◎ 논 문

DOI: http://dx.doi.org/10.5293/kfma.2012.15.6.046
ISSN (Print): 1226-9883

캐비티 베인이 있는 고속 원심펌프의 축추력 제어

김대진*†· 최창호* · 노준구* · 김진한*

Axial Thrust Control of High-speed Centrifugal Pump with Cavity Vanes

Dae-Jin Kim*†, Chang-Ho Choi*, Jun-Gu Noh*, Jinhan Kim*

Key Words : Centrifugal pump(원심펌프), Vane(베인), Cavity vane(캐비티 베인), Axial thrust(축추력), Axial thrust control(축추력 제어)

ABSTRACT

A high-speed centrifugal pump requires more attention to the control of its axial thrust due to the high discharge pressure than a conventional industrial pump. Vanes employed toward the rear cavity of the impeller can be an effective device to control the axial thrust of the pump. The vanes disturb circumferential flow of the cavity and it can modify the axial force acting on the impeller. In this paper, three types of vanes are installed in the high-speed centrifugal pump for liquid rocket engines and the thrust of the pump is measured with an additional thrust measurement unit. According to the results, shapes of cavity vanes have effects on the axial thrust of the pump. As the height of vanes increases, the outlet pressure of the rear floating ring seal decreases which results in a decrease of the thrust. On the other hand, head of the pump is almost same regardless of cavity vanes. Also, the pressure drop of the bypass pipeline increases when vanes are removed.

1. 서 론

편흡입 방식의 원심펌프는 임펠러 전방과 후방에 작용하는 압력 분포가 다르기 때문에 축방향으로 하중이 발생한다. 축방향 하중(축추력)의 크기가 적절하게 유지되면 펌프의 구동에 도움이 된다고 알려져 있으나, 과도한 축추력은 베어링의 수명을 단축시키고 심한 경우 베어링이나 펌프의 파손으로 이어진다. 특히 높은 토출 압력을 얻기 위해 고회전수에서 작동되는 고속 원심펌프는 높아진 토출 압력에 비례하여 축추력도 증가하기 때문에 통상적인 산업용 펌프에 비해 하중 제어에 주의를 기울여야 한다.

축추력을 제어하기 위해 산업용 원심펌프에서 흔히 쓰는 방법은 밸런싱 홀을 뚫는 것이다. 이는 임펠러 전방과 후방을 작은 구멍으로 연결하여 앞뒤의 압력 차이를 없애는 방식으로, 구현이 간단하지만 후방에서 전방으로 향하는 이차 유동과 흡입되는 유동 사이에 간섭이 생겨 펌프의 효율이 떨어지는 단점이 있다. 이에 대한 대안으로 고속 원심펌프에서는 축추력에 따라 로터의 위치를 미세하게 조절할 수 있는 자동 축추력 조절 방식[1~2]을 채택하기도 한다. 그러나 이 방식은 회전체와 고정부(펌프 케이싱) 사이의 축방향 간극이 작기 때문에 높은 정밀도의 설계와 제작 기술이 필요하며, 회전체의 안정적인 구동에 대한 검증 역시 필요하다.

펌프의 효율을 낮추지 않으면서 상대적으로 쉽게 설계/제작할 수 있고 펌프의 구동 안정성을 확보할 수 있는 방법으로 플로팅 링 실(floating ring seal)[3]을 사용한 축추력 제어를 꼽을 수 있다. 임펠러 전후방에 장착되는 플로팅 링 실은 임펠러와 실 내륜 사이에 반경 방향으로 좁은 통로를 형성하여 누설 유량을 제어한다. 플로팅 링 실과 임펠러 사이의 간극에 따라 임펠러 전후방 압력이 변하기 때문에 플로팅 링 실의 가공만으로 축추력을 제어할 수 있는 장점이 있다. 다만 이 방식은 간극의 크기에 따라 누설 유량에 차이가 생기면서 효율 차이가 발생하고, 간극에 제약이 있다는 단점이 있다.

