

가솔린 機關의 Valve Trouble Shooting에 關한 研究

趙 佐 衡

On Valve Trouble Shooting of Gasoline Engine

Juwa-Hyong Cho

目 次	
I. 序 論	IV. Valve 作動機構 事故의 對策傾向
II. Valve 作動機構의 事故要因과 作動環境	V. 結 論
III. Valve 開口面積과 valve 揚程 및 valve seat 幅과의 關係	參考文獻



Abstract

The author tries in this thesis to emphasize, showing the mathematical value, the effect upon valve opening area of increase and decrease of valve tappet clearance and those of valve seat width.

(1) Increase and decrease of valve lift and those of valve seat width give effect upon valve opening area, its maladjustment decreasing volumetric efficiency and bringing low performance of engine.

(2) Variation of valve opening area owing to increase and decrease of valve seat width by reconditioning of seat width is much higher in valve seat angle of 45° than in that of 30° .

(3) Simultaneous decrease of valve lift and increase of valve seat width bring sudden decrease of valve opening area in valve seat angle of 45° .

(4) General tendency of preventing valve gear troubles is for durability in higher speed and harder use of engine and is now in its design stage.

I. 序 論

近來에 車輛用機關의 高速化와 使用條件의 苛酷化는 車輛用機關事故의 頻發을 惹起하고 있

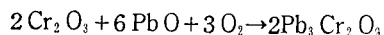
다. 그 事故中 發生頻度나 機關의 性能과 耐久度에 미치는 影響으로 보아 valve事故는 그의 重要한 1 部門을 占有하고 있다. 그러나 作動中の valve는 熱, 및 機械의 應力, 高溫燃燒 gas에 依한 化學作用, 또 이 兩者의 相互作用 및 燃燒炭渣의 附着, 堆積等 極히 複雜한 諸現象과 密接하게 關連되어 있고 또 그 進行狀況의 觀察이나 再現이 困難하므로 損傷의 原因을 追跡하여 이 에 對한 對策을 세우기란 매우 困難하다. 그러나 本稿에서는 valve 事故의 基礎的 事項인 valve tappet 間隙과 valve seat幅의 增減이 valve 開口面積에 미치는 影響을 計算値에 依하여 이의 重要性을 強調하고 valve 事故에 對한 一般의 最近 對策傾向도 考察하였다.

II. Valve 作動機構의 事故要因과 作動環境

Valve의 材料로서는 一般的으로 吸入 valve에는 低合金鋼 또는 maltensite系 耐熱鋼이, 排氣 valve에는 Ni-Cr系나 silicrome系 耐熱鋼이 많이 使用되고 있으나 나라마다 選好의 差異¹⁾가 있다.

Valve 면과 valve seat角은 少數의 것을 除外하고는 30°와 45°의 것이 使用된다. 高性能을 指向한 車輛用에서는 吸入 valve에 30°의 것을 使用한 例도 있는데 이것은 valve의 低揚程에서 45°의 것보다 valve 開口面積이 크고 流量係數가 높은 特徵 때문이다. 그러나 이 境遇에 있어서도 燃燒室 壁形狀과 符合되지 않으면 도리어 空氣流入量이 減少하므로 吸入効率は 低下한다는 報告²⁾가 있다. 反面에 45°의 것은 30°의 것에 比하여 着座性이 良好하여 氣密保全에 有利하므로 着座不適에 緣由한 valve 事故를 줄일 수 있다.

運轉中 排氣 valve의 最高溫度는 1300°F~1420°F³⁾까지 到達하고 兩 valve는 약 800 psi의 壓力을 받으며 PbO 등의 酸化物에 依한 高溫腐蝕性 gas에 露出된다. 吸入 valve는 吸入되는 混合氣에 依한 空冷作用을 받으므로 熱變形과 高溫腐蝕 등은 主로 排氣 valve에서 問題되며 valve의 腐蝕機構는 PbO腐蝕說에 따르면 耐熱合金表面의 保護被覆과 反應하여



