



제 1 장 유공압의 개요

1. 유압의 역사와 특징

1-1. 유압의 역사

유압기계 : 윤활성을 가지는 알맞은 점도의 작동유체(보통 광물유)에 유압 pump를 이용하여 압력 energy를 공급하고, 이것을 배관, valve 및 그 부속장치를 거쳐 유압 moter나 유압 cylinder로 유도한 후 이 제어된 유압동력에 의하여 일을하게 하는 일련의 기기요소 및 그 결합체

1850년 영국(중양 pump중에서 고압수) →

전기 이용되면서 쇠퇴 전기적 방식의 결점이 나타남(군사 및 공업적 부분) →

공작기계의 유압의 이용(19세기 말경)독일-평삭기의 왕복운동,미국-터어넷선반(Turret) →

1920년 경 Vane Pump의 등장, 공작기계의 부분에 유압이 취급됨 →

독일 토마교수 (유압전달장치) Piston Pump 개발 →

미국 Vickers & Perry(군함 포탑의 제어장치 시도) →

급속한 신장

1-2. 유압의 장점과 단점

유압을 이용할 경우 장점 (기계적, 전기적, 동력장치에 대한 비교)

- ① 큰힘을 간단하게 얻고, 그 조절이 간단하다.
- ② 동작속도를 자유로이 변화시킬수 있다.
- ③ 조작이 간단하다.(작업 자동화기 편리)
- ④ 배관에 의한 원격조작이 가능(remote control)
- ⑤ 과부하의 방지가 Valve 하나로 해결
- ⑥ 압력에 대한 출력의 응답이 빠르다.(기계적 관성에 의함)

⇒기계적 · 전기적 방법에 비한 비교

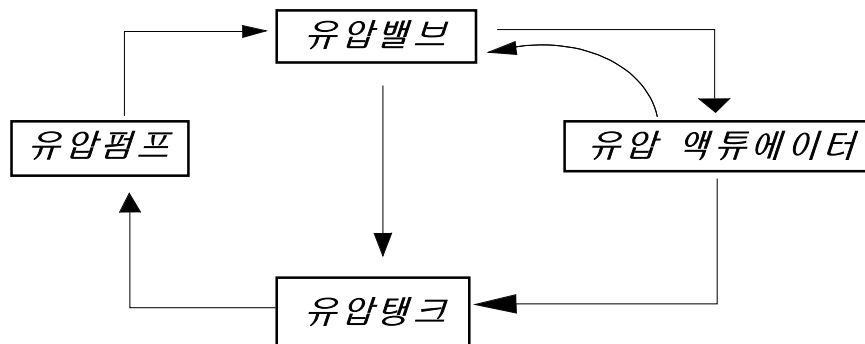
유압을 이용할 경우 단점

- ① 상당한 설비, 장치가 필요
- ② 효율이 나쁘다.(전기적 energy ⇒ 유체energy ⇒ 기계energy)
- ③ 작동유가 온도의 영향을 받는다.(정밀한 속도나 위치제어)
- ④ 배관 Packing등의 문제가 있다.(누설)
- ⑤ 작동유의 오염으로 인한 문제 ⇒ (Servo motor를 사용할 경우)

2. 유압장치의 구성

유압장치의 5요소

- ① 유압 Tank
- ② 유압 Pump : gear pump, vane pump, plunger pump, screw pump
- ③ 유압 Valve ; 압력제어밸브, 유량제어밸브, 방향제어밸브
- ④ 유압 Actuator ; 유압 모터, 유압실린더
- ⑤ 유압관 및 부속기기 ; 축압기, filter, 배관류



3. 유압의 응용분야

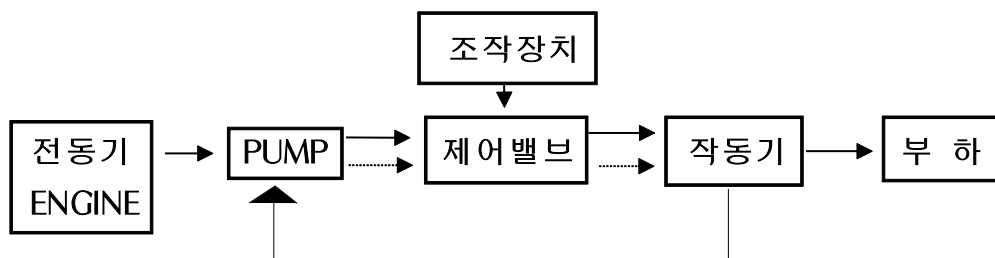
- 1) 자동차 분야 : Shock absorber, Hydraulic Brake, Power Steering
- 2) 공작기계분야 : Lathe, Drilling, Milling
- 3) 항공기 분야 : 조종익 조정, Landing Gear
- 4) 건설 기계분야 및 하역운반 : Fork lift, Bulldozer
- 5) 선박분야 : Net Roller, Winch
- 6) 화공분야 : 사출기, 공정제어 System
- 7) 병기분야 : 미사일 발사대, 전차포, 군함포탑
- 8) 기 타 : Hydraulic Jack, Robot, Tracing Lathe(모방선반)

