

中央人民政府高等教育部推薦

高等學校教材試用本

# 機械零件

(中 冊)

В. А. Добровольский 原 著

楊長駿、楊曾熹、徐 灝、張世鈞等譯

重 工 業 出 版 社

1 9 5 3

中央人民政府高等教育部推薦

高等學校教材試用本

# 機械零件

(中 冊)

В. · А. Добровольский 原 著

楊長駿、楊曾燾、徐 顯、張世鈞等譯

重 工 業 出 版 社

1 9 5 3

## 出版前言

本書原著為蘇聯多布羅窩利斯基 (В. А. Добровольский) 教授所著『ДЕТАЛИ МАШИН』的增訂第六版，經烏克蘭社會主義共和國部長會議高等教育部審定為高等技術學校用教學參考書，一九五〇年由烏克蘭國家技術圖書出版局 (Гостехиздат, СССР) 出版。

本書的翻譯工作是在大連工學院的楊長駿、張世鈞、楊曾羣和東北工學院的徐灝等四位同志的通力合作之下完成的。

讀者如對本書有所批評與指正，請函寄：中央人民政府重工業部工業教育司。

## 機 械 零 件

中 冊

楊長駿、楊曾羣、  
徐灝、張世鈞合譯

---

★ 版 權 所 有 ★

重工業出版社出版  
中國圖書發行公司發行  
旅大人民印刷廠第二廠印刷

---

1953年12月第一版

1—15,000冊

定價 ¥ 12,000元

# 中央人民政府高等教育部推薦 高等學校教材試用本的說明

充分學習蘇聯的先進經驗，根據國家建設需要，設置專業，培養幹部，是全國高等學校院系調整後的一項重大工作。在我國高等學校裡，按照所設置的專業試用蘇聯教材，而不再使用以英美資產階級教育內容為基礎的教材，是進一步改革教學內容和提高教學質量的正確方向。

一九五二年九月二十四日人民日報社論已經指出：蘇聯各種專業的教學計劃和教材基本上對我們是適用的。它是真正的科學的和密切聯系實際的。至於與中國實際結合的問題，則可在今後教學實踐中逐漸求得解決。我們現在就是本着這種認識來組織人力，依照需要的緩急，有計劃地大量翻譯蘇聯高等學校的各科教材，並將陸續向全國推薦，作為現階段我國高等學校教材的試用本。

我們希望：使用這一試用本及今後由我們繼續推薦的每一種試用本的教師和同學們，特別是各有關教研組的同志們，在教學過程中，對譯本的內容和譯文廣泛地認真地提出修正意見，作為該書再版時的參考。我們並希望各有關教研組在此基礎上逐步加以改進，使能結合中國實際，最後能編出完全適合我國需要的新教材來。

