

CFD를 사용한 비접촉식 가스 실의 입구 선회류 영향 해석

하태웅*

Analysis of Pre-Swirl Effect for Plain-Gas Seal Using CFD

Tae-Woong Ha*

Key Words : Pre-swirl effect(입구 선회류 영향), Leakage(누설량), Rotordynamic coefficient(동특성 계수), Plain-gas seal(평 가스 실), Bulk-flow model(벌크 흐름 모델), CFD(전산유체역학), Fluent(플루언트)

ABSTRACT

In present 3D CFD study, the method for determining leakage and rotordynamic coefficients of a plain-gas seal is suggested by using the relative coordinate system for steady-state simulation. In order to find the effect of pre-swirl speed at seal inlet, pre-swirl velocity is included as a parameter. Present analysis is verified by comparison with results acquired from Bulk-flow analysis code and published experimental results. The results of 3D CFD rotordynamic coefficients of direct stiffness(K) and cross-coupled stiffness(k) show improvements in prediction. As pre-swirl speed at seal inlet increases, k also increases to destabilize system. However, pre-swirl speed at seal inlet does not show sensitivity to the leakage and rotordynamic coefficients of K and damping(C).

1. 서 론

압축기나 터빈과 같이 작동유체가 압축성인 터보기계의 비접촉식 가스 실중 가장 단순한 형상을 갖고 있는 것이 평 실(Plain seal)이다. 이 실은 임펠러의 회전으로 압력이 상승된 작동유체의 역류나 누설을 제한함으로써 터보기계의 효율 향상을 추구하며, 또한 작은 실 틈새로부터 발생하는 유체 가진력에 기인된 진동 불안정성을 최소화하기 위해 설계되는 기계요소이다. 오늘날의 터보기계들은 고 출력화, 소형화, 고 효율화 및 안정화를 추구함으로써 다양한 형상의 실이 설계되어 사용되고 있으며 정확한 이론적인 예측을 위한 많은 노력이 이루어져 왔다.

가스 실의 이론적 해석을 위해 가장 보편적으로 사용된 방법은 Bulk-flow 모델이다. Hirs⁽¹⁾의 윤활 이론에 근거한 해석법으로 지배 방정식의 단순함과 계산시간이 짧은 잇점으로 많은 연구자들⁽²⁻⁴⁾이 다양한 가스실에 적용해 왔다. 그러나 해석 코드를 개발하는 데 걸리는 시간이 길며, 복잡한 형상의 실에 적용하는 데는 한계가 있어 요즘에는 CFD 해석법이 더욱 선호되고 있다. 히⁽⁵⁻⁶⁾는 가스 실의 누설량 예측을

위해 상용 소프트웨어를 사용한 3D CFD 해석법을 제시하고, Bulk flow 모델 해석 보다 개선된 결과를 발표하였다. 실의 진동 안정성과 관계되는 동특성 계수 예측을 위해서, Rao 등⁽⁷⁾은 고속 냉매 펌프의 평실에 대하여 유한 체적법을 사용하는 상용 소프트웨어를 이용한 CFD 해석법을 제안하고 강성계수와 감쇠계수 결과를 발표하였다. 최근 하 등⁽⁸⁾은 펌프의 평실에 대하여 동특성계수 예측을 위한 3D CFD 해석법을 제시하였으며, Kirk 등⁽⁹⁾은 압축기의 래버린스 실에 대하여 입구 선회류가 실의 동특성에 미치는 영향을 밝히기 위해 CFD 해석법을 제안하였다.

본 연구에서는 형상이 복잡한 가스 실의 CFD 해석법을 개발하기 위한 기본 단계로, 평실에 대한 CFD 해석법을 기 발표된 비압축성 작동유체를 사용하는 펌프용 평실의 정상상태 해석법⁽⁸⁾을 기초로 제안하고자 한다. 또한 실제 터보기계의 실 입구에는 어느 정도 로터 회전방향의 선회류(pre-swirl speed)가 존재하는데, 이 선회류가 누설량과 동특성계수에 미치는 영향을 규명하고자 입구 선회류를 파라미터로 포함한 해석법을 개발하고자 한다. 본 연구의 CFD 해석 결과를 검증하기 위해서 히⁽¹⁰⁾의 Bulk-flow 해석 코드(GASSEAL.FOR)

* 가천대학교 기계·자동차공학과 (Mechanical-Automotive Engineering Dept., Gachon University)

† 교신저자(Corresponding Author), E-mail: twha@gachon.ac.kr

의 결과 및 Dunn⁽¹¹⁾의 실험결과와 비교하고자 한다.

