

## DKC20 地下自卸卡车横向摆动结构设计\*

郭鑫, 石峰, 战凯, 顾洪枢, 冯孝华

(北京矿冶研究总院, 北京 100070)

**摘要:** 地下自卸卡车的横向摆动结构设计是其地下铰接车辆的重点、难点之一。本文采用回转支承连接前后车体的结构来实现横向摆动, 在保证结构强度和可靠性的基础上, 通过设计来解决回转支承带来的一些不便。避免了使用专用横向摆动架的加工制造上的难题, 给铰接车辆的设计有一定的参考意义。

**关键词:** 地下自卸卡车; 横向摆动; 无轨; 回转支承

**中图分类号:** TD422.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-4172(2011)01-000-00

Design of DKC20 Underground Dump Truck's Horizontal Swing Device

GUO Xin, SHI Feng, ZHAN Kai, GU Hongshu, FENG Xiaohua

(Beijing General Research Institute of Mining & Metallurgy, Beijing 100070)

**Abstract:** The horizontal swing device of underground dump truck is one of the difficult and important underground articulated vehicles. DKC20 underground dump truck connects the front and back body with slewing bearing. On the basis of enough strength of the device, it solves the problems caused by adding slewing bearing through designing. It avoids the difficulties in manufacturing of the special horizontal swing support. It will provide important reference for the design of articulated vehicles.

**Key words:** underground dump truck; horizontal swing; trackless equipment; slewing bearing

### 1 目前井下无轨卡车的现状

随着地下矿山开采量的增加以及对设备机动、灵活性的要求, 大部分地下矿山的出矿设备都使用地下铲运机与地下自卸卡车协同出矿。从 20 世纪七十年代, 我国开始引进地下无轨设备, 目前地下自卸卡车已系列化生产和使用了 8 吨、10 吨、12 吨。

国外, 阿特拉斯、德国 GHH 和山特维克等主要地下无轨设备生产商, 都生产了 10 吨、12 吨、22 吨以及 30 吨以上的不同规格的自卸卡车。

国内, 北京矿冶研究总院从九十年代初已产品化、系列化研制出 8 吨、10 吨、12 吨地下自卸卡车。国内 20 吨地下自卸卡车的市场需求日渐成熟, 研发的技术条件也已具备。为了提高国内的无轨设备技术水平, 满足国内矿山的出矿效率的需求, 北京矿冶研究总院进行了 20 吨地下自卸卡车的研制工作, 整个设备

的设计依托三维设计及力学分析软件。PROE 所做的三维设计模型如图 1 所示。本文将重点对横向摆动结构的设计进行分析和论述<sup>[1]</sup>。

## 2 横向摆动结构的功能及结构

为了保证地下自卸卡车在井下行走时四轮着地，时刻具有足够附着力，地下自卸卡车的前后车桥需要在横向有一定角度的相对摆动。

国内外地下无轨设备，对于此功能的实现，通常采用两种结构：1) 设计专用的横向摆动架，用它将其中一个车桥与车体分离，实现车体与该车桥的横向相对摆动；2) 使用回转支承，将前后车体连接，实现前后车桥的横向相对摆动。对于横向摆动架方案，结构简单，安装方便。但是工艺复杂，加工较为困难，且由于结构中使用滑动轴承，重载下磨损严重，更换频繁。对于回转支承方案，有成熟的专业系列化产品，安装方便。但是对车辆的整体结构设计上有一定的难度，特别是转向油缸及油箱的布置造成一定的困难。

DKC20 地下自卸卡车，采用了第二种方案，即回转支承连接前后车体，实现前后桥的相对横向摆动。避免了摆动架的加工难问题，以及摆动架的频繁更换带来的成本问题。



图 1 DKC20 自卸卡车的三维模型

Fig.1 DKC20 dump truck model in PROE

## 3 力学计算

对于回转支承的造型，需要拉力与倾覆力矩两个参数，以下分别进行计算。

### 3.1 回转支承承受的拉力

前后桥选用美国 DANA 产品，自带油式弹簧制动盘。

主传动比  $i_1 = 4.556$ ；轮边行星减速比  $i_2 = 6.000$ ；总传动比  $i_q = 27.336$ 。

选用 16.00-25 工程用无内胎轮胎，动力半径为 0.715 m。

发动机和液力变矩器的共同工作是指发动机飞轮和液力变矩器泵轮连接在一起的工作，在稳定运转条件下、发动机净扭矩  $M_{ej}$  扣除辅助机构所消耗的力矩后就是液力变矩器泵轮力矩  $M_b$ ，发动机的转速  $n_e$  也就是液力变矩器泵轮转速  $n_b$ 。同样，发动机净功率为发动机标称功率扣除发动机配带标准附件时消耗的功率<sup>[2]</sup>，即：

