◎ 논 문

하나로 2차 냉각펌프의 고진동 해소방안

박용철*

The Solution of Severe Vibration Problen of the Secondary Cooling Pump in HANARO

Yong-Chul, Park*

Key Words: High Vibration (고진동), Secondary Cooling Pump (2차 냉각펌프), Alignment (축정렬)

ABSTRACT

The heat produced by the fission in the fuel of HANARO, 30 MW of research reactor, was transferred from the primary cooling water to the secondary cooling water through heat exchangers. The secondary cooling water absorbing the heat was circulated by secondary cooling pumps and cooled through 33 MW of cooling tower. Each capacity of the three secondary cooling pumps was fifty percent (50%) of full load. The two pumps were normally operated and the other pump was standby. One of the secondary cooling pumps has often made troubles by high vibration. To release these troubles the pump shaft has been re-aligned, the pump bearing has been replaced with new one, the shaft sleeve has been replaced with new one, the shaft and the impeller have been re-balanced representatively and/or the vibration of motor has been tested by disconnecting the shaft of pump. But the high vibration of pump cannot be cleared. We find out the weight balance trouble of the assembly in which the impeller is installed in the shaft. After clearing the trouble, the high vibration is relieved and the pump is operated smoothly. In this paper, the trouble solution shooting method of secondary cooling pump is described including the reason of high vibration

1. 서 론

하나로의 핵반응으로 발생되는 열은 1차 냉각수에 의해 냉각되며 열을 흡수한 1차 냉각수는 열교환기를 통해 2차 냉각수에 의해 냉각된다. 2차 냉각수는 냉각펌프에 의해 냉각탑을 지나면서 강제 통풍으로 냉각되고, 이 냉각펌프는 50% 용량으로 3대가 설치되어 있으며 2대가 운전되고 한 대가 대기상태에 있다. 그 중 한 대의 펌프가 고진동으로 인하여 자주 고장이 났으며 펌프 축정렬 조정, 펌프 베어링 및 축 슬리브 교체를 하였지만 고진동이 진정되지 않아 분해점검을 통해 고진동의 원인을 제거하였다.

본 논문에서는 이를 해결하기 위한 과정을 기술하였으며 고진동의 원인, 개선방안, 수리 및 수리결과를 고찰하여 해결방안을 제시하였다.

* 한국원자력연구소
ycpark@kaeri.re.kr

2. 본론

2.1 고진동의 발생

하나로의 2차 냉각펌프는 양흡입 펌프로서 펌프의 성능을 3개월 주기로 점검한다[1].

Table 1 Maintenance record of pump due to high vibration

Date	Repair Work	Operating Period (month)
1997. 7	replacing motor bearing	29
1998. 8	replacing pump bearing	11
1998. 11	replacing pump bearing	3
1999. 12	replacing motor bearing, wearing ring & sleeve	9
2001. 2	overhaul	14

펌프의 성능은 정격양정에서 유량을 만족하면 성능이 유지되지만 이 성능의 유지 능력을 예측할 수 있는 것은 펌프의 진동과 베어링의 온도이다.

펌프의 주요 부분은 케이싱, 임펠러, 축봉장치, 동력전달장치 및 모터이며, 이 중에서 동력 전달장치는 모터의 회전운동 에너지를 축을 통해 임펠러에 전달하여 유체 에너지로 변환시킨다. 이 축은 베어링에 의해 지지되며 베어링의 외륜이 고정부에, 내륜이 축에 각각 고정되어 회전운동을 한다. 축에 고정되어 있는 임펠러는 회전력에 의해 정지된 물을 케이싱 내부로 흡입하여 송출하며 유동마찰, 유동방향 변경 및 유로 면의 축소 확대로 인하여 열과 진동이 발생한다. 그리고 제작상의 문제로 축이나 임펠러의 질량 불평형, 편심 등에 의해 진동이 발생할 수 있고, 장시간 사용으로 마모로 인한 진동이 발생할 수 있다.

2차 냉각펌프 중 한 대가 Table 1과 같이 1995. 2월부터 정상 가동한 이후 5회에 걸쳐 고진동으로 보수하였으며 보수주기가 평균 14개월이었다.

