

# 유로망 해석에 의한 윤활유 공급펌프 성능 해석 Performance Analysis of the Lubricating Oil Feed Pump by the Anslsly of the Flow Network

길두송 · 이영호  
Doo-Song Kil, Young-Ho Lee

**Key Words** : Ultrasonic Flowmeter(초음파 유량계), Bearing Oil Feed Pump(베어링 오일 공급 펌프), Performance Analysis(성능 분석), Modeling(모델링)

**Abstract** : In this paper, the cause of the discrepancy of the inlet and outlet flow of the lubricating oil feed pump was analyzed by the flow measurement and the analysis of the flow network. At first, we thought that the flow difference was induced by a leak in the middle of the flow network. But, through the flow measurement using ultrasonic flow meter and the performance analysis of the pump, we knew that the cause of the flow difference was due to a drop in efficiency of the pump according to the pressure drop of the outlet. Also, we knew that the shape of the piping had no effect on the efficiency of the pump.

## 기 호 설 명

- $C_1$  : Wedge sound velocity (m/s)
- $C_2$  : Wall sound velocity (m/s)
- $C_3$  : Fluid sound velocity (m/s)
- $S$  : Transducer spacing (m)
- $V$  : 유체 유속(fluid velocity)(m/s)
- $t_{up}$  : 업스트림 방향에서의 트랜짓 타임(s)
- $t_{dn}$  : 다운스트림 방향에서의 트랜짓 타임(s)
- $P$  : 유체를 통한 초음파 빔 거리(m)
- $L$  : 유체 진행방향의 거리(m)

## 1. 서 론

발전소 내부는 전기를 생산하기 위한 수많은 배관들이 설비되어 있으며, 이 배관 내부로 흐르는 작동유체의 유량 변화로 인하여 발전설비가 불시에 정지하는 현상이 발생할 수 있다. 본 논문의 목적은 발전기의 베어링에 윤활유를 공급하는 베어링 윤활유의 온도가 정사치 기준보다 약 5℃정

도 높게 나타나는 현상을 발견하고, 이에 대한 원인을 분석하기 위하여 발전기 베어링 윤활유 공급 펌프 유량을 정상운전 중에 Transit-Time 방식의 최신 초음파 유량측정기술을 이용하여 측정 한 후, 베어링 윤활유 공급펌프에 대한 유로 모델링의 분석을 통하여 유량변화에 대한 근본원인을 밝혀내는 데 있다<sup>1)</sup>. 2개의 발전시스템에 대한 윤활유 공급 펌프를 비교하여 측정한 결과 2호기 No.1(2-1) 발전기 베어링 윤활유 공급 펌프의 유량이 1호기 No.1(1-1), No.2(1-2) 및 2호기 No.2(2-2)에 비해 약  $5.56 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ 가 적게 나타남을 알 수 있었으며, 이 유량의 차이로 인해 펌프의 윤활유 공급 라인의 윤활유 온도가 상승했던 것으로 가정하고, 유량차이에 대한 원인 및 대책을 마련하기 위해 펌프에 대한 성능 분석을 실시하였다.

## 2. 윤활유 유량 측정

### 2.1. 발전기 베어링 윤활 계통

Fig. 1은 발전기 베어링 윤활유 공급펌프 및 배관이 설치되어 있는 모습을 보여주는 사진이며, Fig. 2는 유량측정을 위하여 배관라인에 탐촉자를 설치한 모습을 보여주는 사진이다.

Table 1은 펌프의 사양에 대한 상세자료를 나

접수일 : 2002년 3월 15일  
길두송 : 전력연구원  
이영호 : 충남대학교 기계공학과

타낸다. Table 2는 2-1펌프와 2-2펌프에 대한 배관 구성요소를 나타낸 표이며, Table 3은 셸측(Shell Side)과 튜브측(Tube Side)에 대한 윤활유 냉각기의 상세자료를 나타낸 표이다. 윤활유 냉각기 계통에서 공용으로 사용하는 밸브와 엘보는 갯수에서 제외하였으며, 오일은 Shell Turbo T29 및 T33를 사용하였다. 또한, 재순환 유량은 오리피스 직경 변화시 전체유량의 20% 내외로 가정하여 해석 기준 재순환 유량을 20%로 설정하였으며 계통 내의 오일 누수는 없는 것으로 가정하였다.

