スクィーズフィルムダンパを用いた軸のアンバランス限界
についての解析的研究*

(第2報, センタリングばねを持たないダンパについて)

小林 正 生^{*1}Investigation into the Critical Unbalance of a Multi-Degree-of-Freedom
Rotor Supported by a Squeeze Film Damper
(2nd Report, In the Case of a Damper without a Centering Spring)

Masao KOBAYASHI

For various amounts of unbalance, damper clearance and damper bearing parameter, nonlinear unbalance responses of a flexible rotor supported at one end by a squeeze film damper (SFD) without a centering spring are studied as a follow-up to the first report, which investigated SFD's with a centering spring. The rotor responses in the case of SFD of either 2π or π film model without a centering spring are found to be quite complicated, and are also recognized to show critical unbalances above which the vibration becomes extremely large. In this paper, through the comparison of the characteristics of the SFD with and without a centering spring, the optimum design of these rotor systems is discussed.

Key Words: Squeeze Film Damper, Centering Spring, Vibration of Rotating Body, Nonlinear Vibration, Unbalance Response, Jet Engine Rotor

1. 緒 言

スクィーズフィルムダンパは航空エンジンやガスタービン等の軸受と併用し、軸の過大な振動を低減する減衰要素として多く用いられる⁽¹⁾。しかしその特性は非線形性が強く、例えば特定の不釣り合い量以下では十分な減衰効果があるがそれ以上では減衰効果がなくなるという、アンバランス限界⁽²⁾の特性が知られている。特に高い信頼性が要求される航空エンジンではダンパ使用に際してこうした非線形特性を考慮した設計・検討が必要になっている。

スクィーズフィルムダンパには構造上、センタリングばねを持つタイプと持たないタイプの二つがある。前者については前報⁽³⁾でその非線形特性と最適設計法について検討した。ここで取上げる後者のタイプのスクィーズフィルムダンパの研究には、解析的にはCooksonがジェフコットロータ⁽⁴⁾、9質量系⁽⁵⁾について検討したものがあり、実験的研究としてはHolms⁽⁶⁾や田中・堀⁽⁷⁾があるが、報告例がまだ少なく、現象的に明確になっていない部分が多く残っている。またセ

ンタリングばねの有無の得失についての報告もないと思われる。しかし実際は航空エンジンで構造の簡便さから経験的に多用されてきているのが実状である。

このタイプのダンパではジャーナルは、回転数が零の状態では自身の重量によってダンパすきま円下部に沈んでいるが、回転数の上昇に伴い動的な油膜力によってすきま円の中心寄りに浮上して振動するようになることがわかっている。しかし振幅依存性がきわめて強いいためセンタリングばね付ダンパのように回転数成分の振動のみの近似だけでは十分な振動予測はできず、ジャーナルの静的な浮上量を含め高次成分までを考慮した非線形解析が不可欠になっていた。

本研究では前報と同じエンジン軸系に多い二軸受支持で片側にスクィーズフィルムダンパを用いた構成で、使用回転数範囲に単純支持一次の危険速度が入る弾性ロータを対象とした。調和バランス法による多自由度非線形解析手法⁽⁸⁾により、不釣り合い応答の静的変位を含めた高次非線形解を求めてダンパの効果的な使用法を検討し、さらにばね付ダンパとの比較を行った。以下にその結果について報告する。

2. 記 号

本報で用いた主な記号を以下に説明する。

* 原稿受付 平成3年12月24日。

*¹ 正員、石川島播磨重工業(株)技術研究所 (●135 東京都江東区豊洲3-1-15)。

B : ダンパの軸受パラメータ

c : ダンパ半径すきま

L : ダンパ幅

R : ダンパ半径

μ : 油粘度

3. 解析モデル

3.1 ダンパ軸受パラメータ 計算において用いたスキーズフィルムダンパの油膜特性は前報⁽³⁾と同じく古典潤滑理論により、油膜の存在領域をそれぞれ $\pi, 2\pi$ とした短軸受幅近似の二つの近似モデルを仮定した。具体的内容は前報を参照されたい。解析では特にアンバランス限界特性を含めた非線形振動の最適条件を検討する目的で次の軸受パラメータ⁽³⁾:

$$B = \pi \mu R (L/c)^3 \dots \dots \dots (1)$$

を用いて前報と同様に整理した。軸受パラメータはダンパのジャーナル偏心率0.0の状態における減衰係数の指標となるもので、 2π フィルム条件のダンパの減衰係数は B 、 π フィルム条件のダンパでは $B/2$ となる。またダンパ半径すきま c は前報同様、50, 150, 300 μm の3種類について検討を行った。

3.2 計算軸系モデル 計算に用いたモデル軸、軸受構成は前報と全く同じで、ダンパだけセンタリングばねなし構造としている。回転数範囲は単純支持1次の危険速度以上までを考えた。ボールベアリングは $1 \times 10^8 \text{ N/m}$ の線形ばねとし、ダンパ側軸受はダンパだけの非線形軸受として取扱った。不釣合いは軸スパン中央近くの円板部(A部)に付加し、解析結果を表示する代表点としてA部、ダンパ部(B部)を考えている(図1参照)。

ダンパ壁面との接触は円筒面相互の接触であるため接触剛性の線形性が仮定できるものと考え、ジャーナル中心がダンパすきま円の5 μm 内側(表面粗さ程度とする)に入った場合から作用する $1 \times 10^8 \text{ N/m}$ の線形ばねの反力をダンパ油膜力に重ね合わせて考慮した。

3.3 解析手法 本解析で用いた非線形解析手法⁽⁸⁾は非線形軸受を取囲む線形構造を動的・静的に非線形自由度まで縮小し、非線形自由度(軸受)変位から

図1 計算モデル軸系

時間領域で非線形力を求め、これに調和バランス法を適用し収束計算を行うことで高次応答を求めている。

4. 2π フィルムモデルの解析結果

4.1 2π フィルムモデルの特性について センタリングばねなしダンパでは初期偏心率が1.0近くになるため応答は、ばね付ダンパと比較し複雑になる。不釣合い応答解析例として、図2にA部、ダンパ部(B部)の回転数成分の応答とA部の位相を示した。ダンパの半径すきま $c=150 \mu\text{m}$ 、軸受パラメータ $B=5.63 \times 10^2 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ で不釣合いは10 g-cmである。本図は最大振幅が有限値に収まる例である。

A部の応答は危険速度から離れた回転数では水平と垂直成分が等しく、危険速度近傍で水平成分が一時減少して相対的に垂直成分が大きくなっている。このため概して垂直成分が大きい。ダンパ部は水平成分が主要であるが、危険速度近傍でのみ垂直成分が急増して水平成分と同程度になる。なおアンバランス限界以上の応答はダンパ部では水平と垂直方向振幅がすきま円の径にほぼ等しく、A部では円に近いふれまわり応答となる。

図2での静的・高調波成分を図3に示した。21400 rpm近傍で回転数成分の増加につれ軸は静的に浮上し(DC成分は原点をすきま円中心にとり絶対値での表示)、高調波成分(2~4 ω)は急増していることがわかる。傾向として高次成分はダンパ部(B部)が大きい。本図2, 4 ω 成分のように軸特性によりA部がB部より大きい場合もある。次にA, B部におけるふれまわり軌跡(10次までの高調波を含む)を図4に示

図2 非線形応答の例(2 π モデル, $c=150 \mu\text{m}$ の場合)

す。a, b, c, dは図2に示した回転数を意味する。×印は不釣合いが上側を向く瞬間の位置を示す。センタリングばねのない 2π フィルムモデルでは、ジャーナルは小振幅時は静的な釣合い位置であるダンパ壁面（この場合下側）に沿って水平方向に微小振動しているが、危険速度近くではすきま円の大半をふれまわようになる。

4.2 不釣合いによる応答振幅の変化 図5に半

図3 静的・高次成分 (2π モデル, $c=150\mu\text{m}$ の場合)

