

工程机械铰接系统 铰点动态约束反力的研究

刘刚^① 张子达 邹广德 诸文农
(吉林工业大学)

提 要 通过整车系统动力学分析,对铰接式工程机械铰接系统铰点动态约束反力进行了研究。在作业工况下,铰接系统铰点受到三个力及二个力矩的作用,这些力和力矩的大小依赖于作业阻力、机械自重、惯性力、车轮滚动阻力和车轮驱动力矩,得到了其解析表达式。

关键词 铰接系统 动态约束反力 铰接式工程机械

A Study on Dynamic Forces of Articulation System of Articulated Engineering Machinery

Liu Gang Zhang Zida Zou Guangde Zhu Wennong

(Jilin University of Technology)

Abstract In this paper, dynamic pivot-point forces of articulation system of articulated engineering machinery are studied by dynamic analysis method. Under working condition, there are three forces and two moments at the pivot-point of articulation system. The values of them depend on work resistance, inertial force, weight of machinery, rolling resistance and driving moment on wheel. The analysis formulas of them are obtained.

Key words Articulation system Dynamic pivot-point force Articulated engineering machinery

1 引 言

铰接式工程机械前后车架的销轴连接处及铰接销轴系统本身,工程上统称为铰点。目前,大部分装载机都是铰接式的,其铰接系统铰点总是承受很大的、而且是随机变化的前后车架之间的相互作用力,称为动态约束反力。在此动态约束反力作用下,前后车架铰销连接处和铰接系统本身发生磨损,甚至破坏。为提高铰接系统的设计水平,国外对铰接机械的转向运动已有较深入的研究^[1,2]。我国也设立并完成了有关铰接系统开发、研究的国家重大课题。但是有关铰点强度、刚度分析,国内外目前还主要限于实验测试。为能在设计阶段,就可利用计算机对铰点进行强度、刚度分析计算,文献[3]对铰点的静态力学特性进行了计算。但对于铰点动态力学特性的分析计算,至今为止未见文献报道。欲要在机械设计阶段,就能对

收稿日期:1995-12-17

* 国家“八五”重大技术引进消化吸收项目

①刘刚,讲师,博士生,长春市斯大林大街 吉林工业大学工程机械系,130025

铰接系统铰点进行动态力学特性分析计算,关键是如何确定铰点承受的动态载荷谱,而要确定铰点的动态载荷谱,又必先确定前后车体相互作用的动态约束反力。图 1 给出铰接系统铰点动态力学特性分析所遵循的步骤。

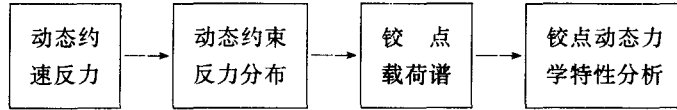


图 1 铰点动态力学特性分析步骤

本文从整车系统动力学的观点,将铰接式工程机械视为由车轮、前、后车架、后摆动桥组成的多体力学系统,对作业工况下铰接式工程机械铰接系统铰点动态约束反力进行研究,给出了解析表达式,并进行了讨论。对其力学建模上一些假设,还有待进一步研究发展。

2 力学模型、基本假设及符号规定

将铰接式工程机械简化为四个车轮,前车架(包括工作装置)、后车架(包括驾驶室、发动机等),后摆动桥组成的多体力学系统。四轮驱动,四轮在水平面上沿直线做无滑动滚动。机械处于作业工况。坐标轴的选取总是依照: x —纵向, y —横向, z —垂直。所用符号规定如下:

