直下型地震を受けるスクウィーズ・フィルム・ダンパ～
回転体系の振動シミュレーション*

(第2報, 弾性回転軸系, 阪神大地震を受ける場合)

岡本伸吾^{*1}, 岡田英之^{*2}Simulations of Vibration for Squeeze Film Dampers~Rotor System
Subjected to Earthquake with Vertical Shock
(2nd Report, A Flexible Rotor System,
the Case of Being Subjected to the Great Hanshin Earthquake)

Shingo OKAMOTO and Hideyuki OKADA

In this report, we developed programs for calculations of time history response in the case of a flexible rotor system that is subjected to base excitation such as earthquake with vertical shock. A finite element method was used in the equations of a flexible rotating shaft. As an analytical model of a SFD, the same one as that in the 1st report was used. A program was also developed for calculating time history responses even if damper journals collide with damper bearings due to vibration caused by a large base excitation. We calculated the natural frequencies and modes of vibration for the rotor system modeled in the dimensions near those of an existing turbine, and investigated the dynamic characteristics of the rotor system. Furthermore, we calculated the time history response in the case of the rotor system that was oscillated by a vertical seismic wave that was observed in Kobe City when the Great Hanshin Earthquake occurred.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Finite-Element Method, Rotary Machine, Slider Bearing, Squeeze Film Damper, Base Excitation, Earthquake, Fluid Film

1. 緒 言

1995年1月17日, 兵庫県南部に発生した阪神大地震は300 Gal(上下方向)にも及ぶ大きな加速度であったことと直下型の地震であったため大きな被害を受けることになった。原子力発電所等に設置された回転機械が, もし阪神大地震のような大地震を受け, 破損することになれば大変な被害を受けることになる。したがって, 地震動などの基礎励振を受ける回転体の振動に関する研究は回転機械の安全設計上重要であり, いくつかの研究⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾が報告されている。著者らは, 第1報⁽⁵⁾でスクウィーズ・フィルム・ダンパ(SFD)によって支持された剛体回転体系が地面の上下方向の基礎励振を受ける場合についての振動解析を行い, 前々報⁽⁴⁾の弾性回転軸系の有限要素解析結果と比較し, 定式化および振動解析プログラムの有効性を確認した。

本報では, SFDの解析モデルとしては, 第1報と同様に, より一般的に使用できるようにダンパ・ジャーナル(DJ)の質量と転がり軸受の弾性の影響を付加し,

油膜とセンタリングばねおよび弾性を有する転がり軸受から構成されるモデルを用いた。SFDによって支持された弾性回転軸系と剛体ベッドとから構成される系が直下型地震などの基礎励振を受ける場合の時刻歴応答解析ができるプログラムを開発した。なお, 本報のプログラムの開発にあたっては, 大きな基礎励振を受けてSFDのダンパ・ジャーナルとダンパ・ベアリング(DJ)とが接触する場合でも計算できるようにした。開発したプログラムを用いて, 実在のタービンに近い寸法形状でモデル化した回転体系が阪神大地震が起こったときに神戸市で観測された上下方向の地震波により励振される場合の時刻歴応答解析を行った。

2. 解 析

2.1 解析モデル 図1に全体系の解析モデルを示す。二つの剛体回転円板①を取付けた弾性回転軸②は, 回転軸支持部③と④のスクウィーズ・フィルム・ダンパ(SFD; 油膜とセンタリングばねと転がり軸受によって構成される)を介して剛体ベッド⑤に設置されている。剛体ベッドは地面⑧にベッド支持部⑥, ⑦によって弾性支持され, センサ(加速度計)⑨, ⑩の位置における地面の上下方向変位により励振されるものとする。

