

# 원심압축기 임펠러의 Blockage와 Slip 특성에 관한 수치연구

오종식\*

## Numerical Study on Blockage and Slip Characteristics of Centrifugal Compressor Impellers

JongSik Oh\*

Key Words: Centrifugal Compressor(원심압축기), Blockage, Slip

### ABSTRACT

As the second part of the author's study, the aerodynamic blockage and the slip factor of 8 centrifugal compressor impellers are investigated, when the flow rate is changed from numerical stall to choke, using three-dimensional Navier-Stokes analysis results. Based on all the exit blockage distributions, an improved model equation with two adjusting coefficients is developed for the use in design processes with the agile engineering purpose. A popular expression of constant slip factors, the Wiesner's equation, cannot be applied in design processes when more accurate prediction is strongly required at design and off-design points. Slip factor variation is found to be also influenced by the blade loadings at midspan. When the flow rate is changed, a pattern of the slip factor variations is assumed to be a simple form which can be explained using midspan blade loading distributions.

### 1. 서 론

본 연구는 저자의 앞선 연구(오종식 외, 2000)의 제 2부에 해당하는 내용으로서 8개의 임펠러에 대한 수치 해석 결과를 이용하여 원심압축기의 설계와 관련된 중요한 변수중의 하나인 임펠러 출구에서의 공력에 의한 blockage와 slip에 대한 특성을 연구하였다. 원심압축기는 쓰이는 용도에 따라 다르긴 하지만 일반적으로는 입구안내깃(inlet guide vane)과 임펠러, 베인없는 디퓨저(1차), 베인디퓨저, 베인있는 디퓨저(2차), 볼류트(volute) 혹은 90도 곡관, return channel, 혹은 축류형

안내깃(axial deswirl) 등의 여러 구성요소들로 하나의 단(stage)을 이룬다. 따라서 설계단계에서 필수적으로 요구되는 압축기의 성능곡선도(performance map)를 예측하기 위해서는 이들 구성요소들을 모두 연결하여 한번에 해석하는 3차원 유동해석 과정은 거의 불가능하기 때문에 평균유선을 따르는 일차원적인 성능해석법인 평균유선예측법(meanline performance prediction)만이 아직까지는 유일한 해법이다. 그러나 설계과정에서 가장 기본이 되고 중요한 단계인 평균유선예측법은 해외선진국에서도 일부 구성요소별로 설계와는 거리가 먼 간단한 가정을 포함하고 있기 때문에, 특히 탈설계점(off-design points)에서는, 보다 정확한 예측이 어려운 실정이다. 그 중에서도 임펠러의 경우에는 유동조건에 따라 변화해야하는 출구의 blockage

\* 한국기계연구원 유체기계그룹 선임연구원  
E-mail : ojs@kimm.re.kr

와 slip에 대해 거의 일정한 가정치를 주고 있기 때문에, 이에 대한 보다 개선된 모델을 찾는 데에 본 저자는 과거부터 지속적인 노력을 해오고 있다.

임펠러의 경우, 대부분의 미지 변수들은 제한적인 경험식이나 간단화된 가정에 의존하게 된다. 그 중에서도 임펠러 출구에서의 blockage와 slip은 엔탈피의 증가량과 출구유동각을 예측하는 정확도에 많은 영향을 주기 때문에 저자의 주요 관심대상이 되어 왔다. 임펠러의 출구부에 대한 성능예측은 자오면(meridional) 속도성분을 결정하는 내부(inner) 반복과정과 임펠러의 단열효율을 결정하는 외부(outer) 반복과정의 2가지 반복 계산과정으로 크게 구성된다. 그중에서 내부 반복 과정에서는 blockage와 slip을 적당히 가정하여 출구에서의 속도삼각형을 완성함으로써 자오면 속도성분과 출구유동각을 결정한다. 만일 실제와는 다른 속도크기와 유동각을 예측할 경우 바로 이어지는 베인디퓨저의 성능에 영향을 주어 좋지않은 예측결과를 얻게 되고 만다. 이러한 변수의 특성을 실험적 연구를 통해 결정하는 일은 일반적으로 쉽지 않아 또 다른 어려운 문제이기 때문에, 본 연구와 같이 3차원 CFD를 이용한 수치적 접근 방법도 좋은 선택일 수 있다.

