

## 滑り軸受に発生する自励振動オイルホワールの振動特性

太田 博光<sup>1†</sup>, 高田 寛大<sup>2</sup>, 福井 良輔<sup>3</sup>, 長橋 尚也<sup>4</sup>, 山田 雄太<sup>5</sup>

### Vibration characteristics of oil whirl in kind of self excited vibration generated in sliding bearing

Hiromitsu Ohta<sup>1</sup>, Tomohiro Takada<sup>2</sup>, Ryousuke Fukui<sup>3</sup>,  
Naoya Nagahashi<sup>4</sup> and Yuta Yamada<sup>5</sup>

**Abstract** : This paper shows the vibration characteristics of a sliding bearings. Especially, the self-excited vibration to be called as oil whirl generated in sliding bearing is studied in the current paper. Three methods like trajectory analysis, tracking analysis and frequency analysis of shaft vibration are analyzed to clarify the vibration characteristics of oil whirl. The oil whirl in a sliding bearing is a characteristic self-oscillation, which occurs at a rotation speed less than the twice of the critical speed of the experimental system. In addition, when oil whirl and shaft unbalance are simultaneously generated in a sliding bearing, the frequency response in all domains of frequency is suddenly become larger compared to that in the case of the only oil whirl. It seems that simultaneous development of oil whirl and shaft unbalance generate the large damage to the rotary machinery system. Furthermore, the amount of whirling to the shaft generated by the oil whirl are identified large in the horizontal, vertical and axial directions of sliding bearing. Particularly, the amount of whirling in the horizontal direction is identified larger, because, there is no suppression as gravity and structural barrier in this direction like that in the vertical and in the axial directions.

**Key words** : self-excited vibration, oil whirl, sliding bearing, shaft unbalance, frequency response.

#### 1. はじめに

漁船等, 船舶に使用されている機械要素の内, 軸受は回転体を支持するために多数使用されている。例えば主機関, 発電機のクランクシャフト, ポンプのインペラを支持するため等に使用されている。軸受の中でも滑り軸受は転がり軸受と比較すると耐荷重性や余寿命性に優れ, メンテナンスが容易であるという利点がある。しかしながらオイルホワール<sup>1)</sup>という自励振動が発生することが知られている。これは回転軸の1次危険速度(固有振動数)の2倍以下の回転数で発生する不安定振動である。オイルホワール発生時の軸の振動数は軸回転数の約1/2倍に等しいことも知られている。オイルホワールはヒステリシス性を持つため軸回転

数を下げても容易には振動が取まらない特徴がある。オイルホワールを抑制するために高速滑り軸受では楕円型や二円弧型軸受を使用することや粘度の低い油を使用する工夫がとられている<sup>2,3)</sup>。しかし, 縦型ポンプやピストンポンプでもオイルホワールがしばしば発生する<sup>4,5)</sup>。またオイルホワールが発生し難いとされる多円弧軸受でも強い外力が加わる場合はオイルホワールにつながる可能性が示唆されている<sup>6)</sup>。本研究では構造系異常であるアンバランス発生時に自励振動であるオイルホワールが同時に発生した際の周波数応答と回転軸の振動モード, 回転軸の振れまわりの軌跡<sup>7)</sup>および軸振動の周波数解析を行い, その振動特性を明らかにしている。

2021年7月21日受付, 2021年10月11日受理

1 水産大学校 海洋機械工学科 (Department of Ocean Mechanical Engineering, National Fisheries University)

2 水産大学校 水産学研究科 研究科生(Graduate School of Fisheries Science, National Fisheries University)

3 株式会社 神鋼エンジニアリング&メンテナンス(Shinko Engineering & Maintenance Co.,Ltd)

4 日鉄テックスエンジニアリング株式会社(NIPPON STEEL TEXENG. CO., LTD.)

5 ダイキン工業株式会社 (DAIKIN INDUSTRIES, LTD.)

† 別刷り請求先(Corresponding author): ohta@fish-u.ac.jp

## 2. 滑り軸受試験機および解析手法

Fig.1は本研究で使用した滑り軸受試験機<sup>9)</sup>である。コントローラーにより回転数を0[rpm]～5000[rpm]の間で操作する事ができる。ロータ部に付加質量を装着することでアンバランス状態を再現する事ができる。アンバランスが存在しない状態の1次危険速度は2543[rpm](42.4Hz)である。滑り軸受の潤滑油は無添加機械油VG22(ISO 粘度グレード22)を使用した。試験機の滑り軸受の材質は真鍮、軸の材質はSUS304である。本研究では付加質量ごとの周波数応答と回転軸の振れ回り軌跡、軸振動の周波数解析を行っている。周波数応答は加速度ピックアップBruel&KjaerVibro製AS-063を反駆動側滑り軸受箱に設置し測定を行った。付加質量なしの状態とアンバランス状態(付加質量は0.2g, 0.4g, 0.6g, 0.8g, 1.0g)での測定を行っている。Table1に試験機の不釣り合い量と偏重心を示す。偏重心は4.42～22.10[ $\mu$ m]間で変化させた。Fig.2にオイルホワール発生時の滑り軸受試験機の代表的な周波数応答を示す<sup>9,10)</sup>。試験機の初期回転数は500[rpm]、最終回転数は

