

7톤급 액체로켓엔진 산화제펌프 임계속도 해석

전성민* · 윤석환* · 최창호*

Critical Speed Analysis of a 7 Ton Class Liquid Rocket Engine Oxidizer Pump

Seong Min Jeon* · Suk-Hwan Yoon* · Chang-Ho Choi*

Abstract : A critical speed analysis of oxidizer pump was performed for a 7 ton class liquid rocket engine as the third stage engine of the Korea Space Launch Vehicle II. Based on the previously developed experimental 30 ton class turbopump and presently developing 75 ton class turbopump for the first and second stage rocket engine of Korea Space Launch Vehicle II, a layout and configuration of the 7 ton class turbopump rotor assembly are determined. A ball bearing stiffness analysis and rotordynamic analysis are performed for both of the bearing unloaded condition and loaded condition. Structural flexibility of the oxidizer pump casing is also included to predict critical speeds. From the numerical analysis, it is confirmed that the rotor system acquires sufficient separate margin of critical speed as a sub-critical rotor even though decrease of critical speed due to the casing structural flexibility.

Key Words : Liquid Rocket Engine, Turbopump, Rotordynamics, Critical Speed, Vibration, Bearing, Structural Flexibility

1. 서 론

우주 발사체는 탑재 하중을 증가시키기 위하여 무게 대 추력이 높은 터보펌프 방식의 액체로켓엔진을 사용하는데, 터보펌프는 엔진에 고압의 산화제와 연료를 공급하는 역할을 담당한다. 지금까지 국내에서는 30톤 저추력급 터보펌프를 개발하여 실매질 시험을 수행한 바 있고[1-3], 후속 개발로서 한국형발사체 1단 및 2단에 적용되는 대형 엔진을 위한 75톤 고추력급 터보펌프를 개발해 오고 있다[4-6]. 또한, 한국형발사체 3단 엔진이 가압식 엔진에서 터보펌프 방식 엔진으로 변경되었

기에 새로이 7톤급 엔진용 터보펌프 개발이 착수되었다 [7].

터보펌프는 고압, 고유량의 연료를 공급하기 위하여 축류형 펌프인 인듀서(inducer)와 원심형 펌프인 임펠러(impeller)가 장착되고, 구동을 위하여 증동식 터빈(turbine)으로 구성되어 있다. 터보펌프는 무게 감소를 위하여 고속으로 회전하도록 설계되기 때문에 운용 중에 진동에 의한 공진과 불안정한 영역을 회피하기 위하여 회전체동역학 설계가 필수적이다. 임계속도(critical speed)에서는 터보펌프 회전체의 회전 고유진동수와 작동 회전속도가 일치되기에 매우 큰 진동이 유발된다. 따라서 터보펌프 운용 회전속도와 임계속도 간에는 충분한 분리 여유가 확보되도록 설계가 이루어진다.

초기에 국내에서 개발된 저추력급 터보펌프의 정확한 임계속도 예측을 위하여, 케이싱(casing)의 구조 유연

Received: February 21, 2015 Revised: March 24, 2015 Accepted: March 31, 2015

† Corresponding Author

E-mail: smjeon@kari.re.kr

Copyright © The Society for Aerospace System Engineering

성을 고려한 3차원 유한요소해석 방법을 근간으로 회전체 동역학 연구가 이루어졌다[2]. 또한, 고추력급 터보펌프의 회전체동역학 연구에서는 임계속도의 예측뿐만 아니라 펌프 실(seal)의 동적 특성으로부터 유발될 수 있는 회전체의 불안정성에 대한 해석도 수행되었다[4]. 펌프의 수력하중과 터빈의 공력하중은 회전체에 일정한 방향을 갖는 정하중으로 작용하여 회전체 시스템의 동특성에 영향을 미치게 되는데, 이에 대한 연구가 케이싱들의 배치 설계와 관련하여 수행된 바 있다[6].

본 연구에서는 개발을 진행하고 있는 7톤급 산화제펌프에 대하여 베어링 부하 및 무부하 하중 조건에서 회전체 시스템의 임계속도를 예측하였으며, 또한 베어링 케이싱을 집중 질량과 강성으로 모델링함으로써 베어링 케이싱의 강성 변화에 따른 임계속도 변화도 함께 고찰하였다.

