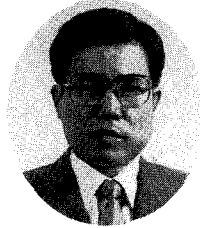


# 대형 펌프장의 소음 · 공해 대책

〈1〉



이재중

〈소음진동·유체기계·산업기계기술사〉

## 목 차

1. 서론
2. 펌프장의 소음
  - 2.1 펌프의 소음
  - 2.2 펌프외의 기타 부분의 소음
  - 2.3 펌프장외부로의 소음전파
3. 소음대책
  - 3.1 음원대책
  - 3.2 펌프의 외부적 소음대책
  - 3.3 건축상의 방음 및 고체전파음 대책
4. 결론
5. 참고문헌

### 1. 서론

종래의 펌프장은 보통 인가에서 멀리 떨어진 하천제방 등에 설치되어 소음공해가 문제되지 않았다. 그러나 최근에는 급속한 지역 개발과 주택사정 등으로 지역에 따라서 펌프장에 근접하여 주거시설이 들어서게 되는 경우가 발생하게 되고, 펌프장의 시설들도 성 에너지 운전요구를 배경으로 대형

화, 고속화, 고출력, 고효율화가 되어짐에 따라 이들로 부터 발생하는 소음이 커지는 경향이 있어 소음방지의 필요성과 어려움을 증가시키고 있다. 또 근래에는 사람들의 주거 및 근무환경에 대한 의식과 관심이 고조되어 각종 공해로부터 탈피, 보다 쾌적한 생활환경의 조성에 대한 욕구가 크게 증가되고, 환경관련 각종 법규와 코드가 강화, 적용되는 추세에 있다.

펌프장에서의 소음은 펌프 및 원동기 자신에서 발생하는 소음, 펌프장 건물벽체의 미진동에 의한 고체전파음 등으로 대별할 수 있다. 따라서 도시지역 등에 펌프장을 증설 또는 신설할 경우에는 인근 주민들에게 소음공해가 문제로 야기될 것에 대비하여 펌프장의 계획에서 부터 소음의 발생 및 방음에 대한 각종 관련 법규 등을 충분히 고려, 소음의 특성에 따라 적합한 소음방지책을 적용 토록하여 미연에 공해문제가 방지되도록 해야 한다.

펌프장에서와 비슷한 소음공해 문제는 공장의 압축기와 같은 경우에도 발생할 수 있다.

본고에서는 펌프소음의 발생원인, 각종 펌프와 소음레벨과의 관계 및 펌프장에서 펌프설비를 포함한 펌프장 전체의 방음방법에 대하여 기술하고자 한다.

## 2. 펌프장의 소음

### 2.1 펌프의 소음

#### 2.1.1 펌프에서 소음의 발생원인

펌프가 발생하는 소음은 기계적 원인에 의한 것과 유체적 원인에 의한 것으로 대별할 수 있다. 이들에 대하여 살펴보면 다음과 같다.

##### (1) 기계적 원인에 의한 소음

펌프의 회전기구부분 또는 표면에서 발생하는 진동이 소음으로 변환되는 것으로서, 일반적으로 다음 사항들을 고려할 수 있다.

① 회전부분의 불균형으로 인한 진동에 의한 소음

② 축수, 즉 베어링에서의 진동에 의한 소음

③ 카프링의 Alignment 불량에 의한 진동소음

④ 기계구조 부분의 공진에 의한 소음

⑤ 배관벽(pipe wall)의 진동에 의한 소음

⑥ 모터 또는 엔진 등 구동기의 발생소음

(2) 유체적 원인에 의한 소음  
 펌프소음의 특징으로서 유체적 원인에 의한 소음은 다음을 들 수 있다.

① 임펠러에 의한 소음

② 유량형성(고속 흐름에서 와류 형성)에 의한 소음

③ 흐름의 맥동(pulsating Flow)에 의한 소음

④ 캐비테이션(Cavitation) 또는 Flash에 의한 소음

⑤ 서징(Surging), 수격작용에 의한 소음

상기 중 ①, ②, ③의 사항은 펌프의 정상운전시 발생할 수 있는 소음으로서, 이 중 가장 중요한 문제는 압력맥동과 이에 따른 소음이라 할 수 있다.

