

エアコン用ロータリコンプレッサの圧縮機構部における混合潤滑シミュレーション

Numerical Simulation of Mixed Lubrication for Air-Conditioner Rotary Compressor Mechanisms

伊藤 安孝 服部 仁志 三浦 一彦

■ ITO Yasutaka ■ HATTORI Hitoshi ■ MIURA Kazuhiko

エアコン用コンプレッサの効率を向上させるうえで、圧縮機構部の摩擦損失の低減はもっとも重要である。

東芝は、ロータリコンプレッサの圧縮機構部における混合潤滑解析技術を独自に開発した。これは、表面粗さを考慮した修正レイノルズ方程式と弾性接触式を連成させて解くもので、潤滑油膜の破断と固体どうしの接触状態を知ることができ、摩擦損失を最低限に抑えた機構の設計が可能となる。この技術を主要なしゅう動部であるベーン側面に適用してシミュレーションし、ベーン周辺の設計パラメータの変更が摩擦損失へ及ぼす影響を明らかにした。

Reducing the friction loss of the compression mechanism is of key importance in improving the efficiency of air-conditioner compressors.

Toshiba has developed a technology for the numerical analysis of mixed lubrication. This technology is useful for reducing the friction loss and improving the efficiency of rotary compressors in air conditioners. In this analysis, the modified Reynolds equation and the elastic contact equation, taking the effect of surface roughness into consideration, are solved as a coupled problem. The breakdown of a lubrication oil film and occurrence of solid contact can be predicted by this analysis. In addition, a mechanical design that minimizes friction loss can be realized. We have applied this analysis to the vane sliding surface, which is one of the main sliding parts in rotary compressor mechanisms. The effects of the design parameters on the friction loss were clarified by simulation.

1 まえがき

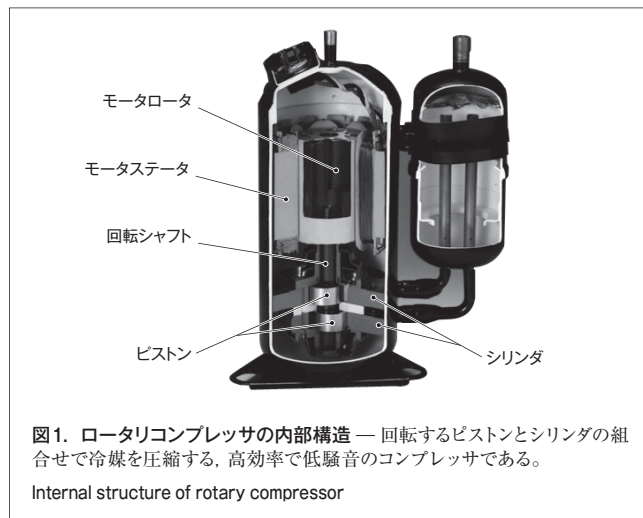
地球温暖化防止の観点から二酸化炭素 (CO₂) の排出量削減が求められており、家電製品においては、エネルギー効率を向上させ、いかに消費電力を削減するかが重要な課題となっている。空調機器である家庭用エアコンでも、改正省エネ法の施行以来、熱交換器の性能向上、コンプレッサの効率向上、及びインバータ制御アルゴリズムの最適化などが精力的に検討され、消費電力の削減が進められている。なかでも、エアコンの心臓部であるコンプレッサでは、圧縮機構部の摩擦損失を低減させるトライボロジー技術^(注1)が効率向上のためのキー技術となっている。

そのような状況のなかで、東芝及び東芝キャリア(株)は、ロータリコンプレッサの圧縮機構部の摩擦損失を最低限に抑える設計を行うために、混合潤滑解析技術を開発した^{(1), (2)}。この技術を用いて主要なしゅう動部であるベーン側面の潤滑状態をシミュレーションし、摩擦損失の設計パラメータに対する依存性を見積もった。ここでは、解析の概要とシミュレーションの一例を述べる。

