

自動車用 브레이크 라이닝의 摩擦特性에 關한 研究

A Study on the Characteristics of Friction in Automotive Brake Lining

鄭 華 泳*
Hwa-Young, Jeong

ABSTRACT

This paper theoretically analyzed the relations between the out-put braking torque and the wheel cylinder pressure in the leading-trailing drum brake for heavy duty truck as the characteristics of friction in break lining, comparing with the results derived from full-scale inertial brake dynamometer test in actual braking condition to develop reliable brake system in extensive using conditions.

The main results obtained are as follows;

- 1) The characteristic curve representing the relations between BEF (Brake Effectiveness Factor) and Friction coefficient derived from theoretical analysis are consistent with the experimental results of dynamometer test.
- 2) According to the results of dynamometer test, the friction coefficient of brake lining is subject to initial brake speed and the actual using temperature in brake system.

1. 序 論

最近, 自動車の 高速化傾向에 따라 自動車の 安定성이 크게 強調되고 있는 바, 車의 安全을 確保하는데 가장 重要한 部品の 하나인 브레이크의 性能이 完全하고 安定되지 않으면 車의 性能을 充分히 發揮할 수 없고 危險하다는 것은 自明하다.

各國의 漸次的인 安全度基準強化 및 顧客의 高品質·高性能 要求趨勢에 따른 信賴性 있는 制動裝置의 開發을 爲하여, 開發初期에 制動性能에 直接的인 影響을 미치는 브레이크 라이닝에 對하여 廣範圍한 使用條件(使用溫度,

速度, 作動壓力 等)에서의 摩擦舉動을 把握하는 것은 브레이크의 安全設計, 自動車の 安全走行의 側面에서 大端히 重要하다.

本 研究에서는, 現在 大型버스·트럭에 널리 使用되고 있는 固定 핀 앵커를 가진 리딩·트레일링 드럼 브레이크에 對하여, 制動 토크와 휘일 실린더 作動力과의 關係, 라이닝 摩擦係數와 브레이크 效力係數의 關係를 理論解析하고, 實物크기 브레이크 다이내모미터로 再現한 實走行制動試驗結果와 對應시킨 後, 라이닝의 基礎的 摩擦特性을 檢討·分析하여 보기로 한다.

* 正會員, 現代自動車(株) 研究部

2. 理論解析

2-1 라이닝의 彈性變形과 壓力分布

주어진 入力에 依해 生成되는 制動 토크는, 라이닝의 摩擦과 라이닝·드럼 사이 接觸面의 壓力分布에 따라 左右된다. 라이닝과 드럼의 接觸面상의 壓力分布는 熱的인, 或은 構造的인 問題가 複雜하게 介在되어 있기 때문에 아직까지 完璧한 分析方法이 없다. 따라서 다음의 分析은 基本的으로 實驗的觀察 및 下記와 같은 간단한 假定에 基礎를 둔 經驗的인 方法을 進展시킨 것이다.

(i) 슈우와 드럼은 彈性變形을 일으키지 않는 剛體(Rigid body)이다.

(ii) 라이닝은 彈性變形을 일으키며, 드럼과 接觸直前의 라이닝의 外徑은 드럼의 內徑과 같다.

(iii) 라이닝이 드럼에 接觸되었을 때, 라이닝의 局部壓縮量은 그 局部의 法線壓力에 比例한다.

(iv) 라이닝 表面에서의 摩擦力은, 摩擦係數와 法線壓力과의 積으로 주어진다.

지금, 휘일 실린더 피스톤의 作用力 F 가 슈우 兩端에 加해진 境遇를 생각하여 보기로 한다. 그림 1에서, 라이닝이 드럼에 壓接되어 中心 O 가 O' 로 移動했다고 하면, 라이닝의 彈性變形은 中心 O' 半徑 r 인 圓弧와, 中心 O 半徑 r 인 圓弧의 相對差로 주어진다. 즉, 드럼이 없다면 A' 로 移動했을 라이닝상의 點 A 는, 드럼에 拘束되어 接線方向으로 $A'A''$, 法線方向으로 AA'' 의 變形을 받으며 現在는 A 點으로 되돌려져 있다고 생각한다. 그때의 法線壓力 P 는,

$$\begin{aligned}
 P &= k AA'' \\
 &= k AA' \cos \epsilon \\
 &= k CA \Delta \psi \sin \left(\frac{\pi}{2} - \epsilon \right) \\
 &= k \Delta \psi C O \sin \theta \\
 &= k OO' \sin \theta \\
 &= P_{\max} \sin \theta
 \end{aligned}
 \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \right\} \dots \dots \dots (1)$$

