

설계점 및 탈설계점에서 비균일 익단 간극을 가지는 축류 압축기의 유동장 예측

강영석* · 박태춘* · 강신형**

Prediction of flow field in an axial compressor with a non-uniform tip clearance at the design and off-design conditions

Young-Seok Kang^{*†}, Tae-Choon Park^{*}, Shin-Hyoung Kang^{**}

Key Words : Axial Compressor(축류압축기), Tip Clearance(익단간극), Alford's Force(Alford 힘)

ABSTRACT

Flow structures in an axial compressor with a non-uniform tip clearance were predicted by solving a simple prediction method. For more reliable prediction at the off-design condition, off-design flow characteristics such as loss and flow blockage were incorporated in the model. The predicted results showed that flow field near the design condition is largely dependent on the local tip clearance effect. However overall flow field characteristics are totally reversed at off-design condition, especially at the high flow coefficient. The tip clearance effect decreases, while the local loss and flow blockage make a complicated effect on the compressor flow field. The resultant fluid induced Alford's force has a negative value near the design condition and it reverses its sign as the flow coefficient increases and shows a very steep increase as the flow coefficient increases.

1. 서론

압축기/터빈 등의 유체기계의 회전축이 케이싱 중심에서부터 벗어나게 되면 날개의 팁과 케이싱 사이의

익단 간극은 비균일해진다. 이로 인해 Fig. 1과 같이 접선 방향의 위치에 따라 익단 간극의 크기가 달라지고 공력 특성도 영향을 받게 된다. 특히 위치별로 날개에 걸리는 부하가 달라지기 때문에 결과적으로 동일 단에 가진력이 작용하여 축계에 불안정성을 야기하는 힘이 발생하게 된다. 이러한 가진력은 Thomas[1]와 Alford[2]에 의해 처음으로 보고되었기 때문에 Alford 혹은 Thomas의 힘 (이하 Alford 힘)이라고 부른다. Alford

* 한국항공우주연구원

† 교신저자, E-mail : electra@kari.re.kr

** 서울대학교 기계항공공학부

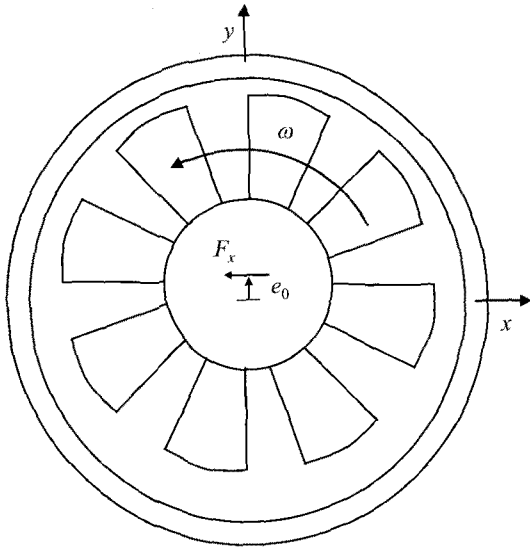


Fig. 1 Schematic diagram of a statically offset rotor row of axial compressor

힘은 원주방향을 따라 동익에 작용하는 원주방향 힘과 축에 걸리는 압력의 접동량을 적분해서 구할 수 있다 [3, 4]. Alford 힘이 동익의 회전 방향과 같을 때에 순방향 Alford 힘이라고 하고 동익의 회전 방향과 반대 방향일 때에 역방향 Alford 힘이라 부른다. 일반적으로 터빈 단의 경우에는 비균일 익단 간극이 발생할 때에 간극이 상대적으로 작은 곳에서는 좀 더 효율적으로 터빈 날개에 일이 전달이 되고 반대로 간극이 상대적으로 큰 곳에서는 일의 전달의 효율이 낮아진다.

하지만 압축기 단에 있어서는 Alford 힘의 방향에 대한 논란이 계속 되어져왔다. Alford는 터빈과 마찬가지로 간극이 상대적으로 작은 곳에서 효율이 높아 날개의 부하가 적고 반대로 상대적으로 간극이 큰 곳에서 효율이 낮아 날개가 가해주는 일이 커질 것이라고 가정하여 터빈에서와 같은 메커니즘으로 Alford 힘은 순방향으로 작용할 것이라 예상하였다. 이와는 반대로 Ehrich[5]는 간극이 상대적으로 작은 곳에서 날개에 걸리는 부하가 크고 반대로 상대적으로 간극이 큰 곳에서 날개에 걸리는 부하가 작아 압축기에서는 역방향 Alford 힘이 걸린다고 제안하였다.

