

부분분사에 의하여 작동하는 축류형터빈의 성능예측에 관한 연구

조종현* · 조수용** · 김수용*** · 최상규****

Performance Prediction on a Partially Admitted Single-Stage Axial-Type Turbine

Chong-Hyun Cho* · Soo-Yong Cho** · Soo-Yong Kim*** · Sang-Kyu Choi****

ABSTRACT

A performance prediction model is developed for partially admitted axial-type turbines. Losses generated within the turbine are classified to the windage loss, expansion loss and mixing loss. The developed loss model is compared with an experimental result. The results predicted with the developed model agree well with the experimental results than those predicted with several other models because this model considers three different kinds of losses. Moreover, this model predicts well the performance even the partial admission is changed. So, this model could be applied to predict the performance of partially admitted axial turbine and it has a high accurate performance.

초 록

축류형 터빈이 부분분사에 의하여 작동하는 경우에 성능을 예측하는 모델을 개발하였다. 부분분사에 의하여 작동하는 터빈에서 발생되어지는 손실을 windage 손실, 확산손실, 혼합손실로 분류하여 각각의 모델을 적용하여 효율을 예측하였으며 실험의 결과와 비교하였다. 타 모델과는 달리 세가지의 손실은 모두 고려한 본 연구의 결과가 실험결과와 잘 일치하고 있음을 보였으며 부분분사량을 변경한 경우에도 실험결과와 일치된 결과를 보였다. 본 연구의 예측모델은 부분분사 터빈의 성능을 예측하는데 적용되어질 뿐만 아니라 높은 예측정확도를 보였다.

Key Words: Partial Admission(부분분사), Axial-type Turbine(축류형터빈), Loss Model(손실모델), Performance Prediction(성능예측)

† 2005년 6월 7일 접수 ~ 2005년 8월 4일 심사완료

* 학생회원, 경상대학교 항공우주공학과

** 중신회원, 경상대학교 기계항공공학부(ReCAPT)

*** 중신회원, 한국기계연구원 열유체연구부

**** 정회원, 한국기계연구원 장비개발실
연락처, E-mail: sycho@gsnu.ac.kr

1. 서 론

터빈에서의 부분분사는 작동조건에 따라서 전 분사보다도 유리한 경우가 있다. 즉, 높은 토오

크를 얻기 위하여서는 터빈의 평균반경이 커져야 하는데 작동 질유량이 적은 경우에는 익형의 높이를 줄이지 않고 부분분사를 하는 것이 익형의 높이를 줄여서 전분사를 하는 경우보다도 손실이 적어지는 장점이 있다. 또한 높은 압력에서 작동하는 터빈에서 감소된 출력을 얻고자 하는 경우에 팽창비를 조절하는 것보다도 분사면적으로 조절하는 것이 효과적이다. 특히 터빈의 평균반경이 100mm 이하인 소형터빈에서 적은 질유량으로 작동하는 경우에는 토오크의 감소를 최소화하기 위하여서는 부분분사가 유리하다.

부분분사에 대한 실험적 연구로는 Robert et al.[1]이 가스터빈에서 노즐의 분사면적을 120°와 180°로 조절하면서 분사량에 따른 출력의 변화를 실험적으로 연구하였으며 출력은 분사면적이 180°보다 적어지게 되면 급격히 감소함을 보였다. Bohn et al.[2]은 다단터빈에서 제어단과 cross-over channel에서 부분분사량을 60%, 50%, 40%로 조절하면서 유동현상, 속도분포, 유동각 및 압력을 측정하였으며 원주방향으로의 물리량 변화에 차이가 발생함을 보여주었다. Boulbin et al.[3]은 분사노즐을 회전하고 동익을 정지하여 부분분사의 효과를 얻었으며 익형은 부분분사가 시작되어지는 지점에서 피치방향의 힘은 줄어들었다가 이 영역을 지나면서 힘은 급격하게 증가함을 보였다. 하지만 부분분사의 영역에서는 일정한 힘을 유지하다가 부분분사가 끝나가는 지점에서 다시 최고치의 힘이 발생되어짐을 보였다.

