

论文分类号：TK422

单位代 码：10183

密 级：内部

研究生学号：2990217

吉 林 大 学

硕 士 学 位 论 文

6105 柴油机连杆及连杆螺栓迁都分析

The Analysis Of Connecting Rods And Connecting

Rod Bolt Strength On 6105 Diesel ENgine

作者姓名：罗 洁

专 业：动力机械及工程

导师姓名
及 职 称：袁兆成 教 授

论文起止年月：2001 年 9 月至 2003 年 4 月

提 要

连杆在发动机中直接与活塞销、曲轴连杆颈连接，通过弹性接触传递力的关系，所以，连杆的受力与活塞销、曲轴连杆轴颈有极大的关系。长期以来，有限元分析中接触问题一直是个难点，传统的有限元分析中对分析对象与别的构件间的接触问题，一般采用简化处理，回避接触问题，本文采用接触法对某柴油机厂的连杆进行有限元分析，得出了接触面间的压力分布、连杆的应力分布及强度等，并对连杆进行了优化设计，将连杆的安全系数提高了 23.5%，重量降低了 3.1%。

发动机工作过程中，连杆螺栓的应力分布情况按常规的方法是难以测量和计算的，本文通过有限元法，用接触分析，对连杆螺栓的应力分布及强度情况进行了分析，并对所分析的连杆螺栓拧紧力矩进行了校正。分析过程中，考虑了曲轴连杆颈及轴瓦的影响，并通过在模型中建立预紧力单元，在分析过程中对螺栓加上预紧力，完全模拟连杆螺栓的工作时的情况，使计算结果更加准确。本文通过有限元分析，还提出了连杆螺栓最大等效应力的计算经验公式，利用该公式，用常规的方法就能计算连杆螺栓的最大等效应力，同时提出了用本文得出的经验公式来校核连杆螺栓的疲劳强度方法，用该方法得到的安全系数更加安全可靠。

关键词： 连杆 有限元接触分析 连杆螺栓 最大等效应力

目 录

第一章 绪 言	1
1.1 车用柴油机排放法规	1
1.2 柴油机的主要有害排放物的生成机理与影响因素	3
1.3 控制柴油机有害排放物的对策	4
1.4 课题的选择及意义	6
第二章 柴油机改进设计	8
2.1 燃烧室设计	8
2.1.1 燃烧室形状设计	8
2.1.2 压缩比选取	11
2.1.3 活塞头部改进	12
2.2 喷油系统设计	12
2.2.1 高压油泵选型	12
2.2.2 喷油器选型	12
2.2.3 喷油提前角	13
2.3 可变惯性增压进气系统设计	14
2.3.1 进气道设计	14
2.3.2 可变惯性增压进气管设计	14
2.4 其它系统设计	31
第三章 发动机匹配实验研究	32
3.1 实验仪器及设备	32
3.2 实验方法	36
3.2.1 性能实验	36
3.2.2 排放实验	37
3.2.3 燃烧分析实验	38

3.2.4 试验安排	40
3.3 匹配试验	40
3.3.1 强收口反射型燃烧室与喷油器参数的匹配	40
3.3.2 燃烧系统与高压油泵的匹配	46
3.3.3 静态供油提前角对发动机性能及排放的影响	47
3.3.4 进气道对发动机性能的影响	51
3.3.5 机油消耗率对发动机排放的影响	52
3.3.6 惯性增压进气系统对发动机性能的影响	54
3.3.7 燃油品质对 PM 排放的影响	56
第四章 YC6105QC 自然吸气柴油机实验研究	57
4.1 燃烧分析	57
4.2 柴油机性能实验	60
4.3 柴油机排放实验	61
第五章 全文总结	64
致谢	65
参考文献	66
摘要	A
ABSTRACT	E

目 录

第一章 绪论	1
§1.1 概述	1
§1.2 有限元典型分析.....	3
§1.3 有限元分析的优点.....	4
§1.4 有限元分析的缺点	6
§1.5 本文主要内容.....	6
第二章 三维有限元分析基础.....	8
§2.1 位移模式与形函数.....	8
§2.1 位移——应变方程式.....	8
§2.2 应力——应变方程式	10
§2.3 坐标变换	12
§2.4 刚度矩阵	13
§2.6 载荷列阵	14
§2.7 用最小位能原理求节点位移	15
第三章 连杆有限元分析	16
§3.1 概述	16
§3.2 弹性接触基本原理	16
§3.2.1 弹性接触问题的一般假设	17
§3.2.2 接触条件.....	17
§3.2.3 有摩擦与无摩擦接触	18
§3.2.4 弹性接触的有限元法	18
§3.3 计算模型.....	19
§3.4 网格划分	21
§3.5 接触对建立	21
§3.6 位移边界条件和载荷处理	22
§3.6.1 位移边界条件	23
§3.6.2.1 最大拉力计算	24
§3.6.2.2 最大压力计算	25
§3.6.2.3 小头过应力计算	26

§3.6.2.4 大头过应力计算	27
§3.6.2.5 载荷加载	28
§3.7 有限元计算结果	29
§3.7.1 应力分布情况	29
§3.7.2 连杆变形分析	31
§3.7.3 接触分析	33
§3.8 连杆应力试验测量	35
§3.9 连杆疲劳强度校核	38
§3.9.1 连杆在最大压力下疲劳强度校核.....	39
§3.9.2 连杆在最大拉力下疲劳强度校核.....	39
§3.10 连杆结构优化	40
第四章 连杆螺栓有限元分析	45
§4.1 连杆螺栓预紧力	45
§4.2 连杆螺栓预紧力矩	46
§4.3 连杆螺栓有限元分析	48
§4.3.1 分析模型及边界条件	48
§4.3.2 有限元分析	50
§4.3.2.1 应力分布情况	50
§4.3.2.2 预紧力对连杆螺栓应力的影响.....	55
§4.3.2.3 预紧力对连杆大头孔变形的影响	56
§4.4 连杆螺栓屈服强度校核经验公式	57
§4.4.1 连杆螺栓屈服强度校核经验公式导出	57
§4.4.2 连杆螺栓屈服强度校核经验公式验证	60
§4.4.3 连杆螺栓屈服强度校核	61
§4.5 连杆螺栓拧紧力矩工艺校正	62
第五章 全文总结	64
致谢	66
参考文献	67

第一章 绪 论

§ 1.1 概述

产品设计是产品生产的第一道工序。传统的产品的生产过程是：首先由设计者根据个人经验初步设计出产品、或者在已有的产品基础上进行模仿、或者改进已有的产品设计出新产品，然后做出模型或样品，再进行试验，对设计上的问题进行改进，重新设计、制造、试验和分析，不但要耗费大量的时间，也要耗费大量的人力和物力。在设计中要求对机器的工作原理、功能、结构、零部件设计、甚至加工制造和装配都要确定下来。虽然不同的设计者可能有不同的设计方法和设计步骤，机械设计的共性规律是客观存在的，其一般步骤是：目标预测、方案设计、技术设计、加工设计、试生产。它需要不断地总结和完善。

用传统的设计方法，产品设计质量和风格在很大程度上受设计人员水平的局限，有时严重限制设计质量的提高。从 20 世纪 60 年代起，人们开始在设计规律上进行研究，逐渐产生了先进的设计理论和方法，并逐渐形成一门科学——设计方法学。

计算机的发展和广泛应用，改变了产品的设计和生产过程，大大地提高了产品的开发、设计、分析和制造的效率、产品性能。目前用计算机软件直接设计、绘制出产品结构（通常称为计算机辅助设计——Computer-aided Design，CAD）以及用计算机来对设计出的产品进行分析（通常称为计算机辅助工程——Computer-aided Engineering，CAE）已经运用得十分广泛。计算机辅助工程包含许多方法，如边界元法（Boundary Element Method，BEM）、有限元差分法（Finite Method，FDM）、有限元法（Finite Element Method，FEM）等。这几种方法各有优缺点，各有其应用范围，但有限元法的应用范围最广。它不仅可以用于结构、热、流体的分析，还能处理不同物理结构或场的耦合分析等问题，具有更大的应用前景。尤其是对许多工程问题，不可能获得解析的数学解，以前，为了能得到解析解，通常是做大量的简化和假设，所以结果只能适用于比较简单的情况。

对于要考虑材料性质，以及边界条件等较复杂的问题，得采用其它的方法，比如可以根据数值方法给出近似的、较令人满意的答案。有限元法就是这样一种很好的数值分析方法。

从数学角度来看，有限元基本思想的提出，以 1943 年 Courant 的开创性工作为标志，他第一次尝试应用定义在三角形区域上的分片连续函数和最小位能原理，来求解扭转问题。由于当时的计算条件所限制，这种方法未能引起足够的重视。从应用角度来看，第一次成功的运用有限元法的是 Turener 和 Clough 等人，他们在分析飞机结构时，用有限元法第一次对平面问题得到了正确答案。但是，直到 1960 年，Clough 才首次提出“有限元法”这一名称，并进一步应用有限元处理了平面弹性问题。之后，有限元法的理论和运用才得到迅速发展，并在工程中得到了逐步的应用，尤其是在 20 世纪 70 年代以来，有限元法随着电子计算机的发展而飞速发展起来，在机械设计中得到更加广泛地应用，如今已推广到固体力学以及其它非机构分析的许多领域，成为了一门日益成熟的科学。

