

컴프레서 구동용 전동기 축계의 구조 안전성 평가

정건화[†] · 곽주호* · 김병주* · 이종문*

STRUCTURAL SAFETY EVALUATION OF COMPRESSOR DRIVING MOTOR SHAFT SYSTEM

Jung Kun-hwa, Kwak Ju-ho, Kim Byung-joo and Lee Jong-moon

Key Words : Motor(전동기), Compressor(압축기), Shaft(축), Inner fan(내부 팬), Torsional vibration(비틀 진동), Fatigue strength(피로강도)

Abstract

Torsional vibration analysis is necessary at design stage to ensure the reliability of a system particularly when the driven machine is a reciprocating compressor. This paper contains the results of torsional vibration analysis and fatigue strength evaluation for 540 kW compressor driving motor. Torsional vibration analysis showed that the 2nd torsional mode of the entire shaft system has the possibility of resonance with the 14th order excitation of compressor and twin line frequency of motor at operating speed. Therefore, the analyses were required to ensure the structural reliability of the motor. The fatigue strength was evaluated for the shaft and inner fans using the results of forced vibration analysis. It is concluded that the motor has sufficient fatigue strength under normal operating condition.

1. 서 론

산업기계 중 컴프레서와 이를 구동하는 전동기는 많은 산업현장에 설치되어 사용되고 있다. 그 중 왕복동 컴프레서의 경우에는 피스톤의 왕복에너지가 회전에너지로 변환되는 특성이 있으므로 회전 축계의 비틀 진동을 유발하는 변동토크의 크기가 정격 출력토크의 2 ~ 3 배 가량 높게 발생할 수 있다. 따라서, 구동용 전동기를 포함한 전체 시스템 축계에 대해 초기 설계단계부터 비틀 진동의 영향을 평가하는 것이 중요하며, 관련 API 규정⁽¹⁾에서도 이를 특별히 언급하여 다루고 있다.

본 연구는 당사의 구동 전동기와 왕복동 컴프레서가 연결되었을 경우 발생할 수 있는 축계 비

틀 진동 및 전동기 축 구조물의 안전성을 평가하기 위해 시작되었다. 연구 목적을 컴프레서와 전동기를 포함한 전체 축계 시스템에 대한 진동특성 파악과 전동기 축의 피로강도 평가에 두었으며 특히, 전동기 축에서 구조적으로 취약할 것이라 판단되는 냉각 팬에 대해 관심을 집중하고 해석적인 방법을 통해 구조 안전성을 확인하고자 하였다.

대상 모델인 컴프레서와 전동기의 사양을 Table 1 에 요약하였으며, 해석 대상인 전동기 축의 모습을 Fig. 1 에 나타내었다. 전동기 축은 크게 코어를 포함한 중실 축과 운전 중 발생하는 내부 열의 냉각을 목적으로 설치된 2 개의 내부 팬 및 1 개의 외부 팬으로 구성되어 있다. 컴프레서는 서로 다른 크기를 갖는 3 개의 실린더와 평형추를 갖고 있으며, 플라이 휠을 사이에 두고 전동기 축과 직접 연결된다.

먼저 전동기 축과 내부 냉각 팬 블레이드 구조를 평가 대상으로 선정한 후, 진동해석을 통해 전체 축계에 대한 공진 가능성 확인 및 정상 운전조건에 대한 변동토크를 산출하였다. 또한 응답해석을 통해 얻어진 결과를 바탕으로 구조물의 유효요소 모델을 이용한 응력해석 및 강도평가를 수행하

[†] 회원, 현대중공업(주) 선박해양연구소
E-mail: oceanpia@hhi.co.kr
TEL: (052)202-7404 FAX : (052)202-5495

* 현대중공업(주) 선박해양연구소

고 피로 안전계수를 산출함으로써 최종적인 안전성을 평가하였다.