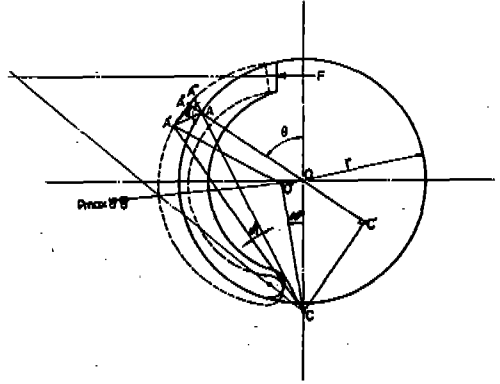


그림 1. 라이닝의 彈性變形

2-2 라이닝에 作用하는 諸力の 關係

라이닝에 作用하는 諸力, 즉 라이닝 表面에 作用하는 法線壓力, 接線摩擦力, 휘일 실린더 피스톤의 作用力, 앵커 핀 點에 作用하는 反力의 關係를 그림 2에 圖示하였다. 우선, 드럼의 回轉方向을 考慮하여 右半 軸, 라이딩 슈우에 對하여 생각하여 보기로 한다. 앵커 핀 點 H 와 中心 O 를 잇는 直線을 y 軸으로 하고, 그것에 直角方向을 x 軸으로 한다. 라이닝 상의 一般點의 位置를 O 에 對한 角度 θ 로 나타내며, 라이닝은 슈우 상에 角度 θ_1 부터 θ_2 까지 떨어져 있는 것으로 한다.

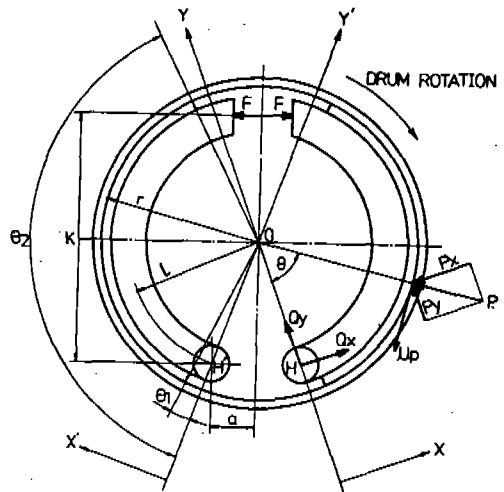


그림 2. 브레이크 라이닝에 作用하는 諸力の 關係

任意的 點에 作用하는 壓力을 P 라 하면, 이것은 中心 O 를 向하며, 既出式(1)과 같다. 接線 摩擦力은 $\mu \cdot P$ 로 주어지며, 드럼의 回轉方向으로 作用한다. 여기에서 P 및 μP 의 x, y 方向의 成分을 取하고 이것을 라이닝 全體에 積分하여 라이닝에 作用하는 法線壓力 및 接線壓力의 各各의 合力에 對한 x, y 成分을 計算하면,

$$P_x = P \text{의 } x \text{ 成分} = P \sin \theta = P_{\max} \cdot \sin^2 \theta$$

$$P_y = P \text{의 } y \text{ 成分} = P \cos \theta = P_{\max} \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta$$

法線壓力의 合力의 x 成分

$$= \int_{\theta_1}^{\theta_2} P_x \cdot r d\theta \cdot b = P_{\max} br \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \cdot d\theta$$

$$= P_{\max} b \cdot r \cdot A \dots\dots\dots(2)$$

여기에서, b = 라이닝 幅, r = 라이닝 半徑,

$$A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \cdot d\theta = \frac{\theta_2 - \theta_1}{2} - \frac{\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1}{4}$$

法線壓力의 合力의 y 成分

$$= \int_{\theta_1}^{\theta_2} P_y \cdot r d\theta \cdot b = P_{\max} br \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot d\theta$$

$$= P_{\max} b \cdot r \cdot B \dots\dots\dots(3)$$

여기에서, $B = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot d\theta =$

$$= \frac{\cos 2\theta_2 - \cos 2\theta_1}{4}$$

$$(\mu P)_x = \mu P \text{의 } x \text{ 成分} = \mu P \cos \theta = \mu P_{\max} \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta$$

$$(\mu P)_y = \mu P \text{의 } y \text{ 成分} = \mu P \sin \theta = \mu P_{\max} \cdot \sin^2 \theta$$

接線摩擦力的 合力의 x 成分

$$= \int_{\theta_1}^{\theta_2} (\mu P)_x \cdot r d\theta \cdot b = \mu P_{\max} br \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot d\theta$$

$$= \mu P_{\max} br \cdot B \dots\dots\dots(4)$$

接線摩擦力的 合力의 y 成分

$$= \int_{\theta_1}^{\theta_2} (\mu P)_y \cdot r d\theta \cdot b = \mu P_{\max} br \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \cdot d\theta$$

$$= \mu P_{\max} \cdot br \cdot A \dots\dots\dots(5)$$

中心 O 에 對하여 라이닝에 作用하는 接線 摩擦力的 모멘트

$$M_L = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu P \cdot r^2 \cdot d\theta \cdot b = \mu P_{\max} br^2 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot d\theta$$

$$= \mu \cdot P_{\max} br^2 C \dots\dots\dots(6)$$

여기에서,

$$C = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot d\theta = -(\cos \theta_2 - \cos \theta_1)$$

