

液压挖掘机反铲工作装置

整机理论复合挖掘力的计算及应用

重庆大学机械工程学院 陈世教 荣洪均 冀满忠 杜波 徐黎萍

摘要:为了寻找液压挖掘机反铲工作装置钢结构的恶劣工况,建立了液压挖掘机反铲工作装置整机理论复合挖掘力的计算模型,并应用该模型编制了求解出现最大复合挖掘力的工况及相应结构内力的程序,最后以某挖掘机的斗杆为例在该工况下进行载荷计算和有限元分析。结果表明:在复合挖掘工况下,斗杆尖上的挖掘力,斗杆各铰点的受力都较单独挖掘时大,并且斗杆钢结构的最大应力也较单独挖掘时大。所建立的液压挖掘机反铲工作装置整机理论复合挖掘力的计算模型还可用于底盘设计、挖掘性能分析等,为更全面地评价挖掘机性能提供了理论分析模型。

关键词: 液压挖掘机 复合挖掘 有限元分析 斗杆

反铲工作装置的结构应力分析一般都是按照经验工况先计算构件的载荷。然而在实际工作中,危险工况并不一定出现在这些工况,特别是考虑到挖掘机工作过程中经常大量地采用斗杆缸和铲斗缸同时

作为主动缸进行复合挖掘,而挖掘姿态多种多样,有可能使结构比经验工况的受力更恶劣。本文正是基于这种情况提出并建立了挖掘机在复合挖掘工况下求解整机最大理论挖掘力的计算数学模型并编程求

表1 不同截面的混凝土流动速度(m/s)

距入口距离 (m)	比较类型						
	自由落体	不考虑黏度	$\mu=0.48$	$\mu=1.04$	$\mu=1.33$	$\mu=1.41$	$\mu=1.65$
0	0.643	0.643	1.143	1.143	1.143	1.143	1.143
1.5	5.460	5.045	5.279	5.279	5.248	5.181	5.115
3.0	7.695	7.660	7.446	7.411	7.373	7.272	7.148
4.5	9.413	9.342	9.039	9.044	8.594	8.804	8.637
6.0	10.863	10.755	10.480	10.371	10.203	10.017	9.782
7.5	12.144	11.996	11.675	11.483	11.243	11.006	10.680
9.0	13.297	13.107	12.758	12.436	12.084	11.814	11.393
10.5	14.360	14.116	13.749	13.255	12.790	12.478	11.960
12.0	15.35	15.053	14.671	13.963	13.378	13.023	12.410
13.5	16.279	15.929	15.514	14.577	13.866	14.459	12.765
15.0	17.159	16.750	15.960	15.048	14.135	13.643	12.986

力起主要作用,所以采用软管溜筒和让混凝土在自由落体下运动的效果几乎是一样的。如果软管溜筒大于8m,混凝土在软管内下落到8m后速度梯度逐渐增大,剪应力增大,将使混凝土的下落速度减缓,所以采用软管溜筒能很好地遏止混凝土的下落速度,防止分离。

3 结束语

在工程实际中,为了解混凝土在垂直下落过程中的速度变化、离析现象等,可根据实际情况忽略次要因素,取其主要因素,建立易求解的数学模型,为

工程实际提供理论依据。

参考文献

- [1] 江见鲸,冯乃谦.混凝土力学[M].北京:中国铁道出版社,1991.
- [2] 吴望一.流体力学[M].北京:北京大学出版社,1989.
- [3] 王启宏,徐昭东.关于混凝土流变模型的研究[J].武汉建材学院学报,1980(2):38-41.