Table 1 Specifications of the motor and compressor

전동기	정격출력	540 kW
	운전속도	509 rpm
	극수	14
	전압	6,600 V
컴프레서	정격출력	636.5 HP
	실린더 수	3
	출력토크	903 kgf-m
	변동토크 (최대/최소)	1842/-16 kgf-m

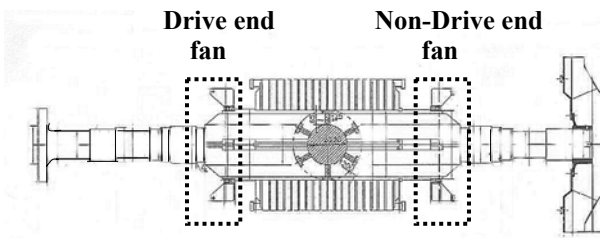


Fig. 1 Shaft arrangement of the motor

2. 비틀림 진동 해석

2.1 해석 모델

비틀림 진동 해석을 위한 해석 모델을 컴프레서와 전동기 제조사로부터 받은 제품 사양을 근거로 구성하였다.

Fig. 2 에서 보는 바와 같이 mass-spring 으로 구성된 모델을 사용하였으며, 특히 국부 구조물의 강도 평가를 위해 2 개의 내부 냉각 팬 및 팬 블레이드를 축과는 별도로 모델링 하였다.

일반적으로 축과 팬의 연결상태에 대한 비틀림 강성 값 산정을 위해 시험⁽²⁾ 및 해석의 방법을 이용하게 되는데, 본 연구는 실제 대상이 제작되기 전 초기 설계단계에서 수행되었으므로, 팬 각각에 대한 질량관성 값과 축 연결 비틀림 강성 값은 Fig 3 에 나타난 유한요소 모델을 이용한 해석적 방법으로 구하였다.

축과 연결되는 허브와 원형 림(rim) 구조에 날개의 블레이드가 구속되어 있는 반 부하 축 냉각 팬과 달리 부하 축 냉각 팬은 블레이드 각각이 허브에만 구속되어 있는 형상을 갖고 있다. 따라서, 부하 축 내부 팬의 경우에는 각각의 팬 블레이드와 허브 사이의 용접 연결 부가 피로응력에 취약 하리라 판단하고 날개 블레이드에 작용하는 변동토크를 얻기 위해 블레이드 한 개 분을 독립적으

로 모델링 하였다. 하지만, 이 경우에도 한 개 블레이드의 질량 관성과 강성 값이 적어 냉각 팬 전체를 해석하는 경우와 비교할 때 축계 진동모드 변화에는 영향을 미치지 않음을 고유 진동해석결과를 통해 확인할 수 있었다.

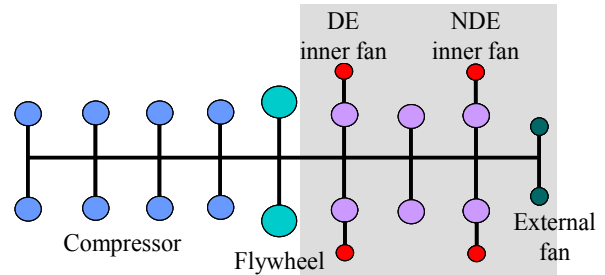


Fig. 2 Mass-spring model for torsional vibration analysis

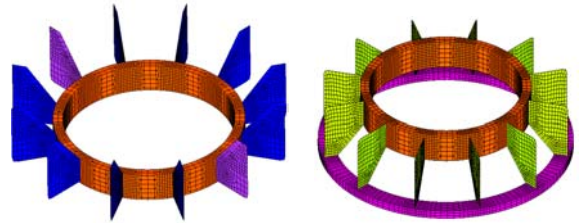


Fig. 3 Finite element models of inner fans (Left: drive end, right: non-drive end)