所谓有限元法，其基本思想可从力学和数学两个角度来阐述。从力学角度来阐述，就是通过离散化的手段，把一复杂的连续体变成离散的单元；从数学角度来阐述，就是通过离散手段，把偏微分方程或者变分方程变成代数方程求解。离散就是把要分析的某连续体人为地分割成有限个单元，单元间通过顶点的节点连接起来。复杂的连续体经此离散化，可视为若干单元的组合体。对每个单元，选取适当的插值函数，使得该函数在子域内部、在子域分界面上（内部边界）以及子域与外界分界面（外部边界）上都满足一定的条件。单元组合体在已知外载荷作用下处于平衡状态时，列出一系列以节点、位移为未知量的线性方程组。利用计算机解出节点位移后，再用弹性力学的有关公式，计算出各单元的应力、应变，当各单元小到一定程度，那么它就代表连续体各处的真实情况。

内燃机要完成其独特的功能，大部分零件结构复杂，工作条件恶劣，这些零件的结构分析和设计是一件非常困难的工作。如连杆、活塞、缸盖、机体等零件，传统的设计方法所用的材料力学公式不能计算出这些复杂零件的应力。有限元法以其独特的特点，可以对结构形状和受载荷

方式都十分复杂的零件进行分析，因而被广泛地运用在内燃机工程中，成为有限元法工程应用的一个重要内容。

有限元法应用于内燃机工程的目的可分为两类：一类是进行结构分析，内燃机的一些零部件时常发生损坏，用有限元法来分析和研究结构损坏的原因，找出危险区域和部位，提出相应的改进设计方案。一类是进行结构设计，在进行内燃机的结构设计时，可以预先对一些可能的结构方案进行有限元分析计算，再根据对计算结果的分析 and 比较，选取最佳的合理方案。活塞、连杆、曲轴、机体、缸盖、进排气门等零部件的设计上已广泛地应用了有限元分析，它不仅可以计算零部件的静、动态应力下的强度问题，还可以计算活塞的温度场和应力、缸盖的热应力等。有限元法在内燃机工程上的运用，缩短了内燃机的开发周期和成本，提高了内燃机的可靠性、经济性。

§ 1.2 有限元法典型分析步骤

典型的有限元分析的主要步骤是：

- (1). 连续体的离散化。也就是将给定的物理系统分割成等价的有限单元系统。一维结构的有限单元为线段，二维连续体的有限单元为三角形、四边形，三维连续体的有限单元可以是四面体、长方体、六面体等单元。各种类型的单元各有其优缺点。
- (2). 选择位移模型。假设的位移函数或模型只是近似地表示了真实的位移分布。通常的假设位移函数为多项式，最简单的为线性多项式。实际应用中，没有一种多项式能够与实际情况完全一致。用户所要做的是选择多项式的阶次，以使其在可以承受的计算时间内达到足够的精度。此外，还要选择表示位移大小的参数，它们通常是节点的位移，但也有可能包括节点位移的导数。
- (3). 用变分原理推导出单元刚度矩阵。单元刚度矩阵是根据最小位能原理或其它原理，由单元材料和几何性质导出的平衡方程系构成的。单元刚度矩阵将节点位移和节点力联系起来，物体受到的分布力变换为节点处的等价集中力。刚度矩阵、节点力矢量和节点位移矢量的平衡关系表示为线性代数方程组。

- (4) 集合整个离散化连续体的代数方程。也就是把各个单元的刚度矩阵集成整个连续的刚度矩阵,把各单元的节点力矢量集成总的力和载荷矢量。最常用的原则是要求节点能互相连接,即要求所有与某节点相关联的单元在该节点处的位移相同。最近有研究表明,该原则在某些情况下并不是必需的。总刚度矩阵 K 、总载荷矢量 F 以及整个物体的节点位移矢量 Q 之间构成整体平衡,其联立方程为:

$$KQ=F$$

这样得出物理系统的基本方程后,还需要考虑其边界条件或初始条件,才能使得整个方程封闭。

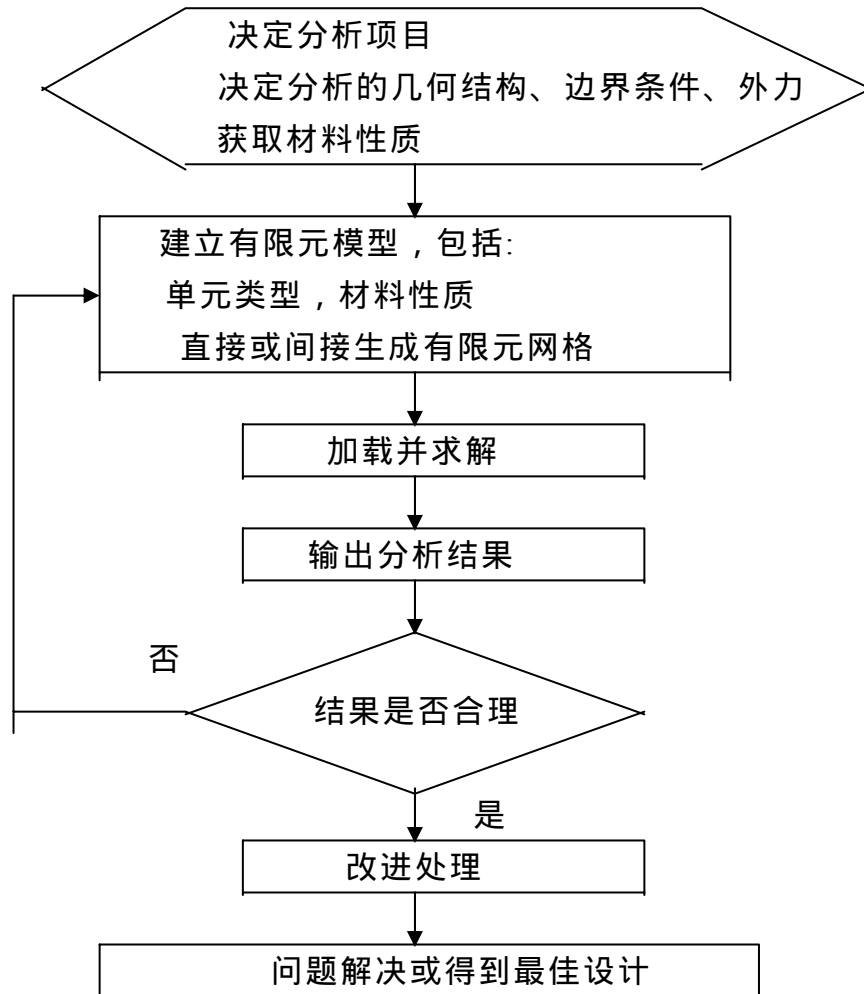
- (5) 求解位移矢量。即求解上述代数方程,这种方程可能简单,也可能很复杂,比如对非线性问题,在求解的每一步都要修正刚度矩阵和载荷矢量。
- (6) 由节点位移计算出单元的应变和应力。当然,根据具体情况,可能还需要计算出其它一些导出量。

在实际工作中,上述有限元分析只是在计算机软件处理中的步骤(有限元程序),要完成分析,还需用更多的前处理和后处理。完整的有限元分析流程如图(1-1)所示。

§ 1.3 有限元分析的优点

有限元法的优点十分明显,主要表现在:

- (1). 整个系统离散成为有限个单元,并将整个系统的方程转换成一组线性联立方程,从而可用多种方法对其求解。
- (2). 边界条件不进入单个有限元的方程,而是在得到整体代数方程后再引入边界条件,这样,内部和边界上的单元都能够采用场变量模型,而且当边界条件改变时,内部场变量模型不需要改变。
- (3). 有限元法考虑了物体的多维连续性,不仅在离散过程中把物体看成连续的,而且不需要用分别的插值过程把近似求解推广到连续体中的每一点。



图（1 - 1）有限元分析流程图

- (4). 有限元法不需要适用于整个物体的插值函数 ,而只需要对每个子域或单元采用各自的插值函数，这就使得其对复杂形状的物体也适用。
- (5). 有限元法能很容易求解非均匀连续介质，而其它方法处理非均匀连续介质较困难。
- (6). 有限元法适用于线性和非线性的场合。

§ 1.4 有限元分析的缺点

- (1). 有限元计算分析,尤其在对复杂问题的分析上,所耗的计算资源(内存,时间,磁盘空间)是相当大的。
- (2). 对无限区域的处理,有限元法比较困难。
- (3). 虽然有限元软件有自动划分网格的功能,但具体采用什么样的单元,网格的合理大小等有些问题还要依赖于经验。
- (4). 有限元分析所得结果并不是计算机辅助工程的全部,而且一个完整的机械设计不能单独使用有限元分析来完成,必须结合其它分析和工程实践才能完成整个工程设计。

§ 1.5 本文主要内容

本文以某柴油机厂生产的 6105 柴油机连杆为研究对象,建立了包括活塞销、曲轴连杆轴颈在内的三维有限元分析模型,采用接触法对连杆进行有限元分析,得出了连杆的应力分布情况,并与试验结果相对比,以验证模型和计算方法的有效性。根据有限元计算结果对连杆的可靠性进行了验证,并对连杆进行了优化设计,解决了原连杆可靠性低的问题。通过对活塞销与连杆小头衬套、连杆大头与曲轴连杆颈间的接触分析,得出了活塞销与连杆小头衬套、曲轴连杆颈间与轴瓦间的接触力分布情况,该分布规律与传统的孔、轴接触表面的力边界条件(一般按有限宽度油膜压力分布规律,即载荷在接触面间沿轴向按二次抛物线规律分布)是很不相同的。

