

スペースクラフトシュミレータについて

富田 文治・鈴木 謙一・南 邦美
岩田 忠己*・河原 紀男*

On the Spacecraft Simulator

By

Bunji TOMITA, Kenichi SUZUKI, Kuniyoshi MINAMI,
Tadami IWATA and Toshio KAWAHARA.

Abstract: The most satisfactory way to simulate the low friction aspect of the space environment is by the use of the airbearing technique. This paper presents a design theory of a new spacecraft simulator system installing an airbearing. The 80 cm diameter test table is supported by the 15 cm diameter spherical stainless steel bearing, which is lubricated with compressed air through twelve orifices. As the center of rotation, e. i. the center of the airbearing, can be coincided with the center of gravity of the system by adjusting the balancing weights, the test table can rotate about the spin, pitch and yaw axes with almost negligible friction torque less than 100 mg·cm. Therefore this system is available for studying attitude controls of the satellite and the control systems. The paper also includes a simple explanation of the structural outline and arrangement of the equipments and the results for the mechanical performance of the facility.

1. は し が き

飛しょう体の上部構造・衛星などの精密な動的バランスの調整および制御機構の特性・レスポンスなどを調べるためには、被測定体を空中（真空中）に重力とバランスした状態で保持（浮遊）する必要がある。地上の実験室内においてこのような状態を完全に実現することは不可能であるが、なるべくこれに近い状態を実現する目的で、摩擦抵抗の非常に少ない空気ベヤリング方式を採用して三軸回りの回転運動の自由度をもついわゆるスペースクラフトシュミレータを設計・試作した。被測定（検定）体としてはミューロケットで打上げを計画している科学衛星、姿勢制御装置などを一応の対称としてシュミレータの仕様を表1のように決めた。

このシュミレータの生命はベヤリング部の球軸および球軸受の加工精度であり、表1の仕

* 島津製作所 K. K. 西大路工場

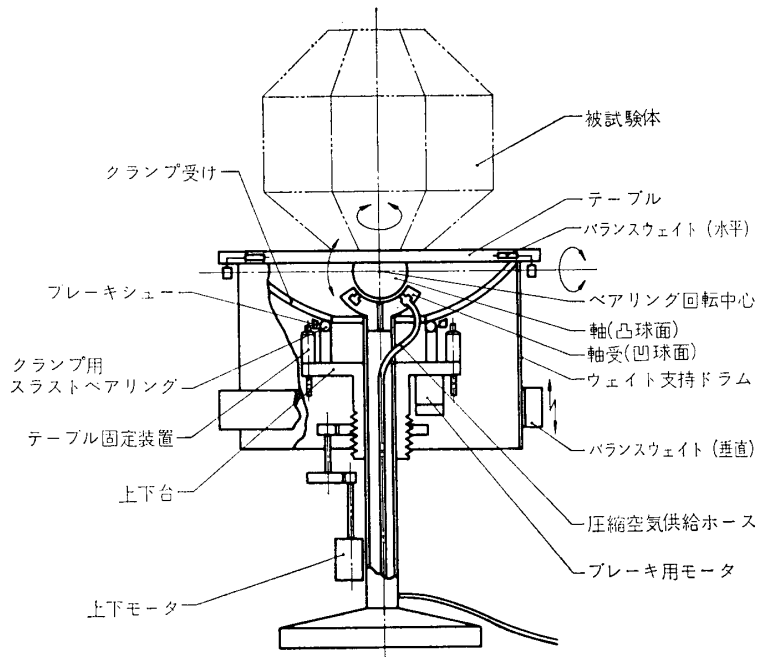


図1 シュミレータ構造図

様を満足する加工精度を得ること、組立状態で予想されるいわゆるハンティング現象をどの程度押さえられるか等々、当初多くの困難が予想されたが、理論解析、基礎実験、改良を加えることによって初期の目標に合致したシュミレータを製作することができたので以下これについて記述する。

2. 球面空気軸受

シュミレータの全体の構造図は図1にその断面を示すように、被試験体を装着するテーブルの中央下部に球軸（凸半球）を取付けこれを圧縮空気の薄い層を介して凹球面軸受で支持し、可動部の重心を球軸の中心に一致させることができるように調節可能なバランスウェイトを持ったウェイト支持ドラムをテーブル下面に固定する。したがって可動部（被試験体＋バランス重量）は球軸の中心（すなわち可動部分の重心）の回りにスピン・ピッチ・ヨーの3自由度の回転運動を行なうことが可能であり、この運動に対する抵抗は周囲の空気による抵抗と軸受部の摩擦抵抗である。前者は装置全体を減圧室に入れることによりその影響を減少させることが可能である。バランスウェイトの微調により重心を球軸の中心に完全に一致させれば被試験体は仕様に示した角度範囲内で任意の角度位置に静止させることができる。上述のようにこのシュミレータの最重要の点は球軸・球軸受の設計および加工精度であるのでまずこれらの点から検討してみる。

