

고성능 원심펌프에서 임펠러 시라우드 및 마모 시일의 유체가진력 해석

하 태 웅*

(1997년 5월 2일 접수)

Hydrodynamic Forces of Impeller Shroud and Wear-ring Seal on Centrifugal Pump

Tae Woong Ha

Key Words : Impeller Shroud(임펠러 시라우드), Wear-ring Seal(마모 시일), Hydrodynamic Force(유체가진력), Rotordynamic Coefficient(동특성계수), Centrifugal Pump(원심펌프)

Abstract

The analysis of lateral hydrodynamic forces in the leakage path between a shrouded pump impeller through wear-ring seal and its housing is presented. Governing equations are derived based on Bulk-flow and Hirs' turbulent lubrication model. By using a perturbation analysis and a numerical integration method, governing equations are solved to yield leakage and rotordynamic coefficients of force developed by the impeller shroud and wear-ring seal. The variation of rotordynamic coefficients of pump impeller shroud and wear-ring seal is analyzed as parameters of rotor speed, pressure difference, shroud clearance, wear-ring seal clearance, and circumferential velocity at the entrance of impeller shroud for a typical multi-stage centrifugal pump.

1. 서 론

오늘날 펌프는 고성능화의 요구로 로터의 회전속도가 빨라져서 1차 위험속도 이상의 회전수를 상용 회전수로 하는 펌프가 많아지고 소형화, 경량화, 및 고압화 됨에 따라 회전체와 비회전체인 하우징 사이의 틈새가 점점 작게 설계되어지고 있으며, 이 틈새를 흐르는 작동유체에 의해 발생된 유체력이 회전축계의 자력적(self-excited) 진동을 일으키는 중요한 문제로 지적되고 있다. 펌프에서 이와같은 유체 불균형력을 일으킬 수 있는 부분은 주로 비접

촉 시일(밀봉장치)인 마모(wear-ring) 시일, balance piston, interstage 시일과 임펠러(impeller)의 케이싱 및 시라우드(shroud)가 있다. 이들로부터 발생하는 유체 불균형력은 일반적으로 회전축계의 로터나 베어링에 의한 것보다 훨씬 적으나 회전축계의 중앙부분에 산재해 있기 때문에 상대적으로 큰 모멘트가 회전축계에 작용함으로 회전축계의 진동해석에서 이들 유체력에 의한 가진영향을 간과할 수 없으며, 적절한 설계시 이들 요소로부터 댐핑(damping)을 증가시켜 회전체의 진동을 저감시킬 수 있는 중요성이 있으므로 이들 유체력의 해석 및 설계기법의 개발이 고성능 원심펌프의 설계 및 안정된 운전에 매우 중요하다 할 수 있다.

펌프의 임펠러에 의해 발생하는 유체력에 관한

*회원, 경원대학교 건축설비학과

연구는 임펠러와 디퓨저 또는 볼류트 사이의 상호 작용력, ^(1~4) 펌프하우징과 임펠러 시라우드 틈새에 의한 유체력, ^(5,6) 임펠러내 유로의 불균형에 의한 수력적 불평형력⁽⁷⁾ 등이 있으나 Adkins⁽⁴⁾는 임펠러 시라우드 틈새에 의한 유체력이 임펠러에서 발생하는 전체 불균형 유체력의 50%~75%를 차지하고 있음을 밝히고 있다, 따라서 본 논문에서는 고성능 원심 펌프의 동특성에 영향을 주는 임펠러 시라우드의 유체 가진력과 구조적으로 임펠러 시라우드와 연결된 마모 시일부의 유체가진력을 이론적으로 해석하여 동특성계수를 산출하고 차후 펌프 회전축계의 보다 정밀한 동특성 해석을 할 수 있도록 하며, 운전조건에 최적한 임펠러 시라우드와 마모 시일의 설계 제안을 할 수 있도록함을 목적으로 한다.

2. 임펠러 시라우드와 마모 시일

펌프는 유체에 에너지를 주어 유체를 저압부에서 고압부로 송출하는 기계로 Fig. 1에 일반적인 원심 펌프의 단면이 나타나 있다. 유체는 임펠러에 의해 원심력을 얻어 가압되고 이로부터 볼류트 또는 디퓨저를 통해 토출된다. 이때 임펠러로부터 토출된 일부 유체는 저압 흡입측으로 비접촉 미소틈새인 임펠러 전면 시라우드와 마모 시일을 통하여 역류된다. 일반적으로 임펠러 시라우드(impeller shroud) 입구와 마모 시일(wear-ring seal) 출구사이에는 펌프에 의해 얻어진 압력의 약 70%의 압력차가 발생하며, 이 압력차에 의한 누설은 마모 시일에 의해 최소로 되도록 통상 설계되고 펌프의 효율에 영향을 준다. 임펠러 시라우드와 마모 시일의 환상 미소 틈새에는 압력차에 의한 축방향 유속과 펌프축의 회전에 의한 원주방향 유속이 형성되며, 펌프축이 휘돌림운동(whirling motion)을 함에 따라서 원주방향으로 틈새의 간극 변화가 발생하여 유막 배어링에서처럼 유체력이 발생한다. 이 유체력 중에

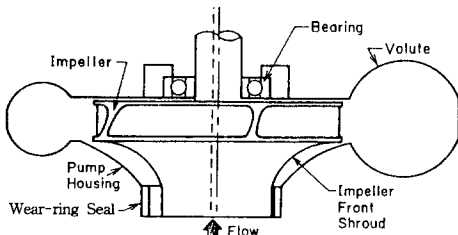


Fig. 1 Section of a centrifugal pump.

