

<論 文>

# 마찰계수 급상승 특성이 실의 로터다이나믹 특성에 미치는 영향

## The Effect of Surface-Friction-Factor-Jump Characteristics on Rotordynamics of a Seal

하 태 웅\*

Tae-Woong Ha

<1996년 1월 5일 접수 ; 1996년 2월 6일 심사완료>

Key Words : Rotordynamic Coefficient (로터다이나믹 특성계수), Seal (실), Friction Factor (마찰 계수), Honeycomb Seal (허니콤 실)

### ABSTRACT

This study is to analyze the rotordynamic effect of surface-friction-factor characteristics on an annular seal. The honeycomb geometry which shows friction-factor-jump phenomena is used in this study. A rotordynamic analysis for a centered annular seal has been developed by incorporating empirical friction-factor model for honeycomb stator surfaces. The results of the analysis for the honeycomb seal showing the friction-factor jump is compared to the non-friction-factor-jump case. The results yield that the friction-factor-jump decreases direct stiffness and cross coupled stiffness coefficients, and increases damping coefficient to stabilize rotating machinery in a rotordynamic point of view. The analysis of the honeycomb seal for the friction-factor-jump case shows reasonably good compared to experimental results, especially, for cross coupled and damping coefficients.

### 1. 서 론

유체 회전기계의 회전부와 하우징 사이의 틈새를 이루고 있는 환상 실(seal)들은 임펠러의 입구부에서 임펠러의 출구로부터 임펠러의 입구로 역류되는 누설을 제한하는 wear-ring(또는 neckling) 실, 임펠러 각 단 사이에서 축을 따른 역류를 제한하기 위한 interstage 실, 및 마지막 단 임펠러의 출구로부터 펌프나 압축기의 흡입측으로 역류되는 누설을 제한하기 위한 balance piston(또는 drum) 등이 있다. 이들 환상 실은 유체기계의 임펠러 회전에 의해서 가압된 유체가 저압부로 역류되는 것을 막음으로써 유체기계의 효율을 향상시키고, 또한 임펠러축의

고속회전시 이들 틈새에서 발생하는 유체력에 의한 회전축-베어링계의 불안정 진동 문제가 발생하지 않도록 설계되어 진다.

실을 통한 누설량을 줄이기 위해서는 틈새 깊이를 줄이거나 실의 표면마찰계수가 크게 되도록 할 필요가 있다. 틈새깊이를 줄이는 방법은 회전축의 고속회전시 진동진폭의 증가로 rubbing에 의한 파손때문에 한계가 있으며, 따라서 씨일 표면의 마찰계수를 증가시킬 수 있는 실 표면의 형상에 관하여 많은 연구가 진행되어져 왔다. 대표적인 것으로는 실 틈새 사이의 유로를 미로로 만든 labyrinth 실<sup>(1,2)</sup>, 실의 표면에 원주방향 단면 홈을 갖는 홈 실<sup>(3,4)</sup>, 인위적으로 실의 표면을 거칠게 만든 damper 실<sup>(5,6)</sup>, 및 육각형의 허니콤 구조를 실 표면에 붙인 허니콤 실<sup>(7,8)</sup> 등이 있다. 오늘날 유체기계의 고성능화로 회전축의 회전속도가 빨라짐으로써 해서 실 틈새를 흐르는 작동

\*정회원, 경원대학교 건축설비학과

유체에 의해 발생된 유체력이 회전축계의 불안정 진동을 유발하는 중요한 문제로 지적되고 있어 실을 통한 누설량의 감소와 더불어 실의 통특성 개선이 매우 중요한 설계목표가 되고 있다. 실을 통해 발생한 유체력중 회전축의 접선 방향 성분이 회전축계의 불안정 진동을 유발하여, 이 접선방향의 유체력은 실 틈새의 접선방향 유속과 관계되는 것으로, 일반적으로 실의 표면 마찰 계수가 크면 접선방향 유속을 감소시켜 실을 통한 불안정화 유체력을 감소시킬 수 있다. 또한 이 접선방향의 유체력은 회전축계의 진동진폭을 감쇠시킬 수 있는 감쇠력과도 관계가 있어 적절한 실의 설계는 고속회전시 회전축계의 안정된 운전에 기여할 수 있다.

