

선박용 공기압축기의 진동저감기술

김영주/한국기계연구원 책임연구원

1. 서론

최근 선박주기관의 대형화, 고효율화 추세에 따라 주기관의 시동을 압축공기를 이용하는 방식을 채택하므로 여기에 필요한 압축공기를 공급하는 압축기는 주기관 시동에만 사용되지 않고 유공압기계 및 자동화 기기에 사용되므로 압축공기소요량이 증가되어 300m³/h 이상의 대용량화와 토출압력이 30기압 이상으로 상승되고 이를 경량화 시키기 위해 고속운전토록 함에 따라 진동문제가 심각하여 지고 있다. 종래에는 직렬형 수냉식이 일반적으로 많이 사용되어 왔으나 중량이 증가됨에 따라 이를 개선하기 위해 냉각방법을 공냉식으로 하고 실린더 배열이 V형 또는 W형인 다단압축 방식을 택하고 있어 왕복동인 경우 불평형진동 저감을 위한 동특성 해석이나 평형추 계산이 복잡하여 지고있어 이에대한 대책수립이 중요하다. 불평형진동문제를 해결하는데는 피스톤 왕복동 압축기에 비해 회전형 스크류 압축기가 유리하지만 선박의 경우 고압을 요구하기 때문에 후자의 경우는 육상용으로 한정되게 사용되며 대부분 다단형 왕복동 압축기가 많이 사용되고 있는 실정이다. 400m³/h 이상의 대형 압축기는 대부분 수입에 의존하고 있어 이를 국산개발하기 위해서도 압

축기의 저진동 설계기술의 자립이 시급하다고 본다. 본 연구에서 검토한 공기압축기는 실린더 배열이 복잡하고 종래의 수냉식 2단 압축기에 비해 토출압력이 2~3배 증가되고 설치조건이 탄성지지를 요구하고 있어 진동허용기준에 적합하도록 하는데 어려움이 많다고 할 수 있다.

선박용 공기압축기는 기관실 무인화운전과 수천시간을 연속적으로 운전이 가능하도록 내구성과 신뢰성을 요구되고 육상용으로 사용되는 압축기일지라도 주거지역 인근에서 사용됨을 염두에 두고있으며 고속고압화 추세에 따라 소음 및 진동허용기준이 강화되므로 진동·소음을 저감하는 기술은 매우 중요하여 압축기의 동력학적 불평형력으로 인한 진동을 저감시키는 대책에 대하여 기술코자 한다.

2. 검토대상 압축기의 사양

1) 압축기의 구조 및 성능

최근에 개발되어 경비함에 탑재된 실적을 갖고 있으며 진동저감을 위해 검토된 공기압축기의 사양은 표1과 같고 외형도는 그림1에 보이는 바와같이 3개의 실린더가 60° 간격으로 배열되며 우측 실린더와 좌측 실린더는 1단압축이고 여기서 토출된 압축공기는 중간냉각기에

표1 검토대상 공기압축기의 주요사양

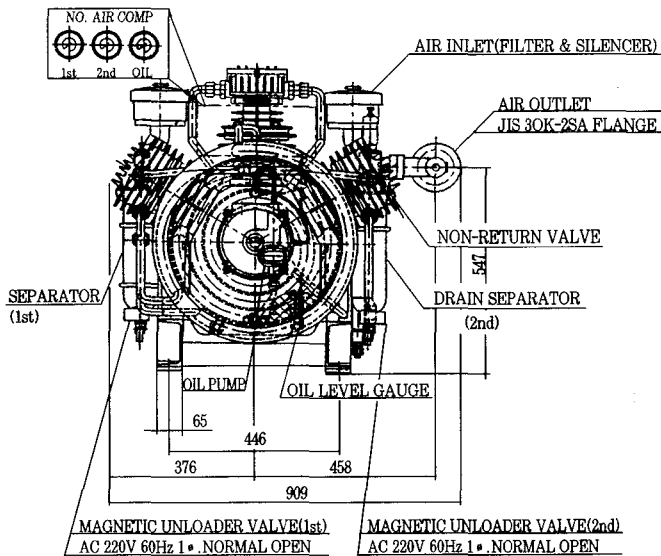
압축기		구동모터	
항목	사양	항목	사양
모델	AHW-60A	출력(kW)	15
형식	2단, 공냉식	회전수(rpm)	1,200
실린더 배치각(°)	+60(1단,R), 0(2단,M) -60(1단,L)	전압(VAC)	440
회전반경(mm)	40	주파수(Hz)	60
압력(bar)	30	절연등급	B
토출량(m³/h)	60	중량(kg)	177(압축기포함 502)