임펠러에 의한 소음은 펌프의 가동중 액체의 재순환(Recirculation)소음에 추가되어 임펠러에서 유출되는 액체의 고속 흐름이 벌류트케이싱(Volute Casing)의 스파이럴(Spiral)이 시작되는 부분(Tongue 또는 Cutwater 부분)과의 주기적인 간섭에 의한 압력의 변동과 임펠러의 깃 끝에서의 유체의 박리현상(Separation)으로 압력맥동을 일으켜서 이로 인해 펌프케이싱을 맥동케하며 소음의 발생으로 이끌어진다. 또 이 압력

맥동은 펌프의 토출배관으로 전파되고 배관과 건물벽면 및 지면으로 전파, 소음이 발생되게 한다. 만약 이 압력맥동이 배관계와 공진을 생성하게 되면 큰진동과 소음을 일으키게 된다.

펌프에서 압력맥동의 기본주파수 Fr은 다음식으로 주어진다.

$$Fr = \frac{Z \cdot N}{60} \text{ (Hz)} \quad (2.1)$$

여기서 Z: 임펠러의 깃수  
 N: 회전수, rpm

이 기본주파수 Fr은 대형펌프에서 관심대상 소음의 기본주파수 성분이 되므로 펌프장의 소음을 저감시키거나 펌프의 저소음화를 하는데 있어 중요하다.

### 2.1.2 펌프의 소음발생

소음대책을 세우는데 있어 필요한 소음데이터는 유사한 펌프의 소음측정 결과에서 추정하는 것이 가장 확실하다. 그러나 데이터의 입수가 어려운 경우는 예측을 해야한다. 펌프의 소음레벨측정은 일본의 경우 JIS B8310 규격이 제정되어 소음측정에 적용되고 있다. 소음의 측정은 펌프케이싱의

외면으로 부터 1m 떨어진 지점에서 함을 원칙으로 한다.

터어보형 펌프에서 평균발생 소음레벨의 예측은 일본 “산업기계의 소음조사보고서” 등에 소개된 식들을 이용하면

$$L_p = L_p(A) + 10 \log L \quad (2.2)$$

$$L_p = L_s(A) + 10 \log Q + 10 \log H \quad (2.3)$$

여기서 Lp: 펌프의 소음레벨, dB(A)

Lp(A): 기준소음레벨, dB(A)

Ls(A): 비소음레벨, dB(A)

Q: 토출량, m<sup>3</sup>/min

H: 전양정, m

L: 축동력, kw

각종 펌프에 대한 기준소음레벨 및 비소음레벨의 값은 표 2-1과 같다.

펌프의 정격속도가 1600rpm 이하일때는 위의 계산치에서 5dB를 감한다.

그림 2-1~그림 2-4는 각종 원심펌프의 소음레벨의 예이며, 그림 2-5는 양흡입벌류트펌프의 주파수특성 예를 나타낸다.

표 2-1 펌프의 기준(비)소음레벨 dB(A)

기종	90% 랜지에 대한			
	하단 값	중앙 값	상단 값	폭
편흡입원심펌프	59 (53)	66.5 (62.5)	73.5 (70)	14.5 (17)
양흡입원심펌프	55.5 (50)	65.5 (59.5)	72 (66.5)	16.5 (16.5)
다단 원심펌프	57 (54.5)	66 (62)	74 (69.5)	17 (15)
입축사류펌프(1상식)	50 (43)	60.5 (54.5)	66.5 (61)	16.5 (18)
입축사류펌프(2상식)	45 (39.5)	53 (47)	62 (58)	17 (18.5)

