

광물자원 개발을 위한 사류형펌프 설계

윤치호*, 김영주, 이동길, 박용찬, 권석기

1. 서론

양광시스템은 집광장치에 의해 집광된 망간단괴를 해저와 해면을 연결하는 양광관에 의해 해수를 모체로 하여 권상하는 시스템으로 집광시스템과 더불어 심해저 망간단괴 개발의 성패를 좌우하는 중요한 요소이다. Fig. 1의 양광시스템은 수력펌핑양광시스템 (Hydraulic pumping system) 또는 공기양광시스템 (Air lifting system)의 펌핑시스템, 버퍼시스템 (Buffer system), 유연관시스템 (Flexible hose system)을 통합한 시스템으로 구성된다⁽¹⁾. 양광시스템의 원활한 운영과 돌발 상황에 대처하기 위한 양광운영시스템과 각 구성 시스템 간의 상호연계성을 구현하기 위한 통합시스템은 양광시스템 구현을 위해 반드시 요구된다. 양광시스템에서의 최적 운용기술을 확보하기 위해서는 단괴흐름의 최적화 및 최적운용조건을 찾아내고 양광시스템 내에서의 불분명한 유동현상을 규명해야 한다. 이는 양광시스템의 가장 핵심적인 장치인 양광펌프의 설계 및 운영뿐만 아니라 양광시스템 전체의 안정성 평가에 매우 중요하다⁽²⁾.

본 연구의 최종 목표는 수심 5,000m에서 망간단괴를 끌어올리는 양광시스템을 개발하는 것이지만, 우선 2008년 예정된 근해역 채광시험의 전산유동해석은 양광펌프가 설치된 유연관의 길이를 60m와 100m로 설정하고 장거리 유연관에서의 혼합물 유동특성을 파악하였다

2. 수치해석 적용

채광용 펌프의 설계 및 성능 예측을 위하여 본 연구에서는 수치해석을 적용하여 성능을 예측하였다. 해

석에 사용된 방법으로 지배방정식의 이산화는 SIMPLE에 기반한 PISO기법을 사용하였으며, 난류모델은 표준 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하였다. 또한 해석대상이 되는 채광용 펌프의 경우 망간 단괴가 혼합된 물을 흡입하기 때문에 작동유체로는 물과 망간단괴가 정해진 체적 비율로 혼합되어 있는 다상액체로 가정하였으며, 이를 해석하기 위하여 서로 다른 물질에 대한 이송에 대한 Eulerian Equation을 적용하였다. 해석에 사용된 유체는 모두 비압축성 유동으로, 상호 질량교환은 없다고 가정하였다^{(3), (4)}.

본 연구의 수치해석적 접근에 있어서 열유동은 고려하지 않았다.

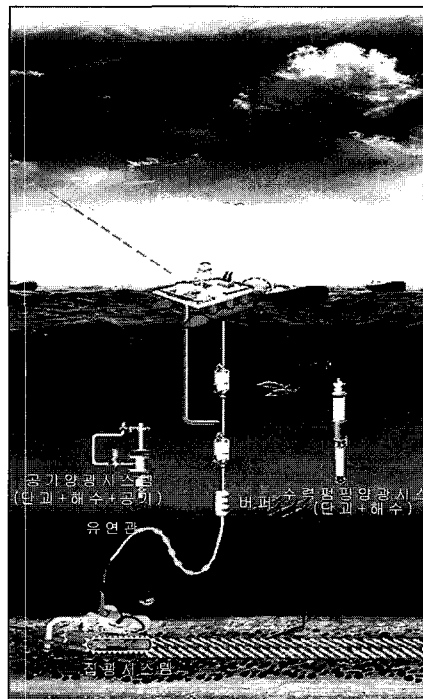


Fig. 1 심해저 통합채광시험 모식도

* 한국지질자원연구원, 지반안전연구부
E-mail : ych@kigam.re.kr

2.1 지배방정식

다상 중 하나인 q의 체적비는 식 (1)의 연속방정식에 의하여 구해진다.

$$\frac{1}{\rho_{rq}} \left(\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_p \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_q \vec{v}_q) = \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{pr}) \right) \quad (1)$$

