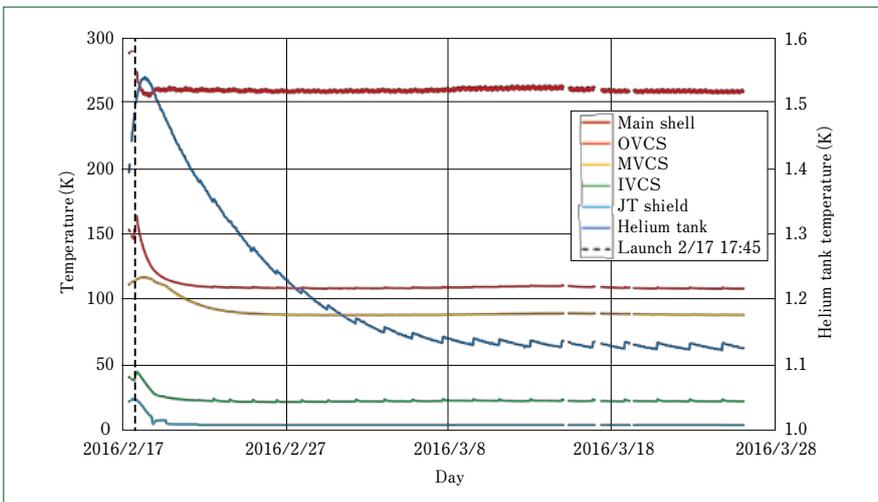


図8 打上げ後の温度変動
Temperature profile after launch

上げ前の液体ヘリウム充填量は35L以上を保ち、打上げ後に1.3Kにまで冷却することによる減少量を考慮した33L以上を上回ることができた(図7)。

5 軌道上での実績

ASTRO-Hは、2016年2月17日17時45分に打ち上げられ、打上げ320秒後にヘリウムベントバルブ(V5)を開いて、ヘリウムガスの排気を開始した。さらに、打上げ20分後にヘリウムフィルバルブ(V1)を開け、ヘリウムフィルラインの残留ヘリウムガスの排気を行った。2時間30分後には、SCおよびPCの運転を再開した。翌日にはJT冷凍機の運転を行い、JTシールドの冷却が開始された。

図8に、打上げ後の各部の温度を示す。地上試験ではメインシェル温度が常温であったが、軌道上では -10°C 以下まで冷えていることにより、各部の温度は地上試験時よりもおおむね下がっている。ヘリウムタンク温度は1.3Kを超える1.12Kまで冷却され、要求を満たしている。JTシールド温度は、メインシェル温度の影響を受けにくいことから、地上試験時の4.28Kに対して4.33Kとほぼ同じ温度である。JT冷凍

機への熱負荷源であるIVCSの温度が低いことから、JT冷凍機の運転電力は地上試験時の20.7Wに対して15.2Wと下がり、効率の良い冷却ができています。これは、冷凍機の劣化を低減し長期間運転するという観点からは好ましい。

ヘリウムタンク温度が安定した2016年3月10日以降のヘリウムタンクへの侵入熱量は、地上試験と同等と予測され、冷凍機の冷却能力の経年変化を考慮しても、要求である3年以上を満たすことが分かった。

6 むすび

- (1) ASTRO-Hに搭載される軟X線分光装置の冷却システムの設計および製作を行い、すべての地上試験に合格した。
- (2) 打上げ直前に最終冷却作業を実施し、所定の温度まで冷却して液体ヘリウムを充填した。
- (3) ASTRO-Hは2016年2月17日にH2Aロケットにより打ち上げられ、SXSの冷却システムは、要求を満たすことが確認された。

超電導単一光子システム冷却用小型2KGM冷凍機の開発

Development of New Compact 2K Gifford-McMahon Cryocoolers for Superconducting Single Photon Detectors

●平塚善勝* 包乾* 許名堯*
Yoshikatsu HIRATSUKA Qian BAO Mingyao XU



小型2KGM冷凍機
Compact 2K Gifford-McMahon (GM) cryocooler

近年、当社は超電導単一光子検出器 (SSPD: Superconducting single photon detector) の冷却を目的とするギフォード・マクマホン (GM) 冷凍機を開発している。SSPDシステムは、現状の半導体を用いた光子検出器に比べて、冷却システムの必要性によりサイズや消費電力が大きくなることから、使用できる範囲が制限される。本開発の目的は、市販GM冷凍機の膨張機 (RDK-101D) の全長を33%低減し、圧縮機ユニット (CNA-11) の容積を50%低減させること。加えて、膨張機1段と2段それぞれの冷凍能力が60Kで1W、2.3Kで20mWを有する小型2KGM冷凍機を開発することである。小型膨張機と併せきニア圧縮機を設計・製作し、冷凍機の性能試験を行った結果、電気入力1.2kW時に到達温度2.07K、1段と2段それぞれの冷凍能力は、47Kで1W、2.3Kで28mWが得られた。冷凍機の小型化に関しては、膨張機19%の短縮化、圧縮機55%の容積低減が図れた。

In recent years, Sumitomo Heavy Industries Ltd. (SHI) has been developing Gifford-McMahon (GM) cryocooler with the ability to cool down the superconducting single photon detectors (SSPD). Compared to an existing photon detector using semiconductors, the SSPD system was limited in its application due to its larger size and power consumption required by the cooling system. Therefore, the objective of the development is to reduce the total height of the expander by 33% compared to the existing GM cryocooler (RDK-101D) and the volume of the compressor unit (CNA-11) by 50% compared to the existing CNA-11 compressor, and to develop the compact 2KGM cryocooler with the first stage of cooling capacity, 1W at 60K, and the second stage, 20mW at 2.3K. A compact expander and a valved linear compressor were designed and built, and the performance test was carried out. With an input power of 1.2kWh, the lowest temperature of 2.07K has been achieved, and the cooling power of the first stage found 1W at 47K, and the second stage, 28mW at 2.3K. As for the downsizing of the cryocooler, the expander height and the compressor volume were reduced by 19% and 55% respectively.

