

# 油壓驅動系 및 裝置의 設計

宋 昌 燮

<漢陽大學校 精密機械科·工博>

## 1. 序 論

近年, 一般産業機械, 荷役運搬機械 및 工作機械等の 油壓化가 급격히 진보되고, 더욱이 各種機械에서의 自動制御 및 遠隔制御의 必要性이 高潮됨에 따라서 油壓驅動系의 使用이 날로 증가하고 있다. 그러므로 油壓驅動系의 特性을 잘 理解하여, 既存의 油壓化機械는 性能을 最大限 發揮할 수 있는 狀態에서 運轉되도록 하고, 새로운 機械를 設計할 때에는 機能과 性能을 充分히 發揮할 수 있도록 設計하여야 된다.

다른 型式의 驅動系보다 油壓式驅動系가 지니는 長點을 列擧하면 다음과 같다.

(1) 作動油가 潤滑油의 作用을 겸하기 때문에 機器의 壽命을 길게 해 준다.

(2) 作動油는 內部損失動力에 의하여 發生된 熱을 吸收하여 油 탱크나 열교환기에서 發散시켜 주므로 驅動系의 溫度上昇이 抑制된다.

(3) 油壓機器에서는 飽和現象(saturation phenomenon)이 일어나지 않으므로 作動油의 壓力을 높혀 주면 小形의 機器로서 大動力을 制御할 수 있다.

(4) 慣性에 對한 토오르크의 比가 大端히 크므로, 빠른 應答特性과 急始動, 急停止等을 할 수 있다.

(5) 流體의 에너지를 機械의 에너지로 變換시

키는 油壓액츄에이터 (hydraulic actuator)는 簡單한 安全裝置를 使用하여 連續, 間歇運動 및 方向逆轉等을 할 수 있고, 油壓실린더와 油壓모우터의 2種類가 있으므로 直線運動이나 回轉運動을 쉽사리 얻을 수 있다.

(6) 負荷의 變動에 따른 速度의 變動率이 작고 또 油壓라인을 使用하여 動力傳達를 비교적 쉽게 할 수 있다.

이와같이 많은 長點을 지니고 있는 油壓驅動系는 모든 産業分野에 應用되고 있으며, 앞으로 또 그 利用度는 점점 增加할 것이다.

## 2. 油壓驅動系의 構成要素

油壓驅動系에 使用되고 있는 機器를 油壓機器라고 하며 이를 機能別로 分類하면 다음과 같다.

(1) 油壓펌프(hydraulic pump): 電氣모우터나 內燃機關等の 原動機로부터 回轉運動에너지를 받아서 이것을 油壓에너지(hydraulic energy)로 變換시켜 주는 機構, 즉 油壓發生機構.

(2) 油壓액츄에이터: 油壓에너지를 直線運動이나 回轉運動으로 變換시키는 油壓機器로서 回轉運動으로 變換하는 機器를 油壓모우터(hydraulic motor), 直線運動으로 變換하는 機器를 油壓실린더(hydraulic cylinder)라 한다.

(3) 油壓制御밸브(hydraulic control valve): 運動의 方向, 速度 및 힘의 크기等을 制御하기

위하여 流體의 흐름 方向, 流量 및 壓力을 制御할 수 있도록 製作된 油壓機器의 總稱이며 흐름 方向, 流量 및 油壓을 制御하는 밸브를 各各 方向制御밸브(directional control valve), 流量制御밸브(flow control valve) 및 壓力制御밸브(pressure control valve)라 한다.

以外에도 補助部品으로서

- (4) 流體를 搬送하는 管, 管繼手(tube fitting)
- (5) 流體를 貯藏하는 기름탱크(oil reservoir)
- (6) 流體中の 異物을 除去하는 필터(filter), 스트레이너(strainer)
- (7) 流體의 溫度나 粘性을 調整하는 冷却器(cooler), 加熱器(heater) 등의 熱交換器, 等 이 있다.

油壓驅動系를 形成하는 이들 油壓機器類는 各各의 機能을 가지고 에너지의 變換傳達과 制御를 하기 때문에, 設計者는 油壓機器 個個의 特性을 熟知해서 가장 適切한 機器를 選擇하고 가장 效果의이고 經濟的인 油壓回路를 構成시켜 所期의 綜合的 機能을 達成할 수 있는 油壓驅動系를 設計하여야 한다.