连杆螺栓在工作时的应力分布情况,用常规的计算方法很难计算出来,本文建立了有效的有限元分析模型,在模型中,通过在连杆螺栓上建立的预紧力单元对连杆螺栓施加预紧力,并结合接触法,考虑了包括曲轴连杆轴颈、轴瓦过盈等因素对连杆螺栓的影响,完全模拟连杆螺栓实际工作状况,以保证计算结果的准确性。本文用有限元法对连杆螺栓的分析计算,解决了对连杆螺栓应力分布的分析与计算难题,得出了连杆螺栓应力分布及强度情况,并对某柴油机厂生产的 6105 柴油机连杆螺栓的拧紧力矩工艺进行了校核和修正,有效地降低了连杆螺栓在工作过程中的最大应力,提高了连杆螺栓的安全性。

用常规的计算方法,不可能计算出连杆螺栓的最大等效应力,本文通过有限元分析计算,得出了连杆螺栓的最大拉应力与最大等效应力间

的关系，从而得出了连杆螺栓最大等效应力计算经验公式，用该经验公式，解决了用常规方法无法求出连杆螺栓最大等效应力的问题，用它来校核连杆螺栓的疲劳强度更具可靠性。

第二章 三维有限元分析基础

有限元分析过程中，为了适应三维结构的各种复杂的曲面边界，往往将结构划分成大量的单元，用小的直边去近似结构的曲面边界，同时在单元内部多取一些节点，单元有较多的位移自由度，就能插值表示出复杂的单元内部位移场，这样，单元本身的精度就提高了，可以用较少的单元来解决结构分析问题。实践表明，对于复杂的三维问题，使用较高精度的复杂单元是更有利的，总计算量可以减少，划分单元也比较方便。作为三维离散化的模型单元有四面体单元、三棱柱单元、四棱柱单元、任意六面体等参数单元等。

用有限元进行结构分析是将连续体分离成单元，然后对单元进行分析，得到以节点位移为未知数的大型线性方程组，用消元法或迭代法求出位移的近似值，以求出各节点的应力值，这种先分后合，以有限的单元代替连续的弹性体的方法，便是有限元法的基本思想。

§ 2.1 位移模式与形函数

结构受力变形时，单元内任意一点将在 x 、 y 、 z 轴方向发生位移 u 、 v 、 w ，位移 u 、 v 、 w 应为坐标 x 、 y 、 z 的函数，用形状函数来表示插值单元内部的位移，可表示为：

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \sum_{j=1}^m N_j(r,s,t) \begin{Bmatrix} u_j \\ v_j \\ w_j \end{Bmatrix} \quad (2-1)$$

这是目前运用较广泛的形函数的位移模式，形函数 $N_j(r,s,t)$ 建立了节点位移与单元内任一点位移间的关系，采用不同的形函数，可构造不同位移模式。

§ 2.2 位移——应变方程式

根据弹性力学理论，应变分量与位移分量之间有一定的几何关系，如果只

考虑微小的变量和位移，不计它们的二次幂和更高次幂，则关系式为：

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} \\ \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} \\ \nu_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \nu_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \nu_{zx} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (2-2)$$

式中： ε 为轴向应变， ν 为切向应变；

将 (2 - 2) 式用矩阵表示，则为：

$$\begin{aligned} \{\varepsilon\} &= [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \nu_{xy}, \nu_{yz}, \nu_{zx}]^T \\ &= \left[\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial w}{\partial z}, \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}, \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right]^T \end{aligned} \quad (2-3)$$

将(2 - 1)代入(2 - 3),可得：

$$\begin{aligned} \{\varepsilon\} &= [[B_1] [B_2] [B_3] \cdots [B_i] \cdots [B_j]] \{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 \cdots \sigma_i, \sigma_j\}^T \\ \text{即：} \quad \{\varepsilon\} &= [B] \{\sigma\}^T \end{aligned} \quad (2-4)$$

其中： $J = m$

$$[B_i] = \begin{pmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial N_i}{\partial z} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} & \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial z} & \frac{\partial N_i}{\partial y} \\ \frac{\partial N_i}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_i}{\partial x} \end{pmatrix} \quad (2-5)$$

$$\sigma_i = (u_i, v_i, w_i)^T \quad (2-6)$$

§ 2.3 应力—应变方程

根据弹性力学理论，假定弹性体是连续的，而且是各相同性的，那么应力与应变间的关系式为：

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ v_{yz} &= \tau_{yz} / G \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_z + \sigma_x)] \\ v_{zx} &= \tau_{zx} / G \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)] \\ v_{xy} &= \tau_{xy} / G \end{aligned} \right\} \quad (2-7)$$

式中：E 为材料的弹性模量，μ 为泊松比，σ 为轴向应力，τ 为切向应力，

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} ; \text{ 用应变表示应力时，式(2-7)可写成：}$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \lambda e + 2G\varepsilon_x \\ \sigma_y &= \lambda e + 2G\varepsilon_y \\ \sigma_z &= \lambda e + 2G\varepsilon_z \\ \tau_{yz} &= Gv_{yz} \\ \tau_{zx} &= Gv_{zx} \\ \tau_{xy} &= Gv_{xy} \end{aligned} \right\} \quad (2-8)$$

其中： $\lambda = \frac{E\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)}$, $e = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$;

将 (2-8) 写成矩阵形式为：

$$\begin{aligned} [\sigma] &= [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{xz}]^T \\ &= [D] [\varepsilon] \end{aligned} \quad (2-9)$$

其中： $[D] = \frac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)}$

$$= \begin{pmatrix} 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-3\mu}{2(1-\mu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-3\mu}{2(1-\mu)} \end{pmatrix} \quad (2-10)$$

$[D]$ 为弹性矩阵，完全取决于 E 和 μ 。

§ 2.4 坐标变换

对于等参单元，形函数 $N_i(r, s, t)$ 是自然坐标 (r, s, t) 的函数，但要确定 $[B_i]$ 时，要对整体坐标 (x, y, z) 求偏导，因此必须统一坐标系。上述式 (2-5) 式中偏导数可用链式微分方法进行如下计算：

$$\begin{aligned}
 \begin{pmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial u} \\ \frac{\partial N_i}{\partial s} \\ \frac{\partial N_i}{\partial f} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \cdot \frac{\partial x}{\partial u} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \cdot \frac{\partial y}{\partial u} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \frac{\partial z}{\partial u} \\ \frac{\partial N_i}{\partial x} \cdot \frac{\partial x}{\partial s} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \cdot \frac{\partial y}{\partial s} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial N_i}{\partial x} \cdot \frac{\partial x}{\partial f} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \cdot \frac{\partial y}{\partial f} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \frac{\partial z}{\partial f} \end{pmatrix} \\
 &= \begin{pmatrix} \frac{\partial x}{\partial u} & \frac{\partial y}{\partial u} & \frac{\partial z}{\partial u} \\ \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} & \frac{\partial z}{\partial s} \\ \frac{\partial x}{\partial f} & \frac{\partial y}{\partial f} & \frac{\partial z}{\partial f} \end{pmatrix} \\
 &= [J] \begin{pmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \\ \frac{\partial N_i}{\partial z} \end{pmatrix} \tag{2-11}
 \end{aligned}$$

其中 $[J]$ 为雅可比矩阵，由 (2-11) 求逆可得：

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \\ \frac{\partial N_i}{\partial z} \end{pmatrix} = [J]^{-1} \begin{pmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial u} \\ \frac{\partial N_i}{\partial s} \\ \frac{\partial N_i}{\partial f} \end{pmatrix} \quad (2-12)$$

将式 (2-12) 代入 (2-5)，则可得到矩阵 $[B_i]$ 。

§ 2.5 刚度矩阵

对于自由度总数为 n 的空间结构整体刚度矩阵 $[K]$ 是 $n \times n$ 的方阵，它是由单元刚度矩阵 $[k]$ 集合而成的。如果单元有 d 个节点，那么 $[k]$ 可用子矩阵表示：

$$[k]_{3d \times 3d} = \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} & \cdots & k_{1d} \\ k_{21} & k_{22} & \cdots & k_{2d} \\ k_{31} & k_{32} & \cdots & k_{3d} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ k_{d1} & k_{d2} & \cdots & k_{dd} \end{pmatrix} \quad (2-13)$$

式中：

$$[k_{mn}]_{3 \times 3} = \begin{pmatrix} k_{mn}^{xx} & k_{mn}^{xy} & k_{mn}^{xz} \\ k_{mn}^{yx} & k_{mn}^{yy} & k_{mn}^{yz} \\ k_{mn}^{zx} & k_{mn}^{zy} & k_{mn}^{zz} \end{pmatrix}$$

$$(m, n = 1, 2, \dots, d) \quad (2-14)$$

如同二维问题一样， $[k]$ 同样是单元节点力列阵 $\{F\}_{3d \times 1}^e$ 和节点位移列阵 $\{\delta\}_{3d \times 1}^e$ 之间的转换矩阵，是应用虚功原理导出的，它的形式为：

$$\{F\}_{3d \times 1}^e = [k]_{3d \times 3d} \{\delta\}_{3d \times 1}^e \quad (2-15)$$

$$\text{式中：} [k]_{3d \times 3d} = \iiint_V B^T [D] [B] dv \quad (2-16)$$

其子矩阵为：

$$[k_{mn}]_{3d \times 3d} = \iiint_V [B_m]_{3 \times 6}^T [D]_{6 \times 6} [B_n]_{6 \times 3} dv$$

$$(m, n = 1, 2, \dots, d) \quad (2-17)$$

对于等参单元，因 $[B_i]$ 是用自然坐标表示的，所以式(2-15)及(2-16)也必须在自然坐标下积分，故：

$$[k]_{3d \times 3d} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [B]^T [D] [B] \det [J] d_m d_n d_t \quad (2-18)$$

