

유압회로에서의 에너지절감 방안 Energy Saving Methods in Hydraulic System

송재수
J. S. Song

1. 서론

유압시스템은 철강, 제지, 발전소등 전 산업체에 걸쳐 품질, 생산 핵심설비로서 광범위하게 사용되고 있다. 특히 포스코 등 철강업계에서는 고하중의 용강을 취급하기 때문에 두께, 폭, 위치, 압하제어 등 전체공정의 90%이상이 유압시스템에 의해 구동되고 있어 유압시스템의 효율적인 방안이 기업의 생산성, 품질, 비용에 막대한 영향을 미친다고 해도 과언이 아닐 것이다. 특히 요즘 배럴 당 50\$가 넘는 고유가 시대에 유압회로의 에너지절감은 전력 피크치를 줄여나감으로써 산업체의 단위전력 원가를 낮추어 기업의 원가경쟁력을 확보하는데 중요한 요소로 자리 잡고 있다.

유압시스템에서 에너지와 관련된 주요 요소를 살펴보면 유압 작동유, 시스템압력 설정치, 유압기기 사이즈, 어큐뮬레이터 사이즈, 유압 펌프 종류, 배관

선정, 부하형태 등 여러 가지가 있으며 이런 요소들이 유압회로에서 압력과 유량에 어떠한 영향을 미치고 에너지효율을 향상시키기 위해 어떻게 관리하여야 하는 가를 쉽게 설명하고자 한다. 또한 유압에 전문지식이 없어도 유압시스템을 관리하는 산업체 종사자들이 실무에 적용함으로써 기업체의 전력원단위 절감에 기여한다면 더욱 바람직 할 것이다.

2. 유압시스템 회로 구성

그림 1은 유압시스템의 압력과 유량과의 관계를 나타낸다. 그림 1에 사용된 기호는 다음과 같다.

Q_p : 펌프유량, Q_v : 밸브통과유량, Q_r : 액추에이터 리턴 유량, Q_c : 릴리프밸브 통과유량, P_s : 시스템압력, P_L : 부하압력, P_r : 리턴라인 압력, P_t : 탱크복귀압력, A_p : 피스톤측 면적, A_r : 로드측 압력, V : 액추에이터 속도

