

壓縮點火機關의 燃燒室

特性和 狀態變化(Ⅱ)

金 光 洙

<大宇重工業(株)엔진設計課>

5. 亂流(Turbulence)^(1, 4, 5)

燃燒室의 特性에서 알 수 있는 것처럼 空氣流動의 영향이 연소에 미치는 影响이 크기 때문에 여기서는 亂流에 對해서 알아 보겠다.

압축공기 에서의 亂流는 연소실내에 燃料噴射의 分布를 증대시키고, 加熱과 증발물을 증대시키며, 點火 지연을 감소시키는 경향이 있다. 이러한 亂流는 공기가 실린더로 流入되는 과정에서 일어질 수 있고, 연소실의 設計에 의해서도 일어질 수 있다. 이 亂流는 機關의 回轉數가 증대함에 따라 증대한다. 또 亂流는 空氣와 燃料의 더 확실한 均一한 混合을 주도하므로 연소가 더 均一하게 되며, 또한 이는 壓縮混合氣를 통해서 火焰 前面이 전진해 가는데 드는 時間을 단축시키기 때문에 노크의 경향을 감소시킨다. 스모크(smoke)에 미치는 亂流의 影响은 다음과 같다. 燃燒보울(combustion bowl)의 中心部에서의 亂流와 速度에 의해서 스모크는 主로 調定될 수 있다. 즉, 보울 中心에서의 亂流와 速度가 증대하면, 스모크가 감소한다. 低速機關에서는 보울 중심에서의 亂流와 速度가 낮기 때문에 스모크 發生에 主要 原因이 되고 있다.

5.1. 吸入에 의해 發生하는 空氣의 旋回^{1, 3, 5, 12)}

그림 15는 二重 吸入 밸브를 使用한 機關에서의 旋回流의 形成을 보여주고 있다.

포트의 形狀은 空氣가 時計 反對方向으로 回轉하게끔 한다.

또 그림 16은 空氣旋回流를 위해서 使用되는 마스크 밸브의 斷面을 보여주고 있다. 空氣는 단지 실린더의 流入過程에서 오른쪽으로 흐르게 되지만 마스크 吸入밸브는 잘 形成된 직선형 포트보다도 空氣流入을 차단하기 때문에 광범위하게 쓰이지는 않는다.

또 마스크밸브는 一般的으로 全負荷영역에서는 效果的이지 못하며, 오히려 메카니즘을 복잡하게 만든다. 나선형 포트의 使用時 旋回流는 포트내에 있는 吸入밸브의 뒷면에서 生成되며, 접선方向 포트의 경우는 실린더벽에 부딪혀서 실

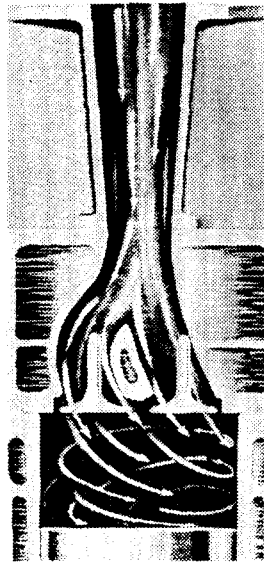


그림 15

壓縮點火機關의 燃燒室 特性和 狀態變化

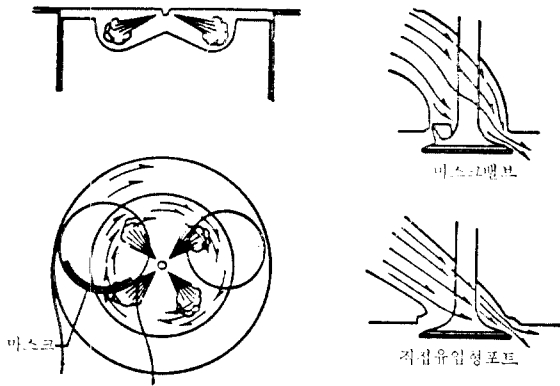


그림 16 포트에 의해 발생하는 旋回流의 形態

린더內에 流入되는 空氣의 흐름에 의해서 生成된다.

