



공학전문석사 학위 연구보고서

스팀터빈 래버린스 씰 변형에 따른 터빈효율 변화 측정 및 해석

2021년 2월

서울대학교 공학전문대학원

응용공학과 응용공학전공

김 시 형

스팀터빈 래버린스 씰 변형에 따른 터빈효율 변화 측정 및 해석

지도 교수 송성진

이 프로젝트 리포트를 공학전문석사 학위 연구보고서로 제출함

2021년 2월

서울대학교 공학전문대학원 응용공학과 응용공학전공 김 시 형

김시형의 공학전문석사 학위 연구보고서를 인준함 2021년 2월



국문초록

과거 석탄화력과 원자력 중심의 전력생산에서 환경급전과 안전급전 개념이 도입되면서 복합화력의 가동 순위를 결정하는 발전소 효율관리가 상당히 중요한 이슈로 대두되고 있다. 발전회사는 높은 급전 순위 유지를 위해서 주기기의 최적 운전 방법 및 정비 주기 선정에 노력하고 있다. 터빈 내 효율을 저하시키는 요인은 다양하지만, 터빈 열효율 감소에 상당한 영향을 미치는 래버린스 씰 간극에 대한 연구 사례는 미미한 실정이다.

본 연구에서는 스팀터빈 효율 상승을 위해 래버린스 씰 간극 증가에 따른 터빈 내 주요 요소들의 변화를 확인하였다. 스팀터빈 효율 및 출력 저하원인과 래버린스 씰에 대해서 설명하였고, 기존에 연구된 누설량 계산을 기반으로 실제 터빈 운전데이터와 경향을 비교하였다. 그 결과 래버린스 씰 간극이 증가될수록 터빈 내 각종 주요 인자들이 변화되는 것을 확인하게 되었다. 터빈 내 간극은 매년 일정한 변형량으로 증가하여 향후 스팀터빈 분해 전 간극 예측이 가능하다는 것을 확인하였다. 시간이 지날수록 증가하는 씰 간극을 최소화하기 위해 현재 국내에서 시행되고 있는 스팀터빈 래버린스 씰 측정 및 정비 방법 및 향후 최신기술을 접목한 정비 방법을 제시하고, 경제성을 고려한 최적의 고압터빈 내 래버린스 씰 교체 주기도 제시한다.

주요어 : 스팀터빈, 래버린스 씰, 효율, 터빈 정비 학 번 : 2019-27754

i

목 차

제 1 장 시	러 론	1
제 1 절	연구 배경	1
제 2 절	연구동향	3
제 3 절	연구내용 및 범위	4
제 2 장 이	론적 배경	5
제 1 절	스팀터빈 효율 및 출력 저하 원인 분석	5
제 2 절	래버린스 씰 정의	6
제 3 절	씰 누설량 계산관련 선행 연구	12
제 3 장 씰	누설량에 따른 스팀터빈 효율 및 출력 해석	15
제 1 절	스팀터빈 각종 운전 데이터 변화	15
제 2 절	씰 손상 변화 추이 및 예측	25
제 3 절	이론적 씰 누설량 분석	38
제 4 절	스팀터빈 효율 및 출력 분석	47
제 4 장 향	후 래버린스 씰 정비 방향	52
제 1 절	현재 정비 방법 및 기준	52
제 2 절	최적 정비를 위한 개선사항	58
제 3 절	경제성 분석을 통한 씰 교체 시점 분석	64
제 5 장 결	론	67
참고문헌		69
Abstract		72

표 목차

[표 3.1] 연구모델 터빈 사양	.15
[표 3.2] 고압, 중압 터빈 단별 총 누설면적(Ae)	.42
[표 3.3] 고압, 중압 터빈 단별 압력비(X)	.42
[표 3.4] 고압, 중압 터빈 단별 누설량(kg/s)	.43
[표 3.5] 1 mm 증가할 때 변화하는 스팀터빈 출력변화 -	
Martin's Equation 적용	.44
[표 3.6] 1 mm 증가할 때 변화하는 스팀터빈 출력변화 -	
St. Venant Equation 적용	.45
[표 3.7] 1 mm 증가할 때 변화하는 스팀터빈 출력변화 -	
Neumann's Equation 적용	.45
[표 3.8] 예상 출력 & 열소비율 차이 계산	.49
[표 3.9] 설계 기준 간극 초과할 때 스팀터빈 출력 감소량 -	
Martin's Equation 적용	. 50
[표 3.10] 1 mm 씰 간극 증가시 감소하는 출력 -	
Reference 문헌 Data 적용	. 50
[표 4.1] 운영 연료비 산출 항목	.65
[표 4.2] 제작사 별 래버린스 씰 간극 관리기준	.65
[표 4.3] 제작사 별 래버린스 씰 교체 주기 비교	.65

그림 목차

[그림 [그림 [그림	1.1] 1.2] 2.1]	복합화력 발전 구성도 스팀터빈 효율 저하 종류 터빈 성능 저하 원인 사진(형상 변경 및 부식)	1 2 5
[그림 [그림	2. 2] 2. 3]	스럽디민 내 사용되는 대버턴스 껠 Fanno Curve	6 7
[그림	2. 4]	Hi-Lo 적용된 사진	8
[그림	2.5]	래버린스 씰 형상에 따른 종류	9
[그림	2.6]	씰에 따른 유량계수 변화 [11]	9
[그림	2.7]	코킹 방식	10
[그림	2.8]	솔리드 방식	10
[그림	3.1]	연구모델 스팀터빈 사진	15
[그림	3. 2]	스팀터빈의 경년열화에 따른 성능저하 곡선	16
[그림	3.3]	A발전소 스팀터빈 DCS 구성도	18
[그림	3.4,	그림 3.5] 실제현장 주증기 누설 관련 사진	18

[그림 3.6] 스팀터빈 출력 변화.....19 [그림 3.7] 시간에 따른 열소비율, 스팀터빈 출력 변화 20 [그림 3.18] (기준치 / '12년) 상, 하부 간극 측정 - 로터측.27 [그림 3.19] (기준치 / '12년) 좌, 우측 간극 측정 - 로터측.27 [그림 3.20] (기준치 / '12년) 상, 하부 간극 측정 -[그림 3.21] (기준치 / '12년) 좌, 우측 간극 측정 -[그림 3.22] 래버린스 씰 터빈 하부측 추가 손상 확인.........29 [그림 3.23] ('12년 / '19년) 상, 하부 간극 측정 - 로터측 29 [그림 3.24] ('12년 / '19년) 좌, 우측 간극 측정 - 로터측 30 [그림 3.25] ('12년 / '19년) 상, 하부 간극 측정 -[그림 3.26] ('12년 / '19년) 좌, 우측 간극 측정 -[그림 3.27] ('19년 / 축방향) 상, 하부 간극 측정 - 로터측31 [그림 3.28] ('12년부터 '19년까지) 상, 하부 간극 1차 예측 -[그림 3.29] ('12년부터 '19년까지) 좌, 우측 간극 1차 예측 -[그림 3.30] (1차 예측 / '19년) 상, 하부 간극 - 로터측33 [그림 3.31] (1차 예측 / '19년) 좌, 우측 간극 - 로터측33 [그림 3.32] (2차 예측 / '19년) 상, 하부 간극 - 로터측34 [그림 3.33] (2차 예측 / '19년) 좌, 우측 간극 - 로터측34 [그림 3.34] (3차 예측 / '19년) 상, 하부 간극 - 로터측35 [그림 3.35] (3차 예측 / '19년) 좌, 우측 간극 - 로터측35 [그림 3.36] (3차 예측 / '19년) 상, 하부 간극 -회전 블레이드..... [그림 3.37] (3차 예측 / '19년) 좌, 우측 간극 -

[그림 3.38] (4차 예측 / '19년) 상, 하부 간극 –
회전 블레이드
[그림 3.39] (4차 예측 / '19년) 좌, 우측 간극 –
회전 블레이드
[그림 3. 40] 스팀터빈 내부 유량 특성에 따른 단순화 모델 [28]
[그림 3. 41] A발전소 스팀터빈 각 단별 압력비
[그림 3. 42] 고압터빈 단별 입구 압력
[그림 3. 43] 중압터빈 단별 입구 압력
[그림 3.44] 고압 터빈 내 압력 계산 필요 개소
[그림 3.45] HIP 터빈 단별 Root부, Tip부 반동도
[그림 3.46] 회전블레이드 측 씰 위치에 따른 유량계수43
[그림 3.47] 엔탈피 Drop Test(H-S 선도)
[그림 3.48] 시간에 따른 고압, 중압 터빈 내부 효율 변화48
[그림 3.49] 래버린스 씰 출력 감소량 비교
[그림 4.1] 블레이드 Tip에 연납 부착관련
[그림 4.2] 래버린스 씰에 연납 부착(하부)
[그림 4.3] 내부 다이어프램 조정 관련
[그림 4, 4] 상부, 측면 방향으로 관찰한 터빈 내부 오정렬55
[그림 4.5] 레이저 장비 측정 실제 현장 적용 사진
[그림 4. 6] 피아노선 측정 방법
[그림 4, 7] 피아노선 측정 방법(각 요소들의 관계)
[그림 4, 8] 터빈 초기 기동시 운전 Trend
[그릮 4, 9] 터빈 Casing 열변형(좌, 우 방향)
[그림 4, 10] 터빈 Casing 열변형(상, 하 방향)
[7림 4 11] 터빈 내부 Casing 변형에 의한 외부 Casing 손상
59
[7립 4 12] Tops On 방법 60
[그린 4 13] Dummy Shaft을 이용하 저런 바버 61
[그리 1 10] Dummy Onartz 101 0일 0일01 [그리 1 11] 2D 스캐니으 토하 더비 내브 츠저 60

제1장서 론

제 1 절 연구 배경

현재 발전산업은 커다란 패러다임 변환점에 위치하고 있다. 과거와 달리 금번 8차 전력수급기본계획에 따르면 안전·환경을 고려한 급전개념이 나타나게 되었다. 안전분야에서는 원전 인근지역의 빈번한 자연재해 발생과 후쿠시마 & 체르노빌 원전 사고 등을 사전에 방지하기 위해 신규 원전 건설 백지화 및 축소를 기반으로 하고 있다. 환경분야에서는 미세먼지 발생 억제를 위한 석탄화력 축소 및 노후 석탄발전의 경우 조기 폐지를 하게 되었다. 결국 다른 OECD 국가들의 발전원 구성 ^① 추세와 같이 복합화력 및 신재생에너지에 대한 많은 지원이 증가하였으며, 발전량 또한 매년 늘어나고 있는 추세이다 [1].

현재 대다수 첨두부하를 담당하고 있던 복합화력 발전량의 증가는 효율관리의 중요성을 대두시키고 있다. 왜냐하면 전력거래소에서 복합화력의 급전순위를 정하는 방법이 발전소 효율에 따라 높은데 서부터 낮은 순서대로 가동을 하기 때문이다. 따라서 각 발전회사들은 높은 급전순위를 유지하기 위해서 복합 발전설비 효율 향상을 위해 지속적으로 노력을 하고 있는 게 현실이다.

복합화력에서는 [그림 1.1]와 같이 다양한 요인으로 인해서 열효율이 결정되게 된다. 그 중에서도 크게 브레이튼 사이클을 사용하는 가스터빈, 랭킨사이클의 영향을 받는 스팀터빈, 가스터빈의 열을 흡수하여 증기를 생산하는 HRSG로 나눌 수 있다.



[그림 1.1] 복합화력 발전 구성도

^① OECD 발전량('10 →'14년) : (원전) 20.9% → 18.2%, (석탄) 34.1% → 31.9%, (신재생·수력) 18.7% → 23.1%

본 논문에 다룰 스팀터빈의 경우 [그림 1.2]와 같이 터빈손실이 발생되어 열효율을 저하시키는 다양한 요인이 존재하고 있다 [2]. 대표적인 손실로는 각종 터빈 내 공간에서 회전체와 고정체 사이의 래버린스 씰 간극으로 발생되는 누설증기로 꼽을 수 있다. 터빈 내 씰 간극이 증가될수록 터빈의 효율은 저하되고, 그만큼 터빈이 해야될 일이 줄어든다. 즉, 터빈의 줄어든 일만큼 스팀터빈의 출력이 저하되고, 낮아진 출력에 대해서 발전회사는 영업이익 손실이 발생하게 된다.



[그림 1.2] 스팀터빈 효율 저하 종류

현재 발전회사는 터빈 제작사에서 제시한 기준에 따라 주기기의 급수에 맞춰서 계획예방정비공사를 실시하고 있다. A급일 경우 고압 및 저압터빈에 대한 모든 부품을 분해하며, B급일 경우 저압터빈만 분해 실시한다. 그 중 분해된 부품의 측정에 대한 부분이 상당히 중요하며, 터빈 내부 래버린스 씰 간극을 측정하는데 상당한 시간을 할애하고 있다. 이 측정값에 따라 신품을 교체할 것인지 터빈 alignment를 재조정할 것인지 다양한 정비방향을 결정하게 된다.

따라서 본 연구에서는 래버린스 씰에 간극 증가에 따라 각종 운전데이터의 변화, 간극의 예측 가능성들을 확인하며, 여러 방면으로 간극 변화에 따른 효율 & 출력의 상관관계를 검증해 나갈 것이다.

제 2 절 연구동향

래버린스 씰은 회전체와 고정체를 밀봉하는 가장 기본적인 씰이면서 다양한 터보유체 기계에 사용하게 된다. 스팀터빈 내에 사용되는 씰의 경우는 고온, 고압의 수증기로 유체의 유동이 상당히 복잡하게 움직인다. 이러한 유동의 해석을 위해 CFD²²를 사용하여 래버린스 씰을 보다 잘 이해하게 되었고, 해당 분야에 대한 연구가 매년 진행되고 있다.

우선 래버린스 씰의 형상에 대한 연구는 다음과 같이 진행되었다. 허진혁 [3]은 래버린스 씰 입구측 면의 경사도의 변화에 따라 누설유량 계수가 어떻게 변화되는지 보았으며, 현재 스팀터빈에 설치된 형상보다 개선한 결과 누설량이 30.8% 감소되는 최적의 씰 형상에 대해서 연구하였다. Yahya Dogu [4]은 터빈과 래버린스 씰이 서로 접촉하여 러빙이 발생되었을 때 나타날 수 있는 다양한 기하학적 형상에 따른 씰 누설경향을 CFD를 통하여 연구하였다.