이에 대한 보완책으로 임펠러 후방 캐비티(공동)의 압력을 펌프 케이싱에 별도의 베인(vanes)을 장착해서 제어하는 방법[4]을 생각할 수 있다. 캐비티 베인에 의해 임펠러 후방의 선회 유동이 소실되기 때문에, 베인을 장착하면 임펠러 후방의 압력이 감소한다. 반대로 베인이 없을 때에는 선회 유동에 의해 반경 방향으로 압력 구배가 형성되어 축추력을 조절할 수 있다. 베인 역시 형상이 간단하고 적용하기가 편리하

* 한국항공우주연구원 터보펌프팀
† 교신저자, E-mail : rain301@kari.re.kr

다는 장점이 있으며, 베인을 이용하면 플로팅 링 실만으로 제어하는 것에 비해 제어할 수 있는 하중의 범위가 넓어질 수 있다.

노준구 등[5]은 베인이 축추력에 미치는 영향에 대한 수치해석을 하였으며, 최창호 등[6]은 베인이 있을 때와 없을 때를 가정하여 수치해석과 실험을 수행하였다. 또한 김대진 등[7]은 축추력 측정 장치를 사용하여 펌프의 축추력을 측정한 바 있다. 여기서는 김대진 등[7]에서 사용한 측정 장치를 이용하여 베인이 클 때, 작을 때 그리고 베인이 없을 때 고속 원심펌프에서 발생하는 축추력을 측정한 결과에 대해 논의할 예정이다.

2. 시험 개요

2.1 시험품 개요

한국항공우주연구원(항우연)에서는 한국형 발사체에 적용 가능한 액체로켓엔진용 터보펌프를 개발하고 있다. 개발 중인 터보펌프는 액체산소와 케로신을 매질로 하는 두 개의 펌프와 이를 구동하기 위한 터빈으로 구성되어 있다. 로켓엔진용 터보펌프에 사용되는 펌프는 탑재체의 중량을 늘리기 위해서 고유량의 추진제를 높은 압력 조건에서 이송시키는 동시에 소형경량으로 제작되어야 한다. 따라서 이러한 펌프는 높은 회전수에서 작동하며 편흡입(single suction) 원심형 임펠러가 주로 장착된다. 현재 항우연에서 개발하고 있는 펌프 역시 같은 방식을 채택하였다.

시험 대상이 된 고속 원심펌프는 터보펌프에서 액체산소의 이송을 담당하는 산화제펌프[8]로 그 내부 형상은 Fig. 1과 같다. 펌프의 입구로 유입된 유체는 인듀서와 임펠러에서 가압된 뒤 볼류트와 디퓨져를 통해 펌프 출구로 나가게 된다. 일부 유체는 임펠러의 전방과 후방의 이차 유로 혹은 누설 유로로 흘러가게 된다. 이 누설 유로로 들어오는 유체의 양과 압력은 플로팅 링 실에서 일차로 조절된다. 임펠러 전방으로 향한 유체는 인듀서 후방으로 유입되거나 별도의 좁은 통로를 지나 전방 베어링을 냉각시킨다. 임펠러 뒤쪽으로 향한 유체는 후방 플로팅 링을 거쳐 후방 베어링을 냉각시킨 뒤 바이패스 배관을 지나 펌프 입구로 순환된다. 또한 임펠러 후방의 베어링을 고정하는 서포터에는 축방향 하중을 조절하기 위한 베인이 장착되어 있다.

