

# 底盘设计习题集

东北工学院 靖德权 主编  
吉林工业大学 曹金海

机械工业出版社

## 前 言

为了加深学生对底盘设计课程的基本概念和基本理论的理解，锻炼并提高运用基本理论分析和解决实际问题的能力，以及设计计算技能，而编写了本习题集。

本习题集是根据1983年9月高等工业学校矿山机械专业教材编审小组制定的教学计划和教学大纲，以及1988年4月制定的矿山机械教材编写计划编写的。本习题集的章次顺序与大纲一致，命题的方向和题目的深广度也以大纲规定的内容为主。它是矿山机械专业、工程机械专业“底盘设计”课程的辅助教材，也可供起重运输机械、汽车、拖拉机和农业机械等专业使用，并可供机械工程技术人員参考。

本习题集包括基本公式、判别正错题、填空题、问答题和设计计算题，共749题。为了给予必要的解题指导，把一些较典型的习题选作例题。本习题集中引用的基本公式、数据，引自参考文献〔1〕。

参加本习题集编写的单位和人员是：东北工学院靖德权（第九、十一章）；吉林工业大学曹金海（第一、二、五、十二章）；重庆大学李自新（第三、六章）；唐山工程技术学院严孟煌（第四、七、八、十章）。由靖德权、曹金海担任主编。

全书由吉林工业大学许纯新主审，参加审稿的单位和人员有：同济大学高永源，长沙铁道学院孙绵光、田乃松，北京建筑工程学院白旭明，华北水利水电学院严大考，东北工学院王久聪等。审稿同志对本书进行了详细的审阅，并提出了很多宝贵的意见。本书在编写中还得到有关研究所、工厂和高等学校的支持和帮助，在此编者一并表示衷心的感谢。

由于本书编者水平有限，编写时间又仓促，编者殷切地希望广大读者对本书中的错误和欠妥之处提出宝贵意见。

编者

1989年3月

# 目 录

第一章 绪论	1
§ 1-1 习题	1
第二章 行驶力学	3
§ 2-1 基本公式	3
§ 2-2 例题与习题	5
第三章 牵引力学及牵引计算	15
§ 3-1 基本公式	15
§ 3-2 例题与习题	19
第四章 离合器设计	37
§ 4-1 基本公式	37
§ 4-2 例题与习题	38
第五章 定轴式变速箱设计	51
§ 5-1 基本公式	51
§ 5-2 例题与习题	52
第六章 行星变速箱设计	65
§ 6-1 基本公式	65
§ 6-2 例题与习题	67
第七章 万向节传动与轮胎式机械驱动桥	92
§ 7-1 基本公式	92
§ 7-2 例题与习题	95
第八章 制动系设计	109
§ 8-1 基本公式	109
§ 8-2 例题与习题	112
第九章 回转机构和支承装置	125
§ 9-1 基本公式	125
§ 9-2 例题与习题	127
第十章 转向系设计	137
§ 10-1 基本公式	137
§ 10-2 例题与习题	139
第十一章 行走系设计	152
§ 11-1 基本公式	152
§ 11-2 例题与习题	155
第十二章 试验研究	163
§ 12-1 基本公式	163
§ 12-2 习题	165
参考文献	168

# 第一章 绪 论

本章首先列出自行式机械底盘的功用、组成、类型、要求和发展趋势等方面的问题。其中有关要求方面的问题包括使用性能要求、可靠性要求、结构工艺性要求和“三化”要求等；底盘的功用按其各组成部分分章列题。

其次涉及自行式机械设计的基本问题和设计因素等方面的问题。如设计过程通常要经历哪些阶段，每个阶段要做哪些具体工作等。

最后涉及本课程的地位、作用及与其他课程的关系等方面的问题。

## § 1-1 习 题

### 一、填空题

1. 自行式机械主要由\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_和\_\_\_\_\_等部分组成。原动机为该机械提供\_\_\_\_\_，工作机构进行\_\_\_\_\_，而底盘作为整机的\_\_\_\_\_，并使该机械按需要的\_\_\_\_\_和\_\_\_\_\_，以及需要的\_\_\_\_\_行驶。

2. 自行式机械底盘由\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_和\_\_\_\_\_等部分组成，某些自行式机械底盘还包括\_\_\_\_\_。

3. 自行式机械底盘根据行走机构的类型不同，一般把它分为\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_、\_\_\_\_\_和\_\_\_\_\_四种。

### 二、问答题

1. 自行式机械底盘各部分由哪些主要部件组成的？自行式机械底盘的各部分都有些什么功用？

2. 自行式机械底盘有哪两大类型？根据分类方法的不同，又可以把自己式机械底盘分为哪几种形式？

3. 自行式机械的使用性能包括哪些内容？如何提高其使用性能？

4. 什么叫自行式机械的稳定性？影响其稳定性的因素有哪些？

5. 什么叫自行式机械的通过性能和行驶平顺性能？振动对行驶平顺性能有哪些影响？

6. 评价机械产品质量的指标有哪些？何谓可靠性指标？影响自行式机械底盘可靠性指标的因素有哪些？

7. 何谓机械产品的“三化”？“三化”的具体内容是什么？实现“三化”有什么重要意义？

8. 试述自行式机械底盘的发展趋势。发展通用底盘对自行式机械的发展有哪些重要意义？

9. 自行式机械底盘采用液压传动和液压控制有什么优点？

10. 提高自行式机械底盘的质量，为什么必须采用新技术、新结构、新材料和新工艺？

11. 试述计算机技术和测试技术的发展及应用, 对提高自行式机械产品的作用。
12. 自行式机械产品的设计过程有哪些? 设计任务书的制定包括哪些内容?
13. 方案设计和机械设计包括哪些内容?
14. 在自行式机械产品设计过程中, 应考虑的设计因素有哪些?
15. 底盘设计课程研究的范围包括哪些? 它与其他课程有何关系?
16. 自行式机械底盘同设置其上的各种装置, 在设计时有什么关系?

