

## 로마킨효과를 고려한 다단터빈펌프의 동특성 해석

이 동 환\*, 김 영 철\*, 최 상 규\*, 이 안 성\*

( Rotordynamic Analysis of a Multistage Turbine Pump considering the Lomakin Effect )

( Dong-Hwan Lee, Young-Cheol Kim, Sang-Kyu Choi, An-Sung Lee )

### 1. 서론

최근의 터빈펌프는 고성능화의 요구로 회전체의 회전속도가 빨라지고 경량화, 고압화됨에 따라 회전체와 비회전체인 하우징사이의 틈새가 점점 작게 설계되고 있다. 일반 회전기계의 동적계수는 운전상태(Operation Condition)와 밀접한 관련성이 있으며, 정지상태(Stationary Condition)와는 달리 운전상태에서는 잔류불균형(Residual Unbalance), 축어긋남(Misalignment), 유체력등이 항상 가진력으로 작용하고 있다. 특히 다단터빈펌프는 작동유체로부터 발생하는 유체력이 동특성에 크게 영향을 미치게 되는데, 최근 고압, 고속화에 따라 ①씨일이나 발란스디스크의 틈새에서에서 일어나는 유체력, ②임펠러와 쉬라우드 사이에서 발생하는 유체력, ③베어링의 유막력 등이 계의 동특성 변화 및 불안정진동을 일으키는 중요한 원인이 되고 있다. 따라서 이들 유체력이 고려되지 않은 정지상태에서 주파수응답함수(FRF, Frequency Response Function)로 동적특성을 평가하는 것은 실제와 상당히 거리가 멀 수가 있다<sup>[1]</sup>.

실제로 다단터빈펌프는 회전체의 회전요소와 정지요소사이의 좁은 틈새에 펌핑된 유체가 통과할 때 유체적 상호작용에 의해 발생하는 로마킨효과(Lomakin Effect)를 반드시 고려해야 한다. 일반적으로 로마킨효과를 고려하여 펌프의 동특성을 규명하는 것을 Wet Test라 하고, 이와 반대로 유체력의 영향을 고려하지 않고 동특성을 규명하는 것을 Dry Test라 한다.<sup>[1]</sup>

1969년 Black 이후 Childs, Kaneko, Manabe, Nordmann,

\* 한국기계연구원 회전체연구그룹

Fritz등에 의해 비접촉 씨일부의 유체력에 의한 강성 및 감쇠에 대해서는 상당한 연구가 진행되었다<sup>[2]</sup>. 그리고 최근에는 실제 운전중에 펌프의 동특성을 평가하는 실험 기법들이 제시되고 있다<sup>[1]</sup>.

본 연구에서는 그림 1에 보이는 양정 750m급 14단의 시제품 터빈 펌프의 동특성 해석을 위하여 마모링과 벨런스 디스크에 대한 로마킨효과를 고려하여 그 영향을 분석하였다. 본 펌프는 로마킨효과를 고려치 않고 해석하였을 때 운전속도가 1차 위험속도 이하에 있는 것으로 나타난다. 따라서 실제로 그 효과를 고려하였을 때 위험속도가 얼마나 상승되는지 살펴보고 실제로 과도응답을 계측하여 확인코자 한 것이다.

본 연구는 일차적으로 Dry Test에 의하여 유한요소 모델링 및 해석 결과를 검증하고 로마킨효과에 의한 동특성 계수는 Gopalakrishnan<sup>[4]</sup>이 제시한 식을 이용함으로써 시제품에서의 그 효과가 미치는 영향을 예측해 보았다. 이 분석 결과들은 고압 터빈 펌프의 동특성 설계에 적용하여 펌프의 동특성 성능개선에 이용될 예정이다.