由于 $[B]$ 是 (m, n, t) 的隐函数，式(2-18)重积分必须采用数值积分法求解，通常采用高斯方法。

单元刚度 $[k]$ 矩阵求得以后，便可以求得整体刚度矩阵 $[K]$ ：

$$[K] = \sum_e ([C]^e)^T [k] [C]^e \quad (2-19)$$

式中 $[C]^e$ 是单元选择矩阵。

§ 2.6 载荷列阵

对于自由度总数是 n 的空间结构，它的整体等效载荷列阵 $\{R\}$ 为：

$$\{R\}_{n \times 1} = [R_1 \quad R_2 \quad \dots \quad R_n]^T \quad (2-20)$$

它是由单元等效节点载荷列阵 $\{R\}^e$ 集合而成，应用虚功保持相同的条件，得到：

$$\{R\}^e = \{R_P\}^e + \{R_p\}^e + \{R_{\underline{p}}\}^e \quad (2-21)$$

上式中， $\{R_P\}^e$ 、 $\{R_p\}^e$ 、 $\{R_{\underline{p}}\}^e$ 分别是集中载荷、分布体力、分布面力的单元等效节点载荷列阵。

由单元载荷列阵 $\{R\}^e$ 组装整体载荷列阵 $\{R\}$ ：

$$\{R\} = ([C]^e)^T \{R\}^e \quad (2-22)$$

上式中， $[C]^e$ 是单元选择矩阵。

§ 2.7 用最小位能原理求节点位移

结构总位能：

$$\phi = \frac{1}{2} [\{\delta\}^T [K] \{\delta\} - \{\delta\}^T \{R\}] \quad (2-23)$$

如果物体受力后处于平衡状态，系统的总位能达到最小值：

$$\frac{\partial \phi}{\partial \{\delta\}} = 0 \quad (2-24)$$

通过对(23)求偏导，可得节点位移的线性方程组：

$$[K] \{\delta\} = \{R\} \quad (2-25)$$

通过解线性方程组(2-25)，可求得结构上各节点位移 $\{\delta\}$ ，求出各节点位移分量，将位移代入式(2-9)，可得出单元的应力分量，从而可分析结构的强度。

第三章 连杆有限元分析

§ 3.1 前言

以往的连杆有限元分析计算的常见方法是将连杆计算模型简化成二维平面问题来处理，近年来随着计算机的发展，计算机的计算能力越来越大，连杆三维有限元分析运用也越来越多。三维有限元分析时因单元数多，计算量大，分析一般只涉及到连杆，分析模型不包括活塞销和曲轴连杆轴颈，连杆受力是通过加在连杆大、小头孔内表面的载荷来计算分析。经过简化，会给模型的建立、网格划分、计算分析等处理过程带来方便，计算所需的计算机资源也会减少，但过多的简化处理会影响计算精度。

有限元分析中，接触问题一直是个难点。连杆不是独立存在的，它与活塞销、曲轴等零件组装成一个系统，这些零件间的接触面有接触力的作用，采用接触分析，将能最大限度地模拟连杆与活塞销、曲轴间的关系。因此，本文采用接触法来对连杆进行分析，分析过程中同时考虑到活塞销和曲轴连杆轴颈，在连杆与活塞销、连杆与曲轴连杆轴颈间建立弹性接触对，用接触对来模拟连杆与活塞销、连杆与曲轴连杆轴颈间的连接关系，使分析模型尽量与连杆的实际状况相同，达到准确分析的目的。

本文所用的分析软件是 ANSYS，ANSYS 是目前国际流行的融结构力学、热、流体、电磁、声学于一体的大型通用有限元软件。从 70 年代诞生至今，ANSYS 经过 30 多年的发展，已成为使用广泛、高效的有限元系统。它紧跟计算机软、硬件发展的最新水平，功能丰富，前后处理和图形功能完备，它拥有丰富完善的单元库、材料模型库和求解器，保证了它能高效地求解各类结构的静力、动力、振动、线性和非线性问题、稳态和瞬态分析、热——结构耦合问题、静态变电磁场问题、压缩和不可压缩的变电磁场问题等。

§ 3.2 弹性接触基本理论

在工程结构中，经常会遇到大量的接触问题，所以，很早就引起了人们的重视，并开始对它进行研究工作。在 1882 年，H.Hertz 在《弹性

接触问题》一书中，就较为系统的描述了弹性接触问题，并提出了经典的 Hertz 弹性接触理论，后来 Boussinesq 等学者进一步发展了这一理论。

§ 3. 2.1 弹性接触问题的一般假设

在讨论弹性接触问题时，一般假定：

- (1). 接触系统由两个相互接触的物体组成，它们间不发生刚体运动；
- (2). 接触物体的变形是小变形，接触点可以预先确定，接触或分离只在两物体可能接触的相应点进行；
- (3). 应力、应变关系取线性；
- (4). 接触表面充分光滑；
- (5). 不考虑接触面的介质（如润滑油），不计动摩擦影响；

§ 3. 2.2 接触条件

假定接触体系是有两个弹性体（A 和 B）组成，其相应的接触边界分别是 Γ_1 和 Γ_2 ，而 n_1, t_1 和 n_2, t_2 分别是两物体接触边界的外法向和切向，并设 P_{n1} 和 P_{t1} 、 P_{n2} 和 P_{t2} 分别表示接触点对 i_1 和 i_2 上的法向和切向力， u_1 和 v_1 、 u_2 和 v_2 分别表示接触点对 i_1 和 i_2 上的法向和切向位移； ε_0 为接触点之间的初始间隙。在外力作用下，每对接触点可能有三种接触状态：粘合状态、滑动接触状态和分离状态。

(一). 粘合状态

两物体接触时，接触点不发生相互滑动，而相互粘合在一起进行变形，这时，接触点处同连续体一样发生整体变形。对粘合状态，定解条件是：

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{n1} + P_{n2} = 0, \quad P_{t1} + P_{t2} = 0 \\ u_1 = u_2 + \varepsilon_0, \quad v_1 = v_2 \end{array} \right. \quad (3-1)$$

判定条件为：

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{n1} \leq 0 \\ |P_{t1}| \leq f |P_{n1}| \end{array} \right. \quad (3-2)$$

上式中 f 为摩擦系数。

(二). 滑动接触状态

这时，接触点对产生相对滑动，定解条件是：

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{n1} + P_{n2} = 0, \quad P_{t1} + P_{t2} = 0 \\ u_1 = u_2 + \varepsilon_0, \quad |P_{t1}| = f |P_{n1}| \end{array} \right. \quad (3-3)$$

判定条件为：

$$\begin{array}{l} P_{n1} \leq 0, \quad v_1 \leq v_2 \quad \text{为顺切向滑动;} \\ v_1 > v_2 \quad \text{为逆切向滑动;} \end{array} \quad (3-4)$$

(三). 分离状态

这时，接触点对相互分开，成为自由边界，定解条件是：

$$P_{n1} = P_{n2} = P_{t1} = P_{t2} = 0 \quad (3-5)$$

判定条件为：

$$u_1 < u_2 + \varepsilon_0 \quad (3-6)$$

在外载荷作用下，每一接触点对处于三种接触状态之一，并满足相应的接触条件。

§ 3.2.3 有摩擦接触与无摩擦接触

弹性接触问题分为有摩擦接触和无摩擦接触两种情况。有摩擦接触时，摩擦系数 $f > 0$ ，当切向力达到一定程度时，出现沿接触面的滑动，在这种情况下，切向力和载荷加载路径有关。这种过程为不可逆变化过程。无摩擦接触时，摩擦系数 $f = 0$ ，切向力和载荷加载路径无关，仅与受力状态有关。这种过程为可逆变化过程。在实际工作过程中，如零件的接触表面光滑，且接触表面有润滑油膜存在，可近似地按无摩擦接触处理。

§ 3.2.4 弹性接触问题的有限元法

弹性接触问题是属于小变形的几何非线性问题，其求解方法是将该非线性问题转化为一系列线性问题来求解。先假设一种接触状

态和接触区域，得到以节点、位移为未知量的有限元方程组：

$$[K_1] \{u_1\} = \{F_1\} \quad (3-7)$$

上式中 $[K_1]$ 为相应于这种接触状态的刚度矩阵，它是随接触状态而改变， $\{u_1\}$ 为相应的节点位移， $\{F_1\}$ 为对应某增量段的载荷增量给出的节点力。

