

138429

基本讀本

高等學校教學用書

蒸汽機車學

中 冊

С. П. 西羅棉特尼科夫 主編
А. А. 契爾科夫



人民鐵道出版社

111
64
82

高等學校教學用書

蒸 汽 機 車 學

(中 冊)

C. П. 西羅棉特尼科夫 主編

A. A. 契爾科夫

劉玉璋 張殿執 合譯

人 民 鐵 道 出 版 社

一九五五年·北京

本書是按蘇聯國家鐵路運輸出版社一九四九年出版的「ПАРОВОЗЫ」一書譯出的，分上中下三冊出版。

本書在蘇聯機車構造的科學基礎上，敘述了和分析了現代蒸汽機車的構造，並且對於蒸汽機車的一般理論基礎加以說明，經蘇聯高等教育部批准作為鐵路運輸學院教材之用。

本書除作鐵道學院教材外，並可供機車製造、運用和修理部門工程師、技術員以及有關人員學習和參考之用。

蒸 汽 機 車 學

(中 冊)

ПАРОВОЗЫ

蘇聯 академик С.П. СЫРОМЯТНИКОВ 主編
профессор А.А. ЧИРКОВ

蘇聯國家鐵路運輸出版社（一九四九年莫斯科俄文版）

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

Москва 1949

劉 玉 瑋 張 殿 執 合譯

人民鐵道出版社出版（北京市霞公府十七號）

北京市書刊出版營業許可證出字第壹零號

新 華 書 店 發 行

北京市印刷一廠印（北京西便門內南大街乙一號）

一九五五年 一月初版第一次印刷平裝印1—2 130冊

書號：271 開本：787×1092 $\frac{1}{16}$ 印張：40 $\frac{1}{4}$ 238千字 定價14,400元

目 錄

第三篇 機械部

第十七章 機車機械部概說

1. 力之傳遞(由汽缸向車架)	1
2. 車輪旋轉一周牽引力的變化	5
3. 牽引力的計算	8
4. 汽機的热力經濟性	14
5. 預期的牽引性能的構成	25

第十八章 機車均衡

1. 旋轉部分的均衡	29
2. 搖桿機械產生的慣力	32
3. 主動輪上垂直動載的均衡	35
4. 主動輪施於鋼軌的動載	36
5. 水平方向的機車均衡	37
6. 機車的抖動和擺動	39
7. 從動力學考慮走行機械的構造原理	42
8. 多汽缸機車	44
9. 機車均衡計算舉例	45

第十九章 汽 缸

1. 汽缸的位置	47
2. 汽缸的基本型式。汽缸的構造	50
3. 汽缸蓋, 汽室蓋和汽室套	57
4. 鞏固堆焊料	61
5. 汽缸附屬品及保溫	62

第二十章 鞏固組

1. 鞏固及鞏固桿	63
2. 鞏固漲圈	66
3. 鞏固組構造的比較	68
4. 十字頭及滑板	70
5. 鞏固組各部分品強度的簡單計算	77

第二十一章 搖連桿

1. 搖連桿的構造	83
2. 搖連桿的計算	89

第二十二章 車 輪

1. 車輪的類型及構造	97
2. 軸	99
3. 曲拐銷	102
4. 輪箍	105

第二十三章 滑 閥

1. 概念	108
2. 平形滑閥	110
3. 閥的運動定律	111
4. 極坐標閥動圖	111
5. 轉輪位置與曲拐位置的相互關係	115
6. 在繪製極坐標閥動圖時布利克斯修正量的應用	118
7. 橢圓形閥動圖	121
8. 諧和閥動圖	124
9. 各種閥動圖的特點	127
10. 滑閥的類型	127

第二十四章 外裝閥動機關

1. 最簡單的月牙板式機構	131
2. 閥桿中心綫與汽缸中心綫之間傾斜角的作用	134
3. 雙偏心輪機械的理論根據	135
4. 機車汽機工作過程的三種形式	137
5. 華氏閥動機關	138
6. H. И. 巴特雷賀增大行程裝置	146
7. 蘇聯機車閥動機關的各部構造	147

第二十五章 跳動閥

1. 閥及閥座	151
2. 跳動閥的工作特點	154
3. 傳動機構	155

第二十六章 機車的絕汽運轉

1. 絕汽運轉時的示功過程	160
2. 絕汽運轉裝置	162
3. 各型絕汽運轉裝置的比較	163

第二十七章 汽機輔助裝置

1. 新汽管和乏汽管	171
2. 外皮及保溫	173
3. 回動機械	173
4. 砂箱	177

第三篇 機 械 部

第十七章 機車機械部概說

1. 力之傳遞（由汽缸向車架）

力由鞣輪向機車車架傳遞的情形如圖 265。汽力作用於鞣輪，產生 P_i 力，這個力沿鞣輪桿傳給十字頭圓銷 A 。若不計算摩擦損失，則 $P_i = \overline{Aa}$ 。這個力可以沿機械聯動的方向分解，也就是：沿搖桿中心綫的力為： $\overline{Ab} = \frac{\overline{Aa}}{\cos\beta}$ ；垂直於滑板的力為： $\overline{Ac} = \overline{Aa} \tan\beta$ 。 $\overline{Ab}$ 力沿搖桿 AB ，在 B 點以 $\overline{Bb} = \overline{Ab}$ 形式傳給主曲拐銷搖桿頸。 $\overline{Bb}$ 力本身又可分為水平分力 $\overline{Ba}$ 和垂直分力 $\overline{Bc}$ 。