이러한 이론적인 가설들을 증명하기 위해 압축기의 Alford 힘의 방향에 대한 여러 실험적인 연구가 진행되어 왔다. Vance와 Laudadio[6]는 축류 팬을 이용해 Alford 힘을 측정하였으며 대부분의 운전 영역에서 순

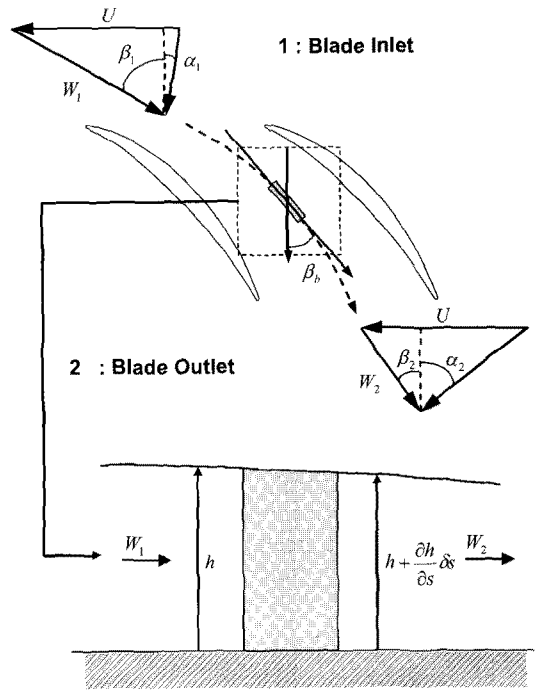


Fig. 2 Control volume of the axial compressor along the streamline

방향 가진력을 나타내는 것을 밝혀냈다. 또한 이러한 Alford 힘은 유량계수에 따라 변화한다는 것을 발견하였다. 한편 Colding[7]은 Actuator Disc Model을 이용하여 압축기에서의 Alford 힘을 예측하려 시도하였으며, 모델링 결과는 Vance의 실험결과와 일치하여 압축기의 경우도 대부분의 유량계수에서 순방향 Alford 힘을 발생시킨다고 예측하였다. 반면 Storace[8]는 GE사에서 보유하고 있는 Low Speed Research Compressor를 이용해서 실험한 결과 대부분의 작동 영역에서 역방향 Alford 힘이 발생하는 것으로 알려졌으며 Ehrich[9], Spazkovsky[10], Song[11]은 세 가지 독립적인 모델링으로 실험결과를 뒷받침 하였다. 특징적인 것은 Ehrich와 Spazkovsky의 모델링은 실험결과를 바탕으로 Alford 힘을 예측하는 방법인 것에 반해 Song의 모델링은 액추에이터 디스크(Actuator Disc) 모델을 이용해 실험 결과 없이도 Alford 힘의 예측이 가능하다. 이렇게 실험적으로나 모델링 결과로도 압축기/팬에서의 Alford 힘의 결과가 상반되게 나오는 것에 대해서는 작동 유량계수의 범위 및 압력비 등의 여러 가지 이유가 있으나 이에 대한 상세한 연구가 진행되지는 않

았다. 이를 종합해 볼 때에 압축기에서는 유량 계수 및 형상 등에 따라 유동 특성 및 Alford 힘이 변하지만 아직까지 유동장 변화 메커니즘에 대해서는 자세히 알려진 바가 없다. 다만 Spazkovsky[10]는 Euler Turbine 식을 이용하여 간단히 날개 부하 계수(Blade loading indicator)를 정의하여 수식으로 가진력의 방향이 바뀌는 날개의 각도, 유량 계수를 예측하였으나 단지 이를 날개의 형태적 특성으로 설명했을 뿐 유동장에서 이에 관련된 메커니즘에 대해서 자세한 설명을 덧붙이지는 않았다.

본 연구에서는 서울대 터보기계 실험실에서 보유하고 있는 LSRC의 동익 1단에 비균일 익단 간극을 주었을 때에 내부 유동장을 모델링을 통해 예측하고 이를 통해 내부 유동장이 변화하는 메커니즘을 예측해보고자 하였다. 특히 항공기용 가스터빈 엔진에서는 작동선이 탈설계점을 지나게 되므로 탈설계점에서의 비균일 익단간극에 따른 성능 예측은 항공기의 안전운항에 직결되는 문제이다. 따라서 본 연구에서는 탈설계점에서 발생할 수 있는 여러 요소를 반영하여 탈설계점에서 비균일 익단간극의 영향을 보다 정확히 예측하고자 하였다.