THE PRINCIPLE OF HYDRAULIC SYSTEM

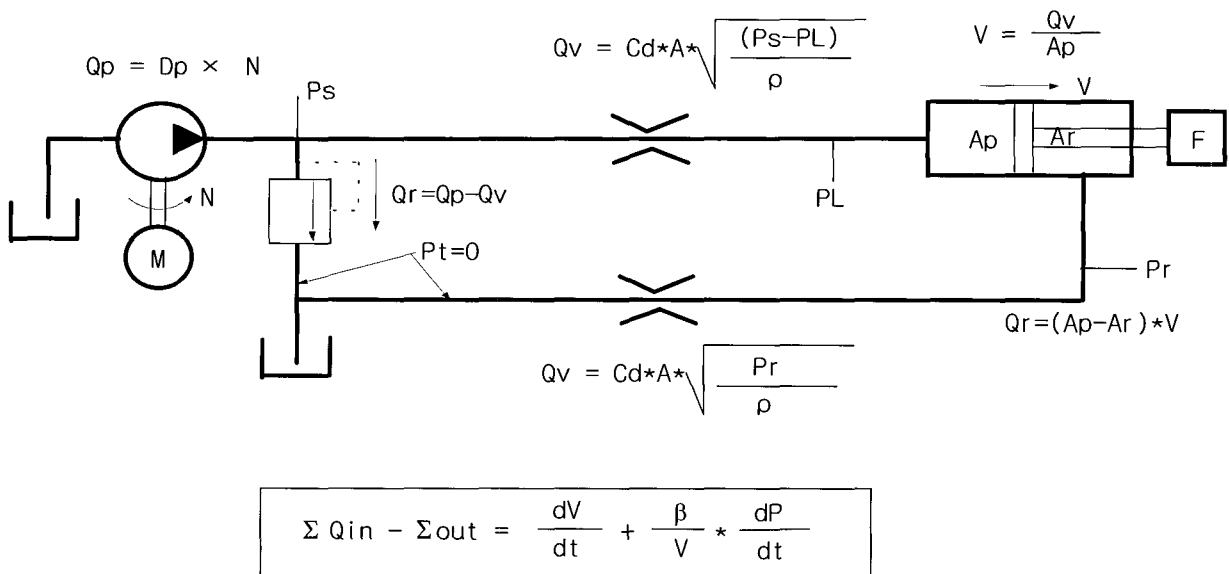


그림 1 유압시스템에서의 압력과 유량관계

유압시스템은 유량과 압력의 상관관계로 나타낼 수 있으며 펌프는 1회전 당 배제용적(D_p)에 모터회전수를 곱하면 펌프의 분당 토출량을 구할 수 있으며 압력을 형성하고 액추에이터 속도에 영향을 주는 주요한 구성 기기이다. 유압시스템 압력은 릴리프밸브에 의해서 결정되며 통상적으로 과도한 압력설정으로 유압시스템에너지를 낭비하는 주 요인이 되며 최적의 릴리프밸브 압력세팅은 리턴측의 배압, 부하측압력, 배관압손을 합산하여 여기에 여유압력 20bar를 더하여 설정하면 무난하다. 더욱 쉽게 설명하면 상기압력을 합산한 압력은 액추에이터가 움직일 때의 압력이 되므로 여기에 여유압력 약 20bar를 더하여 릴리프밸브압력을 세팅하면 최적의 시스템압력을 설정 할 수 있다. 또한 유압밸브는 유량대비 압력손실이 작은 밸브로 선정하는 것이 좋고 리턴측의 필터나 배관압손 등은 압력라인측의 배압으로 작용하여 시스템압력을 상승시키는 요인이 되므로 선정에 있어서 세심한 주의가 필요하다.

3. 유압 시스템의 에너지절감을 위한 요소 분석

3.1 유압펌프 에너지의 영향인자분석

그림 2는 유압펌프의 실제공급 유량을 나타낸다. 그림 2에서 사용된 기호는 다음과 같다. Q_{ap} : 유압펌프 실제 유량, C_s : 슬립 계수, P_1 : 시스템압력, P_2 : 탱크압력, μ : 유압유 절대점도, Q_i : 캐비테이션 유량, D_p : 펌프배제용적, N : 모터회전수

에너지불변의 법칙에 의해 모터에 부가되는 전기적에너지 전압×전류($V \cdot I$)는 회전축에 의해 기계적에너지, 토크×회전수($T \cdot N$)로 변환되고 유압펌프는 유량을 일정하게 토출하여 부하에 따른 압력과 부하속도를 제어하여 일에너지로 변환된다.

결국 유압시스템은 유압펌프에 의해 유압에너지(압력×유량)를 컨트롤 한다고 볼 수 있으며 유압펌프의 관리가 대단히 중요하다. 상기에 나타난 바와 같이 유압펌프의 실제 토출유량은 이론토출유량에서 탱크로 누설되는 유량과 캐비테이션에 의해 감소되는 유량을 제외시켜야 하는 데 이러한 누설유량은 유압펌프에서 에너지를 낭비하는 요소로 볼 수 있다.

누설유량을 줄이는 방법으로는 첫째 유압유 동점도($\nu = \mu/\rho$)를 적절하게 선정해야 하며 동점도가 작으면 누설량이 많아지고 지나치게 크면 누설량은 적어진 반면 모터부하에 영향을 미치므로 적정 동점도를 선정하는데 세심한 주의가 필요하다. 둘째 시스템압력과 탱크압력차가 누설유량에 직접적인 영향을 미친다. 시스템압력은 유압시스템의 파워에 영향을 미치기 때문에 부하와 이동속도를 고려하여 최적의 시스템압력을 설정할 필요가 있다. 시스템 파워와 관계없이 과다하게 릴리프밸브 압력치를 높게 설정하여 불필요하게 압력손실이 커져서 누설유량이 탱크로 복귀되어 에너지 손실이 발생되고 손실된 에너지는 열에너지로 변환되어 작동유 온도를 상승시켜 동점도저하와 냉각기 가동 등 제2의 부가에너지손실로 이어질 수 있다. 셋째 펌프캐비테이션을 방지하는 방법이 중요하다. 캐비테이션은 NPSHA(Net Positive Suction Head Available)가 NPSHR(Net Positive Suction Head Required)보다 작을 때 발생하며 실제 유량감소뿐만 아니라 진동, 소음, 마모, 발열현상 등이 동반하여 펌프수명단축 및 에너지손실이 매우 크다고 볼 수 있다. 캐비테이션에 대한 방지대책으로 펌프 흡입측 압력이 H_a (Atmospheric Head)+ H_s (Static Suction Head)+ H_{fs} (Total Friction Head in suction line)+ H_{ms} (Total Minor Head in suction line)+ H_{vp} (Vapor Pressure head)=NPSHR보