2 エアコン用ロータリコンプレッサの圧縮機構部

2.1 構造と圧縮機構

東芝キャリア(株)の家庭用エアコンに搭載されているロー

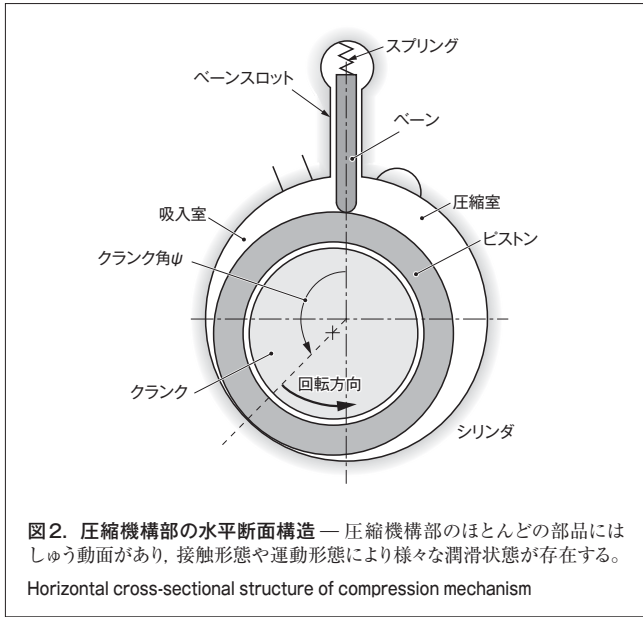


タリコンプレッサの内部構造を図1に、その圧縮機構部の水平断面構造を模式的に図2に示す。

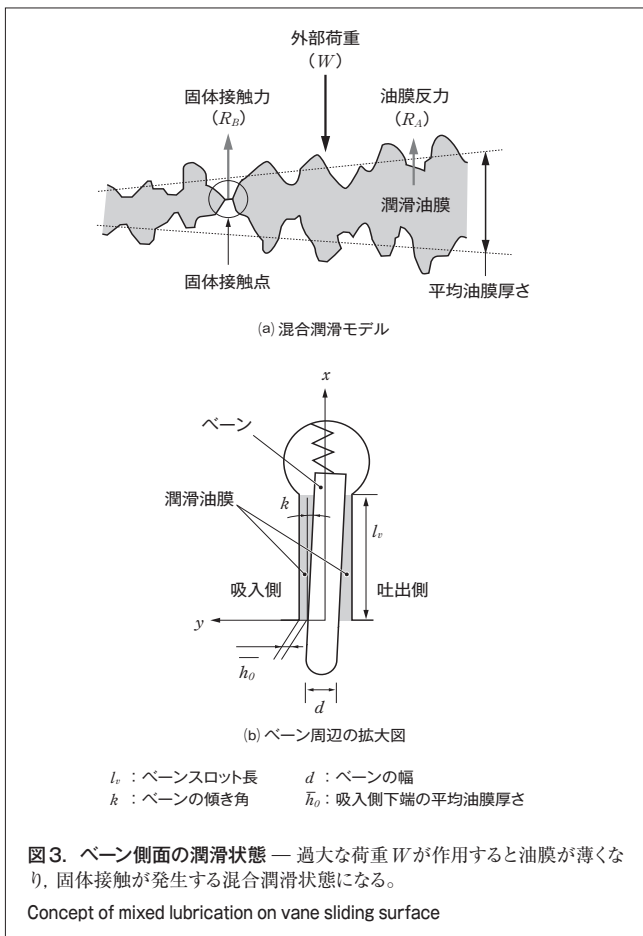
ロータリコンプレッサでは、モータが回転することでシャフトが回転し、クランクが偏心回転する。それに伴って、クランクに回転自在に取り付けられたピストンも偏心回転し、シリンダ内に形成された圧縮室の容積を変化させてその内部の冷媒を圧縮する。

圧縮機構部を構成する部品の中で、ベーンは吸入室と圧縮

(注1) 摩擦、摩耗、潤滑などを取り扱う工学分野。



室を仕切る役割を果たしており、その側面は、両室の圧力差により特に大きな荷重とモーメントを受ける。したがって、ベーン側面の潤滑不良は摩擦損失の増大や表面損傷の発生につながり、ロータリコンプレッサの性能や信頼性を低下させる原因となる。



因となる。そのため、その部分に良好な潤滑状態を確保できる設計が必要となる。

2.2 ベーン側面の潤滑状態

ベーン側面の潤滑状態を図3に示す。

ベーン側面が理想的な潤滑状態にあるときは、ベーンとベーンスロット間は潤滑油膜によって隔てられ、ベーンに作用する荷重はすべて、その潤滑油膜で発生する反力（油膜反力）によって支えられる。このような潤滑状態を流体潤滑状態という。しかし、ベーンには過大な荷重やモーメントが作用しており、ベーン側面の端部では、図3(a)のように固体接触が発生する場合もある。このように流体潤滑と固体接触が混在している状態を混合潤滑状態という。

