



# 機械の振動診断と対策について

— 自励振動の診断と対策 —

関西大学

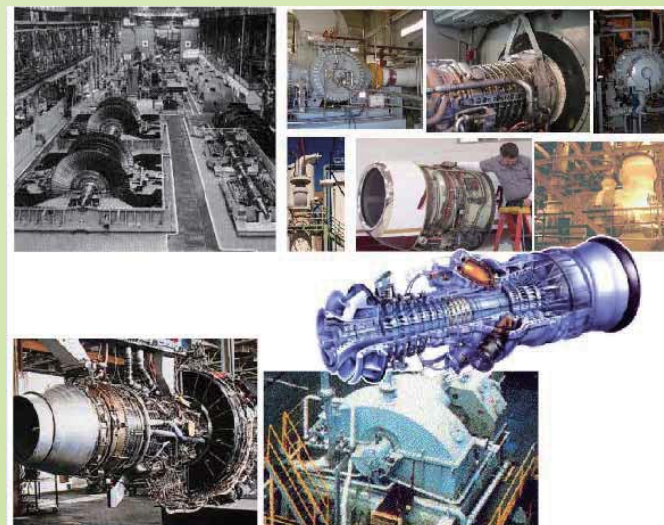
岩壺 卓三

2010.2.5

機械状態監視技術交流会

1

## 機械設備のトラブルとその影響

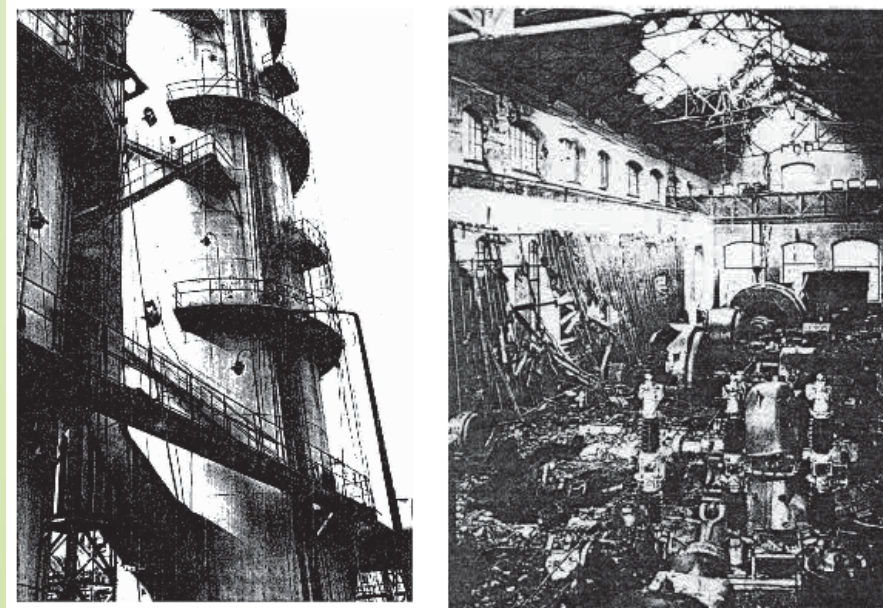


2

## 目次

1. 回転機械に作用するさまざまな振動
  - 1.1 強制振動
  - 1.2 自励振動
2. 自励振動
  - 2.1 自励振動となる力
  - 2.2 自励振動の発生メカニズム
  - 2.3 自励振動の例
    - (1) オイルフィップ
    - (2) シールホワール
    - (3) 内部減衰
3. H2Aロケットのターボポンプの不安定振動解析
4. まとめ

