

사류펌프의 압력맥동특성 분석

박진석*[†] · 김종욱** · 박윤범***

Analysis on Pressure Pulsation Characteristics of a Mixed Flow Pump

Jin Seok Park*, Jong Wook Kim**, Yun Bum Park***

Key Words : pump pressure pulsation (펌프압력맥동), reactor coolant pump (원자로냉각재펌프), mixed flow pump (사류펌프), pump head fluctuation (펌프수두변동), blade passing frequency (날개통과주파수)

ABSTRACT

The frequencies and amplitudes of the pressure pulsation caused by the model pump of the reactor coolant pump are obtained through the hydraulic test using the model pump of a reactor coolant pump. The relationship between the amplitude of the pressure pulsation and the head fluctuation of the model pump head is also obtained. The pressure pulsation amplitude of the rotational speed frequency is the biggest one, and the amplitudes of the blade passing frequencies (BPF) are smaller than that of the rotational speed. The amplitudes of the pressure pulsation above 6 BPF are gradually reduced to zero amplitude. The pump head fluctuation based on the dynamic pressure measurement is 0.72% of the rated head, and 0.63% based on the static pressure measurement. It is a meaningful result that the pump head fluctuation based on the dynamic pressure is almost the same the pump head fluctuation based on the static pressure. From this result, the amplitude of the pressure pulsation can be enveloped conservatively using the pump head fluctuation that can be measured easily from the static pressure at steady state condition.

1. 서론

원자력발전소 일차계통의 냉각재를 강제로 순환시키는 원자로냉각재펌프(reactor coolant pump)에 의하여 압력맥동(pressure pulsation)이 발생한다. 원자로냉각재펌프의 임펠러가 회전하면서 회전주파수 및 날개 개수의 정수배에 해당하는 주파수 성분을 갖는 압력맥동을 발생시킨다. 압력맥동의 진동수와 진폭은 원자로 계통에 설치된 다양한 기계부품들의 고유진동계 설계에 영향을 주는 변수이다. 일반적으로 펌프의 임펠러에 의해서 생성되는 압력은 정압과 동압으로 구분할 수 있다. 펌프의 정압은 유체계통 저항을 이겨내고 연속적으로 유체를 순환시키기 위해서 필요한 압력이며, 유체의 불안전성 때문에 변동이 있지만 정상상태(steady state)

조건을 유지한다고 가정한다. 동압은 임펠러(impeller)의 압력맥동으로 인하여 시간에 따라 변하는 압력 중에서 주기성을 갖는 작은 압력이다. 정압의 크기에 비하여 상대적으로 작은 동압이지만, 기계구조물의 고유진동수와 공진(resonance)이 발생하면 구조물이 파손될 수 있다. 원자력발전소와 같이 복잡한 유체계통에서도 펌프의 압력맥동으로 인하여 구조물의 공진이 발생할 수 있으므로 압력맥동이 발생하지 않도록 주의하여 임펠러를 설계하여야 한다. 국내 및 국외에서 새로운 원자로와 원자로냉각재펌프를 개발하고 있는 시점에서 새로운 원자로냉각재펌프의 압력맥동 특성을 파악하는 것은 원자로계통 기계구조물의 안전성 평가에 중요한 자료이다.

Penzes(1974)는 처음으로 가압경수로(pressurized water reactor) 원자로냉각재펌프에 의해서 발생하는 압력맥동에

* 한국원자력연구원 (Korea Atomic Energy Research Institute)

** 한국원자력연구원 (Korea Atomic Energy Research Institute)

*** 한국원자력연구원 (Korea Atomic Energy Research Institute)

† 교신저자, E-mail : jspark1@kaeri.re.kr

의한 영향을 연구하였으며, Lee 와 Im(1994)은 펌프 출구의 압력맥동에 의하여 원자로 배관계통에서 발생하는 음압(acoustic pressure)을 해석적으로 구하는 방법에 대하여 설명하였다. Zhang(2015)은 펌프 볼류트(volute)의 여러 위치에 동압센서를 부착하여 체절유량(shutoff flow rate) 및 최대유량(runout flow rate)의 펌프 운전조건에서 압력맥동을 측정하였다. 펌프의 회전속도가 증가하면 압력맥동의 세기가 증가하며, 경사 볼류트(slope volute)를 사용하면 나선 볼류트(spiral volute)에서 발생하는 압력맥동 신호의 크기를 줄일 수 있다고 발표하였다. Keller(2014)는 배관계통의 수력저항(hydraulic resistance)에 따라 달라지는 음향응답(acoustic response) 현상을 연구하였다. Spence와 Amaral(2009)는 원심펌프의 기하학 형상이 압력맥동의 크기에 주는 영향을 전산유체해석(computational fluid analysis)을 통하여 구하였다. Kim(2012)은 일체형원자로에 설치된 원자로냉각재펌프에 의해서 발생하는 압력맥동의 영향을 연구하였다. 전산유체해석과 축소모형 시험을 통하여 펌프의 압력맥동이 원자로내부구조물을 통과하면서 점차적으로 감소한다고 발표하였다.

