

안강망 어로 시스템 동력장치의 통합화 설계 - 유압동력을 사용한 동력장치의 통합 -

문덕홍 · 양주호 · 이일영 · 양주원*

부경대학교, *풍원기계

(1998년 12월 7일 접수)

Design of Unification of Power Device of Stow-Net Fishing System

- Unification of Power Device by Hydraulic Power -

Deok Hong Moon, Joo Ho Yang, Ill Yeong Lee and Joo Won Yang*

Pukyong National University, *Poong Won Machine Shop

(Received December 7, 1998)

Abstract

Our status of off-shore stow-net fishery is in face with many difficult problems ; the lack of fisherman by evading the 3-D occupation, the safety accident by unskilled crew and old type fishing system.

In order to solve those problems, it is necessary to save the man power and ensure the safety of fishing work by the effective utilization of power and automatization of fishing gear system. This consists of the side drum driven by main engine, the net hauler, the bow and stern capstan, jib crane etc.

Therefore, we suggest the design on unification of power device of fishing gear system as follows ; (1) fishing system by uni-hydraulic power and (2) fishing system by electric motor and electro-hydraulic power.

서 론

안강망 어업의 어획량은 우리나라 전체 연근해 어업 생산량의 15%(1994년도 기준)정도를 차지하며, 전국의 안강망 어선 규모는 800여 척으로, 67,900 여톤에 달한다. 이와 같이 안강망 어업이 우리나라 연근해 어업에서 중요한 비중을 차지하고 있음에도 불구하고, 안강망 어로 시스템은 생인력화 및 자동화의 면에서 여러 가지 개선되어야 할 문제점들을 안고 있다". 안강망 어선의 어로장비 가

운데서 우선적으로 동력화, 자동화되어야 할 부분은 양망장치, 사이드 드럼(일명 사이드 룰러), 선수부 캡스턴, 선미부 캡스턴이며, 이 이외에도 만약 설비가 된다면 인력절감에 크게 기여할 수 있는 시설로는 닻 및 어획물 취급용 크레인이 있다.

기존의 안강망 어선에서 위에서 나열한 어로용 시설들을 전부 동력화한 예는 찾아볼 수 없으며, 부분적으로 동력화하여 사용하고 있는 것이 일반적이다. 종래의 안강망 어선에서 어로장치의 일부를 동력화할 때는 선박내 전 동력 계통의 최적화

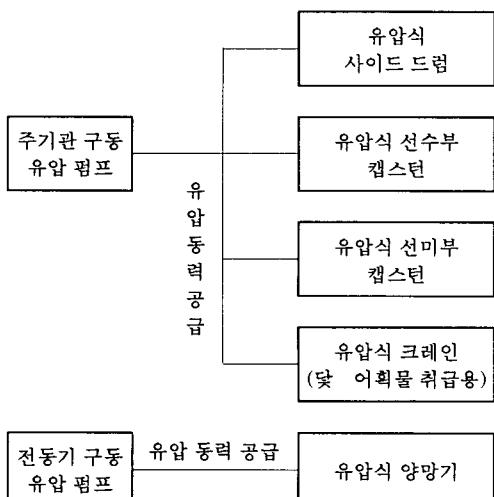
를 고려하여 설계하기보다는 추가로 설비되는 장치의 원활한 구동만을 고려하여 설계하는 경우가 많아서 동력발생장치 및 동력전달장치가 중복화되고, 시설비가 고가로 되며, 경우에 따라서는 작업 안전성의 확보가 어려운 점 등의 문제점들이 많았다. 저자들은 안강망 어선이 안고 있는 상기의 문제점들을 해소하기 위한 기술개발을 위하여, 농림수산부가 지원하는 농림수산 특정 연구과제의 하나로 “안강망 어로 시스템 자동화”에 관한 연구²⁾를 수행하였다.

저자들이 수행한 연구에서는 안강망 어선에서 사용되는 여러 가지 어로장비들을 모두 동력화하는 경우를 고려하고, 각각의 어로 장비들에서 소요되는 동력발생장치 및 동력전달장치를 공유화(共 有化)함으로써, 시설비용을 절감시키고, 생인력화 및 작업 안전성을 더욱 향상시킬 수 있는 몇 가지 형태의 어로시스템 동력장치 통합화 설계안을 제안하였다.

저자들이 제안한 설계안은 (1) 전(全) 유압식 동력장치 설계안과 (2) 전동기 및 전동(電動) 유압식 동력장치 설계안이며, 본 논문에서는 전자의 전 유압식 동력장치 설계안에 대하여 상세히 기술하고자 한다.

어로시스템의 구성 및 부하 용량평가

1. 시스템의 구성



본 연구에서 제안하는 전 유압식 동력장치 설계안을 블록선도로 표시하면 상기와 같다. 이 시스템은 블록 선도에 표시된 바와 같이, 주기관으로 구동되는 유압펌프로부터의 압력유를 사이드 드럼 구동용 유압 모터, 선수부 캡스턴 및 선미부 캡스턴 구동용 유압 모터, 크레인 구동용 유압 모터 및 유압 실린더로 공급함으로써, 이들 어로장비들을 공동의 유압 펌프로 구동시키는 것이 특징이다. 유압식 양망기 구동을 위하여 별도의 전동기 구동식 유압 동력원을 설비한 것은 양망기가 다른 장비에 비하여 소요 동력이 10 kW미만으로 소용량이어서 별도로 분리시키는 것이 주기관 구동 유압 펌프에서의 에너지 효율을 높이기에 유리하기 때문이다.

2. 주요 어로 장비의 부하용량

기존의 안강망 어선에서 사용되던 어로 장비들을 동력화, 자동화하려 할 때, 가장 먼저 조사해야 할 사항이 각 장비들의 부하용량(인장력, 인장 속도)이다. 부하용량의 평가를 위해서는 대상 장비 운전시의 인장력, 인장 속도의 최대치를 계측하면 되겠으나, 몇 가지 장비의 경우는 계측이 매우 곤란한 것이 현실이다.