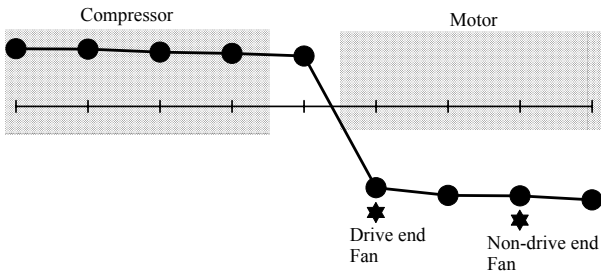
2.2 고유 진동 해석

전체 축계에 대한 고유 진동 해석을 수행하여 고유진동수와 해당되는 모드형상을 얻었다. 해석 결과로 얻은 주요 고유진동수 및 모드형상을 Table 2 와 Fig. 4 에 각각 나타내었다. 또한 Fig 5 와 같이 Campbell diagram 을 이용하여 고유모드와 기진력과의 공진 가능성을 판별하였다. 2nd 고유 진동모드(118.1 Hz)와 왕복동 컴프레서의 14 차 기진력 및 전동기에서 발생하는 전자기력 ($2f_L=120$ Hz)이 운전속도 구간(506 rpm)에서 공진 가능성이 있음을 확인하였다.

Table 2 Calculated torsional natural frequencies

모드	고유진동수(Hz)
1 st	38.1
2 nd	118.1
3 rd	177.9

1st mode (38.1 Hz)



2nd mode (118.1 Hz)

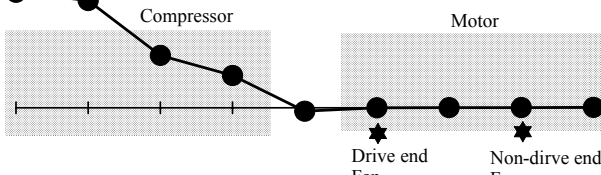


Fig. 4 Torsional mode shape of entire shaft system (1st and 2nd mode)

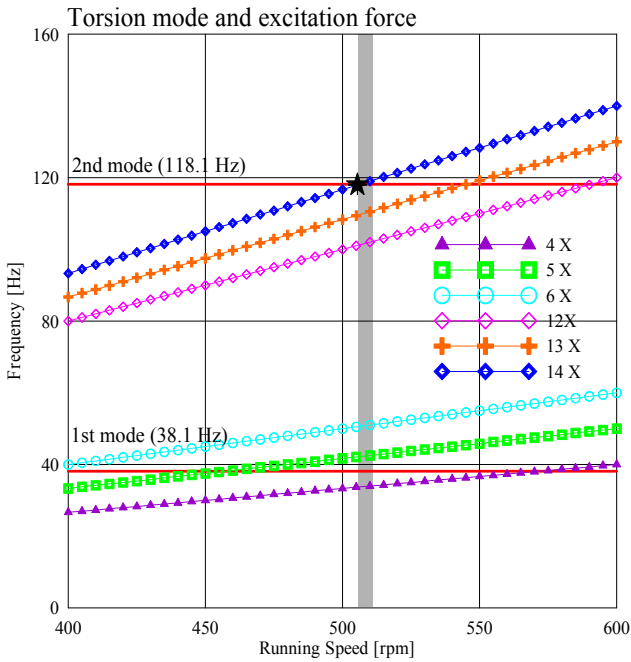


Fig. 5 Campbell diagram of the compressor

2.3 공진 회피 방안

컴프레서 기진력과 공진 가능성을 확인한 후 축 시스템 변경을 통한 공진 회피 방안을 찾고자 하였다. 하지만, 컴프레서 제작업체에서는 공진상 태일지라도 플라이 휠을 포함한 컴프레서의 구조 안전성에는 문제가 없으며, 시스템 변경이 어렵다는 판단을 내렸다. 따라서, 실제 적용 가능한 범위 내에서 전동기 단독의 축 치수변경을 통한 고유 진동 모드의 이동을 시도하였으나 전동기 축 부분이 전반적으로 축계 비틀림의 노드(node)에 해당되어 효과가 없음을 알 수 있었고, 최종적으

로 현재 설계 조건에서의 전동기 축 및 내부 구조 물들에 대한 안전성 평가를 진행하게 되었다.

