

축류터빈의 관통유동해석 — 다유선해석과 평균반경해석의 비교분석 —

김 동 섭*
(1998년 3월 14일 접수)

Throughflow Analysis of Axial Flow Turbines — Comparison of Multi-streamline and Mean Line Methods —

Tong Seop Kim

Key Words : Axial Flow Turbine(축류터빈), Throughflow(관통유동), Streamline Curvature Method(유선곡률해석법), Mean Line Method(평균반경해석법), Pressure Loss(압력손실), Efficiency(효율)

Abstract

A throughflow analysis program for axial flow turbines is constructed, which can handle not only the two-dimensional multi-streamline (streamline curvature) method but also the one-dimensional mean line method. Calculations are performed for single stage and multi-stage axial flow turbines. For a wide operating range, the performance and flow field calculated by the present streamline curvature method are close enough to the test data. It is also revealed for the single stage turbine that the present analysis leads to far better correspondence with the experiment than other researchers' throughflow analyses. A special focus is put on the comparison of the results between the streamline curvature analysis and the mean line analysis. It is found that the mean line analysis can not predict the performance for highly off-designed conditions as accurately as the streamline curvature method, which shows the importance of considering the spanwise variation of loss and flow.

———— 기 호 설 명 ————

<p>A, B, C : 식 (6)의 계수</p> <p>C_p : 정압비열</p> <p>H : 전엔탈피</p> <p>h : 정엔탈피</p> <p>L : 블레이드 높이</p> <p>\bar{L} : L에 대한 상대 길이</p> <p>$\Delta \bar{L}$: 2차유동 영역의 반경방향 크기 (L에 대한 상대값)</p>	<p>l : 준직교 방향</p> <p>m : 질량유량</p> <p>MLM : 평균반경해석법 지칭</p> <p>N : 회전속도</p> <p>P : 블레이드 상대 전압력 또는 식 (9)의 계수</p> <p>p : 정압력</p> <p>PR_{tt} : 전압력비</p> <p>r : 반경방향</p> <p>r_m : 곡률반경</p> <p>S : 엔트로피</p>
--	---

*회원, 서울대학교 터보·동력기계연구센터

s	: 블레이드 피치 (pitch)
SCM	: 유선곡률해석법 지침
T	: 전온도
t	: 정온도
U	: 로터 주속도
V	: 절대 유동속도
W	: 블레이드 상대 유동속도
Y	: 압력손실계수
α	: 절대유동각
β	: 블레이드 상대 유동각
γ	: 준직교방향과 반경방향 사이의 각도
δ	: 기준압력 101.3 kPa로 나눈 무차원 압력
ϵ	: 블레이드 상대 유동전환각도 (flow turning angle relative to blade)
ϕ	: 유선기울기
η_{tt}	: 전압력효율 (total to total efficiency)
η_{ts}	: 정압력효율 (total to static efficiency)
θ	: 기준온도 288.15 K로 나눈 무차원 온도
Ψ	: 부하계수
ζ	: 에너지 손실계수

하첨자

c	: 간극유동
e	: 블레이드 열 출구 또는 실험 값
H	: 허브 (hub)
is	: 등엔트로피 과정
m	: 자오면상의 유동 방향 또는 평균 반경
p	: 블레이드 형상
s	: 2차유동
sc	: 2차유동 및 간극유동 손실의 합
T	: 팁 (tip)
tet	: 블레이드 선미두께
x	: 축방향
θ	: 원주방향

상첨자

*	: 전체 (평균)값
---	------------

1. 서 론

관통유동해석법은 가스터빈, 증기터빈등을 포함한 터보기계의 설계초기 단계에서 유용하게 이용된다. 비록 3차원 유동해석법이 지속적으로 보완, 발

전되고는 있으나 축류기계의 설계 및 해석 과정에서 관통유동해석법이 차지하는 역할은 여전히 매우 크다.⁽¹⁾ 관통유동해석법의 가장 큰 장점은 단시간 내에 유동방향으로 다수의 익렬들을 가지는 (즉 다단의) 유체기계에 대하여 다양한 운전 상태의 성능을 계산할 수 있다는 것이다. 또한 이 방법에서는 현재까지 축적되어 있는 다양한 형태의 이론적, 실험적 익렬 데이터 베이스가 이용될 수 있다. 관통유동해석중 대표적인 것들로는 가장 간단한 1차원 평균반경해석법과 유동 자오면상의 2차원 해석법 들 수 있다. 후자는 전자에 비하여 블레이드 반경 방향의 유동 및 상대 변화를 고려할 수 있다는 장점을 가지나, 일반적으로 전자를 위하여 축적된 경험적 자료들을 이용해야하는 의존성을 가진다.

두가지 방법이 모두 널리 이용되고 있고 서로 의존적 관계에 있음에도 아직까지 체계적인 비교분석이 이루어지지 않았다. 본 연구에서는 축류터빈의 해석을 위한 신뢰성 있는 관통유동해석 과정을 구성하고, 모델 터빈 성능해석 결과를 바탕으로 언급된 두 가지 방법을 비교하고자 한다. 다유선 해석법의 대표적 방법인 2차원 유선곡률법에 기초하여 계산과정이 구성되며, 평균반경 해석은 오직 하나의 유선을 가지는 유선곡률법의 특수한 경우로 처리 가능하도록 한다. 단단 및 4단 터빈의 성능해석을 통하여 본 연구의 해석방법의 검증 및 1차원, 2차원 해석방법들간의 성능예측 결과를 비교 분석한다.

