で、必ずしも $1.2/\sqrt{k}$ の形でなくとも、もう一つのとり方の例のように moment stall の遅れを、 f_a よりも小さくすることにすれば、 f_a は4程度に固定してよいと思います。

磯貝紘二(航技研) dynamic stall の問題に対する圧縮性の影響はどの程度重要性がありますか。

木村春夫 大迎角で失速を起こすような場合には、概してマッハ数が低い状態にブレードがあるがマッハ数により静特性がいろいろ与えられているので、dynamic stall が問題となるマッハ数での静特性を使うようにすればいいよいと考えます。これは単独翼の場合は簡単ですが、ヘリコプタのロータブレードではいろいろなマッハ数の状態が起こりうるので、その点は非常に問題だと考えます。マッハ数が高くなると、静特性の上からも dynamic stall の上からもその影響が大きくなるという実験結果はあるようです。

磯貝紘二 いまのは静特性からのお話ですが dynamic stall への圧縮性の影響はどうなるのでしょうか。

木村春夫 いちばん重要なパラメータの時間遅れ f_a にマッハ数の影響があるという文献がありますが、私はデータを十分もっていないのでどのように効いてくるのかはわかりません。

牧野 健 迎角 α の振幅が 10° ぐらいの実験データが示されていますが $1^\circ \sim 2^\circ$ の小さい振幅では何か不都合がありますか。また後退側ブレードのマッハ数は $M=0.4$ くらいですが、大きなマヌーバ時には迎え角が大きいために圧縮性の影響が空力荷重にかなり大きな影響を与えるのではないかと心配です。この点、翼型の設計、選定に役立てることを含めて、もっと明

白に使いやすい形になるとメーカーにとっては有難いと考えております。

木村春夫 私が感じている範囲でいいますと、振幅の影響については、振幅が小さいところの実験が非常に少ないのは、精度が出ないためだと思います。私も $4^\circ, 2^\circ$ で実験をしたがどうしても 6° 程度とらないと十分な精度が出なかった。たとえば時間遅れにしても、 α に関連するということになると、振幅が小さいときには、reduced frequency が同一でも α の最小値が小さいわけで、何か影響があると思うが、そのへんを確かめるための小さな振幅での実験データが大きい振幅のデータに比して非常に少ないわけです。それで私の計算ではだいたい 6° 付近の振幅の実験に対する f_a の数値を基準にしています。マッハ数の影響はたしかに重要ですが、私の手元には高いマッハ数での失速のデータ、とくに dynamic stall のデータというものはあまりない。これは、圧縮性の影響の効いてくるところの実験が、風洞境界の影響などを受けてむずかしいので、実験データも少ないのだと思います。

加藤寛一郎 私は、振幅に関しては、少なくとも、模型実験では格段にきくと思う。模型実験ではレイノルズ数が低い領域で振動させると、層流から乱流への遷移点が翼の上下面で違ってくる。そのためにできるモーメントが THEODORSEN の理論から予想されるよりは異なる場合があることが、1957 年の TIMMAN, VOOREN によって報告されている。このような結果は、模型では振幅の大小に決定的にきいていると思う。ただし、実機については振幅の大小の影響はむしろロータ系統のガタとの関連でとらえるべきものと思います。

ピッチ角をとるロータブレード系の回転、振動試験に対する一考察*

An Experimental and Analytical Investigation of Rotating Vibration Testings for Pitched Rotor Blades

長 島 知 有**・井 星 正 気**
Tomoari NAGASHIMA, Naohiro IBOSHI
馬 場 敏 治**・島 田 俊 幸**
Toshiharu BABA and Toshiyuki SHIMADA

Abstract

Analytical and experimental investigations to clarify the dynamical similarity rules for pitched

rotor blades were carried out.

A new experimental method to deduce the vibration characteristics for pitched rotor blades more precisely from those of scaled ones was developed and the results obtained in proving tests were discussed.

A number of geometical similar blades whose

* 昭和 53 年 12 月 8 日、第 16 回飛行機シンポジウムで講演。昭和 54 年 3 月 31 日原稿受理

** 防衛大学校航空工学教室

material properties were different from each other were tested under various operating conditions and their dynamical properties were determined from the peak values of the mechanical impedances at the rotor hub center.

The tests results clearly showed that the vibration characteristics for those blades were uniquely governed by the combinations of such typical similarity parameters as the pitch angle θ , the ratio of bending rigidities about the major and minor principal axes of the cross section $\lambda = EI_x/EI_y$, and the dynamic similarity parameter $K_t = mR^4Q^2/EI$, where m is mass of the blade per unit length, R is the radius of the rotor, Q is the revolutional speed of the rotor and EI is the flatwise bending rigidity.

It was also shown that the influences of aerodynamic forces acting on the blades due to its rotational and translational motions on the dynamical properties could be remarkably mitigated if the combinations of the LOCK number and the dynamic similarity parameter of the blade would be properly selected, that is, by using the blades whose LOCK number is as low and dynamic similarity parameter is as high as possible.

Adding to these experimental study, an extension of the MYKELSTAD method to the coupled flap-lag vibration system were undertaken and its numerical results were compared with experimental ones. The correlations between them were good and the validity and usefulness of those approaches which were well suited for preliminary design were ascertained.