* 原稿受付 1996年5月20日。

^{*1} 正員, 広島大学工学部 (〒739 東広島市鏡山1-4-1)。^{*2} 准員, NTTソフトウェア本部 (〒261 千葉市美浜区中瀬1-6)。

① Rigid rotating disk ② Flexible rotating shaft ③ Rotor suspension 1
④ Rotor suspension 2 ⑤ Rigid bed ⑥ Bed suspension 3
⑦ Bed suspension 4 ⑧ Rigid ground ⑨ Sensor 1 ⑩ Sensor 2
(Dimensions, mm)

Fig. 1 An analysis model of a whole system

2・2 おもな座標系の定義 図1に示した座標系について説明する。系が静止している場合には、静止座標系の Z 軸と剛体地面の Z' 軸、剛体ベッドの z 軸、回転軸の中心軸 (z' 軸) とは一致しているものとする。

(1) O - XYZ 座標系(静止座標系) 原点 O は図1のセンサ1の位置にあるものとする。

(2) O' - $X'Y'Z'$ 座標系(地面に固定された座標系) 静止座標系に対して剛体地面がセンサ1, 2における Y 方向の変位 V_1, V_2 だけ移動した座標系である。

(3) o - xyz 座標系(剛体ベッドに固定された座標系) 点 o を原点とし、静止座標系に対してベッドの支持部3, 4が Y 方向に V_3, V_4 だけ移動した座標系である。

2・3 回転軸⁽⁴⁾ 回転軸要素の運動エネルギーおよびひずみエネルギーについて述べる。

2・3・1 運動エネルギー 回転軸要素には2節点はり要素を用い、たわみのみを考慮した。

はり要素の x および y 方向の変位 $u_s(z)$ および $v_s(z)$ は要素両端の節点の変位を用いて次式のように z の三次関数で表すことができるものとする。

$$u_s(z) = \mathbf{s}_s^T \mathbf{R}_s \mathbf{u}_s, \dots\dots\dots (1)$$

$$v_s(z) = \mathbf{s}_s^T \mathbf{R}_s \mathbf{v}_s \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 $\mathbf{u}_s, \mathbf{v}_s$ は節点変位ベクトルで、節点1および2における変位とたわみ角を用いて次式で表される。

$$\mathbf{u}_s = \{u_{s1}, \theta_{sx1}, u_{s2}, \theta_{sx2}\}^T, \dots\dots\dots (3)$$

$$\mathbf{v}_s = \{v_{s1}, \theta_{sy1}, v_{s2}, \theta_{sy2}\}^T \dots\dots\dots (4)$$

$\mathbf{s}_s, \mathbf{R}_s$ は節点1, 2の z 座標をそれぞれ l_{e1}, l_{e2} とすると以下のように表される。

$$\mathbf{s}_s = \{1, z, z^2, z^3\}^T, \dots\dots\dots (5)$$

$$\mathbf{R}_s = \begin{bmatrix} 1 & l_{e1} & l_{e1}^2 & l_{e1}^3 \\ 0 & 1 & 2l_{e1} & 3l_{e1}^2 \\ 1 & l_{e2} & l_{e2}^2 & l_{e2}^3 \\ 0 & 1 & 2l_{e2} & 3l_{e2}^2 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (6)$$

したがって、たわみ角 $\theta_{sx}(z), \theta_{sy}(z)$ は次式で表される。

$$\theta_{sx}(z) = \frac{du_s}{dz} = \mathbf{s}_s'^T \mathbf{R}_s \mathbf{u}_s, \dots\dots\dots (7)$$

$$\theta_{sy}(z) = \frac{dv_s}{dz} = \mathbf{s}_s'^T \mathbf{R}_s \mathbf{v}_s \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 $\mathbf{s}_s'$ は次式で表される。

$$\mathbf{s}_s' = \frac{d\mathbf{s}_s}{dz} = \{0, 1, 2z, 3z^2\}^T \dots\dots\dots (9)$$

