摩擦型ダンパ翼の振動解析*

金子 康智^{*1}, 間瀬 正隆^{*1}
渡辺 英一郎^{*2}, 長嶋 利夫^{*3}

Vibration Analysis of Friction Damped Blade

Yasutomo KANEKO, Masataka MASE,
Eiichiro WATANABE and Toshio NAGASHIMA

Recently, in order to improve power plant thermal efficiency, the turbine blade, which is the most important element of the power plant, has been used under severe conditions of high loading. Therefore, for the purpose of increasing plant reliability, the blade with friction dampers has been used. This paper presents the analysis method to predict damping characteristics of the damped blades by applying the harmonic balance method to the bladed disk. The numerical results show that a large damping effect can be obtained by using the damper elements. It is found that the peak frequencies of the damped blades can be estimated by the linear finite-element method, if we choose the appropriate ratio of the friction force and the excitation force. Also, the validity of the method used in this paper is examined by comparing the calculated results with the experimental data.

Key Words: Response, Vibration of Rotating Body, Coulomb's Friction, Damper, Bladed Disk

1. 緒 言

回転機械の大容量化, 高速化, 高温化に伴い, 高遠心力場, 高負荷条件での運転などタービン動翼を取巻く環境は増々過酷化しており, 動翼の振動強度は限界に近づきつつある。このため動翼に各種ダンパ構造を採用し, 構造減衰を積極的に付加することにより動翼の信頼性を向上させる努力が払われている⁽¹⁾。ダンパ翼の設計においては, 滑りやがたを伴うダンパ翼の固有振動数や減衰特性を解析的に予測し, 最適なダンパ形状を決定しなければならない。このようなダンパ翼の減衰特性の解析については, 等価粘性減衰係数を利用した方法⁽²⁾やハーモニクバランス法を利用した方法⁽³⁾⁽⁴⁾などがすでに提案されているが, 全周の振動モードが節直径を持つ翼・ディスク系を解析した例は見当たらないようである。またダンパを有する翼・ディスク系の減衰特性を実測した例はほとんど報告例がなく, ダンパ翼の減衰特性はまだ十分に解明されてい

ないようである。このため本論文では, 比較的取扱いが簡単な Griffin の方法⁽⁵⁾ (ハーモニクバランス法) を一般の翼・ディスク系が解析できるように拡張して摩擦型ダンパ翼の応答解析を行い, 摩擦型ダンパ翼の減衰特性を調査する。また解析値と実験値との比較を行い, 本手法の有効性についても検討する。

2. 解 析 方 法

2・1 2N 自由度系の運動方程式 摩擦型ダンパ翼を図1に示す等価ばね・質量系 (2N 自由度系) で表す。図1において m_1, k_1, c は翼の等価質量, 等価剛性, 等価減衰定数であり, m_2, k_3 はディスクの等価質量, 等価剛性である。また k_2, k_4 はダンパ部が完全にスリップするときのシェラウド, およびディスクの周方向の連成の強さを表す剛性であり, $(k_2 + k_{d1}), (k_4 + k_{d2})$ はダンパ部が完全にスティックしているときの剛性である。さらに $(\mu N)_1, (\mu N)_2$ は各ダンパ部に作用する摩擦力であり, $k_{d3}, (\mu N)_3$ は翼とディスクの接合部 (翼根・翼溝部) の摩擦減衰をモデル化するための剛性と摩擦力である。図1に示す翼・ディスク系が周方向に不均一がある流れの中を回転する場合, 翼 (m_1) のみに励振力が作用すると仮定すると, 翼・ディスク系の運動方程式は式(1)で表すことができる。

