

# 수치계산에 의한 축류터보기계의 회전차 익말단의 누설손실과 효율저하에 대한 평가

노수혁\* · 조강래\*\*

## Evaluation of Tip Leakage Loss and Reduction of Efficiency of Axial Turbomachinery Using Numerical Calculation

Soo-Hyuk Ro\*, Kang-Rae Cho\*\*

*Key Words:* Tip leakage vortex(누설와류), Reduction of rotor efficiency(회전의 효율저하), Size of tip clearance(말단 틈새 크기), Tip leakage flow rate(누설유량), Total pressure loss(전압손실), Approximate equation(근사식)

### ABSTRACT

Leakage vortices formed near blade tip causes an increase of total pressure loss near the casing endwall region and as a result, the efficiency of rotor decreases. The reduction of rotor efficiency is related to the size of the tip clearance. In this study, the three-dimensional flowfields in an axial flow rotor were calculated by varying the tip clearance under various flow rates, and the numerical results were compared with experimental ones. The effects of tip clearance and attack angle on the leakage vortex and overall performance, and the loss distributions were investigated through numerical calculations. In this study, tip leakage flow rate and total pressure loss by tip clearance were evaluated using numerical results and approximate equations were presented to evaluate the reduction of rotor efficiency by tip leakage flow.

### 1. 서론

축류 회전차의 익말단 틈새영역에서는 회전익과 케이싱 벽면사이에 강한 유동간섭이 일어나고, 이러한 상호간섭으로 인해 손실이 증대한다. 틈새의 존재로 인한 이러한 손실의 증대는 결국 회전차의 효율을 저하시킨다. 따라서 고효율의 회전차를 설계하기 위해서는 다양한 익형상에 대한 틈새의 크기 및 여러 유동조건에서의 익말단 유동을 실험적·수치적으로 연구할 필요성이 크고, 이를 통해 누설유량

및 손실분포에 대한 자세한 정보를 확보함으로써 실용적이고 합리적인 효율저하에 관한 평가방법이 제공되어야 한다.

현재까지 누설유동 또는 누설와류에 대한 이론적인 연구가 몇몇 연구자들에 의해 수행되었다. 대표적인 연구로서는 *Lakshminarayana*<sup>(1)</sup>는 누설와류의 반경방향 궤적에 대한 근사식을 제공하였고, *Greitzer*<sup>(2)</sup>는 누설와류의 원주방향 궤적에 대한 근사식을 제공하여, 실험결과와 상당히 잘 일치함을 제시하였다. 한편, 틈새 크기에 대한 효율저하 평가에 대한 연구로서, *Lakshminarayana*<sup>(1)</sup>는 이론적으로 틈새 크기에 대한 효율 저하식을 제시하였으며, 이는 여러 정지 익렬에 대한 실험치와의 비교를 통해 상당히 타당성 있는 방

\* 연세대학교 기계공학과 대학원

\*\* 연세대학교 기계공학과

법으로 평가되었다. 그러나, 회전익에 대한 비교에서는 상당한 오차가 나타남이 선행연구<sup>(3)</sup>의 결과나 Inoue<sup>(4)</sup>의 실험결과와 비교에서 확인되었다.

이에 본 연구에서는 1단의 축류 회전차에 대한 실험적·수치적 연구결과를 기초로 하여 틈새 크기와 영각 변화에 따른 누설유동 또는 누설와류에 의한 회전차 후방에서의 손실분포를 비교하고, 누설유량을 평가한다. 최종적으로는 수치해석결과를 이용하여 회전익 말단의 누설유동에 의한 효율저하를 평가할 수 있는 식을 제안한다.

## 2. 수치이론

### 2.1. 지배방정식 및 수치기법

정상·난류유동에 대해, 연속식, Reynolds 평균 Navier-Stokes 방정식, 난류운동에너지( $k$ ) 및 난류소멸률( $\epsilon$ ) 방정식은 변환함수  $\xi_i = \xi_i(x_i)$ 를 사용하여 비직교 곡선좌표계( $\xi, \eta, \zeta$ ) 상에서 종속변수( $\phi$ )를 사용하여 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\partial}{\partial \xi_i} (\rho U_i \phi) = \frac{\partial}{\partial \xi_i} \left[ \frac{\Gamma_\phi}{J} \left( D_i \frac{\partial \phi}{\partial \xi_i} \right) \right] + JS_\phi \quad (1)$$

본 연구에서는 난류유동 해석을 위해 표준  $k-\epsilon$  모델(이하 WFM)를 사용하였다. 각 방정식의 확산계수( $\Gamma_\phi$ )와 생성항( $S_\phi$ )의 정의 및 수치기법은 선행연구<sup>(3)</sup>에 자세히 나타나 있다.

### 2.2. 경계조건

경계조건은 입·출구와 벽면, 그리고 주기면에서 정의된다. 입구 경계면은 입구유속에 대한 실험측정이 수행된 위치인 회전익 전연으로부터 익현장( $C$ )의 약 1.25 배 전방에 위치시켰고, 이 위치에서 측정된 불균일 축방향유속을 계산의 입구조건으로 주었다. 출구 경계면, 벽면 및 주기면에 대한 경계조건은 선행연구<sup>(3)</sup>와 동일하다. 격자계는 H-type을 채택하였고, 난류모델을 효과적으로 적용하기 위해 WFM인 경우에 벽으로부터의 첫 격자점을  $y^+$ 가 30~100 사이의 값을 갖도록 위치시켰다.