임펠러의 출구 blockage와 slip은 유량이나 회전수가 변화할 경우에도 대개 일정한 값으로 가정하는 것이 보통이다. blockage의 경우 흔히 설계자의 경험에 따라 0 혹은 7-8% 정도 수준의 일정한 값으로 가정한다. blockage 모델에 대한 연구는 극히 제한적이어서 활발한 연구가 진행되고 있지 않지만, 그중에서도 Pampreen et al.(1978)과 Pampreen(1981)은 임펠러 유로내의 입구에서 출구까지 blockage가 점차적으로 증가하는 경향을 계산할 수 있는 방법을 제시한 바가 있다. 그러나 이를 위해서는 쉬라우드(shroud) 케이싱면에서의 정압(static pressure)분포를 실험적으로 미리 알고 있어야 하는 단점이 있다. slip에 대한 연구는 비교적 많이 진행되어 왔으나, 모든 slip factor에 관한 경험식이나 모델식들은 임펠러의 형상과 관련된 변수만의 함수로 이루어져 있어서 유량이나 blockage, 그리고 블레이드 하중(blade loading)과 관련된 영향이 고려되지 못하고 있다. 그럼에도 불구하고 현재까지 실제 현장(고전적인 손실모델을 이용한 성능예측법의 경우)에서는 간단한 경험식(Wiesner,1967)을 이용해 설계를 수행하고 있는 실정이다. 최근에 부각되고 있는 Two-zone/TEIS 모델링의 경우에는 이러한 문제점을 개선하기 위해 실험적으로 알려진 편차각(deviation)을

임펠러의 유동특성에 따라 달리 가정함으로써 고전적인 slip factor의 경험식을 이용하지 않고 있다.

본 저자는 과거 원심압축기 임펠러에 대해 수치유동해석법을 이용하여 출구 blockage와 slip factor에 대한 개선된 모델식을 제안한 바 있다(Oh and Oh, 2000). 그러나 사용했던 임펠러가 체계적으로 선택된 것이 아니었기 때문에 일반성에 대해 신뢰도가 확인되지 않았다. 따라서 보다 다양하고 체계적인, 즉 다양한 압축비와 블레이드 출구각, 그리고 날개수 등을 갖는 임펠러에 대한 구체적인 연구의 필요성이 제기되었다.

본 연구에서는 저자의 선행연구에서 얻은 총 8개 원심압축기 임펠러 각각의 스톨(stall)에서 초크(choke)에 이르는 전 영역에 대한 3차원 압축성 난류 유동해석 결과를 이용하여 출구 blockage 및 slip에 대한 변화특성을 파악하고 나아가 blockage에 대해서는 더욱 개선된 모델식을 제안하고자 한다. 참고로, 선행연구에서 확인되었듯이 사용했던 2가지 유동해석법중에서 신뢰도가 상대적으로 우수한 시간진행법(time marching method)의 결과를 중심으로 연구를 수행하였다.

## 2. 수치 blockage와 slip

3차원 유동해석 결과로부터 임의의 유동단면상에서 일차원적인 개념의 대표적인 유동변수값을 이끌어내기 위해서 질량평균(mass-averaged) 개념을 도입하였다. 임펠러 출구단면에서의 수치 (numerical) blockage는 다음의 식(1)과 같이 구하며, 여기서 상첨자  $\_N$ 는 질량평균을 의미한다. slip factor의 경우, 본 연구에서는 유럽식 정의개념에 따랐으며, 질량평균된 속도성분을 이용하여 다음의 식(2)와 같이 결정하였다.

$$B_{2N} = 1 - \frac{\overline{A_{2,eff}}}{A_2} \quad (1)$$

$$where \quad A_2 = 2\pi r_2 b_2 - \frac{b_2 t_{N2} Z_2}{\sin \beta_{2b}}$$

$$\overline{A_{2,eff}} = \frac{\dot{m}}{\rho_2 C_{m2}}$$

$$\sigma_N \equiv 1 - \frac{\overline{C_s}}{U_2(1 - \phi_2 \cot \beta_{2b})} \quad when \quad C_{\theta 1} = 0 \quad (2)$$

$$where \quad \overline{C_s} = \frac{C_{\theta \infty} - \overline{C_{\theta 2}}}{U_2 - \overline{C_{m2}} \cot \beta_{2b} - \overline{C_{\theta 2}}}$$

$$\phi_2 \equiv \frac{\overline{C_{m2}}}{U_2}$$

저자의 선행연구(Oh and Oh, 2000)에서는 다음과 같이 출구 blockage를 임펠러의 면적비(area ratio)와 확산비(diffusion ratio) 그리고 팁간극비(tip clearance ratio)의 함수로 이루어진 새로운 모델식을 제안한 바 있다.

$$B_2 = 0.02AR + 0.03DR^3 + \frac{C_2}{b_2} \quad (3)$$

여기서 면적비와 확산비는

$$AR = \frac{A_2}{A_{1th}} = \frac{2\pi r_2 b_2 - Z_2 b_2 t_{\lambda 2} / \sin \beta_{2b}}{b_1 (2\pi r_{1m} \sin \beta_{1bm} - Z_1 t_M)}$$

$$DR = \frac{W_1}{W_2}$$

와 같이 정의된다. 식(3)은 임펠러 통로내의 유동을 입구 경계층이 매우 작은 2차원 디퓨저 통로라고 가정하는 Rodgers(1978)의 개념에 바탕을 두고 있다. 또한 저자의 선행연구(Oh and Oh, 2000)에서는 식(3)으로 표현되는 임펠러 출구에서의 blockage와 확산비를 이용하여 backswept 임펠러에 대해 다음과 같은 수정된 variable slip factor 모델식을 제안한 바 있다.