여기서 ρ_{rq} 는 각 상의 표준 밀도 혹은 q상의 체적평균값이다.

q상의 운동량은 식 (2)와 같다⁽⁵⁾.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_p \rho_q \vec{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_q \vec{v}_q \vec{v}_q) = & -\alpha_q \nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau}_q + \alpha_p \rho_q \vec{g} + \\ & \sum_{p=1}^n (K_{pq} (\vec{v}_p - \vec{v}_q) + \dot{m}_{pq} \vec{v}_p - \dot{m}_{qp} \vec{v}_q) + \quad (2) \\ & (\vec{F}_q + \vec{F}_{lift} + \vec{F}_{vm}) \end{aligned}$$

여기서 \vec{g} 는 중력가속도이며 $\vec{\tau}_q$ 는 q상의 stress-strain tensor값이다. 또한 \vec{F}_q 는 외부 작용힘이며, \vec{F}_{lift} 는 부상력, \vec{F}_{vm} 는 가상의 질량힘으로 각각 아래와 같이 구해진다.

$$\vec{F}_{lift} = -0.5 \rho_q \alpha_p (\vec{v}_q - \vec{v}_p) \times (\nabla \times \vec{v}_q) \quad (3)$$

$$\vec{F}_{vm} = 0.5 \alpha_p \rho_q \left(\frac{d_q \vec{v}_q}{dt} - \frac{d_p \vec{v}_p}{dt} \right) \quad (4)$$

식 (2)에 표시된 K_{pq} 는 고체 (p)와 액체 (q)의 두 상에 대한 Fluid-Solid Exchange Coefficient값으로 식 (5)와 같다.

$$K_{pq} = \frac{\alpha_p \rho_p f}{\tau_p} \quad (5)$$

여기서 $\tau_p = \frac{\rho_p d_p^2}{18 \mu_q}$ 으로 표현된다.

식 (5)의 f 값은 항력계수로서 Syamlal-O'Brien 모델을 적용하여 식 (6)으로 계산하였으며, 여기에 사용된 항력계수 C_D 값은 Dalla Valle에 의하여 유도된 식 (7)을 적용하였다.

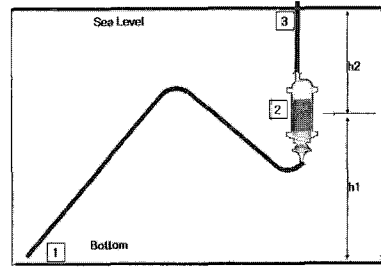


Fig. 2 체광 시스템 개략도

$$f = \frac{c_D Re_s \alpha_q}{24 v_{rp}^2} \quad (6)$$

$$C_D = \left(0.63 + \frac{4.8}{\sqrt{Re_s / v_{rp}}} \right)^2 \quad (7)$$

고체입자의 레이놀즈수는 다음과 같다.

$$Re_p = \frac{\rho_q d_p |\vec{v}_p - \vec{v}_q|}{\mu_q} \quad (8)$$

2.2 해석 형상

본 해석에서 펌프는 수심이 30m인 물속에서 바닥에서 10m인 지점에 설치된다. 펌프의 흡입 유연관의 길이는 약 60m이고 펌프에서 흡입구까지의 수평방향 거리는 약 52m이다. 펌프의 상부에 부착되는 토출 유연관은 수직방향으로 설치되며 길이는 약 20m이다. 흡입과 토출 유연관은 내경은 100mm이며 유연관의 설치 형상은 Fig. 2과 같다.

펌프는 총 높이가 약 2m이며 2개의 로터와 2개의 스테이터를 가지고 있는 단단 펌프로서 로터의 날개수는 6개, 스테이터의 날개 수는 5개로 구성되어 있다. 펌프의 상단에는 2개의 로터를 구동하기 위한 모터가 설치되며 2개의 로터는 모터와 1개의 샤프트로 연결되어 동일한 회전수로 작동한다. 로터와 스테이터의 날개 방향은 서로 반대방향으로 로터는 백워드 커브이고 스테이터는 포워드 커브를 형성한다. Fig. 3은 해석에 사용된 펌프의 형상을 나타낸다.