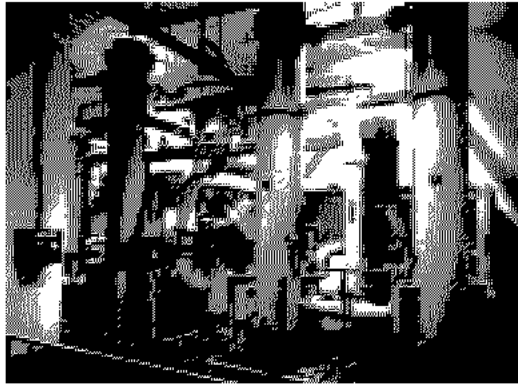


Fig. 1 Generator bearing oil pump



Fig. 2 Flow measurement for generator bearing oil pump

Table 1 Detailed material of Pump

Pump condition	
Capacity	0.13 m <sup>3</sup> /s
RPM	1,170 rpm
Outlet pressure	2.94×10 <sup>-3</sup> Pa
Inlet pressure	-0.39×10 <sup>-3</sup> Pa
Total Head pressure	3.33×10 <sup>-3</sup> Pa

Table 2 Composition material of piping

2-1 Pump line		2-2 Pump line	
Piping length (supply)	33.27m	Piping length (supply)	34.01m
Piping total length (recovery)	15.44m	Piping total length (recovery)	9.84m
Valve amount	2(0.25m)+1(0.1m)	Valve amount	2(0.25m)+1(0.1m)
Elbow amount	12	Elbow amount	6

Table 3 Detailed material of cooler

Division	Shell Side	Tube Side
Circulated fluid	#90 Turbine Oil	Water
Inlet amount	0.03 m <sup>3</sup> /s	0.02 m <sup>3</sup> /s
Inlet temp.	323.15 K	298.15 K
Outlet temp.	313.15 K	
Operating pressure	2.94×10 <sup>-3</sup> Pa	1.3×10 <sup>-3</sup> Pa

2.2. Transit-Time 유량측정 기술원리

Fig. 3에서 볼 수 있는 바와 같이 한 개의 트랜스 듀서에서 초음파 신호를 유체의 흐름 방향과 같게 발사 후 다른 트랜스 듀서에서 수신하고, 수신 트랜스 듀서에서 유체의 흐름과 반대 방향으로 초음파 신호를 발사하여 다른 트랜스 듀서에서 수신 후 두개 신호의 도달 시간차를 이용함으로써 디지털 신호로 변환 처리하여 유속을 계산한다<sup>2-5)</sup>.

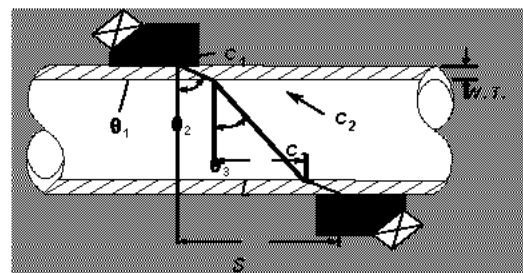


Fig. 3 Ultrasonic flow measurement of the valve by transit-time method

유속( V ) 측정:

$$V = \frac{P^2}{2L} \frac{t_{up} - t_{dn}}{t_{dn} \times t_{up}} \quad (1)$$

위의 식 (1)에서 P는 유체를 통한 초음파 빔

거리(m)이고,  $L$ 은 유체의 진행방향의 거리(m)이며, 유체 내에서 초음파가 위쪽방향( $t_{up}$ )과 아래쪽 방향( $t_{dn}$ )으로 이동한 시간차를 측정하여 유속( $V$ )을 구할 수 있다.

2.3. 초음파 유량측정 결과

Table 4는 유량측정 데이터를 비교 분석한 결과이다.