3. 변동토크 산출

3.1 기진력

해석에 적용한 기진력은 크게 2 가지로 컴프레서 구동에 의해 발생한 변동토크와 전동기의 전자기력이 있으며, 해석에서는 이 두 가지를 동시에 고려하였다.

플라이 휠 끝 단에서 계산된 컴프레서 비틀 토크와 회전 차수 별 하모닉 성분으로 재 구성한 기진력은 Fig. 6 과 같다. 전동기의 경우에는 주 기진력이 전자기력이며, 이 중 120 Hz 에 해당하는 비틀 토크 성분을 해석에 사용하였는데, 이는 해당 기진력의 주파수가 축의 2 절 고유진동수(118.1 Hz)와 근접해 있기 때문이다. 전자기력에 의한 토크를 Fig. 7 에 나타내었는데, 상대적으로 기진력의 크기가 컴프레서 측에 비해 작은 것으로 나타났다.

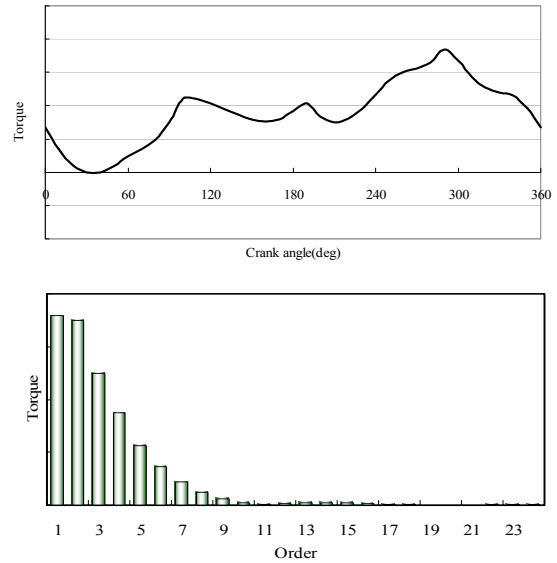


Fig. 6 Compressor torque at aft end of flywheel

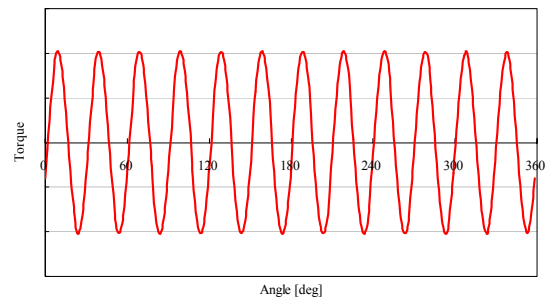


Fig. 7 Electromagnetic torque of motor ($2f_L$ component)

3.2 응답 해석 결과

전동기 축 및 두 개의 내부 팬 블레이드에 작용하는 변동토크 값을 얻기 위하여 정상 운전조건과 주요 기진력이 고려된 강제진동 해석을 수행하였다. 다음의 Fig. 8 과 Fig. 9 에서 운전속도에 따라 전동기 축과 반 부하 축 팬 블레이드에 걸리는 차수 별 변동토크를 보여주고 있다.

앞서 고유 진동해석을 통해 2 번째 고유 진동모드와 왕복동 컴프레서의 14 차 기진력이 만나 공진이 예상되었지만, 실제적으로 해당 차수의 기진력이 작아서 응답해석 결과에서도 아주 작은 수준의 변동토크가 구조에 작용함을 알 수 있었다.

대상 시스템은 운전 중 수 rpm 정도의 변동은 있지만 일정한 정격 운전속도(509 rpm)로 운전되며, 해당 속도에서의 특별한 공진응답은 나타나지 않고 있다. 내부 팬보다는 전동기 축에서의 응답이 크게 나타나며, 두 개의 팬 중 부하 축보다는 반 부하 축 팬 블레이드에 더 많은 변동토크가 작용하고 있다.