地面が上下方向に動き、さらに回転軸が角速度 Ω で回転している場合の回転軸要素の運動エネルギー T_s は次式で表される。ただし、変位や速度を含む3次以上の項は取除いてある。

$$\begin{aligned} T_s = & \frac{1}{2} \dot{\mathbf{u}}_s^T \mathbf{M}_s \dot{\mathbf{u}}_s + \frac{1}{2} \dot{\mathbf{v}}_s^T \mathbf{M}_s \dot{\mathbf{v}}_s + \frac{1}{2} \dot{\mathbf{u}}_s^T \mathbf{J}_{sd} \dot{\mathbf{u}}_s \\ & + \frac{1}{2} \dot{\mathbf{v}}_s^T \mathbf{J}_{sd} \dot{\mathbf{v}}_s + \Omega \dot{\mathbf{u}}_s^T \mathbf{J}_{sp} \mathbf{v}_s + \Omega \frac{\dot{V}_3 - \dot{V}_4}{l_2} \mathbf{j}_{sp}^T \mathbf{u}_s \\ & + \dot{V}_3 \mathbf{j}_{sa}^T \dot{\mathbf{v}}_s - \frac{\dot{V}_3 - \dot{V}_4}{l_2} (\mathbf{j}_{s1}^T + \mathbf{j}_{s2}^T) \dot{\mathbf{v}}_s \\ & + \frac{1}{2} m_s \dot{V}_3^2 + \frac{1}{6} \left(\frac{\dot{V}_3 - \dot{V}_4}{l_2} \right)^2 m_s (l_{e1}^2 + l_{e1} l_{e2} + l_{e2}^2) \\ & - \frac{1}{2} \frac{\dot{V}_3 - \dot{V}_4}{l_2} \dot{V}_3 m_s (l_{e1} + l_{e2}) \\ & + \frac{1}{8} \left(\frac{\dot{V}_3 - \dot{V}_4}{l_2} \right)^2 m_s r^2 + \frac{1}{2} \Omega^2 \mathbf{J}_{sp} \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

ここで、 m_s は回転軸要素の質量、 r は回転軸要素の半径である。また、破線を引いた項は回転体のスピンによる運動エネルギーであり、Lagrange 方程式に代入すると零となる。

2・3・2 ひずみエネルギー 離散化された回転軸要素のひずみエネルギー U_s は次式で表される。

$$U_s = \frac{1}{2} \mathbf{u}_s^T \mathbf{K}_s \mathbf{u}_s + \frac{1}{2} \mathbf{v}_s^T \mathbf{K}_s \mathbf{v}_s \dots\dots\dots (11)$$

式(10)および(11)で用いたマトリックスおよびベクトルについては文献(4)を参照されたい。

2・4 剛体回転円板 剛体回転円板の運動エネルギー T_D は、回転軸の運動エネルギーを参考にすると次式で表される。

$$\begin{aligned} T_D = & \frac{1}{2} m_D \dot{u}_{sn}^2 + \frac{1}{2} m_D \dot{v}_{sn}^2 + \frac{1}{2} J_{Da} \dot{\theta}_{sxn}^2 \\ & + \frac{1}{2} J_{Da} \dot{\theta}_{syn}^2 + \Omega J_{Dp} \dot{\theta}_{sxn} \theta_{syn} + \Omega \frac{\dot{V}_3 - \dot{V}_4}{l_2} J_{Dp} \theta_{sxn} \\ & + \dot{V}_3 m_D \dot{v}_{sn} - \frac{\dot{V}_3 - \dot{V}_4}{l_2} (m_D l_D \dot{v}_{sn} + J_{Da} \dot{\theta}_{syn}) \\ & + \frac{1}{2} m_D \dot{V}_3^2 + \frac{1}{6} \left(\frac{\dot{V}_3 - \dot{V}_4}{l_2} \right)^2 m_D (l_{be1}^2 \end{aligned}$$

$$+ l_{De1} l_{De2} + l_{De2}^2) - \frac{\dot{V}_3 - \dot{V}_4}{l_2} \dot{V}_3 m_D l_D \\ + \frac{1}{2} \left(\frac{\dot{V}_3 - \dot{V}_4}{l_2} \right)^2 J_{Dd} + \frac{1}{2} \Omega^2 J_{Dp} \dots\dots\dots (12)$$