2.2 고진동의 원인 고찰

진동은 Fig. 1과 같이 모터 및 펌프의 전 후단에 설치된 4개의 베어링에 대해 수평, 수직 및 축 방향으로 모두 12개의 방향에 대해 진동 측정기[2]의 센서를 부착하면 디지털 값으로 진폭을 측정할 수 있고, 그 진폭이 허용 기준치 (91.4μm)를 초과하면 고진동으로 판정하였다[3]. 고진동의 주요 원인은 캐비테이션, 부적절한 흡입양정, 기계적 결함, 전동기에 의해 전달된 진동, 임펠러의 결함, 부적절한 펌프의 기초, 송출관에 설치된 제어밸브의 위치 부적합 등이다[4].

하나로의 경우, 냉각탑 수조가 펌프 보다 더 높은 위치에 있어 32℃의 냉각수가 하향 구배로 공급되므로 캐비테이션이 발생하지 않고, 흡입양정도 부적절하지

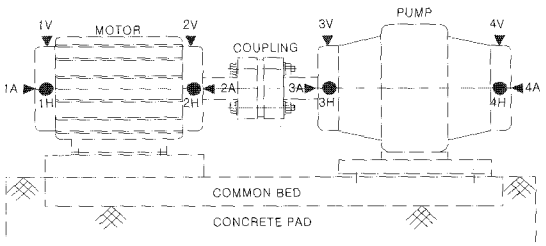

Fig. 1 Measuring points of vibration

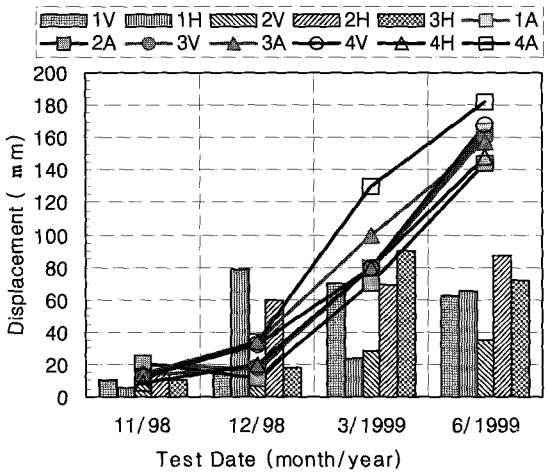

Fig. 2 Vibration after replacing pump bearing

지 않다. 송출관에 개폐형 밸브만 설치되어 있어 유량제어에 의한 결함이 발생하지 않는다. 그리고, 펌프 기초도 펌프 및 모터 지지대가 콘크리트 패드에 묻혀 있고, 지지대 상부는 경고한 구조물로 되어 있어 큰 영향을 받지 않는다. 기계적 결함은 축이 휘거나, 베어링이 마모되거나, 커플링의 축정렬이 부적절한 경우이며 구조적 결함보다는 장시간 사용으로 오는 결함이다.

다음으로 고진동의 원인으로 임펠러의 유로 일부가 막히거나, 질량평형이 맞지 않는 경우이다. 전자의 경우 펌프 전단에 냉각탑 수조 흡입구에 스크린이 설치되어 있어 이물질의 유입이 차단되므로 임펠러의 유로가 막히는 일은 불가능하다. 후자의 경우, 제작검사 시 임펠러의 질량평형을 확인하였기 때문에 큰 변화가 없을 것으로 생각하였다.

Table 1에서와 같이 2회에 걸쳐 발생한 고진동은 펌프와 모터의 베어링을 점검하여 이상 음을 발생하는 베어링을 교체하였다. 그러나, 수리 후 3개월이 경과하여 고진동이 재발하였다. 동일한 방법으로 소음이 발생한 펌프 베어링을 교체하고, 주기적으로 진동을 점검하여 Fig. 2에 나타내었다.

