

## 非定常振動によるロータのクラックの検出\* (不つりあいの方向による非定常振動の最大振幅の変化)

石田 幸 男\*<sup>1</sup>, 劉 軍\*<sup>1</sup>  
井上 剛 志\*<sup>1</sup>, 近藤 英 男\*<sup>2</sup>

### Detection of a Rotor Crack Using Nonstationary Response (Change of Maximum Amplitude in Nonstationary Vibration Due to the Direction of Unbalance)

Yukio ISHIDA\*<sup>3</sup>, Jun LIU,  
Tsuyoshi INOUE and Hideo KONDO

\*<sup>3</sup> Department of Mechanical Science and Engineering, Nagoya University,  
Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya-shi, Aichi, 464-8603 Japan

In order to detect a transverse crack due to fatigue, most of the researches have so far paid attention to resonances of steady-state oscillations due to a crack and proposed diagnosis systems utilizing those vibration phenomena. However, in a practical view point, these diagnosis systems have the following defects: (1) The probability that a resonance due to a crack occurs in the rated speed range is small. (2) It is very dangerous to observe vibration characteristics in resonance ranges spending long time. In this paper, we propose a new method utilizing the changes of vibration phenomena due to a crack in a nonstationary oscillation during start up of a rotating machinery. The advantage of this method is that we can check the signals denoting the occurrence of a crack in a wide speed range by a single sweep and also can avoid the operation in dangerous resonance ranges. Moreover, the validity of the proposed method is shown through numerical simulations and experiments.

**Key Words:** Vibration of Rotating Body, Nonstationary Vibration, Diagnosis, Creaked Rotor, Unbalance

#### 1. ま え が き

回転機械では、運転中に材料の疲労によってクラックが発生する。大きな事故に結びつくこのクラックを早期に発見することは、安全運転のためきわめて重要である。このことから、回転機械で発生したクラックを検出する方法の研究が、これまでいろいろと行われてきた<sup>(1)-(9)</sup>。一般に、クラックの検出法は、機械を停止・分解して検査する方法と定常運転中にリアルタイムで振動の変化を調べて検出する方法に大きく分けられる。

回転機械を停止・分解して調べる方法は確実であるが、時間と費用がかかるので、クラックを早期に発見するためには、リアルタイムで調べる後者の方法に依らなければならない。運転中に監視する振動診断システムの多くは、定格速度で定常運転しているときの振動の変化に注目しているが、それらの方法は検出でき

る確率の観点からつぎのような問題を含んでいる。(1) クラックによって発生する振動の変化あるいは共振現象には定格速度以外で発生するものがあり、定格速度ではその変化がほとんど検出できないことがある。(2) クラックによって新たな共振が発生した場合、定常状態でその共振現象の特徴を詳しく調べることは、クラックが進行する可能性があり危険である。

本研究では、このような欠点を補うため、非定常振動におけるクラックによる変化を利用する方法を検討する。一般に、機械の運転開始時と停止時には、定格速度以下の回転速度を広く掃引する。このときに得られるデータからクラックが検出できれば、上記(1)、(2)の欠点は補え、検出できる確率が増すと考えられる。

クラックが発生すると主危険速度の共振が大きくなり、二次の超調波振動の共振が発生することは、実際の発電機ロータのモニタリングの結果で報告されている<sup>(10)</sup>。またこれ以外の1/2次分数調波共振、3/2次超分数調波共振、和差調波共振については、われわれのモデル実験でその発生を確認している<sup>(11)-(14)</sup>、

\* 原稿受付 2005年7月22日。

\*<sup>1</sup> 正員, 名古屋大学大学院工学研究科(☎464-8603 名古屋市千種区不老町)。

\*<sup>2</sup> トヨタ自動車(株)(☎471-8571 豊田市トヨタ町1)。

E-mail: ishida@nuem.nagoya-u.ac.jp

実記においてもその発生の可能性がある。

本論文では、回転軸のクラックのモデルとして代表的な開閉モデルを用いて、クラックが発生した回転軸系の各種の危険速度通過時の非定常振動における変化を数値シミュレーションと実験によって調べた。特に、角加速度や不つりあいの方向が危険速度通過時の最大振幅に与える影響に注目した。

## 2. 理論モデルと運動方程式

**2.1 理論モデルとばね特性** 理論解析では、図1に示されているような、弾性軸の中央に円板が取り付けられたロータ系の傾き振動を取り扱う。z軸を軸受の中心を結ぶ線と一致させ、それと直交した平面内にx, y軸をとった直交座標系O-xyzを設定する。円板が取り付けられている位置での軸の傾き角を $\theta$ 、そのxz, yz平面への投影角を $\theta_x$ と $\theta_y$ で表す。弾性軸には半円形のクラックが入っている仮定する。さらに、そのx'軸がクラックの境界と一致している回転座標系O-x'y'z'を考える。回転座標系上での投影角を $\theta'_x$ ,  $\theta'_y$ とする。投影角 $\theta'_y > 0$ のときクラックは開き、軸の剛性は小さくなる。逆に $\theta'_y < 0$ のときクラックは閉じて剛性は大きくなる。その結果、図2に示すような断片線形様式のばね特性となるが、それは次式で表現される。

$$\left. \begin{aligned} -M'_x &= \delta'_1 \theta'_x \\ -M'_y &= (\delta'_2 - \Delta\delta'_2) \theta'_y \quad (\theta'_y > 0) \\ -M'_y &= (\delta'_2 + \Delta\delta'_2) \theta'_y \quad (\theta'_y < 0) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ここで、 $\delta'_1$ ,  $\delta'_2$ は軸のばね定数、 $\Delta\delta'_2$ はその方向差、 $M'_x$ と $M'_y$ はx'z, y'z平面内の復元モーメントの成分である。