예를 들면, 사이드 드럼의 최대 부하는 해저(海底)에 설치된 안강망 어구 설치용 닻을 회수할 때 발생한다. 이 때의 최대 인장력은 닻이 설치된 해저의 지질(地質), 닻의 설치 각도 등에 따라 달라지며, 닻 인양 작업 도중에 선박에 심한 파랑이 작용할 때는 순간적으로 과도한 인장력이 작용하기도 한다. 따라서, 정해진 중량물을 정해진 속도로 인양하는 육상용 원치와는 달리 부하의 크기를 정확히 산정하기가 쉽지 않다. 본 연구에서는 기존 안강망 어선에서의 어로 장비 운전 과정에서 관찰되는 여러 가지 물리적인 현상과 기존 선박에 동력화한 장비를 적용했을 때의 시운전 성능 평가결과 등을 기초 자료로 하여 아래와 같이 각종 어로 장비의 부하용량을 평가하였다.

가. 사이드 드럼의 부하용량

(1) 사이드 드럼의 회전속도 : 요구되는 로프 인장속도가 $1m/s$, 사이드 드럼의 직경 $0.32m$, 로프 직경 $22mm$ 를 고려하면 사이드 드럼 회전속도는

약 60 rpm으로 계산된다.

(2) 사이드 드럼의 인장력

위에서 지적한 바와 같이 사이드 드럼의 소요 인장력은 어장의 환경 등에 따라서 크게 달라질 수 있으므로 정량적인 평가가 어려우며, 여기서는 아래와 같이 기존 선박에서 관찰되는 물리적 상황으로부터 소요 인장력 최고치를 평가한다.

① 주기관 PTO(power take off) 기어 전달 동력으로부터의 평가

Fig. 1과 같이 기존 안강망 어선에서는 「주기관 → PTO 기어 → V 벨트 → 감속기(worm 기어식) → 사이드 드럼 축」의 경로를 거쳐 사이드 드럼을 구동하고 있다. 기존 안강망 어선에서 널리 사용되는 PTO 기어로는 TWIN DISC社의 KT19M twin disc 제품으로서, 1500 rpm에서의 정격 전달 마력이 233 PS이다. 이 PTO 기어가 사이드 드럼에 과도한 부하 작용시에 손상(파손)되는 경우가 보고되고 있다. 안강망 어선 사이드 드럼 작동시의 주기관 속도는 통상 900 rpm이며, 이 때의 최대 전달 마력은 비례적으로 139 PS으로 구해진다. 이때 사이드 드럼 최대 인장력은 아래와 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} L &= T_d \cdot \omega_d = \frac{W_d \cdot r_d \cdot 2\pi N_d}{60} \\ &= 139 \times 75 \text{ kgf} \cdot m/s \\ &= W_d \cdot 0.171 \cdot \frac{2\pi \times 60}{60} \text{ kgf} \cdot m/s \end{aligned}$$

여기서 L 은 동력(PS), T_d 는 토크(kgf · m), ω_d 는 드럼 각속도(rad/s), W_d 는 인장력(kgf), r_d 는 드럼 반

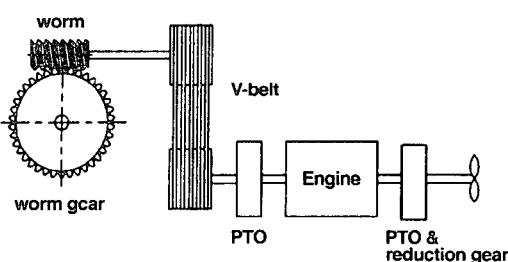


Fig. 1. Power transmission for driving side drum by main engine through PTO gear and V-belt.

경(m), N_d 는 드럼 회전속도(rpm)를 나타낸다. 따라서, 최대 인장력 $W_d = 9707.8 \text{ kgf}$ 로 구해진다.

위의 계산에서는 동력 전달 효율을 100%로 간주했으며, 이는 동력 전달 계통에서 PTO 기어 이후의 계통이 순간적으로 거의 정지에 이르게 되었을 때에는 손실동력이 정상적인 회전시의 손실동력에 비하여 매우 작아질 수 있다는 가정에 의한 것이다.

실제로 PTO 기어가 파손되는 경우는 PTO 기어 자체가 어느 정도 노후화된 이후에 발생하는 일이 많으며, 따라서 PTO 기어가 신품에 비하여 최대 전달 토크가 80% 정도로 낮아져 있다고 가정할 때의 와이어 로프에 걸리는 최대인장력은 7.77 tonf 정도로 평가된다.

② V 벨트 전달동력으로부터의 평가

기존 안강망 어선에서 주기관 연동으로 사이드 드럼을 구동하는 경우, 주기관 출력축 PTO 기어와 감속기(worm 기어) 사이에 V 벨트를 설치하여 동력을 전달하는 것이 일반적이며, 여기에 사용되는 V 벨트는 C형으로, 5가닥의 형태로 주로 사용되고 있다. C형 V 벨트의 정격 전달 마력은 폴리 직경 300mm, 벨트 주속도 20 m/s인 경우에 1가닥당 12 마력 정도이며³⁾, 따라서 5가닥이면 정격 전달 마력은 60 PS 정도이다. 사이드 드럼에 과도한 부하가 가해지면 먼저 드럼 회전속도가 강하하게 되는데, 이는 주기관 회전속도 강하와 V 벨트에서의 슬립에 의하여 발생한다. 사이드 드럼에 가해진 순간적인 과부하로 V벨트에서 슬립이 발생하기 시작할 때의 사이드 드럼 회전속도를 20 rpm, 월 기어 감속기의 동력 전달 효율을 60%, V 벨트의 전달 동력은 60 PS로 유지된다고 가정했을 때 사이드 드럼에서의 인장력은 다음과 같이 구해진다.

$$\begin{aligned} L &= T_d \omega_d \frac{1}{\eta_r} \\ &= W_d r_d \frac{2\pi N_d}{60} \frac{1}{\eta_r} \\ &= 60 \times 75 \text{ kgf} \cdot m/s \\ &= W_d \times 0.171 \times \frac{2\pi \times 20}{60} \times \frac{1}{0.6} \text{ kgf} \cdot m/s \end{aligned}$$

여기서, η_r 은 감속 기어의 동력 전달 효율을 나타낸다. 따라서, 와이어 로프에 걸리는 최대 인장력

력 $W_d = 7543 \text{ kgf} \cdot m$ 로 구해진다.

이상 ①, ②의 평가 결과로부터 사이드 드럼 소요 마력을 7.5 ton으로 평가하며, 이후의 사이드 드럼 설계 과정에서는 이 값을 최대 인장력으로 사용하기로 한다.