ここで、 m_D は円板の質量、 J_{Dp} および J_{Dd} は、それぞれ円板の極慣性モーメントおよび ξ 軸、 η 軸に関する慣性モーメントである。また添字 n は回転円板が取り付けられている回転軸要素の節点番号を、 l_D はベッド座標系の原点から円板の中心までの距離、 l_{De1} 、 l_{De2} はベッド座標系の原点から円板の端までの距離 ($l_{De2} - l_{De1}$ = 円板の幅) である。破線を引いた項は円板のスピンの運動エネルギーである。

2.5 剛体ベッドの定式化 剛体ベッドの運動エネルギー T_B は次式で表される。

$$T_B = \frac{1}{2} m_B \left\{ \dot{V}_4 + \frac{\dot{V}_3 - \dot{V}_4}{l_2} \left(\frac{l_B}{2} - l_5 \right) \right\}^2 \\ + \frac{1}{2} J_B \left(\frac{\dot{V}_3 - \dot{V}_4}{l_2} \right)^2 \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 m_B はベッドの質量、 J_B はベッドの重心を通る x 軸まわりの慣性モーメントである。

ベッドを支持するばね定数を k_{B3} 、 k_{B4} とすると、ひずみエネルギー U_B は次式で表される。

$$U_B = \frac{1}{2} k_{B3} \left\{ V_3 - V_1 + \frac{l_1}{L} (V_1 - V_2) \right\}^2$$

(a) Detail (Dimensions, mm)

(b) An analysis model

Fig. 2 Schematic representation of a SFD

$$+ \frac{1}{2} k_{B4} \left\{ V_4 - V_1 + \frac{1}{L} (l_1 + l_2) (V_1 - V_2) \right\}^2 \dots\dots\dots (14)$$

2.6 スクウィーズ・フィルム・ダンパ⁽⁵⁾ 図 2

に SFD の解析モデルを、図 3 に SFD の座標系を示す。回転軸は転がり軸受と油膜とセンタリングばねによって支持されている。

SFD の油膜力を考慮した計算では、前報と同様に次式 (15)、(16) で表される x, y 方向の力 f_x, f_y をダンパ・ジャーナル i ($i=1, 2$) の並進方向に付加した。

$$f_x = f_r \cos \phi - f_t \sin \phi, \dots\dots\dots (15)$$

$$f_y = f_r \sin \phi + f_t \cos \phi \dots\dots\dots (16)$$

Fig. 3 The reference frames of a SFD

- c_i : Radial clearance of SFD i
- h_{min} : Minimum thickness of fluid film
- k_B : Spring const. of repulsion
- e_i : Displacement eccentricity
- f_{Ei} : Repulsion

Fig. 4 Relation between restitution and displacement

2・7 DJとDBとが接触する場合の反発力 基礎励振による入力が多い場合、ロータの変位が大きくなりダンパ・ジャーナル(DJ)とダンパ・ベアリング(DB)とが接触する場合がある。DJとDBが接触するとき、すなわちDJの変位(偏心量 e)が半径すきま c と等しくなると、油膜厚さ h は零になるので油膜圧力 P は無限大となり計算ができなくなる。そこで、FEMプログラムを開発する際に、油膜厚さ h が十分小さくなり、ある値($h_{\min}$:最小油膜厚さ)以下になった場合、DJとDBは接触しているものとして、油膜力は零になるようにした。また、DJとDBとが接触している場合、DJとDBは弾性変形し、その弾性変形による反発力が発生するものとする。DJとDBとが接触する場合の反発力とDJの変位との関係を図4に示す。ここで、 f_{Ei} は反発力を、 e_i はDJの変位を表している。SFD i ($i=1, 2$)のDJとDBとが接触したときの等価ばね定数を k_{Ei} とすると、ひずみエネルギー U_{Ei} は次式で表される。

$$U_{Ei} = \frac{1}{2} k_{Ei} \{e_i - (c_i - h_{\min})\}^2,$$

$$(e_i = \sqrt{u_{di}^2 + v_{di}^2} \geq c_i - h_{\min}, c_1 = c_2 = c) \cdots (17)$$