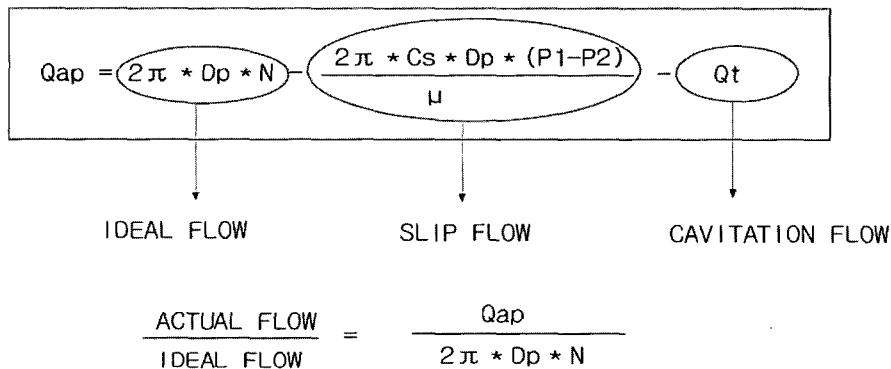


그림 2 유압펌프의 실제공급 유량

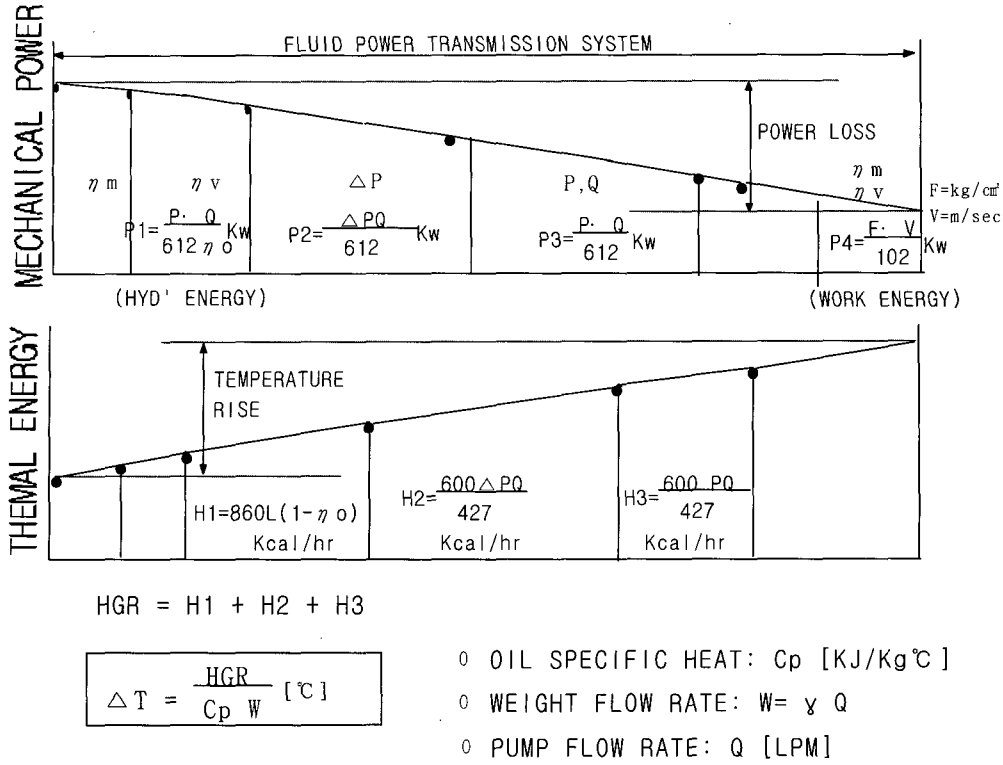


그림 3 에너지 손실과 열 변환

다 크면 캐비테이션이 발생하지 않는다.

3.2 유압회로의 에너지손실 분석

유압시스템의 설계는 에너지Loss를 최소화하기 위해 대단히 중요하다. 모터의 전기적 에너지는 유압펌프를 거치면서 압력과 유량과의 함수인 유압에너지로 변환되어 지는데 각종 밸브, 압력조절밸브, 유량조절밸브, 방향조절밸브 등을 거치면서 압력손실과 통과유량에 의해 에너지손실이 발생하며 이러한 손실은 열로 변환되어 시스템과 작동유에 나쁜 영향을 끼치게 된다.