2 회전체동역학 모델

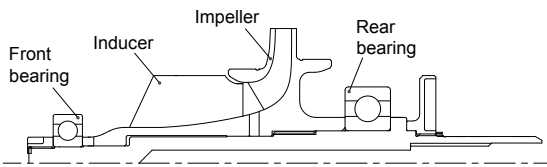
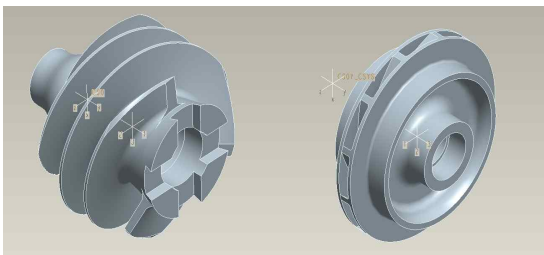


Fig. 1 Rotor system of oxidizer pump



(a) Inducer (b) Impeller

Fig. 2 Rotating parts of oxidizer pump

해석에 사용된 산화제펌프 회전체 형상은 Fig. 1과 같고, 좌측부터 전방 베어링, 인듀서, 임펠러와 후방 베어링으로 구성되어 있다. 산화제펌프에 사용되는 볼 베어링은 자기 윤활 방식의 깊은 홈 볼 베어링을 사용하였다.

상기 회전체 레이아웃에 도시된 회전체 부품인 인듀서와 임펠러의 질량 특성 등은 Fig. 2의 3차원 모델로부터 도출되었다. 3차원 모델로부터 예측되는 질량과 질량 관성 모멘트를 Table 1에 나타내었다. 인듀서와 임펠러의 질량 관성 모멘트는 각각의 무게 중심에서 계산되었다. ISO G2.5 기준 설계 회전속도 27,000 rpm에서 허용 불평형량은 인듀서의 경우 0.1489 g·mm이고, 임펠러의 경우 0.3416 g·mm이다[8].

3. 임계속도 해석

회전체동역학 모델을 이용하여 베어링 하중 무부하 조건 및 부하 조건에 대한 임계속도 해석을 수행하였다. 임계속도 해석은 자이로스코픽(gyroscopic) 연성영향을 고려하여 축 중심

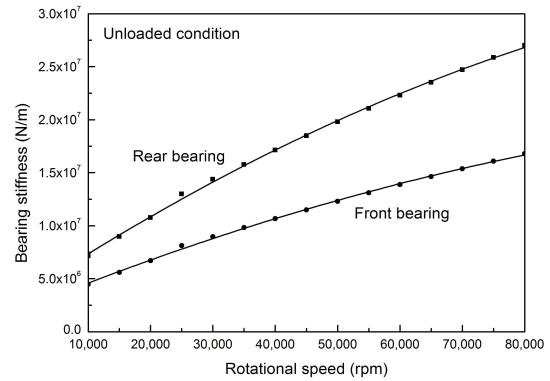


Fig. 3 Bearing stiffness (unloaded condition)

Table 5. Mass and mass moment of inertia

	Inducer	Impeller
Mass, kg	0.1684	0.3863
Polar MOI $I_{zz}, \text{kg}\cdot\text{mm}^2$	34.25	258.5
Transverse MOI $I_{xx}=I_{yy}, \text{kg}\cdot\text{mm}^2$	48.07	150.2

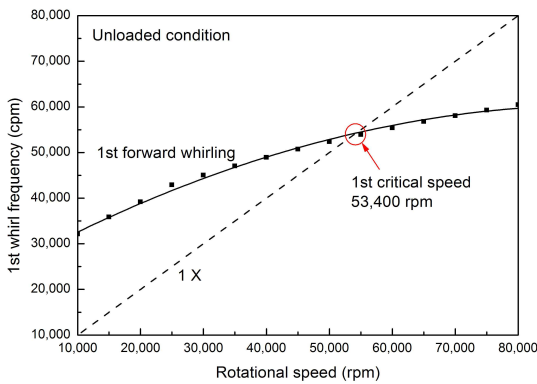


Fig. 4 1st forward whirl frequency (unloaded condition)

으로 회전하는 보(beam)의 유한요소 모델과 회전축 위에 장착되는 회전 부품들의 집중 질량 모델 및 베어링의 스프링(spring) 탄성 모델을 이용하여 복소 고유치 해석을 수행함으로써, 해석으로 부터 얻어지는 회전 고유진동수와 가진 주파수인 회전 속도간의 동기 주파수를 찾는 과정을 통하여 이루어진다[9].