流体潤滑状態から混合潤滑状態に移移すると急激に摩擦力が增大する。これは、流体の粘性摩擦よりはるかに大きい固体接触摩擦が発生するためである。したがって、固体接触の発生を抑えることが摩擦損失を抑える重要なポイントとなる。

3 混合潤滑解析の概要

しゅう動部が混合潤滑状態にあると、図3(a)に示すように、外部から作用する荷重は油膜反力と固体接触部の接触力（固体接触力）で支えられる。これが混合潤滑の基本的な力学モデルで、(1)式のように表され、次のようにしてベーン側面の混合潤滑状態の解析に適用できる。

$$W - R_A - R_B = 0 \quad (1)$$

W : しゅう動部に作用する外部荷重

R_A : 油膜反力

R_B : 固体接触力

油膜反力は、表面粗さの影響を考慮した Patir と Cheng の次の修正レイノルズ方程式⁽³⁾から求める。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{\bar{h}^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6U \frac{\partial h_T}{\partial x} + 6U\sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} + 12 \frac{\partial h_T}{\partial t} \quad (2)$$

p : 油膜圧力

η : 油の粘性係数

\bar{h} : 表面粗さの平均線に従う平均油膜厚さ

h_T : 表面粗さの分布を考慮した局所的な油膜厚さ

U : ベーン滑り面の移動速度

σ : 2面の自乗平均粗さ (R_{rms})

ϕ_x : 圧力流れの修正係数

ϕ_s : せん断流れの修正係数

ベーン側面の吐出側と吸入側の平均油膜厚さ \bar{h}_1 , \bar{h}_2 は、(3)式と(4)式で表される。

$$\bar{h}_1 = c_v - \bar{h}_0 - k_x \quad (3)$$

$$\bar{h}_2 = \bar{h}_0 + k_x \quad (4)$$

\bar{h}_0 : 吸入側下端の平均油膜厚さ

c_v : ベーン側面の合計クリアランス (すき間)

k : ベーンの傾き角

また、ベーン側面の固体接触面圧は、Greenwood-Tripp理論⁽⁴⁾に基づいて導かれたPatirとChengによる次の近似式⁽⁵⁾(弾性接触式)を用いて求める。

$$P_c = \begin{cases} k_c E' \times 4.4086 \times 10^{-5} \left(4 - \frac{\bar{h}}{\sigma} \right)^{6.804} & (\bar{h} < 4\sigma) \\ 0 & (\bar{h} \geq 4\sigma) \end{cases} \quad (5)$$

p_c : 固体接触面圧

k_c : 表面粗さの形状による定数

E' : 等価縦弾性係数

以上の基礎方程式と、ベーンの運動方程式及び力・モーメントの釣合い方程式を連成させて解き、油膜厚さ、油膜反力、固体接触力を計算する。ロータリコンプレッサでは、ベーンに掛かる圧縮荷重が変動するため、数値計算を非定常に繰り返す。

4 混合潤滑シミュレーション

4.1 解析条件

ベーン周辺の主要な設計パラメータであるベーン側面の合計クリアランス c_v やベーンスロット長 l_v を変化させて解析を行

い、潤滑特性や摩擦損失への影響をシミュレーションした。この場合のコンプレッサモデルの代表的な寸法は、シリンダの内径が $\phi 19.5$ mm、ピストンの外径が $\phi 15.9$ mm、クランクの偏心率が3.6 mmである。また、潤滑油の粘性係数は 2.8×10^{-3} Pa·s、回転周波数は60 Hzとした。

4.2 ベーン側面のクリアランスの影響

ベーン側面のクリアランスを変化させたときの、ベーン側面に形成される油膜の潤滑特性の変化を図4に示す。この図では c_v の代わりに、 c_v を無次元化したクリアランス値 $C_v (=c_v/d, d$:ベーンの幅)を用いている。ベーンは圧力差によってベーンスロットの吸入側側面に押し付けられているので、吸入側のベーン側面は吐出側よりも厳しい潤滑状態にある。そこで、吸入側の油膜厚さ、油膜反力、及び固体接触力を、ベーン側面に形成される油膜の潤滑特性を表す項目とした。

