

< 논문 >

## POV가 부착된 회전 원판의 축추력 변화에 관한 연구

강 신 형<sup>†</sup> · 성 선 모<sup>\*</sup>

(2005년 8월 12일 접수, 2006년 1월 31일 심사완료)

### Numerical Study on the Variation of Axial Thrust of Rotating Disc with Pump-Out Vane

Shin-Hyoung Kang and Seon-Mo Seong

**Key Words:** Turbo-Pump(터보펌프), Axial Thrust(축추력), K-factor(K-팩터), Impeller Vane(임펠러 베인)

#### Abstract

Flows in the cavity with pump out vane are calculated using the CFX-Tascflow CFD code. Flow calculations are performed for different values of vane height, numbers, leakage flow rate, and rotational speed. The flow is very complex and three dimensional with strong vortex and leakage flow over the vane. The variations of pressure coefficient and K-factor with these parameters and resulting effects on the thrust and torque are studied. The present study contributes to showing the capability of flow simulation of back cavity with pump-out vane. The calculated results are good enough to be used back cavity design.

기호설명

- $C_q$  : 유량계수, 식 (1)
- $C_p$  : 압력계수, 식 (2)
- $C_T$  : 추력계수, 식 (4)
- $C_M$  : 토크계수, 식 (5)
- $K$  : K-factor,  $K = U_\theta / (r_2 \omega)$
- $PS$  : 압력면
- $Q_i$  : 누설유량
- $R$  : 회전 원판의 무차원 반경
- $Re$  : 레이놀즈 수,  $Re = r_2^2 \omega / \nu$
- $S$  : 회전 원판과 케이싱 사이의 무차원 간극

- $SS$  : 흡입면
- $W$  : POV의 무차원 높이

#### 1. 서론

액체추진 로켓 엔진에서는 연료나 산화제를 연소실에 고압으로 공급하기 위하여 터빈에 의하여 구동되는 터보펌프가 사용된다. 이러한 터보펌프는 소형으로 고속회전이 가능한 원심형이 주로 사용되어 베어링에 무리한 하중을 가함으로서 펌프 운전의 불안정성이나 수명의 단축을 초래할 수도 있다. 임펠러 출구를 통해서 토출되는 유체는 고압의 특성으로 인하여 그 일부가 임펠러 쉬라우드와 케이싱 사이의 틈새를 통해서 누설이 이루어진다. 이러한 유체의 누설은 펌프의 효율과 성능을 저하시킬 뿐 아니라 경우에 따라서는 축추력을 변화시킨다. 터보펌프의 축추력은 임펠러의 전, 후면에 작용하는 압력차와 임펠러 흡입구로 유입되는 유체의 운동량변화로 인하여 발생한다. 전자의 경우, 저압의 임펠러 흡입부와 고압

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 서울대학교 기계항공공학부  
E-mail : kangsh@snu.ac.kr  
TEL : (02)880-7118 FAX : (02)883-0179

<sup>\*</sup> 회원, 서울대학교 대학원 기계항공공학부

의 임펠러 쉬라우드 후면과의 압력차에 의한 힘으로 인하여 축추력이 임펠러 후방에서 전방부로 발생하게 된다. 반면에, 운동량변화가 펌프의 축추력에 미치는 영향은 전자에 비하여 매우 미미한 것으로 알려져 있다.

축추력을 감소시키기 위한 수단은 여러 가지가 있으나, 가장 대표적인 수단으로는 Pump-Out Vane(POV)으로 알려져 있는 임펠러 베인이 있다. 회전하는 임펠러 뒷면에 베인을 부착하면 유동의 선회속도를 증가시키기 때문에 반경방향의 압력 변화가 크게 된다. 따라서 추력은 감소하며 이를 설계에서 채택하는 경우 신뢰성 있는 예측이 필요하다. 터보펌프를 설계하는 과정에서 축추력을 예측하는데 흔히 사용되는 파라미터 중의 하나가 임펠러 원주 속도  $r_2\omega$ 에 대한 캐비티 내부유동의 원주 방향 성분의 비로 정의되는 경험값인 K-factor로서, 고압 터보펌프를 설계하는데 있어서 중요한 파라미터로서 사용되고 있다.

본 연구의 목적은 축추력에 영향을 미치는 인자를 찾아서 실제 펌프 설계에서 필요한 정보를 제공하는데 있다. 따라서 본 연구에서는 POV가 부착된 쉬라우드 후면과 케이싱 사이를 근사적으로 모델링하여 축추력을 최소화하는 기하학적 및 역학적 인자들을 도출하고, 유동 및 축 하중 특성을 비교 분석하였다. 이를 위해서 본 연구에서는 수치해석 기법을 적용하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1 수치해석 모델

해석 모델의 외형과 채택한 좌표계를 Fig. 1에 나타내었다.