③ 실선 확인 실험

위의 ①, ②의 과정에서 설명한 바와 같은 검토 결과를 토대로 하여 사이드 드럼 최대 인장력을 7.5 ton으로 평가하고, 이를 기준으로 실제 안강 망 어선에 본 연구에서 제안한 유압 구동식 사이드 드럼을 시공하였다. 대상 선박은 전북 군산시 안강망 수협 소속 제 7금성호(JN35 - 9564010) [선주 : 김왕순]로서, 총톤수 97 tonf, 주기관 출력 560 PS, 발전기 출력 190 kVA였다.

사이드 드럼(신규 시공)은 주기관 구동 유압펌프(Danison社 vane type, 200 cc/rev)로부터의 유압 동력으로 Sumitomo社의 피스톤식 유압 모터를 구동시켜 동력을 얻고, 이를 1단(증속비 : 6/1) 증속후 다시 감속(감속비 : 1/17)시켜 구동하였다. 이 사이드 드럼의 설계치는 최대 인장력 7.5 tonf, 회전 속도 60 rpm이다.

이상과 같이 '97.3월에 사이드 드럼을 실선에 장착하여 '97년 12월 말까지 9개월 이상의 해상 조업을 통하여 사이드 드럼의 동력 용량을 평가하였으며, 실선 실험에서 동력의 부족이나 기타 운전 성능상의 하자가 전혀 없음을 확인하였다²⁾.

나. 선수부/선미부 캡스턴 부하용량

기존 선박에서 선수부 캡스턴 또는 선미부 캡스턴을 동력화한 예는 혼하여, 이 때의 구동 방식은 유압식과 전동기식이 있다.

유압식인 경우는 대개 구동장치로서 성형모터 750~1500 cc/rev를 사용하는 경우가 많으며, 펌프는 주기관으로 구동되는 정용량형 베인펌프 200 cc/rev, 그리고 감속비 1/3의 평기어 감속기를 사용하는 것이 일반적이다. 캡스턴에서 요구되는 회전속도는 60 rpm 정도이다.

전동기식인 경우는 6극, 200 V, 22 kW 전동기 와 감속비 1/20의 헬리컬식 3단 감속기를 사용한 것이 다수 조사되었다 [시공사 : 풍원기계/군산시 소재].

위의 2가지 방식 가운데서 전동기 방식인 경우의 정격 인장력은 감속기의 동력 전달 효율을 83%로 고려할 때 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} L_m &= T_d \cdot \omega_d \cdot \frac{1}{\eta_r} \\ &= W_d \cdot 0.171 \times \frac{2\pi N_d}{60} \cdot \frac{1}{\eta_r} \\ &= 22 \times 102 \text{ kgf} \cdot m/s \\ &= W_d \cdot 0.171 \times \frac{2\pi \times 60}{60} \cdot \frac{1}{0.83} \text{ kgf} \cdot m/s \end{aligned}$$

위 식으로부터 캡스턴의 인장력 W_d 은 다음과 같이 구해진다.

$$W_d = 1734 \text{ kgf}$$

유압방식인 경우는 시스템 운전 도중의 압력 계측치를 구하기가 곤란하여 정확한 평가가 곤란하였으나, 전동기 방식[이 방식도 안강망 어선에서 출력부족 등의 하자 없이 사용중임]에서의 부하 크기를 고려할 때 유압 방식에서는 부하를 다소 과대 평가한 경향이 보인다.

따라서, 본 연구에서는 선수부 및 선미부 캡스턴의 와이어 로프에 걸리는 최대 인장력을 1.75 tonf으로 평가하기로 한다.

다. 크레인의 부하용량

기존의 안강망 어선에 닻 및 어획물 취급용 크레인이 설치된 예는 찾아볼 수 없지만, 만약 적절한 용량의 크레인이 설치된다면 닻 인양 작업, 어획물 인양 작업이 매우 손쉽게 이루어져서 이로 작업의 생력화 및 인력절감에 크게 기여할 것으로 기대된다. 안강망 어선용 크레인에 대한 대표적 치수, 소요 부하용량을 안강망 어선에서의 크레인 설치 환경, 닻 및 어획물의 중량 등을 고려하여 아래와 같이 평가, 산정하였다^{2), 4)}.

① 크레인의 가동부 팔의 길이 : 8 m

② 크레인의 가동부 선회부 (slewing gear) : 피니언의 회전속도는 3.4 rpm, 피니언 소요토크는 432.9 kgf · m, 피니언 감속기의 감속비는 1/60로 정하였다.

③ 크레인의 원치 : 원치 드럼의 회전속도는 21.2 rpm, 원치 감속기의 감속비는 1/90, 원치 드

럼의 직경은 450 mm(평균치), 원치의 중량을 인양속도는 15 m/min (와이어 감는 속도는 30 m/min, 2 wires), 원치의 인장력은 5 tonf(이때 와이어에 가해지는 인장력은 2.5 tonf으로 정하였다.

전유압식 안강망 어로시스템 동력장치의 설계

1. 사이드 드럼

가. 부하 및 드럼의 사양

사이드 드럼의 정격 부하 즉, 정격 인장력은 실선에서의 어로 작업시 해저에 설치된 닻의 발출에 소요되는 힘으로서, 닻의 자중 뿐만 아니라 해저의 지질(地質) 등에 따라 차이가 나므로 정확하게 산정하기가 쉽지 않은 요소이다. 본 연구에서는 앞의 제2.2절에서 설명한 바와 같이 기준 선박에서의 닻 중량, 기준 선박의 사이드 드럼 인장력 평가, 실선 실험 결과를 근거로 하여 정격 인장력을 7.5 tonf으로 평가하였다.

드럼 및 로프의 직경은 기준 선박에서 많이 사용되고 있는 치수를 채택하였다. 드럼 회전 속도는, 닻 발출 작업시는 30 rpm, 정상적인 로프 권양시는 60 rpm으로 산정하였다. 이상의 조건하에서 드럼 소요 토크 T_d , 드럼의 출력 L_d 등을 계산하여 아래에 나타내었다.