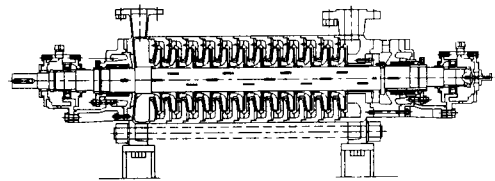


그림 1. 14단 터빈펌프 시제품

## 2. 로마킨효과에 의한 강성 및 감쇠계수 추정

씨일이나 발란스디스크는 비접촉상태로 사용되며, 축이 회전하고 씨일이 정지하고 있는 점에서 미끄럼베어링과 유사한 형상을 하고 있다. 다른 점은 보통 씨일부는 입구와 출구사이에 비교적 큰 압력차에 의해 축방향으로의 강한 유동이 있고 틈새가 베어링보다 크므로 난류인 점이다. 또한 씨일 주위의 유체압력이 대기압보다 높기 때문에 베어링과 같은 캐비테이션이 발생하기 어렵다.

그림 2와 같이 간극이 작은 곳에서의 유속은 간극이 큰 곳에서의 유속보다 작다. Bernoulli 원리에 의하면 유속이 작은 곳에서의 압력은 유속이 큰 곳보다 높게 된다. 또 간극이 큰 곳이 입구에서의 압력강하가 크고 씨일(Seal) 내에서의 압력이 작다. 따라서 뒷쪽으로 반력이 발생하게 되는데 이것을 로마킨효과(Lomakin Effect)라 한다. 본 연구는 이 로마킨효과가 펌프의 동특성에 어떠한 영향을 미치는지를 검토해 보고자 하는 것이다.

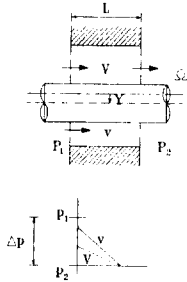


그림 2. 씨일형상과 로마킨효과

씨일에서의 유체력은 입구에서의 Swirl 효과와 유체관성력을 무시하면 다음과 같이 주어진다<sup>[2]</sup>.

$$\begin{Bmatrix} F_y \\ F_z \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ z \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y} \\ \dot{z} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

본 연구에서는 씨일에서의 강성 및 감쇠계수를 추정하기 위해 Gopalakrishnan<sup>[4]</sup>이 제시한 식을 사용하였다. 즉,

$$\begin{aligned} K_{xx} &= K_{yy} = m_L \omega^2 \\ C_{xx} &= C_{yy} = 2c\omega \\ K_{xy} &= -K_{yx} = c\omega^2 \\ C_{xy} &= -C_{yx} = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} m_L &= \frac{\pi}{4} DL \frac{\frac{\lambda L}{2(1+\xi_1)}}{\left\{ \frac{\lambda L}{2(1+\xi_1)} + H \right\}^2} \Delta P \phi \frac{1}{\omega^2} \\ c &= \frac{\pi}{8} \frac{DL^2}{H} \frac{1+\xi_1 + \frac{\lambda L}{6H}}{\sqrt{1+\xi_1 + \frac{\lambda L}{2H}}} \sqrt{\frac{\rho \Delta P}{2g}} \phi \frac{1}{\omega} \\ \phi(\text{형상계수}) &= \frac{1}{1+(L/D)^2} \end{aligned}$$

여기서,

$$\begin{aligned} \xi &= C_g/C^* = \text{감쇠계수/위험감쇠계수}, \quad \rho = \text{유체밀도} \\ \omega &= \text{회전속도}, \quad D = \text{축직경} \\ L &= \text{마모링(Wear Ring)의 길이}, \quad \Delta P = \text{압력강하} \\ \lambda &= \text{마찰계수(Friction Factor)}, \quad g = \text{중력상수} \\ H &= \text{반경간극(Radial Clearance)}, \quad \xi_1 = \text{입구손실계수} \end{aligned}$$

위식으로부터 로마킨효과는 Direct Stiffness에 비하여 Direct Stiffness에 큰 기여를 하게 되어 계의 위험속도를 상승하게 만드는 효과가 있다.

본 다단펌프의 마모씨일과 발란스디스크의 물성치들은 표 1과 같고, 결과적으로 얻은 마모씨일의 강성 및 감쇠계수는 식 (3)과 같고 발란스디스크에 대해서는 식 (4)와 같다.