1 まえがき

従来の光による通信は、光をエネルギーとしてのみ制御していることから、波の性質まで利用することで今の光通信よりもはるかに多くの情報量を伝達することが可能となる。また、光は波の性質と同時に粒 (光子) の性質も共有しているの

で、この特性を利用することで、すべての盗聴を傍受することが可能となる。よって、光エネルギー量子である光子1個の到来を高感度で高速に検出する技術 (単一光子検出器) の開発は、盗聴を完全に見破ることのできる量子暗号の要となる。

しかし、現段階での光子検出器は、半導体APD (Avalanche photodiode) を用いており、応答時間の限界や不十分な暗計

表1 最終設計目標仕様値
Specification of final designed target

Item	Target
1st cooling capacity	1 W at 60 K
2nd cooling capacity	20mW at 2.3K
Maximum electric input power	1.2kW AC100V
Length reduction of expander compared to the existing RDK-101D	33.3%
Volume reduction of compressor unit compared to the existing CNA-11	50.0%
Temperature oscillation amplitude	< ±20mK

表2 膨張機シリンダ長の低減
Reduction of expander cylinder length

Item	Length Reduction (mm)	Method
1st Warm-end	5	Design Optimization
Stroke	4	Optimized by Simulation
1st Regenerator	28	
1st Heat Exchanger	5	
Connecting Section	21	New Configuration
2nd Regenerator	10	New Regenerator Material
2nd Heat Exchanger	12	Optimized by Simulation
Total	85	

数雑音抑制性という問題のほか、受光感度を持つ波長帯の制限が性能向上の制約要因となり、長距離伝送が極めて困難となっている。

これらの解決策として、超電導ナノ細線を用いた低雑音、高感度および高速動作を可能とする超電導単一光子検出器(SSPD)が検討されている。国立研究開発法人情報通信研究機構(NICT)は、GM(Gifford-McMahon)冷凍機に複数チャネルを実装したマルチチャンネルSSPDシステムを開発し、世界トップクラスの性能を達成したと報告している⁽¹⁾。しかし、SSPDシステムは、冷凍機が存在する分、半導体方式に比べてサイズと電力消費が大きくなることから使用範囲などに制約が出る。可搬型極低温冷凍システムを用いたSSPDシステムの開発は、移動体に搭載しアドホックの光空間通信に適用して、災害時などに大容量の光回線を柔軟に構築することも可能となる。しかし、これにはシステムサイズと消費電力の低減が不可欠となる。

当社は、NICTからの委託研究(光・量子情報通信用超電導単一光子検出システムの小型化技術に関する研究開発)により、小型冷凍システムの研究開発を行ってきた。本報では、超電導単一光子検出システムの主要体積を占める極低温冷凍機を小型化し、さらに、光・量子情報通信において高い光子検出性能を発揮できる温度領域(2 K台)を実現するSSPDシステム冷却用の小型冷凍システムについて報告する。

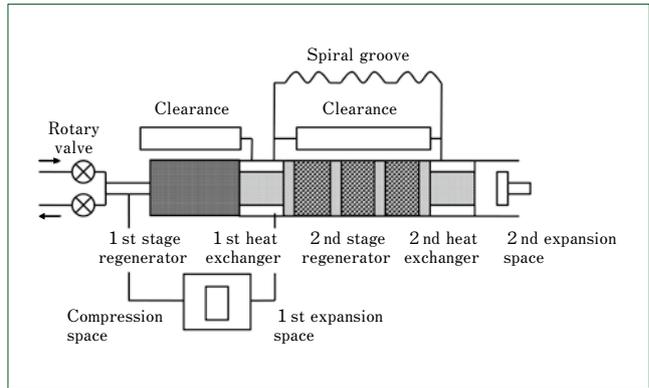


図1 2段GM冷凍機膨張機の数値計算モデル
Numerical calculation model of two-stage GM expander

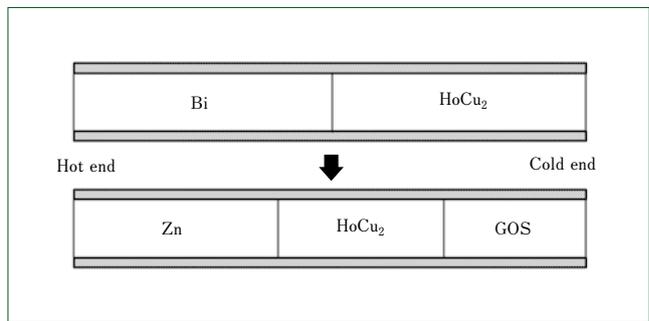


図2 2段蓄冷器内の蓄冷材配分
Filling pattern inside second-stage regenerator after introducing new material

2 冷凍機の目標仕様値

表1に、小型冷凍機開発における最終目標仕様値を示す。冷凍性能は、1段冷凍能力：1 W at 60 K、2段冷凍能力：20 mW at 2.3 Kであり、このときの圧縮機ユニットへの電気入力1.2 kW(現行機と同等)である。冷凍機の大きさは、現行0.1 W 4 KGM冷凍機(膨張機 RDK-101D)の長さを2/3に(現行膨張機の442 mmから295 mmへ)、圧縮機ユニット(CNA-11)容積を1/2に(現行容積の70 Lから35 Lへ)することを最終目標値としている。