汽缸中心綫為水平時，永遠 $\overline{Ba} = \overline{Aa} = P_i$ ； $\overline{Bc} = \overline{Ac}$ 。 $\overline{Ba}$ 及 $\overline{Bc}$ 是主動輪的外力。各動輪輪輮（輪箍）上發生的反作用力，與上述兩力方向相反。發生反作用力的原因，是各動輪輪箍與鋼軌的接觸點間有黏着力（輪箍上的 ΔF_ϕ 或鋼軌上的 ΔF_p ）存在。另一原因是車架與軸箱接觸面間也發生若干力量。車輪與鋼軌間的黏着力在各車輪上產生力矩 $\Delta F_\phi \frac{D}{2}$ ，這個力矩（他動輪的）被由連桿向曲拐傳達的力 ΔF_{cn} 之矩所均衡。

為了今後研究的便利， $P_i = \overline{Ba}$ 可寫成如下形式：

$$P_i = \sum \Delta F_{cn} + \Delta F_{\phi\phi},$$

式中 $\sum \Delta F_{cn}$ 為他動輪因黏着現象而發生的各力的總和，而 $\Delta F_{\phi\phi}$ 為旋轉主動輪所需 P_i 力的一部分。

試研究各輪的均衡（認為力的作用在一平面內），假如研究最末一個動輪（圖 266），則容易看出：

$$\Delta F_{cn} \gamma = \Delta F_\phi \frac{D}{2},$$

因而

$$\Delta P_{cn} = \Delta F_6 \frac{D}{2y}。$$

對於用幾根連桿連在一起的幾個車輪組成的平面系統，

$$P_L y + Bc \cdot x = \sum \Delta F_6 \frac{D}{2}。$$

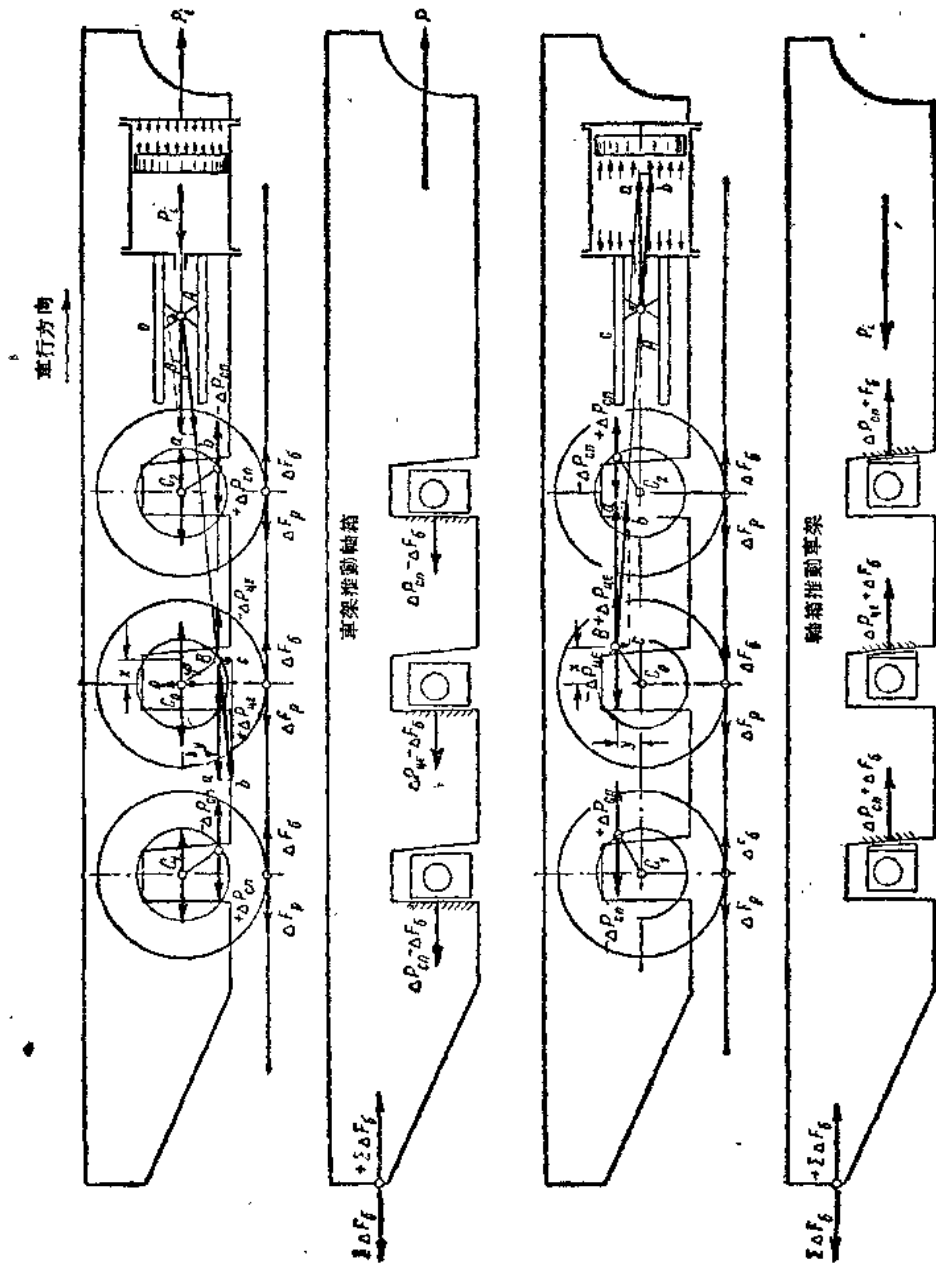


圖 265 牽引力在各動輪輪箱上的表示情形

(爲使問題簡單，應知 $\sum \Delta F_6$ 是機車一側所有各車輪輪周牽引力的總和)。

試向 C_1 點 (圖 266 上) 加兩組大小相等方向相反的力 $\pm \Delta F_6$ 及 $\pm \Delta P_{cn}$ (在圖 265 的 C_0 和 C_2 兩點同樣也加上這種力)，就可以得到互相均衡的兩個力偶和兩個自由力：第一爲指向機車行進方向的 ΔF_6 ，第二爲指向相反方向的 ΔP_{cn} 。因爲永遠 $\Delta P_{cn} > \Delta F_6$ ，所以由車輪向車架發生作用的力應爲：