T_f 为单个前轮的驱动力矩; T_r 为单个后轮的驱动力矩; C 为整车质心; C_r 为铰点以后车体质心; O 为铰接系统铰点; a 为机械行驶加速度; M 为整车质量; M_f 为铰点以前车体质量; M_r 为铰点以后车体质量; m 为车轮质量; J 为车轮绕轴的转动惯量; R 为车轮动力半径; ε 为车轮滚动的角加速度; ξ 为车轮滚动摩擦系数; $k = \frac{\xi}{R}$ 为车轮滚动阻力系数; R_x 为纵向作业阻力; R_z 为垂直方向作业阻力; e 为作业阻力的横向偏移; N_{fL}, F_{fL}, P_{fL} 分别为左前轮径向力,纵向力,侧向力; N_{fR}, F_{fR}, P_{fR} 分别为右前轮径向力,纵向力,侧向力; N_{rL}, F_{rL}, P_{rL} 分别为左后轮径向力,纵向力,侧向力; N_{rR}, F_{rR}, P_{rR} 分别为右后轮径向力,纵向力,侧向力; F_L^e 为左转向油缸力; F_R^e 为右转向油缸力; α 为转向油缸轴线与纵向夹角; X, Y, Z 分别为铰点 O 沿 x 方向, y 方向, z 方向动态约束反力; m_x, m_y 分别为铰点 O 处绕 x 轴, y 轴的动态约束反力矩。有关几何尺寸与一些过渡性符号(不参与运算)如图 2~5 所示,虚线表示惯性力。假设机械质量是左右对称分布的。

3 动力学平衡方程

首先取单个车轮分离体,受力分析如图 2 所示,对轮心取力矩平衡,则

$$J\varepsilon = T_f - N_{fL}\xi - F_{fL}R \quad (1)$$

$$J\varepsilon = T_f - N_{fR}\xi - F_{fR}R \quad (2)$$

$$J\varepsilon = T_r - N_{rL}\xi - F_{rL}R \quad (3)$$

$$J\varepsilon = T_r - N_{rR}\xi - F_{rR}R \quad (4)$$

又根据各轮只滚不滑条件,有

$$\varepsilon = \frac{a}{R} \quad (5)$$

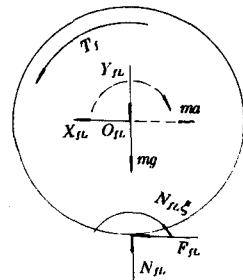


图 2 车轮受力分析

取后摆动桥为分离体,并认为其质心在后桥中点,质量为 m' ,受力分析如图 3,对后摆动

桥铰点的 x 轴取矩,有

$$(P_{rL} + P_{rR})B + (N_{rL} - N_{rR})b = 0 \quad (6)$$

取整车(除后摆动桥)为分离体,与方程(6)类似地,有

$$(P_{fL} + P_{fR})B + (N_{fL} - N_{fR})b - R_z e = 0 \quad (7)$$

又取整车为研究对象,受力分析如图4。

由 x, y, z 三个方向的力平衡,有

$$F_{fL} + F_{fR} + F_{rL} + F_{rR} - Ma - R_z = 0 \quad (8)$$

$$N_{fL} + N_{fR} + N_{rL} + N_{rR} - Mg - R_z = 0 \quad (9)$$

$$P_{fL} + P_{fR} + P_{rL} + P_{rR} = 0 \quad (10)$$

由过质心 C 处 x, y, z 三个方向的力矩平衡,

有

$$(N_{fL} + N_{rR})b - (N_{fR} + N_{rL})b + (P_{fL} + P_{fR} + P_{rL} + P_{rR})H - R_z e = 0 \quad (11)$$

$$- (N_{fL} + N_{fR} + N_{rL} + N_{rR})\xi + R_z(H - h) + R_z(S + L_f) - 4 \frac{J}{R} a$$

$$+ (N_{rL} + N_{rR})L_r - (N_{fR} + N_{fL})L_f - (F_{fL} + F_{fR} + F_{rL} + F_{rR})H = 0 \quad (12)$$

$$R_z e + (P_{fR} + P_{fL})L_f - (P_{rR} + P_{rL})L_r + (F_{fR} + F_{rR})b - (F_{fL} + F_{rL})b = 0 \quad (13)$$