* 平成4年7月9日 1992 Dynamics and Design Conference
において講演, 原稿受付 平成4年8月10日。

^{*1} 正員, 三菱重工業(株) (〒676 高砂市荒井町新浜 2-1-1)。

^{*2} 三菱重工業(株)。

^{*3} 正員, 三菱総合研究所(株) (〒100 東京都千代田区大手町 2-3-6)。

$$\begin{aligned}
 & m_1 \ddot{x}_1 + c \dot{x}_1 + k_2(2x_1 - x_1^{i+1} - x_1^{i-1}) + k_1(x_1 - x_2) \\
 & + k_{d1}(x_1 - y_1) + k_{d1}(y_1^{i-1} - x_1^{i-1}) \\
 & = f_e \cos(\omega t - \phi^j) \\
 & m_2 \ddot{x}_2 + k_4(2x_2 - x_2^{i+1} - x_2^{i-1}) + k_1(x_2 - x_1) + k_3 x_2 \\
 & + k_{d2}(x_2 - y_2) + k_{d2}(y_2^{i-1} - x_2^{i-1}) + k_{d3}(x_2 - z_3^j) \\
 & = 0, (j=1, 2, \dots, N) \dots\dots\dots (1)
 \end{aligned}$$

ここで f_e は翼に作用する励振力の振幅, ω は角振動数, ϕ^j は翼が回転することによって生じる位相角であり, ロータの回転角速度を Ω , 励振ハーモニック数を H , 全周の翼枚数を N とすると式(2)で表すことができる。

$$\left. \begin{aligned} \omega &= H\Omega \\ \phi^j &= \frac{2\pi H(j-1)}{N} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

式(1)において, y_1^j, y_2^j, z_3^j がダンパ部の滑りを表す非線形項であり, 例えばダンパ1が完全にスティックする場合は

$$y_1^j = x_1^{i+1} \dots\dots\dots (3)$$

であり, 完全にスリップする場合は

$$y_1^j = x_1^i \dots\dots\dots (4)$$

となる。次に線形の翼・ディスク系の応答⁽⁵⁾と同様に, 励振ハーモニック数が H の場合には n 節直径モード ($n=H$) の翼・ディスク連成振動が応答すると仮定し, 式(1)の定常解を式(5)で表す。

$$x_i^j = A_i \cos(\omega t - \phi^j + \phi_i), (i=1, 2) \dots\dots\dots (5)$$

式(5)を式(1)へ代入すると式(6)が得られる。

$$\left. \begin{aligned} & m_1 \ddot{x}_1 + c \dot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + (K_2 + K_{d1})x_1^j \\ & + T_{N1}^j = f_e \cos(\omega t - \phi^j) \\ & m_2 \ddot{x}_2 + (K_3 + K_{d2})x_2^j + k_1(x_2^j - x_1^j) \\ & + T_{N2}^j + T_{N3}^j = 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots (6)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} K_2 &= 4k_2 \sin^2\left(\frac{\Delta\phi}{2}\right), K_3 = k_3 + 4k_4 \sin^2\left(\frac{\Delta\phi}{2}\right) \\ K_{d1} &= 4k_{d1} \sin^2\left(\frac{\Delta\phi}{2}\right), K_{d2} = 4k_{d2} \sin^2\left(\frac{\Delta\phi}{2}\right) \\ \Delta\phi &= \frac{2\pi n}{N} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

$$\left. \begin{aligned} T_{N1}^j &= -k_{d1}(y_1^j - x_1^{i+1}) + k_{d1}(y_1^{j-1} - x_1^i) \\ T_{N2}^j &= -k_{d2}(y_2^j - x_2^{i+1}) + k_{d2}(y_2^{j-1} - x_2^i) \\ T_{N3}^j &= -k_{d3}(z_3^j - x_2^j) \end{aligned} \right\} \dots\dots (8)$$

であり, n は翼・ディスク連成振動モードの節直径数である。次に式(8)の非線形復元力を定常解[式(5)]と同一周期を持つフーリエ級数で展開する。ダンパ部の摩擦がクーロン摩擦で表せると仮定すると, ダンパ1とダンパ2の変位は, j 番めと $(j+1)$ 番めの翼の相対変位

$$\left. \begin{aligned} x_i^j - x_i^{j+1} &= A_i^r \cos \theta_i^{rj} \\ A_i^r &= 2A_i \sin\left(\frac{\Delta\phi}{2}\right), (i=1, 2) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