본 해석에 사용된 격자(셀)는 4면체와 6면체 격자로 총 160만개이다. 유연관은 가늘고 긴 형태이기 때문에 벽면에서의 마찰 손실을 좀더 정확히 계산하기 위해서 벽면에 격자를 밀집시키는 경계층 격자 생성 기법을

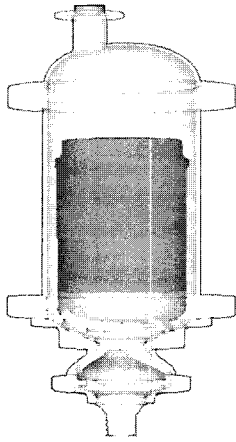


Fig. 3 펌프의 형상

적용하였다. 펌프의 내부는 로터 스테이터가 2단으로 조합된 복잡한 형상이므로 4면체 격자를 이용하여 격자계를 구성하였다. Fig. 4는 로터와 스테이터 유동 단면의 격자를 나타낸다.

해석에 사용된 작동유체는 물이며, 온도는 상온인 20℃로 가정하였다. 고체 입자의 밀도는 2,150 kg/m³이다. 고체 입자의 체적비 0%, 10%, 20%에 대하여 해석을 수행하였다. 고체 입자와 유체와의 열은 해석에서 고려하지 않았으며, 모두 동일한 온도를 가지고 있다고 가정하였다.

2.3 경계조건 및 물성치

펌프 및 유연관의 성능을 분석하기 위해서 유연관 흡입부에 속도조건을 부여하였으며, 펌프 상단 유연관

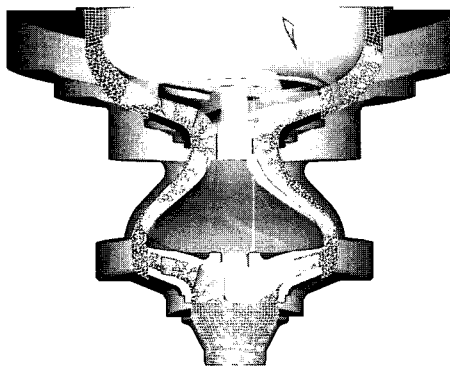


Fig. 4 펌프 단면의 해석 격자 형상

Table 1 CFD 해석 경우의 수

Case	망간단괴 혼합비(%)	유량 (CMM)
1	0	1.00
2	0	1.50
3	0	2.32
4	10	2.32
5	20	2.32

출구에는 압력조건을 부여하였다. 이때 펌프 로터의 회전수는 1,750 rpm이며 로터의 회전 효과는 로터 유동 영역에 Moving Reference Frame 기법을 적용하여 정상상태로 계산하였다. 난류조건으로 흡입부의 난류 강도를 5%로 설정하였으며, 벽면에 과도한 밀집격자를 방지하기 위하여 벽조건 (wall function)을 부여하였다. 모든 벽면은 no-slip 조건이며, 벽면의 거칠기는 모두 동일하다고 가정하였다. 이산화 기법으로 대류항은 2차 정확도를 가지는 상류차분법을 사용하였으며, 압력항의 경우 중앙차분법을 적용하여 정확도를 높였다. 망간 단괴의 밀도는 2,150 kg/m³이며 망간 단괴의 알갱이 크기는 약 10~100 μm로 가정하였다. 해석 변수로는 펌프의 작동 회전수가 1,750 rpm로 일정한 경우에 대하여 펌핑 유량 (1.00~2.32 CMM) 및 망간단괴의 혼합비 (0%~20%)에 대하여 해석을 수행하였다. Table 1은 해석 경우의 수를 나타낸다.