2. 지배방정식

Fig. 2는 비균일 익단간극을 가지는 압축기의 제어체적 및 좌표계를 나타낸 그림이다. 가장 기본적인 개념은 각각의 날개가 시간에 따라 원주방향으로 이동하면서 익단간극의 크기가 변화하는 것이다. 그렇기 때문에 제어체적 역시 원주방향 s 에 따라 변화하게 된다.

2.1 연속방정식

Fig. 1에서 원주방향 θ 에 따라 높이 h 가 변화하게 되므로 유선에 따른 연속방정식은 식 (2.1)과 같이 된다. e_0 만큼 편심이 되었을 경우 높이 h 는 식 (2.2)와 같이 사인함수에 따라 변화한다고 가정한다. 식 (2.2)의 e_b 는 유로차폐효과를 반영한 것으로서 이후 설명하도록 한다.

$$\frac{1}{h} \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{\partial W}{\partial s} = 0 \quad (2.1)$$

$$h = h_0 - (e_0 + e_b) \sin \theta \quad (2.2)$$

연속방정식을 속도의 차원을 가지도록 하기 위해서 식 (2.3)과 같이 각속도 및 유로의 높이를 이용하여 등가속도를 정의하고 식 (2.4)와 같이 섭동항을 구하여 식 (2.1)을 식 (2.5)와 같이 다시 쓸 수 있다.

$$q = \omega h \quad (2.3)$$

$$\delta q = \omega \delta h \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial q}{\partial t} + q \frac{\partial W}{\partial s} = 0 \quad (2.5)$$

2.2 운동량 방정식

제어체적 운동량 방정식은 식 (2.6)과 같이 상대속도 W , 압력 p , 그리고 국부손실 l_c 로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial W}{\partial t} + W \frac{\partial W}{\partial s} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} - l_c \quad (2.6)$$

식 (2.5)를 식 (2.6)에 더하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial q}{\partial t} + W \frac{\partial W}{\partial s} + q \frac{\partial W}{\partial s} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} - l_c \quad (2.7)$$

식 (2.6)을 입구에서 출구까지 유선을 따라 적분을 한다.

$$\int_1^2 \left(\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial q}{\partial t} + W \frac{\partial W}{\partial s} + q \frac{\partial W}{\partial s} \right) ds \quad (2.8)$$

$$= \frac{1}{\rho} \int_1^2 \frac{\partial p}{\partial s} ds - \int_1^2 l_c ds$$

여기서 상대속도를 축방향 속도 C_m 으로 표현하기 위해 아래와 같이 평균유동각 β_b 를 이용한다. 평균유동각은 입구와 출구 날개각의 평균값을 사용하도록 한다.

$$W = \frac{C_m}{\cos \beta_b} \quad (2.9)$$

$$\beta_b = \frac{1}{2} (\beta_1 + \beta_2) \quad (2.10)$$

여기서 상대속도로 표시된 부분들을 모두 축방향 속도로 나타내도록 한다.

$$\int_1^2 \frac{\partial W}{\partial t} ds = \frac{1}{\cos \beta_b} \frac{\partial C_{m2}}{\partial t} \int_1^2 \frac{A}{A_2} ds \quad (2.11)$$

식 (2.11)의 맨 오른쪽 항은 다음과 같이 유로의 길이로 정의할 수 있다.

$$\int_1^2 \frac{A}{A_2} ds \simeq \int_1^2 ds = L_e \quad (2.12)$$

또한 지금까지 모든 좌표를 상대좌표로 나타냈었는데 이를 절대좌표로 나타내기 위해 식 (2.13)의 관계식을 사용한다.

$$\frac{\partial X}{\partial t} = \frac{\partial X}{\partial t'} + \frac{\partial \theta}{\partial t'} \frac{\partial X}{\partial \theta} = \frac{\partial X}{\partial t'} + \omega \frac{\partial X}{\partial \theta} \quad (2.13)$$

그러면 식 (2.7)의 시간 미분항은 아래와 같이 된다.

$$\frac{L_e}{\cos \beta_b} \frac{\partial C_{m2}}{\partial t} = \frac{L_e}{\cos \beta_b} \left(\frac{\partial C_{m2}}{\partial t'} + \omega \frac{\partial C_{m2}}{\partial \theta} \right) \quad (2.14)$$

$$\int_1^2 \frac{\partial q}{\partial t} ds = \int_1^2 \left(\frac{\partial q}{\partial t'} + \omega \frac{\partial q}{\partial \theta} \right) ds = -(e_0 + e_b) \omega^2 \frac{\partial q}{\partial \theta} L_e \quad (2.15)$$