5000[rpm]である。本試験ではおよそ回転数4000～5000[rpm]において自励振動オイルホワールが発生することが分かる。Table2は周波数応答測定時の実験条件を示す。回転数増速時(Run-up)では500～5000[rpm]まで、回転数減速時(Coast-down)では5000～500[rpm]まで変化させた。振動速度はナイキスト周波数2.0[kHz]で測定を行った。ライン数は1600本なので周波数分解能は1.25[Hz/本]である。一方、回転軸の振れ回り軌跡の解析では3次元加速度ピックアップBruel&Kjaer製4524を反駆動側滑り軸受箱に設置し、付加質量なしの状態で振動加速度の測定を行った。Table3は回転軸の振れ回り軌跡解析時の実験条件を示す。回転数は共振発生時の2543[rpm]、正常時の3000[rpm]、オイルホワール発生時の4500[rpm]、5000[rpm]まで100[rpm]間隔で測定を行った。振動加速度の測定はサンプリング周波数25.64[kHz]でナイキスト周波数10.0[kHz]である。1点あたり4096点の測定を行った。最後に軸振動の周波数解析を行うために反駆動側滑り軸受箱に加速度ピックアップBruel&Kjaer製4338を設置している。サンプリング周波数

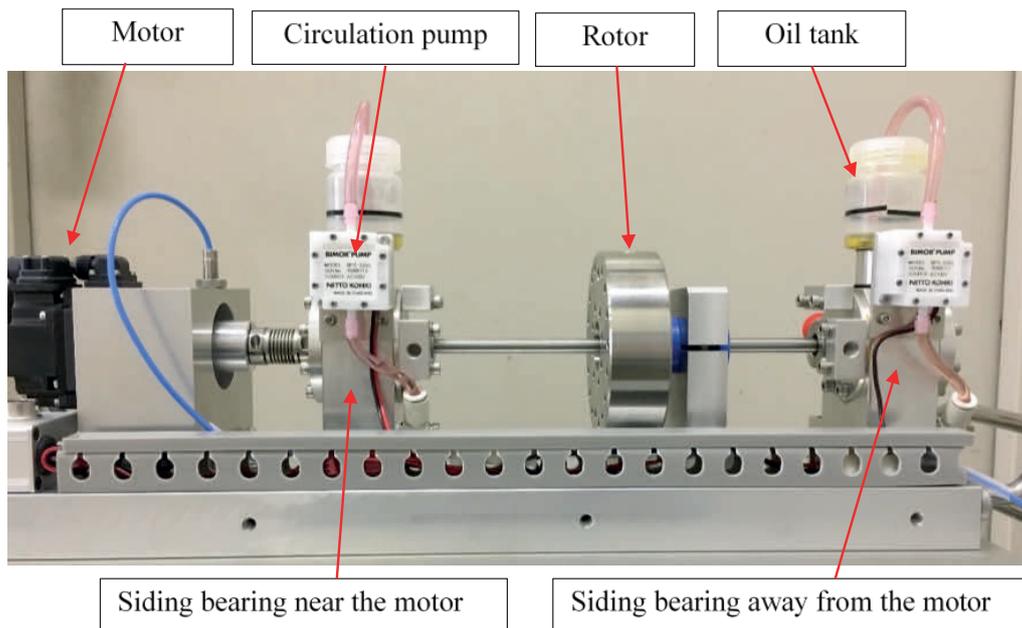


Fig.1 Sliding bearing test machine

Table 1 Unbalance amount and mass eccentricity for each balance weight

Balance weight [g]	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
Unbalance amount[g·mm]	7.69	15.38	23.07	30.76	38.45
Mass eccentricity[ $\mu$ m]	4.42	8.84	13.26	17.68	22.10

は102.4[kHz], カットオフ周波数は40[kHz], 測定時間は10[s]間, 初期回転数はオイルホワールによる回転軸と軸受外輪との接触が起こる直前と思われる回転数4500[rpm]か

ら5000[rpm]間で測定を行った。Fig.3に回転軸の振れ回り軌跡と有効直径の定義を示す。

3軸方向(X方向, Y方向, Z方向)について正の算術平均

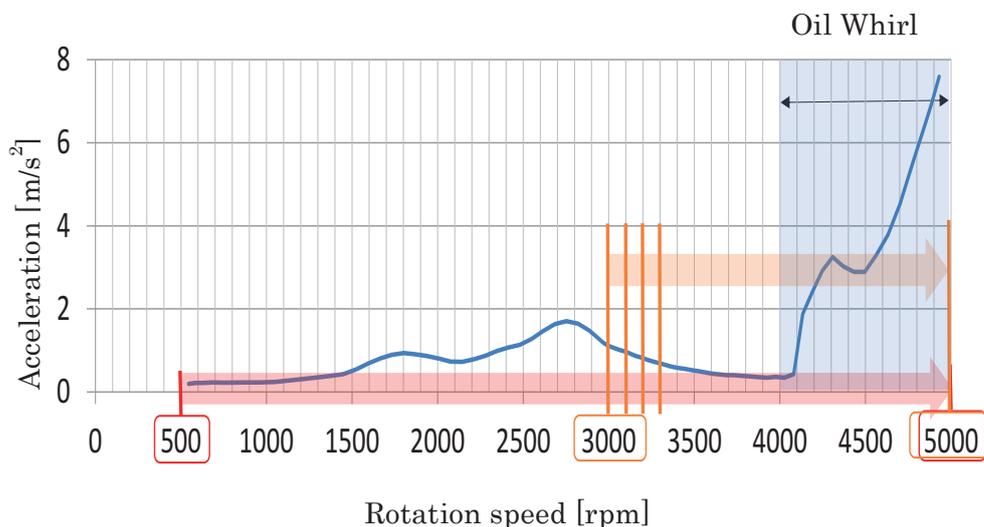


Fig.2 The frequency response of Oil Whirl generated by the sliding bearing test machine