4. 유압장치의 구성

: 작동유에 압력 Energy를 부여하고 그 압력 Energy로 기계적 일을 수행하는 System

유압장치의 5대요소

- 1) 유압동력장치 (Hydraulic Pumping Unit) : Pump, 기름탱크, 전동기
- 2) 유압제어장치 (Hyd. Control Valve) : 압력, 유량, 방향제어 Valve
- 3) 유압작동기 (Hyd. Actuator) : 유압 cylinder, 유압 motor
- 4) 배관 (Piping) : 동관, 강관, 고무Tube, L-bow
- 5) 기타 부속품 : 압력 gage, Accumulator, Sealing, Heat Exchanger, Filter



5. 유압회로도(Hydraulic Circuit Diagram)

- a) 외형 회로도
- b) 단면 회로도
- c) 유압기호회로도

6. 유압회로에 관한 기호 및 규격

NFPA (National Fluid Power Association) 국제유공압협회

JIC (Joint Industry Conference) : 1948년 처음제정

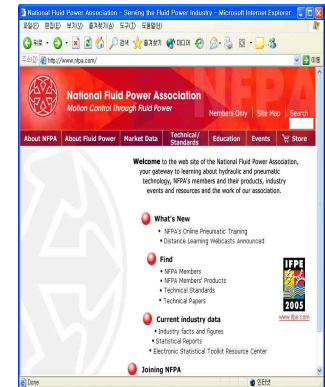
-기계사용자와 제작자로 구성된 공업연합 협의회(1950,53,59년 개정)

⇒ASA(American Standard Association) : 미국기계학회

ASA Y 32, 10 과 ASA Y 14, 10

(유체동력기호) (유체동력도표)

ISO(International Organization for Standardization)



7. 유압장치 설계의 예비지식

1) 압력(고압, 중압, 저압)을 설정

JIC 규정으로 구분

저 압 : 0 ~ 200 psi (0 ~ 13.8kgf/cm²)

중 압 : 200 ~ 500 psi (13.8 ~ 34.5kgf/cm²)

중고압 : 500 ~ 1200 psi (34.5 ~ 82.8kgf/cm²)

고 압 :1200 ~ 3000 psi (82.8 ~ 207kgf/cm²)

초고압 :3000psi 이상(207kgf/cm² 이상)

2) 유량 : 가변, 고정

3) 유압 동력원 : 축압식, 직접 pumptlr

4) 회로설계의 결정

(A) 하중의 특성 : 하중의 상태 고려, 마찰계수, 가속도

(업무분석) → 작동순서, 유압동력 배분, Load cycle(참조)

(B) 부품선정 : 표준화된 제품

(C) 회로선정 : 기름누출, 소비동력, 배관크기(변화가 적어야 한다.)

(D) 보수 · 점검 용이성

(E) 안전성

(F) 경제성 → 단순한 회로



제 2 장 유압의 기본원리

1. 유압공학의 단위 시스템

- 절대 단위 Sys. : 질량을 기본 단위로 사용(M.L.T 계)

- 중력 단위 Sys : 중력을 기본 단위로 사용(F.L.T 계)

(A) 절대단위 Sys. ①meter 단위 Sys. : CGS 단위

MKS 단위

국제단위계 SI 단위 - MKS를 사용

②영국 절대 단위 Sys. : M.L.T 계(1b, ft, sec) F.L.T 계

(B) 중력단위 Sys. ①미터 공학단위 : kgf. m. sec

*Mass \Rightarrow kgf \cdot s²/m

②영국 공학단위 : 1bf. ft. sec

*Mass \Rightarrow slug=1bf \cdot s²/ft

**** 1kgf=9.8N

**** 11bf=1 slug \cdot 1ft/sec²=32.174lb_m \times 1ft/sec₂

2. 작동유의 물리적 성질

1) Specific weight : $S = \frac{\gamma}{\rho} = \frac{\rho}{\rho} \cdot g$ $\gamma = \rho \cdot g$

* Usually, 석유계 작동유 T \uparrow , γ \downarrow P \uparrow , γ \uparrow

* 작동유의 구비조건

① 비압축성 유체로서 운전온도의 범위에서 유압회로 속을 용이하게 유동할 수 있을 것.