래버린스 씰의 종류별 연구에 대해 Neuimin, V M [5]은 터빈의 효율을 향상시키기 위해서 서로 다른 종류의 비접촉 씰을 나열하고, 운영/유량/비용측면에 따라 비교하였다. 방제성 [6]은 스팀터빈에서 사용되는 다양한 종류의 씰을 적용하여 Pressure Drop과 누설유량을 실험치와 CFX16.2를 통해서 비교분석 하였다.

래버린스 씰의 변화에 따른 터빈의 영향을 연구한 논문들도 지속적으로 생기고 있다. S. Korellis [7]은 과거부터 현재까지 적용되고 있는 스팀터빈 씰 적용 사례 및 사항을 설명하고 있으며, 씰 간극 증가에 따른 터빈의 출력 변화를 기술하고 있다. 변재철 [8]은 고압터빈 15단-17단 교체에 따른 씰 누설량 대비 출력변화 연구하였으며, 간극 1 mm 증가시 약 10.3 kW의 출력변화를 한다는 결과를 도출하였다.

^② CFD(Computational Fluid Dynamics) : 복잡한 유체형상을 알아내기 위해 컴 퓨터를 사용하여 편미분 방정식을 풀어서 근사해를 구하는 방법

제 3 절 연구내용 및 범위

금번 논문에는 현재 복합화력에 설치된 래버린스 씰의 간극와 증기 누설량에 대한 상관관계를 과거 논문을 통하여 타당성을 검증할 것이다. 위의 검증을 통하여 두 요소가 스팀터빈의 각종 요소에 어떠한 영향을 미치는지 다루려고 한다.

2장은 래버린스 씰의 누설량을 계산하기 위해 씰의 정의부터 그와 관련되 선행 연구를 통한 누설량을 계산하기 위한 방법에 대해서 이론적 배경을 설명할 것이다.

3장은 발전소 준공 이후 래버린스 씰 손상에 따른 운전상태 변화 데이터를 제시할 것이다. 계획예방정비공사 기간에 측정한 스팀터빈 래버린스 씰에 대해 실제 변형량을 적용시켜서 누설량을 해석할 것이다. 2년동안 사용한 래버린스 씰의 변형량을 통해서 '19년 분해 데이터와 비교하여 예측가능성을 확인할 것이다. 해석된 유량을 기반으로 출력저하를 이론적으로 계산한 방법과 운전상 감소한 출력량을 서로 비교 분석하여 타당성을 추가 검증할 것이다.

4장은 더 나아가서 래버린스 씰을 정비하는데 현재의 정비방법 부터 래버린스 씰 간극 최적화을 위해 사용하면 좋을 최신 정비 기술을 제시할 것이다. 최적의 래버린스 씰 교체시점 분석을 위해 각 제작사들이 제시하고 있는 기준과 터빈 출력 감소에 따른 경제성 평가를 통해 서로 비교해 볼 것이다.

마지막 장은 본 연구보고서의 지금까지 진행해온 연구성과 정리 및 결론을 도출하여 설명할 것이다.

4

제 2 장 이론적 배경

제 1 절 스팀터빈 효율 및 출력 저하 원인 분석

복합화력 내 고온, 고압의 증기는 가스터빈에서 생성된 열원이 HRSG Tube 내에 물과 열교환하여 생산된다. 이렇게 생산된 증기를 스팀터빈으로 보내서 발전기로 전기를 생산하게 된다. 스팀터빈은 그 증기가 가지고 있는 열에너지를 기계적인 에너지로 변환하여 전기를 생산하는 기계이다. 추가적으로 기력, 복합, 원자력에 따라 들어오는 증기조건이 변경되어 터빈의 성능과 크기도 달라지게 된다.

국내 발전소의 경우 최초 준공시 터빈 제작사와 계약한 주기기 계약서에 따라 발전설비 성능조건이 설계치와 동일한지 검사를 받게 된다. 이렇게 설계치와 비슷한 성능으로 준공된 발전소는 계속 같은 성능이 유지되면 좋겠지만, 현실적으로는 상당한 어려움에 따른다. 복합 화력의 특성상 잦은 기동 정지로 인한 열변형과 발전설비 내부에 주기적으로 교체를 필요로 하는 소모품의 마모 등 다양한 이유들로 인해 준공 이후 발전소의 효율은 점점 감소할 수밖에 없다.

스팀터빈의 경우 터빈 성능 저하 요인으로 가장 큰 것은 회전체 와 고정체 사이의 래버린스 씰 간극 증가이다. [그림 2.1]와 같이 블레이드 형상 변경, 부식, 외부 물체에 대한 손상(Foreign Object Damage) 등이 있으며 터빈 내 유로를 변경시키는 요인이 효율 저하를 발생시킨다 [2].

발전회사에서는 터빈 성능 복구을 위해 계획예방정비공사 기간 동안 위에서 언급한 요인에 대해서 정비를 수행하고 있다.



[그림 2.1] 터빈 성능 저하 원인 사진(형상 변경 및 부식)

제 2 절 래버린스 씰 정의

스팀터빈에서는 회전체(로터 & 회전 블레이드)와 고정체(고정 블레이드 & 다이어프램)사이에 증기 누설을 방지하고자 래버린스 씰을 사용하고 있다. 래버린스 씰은 씰 중에서는 가장 기본적인 형상을 가지고 있으면서 대표적인 비접촉식 씰이다. 스팀터빈 내 사용되는 씰의 위치와 형상은 [그림 2.2]와 같다.



[그림 2.2] 스팀터빈 내 사용되는 래버린스 씰

(1) 래버린스 씰의 기본 원리

래버린스 씰의 원리는 고압 입구 증기가 좁은 유로를 씰의 Tooth를 계속 통과하면서 교축작용에 의한 압력이 강하되는 원리를 사용한다. 해당 원리를 이해하기 위해서는 다음과 같은 가정이 필요하다.

■ 마찰을 포함한 단열유체이며,

■ 유동은 정상상태이고 1차원으로 움직인다.

이러한 조건이 성립될 경우 정상 유동 안에서 질량 보존의 법칙과 에너지 보존 법칙의 따라 아래의 공식처럼 나타나게 된다.

(식 2-3)을 사용하여 아래의 [그림 2-3]을 설명할 수 있게 된다.



[그림 2.3] Fanno Curve

고압의 증기가 최초로 P1이라는 압력을 가지고 래버린스 씰을 통과하게 된다. 첫번째 Tooth를 통과한 증기는 팽창하게 되며, 증기 압력은 P2로 감소되고, 엔탈피는 h1에서 0.5^{u²} 만큼 감소하여 h1'가 된다. 통과한 Tooth 사이에 넓은 간극사이에서 운동에너지가 회복되어 증기의 엔탈피는 h1'에서 h2로 P2 압력선을 따라 증가하게 된다. 이런 방법으로 Tooth 개수만큼 지속적으로 통과하면서 압력은 감소되고, 엔탈피는 감소 & 증가를 반복하게 된다. 이렇게 엔탈피가 h1', h2', h3', h4'의 점을 이어서 나타낸 것을 "Fanno Curve"라고 하며, 래버린스 씰의 기본 원리이다 [9].

(2) 스팀터빈에 사용되는 주요 씰 형상 및 종류

과거와 달리 유동해석 프로그램의 개발 및 씰 형상 제작 능력의 향상으로 스팀터빈 내에 다양한 종류의 씰이 개발되고 현장에서 장착되고 있다. 운영 중인 터빈의 효율을 가장 쉽게 올릴 수 있는 방법이 래버린스 씰의 형상 변경 및 다른 종류로 바꾸는 것이다.

래버린스 씰의 구조 및 형상에 따라 부르는 명칭과 유량계수가 달라지게 된다. 래버린스 씰 구조의 특성에 따라 Hi-Lo, Steped, Interlocking 등으로 구분할 수 있다. 대부분의 스팀티빈의 경우 [그림 2.4]와 같이 Hi-Lo를 적용하고 있다. [그림 2.5]의 경우 티빈 내 적용 간극 및 설계 특성 등에 따라 Tooth가 기울어지고, 바르게 서있는 경우가 있다. [10].

[그림 2.6]와 같이 기본적인 Single Stirp과 비교하여 상대적인 유량계수는 Hi-Lo일 때 가장 낮은 수치(0.4배)를 보여주고 있으며, 상당수의 터빈에 적용되고 있다.



[그림 2.4] Hi-Lo 적용된 사진



래버린스 씰 형상 종류 래버린스 씰 상대 누설유량



위에 구분한 형상과는 별개로 래버린스 씰은 터빈 내부에 장착하는 방법에 따라 또한 구분이 가능하다. 우선 터빈 다이어프램 케이싱 외부에 씰을 넣을 공간이 있는 것은 동일하다. [그림 2.7]처럼 하나의 씰을 넣은 후 연한 코킹 재질로 박음질하는 코킹방식이 있고, [그림 2.8]와 같이 여러 개의 씰이 일체형으로 되어 있어 상부 & 하부 다이어프램에 2개 이상 분할 되는 솔리드 방식이 있다.

코킹 방식의 경우 하나의 씰이 별도로 되어 있어서 각각의 교체가 가능하지만, 솔리드의 경우 일부의 씰이 손상되었다고 하더라도 다수의 씰이 하나의 몸체로 되어 전량 교체를 해야 된다. 코킹 방식의 경우 특수 선반에 물려서 작업을 해야 되므로 발전소 현장에서 작업이 불가능하지만, 이와 달리 솔리드 방식은 현장에서 즉시 교체가 가능하다 [3]. 즉, 발전회사 입장에서는 촉박한 터빈 분해정비 공사 일정 중 터빈 다이어프램을 씰 전문 제작사에 반출해서 씰을 장착해야 되는 어려움이 있다. 코킹 방식의 씰을 교체할 경우에는 사전에 반출기간에 대한 공기 확보를 위해 공정관리가 매우 중요하다.



래버린스 씰이 형상과 구조가 간단하여 적용하는데 매우 좋고, 제작이 쉽기 때문에 가장 많이 적용되고 있다. 하지만 많은 터빈 제작사가 터빈 내부 효율 상승을 위해 허니컴 씰과 같이 다양한 종류의 비접촉 씰을 개발하고 있다. Neuimin, V M [5]에 따르면 스팀터빈 내 여러 품목의 씰을 적용하였을 때 적용이 가능한 부위에 허니컴 씰을 장착할 경우 비용은 비싸지만 기존 래버린스 씰보다는 누설유량을 감소하는데 유리한 역할을 한다고 말한다. 스팀터빈의 내부효율을 극대화하기 위해서는 모든 증기가 블레이드로 갈 수 있도록 내부 누설 증기의 최소화가 매우 필요하다. 터빈 제작사 및 발전사에서는 언급한 비접촉 방식의 씰이 아닌 접촉방식의 씰의 교체로 효율을 올리기 위한 노력을 하고 있다.

그 종류는 Leaf 씰, ACC 씰(Active Clearance Control), 브러쉬 씰 등이 있다. 하지만 접촉 방식의 씰 경우는 터빈 회전체와 고정체 서로 접촉하여 Rubbing 현상 발생하기 쉽고, 터빈 진동 발생으로 인한 운영에 어려운 측면이 있다. 또한, 접촉식 씰이 큰 단점은 터빈이 기동&정지를 반복할 때마다 로터와 케이싱의 재질의 열팽창계수 차이에 따른 터빈 내부의 간극이 지속적으로 달라진다. 이 차이로 인해 비접촉 씰보다 마모기간이 상당히 빠른 경향이 있다.

이에 보완책인 ACC 씰은 터빈 기동&정지에 따른 차압으로 터빈 내부 간극을 조절하는 씰이다. 따라서 Cold 상태에는 많은 간극을 유지하고 있다가 터빈이 Hot 상태(정상 운전조건)에 도달할 경우에만 터빈 내부 간극을 최소화하기 때문에 씰 마모량도 적고, 터빈 내부 효율 향상에 큰 역할을 하고 있다. 최근에 제작된 스팀터빈의 경우 HIP 효율 향상을 위해 상당수 No.1 Dummy Ring^③에 ACC 씰을 적용하고 있다 [12].

^③ No.1 Dummy Ring(=N2 Packing) : HIP 터빈이 서로 붙어있어 최초 고온고압 의 증기가 HP 입구로 들어갈 수 있도록 유로를 형성해주고, IP 터빈과 연결되

어 서로의 증기가 혼합되지 않도록 비싼 재질의 씰로 차단하고 있는 부품

제 3 절 씰 누설량 계산관련 선행 연구

이번 절에서는 스팀터빈 내 래버린스 씰의 누설량을 계산하기 위해 현재까지 많이 사용되고 있는 Equation 위주로 알아보려고 한다. 누설량을 계산하는 Equation은 크게 Martin / St. Venant / Neumann을 기본으로 한다. 위의 3개의 Equation을 기반으로 여러 사람들이 자신의 이름을 딴 방정식을 나타내고 있다 [13].

(1) Martin's Equation

처음 래버린스 씰의 누설량을 분석하기 위해서 1913년에 Martin [14]이 아래와 같이 방정식을 제안하였다. 이 방정식은 스팀터빈 뿐만 아니라 다른 종류의 터보기계의 사용된 씰에 누설량을 계산하는데 사용하며, 많은 스팀터빈 관련 논문이나 책에서 이 Equation을 기반으로 터빈 내 손실 성능을 예측하는데 기반을 하고 있다 [11].

$$\dot{m} = k \times \Phi \times Ae \sqrt{\frac{p_i \left(1 - \frac{1}{X^2}\right)}{Vs_i \left(N + \ln[X]\right)}} \quad -----(\dot{\gamma} \quad 2-4)$$

(2) St. Venant Equation

Martin's Equation와 같이 1차원 유동 해석을 위해서 사용하고 있으며, 씰 거리에 따른 계산이 없이 래버린스 씰을 통과하는 유량을 계산하는데 사용하고 있다.