상기에서 보듯이 실제 유압시스템에서 유효에너지(Work Energy)보다 에너지손실(Power Loss)이 큰 것을 볼 수 있으며 각종 밸브 및 Filter등을 거치면서 손실된 압력손실은 열에너지(Thermal Energy)로 변환되어 유압작동유의 온도를 상승시킨다. 작동유의 온도가 상승하면 동점도가 하락하여 유막강도가 약해지므로 유압펌프, 각종밸브 등의 조기마모에 의한 수명 단축의 될 뿐만 아니라 유온을 30~50 $^{\circ}\text{C}$ 으로 유지시키기 위한 냉각기 등의 2차 열교환기가 필요하여 부가에너지 손실을 야기 시킨다.

3.3 유압시스템 설계시 에너지 영향인자 분석

유압시스템을 설계함에 있어서 가장 중요하게 고려해야 할 사항은 유압시스템의 에너지효율증대이며 이를 위해서는 액추에이터의 일 에너지와 관계하지 않는 인자들을 파악하고 압력과 유량 차원에서 분석하여 에너지 낭비요소를 줄여나가야 한다는 것이다. 이를 위해서는 설계시 다음과 같은 사항이 고려되어야 한다.

- 적절한 시스템 압력 (P)
- 적절한 유량 (Q)
- 압력강하가 작은 컴포넌트 선정 (ΔP)
- 총 효율이 높을 것 ($\eta_o = \eta_v \times \eta_m$)
- 펌프 내부 누설이 작을 것 (η_v 가 클 것)
- 기계 마찰 손실이 작을 것 (η_m 이 클 것)

첫째, 유압시스템의 압력설정은 매우 중요하며 일반 유압시스템의 압력설정은 다음과 같다.

$$P_s = P_L(\text{부하압력}) + \text{배관의 총 압력강하 } \Delta P(\text{배관압손}) + \text{밸브의 총 압력 전체 } \Delta P(\text{차압}) + 20\text{bar}$$

그러나 서보시스템의 경우에는 최적의 파워 및 응답성을 고려하여 다음과 같이 설정하는 것이 일반적이다.

$$P_s = \Delta P_v + P_L$$

$$P_s = Q^2/K_s^2 + P_L$$

$$QP_s = (Q^3/K_s^2) + (QP)$$

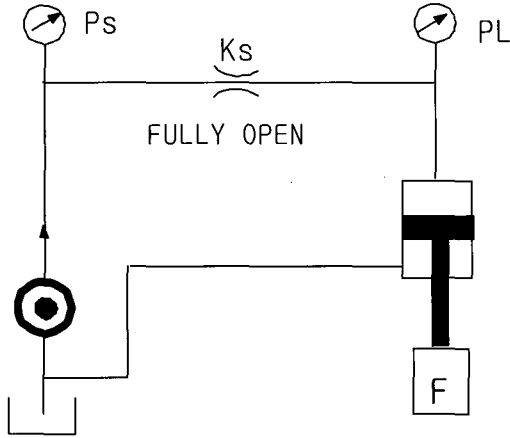


그림 4 유압서보 회로 예

$$W_L = QP_s - Q^3/K_s^2$$

$$d(W_L)/d(Q) = P_s - 3(Q^2)/(K_s^2) = 0$$

$$Q^2/K_s^2 = \Delta P_v$$

$$\therefore \Delta P_v = (1/3)P_s, P_s = 3\Delta P_v$$

이상과 같이 서보시스템에서의 시스템압력은 서보 밸브 전후압력차가 시스템압력의 1/3이 되게하고 시스템압력은 $3\Delta P_v$ 가 되도록 한다. 즉, $\Delta P_v=70\text{bar}$ 이면 $P_s=210\text{bar}$ 로 설정하면 된다.

둘째, 유압시스템의 유량설정은 액추에이터의 피스톤측 단면적에 부하의 이송속도를 곱하여 결정하는데 고려할 사항은 로드측으로 계산할 경우 유량이 작아서 속도지연을 초래하는 경우가 있기 때문에 반드시 최대유량을 기준으로 펌프요구 토출량을 산정하여야 한다.

셋째, 유압밸브, 필터 등을 선정할 경우에는 통과 유량대비 차압이 적은 컴포넌트를 선정하여야 하며 그렇게 하기 위해서는 초기비용이 더 들더라도 사이즈가 큰 밸브나 컴포넌트를 선정하는 것이 에너지를 줄일 수 있는 방법이다.