최근 매끈한 표면보다 최고 7배 까지의 마찰계수를 갖는 육각형 셀모양의 허니콤 구조를 실에 적용한 허니콤 실이 매끈한 실(smooth seal)이나 labyrinth 실에 비해 누설량을 줄이고 로터다이나믹 특성을 향상시켰다는 연구결과<sup>(7)</sup>가 발표되었고, 고성능 원심 압축기의 balance piston부에 허니콤 실을 사용하여 이 압축기의 안정성을 향상시켰다는 결과<sup>(9)</sup>와 더불어 허니콤 실에 대한 관심이 높아지고 있다. 허니콤 실의 이론적 해석을 위하여 Ha 등<sup>(10-13)</sup>은 허니콤 표면에 대한 마찰계수를 평판시험기를 사용하여 여러가지 허니콤 형상에 대하여 측정하고, 그 결과를 허니콤 형상, 실의 틈새깊이, 및 마하수(Mach number)의 함수로 실험식을 발표하였다. Ha 등의 결과 허니콤 표면의 마찰계수는 두개의 분명히 다른 패턴을 보여주었다. 첫째는 마찰계수가 마하수(또는 레이놀즈수)가 증가함에 따라서 거의 일정하거나 약간 감소하는, 파이프내 난류흐름에서 마찰계수의 일반적인 특성을 보였다. 그러나 실험된 시편의 42%는 마찰계수가 마하수의 증가에 따라서 급상승하는 현상을 보였고, Ha 등은 이 현상을 허니콤셀 안에서 발생한 음향 공진주파수의 가진에 의해 운동량전달이 보다 효과적으로 이루어지는 흐름구조로 발전, 그 결과 에너지소산이 증가하여 마찰계수가 급상승한다고 밝히고 있다. 일반적으로 마찰계수의 증가는 실을 통한 불안정화 유체력을 감소시킬 수 있기 때문에 만약 유체기계의 운전점이 마찰계수가 급상승하는 범위에 있다면 누설량의 감소와 안정성을 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다. 따라서 본 논문에서는 마찰계수의 급상승현상을 보이는 허니콤 실의 경우에 마찰계수의 급상승현상이 실의 로터다이나믹 특성에 미치는 영향을 분석하고, 이 경우에 실 로터다이나믹 특성의 이론적 결과를 실험결과와 비교해

보고저 한다.

## 2. 마찰계수식

실의 틈새에서 발생하는 누설량이나 유체력의 이론적 해석은 일반적으로 실의 틈새가 회전축의 지름에 비하여 상당히 작기 때문에 실의 틈새깊이에 따른 유속의 변화가 없고 평균유속을 갖는다는 bulk-flow의 가정을 기본적으로 사용한다. 유체의 점성 마찰에 의한 손실은 실표면에서의 마찰저항 손실만을 고려하기 때문에 실 표면의 마찰계수의 특성은 실의 로터다이나믹 해석에 매우 중요하다. 본 연구에서는 Ha 등<sup>(13)</sup>이 발표한 허니콤 표면의 마찰계수 모델중에서 마찰계수의 급상승현상을 보인 경우의 마찰계수식을 사용하고, 마찰계수 급상승현상이 실의 로터다이나믹 특성에 미치는 영향을 알아보기 위하여 마찰계수 값이 마찰계수의 급상승현상을 보인 경우와 같으면서, Moody의 마찰계수 선도에서 난류영역의 일반적인 마찰계수 특성을 따르는 마찰계수식을 사용한 경우와 비교해 보고저 한다.

Fig. 1은 허니콤 셀크기 (b)가 0.41mm이고 셀의 깊이 (d)가 2.29mm인(Fig. 2 참조) 허니콤 표면의 마찰계수 실험결과와 그의 마찰계수 실험식의 결과를 나타내고 있다. Ha 등<sup>(12)</sup>의 평판시험 장치의 제약성 때문에 실험결과는 마하수 0.05~0.24(레이놀즈수 16,000~53,000)의 범위에서 이루어졌다. 이 경우, 마하수 0.09에서부터 0.2 부근까지 마찰계수가 급상승하고 그 보다 큰 마하수에서는 다시 감소하여 일반적인 마찰계수 특성인 마하수의 증가에 따

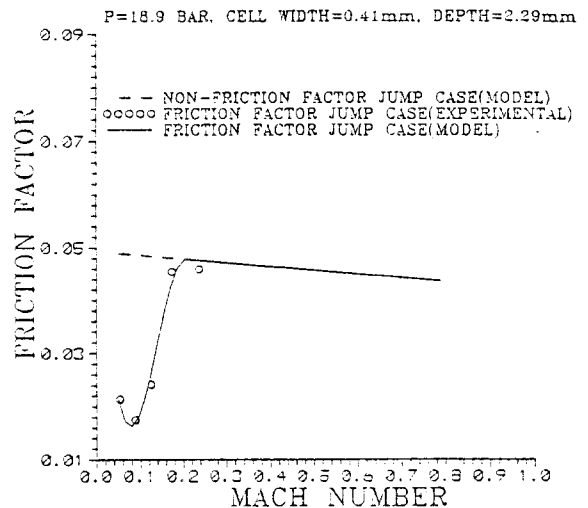


Fig. 1 Friction-factor characteristic

라서 마찰계수가 약간씩 감소하는 것으로 가정할 수 있다. 식 (1)은 마찰계수의 급상승 특성을 보인 경우의 마찰계수 실험식을 보이고 있다.