図4 軸振動の軌跡 (2π モデル, $c=150\mu\text{m}$ の場合)

径すきま $150\mu\text{m}$ でダンパの軸受パラメータ B が $1.13 \times 10^2 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ の場合の A 部の垂直方向（振幅の大きな方向）の回転数成分の応答を示した。

この場合、 $10\text{ g}\cdot\text{cm}$ の不釣合いまで最大振幅は特定の値に押さえられている。しかし $15\text{ g}\cdot\text{cm}$ の不釣合いでは応答がきわめて大きく、有限値に収まらない傾向となりアンバランス限界の特徴が現れている。振幅が極大となる回転数は単純支持時の危険速度で、このときのダンパの偏心率は 1.0 近くになる。これらは前報のセンタリングばね付ダンパでの特徴と同じである。

4.3 軸受パラメータとダンパ半径すきまの影響

センタリングばねなしダンパの 2π フィルムモデルの非線形応答について軸受パラメータと半径すきまの双方の影響について調べた。図6～8にダンパ半径すきまがそれぞれ $50, 150, 300\mu\text{m}$ の場合について、A 部の回転数成分の垂直方向応答： x_A を不釣合い u で割った値： x_A/u について求めた結果を示す。軸受パラメータ B は $1.13 \times 10^2, 5.63 \times 10^2, 2.82 \times 10^3 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ の3種類について整理している。 B の値はダンパが中心にセンタリングされた状態を考えると、一次モードについて線形的な意味（微小振幅時）の最適減衰（モード減衰比が最も高くなる）⁽³⁾ のそれぞれ約 $1/30$, 約 $1/6$, およびほぼ最適減衰に相当する。

まず軸受パラメータ B の影響について述べる。図から応答振幅は軸受パラメータ B に大きく依存し、アンバランス限界以下の不釣合いでは、 B が小さいほど小さくなっていることがわかる。またアンバランス限界値は図6を例にとると、いずれも $3\sim 5\text{ g}\cdot\text{cm}$ の間にあり B には依存していないことがわかる。 B の影響は危険速度近傍でのみ現れる。危険速度と離れた回転数では、ジャーナルはほぼダンパ壁面で非等方支持された状態で、減衰が大きいいため単純支持に近い状態に

図5 不釣合いによる応答変化 (2π モデルの場合)

図6 半径すきま $c=50\ \mu\text{m}$ 時の軸A部の応答 (2π モデル, 回転数・垂直成分) 図7 半径すきま $c=150\ \mu\text{m}$ 時の軸A部の応答 (2π モデル, 回転数・垂直成分) 図8 半径すきま $c=300\ \mu\text{m}$ 時の軸A部の応答 (2π モデル, 回転数・垂直成分)

なるため B の影響はほとんど現れない。

次にダンパ半径すきまの影響について述べる。センタリングばね付の場合、軸応答はダンパの半径すきまで無次元化が可能であったが、センタリングばねがない場合にはこうした標準化ができない。半径すきまの影響を $B=1.13 \times 10^2 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ のダンパを例に述べる。例えば $1 \text{ g} \cdot \text{cm}$ 程度の小さな不釣合いの場合では、半径すきまが小さな場合ほど応答が小さくなっている。しかしすきまが小さい場合ほど同時にアンバランス限界値も小さく、大きな不釣合いでの応答は大振幅になりやすいことがわかる。これらは B の大きな場合でも同じ傾向にある。

5. π フィルムモデルの解析結果

5.1 π フィルムモデルの一般的な特性 センタリングばねのないダンパで π フィルムモデルとした場合の結果として、 $c=150 \mu\text{m}$ 、 $B=5.63 \times 10^2 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ で不釣合いが $8 \text{ g} \cdot \text{cm}$ の例について A 部・ダンパ部 (B 部) の回転数成分の振幅と位相の変化をそれぞれ図 9 (a), (b) に示した。A・B 部とも水平、垂直成分は低い回転数の状態を除きほとんど同じである。また $40\,000 \text{ rpm}$ 付近でダンパ部では反共振点が生じている。しかし最も特徴的なのは単純支持危険速度近くで全く別の応答の分枝 (図では Branch で示す) が発生し双安定 (bi-stable) 状態となっていることである。

