

## 축류회전차 익말단 틈새유동에 대한 수치해석 — 틈새변화에 따른 누설와류의 변화 —

노 수 혁\* · 조 강 래\*

(1997년 6월 24일 접수)

### Numerical Analysis on the Blade Tip Clearance Flow in the Axial Rotor — The Variation of Leakage Vortex with Tip Clearance —

S. H. Ro and K. R. Cho

**Key Words :** Tip Clearance(말단틈새), Leakage Vortex(누설와류), *SIMPLE* Algorithm(SIMPLE알고리즘), Standard  $k-\epsilon$  Model(표준  $k-\epsilon$  모델), Loci of Vortex Center(와류중심 궤적)

#### Abstract

The substantial loss behind axial flow rotor was generated by wake, various vortices in the hub region and the leakage vortex in the tip region. Particularly, the leakage vortex formed near blade tip was one of the main causes of the reduction of performance, the generation of noise and the aerodynamic vibration in rotor downstream. In this study, the three-dimensional flowfields in an axial flow rotor for various tip clearances were calculated, and the numerical results were compared with the experimental ones. The numerical technique was based on *SIMPLE* algorithm using standard  $k-\epsilon$  model (WFM). Through calculations, the effects of the tip clearance on the overall performance of rotor and the loss distributions, and the increase in the displacement, momentum, and blade-force-deficit thickness of the casing wall boundary layer were investigated. The mass-averaged flow variables behind rotor agreed well with the experimental results. The presence of the tip leakage vortex behind rotor was described well. Although the loci of leakage vortex by calculation showed some differences compared with the experimental results, its behavior for various tip clearances was clarified by examining the loci of vortex center.

#### 1. 서 론

축류회전차 내부의 유동은 익면 및 벽면상의 경계층, 2차유동과 회전에 의한 원심력 및 전향력의 영향으로 인해 매우 복잡한 3차원 유동을 형성하는 것으로 알려져 있다(Fig. 1). 이러한 유동의 영향

으로 인해, 손실이 발생하고, 회전차의 성능 저하, 효율의 감소 및 소음과 공기역학적 진동이 발생한다. 일반적으로 축류회전차의 손실은 다음과 같이 분류된다.

- 2차유동 및 허브경계층에 의한 허브에서의 손실
- 익면경계층에 의한 손실
- 2차유동, 누설유동 및 환상벽경계층에 의한 틈새 영역에서의 손실

\*회원, 연세대학교 대학원

\*\*회원, 연세대학교 기계공학과

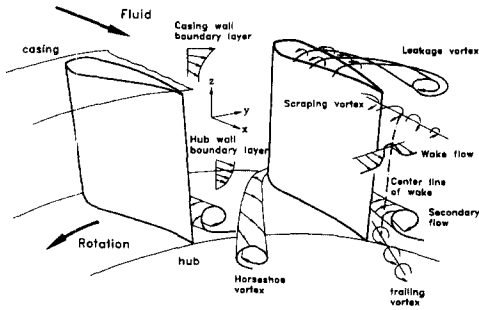


Fig. 1 Flow pattern in axial turbomachinery.

따라서 고효율의 회전차를 설계하기 위해서는, 우선적으로 축류회전차의 3차원 유동구조 및 손실구조에 대한 정확한 이해가 있어야 하고, 다음으로는 이러한 유용한 정보가 설계기법에 고려되어야 한다. 축류회전차의 케이싱영역에서는 강한 유동간섭이 일어나고, 이러한 상호간섭으로 인해 손실이 증대되는 것으로 알려져 있다(대략 회전차 전체손실의 30~50%를 차지). 이 영역에서는 익면과 벽면경계층, 특히 틈새를 통한 누설유동이 발달하며, 그로부터 누설와류가 형성되어, 결국 복잡한 유동형태가 형성된다. 따라서 이러한 유동형태를 이해하고, 또한 이를 좌우하는 유동변수의 영향을 분석하기 위해서, 최근 수년동안 많은 실험적 및 수치적 연구가 수행되어 왔다.

누설유동에 관한 대표적인 실험적 연구로서, Lakshminarayana 등<sup>(1,2)</sup>은 회전차 내부 및 외부의 케이싱영역에 대한 유동장 측정을 통해 익면 및 벽면경계층, 후류 그리고 누설유동으로 인한 속도장 및 난류장의 변화경향 등을 제시하였다. Inoue 등<sup>(3,4)</sup>은 틈새변화에 따른 속도장, 난류장 및 압력장의 변화경향과 틈새크기에 따른 누설와류의 궤적 변화 및 틈새크기가 회전차 성능에 미치는 영향 등을 제시하였다. 조 강래 등<sup>(5,6)</sup>은 다양한 틈새크기 및 유량조건에서의 유동장 측정을 통해 회전차 후방에서의 운동에너지 결합과 와류장 변화, 그리고 틈새크기에 따른 누설와류의 궤적 및 강도의 변화 등을 제시하였다. 현재 이들의 실험측정에서 제시된 누설유동에 대한 결과를 3차원 수치유동해석을 통해 검증 및 확인하는 연구가 수행중이다. 반면에, 축류회전차에 대한 수치적 연구는 실험적 연구에 비해 적은 편이다. 그 이유는 기존의 다양한 수치기법들이 회전익 형상의 복잡성, 유동조건(익부하) 및 유동특성(역압력구배, 유동박리 및 후류 등) 등