**2.2 運動方程式** 円板の極慣性モーメントと直径に関する慣性モーメントの比を $i_p$ 、回転速度を $\omega$ 、減衰係数を $c$ 、動不つりあいの大きさと位相をそれぞれ $\tau$ と $\alpha$ とする。 $\Psi$ はx'軸の回転角である。重力に対応して $\theta_y$ 方向に一定のモーメント $M_0$ を考える。クラックのない対称軸の非定常振動に関する無次元の運動方程式は著者らが既報<sup>(11),(15)</sup>で示したが、それと上述の式(1)を組み合わせると、クラック軸の運動方程式が次のように得られる。

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\theta}_x + i_p \ddot{\Psi} \theta_y + i_p \dot{\Psi} \dot{\theta}_y + c \dot{\theta}_x + (1 \mp \Delta_2) \theta_x + (\Delta_1 \pm \Delta_2) (\theta_x \cos 2\omega t + \theta_y \sin 2\omega t) &= \\ (1 - i_p) \tau \left\{ \dot{\Psi}^2 \cos(\Psi + \alpha) + \ddot{\Psi} \sin(\Psi + \alpha) \right\} \\ \ddot{\theta}_y - i_p \ddot{\Psi} \theta_x - i_p \dot{\Psi} \dot{\theta}_x + c \dot{\theta}_y + (1 \mp \Delta_2) \theta_y + (\Delta_1 \pm \Delta_2) (\theta_x \sin 2\omega t - \theta_y \cos 2\omega t) &= \\ (1 - i_p) \tau \left\{ \dot{\Psi}^2 \sin(\Psi + \alpha) - \ddot{\Psi} \cos(\Psi + \alpha) + M_0 \right\} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

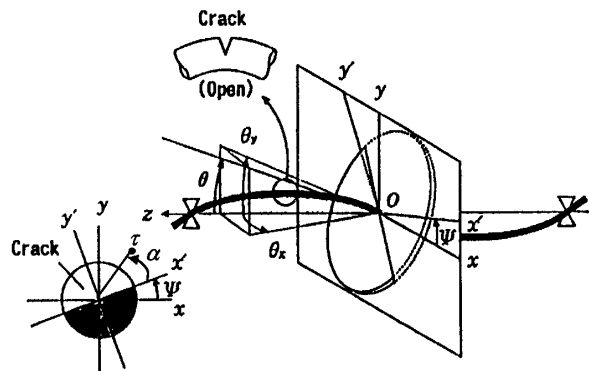


Fig. 1 Model of a cracked rotor and coordinate systems

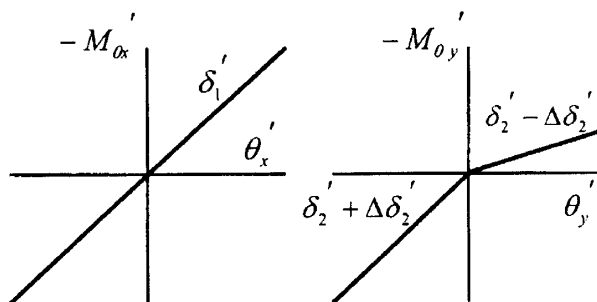


Fig. 2 Spring characteristics of a cracked rotor

ここに、 $\delta' = (\delta'_1 + \delta'_2)/2$ ,  $\Delta_1 = (\delta'_1 - \delta'_2)/2\delta'$ ,  $\Delta_2 = \Delta\delta'_2/2\delta'$ であり、またその以外の無次元パラメータは既報<sup>(15)</sup>で示した方法で無次元化されている。

## 3. 定常振動

危険速度通過時の非定常振動の解析に先立ち、定常運動したときに発生する共振現象を調べる。回転速度 $\dot{\Psi} = \omega$ が一定であるとき、x'軸の回転角は次のように与えられる。

$$\Psi = \omega t + \Psi_0 \quad (3)$$

この条件のもとで運動方程式を数値積分して調べた結果を図3に示す。

軸を鉛直に支持した場合には、主危険速度付近で調和振動 $[\omega]$ の共振だけが発生する。なお、既に知られている<sup>(15)</sup>ように、クラック軸の共振点付近では、不つりあいがクラックと同じ側にあるときには不安定領域が現れ、逆側にあるときには不安定領域は消える。

一方、水平に支持した場合には、図3に示すように主危険速度付近の共振以外に超調波振動 $[p_f = 2\omega]$ ,  $[p_f = 3\omega]$ , 分数調波振動 $[p_f = (1/2)\omega]$ , 超分数調波振動 $[p_f = (3/2)\omega]$ , 和差調波振動 $[\omega = p_f - p_b]$ などさまざまな種類の共振現象が現われるようになる。ここで $p_f$ ,  $p_b$ は前向きと後向きのふれ回り運動の固有振動数である。これは、重力的作用により平衡位置が