2. 해 석

2.1 개 요

본 연구에서는 일반적으로 적용되는 정상상태, 축대칭, 비점성 운동량방정식을 이용한 유선곡률해석법을 채택한다. 이 방법은 축방향에 직교 (또는 준 직교)하는 계산위치 (axial station)들을 정하고 다수의 유선을 부여하여 각 계산위치에서 직교 (또는 준 직교) 방향으로의 운동량 방정식, 속도성분간의 기하학적 관계 및 질량보존식등을 적용하며 궁극적으로 유선의 반경방향 위치들을 수렴시키므로서 계산을 종료시키는 과정으로 구성된다. 지배방정식으로는 Wu,⁽²⁾ Novak⁽³⁾ 등에 의하여 제안된 반경방향 평형방정식 및 Wennerstrom,⁽⁴⁾ Denton⁽⁵⁾ 등에 의하여 제안된 준 직교좌표 평형방정식등이 존재한다. 본 연구에서는 아래와 같은 준 직교좌표

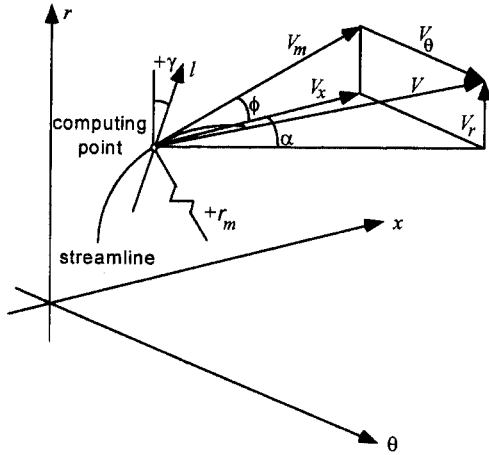


Fig. 1 Definition of coordinates, velocities and angles.

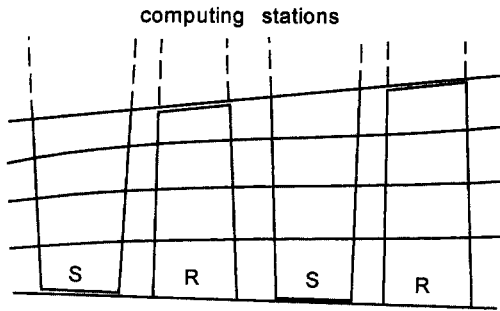


Fig. 2 Schematic view of the computing domain on the meridional plane.

평형방정식을 적용하여 자오면 속도분포를 구한다.

$$V_m \frac{dV_m}{dl} = \sin(\phi + \gamma) V_m \frac{dV_m}{dm} - \cos(\phi + \gamma) \cdot \left(\frac{V_m^2}{r_m} + \frac{dH}{dl} - t \frac{dS}{dl} - \frac{V_\theta}{r} \frac{d(rV_\theta)}{dl} \right) \quad (1)$$

기하학적 정의는 Fig. 1에 묘사되어 있다. 자오면의 개략도는 Fig. 2에 나타나 있으며, 블레이드의 입출구에 축방향 계산위치들을 둔다. 즉, l 방향은 블레이드 입출구면을 따라 정의된다. 질량보존식은 다음과 같이 정의된다.

$$\int_{hub}^{tip} 2\pi r \rho V_m \cos(\phi + \gamma) dl = m \quad (2)$$

축방향-원주방향 평면에서의 속도 삼각형의 정의는 Fig. 3에 나타나 있다.

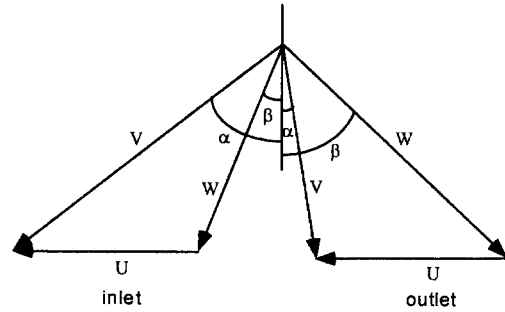


Fig. 3 Definition of velocity triangle.

2.2 압력손실 모델

압력손실로 대변되는 점성효과는 식 (1)의 엔트로피 항을 통하여 고려된다. 관통유동 해석의 정확성은 손실의 정확한 예측에 크게 좌우된다. 본 연구에서는 각 블레이드 입출구를 통과하는 유동에 대하여 실험적, 준 이론적 압력손실계수 상관식들을 사용한다. 현재까지 다수의 방법들이 제안되었으나 Ainley-Mathieson⁽⁶⁾, Traupel⁽⁷⁾ 등의 상관식들이 많이 이용된다. 특히 전자는 Dunham과 Came⁽⁸⁾ 및 Kacker와 Okapuu⁽⁹⁾ 등에 의하여 터빈 기술개발에 따라 지속적으로 보완되어 왔다. 따라서 본 연구에서는 Kacker와 Okapuu의 압력손실계수 상관식들을 사용한다. 압력손실계수는 다음과 같이 정의된다.

$$Y = \frac{P_{e, is} - P_e}{P_e - P_e} \quad (3)$$

손실은 형상손실 (profile loss), 2차유동손실 (secondary loss), 간극손실 (clearance loss), 선미두께손실 (trailing edge thickness loss) 등으로 구분된다. 각 손실계수에 대한 상관식들은 문헌들^(6,8,9)에 잘 나타나 있으므로 여기서는 자세한 형태들의 기술은 생략하기로 한다. 형상 손실계수 Y_p 와 선미두께 손실계수 Y_{tet} 는 각 유선별로 축방향-원주방향 2차원 면에서 상관식을 적용하여 구한다. 이들은 블레이드 입구 각도, 출구 유동각도 및 블레이드 기하학적 파라미터들의 함수로 주어진다.