を使用して, 式(10)で表すことができる (図2)。

$$\begin{aligned}
 y_i^j - x_i^{j+1} &= A_i^r - \frac{(\mu N)_i}{k_{di}}, (0 < \theta_i^{rj} \leq \theta_i^{Fj}) \\ &= \frac{(\mu N)_i}{k_{di}} + (x_i^j - x_i^{j+1}), (\theta_i^{Fj} < \theta_i^{rj} \leq \pi) \\ &= -A_i^r + \frac{(\mu N)_i}{k_{di}}, (\pi < \theta_i^{rj} \leq \pi + \theta_i^{Fj}) \\ &= -\frac{(\mu N)_i}{k_{di}} + (x_i^j - x_i^{j+1}), (\pi + \theta_i^{Fj} < \theta_i^{rj} \leq 2\pi), \\ &(i=1, 2) \dots\dots\dots (10)
 \end{aligned}$$

ここで, θ_i^{Fj} はダンパがスリップを開始するときの位相角であり, F点(図2)での変位の連続条件より

$$\cos \theta_i^{Fj} = 1 - \frac{2(\mu N)_i}{k_{di} A_i^r} \dots\dots\dots (11)$$

図1 摩擦型ダンパ翼の解析モデル

図2 ダンパ部の変位とダンパ力の関係

となる。式(10)を使って $(y_i^j - x_i^{j+1})$ をフーリエ級数(第1項のみ)で展開し、式(8)に代入すると式(12)が得られる。

$$T_{Ni}^j = -K_{di} \frac{A_i}{\pi} \left\{ \left(\pi - \theta_i^{Fj} + \frac{1}{2} \sin 2\theta_i^{Fj} \right) \cos(\omega t - \phi^j + \phi_i) + \sin^2 \theta_i^{Fj} \sin(\omega t - \phi^j + \phi_i) \right\} \quad \dots\dots\dots (12)$$

翼間の連成がない T_{N3}^j についても同様に、フーリエ級数の第1項のみで近似すると式(13)のように表すことができる。

$$T_{N3}^j = -k_{d3} \frac{A_2}{\pi} \left\{ \left(\pi - \theta_3^{Fj} + \frac{1}{2} \sin 2\theta_3^{Fj} \right) \cos(\omega t - \phi^j + \phi_2) + \sin^2 \theta_3^{Fj} \sin(\omega t - \phi^j + \phi_2) \right\},$$

$$\cos \theta_3^{Fj} = 1 - \frac{2(\mu N)_3}{k_{d3} A_2} \quad \dots\dots\dots (13)$$

さらに

$$z_i^j = -\frac{T_{Ni}^j}{K_{di}}, (i=1, 2) \quad \dots\dots\dots (14)$$

とおいて式(6)に代入すると、図1の翼・ディスク系の運動方程式は翼間での連成がなくなり、

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1^j + c \dot{x}_1^j + k_1(x_1^j - x_2^j) + (K_2 + K_{d1})x_1^j &= f_e \cos(\omega t - \phi^j) + K_{d1}z_1^j \\ m_2 \ddot{x}_2^j + (K_3 + K_{d2})x_2^j + k_1(x_2^j - x_1^j) + k_{d3}x_2^j &= K_{d2}z_2^j + k_{d3}z_3^j \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (15)$$

で表すことができる。

2.2 2自由度系の応答解析 摩擦力 $(\mu R)_i (i=1, 2, 3)$ が作用する2自由度系(図3)の運動方程式は、式(15)において $\phi^j=0, x_i^j=x_i, z_i^j=z_i (i=1, 2)$ とした式に等しい。また図3の2自由度系について定常解を

$$x_i = A_i \cos(\omega t + \phi_i), (i=1, 2) \quad \dots\dots\dots (16)$$

と仮定し、式(12)と同様に非線形項をフーリエ級数の第1項で近似すると式(17)のように表せる。

$$\left. \begin{aligned} z_i &= A_i \{ \alpha_i \cos(\omega t + \phi_i) + \beta_i \sin(\omega t + \phi_i) \}, \\ (i=1, 2) \\ z_3 &= A_2 \{ \alpha_3 \cos(\omega t + \phi_2) + \beta_3 \sin(\omega t + \phi_2) \} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (17)$$