3.1 무부하 조건

무부하 조건은 회전체 부품의 질량 불평형 하중만 작용하는 경우로서 펌프의 수력 하중이 작용하지 않아 베어링 지지 하중이 작은 경우이다. 무부하 조건은 대기 중에서 회전체를 회전시켜 진동 특성을 살펴보기 위한 시험 조건을 의미한다. 베어링 지지 하중이 작기에 베어링 강성 역시 작게 해석되는데, Fig. 3에 무부하 조건에서의 베어링 강성을 회전속도에 따라 나타내었다. 산화제펌프 후방 베어링이 전방 베어링보다 질량 불평형 하중을 더 많이 지지하기에 베어링 강성이 크게 나타남을 알 수 있다.

앞에서 얻어진 베어링 강성과 회전체동역학 모델을 이용하여 고유치 해석으로 부터 회전속도에 따른 고유진동수를 얻을 수 있다. Figure 4에 회전속도에 따른 고유진동수를 나타냈는데, 회전 고유진동수와 회전속도 1× 성분이 만나는 교차점이 임계속도로서 무부하 조건에서 1차 임계속도는 53,400 rpm을 나타내고 있다. 무부하 조건에서는 정상 작동 중인 산화제펌프의 수력 하중이 베어링 지지 하중에 반영되지 않아 베어링 강성이 작게 반영됨으로써, 임계속도가 매우 낮게 예측되지만 산화제펌프 회전체 부품의 질량이 다소 작기에 결과적으로 산화제펌프는 무부하 조건에서도 설계 기준속도

27,000 rpm 대비 sub-critical 회전체로 나타난다. Sub-critical 회전체는 1차 임계속도가 실제 작동 회전속도보다 높게 예측되는 회전체로서, 시동과 운전 및 정지의 운용동안 작동 회전속도 내에서 임계속도를 만나지 않아 큰 폭의 진동 없이 안정적으로 운용되는 회전체를 뜻한다.

3.2 부하 조건

부하 조건은 펌프의 수력 하중이 작용하는 경우로서 반경 방향으로 0.6 kN, 축방향으로 1 kN

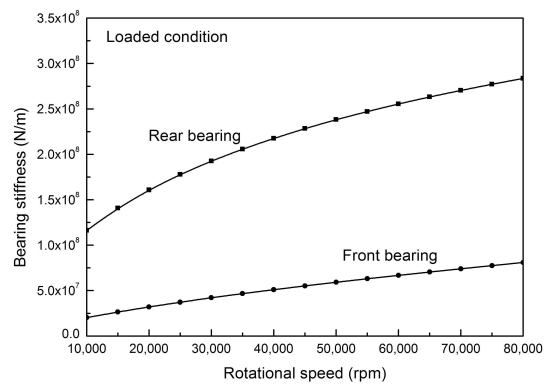


Fig. 5 Bearing stiffness (loaded condition)

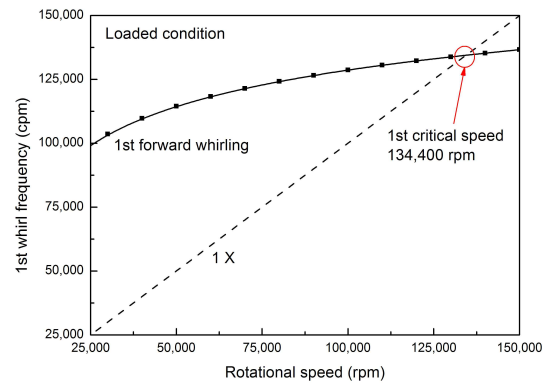


Fig. 6 1st forward whirl frequency (loaded condition)

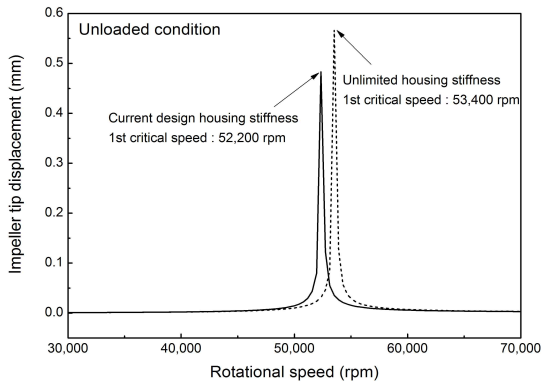


Fig. 7 Mass unbalance response (unloaded condition)