## 3. 결과 및 고찰

유동계산은 1단의 축류 회전차(Table 1<sup>(3)</sup>)를 대상으로 설계유량조건(유량계수( $\phi$ ): 0.68, 영각( $\alpha$ ): 10.7°, 회전수:

Table 1 Experiment and calculation conditions

	Experiment				Calculation (WFM)			
	$\phi(=V_{xmv}/U)$	$\alpha(^{\circ})$	$V_{xmv}(m/s)$	$Q(m^3/s)$	$\tau/C$	$C(\text{chord length})$		
$\phi(=V_{xmv}/U)$	0.74	0.68	0.63	0.56	0.74	0.68	0.62	0.54
$\alpha(^{\circ})$	7.30	10.7	13.23	16.90	7.31	10.7	13.4	17.05
$V_{xmv}(m/s)$	27.35	25.00	23.05	20.50	27.32	24.95	22.95	20.40
$Q(m^3/s)$	3.57	3.27	3.01	2.67	3.56	3.26	3.00	2.65
$\tau/C$		0.02*			0.00	0.00	0.00	0.00
$C(\text{chord length})$	0.04	0.04	0.04	0.04	0.02	0.02	0.02	0.02
					0.04	0.04	0.04	0.04
					0.058	0.058	0.058	0.058
		0.075*			0.075	0.075	0.075	0.075

※(\*) Experiment from (5)

1385rpm, 이후에 유량 변화는 영각 변화로 표시한다.)하에서 틈새가 없는 경우를 포함하여 5가지 틈새( $\tau/C=0.0, 0.02, 0.04, 0.058 \& 0.075$ ,  $\tau$ :틈새크기,  $C$ :익현장)에 대해 수행하였다. 또한 유량변화에 따른 누설와류의 변화경향을 고찰하기 위해 설계영각을 포함한 4가지 영각조건에서 유동계산을 수행하였다. 실험측정과 수치계산이 수행된 영각조건과 틈새조건은 Table 1에 제시되어있다.

### 3.1. 누설유량

Fig. 1은 각각의 영각 조건에서  $\tau/C=0.04$ 인 경우에 각각의 축방향 위치에서 단위 익현길이당 익말단 틈새를 통과하는 누설유량(가는 선:  $\Delta Q_{gap}$ )과 축방향 진행에 따라 누적된 총 누설유량(굵은 선:  $\Sigma \Delta Q_{gap} = Q_{gap}$ )을 입구유량( $Q_{in}$ )으로 무차원화하여 제시한 그림이다. 먼저,  $\Delta Q_{gap}$ 의 분포를 보면 영각이 증가함에 따라 익현 전반부에서 통과하는 누설유량이 증대하고, 따라서 이러한

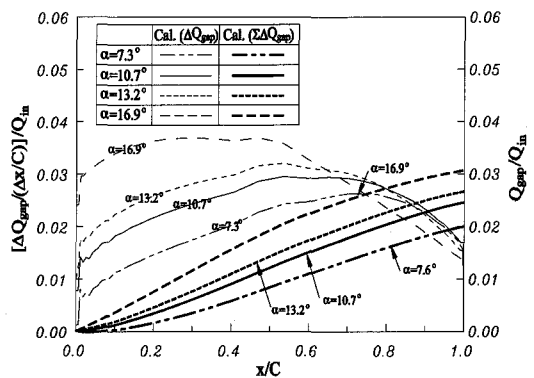


Fig. 1 Distribution of partial and accumulated tip leakage flow rate along the axial direction ( $\tau/C=0.04$ , Cal. by WFM)

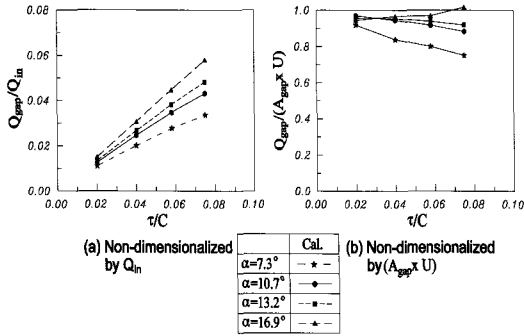


Fig. 2 Total Accumulated flow rate through tip clearance (Cal. by WFM)

최대점 위치가 익 전면으로 이동하는 경향을 볼 수 있다. 다음으로,  $\Sigma \Delta Q_{gap}$ 의 분포에서는  $\Delta Q_{gap}$ 의 최대위치까지 기울기는 증대하고, 그 이후에는 완만해지는 경향을 볼 수 있고, 영각이 증가함에 따라 총 누설유량은 증가하는 것으로 나타났다. 이러한 총 누설유량을 틈새 크기 및 영각 변화에 대해 두 가지 무차원 유량계수로 Fig. 2에 제시하였다. 먼저, Fig. 2 (a)는  $Q_{gap}$ 을 입구유량( $Q_{in}$ )으로 무차원화한 것으로서 각각의 영각에서 틈새 크기가 증가함에 따라 누설유량은 거의 선형적으로 증가하고, 또한 영각이 증대함에 따라 그 기울기가 커지는 것을 보이고 있다.