2.1 理論解析

図2に示すように軸、軸受が共に半径 R の球面よりなり、軸受には数個の圧縮空気の吹出し口と中央部に一つの排気孔をもった球軸受を考える。したがって吹出し口から流入した空

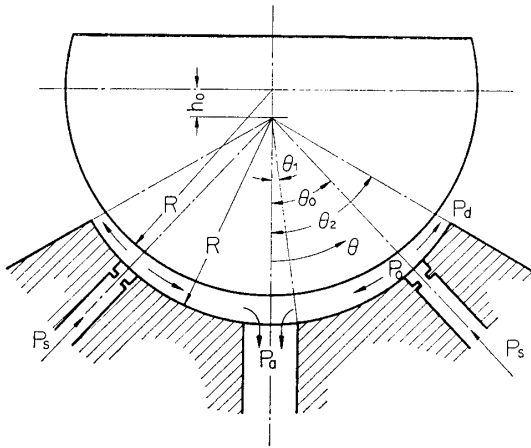


図2 球軸受

気は矢印の方向にしたがって流れ、軸受の円周部の間隙と中央の排気孔から外部に流出する。まず初めに空気を非圧縮性流体として解析し、圧縮性の影響は後で考慮することにする。図2に示すように、軸の中心と軸受の中心の間隙を h_0 とすれば任意の位置の間隙 h は

$$h = h_0 \cos \theta \quad (1)$$

で表わされる。球面座標 (r, θ, φ) での Navir-Stokes の運動方程式から慣性項を無視し、 r および φ 方向の流速が θ 方向の流速に v 比較して小さいことおよび φ 方

向の流れの対称性（吹出し口は等間隔で同一円周上にあるとする）を考慮すれば

$$\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left(\frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{2v \cot \theta}{r^2} \right) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left\{ \frac{v}{r^2 \sin^2 \theta} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{1}{\sin^2 \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \frac{\partial v}{\partial \theta} \right) \right\} \quad (3)$$

となる。ここで

p : 圧力

μ : 粘性係数

v : 流速

また連続の式は非圧縮性を考慮して

$$\frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} (v \sin \theta) = 0 \quad (4)$$

であるから (4) 式と (2) 式から

$$\frac{\partial p}{\partial r} = 0 \quad (5)$$

を得る。すなわち圧力は隙間方向には一様である。同様に (4) 式と (3) 式から v を求め

$$\left. \begin{array}{l} r = R \\ r = R + h_0 \cos \theta \end{array} \right\} \text{において } v = 0 \quad (6)$$

の境界条件を用いると v は次式で与えられる。

$$v = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \left\{ r + \frac{R(R + h_0 \cos \theta)}{r} - 2R_0 - h_0 \cos \theta \right\} \quad (7)$$

任意の θ の面を流れる流量 Q は

$$Q = 2\pi R \sin \theta \int_R^{R+h_0 \cos \theta} v dr \quad (8)$$

であるから (7) 式を (8) 式に代入して変形すれば

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{6\mu Q}{\pi h_0^3} \frac{1}{\sin \theta \cdot \cos^3 \theta} \quad (9)$$

となり, これを θ につづいて積分すれば

$$p = -\frac{6\mu Q}{\pi h_0^3} \left\{ \frac{1}{2} \tan^2 \theta + \log |\tan \theta| + C \right\} \quad (10)$$

となる. ここで, まず $\theta_1 \leq \theta \leq \theta_0$ の軸受部分について考える. 境界条件

$$\left. \begin{array}{l} \theta = \theta_1 \text{ で } p = p_a \\ \theta = \theta_0 \text{ で } p = p_0 \end{array} \right\} \quad (11)$$

を用いると圧力分布は

$$p - p_a = (p_0 - p_a) \frac{\tan^2 \theta_1 - \tan^2 \theta + 2 \log(\tan \theta_1 / \tan \theta)}{\tan^2 \theta_1 - \tan^2 \theta_0 + 2 \log(\tan \theta_1 / \tan \theta_0)} \quad (12)$$

流量 Q_1 は流れが θ の減ずる方向に流れることを考慮して

$$-Q_1 = Q = \frac{\pi h_0^3 (p_0 - p_a)}{3\mu} \frac{1}{\tan^2 \theta_1 - \tan^2 \theta_0 + 2 \log(\tan \theta_1 / \tan \theta_0)} \quad (13)$$