서 냉각되어 중앙에 위치한 실린더에 공급되어 2단압축을 행한다. 선체와 베드 사이에 방진고무에 의해 탄성지지된 상태로 설치되므로 표2와 표3에 보이는 진동허용기준을 유지해야 한다. 구동모터와 압축기 사이에는 홀라이휠이 설치되고 앞쪽에 크랭크축으로 구동되는 송풍기와 원형 냉각기가 설치되어 있다.

2) 방진고무 선정

압축기로부터 발생하는 진동을 선체에 전달되는 것을 방지하기 위해 방진절연을 요구하고 있어 표3에서 방진효율을 80% 이상인 방진고무의 선정이 필요하다.

압축기를 구동하는 전동기의 회전수 1,185rpm에 해당되는 압축기의 1차성분 진동



NOTE

1. PAINT COLOR: MUNSELL NO. 7.5 BG 7
2. TOTAL WEIGHT: opp. 502KG

SPECIFICATIONS

COMPRESSOR	
MODEL	AHW-60
TYPE	2-STAGE AIR COOLED
CYL BORE(1st)	101mm×2CYL
CYL BORE(2st)	48.5mm
STROKE	80mm
PRESSURE	30kg/cm²
REVOLUTIONS	1200r.p.m
CAPACITY(m³/h)	P.D:88.0 F.A:58.0
REQUIRED POWER	18.0PS 13.2kW
WEIGHT WITH BED & FITTING	325kg

A. C MOTOR	
MAKER	
FRAME NO.	180m
OUT PUT	15kW
REVOLUTIONS	1160r.p.m
VOLTAGE	440V
CYCLES	60Hz
POLES	6P
RATING	COMT
RATING CURRENT	29.0A
STARTING CURRENT	194.0A
INSU. CLASS	B
WEIGHT	177kg
PREDETION	11'44

그림1 W형 공기압축기 외형도

표2 선박용 공기압축기의 진동·소음 허용기준

구동모터 출력(kW)	전진폭 제한치(μm)			소음 제한치(dBA)
	상하방향	좌우방향	축방향	
< 5.5	100	300	300	100
5.5 ~ 22	200	400	400	
22 ~ 37	300	600	600	
> 37	400	800	800	

표3 방진고무로 지지된 기계장치의 진동허용기준

(단위 : mm/s)

VDI2056/2063	ISO2372	분 류 내 용	허 용 범 위
K 등급	I 등급	정상운전상태에서 전체 시스템에 연결된 엔진부품, 기계장치(15KW 이하의 전동기)	1.8 ~ 4.5
W "	II 등급	견고하게 설치된 15~75KW 전동기와 중형엔진 및 기계장치, 특수한 설치대에 고정된 300KW 이하의 기계장치	2.8 ~ 7.1
G "	III 등급	진동축정방향으로 비교적 견고하게 설치된 대형 원동기 및 회전질량을 갖는 기계장치	4.5 ~ 11.2
T "	IV 등급	진동축정방향으로 비료적 탄성지지된 대형 원동기 및 회전질량을 갖는 기계장치	7.1 ~ 18
D "	V 등급	진동축정방향으로 비교적 견고하게 설치된 왕복부의 불평형력을 갖는 기계 및 구동장치	11.1 ~ 26
S "	VI 등급	진동축정방향으로 비교적 탄성지지된 왕복부의 불평형력을 갖는 기계 및 구동장치, 탄성카프링에 연결된 회전체를 갖는 기계장치	23.1 ~ 45

수 $f_d=19.75\text{Hz}$ 에서의 방진고무의 처짐량 δ_{st} 및 탄성계수 k 를 계산하면 아래와 같다.

