

滑移转向装载机设计计算

Design and Calculation of Slip Steering Loader

司癸卯¹, 张 健², 王玉柱³, 何通俊⁴

SI Gui-mao¹, ZHANG Jian², WANG Yu-zhu³, HE Tong-jun⁴

1. 长安大学 工程机械学院, 陕西 西安 710064

2. 东莞市交港建材有限公司, 广东 东莞 523011

3. 西安交通大学 机械工程学院, 陕西 西安 710049

4. 江南路桥工程有限公司, 江苏 无锡 214185

1. School of Engineering Machinery, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China

2. Dongguan Building Material of Transportation Port Co. Ltd., Dongguan 523011, Guangdong, China

3. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, Shaanxi, China

4. Jiangnan Road and Bridge Engineering Co. Ltd., Wuxi 214185, Jiangsu, China

【摘要】 为使滑移式转向装载机具有更好的使用性能, 对其整体设计方案进行了确定, 计算了整体参数以及该设计方案下装载机的作用阻力、整机功率、重心位置和稳定性。结果证明: 该滑移转向装载机的总体设计参数满足设计要求。

【Abstract】 In order to improve the performance of slip steering loader, the design scheme is presented. The overall parameters, working resistance, power, position of gravity center and stability are calculated. The results show that the overall design parameters can meet the demands of loader.

【关键词】 滑移; 装载机; 设计; 计算

【Key words】 slip; loader; design; calculation

中图分类号: TU602

文献标识码: A

文章编号: 1000-033X(2008)04-0045-06

0 引言

滑移转向装载机是一种小型多功能工程机械, 有利用两侧车轮线速度差而实现车辆转向的轮式专用底盘, 采用轮式行走机构, 全轮驱动, 滑移转向, 可于作业现场随机快速更换或挂接各种工作装置, 以适应不同的工作环境、满足不同的作业内容, 具体类型非常多样化, 当需要一种机械承担多种工作, 而且还需要操作快捷时, 就应该考虑使用滑移转向装载机。

滑移式装载机最大的特点是整机外形尺寸小, 且可实现原地转向, 可在作业现场随机快速更换或挂接各种工作装置。

滑移式装载机的主要用途为: 城市基础设施、道路或建筑工地、厂房车间、仓库、码头、轮船甲板甚至船舱内等狭窄场地的作业; 在起伏不平的场地上进行铲运、堆垛、起重、挖掘、钻孔、破碎、抓取、推扒、松土、开沟、道路清扫和路面压实等作业。

本文通过对装载机整体参数的选择计算, 使其总体尺

寸满足设计要求, 以保证各个部分合理匹配并具有良好的使用性能, 获得最大的生产效率。

1 滑移式装载机的结构特点

滑移式装载机的外形如图1所示, 其主机泵是一台前端式装载机, 一般被设计为短轴距、短后悬, 动臂支承点在车辆后上方, 驾驶室位于两侧动臂间; 仪表盘分置司机左、右侧或布置在前上方; 发动机后置, 纵向或横向布置; 不设前后桥, 4个驱动轮各自独立悬挂在传动箱(车架)上。由于轴距短, 各轮

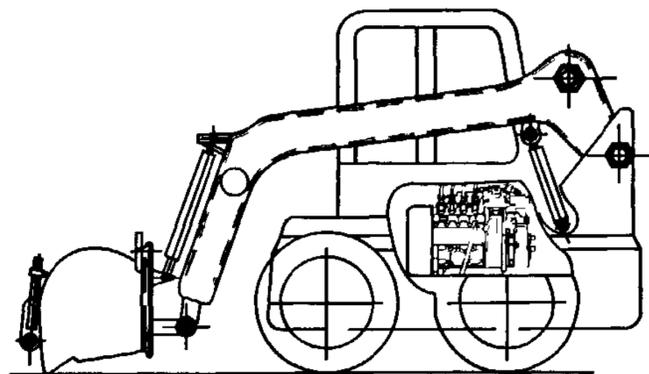


图1 滑移式装载机外形

均为刚性悬挂,车辆高速行驶时容易发生跳动^[1]。

2 滑移转向装载机设计计算

2.1 设计方案确定

滑移装载机的总体设计就是根据其主要用途、作业条件、使用场合、生产情况、生产率要求以及技术要求和制造成本等,合理地选择和确定机型、各总成结构形式、性能参数及整体尺寸等,并进行合理的布置以达到预期的效果。各个部件的结构选择是否合理,使用是否可靠、耐用,部件之间是否协调、匹配,都将影响整机的性能和经济指标,故在做总体设计时,必须多方收集资料,反复比较作出最佳方案^[2]。