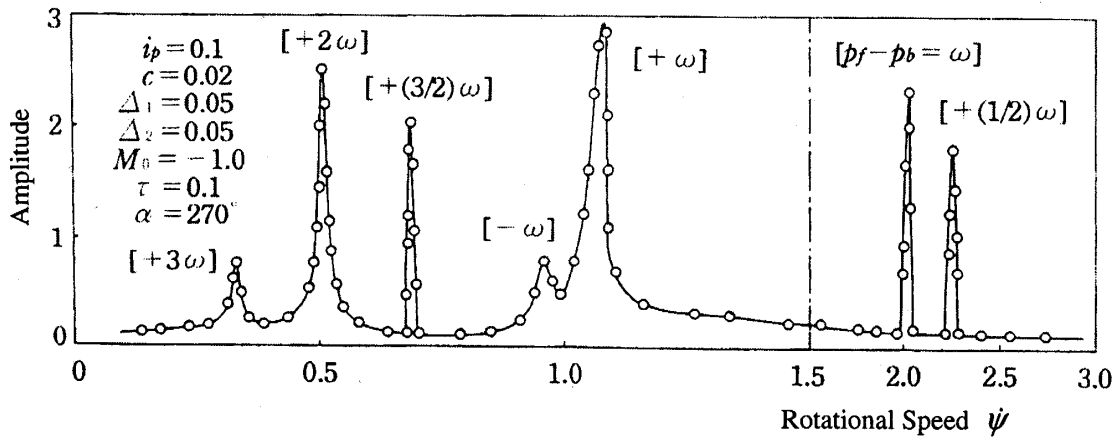


Fig.3 Resonance curve of a cracked rotor(Horizontal rotor)

ずれた結果、いっそう複雑な非線形特性と係数励振特性を持つからである。なお、これらの共振現象のなかで、不つりあいの位置によって大きく特性が変化するのは主危険速度だけである。

#### 4. 主危険速度通過の非定常振動 (鉛直軸)

鉛直軸の場合において、主危険速度を一定角加速度  $\lambda$  で通過する時の非定常振動を調べる。運動方程式は式(2)で  $M_0 = 0$  とおければ得られる。 $x'$  軸の角位置は次のように与えられる。

$$\Psi = (1/2)\lambda t^2 + \omega t + \Psi_0 \quad (4)$$

この条件のもとで、運動方程式を数種類の角加速度  $\lambda$  に対して数値積分した結果を図4に実線で示す。なお、比較のため定常振動の振幅も○印で記入してある。

図4(a)は、不つりあいがクラックと同じ側にある場合である。不安定領域を通過するので、非定常振動の振幅は、特に角加速度  $\lambda$  が小さい時には極めて大きくなっている。図4(b)は、不つりあいがクラックと反対側にある場合である。不安定領域が存在しないので、非定常振動の振幅は、角加速度の大小にかかわらず小さい。危険速度通過時のふれまわり半径の最大値  $r_{max}$  を角加速度の関数として表すと図5のようになる。不つりあいがクラックと同じ側にある ( $\alpha = 90^\circ$ ) 場合には、角加速度  $\lambda$  がある値以下では振幅が非常に大きくなり、実機では危険速度を通過できないと考えられる。

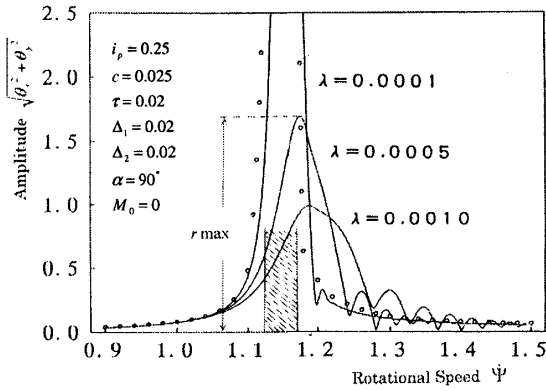
非定常振動では、ロータのふれまわり速度(公転速度)と軸の回転速度(自転速度)が異なるため、通過中にクラックの開閉が頻繁に繰り返されて、その結果、最大振幅に対する不つりあいの方向の影響が定常振動のように現われないとも予想される。しかし、この図5に示された結果は、不つりあいの方向によって最大

振幅が著しく変化することを示している。このことは、危険速度を通過する際、共振領域内におけるクラック開閉の変化はそれほど頻繁に行われていないことを意味する。そして、定常振動と同様、非定常振動においても不つりあいの方向の影響を調べればクラックの発生を検出できることがわかる。

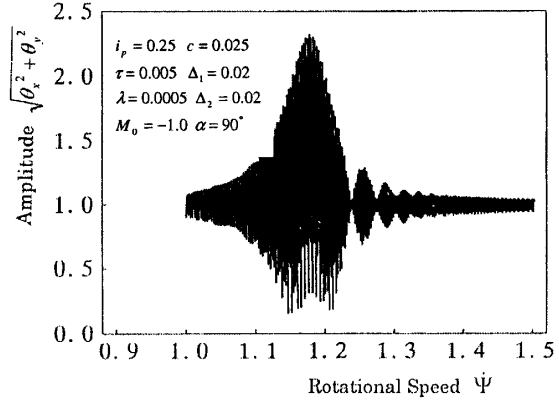
#### 5. 主危険速度通過の非定常振動 (水平軸)

