

〈論 文〉

FTA기법을 이용한 콤프레서 고장진단

배용환* · 이석희** · 최진원***

(1993년 7월 29일 접수)

Diagnosis of Compressor Failure by Fault Tree Analysis

Yong-Hwan Bae, Seok-Hee Lee and Jin-Won Choi

Key Words : FTA(고장구조분석), Diagnostic Method(진단기법), Failure Rate Evaluation(고장률평가), Failure Time Distribution(고장시간분포), Falut Train(고장트레인), Reliability Analysis(신뢰성해석)

Abstract

The application of fault tree technique to the analysis of compressor failure is considered. The techniques involve the decomposition of the system into a form of fault tree where certain basic events lead to a specified top event which signifies the total failure of the system. In this paper, fault trees are made by using fault train of screw type air compressor failure. The fault trees are used to obtain minimal cut sets from the modes of system failure and, hence the system failure rate for the top event can be calculated. The method of constructing fault trees and the subsequent estimation of reliability of the system is illustrated through compressor failure. It is proved that FTA is efficient to investigate the compressor failure modes and diagnose system.

1. 서 론

1970년대 이후의 전자공업의 빠른 발달은 기계공업에 많은 변화를 가져왔다. 특히, 현재의 자동화된 생산시스템의 궁극적인 목표는 무인화를 지향하고 있다. 따라서 무인화된 공장에서 설비사고로 인한 생산손실방지과 빠른 복구를 위해서는 지능화된 진단감시시스템이 절실히 요구된다. 일반적으로 현재 설비진단시스템에서 주로 이용되고 있는 진단기법은 주로 시스템의 각 부품에서 작동중 발생하는 물리량(열, 진동, 힘)의 변화를 알맞는 센서 및 접점 신호상태를 이용하여 연속적으로 감시하는 방법

을 사용하고 있다.^(1,2,3) 이러한 방법은 센서에서 채취된 신호를 여러 분석기법^(4,5)을 이용하여 패턴 인식에 의한 사고유형분석에 의존하고 있다. 그러나 이와 같은 방법은 설비상태의 단편적인 상태판단 및 사고발생에 대한 기계발생 신호의 임계값을 설정하여 그 값에 근접함을 체크함으로써 기계의 돌발사고를 예방하는 수단에 지나지 않고, 신호에 따른 기계상태를 정확히 판단하기 위해 기계요소의 미세한 변화에 대한 유기적인 운동관계 규명과 진단지식이 필요하다.⁽⁶⁾ 일반적으로 설비고장은 시스템을 구성하는 각 기계요소 중에서 한 요소에 어떤 결합이 발생하면 이와 연결된 다른 기계요소에 영향을 미쳐 연쇄적인 결합을 유발시킴으로써 발생한다. 따라서 시스템 설계자는 시스템의 각 요소(element)에 대한 정확한 지식과 이로 인한 시스템 고장을 예측하고, 이를 방지할 수 있도록 시스템을 해석하고, 설계해야 한다. 이를 위하여 시스

*정회원, 부산대학교 생산기계공학과 대학원

**정회원, 부산대학교 생산기계공학과

***산업과학기술연구소 박판연구실

템의 상태신호 뿐만 아니라, 환경적인 요소, 결합 종류, 응력상태 및 전파과정에 대한 체계적이고 종합적인 측면에서 검토가 필요하다. 복잡한 시스템에서 신호분석에 의한 진단기능만으로 그 기계의 정확한 상태를 알기란 매우 어렵고, 기계의 각 요소들중 어느곳의 신호를 채취하는 것이 가장 효율적인지를 알 수가 없다. 기계의 상태(health condition)를 정확히 기술하기 위해서는 외부로 나타나는 신호를 연속적으로 감시하는 것도 중요하지만 기계내부의 물리적인 현상을 재구성조에 따라 효율적으로 분석함으로써 고장원인을 정확하고 빠르게 추론할 수 있다. Nakamura 등⁽⁷⁾은 고장진단모델(FDM: fault diagnostic model)을 이용하여 고장진단을 시도하였는데, 이것은 고장이 일어나는 원인을 그와 연관된 징후(symptom)에 의하여 추론하도록 되어 있다. 그러나 이러한 방법은 주로 징후에 의한 고장원인을 검색하는 것으로 시스템 자체에서 요소의 결합이 전체 시스템 고장에 어느 정도의 영향을 미치는지는 정확히 알 수 없다. 시스템의 체계적인 고장분석기법 중의 하나가 FTA(fault tree analysis)기법으로 복잡한 시스템의 신뢰성해석과 고장분석을 효율적으로 하기 위하여 폭넓게 연구되고 있다.^(8,9,10) 이 기법은 항공 및 핵발전소에서 우연에 의하여 발생하는 사고를 미연에 방지하기 위하여 주로 사용되고 있으며, 특히 거대하고 복잡한 시스템의 신뢰성과 안전도를 조사하기 위하여 널리 사용되었고, 진단활용분야에도 널리 이용되고 있다. 국내에서도 산업설비와 건축물에 대한 사고가 날로 증대되고 있는 시점에서 아직 국내에서 FTA에 관한 연구는 활발하지 않다. FTA의 장점 중의 하나는 일반적이고, 단편적인 진단정보를 FT(fault tree)를 이용하여 연결함으로써 체계적으로 고장분석을 할 수 있다. 본 연구에서는 파손된 스크류 타입 에어콤프레서(air compressor)의 요소결합분석을 위하여 육안관찰에 의한 손상을 평가하고, 조직현미경을 이용하여 파손된 베어링의 조직관찰을 통하여 베어링 사고의 원인을 규명하고, 전자현미경을 이용하여 축의 결합관찰을 통하여 기어파손 및 이 베어링파손에 의하여 콤프레서의 단계적인 고장트레인을 규명하여 FT를 작성하였고, 작성된 FT를 이용하여 목표사상이 일어나기 위한 필요 최소한의 기본사상들의 집합인 미니멀 컷셋(minimal cut sets)를 구하고, 고장률평가 및 신뢰성해석을 행하였다.