진동해석의 결과로 얻은 위치 별 변동토크는 4장에서 다룰 응력 및 피로해석에 사용하게 된다.

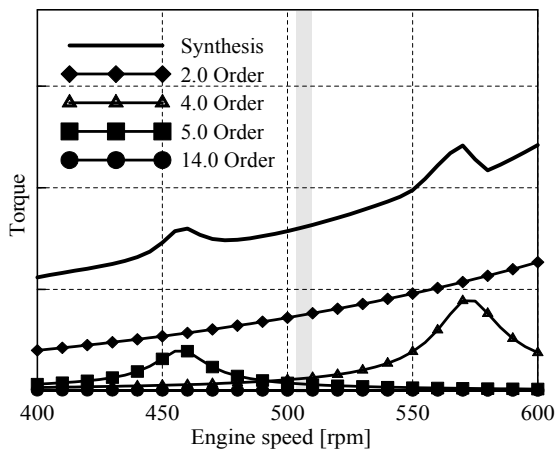


Fig. 8 Torque variations on motor shaft

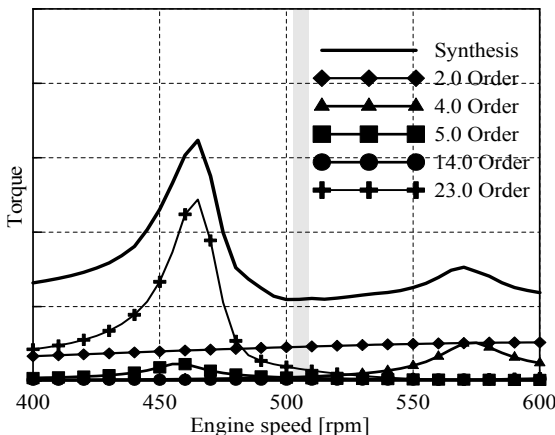


Fig. 9 Torque variations on inner fan of NDE side

4. 피로강도 평가

비틀림 진동해석으로부터의 변동토크 결과를 이용하여 구조적으로 취약할 것으로 예상되는 부하 및 반 부하 축 팬의 용접 부와 축 필렛(fillet) 부 각각에 대한 피로강도 평가를 수행하였다. 해석에 사용된 평균토크는 정격출력(operating shaft power)에서의 값을 이용하였다.

4.1 전동기 축에 대한 피로강도 평가

Fig. 8 에서의 전동기 축에 대한 비틀림 진동해석 결과로부터 Fig. 10 에 나타난 전동기 축 필렛 부 3 지점에 대한 피로강도 평가를 수행하였다.

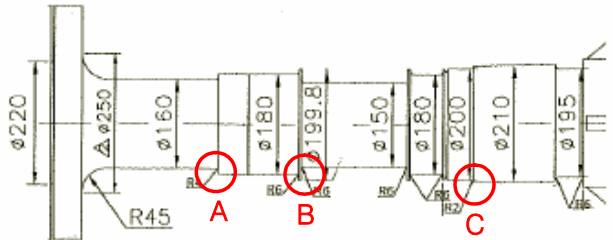


Fig. 10 Locations for fatigue strength analysis

식(1)을 이용하여 구한 공칭 전단응력에 축 필렛 부에 대한 응력집중계수를 이용하여 비틀림 전단응력을 구하였다.

$$\tau_a = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (1)$$

where τ_a : torsional shear stress amplitude, T : alternating torque, d : shaft diameter

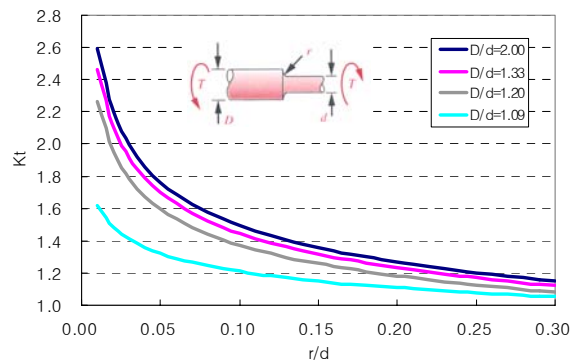


Fig. 11 SCF for a shaft with a shoulder fillet in torsion⁽⁴⁾

피로한도는 축의 표면 거칠기, 크기 등을 고려한 피로 감소계수와 축의 인장강도를 이용하여 추정하였다. 평균응력 효과는 식(2)와 같이 표현되는 Bagci criteria⁽⁵⁾를 이용하여 고려하였으며,