압축기 총중량 502kg(냉각수 포함), 지지하는 방진고무 수량 6개, 표3에서 방진효율 $E=85\%$ 일때 진동전달율 $TR=1-E=0.15$ 이므로 식(1)에서 방진고무의 기진주파수(f_d)와 고유진동수(f_n)의 진동수비 $f_d/f_n=7.13\text{Hz}$, 이를 이용하여 식(2), (3)에서 정적처짐량 δ_{st} , 탄성계

수 k 는

$$TR=1/\{(f_d/f_n)^2-1\} \tag{1}$$

$$\delta_{st}=(4.98/f_n)^2 \text{ (cm)} \tag{2}$$

$$k_j=(W/Z)/\delta_{st} \tag{3}$$

상기식으로부터 방진고무의 정적처짐량 $\delta_{st}=(4.98/7.13)^2=0.49\text{cm}\approx 5\text{mm}$ 이고 탄성계수 $k=168\text{kg/cm}$ 정도임을 알수 있다.

표3 기계의 종류별 방진효율

기 계 의 종 류		방진효율 (E, %)			
		지하실, 공장	지 상 층		
터 어 보 형	냉 동 기	80	90		
공 기	조 화 기	80	85		
원 심 식	냉 동 기	85	90		
왕복동식 냉동기	~ 10HP	80	85		
	15 ~ 50HP	85	90		
	60 ~ 150HP	90	95		
냉	각	답	80	85	
응	축	기	80	85	
환	기	장	치	80	85
배	관	류	80	90	
펌	프	~ 3HP	80	90	
		5HP ~	85	95	

3. 진동측정시스템 구성과 측정결과

상기 압축기는 경비함에 탑재되어 운전중이므로 이에 대한 진동저감 대책을 강구하기 위해 그림2 및 표4에 보이는 진동측정시스템을 이용

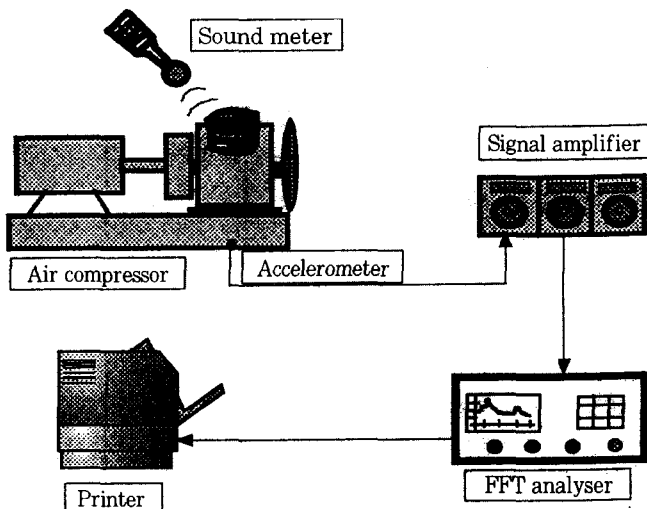


그림2 진동·소음 측정시스템 구성도

하여 기관실 중간갑판에 압축공기탱크와 함께 인접하여 설치된 2대의 압축기를 병렬운전과 단독운전을 반복하며 압축기의 진동을 측정 하였다. 기관실내의 2층 갑판상에 용접된 압축기 설치대에 진동가속도를 부착하여 상하, 전후, 좌우 방향 진동을 측정 한 바 표2,3에 보이는 진동허용기준치를 초과하지는 않지만 운전속도에서 좌우 방향 진동이 심하게 나타나고 있었으며 진동주파수는 회전속도 성분인 19.75Hz(1,185rpm)임을 감안할 때 좌우실린더의 평형추 용량부족에 의한 불평형진동으로 간주되었다. 진동방향에 따른 주파수별 진동레벨과 합성치 및 소음레벨은 표5에 보이는 바와 같으며 2대를 병렬운전하여도 이들 현상은 크게 변하지 않고 소음레벨은 95dB(A)이하임을 알 수 있었다.