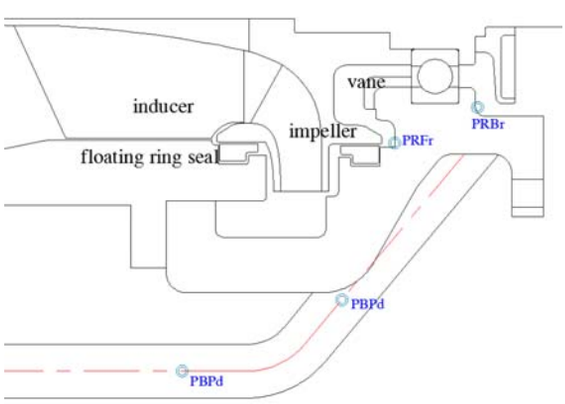

Fig. 1 Layout of oxidizer pump

2.2 시험 설비 및 시험 내역

산화제펌프의 축추력 측정은 항우연에 있는 터보펌프 성능시험설비[9] 의 펌프 단품 시험실에서 이루어졌다. 펌프는 모터와 기어박스에 의해 구동되며, 시험은 상온의 물을 폐회로 방식으로 순환시켜 진행된다(Fig. 2 참조). 펌프의 유량은 펌프 하류에 위치한 글로브 밸브에 의해 조절되며, 글로브 밸브 하류에는 터빈 유량계가 장착되어 있으며, 그 사이에는 유량계 측정 정밀도를 향상시키기 위한 정류관이 위치한다. 기어 박스와 펌프 사이의 토크미터 자리에는 축추력 측정 장치가 설치된다. 또한 펌프의 축추력 베어링은 하중을 받을 수 없는 같은 크기의 원통롤러베어링으로 교체하였는데 이는 축추력을 측정하기 위해서는 펌프 내부의 축추력이 측정 장치에 전달되어야 하기 때문이다. 같은 이유로 펌프와 측정 장치의 로터는 강체 커플링(rigid coupling)으로 연결하였다[7].

시험 분석에 사용한 주요 무차원 변수와 그 정의는 식 (1)−(4)과 같다[3]. 여기서 P_{ot}는 펌프 출구전압, P_{it}는 입구전압, U_{t2}는 임펠러 끝단 속도, P_s는 측정 위치에서의 정압, F_A는 축추력 측정값(입구 유동 방향이 양의 값), r_{t2}는 임펠러 끝단 반지름, h는 베인의 높이이다.

$$head\ coefficient = (P_{o_t} - P_{i_t})/(0.5\rho U_{t_2}^2) \quad (1)$$

$$pressure\ coefficient\ C_p = (P_s - P_{i_t})/(0.5\rho U_{t_2}^2) \quad (2)$$

$$axial\ thrust\ coefficient(F_A^*) = F_A/(\pi r_{t_2}^2)/(0.5\rho U_{t_2}^2) \quad (3)$$

$$h^* = h/r_{t_2}^2 \quad (4)$$

시험에 사용한 서포터는 Fig. 3과 같이 축방향과 반경방향으로 12개의 베인이 있으며 베인의 높이에 따라 Table 1과 같이 분류할 수 있다. 축추력 측정 시험은 세 종류의 서포터를 장착한 고속 원심펌프에 대해 두 가지 방법으로 실시하였다. 하나는 설계 유량비(flow ratio; 설계유량계수에 대한 측정유량계수의 비율)에서 회전수에 따른 펌프의 축추력을 파악하는 시험이며, 다른 하나는 일정한 회전수에서 유량비에 따른 펌프의 축추력을 측정하는 시험이다. 또한 시험 중에는 펌프의 축추력 뿐만 아니라 후방 누설 유로의 압력 또한 측정하여 서포터 베인의 형상에 따른 압력 변화를 파악할 수 있도록 하였다.