Table 4 Flow measurement data according to the block

Division		Measurement result
1 Block	No. 1 (Inlet side)	0.01 m <sup>3</sup> /s
	No. 2 (Outlet side)	
2 Block	No. 1 (Inlet side)	5.56 m <sup>3</sup> /s drop compared to No. 2
	No. 1 (Outlet side)	4.17 m <sup>3</sup> /s drop compared to No. 2
	No. 2 (Inlet side)	0.02 m <sup>3</sup> /s
	No. 2 (Outlet side)	

Fig. 4 ~ Fig. 7은 1호기 흡입 측과 출구 측, 2호기 흡입 측과 출구 측에 대한 유량측정 파형을 나타낸 그림이며, 2호기 No.2의 흡입 측과 출구 측에 대한 유량은 1호기와 유사하므로 생략하였다.

3. Pump 성능 해석

3.1. 해석방법

베어링 윤활계통은 배관, 밸브, 스트레이너, 쿨러 등이 복잡하게 조합된 유로망 시스템(flow network system)이다. 이러한 유로망 시스템의 지배방정식은 점성에 의한 마찰이 고려된 비압축성 베르누이 방정식(Incompressible Bernoulli Equation)으로 다음과 같이 간단히 표시할 수 있다<sup>6)</sup>.

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_f \quad (2)$$

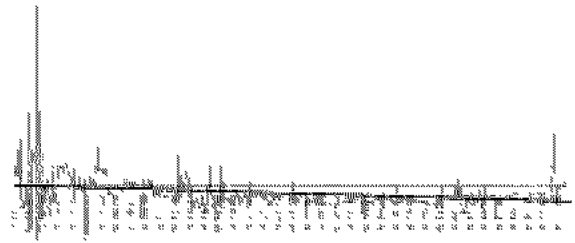


Fig. 4 1 Block inlet side flow measurement

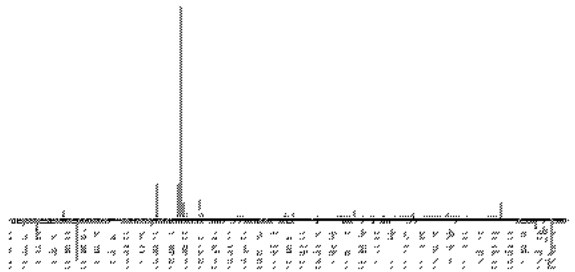


Fig. 5 1 Block outlet side flow measurement

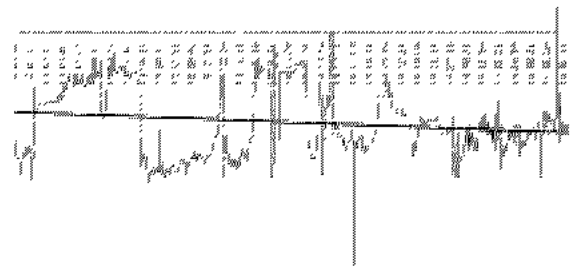


Fig. 6 2 Block inlet side flow measurement

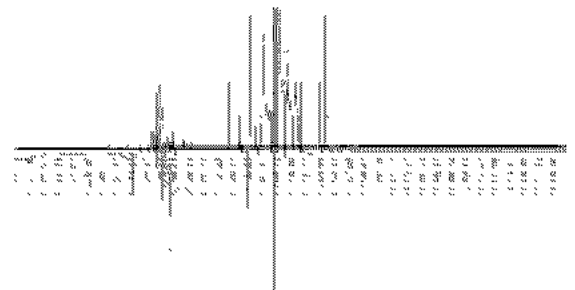


Fig. 7 2 Block outlet side flow measurement

위의 식(2)에서  $p$ 는 유체의 압력,  $V$ 는 속도,  $\rho$ 는 밀도이며  $z$ 는 높이,  $h$ 는 수두이다. 하첨자 1과 2는 유로망 구성요소의 입, 출구를 나타내며 하첨자  $f$ 는 마찰손실을 나타낸다. 식(2)를 이용하면 각 유로 망 구성요소, 즉 배관, 밸브, 이음쇠, 스트레이너 등 입출구의 압력을 측정하여 배관 등의 설치도면을 참고함으로써 유량계산이 가능하다. 단, 각 유로망 시스템 구성요소에서 발생하는 손실수두를 계산할 수 있어야 하며, 손실수두는 다음의 (3)식을 이용하여 계산한다<sup>7)</sup>.