넷째, 유압펌프의 전효율을 높이는 방법이다. 전효율은 용적효율과 기계효율을 곱한 것으로 용적효율을 높이기 위해서는 내부누설을 줄이는 방법이다. 내부누설을 줄이기 위해서는 다음사항을 고려하는 것이 바람직하다.

- 적절한 점도
- 비마모성 유압 작동유
- 시스템 압력을 고려한 적절한 펌프의 선정
- 저함수율(low water content)

또한 기계적 효율을 높이기 위해서는 마찰계수를 줄이는 것이 필요하며 실제 시스템에서 적용 가능한 방안은 마찰계수가 적은 씰(seal)재질을 사용하거나 E/S(Energy Saving) 유압 작용유를 사용하는 방안이 있지만 마찰계수 저하에 따른 에너지 절감효과에 비해 미미한 것으로 나타나고 있다.

- SOLUTION :
- SYSTEM PRESSURE RIGHT SETTING
 - . RELIEF VALVE
 - . PRESSURE SWITCH
 - PUMP UNLOADING CIRCUIT
 - VALVE POSITION : TANDEM CENTER
 - ΔP LOW COMPONENT SELECTION

HOW :

- . SYSTEM PRESSURE = LOAD PRESSURE + ΔP SUM OF COMPONENT + LINE ΔP

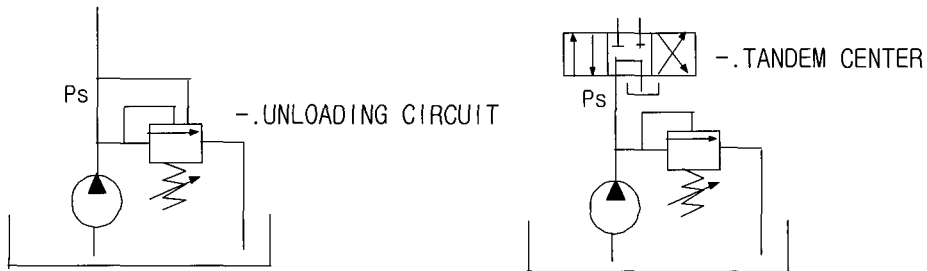


그림 5 무부하시의 압력 강하 회로

SOLUTION :

- FLOW RATE VARIATION : VARIABLE DISPLACEMENT PUMP
 - . AXIS PISTON PUMP : SWASH PLATE ANGLE
 - . AXIS BENT PISTON PUMP : BENT ANGLE
 - . RADIAL PISTON PUMP : ECCENTRICITY
 - . VANE PUMP : ECCENTRICITY
- FLOW RATE COMPENSATION : ACCUMULATOR

HOW :

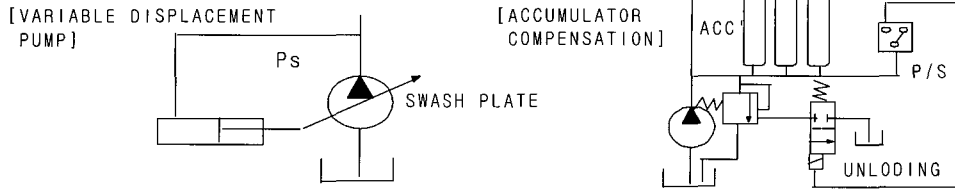


그림 6 무부하시의 유량 감소 회로

4. 유압시스템의 에너지절감 방안

4.1 무부하시의 압력다운에 의한 에너지절약

유압시스템은 산업계에서 주로 압하 제어나 위치 제어를 위해 사용되고 있으나 일단 정위치에서 작업을 하게 되면 일정시간 지속적으로 무부하 시간이 지속되는 데 이러한 무부하시에 압력을 어떻게 컨트롤하느냐에 에너지를 절약할 수 있는 기회가 제공된다.

유압시스템의 운용에는 부하운전과 무부하운전으로 대별될 수 있으며 부하운전시는 위치제어나 힘제어를 행하고 있는 순간이므로 유량과 압력을 동시에 필요로 하며 무부하시에에는 압력과 유량중 하나만 있으면 되므로 이를 어떻게 활용하느냐가 에너지를 절감할 수 있는 좋은 기회일 것이다.