펌프와 유사한 압축기의 압력맥동에 대한 연구는 다음과 같다. Oh(2014)는 압축기로 인하여 흡입배관에 발생하는 압력맥동을 실험으로 구하여 전산해석 방법의 타당성을 증명하였다. Kim(2018)은 압력맥동 신호와 셸 표면가속도 신호 사이의 특정한 관계가 있는 전달함수를 이용하여 압축기의 냉매누설 불량분류기법을 제시하기도 했다.

이와 같이 많은 연구자들이 펌프의 임펠러에 의해 발생하는 압력맥동과 음향파가 연동되어 배관계통에 주는 영향에 대하여 연구하였다. 그러나 펌프의 흡입구와 토출구에서 발생하는 압력맥동에 대한 연구가 부족하고 압력맥동과 펌프 수두변동의 상호관계에 대한 연구를 수행한 사례가 없는 실정이다. 본 연구는 사류 펌프의 수력성능시험을 통하여 흡입구와 토출구에서 측정된 압력맥동의 특성을 분석하였으며, 압력맥동의 특성과 펌프수두변동과의 상관관계를 도출하였다. 본 연구의 결과를 활용하면 펌프 성능시험에서 쉽게 얻을 수 있는 펌프수두변동으로부터 압력맥동의 크기를 한정할 수 있을 것이다. 향후 전산유체해석 방법으로 압력맥동의 특성을 구하는 연구와 압력맥동으로 인하여 배관계통에 발생하는 음향응답에 대한 연구가 지속될 전망이다.

2. 수력성능시험

2.1 모델펌프 사양

펌프의 성능시험은 일반적으로 모델펌프를 사용하여 수력시험을 하며, 임펠러 날개에 의하여 발생하는 압력맥동을 구하기 위한 시험도 모델펌프를 사용하였다. 모델펌프의 선정

은 IEC 60193(1999)의 기준을 준수하여 선정하였으며, 모델 펌프는 사류펌프로서 정격유량(Q_R), 정격수두(H_R), 그리고 정격 회전속도(N_R)는 다음과 같다.

- (1) Q_R : 1,481 m^3/h
- (2) H_R : 14.5 m
- (3) N_R : 1,700 rpm
- (4) 펌프 비속도: 1,137 ($rpm m^3/min m$)

모델펌프의 수력성능 시험을 통하여 얻은 압력맥동의 크기는 affinity 법칙에 따라 원형펌프에 해당하는 압력맥동의 크기로 변환시킬 수 있다.

$$\frac{P_1}{\omega_1^2 D_1^2} = \frac{P_2}{\omega_2^2 D_2^2} \quad (1)$$

여기서 P, D, ω 는 각각 동압, 임펠러 직경, 회전각속도를 나타낸다. 아래 첨자 1과 2는 각각 원형펌프와 모델펌프를 의미한다.

2.2 시험루프

압력맥동의 자료를 얻기 위한 수력성능시험 루프는 주요 배관계통, 동압센서, 유량계 및 각종 계측기, 그리고 임펠러 등으로 구성되어 있다. Fig. 1(a)는 정압을 측정하기 위하여 설치된 압력계의 형상을 보여주며, Fig. 1(b)는 펌프의 토출구에 설치된 정압 측정용 매니폴드링(ring manifold)을 제거후에 압력 포트(port)에 동압센서를 설치한 형상이다. 펌프의 흡입구에 설치된 동압센서는 토출구에 설치된 동압센서와 같은 방식으로 설치되었다. 수력시험을 위한 배관 루프(loop) 구성도와 유량계의 위치는 Fig. 2와 같다.

ABB 회사에서 공급하는 압력계로 정압을 측정하여 펌프의 성능을 구하였으며, 정압 압력계의 정밀도는 0.06% 이다. 압력맥동을 측정하는 동압센서는 압전소자로 작동하는 PCB 113B27 모델을 사용하였다. 동압을 측정할 수 있는 주파수 범위는 500 kHz까지 측정할 수 있으며, 동압측정 반응시간은 0.1 μs 이다. 유량계는 ABB 회사의 WVT 2660T 모델로서 정확도는 0.05%이다.