通信地址:石家庄铁道学院机械工程分院车辆工程系 (050043) (收稿日期:2006-10-10)

解该挖掘力以及工作装置各铰点的受力,从而为应用有限元软件分析结构最恶劣工况的应力提供加载依据。

1 反铲装置整机理论复合挖掘力的数学模型

1.1 复合挖掘的定义

反铲装置的复合挖掘是指液压挖掘机在工作时,斗杆缸和铲斗缸同时作为主动缸所进行的挖掘。当液压挖掘机进行复合挖掘且斗杆缸和铲斗缸的主动缸都能得到充分发挥,即它们都达到系统压力时,复合挖掘力对工作装置结构所产生的应力有可能比斗杆缸和铲斗缸单独动作时所产生的应力大。然而,在实际工作中液压挖掘机的复合挖掘还受到动臂液压缸闭锁力、整机附着条件、整机前倾和后倾等因素的限制。因此,在实际工作中只能在某些工况,液压挖掘机进行复合挖掘时斗杆缸和铲斗缸才能同时达到系统压力。为了找出这些工况,应建立整机复合挖掘力的计算模型,计算出整机最大复合挖掘力及相应的结构内力,从而对工作装置的钢结构进行应力分析,以便全面评价结构在挖掘过程中的可靠性。

1.2 整机理论复合挖掘力计算数学模型

液压挖掘机在复合挖掘的过程中主要按以下两种方式进行挖掘:方式一:铲斗缸挖掘为主,斗杆缸复合动作;方式二:斗杆缸挖掘为主,铲斗缸复合动作。

1.2.1 挖掘方式一的整机理论复合挖掘力计算

如图1示,为了计算复合挖掘力,可将作用在斗齿尖V点的复合挖掘力分解为垂直于QV的切向分力 F_{wr} 和与QV线重合的法向分力 F_m 。令 $F_m = \eta \cdot F_{wr}$ (其中 η 是一个带符号的系数,当 η 取正则 F_m 表示与图示法向力同向,反之则为负号)。图示任意位置整机理论复合挖掘力可按下述步骤进行计算:

(1) 任意挖掘姿势时复合挖掘力对各点的力矩及当量力臂的计算

令 F_{wr} 和 F_m 对铰点F的力臂分别为 d_2 、 d_{20} ,对动臂根部铰点C的力臂分别为 d_1 、 d_{10} ,对前倾点T的力臂分别为 d_4 、 d_{40} 及对后倾点I的力臂分别为 d_5 、 d_{50} 。并令 $D_F = d_2 + \eta \cdot d_{20}$ 、 $D_C = d_1 + \eta \cdot d_{10}$ 、 $D_T = d_4 + \eta \cdot$

d_{40} 、 $D_I = d_5 + \eta \cdot d_{50}$,复合挖掘力 F_w 对铰点F的力矩为:

$$M_F = F_{wr} \cdot d_2 + F_m \cdot d_{20} = F_{wr}(d_2 + \eta \cdot d_{20}) = F_{wr} \cdot D_F \quad (1)$$

同理,该挖掘力对C、T、I点的力矩分别用切向力表示为:

$$M_C = F_{wr}(d_1 + \eta \cdot d_{10}) = F_{wr} \cdot D_C \quad (2)$$

$$M_T = F_{wr}(d_4 + \eta \cdot d_{40}) = F_{wr} \cdot D_T \quad (3)$$

$$M_I = F_{wr}(d_5 + \eta \cdot d_{50}) = F_{wr} \cdot D_I \quad (4)$$

上述的 D_F 、 D_C 、 D_T 、 D_I 即为复合挖掘力对F、C、T、I点的当量作用力臂。

$$M_F = F_{wr} \cdot D_F, M_C = F_{wr} \cdot D_C, M_T = F_{wr} \cdot D_T, M_I = F_{wr} \cdot D_I$$

