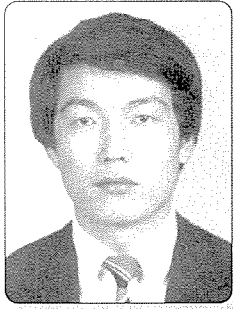


蒸氣터빈에서 패킹 씬이 터빈 성능에 미치는 영향에 대한 比較 研究

A Comparative Study for the Effect on the Performance by the Packing Seal in Steam Turbine



한전전력연구원 발전연구실
부장 김경철
T : (042)865-5331

I. 서론

우리나라에서 발전용 증기터빈이 사용되기 시작된 것은 1910년 서울 마포발전소에 용량 50kW가 설치되어 전차의 전력으로 사용된 것이 처음이다.¹⁾

그 후 1935년 당인리에 12,500kW급이, 1937년 영월에 25,000kW급이 설치되면서 증기터빈의 근대화기류어졌다. 1960년대 이후 경제개발로 인한 전력수요의 급성장과 산업기술의 발전에 따라 발전소 건설이 증가되었다. 또한 증기터빈도 출력이나 성능면에서 현대적 설비로써 면모를 갖추게 되었으며, 출력면에서는 1960년대의 3만kW의 Single Cylinder에서 50만kW급 등으로 커지면서 구조상으로도 고압, 중압, 제 1,2,3 저압터빈 등 대규모로 성장하였으며 성능면에서도 45~45%까지 효율 상승이 이루어졌다.

기동방식도 수동방식에서 완전자동화를 이루었고 재생, 재열 사이클의 채택으로 효율도 30%대에서 45%대까지 향상되었다. 또한 국내 발전소의 설비용량은 약 4,200만kW에 이르고 있으며, 이 중에서 화력발전소가 차지하는 비중은 약 60%인 2,500만kW 정도로서 향후 전력소비 증가에 따른 발전설비의 증가는 계속될 것으로 전망되고 있다.²⁾

특히 터빈의 고효율화에 대한 연구는 다양한 사이클

및 설비개선에 대한 적용 등 전력회사를 중심으로 활발히 진행되고 있으나 고효율 터빈의 개발 노력은 기술적인 한계가 있다. 이번 연구는 주로 운용중인 터빈이 기동시 브레이드와 케이싱 사이의 열팽창 상이나 장시간 운전시에 발생될 수 있는 러빙(Rubbing)에 의한 진동과 마멸로 인하여 N2 패킹이 마모시에 구동부인 로터와 패킹 씬의 간극이 넓어짐으로써 증기누설로 인하여 열효율 저하요인이 될 수 있기 때문에 이에 대한 영향을 파악하였다. 따라서 고압터빈과 중압터빈 사이에 위치한 N2 패킹에서의 일반적인 패킹 씬(A 타입 씬)과 새로운 패킹 씬(B 타입 씬)의 특성을 고찰하여 터빈 내부에서 누설되는 증기량에 따른 내부효율, 열소비율, 손실전력 등을 비교 분석하였다. 이는 동일 케이싱의 대형류 터빈 내부에서 누설 또는 우회되는 증기를 차단하고 단락 효율을 향상시켜 열효율 향상이 기대되는 본 연구는 고압터빈과 중압터빈 사이에서 발생하는 증기누설에 대하여 열역학적인 실험방법으로 제 현상을 고찰하여 터빈에서 증기의 내부손실이 터빈성능에 어떠한 영향을 미치는가에 대한 비교 연구를 하고자 한다.

II. 증기터빈 패킹 씬

터빈의 로터와 케이싱 사이, 각 단 사이의 압력차, 터

미 피스톤(Dummy Piston) 또는 밸런스 피스톤(Balance Piston)에서의 압력차에 의해 증기가 누설되거나 공기가 누입되는 것을 방지하기 위하여 씰장치가 필요하다.

일반적인 Labyrinth 패키징은 황동 혹은 특수 청동제의 예리한 끝을 갖는 다수의 핀을 배열하여, 증기누설의 통로에 협소부 및 확대부를 순차적으로 만든 것이며, 핀의 선단은 축에 닿지 않도록 하기 위하여 협소부는 축 직경의 1000분의 1정도(0.2~0.5 mm)의 틈새를 갖도록 되어 있다. 증기가 협소부를 지나면 열역학에서의 Joule-Thomson의 실험과 마찬가지로, 속도 에너지는 열에너지가 되어 엔탈피가 일정한 변화를 하므로 증기의 비체적은 팽창하여 다음단의 유량을 감소시킨다. 각 단의 누설량은 압력차를 줄임으로써 적게할 수 있으므로 다수의 핀을 사용하여 압력차를 분담시키도록 한다. 이 결과 큰 압력차가 있는데도 불구하고 증기의 누설은 적아지는 원리를 이용한 것이다.

N단의 Labyrinth 패키징에서는 유량은 근사적으로 $1/\sqrt{N}$ 이 된다. 핀의 선단은 예리하며, 차축의 회전부분에 접촉하는 일이 있어도 곧 마모되도록 되어있다.³⁻³⁾

증기터빈의 효율이 감소되는 이유는 주로 터빈 증기 유로에 화학물질의 퇴적, 노즐과 브레이드 표면 침식 등 기계적 손상이 발생할 경우와 다이어프램의 브레이드 팁 씰, 그리고 입구 증기관 사이로 증기 누설 등이다.

1. A 타입 씰

그림 1은 A 타입 씰의 단면도이며, 패키징씰의 뒤쪽에 위치한 편평한 스프링은 분절을 후크 피트(Hook Fit)에 고정하여 패키징 분절과 로터사이의 간극을 유지해 주고 있다.