2. 이론적 배경

2.1 FT 구축방법

시스템의 고장진단은 그 시스템의 설계지식과 작동환경을 고려한 진단정보를 이용하여 행할 수 있지만, 일반적으로 Malasky가 제안한 Fig. 1의 FTA에 의한 고장진단의 수순이 널리 이용된다.⁽¹¹⁾ 먼저 해석하려는 시스템의 작동메카니즘을 파악한 후 예상되는 재해를 과거 재해사례나 재해통계를 기초로 가급적 폭넓게 조사한다. 그 다음 재해의 위험도를 검토하여 해석한 재해를 결정하고 필요하면 서브시스템내의 위험요소 조사 및 위험요소가 위험상태로 되기위한 방아쇠(trigger)로 될 요인을 조사하기 위한 예비사고해석(PHA: preliminary hazard analysis)을 실시한다. 예비사고해석과 통계를 통하여 고장율을 계산하고, 재해발생확률의 목표값을 정한다. 다음으로 FT를 작성하고 작성한 FT를 수식화해 부울대수(boolean algebra)를 사용해서 간소화한 다음 각 사상에 대한 발생확률을 FT에 표시한다. 마지막으로 FT를 이용하여 해석하는 재해의 발생확률을 계산하고, 목표값과 비교하여 차이가 있으면 FT를 재검토하여 수정하거나 시스템을 보완한다. FT작성시 시스템 고장의 심각한 증상이나, 파손사고, 운행정지를 시스템 전체 고장을 나타내는 목표사상으로 정해진다. FT는 목표사상에 연결되는 사상들의 일련의 연속과 가능한 조합에 의하여 구축된다.^(12,13) 목표사상에서 출발하

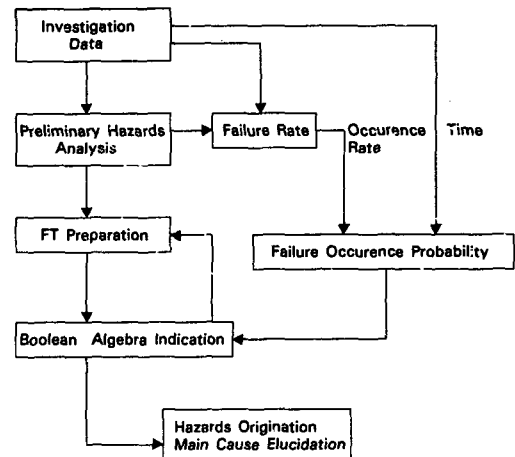


Fig. 1 The procedure of FTA

여 가능한 기초적인 원인들이 논리 게이트로 연결되어 하부로 연결된다. Tree는 모든 기본사상이나 기본원인에 도달될 때까지 전개되며, 각각의 고장 확률이 사례를 통하여 규정된다. 시스템 FT가 작성된 후 정성적으로 평가될 수 있다. 예를들어 미니멀 컷셋이 발견된다. 이러한 과정에서 몇몇의 시스템 취약점을 발견할 수 있다. FT는 목표사상에 연관된 수치적 정보를 얻으므로써 정량적으로 평가될 수 있다. 예를 들면 고장률, 복구률, 고장확률이 결정된다.

2.2 고장률 평가

기본사상(시스템 요소)은 수리될 수 없는 것으로 가정한다. 고장발생시간은 지수적으로 분포한다. FT는 중복이 없고 기본 고장발생(요소고장들)은 통계적으로 다른 요소 고장에 영향을 받지 않는 독립사상들이라 가정한다. 신뢰성 $R(t)$ 는 정해진 시간 t 에 대한 시스템이 성공적 운행될 확률을 나타낸다. 시간 t 에서 재해 및 고장률은 다음과 같은 신뢰도의 항으로 표시된다.

$$\lambda(t) = -\frac{1}{R(t)} \cdot \frac{dR(t)}{dt} \quad (1)$$

직렬시스템에 대한 OR 게이트로 연결된 신뢰도는 다음과 같이 결정될 수 있다. ⁽¹³⁾

$$R_s = \prod_{i=1}^n R_i = \prod_{i=1}^n e^{-\lambda_i t} = e^{-\lambda_s t} \quad (2)$$

$$\lambda_s = \sum_{i=1}^n \lambda_i \quad (3)$$

병렬시스템에 대한 AND 게이트에 대한 신뢰도는 다음과 같다.

$$R_p = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - R_i) = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - e^{-\lambda_i t}) \quad (4)$$

식(4)를 (1)에 대입하면

$$\lambda_p(t) = -\frac{1}{R_p} \cdot \frac{dR_p(t)}{dt} = \frac{\sum_{j=1}^n \lambda_j (Z_j - 1)}{\prod_{i=1}^n Z_j - 1} \quad (5)$$

여기서, t 는 수행시간이고

$$Z_j = \frac{1}{(1 - e^{-\lambda_j t})}; j=1, 2, 3, \dots, n \quad (6)$$

2.3 고장시간분포

시스템 가동후 고장은 시간에 따라 일정한 형태

의 분포를 나타내는데 이러한 고장시간분포 함수는 시스템에서 각각 요소의 고장시간분포가 알려지면 결정될 수 있다. n 개의 입력에 대한 OR 게이트에서 출력(o)의 고장시간분포는 다음과 같다.

$$F_o(t) = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - F_i(t)) \quad (7)$$

$$f_o(t) = \frac{dF_o}{dt} = \sum_{j=1}^n f_j(t) \prod_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^n \{1 - F_i(t)\} \quad (8)$$

여기서, $f_i(t)$: 요소 고장시간밀도 함수

$F_i(t)$: 요소 고장시간분포 함수

각각의 부품요소는 이들 상호간 수명에 영향을 미치지 않는 독립요소라 가정하고, 대부분의 기계, 전자제품은 동일한 작동환경하에서 고장률은 시간에 따라 일정한 것으로 가정한다. 상응 고장시간분포(corresponding failure time distribution)는 지수분포가 되어 이 경우

$$R_i(t) = e^{-\int_0^t \lambda_i(\tau) d\tau} \quad (9)$$

$$R_o(t) = 1 - F_o(t) = e^{-\int_0^t \lambda_o(\tau) d\tau} \quad (10)$$

여기서,

$$\lambda_o(t) = \sum_{i=1}^n \lambda_i(t) \quad (11)$$

반면, 요소의 고장시간이 주로 매우 불확실한 만성요인에 의하여 발생하면 상응 고장시간분포는 정규분포로 될 것이다. 이 경우 요소 고장시간밀도 함수는 다음과 같다.

$$f_i(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_i} \exp\left\{-\frac{1}{2}\left(\frac{t - \bar{T}_i}{\sigma_i}\right)^2\right\} \quad (12)$$

식(7)과 (8)의 $F_o(t)$ 와 $f_o(t)$ 는 단지 수치적분에 의하여 계산될 수 있다. n 개 요소 입력된 AND 게이트에 대하여

$$F_o(t) = \prod_{i=1}^n F_i(t) \quad (13)$$

그리고,

$$f_o(t) = \sum_{i=1}^n \left\{ f_i(t) \prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n F_j(t) \right\} \quad (14)$$

만약 개개 요소 고장함수 $f_i(t)$, $F_i(t)$ 가 지수분포라면

$$F_o(t) = \prod_{i=1}^n F_i(t) = \prod_{i=1}^n \{1 - e^{-\int_0^t \lambda_i(\tau) d\tau}\} \quad (15)$$

$$f_o(t) = \sum_{i=1}^n \left[\lambda_i(t) e^{-\int_0^t \lambda_i(\tau) d\tau} \prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \{1 - e^{-\int_0^t \lambda_j(\tau) d\tau}\} \right] \quad (16)$$

만약 $f_i(t)$ 가 정규분포라면 $F_o(t)$ 와 $f_o(t)$ 는 수 치적분에 의하여 계산될 수 있다.