$$h_f = K \frac{V_{avg}^2}{2g} \quad (3)$$

식(3)에서  $K$ 는 손실계수로 유체역학 또는 유체기계설계와 관련된 문헌에 자세한 자료가 제시되어 있다. 식(2),(3)과 질량보존법칙을 이용하면 간단히 원하는 유체의 상태 값을 계산할 수 있으나 베어링 윤활계통과 같은 복잡한 시스템의 해석에는 많은 시간이 소요된다. 따라서 본 해석에서는 위에서 언급한 원리를 이용하면서 손실계수와 각종 유체의 물성치 등을 데이터베이스로 내장한 범용 소프트웨어인 Flowmaster 6.1을 이용하였다<sup>8)</sup>.

### 3.2. 경계조건

현장에서 발생한 베어링 윤활유 온도 및 유량편차 발생을 정확히 해석하기 위해서는 다음과 같은 자료가 필요하다.

- ① 배관길이 및 내경
- ② 배관이음쇠 휨 각도, 휨 반경 및 내경
- ③ 밸브 형식 및 개도
- ④ 오리피스 형식 및 내경
- ⑤ 오일 스트레이너, 쿨러, 베어링 전/후단 압력 또는 차압
- ⑥ 펌프 흡입구 및 출구 압력
- ⑦ 윤활유의 밀도 또는 비중, 점도

이상의 현장 제공 자료는 계산 수행의 경계조건으로 직접 입력되었고 배관구성요소의 형식, 내경, 길이 등 상세자료를 실제 입력에 사용하였지만 상세자료에 대한 언급은 자료가 방대하므로 인하여 생략하였다.

### 3.3 해석결과

Flowmaster 6.1은 해석하고자 하는 시스템을 수치적 계산을 위한 모델로 변환하여야만 계산을 수행할 수 있다. Fig 8은 2-2 펌프 작동 시 윤활

유의 유로를 모델링한 결과이다. 2-2 펌프 작동 시 베어링 윤활계통의 운전상태는 2-1 펌프 작동 시보다 양호하므로 먼저 2-2 펌프에 대한 윤활유의 유로망 해석을 통해 기준을 설정하고 2-1 펌프 기동시의 운전조건을 평가하였다. Fig 8에서 윤활유의 유동상태의 해석을 위한 수치적 계산을 위하여 유로 망의 위치에 따라 번호를 부여하였으며, 유로 망 중간에는 스트레이너, 펌프 등이 놓여 있는 위치를 표현하였다. Table 5는 2-2 펌프 운전에 대한 해석결과이다.

Table 2를 살펴보면 2-1 펌프 윤활유 회수계통 배관길이가 2-2 펌프 배관길이보다 5.6 m 더 길다. 따라서 2-1 펌프 운전 시 윤활유 회수계통 배관에서 2-2 펌프 운전 시 보다 더 큰 마찰손실을 예상할 수 있다. 배관길이 차이에 의한 마찰손실은 펌프 흡입구 측의 압력을 감소시킬 것이며