## 第二章 行 驶 力 学

在本章里首先列举了轮式底盘行驶时，车轮的运动学和动力学习题，接着是涉及轮式底盘行走机构的行走特性方面的习题。然后列举了履带式底盘行走机构的运动学和动力学方面的习题，以及行走机构功率损失和效率方面的习题等。

通过本章所列问题的解决，可以掌握轮式底盘和履带式底盘的运动学和动力学。

### § 2-1 基 本 公 式

#### 一、轮式机械行驶力学

##### 1. 轮胎在软、硬路面上滚动时动力半径

$$\left. \begin{array}{l} \text{软路面:} \quad r_d = r_0 - \Delta b \\ \text{硬路面:} \quad r_d = 0.0254 \left[ \frac{d}{2} + b(1 - \lambda) \right] \end{array} \right\} \quad (2-1)$$

式中  $r_d$ ——轮胎的动力半径， $[r_d]$ 为m；

$r_0$ ——轮胎的自由半径；

$\Delta$ ——系数，对低压胎，在松土壤上， $\Delta = 0.08 \sim 0.1$ ；在密实土壤上， $\Delta = 0.12 \sim 0.15$ 。对高压胎， $\Delta = 0.1 \sim 0.12$ ；

$d$ ——轮辋直径， $[d]$ 为in， $1 \text{ in} = 0.0254 \text{ m}$ ；

$b$ ——轮胎断面宽度， $[b]$ 为in；

$\lambda$ ——轮胎径向变形系数。对标准胎或宽断面胎， $\lambda = 0.12 \sim 0.16$ ；对超低压拱形胎， $\lambda = 0.2 \sim 0.3$ 。

##### 2. 滚动阻力 $F_f$

$$F_f = Wf \quad (2-2)$$

式中  $W$ ——作用于车轮的垂直载荷；

$f$ ——滚动阻力系数。

##### 3. 车轮纯滚动时车轮实际速度

$$v = 0.377 \frac{r n_e}{i_E} \quad (2-3)$$

式中  $v$ ——车轮实际速度， $[v]$ 为km/h；

$r$ ——车轮滚动半径， $[r]$ 为m；

$n_e$ ——原动机转速， $[n_e]$ 为r/min；

$i_E$ ——传动系总传动比。

##### 4. 附着力 $F_d$

$$F_d = W_d \phi \quad (2-4)$$

式中  $\phi$ ——附着系数；

$W_d$ ——作用于驱动轮上的垂直载荷。

5. 滑转率  $\delta$ 

$$\delta = \frac{v_T - v}{v_T} = 1 - \frac{v}{v_T} \quad (2-5)$$

式中  $v_T$ ——车轮理论速度 ( $v_T = r_d \omega_d$ )。

6. 滑转效率  $\eta_s$ 

$$\eta_s = \frac{P_i - P_s}{P_d} = \frac{F_d v_T - F_d (v_T - v)}{F_d v_T} = \frac{v}{v_T} = 1 - \delta \quad (2-6)$$

式中  $P_d$ ——驱动轮驱动功率；

$P_s$ ——驱动轮滑转功率损失；

$F_d$ ——车轮驱动力。

7. 轮式机械牵引力  $F_t$ 

$$F_t = F_d - F_f \quad (2-7)$$

## 8. 水平直线低速行驶轮胎式机械的驱动功率是消耗在以下几方面

$$P_d = P_t + P_f + P_s \quad (2-8)$$

式中  $P_t$ ——牵引功率；

$P_f$ ——克服滚动阻力消耗的功率。

9. 轮式行走机构的效率  $\eta_x$ 

$$\eta_x = \frac{P_t}{P_d} = \frac{F_t v}{F_d v_T} = \eta_f \eta_s \quad (2-9)$$

式中  $\eta_f$ ——行走机构滚动效率；

$$\eta_f = \frac{F_d v - F_f v}{F_d v} = \frac{F_t}{F_d} = 1 - \frac{F_f}{F_t + F_f}$$

## 二、履带式机械行驶力学

## 1. 履带式行走机构的理论速度

$$v_T = \frac{n_d z_d t_0}{60} \quad (2-10)$$

式中  $v_T$ ——理论速度， $[v_T]$ 为 m/s；

$n_d$ ——驱动轮转速， $[n_d]$ 为 r/min；

$z_d$ ——驱动轮齿数；

$t_0$ ——履带板节距， $[t_0]$ 为 m。

或

$$v_T = \omega_d r_d = 0.377 r_d n_d \quad (2-10)'$$

式中  $v_T$ ——理论速度， $[v_T]$ 为 km/h；

$\omega_d$ ——驱动轮角速度， $[\omega_d]$ 为 rad/s；

$r_d$ ——驱动轮节圆半径， $[r_d]$ 为 m；

$$r_d = \frac{z_d t_0}{2\pi}$$

2. 履带滑转率  $\delta$ 

$$\delta = 1 - \frac{v}{v_T} = 1 - \frac{r}{r_d} \quad (2-11)$$

式中  $r$ ——驱动轮滚动半径，

或

$$\delta = \frac{L_s}{L_o} \quad (2-11)'$$

式中  $L_s$ ——履带相对地面滑动距离;  
 $L_c$ ——履带支承区段的长度。

### 3. 履带式行走机构的驱动力 $F_d$

$$F_d = \frac{T_d}{r_d} \eta_{\mu k} \quad (2-12)$$

式中  $M_d$ ——驱动轮的驱动转矩,  $[T_d]$ 为  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;  
 $\eta_{\mu k}$ ——履带的驱动效率;  
 $F_d$ ——履带式行走机构的驱动力,  $[F_d]$ 为  $\text{N}$ 。

### 4. 履带式行走机构的滚动阻力 $F_f$

$$F_f = Gf \quad (2-13)$$

式中  $G$ ——履带式机械的总重力;  
 $f$ ——履带对地面的滚动阻力系数。

### 5. 履带式行走机构的附着系数 $\Phi$

$$\Phi = \frac{F_\phi}{G} = \frac{F_{t_{\max}} + F_f}{G} = \psi_{\max} + f \quad (2-14)$$

式中  $F_{t_{\max}}$ ——最大牵引力;  
 $\psi_{\max}$ ——最大附着重量利用系数。

### 6. 履带式行走机构驱动功率的消耗

$$P_d = P_t + P_f + P_\delta + P_{\mu k} \quad (2-15)$$

式中  $P_{\mu k}$ ——履带驱动区段的功率损失。

### 7. 履带式行走机构的效率

$$\eta_x = \eta_{\mu k} \eta_f \eta_\delta \quad (2-16)$$

## § 2-2 例题与习题

### 一、判别正误题和填空题

1. 使自行车机械前进的力是原动机经传动系传递到车轮的驱动力。 ( )
2. 受驱动力矩作用的车轮, 一定是驱动轮。 ( )
3. 若车轮受驱动力矩作用, 并且该力矩大于车轮的滚动阻力矩, 则该车轮一定能够在路面上滚动。 ( )
4. 作匀速直线运动的自行车机械, 其从动轮的滑转率恒等于零。 ( )
5. 当旋转车轮被制动时, 其滑转率恒小于零。 ( )
6. 由附着力计算公式  $F_\phi = G_\phi \Phi$  得知, 附着力只与附着重力及路面性质有关。 ( )
7. 车轮滚动阻力产生的原因是车轮接地表面与路面间摩擦。 ( )
8. 履带式行走机构的驱动力  $F_d$  是推动履带式机械前进的力。 ( )
9. 全桥驱动的轮式机械, 在行驶时产生寄生功率的原因是前后车轮滑转率不等。 ( )
10. 影响履带式行走机构附着性能的原因之一是履带板的结构形状和尺寸。 ( )
11. 车轮滚动阻力是由车轮\_\_\_\_\_引出的, 而车轮和路面的\_\_\_\_\_所造成的能量损失, 则是车轮\_\_\_\_\_产生的原因。