한편 각 손실 상관식은 본래 1차원 평균반경해석을 위하여 작성된 것으로서 2차유동, 간극유동 손실은 입출구 유동각 변화, 블레이드 총중량비, 간극 크기 등의 함수로 주어지며 총체적 값들 즉, 반경방향 평균값으로 생각될 수 있다. 따라서 2차원 해석을 위해서는 2차유동, 간극유동 손실들을 블레이

드 반경방향으로 적절히 분포시켜야 한다. 익렬내 2차유동을 규명하기 위한 다수의 실험적 연구들이 현재까지 수행되어 왔으나 아직 일반적이고 만족할 만한 예측 방법들이 개발되지 못하고 있다. 본 연구에서는 Groschup⁽¹⁰⁾의 개념을 이용한 반경방향 분포를 도입한다. 먼저 2차유동과 간극유동에 의한 영향을 받는 반경방향 거리를 허브(hub)와 팁(tip)으로부터 각각 다음 Traupel 상관식을 사용하여 결정한다.

$$\Delta \bar{L} = (3 \sim 5) \frac{s}{L} \sqrt{\zeta_p} \quad (4)$$

형상 에너지 손실계수 ζ_p 와 블레이드 피치(pitch) s 는 각 구간의 중간에서의 값들이다. 에너지 손실계수는 압력손실계수로부터 쉽게 변환 가능하다. Kacker와 Okapuu의 상관식으로부터 예측되는 총 2차 손실계수 Y_s^* 는 두 구간에 똑같이 분배시킨다. 각 구간의 총체적 손실 계수는 아래와 같이 분배된다.

$$Y_H^* = 0.5 Y_s^* + Y_c^*, \quad Y_T^* = 0.5 Y_s^* \text{ if clearance exists at the hub} \quad (5)$$

$$Y_H^* = 0.5 Y_s, \quad Y_T^* = 0.5 Y_s^* + Y_c^* \text{ if clearance exists at the tip}$$

간극이 존재하는 구간에서는 최대값을 벽에 위치시키고, 간극이 존재하지 않으면 구간의 중앙에 최대값을 위치시킨다. 분포 함수로는 e^{x^2} 를 사용한다. 각 유선에서 2차유동 및 간극유동에 의한 손실 계수는 다음과 같이 구해진다.

$$Y_{sc} = B_H e^{-A_H(\bar{L} - C_H)^2} + B_T e^{-A_T(1 - \bar{L} - C_T)^2} \quad (6)$$

여기서 C 는 최대값의 존재 위치로서 위에 설명한 바와 같이 구간에서 간극이 허브에 존재하면 $C_H = 0$, $C_T = \Delta \bar{L}_T / 2$ 이며, 간극이 팁에 존재하면 $C_H = \Delta \bar{L}_H / 2$, $C_T = 0$ 이다. 계수 A 는 구간의 경계와 최대 점에서의 손실계수들의 비로서 본 계산에서는 0.01로 둔다. 계수 B 는 식 (6)의 각항의 적분이 식 (5)의 각 총체적 값과 일치하도록 하여 구한다. 이와 같이 각 손실계수 성분이 계산되면 각 유선에서의 손실계수는 다음과 같은 합으로 구해진다.

$$Y = Y_p + Y_{tet} + Y_{sc} \quad (7)$$

2.3 유동각도

블레이드의 축방향-원주방향 평면기하에 의하여 유도되는 주유동의 유출각도 β_p 는 목크기(throat), 피치, 마하수 등의 함수로 주어지는 Ainley-Mathieson⁽⁶⁾의 상관식으로서 구한다. 한편 본 연구에서는 2차유동 및 간극유동에 의한 유동각의 변화도 고려한다. 각 유선에서 국부적인 블레이드 유출 상대각도는 각 성분의 합으로 구한다.

$$\beta = \beta_p + \Delta \beta_s + \Delta \beta_c \quad (8)$$

2차유동에 의한 유동각의 변화는 Bardon 등⁽¹¹⁾의 상관식을 사용한다. 이 방법은 벽근처에서의 유동각 증가(overturning, Fig. 3 정의에서 β 의 증가 즉 유동이 흡입면쪽으로 치우침)와 2차유동 영향 구간 내부에서의 유동각 감소(underturning, Fig. 3 정의에서 β 의 감소 즉 유동이 압력면쪽으로 치우침)라는 일반적인 2차유동의 특성을 반영하는 것이다. 최대 유동각 증가는 벽에서 생기며, 최대 유동각 감소는 구간의 중앙에서 생긴다고 가정하고 그 값들은 다음의 값으로 같다고 생각한다. P 가 작은 구간의 식은 본래의 식 (식(9)의 두 번째 부분)에서 P 가 작을 때 생기는 오류(음의 $\Delta \beta_{max}$)를 방지하기 위하여 도입하였다.