앵커핀 H 로부터 슈우에 作用하는 反力の x, y 成分을 Q_x, Q_y 로 하고, 휘일 실린더의 油壓이 피스톤을 通하여 슈우를 擴張시키는 作用力 F 는, x 軸에 거의 平行하다고 假定한다. 힘과 모멘트 平衡의 關係로부터,

x 方向 :

$$F + Q_x = \text{法線壓力 및 接線摩擦力 合力의 } x \text{ 成分}$$

$$= P_{\max} br(A + \mu \cdot B) \dots\dots(7-a)$$

y 方向 :

$$Q_y = \text{法線壓力 및 接線摩擦力 合力의 } y \text{ 成分}$$

$$= P_{\max} br(\mu A - B) \dots\dots\dots(7-b)$$

O 點 周圍 :

$$Q_x \cdot l - F \cdot h = \mu P_{\max} br^2 \cdot C \dots\dots(7-c)$$

여기에서, l 및 h 는 O 에서 Q_x 및 F 까지 의 팔길이이다. 式(7-a)~(7-c)로부터 P_{\max}, Q_x, Q_y 를 F 의 函數로 表示하면,

$$P_{\max} = \frac{F}{br} \times \frac{(l+h)}{l(A+\mu B) - \mu r \cdot C} \dots\dots(8)$$

$$Q_x = P_{\max} br(A + \mu B) - F \dots\dots\dots(9)$$

$$Q_y = P_{\max} br(\mu A - B) \dots\dots\dots(10)$$

브레이크 페달에 어떤 踏力을 加하면, 휘일 실린더가 슈우를 擴張시키는 힘 F 가 形成되

며, 만일 힘 F 를 알고 있으면, 式(1) 및 式(8)에 의하여 라이닝全體에 걸친 壓力分布를 計算할 수 있다. 또한 式(9) 및 式(10)에 의하여 앵커핀에 作用하는 힘 Q_x, Q_y 도 計算되므로, 라이닝·드럼·앵커핀의 力學的關係는 모두 解析되었다. 그리고, 이때 라이딩 슈우에 發生하는 制動 토크는 式(6)으로 주어진다.

다음에, 그림 2의 左半 트레일링 슈우에 對하여 思考하여 본다. 그림 2에서 세로 中心線을 基準으로 꺾어접어 左半을 右半에 포개면, 드럼의 回轉方向이 逆인 것 外에는 完全히 前과 똑같다. 따라서, 앞에서 求해진 諸式에 摩擦係數 μ 의 附號를 “-”로 바꾸면, 앞의 諸式은 그대로 左半에 適用할 수 있다.

$$P'_{\max} = \frac{F}{br} \times \frac{(l+h)}{l(A-\mu B) + \mu r \cdot C} \dots\dots(11)$$

$$Q'_x = P'_{\max} br(A-\mu B) - F \dots\dots(12)$$

$$Q'_y = P'_{\max} br(-\mu A - B) \dots\dots(13)$$

트레일링 슈우에 發生하는 制動 토크 M_T 는,

$$M_T = \mu \cdot P'_{\max} br^2 C \dots\dots(14)$$

따라서, 制動 토크 T 는, 라이딩 슈우 및 트레일링 슈우에 發生하는 各各의 制動 토크의 合이므로,

$$T = M_L + M_T = 2\mu \frac{r}{l} kF \frac{AC}{A^2 - \mu^2(\frac{r}{l}C - B)^2} \dots\dots(15)$$

로 表示할 수 있다.

여기에서, 近似的으로 $k \approx l + h$ 이며, $F = P_w \cdot A_w$ 即, 휘일 실린더 壓力×휘일 실린더面積이다.

式(15)에서 μ 에 關한 2次方程式을 풀면,

$$\mu = \frac{-\frac{r}{l} \cdot k FAC + \sqrt{(\frac{r}{l} \cdot k \cdot F \cdot A \cdot C)^2 + T^2(\frac{r}{l} \cdot C - B)^2}}{T(\frac{r}{l} \cdot C - B)^2} \dots\dots(16)$$

한편, BEF(Brake Effectiveness Factor)는 다음과 같이 定義되어진다.