$$\sigma = 1 - (1 + \phi_2 \cot \beta_{2b}) \left[ 1 - \left( 1 + \frac{B_2^{0.35} \times DR \times \pi \sin \beta_{2b}}{2Z_2 \left( 1 - \frac{r_{1m}}{r_2} \right)} \right)^{-1} \right] \quad (4)$$

Wiesner 식에 의한 slip factor는 유량의 변화와 관계없이 일정한 값을 주는 반면에, 식(4)는 대부분의 backswept 임펠러에 대해 유량이 변화할 경우에 보다 정확한 slip의 변화량을 예측해주는 것으로 예상되었었다.

유량계수( $\phi_2$ )가 증가함에 따라 임펠러를 유출하는 상대속도( $W_2$ )가 증가하기 때문에 식(3)으로 표현되는 출구 blockage는 항상 감소하게 된다. 그러나 실제로는 초크 근처로 접근할수록 식(1)로 정의되는 출구 blockage는 질량유량( $\dot{m}$ )의 증가량에 비해 출구 자오면 속도성분( $C_{m2}$ )의 증가량이 상대적으로 커서 blockage가 오히려 증가하는 경우가 있다. 따라서 식(3)의 blockage 모델식은 수정되어야 할 필요가 제기되었고, 본 연구에서는 다음과 같이 2개의 조정계수(adjusting coefficient)를 도입하여 수치해석 결과에 근사화할 수 있는 새로운 모델식을 제안하게 되었다.

Table 1 Two adjusting coefficients of eq.(5) used for 8 impellers

	(A)	(B)	(C)	(D)	(E)	(F)	(G)	(H)
$\xi_1$	0.01	0.019	0.025	0.012	0.015	0.011	0.03	0.01
$\xi_2$	1	5	10	100	100	50	10	1

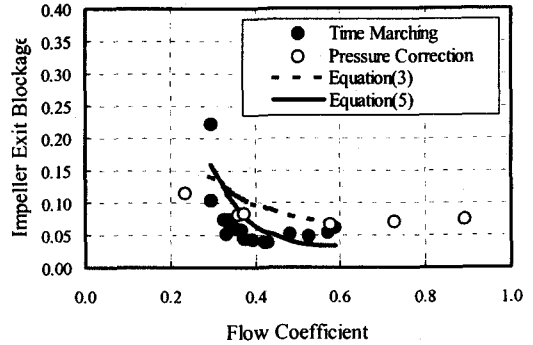


Fig.1 Exit blockage distributions of Impeller(A)

$$B_2 = \xi_1 \times AR \times \left( \frac{C_2}{b_2} \right) (DR^5 + \xi_2 \lambda_2^{-4}) \quad (5)$$

where  $\lambda \equiv \frac{C_{\theta_2}}{C_{m2}}$

$$0.01 \leq \xi_1 \leq 0.03$$

$$1 \leq \xi_2 \leq 100$$

식(5)에 포함된 선회계수( $\lambda$ )는 blockage에 대해 특별히 어떠한 물리적인 의미를 주는 것은 아니고 단지 수치해석 결과에서 초크 근처에서 blockage가 증가하는 몇몇의 경우를 고려하기 위해 임의로 데이터를 fitting하는 데에 도입한 것이다. 8개 임펠러(임펠러(A)부터(H)까지)의 경우 본 연구에서 사용한 2개의 조정계수 값이 다음의 Table 1에 제시되어 있다. 특히  $\xi_2$ 의 적용범위가 크지만 내용에서 알 수 있듯이 blockage 양에 끼치는 영향은 크지 않다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 임펠러 출구 blockage

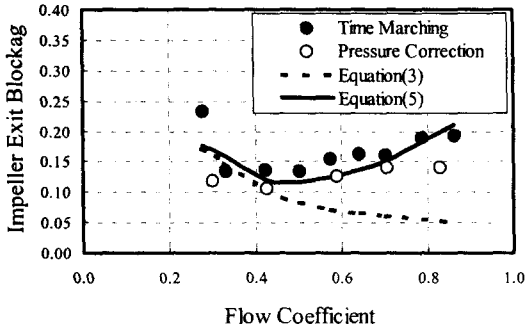


Fig.2 Exit blockage distributions of Impeller(B)