에 依하여 Cr⁺³ 酸化物을 Cr⁺⁶으로 酸化하여 Cr₂O₃層의 保護層을 奪取한다는 것이고 또 Taushe K.는 金屬酸化物, 특히 PbO의 存在下에 局部電極作用(galvanic action)에 依한 腐蝕機構를, Cowley 등은 排氣 valve의 表面腐蝕의 一形式으로서 浸炭酸化란 腐蝕機構⁴⁾를 報告하였다. 排氣 valve의 溫度는 機關의 種類나 運轉條件에 따라 큰 差異가 있으나 이것의 溫度上昇에 影響을 주는 諸因子는 吸排氣 valve의 配列, 空燃比, 壓縮比, 點火時期, 早期着火 및 knocking 등의 異狀燃燒, valve 各部の 치수와 形狀, guide와의 間隙, valve 면과 valve seat와의 接觸狀態 및 接觸面積, 燃燒堆積物, 吸排氣 manifold의 길이, 치수, 形狀 및 配置等이다. Valve에서의 熱放出은 valve 면과 valve seat와의 接觸面에서 2/3~3/4⁵⁾ 정도가 行하여지고 나머지는 valve stem와 guide와의 接觸面을 통하여 行하여진다. 따라서 valve 면의 接觸狀態, 接觸面積 및 valve seat의 冷却 등이 特히 重要하다. Valve의 接觸面積의 增減이 valve 溫度에 미치는 影響을 實測한 報告⁶⁾에 따르면 valve seat 周邊에 있어서의 溫度差가 크다. 熱變形과 高溫腐蝕의 要因인 排氣 valve

의 溫度測定은 從來에 作動中인 機關에 對하여 거의 Ferrite 鋼의 뜨임에 따른 硬度變化를 利用한 것이 었고 熱電對를 利用한 것도 若干 있었으나 最近에는 Cr-Ni Austenite 鋼(特殊製鋼)의 時効硬化를 利用한 方法¹⁾도 試圖되었고 設計段階에서 正確한 valve 溫度를 豫測하기 爲한 對策으로 電解 analog에 依한 이의 推定方法²⁾도 開發되었다. Valve timing은 出力增大를 爲하여 吸入 valve는 低速時에는 일찍이 닫히고 反面에 高速時에는 늦게 닫히는 것이 바람직하고 排氣 valve는 低速時에는 늦게 열리고 高速時에는 일찍이 열리게 하는 것이 出力向上에 도움이 된다. 이러한 相衝된 條件 때문에 이것을 適宜折衷하여 設計되어 있다. 近來에 排氣公害의 減少와 低速에서의 出力增大를 爲하여 2個의 camshaft에 依하거나 rocker arm의 可動 support의 回轉으로 rocker arm의 level ratio를 變化시키는 方法等에 依한 可變 timing를 裝置한 機關等^{3) 4)}이 試驗 設計되어 注目되고 있다. 그러나 從來의 量產車에 있어서도 整備上의 應用作業인 valve 再研磨 時의 valve seat 幅과 valve tappet 間隙의 增減은 valve 開口面積과 valve timing에 影響을 주어 機關의 性能에 關與한다. Valve tappet 間隙은 valve 作動機構의 熱膨脹에 依하여 valve가 열린 채로 있는 것을 防止하고 또 valve의 騒音을 없애기 爲하여 設定된 것이나 이것이 不適하게 調整되면 問題가 惹起된다. 過少한 valve tappet 間隙은 valve를 너무 빨리 열리게 하고 너무 늦게 닫치게 하며 反面에 過大한 間隙은 valve를 너무 늦게 열리게하고 너무 빨리 닫치게 하여 正規 valve timing에 亂調를 招來하는 外에 valve의 燒損, 切損 및 騒音運轉等の 事故를 誘發한다. Tappet-camshaft 系의 摩耗 또한 valve 揚程과 valve timing에 變調를 가져 온다.