- 정격인장력 F : 7.5 tonf,
 - 유효 드럼 직경 D_d : 342 mm (드럼 직경 320 mm + 로프 직경 22mm),
 - 드럼 소요 토크 T_d : $T_d = F \times \frac{D_d}{2}$
- $$= 7,500 \times \frac{0.342}{2} = 1,282.5 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

- 드럼 회전 속도 N_d : 30 rpm(닻 발출 작업시, 로프속도: 32.2 m/min) 및 60 rpm(정상적인 로프 권양 작업시의 로프 속도 64.4 m/min) · 감속기 동력 전달 효율 η_r : 0.9

- 드럼의 출력 L_d :

$$L_d = T_d \cdot \omega = \frac{T_d \times 2\pi N_d}{75 \times 60}$$

$$= \frac{1282.5 \times 2\pi \times 30}{75 \times 60} = 53.7 \text{ PS}$$

나. 유압 모터의 용량

위에서 산정한 부하 조건 및 드럼 치수를 고려하여 감속기의 감속비 ε , 유압 모터 소요 토크 T_m , 유압 모터 회전 속도를 구하기로 한다.

먼저, 감속기의 감속비는 동력 전달 효율이 비교적 우수한 평기어를 1단 감속할 때를 고려하여 아래와 같이 산정하였다.

- 모터 소요 토크 T_m :

$$T_m = T_d \times \varepsilon \times \frac{1}{\eta_r} = 1282.5 \times \varepsilon \times \frac{1}{0.90}$$

$$= 407.1 \text{ kgf} \cdot \text{m} (\varepsilon = 1/3.5 \text{ 일때})$$

- 모터 회전 속도 N_m :

$$N_m = N_d \times (1/\varepsilon) = (30 \sim 60) \times (1/\varepsilon)$$

$$= 105 \sim 210 \text{ rpm} (\varepsilon = 1/3.5 \text{ 일때})$$

유압 모터의 용량은 위의 계산에서 구해진 유압 모터의 출력 토크, 회전 속도를 만족시키는 최소 용량의 것으로 결정하면 되겠으며, 어선에 적용하기에 유리한 국산 기기로서 제일유압(주), 성형 모터 JRT-1500을 선정한다^{6),7)}.

유압 모터로서 JRT-1500을 선정했을 때의 유압 모터 소요 압력(ΔP_m), 소요 유량(Q_m) 및 소요 유체 동력(L_m)을 계산하면 아래와 같다^{6),7)}.

$$\Delta P_m = \frac{200\pi \cdot T_m}{q_{mth} \cdot \eta_m}$$

$$= \frac{200\pi \times T_m}{1507 \times 0.88} = 192.8 \text{ kgf/cm}^2$$

$$(\varepsilon = 1/3.5, T_m = 407.1 \text{ kgf} \cdot \text{m} \text{일때})$$

$$Q_m = \frac{q_{mth} \cdot N_m}{100 \cdot \eta_v}$$

$$Q_m (\text{대용량인 경우}) = \frac{1507 \times N_m}{1000 \times 0.93}$$

$$= 170.1 \text{ l/min} (\varepsilon = 1/3.5, N_m = 105 \text{ rpm})$$

$$Q_m (\text{소용량인 경우}) = \frac{753 \times N_m}{1000 \times 0.93}$$

$$= 170.1 \text{ l/min} (\varepsilon = 1/3.5, N_m = 210 \text{ rpm})$$

$$L_m = \Delta P_m \cdot Q_m \\ = \frac{192.8 \times 104 \times 170.1 \times 10^{-3}}{75 \times 60} = 72.8 \text{ PS}$$

다. 사이드 드럼의 출력 토크
먼저, 유압 모터 정격 출력 토크 T_m 을 구하면 아래와 같다.

$$T_m = \frac{\Delta P_m \cdot q_{mth} \cdot \eta_m}{200\pi} \\ = \frac{210 \cdot 1507 \cdot 0.88}{200\pi} = 443.5 \text{ kgf} \cdot m \\ (\Delta P_m = 210 \text{ kgf/cm}^2 \text{ 일 때})$$

최대 출력 토크는 $527.98 \text{ kgf} \cdot m$ ($\Delta P_m = 250 \text{ kgf/cm}^2$ 일 때)이 된다.

따라서, 사이드 드럼 정격 출력 토크 T_d 는 아래와 같이 구해진다.

$$T_d = \frac{T_m}{\varepsilon/\eta_r} = \frac{443.5}{\varepsilon/0.9} = 139.70 \text{ kgf} \cdot m \\ (\varepsilon = 1/3.5 \text{ 일 때})$$

여기서 η_r 은 감속기의 동력 전달 효율이다.

라. 사이드 드럼의 인장력

사이드 드럼의 와이어 로프에 걸 수 있는 정격 인장력 F 는 다음과 같이 구해진다.

$$F = \frac{T_d}{D_d/2} = \frac{1397.0}{0.342/2} = 8169.6 \text{ kgf} \\ (\varepsilon = 1/3.5 \text{ 일 때})$$

2. 선수부 및 선미부 캡스턴

가. 부하 및 드럼의 사양

선수부 및 선미부 캡스턴의 정격 부하 즉, 정격 인장력은 앞의 「제2.2절」에서 설명한 바와 같이 기존 선박에서의 소요 인장력으로부터 1.75 tonf 으로 평가하였다. 또한, 캡스턴 및 로프의 치수도 기존 선박에서 많이 사용되고 있는 치수를 채택하였다. 즉, 인장력 $F = 1.75 \text{ tonf}$, 유효 드럼 직경 $D_d = 0.342 \text{ m}$ 를 고려하여 드럼 소요 토크 T_d 를 구하면 아래와 같다.

$$T_d = F \times \frac{D_d}{2} = 1750 \times \frac{0.342}{2} \\ = 299.25 \text{ kgf} \cdot m$$

또한, 드럼 회전 속도 $N_d = 60 \text{ rpm}$ 를 고려하여 드럼의 출력 L_d 를 계산하면 다음과 같다.

$$L_d = T_d \times \omega = \frac{T_d \times 2\pi N_d}{75 \times 60} = \frac{299.25 \times 2\pi \times 60}{75 \times 60} \\ = 25.1 \text{ PS}$$

나. 유압 모터의 용량

위에서 산정한 부하 조건 및 드럼 치수를 고려하여 유압 모터의 소요 토크 T_m , 유압 모터 회전 속도 N_m 을 다음과 같이 구하였다. 여기서도 감속기로는 평기어 1단 감속기(감속비 $\varepsilon = 1/2$)를 채택하였다.

$$T_m = T_d \times \varepsilon \times \frac{1}{\eta_r} = 299.25 \times \frac{1}{2} \times \frac{1}{0.90} \\ = 166.25 \text{ kgf} \cdot m$$

$$N_m = N_d \times 1/\varepsilon = 60 \times 1/1/2 \\ = 120 \text{ rpm}$$

상기의 유압 모터 소요 토크, 회전 속도를 만족시키는 국산 기기로서 JRC - 750 유압 모터를 선정한다⁵⁾.