피로설계 선도는 Fig. 12에 나타내었다.

$$\left(\frac{\tau_a}{\tau_e}\right) + \left(\frac{\tau_m}{S_{YS}}\right)^4 = 1 \quad (2)$$

where

τ_a = Amplitude of shear stress [MPa]

τ_e = Fatigue limit at zero mean stress [MPa]

τ_m = Mean shear stress [MPa]

S_{YS} = Shear yield strength [MPa]

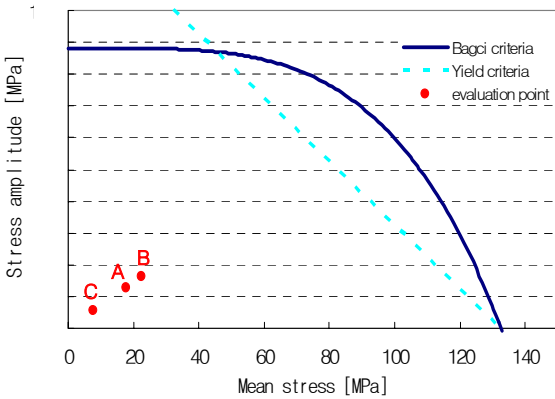


Fig. 12 Fatigue design curve of shaft

축의 여러 필렛 부 중 Fig. 10의 A, B, C 세 지점에서 전단응력이 가장 크게 나타났다. 이 지점에서의 최소 피로안전율은 5 이상으로 계산되어 주어진 변동토크에 대해 충분한 피로강도를 가지고 있다.

4.2 팬에 대한 피로강도 평가

전동기 내부 팬 블레이드에 작용하는 변동응력을 얻기 위해서 유한요소해석을 수행하였다. 해석 모델은 Fig. 3을 이용하였으며, 하중은 부하 및 반 부하 측 팬에 대해 진동해석 결과로부터 얻은 변동토크 값을 적용하였다. 변동토크 값에 대한 보수적인 평가를 위하여 정격 운전속도 주변 구간에서의 최대 값을 적용하였다.

피로강도평가를 위해서 2 점 외삽법에 의한 hot spot 응력 범을 이용하였다. 두 개의 내부 팬 블레이드 응력 분포를 Fig. 13과 Fig. 14에서 보여주고 있으며, 해석을 통해 얻은 부하 및 반 부하 측 내부 냉각 팬에 나타난 최대 hot spot 응력범위는 최대 38 MPa로 나타났다. 피로강도 평가는 유한요소해석 결과로부터 얻은 hot spot 응력범위와 HSE D class S-N 곡선의 10^7 에서 일정진폭 피로한도를 이용하여 수행되었다.

최소 피로한도는 반 부하 측 냉각 팬에서 1.5 이상으로 나타났으며, 변동토크를 보수적으로 취하였기 때문에 주어진 운전조건에 대한 내부 냉각 팬 구조물의 동적 거동에 대해서는 충분한 강도를 가지고 있다.