He[4]는 2차원 운동방정식을 이용하여 부분분사에 따른 비정상상태를 보여주었으며 부분분사에 따른 원주방향의 비균일한 유동은 효율에 크게 영향을 미치고 있음을 보여주었다. 하지만 다단인 경우에는 비균일한 유동이 유동의 확산에 의하여 급격히 소멸되어감에 따라 첫번째단 이후에는 부분분사의 방법에 따라 효율의 차이가 없게 됨을 보여주었다. Bohn et al.[5]은 다단터빈에서 제어단을 지나서 cross-over channel에서 형상의 변화에 따른 효율의 변화를 얻었는데 전분사의 경우에는 형상에 따른 효율의 차이가 크

게 나타나지만 부분분사의 경우에는 형상에 의한 영향보다도 부분분사량의 변화가 효율에 많은 영향을 미치고 있음을 보여주었다. Skopek et al.[6]은 부분분사량을 조절하면서 축방향의 거리, 속도비, 부분분사의 위치 등에 대하여 실험을 수행하였으며 노즐과 동익간의 간격이 줄어들수록 효율은 증대하며 부분분사량이 감소할수록 효율과 속도비의 최적값이 감소하게 됨을 보였다. 이상의 결과들로부터 부분분사에서 작동하는 터빈의 효율은 부분분사량에 따라 상당히 좌우됨을 알 수 있다.

부분분사에 따른 성능예측에 관한 연구는 Doyle[7]은 Suter and Traupel[8]의 모델과 Stenning[9]의 모델을 비교하면서 향상된 모델을 제시하였다. Balje and Binsley[10]은 전분사 모델의 연구로부터 부분분사에는 추가적인 filling and emptying 손실, scavenge 손실, 익형평평손실 등이 있음을 보여주었다. Verneau[11]은 부분분사에 의하여 작동하는 소형터빈에서의 성능에 관한 실험을 수행하고 효율 예측은 Suter and Traupel[8]의 모델과 Stenning[9]의 모델을 조합하여 수행하였다. 하지만 이들 예측모델들은 속도비가 증가하게 되면 성능예측에 대한 오차가 증가하게 되어 부정확한 결과를 나타내었으므로 보다 정확한 성능예측에 대한 모델이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 이들 모델에 대한 비교와 보다 정확히 예측하는 성능예측 모델에 관한 연구를 수행하였다.

2. 예측모델

터빈이 전분사에서 작동하는 경우에 발생하는 기본적인 손실로써는 형상손실, 2차유동손실, 틈간극손실 등이 존재한다. 하지만 터빈이 부분분사에서 작동하는 경우에는 앞서 언급된 손실과는 다른 손실들이 발생되어지는데 즉, 터빈이 작동유체가 분사되어지는 않는 정체영역에서 회전하게 되어 발생되어지는 손실, 부분분사로 인한 유동의 확산에 따른 손실, 정체역역에 있던 작동

유체와 혼합에 따른 손실 등이 발생된다. 이러한 추가적인 손실들은 기존의 손실에 추가되어지만 부분분사의 범위가 적은 경우에는 로터의 익형이 분사되어지는 영역내에서 회전주기의 짧은 시간만 존재하게 되므로 기존의 손실은 부분분사의 손실에 포함되어질 수 있다.

21 Windage 손실

부분분사에서 작동하는 로터는 작동유체가 분사되어지지 않는 정체영역에서 회전의 대부분을 차지하므로 손실이 발생된다. 즉 동익의 회전력은 정체되어있는 작동유체에 힘을 가하는 펌프와 같은 역할을 하게 되어 동력의 손실이 초래된다. 이와 같은 펌핑손실은 scavenging 손실이라고도 하며 작동유체의 밀도(ρ), 로터의 평균직경(D_m), 원주속도(U), 하우징과의 간극, 익형의 높이(H) 및 하우징이나 동익의 형상 등이 주요한 변수가 된다. 따라서 펌핑손실은 정체영역($\pi D_m(1-\epsilon)H$)에 있는 작동유체의 질유량으로 전달되어지는 원주방향의 비출력으로 이루어지므로 이 손실은 $\rho\pi D_m(1-\epsilon)HU^3$ 에 비례한다. ϵ 는 부분분사량을 의미하며 분사면적과 동익의 회전 전면적과의 비로 정의한다.