12. 车轮在路面上滚动时, 由于它们之间的相互作用, 车轮将产生\_\_\_\_\_, 路面将产生\_\_\_\_\_, 甚至将产生\_\_\_\_\_。

**二、问答题**

1. 何谓轮胎的名义半径、车轮的动力半径和滚动半径?
2. 试指出图2-1所示的从动轮和驱动轮受力分析图中的错误。

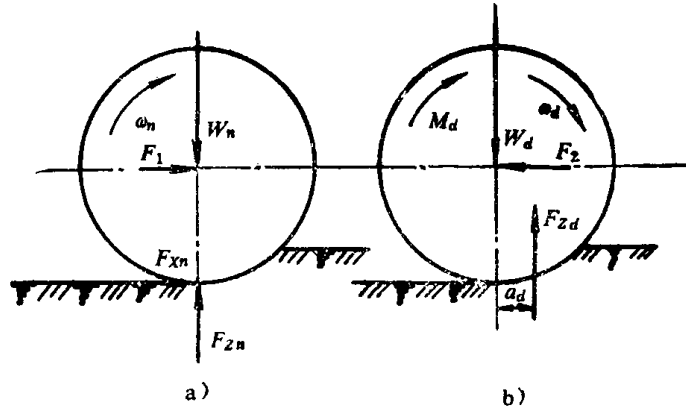


图2-1 从动轮和驱动轮受力分析图

a) 从动轮受力简图 b) 驱动轮受力简图

3. 何谓轮胎弹性迟滞损失? 它对轮胎的滚动阻力是怎样形成的?

4. 为什么 DZL50 装载机采用的轮胎为宽基超低压轮胎?

5. 何谓附着系数、附着重量及附着力? 附着系数和摩擦系数有什么区别? 驱动力、牵引力和滚动阻力与附着力有什么关系?

6. 试根据车轮附着力概念及土壤的力学特征, 说明为什么在软路面上车轮滑转率  $\delta$  与牵引力  $F_t$  呈如图2-2所示单调增函数关系?

7. 履带式行走机构与轮式行走机构相比, 在运动学和动力学特性上有何不同?

8. 何谓“轮胎最佳充气压力”? 它是由哪些因素决定的?

9. 设计中当满足附着性能要求与降低滚动阻力要求相矛盾时, 应如何处理? 为什么?

10. 寄生功率产生的条件是什么? 它对轮式机械有哪些危害? 防止产生寄生功率的措施有哪些?

11. 为什么履带行走机构一般采用后轮驱动?

12. 何谓“履带最佳预张力”? 根据哪些因素确定履带的预张力?

13. 履带式行走机构效率  $\eta_s$  的物理意义是什么? 为提高  $\eta_s$  在设计时应采取哪些措施?

14. 根据作业要求及作业条件, 如何选择自行式机械行走机构类型? 并简述理由。

15. 为什么城市无轨电车站和汽车站路面, 以及弯道和坡道路面较其他路段路面易损坏?

16. 试分析履带式行走机构滚动阻力产生的原因。设计时如何减少滚动阻力损失?

17. 影响履带式行走机构附着性能的主要因素有哪些? 为了提高其附着性能, 从设计上需要采取哪些措施。

**三、设计计算题**

1. 在作某装载机试验时, 测得驱动轮上的驱动力  $F_d = 1570 \text{ N}$ , 驱动轮转速  $n_d = 520 \text{ r/min}$ , 原动机功率  $P_e = 36.7 \text{ kW}$ , 机械传动效率  $\eta_M = 0.92$ 。求车轮的动力半径  $r_d$ 。

解: 
$$P_d = \eta_M P_e = \frac{T_d \omega_d}{102 \times 9.81} = \frac{F_d r_d \pi n_d}{102 \times 30 \times 9.81}$$

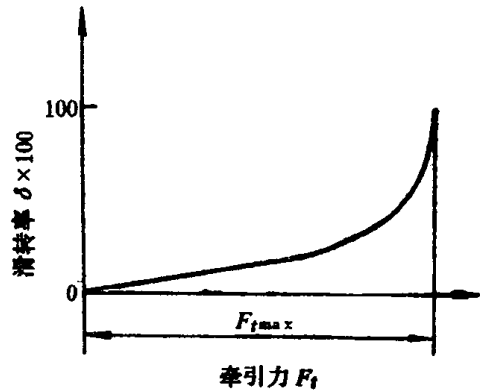


图2-2 轮胎在软路上的滑转曲线

由此可得

$$\begin{aligned} r_d &= \frac{108 \times 9.81 \times 30 \eta_M P_c}{\pi F_d n_d} = 9700 \frac{\eta_M P_c}{F_d n_d} \\ &= 9700 \frac{0.92 \times 36.7}{1570 \times 520} \text{ m} = 0.395 \text{ m} \end{aligned}$$

2. 已知某轮胎式机械的车轮采用9.00-20规格的轮胎, 设轮胎径向变形系数  $\lambda = 0.14$ , 求该轮胎式机械的车轮动力半径  $r_d$ 。

3. 设某装载机车轮滚动半径  $r = 0.45 \text{ m}$ , 原动机转速  $n_c = 2000 \text{ r/min}$ , 传动系总传动比  $i_z = 35.815$ , 求该装载机的实际行驶速度。

4. 设某装载机挂直接档时行驶速度  $v = 32 \text{ km/h}$ , 此时原动机转速  $n_c = 2000 \text{ r/min}$ , 传动系的总传动比  $i_z = 10.60$ , 求驱动轮的滚动半径  $r$ 。

5. 某轮式机械采用16.00-24规格的轮胎, 若驱动轮以等角速度  $\omega_d = 26 \text{ rad/s}$  旋转, 使其行驶了1000 m, 问该机在这段路程内的滑转率和滑转效率各为多少? 设轮胎径向变形系数  $\lambda = 0.15$ 。

6. 某轮式机械采用9.00-20规格的轮胎, 当它以  $v = 47 \text{ km/h}$  速度行驶, 此时原动机转速  $n_c = 2000 \text{ r/min}$ , 总传动比  $i_z = 6.67$ ,  $\lambda = 0.14$ 。求 (1) 驱动轮的动力半径; (2) 该机在上述条件下的滑转率和滑转效率。

7. 承受一定垂直载荷的车轮在鼓轮上试验时, 车轮动力半径与其所受力矩间成线性关系: 即力矩增加  $1 \text{ N} \cdot \text{m}$  时车轮动力半径减少  $0.002 \text{ mm}$ 。若已知车轮静力半径  $r_c = 0.394 \text{ m}$ , 求传递力矩  $M_d = 1250 \text{ N} \cdot \text{m}$  时车轮动力半径  $r_d$ 。

8. 设井下装载机车轮采用9.00-20规格的轮胎, 它以  $v_1 = 8.5 \text{ km/h}$  和  $v_2 = 7.5 \text{ km/h}$  速度行驶时, 驱动轮的转速均为  $n = 47.15 \text{ r/min}$ 。问哪一种速度车轮滑转? 哪一种速度车轮滑移? 为什么?