축에 직교하는 횡방향 힘(lateral force)이 축의 굽힘진동에 영향을 주기 때문에 펌프 축계의 진동 응답을 정도 높게 예측 평가하기 위해서는 임펠러 시라우드와 마모 시일의 유체력을 정확히 예측하는 것이 필요하다.

임펠러 시라우드 및 마모 시일 틈새에서 발생하는 유체력은 일반적으로 임펠러축 단면의 수평, 수직방향인 x, y 축에 대하여 등방성(isotropic)을 나타내게 되고 아래와 같이 6개의 행렬요소를 갖는 형태로 나타내어 진다.

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M & m \\ -m & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기서, K, C, M 은 각각 강성(stiffness), 감쇠(damping), 부가질량(added mass) 계수이며 k, c, m 은 각각 연성강성(cross coupled stiffness), 연성 감쇠(cross coupled damping), 연성 부가질량(cross coupled added mass) 계수이다.

3. 수학적 모델링

Fig. 2는 단순화된 임펠러 전면 시라우드와 마모 시일의 환상 유로 틈새의 단면과 이론적 해석을 위한 좌표축을 나타내고 있다. 이들 틈새는 하나의 유로를 형성하고 있으나 임펠러 시라우드부는 시라우드의 표면이 중심축(Z)와 γ 만큼 기울어져 있기 때문에 유로방향 좌표인 S에 따라서 시라우드면의 반경(R)이 변화하지만 마모 시일부는 시일표면의 반경이 일정하므로 시라우드부와 시일부를 나누어 해석할 필요가 있다. 그러나 시라우드의 표면 기울

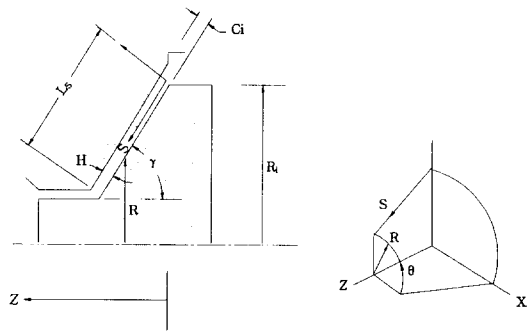


Fig. 2 Configuration of impeller shroud and wear-ring seal and coordinate system.

기 $\gamma=0$ 인 경우가 시일부의 형상과 일치하게 됨으로 본 절에서는 임펠러 시라우드부의 유동장 해석만을 다루고 이를 시일부의 해석에도 적용하고자 한다.

일반적으로 환상 미소 튜브의 유동해석은 튜브의 깊이가 임펠러 시라우드나 시일의 반경에 비하여 매우 작기 때문에 튜브깊이에 따른 속도구배를 무시하는 Hirs⁽⁸⁾의 bulk-flow 이론을 기본적으로 사용하며, 본 연구에서도 임펠러 시라우드의 환상 미소 튜브에 미소체적(control volume)을 설정하여 bulk flow의 가정과 미소체적의 경계면인 임펠러 시라우드의 표면과 펌프 하우징 표면에서의 표면마찰에 의한 전단력을 고려하여 기본방정식을 유도한 Childs⁽⁶⁾의 방법을 사용하였다.

Fig. 2에 나타낸 것처럼 독립변수로써 임펠러의 형상곡선을 따르는 S좌표와 임펠러의 회전방향인 R좌표를 사용하고, 임펠러 시라우드의 표면형상을 정의하는 Z와 R 좌표는 S의 함수로써 Z(S) 및 R(S)로 표현된다. 이 때 좌표 R, Z, 및 S는 시라우드 표면의 기울기 γ 의 삼각함수로 아래와 같이 정의된다.

$$\tan \gamma = -\frac{dR}{dZ}, \quad \cos \gamma = \frac{dZ}{dS}, \quad \sin \gamma = -\frac{dR}{dS} \quad (2)$$

임펠러 시라우드와 펌프 하우징 사이 튜브깊이 H(S, θ , t)는 임펠러가 축의 중심으로부터 미소변위를 갖고 휘돌림운동을 하는 경우 임펠러가 축 중심에 있을 때의 튜브깊이를 $H_0(S)$ 라고 하고, X, Y를 시간에 따른 축중심의 위치라고 하면 식 (3)과 같이 시간 t의 함수로 정의되며,

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

임펠러 시라우드 튜브에 설정된 미소체적에 대하여 유도된 기본방정식은 아래와 같다.