$$\Delta Q = \Delta P_{cn} - \Delta F_6,$$

這個差數指向機車行進的相反方向，並由軸箱後滑動面傳給車架軸箱導框的後面。由車架向軸箱發生的反作用力，與力 ΔQ 大小相等方向相反，即指向軸箱後滑動面。

對於一側的平面系統，

$$Q = P_i - \sum \Delta F_6.$$

但 P_i 力向汽缸前蓋發生作用，而且經汽缸與車架聯結部分向車行方向發生作用。最後，將各力相加，得到傳給車架的力爲

$$P_i - Q = P_i - (P_i - \sum \Delta F_6) = \sum \Delta F_6,$$

這種力的方向，指向機車行進方向，也就是實質上是保證列車行進的力。

以上研究的，全是機車的一側，也就是機車一個汽缸的動作，同時也沒考慮整個系統中的機械阻力。若考慮機械阻力，則實際傳給每個車架的力就要減小若干；總的說來，在整個車架上，也就是在機車與煤水車間的中間牽引裝置上，作用的力爲

$$F_{n/m}^{\circ} = F_k - P_0 w_0',$$

減去煤水車阻力後，在煤水車車鈎上，

$$F_n^{\circ} = F_k - (P_0 + P_m) w_0',$$

式中 P_0 及 P_m 代表機車重量及煤水車重量，以噸計；

w_0' 爲機車及煤水車在平直道上的單位阻力，公斤/噸。

上文所舉的水平力作用概況，係按曲拐銷位於車輪下半圓周時研究所得。現在我們再研究曲拐銷位於車輪上半圓周時各力向車架傳達的情形。在上述研究中，作用力 P_i ，是向汽缸前蓋傳達的力，也就是指向機車進行方向的力。曲拐銷位於上半圓周時，同等的力量向汽缸後蓋傳達，指向與機車進行相反的方向（參看圖 265，下）。

與前相同的是， P_i 力也分解爲 $\overline{Ab}$ 及 $\overline{Ac}$ 兩力。移至 B 點的 $\overline{Ab}$ 力，又分解爲 $\overline{Ba}$ 及 $\overline{Bc}$ 兩力，因此也是 $\overline{Ba} = \overline{Aa} = P_i = \Delta F_{ye} + \sum \Delta P_{cn}$ ，與上文相同。試研究任一他動輪（假定是最後一個他動輪）的均衡（參看圖 266，下），又可以得出兩個力偶：一爲 $\Delta F_6 - \frac{D}{2}$ ，另一爲反方向的 ΔP_{cn} ；同時又可得出兩個指向同一方向，也就是指向機車進行方向的自由力。按這種情形，曲拐銷在這種位置時，由他動輪經車軸及軸箱向車架軸箱導框前滑動面傳達的力爲：

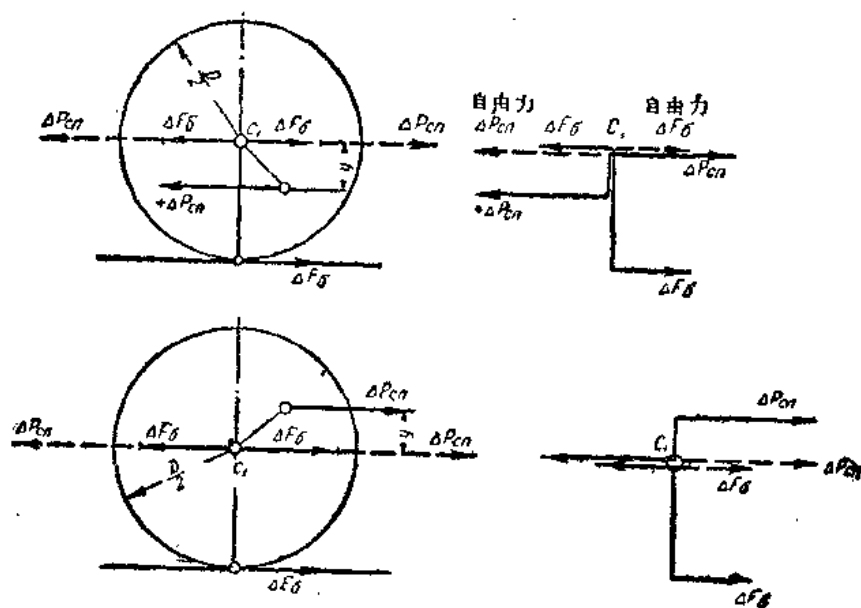


圖 266 輪輞上的牽引力及沿連桿的力向輪心轉移的情形

$$\Delta Q' = \Delta P_{cn} + \Delta F_{\delta o}$$

一側所有各車輪力的總和：

$$Q' = P_i + \sum \Delta F_{\delta},$$

而且這個總力指向機車進行方向。

但在汽缸後蓋上， P_i 力發生作用，其方向與機車進行方向相反。結果，一個車架板承受的力為：

$$P_i + \sum \Delta F_{\delta} - P_i = \sum \Delta F_{\delta},$$

總之，曲拐銷在兩種位置時，沿每個車架板發生作用的力是牽引力 $\sum \Delta F_{\delta}$ ，而沿兩個車架板所傳達的力—— F_i ，這個力經過一小部分的損失傳給連結器。