(2) 复合挖掘力切向分力 F_{wr} 的计算

① 动臂缸闭锁力所限制的切向挖掘分力 F_{wr} (1)由C点力矩平衡方程得:

$$F_{wr}(1) = [F_1 \cdot e_1 + \sum_{i=1}^6 G_i \cdot R_{Ci}] / D_C \quad (5)$$

式中: F_1 ——动臂缸闭锁力

e_1 —— F_1 对铰点C的力臂

G_i ($i=1, \dots, 6$)——动臂、斗杆、铲斗、斗杆缸、铲斗缸和连杆机构的质量

R_{Ci} ($i=1 \dots 6$)—— G_i ($i=1, \dots, 6$)对C点的作用力臂

② 斗杆缸主动所能发挥的切向挖掘分力 F_{wr} (2)由F点的力矩平衡方程得:

$$F_{wr}(2) = [F_2 \cdot e_2 + G_3 \cdot R_{F3} + G_5 \cdot R_{F5} + G_6 \cdot R_{F6}] / D_F \quad (6)$$

式中: F_2 ——斗杆缸推力

e_2 —— F_2 对铰点F的力臂

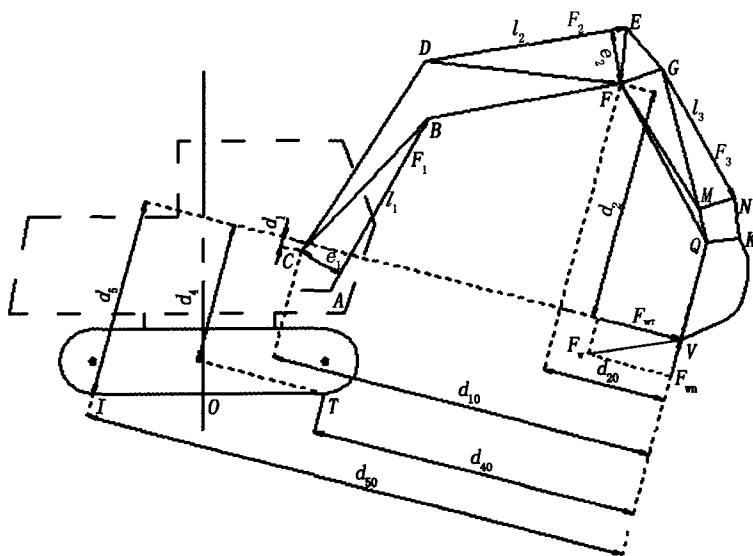


图1 挖掘方式一的计算简图

缸对铰点 C 力臂最大处,斗杆位于斗杆缸对铰点 F 力臂最大处,铲斗位于发挥最大挖掘力位置,铲斗缸主动挖掘)。斗杆各铰点受力情况,如表 1 和图 4 所示。从表 1 可以看出,在复合挖掘工况时斗杆缸推力 F_2 和铲斗缸推力 F_3 都较经验工况时大,但铰点力的大小和方向均不相同。

2.2 斗杆有限元分析

为了进一步对比斗杆在表 1 所示两种工况下的内应力。本文应用有限元分析软件 ANSYS 建立斗杆的三维模型,然后分别按表 1 所示的两种工况下斗杆的内力对斗杆加载求解,得到两种工况下斗杆的应力云图。如图 5、图 6 所示。对比图 5、6,可知斗杆处于复合挖掘工况时其最大应力为 209.682 MPa;而经验工况时其最大应力仅为 159.566 MPa。可见,在不考虑斗齿侧向受力和横向载荷的情况下,斗杆在复合挖掘工况下其内部最大应力较经验工况大,显然复合挖掘工况时斗杆的受力更恶劣。