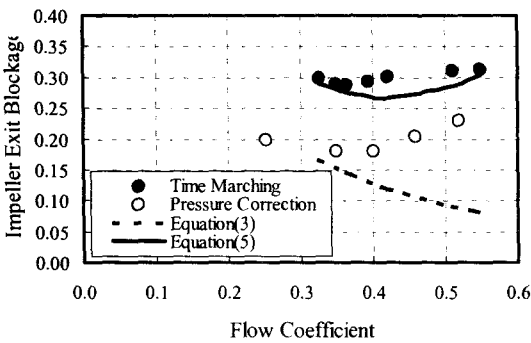


Fig.3 Exit blockage distributions of Impeller(C)

Fig.1에서 Fig.8까지는 각각 총 8개의 원심압축기 임펠러에 대한 수치유동해석 결과로부터 얻은 출구 blockage의 크기가 유량계수가 증가함에 따라 변화하는 분포를 나타낸다. 유량계수의 변화를 위해 수치적 스톨점에서 완전 초크점에 이르기까지 각각의 설계회전수에 대하여 약 7-12개 정도의 운전점을 이동해가면서 수치해석을 수행하였다. 원형으로 표시되는 데이터는 식(1)로부터 얻은 수치 blockage이고 점선과 실선은 각각 식(3)과 식(5)로 표현되는 모델링 값을 의미한다. 앞서 언급한 바와 같이 압력보정법(pressure correction method)으로 구한 결과는 신뢰도가 상대적으로 적은 관계로 참고용으로만 고려하였다. 식(3)은 항상 유량이 증가할수록 blockage가 감소하는 모습을 보여주고 있어서 임펠러(A)와 (H)를 제외한 다른 6가지 경우에서는 고유량 영역에서 예측의 정확도가 떨어진다. 반면에, 본 연구에서 새로 제안된 식(5)는 2개의 조정계수를 이용할 경우, 전반적으로 시간진행법의 결과와 잘 일치하는 예측결과를 보여주고 있어 만족스러

운 모델링 방정식임을 확인하였다.

### 3.2 임펠러의 slip factor

Fig.9에서 Fig.16까지는 각각 총 8개 임펠러에 대한 수치해석 결과로부터 얻은 slip factor가 유량계수가 증가함에 따라 변화하는 분포를 나타낸다. 전반적으로 알 수 있듯이, 임펠러의 slip factor는 유량이 증가함에 따라 감소할 수도 있고 혹은 증가할 수도 있음에 유의할 필요가 있다. 식(4)로 표현되는 slip factor의 모델링식은 저자의 선행연구에서 임펠러(A)에 대해 적용하였기 때문에 속성상 유량이 증가함에 따라 slip factor가 항상 증가하게 된다. 따라서 Fig.9에서는 양호한 분포를 보여주고 있으나 다른 대부분의 임펠러에서는 그렇지 않다. blockage와는 달리 slip factor는 임펠러마다 유량이 변화함에 따라 변화하는 특성이 모두 다르며, 특히 임펠러(A)와 임펠러(D)는 서로 기하학적 형상이 유사한 면이 많음에도 불구하고 Fig.9와 Fig.12에서 보는 바와 같이 실제 slip factor가 변화하는 양상은 전혀 다른 점이 상당히 흥미롭다. 이는 다시 말하면, 유량이 증가함에 따라 slip factor가 증가하는지 아니면 감소하는지는 임펠러의 기하학적 형상(예를 들면, 대표적으로 출구 블레이드 각도)만의 영향이 아니라는 점이다. Fig.9와 Fig.11은 대표적인 증가형 임펠러의 모습을, 그리고 Fig.10과 Fig.12는 전형적인 감소형 임펠러의 모습을 볼 수 있다. 반면에, Fig.13에서 Fig.16까지는 유량 변화와는 관계없이 거의 일정한 분포를 보여주고 있다. 지금부터 유량이 증가함에 따라 slip factor가 증가하는 임펠러(A)와 (C)를 “증가형 임펠러”로, 그리고 slip factor가 감소하는 임펠러(B)와 (D)를 “감소형 임펠러”로, 또한 slip factor의 변화가 거의 없는 임펠러(E),(G),(H)를 “일정형 임펠러”라고 부르기로 한다. 단, Fig.14는 아직까지는 저자가 설명하기 어려운 분포를 보여주고 있는데 대략 전반적으로는 증가하는 추세를 보이고 있기 때문에 임펠러(F)를 “준(pseudo)증가형 임펠러”라고 분류하도록 한다.

