

カーエアコン用スクロール圧縮機の軸受荷重

Bearing Load of Scroll Compressor for Automotive Air Conditioner

エアコン製作所 平野隆久^{*1}

技術本部 丸岩保治^{*2}

中菱エンジニアリング株式会社 萩本清^{*3}

市場のニーズに対し機器の適切な設計を行うためには、各部材に加わる力を正しく把握することが重要である。クラッチにより駆動力が伝達されるカーエアコン用スクロール圧縮機に関し、クラッチ軸受を含むクランクシャフト全系の不定定力学シミュレーションを開発した。また、実機転がり軸受の軸受荷重計測を行い、シミュレーションと計測が良い一致を示すことを確認した。メイン軸受の荷重方向は旋回スクロールの旋回方向後方 $110\sim 115^\circ$ にあること、サブ軸受とメイン軸受の荷重方向には 180° の位相差があること等、これらの解析及び計測により、スクロール圧縮機の軸受荷重の挙動を明らかにした。

In order to achieve compact size, light weight, and reduce the machines cost, estimation of actual load acting on the parts is very important for the appropriate design. The cylinder pressure and crankshaft kinematics of refrigerating scroll compressor are usually simulated, but the accuracy of kinematic analysis of refrigerating compressor has not been verified because the compressor is small and the parts are under refrigerant pressure. We have analytically and experimentally studied the bearing load behavior of a scroll compressor for an automotive air conditioner. (1) A statically indeterminate kinematic model of the crankshaft system has been developed to improve the simulation accuracy. (2) Each load acting on the ball bearings under compressor operating has been measured. (3) The simulated and measured values of bearing loads agreed, and bearing load behavior of the scroll compressor has been clarified.

1. 緒言

機器の小型化、軽量化を達成するには、まず構成部材に加わる荷重を正確に把握し、荷重に対応した適切な設計を行うことが重要である。冷凍空調用圧縮機の構成部材に働く荷重は、一般に圧縮室内の圧力解析及び回転軸系の力学解析によって求める。したがって、これらを総合した圧縮機の力学解析の精度向上を図るとともに、この妥当性を十分検証しておくことが非常に重要である。

冷凍空調用圧縮機の圧縮室内圧力解析、各部材の力学解析⁽¹⁾及び圧力・温度計測⁽²⁾はよく行われているが、構成部材に加わる荷重計測の例⁽³⁾は少ない。カーエアコン用圧縮機の主要な構成部材の一つに転がり軸受が挙げられる。転がり軸受に加わる荷重の計測として、大気下で用いられる大型機械の円すいころ軸受についての報告例⁽⁴⁾はあるが、冷凍空調用圧縮機については機械が小さくまた冷媒ガス・潤滑油ミストの高圧雰囲気下であるため計測例は見当たらない。本報では、カーエアコン用スクロール圧縮機の軸受荷重に関して次項を行った。

- (1) クラッチ軸受、メイン軸受、サブ軸受及びクランクシャフトにて構成されるシャフト全系についての不定定力学モデルを作成し、力学シミュレーションの精度向上を図った。
- (2) 冷媒運転下での実機転がり軸受に加わる荷重計測を行い、上記シミュレーションを検証するとともに、軸受荷重の特徴を把握した。

2. 供試機

図1に、カーエアコン用スクロール圧縮機の断面図を示す。スクロール圧縮機は一對のスクロールより成り、固定スクロールの回りを 180° 位相差を設けた旋回スクロールを自転を禁じながら公転させることにより構成される⁽⁵⁾。この結果、両スクロール間に密閉空間が形成され、スクロール外周部分から冷媒ガスを吸入