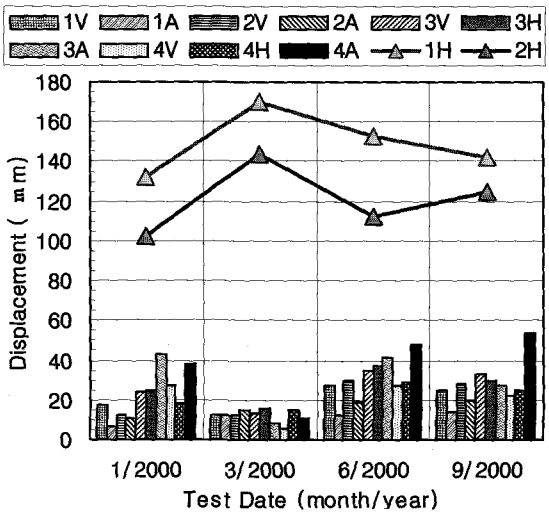

Fig. 3 Vibration after replacing pump bearing, sleeve, and wearing ring

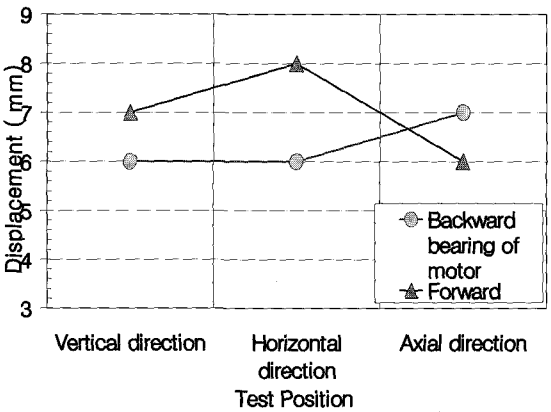

Fig. 4 Motor vibration at unloading condition

그림에서 고진동이 발생한 부위를 구분하기 위해 꺾은선으로 표시하고, 허용기준 이하의 진동은 막대그림으로 표시하였다. 진동은 허용 기준치의 30% 수준을 만족하였으나 1 개월경과 후에는 허용 기준치에 근접하였고, 그 후 3개월 단위로 측정하였을 때 진동값은 점점 상승하여 허용 기준치를 상회하였다. 고진동은 대부분이 펌프에서 발생하였고, 축 방향에서 심하게 발생하였다. 펌프 내부를 조사한 결과, 베어링이 손상되고, 웨어링 링과 슬리브가 마모되었다.

이를 수리한 후의 진동상태는 Fig. 3에서 나타내었으며 대부분이 허용 기준치 이내에서 안정되었으나, 모터 전 후단의 수평방향이 고진동을 나타내었다. 이 원인을 분석하기 위해 커플링을 해체하여 모터만 회전하

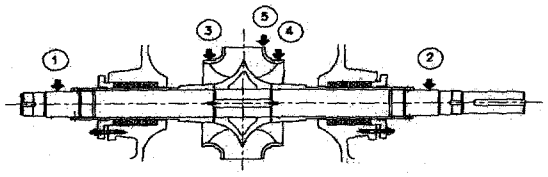

Fig. 5 Measuring points for the concentrations of pump driving part

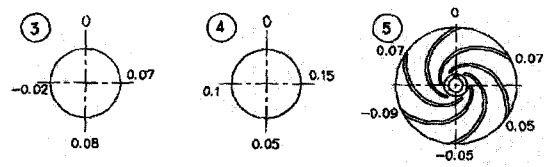

Fig. 6-a Concentration test of impeller before modification

였다. 모터 전 후단 베어링의 진동은 Fig. 4에 나타내었으며 공급시의 값과 비슷하여 고진동에 영향을 미칠 수준이 아니었다.

냉각펌프에 사용되는 베어링 (KS 6320)은 앤티 프릭션용이며 수명시간이 100,000시간이다[5]. 하나로의 운전주기를 감안할 때, 월 평균 약 310시간을 운전하면 베어링은 약 27년 이상 사용하여야 하나, 평균 14개월 주기로 쉽게 마모되었다.

따라서, 고진동의 원인을 분석하기 위해 공장에서 분해 수리를 하였다.

3. 고진동 원인 제거 및 수리

3.1 동심측정

축에 슬리브와 임펠러가 조립된 상태로 정반 위에 놓고, 양단을 V 블록으로 지지하여 다이얼 게이지로 Fig. 5와 같이 축은 양단, 임펠러는 양 흡입부와 토출부에 단이 지어있어 각 단에 대해 각각 동심을 측정하였다. 축의 양단은 6시 방향에서 0.01㎜의 편차를 보였으나, 제작자 공차기준 0.02㎜를 만족하므로 건전하였다. 임펠러의 동심은 Fig. 6-a에서 보여 주는 바와 같이 양흡입구의 가공상태가 불일치하고, 최대 0.09㎜의 공차를 보여 기준치를 상회하였다. 특히, 공통 토출구 표면이 2시 방향으로 편심 되었다.