3



事故によるプラント・工場の破損例

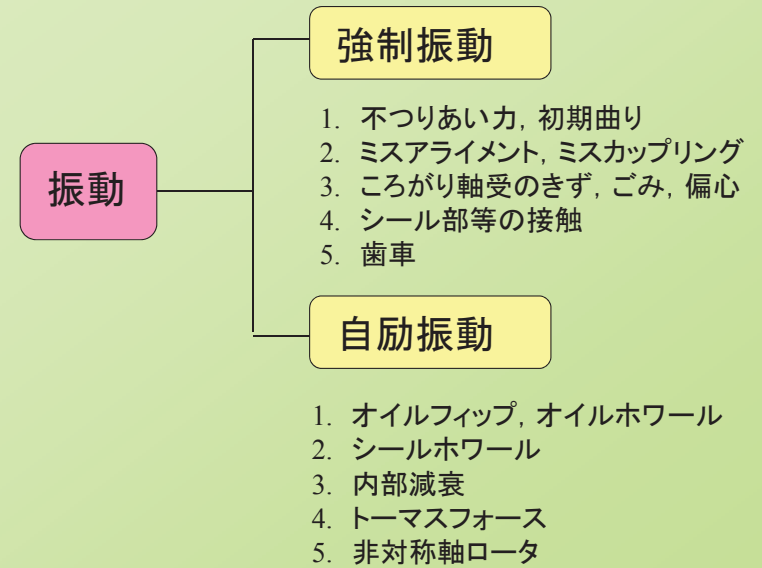
4



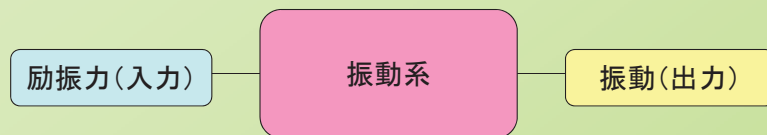
**社会的な大問題！**

【回転機械はプラントの中核を担っていることが多い】

## 1. 回転機械に作用するさまざまな力

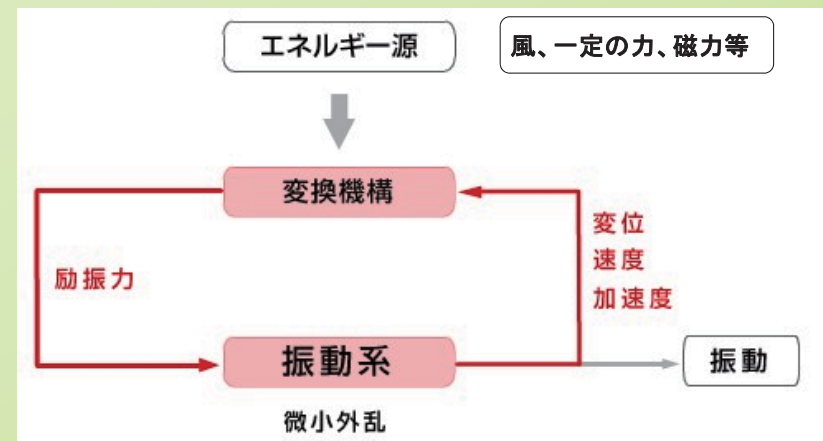


### 1.1 強制振動



励振力に対する振動であるため  $\omega$  に対して一定の振幅

### 1.2 自励振動



系の振動によって励振力を作るために  
振幅は一周期ごとに増大

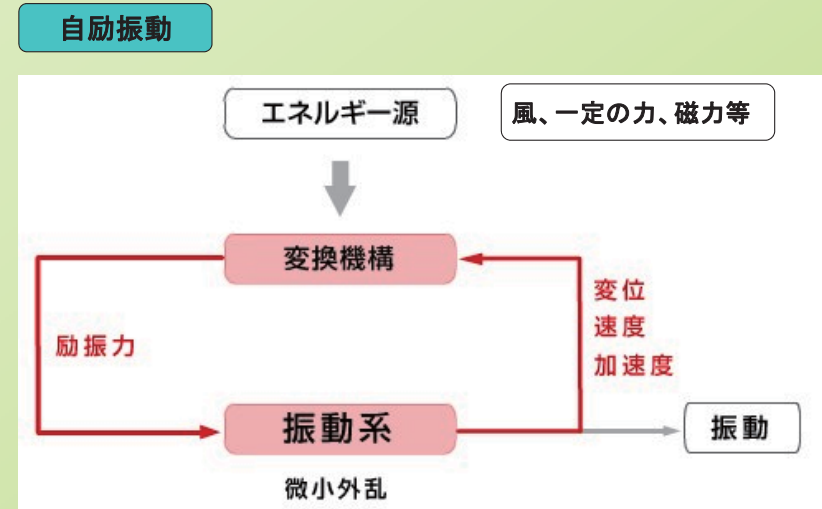
## 2. 自励振動

### 2.1 自励振動となる力: $f(x, \dot{x}, \ddot{x})$

- (1) オイルホイップ, オイルホワール
- (2) シールホワール
- (3) H2ロケットの例
  - (a) シールの減衰特性
  - (b) 内部減衰の影響
  - (c) トーマスフォース
- (4) 非対称軸ロータ

9

## 自励振動のエネルギー源

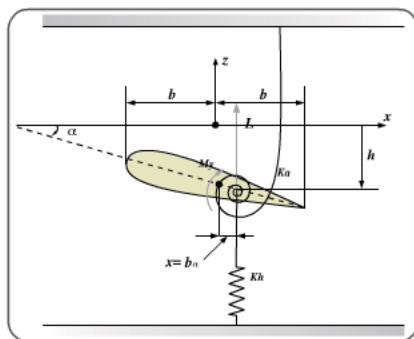


10

## 2.2 自励振動の発生メカニズム

フラッタの例: フラッタの運動方程式

### 翼の曲げとねじりの運動方程式



曲げの式

$$m\ddot{h} + S\ddot{\alpha} + C_h\dot{h} + k_h h = -L$$

ねじりの式

$$S\dot{h} + I\ddot{\alpha} + C_\alpha\dot{\alpha} + k_\alpha\alpha = M$$

揚力

$$L = H_1\ddot{h} + H_2\dot{h} + H_3\ddot{\alpha} + H_4\dot{\alpha} + H_5\alpha$$

モーメント

$$M = A_1\dot{h} + A_2h + A_3\ddot{\alpha} + A_4\dot{\alpha} + A_5\alpha$$

11

## フラッタの限界速度の計算法

揚力とモーメントを左辺に移項して整理した方程式

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = 0 \quad x = \begin{pmatrix} h \\ \alpha \end{pmatrix}$$

$$M = \begin{bmatrix} m-H_1 & S-H_3 \\ S-A_1 & I-A_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} C_h-H_2 & -H_4 \\ -A_2 & C_\alpha-A_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} K_h & -H_5 \\ 0 & K_\alpha-A_5 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} K_h & -\frac{1}{2}H_5 \\ -\frac{1}{2}H_5 & K_\alpha-A_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{2}H_5 \\ +\frac{1}{2}H_5 & 0 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \Delta K \\ \Delta K & 0 \end{bmatrix}$$

エネルギー保存
エネルギー非保存

12

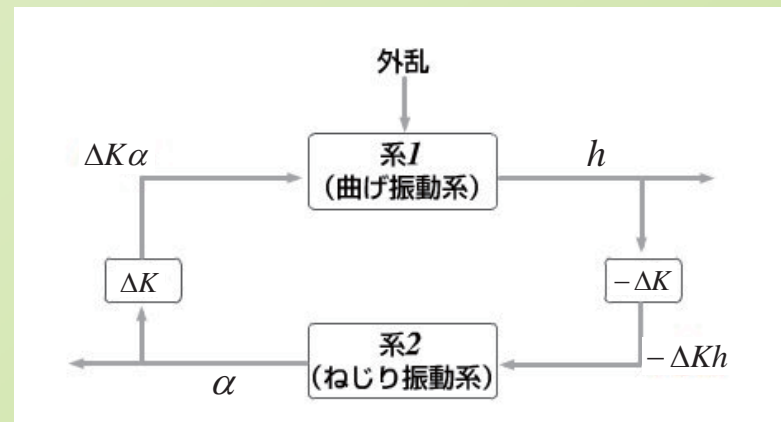
揚力とモーメントを左辺に移項して整理した方程式

$$\begin{aligned} \text{剛性項 } K &= \begin{bmatrix} K_h & -H_5 \\ 0 & K_a-A_5 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} K_h & -\frac{1}{2}H_5 \\ -\frac{1}{2}H_5 & K_a-A_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{2}H_5 \\ +\frac{1}{2}H_5 & 0 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \Delta K \\ -\Delta K & 0 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