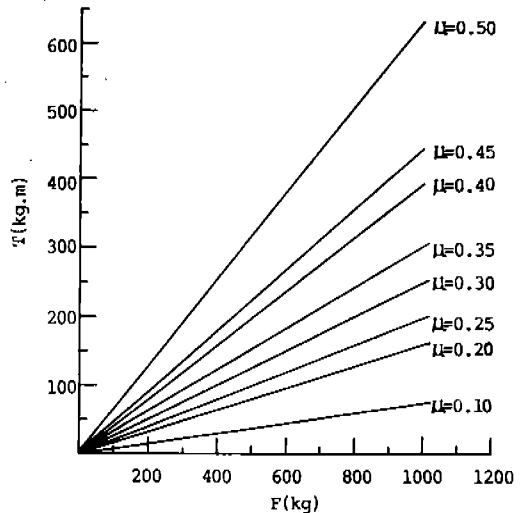
$$BEF = \frac{T}{F \cdot r} = \frac{T}{A_w \cdot P_w \cdot r} \dots\dots(17)$$

式(15)를 變形하여,

$$BEF = \frac{2\mu \cdot k \cdot A \cdot C}{l(A^2 - \mu^2(\frac{r}{l}C - B)^2)} \dots\dots(18)$$

을 얻을 수 있다.

그림 3은 式(15)에 依하여 求하여진 $T-F$ 의 關係를 圖示한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 同一한 휘일 실린더 作用力에서도, 브레이크 라이닝의 摩擦係數가 작아질수록 出力制動 토크는 顯著히 減少된다.

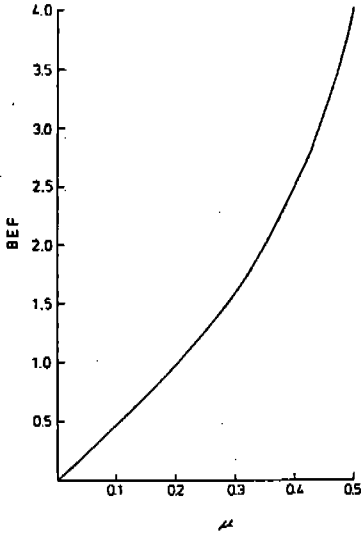


($k = 308.5 \text{ mm}$, $\frac{r}{l} = 1.2653$, $\theta_2 = 134.21^\circ$, $\theta_1 = 17.21^\circ$)

그림 3. 휘일 실린더 作用力과 制動 토크의 關係

그림 4는 摩擦係數 μ 와 브레이크 效力係數 (BEF: Brake Effectiveness Factor)의 關係를 圖示한 것이다.

BEF는, 드럼 브레이크와 같이 그 構造나 種類에 따라 摩擦係數가 簡單히 求해지지 않는 브레이크에 對하여, 實驗에서 測定되어지는 制動 토크 및 파이프 라인 壓力($P_B \approx P_w$)을 式(17)에 代入하여 效率의 概要를 아는 有效한 評價値로 從來부터 使用되어 왔다.



($k = 308.5 \text{ mm}$, $\frac{r}{I} = 1.2653$, $\theta_2 = 134.21^\circ$, $\theta_1 = 17.21^\circ$)

그림 4. 摩擦係數 μ 와 브레이크 效力係數 BEF의 關係

3. 實驗裝置 및 實驗方法

3-1 實驗用 브레이크

實驗에는 大型 트럭용 油壓式 브레이크를 使用하였으며, 브레이크 라이닝은 市販되고 있는 레진 모울드 라이닝으로서, 이것은 石綿을 基劑로 하여 여기에 各種 充填劑 및 摩擦調整劑를 添加하고 페놀 樹脂와 함께 加壓熱硬化하여 成形한 것이다.

表 1은 實驗에 使用한 브레이크 및 對象車輛의 諸元을 나타낸 것이다.

表 1. 實驗用 브레이크 및 對象車輛

車 輛 諸 元		브레이크 諸元	
차 량 중 량 kg	6,875	라이닝 폭 × 두께 × 길이	200 × 17.5 × 418.2
최대 적재 량 kg	8,000	라이닝 재질	레진모울드
차 량 총 중 량 kg	15,040	휘일 실린더 내경 mm	55.56
타이어 동적 유효반경 mm	505	드럼내경 mm	410
후륜면측관성 모멘트 $\text{kg}_f \cdot \text{m}^2$	102.5	브레이크형식	후륜 L/T

3-2 實驗裝置 및 實驗方法

3-2-1 實驗裝置

一般的으로 制動裝置의 開發初期에 브레이크 라이닝의 摩擦特性을 把握하기 爲한 評價方法으로는, 브레이크 라이닝 試片에 依한 摩擦特性試驗, 實物크기 브레이크 다이내모미터에 依한 實驗 및 實車走行制動試驗이 使用되고 있다.

本 研究에서는 實驗裝置로 實物크기 브레이크 다이내모미터를 利用하여 路上走行에서 制動時 吸收하는 車輛의 運動에너지에 相當하는 運動energi를 慣性車(Fly wheel unit)에 設置하고 減速特性을 再現하여 브레이크 라이닝의 摩擦特性을 把握하는데 實驗의 主眼을 두었다.