\* ( )의 값은 비소음레벨임

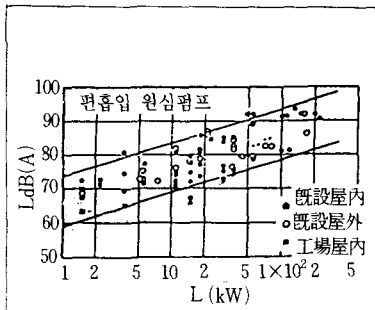


그림 2-1 소음레벨과 축동력의 관계

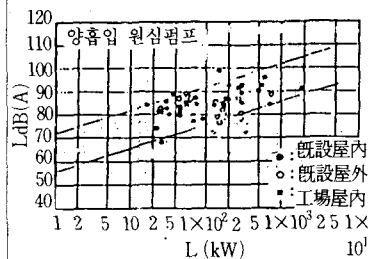


그림 2-2 소음레벨과 축동력의 관계

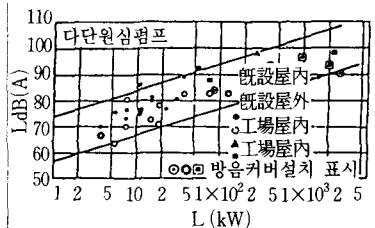


그림 2-3 소음레벨과 축동력의 관계

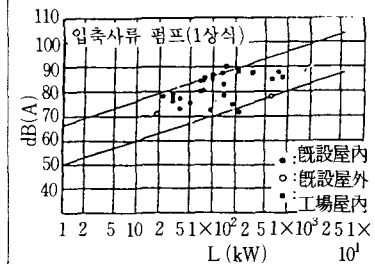


그림 2-4 소음레벨과 축동력의 관계

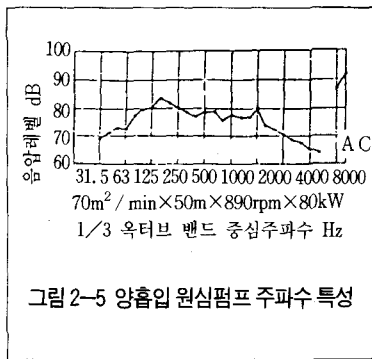


그림 2-5 양흡입 원심펌프 주파수 특성

## 2.2 펌프외의 기타 부분의 소음

그림 2-6은 펌프장내의 소음원 예를 나타낸다.

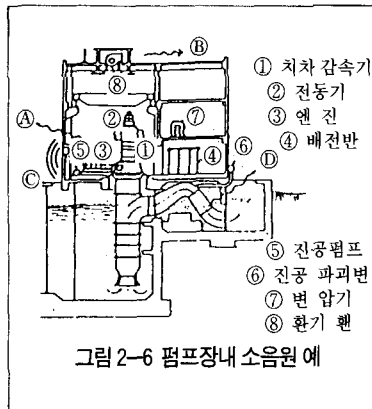


그림 2-6 펌프장내 소음원 예

펌프 이외의 소음원을 들면 다음과 같다.

### (1) 전동기의 소음

전동기의 소음은 펌프의 소음과 비슷하거나 그 이상이 되는 경우가 많다.

전동기의 소음데이터는 통상 무부하시의 값으로 실제부하시와는 차이가 있으므로 적용에 주의가 필요하다.

전동기의 소음은 다음과 같이 분류할 수 있다.

#### 1) 전자적 소음

① 전원전압의 불평형에 의한 소음

② 전자적 흡인력, 반발력에 의한 소음

#### 2) 기계적 소음

① 베어링 및 브래킷의 진동 소음

② 회전의 불평형에 의한 소음

③ 브러시의 마찰음

#### 3) 통풍 소음

① 냉각 팬의 회전과 카르만소용돌이에 의한 소음

② 고정자, 회전자에 에어닥트 음(통풍음)

전자적 소음의 기본주파수는 일반적으로 전원주파수의 2배가 된다. 전동기는 중, 소형은 보통 그대로 사용되나 대형으로서 방음을 필요로할 경우는 사이렌서를 취부하거나 전폐내부냉각구조를 채용하므로 소음을 약 30dB정도 떨어뜨릴 수 있다.