這種結論可以很簡單的得到，不必分析機械中作用的各種力。對於所有在鋼軌上運行的蒸汽機車，在輪輞上車輪與鋼軌接觸點各水平力的總和—— F_k 是外部聯系的唯一的水平反作用力，因此可以完全認為，在兩個車架板上作用的力也是 F_k ，這種力指向機車進行方向，但應減去阻力 $F_{n n/m}$ 。

但上述各作用力的分析仍是必要的，因為只有這種分析才可以闡明機車運行機械的若干工作特點。

重要的結論之一是：在車輪轉動一周的過程中，每個車架板在由汽缸至最末一個動輪的段落中，前半周承受拉力，後半周承受壓力。

我們都知道，若是某個構造體系中受到順序不斷的交互變換載荷，則能引起金屬的疲勞現象。因此對車架金屬提出了一定的要求（參看第三十三章）。車架因承受各種變換性的載荷，它的各單獨部分彼此間的連結必須徹底。由於力的作用分

析，可知曲拐在下半周時，車架用軸箱導框後滑動面推動動輪軸箱，此時，每個軸箱後滑動面及車架軸箱導框後滑動面間的接觸力為：

$$\Delta Q = \Delta P_{cn} - \Delta F_{\delta_0}$$

相反的，曲拐在上半周時，動輪軸箱推動車架。此時，每個軸箱前滑動面及軸箱導框前滑動面間的接觸力較曲拐在下半周時為大，即：

$$\Delta Q' = \Delta P_{cn} + \Delta F_{\delta_0}$$

車架板各部分承受的拉力和壓力的分佈情形如圖 267。這種分佈情形證明，若各車輪的牽引力相等 ($\Delta F_{1\delta} = \Delta F_{2\delta} = \Delta F_{3\delta} \dots$)，則車架之承受最大拉應力及最大壓應力的部分在汽缸與第一動軸之間；其餘各部分拉應力和壓應力逐漸減低。這說明了為什麼車架的前部要特別加強。車架在最末動輪以後的部分，並不承受變換性的載荷，其所受的載荷亦遠比車架的其他各部分為小。

此處由汽缸傳給車架的力的略圖，究竟是比較簡略的。

這個問題的深入研究，必須考慮到左右兩汽缸相互間的影響，尤其是

一側曲拐銷位於車輪上半周而另一側曲拐銷位於車輪下半周時，更應特別注意。此外，連桿及軸箱的間隙，以及車軸、搖連桿及其他部分的彈性變形，都能影響車架個別部分力的分佈。這些問題牽涉較廣，應另作專題研究。

2. 車輪旋轉一周牽引力的變化

現在我們回到機車一側的均衡方程式來：

$$P_i y + P_i \lg \beta \cdot x = \sum \Delta F_{\delta} \frac{D}{2} \cdot$$

從幾何關係容易確定

$$R \sin \varphi = L \sin \beta,$$

式中 R ——曲拐半徑;
 L ——搖桿長度;
 φ ——確定曲拐位置的變換角。

所以

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{R}{L} \frac{\sin \varphi}{\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \varphi}}.$$

因爲 $y = R \sin \varphi$, $x = R \cos \varphi$, 所以

$$P_i R \sin \varphi + P_i \frac{R^2}{L} \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \varphi}} = \sum \Delta F_6 \frac{D}{2};$$

$$\frac{2P_i R \sin \varphi}{D} \left[1 + \frac{R \cos \varphi}{L \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \varphi}} \right] = \sum \Delta F_6. \quad (1/17)$$

這說明機車一側由於一個汽缸作用而發生的各部分牽引力的總和，直接與曲拐旋轉角度 φ 有關。

曲拐銷在死點時， $\varphi = 0$ ，由機車一側汽缸所產生的各部分牽引力的總和也等於零。 $\varphi = 90^\circ$ 時，(1/17) 式括弧內的第二項變為零，各部分牽引力的總和為最大值：

$$\sum \Delta F_6 = 2P_i \frac{R}{D}.$$

當 $0 < \varphi < 90^\circ$ 時， $\sum \Delta F_6$ 的瞬間數值在上述限度內變化。

直到現在，一般都認為作用於鞣輪上的力 P_i 好像是某種固定數值。實際 P_i 力在鞣輪行程中按示功圖輪廓而變化。此時應當注意，必須把鞣輪兩側的外力計算在一起，才能得出鞣輪上的實際有效力 P_i (圖 268)：

$$P_{i3} = p_1 \frac{\pi d_y^2}{4} - p_2 \frac{\pi}{4} (d_y^2 - d_u^2),$$

式中 d_y ——汽缸直徑； d_u ——鞣輪桿直徑。

用適合 φ 角的瞬間數值 P_{i3} 代替 P_i 代入 (1/17) 式，可以得出機車一側的各部分牽引力的總和的諧和曲線，如圖 269 所示，並註有「右汽機」字樣。