となる. またこの部分における負荷容量 W_1 は流れのせん断による成分を無視すれば

$$\begin{aligned} W_1 &= \int_{\theta_1}^{\theta_0} (p - p_a) 2\pi R^2 \sin \theta \cdot \cos \theta d\theta \\ &= 2\pi R^2 (p_0 - p_a) \frac{\sin^2 \theta_0 \log \tan \theta_1 - \sin^2 \theta_0 \log \tan \theta_0 + \frac{1}{2} \frac{\sin^2 \theta_0}{\cos^2 \theta_1} - \frac{1}{2} \tan^2 \theta_1}{\tan^2 \theta_1 - \tan^2 \theta_0 + 2 \log(\tan \theta_1 / \tan \theta_0)} \end{aligned} \quad (14)$$

で与えられる. 同様に $\theta_0 \leq \theta \leq \theta_2$ の軸受部分については, 境界条件

$$\left. \begin{array}{l} \theta = \theta_0 \text{ で } p = p_0 \\ \theta = \theta_2 \text{ で } p = p_a \end{array} \right\} \quad (15)$$

を用いると圧力分布および流量は

$$p - p_a = (p_0 - p_a) \frac{\tan^2 \theta_2 - \tan^2 \theta + 2 \log(\tan \theta_2 / \tan \theta)}{\tan^2 \theta_2 - \tan^2 \theta_0 + 2 \log(\tan \theta_2 / \tan \theta_0)} \quad (16)$$

$$Q_2 = Q = \frac{\pi h_0^3 (p_0 - p_a)}{3\mu} \frac{1}{\tan^2 \theta_2 - \tan^2 \theta_0 + 2 \log(\tan \theta_2 / \tan \theta_0)} \quad (17)$$

となるから負荷容量は

$$\begin{aligned} W_2 &= \int_{\theta_0}^{\theta_2} (p - p_a) 2\pi R^2 \sin \theta \cos \theta d\theta \\ &= 2\pi R^2 (p_0 - p_a) \frac{-\sin^2 \theta_0 \log \tan \theta_2 + \sin^2 \theta_0 \log \tan \theta_0 - \frac{1}{2} \frac{\sin^2 \theta_0}{\cos^2 \theta_2} + \frac{1}{2} \tan^2 \theta_2}{\tan^2 \theta_2 - \tan^2 \theta_0 + 2 \log(\tan \theta_2 / \tan \theta_0)} \end{aligned} \quad (18)$$

で与えられる. したがって軸受全体としての流量 Q および負荷容量 W は

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$W = W_1 + W_2$$

である. ここで, 後の議論のために次式のように無次元の流量係数 F_Q および負荷係数 F_W を定義しておく.