그림 5 및 그림 6은 브레이크 다이내모미터의 構造를 나타낸 것이다.

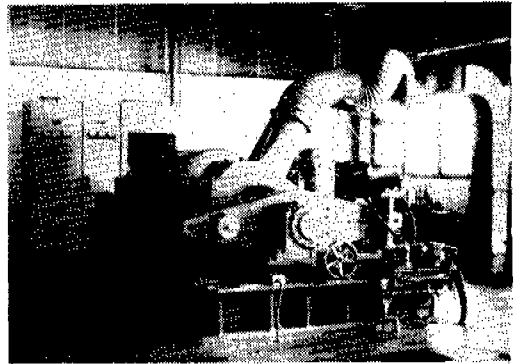


그림 5. 實驗에 使用한 브레이크 다이내모미터

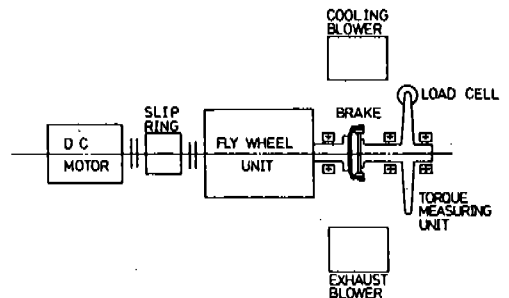


그림 6. 브레이크 다이내모미터 概略圖

3-2-2 實驗의 精度

一般的으로, 實車試驗이 情報가 要望되는 實際的인 시스템이라는 點에서 實驗의 最終結果는 實車試驗에서 評價되어지므로, 實驗室實驗의 精度는, 實驗裝置에 依한 實車走行 狀態의 시뮬레이션에 對한 正確性 與否에 달려있다고 할 수 있다.

한편, 實車制動試驗과 다이나모미터 實驗에 있어서의 重要한 差異는, 後者의 境遇 環境要素가 制御되는 實驗室에서 實驗이 遂行되는데 反하여, 前者의 境遇는 날씨의 變動, 道路 먼지의 露出變化 等 環境的인 要因 뿐 아니라 試驗員의 官能에 從屬되므로 後者에 比하여 實驗의 精巧性 및 再現性이 缺如되어 있다. 이러한 實驗方法의 差異에 따른 特性을 감안하여 本 研究에서는 再現性 및 精巧性이 優秀한 實驗室實驗을 通하여 브레이크 라이닝의 摩擦特性을 分析·檢討하도록 하였다.

3-2-3 實驗方法 및 條件

實驗室實驗의 主된 機能은 廣範圍한 使用條件에서의 브레이크 라이닝 摩擦特性에 對한 資料를 求하는데 있다. 브레이크 라이닝의 摩擦係數는, 特殊한 條件下에서 制動時에 받는 熱

履歷에 따라서 크게 變化하기 때문에, 實驗의 項目, 條件 等은 良好한 再現精度를 얻기 爲하여 多少 容易한 正規 패턴을 따라야 한다.

本 研究에서는, 實驗項目, 順序 및 條件은 JASO C 407에 規定된 實驗方法을 따랐으며, 特히 다이나모미터의 運轉制御, 實驗結果 데이터(瞬間샘플링 데이터 및 各 制動時의 平均 데이터)의 處理·分析에 미니 컴퓨터를 利用하여 實驗의 正確性 및 能率化를 꾀하였다.

4. 實驗結果 및 考察

4-1 브레이크 效力係數

브레이크 效力係數(BEF)는, 制動裝置의 效率에 對한 評價值로 從來부터 使用되고 있다는 것은 前述한 바와 같다.

表 2는 實物크기 브레이크 다이나모미터를 使用하여 JASO C 407에 規定된 實驗方法에 依하여 實驗의 으로 求한 BEF, 理論的으로 求한 BEF의 關係를 나타낸 것이다. 實驗區間에서 理論值는 實驗值와 4% 以內의 誤差範圍에서 一致함을 알 수 있다.

表 2. 摩擦係數 μ , 理論的인 BEF 및 實驗的인 BEF와의 關係

μ	Theo. BEF	Exp. BEF	ERROR	μ	Theo. BEF	Exp. BEF	ERROR
0.200	0.96	1.00	4.00 %	0.266	1.35	1.36	0.74 %
0.204	0.98	1.02	3.92 %	0.270	1.38	1.39	0.72 %
0.211	1.02	1.04	1.92 %	0.274	1.41	1.42	0.70 %
0.215	1.04	1.07	2.80 %	0.277	1.43	1.44	0.69 %
0.218	1.06	1.08	1.85 %	0.282	1.46	1.47	0.68 %
0.221	1.08	1.09	0.92 %	0.286	1.49	1.49	0.00 %
0.227	1.11	1.14	2.63 %	0.290	1.52	1.52	0.00 %
0.230	1.13	1.15	1.74 %	0.293	1.55	1.55	0.00 %
0.236	1.17	1.19	1.68 %	0.300	1.59	1.60	0.63 %
0.238	1.18	1.21	2.48 %	0.305	1.63	1.64	0.61 %
0.246	1.23	1.25	1.60 %	0.309	1.66	1.67	0.60 %
0.252	1.27	1.27	0.00 %	0.314	1.69	1.71	1.17 %
0.257	1.30	1.30	0.00 %	0.320	1.74	1.75	0.00 %
0.261	1.32	1.33	0.75 %	0.323	1.76	1.78	1.12 %