연속방정식

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial S}(W_s H) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta}(U_\theta H) + \frac{H}{R} \frac{\partial R}{\partial S} W_s = 0 \quad (4)$$

여기서, W_s 는 유로(S)방향 속도성분, U_θ 는 원주($R\theta$)방향 속도성분이다.

운동량방정식

S—방향

$$-H \frac{\partial P}{\partial S} = \frac{\rho}{2} f_s W_s U_s + \frac{\rho}{2} f_r W_s U_r + \rho H \left\{ \frac{\partial}{\partial t}(W_s) + W_s \frac{\partial}{\partial S}(W_s) + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial}{\partial \theta}(W_s) \right\} - \rho H \frac{U_\theta^2}{R} \frac{dR}{dS} \quad (5)$$

원주(θ)방향

$$-\frac{H}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} = \frac{\rho}{2} U_\theta U_s f_s + \frac{\rho}{2} (U_\theta - R\omega) U_r f_r + \rho H \left\{ \frac{\partial}{\partial t}(U_\theta) + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} + W_s \frac{\partial U_\theta}{\partial S} + \frac{U_\theta W_s}{R} \frac{dR}{dS} \right\} \quad (6)$$

여기서,

$$U_s = (W_s^2 + U_\theta^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$U_r = (W_s^2 + (U_\theta - R\omega)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$f_s = ns \left(\frac{2\rho H U_r}{\mu} \right)^{mr}$$

ω 는 임펠러의 회전속도이며, f_s , f_r 은 각각 하우징 표면마찰계수와 임펠러 시라우드 표면마찰계수로 Blasius의 마찰계수식을 이용한 것이며, ns , ms , nr , mr 들은 각 표면에 대한 마찰계수 실험값에 의해 결정되는 상수이다. 마모 시일의 경우에 $\gamma=0$ 이므로 식 (2)에 의하여 $dR/dS=0$ 이 되어 식 (4)~식 (6)에 적용하면 마모 시일의 기본방정식을 얻을 수 있다. 상기의 기본방정식들은 아래와 같은 변수를 사용하여 편리하게 무차원화시킬 수 있다.

$$w_s = \frac{W_s}{V_i} \quad u_\theta = \frac{U_\theta}{R_i \omega} \quad p = \frac{P}{\rho V_i^2} \\ h = \frac{H}{C_i} \quad s = \frac{S}{L_s} \quad r = \frac{R}{R_i} \\ \tau = \omega t \quad b = \frac{V_i}{R_i \omega} \quad T = \frac{L_s}{V_i} \quad (7)$$

여기서, V_i 는 시라우드입구에서의 유로방향 속도성분, C_i 는 시라우드입구에서의 튜브깊이, R_i 는 시라우드 입구에서의 임펠러 반경이며, L_s 는 유로방향으로 시라우드의 길이이다. 세계의 무차원화된 기본방정식으로부터 시라우드 튜브를 흐르는 유동을 결정지을 수 있는 유로방향 속도성분(w_s), 원주방향 속도성분(u_θ), 및 압력분포(p)를 얻을 수 있다. 그러나 임펠러가 회전할 때 휘돌림운동(whirling motion)에 의해 임펠러 시라우드와 하우징사이 튜브깊이 $h(\theta, s, t)$ 의 변화가 일어나고 이것에 따라서 w_s , u_θ , p 의 변화가 야기되어 결국

원주방향의 압력변동이 임펠러에 가진력을 발생시킨다. 이와같은 점을 감안하여 무차원화된 기본방정식은 식 (8)과 같은 섭동변수를 사용하여 다시 전개되어 정상상태(zeroth-order)식과 비정상상태(first-order)식으로 유도되며, 부록에 나타나 있다.

$$\begin{aligned} w_s &= w_{s0} + \epsilon w_{s1}, & u_\theta &= u_{\theta 0} + \epsilon u_{\theta 1} \\ p &= p_0 + \epsilon p_1, & h &= h_0 + \epsilon h_1 \\ \epsilon &= \frac{e}{C_i} \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, ϵ 은 미소편심비, w_{s0} , $u_{\theta 0}$, p_0 , 및 h_0 은 편심시의 정상상태량이고, w_{s1} , $u_{\theta 1}$, p_1 , 및 h_1 은 미소섭동량이다.

4. 기본방정식의 해

정상상태식은 임펠러가 축 중앙에 위치했을때 임펠러 시라우드와 하우징 틈새사이를 흐르는 유체흐름상태를 정의하는 것으로 이 식의 해로부터 시라우드를 통과하는 유량(누설량)을 구할 수 있다. 세계의 정상상태식은 s 에 대한 비선형 1차 상미분 연립방정식으로 경계조건을 만족하도록 수치해석적 적분법인 Runge-Kutta 방법을 사용하였다. 이때 사용된 시라우드입구 경계조건은 시라우드입구에서 단면적의 급 축소에 의한 부차손실을 고려하여 아래와 같다.

$$p_0(1) = \frac{P_s}{\rho V_i^2} - (1 + \xi) \frac{w_{s0}(1)^2}{2} \quad (9)$$

여기서, ξ 는 입구손실계수로 입구형상에 따라 결정되고 P_s (시라우드입구 압력)는 임펠러출구의 불류트 또는 디퓨저의 압력이다. 정상상태식의 해를 구하기 위해 $w_{s0}(1) = V_i$ 를 가정하여 $p_0(NP1) = P_E$ (시라우드 출구압력)이 될 때까지 반복계산한다. Fig. 3은 시라우드 틈새의 계산영역을 나타

내고 있다.