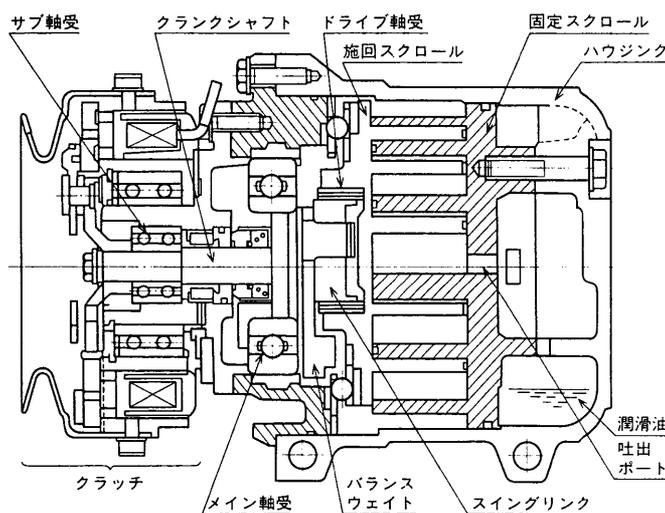


図1 カーエアコン用スクロール圧縮機 カーエアコン用スクロール圧縮機の断面図。
Scroll compressor for automotive air conditioner

し順次内方へ移動するに従い容積減少による圧縮上昇が生じ、最終的に固定スクロールのほぼ中央に設けられた吐出ポートから高圧ガスが吐き出される。旋回スクロールのドライブ軸受を駆動するクランクシャフトは、メイン軸受及びサブ軸受にて支持され、他端はクラッチに接続される。クランクシャフトはエンジンによりクラッチを介してベルト駆動され、冷媒ガスを圧縮する。

表1に、解析及び計測対象としたカーエアコン用スクロール圧縮機の諸元を示す。

3. 軸受荷重解析

3.1 力学モデル

従来行ったスクロール圧縮機の力学解析⁽¹⁾では、ドライブ軸受

*1 主査

*2 名古屋研究所圧縮機研究室

*3 研究総括部主査

表1 供試スクロール圧縮機諸元
Dimension of scroll compressor

項目	諸元
基円半径 (mm)	3.0
ラップ厚さ (mm)	4.57
ラップ高さ (mm)	33.6
押しのけ量 (cm ² /rev.)	78.8
回転数 (min ⁻¹)	800~11 200
冷媒	CFC 12, HFC 134 a

を駆動するクランクシャフトの荷重はメイン軸受とサブ軸受で支持するモデルとした。しかし、図1に示すカーエアコン用圧縮機の場合、クランクシャフトにクラッチが連結されるため、クランクシャフトはアーマチュアを介してクラッチ軸受に支持されている。そこで、アーマチュアの板ばねの弾性変形を考慮した解析モデルを作成し、クランクシャフト全系の不静定力学解析モデルを開発した。

図2に、解析対象としたクランクシャフト系の力を示す。力学モデルを立てるのに次の仮定を設けた。

- (1) 弾性変位は、アーマチュアの板ばね及びベアリングのボール接触部で生ずるものとする。アーマチュアの板ばねの弾性変位は板ばねの長さ方向の引張・圧縮によるものを考慮する。また、ベアリングのボールの弾性変位は負荷率が変化するため、これを考慮する。
- (2) サブ軸受とクラッチ軸受のラジアルすきまを考慮する。
- (3) サブ軸受とクラッチ軸受の中心間のずれを考慮する。

力学モデルは以下に示す基礎方程式から成る。まず、クランクシャフトとクラッチとは一つの物体とみなせるので、これに対して三次元の力学を適用すれば式(1)、(2)が成立する。

力の釣合い：

$$-F_p - F_{st} + W_G + F_1 + F_2 + F_3 + F_{B1} + F_{B2} + F_{CT} + F_{BT1} + F_{BT2} = 0 \quad (1)$$