實驗에 의하면 나선형 포트가 직접분사식 디젤 機關의 全體性能에 더 이득을 준다. 그림 17에서 알 수 있는것 처럼 吸入空氣의 접선방향成分 V 는 A/α 의 比에 의해서 決定되며, 通路

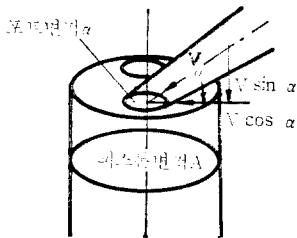


그림 17

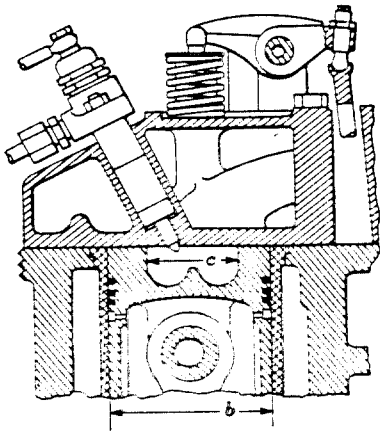


그림 18

α 의 경사에 의해서 $V \cos \alpha$ 가 된다. 실린더內에서 접선方向의 旋回流速度는 流體의 機何學에 의해 어떻게 $V \cos \alpha$ 가 效果的으로 처리 되느냐에 달려있다.

吸入行程에서 피스톤이 下降하면 실린더와 피스톤 보울에서 旋回流가 形成된다. 압축행정경의 경우 回轉하는 空氣의 質量이 TDC에 到達할때까지 압축된다. 運動量의 保存에 의해서 보울內에서의 旋回速度는 $(b/c)^2$ 에 比例하지만 전과손실은 (b/c) 에 比例해서 감소한다(그림 18).

燃料의 噴射와 燃燒가 되면 旋回流의 速度는 매우 높아지고, 팽창행정에서 體積이 증가함에 따라 旋回速度는 감소한다.

5.2. 피스톤에 의해 發生하는 스퀴시^(1,3,14)

피스톤이 TDC에 到達하면 헤드와 피스톤의 꼭대기에 있는 空氣는 輻射 빠른 速度로 안쪽의 半徑方向으로 흐르도록 힘을 받는다. 이런 形態의 空氣流動을 스퀴시라고 한다.

그림 19는 피스톤에 의해 發生하는 스퀴시와 吸入에 의해 發生하는 空氣의 旋回의 結合에 의한 空氣흐름의 方向을 보여준다.

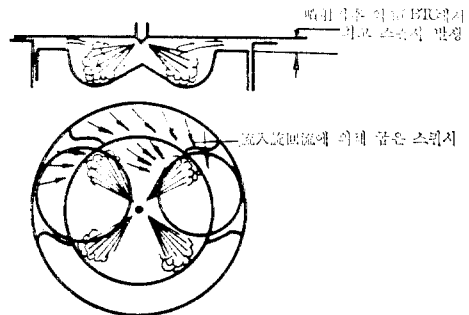


그림 19

피스톤이 行程의 끝에 到達할때 피스톤이 천천히 下降하지만 급격한 體積의 變化 때문에 스퀴시 量은 加速된다.

스퀴시에 의해 얻어질수 있는 最大空氣 速度는 스퀴시面積과 燃燒室 開放面積의 比에 따라 變化한다. 최적의 성능은 吸入에 의해 發生하는 空氣의 旋回와 피스톤에 의해 發生하는 스퀴시의 約 50—50의 結合에 의해서 얻어진다.

☐ 解 說

다음에는 스퀴시에 의한 空氣의 送出速度 w_r 를 求해보자(그림 20 참조).

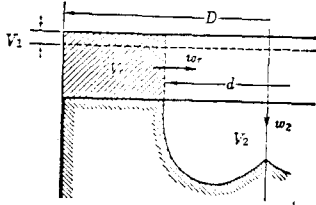


그림 20 스퀴시의 계산기호

V_1 은 上死點에 到達後의 容積
 V_2 는 피스톤 보울의 容積
 V_r 는 링 모양의 容積이라고 하면,
 V_r 에 있는 空氣量은 $G_r = V_r \cdot \gamma$ 가 된다.