전동기의 소음크기는 대략 회전수와 출력의 함수로 주어진다. 500~4000Hz의 범위에서 음향파워의 예측치는

$$PWL = 20 \log(Hp) + 15 \log N + Km \quad (dB) \quad (2.4)$$

여기서  $H_p$ : 전동기 정격마력(1~300Hp)

$N$ : 정격회전수, rpm

$K_m$ : 13

#### (2) 엔진의 소음

빗물 배수장의 비상용 펌프는 정전에 대비하여 디젤엔진으로 구동되는 경우가 많다. 이런 엔진에서 발생하는 소음은 특징에 따라 다음과 같이 대별할 수 있다.

#### 1) 유체소음

① 흡, 배기계 소음

② 냉각팬계 소음

#### 2) 연소소음

① 정상 연소에 의한 소음

② 이상 연소에 의한 소음

3) 기계소음

① 연료의 연소에 따른 유발소음

② 연료분사계의 소음

③ 밸브의 소음

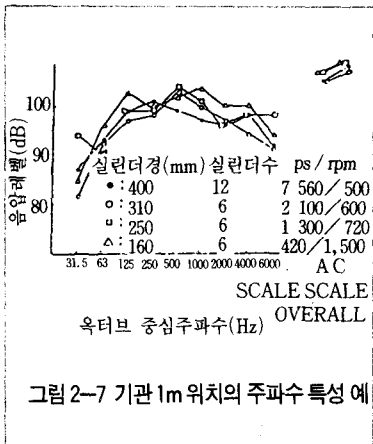
④ 보기류 구동치차열의 소음

4) 방사소음

① 연소, 기계진동에 따른 케이싱 표면의 방사음

또 엔진의 소음을 발생부위로 구분하면 기관음과 기관배기음으로 나눌 수 있으며, 기관음은 300~10,000Hp(360~1,800rpm)의 4행정 디젤엔진의 경우 100~110dB(A) 정도가 된다. 그림 2-7은 기관음의 주파수특성 예를 나타낸다.

방음대책으로 엔진에 방음커버를 하면 10~30dB(A)정도 떨어트릴 수 있다. 또 기관배기음은 배기구의 필요에 따라 적절한 소음기를 1단, 2단, 3단으로 취부하면 70~55dB(A) 정도로 낮출 수 있다.



엔진의 발생소음은 Priede 등에 의한 다음의 실험식을 이용하여 계산, 예측할 수 있다.

(a) 4Cycle 무과급 직접분사기관

$$Le = 30 \log N + 50 \log D - 102 \quad (2.5)$$

(b) 4Cycle 과급 직접분사기관

$$Le = 40 \log N + 50 \log D - 137 \quad (2.6)$$

(c) 4Cycle 부실 디젤기관

$$Le = 43 \log N + 60 \log D - 174.5 \quad (2.7)$$

7)

여기서 Le : 소음레벨, dB(A)

N : 기관 회전수, rpm

D : 실린더 직경, mm

(3) 변압기 소음

변압기의 진동 소음의 발생원인으로 일반적으로

① 규소 강판(철심)의 자기 변형 진동

② 권선 상호간의 전기적 기계력

③ 철심의 이음매나 각 층간의 자기적 흡인력

등으로 분류된다. 이들중 변압기 소음은 ① 항에 의한 것이 주원인 된다고 할 수 있다.

변압기를 옥외에 설치할 때 소음은 여자주파수 50~60Hz의 배음 정도로 발생된다. 변압기의 소음 크기는 일본의 경우 JEM-1118에 변압기 소음레벨의 기준치가 정하여져 있다. 예로 300KVA의 변압기의 소음레벨은 56dB(A) 정도이다.

(4) 전원반의 소음

전원반에 냉각용 팬은 축류형이 보통 사용되며 일반적으로 소음이 크다. 전원반에서 전원에 의한 전자적 소음은 의외로 소음대책의 고려대상에서 누락시키는 경우가 많으나 용량이 클 때에는 소음대책에 포함시키기가 필요하다. 전자적 소음의 크기는 전원주파수의 배음으로 소음이 발생하는 수가

많다.