다음으로, Fig. 2 (b)는 익선선과 틈새높이로 형성되는 케이싱과 익말단사이의 틈새의 단면적을 회전방향으로 투영시킨 면적( $A_{gap}$ )과 회전익의 회전주속도( $U$ )로 무차원화한 것으로서, 이 값은 모든 영각 및 틈새 조건에서 대략 0.95라는 일정한 값을 나타내었다. 이로부터 틈새를 통과하는 실제 누설유량은 틈새영역에서의 회전익의 회전주속도에 의한 통과유량과 거의 같고, 영각 변화의 영향은 거의 없음을 알 수 있다. 위의 두 가지 방법으로부터 무차원 누설유량계수는 다음의 근사식[식 (2)]으로 제시될 수 있다.

$$\frac{Q_{gap}}{Q_{in}} \approx \frac{0.415}{\phi} \tau/C \quad \frac{Q_{gap}}{A_{gap} \times U} \approx 0.95 \quad (2)$$

이러한 누설유량은 회전차 설계시 체적효율과 관계가 있으며, 또한 효율평가에도 이용될 수 있다.

### 3.2. 전압손실분포

Fig. 3은 전압손실분포의 변화를 고찰하기 위해 회

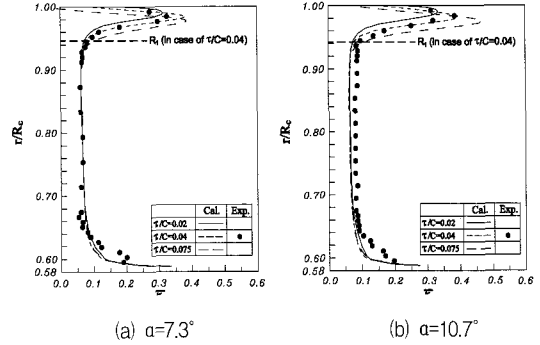


Fig. 3 Distributions of total pressure loss coefficient through rotor ( $x/C=1.05$ , Cal. by WFM)

전차 후면 직후( $x/C=1.05$ )에서 회전익의 전·후방에서의 전압손실을 각 반경위치별로 시간 평균치(또는 원주방향 평균치)로 측정된 것을  $\frac{1}{2}\rho U^2$ 으로 무차원화한 손실계수  $\xi_p$ 의 분포를 틈새  $\tau/C=0.04$ 에 대해 제시하였다.

실험에서 손실계수  $\xi_p \left( = \frac{\Delta(p_t)_t}{\frac{1}{2}\rho U^2} \right)$ 를 측정할 때 시간평균의 값으로  $\overline{\xi_p}$ 를 측정하였는데, 이는 산술평균치와 가까울 것으로 볼 수 있다. 따라서 수치계산에서 손실계수를 원주방향으로 유량평균한  $\overline{\xi_p} \left( = \frac{\int_{pitch} \xi_p V_x r d\theta}{Q_{in}} \right)$ 와는 평균방법상의 차이로 두 평균치 사이에 약간의 차이가 존재할 것이나 그 차이는 사실상 무시할 수 있다고 본다.  $\overline{\xi_p}$ 의 분포를 살펴보면, 허브 벽면부근에서는 증가하고, 익 스펜 증양부에서 거의 일정한 최소치가 나타나고, 또한 회전익 말단 부근에서 급격히 증가하다가 케이싱 벽면에서 감소하는 분포를 나타내고 있다.  $\tau/C=0.04$ 에 대한 실험결과와 비교하기 위해  $\tau/C=0.04$ 를 포함하여  $\tau/C=0.02$ 와  $0.075$ 의 틈새에 대해 WFM으로 계산된 손실분포를 원주방향으로 유량 평균한 전압손실계수( $\overline{\xi_p}$ )를 함께 제시하였다.  $\tau/C=0.04$ 에 대한 실험과 수치계산의 두 결과는 잘 일치하고 있고, 이로부터 다른 틈새에 대한 수치계산 결과도 타당한 것으로 판단할 수 있다.

틈새의 존재로 인한 손실은 누설유동이 틈새내를 통과하면서 나타나는 직접적인 손실과 틈새를 통과한 후에 주유동과 만나면서 누설유동의 누설와류로의 형성과 와류의 확산에 의한 간접적인 손실로 구분될 수 있다. 따라서, 틈새의 존재로 인해 발생하는 누설유동 및 누설와류에 의한 손실을 평가하는 것은 중요하다.

(1) 축방향 통과유량을 기준으로 한 손실계수

틈새에 의한 손실을 논할 때 틈새가 없을 때의 손실을 기준으로 하여 틈새로 인해 증가한 손실을 틈새에 의한 손실로 보아야 할 것이다. 틈새가 없을 때의 회전익의 말단손실은 케이싱과 회전익 표면에서의 경계층 및 회전익의 회전운동에 따른 상호간섭 등에 의해 원주방향과 반경방향의 위치별로 발생한다. 이와 같은 손실계수를  $\zeta_{p, no\ gap}$  으로 표시하면 이것은 수치계산에 의해 평가될 수 있다.  $\zeta_{p, no\ gap}$  를 회전익 통로 전체(전체 스펠)에 대해 유량평균한 것을  $\overline{\zeta}_{p, no\ gap}$  라고

$$\left( = \frac{\int_{R_h}^{R_c} \int_{1pitch} \zeta_p V_x r dr d\theta}{Q_{in}} \right)$$

표시하면, 회전익 전체에서 유량평균된 틈새만에 의한 손실계수는  $\Delta \overline{\zeta}_p$  ( $= \overline{\zeta}_p - \overline{\zeta}_{p, no\ gap}$ ) 로 나타낼 수 있다.  $\Delta \overline{\zeta}_p$  를 틈새 크기( $\tau/C$ )와 영각( $\alpha$ )의 변화에 따라 수치계산한 결과 Fig. 4와 같이 나타났다.