$\therefore dG_r = V_r \cdot dr + r \cdot dV_r$
 실린더內的 空氣量은 不變이라고 하면,
 $G = V \cdot r = \text{一定}$

여기서 V 는 全 壓縮體積이다.
 $Vdr + rdV = 0, dV/V = -dr/r$

空氣가 링 모양의 面積 f 로부터 速度 w_r 로써 流出한다고 하면 流出量 $f_r \cdot w_r \cdot r \cdot dt$ 는 V_r 內에서의 空氣量의 감소와 같으므로

$$dG_r = -f_r \cdot w_r \cdot r \cdot dt$$

윗 式에서

$$-f_r \cdot w_r \cdot dt = V_r dr + rdV_r = -V_r \cdot \frac{dV}{V} + dV_r$$

$$\therefore w_r = \frac{1}{f_r} \left[\frac{dV_r}{dt} - \frac{V_r}{V} \cdot \frac{dV}{dt} \right] \quad (7)$$

全壓縮體積 $V = V_1 + V_2 + Fsh(\theta)$

$$V = V_1 + V_2 + Fsh(\theta) = Fs[\epsilon_1 + \epsilon_2 + h(\theta)]$$

여기서, $\epsilon_1 = V_1/V_h, \epsilon_2 = V_2/V_h$

$$h(\theta) = \frac{1}{2} \left[1 - \cos\theta + \frac{1}{\lambda_c} (1 - \sqrt{1 - \lambda_c^2 \sin^2\theta}) \right]$$

이것을 式 (7)에 代入하면,

$$w_r = \frac{\pi}{180} \cdot \frac{3n}{2d} (D^2 - d^2) \cdot \frac{\epsilon_2}{[\epsilon_1 + \epsilon_2 + h(\theta)][\epsilon_1 + h(\theta)]} \cdot \frac{dh(\theta)}{d\theta}$$

$$\frac{\epsilon_2}{[\epsilon_1 + \epsilon_2 + h(\theta)][\epsilon_1 + h(\theta)]} \cdot \frac{dh(\theta)}{d\theta}$$

平均 피스톤 速度 $C = ns/30$ 을 利用해서

$$w_r = \frac{\pi}{4} \cdot C \cdot \frac{D}{s} \cdot \frac{D}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] \cdot \frac{\epsilon_2}{[\epsilon_1 + \epsilon_2 + h(\theta)][\epsilon_1 + h(\theta)]} \cdot \frac{dh(\theta)}{d\theta}$$

回轉方向의 流入速度 w_2 는 式 (7)에서 $V_r = V_2 = \text{一定}$

f_r 代身에 $f_2 = \frac{\pi d^2}{4}$ 이라고 하면

$$w_2 = \frac{1}{f_2} \cdot \frac{V_2}{V} \cdot \frac{dV}{dt} = \pi c \left(\frac{D}{d} \right)^2$$

$$\frac{\epsilon_2}{[\epsilon_1 + \epsilon_2 + h(\theta)]} \cdot \frac{dh(\theta)}{d\theta}$$

가 된다.

6. 실린더內的 狀態變化^(14, 18)

우선 燃燒가 일어날 경우 실린더 內에서의 가 스교환에 대해서 알아보자.

가스가 밸브를 通過하는 面積을 f , 가스의 速度를 w 라고하면 時間 dt 동안에 흐르는 流動은

$$dG = \frac{fwdt}{V_2} \quad (8)$$

여기서 첨자 1, 2 는 밸브 前後의 狀態를 表示하고, V 는 比體積이다.

$$w = \sqrt{\frac{2g}{A} (i_1 - i_2)}$$

인데, 이것은 定常흐름을 行하는 流體에 對한 一般에너지式⁽²⁾에서 求한다.

$$w = \sqrt{\frac{2g}{A} (i_1 - i_2)} = \sqrt{\frac{2g}{A} C_p (T_1 - T_2)} \quad (9)$$