또한 속도삼각형에서 상대 속도를 아래와 같이 절대 속도로 나타낼 수 있다.

$$\int_1^2 W \frac{\partial W}{\partial s} ds = \frac{1}{2} (W_2^2 - W_1^2) = -U(C_{t2} - C_{t1}) + \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) \quad (2.16)$$

나머지 상대속도 항들도 모두 절대속도 항으로 바꿔주도록 한다.

$$\int_1^2 q \frac{\partial W}{\partial s} ds = q \frac{1}{\cos \beta_b} \int_1^2 \frac{\partial C_m}{\partial s} ds = q \frac{1}{\cos \beta_b} C_d \quad (2.17)$$

정리하면 방정식은 아래와 같이 된다.

$$\frac{\partial C_{m2}}{\partial t} + \omega \frac{\partial C_{m2}}{\partial \theta} = \frac{\cos \beta_b}{L_e} \left\{ U(C_{t2} - C_{t1}) - \frac{1}{\rho} (p_{02} - p_{01}) - \frac{q}{\cos \beta_b} C_d - L_e \right\} - \cos \beta_b (e_0 + e_b) \omega^2 \cos \theta \quad (2.18)$$

식 (2.18)은 C_{m2} 에 관한 1차원 Hyperbolic 미분방정식으로 해를 도출하는 방법은 여러 가지 방법이 있겠지만 본 연구에서는 Lax-Wendroff 방법을 이용하여 해를 구했다. 이에 대한 상세한 설명은 홍순삼[12]을 참고하도록 한다.

2.3 손실모델

식 (2.18)에 들어가는 L_e 로 정의되는 손실은 크게 익단간극손실, 입사각 손실 및 마찰손실로 나눌 수 있으며 식 (2.19) 과 같이 반영된다.

$$L_e = \frac{1}{2} \rho U^2 (L_i + L_s + L_f) \quad (2.19)$$

익단간극 손실은 Storer[13]의 모델을 기초로 수정을 하였으며 식 (2.20)과 같이 무차원화 된 량으로 나타낼 수 있다.

$$L_i = \phi^2 \chi \sin \theta_t \left\{ \frac{2 + \chi \sin \theta_t - 2 \cos \theta_t}{(1 + \chi \sin \theta_t)^2} \right\} \frac{1}{\cos \beta_2^2} \quad (2.20)$$

그리고 입사각 손실은 Roelke[14]의 모델을 참조하였으며 이로 인한 손실계수는 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$L_s = \frac{1}{2} \rho W^2 \sin^2 i \quad (2.21)$$

날개면에서의 경계층 유동 및 익렬 후단에서의 후류에 의한 운동량 손실은 Howell[15]이 제안한 항력계수를 이용하였으며 날개 입사각의 변화에 따라 0.02 전후의 값을 가지게 된다.

2.4 유로차폐효과

일반적으로 압축기 날개에서 유량계수가 커져 입사각 커지면 유로차폐효과가 발생하여 유효유동면적이 줄어들게 된다. 본 연구에서도 이를 보정해 주기 위해 차폐된 면적을 A_b 로 정의한다. 실제 유로차폐현상은 날개의 흡입면에서 발생하나, 본 모델링에서는 쉬라우드 쪽에서 동일한 면적의 유로차폐가 발생하는 것으로 가정하여 이를 반영한 등가 편심량 e_b 를 아래와 같이 정의할 수 있다.

$$\frac{\delta A_b}{A} = \frac{2\pi_0 e_b}{\pi(r_o^2 - r_i^2)} = \frac{2 \frac{e_b}{r_o}}{\left(1 - \left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2\right)} \quad (2.22)$$

유로차폐에 대한 자세한 모델은 Kang[16]을 참조하도록 한다.