$$f = c_1 + \frac{c_2}{\left(\frac{P}{P_c}\right)} + c_3(Ma) + c_4(Ma)^2 + c_5(Ma)^3 \quad (1)$$

$f$ 는 Fanning 마찰계수,  $P$ 는 정압,  $P_c$ 는 공기의 임계압력,  $Ma$ 는 마하수이며,  $c_1 \sim c_5$ 는 실험결과로부터 통계프로그램인 SAS(Statistic Analysis Softward Package)를 사용하여 결정하였다. 마하수 0.05~0.24의 범위에서는  $c_1=0.0613$ ,  $c_2=0.00276$ ,  $c_3=-1.505$ ,  $c_4=13.516$ ,  $c_5=-32.344$ 이며 마하수 0.24~0.8의 범위에서는  $c_1=0.042$ ,  $c_2=0.0036$ ,  $c_3=-0.01$ ,  $c_4=0.0$ ,  $c_5=0.0$ 이다. Fig. 1의 점선은 마찰계수의 급상승현상을 보이지 않는 마찰계수 특성을 갖는 경우로 식 (1)과 같고  $c_1=0.042$ ,  $c_2=0.0036$ ,  $c_3=-0.01$ ,  $c_4=0.0$ ,  $c_5=0.0$ 이다.

### 3. 환상 허니콤 실의 해석

Fig. 2는 본 연구에 사용된 허니콤 실의 모양과 이론적 해석을 위한 제어 체적을 보이고 있다.  $Ha$  등<sup>(8)</sup>은 마찰계수의 급상승현상을 보이지 않는 허니콤 실에 대한 해석을 하였고 본 연구에서도  $Ha$  등의 방법을 사용하여 마찰계수의 급상승현상을 보이는 허니콤 실의 해석을 함으로써 마찰계수의 특성이 실의 로터다이나믹 특성에 미치는 영향을 살펴보고자 한다.

실의 틈새에서 발생하는 유체력은 일반적으로 회

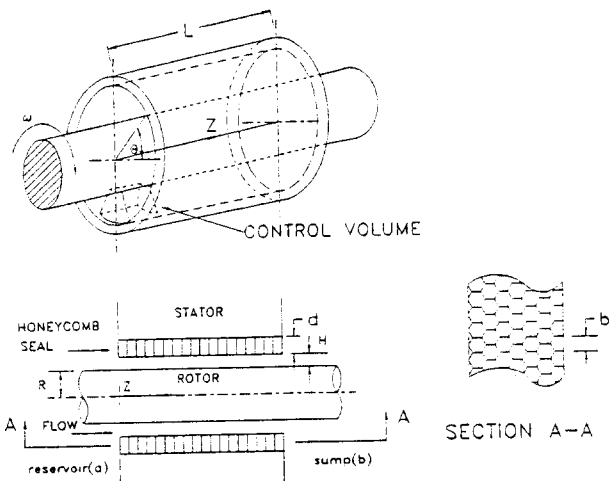


Fig. 2 Honeycomb seal geometry and control volume

전축 단면의 수평, 수직방향인  $x$ ,  $y$ 축에 대하여 등방성(isotropic)을 나타내게 되고 아래와 같이 6개의 행렬 요소를 갖는 형태로 나타내어 진다.

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M & m \\ -m & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

여기서  $K$ ,  $C$ ,  $M$ 은 각각 강성(stiffness), 감쇠(damping), 부가질량(added mass) 계수이며  $k$ ,  $c$ ,  $m$ 은 각각 연성 강성(cross coupled stiffness), 연성 감쇠(cross coupled damping), 연성 부가질량(cross coupled added mass) 계수이다. 환상 가스 실의 경우  $c$ ,  $M$  및  $m$ 은 무시할 수 있는 것으로 가정한다. 틈새 깊이  $H(Z, \theta, t)$ 는 회전체(로터)가 축의 중심으로 부터 미소 변위를 갖고 휘돌림 운동을 하는 경우 로터가 축 중심에 있을 때의 틈새 깊이를  $H_0(Z)$ 라고 하고,  $X$ ,  $Y$ 를 시간에 따른 축 중심의 위치라고 하면 식 (3)과 같이 시간  $t$ 의 함수로 정의된다.

$$H(Z, \theta, t) = H_0(Z) - X \cos \theta - Y \sin \theta \quad (3)$$

#### 기본방정식

##### 연속방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial Z}(\rho U_z H) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho U_\theta H) = 0 \quad (4)$$

여기서,  $U_z$ 는 축( $Z$ ) 방향 속도성분,  $U_\theta$ 는 원주( $R\theta$ ) 방향 속도성분이다.