1. ま え が き

よく知られているようにヘリコプタの振動には、ロータ系からエンジン系にわたる広い振動数範囲の加振源が関連しており、振動レベルは固定翼機のそれに比してかなり高い。

これらのうちロータ系に起因する振動は、ロータブレードの弾性変形と空気が複雑に関連する典型的な空力弾性問題の一つで、その解析的な取扱いには、ロータブレード系に固有な振動特性とブレードに作用する空気の動的性格に関する正確な理解が不可欠となる。

筆者らの一人は、先にピッチ角で連成する一様な物性値の分布をもつブレード系の曲げ振動特性が、線型的な範囲内で、ピッチ角 θ 、主軸まわりの曲げ剛性比 λ およびロータ回転数を陽に含む動的相似パラメータ K_t の組み合わせで一意的に決まることを解析的に示した¹⁾。

本研究では、これらの相似パラメータがロータブレード系の振動特性におよぼす影響を実験的に明らかに

し、さらに非一様な物性値の分布をもち、ピッチ角で連成する曲げ連成系の振動解析に対する MYKELSTAD 法の拡張適用法について述べる。

本来、ロータブレード系の振動特性を実験的に決定するためには、実物ロータ系を真空中で回転、加振することが望ましい。しかしこれは実際上ほとんど不可能であるため、ここではより実用的なロータブレード系の振動特性決定法として、動的相似則を考慮した模型ロータ系に対する回転、振動試験法を提案する。

大気中で模型ロータ系を回転、加振することにもなう空気が、系の機械インピーダンス特性におよぼす影響を定性的に明らかにし、空気力による減衰効果が定常空気の範囲内で、ブレードのロック数 γ でほぼ正確に規定されうことを示す。

本実験法には、(1)系の振動特性をロータハブ中心での機械インピーダンスの極値として決定するため、ロータブレード上には何等のセンサー類を付加する必要がない、(2)ロータ系を定常回転した状態で、上下に加振するため遠心力効果を直接的に考慮できる、など従来の試験法にはない利点があり、相似パラメータ K_t が大きくかつロック数 γ が小さい模型ブレードの使用により模型ロータ系に対する実験室的な回転、振動試験結果から実物ロータ系の振動特性を精度よく推定することが可能となることを指摘する。

2. 実験装置と実験方法

2.1 実験装置 本研究で使用した実験装置の概要を第1図に示す。本装置の特色は、ロータ駆動系統に

第1図 実験装置の概要

第1表 供試ブレードの寸法、物性値

No.	Material	E (kg/mm ²)	L (mm)	c (mm)	t (mm)	λ	ρ (kg/mm ³)	E/ρ (mm)	K_{200}	r
1	CFRP (PLY=16)	7,778	465	39.86	2.49	256.3	1.411×10^{-6}	5.512×10^9	1.24	3.61
2	CFRP (PLY=8) +2024 T 3 ($t=1.0$)	8,368	465	39.92	2.22	323.4	2.006×10^{-6}	4.171×10^9	2.06	2.85
3	CFRP (PLY=12) +2024 T 3 ($t=0.5$)	7,806	465	39.84	2.49	256.0	1.667×10^{-6}	4.683×10^9	1.46	3.05
4	CFRP (PLY=8) +Pb ($t=1.0$)	8,476	465	39.80	2.24	315.7	6.203×10^{-6}	1.366×10^9	6.18	0.91
5	2024 T 3	7,260	465	40.41	2.04	392.4	2.740×10^{-6}	2.650×10^9	3.84	2.26

ボールブッシュを用いた軸力-トルク分離機構を設け、ロータブレード系を回転した状態で上下に加振できるように配慮した点にある。模型ロータ系は駆動軸の一部とともに4本のスプリングで支持され、加振機出力軸と模型ロータハブの間に装着したインピーダンスヘッドがロータハブに加わる力と加速度を検出する。

模型ロータ系は構造を極力単純化し、不必要なガタなどの介在をさけるため、リジット型2枚ブレードとし、ブレードのピッチ角はピッチ角変更用のグリップを介してプレセット方式で変更した。

加振機出力は、その加振振動数範囲と掃引時間、掃引モードなどを自動プログラム設定できる。

模型ロータの駆動用モータには AS モータ (0.75 kW, 125~2,500 rpm) を用いた。

ピッチ角で連成するロータブレード系の面外曲げ振動特性を支配する動的相似パラメータ K_t は

$$K_t = \frac{\rho A R^4 \Omega^2}{EI_t} = \left(\frac{\rho}{E} \right) \left(\frac{t}{k_t} \right)^2 \left(\frac{c}{t} \right)^2 \left(\frac{R}{c} \right)^2 (\Omega R)^2 \quad (1)$$

で定義される¹⁾。ただし、 EI_t : 断面主軸方向曲げ剛性、 ρ : 密度、 A : 断面積、 R : ロータ半径、 Ω : ロータ回転数、 t : 翼厚、 c : 翼弦長で k_t は慣性半径を示す。

したがって t/k_t , c/R , c/t が等しい、幾何学的相似なロータブレードの振動特性は $(\rho/E)(\Omega R)^2$ = 一定の条件のもとで動的にも相似化されることになる。

この点を考慮して本研究では、 ρ/E の異なる幾何学的相似ブレードをさまざまなロータ回転数で回転、加振し、系の振動特性の動的相似パラメータ K_t に対する依存性を明らかにすることを試みた。

第1表は供試模型ブレードの幾何学的寸法、物性値等をまとめて示したものである。

供試ブレードはすべて幾何学的に同等な、矩形断面をもつ一様ブレードで、No. 1 から No. 4 は比弾性 (E/ρ) の高い CFRP と金属材料との複合ブレードで No. 5 が通常の金属ブレードである⁴⁾。

表中 L, c, t は供試ブレードの長さ、翼弦長、厚さで、 λ は断面主軸方向の曲げ剛性比 $\lambda = EI_n/EI_t$ を、 K_{200} はロータ回転数 $\Omega = 200$ rpm における K_t の値を示す。