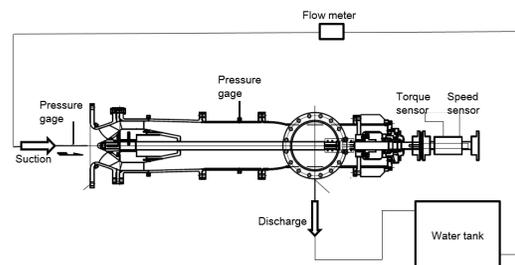
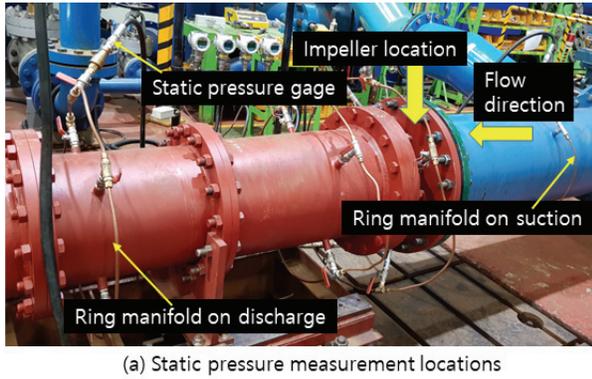
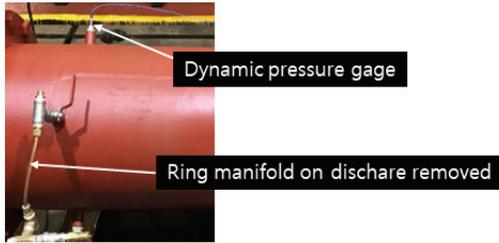


Fig. 1 P&ID of test facilities



(a) Static pressure measurement locations



(b) Dynamic pressure gage at discharge

Fig. 2 Locations of pressure sensors

3. 펌프특성

3.1 정상운전신호

펌프성능인 유량-수두 특성은 원심펌프, 사류펌프, 그리고 축류펌프의 형태에 따라 다르며, 원심펌프와 달리 사류펌프와 축류펌프는 저유량에서 높은 수두 특성을 보이는 것이 일반적인 현상이다. 펌프의 정상상태 운전조건에서 토출구와 흡입구의 수두차를 펌프의 수두(H)라고 하며 모델펌프의 수력성능 실험에서 얻은 유량-수두 특성은 Fig. 3과 같다. 흡입구 및 토출구에 설치된 압력계에서 측정된 정압을 이용하여 펌프의 수두로 변환한 값이다. 정압을 측정하는 압력계의 위치는 ASME PTC 8.2(1991) 코드의 기준에 따라서, Fig. 1과 같이 임펠러가 설치된 곳에서 각각 2배의 배관직경 거리보다 멀리 떨어진 위치에 설치하였다.

정상상태 운전시 불안정한 유체로 인하여 펌프의 수두는 작은 변동이 생긴다. 펌프의 정격유량과 정격회전수 조건에서 펌프 수두를 5회 측정된 값은 Table 1과 같다. Fig. 3과 같이 유량이 80~130% 범위에서 펌프성능곡선을 5회 반복하여 얻은 후에 정격유량-정격수두 값만 별도로 정리한 값이 Table 1과 같다. 따라서 각 회전수, 유량, 그리고 수두 값은 정상상태 임의의 시각에 측정된 순간 값이다. 펌프수두변동(ΔH_{flu})의 평균치는 다음과 같다.

$$\Delta H_{flu} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k (\Delta H_1 + \Delta H_2 + \dots + \Delta H_k) \quad (2)$$

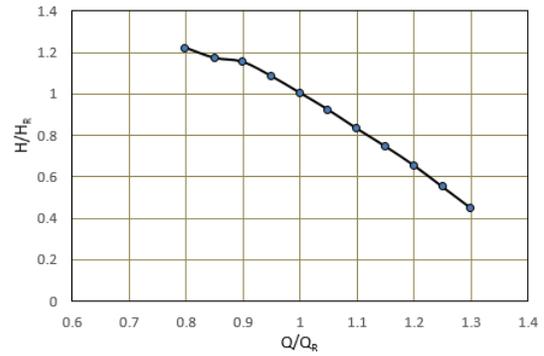


Fig. 3 Pump performance characteristics

Table 1 Pump head fluctuation

No.	Dimensionless Speed (N/N _R)	dimensionless flow rate (Q/Q _R)	dimensionless head (H/H _R)
1	1.0000	1.0000	1.0000
2	1.0001	0.9975	1.0062
3	1.0007	0.9998	1.0063
4	0.9999	0.9970	1.0114
5	1.0007	0.9965	1.0075
Average	-	-	1.0063