3. 실험방법

본 연구에서는 FTA 적용사례로써 에어콤프레서의 고장진단에 대하여 적용하고자한다. Fig. 2는 콤프레서의 내부구조 및 작동메카니즘을 나타낸 것이다. 구동모터에서 피니언을 통하여 관심대상인 콤프레서 M-rotor를 구동시키고, 양 끝에서 M-timing 기어를 통하여 F-timing 기어로 동력이 전달되어 상부 F-rotor를 구동시키므로써 하우스징 내부의 공기를 압축시킨다. 각 로터(rotor)축은 오링(o-ring)과 카본링(carbon-ring)에 의하여 지지되고, 기어와 축은 트러스트 베어링(trust bearing)과 롤러와 볼로 구성된 복열베어링에 의하여 지지된다. Table 1에 에어콤프레서의 사양을 나타내었다. 먼저 파손된 에어콤프레서를 진단하기 위하여

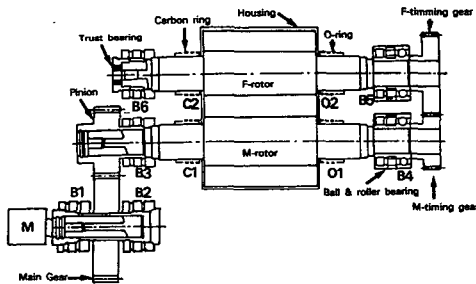


Fig. 2 The mechanical structure of air compressor

Table 1 The specification of air compressor

Classification	Specification
Compressor type	Screw type
Capacity	100 (m ³ /min)
Pressure	7.0 (kg _f /cm ²)
Motor power	900 (KW)
M-timing gear Rev.	10202 (rpm)
F-timing gear Rev.	6734 (rpm)
Casing gap :	
Rotor and casing	0.065~0.085 (mm)
Rotor and rotor	0.1~0.4 (mm)

는 고장을 일으킨 시스템의 육안관찰을 통하여 사고의 개략적인 고장트레인을 설정하고, 사고의 시발점을 찾기 위하여 베어링 윤활상태 및 베어링의 열적 손상상태를 관찰하기 위하여 손상된 베어링의 단면을 Micro viskers 경도시험기(Matsuzawa사 : Model DHI-2)를 이용하여 경도를 관찰하였고, 조직현미경을 이용하여 조직변화를 조사하였다. 그리고 SEM(Philips사 : Model 525)을 이용하여 축의 파단면의 금속적 결함과 손상상태를 조사하였고, EDAX와 면분석을 통하여 축내의 이물질 성분분석을 실시하였다. 앞의 실험을 통하여 고장트레인을 규명하였으며, 이를 토대로 에어콤프레서의 FT를 작성하였다. 작성된 FT를 이용하여 본 시스템의 고장률을 계산하고 시스템의 신뢰도를 계산하고 설계의 기초자료를 제시하고자 하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 에어콤프레서 고장트레인

먼저 고장트레인을 규명하기 위하여 파손된 콤프레서를 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3(a)는 모터 주축과 연결된 피니언기어의 손상부로서, 기어부분은 비교적 손상을 입지 않았고, 트러스트베어링 체결부와 오링체결부에 열에 의한 마찰손상으로 인하여 표면이 크게 손상되었고, Fig. 3(b), (c)는 로터부 손상을 나타낸 것으로 상부 F-rotor(Fig. 3(b))는 블레이드(blade)부가 동심원을 그리면서 변형되었으며, 타이밍기어쪽 오링(O2)과 로터가 접한 노치부분에서 절손되었다. 하부 M-rotor(Fig. 3(c))는 피니언쪽의 카본링(C1)과 로터가 접한 노치부분에서 절손되었고, 절단부 일부분의 블레이드가 파손되었다. Fig. 3(d)~(e)는 타이밍기어의 손상형태를 나타낸 것으로 기어이빨 부분에서 동력전달이 제대로 되지 않을 정도로 심하게 손상되었다. Fig. 3(f)~(g)는 축 지지베어링과 파손베어링 리테이너 형태를 나타낸 것으로 축(Fig. 3(f)) 절손부 가까이 동심원상의 크랙이 존재한다. 리테이너(Fig. 3(g))는 열에 의한 롤러베어링 압흔이 존재한다. Fig. 3(h)는 궤도를 이탈한 편심 변형된 베어링 엘리먼트를 나타낸 것이다. Fig. 4(a)~(d)는 축 파단면을 나타낸 것으로 M-rotor축 파단면(Fig. 4(a))는 피로파괴의 전형적인 형상인 물결무늬(beach mark)가 관찰되지만, F-rotor축 파단면(Fig. 4(b))은 미약한가는 물줄기형태(striation)가 존재한다.