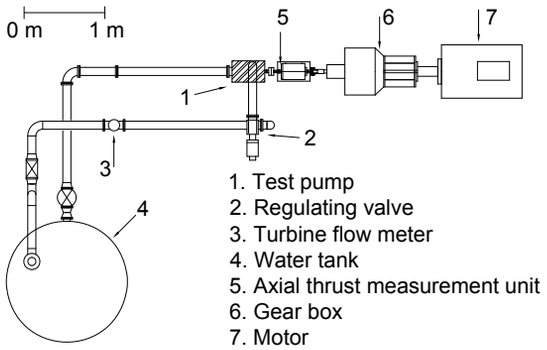

Fig. 2 Schematics of pump test facility

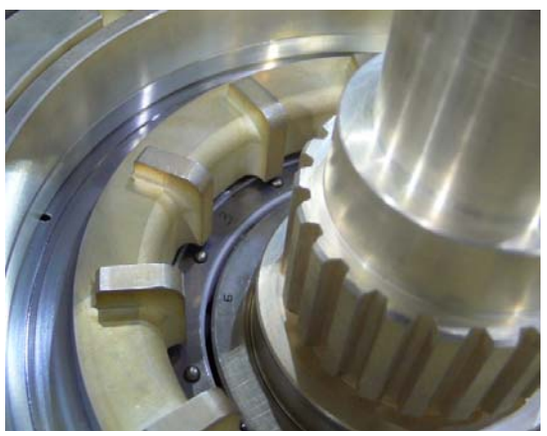

Fig. 3 Bearing supporter with vanes

Table 1 Test conditions of the pump

Index	Axial vane height coefficient	Radial vane height coefficient
T1	0.000	0.000
T2	0.029	0.029
T3	0.048	0.038

3. 시험 결과 및 분석

시험 중 계측된 양정의 변화는 Fig. 4에 나타내었다. T1은 2500rpm-3500rpm의 설계유량비 부근에서 측정한 결과이며, T2와 T3은 5000rpm에서 유량비를 바꿔가며 측정한 결과이다. 유량비가 작아질수록 펌프의 양정이 증가하는 전형적인 원심펌프의 특성이 나타난다. 또한 펌프 모델에 상관없이 비슷한 양정 경향을 보이고 있어 베인 형상으로 인한 펌프의 양정 변화는 없을 것으로 생각된다.

설계유량비에서 회전수에 따른 축추력 측정값의 변화를 Fig. 5와 같이 정리하였다. 베인의 높이가 높을수록 축추력의 측정값 역시 증가하고, 베인이 없을 때에는 축추력의 방향이 바뀌는 것을 알 수 있다. 이는 베인으로 인해 임펠러 후

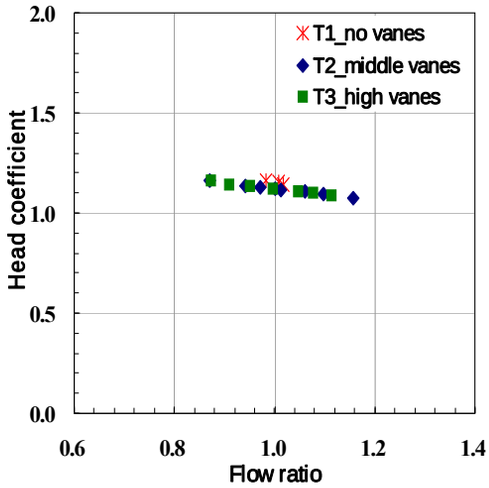

Fig. 4 Head distribution of pumps

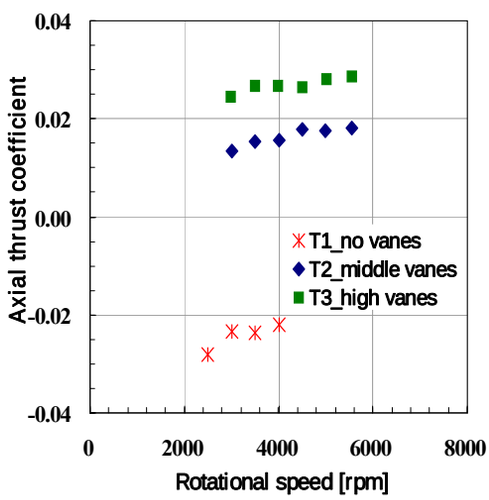

Fig. 5 Thrust according to rotational speed

방의 압력이 줄어들어 축추력이 양의 방향(입구 유동 방향을 양의 방향으로 가정)으로 이동했기 때문으로 해석된다. 따라서 축추력을 제어하기 위한 베인이 잘 기능하고 있다고 볼 수 있다. 또한 세 모델 모두 회전수가 증가할수록 축추력 계수가 증가하고 있어 축추력이 회전수 상사 법칙을 만족하지 않는데, 이는 축하중에 영향을 주는 내부 유동의 압력이 회전수 상사 법칙을 따르지 않기 때문으로 추정된다.