運動方程式の  $K_x$  成分

曲げの式の保存系成分  $+ \Delta K \alpha = 0 \dots$ 系1

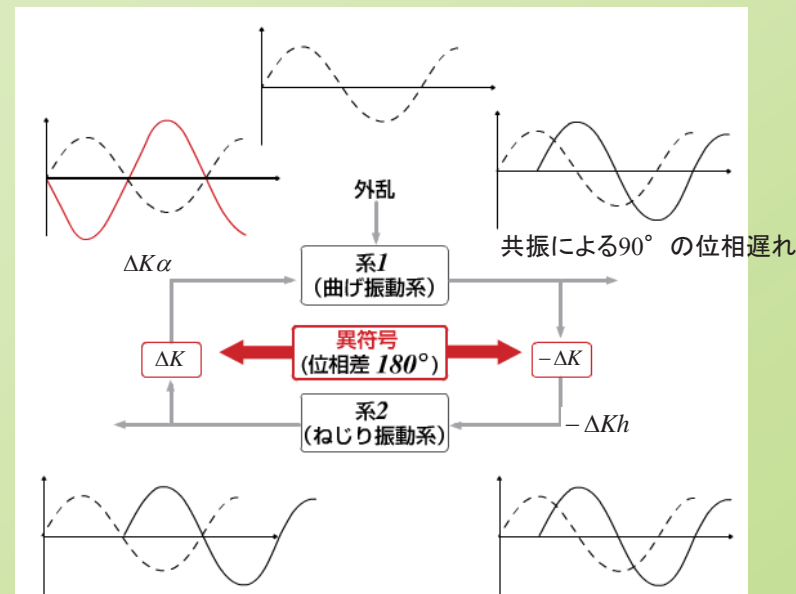
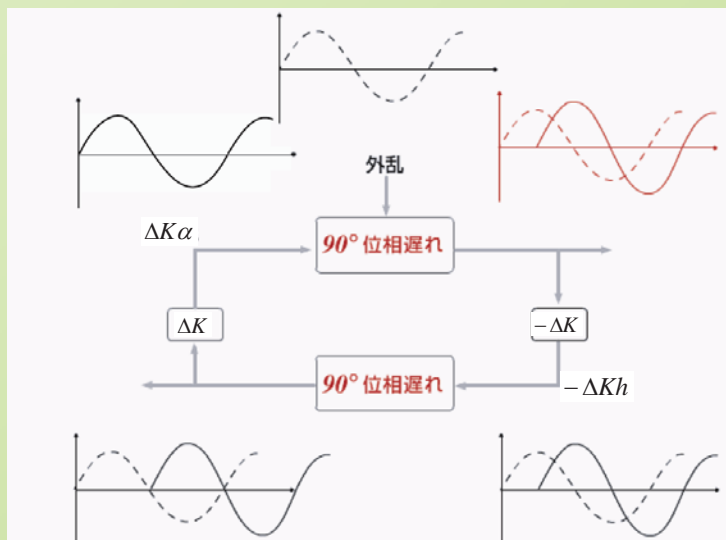
ねじりの式の保存系成分  $- \Delta K h = 0 \dots$ 系2



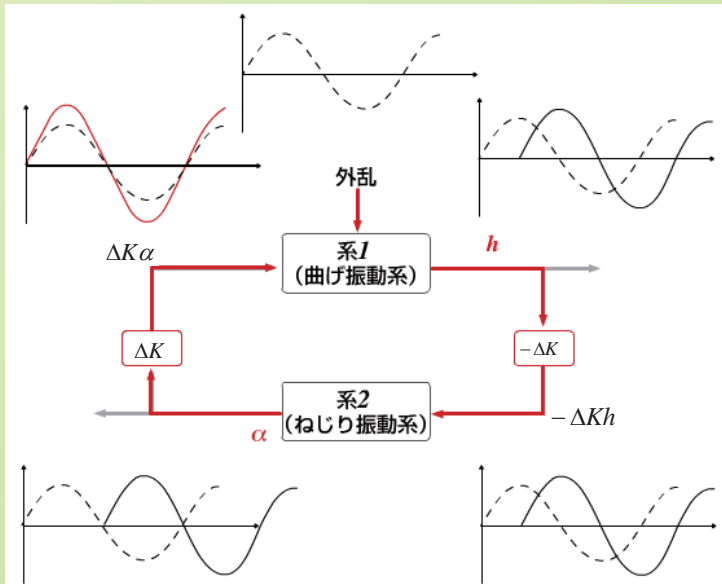
運動方程式の  $K_x$  成分

曲げの式の保存系成分  $+ \Delta K \alpha = 0 \dots$ 系1

ねじりの式の保存系成分  $- \Delta K h = 0 \dots$ 系2



共振による90度の位相遅れ



減衰項に連成がある場合も同様に不安定

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = 0$$

減衰項

非対角項が減衰項、慣性項にある場合も剛性項と考え方が同じとなる

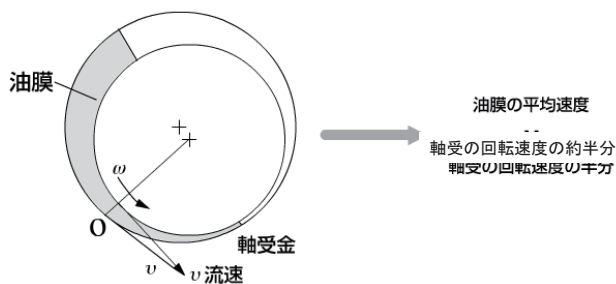
実際のフラッタは、ばね、減衰、慣性の非対角項がそれぞれ作用しあう複雑なメカニズムである