누설유동으로 인한 전압손실은 주로 케이싱 벽면 부근에 나타나므로, 허브와 스펠 중앙부에서의 전압손실계수는 사실상 틈새유무에 관계없이 거의 같다는 것을 확인할 수 있었다. 따라서 회전익 직후에서 Fig. 3에서와 같이 틈새의 영향이 나타나는 케이싱( $R_c$ )과  $R_1$ 으로 표시된 반경범위 내에서의 전압손실계수를 원주방향(1 피치)으로 평균한 것을 다음과 같이  $\overline{\zeta}_{p, end\ wall}$  라고 표시하고 다음과 같이 정의하면,

$$\overline{\zeta}_{p, end\ wall} = \frac{1}{Q_{end\ wall}} \int_{R_1}^{R_c} \int_{1pitch} \zeta_p V_x r dr d\theta \quad (3)$$

$$\text{단, } Q_{end\ wall} = \int_{R_1}^{R_c} \int_{1pitch} V_x r dr d\theta$$

( $Q_{end\ wall}$ 은  $R_1 \sim R_c$ 를 축방향으로 통과하는 유량)

이다. 식 (3)의 정의에 따른  $\overline{\zeta}_{p, end\ wall}$  에서 틈새가 없을 때의 케이싱 벽면 부근에서의 손실 ( $\overline{\zeta}_{p, end\ wall(no\ gap)}$ ) 을 뺀 것을  $\Delta \overline{\zeta}_{p, end\ wall}$  라고 표시하면, 이는 식 (4)와 같이 다시 표현될 수 있다.

$$\Delta \overline{\zeta}_{p, end\ wall} = \overline{\zeta}_{p, end\ wall} - \overline{\zeta}_{p, end\ wall(no\ gap)} \quad (4)$$

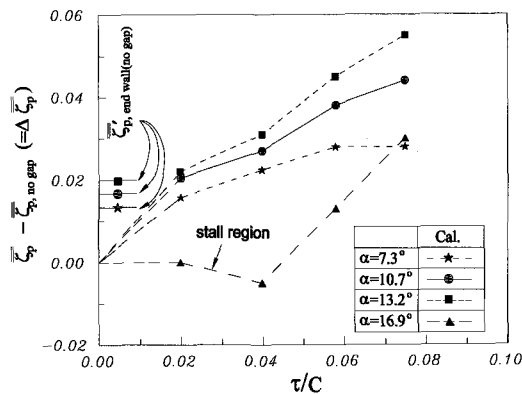


Fig. 4 Variations of  $\Delta \overline{\zeta}_p$  ( $= \overline{\zeta}_p - \overline{\zeta}_{p, no\ gap}$ ) with tip clearance and attack angle (Cal. by WFM)

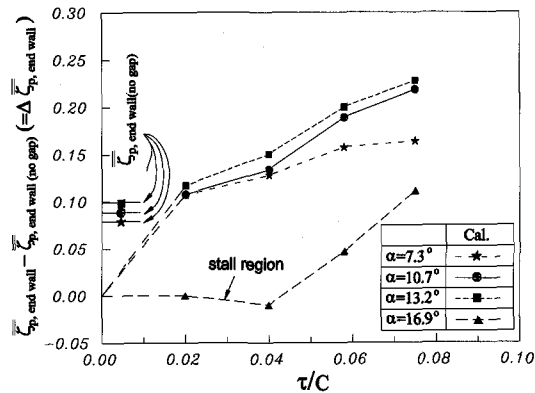


Fig. 5 Variations of  $\Delta \overline{\zeta}_{p, end\ wall}$  with tip clearance and attack angle (Cal. by WFM)

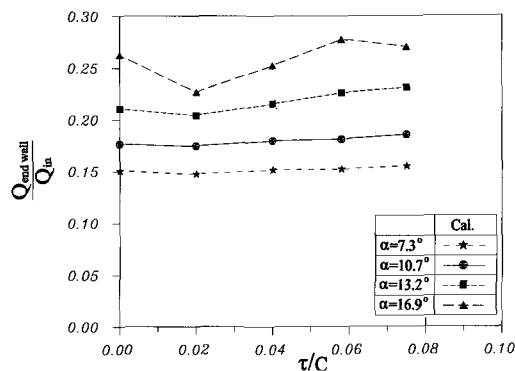


Fig. 6 Percentage of flow rate through the end wall loss region( $R_A \sim R_C$ ) to inlet flow rate with tip clearance and attack angle (Cal. by WFM)

$\Delta \overline{\zeta}_{p, \text{end wall}}$  는  $\Delta \overline{\zeta}_p$  의 경우와 같이 틈새의 존재로 인해 발생하는 틈새 전압손실계수를 의미하고, 따라서 익말단에 의한 손실에너지의 평형관계식에 의해 다음의 관계식이 성립한다.