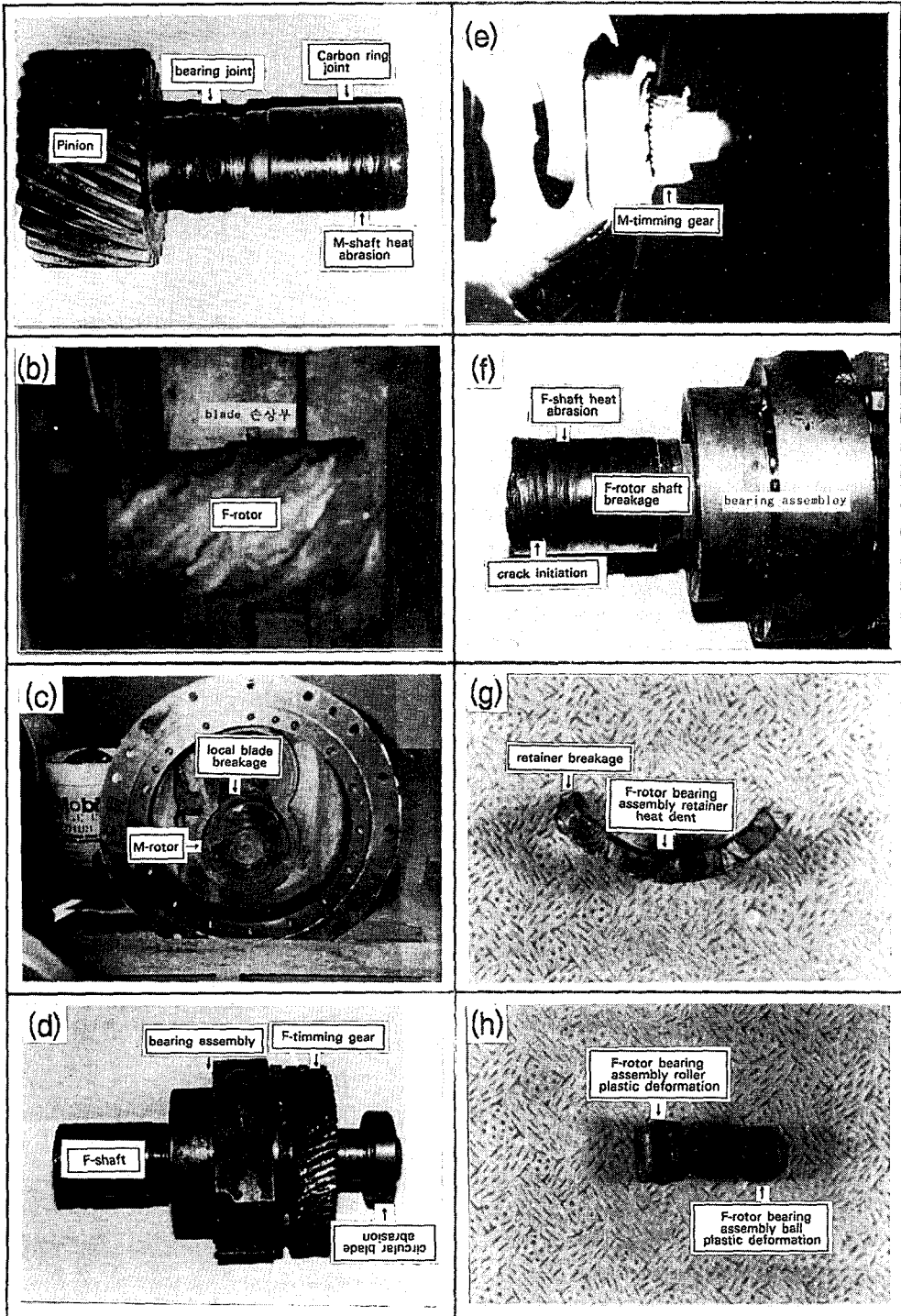


Fig. 3 The pictures of air compressor failure

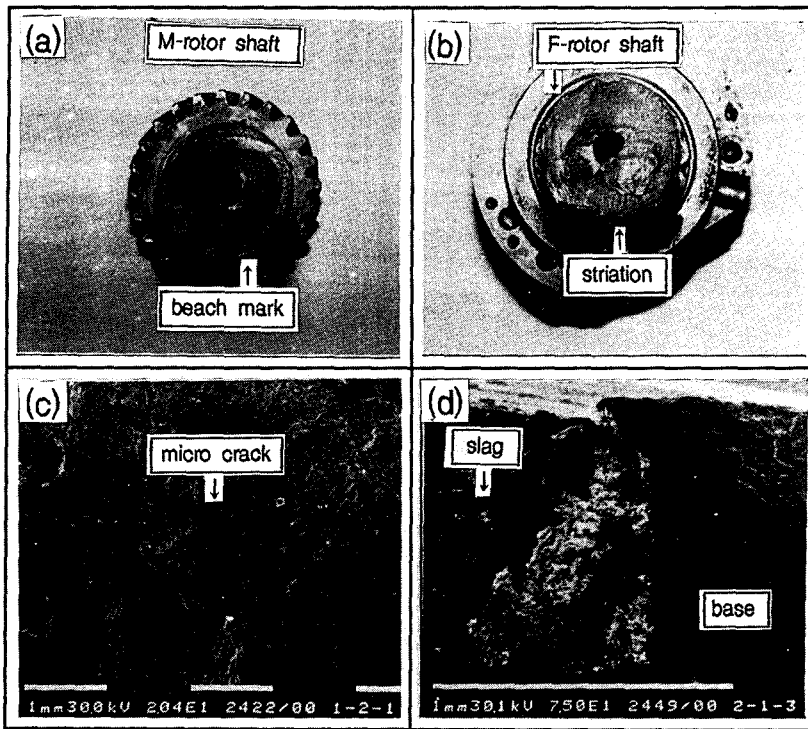


Fig. 4 The cross section of broken rotor shaft

Fig. 4(c)는 M-rotor 축 파단면을 Fig. 4(d)는 F-rotor 축 파단면을 SEM 관찰한 것이다. 위와 같은 육안관찰을 토대로 하여 추정해 볼때 고장트레인은 다음과 같으며, 이 추정의 정확도는 시험을 통하여 관찰되었다. 먼저 파손의 시작점을 찾기 위하여 콤프레서의 사양(Table 1)을 참고할 때, 본 시스템은 매우 고속으로 회전하는 기계이다. 따라

서 베어링파손 형태로 보아 윤활상의 문제(윤활라인 불량, 점도저하) 등에 의하여 베어링이 가열되었을 가능성이 크다. 이런 사실은 베어링 체결부와 접촉하는 축표면의 마찰손상이 가열에 의한 것임을 알 수 있다. 또한 베어링 리테이너 및 엘리먼트가 변형되었는데 베어링 표면은 경화처리가 되어 있고, 경도는 통상 800~1000(Hv) 정도로, 상온상태에서 표면층이 소성변형을 일으키기란 매우 어려울 것으로 추정된다. 또한 베어링의 가열형태를 조사하기 위하여 변형된 베어링 롤러 단면을 경도측정과 조직현미경에 의하여 관찰하였는데, Fig. 5에서 알 수 있듯이 검은 부위(S1, S2)와 다른 표면부위(S3)에 흰색링 대역(white ring band)이 존재함을 알 수 있는데, 이것의 발생원인을 조사하기 위하여 Fig. 6(a)와 같이 각 부위별 경도를 측정하였다. 경도 측정결과 검은부위(S1, S2)의 경도는 800~900(Hv) 정도이고, 링대역에서는 290(Hv) 정도이고, 베어링 기지조직은 400(Hv) 정도이다. (Fig. 6(b)) 따라서 이러한 결과로 미루어 보아 Fig. 5의 베어링 표면에서 일정깊이의 환상밴드의 생성원인은 다음과 같이 추정된다. 윤활제통 이상