9. 某汽车以  $70 \text{ km/h}$  的速度行驶时, 驱动轮既不滑转又不滑移。若传动系传动比  $i_z = 5.125$ , 车轮采用12.00-20规格的轮胎, 轮胎径向变形系数  $\lambda = 0.12$ 。求原动机转速。

10. 某轮式机械在高速档工作时传动比  $i_z = 4.08$ , 车轮动力半径  $r_d = 0.33 \text{ m}$ , 如果该机行驶了1000 m的路程。求原动机转了多少转 (车轮滑转滑移不计)。

11. WJD-1.5型和WJD-0.75型井下装载机以同一速度行驶。前者车轮的滚动半径  $r = 0.55 \text{ m}$ ; 后者车轮的滚动半径  $r = 0.445 \text{ m}$ 。求哪一种装载机的原动机转速较大, 大百分之几?

12. WJD-0.75型井下装载机自重  $G = 65 \text{ kN}$ , 若铲斗所装的物料为  $20 \text{ kN}$ , 它在矿石铺水平路面运动的滚动阻力系数  $f = 0.11$ 。(1) 求井下装载机的滚动阻力。(2) 若该路面坡度  $\alpha = 6^\circ$ , 问上坡行驶滚动阻力变化了多少?

13. 某轮式装载机发出  $P_1 = 9.72 \text{ kW}$  驱动功率时, 能以  $10 \text{ km/h}$  的速度等速爬  $\alpha_1 = 5.71^\circ$  的坡度, 此时驱动轮滑转率  $\delta = 4\%$ ; 当它发出驱动功率  $P_2 = 9 \text{ kW}$  时, 能以  $7.2 \text{ km/h}$  的速度等速爬  $\alpha_2 = 8.63^\circ$  的坡道, 此时驱动轮  $\delta = 5\%$ 。试求该装载机整机重力和滚动阻力系数。

解: 根据已知条件, 可列方程组如下

$$\frac{P_1}{v_1 / (1 - \delta_1)} = G (f \cos \alpha_1 + \sin \alpha_1)$$

$$\frac{P_2}{v_2 / (1 - \delta_2)} = G (f \cos \alpha_2 + \sin \alpha_2)$$

代入数据, 得

$$\frac{9.72}{10/(1-0.04)} \text{ N} = G [f \cos(5.71^\circ) + \sin(5.71^\circ)]$$

$$\frac{9}{7.2/(1-0.05)} \text{ N} = G [f \cos(8.63^\circ) + \sin(8.63^\circ)]$$

联立求解, 得

$$f = 0.082; G = 18499.3 \text{ N}$$

14. 牵引车牵引试验负荷车等速前进, 牵引力  $F_t = 3.6 \times 10^5 \text{ N}$ , 负荷车车轮无滑转。若已知负荷车整机重力为  $72 \text{ kN}$ , 求试验负荷车的滚动阻力系数。

15. 若车辆关闭柴油机油门后以等速下坡, 试求坡道角与滚动阻力系数的关系式 (不计空气阻力及车辆内部阻力)。

16. 某轮式机械的整机重力  $G = 54 \text{ kN}$ , 它在水平道路上以  $v = 21.6 \text{ km/h}$  的速度作等速运动, 此时驱动轮上消耗的功率  $P_t = 13.24 \text{ kW}$ 。求该机的滚动阻力  $F_f$  和滚动阻力系数  $f$  (忽略空气阻力)。

17. 图2-3所示为自动列车 (由牵引车和拖车组成) 克服滚动阻力所消耗的功率  $P_f$  随运动速度  $v$  而变化的关系 (以实线表示), 以及牵引车克服滚动阻力所消耗的功率随运动速度而变化的关系 (用虚线表示)。已知牵引车自重  $G = 80 \text{ kN}$ , 设牵引车和自动列车的滚动阻力系数相同, 试利用图 2-3 求拖车及其负载的重力。

18. 某轮式机械整机重力  $G = 13 \text{ kN}$ , 它以  $v = 25 \text{ km/h}$  的速度在坡道角  $\alpha = 15^\circ 57'$  的坡道上作等速运动, 若坡道的滚动阻力系数  $f = 0.02$ 。求该机在此坡道上保持上述行驶速度驱动轮产生的牵引力  $F_t$ 。

19. 某轮式机械以  $v_1 = 10 \text{ km/h}$  速度等速爬  $\alpha_1 = 5.7^\circ$  坡道时, 发出的驱动功率  $P_1 = 15 \text{ kW}$ ; 以  $v_2 = 6 \text{ km/h}$  速度等速上  $\alpha_2 = 8^\circ$  坡道时, 发出的驱动功率  $P_2 = 12 \text{ kW}$ 。若两种情况下车轮均无滑转。试求该轮式机械整机重力和滚动阻力系数。

20. 某轮式机械以  $v_1 = 10 \text{ km/h}$  速度等速上  $5^\circ$  坡道时, 发出驱动功率  $P_1 = 15 \text{ kW}$ , 驱动轮滑转率  $\delta_1 = 3\%$ ; 以  $v_2 = 6 \text{ km/h}$  速度上  $9^\circ$  坡道时, 发出驱动功率  $P_2 = 12 \text{ kW}$ , 驱动轮滑转率  $\delta_2 = 6\%$ , 试求该机整机重力和滚动阻力系数。

21. 某轮式机械以某速度等速行驶, 道路的滚动阻力系数  $f_1 = 0.018$ 。若要使该机在滚动阻力系数  $f_2 = 0.027$  的道路上亦以相同速度等速行驶。问机重应改变为原来机重的百分之几。解题时假定两种情况下原动机所发出的功率相同。

