

# 低速大扭矩液压马达连杆的 ANSYS 有限元分析

李 勇 施光林 陈兆能

**【摘要】** 在设计曲轴连杆式低速大扭矩液压马达的连杆结构时,不能忽略连杆滑靴底面变形的影响。采用 ANSYS 软件对连杆进行了有限元分析,表明由于排量、压力等诸多因素的影响,曲轴连杆式低速大扭矩液压马达的连杆滑靴底面会出现较大的变形。变形差量可由密封带巴氏合金的正常磨损得到补偿,以保证静压支承润滑油膜的形成。

**关键词:** 液压马达 低速大扭矩 连杆 有限元分析

**中图分类号:** TH137.51 **文献标识码:** A

## FEM Analysis of Connecting-rod in Low Speed High Torque Hydraulic Motors with ANSYS

Li Yong Shi Guanglin Chen Zhaoneng  
(Shanghai Jiao Tong University)

### Abstract

The deform of slipper pair bottom surface should not be neglected while designing the connecting rod structure in camshaft connecting rod type of low speed high torque hydraulic motors. The finite element analysis was performed on connecting rod with the help of ANSYS, and the problems that should be noticed while manufacturing were pointed out. The influence of rotating angle on stress, total strain and shape deform of the connecting rod structure can be neglected. The cross section shape and depth of oil cavity on slipper pad must be fulfilled to guarantee the function of hydrostatic bearing slipper pairs.

**Key words** Hydraulic motor, Low speed high torque, Connecting rod, Finite element analysis

### 引言

球铰副和滑靴副是曲轴连杆式低速大扭矩液压马达中的关键摩擦副,二者都和连杆有关。目前多采用静压支承原理设计连杆滑靴,连杆油室内的高压油液和密封带油膜共同承受负载;柱塞球窝内设有圆锥形油室,以改变球铰副的润滑条件。在进行以上设计时都是假设连杆为刚性体而不考虑变形的影响,这与工作实际差别太大,尤其是滑靴副会经常出现因静压支承失效而导致的故障,此类故障占液压马达故障的80%以上。因此有必要对连杆进行接近真实工况的有限元分析,以考察连杆的受力变形对

其工作性能的影响。

国内曾有学者在简化模型的基础上系统研究了多种参数对连杆变形的影响<sup>[1~2]</sup>,得出了一些有益结论,但还存在着如下不足:模型过于简化,不是针对零部件的真实造型;约束条件远离连杆的实际工况,仅简单地限制了球头表面各节点的全部自由度,在真实条件下,应为柱塞球窝内表面对连杆球头外表面形成的表面接触摩擦副约束;由于柱塞球窝内有圆锥形油室,故连杆球头的部分表面还应该均布油液压力。

本文先对柱塞连杆结构进行建模和约束,然后比较新型曲轴连杆式低速大扭矩液压马达和 CLJM -

E3.15型液压马达的分析结果,指出制造与加工时应该注意的问题。

## 1 建模和约束

由于 ANSYS 的几何建模功能相对简单,采用 UG NX2 对连杆和柱塞进行实体建模(忽略连杆中心阻尼管及螺纹等对弹性变形影响不大的结构),然后以 Parasolid 格式导出为 \*.xmt\_txt,再将此文件导入 ANSYS 中。

柱塞和连杆的 UG 实体造型和 ANSYS 分析模型如图 1 所示。

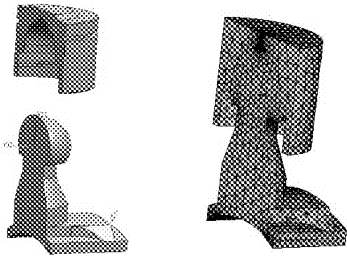


图 1 柱塞和连杆的 UG 模型和 ANSYS 模型

Fig.1 UG model and ANSYS model of piston and rod

ANSYS 分析时,采用 20 节点等参单元,共划分 32 436 个单元、51 604 个节点,其中连杆 29 824 个单元、48 002 个节点,弹性模量 220 GPa,泊松比 0.25。