무부하시의 압력을 강하시키는 방법으로는 근본적으로 시스템압력을 최소한으로 가져가는 방법이며

이는 지금까지 강조한 바와 같이 압력손실이 적은 부품 선정하여 릴리프밸브설정 값을 부하압력에 영향없이 최소한으로 낮추거나 또는 압력 스위치 설정치를 낮추는 방법이라 할 수 있겠다. 또 하나는 무부하시에 릴리프밸브로 통과하는 유량을 방향 제어 밸브의 중립위치의 하나인 탠덤 센터(P-T)를 적용하여 통과하도록 함으로써 릴리프밸브의 고압설정치를 넘나드는 유량을 P-T의 낮은 압력으로 통과하게 함에 따라 에너지를 줄일 수 있는 방법이며 마지막으로 산업계에서 널리 사용되고 있는 언로딩 회로를 구성하여 무부하시에 릴리프밸브 설정치를 해제하여 적은 차압으로 유량이 통과될 수 있도록 구성하는 방법이 있다.

4.2 무부하시 유량감소에 의한 에너지 절감방안

또 하나의 에너지절감 방안으로는 무부하시에 유량을 최대한 감소 또는 보상시키는 것이다. 정용량

EXAMPLE CIRCUIT

- SPECIFICATIONS
 - BORE DIAMETER : 10 cm
 - ROD DIAMETER : 5 cm
 - OPERATING TIME (DUTY TIME) : 16 HR / DAY, 300 DAYS / YEAR
 - DUTY CYCLE : 50%
- REQUIRED PUMP FLOW RATE

$$Q = A_p \cdot V = 94.25 \text{ LPM}$$
- RETURN FLOW RATE

$$Q = A_r \cdot V = 70.69 \text{ LPM}$$

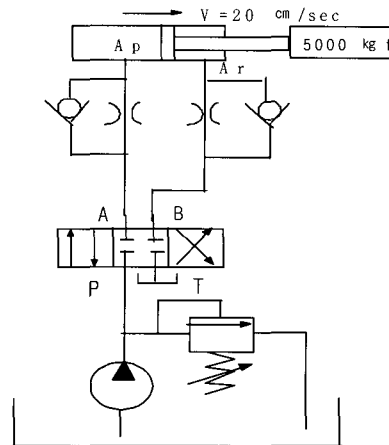


그림 7 밸브 사이즈 선정에 따른 에너지절감 사례 대상 시스템

펌프보다는 가변용량펌프를 사용하여 최대 압력에서 유량을 최소화하는 방법과 미세한 유량 변동량을 어큐뮬레이터를 사용하여 보상하는 방법이 널리 사용되고 있다.

상기와 같이 가변용량펌프의 유량조정방법은 펌프별로 차이가 있으며 사판식 피스톤펌프의 경우에는 사판각도, 사축식 피스톤 펌프의 경우에는 사축각도, 레이디얼 피스톤 펌프와 베인펌프의 경우에는 편심에 의해 세트압력에 따라 유량을 조정할 수 있다.

또한 유압시스템에서 액추에이터에 소요되는 유량은 시퀀스별로 달라지므로 미세한 유량으로 인한 펌프 추가 동작은 에너지손실로 이어지므로 이때 소요되는 미세한 유량은 어큐뮬레이터를 사용하여 보상할 수 있다.

5. 유압시스템에서의 에너지 절감 사례

5.1 밸브 사이즈 선정에 따른 에너지절감 사례

표 1 밸브 사이즈 선정에 따른 에너지절감 효과

● REQUIRED MOTOR POWER

ITEM	SMALL SIZED VALVE	LARGE SIZED VALVE
ΔP IN RETURN LINE @ 70.69 LPM	12 kg /cm ²	2.5 kg /cm ²
TOTAL LOAD	-Fb = P x (Ap - Ar) = 12 x (78.5 - 20) = 706 kg -Ft = (5000 + 706) = 5706 kg	= 147 kg -Ft = (5000 + 147) = 5147 kg
BACK PRESSURE	-Pb = Ft / Ap = 72.7 kg /cm ²	-Pb = Ft / Ap = 65.6 kg /cm ²
ΔP IN PRESSURE LINE @ 94.25 LPM	25 kg /cm ²	4 kg /cm ²
TOTAL REQUIRED PUMP PRESSURE	97.7 kg /cm ²	69.6 kg /cm ²
REQUIRED POWER	- POWER = PQ / 612 * η = 97.7 x 94.25 / 612 x 0.8 = 18.8 Kw	- POWER = PQ / 612 * η = 69.6 x 94.25 / 612 x 0.8 = 13.4 Kw
MOTOR POWER	- POWER = HHP / * η = 18.8 Kw / 0.85 = 22 Kw	- POWER = HHP / * η = 13.4 Kw / 0.85 = 16 Kw