(5) 환기 팬(Fan)의 소음

펌프장의 환기용 팬은 축류형 또는 원심형으로서, 천정 또는 측벽에 설치된다. 용량이 큰 팬에 소음기를 취부치 않을 경우나 또는 설치하는데 있어 음의 지향성을 고려치 않으면 소음공해를 유발케 될 수도 있다.

팬의 발생소음은 팬의 종류, 구조, 운전상태 등에 따라 다르므로 팬에 대해 실험을 하는 것이 바람직 하지만 그렇지 못할 경우 다음 식으로도 추정할 수 있다.

$$L_A = 10 \log(Q \cdot P^2) + K_A \quad (2.8)$$

여기서  $L_A$  : 평균 소음레벨, dB

(A)

Q : 풍량,  $m^3 / min$

P : 전압, mmAg

$K_A$  : 비소음레벨, dB

(A)

표 2-2 송풍기의 비소음레벨

기종	$K_A$ , dB(A)
레이디얼 팬	10~24
다익 팬	13~23
터보 팬	14~26
축류 팬	21~38

(6) 냉각탑의 소음

냉각탑은 필요할 때 펌프장 밖에 펌프 보다 높은 위치에 설치한다. 냉각탑에서 소음은 팬음, 전동기음, 낙수음, 축수음, 감속기음 등이 있으며 이들 중 주로 팬음과 낙수음이 문제가 된다. 냉각탑의 소음은 일본의 경우 일본냉각탑공업체(JCI)에 소음의 측정점 및 규제치가 정해져 있다.

표 2-3은 Induced Drapt 축류형 송풍기를 가진 냉각탑의 발생소음

표 2-3 냉각탑의 발생소음 PWL(dB)

냉각탑 송풍기		옥타어브 밴드의 중심주파수, C/S							
형식	마력	53	106	212	425	850	1700	3400	6900
	Hp	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Induced	10	97~102	96~101	94~99	91~96	87~92	83~89	80~87	73~83
Draft	20	100~105	99~104	97~102	94~99	90~95	86~92	83~90	76~86
	50	104~109	103~108	101~106	98~103	94~99	90~96	87~94	80~90
송풍기	100	107~112	106~111	104~109	101~106	97~102	93~99	90~97	83~93

※ (회전수)×(날개수)주파수 밴드의 값에 5dB를 가한다.

의 한계를 나타낸다.

### 2.3 펌프장외부로의 소음전파

펌프장에서의 소음발생 및 이들의 전파경로는 그림 2-6 및 그림 3-1에서의 같이

①: 펌프실 기기소음의 벽체, 천정투과음

②: 펌프장 외부로의 공기전파음

③: 기초 및 벽 등 구조물의 미진동에 의한 외부로의 고체전파음

④: 압력맥동으로 배관이 진동, 발생하는 고체전파음 등으로 구분, 고려할 수 있다. 따라서 소음대책을 하고자 할 때에는 이들 각각의 소음전파경로에 대해서 검토를 하여야 한다.

### 3. 소음대책

소음대책은 소음이 구조물, 액체 또는 공기 중 어떤 것에 기인하여 발생, 어떻게 전파되느냐에 따라서 이들에 알맞는 적절한 방음대책을 적용하고, 또 이들의 종합결과가 부지경계선에서 소음이 규제치 이하가 되도록 해야 한다. 즉 소음방지처리는 소음에너지의 발생을 최소화하기 위해 펌프를 비롯한 펌프장시설의 설계 및 펌프의 운전조건을 보다 개선하고 또

한 소음대책은 음원대책과 소음전파경로대책, 즉 외부적 소음대책 및 건물층에 대한 소음대책 등으로 구분할 수 있다.