モーメントの釣合い：

$$\begin{aligned} & - \begin{pmatrix} r_{PB} \\ -l_{p1} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \gamma_{P1} F_P \\ 0 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} r_{PB} \\ -l_{p2} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \gamma_{P2} F_P \\ 0 \end{pmatrix} \\ & - \begin{pmatrix} 0 \\ z_{st} - z_{p1} - l_{p1} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} F_{st} \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ l_G \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} W_G \\ 0 \end{pmatrix} \\ & + \begin{pmatrix} r_1 \\ -l_1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} F_1 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} r_2 \\ l_2 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} F_2 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} r_3 \\ l_3 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} F_3 \\ 0 \end{pmatrix} \\ & + \begin{pmatrix} r_{B1} \\ l_{B1} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} F_{B1} \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} r_{B2} \\ l_{B2} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} F_{B2} \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} r_{CT} \\ l_{CT} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} F_{CT} \\ 0 \end{pmatrix} \\ & + \begin{pmatrix} r_{BT1} \\ l_E \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} F_{BT1} \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} r_{BT2} \\ l_E \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} F_{BT2} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2) \end{aligned}$$

次に、アーマチュアの板ばねには弾性変位が生じ、この変位による内力と外部からの作用力との関係は次式となる。

力の釣合い：

$$\begin{aligned} & \Phi(\zeta) \begin{pmatrix} -x_A \Delta r_1 \\ 0 \end{pmatrix} + \Phi\left(\zeta + \frac{2}{3}\pi\right) \begin{pmatrix} -x_A \Delta r_2 \\ 0 \end{pmatrix} \\ & + \Phi\left(\zeta + \frac{4}{3}\pi\right) \begin{pmatrix} -x_A \Delta r_3 \\ 0 \end{pmatrix} = F_{CT}^* + F_{BT1}^* + F_{BT2}^* \quad (3) \end{aligned}$$

モーメントの釣合い：

$$\begin{aligned} & r_{1*} \times \Phi(\zeta) \begin{pmatrix} -x_A \Delta r_1 \\ 0 \end{pmatrix} + r_{2*} \times \Phi\left(\zeta + \frac{2}{3}\pi\right) \\ & \cdot \begin{pmatrix} -x_A \Delta r_2 \\ 0 \end{pmatrix} + r_{3*} \times \Phi\left(\zeta + \frac{4}{3}\pi\right) \begin{pmatrix} -x_A \Delta r_3 \\ 0 \end{pmatrix} \\ & = r_{CT} \times F_{CT} + r_{BT1} \times F_{BT1} + r_{BT2} \times F_{BT2} \quad (4) \end{aligned}$$

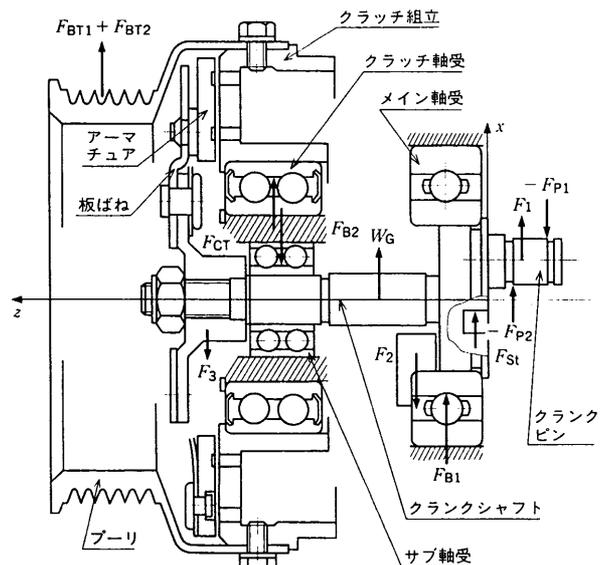


図2 解析部分と作用力 軸受及びクラッチ部分の解析モデル、Analysis model

また、サブ軸受中心とクラッチ軸受中心、各軸受及びアーマチュア板ばねの弾性変位との間には次の幾何学的関係が成立する。

$$\begin{aligned} \Phi(\alpha_{B2}) \begin{pmatrix} C_{B2} + \Delta_{B2} \\ 0 \end{pmatrix} &= \Phi(\alpha_{CT}) \begin{pmatrix} -C_{CT} - \Delta_{CT} \\ 0 \end{pmatrix} \\ &+ \Phi(\theta) r_c + \begin{pmatrix} \xi \\ \eta \end{pmatrix} \quad (5) \end{aligned}$$