2. 상대좌표계와 가스 실의 동특성계수

2.1 정상상태 해석을 위한 상대좌표계 설정

Fig. 1은 본 연구의 대상인 비접촉식 평실의 형상을 보여 주고 있다. 작동 유체는 공기와 같은 압축성 유체이며, 실 간극(Cr)내에서 로터는 o' 을 중심으로 회전각속도 ω 로 회전하며 또한 스테이터의 중심 o 에 대하여 휘돌림 진폭 e 와 휘돌림 각속도 Ω 를 갖는 원궤적의 휘돌림운동을 하고 있는 것으로 가정한다. 휘돌림 진폭(e)은 실 간극과 비교하여 매우 작은 값으로 가정하며 본 연구에서는 실 간극의 1%인 2.286 μ m를 사용하였다.

비접촉식 평실의 CFD 해석을 위하여는 실 간극내의 원주방향과 축방향 유속분포와 정압 및 동압분포를 정확히 해석하여야 실을 통한 누설량과 유체력을 예측할 수 있다. 따라서 실 간극을 계산영역으로 설정하고 격자를 생성하여 해석하여야 하나 이 계산영역은 시간에 따라 변화하는 비정상상태로 해석에 많은 어려움이 있다. 계산영역이 정상상태가 되도록 하기 위해서 Ω 로 휘돌림 운동을 하는 좌표계에서 바라보는 상대좌표계⁽⁷⁻⁸⁾를 정의하면 계산영역은 시간에 따라 변화가 없는 정상상태가 되며 이 때 로터의 상대 각속도는 $\omega - \Omega$ 가 되고 스테이터의 상대 각속도는 $-\Omega$ 가 된다. Fig. 2는 본 연구에서 사용하는 상대좌표계와 그에 따른 경계조건을 나타내고 있다.

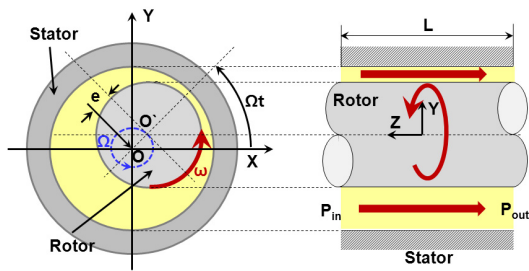


Fig. 1 Schematic drawing of annular-type-plain gas seal

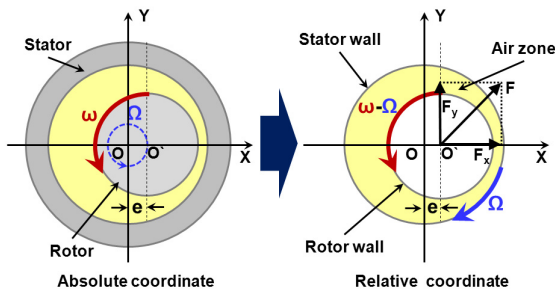


Fig. 2 Relative coordinate system and boundary conditions for steady state analysis($\Omega t=0$)

2.2 가스 실의 동특성 계수

로터의 휘돌림 운동에 따라서 가스 실의 간극은 주기적으로 변동하게 되며 로터의 회전에 의해 유도된 실 간극내의 유동으로 유막베어링에서와 유사하게 최소간극 부근에서 큰 동압력(P_i)이 발생하게 되어 로터는 유체력 F 를 받게 된다(Fig. 2). 실 간극 내에 발생된 동압력을 원주방향과 축방향 길이에 대해 적분하여 x 축 성분(F_x)과 y 축 성분(F_y)의 유체력으로 분리하면 Eq. (1)과 같이 나타낼 수 있다. 이 유체력은 Eq. (2)와 같이 동특성계수인 강성계수(direct stiffness coefficient) K , 연성강성계수(cross-coupled stiffness coefficient) k , 감쇠계수(direct damping coefficient) C , 연성감쇠계수(cross-coupled damping coefficient) c 로 나타낼 수 있는데 부가질량(M , m) 항이 무시될 수 있는 정도로 작으므로 생략하였다. x 와 y 는 로터의 중심 위치를 나타내며 휘돌림 각속도 Ω 의 함수이다. 속도 \dot{x} , \dot{y} 을 Eq.(2)에 대입하고 전개하면 Eq. (3)과 같이 유체력과 동특성계수의 관계식을 얻을 수 있다. $0 \sim 83.8$ Hz 범위에서 각 Ω 에 대하여 해석된 F_x/e 와 F_y/e 를 Eq.(3)에 따라 Ω 의 일차함수로 curve fitting하여 상수항 및 일차항의 계수를 결정하면 바로 K , k , C , c 를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} -F_x &= R \int_0^l \int_0^{2\pi} P_i \cos \theta d\theta dz \\ -F_y &= R \int_0^l \int_0^{2\pi} P_i \sin \theta d\theta dz \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{Bmatrix} -F_x(t) \\ -F_y(t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} -\frac{F_x}{\epsilon} &= K + c\Omega \\ -\frac{F_y}{\epsilon} &= -k + C\Omega \end{aligned} \quad (3)$$

