

고압 터보 펌프의 실 및 로터다이나믹스 연구

이용복* · 김창호*

1. 서 론

터보펌프에서 실 (seal)은 산화제 펌프와 연료 펌프의 임펠러 (impeller)에서 슈라우드 (shroud)를 따라 역류하는 유체의 흐름을 제어하기 위해서 사용된다. 또한 터보 펌프에 사용되는 실은 고속, 고압인 터보 펌프의 구동 특성 때문에 마모 (rubbing) 현상을 줄이기 위해서 비 접촉 (non-contact) 형태인데, 주로 적용되는 실로는 Fig. 1에서와 같이 평실 (plain seal), 래버린스 실 (labyrinth seal), 댐퍼 실 (damper seal), 그리고 플로팅 링 실 (floating ring seal) 등이 있다. 이 중에서 래버린스 실과 댐퍼 실은 평실의 내면에 형상을 주어 서로 각각 누설 특성과 감쇠성능을 향상시킨 실이다. 그리고 Fig. 2와 3 같은 구조를 가지고 있는 플로팅 링 실은 스테이터 (stator)에 고정되어 있는 기존 실들과 달리 작동 환경에 따라 편심위치가 이동하기 때문에 비 접촉 실의 단점인 간극 (clearance)과 고속에서 발생하는 유체 전단력에 기인한 불안정성을 줄일 수 있다는 장점을 가지고 있다.

고압, 고속으로 운전되는 터보 펌프에서는 실에서 발생하는 힘과 함께 터빈의 편심 된 틈새에서 발생하는 Alford's force⁽¹⁾와 펌프의 임펠러와 디퓨저의 상호 작용에 의한 힘들이 시스템의 불안정성을 증가시키는 요인으로 작용한다. 또한 산화제 펌프와 연료 펌프의 스플라인 (spline) 결합이라는 터보펌프의 구조적인 특징은 시스템의 안정성에 중요한 요소로 작용한다.

따라서 안정적인 터보 펌프의 구동을 위해서는 실 등에서 발생하는 회전체 동역학적 힘과 함께 터보 펌프의 특성을 반영한 모델을 통한 해석이 이루어져야 한다. 또한, 실은 터보 펌프의 효율에 영향을 주는 주요한 요소이기 때문에 실의 누설 특성에 대한 연구도 진행되어야 한다.

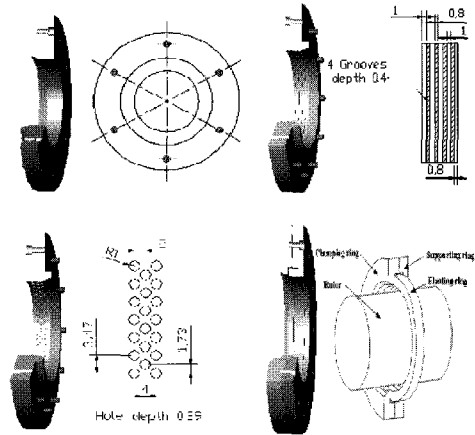


Fig. 1 Concept for various non-contact seal

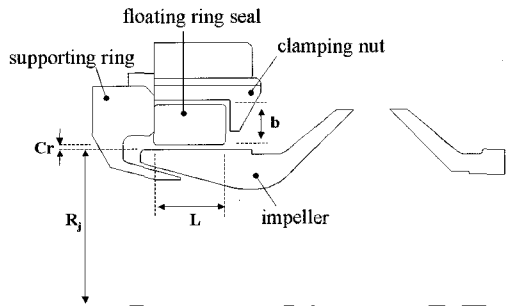


Fig. 2 Structural arrangement of floating ring seal

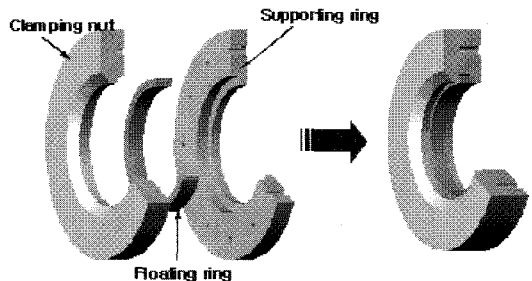


Fig. 3 Construction of floating ring seal

* 한국과학기술연구원, 트라이볼로지 연구센터
E-mail : lyb@kist.re.kr

2. 플로팅 링 실

2.1 플로팅 링 실의 특징

스테이터에 고정되어 있지 않은 플로팅 링 실은 펌프가 정지 상태에 있을 때 최대 편심 위치에서 로터와 접촉을 하고 있다가 운전을 시작하면서 Fig. 4와 같은 힘들에 의해서 이동을 한 후, 모든 힘들이 평형을 이루는 곳에서 정지하게 된다는 특징을 가지고 있다.