22. 图2-4为某载重车辆空载时滚动阻力所消耗的功率  $P_f$  随行驶速度  $v$  而变化的关系, 以及满载时滚动阻力  $F_f$  随行驶速度  $v$  而变化的关系。已知载重车的自重  $G = 30 \text{ kN}$ , 设滚动阻力系数不随载荷及行驶速度变化。求该载重车的载重量。

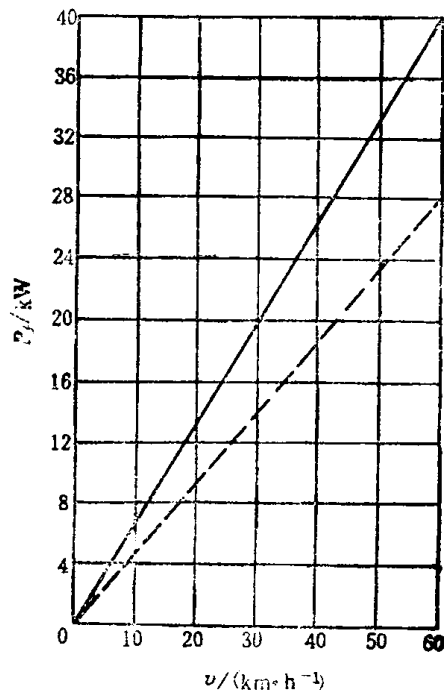


图2-3  $P_f-v$  关系曲线

23. 将一台静止的自重  $G = 60\text{kN}$  的轮式机械推动, (1) 若车轮均被制动不转, 设车轮与地面的附着系数  $\phi = 0.6$ , 求需要多大推力; (2) 如果车轮没有被制动, 设滚动阻力系数  $f = 0.03$ , 求需要多大的推力。

24. 某轮式机械沿水平路面以  $v_1$  和  $v_2$  作等速运动时, 传动轴上旋转力矩各为  $M_1$  和  $M_2$ , 传动轴至车轮的传动比为  $i$ 。若机重为  $G$ , 车轮动力半径为  $r_d$ , 传动效率为  $\eta_M$ 。求其滚动阻力系数 (解题时不计滑转率及空气阻力)。

25. 某轮式机械在  $f = 0.25$  和  $\phi = 0.55$  的水平路面上运动。已知机重  $G = 30\text{kN}$ , 前桥上作用载荷  $G_1 = 18\text{kN}$ , 轴距  $L = 4\text{m}$ , 风力中心高度  $h_w = 0.7\text{m}$ , 空气阻力系数与迎风面积的乘积  $k_w A = 2.7\text{N} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-2}$ , 车轮的动力半径  $r_d = 0.42\text{m}$ , 求驱动轮与路面附着条件所决定的轮式机械最大行驶速度。

26. 某轮胎式机械 (见图 2-5) 在滚动阻力系数  $f = 0.03$  道路上能爬  $\alpha = 20^\circ$  的坡道。问此时附着系数  $\phi$  值最小应为多少? 已知轴距  $L = 4.2\text{m}$ ; 重心至前轴距离  $L_f = 3.2\text{m}$ ; 重心高度  $h_g = 1.1\text{m}$ ; 车轮的动力半径  $r_d = 0.46\text{m}$ 。

解: 设图 2-5 所示的轮胎式机械的前轮为从动轮, 后轮为驱动轮, 根据其上的力系对前桥两轮接地点处的力矩平衡条件可得

$$\begin{aligned} F_{ZR}L - M_{f1} - M_{f2} - F_j h_g \\ - F_w h_w - GL_f \cos \alpha \\ - Gh_g \sin \alpha \\ = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

式中滚动阻力矩:

$$M_{f1} + M_{f2} = fGr_d \cos \alpha \quad (2)$$

根据轮胎式机械直线行驶力平衡条件得

$$F_t = F_{f1} + F_{f2} + F_w + F_j + G \sin \alpha$$

将上式两边乘  $h_g$  得

$$F_t h_g = Gf \cos \alpha h_g + F_w h_g + F_j h_g + G \sin \alpha h_g \quad (3)$$

联立解方程式 (1)、(2)、(3), 并令  $h_g = h_w$  (这是与实际情况接近的), 即得

$$F_{ZR}L - fGr_d \cos \alpha - GL_f \cos \alpha + Gf \cos \alpha h_g - F_t h_g = 0 \quad (4)$$

后轮驱动轮式机械的最大牵引力为

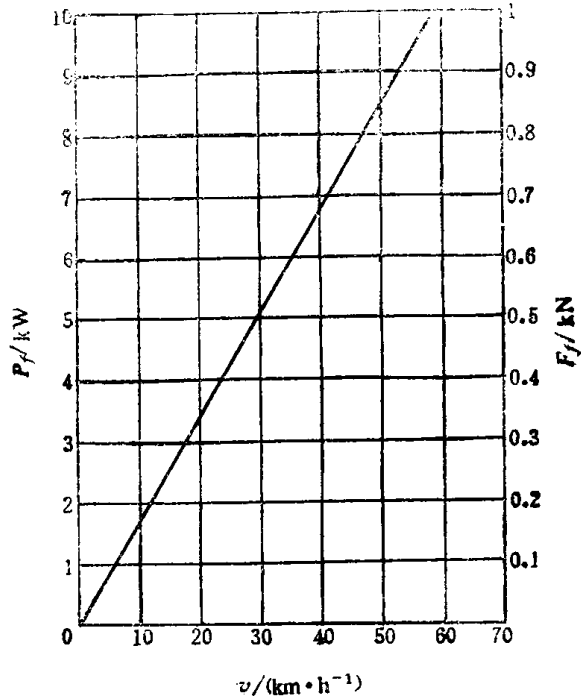


图 2-4  $P_f - v$  关系曲线

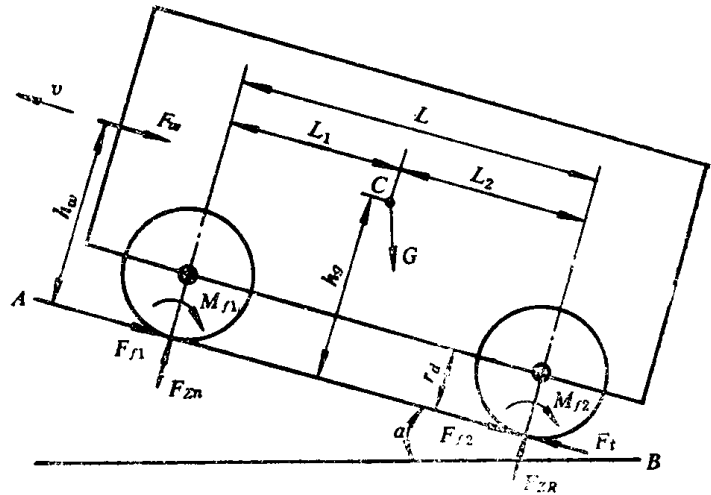


图 2-5 轮胎式机械爬坡行驶受力图

$$F_{t_{max}} = F_{\phi} = Gf \quad (5)$$

将式 (5) 代入式 (4), 经整理后得

$$F_{ZR}(L - \Phi h_g) = G[L_1 \cos \alpha - f(h_g - r_d) \cos \alpha] \quad (6)$$