여기서, k는 펌프수두를 측정한 총 회수이다. 그리고 식 (2)에서 $\Delta H_1 = (H_{dis,1} - H_{suc,1})/H_R$ 로서 첫 번째 측정된 펌프수두의 변동을 의미하며, $\Delta H_k = (H_{dis,k} - H_{suc,k})/H_R$ 는 k 번째 측정된 펌프수두의 변동을 의미한다. Table 1과 같이 측정된 펌프수두의 변동값을 사용하여 구한 펌프수두변동은 정격수두의 0.63% 정도이다. ASME PTC 8.2(1991) 코드에 의하면 $\pm 2\%$ 수두변동을 갖는 펌프는 정밀도가 높은 A급 펌프로 분류된다.

4. 동압 측정

4.1 동압 신호

펌프 동압측정에 사용된 임펠러의 날개 개수(n)는 4개이다. 펌프 회전주파수에 임펠러 날개 개수를 곱하면 임펠러 날개를 통과하는 압력맥동 주파수가 된다. 날개통과 주파수 (blade passing frequency: BPF)의 최대 주파수는 5 BPF까지 측정하였다. BPF 측정시 측정하고자 하는 최대 주파수의 2배로 샘플링(sampling)하면 신호의 왜곡을 방지할 수 있다. 본 시험에서 최대 BPF 주파수($f_{BPF,max}$)와 샘플링 주파수(f_s)는 다음과 같이 설정하여 압력맥동을 측정하였다.

$$f_{BPF,max} = f_R \times n \times 5 \quad (3)$$

$$f_s = f_{BPF,max} \times 2 \quad (4)$$

여기서 f_R 은 펌프 회전축의 회전주파수로서 28.3 Hz이며, n 은 임펠러 날개의 개수이다. 실제로 동압을 측정 위하여 샘플링 주파수보다 높은 6,400 Hz로 측정하여 신호측정의 정확성을 높였다.

4.2 주파수 분석

Newland(1993)에 의하면 주기(period)를 갖는 신호 $x(t)$ 는 무한한 삼각함수의 합으로 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$x(t) = a_0 + 2 \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos \frac{2\pi kt}{T} + b_k \sin \frac{2\pi kt}{T}) \quad (5)$$

여기서 k 는 정수이며, t 는 시간, 그리고 T 는 신호의 주기이다. 각 삼각함수의 계수 a_k 및 b_k 는 신호에 포함된 여러 가지 주파수 성분의 크기로서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$a_k = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cos(\frac{2\pi kt}{T}) dt, k \geq 0 \quad (6)$$

$$b_k = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \sin(\frac{2\pi kt}{T}) dt, k \geq 1 \quad (7)$$

복소수개념(complex notation) $X_k = a_k - ib_k$ 를 도입하면 각 주파수 성분의 크기는 다음과 같이 표시된다.

$$X_k = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) e^{-i(2\pi kt/T)} dt \quad (8)$$

주어진 신호 $x(t)$ 를 알지 못하더라도 일정한 샘플링 주파수로 신호를 인식하면 다음과 같이 이산화(discretization)된 값을 얻을 수 있다.

$$X_k = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^N x_r e^{-i(2\pi kr/N)} \quad (9)$$

본 수력시험에서 압력맥동 신호 취득에 사용된 샘플링 주파수는 6,400 Hz이며, 신호취득 개수 N 은 6400개이다. Matlab의 고속푸리에변환(fast fourier transformation) 계산 프로그램을 사용하여 압력맥동의 주파수와 진폭의 크기(amplitude)를 분석하였다.

