

电液锤操纵杆连杆机构受力分析与改造

王海龙 赵亮亮 孙一喆* 杨帆 周睿迪

西安航天发动机有限公司, 陕西西安, 710100;

摘要: 本文通过对DY3Z型电液锤的操纵杆连杆机构进行运动学分析和力学分析, 确定机构输入装置与输出装置之间的运动及力学关系。在机身无法加工安装孔的情况下, 通过理论计算确认将操纵连杆旋转轴由原位置移动至其下侧机身吊装孔位置方案的可行性, 并重新设计该旋转轴结构, 增强了该连杆机构工作的可靠性和安全性。本次电液锤操纵杆分析与改造为其他同类型连杆操纵机构设计与改造提供了理论依据和借鉴方案。

关键词: 电液锤; 连杆机构; 运动学分析; 力学分析; 旋转轴结构

DOI: 10.69979/3041-0673.25.01.018

1 绪论

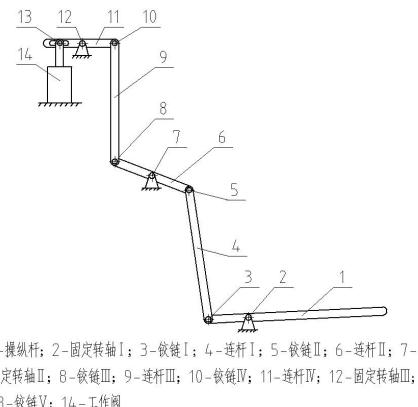
制造业是我国的立国之本、兴国之器、强国之基, 锻造作为制造业的基础环节, 是一个国家制造业发展的基础之一^[1]。电液锤具有打击能量精确可控、结构简单、节能环保、性能稳定、冲击小等特点^[2], 在机床、汽车、船舶、航空航天等制造行业的锻造领域应用广泛^[3-5]。电液锤的操纵杆普遍采用多连杆机构, 为确保电液锤能够操作轻巧、控制灵敏, 其操纵连杆设计的合理性至关重要。

本文以我公司一台DY3Z型电液锤为研究对象, 该设备生产厂家为安阳锻压数控设备有限公司。设备采用纯液压驱动方式, 通过电机带动液压泵工作, 液压泵将液压油输送到工作缸的上腔或下腔。当液压油进入工作缸上腔时, 推动活塞连同锤头一起下行, 实现对工件的打击。打击完成后工作缸下腔进油, 锤头带着活塞回升至原始位置, 为下一次打击做准备。在整个过程中, 利用操纵连杆机构带动控制阀阀芯动作, 从而控制液压油的流量和方向等, 从而控制锤头的打击能量、打击频率等动作, 从而适应不同的锻造要求。该设备由于设计缺陷, 其操纵机构旋转轴座与机身通过焊接方式固定, 在使用期间, 由于锻造过程时机身振动时, 焊缝频繁开裂, 导致设备使用期间操纵连杆掉落, 多次补焊固定依然开裂, 影响设备正常运行, 且具有伤人风险, 存在安全隐患。本文通过对该操纵连杆机构进行运动学及力学分析, 确定机构输入装置与输出装置之间的运动及力学关系。在机身无法加工安装孔的情况下, 通过理论计算确认将操纵连杆旋转轴由原位置移动至其下侧机身吊

装孔位置方案的可行性, 并重新设计该旋转轴结构, 增强了该连杆机构工作的可靠性和安全性。本次电液锤操纵杆分析与改造为其他同类型连杆操纵机构设计与改造提供了理论依据和借鉴方案。

2 电液锤操纵杆连杆机构的结构及存在缺陷

DY3Z型电液锤操纵装置采用六连杆机构, 连杆结构简图如图1所示, 工作时, 手动控制操纵杆(1)绕固定转轴I(2)摆动, 经过连杆I(4)、连杆II(6)、连杆III(9)、连杆IV(11)传动, 使得工作阀(14)的阀芯上下动作, 控制液压缸上下腔油路, 最终控制锤头动作。



1-操纵杆; 2-固定转轴I; 3-铰链I; 4-连杆I; 5-铰链II; 6-连杆II; 7-固定转轴II; 8-铰链III; 9-连杆III; 10-铰链IV; 11-连杆IV; 12-固定转轴III; 13-铰链V; 14-工作阀