$$\frac{\Delta \beta_{max}}{\epsilon} = \begin{cases} 0.8P, & P \leq 0.01 \\ 0.068 + 0.03 \log_{10} P, & P > 0.01 \end{cases} \quad (9)$$

where $P = \frac{s^3}{(s + \bar{L}/2)d^2}$

Bardon 등의 이론에 의하면 d 는 입구경계층 두께이며, $2d$ 가 2차유동에 의하여 유동각이 영향을 받는 구간의 크기이다. 본 연구에서는 $2d$ 를 식 (4)로서 예측한 2차유동 크기와 같게 두었으며, 따라서 벽으로부터 d 만큼 떨어진 지점이 구간의 중앙에 해당한다. 벽(최대 유동각 증가 지점)과 구간 중앙(최대 유동각 감소 지점) 사이 그리고 중앙과 구간의 안쪽경계($\Delta \beta_s = 1$, 즉 2차유동영향을 받지 않는 지점) 사이에서는 선형적 변화로 취급한다. Bardon 등에 의하면 유동전환(deflection)이 클 경우에 (50° 이상) 사용상의 주의를 요한다고 되어 있으나, 현재까지 적절한 상관식이 달리 존재하지 않는 상황이므로 본 연구에서는 유동전환 값에 상관없이 위 식을 사용하였다.

간극유동에 의한 블레이드 반경 방향으로의 평균적인 유동각 이탈은 Ainley-Mathieson⁽⁶⁾의 상관식

으로 구하며, 벽에서 최대값이 되도록 식(6)과 유사하게 분포시킨다.

2.4 계산절차

하나의 유선에서 자오면속도가 주어지고 식 (1)을 풀어서 증분 dV_m/dl 가 계산되면 바로 인접한 유선에서의 자오면속도가 구해진다. 모든 축방향 계산위치에 대하여 중앙 유선에서의 자오면속도의 가정에서부터 시작하여 식 (2)의 질량보존을 만족하도록 반복계산을 통하여 반경방향으로의 모든 유선에서의 자오면속도를 구한다. 이것은 안쪽 반복과정이다. 전체적인 계산은 모든 축방향 계산위치에서 유선의 반경방향 위치를 가정함으로써 시작되며, 반복계산에 의하여 모든 유선위치들이 수렴할 때까지 계산이 진행된다. 이는 바깥쪽 반복 계산이다. 블레이드가 존재하지 않는 영역에서는 손실이 없고 rV_θ 가 일정하다고 가정한다. 유선 기울기 ϕ , 곡률 r_m 과 dV_m/dm 은 축방향으로 인접하는 3점들간의 피팅으로 구하며, 특히 dV_m/dm 은 바로 이전 반복계산 단계의 값을 이용한다.

2.5 평균반경해석의 처리

지금까지의 설명은 2차원 유선곡률법에 대한 설명이었다. 한편 평균반경해석법은 유선곡률법의 특수한 경우로 생각할 수 있다. 즉, 계산은 각 축방향 계산위치에서 평균반경에서만 진행된다. 따라서 각 계산위치에서 평균반경의 유동이 그 위치에서의 유동을 대표한다고 생각한다. 즉, 각 블레이드 입출구에서 질량보존에 의한 속도 계산 (안쪽 반복 계산)만 수행되고, 바깥쪽 반복 계산은 필요 없다. 블레이드 출구 유동각은 형상효과 β_b 와 간극에 의한 $\Delta\beta_c$ 영향으로 구해진다. 2차유동이 평균유동에

미치는 효과는 고려되지 못한다. 손실계산에는 형상손실, 선미두께 손실, 2차 및 간극유동 손실들이 모두 고려된다.

3. 모델 터빈

계산의 대상은 관통유동 해석결과 분석이 용이한 자료들이 주어져 있는 4단 터빈이다.⁽¹²⁾ 이 터빈에 있어서 최종 단의 단단 성능시험 결과도 주어져 있으므로^(10,13) 이에 대한 해석도 시도된다. 허브의 직경은 270 mm로 일정하며, 케이싱은 첫단 입구 직경 389 mm, 최종 단 출구 직경 476 mm로서 원추형이다. 작동유체는 공기이다. 블레이드는 정익, 동익 각각 같은 반경에서 동일한 형태를 갖도록 설계되어 있다. 대표적인 반경위치에서 기하학적 형상은 Table 1에 나타나 있다. 4단 터빈으로 운전될 때 설계 회전수, 유량, 입구 온도, 입구 전압력은 각각 7500 rpm, 7.8 kg/s, 413 K, 260 kPa로서 설계점의 상대 유량(reduced mass flow, $m\sqrt{\theta}/\delta$)과 상대 회전수(reduced speed, $N/\sqrt{\theta}$)는 각각 3.638 kg/s, 6265 rpm이다. 로터 팁은 쉬라우드(shroud)가 없는 형태로서 간극은 0.4mm이며, 정익 허브는 라비린스(labyrinth) 밀폐형태이다. 단단 시험의 경우에는 팁 간극이 0.24 mm이다. Table 2와 Table 3에 단단 터빈 실험과 4단터빈 실험의 조건들이 나타나 있다. 단단 터빈의 경우에 S4 가, 4단 터빈의 경우에는 F1이 설계점 부근 및 설계점에서 가장 가까운 운전점이다. 단단 터빈에서는 주로 설계점보다 부하가 큰 운전점이 많고, 4단 터빈에서는 설계점보다 부하가 작은 운전점들이 대부분이다. 따라서 이 터빈의 실험은 설계점에서 많이 떨어져 있는 탈설계 운전점에 대한 성능 자료

Table 1 Blade geometric data at selected radii.