$$F_Q = \frac{Q}{h_0^3(p_0 - p_a)/\mu} \quad (19)$$

$$F_W = \frac{W}{\pi R^2(p_0 - p_a)} \quad (20)$$

2.2 軸受の設計

軸受の仕様は軸径 15 cm ϕ 、負荷能力 300 kg、ピッチ・ヨー軸回りに $\pm 30^\circ$ 回転可能であるから

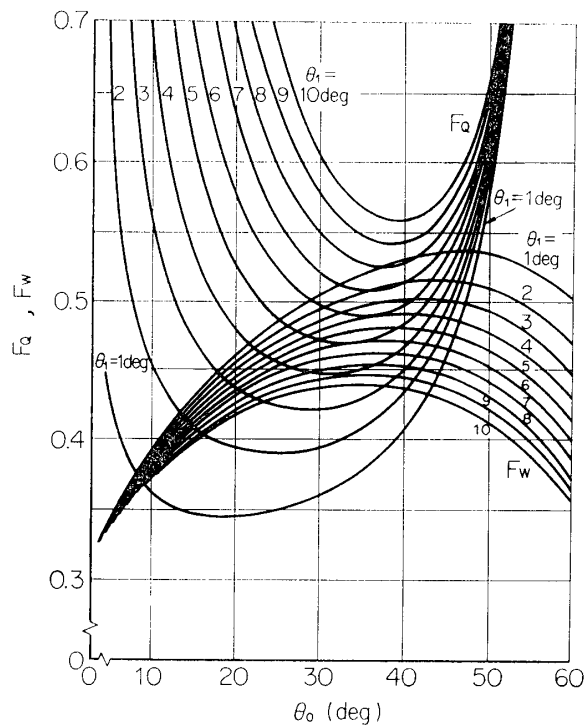


図 3 球面エアベアリングの流量係数と負荷係数

$$R = 15 \text{ cm} \quad W = 300 \text{ kg}, \quad \theta_2 = 60^\circ$$

とする。球軸の浮き上り量 h_0 は球面の加工精度に関連して決められるべきで、いかなる値にするかはむずかしい点であるが、加工精度に対する仕様が表 1 に示すように真球度 $\pm 3\mu$ 以下、表面あらさ $\pm 0.5\mu$ 以下であるから、これらの値の数倍程度にとれば球面の凹凸が空気の流れを大きく乱すことはないだろうという予想のもとに一応標準使用状態で $h_0 = 25\mu$ で設計を進めることにした。また排気孔の大きさを表わす θ_1 の値も 10° を越えることはないだろうと予想して、まず $\theta_2 = 60^\circ$ 、 $\theta_1 \leq 10^\circ$ として (19) 式および (20) 式より F_W および F_Q を計算し、その結果を図 3 に示す。この図を使用して排気孔の直径、吹出し口の位置の関係を求めることができる。すなわち、たとえば排気孔径を 8 mm ϕ (実際にこの値を

表 1

テーブル径	80 cm ϕ
最大容量	300 kg
回転角	
スピン軸回り	360 $^\circ$
同様に直角軸回り	$\pm 30^\circ$
スピン速度 (外部駆動)	5 cps
ベヤリング径	15 cm ϕ
ベヤリング真球度	$\pm 3\mu$ 以下
ベヤリングの表面あらさ	$\pm 0.5\mu$ 以下
カウンタウェイト	重心高さ 40 cm, 重量 150 kg をバランスさせること
摩擦トルク	100 mg \cdot cm 以下

使用) とすれば $\theta = 3^\circ$ となり, この θ_1 で負荷係数が最大になる θ_0 すなわち吹出し口位置を図から求めると $\theta_0 = 43^\circ$ となる. $\theta_0 = 43^\circ$ では

$$F_W = 0.502, \quad F_Q = 0.469 \quad (21)$$

であるから (20) 式によって吹出し口の圧力 p_0 は

$$p_0 = p_a + \frac{W}{\pi R^2 F_W} = 4.41 \text{ kg/cm}^2 \quad (22)$$

となり, また流量 Q は (19) 式から

$$Q_{\text{incomp}} = F_Q \frac{h_0^3 (p_0 - p_a)}{\mu} = 138 \text{ cm}^3/\text{sec} \quad (23)$$

$$\text{ただし } \mu = 1.8 \times 10^{-10} \text{ kg} \cdot \text{sec/cm}^2$$

と求められる. ここに Q_{incomp} は非圧縮性とした場合の流量を示す.

つぎに空気供給孔のオリフィス径 ($2r_s$) および供給圧 (p_s) は下記のようにして定めることができる. すなわち, オリフィスをとる流量は非圧縮性の場合には

$$Q_{\text{incomp}} = C_f \pi r_s^2 \sqrt{\frac{2}{\rho_a} (p_s - p_0)} \quad (24)$$

また圧縮性の場合には

$$Q_{\text{comp}} = C_f \pi r_s^2 \left[\frac{2\pi}{\kappa - 1} \frac{\rho_s}{\rho_a} \left(\frac{p_0}{p_s} \right)^{1/\kappa} \left\{ 1 - \left(\frac{p_0}{p_s} \right)^{\kappa - 1/\kappa} \right\} \right]^{1/2} \quad (25)$$

で与えられる. ここで C_f はオリフィスの流量係数, ρ_a および ρ_s はそれぞれ外界および供給孔における空気密度である. 一方軸受間隙をとる流量は非圧縮性の場合には

$$Q_{\text{incomp}} = F_Q \frac{h_0^3 (p_0 - p_a)}{\mu} \quad (26)$$

であるから (24) 式と (26) 式から Q_{incomp} を消去して軸受の剛性最大の条件

$$\frac{\partial^2 p_0}{\partial h_0^2} = 0 \quad (27)$$

を使用すると

$$(p_0 - p_a)/(p_s - p_a) = 0.691 \quad (28)$$

となる. 圧縮性を考慮する場合には (26) 式の代わりに体積流量

$$Q_{\text{comp}} = \frac{p_0 + p_a}{2p_0} Q_{\text{incomp}} \quad (29)$$

を用いて (25) から Q_{comp} を消去し (27) 式を適用すればよい. このときには最適の p_0 は p_s によって変化するが大體 (28) 式と同じになる. ここでは剛性最大の条件を満足するものとして (28) 式を用いたので

$$p_s = p_a + \frac{p_0 - p_a}{0.691} = 5.89 \text{ kg/cm}^2 \quad (30)$$

となる. これらの値を用い, $C_f = 0.6$ とすると (25) 式は

$$Q_{\text{comp}} = 2.53 \times 10^4 C_f \pi r_s^2 = 4.76 \times 10^4 r_s^2 \quad (31)$$

となる. (29) 式を使って (23) 式の Q_{incomp} を圧縮性の場合の流量に換算すれば

$$Q_{\text{comp}} = 85.3 \text{ cm}^3/\text{sec} \quad (32)$$

となる.