현재의 터보기계 관련 해외전문서적에서는 유량이 증가함에 따라 임펠러의 slip factor는 간단히 감소한다고 대부분 서술되어 있다. 그러나 실제로는 증가할 수도 있고 아니면 감소할 수도 있다. 이에 대한 명확한 규명은 아직까지 세계적으로도 이루어지지 않았는데, 그 이유는 임펠러 내부의 매우 복잡한 유동현상을 하나의 논리 정연한 법칙으로 설명하는 일이 쉽지 않기 때문

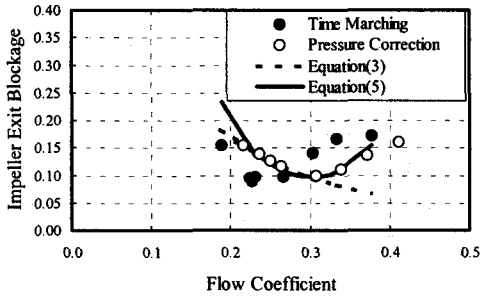


Fig.4 Exit blockage distributions of Impeller(D)

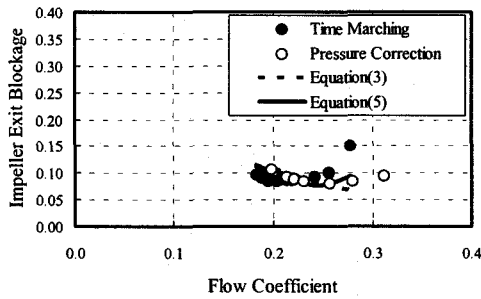


Fig.5 Exit blockage distributions of Impeller(E)

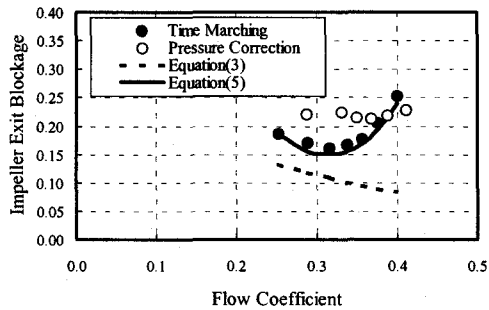


Fig.6 Exit blockage distributions of Impeller(F)

이다. 그러나 한가지 확실한 것은 현재까지 즐겨 사용하는 고정된 하나의 값을 주는 Wiesner의 경험식은 설계점 뿐만 아니라 탈설계점 해석시에 좋은 결과를 주지 못한다는 사실이다. 따라서 blockage의 개선된 모델링식과 함께 slip factor에 대해서도 꾸준한 개선연

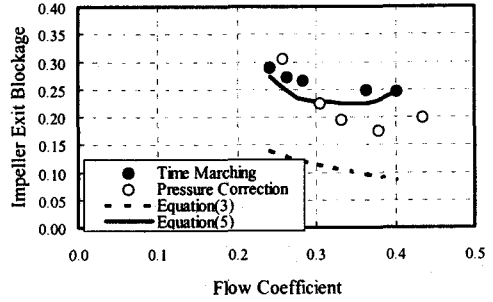


Fig.7 Exit blockage distributions of Impeller(G)

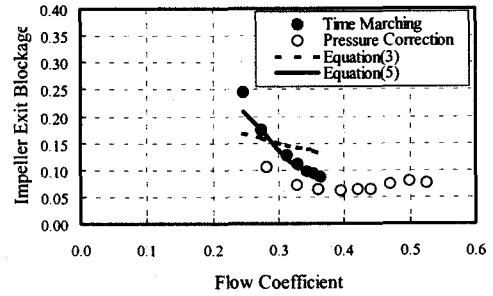


Fig.8 Exit blockage distributions of Impeller(H)

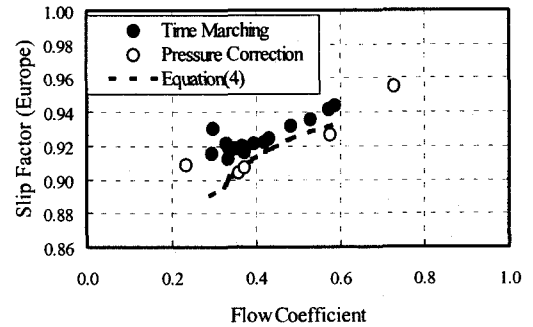


Fig.9 Slip factor variations of Impeller(A)

구가 진행되어야 하는데, 특히 임펠러의 형상변수 외에 블레이드 하중이나 경계층 효과 등의 유동변수에 의한 영향을 경험식에 추가로 포함시켜야 한다.

저자의 선행연구(Oh, 1999)에서는 slip factor의 변화특성이 임펠러 midspan에서의 블레이드 하중의 분포와 관련이 있음을 지적한 바 있다. 따라서 본 연구

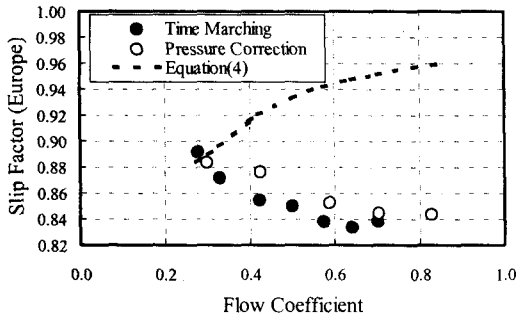


Fig.10 Slip factor variations of Impeller(B)