Ⅲ. Valve 開口面積과 valve 揚程 및 valve seat 幅과의 關係

1. 記 號

w : 流速	β_s : 定常流量係數	d_o : valve port의 直徑
P : 壓力	β_u : 非定常流量係數	d_s : valve stem의 直徑
v : 比體積	θ : crank角度	h : valve의 揚程
γ : 比重量	n : 回轉數	α : valve seat 角
ρ : 密度	κ : 比熱比	s : valve seat 幅
G : 重量流量	添字	
F : 流路面積	1 : 吸氣 valve 直前	
m : 面積比(F_2/F_1)	2 : 吸氣 valve 直後	

2. 定 常 流

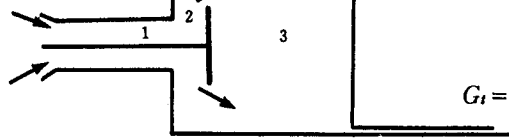
그림 1과 같이 吸入 valve 直前의 吸入管內를 1, 吸入 valve 直後를 2, cylinder 內를 3으로 한다. 이 1에서 2에의 過程에 있어서 空氣의 흐름은 斷熱的이라고 한다. 따라서 Energy 式은

$$\frac{w_1^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P_1}{\rho_1} = \frac{w_2^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P_2}{\rho_2} \dots\dots\dots(1)$$

連續式은

$$\frac{w_1 F_1}{v_1} = \frac{w_2 F_2}{v_2} \dots\dots\dots(2)$$

위의 2式에서 이 사이의 理想流量 G_i 는 다음 式으로 表示할 수가 있다.



$$G_i = F_2 \sqrt{\frac{2g \frac{1}{\kappa-1} P_1 r_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}{1 - m^2 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}}}}$$

그림 1 吸氣 valve 附近 model(3)

連續法則에서 이 流量은 cylinder 內에 流入한 理想流量이 된다. 實際로 cylinder 內에 流入된 流量을 G_a 로 하면 定常流에 있어서의 流量係數는

$$\beta_s = \frac{G_a}{G_i} \dots\dots\dots(4)$$

非定常流인 境遇에 있어서도 그림 1에서 1~2間의 흐름을 斷熱흐름이라고 하면 式(3)에서 微小時間 dt 에 있어서 valve head 와 valve seat間을 흐르는 流量 dG 는

$$dG = \beta_s F_2 \sqrt{\frac{2g \frac{\kappa}{\kappa-1} P_1 r_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}{1 - m^2 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}}}} \frac{d\theta}{6n} \dots\dots\dots(5)$$

로 된다 여기에서 β_s 는 이 微小時間에 있어서의 流量係數이다.

式 (3)(5)의 어느 境遇에 있어서나 valve 開口面積은 cylinder內에 流入되는 空氣量에 直接影響을 준다는 것을 알 수 있다. 이것은 吸入 valve의 境遇이고 排氣 valve인 境遇에 있어서는 같은 方法으로 排出 gas의 流出量에 直接影響을 준다. 9) 10) 11) 12)

3. Valve 開口面積

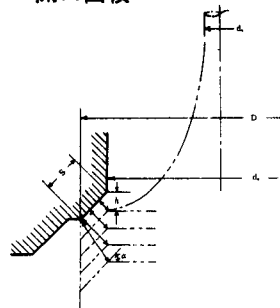


그림 2 幾何學的 valve 開口面積

計算例 :

$$d_0 = 2 \text{ inch}, \quad d_s = \frac{3}{8} \text{ inch 로 하여}$$

그림 2에서

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_s^2) \dots\dots\dots(6)$$

低揚程時의 valve 開口面積은

$$F_2 = \pi h \cos \alpha (d_0 + h \cos \alpha \sin \alpha) \dots\dots\dots(7)$$

高揚程이고 valve seat 幅이 좁은 때의 valve 開口面積은

$$F_2 = \pi (d_0 + S \cos \alpha) [(S \cos \alpha)^2 + (h - S \sin \alpha)^2]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(8)$$

開口面積 = valve 開口面積을 滿足시키는 揚程 h 를 (7), (8)式에서 求하고 이 것을 基準으로 揚程과 valve seat 幅을 變化시키면 이에 따른 valve 開口面積의 變化는 表 1~5와 같다. 表 1~2는 (7)式에 表 3~5는 (8)式에 依한 것이다.

