

结构与可靠性

连杆有限元计算边界条件研究

丁家松¹, 李 全², 梁 刚²

(1. 海军驻七一一研究所军事代表室, 上海 201108; 2. 七一一研究所, 上海 201108)

摘 要: 从几何和载荷边界条件出发, 通过数值计算, 讨论了在连杆计算中, 各种边界条件的不同设置对连杆计算精度造成的影响, 结果表明, 边界条件处理是否恰当对连杆计算的精度起着至关重要的作用; 并将结果应用于某成熟机型连杆的计算, 得到较可信的结果。

关键词: 连杆; 有限元; 边界条件

中图分类号: TK423.3+2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2010)03-0024-05

Research of Boundary Condition in Finite Element Analysis of Connecting Rod

Ding Jiasong¹, Li Quan², Liang Gang²(1. Naval Deputy Office of Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108;
2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: Based on geometry and load boundary conditions and through numerical calculation, the influence of different settings of various boundary conditions on the precision of connecting rod calculation are discussed. The results show that proper settings of boundary conditions plays an important role in precise calculation of connecting rod. These methods were applied to analyze a connecting rod for a mature type of engine and some believable results were obtained.

Keywords: connecting rod; finite element method; boundary condition

1 引 言

连杆作为发动机中承受交变载荷最严重的部件之一, 其工作的可靠性、安全性直接影响发动机的正常工作。对连杆设计的主要要求是: 在保证足够的强度、刚度和稳定性的情况下, 尽可能达到质量轻、体积小、形状合理, 并最大限度地减缓过渡区的应力集中。早期连杆计算往往需要对连杆模型及边界条件进行简化, 计算结果相对粗糙。随着计算机技术和有限元软件的快速发展, 特别是非线性算法、接触分析、特殊单元的运用, 为连杆的精细分析研究提供了很多新方法, 目前已经有很多关于连杆有限元计算的文献, 计算方案在不断改进, 其目的就是为了精确地对连杆进行分析。在有限元计算

中, 对计算结果的精度影响最大的当属包括几何和载荷在内的边界条件的确定。

2 连杆几何边界条件

连杆部件是由各个分离的组件组装而成, 各部分之间存在着很多配合面, 接触状态复杂, 对连杆的强度和刚度有很大影响, 完全不考虑这些因素所得出的计算结果和真实的力学性态有相当的差距^[2]。连杆组件包括连杆体、连杆盖、连杆螺栓、螺母, 小端衬套、大端轴瓦、活塞销及曲柄销, 在连杆计算中, 需充分考虑各部件之间的接触。

2.1 接触设置

连杆组件各接触面之间的接触关系直接影响到计算结果的精度。虽然几何模型按照名义尺寸建

收稿日期: 2009-12-28

作者简介: 丁家松(1957-), 男, 高级工程师, 主要研究方向船用柴油机设计与制造技术。

立,但生成有限元网格时,网格不可能与几何模型完全重合,因此,接触面之间会产生微小的间隙或者初始穿透。间隙的存在会导致计算不收敛,而初始穿透的存在会使接触面应力结果失真。在接触面的处理上,应按实际装配关系,在软件中闭合这种微小的间隙或者消除初始穿透。

选择何种接触模型需由求解的问题决定,如果关注接触面的细微脱离或者接触面附近的应力值,最好采用能很好模拟接触面间隙的非线性接触模型(Frictionless, Rough, Frictional)。在连杆计算中,由于大、小端孔的变形结果对考察连杆刚度很重要,大端接触面接触压力对螺栓预紧载荷的判定也很重要,所以采用 Frictional 模型,而螺栓螺母的接触仅起固定作用,可采用线性 Bonded 模型。

2.2 有限元网格

连杆部件有较多圆弧过渡区域,这是对应力集中区域的减缓处理,在处理模型时,不仅不能将此简化,相反,在划分网格时还应该注意细化,否则,会造成计算结果失真。例如,在连杆大端圆弧过渡区域,在连杆承受拉伸载荷时会出现应力集中。在相同拉力作用下,此应力集中区域,网格密度直接影响计算结果的准确性。网格未细化前(两层网格),如图 1 所示,平均应力值为 30 MPa;网格细化后(大于六层),如图 2 所示,平均应力为 40 MPa。在处理这种问题前,应考察圆角应力集中系数,对不同网格密度进行试算,确保计算精度。