표4 진동·소음 측정시스템의 주요사양

장 치 명	제 작 사	수 량	주 요 사 양
Accelerometer	B&K	2	Piezo type, Max. Acc. 0~1,000m/sec ²
Signal Amplifier	B&K	2	L-H Pass Filter, Freq. range 1~30KHz, 4.5VDC
FFT Analyser	Onosokki	1	2 chanel, Freq. range 0~20KHz, 220VAC
Tachometer	Hoiki	1	Optical Type, Max. range 99,999rpm
Soundlevel Meter	B&K	1	Band pass filter 1/1, 1/3Oct., Max. range 130dB
Video Printer	Onosokki	1	Photo type, FFT BNC connection

표5 진동·소음 측정결과

진 동 방 향	합성치(O.A) (μ m)	주요 차 수 성 분(μ m)			
		19.75Hz	39.5Hz	59.25Hz	79Hz
상 하 방 향	130	60	10	-	-
좌 우 방 향	320	160	20	-	-
축 방 향	20	10	-	1	-
소 음 레 벨	94 ~ 95 dB(A)				

진동측정결과는 선진국에서 채택하고 있는 선박용 공기압축기의 진동·소음허용기준(표 2.3)에 미달되지만 좌우방향 1차성분이 상하방향 1차성분에 비해 3배정도 크므로 전체적인 진동저감을 위해 1차 평형추를 재검토해야한다.

불평형에 의한 진동문제를 해결하고 내구성 향상을 위해 표6과 그림3에 보이는 현장발란싱시스템을 이용하면 편리하다.

4. 현장발란싱시스템

공기압축기 제작사와 이를 운전하는 사용자는 압축기의 왕복동 질량에 의한 불평형진동 이외에 구동모터, 구동축 연결카프링, 홀라이휠, 송풍기 등과 같이 고속으로 회전운동을 행하는 부품으로부터 발생하는 불평형진동을 저감시키기 위해서는 이들을 제작하여 압축기에 설치하거나 정비운전시

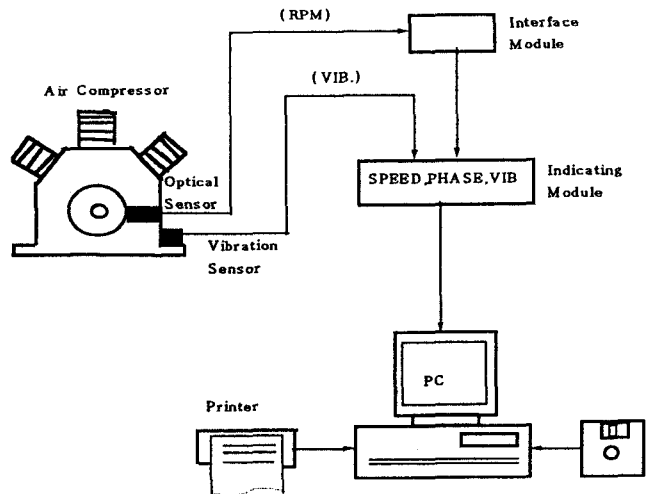


그림3 현장발란싱 시스템 구성도

표6 현장발란싱 시스템 주요사양

구성부품명	모 델	수 량	주 요 사 양
Balance Master	TK83	1	전원 : 9V DC 건전지, 출력 : 진동레벨(변위, 속도, 가속도), 위상각 (0~359deg.), 회전수(60~70,000rpm)
Transducer Interface Module	TK84	1	전원 : 9V DC 건전지 출력 : 위상/속도센서(광전식) +5V DC min. 진동센서(변위) -22~-26V DC
Velocity Transducer	9200	2	주파수범위 : 270~60,000cpm, 감도 : 20mV/mm/s, 설치각도 90deg. 사용온도 : -29~+121℃
Optical Pickup	10798	1	설치간극 : 25~100mm, 센서직경 : 6.3mm 결선길이 : 3m, 형식 : 비접촉 광전식
PC	범용	1	CPU : 30386, 현장발란싱 프로그램 운용



그림4 현장발란싱 프로그램 구성도

이들 시스템은 압축기가 운전상태에서 진동 현상을 분석하고 필요에 따라 수정질량을 산정 하므로서 효율적인 진동저감대책을 강구할수 있도록 한다. PC로 운용되는 현장발란싱 프로그램은 그림4와 같이 구성되며 이것은 영향계

수법을 이용하고 발란싱 평면의 수가 10개까지 발란싱이 가능하고 발란싱 수정질량의 계산오차를 감소하기위해 최소자승평균법을 활용하고 있는 것이 특징이다. 측정자료 자동입력의 경우는 진동측정장치에서 측정된 진동, 위상각 신호

를 A/D 변환기를 통하여 PC에 입력시키면 이들 측정치를 평균화 하여 발란싱프로그램에서 계산자료로 자동입력되도록 하는방법이다. 발란싱 프로그램은 측정시스템에서 구한 진동레벨과 위상각을 수동으로 입력하는 BAL-1, A/D 신호변환기를 통하여 측정된 자료를 컴퓨터에 연결시킨상태로 발란싱하는 AUTOBAL, 발란싱 압축기의 영향계수를 알고 있을 때 현재의 진동상태로부터 직접 수정질량을 산정하는 BAL-3, 산정된 수정질량의 부착위치가 적합하지 않을 경우 이를 2개소로 분리설치할 경우의 각각의 분리된 수정질량을 계산하는 BAL-4 프로그램으로 구성되어 있다.