中央人民政府高等教育部

## 目 次 (中冊)

### 第二篇 傳動裝置 ..... 301—555

#### 前 言 ..... 301

#### 基本概念及分類 ..... 302

#### 直接接觸傳動 ..... 303

##### 摩擦傳動 ..... 304

##### 摩擦傳動的精確計算 ..... 306

##### 定傳動比的複式傳動 ..... 313

#### 齒輪傳動 ..... 317

##### 基本知識 ..... 317

##### 主要尺寸及符號 ..... 318

##### 直齒齒輪的切製 ..... 329

##### 輪齒的破壞情形 ..... 333

##### 輪齒計算 ..... 337

##### 輪齒的磨損計算與靜力強度計算 ..... 354

##### 輪齒的散熱計算 ..... 362

##### 斜齒圓柱齒輪 ..... 366

##### 人字齒輪 ..... 370

##### 圓錐齒輪 ..... 372

##### 斜齒圓錐齒輪概論 ..... 376

##### 作用在軸與軸承上的壓力 ..... 378

##### 齒輪計算的資料 ..... 379

##### 根據接觸應力計算齒輪的耐久性 ..... 385

##### 齒輪的構造 ..... 395

##### 齒輪的潤滑 ..... 407

#### 蝸輪傳動 ..... 409

##### 概論 ..... 409

##### 蝸桿及蝸輪的工作齒廓 ..... 410

|                       |     |
|-----------------------|-----|
| 傳動比.....              | 412 |
| 效率.....               | 413 |
| 蝸輪傳動中的力.....          | 416 |
| 計算馬力.....             | 417 |
| 蝸輪傳動的基本計算法.....       | 418 |
| 蝸輪傳動的潤滑.....          | 424 |
| 蝸輪傳動裝置中的諸機件.....      | 425 |
| 蝸輪傳動的發熱計算.....        | 433 |
| 圓弧面蝸輪傳動.....          | 437 |
| <b>減速箱</b> .....      | 439 |
| <b>鏈傳動</b> .....      | 446 |
| 概論.....               | 446 |
| 鏈.....                | 446 |
| 鏈輪.....               | 453 |
| 鏈的長度及鏈輪的中心距離.....     | 456 |
| 鏈的速度.....             | 457 |
| 實際的安全係數.....          | 458 |
| 鏈上的鉸鏈載荷及軸承載荷.....     | 459 |
| 鏈傳動的位置排列及效率.....      | 460 |
| <b>撓性傳動</b> .....     | 462 |
| 平皮帶傳動.....            | 463 |
| 平皮帶傳動的理論基礎.....       | 466 |
| 實驗研究.....             | 468 |
| 包角及因數 $\alpha'$ ..... | 471 |
| 離心力.....              | 473 |
| 各種傳動用皮帶.....          | 482 |
| 不設張緊輪的平皮帶的計算.....     | 495 |
| 設有張緊輪的皮帶傳動.....       | 517 |
| <b>三角皮帶傳動</b> .....   | 522 |
| 基本知識.....             | 522 |
| 工作原理.....             | 523 |
| 三角皮帶傳動的設計.....        | 524 |

|                        |     |
|------------------------|-----|
| <b>皮帶輪</b> .....       | 533 |
| <b>概論</b> .....        | 533 |
| 平皮帶輪 .....             | 533 |
| 張緊輪及其按裝 .....          | 546 |
| 皮帶傳動上的其他零件 .....       | 547 |
| 皮帶輪的輪緣、輪輻及螺釘內的應力 ..... | 549 |
| <b>無級變速傳動</b> .....    | 551 |
| 用剛性件的無級變速傳動 .....      | 552 |
| 用撓性件的無級變速傳動 .....      | 553 |
| <b>參考文獻</b> .....      | 555 |

# 第二篇 傳動裝置

## 前 言

『傳動裝置』在『機械零件』這門課程上，是很重要的一篇。在這一篇中所講的，是用機構來傳遞動力的方法問題。

傳遞動力，可用下列數種方式：

(1) 由發動機——發電機——配電板——電動機——工作機（例如工作母機的心軸）。

(2) 由發動機——發電機——配電板——電動機——中間的機械傳動機構（例如變速箱）——工作機。

(3) 發動機——傳動軸——中間的機械傳動機構——工作機。

老式的傳動方法是集體傳動，動力由發動機出來，經過長的傳動軸後，分配到各個工作機械。

採用這種傳動，在當時是不可避免的；因那時的工廠，以現代的觀點來看規模很小，馬力也很小，不適宜於每為一部機器用單獨的原動機，也就是不適於個別傳動。

由於工業的發展，工廠的擴大，近代工作機械也愈來愈大，其所需馬力及速度也愈來愈增加，最後，出現了電動機——所有這些都促使我們捨棄使用成本高的複雜傳動，這種傳動要消耗相當多的非生產的能量。大型傳動可分成一些較小的部分傳動，或者分為許多單獨傳動。有時在同一部機器的各個機構，也分別用電動機單獨傳動。

在理論上講，將發動機與機器上的工作機構直接聯接最為理想，因為在這種情形下，由於摩擦而產生的動力損失最小；但實際這是很少辦得到的。

這種情形，只有對於轉數近於現代電動機的轉數的那些高速機器才行。在一般情形下，在發動機與工作機中間，或與機器上的個別工作機構中間，要加一個特備的傳動裝置——變速箱；當然不可避免地它也要損耗一部分它所傳遞的動力。