假定機車僅裝一個汽缸，則如圖 269 所示，其牽引力由零變至最大，然後再行減小，而且在個別的短時間中，由於鞣輪行至極端的壓縮作用而產生負力（參看圖 269C 的部分）。

兩汽缸機車，第二汽缸的曲拐銷應與第一汽缸的曲拐銷保持 90° 角，這樣就可以得到各部分牽引力總和的第二個諧和曲線（圖 269 附有「左汽機」字樣的曲線）。即或兩汽缸不位於同一平面，但在牽引力 $\sum \Delta F_6$ 傳向整個主車架時，兩汽缸的各部分牽引力可以加在一起，結果向機車牽引裝置傳達的牽引力變化如圖 269 上

部曲綫 $F_{K \text{ cym}}$ 所示。這個複合諧和曲綫已沒有零或負值，而是在 $F_{K \text{ min}}$ 到 $F_{K \text{ max}}$ 之間變化。

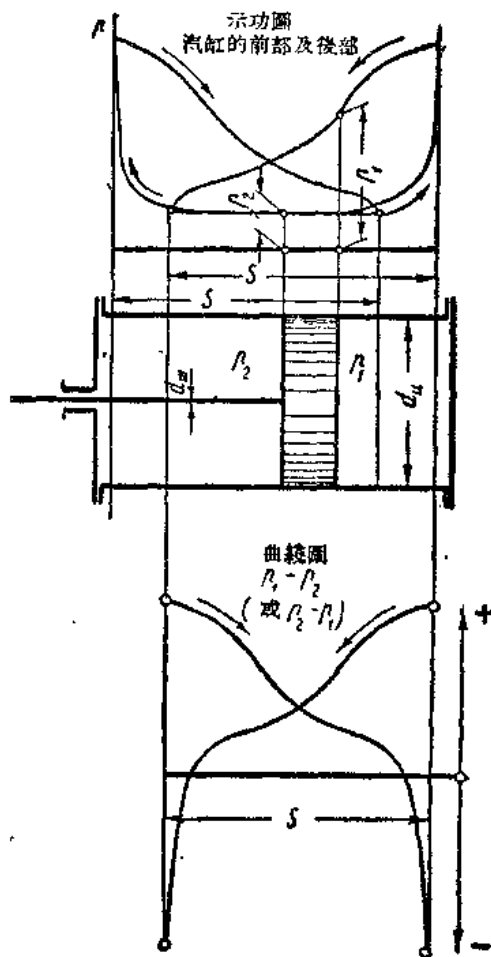


圖 268 作用於聯軸上的合力之求法

若將被坐標軸及 $F_{K \text{ cym}}$ 曲綫所包圍的面積求出，再求出平均縱坐標 F_K ，則其數值一定與車輪旋轉一周的平均牽引力一致，在以後的機車牽引力及機車功率的計算中，即採用此數值，並名之為機車輪周牽引力。

牽引力實際變化情形，也就是瞬間最大值 $F_{K \text{ max}}$ 與平均值 F_K 之間的偏差，用如下係數來表示：

$$\mu = \frac{F_{K \text{ max}} - F_K}{F_K} \quad (2/17)$$

由此

$$F_{K \text{ max}} = F_K (1 + \mu)$$

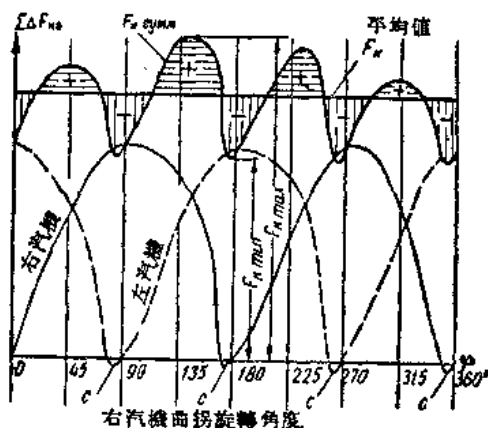


圖 269 兩汽缸產生的牽引力總和 $F_{K \text{ cym}}$ 及車輪旋轉一周的平均牽引力 F_K

μ 值與汽缸數目、汽機類型（複式汽機或單式汽機）及停汽點有關，機車之具有旋轉傳動裝置者，如電力機車、有電力傳動的內燃機車及渦輪機車， μ 值等於零。

為了估計汽機類型對 μ 的影響，可採用如下數值：

單脹雙汽缸汽機

$$\mu = 0.15 \sim 0.25;$$

單脹四汽缸汽機及對稱汽缸複式汽機

$$\mu = 0.15 \sim 0.20;$$

雙汽缸複式汽機

$$\mu = 0.30 \sim 0.40;$$

單脹三汽缸汽機

$$\mu = 0.05 \sim 0.10。$$

車輪旋轉一周實際瞬間牽引力的變化，對於車輪與鋼軌間的黏着有某種程度的影響，這種影響可以從黏着牽引力公式中所謂計算黏着係數 ψ_k 的數值看出來：

$$F_{kc} = 1000 P_k \psi_k。$$

當牽引力不均的程度很大，也就是 μ 的值很大時，則計算係數 ψ_k 數值小。

假定有一台機車，其牽引力 F_k 沒有變化，也就是 $\mu = 0$ 。

這種機車在極限情形時：

$$\psi_{k0} = \frac{F_k}{1000 P_k}。$$

普通機車 μ 不等於零。爲了不發生空轉，應盡可能保證使數值 $\psi_k = \psi_{k0}$ ，但由最大瞬間牽引力 $F_{k \max}$ 的計算中，有：

$$\psi_{k0} = \frac{F_k(1+\mu)}{1000 P_k}，$$

或

$$\frac{\psi_{k0}}{1+\mu} = \frac{F_k}{1000 P_k} = \psi_k，$$

亦即

$$\psi_k = \frac{\psi_{k0}}{1+\mu}。 \quad (3/17)$$

當然，在其他條件相同時，若增大 μ ，必須適當地減小按平均牽引力 F_k 而定的計算數值 ψ_k 。四汽缸機車（無論是具有一個硬性車架或爲關節機車），每組車輪用一對汽缸，運動時各不相涉，則每組汽缸的車輪與鋼軌黏着條件，與普通雙汽缸機車相同。