2.1.1 发动机

发动机选用道依茨TD226B-4,机型成熟,性价比好。

2.1.2 车架

采用上下分体式车架,下车架有发动机、链传动系统、行走闭式系统、油箱的安装平台;上车架有散热系统、工作液压系统、管路工作装置、驾驶室部件的安装平台。大修时可以分离车架,车架底面开有维修口,便于发动机和液压系统的维护和保养,链箱两侧布置,便于链条的调整和维护。

2.1.3 传动系统

传动系统采用静液压闭式回路,一级链传动模式,左、右2个马达可以独立工作,通过链条直接驱动左、右轮,左、右轮转速不一致时实现转向。

2.1.4 工作装置

采用四连杆工作装置,并配置调平阀,保证铲斗提升过程中始终保持水平,配置快换装置。

2.1.5 液压系统

滑移主机的所有作业动作都是通过液压系统实现的。液压系统的设计要在满足各种作业工况的前提下,充分考虑使用的可靠性和技术的先进性。液压系统包括工作液压系统、散热液压系统、行走液压系统、操纵系统。主要液压元件有工作泵、行走柱塞泵、散热泵、主控阀、调平阀、行走马达、散热马达、快换接头和过滤器等。

2.1.6 驾驶室

采用带FOPS和ROPS驾驶室,配冷暖空调,驾驶室内设有仪表、指示灯,工作液压系统电锁保护、停车制动也设在驾驶室内部,以保证司机的正常安全工作。

2.1.7 机具

滑移主机可以配备随车机具,其中有液压锤、手持式液压镐、四合一斗、叉载装置、污水泵、吊装臂、开沟机、开槽机、金刚石链锯等附件。滑移主机液压系统通过快换接头向机具提供液压动力,可以承担工地排水、路面破碎、切割修边、起吊、铲动等工作。这些机具放在车厢的固定位置上随车机动。机具的装卸可以由滑移主机直接装卸或起吊完成。

2.2 总体参数的计算

滑移装载机的总体参数主要有:装载机的额定载重量、斗容量、装载机的自重、最大驱动力、行驶速度、发动机功率、轮胎尺寸、铲起力、动臂提升、下降及铲斗前倾时间、铲斗后倾角及卸载角、铲斗的最大卸载高度、铲斗最大卸载高度时的卸载距离、最小离地间隙、轴距、轮距、装载机桥荷分配等。装载机总体尺寸之间有着一定的联系,只有正确地选择总体参数,并保证它们之间的合理匹配,才能使装载机获得良好的性能。

2.2.1 额定载重量 G_t

根据倾翻载荷的定义和工作工况,可以得到

$$Gl = G_0 L_1 \quad (1)$$

式中: G ——倾翻载荷,kg;

l ——铲斗中载荷的重心到前轮中心的距离,mm;

G_0 ——装载机自重,kg;

L_1 ——空载时装载机的重心到前轮中心的距离,mm。

将铲斗的重心位置定为: $h=1\ 928\text{ mm}$, $l=1\ 261\text{ mm}$,代入式(1)可以得到

$$G = \frac{G_0 L_1}{l} = 2\ 257\text{ kg} \quad (2)$$

取铲斗载荷的一半 $\frac{G}{2}=1\ 128.5\text{ kg}$ 。

所以,确定铲斗的额定载重量 $G_t=870\text{ kg}<1\ 128.5\text{ kg}$,完全可以满足稳定性所规定的载重量的要求。

2.2.2 额定斗容量 V_t

根据作业范围,可以选择物料密度 $r=1.75\text{ t/m}^3$,则

$$V_t = \frac{G_t}{r} = 0.497 \approx 0.5\text{ m}^3 \quad (3)$$

式中: V_t ——额定斗容量, m^3 ;

r ——物料密度, t/m^3 。

得到装载机的额定斗容量为 0.5 m^3 。

2.2.3 装载机自重 G_0

由后面的计算可以得到 $F_x=21\ 138\text{ N}$,由装载机的工况可以选 $\mu=0.83$, $f=0.18$,由原始的设计要求可知装载机可以爬坡的最大角度为 16° ,所以 $i=0.016$,代入装载机的自重的计算公式得