供給口の位置を, $\theta_0=43^\circ$ の円周上 12 等分点にすると一つのオリフィスをとおる流量は

$$\frac{1}{12}Q_{\text{comp}}=7.11\text{ cm}^3/\text{sec}$$

であるから (32) 式からオリフィス径は

$$2r_s=0.244\text{ mm}$$

と求められる. 下穴の径は自成絞りとならないようにしなければならないが, それには少なくとも

$$r_0>\frac{r_s^2}{2h}=0.858(\text{mm}) \quad (33)$$

である. 普通にはこれの 3 倍以上必要とされているので

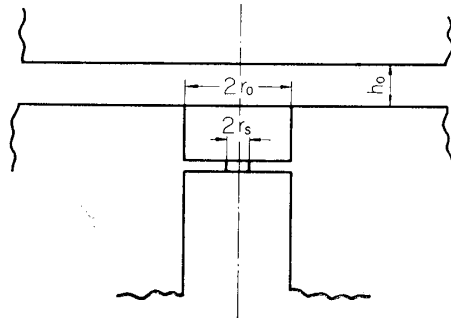


図 4 オリフィス

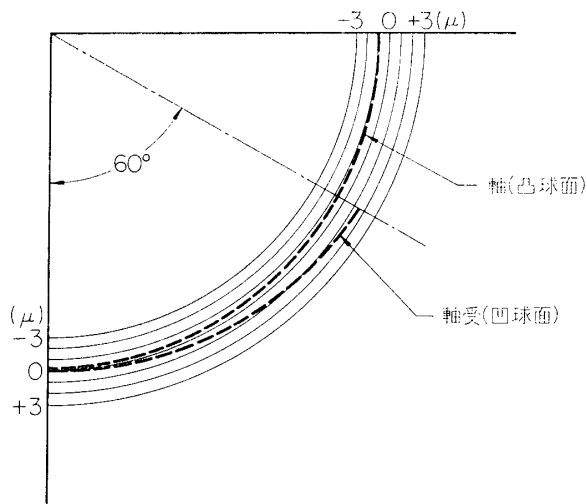


図 5 真球度

mm) でニュートンゲージにより計測した. その結果図 5 に示すような真球度であることが推定された. 表面あらさについては測定していないが表面が全く鏡面であることから仕様範囲にあるものと推定している.

$$2r_0=4(\text{mm}\phi)$$

とすることにした.

2.3 球面の加工

球面の加工は機械加工の後, レンズ磨きの技術を使って研磨した. この加工は径が大きいこと, 球面が半球というように立体角が大きいこと, 材質がステンレスであってガラスに比して研磨しにくいこと, 凸面と凹面とは共ずりすることができないことなどのために, 軸および軸受を同径にすることがむずかしかった.

細心の注意と技術によって研磨後 50 mmφ のニュートンゲージ ($R=74.625$

3. シュミレータの構成

シュミレータ全体の構造は前出図 1 に示すように, テーブル, 空気ベヤリング, クランプ装置, 支柱および台, バランスウェイト, スピン駆動部, コントローラ, エヤーコンプレッサなどからなる.

3.1 テーブル

被試験体および必要な計測装置を取付けるためのものでテーブルにかかる負荷は自重 27 kg のほかに上面に 150 kg (試験体), 円周下面にバランス用の重量約 100 kg が加わるので, 剛性を十分大きくする必要から 20 mm 板厚のアルミ板に補強構造を採用している. テ

ーブルの剛性の目安としての無負荷時の一次の固有振動数は 190 cps である。

3.2 球 軸 受

上述したような真球度 $\pm 3 \mu$ 以下の直径 150 mm ϕ の半球の球軸，球軸受よりなり，球軸上面をテーブル中央下面に固定する。軸受の $\theta=43^\circ$ の円周上の等間隔（12 等分）位置に圧縮空気の供給口，中央に 8 mm ϕ の排気孔を有する。

3.3 上下動およびクランプ機構

被試験体を固定するときあるいは本装置を使用しないときに不測の力によって球間の接触をおこさないように機械的に上下，水平方向の動きを拘束するクランプ装置をつけて保護している。クランプ状態の軸，軸受の間隙は約 5 mm である。非使用時はクランプしたうえできわめて少量の空気を流すことによって球面にほこりなどの付着するのを防いでいる。クランプ状態から使用状態にするには，クランプ機構の取付けてあるテーブル受け台を電動で約 20 cm 静かに下降させテーブルに対する拘束を解く。この状態でテーブルはスピンの軸に 360° ピッチ，ヨー軸に対し $\pm 30^\circ$ の角度変位が可能になる。またテーブル受け台の上面には電動で上下に駆動されるブレーキ機構があり非常の際にテーブル制動を与え，停止させることができる。