SL Joubert [15]은 래버린스 씰을 통과하는 유량을 계산하기 위해 씰을 통과하는 유량은 Chocking이 발생하지 않고 가정하며, 유량 흐름에 대한 에너지 방정식을 통해서 유도가 가능하다고 말한다.

$$c_p T_{i-1} = c_p T_i + \frac{V_i^2}{2}$$
 -----($(\stackrel{>}{\simeq})$ 2-5)

전단의 유체의 속도는 무시하며, 속도에 대해서 정리를 하게 되면 다음과 같이 된다.

$$V_{i} = \sqrt{2c_{p}T_{i-1}(1 - \frac{T_{i}}{T_{i-1}})} \quad ------(-1)$$

등엔트로피 관계식을 이용하여 온도의 대한 함수를 압력에 대한 함수로 변경시키며, Cp(정압비열)도 비열비의 함수로 변경시킨다.

$$V_{i} = \sqrt{2\left(\frac{\gamma}{\gamma-1}R\right)T_{i-1}\left(1-\left(\frac{p_{i}}{p_{i-1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad -----(\frac{\lambda}{2}) \quad 2-7)$$

속도에 대한 방정식을 면적에 대해 통과하는 질량 유량의 함수와 이상기체 방정식의 함수에 대입하여 St. Venant Equation을 (식 2-8)와 같이 구할 수 있다.

$$\dot{m} = A \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \frac{p_i}{v_i} \left[\left(\frac{p_i}{p_{i-1}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_i}{p_{i-1}} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \right]} \quad - - - - - (\dot{\lambda}) \quad 2 - 8)$$

(3) Neumann's Equation

Egli [16], Hodkinson [17], Vermes [18]는 Martin's Equation에서 고려하지 않은 운동에너지를 보완하기 위해서 각자들 만의 방법으로 연구를 하였다. 그 운동에너지로 인한 감소된 운동에너지 변화를 Carry-over Coefficient라고 불렀다. 위 에너지는 Tooth 사이에 빈 공간에 발생하는 손실이며, 반경방향 래버린스 씰 간극이 증가될수록 Carry-over Coefficient 또한 증가된다 [19].

Neumann [20]의 경우 Martin's Equation과 달리 Tooth 길이에 대한 래버린스 씰 사이의 간극에 대한 함수를 통해 Carryover Coefficient를 사용하고 있으며, 유량계수 또한 압력비의 함수를 통해 계산을 하고 있다. A Szymański [21]에 따르면 해당 Equation을 적용시 3개의 Tooth를 통과하는 래버린스 씰 누설량에 대한 정확도와 실험치 대비 유사한 경향으로 나오고 있다. (식 2-9)에 다음과 같이 Neumann's Equation을 정리하였다.

$$\dot{m} = C f_i \mu_i A \sqrt{\frac{P_i^2 - P_{i+1}^2}{RT}} \quad -----(4) \quad 2-9)$$

$$\mu_i = \frac{\pi}{\pi + 2 - 5\beta_i + 2\beta_i^2} - - - - - - - - - (4) 2 - 10$$

$$\beta_{i} = \left(\frac{P_{i}}{P_{i+1}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 - \dots - (4) 2 - 11$$

$$Cf_i = \sqrt{\frac{N}{N(1 - \alpha_i) + \alpha_i}}$$
 -----(Å] 2-12)

$$\alpha_i = 1 - \frac{1}{(1 + 16.6(\frac{C}{L}))^2} - \dots - (4 - 2 - 13)$$

제 3 장 씰 누설량에 따른 스팀터빈 효율 및 출력 해석

제 1 절 스팀터빈 각종 운전 데이터 변화

(1) 연구모델

본 연구에서는 복합화력에서 고압터빈의 래버린스 씰의 간극 증가에 따라 터빈 효율 및 각종 운전 조건이 변경되는 A사 발전소를 선정하였다. [표 3.1], [그림 3.1]와 같이 이 연구모델의 터빈 사양 및 사진은 다음과 같다.

터빈 칌	§류	TC2F-40
터빈 회	전수	3,600 rpm
터빈 칄	출력	299.4MW
	고압	13단
터빈 단 수	중압	10단
	저압	4 X 2단

[표 3.1] 연구모델 터빈 사양



[그림 3.1] 연구모델 스팀터빈 사진

이 A사 발전소의 경우 최초 인수검사시에는 설계조건과 유사한 성능을 나타냈지만, 2년 후 내부 부품 확인 차 분해점검 결과 고압터빈의 래버린스 씰 간극 대부분이 기준치를 초과하는 것으로 확인되었다. 그때 당시 고압터빈 내 래버린스 씰이 예정보다 빠른 속도로 손상될 것이라고 예측하지 못하고 터빈을 분해하여 정비를 못하였다. 최근 '19년에 고압터빈 모든 단에 래버린스 씰 자재를 확보한 후 신품으로 교체를 완료한 스팀터빈을 연구모델로 선정하였다.

(2) 스팀터빈의 경년열화와 성능저하

제 2장 1절 스팀터빈 출력 저하 원인 분석에서 언급한 것과 같이 스팀터빈을 계속해서 장기간 운전하다 보면 성능은 자연스럽게 떨어지게 된다. 특히 복합화력의 경우 하루에도 2번 이상씩 잦은 기동정지로 인하여 터빈 내부 열변형과 배관 부식으로 인한 F.O.D를 통해 블레이드 표면 손상이 발생할 수밖에 없다.

이러한 스팀터빈의 경년열화에 따른 성능저하량을 ASME PTC 6의 3장에서 소개하고 있다. PTC 6은 스팀터빈을 성능시험하는 절차에 대해서 설명하고 있는 Standard이며, 모든 발전소는 해당 Standard에 따라 진행한다. 우리는 [그림 3.2]의 곡선을 통해서 시간의 도래에 따른 설계치 대비 스팀터빈 성능 저하를 추정하고 있으며, 다음과 같은 조건을 따른다 [22].

- 설치나 정비를 완료한 후 증기가 스팀터빈으로 최초
 인입되는 시점부터 계산함
- 비정상적인 운전이나 좋지 않은 상태의 증기 터빈으로
 계속 운전되었을 때는 성능이 추가적으로 더 떨어짐



[그림 3.2] 스팀터빈의 경년열화에 따른 성능저하 곡선

 $\Delta \text{Heat Rate}(\%) = \frac{BF}{\log MW} \sqrt{\frac{\text{initial pressure, psig}}{2400}} (f) (4 3-1)$

ΔHeat Rate(%) = 스팀터빈의 경년열화에 따른 열효율 감소율
 BF(Base Factor) = 스팀터빈 설치 및 분해 후 개월수에 따른 성능저하 계수
 MW = 사용하고 있는 스팀터빈의 출력
 Initial Pressure = 스팀터빈 입구측 주증기 압력
 f = 1.0 (화력 적용 계수) / 0.7 (원자력 적용 계수)

하지만 시간의 도래에 따른 터빈 설계치 대비 감소량과 별도로 터빈 내부에 예상하지 못한 손상이 발생되어 기대성능에 못 미치는 운전 현황(터빈 출력, 주증기 온도 등)을 보여주는 비정상적인 성능이 발생되는 경우가 빈번하다.

이와 같은 비정상적인 성능이 발생하였을 때 발전회사에서는 발생 원인과 성능복구가 중요하다. 미세한 성능변화가 터빈 주증기 입구 온도, 압력의 변화의 원인이 되며, 최종적으로는 터빈 효율 및 출력 감소로 이어진다. 따라서 발전회사에서는 정확한 원인 규명을 통해 훨씬 더 많은 성능감소가 있을지 판단해야 하며, 제작사에서 기존에 제시한 정비 주기가 아닌 추가 손상 방지를 위한 정비를 진행하게 된다.

(3) 터빈 주요 운전 데이터 변화

발전소의 경우 분산제어시스템(DCS: Distributed Control System)을 통해서 실시간으로 수많은 계측기에서 운전데이터를 확인할 수 있다. 전력거래소에서 급전지시가 내려오면 [그림 3.3]와 같이 위 시스템을 기반으로 발전설비 운전원이 주요 기기들을 각종 계측값과 제어상태 등 상황에 맞춰서 조작 및 운전을 하고 있다.



[그림 3.3] A발전소 스팀터빈 DCS 구성도

안정적인 설비 운전방법 중의 하나로서 실제 발전소에서는 잦은 기동 정지에 따른 응축수 및 잔여 압력을 제거하기 위해서 수백개의 배출 밸브 및 스팀트랩이 설치되어 있다. [그림 3.4, 3.5]와 같이 밸브와 트랩은 빈번한 동작으로 Seat & Disc에 손상이 발생되어 주증기가 외부로 누설되는 손실로 발생하게 된다. 이러한 손실들이 모이게 되면 터빈 출력에 영향을 미치기 때문에 주기적으로 관리를 하고 있다.



[그림 3.4, 그림 3.5] 실제현장 주증기 누설 관련 사진

본 논문에서 다룬 운전데이터의 경우 발전설비 성능시험을 한 날짜를 기준으로 하였다. 해당 시험 날짜에는 응축수 배출 밸브 및 스팀트랩의 주증기 외부 누설을 최소화하기 위해 해당 설비 앞쪽에 위치하고 있는 수동밸브를 모두 차단상태로 조작을 실시한다. 터빈 성능시험의 경우 ASME 코드에 따라서 진행한다. 석탄화력의 경우 PTC 6을 따르며, 복합화력의 경우 PTC 6.2를 따라야 한다. 금번 논문에는 PTC 6.2 standard 기준에 따라 최대한의 오차를 줄이기 위해서 1차와 2차에 나누어서 성능시험을 하며, 그 데이터 값은 1시간동안 운전한 데이터에서 평균을 내어 취득하였다 [23].

[그림 3.6]은 '10년부터 '17년까지 스팀터빈의 출력변화에 대한 경향을 그래프로 보여주고 있다. 터빈 출력은 발전회사에서는 발전수익과 관계되는 부분이며, 해당 요인을 Trend로 분석하는 것은 모든 출력감소 요인이 하나로 합쳐서 나타나는 최종 결과물 로서 쉽게 성능저하를 판단할 수 있는 방법이다.



[그림 3.6] 스팀터빈 출력 변화

A사 스팀터빈의 경우 '10년에서 '12년으로 갈 때 터빈 출력이 299.4MW에서 296.4MW로 3.0MW 감소되었다. 그 당시 스팀터빈 분해점검 결과 래버린스 씰이 로터와 접촉하여 러빙이 일어나는 것을 확인하였고, 간극이 기준치를 초과하게 되었다. 고압터빈 부의 간극 증가가 출력에 영향을 주었을 것으로 생각하였으며, 간극에 대한 내용은 3장 2절에서 자세하게 다룰 것이다. 전체적인 증기터빈 성능을 감시하는데 있어 중요한 요소가 터빈 출력 뿐만 아니라 열소비율(Heat Rate)가 있다. 터빈 내부의 성능저하가 발생했을 시 터빈출력과 상반되게 변경하는 요소 중 하나이며, (식 3-2)와 같이 계산식으로 열소비율을 구하고 있다.

[그림 3.7]은 A발전소의 시간에 따른 열소비율, 스팀터빈 출력 변화를 보여주고 있다. 최초에는 두 요소 모두 설계치와 유사한 성능을 보여주었다. 하지만 매년 출력은 점점 감소되고 있으며, 그에 따른 열소비율이 증가됨을 알 수 있다.



[그림 3.7] 시간에 따른 열소비율, 스팀터빈 출력 변화

마지막으로 A발전소의 스팀터빈 주요 운전 요소에 대해서 알아보도록 한다. 주요 운전 요소로는 터빈 입구측과 출구측에 측정하는 압력/온도/유량을 기준으로 하였다. 압력과 온도의 경우 현장에 설치되어 있는 계측기의 측정값를 저장하는 서버에서 취득 하였으며, 유량의 경우 HRSG에서 생성되는 유량(급수펌프, Gas Turbine Cooler Air 계통, Drum 레벨 변화 등)과 각종 누설유량을 계산하여 취득하였다.



[그림 3.8] 고압터빈 출구/입구측 압력비 상관관계



[그림 3.9] 고압터빈 출구/입구측 온도차 상관관계

[그림 3.8]와 [그림 3.9]은 고압터빈 출구측 대비 입구측의 압력과 온도의 상관관계를 그래프로 표현하였다. 최초 발전소 준공 이후 고압터빈 단의 경우 압력비와 온도비를 비교하면 점차 증가하는 경향이며, 압력과 온도의 차이는 점차 감소하는 경향을 보이고 있다. 따라서 시간이 지남에 따라 고압 터빈의 내부효율이 저하되고 있다는 의미를 나타낸다. Bottom Cycle로서 가스터빈과 HRSG에서 감소된 영향을 받는 스팀터빈의 경우 기존에 설계한 터빈 입구 압력과 온도가 아닌 낮은 운전조건으로 운전되어 더욱 최대 효율 운전에서 점점 벗어나고 있다.



[그림 3.10] 중압터빈 출구/입구측 압력비 상관관계



[그림 3.11] 중압터빈 출구/입구측 온도차 상관관계

[그림 3.10]와 [그림 3.11]은 중압터빈의 출구측 대비 입구측에 따른 압력과 온도의 상관관계를 비교하였다. 고압터빈과 달리 심한 차이를 보이고 있지는 않으며, 대체적으로 인수성능치 에서 유사하게 운전되고 있다. 중압터빈의 온도비가 점점 상승하는 것은 HP-IP Packing 손상에 따른 고압터빈 주증기의 누설의 영향과 '19년 분해 당시 터빈 내부에 Deposit이 고압단보다 많아서 유로에 영향이 있었을 것으로 판단된다.



[그림 3.12] 저압터빈 출구/입구측 압력비 상관관계



[그림 3.13] 저압터빈 출구/입구측 온도차 상관관계

[그림 3.12]와 [그림 3.13]은 저압터빈의 출구측 대비 입구측 에 따른 압력과 온도의 상관관계를 비교하였다. 온도와 압력비로 비교하였을 때는 복수기의 운전조건에 따라 매우 달라지는 경향을 보여주고 있다. 복수기의 경우 냉각수의 열교환 상태, 주증기 누설로 인한 온도 상승, 복수기 튜브 상태 등 복합적인 요인으로 운전 특성이 달라진다.



