

유한요소해석을 이용한 가스터빈 압축기 블레이드 피로균열 해석

Investigation of the High Cycle Fatigue Crack of the Gas Turbine Compressor Blade Using Finite Element Analysis

윤완노^{1,✉}, 김준성¹
Wan No Yun^{1,✉} and Jun Sung Kim¹

¹ 한국전력공사 전력연구원 (KEPCO Research Institute)

✉ Corresponding author: yoonhwan@kepco.co.kr, Tel: 042-865-7512

Manuscript received: 2010.6.24 / Revised: 2010.9.2 / Accepted: 2010.9.28

A gas turbine consists of an upstream compressor and a downstream turbine with a combustion chamber, and also the compressor and the turbine are generally coupled using a single shaft. Large scale gas turbine compressor is designed as multi-stage axial flow and the blade is fan-type which is thick and wide. Recently radial cracking happens occasionally at the compressor blade tip of large scale gas turbine. So, FEM was performed on the compressor blade and vibration modes and dynamic stresses were analyzed. According to the analysis, 9th natural frequency mode of the blade, which is 2 strip mode, is near the vane passing frequency by the vane located at the upstream of the blade.

Key Words: Combined Cycle Power Plant (복합화력발전소), Gas Turbine (가스터빈), Compressor Blade (압축기 블레이드), High Cycle Fatigue Crack (고사이클피로 균열), Finite Element Analysis (유한요소해석)

1. 서론

가스터빈과 증기터빈이 복합사이클로 이루어진 복합화력발전소는 NOx 배출량이 적고 온배수 배출량이 적어 환경친화적 발전소로 각광받고 있으며, 도시근교에서도 발전이 가능하여 도시지역 열공급을 담당하는 열병합발전소로도 많이 이용되고 있다. 최근 급속한 산업의 발달로 인한 공해문제, 지구온난화 등으로 인해 가스터빈을 이용한 발전설비의 증가는 세계적인 추세이며, 고효율 대용량 가스터빈 제작을 위하여 각국에서 경쟁적으로 연구하여 새로운 형식의 가스터빈이 계속 개발되고 있다.

가스터빈은 압축기, 연소기 그리고 터빈으로

구성되어 있고, 압축기와 터빈, 발전기가 단일축으로 연결되어 회전한다. 가스터빈 회전시 대기중의 공기가 압축기로 유입되어 압력 약 17 atm 까지 압축되며, 압축된 공기가 연소기에서 연소되어 발생된 고온의 연소가스가 터빈을 통과하면서 동력을 발생시킨다. 또한 가스터빈에서 배출되는 배기 가스는 배열회수 보일러에서 증기를 발생시켜 이 증기를 이용한 증기터빈으로도 동력을 얻게 된다.

고효율 대용량의 가스터빈을 제작하기 위해서는 연소온도를 상승시켜야 하므로, 더 높은 온도에서 견딜 수 있는 고온부품이 개발되어야 하며, 고온부품 냉각을 위한 공기량도 더 많이 소요된다. 가스터빈에서 소요되는 공기량을 증가시키기 위해서는 압축기 블레이드를 더 크게 만들어야 하며,

고효율 대유량을 위한 공기역학적 해석이 적용되어 새로운 형태의 압축기 블레이드가 개발되고 있다.

최근 고효율 대용량 가스터빈 압축기 저압단 블레이드에서 반경방향 균열이 종종 발생되고 있고, 운전시간의 경과와 함께 균열이 점차 진전되어 고속 회전중에 날개의 일부가 탈락되어 후류측(downstream) 블레이드에 파급 손상이 발생되고 있다.

이러한 압축기 저압단 블레이드 손상의 원인을 규명하기 위하여 EPRI(Electric Power Research Institute)에 참여하여, 전문 해석 기관과 함께 압축기 저압단 블레이드의 유동해석과 진동 모드 해석을 수행하였으며, 본 논문에서는 압축기 블레이드를 유한요소 해석을 통한 압축기 저압단 블레이드에서 발생하는 반경방향 균열의 원인을 규명한 내용을 기술하였다.

2. 압축기 블레이드의 손상 특성

2.1 가스터빈 압축기 운전 조건

본 논문에서 해석 대상이 된 가스터빈 압축기의 운전조건과 설비 규격은 Table 1 과 같다.