(1) 平路行驶时

$$G_0 = G_\varphi = \frac{F_x}{\mu - f} = 32\ 520\text{ N} \quad (4)$$

式中: G_φ ——装载机的附着重量,kg;

F_x ——插入外力,kg;

μ ——附着系数;

f ——滚动阻力系数。

由 G_0 可计算出装载机的自重为 $3\ 318\text{ kg}$ 。

(2) 上坡行驶时

$$G_0 = G_\varphi = \frac{F_x}{\mu - (f+i)} = 32\ 984\text{ N} \quad (5)$$

式中： i ——道路坡度，(°)。

由 G_0 可计算出装载机的自重为3 366 kg。

(3) 下坡行驶时

$$G_0 = G_\varphi = \frac{F_x}{\mu - (f - i)} = 31\,739\text{ N} \quad (6)$$

由 G_0 可计算出装载机的自重为3 239 kg。

通过以上的计算分析可知，装载机的自重可设计为3 400 kg，即能完全满足装载机的使用性能及稳定性要求，而且不会因为自重的过分增大而增加运行的阻力和使装载机的动力性下降。

2.2.4 作业所需要的最大驱动力 F_{\max}

将 $F_f = 5\,998\text{ N}$ ， $F_x = 21\,138\text{ N}$ 代入最大驱动力 F_{\max} 的计算公式，得

$$F_{\max} = F_x + F_f = 27\,136\text{ N}$$

所以，经过计算可以得到装载机作业所需要的最大驱动力 $F_{\max} = 27\,136\text{ N}$ 。

2.2.5 行驶速度 v

装载机行驶时的功率平衡，由于发动机供给装载机驱动轮的功率用于克服各种阻力，当装载机沿坡道角为 α 的坡道加速(或减速)行驶时，其功率平衡的方程式

$$N_e = N_r + N_f + N_w \pm N_i \pm N_j \quad (7)$$

式中： N_e ——发动机的有效功率，kW；

N_r ——消耗于传动系统摩擦上的功率，kW；

N_f ——消耗于滚动阻力上的功率，kW；

N_i ——消耗于爬坡的功率，kW；

N_j ——消耗于克服惯性(加速)的功率，kW；

N_w ——克服风阻消耗的功率，kW。

在最大行驶速度的工况下，必然是在坡道角 $\alpha = 0^\circ$ 的情况下匀速行驶。所以根据 N_i 、 N_j 的定义可以知道 $N_i = 0$ ， $N_j = 0$ 。由设计条件要求知装载机最大的行驶速度为12 km/h， $N_w = 0$ 。所以式(7)可以简化为

$$N_e = N_r + N_f \quad (8)$$

将 $\eta_M = \frac{N_e - N_r}{N_e}$ 和 $N_r = \frac{fG_0 v \cos\alpha}{3\,600}$ 代入式(8)，化简可以得到

$$\eta_M N_e = \frac{fG_0 v \cos\alpha}{3\,600}$$

$$v = \frac{3\,600 \eta_M N_e}{fG_0 \cos\alpha} \quad (9)$$

式中： v ——装载机行驶速度，km/h；

η_M ——液压系统效率。

将 $\eta_M = 0.65$ ， $N_e = 71\text{ kW}$ ， $f = 0.18$ ， $G_0 = 3\,400\text{ kg}$ ， $\alpha = 0$ 代入式(9)，得 $v = 27.7\text{ km/h}$ 。