$$\Delta \overline{\zeta}_{p, \text{end wall}} \doteq \Delta \overline{\zeta}_p \times \frac{Q_{\text{in}}}{Q_{\text{end wall}}} \quad (5)$$

$\Delta \overline{\zeta}_{p, \text{end wall}}$  와  $Q_{\text{end wall}}$  의 수치계산결과는 각각 Fig. 5와 Fig. 6에 제시하였다. 이러한 틈새 전압손실계수 ( $\Delta \overline{\zeta}_p$  또는  $\Delta \overline{\zeta}_{p, \text{end wall}}$ )는 Fig. 4 또는 Fig. 5와 같이 틈새 크기에 대해 거의 선형적으로 증가하며, 영각이 증가함에 따라 그 기울기는 크게 나타났다. 단, 실속 상태의 영각  $\alpha=16.9^\circ$ 에서는 틈새 전압손실계수가 작게 나타나고 있다. 이로부터 실속영역에서는 주로 익면 및 벽면손실과 2차유동 손실이 지배적이며 틈새로 인한 추가적인 누설손실은 오히려 작아지고 있음을 알 수 있다. Fig. 4와 Fig. 5의 좌측 세로축에는 틈새가 없는 경우의 케이싱 부근의 손실계수를 각각 전체유량  $Q_{\text{in}}$ 과 케이싱 부근의 손실영역을 통과하는 유량  $Q_{\text{end wall}}$ 을 기준으로 유량평균한 전압손실계수  $\overline{\zeta}'_{p, \text{end wall (no gap)}}$ 와  $\overline{\zeta}_{p, \text{end wall (no gap)}}$ 가 제시되어 있다. 따라서, 식 (4)에서 제시된 바와 같이  $\Delta \overline{\zeta}_{p, \text{end wall}}$ 에  $\overline{\zeta}_{p, \text{end wall (no gap)}}$ 를 더하면, 틈새가 있는 경우에 케이싱 부근의 손실계수  $\overline{\zeta}_{p, \text{end wall}}$ 를 계산할 수 있다.  $\overline{\zeta}'_{p, \text{end wall (no gap)}}$ 와  $\overline{\zeta}_{p, \text{end wall (no gap)}}$ 은 식 (5)와 같이 다음의 관계식이 성립한다.

$$\overline{\zeta}'_{p, \text{end wall (no gap)}} \doteq \overline{\zeta}_{p, \text{end wall (no gap)}} \times \frac{Q_{\text{end wall}}}{Q_{\text{in}}} \quad (6)$$

### (2) 누설유량을 기준으로 한 손실계수

다음으로, 익말단 손실을 익말단 부근에 한정하여 취급하기 위해, 익말단에 의한 전압손실 계수를 익말단의 누설유량( $Q_{\text{gap}}$ )을 기준으로 정의한다. 즉, 익말단 영역에서의 에너지 손실을 틈새를 통과하는 누설유량( $Q_{\text{gap}}$ )에 의해 상실되는 에너지양과 같다고 정의한다. 이 경우의 손실계수를  $\overline{Z}_{p, \text{tip}}$ 으로 표시한다. 식 (3)에서의  $\overline{\zeta}_{p, \text{end wall}}$ 의 정의식을 고려하면, 다음의 식으로  $\overline{Z}_{p, \text{tip}}$ 를 정의할 수 있다.

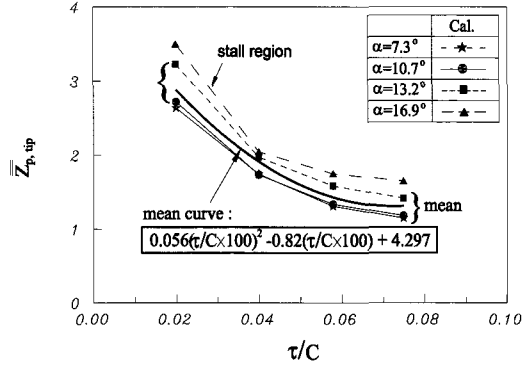


Fig. 7 Variations of leakage loss coefficient,  $\overline{Z}_{p, \text{tip}}$

$$\overline{\zeta}_{p, \text{end wall}} \times Q_{\text{end wall}} = \overline{Z}_{p, \text{tip}} \times Q_{\text{gap}} \quad (7)$$

Fig. 7은 식 (7)의 정의식에 따라  $\overline{Z}_{p, \text{tip}}$ 를 구하여 틈새  $\tau/C$ 에 대해 제시한 것이며,  $\overline{Z}_{p, \text{tip}}$ 는 틈새 크기가 증가할수록 감소하는 분포를 보이고 있다. 이는 틈새 크기가 증가함에 따라 전압손실이 증가하는 것보다 누설유량이 더욱 증가한 결과로 해석된다. 이러한,  $\overline{Z}_{p, \text{tip}}$ 는 영각(실속영역의 영각조건[ $\alpha=16.9^\circ$ ])은 제외) 변화에 따른 변화가 작다고 보면, 그 평균치는 틈새  $\tau/C$ 의 함수로서 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\overline{Z}_{p, \text{tip}} = 0.056(\tau/C \times 100)^2 - 0.82(\tau/C \times 10) + 4.297 \quad (8)$$

이러한, 두 가지 방법의 손실계수는 식 (2)에 제시된 누설유량과 함께 틈새의 존재로 인한 회전차의 효율저하를 평가하는데 이용될 수 있다.