	radius	chord	axial chord	pitch	throat	inlet angle	maximum blade thickness	trailing edge thickness
stator	226.6	64.6	51.96	49.09	21.15	10.0	18.73	0.38
	183.5	57.8	46.56	39.75	15.02	10.0	16.76	0.38
	140.4	51.0	41.17	30.41	8.30	10.0	14.79	0.38
rotor	232.3	67.2	30.47	48.65	14.40	-48.9	4.75	0.52
	186.5	54.9	36.43	39.06	14.00	2.80	8.18	0.50
	140.7	46.2	42.41	29.47	12.50	54.5	12.05	0.39

Lengths are in mm and angles are in degree (all data are from reference (13), maximum blade thickness is read from figure)

Table 2 Test conditions for the single stage turbine.

case	$N/\sqrt{\theta}$ (rpm)	$m\sqrt{\theta}/\delta$ (kg/s)
S1	3341	7.313
S2	3422	5.346
S3	6397	7.246
S4	6451	6.148
S5	6279	5.024

Table 3 Test conditions for the four stage turbine.

case	$N/\sqrt{\theta}$ (rpm)	$m\sqrt{\theta}/\delta$ (kg/s)	PR_u
F1	6329	3.682	2.48
F2	6470	3.613	2.03
F3	6685	3.321	1.61
F4	6736	3.149	1.46
F5	4941	3.505	1.78
F6	5074	2.989	1.44
F7	5048	2.930	1.32

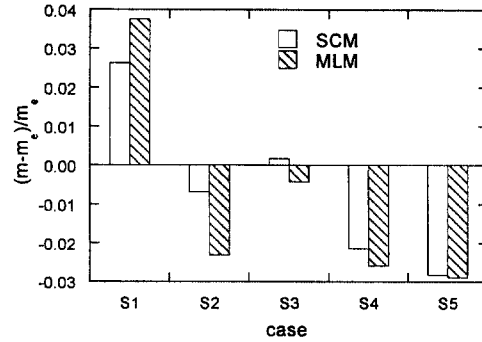
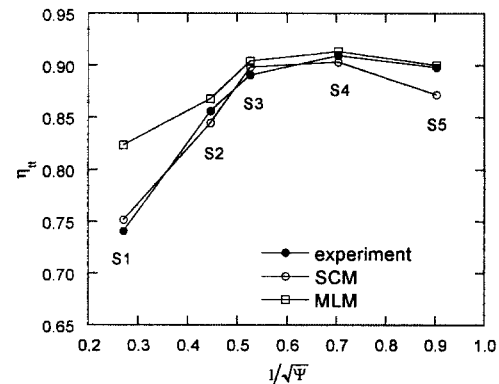
들을 제공하고 있으며, 해석의 검증에 위하여 좋은 자료가 된다.

4. 결과 및 고찰

해석결과는 먼저 단단 터빈에 대하여 살펴보고 이어서 4단터빈에 대하여 살펴도록 한다. 질량보존은 10^{-4} 을 수렴 조건으로 하였고, 유선곡률법 해석의 모든 계산결과는 15개의 유선을 사용한 결과들이며, 유선위치는 국부적 변화의 최대값이 평균유선간격(반경 전체 높이를 유선수로 나눈 값)의 5%보다 작게 수렴 시킨다. 단단 터빈의 성능결과는 아래 식 (10)으로 정의되는 등엔트로피 정압력부하계수 Ψ 를 사용한 변수 $1/\sqrt{\Psi}$ 에 대한 전압력효율 ($\eta_{t, total}$ to total efficiency)의 변화로서 주어졌다. 전압력효율은 실제 터빈 열낙차를 입구 전압력과 출구 전압력을 기준으로 계산된 이상적 열낙차로 나눈 값이다. Δh_{is} 는 정엔탈피의 등엔트로피과정 차이이며, U_m 는 로터 평균반경 속도이다.

$$\psi = \frac{\Delta h_{is}}{U_m^2} \quad (10)$$

계산시 입구 전온도, 전압력이 주어진 상태에서

**Fig. 4** Difference between predicted and measured mass flows for the single stage turbine.**Fig. 5** Comparison of calculated and measured efficiencies for the single stage turbine.

실험과 동일한 정압력부하계수를 얻도록 유량을 결정하였다. Figure 4에 각 운전점에 있어서 계산으로 구한 유량과 실험에서 측정된 유량의 차이를 나타내었다. 유선곡률법에서 실험과의 오차가 더 작음을 알 수 있다. 단단 터빈에 대해서는 유량 계측의 정확도가 언급되어 있지 않으나, 4단 터빈에서 약 2%의 측정 오차가 있음이 언급되어 있다.⁽¹²⁾ 따라서 본 계산 특히 유선곡률법의 계산은 큰 오차를 발생시키지 않는다고 볼 수 있다. 실험과 계산의 효율결과가 Fig. 5에 나타나 있다. $1/\sqrt{\Psi}$ 가 작을수록 단 부하 즉 열낙차가 크다. S5를 제외하면 유선곡률법은 매우 정확하게 효율을 예측한다. 특히 S4(설계점에 가장 근접)에 비하여 부하(Ψ)가 무려 6배 이상 큰 S1에서도 성능을 잘 예측하는 것은 고무적인 사실이다.

평균반경해석은 유선곡률해석에 비하여 항상 효율을 높게 계산한다. 특히 설계점 부근에서는 유선곡률해석법과 유사한 정확도로 효율을 예측하지만

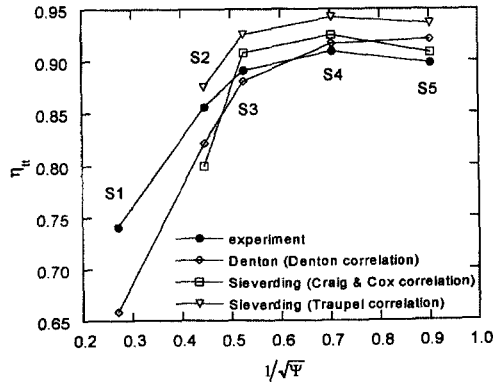


Fig. 6 Comparison of other authors' and measured efficiencies for the single stage turbine.