#### 운동량 방정식

##### 축방향

$$-H \frac{\partial P}{\partial Z} = \frac{\rho}{2} U_z U_s f_s + \frac{\rho}{2} U_z U_r f_r + \rho H \frac{D(U_z)}{Dt} \quad (5)$$

##### 원주방향

$$-\frac{H}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} = \frac{\rho}{2} U_\theta U_s f_s + \frac{\rho}{2} (U_\theta - R\omega) U_r f_r + \rho H \frac{D(U_\theta)}{Dt} \quad (6)$$

여기서,  $U_s$ 와  $U_r$ 는 표면에 대한 bulk-flow 속도로 아래와 같이 정의된다.

$$U_s = (U_z^2 + U_\theta^2)^{1/2} \\ U_r = [U_z^2 + (U_\theta - R\omega)^2]^{1/2} \quad (7)$$

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} + U_z \frac{\partial}{\partial Z}$$

$\omega$ 는 로터의 회전속도이며,  $f_s$ 는 허니콤 표면의 마찰

계수로 식 (1)과 같으며  $f_r$ 은 회전체인 로터의 표면 마찰계수로 본 연구에서는 매끈한 로터를 사용하였고 마찰계수는 식 (8)과 같이 Moody의 마찰계수식을 사용하였다.

$$f_r = 0.001375 \left[ 1 + \left( 20000 \frac{e_h}{D_h} + \frac{10^6}{Re} \right)^{1/3} \right] \quad (8)$$

여기서  $e_h$ 는 표면의 절대 조도,  $D_h$ 는 수력지름,  $Re$ 는 레이놀즈 수를 나타낸다.

에너지 방정식

$$\begin{aligned} \rho H \frac{De}{Dt} + \rho d \frac{\partial e}{\partial t} + \frac{\partial(PU_z H_z)}{\partial Z} + \frac{1}{R} \frac{\partial(PU_\theta H)}{\partial \theta} \\ = \frac{\rho f_r R \omega (R\omega - U_\theta)}{2} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서,  $e$ 는 단위 질량당 내부 에너지로 다음과 같이 정의된다.

$$e = C_v T + \frac{(U_\theta^2 + U_z^2)}{2} \quad (10)$$

기본방정식의 해

회전축 중심에 대한 미소 휘돌림 운동을 고려하여 압력( $P$ ), 밀도( $\rho$ ), 축방향 속도, 원주방향 속도 및 틈새 깊이의 변수를 식 (11)과 같이 정의된 섭동변수를 사용, 기본방정식 (4~9)을 다시 전개하여 정상상태(zeroth-order)식과 비정상상태(first-order)식으로 전개할 수 있다.

$$\begin{aligned} P &= P_0 + \varepsilon P_1 & \rho &= \rho_0 + \varepsilon \rho_1 \\ U_z &= U_{z0} + \varepsilon U_{z1} & U_\theta &= U_{\theta 0} + \varepsilon U_{\theta 1} \\ H &= H_0 + \varepsilon H_1 \end{aligned} \quad (11)$$

정상 상태식은 로터가 축 중앙에 위치했을 때 실 틈새사이를 흐르는 유체흐름 상태를 정의하는 것으로 이 식의 해로부터 실을 통과하는 유량(누설량)을 구할 수 있다. 정상 상태식은 비선형 1차 상미분 연립 방정식으로 경계조건을 만족하도록 수치해석적 적분법인 Runge-Kutta 방법을 사용하였다.