3. 수치해석 결과

Figures 5와 6은 각각 유량이 1 CMM이고 혼합비가 0%인 경우 펌프 내부의 전압력 (total pressure) 분포

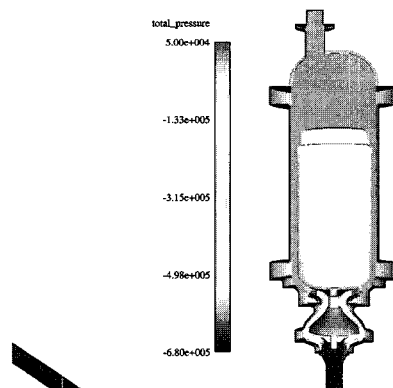


Fig. 5 펌프내부의 압력 분포(1CMM, 혼합비 0%, 1,750rpm)

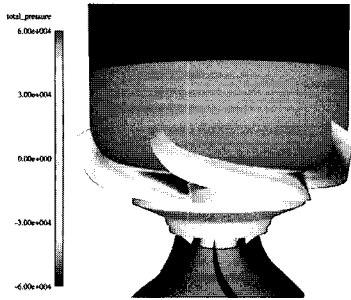


Fig. 6 2단 스테이터 면에서의 전압분포 (pa, 1CMM, 1,750 rpm)

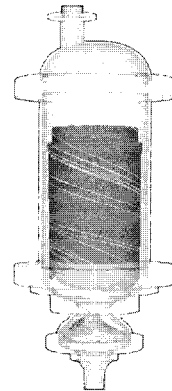


Fig. 7 Pump 내부의 유동 path-line (1 CMM, 1,750 rpm)

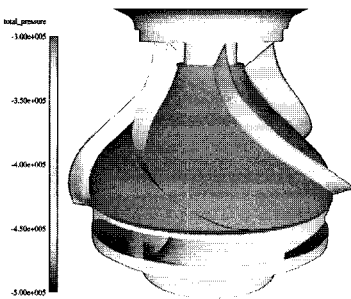


Fig. 8 1단 스테이터 면에서의 전압분포 (pa, 1CMM, 1,750 rpm)

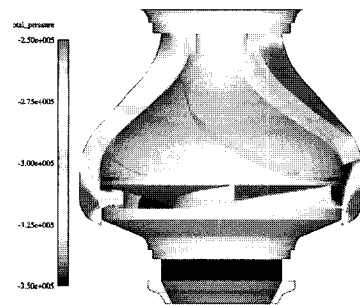


Fig. 9 1단 스테이터 수직단면에서의 전압분포 (pa, 1CMM, 1,750 rpm)

및 속도분포를 나타낸다. 입구 측 전압이 약 6.5×10^5 이고 출구 측 전압은 약 9.7×10^4 으로 전압력상승은 약 7.5×10^5 정도 발생한다. 이 값은 Head로 약 67m를 나타낸다.

펌프 내부의 유로를 보면 스테이터에서 토출된 유동이 모터와 케이싱 사이의 간극을 통하여 흐르는 것을 알 수 있으며, 속도분포를 보면 모터와 케이싱 간극의 속도 분포가 일정하지 않음을 볼 수 있다. 이는 로터를 통과한 유동이 관성에 의하여 스테이터의 바깥쪽으로 이동하는 경향을 보이기 때문이다.

Figure 7은 펌프내부의 유동 path-line을 나타낸다. 로터에서 생성된 강한 회전 유동이 스테이터를 지나서 펌프의 출구에까지 나타남을 볼 수 있다. 이와 같은 회전유동이 강하게 발생한다는 것은 스테이터가 유동의 운동에너지를 압력에너지로 충분히 변화시키지 못했음을 의미하며, 따라서 이로 인한 손실이 발생하는 것을 나타낸다. 각 스테이터로 인한 손실을 파악해 보기 위하여 각 단의 스테이터에 대한 전압분포 선도를

Figs. 8~11에 나타내었다. 먼저 1단 스테이터의 스테이터 면에 대한 전압분포를 나타낸 Fig. 8을 살펴보면 반경방향으로 스테이터의 바깥쪽 면에서 전압이 크게 나타나는 반면 중심축에 가까운 허브면을 따라서는 전압이 감소했음을 알 수 있다. 이는 원심현의 토출유동 방향이 반경방향이기 때문에 이에 대한 원심력으로 바깥쪽이 높게 나타나면서 중심축 근처에서 박리 및 와류로 인한 손실이 발생하기 때문이다. 반경방향으로의 유속차이를 고려하여 스테이터의 각도를 조절할 경우 이러한 손실을 줄일 수 있을 것으로 판단된다.