증기압의 패키징 씰을 축중심을 향하여 반경방향으로 고정시켜주는 힘은 스프링의 힘과 패키징 씰의 뒤쪽 면적으로 누설하는 증기의 힘이 합쳐진 힘이다. 증기 유량이 증가하면 스프링이 패키징 분절을 축으로부터 이동시킬 수 있는 힘은 훨씬 감소된다. 또 유량이 더욱 증가하면 증기압과 패키징 씰에서 접촉면과 홀터사이에 존재하는 마찰계수 때문에 패키징 씰 분절의 반경방향 이동이 일어나지 않게된다. 축의 패키징 씰은 기본적으로 고정되어 팁 씰과 동일한 양만큼 마멸이 일어나게 된다. 하지만 일반적으로 브레이드에서 증기누설을 방지하기 위한 팁(Tip)씰은 축 패키징 씰보다 50%나 더 마멸되며, 이것

은 러빙이 비교적 적은 유량의 흐름에서 발생되는데 이런 상태에서는 패키징 씰을 단히게 하는 힘이 약하여 러빙이 있는 경우에 패키징 분절을 축으로부터 이동하게 된다. 즉, 마찰은 비교적 짧은 시간 동안에, 또 적은 증기 유량에서 발생된다.

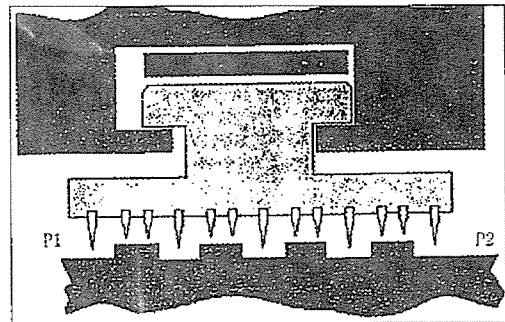
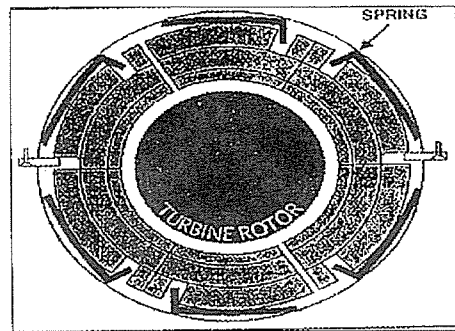


그림1 A 타입 씰 단면도

2. B 타입 씰

A 타입 씰에서 설명한 바와 같이 회전체인 터빈 로터와 고정체인 패키징 씰사이에는 기동이나 정지 등 급격한 온도변화가 발생될 때 열팽창의 차이로 말미암아 러빙이 발생할 수 있다. 이는 패키징 씰의 마모로 간극이 넓어져 패키징 씰과 로터(또는 브레이드) 사이로 증기의 누설량의 증가를 초래하게 되며, 이러한 터빈에서 증기 씰 손실은 터빈 축과 브레이드의 끝부분에 있는 Spring Backed 씰에서 발생한다.

또한, 고압터빈과 중압터빈이 동일 케이싱에 내장된 대향류 터빈에서 N2 패키징 씰은 로터의 Mid-Span에 위치해 있다. 패키징 간극이 너무 크면 증기가 이 패키징 박스를 통해서 중압터빈으로 누설되기 때문에 터빈의 효율이 낮아진다.⁹⁻¹⁵⁾

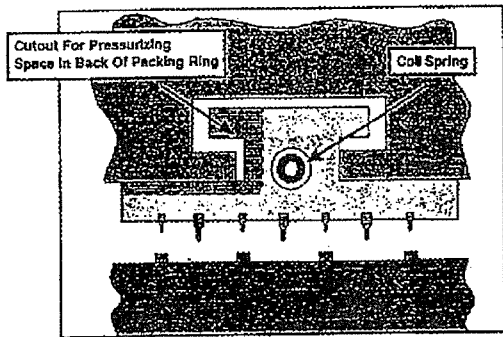
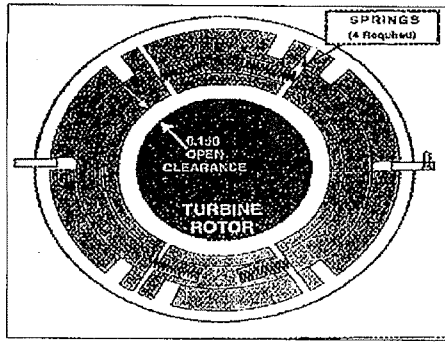


그림 2 B 패킹 씬 단면도

그림 2는 이와 같은 A 타입 씬의 단점을 보완한 B 타입 씬의 단면도이다. B 타입 씬에서는 A 타입 씬이 터빈 각 위치에서 일정한 스프링 압력장치에 고정되어 있는 것과는 달리 스프링 이외에도 각 패킹 씬 조각의 가운데 뒤쪽에 홈을 파서 이 곳에 상류 증기압이 허용 되도록 만들었다. 터빈을 통과한 증기유량이 증가함으로써 패킹 씬 뒤의 증기압이 스프링과 마찰을 피하기 때문에 패킹 씬은 닫혀지게 된다.

일반적으로 패킹 뒤에 장치된 평면 스프링을 제거하고 그 대신 패킹 씬 조각의 두터운 곳을 기계가공한 구멍 안에 코일 스프링을 장치했다. 이 코일 스프링은 패킹 씬을 축으로부터 반경방향으로 이동하게 하고 패킹의 뒤쪽과 패킹 씬 홀더 사이의 공간을 메운다. 이것의 이동거리는 일반적으로 0.125"이며 반경방향의 간극을 포함하지 않는다.