비정상 상태식은 섭동변수인  $P_1(z, \theta, \tau)$ ,  $\rho_1(z, \theta, \tau)$ ,  $U_{z1}(z, \theta, \tau)$ ,  $U_{\theta 1}(z, \theta, \tau)$ ,  $H_1(z, \theta, \tau)$ 으로 정의되고 로터의 휘돌림 운동시 편심된 실 틈새의 유체흐름 상태를 나타낸다. 변수분리방법(seperation of variable solution approach)과 원 궤적을 갖는 휘돌림 운동(circular precessional motion)의 가정에 의해 이 섭동변수들은  $z$ 와 임펠러의 휘돌림주기와 임펠러의 회전수비인  $f_w$  만의 함수로 된다. Transition matrix method를 사용하여 이 연립 미분방정식을 풀어 섭동압력 분포를 구하고 이를  $\theta$ 와  $z$  방향에

대하여 적분하면 가진력을 구할 수 있다. 섭동 압력을 적분함에 의해 얻어진 반경방향( $r$ )과 원주방향( $\theta$ )의 유체력은 식(2)를  $r \sim \theta$  좌표계로 변환하면 아래의 관계를 갖는다.

$$\begin{aligned} f_r(f_w) &= -K - f_w c + f_w^2 M \\ f_\theta(f_w) &= k - f_w C - f_w^2 m \end{aligned} \quad (12)$$

결국, 휘돌림주기와 임펠러의 회전수 비( $f_w$ )에 대한 최소제곱 곡선적합(least squares curvefit)을 사용하면 실 틈새에서 발생한 유체 가진력을 나타내는 동특성 계수(rotordynamic coefficients)인  $K$ ,  $k$ ,  $C$ ,  $c$ ,  $M$ ,  $m$ 을 근사적으로 구할 수 있다.

4. 결과 및 고찰

본 절에서는 3절에서 설명한 환상허니콤 실의 로터다이나믹 특성 해석 기법을 사용하여, 2절에서 나타난 마찰계수 급상승(friction-factor jump) 특성을 보인 경우를 해석하고, 역시 일반적인 마찰계수의 특성(non friction-factor jump)을 보인 경우와 비교함으로써 마찰계수 특성이 실의 주요 로터다이나믹 특성 계수인 강성계수( $K$ ), 연성강성계수( $k$ ) 및 감쇠계수( $C$ )에 미치는 영향을 분석하고자 한다. 또한 마찰계수의 급상승 현상을 보인 허니콤 실의 이론적 해석 결과와 실험결과<sup>(14)</sup>를 비교해 보고자 한다.

강성계수

일반적으로 가스 실을 통한 강성계수는 회전체의 안정성 문제에 직접적인 영향을 끼치지 않는다. 그렇지만, 시스템의 임계속도(critical speed)와 관련된

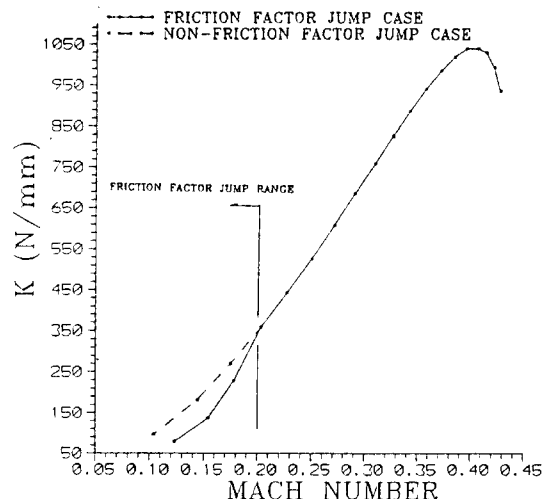


Fig. 3 Direct stiffness vs. Mach number

는 것으로 만약 큰 값을 갖으면 시스템의 임계속도를 높일 수 있다. Fig. 3은 마찰계수 급상승 특성을 보인 경우와 그렇지않은 경우의 비교를 나타내고 있다. 본 질의 해석 결과는 실의 입구압력을 18.3bar로 하고 실의 출구 압력을 변화시켜 마하수 0.1~0.43의 범위에 대한 것으로 마하수 0.1~0.24의 범위가 마찰계수의 급상승 현상이 일어나는 영역이다. Fig. 3에서 보인것 처럼 마찰계수의 급상승 특성을 갖는 경우는 마찰계수의 급상승 현상을 갖지않은 경우에 비하여 작은 강성계수를 나타내고 결국 시스템의 임계속도를 낮추는 효과가 있다.

연성강성계수

연성강성계수는 회전체의 회전방향으로 휘돌림 운동을 하는 회전체에 작용하는 실의 접선방향 유체력에 의한 것으로 양(positive)의 연성 강성계수는 축의 휘돌림 운동을 더욱 크게 함으로써 시스템의 불안정화 문제를 야기한다. 반대로 음(negative)의 연성강성계수는 휘돌림 운동의 반대방향으로 작용함으로 시스템의 안정화 효과를 갖는다. Fig. 4에서 보인 것처럼 마찰계수의 급상승 현상은 연성강성계수를 상당히 감소시키고 있음을 알 수 있다.