3. Test case와 검증을 위한 비교 대상

비접촉식 가스 평실에 대하여 기 발표된 실험적 연구 결과를 찾기가 쉽지 않으나, Dunn⁽¹¹⁾이 Texas A&M University의 Air seal test rig.를 사용하여 발표한 평실과 계단식실(steped seal)의 실험결과 중 평실 부분이 본 연구의 대상 실인 Fig. 1과 일치한다. 따라서 본 연구의 test case는 Dunn의 평실 실험조건과 일치되도록 설정되었으며, Table. 1은 test case에 대한 형상조건과 운전조건을 나타내고 있다. 작동유체는 공기를 사용하였으며, 실 입구 선회류의 영향을 분석하기 위하여 0 m/s, 11.15 m/s, 29.37 m/s의 세가지 입구 선회류 속도(pre-swirl speed, V_{in})를 사용하였다. Dunn의 실험 결과는 본 연구의 CFD 해석 결과의 검증과 입구 선회류 영향 분석에 이용되었다.

Table 1 Geometry and operating conditions for the test case from Ref.(11)

Seal geometry	
Seal radius(R)	76.2 (mm)
Seal length(L)	50.8 (mm)
Seal clearance(Cr)	0.2286 (mm)
Surface roughness of rotor and stator	0.00147 (mm)
Operating condition	
Inlet pressure(P _{in})	7.86 (bar)
Outlet pressure(P _{out})	4.339 (bar)
Rotor speed (ω)	5030 (rpm)
Inlet temperature (T)	305 (K)
Inlet swirl speed(V _{in})	0.0, 11.15, 29.37 (m/s)
Gas constant (R _g)	287 (J/kg-K)
Viscosity(μ)	1.9e-5(N-s/m ²)
Specific heat ratio(γ)	1.4

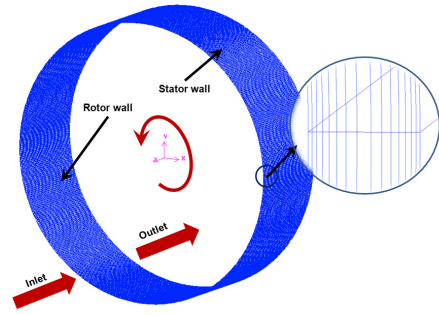


Fig. 3 Grid generation for computational domain

비접촉식 가스 평실에 대한 이론적 해석법으로 Bulk-flow 모델에 기초한 해석 코드(GASSEAL, FOR)가 본 연구의 저자인 하⁽¹⁰⁾에 의해 기 개발되었다. 평실의 매끈한 표면에 대한 마찰계수로써 Moody의 friction factor 모델을 사용한 해석 코드로 본 연구의 CFD 해석 결과를 검증하기 위해서 Table. 1에 제시된 test case에 대한 해석을 수행하였다.

4. 비접촉식 가스 실의 3D CFD 해석

비접촉식 가스 평실에 대한 3D CFD 해석을 위해서 상용소프트웨어인 Fluent⁽¹²⁾를 사용하였다. 누설량 및 동특성계수를 예측하기 위해서는 실 간극내의 유동장과 압력분포를 정밀하게 계산하여야 하기 때문에 지배방정식으로 압축성 Reynolds Averaged Navier Stokes Equations, 에너지 방정식, 이상기체방정식을 사용하고 난류모델로는 표준 k-ε 모델을 사용하였다. Fluent는 SIMPLE과 SIMPLER 알고리즘에 기초한 완전내연기법(fully implicit scheme)을 사용한 유한체적법(FVM : Finite Volume Method) 코드로 벡터량과 스칼라 양을 같은 위치에 저장하는 비교차격자계(non-staggered grid)를 사용하고 pressure based solver를 사용하였다. 대류항을 계산하기 위한 격자점간의 보간은 2차 상류차분법을 사용하였다.