はじめに冷凍機の開発内容を主な構成要素となる膨張機と圧縮機に分けて説明し、その後2 K膨張機をリニア圧縮機で駆動させたときの性能試験の結果について報告する。

2.1 膨張機の小型化検討

膨張機の長さを現行機の2/3以下に小型化すべく、4 KGM冷凍機における高効率化要素技術と、開発した数値計算モデル⁽²⁾を活用して熱交換器および蓄冷材配合比の最適化を行い、シリンダの短縮化を図った。

2.2 数値計算モデル

図1に、2段GM冷凍機膨張機の数値計算モデルを示す。膨張機は、大きく7つの空間要素に分割され、それぞれの空間は基本的に円形断面を有する数値解析モデルによって表すことができる。

基礎方程式の誘導に際し次の仮定を定義する。

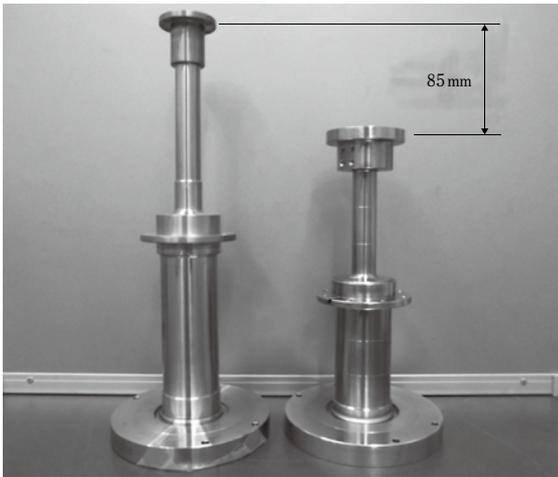


図3 試作膨張機とRDK-101Dとの比較
New prototype expander compared to RDK-101D

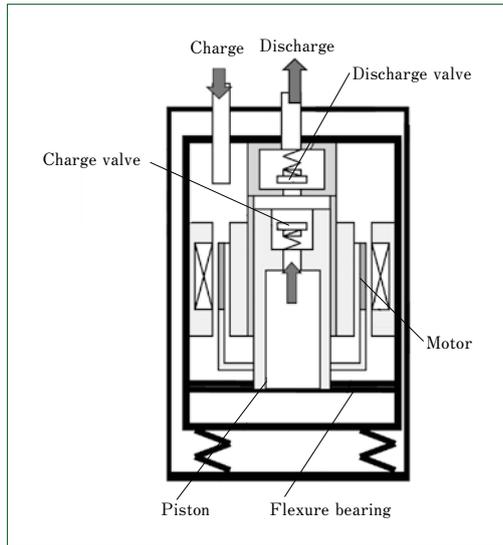


図4 リニア圧縮機の概要
Schematic drawing of linear compressor

表3 初期目標仕様値
Specifications of first designed target

1st cooling capacity	1 W at 60 K
2nd cooling capacity	20mW at 2.3K
Maximum electric input power	1.2kW AC100V
Operating frequency	40 ~ 70Hz
Cooling temperature	Water 30℃
Initial gas pressure	1.3 ~ 2.0MPa Helium
High/Low pressure	2.25MPa/0.85MPa
Mass flow rate	> 0.8g/s
Compressor efficiency	> 60%
Unit volume	< 35L

- ① 径方向の温度差などを無視する(軸方向1次元モデル)。
- ② 作動ガスのシリンダ軸方向の熱伝導を無視し、熱伝導による侵入熱は、壁と蓄冷材のシリンダ軸方向の熱伝導のみに依存する。
- ③ 熱交換器壁の温度を一定とし、時間的・空間的に変動しないものとする。
- ④ 膨張機シールらせん溝の損失を無視する。

これらより、質量保存則、作動ガスのエネルギー方程式および運動方程式(圧力損失のみ)は、それぞれ次のように表すことができる。

$$\frac{dm_i}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_{i+1}$$

$$\frac{\partial(m_i h_i)}{\partial t} + (\dot{m}h)_{fi+1} - (\dot{m}h)_{fi} + \alpha_i A_i (T_i - T_{wi}) - V_i \frac{dP_i}{dt} = 0$$

$$\frac{\partial P_i}{\partial x} = -f_r \frac{1}{d_h} \frac{\rho u_i^2}{2 |u_i|}$$

ここで、 ρ は密度、 u は流速、 d_h は水力直径、 f_r は摩擦係数である。さらに蓄冷器は、作動ガスと蓄冷材の熱交換、シリンダ壁と蓄冷材の熱伝導を考慮し、各空間にエネルギー式を適用する。

$$V_{wi} c_{wi} \frac{\partial T_{wi}}{\partial t} = -\lambda_{wi} A_{wi} \frac{\partial^2 T_{wi}}{\partial x^2} dx + \alpha_i A_i (T_i - T_{wi})$$

ここで、 α はガスの熱交換係数、 C_w は蓄冷材または壁の1cc当たりの比熱、 λ_w は蓄冷材と壁の熱伝導率、 A_w は蓄冷材または壁の断面積、 V_w は蓄冷材または壁の容積である。これらの方程式を連立し、時間軸について差分法で解くことで冷凍能力などを算出する。