비정상상태식은 섭동변수인 $w_{s1}(s, \theta, \tau)$, $u_{\theta 1}(s, \theta, \tau)$, $p_1(s, \theta, \tau)$, $h_1(s, \theta, \tau)$ 로 정의되고 임펠러의 휘돌림운동시 편심된 시라우드 틈새의 유체흐름상태를 나타낸다. 임펠러의 휘돌림운동에 의해 틈새깊이 h_1 은 무차원 시간(τ), 원주방향위치(θ), 및 시라우드의 표면에 따른 위치(s)의 함수이며, 풀이를 간단히 하기위해 변수분리방법(seperation of variable solution approach)와 원 궤적을 갖는 휘돌림운동(circular precessional motion)의 가정에 의해 이 섭동변수들은 s 와 임펠러의 휘돌림주기와 임펠러의 회전수비인 f 만의 함수(\bar{w}_{s1} , $\bar{u}_{\theta 1}$, \bar{p}_1)로 된다. 전달행렬법(transition matrix method)⁽⁹⁾를 사용하여 이 연립미분방정식을 풀어 섭동압력 분포를 구하고 이를 θ 와 s 방향에 대하여 적분하면 진력을 구할 수 있다. 이 때 경계조건은 정상상태 방정식의 경계조건에 섭동변수를 적용하여 비정상상태방정식의 경계조건을 구할 수 있으며, 그 결과 는 다음과 같다.

입구경계조건

$$\begin{aligned} \bar{u}_{\theta 1}(1) &= 0 \\ \bar{p}_1(1) &= -(1 + \xi) \bar{w}_{s1}(1) / r(1) h_0(1) \end{aligned} \quad (10)$$

출구경계조건

$$\bar{p}_1(NP1) = 0 \quad (11)$$

섭동압력을 적분함에 의해 얻어진 반경방향(r)과 원주방향(θ)의 유체력은 식 (1)을 $r-\theta$ 좌표계로 변환하면 아래의 관계를 갖는다.

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

결국 휘돌림주기와 임펠러의 회전수 비(f)에 대한 최소제곱 곡선적합(least squares curvefit)을 사용하면 시라우드 틈새에서 발생한 유체가진력을 나타내는 동특성계수(rotordynamic coefficients)인 K , k , C , c , M , m 을 근사적으로 구할 수 있다.

5. 결과 및 고찰

본 절에서는 위에서 설명한 시라우드 틈새에서의 유체가진력 해석방법을 다단 터빈펌프의 임펠러 전면시라우드와 마모 시일에 적용하여 여러 설계변수에 대하여 이들 틈새에서의 유체력에 의한 동특성

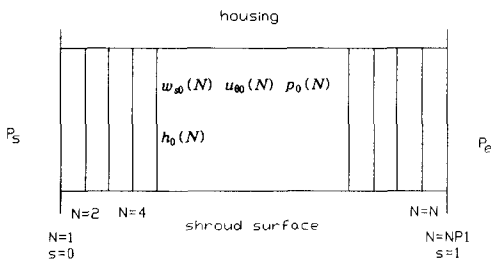


Fig. 3 Numerical domain of calculation.

계수의 특성을 고찰하고자 한다. 임펠러 시라우드와 마모 시일은 연결된 틈새를 이루고 있기 때문에 이 틈새의 유체력은 시라우드입구 압력과 마모 시일의 출구 압력차에 대하여 일체로 해석하여야 한다. 시라우드부의 해석은 전 절에서 설명한 방법을 따르며 시일부의 해석은 시라우드면의 기울기가 없는 경우와 동일함으로 $\gamma=0$ 로 하여 시라우드부의 해석과 동일하게 한다. 다만 시라우드와 시일의 연결부에서 유체흐름의 방향변화와 틈새깊이의 변화가 발생하므로 이 불연속 경계면에서의 압력강하는 식 (13)으로 정의한다. 이때 C_p 는 시라우드와 시일의 경계면 형상에 의해서 결정되고, U 는 유속을 나타낸다.

$$\Delta p = C_p \frac{\rho}{2} U^2 \quad (13)$$

Fig. 4는 본 논문의 해석방법을 적용할 14단 터빈펌프(유량 : 30 m³/h, 양정 : 750 m)⁽¹⁰⁾의 어느 한

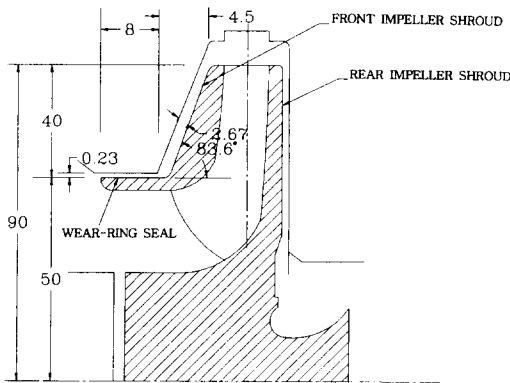


Fig. 4 Typical stage of multi-stage centrifugal pump (unit : mm).