### 2.1. 油壓펌프

流體에 에너지를 供給해 주는 펌프에는 더어보

(turbo)式과 容積式(positive displacement) 펌프가 있으나, 油壓펌프에는 容積式펌프만이 使用되고 이를 다시 細分하면 齒車펌프(gear pump), 베인펌프(vane pump), 回轉피스톤펌프(rotary piston pump), 나사펌프(screw pump) 등이 있다. 이들 펌프는 各各 서로 다른 特性을 지니고 있으므로 特性을 잘 把握하여 使用하는 것이 重要하다. 表 1은 이들의 性能을 比較한 것이다.

펌프의 1 radian 回轉當의 排除容積(volumetric displacement), 回轉速度, 吐出壓力 및 吸入壓力을 各各  $D_p(\text{cm}^3/\text{rad})$ ,  $\omega(\text{rad}/\text{sec})$ ,  $P_d(\text{kg}/\text{cm}^2)$  및  $P_s(\text{kg}/\text{cm}^2)$  이라고 하면 펌프의 理論吐出量  $Q_{th}(\text{cm}^3/\text{sec})$  및 理論토크  $T_{th}(\text{kg}_f\text{-cm})$ 는 다음과 같이 되고,

$$Q_{th} = D_p \cdot \omega$$

$$T_{th} = D_p(P_d - P_s) = D_p \cdot P$$

펌프의 漏泄係數(coefficient of slip), 無次元低抗係數(dimensionless damping coefficient), 內部摩擦係數 및 作動油의 粘性係數를 各各  $C_s, C_d, C_f$  및  $\mu(\text{kg}_f \cdot \text{s}/\text{cm}^2)$  이라고 하면 펌프의 漏泄流量  $\Delta Q(\text{cm}^3/\text{sec})$  및 損失토크  $\Delta T(\text{kg}_f \cdot \text{cm})$ 는 다음과 같이 表示된다. (그림 1. 參照)

$$\Delta Q = C_s \frac{D_p \cdot P}{\mu}$$

表 1. 油壓펌프의 比較

	齒 車 펌 프	베 인 펌 프	피 스톤 펌 프
使用壓力範圍	低中壓(20~210kg/cm <sup>2</sup> )	低中壓(20~210kg/cm <sup>2</sup> )	中高壓(140~500kg/cm <sup>2</sup> )
吸入性能	吸入性能良好	큰眞空度는 許容되지 않음	許容眞空度 작다
不純物(특히 먼지)에 對한 銳敏性	먼지에 對한 영향 적다	比較的 예민하다	가장 예민하다
部品과 補修	부품수 적고 구조는 가장 간단, 부품의 호환성은 나쁘다	부품수 많고 高精度의 加工요함. 부품의 호환성 양호	부품수 가장 많고 구조복잡, 호환성은 좋지 않음
作動油의 粘度 영향	그다지 예민하지 않으나 효율에는 영향이 크다	比較적 예민하여 適性範圍 좁다. 효율에는 별로 영향 없음	예민하여 適性範圍 가장 좁지만 효율에의 영향은 작다
効 率	比較的 높다 (75~90%)	比較的 높다 (75~90%)	가장 높다 (85~95%)
價 格	가장 싸다	齒車펌프보다 약간 비싸다	가장 비싸다

$$\Delta T = C_d \mu \omega D_p + C_f D_p P$$

여기서,  $P$ 는 펌프의 出口와 入口의 壓力差로서  $P = P_d - P_s$ 이다. 따라서, 펌프의 體積效率(volumetric efficiency)  $\eta_v$  및 機械效率(mechanical or torque efficiency)  $\eta_T$ 는 다음과 같이 表示되고, 펌프의 全效率(overall efficiency)  $\eta$ 는 體積效率和 機械效率의 곱으로 表示된다. (그림 2. 參照)