III. 실험 방법 및 조건

본 실험은 고압터빈과 중압터빈이 동일 케이싱으로 구성된 증기터빈에 있어서 압력차에 의한 증기 누설이 발생하는 바, 이를 방지하기 위해 설치되는 N2 패킹 씬

(이하 N2 패킹이라 함)을 통하여 누설되는 증기유량이 터빈효율에 미치는 영향을 파악하기 위한 실험이다. 이 N2 패킹 씬에 사용된 씬은 A 타입 씬과 B 타입 씬로 구분하였으며, 각각 터빈 운전에 미치는 효과를 파악하기 위해서 동일한 운전조건으로 실험하였다.16~19) 아래 표는 실험대상 터빈의 규격이다.

표 1 실험대상 터빈 규격

Type	Tandem Compound, 3 Cylinder, 4 Flow, Exhaust Reheat Turbine
Output	515,677kW
Speed	3600 rpm
Steam Condition	Main Steam Pressure : 169 kg/cm ²
	Main Steam Temperature : 538°C
	Reheat Steam Temperature : 538°C
	Exhaust Vacuum : 721.8 mmHg
Stage	High Pressure Turbine 6 Stage
	Intermediate Pressure Turbine 5 Stage
	Low Pressure Turbine 6 Stage x 4 Flow
제작사	Toshiba社 (日本)

표 2 실험시 주요 측정항목

항 목	주 요 설 치 위 치	갯수
압 력	HP Turbine inlet Steam1) Pressure	1
	HP Turbine outlet Steam Pressure	1
	RH Turbine inlet Steam2) Pressure	1
	RH Turbine outlet Steam Pressure	1
	HP Turbine 1' st Stage Steam Pressure	1
온 도	HP Turbine inlet Steam Pressure	1
	HP Turbine outlet Steam Pressure	1
	RH Turbine inlet Steam Pressure	1
	RH Turbine outlet Steam Pressure	1
유 량	Diffrence Pressure(Manometer)	1

주) 1) High Pressure Turbine, RH ; Boiler Reheater

1. 실험방법

터빈의 양단으로 설치된 패킹 씬인 N1(고압터빈의 끝 부분), N3(중압터빈의 끝 부분)의 누설증기는 파이프를 통하여 배출되므로 직접적인 방법으로 유량을 측정한다. 그러나 N2 패킹 씬의 경우에는 내부로 고압의 증기가 동일 케이싱으로 결합된 고압터빈에서 압력차에 의

해 중압터빈으로 누설되기 때문에, 증기의 누설 통로가 케이싱내에 있으므로 증기량을 직접 측정하는 것은 운전상 안전성을 저해하는 문제가 있다. 따라서 본 연구에서는 간접적인 방법인 열낙차법(Enthalpy Drop Test)을 적용하였으며,10,12,14,15) 이 열낙차법은 터빈 노즐에서 팽창하는 작동증기의 온도, 압력을 측정하여 엔탈피를 구하여 증기의 열에너지가 터빈의 기계적 에너지로 변환된 상태를 파악하는 방법이며 일반적으로 i-s 선도에서 단열팽창과 실제팽창의 비교치를 효율로 표현하는 방법이다.

본 연구에서 내부 누설량을 정확하게 파악할 수 없다면 터빈 효율을 파악하기 어렵기 때문에 잘못된 결과를 얻게되므로 측정된 실제 누설유량과 설계유량과 비교하는 것이 바람직하다. 이번 실험에서는 누설량을 측정하기 위하여 Labyrinth 패킹의 노즐효과를 이용한 열역학적인 방법으로 내부 패킹 씬을 통과한 증기가 중압터빈에 유입될 때 생각되어 차감게 되며, 또한 재열기에서 유입된 고온의 증기를 냉각시키므로 중압터빈의 효율에 영향을 미칠 수 있다는 가설에서 실험을 실시하였다.

실험조건은 75~95%의 부하를 설정하고, 주증기온도 및 재열증기온도를 정격 유지 또는 각각 변화시킨 상태에서 다음과 같은 조건으로 3회의 실험을 실시하였다.

- 1) 정상조건(538_538) : 고압터빈 입구온도 538°C, 중압터빈 입구온도 538°C의 조건임(Test-1)
- 2) 변화조건(538_510) : 고압터빈 입구온도 538°C, 중압터빈 입구온도 510°C의 조건임(Test-2)
- 3) 변화조건(510_538) : 고압터빈 입구온도 510°C, 중압터빈 입구온도 538°C의 조건임(Test-3)

538_538 표시의 앞 숫자는 주증기온도, 뒤의 숫자는 재열증기 온도를 나타낸다. 고압터빈과 중압터빈 입출구에서 측정된 온도, 압력에 의해서 계산되는 중압터빈 엔탈피, 내부효율(낙차효율), 열소비율이 누설량의 변화에 따라 어떠한 경향을 나타내는가를 분석하고, 각 실험에서 3회 결과의 교점이 누설율이 된다는 특성을 이용하였다. 실험 결과계산은 터빈의 성능분석에 적용되는 Code는 ASME PTC 6.0(터빈분야 1996)을 적용하였다.²⁰⁾

실험은 테스트 조건에 따라 총 6회를 수행하였고 매 실험마다 열평형이 이루어진 뒤 2시간씩 측정하였다.¹⁹⁾

2. 실험 측정

기준유량은 보일러 및 터빈의 전 계통에 흐르는 모든 유량을 계산하기 위한 기준이 되는 유량으로 열해석에 있어서 가장 기본이 된다.