图1 操纵连杆机构结构简图

图2为图1连杆II(6)和固定转轴II(7)的改造前照片, 固定转轴II与机身采用焊接方式固定, 在锻锤工作过程中, 机身振动使得焊缝开裂, 导致固定转轴(7)脱落, 从而使得操纵连杆掉落。为了防止固定转轴(7)脱落, 对固定转轴7结构进行改造。若要在原位置改变固定转轴与机身的固定方式, 需要加工安装孔。但由于机身立柱重量较大, 不便于加工安装孔, 通过分析, 采

用立柱原有的吊装孔作为旋转轴的固定安装孔,该孔离旋转轴原来安装位置的中心距为500mm。

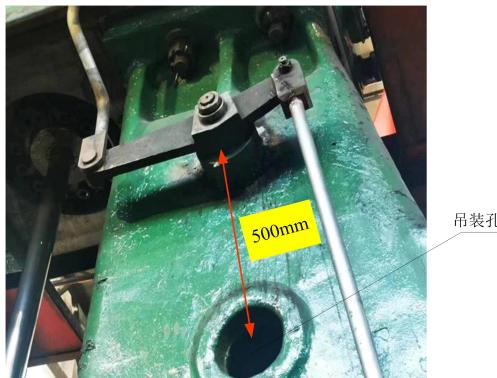


图2 改造前连杆旋转轴照片

为了验证将固定转轴II移动至吊装孔位置的方案合理性,对操纵连杆机构进行力学分析和运动学分析。

3 操纵连杆机构运动学分析及力学分析

为了对连杆机构进行运动学分析及力学分析,首先将连杆机构进行参数化。操纵连杆机构参数化如图3所示。设定各连杆长度以及固定铰链位置尺寸,并以B点为坐标原点建立平面直角坐标系。设五根连杆与x轴正向夹角分别为 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 、 θ_4 、 θ_5 ,铰链C、D、F、G、J的坐标分别为 (x_C, y_C) 、 (x_D, y_D) 、 (x_F, y_F) 、 (x_G, y_G) 、 (x_J, y_J) ,则 θ_1 为输入量, y_J 为输出量,由几何关系可得:

$$\begin{aligned}
 x_C &= L_2 \cos \theta_1 \\
 y_C &= -L_2 \sin \theta_1 \\
 x_D &= b_1 - L_4 \cos \theta_3 \\
 y_D &= h_1 - L_4 \sin \theta_3 \\
 L_3^2 &= (x_D - x_C)^2 + (y_D - y_C)^2 \\
 x_F &= b_1 + L_5 \cos \theta_3 \\
 y_F &= h_1 + L_5 \sin \theta_3 \\
 x_G &= b_2 - L_7 \cos \theta_5 \\
 y_G &= h_2 - L_7 \sin \theta_5 \\
 L_6^2 &= (x_G - x_F)^2 + (y_G - y_F)^2 \\
 x_J &= b_3 \\
 y_J &= h_2 + L_8 \sin \theta_5
 \end{aligned} \quad (1)$$

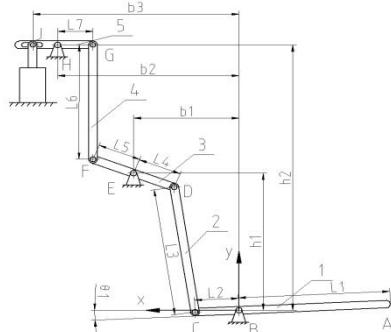


图3 连杆机构参数示意图

为了验证改造后设备具有可操纵性,需要对比改造前后连杆机构省力比。对操作机构各连杆进行受力分析如图4所示,由于改造前后连杆重力对操纵力的影响相似,因此受力分析时忽略各连杆重力。