5. 평형추 계산이론

1) 피스톤 이동거리 및 가속도

그림5에서 연결봉길이 ℓ , 회전반경 r , 크랭크 회전각 ωt , 실린더 중심선과 연결봉 요동 각 β 일 때 피스톤 이동거리 s , 피스톤 가속도 d^2s/dt^2 계산식은

$$s \approx \ell(1 + \lambda^2/4) - r(\cos\omega t + (\lambda/4)\cos 2\omega t) \quad (4)$$

$$d^2s/dt^2 = r\omega^2(\cos\omega t + \lambda\cos 2\omega t) \quad (5)$$

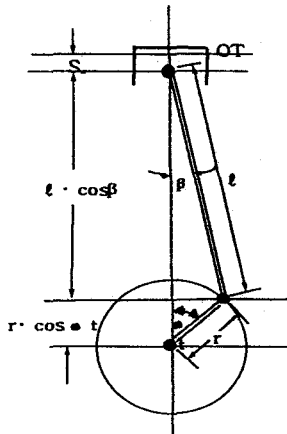


그림5 단기통 크랭크기구

2) 왕복질량과 회전질량에 의한 관성력

그림6과 그림7에 보이는 바와같이 1개의 크랭크편에 연접봉으로 연결된 공기압축기의 왕복질량(m_R, m_M, m_L)에 의한 R축 방향, M축 방향(수직축 z), L축 방향의 관성력 F_R, F_M, F_L 은 다음식으로 계산된다. 왕복질량과 회전질량 및 평형추에 의한 수직방향과 수평방향의 1차 합성관성력 F_{z1}, F_{y1} 은 회전반경 r , 평형을 Ψ , 실린더 배열각 ϕ , 왕복질량 m_R, m_M, m_L , 회전질량 m_o , 평형추질량 m'_B , 각속도 ω 일때 다음과 같다.

$$F_{z1} = -r\omega^2 \{ \Psi \{ \cos\phi(m_R + m_L) + m_M \} - m_o + m'_B \} \cos\omega t \quad (6)$$

$$F_{y1} = -r\omega^2 \{ \Psi \sin\phi(m_R - m_L) + m_o + m'_B \} \sin\omega t \quad (7)$$

3) 합성관성력 제거를 위한 평형추 계산

평형추에 의해 수평방향의 합성관성력을 제거한다면

$$F_{y1} = F_{z1} = 0 \quad (8)$$

$$\Psi \{ \cos\phi(m_R + m_L) + m_M \} - m_o + m'_B = 0 \quad (9)$$

$$\Psi \sin\phi(m_R - m_L) + m_o + m'_B = 0 \quad (10)$$

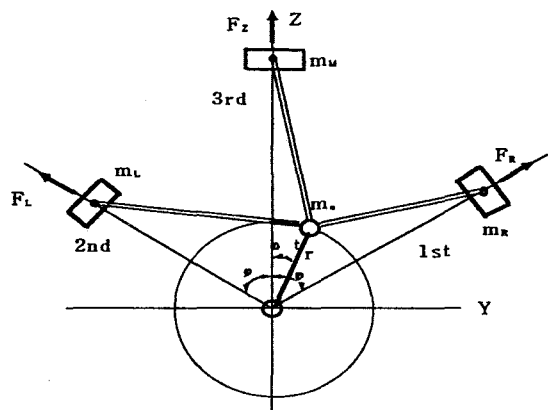


그림6 W형 압축기 실린더 배열

4) 불평형 모멘트 제거를 위한 평형추 계산
 그림7의 평형추 계산모델에서 평형추와 회전질량에 관계되는 불평형 모멘트를 검토하기 위해서는 크랭크축에 설치되는 홀라이휠과 풀리 및 크랭크암 1단에서의 불평형 모멘트 M_t 를 계산해야한다. 크랭크암 하단에 평형추를 설치하는데 충분한 공간이 없을때는 실린더부록 외부에 노출된 홀라이휠과 풀리에 부족한 평형추를 설치하는 방법을 택하고 있다.