3.2 解法

上記は、クランクピン部にガス圧縮荷重等が負荷されるクランクシャフトを3個の軸受が支持しているため、弾性変形を考慮した不静定モデルである。圧縮機構造上メイン軸受は常に荷重を支持するため、力学的に次の二つのケースが存在する。

- Ⓐ メイン、サブ、クラッチ軸受の3個の軸受が荷重を支持する。
- Ⓑ サブもしくはクラッチ軸受とメイン軸受が荷重を支持する。

詳細な解法は割愛するが、次のようにサブ軸受がクランクシャフトに接触するか否かに分け、全体を解いた。

- (1) シャフトがサブ軸受に接触しないケース

サブ軸受部の変位量 d_{B2} が未知数でありこの変位量をイタレーション計算にて求め、接触しない解ならばこれが答(Ⓑメイン軸受とクラッチ軸受が荷重を支持する)となり、接触するならば次の(2)のケースに進む。

- (2) シャフトがサブ軸受に接触するケース

この場合、メイン軸受とサブ軸受は接触するが、クラッチ軸受が接触する場合と離れる場合の二つが存在する。上記(1)の計算結果を用い、サブ軸受の変位 d_{B2} がサブ軸受すきま C_{B2} となるときまで解を求める。この時点でクラッチ軸受反力 F_{CT} が正であればサブ軸受とクラッチ軸受とが接触しており(Ⓐメイン、サブ及びクラッチ軸受が荷重を支持する)、一方この時点までにクラッチ軸受反力 F_{CT} が0になっていればその時点での各値が答え(Ⓑメインとサブ軸受が荷重を支持する)である。