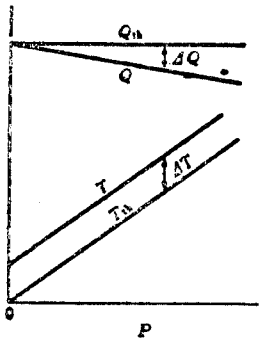


그림 1. 壓力의 變化에 따른 吐出量 및 토오크의 變化

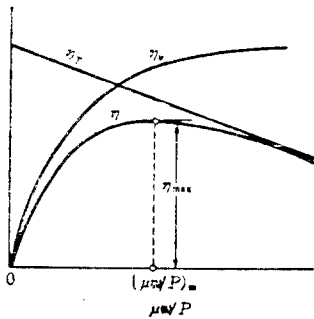


그림 2. 펌프의 效率 곡선

$$\eta_v = \frac{Q_{th} - \Delta Q}{Q_{th}} = 1 - \frac{C_f P}{\mu \omega}$$

$$\eta_T = \frac{T_{th}}{T_{th} + \Delta T} = \frac{1}{1 + C_d \frac{\mu \omega}{P} + C_f}$$

$$\eta = \frac{P(Q_{th} - \Delta Q)}{\omega(T_{th} + \Delta T)} = \frac{(Q_{th} - \Delta Q)}{\omega D_p} \cdot \frac{D_p \cdot P}{T_{th} + \Delta T} = \eta_v \cdot \eta_T$$

### 2.2 油壓액츄에이터

油壓액츄에이터는 기름의 에너지를 機械的에너지로 變換시키는 油壓機器로서 回轉運動用的 油壓모우터, 往復直線運動用的 油壓실린더 및 360° 以下の 角運動用的 搖動型액츄에이터가 있다.

油壓모우터는 油壓펌프의 逆作用에 의하여 目的을 達成하는 機器이므로 種類 및 性能이 펌프의 그것과 類似하며, 現在 製作되고 있는 油壓모우터는 表 2와 같다. 齒車모우터는 한쌍의 맞물려 있는 齒車의 齒面에 作用하는 油의 壓力에 依하여 回轉토크를 發生시키는 모우터로서 低速時에는 出力軸에 토크의 脈動이 심하게 일어나므로 低速驅動用으로는 適合하지 않다.

베인모우터는 로우터(rotor)에 半徑方向으로 設置되어 있는 홈(slot)속에 있는 베인이 로우터의 外側에 있는 橢圓形 캠링(cam ring)과 恒常接觸하면서 半徑方向으로 움직이게 되어 있기 때문에 로우터와 캠링사이의 베인面に 作用하는 油의 壓力에 依하여 토크를 發生시키는 모우터이며, 캠링曲線, 側面間隙 및 押上機構 등이 모우터의 性能에 影響을 주는 因子들이다.

피스톤모우터에는 액시얼(axial) 피스톤모우터와 레이디얼(radial) 피스톤모우터가 있고, 이들은 各各 定容量型(fixed delivery type)과 可變容量型(variable delivery type)型으로 製作되고 있다. 액시얼피스톤모우터는 피스톤이 軸方向으로

표 2 油壓모우터의 種類 및 性能

種 類	壓力(kg/cm <sup>2</sup> )	排除容積 $\frac{cm^3}{rev}$	回轉數(rpm)	効 率	價 格
齒 車 모 우 터	35~210	2~ 500	100~4000	70~90	싸 다
베 인 모 우 터	35~210	15~ 340	50~4000	70~90	비교적 싸다
Axial 피스톤 모우터	70~500	4~ 970	1~3000	85~95	비 싸 다
Radial 피스톤 모우터	70~350	15~8500	5~4000	80~92	비 싸 다

르 配置되어 있는 모우터로서 傳動效率도 좋고 製作도 比較的 容易하므로 工作機械, 一般産業機械, 車輛, 船舶, 航空機等に 많이 利用되고 있으며 또한 低速驅動用으로도 適合하다. 레이디얼피스톤모우터는 피스톤이 軸과 直角方向으로 配置되어 있는 모우터로서 減速裝置 없이 低速大토크를 얻을 수 있기 때문에 콘크리트 믹서, 各種 卷上機, 크레인, 各種 밀(mill), 컨베이어 驅動等に 適合하다.