求解方程（3-7）可得：

$$\{u_1\} = [K_1]^{-1} \{F_1\} \quad (3-8)$$

求出节点位移 $\{u_1\}$ 后，再求出接触点的接触力 $\{R_1\}$ ，然后将求出的 $\{u_1\}$ 和 $\{R_1\}$ 代入相应的假设接触状态不等式条件，判别与所设想的接触状态是否相符。如果不符，则改变不等式接触状态，建立新的方程组：

$$[K_2] \{u_2\} = \{F_2\} \quad (3-9)$$

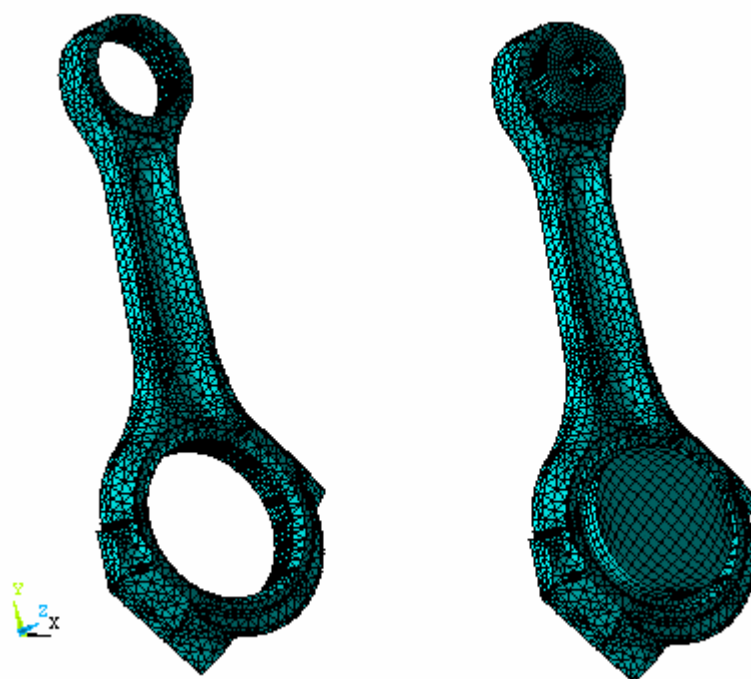
并求得：

$$\{u_2\} = [K_2]^{-1} \{F_2\} \quad (3-10)$$

由 $\{u_2\}$ 求出接触力 $\{R_2\}$ ，将 $\{u_2\}$ 和 $\{R_2\}$ 代入接触状态的判别条件进行重新计算和判别。这样经过 n 次迭代，当 $\{u_n\}$ 和 $\{R_n\}$ 满足接触状态的判别条件时，即完成这一载荷增量的求解。下一载荷增量段重复上述的计算过程。当载荷增量段分为 m 段，对每一载荷增量段需迭代 n 次，则整个求解过程需要 $m \times n$ 次形成刚度矩阵和求解线性方程组。

§ 3.3 计算模型

建立准确、可靠的计算模型，是应用有限元法进行分析的重要步骤之一。在进行有限元分析时，应尽量按照实物来建立有限元分析模型，但对



a. 连杆单元模型

b. 连杆加载计算模型

图 3-1 连杆有限元分析模型

结构复杂的物体，完全按照实物结构来建立计算模型、进行有限元分析有时会变得非常困难，甚至是不可能的，因此可进行适当的简化。计算模型简化的结果，只能近似地反映实际情况，或者说，计算模型的计算结果在不同程度上存在着误差。一般来说，因模型带来的误差要比有限元计算方法本身的误差大得多。所以，结构的有限元计算的准确性在很大程度上取决于计算模型的准确性。为了较准确地计算出连杆的应力情况，本文的连杆计算模型只对连杆螺栓做了简化处理：包括将连杆大头看成一个整体，不考虑连杆螺栓，根据连杆的实际结构尺寸建立三维计算模型，包括连杆体、连杆盖、活塞销、连杆颈，考虑连杆的对称性，只对连杆的二分之一部分进行分析，见图(3-1)连杆三维有限元分析模型。为验证连杆三维模型的精度，经有限元计算连杆三维模型质量为 2327 克，该连杆批量生产时质量一般在 2350 ~ 2400 克，模型与实物的重量是相当吻合的，说明所建立的分析模型是准确的。因对连杆螺栓的简化处理，所建立的分析模型稍轻。

§ 3.4 网格划分

有限元分析的基础是单元，所以，在有限元分析之前必须将实物模型划分为等效节点和单元。在 ANSYS 单元库中有 100 多种不同类型的单元，不同的单元类型决定单元的自由度、代表不同的分析领域、单元是属于二维空间还是三维空间等特性。本文采用有限元接触分析属于非线性分析，运算量庞大，为提高运算速度，要求参与运算的节点和单元应尽可能少，但为了保证计算精度，模型网格应小到足以表述出模型的形状，否则，过粗的网格会造成较大的误差。本文中由于连杆形状不规则，采用能较好模拟物体形状的自由三维四面体 Solid 45 实体单元划分网格，共采用了 25129 个 Solid 45 实体单元。连杆瓦、衬套、活塞销、活塞连杆轴颈结构较规则，采用三维六面体 Solid 45 实体单元划分网格，共采用了 4764 个三维六面体 Solid 45 实体单元。

§ 3.5 接触对建立

本文用接触对来模拟连杆与活塞销、连杆与连杆轴颈间接触，需要选择接触方式。ANSYS 支持三种接触方式：点——点、点——面、面——面的接触，每种接触方式使用的接触单元适用于某类问题。点——点接触单元用于模拟点与点的接触行为（也可模拟面与面的接触，如给定如两个面上的节点——对应，相对滑动又可忽略不计，两个面挠度（转动）量小，则可用点——点接触单元来模拟求解）。点——面接触单元主要用于分析点与面的接触行为，如两根梁间的相互接触。面——面接触可以用来模拟刚体——柔体、柔体——柔体的面与面的接触行为。活塞销与连杆小头、连杆大头与曲轴连杆轴颈间是属于面——面接触行为。

接触行为分析涉及到两个边界的接触问题，需要建立接触对。在接触对建立的同时，产生一定数量的接触单元。所谓接触单元，就是覆盖在分析模型接触面上的一层单元，是在建立接触对时产生。两物体相互接触的面中，一个物体的表面当成“目标面”，另一物体的表面称为“接触面”。一个目标单元和一个接触单元叫做一个“接触对”。

本文采用三维接触单元 TAPGE170 来模拟“目标面”，用三维接触单元 CONTA174 来模拟“接触面”。在建立接触对时，指定接触面和目标面时应考虑以下准则：

1. 当凸面与平面或凹面接触时，应指定平面或凹面为目标面；
2. 如果一个面上的网格较细，应指定细网格所在面为接触面，粗网格所在面为目标面；
3. 当两个面的刚度不同时，较硬的表面为目标面，较软的表面为接触面；
4. 如果两个面大小明显不同，应将大面作为目标面。

根据以上原则，对连杆的分析共建立了两组接触对，即连杆小头与活塞销之间建立一组接触对，连杆小头衬套孔内表面为目标面，活塞销外表面为接触面；连杆大头与曲轴连杆轴颈间建立一组接触对，连杆轴瓦内表面为目标面，连杆轴颈表面为接触面。

建立接触对时所产生的接触单元数量取决于可能接触的表面的大小及表面所划分的网格尺寸的大小，可能接触的面越大、网格划分得越小，产生的单元数量越多。接触运算要求建立接触对的表面单元网格尽可能的小，使接触表面的网格离散程度能足够描述出接触表面的形状，过粗的网格可能导致计算时难以收敛，对计算结果的精度也会产生影响。本文所建立的接触对共产生接触单元 1688 个，其中连杆小头与活塞销间共建立了 815 个接触对单元，连杆大头与连杆颈间建立了 873 个接触对单元。

§ 3.6 位移边界条件和载荷处理

§ 3.6.1 位移边界条件

边界条件的选取是分析的重要环节，其选取正确与否，不仅影响计算精度，而且对非线性分析还将影响运算是否收敛，不合理的边界条件可能使计算失败，导致计算不出结果。对一个自由体，结构本身无约束，仅有自相平衡的外力，是无法求出定解节点位移，所以对于分析模型，要对某些节点的自由度加以限制。本文分析模型是按如下方法进行约束：

连杆：为限制连杆在 Z 轴方向的刚体运动，在连杆的对称面（ $X-Y$ 平面）上加对称约束，见图(3 - 2) 位移边界条件示意图。

活塞销：为限制活塞销在 Z 轴方向的刚体运动，在活塞销的对称面（ $X-Y$ 平面）上加对称约束；为限制活塞销的横向（即 X 轴向）刚体

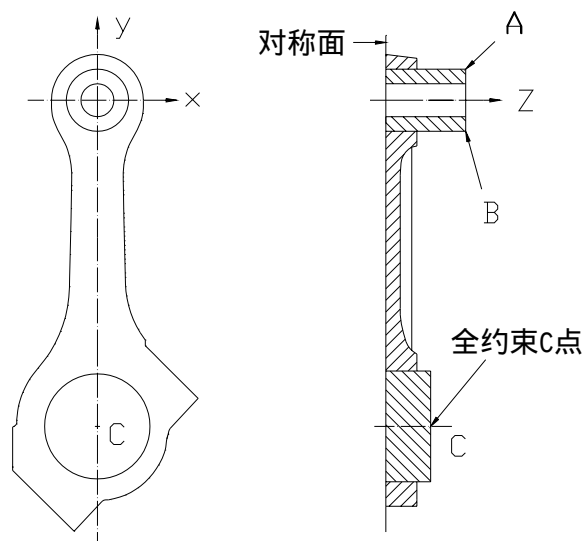


图 (3 - 2) 位移边界条件示意图

运动，在活塞销的外端面上 A、B 点位置（在活塞销 $Y-Z$ 对称平面上）限制活塞销在 X 方向的刚体运动。

曲轴连杆轴颈：为限制曲轴连杆轴颈在 Z 轴方向的刚体运动，在活塞销的对称面（ $X-Y$ 平面）上加对称约束；为限制整个分析模型的整体刚体运动，完全限制曲轴连杆颈外端面上中心节点 C 的自由度。