4. 筒内圧力及び荷重計測

4.1 筒内圧力計測

軸受荷重を発生させる圧縮室内の筒内圧力変化を求める方法として、実機の筒内圧力計測と解析にて筒内圧力を求める二つの方

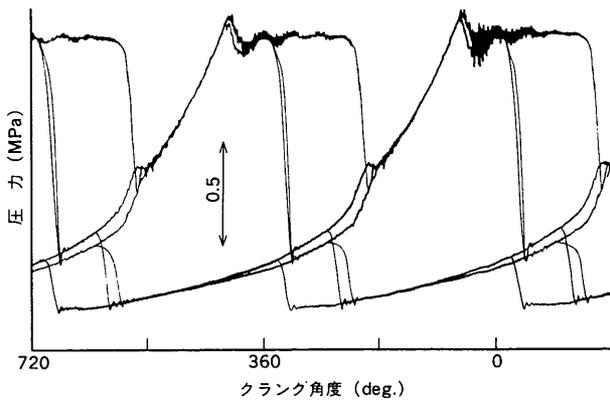


図3 筒内圧力線図 圧縮室内の筒内圧力変化の計測例。
Cylinder pressure diagram

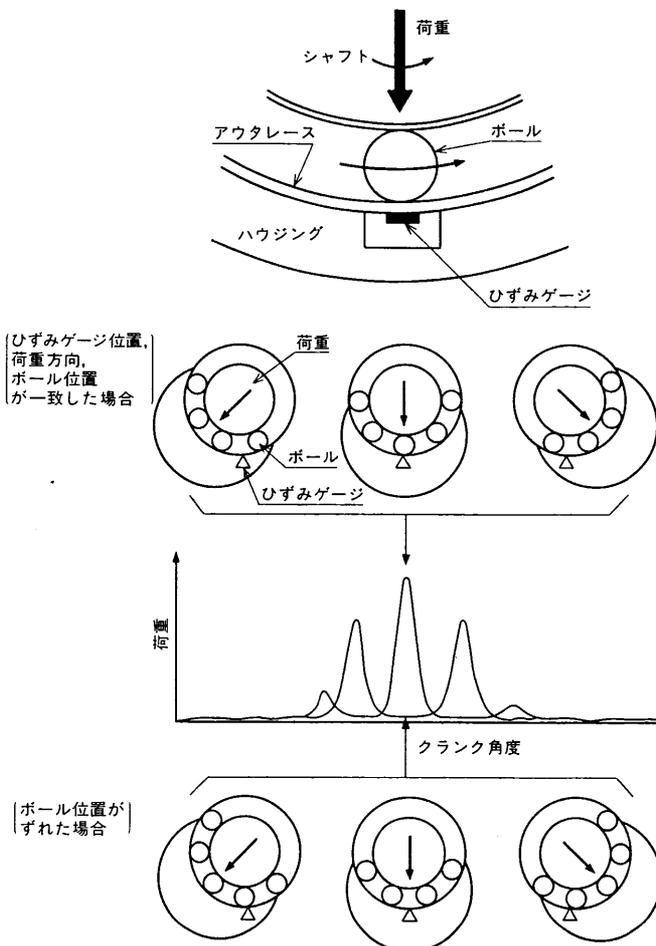


図4 荷重の計測原理 転がり軸受の荷重計測法。
Measuring method of bearing load

法が挙げられる。ここでは、筒内圧力波形を計測にて求めシャフト系力学解析のインプット条件に用いた。

スクロール圧縮機では同時に複数個の圧縮室が形成され圧縮室がうず巻きに沿って順次内方へ移動していくため、圧縮行程全体の筒内圧力波形を計測するには、複数個の圧力センサを設けこれらの出力をつなぎ合わせる必要がある⁽⁴⁾。複数の圧力センサの出力波形を合成した筒内圧線図の一例を図3に示す。これより、左右一対の圧縮室の筒内線図を求めた。

4.2 軸受荷重計測

転がり軸受に加わる荷重の計測は、アウトレースを圧入するハウジングの一部分を切欠いてアウトレースの変形量をひずみゲ

表2 転がり軸受諸元
Dimension of roller bearing

項目	メイン軸受	サブ軸受
型名	6207	6001
軸受径 (mm)	72	28
軸受幅 (mm)	17	8
ボール数	9	8
ボール径 (mm)	11.112	4.763
ボールピッチ (deg)	40	45

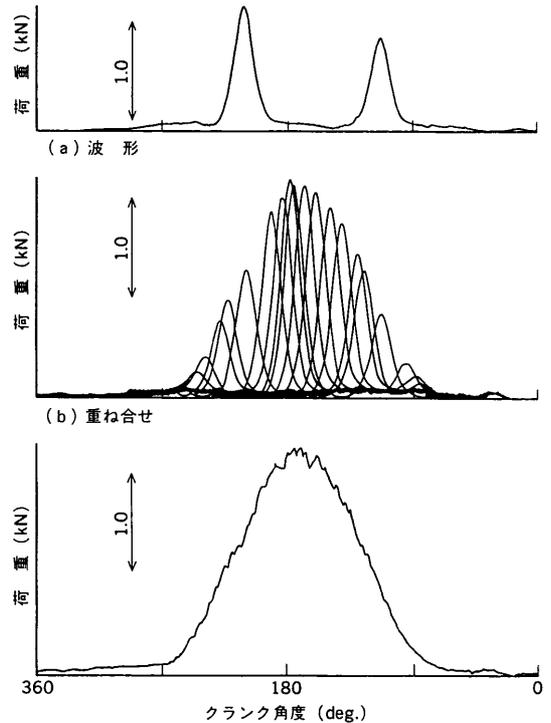


図5 荷重計測法 シャフト1回転出力波形を重ね合わせ、飽絡線を作成し、軸受荷重を求める。
Bearing load measurement

ジで検出し、荷重に換算する方法をとった。表2に、計測対象の転がり玉軸受の諸元を示す。実際の圧縮機ではサブ軸受に複数アングラ玉軸受を用いているが、計測上の制約から単列玉軸受に変更した。シミュレーションの精度検証点数を増すため、メイン軸受とサブ軸受についてそれぞれ6箇所ずつ計測した。