터빈 계통의 유량 측정은 脫氣器(Deaerator)입구에 탈기기 Tank 수위 조절용으로 설치되어 있는 차압장치를 이용하였고 차압은 수은 마노미터로 측정하였으며, 데이터는 1분 간격으로 실험시간(2시간) 동안을 측정하여 유량을 계산하였다.

터빈 성능분석을 위해 고압터빈 입구 및 출구압력, 중압터빈 입구 및 출구압력과 저압터빈 입구압력은 트랜스미터에 의해서, 터빈 배기압력 등 저압부분은 수은 마노미터에 의해 압력을 측정하였다. 온도는 성능실험용 온도측정점에 K-형 열전대를 설치하였으며, 주증기 및 재열증기 온도를 측정하였다. 측정된 온도는 표준 교정기 및 상호 비교 분석으로 신뢰성을 확인하였다.

3. 실험조건 고찰

가. 정상운전 조건(538_538 실험)

이 실험조건은 정상적인 운전에 있어서 터빈 내부의 현재 상태를 가장 잘 파악할 수 있는 조건이다. 보일러의 과열기에서 나온 과열증기는 고압터빈에서 팽창한 후 보일러의 재열기로, 재열기에서 중압터빈을 거쳐 정상적으로 팽창한다. 이 때 동일 케이싱에 내장되어 있는 고압터빈과 중압터빈이 압력차에 의하여 터빈의 축을 따라 중압터빈으로 누설되는 증기량까지 포함된 내부효율을 계산하기 위한 기준 실험단계이다.

여기서 538_538 실험조건은 터빈의 내부효율 및 N2 패킹 씬 누설량을 계산하기 위한 A, B 타입 씬의 기준 실험에 해당하는 데이터이다.

나. 주증기와 재열증기 온도변화(538_510 및 510_538 실험)

터빈의 내부효율은 증기가 완전히 과열증기 영역에서 팽창한다면 터빈 입출구 압력과 온도에 의해서 바로 구할 수 있으나 대향류인 설비에 있어서 중압터빈 내부효율은 N2 패킹 씬의 누설을 고려해야 할 것이다.

또한 이 때 누설되는 증기는 N2 패킹 씬이라는 저황체에서 교축작용으로 냉각된 후 중압터빈으로 유입되어

중압터빈내의 증기를 냉각시키기 때문에 이를 적절히 보정하지 않는다면 중압터빈 내부효율이 높게 나타나는 결과를 가져온다. 이 오차의 크기는 개략적으로 누설증기와 재열증기의 엔탈피 차와 재열증기 유량의 비율만큼 변화된다고 추정될 수 있다.

따라서, 주증기 온도를 높이고 재열증기 온도를 낮추면 오차는 감소하고, 반대로 주증기 온도를 낮추고 재열증기 온도를 높이면 오차는 증가하게 된다.

실제 운전하는 중압터빈의 내부효율 계산오차를 초래하는 이유는 N2 패킹 씬을 통하여 흐르는 누설증기가 터빈입구의 증기보다 차가워서 중압터빈 출구쪽의 엔탈피를 저하시키게 된다. 그러나 중압터빈 내부효율 계산시 입구증기 조건과 출구증기 조건과의 계산결과이므로 N2 패킹 씬에서 누설되어 냉각된 증기에 의한 영향은 고려되지 않았다고 할 수 있다.

이러한 특성을 이용하여 각각 A, B 타입 씬 실험에서 누설증기량을 구할 수 있도록 주증기와 재열증기의 온도변화에 따라 3회의 실험을 하였으며, 그림 3에 A 타입 씬 실험시의 온도 조건을 나타내었다.

다. A, B 타입 씬의 실험조건 고찰

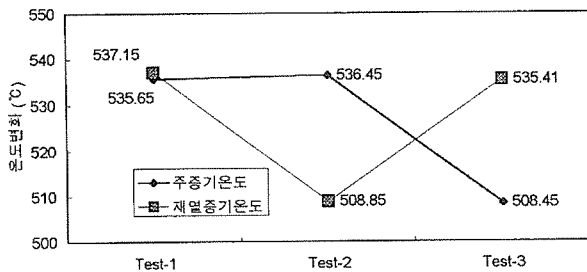


그림 3 주증기 및 재열증기 온도 유지 상태(A 타입 씬)

각각 Test-1, 2, 3에서 측정된 데이터를 이용하여 이에 대한 내부효율을 계산하였다. Test-1, 2, 3에서 주증기 압력(Main Steam Pressure)과 재열증기 압력(Hot Reheater Pressure)은 거의 일정하지만 주증기 온도와 재열증기 온도는 변화시켰고, 이에 따라 주증기 및 재열증기의 엔탈피는 Test-1, 2, 3에서 약 10~15 kcal/kg 정도 변화가 발생하였으며, 그림 4는 B 타입 씬 실험시 온도조건을 나타내었으며 B 타입 씬에서도 거의 유사한 조건으로 실험이 이루어졌다.