所以，设计的装载机的行驶速度可以达到12 km/h，完全满足设计的原始要求。

2.2.6 最大爬坡角 α_{\max} 的确定

根据空气阻力的计算条件，在速度小于20 km/h时， $F_w =$

0。将 $F_x = 21\,138\text{ N}$ 和 $F_w = 0$ 代入最大爬坡角的计算公式，可以得到

$$\alpha_{\max} = \arcsin^{-1} \frac{F_x + F_w}{G_0} = 39.3^\circ \quad (10)$$

结合稳定性的计算，为了保证装载机的稳定性，空载时 $\alpha_{\max 1} = 40^\circ$ ，满载的3种工况分别为： $\alpha_{\max 2} = 26^\circ$ ， $\alpha_{\max 3} = 20^\circ$ ， $\alpha_{\max 4} = 21^\circ$ ，完全满足最大爬坡角为16°的要求，设计将满足装载机的使用性能要求。

2.2.7 轴距 B 和轮距 L 的选择

根据滑移转向机器正常行驶时转向应满足的几何条件^[3]，即 $\frac{B}{L} \geq 1.25$ ，选定轮胎的型号为12-16.5，其轮胎端截面的宽度 $b = 280\text{ mm}$ ，则 $B = 1\,920\text{ mm}$ 。

取 $\frac{B}{L} = 1.4$ ，可以得到： $L = \frac{B}{1.4} = 1\,350\text{ mm}$ 。

所以，经过计算和分析可以选择 $B = 1\,920\text{ mm}$ ， $L = 1\,350\text{ mm}$ 。

2.2.8 最小转弯半径 R_{\min} 的确定

将已知条件 $L = 1\,350\text{ mm}$ ， $B_c = 2\,030\text{ mm}$ ， $e = 1\,183\text{ mm}$ 代入最小转弯半径的计算公式，得

$$R_{\min} = \sqrt{\left(\frac{L}{2} + e\right)^2 + \left(\frac{B_c}{2}\right)^2} = 2\,117\text{ mm} \quad (11)$$

式中： L ——前后轮之间的距离，mm；

e ——前轮前端距铲斗前端的距离，mm；

B_c ——铲斗宽度，mm。

所以，最小转弯半径 $R_{\min} = 2\,117\text{ mm} \leq 3\,000\text{ mm}$ ，满足设计要求，即此装载机可以在各种情况下完成转向。

2.2.9 铲斗最大卸载高度 H_{\max} 的选择

取 $\Delta h = 0.4\text{ m}$ ，并将已知条件 $H = 1\,900\text{ mm}$ 代入最大卸载高度的计算公式，得

$$H_{\max} = H + \Delta h = 2\,300\text{ mm} \quad (12)$$

式中： H ——运输车辆侧板距地面高度，m；

Δh ——斗尖与车厢侧板间距离，一般取0.3~0.5 m。

所以，可以按设计的原始要求选择 $H_{\max} = 2\,315\text{ mm}$ 。

2.2.10 最大卸载高度时的卸载距离 L_d

取 $\delta = 250\text{ mm}$ ， $B' = 800\text{ mm}$ 代入卸载距离的计算公式，得

$$L_d = \frac{B'}{3} + \delta = 520\text{ mm} \quad (13)$$

式中： B' ——车辆宽度，m；

δ ——卸载时，装载机前外廓与车辆之间应有的最小距离，m。

所以，满足设计要求，即可以设计为 $L_d = 530\text{ mm}$ 。

2.2.11 铲斗的后倾角 α_r 及卸载角 β_d

根据装载机工作的具体环境，可以分别取：动臂在最低位置时，铲斗的后倾角 $\alpha_{r1} = 42^\circ$ ；动臂在运输位置时，铲斗的后倾角 $\alpha_{r2} = 47^\circ$ ；动臂在最大举升高度时，铲斗的最大后倾角 $\alpha_{r3} = 62^\circ$ ；动臂在最大卸载高度时，铲斗的卸载角 $\beta_d = 50^\circ$ 。

2.2.12 装载机的动臂提升、下降及铲斗前倾时间

据装载机的具体工作环境,动臂提升时间一般取5.5 s;动臂下降时间一般取3.0 s;铲斗前倾时间一般取1.3 s。

所以,工作装置的3项工作时间总和为9.8 s,完全满足设计要求。

2.2.13 最小离地间隙 h_{\min}

按装载机在机场工作的情况设计,机场的跑道很平整,即使被摧毁以后,也不会有很大的障碍物,在充分考虑其稳定性的情况下,可以取 $h_{\min}=0.35$ m。这样能够满足设计要求,保证装载机平稳安全地工作。