油壓모우터의 1 radian 回轉當의 排除容積을  $D_m$  ( $\text{cm}^3/\text{rad}$ ), 을 回轉速度를  $\omega$  ( $\text{rad}/\text{sec}$ ), 作動壓力(모우터의 前後壓力差)를  $P$  ( $\text{kg}_f/\text{cm}^2$ ), 作動油의 粘性係數를  $\mu$  ( $\text{kg}_f \cdot \text{sec}/\text{cm}^2$ ) 이라고 하면 油壓모우터의 體積效率  $\eta_v$  및 機械效率  $\eta_r$  는 各各

$$\eta_v = \frac{1}{1 + C_s \frac{P}{\mu\omega}}$$

$$\eta_r = 1 - C_f - C_d \frac{\mu\omega}{P}$$

이 된다. 여기서,  $C_s$ ,  $C_f$  및  $C_d$ 는 各各 모우터의 漏泄係數, 內部摩擦係數 및 無次元抵抗係數이다. 그러므로, 油壓모우터의, 回轉數  $n$  (rpm) 및 發生토크  $T$  ( $\text{kg}_f \cdot \text{cm}$ )는 各各

$$n = \frac{66Q_{th}}{2\pi D_m} = \frac{60\eta_v Q}{2\pi D_m}$$

$$T = \eta_r T_{th} = \eta_r D_m P$$

로 表示되고, 油壓모우터의 全效率  $\eta$  는

$$\eta = \frac{T\omega}{QP} = \frac{D_m\omega}{Q} \times \frac{T}{D_m P} = \frac{Q_{th}}{Q} \times \frac{T}{T_{th}}$$

$$= \eta_v \cdot \eta_r = \frac{1 - C_f - C_d \frac{\mu\omega}{P}}{1 + C_s \frac{P}{\mu\omega}}$$

로 되므로 效率는  $\mu\omega/P$ 의 函數로 된다. (그림 3. 및 그림 4. 參照) 또, 體積效率 및 機械效率는 比較的 크므로 油壓모우터의 回轉數는 모우터에 供給되는 流量에 比例하고, 發生토크는 모우터에 걸리는 壓力에 比例하는 特性을 지니고 있다.

油壓실린더는 流體에너지를 往復直線運動의 機械의 에너지로 變換하는 油壓機器이며, 作動機能에 의하여 分類하면 單動型(single acting type)

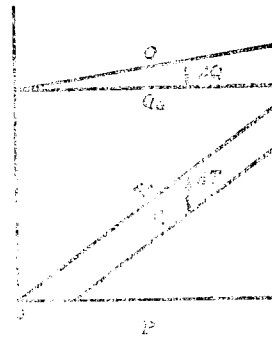


그림 3. 모우터의 壓力과 流量 및 모우터의 關係

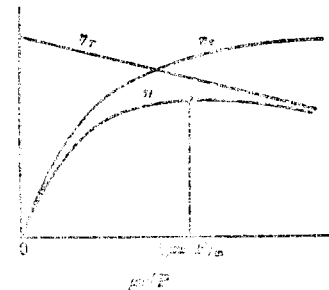


그림 4. 모우터의 效率曲線

과 復動型(double acting type)이 있다. 單動型 실린더는 一方面만을 油壓에 의하여 作動시키고 後退行程에서는 自重이나 스프링힘에 의하여 作動시키는 것으로서 動力을 節約할 수 있는 利點이 있다. 復動型실린더는 피스톤의 兩側에 油壓을 交互로 가할 수 있기 때문에 어느 方向으로나 油壓에 의하여 制御할 수 있는 一般的인 실린더로서, 兩로드型(double rod type)과 片로드型(single rod type)이 있다. 또, 油壓실린더를 支持形式에 의하여 分類하면 푸트型(foot type) 플랜지型(flange type) 등의 軸心固定型과 耳軸型(trunnion type), 크레비스型(clevis type) 등의 軸心搖動型이 있다. 따라서, 油壓실린더를 選定함에 있어서 使用壓力 및 실린더의 內徑뿐만 아니라 알맞는 支持形式의 실린더를 選擇하는 것이 重要하다.