② 각운동 부분의 마찰을 저하하기 위하여 윤활성이 우수할 것.

③ 장기간 사용하더라도 물리적, 화학적 변화가 적을 것.

④ 유압장치에 녹이나 부식의 발생을 방지할 수 있을 것.

⑤ 외부에서 침입한 불순물을 빨리 침전 분리할 수 있을 것.

2) Viscosity : μ 로 표시

뉴턴유체(Newtonian fluid)의 성질은

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad \text{여기서, } \mu : \text{점성계수(點性係數)}$$

단위 1 poise = 10⁻¹ Pa \cdot s

3) 동점성(Kinematic viscosity) : ν 로 표시

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

단위 1 stoke = 10⁻⁴ m²/s

4) Saybolt (S-Universal Second: 美)

Redwood (R-Second: 西歌)

Engler (佛, 獨) 등이 있다.

5) 粘度指數 (VI: Viscosity Index)

: 작동유의 온도변화에 대한 점도 변화비율을 나타내기 위해 사용 (%로 표시)

L ; Napphtan계 37.8℃에서의 Saybolt점도 : VI = 0 (Gulf Cost)

$$VI = \frac{\frac{L}{L - U} - \frac{U}{L - H}}{\frac{L}{L - U} - \frac{U}{L - H}} \times 100 \quad U = 98.5^\circ\text{C에서 동일한 점도를 갖는 } 37.8^\circ\text{C에서의 Saybolt점도}$$

H ; Paraffin계 37.8℃에서의 Saybolt점도 : VI=100 (Pensivenia)

* 점도지수가 적을수록 온도에 대한 점도 변화가 큰 기름이다.

(점도지수가 적은 기름은 저온에서는

① Pump시동이 곤란, ② 흡입손실(마찰손실), ③공동현상(Cavitation발생) 압력손실이 커진다.)

** 작동유는 가능한한 점도지수(M)가 높은 기름을 선택한다.

6) 온도에 의한 점도의 변화($T \uparrow, \mu \uparrow$)

$$\log (\nu + 0.8) = c T^n \quad (c, n : \text{작동유의 고유의 값})$$

온도가 상승하면 점도가 저하

7) 압력에 의한 점도 변화 ($P \uparrow, \mu \uparrow$)

압력이 증가하면 점도가 증가

- 100kgf/cm²까지는 근소
- 300kgf/cm²에서는 대기압의 2배
- 1000kgf/cm²에서는 4~10배

8) 압축성 (Compressibility)

일반적으로는 비압축성으로 취급하지만 고압 및 대용량의 유압장치나 과도기적 현상을 고려할 때 적용.

9) 공기혼입(Aeration)

: 작동유 중에 공기가 미세한 기포 형태로 혼입되어 있는 상태

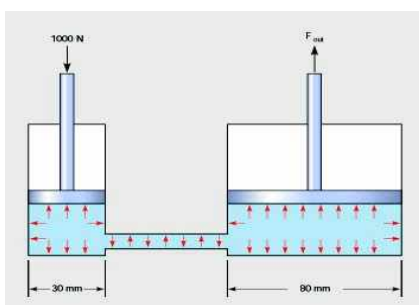
Air Entrainment : 공기 혼입

Air Solution : 공기 溶解

* 상온유 중에서는 7~ 10% 혼입, 고압유일수록 많다.