표 1. 마모씨일과 발란스디스크의 물성치

항목	Wearing Seal	Balance Disk
$\rho$	1000 kg/m <sup>3</sup>	1000 kg/m <sup>3</sup>
$\omega$	3600 rpm	3600 rpm
D	100 mm	135 mm
L	11.62 mm	20 mm
$\Delta P$	0.05 kg/mm <sup>2</sup>	0.75 kg/mm <sup>2</sup>
g	9.8 m/s	9.8 m/s
$\lambda$	0.05	0.05
$\xi_1$	0.8	0.8
H	0.5 mm	0.5mm
$\phi$	0.9587	0.9785

$$\begin{aligned} k_w &= \begin{bmatrix} 16098 & 7909 \\ -7909 & 16098 \end{bmatrix} \text{ (N/m)}, \\ c_w &= \begin{bmatrix} 41.96 & 0 \\ 0 & 41.96 \end{bmatrix} \text{ (N·s/m)} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} k_b &= \begin{bmatrix} 714600 & 123387 \\ -123387 & 714600 \end{bmatrix} \text{ (N/m)}, \\ c_b &= \begin{bmatrix} 654.57 & 0 \\ 0 & 654.57 \end{bmatrix} \text{ (N·s/m)} \end{aligned} \quad (4)$$

### 3. 로마킨효과를 고려하지 않은 동특성해석

유한요소법에 의해 다단펌프의 Campbell 선도(선회속도, 위험속도, 고유모드를 계산하였다. 다단터빈펌프 축을 31개의 Timoshenko 보로 가정된 유한요소로 나누고, 임펠러와 발란스디스크는 관성모멘트를 가지는 강체로 가정하며, 구름베어링을 사용하였으므로 베어링의 감쇠는 무시하였다. 그림 3은 로마킨효과를 고려하지 않고 동특성해석을 위한 유한요소 모델을 나타내고, 표 2는 계산에 사용된 물성치이다.

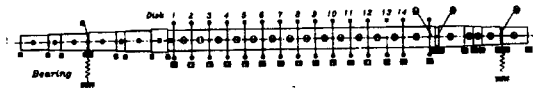


그림 3. 로마킨효과를 고려하지 않은 유한요소 모델

표 2. 시제품 펌프의 물성

항목	물성값	
축	중량	25.9 kg
	E	$0.2078 \times 10^{12}$ N/m <sup>2</sup>
	$\rho$	7806 kg/m <sup>3</sup>
임펠러	중량	1.8 kg
	$I_p$	$6.566 \times 10^{-3}$ kg·m <sup>2</sup>
	$I_a$	$3.307 \times 10^{-3}$ kg·m <sup>2</sup>
발란스 디스크	중량	1.9 kg
	$I_p$	$3.665 \times 10^{-3}$ kg·m <sup>2</sup>
	$I_a$	$1.902 \times 10^{-3}$ kg·m <sup>2</sup>
베어링	k	$3.43 \times 10^8$ N/m <sup>2</sup>

그림 4는 로마킨효과를 고려하지 않았을 때의 Campbell 선도를 나타내고, 표 3은 이때 계산된 위험속도 결과이다.

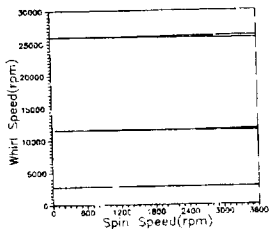


그림 4. 로마킨효과를 고려하지 않았을 때 Campbell 선도

표 3. 로마킨효과를 고려하지 않았을 때 위험속도

차수	FEM		Impact Test 고유진동수(RPM)
	Backward Whirl	Forward Whirl	
1	2792	2807	2925
	11362	11786	
2	24830	27348	24825
	27348	27348	

유한요소법에 의해 계산된 결과를 검증하기 위해 실험적 모드해석법을 사용하여 고유진동수와 진동모드를 계산하였다. 그림 5는 실험적 모드해석법 개략도를 나타내고 그림 6은 실험적 모드해석법을 위한 가진점 및 측정점을 표시한 것이다.