2.3 蓄冷材の性能向上検討

2段蓄冷器については、蓄冷器温度分布を改善し、蓄冷材の材質と充填配合比を最適化すべく数値計算を行い、2段冷凍性能の向上によるシリンダの小型化を図った。

蓄冷器温度分布の改善については、2段蓄冷材の常温側に充填されているBiに替えて比熱が低いZnを充填した。これにより、平均温度が上昇してガス密度が低下する。その分2段低温空間に流入する質量流量が増加し、能力向上につながる。と考える。

さらに、充填配合比の最適化に関しては、図2に示すように、2段低温部に充填されているHoCu₂の割合を減らし、より低温で比熱の大きいGOSを充填することで極低温における性能を向上させている。

2.4 膨張機の短縮化

表2に、膨張機シリンダの短縮化結果を示す。数値計算の結果から、ストロークならびに蓄冷器温度分布の改善および蓄冷材と熱交換器の最適化を計った。さらに1段高温側シール構造の変更、新連結機構の導入により、膨張機シリンダの全長を85mm短縮化した。

図3に、試作膨張機とRDK-101Dとの比較を示す。

今後も目標値に向け、さらなる短縮化を目指してモータを含めた検討を行っていく。

2.5 小型2KGM膨張機の冷凍性能測定結果

本研究で開発した小型2KGM膨張機の1段冷凍能力は、目標の1W at 60Kに対し1W at 41.1Kであった。2段冷凍能力は、目標の20mW at 2.3Kに対し20mW at 2.20K(2段輻射シールドあり)が得られた。また、2段ステージの温度変動幅は、目標±20mK以下に対し、ほぼ±20mKに抑えることができた⁽³⁾。

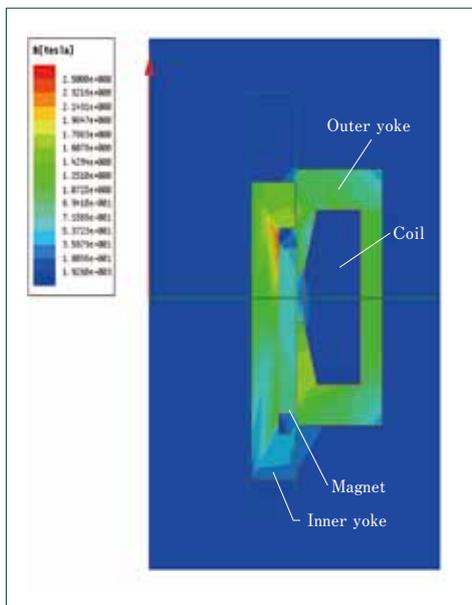


図5 1 AirGapリアモータの解析モデル
Analysis model of 1 AirGap linear motor

表4 1 AirGapリアモータの過渡磁場解析結果
Calculation results of transition response analysis of 1AirGap linear motor

Operating frequency	50Hz
Capacitor	0.22 mF
Number of coil turns	190 turn
Voltage	95 V
Current	14.4 A
Force	708.6 N
Current density	8.13 A/m ²
Force constant	49.3 N/A
Copper loss	140.3 W
Iron loss	123.0 W
Power factor	0.99
P-V work	1101.1 W
Input power	1364.4 W
Motor efficiency	0.81

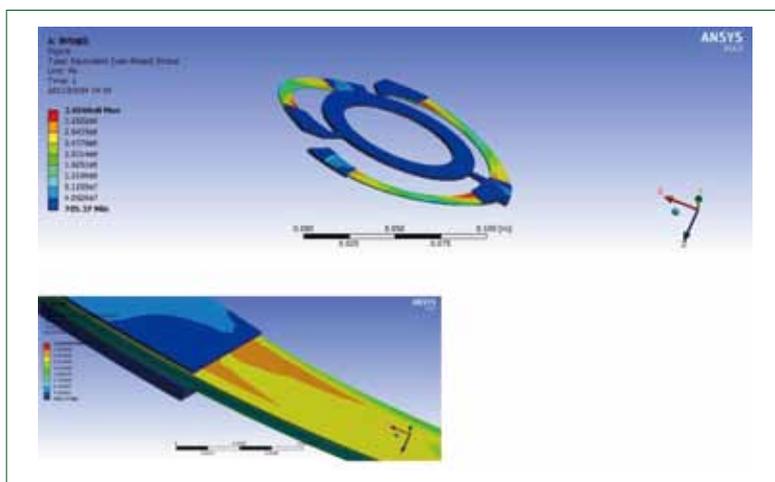


図6 補助ばねを設置した場合のフレクシャ軸受の接触解析結果
Calculation results of flexure bearing with sub-spring using contact stress analysis

3 圧縮機ユニットの小型化検討

圧縮機ユニットの容積小型化に向けて内部構成部品の最適化も検討されるが、課題である現行容積の大幅な減少(目標50%減)を実現するには、何かしらの大きな変更を余儀なくされる。

圧縮機ユニットにおいては、圧縮機本体とほぼ同体積となるアドソーバおよびオイルセパレータが空間容積を大きく占拠していることから、この部品を排除したオイルレス圧縮機の開発が小型化への有効な手段であると言える。それとともに、潤滑油の存在が障害となり、今まで不可能とされていた用途も新たに創出できる可能性を有している。

オイルレス圧縮機としてリニア圧縮機を選定し、1次試作機を設計・製作した。その試作機を用いて、圧縮機単体での評価試験ならびに先に開発した2KGM膨張機と接続して冷凍機性能試験を行った結果について報告する⁽⁴⁾。