この分枝は主応答と独立しており、ジャンプ現象でのみ主応答から移ることができる。分枝の最高回転数は単純支持の危険速度である。外乱を与えずに回転数を変えることができる場合、この分枝への移行は少ないかも知れないが、外乱によって移行した場合の応答振幅はきわめて大きくなり有限値に収まらなくなる。なお本図にはないが分枝の最低回転数は不釣合いが大きい場合には主応答と低い回転数域でつながる。

次に図 9 の状態の静的・高調波成分を図 10 に示した。静的成分についてみると低い回転数から軸は浮上し始め (成分は小さくなる)、 $35\,000 \text{ rpm}$ 程度まで浮上量は増加し続けている。また分枝部 (Br) では静的成分は特に小さくなっている。高調波成分についても同様で、高回転数時および分枝部で特に小さい。低回転数では小振幅であるが相対的に高調波成分が大きく、前述した 2π モデルでの危険速度近傍でのみ高調波成分が大きくなる傾向とは全く異なっている。

A・B 部のふれまわり軌跡を 7 次までの高調波成分を含め、図 11 に示した。a, b, c は図 9 に示した回転数である。分枝での応答は A 部、ダンパ部ともにほぼ原点 (ケーシング中心) に同心の円軌跡になっており、

位相は回転上昇に伴って進む傾向がある。これらは π フィルム油膜特有の現象で、みかけの径方向ばね (減衰係数に ω を乗じた値) がふれまわり振幅および回転数増加で単純支持に近くなるためと考えられる。

5.2 軸受パラメータとダンパ半径すきまの影響

π フィルムモデルについても 2π モデルと同様、A 部の応答 (x_A/u , 回転数成分) を図 12~14 にまとめた。ここでは軸受パラメータ B を 5.63×10^2 , 2.82×10^3 , $1.13 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ で整理している。

まず軸受パラメータの影響について述べる。図 13 の場合を例に説明する。軸受パラメータ B が小さな場合 [図 13 (a); $5.63 \times 10^2 \text{ N} \cdot \text{s/m}$] では、アンバランス限界値を低下させる双安定状態は $6 \text{ g} \cdot \text{cm}$ 以上で生じ、 $5 \text{ g} \cdot \text{cm}$ 以下では双安定解は無かった。なお、この分枝は不釣合いが $10 \text{ g} \cdot \text{cm}$ で主応答と低い回転数域 ($7\,500$

(a) 軸 A 部における応答

(b) ダンパ部 (B 部) の応答

図 9 非線形応答の例 (π モデル, $c=150 \mu\text{m}$ の場合)

rpm, 図の外)でつながる。主応答のみの応答レベルはきわめて小さく、この状態でのダンパの効果は非常に良好である。軸受パラメータ B が大きな場合 [(c); $1.13 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/m}$] はセンタリングばね付のダンパに応答が似てくるが双安定現象はなくなり顕著に存在している。

次に半径すきまの影響について述べる。図 12~14 から不釣合い u が小さな場合の応答は、同じ軸受パラメータでは半径すきま c によらずほとんど同じになっていることが注目される。また不釣合いが大きくなるにつれ、半径すきまが小さいほど双安定な分枝が出現し大振幅になりやすいことがわかる。

図 10 静的・高次成分 (π モデル, $c=150 \mu\text{m}$ の場合)

6. 最大応答・アンバランス限界値の比較

以上の 30 000 rpm までの A 部の最大応答振幅を $2\pi, \pi$ フィルムモデルについて半径すきまごとに図 15~16 にそれぞれ整理した。なお前報⁽³⁾のセンタリングばね付ダンパの結果を参考に点線で $c=150 \mu\text{m}$ の図に記入している。ばね付ダンパは近似的に半径すきままで無次元化が可能のためほかの半径すきまについては省略した。