一般的으로 制動性能은, 多數의 因子가 相互交錯하는 複雜한 影響下에서 決定되는 바, 이들은 設計段階에서 어느 程度 잡혀지는 基礎的要素와 使用條件에 따른 變動要素로 크게 나눌 수 있다.

設計的인 側面에서, 制動性能 및 制動效率의 評價值인 BEF를 向上시키기 爲하여 여러 가지 方法이 檢討되고있는 바, 높은 摩擦係數를 갖는 라이닝의 選定, 휘일 실린더 作用力의 增大, 및 브레이크 各部의 寸數(Dimension)에 對한 適切한 決定이 그 一例이다(式(15) 및 式(18) 參照).

4-2 效力試驗

本 實驗에서는, 使用條件에 따른 變動要素, 特히 制動初速度 및 制動壓力이 브레이크 라이닝의 摩擦特性에 어떠한 影響을 미치는가를 檢討分析하였다.

그림 7은 휘일 실린더 壓力과 制動 토크의 關係를 圖示한 것이다.

그림에서 알 수 있듯이, 同一한 制動 토크(또는 制動減速度)를 얻기 爲하여는 車速이 增加할수록 더욱 높은 휘일 실린더의 壓力이 要求된다. 이것은 브레이크가 運動하고 있는 物體에 制動力을 줌으로써 어떠한 制動距離內에서 그 物體의 運動 에너지를 吸收하여 熱에너지로 變換시키는 裝置이기 때문이다. 卽, 運動 에너지는 運動物體가 갖는 速度의 自乘에 比例하며, 速度가 增加하면 할수록 브레이크 라이닝의 單位時間當 에너지 負荷가 커져 라이닝의 摩擦係數가 低下되기 때문에 으로 생각된다.

그림 8은 휘일 실린더 壓力과 라이닝 摩擦係數의 關係를 나타낸 것이다.

그림에서 알 수 있듯이, 第1, 最終效力試驗에 있어서 制動初速度 50 km/h에서는 制動減速度 0.4g까지 휘일 실린더 壓力의 增加에 따라 摩擦係數가 거의 線形的으로 增加하는, 所謂 Amontons 法則이 成立되나, 그밖에서는 휘일 실린더 壓力에 無關하며, 대체로 一定한 摩擦係數를 나타내고 있다.

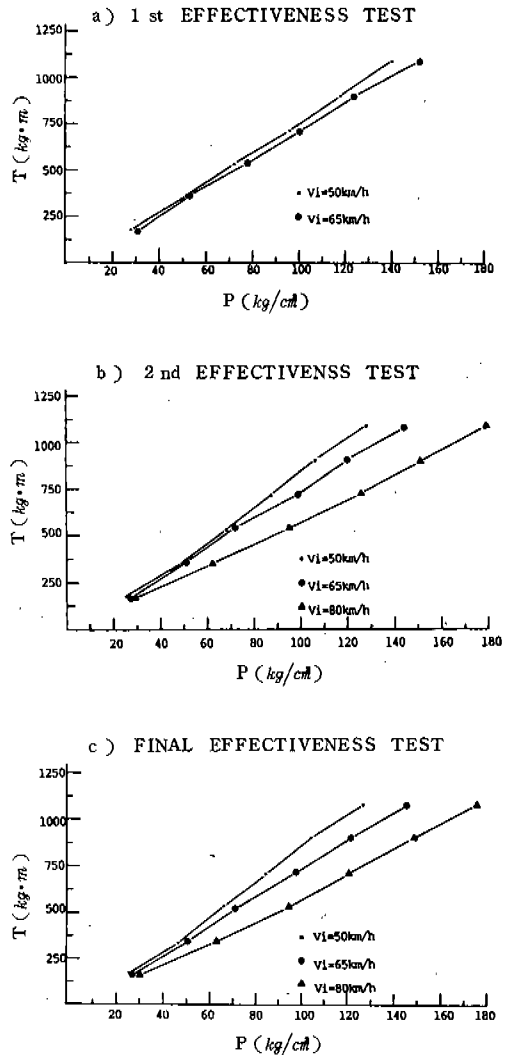
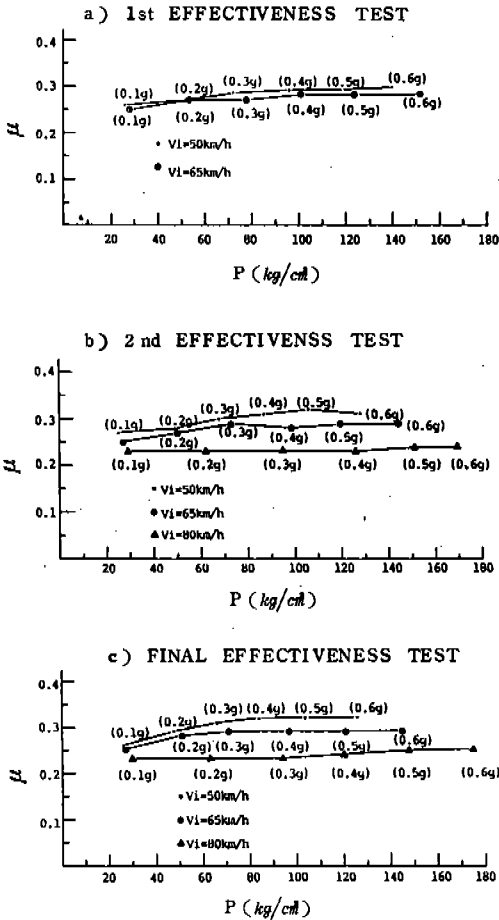