[그림 3.14] 각 터빈 별 입구측 유량 추이

[그림 3.14]은 현재 고압/중압/저압 터빈 별 증기유량을 보여주고 있다. 매년 가스터빈 및 HRSG의 노후화로 인해 스팀터빈의 성능과 상관없이 터빈에 들어오는 유량이 줄어드는 것을 확인할 수 있다.

제 2 절 씰 손상 변화 추이 및 예측

(1) 래버린스 씰 측정 방향 선정

본 연구에서 다룰 A 발전소의 경우 [그림 2.2]와 유사한 형태로 래버린스 씰이 배치되어 있다. 다만 고압터빈의 경우 코킹방식의 씰이 적용되어 있고, 중압터빈부터는 솔리드 방식으로 되어 있다. 해당 씰들은 반경방향과 축방향을 기준으로 측정을 실시하였다.

반경 방향의 경우 [그림 3.15]와 같이 총 4가지 위치를 연납으로 측정해야 된다. 로터의 중심축을 기준으로 X축과 Y축을 그려서 상부측/하부측/좌측/우측을 측정한다. 측정에 대한 자세한 설명은 4장에 정리해 두었으며, 터빈을 최초 분해하였을 때 측정을 하고, 정비를 완료한 후 터빈 Casing을 조립하기 전에 재측정을 한다.



[그림 3.15] 반경 방향 래버린스 씰 측정 위치

축 방향의 경우 발전기에서 터빈을 바라보는 방향을 기준으로 측정해야 한다. 측정할 위치은 다이어프램과 회전 블레이드간의 Tip & Root부의 간극, 래버린스 씰 간의 서로 떨어진 간극인 2가지를 중점적으로 측정한다.

(2) 래버린스 씰 손상 변화 추이

처음 스팀터빈을 설치 후 진동의 문제없이 운전을 하고 있었다. 앞서 언급한 것과 같이 발전소 준공 후 2년 뒤 터빈을 최초 분해점검 중 래버린스 씰의 손상을 확인했다. [그림 3.16]와 [그림 3.17]은 2절 (1)에서 언급한 측정방향에 따른 점검 중 손상이 확인된 래버린스 씰 사진이다. 상부, 좌, 우측은 양호한 반면에 하부 측만 유독 로터와 접촉하여 손상된 것을 확인할 수 있었다.



[그림 3.16] 고압터빈 내부 래버린스 씰 변형



[그림 3.17] 래버린스 씰 변형 확대 사진

[그림 3.18]와 같이 로터와 래버린스 씰의 Rubbing 현상은 단순하게 총 13단 중 일부 단에서 일어난 것이 아니라 전체적인 손상으로 확인되었다. 이러한 손상은 터빈 Casing의 추가 변형에 따라 증가될 것으로 판단할 수 있으며, 기준치 대비 래버린스 씰의 고압터빈 내 전체적인 간극 경향 변화는 [그림 3.18]부터 [그림 3.21]까지와 같다.

A발전소의 스팀터빈에 내부간극 특성은 상부 간극은 기준치를 초과하고 있으며, 하부 간극은 로터와 접촉할 정도로 2단-4단은 간극이 좁은 경향을 보인다. 백민식 [25]에 따르면 시계방향을 회전하는 터빈의 경우 유막 쐐기 작용에 의한 로터 이동에 따라 좌측의 간극이 우측보다 1.3-1.5배 큰 경향을 보인다고 하는데, 금번 터빈의 경우도 약 1.57배 움직이는 것을 확인하였다.



[그림 3.18] (기준치 / '12년) 상, 하부 간극 측정 - 로터측



27

회전 블레이드와 접촉하는 래버린스 씰은 고압터빈 단에 코킹방식으로 3개씩 장착되어 있다. 각각의 씰에 대해서 경향을 파악하기 보다는 3개의 씰 간극 평균으로 해서 [그림 3.20]와 [그림 3.21]으로 확인하였다. 대체적으로 앞 전에 분석한 로터와 접촉하는 래버린스 씰과 유사한 경향을 보여주고 있었다.



[그림 3.20] (기준치 / '12년) 상, 하부 간극 측정- 회전 블레이드





기준치 대비 전체적인 씰 길이 증가량이 고압터빈 측 5.82 mm, 중압터빈 측 3.44 mm, N2 Packing 측 0.75 mm, Gland부 측 1.2 mm가 2년만에 증가한 것을 확인하였다.
이제 A발전소의 7년이 지난 시점에 분해한 '19년도 당시 상태에 대해서 파악해 보려고 한다. 터빈 출력과 고압터빈 단효율이 과거보다 많이 떨어진 상태이기 때문에 래버린스 씰이 손상이 심할 것으로 판단하고 정비를 진행하였다. [그림 3.22]와 같이 상당수 고압터빈의 래버린스 씰은 터빈 하부측의 경우 육안으로 확인해도 될 정도로 마모가 심하였다.



[그림 3.22] 래버린스 씰 터빈 하부측 추가 손상 확인

[그림 3.23]와 [그림 3.24]은 이렇게 손상된 다이어프램과 로터측 래버린스 씰에 대해서 '12년에 정비 기록으로부터 경향을 파악하기 위해서 서로 비교를 해보았다. 그 결과 과거에 비해 전체적으로 평균길이가 상부 0.53 mm 증가하고 하부 1.01 mm가 감소한 것을 확인하였다. 좌측과 우측은 서로 약 0.06 mm 정도 미세하게 증가하였다.





[그림 3.24] ('12년 / '19년) 좌, 우측 간극 측정 - 로터측

[그림 3.25]와 [그림 3.26]은 앞에 분석한 그래프와 유사하게 회전 블레이드와 접촉하는 씰에 대하여 경향 분석을 하였다. 하지만 로터측과 달리 3,600 rpm으로 블레이드가 회전하는 부분이라 4방향 모두 손상이 더 심한 것으로 파악되었다. 전체적으로 평균길이가 상부 0.57 mm, 좌측과 우측은 서로 약 0.07 mm 증가하였으며 하부 1.17 mm가 감소한 것을 확인하였다. 회전 블레이드의 간극 손상이 고정 블레이드 보다 큰 것을 확인할 수 있었으며, 현장 점검 결과 회전 블레이드와 래버린스 씰이 서로 접촉한 흔적을 확인할 수 있었다.



[그림 3.25] ('12년 / '19년) 상, 하부 간극 측정 - 회전 블레이드



[그림 3.26] ('12년 / '19년) 좌, 우측 간극 측정 - 회전 블레이드

[그림 3.27]은 '19년 분해 당시 고압터빈 다이어프램과 로터 사이의 축방향 경향을 나타내고 있다. 축방향의 경우 대체적으로 양호한 경향을 보이고 있다. 현재까지 운전을 하면서 진동에 대한 이슈가 발생하지 않았으며 Thrust 베어링 상태 또한 양호하여서 손상이 크지 않았던 것으로 판단된다.



[그림 3.27] ('19년 / 축방향) 상, 하부 간극 측정 - 로터측

래버린스 씰 간극은 시간이 지남에 따라 계속 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 다음 장에서는 래버린스 씰이 시간의 도래에 따라 얼마나 증가하고 감소하는지 예측해 보도록 한다.

(3) 래버린스 씰 손상 데이터를 기반으로 한 변형량 예측

앞장에서 래버린스 씰의 측정을 통해서 과거부터 현재까지 간극이 어떻게 변화하고 있는지 추이에 대해서 확인하였다. 이번 장에서는 최초 상업운전 개시 후 2년 후 래버린스 씰 손상 데이터를 기반으로 변형량을 예측하여 '19년 데이터와 비교를 하려고 한다.

앞장에서 래버린스 씰이 로터 및 블레이드와 접촉하여 변형이 되었으며, 간극이 어떻게 변하였는지 측정하였다. [그림 3.28]와 [그림 3.29]는 변형된 씰 측정 데이터를 기반으로 매년 래버린스 씰 간극이 선형으로 증가한다고 가정을 하였다. 각 단별로 변형량을 매년 동일하게 적용하여 다음과 같이 표현하였다.



[그림 3.28] ('12년부터 '19년까지) 상, 하부 간극 1차 예측 - 로터측



[그림 3.29] ('12년부터 '19년까지) 좌, 우측 간극 1차 예측 -로터측

[그림 3.30]와 [그림 3.31]는 '19년의 변형량을 선형적으로 증가시켜서 예측한 값과 실제 '19년도 분해당시 측정값을 서로 비교하였다. 그 결과 하부의 경우 2-4단의 간극이 비슷한 값으로 도출되었으며, 우측의 경우 11단이 거의 일치하는 것을 확인하였다.



고압터빈 다이어프램, 로터 사이 좌측 & 우측 간극 (예측치 / '19년) (mm) 6.00 좌측 3.00 0.00 1단 3단 4단 5단 6<u></u>.... 7단 8탄 9탄 10탄 우측 .3.00 ····물·· 좌측 ('19년 예측) 🛶 좌측 ('19년 분해) ····물·· 우측 ('19년 예측) 🛶 우측 ('19년 분해)

[그림 3.30] (1차 예측 / '19년) 상, 하부 간극 - 로터측

[그림 3.31] (1차 예측 / '19년) 좌, 우측 간극 - 로터측

이번에는 각 단의 변형량 기준이 아닌 우측 11단와 같이 가장 근접한 값 또는 최소 변형량을 기준으로 하여 모든 단의 래버린스 씰이 선형으로 증가한다고 가정하였다. 그 결과 [그림 3.32]와 [그림 3.33] 같이 매년 하부 간극 0.12 mm 감소, 우측 간극 0.03 mm 증가할 때 '19년 실측값과 매우 유사한 결과를 보여주었다. 상부와 좌측의 경우 변형량의 최소값 기준으로 적용하였지만 실제값과 동떨어진다는 것을 알 수 있었다.





[그림 3.33] (2차 예측 / '19년) 좌, 우측 간극 - 로터측

상부와 좌측의 간극 경향성 파악을 위해서 최소값 적용이 아닌 다른 예측 값이 필요하다. 따라서 상부&하부 / 좌측&우측은 로터 다이나믹스 측면이나 간극 관리기준이 유사하기 때문에 비슷한 경향성을 보일 것으로 추측하였다. [그림 3.34]와 [그림 3.35]은 상부&하부에 동일하게 0.12 mm, 좌측&우측에 동일하게 0.03 mm 의 변형량을 적용한 예측값과 실측값을 비교하였다. 그 결과 대부분 모든 방향과 각 단의 경향이 유사한 것을 알 수 있었다. 고압터빈 2-4단의 하부 씰은 로터가 접촉할 정도로 변형되었다는 것을 확인할 수 있었다. 일부 단의 경우 예측값보다 작아서 마모량이 적은 것을 확인할 수 있었다.





[그림 3.35] (3차 예측 / '19년) 좌, 우측 간극 - 로터측

추가적으로 회전 블레이드의 변형량을 기준으로 실제 측정값과 비교하였다. 방법은 고정 블레이드와 동일하게 진행하였으며, 단별로 각 Tooth에 대한 측정한 값에 평균값을 적용하여 계산하였다. [그림 3.36]와 [그림 3.37]와 같이 최종 적용 변형량은 상부 & 하부에 동일하게 0.19 mm, 좌측 &우측에 동일하게 0.02 mm 간극이 매년 변형되었다고 가정한 예측값과 실제 측정한 데이터를 서로 비교 하였다. 그 결과 터빈 상부를 제외한 다른 세 방향으로는 예측 가능한 경향을 가지는 것을 확인할 수 있었다. 고정 블레이드와 동일하게 하부 씰의 손상이 매우 심하여 일부 구간에서는 터빈 내 간극이 0 mm로 나오는 단도 존재하였다.



[그림 3.36] (3차 예측 / '19년) 상, 하부 간극 - 회전 블레이드



[그림 3.37] (3차 예측 / '19년) 좌, 우측 간극 - 회전 블레이드

회전 블레이드 상부 씰 간극의 경향 파악을 위해서 고정 블레이드 변형량을 '12년 측정데이터에 반영하여 계산하였다. 하지만 상부 씰 간극이 예측할 수 없을 만큼 크게 나오고, 하부 씰의 경우 9단-13단이 유사한 경향을 나타났다. 이번엔 [그림 3.38]와 [그림 3.39]같이 래버린스 씰 간극 설계값 기준으로 매년 증가된다고 가정을 하여서 확인한 결과 대체적으로 고정 블레이드 변형량을 통해 예측이 가능한 결과가 도출되었다. 회전 블레이드 변형량을 현장에서 적용하기 어려울 경우 고정 블레이드 변형량을 통해서 예측 가능하다는 것을 알 수 있었다.



[그림 3.38] (4차 예측 / '19년) 상, 하부 간극 - 회전 블레이드



[그림 3.39] (4차 예측 / '19년) 좌, 우측 간극 - 회전 블레이드

최초 상업운전 이후 2년동안 간극이 가장 많이 증가되었으며, 고정블레이드 하부와 우측의 최소값을 기준으로 선형적인 변형량을 가정하였을 때 고압터빈 내 래버린스 씰의 변형량을 향후 예측할 수 있다고 판단한다. 또한, 1절 (3)과 비교하여 판단할 때 래버린스 씰 간극 초과가 터빈 내부 효율 저하 및 출력저하에 기여했다고 판단할 수 있다.

제 3 절 이론적 씰 누설량 분석

(1) 이론적 씰 누설량 분석을 위한 조건

이론적으로 래버린스 씰의 누설량 분석을 위해 2장 3절에서 언급한 Equation을 사용해야 한다. 해당 Equation을 적용하기 위해서 각 단의 압력, 총 누설면적 등을 알아야 한다. 정확히 계산 하기 위해서는 해당 터빈의 치수를 모두 3D 형상화 하여 Fluent를 사용해 유동해석을 하는 것이 가장 좋을 것이다. 하지만 해당 치수들을 현장에서 모두 측정하는 것은 어렵기 때문에 변재철 [8], Cotton [26]의 가정을 기반으로 누설량을 해석해 보려고 한다.

A발전소의 경우 현재 각 터빈들의 전, 후단 입구 & 압력에 대해서만 측정이 가능하다. 터빈 내 각 단의 압력들을 알기 위해서 전, 후단 압력을 기반으로 다음과 같이 모델을 단순화하였다. JK Salisbury [27]에 따르면, [그림 3.40]와 같이 증기 터빈은 등압비를 가진 연속된 오리피스로 나열할 수 있으며 터빈 입구측과 출구측만 비등압단으로 표현가능하다. 따라서 터빈 내부의 압력은 등압비에 맞춰서 감소하는 것을 알 수 있다.