3.4 バランスウェイト

可動部全体の重心を球軸の中心に一致させるための重錘で，上下方向に対しては試験体の重量に応じて 42 kg, 20 kg, 15 kg, 13 kg, の 4 種類のリング状重錘を適当に組合せてバランスウェイト用ドラムに取付け，さらにそれを上下に微調整して重心を合わせる。またテーブル下面に水平方向の微調整用バランスウェイトをもっている。

3.5 スピン駆動部

テーブルに外からスピンを強制的に与える装置で 3 相超分巻可変速モータの出力をクラッチ，アンドラーを通じてテーブル外周に接線力として加える。最高回転数は 5 cps である。

3.6 スピン回転数検出装置

スピン回転数を計測するためテーブル下面に短冊状凹面鏡と光源を組込み 1 回転 20 パルスの反射光を光電式回転計で計測する。

3.7 コントローラ

テーブルの諸種の動きを制御する部分で，コンプレッサからの高圧空気の減圧調整，ろ過，テーブル受け台の上下動，クランプ，スピン駆動，ブレーキ操作などすべての動作を制御する。

3.8 空気供給源

15 気圧のコンプレッサで 10 気圧～8 気圧の間で可動する。

4. シュミレータの性能

4.1 軸受間隙と負荷と供給圧の関係

軸受間隙（浮き上り量）の測定は図 6 に示すように 1/1000 mm のダイヤルゲージで測定した。供給空気圧をゼロ（間隙ゼロ）にすると，軸と軸受が接触して表面を損傷するおそれ

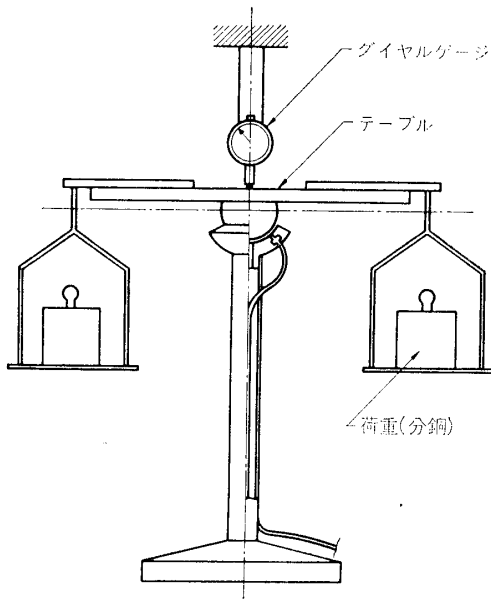


図 6 浮き上り量の測定

があるので、ある間隙を基準にし、圧力を変えてダイヤルゲージを読み取り、間隙ゼロの位置は内そう法で決定した。実験では供給口のオリフィス径を $0.2 \sim 0.4 \text{ mm}$ の間で変化させて測定した (4 種類) がその代表例を図 7 に示す。

図 8 はオリフィス径 0.25 mm の場合を、間隙をパラメータとし供給圧と負荷の関係に直したもので設計値とよく合致している。

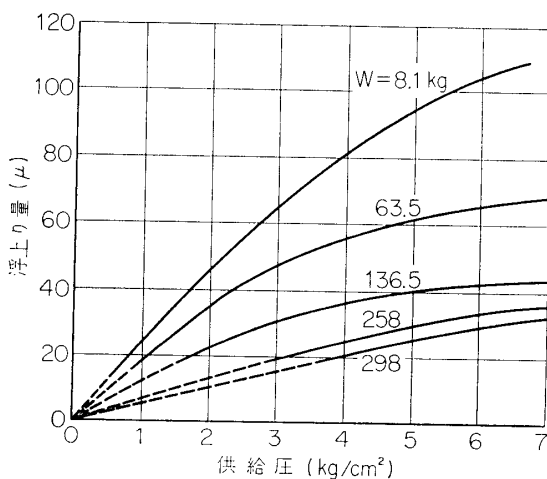
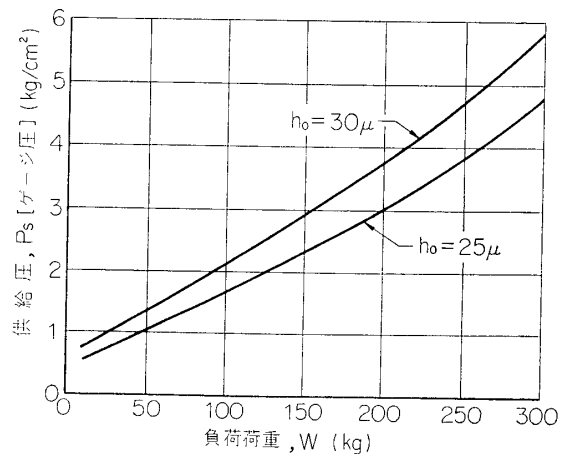
4.2 摩擦抵抗