また空気力の影響を規定するパラメータの一つとして $\gamma = \rho_a a_0 c R^4 / I_t$ で定義されるロック数を最後に示しておいた。ただし ρ_a は空気密度、 a_0 は断面揚力傾斜で I_t はフラップ方向のブレード慣性エネルギーである。

E は供試ブレードの曲げ試験から求めた縦弾性率であるが、No. 1 から No. 4 については通常の CFRP ブレードよりその値がやや低い。これは、これらの複合ブレードをハントレイアップ法で常温硬化させたことによるものと思われるが、 E の値が小さいことが実験結果におよぼす影響はまったくない。むしろ E の決定において重要なことは、それを引張試験でなく曲げ試験から決定した点にある。

2.2 実験方法 インピーダンスヘッド、X-Y レコーダの校正を終えた実験装置を、まず模型ブレードを装着しない状態で回転、加振する。インピーダンスヘッドが検出するロータハブでの力 f と加速度 $\ddot{v}$ を機械インピーダンス f/v と位相差に変換し、その極値から実験装置の固有振動数を求める。

ついで第1表に示す5種類の模型ブレードを逐次ハブに装着し、ピッチ角が 0° , 10° , 20° の場合をそれぞれ、ロータ回転数を200から400 rpm まで100 rpm ごとにセットして上下に加振する。

加振振動数範囲は最初 5 Hz から 200 Hz として、系の3次共振点付近までの挙動を明らかにし、ついでこれを 5 Hz から 20 Hz に変更して、主として1次共振点付近における系の機械インピーダンスに対するピッチ角、ロータ回転数、物性値の分布および空気力の影響を定量的、定性的に調べた。

本実験法では、ロータ系を両端自由の境界条件でロータハブ中心を上下に加振しているため、インピーダンスヘッドが検出する振動モードは対称モードのみで、反対称モードは検出できない。

3. 実験装置の機械インピーダンス

一般にピッチ角をとるロータブレードの運動は、遠心力場における連成した多自由度運動方程式で記述される。このような複雑な多自由度系の固有振動数を解析的、実験的に決定するためには、系を線型的な分布

第2図 実験装置のモデル化とその等価機械回路の一例

常数系と規定し、その入出力特性を機械インピーダンス特性として把握することが効果的である²⁾。

従来機械インピーダンス Z はさまざまに定義されているが、ここでは加振力 f を入力、速度 v を出力として Z を $Z=f/v$ で定義する。ただし f, v はともに振動数 ω の周期関数とする。この定義によれば、系中に減衰力が存在する場合にも、それが速度比例型の線型的なものであれば、機械インピーダンスの極値を与える振動数は減衰力の大きさと独立に系の固有振動数と一致する。

実験装置のモデル化の一例とその等価機械回路を第2図に示す。

図中の記号はそれぞれ

m_1 : インピーダンスヘッドの質量

m_2 : サポート部の質量

m_d : 駆動系のうち上下運動をする部分の質量

m_b : ブレード、ピッチ変更用グリップの質量

K : 支持用スプリングのバネ常数

k : 加振機のバネ常数

C_M : ボールプッシュ、ベアリング類の機械的摩擦力

C_a : 空気力による減衰力

f : 加振力 $ae^{j\omega t}$ と空気力の垂直成分の和 (a : 加振振幅, ω : 加振振動数)

m_e : $m_1+m_2+m_d$

K_e : $4K+k$

を示す。

第2図から K_e, m_e, C_M, C_a および模型ロータブレードのハブ中心加振時の機械インピーダンスをそれぞれ $Z_{K_e}, Z_{m_e}, Z_{C_M}, Z_{C_a}$ および Z_{B_0} と書くと、それらの各要素はすべて並列結合されているので、系の全機械インピーダンス Z_T は

$$Z_T = Z_{K_e} + Z_{m_e} + Z_{C_M} + Z_{C_a} + Z_{B_0} \quad (2)$$

で与えられる。

ここで Z_{K_e}, Z_{m_e} は定義からただちに $Z_{K_e} = K_e/j\omega$, $Z_{m_e} = j\omega m_e$ である。 Z_{C_M} は系中の機械的摩擦力, Z_{C_a} はロータブレードに作用する空気力による減衰力の機械インピーダンスであるが, Z_{C_M} はともかく Z_{C_a} にはホバリングロータの非定常空気力が関連する可能性があるため、その正確な表現はかなりむずかしい。

以下議論を単純にするため、模型ロータ系は真空空中を、機械的な摩擦のない理想的な環境で回転、加振される場合を考え、 Z_{B_0} を解析的に表示する。

ピッチ角 θ をとり、 Ω (一定) で回転するリジッド型ロータブレード系がロータハブ中心で上下加振される場合の面内、面外連成曲げ振動方程式は、コーニング角を0とすると

$$\begin{aligned} & [EI_w(r)v''(r, t) + EJ(r)w''(r, t)]'' \\ & - [S(r)v'(r, t)]' - m(r)\Omega^2 v(r, t) \\ & + m(r)\ddot{v}(r, t) = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & [EI_o(r)w''(r, t) + EJ(r)v''(r, t)]'' \\ & - [S(r)w'(r, t)]' \\ & + m(r)\ddot{w}(r, t) = ae^{j\omega t}\delta(r) \end{aligned} \quad (4)$$

とかける¹⁾。

ここで $v(r, t), w(r, t)$ はロータブレードの回転面内外の弾性変形で、 $EI_w(r), EI_o(r), EJ(r)$ はブレード断面の慣性主軸まわりの曲げ剛性をおのおの $EI_i(r), EI_n(r)$ とするとき

$$\begin{aligned} EI_w(r) &= EI_i(r)\sin^2\theta + EI_n(r)\cos^2\theta \\ EI_o(r) &= EI_i(r)\cos^2\theta + EI_n(r)\sin^2\theta \\ EJ(r) &= \{EI_i(r) - EI_n(r)\}\sin\theta\cos\theta \end{aligned} \quad (5)$$