ここで、 u_{di}, v_{di} ($i=1, 2$)はそれぞれSFD i のDJの x, y 方向変位である。また本報では、SFD 1の半径すきま c_1 とSFD 2の半径すきま c_2 は等しい場合($c_1 = c_2 = c$)を考えた。式(17)をLagrange方程式に適用すると、SFD i の x および y 方向の反発力は次式で表される。

$$f_{Ei,x} = -k_{Ei} \left(1 - \frac{c_i - h_{\min}}{e_i}\right) u_{di}, \quad (i=1, 2) \cdots (18)$$

$$f_{Ei,y} = -k_{Ei} \left(1 - \frac{c_i - h_{\min}}{e_i}\right) v_{di}, \quad (i=1, 2) \cdots (19)$$

2・8 運動方程式 図1に示す回転軸を10分割した解析モデルに対し境界条件を考慮し、すべての要素と部材をまとめた全体系の運動方程式(50自由度)を

Fig. 5 Situations of shaft center of a damper journal

マトリックス表示すると次式となる。

(1) DJとDBが接触しない場合 [$e_i < c - h_{\min}$ ($i=1, 2$)]

$$M\ddot{q} + (G + C)\dot{q} + Kq = f_U + f_B + f_G + f_{SFD} \cdots (20)$$

(2) DJとDBが接触する場合 [$e_i \geq c - h_{\min}$ ($i=1, 2$)]

$$M\ddot{q} + (G + C)\dot{q} + Kq = f_U + f_B + f_G + f_E \cdots (21)$$

ここで q は変位ベクトルであり次式で表される。

$$q = \{u_{s1}, \theta_{sx1}, \cdots, u_{si}, \theta_{sxi}, \cdots, u_{s11}, \theta_{sx11}, v_{s1}, \theta_{sy1}, \cdots, v_{si}, \theta_{syi}, \cdots, v_{s11}, \theta_{sy11}, V_3, V_4, u_{d1}, u_{d2}, v_{d1}, v_{d2}\}^T \cdots (22)$$

また、 M は質量マトリックス、 G はジャイロマトリックス、 C は減衰マトリックス、 K は剛性マトリックス、 f_U は回転円板のアンバランスによる励振力、 f_B は基礎励振力、 f_G は重力、 f_{SFD} はSFDの油膜力、 f_E はDJとDBとが接触した場合の反発力である。なお、減衰マトリックス C は比例粘性減衰を仮定し、次式で表されるものとする。

$$C = \gamma K \cdots (23)$$

ここで、 γ は比例粘性定数で、SFDの油膜がない場合の全体系の減衰比が約3%となる値を用いた。

2・9 計算方法 ここでは、時刻歴応答の計算方法について説明する。

2・9・1 DJの軸心の状態 図5にDJの軸心の状態を示す。時刻 t_j および t_{j+1} におけるDJの軸心の位置をそれぞれ点 p_j, p_{j+1} とし●で示す。図中の円は、半径すきま c から最小油膜厚さ $h_{\min}$ をひいた値($c - h_{\min}$)を半径とする場合のすきま円である。●がすきま円外に在る場合はDJとDBとが接触していることを表している。時刻 t_j から t_{j+1} の間DJとDBとが接触せず、すきま円内を運動する場合をCase A、時刻 t_j ではすきま円内に位置(非接触)していたDJの軸心が時刻 t_{j+1} ではすきま円外に位置(接触)する場合をCase B、時刻 t_j と t_{j+1} においてDJの軸心がすきま円外に位置する場合をCase C、時刻 t_j ではすきま