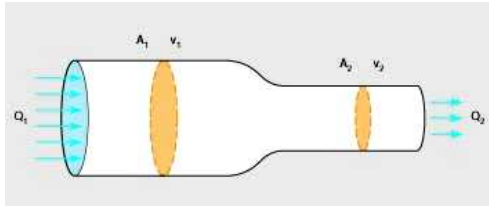
3. 유체역학의 재정리

1) Pascal's law



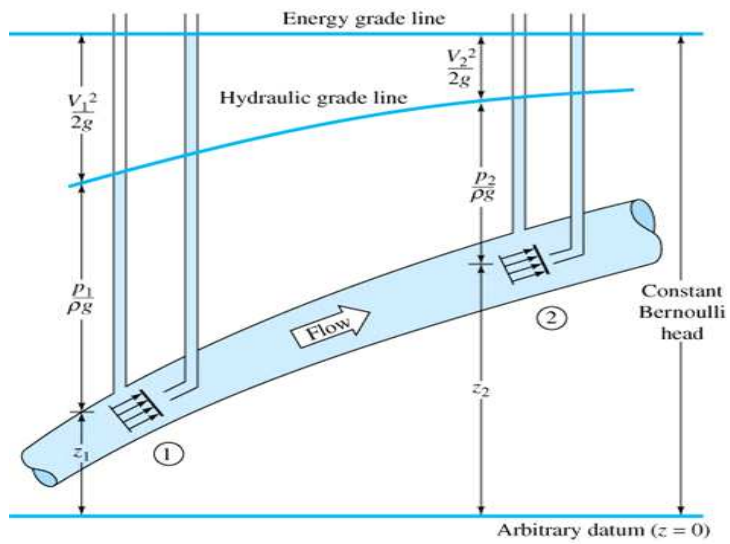
$$P = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad F_2 \cdot \frac{A_1}{A_2} \cdot S_1 = F_2 \cdot S_2$$

2) Continuity Eq.



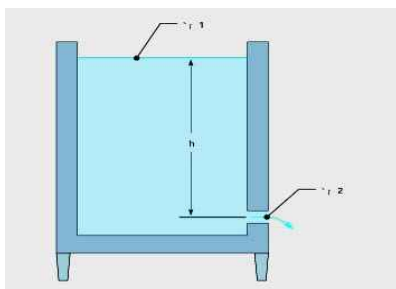
$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2$$

3) Bernoulli's Eq.



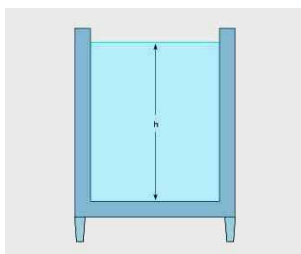
$$\frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = \text{const.}$$

4) 토리첼리의 원리



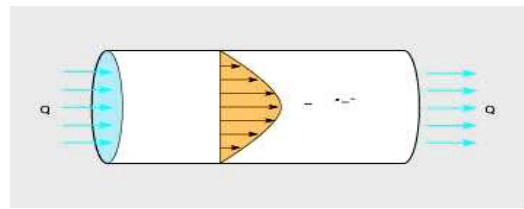
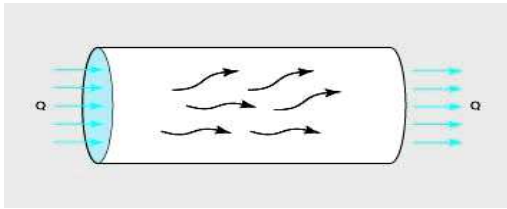
$$V = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

5) Static head pressure



$$P = \gamma h$$

6) Laminar Flow (層流), Turbulent Flow (亂流)



$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} = \frac{V \cdot L}{\nu} = \frac{\text{단위체적당의 관성력}}{\text{단위체적당의 점성력}}$$

4. 압력손실

1) 관로 손실

$$h_L = \frac{\Delta p}{\gamma} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \left(\frac{e}{d} \text{ 와 무관} \right), \text{ Moody 선도 활용}$$

2) 기타 압력손실(Minor loss)

$$h_s = \zeta \frac{V^2}{2g}$$

가) 곡관손실

나) 관로의 단면변화(Constriction) ex) 돌연확대, 돌연축소 etc

다) Valve 손실

3) 等價官長(Equivalent length) : 상당길이, 등가길이

$$\lambda \cdot \frac{L_e}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} = \zeta \cdot \frac{V^2}{2g} \quad \therefore L_e = \frac{\zeta d}{\lambda}$$

5. 동력 (Power)

$$P = E_P \times \gamma \times Q = \frac{\gamma Q E_P}{75} \quad [PS] = \frac{\gamma Q E_P}{102} \quad [kW]$$

6. Surge Pressure : (수격현상) \Rightarrow water hammer



(Oil hammer, surge현상) \Rightarrow Valve 개폐시에 발생

* Valve를 닫는 순간 충격 압력 (운동 energy \rightarrow 탄성 energy)

7. 空洞現象(Cavitation)

작동유의 압력이 그 온도에 있어서 포화증기압 이하가 되면 기름은 증발하여 기포를 발생하고 이 기포를 공동(Cavity)이라 하고 이 Cavity는 압력이 높은 부분으로 운반되어 소멸된다. 이로 인해 심한 진동과 경음이 발생되고, Pump에서는 송출량이 떨어지며, 효율도 떨어진다. 이 현상을 Cavitation 현상이라 한다.