约束条件为:柱塞空间固定,柱塞的球窝内表面与球头外表面为表面接触摩擦副约束,与球窝圆锥形油室对应的球头表面均布油液压力,与柱塞腔内的高压油等压力,限制对称面上各节点的法向移动自由度(对称边界条件),滑靴底部油室内均布油液压力,滑靴底部密封带引入函数确定的压力分布(线性分布或对数率分布),软件自动将面力按照静力学等效原则转化到节点上。对于设计的新型曲轴连杆式低速大扭矩液压马达和 CLJM-E3.15 型液压马达,当柱塞腔压力为 25 MPa 时,滑靴底部油室压力分别为 18.89 MPa 和 23.395 MPa。

因为引入了表面接触,对连杆的有限元分析是一个非线性过程,增加了计算量,求解时间较长。

## 2 结果分析

图 2~5 是在上、下死点位置时,新型连杆的应力、应变状态,以及新型液压马达和 CLJM-E3.15 型液压马达在柱塞腔压力为 25 MPa 时,滑靴底面的变形。

由图 2、3 可知,较大的应力、应变集中分布于形体结构的过渡、结合部位,连杆设计、制造时对应力、应变集中的地方应采用倒角或圆角过渡,连杆球头、

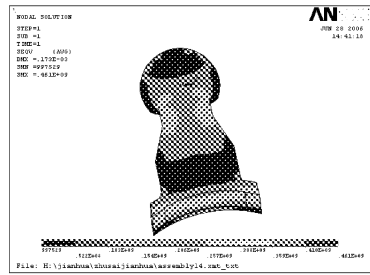


图 2 新型连杆的应力

Fig.2 Stress of novel connecting rod

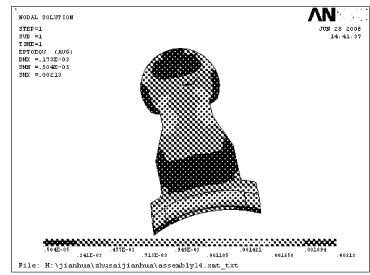


图 3 新型连杆的应变

Fig.3 Total strain of novel connecting rod

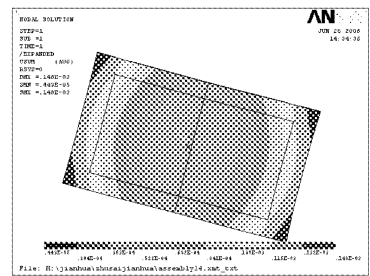


图 4 新型连杆的变形

Fig.4 Shape deform of novel connecting rod

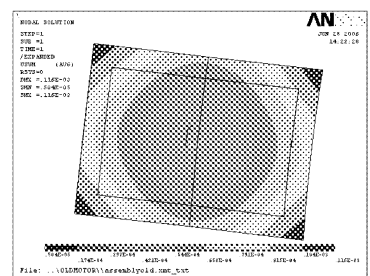


图 5 CLJM-E3.15 型连杆的变形

Fig.5 Shape deform of CLJM-E3.15 connecting rod

滑靴底面等主要接触工作面的应力、应变很小,对连杆工作性能的影响基本上可以忽略不计。

如图 4、5 所示,在油室内高压油液和密封带油膜的作用下,连杆滑靴产生了很大的变形,滑靴底面各点的变形主要来源于各点在连杆轴线方向的线位移。与连杆柱体结构对应的滑靴底面区域变形较小,类似于壶底平面区域,对于 CLJM-E3.15 型液压马达连杆的底面变形来说很明显(如图 5 所示),这一部分主要应考虑弹性变形的影响。滑靴底面四周

的密封带区域变形较大,这是弹性变形和悬臂梁的刚性位移效应共同作用的结果,由内向外,变形逐渐增加,矩形底面四周向外翘起,四拐角处的变形最大。新连杆结构增加了滑靴底面  $y$  向(偏心轴轴线方向)尺寸,使得滑靴底面变形的悬臂梁效应更为明显(如图 4 所示)。