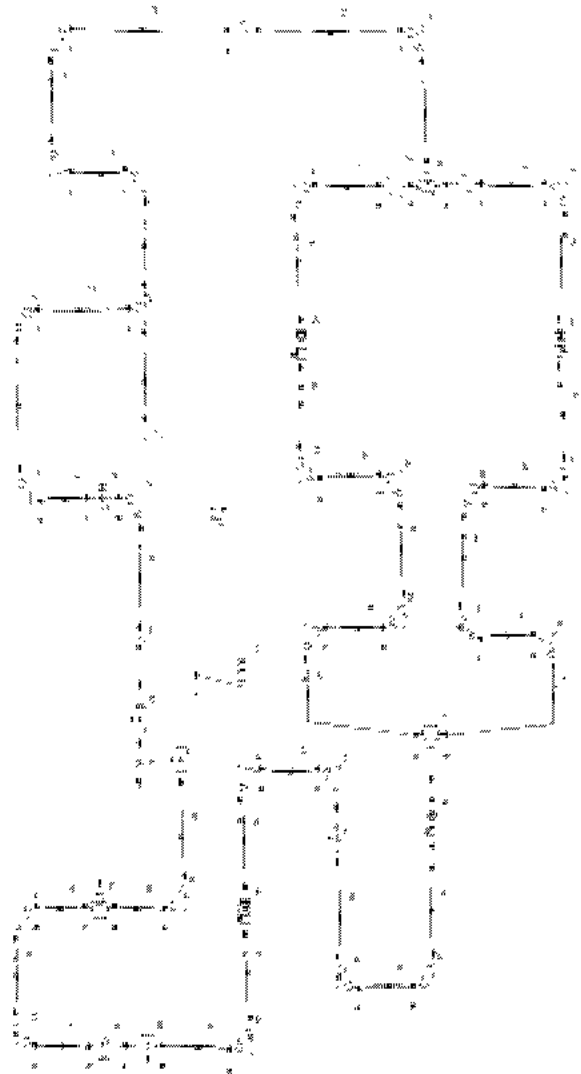


Fig. 8 Oil line modeling of 2-2 bearing lubricating pump

Table 5 Analytic result of the operating condition for 2-2 pump

Item	Analytic result
Pump outlet pressure	$1.06 \times 10^{-3}$ Pa
Lubricating oil feed HDR pressure	$1.02 \times 10^{-3}$ Pa
Pump inlet pressure	$-0.013 \times 10^{-3}$ Pa
Flow amount of the bearing supply lubricating oil	59.64 m <sup>3</sup> /s
Total circulated lubrication oil flow amount	74.25 m <sup>3</sup> /s

Table 6 Analytic result of the operating condition for 2-1 pump

Item	Analytic result
Pump outlet pressure	$1.06 \times 10^{-3}$ Pa
Lubricating oil feed HDR pressure	$1.02 \times 10^{-3}$ Pa
Pump inlet pressure	$-0.017 \times 10^{-3}$ Pa
Flow amount of the bearing supply lubricating oil	59.61 m <sup>3</sup> /s
Total circulated lubrication oil flow amount	74.25 m <sup>3</sup> /s

이를 계산하기 위해 동일한 펌프 출구압력 조건에서 해석하였다. Fig 9는 해석모델이고, Table 6은 해석결과이다. Table 6을 살펴보면 펌프 흡입구 압력이  $0.004 \times 10^{-3}$  Pa 더 강하하였으나 총 순환 윤활유 유량은 변화가 없으며 베어링으로 유입되는 윤활유 유량이 0.03 m<sup>3</sup>/s 감소하고 재순환 윤활유 유량이 0.03 m<sup>3</sup>/s 증가하였다.

따라서 펌프의 성능이 동일하다면 배관구성에 의한 베어링 공급 윤활유 유량의 차이는 0.047%로 매우 미소함을 알 수 있으므로 이로 인해 베어링 윤활유의 온도편차가 발생할 가능성은 극히 적을 것으로 판단하였다.

위에서 살펴본 바와 같이 배관으로 인한 윤활유 유량차이의 발생가능성이 매우 낮으므로, 다음으로 는 펌프의 성능저하에 의하여 토출압력이 저하할 것으로 예상할 수 있다. 토출압력 저하에 따른 유량감소가 5.56 m<sup>3</sup>/s 일 때 운전상태를 해석하였으며, Table 7은 해석결과이다. Table 7로부터 알 수 있는 것처럼, Table 6과 비교해 볼 때 펌프 흡입구 압력이 8.83 Pa 정도가 저하된 것을 알