으로 인해 많은 오차를 초래하였기 때문이다. 특히, 틈새유동에 대한 수치적 연구는 틈새영역의 격자형성 및 수치적 처리 등의 어려움으로 인해 적은 편이다. Hah<sup>(7)</sup>는 케이싱영역에서의 유동출구각 분포에서 좋은 일치율을 제시하였으나, 누설와류에 의한 3차원 속도장의 변화에 대한 정량적인 비교 등은 제시되지 않았다. Kunz 등<sup>(8)</sup>은 정지익렬에서 틈새를 통과하는 유량 및 유동출구각 분포 등을 자세히 제시하였으나, 누설와류에 의한 속도장 변화 및 익렬내의 유동손실 등에 대한 결과 등은 제시되지 않았다. Copenhaver 등<sup>(9)</sup>은 축류 천음속 압축기에서의 틈새에 따른 유동장 변화를 가시적으로 다양하게 제시하였으나, 누설와류의 거동 및 누설와류가 틈새영역의 유동장에 미치는 영향 등에 대한 정량적인 결과비교가 미약하다. 따라서 위에 언급한 수치적 연구들은 틈새를 고려함으로써 나타나는 유동장의 전반적인 변화에 대한 결과를 다양하게 제시하고 있으나, 누설와류 자체의 거동 및 유동장에 미치는 영향 등에 대한 정량적인 결과비교는 미약하다.

이에 본 연구는 수치계산에 의해 회전익 틈새변화에 따른 누설유동구조를 고찰하고 틈새크기가 누설와류, 손실분포 및 회전차 성능에 미치는 영향을 종합적으로 연구하였고, 계산결과를 실험결과 및 타연구자들의 연구결과와 비교·검토하였다. 수치계산에는 이미 축류<sup>(10,11)</sup> 및 원심<sup>(12)</sup>회전차의 내부 유동장해석에서 좋은 결과를 제시한 바 있는 SIMPLE<sup>(13)</sup> 알고리즘을 기초로 한 3차원 유동해석 기법을 사용하였다.

## 2. 수치이론

### 2.1 지배방정식

정상·난류유동에 대해, 연속식, Reynolds 평균 Navier-Stokes 방정식, 난류운동에너지( $k$ ) 및 난류소멸률( $\epsilon$ ) 방정식은 직교좌표계상에서 중속변수( $\phi$ )를 사용하여 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_\phi \quad (1)$$

각 방정식의 확산계수( $\Gamma_\phi$ )와 생성항( $S_\phi$ )의 정의는 Table 1에 제시되었고, 좌첨성계수는 식 (2)로 표현되고 각 계수들의 정의는 다음과 같다.

**Table 1** Definition of  $\phi$ ,  $\Gamma_\phi$  &  $S_\phi$ .

$\phi$	$\Gamma_\phi$	$S_\phi$
$I$	0	0
$u$	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial x}$
$v$	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \rho\Omega(\Omega y + 2w)$
$w$	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \rho\Omega(\Omega z - 2v)$
$k$	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$G - \rho\varepsilon$
$\varepsilon$	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$	$\frac{\varepsilon}{k}(C_1G - \rho C_2\varepsilon)$

$$\ast G = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2)$$

$$C_\mu = 0.09, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92,$$

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

## 2.2 수치기법

계산은 비직교곡선좌표계 ( $\xi, \eta, \zeta$ ) 상에서 수행되었다. 지배방정식은 변환함수  $\xi_i = \xi_i(x_i)$ 에 의해 다음과 같은 형태로 변환된다.

$$\frac{\partial}{\partial \xi_i} (\rho U_i \phi) = \frac{\partial}{\partial \xi_i} \left[ \frac{\Gamma_\phi}{J} \left( D_j^i \frac{\partial \phi}{\partial \xi_j} \right) \right] + JS_\phi \quad (3)$$

격자계는 비엇갈림격자계가 사용되었고, 모든 종속변수들은 동일한 검사체적의 중심에서 평가되었다. 검사체적 중심에서의 직교속도에 대한 운동량 방정식은 변환함수와 운동량보간법<sup>(14)</sup>에 의해 검사체적면상의 반변속도에 대한 운동량방정식으로 변환된다. 검사체적면상에서의 대류-확산량의 평가에는 2차 정확도를 갖는 SOUCUP 도식을 사용하였다. 이산화된 지배방정식에 대한 해는 TDMA에 의해 구하였고, 주기경계면에서의 해는 cyclic TDMA에 의해 구하였다. 수렴판정은 질량유량의 잔류량이  $10^{-5}$ 보다 작아질 경우로 하였다.

## 2.3 경계조건

경계조건은 입·출구와 벽면, 그리고 주기면에서 정의된다. 입구경계면은 회전익 전연으로부터 익현장의 약 0.7배에 위치시켰고, 이 위치에서 측정<sup>(15)</sup>된 불균일 축방향유속을 주었다. 또한, 난류량( $k$ ,

$\varepsilon$ )은 다음과 같이 가정하였다.

$$k = 1.5 (T_i \cdot V_1)^2 \quad (4)$$

$$\varepsilon = C_\mu \frac{k^{1.5}}{l_m} \quad (5)$$

식 (4)에서  $T_i$ 는 입구난류강도를,  $V_1$ 은 입구유속을 나타내고, 식 (5)에서의  $l_m$ 은 대표길이로서 피치(pitch)의 0.01배로 하였다. 출구경계면은 유동이 충분히 균일해진다고 볼 수 있는 익현장의 1.5배 위치에 설정하였고, 이 위치에서는 모든 유동변수의 유선방향구배가 0이 되게 하였다. 익면 및 벽면에서는 점착조건이 주어지고, 정지벽면에는 상대회전속도 ( $-\Omega$ )가 주어진다. 주기경계(입구~전연, 후연~출구, 그리고 틈새영역)에서는 모든 유동변수들이 동일한 값을 가지도록 하였다. 격자계는 H-type을 채택하였고, 사용난류모델이 WFM이므로 벽으로부터의 첫 격자점을  $y^+$ 가 30~100 사이에 위치시켰다.