전처리장치인 Gambit⁽¹³⁾을 사용하여 Fig. 2의 상대좌표계로 나타난 계산영역에 대하여 3차원 격자를 생성하였다. 실 간극이 상대적으로 작고, 로터와 스테이터의 표면부근에서 점성에 의해 발달되는 유속분포를 정밀하게 해석하는 것이 중요하므로 격자 생성 시 표면 부근에서의 격자 크기를 조밀하게 생성하여야 한다. 로터와 스테이터 표면으로부터 첫 번째 격자 중심까지의 무차원 거리를 Eq. (4)와 같이 y^+

로 정의하고 경계층 두께에 1개 정도의 격자가 생성되도록 y^+ 값을 계산하여 11.225~15 범위로 조정하고 벽면 근처의 격자가 중앙부의 격자 보다 더 조밀하도록 Fig. 3과 같이 격자를 생성하였다. 격자수에 따른 누설량, F_x 및 F_y 값의 수렴성을 체크하여 최종적으로 실의 간극에 15개, 길이에 50개, 원주둘레에 480개의 격자를 생성하여 총 360,000개의 격자를 생성하였다. 입구의 선회류 조건을 해석하기 위하여 입구에서의 경계조건으로 입구 전압력(total pressure)을 축 방향과 원주방향 성분으로 나누어 부여하여 입구에서의 원주방향 평균 유속이 설정한 입구 선회류 속도 값이 되도록 조정하였다. 최종적으로 F_x 와 F_y 의 잔류항 값이 10^{-6} 이하가 될 때를 수렴 기준으로 삼았다.

$$y^+ = \frac{\rho \times u_\tau \times y_p}{\mu} = \frac{\rho \times \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \times y_p}{\mu} \quad (4)$$

여기서, ρ 는 밀도, u_τ 는 마찰속도, τ_w 은 벽면에서의 전단응력, μ 는 점성계수를 나타낸다.

5. 3D CFD 해석 결과 및 비교 분석

본 절에서는 Table. 1에 제시된 test case에 대하여 본 연구에서 제안한 3D CFD 해석을 수행하고 그 결과를 하⁽¹⁰⁾의 Bulk-flow 모델 해석 결과 및 Dunn⁽¹¹⁾의 실험 결과와 비교하여 검증하고, 입구 선회류의 영향을 분석하고자 한다.

Fig. 4는 3D CFD 해석 결과로 $P_{in}=7.86$ bar, $P_{out}=4.339$ bar, $\omega=5030$ rpm, $\Omega=0$, 입구 선회류가 11.15 m/s인 경우에 대하여 최대 실 간극 단면에서 실 길이 방향으로의 정압력 분포 결과를 보여주고 있다. 실 입구에서 유로 단면적의 급격한 축소에 따른 압력강하를 보이고 출구 압력까지 점차적으로 감소함을 보여주고 있다. 비압축성 유체를 사용하는 펌프 실의 경우는 직선적인 압력감소를 보이는 것이 일반적이지만 가스 실과같이 압축성 유체인 경우에는 다소 위로 볼록한 곡선적인 감소 경향이 있음을 알 수 있다.

Fig. 5는 3D CFD 해석 결과로 실 중앙부에서 각 입구 선회류 조건에 대한 최대 실 간극 단면의 원주방향 유속 분포를 보여주고 있다. 입구 선회류가 클수록 원주방향 유속이 더 크게 발달되는 것을 알 수 있다.

실의 누설량은 실의 단면에 대하여 축방향 유속을 적분함에 의해 구할 수 있는데, Fig. 6은 입구 선회류에 대한 누설량 결과를 Bulk-flow 모델 결과 및 실험 결과와 비교하고 있다. Dunn의 실험 결과는 입구 선회류가 없는 경우만 가능한데, 이론적인 예측은 실험 결과보다 비교적 크게 예측되어 Bulk-flow 모델은 37.8%, CFD 해석은 42.9% 크게 예측됨을 보였다. 입구 선회류는 누설량에 크게 영향을 미치지 않지만 입구 선회류가 커질수록 누설량은 약간 감소하는 경향을 보였다.