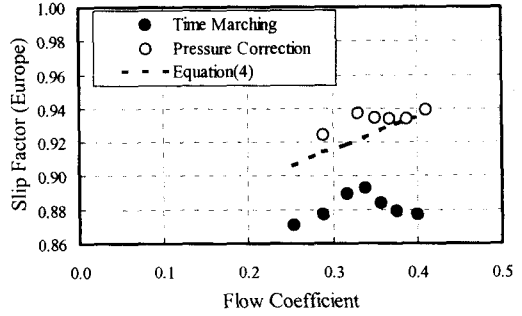


Fig.14 Slip factor variations of Impeller(F)

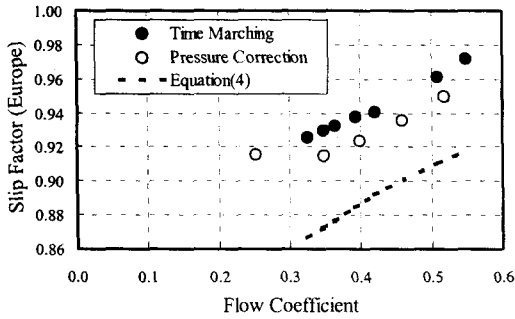


Fig.11 Slip factor variations of Impeller(C)

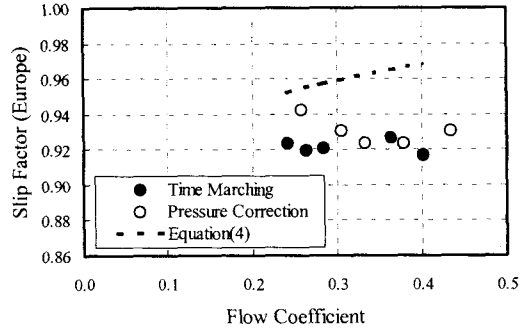


Fig.15 Slip factor variations of Impeller(G)

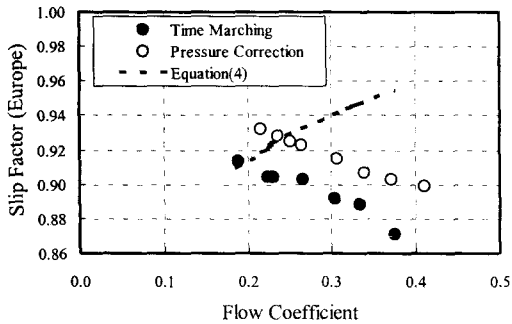


Fig.12 Slip factor variations of Impeller(D)

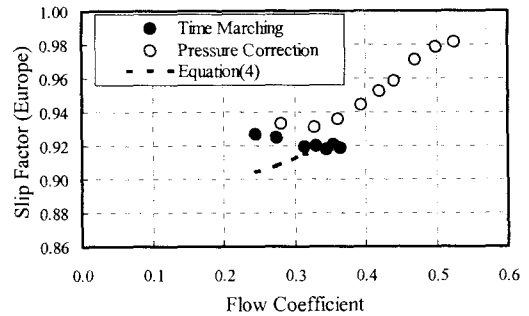


Fig.16 Slip factor variations of Impeller(H)

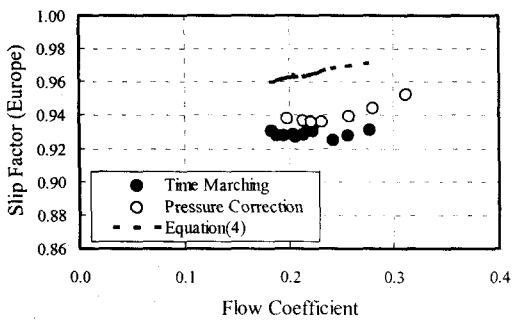
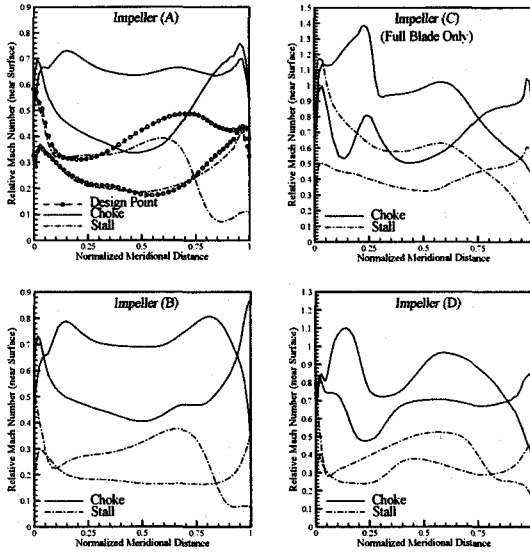
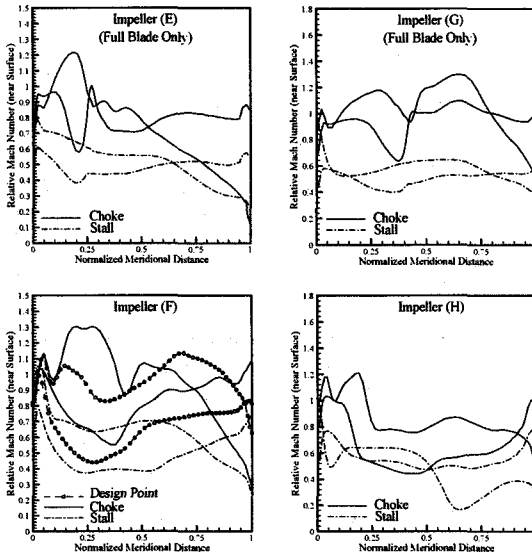