## 3. 결과 및 고찰

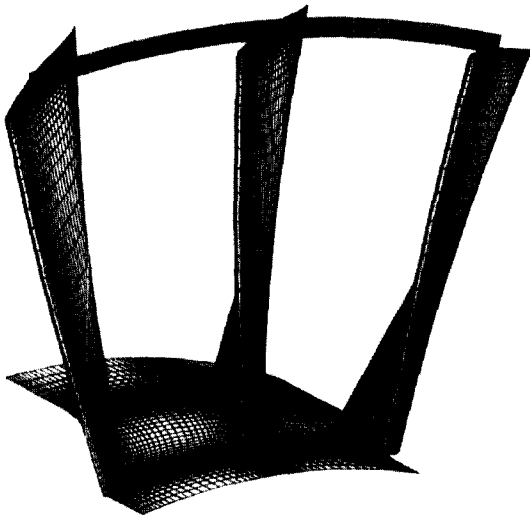
유동계산은 틈새에 대해 실험측정<sup>(5,6)</sup>이 이루어진 축류회전차를 대상으로 Table 2에 제시된 바와 같이 설계조건(평균축방향유속 ( $V_{zm}$ ): 24.89 m/s, 회전수: 1385 rpm)하에서 6가지 틈새에 대해 수행되었다(단, 이 논문에서는  $\tau/C=0.02, 0.04$  &  $0.075$ 인 경우의 결과를 주로 제시하기로 한다.). 대상회전차의 기본적인 제원은 Table 3에 제시하였다. 대상회전차는 24매의 동익과 23매의 정익으로 구성된 1단 회전차이다. 정익은 동익과의 간섭을 피하기 위해 충분히 먼 하류(익현장 2배)에 설치되었다. 격자수는 축방향으로 76개, 회전방향으로 44개, 반경방향으로 45개로 구성하였고 틈새부분은  $\tau/C=0.04$ 인 경우에  $41 \times 15 \times 9$ 의 격자수로 묘사하였다. 위의 격자수는 이를 기준으로 격자의 의존성

**Table 2** Experiment and calculation condition.

	$\varphi (=V_{zm}/U)$	$\alpha$ (°)	$V_{zm}$ (m/s)	$\tau/C$ ( $C =$ chord length)
Exp.	0.68	10.7	24.89	0.02, 0.04, 0.075
Cal.	0.68	10.7	24.85	0.01, 0.02, 0.04, 0.058, 0.075, 0.09

**Table 3** Details of rotor blade element.

Radius, r (m)	0.148 (0.599)	0.178 (0.7)	0.207 (0.8)	0.230 (0.9)	0.252 (1.0)
Chord length, C (mm)	60	60	60	60	60
Solidity, C/t	1.550	1.290	1.110	1.000	0.909
Stagger angle, $\gamma$ (°)	20.70	30.80	38.70	43.60	47.10
Design attack angle, $\alpha^*$ (°)	19.20	14.30	10.70	8.80	7.80
Design inlet flow angle, $\beta^*$ (°)	39.90	45.10	49.40	52.40	54.90
Blade section NACA-65	1610	1210	0910	0710	0610



**Fig. 2** Grid configuration of rotor.

이 없음을 확인하였다. 구성된 3차원 격자계는 Fig. 2에 제시하였다.

3.1 3차원 속도분포

Fig. 3 은  $\varphi=0.68$ (설계점)에서 틈새  $\tau/C=0.04$ 인 경우에 계산에 의한 3차원 절대속도성분을 하류의 2개의 위치( $x'/C=0.083$  &  $0.333$ ,  $x'$ 는 후연에서부터의 축방향거리)에서 실험치와 비교한 것이다. 여기서  $V_x$ 는 축방향 속도,  $V_t$ 는 원주방향속도, 또한  $V_r$ 는 반경방향속도를 의미하고, 케이싱

벽의 원주방향속도로 무차원화하여 제시하였다. 수치계산결과를 실험결과와 비교한 반경위치는 케이싱부근( $r/R_c=0.952\sim 0.974$ )의 4개 위치로 정하였다.