회전하는 로터의 경우에 디스크에서 마찰손실이 발생되어지는데 이 손실은 전분사나 부분분사의 경우와는 무관하게 발생되어진다. 디스크 손실도 펌핑손실과 같이 동일한 차원을 가지므로 이 두 손실을 windage 손실로 통칭하여 같은 식으로 나타낼 수 있다. 따라서 windage 손실을 Eq. 1과 같이 나타내었다.

$$P_{wpa} = [C_1(\pi D_m H) \frac{\rho U^3}{2}](1-\epsilon) \quad (1)$$

Frolov and Ignatevskii[12]는 소형터빈에서의 부분분사 실험을 통하여 windage 손실의 기본형태에 맞는 계수에 관한 연구를 수행하였으며 Eq. 1에서의 계수 C_1 은 Order(0.1)의 범위를 보였다. 하지만 Verneau[11]가 제안한 식이 익형의

높이와 터빈의 크기를 고려하므로 본 논문에서 이를 채택하여 적용한다.

$$C_1 = 0.04 + 0.52 \frac{H}{D_m} \quad (2)$$

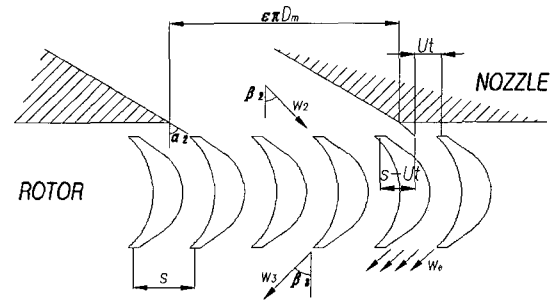


Fig. 1 Expansion Loss Arises When the Rotor Enters the Stagnation Region

22 확산손실

부분분사이기 때문에 발생되어지는 확산(expansion)손실은 노즐에서 분사되어진 작동유체가 로터의 영역에서 확산되어져 모멘텀의 손실이 발생되기 때문이다. Fig. 1에서 보여주는 것처럼 로터의 익형이 부분분사 영역을 벗어나게 되면 분사된 작동유체는 로터의 피치범위에서 확산되어진다. 특히 로터가 정체영역으로 들어가게 되면 유동의 방향과 회전방향이 일치되어지므로 작동유체는 로터의 피치영역에서 유동의 확산이 발생된다.

노즐에서 작동유체가 분사되어지면 작동유체는 분사방향으로 주흐름을 유지하면서 반경방향으로의 확산은 자연스럽게 발생되지만 노즐에서의 분사속도에 비하여 로터의 코드 길이가 상당히 작으므로 반경방향으로의 확산이 무시될 수 있다. 예를 들어 원형노즐에서 분사되어진 유동은 분사중심에서 주유속은 축방향의 거리에 반비례하면서 확산[13]되어지지만 로터의 코드가 분사속도에 비하여 상당히 적으므로 반경방향으로의 확산은 아주 미약하다. 하지만 분사방향에 따른 회전방향의 확산은 로터가 정체영역으로 들어가

는 경우에 유동의 방향에 의하여 로터의 피치범위에서 확산되어지게 되고 반면에 정체영역에서 분사영역으로 들어오는 경우에는 반경방향으로의 확산을 무시하면 유동은 로터의 형상을 따라서 주유동의 흐름을 유지한다.