空気ベアリングでは軸が軸受から完全に浮いていれば固体の接触がないので固体摩擦はなく、流体摩擦と空気抵抗が存在する。これについての検討と実験結果を下記する。

供給口から出た空気は $\theta = \theta_1$ なるリング状の供給源から出て外周へと中心の排気口へと θ 方向に流線をもった流れとなって流れていると考えられるので (line source と仮定) 軸が静止しているときは φ 方向には流れない。(図 9 参照) θ 方向の流れによる流体摩擦は構造上中心に関して対称であるので見かけ上はゼロである。軸が回転すると空気の粘性による摩擦力が φ 方向に発生し摩擦トルクの原因となる。

任意の θ の位置のリング状の微小部に作用する摩擦トルク ΔM は軸の回転速度を $\omega \text{ rad/sec}$ とすると (図 10 参照)

$$\left. \begin{aligned} \Delta M &= \frac{\mu \Delta S}{h_0 \cos \theta} (R\omega \sin \theta)(R \sin \theta) \\ \Delta S &= 2\pi R \sin \theta \cdot R d\theta \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

図 7 供給圧と浮き上り量の関係 (オリフィス径 0.25ϕ)図 8 負荷荷重と供給圧の関係 (オリフィス径 0.25ϕ)

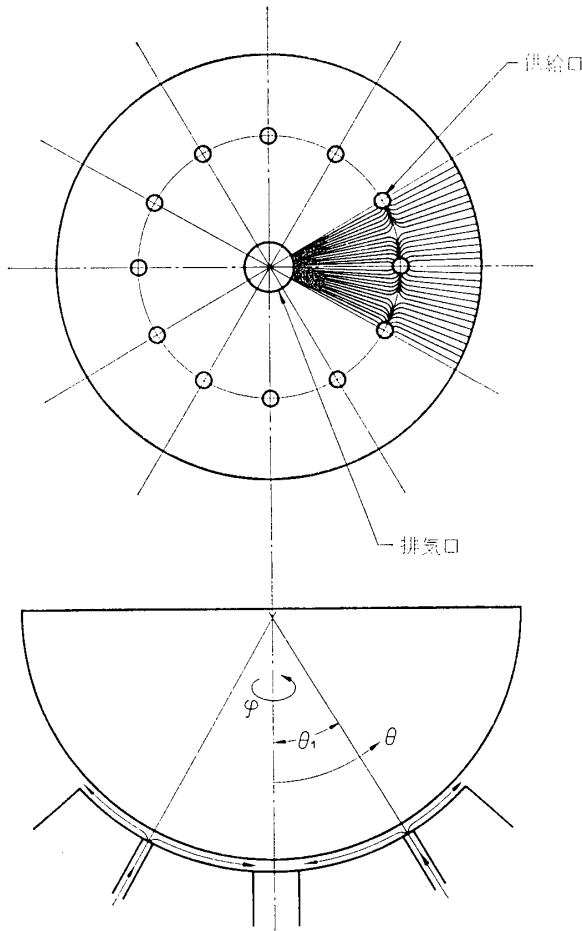


図 9 間隙を流れる空気

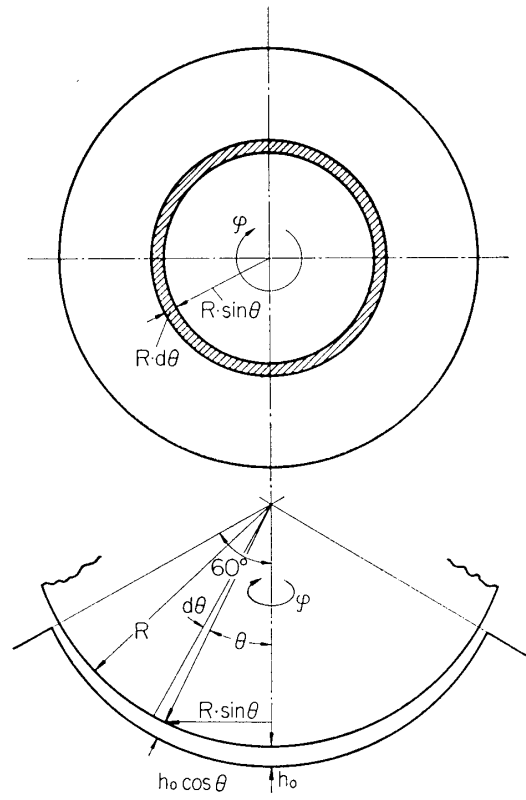


図 10 スピン回転に対する流体摩擦

したがってベヤリング全体に作用する摩擦トルクは

$$M = \int_0^{\pi/3} \frac{2\pi\mu R^4 \omega \sin^3 \theta}{h_0 \cos \theta} d\theta$$

$$= 0.954 \pi \frac{\mu R^4}{h_0} \omega \tag{35}$$

で与えられる。いま、 $\omega = 0.05 \text{ rad/sec}$ で $h_0 = 30 \mu$ の場合を計算すると $M = 29.5 \text{ mg}\cdot\text{cm}$ となる。