먼저 Fig. 3의 측정결과를 중심으로 기술한다. 케이싱벽 가까운 영역에서는 익면 및 환상벽경계층이 누설유동과의 상호간섭으로 복잡한 유동장이 형성된다. 첫째로, 후류(WF: Wake Flow)의 위치는 익후연에서 원주방향으로 상당히 멀리 떨어져 있다(그림상에서 수직점선은 축방향에서 본 후연의 위치를 표시함). 이는 누설유동의 존재와 익말단 부근에서의 유입각 증대에 의한 것으로 설명할 수 있다. 또한 Fig. 3의  $V_x$ 의 측정치에서  $V_x$ 의 분포가 갑자기 감소하고 있는 후류는 반경위치가 증대함에 따라 깊이와 폭이 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 익의 압력면에서 부압면으로 넘어가는 누설유동으로 인해 익면상에 형성되는 경계층의 두께가 얇아지고, 결과적으로 후류로서 충분히 발달하지 못한 것으로 해석된다. 다음으로, 2차유동의 속도 성분을 정의하기 위해, 2차유동이 없는 주유동에 주유동과 같은 방향의 와류코어가 존재한다고 생각하면, 누설와류의 중심의 원주방향위치는 반경방향속도( $V_r$ )의 부호가 양(+)에서 음(-)으로 바뀌는 위치라고 볼 수 있고, 또한 Fig. 3의  $x'/C=0.083$ 을 보면 이 위치 부근에서 원주방향속도( $V_t$ )가 와류의 영향에 의해 최대치를 나타내고 있음을 확인할 수 있다. 또한  $V_r$ 의 부호변화로부터 누설와류의 회전방향이 회전익의 회전방향과 반대방향임을 알 수 있다. 이상으로 누설와류(LV: Leakage Vortex)는 후류의 압력면측에 존재함을 알 수 있고, 와류의 크기는 후류영역보다 3~4배 정도 크다. 누설와류 부분에서  $V_x$ 가 감소하는 것은 익말단부근에 축적된 저속의 유체가 익말단 틈새를 통과하여 누설와류를 형성하기 때문이라고 설명할 수 있다. 반경이 증가함에 따라 누설와류영역에서의  $V_x$ 의 감소가 증대하여 누설와류의 강도는 강해지고, 하류( $x'/C=0.333$ )로 진행하면서 후류는 약해지고, 누설와류영역이 증대하는 경향을 볼 수 있다. Fig. 3의 실험조건과 같은 조건으로 수치계산한 결과가 Fig. 3(a, b, c, d)에 실선으로 제시되어 있다. 이들의 실험결과와 차이를 보이고 있는 부분이 있으나, 그 원인은 누설와류의 원주방향위치나 케이싱벽에서의 거리가 실험치와 차이가 있는 것에 큰 원인이 있다고 본다. 이점을 고려해서 검토하면

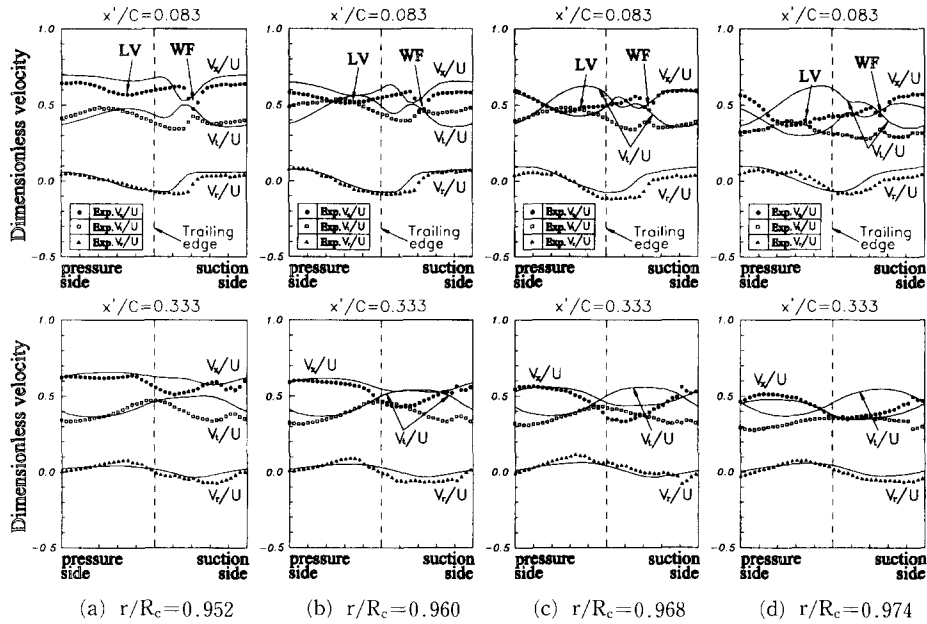


Fig. 3 Distributions of velocity components of rotor downstream ( $\tau/C=0.04$ ).

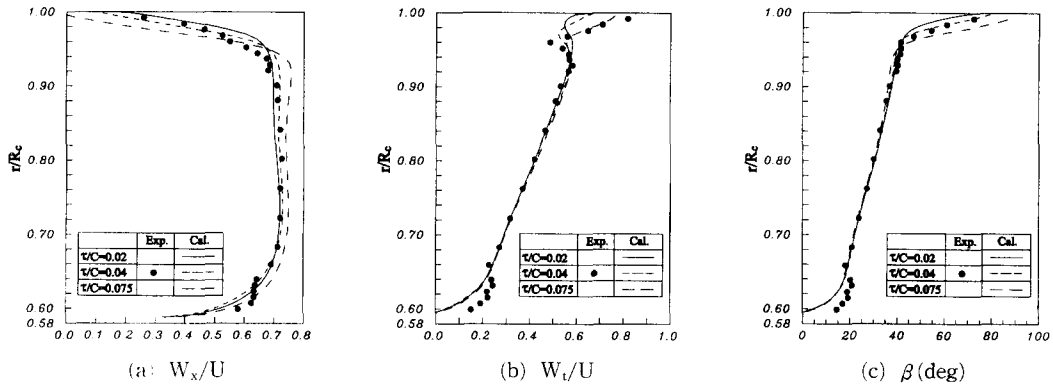


Fig. 4 Distributions of flow variables at rotor exit with tip clearance ( $x'/C=0.083$ ).