Fig.13 Slip factor variations of Impeller(E)

에서도 보다 진전된 slip factor의 특성파악을 위해 8개 임펠러 모두에 대해 스톨점과 초크점을 중심으로 midspan에서의 블레이드 하중분포를 수치해석으로부터 구하여 Fig.17에 제시하였다. 여기서의 블레이드 하중은 상대마하수(relative Mach number) 분포로 하였으며 점성유동해석인 관계로 블레이드면 바로 근처에서의 값으로 나타내었다. Fig.17(a)는 증가형과 감소형 임펠러에 대한 하중분포를, 그리고 Fig.17(b)는 일정



(a) 증가형(A,C)과 감소형(B,D) 임펠러



(b) 일정형(E,G,H) 임펠러

Fig.17 Midspan blade loadings of 8 Impellers

형 임펠러에 대한 하중분포를 보여준다. 여기서 주목할 만한 사실은 최대하중이 나타나는 위치에 따라 slip factor의 변화양상이 분류될 수 있다는 점이다.

임펠러(A)와 (C)는 전형적인 증가형 임펠러로서 블

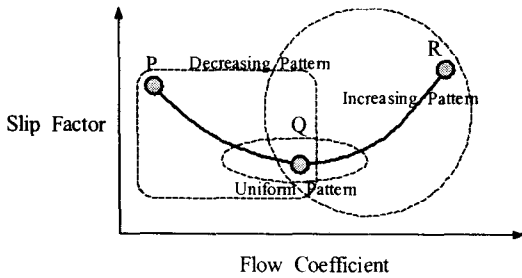
레이드 하중분포를 살펴볼 경우, 임펠러(A)는 스톨점에서는 후방하중(rear-loading)분포를 갖지만, 초크점에서는 전방하중(front-loading)분포를 보이고, 임펠러(C)는 스톨점에서 균일하중(uniform-loading)분포를 갖지만, 초크점에서는 역시 전방하중 분포를 보인다. 다시 말해서, 유량이 증가할수록 임펠러의 최대하중 위치가 전방 근처로 이동할 경우 slip factor는 증가하는 것으로 보인다. 반면에, 임펠러(B)와 (D)는 전형적인 감소형 임펠러로서, 임펠러(B)는 스톨점에서는 후방하중 분포를 갖지만, 초크점에서는 균일하중 분포를 보이고, 임펠러(D)도 역시 스톨점에서 후방하중 분포를 갖지만, 초크점에서는 균일하중 분포를 보인다. 다시 말해서, 유량이 증가할수록 임펠러의 블레이드 하중분포가 균일해지면 slip factor는 감소하는 것으로 보인다. 임펠러(F)를 제외한 나머지 임펠러들은 저유량이나 고유량 모두에서 거의 블레이드 하중분포의 변화가 보이지 않는 균일하중 분포를 나타낸다.

이상의 결과를 종합하여 정리해보면 다음과 같은 가설을 조심스럽게 이끌어낼 수 있다. 유량변화에 따른 slip factor의 변화추세는 다음의 Fig.18에서 제시된 바와 같이 하나의 backbone 곡선으로 표현된다. 여기서는 유량이 증가함에 따라 slip factor의 변화추세가 감소형과 일정형 그리고 증가형의 3가지 유형이 존재한다. 만일에 임펠러 midspan에서의 블레이드 하중분포가 점 P와 Q 그리고 R에서 각각 후방하중, 균일하중 그리고 전방하중 분포를 갖는다고 할 경우에 지금까지의 해석결과를 다음과 같이 설명할 수 있다.

임펠러(A)는 Fig.17(a)에서 보는 바와 같이 스톨 근처에서 후방하중 분포를 갖고 설계점(유량계수 0.33)에서는 균일하중 분포를 갖는다. 이 두점 사이에서는 Fig.9에서와 같이 매우 작은 유량범위내에서 slip factor는 감소한다. Fig.17(a)를 볼 경우 완전 초크점에서는 전방하중 분포를 나타내며 Fig.9에서와 같이 또 다른 두점 사이에서는 slip factor가 증가하게 된다.