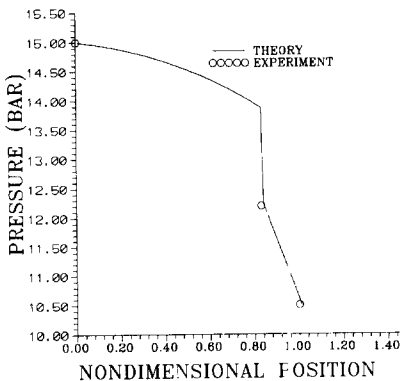


Fig. 5 Pressure distribution through impeller shroud and wear-ring seal.

단의 형상을 보이고 있다. 이 펌프는 3550 RPM의 정격 회전수로 운전되며, 각 단의 시라우드입구와 마모 시일출구의 압력차는 4.7×10^5 Pa이다.

Fig. 5는 3번째 단의 시라우드입구로부터 시일 출구까지의 정압분포 결과를 보여주고 있다. 여기서 무차원화된 위치 0.83은 마모 시일의 입구위치이며, 시라우드입구, 시일입구, 및 시일출구의 정압 측정값⁽¹⁰⁾과 정상상태(zeroth order)의 해가 잘 일치하고 있음을 보여주고 있다. 이 때 시라우드와 시일의 불연속 경계면에서의 압력강하를 정의한 식 (13)의 C_p 값은 0.6을 사용하였다.

임펠러 시라우드와 마모 시일의 유체력에 의한 동특성계수의 특성에 영향을 미칠 수 있는 설계변수는 임펠러의 회전수, 시라우드입구와 시일출구의 압력차, 시라우드의 틈새깊이, 시일의 틈새깊이, 및 시라우드입구에서의 원주방향 유속 등이 있으며 본 연구에서는 Fig. 4에서 보인 펌프에 대하여 이 변수들의 변화에 따른 동특성계수의 특성을 고찰하여 차후 펌프의 운전조건에 최적한 임펠러 시라우드 및 마모 시일의 형상설계시 기본 자료를 제공하고자 한다. 본 논문에서는 식 (I)에서 정의된 동특성계수 중 펌프축계의 동특성에 중요한 영향을 주며, 비교적 큰 값을 나타내는 K , k , C 의 결과만을 제시하였다.

Fig. 6은 임펠러 축(rotor)의 회전수의 증가에 따른 동특성계수의 변화를 보여주고 있다. 축의 회전수 증가에 따라서 약 4,000 RPM까지는 강성계수(K)가 약간 증가됨을 보이고 있다. 이 강성계수는 위험속도(critical speed)와 관계되는 것으로 축계의 위험속도를 증가시킬 수 있음을 알 수 있다. 또한 축의 회전수가 증가함에 따라서 축계의 불안정

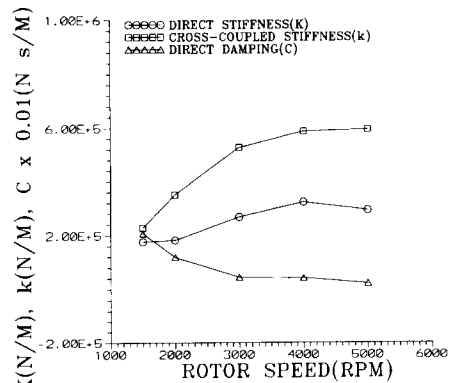


Fig. 6 Rotordynamic coefficients vs rotor speed.

화에 관계되는 연성강성계수(k)는 크게 증가함을 보이며, 축계의 진동감쇠와 관련된 감쇠계수는 감소함을 보이므로 축계는 불안정해짐을 알 수 있다.

Fig. 7은 시라우드입구와 마모 시일출구의 압력차에 의한 동특성계수의 변화를 보여주고있다. 압력차가 커질수록 K , k , 및 C 가 모두 증가함을 알 수 있다. 시라우드입구와 마모 시일출구의 압력차는 펌프 임펠러의 회전에 의해 얻어진 상승 압력으로 펌프의 양정과 단수에 의해 결정되어진다.

Fig. 8은 시라우드의 틈새깊이가 일정할 때 마모 시일 틈새깊이가 변화의 영향을 보여주고 있다. 시일의 틈새깊이가 증가함에 따라서 K 와 k 는 감소함을 보이고 있고 C 는 큰변화를 보이고 있지 않다. 시일의 틈새깊이의 증가는 펌프의 동특성 뿐만 아니라 누설유량을 증가시킴으로 펌프의 성능과도 밀접한 관계가 있다.