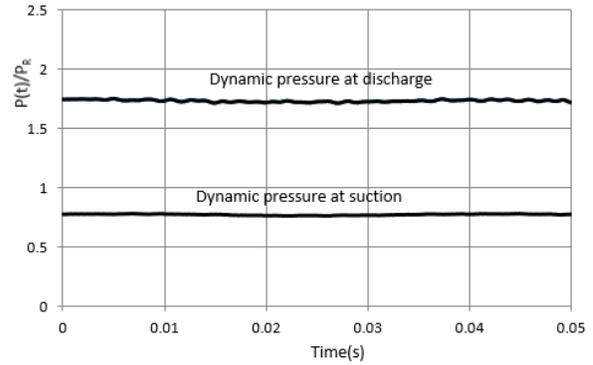


Fig. 4 Dynamic pressure at suction and discharge of the pump

5. 시험결과

5.1 동압

펌프의 수두는 유체의 불안정성 및 임펠리에 의한 압력맥동으로 인하여 시간에 따라 변하는 특성을 갖는다. Fig. 4는 흡입구 및 토출구에서 측정된 동압-시간의 특성이다. 샘플링 주파수 6,400 Hz로 0.05 초 동안 측정된 값이며, 시간에 따라 신호의 크기가 변하는 것을 알 수 있다. 압력 $P(t)$ 과 펌프 수두 $H(t)$ 의 관계는 $P(t) = \rho g H(t)$ 이며, ρ 와 g 는 각각 유체의 밀도와 유체에 작용하는 중력가속도이다. Fig. 4의 y 축은 시간에 따라 변하는 압력을 펌프 정격수두압력(P_R)으로 나눈 값이며, $P_R = \rho g H_R$ 에 해당하는 값이며 시간에 따라 압력이 변하지만 정격수두 압력에 비해서 크기가 작은 것을 알 수 있다. Fig. 4와 같이 시간에 따라 변하는 흡입구와 토출구 동압의 차를 구하면 펌프 수두가 시간에 따라 변하는 펌프수두변동의 값을 구할 수 있다.

5.2 압력맥동 주파수

Fig. 4에서 측정된 동압은 시간 간격을 짧게 하여 분석하면, 펌프의 회전주파수를 갖는 정현파와 이보다 주파수가 높은 BPF 신호가 혼합된 것을 알 수 있다. Fig. 4의 동압 신호를 확대하여 보면 Fig. 5와 같이 흡입구의 신호와 Fig. 7과 같은 토출구의 신호로 나타난다. 두 가지 신호 모두 시간에 따라 주기성을 갖고 있는 것을 확인할 수 있다. 날개통과 주파수 특성은 Table 2 및 3과 같다. Fig. 6은 흡입구의 압력맥동 신호를 주파수 분석한 결과이며, 회전주파수에 해당하는 신호의 진폭이 가장 크며 날개통과 주파수 성분의 진폭이 작은 것을 알 수 있다. Fig. 8은 토출구의 압력맥동 신호를 주파수 분석한 결과이며, 회전회전수에 해당하는 주파수의 진폭이 가장 크지만 날개통과 주파수 성분의 진폭도 흡입구에 비해 상대적으로 큰 것을 알 수 있다.