図3の水平軸の場合において、さまざまな種類の共振現象が発生している。ここでは、そのなかで主危険速度を通過する時の非定常振動特性を調べる。不つりあいがクラックと同じ側 ( $\alpha = 90^\circ$ ) にある場合について得られた危険速度通過時の時刻歴を図6(a)に、また、著者らが既報<sup>(11)</sup>で提案した複素FFT法を用いて求めたそのスペクトル分布を図6(b)に示す。横軸の正の範囲は前向きふれまわり運動成分を、負の範囲は後向きふれまわり運動成分を表している。これは不安定領域を通過する例であるので、非定常振動の振幅は極めて大きくなっている。前述の鉛直軸の場合は周波数が  $\dot{\Psi} = 1$  付近の調和振動成分だけが優勢であるのに対して、水平軸のこの結果はかなり複雑になっている。すなわち、 $\dot{\Psi} = 1 \sim 1.5$  の範囲に大きな調和振動のスペクトルが現われているが、それ以外に定数成分、後向き調和振動成分、回転速度の2倍の前向き超調波振動成分が共存していることがわかる。したがって、調和成分だけ表われる鉛直軸の場合には  $\sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2}$  の計算によって調和振動成分のふれ回り半径の変化が求められるが、水平軸の場合は図6(a)のように、これから調和振動成分の振幅変化を知ることはできない。したがって、以下の数値計算では、複素FFT法<sup>(11)</sup>を用いて調和振動成分を抽出してその振幅変化を求める。

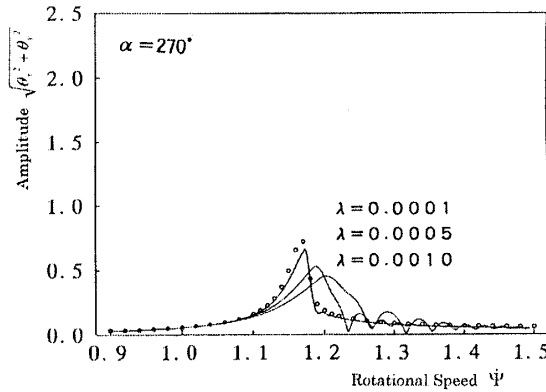
著者は既報<sup>(12)</sup>において、主危険速度付近の定常振動に関して、(a) 不つりあいが大きい場合は、不つりあいがクラックと同じ側にあるときには不安定領域



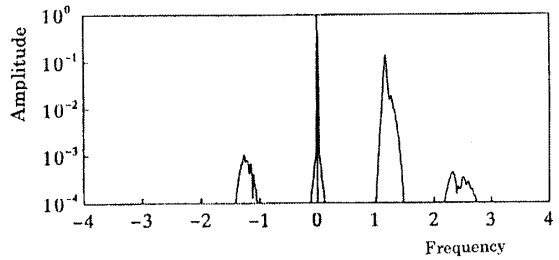
(a) Unbalance in the crack side



(a) Time history



(b) Unbalance in the opposite side of the crack



(b) Spectrum

Fig. 6 Nonstationary oscillation

Fig. 4 Major critical speed (Vertical rotor)

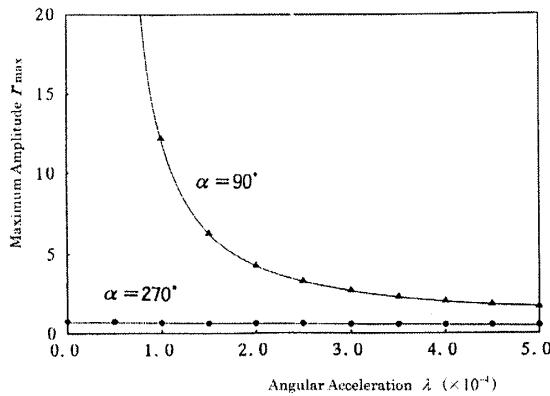


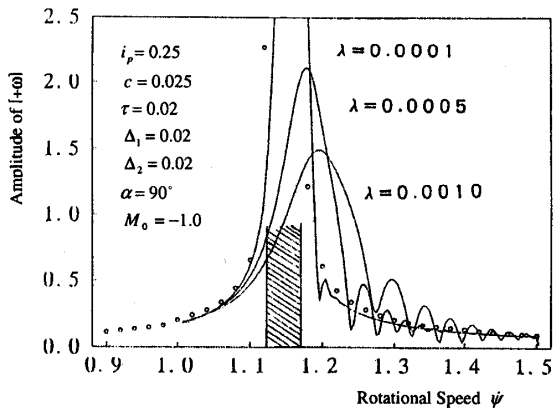
Fig. 5 Maximum amplitudes for acceleration  $\lambda$

が現れ、逆側にあるときには定常振動だけとなるが、(b) 不つりあいが小さい場合は、その方向にかかわらず常に不安定領域が生じることを明らかにした。非定常振動の場合にもこれに対応した性質が現れるので、ここでも不つりあいが大きい場合と小さい場合に分けて議論する。

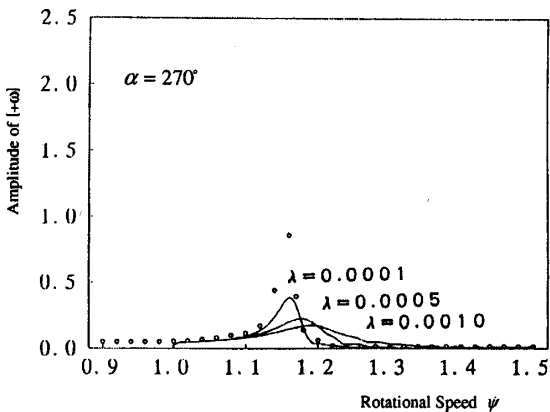
**5.1 不つりあいが大きい場合** 図7に水平軸の場合の共振点通過時の調和振動成分の振幅変化を示す。パラメータの値は図4と同じである。不つりあいがク

ラックと同じ側にあるときには図7(a)に示すように振幅が急激に大きくなり、反対側にあるときには図7(b)に示すように振幅が小さい。この結果は鉛直軸の場合と同じである。すなわち、不つりあいがある程度以上の大きさのときには、鉛直軸と水平軸の間に定性的な差異はない。