### 3.1 음원대책

#### 3.1.1 펌프케이싱의 저소음화 펌프에서 소음은 Liquid Borne

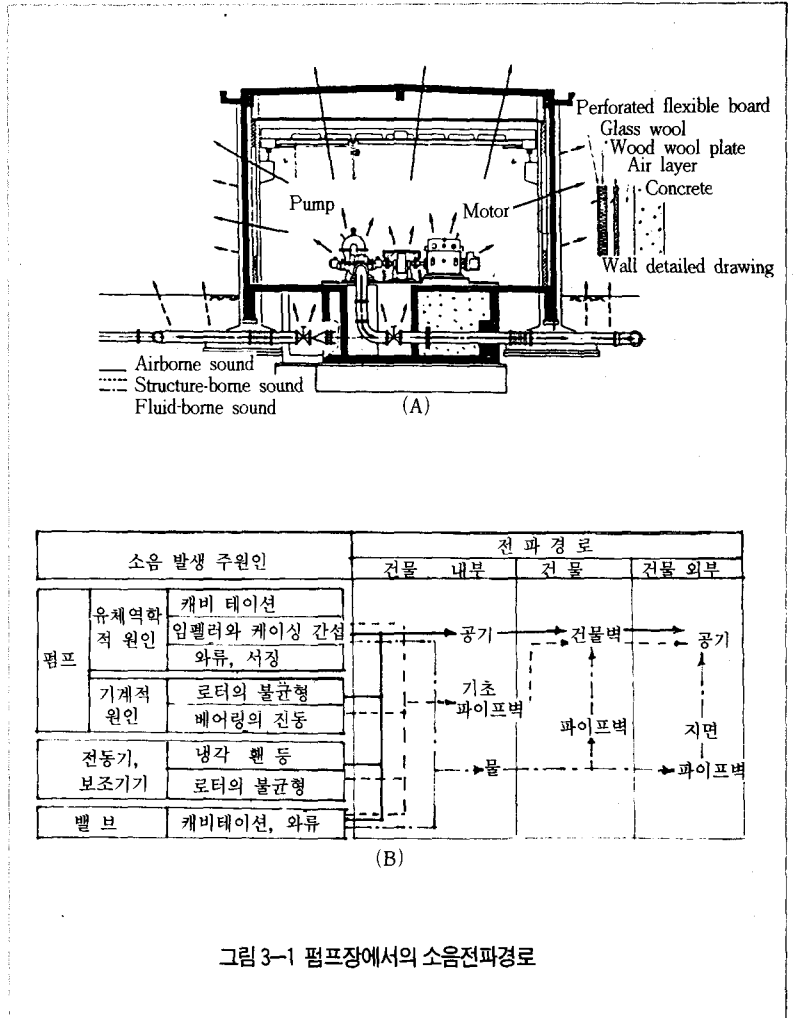


그림 3-1 펌프장에서의 소음전파경로

소음발생원과 청취자 사이의 음의 전파통로가 억제되도록하여 발생하는 소음의 전파가 방지되게 함이 필요하다. 펌프장에 이들을 고려

Noise→Structure Borne Noise→Air Borne Noise의 과정을 거쳐 외부로 방사, 전파되므로 펌프의 진동을 제어하여도 어느정도 저소음

화가 가능하다. 펌프케이싱의 진동을 저감시키는데는 감쇠능력을 크게하기 위해 케이싱의 강성과 질량을 증가시키기가 필요하다. 그림 3-2는 소음대책을 위한 케이싱의 구조 일례를 나타낸다. 케이싱에서 대기와 접하는 측벽의 두께는 두껍고 내측의 벽은 얇게되어 있다. 또 토출벌류트의 내측벽의 중공 부분에는 모르타르(Mortar)를 충전, 감쇠능력(Damping Capacity)이 증가되게 하였다.