在發動機與工作機中間加入變速箱，有時也是由於許多工作機需要在廣範圍內調節轉數；這樣的調節轉數單憑發動機是不能辦到的。

例如，車床的最低轉數是由最大的車削直徑與最低的切削速度而定；其最高的轉數，是由最小的車削直徑與最高的切削速度而定。在最高與最低兩個極限轉數中間，須插入許多中間轉數。中間轉數可以有等級的或無等級的，視工作的要求而定。

本編僅講述原動機與工作機間或機器內部的、一般的機械傳動機構。至於水力傳動、壓縮空氣傳動以及其它傳動，都另有專書敘述，不包括於本篇範圍之內。

## 基本概念及分類

機械傳動可分為兩大類：裝在軸上的機件是直接接觸的傳動，

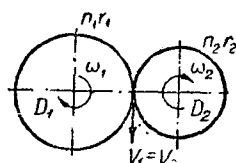


圖 359

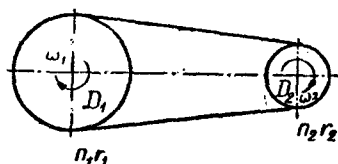


圖 360

如摩擦輪、齒輪及蝸輪等的傳動；用撓性物的傳動，如用皮帶、繩及鏈等的傳動。

能傳出運動和扭轉力矩的軸及裝在軸上的傳動機件（輪），稱為**主動機件**；接受由主動機件傳來的運動及扭轉力矩者，則稱為**從動機件**。

圖 359 表示直接接觸傳動；圖 360 表示間接接觸傳動。符號 1 代表主動機件，2 代表從動機件。圖中：

$n_1$  及  $n_2$ ——軸每分鐘的轉數；

$\omega_1$  及  $\omega_2$ ——角速度；

$v_1$  及  $v_2$ ——圓周速度或簡稱周速 ( $m/sec$ )；

$D_1 = 2r_1$  及  $D_2 = 2r_2$ ——輪的直徑 ( $m$ )。

根據基本條件  $v_1 = v_2$ ，則傳動為

$$\frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi D_2 n_2}{60}.$$

由此可得

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}.$$

由於

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

所以

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}. \quad (142)$$

兩軸的轉數或角速度的比值，稱為傳動比，以  $i$  加註兩腳號代表之。由此可得

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}.$$

傳動比  $i$  的值，是順着傳動方向得出的比值 (OCT/BKC 8089)；也就是說，傳動比等於主動軸的轉數與從動軸的轉數的比值。

在複式傳動中，包含有數個單式傳動，每個單式傳動各有其自己傳動比  $i$ ；這個複式傳動的傳動比，等於各個單式傳動的傳動比的乘積。假定在這個系統中的各個傳動比為  $i_1, i_2, i_3, \dots, i_n$ ，則總傳動比為

$$i = i_1 i_2 i_3 \dots i_n. \quad (143)$$

很明顯地，傳動系統中的傳動數目越多，則該系統的機械效率越低。總的機械效率，等於各個部分傳動的效率的乘積。

## 直接接觸傳動

屬於這類傳動的，有摩擦輪傳動、齒輪傳動及蝸輪傳動等，其式樣及尺寸變化很大。後兩類傳動應用最廣。

## 摩 擦 傳 動

### 基 本 概 念

摩擦傳動是藉二輪間的摩擦力來實現的，二輪裝在二軸上互相壓緊。壓緊就產生摩擦力，由於這個摩擦力就可以帶動從動輪、從動軸以及所有裝在從動軸上的其他機件。

在摩擦傳動中，各種摩擦輪的式樣，隨主動軸與從動軸的相互位置而定；由此，有**圓柱形摩擦輪**和**圓錐形摩擦輪**之分，分別用於**平行**或**相交**的兩軸。

摩擦傳動可以如下分類：

- 1) 在平行二軸間或相交二軸間的傳動；
- 2) 等速或變速的傳動，方向不變或方向改變的傳動；
- 3) 直接接觸或用中間機件工作的傳動；
- 4) 平摩擦輪傳動或槽摩擦輪傳動；
- 5) 由於摩擦輪的壓力而產生的所有載荷都由軸承承受的傳動，或軸承不承受該載荷的傳動。