[그림 3.40] 스팀터빈 내부 유량 특성에 따른 단순화 모델 [27]

Cotton [26]에 따르면 충동터빈, 반동터빈의 따라 압력비를 다르게 설계하고 있으며, A발전소와 유사한 모델(화력, 반동터빈)에 대한 압력비를 참고하였다. 추가적으로 해당 고압, 중압 티빈의 임계 압력비를 기반으로 해서 가정을 하였다. 위의 가정을 통하여 [그림 3.41]와 같이 현재 A발전소의 스팀터빈 각 단 압력비를 가정하였다. 각 터빈에서 등압단은 일정 비율에 맞춰 상승하도록 압력비를 선정하였다.



증기터빈 터빈 단 압력비

이제 가정한 압력비를 기반으로 현재 알고 있는 스팀터빈 입구측과 출구측의 압력을 대입해서 다음 [그림 3.42], [그림 3.43]와 같이 고압, 중압터빈의 단별 압력을 계산하였다.



39



[그림 3.43] 중압터빈 단별 입구 압력

이제 [그림 3.44]와 같이 스팀터빈 내 설치된 래버린스 씰을 통과하는 압력(동그라미 친 부분)을 구해야 한다. 해당 압력을 알기 위해서는 반동터빈의 단별 Root부와 Tip부의 반동도를 알아야 하며, 이 반동도와 압력의 관계식으로 계산이 가능하다.



[그림 3.44] 고압 터빈 내 압력 계산 필요 개소

반동터빈의 반동도는 [그림 3.45]와 같이 Cotton [26]이 제시하고 화력 발전의 설계시 사용하고 있는 충동터빈과 반동터빈의 반동도를 기반으로 가정하였다.



[그림 3.45] HIP 터빈 단별 Root부, Tip부 반동도

SL Dixon [28]에 따르면, 단별 반동도(R)는 회전 블레이드에서 일어난 정적 엔탈피 강하량을 한 단에서 일어난 정적 엔탈피 강하량으로 나눈 것이라고 (식 3-3)처럼 정의하고 있다.

$$R = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3} \quad -----(\lambda_1 3 - 3)$$

열역학 제 2법칙 등엔트로피 방정식과 유사하게 터빈 내부에 유동이 흐른다고 가정하면, (식 3-4)에서 Tds = 0으로 볼 수 있어 엔탈피에 대한 관계식 (식 3-5)로 표현할 수 있다. 따라서 반동도를 (식 3-6)와 같이 압력에 대한 관계식으로 표현 가능해진다.

 $Tds = dh - dp / \rho -----(4] 3-4)$ $dh = dp / \rho ------(4] 3-5)$ $R \approx \frac{p_2 - p_3}{p_1 - p_3} ------(4] 3-6)$

(식 3-6)에 따라 반동도를 각각 적용하여 래버린스 씰을 통과하는 Root부와 Tip부 압력을 구할 수 있게 된다. 따라서 유량계산 공식에 적용하기 위한 압력값을 얻었기 때문에 출력계산이 가능해진다. 앞서 3절 (1)의 정리한 조건들을 기반으로 Martin's Equation (식 2-4)와 St. Venant Equation (식 2-8), Neumann's Equation (식 2-9)적용이 가능해진다. 해당 Equation 적용을 위해 로터측과 회전 블레이드측 길이(도면 및 실측 데이터)를 기반으로 총 누설면적(Ae)을 [표 3.2]와 같이 계산하였다. 압력비(X)는 위에서 계산한 반동도에 따른 Root부와 Tip의 압력을 적용하여 [표 3.3]와 같이 계산하였다.

고압터빈				중압터빈		
단수 로터측 (mm ²)		회전 블레이드측 (mm2)	단수	로터측 (mm ²)	회전 블레이드측 (mm2)	
1단	-	2,500.06	1단	-	3,848.05	
2단	1,862.65	2,447.79	2단	2,445.30	3,573.06	
3단	1,932.08	2,460.16	3단	2,445.30	3,733.25	
4단	1,883.78	2,472.53	4단	2,344.81	3,662.70	
5단	1,682.32	2,252.71	5단	2,478.80	4,388.80	
6단	1,696.46	2,226.42	6단	2,411.80	4,408.61	
7단	1,696.46	2,243.79	7단	2,200.21	4,518.03	
8단	1,649.34	2,255.89	8단	2,168.33	4,818.24	
9단	1,790.71	2,302.11	9단	2,072.67	5,032.29	
10단	1,750.70	2,281.41	10단	2,072.67	6,041.63	
11단	1,691.28	2,260.84				
12단	1,589.25	2,138.18				
13단	1,544.49	2,153.28				

[표 3.2] 고압, 중압 터빈 단별 총 누설면적(Ae)

고압터빈				중압터	빈
단수	단수 로터측 회전 블레이드측		단수	로터측	회전 블레이드측
1단		1.01	1단	1.06	1.06
2단	1.05	1.05	2단	1.07	1.07
3단	1.05	1.05	3단	1.08	1.08
4단	1.05	1.05	4단	1.09	1.10
5단	1.05	1.05	5단	1.11	1.11
6단	1.05	1.05	6단	1.12	1.12
7단	1.05	1.06	7단	1.13	1.13
8단	1.05	1.06	8단	1.15	1.15
9단	1.05	1.06	9단	1.17	1.16
10단	1.05	1.06	10단	1.17	1.17
11단	1.06	1.06			
12단 1.06		1.06			
13단	13단 1.06 1.06				

[표 3.3] 고압, 중압 터빈 단별 압력비(X)

유량계수(Φ)는 [그림 2.6], [그림 3.46]을 참고하여, 로터측의 경우 0.4를 적용, 회전 블레이드의 경우 0.38을 적용하였으며, 래버린스 씰이 완전 Rubbing이 되었다고 적용하였다 [29]. 래버린스 씰의 Tooth는 현장 설치 상황과 맞게 고압터빈의 경우 3개, 중압터빈의 3, 5, 6개를 적용하여 다음과 같이 최종 Martin's Equation에 따른 누설량을 [표 3.4]와 같이 계산하였다.



[그림 3.46] 회전블레이드 측 씰 위치에 따른 유량계수

고압터빈				중압터빈			
단수	로터측 (kg/s)	회전 블레이드측 (kg/s)	단수	로터측 (kg/s)	회전 블레이드측 (kg/s)		
1단	-	1.61	1단	-	1.45		
2단 3단	2.43	2.43 3.01		0.76	1.33		
	2.34	2.82	3단	0.74	1.33		
4단	2.13	2.13 2.63		0.67	1.21		
5단	1.76	2.23	5단	0.65	1.32		
6단	1.65	2.04	6단	0.57	1.19		
7단	1.53	1.91	7단	0.42	0.66		
8단	1.38	1.78	8단	0.36	0.60		
9단	1.38	1.68	9단	0.29	0.53		
10단	1.25	1.53	10단	0.24	0.52		
11단	1.11	1.40					
12단	0.97	1.22					
13단	0.86	1.13					

[표 3. 4] 고압, 중압 터빈 단별 누설량(kg/s)

이제 해당 누설량에 따른 스팀터빈의 출력을 계산하기 위해서는 Euler Turbine Equation을 적용해야 한다. 이 방정식의 경우 에너지 보존의 법칙과 각 운동량 보존의 법칙을 기반으로 이루어져서, 터빈의 유량이 들어올 때 터빈이 회전하는 각 운동량의 차에 따른 출력을 (식 3-7)와 같이 표현하였으며, 누설량에 따른 엔탈피 변화량으로 계산하였다 [30]. [표 3.5]은 Martin's Equation을 적용하여 1 mm 증가할 때 변화하는 스팀터빈 단별 출력량을 나타내었다. 터빈의 출력은 압력이 높을수록 저하되는 출력량이 큰 것으로 보이며, 고압터빈 간극이 스팀터빈 출력 감소에 기여를 할 수 있다는 것을 알게 되었다.

고압터빈				중압터	빈
단수	로터측 (KW)	회전 블레이드측 (KW)	단수	로터측 (KW)	회전 블레이드측 (KW)
1단	-	6.11	1단	—	5.08
2단	35.89	47.87	2단	18.95	20.83
3단	33.25	5 44.65	3단	20.90	20.23
4단	30.80	41.58	4단	21.90	19.17
5단	28.35	38.65	5단	21.99	17.76
6단	25.67	35.80	6단	21.26	16.20
7단	23.66	33.27	7단	17.30	8.92
8단	21.78	30.78	8단	15.81	7.87
9단	20.02	28.45	9단	14.19	6.78
10단	17.83	26.28	10단	11.48	5.70
11단	16.36	24.26			
12단	14.71	22.42			
13단	13.28	20.39			

[표 3.5] 1 mm 증가할 때 변화하는 스팀터빈 출력변화 - Martin's Equation 적용

이번에는 St. Venant Equation을 적용하여 각 단별 출력변화를 확인해 보려고 한다. (식 2-8)을 사용하기 위한 증기 통과면적, 래버린스 씰 전, 후단 압력 등의 변수는 앞에 대부분 가정을 통하여 구하였다. 추가적인 요소로 과열증기 비열비를 1.3이라고 가정을 하였으며, 유량계수는 앞서 Martin's Equation와 동일하게 적용하였다. [표 3.6]은 St. Venant Equation을 적용하여 1 mm 증가할 때 변화하는 각 단의 출력을 나타내었다. Marin's Equation와 비교하면 대체적으로 1.7배정도 큰 결과물을 얻었다.

	고압터빈			중압터빈				
단수	로터측 회전 블레이드측 (kW) (kW)		단수	로터측 (kW)	회전 블레이드측 (k₩)			
1단	-	10.46	1단	-	8.28			
2단	53.59	78.69	2단	39.94	33.53			
3단	49.79	73.33	3단	44.80	32.16			
4단	45.98	68.23	4단	47.58	30.12			
5단	41.84	63.36	5단	48.28	27.57			
6단	37.96	58.64	6단	47.06	24.86			
7단	34.97	54.44	7단	42.14	17.31			
8단	32.06	50.34	8단	38.61	15.07			
9단	29.69	46.48	9단	34.65	12.79			
10단	26.45	26.45 42.90		28.69	10.71			
11단 24.17 39.57								
12단	21.62	36.52						
13단	19.45	33.21						

[표 3.6] 1 mm 중가할 때 변화하는 스팀터빈 출력변화 - St. Venant Equation 적용

마지막으로는 Neumann's Equation을 사용하여 각 단별 출력 변화량을 확인해 보았다. (식 2-9)을 사용하기 위해서 각 단별 Carry-Over Factor와 유량계수를 산출하였으며, 다른 Equation와 다르게 Tooth의 높이에 관한 관계식도 적용하였다. [표 3.7]은 Neumann's Equation 적용하여 1 mm 증가할 때 변화하는 각 단의 출력을 나타내었다. Marin's Equation와 비교하면 대체적으로 3.9배정도 큰 결과물을 얻었다.

고압터빈				중압터빈			
단수	로터측 (kW)	회전 블레이드측 (k₩)	단수	로터측 (kW)	회전 블레이드측 (k₩)		
1단	-	21.70	1단	-	18.13		
2단	115.11	172.24	2단	83.73	73.82		
3단	3단 107.51 164.24 4단 99.16 152.91 5단 89.56 140.91		3단	93.84	72.05		
4단			4단	100.99	67.51 63.73		
5단			5단	5단 105.34			
6단	81.50	.50 130.32		104.15	58.12		
7단	75.16	121.22	7단	91.07	50.98		
8단	68.82 112.18		8단	84.45	44.60		
9단	64.28	103.82	9단	76.74	38.49		
10단	57.51	57.51 93.70		64.88	32.57		
11단	52.75	86.40					
12단 47.02		79.35					
13단	42.23	72.19					

[[]표 3.7] 1 mm 증가할 때 변화하는 스팀터빈 출력변화 - Neumann's Equation 적용

3개의 Equation 모두 누설유량을 기반으로 터빈 손실 출력을 계산할 수 있기 때문에 간극 증가에 따른 출력 변화 경향 파악이 용이할 것으로 파악된다. A. SZYMAŃSKI [21], A. Eldin[13]이 실험한 결과와 유사하게 래버린스 씰을 통과하는 누설유량을 계산하는 방식은 다양하며, 그 결과 또한 Tooth의 길이, 압력 등 다양한 요인으로 인해 실험 조건에 따라 적용되는 Equation이 다르다는 것을 알 수 있다. 따라서 EPRI 보고서 및 대부분 누설유량을 계산하는 논문처럼 Martin's Equation으로 경향을 파악한 뒤 다양한 계산 방식으로 최적의 출력 변화량을 찾는 것이 타당하다고 생각한다.

제 4 절 스팀터빈 효율 및 출력 분석

(1) 엔탈피 Drop Test에 따른 터빈 효율 분석

터빈의 효율을 계산하기 위해서 엔탈피 Drop Test 방법을 사용하였다. 이 방법은 고압/중압 터빈 전, 후단에 설치되어 있는 입구 & 출구 압력과 온도 계측값을 기반으로 터빈 내부 효율을 측정하기 때문에 계산하기가 용이하며, 실제 현장에서 자주 사용되고 있는 방법이다. [그림 3.47]은 엔탈피 Drop Test를 H-S 선도에 도식화 하였으며, 입구 압력에서의 등엔트로피 과정의 사용가능한 엔탈피와 실제 사용한 엔탈피의 값을 터빈 내부 효율로 볼 수 있다 [31].



[그림 3.47] 엔탈피 Drop Test(H-S 선도)

해당 효율을 계산하기 위해서 현재 A 발전소의 시간에 따른 고압, 중압 터빈 입구측과 출구측 엔탈피를 1절 (3)에서 측정한 운전값을 기준으로 계산하여 변화 추이를 확인하였으며, 그에 따른 터빈 내부 효율의 변화도 [그림 3.48]와 같이 계산하였다.