### 2.3 自励振動の例

(1) オイルホイップ, オイルホワール

オイルホイップの発生メカニズム

オイルホイップ発生メカニズム  
簡単な説明



オイルホワールの発生

油の速度

危険速度に一致

||

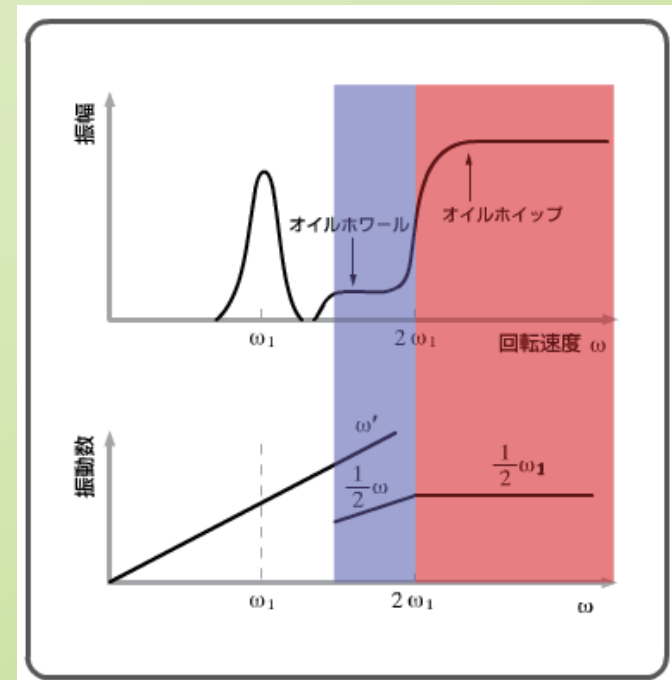
軸の2倍の回転速度

軸の大きなふれまわり

$$F_x = K_{xx}x + K_{xy}y + C_{xx}\dot{x} + C_{xy}\dot{y}$$

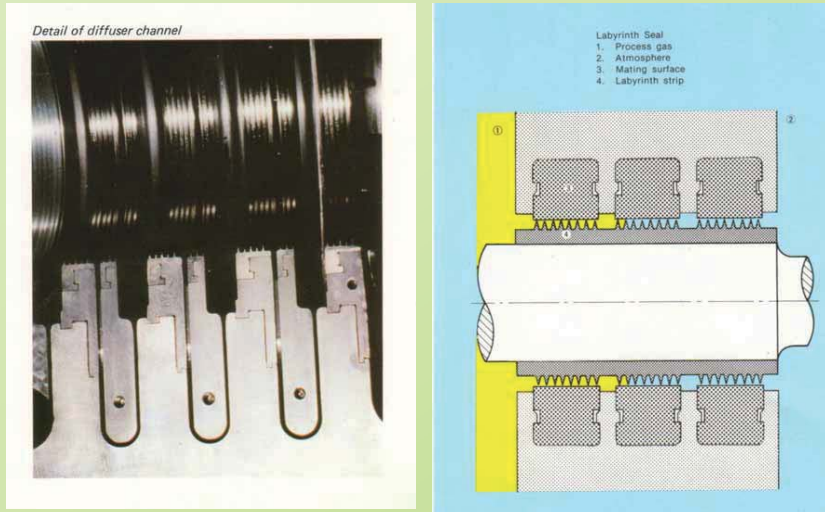
$$F_y = K_{xy}x + K_{yy}y + C_{yx}\dot{x} + C_{yy}\dot{y}$$

異符号

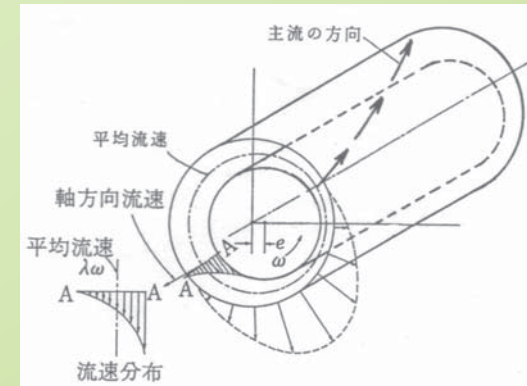


(2)シールホワール

ラビリンスシールの説明



非接触シールに共通するシールの動特性の特徴



シール内流れ  
 $\lambda = 1/2$  のとき  
 (流速分布が直線るとき) は、  
 $1/2\omega < \Omega$  なら安定、  
 $1/2\omega > \Omega$  なら不安定

ラビリンスシールによって発生する力の解析法

$$\frac{\partial(p_i p_i)}{\partial t} + f_i \frac{\partial(p_i c_i)}{\partial \omega} + (q_{i+1} - q_i) = 0$$

$$f_i \frac{\partial(p_i c_i^2)}{\partial \omega} + \frac{\partial(p_i f_i c_i)}{\partial t} + (q_{i+1} c_i - q_i c_{i+1}) + \tau' U' - \tau'' U'' = -f_i \frac{\partial p_i}{\partial \omega}$$

$$P_{i-1}^2 - P_i^2 = \frac{q_i^2 RT}{\mu_i^2 \delta_i^2}$$

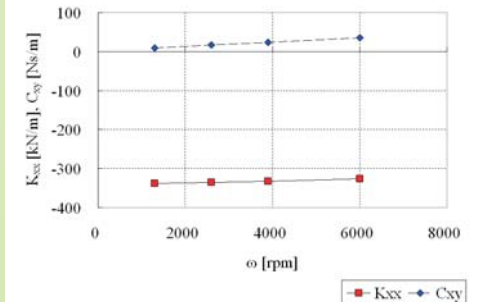
- 定常流+非定常流
- 非定常流からの式を解を仮定して動的流体力
- 動的流体力を

$$F_x = k_{xx} x + k_{xy} y + C_{xx} \dot{x} + C_{xy} \dot{y}$$

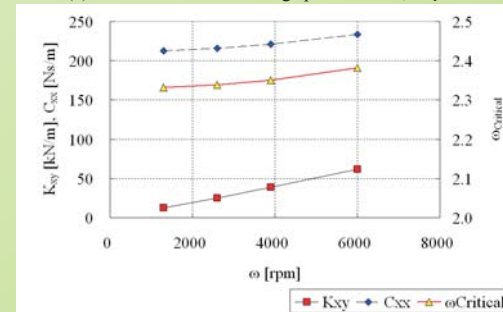
$$F_y = k_{yx} x + k_{yy} y + C_{yx} \dot{x} + C_{yy} \dot{y}$$