Table 1 Specification of gas turbine compressor

Item	Unit	Spec.
Output	MW	168
Revolution	rpm	3600
No. of turbine stage	Stage	3
No. of compressor stage	Stage	18
Combustor	Ea	14(can type)
Turbine inlet temp.	℃	1,310
Turbine outlet temp.	℃	592.5
Compressor inlet temp.	℃	15
Compressor inlet pressure	Atm	1atm
Compressor outlet temp.	℃	448.5
Compressor outlet pressure	Atm	16.35
Compressor flow	kg/s	416.6
Compression ratio		16.16
Material of compressor blade		GTD 450

2.2 압축기 저압단의 형상

Fig. 1 에서와 같이 가스터빈 로터는 압축기와 터빈이 동일축으로 구성되어 있고, 압축기 로터는 보통 18 단으로 구성되어 있다. 로터가 회전하면 압축기에서 대기의 공기를 흡입하고, 압축기를 통과하면서 압축되어 압축기 출구압력은 약 17 atm 정도가 된다. 압축기 입구단 블레이드는 고효율 대용량을 위한 공기역학 해석을 통해 Fig. 2 와 같은 형상으로 제작된다.

2.3 압축기 블레이드 손상 특성

최근, 대용량 가스터빈 압축기 저압단 블레이드의 팁(tip) 부위가 Fig. 3 과 같은 형상으로 탈락되는 현상이 종종 발생되고 있다.¹

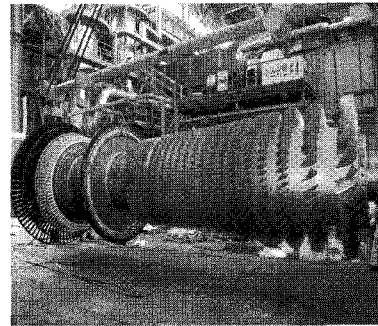


Fig. 1 Gas turbine rotor

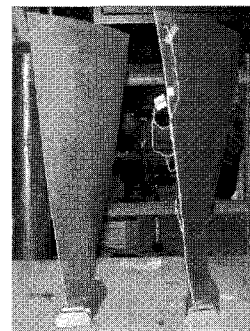


Fig. 2 Comp. blade

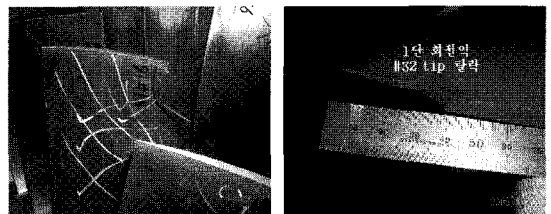


Fig. 3 Breakage of low pressure compressor blade



Fig. 4 Crack of low pressure compressor blade

고속으로 회전되는 도중에 Fig. 3 과 같이 블레이드 일부가 탈락되면 후류측 블레이드에 타흔 손상을 발생시키고, 타흔 손상을 기점으로 균열이 발생되어 2 차 파급손상이 발생되기도 한다. 이러한 손상이 발생하는 시점은 가스터빈에 따라 다소 차이가 있지만 설치후 약 3~5 년 운전후에 발생되고 있으며, 전체 블레이드중 1~2 개의 블레이드에서 발생하는 특성이 있다.

가스터빈은 약 5 년 운전 후 분해정비를 하는데, 압축기 저압단 블레이드에서 Fig. 4 와 같은 균열이 발견되기도 한다. 균열 발생 위치가 Fig. 3 의 탈락 위치와 거의 동일하며, 압축기 전체 단(stage) 중 일정한 단에서 자주 발생하는 특징이 있다.

2.4 균열 단면 분석

Fig. 4 의 균열면을 절단하여 균열이 시작된 모서리 부위를 광학현미경으로 검사한 결과 Fig. 5 에서와 같이 균열 시작점을 기점으로 하여 동심원의 형태로 비치마크(beach mark)가 선명하게 나타나 있었다. 이러한 비치마크는 고사이클피로(high cycle fatigue)의 전형적인 특징이며, 균열 시작점에 특별한 결함이 없는데도 고사이클피로에 의한 균열이 발생되어 진전되었다는 것은 블레이드 진동 응력에 의해 발생되었을 가능성이 있어 블레이드 진동 모드 해석을 실시하였다.



Fig. 5 Crack of low pressure compressor blade

에 의해 발생되었을 가능성이 있어 블레이드 진동 모드 해석을 실시하였다.