Table 2 Conditions of the frequency response analysis

weight [g]	0.0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
Run-up	Start [rpm]	500				
	End [rpm]	5000				
Coast-down	Start [rpm]	5000				
	End [rpm]	500				
Nyquist frequency [Hz]	2000					
Minimum frequency [Hz]	0.36					
Number of lines	1600					

Table 3 Conditions of trajectory analysis

Weight [g]	0.0	0.2	0.6	1.0
Rotating speed	From 2543[rpm], 3000 [rpm] to 5000 [rpm] every 100[rpm]			
Sampling frequency [Hz]	25640			
Nyquist frequency [Hz]	10000			
Minimum Frequency [Hz]	1.0			
Number of samples	4096			

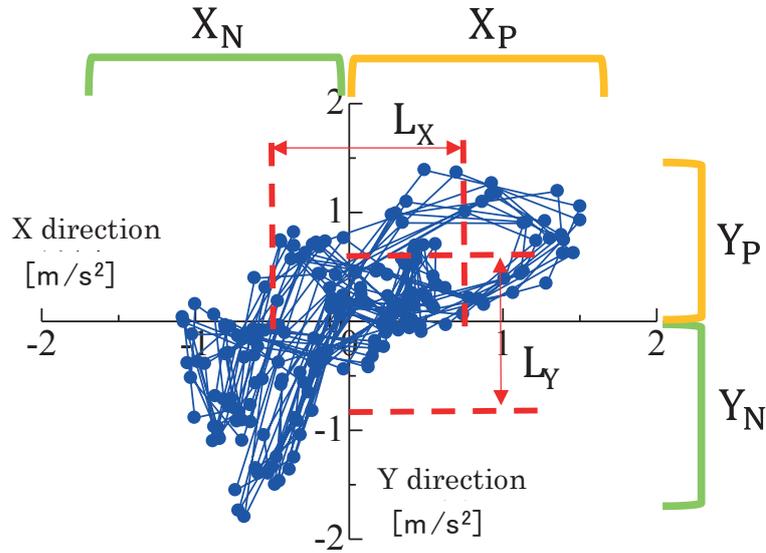


Fig.3 Definition of the amount of whirling of the sliding bearing

値を $X_p$ ,  $Y_p$ ,  $Z_p$ とする。負の算術平均値は $X_n$ ,  $Y_n$ ,  $Z_n$ とする。図中ではZ方向は省略している。正の算術平均値から負の算術平均値までの距離を振れ回り量 $L$ とする。3軸方向の振れ回り量の2乗和平方根を有効直径 $D$ とする。

$$X \text{方向の振れ回り量 } L_X = X_p - X_n \quad (1)$$

$$Y \text{方向の振れ回り量 } L_Y = Y_p - Y_n \quad (2)$$

$$Z \text{方向の振れ回り量 } L_Z = Z_p - Z_n \quad (3)$$

有効直径  $D$

$$D = \sqrt{L_X^2 + L_Y^2 + L_Z^2} \quad (4)$$

ここで、有効直径 $D$ は回転軸の振れ回り量を表す評価量とする。

### 3. 振動解析の結果

Fig.4はアンバランスが存在しない場合の周波数応答値である。これは回転数増加時に3回、および回転数減速時に3回の測定解析を行った結果の平均値を示している。回転数増加時では、1次危険速度約2600[rpm]において共振が発生している。その後、応答は減少し、回転数約3800[rpm]からオイルホワールが発生している。オイルホワール発生後は回転数の増加と共に応答値も急激に増加している事が分かる。回転数減速時では、共に応答値も急激に減少しており、回転数約3400[rpm]までオイルホワールが持続している事が分かる。回転数増加時のオイルホワ

ール発生回転数と回転数減速時にオイルホワール収束時の回転数に約400[rpm]の差が生じたのはヒステリシス現象が発生したためと考えられる。Fig.5はアンバランスが存在する場合の回転数増速時(Run-up)の周波数応答値を示している。回転数増加時の3回分の測定解析結果の平均値である。黒線はアンバランスが存在しない場合の周波数応答値である。付加質量によりロータにアンバランスが発生した状態である。付加質量が増加すると全ての周波数帯で応答値が増加していることが分かる。特にオイルホワールが発生している回転数領域においてのその増加が大きい事が分かり、自励振動オイルホワールとアンバランスの同時発生は回転機械に大きな損傷を与えるものと考えられる。またアンバランスが存在していない場合では1次危険速度のみが固有振動数として顕著に現れていたが、アンバランスによる応答値の増加により、自由度が増えたために固有振動数が1500[rpm]から2200[rpm]付近にも現れている事が分かる。また付加質量の増加と共にオイルホワールが発生する回転数は僅かながら低速側に移動している事が分かる。Fig.6はアンバランス発生時で回転数減速時(Coast-down)の周波数応答を示している。回転数増加時の応答値と同様の傾向を示しており回転数増加時と減速時では同様にヒステリシス現象が発生している事が分かる。回転数増速時のオイルホワール発生は回転数3400~3800[rpm]から始まっているが、回転数減速時ではヒステリシスの影響によりオイルホワールは回転数3000~3100[rpm]まで持続しているこ

とが分かる。

Fig.7からFig.12までは反駆動側の回転軸の振れ回りの軌跡を回転数別に示している。図はアンバランスが存在していない、回転数増加時の状態である。図中の●の大きさが軸の振れ回る大きさを示している。Fig.7の回転数

3200[rpm]ではオイルホワールは発生していない条件であり、回転軸の振れ回りは微小である。それに対してFig.8の回転数3700[rpm]あたりからオイルホワールの発生開始により回転軸の振れ回りが増加している。Fig.9の回転数4100[rpm]は成長中オイルホワール状態を示しており振れ