이때의 흐름을 等엔트로피 과정이라고 하면

$$p_1 V_1^k = \text{一定}, T_1 V_1^{k-1} = \text{一定},$$

$$\frac{p_1}{T_1}^{k-1/k} = \text{一定} \quad (10)$$

여기에 流量係數 μ 를 고려하고 式 (9)를 式 (10)에 代入하면

$$dG = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2g}{A} C_p (T_1 - T_2)} dt / V_2$$

$$C_p = \frac{K}{K-1} AR \text{ 이다.}$$

$$\therefore dG = \mu \cdot f \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{K}{K-1} (T_1 - T_2)} \cdot dt / V_2$$

$$= \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot \frac{K}{K-1} T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)}{V_2^2}} \cdot dt$$

式 (10)에서 $T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{K-1/K}$, $p_1 V_1 = R T_1$ 이므로,

$$dG = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot \frac{K}{K-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{K-1/K}\right]}{V_2^2}} \cdot dt \quad (11)$$

그런데 루트안의

$$p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{K-1/K}\right] = p_1 V_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{2/K} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/K} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{K+1/K}\right], \quad p_1 V_1^K = p_2 V_2^K$$

이므로

$$\begin{aligned} \frac{p_1}{p_2} &= \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^K, \\ \therefore \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{2/K} &= \left[\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^K\right]^{2/K} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2, \\ \therefore p_1 V_1 \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2 &= \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/K} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{K+1/K}\right] \\ &= \frac{p_1}{V_1} \cdot V_2^2 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/K} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{K+1/K}\right] \end{aligned}$$

이것을 式 (11)에 代入하면

$$dG = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot \frac{K}{K-1} \cdot \frac{p_1}{V_1} \cdot V_2^2 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/K} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{K+1/K}\right]}{V_2^2}} \cdot dt$$

$$dG = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot \frac{K}{K-1} \cdot \frac{p_1}{V_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/K} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{K+1/K}\right]}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{K+1/K}}} \cdot dt$$

$$\therefore dG = \mu \cdot f \cdot \phi_{12} \sqrt{2g \cdot \frac{p_1}{V_1}} \cdot dt$$

$$\text{여기서 } \phi_{12} = \sqrt{\frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/K} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{K+1/K}\right]}$$

크랭크角을 θ 라면,

$$d\theta = 360 \cdot n \cdot dt / 60 = 6ndt \quad (13)$$

단 n 는 回轉數(rpm)이다

밸브가 열린 狀態에서 必要한 量의 가스를 얻기 위해서는 다음의 關係式을 만족 해야한다.

$$\begin{aligned} \int f dt &= \int \frac{dG}{\mu \cdot \phi_{12} \sqrt{2g \cdot \frac{p_1}{V_1}}} \\ &= \int f \cdot \frac{1}{6n} d\theta = \frac{1}{6n} \int f \cdot d\theta \end{aligned}$$

가스교환은 排氣量, 실린더 內 및 밸브前後의 壓力比에 대한 크기의 $f dt$ 가 必要한데 이것을 時間面積(time area)이라 하고 가스교환은 回轉數 n 가 크게 됨에 따라 작게 되므로 $f d\theta$ 를 크게 해야 하지만 角面度(angle area)의 증대에는 限界가 있으므로 高速이 됨에 따라 가스교환은 곤란하고, 이것이 最高速度의 限界를 주기 때문에 機關出力에 重要한 關係가 된다.

排氣밸브가 열리기 시작하여 실린더 內의 壓力은 排氣管 內의 壓力의 2배 이상 되므로 토출초기에는 임계이상의 유출이 행해진다. 그때 밸브를 通過하는 가스速度는 다음과 같다.