다음과 같다. Fig. 3의  $x'/C=0.083$  위치에서 계산 결과는 실험결과에 의한 3차원 속도분포의 변화(후류와 누설와류의 존재와 위치 및 반경위치에 따른 변화 등)를 비교적 근사하게 묘사하고 있다고 볼 수 있다. 그러나 계산결과가 원주방향속도( $V_t$ )의 원주방향분포( $x'/C=0.083$  (c, d))를 실험결과에 비해 과도하게 예측하고 있고, 또한 유동의 혼합이 활발히 진행되고 있는 영역( $x'/C=0.333$  (a, b))에서의  $V_x$ 의 분포를 과소하게 예측하는 차이를 보이고 있다. 이러한 차이는 난류모델인 WFM모델이 유동의 상호간섭 및 혼합을 예측하는데서 발생된

차이에 기인하는 것으로 추측된다

### 3.2 틈새변화에 따른 유동변화

Fig. 4는  $\phi=0.68$ (설계점)의 경우에 틈새변화에 따른 회전익 출구직후( $x'/C=0.083$ )에서 원주방향으로 유량평균된 상대 유동변수들의 반경방향분포를 제시한 것이다. Fig. 4(a)에서는 틈새가 증가함에 따라 케이싱벽에서의 평균경계층두께가 두꺼워지고, 두꺼워진 경계층으로 인해 감소된 유량이 스펙중양부에서 평균속도가 증가함으로써 보상되는 결과를 볼 수 있다. 이러한 틈새에 따른 경계층두

계의 증가는 유동손실 증가와 관련이 있다. Fig. 4(b)는 상대접선속도분포를 제시한 것으로서, 실험결과에 의하면 틈새부분에서 후류형 분포가 나타나고 있다. 이는 누설와류의 영향에 의한 것으로서 수치계산결과에서도 비교적 근사하게 묘사되고 있다. 또한 수치계산결과에서  $W_t$ 의 감소-증대가 일어나는 변곡점의 반경위치가 틈새에 따라 이동하는 결과를 제시하고 있다. 이러한 결과는 틈새에 따라 누설와류의 중심위치가 반경방향으로 변하고 있음을 의미하는 것이다. Fig. 4(c)는 상대유출각( $\beta$ )의 분포로서, 계산결과는 틈새영역에서 상대유출각의 급격한 증대를 보여주는 실험결과를 잘 묘사하고 있다.

Fig. 5와 Fig. 6은 누설와류의 중심궤적의 원주방향 위치 및 반경방향 위치를 틈새변화에 대해 도시한 것이다. 누설와류의 중심은 누설와류영역에서 최대운동에너지의 결함을 갖는 지점으로 하였다. Fig. 5의 실험결과 및 계산결과에서,  $x'/C \leq 0.2$ 에서의 와류중심위치를 보면 틈새가 감소함에 따라 부압면으로부터 더욱 멀어지는 것을 볼 수 있는데,

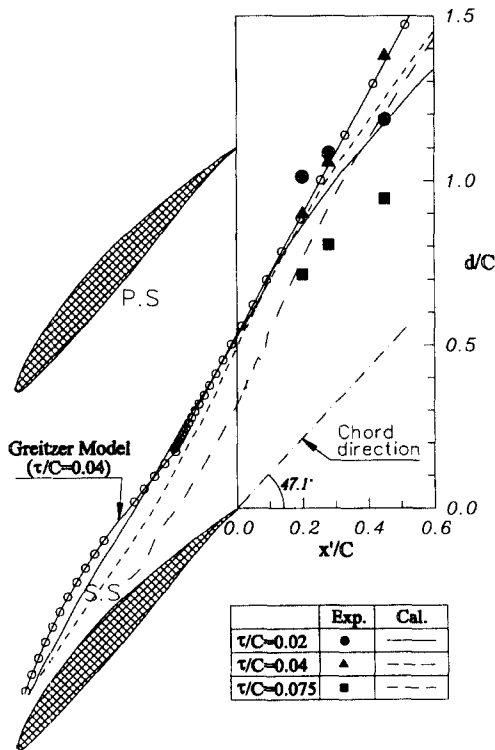


Fig. 5 Circumferential positions of leakage vortex center for various tip clearances.

이것은 케이싱벽 주변에서의 전단응력의 증가에 의한 것으로 해석된다. 반면에,  $x'/C \geq 0.2$ 에서는  $\tau/C=0.02$ 의 경우의 와류중심이  $\tau/C=0.04$ 의 경우보다 더 멀리 진행하지 못하고 있다. 이것은 누설와류의 shedding 속도의 차이에 의한 것으로 해석된다. 누설와류의 시작점을 계산결과에서 보면 틈새가 커짐에 따라 익후연쪽으로 이동하고 있는 경향을 제시하고 있고, 이로부터 틈새에서 최대익면정압차이(비점성이론에 의하면, 누설유동은 주로 익면정압차이에 의해 발생하는 것으로 취급된다.)가 발생하는 지점이 틈새에 따라 익후연쪽으로 이동하고 있음을 확인할 수 있다. 참고로,  $\tau/C=0.04$ 인 경우에 스펙중양에서의 입·출구 유동각을 기초로 한 Greitzer<sup>(16)</sup>의 비점성모델에 의한 누설와류의 궤적 결과를 Fig. 5에 함께 제시하였다. 이 결과는 실험결과를 잘 묘사하고 있지만, 수치계산결과와는 회전차 하류에서 약간의 차이를 보이고 있다. 누설와류중심의 반경위치는 Fig. 6에 제시하였다. 계산결과는 틈새가 커짐으로서 와류중심이 케이싱벽에서 멀어지는 경향을 제시하고 있고, 실험결과는 다소 분산되어 있기는 하지만, 계산결과보다 낮은 반경위치에 위치하는 결과를 보이고 있다. 이러한 반경위치 차이 때문에 Fig. 3(c, d)의 실험과 수치계산에 의한 속도분포의 차이가 나타난 것으로 볼 수 있다. 계산데이터와 실험데이터를 이용하여 Laksh-