一般的으로, 油壓실린더의 呼稱은 規格名稱 또는 規格番號, 構造形式, 支持形式의 記號, 실린더 內徑, 로드徑 記號, 最高使用壓力, 쿠션

(cushion)의 區分, 行程의 길이, 外部漏出의 區分, 및 팩킹(packing)의 種類에 따르고 있으므로, 油壓실린더를 選定함에 있어서는 必要로 하는 推力 및 速度로부터 使用壓力 및 실린더의 內徑을 구하고, 作動油의 種類에 의하여 팩킹의 種類를 選擇하여야 된다.

### 2.3 油壓制御밸브

油壓회로에서 얻은 壓油의 壓力, 流量 및 흐름의 方向을 制御하므로써 油壓액츄에이터의 發達停止, 速度, 方向 및 作動順序等を 制御하는 機器이다.

이들 밸브의 크기는 接續되는 管의 呼稱徑 또는 接續나사의 呼稱에 의하여 表示되기도 하고 또한 容量으로도 表示되는데, 容量의 表示方法으로는 흐름 수 있는 流量으로 表示하는 것이 普通이다. 이들 流量의 表示에도 公稱流量, 最大流量, 定格流量 등이 있으므로 使用者는 메이커의 카탈로그等を 利用하여 이들을 區別하여 使用하여야 된다. 公稱流量에는 接續되는 管의 流速에 의한 것과 壓力損失에 의하여 定한 것이 있으며, 最大流量에도 推獎最大量과 絶大最大량이 있다.

定格流量(rated flowrate)이라 함은 一定한 條件下에서 定해진 公稱流量인데, 이때의 一定條件이 一律으로 規定되어 있지 않으므로 使用者는 이 點을 注意하여 使用하여야 된다.

以外에 밸브의 選定에는 使用壓力 範圍, 附着方法等を 考慮하여야 된다. 附着方法은 配管方式에 따라서 平行나사 接續, 가스켓트(gasket) 接續, 테이퍼나사(taper thread) 接續, 플랜지(flange) 接續 등이 있고, 使用壓力 範圍는 大體로 70kg/cm<sup>2</sup>, 140kg/cm<sup>2</sup>, 210kg/cm<sup>2</sup> 및 350kg/cm<sup>2</sup> 등으로 區別되어 있다.

#### 2.3.1 壓力制御밸브

油壓管路內의 壓力에 關한 制御를 하는 밸브類를 壓力制御밸브라 하는데 이들을 機能上으로 分類하면 릴리프밸브(relief valve), 시퀀스밸브(sequence valve), 減壓밸브(reducing val-

ve), 無負荷밸브(unloading valve), 背壓밸브(counter balance valve) 등이 있다.

릴리프밸브는 油壓회로의 最高壓力을 限定하고 그의 一部가 過負荷 壓力으로 되는 것을 防止하여 油壓액츄에이터의 出力을 制限하는 밸브로서 直動形(direct operated type)과 平衡피스톤形(balance piston type)이 있다. 問題로 되는 特性으로는 壓力오버라이드(pressure override), 時間遲延, 安定性, 히스테리시스(hysteresis) 現象 등이 있으므로 使用者는 이 特性들을 念頭에 두고 使用해야 한다.

시퀀스밸브는 油壓회로의 壓力에 의하여 액츄에이터의 作動順序를 順次制御하기 위하여 使用되는 自動制御밸브로서, 이 밸브의 特性은 릴리프밸브와 同一하다.

無負荷밸브는 油壓회로의 壓力이 設定値에 달하면 펌프의 全流量을 直接 탱크로 還流시켜 펌프를 無負荷 運轉시키는 自動壓力制御밸브로서 低壓大流量과 高壓小流量의 油를 필요에 따라서 供給하고 싶은 경우의 複合펌프에 많이 利用되고 있다.

背壓밸브는 油壓액츄에이터에 負 負荷(over running load)가 걸리는 경우에 背壓을 주어 制御速度 以上으로 되는 것을 防止하는 밸브이다.

減壓밸브는 回路內의 一部의 壓力을 릴리프밸브의 設定壓力 以下로 減壓하는 밸브로서 一次側의 壓力을 恒常 一定하게 保持시키는 壓力一定形과 一次側과 二次側의 壓力差를 一定하게 維持시키는 差壓一定形이 있다.