非対称

◇論文で式の誘導, 解法を詳しく記述

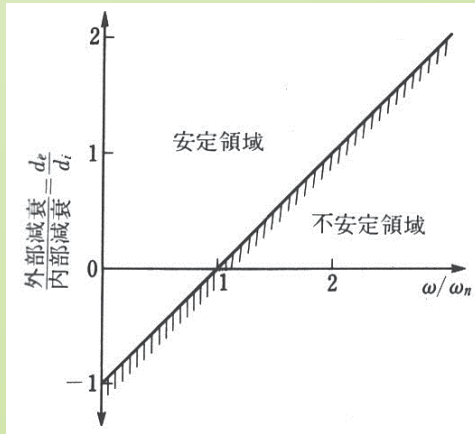


(a) The influence of rotating speed on Kxx, Cxy



(b) The influence of rotating speed on Kxy, Cxx

回転速度のシールの動的係数への影響



減衰係数と安定領域

### (3)内部減衰による自励振動

ロータに働く減衰: 外部減衰 + 内部減衰

外部減衰は静止座標 (0-xy) に関して働く。従って式は

$$m\ddot{x} + C_e\dot{x} + kx = m\varepsilon\omega^2 \cos(\omega t + \beta)$$

$$m\ddot{y} + C_e\dot{y} + ky = m\varepsilon\omega^2 \sin(\omega t + \beta)$$

内部減衰は回転座標 (0-ξη) に関して働く。従って式は

$$\ddot{\xi} - 2\omega\dot{\eta} + \frac{C_i}{m}\dot{\xi} + (\omega_n^2 - \omega^2)\xi = \varepsilon\omega^2 \cos\beta$$

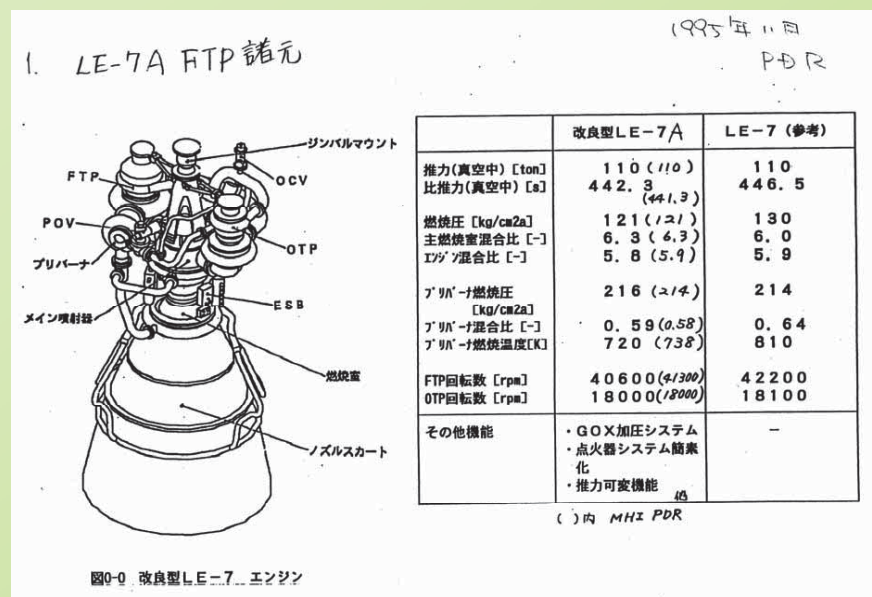
$$\ddot{\eta} + 2\omega\dot{\xi} + \frac{C_i}{m}\dot{\eta} + (\omega_n^2 - \omega^2)\eta = \varepsilon\omega^2 \sin\beta$$

この式を静止座標に直して、外部減衰も加えてマトリクスで表わすと

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} de+di & 0 \\ 0 & de+di \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_n^2 & di\omega \\ -di\omega & \omega_n^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \varepsilon\omega^2 \begin{Bmatrix} \cos(\omega t + \beta) \\ \sin(\omega t + \beta) \end{Bmatrix}$$

非対称

### 3. H2A ロケットのターボポンプの不安定振動解析



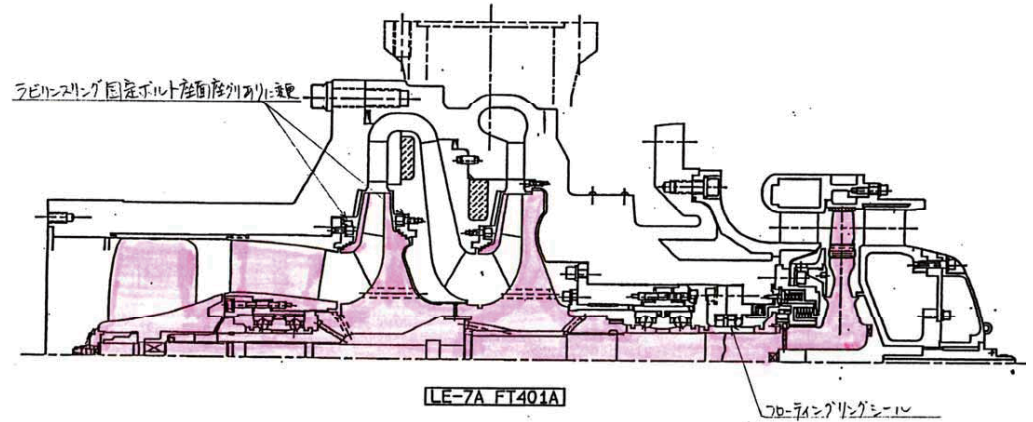
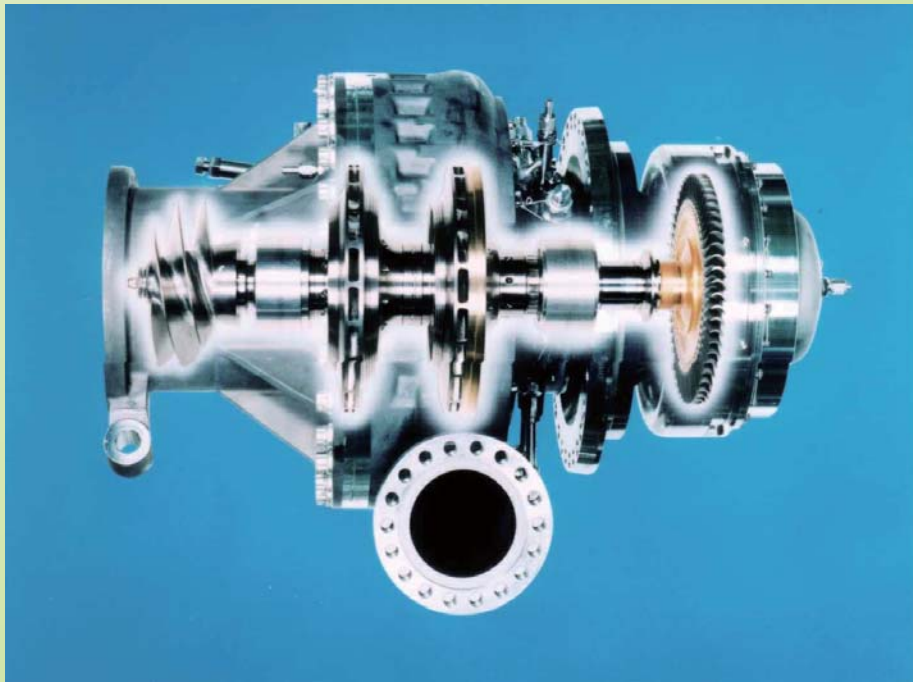