但是，每組用一對汽缸的車輪，由於其黏着重量變動的可能性，以及同時發生最大牽引力的可能性，所以這種機車的計算黏着係數數值，應比普通單脹式雙汽缸機車大致低 5%。①

3. 牽引力的計算

計算產生必要牽引力的機車汽缸尺寸的方法，是使蒸汽在汽缸中所作的功等於車輪旋轉一周時輪周牽引力所作的功。

若橫坐標（容積）和縱坐標（壓力）的縮尺爲已知，則蒸汽在汽缸一端所作的功 L （公斤公尺），可按汽缸示功圖面積求得之（圖 270）。此時平均指示壓力 P_i

① 這種觀點，許多專家仍未分析清楚，在未經試驗證實之前，認爲是根據於推測。

(公斤/平方公分) 為面積與示功圖相等的長方形的縱坐標。因為每個汽缸均是兩端工作(鞏輪兩側), 所以當汽缸數目為 n , 汽缸直徑為 d_u (公分) 及鞏輪行程為 s (公尺) 時, 車輪旋轉一周的總的指示功(公斤公尺) 可按下式求之:

$$L_{oi} = p_i \frac{\pi d_u^2}{4} 2sn_o$$

車輪旋轉一周, 在直徑為 D (公尺) 的各車輪踏面圓周上發生的牽引力的總和(用平均牽引力 F_K 公斤代表之) 所作的功為

$$\pi D F_K = L_{oK},$$

式中 L_{oi} ——各汽缸中所作的功, 公斤公尺;

L_{oK} ——各車輪輪軸作的功, 公斤公尺。

L_{oi} 與 L_{oK} 間的關係由機械效率確定:

$$L_{oK} = L_{oi} \eta_{mez},$$

故

$$p_i \frac{\pi d_u^2}{4} 2sn \eta_{mez} = \pi D F_K,$$

由此

$$F_K = p_i \frac{d_u^2 sn \eta_{mez}}{2D} \quad (4/17)$$

d_u, s 及 D 若用公厘表示, 則

$$F_K = p_i \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{d_u^2}{10^2} \cdot \frac{s}{1000} \cdot \frac{1000}{D} n \eta_{mez} = p_i \frac{d_u^2 s}{200D} n \eta_{mez}.$$

在實際計算中, 用鍋爐壓力 p_K 與比例係數 ξ 的乘積代替平均指示壓力, 也就是 $p_i = \xi p_K$ 。

已經確定, $\frac{p_i}{p_K}$ 是機車汽機性能的極為重要的標誌。

實際上, 平均指示壓力 p_i 的數值與示功圖外形有關。很明顯, 停汽點大時, 平均指示壓力也大(圖 271, a); 停汽點小時, 則平均指示壓力大大降低(圖 271, b)。同樣也很明顯, 若回動螺旋位置不變, 也就是汽缸停汽點不變, 但機車速度變, 則由示功圖面積, 在低速時所達到的 p_i 一定遠大於高速時所達到的 p_i 。這說明了機車速度增加時, 鞏輪的行程數及汽缸每小時的汽耗量亦必增加。此時, 經過調整閥、過熱箱、各過熱管、蒸汽管及汽口等處的蒸汽流動速度及流體動力損失亦增加, 壓力降低。