式 (12)에서 f 를 一定하게 하고, dG 를 크게 하는 條件, 또 dG 를 一定하게 하고, f 를 最小로 하는 條件은,

$$\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/K} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{K+1/K}\right]$$

을 最大로 하는

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \rho \text{ (팽창비)}$$

의 값을 구하면 된다.

$$\frac{p_2}{p_1} = \rho \text{ 로 놓고 미분하면,}$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\rho} \left[\rho^{2/K} - \rho^{K+1/K} \right] &= \frac{2}{K} \rho^{2-K/2} \\ &\quad - \frac{K+1}{K} \cdot \rho^{1/K} = \rho^{1/K} \left(\frac{2}{K} \rho^{1-K/K} - \frac{K+1}{K} \right) \end{aligned}$$

이것을 0으로 놓고 ρ 를 求하면,

$$\rho^{1/K} \left(\frac{2}{K} \cdot \rho^{1-K/K} - \frac{K+1}{K} \right) = 0,$$

$$\frac{2}{K} \cdot \rho^{1-K/K} = \frac{K+1}{K}$$

$$\rho = \left(\frac{K+1}{2} \right)^{K/1-K} = \left(\frac{K+1}{2} \right)^{-K/K-1}$$

$$= \left(\frac{2}{K+1} \right)^{K/K-1}$$

이때 p_2 를 p_{cr} (critical pressure)라고 하면,

$$\rho = \frac{p_{cr}}{p_1}$$

☐ 解 說

$$\therefore p_{cr} = \rho \cdot p_1 = p_1 \left(\frac{2}{K+1} \right)^{K/K-1} \quad (14)$$

$K=1.4$ 로 하면

$$\frac{p_{cr}}{p_1} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{K/K-1} = 0.528$$

限界壓力에서의 噴出速度 w 는 式 (11)에서

$$w = \sqrt{2g \cdot \frac{K}{K-1} \cdot p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{K-1/K} \right]} \quad (15)$$

式 (14)에서 $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{K/K-1}$,

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{K-1/K} = \frac{2}{K+1}$$

이것을 式 (15)에 代入하면,

$$\begin{aligned} w &= \sqrt{2g \cdot \frac{K}{K-1} \cdot p_1 V_1 \left(1 - \frac{2}{K+1} \right)} \\ &= \sqrt{2g \cdot \frac{K}{K+1} \cdot p_1 V_1} \\ &= \sqrt{2g \cdot \frac{K}{K+1} \cdot RT_1} \end{aligned}$$

여기에 $K=1.4$ 를 代入,

$$\text{임계속도 } w_{cr} = 3.38 \sqrt{RT_1}$$

f_a, μ_a 를 排氣밸브의 개구면적 및 流量係數라고 하면, 시간 dt 에서의 流出量 dG_a 는 式 (12)에서

$$dG_a = 2.145 \mu_a \cdot f_a \cdot \sqrt{\frac{p_1}{V_1}} \cdot dt$$

즉 流出速度는 排氣管內的 壓力에는 無關係하기 때문에 유출량은 時間面積과 실린더內的 狀態에 따라 달라진다.

그러므로 고속기관 일수록 밸브의 개방을 일찍해야 한다.

吸入則의 壓力 p_s 와 背壓 p_a 를 一定하다고 하면, 吸氣와 排氣의 比熱 및 가스定數를 같다고 하고 가스교환 중의 壓力變化를 計算해 보자.

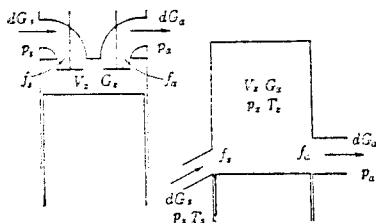


그림 21 가스교환 과정의 계산

그림 21에서 吸入밸브로부터 dG_s 의 신선한 공기가 吸入되고, 排氣밸브로부터 dG_a 의 排氣가 流出된다고 하면 실린더內的 가스重量의 變化 dG_z 는

$$dG_z = dG_s - dG_a$$

吸·排氣밸브에서의 가스의 흐름을 等엔트로피 과정 이라고 하면, 式 (12)에서

$$dG_s = \mu_s \cdot f_s \cdot \phi_{sz} \sqrt{2g \cdot \frac{p_s}{V_s}} \cdot dt \quad (16)$$

$$dG_a = \mu_a \cdot f_a \cdot \phi_{za} \sqrt{2g \cdot \frac{p_z}{V_z}} \cdot dt \quad (17)$$

여기서 첨자 s 는 吸氣, a 는 排氣, Z 는 실린더에 관한 物質을 表示한다.