Fig. 6은 회전수 5000rpm에서 T2, T3 모델에 대하여 유량비를 바꿔가며 측정한 축추력의 경향이다. Fig. 6과 마찬가지로 베인이 클 때 축추력이 더 크게 계측되었다. 또한 두 모델 모두 유량비가 작을수록 축추력의 크기가 늘어났는데, 저유량 영역에서 펌프 임펠러의 출구 압력이 증가하면서 펌프 내부 유로의 압력 역시 증가했기 때문으로 풀이된다. 이러한 경향은 일반적으로 알려진 원심펌프의 축추력 경향과도 일치하며[10], 크기와 형태가 비슷한 다른 펌프의 시험 결과와도 유사하다[11].

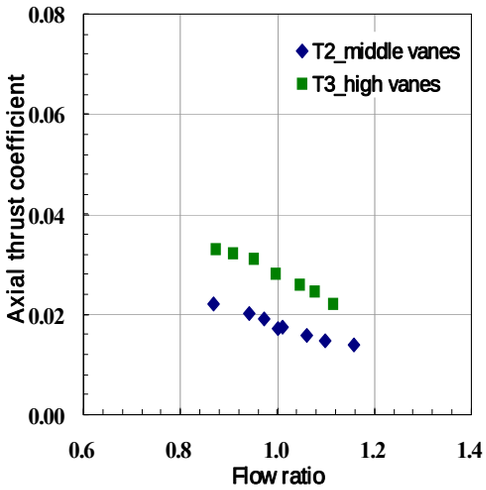

Fig. 6 Thrust according to flow ratio

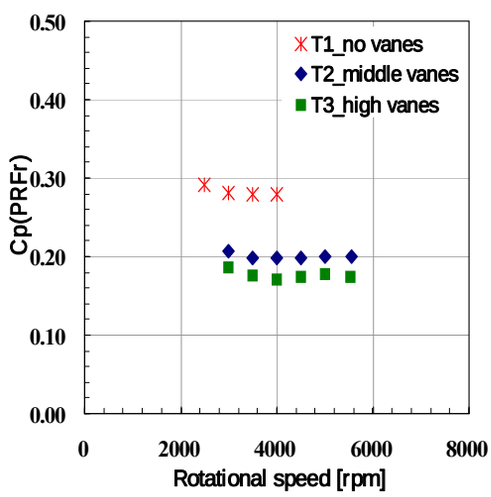

Fig. 7 Pressure of rear floating ring seal outlet

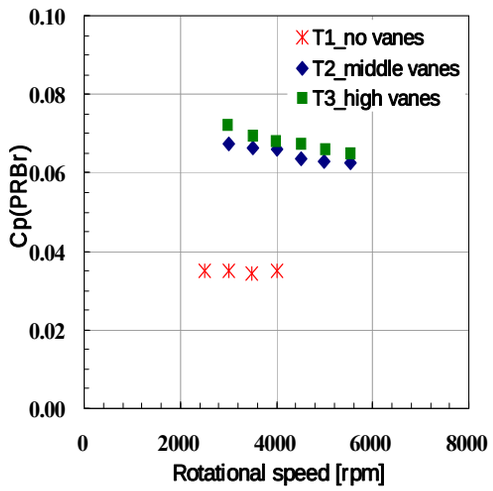

Fig. 8 Pressure of rear bearing outlet

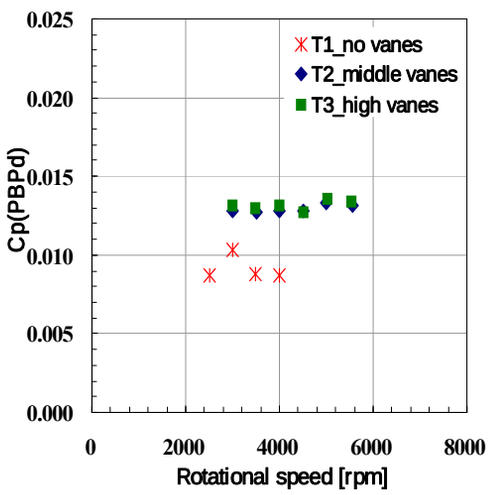

Fig. 9 Differential pressure of bypass pipeline

설계유량비에서 실시한 시험 중 후방 플로팅 링 실 하류에서 측정한 압력(PRFr)은 Fig. 7과 같다. 베인이 없을 때 압력이 높고 베인의 크기가 가장 큰 T3의 경우 압력이 가장 작게 나타나, 베인이 임펠러 후방 캐비티의 선회 유동을 교란하고 있음을 확인할 수 있다. 또한 회전수가 높을수록 압력계수가 수렴하고 있어 실 하류 압력은 회전수 상사 법칙을 어느 정도 만족하는 것으로 생각된다.