§ 3.6.2 载荷处理

连杆在工作时，承受周期性变化的外力作用，其主要由两部分组成：一是经活塞顶传来的燃气爆发力，对连杆起压缩作用，二是活塞连杆组高速运动产生的惯性力，对连杆起拉伸作用；在分析时，认为最大燃气爆发力和惯性力均在上止点附近出现，两者可以迭加。另外，还有连杆小头所装的衬套、大头所装的连杆瓦作用在孔径上的均布压力，及连杆螺栓预紧力所产生附加载荷。

用有限元法可对连杆在整过 720° 循环中进行动态分析，会得到理

想的结果，但计算过程过于复杂。因连杆破坏大都是拉、压疲劳断裂所致，故计算时选择了连杆在受最大拉力和最大压力这两种极端情形来计算应力的分布情况。这样既能得到两个最危险受力工况下的应力和变形的分布情况，又能满足工程设计要求，实现计算简便，节省机时。在计算分析时，连杆受最大拉力工况取最大转速工况，最大压力工况则根据燃气压力和惯性离心力的综合作用选取标定工况或最大扭矩工况。

本文在对连杆进行有限元分析时，考虑连杆所受的外载荷主要有燃气压缩力载荷、离心载荷和过盈载荷。离心载荷包括由活塞组、活塞销产生的离心载荷和连杆本身产生的离心载荷两部分组成。ANSYS 有限元软件程序对模型中有质量的旋转体可计算出其旋转离心载荷，并施加在计算模型中，这样比将离心载荷计算出后再施加在模型上更合理。本文的连杆分析模型是根据实物的实际尺寸建立的精确的三维模型，连杆、活塞销的离心力由程序计算并加载，所以在本节连杆载荷的计算过程中不再另外考虑活塞销、连杆的离心载荷。

§ 3.6.2.1 最大拉力计算

在最大转速工况下，进气冲程开始的上止点附近，连杆小头承受的最大拉伸载荷 P 可由下式计算：

$$P = (m_1 + m_2) R \omega^2 (1 + \lambda) \quad (3-11)$$

m_1 ：活塞组质量 (kg)，包括活塞、活塞环、活塞销卡簧等部件的质量，取 $m_1 = 1.300 \text{ kg}$ (估算)；

m_2 ：活塞销质量， $m_2 = 0.580 \text{ kg}$ ；

R ：曲轴曲柄半径(m)， $R = 0.066 \text{ m}$ ；

n ：柴油机转速(转/分)；

最大转速工况时 $n = 2860 \text{ r/min}$ ；

ω ：曲柄的角速度， $\omega = \frac{\pi n}{30}$ 弧度/秒；

最大转速工况时 $\omega = \frac{\pi n}{30} = 299.3$ 弧度/秒；

l ：连杆大小头孔中心距(m)， $l = 0.210 \text{ m}$ ；

$$\lambda : \text{连杆比}, \lambda = \frac{R}{l} = \frac{0.066}{0.210} = 0.314 ;$$

活塞销的离心载荷由 ANSYS 程序计算并加载，由式 (3-11) 式可计算出连杆小头承受的由活塞组件产生的最大拉伸载荷 P_{11} ：

$$P_{11} = m_1 R \omega^2 (1 + \lambda) \quad (3-12)$$

代入相关数据得：

$$P_{11} = 1.300 \times 0.066 \times 299.3^2 \times (1 + 0.314) = 10099 \text{ (N)}$$

§ 3.6.2.2 最大压力计算

活塞在膨胀冲程开始上止点附近，连杆承受最大压缩载荷。其中连杆小头孔承受的力为最大燃气作用力与活塞组、活塞销往复惯性力之差，即：

$$P_2 = \frac{\pi D^2}{4} p_{z\max} - P \quad (3-13)$$

式中：

D ：活塞直径，取 $D = 0.108 \text{ m}$ ；

$p_{z\max}$ ：最大燃气压力(Pa)；

P ：活塞组件、活塞销产生的离心力；

连杆所受最大压力工况根据燃气压力与离心力的综合作用选取标定工况或最大扭矩工况。经试验测试，在标定工况时柴油机的最大燃气压力为 114.9bar，此时转速 $n = 2600 \text{ r/min}$ ， $\omega = 272.1 \text{ 弧度/秒}$ ；在最大扭矩工况时柴油机的最大燃气压力为 84.4bar，此时转速 $n = 1700 \text{ r/min}$ ， $\omega = 177.9 \text{ 弧度/秒}$ ，由式 (3-11) 及 (3-13) 计算出在标定工况时连杆处于最大受压力状态。

活塞销的离心力由 ANSYS 程序计算加载，此处 P 只计算活塞组件产生的离心力。由式 (3-11) 可计算出标定工况下的活塞组件的离心力 P_{12} ：

$$P_{12} = 1.300 \times 0.066 \times 272.1^2 \times (1 + 0.314) = 8347 \text{ (N)}$$

由式 (3-13) 得：

$$P_{22} = \frac{3.14 \times 0.108^2}{4} \times 114.9 \times 10^5 - 8347 = 96858 \quad (\text{N})$$

即需在模型上施加的最大压力为 96858N。

§ 3.6.2.3 小头过盈力计算

连杆小头衬套以一定的过盈 δ_0 压入小头孔内，使小头孔壁产生一定的应力，工作过程中连杆小头温度升高约 $100 \sim 150^\circ\text{C}$ ，衬套的线膨胀系数大于连杆体的线膨胀系数，引起温升过盈 δ_t ，因此，连杆小头总的过盈量 ΔD 为：

$$\Delta D = \delta_0 + \delta_t \quad (3-14)$$

$$\text{其中温升过盈 } \delta_t = (\alpha - \alpha') \cdot t \quad (\text{cm}); \quad (3-15)$$

上式中： α ：连杆材料线膨胀系数；

α' ：衬套材料线膨胀系数；

t ：工作后小头的温升，约 $100 \sim 150^\circ\text{C}$ ，取 $t = 150$ ；

过盈量 ΔD 在小头内引起径向均布压力 p_q 按下式计算^[3]：

$$p_q = \frac{\Delta D}{D} \frac{1}{\frac{1}{E} \left(\frac{D_1^2 + D^2}{D_1^2 - D^2} + \mu \right) + \frac{1}{E_1} \left(\frac{D^2 + D_2^2}{D^2 - D_2^2} - \mu_1 \right)} \quad (3-16)$$

上式中：

p_q ：为轴瓦或衬套产生的过盈均布力；

D ：为轴孔直径；

D_1 ：为轴承体外径；

D_2 ：为轴瓦或衬套内径；

E 、 E_1 ：分别为轴承体和轴瓦或衬套的弹性模量；

μ 、 μ_1 ：分别为连杆体、轴瓦(或衬套)的泊松比；

连杆小头的相关参数如下：

小头孔内径 D 为 $\varnothing 43^{+0.016}_0$ mm，小头孔外径 D_1 为 $\varnothing 54$ mm；

衬套孔内径 D_2 为 $\varnothing 40^{+0.031}_{+0.020}$ mm，衬套外径为 $\varnothing 43^{+0.106}_{+0.081}$ mm；

在计算小头过盈力时取：

$\delta_0=0.081$ mm， $D=43$ mm， $D_1=54$ mm， $D_2=40$ mm；

衬套材料为 10 钢背 CuPb10Sn10 合金，连杆材料为 42CrMo，
取： $E=2.10 \times 10^5$ N/mm²， $E_1=1.96 \times 10^5$ N/mm²；

$\mu=0.28$ ， $\mu_1=0.3$ ；

$a = 1.0 \times 10^{-5}$ (1/)， $a' = 1.8 \times 10^{-5}$ (1/)；

利用(3-14)、(3-15)、(3-16)式可计算出小头孔内表面受的
过盈压力 p_{q1} ：

$$p_{q1} = 21.0 \text{MPa}$$

§ 3.6.2.4 大头过盈力计算

在正常工作过程中，连杆大头盖与大头紧紧贴合在一起，因此近似认为连杆大头为连续体，连杆轴瓦属过盈装配，过盈装配力可以由下面的计算方法计算。

由图纸上查出轴瓦最大凸出高度 μ_{max} (mm)和检查压力 F_0 (N)，按下式计算^[16]：

$$u = 6 \times 10^{-6} D \frac{F_0}{b_1 t_1} \quad (3-17)$$

$$\Delta D = \frac{2}{\pi} (\mu_{max} + u) \quad (3-18)$$

其中： u ：由检查压力 F_0 引起的轴瓦缩小量(mm)，查图得 $F_0=6370$ N；

D : 大头孔名义直径 (mm), 查图得 $D=75$ mm ;

b_1 : 轴瓦宽度 (mm), 查图得 $b_1=28.3$ mm ;

t_1 : 轴瓦名义厚度 (mm), 查图得 $t_1=2.48$ mm ;

μ_{max} 轴瓦最大过盈量 (mm); 查图得 $\mu_{max}=0.019$ mm

由式(3-17)得 $u = 0.0408$ mm

将 u 、 μ_{max} 代入(3-18)式得 $\Delta D = 0.038$ mm

即大头得过盈量 ΔD 为 0.038 mm , 将 ΔD 代入(3-16)式可计算出大头过盈力。连杆大头的相关材料、参数如下 :