ここで

$$\alpha_k = \frac{1}{\pi} \left(\pi - \theta_k^F + \frac{\sin 2\theta_k^F}{2} \right), \beta_k = \frac{\sin^2 2\theta_k^F}{\pi}, (k=1, 2, 3) \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$\cos \theta_i^F = 1 - \frac{2(\mu R)_i}{K_{di} A_i}, \cos \theta_3^F = 1 - \frac{2(\mu R)_3}{k_{d3} A_2}, (i=1, 2) \quad \dots\dots\dots (19)$$

であり、 $\theta_1^F, \theta_2^F, \theta_3^F$ は各ダンパがスリップを開始するときの位相角である。式(11)～(14)と式(17)～(19)と

の比較より、式(7)、および(20)の変換を行えば、図1の翼・ディスク系のハーモニック応答解析は図3の2自由度系の応答解析と等価となることがわかる。

$$\left. \begin{aligned} (\mu R)_i &= 2(\mu N)_i \sin \frac{(\Delta \phi)}{2}, (i=1, 2) \\ (\mu R)_3 &= (\mu N)_3 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (20)$$

つぎに式(16)、(17)を2自由度系の運動方程式〔式(15)で $\phi^j=0, x_i^j=x_i, z_i^j=z_i$ とした式〕に代入すると式(21)が得られる。

$$\begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{13} & D_{14} \\ D_{21} & D_{22} & D_{23} & D_{24} \\ D_{31} & D_{32} & D_{33} & D_{34} \\ D_{41} & D_{42} & D_{43} & D_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} (A_1/f_e) \cos \phi_1 \\ (A_1/f_e) \sin \phi_1 \\ (A_2/f_e) \cos \phi_2 \\ (A_2/f_e) \sin \phi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (21)$$

ここで

$$\begin{aligned} D_{11} &= -D_{22} = k_1 + K_2 + K_{d1}(1 - \alpha_1) - m_1 \omega^2, \\ D_{12} &= D_{21} = -(\omega c + K_{d1} \beta_1), \\ D_{13} &= D_{31} = -D_{24} = -D_{42} = -k_1, \\ D_{33} &= -D_{44} = k_1 + K_3 + K_{d2}(1 - \alpha_2) + k_{d3}(1 - \alpha_3) - m_2 \omega^2, \\ D_{34} &= D_{43} = -(K_{d2} \beta_2 + k_{d3} \beta_3), \end{aligned}$$

表1 摩擦型ダンパ翼の解析条件

Item \ Blade	Blade	Shroud Blade (1 Damper)	Shroud Blade (2 Damper)	Free-standing Blade
Blades/Row, N	80	80	96	
Excitation Order, H	7	4	16	
m_1 (kg)	0.294	0.490	0.392	
m_2 (kg)	1.21	0.980	0.551	
K_1 (MN/m)	0.485	0.542	14.1	
k_2 (MN/m)	2.05	1.43	0.0	
K_3 (MN/m)	10.8	20.2	44.3	
k_4 (MN/m)	8.07	6.65	2.79	
K_{d1} (MN/m)	2.80	2.73	0.0	
k_{d2} (MN/m)	0.0	2.10×10^2	1.31×10^3	
k_{d2} (MN/m)	0.0	0.0	0.0	
c (N-s/m)	1.78	1.94	7.06

図3 等価2自由度モデル

$$D_{14}=D_{41}=D_{23}=D_{32}=0 \quad \dots\dots\dots(22)$$

である。ダンパ翼の応答解析においては、加振振動数 ω , および加振力振幅と摩擦力の比

$$Q_i = \frac{(\mu R)_i}{f_e}, (i=1, 2, 3) \quad \dots\dots\dots(23)$$

をパラメータとして与え、非線形連立方程式(19), (21)を解いて, $(A_1/f_e), (A_2/f_e), \theta_1^f, \theta_2^f, \theta_3^f, \phi_1, \phi_2$ を求める。

3. 解析結果

3・1 解析条件 摩擦型ダンパ翼の減衰特性を系統的に調査するため、以下の3種類のダンパ翼(表1)について応答解析を行った。

(1) シュラウド翼構造(ダンパ1個) 遠心力による翼のねじり戻り変形を利用して隣接するシュラウド同士を接触させ、構造減衰を付加する構造。

(2) シュラウド翼構造(ダンパ2個) (1)と

同様の方法で構造減衰を付加するが、翼中間部にさらにダンパ要素(スタブ)を取付けた構造。

(3) 単独翼構造(ダンパ1個) 単独翼のプラットホーム間にダンパピースを挿入し、遠心力を利用してダンパピースとプラットホームを接触させ、構造減衰を付加する構造。