같은 시험 중 측정된 베어링 하류 압력(PRBr)을 Fig. 8과 같이 비교하였다. 이론적으로 베어링 하류 압력은 펌프 입구부터 베어링 하류까지 압력 손실의 합으로 표현된다. Fig. 7과 반대로 베인이 없는 T1 펌프에서 압력이 낮게 측정되었으며, 베인이 있는 모델 중에는 크기가 작을 때 압력이 작다. 또한 실 하류 압력과는 달리 베어링 하류 압력은 회전수 상사 법칙을 만족하지 않는 것으로 나타났다.

같은 시험 중 바이패스 배관의 곡관부(elbow) 전후에서 측정한 차압(PBPd)의 분포를 Fig. 9와 같이 나타내었다. Fig. 8과 마찬가지로 베인이 있는 두 모델에서의 차압이 베인이 없는 모델에 비해 높았다. 누설 유량이 증가할수록 차압 역시 늘어나기 때문에 베인이 있을 때 누설 유량이 상대적으로 클 것으로 예상된다.

바이패스 배관의 차압으로부터 후방 누설 유량을 추정할 수 있다. 이를 위해 임펠러 후방 캐비티와 바이패스 배관의 유로에 대한 수치해석을 상용 전산유체역학 프로그램을 사용하여 수행하였다. Fig. 10은 수치해석에 사용한 비정렬 격자이다. 계산의 편의를 위해 로터는 회전하지 않는다고 가정하였고, 입구 조건은 유량으로 설정하였다. 바이패스 진입로를 잘 모사하기 위해 계산 범위를 넓게 잡았으며, 불필요한 계산을 줄이기 위해 입구 형상을 단순하게 처리하였다.

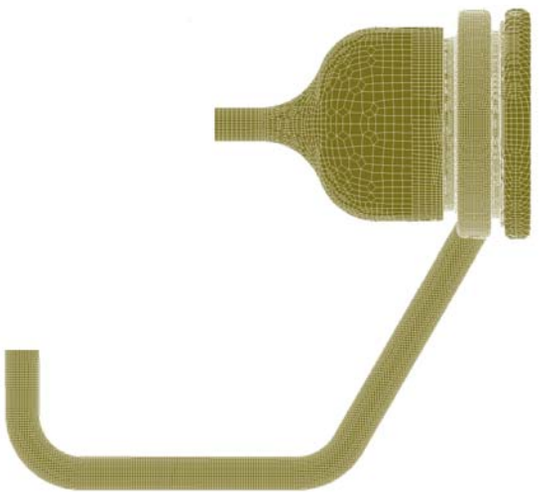

Fig. 10 Unstructured grid of secondary flow

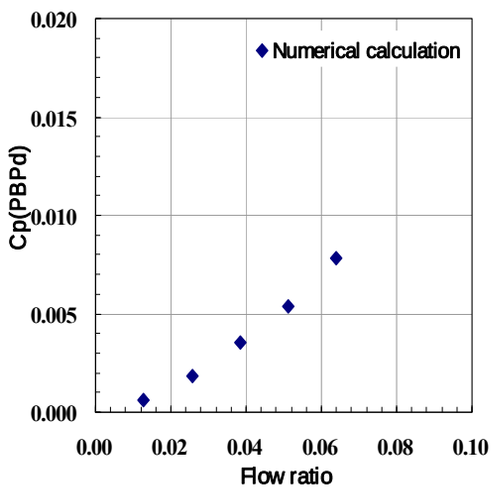

Fig. 11 Numerical calculation result of secondary flow

위 격자를 사용하여 다섯 가지의 입구 유량에 대해 그 차압을 계산한 결과는 Fig. 11과 같다. 그래프의 횡축은 설계유량에 대한 비율이며, 종축은 설계 회전수를 가정하여 무차원화하였다. 그래프에서 알 수 있듯이 누설 유량이 증가할수록 차압이 증가하고 있다. 또한 이 그래프을 보간하여 얻은 누설 유량과 차압과의 관계식을 시험 결과(Fig. 9)에 대입한 결과 베인이 없을 때의 누설 유량은 펌프 전체 유량의 약 5%, 베인이 있을 때에는 약 7%인 것으로 추정되었다.