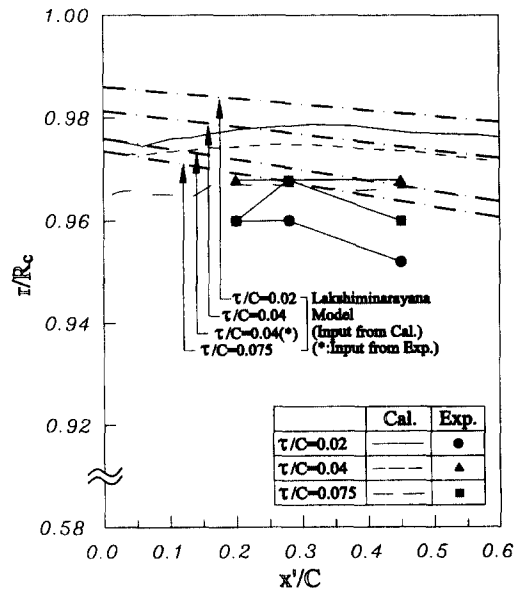


Fig. 6 Radial positions of the leakage vortex center for various tip clearances.

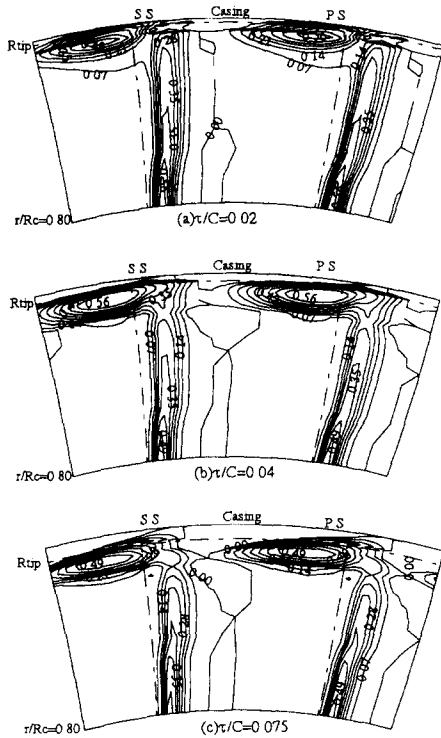


Fig. 7 Contour maps of kinetic energy defect with tip clearance ( $x'/C=0.083$ ).

minarayana<sup>(17)</sup>의 비점성모델에 의해 계산한 결과는 각각의 결과를 근사하게 묘사하고 있다. 이 결과는 본 계산결과와 같이 틈새 증가에 따라 와류중심이 낮은 반경으로 이동하는 경향을 보이고 있다.

### 3.3 준직교면에서의 유동구조

Fig. 7과 Fig. 8은 틈새에 따른 운동에너지 결함과 2차유동을 반경  $r/R_c=0.80$ 부터 케이싱벽까지 제시한 것이다. 운동에너지 결함계수는 각 격자점에서의 상대운동에너지와 주유동의 상대운동에너지와의 차이를 주유동의 운동에너지로 나눈 것으로 정의하였다. 또한 2차유동의 성분은 주유동(1차유동)에 수직한 성분으로 정의하였다.

Fig. 7에서, 저에너지(large energy defect)영역은 후류와 누설와류영역에서 나타나고, 또한 틈새가 증가함에 따라 누설와류에 의한 손실영역이 넓어지는 경향을 볼 수 있다. Fig. 8에서는 틈새가 증가함에 따라 와류중심이 부압면쪽으로 이동하고, 낮은 반경으로 이동하며, 또한 rolling-up이 강하게 나타나고 있다. Rolling-up은 케이싱 벽경계층

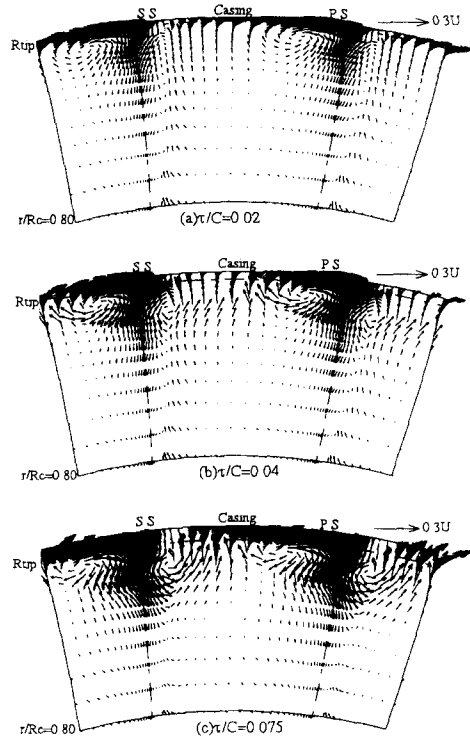


Fig. 8 Secondary flow maps with tip clearance ( $x'/C=0.083$ ).

에서의 원주방향속도와 상대유출각에 큰 영향을 미치며(Fig. 4 참조), 그 결과 틈새영역에서 큰 압력손실을 초래한다고 설명할 수 있다. 그 결과는 다음 절(3.4)에서 제시된다.