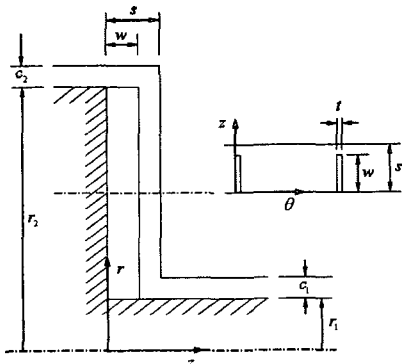


Fig. 1 Geometry of rotating disc and POV

왼쪽에 회전 디스크가 있고 오른쪽에는 정지된 케이싱의 벽면이 있다. 이때 캐비티의 폭은  $s$ 이다. 회전 디스크의 반경은  $r_2$ 이며 그 끝에서 누설유량이 유입된다. 계산을 위해서 유입되는 누설유량은 동축 평행벽을 통해서 들어온다고 가정하고 유입부를 계산 영역에 포함 시켰다. 유동은 허브 쪽으로 이루어지고 우측 아래 코너를 통해서 유출된다. 유출부도 유입부와 같이 동축 평행벽으로 가정하였고 이를 계산 영역에 포함시켰다. 회전 임펠러 면에는 두께  $t$ , 높이  $w$ 인 베인이 설치되어 있다. 베인의 수에 따라서 그 간격이 정해진다.  $s$ ,  $t$ ,  $w$ ,  $r$ 을  $r_2$ 로 무차원화하여 캐비티의 폭은  $S$ , 두께  $T$ , 높이  $W$ , 반경은  $R$ 로 나타낸다. 계산에 사용된 각 경우별 유동 조건 및 기하학적 조건은 Table 1에 제시되어 있다.

본 연구에서는 회전 원판에 베인의 부착 유무에 따른 압력계수 및 K-factor에 관한 Schallhorn과 Majumdar<sup>(1)</sup>의 결과를 기준으로 하여 수치해석을 수행하였다. POV가 부착되지 않았을 경우의 해석결과에서 유량계수 및 간극의 크기가 압력계수와 K-factor의 분포에 큰 영향을 미치는 것으로 알려져 있다.<sup>(2,3)</sup> 또한 Iino 등<sup>(4)</sup>의 유량과 임펠러의 축방향 변위에 따른 원심펌프의 축추력에 관한 실험 결과에서 유량 및 간극의 크기가 압력계수와 K-factor의 분포에 큰 영향을 미치기 때문에 본 연구에서도 이를 기초로 유동 조건에 관련된 인자로서 유량계수를 변화시키고 POV의 형상에 관계된 인자로는 간극의 크기에 대한 POV의 높이를 상대적으로 변화시키면서 해석을 수행하였다. 유량계수는 Majumdar<sup>(1)</sup>의  $C_q = 6.1057 \times 10^{-4}$ 를 기준으로 0.0,  $3.0529 \times 10^{-4}$ 인 경우를 해석하였다. 여기서 유량계수는 다음과 같이 정의하였다.

$$C_q = Q_1 / 2\pi r_2^3 \omega \quad (1)$$

POV의 높이는  $W/S=2/3$ 을 기준으로 1/6, 1/3, 1/2, 2/3, 5/6으로 변화시켜 얻은 결과를 비교하였다. 또한 POV의 개수가 미치는 영향을 알아보기 위하여 POV 사이의 각도를 15, 30, 60°로 변화시키면서 해석을 수행하였다. 한편 캐비티의 폭  $S$ 도 변화시켜 보았다. 허브-팁 비  $R_1$ 은 0.23으로 고정시켰다.

### 2.2 경계조건 및 수치해석 방법

수치해석을 위한 계산 격자는 STAR-CD를 이

용하여 생성하였고 CFX-Tascflow를 사용하여 계산을 수행하였다.

$k-\omega$  난류 모델을 사용하였고, 벽에서는 벽함수를 사용하였다. 경계조건은 입구 경계, 회전원판과 케이싱 및 POV의 벽 경계, 출구 경계조건이 주어진다. 베인의 한 공간만을 수치해석의 계산영역으로 채택하였기 때문에 좌, 우 경계에서 주기 경계조건이 사용된다. 난류유동이므로 입구 경계에서는 난류운동에너지와 난류운동에너지 소산율이 필요하며 이는 난류강도와 특성 길이를 경험적으로 지정한다. 본 연구에서는 난류강도는 5%, 특성 길이는 입구 간극의 10%로 하여 계산을 수행하였다.

출구 경계에서는 모든 유동변수에 대하여 유선방향으로의 구배가 0인 Neumann 조건을 사용하였고, 출구에서 정압력을 고정시켜 해석하였다. 회전원판과 POV 면에서는 상대속도가 0이 되게 하였으며, 고정된 케이싱 면에서는 절대속도가 0이 되게 하였다. 경계면이 기하학적으로 동일한 위치에 놓이는 주기 경계는 입구에서 POV의 선단까지의 부분, POV의 후연에서 출구까지의 부분에 존재하며 모든 유동변수 값이 동일한 주기점에 해당되는 곳에서 같게 된다.

