論文 7-2-5

수중모우터펌프의 軸推力 低減에 관한 硏究
Reducing the Axial Thrust of the Submersible Motor Pump

정 명 진* 갈 원 모* 이 영 자*
Myeong-Jin Jeong Won-Mo Kal Young-Ja Lee

ABSTRACT

The submersible motor pump could have much more merits than the general pump such as higher exhaustion head, narrower installation place, lower noise due to operating in the water and so on.

But, so far, hydraulic mechanism of the axial thrust at impeller was not analysed quantitatively and so it is very difficult to solve the occuring problems.

Therefore, in this study, we aimed to minimize the axial thrust acting on thrust bearing of submersible motor pump through the analysis of hydraulic mechanism of thrust and design rivision of impeller.

Test carried out on the pump with an impeller 92mm in diameter, 6 balacing holes 10mm in diameter, showed the thrust is reduced by about 86% at the normal operating point.

1. 서 론

펌프는 모든 산업에 광범위하게 이용되고 있으며, 산업계의 설비투자에 비례하여 그 수요 또한 증가추세를 보이고 있고, 산업의 고도화, 다양화에 따라, 펌프도 역시 내구성, 신뢰성 향상 등 안전성 확립과 기능에 대한 새로운 욕구에 맞추어 기술개발이 추진되고 있다.

한편, 수중모우터펌프는 종래의 육상펌프의 가장 큰 단점인 한정된 흡입양정이 없고 토출양정을 높일 수 있으며, 설치장소를 넓게 차지하지 않고 펌프와 모우터가 수중에서 작동하기 때문에 소음발생이 거의 없는 등 많은 장점을 갖고 있어 세계적으로 그 수요가 증가하고 있다.[1-4] 그러나, 육상펌프는 펌프본체가 지상에 있으므로 이송액체와 펌프외면이 직접 접촉하지 않는 구조로 되어있는 반면, 수중모우터펌프는 이송유체와 펌프 및 모우터의 외면이 직접 접촉하여 작동되므로, 신뢰성, 내구성 등 펌프에 요구되는 기술수준은 높다. 그럼에도 불구하고 국내의 경우, 그 제조역사가 짧고,

* 正會員 : 서울보건전문대 산업안전과

수작업에 의한 제조공정이 많은 중소기업형 제품으로서, 제조업체 대부분이 영세중소업체이므로, 연구개발보다는 모방생산 및 판매에 급급한 실정으로써 제품의 품질수준의 향상속도가 매우 느린 실정이다.

특히, 수중모우터펌프의 신뢰성 및 내구성을 향상시키는 과제로서는 베어링의 고하중화, 케이싱의 밀봉, 배선부의 절연기술 등이 요구되고 있으며, 이들 기술의 미비시 사용중 운전중지 및 인양, 수리에 따른 손실이 매우 크게 된다. 이중 우물의 심층화, 고양정화에 따른 발생 축추력이 크게 되고, 이에 대응하여 축추력의 저감 및 스러스트 베어링의 고하중화가 시급한 과제로 대두되고 있으며, 외국의 경우 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.[5-7]

따라서, 본 연구에서는 수중모우터펌프의 고장중 스러스트 베어링 파손에 의한 고장빈도를 조사하고, 스러스트 베어링 파손원인이 되는 축추력의 저감을 위하여, 기존 국산 수중모우터펌프의 발생축추력을 측정하고, 축추력의 저감을 위하여 육상펌프에서는 널리 채용되고 있는 바란싱 홀을 뚫는 방법을[8-9] 채택하여 실제 실험을 통하여 그 효과를 확인하고자 하였다.

2. 스러스트 베어링의 파손

2.1 스러스트 베어링의 파손비율

table 1은 국내 수중모우터펌프업체중 하나인 H사를 대상으로 1년간(1990.1.4−1990.12.31) 사용자의 수리요청에 의하여 수리한 제품의 총수량과 이중 스러스트 베어링의 파손에 의한 고장으로 인하여 수리한 제품의 수량을 조사하여 그 수리비율을 나타낸 것이다.