図4(a)は、ベーンの傾き角 k の1サイクル当たりの変化を表している。この図から、ベーンの傾き角は常に 0° より大きく、ベーンが図3(b)のように常に時計回りに傾いていることがわかる。このため、ベーンとベーンスロットの接触は吸入側下端と吐出側上端で起こる。ベーンの傾き角は、クランク角 ψ の 240° 付近を境に減少し始める。これは、ベーンがベーンスロットの吸入側下端に固体接触し、図4(d)に示すような固体接触力により、反時計回りのモーメントが発生するためである。この図から、 C_v が減少するに従って、ベーンの傾き角が減少するのがわかる。

図4(b)は、ベーン側面の吸入側下端の平均油膜厚さ \bar{h}_0 の代わりに、膜厚比 $A_0 (= \bar{h}_0/\sigma, \sigma$:自乗平均粗さ)を示している。

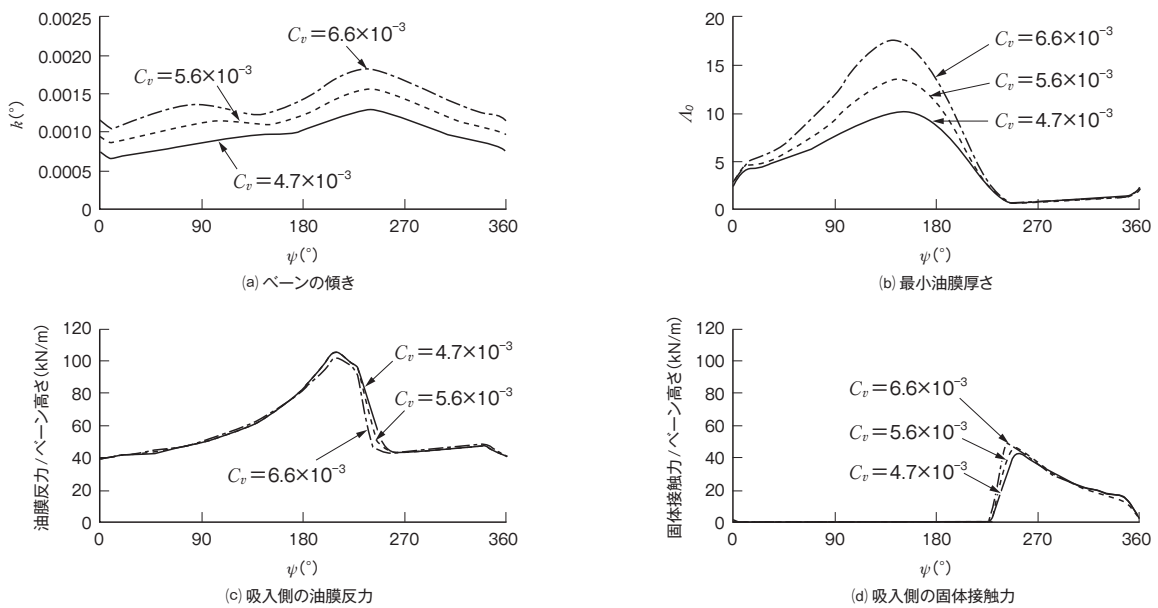


図4. ベーン側面の潤滑特性に及ぼすクリアランスの影響 — C_v の減少に従い、固体接触による荷重分担率が大きい ψ が $230 \sim 260^\circ$ の範囲において、油膜の負荷能力が増大して固体接触力が減少する($L_v=4.7$)。