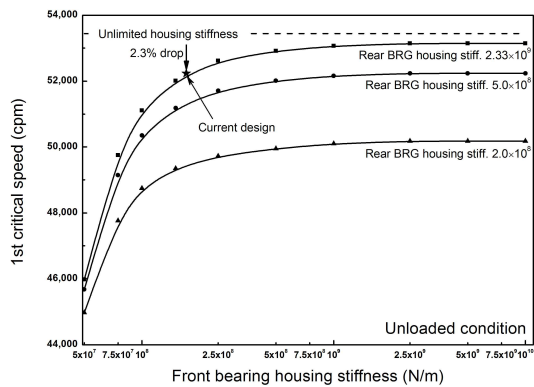


Fig. 8 1st critical speed with bearing housing stiffness (unloaded condition)

의 하중이 부과된다고 가정하였다. 부하 조건에서의 베어링 강성을 Fig. 5에 나타냈는데, 베어링지지 하중 증가로 인하여 무부하 조건보다 베어링 강성이 증가하였음을 알 수 있다.

1차 임계속도는 부하 조건에서 Fig. 6에 나타난 것과 같이 134,400 rpm으로 예측되어, 무부하 조건에 비하여 임계속도가 크게 증가하였음을 알 수 있다. 무부하 조건에서와 마찬가지로 부하 조건에서도 산화제펌프는 충분한 임계속도 분리 여유를 가지는 sub-critical 회전체로 예측된다.

4. 케이싱 구조 유연성 영향

앞선 수치해석들은 산화제펌프 케이싱이 무한한 구조 강성을 갖는다는 가정 아래에서 케이싱의 구조 유연성을 배제하고 수행되었다. 그러나 터보펌프 케이싱은 무

게 감소를 위하여 최대한 가볍게 개발되기에 베어링지지 부위에서 충분한 구조 강성을 갖지 못하고 있다. 특히 산화제펌프 전방 베어링 하우징(housing) 지지 스트러트(strut)는 인듀서 전방에 배치된 가이드 베인(guide vane)으로서 두꺼워질 경우 산화제펌프 흡입 성능 저하가 나타나므로 가능한 최소 두께로 설계가 이루어진다. 따라서 실제적으로 베어링 하우징의 구조 유연성이 산화제펌프 임계속도에 영향을 미치게 되므로 이에 대한 추가 검토가 필요하다.

베어링 하우징 부위 구조 강성을 반영하기 위하여 케이싱에 대한 3차원 유한요소 정적 구조해석을 수행하였다. 정적 구조해석으로부터 얻어진 전방 베어링 스트러트 구조 강성은 1.704×10^8 N/m이고, 후방 베어링 하우징 구조 강성은 2.33×10^9 N/m이다. 상기 구조 강성은 산화제펌프 케이싱 후방 플랜지를 고정하고, 전방 플랜지를 대칭 구속하는 경계조건에서 베어링 중심 부위에 정적 하중을 가하여 계산한 하중 대 변위 곡선으로부터 얻어졌다. 베어링 하우징의 집중 질량은 펌프 케이싱의 무게 배분 비율로부터 전방 베어링 안착면은 1.5 kg, 후방 베어링 안착면은 5 kg으로 모델링 하였다.

4.1 무부하 조건

Figure 7은 무부하 조건에서 베어링 하우징 무한 강성과 실제 베어링 하우징 강성에 대하여 임펠러 팁(tip)에서 계산된 질량 불평형 응답 해석 결과를 보여주고 있다. 인듀서와 임펠러에 허용 가능한 최대 질량 불평형을 주어 동적 하중을 가하였으며 각 하중간의 위상차는 0° 로 하였다.

하우징 무한 강성 조건에서는 1차 임계속도를 53,400 rpm으로 예측하고 있고, 이는 앞 절에서 고유치 해석으로부터 얻어진 결과와 동일하다. 실제적인 베어링 하우징 부위 질량과 강성을 반영하면, 케이싱 구조 유연성 영향으로 인하여 예측되는 1차 임계속도는 52,200 rpm으로서 하우징 무한 강성 조건 대비 2.3% 감소함을 알 수 있다.