2.3 装载机载荷的分配

将 $G_0=3\ 400$ kg, $L_1=837$ mm, $L_2=513$ mm代入载荷分配的计算公式,得

$$G_1 = \frac{G_0 L_2}{L} = 1\ 292\ \text{kg}$$

$$G_2 = \frac{G_0 L_1}{L} = 2\ 108\ \text{kg}$$

前轴载荷占装载机自重的百分比为

$$\frac{G_1}{G_0} \times 100\% = 38\%$$

后轴载荷占装载机自重的百分比为

$$\frac{G_2}{G_0} \times 100\% = 62\%$$

所以,根据空载时前后轴载荷占装载机自重的比例,可以知道前后轴的载荷分配的比例符合满足空载时的比例要求,设计满足装载机空载时载荷分配要求。

满载时,根据装载机的使用环境及工作条件,其各种计算通常分为3种情况。

(1) 在水平地面,装载机满载运输工况,即在水平地面,装载机在额定载重量、铲斗后倾角接近 15° 的运输状态。

(2) 在水平地面工程车满载,动臂最大外伸工况。

(3) 在水平地面,装载机满载,铲斗处于最大举伸高度位置工况。

2.3.1 工况1

将 $G_0=3\ 400$ kg, $L_1=837$ mm, $L_2=513$ mm, $l=887$ mm代入载荷分配的计算公式,得

$$G'_1 = \frac{G_0 L_2 + G_r (l+L)}{L} = 2\ 730\ \text{kg}$$

$$G'_2 = \frac{G_0 L_1 - G_r l}{L} = 1\ 540\ \text{kg}$$

前轴载荷占装载机总重百分比为

$$\frac{G'_1}{G_0 + G_r} \times 100\% = 63\%$$

后轴载荷占装载机总重百分比为

$$\frac{G'_2}{G_0 + G_r} \times 100\% = 37\%$$

2.3.2 工况2

将 $G_0=3\ 400$ kg, $L_1=837$ mm, $L_2=513$ mm, $l=1\ 164$ mm代入载荷分配的计算公式,得

$$G'_1 = \frac{G_0 L_2 + G_r (l+L)}{L} = 2\ 908\ \text{kg}$$

$$G'_2 = \frac{G_0 L_1 - G_r l}{L} = 1\ 362\ \text{kg}$$

前轴载荷占装载机总重百分比为

$$\frac{G'_1}{G_0 + G_r} \times 100\% = 65\%$$

后轴载荷占装载机总重百分比为

$$\frac{G'_2}{G_0 + G_r} \times 100\% = 35\%$$

2.3.3 工况3

将 $G_0=3\ 400$ kg, $L_1=837$ mm, $L_2=513$ mm, $l=671$ mm代入载荷分配的计算公式,得

$$G'_1 = \frac{G_0 L_2 + G_r (l+L)}{L} = 2\ 590\ \text{kg}$$

$$G'_2 = \frac{G_0 L_1 - G_r l}{L} = 1\ 680\ \text{kg}$$

前轴载荷占装载机总重百分比为

$$\frac{G'_1}{G_0 + G_r} \times 100\% = 61\%$$

后轴载荷占装载机总重百分比为

$$\frac{G'_2}{G_0 + G_r} \times 100\% = 39\%$$

满载时,由以上3种工况的计算可以得到前、后轴占装载机总重的比例,完全满足满载时装载机载荷分配要求,设计满足装载机满载时载荷分配要求^[4]。

2.4 装载机作业阻力的计算

2.4.1 插入阻力 F_x

根据装载机的实际工况,可以选择: $K_1=1.0$, $K_2=0.1$, $K_3=0.7$, $K_4=1.1$ 。

将以上各数据及 $l_p=6.254$ cm, $B_c=203$ cm代入插入阻力的计算公式,可以得到

$$F_x = 10K_1 K_2 l_p^{1.25} B_c K_3 K_4 = 21\ 139\ \text{N} \quad (15)$$

式中: K_1 ——物料块度及松散程度影响系数;