2.5 날개 이탈각

설계점 및 탈 설계점에서 날개의 이탈각을 예측하는 것은 정확한 공력 성능을 평가하기 위해서는 매우

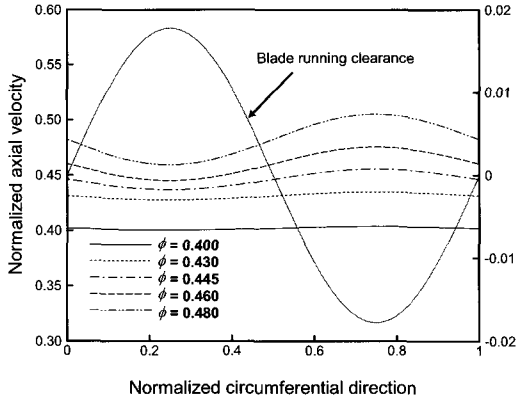


Fig. 3 Normalized axial velocity at the inlet and outlet

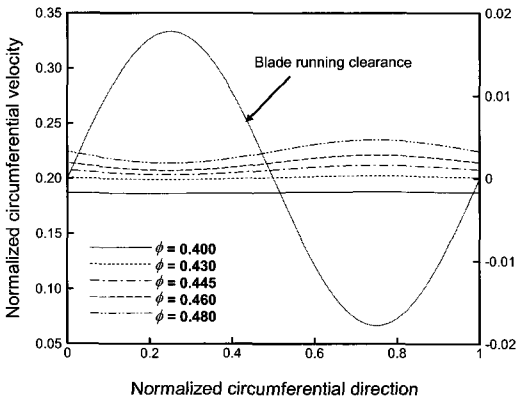


Fig. 4 Normalized circumferential velocity at the inlet

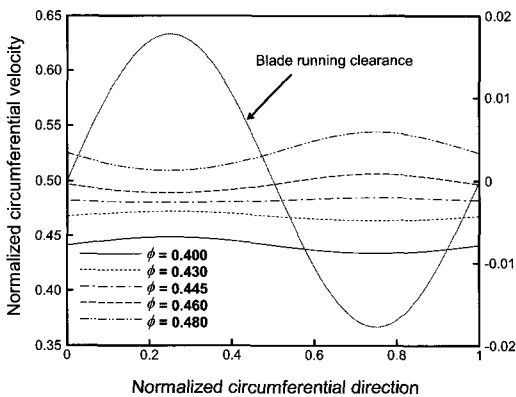


Fig. 5 Normalized circumferential velocity at the outlet

중요하다. 본 연구에서는 Howell의 익틀 이론에 따라 날개의 이탈각을 예측하여 이를 출구 유동각을 계산하였다[17, 18].

3. 유동장 예측 결과

본 모델링을 서울대에서 보유하고 있는 연구용 저속 4단 축류압축기(이하 LSRC)의 동익단에 적용하여 보았다. LSRC는 4단으로 구성되어 있으나 반복단으로 구성되어있기 때문에 각 단에서의 동익의 형상은 모두 같다. 본래 동익의 익단간극은 3.43mm로 날개 높이의 3%이며 압축기의 회전축이 케이싱의 중심에서부터 2.03mm 벗어나있다고 가정하여 최소 익단간극은 1.40mm, 최대 익단간극은 5.46mm로 최대 익단간극이 최소 익단간극의 약 4배가 된다[19, 20].

3.1 입출구 속도장

유량계수의 변화에 따라 압축기 입출구에서의 속도장을 예측하였다. Fig. 3과 Fig. 4는 입구에서의 축방향 속도와 접선방향 속도 및 위치에서의 동익단의 편심량을 나타내고 있다. 그래프 우변에 나타난 동익단 편심량은 h_0 로 무차원화 되어 있으며, 0은 편심이 발생하지 않은 위치, 그리고 최대값과 최소값은 각각 최대 익단간극 및 최소 익단간극을 나타낸다. 또한 모든 속도는 팁 회전속도로 무차원화 하였다. 입구에서의 축방향 속도는 모든 유량계수에서 최대 익단간극에서 최소값을 가지고 최소 익단간극에서 최대값을 가지고 있는 것을 보여준다. 이는 위치별 익단간극의 크기에 따라 유동면적이 증감에 따라 연속성을 보정하기 위해 축방향 및 접선방향 속도가 바뀌는 것으로 여겨진다. 특이한 점은 유량계수가 커지면 커질수록 평균값에 대한 섭동량이 점점 커지고 있다는 것인데 이러한 경향은 접선방향 속도에도 나타나고 있다. 이는 탈설계점에서의 유로차폐효과 때문이며 Kang[16]은 수치해석을 통해 이를 설명하고 있다. Kang은 수치해석에서는 비균일 익단간극을 가지는 LSRC 동익단 1단의 검사체적을 약 420만개의 격자로 구성하여 CFX-Tascflow를 이용하여 계산을 하였다. 자세한 수치해석에 대한 내용은 Kang[16]을 참조하도록 한다. Fig. 5는 출구에서의 접선방향 속도를 나타내고 있다. 이는 입구에서의 접선방향의 속도 분포 경향과 완전히 다른 모습을 보여주고 있다. 유량계수 0.400인 경우 비록 익단간극이