감쇠계수

감쇠계수는 회전체의 휘돌림 운동과 반대방향으로 작용하는 실을 통한 접선방향 유체력에 의한 것으로 축의 휘돌림 운동을 감소 시킴으로써 시스템의 안정화 효과를 갖고 있다. Fig. 5는 마찰 계수 급상승 특성이 감쇠계수에 미치는 영향을 나타내고 있다. Fig. 5에서 보인 것처럼 마찰계수의 급상승은 감쇠력을 증가시켜 회전체 시스템의 안정화에 기여할 수 있다.

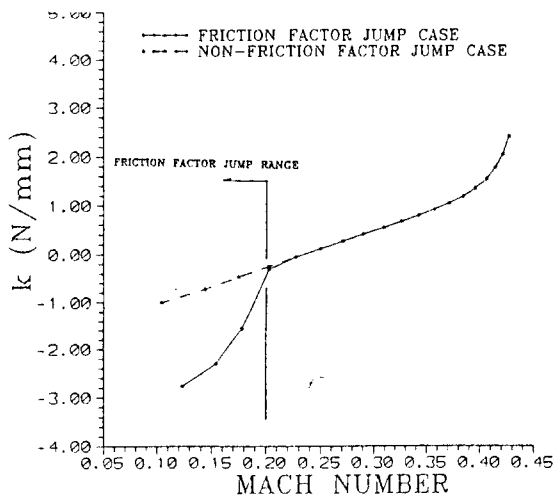


Fig. 4 Cross-coupled stiffness vs. Mach number

회전축-베어링계의 안정성을 나타내는 척도로서 안정화 유체력에 대한 불안정화 유체력의 비인 휘돌림 주파수비(whirl frequency ratio),  $k/\omega C$ 를 사용한다. 이 휘돌림 주파수비가 0.5를 넘으면 일반적으로 시스템의 불안정문제가 커지게 된다. Fig. 6은 마찰계수의 급상승 특성이 휘돌림 주파수비에 미치는 영향을 보이고 있다. 마찰계수의 급상승 구간에서는 연성강성계수가 감소하고 감쇠계수가 증가함으로 휘돌림 주파수비가 작은 값이 되어 마찰계수의 급상승 현상은 회전축계의 안정화 효과를 줄 수 있다. 따라서, 이 구간에서 회전체 시스템이 운전된다면 시스템 안정화의 큰 효과를 기대할 수 있다.