그리고 실이 정지한 곳의 위치를 고정 위치 (lock-up position)이라고 하는데, 고정 위치에 따라 실의 누설 특성과 회전체 동역학적 특성은 많은 변화를 보이므로 플로팅 링 실에서 고정 위치의 판별은 매우 중요한 일이다.

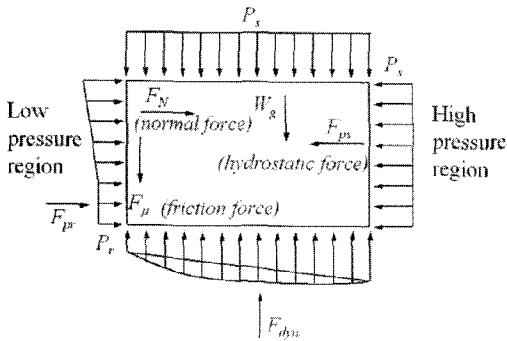


Fig. 4 FBD of floating ring seal

플로팅 링 실의 누설 특성과 안정성을 높이기 위해서 제안된 댐퍼 플로팅 링 실 (damper floating ring seal)은 내면에 댐퍼 형상을 주어 기밀기를 증가 시킨 하이브리드 형식 (hybrid type)의 실이다.(Fig. 5 참조) 댐퍼 형상은 von Pragenau⁽²⁾에 의해서 실의 안정성을 높이기 위해서 제안된 형상으로 식 (1)과 같이 표현되는 면적비를 통해서 기하학적 조건을 나타낸다.

$$\gamma = \frac{\text{hole - pattern surface area}}{\text{stator surface area}} \quad (1)$$

2.2 실의 해석

실에서는 넓은 간극과 입구부와 출구부의 큰 압력 이러한 유동 특성 때문에 실에서는 bulk-flow 모델이 적용되며, 지배방정식으로 연속방정식, 축 방향 및

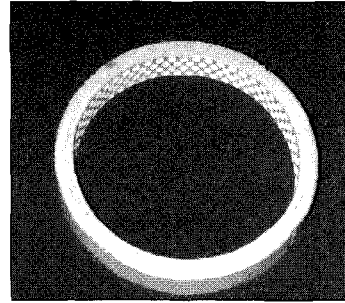


Fig. 5 Damper floating ring seal

원주방향 운동 방정식을 사용한다. 지배 방정식에서의 zeroth-order식으로부터는 자세각, 누설량, 유체력 등을, 그리고 first-order식 으로부터는 회전체 동역학적 (rotordynamic) 계수 들을 추출할 수 있다. 또한 동역학적 계수들을 이용해서, 실에서 유발되는 불안정성을 나타내는 휘돌림 주파수비 (whirl frequency ratio)를 식 (2)를 통해서 구할 수 있다. 이와 함께 본 연구에서는 수치해석 기법으로 Nelson과 Nguyen⁽³⁾의 Fast Fourier Transform방법을 사용하였다.

$$K_{eq} = \frac{K_{xx}C_{yy} + K_{yy}C_{xx} - C_{xy}K_{yx} - C_{yx}K_{xy}}{C_{xx} + C_{yy}} \quad (2)$$

$$f_{eq}^2 = \frac{(K_{eq} - K_{xx})(K_{eq} - K_{yy}) - K_{xy}K_{yx}}{(C_{xx}C_{yy} - C_{xy}C_{yx})\Omega^2}$$

Fig. 6에 플로팅 링 실 및 기존의 비 접촉 실의 종류에 따른 누설 특성을 회전 속도에 따라 도시하였다. 플로팅 링 실이 래버린스 및 댐퍼 실에 비해 다소 취