[그림 3.48] 시간에 따른 고압, 중압 터빈 내부 효율 변화

최초 인수성능시험을 할 시기에는 고압, 중압터빈 내부 효율이 설계치를 상회할 정도 좋은 성능을 보여주고 있었다. 시간이 지날수록 앞장에서 운전데이터를 검토한 것과 같이 터빈 입, 출구의 압력비 상승, 온도차이의 감소가 일어나게 된다. Euler Turbine Eqation에 따라 터빈 출력에 기여하는 에너지가 점점 감소하는 것을 알 수 있고, 모든 터빈의 내부 효율 또한 점점 감소하는 경향으로 간다는 것을 알 수 있다.

고압터빈 내부효율에 대한 감소율의 경우 래버린스 씰의 마모와 동일하게 선형으로 감소한다고 가정을 하면 초기 2년동안 감소율이 약 0.7%로 제일 높았고, 해가 지날수록 마모량이 줄어들면서 약 0.5%씩 감소하는 경향을 확인하였다. 계속 감소되는 추세를 보아 예측하면 2014년 상반기부터 고압터빈 내부효율은 설계치 이하로 운전되고 있을 것이라고 추정할 수 있다.

따라서 래버린스 씰의 간극 증가가 터빈 내부 효율 저하에 영향을 준다는 것을 확인할 수 있게 되었다. 중압터빈의 경우 N2 Packing의 ACC Seal 마모량 증가와 초년도 OH에 양호하였던 래버린스 씰 러빙에 따른 간극 증가가 영향을 준 것으로 생각된다.

48

(2) 경년열화에 따른 열소비율 및 출력 분석

이제 A발전소의 경년열화에 따른 열소비율과 출력변화를 알아보려고 한다. Cotton [26]에 따르면 터빈 내부 효율이 1% 변화할 때 열소비율과 출력이 어떻게 변하는지 보여주며, 이를 기반으로 각 터빈 단별 열소비율과 출력에 대한 상관관계를 표로 제시하였다. 이것을 통해서 고압 & 중압터빈 보다는 저압터빈의 경우 내부 효율 저하 시 열소비율과 출력의 감소량이 큰 것으로 나타난다.

현재 경년열화에 따른 열소비율의 변화 (식 3-1)을 기반으로 2년이라는 시간이 도래한 뒤 0.57% 열소비율 증가율을 가진다는 것을 알 게 되었다. [표 3.8]와 같이 열소비율과 출력간의 관계식을 통해서 2012년 당시 경년열화에 따른 변화량보다 추가적인 열소비율이 21.7 KJ/kWh이 되었고, 스팀터빈 출력의 경우 847kW가 추가적으로 감소되었다.

	단위	인수성능	초년도 OH	변화량
실제 ST 출력	MW	299.4	296.4	-3.00
예상 출력	MW	299.4	297.2	-2.15
실제 열소비율	KJ/kWh	9,804.0	9,882.1	78.09
예상 열소비율	KJ/kWh	9,804.0	9,860.4	56.40

[표 3.8] 예상 출력 & 열소비율 차이 계산

이러한 예측성능보다 추가적으로 발생된 성능저하를 통해서 터빈 내부에 추가적인 손실이 발생되었다는 것을 알 수 있게 된다. 스팀터빈 분해 당시 일부 터빈 블레이드 표면에 발생한 FOD 손상을 제외한 특별한 문제가 없었으며, Blasting을 통한 표면 가공으로 정비 이후 출력이 향상되었을 것으로 추정된다. 따라서 비정상적인 성능이 래버린스 씰의 평균간극이 5.82 mm 증가에 따른 성능 저하 라고 판단된다.

(3) 래버린스 씰 누설량에 따른 출력 저하량 비교

이번에는 래버린스 씰 누설량 증가에 따른 출력 저하량을 서로 비교해보려고 한다. 앞서 2절 (2)에서 고압터빈과 중압터빈의 단별 길이의 변화량을 측정하였으며, 3절 (2)에서 고압터빈과 중압터빈의 단별 1 mm 증가할 때 변화하는 터빈 출력을 계산하였다. 따라서 터빈 설계치에서 2년 후 분해하여 변형된 래버린스 씰 측정 데이터를 기반으로 Martin's Equation을 적용한 단별 누설량을 [표 3.9]와 같이 계산하였다. 그 결과 고압터빈 단은 344.83kW, 중압터빈 단은 99.9kW 감소로 총 약 444.68kW 감소된 것으로 파악되었다. 중압터빈 10단 로터측의 경우 간극이 설계치 범위 안에 있어서 0kW로 적용하였다.

Γ	고압터빈			중압터빈			
	단수 로터측 회전 블레이 (kW) (kW)		회전 블레이드측 (k₩)	단수	로터측 (kW)	회전 블레이드측 (k₩)	
	1단	-	2.98	1단	-	0.15	
	2단	18.75	29.32	2단	11.66	2.12	
	3단	17.62	7.62 24.97	3단	14.91	2.06	
	4단	17.48	24.60	4단	9.60	2.73	
	5단	13.25	18.58	5단	6.60	5.37	
Γ	6단	12.19	19.63	6단	6.68	6.93	
Γ	7단	10.65	13.81	7단	10.89	2.77	
Γ	8단	11.22	16.14	8단	6.47	2.27	
	9단	8.56	12.47	9단	3.36	2.88	
	10단	7.58	12.42	10단	-	2.41	
	11단	7.00	10.70				
	12단	6.91	11.27				
Γ	13단	7.14	9.60				

[표 3.9] 설계 기준 간극 초과할 때 스팀터빈 출력 감소량 - Martin's Equation 적용

Cotton [26]에 따르면 래버린스 씰의 변형량에 대한 출력 감소량을 터빈 제조사에서 제공하는 추정치로 계산이 가능하다고 한다. [표 3.10]은 A발전소에 간극에 대한 출력 변화량을 적용하기 위해서 선형 보간법을 통해 해당되는 출력값으로 변환하였다.

	로터 측 (kW/mm)			회전블레이드 측 (kW/mm)		
	고압터빈 중압터빈 저압터빈		저압터빈	고압터빈	중압터빈	저압터빈
100MW	157.48	39.37	78.74	98.43	39.37	59.06
299.4MW	235.98	59.00	117.99	186.74	78.62	147.37
500MW	314.96	78.74	157.48	275.59	118.11	236.22

[표 3. 10] 1 mm 씰 간극 증가시 감소하는 출력 - Reference 문헌 Data 적용 2년 동안 증가한 씰 간극 데이터를 입력하여 계산할 경우 고압터빈의 경우 2,594kW가 증가, 중압터빈의 경우 499kW가 증가하였다. 결과가 차이 나는 원인으로는 각 단별 압력으로 인해 출력 감소량이 다른데 구분하지 못하고 있다. 래버린스 씰의 형상에 따라 유량계수가 달라지게 되는데, 3절 (2)에서 적용한 유량계수를 적용할 경우에는 실제 운전 출력 감소량과 비슷한 결과를 가지게 된다.

[그림 3.49]은 경년열화 방법을 통한 실제 운전 출력 분석, 래버린스 씰 누설량 Equation 적용에 따른 분석, Reference 문헌 데이터에 기반한 분석을 서로 비교하였다. 해당 분석을 통해서 A발전소의 실제 운전 데이터와 가장 유사한 분석은 St. Venant Equation을 적용한 출력분석 방법이었으며, Reference 문헌 데이터의 경우 그 값이 많이 벗어나는 것을 확인하였다. 향후 다른 터빈에 씰 간극 증가에 따른 출력을 분석하기 위해서 Martin's Equation만 적용하기 보다는 St. Venant Equation도 같이 적용해서 판단하는 게 도움이 될 것이라고 생각한다.



[그림 3.49] 래버린스 씰 출력 감소량 비교

제 4 장 향후 래버린스 씰 정비 방향

제 1 절 현재 정비 방법 및 기준

현재 발전소에서는 증기 터빈을 분해정비시 제작사에서 제공한 O&M Manual(Operation & Maintenance)에 따라 터빈을 분해정비 실시한다. 해당 Manual에는 터빈 분해정비에 대한 각종 핵심 도면, 순서 및 절차, 터빈을 분해하였 때 핵심 측정 포인트에 대한 자료를 제공하고 있다.

(1) 래버린스 씰 측정 방법

발전소의 계획예방정비공사 기간이 되면 스팀터빈을 분해하기 위해 상당히 많은 공정들이 있지만 본 논문에서는 다루지 않으려고 한다. 터빈의 상부 & 하부 래버린스 씰을 측정하기 위해서는 다이어프램 볼트의 분해가 완료되어야 한다. 측정을 하기 앞서서 준비해야 되는 부분이 있다.

- 커플링 분해전 고압, 중압 로터의 Key Phasor(0°) 확인할 것
- 축방향 간극을 제대로 측정하기 위해서 추력베어링 간극인 K값에 맞춰서 고정시킬 것
- 원활한 측정을 위해 작은 단위부터 연납을 준비할 것
- 터빈 씰 간극을 측정하는 모든 공기구에 대해서 검교정 기간 및 성적서 확인할 것

모든 준비가 완료된 이후 상부 다이어프램의 래버린스 씰부터 측정을 시작한다. 우선 상부 다이어프램을 인양 후 제일 상단의 씰을 고정시키며, 연납을 움직이지 않도록 잘 부착한다. 이제 연납 부착이 완료된 다이어프램을 재안착하고, 기존에 체결한 볼트를 제작사 Manual에서 제시한 규정 토크에 맞춰 조립한 뒤 분해하여 상부 다이어프램을 다시 인양한다. 이제 블레이드 Tip과 접촉한 연납을 제거하여 연납 점검 게이지를 통해 그 값을 보조원에게 알려준다. 이와 같은 방법으로 상부 다이어프램의 간극을 모두 측정하게 된다. 하부의 경우는 반대로 로터를 인양하여 똑같이 진행하면 된다. 아래의 측정하는 [그림 4.1, 4.2]을 참고하면 된다.



[그림 4.1] 블레이드 Tip에 연납 부착관련



[그림 4.2] 래버린스 씰에 연납 부착(하부)

추가적으로 좌, 우 간극의 경우 기존에 설치되어 있는 래버린스 씰과 로터 & 블레이드 Tip 사이를 두께게이지를 넣어서 들어갈 수 있는 그 간극값을 보조원에게 알려준다 [32].

(2) 터빈 내부 Casing 정렬 방법

앞에서는 증기 터빈을 분해하여 래버린스 씰을 측정하는데 준비사항과 방법에 대해서 이야기하였다. 이번에는 래버린스 씰의 관리 측면에서 필요한 공정인 내부 Casing 정렬상태를 확인하는 것에 대해서 검토할 것이다. 보통의 고압터빈의 경우 터빈 외부, 내부, 다이어프램 Casing(제작사 별로 다름), Gland 부 등 다양한 종류의 Casing이 서로 접촉되어 있다. 이러한 Casing은 각자의 재료별 특성에 따라 열팽창으로 인해 접촉이 되며, 정렬상태도 최초 조립상태와 달리 계속 틀어지게 된다. 이에 따라 정확한 정렬상태 확인 및 추이관리가 필요하며, 이 정렬상태를 래버린스 씰을 관리하는데 적용해야 한다.



[그림 4.3] 내부 다이어프램 조정 관련

[그림 4.3]와 같이 터빈 내부 Casing을 간극을 조절하기 위해서 각각의 상부 & 하부 Casing 마다 3가지의 Key를 가지고 상하좌우 간극을 조절할 수 있다. 이 간극 조정에 따라 래버린스 씰의 간극에도 영향을 미치게 된다. 3장 2절에서 측정한 씰의 전체적인 데이터 기반으로 각 단별 이동을 해야 될지, 전체적인 이동이 필요할지는 씰을 관리하는데 있어 매우 중요하다.[32]

터빈 내부 Casing 간극 조절을 위해 정렬에 대한 기본 원리는 다음과 같다. 스팀터빈 로터 양 끝단에 저널베어링이 위치하고 있다. 그 저널 베어링의 중심점이 로터의 중심과 동일하기 때문에 해당 위치에 측정 장비 Jig를 위치시킨다. 해당 중심선을 기준으로 내부 실린더(터빈 내부, 다이어프램 Casing)의 현재 위치 상태를 파악 가능하며, [그림 4.4]와 같이 상부, 측면 방향으로 확인한다. 이러한 기본적인 원리로 사용자가 사용하고 싶은 측정장비를 이용하여 터빈 내부 Casing을 정렬하고 있다 [33].



[그림 4.4] 상부, 측면 방향으로 관찰한 터빈 내부 오정렬

이병준 [34]에 따르면 위의 원리를 기반으로 내부 Casing 정렬을 하는데 있어서 현재 발전소에서 총 4가지 방법을 사용할 수 있다고 소개하고 있다.

- 피아노선(Tight Wire Alignment) 측정방법
- Dummy 축(Dummy Shaft Alignment) 측정방법
- 광선(Optical Alignment) 측정방법
- 레이저 장비(laser Alignment) 측정방법

여러가지 방법으로 터빈 내부의 간극이 측정이 가능하지만, 현재 대부분의 현장에서 가장 많이 쓰이는 방법은 레이저 장비 정렬이고, 그 다음은 피아노선 정렬 방법을 선호하고 있다. 하지만 측정 장비에 대한 차이만 존재할 뿐 기본 원리는 위에 언급한 것과 같이 서로 유사하다.

각각의 정렬 방법은 특징이 있는데 레이저 장비 측정 방법부터 소개하면, 이 방식은 1984년 독일의 한 회사에서 레이저의 발신부, 수신부를 이용한 기본적인 축 정렬을 처음 시작으로 현재 반도체 기술의 발달에 따라 터빈 정비 현장에 많이 사용되고 있다 [33].

현장 적용 방법으로는 양 끝 베어링에 가상의 로터 중심축을 기준으로 레이저를 보내면 터빈 내부의 발신부가 측정한 위치를 기기에 보여줘서 현재 각 내부 Casing의 정렬 상태를 알 수 있게 된다. 따라서 해당 장비만 있으면 쉽게 작업자가 각 터빈 단별 정렬 상태를 알 수 있고, 숙련자와 측정 오차가 크지 않은 것은 장점이다 [34].

이제는 [그림 4.5]와 같이 대다수 현장에서 사용하고 있지만, 과거에는 상당히 고가의 장비이다 보니 보급하는데 어려움이 있었다.