内径 D 为 $\varnothing 75^{+0.022}_0$ mm , 外径 D_1 为 $\varnothing 90$ mm ,

轴瓦内径 D_2 为 $\varnothing 70.059$ mm , 轴瓦外径为 $\varnothing 75.019$ mm ,

轴瓦材料为 10 钢背 ChCuPb24 合金 , 料线膨胀系数 , α' 、 E_1 、

μ_1 近似地取同小头衬套相同的参数。

在计算大头孔过盈力时取 :

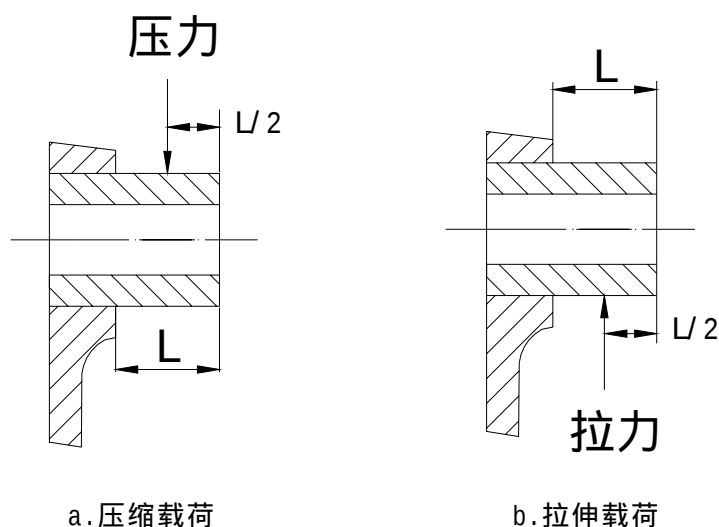
$D=75$ mm , $D_1=90$ mm , $D_2=70$ mm ;

由(3-16)式计算大头孔内表面受的过盈压力 p_{q2} :

$$p_{q2} = 5.2 \text{ MPa}$$

§ 3.6.2.5 载荷加载

有限元分析中的外载荷 , 根据分析对象的实际情况 , 载荷可以直接加在实体模型上 , 如加在构成模型的点、线、面上 ; 也可以将载荷加在有限元模型上 , 如加在节点或单元上。如载荷加在实体体模型上 , 在有限元分析过程中 , 程序会自动将载荷转化到节点和单元上。本文所分析的连杆受的外载荷主要有燃气压缩力载荷、离心载荷和过盈载荷 , 其中活塞组产生的离心载荷以集中力的方式施加 , 活塞销和连杆本身产生的离心载荷通过有限元程序施加。将连杆小头所受的最大拉



图(3 - 3) 加载示意图

力和最大压力以集中力的方式加在活塞销有限元模型上,加载位置如图(3 - 3)所示。小头衬套、大头轴瓦的过盈均压力以均布压力的方式分别加在小头孔和大头内表面上。

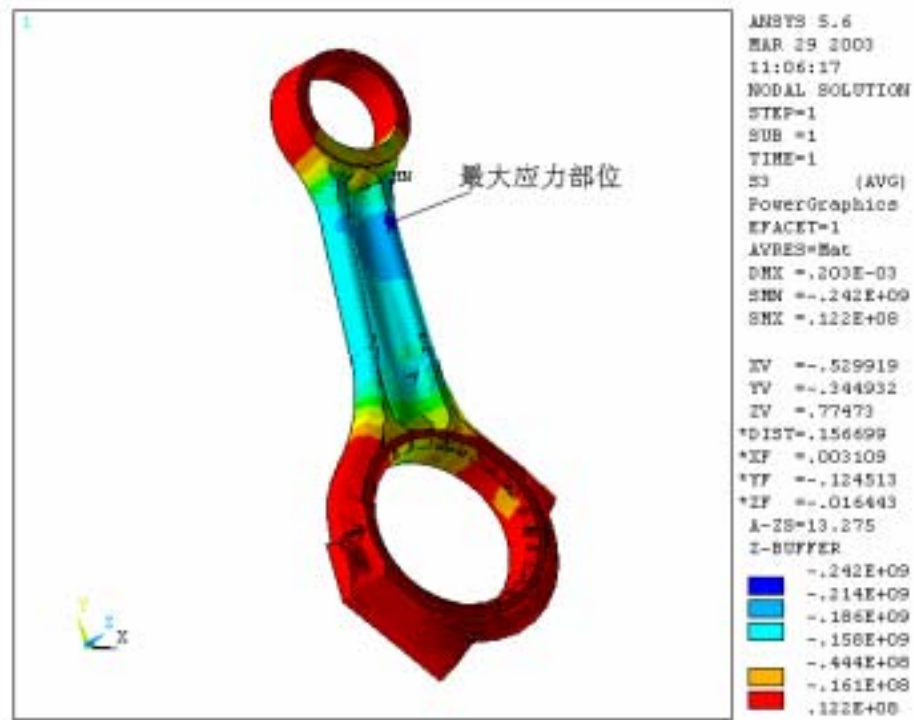
§ 3.7 有限元计算结果

利用图 3-1(b)所示的连杆有限元分析模型,对连杆在最大受压工况和最大受拉工况分别进行有限元分析,可得到连杆在最大受压工况和最大受拉工况的应力、变形等情况。

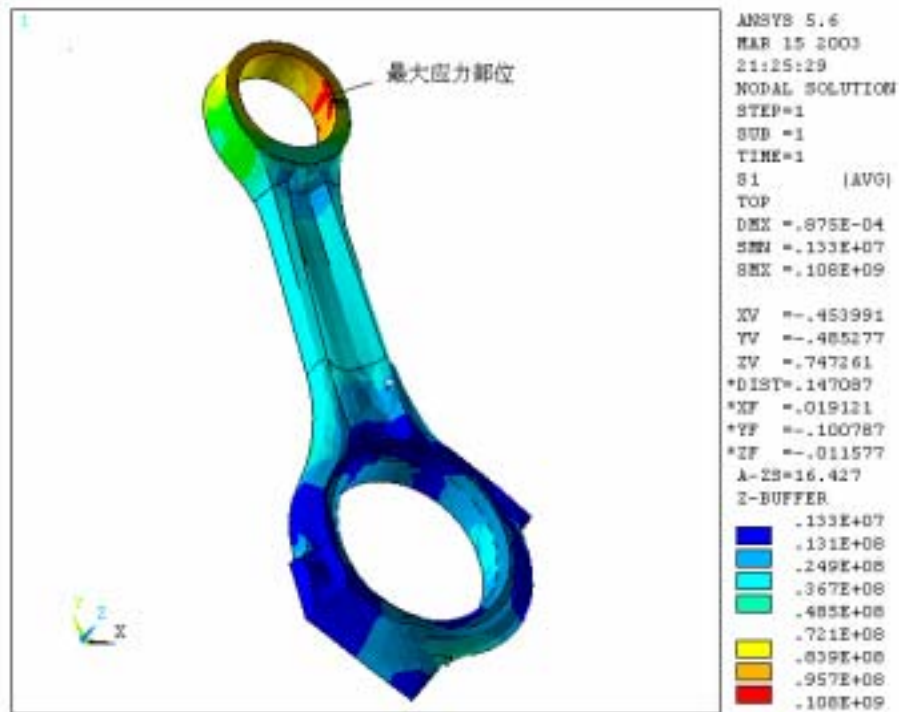
§ 3.7.1 应力分布情况

在一般情况下,表示某一点处的应力状态的单元体的各个面上同时存在有正应力和剪应力,但通过受力件的任意点都可以找到三个互相垂直的主平面,使该平面上都无剪应力,该点的应力可由三个主应力表示。由弹性力学理论可知,在物体任一点处的应力,最大应力是三个主应力中的最大值。因此,在下面连杆的应力分析中选取主应力为分析对象。

通过对连杆的有限元计算结果分析可知,连杆在压缩工况下,最大主应力部位出现在连杆杆身与小头结合过渡的位置处,见图(3-4),



图(3-4) 连杆在受最大压力作用下主应力分布云图



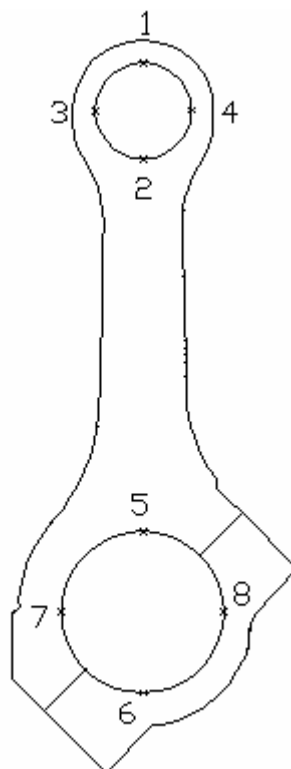
图(3-5) 连杆在受最大拉力作用下主应力分布云图

最大主应力为 - 242MPa(负号表示压应力)；拉伸工况下最大主应力部位在连杆小头孔处，见图(3-5)，最大主应力为 108MPa。

§ 3.7.2 连杆变形分析

通过有限元分析，可计算出连杆各节点的位移情况。图(3-7)、图(3-8)是连杆在受最大压、拉力下的变形云图，最大位移都发生在连杆小头顶部处。在最大压力下，连杆最大位移为 0.199mm，在最大拉力下，连杆最大位移为 0.0521mm。见表(3 - 1)特征点的位移情况。通过对各点的位移分析，可计算出连杆的变形情况。