#### 2.3.2 流量制御밸브

流量制御밸브는 油壓회로內의 流量을 調整하여 액츄에이터의 運動速度를 調節할 수 있도록 設計된 可變絞縮밸브이다. 밸브의 오리피스(orifice)를 通過하는 流量은 오리피스의 面積뿐만 아니라 오리피스 前後의 壓力差에 따라서 변하므로, 流量 調節을 正確히 해야 될 경우에는 壓力補償型 流量調整밸브를 使用해야 된다.

#### 2.3.3 方向制御밸브

액츄에이터의 始動, 停止, 加速, 減速 및 運

動的 方向을 制御할 目的으로 油壓源과 액츄에이터 사이에 設置하여 作動油의 흐름 接續方法을 定해 주는 機器로서, 포트(port)數, 位置數, 中立位置에 있어서의 흐름形式, 밸브內의 스프링 設置方式 및 作動方式에 의하여 여러가지로 分類된다.

方向制御밸브의 公稱流量은 밸브內의 全通路에서 생기는 壓力降下의 合計值가 3.5~4.2kg/cm<sup>2</sup> 程度일 경우의 流量이며, 밸브의 크기와 公稱流量, 接續포트의 크기의 關係는 表 3.과 같다.

表 3. 밸브의 크기와 公稱流量

公稱밸브의 크기 (in)	公稱 流量 (gpm)	接續 파이프 徑 (in)
	1.5~2	1/8, 1/4
1/8	8	1/4, 3/8, 1/2
1/2	20	1/2, 3/4
3/4	30	3/4, 1
1 1/4, 1 1/2	85	1 1/4, 1 1/2
2	180	2
3	320	3

## 2.4 補助機器

### 2.4.1 蓄壓器(Accumulator)

蓄壓器는 펌프의 代役으로서의 에너지의 蓄積, 放出이나 管路系 밸브의 急開閉時에 發生하는 서어지壓(surge pressure)을 防止하는 目的으로 使用하는 油壓回路의 補器로서, 氣液式, 스프링式 및 重錘式이 있다.

蓄壓器의 容量 選定은 各各의 用途에 따라서 다음의 式들로부터 구하면 된다.

i) 衝擊壓力의 吸收用

$$V = \frac{0.004P_2(0.0164L - T)}{P_2 - P_1}$$

여기서, V: 蓄壓器의 容量(l)

Q: 밸브 閉鎖前의 管路流量(l/min)

P<sub>1</sub>: 밸브 閉鎖前 壓力(kg/cm<sup>2</sup>)

P<sub>2</sub>: 밸브 閉鎖時 衝擊壓力(kg/cm<sup>2</sup>)

L: 配管長(m)

T: 밸브 閉鎖時間(sec)

이다.

ii) 脈動의 減衰用

$$V = \frac{\Delta V}{1 - \left[ \frac{2 - \delta P}{2 + \delta P} \right]^{1/k}}$$

여기서, ΔV는 蓄壓器가 吸收하여야 할 流量이며 δP =  $\left( \frac{P_{max} - P_{min}}{P_{mean}} \right)$ 는 脈動變動率이고, k는 斷熱指數로서 1.4이다.

iii) 油壓에너지의 蓄積用

$$V = \frac{\Delta V}{P_0^{1/n} \left[ \left( \frac{1}{P_2} \right)^{1/n} - \left( \frac{1}{P_1} \right)^{1/n} \right]}$$

여기서, V는 蓄壓器의 有效內容積(l)이고, ΔV(l)는 蓄壓器에 있어서의 最高作動壓力 P<sub>1</sub>(kg/cm<sup>2</sup>)에서 最低作動壓力 P<sub>2</sub>(kg/cm<sup>2</sup>)로 될 때까지의 所要放出量이다. 또, P<sub>0</sub>는 가스 封入壓力(kg/cm<sup>2</sup>)이고 n은 폴리트로프指數(polytropic index)이다.

### 2.4.2 濾過器

作動油로부터 固形物을 濾過作用에 의하여 除去시키는 裝置를 濾過器(filter)라 하는데, 펌프의 吸入側에 設置하여 作動油中의 異物을 分離시키는 것을 스트레이너(strainer), 펌프의 吐出側이나 回路의 歸還側(return line)에 設置하여 濾過시키는 것을 필터(filter)라고 區別하기도 한다. 濾過器의 性能은 濾過能力, 濾過效率, 壓力損失, 濾過容量 및 耐壓에 의하여 表示되므로 使用者는 이들 性能을 잘 理解하여 濾過器를 選定하여야 된다.