유압 모터로서 JRC - 750을 선정했을 때의 유압 모터 소요 압력 ΔP_m , 소요 유량 Q_m 을 계산하면 아래와 같다.

$$\Delta P_m = \frac{200\pi \cdot T_m}{q_{mth} \cdot \eta_m} = \frac{200\pi \times 166.25}{748 \times 0.88} \\ = 158.6 \text{ kgf/cm}^2 (\varepsilon = 1/2 \text{ 일 때})$$

$$Q_m = \frac{q_{mth} \cdot N_m}{1000 \cdot \eta_v} = \frac{748 \times 120}{1000 \times 0.93} \\ = 96.5 \text{ l/min} (\varepsilon = 1/2 \text{ 일 때})$$

선수부 캡스턴과 선미부 캡스턴은 그물 양망시 및 투망시에 동시에 사용하게 되는 어로 장비이며, 양측 캡스턴 구동용 유압 모터의 용량은 동일 하므로, 이들 캡스턴 구동에 필요한 총합 소요 유량 및 총합 소요 유체 동력은 다음과 같다.

$$Q_m \times 2 = 193.0 \text{ l/min} (\varepsilon = 1/2 \text{ 일 때})$$

$$\begin{aligned} L_m &= \Delta P_m \times 2 Q_m \\ &= \frac{158.6 \times 193}{450} = 68.0 \text{ PS} \end{aligned}$$

3. 양망기

유압식 양망기는 크게 나누어 양망용 롤러와 롤러 압하 장치로 구성되며, 이들을 구동하는 유압 모터, 유압 실린더의 부하 사양은 아래와 같다.

가. 롤러 구동 장치

롤러 구동장치의 회전속도 $N_m = 50 \text{ rpm}$, 롤러~모터 사이의 속도비 $\varepsilon : 1/1$ (chain으로 동력 전달), 유압 모터 형식은 피스톤 모터(사판식) $600 \text{ cm}^3/\text{rev}$ (예 : Sumitomo ME 600)으로 선정한다. 실선에서 사용중인 장비의 사양으로부터 모터소요 토크는 $T_m = 110 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ 으로 계산되므로, 이상의 사양들을 사용하여, 유압모터 소요 압력 ΔP_m , 유압모터 소요 유량 Q_m 을 구하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \Delta P_m &= \frac{200\pi \cdot T_m}{q_{mth} \cdot \eta_m} = \frac{200\pi \times 100}{602 \times 0.88} \\ &= 130.4 \text{ kgf/cm}^2 \\ Q_m &= \frac{q_{mth} \cdot N_m}{1000 \cdot \eta_v} = \frac{602 \times 50}{1000 \times 0.94} = 32 \text{ l/min} \end{aligned}$$

또한, 유압 모터 소요동력(유체동력) L_m 은 다음과 같이 계산된다.

$$L_m = \frac{\Delta P \times Q_m}{450} = \frac{130.4 \times 32}{450} = 9.3 \text{ PS}$$

나. 롤러 압하 장치

소요 압력은 100 kgf/cm^2 미만, 소요 유량은 30 l/min 미만(연속적으로 요구되지는 않음)으로 평가된다.

4. 유압식 크레인

유압식 크레인 구동부는 크레인 선회용 모터(slewing motor)부와 중량물 인양용 원치 구동용 모터부로 구성된다. 여기에 사용되는 유압 모터의 사양은 아래와 같다.

가. 선회용 유압 모터 (slewing hyd. motor)

선회용 유압모터의 회전 속도 : 200 rpm ($1/60$ 로 감속하여 크레인 포스트 선회용 피니언 구동), 사용 압력 72.3 kgf/cm^2 , 유압 모터 용량 101 cc/rev , 최고 유량 22.4 l/min 으로 크레인 가동부의 원활한 선회가 가능하다.

이상의 요구 사항을 근거로 하여, Sumitomo 社의 Orbit motor, H-100AA2 [정격사양 : 540 rpm , 90 kgf/cm^2 , 101 cc/rev]를 선정하기로 한다.

나. 원치 구동용 유압 모터

원치 구동용 유압 모터의 회전 속도 1900 rpm ($1/90$ 으로 감속하여 원치 구동), 사용 압력 107 kgf/cm^2 , 유압 모터 용량 65.5 cc/rev , 최고 유량 : 138 l/min 로 크레인의 중량물 인양용 원치의 구동이 가능하다.

이상의 요구 사항을 근거로 하여, Uchida 社의 gear motor, GPM1AOC 63B1F [정격사양 : 175 kgf/cm^2 , $400 \sim 2700 \text{ rpm}$, 40 cc/rev]을 선정하기로 한다.

다. 크레인 암(arm) 상하 이동용 실린더

크레인 암 상하 이동용 실린더의 직경은 헤드(head) 측 220 mm , 로드(rod) 직경 125 mm , 스트로크는 1503 mm , 실린더 속도는 6.14 cm/s [$A_{head} : 379.94 \text{ cm}^2$, $Q = 140 \text{ l/min}$]로 선정한다.

이상의 요구 사양으로부터 실린더로 공급해야 할 유량은 140 l/min 로 구해진다.

라. 방향 변환 밸브

이상의 각종 유압 액추에이터 작동용 방향 변환 밸브로는 Uchida 社, multiple control valve (D-T1)를 선정한다.

5. 유압 회로도

이상 3.1~3.4의 과정에서는 안강망 어로시스템 용 각종 장비들을 유압화(油壓化)에 의하여 모두 동력화하는 경우를 고려하여, 유압 액튜에이터들의 종류, 용량을 결정하였다.

다음 단계로서는, 이들 유압 액튜에이터들이 충분히 소정의 목적을 달성할 수 있으면서도, 시설 비용이 저렴하고, 작업 인력 절감 효과 및 운용시

의 에너지 효율이 우수한 유압회로를 설계할 필요가 있다.

여기서는 앞의 제2.1절에서 설명한 전 유압식 동력장치에 대한 다음 2가지 형태의 유압회로를 제안한다.