揚程 h in.	0.483	0.488	0.493	0.498	0.503	0.508	0.513	0.518
Valve 開口面積 sq. in.	2.900	2.920	2.966	3.002	3.034	3.066	3.100	3.132
增減 %	-4.4	-3.8	-2.2	-1.1	0	1.1	2.2	3.2

表 1 $\alpha=30^\circ$, $S=\frac{1}{16}$ inch

揚程 h in.	0.578	0.583	0.588	0.593	0.598	0.603	0.608	0.613
Valve 開口面積 sq. in.	2.937	2.966	2.995	3.024	3.052	3.081	3.110	3.140
增減 %	-2.9	-1.9	-1.0	0	0.9	1.9	2.8	3.8

表 2 $\alpha=45^\circ$, $S=\frac{1}{16}$ inch

Valve seat 幅 in.	$\frac{1}{32}$	$\frac{3}{64}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{5}{32}$	$\frac{3}{16}$
Valve 開口面積 sq. in.	3.072	3.053	3.032	2.995	2.975	2.956	2.959
增減 %	1.3	0.7	0	-1.2	-1.9	-2.6	-2.4

表 3 $\alpha=30^\circ$, $h=0.498$ inch

Valve seat 幅 in.	$\frac{1}{32}$	$\frac{3}{64}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{5}{32}$	$\frac{3}{16}$
Valve 開口面積 sq. in.	3.116	3.068	3.015	2.930	2.843	2.765	2.696
增減 %	3.1	1.8	0	-2.8	-5.7	-8.6	-10.6

表 4 $\alpha=45^\circ$, $h=0.5128$ inch

揚程 h in.	0.5278	0.5228	0.5178	0.5128	0.5078	0.5028	0.4978
Valve seat 幅 in.	$\frac{1}{64}$	$\frac{1}{32}$	$\frac{3}{64}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{5}{32}$
Valve 開口面積 sq. in.	3.2693	3.1740	3.1013	3.015	2.8939	2.7559	2.6682
增減 %	8.4	5.3	2.8	0	-4.0	-7.5	-11.5

表 5 $\alpha=45^\circ$

表 1~5에서 $\alpha=30^\circ$ 의 것은 $\alpha=45^\circ$ 의 것에 비하여 低揚程에서 valve 開口面積이 큼을 알 수 있다.

表 1~2에서 valve 開口面積은 揚程 0.035 inch (=0.889mm)의 變化에 對하여 $\alpha=30^\circ$ 의 것은 7.6%, $\alpha=45^\circ$ 의 것은 6.7%의 變化를 가져왔다.

表 3~4에서 valve 開口面積은 valve seat 幅이 1/16 inch에서 3/16 inch로 變換에 對하여 $\alpha=30^\circ$ 의 것은 2.4%, $\alpha=45^\circ$ 의 것은 10.6%의 減少를 가져왔다.

表 5에서 揚程은 減少하고 valve seat 幅은 增加하는 變化는 $\alpha=45^\circ$ 의 것에 있어 valve 開口面積의 減少가 顯著하다.

4. Valve tappet 間隙의 適正量

市販된 車輛用機關에 있어서 揚程 h 의 變化란 valve의 揚程 = Cam의 lift - valve tappet 間隙의 關係에 따라 다음의 2가지 境遇뿐이다.

(1) Valve tappet 間隙의 調整値에 따른 增減

(2) Valve 作動機構의 摩耗로 인한 減量

(1)의 境遇에는 valve 作動機構의 熱膨脹에 依하여 valve가 열린채로 있는 것을 防止할 수 있는 範圍內에서 調整値를 取하면 되나 長時間 高負荷運轉時에는 適宜 $+\alpha$ 를 한다.

Valve 作動機構의 熱膨脹量은 實測結果¹³⁾를 引用하면 그림 3과 같다. 이것은 처음에 基準値 보다 0.005 inch (=0.127mm) 만큼 작게 調整値를 取했을 境遇 100分後에는 valve가 열린채로 있는 狀態가 惹起됨을 알 수 있다.