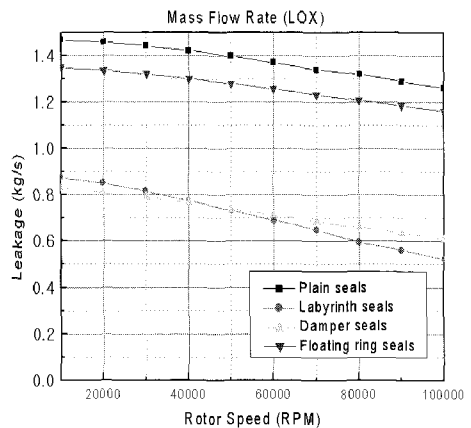


Fig. 6 Leakage performance of the liquid oxygen pump seal

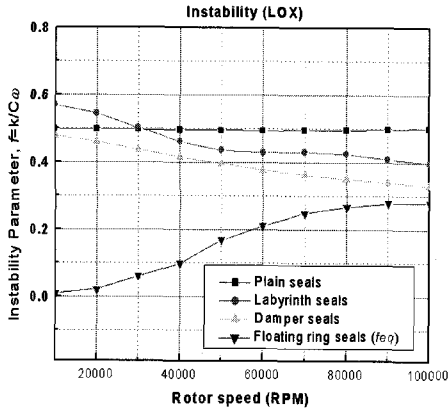


Fig. 7 Whirl frequency ratio of the liquid oxygen pump

약한 누설 특성을 보이는데, 이는 래버린스나 댐퍼 실의 경우 내면에 원주 방향 홈 및 구멍 형태에 의한 표면 마찰 저항의 증가에 따라 누설량이 감소되었기 때문으로 보인다.

Fig. 7과 같이 실의 안정성을 나타내는 휘돌림 주파수 비의 경우는 일반적으로 회전속도의 증가에 따라 증가하는 경향을 보이고 있으나, 플로팅 링 실의 값이 다른 실의 값에 비해 상대적으로 작은 것을 알 수 있다.

2.3 실험적 연구 방법 및 결과

플로팅 링 실의 정특성 및 동특성을 구하기 위해서 Fig. 8과 같은 실험 장치를 구현하였다. 로터는 최대출력 30 kW를 낼 수 있는 모터에 의해서 회전되며, 유체는 최대 100 bar까지 압축할 수 있는 펌프에 의해서 실로 유입된다. 유량계는 펌프와 실의 입구 사이에 위치하였다. 실의 동역학적 계수들은 Fig. 9에서처럼 실험 장치에 충격 (impact) 신호를 줌으로써 얻은 주파수 응답 함수 (frequency response function)에 최소

자승법 (least-square method)을 사용하여 구하여 졌다. 최소자승법에는 노이즈 (noise)의 영향을 줄이기 위해 IV (Instrumental Variable) 방법을 적용하였다.(Fig. 10 참조) 또한 Fig. 11과 같은 원리를 바탕으로 실험을 통해 추출된 강성과 감쇠 값은 실험 장치의 구조적인 값과 실에서 발생하는 값의 조합으로 이루어 졌다는 점을 고려하여 실의 동역학적 계수 값을 얻어 냈다.