그림 7. 휘일 실린더 壓力과 制動 토크의 關係

以上の 結果에서, 自動車用 브레이크 라이닝은 Amontons 法則을 適用하기 어려우며, 브레이크 라이닝의 摩擦性能은 壓力의 影響에 全的으로 從屬되지 않는다는 것을 알 수 있다.

4-3 페이드·리카버리 試驗

그림 9는 페이드·리카버리 試驗時 制動回數와 브레이크 效力係數 및 溫度를 나타낸 것이다.



() 안은 制動減速度
그림 8. 휘일 실린더 壓力과 라이닝 摩擦係數의 關係

페이드 試驗은 一定한, 짧은 時間間隔으로, 速度 및 制動 토크(또는 制動減速度) 一定 條件으로 制動을 反復하기 때문에, 브레이크 드럼 및 라이닝에 累積된 摩擦熱에 依한 制動性能의 低下 및 브레이크 라이닝 摩擦特性의 變化를 쉽게 把握할 수 있다.

그림 9는 溫度의 增加에 따라 브레이크 效力係數가 低下하는 傾向을 나타내고 있다. 이러한 페이드 現象은, 反復制動에 따른 熱履歷의 影響으로 라이닝의 結合劑, 또는 有機質成分이 熱分解하여 分子粘性物質 및 揮發 氣를 生成하고, 이들의 潤滑效果에 依하여 摩擦係

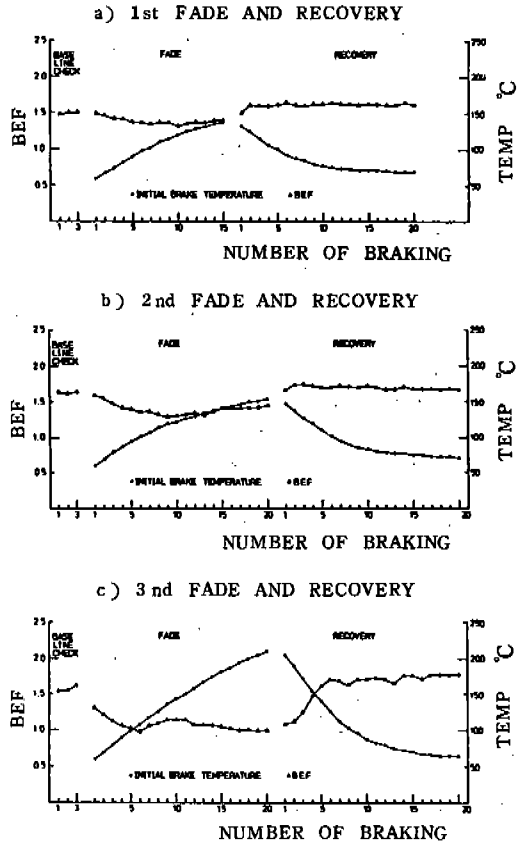


그림 9. 페이드·리카버리 試驗

數가 低下되는 것에 起因한다. 페이드 試驗途中 過渡期으로 브레이크 效力係數가 回復되는 것은, 一時的으로 摩擦表面近傍의 有機成分이 消失됨에 따라 潤滑效果가 減少되기 때문으로 생각된다.