Effects of clearance between vane and vane-slot on lubrication properties

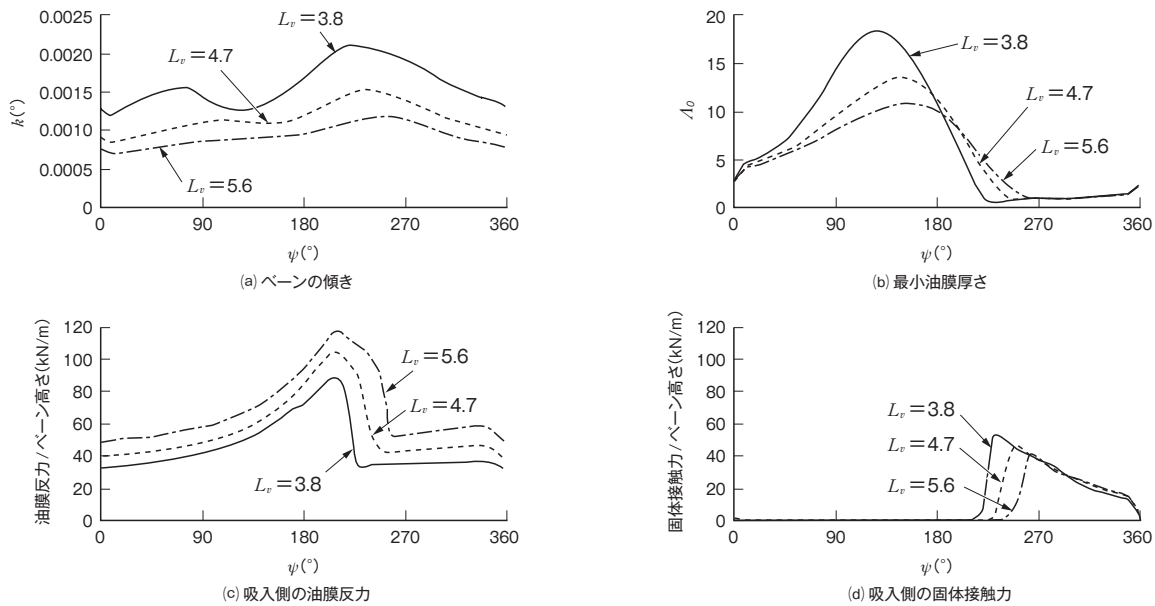


図5. ベーン側面の潤滑特性に及ぼすベーンスロット長の影響 — L_v 長の増大に従い、固体接触が発生する混合潤滑状態の期間が減少し、より長い期間にわたって流体潤滑状態を維持する ($C_v=5.6 \times 10^{-3}$)。

Effects of vane-slot length on lubrication properties

図4(a)に示すようにベーンは常に時計回りに傾いているので、 \bar{h}_0 は幾何学的に吸入側の最小油膜厚さとなる。 ψ が0～180°において膜厚比は増大するが、これはくさび膜効果によって油膜圧力が高まるためである。180°を過ぎるとベーンの運動方向が反転し、くさび膜効果は消滅するので、膜厚比は急激に減少する。そのため、吐出行程である230～350°では、図4(d)に示すように固体接触が発生し、吸入側下端部は混合潤滑状態となる。また、この範囲では、 C_v が変化しても膜厚比はほとんど影響を受けない。

吸入側における、シリンダの単位高さ当たりの油膜反力を図4(c)に、固体接触力を図4(d)に示す。吸入側は、 ψ が0～200°では流体潤滑状態が維持されているが、200°付近から油膜反力は急激に減少し、固体接触が起こる。 C_v の減少に従い、固体接触による荷重分担率の大きい230～260°では油膜反力が増大し、固体接触力が減少している。 C_v が減少することでベーン側面の吸入側における油膜の負荷能力が向上することがわかる。

4.3 ベーンスロット長の影響

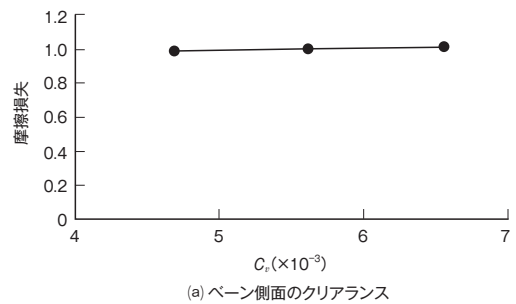
ベーンスロット長を変化させたときの潤滑特性への影響を図5に示す。この図では l_v の代わりに、 l_v を無次元化したベーンスロット長値 $L_v (=l_v/d)$ を用いている。