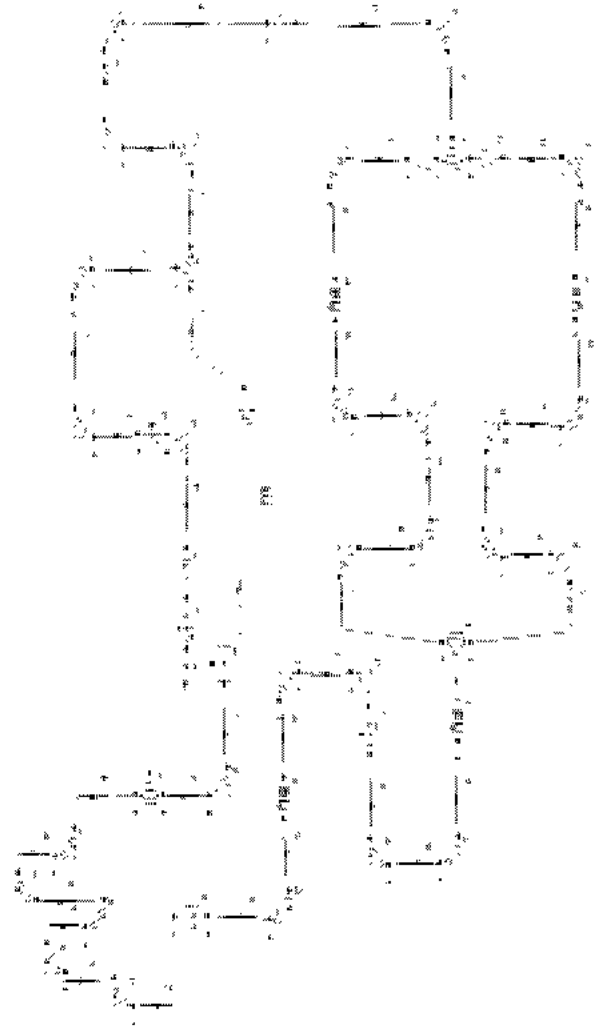


Fig. 9 Oil line modeling of 2-1 bearing lubricating pump

수 있으며, 이로 인해 펌프 토출구의 압력 또한 저하되어 펌프의 유량이 감소되었다는 것을 확인할 수 있다.

Table 7 Analytic result of the operating condition for 5.56 m<sup>3</sup>/s drop

Item	Analytic result
Pump outlet pressure	$0.92 \times 10^{-3}$ Pa
Lubricating oil feed HDR pressure	$0.89 \times 10^{-3}$ Pa
Pump inlet pressure	$-0.008 \times 10^{-3}$ Pa
Flow amount of the bearing supply lubricating oil	55.15 m <sup>3</sup> /s
Total circulated lubrication oil flow amount	68.72 m <sup>3</sup> /s

#### 4. 결 론

유탄유 공급펌프의 유량감소 원인을 밝히기 위한 펌프 유량 해석결과 2호기 No.1의 발전기 베어링 유탄유 공급 펌프의 유량이 1호기 No.1, No.2 및 2호기 No.2에 비해 약  $5.6 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ 가 적게 나타남을 알 수 있었으며, 이 유량의 차이로 인해 펌프의 유탄유 공급 라인의 유탄유 온도가 상승했었던 것으로 보고, 유량차이에 대한 원인 및 대책을 마련하기 위해 펌프에 대한 성능분석을 실시한 결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 베어링 유탄유 공급계통의 유량편차 발생원인은 펌프의 성능저하로 인한 흡입구 압력강화로 판단되었다.
2. 배관형상에 따른 요인은 성능분석 프로그램을 통한 모델링 해석결과 매우 영향이 적다는 것을 알 수 있었다.
3. 배관길이 축소에 의한 유량증가는 펌프 토출구 압력 강하에 큰 영향을 미치지 않는다는 것을 확인할 수 있었다.

#### 참 고 문 헌

1. L. L. Vasiliev "Heat Pipe Technology", Begell House, pp. 181~184, 1993
2. E. Ginzel and M. Hoff, "Further Development in Ultrasonic Inspection of Pipeline Girth Welds", Vol. 3, No. 06, 1996
3. J. T. McMullan and R. Morgan, "Heat Pumps", Adam Hilger, pp. 119~123, 1981
4. 황원호, 박상국, 정희돈, 장경영, "초음파 가스 유량계 개발과 활용", 비파괴검사학회지, 제22권, 제3호, pp. 246~253, 2002
5. L. C. Lynnworth, "Ultrasonic Measurement for Process Control", Academic Press, 1989
6. M. White, "Fluid Mechanics" pp. 147~339, 1986
7. 안신영, "유체기계", 회중당, pp. 168~173, 1989
8. M. Steve, "Flowmaster 6.1", Flowmaster International Inc., pp.12~215, 2000