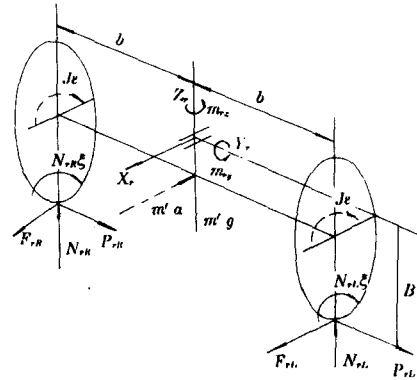


图3 后桥(包括后轮)受力分析

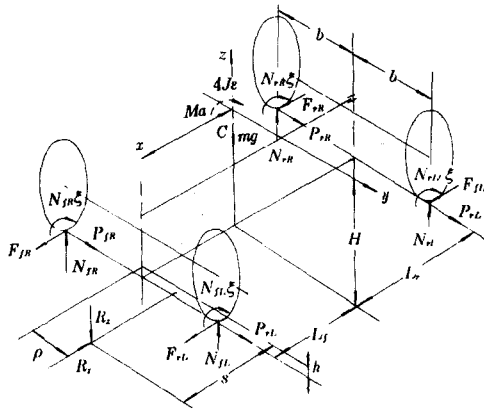


图4 整车受力分析

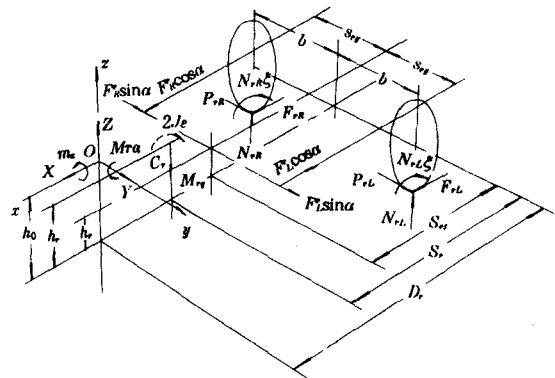


图5 铰点以后车体受力分析

又取铰点 O 以后车体为分离体,受力分析如图5,在铰点 O 作用有三个力 X, Y, Z 及二个力矩 m_x, m_y , 由 x, y, z 三个方向的力平衡,有

$$X + (F_R^e - F_L^e) \cos \alpha + F_{rL} + F_{rR} - M_x a = 0 \quad (14)$$

$$Y + P_{rR} + P_{rL} + (F_R^e + F_L^e) \sin \alpha = 0 \quad (15)$$

$$Z + N_{rR} + N_{rL} - M_y g = 0 \quad (16)$$

由过铰点 O 处 x, y, z 三个方向的力矩平衡,有

$$m_x + (P_{rR} + P_{rL})(R + h_o) + (N_{rL} - N_{rR})b + (F_R^e + F_L^e)\sin\alpha(h_o - h_e) = 0 \quad (17)$$

$$m_y + (N_{rR} + N_{rL})D_r + M_r a(h_o - h_r) + (F_L^e - F_R^e)\cos\alpha(h_o - h_e) - 2J\varepsilon - (N_{rL} + N_{rR})\xi - M_r g(D_r - S_r) - (F_{rR} + F_{rL})(R + h_o) = 0 \quad (18)$$

$$(F_{rR} - F_{rL})b - (P_{rR} - P_{rL})D_r + (F_R^e + F_L^e)\cos\alpha \cdot S_{ey} - (F_R^e + F_L^e)\sin\alpha(D_r - S_{ex}) = 0 \quad (19)$$

最后取铰点 O 以前车体为分离体,与方程(14)类似地,有

$$-X - M_f a + (F_L^e - F_R^e)\cos\alpha + F_{fR} + F_{fL} - R_z = 0 \quad (20)$$