8. 유압장치에서의 압력손실 예제

(5) 油圧回路의 压力損失의 計算

그림 2.19와 같은 油圧裝置가 있다. 펌프의 흡입측은 1 B鋼管(内徑 27.6 mm) 이고 吐出側 및 帰還油는 3/4 B鋼管(内徑 21.6 mm)을 使用하였고 펌프의 吐出量은 24ℓ/min이다. 使用하는 作動油의 比重은 0.9이고 動粘性係數는 64 cSt이다. 이 油圧回路의 全压力損失을 求해보자. 各 部品의 損失係數 K값은 表2.9와 같다.

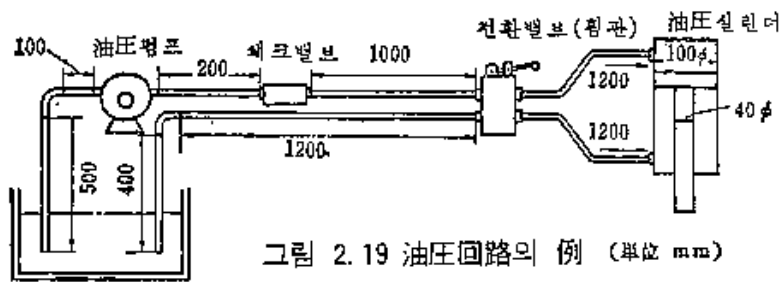


表 2.9 K의 값

部品	K
엘 보 우	0.7
체크밸브	16.5
伝換밸브	16.5
入口損失	0.5
出口損失	1.0

① 펌프吸入側의 ΔP 計算

$$Q = \frac{24 \times 10^{-3} \text{ (m}^3\text{)}}{60 \text{ (sec)}} = 4 \times 10^{-4} \text{ (m}^3\text{/sec)}$$

$$\nu = 64 \text{ cSt} = 64 \times 10^{-3} \text{ cm}^2\text{/sec} = 64 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/sec)}$$

$$\gamma = s \cdot \gamma_w = 0.9 \times 1000 \text{ (kg}_f\text{/m}^3\text{)} = 900 \text{ (kg}_f\text{/m}^3\text{)}$$

$$D_1 = 27.6 \text{ mm} = 27.6 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$V_1 = \frac{Q}{A_1} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_1^2} = \frac{4 \times 10^{-4} \text{ (m}^3\text{/sec)}}{0.785 \times (27.6 \times 10^{-3})^2 \text{ (m}^2\text{)}} = 0.67 \text{ (m/sec)}$$

$$\text{레이놀즈數: } Re_1 = \frac{D_1 V_1}{\nu} = \frac{27.6 \times 10^{-3} \times 0.67 \text{ (m}^3\text{/sec)}}{64 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/sec)}} = 289$$

$$\text{摩擦係數: } \lambda_1 = \frac{64}{Re_1} = \frac{64}{289} = 0.222$$

$$\text{관의 길이: } l_1 = 0.5 + 0.1 = 0.6 \text{ (m)}$$

$$\text{入口의 等価管長: } Le = \frac{K D_1}{\lambda_1} = \frac{0.5 \times 27.6 \times 10^{-3}}{0.22} = 0.062 \text{ (m)}$$

엘보우의 等価管長 : $Le = \frac{KD_1}{\lambda_1} = \frac{0.7 \times 27.6 \times 10^{-3}}{0.22} = 0.087 \text{ (m)}$

관의 全長 : $L_1 = 0.6 + 0.062 + 0.087 = 0.75 \text{ (m)}$

따라서 圧力損失은

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_1}{D_1} \frac{\gamma V_1^2}{2g} = 0.22 \times \frac{0.75}{27.6 \times 10^{-3}} \times \frac{900 \times 0.67^2}{2 \times 9.8} = 125 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

$$= 0.0125 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$$

② 圧力管 (펌프 吐出口에서 부터 油圧실린더 入口까지) 의 ΔP 計算

$D_2 = 21.6 \text{ (mm)} = 21.6 \times 10^{-3} \text{ (m)}$

$V_2 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D_2^2} = \frac{4 \times 10^{-4}}{0.785 \times (0.0216)^2} = 1.09 \text{ (m/sec)}$