ϕ_{sz}, ϕ_{za} 는 式 (12)의 ϕ_{12} 에 포함된 p_1, p_2 의 첨자를 s, z 또는 z, a 로 變換한 것이다.

完全가스의 狀態式에서

$$\frac{dG_z}{G_z} = \frac{dp_z}{p_z} + \frac{dV_z}{V_z} - \frac{dT_z}{T_z} \quad (18)$$

式 (18)에 式 (16), (17)을 적용하면,

$$\begin{aligned} \frac{dp_z}{p_z} + \frac{dV_z}{V_z} - \frac{dT_z}{T_z} &= \frac{dG_z}{G_z} = \frac{dG_s - dG_a}{G_z} \\ &= \frac{dG_s}{G_z} - \frac{dG_a}{G_z}, \end{aligned}$$

$$dG_s = \mu_s \cdot f_s \cdot \phi_{sz} \sqrt{2g \cdot \frac{p_s}{V_s}} \cdot dt \text{ 에서}$$

$$\frac{dG_s}{G_z} = \mu_s \cdot f_s \cdot \phi_{sz} \frac{\sqrt{2g \cdot RT_s}}{V_s} \cdot dt$$

그런데 $p_s V_s = RT_s, p_z V_z = RT_z$ 에서

$$\frac{p_s V_s}{T_s} = \frac{p_z V_z}{T_z} \text{ 이므로}$$

$$V_s = \frac{T_s}{p_s} \cdot \frac{p_z V_z}{T_z} \text{ 가 된다.}$$

$$\therefore \frac{dG_z}{G_z} = \frac{\mu_s \cdot f_s \cdot \phi_{sz} \sqrt{2g RT_s}}{V_z} \cdot \frac{p_s}{p_z} \cdot \frac{T_z}{T_s} \cdot dt$$

이다.

$$\text{또, } dG_a = \mu_a \cdot f_a \cdot \phi_{za} \sqrt{2g \cdot \frac{p_z}{V_z}} \cdot dt$$

$$= \frac{\mu_a \cdot f_a \cdot \phi_{za} \sqrt{2g \cdot RT_z}}{V_z} \cdot dt$$

$$\frac{dG_a}{G_z} = \frac{\mu_a \cdot f_a \cdot \phi_{za} \sqrt{2g RT_z}}{V_z} \cdot dt$$

\therefore 式 (18)에서

$$\frac{dp_z}{p_z} + \frac{dV_z}{V_z} - \frac{dT_z}{T_z} = \frac{dG_z}{G_z} - \frac{dG_a}{G_z}$$

$$= \frac{\mu_s \cdot f_s \cdot \phi_{sz} \sqrt{2gRT_s}}{V_z} \cdot \frac{p_z}{p_s} \cdot \frac{T_z}{T_s} \cdot dt$$

$$- \frac{\mu_a \cdot f_a \cdot \phi_{za} \sqrt{2gRT_s}}{V_z} \cdot dt$$

式 (13)을 利用해서 ($d\theta = 6ndt$) 위 式을 變形 하면,

$$\frac{d \ln p_z}{d\theta} - \frac{d \ln T_z}{d\theta} = \frac{\sqrt{2gRT_s}}{6nV_z}$$

$$\cdot \left[\mu_s \cdot f_s \cdot \phi_{sz} \left(\frac{p_z}{p_s} \right)^{-1} \left(\frac{T_z}{T_s} \right) - \mu_a \cdot f_a \cdot \phi_{za} \right]$$

$$\sqrt{\frac{T_z}{T_s}} - \frac{d \ln V_z}{d\theta} \quad (19)$$

실린더 벽으로 부터 가스에 결합되는 dQ_w 熱量은 에너지形式에서,

流入에너지 - 流出에너지 + 熱量 = 실린더 内部에 에너지 + 일

$$C_p \cdot T_s \cdot dG_s - C_p \cdot T_z \cdot dG_a + dQ_w = d(C_v \cdot G_z T_z) + AP_z dV_z \quad (20)$$