마찰계수의 급상승 현상을 보이는 허니콤 실의 이론적 해석결과를 Kleynhans<sup>(14)</sup>의 실험결과와 비교하

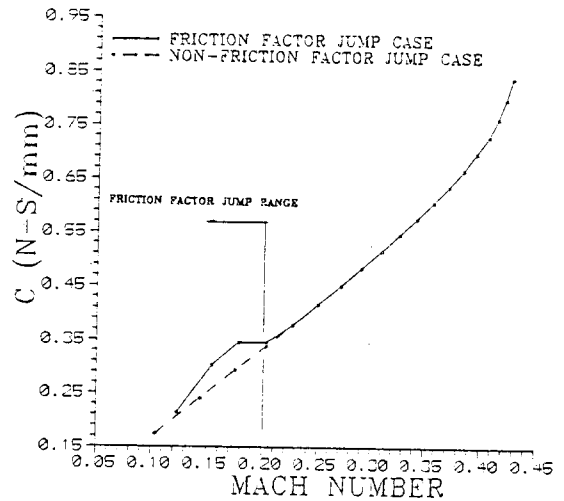


Fig. 5 Damping coefficient vs. Mach number

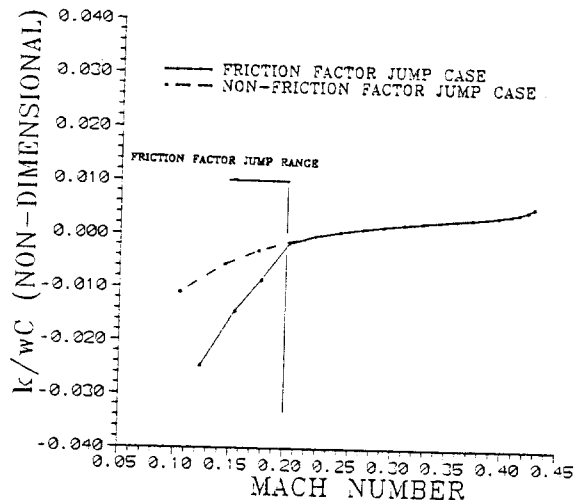


Fig. 6 Whirl frequency ratio vs. Mach number

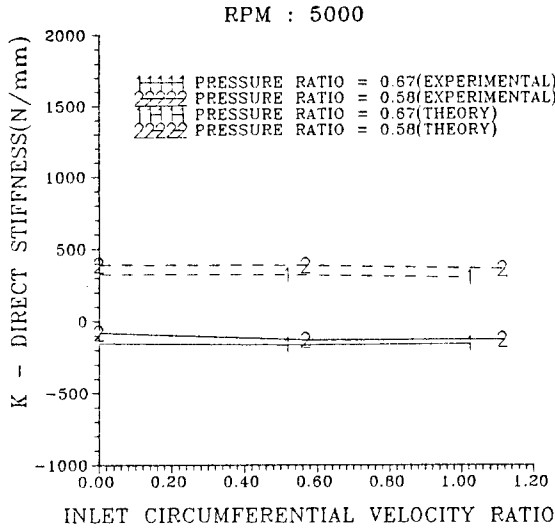


Fig. 7 Direct stiffness vs. inlet circumferential velocity ratio

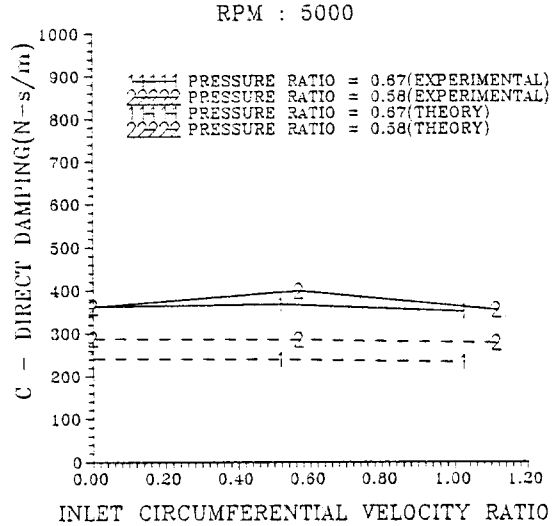


Fig. 9 Damping vs. inlet circumferential velocity ratio

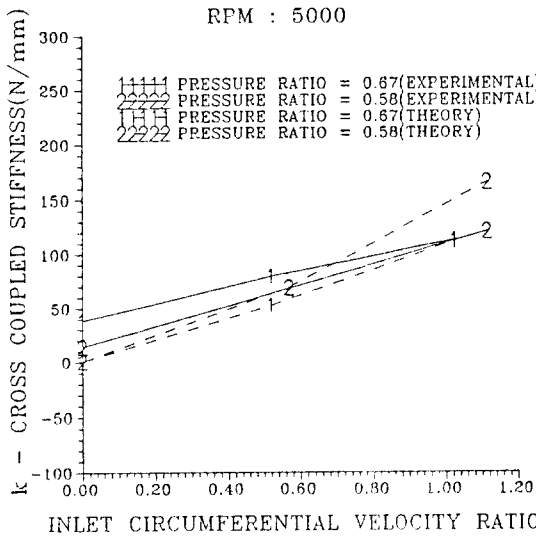


Fig. 8 Cross-coupled stiffness vs. inlet circumferential velocity ratio

기 위하여 매끄러운 로터와 허니콤 셀크기 (b)가 0.41mm이고 셀 깊이 (d)가 2.29mm 인 허니콤 실을 대상으로 축의 회전속도 5,000rpm, 실의 입구 압력 7.9bar, 실 입구 압력에 대한 출구압력비 0.67과 0.58, 실 입구의 원주방향 속도비 0.0~1.2의 범위에서 해석하였으며, 그 결과를 Fig. 7~Fig. 9에 나타내었다. Fig. 7에 나타난 것처럼 강성계수는 실험결과보다 매우 작게 예측되었으나 압력비가 감소함에 따라 강성계수가 증가하는 경향은 실험결과와 일치함을 보였다. 시스템의 안정성 예측에 중요한

연성강성계수와 감쇠계수는 Fig. 8과 Fig. 9에 각각 나타난 것처럼 비교적 실험결과에 근접하고 있다. 따라서 마찰계수의 급상승 현상을 보이는 허니콤 실의 경우도 본 연구에서 행한 해석방법으로 허니콤 실의 로터다이나믹 특성계수의 예측이 가능할 것으로 사료된다.