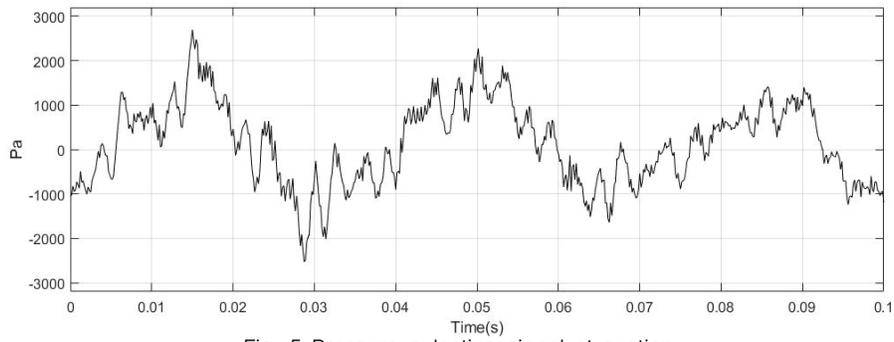


Fig. 5 Pressure pulsation signal at suction

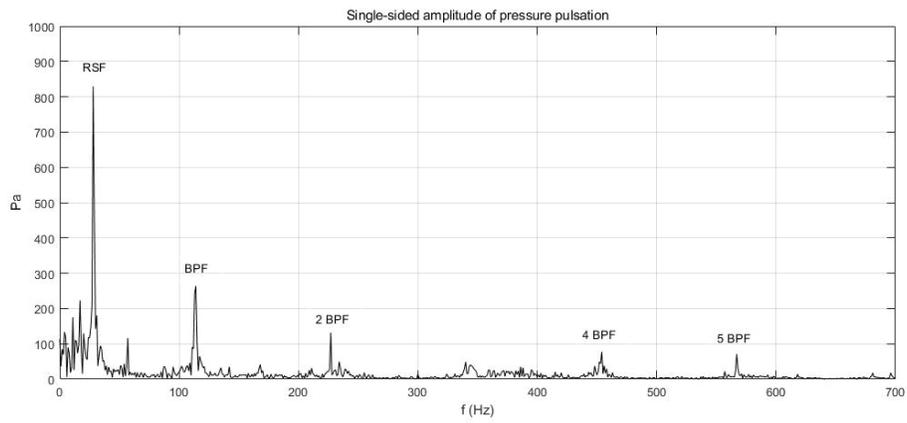


Fig. 6 Frequency components of pressure pulsation signal at suction

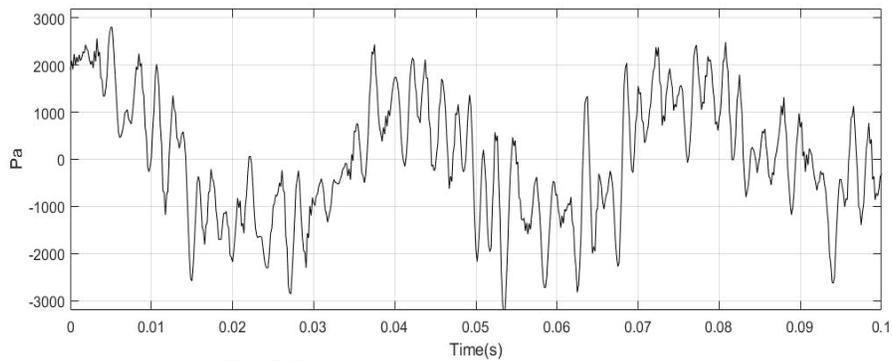


Fig. 7 Pressure pulsation signal at discharge

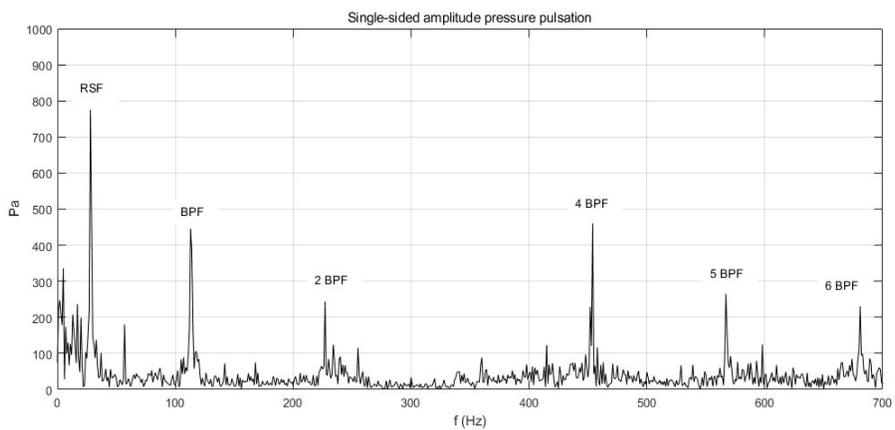


Fig. 8 Frequency components of pressure pulsation signal at discharge

Table 2 Single-sided amplitude of pressure pulsation at suction

Pump frequency (Hz)	Single-sided pressure for model pump (kPa)	Single-sided pressure for prototype pump (kPa)
RSF	0.83	1.66
BPF	0.26	0.52
2 BPF	0.13	0.26
3 BPF	0	0
4 BPF	0.08	0.16
5 BPF	0.07	0.14
n BPF For $6 \leq n \leq 8$	0	0

RSF: Rotating speed frequency
BPF: Blade passing frequency
n: integer

Table 3 Single-sided amplitude of pressure pulsation at discharge

Pump frequency (Hz)	Single-sided pressure for model pump (kPa)	Single-sided pressure for prototype pump (kPa)
RSF	0.78	1.56
BPF	0.44	0.88
2 BPF	0.12	0.24
3 BPF	0	0
4 BPF	0.46	0.92
5 BPF	0.26	0.52
n BPF For $6 \leq n \leq 8$	≤ 0.23	≤ 0.46

6. 자료분석

6.1 압력맥동

펌프 회전주파수와 BPF에 해당되는 압력맥동의 진폭 크기를 분석하였다. 펌프 회전주파수에 해당하는 압력맥동의 크기가 BPF로 인하여 발생하는 압력맥동의 크기보다 큰 것을 알 수 있다. 펌프 흡입구에서 측정된 회전 주파수에 해당하는 압력맥동의 진폭은 펌프 정격 수두의 0.58% 정도이다.