캐비티의 간극은 상당히 작으므로 축방향의 압력은 거의 동일하기 때문에 주어진 반경위치에서 면적 평균한 압력을 사용하여 압력계수를 정하였다.

$$C_p = 2(p - p_2) / \rho r_2^2 \omega^2 \quad (2)$$

추력  $T$ 는 회전 디스크 벽면에서 압력을 적분하여 구하였고, 토크  $M$ 은 베인의 표면 압력을 이용하여 구하였다.

$$T = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi(p - p_2)rdr \quad (3)$$

추력계수와 토크계수는 다음 식으로 정의한다.

$$C_T = 2T / \rho r_2^4 \omega^2 \quad (4)$$

$$C_M = 2M / \rho r_2^5 \omega^2 \quad (5)$$

추력계수는 디스크의 압력이 모두 출구 압력이라고 가정할 때에 비하여 추력이 줄어드는 양을 나타낸다. 토크 계수는 베인에 의해서 추가로 필요한 토크를 나타낸다.

Table 1 Flow conditions

$\theta(^{\circ})$	$W/S$	$C_q \times 10^{-4}$	
15	2/3	6.1057	$N=3000$ rpm $r_1=31.75$ mm $r_2=139.7$ mm $s=4.826$ mm $c_1 = c_2=0.5$ mm
	1/6	6.1057	
	1/3	6.1057	
	1/2	6.1057	
30	2/3	0.0	
		3.0529	
		6.1057	
	5/6	6.1057	
60	2/3	6.1057	

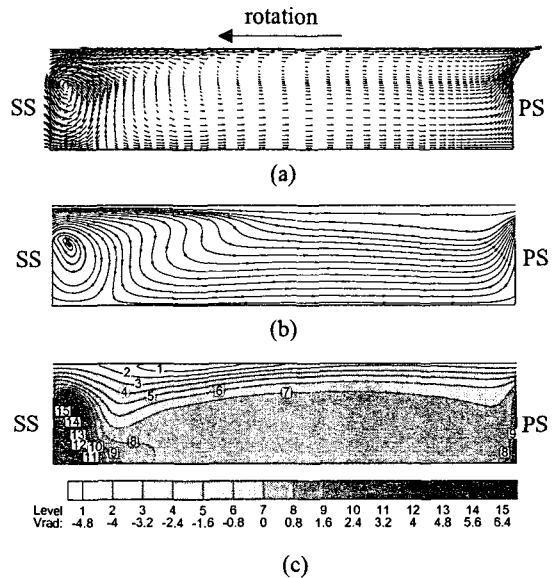


Fig. 2 Velocity distribution at  $R=0.5$ ; (a) relative velocity vector, (b) streamline (c) contour of radial velocity distribution

### 3. 수치해석 결과

#### 3.1 유동특성

여러 계산 조건 중에서 기준이 되는  $\theta=30^{\circ}$ ;  $W/S=2/3$ ,  $C_q=6.1057 \times 10^{-4}$ 인 경우에 대하여 내부 유동 특성을 검토하였다. Fig. 2에 입구와 출구의 가운데인  $R=0.5$ 인 면에서의 상대속도 벡터, 유선 및 반경방향 속도 성분을 나타내었다.

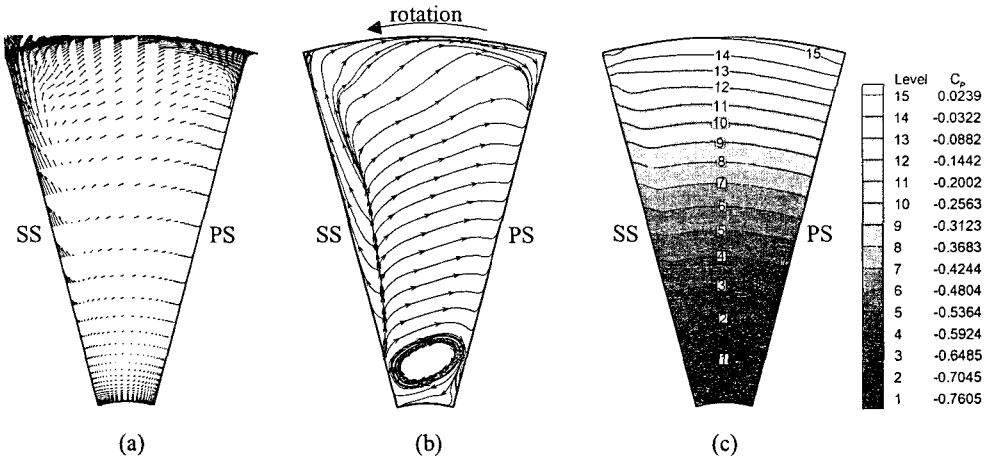


Fig. 3 Flow characteristics at mid-span ; (a) relative velocity vector, (b) streamline, (c) pressure coefficient contour