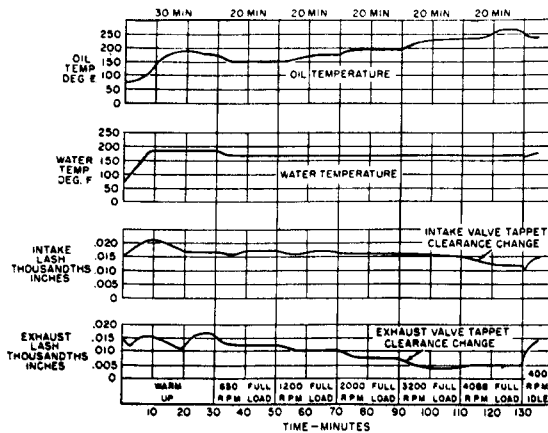


그림 3 熱膨脹으로 인한 valve tappet 間隙의 變化

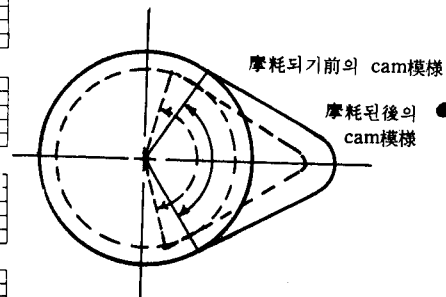


그림 4 cam profile 摩耗의 model

(2)의 境遇에는 그림 4와 같이 cam profile의 靡耗로 인한 valve timing의 亂調와 揚程의 減量이 問題가 된다.

이 境遇에는 cam의 作用角이 커진다. 따라서 valve tappet 間隙을 基準値대로 해 놓으면 valve timing이 變化하여 壓縮의 始作은 늦어지고 膨脹行程은 縮少되며 valve의 overlap는 넓어져서 機關의 性能을 惡化한다. 이러한 境遇에는 極端的인 valve tappet 間隙이 되지않는限 valve timing을 測定하여 이것을 바르게 맞추는 便이 機關의 現在機能을 잘 完遂한다. 卽 適正量의 valve tappet 間隙을 取하고 valve timing을 無視하는 便이 더욱 有害하다는 것이다¹⁴⁾

Ⅳ. Valve 作動機構 事故의 對策傾向

1. Cam-tappet系의 靡耗에 對한 對策

從來에 이에 對한 많은 研究가 이루어져 왔으나 主로 材質, 形狀 및 潤滑油等의 效果에 關한 것이었고 最近에, 從前에는 valve의 膠着防止面에서 研究되어온 tappet의 回轉을 cam-tappet系의 靡耗防止面에서 考察되어 注目되고 있다. 이것은 球形의 tappet 面과 圓錐台形의 cam面을 使用하여 tappet를 積極的으로 回轉시켜 이것이 cam-tappet 接觸面의 損傷에 주는 影響을 實驗한 것이다. 이 報告¹⁵⁾에 따르면 tappet 回轉數를 上昇시키면 scuffing 抵抗은 助長되고 pitting에 對한 抵抗은 低下한다. Pitting에 對한 逆效果는 疲勞現象으로 說明되고 있다.

2. Valve의 jumping, bouncing 및 valve spring의 surging에 對한 對策^{16) 17)}

高速運轉에서 惹起되는 valve의 jumping, bouncing 및 valve spring surging等은

1. Valve의 piston과의 衝突
2. 大加速을 隨伴하는 valve seat 와의 衝突
3. Valve timing의 亂調

等을 誘起하여 valve 및 spring의 切損, 吸入效率低下 및 騒音運轉等을 招來하여 機關의 性能과 耐久度를 低下시킨다. 이에 對한 對策은 다음과 같다.

1. Valve 作動機構 各部의 慣性減少
2. Valve spring定數 및 그 以外의 各部分의 剛性增大
3. Valve spring 設置荷重의 增大
4. Cam 揚程曲線의 修正
5. Valve spring의 固有振動數의 增加
6. Valve spring에 摩擦等의 振動 減衰效果 附與
7. 不等 pitch valve spring의 使用

上記中 1~4는 valve의 jumping 및 bouncing에 對한 對策이고 4~7은 valve spring surging에 對한 對策이다. 最近의 車輛用機關은 以上의 見地에서 valve 作動機構의 重量과 慣性を 減少하기

爲하여 OHC方式을 採用하거나 DOHC方式으로하여 multi-valve 化를 企圖하고 必要에 따라 小氣筒多氣筒化의 傾向에 있다.