図2.3-11(2/3) 供試体組立図 (FT401A)

## Operating conditions of FTP

Pump	Inlet flowrate	kg/s	37.34
	Inlet pressure	MPa	0.343
	Discharge pressure	MPa	28.075
Turbine	Inlet pressure	MPa	20.946
	Inlet temperature	k	711.9
	Pressure ratio		1.54
Turbopump	Speed	rpm	42300
	Horsepower	KW	28800



【図1】回転バランスを崩したインデューサは、大きく振れ回った。その結果、インデューサに取り付けたばかりの羽根の端部が、図3のようにケーシングと接触する結果になったと想定できる (写真提供 宇宙開発事業団)

羽根の部分ケーシングから取り出した。3枚あるうち1枚の羽根は大きく欠けている。この大きな欠けが最初起こり、それがきっかけとなり回転バランスが崩れ、インデューサが大きく振れ回ったと推定できる



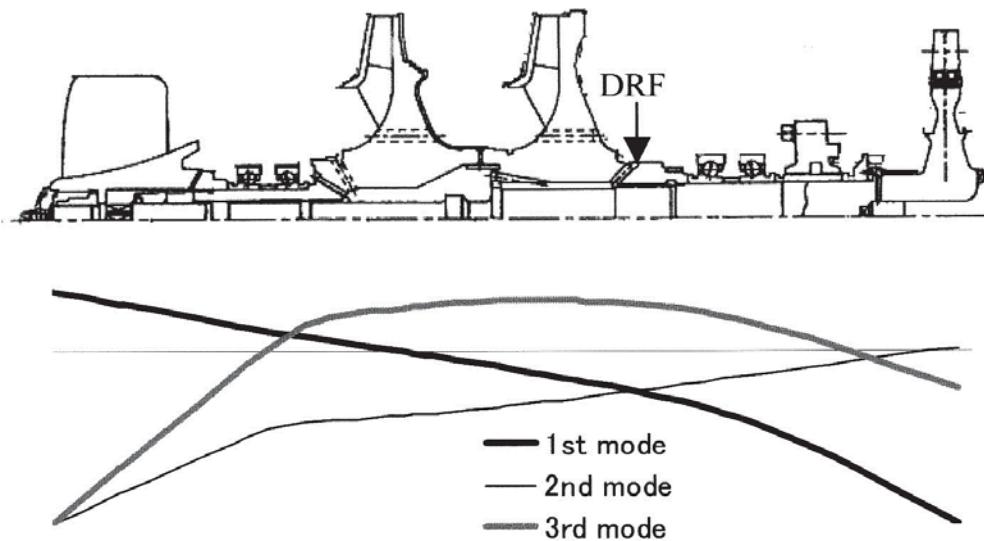
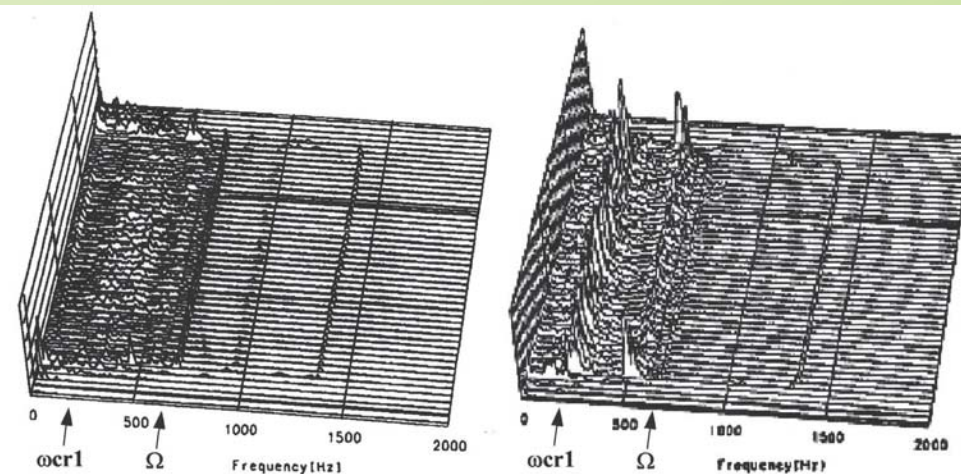


Fig. 5 Vibration mode of FTP rotor



(a) LE-7 (b) LE-7A  
Fig. 6 Water Fall Diagram of FTP Rotor Vibration at Engine Firing Tests

(a) シールの減衰特性

Table 2 Damping Ratio of 1st Forward mode

Seal Type	Damping Ratio [-]
Iwatsubo <sup>(5)</sup>	0.0274
Childs (Type 1) <sup>(6)</sup>	0.0257
Childs (Type 2) <sup>(6)</sup>	0.0269