### 3.3. 효율저하에 대한 평가

회전차 전체에 대한 효율의 정의식은 전압손실계수를 이용하여 식 (9)와 같다.

$$\eta = \frac{\{P_t - \Delta(P_t)_L\} Q_{\text{in}}}{P_t Q_{\text{in}}} = 1 - \frac{\overline{\zeta}_p (\frac{1}{2} \rho U^2) Q_{\text{in}}}{P_t Q_{\text{in}}} \quad (9)$$

여기서, 분모의  $\overline{P}_t Q_{\text{in}}$ 는 회전차의 전 스펙에 걸쳐 부가된 총에너지이고,  $\overline{\zeta}_p$ 는 회전차의 환상통로 전체에 대

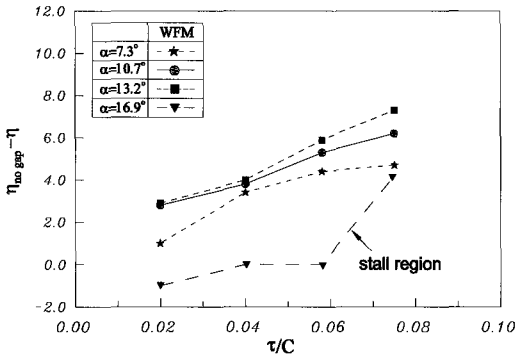


Fig. 8 Reduction of efficiency with the tip clearance and attack angle (Cal. by WFM)

해 유량평균된 손실계수이다.

따라서, 틈새유무의 경우에  $\overline{\zeta_p}$  와  $\overline{\zeta_p (no\ gap)}$  를 식 (9)에 대입함으로써, 각각의 경우에 대한 효율  $\eta$ 와  $\eta_{no\ gap}$  을 계산할 수 있고, 효율차이  $\eta_{no\ gap} - \eta$ 는 틈새에 의한 효율저하를 나타낸다. 이를 정리하면, 식 (10)과 같다.

$$\eta_{no\ gap} - \eta = \frac{(\overline{\zeta_p} - \overline{\zeta_p (no\ gap)}) \frac{1}{2} \rho U^2 Q_m}{P_t Q_m} = \frac{\Delta \overline{\zeta_p} (\frac{1}{2} \rho U^2) Q_m}{P_t Q_m} \quad (10)$$

Fig. 8에서 실속점을 제외한 영각 조건에서 본 연구의 최대틈새( $\tau/C=0.075$ )인 경우에 대략 5~8% 정도의 효율저하가 나타났다.

회전차의 설계시 틈새 크기의 선정 및 틈새로 인한 효율저하를 파악하는 것은 중요하다. 지금까지의 틈새로 인한 효율저하에 대한 연구는 선형 정지익렬에 대해 수행되었다<sup>(1)</sup>. 따라서, 본 연구에서는 3차원 환상 회전익렬에 대한 수치계산을 통해 앞서 제시된 두 가지의 전압손실계수  $\Delta \overline{\zeta_p, end\ wall}$  (Fig. 5),  $\overline{Z_p, tip}$  [식 (8)]와 누설유량,  $Q_{gap}$ [식 (2)]을 토대로 틈새의 존재로 인한 효율의 저하를 파악하기 위한 다음의 두 가지 근사 방법을 제안한다.

(방법 1 : 전압손실 차이를 이용한 효율평가)

케이싱 벽면 부근의 익말단 영역에서 누설손실을

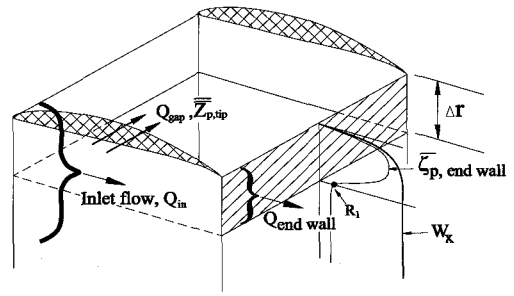


Fig. 9 Model for the total pressure loss near casing end wall

포함한 케이싱 벽면에서 발생하는 손실은 Fig. 3과 같이 나타났다. 누설손실을 포함한 케이싱 벽면에서 발생하는 손실의 반경방향 범위는  $\overline{\zeta_p}$ 에 관한 Fig. 3을 참조하여 Fig. 9와 같이  $\Delta r$ 로 표시할 수 있다. 손실영역 범위  $\Delta r$ 이 익 스패( $R_c - R_h$ )에 차지하는 비율은 수치 계산된 결과에 따르면, 설계유량( $\alpha=10.7^\circ$ )조건인 경우에 근사적으로 다음과 같이 틈새크기( $\tau/C$ )에 대해 선형적으로 제시된다.

$$\frac{\Delta r}{R_c - R_h} = 0.8\tau/C + 0.1 \quad (11)$$

이러한 근사식을 이용하여 손실영역내를 통과하는 축방향 유속을 균일유동으로 가정하였을 경우에 Fig. 6에 제시된  $Q_{end\ wall}$ 을 다소의 오차는 있지만 근사적으로 평가할 수 있다.