## 3. 油壓裝置의 設計方法

油壓裝置는 設計의 良否에 따라서 無限의 効力を 發揮할 수도 있고 혹은 計劃되어진 機能을 發揮하지 못하고 補修나 調整을 招來하는 結果를 가져오기도 한다. 그러므로 油壓裝置를 製作할 때에는 다음과 같은 節次를 尙상 念頭에 두어 設計하지 않으면 안된다.

(1) 機械의 作動 目的 確立과 理論사이클의 設定

油壓裝置의 設計에 앞서 우선 機械의 作動目的을 確立하여 그 機能을 達成시킬 수 있는 機構를 考案하고, 個個의 動作을 分析하여야 된다. 또, 製作되어 질 機械로부터 期待할 수 있는 生産量이 어느 程度인가를 設定해서 機械의 사이클當의 所要時間을 구하고, 이 사이클을 다시 分解하여 액츄에이터의 各 動作에서의 所要時間을 設定한다.

이 理論사이클을 決定하는 것은 後에 說明할 액츄에이터, 펌프 및 밸브 등의 容量, 口徑의 設計基準으로 되기 때문에 詳細히 設定하여 1 사이클에 있어서의 動作圖表(chart)를 만드는 것이 좋다.

(2) 油壓回路의 選定

機械의 動作, 作動目的 및 理論사이클이 設定되면 알맞는 油壓回路를 構想해야 된다. 이 油壓回路는 同一 目的을 위하여 設定된 것이라 하여도 設計者의 思考方式, 經驗의 多少 및 油壓部品の 使用法에 따라서 다르게 된다. 따라서 目的에 맞는 回路圖로서 몇개의 原案을 作成하고, 機能, 動作, 安全性, 價格 및 信賴性에 重點을 두어 選定하지 않으면 안된다.

(3) 액츄에이터의 選定

여기서는 실린더에 對해서만 說明하고자 한다. 油壓모우터에 對해서도 類似한 方法으로 選定하면 된다.

選定上의 要素로서는 실린더의 出力, 行程, 速度 및 設置方法 등이 있다. 실린더의 出力은 一般的으로 前進時의 出力을 基準으로 하지만, 特殊한 機械에서는 後退時의 必要한 出力을 要하는 境遇도 있다.

行程은 機械裝置의 關係치수로부터 구하지만, 行程이 긴 경우에는 피스톤로드의 撓屈을 防止하기 위한 支持方法도 考慮되어야 한다. 以外에도 油壓口의 크기, 衝擊緩衝裝置의 有無, 作動油種類, 荷重의 性質 및 周圍의 環境 등을 考慮하여 選定하여야 된다.

(4) 펌프, 動力의 決定

펌프의 形式 및 動力은 실린더의 出力, 速度 및 容量의 選定에 따라서 구하여진다. 回轉速

度는 펌프의 베어링 壽命, 그밖의 耐久性, 空洞現象(cavitation) 등과 關聯시켜 適合한 回轉數를 擇하고, 펌프의 壓力은 실린더의 出力과 回路內의 損失壓力을 基礎로 하여 定格壓力以下에서 使用하는 것이 原則이다. (그림 5. 參照)

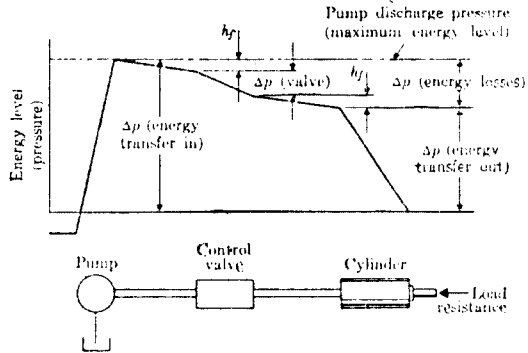


그림 5. 油壓回路의 壓力分布

펌프의 容量은 실린더의 피스톤面積과 速度를 根據로 해서 定하는데, 너무 크면 밸브나 실린더의 定格值 超過로 되어 壽命短縮, 動力의 不經濟, 油溫의 上昇 및 氣泡發生을 일으켜 作動不良으로 된다.