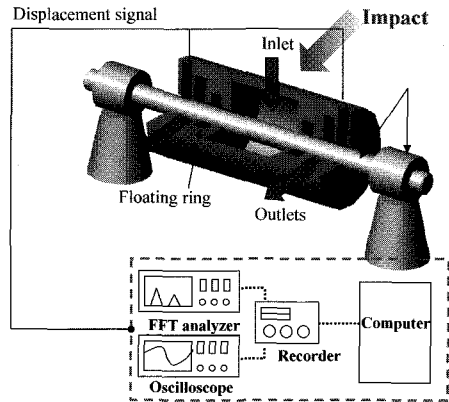


Fig. 9 Schematic flow of dynamic signals

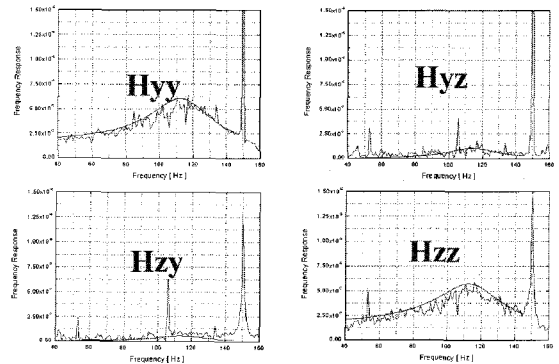


Fig. 10 Example of measured and analytical frequency response functions

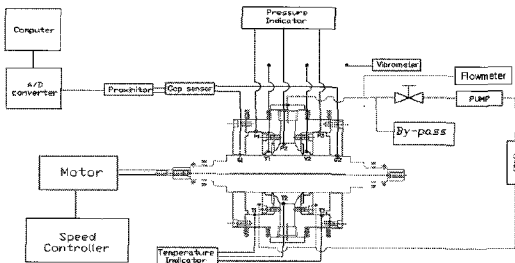


Fig. 8 Schematic of test facility

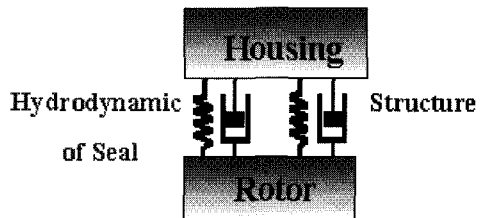


Fig. 11 Stiffness and damping mechanism

플로팅 링 실의 성능을 평가하기 위해서 평실과, 플로팅 링 실이 비교 실험 하였다. Figs. 12와 13의 결과와 같이 실의 누설 특성은 플로팅 링 실이 보다 우수한 성능을 가져서 해석과 동일한 결과를 확인하였다. 또한 플로팅 링 실에서 평실보다 낮은 직접 강성 계수와 높은 직접 감쇠 계수를 보였다. 이로부터 플로팅 링 실이 평실보다 우수한 성능을 갖는 것을 확인할 수 있었다.

이와 함께 시스템의 안정성면에서 중요한 실의 거동 (motion), 즉 실의 고정과 회전 여부를 확인하였다. Fig. 14의 실험 결과는 가정했던 것과 동일하게 플로팅 링 실이 하우징에 고정되고, 회전하지 않는다는 것을 보여줬다. 고속에서 실의 안정성을 평가하기 위해서 로터의 회전속도에 따른 플로팅 링 실의 동특성 계수를 추출하였다. 회전 속도가 증가할 경우 직접 강성 및 감쇠 계수는 감소하며 연성 강성 계수는 증가하는 경향을 보였다. 그리고 Fig. 15와 같이 실의 등가 휘돌림 주파수비의 확인을 통해 플로팅 링 실이 고속에서 우수한 안정성을 갖는다는 것을 확인하였다. 또한 로터의 회전속도가 증가할 경우 플로팅 링 실의 편심율은 감소하여 점차적으로 회전축의 동심을 향해 부상하는 결과를 보였으며, 동시에 자세각은 증가하는 결과를 얻었다. 그러나 실의 누설 특성과 안정성을 향상시

키기 위해서 제안된 댐퍼 플로팅 링 실은 누설 특성면에서는 우수한 성능을 보였으나, 적은 누설량에 따른 큰 편심량으로 인해서 실의 안정성을 저하시키는 결과를 초래하였다. 따라서 향후 연구에서는 실의 누설량과 함께 이러한 불안정성을 감소시키는 연구가 진행되어야 할 것으로 보인다.

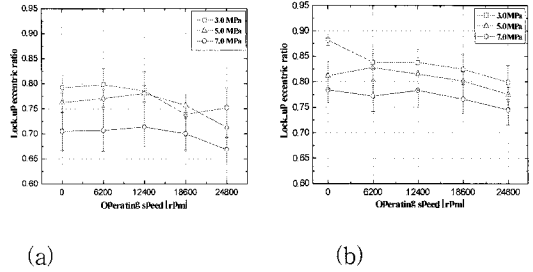


Fig. 14 Lock-up eccentricity ratio (a) smooth floating ring seal (b) damper floating ring seal

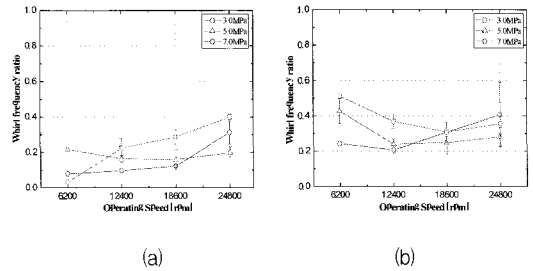


Fig. 15 Whirl Frequency Ratio (a) smooth floating ring seal (b) damper floating ring seal