我们再引用两个系数  $m_1$  和  $m_2$  表示轮式机械重力在前桥 ( $m_1$ ) 和后桥 ( $m_2$ ) 间的再分配, 即

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= \frac{F_{Zn}}{G_1} = \frac{F_{Zn}}{G} \frac{L}{L_1} \\ m_2 &= \frac{F_{ZR}}{G_2} = \frac{F_{ZR}}{G} \frac{L}{L_2} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中  $G_1$ 、 $G_2$ ——为轮式机械在水平路面上前、后车轮所承受的重力。

将式 (7) 代式 (6) 可得

$$m_2 = \frac{[L_1 - f(h_g - r_d)]L \cos \alpha}{L_1(L - \Phi h_g)} \quad (8)$$

后轮驱动的轮式机械, 驱动轮与支承面间附着性能所允许爬的最大坡度角, 由下列方程式决定。设上坡为匀速低速行驶 (即  $F_f = 0$ ,  $F_w = 0$ )。即

$$F_{t_{max}} = F_{ZR}\Phi = G_2 m_2 \Phi = fG \cos \alpha + G \sin \alpha \quad (9)$$

将式 (7) 与式 (9) 联立求解,

得:

$$m_2 = \frac{f \cos \alpha + \sin \alpha}{\Phi} \frac{L}{L_1} \quad (10)$$

再将式 (10) 与式 (8) 联立求解得

$$\frac{f \cos \alpha + \sin \alpha}{\Phi} = \frac{[L_1 - f(h_g - r_d)] \cos \alpha}{L - \Phi h_g}$$

$$\text{故} \quad \tan \alpha = \frac{\Phi L_1 - f(L - \Phi r_d)}{L - \Phi h_g} \quad (11)$$

由式 (11) 可得

$$\Phi = \frac{L(f + \tan \alpha)}{L_1 + f r_d + h_g \tan \alpha} \quad (12)$$

将有关参数:  $L = 4.2 \text{ m}$ ;  $L_1 = 3.2 \text{ m}$ ;  $h_g = 1.1 \text{ m}$ ;  $r_d = 0.46 \text{ m}$ ;  $f = 0.03$ ;  $\alpha = 20^\circ$ 。代入式 (12) 求  $\Phi$

$$\Phi = \frac{4.2(0.03 + \tan 20^\circ)}{3.2 + 0.03 \times 0.46 + 1.1 \times \tan 20^\circ} = 0.458$$

答: 附着系数最小值应为  $\Phi = 0.458$ 。

27. 某后轮驱动的轮式机械以速度  $v$  沿水平道路行驶时, 驱动轮处于将滑移而未滑移的状态, 求此状态附着系数  $\Phi$  值的计算公式。已知整机重力  $G$ 、滚动阻力系数  $f$ 、前桥负荷  $G_1$ 、轴距  $L$ 、风力中心高度  $h_w$  和车轮动力半径  $r_d$  ( $\delta$  不计), 以及空气阻力系数和迎风面积的乘积  $K_w A$ 。

28. 某轮式机械整机重力  $G = 36 \text{ kN}$ , 车轮与地面附着系数  $\Phi = 0.8$ , 车轮滚动阻力系数  $f = 0.04$ 。求全桥驱动由附着条件决定的最大驱动力及该机克服工作阻力  $F_R = 27 \text{ kN}$  时所需的驱动力。

29. 某后轮驱动的轮式机械的轴距  $L = 3.4 \text{ m}$ ; 重心至前轴距离  $L_1 = 1.7 \text{ m}$ ; 车轮动力半径  $r_d = 0.36 \text{ m}$ , 它在附着系数  $\phi = 0.45$  的道路上作等速运动, 而驱动轮处于将滑移而未滑移状态。求此条件下滚动阻力系数的极限值  $f_{\max}$ 。

30. 某轮式装载机在滚动阻力系数  $f = 0.04$ , 附着系数  $\phi = 0.8$  的矿石层路面作业, 设装载机作业时工作阻力  $F_R = 274 \text{ kN}$ , 求装载机整机重力和作业时所需的驱动力。

31. 某履带式机械整机重力  $G = 220 \text{ kN}$ , 工作阻力  $F_R = 96 \text{ kN}$ , 驱动轮和导向轮节圆平均半径  $r_d = 277 \text{ mm}$ , 驱动轮和导向轮轴颈半径  $r_1 = 64 \text{ mm}$ , 驱动轮  $Z_d = 17$  (间隔啮合), 履带板节距  $t_0 = 203 \text{ mm}$ , 履带板铰销轴颈半径  $r_s = 22.5 \text{ mm}$ , 一侧支重轮上承受的重力  $G' = 110 \text{ kN}$ , 支重轮半径  $r_s = 109 \text{ mm}$ , 支重轮轴颈半径  $r_1 = 35 \text{ mm}$ , 一侧履带上方区段的重力  $G'_s = 3230 \text{ N}$ , 托轮半径  $r_t = 87 \text{ mm}$ , 托轮轴颈半径  $r_s = 45 \text{ mm}$ 。求滚动阻力  $F_f$  值应为多少?

解: (1) 求履带式行走机构的外部滚动阻力

$$F_{f1} = G f_1$$

式中  $f_1$ ——履带对地面的滚动阻力系数, 取  $f_1 = 0.15$ 。

得:

$$F_{f1} = 22000 \times 0.15 \text{ kN} = 33 \text{ kN}$$

(2) 求履带与驱动轮啮合阻力  $F_{f01}$

$$F_{f01} = F (1 - \eta_s)$$

式中  $F$ ——履带驱动区段拉力, 当正常工作时, 每条履带驱动区段拉力为

$$F = \frac{1}{2} (F_R + F_{f1}) = \frac{1}{2} (9600 + 3300) \text{ kN} = 64.5 \text{ kN}$$