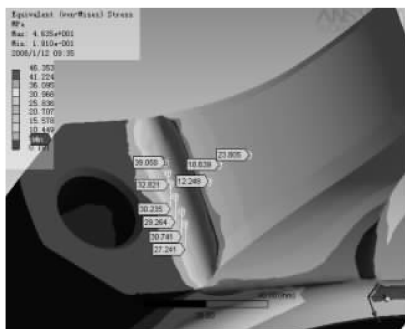


图 1 普通网格结果

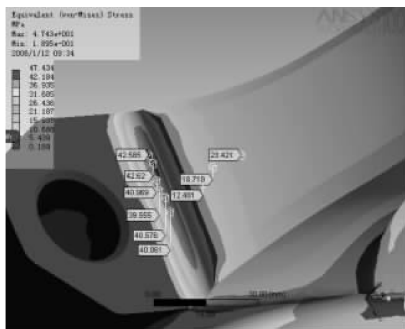


图 2 网格细化结果

接触面之间网格也应均匀细化,否则会造成应力奇异。如连杆大端齿面接触位置,稍有不慎就会出现错误结果,如图 3 所示,需通过加密网格或改用高阶六面体单元以避免此种情况出现。

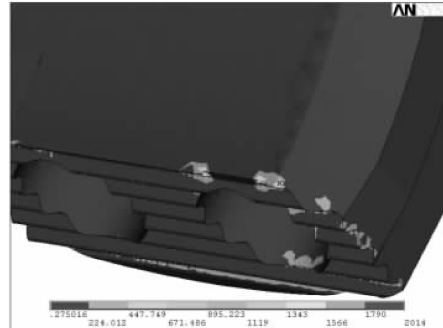


图 3 出现奇异点结果

3 连杆载荷边界条件

目前对连杆进行静力分析,通常忽略次要载荷而取连杆五种主要机械载荷,即衬套装配预紧力、轴瓦装配预紧力、连杆螺栓预紧力、作用在连杆小端的最大拉伸、压缩载荷^[3]和连杆自身惯性载荷。最大拉伸工况为排气冲程上止点即曲柄转角 0°位置,最大压缩工况为压缩冲程上止点即曲柄转角 360°位置(忽略发火延迟角)。严格地说,前四种载荷只有使用接触单元和接触算法才有可能真正模拟其本质^[3],惯性载荷需按照单元进行计算和施加,才能使计算趋于实际情况。

3.1 连杆预紧载荷处理

对于衬套、轴瓦的预紧载荷,最初采用的是组合厚壁圆管理论或者忽略这两个预紧载荷,显然,这样得出的连杆大小端的刚度误差较大^[3]。随着软件的发展,目前可以通过接触面的初始设置直接施加过盈量。在施加衬套预紧载荷时,活塞销与衬套之间需保留适当间隙,若活塞销和衬套之间无间隙,衬套会抱死活塞销,造成连杆小端孔变形过大,这将与实际情况严重不符。同样的问题也出现在连杆大端轴瓦与曲柄销的接触设置上。

如图 4,在自由状态,连杆小端由于衬套过盈产生的纵向变形为 0.015 mm 左右;如图 5,活塞销与衬套之间无间隙,连杆小端由于衬套过盈产生的纵向变形达到 0.09 mm 左右,显然后者与实际情况不符。

对于螺栓预紧载荷的处理,早期作为一常数,且忽略螺栓在连杆变形时的承载作用^[3],实际上,当连杆工况发生变化时,连杆螺栓的预紧力也将发

生变化,目前软件中的螺栓单元可以直接模拟预紧载荷,可以根据不同的螺栓拧紧方式,施加力或者伸长量。

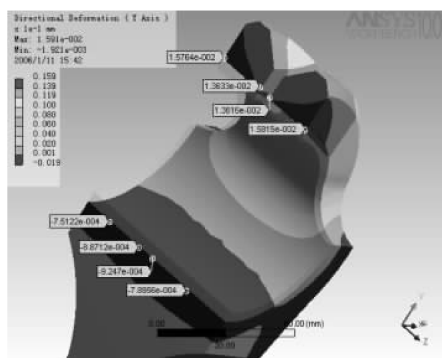


图 4 小端纵向变形 1

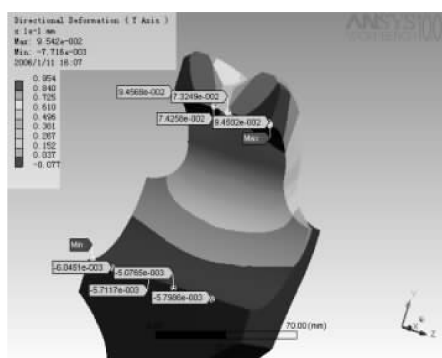


图 5 小端纵向变形 2

3.2 连杆小端载荷处理

连杆小端由于销孔配合间隙不同,润滑条件不同,使得载荷作用角不同,载荷分布规律也不同,对计算结果有较大影响。对这类边界条件,目前有两种处理方法:一种是用非弹性接触处理,即认为边界上节点载荷的分布是在某一接触包角范围内按假定的规律分布,然后按照有限元的线性解法进行处理,这种处理方法比较简单、粗糙。另一种是按照弹性接触处理^[1],采用弹性接触算法,活塞销与衬套、轴瓦与曲柄销之间间隙大小很重要,间隙处理不当会对结果造成较大偏差。