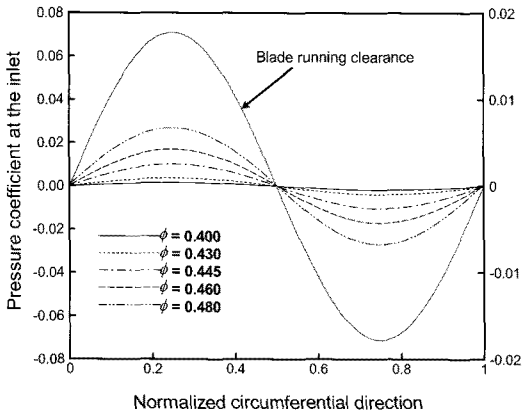


Fig. 6 Pressure coefficient perturbation at the inlet

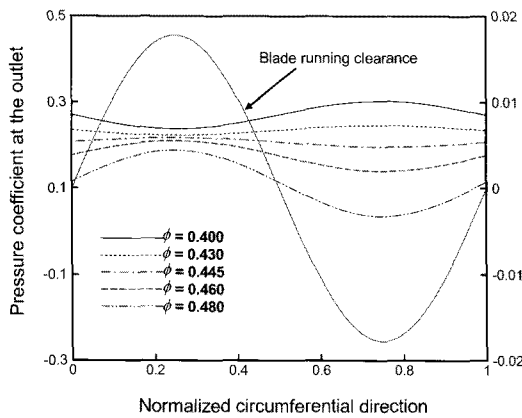


Fig. 7 Pressure coefficient perturbation at the outlet

크더라도 속도가 크게 나타나고 있으며 유량계수가 늘어남에 따라 유량계수 0.445정도에서는 섭동량이 최소가 되고 이후 입구에서처럼 최소 익단간극을 가지는 곳에서 최대값을, 최대 익단간극을 가지는 곳에서 최소값을 가지게 된다.

입구에서의 유동값의 분포는 단순히 유로 면적에 따른 연속성을 만족시키기 위해 재분포가 일어난 것으로 판단된다. 다만 앞 절에서 설명한 것처럼 유량계수가 늘어남에 따라 유로차폐효과가 커지게 되고 이에 따라 유동의 섭동량이 위치에 따라 크게 변화하는 것을 알 수 있다. 출구에서의 축방향 속도가 연속성을 만족시키기 위해 입구와 동일하다고 생각한다면 접선 방향의 속도는 손실 및 Euler-Turbine 방정식에 의해 압력의 상승량과 밀접한 관계가 있으며 압력의 상승량과 함께 설명할 수 있다.

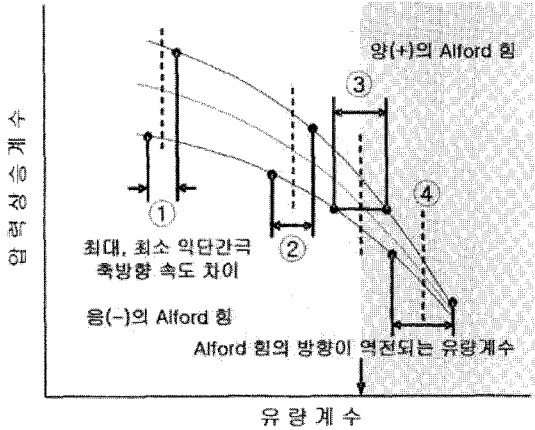


Fig. 8 Schematics of non-uniform tip clearance effects

3.2 입출구 압력장

Fig. 6와 Fig. 7은 입구와 출구에서의 정압력 분포를 나타내었다. 입구에서 경계조건인 전압력을 일정하게 주었기 때문에 입구에서는 속도의 섭동량이 클 경우 압력의 섭동량이 크게 나타나는 것을 확인하였다. 전체적으로 익단간극이 큰 곳에서 압력이 높고 익단간극이 작은 곳에서 압력이 낮은 것으로 예측된다. 하지만 출구에서는 접선방향속도 분포와 마찬가지로 압력의 분포가 따라 유량계수에 따라 경향을 달리한다. 유량이 작은 경우 최소 익단간극에서 손실이 작기 때문에 압력이 커지게 되지만 유량이 커지게 되면 오히려 최대 익단간극에서의 압력이 커지게 된다.