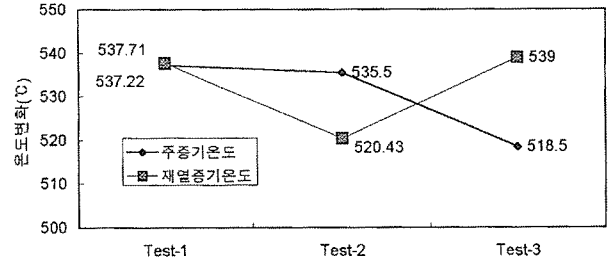


그림 4 주증기 및 재열증기 온도 유지 상태(B 타입 씬)

IV. 실험결과 고찰

열소비율은 사이클에 유입되는 열을 전기적 출력으로 나누어 산출한다. 재열사이클에서 입열은 보일러에서의 입열 즉 과열기와 재열기로 유입된 열을 더한 값이다. 총 입열량은 각각의 증기량과 엔탈피 상승분을 곱하여 구한다. 이 실험에서 증기량은 급수량을 측정하여 급수나 증기통로에서 출입되는 유량을 가감함으로써 계산하였다.

이 실험의 목적인 N2 패킹 씬에서 통하여 흐르는 증기의 누설율, 내부효율 및 열소비율에 대한 실험결과를 분석 고찰하고자 한다.

1 A, B 타입 씬의 실험 결과 고찰

각 실험마다 터빈 N2 패킹 씬에서 누설율을 계산하기 위해서는 중압터빈의 내부효율을 계산하였다. 누설율을 파악하기 위한 계산절차로는 중압터빈 내부효율을 계산하고 누설증기에 영향을 받을 수 있는 중압터빈의 단열 엔탈피는 변동되지 않는 중압터빈의 입출구 온도, 압력, 엔탈피를 함수로 하여 증기표(Steam 표)에서 계산하고 N2 패킹 씬에서 누설되는 증기인 고압터빈의 첫 단 엔탈피를 이용하여 계산하였다.

따라서 중압터빈 내부효율(η_{II})은

$$\eta_{II} = \frac{\text{사용 열낙차}}{\text{단열열낙차}} = \frac{\text{중압터빈입구증기엔탈피}(i_1) - \text{중압터빈출구증기엔탈피}(i_2)}{\text{중압터빈입구증기 엔탈피}(i_1) - \text{중압터빈출구증기단열엔탈피}(i_2)}$$

로 표시할 수 있으므로 이를 계산하면 각각의 실험결과에 대한 터빈의 효율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

표 2 A, B 타입 씬에 대한 증압터빈 내부효율 실험 결과

구 분	Test-1	Test-2	Test-3
A 타입 씬	91.88%	91.51%	92.71%
B 타입 씬	91.06%	90.78%	91.43%

이 같은 실험결과는 증기누설이 전혀없는 누설율 "0" 상태에서 증압터빈의 내부효율이라 할 수 있다. 이와 같이 동일한 터빈 운전에 있어서도 터빈 입구조건 변화시 내부효율이 변화에 따라 고압터빈에서 N2 패킹 씬을 통하여 누설되는 증기량에 의하여 증압터빈의 내부효율이 변화되고 있는 현상으로 해석할 수 있다.

또한 실제 증압터빈의 내부효율은 증압터빈의 입구 엔탈피와 고압터빈의 첫단에서 누설되어진 증기엔탈피가 합해진 엔탈피에 의해 영향이 미치므로 그림 5에서와 같이 증압터빈 입구 엔탈피와 고압터빈 첫단 엔탈피가 합쳐진 부분인 증압터빈의 Bowl 증기 엔탈피(i_{RB})가 되어져야 한다. 따라서 위에서 언급한 절차에 따라 변동되는 요소와 변동되지 않는 요소에 대한 방정식을 만들어 수정된 내부효율은 다음과 같이 계산할 수 있다.

따라서 증압터빈 내부효율(η_{in})은

$$\eta_{in} = \frac{\text{사용 열낙차}}{\text{단열열낙차}} = \frac{\text{증압터빈bowl증기엔탈피}(i_{RB}) - \text{증압터빈출구증기엔탈피}(i_3)}{\text{증압터빈bowl증기 엔탈피}(i_{RB}) - \text{증압터빈출구증기단열엔탈피}(i_3)}$$

으로 나타낼 수 있다. 이 식에서 증압터빈의 Bowl 증기 엔탈피는 고압터빈 첫단에서 누설된 엔탈피를 누설율이 포함된 관계식으로 만들 수 있다. 증압터빈 Bowl 증기 엔탈피(i_{RB})는 다음과 같다.

$$i_{RB} = \frac{(\text{고압터빈 첫단 엔탈피} \times \text{누설율}(\%)) + 100 \times \text{재열증기엔탈피}}{100 + \text{누설율}(\%)}$$

이 된다.

또 구해진 엔탈피(i_{RB})와 재열증기 입구압력에 상당하는 엔트로피를 증기표에서 구하고, 이 엔트로피와 출구압력에 상당하는 누설율에 의해 수정된 단열엔탈피를 구하면, 수정된 내부효율에 대한 식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

우선 누설율이 재열증기량의 2% 일 때를 가정하여 증압터빈의 내부효율을 계산하기 위한 증압터빈 Bowl 증기 엔탈피(2% i_{RB})는

$$2\%i_{RB} = \frac{0.02 \times Q_{RH} \times 782.7 + Q_{RH} \times 843.95}{Q_{RH} + 0.02Q_{RH}} \times 100(\%) = 842.75 \text{ (kcal/kg)}$$

이며, 입구압력 37.87 kg/cm²과 앞서 구한 증압터빈 Bowl Steam 엔탈피 842.75 kcal/kg에 해당하는 엔트로피를 구하여 증압터빈의 출구압력 10.87 kg/cm²과 앞서 구한 누설율 2%에 해당하는 단열 엔탈피를 증기표에서 구하면 747.85 kcal/kg가 된다.