가. 액튜에이터 병렬 접속 방식 회로

이 경우는 사이드 드럼, 선수부 및 선미부 캡스턴 구동용 유압모터에 사용하는 밸브들이 모두 센터 블록(center block)형이고, 펌프로는 가변용량형 피스톤 펌프(DFR 레귤레이터, 또는 DR 레귤레이터 채용)를 채택하여 부하 유량이 영(zero)일 경우의 릴리프 밸브를 통한 바이패스 유량이 영(zero)이 되도록 한 것이 특징이다.

이 방식의 유압회로가 갖는 장점을 열거하면 아래와 같다.

① 공통의 펌프로 모든 유압 액튜에이터들을 구동시키면서도 에너지 손실을 최소화 할 수 있다. (특히 DFR 레귤레이터를 사용하면 릴리프 밸브 유량을 항상 0으로 할 수 있다.)

② 공통의 펌프 사용으로 인하여 공간 활용률이 좋아지고, 유압회로를 컴팩트하게 구성할 수 있

다.

한편, 이 방식이 갖는 단점으로는 다음과 같은 것들을 들 수 있다.

③ 비교적 고가의 펌프인 가변용량형 피스톤 펌프를 필요로 한다.

④ 유압 시스템의 초기 설정에 경험이 있는 기술자를 필요로 한다.

⑤ 원동기 기동시에 펌프 출구측에서의 압력 형성에 따른 부하 발생을 피하기 위한 무부하 기구가 필요하다.

이 방식을 사용할 경우 공통의 유압 펌프로부터 공급되는 압력유는 위에서 언급한 3개의 유압 모터를 구동시킴과 동시에, 유압 구동식 크레인, 유압 구동식 양망기까지를 모두 구동시키는 것이 가능하며, 유압 펌프의 구동이 주기관 출력의 일부를 활용하여 이루어지기 때문에 연료비 절감에도 유리한 방식이다.

이 방식의 유압 시스템이 갖는 이상과 같은 장·단점을 고려해 볼 때, 안강망 어선의 전 어로 시스템을 유압 동력에 의하여 동력화하려 할 경우에 가장 적합한 방식임을 알 수 있다.

본 연구에서 제안하는 액튜에이터 병렬 접속형

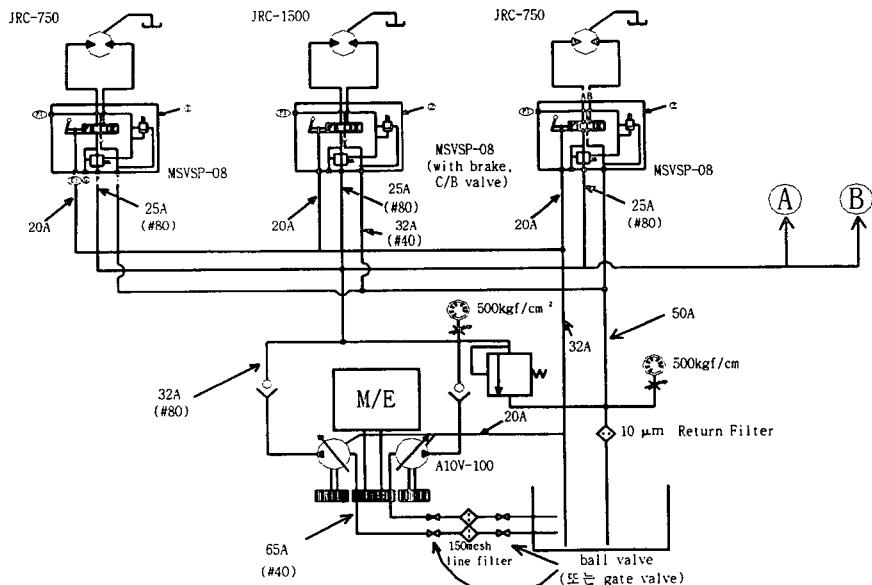


Fig. 2. Hydraulic circuit for the stow-net fishing system(parallel circuit).

안강망 어로 시스템 동력장치의 통합화 설계

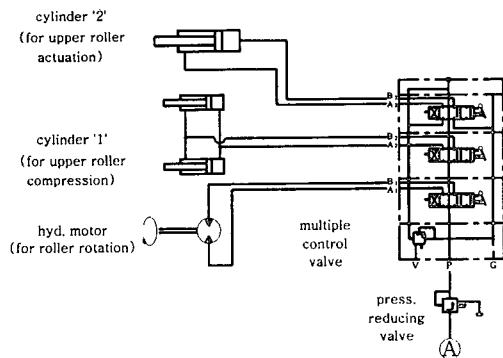


Fig. 3. Hydraulic circuit for net hauler.

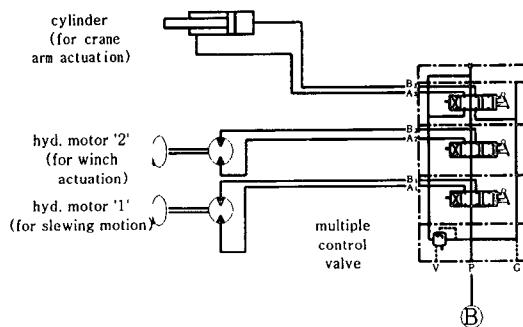


Fig. 4. Hydraulic circuit for crane actuation.

유압회로를 Fig. 2, Fig. 3 및 Fig. 4에 나타낸다.

나. 액튜에이터 직렬 접속형

이 방식에서는 사이드 드럼, 선수부 및 선미부 캡스턴 구동용 유압 모터에 사용하는 밸브들을 센터 바이패스(center by-pass)형으로 선택하고, 펌프로는 정용량형 펌프(예 : 정용량형 고압 베인 펌프)를 2련으로 사용하는 것이 특징이다. 2개 펌프 중 1개로부터의 압력유는 선수부 캡스턴 쪽으로 공급되고, 나머지 1개로부터의 압력유는 선미부 캡스턴 쪽으로 공급되어 각각의 캡스턴을 구동하게 되며, 선수 및 선미부 캡스턴 쪽을 거친 압력유는 합류되어 사이드 드럼 구동용 유압 모터로 공급된다²⁾.

이 방식의 유압회로가 갖는 장점을 열거하면 아래와 같다.

⑦ 구동시킬 액튜에이터들의 요구 유량을 고려하여 회로 구성상의 조합을 잘 해줌에 따라서 에

너지 손실이 적으면서도 시설비가 저렴한 유압 시스템 구성이 가능하다.

⑧ 비교적 저렴한 가격의 정용량형 펌프를 사용할 수 있다.