ITEM	SMALL SIZED VALVE	LARGE SIZED VALVE
POWER ENERGY COST	REQUIRED POWER : 22 Kw POWER RATE : 0.046 \$ /Hr OPERATION : 2400 Hr COST : 2,429 \$ /YEAR	REQUIRED POWER : 16 Kw POWER RATE : 0.046 \$ /Hr OPERATION : 2400 Hr COST : 1,766 \$ /YEAR

● COST BENEFIT

COMPARE FACTOR	SMALL SIZED VALVE	LARGE SIZED VALVE
VALVE SET PRICE	750 \$	1,300 \$
MOTOR PRICE	2,548 \$	1,857 \$
ANNUAL POWER COST	2,429 \$	1,766 \$
TOTAL COST	5,727 \$	4,923 \$
COST SAVING		804 \$

5.2 가변용량펌프의 에너지절감 사례

EXAMPLE CIRCUIT

SPECIFICATIONS

0. FIXED DISPLACEMENT PUMP:

- FLOW RATE : 100LPM
- SYSTEM PRESSURE: 210 kg/cm²
- OPERATING TIME(DUTY TIME):
16 HR/DAY, 300DAYS/YEAR
- DUTY CYCLE : 50%

0. VARIABLE DISPLACEMENT PUMP

- FLOW RATE: 10 LPM @ 210 kg/cm²

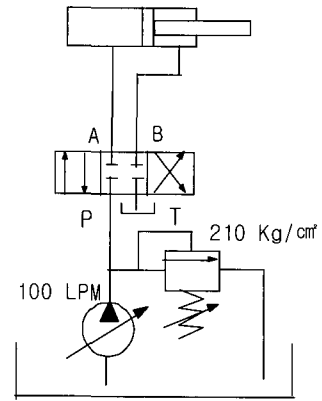


그림 8 가변용량펌프의 에너지절감 사례 대상 시스템

표 2 가변용량펌프의 에너지절감 효과

ITEM	FIXED DISPLACEMENT PUMP	VARIABLE DISPLACEMENT PUMP
ΔP	210 Kg/cm ² ACROSS RELIEF VALVE	210 Kg/cm ² ACROSS RELIEF VALVE
FLOW RATE	100 LPM DURING DUTY TIME	10 LPM DURING DUTY TIME
POWER	$K_w = \frac{\Delta P Q}{612 \eta}$, $\eta = 0.8$ TOTAL POWER = 42.9 Kw	$K_w = \frac{\Delta P Q}{612 \eta}$, $\eta = 0.8$ TOTAL POWER = 4.3 Kw
ANNUAL POWER COST	- DUTY CYCLE: - 8 HrS/DAY - 300 DAYS/YEAR 2400 HrS - ANNUAL POWER = 102,960 Kwh - 1KWH = 0.046 \$ ANNUAL POWER COST : 4,736 \$	- DUTY CYCLE: - 8 HrS/DAY - 300 DAYS/YEAR 2400 HrS - ANNUAL POWER = 10,320 Kwh - 1KWH = 0.046 \$ ANNUAL POWER COST : 475 \$
COST SAVING		4,261 \$/YEAR