방법 1은 Fig. 5에서 소개된  $\Delta \overline{\zeta_p, end\ wall}$ 을 직접 이용하는 방법으로서 이를 식 (10)의 효율정의식에 식 (5)의 관계식을 이용하면 다음과 같이 표현된다.

$$\eta_{no\ gap} - \eta = \Delta \eta = \frac{\Delta \overline{\zeta_p, end\ wall} (\frac{1}{2} \rho U^2) Q_{end\ wall}}{P_t Q_m} \quad (12)$$

여기서, 익말단 손실영역  $\Delta r$ 에서 발생하는 틈새에 의한 에너지 손실  $\Delta \overline{\zeta_p, end\ wall} \times Q_{end\ wall}$ 은 각각 Fig. 5와 Fig. 6과 같은 수치계산결과 또는 실험결과의 수집에 의해 제공될 수 있고, 또는 식 (5)의 관계로부터 Fig. 4에서 제시된  $\Delta \overline{\zeta_p}$ 를 이용하여 효율저하를 계산할 수 있다.

**방법 2 : 누설유량을 기준으로 한 손실계수를 이용한 효율평가**

방법 2에서는 앞서 Fig. 7에서 제시된 익말단 손실 계수( $\overline{Z}_{p,tip}$ )를 이용하는 방법이다. 회전익 틈새에 의해 나타나는 효율저하는 회전익 말단영역에서의 에너지 손실과 틈새가 없을 때의 회전익의 케이싱 벽면 부근의 에너지 손실과의 차이, 즉 익말단 틈새로 인한 에너지 손실을 회전익에 추가된 에너지  $\overline{p}_t Q_{in}$ 로 나눔으로써 계산될 수 있다. 따라서 틈새에 의한 효율저하,  $\Delta\eta$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta\eta = \frac{\frac{1}{2}\rho U^2 (\overline{Z}_{p,tip} Q_{gap} - \overline{\xi}_{p',endwall(no gap)} Q_{end wall})}{\overline{p}_t Q_{in}}$$

or

$$= \frac{\frac{1}{2}\rho U^2 (\overline{Z}_{p,tip} Q_{gap} - \overline{\xi}_{p',endwall(no gap)} Q_{in})}{\overline{p}_t Q_{in}} \quad (13)$$

단, 누설유량을 기준으로 한 익말단 손실계수 ( $\overline{Z}_{p,tip}$ )는 식 (8)과 같이 틈새  $\tau/C$ 의 함수로 표현되고, 누설유량( $Q_{gap}$ )은 식 (2)에 제시된 식을 사용한다. 또한, 틈새가 없는 경우의 케이싱 벽면 부근에서의 에너지 손실  $\overline{\xi}_{p',endwall(no gap)} \times Q_{end wall}$ 은 각각 Fig. 5와 Fig. 6으로부터 제공되고, 또는 식 (6)의 관계로부터  $\overline{\xi}_{p',endwall(no gap)}$ 를 산출하여 계산할 수 있다. 따라서, 식 (13)에서는 틈새가 없는 경우의 케이싱 벽면 부근에서의 전압손실 계수  $\overline{\xi}_{p',endwall(no gap)}$ 과  $Q_{end wall}$ 에 대한 정보만 제공된다면 틈새로 인한 효율저하가 계산될 수 있다.

위의 두 방법으로부터 대상 회전차의 설계유량( $\alpha=10.7^\circ$ ) 조건에서 틈새에 의한 효율저하를 역으로 계산하여 Fig. 10에 제시하였다. 그림에서 식 (12)와 식 (13)의 근사식으로부터 계산된 효율저하는 효율 정의식 식 (10)으로부터 계산된 효율저하를 비교적 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 식 (13)은 틈새에 의한 효율감소를 알 수 있다면, 회전익 틈새를 통과하는 누설유량  $Q_{gap}$ 를 평가하는데 이용될 수도 있다.

식 (12)에 의한 효율저하는 수치계산을 통해서 제공되는 익말단 영역에서의 전압손실계수의 차이  $\Delta \overline{\xi}_{p',end wall}$ 와  $Q_{end wall}$ 에 대한 정보를 이용해야만 효율저하를 계산할 수 있으므로 설계에 직접 적용하기에는 어려움이

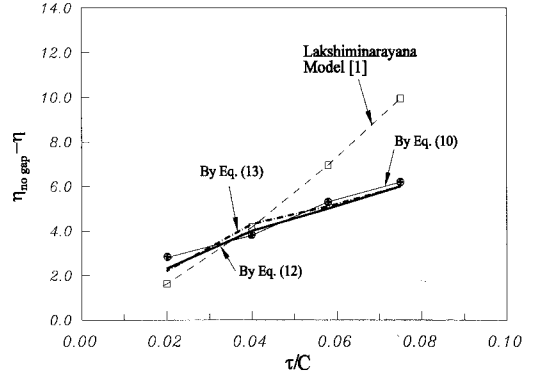


Fig. 10 Comparison of the reduction of efficiency by 식 (10), 식(12) and 식(13) (Cal. by WFM)

있다. 이에 비하면 방법 2에 의한 식 (13)에서는 틈새 크기가 설정되면 누설유량  $Q_{gap}$ 은 식 (2)에 의해, 익말단 손실계수  $\overline{Z}_{p,tip}$ 은 식 (8)에 의해 계산되고, 틈새가 없는 경우에 벽면 손실계수  $\overline{\xi}_{p',endwall(no gap)}$ 은 기존의 경험식(정지익의 데이터를 이용한 경험식(6))에서 그 정보가 제공되며,  $Q_{end wall}$ 은 실험이나 경험적으로 어느 정도 평가가 가능하므로, 식 (12)보다는 보편성 있는 효율저하 평가식이라고 할 수 있다. 이러한 근사식을 기본으로 하여 다양한 익 두께, 설치각 및 유동 조건(영각) 등에 대한 데이터에 의해 보다 보편성 있는 손실계수를 확보함으로써 익말단 손실에 의한 효율저하를 설계단계에서 반영할 수 있을 것으로 기대된다.