3.2 질량평형시험

축은 동심을 유지하고 있어 KS 규격[5]에 따라 임펠러만 질량평형시험을 하였다. 임펠러가 양흡입이므로

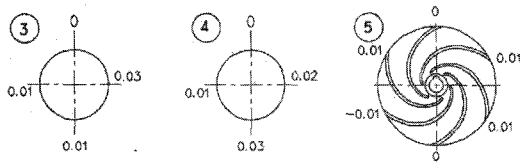

Fig. 6-b Concentration test of Impeller after modification

Table 2 Unbalance weight of impeller

Description		Before Modification	After Modification
Left Side	Position (clockwise, °)	22	282
	Unbalance weight (g)	227.22	1.98
Right Side	Position (clockwise, °)	199	87
	Unbalance weight (g)	181.82	1.85

왼쪽과 오른쪽으로 구분하여 측정한 결과를 Table 2에 나타내었다. 왼쪽의 경우, 시계방향으로 22°의 위치에 227.27g, 오른쪽의 경우, 시계방향으로 199°의 위치에 181.82g의 불평형량이 각각 발견되었다.

펌프 임펠러의 불평형량은 평형도 등급이 G6.3이 적용되며[5] 허용 불평형량(11.6 g)을 상회하므로 임펠러의 원주면을 0.1㎜씩 가공하여 제작공차 이내로 유지하였다. 임펠러 편심은 Fig. 6-b에서 보여주는 바와 같이 모두 제작공차 이내로 유지하였고, 질량 평형시험에서도 Table 2와 같이 좌 우측의 불평형량은 2 g 이내로 유지하였다. 이 불평형량은 기준치 보다 더 정밀한 G2.5의 허용량을 만족하였다.

따라서, 임펠러의 편심이 질량불평형을 보였고, 이 불평형이 고진동을 유발한 것으로 판단된다. 초기 상태의 임펠러 불평형량이 허용기준을 만족하였음을 감안할 때, 주기적인 정밀점검이 필요하다.

3.3 슬리브

슬리브는 축의 마모를 최소화하기 위해 축보다 약한 황동으로 제작되며 축과 임펠러 사이에 고정되어 일체형으로 회전한다. 누수를 막기 위한 패킹을 제거하였을 때 슬리브가 폭 22㎜, 깊이 5㎜로 심하게 마모되었다. 사용한 패킹은 윤활유 입형 석면편조 패킹이며 윤활성이 뛰어나고, 기계적 강도가 높아 재래식 그리스 패킹의 대체품이지만 누수를 줄이기 위해 그랜드를 조였을 때, 압착된 패킹에 의해 슬리브가 마모되었다. 이 패킹 외에 황동 슬리브에 사용되는 그리스 주입형 면 패킹은 슬리브에 밀착이 용이하여 적은 힘으로 죄어도 누수를 막을 수 있다. 각각의 특성을 냉각펌프 운전조건과 비교하여 Table 3에 정리하였으며 그리스 주입형 면 패킹이 냉각펌프의 운전조건에 더 적합하였다.

Table 3 Characteristics of packing

Description	Pump operating condition	Lubricated PTFE impregnated asbestos braided packing	Grease impregnated cotton braided packing
Working press. (kg/㎠)	5	25	10
Working temp. (℃)	40~50	-100~280	-50~80
PH	7~9	4~12	6~8
Pump velocity(m/s)	7	14	8

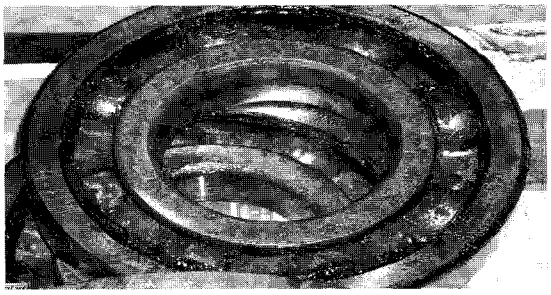

Fig. 7 Bearing grease

따라서, 주입형 면 패킹이 밀착성이 우수하고, 냉각펌프의 운전조건과도 잘 일치하여 교체하였다.

3.4 베어링 그리스

펌프를 해체하였을 때, 베어링의 그리스 상태는 Fig. 7과 같이 적색의 고온용 그리스가 굳어진 상태로 경계층을 형성하여 현장에서는 6개월 주기로 주입한 그리스가 베어링에 충분히 유입되지 못하였다.