これらのダンパ翼の減衰特性を解析する場合には、まず図1のモーダルパラメータ(m_1, k_1 など)を決定する必要がある。これらの値は、

○単独翼の固有振動数

○ダンパ部が完全にスリップする場合の翼・ディスク系の固有振動数

○ダンパ部が完全にスティックする場合の翼・ディスク系の固有振動数

などをあらかじめ有限要素法により求めておき、完全にスリップしたときとスティックしたときの振動特性が実際の翼・ディスク系(有限要素法計算値)と一致

図4 シュラウド翼の周波数応答(ダンパ1個)

図5 シュラウド翼の応答の位相角(ダンパ1個)

図6 シュラウドがスリップを開始する位相角(ダンパ1個)

図7 シュラウド翼の等価対数減衰率とピーク振動数(ダンパ1個)

するように決めた。有限要素法による翼・ディスク系の解析には、NASTRANの周期対称法を利用した。また摩擦減衰以外の減衰（材料減衰や空力減衰、図1のc）については、ダンパ部が完全にスリップする場合の対数減衰率の値が0.01になるように決めた。

3・2 応答解析結果 図4から7は、シュラウド翼（ダンパ1個）の応答解析結果である。図4に単位加振力に対する翼（ m_1 ）の周波数応答を、図5に位相角を示す。また図6にダンパ（シュラウド）がスリップを開始する位相角を、図7に単位加振力に対する応答の最大値（ $A_{1\max}/f_e$ ）、等価対数減衰率（ δ_e ）、応答が最大になるときの加振振動数（ f_p ）を示す。ダンパ翼の応答は厳密には対数減衰特性を示さないが、線形系と比較しやすいように、図7の等価対数減衰率は図4の周波数応答曲線からハーフパワー法によって求め、ダンパが完全に滑る場合の対数減衰率で正規化してある。図6に示すように、 Q_1 の増加に伴いシュラウドがスリップを開始する位相角（ θ^F ）は、 0° （完全に滑る状態）から 180° （完全にスティックした状態）まで変化しており、同一の Q_1 で比較すると応答が最大になる振動数（ f_p ）で極小値をとっている。すなわち、翼の応答振幅が大きいほどダンパは滑りやすくなっている。またこの例では、減衰効果が最大になるのは $Q_1 \approx 1.5$ の場合であるが（図7）、このときの θ^F の極小値は約 90° であり、スリップとスティックを1/4周期ずつ繰返す場合が減衰効果が最大になることを示している。ピーク振動数（ f_p ）については、 Q_1 の増加に伴いダンパが完全にスリップするときの固有振動数から、完全にスティックしたときの固有振動数まで連続的に変化する（図7）。ダンパ翼の特性として特に注目すべきことは、図7に示すように、ピーク振動数は Q_1 の値が20程度で上限に収束しているのに対し、応答振幅は Q_1 の値が100以上にならないと上限に収束しないということ

である。この特性は、 Q_1 の設定値を20～50程度にすれば、ピーク振動数はダンパが完全にスティックした場合の計算値（線形有限要素法計算値）から予測することができ、かつ減衰効果はダンパがないときに比較して5～10倍程度を期待できるということを意味している。図8に、有限要素法によるシュラウド翼の固有振動数計算値（完全にスティックした状態）と回転振動試験から得られた計測値を比較した例を示す。回転振動試験では翼付根部にひずみゲージを貼付し、ロータの回転数を変化させて翼を共振状態にし、固有振動数や対数減衰率を求めた。なお、計測された共振応力と対数減衰率、および有限要素法解析から求めたシュラウド反力値などを使用して回転振動試験時の Q_1 の値を求めると約30になる。図8に示すように、シュラウドが完全にスティックした条件で実施した有限要素法計算値は計測値とほぼ一致しており、 $Q_1=30$ ではピーク振動数が上限に収束しているという図7の結