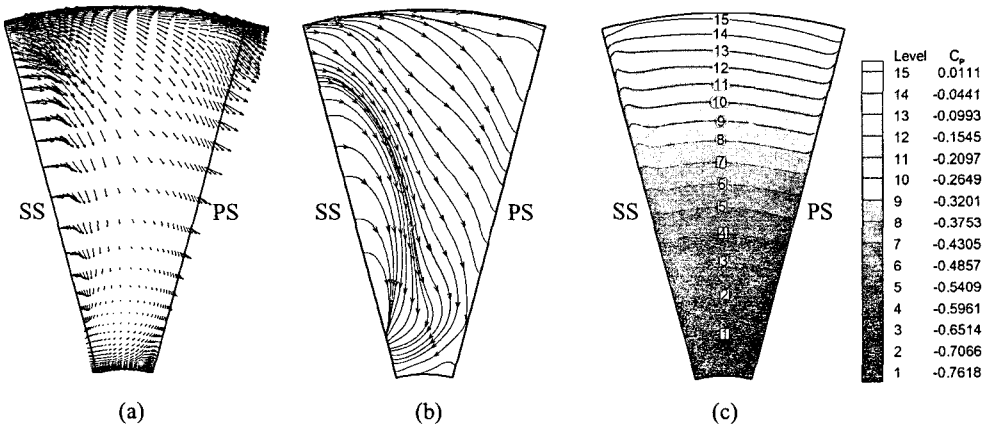


Fig. 4 Flow characteristics at mean distance between POV tip and casing (a) relative velocity vector, (b) streamline, (c) pressure coefficient contour

전체적으로 주 유동은 디스크의 회전 방향으로 유도되기 때문에 반경방향으로 원심력이 작용하고 이에 평형 상태를 이루기 위해서 반경방향으로 압력이 증가한다. 그러나 베인이 부착된 디스크 근처의 회전속도는 단면 평균치보다 크기 때문에 반경방향의 유동이 유도되고, 케이싱 근처에서는 상대적으로 회전속도가 작기 때문에 내경 쪽으로 음(-)의 반경류가 유도된다. 회전 속도는 사실상 베인에 대하여 넘어가는 유동을 유도하기 때문에 베인의 압력면보다 흡입면에서 큰 보텍스가 형성된다. 이와 동시에 축에 수직인 면에서 전체유동은 임펠러가 반시계 방향으로 회전하기 때문에 여기에 반대방향의 큰 회전 유동이 유도되어 전체적으로 비회전 유동이 유지되도록 한다. 그래서 베인의 흡입면에서는 양(+)의 반경류

가, 압력면에서는 음(-)의 반경류가 유도된다. 이와 동시에 누설유동량이 주어지기 때문에 면적 평균한 반경류는 음의 값이 된다. 이와 같이 전체 캐비티 내의 유동의 구조는 상당히 복잡하게 형성된다.

회전좌표계에서는 원판 및 POV는 정지해 있고 케이싱이 반대 방향으로 회전하기 때문에 이러한 케이싱의 운동으로 인하여 Fig. 2(a)에 나타난 바와 같이 POV와 케이싱 사이의 공간을 통하여 인접한 영역의 유체가 넘어 오면서 흡입면 부근에서 보텍스를 형성하게 되고 반대편 POV를 통하여 다음 영역으로 유체가 이동하게 된다. Fig. 2(b)에 나타난 유선에서 이 구조를 확실하게 볼 수 있다. POV가 없는 평행벽 캐비티의 경우에는 반경 방향 속도 성분이 원판과 케이싱 사이의 중

간 지점에서 0이 되지만<sup>(4)</sup> POV를 부착하면 베인의 끝에 해당하는 부근에서 반경 방향 속도 성분이 0이 되고, 대략 원판에서 베인 높이까지의 상향으로, 베인의 끝에서 케이싱까지의 하향의 속도 분포를 보인다. Fig. 2(c)에 나타난 반경방향 속도의 등고선에서 속도의 크기가 0인 라인을 경계로 하여 디스크 쪽에서는 양의 속도를, 케이싱 쪽에서는 음의 속도를 관찰할 수 있다. 이러한 경향은 미드스팬(mid-span)과 베인과 케이싱의 중간 단면에서의 상대속도 분포를 나타낸 Fig. 3과 4를 통해서도 확인할 수 있다. 베인의 중간 높이인 미드스팬에서는 원판의 회전과 반대방향으로 유동하면서 베인을 넘어 인접한 영역으로 이동하게 되고 하류에서는 출구 측으로 유선의 방향이 바뀌고 있다. 그리고 Fig. 3(b)에 나타난 유선에서 보텍스의 형상을 확인할 수 있다. Fig. 3(c)에서 압력은 전체적으로 원심력에 의한 반경방향의 증가와 국부적인 변화를 나타낸다. Fig. 4에 나타난 베인과 케이싱의 중간 단면에서는 베인을 지난 유체들이 출구 측으로 향하고 있음을 알 수 있다. 그리고 전체적으로 반시계 방향의 큰 규모의 선회유동이 형성된다. 여기서는 대체적으로 내부로 향하는 반경류가 형성되므로 유선의 구조가 앞서의 경우와는 상당히 다르다. 그래서 베인 흡입면에서의 와류의 구조도 변화했다. Fig. 4(c)에는 정압의 분포를 나타내었다. 전체적으로 반경 방향으로 증가하는 등고선을 보이고 국부 유동에 의한 압력의 교란은 크지 않다.