K_2 ——物料种类影响系数;

B_c ——铲斗宽度, m;

K_3 ——料堆高度的影响系数;

K_4 ——铲斗形状影响系数;

l_p ——铲斗插入料堆的深度, m。

2.4.2 铲起阻力 F_z

根据装载机的实际工作环境,可以选择 $K_r=30\ 000$ N/m²。

将数据 $l_p=0.652\ 4$ m, $B_c=2.03$ m, $K_r=30\ 000$ N/m²代入铲起阻力的计算公式

$$F_x = 2.2l_p B_c K_f = 24\ 579\ \text{N} \quad (16)$$

式中: B_c ——铲斗宽度, m;

K_f ——铲斗开始提升时物料的剪应力, N/m。

2.4.3 转斗阻力矩 M_s

已知 $x=0.740\ \text{m}$, $y=0.058\ \text{m}$ 。将 $F_x=21\ 138\ \text{N}$, $x=0.740\ \text{m}$, $y=0.058\ \text{m}$, $l_p=0.625\ 4\ \text{m}$ 代入转斗阻力矩的计算公式, 可以得到

$$M_s = 1.1F_x \left[0.4 \left(x - \frac{1}{3}l_p \right) + y \right] = 6\ 209\ \text{N} \cdot \text{m}$$

由于开始转斗时的静阻力矩最大, 通常应预先按照这时的总阻力矩来确定转斗时发动机所需的功率。

根据所铲装物料类型不同, 可以采用不同的铲掘方法。因此在确定发动机功率时, 应从最不利的条件进行计算^[5]。

2.5 整机功率的计算

2.5.1 行走部分所需功率 N_1

根据装载机的作业条件及实际工作路面状况^[6], 可以取牵引速度 $v_T=3.5\ \text{km/h}$, 额定滑转率 $\delta_H=0.32$ 。因为此装载机为全液压传动, 经过计算可以得到 $\eta_M=0.65$ 。

将 $F_x=21\ 138\ \text{N}$, $F_f=5\ 998\ \text{N}$, $v_T=3.5\ \text{km/h}$, $\delta_H=0.32$, $\eta_M=0.65$ 代入行走部分功率计算公式, 得

$$N_1 = \frac{(F_x + F_f) v_T (1 - \delta_H)}{3.6 \eta_M} = 27.6\ \text{kW} \quad (18)$$

2.5.2 油泵所需功率 N_2

结合液压部分的计算, 得

$$N_2 = \sum \frac{p_i Q_{T_i}}{60 \eta_b} = 11.0\ \text{kW} \quad (19)$$

2.5.3 发动机功率 P_e

$$P_e = \frac{(F_x + F_f) v_T (1 - \delta_H)}{3.6 \eta_M} + \sum \frac{p_i Q_{T_i}}{60 \eta_b} = 38.6\ \text{kW} \quad (20)$$

2.5.4 发动机附件消耗功率 N_3

$$N_3 = 4.2\ \text{kW}$$

2.6 装载机重心位置的确定

2.6.1 空载装载机重心位置 H_g 的计算

由空载时轴荷分配的计算可以得到 $G_2=2\ 108\ \text{kg}$, 设载荷以纵向对称面为对称面平均分布在两边的轮胎上, 所以 $G_{11}+G_{21}=G_{1r}+G_{2r}$ 。

将 $G_0=3\ 400\ \text{kg}$, $G_2=2\ 108\ \text{kg}$, $l=1\ 350\ \text{mm}$ 代入重心的计算公式, 得

$$L_1 = \frac{G_2 L}{G_0} = 837\ \text{mm}$$

$$e = \frac{[(G_{11} + G_{21}) - (G_{1r} + G_{2r})]}{2G_0} = 0 \quad (21)$$

式中: L_1 ——重心到前轴重心的距离, mm;

e ——重心到装载机纵向对称面的距离, mm;

G_{11} ——左前轮载荷, kN;

G_{1r} ——右前轮载荷, kN;

G_{21} ——左后轮载荷, kN;