である。

また $S(r)$ はロータ半径を R , ブレードの単位長さ当りの質量を $m(r)$ とするとき

$$S(r) = \Omega^2 \int_r^R m r dr \quad (6)$$

を表す。

(4)の右辺は振幅 a , 振動数 ω の正弦的加振力をハブ中心に加えることを示す。 $\delta(r)$ はディラックのデルタ関数である。なお簡単のため $\partial/\partial r, \partial/\partial t$ を $(\cdot)', (\cdot)'$ とかく。

ここで $v(r, t), w(r, t)$ をそれぞれの固有関数 $V_i(r), W_i(r)$ ($i=1, 2, 3, \dots$) で展開して

$$v(r, t) = \sum_i V_i(r) \xi_i(t), \quad w(r, t) = \sum_i W_i(r) \xi_i(t) \quad (7)$$

とかくと, 一般座標 $\xi_i(t)$ は

$$\xi_i(t) = \frac{ae^{j\omega t} W_i(0)}{\int_0^R m(r) \{V_i^2(r) + W_i^2(r)\} dr} \frac{1}{(\nu_i^2 - \omega^2)} \quad (i=1, 2, \dots) \quad (8)$$

である。ここで $V_i(r), W_i(r)$ は与えられた境界条件のもとで

$$\begin{aligned} [EI_w(r) V_i''(r) + EJ(r) W_i''(r)]' \\ - [S(r) V_i'(r)]' \\ - (\Omega^2 + \nu_i^2) m(r) V_i(r) = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} [EI_v(r) W_i''(r) + EJ(r) V_i''(r)]' \\ - [S(r) W_i'(r)]' \\ - \nu_i^2 m(r) W_i(r) = 0 \quad (i=1, 2, \dots) \end{aligned} \quad (10)$$

を満足する解で, ν_i ($i=1, 2, \dots$) はそれらに対応する固有振動数である。

またこれらの直交関係は

$$\int_0^R m(r) \{V_i(r) V_j(r) + W_i(r) W_j(r)\} dr = 0 \quad (i \neq j) \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \nu_i^2 \int_0^R m(r) \{V_i^2(r) + W_i^2(r)\} dr \\ = \int_0^R [EI_v(r) \{W_i''(r)\}^2 + EI_w(r) \{V_i''(r)\}^2 \\ + 2EJ(r) V_i''(r) W_i''(r) + S(r) \{W_i'(r)\}^2 \\ + S(r) \{V_i'(r)\}^2 - \Omega^2 m(r) \{V_i^2(r)\}] dr \end{aligned} \quad (i=j) \quad (12)$$

であり, (8)の誘導には(11), (12)を用いている。

したがって $w(r, t)$ は

$$w(r, t) = \sum_i \frac{a W_i(0) W_i(r)}{\int_0^R m(r) \{V_i^2(r) + W_i^2(r)\} dr} \cdot \frac{e^{j\omega t}}{\nu_i^2 - \omega^2} \quad (13)$$

となるが, 両端自由のロータブレード系には, (13)で与えられるブレードの弾性変形と無関係な剛体モード

$$W_0 = -\frac{a}{m_b \omega^2} e^{j\omega t} \quad (14)$$

が存在するので, $w(r, t)$ は(13), (14)から

$$\begin{aligned} w(r, t) = -\frac{a}{m_b \omega^2} e^{j\omega t} \\ + \sum_i \frac{a W_i(r) W_i(0)}{\int_0^R m(r) \{V_i^2(r) + W_i^2(r)\} dr} \\ \times \frac{e^{j\omega t}}{\nu_i^2 - \omega^2} \end{aligned} \quad (15)$$

となり, ロータハブ中心での模型ロータ系の機械インピーダンス Z_{B_0} は

$$\begin{aligned} Z_{B_0} &= \left[\frac{ae^{j\omega t}}{w(r, t)} \right]_{r=0} \\ &= \left\{ j\omega \left[-\frac{1}{m_b \omega^2} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \sum_i \frac{W_i^2(0)}{\int_0^R m(r) \{V_i^2(r) + W_i^2(r)\} dr} \frac{1}{\nu_i^2 - \omega^2} \right] \right\}^{-1} \end{aligned} \quad (16)$$

と求まる。

(2), (16)から系の全機械インピーダンス Z_T は, 空気力の影響および機械的摩擦力を無視すると

$$\begin{aligned} Z_T &= Z_{K_e} + Z_{m_e} + Z_{B_0} \\ &= j\omega m_e + \frac{K_e}{j\omega} \\ &\quad + \left\{ j\omega \left[-\frac{1}{m_b \omega^2} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \sum_i \frac{W_i^2(0)}{\int_0^R m(r) \{V_i^2(r) + W_i^2(r)\} dr} \frac{1}{\nu_i^2 - \omega^2} \right] \right\}^{-1} \end{aligned} \quad (17)$$

で与えられ, その最小値は $\omega = \sqrt{K_e / (m_e + m_b)}$ および $\omega = \nu_i$ ($i=1, 2, \dots$) で実現される。

すなわち, ピッチ角をとる模型ロータブレードの面外曲げ振動に対する固有振動数 ν_i ($i=1, 2, \dots$) は, ロータハブ中心を加振点とする機械インピーダンスの最小値に対応する振動数として求められることになる。

(17)からも明らかなように, 系の機械インピーダンスは加振振幅 a とは関係がない。この事実も系の振動特性を機械インピーダンスから決定する場合の利点の一つで, 加振装置に定振幅装置などが不用となるなど試験装置の簡単化に大きなメリットを与えている。