Table 1 Combinations between SFD 1 and SFD 2

Case	$R_{D1} > R_{D2}$	$R_{D1} < R_{D2}$
	$R_D = R_{D2}$	$R_D = R_{D1}$
SFD 1 - SFD 2	SFD 1 - SFD 2	SFD 1 - SFD 2
B - B	A - B	B - A
B - D	A - D	B - C
D - B	C - B	D - A
D - D	C - D	D - C

Fig. 6 Flow charts of a response calculation

円外に位置(接触)していたDJの軸心が時刻 t_{j+1} においてすきま円内(非接触)に位置する場合をCase Dとする。ここでCase BとCase Dにおいて、すきま円と直線 $\overline{p_j p_{j+1}}$ の交わる点を p_B とする。

2・9・2 DJとDBが接触したときの物理量 DJの軸心の変位(偏心量 e_i)がすきま円内からすきま円外に出る場合には油膜力をなくし反発力を考慮するため、またDJの軸心がすきま円外からすきま円内に戻る場合には反発力をなくし油膜力を考慮するためにDJの軸心を一度すきま円上に戻す。すきま円上に戻したときの時刻、変位、速度、加速度の計算方法を以下に示す。

(1) [SFD 1とSFD 2のいずれか一方がCase BまたはDの状態になった場合] $(j+1)$ ステップにおいてCase BまたはDの状態になったSFD i について、点 p_{j+1} をすきま円と直線 $\overline{p_j p_{j+1}}$ の交わる点に、すなわちDJとDBが接する点 p_B に戻す。ここで、Case BまたはDの状態になったSFD i における直線 $\overline{p_j p_{j+1}}$ と直線 $\overline{p_j p_B}$ の比を $R_D(i=1, 2)$ とすると、 R_D は次式で表される。

$$R_D = \overline{p_j p_B} / \overline{p_j p_{j+1}} \quad (24)$$

$(j+1)$ ステップにおける時刻 t_{j+1} と変位 q_{j+1} 、速度 $\dot{q}_{j+1}$ 、加速度 $\ddot{q}_{j+1}$ は R_D を用いて次式のように表した。

$$t_{j+1} = t_j + R_D \Delta t \quad (25)$$

$$q_{j+1} = q_j + R_D(q_{j+1} - q_j) \quad (26)$$

$$\dot{q}_{j+1} = \dot{q}_j + R_D(\dot{q}_{j+1} - \dot{q}_j) \quad (27)$$

$$\ddot{q}_{j+1} = \ddot{q}_j + R_D(\ddot{q}_{j+1} - \ddot{q}_j) \quad (28)$$

(2) [SFD 1とSFD 2の両方がCase BまたはDの状態になった場合] 表1にSFD 1とSFD 2の状態の組合せを示す。SFD 1とSFD 2の両方がCase BまたはDの状態になった場合には、式(24)を

用いてSFD 1およびSFD 2における直線 $\overline{p_j p_{j+1}}$ と直線 $\overline{p_j p_B}$ との比 R_{D1} および R_{D2} を計算し、表1によりSFD 1と2の状態の組合せを決定する。ここで、 R_{D1} と R_{D2} のうち小さい値を R_D とすると、 $(j+1)$ ステップにおける時刻 t_{j+1} と変位 q_{j+1} 、速度 $\dot{q}_{j+1}$ 、加速度 $\ddot{q}_{j+1}$ は式(25)~(28)を用いて計算することができる。

2・9・3 時刻歴応答計算 図1に示した回転体系が地震を受ける場合の時刻歴応答計算のフローチャートを図6に示す。(a)には時刻歴応答計算の全計算課程を、(b)にはSFD 1あるいはSFD 2のDJとDBとが接触した場合の反発力と接触していない場合の油膜力を計算する課程を示す。運動方程式を時間積分する場合、DJとDBとが接触しているか接触していない