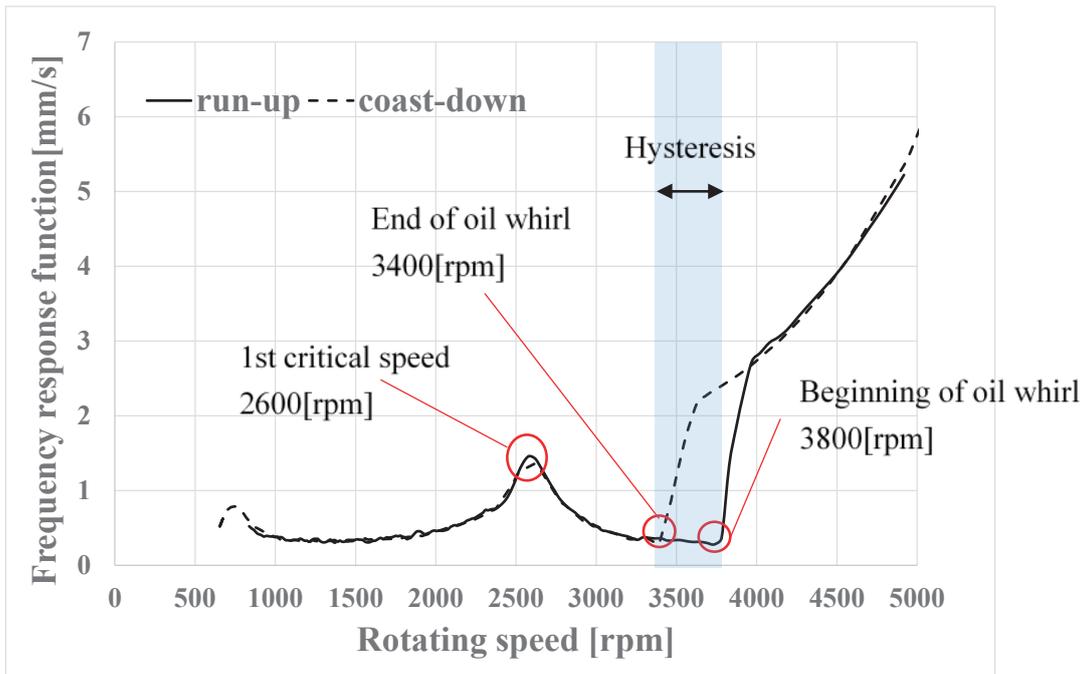


Fig.4 Result of frequency responses without unbalance (run-up and coast-down)

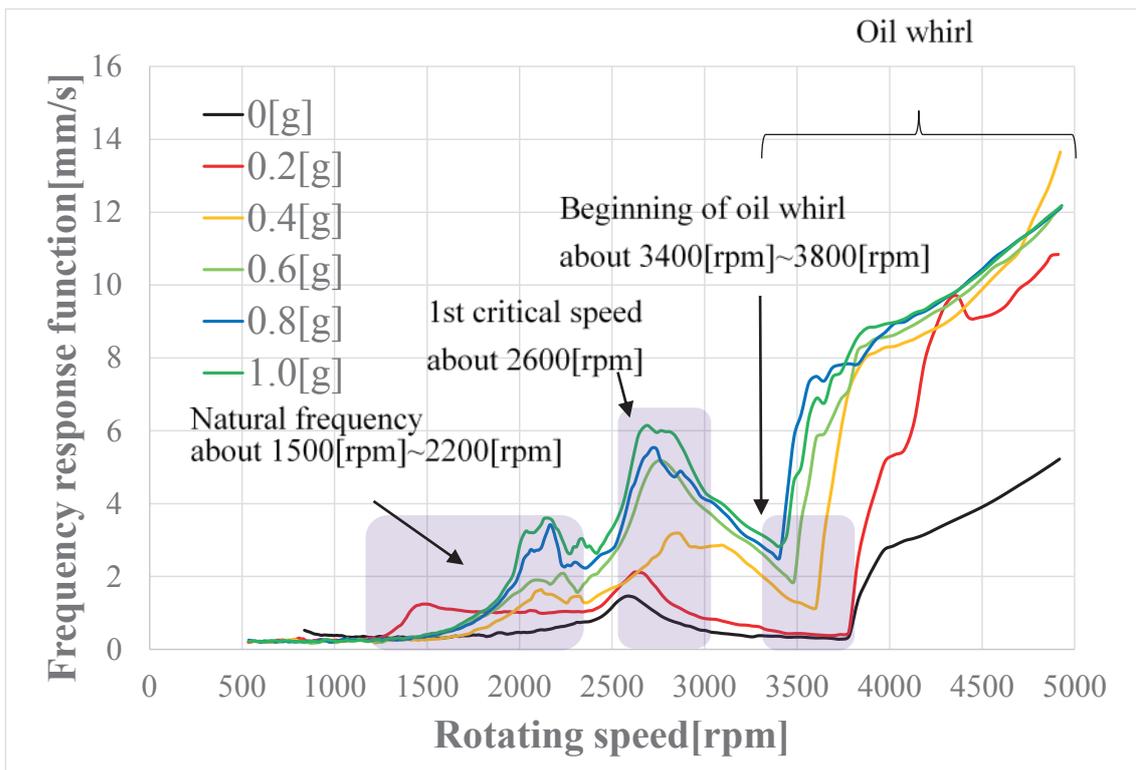


Fig.5 Result of frequency responses with unbalance (run-up)