Kang[16]에 의하면 비균일 익단간극을 가지는 압축기는 Fig. 8과 같이 유량계수가 바뀔 때 따라 각각의 위치에서 국부익단간극에 대응하여 성능이 바뀌는 것을 CFD를 통하여 보였다. 이에 Fig. 8에서처럼 설계점에서는 축방향 속도의 차이가 거의 없어 ①과 같은 공력 성능을 가지게 되나, 유량계수가 증가함에 따라 최소 익단간극 및 최대 익단간극에서의 국부적인 성능이 ②, ③과 같이 변화하여 ③에서는 전체적으로 위치에 따른 압력 상승량의 차이가 거의 없게 된다. 특히 ①~④와 같이 유량의 증가에 따라 유로차폐효과 등의 2차유동의 영향으로 최소 익단간극과 최대 익단간극의 축방향 속도의 차이가 점점 커지게 된다. 이후 유량에 증가함에 따라 ④와 같이 최소 익단간극에서 오히려 압력 상승량이 낮아지게 되고 유량이 커짐에 따라 축방향 속도의 차이가 커지게 되어 점점 압력 상승량의 차이는 벌어지게 되어 본 연구에서와 같이 유량에 따

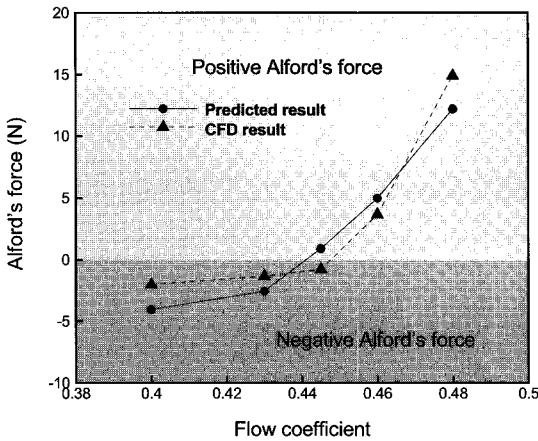


Fig. 9. Alford's force comparison

른 압력장의 분포를 보이게 된다.

3.3. Alford 힘의 분포

비균일한 익단간극을 가지는 압축기의 유동장 분포를 통해 Alford 힘의 방향 및 크기를 예측할 수 있다. Alford 힘은 축에 걸리는 압력 및 동익에 걸리는 부하의 섭동량에 의해 발생해 편심방향에 수직하게 회전축에 작용하는 힘으로 회전동역학적 안정성을 평가하는데 중요한 힘이다. 압축기 내부의 Alford 힘을 구하는 방법은 Ehrlich[5]의 논문에 자세히 나와 있으므로 자세한 방법은 참고문헌을 참조하도록 한다. Fig. 9에는 모델링 및 Kang[16]의 논문에서 CFD방법을 이용해 계산한 Alford 힘이 비교되어 있으며, 전체적으로 분포 경향이 비슷한 것을 알 수 있다. 출구에서의 접선방향 속도 및 압력장이 거의 균일하게 분포했던 유량계수 0.445의 경우에서 Alford 힘이 거의 0으로 나타났으며, 이를 전후하여 Alford 힘의 값이 바뀌는 것을 알 수 있었다. 즉 유량계수에 따른 국부적인 익단간극의 성능 내부 손실 등이 복합적으로 작용하여 Alford 힘의 값을 역전시키게 되는 것을 확인할 수가 있다. 또한 Alford 힘의 값이 양이 값이 된 이후에는 급격한 Alford 힘의 값의 상승이 있는 것을 확인할 수 있는데, 이는 유로차폐효과로 인한 축방향 속도의 섭동량의 증가 및 이에 따른 국부적 위치에서의 압축기 성능이 크게 달라지기 때문이다.