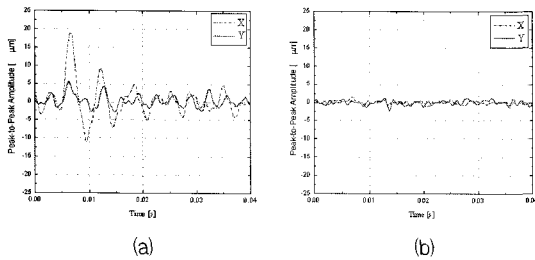


Fig. 12 Impulse response (a) displacement signal between housing and shaft (b) displacement signal between housing and seal

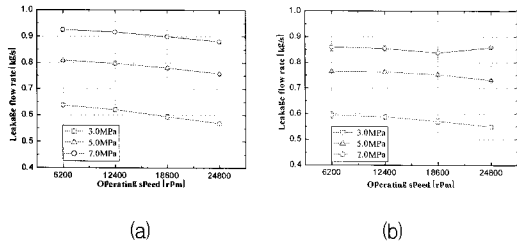


Fig. 13 Leakage performance (a) smooth floating ring seal (b) damper floating ring seal

3. 로터다이나믹스

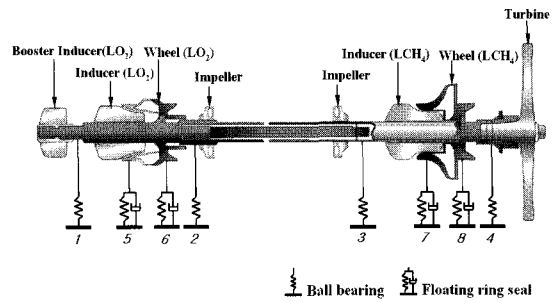


Fig. 16 Rotordynamic elements of Turbo Pump Unit

3.1 탄성 링

터보 펌프에서 터빈 단 베어링의 외륜에는 탄성 링

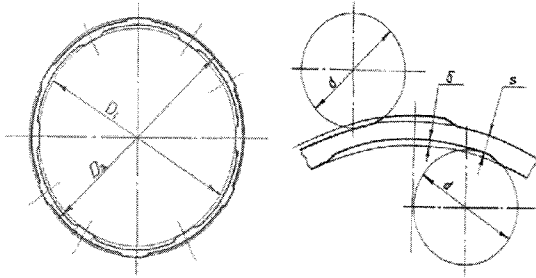


Fig. 17 Configuration of Elastic-ring at ball bearing unit (Turbine side bearing)

이 사용된다. Fig. 17과 같은 탄성 링은 식 (3)과 같이 베어링의 강성에 영향을 주기 때문에 터보 펌프를 해석할 때 베어링과 함께 고려를 하여야한다.

$$\frac{1}{K_{total}} = \frac{1}{K_{ring}} + \frac{1}{K_{brg}} \quad (3)$$

3.2 전달 행렬법

회전체의 진동 해석을 위해 Prohl⁽⁴⁾에 의하여 개발되고 Lund⁽⁵⁾에 의해 개선된 전달 행렬법을 사용하였다. 전달 행렬법은 축의 강성에 의한 힘 전달 관계식을 나타내는 필드 행렬 (field matrix)과 각 절점 (node)에서의 운동 방정식 평형을 나타내는 절점 행렬 (point matrix)로 이루어져 있다. 양 끝단에는 자유단 조건을 적용하였고 수치적으로 bairstow법을 사용하여 전체 계의 고유 진동수와 고유 모드를 구하였다. 스플라인 결합은 축의 토크 (torque)는 전달하지만, 휨방향 모멘트 (bending moment)의 전달은 최소화한다는 점을 고려하여 모델링 하였다.(Fig. 18 참조)