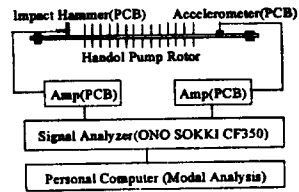


그림 5. 다단펌프의 실험적 모드해석법 개략도

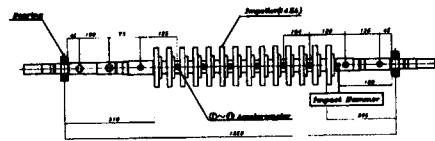


그림 6. 실험적 모드해석을 위한 가진점 및 측정점

그림 7은 측정된 주파수응답함수의 예를 나타낸 것이고 그림 8~10은 결과적으로 계산된 고유진동수와 고유모드를 나타내고 있다. 표 3의 고유진동수의 이론치와 비교해 볼 때 5% 이내의 오차로 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다.

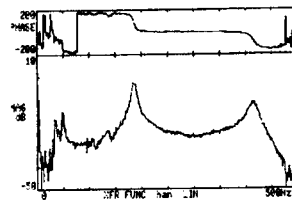


그림 7. 측정된 주파수응답함수 예 H(8,2)

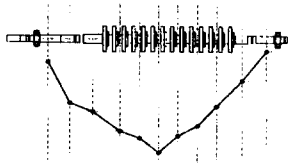


그림 8. 1차 진동모드(2925RPM)

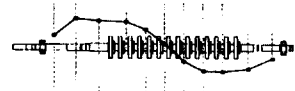


그림 9. 2차 진동모드(11025RPM)

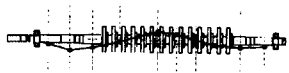


그림 10. 3차 진동모드(24825RPM)

#### 4. 로마킨효과를 고려한 동특성해석

로마킨효과를 고려한 경우에 대해서 유한요소법에 의해 단단뎀프의 선회속도(또는 Campbell Diagram), 위험속도, 고유모드를 계산하였다. 역시 축을 31개의 Timoshenko 보로 가정된 유한요소로 나누고, 임펠러와 발란스디스크는 관성모멘트를 가지는 강체로 가정하며, 베어링(표 2 참조)과 씨일(식 3 참조) 및 발란스디스크(식 4 참조)에 작용하는 강성 및 감쇠는 철점에 작용하는 것으로 가정하였다. 그림 11은 로마킨효과를 고려하여 동특성해석을 하기 위한 유한요소 모델을 나타낸다.

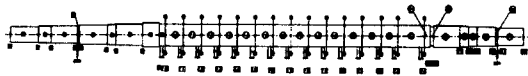


그림 11. 로마킨효과를 고려한 유한요소 모델

그림 12는 로마킨효과를 고려한 Campbell 선도를 나타내고 표 4는 이때 계산된 위험속도 결과이다. 여기서 1차 고유진동수가 로마킨효과를 고려하지 아니한 경우에 비해서 약 50%정도 증가하는 것을 볼 수 있고, 2, 3차 위험속도에 비

해 1차 위험속도가 현저하게 민감한 변화를 보이고 있다. 이와 같은 결과는 씨일이 일정한 간격으로 균일하게 분포되어 있기 때문으로 판단된다.

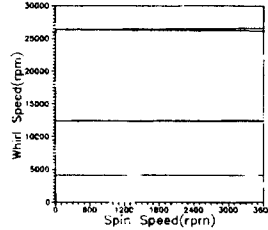


그림 12. 로마킨효과를 고려하였을 때 Campbell 선도.

표 3. 로마킨효과를 고려하였을 때 위험속도

차수	위험속도(RPM)	증가량	
1	Backward Whirl	4172	49.5%
	Forward Whirl	4198	49.6%
2	Backward Whirl	12233	7.7%
	Forward Whirl	12696	7.7%
3	Backward Whirl	25327	2.0%
	Forward Whirl	27860	1.9%

그림 13~15는 3600RPM에서 계산된 고유진동모드를 나타낸다.