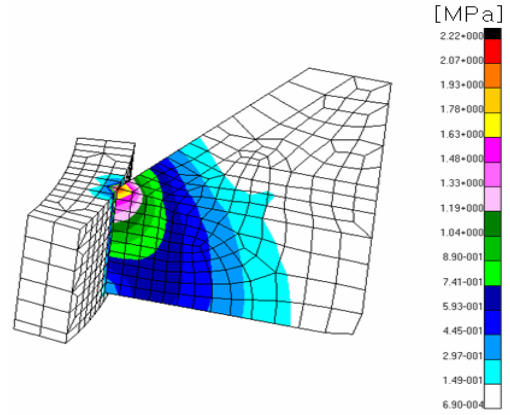


Fig. 13 Distribution of stress amplitude (Drive end fan)

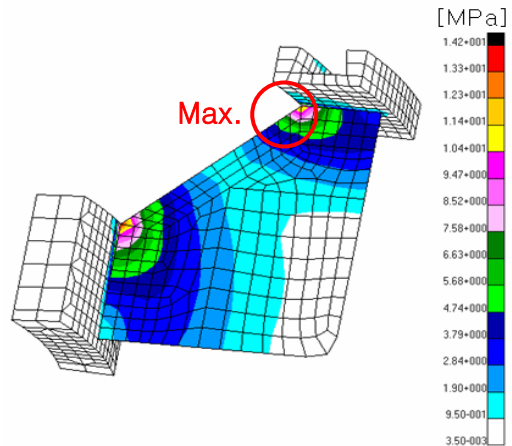


Fig. 14 Distribution of stress amplitude (Non-drive end fan)

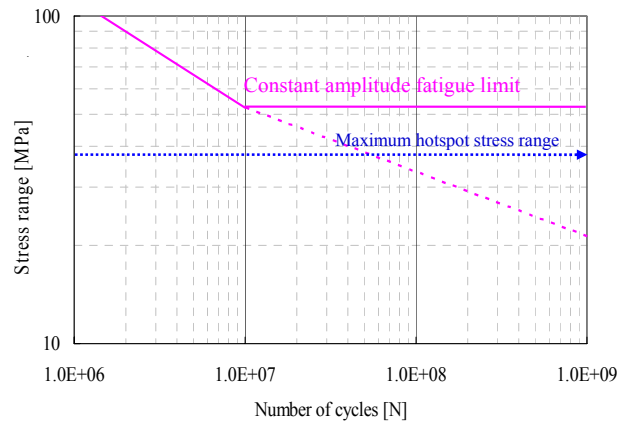


Fig. 15 S-N curve for welded joint (HSE D class)⁽⁶⁾

5. 결 론

왕복동 컴프레서 구동용 전동기 축계의 구조안 전성을 해석적인 방법으로 평가하였다. 컴프레서와 전동기를 포함한 전체 축계에 대한 모델을 구성하고 비틀 진동해석을 수행하였으며, 전동기 축과 구조적으로 취약한 내부 냉각 팬 블레이드 용접 부에 대한 피로강도를 평가하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 고유 진동해석을 통해 정격 운전속도 부근에서 2 번째 진동모드와 컴프레서 14 차 기진력과의 공진 가능성을 확인하였다.
- (2) 컴프레서와 전동기의 전자기력이 모두 고려된 진동해석 결과를 바탕으로 전동기 축과 내부 냉각 팬 블레이드의 용접 부 피로강도 평가를 수행하여 1.5 이상의 피로 안전계수를 얻었다.
- (3) 따라서, 대상 전동기 축 구조는 정상 운전조건에서 충분한 피로강도를 갖고 있음을 확인하였다.

참고문헌

- (1) API standard 618, 1995, "Reciprocating compressor for petroleum, chemical and gas industry services"
- (2) Lim, D. H., 2005, "Investigation of compressor driving motor vibration in HAIRAN hi-tech energy company", HMRI report
- (3) Report of HHI electro electric systems technology development center, 2006, "Torsional vibration analysis of MES compressor and HMA7 804 motor"
- (4) Norton, R. L., 2000, "Machine design", Prentice Hall
- (5) Bagci, C., 1981, "Fatigue design of machine elements using the 'Bagci line' defining the fatigue failure surface line (mean stress diagram)", Mechanism and machine theory, Vol. 16, No. 4, pp 339 -359
- (6) International association of classification societies Ltd., 1999, "Fatigue assessment of ship structures", No. 56