$$M_t = \sum_{i=1} (\Psi F_{ri} \ell_{ri} + F_{oi} \ell_{oi} + F_{Bi} \ell_{Bi}) \quad (11)$$

여기서,

Ψ : 평형을(수직관성력을 수평관성력으로 전환하는 비율)

ℓ : 회전축으로부터 하중작용점까지의 거리(cm)

F_{ri} : 왕복관성력(kg)

F_{oi} : 회전관성력(kg)

F_{Bi} : 평형추 관성력(kg)

계산모델로부터 크랭크암 하부에 평형추를 설치한다고 가정하여 크랭크암을 중심으로한 수직축(Z축)과 수평축(Y축)의 불평형 모멘트를 제거하는 평형추를 계산한다. 크랭크축에 부착된 회전질량과 왕복질량의 관성력으로 인한 모터축 크랭크암과 송풍기축 크랭크암에서의 각 방향 불평형 모멘트 M_{a1z} , M_{a1y} , M_{a2z} , M_{a2y} 를 계산하면

$$M_{a1z} = r\omega^2 \{ \Psi (-m_R \sin\phi \ell_{R1} + m_L \sin\phi \ell_{L1}) - m_o(\ell_{R1} + \ell_{M1} + \ell_{L1}) - m_{oa} \ell_a + m_{B2y} \ell_{B1} \} = 0 \quad (12)$$

$$M_{a1y} = r\omega^2 \{ -\Psi (m_R \cos\phi \ell_{R1} + m_L \cos\phi \ell_{L1} + m_M \ell_{M1}) - m_o(\ell_{R1} + \ell_{M1} + \ell_{L1}) - m_{oa} \ell_a + m_{B2z} \ell_{B1} \} = 0 \quad (13)$$

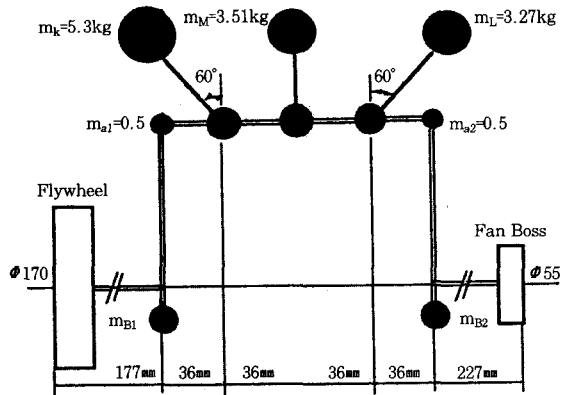


그림7 W형 압축기의 평형추 계산모델

$$M_{a2z} = r\omega^2 \{ \Psi (m_R \sin\phi \ell_{R2} - m_L \sin\phi \ell_{L2}) + m_o(\ell_{R2} + \ell_{M2} + \ell_{L2}) + m_{oa} \ell_a + m_{B1y} \ell_{B2} \} = 0 \quad (14)$$

$$M_{a2y} = r\omega^2 \{ \Psi (m_R \cos\phi \ell_{R2} + m_L \cos\phi \ell_{L2} + m_M \ell_{M2}) + m_o(\ell_{R2} + \ell_{M2} + \ell_{L2}) + m_{oa} \ell_a + m_{B1z} \ell_{B2} \} = 0 \quad (15)$$

6. 평형추 계산

검토대상 압축기의 평형추를 표7에 보이는 계산자료를 이용하여 상기의 계산이론에 의해 계산하고 이들 결과를 정리하면 표8과 같다.

1) 합성관성력을 이용한 평형추 계산

크랭크실의 평형추 설치면적에 여유가 있어 왕복질량에 의한 수직방향 불평형 관성력을 수평방향으로 변환시키는 평형추의 크기를 증가할 수 있는 경우에는 평형율을 크게 할 수 있으나 일반적으로 평형율을 50%정도 유지하므로 이를 근거로 상기 식(9),(10)으로부터 평형추를 계산하면 아래와 같다.