### 5. 결 론

실의 표면마찰계수 특성이 실의 로터다이나믹 특성에 미치는 영향을 알아보기 위하여 실내의 유속이 증가함에 따라서 마찰계수가 급상승하는 허니콤 실을 대상으로 이론적 해석을 하였다. 그 결과 마찰계수의 급상승 현상은 마찰계수의 급상승 현상이 없는 경우에 비하여 강성 계수의 감소를 야기하고 회전축-베어링계의 불안정성과 관계가 있는 연성강성계수의 큰 감소를 보였다. 또한 회전축-베어링계의 안정성을 도모하는 감쇠 계수의 증가를 야기함으로써 회전기계의 운전점이 마찰계수의 급상승 범위에 있다면 시스템의 안정성 면에서 매우 유리할 것으로 사료된다. 마찰계수의 급상승 현상을 보이는 허니콤 실의 동특성에 대한 이론적 해석 결과, 강성계수는 매우 작게 예측되었으나 연성강성계수와 감쇠계수는 비교적 실험결과와 근사함을 보였다.

### 참 고 문 헌

(1) Iwastsubo, T., Motooka, N., and Kawai, R.,

- 1982, "Flow Induced Force and Flow Pattern of Labyrinth Seal," NASA CP No. 2250, Proceedings of a Workshop Held at Texas A&M University, pp. 139~167.
- (2) Childs, D., and Scharrer, J., 1986, "An Iwatsubo-Based Solution for Labyrinth Seals: Comparison to Experimental Results," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 325~331.
- (3) Nordmann, R., Dietzen, F., Janson, W., Frei, A., and Florjancic, S., 1986, "Rotordynamic Coefficients and Leakage Flow for Smooth and Grooved Seals in Turbopumps," in *Proceedings of the Second IFToMM International Conference on Rotordynamics*, Tokyo, Japan, pp. 619~627.
- (4) Kilgore, J., and Childs, D., 1990, "Rotordynamic Coefficients and Leakage Flow of Circumferentially-Grooved Liquid Seals," *Journal of Fluids Engineering*, Vol 112, pp. 250~256.
- (5) Iwatsubo, T., and Sheng, B., 1990, "An Experimental Study on the Static and Dynamic Characteristics of Damper Seals," in *Proceedings of the Third IFToMM International Conference on Rotordynamics*, Lyon, France, pp. 307~312.
- (6) Childs, D., and Kim, C.-H., 1986 "Test Results for round-Hole Pattern Damper Seals: Optimum Configurations and Dimensions for Maximum Net Damping," *Journal of Tribology*, 108, pp. 605~611.
- (7) Childs, D., Elrod, D., and Hale, K., 1989, "Annular Honeycomb Seals: Test Results for leakage and Rotordynamic Coefficients; Comparisons to Labyrinth and Smooth Configurations," *Journal of Tribology*, Vol 111, pp. 293~301.
- (8) Ha, T.W. and Childs, D.W., 1994, "Annular Honeycomb-Stator Turbulent Gas Seal Analysis Using a New Friction-Factor Model Based on Flat Plate Tests", *Journal of Tribology*, Vol. 116, pp. 352~360.
- (9) Zeidan, F, Perez, R., and Stephenson, E., 1993, "The Use of Honeycomb Seals in Stabilizing Two Centrifugal Compressors," *Proceedings of the Twenty-Second Turbomachinery Symposium*, The Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, pp. 3~15.
- (10) Ha, T.W., and Childs, D.W., 1992a, "Friction-Factor Data for Flat Plate Tests of Smooth and Honeycomb Surfaces," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 114, Oct., pp. 722~730.
- (11) Ha, T. W., and Childs, D.W., 1992a, "Friction-Factor Data for Flat Plate Tests of Smooth and Honeycomb Surfaces," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 114, Oct., pp. 722~730.
- (12) 하태웅, 1994, "허니콤 표면의 마찰계수 특성에 관한 연구(Part 1 : 표면 마찰계수 측정 및 모델링)," *대한기계학회논문집*, 제18권, 제6호, pp. 1430~1438.
- (13) 하태웅, 1994, "허니콤 표면의 마찰계수 특성에 관한 연구(Part 2 : 마찰계수 급상승현상에 관한 고찰)," *대한기계학회논문집*, 제18권, 제6호, pp. 1439~1447.
- (14) Kleynhans, G.F., 1991, "A Comparison of Experimental Results and Theoretical Predictions for the Rotordynamic and Leakage Characteristics of Short ( $L/D=1/6$ ) Honeycomb and Smooth Annular Pressure Seals," *Master Thesis*, Texas A&M University, College Station, TX.