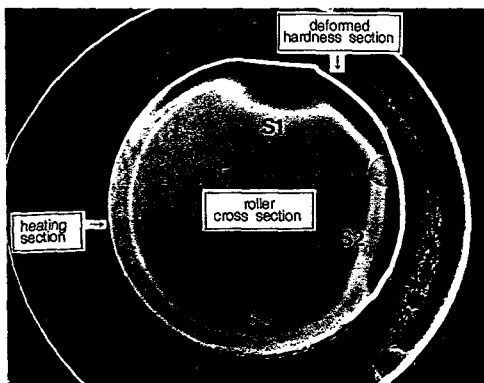
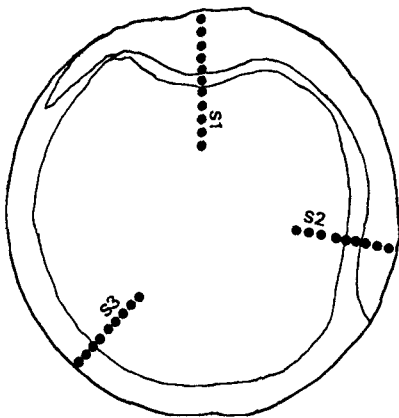
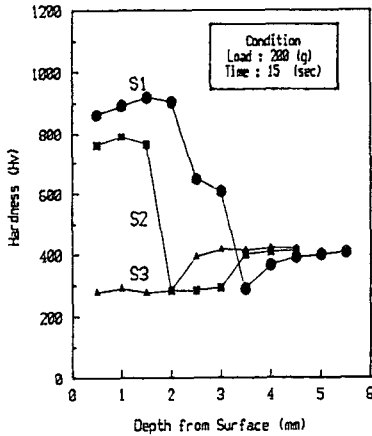


Fig. 5 The cross section of bearing roller by heat effect



(a) The measuring point of hardness



(b) The hardness of bearing roller

Fig. 6 The hardness measuring point and hardness of bearing roller cross section

에 의하여 고속회전에 의한 가열속도가 일정하게 되어 경화처리된 베어링 표면이 환상형태의 품림현상(annealing)을 일으키고, 이러한 상태에서 원심력에 의한 편심효과로 인하여 베어링면이 축(shaft)부분에 압축되면서 편심이 커지면서 심하게 진동을 일으키면서 Fig. 6과 같이 가공경화 되었다. 이러한 효과에 의하여 카본링 및 오링은 고속회전되는 축과의 마찰에 의하여 열손상을 받아 타붙음에 따라서 기어의 축진동은 더욱 심하게 되고, 축회전에 많은 토크가 작용하면서 축자체에 피로가 가중되게 된다. 이때 타이밍기어 축은 어느 정도의 피로단계에 도달되면 파손을 일으키는데 본 고장사례에서 고장트레인을 규명하기 위하여 M, F 로터

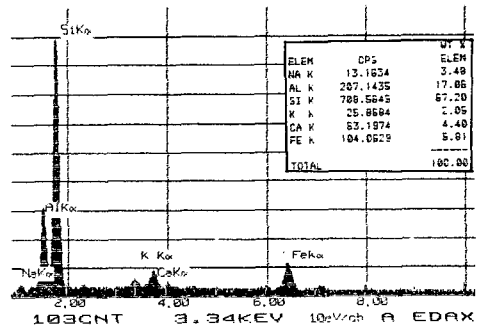
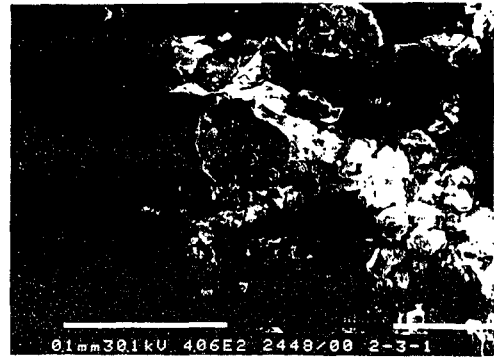


Fig. 7 The fractography of slag in F-rotor shaft (SEM/EDAX)

축 중에서 어느 부분이 먼저 파손되었는지를 밝히는 것이 중요하다. 일단 베어링 파손에 의하여 축 자체에는 굽힘모멘트와 토크가 동시에 작용하여 매우 큰 조합응력을 발생시키므로 축 피로는 기준설계치를 넘어서 빠르게 진행된다. 이러한 진행상태는 Fig. 4(a)의 striation은 초기 표면에 크랙생성이 이물질의 영향으로 빠르게 파단된 것이고, 물결 형태의 파단면은 재질이 균일하여 피로가 회전에 의하여 원주방향으로 동시 진전되었음을 보여준다. 여기서, 사건전후를 밝히기 위하여 절손된 축을 SEM에 의하여 관찰하였다. Fig. 4(c) M-rotor 축 파단면에서 부분마다 미세크랙이 존재하는데 재질 결함은 발견되지 않았고, 이러한 미세크랙은 재료의 허용응력을 초과한 동적 과부하에 의하여 생긴 것임을 알 수 있다. 그러나 Fig. 4(d)에 F-rotor 축의 파단면을 나타낸 것으로 파단면에 흰 이물질이 다량 존재함을 알 수 있다. Fig. 7은 이물질의 성분을 SEM/EDAX 분석한 결과이고, Fig. 8은 F-rotor 축상의 금속결함을 SEM 면분석을 실시한 것으로, 위의 결과로부터 금속결함의 주성분은 Si, Al, Ca 등으로 이것은 축 재질의 용해시 생성된 이