Fig. 7은 3D CFD 해석 결과로 실 중앙부 단면에 대한 동압력(P_t) 분포 결과를 보여주고 있다. 실 최소 간극 부근에 최대 압력(0.6179 Mpa)이 발생되고 실 최대 간극 부근에 최소 압력(0.6172 Mpa)이 발생됨을 보여주고 있다. 이 동압력을 Eq. (1)에 따라 적분하면 F_x/e 와 F_y/e 이 얻어지고, Fig. 8에 나타난 것처럼 여러 Ω 에 대하여 해석한 후 Eq. (3)에 따라 curve fitting을 하면 동특성계수인 K , k , C , c 를 구할 수 있다.

강성계수 K 는 터보기계의 위험속도를 결정하는 중요한 동특성계수로 Fig. 9는 입구 선회류에 따른 CFD 해석 결과를

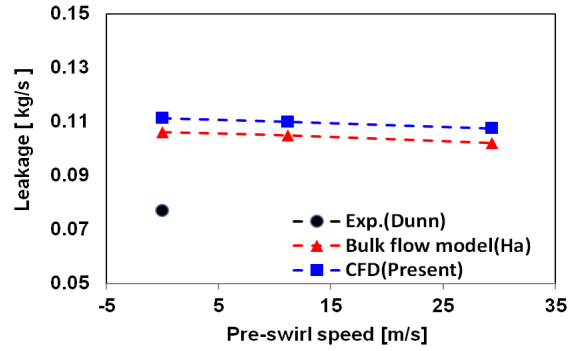


Fig. 6 Leakage vs. pre-swirl speed

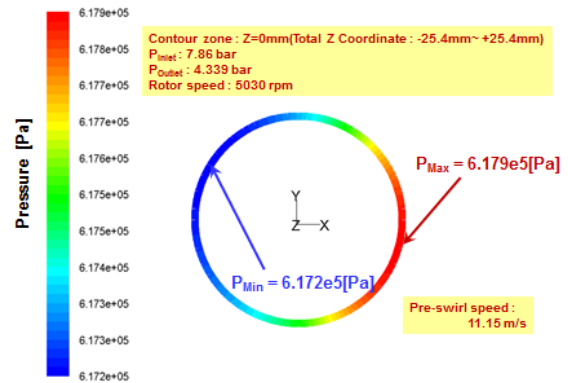


Fig. 7 3D CFD result of dynamic pressure distribution at x-y cross section

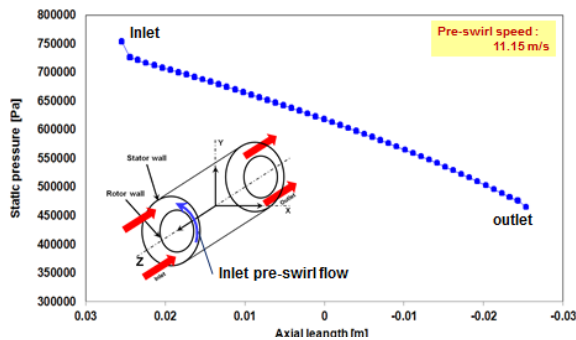


Fig. 4 3D CFD result of static pressure distribution through seal length

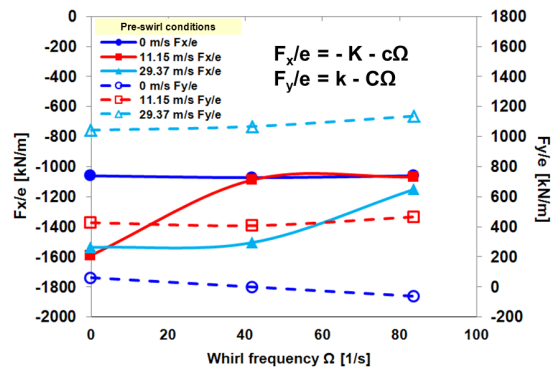


Fig. 8 3D CFD result of F_x/e and F_y/e vs. Ω

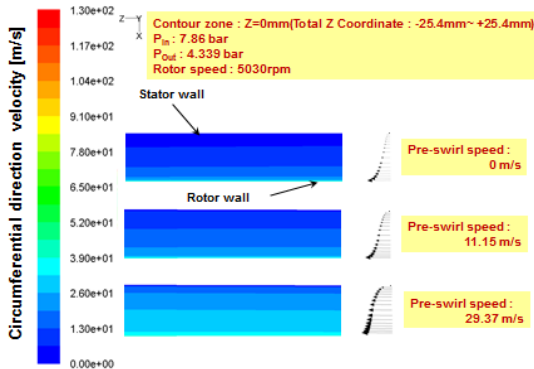