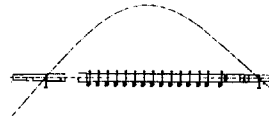


그림 13. 계산된 1차 고유진동모드

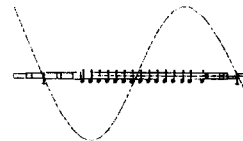


그림 14. 계산된 2차 고유진동모드

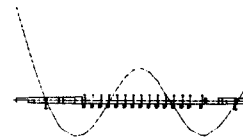


그림 15. 계산된 3차 고유진동모드

이제 로마킨효과와 민감도(Sensitivity)를 평가함으로써 그 중요성을 살펴보고자 한다. 실제로 씨일의 설계변수를 변경함으로써 그 강성계수가 변할 수도 있고 운전중 기계의 이상으로 인해 그 값이 바뀔 수도 있으며 실제에 적용된 식 (2)에 상당한 오차가 포함되어 있을 수도 있다. 실제로 씨일의 형상이 바뀌게 되면 진동레벨도 바뀌게 되며 흐름저항에 따른 효율도 바뀌게 된다. 일부 문헌에서는 씨일이 마모하여 간극이 커짐으로써 위험속도가 낮아지고 댐핑이 감소하여 진동문제를 일으킨 경우가 보고되고 있다<sup>[3]</sup>.

그림 16~18은 마모씨일의 강성계수를 변화시켰을 때 위험속도의 변화추이를 나타낸다. 여기서  $k_w$ 는 식 (2)에 의해 설계에 적용된 마모씨일의 강성계수이고  $k_w$ 는 실제로 마모씨일에 작용하는 강성계수이다.  $k_w/k_{w0}=0$ 인 경우는 마모씨일의 강성은 존재하지 않고 발란스디스크에만 존재할 경우를 나타낸다. 이들 그림에서 볼 수 있듯이 마모씨일의 강성계수에 2, 3차 위험속도 보다는 1차 위험속도가 민감하게 변함을 알 수 있다.

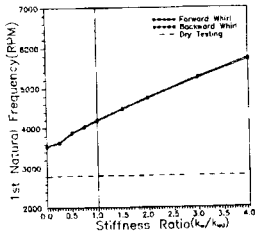


그림 16. 마모씨일의 강성변화에 따른 1차 위험속도 변화

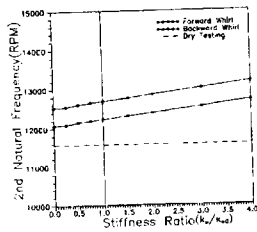


그림 17. 마모씨일의 강성변화에 따른 2차 위험속도 변화

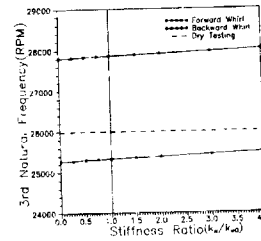


그림 18. 마모씨일의 강성변화에 따른 3차 위험속도 변화

그림 19~21은 발란스디스크의 강성계수를 변화시켰을 때 위험속도의 변화추이를 나타낸다. 여기서  $k_b$ 는 식 (2)에 의해 설계에 적용된 발란스디스크의 강성계수이고  $k_b$ 는 실제로 발란스디스크에 작용하는 강성계수이다.  $k_b/k_{b0}=0$ 인 경우는 발란스디스크의 강성은 존재하지 않고 마모씨일에만 존재할 경우를 나타낸다. 이들 그림에서 볼 수 있듯이 1, 2, 3차 위험속도 모두 발란스디스크의 강성계수에 민감하게 변함을 알 수 있다. 이것은 마모씨일에 비해서 강성계수가 상대적으로 크므로 시스템에 비교적 큰 영향을 미치는 것으로 판단된다.