摩擦トルクを実測のためにつぎのような実験を行なった。テーブルのみを球軸に固定し、テーブルの空気抵抗によるトルクの影響をなるべく少なくするためにテーブルを非常にゆっくり回転させ (0.03 rad/sec 程度) 回転の減衰から摩擦トルクを計算した。回転数 $\omega = \omega_0$ のときの摩擦トルクを M_f 、テーブルの慣性能率を J とすれば

$$J \frac{d\omega}{dt} = -M_f \quad (\omega = \omega_0) \tag{36}$$

から摩擦トルクが求められる。

実験結果から

$$\omega_0 = 0.033 \text{ rad/sec}$$

$$\frac{d\omega}{dt} = 4.4 \times 10^{-7} \text{ rad/sec}^2$$

$$J = 1.87 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sec}^2$$

と与えられたから

$$M_f = 82 \text{ mg} \cdot \text{cm} \quad (\omega = 0.033 \text{ rad/sec}, h_0 = 30 \mu)$$

と計算される.

空気抵抗の影響を少なくするために回転数を低くしたが、この程度の回転速度でどの程度の影響を受けているか概算してみる. 回転円板がその片面にうける摩擦トルクは [1]

$$\left. \begin{aligned} M &= \frac{\rho}{2} \omega^2 r_0^2 C_f \\ C_f &= \frac{1.95}{\sqrt{Re}}, \quad Re = \frac{\omega r_0^2}{L} \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

で与えられる. いま

$$\omega = 0.033 \text{ rad/sec} \quad r_0 = 40 \text{ cm} \quad Re = 35 \quad C_f = 0.33$$

とすると

$$M = 22.4 \text{ mg} \cdot \text{cm} \quad (\text{片面}) \quad (38)$$

になる. (35) 式で $\omega = 0.033 \text{ rad/sec}$, $h_0 = 30 \mu$ の場合を計算すると,

$$M = 17.7 \text{ mg} \cdot \text{cm}$$

となるので計算上の摩擦トルク M_0 は (38) 式と (39) 式から

$$M_0 = 22.4 \times 2 \text{ mg} \cdot \text{cm} + 17.7 \text{ mg} \cdot \text{cm} = 62.5 \text{ mg} \cdot \text{cm} \quad (40)$$

となる. (37) 式はレイノルズ数が比較的大きい場合の計算であり, Re がこの場合のように非常に小さい場合には C_f の値が若干異なることが予想され, またテーブルを円板として単純化して取扱ったが実際には完全な円板ではないのでこの点からの差違も生じてくると思われる. しかしながら概略値としては実験値, 計算値が合っていると考えられ, したがって軸受部の摩擦トルクは仕様で与えられた $100 \text{ mg} \cdot \text{cm}$ 以下を満足していると考えてよい.

5. む す び

スペースクラフトシュミレータとしては性能や実用的意味の紹介 [2][3][4] は若干あるが詳細な構造, 計算方式などに関しては十分なデータがなかったので, 計画当初においては球軸, 球軸受の加工精度, ハンティングなどでかなり危惧した点多かったが上述のように仕様を十分満足するものができた. 現在, 運動の計測, 制御等に関する計画を進めている. 本装置の計画および実施に関しては東京大学宇宙航空研究所 森 大吉郎教授の多大のご指導をいただき, またベヤリングの計算, 設計については京都大学工学部 森 美郎教授にご援助をいただいたことを感謝します.

1970年2月10日航空力学部

参 考 文 献

- [1] 藤本武助：流体力学
- [2] たとえば G. A. Smith “Dynamic Simulator for Tests of Space Vehicle Attitude Control System, Presented at Conference on the Role of Simulation in Spae Technology, held in Black burg, Va, Aug. 19, 1964.
- [3] D. F. Wilcock “Design and Performance of gas-pressurized, Spherical, space-simulator bearing”. A. S. M. E. 87 (1965) 604.
- [4] 森 美郎：多数供給孔を有する円板型静圧気体スラスト軸受の理論，潤滑，Vol. 9. No. 5, 389