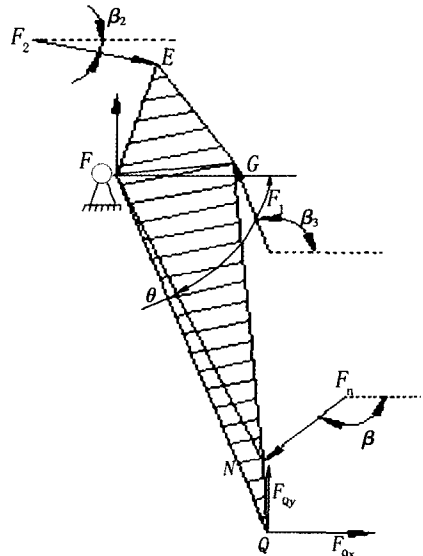


图 4 斗杆受力简图

表 1 斗杆各铰点受力及方向

	F_2 (kN)	F_3 (kN)	F_n (kN)	F_{qx} (kN)	F_{qy} (kN)	θ	β	β_2	β_3
经验工况	133.60	74.47	-28.01	26.90	-83.03	72.1°	154.0°	-15.2°	109.0°
复合挖掘工况	135.15	107.15	-44.04	138.18	8.45	-13.1°	-82.1°	48.2°	-165.8°

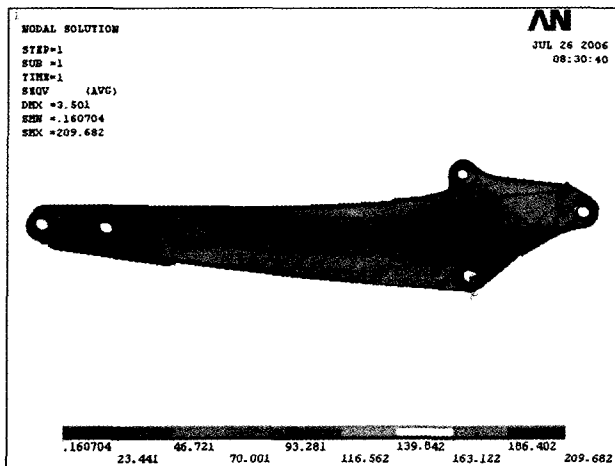


图 5 复合挖掘工况斗杆的应力云图

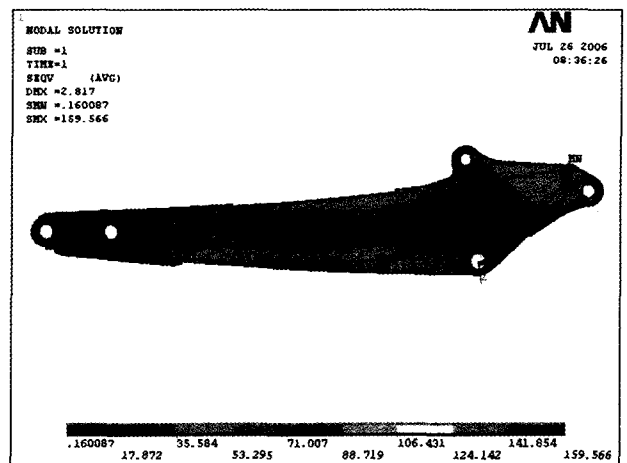


图 6 经验工况斗杆的应力云图

由于复合挖掘工况时,斗杆缸和铲斗缸的作用力都是按系统压力计算的。而在单独动作时主动缸(斗杆缸或铲斗缸)作用力按系统压力计算,闭锁缸作用力按闭锁压力计算,且系统压力低于闭锁压力。那么是否有可能出现单独挖掘时的结构应力较复合挖掘方式应力大?为了回答这一问题,本文对该挖掘机在上述姿势下分别进行铲斗缸主动挖掘斗杆缸闭锁、斗杆缸主动挖掘铲斗缸闭锁以及复合挖掘三种方式下斗杆各铰点的作用力及结构应力

进行了分析计算,结果如表 2 所示。

如表 2 所示,液压挖掘机在该挖掘姿势时,按照复合挖掘方式斗齿尖上的挖掘力、斗杆各铰点受力都较单独挖掘时大,并且斗杆钢结构的最大应力也较铲斗缸(或斗杆缸)单独挖掘时大。这是由于在复合挖掘工况,3种挖掘方式的限制因素都是动臂缸小腔闭锁,而复合挖掘的法向分力提高了动臂小腔的闭锁力,因此复合挖掘力较铲斗缸(或斗杆缸)单独挖掘时的挖掘力大。