### 3.4 전압손실분포

틈새에 따른 손실분포의 변화를 고찰하기 위해 원주방향으로 유량평균된 전압손실계수( $C_{pt}$ )를 Fig. 9에 제시하였다. 전압손실계수는 회전차의 입·출구의 전압차를 케이싱의 원주속도에 의한 동압으로 무차원화하였다. 최대손실계수는 케이싱부근에서 일어나고, 큰 틈새( $\tau/C=0.075$ )에서의 최대손실계수는 스펀 중앙부에서의 후류에 의한 최소손실계수의 약 8배 정도에 달한다. 또한 케이싱영역에서의 최대손실계수는 틈새가 커질수록 증대하는 경향을 보이고 있다. 이러한 손실의 증가는 3.2절 및 3.3절에서 언급된 바와 같이 주로 틈새증가에 따른 케이싱벽의 경계층성장 및 누설와류의 증대에서 비롯된 것이다. 케이싱벽 영역의 손실분포를 자세히 고찰하기 위해, 축방향진행에 따른 틈새

영역에서의 손실분포를 Fig. 9의 내부에 함께 제시하였다. 그림에서의 평균전압손실계수( $\overline{C}_{pt}$ )는 틈새의 영향이 나타나고 있는  $r/R_c=0.92\sim 1.0$  사이에 대해 유량평균된 값이다. 유로 전반부( $x/C\leq 0.5$ )에서는 거의 같은 손실분포를 갖는 반면, 후반부( $x/C\geq 0.5$ )에서는 틈새가 증가함에 따라 누설와류의 성장과 케이싱 벽경계층의 발달로 손실이 증가함이 제시되었다. 최대손실은 큰 틈새( $\tau/C=0.075$ )에서 대략 0.18 정도이다.

Fig. 10은 틈새를 통과하는 누설유량(입구유량으로 무차원화함)을 제시한 것이다. Fig. 10의 내부 그림은 틈새를 통과하는 총유량을 틈새별로 나타낸

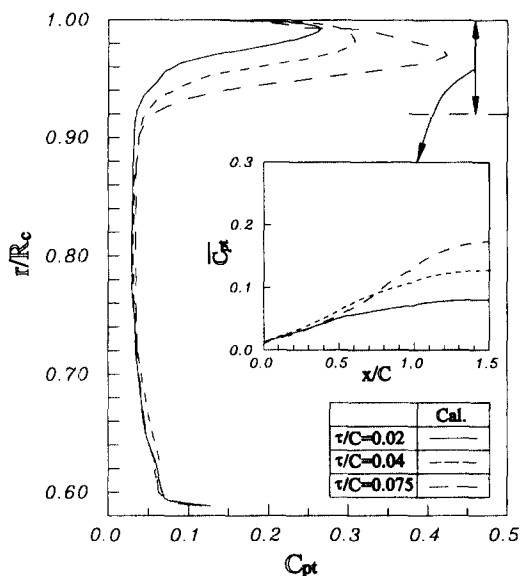


Fig. 9 Distribution of total pressure loss coefficient through rotor ( $x/C=1.5$ ) & axial distribution of  $\overline{C}_{pt}$  in tip region.

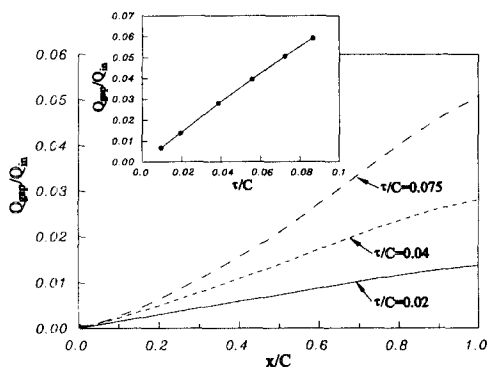


Fig. 10 Accumulated flow through tip clearance.

것이며, 틈새가 커짐에 따라 틈새를 통과하는 유량이 거의 선형적으로 증가하고 있고, 최대틈새( $\tau/C=0.09$ )에서 누설유량은 입구유량의 약 6% 정도임을 확인할 수 있다. 이 결과로부터, 틈새통과유량과 평균전압손실계수를 곱함으로써 틈새에 의한 손실에너지를 평가할 수 있다.

### 3.5 경계층분포 및 성능의 변화

Fig. 11은 회전익 후방( $x/C=1.13$ )에서 케이싱벽에서의 배제두께( $\delta^*_x$ ), 운동량두께( $\theta_x$ ), 날개힘-결손두께( $\nu_T$ )의 변화를 틈새에 따라 제시한 것이다. 이 그림에서, Inoue<sup>(3)</sup>와 Hunter<sup>(18)</sup>의 결과를 같이 제시하였다. 비록 익부하 및 입구경계층 두께면에서 각각의 유동조건은 다르지만, 변화경향 즉, 틈새가 커질수록 회전차 출구에서 배제두께, 운동량두께 및 날개힘-결손두께가 증가한다는 것을 알 수

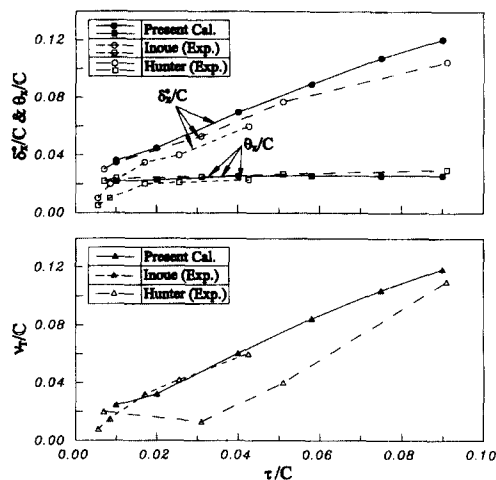


Fig. 11 Variations of displacement( $\delta^*_x$ ), momentum( $\theta_x$ ), and blade-force deficit( $\nu_T$ ) with tip clearance.