(b) 内部減衰の影響

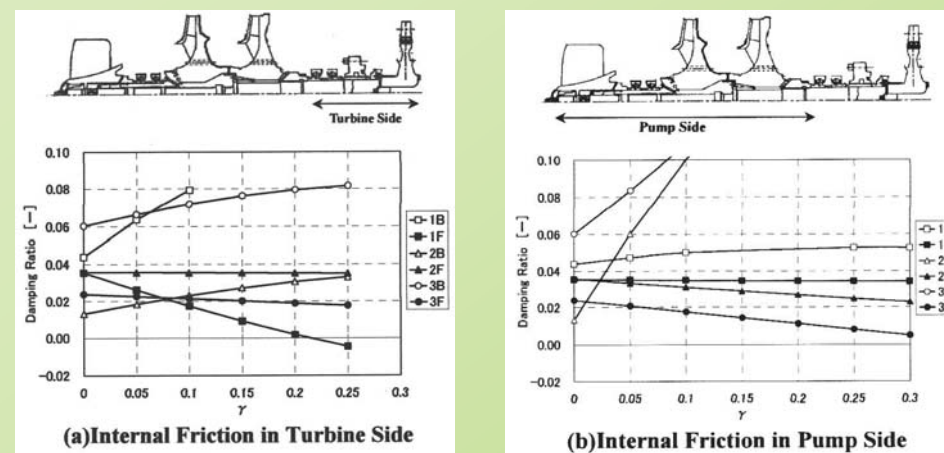
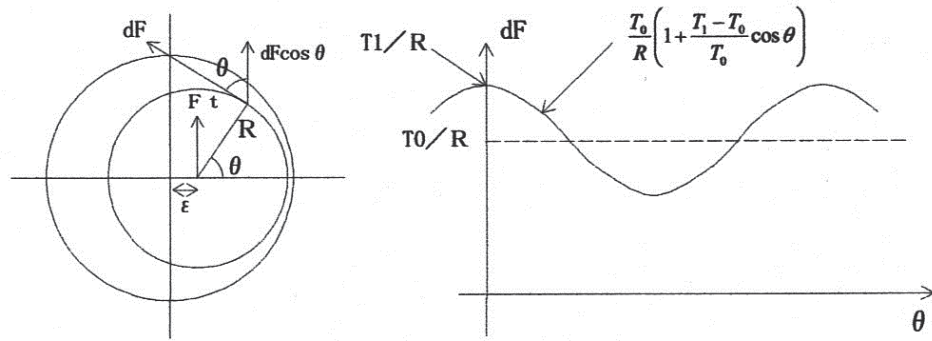
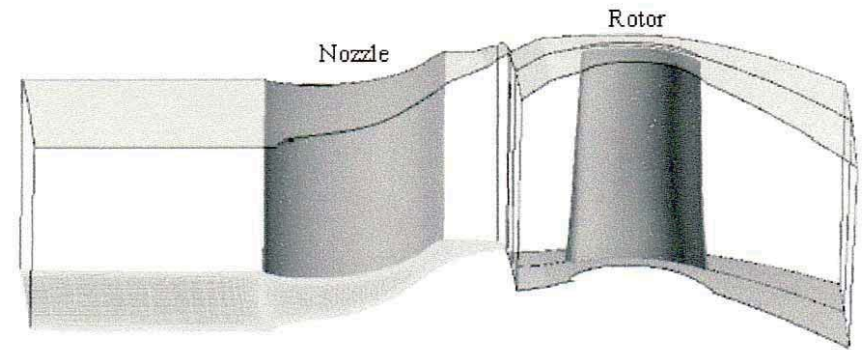


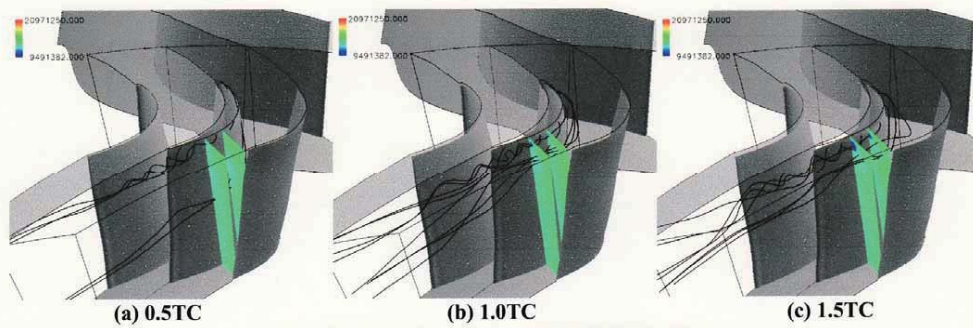
Fig. 7 Damping Ratio of 1st Forward mode