表2 3种挖掘方式下斗杆各铰点的受力分析

	$F_2(\text{kN})$	$F_3(\text{kN})$	$F_n(\text{kN})$	$F_{Qn}(\text{kN})$	$F_{Qs}(\text{kN})$	挖掘力 $F_w(\text{kN})$	η	限制因素	最大应力 (MPa)
复合挖掘	135.15	107.15	-44.04	138.18	8.45	40.29	-0.31	动臂缸小腔闭锁	209.682
铲斗缸单独挖掘	94.50	65.21	-26.63	77.35	7.83	23.83	0	动臂缸小腔闭锁	107.587
斗杆缸单独挖掘	50.73	29.31	-11.88	35.23	4.11	12.38	0	动臂缸小腔闭锁	48.179

3 结束语

上述分析计算结果表明,在对工作装置的钢结构进行应力和可靠性分析时,不仅要考虑经验工况,还必需考虑复合挖掘工况。本文所建立的液压挖掘机反铲装置整机理论复合挖掘力的计算模型不仅适用于工作装置有限元分析的应力计算,还可用于底盘设计、挖掘性能分析、回转支承当量载荷计算及稳定性分析,为更加全面地分析评价挖掘机各方面的性能提供了实用的理论分析模型。

参考文献

- [1] 曹善华. 单斗液压挖掘机[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1986.
- [2] 詹友刚. Pro/ENGINEER 中文野火版 2.0 范例教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
- [3] 邢静忠. ANSYS7.0 分析实例与工程应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [4] 张威. MATLAB 基础与编程入门[M]. 西安: 西安电子科技大学出版, 2004.

通信地址: 重庆大学 B 区建工东村 20#20-2(400045)

(收稿日期: 2006-10-24)

SGA3722 矿用汽车变速器优化设计*

北京科技大学 张国芬 张文明 孙玉亮 范进楨

摘要: 根据 SGA3722 矿用汽车设计要求和特点, 以齿轮模数、齿数、齿宽等 24 个参数为设计变量, 以变速器中心距之和最小为优化目标函数, 从中心距约束、模数限制、齿宽限制、小齿不发生根切限制、传动系最大传动比限制、变速器使用性能限制、齿面接触疲劳强度的可靠性约束、齿根弯曲疲劳强度的可靠性约束、齿轮间不干涉约束、齿轮与轴不干涉约束等 10 个方面创建 58 个约束条件, 建立了变速器的优化设计数学模型。并利用 MATLAB 优化工具的 fmincon 函数编写了变速器的优化程序进行了快速优化设计, 既简化了计算过程, 又提高了设计的效率和可靠性。与原设计方案相比, 优化设计后的变速器中心距之和比原设计减小 6.069%, 获得了良好的优化效果。

关键词: 变速器 优化设计 可靠性 MATLAB 优化工具箱

SGA3722 矿用汽车是载重 42 t 的重型货车, 采用图 1 所示的四轴五挡定轴式变速器, 每挡都采用多级齿轮传动。与单级齿轮传动相比, 多级齿轮传动设计涉及很多复杂问题, 如传动级数和各级传动比合理分配、各级传动的空间布置等问题^[1]。优化设计就是从众多可行的设计方案中找出最佳的设计方案。优化设计在机械设计中的应用, 既可以使方案在规定的设计要求下达到最优的结果, 又不必耗费太多的计算工作量, 大大地提高了设计的效率和质量。

利用 MATLAB 来求解机械优化问题, 可以避免由于优化方法选择不当而造成无法得到最优解或所求最优解并不理想的情况^[2]。本文利用 MATLAB 优化工具箱对 SGA3722 矿用汽车变速器进行了快速优化设计。

1 设计变量

根据参考文献[3], 图 1 各挡齿轮动力传递时齿轮传递线路如下: I 挡: 1→2→3→4; II 挡: 5→6→

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(项目编号: 50475173); 厂协作项目(项目编号: 2004110031000165)