### 圓柱形平摩擦輪傳動

圖 361 表示平行二軸上的一對圓柱形摩擦輪。其中有一軸或二軸的軸承可以移動，以便使摩擦輪可以以指定的壓力  $Q$  互相壓緊。

爲了把圓周力  $P$  由主動摩擦輪傳到從動摩擦輪上（圖 361），圓周力  $P$  與壓力  $Q$  必須符合下面的關係：

$$P \leq fQ, \quad (144)$$

式中， $f$ ——摩擦係數。

$f$  的值由摩擦輪工作面的材料而定，其一般平均數值，可由表 57 查得。

表57 摩擦係數  $f$

| 材 料                | $f$       |
|--------------------|-----------|
| 鋼與鋼或鑄鐵(有潤滑油) ..... | 0.05—0.10 |
| 鑄鐵與鑄鐵或與鋼 .....     | 0.10—0.15 |
| 鑄鐵與皮革 .....        | 0.15—0.30 |
| 鑄鐵與木料 .....        | 0.20—0.40 |
| 木料與木料 .....        | 0.30—0.47 |

摩擦輪的寬度  $b$  (圖 361)，可依其工作面的壓碎應力的限制條件求得。設輪每 1 cm 寬度的許用載荷強度為  $q$ ，則輪寬 (cm) 為

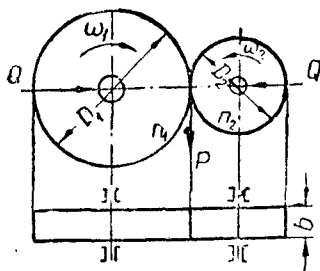


圖 361

$$b \approx \frac{Q}{q}$$

$q$  的許用值可由表58查得。

摩擦輪的缺點，就是在軸承上產生很大的壓力，以及在軸承中將因摩擦而產生很大的損失。

如果取  $f \approx 0.15$  (鑄鐵與鑄鐵)，則

$$Q = \frac{P}{f} = \frac{P}{0.15} \approx 7P,$$

也就是說，所需要的輪間壓力竟高達圓周力的七倍之多。

由於這種情形，就限制了摩擦輪在傳遞較大的動力方面的應用。

表58 許用載荷強度  $q$  (kg/cm)

| 材 料         | $q$ (kg/cm) |
|-------------|-------------|
| 鋼與鋼 .....   | 150—200     |
| 鑄鐵與鑄鐵 ..... | 105—135     |
| 鑄鐵與皮革 ..... | 15—25       |
| 鑄鐵與木料 ..... | 2.5—5       |

在實際計算中，選擇  $P$  及  $f$  的數值時，應當考慮到傳動的工作情況。

$b$  的極限值為  $D_2$ ，即  $b \leq D_2$ 。在這裡， $D_2$ ——小輪的直徑。

如果所須傳遞的動力為  $N$  (馬力)，速度為  $v$  (m/sec)，則圓周力  $P$  (kg) 為

$$P = \frac{75N}{v}$$

在所有受驟加載荷的情形下，為了避免產生滑動，應當以較大的計算圓周力來計算。即取

$$P_{\text{расч}} = \beta P,$$

式中， $\beta$ ——安全係數，約在極限值 1~2 之間變動，依工作情況而定。

係數  $\beta$  同樣地也考慮到在不平穩傳動中，由於慣性力而產生的影響。

如果  $P$  為已知，則選定輪的材料後，即可查得  $f$  的值：再求出必需的壓力  $Q$ ，然後決定所需的輪的寬度  $b$ 。

### 摩擦傳動的精確計算

根據  $q$  (kg/cm) 的值 (摩擦輪接觸線單位長度上的壓力)，來求輪的寬度  $b = \frac{Q}{q}$ ，只是近似的粗略算法而已。實際上，由於變形的關係，兩輪的接觸並非直線，而是一個面。接觸面的寬度，由壓力  $Q$  的大小、輪的半徑及輪材料的彈性模數而定。因此，嚴格地說，輪的工作能力 (耐磨性能)，並不決定於接觸線單位長度上的載荷  $q$ ，而是由接觸面的壓碎應力  $\sigma'_{\text{сж}}$  (kg/cm<sup>2</sup>) 的大小而定。只有當  $q$  與  $\sigma'_{\text{сж}}$  成比例時，才可以根據  $q$  來求輪的載荷能力。