Table 3 Physical parameters

Mass density	$\rho = 7.96 \times 10^{-8} \text{ (kg/mm}^3\text{)}$
Young's modulus	$E = 2.05 \times 10^5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$
Spring const. of the bed	$k_{B3} = k_{B4} = 700 \text{ (N/mm)}$
Centering spring const.	$k_{C1} = k_{C2} = 500 \text{ (N/mm)}$
Spring const. of the rolling bearing	$k_{R1} = k_{R2} = 1.0 \times 10^5 \text{ (N/mm)}$
Spring const. of repulsoin	$k_{E1} = k_{E2} = 1.0 \times 10^5 \text{ (N/mm)}$
Const. of the proportional viscous damping	$\gamma = 5.0 \times 10^{-4} \text{ (s)}$
Bearing fluid viscosity	$\mu = 2.0 \times 10^{-3} \text{ (Pa} \cdot \text{s)}$
Diameter of damper journal	$D = 70 \text{ (mm)}$
Minimum thickness of fluid film	$h_{min} = 0.03 \text{ (mm)}$
Radial clearance	$c = 0.46 \text{ (mm)}$
Length of damper bearing	$L_B = 20 \text{ (mm)}$

(a) The first mode ($f_1 = 14.2 \text{ Hz}$) (b) The second mode ($f_2 = 24.6 \text{ Hz}$)

Fig. 7 Natural modes of vibration

Table 2 On or off of fluid film force and restitution

Case SFD 1 - SFD 2	SFD 1		SFD 2	
	fff 1	rpl 1	fff 2	rpl 2
A - A	ON	OFF	ON	OFF
A - D	ON	OFF	ON	OFF
A - B	ON	OFF	OFF	ON
A - C	ON	OFF	OFF	ON
B - A	OFF	ON	ON	OFF
B - C	OFF	ON	OFF	ON
C - A	OFF	ON	ON	OFF
C - D	OFF	ON	ON	OFF
C - B	OFF	ON	OFF	ON
C - C	OFF	ON	OFF	ON
D - A	ON	OFF	ON	OFF
D - C	ON	OFF	OFF	ON

fff : fluid film force, rpl : repulsion

いかによって、時間増分 Δt を変化させる必要がある
ので、運動方程式の時間積分には、二点漸化式である
Newmark の β 法 ($\beta=1/4$) を用いた。また、DJ と
DB とが接触せず時間増分 Δt を変化させる必要がな
い場合には、時間増分は指定した一定の値(本報では、
 $\Delta t=0.0001$ s)になるようにした。

また、時刻 t_{j+1} において運動方程式を時間積分する
場合、DJ の軸心の状態の組合せによって、SFD 1 お
よび SFD 2 の油膜力と反発力を考慮するか(ON)、考
慮しないか(OFF)の場合分けを表2に示す(図6のフ
ローチャート参照)。時刻歴応答計算の初期設定では
SFD 1 と SFD 2 の油膜力を ON、反発力を OFF と

した。

また、油膜力あるいは反発力を計算する場合には、
収束計算の初期値として時刻 t_j における変位 q_j と速
度 $\dot{q}_j$ を用い、変位 q'_{j+1} と時刻 t_{j+1} において運動方
程式を積分して得られた変位 q_{j+1} とを比較すること
によって収束計算した。なお本報の計算では、収束計算
のしきい値を $\varepsilon=0.001$ とした。

3. 計算結果

3・1 固有振動数と固有振動モード 数値計算に
用いた解析モデルの寸法を図1に、他の物理量を表3

(a) Acceleration

(b) Velocity

(c) Displacement

Fig. 8 Vertical seismic wave of The Great Hanshin Earthquake observed in Kobe city in 1995

$$[\Omega = \{1 - \exp(-t/\tau)\}\Omega_0, \tau = 0.6 \text{ s}, \Omega_0 = 2\pi (1000/60) \text{ rad/s}]$$