動力  $L_s$ (kw)은 펌프의 吐出量  $Q$ (l/min) 및 使用壓力  $P$ (kg/cm<sup>2</sup>)에 의하여 다음 式에 의하여 決定된다.

$$L_s = \frac{P \cdot Q}{612 \cdot \eta} \text{ (kw)}$$

여기서  $\eta$ 는 펌프의 全效率로서 所要馬力에 미치는 影響이 크므로, 可能한 한 優秀한 製品을 選定할 必要가 있다.

實際의 油壓操作사이클에 있어서는 負荷의 變動이 顯著하기 때문에 誘導電動機를 原動機로 使用하는 境遇에는 負荷사이클의 平均動力  $L_m$ 을 구하여 電動機容量을 決定하면 된다.

$$L_m = \sqrt{\frac{t_1}{T} L_1^2 + \frac{t_2}{T} L_2^2 + \dots + \frac{t_n}{T} L_n^2}$$

여기서,  $T$ : 1 사이클의 所要時間

$t_1, t_2, \dots, t_n$ : 1 사이클中의 各行程에서의 所要時間

$L_1, L_2, \dots, L_n$ : 1 사이클中의 各行程에서의 所要動力

## ● 講 座

이며, 사이클中の 負荷의 피크値는 電動機의 定格出力의 1.5 倍以下이어야 된다.

### (5) 制御밸브의 選定

各種 밸브類의 選定 要素로서는 定格壓力, 定格流量, 作動方式, 設置方式, 포트(port)치수 應答時間 등이 있으며, 以外에도 價格, 重量, 서어비스性 등을 들 수 있다. 밸브의 容量은, 실린더의 前後進時의 피스톤의 面積比를 考慮하여 펌프의 吐出量보다 크게 하는 것이 바람직하다.

### (6) 配管치수의 決定

配管의 치수는 流量과 壓力으로부터 決定된다. 두께는 밸브의 切換時에 생기는 서어지壓力을 考慮하여 普通 5~8의 安全率을 주어 決定하고, 管内徑은 다음과 같은 管内流速을 基礎로 하여 決定하면 된다.

펌프 吸入管 0.5~1.5 m/sec

壓力側 配管 1.5~4.5 m/sec

밸브의 歸還(return)側 2.0~5.0 m/sec

### 參 考 文 獻

1. Russel S. Henke, Introduction to Fluid Power Circuits and Systems, Addison-Wesley Pub. Co., 1970.
2. 石原智男外, 油壓工學ハンドブック, 朝倉書店, 1973
3. Herbert E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, Inc., 1967.
4. A.B. Goodwin, Fluid Power Systems, Macmillan Press Ltd., London, 1976.
5. D. McCloy, H.R. Martin, The Control of Fluid Power, John Wiley & Sons, Inc. 1973.

<280 페이지에서 계속>

보일러 設備의 基本的인 原則에 精通하고 燃焼 設備 管理 徹底로 보일러 效率向上은 勿論 爐內 溫度 上昇에 依한 튜우브 材質變化를 줄이고 보일러 各要素의 經年變化狀態를 徹底히 點檢하며 豫防補修 함으로서 安全 運轉 및 高効率運轉과 環境保存等에 加일층 配慮하여 巨視적인 에너지 節約에 힘써야 할 것이다.

### 參 考 文 獻

1. 住友金屬工業株式會社: 보일러用 鋼管의 經年變化とその調査
2. 한국과학기술연구소: 보일러 튜우브의 파열사고 대책에 관한 연구 1979.
3. Sumitomo Metal Ind, Ltd: The Design of High Temperature Boiler Tubes
4. 電力中央研究所: 보일러用 鋼管의 長期加熱による 諸性質變化
5. 日本ボイラ協會: 보일러의取扱と保全
6. 日本ボイラ協會: 보일러壓力容器的 災害事例とその對策 1972.
7. American Society for Metals; Metals Hand Book 1973.
8. 日本熱處理協會: 金屬組織と缺陷 1970.
9. 火力發展技術協會: 보일러講座 1979.