G_{2r} ——右后轮载荷, kN。

即空载时, 装载机重心的水平位置为: $L_1=837\ \text{mm}$, $e=0$ 。

取 $\Delta h=500\ \text{mm}$, 则 $\text{tg}\alpha=0.37$, $\alpha=20.3^\circ$ 。

$$G_0 \sin\alpha = 1\ 179.8\ \text{kg}$$

$$G_0 \cos\alpha = 3\ 189.2\ \text{kg}$$

$$G_h = \sqrt{(G_0 \sin\alpha)^2 + (G_0 \cos\alpha)^2} = 1\ 691.3\ \text{kg}$$

$$\text{所以空载时装载机重心 } H_g = \frac{(G_h - G_1)L}{G_0 \text{tg}\alpha} + r = 965\ \text{mm}。$$

2.6.2 满载时装载机重心位置 H'_g 的计算

(1) 将 $G_0=3\ 400\ \text{kg}$, $G_r=870\ \text{kg}$, $L_1=837\ \text{mm}$, $H_g=965\ \text{mm}$, $l=887\ \text{mm}$, $h=785\ \text{mm}$ 代入重心的计算公式, 得

$$L'_1 = \frac{G_0 L_1 - G_r l}{G_0 + G_r} = 486\ \text{mm}$$

$$H'_g = \frac{G_0 H_g + G_r h}{G_0 + G_r} = 928\ \text{mm}$$

在此满载工况下装载机的重心位置为: $L'_1=486\ \text{mm}$, $H'_g=928\ \text{mm}$ 。

(2) 将 $G_0=3\ 400\ \text{kg}$, $G_r=870\ \text{kg}$, $L_1=837\ \text{mm}$, $H_g=965\ \text{mm}$, $l=1\ 164\ \text{mm}$, $h=1\ 941\ \text{mm}$ 代入重心的计算公式, 得

$$L'_1 = \frac{G_0 L_1 - G_r l}{G_0 + G_r} = 429\ \text{mm}$$

$$H'_g = \frac{G_0 H_g + G_r h}{G_0 + G_r} = 1\ 164\ \text{mm}$$

在此满载工况下装载机的重心位置为: $L'_1=429\ \text{mm}$, $H'_g=1\ 164\ \text{mm}$ 。

(3) 将 $G_0=3\ 400\ \text{kg}$, $G_r=870\ \text{kg}$, $L_1=837\ \text{mm}$, $H_g=965\ \text{mm}$, $l=671\ \text{mm}$, $h=3\ 207\ \text{mm}$ 代入重心的计算公式, 得

$$L'_1 = \frac{G_0 L_1 - G_r l}{G_0 + G_r} = 530\ \text{mm}$$

$$H'_g = \frac{G_0 H_g + G_r h}{G_0 + G_r} = 1\ 422\ \text{mm}$$

在此满载工况下装载机的重心位置为: $L'_1=530\ \text{mm}$, $H'_g=1\ 422\ \text{mm}$ 。

所以, 利用上面的公式, 通过计算可以得到满载时各种工况下重心的位置。设在以上3种工况下铲斗重心位于装载机纵向对称面内, 则 $e'=e=0$ 。

2.7 装载机稳定性计算

2.7.1 稳定比 K

在水平地面, 满载, 动臂最大外伸时, 将 $G_0=3\ 400\ \text{kg}$, $L_1=837\ \text{mm}$, $G_r=870\ \text{kg}$, $l=1\ 164\ \text{mm}$ 代入稳定比的计算公式, 得

$$K = \frac{G_0 L_1}{G_r l} = 2.81 > 2 \quad (22)$$

所以,通过对稳定比的计算,可知在这种情况下满足稳定性的要求。

2.7.2 稳定度*i*

稳定度*i*与重心的位置有关,重心位置越低,距支承界线越远,则稳定度*i*越大,装载机稳定性越好。但装载机能否在与稳定度相同的坡道行驶作业,还与发动机的动力、地面的附着条件以及动载荷等有关。因此,稳定度只是用于比较装载机技术性能的一个指标。