$$M_b = M_{ej} - M_f \quad (1)$$

$$M_{ej} = M_e(1-a) \quad (2)$$

$$n_e = n_b \quad (3)$$

$$N_{ej} = N_e - N_f \quad (4)$$

$$M_{ej} = \frac{60000N_{ej}}{2\pi \cdot n_e} \quad (5)$$

式中： $M_e$ —发动机扭矩，N·m； $a$ —发动机自身扭矩损失系数，用于发动机配带标准附件时消耗的扭矩，取 0.10； $M_{ej}$ —发动机净扭矩，N·m； $M_f$ —辅助机构等所消耗的扭矩，N·m； $M_b$ —液力变矩器泵轮力矩，N·m； $N_{ej}$ —发动机净功率，kW； $N_e$ —发动机标称功率，kW； $N_f$ —发动机配带标准附件时消耗的功率，kW； $n_e$ —发动机的转速，r/min； $n_b$ —液力变矩器泵轮的转速，r/min。

由于这里校核回转支承的强度，故取大值忽略辅助机构的消耗，故用发动机净扭矩  $M_{ej}$  来代替实际变矩器输入扭矩  $M_b$ 。

$$\text{涡轮力矩 } M_t = KM_b \quad (6)$$

$$\text{变矩器输出力矩 } M_{to} = M_t i_{or} \quad (7)$$

式中： $K$ —变矩系数； $i_{or}$ ——变矩器输出齿轮速比。

车辆最大驱动力由两方面决定:一是发动机的功率,另一是地面附着能力,两者之中取较小者<sup>[2]</sup>。而回转支承承受的最大拉力,则是发动机与满载后桥附着力之中的较小者。

满载时车辆质量  $G_1 = 41\text{t}$ , 空载时车辆质量  $G_2 = 21\text{t}$ , 地面附着系数  $\psi = 0.6$ , 可产生的地面附着力为:

$$\text{满载 } P_{\psi 1} = \psi G_1 g = 0.6 \times 41.0 \times 9.81 = 241.3 \text{ kN}$$

发动机可能发挥的最大驱动力为:

$$\text{各档驱动力 } P_{qj} = \frac{M_{to} i_{qj} \eta_c}{r_q} \times 10^{-3} \text{ kN} \quad (8)$$

$\eta_c$ —变矩器之后传动系统效率, 取  $\eta_c = 0.8$ ;  $r_q$ —动力半径, 近似等于静力半径,  $r_q = 0.715 \text{ m}$ ;  $i_{qj}$ —各档总传动比;  $i_q$ —驱动桥总速比,  $i_q = 27.336$ ;  $i_j$ —变速箱各档传动比 ( $i_1 = 5.33$ ,  $i_2 = 2.22$ ,  $i_3 = 1.26$ ,  $i_4 = 0.72$ )。

考虑极限情况, 即某桥两轮均打滑, 驱动力全在一个桥上面。假设为一档, 此时为极限牵引力代入公式中得出  $P_{\max} = \frac{M_{to} i_{qj} \eta_c}{r_q} \times 10^{-3} = 311.7 \text{ kN}$ , 远大于满载最大附着力<sup>[2]</sup>, 故以满载单桥上的两轮胎附着力作为回转支承最大拉力。

在 PROE 中通过软件测量出前后车体的重心, 然后计算出满载时后桥负载为 24 吨, 附着力为  $P_{\psi 2} = \psi G_2 g = 0.6 \times 24.0 \times 9.81 = 141.3 \text{ kN}$ , 取此值为前后车体铰接处的最大拉力。

### 3.2 倾覆力矩

在 PROE 中可直接测量出满载后车体(含满载料斗)的质心与到回转支承处的纵向距离为  $x = 2.02 \text{ m}$ , 此距离即为后车体质心到回转支承的力臂  $l_2 = x = 2.02 \text{ m}$ , 倾覆力矩为  $M_q = G_2 \times l_2 + N_f \times l_1$ 。

其中:  $G_2$ —后车体重力;  $N_f$ —前桥承受力;  $l_1$ —前桥到回转支承的距离, 即为相应的力臂。

$$\text{将以上数值测量代入公式中得 } M_q = G_2 \times l_2 + N_f \times l_1 = 440 \text{ kN} \cdot \text{m}。$$

### 3.3 选型

回转支承已是系列化成熟产品，根据计算出的拉力及倾覆力矩的数值，考虑到井下恶劣的使用环境，取安全系数为 2。由于工作环境和条件的特殊性，回转支承在使用中，有较大的倾覆力矩，故须选用单排交叉滚柱式。根据力学参数，选取型号为 11.32.1250.001 配用螺栓选用 10.9 级螺栓，拉力和倾覆力矩完全在许用范围之内。如果选用较小型号的回转支承，力学条件也可以满足，但其回转支承的直径较小，使转向油缸支座的布置和下铰接板的布置十分困难。故综合考虑选用 11.32.1250.001 型号。