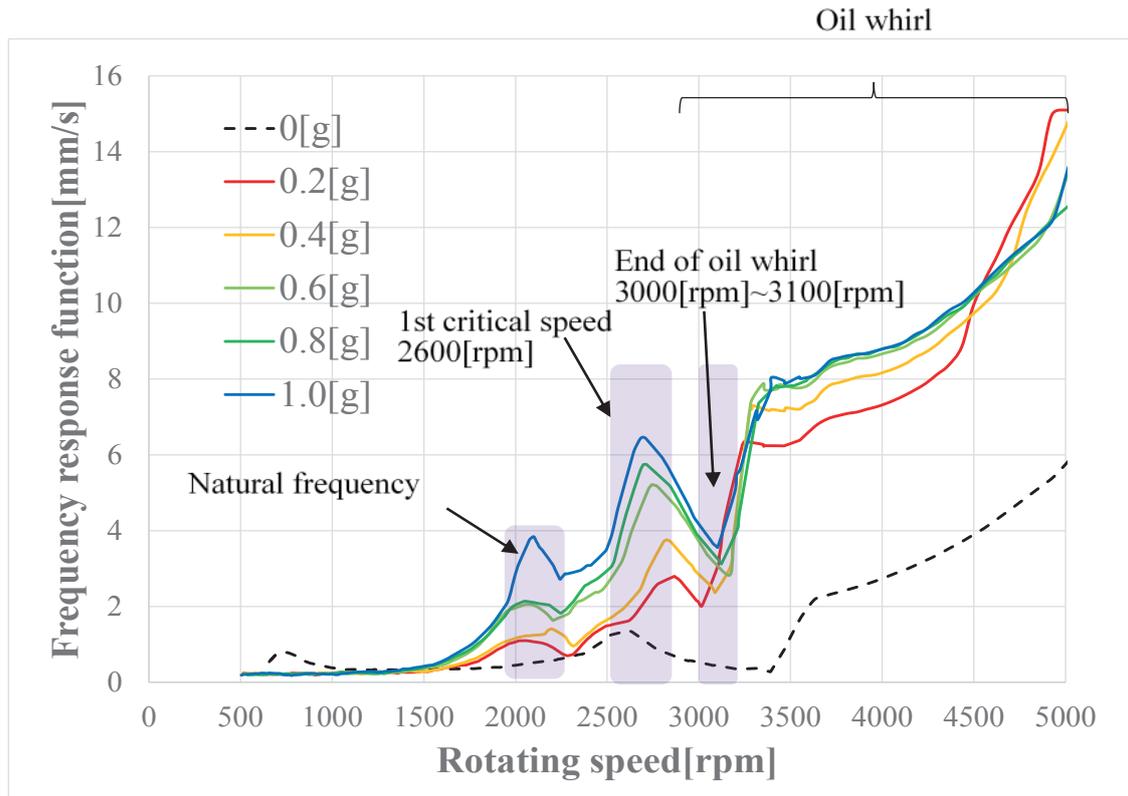


Fig. 6 Result of frequency response with unbalance (coast-down)

回り量が非常に大きくなっている。オイルホワールによる振れ回り量は縦方向に比べ、横方向が大きい事が分かる。縦方向の振れ回り量が小さい理由は重力により軸の振れ回りが抑制されたものと考えられる。オイルホワールが最も成長したFig.11とFig.12,それぞれ回転数4800[rpm],回転数5000[rpm]では横方向だけでなく,重力で抑制されている縦方向の振れ回りも大きくなっていることが分かる。

Fig.13は回転軸の振れ回り量である。横軸は回転数, 縦軸は加速度である。X,Y,Zの3軸方向の振れ回り量であり, 各軸方向と装置の位置関係を右図に示している。本図はアンバランスが存在しない場合である。X方向の振れ回り量 $L_x$ はオイルホワールが発生する回転数約3800[rpm]以降では急激に増加していることが分かる。一方、鉛直方向に対応する振れ回り量 $L_y$ と軸方向に対応する振れ回り量 $L_z$ はオイルホワール発生後,直ぐには有効直径は大きくはならず,回転数約4400[rpm]以降,急激に大きくなっており, 有効直径 $L_x$ と傾向が異なる事が分かる。この理由として鉛直方向の有効直径 $L_y$ については重力により抑制されており, 軸方向の有効直径 $L_z$ については構造上,拘束されているからだと考えられる。Fig.14はオイルホワール発生時の軸振動の周波数解析を示している。横軸は回転軸の回転数, 縦軸は回転軸の振動数を表している。図中の青線は回転数の

1/2に対応した値である。灰色の線はオイルホワール中の回転軸の振動数を示している。オイルホワールが発生すると回転軸の振動数はおよそ回転数の1/2になる事が知られている。オイルホワール発生と共に軸の振動数は回転数の1/2に比例して増加しているが, 回転数4700[rpm](78Hz)以上辺りから回転軸の振動数は約38[Hz]に収束している事が分かる。この回転数以上では回転軸の振動数が変化しない事から自励振動の形態としてオイルホワールからオイルウィップに遷移していると考えられる。

#### 4. 結 論

周波数応答解析より自励振動オイルホワールの発生する回転数は本滑り軸受試験機において約3800[rpm]であり, オイルホワールが発生すると軸の振動速度は急激に大きくなった。オイルホワール発生時に回転数を5000[rpm]まで増加させると, 軸の振動速度もさらに急激に増大した。またオイルホワールの発生する回転数と収束する回転数が異なるヒステリシス現象が確認されている。オイルホワールとアンバランスが同時に発生した場合はオイルホワール単独の時よりも軸の振動速度は急激に大きくなることが分かった。オイルホワールによる軸振動数は回転数のおよそ1/2倍に比例することが分かった。回転軸の振れ回り軌跡