[그림 4.5] 레이저 장비 측정 실제 현장 적용 사진

또한 정밀도가 매우 우수하지만, 레이저의 특성상 주변 환경에 따른 오차가 발생할 수 있어 주의해야 한다. Janusz Kwiecień [35]에 따르면 밀폐 공간에 난류상태의 유동이 흐를 경우 레이저의 출력값은 일정하지 않고 값의 변동이 심해진다고 말한다. 또한, 레이저 장비의 Bracket을 장착할 수 없는 위치에서는 제한된다.

피아노선 측정 방법의 경우 가장 옛날부터 사용해 왔고 그 정확도도 상당히 뛰어나다. 레이저 장비를 적용하기 어려운 공정에 대해서는 현재까지도 이 방법을 사용하여 정렬상태를 확인하고 있다. [그림 4.6]와 같이 기준점에서 피아노선을 팽팽하게 설치하여 측정하고자 하는 래버린스 씰의 위치을 측정한다. 하지만 모두 수작업으로 이루어 지기 때문에 숙련자와 미숙련자 간의 정확도가 매우 차이가 난다 [32].



[그림 4.6] 피아노선 측정 방법

피아노선의 Casing과의 거리는 아래 [그림 4.7]와 같이 Sag Chart를 참고하여 거리를 계산할 수 있다. 이 Chart의 경우 일정한 무게의 추와 피아노선의 자중에 의한 처짐량의 관계식을 사용하여 정확한 Casing과 래버린스 씰 간의 거리를 알 수 있게 된다 [34].



L : 피아노선 전체 거리(mm) D : 중심축에서 처진길이(mm) X : 측정위치까지 거리(mm) X : 측정위치에서 처진길이(mm) W : 추의 무게(g)

[그림 4.7] 피아노선 측정 방법(각 요소들의 관계)

바람에 흔들리는 피아노 선의 영향을 최소화하기 위해서 실제 현장에서 작업할 경우 유동인원이 제일 적은 야간에 최소 인력으로 작업을 수행한다.

모든 측정은 과거의 정비한 상태를 기반으로 파악하는 것이 매우 중요하며, 동일한 방법 또는 같은 수준의 측정자가 진행해야 과거 데이터로부터 현재 상태에 따른 내부 변화에 대한 설비의 경향 파악이 매우 유용하다.

제 2 절 최적 정비를 위한 개선사항

(1) 터빈 Casing의 열변형에 따른 간극 변화

상시 운전을 하고 있는 원자력이나 기력과 달리 복합화력의 경우 냉간기동이 빈번하게 일어난다. [그림 4.8]은 A발전소의 터빈 초기 기동시 운전 Trend를 보여주고 있는데, 고압 터빈 Casing의 온도가 대기온도부터 터빈 출력에 따라 약 550℃까지 올라가는 것을 확인할 수 있다.



[그림 4.8] 터빈 초기 기동시 운전 Trend

터빈 제작사에서는 Casing의 급격한 열팽창으로 인한 변형을 방지하기 위해서 터빈 내부 온도 조건에 따라 기동하는 방법을 다르게 권고하고 있다. 하지만 장시간 기동, 정지를 반복하게 되면 [그림 4.9], [그림 4.10]와 같은 형태로 변하게 된다 [36].



[그림 4.9] 터빈 Casing 열변형(좌, 우 방향)



[그림 4.10] 터빈 Casing 열변형(상, 하 방향)

사전에 터빈 내부에 열 팽창량을 파악하여 스팀터빈 정비에 반영하고 싶지만 어려움이 따르고 있다. 엄달선 [37]에 따르면 터빈 내부에는 구조적인 특성과 단별 온도와 압력 조건이 다르기 때문에 일반적인 열전달계수 보다는 실험적 데이터을 활용하여 내부 열팽창량을 계산한다고 말하고 있다. 이렇게 계산한 값이 실제와 시험데이터 간의 차이가 발생하기 때문에 사후적으로 지속적인 측정이 중요하다고 생각한다.

금번 A발전소의 경우 2012년도 분해 당시 터빈 외부 Casing과 내부 Casing의 간섭을 [그림 4.11]와 같이 확인하였다. 터빈 설치 후 최초 분해 시 설계치 대비 추가 열변형이 진행되고 있음을 알 수 있었고, 그 당시 간섭부를 Grading하여 조립하였다.



[그림 4.11] 터빈 내부 Casing 변형에 의한 외부 Casing 손상

시간이 지난 후 2019년에 재분해를 실시하였을 때는 내부 Casing의 변형이 [그림 4.10]와 같이 상당히 진전되었음을 알 수 있었다. 터빈 Casing 볼트에 분해가 불가능할 정도로 상당한 응력이 가해지고 있었고, 강제로 절단하여 터빈 Casing을 분해하였다.

이와 같이 터빈 Casing이 Hot & Cold 상태에 따라 형태의 변화가 있음을 알 수 있으며, 내부 래버린스 씰 간극도 Casing의 변형 형태에 따라 변할 수 있다는 것을 알 수 있다.

(2) Tops on & Tops off 방법

발전소에 최초 터빈 Casing의 상태는 반지름이 똑같은 동심원의 형태이지만, 만약 [그림 4.10]와 같이 열변형이 발생하면 터빈 Casing 볼트를 조였을 때 세워진 계란 형태로 변경될 것이다. 즉, 터빈 Casing의 좌, 우측 간극은 줄어들 것이고, 상, 하측 간극은 커진다는 이야기가 된다. 이러한 터빈 Casing 변형 상태에 따른 간극을 측정하기 위해서는 Tops on & Tops Off에 대해서 이해해야 한다. 이 방법은 [그림 4.12]와 같이 상부 터빈 Casing와 볼트의 조립 상태로 구별을 한다.



[그림 4.12] Tops On 방법

- Tops On : 스팀터빈에서 로터를 제거한 상태로 상,하부 터빈 Casing 조립하여 정렬 방법
- Tops Off : 스팀터빈 상부 터빈 Casing을 제거한 상태로 일상적으로 점검하는 정렬 방법 [38]

터빈 내부 간극을 정확히 측정하기 위해서는 최초 터빈 분해 시 Tops Off로 간극 측정을 한다. 그 다음 터빈 로터를 제거한 후 분해했던 역순으로 터빈 Casing을 조립하여 Tops On을 수행한다. (제작사에서 권고하는 규정 토크에 맞춰 재조립해야 됨) 터빈을 다시 분해하여 Tops Off를 수행한 뒤 그 변화를 비교해야 한다.

해당 기술의 경우 앞에서 조립순서를 설명한 것과 같이 터빈의 분해, 조립을 2회 반복해야 되는 어려움이 있다. 이에 따른 공정지연 및 추가 정비비용 발생이라는 부분때문에 대부분의 현장에서 Tops Off만을 수행하고 있다. 이럴 경우 래버린스 씰 내부 간극을 정확히 관리할 수 없다는 문제가 발생한다. 따라서 발전소 준공 후 일정 시간이 경과하거나 터빈 외부 & 내부 Casing의 변형을 확인하게 되면 표준작업 절차서 및 계획예방정비공사 지침 수정을 통하여 추가 공기를 반영하도록 수정되어야 한다.

(3) 측정 기술 개선 사례

내부 Casing 정렬 방법에서 Tops on 방법 적용시 사용하면 좋을 측정 기술 개선 사례에 대해서 소개하려고 한다.

[그림 4.13]는 Dummy Shaft를 이용하여 터빈 내부 Casing을 측정하는 방법이다. 현장에서는 베어링에 윤활유를 바르고 로터만 회전시키면 측정하고자 하는 위치의 값을 얻을 수 있어서 유용하다.



이시연 [39]에 따르면 피아노선과 레이저 장비 사용과 달리 계산하거나 오류가 없는 것이 큰 장점이지만, Dummy 축 측정 방법은 현장마다 터빈 Casing 내부와 로터의 길이와 직경이 다르기 때문에 작업 때 마다 Customizing하여 적용하기 어렵다고 말한다.

하지만 과거와 달리 재질의 원가 절감 및 제작 기술의 발달로 로터의 기준축은 동일시하고 베어링 접촉부만 현장에 맞춰서 제작하여 기준축과 연결하는 커플링 타입으로 제작하면 충분히 가능할 것이라고 판단된다. 측정관련 부분은 컴퓨터로 Dummy 축을 회전시키는 동안 실시간 데이터 취득을 위해 변위센서를 사용하면 단별 래버린스 씰 간극 측정이 가능할 것으로 생각된다.

다음은 터빈 내부의 3D 스캐닝 관련 기술이다. 레이저 및 3D 관련 기술의 발달이 다양한 분야에서 영향을 미치고 있다. 최근 발전산업 현장에서도 스마트 발전소를 지향하며 측정 센서 및 장비들이 단순 수치만 보여주는 것이 아니라 시각화하여 직관적으로 알 수 있게 하는데 노력하고 있다.

3D 스캐닝 기술은 1960년대에 처음 도입되었지만 카메라와 컴퓨터 기술의 부족으로 측정하는 오차도 심하고 상당한 시간이 걸렸다. 점차 시간이 지난 뒤 1996년대부터 본격적으로 몇 분만에 사물을 정확하게 3D화 하기 시작하였다 [40].

김봉현 [41]에 따르면 해당 스캐닝 기술은 접촉식과 비접촉식 방법으로 구분되며, 표면에서 각자 얻은 X,Y,Z 좌표를 서로 연결하여 깊이감이 있는 3D 형상으로 만들 수 있다고 한다.



[그림 4.14] 3D 스캐닝을 통한 터빈 내부 측정

현재 터빈 내부의 3D 스캐닝 기술의 개발이 진행 중이며, [그림 4.14]와 같이 장비를 통해서 터빈 내부 3D 스캐닝 자료를 CAD로 저장 가능하다. 3D 이미지 자료를 활용하여 터빈 Casing 열변형 및 래버린스 씰 상태 확인을 위해 활용 가능할 것이라고 생각한다.

2절 (2)에서 언급한 것과 같이 Tops on 방식의 단점을 보완하고자 2가지 아이디어를 제안하였다. 분해 및 조립공정 증가에 따른 시간은 단축하기 어렵지만, 측정기술 발달에 따른 신기술 적용으로 측정공정은 단축할 수 있을 것이라고 판단된다.

제 3 절 경제성 분석을 통한 씰 교체 시점 분석

이번 절에서는 앞장에서 예측한 래버린스 씰 간극 증가량과 출력 변화량을 기반으로 경제성 분석을 실시할 것이며, 이에 따른 씰 교체 시점을 제작사에서 제안한 주기와 비교 분석하려고 한다.

S. Hesler[11]에 따르면 연료비와 스팀터빈의 열소비율을 기반으로 누설증기로 인한 터빈 출력 손실에 따른 운영 연료비를 (식 4-1)와 같이 계산할 수 있다고 한다. 해당 연료비를 통해서 스팀터빈 내 간극이 증가할 경우 손실되는 금액을 산출할 수 있게 되며, 투자금(발전설비 가동정지 비용, 스팀터빈 분해 정비비용은 제외함)과 비교하여 회수기간을 산정하려고 한다.

Annual fuel cost penalty = $\frac{kW \times FC \times SHR \times \Delta HR \times 8,760 \times LF}{10^{10}}$ ------ (식 4-1) kW = 터빈 출력 감소량 (kW) FC = 연료비 (원/Gcal) SHR = 스팀터빈의 열소비율 (KJ/kWh) Δ HR = 열소비율 증가율 (%) 8,760hr = 1년을 시간단위로 환산함 LF = 발전소 기동율 (%)

매년 손실되는 운영 연료비를 구하기 위해서 터빈 출력 감소량은 St. Venant Equation에 예측한 HP단 간극 증가량을 적용하여 산출하였다. 이상적인 간극 증가량의 경우 좌, 우측의 증가량을 상, 하부까지 동일하게 적용한 값이다. 연료비의 경우 셰일가스의 등장, 코로나 19 펜데믹 등 LNG 가격 변동이 심하기 때문에 2019년 분해 당시 1년동안 평균가격(전력거래소 연료단가 기준)으로 가정하였다 [42]. 스팀터빈의 열소비율은 설계값을 기준으로 간극 증가에 따른 증가율만 적용하였다. 발전소의 기동율은 A발전소의 2015-2019년 5년치 평균 가동률을 적용하였다. [표 4.1]은 운영 연료비를 산출하기 위한 항목을 정리하였으며, 결과적으로 투자금 회수기간이 실제 고압터빈 내 간극 증가량 기준으로 할 경우 약 13.5년, 이상적인 증가량
운영 연료비 산출 항목	
열소비율 증가율	0.11%
발전소 가동률	18.56%
매년 출력 감소량(실제 간극 증가율)	322kW
매년 출력 감소량(이상적인 간극 증가율)	103kW
	100111

[표 4.1] 운영 연료비 산줄 항목

이번에는 제작사별 관리 기준에 따른 비교를 통해서 교체시점을 확인해 보려고 한다. 여러 제조사가 다양한 종류의 씰을 채택하고 있으며, 터빈 내 각 단에 대해서 간극 증가에 대한 교체시점 기준을 가지고 있다. 본 논문에서는 연구모델인 A사, 다른 발전소 B사, EPRI 보고서 [43]의 기준인 [표 4.2]을 통해 서로 비교해 보려고 한다. 해당 표의 기준은 최초 간극 설계치 대비 상, 하, 좌, 우측 4point의 합을 기준으로 각 단별로 관리하고 있다. 이 간극이 초과할 경우 차기 계획예방정비공사 기간 교체를 권고하고 있다.

제작사 별 간극 관리기준		
A 社 기준 (연구모델)	1.5 배	
B社 기준	2.5 배	
EPRI 보고서 기준	1.67 배	
(0) – มีวไม่ หา – มีนไวไม่	·) -)) -	

[표 4.2] 제작사 별 래버린스 씰 간극 관리기준

다음은 위 관리기준을 근거로 하여 설계값의 4point합을 각각의 배율을 적용하였고, 3장에서 예측한 래버린스 씰 간극이 매년 증가할 경우 설계치부터 실제 간극 증가량과 이상적인 간극 증가량에 따라 언제 도달하는지 [표 4.3]으로 정리하였다. 따라서 앞서 경제성 분석을 통한 투자금 회수기간을 비교하면 B社 기준과 가장 유사한 결과가 나온다는 것을 알 수 있었다. 해당 결과를 통해 제작사가 제시한 권고 기준이 아닌 래버린스 씰 교체에 대한 경제성 평가가 필요하다는 결론을 얻었다.