⑨ 원동기 기동시에 펌프 출구측에 과도한 부하가 걸리는 일이 적다.

또한, 이 방식이 갖는 단점을 열거하면 아래와 같다.

⑩ 정용량형 펌프를 사용하는 관계로, 여러 가지 액튜에이터에 압력유를 공급하는 유압원으로 이를 펌프를 공통적으로 사용할 경우, 해당 액튜에이터의 용량에 따라서 릴리프 밸브를 통하여 바이패스되는 유량이 달라지며, 상당한 에너지 손실이 초래될 수 있다.

⑪ 이 방식의 회로에서 양망기 구동에 필요한 유량은 특히 작으므로, 에너지 효율상의 문제를 고려하여, 별도의 양망기용 전동식 펌프 유닛을 구비하도록 설계하였으며, 이렇게 할 경우 기관실 내의 공간 이용 효율면에서 불리하다.

이 방식에서는 선수부 캡스턴 쪽으로 공급되는 유압 관로에는 유압식 크레인 쪽으로 기름을 공급할 수 있는 다기능 밸브가 있어, 선수부 캡스턴을 사용하지 않을 때는 밸브의 중심을 센터 바이패스(center by-pass)하여 크레인 암 선회용 모터, 크레인 암 상하 작동용 실린더 및 크레인 원치 구동용 유압 실린더로 기름을 공급하는 또 하나의 다기능 밸브가 있다. 다기능 밸브 가운데서 어느 하나의 밸브를 작동시킬 경우 여분의 기름은 릴리프 밸브를 경유하여 탱크로 바이패스된다. 이상의 직렬 접속형 유압 회로가 갖는 특성을 고려할 때, 이 방식의 유압회로는 기존 안강망 어선에서 어로 장비의 부분적 유압 동력화에 활용하기에 적합한 방식임을 알 수 있다.

6. 회로 내 압력 손실의 계산

이상 1~5절의 과정을 통하여 안강망 어로 시스템용 유압 장치의 액튜에이터부, 제어 밸브, 유압 펌프 등을 포함하는 유압 회로를 설계하였다. 이러한 유압 회로에서 사용할 유압 펌프의 용량을 결정하려면 위에서 구한 액튜에이터 구동 소요 압력, 액튜에이터 소요 유량에 부가하여 유압 관로

에서의 압력 손실을 구해 둘 필요가 있다.

유압 관로 내 압력 손실은 위의 3.5에서 제안한 유압 회로 가운데에서, 병렬 회로에 대하여 구하기로 한다. 병렬 회로에서는 공통의 펌프에서 공급되는 유압 동력을 ① 사이드 드럼 구동용 유압 모터, ② 선수 · 선미부 캡스턴 구동용 유압 모터, ③ 양망기 구동용 유압 모터 및 유압 실린더의 구동 장치들을 병렬로 연결시킨 관로계에 공급하게 된다. 이 시스템 내의 유압 구동 장치 가운데서 동력 소요가 큰 장치인 ①, ②의 장치는 동시에 사용하는 일이 없으므로 관로 내에서의 압력 손실 평가는 ①, ② 가운데서 압력 손실이 큰 쪽에 대해서만 평가해 두면 된다. ①, ② 가운데서는 관로의 길이가 긴 ②의 장치에서 더욱 큰 압력 손실이 발생할 것이므로, ②의 관로계에서의 압력 손실을 구하기로 한다.

가. 벨브에서의 압력 손실

예로써, Sumitomo 社 MSVSP size 08 박용 벨브의 경우를 고려하면, 정격 압력 250 kgf/cm^2 , 정격 유량 150 l/min , 배관 치수 (외경) 34.5 mm ($1\frac{1}{4}''$), P → A(B) 경로에서 $\Delta P_{V1}=2.5 \text{ kgf/cm}^2$, A(B) → T 경로에서 $\Delta P_{V2}=1 \text{ kgf/cm}^2$ 이며, 따라서 박용 벨브에서의 압력 손실은 다음과 같이 계산된다²⁾.

$$\Delta P_V = \Delta P_{V1} + \Delta P_{V2} = 3.5 \text{ kgf/cm}^2$$

나. 배관에서의 압력 손실 (관로 내경 : 25 mm)

여기서는 유압펌프로부터 선수부 (또는 선미부) 까지의 유압관로내 관마찰 압력 손실을 평가하기로 한다.

$$V_l = \frac{Q_m \times 10^{-3}}{60} \cdot \frac{4}{\pi \cdot D_l^2}$$

$$= \frac{96.5 \times 10^{-3} \times 4}{60 \times 3.14 \times 0.025^2} = 3.28 \text{ m/s}$$

(단, 선수부 또는 선미부 캡스턴 감속비를 $\epsilon=1/2$ 로 고려함)

$$\text{레이놀즈수 } Re = \frac{V_l \cdot D_l}{\nu} = \frac{3.28 \times 0.025}{60 \times 10^{-6}} = 1367.3$$

(단, 작동유의 동점도는 60 cSt 로 간주함) 관마찰 계수 $\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1367.3} = 0.0468$ 관로의 길이는 압력관로와 기름 회귀관로를 합쳐서 $30m$, 관로상에 90° 엘보가 10개소 있는 것으로 간주할 때, 압력 손실 ΔP_l 은 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta P_l = (\lambda \frac{l}{D_l} + 10\epsilon) \frac{V_l^2}{2 \times 9.8} \gamma$$

$$= (0.0468 \times \frac{30}{0.025} + 10 \times 1.12) \times \frac{3.28^2}{2 \times 9.8} \times 890 = 3.3 \text{ kgf/cm}^2$$

(단, 90° 엘보에서의 손실 계수 ϵ 은 1.12로 고려함)

다. 회로상의 총 압력 손실

총 압력 손실은 다음과 같이 구해진다.

$$\Delta P_p = \Delta P_v + 2 \Delta P_l = 3.5 + 3.3 = 6.8 \text{ kgf/cm}^2$$

7. 유압 펌프의 선정

가. 소요 압력 및 소요 유량의 평가

위의 3.6에서 구한 압력 손실을 고려하여, 안강망 어로시스템용 유압 회로(병렬식)에서의 펌프의 소요 압력을 구하면 아래와 같다.

$$P_p = \Delta P_m + \Delta P_p$$

$$= 192.8 + 6.8 = 199.6 \text{ kgf/cm}^2$$

$$(\epsilon = 1/3.5 \text{ 일 때})$$

다음으로, 펌프의 소요 유량을 구하면 아래와 같다.