Table 1 The destruction ratio of thrust bearing

capacity(HP)	5	7.5	10	15	20	25	30	40	50	75	계
total	60	55	81	76	73	26	33	21	12	8	445
destruction	3	5	3	7	4	4	5	6	5	2	44
%	8.3	9.0	3.7	9.2	5.5	15.4	15.2	28.6	41.7	25.0	9.9

위 Table에서 보면 스러스트 베어링의 파괴에 의한 고장으로 수리를 한 대수는 전체수리 대수의 약 10%를 점유하고 있으며, 대체로 펌프용량이 클수록 그 점유비율이 높으며 25HP이상에서는 점유비율이 15−42%로서 대단히 높아지고 있다. 이는 대용량의 펌프일수록 대체로 토출양정과 토출량이 크게 되고 이에 따라 발생 축추력도 커지는 것에 기인하는 것으로 추측된다. 결국 펌프가 대형화됨에 따라 축추력에 의한 스러스트 베어링의 파손문제는 더욱 심각해지고, 이에 따라 축추력의 저감법과 스러스트 베어링의 고하중화가 요구된다 하겠다.

2.2 축추력발생기구

축추력은 임펠러의 전면측벽과 후면측벽에 작용하는 정압의 차와 유체가 임펠러에 유입할 때의 운동량의 변화에 의해 발생하며, 그 크기는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Tb=(A_2-A_S)\left[Hv-\frac{1}{8}\frac{(U_2^2-U_S^2)}{2g}\right]\gamma \quad (1)$$

$$Tbi=(A_2-A_1)\frac{Hv}{2}\gamma \quad (2)$$

$$T=Tb-Tbi \quad (3)$$

여기서, T : 축추력(kg)

Tb : 임펠러 후면에 작용하는 축추력(kg)

Tbi : 임펠러 전면에 작용하는 축추력(kg)

Hv : 펌프 전양정(m)

A_2 : 임펠러 외주까지의 정면면적(cm^2)

A_1 : 임펠러 익근입구까지의 정면면적(cm^2)

A_S : 임펠러 보스부의 정면면적(cm^2)

U_2 : 임펠러 외경의 주속도(m/s)

U_S : 임펠러 보스부의 주속도(m/s)

위 식에서 알 수 있드시 축추력을 저감하기 위하여

서는 임펠러 전면과 후면에 작용하는 정압의 차를 줄여야하며, 본 연구에서는 정압의 차를 줄이는 한 방법으로 바란싱 홀을 설치하고자 하며, 바란싱 홀의 설치를 위하여서는 바란싱 홀의 최적 갯수와 직경을 결정할 필요가 있다. 일반적으로 임펠러 후면에 작용하는 축추력이 임펠러 전면에 작용하는 축추력보다 크며, 이는 임펠러 익근직경과 케이싱과 임펠러 보수부와의 틈새의 압력의 차에 의한 것이 주된 요인이라 할 수 있으며, 이러한 관계로부터 다음과 같은 식이 성립할 때 축추력을 최소화할 수 있을 것이라고 예측할 수 있다.

$$n\frac{\pi}{4}d^2 \geq \alpha Dr\pi b \qquad (4)$$

여기서, n : 바란싱 홀 수
d : 바란싱 홀 직경(mm)
α : 상수
Dr : 임펠러 익근입구 직경(mm)
b:케이싱과 임펠러 보스부와의 틈새(mm)

상기식에서 상수 α를 구하기 위하여 실험용 펌프의 실제치수를 대입하여 계산하면 다음과 같다.(단, n=6, Dr=47, b=0.4, d=4,6,8,10,12)

d=4일때 $\alpha \leq 1.3$
d=6일때 $\alpha \leq 2.9$
d=8일때 $\alpha \leq 5.1$
d=10일때 $\alpha \leq 8.0$
d=12일때 $\alpha \leq 11.5$

한편, 여기서 구한 α값중 펌프의 성능에 영향을 미치지 않으며 축추력 저감에 효과가 큰 범위를 결정할 필요가 있으며, 이 값은 실험을 통하여 결정하도록 하였다.