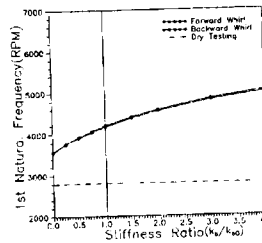


그림 19. 발란스디스크의 강성변화에 따른 1차 위험속도 변화

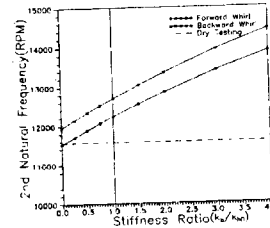


그림 20. 발란스디스크의 강성변화에 따른 2차 위험속도 변화

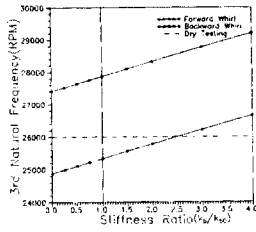


그림 21. 발란스디스크의 강성변화에 따른 3차 위험속도 변화

그림 22~23은 다단터빈펌프를 정지상태로부터 3600rpm 까지 속도를 올려가면서(Start Up) 이때의 축의 과도응답(Transient Response)을 측정된 Bode Plot과 Polar Plot이다. 이들 그림으로부터 다단터빈펌프가 1차 고유진동수 이하에서 운전되고 있으며 설계시 반드시 로마킨효과를 고려해야 함을 확인할 수 있다.

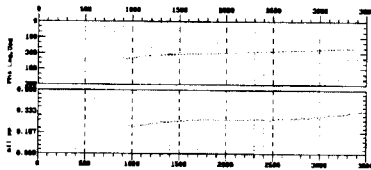


그림 22. 측정된 Bode Plot

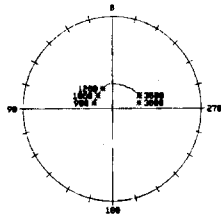


그림 23. 측정된 Polar Plot

회전체의 동적계수는 그 작동상태에 따라 민감하게 변하므로 동특성을 운전중에 실험적으로 규명하기 위한 방법이 요구된다. 최근에 Marscher<sup>[1]</sup> 등에 의해 실제 작동중인 펌프 회전체에 대해서 실험적모드해석을 적용하는 방법이 제시되고 있으며, 현재 국내에서는 KIMM에서 이 방법을 개발하고 있다<sup>[6]</sup>.

## 5. 결론

마모씨일과 발란스디스크에서의 로마킨효과가 3600rpm에서 운전되는 14단 터빈펌프의 동특성에 미치는 영향을 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

① 14단 터빈펌프 시제품 해석을 위한 유한요소 모델링 및 해석결과는 실험적 모드해석을 통하여 5% 이내의 오차로 검증되었다.

② 마모링 및 밸런스 디스크의 로마킨효과를 고려하였을 때 시제품 펌프의 위험속도는 그렇지 않았을 때에 비하여 1차의 경우 약 50% 상승하나 고차의 경우는 그 영향이 미미하였다. 그런데 1차 위험속도가 운전속도와 밀접한 관련이 있으므로 설계시 로마킨효과는 반드시 고려되어야 한다.

③ 마모링 및 밸런스디스크의 설계변경에 의하여 시제품 펌프의 강성을 변화시킬 경우 위험속도가 크게 변화하는 것으로 나타났다. 이를 이용하면 펌프의 심각한 구조변경 없이도 씨일의 적절한 설계에 의하여 임펠러 깃등의 고조화성분을 포함한 유해한 진동을 회피하는 동특성 설계가 가능하다.

향후 계속 연구사업으로서 씨일의 동특성 해석코드 개발 및 Wet Test를 통하여 본 연구결과를 검증하고 그 결과를 다단 터빈 펌프의 동특성 설계에 적용하여 고압 다단 터빈 펌프의 독자적 개발에 활용코자 한다.

## 참고문헌

1. Marscher, W.D., Determination of Pump Rotor Critical Speeds During Operation through Modal Analysis, Proc ASME 1986 WAM Symp.
2. 최준석 외, 작동유체에 의한 불안정화 유체력의 해석, 1993, 한국기계연구원 보고서
3. Chang, C.M., Braun, F.W., Solving the Vibration Problem of a Vertical Multistage Cryogenic Pump, Proceedings of the Fourth International Pump Symposium, 1987, Texas A&M University
4. Gopalakrishnan, S., "Pump Instability Phenomena Generated by Fluid Forces", Proceedings of Symposium on Instability in Rotating Machinery, Bently Nevada Dynamic Research Corporation, Carson City, Nevada, 1985
5. 이동환 외, 고압다단터빈펌프 설계 및 제작기술 개발 (I), 1995, 한국기계연구원 보고서