부하가 커지는 탈설계점에서는 효율을 과대하게 예측하는 것으로 나타난다. 탈설계 운전시에는 첫 정익을 제외한 여타 블레이드 입구의 유동이 설계점 상태에서 벗어나고 유량과 회전수 등이 심하게 변하면 유입유동이 설계점과 상당히 다른 양상을 보인다. 더욱이 반경방향으로 심한 유입유동의 불균일이 야기된다. 이 경우 입구유동각에 영향을 크게 받는 형상손실은 반경방향으로 큰 불균일성을 보일 가능성이 있다. 따라서 이 경우에 반경방향의 유동 변화를 고려하는 2차원 유선곡률해석법이 1차원 평균반경해석법에 비하여 보다 더 정확하게 압력 손실에 예측을 할 것이라는 예상이 가능하며, 본 계산 결과가 이를 입증해주고 있다. 한편 단단 터빈에 대하여는 여타 연구자들의 관통유동해석 (2차원 해석) 결과들이 문헌⁽¹³⁾에 존재하며, 본 계산결과와의 비교를 위하여 Fig. 6에 그 결과들을 보였다. 여타 연구자들은 부하가 커지는 탈설계점으로 갈수록 실험과 큰 오차를 보이는 결과를 나타내고 있으며, 계산 결과를 얻지 못한 경우도 있다. 따라서 본 해석방법의 예측 결과가 여타 예측결과에 비하여 우수함을 알 수 있다.

Fig. 7에는 운전점 S1과 S4에서 유선곡률법으로 계산된 단출구 절대유동각의 반경방향 분포가 나타나 있다. 국부적으로 차이가 있기는 하지만 평균값과 변화양상이 비교적 잘 예측되고 있다. 설계점에 가까운 S4에서는 특히 허브 근처에서 국부적 최소값의 존재를 포함한 벽 근처에서의 유동각 변화 양상이 잘 예측되고 있다. 이는 블레이드 내의 2차유동의 예측이 비교적 잘 되었음을 보여주는 것이다. S1에서도 허브 근처에서의 경향의 차이를 제외하면

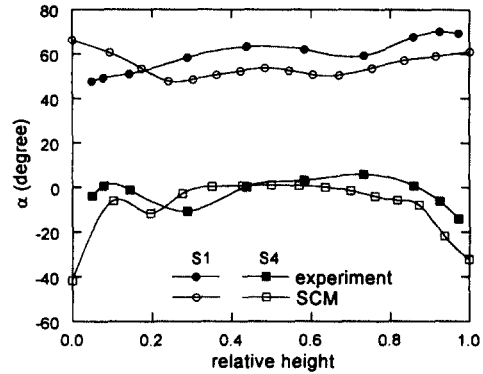


Fig. 7 Comparison of calculated and measured exit absolute flow angle for the single stage turbine.

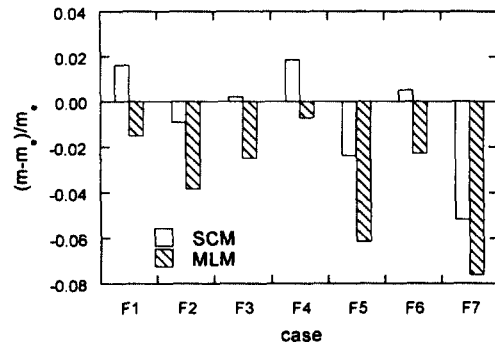


Fig. 8 Difference between predicted and measured mass flows for the four stage turbine.

정성적으로 비교적 일치하는 결과를 보인다.

4단 터빈에서는 성능 측정 결과가 유량, 전압력비 (PR_{tt}), 정압력 효율 (η_{ts} , total to static efficiency)로 주어져 있다. 정압력 효율은 실제 터빈 열낙차를 입구 전압력과 출구 정압력을 기준으로 계산된 이상적 열낙차로 나눈 값이다. 계산은 각 운전 상태에 대하여 각각 입출구 전압력비가 실험과 동일하도록 유량을 정하는 과정으로 이루어진다. Fig. 8에 계산시 정하여진 유량과 실험값과의 차이가 나타나 있다. 단단 터빈에서와 마찬가지로 유선곡률법이 측정값에 더 근접한다. 앞서 서술한 바와 같이 이 실험에서 유량의 측정 오차는 2% 정도로 보고되고 있는 점을 감안하면 유선곡률법에 의한 유량 예측은 F7을 제외하면 거의 실험오차 정도의 정확도를 보인다고 생각된다.

측정된 효율과 계산된 효율을 비교하여 Fig. 9에 나타내었다. 회전수가 비슷한 점들을 모으면 두 부

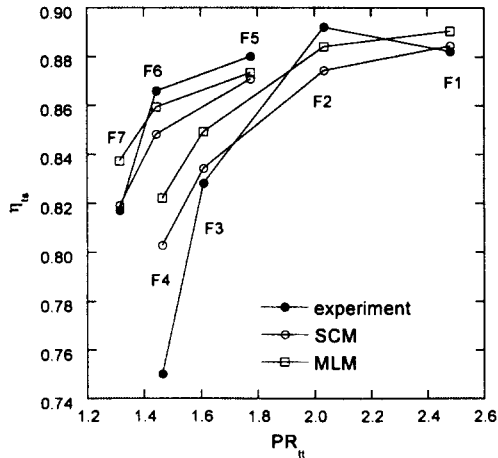


Fig. 9 Comparison of calculated and measured efficiencies for the four stage turbine.