4. 결론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 연속방정식과 운동량방정식을 이용해 비균일한 익단간극을 가지는 압축기의 유동장을 예측하기 위한 기법을 개발하였다. 압축기 내부의 유로차폐효과 및 손실모델, 이탈각 등의 영향을 추가하여 탈설계점에서 비균일 익단간극이 미치는 영향을 좀 더 정확히 예측할 수 있도록 하였다.
- 2) 모델링 해석 결과 익단간극이 비균일해 짐에 따라 국부적인 위치별로 익단간극 크기에 대응하는 공력 성능을 나타낸다. 이에 따라 작동점 근처에서는 대부분의 위치에서 축방향 속도는 거의 일정한 가운데 최소 익단간극에서 압력 상승이 높아지고 최대 익단간극에서 압력 상승이 낮아지게 된다.
- 3) 유량계수가 높아짐에 따라 2차유동의 영향, 특히 유로 차폐효과가 커지게 되어 축방향 속도의 섭동량이 커지게 된다. 동시에 익단간극에 의한 영향이 점점 줄어들게 되면서 국부적인 위치별로 압력 상승량이 거의 동일해지는 유량계수가 존재하게 된다. 이 유량계수를 지나게 되면서 최대 익단간극에서의 압력상승량이 최소 익단간극보다 커지게 되고 전체적인 압력 분포의 경향이 역전되게 된다.
- 4) 각 위치에서의 압력 및 동익에 작용하는 원주방향 힘의 섭동량을 적분한 Alford 힘은 작동점 근처에서 음의 값을 보이나 유량계수가 커짐에 따라 양의 값으로 바뀌게 된다. 특히 유로차폐효과가 고려되었기 때문에 축방향 속도의 섭동량이 커지면서 Alford 힘은 급격하게 증가하는 것으로 나타났다.
- 5) 본 연구를 통해 압축기 탈설계점에서 비균일 익단간극이 유동장에 미치는 영향을 살펴보기 위해서는 적절한 유동조건이 모사되어야 함을 알 수 있었으며, 본 연구를 통해 터보기계의 비균일 익단간극의 영향을 좀 더 손쉽게 예측할 수 있을 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 2008년도 지식경제부 항공우주부품기술 개발사업의 지원을 받아 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Thomas, H. J., 1958, "Unstable Natural Vibration of Turbine Rotors Induced by the Clearance Flow in Glands and Blading," *Bull. de l'A.I.M.*, Vol. 71, No.11/12, pp. 1039~1063.
- (2) Alford, J., 1965, Protecting Turbomachinery from Self-Excited Rotor Whirl, *Journal of Engineering for Power*, pp. 333~344.
- (3) S. J. Song and M. Martinez-Sanchez, 1997, "Rotor-dynamic Forces Due to Turbine Tip Leakage: Part I - BladeScale Effects," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 119, pp. 695~703.
- (4) S. J. Song and M. Martinez-Sanchez, 1997, "Rotor-dynamic Forces Due to Turbine Tip Leakage: Part II - Radius Scale Effects and Experimental Verification," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 119, pp. 704~713.
- (5) Ehrich, F.F., 1993, "Rotor Whirl Forces Induced by the Tip Clearance Effect in Axial Flow Compressors," *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 115, pp. 509~515.
- (6) Vance, J. M. and Laudadio, F. J., 1994, "Experimental Measurement of Alford's Force in Axial Flow Turbomachinery," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 585~590.
- (7) Colding-Jorgensen, J., 1992, "Prediction of Rotor-dynamic Destabilizing Forces in Axial Flow Compressors," *Journal of Fluid Engineering*, Vol. 114, pp. 621~625.
- (8) Storace, A.F et al, 2000, "Unsteady Flow and Whirl-Inducing Forces in Axial-Flow Compressors. Part I - Experiment," *ASME/IGTI TurboExpo 2000*, Munich, Germany.
- (9) Ehrich, F.F et al, "Unsteady Flow and Whirl-Inducing Forces in Axial-Flow Compressors. Part II - Analysis," *ASME/IGTI TurboExpo 2000*, Munich, Germany.
- (10) Song, S.J., and Cho, S.H., 2000, "Non-uniform Flow in a Compressor due to Asymmetric Tip Clearance," *ASME/IGTI TurboExpo 2000*, Munich, Germany.
- (11) Spakovszky, Z. S., 2000, "Analysis of Aerodynamically Induced Whirling Forces in Axial Flow Compressors," *ASME/IGTI TurboExpo 2000*, Munich, Germany.
- (12) 홍순삼, "디퓨저의 비균일 차폐가 원심펌프 임펠러의 출구유동에 미치는 영향," 서울대학교 석사학위논문, 2001.
- (13) Storer, J. A. and Cumsty, N. A., "An Approximate Analysis and Prediction Method for Tip Clearance Loss in Axial Compressors," *ASME Paper*, 93-GT-140.
- (14) Roelke, R. J., "Miscellaneous Losses," Chapter 8 of *Turbine Design and Applications*, NASA SP-290, Glassman, A. J., ed., 1994.
- (15) Howell, A. R., "Fluid Dynamics of Axial Compressors," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 153., 1945.
- (16) Kang, Y.S., and Kang, S.H., 2007, "Prediction of Asymmetric Tip Clearance Effect on Flow Redistributions in an Axial Compressor," *ASME FEDSM*, San Diego, 2007.
- (17) Howell, A. R., "The Present Basis of Axial Flow Compressor Design: Part I, Cascade Theory and Performance," *ARC R and M*. 2095, 1942.
- (18) Howell, A. R., "Design of Axial Compressor," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 153. ,1945.
- (19) 전세일, "4단 축류 압축기의 성능평가에 관한 실험적 연구," 서울대학교 석사학위논문, 2004.
- (20) 한정엽, "4단 축류압축기의 공력성능 평가에 관한 실험적 연구," 서울대학교 석사학위논문, 2006.