	실제 간극 증가량	이상적인 간극 증가량
A 社 기준 (연구모델)	7.6 년	19.0 년
B社 기준	17.0 년	42.6 년
EPRI 보고서 기준	5.7 년	14.2 년
[또 4 0] 귀키지 봐 케이키지 끼 ㅋㅋ 포ㅋ 끼ㅋ		

[표 4.3] 제작사 별 래버린스 씰 교체 주기 비교

LNG 가격의 지속적인 변화, 발전소 가동률의 상관관계 등으로 인해 경제성 분석을 어떠한 방향으로 진행하는지에 따라 투자금 회수기간이 달라질 수 있을 것이라고 생각한다. 또한, 제작사별 래버린스 씰 재질이 동일하지 않기 때문에 투자금액도 다양하게 적용될 것이다. 하지만 래버린스 씰의 간극 증가량을 초반에 수정하지 않으면 그만큼 교체시점이 빨리 도래된다는 것은 모든 발전소에 동일할 것으로 생각된다.

제 5 장 결 론

본 연구에서는 스팀터빈 내 래버린스 씰 간극 증가에 따른 터빈 효율 변화 및 출력에 대해서 알아보았다. 스팀터빈의 내부 효율 및 출력 저하원인은 여러가지 요인이 있어서, 래버린스 씰에 교체시 정확한 상승 판단을 위해 최초 상업운전 개시 후 2년 뒤 분해정비 기준으로 분석을 하였다.

래버린스 씰 간극 증가에 따른 효율 및 출력 분석을 위해 선행연구부터 운전 데이터 분석, 래버린스 씰 간극 변형량 예측, 누설량 계산, 실제 출력 변화량 분석 등을 통하여 아래와 같은 결론을 도출하였다.

- 스팀터빈 고압터빈 내부 래버린스 씰 간극의 증가가 터빈 효율 저하에 영향을 미친다는 것을 확인하였다. 시간이 지날수록 터빈 입구/출구측의 압력비는 점차 증가하고, 온도차의 경우 점차 감소하는 경향으로 운전되고 있었다.
- ② 상업운전 개시 후 2년 동안 래버린스 씰 손상이 가장 심하며, 해당 씰의 변형 데이터(하부측, 우측)를 기반으로 미래에 손상될 래버린스 씰 간극이 예측 가능하다.
- ③ 터빈 내 래버린스 씰 기하학적 구조를 기반으로 단별 압력비 가정을 통해 로터 측 & 회전 블레이드 측으로 구분하여 씰을 통과하는 누설량을 계산할 수 있다. 따라서 해당 누설량을 통하여 고압터빈, 중압터빈 단별 씰 간극 증가에 따른 출력 저하량을 계산할 수 있다.
- ④ 래버린스 씰 간극이 과다하게 벌어질 경우 경년열화에 의한 출력 & 열소비율의 예측량 보다 추가적으로 변동되는 값을 통해 씰 간극에 의한 실제 터빈 변화 상태량을 확인할 수 있었다.

- ⑤ 래버린스 씰의 현재 정비현황 및 한계점을 파악하였으며, 이를 통해 개선 사항 및 향후 미래에 사용하면 좋을 기술을 제시하였다.
- ⑥ 투자금 대비 운영 연료비 계산 방법 또는 향후에 증가될 래버린스 씰 예측 간극 경향을 통해 정확한 씰 교체 주기를 선정할 수 있다.

현재 발전회사에서는 스팀터빈을 분해한 뒤 래버린스 씰 손상을 확인하고 약 4-6년 뒤인 차기 계획예방정비공사 기간에 신품교체를 준비한다. 왜냐하면 씰을 제작하는데 제품의 형태와 재질에 따라 3개월 이상의 장기간이 소요되기 때문에 터빈 분해전에 예비품을 준비하지 않으면 현실적으로 교체가 불가능하다.

따라서 상업운전 개시 후 2년동안 사용한 스팀터빈에 대해서 래버린스 씰 데이터를 취득한 뒤 미래에 증가될 래버린스 씰 경향을 파악해야 한다. 해당 경향을 통해 최소한의 간극 증가가 될 수 있도록 정비부서와 협의 후 내부 Casing Alignment가 필요하며, 교체 주기 예측을 통해 사전에 교체해야 될 고압터빈 래버린스 씰 예비품을 준비해 두어야 한다.

래버린스 씰이 과다하게 손상된 발전소의 경우 Tops On 공정을 반드시 반영하여서 터빈 Casing 열변형에 따른 간극 변형량을 추가하면 더 정확한 래버린스 씰 간극 관리가 가능해진다. 최근 발전정비 현장에서는 레이저 정렬 방법이 가장 많이 사용되고 있지만 측정 기술의 발달로 Dummy Shaft 및 3D 스캐닝 측정 기술이 현장에 도입되면 보다 정확한 측정 데이터로 터빈 내부 래버린스 씰 간극 관리가 가능해질 것이라고 판단한다.

68

참 고 문 헌

- [1] 산업통상자원부, "제8차 전력수급기본계획 (2017~2031) 2017.
 12.29," 2017.
- [2] J. I. I. Cofer, "Advances in steam path technology," Am. Soc. Mech. Eng., 1995.
- [3] 허진혁, "증기터빈 래비린스 씰의 형상에 따른 누설량 변화에 관한 연구," 한양대학교 대학원, 2010.
- [4] Y. Dogu, M. C. Sertçakan, K. Gezer, M. Kocagül, E. Arıcan, and M. S. Ozmusul, "Labyrinth Seal Leakage Degradation Due to Various Types of Wear," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 139, no. 6, Feb. 2017, doi: 10.1115/1.4035658.
- [5] V. M. Neuimin, "Steam Turbine Flow Path Seals (a Review)," *Therm. Eng.*, vol. 65, no. 3, pp. 125–135, 2018.
- [6] 방제성, 김병옥, 임형수, 변삼섭, and 윤원근, "증기터빈용 실 패킹의 누설 유동 특성에 관한 연구 - Studies on Leakage Flow Characteristics of Steam Turbine Seal Packings," 한국유체기계학회 논문집, vol. 21, no. 3, pp. 5-14, Jun. 2018, doi: 10.5293/kfma.2018.21.3.005.
- S. Korellis, "Evaluation of Currently Available Steam Turbine Steam Seals." ELECTRIC POWER RESEARCH INSTITUTE, p. 80, 2010.
- [8] 변재철, "발전용 고압터빈의 패킹간극 변화에 따른 출력손실 분석," 전남대학교, 광주, 2018.
- [9] P.Balachandran, *Fundamentals of Compressible Fluid Dynamics*. 2009.
- [10] R. E. Burcham and R. B. Keller Jr, "Liquid Rocket Engine Turbopump Rotating-shaft Seals," 1978.
- [11] S. Hesler, "Replacement Interstage Seals for Steam Turbines," *Electr. POWER Res. Inst.*, vol. 3, no. 3, 2006.
- [12] E. Watanabe *et al.*, "Development of new high efficiency steam turbine," *Mitsubishi Heavy Ind. Tech. Rev.*, vol. 40, no. 4, p. 6, 2003.
- [13] A. M. G. Eldin, "Leakage and rotordynamic effects of pocket damper seals and see-through labyrinth seals," 2007.
- [14] H. M. Martin, "Steam turbines," *Eng.*, p. 1610, 1913.
- [15] L. Joubert, "Mathematical Modeling of Leakage Flow Through Labyrinth Seals," no. November, 2003.
- [16] A. Egli, "The leakage of steam through labyrinth seals," *Trans. Asme*, vol. 57, no. 3, pp. 115–122, 1935.

- [17] B. Hodkinson, "Estimation of the Leakage through a Labyrinth Gland," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 141, no. 1, pp. 283–288, 1939.
- [18] G. za Vermes, "A fluid mechanics approach to the labyrinth seal leakage problem," 1961.
- [19] S. Suryanarayanan, "Labyrinth Seal Leakage Equation," no. May, p. 135, 2009, [Online].Available: http://repository.tamu.edu/bitstream/handle/1969.1/ETD-TAMU-2009-05-556/SURYANARAYANAN-THESIS. pdf?sequence=2&isAllowed=y.
- [20] D. W. Childs, "Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis / Dara Childs." Wiley, New York, 1993.
- [21] A. Szymański and S. Dykas, "Evaluation of Leakage Through labyrinthseals With Analytical Models," vol. 23, pp. 61–73, 2019.
- [22] A. S. of M. E. P. T. C. C. n. 6 on S. Turbines, ANSI/ASME PTC 6 Report-1985: Guidance for Evaluation of Measurement Uncertainty in Performance Tests of Steam Turbines: Performance Tests Codes Report. American Society of Mechanical Engineers, 1986.
- [23] A. A. PTC, "PTC 6.2–2011," Steam Turbines Comb. Cycles.
- [24] A. PTC, "PTC 6-2004 Steam turbines performance test codes." New York: ASME, 2004: 7-86, 2005.
- [25] 백민식, 이시연, 양보석, 최성철, and 이재근, "발전용 증기터빈 내부간극 관리방안 - A Control Plan of Internal Clearances for Power Plant Steam Turbine," in 대한기계학회 춘추학술대회, Nov. 2004, pp. 68-73,
- [26] K. C. Cotton, Evaluating and Improving Steam Turbine Performance: Includes Cogeneration and Combined Cycles. Cotton Fact Incorporated, 1998.
- [27] J. K. Salisbury, *Steam turbines and their cycles*. Wiley, 1950.
- [28] S. L. Dixon and C. Hall, *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [29] W. P. Sanders, *Turbine Steam Path Maintenance and Repair*, vol. 2. PennWell Books, 2001.
- [30] Z. S. Spakovszky, M. Greitzer, and I. Waitz, "Thermodynamics and propulsion," *web. mit. edu/16. unified/www/SPRING/ propulsion/notes/notes. html*, 2008.
- [31] P. Albert, "Steam turbine thermal evaluation and assessment," *GE Power Syst. Schenectady, NY, Rep. No. GER-4190*, 2000.
- [32] 한국남부발전(주), 증기터빈 정비실무 과정. 2018.
- [33] J. Piotrowski, *Shaft alignment handbook*. Crc Press, 2006.

- [34] 이병준, '현장기술자를 위한 회전기계 진동 및 정비 핸드북' I~IV (진동의 기본기술, 경험사례, 정비기술, 고장분석). 한국전력공사, 1999.
- [35] J. Kwiecień, "The effects of atmospheric turbulence on laser beam propagation in a closed space—An analytic and experimental approach," *Opt. Commun.*, vol. 433, pp. 200–208, 2019, doi: https://doi.org/10.1016/j.optcom.2018.09.022.
- [36] M. Banaszkiewicz, "Steam turbines start-ups," *Trans. Inst. fluid-flow Mach.*, 2014.
- [37] 엄달선, "열전달계수에 대한 새로운 고찰 및 고-중압 터빈 케이싱 모형의 열응력 해석 - A new consideration for the heat trans -fer coefficient and an analysis of the thermal stress of the high-interim pressure turbine casing model," in 대한기계학회 춘추학술대회, Nov. 2004, pp. 425-429, [Online]. Available: http://www.dbpia.co.kr/journal/articleDetail?nodeId=NODE00 571983.
- [38] 한국플랜트서비스(주), 복합 증기터빈 정비교육. 2010.
- [39] 이시연, "Dummy Rotor (Shaft) 정렬 기술," 열병합발전, pp. 4-8, 2006.
- [40] M. Edl, M. Mizerák, and J. Trojan, "3D Laser Scanners: History and Applications," Acta Simulatio, vol. 4, no. 4, pp. 1– 5, 2018, doi: 10.22306/asim.v4i4.54.
- [41] 김봉현, "Sub Pixel Accuracy 기법을 적용한 광학용 3D 스캐너 설계 - Design of Optical 3D Scanner Using Sub Pixel Accuracy Technique," 한국정보기술학회논문지, vol. 15, no. 11, pp. 149-154, Nov. 2017, doi: 10.14801/jkiit.2017.15.11.149.
- [42] "연료비용(LNG)," 전력통계정보시스템 (EPSIS). http://epsis. kpx.or.kr/epsisnew/selectEkmaFucUpfChart.do?menuId=0401 00.
- [43] A. Grunsky, "Guidelines for Reducing the Time and Cost of Turbine-Generator Maintenance Overhauls and Inspections." 2007.

Abstract

Analysis of Turbine Efficiency Variation by Deformation in the Steam Turbine Labyrinth Seal

Si Hyeong GIM

Department of Engineering Practice Graduate School of Engineering Practice Seoul National University

Coal-fired power and nuclear power plants have been operated priorly due to peak loads. However, the introduction of environmental and safety dispatching concepts made a difference in electricity markets. One of the changes is that plant efficiency management, determining the operation order of combined cycle power plants, has emerged as an essential issue. Major power producers strive to select optimal operation methods and overhaul cycles to maintain the high dispatch ranking. Although various factors can degrade the efficiency in turbines, only a little research has discussed on the labyrinth seal clearance significantly affects turbine thermal efficiency reduction.

This study found that labyrinth seal clearance in a steam turbine made changes to a correlation of the major operating elements about a power plant, to increase a steam turbine's efficiency. It first demonstrated the cause of turbine degradation and labyrinth seal with a detailed literature review. The actual turbine operation data and trend data were compared, based on previously studied seal leakage quantity calculation methods. As a result, it was found that the more labyrinth seal clearance increases, the more the various operation factors in the turbine change. It was confirmed that the clearance in a turbine increases by a constant strain every year, which enables the prediction of future clearance before the disassembly of the steam turbine. It also presents current methods of maintaining a steam turbine used in Korea and the latest technology about measuring seal clearance. This research suggests the overhaul cycle, considering an economic cost of replacing the labyrinth seal in a steam turbine.

Keywords : Labyrinth Seal, Turbine Efficiency, Seal Clearance, Maintenance technology Student Number : 2019-27754