Figure 1과 같이 부분분사에 의하여 유동의 확산이 발생되어지는 경우에 로터출구에서의 모멘텀(M_3)을 구하면 Eq. 3과 같이 된다.

$$M_3 = \rho_3 w_3 \cos \beta_3 w_3 (\epsilon \pi D_m - s + Ut)H + \rho_3 w_e \cos \beta_3 w_e sH \quad (3)$$

반동도가 영인 터빈의 경우와 확산영역에서의 연속방정식을 적용하면 출구에서의 속도는 입구에서의 속도로 나타낼 수 있다.

$$w_2 = w_3 \quad (4)$$

$$w_e = \frac{s - Ut}{s} w_2 \quad (5)$$

로터출구에서의 모멘텀은 Eq. 3-5에 의하여 다음과 같이 표현된다.

$$M_3 = \rho_2 w_2 \cos \beta_2 [w_2 (\epsilon \pi D_m - s + Ut) + w_2 \frac{(s - Ut)^2}{s}] H \quad (6)$$

로터가 피치를 회전하는 주기시간(s/U)에 대하여 출구에서의 모멘텀 Eq. 6을 적분 평균하면 출구에서의 평균모멘텀(\bar{M}_3)은 다음과 같다.

$$\bar{M}_3 = \rho_2 w_2^2 \cos \beta_2 \epsilon \pi D_m H \left(1 - \frac{s}{6\epsilon \pi D_m}\right) \quad (7)$$

Equation 7의 괄호안의 값은 확산에 따른 입구에서의 모멘텀에 대한 감소분을 나타낸다. 반동도가 영인 터빈에서의 효율은 분사속도비를 사용하여 나타낼 수 있다[14].

$$\eta_{t-t} = 2 \frac{U}{C_j} \left(K_N \sin \alpha_2 - \frac{U}{C_j} \right) (1 + K_R) \quad (8)$$

K_N 과 K_R 은 노즐과 로터에서의 속도비를 나타내며 C_j 는 이상적인 분사속도를 의미한다. 따라서 Eq. 7의 출구 모멘텀의 식으로 부터 출구에서의 평균속도는 $s/(6\epsilon \pi D_m)$ 만큼 줄어들었으므로 이를 Eq. 8의 효율식에 고려하면 확산에 따른 손실효율은 다음과 같이 된다.

$$\eta_{exp} = \frac{K_R}{1 + K_R} \left(\frac{s}{6\epsilon \pi D_m} \right) \eta_{t-t} \quad (9)$$

2.3 혼합손실

혼합손실은 정체영역으로부터 분사영역으로 로터가 회전하게 되면서 로터의 익형 내에 있는 정체된 작동유체를 밀어내고 정상상태까지 도달하는데까지 소모되는 손실이 된다. 노즐에서 분사되는 작동유체에 의하여 정체된 작동유체를 밀어내는 시간(t_s)는 다음과 같다.

$$t_s = \frac{c_x}{C_j \cos \alpha_2} \quad (10)$$

c_x 는 축방향 코드길이이며 t_s 의 시간동안 분사되는 작동유체의 질유량은 $\rho C_j A_s \cos \alpha_2$ 이 된다. 면적(A_s)는 회전속도를 고려하여 UHt_s 로 표현된다. 따라서 혼합손실은 로터의 회전에 의하여 정체영역에서 가져온 질유량과 회전에 의하여 전달되는 비출력 ($U^2/2$) 과의 곱으로부터 나타낼 수 있다.

$$P_{mix} = C_m \rho c_x H \frac{U^3}{2} \quad (11)$$

C_m 는 stanning에 의하여 제안한 1.4를 적용한다. 이상의 수식으로부터 이들을 효율의 형태로 나타내기 위하여서는 총출력을 기준으로 효율에 미치는 영향을 Eq. 12와 같이 고려한다.