Figure 9는 1단 로터와 스테이터 부분의 수직 단면에 대한 전압선도를 나타낸 것이다. 이를 살펴보면 1단 로터를 통과하여 상승된 전압이 로터 후단의 벽면에 부딪히면서 상당부분 손실로 사라지는 것을 확인할 수 있다. 즉 1단 로터 후단의 유로가 수직으로 형성됨으로 인하여 로터 통과 유동이 급격한 압력손실을 가져오고 있는 것이다. 여기서 발생하는 압력손실 크기는 앞서 언급한 스테이터에서의 압력손실에 비하여 더

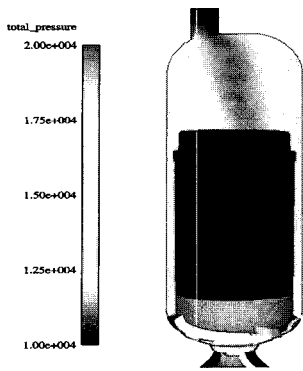


Fig. 10 2단 스테이터 수직단면에서의 전압분포 (pa, CMM, 1,750 rpm)

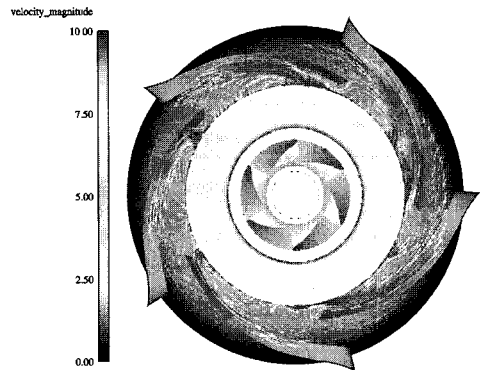


Fig. 12 2단 로터에 대한 수평단면 속도벡터 및 선도 (m/s, 1 CMM, 1,750 rpm)

크게 발생하고 있어 펌프의 주요 손실부위임을 확인할 수 있다.

수직으로 형성된 유로를 통과한 후 스테이터로 유동이 유입된 1단 스테이터와는 달리 로터의 토출유동이 그대로 스테이터로 유입되는 2단 스테이터 날개면의 경우 로터의 토출 유동의 형태로 인하여 바깥쪽 면에서의 전압이 크게 나타나며, 안쪽면 즉 로터의 허브 면 쪽에서는 전압이 매우 낮게 나타나고 있다. 이 구간에서는 로터의 토출유동이 원활히 이동되고 있지 않으며, 2차유동과 같은 손실이 크게 발생을 하고 있다. 2차 스테이터 영역에서 발생하고 있는 손실은 대부분 이 구간에서 발생하고 있음을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 7에서 언급한 바와 같이 2차 스테이터를 통과한 유동이 회전성분을 여전히 크게 가지고 있고 모터 후단에 급한 확대 영역이 있기 때문에 이로 인한 손실도 상당부분 발생하고 있음을 Fig. 11에서 확인할 수 있

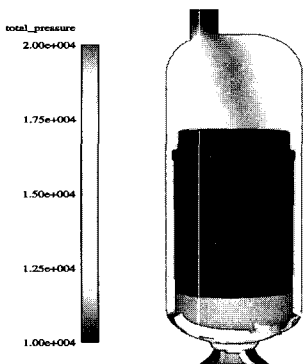


Fig. 11 2단 스테이터 수직단면에서의 전압분포 (pa, 1 CMM, 1,750 rpm)

다. 그러나 모터 후단에서 발생하는 손실은 1단 로터 후단부와 1, 2단 스테이터부에서 발생하는 손실에 비하여 그 크기가 작게 나타나고 있다. 따라서 현재 펌프의 성능 개선을 위해서는 1단 로터 후단의 직각으로 변하는 유로와 각 스테이터의 형상 및 수량을 최적화하는 것이 필요할 것으로 판단된다.