如图 6,如果衬套与活塞销之间的间隙过小(0.1 mm),在拉伸载荷作用下,连杆小端、衬套与活塞销接触面积过大,作用力包角大于 180°,这和连杆实际工作情况不符。如图 7,若衬套与活塞销之间间隙过大(0.5 mm),在拉伸载荷作用下,连杆小端、衬套与活塞销接触面积变小,造成接触压力集中,导致连杆小端纵、横向变形过大,造成结果失真。如图 8,取适当的间隙(0.2 mm),活塞销与衬套之间形成一定的接触面积,接触压力分布范围较广,较符合实际情况。

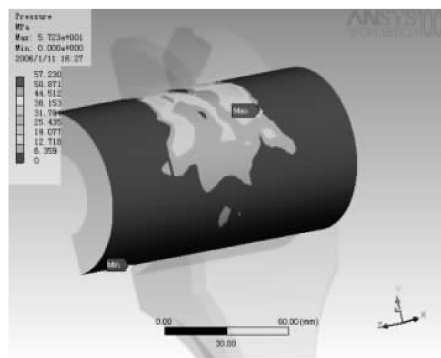


图 6 间隙 0.1 mm 接触压力

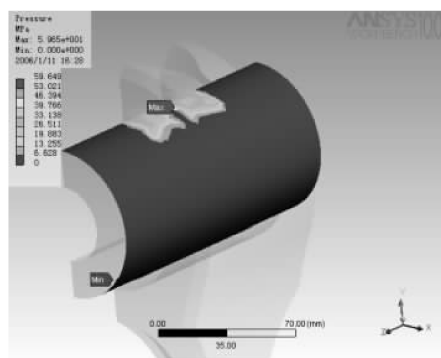


图 7 间隙 0.5 mm 接触压力

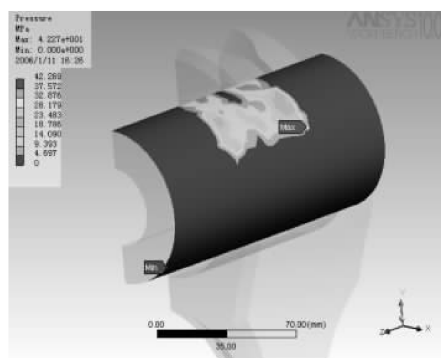


图 8 间隙 0.2 mm 接触压力

同样,在连杆大端,若轴瓦和曲柄销间隙过大也会造成接触压力集中,使得大端孔变形过大;若间隙过小,会造成接触压力分布范围过大,与实际情况不符。因此在计算中,需按照连杆实际装配间隙设定预留间隙大小。

3.3 连杆惯性载荷处理

连杆惯性力的计算对连杆的有限元应力应变分析结果的精确性至关重要,对连杆惯性力的简化也有很多研究^[3]。最常用的就是采用“二质量当量系统”来计算。显然,这在数值上会产生一定的差异,在施加时,由于小端惯性力施加在活塞销上造成连杆小端孔承受过大载荷,使得连杆小端孔的变形与连杆实际工作情况产生差异。

由于有限元将连杆体划分为单元网格, 可求得每个单元在任意曲柄转角时刻的惯性力, 将惯性力加在单元周围节点上, 这无疑是更加符合实际的^[1]。

图 9 所示坐标系 $\bar{Y}O_1\bar{X}$ 中, O_1 是连杆小端中心, $O_1\bar{X}$ 与连杆中心线重合; 而坐标系 YAX 中 A 点相当于活塞在上止点时连杆小端中心的位置, AX 与气缸中心线重合。连杆上任一点 K 为三角形单元 (i, j, m) 的中心, 它在坐标系 $\bar{Y}O_1\bar{X}$ 中的坐标 $K(\bar{x}_k, \bar{y}_k)$, 转换到坐标系 YAX 中为:

$$\begin{aligned}x_k &= R_c(1 - \cos\alpha) + L_r(1 - \cos\beta) + \bar{x}_k\cos\beta - \bar{y}_k\sin\beta \\y_k &= \bar{x}_k\sin\beta + \bar{y}_k\cos\beta\end{aligned}$$