スクロール圧縮機の軸受に作用する荷重は、シャフト回転とともに荷重方向が変化する回転荷重であり、一方、玉軸受のボール位置もシャフト回転につれて移動する。すなわち図4に示すように、荷重方向とボール位置及びひずみゲージ位置が一致したときにひずみゲージは最大出力を示すが、これらが一直線上に位置しない場合は小さな出力となる。このため、ひずみゲージの校正は実機の計測時と同様に、荷重を負荷しながらシャフトを回転させひずみゲージの最大出力を得るようにした。

一方、実機の荷重計測は図5に示すように、一つのひずみゲージのシャフト1回転出力波形を多数重ね合わせ、この包絡線を求めることにより計測した。図5(b)では説明のため12個の波形を重ね合わせた例を示したが、実際の計測では120個以上の波形を重ね合わせて包絡線を求めた。

5. シミュレーションと計測結果

軸受荷重シミュレーション結果と計測結果を、図6に示す。メ

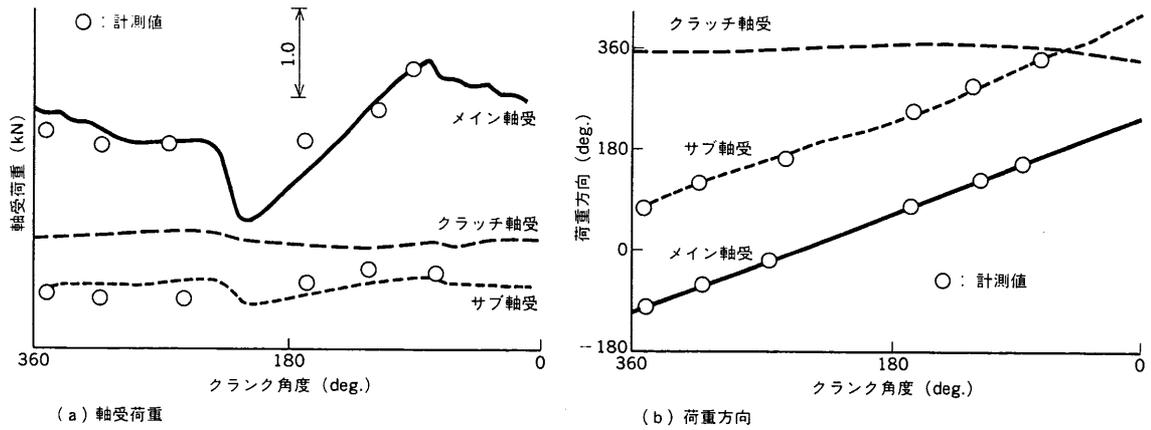


図6 軸受荷重と作用方向 計測結果と計算結果は良く一致している。メイン軸受荷重方向はクランク角に対し110~115°後方にあり、サブ軸受はメイン軸受と180°の位相差がある。
Bearing load and load direction

イン軸受及びサブ軸受が分担する荷重の割合は約4対1で、シミュレーションと計測値で良く一致している。メイン軸受荷重の絶対値はシミュレーションの方が若干大きい傾向がある。クラッチ軸受に加わる荷重はほぼベルト張力と等しく、メイン軸受とサブ軸受の両者がクランクシャフト荷重を支持していることが判明した。すなわち、現構造ではクラッチばねの拘束力が比較的小さく、クラッチ軸受は圧縮機の軸受系にほとんど影響を与えていない。なお、シミュレーションの課題として、回転方向に力が伝達される場合のクラッチ板ばねの面外変形ばね定数の見積りと、クラッチアーマチュア着座時のアーマチュアとクランクシャフトの芯(しん)のずれ量・方向の推定法が挙げられる。

一方、メイン軸受の荷重の作用方向は、旋回スクロールの旋回方向(クランク角方向)に対し約110°~115°旋回方向の後方にあり、サブ軸受はメイン軸受と180°の位相差を呈している。クラッチ軸受荷重の作用方向はクランク角によらず一定で、ベルトの張力方向にある。メイン軸受及びサブ軸受の荷重方向は、シミュレーションと計測結果で極めて良い一致を示している。