$$\eta_{aero} = \eta_{t-t} - \frac{P_{losses}}{m \Delta h_{is}} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \eta_{aero} = \eta_{t-t} - C_1 \frac{(1-\epsilon)}{\epsilon K_N \cos \alpha_2} \left(\frac{U}{C_j}\right)^3 \\ - \frac{K_R}{1+K_R} \left(\frac{s}{6\epsilon\pi D_m}\right) \eta_{t-t} \\ - \frac{C_m}{\pi} \left(\frac{c_x}{D_m}\right) \frac{1}{\epsilon K_N \cos \alpha_2} \left(\frac{U}{C_j}\right)^3 \end{aligned} \quad (13)$$

3. 결과 및 토의

부분분사 되어지는 축류형터빈의 성능예측에 대하여 유도되어진 Eq. 13의 평가를 Verneau[11]에 의하여 수행된 실험의 결과와 비교하여 본다. 실험에 사용된 소형축류형 터빈은 단단으로 노즐에서의 분사각도는 74°를 이루고 있으며 Table 1은 정익과 동익의 형상변수를 나타내고 있다.

Table 1. Basic Configuration Parameters of the Stator and Rotor

Parameters	Stator	Rotor
Blade height (h: mm)	3.37	3.5
Axial chord (c _x : mm)	-	12.5
Pitch (s)	-	7.3
Number of blade (N)	9	72
Mean dia. (D _m : mm)	96.16	96.16
Aspect ratio (h/c _x)	-	0.28
Solidity (s/c _x)	-	0.58

실험에서 부분분사의 조절은 정익 익형 사이의 공간을 막음으로써 부분분사량을 조절하였으며 Fig. 2는 부분분사량(ε)이 36.9%인 경우의 실험결과와 비교한 것이다. 실험에서 얻어진 효율 점의 위치들이 약간의 산포를 보이지만 다른 예측의 결과보다도 본 연구에서의 예측모델이 실

험결과와 상당히 잘 일치되고 있음을 보여주고 있다.

Stenning[9]의 예측모델에서는 windage 손실을 고려하지 않고 확산과 혼합손실만을 고려하므로 말미암아 예측 효율값이 가장 높은 특징을 보여주고 있다. 확산손실에서 로터가 정체영역에서 분사영역으로 들어오는 경우에도 분사되어지는 작동유체의 확산이 형성되는 것으로 모델화하였다. 반면에 Suter and Traupel[8]은 확산손실을 고려하지 않고 windage 손실과 혼합손실만을 고려하였으므로 예측한 효율값이 잘 일치하지 못하는 경향을 보여주고 있다. 특히 이들의 혼합모델은 로터가 정체영역에서 분사영역으로 들어오는 경우에 작동유체의 교체시간(t_s)과 회전속도(U)와 곱으로 얻어지는 질유량은 부분분사되어지는 총질유량의 일부분이 분사되어지는 에너지의 손실의 일부분으로 가정하여 Eq. 14와 같이 모델화 하였다.

$$P_{mix} = C_x \frac{C_j c_x}{D_m} \frac{mU}{\epsilon} \quad (14)$$

C_x 는 0.15가 적용되었으며 본 모델에서 Doyle [7]는 분사되어지는 에너지($\dot{m}C_j^2/2$)가 효율에 종속되므로 이를 보완하여 다음과 같이 나타내었다.

$$P_{mix} = C_x \eta_{t-t} \frac{C_j c_x}{D_m} \frac{mU}{\epsilon} \quad (15)$$

기본적으로 혼합손실의 개념은 Stenning[9]의 개념과 동일하고 Doyle[7]에 의하여 수정된 모델은 Suter and Traupel[8]의 예측보다는 높은 값을 예측하게 된다. 이를 Fig. 2에서 보여주고 있지만 두 예측 모델의 경우도 속도비가 증가하게 되는 경우에 실험결과를 충분히 예측하지 못하고 있음을 알 수 있다.