시일의 길이와 시라우드의 형상을 일정하게 했을 때 시라우드의 틈새깊이에 따른 동특성계수의 변화가 Fig. 9에 나타나 있다. 시라우드의 틈새가 커짐에 따라서 K 는 감소함을 보이고 있으며, C 는 약 2 mm까지는 감소하고 그 이상의 범위에서는 약간 증가함을 보이고 있다. k 는 약 2 mm까지는 크게 증가하는 경향을 보이며, 그 이상의 범위에서는 약간 증가함을 보이고 있다.

펌프 임펠러에 의해 원심력을 얻어 가압된 유체는 볼류트나 디퓨저를 통해 도출되며 일부는 시라우드를 통해 역류하게 되는데 시라우드입구에서 유체는 어느 정도의 원주방향 성분을 갖고 있다. Fig. 10은 시라우드입구의 원주방향 유속이 동특성계수에 미치는 영향을 보여주고 있다. 횡 좌표는

시라우드입구의 유속을 임펠러 시라우드입구의 원주속도(R_i)로 무차원화 시킨 값으로, 시라우드입

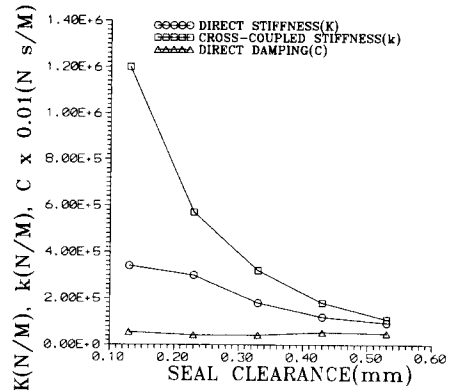


Fig. 8 Rotordynamic coefficients vs seal clearance.

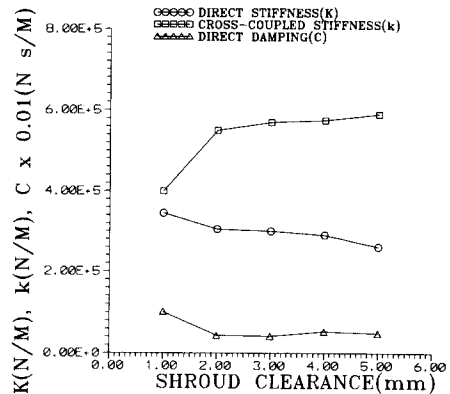


Fig. 9 Rotordynamic coefficients vs shroud clearance.

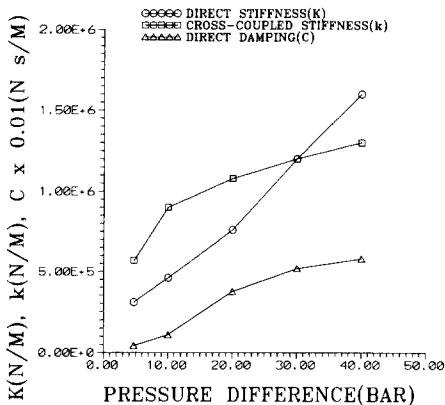


Fig. 7 Rotordynamic coefficients vs pressure difference.

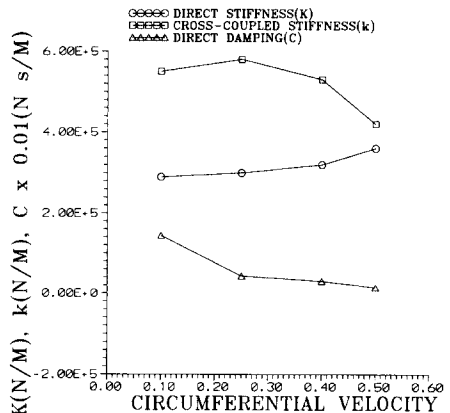


Fig. 10 Rotordynamic coefficients vs circumferential velocity.

구에서의 원주방향 유속이 증가함에 따라서 0.25 이후 k 는 감소함을 보이며, 역시 C 는 약간 감소함을 나타내고 있다. 일반적으로, 시라우드입구에서 원주방향 유속의 증가는 k 의 급격한 증가와 C 의 감소를 보임으로써 축계의 불안정화를 야기하며, 따라서 시라우드입구 형상이 원주방향 유속을 줄일 수 있는 설계가 요구될 수 있다. 그러나 시라우드입구의 원주방향 유속에 대한 k 의 특성은 시라우드와 마모 시일의 형상 및 압력차에 따라 다른 결과를 보이고 있다. 또한, 시라우드입구의 원주방향 유속이 증가함에 따라서 K 는 증가함을 보이고 있다.

펌프 임펠러의 시라우드와 마모 시일을 통한 유체가진력은 펌프 임펠러 축의 회전수, 시라우드입구와 시일출구의 압력차, 시라우드의 틈새깊이, 시일의 틈새깊이, 및 시라우드입구에서의 원주방향 유속에 따라서 변화됨을 알 수 있다. 따라서 펌프의 운전조건에 맞게 임펠러 시라우드와 마모 시일을 설계함으로써 펌프 회전축계의 안정성을 향상시킬 수 있을 것으로 사료된다.