式 (16), (17)을 代入하면,

$$K \cdot \mu_s \cdot f_s \cdot \phi_{sz} p_s \sqrt{2g \cdot RT_s} \cdot dt - K \cdot \mu_a \cdot f_a \cdot \phi_{za} p_z \sqrt{2gRT_s} \cdot dt + \frac{RdQ_w}{C_v} = V_z dp_z + K p_z dV_z$$

$d\theta = 6ndt$ 와 $Q_w = \alpha_r \cdot F_i \cdot (t - t_{wi}) \text{kcal/h}$ 의 關係를 利用하면, 단 여기서 α_r 는 熱傳達係數이고, F_i 는 接觸면적이다.

$$\frac{d \ln p_z}{d\theta} = \frac{K \sqrt{2gRT_s}}{6nV_z} \left[\mu_s \cdot f_s \cdot \phi_{sz} \left(\frac{p_z}{p_s} \right) - \mu_a \cdot f_a \cdot \phi_{za} \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^{1/2} \right] - K$$

$$\frac{d \ln V_z}{d\theta} + \frac{\alpha_r \cdot F_i \cdot (t_z - t_{wi}) R}{3600 \cdot 6n \cdot V_z \cdot C_v p_z} \quad (21)$$

여기서

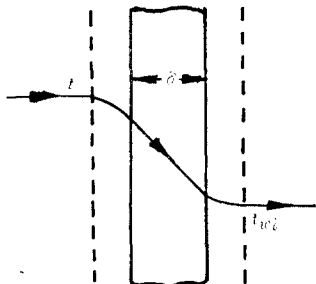


그림 22

$$V_z = V_h \left[\frac{1}{\epsilon - 1} + \frac{1}{2} (1 - \cos \theta) + \frac{1}{2\lambda_c} (1 - \sqrt{1 - \lambda_c^2 \sin^2 \theta}) \right]$$

λ_c 는 크랭크반경 / 연결봉의 길이 이고, f_s, f_a 는 어느 것이나 θ 에 關係가 있기 때문에 式 (19), (20)의 連립방정식을 이해하면 p_z, T_z 를 구할수 있다.

7. 결 론

1. 微粒化, 貫通力, 粒子分布 사이에는 서로 相反되는 關係가 있다. 즉 微粒化를 잘 시키려면 噴霧粒子徑이 작아야 하는데 이 경우는 運動量이 적기 때문에 貫通力을 희생 시켜야 한다. 그러나 一般的으로 25μ 程度의 噴霧粒子徑이 燃燒에 좋은 影響을 준다.

2. 空氣의 亂流는 燃料噴霧와 空氣의 均等한 混合에 依해서 燃料節約, 排氣등에 큰 影響을 미치는데 이러한 亂流를 위해서 入口則通路는 유체의 마찰손실을 피하고 날카로운 部分을 없애며 제트旋回의 速度를 증가 시키기 위해서 흐름의 方向에 따라 斷面積이 감소되어야 한다.

3. 吸入空氣量은 엔진의 性能에 크게 影響을 미치는데 流出入하는 가스량은 機關 回轉數에 反比例 하므로 $f d\theta$ 를 크게 할 必要가 있고 燃燒室에의 吸入 空氣量 G 는 $G \propto F(f, p_1, p_2)$ 의 함수이다.

4. 旋回速度 W 는 $W \propto F(W_0, h, r, H, D)$, 스쿠시速度 W_r 는 $W_r \propto F(C, D, d, \epsilon)$ 의 關係가 있다.