리카버리 試驗에서, 브레이크 라이닝의 溫度가 低下됨에 따라 漸次로 브레이크 效力係數가 上昇하여 거의 一定한 水準에서 安定된 狀態로 回復되었으며, 이러한 傾向은 第3 리카버리 試驗에서 두드러지게 나타났다. 리카버리의 主된 原因은, 페이드 試驗時 摩擦面に 蓄積된 熱이 徐徐히 内部로 移動되어 가는 것과 同時에 空機流의 流入에 依한 冷却效果로 摩擦表面쪽으로 熱供給量이 減少되어 라이닝의 熱分解가 停滯되기 때문이다.

以上과 같이, 制動 토크와 휘일 실린더 作

用力과의 關係, 라이닝 摩擦係數와 브레이크 效力係數의 關係, 라이닝의 基本的인 摩擦特性 및 그것에 影響을 주는 因子에 對하여 檢討하여 보았다. 特히 制動 토크T 및 制動 效率의 評價值인 BEF 에 對한 理論解析을 通하여 設計의인 側面에서 制動性能 및 BEF의 向上을 爲한 一例를 提示하였으나, 實車 브레이크에서의 所要制動 토크는 車輛의 荷重分布, 車輛諸元, 前後 브레이크의 制動力配分等 諸般要素를 考慮하여 設計初期段階에서 決定되어지는 것이므로, BEF와 制動 토크의 相關關係를 充分히 檢討하여 適切한 BEF 및 라이닝 摩擦係數를 決定하는 同時에 安定된 制動性能을 維持하기 爲하여 라이닝 摩擦材料의 熱安定성에 더욱 注意를 기울일 必要가 있다고 생각된다.

5. 結 論

理論解析 및 實驗으로부터 얻은 結論은 다음과 같다.

1) 出力制動 토크와 入力 휘일 실린더作用力の 關係, 브레이크 라이닝 摩擦係數와 브레이크 效力係數의 關係에 對한 理論解析으로 計算한 結果値와 實物크기 브레이크 다이내모 미터에 依한 實驗結果値는 4% 以內의 誤差範圍에서 一致하였다.

2) 브레이크 다이내모미터 實驗結果, 브레이크 라이닝 摩擦係數는 車速의 增加와 함께 減少하였다.

3) 브레이크 라이닝 摩擦係數는 制動壓力에 크게 影響을 받지 않았다.

4) 페이드·리카버리 試驗結果, 브레이크 라이닝의 摩擦係數(또는 브레이크 效力係數)는 使用溫度 및 熱履歷에 從屬되었으며, BEF의 低下 및 回復特性을 잘 나타내주었다.

5) 制動裝置의 性能에 對한 安定성을 確保하기 爲하여는, 브레이크 라이닝의 摩擦特性은 使用條件에 따라서 敏感하게 變化하는 것

이므로 이러한 點을 充分히 考慮하여 適切한 摩擦係數를 갖는 라이닝을 選定하는 同時에 摩擦材料의 熱的安定성에 特別히 注意를 기울여야 한다.

參 考 文 獻

- 1) M.G. Jacko, et. al., "Thermal Stability and Fade Characteristics of Friction Materials," SAE Paper 680417.
- 2) James M. Herring, Jr., "Mechanism of Brake Fade in Organic Brake Linings," SAE Paper 670146.
- 3) A.J. Wilson and G.T. Bowsher, "Machine Testing for Brake Lining Classification", SAE Paper 710249.
- 4) S.K. Rhee, "Friction Coefficient of Automotive Materials - Its Sensitivity to Load, Speed, and Temperature," SAE Paper 740415.
- 5) R.M. Rusnak, et. al., "Friction Material Testing," SAE Paper 700517.
- 6) Hwa-Young Jeong, "An Experimental Study on the Brake Fade of Automotive Brake," M.Sc. Thesis, Hanyang University, 1984.
- 7) Maurice Olley, "Brake Theory," Chevrolet Engineering Center, 1962.
- 8) G.B. Stroh, et. al., "Effects of Shoe Force Geometry on Heavy Duty Internal Shoe Brake Performance," SAE Paper 680432.
- 9) F.A. Stepney Acres, "Some Problems in the Design of Braking System," Proc. Instn. Auto. Engrs, Vol. 41, 1946, pp. 19~49.
- 10) 福岡圭三郎, "ブレーキ 材料について," 自動車技術, 30卷 11號, 1976, pp. 941~947.
- 11) 自動車工學全書編集委員會, 自動車工學全書 12卷, 山海堂, 1980, pp. 131~

264.

- 12) 日本複合材料學會出版委員會, 複合材料を知る事典, (株) アグネ, 1982.
- 13) 田中久一郎, “摩擦のおはなし”, 日本規格協會, 1985.
- 14) 自動車工學研究會, 最新自動車工學, (株) 圖書出版社, 1975, pp. 174~197.
- 15) 社團法人 自動車技術會, 日本自動車規格 JASO C 407トラック・バスブレーキ裝置ダイナモメータ試験方法, 1982.
- 16) 自動車技術會, 自動車工學ハンドブック, (株) 自動車技術會, 1980, p. 6-7.