$Re_2 = \frac{D_2 V_2}{\nu} = \frac{0.0216 \times 1.09}{0.64 \times 10^{-4}} = 368$

$\lambda_2 = \frac{64}{Re_2} = \frac{64}{368} = 0.174$

관의 길이 : $l_2 = 0.2 + 1.0 + 1.2 = 2.4 \text{ (m)}$

Check 밸브의 等価管長 :

$Le = \frac{KD_2}{\lambda_2} = \frac{16.5 \times 0.0216}{0.174} = 2.05 \text{ (m)}$

伝換밸브의 等価管長 :

$Le = \frac{KD_2}{\lambda_2} = \frac{16.5 \times 0.0216}{0.174} = 2.05 \text{ (m)}$

관의全長 :

$L_2 = 2.4 + 2.05 + 2.05 = 6.5 \text{ (m)}$

따라서 圧力損失은

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_2}{D_2} \frac{\gamma V_2^2}{2g} = 0.174 \times \frac{6.5}{0.0216} \times \frac{900 \times 1.09^2}{2 \times 9.8}$$

$$= 2900 \text{ kg}_f/\text{m}^2 = 0.29 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$$

* 여기서 伝換밸브와 油圧실린더 사이의 配管의 圧力損失은 無視하였다.

③ 帰還管의 ΔP 計算(油圧실린더 出口에서 탱크까지) 作動油가 탱크로 되돌아간 경우에 流量은 펌프의 吐出流量과는 다르다. 실린더의 피스톤에 의하여 發生되는 流量이므로 피스톤의 斷面積에 따라 다르다.

$$\begin{cases} Q = A_1 V \Rightarrow V = \frac{Q}{A_1} \\ Q_3 = (A_1 - A_2) V = \frac{Q}{A_1} (A_1 - A_2) \end{cases}$$

$$Q_3 = Q \cdot \frac{A_1 - A_2}{A_1} = 4 \times 10^{-4} \cdot \frac{0.785(0.1^2 - 0.04^2)}{0.785 \times 0.1^2} = 3.36 \times 10^{-4} \text{ (m}^3/\text{sec)}$$

$$D_3 = 21.6 \text{ (mm)} = 21.6 \times 10^{-3} \text{ (m)}$$

$$V_3 = \frac{Q_3}{A_3} = \frac{3.36 \times 10^{-4}}{0.785 \times 0.0216^2} = 0.92 \text{ (m/sec)}$$

$$Re_3 = \frac{D_3 V_3}{\nu} = \frac{0.0216 \times 0.92}{0.64 \times 10^{-4}} = 310$$

$$\lambda_3 = \frac{64}{Re_3} = \frac{64}{310} = 0.206$$

$$\text{管의 길이: } l_3 = 1.2 + 1.2 + 0.4 = 2.8 \text{ (m)}$$

$$\text{伝換밸브의 等価管長: } Le = \frac{KD_3}{\lambda_3} = \frac{16.5 \times 0.0216}{0.206} = 1.73 \text{ (m)}$$

$$\text{엘보우의 等価管長: } Le = \frac{0.7 \times 0.0216}{0.206} = 0.073 \text{ (m)}$$

$$\text{出口의 等価管長: } Le = \frac{1 \times 0.0216}{0.206} = 0.105 \text{ (m)}$$

$$\text{管의 全長: } L_3 = 2.8 + 1.73 + 0.073 + 0.105 = 4.71 \text{ (m)}$$

따라서 圧力損失은

$$\begin{aligned} \Delta P_3 &= \lambda_3 \frac{L_3}{D_3} \cdot \frac{\gamma V_3^2}{2g} = 0.206 \times \frac{4.71}{0.0216} \times \frac{900 \times 0.92^2}{2 \times 9.8} \\ &= 1670 \text{ (kg}_f/\text{m}^2) = 0.167 \text{ (kg}_f/\text{cm}^2) \end{aligned}$$

油圧回路全体の 圧力損失은

$$\begin{aligned} \Delta P &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = 0.0125 + 0.29 + 0.167 \\ &= 0.47 \text{ (kg}_f/\text{cm}^2) \end{aligned}$$

펌프에서 發生한 壓力中 壓力損失이된 量만큼 動力의 損失이 된다. 따라서 가능한 壓力損失은 적을것이 좋으나 이것 때문에 管의 內徑을 크게하면 設備費用이 증가된다. 대개 全壓力損失이 使用壓力의 20% 以下가 되도록 設計하는 것이 바람직하다. 20% 以上이 되면 再設計가 要求된다.