$\eta_s$ ——驱动轮与履带的啮合效率, 一般取  $\eta_s = 0.95$ 。

得:  $F_{f01} = F (1 - \eta_s)$

$$= 6450 (1 - 0.95) \text{ kN} = 3.2 \text{ kN}$$

(3) 履带张力造成的驱动轮和导向轮轴承的摩擦阻力  $F_{f02}$ , 图2-6 a 所示为后轮驱动的  $F_{f02}$

$$F_{f02} = (F + 3F_0) \mu \frac{r_1}{r_d}$$

图2-6 b 所示为前轮驱动的  $F_{f02}$  为:

$$F_{f02} = (3F + F_0) \mu \frac{r_1}{r_d}$$

式中  $\mu$ ——轴颈摩擦系数, 一般取  $\mu = 0.08 \sim 0.1$ ,

$F_0$ ——履带预张力, 设计中一般取  $F_0 = (0.03 \sim 0.05) F$ 。

得: 后轮驱动  $F_{f02} = (F + 3F_0) \mu \frac{r_1}{r_d}$

$$= (6450 + 3 \times 0.04 \times 6450) \times 0.1 \frac{64}{277} \text{ kN}$$

$$= 1.67 \text{ kN}$$

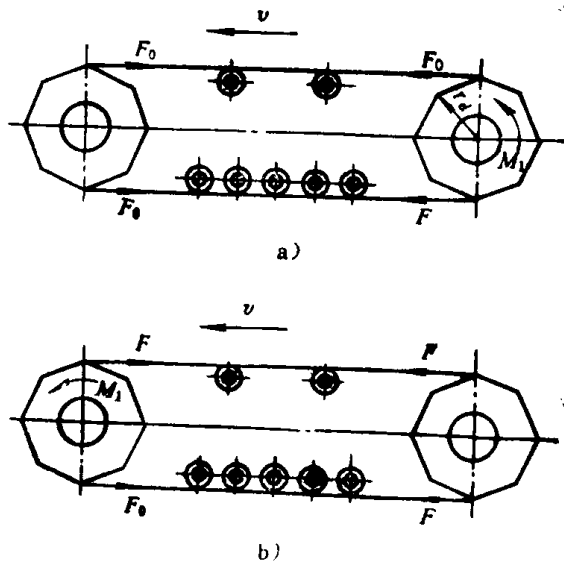


图2-6 履带式机械前、后轮驱动受力图  
a) 后轮驱动 b) 前轮驱动

$$\begin{aligned} \text{前轮驱动 } F_{f_2} &= (3F + F_0) \mu \frac{r_1}{r_d} \\ &= (3 \times 6450 + 0.04 \times 6450) \times 0.1 \frac{64}{277} \text{ kN} = 4.53 \text{ kN} \end{aligned}$$

由此可见，后轮驱动的履带行走机构，由履带张力造成的驱动轮和导向轮轴承摩擦阻力比前轮驱动小很多。

(4) 履带板与履带相对转动的摩擦阻力  $F_{f_3}$

$$\text{后轮驱动: } F_{f_3} = \frac{\pi (F + 3F_0) r_0 \mu'}{Z_k t_0}$$

$$\text{前轮驱动: } F_{f_3} = \frac{\pi (3F + F_0) r_0 \mu'}{Z_k t_0}$$

式中  $r_0$ ——履带板铰销轴颈半径；

$\mu'$ ——履带板铰销中的摩擦系数，加油润滑取  $\mu' = 0.1$ ，不加油润滑取  $\mu' = 0.25 \sim 0.4$ 。

本题取  $\mu' = 0.4$ 。

$$\begin{aligned} \text{得: 后轮驱动: } F_{f_3} &= \frac{3.146(6450 + 3 \times 0.04 \times 6450) 22.5 \times 0.4}{0.5 \times 17 \times 203} \text{ N} \\ &= 1184 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{前轮驱动: } F_{f_3} &= \frac{3.1416(3 \times 6450 + 0.04 \times 6450) 22.5 \times 0.4}{0.5 \times 17 \times 203} \text{ N} \\ &= 3210 \text{ N} \end{aligned}$$

同样可得：后轮驱动的履带行走机构，由履带板与履带相对转动的摩擦阻力比前轮驱动也小很多。

(5) 支重轮沿履带滚动阻力及支重轮轴承摩擦阻力  $F_{f_4}$ ：

$$F_{f_4} = kG' \frac{\mu r_2 + a}{r_a}$$

式中  $k$ ——考虑到履带板上凸起的影响系数， $k = 1.25 \sim 1.30$ ；

$a$ ——支重轮对履带的滚动摩擦系数，可取  $a = 0.003 \sim 0.005 \text{ m}$ 。

$$\text{得: } F_{f_4} = 1.3 \times 11000 \frac{0.1 \times 35 + 0.004}{109} \text{ kN} = 4.59 \text{ kN}$$

(6) 履带上区段沿托轮滚动的阻力及托轮轴承摩擦阻力之和  $F_{f_5}$

$$F_{f_5} = G' \frac{\mu r_3 + a}{r_t} = 323 \frac{0.1 \times 45 + 0.004}{87} \text{ N} = 164 \text{ N}$$

履带式机械行走机构后轮驱动的滚动阻力为：

$$\begin{aligned} F_f &= F_{f_1} + 2(F_{f_2} + F_{f_3} + F_{f_4} + F_{f_5}) \\ &= [33 + 2(3.2 + 4.53 + 1.18 + 4.59 + 0.16)] \text{ kN} \\ &= 60.32 \text{ kN} \end{aligned}$$

32. 求某履带式机械行走机构的滚动阻力  $F_f$  值应为多少？

已知数据：机重  $G = 140 \text{ kN}$ ，工作阻力  $F_R = 20 \text{ kN}$ ，驱动轮和导向轮节圆平均半径  $r_d = 77.5 \text{ mm}$ ，驱动轮和导向轮轴颈平均半径  $r_1 = 27.5 \text{ mm}$ ，驱动轮齿数（间隔啮合） $Z_k = 21$ ，履带板节距  $t_0 = 173 \text{ mm}$ ，履带板铰销轴颈半径  $r_0 = 18 \text{ mm}$ ，一侧支重轮上承受的重力  $G' = G/2$ ，

支重轮半径  $r_s = 275\text{mm}$ , 支重轮轴颈半径  $r_2 = 27.5\text{mm}$ , 一侧履带上方向段具有的重力  $G_s = 1900\text{N}$ , 托轮半径  $r_t = 87\text{mm}$ , 托轮轴颈半径  $r_3 = 27.5\text{mm}$ 。

33. LB-60型双臂式装载机插入料堆时的工作阻力  $F_R = 19\text{kN}$ , 滚动阻力系数  $f = 0.15$ , 路面坡度  $i = 0.1$ , 履带与路面的附着系数  $\phi = 0.7$ 。求该机所需的附着重量。

34. 某履带式行走机构的驱动轮齿数  $Z = 23$  (间隔啮合), 履带板节距  $t = 143\text{mm}$ , 驱动轮转速  $n_d = 20\text{r/min}$ 。求履带行走机构的行驶速度。

35. 某履带式行走机构的驱动轮齿数  $Z = 17$  (间隔啮合), 履带板节距  $t = 203\text{mm}$ , 当其行驶速度  $v = 0.588\text{km/h}$  时, 求其驱动轮的转速; 当其运行速度  $v = 2.142\text{km/h}$  时, 问其驱动轮的转速  $n_d$  提高了百分之多少?