CLJM-E3.15 型液压马达连杆的  $x$  向密封带(偏心轮周向)对应油室部分的底面变形量最大差值在  $50\ \mu\text{m}$  左右;新型连杆的  $x$  向密封带对应油室部分的底面变形量最大差值在  $60\ \mu\text{m}$  左右,连杆滑靴底面的磨损也主要发生在这一区域,这也可从液压马达的拆卸检验中得到证实。理论上应该尽量减小滑靴底面的尺寸,减小“悬臂梁”部分的长度,但随着曲轴连杆式低速大扭矩液压马达排量、压力等级的提高,这种变形和磨损又是不可避免的。在加工密封带时,可以考虑预先去掉因变形量差值带来的磨损部分,则可保证连杆滑靴底面的密封带在工作时形成均一的油膜。滑靴底面的巴氏合金镀层恰好可以实现这种功能,在滑靴副磨合的过程中,密封带变形量差值部分的巴氏合金不断被磨掉,再承受负载时,则可形成稳定的油膜。新马达在运行一段时间后,连杆滑靴底面和偏心轴经过巴氏合金的磨合,便可以稳定工作。

图 6 为新型液压马达经过磨合期后可以稳定工作时的连杆滑靴底面磨损情况。与前面所述一致: $x$  向密封带对应油室部分磨损出了一个半月形区域,与图 4 的滑靴底面变形结果对应,轴向线位移小的区域磨损量最大,相当于在液压马达工作时提前补偿了连杆滑靴变形对油膜厚度的影响。

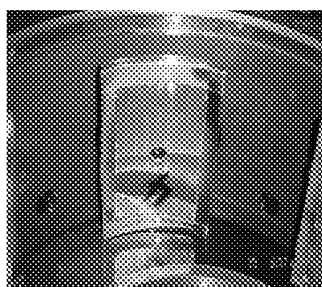


图 6 滑靴底面工作磨损情况

Fig. 6 Wearing of slipper pair bottom surface

两种液压马达连杆滑靴油室深度为  $0.6\ \text{mm}$ ,巴氏合金浇铸厚度为  $1\ \text{mm}$ ,理论上可以满足摩擦副磨合的需要。由于制造与加工实际因素的影响,滑靴油室的剖面可能不是矩形的(如图 7 所示)。在工作压力较低、滑靴巴氏合金磨损较少时,滑靴副还可以正常工作;一旦压力等级升高,巴氏合金磨屑大量被填入油室,减少了油室的有效面积,同时磨屑填充量相对油室尺寸不可忽略时,就会对油室内的油液

产生流动阻尼(液阻),降低了油室内油液的承载能力(同减小油室面积类似)。因此必须保证油室的加工深度和断面形状。

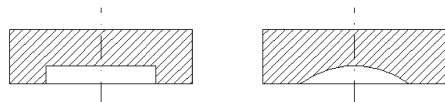


图 7 滑靴油室剖面图

Fig. 7 Profiles of slipper pair oil cavity

CLJM-E3.15 型液压马达的连杆滑靴油室的加工就存在前述问题,但在较低压力等级工作时长问题还不明显;对新型液压马达连杆进行同样加工,在液压马达实验时压力等级上不去,采用了保证油室加工深度和断面形状的工艺手段后,问题得以解决。

### 3 连杆偏转的影响

在曲轴连杆式低速大扭矩液压马达的周期性运动过程中,连杆轴线相对本体柱塞腔轴线的夹角周期性变化<sup>[3]</sup>,就会引起滑靴油室压力的规律性波动和连杆柱塞间接触区域的周期性变化,因此有必要用 ANSYS 有限元分析其动态变化过程,以便在设计、分析连杆时全面考察其工作性能。

对于新型曲轴连杆式低速大扭矩液压马达柱塞腔压力为  $25\ \text{MPa}$  的额定工况,用 ANSYS 自带的 APDL 参数化设计语言编制程序,逐渐改变柱塞连杆间夹角和滑靴副油室压力,连续捕捉连杆相对柱塞摆动的动态变化过程中连杆的受力变形,保存计算结果的图形文件,最终做成动画格式输出,这样,枯燥的计算数据变化即可三维可视化。