在接觸面上，沿着寬度方面的壓應力的分佈並不均勻，而是成橢圓形狀。由彈性力學，可以求得接觸面的寬度及最大的壓應力。

對於圓柱形摩擦輪為：

$$\sigma'_{cm_{max}} = \sqrt{0.35 \frac{Q}{b} \cdot \frac{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}} = \sqrt{0.35 q \frac{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}} \quad (145)$$

由公式可知， $\sigma'_{cm_{max}}$  的值與  $\sqrt{q}$  成比例，並且由摩擦輪的半徑  $r_1, r_2$  及摩擦輪材料的彈性模數  $E_1, E_2$  而定。

由公式 (145) 求  $\sigma'_{cm_{max}}$ ，是兩個圓柱形摩擦輪互相以徑向壓力  $Q$  相壓時的情形，即壓力垂直於接觸面時的情形。嚴格講來，這個公式對於兩個摩擦輪在工作時的情形並不適用，因為這時在接觸面上，除了垂直力  $Q$  外，尚有摩擦力  $Qf = P$ 。所以在工作時，用該式求得的  $\sigma'_{cm_{max}}$  值，只是近似的。 $\sigma'_{cm_{max}}$  值可用以校核摩擦輪的耐磨性能，使不大於許用值。許用接觸應力的值由實驗求得。淬火鋼輪的  $\sigma'_{cm_{max}}$  的許用值可達  $8000 \text{ kg/cm}^2$ ，而鑄鐵輪則為  $1.5\sigma_B$  以內；這裡， $\sigma_B$ ——彎曲強度限。更詳細的數據，可查「機械製造百科全書」第二冊。

### 圓錐形摩擦輪傳動

圓錐形摩擦輪用於相交的二軸，其交角常為直角（圖 362），

即

$$\alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ;$$

在這裡， $\alpha_1$  為小輪的圓錐頂角之半，而  $\alpha_2$ ——大輪的圓錐頂角之半。

$\alpha_1$  與  $\alpha_2$  可由傳動比求得：

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{R_1}{R_2} = \frac{n_2}{n_1}; \quad \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{R_2}{R_1} = \frac{n_1}{n_2}.$$

由此可知，角  $\alpha_1$  及  $\alpha_2$ ，並不能夠任意選擇。

為了使輪的錐面產生法向壓力  $N$ ，必須要在輪上加軸向力  $Q_1$  及  $Q_2$ （圖 362）。在搭上傳動時，譬如說，可將下方摩擦輪向上移動，則在圓錐面上產生摩擦力  $Nf$ ，其方向是沿着輪的圓錐母線。由下方摩擦輪的平衡條件，各力在垂直方向的投影的代數和應等於零。

$$Q_1 - Nf \cos \alpha_1 - N \sin \alpha_1 = 0.$$

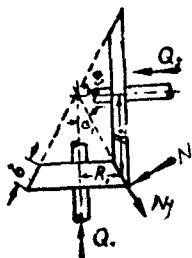


圖 362

由上方摩擦輪的平衡條件（圖 362），得

$$Q_2 - Nf \cos \alpha_2 - N \sin \alpha_2 = 0.$$

因爲法向壓力  $N$  爲

$$N = \frac{P}{f},$$

式中， $P$ ——摩擦輪所傳遞的圓周力，所以將  $N$  的值代入上式，則得：

$$Q_1 = \frac{P}{f} (\sin \alpha_1 + f \cos \alpha_1); \quad (146)$$

$$Q_2 = \frac{P}{f} (\sin \alpha_2 + f \cos \alpha_2). \quad (147)$$

如果是在摩擦輪轉動時搭上，則沿着圓錐母線方向的摩擦力  $Nf$ （圖 362）是否還有，就大成問題了。假如沒有這個摩擦力，則軸向力  $Q_1$  及  $Q_2$  將成爲：

$$Q_1 = \frac{P}{f} \sin \alpha_1; \quad (148)$$

$$Q_2 = \frac{P}{f} \sin \alpha_2. \quad (149)$$

由上式可知，搭上傳動的動作，常由小輪方向來進行，因爲所需的軸向力較小。大輪的軸承必須是固定的。角  $\alpha_1$  越小，則軸向力  $Q_1$  也越小。