Fig. 5 3D CFD result of circumferential direction velocity profile

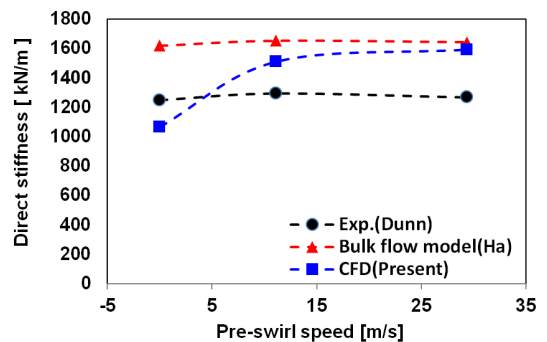


Fig. 9 Direct stiffness coefficient(K) vs. pre-swirl speed

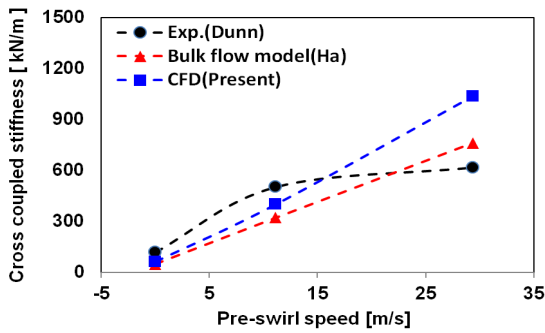


Fig. 10 Cross-coupled stiffness coefficient(k) vs. pre-swirl speed

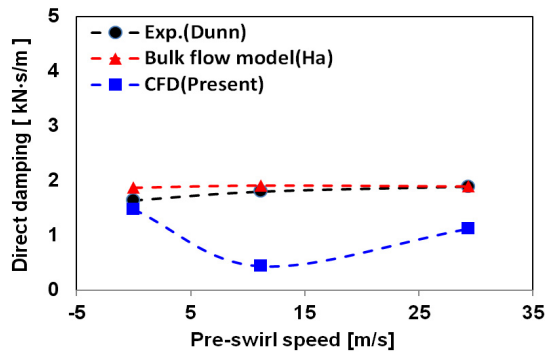


Fig. 11 Direct damping coefficient(C) vs. pre-swirl speed

비교하고 있다. CFD 해석 결과는 Bulk-flow 모델 해석 결과보다 개선됨을 보여주고 있으며, 실험결과와 25.6% 이내의 오차를 나타내고 있다. 입구 선회류가 커짐에 따라서 실험결과와 Bulk-flow 모델 결과는 큰 변화가 없었으나 CFD 결과는 민감하게 증가됨을 나타내었다.

연성강성계수 k 는 터보기계의 불안정화 영향을 주는 중요한 동특성계수로 Fig. 10은 입구 선회류에 따른 CFD 해석 결과를 비교하고 있다. 입구 선회류가 커짐에 따라서 k 도 커지는 경향을 보여 터보기계의 진동안정성을 향상시키기 위해서는 실 입구에서의 선회류가 작게 설계되어야함을 알 수 있다. CFD 해석 결과는 29.37 m/s 경우를 제외하면 Bulk-flow 모델 해석 결과보다 개선됨을 보여주고 있다. 이론적 예측 결과는 입구 선회류의 증가에 따라서 k 가 급격히 선형적으로 증가됨을 보이고 있으나 실험결과는 큰 입구 선회류에서 증가율이 낮아짐을 보였다.