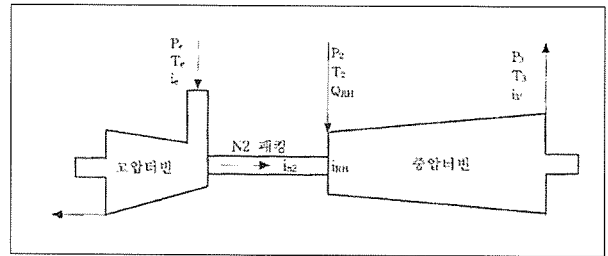


그림 5 증압터빈 열명령 개념도

따라서 증기누설율 2%일 때의 증압터빈 내부효율을 구하면 91.01%가 됨을 알 수 있으며 나머지 4, 6, 8, 10%에 대해서도 동일한 방법으로 계산하였다.

가. A, B 타입 씬 실험의 538_538 조건

그림 6은 A 타입 씬 실험의 Test-1에 해당하는 538_538 조건서 결과를 나타낸 것으로 누설율을 0, 2, 4, 6, 8, 10 %에 따라 증압터빈에서 이론 엔탈피 강하와 유효 엔탈피 강하를 계산하고 내부효율을 구하여 나타냈다. N2 패킹 씬 누설율 0%일 때 내부효율은 91.88%이고 누설율 10%일때는 87.28%로 내부효율이 4.60%가 저하되어 누설율 1% 증가에 따라 내부효율은 0.46%씩 저하됨을 알 수 있었다.

또한, 그림 7에서 B 타입 씬 실험에 대해서도 A 타입 씬의 경우와 같이 누설율 0, 2, 4, 6, 8, 10% 변화시 증압터빈의 내부효율을 계산한 결과 각각 누설율 0%에서 10%까지 내부효율은 91.06 %에서 85.88 %로 5.18 %가 저하되어 누설율 1 % 증가에 따라 내부효율은 약 0.52 % 씩 저하됨을 알 수 있었다.

B 타입 씬을 사용할 때가 A 타입 씬에 비하여 누설율에 따라 내부효율 저하가 큰 것으로 나타났는데, 이는 A 타입 씬에는 이미 누설되는 증기의 영향이 반영된 내부효율이라 할 수 있으며, B 타입 씬에서는 누설

이 적기 때문에 상대적으로 그 영향이 크게 미치지 때문이다.

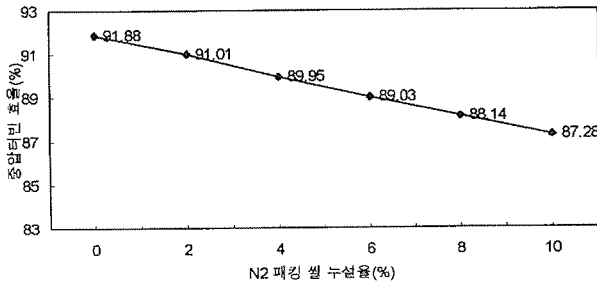


그림 6
누설율에 따른 중압터빈 내부효율(A 타입 씬 538_538)

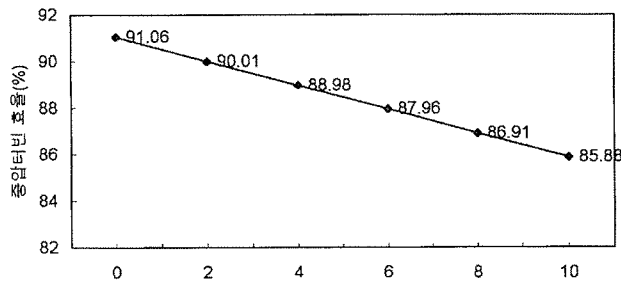


그림 7
누설율에 따른 중압터빈 내부효율(B 타입 씬 538_538)

2. A, B 타입 씬의 누설율

A 타입 씬 실험에서 온도변화에 따른 결과를 토대로 터빈 N2 패킹 씬을 통하여 고압터빈에서 중압터빈 Bowl로 흐르는 증기 누설율의 변화시(재열증기 유량의 1~10%) 그 결과와, 같은 방법으로 B 타입 씬에 대한 실험 결과를 계산하였다.

이들 직선 사이에는 선이 거의 평행하게 되면, 한 선이 조금만 변화해도 교점에 큰 영향을 줄 수 있으며 기울기 차가 클 때 정확한 결과를 얻을 수 있다.11,16)

즉, 정확성을 기하기 위해서 최고 주증기 온도와 최저 재열증기 온도에서, 그리고 적어도 한번 이상의 최저 주증기 온도와 최고 재열증기 온도에서 실험이 이루어져야 한다. 실제 누설율과 중압터빈 내부효율의 가장 정확한 추정값을 나타내고 있는 중앙점을 선택하여 누설율로 결정하였다. N2 패킹 씬에 A 타입 씬을 사용시 실험결과를 그림 8에 나타내었다. Test-1과 Test-2에서 보다 Test-3에서 기울기가 크게 나타나며, 이는 고압터

빈의 증기온도가 낮을 때가 높을 때보다 중압터빈 내부 효율에 영향을 더 주며 누설율이 증가할 때 중압터빈 내부효율이 더 저하되었다.

또한 이 실험에서 N2 패킹 씬의 누설율은 Test-1, 2, 3의 교점이 되는 부분인 8.2 %임을 알 수 있다.