3.1 リニア圧縮機的设计検討

2K冷凍機に使用されるリニア圧縮機を設計するに当たり、圧縮機ユニット(CNA-11)の仕様とほぼ同様(at 膨張機2段温度4K)の流量ならびに圧縮機比を設定した(表3)。さらに、決定した設計値に対して圧縮機の運動解析を行い、その後、個々の要素部品モータ部や軸受ばねなどの設計計算を行った。

3.2 リニア圧縮機の運動解析

リニア圧縮機のピストンの挙動は、クランク式圧縮機と異なり、負荷が変わることによって複雑な動きをすることから、数値計算によりピストンの挙動を正確に模擬する必要がある。弁の挙動を含めたリニア圧縮機の運動解析プログラムの作成を行った。

支配方程式を次に示す。

状態方程式

$$P_{co} = \rho_j R_g T_{co}$$

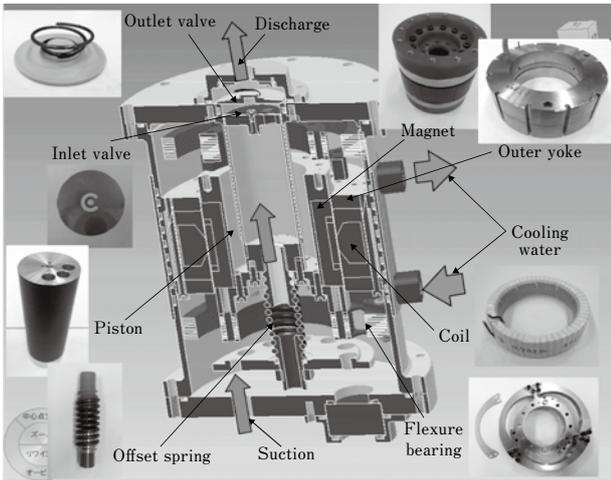


図7 リニア圧縮機の断面
Cross-section of linear compressor capsule

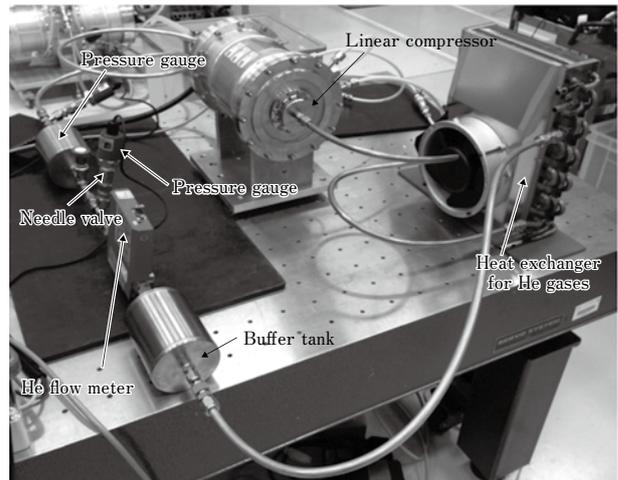


図8 圧縮機単体試験装置
Test apparatus for compressor performance

質量保存則

$$\frac{dM_{co}}{dt} = m_{out}^* - m_{in}^*$$

ピストン運動保存則

$$i_{coil} B_{co} L_{coil} = M_{co} \frac{d^2 X_{co}}{dt^2} + C_{co} \frac{dX_{co}}{dt} + K_{co}(X_{co} + X_{offset}) + A_{co}(P_H - P_L)$$

エネルギー保存則

$$\frac{dQ_{co}}{dt} + m_{out}^* C_p T_{out}^* - m_{in}^* C_p T_{in}^* = \left(C_p P_{co} \frac{dV_{co}}{dt} + C_v V_{co} \frac{dP_{co}}{dt} \right) / R_g$$

キルヒホッフの式

$$E_{coil} = \ell_{coil} B_{co} \frac{dX_{co}}{dt} + L_{coil} \frac{di_{coil}}{dt} + R_{coil} i_{coil}$$

吸入・吐出弁の運動方程式

$$0 = M_v \frac{d^2 X_v}{dt^2} + C_v \frac{dX_v}{dt} + K_v X_v + A_{ex}(P_{co} - P_H)$$

$$\frac{dX_v}{dt} = -C_r \frac{dX_v}{dt}$$

ピストンシールとバルブからの漏れ

$$\dot{m}_{leak} = Cr \sqrt{P_{i+1}^2 - P_i^2}$$

ここで、 i_{coil} は電流値、 E_{coil} は電圧値、 ℓ_{coil} はコイル線長、 C_{coil} はキャパシタンス、 L_{coil} はインダクタンス、 R_{coil} はリアクタンス、 M_{mech} は可動部質量、 K_{coil} はばね定数、 B_{co} は磁気回路磁束密度、 C_r は反発係数である。

各空間の時間微分方程式については、Runge-Kutta Gill法を用いて解いた。

図4に、リニア圧縮機概念図を示す。計算結果より、吸入弁はピストン側に、吐出弁はシリンダ上部に設置し、それぞれの弁通過における圧力損失の低減を図っている。これらの計算結果を踏まえてモータの磁場解析と軸受や弁の応力解析を行い、各構成部品の詳細設計を行った。

3.3 モータと軸受ばねの設計

本モータには、小型で、できるだけ推力を得られるように磁石とヨークのギャップの数を減らした1 AirGapモータを採用している。

モータの形状や推力を決定し、効率を算出することを目的に過渡磁場解析を行った。過渡解析は、初期条件としてモータへの外力と電圧との位相差が必要となり、先の運動解析から見積もられる。