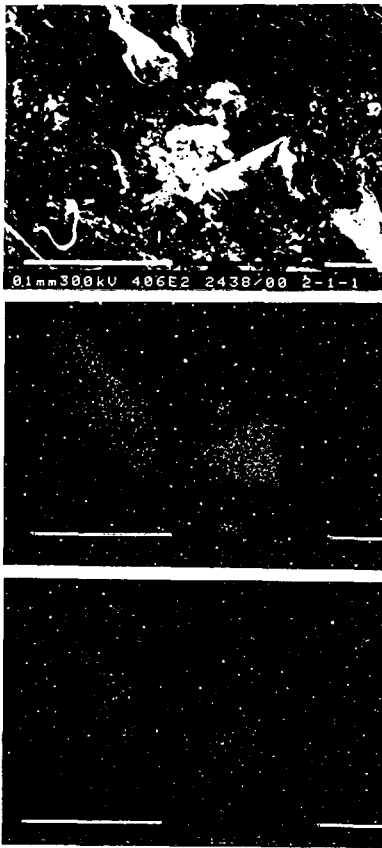


Fig. 8 The ingradient analysis of slag in F-rotor shaft

물질(slag)인 것으로 생각된다. 위의 결과로부터 추정해 볼때 파손에 의하여 축에는 굽힘응력과 토크에 의한 조합응력이 걸리면서 축 표면에 피로가 진행되었는데 F-rotor의 축 결합에 의하여 먼저 크랙이 생성되고(Fig. 3(f)) 진전되어 절손되었고, 절손에 의하여 회전하는 상부 하우징과 접촉에 의하여 브레이드(Fig. 3(b))가 동심원을 그리면서 손상되었고, 회전력을 일으키면서 아래로 낙하하여 회전하는 M-rotor 브레이드에 부딪히면서 순간동적 과부하에 의하여 축에 과도한 응력이 걸리면서 절손되었다. 이것은 Fig. 2의 동력유입구인 피니언 쪽 카본링(C1)과 M-rotor 사이 노치부분에서 파손된 것으로 보아 명백히 알 수 있다. Fig. 9는 본 연구의 에어콤프레서의 고장트레인을 나타낸 것이다. 본 고장트레인은 위와 같은 여러가지 시험 및 사고후 시스템 관찰을 통하여 그 신뢰성이 입증될 수 있지만, 이러한 과정에서 사건 전개상 오차가

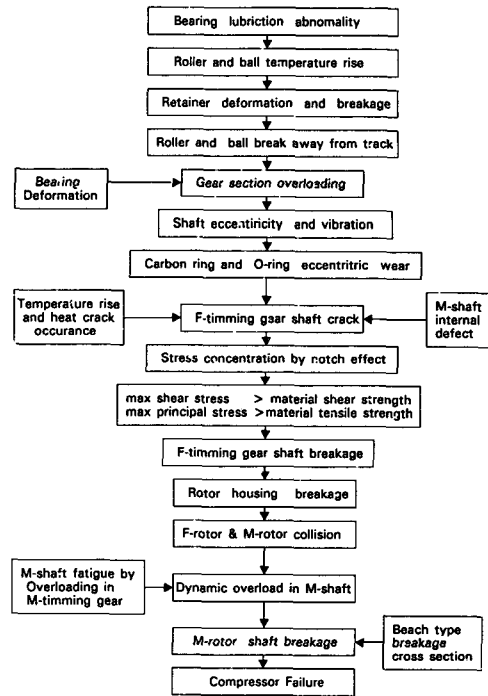
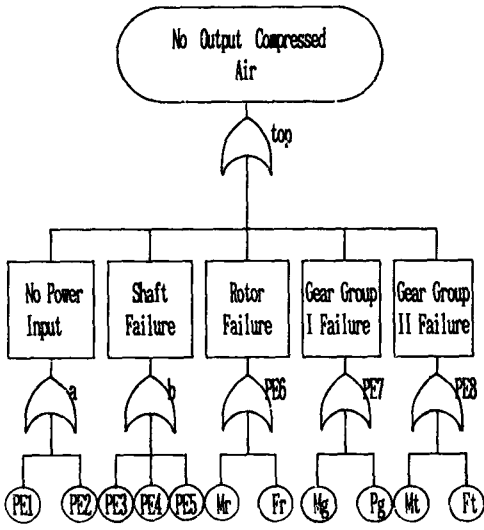


Fig. 9 The fault train of air compressor

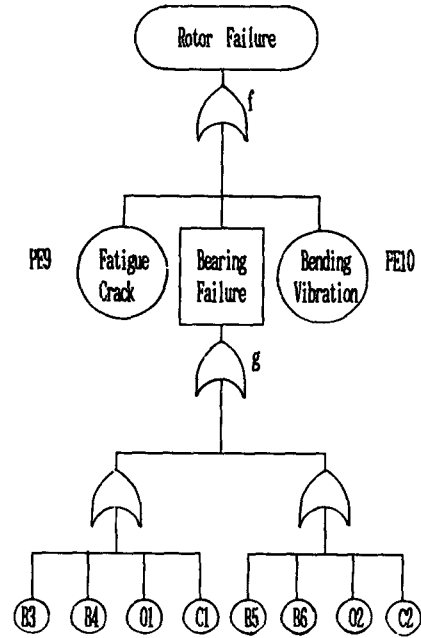
포함될 수 있지만 시스템 자체가 매우 고속이고 또한 사고과정을 시뮬레이션하는 것은 거의 불가능하다. 비록 고장트레인 자체에 약간의 오차가 포함되었지만 좀더 일반화된 Fault tree를 작성하여 고장률과 신뢰도를 계산하였다.

4.2 FT작성에 의한 시스템고장률 및 신뢰성평가 위의 연구결과에서 얻어진 고장트레인을 기초로 에어콤프레서의 일반적인 FT를 작성하면 Fig. 10(a), (b), (c), (d)와 같다. 본 연구의 경우 특별한 환경 하에서 시스템의 고장을 좀더 일반화된 콤프레서 고장사례에 적용시키기 위하여 FT범위를 확대시켰으며, 이와 같이 확대시킨 근거는 위의 고장사례와 기타 기어 및 베어링 고장사례를 통한 진단정보에서 얻어졌다.⁽¹⁴⁻¹⁶⁾ 여기서 목표사상은 “압축공기 공급중단”으로 하고, 기본사상(basic event)은 다음과 같이 규정될 수 있다.

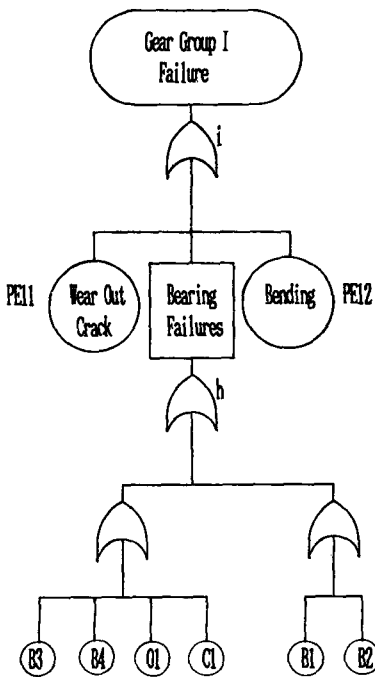
- (1) 과부하에 의하여 퓨즈절손에 의한 동력중단 (PE 1)
- (2) 전기파워 스위치의 기계적 고장(PE 2)
- (3) M-rotor shaft 절손(PE 3)
- (4) F-rotor shaft 절손(PE 4)