3.2 베인 높이의 영향

베인을 설치하는 목적은 K-factor의 값을 높여서 압력계수의 값을 증가시키는 것이다. 베인의

캐비티 폭에 대한 높이는 여기서 가장 중요한 파라미터이다. 본 연구에서는 베인의 높이가 캐비티 내의 유동에 미치는 영향을 알아보기 위하여  $W/S=2/3$ 을 기준으로 1/6, 1/3, 1/2, 2/3, 5/6으로 변화시켜 검토하였다. Fig. 5(a)에 베인의 높이 변화에 따른 반경 방향의 압력 분포를 나타내었다.

베인의 높이가 높아질수록 반경 방향으로 압력 강하량이 증가하며 이는 베인 사이의 유체가 디스크의 회전에 반응하여 평균 선회속도가 증가하기 때문이다. 베인에 의한 유체의 가속 정도는 Fig. 5(b)에 나타난 K-factor의 분포를 통하여 알 수 있다. 베인이 없을 경우는 0.5 정도의 값을 보이며 높이가 증가할수록 K-factor가 증가하여  $W/S=2/3$  이상에서는 베인 끝 부근을 제외하면 전체적으로 K-factor가 0.9 이상이 됨을 관찰할 수 있다. 베인 선단부에서는 유입되는 유체의 스윙 성분 영향으로 K-factor가 감소하며 하류로 진행할수록 유로의 감소로 인한 속도의 증가와 유동특성에서 알라본 바와 같은 선회유동의 형성으로 인하여 K-factor가 증가하고 있다.

압력 강하로 인하여 감소하는 축추력의 양을 Fig. 5(c)에 나타내었다. 압력 분포에서와 동일하게  $W/S=0$ 에서 2/3까지일 경우에는 높이의 증가에 따라 축추력이 급격히 감소하나 2/3 이상이 되면 완만히 감소함을 관찰할 수 있다. 이상과 같이 POV의 높이를 증가시키면 축추력 감소에 상당한 효과가 있음을 알 수 있으나 베인의 존재 때문에 추가로 토크가 필요하게 되며 이를 Fig. 5(c)에 나타내었다. 토크의 증가량은 실제펌프의 효율 감소로 나타난다. 실제 설계에 적용하기 위해서는 축추력 감소와 추가되는 토크를 고려하여 적절한 높이를 선정하여야 할 것이다.

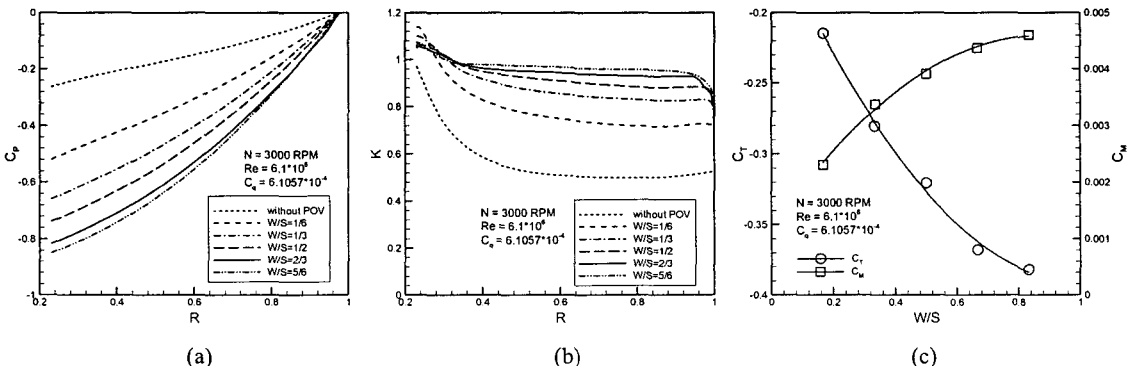


Fig. 5 Effect of POV height on variations of (a) pressure coefficient, (b) K-factor, (c) axial thrust and torque coefficient

본 연구의 수행 대상이 된 경우만을 고려하여 살펴보면 전체적으로  $W/S=2/3$  까지는 베인의 높이 증가에 따라 압력 강하량과 K-factor가 크게 증가하고 축추력은 급격히 감소하지만 5/6인 경우에는 높이의 증가에 비하여 그다지 큰 차이를 보이지 않고 있다. 따라서 다른 조건을 제외하고 베인의 높이만을 고려한다면  $W/S=2/3$  보다 클 필요는 없다고 생각된다.