류 (F1-F4, F5-F7)로 분류된다. 단단 터빈에서의 유사하게 평균반경해석이 항상 더 높은 효율을 보인다. 실험시 추산된 효율 오차가 0.08%로 보고되고 있으며, 본 계산에 이용된 운전점들 범위에서는 실험 오차를 감안하면 F4를 제외하고는 비교적 만족스러운 계산 결과들로 여겨진다. F1은 설계점에 매우 근접한 운전점이다. 설계점에서는 모든 블레이드 입구에서 유동 입사각(incidence)이 0에 가깝다. 한편 터빈부하(열낙차를 로터회전 속도로 나눈 수치)를 큰 순서대로 나열하면 F5, F1, F2, F6, F7, F3, F4 순이다. 즉 F5를 제외한 모든 운전점들은 F1에 비하여 모두 부하가 낮고 모든 블레이드에서 음의 입사각(negative incidence)을 갖는다. 특히 F4가 전반적으로 가장 큰 음의 입사각을 보이는 것으로 나타났고, 따라서 탈설계운전 정도가 가장 큰 것으로 간주 될 수 있다. 따라서 계산 결과 설계점에 가장 가까운 F1이 가장 좋은 효율을 나타내고, F4가 가장 낮은 효율을 보이는 것은 자연스러운 계산결과로 여겨진다. 단단 터빈에서도 설계점에 가까울수록 효율이 높은 것으로 나타난 것을 실험과 계산에서 모두 확인한 바 있다. F4에서 유선곡률법 조차 측정치와 제법 큰 차이를 보이는 원인은 쉽게 설명하기 힘들다, 상당히 큰 음의 입사각의 경우(F4의 경우에 국부적으로 입사각이 -80° 에 이르는 것으로 계산됨)에 본 연구에서 사용한 압력손실 상관식이 다소 큰 오차를 발생시킬 가능성이 있다고 잠정적으로 결론내릴 수 있다. 그러나 F3, F7 등도 설계점 유동 특성에서 상당히

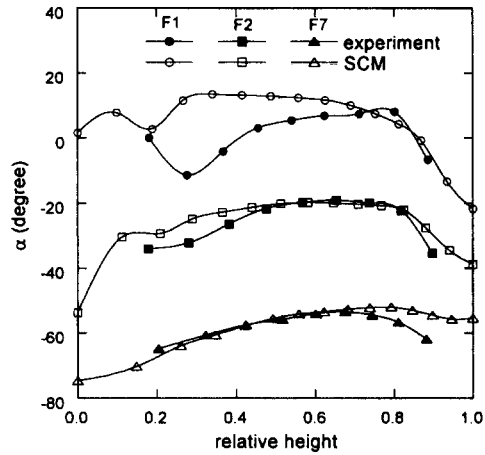


Fig. 10 Comparison of calculated and measured exit absolute flow angle for the four stage turbine.

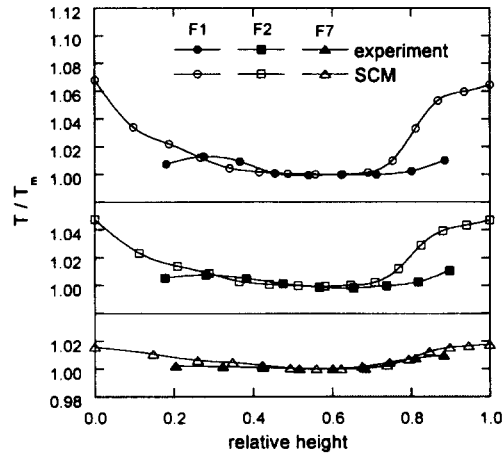


Fig. 11 Comparison of calculated and measured exit total temperature distribution for the four stage turbine.

변화된 유동 형태를 가지는 것으로 나타났음에도 만족할 만한 수준의 예측 결과를 보이고 있으므로 추후 여타 터빈들에 대한 해석을 통하여 검증하여 볼 여지가 있다.

Fig. 10에 유선곡률법으로 계산된 터빈출구 유동각을 F1, F2, F7에 대하여 실험값과 비교하여 나타냈다. 설계점에 가까운 F1에서는 역시 평균적으로 0에 가까운 출구 유동각을 보이며, 단단 터빈의 설계점 부근 운전점(Fig. 7의 S4)에서와 매우 유사한 결과를 실험과 계산이 공통적으로 보여준다. 또한 나머지 운전점들에서도 정성적으로 측정과 일치

하는 예측결과가 나타나고 있으며, 벽 근처를 제외하면 정량적으로도 잘 일치한다. 터빈출구에서 반경방향으로의 전온도의 분포를 역시 위 세가지 운전점들에 대하여 Fig. 11에 보였다. 중앙부에서 거의 균일한 값을 가지고 벽근처로 갈수록 높은 값을 갖는 측정 결과가 정성적으로 잘 예측되고 있다. 다만 벽근처로 가면서 온도 증가율을 다소 크게 예측하고 있는 것을 알 수 있는데, 이는 실제 현상에서는 제법 큰 반경방향으로의 혼합(radial mixing) 효과가 존재함을 암시하는 것으로 풀이된다.