임펠러(B)는 Fig.17(a)에서 보는 바와 같이 스톨 근처에서 후방하중 분포를 갖지만 완전 초크점에서는 균일하중 분포를 보이기 때문에 Fig.10에서와 같이 이 두점 사이에서는 유량이 증가함에 따라 slip factor는 감소한다.

임펠러(C)는 Fig.17(a)에서 보는 바와 같이 스톨 근처에서 균일하중 분포를 보이지만 완전 초크점에서는 전방하중 분포를 보이기 때문에, Fig.11에서와 같이 이 두점 사이에서는 유량이 증가함에 따라 slip factor가



**Midspan blade loadings**

- Rear-loading at P
- Uniform-loading at Q
- Front-loading at R

Fig.18 Slip factor variation model

증가한다.

임펠러(D)는 Fig.17(a)에서 보는 바와 같이 스톨 근처에서 후방하중 분포에 근접한 모습을 보이지만 완전 초크점에서는 균일하중 분포를 보이기 때문에, Fig.12에서와 같이 이 두점 사이에서는 유량이 증가함에 따라 slip factor가 감소한다.

임펠러(E)와 (G) 그리고 (H)는 Fig.17(b)에서 보는 바와 같이 스톨 근처에서 균일하중 분포를 보이고 완전 초크점에서도 비슷한 분포를 보이기 때문에, Fig.13과 Fig.15 그리고 Fig.16에서와 같이 이 두점 사이에서는 유량이 증가함에 따라 slip factor가 거의 일정한 값으로 유지된다.

임펠러(F)의 slip factor 변화특성은 이미 언급한 바와 같이 저자로서는 명확하게 설명하기 어렵다. 만일 이 특성을 준중가형이라고 가정한다면 다음과 같은 설명은 가능하다. Fig.17(b)에서 보는 바와 같이 스톨 근처에서 균일하중 분포를 보이고 완전 초크점에서는 전방하중 분포를 보이기 때문에, Fig.14에서와 같이 이 두점 사이에서는 유량이 증가함에 따라 slip factor가 증가한다.

임의의 임펠러가 Fig.18에서 제시한 3가지 유형중에서 어느 유형에 속하는가는 midspan에서의 블레이드 하중분포 뿐만 아니라 임펠러의 스톨과 초크 특성에 따라 결정된다. 이러한 스톨과 초크 특성은 임펠러마다 다르게 되며 목(throat)면적과 입사각(incidence) 그리고 블레이드 캠버(camber)각의 분포 등 여러 요인에 의해 결정된다고 볼 수 있다.

**4. 결 론**

낮은 압축비에서 매우 높은 압축비에 이르는 총 8개의 원심압축기 임펠러에 대한 3차원 압축성 난류 유동해석을 설계회전수의 스톨점에서 초크점에 이르기까지 전 작동영역에 대해 수행한 결과를 이용하여 임펠러의 출구 blockage와 slip의 특성에 대해 살펴본 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 유량이 증가함에 따라 변화하는 임펠러 출구 blockage를 예측하기 위해 식(5)로 표현되는 새로운 모델링식을 제안하였으며, 이는 설계단계에서 필요한 평균유선예측법에서 효과적으로 활용될 수 있다.
- (2) 잘 알려진 Wiesner의 slip factor 경험식은 유량변화와 관계없이 일정한 고정값을 주기 때문에 평균유선예측법을 이용한 설계점 뿐만 아니라 탈설계점 해석시에 활용되기에는 효과적이지 못하다.
- (3) 유량이 변화함에 따라 나타나는 slip factor의 변화 특성은 Fig.18로 표현되는 backbone 곡선으로 가 정할 수 있으며, 3가지 변화유형은 해당 유량에서 midspan에서의 블레이드 하중분포로 설명할 수 있다.

**참고 문헌**

Oh J. S., 1999, Blade Loading and Numerical Slip Factor of Centrifugal Compressor Impellers, ASME FED-Vol.250, pp.107-113

Oh J. S. and Oh, K. S., 2000, Numerical Modeling of Some Parameters for Performance Prediction of Centrifugal Impellers, ASME Paper 2000-GT-458

오종식, 노수혁, 현용익, 2000, "압력보정법을 이용한 8개의 원심압축기 임펠러 CFD의 적용연구", 유체기계 연구개발발표회 논문집

Pampreen, R. C. and Musgrave, D. S., 1978, A Method of Calculating the Slip Factor of Centrifugal Compressors from Deviation Angle, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, Vo.100, pp.121-128

Pampreen, R. C., 1981, A Blockage Model for Centrifugal Compressor Impellers, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power,



Vo.103, pp.698-707

**Rodgers, C., 1978**, A Diffusion Factor Correlation for Centrifugal Impeller Stalling, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power,

Vol.100, pp.592-603

**Wiesner, F. J., 1967**, A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, Vol.89, pp.558-572