상기의 해석 결과를 바탕으로 하여 베어링 하우징 부위 질량 특성은 고정된 채 하우징 부위 강성 특성을 변화시키면서 케이싱 구조 유연성이 임계속도에 미치는 영향을 추가적으로 고찰하였다. Figure 8에 3개의 후방 베어링 하우징 강성에 대하여 전방 베어링 하우징 강성

을 변화시키면서 계산한 1차 임계속도를 나타내었다. 후방 베어링 하우징 강성은 현재 수준 강성인 2.33×10^9 N/m와 보수적으로 현재 수준보다 작은 강성인 5.0×10^8 N/m, 2.0×10^8 N/m를 해석에 사용하였고, 전방 베어링 하우징 강성은 5.0×10^7 N/m부터 1.0×10^{10} N/m까지 점진적으로 증가시켜 해석에 사용하였다.

현재 설계된 산화제펌프 베어링 하우징은 케이싱 구조 유연성이 고려되지 않은 무한 강성의 베어링 하우징과 비교하여 무부하 하중 조건에서 임계속도 저하가 크지 않은 만족할 만한 결과를 보여준다. 후방 베어링 하우징 강성이 전방 베어링 하우징 강성 수준으로 낮아져도, 산화제펌프의 1차 임계속도가 설계 기준속도인 27,000 rpm에 비해 많이 크기에 충분한 임계속도 분리 여유를 확보하리라 판단된다.

4.2 부하 조건

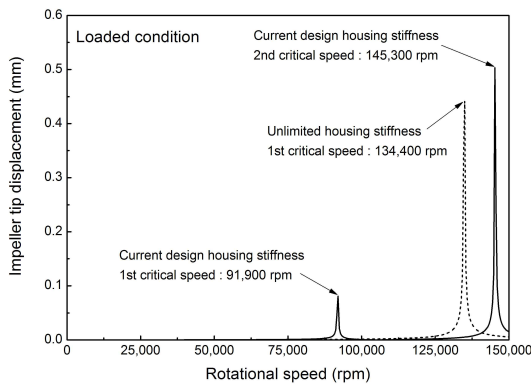


Fig. 9 Mass unbalance response (loaded condition)

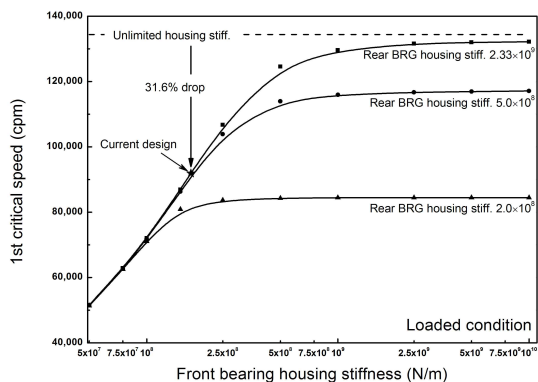


Fig. 10 1st critical speed with bearing housing stiffness (loaded condition)

부하 조건에서 베어링 하우징 무한 강성과 실제 베어링 하우징 강성에 대하여 임펠러 팁에서 계산된 질량 불평형 응답 해석 결과를 Fig. 9에 나타냈다. 하우징 무한 강성 조건에서는 1차 임계속도가 134,400 rpm으로 예측되어, 앞 절 고유치 해석에서 예측된 임계속도와 동일한 결과를 나타내고 있다. 현재 설계된 산화제펌프 케이싱 구조 유연성을 반영하여 해석하면, 1차 임계속도는 91,900 rpm으로 31.6% 감소한다. 2차 임계속도도 145,300 rpm으로 감소하여 하우징 무한 강성 조건에서 해석 주파수 범위 안에 나타나지 않았던 결과와 다르게 나타나고 있다. 부하 하중 조건에서는 베어링 강성이 무부하 하중 조건과 비교하여 많이 크기 때문에, 케이싱 구조 유연성에 더 많은 영향을 받아서 임계속도 저하가 크게 나타나고 있음을 알 수 있다.

상기의 해석 결과를 바탕으로 하여 베어링 하우징 부위 질량 특성은 고정된 채 하우징 부위 강성 특성을 변화시키면서 케이싱 구조 유연성이 임계속도에 미치는 영향을 추가적으로 고찰하였다. Figure 10에 3개의 후방 베어링 하우징 강성에 대하여 전방 베어링 하우징 강성을 변화시키면서 계산한 1차 임계속도를 나타내었다. 앞 절의 무부하 하중 조건과 동일한 전, 후방 베어링 하우징 강성을 해석에 사용하였다.