$\phi = 60^\circ$, $m_R = 5.3\text{kg}$, $m_L = 3.27\text{kg}$, $m_M = 3.51\text{kg}$, $m_o = 8.75\text{kg}$ 이고 평형율 $\Psi = 0.5$ 이므로 평형추질량 m'_B 는

표7 평형추 계산자료

왕복질량 관련사항		회전질량 관련사항	
항 목	사 양	항 목	사 양
피스톤 중량(kg)	4.27(R,FC), 2.67(R,AL) 2.24(L), 2.48(M)	연접봉 중량(kg)	1.83×3ea=5.49
연접봉 중량(kg)	1.03×3ea	크랭크축 편심중량(kg)	0.5×2ea(압), 2.26(핀)
크랭크암, 연접봉 축간거리(mm)	36(R-M-L)	크랭크축 편심거리 (mm)/합성중량(kg)	40/8.75
연접봉비(λ)	0.198	핀부 회전질량(kg)	2.58×3ea(암제외)
합성 왕복질량(kg)	5.3(R, FC), 3.7(R, AL) 3.27(L), 3.51(M)	회전반경(mm)	40

$$m'_{Bz} = -0.5\{\cos 60 \times (3.7 + 3.27) + 3.51\} - 8.75 = -12.25 \text{kg}$$

$$m'_{By} = -0.5\{\sin 60 \times (3.7 - 3.27)\} - 8.75 = -8.94 \text{kg}$$

$$m'_B = (12.25^2 + 8.94^2)^{1/2} = 15.16 \text{kg} (\text{크랭크 압 한쪽당 } 7.58 \text{kg})$$

$$\theta'_B = \tan^{-1}(-8.94 / -12.25) = 36^\circ (\text{크랭크암 하부에서 회전방향})$$

2) 불평형모멘트를 이용한 평형추 계산

W/V형 압축기의 경우 대기통 실린더로 구성되어 있기 때문에 불평형력이 단일평면에 있지 않고 축방향으로 거리를 갖고있어 상기와 같이 1평형면에서 관성력벡터를 합성하는 방법은 부적합하기 때문에 식(12)~식(15)를 이용하여 양단 크랭크암을 중심으로 하는 불평형 모멘트로부터 각각의 크랭크암에 부착되는 평형추를 구해야 한다.

모터축 크랭크암과 송풍기축 크랭크암에서의 수직방향과 수평방향의 불평형 모멘트 M_{a1z} , M_{a1y} , M_{a2z} , M_{a2y} 를 계산하면, 하중작용점 거리 $l_{R1} = l_{L2} = 3.6 \text{cm}$, $l_{M1} = l_{M2} = 7.2 \text{cm}$, $l_{L1} = l_{R2} = 10.8 \text{cm}$, $l_{B1} = l_{B2} = 11.4 \text{cm}$, 실린더 배치각 $\phi = 60^\circ$ 이므로

$$M_{B1z} = M_{B2y} l_{B1} = 0.5 \times (3.7 \times \sin 60 \times 3.6 - 3.27 \times \sin 60 \times 10.8) = -9.52 \text{kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_{B1y} = M_{B2z} l_{B1} = 0.5 \times (3.7 \times \cos 60 \times 3.6 + 3.27 \times \cos 60 \times 10.8 + 3.51 \times 7.2) + 2.58 \times (3.6 + 7.2 \times 10.8) + 0.5 \times 14.4 = 87.72 \text{kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_{B2z} = m_{B1y} l_{B2} = -0.5 \times (3.7 \times \sin 60 \times 10.8 - 3.27 \times \sin 60 \times 3.6) = -19.68 \text{kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_{B2y} = m_{B1z} l_{B2} = -0.5 \times (3.7 \times \cos 60 \times 10.8 + 3.27 \times \cos 60 \times 3.6 + 3.51 \times 7.2) - 2.58 \times (3.6 + 7.2 + 10.8) - 0.5 \times 14.4 = -88.5 \text{kg} \cdot \text{cm}$$