흡입구에서 측정된 BPF의 각 정수배에 해당하는 압력맥동의 크기는 매우 작은 값이었다. 펌프 토출구에서 측정된 압력맥동도 흡입구에서 측정된 압력맥동과 유사한 형태를 보였다. 회전주파수에 해당하는 압력맥동의 크기는 정격수두의 0.55%이며 흡입구에서 측정된 값보다 작았지만, 토출구에서 측정된 BPF의 크기는 흡입구에서 측정된 BPF 값보다 큰 것을 알 수 있다.

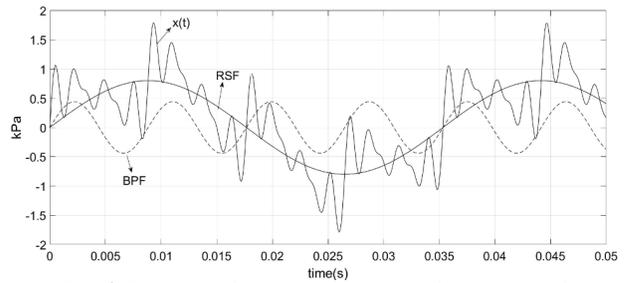


Fig. 9 Components of pressure pulsation signal at discharge

6.2 압력맥동과 펌프수두변동 상관관계

동압센서에서 측정된 압력맥동을 이용하여 펌프 수두변동을 구하였다. 펌프의 입구 및 토출구 압력맥동 평균치의 차이를 펌프 수두변동이라고 할 수 있다. 압력맥동이 Table 2와 3과 같은 정현파의 합으로 표시될 때 펌프 입구신호의 평균치($x_{suc,avg}$) 및 출구신호의 평균치($x_{dis,avg}$)는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$x_{suc,avg} = \frac{2}{T} \int_0^{T/2} (x_{RSF,suc} + x_{1,suc} + \dots + x_{n,suc}) dt \quad (10)$$

$$x_{dis,avg} = \frac{2}{T} \int_0^{T/2} (x_{RSF,dis} + x_{1,dis} + \dots + x_{n,dis}) dt \quad (11)$$

여기서 $x_{RSF,suc}$ 및 $x_{RSF,dis}$ 는 각각 흡입구의 회전주파수 신호와 토출구의 회전주파수 신호이다. 그리고 $x_{1,suc}$ 및 $x_{1,dis}$ 는 각각 흡입구에서의 BPF 및 토출구에서의 BPF 신호이다.

Fig. 9는 토출구 압력맥동을 분석한 회전주파수(RSF) 정현파, BPF 정현파, 그리고 모든 주파수성분의 정현파를 합한 신호(x(t))로서 Fig. 7의 신호와 유사한 것을 알 수 있다. Fig. 7에서 2~5 BPF 신호는 표현의 복잡성을 피하기 위해서 제외하였다. 그리고 BPF 신호는 RSF의 정수배이기 때문에 RSF의 반주기(T/2) 동안 평균값을 구하면 모든 BPF 신호는 “0”이 되며 RSF의 평균값만 남는다.

따라서 Table 2와 3의 값을 사용하여 입구 및 출구 압력맥동 신호의 평균값을 구하면 다음과 같다.

$$x_{suc,avg} = \frac{2}{T} \int_0^{T/2} x_{RSF,suc} dt = (0.83) \left(\frac{2}{\pi} \right) \quad (12)$$

$$x_{dis,avg} = \frac{2}{T} \int_0^{T/2} x_{RSF,dis} dt = (0.78) \left(\frac{2}{\pi} \right) \quad (13)$$

입구 및 출구에서의 압력차는 두 신호의 위상이 180°일 때 최고가 된다. 그러므로 동압에 의한 펌프수두변동($H_{dyn,flu}$)의 최대값은 다음과 같다.

$$\Delta H_{dyn, flu} = \frac{|x_{dis, avg} - x_{suc, avg}|_{max}}{\rho g H_R} \quad (14)$$

$$\Delta H_{dyn, flu} = \frac{(830 + 780)(2)}{(1000)(9.806)(14.5)(\pi)} = 0.0072$$

압력맥동에 의한 최대 펌프수두변동은 펌프 정격수두의 0.72% 정도에 해당하며, 이 값은 앞에서 정상상태 (steady state) 운전 조건에서 측정된 정압 차이로 구한 펌프수두변동(ΔH_{flu}) 0.63%의 값과 유사함을 알 수 있다. 그리고 Table 2와 3에 나타난 흡입구 및 토출구 각각 압력맥동의 크기는 펌프수두변동보다 작았다. 따라서 펌프수두변동 값으로부터 압력맥동의 크기를 결정할 수 있을 것이다.