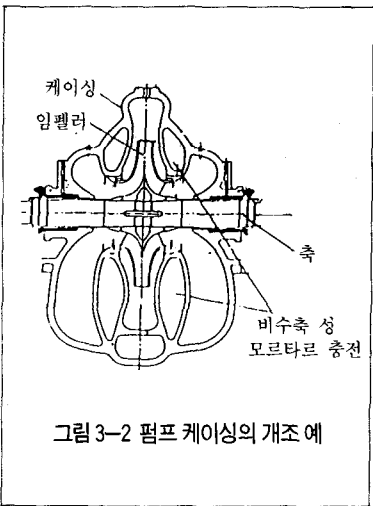


그림 3-2 펌프 케이싱의 개조에

### 3.1.2 펌프의 저맥동화

펌프의 유체적 소음을 저감시키는데는 우선 펌프에서의 압력맥동을

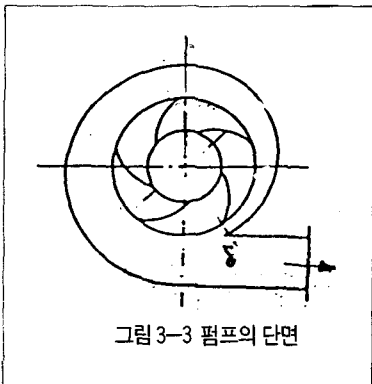


그림 3-3 펌프의 단면

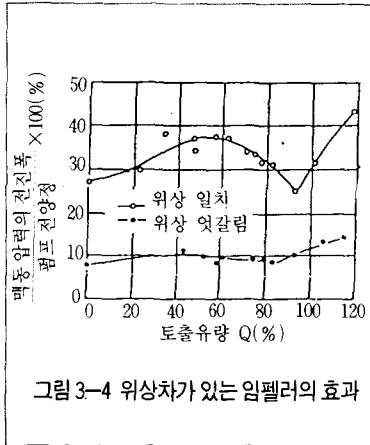


그림 3-4 위상차가 있는 임펠러의 효과

의 발생을 제어, 적게하는 것이 필요하다. 펌프에서 압력맥동의 기본주파수는  $Z \cdot N$  Hz가 된다. 따라서 압력맥동을 저감하는데는 이 기본주파수에 주안점을 둬야 필요하다.

#### (1) 저맥동 펌프

원심펌프에서 그림 3-3에 표시되는 것과 같이 임펠러출구의 깃단과 케이싱의 권(Spiral)이 시작되는 부분(Cutwater) 사이의 간격( $\delta$ )을 크게 하면 압력맥동과 소음의 폭(Amplitude)이 저감하게 된다. 또 케이싱의 권이 시작되는 부분의 형태를 비스듬한(Skeus을 갖는) 형태로 하여 임펠러로부터 유출되는 액체의 흐름이 케이싱의 Cutwater부분을 통과할 때 단속적으로 되는 것을 완화되게 하므로서 압력맥동의 저감효과를 얻을 수 있으며, 임펠러의 형태를 양흡입형을 사용할 경우는 임펠러의 좌우에서의 흐름을 반 피치(Pitch) 엇갈리게하여 흐름이 위상차를 갖게 하므로서 그림 3-4와 같이 압력맥동을 저감케할 수도 있다. 임펠러의 회전수를 낮게 하면 임펠러의 직경은 증가하게 되나 소음의 발생은 작아진다. 이상의 사항

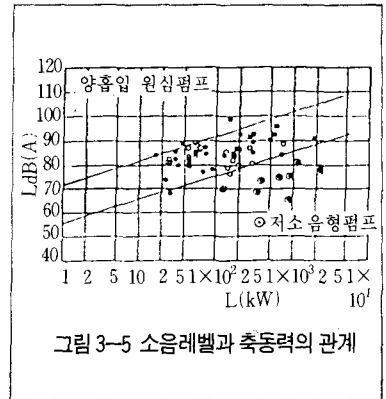


그림 3-5 소음레벨과 축동력의 관계

들을 펌프를 선정하는데 적절히 적용토록 하므로서 펌프의 저맥동화와 저소음화를 기대할 수 있다. 그림 3-5는 원심펌프에서 방음대책의 효과 일례를 나타낸다. 그림 2-2와 비교할 때 소음이 대폭 저감되었다.