図5(a)は k の変化を示す。この図からも、図4(a)と同様に、ベーンは常に時計回りに傾いていることがわかる。

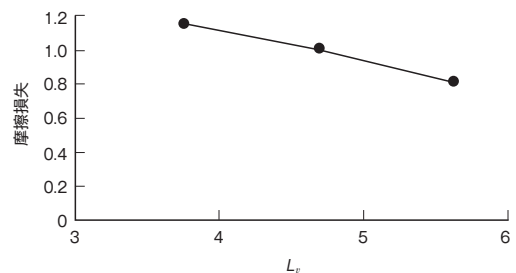
図5(b)は、 \bar{h}_0 の代わりに、 A_0 で示している。図4(b)と同様に、コンプレッサの吐出行程において混合潤滑状態となるが、 L_v が長くなると混合潤滑へ移行するのが遅れ、混合潤滑状態と

なっている期間が短くなるのがわかる。

吸入側における、シリンダ単位高さ当たりの油膜反力を図5(c)に、固体接触力を図5(d)に示す。図5(c)によれば、 L_v が3.8のときは、 ψ が220°から油膜反力が急激に減少し始めるが、



(a) ベーン側面のクリアランス



(b) ベーンスロット長

図6. 設計パラメータと摩擦損失の関係 — L_v が増大することで摩擦損失が減少することがわかる。

Relationship between design parameters and friction loss

L_v が5.6のときには 240° から減少しはじめることがわかる。また、図5(d)によれば、固体接触力のピーク値は L_v が長くなると減少していく。これらのことから、 L_v が長くなると、混合潤滑状態となっている期間が短く、より長い期間にわたって流体潤滑状態を維持しているのがわかる。

4.4 設計パラメータが摩擦損失へ及ぼす影響

ベーン側面の C_v や L_v と摩擦損失の関係を図6に示す。縦軸は、固体接触を含むベーン側面の摩擦損失で、 C_v が 5.6×10^{-3} 、 L_v が4.7のときの値を基準として比較した。図6(a)から、 C_v が減少しても摩擦損失はほとんど変化しないことがわかる。それに対して、図6(b)では、 L_v が増大すると摩擦損失が減少しており、これは、図5(d)に示すように、固体接触の発生する期間が減少するためと考えられる。

これらのことから、クリアランスよりベーンスロット長のほうが摩擦損失に影響を及ぼすことがわかった。このように、設計パラメータの変更が摩擦損失にどこまで影響を与えるのかを調べて、ベーン側面の摩擦損失の低減やベーン周辺的设计に生かすことができる。

5 あとがき

環境問題への意識が高まっている昨今では、家電製品の環境負荷を低減していくことは必須であり。エアコンや冷蔵庫などの空調・冷凍機器では、常に高効率化と省エネルギー化が求められている。

ここで述べた混合潤滑解析技術は、エアコン用コンプレッサの摩擦損失低減や最適設計を進めていくうえで有用なツールであると考えている。今後もこのような仕様・運転条件にマッチした潤滑解析技術の開発を進め、機器の高効率化と省エネルギー化に役だてていく。

文献

- (1) 服部仁志, ほか. エアコン用コンプレッサにおける軸受の信頼性評価手法. 東芝レビュー. **60**, 5, 2005, p.14-17.
- (2) Ito, Y., et al. Mixed lubrication analysis of vane sliding surface in rotary compressor mechanisms. Tribology Online. **2**, 3, 2007, p.73-77.
- (3) Patir, N., et al. An average flow model for determining roughness on partial hydrodynamic lubrication. Trans. ASME. Journal of Lubrication Technology. **100**, 1, 1978, p.12-17.
- (4) Greenwood, J., et al. The contact of two nominally flat rough surfaces. Proceedings of Institute of Mechanical Engineers. **185**, 48, 1970, p.625-631.
- (5) Patir, N., et al. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surface. Trans. ASME. Journal of Lubrication Technology. **101**, 4, 1979, p.220-230.



伊藤 安孝 ITO Yasutaka

研究開発センター 機械・システムラボラトリー。
トライボロジー及び冷凍・空調用圧縮機の研究・開発に従事。
日本トライボロジー学会, 日本機械学会会員。
Mechanical System Lab.



服部 仁志 HATTORI Hitoshi, D.Eng.

研究開発センター 機械・システムラボラトリー主任研究員,
工博。機器のトライボロジー及び回転機械の研究・開発に従事。
日本トライボロジー学会, 日本機械学会会員。
Mechanical System Lab.



三浦 一彦 MIURA Kazuhiko

東芝キャリア(株) コンプレッサ設計部 設計第一担当主務。
空調用コンプレッサの開発・設計に従事。
Toshiba Carrier Corp.