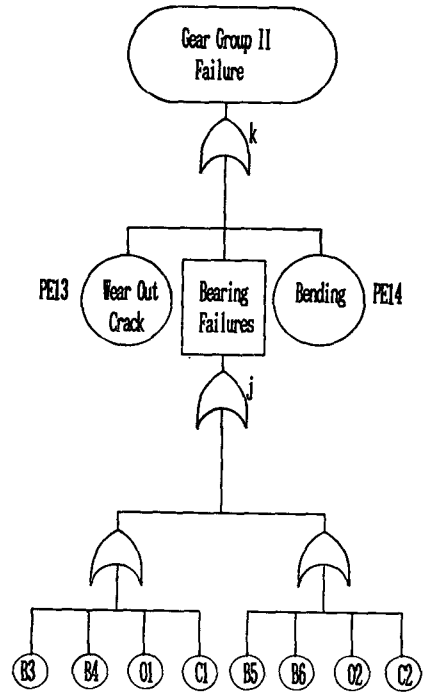
(a) The total fault tree of air compressor



(b) The fault tree of compressor rotor failure



(c) The fault tree of compressor main gear and pinion failure



(d) The fault tree of compressor timing gears failure

Fig. 10 The fault tree of air compressor

(5) Main motor shaft 결손(PE 5)

(6) Rotor 고장(PE 6)

(7) Gear group I 이상, 즉 Main gear나 Pinion 손상(PE 7)

(8) Gear group II 이상, 즉, M-timing gear나 Ftiming gear 손상(PE 8)

여기서, PE 6는 재질결합 및 로터의 피로크랙손상(PE 9)이나, 편심이나 기타 재질변형에 의한 손상(PE 10), 혹은 베어링 및 링손상, 파손, 미스어라이먼트(상, 하 carbon-ring 및 O-ring, 베어링)에 의하여 발생된다고 보고, PE 7과 PE 8은 기어 손상으로 앞과 마찬가지로 마모손상(PE 11, 13), 벤딩 및 과도하중(PE 12, 14), 그리고 상, 하링 및 베어링 결함에 의하여 발생된다고 볼 수 있다. 작성된 FT에서 고장률과 신뢰도를 평가하기 위하여는 각 부품요소(tribo-element)의 고장시간 및 신뢰도에 대한 데이터가 제시되어야 한다. Table 2의 고장률은 제작업체에서 일정기간 판매된 콤프레서의 고장원인 분석에 의한 평균고장률과 각종 고장 기계요소 부품의 통계 데이터를 기초로 작성된 것으로 수집된 데이터를 사용환경이 각각 다른 곳에서 얻어졌으므로 고장률 자체에 약간의 오차가 포함되어 있다. 일반적으로 실험실에서는 장시간에 걸쳐 일어나는 고장률을 검사할 수 있는 방법이 없으므로 사용조건을 가혹하게 하고 시간을 짧게 하여 고장률을 체크하고 문제가 발생하는 부품에 대하여 실 운전시험을 실시함으로써 이 부분에 대하여도 오차를 포함한다. 그러나 이러한 오차는 고장 부품수가 많을수록 일정한 경향을 나타내기 때문에 무시될 수 있다. 신뢰도 R 과 고장률 λ 는 식(2)와 같은 관계가 있다. 그러나 이 식은 시스템 고장시간 나타나는 고장결과만을 고려한 것이다. 여기서 사용한 신뢰도는 운행정시 발생한 고장률과 제조과정에서 일어날 수 있는 품질자체에 내포된 결함이 검사를 통하여 발견되지 않음 검사오차를 고려한 것이다.^(11,17) 이것을 근거로 하여 본 에어콤프레서의 목표사상과 기본사상 사이 중간사상들에 대한 고장률이 다음과 같이 계산되어질 수 있다.

$$\lambda_a = \lambda_1 + \lambda_2 = 1.2 \times 10^{-3}$$

$$\lambda_b = \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5 = 6 \times 10^{-6}$$

$$\lambda_6 = OR(\lambda_{f1}, \lambda_{f2}) = 73.752 \times 10^{-6}$$

$$\left[\begin{array}{l} \lambda_g = OR(B3, B4, B5, B6, O1, O2, C1, C2) \\ = 31 \times 10^{-6} \\ \lambda_f = OR(\lambda_g, \lambda_8, \lambda_{10}) = 36.876 \times 10^{-6} \end{array} \right]$$

$$\lambda_7 = OR(\lambda_{i1}, \lambda_{i2}) = 34.0 \times 10^{-6}$$

$$\left[\begin{array}{l} \lambda_h = OR(B1, B2, B3, B4, O1, C1) = 15.9 \times 10^{-6} \\ \lambda_i = OR(\lambda_h, \lambda_{i1}, \lambda_{i2}) = 17.0 \times 10^{-6} \end{array} \right]$$

$$\lambda_8 = OR(\lambda_{k1}, \lambda_{k2}) = 72.0 \times 10^{-6}$$

$$\left[\begin{array}{l} \lambda_j = \lambda_9 = 31 \times 10^{-6} \\ \lambda_k = OR(\lambda_j, \lambda_{i3}, \lambda_{i4}) = 36 \times 10^{-6} \end{array} \right]$$

따라서, 위의 각 사상들을 기초로 본 air compressor의 전체고장률을 계산하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \lambda_{top} &= OR(\lambda_a, \lambda_b, \lambda_6, \lambda_7, \lambda_8) \\ &= 1.3857 \times 10^{-3} (Hr^{-1}) \end{aligned}$$

각 요소의 신뢰도가 주어지면 전체 시스템의 신뢰성 해석이 가능하며, Table 2의 요소별 신뢰도를 근거로 하여 작성된 FT에 따라 전체시스템의 신뢰도와 시스템불량률은 다음과 같이 계산된다.

$$R_a = R_1 R_2 = 0.9991$$

$$R_b = R_3 R_4 R_5 = 0.99985$$

$$R_6 = (R_g R_9 R_{10})^2$$

$$= (R_{Bm})^8 (R_{Ci})^4 (R_{Oi})^4 (R_9 R_{10})^2 = 0.9993$$

$$R_7 = (R_f R_{11} R_{12})^2$$

$$= (R_{Bt})^4 (R_{Bm})^4 (R_{Oi})^2 (R_{Ci})^2 (R_{11} R_{12})^2 = 0.9996$$

$$R_8 = (R_j R_{13} R_{14})^2$$

$$= (R_{Bm})^8 (R_{Ci})^4 (R_{Oi})^4 (R_{13} R_{14})^2 = 0.9992$$

$$R_{top} = R_a R_b R_6 R_7 R_8 = 0.997$$

$$R_f \text{ system} = 0.003$$

따라서, 본 시스템의 전체고장은 주로 전기적인 고장에 기인하지만, 전기적인 고장은 주로 시스템 복구에 지장을 주지 않지만 기계적인 고장은 시스템을 못쓰게 하고, 복구 비용이 매우 많이 소요되므로 본 연구에서 관심의 대상은 주로 기계적인 고장이다. 기계적 고장률만 고려할 때 시스템고장률은 전체시스템 고장률인 λ_{top} 에서 전기계통 고장률 λ_a 를 빼면 $0.1857 \times 10^{-3} (Hr^{-1})$ 으로 평균 5385시간 당 1건 정도로 하루 평균 8시간 가동한다고 볼때 1.8년당 1회 정도의 기계적 고장이 발생할 수 있음을 알 수 있다. 그리고 본 시스템의 미니멀 컷셀은 모든 사상들이 OR게이트로 연결되어 있기 때문에 결국 최하부에 존재하는 기본사상의 각 요소가 미니멀 컷셀이 된다. 본 시스템은 매우 고속으로 회전하므로 기계고장중 베어링 결함이 가장 빈번하며, 베어링고장은 주로 윤활문제에 기인되며, 또한 전체시스템 고장으로 연결된다. 따라서 고장을 미