Figure 12는 2단 로터의 토출유동에 대한 속도 벡터를 표시한 것이다. 로터를 통과한 유동이 스테이터에 의하여 유도되어 확산되는 형상을 보이고 있으나, 일부 구간에서는 스테이터와 스테이터 사이를 통과하는 유동이 관찰된다. 이는 로터와 스테이터 사이의 거리가 다소 떨어져 있기 때문에 발생하는 현상으로 판단된다. 실제의 경우 로터가 회전하면서 이 영향이 줄어들어 있는데 비하여 현재 해석의 경우 Moving Reference Frame 기법을 적용함으로써 인한 한계로 기인하여 다소 과장되어 나타난 경향이 있다. 그러나 이러한 유동형

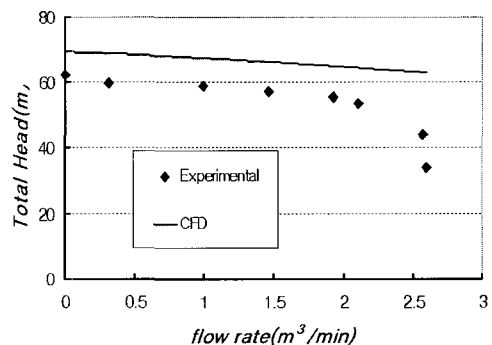


Fig. 13 유량에 대한 펌프의 성능 곡선 (혼합비 0%, 1,750 rpm)

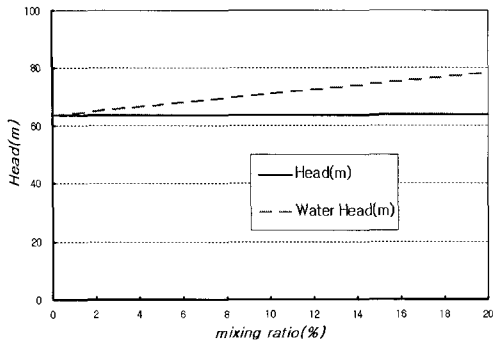


Fig. 14 망간단괴 혼합비에 대한 성능 곡선 (2.32 CMM, 1,750 rpm)

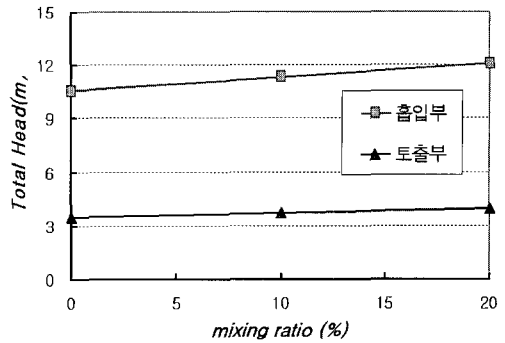


Fig. 16 혼합비 따른 유연관 손실곡선 (2.32 CMM, 1,750 rpm)

태로 인하여 2단 스테이터에서 손실이 크게 발생하고 있기 때문에 이에 대한 적절한 재설계가 필요할 것으로 판단된다.

Figure 13은 혼합비가 0%인 경우 pump의 성능을 수치 해석한 결과와 실험 결과를 비교한 그래프이다. 수치해석 결과가 실험결과에 비해서 유량이 0~2 CMM인 구간에서는 실험값에 비해서 약 13% 정도 높게 예측되었다. 그러나 유량이 2 CMM 이상인 영역에서는 실험 결과에서 펌프의 성능이 급격히 감소하는데 비하여 수치해석 결과는 약간의 성능저하로만 예측하기 때문에 실험값과의 오차가 약 30%로 크게 나타난다. 이 구간은 pump에서 스톨이 발생하여 더 이상 유량이 증가하지 않는 영역이다. 펌프의 이러한 작동영역의 유동형태가 매우 복잡하고 민감하기 때문에 수치해석을 통하여 예측하기에 매우 어려운 구간으로 수치해석 결과를 신뢰할 수 없으므로 최대 유량을 2.32 CMM으로 한정하여 계산을 수행하였다.