3.3 누설유량의 영향

누설유량이 미치는 영향을 알아보기 위하여 누설유량을  $C_l=6.1057 \times 10^{-4}$ 를 기준으로 실제 터보펌프 운전조건에 가까운 0.0,  $3.0529 \times 10^{-4}$ 로 변화시켜 결과를 검토하였다. Fig. 6(a)에 누설유량의 변화에 따른 반경 방향의 압력 분포를 나타내었다. 스윙 성분을 가지고 있는 누설유량이 증가할수록 캐비티 내의 유체의 접선 방향 속도를 증가시켜 하류로 전달하게 되므로 압력 강하량이 커지게 된다. 이 변화량은 상당히 큰 양이며 축추력의

신뢰성 있는 예측을 위해서는 누설유량의 정확한 예측과 이를 고려한 모델이 제시되어야 한다.

Fig. 6(b)에 K-factor의 변화를 나타내었다. 누설유량이 없는 경우에는 K-factor가 반경에 따라서 일정한 값이나 누설유량이 증가할수록 허브 쪽으로 증가하여 1.0 보다 커진다.

이러한 압력의 변화는 Fig. 6(c)에 나타낸 바와 같이 축추력을 감소시키게 된다. 또한 Fig. 6(c)에서 유입되는 각운동량의 증가로 인하여 추가로 필요한 토크는 감소함을 알 수 있다. 그러나 누설유량이 증가하면 펌프의 체적효율을 저하시키는 원인이 되기 때문에 축추력 감소뿐만 아니라 이를 함께 고려하여 누설되는 유량을 적절히 제어할 수 있는 방안이 필요할 것이다.

3.4 베인 개수의 영향

베인의 수효가 증가하면 회전 효과가 커지게 될 것이다. 베인의 개수가 미치는 영향을 알아보기 위하여 베인 사이의 각도  $\theta=30^\circ$ 를 기준으로

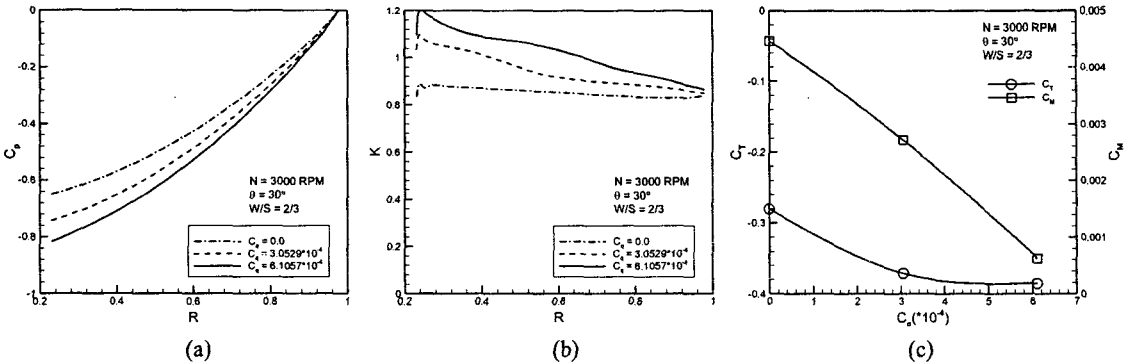


Fig. 6 Effect of the leakage flow rate on variations of (a) pressure coefficient, (b) K-factor, (c) axial thrust and torque coefficient

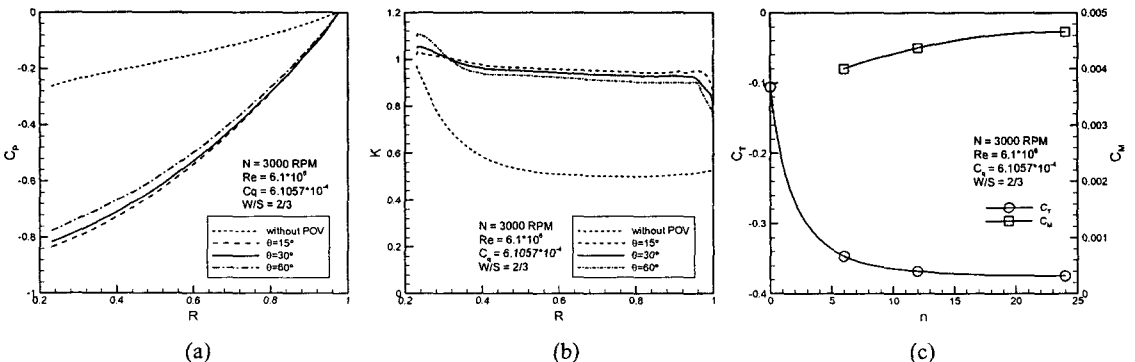


Fig. 7 Effect of the number of POVs on variations of (a) pressure coefficient, (b) K-factor, (c) axial thrust and torque coefficient