图 8、9 是最大倾角为  $12.284\ 5^\circ$  时连杆的应力分布和变形,此时滑靴油室压力为最大波动峰值,比上、下死点位置大  $2.34\%$ ,连杆滑靴底面的变形量出现最大峰值,而最大应力不位于峰值,该结果与上、下死点的  $0^\circ$  倾角位置差别不大。

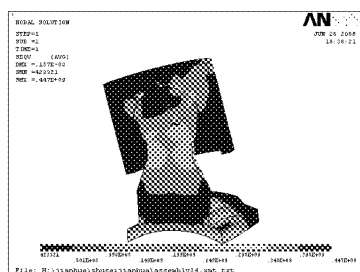


图 8 最大倾角时连杆的应力

Fig. 8 Stress of rod at max tilting angle

### 4 结论

(1) 由于排量、压力等诸多因素的影响,曲轴连

算所得最小油膜厚度随曲轴转角变化曲线。在大多数转角下柔性机体的最小油膜厚度要比刚性机体的大,但图中刚性机体的最小油膜厚度为  $4.1 \mu\text{m}$ ,而柔性机体的却只有  $3.8 \mu\text{m}$ ,是由主轴承所受载荷的大小不同引起的,同时最小油膜厚度的值也表明该柴油机主轴承承受的载荷并不是很大,如果载荷很大,主轴承最小油膜厚度可能会小于  $0.5 \mu\text{m}$ <sup>[4~5]</sup>。

### 3 结论

(1) 润滑油膜的动力耦合作用使得主轴承垂直

载荷最大值降低,水平载荷最大值升高;而活塞侧向力在主、次两推力面上的最大值都略有增加。

(2) 当机体采用柔性机体时,与刚性机体相比,主轴承垂直反力最大值增加而水平反力最大值减小,这是因为柔性机体的变形作用使得主轴承座的受力面积和合力方向发生了改变;当采用柔性机体时,曲轴主轴承颈中心的运动轨迹比较均匀,而刚性机体主轴承的轴心轨迹呈不规则变化。

### 参 考 文 献

- 1 吴楠,廖日东,张保成,等. 柴油机曲柄连杆机构多体动力学仿真分析[J]. 内燃机工程, 2005, 26(5): 69~73.
- 2 郝志勇,段秀兵,程金林. 柴油机曲轴轴系的柔性多体动力学仿真分析[J]. 铁道机车车辆, 2003, 23(1): 86~89.
- 3 戴旭东,赵三星,袁小阳,等. 内燃机系统动力学与油膜动力润滑的耦合分析[J]. 西安交通大学学报, 2003, 37(1): 55~58.
- 4 Zissimos P Mourelatos. A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines [J]. Computers & Structures, 2001, 79(20~21): 2 009~2 027.
- 5 李柱国. 内燃机滑动轴承[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2003.

(上接第 139 页)

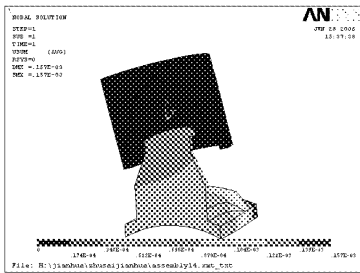


图 9 最大倾角时连杆的变形

Fig. 9 Shape deform of rod at max tilting angle

杆式低速大扭矩液压马达的连杆滑靴底面会出现变形较大的情况,这种变形差量可由密封带巴氏合金的正常磨损得到补偿,以保证静压支承润滑油膜的形成。

(2) 在连杆制造与加工中必须保证连杆油室的加工深度和断面形状,以使静压支承滑靴副的承载能力不受油室容积等相关因素的影响。

(3) 随着连杆相对柱塞腔轴线的偏转,连杆的受力变形情况会发生一定的波动,但结果与上、下死点的  $0^\circ$  倾角位置差别不大。

### 参 考 文 献

- 1 唐群国,陈卓如,谈宏华,等. 曲轴连杆液压马达连杆滑块变形的有限元分析[J]. 机床与液压, 2000, 140(2): 38, 53.
- 2 唐群国. 曲轴连杆液压马达球铰滑靴副的机理及试验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2000.
- 3 陈卓如. 低速大扭矩液压马达理论、计算与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989: 151~237.