以上荷重の大きさ並びに荷重方向とも、新たに開発したクラッチを含むシャフト全系の力学モデルの妥当性が検証された。

6. ま と め

クラッチにより駆動力が伝達されるカーエアコン用スクロール圧縮機の軸受荷重に関し、解析的・実験的に検討した。これらにより、スクロール圧縮機の力学シミュレーションの精度向上を図るとともに、軸受荷重の挙動を明らかにした。

当社では、本シミュレーションをスクロール圧縮機の開発に有効に使用しており、今後とも社会ニーズにこたえる技術開発に注力していく所存である。

記 号 説 明

- F_{B1}, F_{B2}, F_{CT} : メイン軸受, サブ軸受, クラッチ軸受からの反力
- F_{BT1}, F_{BT2} : ベルトの張り側, ゆるみ側の張力
- F_p, F_{st} : クランクピン, ストップからの作用反力
- F_{P1}, F_{P2} : $\gamma_{21}F_2, \gamma_{P2}F_P$
- F_1, F_2, F_3 : クランクピン部, サブバランスウェイト, アーマチュアの遠心力
- W_G : クランクシャフト重量

- Δ_{B2}, Δ_{CT} : サブ, クラッチ軸受のヘルツ変形
- $\Delta_{r1}, \Delta_{r2}, \Delta_{r3}$: アーマチュアの板ばね長さ方向変位
- C_{B2}, C_{CT} : サブ軸受, クラッチ軸受けすきま
- d_{B2} : サブ軸受の変位
- ξ, η : アーマチュア板の並進変位
- ζ : アーマチュアの板ばねの方向角
- $\alpha_{B1}, \alpha_{B2}, \alpha_{CT}$: F_{B1}, F_{B2}, F_{CT} の方向角
- κ_A : アーマチュアの板ばねの長手方向の弾性定数
- r_C : クラッチ中心からサブ軸受中心へのベクトル
- $r_{B1}, r_{B2}, r_{CT}, r_{BT1}, r_{BT2}, r_{PB}, r_1, r_2, r_3$
: クランク軸中心から $F_{B1}, F_{B2}, F_{CT}, F_{BT1}, F_{BT2}, F_P, F_1, F_2, F_3$ の作用中心までの軸直角面位置ベクトル
- $F_{CT}^*, F_{BT1}^*, F_{BT2}^*$
: *の付かないものに対して一定角度の方向を変えたもの
- r_{1*}, r_{2*}, r_{3*} : アーマチュアの板ばね3箇所位置ベクトル
- γ_{P1}, γ_{P2} : F_P の軸方向 l_{P1}, l_{P2} への配分係数
- z_{st}, z_{P1} : 固定スクロールチップから $F_{st}, r_{P1}F_P$ の作用位置までの軸方向距離
- $l_G, l_{P1}, l_{P2}, l_{B1}, l_{B2}, l_{CT}, l_E, l_1, l_2, l_3$
: クランクピン付根から $W_G, \gamma_{P1}F_P, \gamma_{P2}F_P, F_{B1}, F_{B2}, F_{CT}, F_{BT1}, F_{BT2}, F_1, F_2, F_3$ までの軸方向距離
- $\Phi(\theta) \triangleq \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ \sin\theta & \cos\theta \end{bmatrix}$ \triangleq : 定義記号

参 考 文 献

- (1) 萩本 清ほか, スクロール圧縮機の力学的挙動解析, 三菱重工技報 Vol.23 No.2 (1986) p.154
- (2) 平野隆久ほか, 高効率空調用スクロール圧縮機の開発, 三菱重工技報 Vol.26 No.1 (1989) p.66
- (3) 平野隆久ほか, 空調用スクロール圧縮機のドライブピンの歪計測, 第25回空調冷凍講演論集 (1991) p.69
- (4) 春日弘夫ほか, ワークロールシフトミルにおける四列円すいころ軸受の負荷配分実機測定, NSK Technical J. No. 649 (1988) p.19
- (5) 平野隆久ほか, スクロール流体機械のスクロール形状に関する研究, 日本冷凍協会論文集 Vol.8 No.1 (1991) p.53