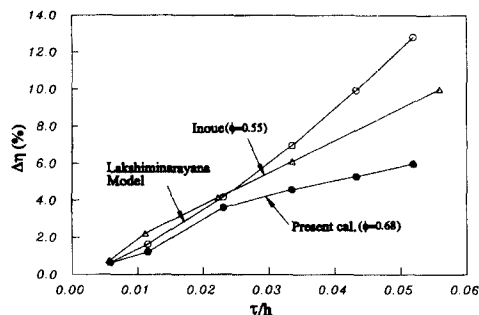


Fig. 12 Reduction of efficiency with tip clearance.



있다. Fig. 12는 틈새변화에 따른 대상회전차의 단효율의 저하를 제시한 것으로서, 이 결과는 *Lakshminarayana*<sup>(17)</sup>의 비점성모델에 의한 결과와 *Inoue*<sup>(3)</sup> 회전차의 실험결과와 비교하였다. 틈새가  $\tau=0.6\text{ mm}$  ( $\tau/h=0.0058$ ,  $h:\text{span}$ )에서  $5\text{ mm}$  ( $\tau/h=0.0519$ )로 증가할 때, 회전차의 단효율은 6%정도 감소하고, *Lakshminarayana*<sup>(14)</sup>의 모델에 의한 계산은 본 연구의 수치결과보다 상당히 큰 값을 제시하고 있음을 볼 수 있다.

## 5. 결 론

본 논문은 다양한 틈새에 대해 실험적으로 연구된 저속 축류회전차를 대상으로 하여 틈새영역에서의 자세한 유동구조를 수치계산에 의해 해석하고 실험결과 및 타연구자들의 연구결과와 비교·검토했다. 그 결과는 다음과 같이 요약된다.

(1) 후류의 위치 및 누설와류의 존재는 본 연구의 수치계산에 의해 잘 묘사될 수 있었다.

(2) 누설와류는 시계방향으로 회전하고 있다. 누설와류의 rolling-up 영역은 틈새가 커짐에 따라 넓어지고 강해진다. 누설와류의 중심위치는 수치계산 결과보다 다소 낮은 위치에 나타났다.

(3) 계산에 의한 누설와류의 시작점은 틈새가 증가함에 따라 익 선단으로부터 후연쪽으로 이동한다. 또한 회전익 후방에서의 누설와류의 중심위치는  $x'/C \leq 0.2$ 에서는 틈새가 감소함에 따라 케이싱벽 주변에서의 전단응력의 증가로 인해 부압면으로부터 더욱 멀어지는 반면,  $x'/C \geq 0.2$ 에서는  $\tau/C = 0.02$ 의 경우의 와류중심이  $\tau/C = 0.04$ 의 경우보다 더 멀리 진행하지 못하고 있다.

(4) 누설와류의 최대전압손실계수 및 평균전압손실계수는 틈새가 커질수록 증대한다. 최대전압손실계수는 큰 틈새( $\tau/C = 0.075$ )에서 스패 중앙부에서의 후류에 의한 손실 값보다 약 8배 정도에 달하고, 또한 후방에서의 틈새에 의한 원주방향의 평균손실계수는  $\tau/C = 0.075$ 에서 약 0.18정도로 나타났다.

(5) 틈새가 커질수록, 회전차 후방에서 배제두께, 운동량두께 및 날개힘-결손두께는 증가한다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 특정기초연구과제(과제

번호: KOSEF-95-0200-12-01-3)에 의해 이루어진 것이며, 여기에 관계기관에 깊은 감사를 포함합니다.

## 참고문헌

- (1) Lakshminarayana, B., Pouagare, M., and Davino, R., 1982, *ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 104, pp. 760~771
- (2) Lakshminarayana, B., Davino, R., and Pouagare, M., 1982, *ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 104, pp. 772~781.
- (3) Inoue, M., Kuroumaru, M., and Fukuhara, M., 1986, *ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, pp. 7~14.
- (4) Inoue, M., Kuroumaru, M., 1989, *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 111, pp. 250~256.
- (5) Cho, K. R., Kang, D. J., and Cho, S. O., 1990, *The 2nd KSME-JSME Fluids Engineering Conference*, Vol. 2, pp. 81~85.
- (6) Cho, K. R. and Chung, W. J, 1993, *FLOMEKO 93*, Vol. 2. pp. 629~636.
- (7) Hah, C., 1986, *J of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, pp. 15~21.
- (8) Kunz, R. F., Lakshminarayana, B., and Basson A. H., 1993, *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 115, pp. 453~467.
- (9) Copenhagen, W. W., Mayhew, E. R., Hah, C., and Wadia, A. R., 1996, *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 230~239.
- (10) 노수혁, 조강래, 1994, 대한기계학회 '94년도 추계학술대회논문집(Ⅱ), pp. 515~519.
- (11) 노수혁, 조강래, 1997, 대한기계학회논문집(B) 제21권 제7호, pp. 911. 918.
- (12) 김성원, 조강래, 1996, 대한기계학회논문집(B) 제20권, 제10호, pp. 3272~3281.
- (13) Patankar, S. V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.*, Hemisphere, Washington, D. C.
- (14) Peric, M., 1985, A Finite Volume Method for the Prediction of Three Dimensional Fluid Flow in Complex Ducts, Ph. D Thesis, University of London.
- (15) 방영석, 1988, 연세대학교 기계공학과 박사학위논문
- (16) Chen, G. T., Greitzer, E. M., Tan, C. S., and

- Marble, F. E., 1991, *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 260~271.
- (17) Lakshminarayana, B., 1970, *ASME J. of Basic Engineering*, pp. 467~482.
- (18) Hunter, I. H., and Cumsty, N. A., 1982, *ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 104, pp. 805~818.