至此,求解铰点 O 动态约束反力所需动力学方程全部列出。

4 铰接系统铰点动态约束反力

由方程(1)~(20),即可求得铰接系统铰点的动态约束反力

$$X = [M_r + \frac{I}{R^2} + \frac{k}{L_f + L_r}(MH + \frac{4J}{R})]a - \frac{2}{R}T_r + \frac{k}{L_f + L_r}[(L_f + \xi)Mg + (\xi - S)R_z + R_z h] \quad (21)$$

$$Y = -\frac{be[\cos\alpha S_{ey} + \sin\alpha(S_{ex} + kB)]}{B(L_f + L_r)[\cos\alpha S_{ey} - \sin\alpha(D_r - S_{ex})]}(R_z + kR_z) \quad (22)$$

$$Z = \frac{1}{L_f + L_r}[(M_r L_r - M_f L_f)g - Mg\xi + R_z(S - \xi) - R_r h - (MH + \frac{4J}{R})a] \quad (23)$$

$$m_x = \frac{e}{L_f + L_r}[B + h_o - R + \frac{(D_r + Bk)(h_e - h_o)\sin\alpha}{\cos\alpha S_{ey} - \sin\alpha(D_r - S_{ex})}](R_z + kR_z) \quad (24)$$

$$m_y = [\frac{2Jh_o}{R^2} - M_r(h_o - h_r) - \frac{D_r + k(R + h_o) - \xi}{L_f + L_r}(MH + \frac{4J}{R})]a + M_r g(D_r - S_r) + \frac{2}{R}T_r(R + h_o) - \frac{D_r + k(R + h_o) - \xi}{L_f + L_r} \times [Mg(L_f + \xi) + R_z(\xi - S) + R_z h] \quad (25)$$

其中 $a = \frac{1}{M + \frac{4J}{R^2}}[\frac{2}{R}(T_f + T_r) - (Mg + R_z)k - R_z]$

由公式(21)~(25)可以看出,作用在机械上所有载荷:作业阻力,重力,惯性力,车轮滚动阻力,车轮驱动力矩,都以不同程度作用到铰接系统铰点处。从式(22)、(24)容易看出: Y 与 m_x 是由于作用阻力作用点偏移 e 造成的,当 e 为零时,有 $Y = m_x = 0$;但在实际作业时,并

不能保证这一点。一般地这三个力和二个力矩总是同时存在的。对于某一确定的工程机械, 铰点动态约束反力的变化依赖于车轮驱动力矩和作业阻力的变化。通常 $L_f + L_r$ 可用机械的轴距替代, 即整车重心位于前后轴之间。但在理论上也存在着整车重心位于前或后轴之外的可能, 但这将导致机械的纵向失稳。公式(21)~(25)中涉及到机械的质量分布和作业阻力, 这些量都是不易测取的, 需要相应课题予以专门研究。车轮上的驱动力矩 T_f, T_r 可以通过将机械发动机输出扭矩经传动系折算到驱动轮上得到。

5 结束语

铰接式工程机械铰接系统铰点作业工况下动态约束反力的解析表达式, 如式(21)~(25)。作业阻力、机械自重及质量分布、惯性力、车轮滚动阻力、车轮驱动力矩都对铰点动态约束反力有不同程度的影响。在对铰接系统进行动态设计时, 必须对这些参数予以综合考虑。公式(21)~(25)是对铰接系统铰点进行动态设计的基础, 在此基础上可以依照图1所示步骤对铰接系统铰点进行动态设计。需要指出的是: 本文对铰接式工程机械作业工况建立的动力学模型, 作了许多假设。实际上, 路面不平整度、轮胎弹性导致的机械振动对铰接系统铰点动态约束反力都有影响, 但这些影响较本文结果都是高一阶小量。更深入细致地研究, 有待进一步发展。

参 考 文 献

- 1 D N L Horton and D A Croua. Theoretical analysis of the steering behaviour of articulated frame steer vehicles. *Vehicle System Dynamic*, 1986(15): 211~234
- 2 Paul Pauling and Carl S Larson. Simulation of an articulated wheel loader including model for earthmoving tires. *SAE Pap*, 880777. 1988; 153~161
- 3 邹广德, 张子达等. 装载机新型车架铰接系统铰销计算研究. *农业工程学报*, 1996, 12(1): 122~126