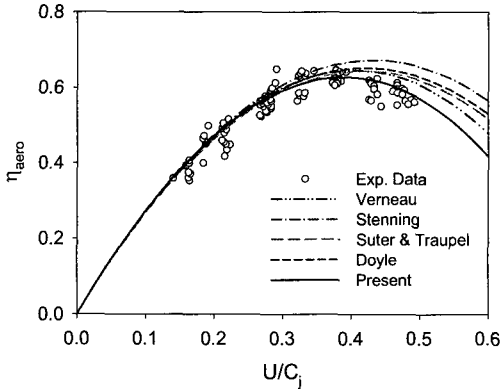


Fig. 2. Comparison of Aerodynamics Efficiencies Predicted by Models with Partial Admission 0.396

Verneau[11]는 windage 손실과 혼합손실만을 고려하여 터빈의 성능을 예측하였으므로 앞서 언급된 모델들과 마찬가지로 실험의 결과와의 차이를 속도비가 증가하는 부분에서 보여주고 있다. 본 연구에서 예측모델은 windage 손실, 확산손실, 혼합손실 모두를 고려하여 예측한 것으로 실험결과와 잘 일치하며 속도비가 커지는 경우에도 실험 결과를 잘 예측하고 있음을 보여주고 있다.

공력에 의한 손실 외에도 베어링에 의한 손실, 실에 의한 손실과 같이 기계적인 부품들에 의한 기계적인 손실이 발생되어지고 측정을 위한 다이내모미터에서의 손실도 있다. 이러한 것들은 종류에 따라 달라지므로 전체를 측정에 의하여 모델화 하는 것이 가장 정확하다. Verneau[11]는 측정에 의하여 이들 기계적 손실모두를 하나의 식으로 나타내었다.

$$\eta_{net} = \eta_{aero} - 7.38 \cdot 10^{-8} \frac{N^{4/3}}{\epsilon} \quad (16)$$

Equation 16에서 N 은 속도비에 따른 회전수의 변화를 나타내며 다음과 같다.

$$N = 46667 \left(\frac{U}{C_t} \right) \quad (17)$$

부분분사량이 줄어든 경우와의 비교를 위하여 Eq. 16 이 적용될 경우 다른 모델의 경우도 기계적인 손실은 동일하게 적용되어 질 수 있다. Fig. 3은 부분분사량이 30.8% 인 경우에 실험결과와 비교된 전효율의 선도를 보여주고 있다. 실험의 결과는 대표선도로 나타나 있으며 앞서의 결과와 마찬가지로 속도비가 증가하는 경우에 본 연구의 모델이 잘 일치되고 있음을 보여주고 있다.

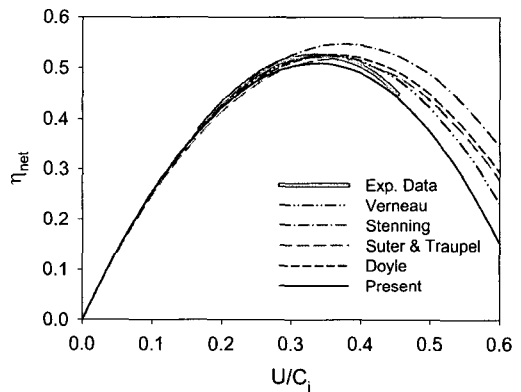


Fig. 3 Comparison of Net Efficiencies Predicted by Models with Partial Admission 0.308

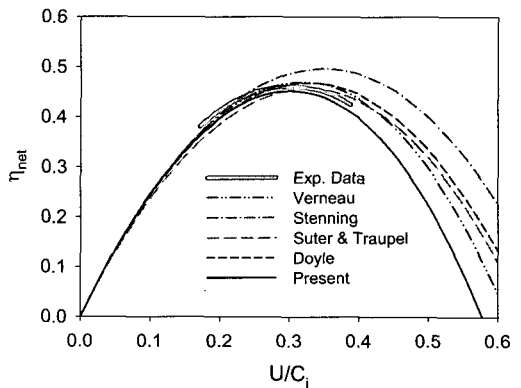


Fig. 4 Comparison of Net Efficiencies Predicted by Models with Partial Admission 0.22