例如：

$$\alpha_1 \approx 45^\circ \text{ 及 } f = 0.1 \text{ 時，則 } Q_1 \geq 6.5P,$$

$$\alpha_1 \approx 10^\circ \text{ 及 } f = 0.1 \text{ 時，則 } Q_1 \geq 2.8P.$$

在圓錐形摩擦輪傳動中，傳動比越大，則輪所需的壓力越小。

計算摩擦傳動時，如果傳遞的動力  $N$ （馬力）及轉數  $n_1$  及  $n_2$  爲已知，則可取小輪的平均直徑，約等於軸的直徑的兩倍至六倍，然後即可求圓周力

$$P = \frac{75N}{v} = 71620 \frac{N}{n_1 R_1} = 71620 \frac{N}{n_2 R_2}$$

及兩輪間所需的壓力

$$N = \frac{P}{f}$$

輪面的寬度  $b$ ，可以根據圓錐母線的單位長度上的壓力求得：

$$b = \frac{N}{q}$$

$q(\text{kg/cm})$  的值可查上表，與圓柱形摩擦輪相同（表58）。

### 槽摩擦輪傳動

上述圓柱形平摩擦輪的傳動，需要相當大的壓力  $Q$ 。為使壓力



圖 363

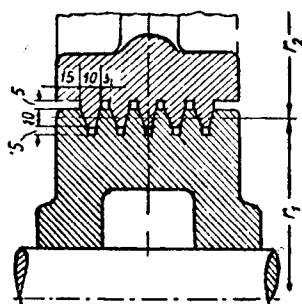


圖 364

$Q$  減低，輪緣常不用光平的輪面，而用有槽的輪面。

如圖363及364所示，在輪上有一個至五個楔形槽，與另一輪的相當凸起部分銜合。

設槽楔的角度為  $2\alpha$ （圖 363），受徑向力  $Q$

的作用而嵌入槽中。現在取所有作用於槽楔上的力的垂直分力，得：

$$Q = 2Nf \cos \alpha + 2N \sin \alpha = 2N(\sin \alpha + f \cos \alpha).$$

每一個槽所傳遞的圓周力，等於

$$P = 2Nf.$$

由此可得：

$$N = \frac{P}{2f}.$$

將  $N$  的值代入上式，得：

$$Q = P \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{f} \quad (150)$$

如果是把沿楔形槽的邊線方向的摩擦力（圖 363）略而不計，則得

$$Q = P \frac{\sin \alpha}{f} \quad (151)$$

由以上二式算出的結果，彼此相差很大。

我們可以這樣想像， $Q$  的可能的數值，可應用下面的不等式來求得：

$$P \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{f} > Q > P \frac{\sin \alpha}{f}$$

在實際應用上，有的用第一式，有的用第二式。

試驗的結果指出了：力  $Q$  的實際值，與用 (151) 式求出的比較接近；但用 (150) 式求出的  $Q$  比較「安全」。

那麼，到底應該採用二式中的那一式呢？爲了最後判斷這個問題而作的試驗研究，還是很少的。所以我們推薦用二式中  $Q$  的平均值。

如果取  $f=0.15$ （鑄鐵與鑄鐵）及  $\alpha=15^\circ$ （在實用上，普通是這樣取的），則得

$$Q = P \frac{\sin 15^\circ + 0.15 \cos 15^\circ}{0.15} \approx 2.70 P,$$

$$Q = P \frac{\sin 15^\circ}{0.15} \approx 1.75 P.$$

取平均值  $Q \approx 2.23 P$ 。

如果用平摩擦輪，則在相同的情形下，可得

$$Q = \frac{P}{f} = \frac{P}{0.15} \approx 6.60 P.$$

由此可知，採用槽摩擦輪時，在輪間所需要的壓力，比採用平摩擦輪時大約要減少三倍。

槽摩擦輪的主要缺點，就是接觸摩擦面間各點的圓周速度（考慮到槽楔的高度）不能相等；由於這個速度不同的結果，就要產生滑動及很大的磨損。