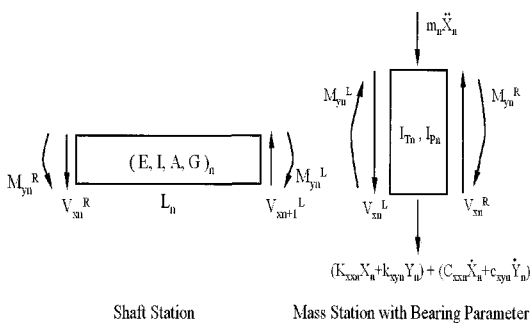


Fig. 18 Force equilibrium diagram of shaft station and mass station

3.3 임계속도 및 모드 해석

베어링과 고압의 실로 지지되는 터보 펌프는 그 운전 영역이 고속에 위치함으로 베어링이나 실의 강성 및 감쇠력에 따라 임계속도가 민감하게 변한다. 따라서 해석을 통하여 운전속도와 임계속도와의 분리 여유 (separate margin)를 최소한 20% 이상 잡아야 한다. Figs. 19~21의 해석 결과 터보 펌프의 모드형상은 스플라인 결합이 적용된 경우, 1차 모드는 터빈 부분에서, 2차는 산화제 펌프, 3차는 연료 펌프, 4차는 스플라인 결합 부분으로 나타났다. 그러나 스플라인 결합이 미적용된 경우에는 3차까지의 모드형상은 적용된 경우와 동일하나 4차 모드형상은 산화제 펌프의 부스터 인듀서 (booster inducer)부분에서 나타났다. 또한 터보 펌프시스템은 90,000 rpm이상의 회전에서 진폭이 발산하는 하는 것으로 해석되어 동작 속도인 50,000 rpm에서는 충분한 여유를 가지고 안정적으로 작동할 수 있을 것으로 판단된다.

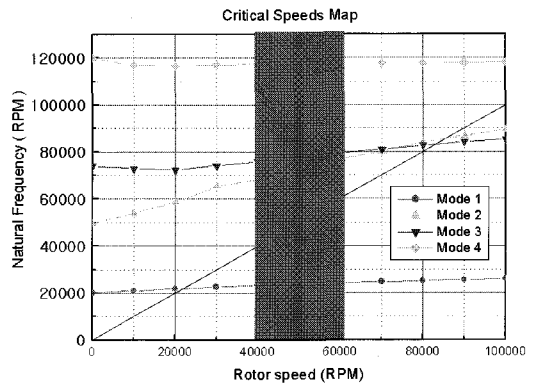


Fig. 19 Campbell diagram with floating ring seal

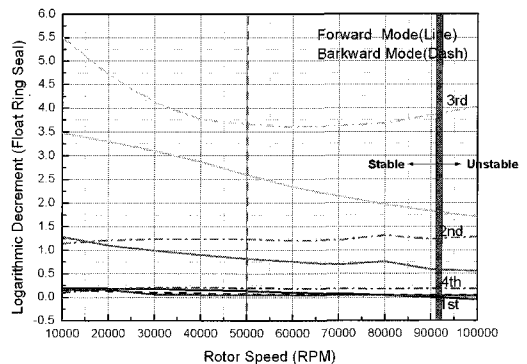


Fig. 20 Log dec. with floating ring seal

후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 민군겸용기술개발사업의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Alford J., 1965, "Protecting Turbomachinery from Self-Excited Rotor Whirl," ASME Journal of Engineering for Power, PP. 33~34
- (2) von Pragenau, G., 1982, "Damping Seals for Turbomachinery," NASA Technical Paper No. 1987
- (3) Nelson, C., and Nguyen, D., 1987, "Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals : Part 1-A New Solution Using Fast Fourier Transforms for Determining Hydrodynamic Force," Transactions of the ASME, 87-Trib-52, pp. 1~6.
- (4) Prohl, M. A., 1945, "A General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors," ASME Journal of Applied Mechanics, pp. 142~148.
- (5) Lund, J. W., 1975, "Stability and Damped Critical Speed of a Flexible Rotor in Fluid-Film Bearings," Journal of Engineering for Industry, ASME

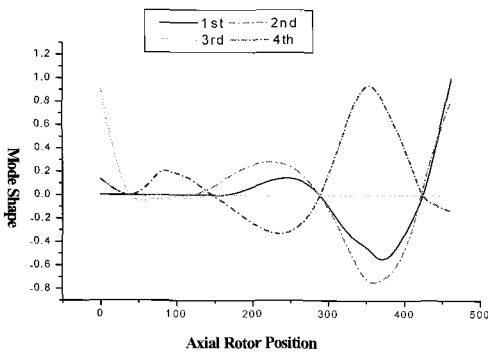


Fig. 21 Mode shape of turbo pump

4. 결론

고압 고속의 터보 펌프에 사용되는 플로팅 링 실에 대한 해석과 실험, 그리고 터보 펌프에 대한 로터다이나믹스적인 해석이 이루어 졌다. 플로팅 링 실은 해석과 실험이 서로 유사한 결과를 보였다. 또한 실의 동역학적 특성은 터보 펌프의 안정성 및 임계속도에 중요한 영향을 미쳤다. 향후에는 시스템의 안정성을 증가시키기 위해서 실에서 발생하는 불안정성을 더욱 저감 시켜야 할 것으로 보인다.