Figure 4는 부분분사량이 22%인 경우에 효율 예측 결과와 실험의 결과를 나타내고 있으며 본 연구에서의 예측결과가 실험의 결과를 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 따라서 부분분사량이 줄어드는 경우에도 본 연구에서의 예측모델은 적용 가능하다는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

축류형 터빈이 부분분사에 의하여 작동하는 경우에 성능을 예측하는 모델을 개발하였다. 부분분사에 의하여 작동하는 터빈에서 발생되어지는 손실을 windage 손실, 확산손실, 혼합손실로 분류하여 각각의 모델을 적용하였으며 특히 확산손실의 경우는 로터가 회전하여 정체영역으로 들어가는 경우에 분사방향으로 인하여 동익의 익형사이에서 확산되어지는 영역이 피치영역안에서 발생되므로 이를 고려하여야 하지만 입구로 들어오는 경우에는 분사속도에 비하여 로터의 축방향 코드가 적으므로 반경방향으로의 확산은 무시하여도 되었다. 타 모델과는 달리 세가지의 손실을 모두 고려한 본 연구의 결과가 실험결과와 잘 일치하고 있음을 보였으며 부분분사량을 달리한 경우에도 실험결과와 일치된 결과를 보임으로써 본 연구의 결과는 부분분사 터빈의 성능을 예측하는데 적용되어질 뿐만 아니라 높은 예측정확도를 보여 주었다.

후 기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업 [RTI 04-01-03]의 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Robert C. Kohl, Howard Z. Herzig and Warren J. Whitney, "Effects of Partial Admission on Performance of A Gas Turbine," 1949, NACA Technical Note No.1807
2. Bohn, D., Drexler, Chr. and Emunds, R., "Experimental and Theoretical Investigations into the Nonuniform Flow of a Partial Admission Turbine with a Multistage Blading," VGB Kraftwerkstechnik 73, No.8, 1993, pp.610-608
3. Boulbin, F., Hetet, J. F. and Chesse, P., "Nonsteady Flow in the Partial Admission," VDI Berichte NR, 1109, 1994, pp.395-401
4. He, L., "Computation of Unsteady Flow Through Steam Turbine Blade Row at Partial Admission," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 211 Part A, 1997, pp.197-205
5. Bohn, D., Gier, J. and Ziemann, M., "Influence of the Cross-Over Channel Geometry on the Flow Equalization in Partial-Admission Turbines," VGB Power Tech 2, 1998, pp.49-54
6. Skopek, J., Vomela, L., Tajc, L. and Polansky, J., "Partial Steam Admission in an Axial Turbine Stage," IMechE 1999 C557/077/99, 1999, pp.681-691
7. Doyle, M. D. C., "Theories for Predicting Partial-Admission Losses in Turbines," J. of the Aerospace Sciences, 1962, pp.489-490
8. Suter P. and Traupel, W., "Untersuchungen uber den ventilationsverlust von Turbinenradern," Mitteilungen aus dem Inst. fur thermische Turbomaschinen, No.4, 1960
9. Stenning, A. H., "Design of Turbines for High energy fuel low power output applications," MIT Dynamic Analysis and Control Lab., Rep. No. 79, 1953
10. Balje, O. E. and Binsley, R. L., "Axial Turbine Performance Evaluation Part A -

- Loss Geometry Relationships," J. of Eng. for Power, 1968, pp.341-348
11. Verneau, A., "Supersonic Turbines for Organic Fluid Rankine Cycles from 3kW to 1300kW," VKI Lecture Series 1987-09, 1987
 12. Frolov, V. V. and Ignatevskii, E. A., "Calculating the Windage Losses in a Turbine Stage," Teploenergetika, Vol.19, No.11, 1972, pp.33-37
 - 13 Schlichting, H., "Boundary-Layer Theory," McGraw-Hill Inc., 1979, pp.230-233
 - 14 Horlock, J. H., "Axial Flow Turbine," Robert E. Krieger Publishing Co., 1973, pp.124-126