**4. 결 론**

본 논문은 저속의 축류 회전차를 대상으로 4가지 영각 조건과 각각의 영각 조건에서 5가지 틈새 크기에 대한 수치해석을 수행하여, 수치계산결과로부터 누설 유동으로 인한 손실분포, 누설유량 및 효율저하를 평가하였다. 그 결과는 다음과 같이 요약된다.

1. 각각의 영각조건에서 실험측정으로부터 제시된 회전차 후방에서 누설외류에 의한 케이싱 영역에서의 전압손실 분포의 변화는 본 연구의 수치계산에 의해 잘 묘사되었다.
2. 입구유량을 기준으로 한 누설유량계수는 틈새 크기가 증가할수록, 또한 영각이 증가할수록 증가한다. 한편, 익말단 틈새의 누설유량을 회전익의 회전 주

속도와 틈새의 면적으로 무차원화하여 표시된 누설 유량계수는, 모든 틈새와 영각 조건에서 약 0.95라는 일정한 값을 나타내었다. 이러한 누설유량은 회전차 설계시의 체적효율과 관계가 있으며, 또한 틈새로 인한 손실평가에 이용될 수 있다.

3. 틈새가 있는 경우의 유량 평균된 전압손실계수에서 틈새가 없는 경우의 유량평균 전압손실계수를 뺀 틈새 전압손실계수( $\Delta \overline{\zeta}_p$ )는 틈새에 대해 선형적으로 증가하였다. 또한 영각이 증가했을 때도 거의 선형적으로 증가하며, 그 기울기는 크게 나타났다. 단, 실속 영역에서의 영각( $\alpha=16.9^\circ$ )조건에서는 틈새에 의한 누설손실이 매우 적기 때문에 틈새 전압손실계수( $\Delta \overline{\zeta}_p$ )는 매우 작게 나타났다. 한편, 누설유동에 의한 전압손실을 틈새를 통과하는 누설유량을 기준으로 하여 익말단 손실계수로 환산된  $\overline{Z}_{p,tip}$ 는 실속 유량조건을 포함해서 틈새가 증가할수록 감소한다. 이것은  $\overline{Z}_{p,tip}$ 의 정의에 따라 틈새 크기가 증가함에 따라 전압손실이 증가하는 것보다 누설유량이 더욱 크게 증가한 결과이다.
4. 틈새의 존재로 인한 효율저하를 평가하는 방법으로서, 틈새가 없는 경우를 기준으로 하여 케이싱 벽면 부근의 전압손실의 차이( $\Delta \overline{\zeta}_{p,end wall}$ )를 직접적으로 이용하는 방법과 누설유량을 기준으로 한 익말단 손실계수( $\overline{Z}_{p,tip}$ )를 이용하는 방법이 가능하였다. 이들 두 방법에 의한 결과는 효율의 정의식을 통해 제시된 수치계산 결과를 잘 모사하고 있음이 확인되었다. 특히, 누설유량을 기준으로 한 효율저하식은 전압손실의 차이를 직접적으로 이용한 방법 1보다 일반성이 있으며, 앞으로 다양한 익두께 및 익형상 등에 대한 데이터 수집을 통해 보다 보편성있는 관계식이 제공될 것으로

기대된다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 특정기초연구과제(과제번호: KOSEF-95-0200-1201-3)에 의해 이루어진 것이며, 여기에 관계기관에 깊은 감사를 표합니다.

## 참고문헌

- (1) Lakshminarayana, B., 1970, "Methods of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial Flow Turbomachinery", ASME J. of Basic Engineering, pp. 467~482.
- (2) Chen, G. T., Greitzer, E. M., Tan, C. S., and Marble, F.E., 1991, "Similarity Analysis of Compressor Tip Clearance Flow Structure", ASME J. of Turbomachinery, Vol. 113, pp. 260~271.
- (3) 노수혁, 조강래, 1998, "허브와 증양스팬 사이의 회전익 후류 3차원 난류유동해석에 관한 연구", 대한기계학회논문집(B) 제 22권 제 3호, pp. 336~345.
- (4) Inoue, M., Kuroumaru, M., and Fukuhara, M., 1986, "Behavior of Tip Leakage Flow Behind an Axial Compressor Rotor", ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, pp. 7~14.
- (5) 이정수, 1993, "축류회전차 익말단 틈새와 영각 변화에 따른 연구", 연세대학교 기계공학과 석사학위논문
- (6) 안광협, 1997, "수치계산을 이용한 축류형터보기계의 공력학적 설계와 성능예측", 연세대학교 기계공학과 석사학위논문