図9 シュラウド翼の等価対数減衰率とピーク振動数（ダンパ2個）

図8 固有振動数計算値と計測値

図10 シュラウドとスタブがスリップを開始する位相角（ $Q_1=Q_2=1.0$ ）

図 11 ダンパピースを有する単独翼の等価対数減衰率とピーク振動数

果と対応している。また計測された対数減衰率の値は、ダンパがない翼構造の 5～10 倍の値になったが、この結果も図 7 の結果とほぼ対応した。以上のように Q_1 の値を適切に選べば、

(1) ピーク振動数を線形有限要素法計算から精度良く予測できる。

(2) ダンパがない場合の数倍の減衰効果を容易に付与できる。

(3) 経年的なシュラウドの摩耗によりシュラウド間の反力が減少しても減衰効果が増加するため、経年劣化に対する信頼性を向上させることができる。

という特性は、シュラウド翼を設計する場合に非常に有用である。

次に、シュラウド翼(ダンパ 2 個)の応答解析を実施した例を図 9, 10 に示す。この例では m_1, m_2, k_1, k_3 で翼を、 k_2, k_{d1} でシュラウド剛性を、 k_4, k_{d2} でスタブ剛性をモデル化している。図 9 に示すように、シュラウドとスタブをダンパ構造とすると、シュラウドだけの場合より対数減衰率の絶対値が大きくなる。また広い範囲の Q_i において大きな対数減衰率を期待できることがわかる。なお図 9 において、減衰効果がほぼ最大となる条件($Q_i=1$)でダンパがスリップを開始する位相角を調べてみると、シュラウドは最適値($\theta^F=90^\circ$)であるのに対し、スタブでは $\theta^F=20^\circ$ であり最適値になっていないことがわかる(図 10)。これは、図 10 の計算では $Q_1=Q_2$ としているためであり、適当な Q_1 ,

Q_2 の組合せを選んで $\theta^F=\theta^F=90^\circ$ にすればさらに大きな減衰効果を付与することができる。

最後に、プラットホーム間にダンパピースを有する単独翼構造の減衰特性を解析した結果を図 11 に示す。図中の実験値には、空気ジェットで翼を加振した回転振動試験と実機負荷運転中に計測された減衰の値を示している。計測時の Q_2 の値は、計測された共振応力、対数減衰率、および有限要素法計算値などから求めている。なお、摩擦係数の値には、 $\mu=0.5^{(6)}$ を使用している。図 11 に示すように、解析値と実験値の傾向はほぼ一致しており、ここで提案した方法によりダンパ翼の減衰特性を予測することができると考えられる。

4. 結 論

本研究では摩擦型ダンパ翼の減衰特性を調査するため、翼・ディスク系を等価ばね・質量系に置き換え、ハーモニックバランス法により非線形応答解析を行った。その結果、

(1) パラメータ Q_i の値を適当に選べば、ダンパなしの場合に比べて 5～10 倍程度の減衰を容易に付与することができる。

(2) パラメータ Q_i の値を大きくすると、応答振幅よりもピーク振動数のほうが早く上限値に収束する。したがって Q_i の値を適当に選べばダンパ翼のピーク振動数は線形有限要素法計算から精度良く推定することができ、かつ減衰についてはダンパがない場合の数倍の値を付与することができる。

(3) ダンパを複数にすれば減衰効果が大きくなり、かつ広い範囲の Q_i において大きな対数減衰率を付与することができる。

などの結論を得ることができた。また解析値と実験値を比較することにより、ここで提案した方法がダンパを有する翼・ディスク系の減衰特性予測に有効であることもわかった。

文 献

- (1) 岡田・田中, 機講論, No. 990-44(1990), 214.
- (2) 田中・岡田, 機論, 44-381(1978), 1522.
- (3) Griffin, J. H., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, **102**(1980), 329.
- (4) Dominic, R. J., *ASME Paper*, 84-GT-109(1984).
- (5) 金子・ほか 3 名, 機論, 58-547, C(1992), 744.
- (6) Scalzo, A. J., *ASME Paper*, 91-GT-13(1991).