4. MYKELSTAD 法の拡張適用による系の固有振動数の決定

前節では系の機械インピーダンスを, ロータブレードの質量, 剛性分布に一様性を仮定して解析的に表示した。しかし実際にはロータブレードの質量, 剛性分

第3図 基準座標系

布は一様でなく、ロータハブとの結合部付近で極端な非一様性を示すが普通である。

ここではこれらの物性値の分布の非一様性が、系の振動特性におよぼす影響を実験と同程度の精度で考慮するため、従来の MYKELSTAD 法³⁾をピッチ角で連成するロータブレードの面内、面外振動系の解析に拡張適用することを考える。

ロータブレードは第3図に示すように弾性軸まわりにピッチ角 θ (一定) をとり、 z 軸まわりに Ω (一定) で回転するものとする。弾性軸は重心軸と一致しており、振り振動は考えない。

(t, n) 座標系をブレード断面の慣性主軸方向にとると、半径方向に N 分割した i 番要素における力および幾何学的釣りは第4図(a), (b)のようになる。

これらから、拡張された MYKELSTAD 法における漸化式は次のように求められる。

$$\begin{aligned} S_{i+1}^{(n)} &= S_i^{(n)} + m_i \omega^2 n_i - m_i r_i \Omega^2 \varphi_i^{(n)} \\ &\quad + m_i \Omega^2 (n_i \sin^2 \theta - t_i \sin \theta \cos \theta) \\ M_{i+1}^{(n)} &= M_i^{(n)} (1 + \Omega^2 r_i d_{M_i}^{(n)}) \\ &\quad + S_{i+1}^{(n)} (l_i + m_i \Omega^2 r_i d_{S_i}^{(n)}) \quad (18) \\ \varphi_{i+1}^{(n)} &= \varphi_i^{(n)} - S_{i+1}^{(n)} \alpha_{S_i}^{(n)} - M_i^{(n)} \alpha_{M_i}^{(n)} \\ n_{i+1} &= n_i + S_{i+1}^{(n)} d_{S_i}^{(n)} \\ &\quad + M_i^{(n)} d_{M_i}^{(n)} - \varphi_i^{(n)} l_i \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{i+1}^{(t)} &= S_i^{(t)} + m_i \omega^2 t_i - m_i r_i \Omega^2 \varphi_i^{(t)} \\ &\quad + m_i \Omega^2 (t_i \cos^2 \theta - n_i \sin \theta \cos \theta) \\ M_{i+1}^{(t)} &= M_i^{(t)} (1 + m_i r_i \Omega^2 d_{M_i}^{(t)}) \\ &\quad - S_{i+1}^{(t)} (l_i + m_i r_i \Omega^2 d_{S_i}^{(t)}) \quad (19) \\ \varphi_{i+1}^{(t)} &= \varphi_i^{(t)} - S_{i+1}^{(t)} \alpha_{S_i}^{(t)} - M_i^{(t)} \alpha_{M_i}^{(t)} \\ t_{i+1} &= t_i + S_{i+1}^{(t)} d_{S_i}^{(t)} \\ &\quad + M_i^{(t)} d_{M_i}^{(t)} - \varphi_i^{(t)} l_i \end{aligned}$$

ここで ω は仮定された系の固有振動数、 m_i, r_i, l_i はブレードの i 番要素の質量、回転中心からの距離および隣接する要素間の距離を示す。

S, M, φ, t および n はそれぞれせん断力、モーメン

(a) n component

(b) t component

第4図(a) n 方向の力および幾何学的釣合い
(b) t 方向の力および幾何学的釣合い

ト、傾斜およびたわみで、下付添字 i は分割点を、上付添字 n, t はそれらの n, t 方向成分を示している。なお i は翼端から数え、それぞれの状態量の正方向は図中の矢印で図示した。

$\alpha_{M_i}^{(n)}, d_{M_i}^{(n)}$ 等は傾斜、たわみに対するモーメント M_i の影響係数等で、それぞれ次のように与えられる。

$$\begin{aligned} \alpha_{M_i}^{(n)} &= l_i / EI_i^{(n)}, & \alpha_{S_i}^{(n)} &= l_i^2 / 2EI_i^{(n)} \\ \alpha_{M_i}^{(t)} &= l_i / EI_i^{(t)}, & \alpha_{S_i}^{(t)} &= l_i^2 / 2EI_i^{(t)} \\ d_{M_i}^{(n)} &= l_i^2 / 2EI_i^{(n)}, & d_{S_i}^{(n)} &= l_i^3 / 6EI_i^{(n)} \\ d_{M_i}^{(t)} &= l_i^2 / 2EI_i^{(t)}, & d_{S_i}^{(t)} &= l_i^3 / 6EI_i^{(t)} \end{aligned} \quad (20)$$

(18), (19) では基準座標系を (t, n) 座標系にとっているためピッチ角に連成効果がせん断力における変位連成として表現されており、(3), (4) とは異なった形をとっているが、これはまったく見かけ上のことにすぎない。

(18), (19) から系の固有振動数、固有振動型を決定する手続きは、この場合未知数が4個となる点を除いて、連成のない系に対する従来の MYKELSTAD 法とまったく同様である。