求导两次即可获得连杆上任一点 K 的加速度:

$$\begin{aligned}\ddot{x}_k &= R\omega^2\cos\alpha + (L_r - \bar{x}_k)\dot{\beta}\lambda\omega\cos\alpha \\&\quad + (L_r - \bar{x}_k)\lambda\ddot{\beta}\sin\alpha + \bar{y}_k\lambda\omega^2\sin\alpha \\ \ddot{y}_k &= -\bar{x}_k\lambda\omega^2\sin\alpha - \bar{y}_k\lambda\ddot{\beta}\sin\alpha - \bar{y}_k\lambda\omega\dot{\beta} \\ \dot{\beta} &= \frac{\lambda\omega\cos\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\alpha}}; \ddot{\beta} = -\frac{\lambda\omega^2(1 - \lambda^2)\sin\alpha}{(1 - \lambda^2\sin^2\alpha)^{\frac{3}{2}}}\end{aligned}$$

则在任一曲柄转角 α 时连杆上任一单元 K 的体积力在坐标系中的两个分量为

$$F_{jx(e)} = -m_k\ddot{x}_k; F_{jy(e)} = -m_k\ddot{y}_k$$

在上止点位置, 即 $\alpha = 0^\circ, 360^\circ$, $\dot{\beta} = \lambda\omega$, $\ddot{\beta} = 0$, $\ddot{x}_k = R_c\omega^2(1 + \lambda) - \bar{x}_k\lambda^2\omega^2$; $\ddot{y}_k = -\bar{y}_k\lambda^2\omega^2$

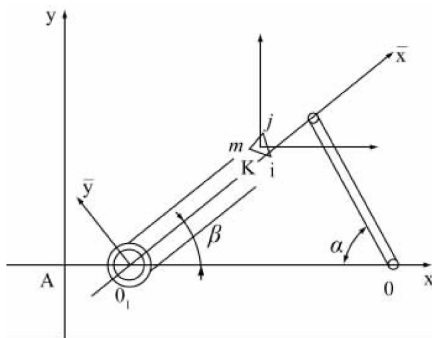


图 9 连杆惯性力计算图例

按上述算法, 采用软件语言编制连杆惯性载荷计算加载程序, 进行连杆惯性载荷加载。

4 具体算例

本文将上述问题的处理方法应用于某成熟机型连杆计算。计算参数见表 1。

表 1 连杆计算有关参数

活塞直径/mm	230
活塞质量/kg	25.65
最高燃烧压力/MPa	15.2
转速/(r/min)	1 500
连杆长度/mm	473
曲柄半径/mm	115
螺栓预紧伸长量/mm	0.71
衬套径向平均过盈量/mm	0.14
轴瓦径向平均过盈量/mm	0.26
衬套、活塞销间装配间隙/mm	0.08
轴瓦、曲柄销间装配间隙/mm	0.15

选取连杆拉伸工况进行计算, 活塞组惯性力: 47 297 N。

由二质量当量系统计算得到连杆小端惯性力: 12 398 N; 由有限元算法得到连杆体惯性力: 27 513 N。

可以看出, 两种算法在计算数值上存在较大偏差, 而且采用有限元算法得到的连杆惯性力分散在整个连杆体上, 小端孔承受的力为活塞组惯性力与少部分的连杆体惯性力。若采用二质量当量系统来处理连杆惯性载荷, 将小端惯性力与活塞组惯性力一起施加在活塞销上, 小端孔承受的载荷比实际情况大很多, 会导致连杆小端孔变形过大。