**5.2 不つりあいが小さい場合** 図8に不つりあいが比較的小さいときの振幅変化を示す。クラック軸は、不つりあいによる強制振動系としての性質とクラックの開閉による係数励振系としての性質を同時に持つ。もしつりあわせが良くとれていれば、前者(強制振動系)の効果は減少するが、クラックの開閉と静たわみによって決まる後者(係数励振系)の効果は不変である。したがって、不つりあいが小さいときは、定常振動において不つりあいの方向によらず常に不安定領域が現れたが、これに対応して、非定常振動においても、不つりあいの方向による大きな変化は現れない。ここでは不つりあいがクラックと反対の方向にある場合のみを図8に示す。この図8は図7(b)で不つりあいが小さくなったものに該当する。両者を比較すると、定常振動、非定常振動のいずれについても不つりあいが小さくなると、かえって振幅が大きくなることわかる。このことから、ロータのバランスが良く取れているときには、不つりあいがいずれの方向にあっても、不安定領域の発生に伴う振幅の増加からクラック



(a) Unbalance in the crack side



(b) Unbalance in the opposite side of the crack

Fig. 7 Harmonic resonance(Horizontal rotor, large unbalance)

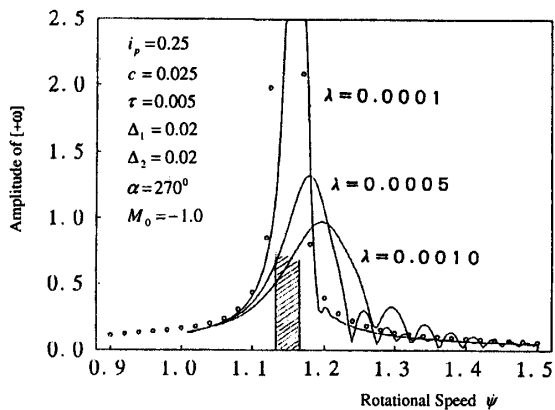


Fig. 8 Harmonic resonance(Horizontal rotor, small unbalance)

クの発生を検知できる可能性があることがわかる。

### 6. 前向き超調波共振と前向き分数調波共振

**6.1 前向き 2 次超調波共振** 図 3 の  $\dot{\psi} = 0.52$  付近では、回転速度の 2 倍が前向き固有振動数とほぼ等しくなり、超調波振動  $[+2\omega]$  の共振が発生する。その振動の一例を図 9 に示す。なお、この共振は主共振

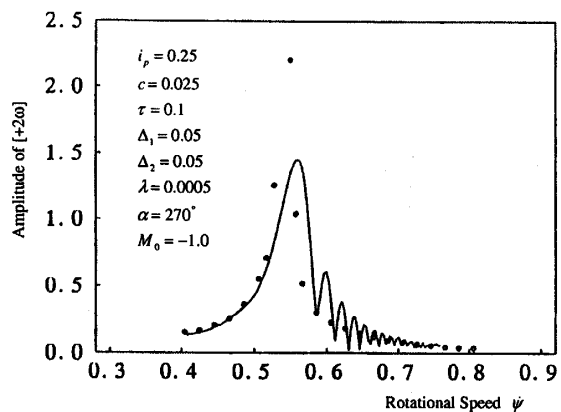


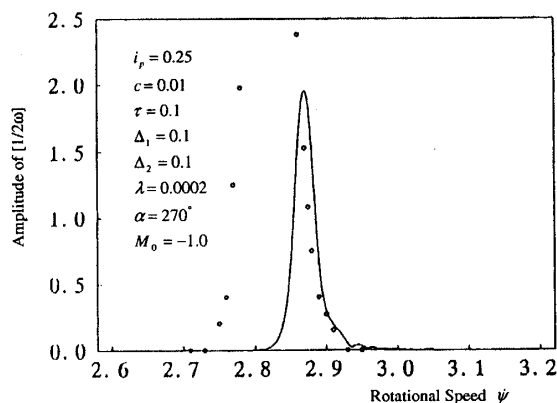
Fig. 9 Super-harmonic resonance  $[+2\omega]$

より現われ難いので、パラメータ  $\Delta$  の値をやや大きくした。この共振の場合、通過時の最大振幅は不つりあいの角位置にほとんど無関係である。システムが対称、すなわち断面が真円のロータならばこの超調波振動  $[+2\omega]$  の共振は発生せず、クラックの発生によって現れるものであるから、それを通過するときの最大振幅があまりパラメータに依存しないということは、クラック検出の兆候として利用価値が高いといえる。