무부하 하중 조건의 결과와 비교하여 케이싱 구조 유연성이 임계속도에 크게 영향을 주고 있음을 알 수 있다. 또한, 전방 베어링 하우징 강성이 일정 수준 이상 증가해도 후방 베어링 하우징 강성의 증가 없이는 임계속도 증가가 나타나지 않음을 알 수 있다. 회전체 임계속도에서 케이싱의 구조 유연성 영향을 배제하기 위해서는 전방 베어링 하우징 강성과 후방 베어링 하우징 강성이 동시에 강성 증가가 필요함을 알 수 있다. 한쪽만의 베어링 하우징 강성 증가로는 원하는 임계속도를 얻지 못할 수 있다. 산화제펌프의 경우 1차 임계속도가 충분히 높아 상기 결과에서도 알 수 있듯이 케이싱 구조 유연성 영향에 의한 임계속도 저하가 크게 나타남에도 불구하고 여전히 sub-critical 회전체로서 충분한 임계속도 분리 여유를 확보하고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

한국형발사체 상단엔진용 7톤급 산화제펌프에 대하여 회전체동역학 해석이 이루어졌다. 무부하 하중 조건 및 부하 하중 조건에 대하여 볼 베어링의 강성 특성과 베어링 하우징의 구조 유연성 영향을 고려하여 회전체 시스템의 임계속도를 예측하였다.

수치 해석 결과 베어링 부하 하중 조건에서는 무부하 하중 조건에 비해 베어링 하우징의 구조 유연성이 더 많은 영향을 끼쳐 임계속도를 크게 감소시킬 수 있음을 알 수 있었다. 그러나 케이싱 구조 유연성에 따른 임계속도의 저하에도 불구하고 산화제펌프의 임계속도가 매우 높기에 충분한 분리 여유를 가지고 산화제펌프가 작동하리라 판단된다.

켓엔진 터보펌프의 하중 특성에 따른 임계속도 해석”, 한국추진공학회지, 제 16권, 제 4호, 2012, pp. 42-49.

- [7] 김진한, 최창호, 정은환, 전성민, 홍순삼, “한국형발사체용 터보펌프 개발 현황”, 한국항공우주학회 2012년도 추계학술대회 논문집, 한국항공우주학회, 2012, pp. 254-263.
- [8] ISO Standard 1940, 1998, Mechanical Vibration - Balance Quality Requirements of Rigid Rotors, Part I : Determination of Permissible Residual Unbalance, 1st Ed.
- [9] Childs, D. W., *Turbomachinery Rotordynamics - Phenomena, Modeling and Analysis*, John Wiley & Sons, 1993.

참고문헌

- [1] Kim, J., Hong, S. S., Jeong, E. H., Choi, C. H., Jeon, S. M., “Development of a Turbopump for a 30 Ton Class Engine”, Proceedings of the 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Cincinnati, OH, 2007, AIAA 2007- 5516.
- [2] Jeon, S. M., Kwak, H. D., Yoon, S. H., Kim, J., “Rotordynamic Analysis of a Turbopump with the Casing Structural Flexibility”, Journal of Propulsion and Power, Vol. 24, No. 3, May-June, 2008, pp. 433-436.
- [3] 홍순삼, 김대진, 김진선, 김진한, “30톤급 액체로켓엔진용 터보펌프 실매질시험”, 한국추진공학회지, 제 13권, 제 3호, 2009, pp. 20-26.
- [4] Jeon, S. M., Kwak, H. D., Yoon, S. H., Kim, J., “Rotordynamic Analysis of a High Thrust Liquid Rocket Engine Fuel(Kerosene) Turbo pump”, Aerospace Science and Technology, Vol. 26, No. 1, April-May, 2013, pp. 169- 175.
- [5] 홍순삼, 김진선, 김대진, 김진한, “75톤급 액체로켓엔진용 터보펌프 조립체의 상사매질 성능시험”, 한국추진공학회지, 제 15권, 제 2호, 2011, pp. 56-61.
- [6] 전성민, 박현덕, 홍순삼, 김진한, “75톤급 액체로