6. 결 론

펌프 임펠러의 전면 시라우드와 마모 시일의 환상 미소 틈새에서 발생된 유체력을 해석하기 위하여 bulk-flow 이론을 기본으로 지배방정식을 유도하고 그 해법을 제시하였다. 본 연구에서 개발한 해석방법을 양정 750 m인 14단 원심펌프의 임펠러 시라우드와 마모 시일의 동특성 해석에 적용하였다. 그 결과 시라우드의 틈새깊이 및 마모 시일의 틈새깊이와 같은 형상조건과 로터의 회전수, 시라우드입구와 마모 시일출구의 압력차, 및 시라우드입구에서의 원주방향 유속과 같은 운전조건에 따른 이들 틈새에서 발생된 유체력에 의한 동특성계수의 특성이 다음과 같았다.

(1) 임펠러 축(rotor)의 회전수가 증가함에 따라서 연성강성계수는 크게 증가함을 보이고, 감쇠계수는 감소함을 보여 축계가 불안정해질 수 있음을 보였다.

(2) 시라우드입구와 마모 시일출구의 압력차가 커질수록 강성계수, 연성강성계수, 및 감쇠계수가 모두 증가함을 보였다.

(3) 마모 시일의 틈새깊이가 일정할 때 시라우드 틈새깊이가 증가함에 따라서 연성강성계수는 증가

함을 보이나 감쇠계수는 큰 변화를 보이지 않아 축계가 불안정해질 수 있음을 보였다.

(4) 마모 시일의 길이와 시라우드의 형상을 일정하게 했을 때 시일의 틈새깊이가 커짐에 따라서 연성감쇠계수는 크게 감소함을 보였으며 감쇠계수는 큰 변화를 나타내지 않아 축계가 안정될 수 있음을 보였다.

(5) 시라우드입구에서의 원주방향 유속이 증가함에 따라서 ($\frac{U_{\theta}}{R_i\omega} > 0.25$) 연성감쇠계수는 감소함을 보이며 감쇠계수는 약간 감소함을 나타내었으나, 시라우드와 마모 시일의 형상 및 압력차에 따라 다른 결과를 보였다.

펌프 임펠러의 시라우드와 wear-ring 시일을 통한 유체가진력은 펌프 축계의 진동특성에 영향을 준다. 이 유체가진력의 강성계수는 펌프 축계의 위험속도를 변화시킬 수 있으며, 연성강성계수와 감쇠계수는 축계의 안정성에 영향을 미친다. 따라서 펌프의 설계시 운전조건에 최적한 임펠러 시라우드와 마모 시일의 형상설계와 이들의 정밀한 해석이 요구된다.

후 기

본 논문은 1996년도 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- (1) Colding-Jorgensen, Jorgen, 1980, "Effect of Fluid Forces on Rotor Stability of Centrifugal Pumps and Compressors," Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery, NASA No. 2133, Proceedings of a Workshop Held at Texas A&M University, pp. 249~265.
- (2) Ohashi, H and Shoji, H., 1984, "Lateral Fluid Forces Acting on Whirling Centrifugal Impeller," NASA CP 2335, May, pp. 109~122.
- (3) Tsujimoto, Y., Acosta, A. and Brennen, C., 1984, "Two-Dimensional Unsteady Analysis of Fluid Forces on A Whirling Centrifugal Impeller in a Volute," Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery, NASA

- CP No. 2338, Proceedings of a Workshop Held at Texas A&M University, pp. 161~172.
- (4) Adkins, D., 1985, "Analysis of Hydrodynamic Forces of Centrifugal Pump Impellers," Ph. D. dissertation, Division of Engineering and Applied Sciences, California Institute of Technology.
- (5) Childs, D., 1989, "Fluid-Structure Interaction Forces at Pump-Impeller-Shroud Surfaces for Rotordynamic Calculations," *Journal of Vibrations, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 111, pp. 216~225.
- (6) Bolleter, U., Wyss, A., Welte, I. and Sturchler, R., 1987, "Measurement of Hydrodynamic Interaction Matrices of Boiler Feed Pump Impellers," *Journal of Vibration, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 109, pp. 144~151.
- (7) Bolleter, U., Leibundgut, E., Sturchler, R. and McCloskey, T., 1989, "Hydraulic Interaction and Excitation Forces of High Head Pump Impellers," in *Pumping Machinery-1989, Proceedings of the Third Joint ASCE/ASME Mechanics Conference*, La Jolla, CA, pp. 187~194.
- (8) Hirs, G., 1973, "A Bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricant Films," *Journal of Lubrication Technology*, pp. 137~146.
- (9) Meirovitch, L., 1985, *Introduction to Dynamics and Control*, Wiley, New York.
- (10) 이동환, 1995, 고압 다단 터빈 펌프설계 및 제작기술 개발(I), 한국기계연구원, 통상산업부.