3. 압축기 블레이드 진동모드 해석

3.1 일반적인 압축기 블레이드 진동 모드

압축기 저압단 블레이드는 여러가지 고유 진동 모드(mode)를 가지고 있다.² Fig. 6(a)는 1 차 진동 모드인 접선(tangential) 방향의 평면진동(flap-wise) 형태이며, Fig. 6(b)는 2 차 진동 모드인 축(axial) 방향의 모서리진동(edge-wise) 형태이다. Fig. 6(c)는 3 차 진동 모드인 비틀림(twist) 진동이며, Fig. 6(d)는 4 차 진동 모드로써 2 차 접선방향 진동 형태이다.

Fig. 6 에서 1, 2, 4 차 모드에서는 날개 전연 선단 뿌리 부위에 진동응력이 각각 110 ksi, 2 ksi, 13 ksi 로 나타났으며, 3 차 진동모드는 날개 후연 중간 부위에 진동응력이 7 ksi 로 나타났다. 그러나, 본 논문에서 규명하고자 하는 블레이드 팁 부위에서는 진동 응력이 매우 낮은 상태임을 알 수 있었다. 블레이드 팁 부위 진동은 고차 진동모드일 것으로 예상되므로, 고유진동수와 가진력(exciting force), 진동 모드를 확인하기 위해서는 유한요소 해석이 필요하다.

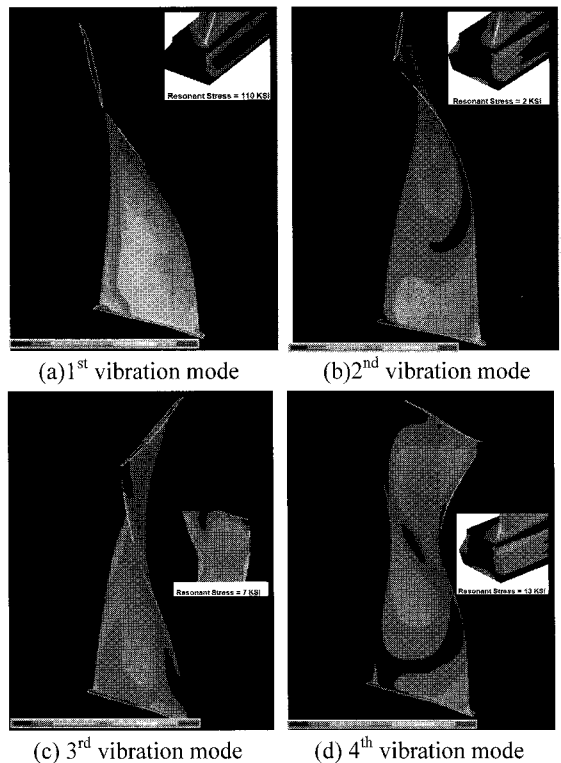


Fig. 6 Vibration mode

3.2 유한요소 모델링

압축기 저압단 블레이드의 팁 부위에서 반경 방향 균열이 발생하는 원인을 규명하기 위하여, 반경방향의 균열이 자주 발생되고 있는 가스터빈 기종의 압축기 2단(2nd stage) 블레이드를 선정하여 Fig. 7 과 같이 유한요소법으로 모델링하였다.

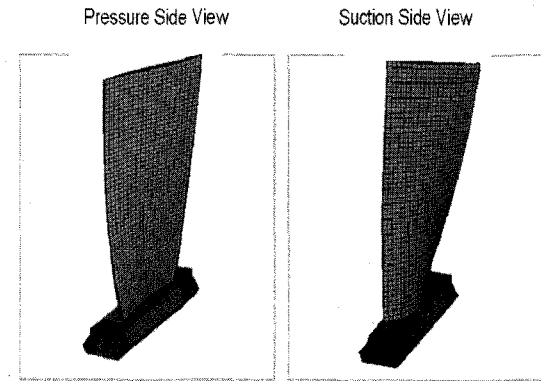


Fig. 7 Finite element model

3.3 고유진동수 계산 결과

ANSYS 프로그램을 이용하여 가스터빈 압축기 2 단 블레이드의 고유진동수를 계산한 결과를 차트로 나타내면 Table 2 와 같다. 압축기 2 단 블레이드의 개수가 32 개이므로 노달직경(nodal diameter)은 16 개가 존재하며,³ 블레이드 팁 부위 진동에 영향을 주는 고차 고유진동 모드까지 확인하기 위하여 13 차 모드까지 계산하였다.