の解析ではオイルホワール発生時、X方向のみならず、Y方向にも大きく振動していることが判明した。Y方向の振れ回り量がX方向より少ないのは重力による抑制が理由と考えられる。一方、Z方向の振れ回り量が少ないのは構造上、拘束されているからである。

### 謝 辞

本研究は科学研究費補助金「基盤研究(C)」課題番号17K06979の援助を受けて実施されたことを記し、謝意を表す。

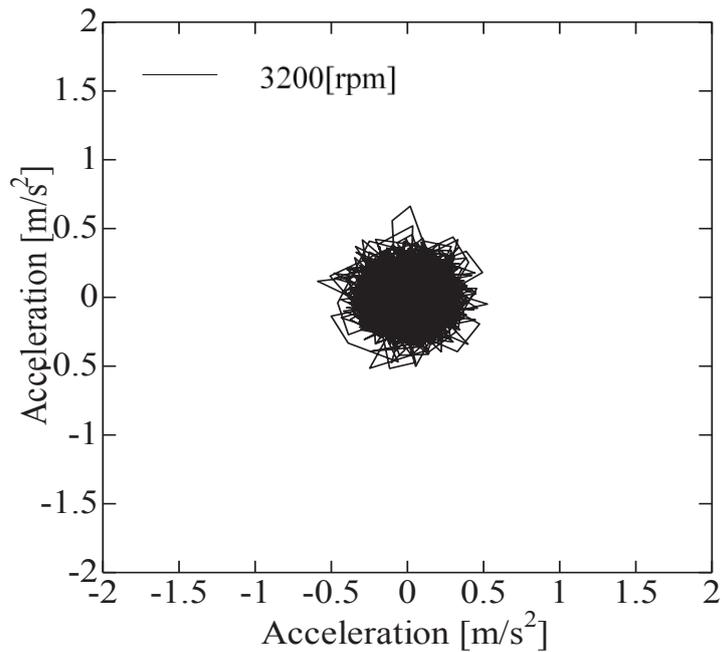


Fig.7 The trajectory of rotating shaft on X-Y plane (Rotating speed:3200 rpm)

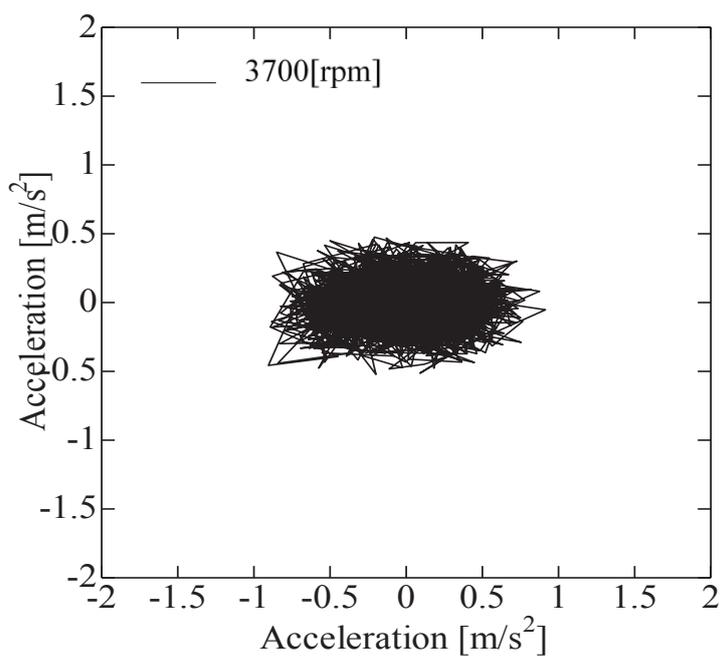


Fig.8 The trajectory of rotating shaft on X-Y plane (Rotating speed:3700rpm)

## 参考文献

- 1) E. Capone: Oil Whirl in Journal Bearings under No Load Conditions, WEAR, **26** (2), 2017-2027 (1973)
- 2) 林 洋次: 滑り軸受(2), ターボ機械,**10**(8), 492-500 (1982)
- 3) 橋本 巨, 和田稲苗, 角田博明: だ円ジャーナルすべり

軸受の乱流潤滑特性に関する研究, 日本機械学会論文集C編, **50** (450), 346-353 (1984)

- 4) 佐藤洋司: ポンプ運転中に発生する様々な現象, ターボ機械, **24**(5), 43-49 (1995)
- 5) 田中嘉津彦, 中原鋼光, 京極啓史: ピストンポンプ・モー

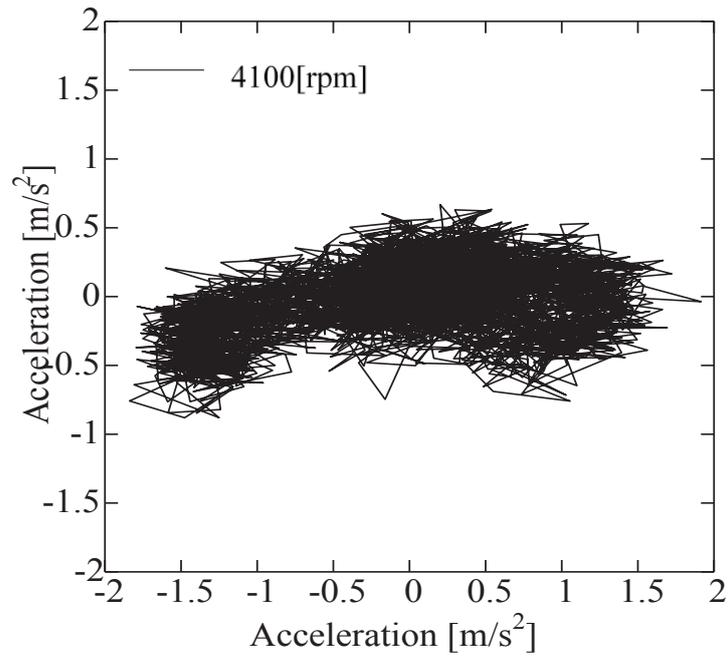


Fig.9 The trajectory of rotating shaft on X-Y plane (Rotating speed:4100rpm)