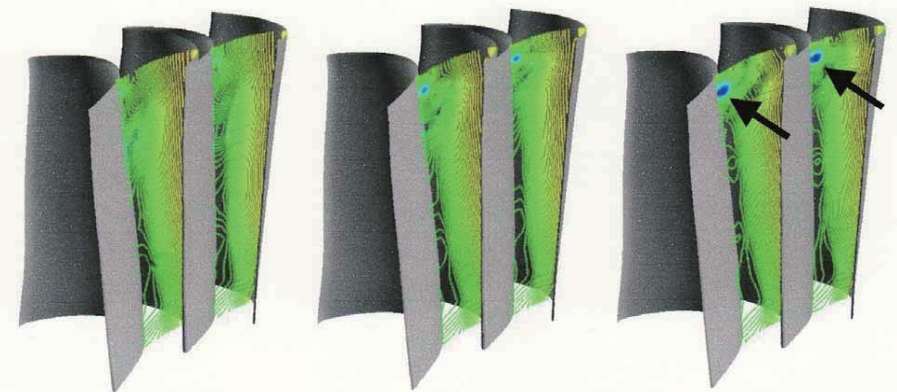
**Fig.8 Thomas Force**



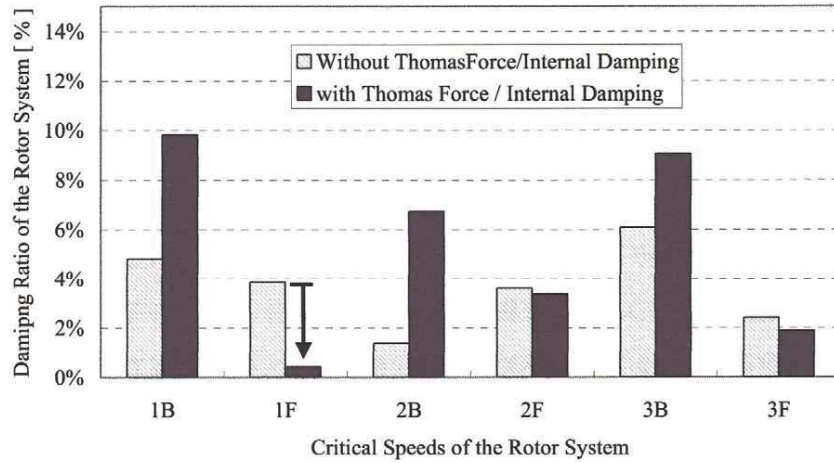
**Fig. 9 Computation domain**



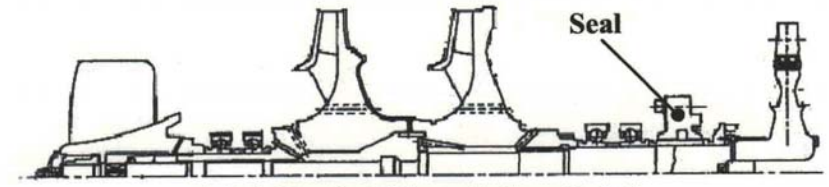
**Fig. 10 Streamlines and pressure distributions**



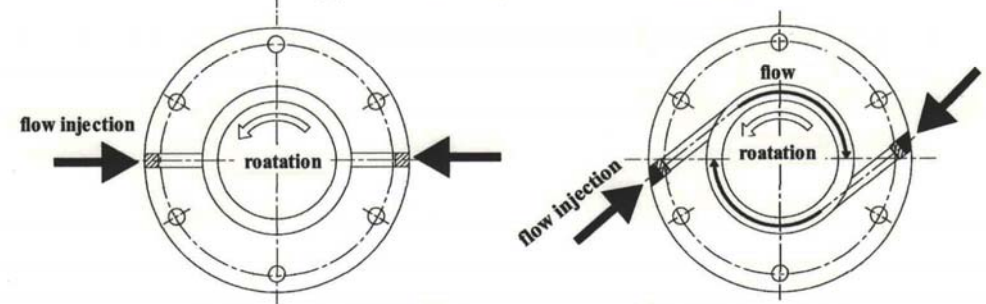
**(a) Tip clearance=0.5TC (b) Tip clearance=1.0TC (c) Tip clearance=1.5TC**  
**Fig. 11 Effect of tip clearance on pressure distribution**



**Fig. 12 System Damping as function of Thomas Force and Internal Damping**  
(F: Forward Precession, B: Backward Precession, 1,2,3: 1st, 2nd, 3rd Natural Frequencies)



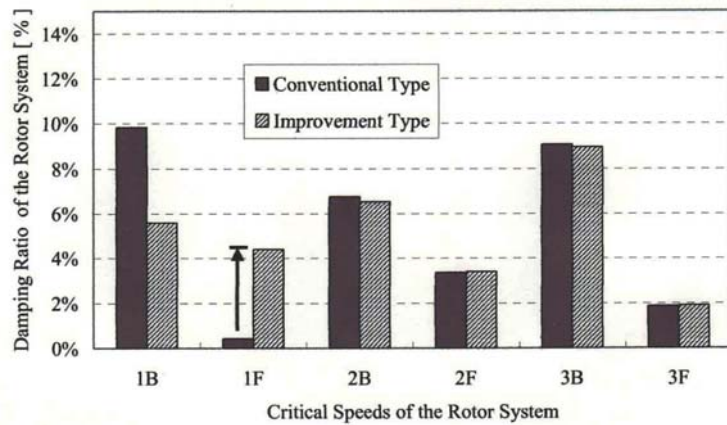
(a) Turbine Seal ( Cross-Section of FTP )



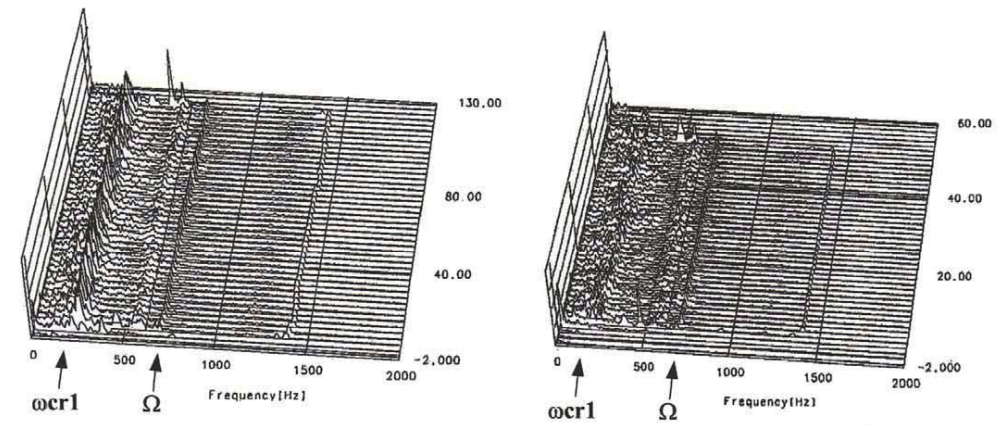
(b) Conventional Type

(c) Improvement Type

**Fig.13 Injecting Direction of Fluids to the Seal**



**Fig.14 Damping Ratio of each Mode**  
(F: Forward Precession, B: Backward Precession, 1,2,3: 1st, 2nd, 3rd Natural Frequencies )



(a) Conventional Type Seal

(b) Improvement Type Seal

**Fig. 15 FTP Rotor Vibration (DRF) at Engine Firing Tests**

## 4. まとめ

1. 回転機械に作用するさまざまな振動
  - 1.1 強制振動
  - 1.2 自励振動
2. 自励振動
  - 2.1 自励振動となる力
  - 2.2 自励振動の発生メカニズム
  - 2.3 自励振動の例
    - (1) オイルフィップ
    - (2) シールホワール
    - (3) 内部減衰
3. H2Aロケットのターボポンプの不安定振動解析
4. まとめ