Table 2 The failure rate and reliability of air compressor components

Component(event)	Failure rate in hr ⁻¹ (λ)	Reliability(R)
PE 1	10 ⁻³	0.9992
PE 2	2×10 ⁻⁴	0.9999
PE 3	2×10 ⁻⁶	0.99995
PE 4	2×10 ⁻⁶	0.99995
PE 5	2×10 ⁻⁶	0.99995
PE Bt(B1 and B2)	2×10 ⁻⁷	0.999997
PE Oi(O1 and O2)	0.5×10 ⁻⁶	0.999993
PE Ci(C1 and C2)	1×10 ⁻⁶	0.99997
PE Bm(B3,B4,B5,B6)	7×10 ⁻⁶	0.99995
PE 9	2×10 ⁻⁶	0.99995
PE 10	0.876×10 ⁻⁶	0.999995
PE 11	1×10 ⁻⁶	0.999999
PE 12	1×10 ⁻⁶	0.99997
PE 13	4×10 ⁻⁶	0.99993
PE 14	1×10 ⁻⁶	0.99997

연에 방지하기 위해서는 각 베어링의 온도를 실시간 감시하여, 급격한 온도상승이 나타나면 시스템을 정지시키는 Shutdown 장치가 필요할 것으로 생각된다.

6. 결 론

본 연구의 에어콤프레서 고장진단을 통하여 시스템 사고해석 및 고장트레인을 규명하였고, 고장트레인을 이용하여 일반화된 콤프레서 FT를 작성하였다. 이 작성된 FT에 근거로 에어콤프레서의 고장률 및 신뢰도를 평가하였다. 이 결과는 향후 시스템 보완 및 설계자료로 제시될 수 있다. 미니멀 컷셋을 구한 결과 가장 문제가 되는 기본사상은 주로 링(ring)과 베어링계통으로 이 부분은 매우 고속으로 회전하기 때문에 윤활계통의 결함은 시스템에 치명적인 고장을 일으킨다. 따라서 이러한 것을 방지하기 위해서는 시스템 윤활상태 및 베어링 각 부분에 온도센서를 이용하여 온도상승을 인지하여 시스템을 정지시키는 자동 Shutdown 장치가 필수적이다. 마지막으로 FT기법을 이용하여 객관

화된 지식들을 상호연관시켜 진단의 정확도를 높일 수 있고, 컴퓨터에 의한 실비진단 시스템 구축시 모듈별 지식베이스 구축 및 추론알고리즘을 효율적으로 구축할 수 있을 것으로 생각된다.

참고문헌

- (1) Barschdorff, D., Dressler, T and Nitsche, W., 1986, "Real-Time Failure Detection on Complex Mechanical Structures Via Parallel Data Processing," *Computers in Industry*, No. 7, pp. 23~30.
- (2) 이정철, 오재응, 염성하, 권오관, 1987, "Condition Monitoring기법에 의한 베어링의 이상진단," *한국윤활학회논문집*, Vol. 3, No. 1, pp. 52~60.
- (3) Chryssolouris, G., Domroese, M. and Beaulieu, P., 1992, "Sensor Synthesis for Control of Manufacturing Processes," *Transactions of the ASME*, Vol. 114, pp. 158~174.
- (4) Bocklish, S. F., 1986, "A Diagnostis System Based on Fuzzy Classification," *Computers in*

- Industry, No. 7, pp. 45~51.
- (5) Mratins, L. G. and Gerges, N. Y., 1984, "Comparison between Signal Analysis for Detecting Incipient Bearing Damage," Condition Monitoring '84, 10th~13th, pp. 191~204.
- (6) Raafat, H. M. N., 1983, "The Quantification of Risk in System Design," ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 105, pp. 223~233.
- (7) Nakamura, K. and Kobayashi, S. 1990, "An Interactive Case Based Reasoning Model and Its Application to Supporting Fault Diagnosis," J. Japanese Soc. for Artificial Intelligence, Vol. 4, No. 6, pp. 704~713.
- (8) Moss, T. R., 1987, "On-Line Acquisition and Analysis of Mechanical Failure Data," Proceedings of the IFIP TC 5/WG 5.3 Working Conference on Diagnostic and Preventive Maintenance Strategies in Manufacturing Systems, Dubrovnik, Yugoslavia, 1~4, Sep., pp. 75~84.
- (9) Strauss, B. M., 1984, "Fault Tree Analysis of Bearing Failures," Lubrication Engineering, Vol. 40, No. 11, pp. 674~680.
- (10) Barlow, R. E. and Lambert, H. E., 1975, "Introduction to Fault Tree Analysis," In Reliability and Fault Tree Analysis, SIAM, Philadelphia, pp. 7~37.
- (11) 이근철, 1990, "FTA안전공학," 기전연구소, pp. 39~67.
- (12) Levine, S. and Vesely, W. E., 1976, "Important Event-Tree and Fault Tree Considerations in the Reactor Safety Study," IEEE Trans Reliab., R-25, pp. 132~139.
- (13) Fussell, J. B., 1973, "A Formal Methodology for Fault Tree Construction," Nuclear Science and Engineering, Vol. 52, pp. 421~432.
- (14) Bartz, W. J., 1976, "The Influence of Lubricants on Failures of Bearings and Gears," Tribology International, Vol. 9, No. 5, pp. 172~176.
- (15) 日本潤滑學會, 1978, "潤滑故障例とその對策," 養賢堂, pp. 23~46.
- (16) Rao, S. S., 1974, "Probabilistic Approach to the Design of Gear Trains," Int. Jour. Machine Tool Des. Res., Vol. 14, pp. 267~278.
- (17) 한국 GMB베어링, 1993, "기술카타로그," Korea GMB Industry Co., LTD. Bearing Division., pp. 15~19.