図5および表4に、過渡解析の計算結果を示す。目標とするモータ効率81%が得られていることが分かる。1 AirGapモータは、推力は大きく得られるが、エアギャップが1つであることから、横への吸引力が大きくなる。さらに、磁石と内ヨークが一体構造なので可動部が重くなることから、軸方向はもとより横剛性の強い軸受ばねを必要とする。

図6に、軸受ばねの非線形解析結果を示す。ばね端面における応力集中を低減すべく補助ばねを採用している。

3.4 圧縮機の単体試験装置ならびに実験結果

計算結果をもとに1次試作機的设计・製作を行い、圧縮機単体の性能試験を行った。図7、図8および表5に、圧縮機の概要ならびに圧縮機単体性能試験装置とその試験結果をそれぞれ示す。

表5より、電気入力を1.2kW一定とし、運転周波数50Hz、高圧2.27MPa/低圧1.09MPa、質量流量0.89g/s時にP-V仕事860Wが得られ、容積効率64%、図示効率88%、モータ効率75%、機械効率95%、圧縮機効率40%となった。

圧縮機効率が目標値よりも低い要因として、容積効率が計算値よりも低く、ピストンとシリンダ、吸入・吐出弁などの各シール部分の漏れ損失が大きいために考えられる。ピストンとシリンダ隙間を20 μmから15 μmに変更し、シリンダ長も長くする。また吸入・吐出弁に樹脂を張り付けて漏れ損失を低減し、さらに周波数を50Hzから70Hzに変更することでモータ効率が向上し、圧縮機効率53%が得られ32%の性能改善が図られた。

3.5 2KGM膨張機との接続冷凍性能試験

小型2KGM膨張機とリニア圧縮機との組合せ冷凍性能試

表5 圧縮機単体性能試験結果と計算結果の比較
Comparison among experimental, calculation and improvement results of compressor

Item	Calculation	Measurement	Improvement
Operating frequency f_0	50 Hz	50 Hz	70 Hz
High/Low pressure P_H/P_L	2.25 MPa/0.85 MPa	2.27 MPa/1.09 MPa	2.71 MPa/1.18 MPa
Discharge temperature T_{g0}	125 °C	133.3 °C	131.9 °C
Charge temperature T_{g3}	28 °C	25 °C	37.6 °C
Mass flow rate m_{re}	0.93 g/s	0.89 g/s	0.93 g/s
Piston stroke X_{co}	13.5 mm	13.1 mm	10.8 mm
Input power Q_{inp}	1.2 kW	1.2 kW	1.2 kW
P-V work W_{th}	0.81 kW	0.86 kW	0.95 kW
Ideal P-V work W_{co}	0.81 kW	0.76 kW	0.86 kW
F-X work W_{mot}	0.99 kW	0.91 kW	1.05 kW
Volume efficiency ϵ_{vol}	87 %	64 %	78 %
Indicated efficiency ϵ_{ind}	99 %	88 %	90 %
Motor efficiency ϵ_{mot}	82 %	75 %	88 %
Mechanical efficiency ϵ_{mech}	95 %	95 %	90 %
Compressor efficiency ϵ_{co}	62 %	40 %	57 %

表6 2K膨張機とのリニア圧縮機接続試験結果
Experimental results for compact 2KGM cryocooler with linear compressor

Item	With CNA-11 compressor unit	Measured results
Electric input power	1.2 kW	0.9 kW (Compressor only)
Operating frequency	50 Hz	70 Hz
1st temperature with 1 W	47 K	47 K
2nd temperature at 2.3 K	28 mW	28 mW
No-load 2nd temperature	2.09 K	2.07 K

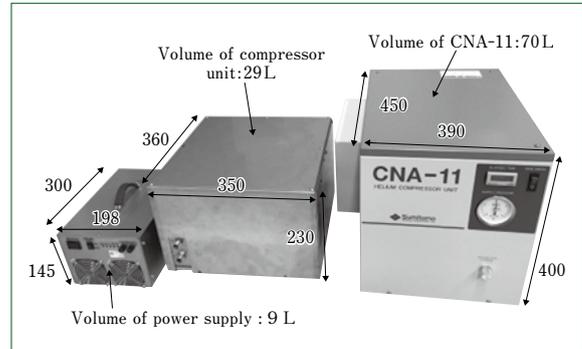


図9 試作圧縮機ユニットとインバータ電源
Prototype compressor unit and inverter electric box

験を行った⁽⁵⁾。

表6に、圧縮機にCNA-11とリニア圧縮機を使用した場合の2KGM冷凍機の冷凍性能試験結果の比較を示す。冷凍性能では、リニア圧縮機電気入力0.9kW時にCNA-11圧縮機使用時と同等の値が得られていることが分かる。

図9に、インバータ電源および圧縮機ユニットをCNA-11と比較した写真を示す。冷却ファンと冷却水ポンプならびに膨張機バルブモータの消費電力は約100W、インバータ効率約80%から圧縮機ユニットの電気入力1.2kWとなる。さらに、インバータ電源と圧縮機ユニットの容積は、それぞれ9Lと29Lで合計38Lとなり、55%の容積低減が図られた。