圖 272 為一台最初的 ΦA 型機車, 當鍋爐蒸汽壓力不變時, 根據汽機總的汽耗

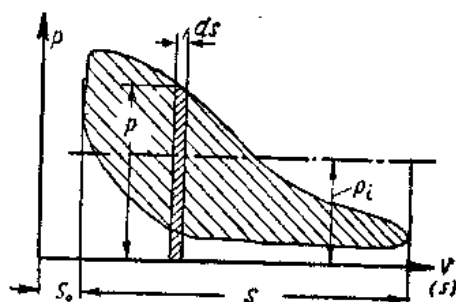


圖 270 按示功圖求平均指示壓力

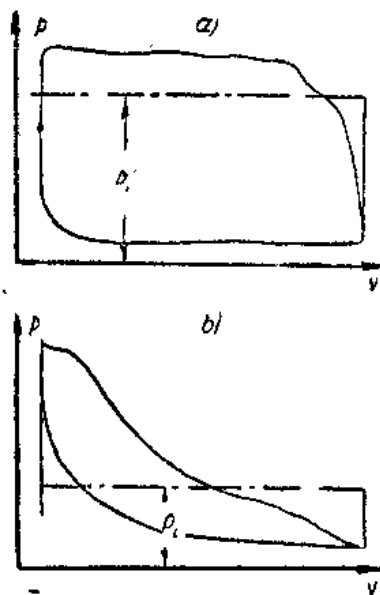


圖 271 大停汽點及小停汽點時的示功圖

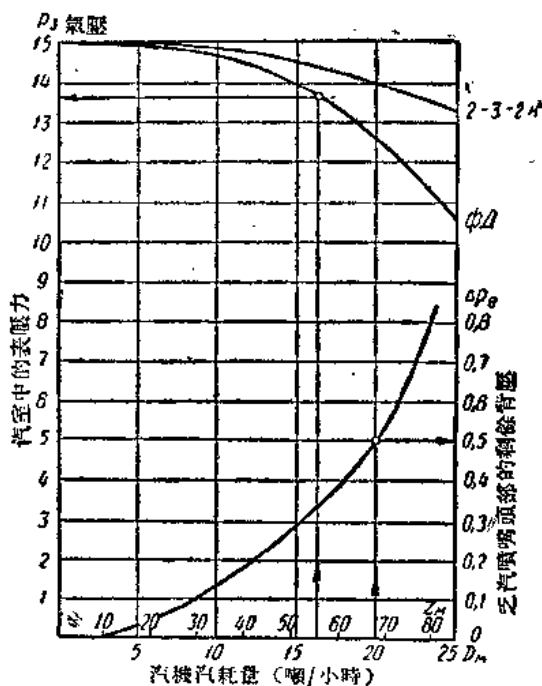


圖 272 ΦD 型機車及 2-3-2K 型機車以鍋爐熱效率為變數的汽室壓力及乏汽噴嘴的假定背壓

量繪的汽室蒸汽壓力曲綫圖。由圖可知，由於用細管過熱管及調整閥通汽斷面不

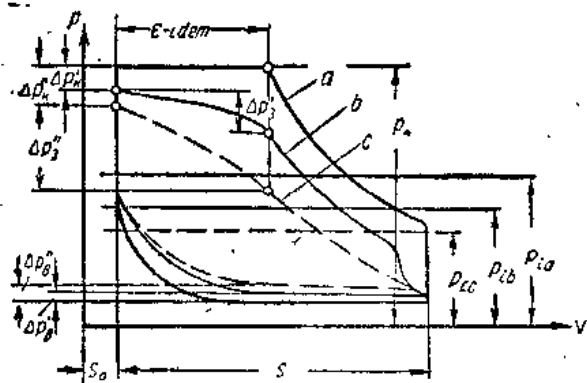


圖 273 速度對平均指示壓力的影響

足，在大的蒸汽消耗量時，蒸汽到達汽缸之時最初壓力大為降低。乏汽由汽缸乏汽路及乏汽噴嘴頭部向外排出時，也發生完全相同的現象，所不同的是在這一段蒸汽流通過程中，損失增加的絕對值，隨汽耗量的增加程度而稍有區別。按別洛岡教授的建議，蒸汽在噴出過程中，背壓高出大氣壓的情形大致可用下式計算：

$$\Delta p_{D1} = \frac{v_D u_c^2}{2g},$$

式中 $v_D = \frac{1}{\gamma_D}$ —— 排出時的蒸汽比容，公尺³/公斤（ ΦD 型機車為 1.7—1.8）；

u_c —— 蒸汽由乏汽噴口通過時的重量速度，公斤/公尺²秒，

$$u_c = \frac{z_n H_{uc}}{f_n 3600}$$

(式中 f_k ——乏汽噴口面積，公尺²)；

g ——重心加速度，9.81 公尺/秒²。

圖 272 下面為 $\Phi A \text{ №} 20-107$ 機車計算所得的 Δp_D 增大情形。

最初壓力的降低以及乏汽噴嘴中背壓的增加，乃是示功圖面積、 p_i 及 ξ 等減小的原因。

圖 273a 為理論示功圖，另外兩個 b 及 c 為實際示功圖。 b 及 c 是機車速度為 V_0 及 V_c 、汽缸停汽點不變及 $V_c > V_0$ 之時所得到的。

在死點進汽時，壓力的降低 $\Delta p'_k$ 及 $\Delta p''_k$ 係由於流體動力損失而引起，流體動力損失見前圖 272 中。另外的壓力下降 $\Delta p'_s$ 及 $\Delta p''_s$ ，是由於蒸汽通過汽室汽口時增加的壓力損失，最後， $\Delta p'_e$ 及 $\Delta p''_e$ 是經過汽室排汽口及乏汽噴口的損失。

很明顯，平均指示壓力各不相同：

$$p_{ia} > p_{ib} > p_{ic}$$

蘇聯的研究人員用科學試驗確定了，若機車的流體流通設備（調整閥、過熱管、大小烟管、滑閥及乏汽噴嘴等）性能相同，則 $\frac{p_i}{p_k} = \xi$ 具有以停汽點及鞏輪平均速度^①為變數的同樣的變化規律，若流體流通設備構造不同，則有顯著區別。圖 274 為現代 2-3-2K 型旅客機車、現代 П 型貨物機車及某一舊式 ЭМ 機車以鞏輪速度為變數的 ξ 值。