4. 결 론

액체로켓엔진용으로 제작된 고속 원심펌프의 임펠러 후방에 세 종류의 베인을 장착하여 펌프의 축추력을 측정한 결과 다음과 같은 사실을 확인할 수 있었다.

1) 펌프의 양정은 일반적인 원심펌프의 경향과 일치하였으며, 베인의 형상은 펌프 양정에 큰 영향을 주지 않았다.
2) 베인의 크기가 클수록 축추력은 증가하였고, 베인이 없을 때에는 축추력의 방향이 바뀌었다. 이는 베인이 임펠러 후방 캐비티의 압력을 낮추기 때문으로 판단된다.
3) 측정된 축추력은 회전수 상사 법칙을 만족하지 않았는데 이는 이차 유로의 압력이 상사 법칙을 만족하지 않기 때문으로 생각된다.
4) 유량비가 작을수록 펌프의 축추력은 증가했는데, 이는 일반적인 원심펌프의 경향과 일치한다.
5) 이차 유로의 압력 분포로 미루어 볼 때, 베인이 없을 때 펌프의 누설 유량은 베인이 있을 때에 비해 작을 것으로 추정된다.

참고문헌

(1) Demyanenko, Yu., V., Dmitrenko, A. I., Pershin, V. K. and Grebennikov, D. Yu., 2004, “Investigation of the Performance of a Thrust Balance Device for a Centrifugal Pump Rotor,” 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Cenference and Exhibit, AIAA-2004-3689.
(2) Kurokawa, J., Kamijo, K. and Shimura, T., 1994, “Axial Thrust Behavior in LOX-Pump of Rocket Engine,” Journal of Propulsion and Power, Vol. 10, No. 2, pp. 244~250.
(3) Ha, T.-W., Lee, Y.-B., and Kim, C.-H., 2002, “Leakage and Rotordynamic Analysis of a High Pressure Floating Ring Seal in the Turbo Pump Unit of a Liquid Rocket Engine,” Tribology International, Vol. 35, No. 3, 2002, pp. 153~161.
(4) Choi, C. H., and Kim, J., 2008, Centrifugal turbomachine with axial thrust control member, US patent No. US7354240B2.
(5) 노준구, 최창호, 김진한, 2006, “터보펌프 축추력 조절용 캐비티 베인에 대한 수치해석적 연구,” 유체기계저널, 제9권, 제2호, pp. 39~43.
(6) 최창호, 노준구, 김대진, 김진한, 양수석, 2012, “액체로켓엔진 터보펌프용 펌프의 축추력 조절에 관한 연구,” 유체기계저널, 제15권, 제1호, pp. 36~40.
(7) 김대진, 홍순삼, 김진한, 2005, “로켓엔진용 연료펌프의 축추력 측정,” 제25회 한국추진공학회 추계학술발표대회, pp. 358~362.
(8) 김대진, 홍순삼, 최창호, 김진한, 2011, “75톤급 액체로켓엔진용 산화제펌프의 수류시험,” 항공우주기술, 제10권, 제1호, pp. 122~128.
(9) 홍순삼, 임현, 김대진, 차봉준, 강정식, 임병준, 김진한, 2004, “터보펌프 성능시험 및 평가”, 유체기계저널, 제7권, 제3호, pp. 84~87.
(10) Stepanoff, A. J., 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley & Sons, INC., pp. 204~209.
(11) 김대진, 홍순삼, 최창호, 김진한, 2010, “75톤급 로켓엔진용 연료펌프의 축추력 측정,” 항공우주기술, 제9권, 제2호, pp. 8~13.