5.3 언로딩밸브 사용시 에너지절감 사례

CIRCUIT

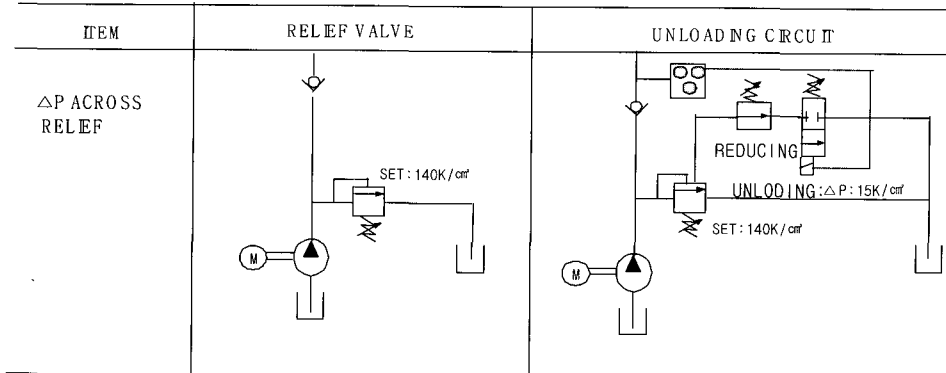


그림 9 언로딩밸브 사용시 에너지절감 사례 대상 시스템

표 4 언로딩밸브 사용시 에너지절감 효과

ITEM	RELIEF VALVE	UNLOADING CIRCUIT
ΔP ACROSS RELIEF VALVE	140 Kg/cm² ACROSS RELIEF VALVE	15 Kg/cm² ACROSS RELIEF VALVE
FLOW RATE	100 LPM DURING DUTY TIME	100 LPM DURING DUTY TIME
POWER	$Kw = \frac{\Delta P Q}{612 \eta}$, $\eta = 0.8$ TOTAL POWER = 28.6 Kw	$Kw = \frac{\Delta P Q}{612 \eta}$, $\eta = 0.8$ TOTAL POWER = 3 Kw
ANNUAL POWER COST	- DUTY CYCLE: - 8 HrS/DAY - 300 DAYS/YEAR 2400 HrS - ANNUAL POWER = 68,640 KwH - 1KWH= 0.046 \$ ANNUAL POWER : 3,157 \$ COST	- DUTY CYCLE: - 8 HrS/DAY - 300 DAYS/YEAR 2400 HrS - ANNUAL POWER = 7,200 KwH - 1KWH= 0.046 \$ ANNUAL POWER : 331 \$ COST
COST SAVING		2,826 \$ /YEAR

5.4 에너지손실에 따른 온도상승 사례

● PRICIPLE: ΔP ACROSS VALVE GENERATES HEAT OF HYD' FLUID.

$$\Delta T = \frac{HGR}{Cp * W}$$

HERE, HGR= HORSE POWER LOST × 42.4 BTU/MIN
 = Kw(KJ/Kw sec)/102(Kg/KN)
 W= WEIGHT FLOW RATE (γ Q)
 =(9.22KN/ m³)*Q(L/Min)
 Cp= SPECIFIC HEAT
 0.45 ~ 0.5 Btu/(lb . F) = 1.9 ~ 2KJ/Kg °C

ITEM	CLOSED CENTER	TANDEM CENTER
HEAT (°C)	-POWER: 42.9 Kw -HGR=42.9Kw(KJ/KwSec)/102(Kg/KN) =0.42Kw(KJ/KwSec)/102(Kg/KN) -W= γ Q=(9.22KN/ m ³)(100LPM) = 922N/MIN ΔT= HGR/Cp*W = 0.42Kw(KJ/KwSec)/(1.9KJ/ kg °C)* (0.922KN/MIN)(MIN/60SEC)(Kg/KN) = 14.3 °C	-POWER: 2 Kw -HGR=2 Kw(KJ/KwSec)/102(Kg/KN) =0.02Kw(KJ/KwSec)/102(Kg/KN) -W= γ Q=(9.22KN/ m ³)(100LPM) = 922N/MIN ΔT= HGR/Cp*W = 0.02Kw(KJ/KwSec)/(1.9KJ/ kg °C)* (0.922KN/MIN)(MIN/60SEC)(Kg/KN) = 0.68 °C

6. 결 언

이상과 같이 유압회로에 있어서 에너지손실과 관계되는 영향인자를 분석하여 이를 효율적으로 활용하기 위한 여러 가지 방안을 제시하였으며 이러한 에너지손실을 최소화하기 위해서는 유압시스템 설계시부터 에너지 절감회로를 구성하여야 하며 구성기기를 선정할 경우에도 각별히 유의할 필요

가 있다. 또한 유압시스템 부하시의 에너지 소모를 방지하기 위한 사례를 잘 검토하여 산업체 현장에 유익하게 활용되었으면 하는 바램이며, 유압시스템의 에너지 낭비는 그 자체의 전력손실외에 유압작동유의 온도를 상승시켜 기기마모, 오염도 상승, 부가에너지 낭비 등 여러 가지 문제점을 야기 시키므로 잘 관리해야 만 한다.

참 고 문 헌

- 1) R. W. Henke, "Fluid Power Systems & Circuits"
- 2) J. L. Johnson, "Design of Electrohydraulic Systems For Industrial Motion Control"
- 3) E. C. Fitch and I. T. Hong, "Hydraulic Component Design and Selection"

[저자 소개]



송재수(책임저자)

E-mail : jssong@poscotfs.com

Tel : 02-3412-4024~5

1959년 6월 19일생

1981년 한국해양대학 기관학과 졸업, 1995~1999년 posco 유공압 기술 탐장, 1993년 Fluid Power Specialist(미국), 1993년 Oklahoma 주립대 유공압전공, 2000년 동남아 5개국 유공압 강의, 2001~2004년 posco 1호벤처 소사장, 현재 (주)TFS Global 대표이사, 유공압시스템학회 편집위원