すなわち、 $i=1$ (自由端) における境界条件を

$$S_1^{(n)} = S_1^{(i)} = M_1^{(n)} = M_1^{(i)} = 0 \quad (21)$$

$$\varphi_1^{(n)} = x, \varphi_1^{(i)} = y, n_1 = 1.0, t_1 = z$$

とおき、未知数 x, y, z をロータハブ中心 ($i=N$) における境界条件

$$S_N^{(w)} = m_e \omega^2 - K_e w_N \quad (22)$$

$$\varphi_N^{(w)} = 0, v_N = 0, \varphi_N^{(v)} = 0$$

から固有振動数 ω とともに決定する。

ただし v, w はロータ回転面内およびこれに垂直な面内における系の変位で、 m_e, K_e は第2図に示した系の付加質量およびバネ常数である。

系のたわみ (n, t) はピッチ角が θ から 0° になるピッチ角変更用グリップの中心位置で、これを (v, w) に変換、接続している。

本方法による計算結果の一例は第7図(a), (b), (c)で実線として示されている。

これらはピッチ角 θ が $0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$ に対する面外振動を主モードとする第一次固有振動数の計算結果と実験結果の比較であるが、両者の一致はいずれのピッチ角においてもかなり良好であり、拡張された MYKEL-STAD 法による解析法の有効性が確かめられた。

なお本計算結果は分割数を $N=52$ とした場合のもので、第二次固有振動数についてもこれらと同程度の一致が得られていることを付け加えておく。

5. 実験結果とその考察

実験結果の一例を第5図に示す。これは No. 4 ブレードがピッチ角 10° をとる場合の系の機械インピーダンスをロータ回転数をパラメータとして示したものである。

縦軸は機械インピーダンスの絶対値と位相差を、横軸は加振振動数をおのおの対数スケールで示した。

第5図からも明らかなように、系の機械インピーダンスは全般的に右上がりの傾向をもち、途中離散的に現われる機械インピーダンスの局所的な変動が共振にともなう系の動的挙動を与えている。

第5図 実験結果の一例

機械インピーダンスの極大、極小値を与える振動数は、ロータ回転数の増大とともに増加することが明らかであるが、これらはその定義からそれぞれ、系の反共振振動数 (ロータハブ中心速度 $\rightarrow 0$)、共振振動数 (ロータハブ中心速度 $\rightarrow \infty$) に対応する。

第5図では、後者を系の固有振動数とし、低位のものから ω_{1f}, ω_{2f} 等とかけた。添字 f はこれらが面外振動を主モードとすることを意味している。

系の固有振動数は厳密には系の機械インピーダンスの発散点として決定すべきものであるが、大気中での回転、振動試験結果は空気力、機械的摩擦力あるいは構造減衰等の影響で機械インピーダンスは低位の共振点においても発散することはない、場合によっては共振点そのものをあいまいにする。

空気力による減衰効果は、低位の共振点付近で顕著となり、高次の共振点ではむしろ構造減衰の効果が大きい。

第6図(a)~(e)の各図は第1表に示した5種類のブレードがピッチ角 10° をとる場合の系の機械インピーダンスを、實際上最も重要な設計パラメータとなる系の第一次共振点付近で拡大して示したものである。

これらの各図で明かなように、第一次共振点付近での系の機械インピーダンスの挙動には、ブレードの物性値とロータ回転数で決まる K_i や空気力による差異で、かなりの相違が認められる。

これらのうち、最も明瞭に共振点を示すものは No. 4 ブレードで、このブレードの K_i はロータ回転数を一定にしたとき、5種類のなかで最大の K_i を与える。

一方ロータ系に作用する空気力の減衰効果は、線形的な定常空気力を仮定する範囲内で、ブレードのロック数 γ に比例することが知られている。

5種類のブレードのロック数 γ は第1表に示すとおり 3.61 (No. 1) から 0.91 (No. 4) といった値をとるが、実験結果は γ が最小の No. 4 ブレードに対して空気力の減衰効果が最も少なく、最大の γ をもつ No. 1 ブレードで最も顕著となる事実を明瞭に示しており、たいへん興味深い。

これらの実験結果は、相似パラメータ K_i や γ の物理的な意味を考えると、きわめて合理的な結論である。したがって大気中における模型ロータ系の回転、振動試験に際しては、供試ブレードの物性値とロータ回転数の組み合わせを

- (1) 動的相似パラメータ K_i を大きく、かつ
- (2) ブレードロック数 γ を小さく

するよう選択することが望ましい。

第7図(a)~(c)ではピッチ角 θ が $0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$ をと

(a)

(d)

(b)

(e)

(c)

第6図 第一次共振点付近での系の機械インピーダンス
 (a) Blade No. 1, (b) Blade No. 2,
 (c) Blade No. 3, (d) Blade No. 4,
 (e) Blade No. 5

第7図 実験結果と計算結果の比較(第一次固有振動数の K_t に対する依存性)

(a) $\theta = 0^\circ$, (b) $\theta = 10^\circ$, (c) $\theta = 20^\circ$

る場合の系の第一次固有振動数の実験値と計算値の比較を示した。

いずれも横軸は動的相似パラメータ K_t をとり、縦軸は第一次固有振動数をロータ回転数で無次元化して整理している。

5種類のブレードの第一次固有振動数の K_t に対する依存性はきわめて明確である。

ピッチ角が系の固有振動数におよぼす影響は、本実験でカバーした K_t の範囲が 50 程度で実機に対する値よりかなり小さいため、明らかではないが、いずれのピッチ角に対しても、実験値と計算値の一致は良好であり、本実験法の精度と有効性が確かめられた。

6. 結 論

ピッチ角をとるロータブレード系の振動特性を、相似則の観点から実験的、解析的に考察し、新しく提案した大気中における小型模型ロータ系の回転、振動試験法により、実物ロータ系の振動特性を精度よく推定するための問題点を検討した。

本研究の結果得られた結論は次のとおりである。

(1) ピッチ角で連成するロータブレード系の振動特性の解析法として、拡張された MYKELSTAD 法の

有用性が確かめられた。

(2) ロータ回転数や物性値の分布を異にするロータブレード系の振動特性が、動的相似パラメータ K_t 、ピッチ角 θ および主軸まわりの曲げ剛性比 λ の組み合わせで、一意的に規定されうることが実験的に確かめられた。