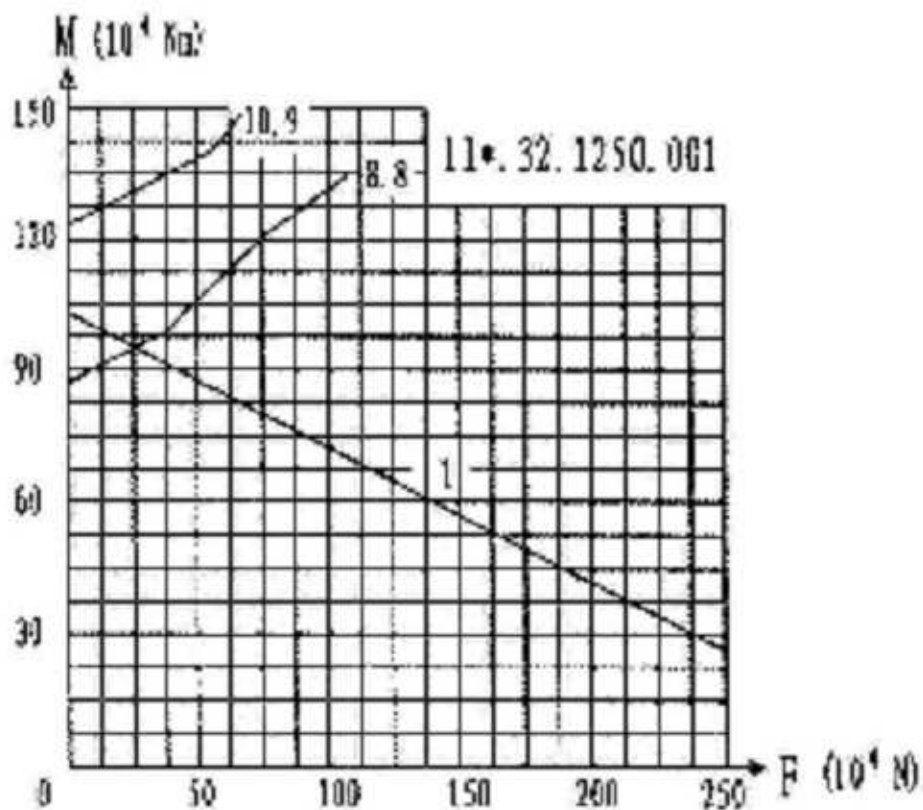


图 2 回转支承 11.32.1250.001 力学性能曲线

Fig.2 Mechanical performance curve of slewing 11.32.1250.001

#### 4 横向摆动实现

如图 3，回转支承一端连接中间铰接板，另一端连接前车架。

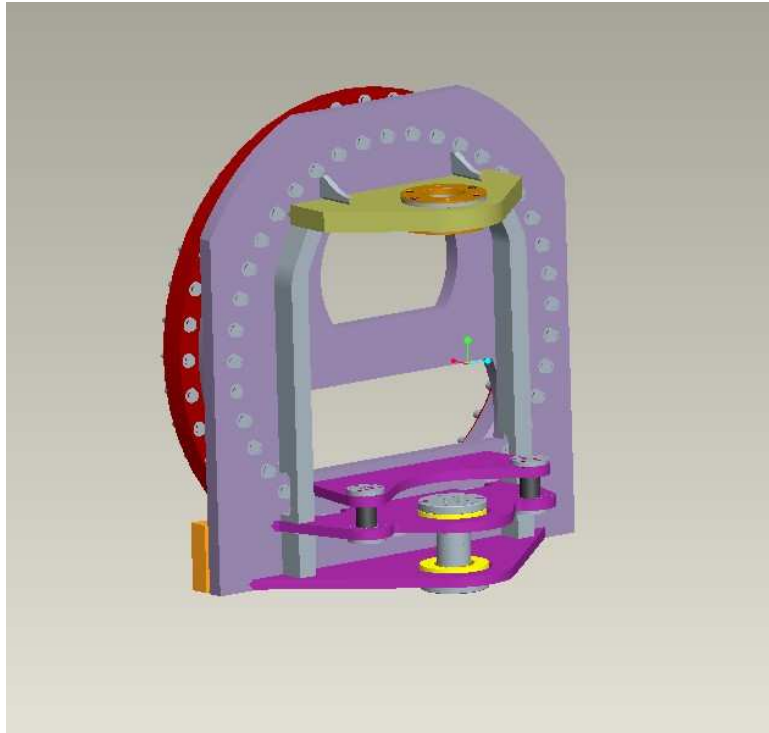


图 3 回转支承与中铰板支架的连接

Fig.3 Connection of slewing and hinge plate

如图 4 所示，与回转支承相连接的中间铰接板的下端，两个对称的长方体限位块。如图 5 所示，相对应的前车架位置也有两个长方体限位块。由于靠回转支承相连接，中间铰接支架与前车架能够相对转动，当转动到达要求角度时，限位块相干涉，阻止进一步转动，实现定量角度的旋转。