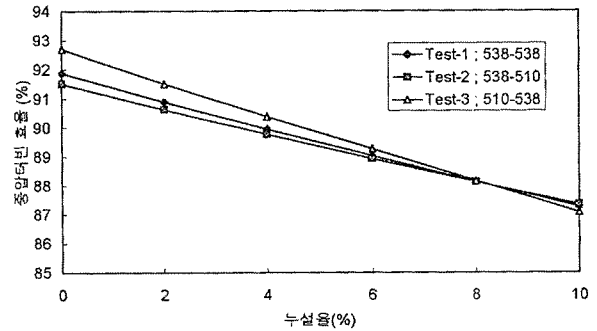


그림 8 N2 패킹 누설율 실험 결과(A 타입 씬)

그림 9는 N2 패킹 씬에 B 타입 씬을 사용시 실험결과이며, 이 때 누설율은 2.7 %로 크지 않았지만 동일한 시험조건임에도 실험결과는 상호 기울기차가 크게되어 명확한 결과를 나타냈다. 이는 A 타입 씬의 사용할 때보다 누설율이 적지만 고압터빈에서 누설되는 증기의 엔탈피가 큰 폭으로 저하되었기 때문이다.

이상의 결과로부터 A 와 B 타입 씬을 사용한 결과 누설율은 그림 8에서는 약 8.2 %이며, 그림 9에서는 약 2.7 %로 나타나 B 타입 씬이 증기의 누설 억제효과가 큰 것으로 나타났다.

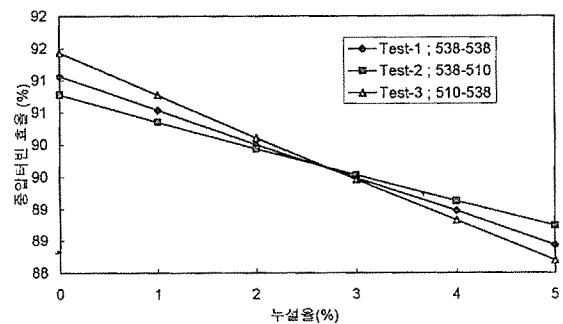


그림 9 N2 패킹 누설율 실험결과(B 타입 씬)

3. 중압터빈 내부효율

고압터빈의 주증기밸브로 들어온 증기의 일부가 N2 패킹 씬을 통과하여 중압터빈으로 유입되며, 이 증기는 중압터빈의 입구를 냉각시키고 재열증기와 섞여 나머지

단락에서 팽창한다.

즉, 온도와 엔탈피가 저하된 증기가 중압터빈으로 들어가 결국 중압터빈 출구증기 엔탈피를 저하시키는 역할을 하기 때문에 중압터빈의 내부효율 상승된 것처럼 작용하게 된다. 누설증기로 인한 냉각된 출구증기에 의해 내부효율 계산시 열낙차가 크기 때문에 효율향상이 큰 것으로 나타났다. 따라서 이러한 패키징 셀 누설량 증대는 터빈 단락효율을 변화시킬 수 있다.

주로 N2 패키징 셀은 중압터빈의 내부효율 평가를 통해서 누설여부를 판단하며 특히, 중압터빈의 내부효율은 발전기의 부하나 주증기의 유량의 변화에 관계없이 전부하에서 거의 동일한 특성을 가지고 있는 점을 이용하여 결과를 도출하였다.

표 3의 중압터빈 내부효율의 기준치는 A, B 타입 셀의 538_538 조건의 내부효율이며, A 타입 셀이 B 타입 셀보다 0.95% 가 높게 나타났으나 실제의 운전에 있어서는 A 타입 셀을 통하여 냉각된 누설증기량이 B 타입 셀보다 많기 때문에 중압터빈 출구쪽의 엔탈피를 크게 저하시킴으로써 누설증기로 인한 냉각된 출구증기에 의해 내부효율 계산시 열낙차가 크기 때문에 효율향상이 큰 것으로 나타났다.

따라서, 각각 실험결과와 누설율을 보정한 내부효율을 계산해 보면 B 타입 셀이 A 타입 셀보다 1.35% 의 중압터빈의 내부효율을 향상시켰음을 알 수 있다. 이러한 결과에 따라 정상적인 터빈 운전의 경우에 N2 패키징 셀에서 누설이 있다면 내부효율은 변화되기 때문에 겉보기 효율에 의한 참 효율의 오류가 발생될 수 있으며, 또한 A 타입 셀과 B 타입 셀의 누설율이 1%의 차이가 발생할 때 중압터빈의 내부효율은 0.245% 정도씩 변화됨을 알았다.

표 3 중압터빈 내부효율

구 분		기 준 치	누 설 율	보정내부효율
중압터빈 내부효율	A 패키징셀	92.03 %	8.2 %	88.143 %
	B 패키징셀	91.08 %	2.7 %	89.493 %
차 이(B-A)		-0.95 %	5.5 %	+1.35 %

4. 열소비율(터빈 효율)

터빈 열소비율은 전기출력(kW)을 발생시키는데 소요된 총 열량과의 비로 표현된다. 또 열소비율 변동은

주로 터빈 증기유량에 의해 좌우되며, 운전요인에 의해서도 변한다.

따라서 누설량이 변화되는 것은 터빈 증기유량의 변동 또는 운전요인의 변동을 의미하기 때문에 N2 패키징 셀의 누설은 열소비량을 변화시킬 수 있다.

터빈 성능 계산시에 보정계수(Correction Factor)는 주 증기 압력 및 온도, 재열증기 압력강하 및 온도, 터빈 배기압력, 과열기 및 재열기 과열저감수 등 요소를 설계 개념으로 환산하는 방식으로 보통 터빈 설계에 있어서는 Group 2 Correction 이라 부르며, 주로 터빈의 운전요인에 의하여 변화요소를 반영함으로써 운전상태에서의 터빈 열소비율을 구할 수 있다. 이 보정 열소비율은 실험 열소비율에 총 보정계수를 곱하여 계산하며 각 보정계수는 터빈 특성에 맞도록 제작사에서 제공하게 된다.