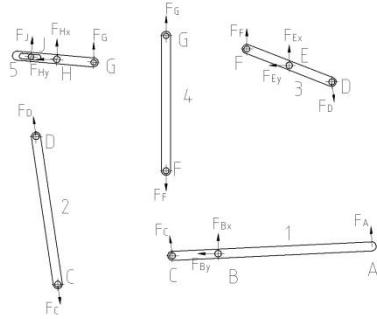


图4 各连杆机受力分析示意图

根据各杆件受理平衡,可得:

$$\begin{aligned}
 F_A L_1 &= F_C L_2 \sin(\theta_1 + \theta_2) \\
 F_C &= F_D \\
 F_D L_4 \sin(\theta_2 - \theta_3) + F_F L_5 \sin(\theta_4 - \theta_3) &= 0 \quad (2) \\
 F_F &= F_G \\
 F_G L_7 \sin(\theta_4 - \theta_5) &= F_J (b_3 - b_2)
 \end{aligned}$$

整理可得省力比:

$$k = \frac{F_J}{F_A} = -\frac{L_1 L_4 L_7 \sin(\theta_2 - \theta_3) \sin(\theta_4 - \theta_5)}{L_2 L_5 (b_3 - b_2) \sin(\theta_1 + \theta_2) \sin(\theta_4 - \theta_3)} \quad (3)$$

式中,负号代表方向输入输出力方向相反。

3.1 操纵连杆机构改造前后性能参数对比

要利用机身吊装孔作为固定转轴的定位孔,在图1所示中,固定转轴II(7)需要竖直向下移动500mm,为了操纵杆(1)对工作阀(14)的动作控制不变,需要加长连杆III(9),缩短连杆I(4)。根据几何关系对连杆动作位置关系进行分析,以确定需要改造后连杆III(9)及连杆I(4)的长度。

实测连杆各尺寸如表1所示:

表1 改造前连杆机构参数表 (单位: mm)

参数	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	b1	h1	b2	h2	b3
数值	780	180	2720	180	350	4100	530	900	2700	1780	6900	2160

设备工作时, 操纵杆摆动角度 θ_1 为 $-5^\circ \sim 5^\circ$, 由式(1)求得 $\theta_1 = -5^\circ$ 及 $\theta_1 = 5^\circ$ 极限位置时, 各连杆的角度位置以及输出量 y_J 如表 2 所示。

表 2 改造前在极限位置各连杆角度参数表

参数	θ_2	θ_3	θ_4	θ_5	y_J
$\theta_1 = -5^\circ$	78.513°	5.993°	89.920°	6.877°	6945.8mm
$\theta_1 = 5^\circ$	78.372°	16.627°	89.795°	0°	6900mm

由计算结果知, 当操纵杆在 $-5^\circ \sim 5^\circ$ 摆动时, 工作阀阀芯位移量为: $\Delta y_J = 45.8\text{mm}$

改造后, E 点下移 500mm, 即 $h_1 = 2200\text{mm}$, 改造后要保证控制动作不变, 即当 $\theta_1 = -5^\circ$ 时, $y_J = 6945.8$ 当 $\theta_1 = 5^\circ$ 时, $y_J = 6945.8$, 以此为约束条件, 分别在两极限

位置将表 1 中除 L_3 除、 L_6 除以外的参数带入式(1), 求得: $L_3 = 2237.1\text{mm}$, $L_6 = 4610.0\text{mm}$ 。

进一步通过式(1), 求得改造后 $\theta_1 = -5^\circ$ 及 $\theta_1 = 5^\circ$ 极限位置时, 各连杆的角度位置以及输出量 y_J 如表 3 所示。

表 2 改造前在极限位置各连杆角度参数表

参数	θ_2	θ_3	θ_4	θ_5	y_J
$\theta_1 = -5^\circ$	76.000°	4.349°	89.940°	6.877°	6945.8mm
$\theta_1 = 5^\circ$	75.855°	14.903°	89.854°	0°	6900mm

将表 2 及表 3 中计算结果带入式(3), 可求得改造前后连杆在工作极限位置的省力比如下表 4 所示:

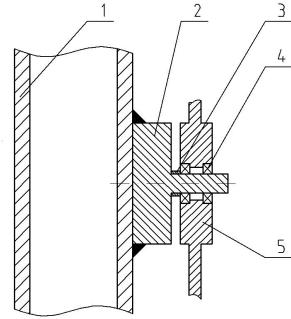
表 4 改造前后连杆机构省力比计算结果

参数	改造前省力比	改造后省力比
$\theta_1 = -5^\circ$	3.086	3.106
$\theta_1 = 5^\circ$	2.880	2.650