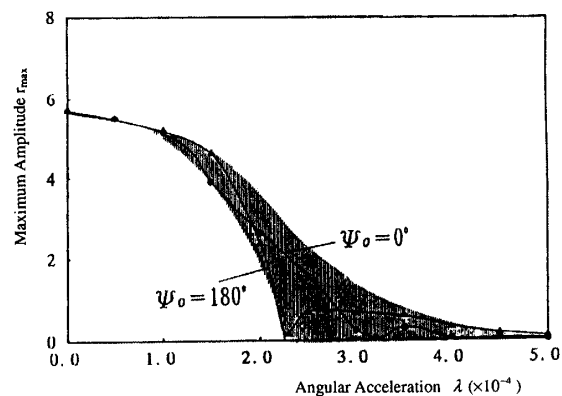
**6.2 前向き 1/2 次分数調波共振** 図 3 の  $\dot{\psi} = 2.25$  付近では、回転速度の 1/2 倍が前向き固有振動数とほぼ等しくなり、分数調波振動数  $[+1/2\omega]$  の共振が現れる。この共振点を一定角加速度で通過する時の非定常振動の一例を図 10(a) に示し、また、そのときの最大振幅  $r_{max}$  の角加速度  $\lambda$  に対する変化を図 10(b) に示す。この共振のように定常振動の共振曲線が自明解  $R = 0$  (横軸) から分岐している場合、同じ角加速度  $\lambda$  でも、加速開始時の不つりあいの方向  $\Psi_0$  によって影をつけた範囲の中で最大振幅が著しく変化する。また、角加速度  $\lambda$  が大きくなると最大振幅が急激に小さくなることと考えあわせると、この共振点を通過するときの非定常振動をクラックの検出の兆候として利用すると、クラックの発生を見逃すことが有りうる。この共振に注目して検出するためには、小さな角加速度で何回も試行してみる必要がある。

### 7. 各種の共振点の比較

以上で述べたように、非定常振動の特性は共振点の種類によって異なる。本章では、角加速度  $\lambda$  に対する最大振幅  $r_{max}$  の変化について、各共振点を通過するときの非定常振動の特性を比較する。図 11(a) は主危険速度通過に関するものであるが、水平軸で不つりあいが比較的小さい場合を示す。定常振動において不つりあいの方向にかかわらず不安定領域が存在するので、角加速度が小さいときには振幅が極めて大きくなって

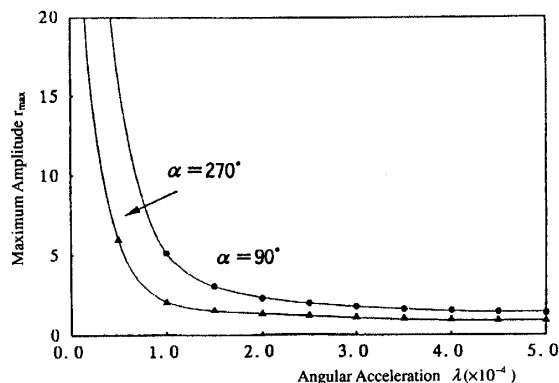


(a) Resonance curve

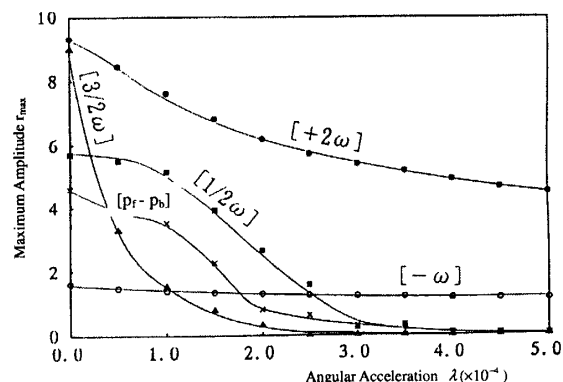
(b) Maximum amplitude for acceleration  $\lambda$ Fig. 10 Subharmonic resonance  $[(1/2)\omega]$ 

危険速度を通過できない。このことは、ロータのつりあわせが良い場合には、この調和共振における変化をクラック検出に利用できることを意味する。一方、図示はしていないが、不ふつりあいが比較的大きい場合は、前述のように不つりあいがクラックと逆側にあるときにはクラックが発生しても通過時の振幅に変化が現れない。したがって、この場合には試行的に不つりあいの方向をいろいろと変えて、その方向によって最大振幅が変化するかどうかを調べる必要がある。

図 11(b) は各種の副共振点を通過する場合について、最大振幅の角加速度に対する変化を比較したものである。定量的な違いもみるため、この図の中ではそれぞれの振動に対してパラメータの値を共通にしてある。なお、図 11(a) のように最大振幅が不つりあいの角位置  $\alpha$  に依存する場合は、そのうちの 1 つの角位置に対するものを記入してある。この図から、角加速度が小さい場合にはどの共振点の場合でもクラックの発生により大きな振幅が得られ、それをクラックの検出に利用できると考えられる。しかし、角加速度が比較的大きい場合には、 $3/2$  次超分数調波共振、 $1/2$  次分数調波共振、和差調波共振の最大振幅が小さいので、それ



(a) Major critical speed (small unbalance)



(b) Various kinds of sub-critical speed

Fig. 11 Comparison of relationships between the maximum amplitude and acceleration

らの共振をクラックの発生に対する兆候として注目することはできない。

## 8. 実験装置

本研究で対象とした各種の共振現象が実際に発生することは、定常振動の場合については著者らの既報<sup>(13),(14)</sup>の実験で示した。しかし、いろいろな角加速度で危険速度通過を通過させて非定常振動の特性を調べる場合、重力が横方向に加わっている水平軸の実験は著者らの実験室の環境では安全上の問題があり、また実験時に軸の初期曲がりが増加し、実験条件の調整が極めて困難であった。そこで本研究では鉛直軸の主危険速度通過の場合について実験した。

この実験装置の概要を図 12 に示す。長さ 700mm、直径 12mm の真円軸の中央から下 200mm あるいは 150mm の位置に直径 481mm、厚さ 5.5mm の円板を取り付け、その両端を複列自動調心玉軸受で支持する。また、上端の玉軸受の中心から 335mm の軸位置に  $w = 20\text{mm}$  と  $h = 5\text{mm}$  の切欠きを作り、これと同じ寸法の部材をはめた。円板のふれまわりは外側の  $x, y$  方向に設置したレーザ変位センサで計測した。