부 록

정상상태 식과 비정상상태 식

정상상태 식

$$rh_0w_{s0}=1$$

$$\frac{\partial p_0}{\partial s} + \left[\frac{\sigma_{s0} + \sigma_{r0}}{2h_0} - \frac{1}{h_0} \frac{dh_0}{ds} - \frac{1}{r} \frac{dr}{ds} \right] w_{s0}^2 - \frac{u_{\theta 0}^2}{b^2} \frac{1}{r} \frac{dr}{ds} = 0$$

$$\frac{\partial u_{\theta 0}}{\partial s} + \frac{\partial u_{\theta 0}}{r} \frac{dr}{ds} + \frac{1}{2h_0} [\sigma_{s0}u_{\theta 0} + \sigma_{r0}(u_{\theta 0} - r)] = 0$$

비정상상태 식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial w_{s1}}{\partial s} + \frac{\omega T}{r} \frac{\partial u_{\theta 1}}{\partial \theta} + w_{s1} \left(\frac{1}{r} \frac{dr}{ds} + \frac{1}{h_0} \frac{dh_0}{ds} \right) \\ & = -\frac{1}{h_0} \left(w_{s0} \frac{\partial h_1}{\partial s} + T\omega \frac{u_{\theta 0}}{r} \frac{\partial h_1}{\partial \theta} + T\omega \frac{\partial h_1}{\partial \tau} \right) + \frac{h_1 w_{s0}}{h_0^2} \frac{\partial h_0}{\partial s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial p_1}{\partial s} + \left[\frac{(\sigma_{s0}(ms+1)\beta_1 + \sigma_{r0}(mr+1)\beta_0)w_{s0}}{2h_0} - \frac{2}{b^2} \frac{u_{\theta 0}}{r} \frac{dr}{ds} \right] u_{\theta 1} \\ & + \left[\frac{d(w_{s0})}{ds} + \left(\frac{(2+mr)\sigma_{r0} + (2+ms)\sigma_{s0}}{2h_0} w_{s0} - \frac{((1+ms)\sigma_{s0}\beta_1 U_{\theta 0} + (1+mr)\sigma_{r0}\beta_0(u_{\theta 0} - r))}{2h_0} \right) \right] w_{s1} \\ & + \left[(\omega T) \frac{\partial w_{s1}}{\partial \tau} + (\omega T) \frac{U_{\theta 0}}{r} \frac{\partial w_{s1}}{\partial \theta} + w_{s0} \frac{\partial w_{s1}}{\partial s} \right] \\ & = h_1 \left[\frac{w_{s0}^2}{2h_0^2} (\sigma_{s0}(1-ms) + \sigma_{r0}(1-mr)) \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& b \frac{L_s}{R_i} \frac{1}{r} \frac{\partial p_1}{\partial \theta} + \left[(\omega T) \frac{\partial w_{s1}}{\partial \tau} + (\omega T) \frac{u_{\theta 0}}{r} \frac{\partial w_{s1}}{\partial \theta} + w_{s0} \frac{\partial w_{s1}}{\partial s} \right] \\
& + \frac{1}{2h_0} \left[w_{s0} (\sigma_{r0} + \sigma_{s0}) + \sigma_{r0} (mr + 1) (u_{\theta 0} - r) \beta_0 + \sigma_{s0} (ms + 1) u_{\theta 0} \beta_1 + 2h_0 \frac{w_{s0}}{r} \frac{dr}{ds} \right] u_{\theta 1} \\
& + \frac{1}{2h_0} \left[\sigma_{r0} (u_{\theta 0} - r) [mr - (1 + mr) \beta_0 (U_{\theta 0} - r) / w_{s0}] + \sigma_{s0} u_{\theta 0} [ms - (1 + ms) \beta_1 u_{\theta 0} / w_{s0}] \right] w_{s1} \\
& = \frac{h_1}{2h_0} [w_{s0} \{ (1 - mr) (u_{\theta 0} - r) \sigma_{r0} + (1 - ms) u_{\theta 0} \sigma_{s0} \} / h_0]
\end{aligned}$$

여기서,

$$\begin{aligned}
\sigma_{s0} &= \frac{L_s}{C_i} ns R_{s0}^{ms} \left[1 + \left(\frac{U_{\theta 0}}{b w_{s0}} \right)^2 \right]^{\frac{ms+1}{2}} \\
\sigma_{r0} &= \frac{L_s}{C_i} nr R_{s0}^{ms} \left[1 + \left(\frac{U_{\theta 0} - r}{b w_{s0}} \right)^2 \right]^{\frac{ms+1}{2}}
\end{aligned}$$

$$\beta_0 = \frac{(u_{\theta 0} - r)}{(b^2 w_{s0}) [1 + (u_{\theta 0} / b w_{s0})^2]}$$

$$\beta_1 = \frac{u_{\theta 0}}{(b^2 w_{s0}) [1 + (u_{\theta 0} / b w_{s0})^2]}$$

$$R_{s0} = \frac{21 C_i V_i h_0 w_{s0}}{v}, \quad b = \frac{V_i}{R_i \omega}$$