4 むすび

- (1) SSPDシステム用の小型化冷凍システムの研究開発において、膨張機全長は現行機(RDK-101D 442mm)の2/3以下(33.3%短縮)という目標に対して、19%の短縮化を実現した。このときの冷凍性能は、1段冷凍能力が目標の1W at 60Kに対し1W at 47K、2段冷凍能力は目標の20mW at 2.3Kに対し28mW at 2.3Kを得た。
- (2) 圧縮機の小型化に関しては、圧縮機ユニット(CNA-11)内のオイルを除去する補機類を排除することで小型化を図った。
- (3) オイルレス圧縮機としてリニア圧縮機を選定し、1次試作機を設計・製作し、圧縮機単体での評価試験ならびに2KGM膨張機と接続して冷凍機性能試験を行った。その結果、現行圧縮機CNA-11を使用した冷凍能力に対し、ほぼ同等の性能が得られることを確認した。さらに、電源を含めた圧縮機ユニットの容積は38Lとなり、55%の容積低減が図られた。

今後、駆動部分を含めた膨張機の小型化と性能安定性の評

価、さらに圧縮機ユニットの小型化に関する検討ならびに、冷凍機の効率改善による消費電力低減を行う予定である。

本研究開発は、NICTの委託研究(光・量子情報通信用超電導単一光子検出システムの小型化技術に関する研究開発)により得られた成果である。

(参考文献)

- (1) S.Miki, T. Yamashita, M.Fujiwara, M.Sasaki and Z.Wang, Optics Letters 35 (13) (2010), p.p.2133-2135.
- (2) M.Xu, et al, Advances in Cryogenic Engineering, AIP Conference Proceeding 1573 (2014), p.p.1143-1148.
- (3) Bao Q, Tsuchiya A, Xu M, and Li R 2015. proc. 25th Int. Cryogenic Engineering Conf. and Int. Cryogenic Materials Conf. in 2014 (Twente, The Netherlands), Physics Procedia vol.67 (Amsterdam: Elsevier), p.428.
- (4) Hiratsuka Y 2015. Proc. Cryogenic Engineering Conf. and Int. Cryogenic Materials Conf. in 2015 (Tucson, AZ), IOP conf. Series: Materials Science and Engineering 101 (2015) 012178.
- (5) Hiratsuka Y, Bao, Q., Xu, M., 2016. 26th International Cryogenic Engineering Conference and International Cryogenic Materials Conference in 2016, New Delhi, The india, to be published.

住友重機械技報第191号発行に当たり

住友重機械技報第191号をお届け致します。

本誌は、当社が常々ご指導いただいている方々へ、最近の新製品、新技術をご紹介申し上げ、より一層のご理解とご協力をいただくよう編集したものです。

本誌の内容につきましては、さらに充実するよう努めたいと考えますが、なにとぞご意見賜りたく、今後ともよろしくご支援下さるよう、お願い申し上げます。

なお、貴組織名、ご担当部署などについては、変更がございましたら裏面の用紙にご記入のうえ、FAXでお知らせいただきたくお願い申し上げます。また、読後感や不備な点を簡単に裏面用紙にご記入願えれば幸いに存じます。

2016年8月

〒141-6025 東京都品川区大崎2丁目1番1号 (ThinkPark Tower)

住友重機械工業株式会社

技術本部 技報編集事務局

(宛先)

(発信元)

住友重機械工業(株)
技術本部 技報編集事務局 行
FAX 横須賀 046 - 869 - 2358

貴組織名
担当部署
氏 名
TEL No.
FAX No.

住友重機械技報第191号の送付先の確認と読后感などの件

送 付 先 変 更	(旧送付先)	(新送付先)
	送付番号 _____	送付番号 _____
	組織名称 _____	組織名称 _____
	担当部署 _____	→ 担当部署 _____
	所在地 _____ 〒 _____	所在地 _____ 〒 _____

新 規 送 付 先	新しい部署ができた場合ご記入下さい。
	組織名称 _____
	担当部署 _____
	所在地 _____ 〒 _____
	必要部数 _____ 部

本 号 の 読 後 感 に つ い て	1. 本号で、一番関心を持たれた記事は。
	2. 本号を読まれたご感想をお知らせ下さい。(○印でご記入下さい。)
	1 興味深かった 2 特に興味なし
	その理由をお聞かせ下さい。

キ
リ
ト
リ
線

主要営業品目

変減速機、インバータ

●機械式減速機：[同心軸]サイクロ減速機、サイクロギヤモータアルタックス、精密制御用サイクロ減速機、コンパワ―遊星歯車減速機、[平行軸]パラマックス減速機、ヘリカルボディボックス、プレストギヤモータ、[直交軸]パラマックス減速機、ハイボニック減速機、アステロ直交ギヤヘッド、ベベルボディボックス、ライタックス減速機、HEDCON ウォーム減速機、小形ウォーム減速機 ●変速機：[機械式変速機]バイエル無段変速機、バイエル・サイクロ可変減速機、[電気式変速機]インバータ、インバータ搭載ギヤモータ、サーボドライブ、DCドライブ サイクロ、アルタックス、コンパワ―、パラマックス、ボディボックス、プレスト、ハイボニック減速機、アステロ、ライタックス、HEDCON、バイエルおよびバイエル・サイクロは、住友重機械工業株式会社の登録商標です。

プラスチック加工機械

●プラスチック加工機械：射出成形機、射出吹込成形機、ディスク成形機、セラミックス成形機 ●フィルム加工機：押出機、フィルム製造装置、ラミネート装置 ●IC封止プレス ●成形システム・金型：射出成形用金型、PETシステム、インジェクションブロー成形システム、インモールドラベリング成形システム