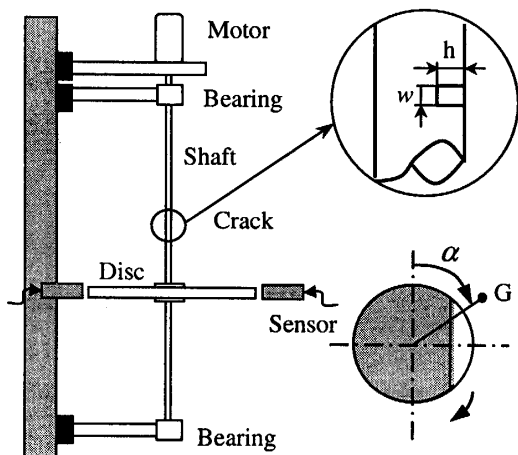


Fig. 12 Experimental setup

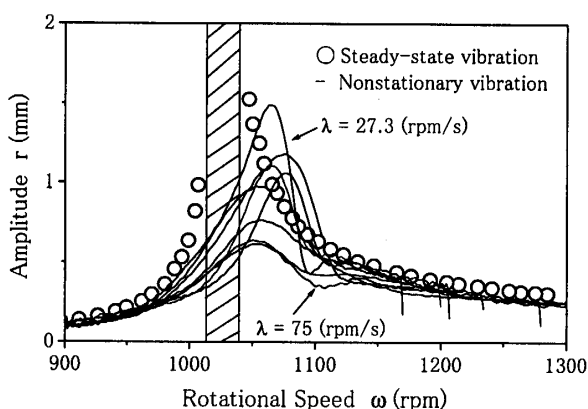


Fig. 13 Amplitude variations with unbalance in the crack side (experiment results)

## 9. 実験結果

**9-1 通過時の振幅変化** 円板を軸中央から200mmのところに設置した装置で実験した。

**9-1-1 不つりあいクラックと同じ側にある場合** 不つりあいの位置がクラックの範囲内 ( $\alpha = 110^\circ$ ) にある場合について、異なる8つの角加速度  $\lambda = 75, 60, 50, 42.9, 37.5, 33.3, 30, 27.3$  (rpm/s) で実験した。実験結果を図13に実線で示す。比較のため定常振動の振幅を○で示す。定常振動の共振曲線では、ハッチングで示すように約  $\omega = 1015 \sim 1040$  rpm の範囲に不安定領域が存在する。角加速度が  $\lambda = 27.3$  (rpm/s) の時には、最大振幅がある程度大きくなるが、不安定領域を通過できている。角加速度が大きくなれば最大振幅は減少し、 $\lambda = 75$  (rpm/s) になると、かなり小さい振幅で不安定領域を通過できる。この結果は、シミュレーション結果の図4(a)と定性的によく一致している。

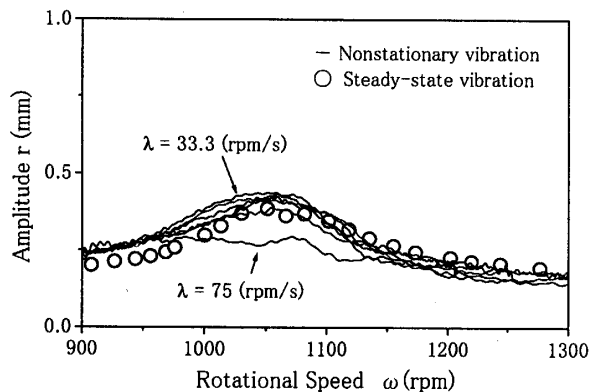


Fig. 14 Amplitude variations with unbalance in the opposite side of the crack (experiment results)

**9-1-2 不つりあいがクラックと反対側にある場合** 不つりあいの位置がクラックと反対側 ( $\alpha = 259^\circ$ ) にある場合について、同様に異なる6つの角加速度  $\lambda = 75, 60, 50, 42.9, 37.5, 33.3$  (rpm/s) で実験した。実験結果を図14に実線で示す。このときは定常振動で不安定領域がない。したがって、非定常振動でも、いずれもかなり小さい振幅で危険速度を通過できる。この結果は、シミュレーション結果の図4(b)と定性的によく一致している。

## 9-2 不つりあいの方向・大きさと最大振幅の関係

円板を軸中央から150mmのところに設置した装置で実験した。

本実験装置には、静不つりあい  $e$  と動不つりあい  $r$  が共存する。まず、はじめに適当な不つりあいおもりを取りつけて ( $e$  を調整) 全体の不つりあいの効果を極めて小さくした。その後、回転体に適当につりあいおもりをつけることにより、回転体の不つりあいの大きさと方向を変えて通過時の最大振幅の変化を調べた。回転軸系の不つりあいの位置は任意に設定でき、クラックの領域に入れることも入れないこともできる。合計24回の実験を行ったが、そのすべての場合で通過できるように角加速度  $\lambda$  は  $37.5$  (rpm/s) を選択した。実験結果を図15に示す。回転体の不つりあいの大きさを絶対量で計測することは難しいので、主危険速度 ( $\dot{\Psi} = 930$  rpm 付近) より低速側の回転速度  $\dot{\Psi} = 850$  rpm 付近における定常振動の振幅と位相で代用した。なお、軸の初期曲がりの影響を取り除くため、不つりあいの影響が現れない低回転速度  $\dot{\Psi} = 90$  rpm で得た振幅と位相角を基準にして  $\dot{\Psi} = 850$  rpm 付近の振幅と位相を求めた。図15の縦軸は通過する時の最大振幅であり、クラックは  $y'$  の負方向にある。この図からわかるように不つりあいがクラックのある方向