(3) 大気中でロータ系を回転、加振することにもなう空気力の影響は、供試ブレードのロック数 γ をできるだけ小さく、動的相似パラメータ K_t をできるだけ大きくとることで、相対的に減少できることがわかった。

(4) ピッチ角をとるロータブレード系の振動解析に対する機械インピーダンス法の有効性が確かめられた。

これらの結論は、実物ロータ系の振動特性がピッチ角の影響を含めて、動的相似則を考慮した模型ロータ系に対する回転振動試験により、実験的に高い精度で推定できる可能性を示唆するものである。

なお今後の課題としては、

(1) 模型ロータ系を大気中で回転、加振することにもなう非定常空気力の影響の検討およびこれに対する有効な計算法の確立

(2) ロータ系中に存在しうるガタ等、非線型要素が系の振動特性におよぼす影響の検討およびこれらに対するシミュレーション法の確立

(3) 高次の振動特性に対する実験精度の向上

(4) 動的相似パラメータ K_i およびロック数 γ の妥当な組み合わせをもつ模型ブレードの製作法の確立等が上げられる。

最後に本研究の実施にあたり協力いただいた防衛庁第3研究所香田忠男室長および当教室小山正巳技官に厚く謝意を表する。

付 録

本文中では、ピッチ角で連成するロータブレード系の面内、面外曲げ振動方程式をロータ回転数を一定とした(3)、(4)で与えた。

しかし、本実験のように有限なトルクで駆動されるロータ系を上下に強制加振する場合には、ブレード面内外(弾性)変位が慣性力やコリオリ力を介して、駆動軸系にトルク変動をもたらすため、これを一定とする議論と矛盾する心配がある。

ここでは、これらの影響を駆動軸系のトルク方程式から評価し、ロータ回転数を一定とした理論的根拠を与える。

ブレード系の面内、外(弾性)変位を $v(r, t)$, $w(r, t)$, ロータ回転速度を $\phi = \Omega + \dot{\phi}_1$ (Ω は定常回転速度), Δr をブレードの弾性変形による見かけ上の短縮とすると, $v(r, t)$, $\dot{\phi}_1(t)$ に対する運動方程式は

$$\begin{aligned} m(r)\ddot{v}(r, t) - \{S(r)v'(r, t)\}' \\ + \{EI_w(r)v''(r, t) + EJ(r)w''(r, t)\}'' \\ - m(r)\Omega^2 v(r, t) \\ = -F_v(r) - m(r)r\dot{\phi}_1(t) + 2m(r)\Omega(\Delta r) \quad (a-1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (I_p + I_b)\ddot{\phi}_1(t) \\ = Q - \int_0^R r \{F_v(r) + m(r)\ddot{v}(r, t)\} dr \quad (a-2) \end{aligned}$$

となる。

ここで(a-1)の右辺第3項はコリオリ力で

$$\begin{aligned} (\Delta r) = \int_0^r \left\{ \frac{\partial v(r, t)}{\partial r} \cdot \frac{\partial \dot{v}(r, t)}{\partial r} \right. \\ \left. + \frac{\partial w(r, t)}{\partial r} \cdot \frac{\partial \dot{w}(r, t)}{\partial r} \right\} dr \quad (a-3) \end{aligned}$$

を示す。また $F_v(r)$ はブレード単位長さ当りの空気力の v 方向成分, Q は駆動トルク, I_p, I_b はそれぞれ駆動軸系に換算したブレード系を除く回転部分の慣性率, ブレード系の慣性率である。

(a-1), (a-2) は $v(r, t)$, $\dot{\phi}_1(t)$ のほかに面外変位 $w(r, t)$ とも連成するが, $w(r, t)$ が卓越する振動モードでの

$v(r, t)$ は小さく、本実験の主目的である一次共振点付近での挙動としては, $w(r, t)$ を(13)の固有関数展開の第1項で近似して

$$\begin{aligned} w(r, t) &= W_1(r)\xi_1(t) \\ &= \frac{a W_1(0) W_1(r) e^{j\omega t}}{\int_0^R m(r) W_1^2(r) dr \cdot \left(\nu_1^2 - \omega^2 + \frac{j\omega}{8} \Omega \gamma_1 \right)} \quad (a-4) \end{aligned}$$

として十分である。ただしこの場合空気力によるダンピング効果を考慮し,

$$\gamma_1 = \rho a c \int_0^R r W_1^2(r) dr / \int_0^R m(r) W_1^2(r) dr$$

とした。

一方、駆動用モータとして用いた AS モータ (シュラゲ型3相超分巻整流子モータ) は、一般に負荷変動による駆動トルクの変動が少なく、かつ出力トルクに十分な余裕をもっているため、ここでは簡単のため, $v(r, t) \equiv 0$, $Q = \int_0^R F_v(r) dr$ として, $w(r, t)$ のコリオリ力による駆動軸系のトルク変動を見積ると, (a-1) から (a-4) の各式を用いて

$$\begin{aligned} I_p \ddot{\phi}_1(t) \\ = -2\Omega \left[\int_0^R m(r) r W_1(r) W_1'(r) dr \right] \xi_1(t) \xi_1(t) \\ - 2\Omega \left[\int_0^R m(r) r W_1(r) W_1'(r) dr \right] j\omega a^2 W_1^2(0) \\ = \frac{\left[\int_0^R m(r) W_1^2(r) dr \right]^2 \left(\nu_1^2 - \omega^2 + \frac{j\omega}{8} \Omega \gamma_1 \right)^2}{\times e^{2j\omega t}} \end{aligned}$$