レーザ加工システム

●レーザドリル装置 ●レーザアニーリング装置 ●YAGレーザと加工システム

半導体・液晶関連機器

●イオン注入装置 ●成膜装置：(太陽電池、タッチパネル、有機EL用)プラズマ薄膜形成システム ●精密位置決め装置XYステージ ●モーションコーポネント ●ライン駆動用制御システム ●マイクロマシン ●レーザアニーリング装置 ●ウエハ研削装置

環境施設

●環境・エネルギー関連プラント：循環流動層(CFB)ボイラ、ロータリーキルン式産業廃棄物処理施設 ●大気関連プラント：電気集塵装置、灰処理装置、乾式脱硫・脱硝装置 ●水関連プラント：上水処理施設、下水処理施設、浸出水処理施設 ●産業廃水処理装置

加速器、医療機器、精密機器、極低温機器、超電導磁石

●イオン加速器：サイクロトロン、ライナック、シンクロトロン ●電子線照射装置 ●医療機器：PET診断用サイクロトロン・CYPRIS、標識化合物合成装置、陽子線治療システム ●冷凍機：パルスチューブ冷凍機、4KGM冷凍機、MRI用冷凍機、クライオポンプ ●人工衛星搭載観測装置冷却システム ●超電導磁石：ヘリウムフリー超電導マグネット

CYPRISは、住友重機械工業株式会社の登録商標です。

物流・パーキングシステム

●自動倉庫システム ●高速自動仕分システム ●FMS/FAシステム ●無人搬送システム ●機械式駐車場

金属加工機械

●鍛圧機械：フォージングプレス、油圧プレス、フォージングロール、超高压発生装置 ●工作機械、クーラント処理装置 ●SPS(放電プラズマ焼結機)

運搬荷役機械

連続式アンローダ、港湾荷役クレーン(コンテナクレーン、タイヤマウント式ジブクレーン、タイヤマウント式LLC)、トランスファクレーン、ジブクレーン、ゴライアスクレーン、天井クレーン、製鋼クレーン、自動クレーン、コイル搬送台車、ヤード機器(スタッカ、リクレーマ、スタッカ/リクレーマ)、シップローダ、ベルトコンベアおよびコンベアシステム、リフティングマグネット装置、コークス炉移動機械

船舶海洋

●船舶：油槽船、撒積運搬船、鉱石運搬船、鉱油兼用船、コンテナ船、自動車運搬船、その他海洋構造物

インフラ整備関連

●海洋・港湾構造物：沈埋函、ケーソン

化学機械、プラント

●一般プラント：紙・パルプ製造装置、化学装置、原子力装置 ●発電設備：循環流動層ボイラ ●圧力容器：リアクタ、塔、槽、熱交換器 ●攪拌混合システム：マックスブレンド攪拌槽、スーパーブレンド(同心2軸型攪拌槽)、バイボラック(横型2軸反応装置) マックスブレンドおよびバイボラックは、住友重機械プロセス機器株式会社の登録商標です。

建設機械、フォークリフト

油圧式ショベル、移動式環境保全およびリサイクル機械、杭打機、道路舗装機械、フォークリフト

タービン、ポンプ

蒸気タービン、プロセスポンプ

その他

航空用機器、精密鋳鍛造品、防衛装備品(各種機関銃、機関砲およびシステム)

※文章中のソフトウェア等の商標表示は、省略しております。

事業所

本社	〒141-6025 東京都品川区大崎2丁目1番1号(ThinkPark Tower)	技術研究所	〒237-8555 神奈川県横須賀市夏島町19番地
関西支社	〒530-0005 大阪市北区中之島2丁目3番33号(大阪三井物産ビル)	技術研究所	〒188-8585 東京都西東京市谷戸町2丁目1番1号
中部支社	〒461-0005 名古屋市東区東桜1丁目10番24号(栄大野ビル)	(田無)	
九州支社	〒810-0801 福岡市博多区中洲5丁目6番20号(明治安田生命福岡ビル)	技術研究所	〒792-8588 愛媛県新居浜市惣開町5番2号
田無製造所	〒188-8585 東京都西東京市谷戸町2丁目1番1号	(新居浜)	
千葉製造所	〒263-0001 千葉市稲毛区長沼原町731番1号		
横須賀製造所	〒237-8555 神奈川県横須賀市夏島町19番地		
名古屋製造所	〒474-8501 愛知県大府市朝日町6丁目1番地		
岡山製造所	〒713-8501 岡山県倉敷市玉島乙島新湊 8230 番地		
愛媛製造所			
新居浜工場	〒792-8588 愛媛県新居浜市惣開町5番2号		
西条工場	〒799-1393 愛媛県西条市今在家1501番地		

本号に関するお問い合わせは、技術本部技報編集事務局(電話番号は下記)宛お願い致します。

住友重機械工業株式会社のホームページ <http://www.shi.co.jp/>

技報編集委員

委員	見上 孝一	委員	小松 幹生
	大西 良孝		天野 光昭
	平田 徹		岡林 明伸
	井上 千晶		幕田 啓二
	秋山 年春		渡邊 建聖
	長部 洋介		小林 裕二
	浅井 一浩		坂根 剛
	雨宮 徳一		石倉 武久
	諏訪 義和		長坂 勇希
	鈴木雄一郎		岩本 和也
		事務局	技術本部
		編集協力	(株)千代田プランニング

住友重機械技報

第191号 非売品

2016年8月10日印刷 8月20日発行

発行 住友重機械工業株式会社
〒141-6025 東京都品川区大崎2丁目1番1号
(ThinkPark Tower)

お問い合わせ電話 横須賀 046-869-2306

発行人 富田 良幸



住友重機械工業株式会社
Sumitomo Heavy Industries, Ltd.