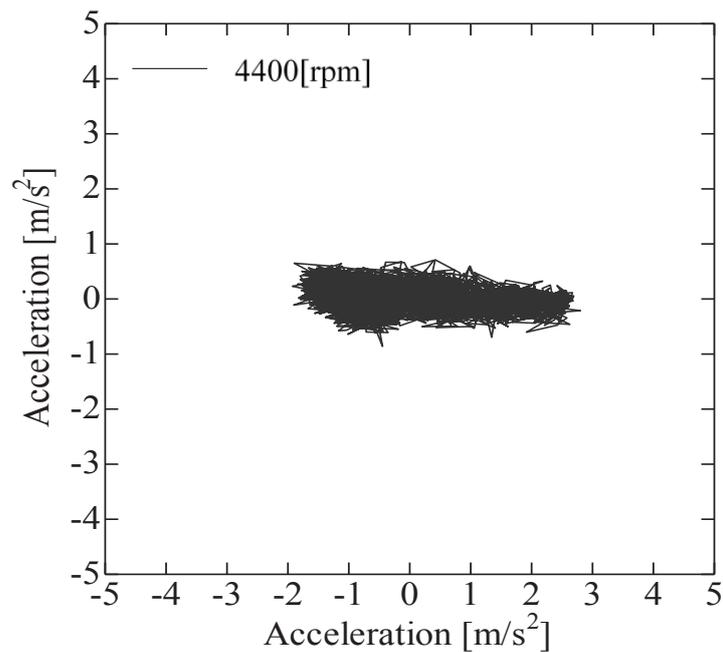


Fig.10 The trajectory of rotating shaft on X-Y plane (Rotating speed:4400 rpm)

- タにおけるピストンのオイルホワール（混合潤滑を考慮した数値計算）,日本機械学会論文集C編, **64**(618), 273-281(1998)
- 6) 堀幸夫, 加藤孝久: すべり軸受で支持されたロータの安定性におよぼす地震波の影響,日本機械学会論文集C編,**55**(511), 611-617(1989)
- 7) L. Wang and R.Gao: Condition Monitoring and Control for Intelligent Manufacturing, Springer Press, 111-114 (2005)
- 8) 福井良輔, 太田博光, 長橋尚也, 山田雄太: 滑り軸受に発生する自励振動オイルホワールの振動特性, 日本機械学会 第18回 評価・診断に関するシンポジウム,

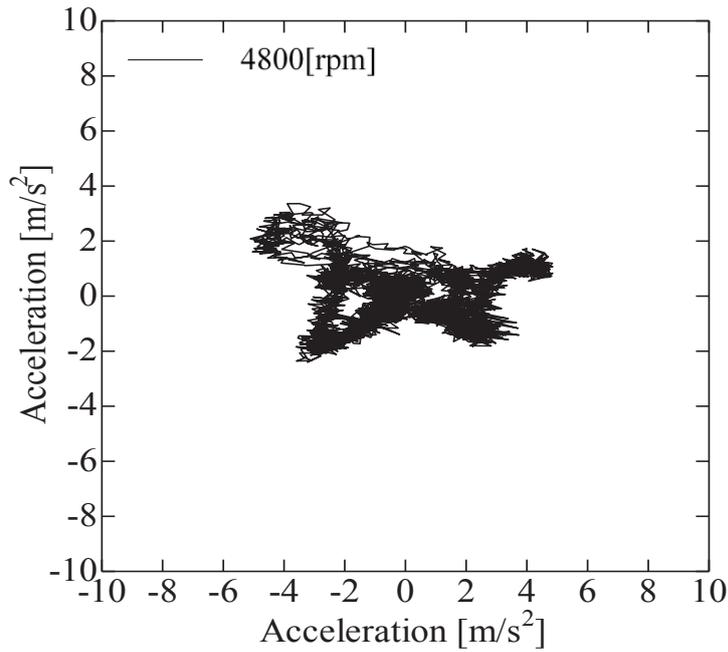


Fig.11 The trajectory of rotating shaft on X-Y plane (Rotating speed:4800 rpm)

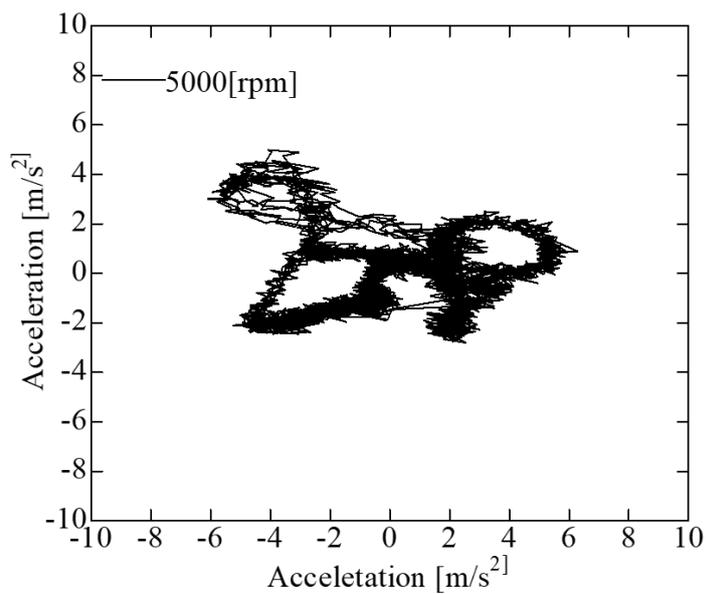


Fig.12 The trajectory of rotating shaft on the X-Y plane (Rotating speed:5000 rpm)