Fig. 9 Spin speed of the rotor

(a) Displacement of the y -direction, v_s

(b) A locus of displacements

Fig. 10 Time history response at the nodal number 10

に示す。回転軸をセンタリングばねと転がり軸受で支持した場合の一次と二次の固有振動モードを図7に示す。一次と二次のモードは y 方向に動くモードである。

3・2 時刻歴応答 本解析モデルの場合、回転軸の支持部2に近い位置にロータの重心があるため、支持部2におけるロータの平衡点は支持部1よりも $-y$ 方向に位置する。このため、SFD 1とSFD 2の両方のDJとDBが同時に接触するような半径すきま c を設定すると、SFD 2ではDJの軸心がすきま円の近傍を動くため、油膜力が大きくなる。この場合、収束性をよくするには時間増分(Δt)をより小さな値に設定しなければならないので、本報の半径すきまとしては、支持部2においてのみDJとDBとが接触するような値を用いた。

1995年1月17日の阪神大地震が起こったときに神戸市で観測された地面の上下方向の加速度を図8(a)に示す。また、加速度データから計算によって求められた速度と変位を図8(b), (c)に示す。

図9には、ロータの回転数を示す。ロータの回転数は0 rpmから上昇し、一次の固有振動数 $[f_1=14.2 \text{ Hz} (852 \text{ rpm})]$ 以上の1000 rpm($=60\Omega/2\pi$)で一定となるものとする。ロータ回転数が一定になった後、ロータは地震により基礎励振されるものとする。基礎励振の変位 V_1, V_2 と速度 $\dot{V}_1, \dot{V}_2$ としては図8(b), (c)に示す変位と速度を用いた。なお、地面のセンサ1(⑨)とセンサ2(⑩)の位置は同相で動くものとした。

回転軸が油膜とセンタリングばねと転がり軸受によって支持され、DBとDJの接触を考慮した場合の結果を図10に示す。図10(a)は y 方向変位 v_s 、図10(b)は変位軌跡であり、図中の円弧はすきま円(半径 $=0.457 \text{ mm}$)を表している。ロータの回転数が上

昇すると、回転円板のアンバランスによる振動変位(振動数の高い成分)は増加し、回転数が一定となると振動変位も一定となる。ロータが回転を始めて4秒後から地震波による基礎励振が起こる。DBとDJの接触を考慮することにより、地震による励振力が大きい場合でも振動解析が行えるようになった。また、地面はセンサ1(⑨)とセンサ2(⑩)の位置で同相で動くものとしているので、基礎励振によるジャイロ効果は生じにくく、 x 方向の振動変位は y 方向の振動変位と比較すると小さくなっている。

4. 結 言

スクウィーズ・フィルム・ダンパ(SFD)によって支持された弾性回転体系が直下型地震を受ける場合の振動解析を行った結果、以下の結論が得られた。

- (1) 地震による励振力が大きく、SFDのダンパ・ジャーナルとダンパ・ベアリングが接触する場合でも計算できる時刻歴応答計算のプログラムを開発した。
- (2) 解析モデルをSFDによって支持された実在のタービンに近い寸法形状でモデル化し、阪神大地震の神戸市において観測された上下方向の地震動により回転体系が励振される場合の時刻歴応答の計算をした。

文 献

- (1) Soni, A. H. and Srinivasan, V., *Trans. ASME (J. Vib. Acoust. Stress Reliab. Des.)*, Vol. 105 (1983), 449-455.
- (2) 松下修己・ほか2名, 機論, 49-442, C(1983), 971-981.
- (3) 岡本伸吾・ほか3名, 機論, 58-549, C(1992), 1352-1359.
- (4) 岡本伸吾・岡田英之, 機論, 62-597, C(1996), 1676-1684.
- (5) 岡本伸吾・岡田英之, 機論, 62-604, C(1996), 4452-4460.
- (6) Arakere, N. K. and Nelson, H. D., *Trans. ASME (J. Tri)*, Vol. 110 (1989), 685-692.