Figure 14는 유량이 2.32 CMM이고 회전수가 1,750 rpm인 경우 망간단괴의 혼합비가 0%, 10%, 20%인 경우

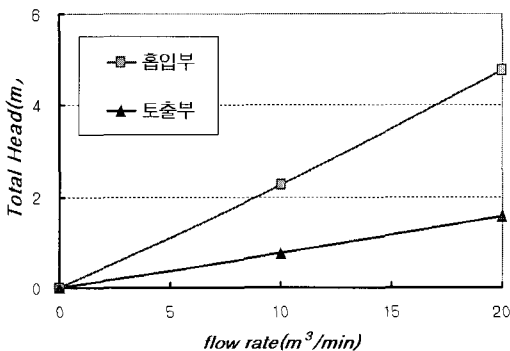


Fig. 15 유량에 따른 유연관 손실곡선 (혼합비 0%, 1,750 rpm)

펌프의 성능을 나타낸다. 망간 단괴의 혼합비에 따라서 물의 밀도가 변하기 때문에 펌프의 전압상승에 대해서 물의 밀도를 기준으로 계산한 water Head와 혼합액의 밀도를 기준으로 계산한 Head로 나타냈다. 혼합비가 높아짐에 따라 water Head는 선형적으로 증가하나 혼합수의 Head는 일정한 값을 나타낸다. 이러한 이유는 혼합비가 높아짐에 따라 작동 유체의 밀도가 높아지나, 펌프가 동일 rpm으로 작동할 경우 유량저하는 작기 때문에 혼합수의 Head는 일정하게 표현되는 것이다. 그러나 물에 대한 수두로 나타낼 경우 작동 유체의 밀도가 상승했기 때문에 Head가 높아지게 된다. 실제로 유량은 동일하더라도 밀도 증가로 인하여 로터에 작용하는 Load는 크게 증가하게 된다.

Figure 15는 혼합비가 0%이고 유량이 1.0~2.32 CMM인 경우 유연관에서 발생하는 손실을 water Head로 나타낸 것이다. 흡입부 및 토출부 모두 유량증가에 대하여 선형적인 차압손실을 보이고 있다. 유량 2.32 CMM에 대하여 혼합비에 대한 차압손실을 Fig. 16에 나타내었다. 혼합비가 커지면서 차압손실이 증가하고 있으며, 특히 길이가 긴 흡입부에서 그 변화가 크게 나타나고 있다. 그러나 유량에 따른 손실변화보다는 그 크기가 작게 나타나고 있으며, 따라서 적절한 펌프의 작동유량을 결정하는 것이 중요할 것으로 판단된다.

Hydraulic gradient는 유연관에서 발생하는 총 손실 수두를 관 길이로 나눈 값이다. Fig. 17은 혼합비가 0인 경우 Reynolds 수에 따른 Hydraulic Gradient를 나타낸다. 그래프에서 Reynolds수가 0~ 4.98×10^5 인 범위에서 Hydraulic Gradient는 0~0.176까지 Reynolds 수의 제곱에 비례하여 증가하는 경향을 나타낸다. Fig. 18은 유연관 유속이 5 m/s인 경우 혼합농도에 따른 Hydraulic Gradient (mAq/m)를 나타낸 것이다. 농도

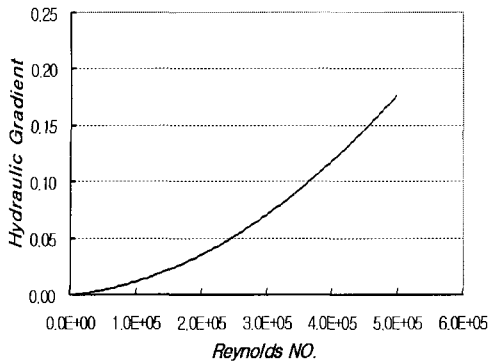


Fig. 17 Re수에 따른 단위 길이 당 손실 수두 (Hydraulic Gradient)

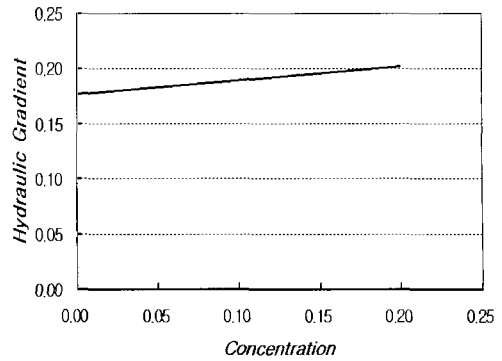


Fig. 18 혼합농도에 따른 단위 길이 당 손실 수두 (Hydraulic Gradient)