计算结果图 10~13 所示。

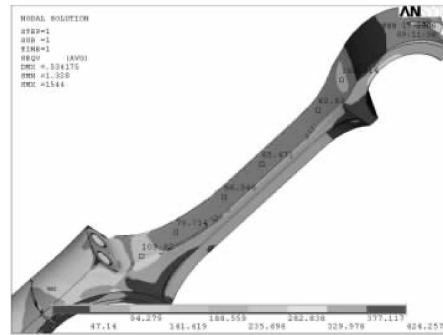


图 10 连杆杆身应力

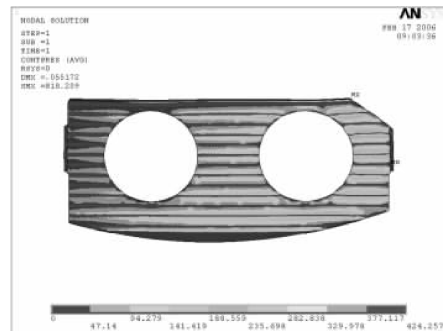


图 11 连杆大端接触压力

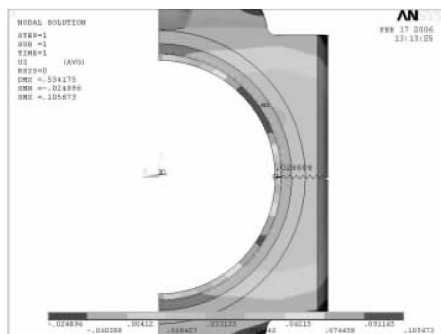


图 12 大端孔横向变形

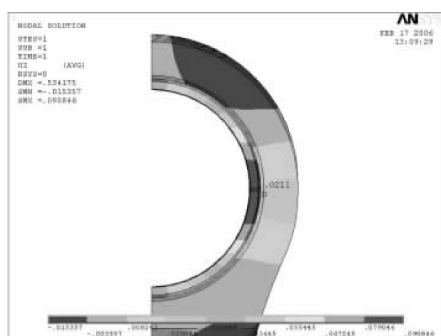


图 13 小端孔横向变形

连杆受拉工况(1 500 RPM), 连杆杆身应力比较均匀, 在 67 MPa 左右; 小端孔局部达到 190 MPa; 杆身最大应力出现在大端与杆身连接圆弧处, 达到 361 MPa; 衬套应力比较均匀, 在 110 MPa 左右, 最大达到 295 MPa; 轴瓦平均应力在 330 MPa 左右。应力水平均在材料屈服极限内。在螺栓预紧力作用下, 连杆大端接触良好, 无脱离, 无相对滑动, 连杆小端孔横向变形 0.04 mm, 大端孔横向变形 0.056 mm, 均不及初始装配间隙的二分之一。据此计算结果可

以判断连杆强度、刚度满足设计要求。

5 结 论

在连杆有限元分析中, 各部件之间的接触关系、接触间隙、网格密度对计算结果有很大影响, 在计算前应做好规划。

传统的二质量当量系统模拟连杆惯性载荷存在较大误差, 使得连杆小头承受过大的载荷, 在计算中应采用离散单元的惯性载荷进行模拟。

在连杆设计中, 强度刚度都是重点考察内容, 连杆强度不足会造成连杆断裂, 连杆刚度不足会造成大小端孔变形过大, 形成干摩擦、抱轴。对连杆进行分析时, 除了考核强度, 还应注意如何真实计算连杆大小端孔的变形。本文通过载荷和几何边界条件的调整, 重点考察连杆刚度, 并通过对某成熟机型连杆的计算, 得出较可信结果。

由于连杆组件各部件之间存在油膜润滑, 目前对于此问题还不能很准确地求解, 因此, 在弹性接触间接触压力的分布上还有待进一步的研究。

参考文献

- [1] 陈大荣. 船舶内燃机设计[M]. 上海交通大学出版社, 1991.
- [2] 吴泓, 王锋等. 大功率柴油机连杆三维精细分析[J]. 内燃机工程, 2003, 24(6): 31-36.
- [3] 谭卓君, 左正兴等. 内燃机连杆有限元分析进展[J]. 中国机械工程, 2004, 15(4): 365-369.
- [4] 钱丽丽等. 连杆大头-曲柄销接触的三维有限元法计算[J]. 内燃机工程, 2000(1): 54-58.
- [5] Bosch. CAN Specification V2.0 [R]. Germany: Robert Bosch GmbH, 1991.9.
- [6] 冯军. 一种新型总线系统 CAN[R]. 北京: 北京华远自动化系统公司, 2002.
- [7] 张显库, 任光等. 综合船舶监控系统设计[J]. 中国造船, 2002, 43(2).
- [8] 李炳宇, 萧蕴诗. 以太网在网络控制系统中的应用与发展趋势[J]. 微型机与应用, 2002(11).
- [9] 高阳, 薛小峰等. 舰船推进监控系统研究[J]. 舰船科学技术, 2008, 30(6).
- [6] 阳宪惠. 现场总线技术及应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 1999.
- [7] 聂亚杰. 基于 CAN 总线的船舶综合测控局域网络[J]. 舰船防化, 2004(3).
- [8] 李巍, 朱亚莉, 张维竞. 现场总线技术在机舱自动化系统中的应用[J]. 船舶工程, 2002(2): 35-37.
- [9] 孙建波, 郭晨等. 船舶机舱监测和报警系统的设计与实现[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(2).
- [10] 李嘉, 杨细福. 引入以太网技术是现场总线技术发展的一个必然趋势[J]. 自动化仪表, 2001, 22(5).

(上接第 23 页)