36. 某双桥全轮驱动牵引车拖曳一台拖车在水平直道路上以  $v = 34.4\text{km/h}$  的速度等速行驶, 此时原动机转速  $n_e = 3000\text{r/min}$ , 输出功率  $P_e = 50\text{kW}$ , 变速箱挂IV档, 传动系传动比  $i_{\Sigma} = 17.1$ , 机械效率  $\eta_M = 0.8$ 。设道路的滚动阻力系数  $f = 0.03$ , 牵引车整车重力  $G_1 = 45\text{kN}$ , 拖车整车重力  $G_2 = 80\text{kN}$ , 牵引车前桥负荷  $W_1 = 18\text{kN}$ , 后桥负荷  $W_2 = 27\text{kN}$ , 前、后车轮动力半径  $r_{d1} = 0.515\text{m}$ ,  $r_{d2} = 0.53\text{m}$ 。问: (1) 在此工况行驶时有循环功率  $P_c$  产生吗? (2) 若有  $P_c$  产生, 试求  $P_c$  值。

解: (1) 牵引车的实际行驶速度

$$v = 34.4 \text{ km/h}$$

前轮理论行驶速度

$$v_{T1} = 0.377 \frac{n_e r_{d1}}{i_{\Sigma V}} = 0.377 \frac{3000 \times 0.515}{17.1} \text{ km/h} = 33.86 \text{ km/h}$$

后轮理论行驶速度

$$v_{T2} = 0.377 \frac{n_e r_{d2}}{i_{\Sigma V}} = 0.377 \frac{3000 \times 0.53}{17.1} \text{ km/h} = 34.55 \text{ km/h}$$

由此得:  $v_{T1} < v$ ,  $\delta_1 < 0$ , 前轮产生滑移;

$v_{T2} > v$ ,  $\delta_2 > 0$  后轮产生滑移。

故, 牵引车有循环功率产生。

(2) 由于前轮产生滑移, 所以前轮由后轮推着前进, 故得

$$F_{t2} = F_R + F_{t1}$$

式中  $F_{t2}$ ——后轮产生的牵引力;

$F_R$ ——拖车滚动阻力,  $F_R = G_2 f$ ;

$F_{t1}$ ——后轮推前轮运动的力。

后轮发出的驱动力 (由于前轮滑移, 所以原动机的功率全部消耗于后轮) 为

$$F_{d2} = \frac{P_e \eta_M}{v_{T2}} = \frac{50 \times 0.8}{34.55/3600} \text{ N} = 4168 \text{ N}$$

后轮产生的牵引力为:

$$F_{t2} = F_{d2} - F_{f2} = F_{d2} - W_2 f = (4168 - 27 \times 10^3 \times 0.03) \text{ N} = 3358 \text{ N}$$

故

$$F_{t1} = F_{t2} - F_R = F_{t2} - G_2 f = (3358 - 80 \times 10^3 \times 0.03) \text{ N} = 958 \text{ N}$$

所以循环功率:

$$P_c = (F_{t1} - F_{f1}) v_{T1}$$



$$= [(958 - 18 \times 10^3 \times 0.03) \times 33.86 / 3600] \text{ kW}$$

$$= 3.91 \text{ kW}$$

37. 某双桥驱动汽车在水平直线道路上以  $v = 63 \text{ km/h}$  的速度等速行驶, 此时原动机转速  $n_e = 2800 \text{ r/min}$ , 传动系的传动比  $i_{\text{总}} = 6.667$ , 设前车轮动力半径  $r_{d1} = 0.409 \text{ m}$ , 后车轮动力半径  $r_{d2} = 0.419 \text{ m}$ 。问在该工况行驶时有循环功率产生吗?

38. 某装载机在水平直线道路上以  $v = 31.1 \text{ km/h}$  的速度等速行驶, 此时原动机转速  $n_e = 2253 \text{ r/min}$ , 变速箱挂 II 档, 液力机械传动系传动比  $i_{\text{总}} = 16.7$ , 设前车轮动力半径  $r_{d1} = 0.620 \text{ m}$ , 后车轮动力半径  $r_{d2} = 0.630$ 。问该该工况有循环功率产生吗?

39. 某轮式机械的整机重力  $G = 360 \text{ kN}$ , 前桥负荷  $W_1 = 187.2 \text{ kN}$ , 后桥负荷  $W_2 = 172.8 \text{ kN}$ , 它以  $v = 31.7 \text{ km/h}$  的速度在水平直线道路上等速行驶时, 原动机功率  $P_e = 219 \text{ kW}$ , 转速  $n_e = 2120 \text{ r/min}$ , 液力机械传动系传动比  $i_{\text{总}} = 23.5$ , 传动效率  $\eta_M = 0.84$ , 道路的滚动阻力系数  $f = 0.035$ , 设该机前车轮动力半径  $r_{d1} = 920 \text{ mm}$ , 后轮动力半径  $r_{d2} = 930 \text{ mm}$ 。问 (1) 在此工况行驶时有循环功率  $P_c$  产生吗? (2) 若有循环功率  $P_c$  产生, 求  $P_c$  的值。

40. 某满载货物的双桥驱动汽车, 在滚动阻力系数  $f = 0.02$  的水平道路上, 以  $v = 60 \text{ km/h}$  的速度牵引一拖车等速行驶, 此时所需原动机功率  $P_e = 62.5 \text{ kW}$ ,  $n_e = 2800 \text{ r/min}$ , 汽车不载货时整车重力  $G = 390 \text{ kN}$ , 其载重  $G_1 = 400 \text{ kN}$ 。汽车满载时前桥负荷  $W_1 = 208.5 \text{ kN}$ , 后桥负荷  $W_2 = 581.5 \text{ kN}$ , 传动系的传动比  $i_{\text{总}} = 7.917$ , 机械传动效率  $\eta_M = 0.84$ , 前车轮动力半径  $r_{d1} = 0.445 \text{ m}$ , 后车轮动力半径  $r_{d2} = 0.455 \text{ m}$ 。拖车整车重力  $G_Q = 650 \text{ kN}$ 。问: (1) 在此工况行驶时汽车能否产生寄生功率  $P_c$ ? (2) 若产生寄生功率  $P_c$ , 试求  $P_c$  的值。