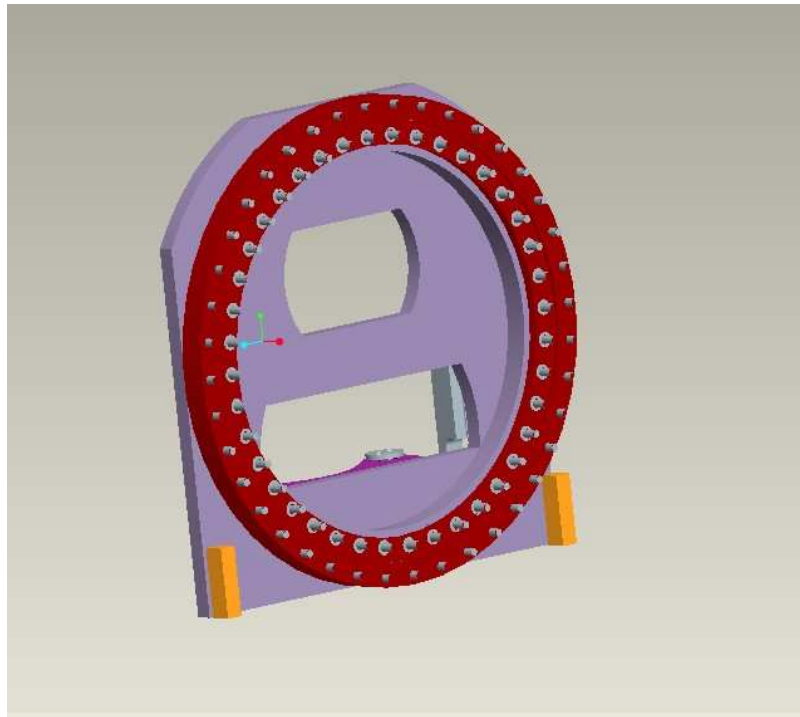


图 4 横向摆动限位块

Fig.4 Horizontal swing limit block

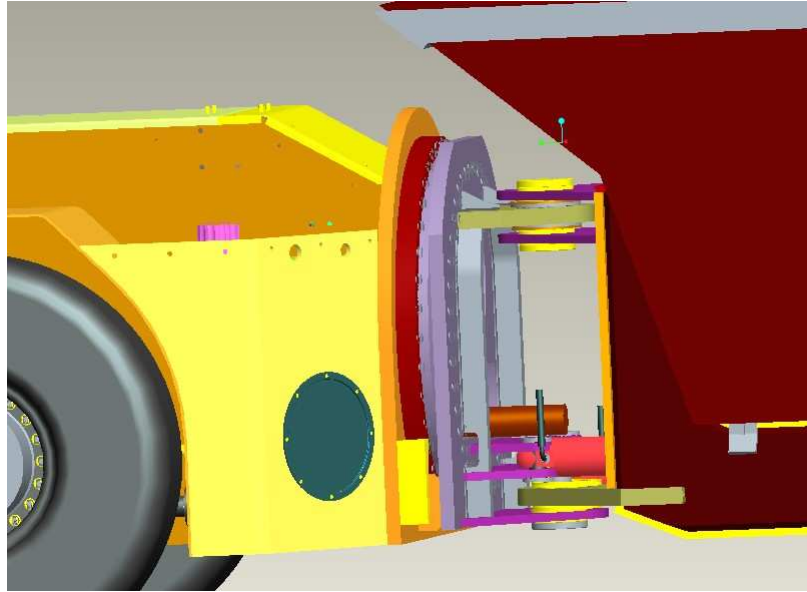


图 5 回转支承安装完成后的三维图  
Fig.5 Model assembled in PROE

#### 5 小结

横向摆动结构在铰接工程车辆中是很重要的一个结构,在地面不平的情况下为车辆提供足够的附着力。两种不同的横向摆动结构,各有优劣。但是考虑到国内机加工的水平,以及地下无轨设备的加工批量不大,使用专用摆动架,在加工制造上面临更大的困难。使用回转支承所带来的安装困难,可以通过合理化的设计来一一避免,所以此结构对于国产自卸卡车来讲更为经济合理。

#### 参考文献

- [1]战凯. 国内外地下汽车研究现状评述及今后发展趋势[J]. 采矿技术, 2007, 7(4):51-57.
- [2]石峰. 20t 地下自卸汽车底盘传动系统匹配及牵引特性分析[C]. 北京金属学会, 第六届冶金年会, 2010.