3. 실 험

3.1 실험장치 및 방법

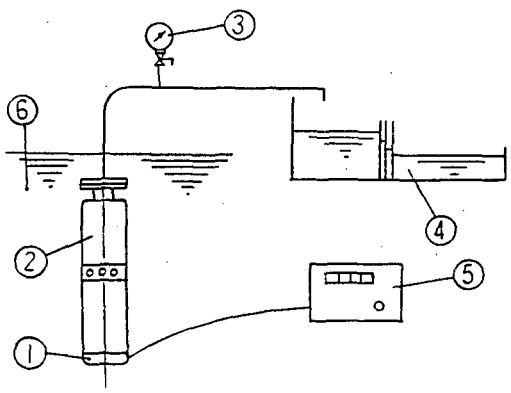
본 실험에 사용된 수중모우터펌프는 15HP 12Stage로 몸통번호 P6이고, 그 주요 스펙은 table 2와 같다.

발생 축추력을 측정하기 위하여, 실험용 펌프의 스러스트 베어링 지지부를 개조하여 여기에 로드셀을 설치하였다. 실험방법으로서는 기존펌프를 개선없이 최저양정에서 최고양정까지 단계적으로 양정을 변화시켜 가면서 토출유량과 발생 축추력을 측정하고, 기존펌프의 임펠러에 각각 직경 4, 6, 8, 10 12mm의 바란싱 홀을 6개씩 각단에 뚫고 단계적으로 양정을 변화시켜 가면서 토출유량과 발생 축추력을 측정하여 비교하였다.

Fig.1은 실험장치의 개략도이다.

Table 2 Specification of submersible motor pump

Items	Specifications
Capacity	15HP
No. of stage	12Stage
Operating point	12kg / cm^2, 0.176m^3 / min
Ns	256
Type	Turbine
Impeller dia.	92mm



① Loadcell
② Submersible motor pump
③ Pressure gage
④ Triangular weir
⑤ Load indicator
⑥ Water tank

Fig. 1 Schematic diagram of experimental equipments

3.2 실험결과 및 고찰

Fig. 2는 바란싱 홀이 축추력에 미치는 영향을 보여주고 있으며, Fig. 3은 바란싱 홀이 토출유량에 미치는 영향을 보여주고 있다.

실험결과에 의하면 바란싱 홀을 설치할 경우 발생 축추력이 현저히 줄어들기 시작하여, 직경 8, 10mm의 바란싱 홀을 설치한 경우에는 기존제품에 비하여 상당량의 축추력의 저감을 보이는 동시에 토출유량에 거의 영향을 미치지 않고 있으나, 직경 12mm의 바란싱 홀을 설치한 경우에는 더욱 축추력이 감소하는 반면, 토출유량의 감소가 심하게 이루어지고 있다. 실험용 펌프의 시방점을 중심으로 비교하여 볼 때 기존제품의 축추력이 173.1kg이었으나 직경 10mm의 바란싱 홀을 설치한 경우에는 축추력이 24.6kg으로 약 86%의 축추력감소를 보였다. 이는 KSB6320에서 규정하고 있는 축추력의 규제치(P6의 경우 85kg)를 만족하는 것으로 기존 제품의 주형등을 바꾸지 않고도 축추력을 저감함으로써 스러스트 베어링의 파괴문제를 크게 개선할 수 있을 것으로 기대된다. 따라서, 터어빈형 임펠러의 경우 각단에 6개의 바란싱 홀을 뚫을 때 8-10mm정도의 직경을 갖도록 하는 것이 바람직하다는 것을 알 수 있다. 한편, 실험결과에 의하면 바란싱 홀의 직경을 결정하기 위하여 유도한 식(4)의 상수 α는 5에서 8사이가 적당하다고 판단된다.