#### (2) 배관계의 저소음화

펌프에서 발생하는 압력맥동은 토출배관계로 전파되어 Blind 또는 분기합류부 등 단면적이 급변하거나 유동의 방향을 급변시키는 위치에 이르면 에너지의 일부가 반사하게 된다. 이 반사파와 진행파가 간섭을 일으키고, 이때에 배관이 공진을 하게 되면 배관계에서 큰 소음을 발생하게 되는 경우가 있다.

배관내의 유체의 유동에서 정제파가 생기지 않고 음의 파장( $\lambda$ )의 1/2 길이가 배관의 길이와 일치하게 되면 배관이 공진, 소음이 커지게 된다. 따라서 펌프 시스템의 저압력맥동, 저소음화를 위해서는 펌프의 선정시 저압력맥동형 펌프로 채용하고, 또 배관계를 설계하는데 있어 배관계의 고유진동수와 액주(압력맥동)를 고려, 공진억제책을 강구하여 배관계에서의 공진발생이 억제되게함이 필요하며 이

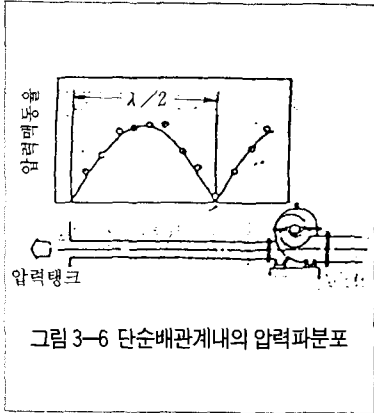


표 3-1 소음의 전파와 대책 예

소음의 전파경로	대책
펌프, 모터, 엔진 등 기기	고체전파음 방진장치 취부로 기초, 배관계로 진동전파억제
발생음의 실내 전파	공기전파음 개별 방음 커버설치 또는 건물 내부 흡음재 부착
엔진 배기 연돌의 소음	공기전파음 배기관에 소음기 설치, 음의 지향성 이용
환기 흡입구의 소음	공기전파음 흡기통로의 흡음구조화, CELL형 또는 SPLITTER형 소음기 설치, 음의 지향성 이용
환기 토출구의 소음	공기전파음 토출부에 CELL형 소음기 설치, 음의 지향성 이용
압력 맥동에 의한 배관 진동	고체전파음 펌프토출에 사이렌서 등 완충기 설치 저맥동화, 배관의 방음 LAGGING
기초, 벽 등 구조물 미진동 소음	고체전파음 기초상에 완충재 설치, 진동절연
건물의 천정, 벽 등의 투과음	고체전파음 투과손실, 증대, 음의 지향성 이용(창, 출입구 등)
건물 외부의 소음전파	공기전파음 거리감쇠, 방음벽의 설치

와 함께 펌프 임펠러의 깃수(혹은  $Z \cdot N$  Hz)에 관련되는 기본주파수를 감안, 펌프의 흡입, 토출배관로의 길이와 형상의 결정에 공진의

억제책으로 적절히 반영함도 필요하다.

진동의 절연을 위해서 펌프의 흡입, 토출관에 플렉시블조인트

(Flexible Joint) 등 방진이음을 사용하기도 하나 이는 중, 소형의 펌프에 채용될 수 있다.

새로 나온 책



## 우리의 환경 우리가 지키자

- 본연합회 발간
- 국배판, 52쪽, 비매품
- 문의 (02)837-1964~5

날로 심화되는 환경오염을 감소시키고 쾌적한 환경을 조성하는데 환경관리인이 앞장선다는 취지로 본연합회는 오염물질 10% 줄이기 운동을 전개하고 있다. 이 운동을 보다 구체화시키고자 본회는 최근 「우리의 환경 우리가 지키자」는 책을 발간 배포하고 있다.

이 책은 수질, 대기, 폐기물 등 분야별로 오염물질을 줄이는 요령과 실천수칙을 세부적으로 기록하고 있어 환경관리인 뿐만 아니라 일반인도 쉽게 접할 수 있다.