由计算结果知, 改造前后连杆机构省力比相差不大, 说明改造前后设备的操纵力相差不大, 改造后设备具备可操纵性。

3.2 改造前固定转轴结构

改造前固定转轴结构如图 5 所示, 连杆旋转轴(2)与机身(1)通过焊接固定, 连杆(5)通过两个深沟球轴承4支撑在连杆旋转轴(2), 轴套(3)用于限制连杆(5)靠机身侧的轴向移动, 防止连杆(5)端面与连杆旋转轴(2)端面接触。



1-机身; 2-连杆旋转轴; 3-轴套; 4-轴承; 5-连杆

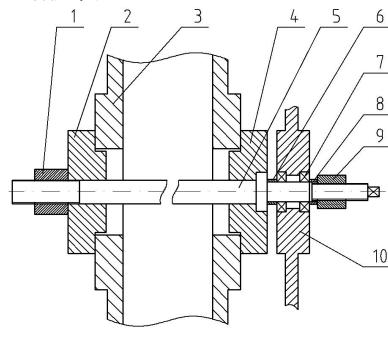
图 5 改造前固定转轴结构图

该结构主要有以下两点缺陷:

(1) 连杆旋转轴与机身采用焊接方式固定, 设备长期工作振动使得焊缝开裂, 导致旋转轴脱落, 从而使得操纵杆多次掉落, 影响设备正常运行, 且存在安全风险。

(2) 轴承端部没有轴向定位, 连杆(5)存在从轴向滑出脱落风险。

改造后固定转轴结构如图 6 所示, 利用设备机身原有吊装孔进行固定, 前压盖(4)与后压盖(2)与吊装孔端面及内孔配合, 利用锁紧螺母 I(1)拉紧拉杆(5), 并利用开口销防松。连杆(10)通过两个深沟球轴承 4 支撑在拉杆(5)前端, 依靠轴套 I(6)及轴套 II(8)压住两轴承内环, 利用锁紧螺母 II(9)进行轴向固定, 并利用开口销防松。



1-锁紧螺母 I; 2-后压盖; 3-机身; 4-前压盖; 5-拉杆; 6-轴套 I; 7-轴承; 8-轴套 II; 9-锁紧螺母 II; 10-连杆

图 6 改造后连杆旋转轴结构图

改造后, 连杆旋转轴与机身采用拉杆背母固定方式,

消除了焊缝开裂导致连杆掉落的风险。同时，轴承及连杆端面均具有轴向固定，消除了连杆轴向脱落滑出脱落的风险。改造后连杆旋转轴拆卸方便，不影响后期机身吊装。

图7为改造后设备连杆机构外观图，改造前操纵杆平均每周掉落一次，改造后到目前位置，已使用四个月，未曾出现过操纵机构脱落现象。



图7 改造后设备连杆机构外观图

4 结论

电液锤的操纵杆普遍采用多连杆机构，为确保电液锤能够操作轻巧、控制灵敏，其操纵连杆设计的合理性

至关重要。本文以我公司一台DY3Z型电液锤为研究对象，通过对该操纵连杆机构进行运动学及力学分析，确定机构输入装置与输出装置之间的运动及力学关系。在机身无法加工安装孔的情况下，通过理论计算确认将操纵连杆旋转轴由原位置移动至其下侧机身吊装孔位置方案的可行性，并重新设计该旋转轴结构，增强了该连杆机构工作的可靠性和安全性。

参考文献

- [1]容建军, 韩超. 锻造液压机的现状及其展望[J]. 南方农机, 2020(10):164.
- [2]赵金锁. 改造蒸汽锤 推广电液锤——电液锤技术推广现场会召开[J]. 船舶物资与市场, 1995(02):31.
- [3]吴玉庆. 汽车零件锻造企业精密锻造发展探析[J]. 专用汽车, 2023(04):54-56.
- [4]郭晓锋, 段丽华, 苏振华. 195MN 自由锻造油压机的关键技术[J]. 数控机床市场, 2020(15):42-45.
- [5]秦佰韬, 喻建樑, 曹云星, 肖伟军. 浅析中国液压式锻造装备技术发展现状与趋势[J]. 中国设备工程, 2021(24):235-237.