이는 2차 냉각펌프의 베어링 온도가 운전 중에는 70~80℃를 유지하는데 비해 고온용 그리스는 더 높은 온도에 사용되므로 충분히 용융되지 않아 베어링 표면에 유막형성이 어려우므로 저온용 일반 그리스로 교체하였으며 이러한 현상이 베어링을 쉽게 손상시키는 원인으로 판단되었다.

따라서, 펌프 베어링의 수명을 단축시키는 것은 고진동 이외에 윤활유가 적절하지 못하면 유막을 형성하지 못하여 베어링이 손상되므로 운전온도에 적합한 윤활유가 선정되어야 한다.

4. 수리 결과 및 분석

4.1 수리 후 진동

펌프의 축정렬은 커플링에 다이얼 게이지를 설치하고, 90° 간격으로 회전하여 동심을 측정하였으나, 커플링이 기어형이므로 다이얼 게이지의 설치 공간이 부족하여 게이지를 부착하는 힘이 그 무게를 견디지 못해 다이얼 게이지를 부착할 수 없었다. 제작자의 지침에 따라 커플링 원주면을 90° 간격으로 등분하여 그 원주면과 직선자와의 간격을 이용하여 축정렬을 하였다[6,7]. 정량적으로 오차범위를 표시할 수 없으나 축정렬 상태가 진동으로 나타나므로 펌프 기동 시 허용 진동값을 만족하면 축정렬도 만족한 것으로 판단하였다.

이 과정에서 모터의 고정 볼트구멍이 원형으로 가공되어 있어 축정렬시 움직일 수 있는 여유 공간이 부족하여 제대로 축정렬을 할 수 없었다. 이러한 제한이 축정렬 상태를 저해하고, 부적절한 축정렬이 고진동의 원인인 것으로 판단되어 볼트구멍을 장방형으로 가공하여 축정렬 공간을 확보하였다.

펌프 축정렬 후 진동을 측정하여 Fig. 8에 나타내었으며 수리 직후, 10, 30, 60 및 120분 간격으로 진동을 측정하였으며 모두 허용기준치의 30% 이내로 안정되었다. 3개월 간격으로 정기점검을 하였으며 수리 후 2개월이 지난 시점의 진동값은 수리 후와 비슷하였고, 5개월이 경과한 후에도 진동값이 거의 변화 없이 매우 안정되었다. 그리고 금번 수리에서 교체한 베어링 그리스와 그랜드 패킹에 대해 각각 베어링 온도와 축봉장치의 밀봉상태도 우수하였다.

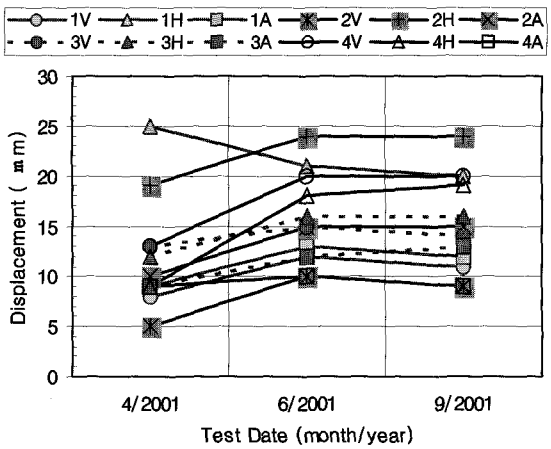

Fig. 8 Vibration at periodical tests

금번 수리결과를 기준으로 이 전의 수리에서는 수리 후에 고진동으로 발전되는 이유를 정량적으로 나타낼 수는 없지만 다음과 같이 유추해 보았다.

축정렬이 잘 된 상태에서 모터의 고정 볼트 체결력이 모터를 구속하고, 임펠러의 질량 불평형으로 유발되는 힘을 억제할 수 있어 초기에는 큰 진동이 발생하지 않았을 것이다. 임펠러의 질량 불평형이 지속적으로 진동을 유발하여 모터의 고정볼트를 이완시키면 체결력이 약화되어 진동을 구속하지 못하므로 진동은 점차 상승하였을 것이다. 모터가 고정구멍에 맞지 않은 상태에서 죄어 있으므로 구속력이 약화되면 고정지점을 이탈하여 편한 상태로 회귀하게 되므로 쉽게 축정렬을 이탈하여 고진동을 유발하고, 이탈정도에 따라 진동값도 달라질 것이다.