새로운 원자로를 설계하는 경우에 원자로내부구조물 기계 구조를 설계할 때 원자로냉각재펌프의 압력맥동 크기에 대한 정보가 필요하다. 그러나 원자로냉각재펌프와 같이 대형장비의 설계, 제작, 그리고 성능시험을 수행하기에는 많은 시간이 소요되기 때문에 압력맥동에 대한 자료를 적기에 제공할 수 없다. 이런 경우에 본 논문에서 유추한 결과를 이용하면 압력맥동의 크기를 보수적으로 산출하여 시간의 지연 없이 원자로 내부구조물 설계에 필요한 값을 제공할 수 있다.

7. 결 론

사류펌프 임펠러에 의하여 발생하는 흡입구와 토출구에서 압력맥동의 신호를 측정하였으며, 고속푸리에변환을 사용하여 펌프 회전주파수 및 임펠러 날개통과 주파수에 해당하는 압력맥동 신호의 크기를 정량적으로 구하였다. 펌프 회전주파수에 해당하는 압력맥동이 가장 크며, 흡입구 및 토출구 압력맥동에 의한 수두변동은 펌프 정격수두의 0.72% 정도이다. 임펠러 날개통과 주파수의 압력맥동은 회전주파수 압력맥동의 크기보다 대체로 작으며, 6 BPF 이상에서는 신호의 진폭이 거의 사라졌다. 펌프 정상상태(steady state) 운전시에 측정된 정압의 변동에서 구한 수두변동은 펌프 정격수두의 0.63% 정도이다.

압력맥동 크기에 의한 수두변동이 정상상태 운전시 수두변동보다 큰 것은 정상상태 운전시 측정하는 압력은 정압상태의 평균적인 압력으로서 동압보다는 완충된 값으로 측정되기 때문이다. 따라서 펌프의 유량-수두 성능시험에서 쉽게 얻을 수 있는 펌프수두변동 값을 이용하여 펌프 임펠러에서 발생하는 압력맥동 진폭의 크기를 보수적으로 결정할 수 있다.

References

- (1) Penzes, L. E., 1974, "Theory of pump-induced pulsating pressure in pressurized water reactors," Nuclear Engineering and Design. 27, 176-188.
- (2) Lee, Kye Bock and Im, In Young, 1994, "An analytical study on the pump-induced acoustic pressure in a pressurized water reactor," Nuclear Engineering and Design Vol. 147, pp. 275-286.
- (3) Zhang, Ning, Yang, MinGuan, Gao, Bo, Li, Zhong, and Ni, Dan, 2015, "Experimental investigation on unsteady pressure pulsation in a centrifugal pump with special slope volute," ASME Journal of Fluid, Vol. 137.
- (4) Keller, J., Parronda, J., Barrio, R., Fernandez, J., and Blanco, E., 2014, "Effects of the pump-circuit acoustic coupling on the blade-passing frequency perturbations," Applied Acoustics, Vol. 76, pp. 150-156.
- (5) Spence, R., and Amaral, J., 2009, "A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump," Computers & Fluids, Vol. 38, pp. 1243-1257.
- (6) Kim, Kyung Min, 2012, "Pump-induced pulsation pressure distribution in a system-integrated modular reactor," Nuclear Engineering and Design, Vol. 248, pp. 216-225.
- (7) Oh, Han-Eum, 2014, "Analysis and experiment of pressure pulsation in a suction pipe of compressor," Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng., Vol 24, No 10, pp. 756-762.
- (8) Parrondo-Gayo, Jorge L., Gonzalez-Perez, Jose, and Fernandez-Francos, Joaquin, 2002, "The effect of the pressure fluctuations at the blade passage frequency in the volute of a centrifugal pump," Transaction of the ASME Vol. 124, pp. 784-790.
- (9) Kim, Yeon Woo, Jeong, Weui Bong, and Kim, Tae Hoon, 2018, "Compressor refrigerant leakage defect classification using transfer function between pressure pulsation and acceleration," Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng., Vol. 28, No. 4, pp. 475-482.
- (10) IEC 60193, 1999, "Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbine: Model acceptance tests," International Electrotechnical commission.
- (11) ASME PTC 8.2-1990, 1991, "Centrifugal pumps: Performance test codes," The American Society of Mechanical Engineering.
- (12) Newland, D. E., 1993, An introduction to random vibrations, spectral and wavelet analysis, Longman.