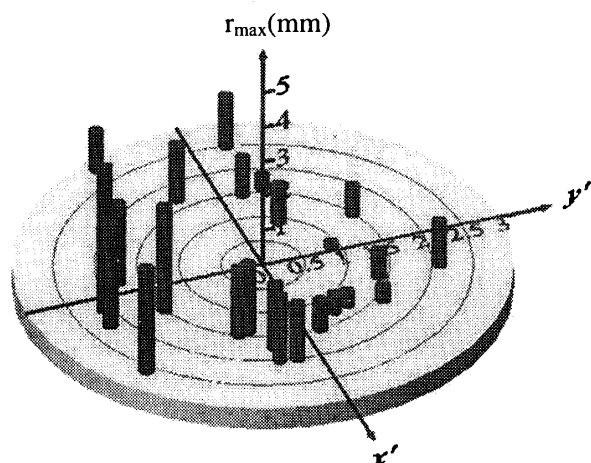


Fig. 15 Maximum amplitudes for various unbalance(experiment results)

$y' < 0$  の半平面内に入ると、通過時の最大振幅が大きく、逆の半平面内  $y' > 0$  に入ると、最大振幅が小さくなる。この実験の結果は、シミュレーションの結果の図4、図7や図8と定性的によく一致している。したがって、クラックの発生が疑われた場合、つりあいおもりを適当に付けることによってつりあいの大きさと方向を変え、危険速度通過時の最大振幅が方向によって変化するかどうかを調べることにより、クラックの有無と存在する方向を実験的に検出することが可能である。この手法は振動診断システムに利用できると考える。

## 10. 結 論

クラックを持つ回転軸において、共振点通過時の非定常振動の特性を理論と実験により調べ、以下の結論を得た。

(1) 鉛直軸では、主危険速度通過時の非定常振動はつりあいの方向に依存する。つりあいがクラックと同じ側にあるときには、不安定領域を通過するため、振幅が著しく増加する。しかし、反対側にあるときには振幅はあまり大きくならない。

(2) 水平軸では、つりあいが大きいときには、鉛直軸と似た特性をもつ。一方、つりあいが小さいときには、つりあいの方向によらず常に不安定領域が存在するため、非定常振動の最大振幅は常に非常に大きくなる。

(3) 後向き調和振動と前向き超調波振動の共振点通過時には、非定常振動の最大振幅は大きくなり、また、その最大振幅は角加速度の影響をあまり受けない。

(4)  $3/2$  次超分数調波振動、 $1/2$  次分数調波振動、和

差調波振動の共振点通過時には、非定常振動の最大振幅は角加速度が大きくなると急激に小さくなる。

(5) 主危険速度を通過するときの非定常振動の振幅増加をクラック発生の兆候として注目できるのは、水平軸でバランスが良くとれているときである。鉛直軸あるいは水平軸でつりあいが大きい場合には、つりあいの方向によっては、クラックが発生しても振幅が増加しないことがあり得る。

(6) 鉛直軸あるいは水平軸でつりあいが大きい場合は主危険速度通過時の特性からクラックを検出するためには、つりあいの大きさと方向を変えた実験を行い、最大振幅が方向によって2つに分かれるかを調べればよい。

(7) 副共振点に関しては、後向き調和振動と前向き超調波振動の共振点通過時の振幅が増加したときにはクラックが発生した可能性がある。しかし、 $3/2$  次超分数調波振動、 $1/2$  次分数調波振動、和差調波振動の共振点については、クラックが発生しても共振点通過時の最大振幅が大きくなり得るため、クラックを検出するためには、複数回の実験をくりかえす必要がある。

## 文 献

- (1) 白木, 他 3 名, 三菱重工技報, Vol.19-2(1982), pp.41-48
- (2) Bachschmid, N., Pennacchi, P., Tanzi, E. and Vania, A., *Meccanica*, 35(2000), pp.563-582
- (3) Meng, G. and Gasch, R., *Trans. ASME, J. Vib. and Acoustics*, Vol.122(2000), pp.116-125
- (4) Wauer, J., *Appl. Mech. Rev.*, Vol.43-1(1990), pp.13-17
- (5) Collins, K.R., Plaut, R.H. and Wauer, J., *J. Vib. and Acoustics*, Vol.113(1991), pp.74-78
- (6) Zhu, C.S., Robb, D.A. and Ewins, D.J., *J. sound and Vib.* Vol.265(2003), pp.469-487
- (7) 石田, 井上, 機論 C, 70-692(2004), pp.895-902
- (8) Inmam, I., Azzaro, S.H., Bankert, R.J. and Scheibel, J., *J. Vib. Acous. Stress and Reliability in Design*, Vol.111(1989), pp.241-251
- (9) Goldman, P., Muszynska, A., Bently, D.E. and Garcin, M., *ASME paper*, 99-GT-225(1999), pp.1-11
- (10) Sanderson, A.F.P., *IMEchE paper*, C432-102(1992), pp.263-273
- (11) 石田他 2 名, 機論 C, 57-535(1991), pp.668-673
- (12) 石田他 2 名, 機論 C, 58-551(1992), pp.2032-2039
- (13) 石田他 2 名, 機論 C, 60-579(1994), pp.3689-3696
- (14) 石田他 2 名, 機論 C, 61-586(1995), pp.2223-2231
- (15) 山本, 石田, 回転機械の力学, コロナ社, 2001