3. 高溫腐蝕에 對한 對策⁴⁾

1. Valve用 材料의 高溫耐蝕化 開發
2. 硬質合金의 溶着
3. Al 被覆
4. 高性能, 低腐蝕性的 燃料油 및 潤滑油 開發
5. Valve의 積極的回轉
6. Valve溫度 上昇抑制

Valve의 溫度上昇을 抑制하는 對策은 다음과 같다.

1. 機關條件의 苛酷化防止
2. 高熱을 發生하는 混合比를 갖는 混合氣 使用抑制
3. 壓縮比의 增大企圖
4. Valve形狀의 適正化
5. Na 封入 中空 valve의 使用

이 것은 Benz等 高級乘用車와 sport car等에 使用하여 同 尺寸의 中實 valve보다 高溫部位의 溫度를 約 200°F 低下시켰다.

V. 結 論

1. Valve의 揚程과 valve seat幅의 增減은 valve 開口面積에 關與하며 이것의 不適은 吸入效率을 低下시키 機關의 性能을 惡化한다.
2. Valve seat의 再研磨로 인한 valve seat幅의 增減에 따른 valve 開口面積의 變化는 valve seat角 45°의 것이 30°의 것 보다 越等히 크다.
3. Valve 揚程의 減少와 valve seat幅의 增加를 同時에 하는 變化는 valve seat角 45°의 것에 있어서 valve 開口面積의 激減을 招來한다.
4. Valve 作動機構 事故의 一般的對策傾向은 機關의 高速化와 苛酷化에 堪耐할 수 있도록 指向하여 設計段階에서 講究되는 趨勢에 있다.

參 考 文 獻

1. 岩田德重：“自動車用エンジンバルブ”，內燃機關，pp. 60~62. 山海堂，東京，1965. 5
2. 野田孝男：“吸排氣系のチューニングアツプ”，內燃機關，p. 32, 1966. 7
3. : “乘用車エンジンの弁溫度”，機械の研究，pp. 89~92, 養賢堂，東京，1966. 12
4. 宮川大海：“內燃機關用 排氣弁의 高溫腐蝕とその對策”，內燃機關，pp. 39~40, p. 37, 1969. 2

5. 長尾不二夫：內燃機關講義, 上卷, p. 411, 養賢堂, 東京, 1970
6. : “電解アナログによる排氣弁溫度推定”, 內燃機關, p. 26, 1966. 7
7. : “2個のカムシャフトよりタイミングを變え得るバルブ”, 機械設計, p. 73, 日刊工業新聞社, 東京, 1968. 1
8. : “排氣公害を減らす 可變タイミング”, 機械設計, p. 93, 1973. 4
9. 横 森 求：“4サイクル機關の吸排氣弁回りの流れについて”, 內燃機關, pp. 11~16, 1973. 2
10. 田中 敬吉：“吸氣弁通過空氣流れの可視化”, 內燃機關, pp. 51~53, 1973. 7
11. 高橋眞太郎：“排氣弁回りの流れ”, 內燃機關, pp. 11~22, 1973. 7
12. 平山 傳治：“排氣弁通路の流れに関する研究”, 日本機械學會誌, 第648號, pp. 9~16, 1972. 12
13. Blanchard & Ritchen : Auto Engine and Electrical System 2nd Edition, Motor Book Dept., 1960, p. 42
14. 東 孝 行：“弁スキマの許容範圍について”, 內燃機關, p. 85, 1966. 9
15. : “タベットの回轉がカム-タベット接觸面の損傷に與える影響”, 機械の研究, pp. 116~118, 1968. 2
16. 福田 康 浩：“高速用 バルブギヤの問題”, 內燃機關, pp. 39~43, 1966. 7
17. 吉川 文 岳：“レーザ用バルブ, バルブスプリングの問題”, 內燃機關, pp. 55~58, 1966. 7