となり,

$$\begin{aligned} \ddot{\phi}_1(t) = - \frac{\int_0^R m(r) r W_1(r) W_1'(r) dr}{I_p} \\ \times \left[\frac{a W_1(0) e^{j\omega t}}{\int_0^R m(r) W_1^2(r) dr \cdot \left(\nu_1^2 - \omega^2 + \frac{j\omega}{8} \Omega \gamma_1 \right)} \right]^2 \quad (a-5) \end{aligned}$$

となる。

すなわち、ブレード系の面外弾性変位 $w(r, t)$ (振動数は ω) によるコリオリ力は駆動軸系の回転速度に 2ω の振動数の周期的変動をもたらすが、その振動は I_b/I_p とロータハブ中心でのブレード系の変位 $W_1(0)$ の2乗に比例しており、これは $\nu_1 \approx \omega$ 付近においても、空気力のダンピングが存在する限り、十分に小さい。

本実験で用いた模型ロータ系はリジッド型で、ブレードの主軸方向の曲げ剛性比 λ が大きい。また $I_p \gg I_b$ で、加振振幅を 1 mm 以下としているため、駆動軸系のロータ回転数の変動はすべての実験振動数範囲で 0.5% 以下であり, $\phi(t) = \Omega$ の条件は確実に満足され

ている。

参 考 文 献

- 1) 長島知有, 西島憲一: ピッチ角をとるロータブレードの振動特性と動的相似性, 日本航空宇宙学会誌, 第24巻, 第266号 (1976年3月), pp. 145-151.
- 2) PLUNKETT, R.: Colloquium on Mechanical Impedance Methods for Mechanical Vibrations, ASME Annual Meeting, New York, N. Y. (Dec. 2, 1958).
- 3) THOMSON, W. T.: Vibration Theory and Applications, Prentice Hall, Inc. (1965).

- 4) トレカクロス 東レ技術資料 CF-10 他
- 5) KIESSLING, F.: Ground Vibration Test-A Tool for Rotorcraft Dynamic and Aeroelastic Investigation, VERTICA, Vol. 1 (1976), pp. 149-163.
- 6) LOEWY, R. G.: A Review of Aerodynamic and Dynamic Model Testing, Proceedings of Symposium on Status of Testings and Modeling Techniques for V/STOL Aircraft, A. H. S. (Oct. 1972).
- 7) CANSDALE, R. and GAUKROGER, D. R.: Impedance Measurements on a Spinning Model Helicopter Rotor, A. R. C. C. P. No. 1389 (July 1976).

質 疑 応 答

牧野 健(富士重工) 模型も実物もそうですが、ローターヘッド付近のフリープレーが振動特性に非常に影響する場合がありますが、とくに模型の場合、その比率が実物と必ずしも同じにならないから、模型実験により得たデータを実物に翻訳するうまい方法があるとよいと思います。

長島知有 いまのところガタや非線型要素の問題も含めても大丈夫だという方法を用意していません。ガタや非線型要素などがロータ系の中に入らないような実物を作れば一番よいが、非線型性を含めた模型実験はそれと同程度難かしい問題だと思います。

牧野 健 模型実験の際、ガタなどが大きく入って困ったことはありませんでしたか。

長島知有 そういう可能性があるかと困るので、非常に単純な模型を用い、今の実験の範囲内ではほとんどガタがないような状態を意識的に作りました。

加藤寛一郎(東大工) “ガタ”の影響は、空気力以上に重要なことだと思います。コントロール系統中にガタがあるため、数値計算では、ブレードの実際の振り剛性よりも、ルートで振り剛性が1桁小さいモデルが用いられる。ブレードをがっちり作ってもハブとかスワッシュプレートとかのガタが等価的な振り剛性を1桁下げるわけです。その意味で積極的にガタを入れた場合のモデルを作って実験を進めることは非常に有益であると思います。

増江達哉(川崎重工) ヘリコプタの場合、ガタの影響は2次以上の固有振動数にあらわれ、振動とか疲労荷重に関して非常に問題です。しかし、現在の技術では1次しか理論計算結果と実験結果の一致がよくないので、メーカーとしては、積極的に2次以上の固有振動数を調べてもらいたいと思います。

質 疑 応 答

特殊飛行機部門委員会

増江達哉(川崎重工) コメント: 当社は現在、BK 117というヘリコプタを開発しており、第1号機が12月半ばごろロールアウトします。これは、タイダウンテスト、つまり、ロータ・トランスミッション・エンジンといったパワートレイン系統の耐久運転試験に供します。2号機はすでにドイツのほうへ船積みし、西ドイツで飛行試験、3号機は日本で飛行試験を行ないます。初飛行は、1980年の夏ごろに予定しております。来年(1980年)3月ごろロールアウトする3号機は、地上で各種試験を行ないます。4号機は静強度試験、全機落下試験に供しますが、これは同じく12月半ばごろ完成する予定であります。

それから、ひき続き、量産先行型をつくりますが、

これは耐久飛行試験に供する予定になっております。航空局のT.C.取得はいまから2年くらいかかって、1980年度末の予定です。そういった一連の開発を通して、経験したいいくつかの問題を話題提供という形でご紹介します。

BK 117は西ドイツ最大の航空機会社であるM. B. B.と共同で開発しておりますが、共同開発という関係上、向こうのテクノロジー・グループと会議を持ちながら開発を進めています。そういう経験を通じて強く感じますことは、日本の技術レベルはかなり高いということです。M. B. B.のテクノロジー・グループとも互いにかなり教え合ったということもたくさんありますし、今年の秋に東先生たちとヨーロッパのヘリコ