Table 2 Calculation result of natural frequency

ND	Mode #1	Mode #2	Mode #3	Mode #4	Mode #5	Mode #6	Mode #7	Mode #8	Mode #9	Mode #10	Mode #11	Mode #12	Mode #13
0	119	219	311	596	722	1134	1465	1644	1959	2275	2766	3135	3275
1	179	220	566	721	1106	1227	1474	1702	1959	2291	2782	3136	3283
2	206	455	587	722	1209	1487	1703	1958	2244	2669	3112	3205	3487
3	207	563	721	939	1368	1515	1952	2000	2267	2684	3118	3215	3487
4	207	566	721	1052	1446	1562	1957	2236	2671	2899	3124	3227	3488
5	207	566	721	1078	1458	1582	1957	2243	2682	3114	3205	3487	3538
6	207	567	721	1089	1463	1591	1957	2245	2684	3117	3211	3488	3743
7	207	567	721	1094	1465	1596	1957	2246	2686	3118	3213	3488	3799
8	207	567	721	1097	1466	1599	1957	2247	2686	3118	3214	3488	3817
9	207	567	721	1099	1466	1601	1957	2247	2687	3118	3215	3488	3825
10	207	567	721	1100	1467	1602	1957	2248	2687	3119	3216	3488	3829
11	207	567	721	1101	1467	1603	1957	2248	2687	3119	3216	3488	3832
12	207	567	721	1102	1468	1604	1957	2248	2688	3119	3216	3488	3834
13	207	567	721	1102	1468	1604	1958	2248	2688	3119	3216	3488	3835
14	207	567	721	1103	1468	1605	1958	2249	2688	3119	3217	3488	3835
15	207	567	721	1103	1468	1605	1958	2249	2688	3119	3217	3488	3836
16	207	567	721	1103	1468	1605	1958	2249	2688	3119	3217	3488	3836

압축기 2 단의 상류측(upstream) 고정익의 개수가 46 개이므로 블레이드를 가진하는 NPF(nozzle passing frequency)는 2760Hz(46 개 x 60Hz)이며, Table 1 에서 NPF 와 가까운 고유진동 모드는 9 차 진동 모드이다. Table 1 의 계산 결과를 Fig. 8 의 interference diagram 으로 표시하면 9 차 진동 모드가 NPF 와 근접해 있음을 쉽게 확인할 수 있다.

3.4 블레이드 고유진동 모드의 확인

블레이드 동특성을 파악하여 각각의 고유진동 모드에서의 최대 진동 응력의 크기와 위치를 확인하였다. Fig. 9 는 2 단의 기본 진동 모드중 1, 2 차 진동모드이며, Fig. 6 의 일반적인 압축기 저압단 블레이드⁴ 와 유사하게 블레이드 팁 부위에서의 진동 응력은 매우 작게 나타났다.

NPF 와 근접해 있는 9 차 진동 모드의 동특성을 분석한 결과 Fig. 10 에서와 같이 세로방향 줄무늬(2 stripe) 진동 모드로 나타났다. 최대 동응력 발생 위치는 블레이드 팁 부위이며, Fig. 3, 4 와 같이