모터축 평형추 :

$$m_{B1z} = -88.5 / 14.4 = -6.15 \text{kg}$$

$$m_{B1y} = -19.68 / 14.4 = -1.4 \text{kg}$$

$$m_{B1} = (6.15^2 + 1.4^2)^{1/2} = 6.31 \text{kg}$$

$$\theta_{B1} = \tan^{-1}(-1.4 / -6.15) = 13^\circ (\text{크랭크암 하부에서 회전방향})$$

송풍기축 평형추 :

$$m_{B2z} = -87.72 / 14.4 = -6.10 \text{kg}$$

$$m_{B2y} = -9.52 / 14.4 = -0.66 \text{kg}$$

$$m_{B2} = (6.10^2 + 0.66^2)^{1/2} = 6.14 \text{kg}$$

표8 평형추 계산결과 비교

항목 설치위치	AHW-30 압축기			
	모터측	송풍기	FW측	송풍기
식(9), (10)이용	7.58kg +36°	7.581kg +36°		
식(12), (15)이용	6.31kg +13°	6.14kg +6°	0.67kg +13°	1.73kg +6°

$$\theta_{B2} = \tan^{-1}(-0.66/-6.10) = 6^\circ \text{ (크랭크암 하부에서 회전방향)}$$

이들 평형추를 크랭크암에 부착하는 것은 설치각도 유지와 설치공간 부족문제로 모터측의 경우 홀라이휠 전면(설치반경 1.7cm, 설치거리 17.7cm)에 부착하고 송풍기측의 경우에 송풍기 보스부(설치반경 5.5cm, 설치거리 22.7cm)에 부착한다면

홀라이휠 전면 평형추 :

$$m_{B1} = 6.31 \times (4/17) \times 14.4 / (14.4 + 17.7) = 0.67\text{kg} \text{ (암하부에서 회전방향 } 13^\circ \text{)}$$

송풍기 보스부 평형추 :

$$m_{B2} = 6.14 \times (4/5.5) \times 14.4 / (14.4 + 22.7) = 1.73\text{kg} \text{ (암하부에서 역회전방향 } 6^\circ \text{)}$$

7. 결론

불평형모멘트 제거를 위한 평형추의 크기를 불평형관성력 제거를 위한 평형추의 크기에 비해 18% 정도 작게 제작하여 설치하여도 진동저감 효과는 유사하게 나타나고 있는 것으로보아 실린더의 배열이 축방향으로 일정거리를 유지하는 경우에는 불평형모멘트를 제거하는 평형추를 설치하는 것이 보다 효과적이다. 더욱이 크랭크실의 평형추 설치면적이 충분하지 못한 경우에는 크랭

크실 외부의 설치가 적당한 장소를 선택하므로써 평형추의 크기를 대폭 축소할 수 있고 설치각 조정이 용이한 장점을 갖고 있어 향후 왕복동 회전 기계의 불평형진동 저감을 위해 모멘트를 고려한 평형추 계산방법을 활용하는 것을 권장코자 한다. 평형추의 크기를 작게하는 것은 제조원가를 절감하고 왕복동 회전기계의 중량감소 뿐만 아니라 구동모터의 기동에너지를 절약할수 있다고 본다. 기존의 평형추를 설치한 상태에서의 진동레벨에 비해 상하방향과 전후방향은 다소 증가되었으나 좌우방향은 50% 이상 감소하여 전체적으로 100 μ m 이내로 유지토록 하여 진동허용기준에 크게 여유를 갖도록 할 수 있었다.

참고 문헌

1. R. Clink, Balancing of High Speed Four Stroke Engines, Proc. Intern. Mech. Engrs(A.D.), NO.2, p.73~108, 1958-1959.
2. P.M. Heldt, An Evaluation of 90 Deg. V-Six Engine, Automotive Industries, July 15, p.42~45, 1953.
3. E.C. Grover, N. Lalor, A Review of Low Noise Diesel Engine Design at I.S.V.R Journal of Sound and Vibration, No.28(3), p.403~431, 1973.
4. 日本船舶機關學會, 制振·免振·防音に関する先端技術, 日本船舶機關學會, 第24券 第10號, p.35~62, 1988.11.
5. 大道寺達, テイセ“ル機關設計法, 工學圖書, p.62~76, 1960.
6. 한국기계연구원 보고서, 회전식 압축기의 진동분석 연구, BS1734-1297·D, 1989.5.
7. 한국기계연구원 보고서, 3T76K-C 엔진의 진동저감에 관한 연구, BS1090-1530·D, 1992.5.