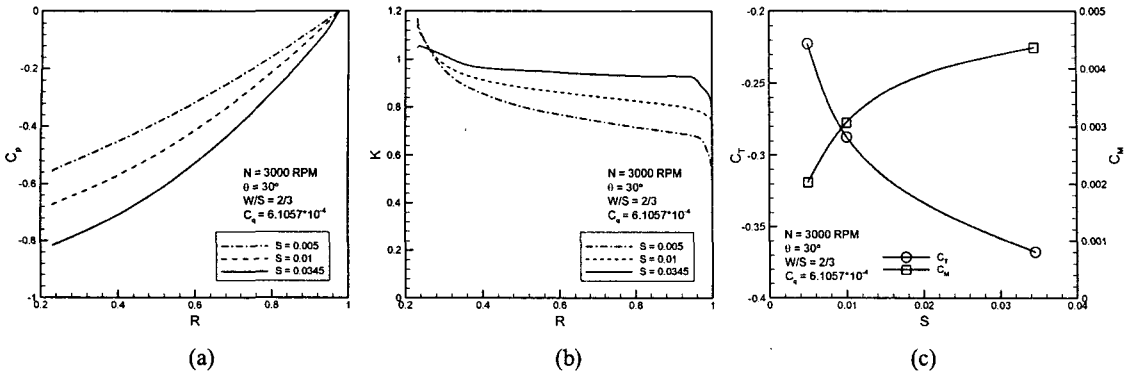


Fig. 8 Effect of the space ratio on variations of (a) pressure coefficient, (b) K-factor, (c) axial thrust and torque coefficient

15, 60°로 변화시켜 결과를 검토하였다. Fig. 7(a)와 (b)에 베인의 개수에 따른 반경방향 압력 분포와 K-factor의 변화를 나타내었다. 베인 사이의 각도가 감소할수록, 즉 베인의 개수가 증가할수록 유체를 더 빈번히 가속시킴으로써 압력 강하량과 K-factor를 증가시키게 된다. 이로 인한 축추력의 감소 효과를 Fig. 7(c)에 나타내었다.

베인을 부착하면 베인이 없을 경우보다 축추력을 상당히 감소시킴을 볼 수 있으나 베인의 개수를 증가시켜도 그 감소량은 완만함을 관찰할 수 있다. 또한 Fig. 7(c)에서 볼 수 있듯이 베인의 개수를 증가시키면 필요한 토크가 증가하게 되어 베인의 개수를 증가시켜 얻을 수 있는 축추력의 감소 효과는 전술한 베인의 높이 증가나 누설유량의 증가로 인한 효과에 비하여 훨씬 적음을 알 수 있다.

또한 본 연구의 해석 결과와 더불어 통상적으로 제조 공정의 단순화를 위하여 베인의 개수는 펌프의 베인 개수와 동일하게 제작되기 때문에 베인 개수는 다른 파라미터에 비하여 중요한 인자로 고려하지 않아도 될 것으로 생각된다.

3.5 간극 크기의 영향

전절의 POV 높이에 대한 영향에서는 간극의 크기를 고정하고 베인의 높이를 상대적으로 변화시키면서 결과를 검토하여 W/S=2/3 정도이면 축추력을 감소시키는데 상당한 효과가 있음을 확인하였다. 이를 토대로 W/S=2/3로 고정하고 회전 원판과 케이싱 사이의 거리 S=0.0345를 기준으로 0.005, 0.01로 변화시켜 간극의 크기가 미치는 영향을 검토하였다.

Fig. 8(a)에 간극의 크기가 반경 방향 압력 분포에 미치는 영향을 나타내었다. 간극의 크기가 증가할수록 압력 강하량이 증가하는 경향을 보이는데 간극의 크기가 작을수록 유동 특성에서 알아본 바와 같은 흡입면 쪽에서의 와류의 형성이나 간극의 단면상에서 볼 수 있었던 대규모 선회 유동의 형성이 축소되어 접선 속도 성분의 증가 효과가 감소되기 때문이며 이러한 영향을 (b)의 K-factor의 분포를 통해서 관찰할 수 있다.

Fig. 8(c)에는 간극의 크기가 축추력에 미치는 영향을 나타내었으며 간극의 크기가 증가함에 따라 축추력이 감소함을 알 수 있다. 그러나 (c)의 추가되는 토크의 양을 보면 간극이 커짐에 따라 베인의 높이도 높아지므로 추가로 필요한 토크가 많아지게 된다. 따라서 축추력의 감소와 추가되는 토크를 고려하여 적절한 간극 크기를 선정해야 할 것이다.

3.6 레이놀즈수의 영향

레이놀즈수는 유동 특성에 영향을 미치는 가장 기본적인 주인자이다. 이러한 레이놀즈수의 영향을 알아보기 위하여 베인 사이의 각도  $\theta=30^\circ$ ,  $W/S=2/3$ 으로 고정시키고  $C_q=0.0, 3.0529 \times 10^{-4}, 6.1057 \times 10^{-4}$ 의 세 가지 유량계수에 대하여 회전수를 100, 300, 500, 1000, 3000, 5000rpm으로 변화시키면서 결과를 검토하였다. 위의 회전수에 대한 레이놀즈수는 각각  $2.03 \times 10^5, 6.1 \times 10^5, 1.02 \times 10^6, 2.03 \times 10^6, 6.1 \times 10^6, 1.02 \times 10^7$ 에 해당한다.