2.7.3 纵向稳定性的计算

在水平地面装载机空载运行时

$$i = \frac{L'_1}{H'_g} - \frac{\delta_1 + \delta_2}{L} = 0.867 - 0.0295 = 0.8375 \quad (23)$$

满载时稳定性的计算,共有3种工况:

(1) 在水平地面装载机满载运输工况,即在水平地面,装载机在额定载量、铲斗后倾、颠抖接近角为15°的运输状态

$$i = \frac{L'_1}{H'_g} - \frac{\delta_1 + \delta_2}{L} = 0.524 - 0.0286 = 0.4954 \quad (24)$$

(2) 在水平地面装载机满载,动臂最大外伸工况

$$i = \frac{L'_1}{H'_g} - \frac{\delta_1 + \delta_2}{L} = 0.369 - 0.0280 = 0.341 \quad (25)$$

(3) 在水平地面装载机满载,铲斗处于最大举伸高度位置况

$$i = \frac{L'_1}{H'_g} - \frac{\delta_1 + \delta_2}{L} = 0.373 - 0.0292 = 0.3438 \quad (26)$$

2.7.4 横向稳定性的计算

在水平地面装载机空载运行, $H_g=965$ mm, $B=1\ 920$ mm,代入横向稳定性计算公式,得

$$i = \frac{B/2}{H_g} = 0.995, \theta = \arctan i = 44.8^\circ \quad (27)$$

(1) 将 $H'_g=928$ mm, $B=1\ 920$ mm,代入横向稳定性计算公式,得

$$i' = \frac{B/2}{H'_g} = \frac{B}{2H'_g} = 1.034, \theta' = \arctan i' = 45.9^\circ \quad (28)$$

(2) 将 $H'_g=1\ 164$ mm, $B=1\ 920$ mm代入横向稳定性计算公式,得

$$i' = \frac{B/2}{H'_g} = \frac{B}{2H'_g} = 1.034, \theta' = \arctan i' = 39.5^\circ \quad (29)$$

(3) 将 $H'_g=1\ 422$ mm, $B=1\ 920$ mm代入横向稳定性计算

公式,得

$$i' = \frac{B/2}{H'_g} = \frac{B}{2H'_g} = 0.563, \theta' = \arctan i' = 29.4^\circ \quad (30)$$

前面分析的装载机的稳定性是指装载机在行驶和作业时抗倾翻的能力,其纵向和横向稳定度仅说明装载机不倾翻的最大坡度,但装载机是否能在与稳定度相同的坡道上行驶和作业,还受附着条件等因素的限制。

3 结语

通过对装载机的整体参数的选择计算,使装载机的总体尺寸满足设计的要求,保证各个部分合理匹配及装载机的使用性能,也可以使装载机获得最大的生产效率。对装载机作业阻力的计算,得到装载机在各种工况下可能出现的各种不同的作业阻力,从而可以从最不利的条件进行计算,确定发动机功率,在选定发动机以后,装载机在最大的驱动力下,可以在各种不同的工况下顺利地完成任务。对整机功率的计算,可以直接按照不同系统压力对油缸进行计算,对发动机进行选型。对重心位置和稳定性的计算,决定了装载机的爬坡能力,及在各种不同路面坡道上是否可以平稳地进行作业。

通过本文的计算,结合滑移转向四轮驱动装载机转向阻力矩的研究和滑移转向装载机的转向原理,使滑移转向装载机的总体设计参数满足设计要求。

参考文献:

- [1] 何正忠.装载机[M].北京:冶金工业出版社,1999.
- [2] 周复光.铲土运输机械设计计算[M].北京:水利电力出版社,1986.
- [3] 郁录平,张志友.滑移转向装载机的转向原理分析[J].工程机械,2001,32(6):24-26.
- [4] 郁录平.工程机械底盘设计[M].北京:人民交通出版社,2004.
- [5] 权元俊,赵越.滑移转向四轮驱动装载机转向阻力矩的研究[J].机械设计与制造,1998,36(6):48-49.
- [6] 焦生杰,蔡应强.工程发动机动力储备性能的评价指标[J].长安大学学报:自然科学版,2005,27(3):93-98.

收稿日期:2007-11-28

[责任编辑:张宗涛]