① 사이드 드럼 구동시 : $Q_{p1} = 170.1 \text{ l/min}$

$$(\epsilon = 1/3.5)$$

② 선수부 및 선미부 캡스턴 구동시 :

$$Q_{p2} = 193.0 \text{ l/min} (\epsilon = 1/2.0)$$

③ 양망기 구동시 : $Q_{p3} = 32 \text{ l/min}$

④ 크레인 구동시 : $Q_{p4} = 138 \text{ l/min}$

나. 펌프 선정 결과

펌프의 선정시에 위의 각 액튜에이터 ①~④는 동시에 구동하는 것으로는 고려하지 않아도 되며, 사이드 드럼의 감속비, $\epsilon = \frac{1}{3.5}$ 선수 · 선미부 캡스

턴 감속비 $\varepsilon = \frac{1}{2}$ 로 선택할 때의 펌프 용량을 아래와 같이 구해진다.

(1) 주기관 연동 구동식일 경우

주기관 회전속도에 따른 펌프의 행정 용적은 다음과 같이 구해진다.

① 주기관의 회전 속도를 1,500 rpm으로 고려할 때

$$q_{th} = \frac{1000 \cdot Q_p}{N_r \cdot \eta_v} = \frac{1000 \times 193.0}{1500 \times 0.9} = 142.3 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

② 주기관의 회전 속도를 1,300 rpm으로 고려할 때

$$q_{th} = \frac{1000 \times 193.0}{1300 \times 0.9} = 165.0 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

③ 주기관 회전속도를 1100 rpm으로 고려할 때

$$q_{th} = \frac{1000 \times 193.0}{1100 \times 0.9} = 195 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

(2) 발전기 구동 디젤 엔진인 경우(정격 회전속도 : 1750 rpm인 경우)

이 경우는 디젤 엔진의 출력축 한쪽에는 발전기를 연결하고, 다른 한쪽에는 유압펌프를 연결하여 사용하는 경우이다. 이때의 펌프의 행정 용적은 다음과 같이 구해진다.

$$q_{th} = \frac{100 \cdot Q_p}{N_r \cdot \eta_v} = \frac{1000 \times 193.0}{1750 \times 0.9} = 122.5 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

(3) 유압펌프 선정

주기관 연동식, 기관 회전속도 1,300 rpm을 고려하여 Uchida社 A10V-100DFR3RP 8D 펌프 2대를 병렬 운전하는 형태를 고려한다. 이 펌프의 사양은 정격 압력은 250 kgf/cm² (최고압력 315 kgf/cm²), 최고 회전 속도는 2100 rpm, 중량 55 kgf, 행정용적은 0~200 cm³ (0~100 cm³ × 2) 가변 용량식이다.

펌프의 레귤레이터(regulator)로는 Uchida社 A10V 펌프의 DFR 레귤레이터(load sensing 기능 보유)를 선정한다. 이 레귤레이터를 사용함으로써 펌프는 항상 각 부하 액튜에이터가 필요로 하는

유량만을 송출하게 되어 손실 유량이 0부근이 되며, 열발생으로 인한 에너지 손실이 매우 적고 정숙한 운전이 가능하다.

결 론

본 연구에서는 안강망 어선용 각종 어로 장비들을 모두 동력화하는 경우를 고려한 어로 시스템 동력 장치 통합화 설계안을 제시하였다. 본 연구의 내용을 요약하면 아래와 같다.

(1) 안강망 어선에서의 사이드 드럼, 선수·선미부 캡스턴, 양망기, 크레인의 소요 동력 용량을 보다 합리적으로 평가, 산정하였다.

(2) 사이드 드럼, 선수·선미부 캡스턴, 양망기, 크레인의 구동을 위한 감속기, 유압식 구동장치 등으로 구성되는 어로 시스템 구동장치들을 설계하였다.

(3) 어로 시스템 동력장치 통합화를 위한 유압회로를 설계하였으며, 설계한 유압 회로에서는 사이드 룰러를 제외한 모든 어로시스템을 공통의 펌프로부터 공급되는 압력유로 구동하고, 가변 용량펌프 및 로드센싱 레귤레이터를 채용함으로써 시설의 중복화를 최소화하고, 에너지 소모를 극소화시키는 설계가 되도록 하였다.

본 연구에서 제안한 어로시스템 동력장치 통합화 설계안을 충분히 실현시키려면, 안강망 어선 신조시의 기본 설계 단계에서 본 설계안을 고려할 필요가 있다. 그러나, 저자들이 수행한 연구의 과정에서는 본 설계안의 대부분을 실선에 적용하기가 곤란한 여건이었으므로 사이드 드럼, 양망기 등의 어로 장비와 유압 펌프 등의 시설 개선을 통하여 부분적으로 본 연구자들이 제안한 동력 시스템의 유용성을 확인한 바 있다²⁾. 앞으로 본 설계안에 대하여 학계, 업계에서의 활발한 논의, 실선 적용을 통하여 본 연구의 성과가 안강망 어선의 생인력화, 자동화를 위한 기반 구축에 일조하기를 기대한다.

후 기

본 연구는 농림수산부가 지원한 '95농림수산특

문덕홍 · 양주호 · 이일영 · 양주원

정 연구과제 연구성과의 일부임.

참고문헌

- 1) 문덕홍, 양주호, 이일영(1998) : “근해 안강망 어선 어로시스템의 현황과 개선점”, 한국 어업기술학회지, 제34권 3호, pp. 352~358.
- 2) 문덕홍, 이일영, 양주호, 양주원(1997) : “안강망 어로 시스템의 자동화”, 농림수산특정 연구과제 연구 결과 최종보고서, pp.1~184.
- 3) 小栗富士雄(1982) : “機械設計圖表便覽”, 大光書林譯, pp. 16a(9)~16a(23).
- 4) 브레비니코리아(주)(1996) : “Mobile catalogue”, pp. A25 ~ A26, E3 ~ E4.
- 5) 제일유압(주)(1997) : “JEIL 종합카탈로그”, 제일유압(주), pp.20~30.
- 6) 이일영, 양주호, 김창화, 정용길(1997) : “제어용 서보 구동시스템 설계기술”, 부경대학교 산학연센터, pp.4 - 1~4 - 53.
- 7) (社) 日本油空壓學會(1989) : “油空壓便覽”, pp.203 ~420.