압력 분포는 레이놀즈수가 증가할수록 압력 강하량이 커지게 되고 이에 따라 축추력이 감소하는 경향을 나타낸다. 이러한 경향은 유량이 증가

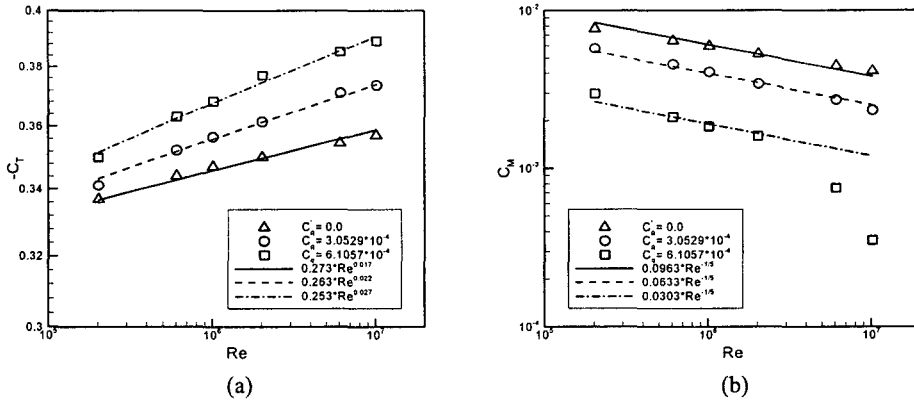


Fig. 9 Effect of the Reynolds number ; (a) axial thrust, (b) torque coefficient

할수록 커지고 있으며  $C_T \sim Re^m$ 으로 나타내었을 때 지수  $m$ 은 0.017, 0.022, 0.027로 커지며 이는 Fig. 9(a)의 기울기의 변화로 나타난다.

Fig. 9(b)에는 레이놀즈수가 토크에 미치는 영향을 나타내었다. 회전 원판 유동의 경우 여러 연구자들의 연구 결과 토크 계수는  $Re^{-1/5}$ 에 비례하는 것으로 알려져 있으며 이는 Kurokawa<sup>(5)</sup>의 결과와도 일치한다. 본 연구에서의 수치해석 결과도 토크 계수가  $Re^{-1/5}$ 에 비례하는 경향을 보이며 레이놀즈수와 유량 계수의 증가에 따라 토크 계수가 감소함을 알 수 있다.

#### 4. 결론

회전 원판 후면에 임펠러 베인이 설치된 경우에 기하학적 및 역학적 인자들이 축추력에 미치는 영향에 대한 수치해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 누설유동에 의하여 유도되는 반경류, 베인의 압력면과 흡입면에서의 보텍스의 형성, 축에 수직한 면에서 큰 회전유동으로 구성된 복잡한 3차원 유동 구조를 확인하였다.

(2) 베인의 높이, 누설유량, 베인의 개수가 증가할수록 반경 방향으로 압력 강하량과 K-factor가 증가하여 축추력이 감소하였다. 그러나 베인의 설치로 인해 추가되는 토크와 누설유량으로 인한 펌프의 체적 효율 감소를 고려하여 이를 적절히 제어할 수 있는 방안이 필요하다.

(3) 레이놀즈 수가 증가할수록 축추력은 감소하

고 토크는  $Re^{-1/5}$ 에 비례하는 경향을 보였다.

#### 후 기

본 연구는 과학기술부 핵심우주기술평가사업에 의하여 지원되었고 이에 감사 드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Schallhorn, P. A. and Majumdar, A. K., 1997, "Numerical Prediction of Pressure Distribution Along the Front and Back Face of a Rotating Disc with and without Blades," *AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, AIAA-1997-3098.
- (2) Kurokawa, J. and Sakuma, M., 1988, "Flow in a Narrow Gap Along an Enclosed Rotating Disk with Through-flow," *JSME International Journal*, Ser.2, Vol. 31, No. 2, pp. 243~251.
- (3) Kang, S. H., Son, J. R., Jung, J. S. and Seong, S. M., 2004, "Optimal Design of Balance Cavity in Rocket Turbo-pump," MOST Technical Report.
- (4) Iino, T., Sato, H. and Miyashiro, H., 1980, "Hydraulic Axial Thrust in Multistage Centrifugal Pumps," *Trans. of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol. 102, No. 1, pp. 64~69.
- (5) Kurokawa, J., 1976, "A New Device to Control Axial Thrust of Radial Flow Turbomachinery," *Bulletin of the JSME*, Vol. 19, No. 128, pp. 110~117.