실험결과는 N2 패키징 셀에서 A, B 타입 셀이 터빈에서의 운전에 영향을 미친 특성 차이에서 발생되어진 효과가 될 것이다.

표 4는 N2 패키징 셀에 의한 터빈 열소비율을 나타낸 것으로, A 타입 셀에 대한 과거 동일 조건의 열소비율 실험을 실시하였을 때 열소비율 차이는 약 14.61 kcal/kWh의 향상 효과가 있었다. 이를 기준으로 이번 실험결과와 A, B 타입 셀을 사용할 때 열소비율 향상 효과인 26.0 kcal/kWh 를 차감하면 실제 두 패키징 셀의 효과로 분석할 수 있다. 따라서 이 두 패키징 셀 사이에 열소비율 향상은 11.39 kcal/kWh, 터빈효율 향상은 0.27%로 터빈 운전에 효과적임을 알 수 있었다.

표 4 실험결과에 의한 터빈 열소비율

구 분	단 위	실 험 열소비율	보정계수	보정 열소비율
A 패키징셀	kcal/kWh	1,926.86	1.00675	1,939.87
	%	44.63		44.33
B 패키징셀	kcal/kWh	1,916.53	0.99861	1,913.87
	%	44.87		44.94
차 이 (A-B)	kcal/kWh	-10.33	-0.00814	-26.0
	%	+0.24		+0.61

V. 결론

본 연구는 증기터빈에서 N2 패킹 씬을 통과하는 누설증기의 변화량이 터빈 성능에 미치는 영향에 대한 연구이다.

N2 패킹 씬의 위치에 A, B 타입 씬을 설치한 후, 실험은 정상적인 운전을 하면서 주증기 온도와 재열증기 온도를 각각 538~510°C로 변화시켜서 3회의 실험을 하였다.

실험결과 B 타입 씬이 A 타입 씬에 비해 다음과 같은 효과가 있음을 알 수 있었다.

1. 누설율은 A 타입 씬이 8.2%, B 타입 씬이 2.7%로 나타났으며,
2. 이 때 증압터빈 내부효율은 B 타입 씬을 사용할 때 89.49 %로 A 타입 씬보다 1.35 % 향상되었다. 이는 누설율 1 %의 증가에 따라 내부효율은 0.25 %가 감소되었음을 알 수 있다.
3. 또한, 터빈 열소비율은 11.39 kcal/kWh, 터빈효율은 0.27% 향상되었다.

參 考 文 獻

1. 윤봉중 “발전소 터빈 사고방지에 관한 연구” 연세대학교 산업대학원 pp. 4~20, 1996
2. 한국전력 기술연구원 “장기사용화력발전소의 성능개선 및 유용성향상방안연구(A Study on the Efficiency & Availability Improvement for Long Operated Fossil Power Plants)” 1986.6 부록 1986.10
3. 서정윤 “증기동력학” 청문각 pp. 114~150, 1993
4. 益山正人著 “新版火力發電-電氣原子力 その他” 동경전기대학출판국, pp.83-115 昭和 60年
5. 이반중, 고명삼, “화력발전공학”, 동명사, pp. 169~209, 1964
6. 飯島一利 외 6名, “火力發電工學” 일본전기학회, pp. 169~203, 1964
7. 한국전력공사 “일반화력발전” pp. 127~202, 1986.10
8. 최열, 이병준 역, “증기터빈 성능과 경제성(Steam Turbine Performance And Economics)” 과학평론사, 1981
9. 김경철 외, “화력발전소 성능분석지침(The Thermal

- Power Plant Turbine Performance Analysis Guide)” 전력연구원 성능관리팀, 1996
10. 최열, 이병준, “The Study on Computer Program Application in the Efficiency Improvement of Turbine Plants” 한국전력공사 pp. 110-300, 1988
 11. 이병준, 김병근, “가변간극 Gland Packing의 제작 및 운영실태조사” 한국전력공사, pp. 25-260, 1996
 12. Philip J. Potter “Steam Power Plants” Chapter 9. Steam Turbine pp. 327~392, 1993
 13. G.E Power Systems “Steam Turbine Performance Seminar” Positive Pressure Variable Clearance Packing., B.L. Morrison, J.A. Booth And P.Schofield, September 9-13,1996
 - Maintaining Thermodynamic Performance, P.Schofield,
 - Performance Monitoring of Fossil Improvements J.A Brander
 - Effects of Turbine_Generator Associated Equipment on Sustained Thermal Performance
 14. EPRI, Proceeding; 1996 Heat Rate Improvement Conference,
 - Section B : Testing Improvements And Economics
 - Section D : Turbines And Auxiliaries
 - Section G : Testing And Instrumentation-1, 2, 1996
 15. 김경철 외, “보령화력 2호기 성능진단 보고서” 한국전력공사, 1997
 16. P.C Engineering Co “보령화력 2호기 터빈 정밀진단 기술용역 보고서” 1997
 17. 박건복, 기술개발 97-겨울호(제33집) “보령2호기 터빈 가변간극 패킹채용” - 1997
 18. 김경철 외3, “보령화력 1호기 성능진단 보고서” 한국전력공사, 1998
 19. 한국전력공사 전력연구원, “화력발전소 성능시험지침”, pp. 235~385, 1999
 20. Performance Test Code for Steam Turbines, ANSI/ASME PTC 6-1996