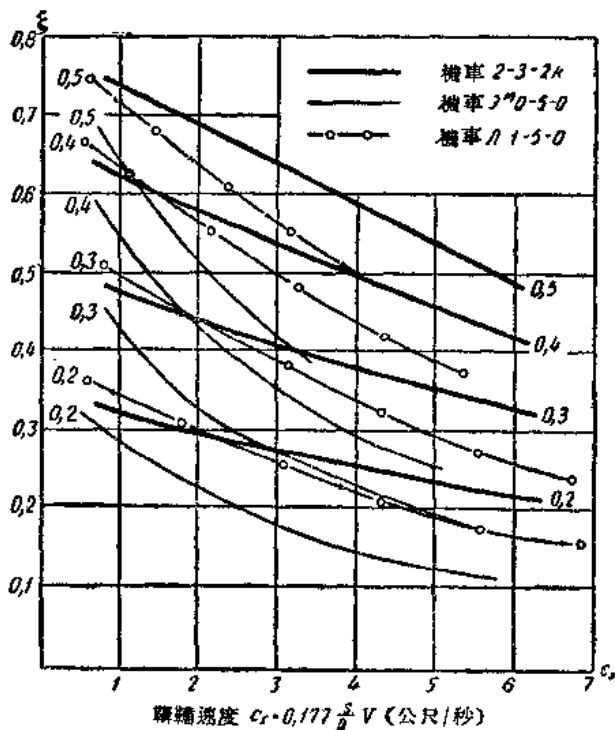


圖 274 2-3-2K 型、П 型及 ЭМ 型機車以鞏輪速度為變數的指示壓力係數 ξ

2-3-2 式機車沿蒸汽通路的全長有寬的通過斷面，並且滑閥斷面也較大，所以這種機車的係數 ξ 遠較汽路及各斷面均窄的 ЭМ 型機車的係數 ξ 為大。例如，當停汽點為 0.5 以及 $c_s = 3$ (公尺/秒) 時，2-3-2 式機車的 ξ 較 ЭМ 型機車大 55%；當

① 鞏輪平均速度為：

$$c_s = \frac{2s\pi}{60} = 0.177 \frac{Vs}{D} \text{ (公尺/秒)},$$

式中 s ——鞏輪行程，公尺；

π ——每分鐘往復數；

V ——速度，公里/小時；

D ——動輪直徑，公尺。

停汽點為 0.2 及 $C_s=5$ (公尺/秒) 時, 則大 90%。

若將指示壓力係數 $\xi = \frac{p_i}{p_k}$ 應用到牽引力公式, 則得:

$$F_k = p_k \frac{d_y^2 s n}{200 D} \xi \eta_{Mex} \quad (5/17)$$

在這個公式中, $p_k \frac{d_y^2 s n}{200 D}$ 複合項內包括純幾何的或純構造的數值如 d_y, s, D, n 等, 以及一個完全不變的鍋爐參數, 也就是鍋爐壓力 p_k 。這個複合項常常稱為機車牽引力模數, 並用下式表示之:

$$M = p_k \frac{d_y^2 s n}{200 D} \quad (6/17)$$

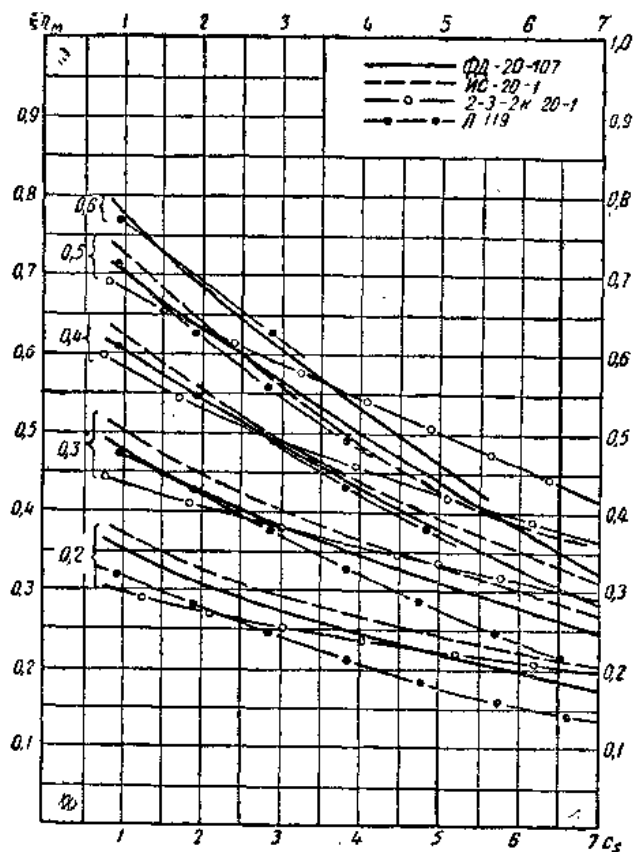


圖 275 ФД№20-107, ИС№20-1, 2-3-2К-20-1 及 Л-119 等型機車之以停汽點及蒸氣速度為變數的 $\xi \eta_{Mex}$ 乘積

① 爲了計算精確桿直徑, 有時引用係數 0.98:

$$M = 0.98 p_k \frac{d_y^2 s n}{200 D}$$

式中 d_y, s, D —公厘; p_k —氣壓。

$\xi \eta_{Mex}$ 是一個變化的係數, 這個係數與速度及停汽點有關, 此外, 由於本身內在的物理性質的聯繫, 又與許多構造因素有關, 這些構造因素主要是過熱管、調整閥、閥裝置、汽缸汽路及乏汽噴嘴等的通過斷面及表面等。

現代機車, 用盡各種方法以求提高 ξ 值。 ξ 值高時, 小的汽缸尺寸 d_y 及 s 能產生所需要的牽引力。小尺寸的 d_y 及 s , 可以減輕機械部的重量和有更好的慣力均衡。

圖 275 爲中央科學研究院根據 ФД, ИС, 2-3-2К 及 Л 等型機車實際試驗得出的 $\xi \eta_{Mex}$ 值, 設計時可以用來繪製各汽缸牽引力曲線 $F_k = f(v, \varepsilon)$ 。

根據第一章第 7 節及圖 21 當 v_M 固定時各鍋爐牽引力的變化