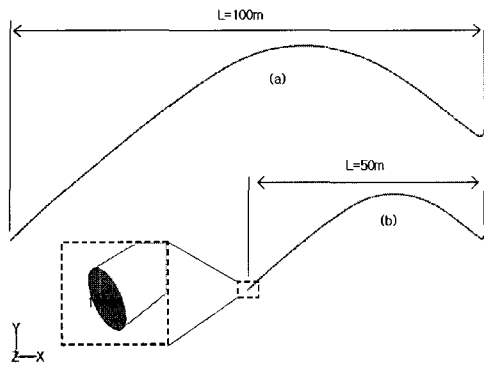


Fig. 19 유연관의 형상

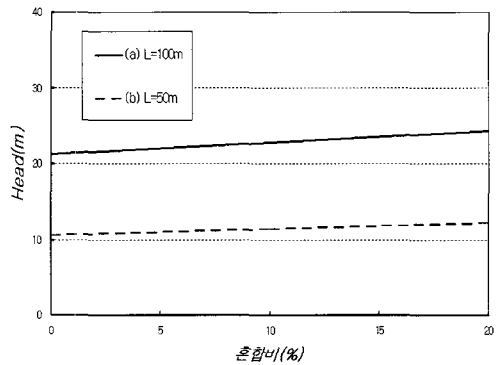


Fig. 20 유연관 길이에 따른 압력 손실

가 0~0.2일 때 Hydraulic Gradient는 0.176~0.201까지 선형적으로 증가하는 경향을 나타낸다.

Figure 19는 유연관의 형상을 나타낸다. 유연관의 내경은 100 mm이며 유연관 (a)는 해저면에서의 수평 거리가 100 m이고 (b)는 50 m이다. Fig. 20은 압력 손실이 유연관의 길이에 선형적으로 비례하는 것을 나타낸다. 또한 망간 단피의 혼합비에 대하여도 선형적인 증가를 나타내고 있다.

4. 결론

1. 혼합비가 0%인 양광 펌프를 수치 해석한 결과 유량이 0~2 CMM 영역에서는 실험값에 비하여 성능이 약 13% 정도 높게 예측되었다.
2. 펌프의 유량이 2 CMM 이상인 영역에서는 실험결과에서는 펌핑 성능이 급격히 감소하는데 반하여 수치해석에서는 완만히 감소하여 실험값 보다 30% 이상 높게 예측되었다.
3. 현재 설계된 양광 펌프에서 모터와 케이싱 사이에

서 강한 회전유동이 발생하여 유동손실이 발생됨을 예측하였다.

4. 유연관에서 Hydraulic gradient는 Reynolds수의 제곱에 비례하는 경향을 나타낸다.
5. 망간 단피의 입경이 100 μm 이하인 경우, 유연관에서 Hydraulic gradient는 혼합농도에 따라 선형적으로 증가하는 경향을 나타낸다.
6. 망간 단피의 입경이 20 mm 정도로 큰 경우에는 연속체가 아닌 개별의 입자로서의 움직임을 해석해야 하기 때문에 현재 사용하는 해석 프로그램 (Fluent 6.2)으로는 해석이 불가능하다.

사 사

본 연구는 해양수산부 해양수산연구개발사업의 연구과제인 “심해저 광물자원 양광시스템 개발연구”의 일환으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 윤치호 외, “심해저 광물자원 개발 보고서 3권,” 2006, CRPM32100-1782-5, 해양수산부.
- (2) 윤치호 외, “심해저 광물자원 개발 보고서 3권,” 2005, CRPM26800-1685-5, 해양수산부.
- (3) Launder, B.E. and Spalding, D.B., “Lectures in Mathematical Models of Turbulence,” 1972, Academic Press, London, England.
- (4) Drew, D.A. and Lahey, R.T., “In Particulate Two-Phase Flow,” 1993, Butterworth-Heinemann, Boston, pp. 506~566.
- (5) Ding, J. and Gidaspow, D., “A Bubbling Fluidization Model Using Kinetic Theory of Granular Flow,” AICHE J. Vol. 36, 4, pp. 523~538, 1990.