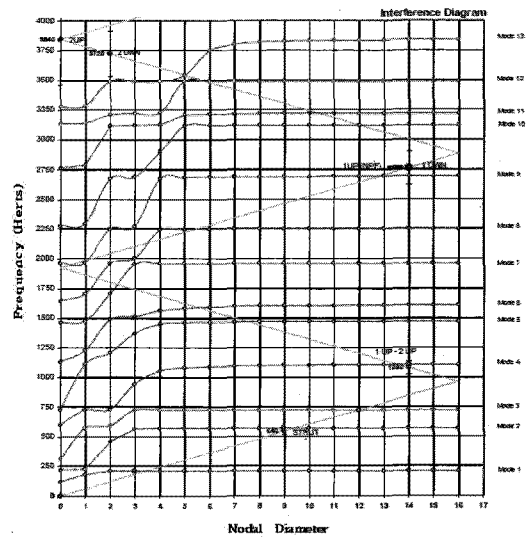


Fig. 8 Interference diagram of 2nd stage blade

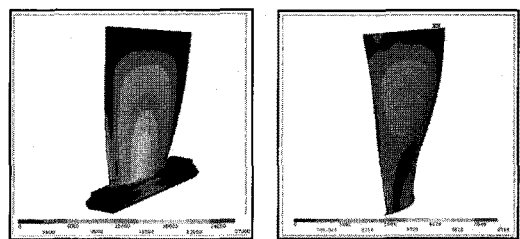


Fig. 9 Fundamental mode of 2nd stage blade

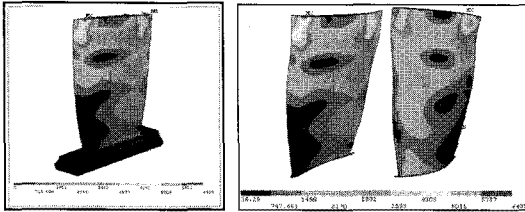


Fig. 10 2 stripe mode of 2nd stage blade

발생되는 블레이드 팁 부위의 균열위치와 동일한 위치임을 확인할 수 있었다.

4. 균열 발생 원인 분석

4.1 균열 발생 원인

블레이드 고유진동수 계산 결과 2 차 세로방향 진동 모드인 9 차 고유진동수가 NPF 와 근접해 있고, 9 차 진동 모드를 해석한 결과 최대 진동응력의 발생 위치가 현장에서 균열이 자주 발생하는 블레이드 팁 부위 위치와 동일한 것으로 보아, NPF 에 의해 블레이드의 세로방향 줄무늬 진동 모드가 가진되어 블레이드 팁부위에 균열이 발생되었다는 것을 알 수 있었다.

세로방향 줄무늬 진동 모드시의 블레이드 팁부위에서의 진동 응력은 응력 해석 프로그램을 이용하여 계산한 결과 Fig. 11 에서와 같이 최대 17.6 ksi 로 계산되었다.

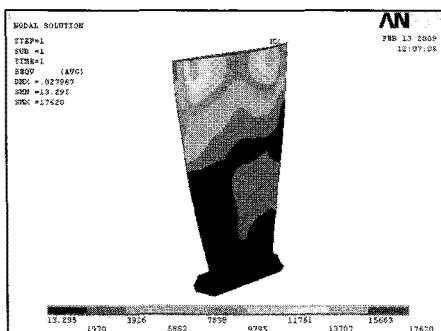


Fig. 11 Dynamic stress at 2 stripe mode

EPRI 연구 보고서에 의하면 GTD 450 압축기 블레이드 재질의 S-N 곡선은 Fig. 12 와 같고,⁵ EPRI 연구보고서⁶ 에 의하면 GTD 450 재질의 피로한도는 약 14 ksi 로 언급되어 있다.

Fig. 11 에서 압축기 블레이드를 해석한 결과 세로방향 줄무늬 진동시 진동 응력이 17.5 ksi 로 계

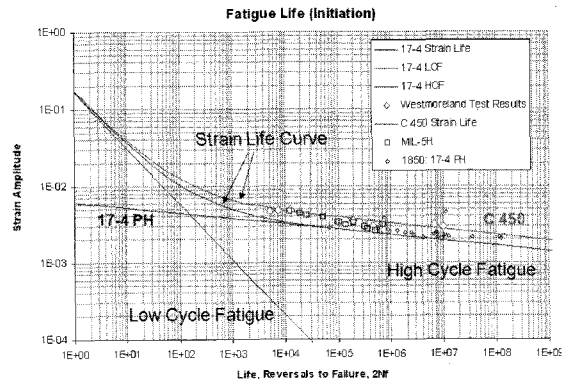


Fig. 12 Material test result : LCF and HCF(S-N)

산되었으므로, EPRI 연구보고서에 의거한 피로한도인 14 ksi 를 넘어선 상태이며, 운전 중에 이 진동 모드가 가진될 경우 블레이드 팁 부위에 균열이 발생될 수 있을 것으로 판단된다.

2.3 항의 압축기 블레이드 손상특성에서 언급한 바와 같이 가스터빈 압축기 블레이드의 손상 시점은 약 3~5 년 경과시점에서 발생되며, 전체 블레이드중 1~2 개에서 발생되고 있다. 이는 Table 2 에서와 같이 9 차 고유진동 주파수가 2688 Hz 인데 가진주파수인 NPF 가 2760 Hz 로 근접되어 있어, 공진 여유가 작은 상태에서 단조 제작되는 압축기 블레이드 팁부위의 미세한 두께 차이나 무게 차이가 발생될 경우, 블레이드 팁 부위가 진동하는 고차 고유 진동수의 변화를 가져오게 되어, 일부 블레이드의 팁 부위에서 균열이 발생하는 것으로 판단된다.