감쇠계수 C 는 터보기계에 안정화 영향을 주는 중요한 동특성계수로 Fig. 11은 입구 선회류에 따른 CFD 해석 결과를 비교하고 있다. Bulk-flow 모델 결과와 실험 결과는 입구 선회류가 커짐에 따라서 C 가 약간 커지는 경향을 보이고 있으나 CFD 해석 결과는 작아지는 경향을 나타내고 있다. 입구 선회류가 없는 경우를 제외하면 CFD 해석 결과는 Bulk-flow 모델 해석 결과보다 더 큰 오차를 보이고 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 압축성 유체를 작동유체로 사용하는 터보기계의 평실에 대한 누설량 및 동특성계수 예측을 위해 상용 소프트웨어를 사용한 3D CFD 해석방법을 제안하고, 실 입구 선회류의 영향을 분석하였다. CFD 해석 결과를 Bulk-flow 모델 해석 및 실험 결과와 비교하면 다음과 같다.

- (1) 누설량의 경우 Bulk-flow 모델은 37.8%, CFD 해석은 42.9% 크게 예측됨을 보였으며 입구 선회류는 누설량에 크게 영향을 주지 않는 경향을 보였다.
- (2) 강성계수(K)의 경우 CFD 해석 결과는 Bulk-flow 모델 해석 결과보다 개선됨을 보여 실험결과와 25.6% 이내의 오차를 나타내었다. 또한 입구 선회류가 커짐에 따라서 실험과 Bulk-flow 모델 결과는 큰 변화가 없었으나 CFD 결과는 민감하게 증가됨을 나타내었다.
- (3) 연성강성계수(k)의 경우 CFD 해석 결과는 대체적으로 Bulk-flow 모델 해석 결과보다 개선됨을 보여주었으며, 입구 선회류가 커짐에 따라서 급격히 커지는 경향을 보임으로써 터보기계의 진동안정성 향상을 위해서는 입구에서의 선회류를 감소시키는 노력이 유효할 것으로 판단되었다.
- (4) 감쇠계수(C)의 경우 CFD 해석 결과는 입구 선회류가 없는 경우를 제외하면 Bulk-flow 모델 해석 결과보다 큰 오차를 보였으며, 입구 선회류가 커짐에 따라서 큰 변화가 없는 경향도 잘 예측하지 못하였다.

후 기

이 연구는 2012년도 가천대학교 지원에 의한 결과임 (GCU-2012-R296).

참고문헌

- (1) Hirs, G. G., 1973, "A Bulk-flow Theory for Turbulence in Lubricating Films," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol, 105, pp, 137~146.
- (2) Childs, D., 1993, "Dynamic Analysis of Turbulent Annular Seals Based on Hirs' Lubrication Equation," Journal of Lubrication Technology, Vol 105, pp. 437~444.
- (3) Iwatsubo T., 1980, "Evaluation of instability forces of labyrinth seals in turbines and compressors," Proc. Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery NASA Texas A&M University, pp. 139~167.

- (4) Ha T. W., 2001, "Rotordynamic analysis for stepped-labyrinth gas seal using moody's friction-factor model," *Journal of mechanical science and technology* Vol. 15, No. 9, pp. 1217~1225.
- (5) 하태웅, 2006, "CFD를 사용한 복잡한 형상을 갖는 래버린스 실의 누설량 예측," *윤활학회지*, 제 22권 제 2호, pp. 66~72.
- (6) 하태웅, 2006, "CFD를 사용한 터보기계 비접촉식 실의 누설량 예측," *유체기계저널* 제 9권 제 3호, pp. 14~21.
- (7) Rao, J. S. and Saravanakumar, M., 2006, "Numerical Simulation of Seal Flow and Determination of Stiffness and Damping Coefficient," *IFTOMM-Conference on Rotor Dynamics*, pp. 25~28.
- (8) Ha T. W. and Choe, B. S., 2012, "Numerical simulation of rotordynamic coefficients for eccentric annular-type-plain-pump seal using CFD analysis," *Journal of mechanical science and technology*, Vol. 26, No. 4, pp. 1043~1048.
- (9) Kirk, G. and Gao, R., 2012, "Influence of pre-swirl on rotordynamic characteristics of labyrinth seals," *Tribology transactions* Vol. 55, No. 3, pp. 357~364.
- (10) 하태웅, 2002, "Honeycomb/Smooth 표면을 갖는 비접촉 환상 실의 특성해석," *유체기계저널*, 제5권, 제4호, pp. 40~46.
- (11) Dunn, M. S., 1990, "A comparison of experimental results and theoretical predictions for the rotordynamic coefficient of stepped annular gas seals," *Texas A&M University*, TL-SEAL-3-90.
- (12) FLUENT User's Guide Ver. 6.3.
- (13) Gambit User's Guide Ver. 6.3.