즉, 터어빈형 임펠러를 사용하는 수중모우터펌프의 축추력 저감을 위하여 바란싱 홀을 설치할 경우 식(4)는 다음과 같이 되며, 이 식은 바란싱 홀의 설치시 그 갯수 및 직경을 결정하는 데 매우 유용하게 사용될 수 있으리라 기대된다.

$$n \frac{\pi}{4} d^2 \geq (5-8)\, Dr\, \pi\, b$$

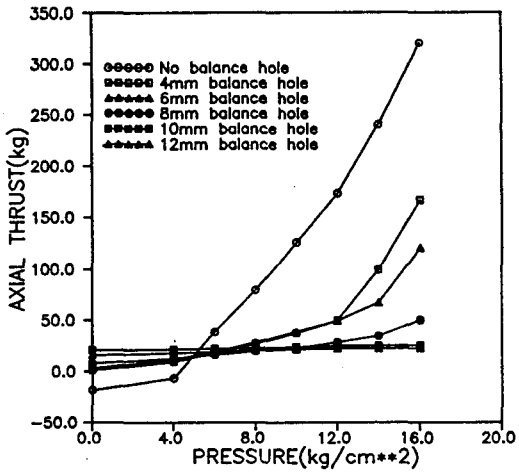


Fig. 2 Head and axial thrust

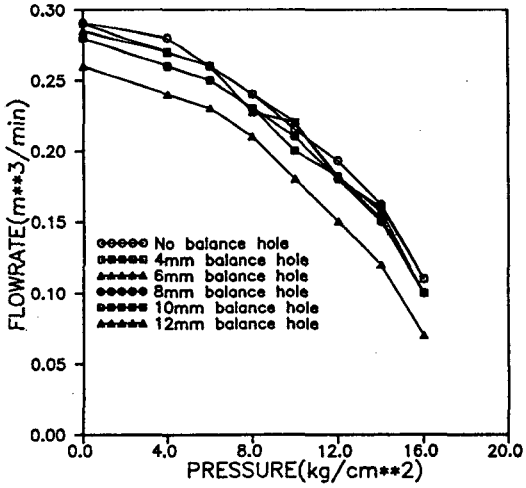


Fig. 3 Head and flowrate

4. 결 론

수중모우터펌프의 스러스트베어링에 의한 고장빈도를 조사하고, 축추력의 저감을 위하여 바란싱 홀을 채택하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 수중모우터펌프의 고장중 스러스트베어링의 파괴에 의한 비율은 약 10%이며, 펌프 용량이 대용량화 될수록 그 점유비율이 커졌다.

2) 수중모우터펌프에 바란싱 홀을 채택함으로서 시방점에서 토출유량의 큰 감소없이 약 86%의 축추력 감소효과를 얻었다.

3) 바란싱 홀의 갯수와 직경을 결정하기 위하여 유

도된 식은 수중모우터펌프의 토출유량에 큰 영향을 미치지 않으면서 축추력을 저감시키는 데 매우 유용하리라 기대된다.

參考文獻

1. 日本의 펌프산업(上), 機械技術, 7, pp.201－203, 1990
2. 日本의 펌프산업(下), 機械技術, 8, pp.206－208, 1990
3. 丁明鎭, 黃圭源, "産業用 펌프의 性能評價에 관한 硏究", 科學技術處硏究報告書, 3, pp.28－39, 1984
4. 久保田康志, "サブマージドポンプ", 産業機械, No.455, pp.42－45, 1988
5. 山本作衛, 德光淸典, "水中電動機の水潤滑スラスト軸受", 三菱電機技報, Vol.55, No.9, pp.28－31; 1981
6. J.J.JACOBS, "Selecting Bearing Materials For Vertical Pumps", PLANT ENGINEERING, pp.53-55, January, 1987
7. T.IINO, H.SATO, "Hydraulic Axial Thrust in Multistage Centrifugal Pumps", ASME, pp.1－8, December, 1978
8. 河在賢, 孫炳鎭, 流體機械, 大學圖書, pp.104－110, 1981
9. 近藤正道, ポンプ, 産業圖書, pp.9－12, 1979
10. 機械圖集, ポンプ, 日本機械學會, 1979
11. 깊은우물용수중모우터펌프, KSB6320, 한국공업표준협회
12. 펌프 토출량 측정방법, KSB6302, 한국공업표준협회
13. James F.Lea, William J.Powers, "ESP Teardown Inspection", PETROLEUM ENGINEER International, pp.54-55, September, 1984
14. Robert C.Cherry, "Analyzing Low Flow in Vertical Turbine Pumps", PLANT ENGINEERING, pp.50-52, April, 1987