4.2 NPF 가진력 저감 대책

가스터빈 제작사에서 최근 압축기 고정익의 간격을 일정하게 배열하지 않고 Fig. 13 의 왼쪽 그림과 같이 불규칙하게 배열된 고정익을 사용하도록 추천하고 있다.⁷ 이러한 고정익을 NUVS(non uniform vane spacing)라고 부르며, 기존의 일정 간격으로 배열되는 고정익과의 차이가 Fig. 13 의 오른쪽 그림에 나타나 있다.

NUVS 고정익을 사용할 경우 회전익이 회전될 때, 상류측 고정익에서 발생하는 공기 흐름의 불연속성이 일정 시간 간격으로 발생되지 않기 때문에 NPF 가진력이 크게 감소되어 압축기 블레이드 팁에서 발생하는 세로방향 줄무늬 진동 모드에 의한 진동 응력이 크게 감소될 것으로 판단된다.⁸

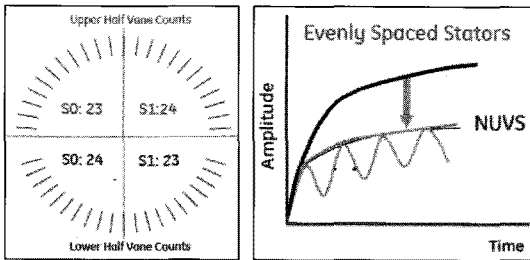


Fig. 13 NUVS vane and effect

5. 결론

가스터빈 압축기 블레이드에서 발생하는 반경 방향 균열의 원인을 규명하고, 균열 제거 가공시의 고유진동수 변화와 진동모드 해석결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 압축기 저압단 블레이드 팁 부위에서 발생하는 반경 방향 균열은 세로방향 줄무늬 진동 모드인 9 차 고유진동수가 NPF 에 의해 가진되어 발생되고 있음이 확인되었다.

2) 압축기 해석 결과 9 차 진동 모드의 최대 진동 응력 부위와 균열 발생 위치가 동일하였고, 9 차 진동 모드와 상류축 고정익에 의해 발생하는 NPF 가 근접해 있어 공진 현상이 발생하는 것으로 판단되었다.

3) 유한요소 해석 결과 블레이드가 9 차 진동 모드로 진동할 때 발생하는 진동 응력은 17.62 ksi 로 나타났고, GTD 450 의 압축기 블레이드 재질의 피로한도가 14 ksi 이므로 공진 현상이 발생되면 균열이 발생될 수 있을 것으로 판단된다.

4) 제작사에서 NUVS 고정익을 사용할 것을 추천하는 이유는 세로방향 줄무늬의 진동 모드를 가진하는 NPF 가진력을 감소시키기 위한 것임을 확인 하였으며, NUVS 고정익을 사용하면 균열 방지에 효과가 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

1. Schirle, S., "Compressor Update," 7F Gas Turbine User's Group Conference, pp. 2-6, 2006.
2. Gandy, D. and Scheibel, J., "Gas Turbine Compressor Dependability," EPRI 1016159, pp. 4.1-4.7, 2008.
3. Ewins, D. J., "Vibrational Modes of Mistuned Bladed Disks," Americas Society of Mechanical Engineers pp. 75-114, 1975.

4. Scheibel, J. and Dewey, R., "Status on Compressor Blade Failure Investigation," Electric Power Research Institute, pp. 18-29, 2007.
5. Gandy, D., Scheibel, J. and Dewey, B., "R0 Compressor Blade Failure Investigation," Electric Power Research Institute, p. 15, 2007.
6. Gandy, D., "R0 Compressor Blade Failure Investigation," Electric Power Research Institute, p. 94, 2006.
7. Cencula, J., "Compressor Update," 7F Gas Turbine User's Group, p. 10, 2002.
8. Hong, C., Pollard, M., Adkins, G. and McCloskey, T., "Minimization of Harmonic Excitation of Nozzle Gagings," Proceedings of the American Power Conference, pp. 1146-1156, 2001.