5. 결 어

축류터빈의 관통유동해석용 계산과정이 구성되었고, 단단 터빈에 대하여 단단 터빈 운전 및 4단 터빈 운전시에 각각 다수의 운전 상태들을 대상으로 해석이 수행되었다. 해석을 통하여 계산과정을 검증함과 동시에 2차원 다유선해석법(유선곡률 해석법)과 1차원 평균반경해석법의 성능예측결과간의 차이를 분석하였다.

단단 터빈과 4단터빈에서 모두 평균반경해석법이 다유선해석법에 비하여 항상 효율을 높게 예측하였다. 단단 터빈 경우에는 설계점 근처에서는 두 방법들간의 효율 예측차이가 크지 않으면서 측정치에 근접하나, 단부하가 설계점에 비하여 상당히 큰 탈설계 상태에서는 다유선해석법이 여전히 측정치에 근접한 효율예측을 하는 것에 비하여 평균반경해석법은 효율을 상당히 높게 예측하였다. 한편 본 연구의 다유선해석은 대체로 여타 연구자들의 계산보다 측정치에 더 가깝게 효율을 예측하는 것으로 나타났다. 4단 터빈의 주어진 실험 범위에서는 단단 터빈에서 관찰되는 것과 같은 두 방법들간의 큰 효율 예측차이는 없었으나, 다유선 해석법이 대체로 측정치에 더 가깝게 (특히 탈설계정도가 클수록) 예측하였다. 다유선해석법으로 계산된 터빈 출구에서의 유동방향 및 온도분포 등이 국부적 차이는 있으나 측정치와 대체로 잘 일치하는 것을 알렸다.

이상의 결과를 통하여 동일한 유동 및 압력손실 계수 상관식들이 사용되어도 2차원 다유선해석법은 1차원 평균반경해석법에 비하여 블레이드 반경방향의 유동의 불균일성을 비교적 현실에 가깝게 모사하므로써 더 신뢰성있는 성능예측을 가능하게 하는 것으로 나타났다. 특히 본 연구의 2차원 다유선해석방법이 다양한 운전 상태에 대하여 단단 터빈의

성능을 비교적 정확하게 예측하므로, 앞으로 계속 발전 개발될 것으로 생각되는 손실 및 유동 상관식들을 채택하는 등의 보완을 통하여 성능해석 및 설계에 유용하게 이용될 수 있을 것으로 생각된다. 또한 본 연구의 계산과정에 2차유체가 분사되는 경우의 유동 모델링을 추가하면 블레이드 냉각효과를 반영하는 관통유동해석 과정의 구성이 가능할 것으로 기대된다.

후 기

저자의 독일 Aachen 공대 Institut für Dampf- und Gasturbinen 체재 연구를 지원한 서울대학교 터보·동력기계연구센터 및 한국과학재단 관계자에게 감사드린다. 아울러 본 연구에 도움을 준 동 연구소의 D. Bohn 교수에게도 감사드린다.

참고문헌

- (1) Came, P. M., 1995, "Streamline Curvature Throughflow Analysis of Axial-Flow Turbines," *VDI Berichte*, No. 1185, pp. 291~307.
- (2) Wu, C. H., 1952, "A General Theory of Three-dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-, Radial-, and Mixed-Flow Types," NACA TN 2604.
- (3) Novak, R. A., 1967, "Stream Curvature Computing Procedures for Fluid-Flow Problems," *ASME J. of Eng. for Power*, Vol. 89, pp. 478~490.
- (4) Wennerstrom, A. J., 1974, "On the Treatment of Body Forces in the Radial Equilibrium Equation of Turbomachinery," *Traupel-Festschrift*, Juris-Verlag, Zürich, pp. 351~367.
- (5) Denton, J. D., 1978, "Throughflow Calculations for Transonic Axial Flow Turbines," *ASME J. of Eng. for Power*, Vol. 100, pp. 212~218.
- (6) Ainley, D. G. and Mathieson, G. C. R., 1951, "A Method for Performance Estimation for Axial-Flow Turbines," *British ARC R&M 2974*.
- (7) Traupel, W., 1988, *Thermische Turbomaschinen*, Springer-Verlag, Berlin, Vol. 1.
- (8) Dunham, J. and Came, P. M., 1970, "Improvement to the Ainley-Mathieson Method of Tur-

- bine Performance Prediction," *ASME J. of Eng. for Power*, Vol. 92, pp. 252~256.
- (9) Kacker, S. C. and Okapuu, U., 1982, "A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency," *ASME J. of Eng. for Power*, Vol. 104, pp. 111~119.
- (10) Groschup, G., 1977, *Strömungstechnische Untersuchung einer Turbinenstufe im Vergleich zum Verhalten der ebenen Gitter ihrer Beschauung*, Dissertation, University of Hannover, Germany.
- (11) Bardon, M. F., Moffatt, W. C. and Randall, J. L., 1975, "Secondary Flow Effects on Gas Exit Angles in Rectilinear Cascades," *ASME J. of Eng. for Power*, Vol. 97, pp. 93~100.
- (12) AGARD, 1990, *Test Cases for Computation of Internal Flows in Aero Engine Components*, AGARD Advisory Report No. 275, VIII. 4 Test Case E/TU-4, 4-Stage Low Speed Turbine.
- (13) AGARD, 1981, *Throughflow Calculations in Axial Turbomachines, Part 1-Axial Turbine Performance Prediction*, AGARD Advisory Report No. 175.