부 록 1

그림 23에 의하면,

$$x = \overline{OA} - \overline{OP} = (r+l) - (r \cos \theta + l \cos \phi)$$

$$= r(1 - \cos \theta) + l(1 - \cos \phi) \quad (1)$$

한편, $r \sin \theta = l \sin \phi \therefore \sin \phi = \sin \theta / \lambda$

$$\therefore \cos \phi = \sqrt{1 - \sin^2 \phi} = \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \quad (2)$$

①, ②에서

$$x = r \left[\left(1 - \cos \theta + \lambda \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \right) \right) \right]$$

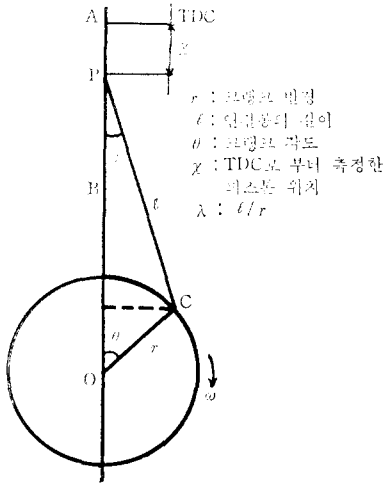


그림 23

부 록 2

그림 24에 의하면,

定常的인 흐름을 행하는 流體에 대한 一般에
너지 式에서 單位時間에 通過하는 에너지 E는

$$E = Gu + AG \cdot \frac{\omega^2}{2g} + AGpV = G \left(i + A \cdot \frac{\omega^2}{2g} \right)$$

G : 流體의 流量, w : 速度, V : 比體積

$$Q + Gu_1 + AGp_1V_1 + AG \frac{\omega_1^2}{2g} + AGh_1$$

$$= AL_1 + Gu_2 + AGp_2V_2 + AG \cdot \frac{\omega_2}{2g} + AGh_2$$

$$\therefore Q + Gi_1 + AG \cdot \frac{w_1^2}{2g} + AGh_1 = AL_1 + Gi_1$$

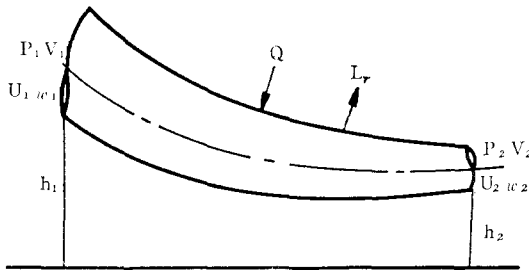


그림 24

$$+ AG \cdot \frac{\omega_2^2}{2g} + AGh_2$$

外部에서 熱出入과 摩擦이 없고 $h_1 = h_2, L_1 = 0$
이면,

$$G(i_2 - i_1) + AG \left(\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g} \right) = 0$$

$$\therefore i_{21} = -A \cdot \frac{\omega_{21}^2}{2g}, \quad \omega_{21} = \sqrt{\frac{2g}{A} i_{12}}$$

참 고 문 헌

- (1) Karl W. Stinson, "Diesel Engineering Handbook", 11th Edition, Diesel Publication, Inc., 1963, pp.41-49, pp.61-68.
- (2) 下田正敏, 鈴木 孝, 塩崎忠一, "ディーゼルエンジンの空気流動と燃焼特性の解析について", 自動車技術, Vol. 34, No. 11, 1980, pp.1153-1158.
- (3) Edward F. Obert, "International Combustion Engines and Air Pollution", Intext Educational Publisher, 1973, pp.567-632.
- (4) William H. Crouse, "Automotive Engine Design", McGraw-Hill, 1970, pp.132-142.
- (5) F. Brandl, I. Reverencis, W. Cartelieri, J.C. Dent, "Turbulent Air Flow in the Combustion Bowl of a D.I. Diesel Engine and Its Effect on Engine Performance", SAE Paper Series 790040
- (6) 志村一來, "新版 自動車整備入門"・ディーゼルエンジン, 山海堂, 1976年, pp.56-63, pp.10-11.
- (7) 大道寺達, "ディーゼル機関設計法", 工學圖書株式會社, 1964, pp.223-234.
- (8) H.F.P. Purday, "Diesel Engine Designing", Constable, 1963, pp.200-209.
- (9) W. M. Scott, "Looking in on Diesel Combustion", SAE paper series 60002.
- (10) J.I. Ramos, J.A.C. Humphrey and W.A.

(9페이지에 계속)