No.19-308, 112-115 (2019)

9) R. Fukui, H. Ohta, Y. Yamada, N. Nagahashi, T. Shiigi, and S. Tamura: Vibration Characteristics of Self-Excited Vibration about Sliding Bearings, Proceedings of COMADEM2019, 495-501 (2019)

10) 太田博光, 福井良輔, 長橋尚也, 山田雄太, 高田寛大: 滑り軸受に発生する自励振動オイルホワールの振動・潤滑油解析, 日本設備管理学会誌, 31 (4), 42-47 (2020)

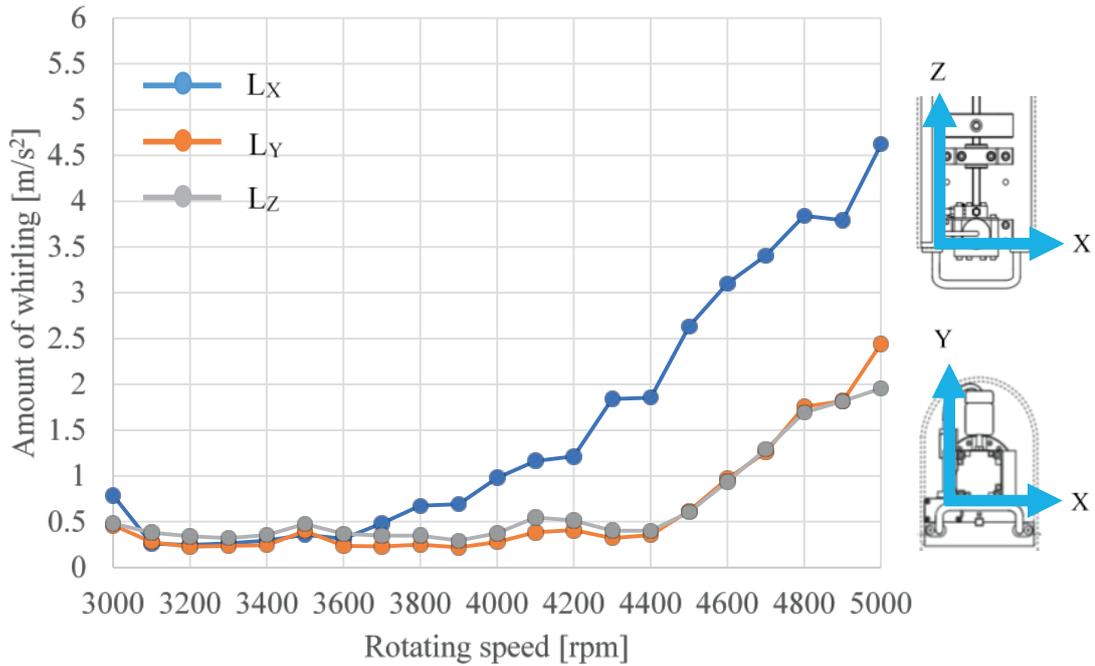


Fig.13 The amount of whirling in three directions without unbalance

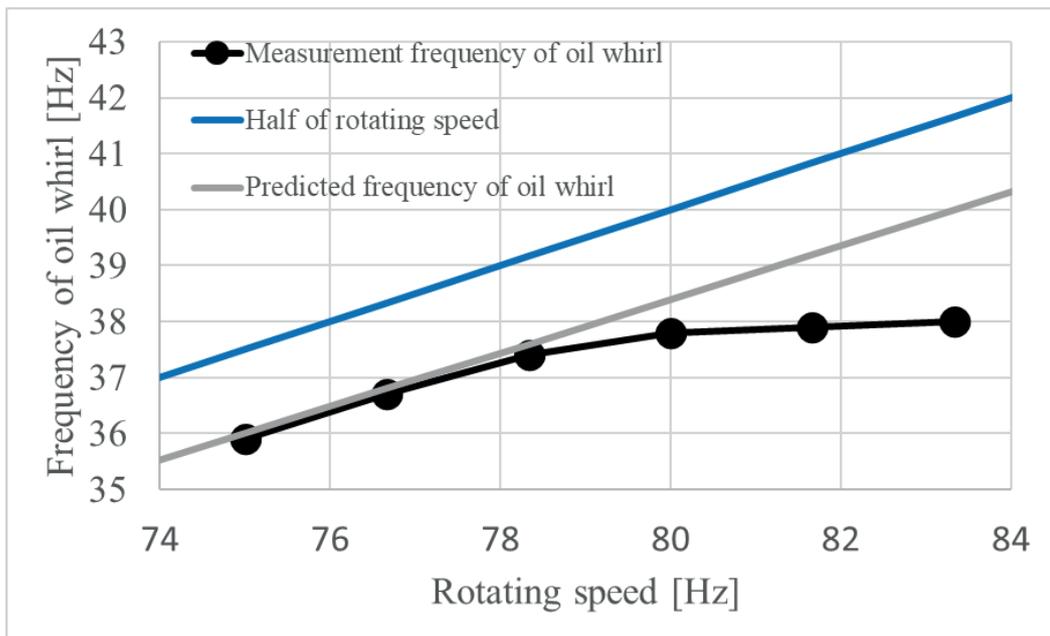


Fig.14 Relationship between rotating speed and frequency of the rotating shaft in the case of oil whirl