6.1 2π フィルムモデルについて 図 15 からアンバランス限界値は半径すきまにほぼ比例し、ばね付ダンパ (点線) と同等になっていることがわかる。限界以下の応答では、①パラメータ B の最適値はきわ

図 11 軸振動の軌跡 (π モデル, $c=150 \mu\text{m}$ の場合)

図 12 半径すきま $c=50 \mu\text{m}$ 時の軸 A 部の応答 (π モデル, 回転数成分)

めて小さくばね付ダンパの場合の $1/100$ 以下 (本報では現実的な範囲に限定した)。②小さな B では小さな不釣り合いでも最大応答値が限界近くの応答値にそろ (ばね付ダンパと同じ) 傾向がある。③半径すきまが大きいほどアンバランス限界以下の応答値が大きくなり減衰性能は逆に低下してしまうことがわかる。以上から、ばねなしダンパでは B が小さなきをを除き一般的にばね付ダンパより応答が大きく、 2π モデルの油膜条件下ではばね付ダンパの構造が良いといえる。

6・2 π フィルムモデルについて 図 16 よりアンバランス限界値は半径すきまが小さいほど、また軸受パラメータが小さい場合ほど双安定現象 (図中の●印) によって低下していることがわかる。しかしセンタリングばね付 (点線) と比較すると、ばねなしダンパのほうが余裕が大きく、有利になっていることがわか

る。限界以下の応答についても、ばね付ダンパに比し 1 けた以上応答が小さい場合があり、ばねなしダンパの応答がより小さくなっている。したがって給油圧が低いダンパ (π モデルになるダンパ) ではセンタリングばねのない構造が概して良い結果となることがいえる。

7. ま と め

使用回転数に単純支持 1 次の危険速度を持つ二軸受支持の軸系について、片側をセンタリングばねのないスクィーズフィルムダンパで支持した場合のダンパ最適設計法について検討し、また第 1 報 (センタリングばねのあるダンパの検討) と比較して以下の結論を得た。

(1) センタリングばねのない場合は挙動がばねの

図 13 半径すきま $c=150 \mu\text{m}$ 時の軸 A 部の応答 (π モデル, 回転数成分)

図 14 半径すきま $c=300 \mu\text{m}$ 時の軸 A 部の応答 (π モデル, 回転数成分)

図 15 センタリングばねなし, 2π モデルのダンパの場合の A 部の最大応答振幅 図 16 センタリングばねなし, π モデルのダンパの場合の A 部の最大応答振幅

あるダンパに比較して複雑になるが、同様にアンバランス限界と双安定現象（油膜破断がある場合）がある。

(2) 油膜破断の有無にかかわらず半径すきまの拡大がアンバランス限界特性を良くするために効果的であるが、センタリングばねのない 2π モデルにおいては大きな半径すきまでは限界値以下の応答の減衰性能は逆に低下してしまう傾向がある。

(3) センタリングばね付とばねなしのスキーズフィルムダンパの性能比較を行い以下の結論を得た。

①ダンパ給油圧が発生油膜圧力に比して十分に高い場合は、ばね付のダンパが概して良好な結果となる。また②ダンパ給油圧が低い場合では、最適に設計すれば

ばねなしのダンパはばね付のダンパ以上の減衰性能、アンバランス限界性能を持つことがわかった。

文 献

- (1) 宮地・星谷・祖父江, 航空宇宙誌, **24**(1976), 552.
- (2) 齊藤, 機論, **49**-446, C(1983), 1869.
- (3) 小林, 機論, **58**-552, C(1992), 2438.
- (4) Cookson, R. A. and Kossa, S. S., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, **103**-4(1981), 781.
- (5) Cookson, R. A. and Xin-Hai Feng, *ASME paper*, 82-DT-218, (1982).
- (6) Holmes, R., *ASME paper*, 82-DET-241, (1982).
- (7) Tanaka, M. and Hori, Y., *Proc. of IFTOMM International Conf. on Rotordynamics*, Tokyo (1986), 245.
- (8) 小林・齊藤・山内, 機論, **57**-533, C(1991), 1.