베어링 그리스가 부적합하면 베어링은 고진동에 쉽게 손상되고, 진동과 소음을 동반하였을 것이다. 그리고, 펌프가 임펠러의 질량 불평형이 있어도 낮은 진동값을 보인 이유는 펌프 고정볼트의 체결력이 질량 불평형으로 야기되는 힘보다 우위를 점하고 있어 펌프가 구속되기 때문이다.

4.2 펌프의 성능검정

고진동 해소를 위해 임펠러를 1㎜ 두께로 가공하여 실제적으로 임펠러 외경이 감소되었다. 이로 인한 펌프 성능상의 변화를 검정하기 위해 펌프 성능시험을 실시하고 그 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 측정방법은 5분 간격으로 펌프의 흡입 및 토출압력과 유량을 각각 측정하였으며 펌프의 양정은 압력계의 위치가 동일하

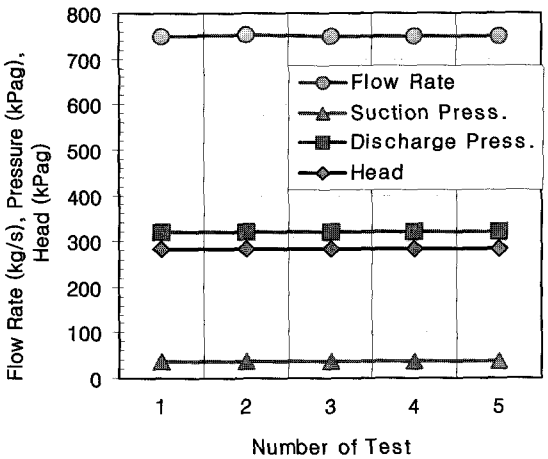

Fig. 9 Performance test after overhaul

므로 입출구 압력차로 표시하였다[8].

측정결과, 평균유량은 양정이 약 29m (285 kPag)의 수두일 때 750kg/s를 나타내어 설계유량 (540 kg/s @27.5m 수두, 270kPag)을 만족하였으며 임펠러 동심교정으로 인한 임펠러의 외경 변화가 펌프성능에 영향이 없음을 확인하였다.

5. 결 론

펌프 고진동에 대하여 원인을 분석하고 이를 제거하여 해소할 수 있었다. 이 과정에서 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 펌프 임펠러의 편심이 질량 불평형을 보였고, 이 불평형이 고진동을 유발한 것으로 판단되며 이를 해소하기 위해서는 주기적인 정밀점검이 필요하다.
2) 펌프 축과 모터의 축정렬이 부적당하면 고진동이 발생하므로 주기적으로 진동값을 측정하여 축정렬 상태를 점검하여야 한다.
3) 펌프 베어링의 수명을 단축시키는 것은 고진동 이외에 윤활유가 적절하지 못하면 베어링이 손상되므로 운전온도에 적합한 윤활유가 선정되어야 한다.
4) 펌프의 패킹은 운전온도에 적합한 것을 사용하여야 하며 밀착성이 우수할수록 적은 힘으로 밀봉상태를 유지할 수 있다.
5) 수리 후 펌프 성능시험에서 설계유량을 만족하므로 임펠러의 동심교정으로 인한 외경 변화가 펌프성능에 영향이 없음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 과학기술부가 주관하는 국가 원자력 연구개발 계획의 일환으로 수행되었으며 관계자 여러분에게 감사 드립니다.

참고문헌

(1) 박용철, 1999, 비안전성 펌프 및 체크 밸브점검, KAERI. HANTAP-05-OD-ROP-PI-04-1.
(2) Handy Digital 振動計, Model 201, 取扱 說明書, KET, Laboratory.
(3) Kim, D. K., 1991, Performance Test Procedure for Secondary Cooling Pump, Chung Woo Ind. Co., Ltd, KM-711-PT-CW101.
(4) Kim, D. K., 1991, Instruction Manual for Secondary Cooling Pump, Chung Woo Ind. Co., Ltd, KM-711-MM-CW001.
(5) Kim, C. H., 1989, Technical Specification for Secondary Cooling Pumps, KOPEC. KM-711-DT-P001.
(6) Korean Industrial Standard, 1982, Balance Quality of Rotating Machinery, KS B 0612.
(7) Hwa Sung Korea Co., Ltd, Couplings, CAT-61-NO. 9405, pp. 31~41.
(8) Hydraulic Institute, Hydraulic Institute Standards for Centrifugal, Rotary & Reciprocating Pumps, fourteenth edition, pp. 86~146.