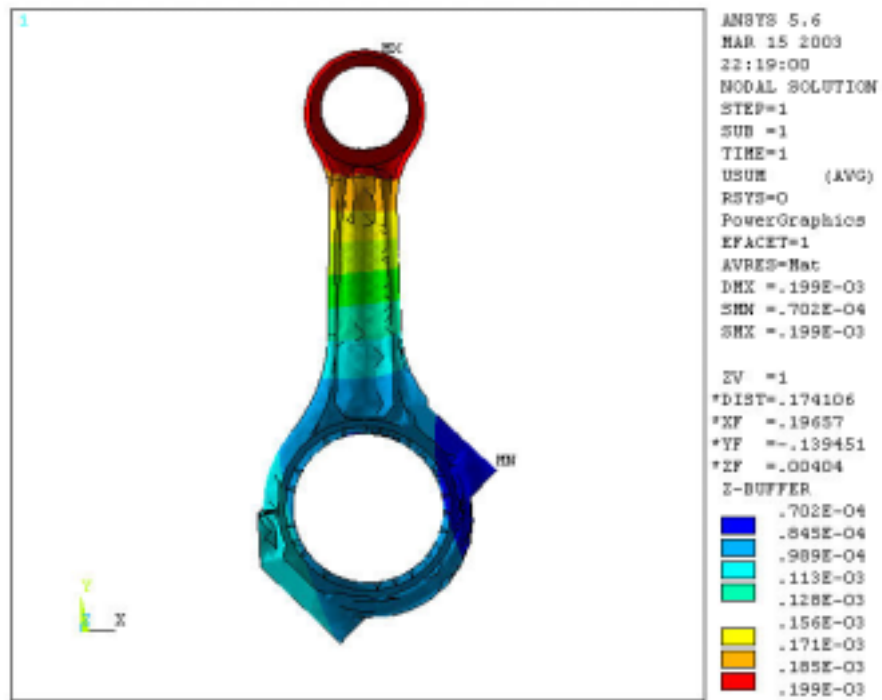
在受最大拉力作用下，连杆小头孔沿杆身方向最大拉伸 0.0087mm，垂直杆身方向缩短 0.0064 mm；连杆大头孔沿杆身方向拉长 0.0261mm，垂直杆身方向缩短 0.0171mm。



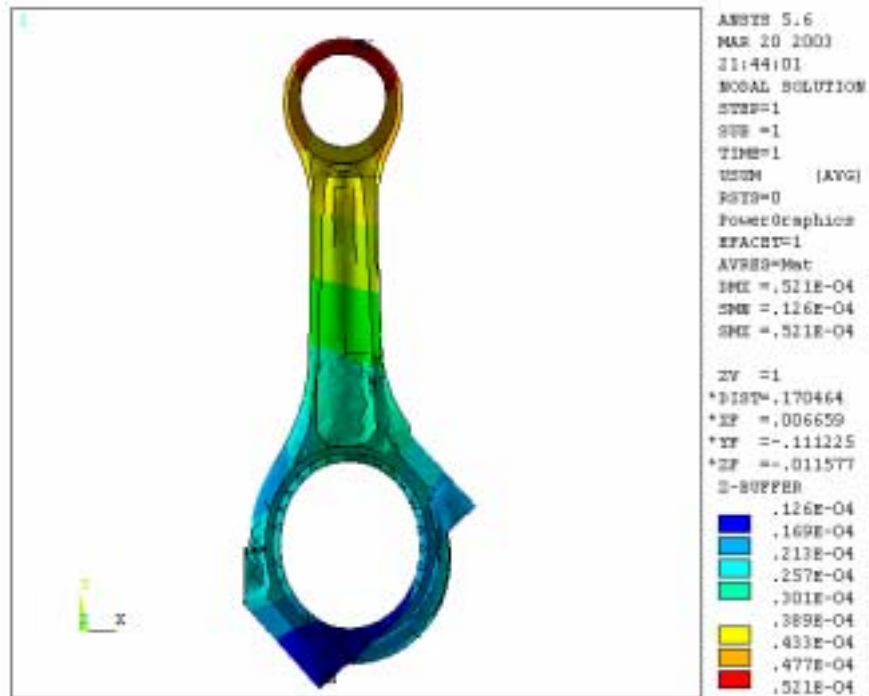
图(3-6) 连杆特征点位置示意图

表(3 - 1)：特征点的位移（单位：mm）：

特征点	拉伸工况		压缩工况	
	X 向位移	y 向位移	x 向位移	y 向位移
1	0	0.0501	0	-0.1981
2	0	0.0414	0	-0.1938
3	0.0032	0.0461	-0.0085	-0.1927
4	-0.0032	0.0461	0.0085	-0.1927
5	0	0.0275	0	-0.0091
6	0	0.0014	0	-0.0862
7	0.0148	0.0113	-0.0067	-0.0905
8	-0.0023	0.0114	0.0079	-0.0906



图(3-7)连杆在最大压力作用下变形云图



图(3-8) 连杆在最大拉力作用下变形云图

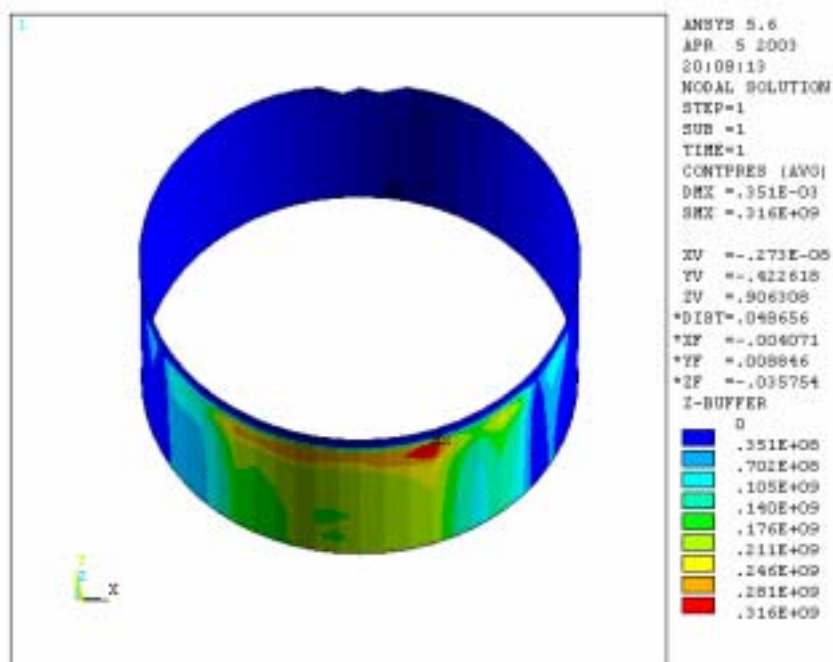
在最大压缩工况时，连杆小头孔沿杆身方向缩短 0.0043mm，垂直杆身方向伸长 0.0170 mm；连杆大头孔沿杆身方向缩短 0.0071mm，垂直杆身方向伸长 0.0146 mm。

§ 3.7.3 接触分析

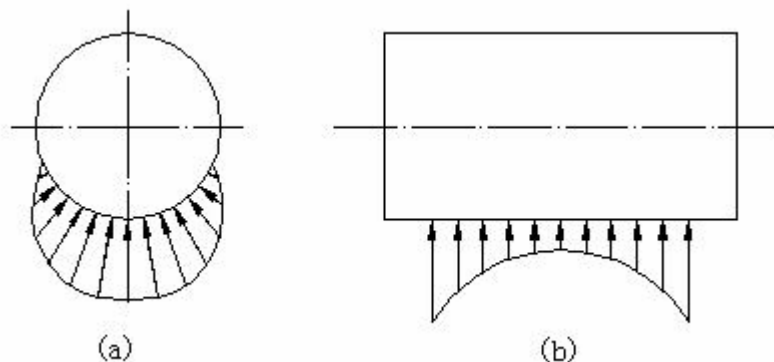
相互接触的物体通过接触面传递力的作用，通过接触分析，可以确定接触面上的压力分布情况。

(一) 连杆小头处的接触压力比大头的接触压力大。

由于由连小头孔处的接触面积比大头孔处小，所以活塞销表面的法向接触力比曲轴表面的法向接触力大。连杆在最大受压力时，活塞销表面的最大法向接触压力为 316MPa，曲轴表面的最大法向接触压力为 300 MPa。见图(3-9)最大压缩工况时活塞销表面法向接触压力分布图。连杆在受最大拉力时，活塞销表面的最大法向接触压力为 68.1MPa，曲轴连杆颈表面的最大法向接触压力为 35.3 MPa。通过分析还发现，活塞销在工作过程中因发生弯曲，接触表面两外侧的法向接触力比中间的法向接触力大，即沿活塞销轴向接触力的大小是两端接触力大，中间接触面小。图(3-10)是活塞销表面接触力分布示意图，这与通常在进行有限元计算所假设的连杆小头与活塞销表面的力边界条件（按



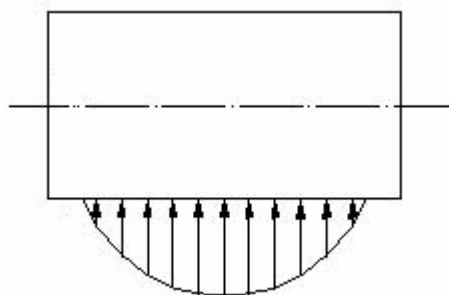
图(3-9) 压缩工况活塞销表面法向接触压力



(a).活塞销端面的接触力分布情况

(b).活塞销轴线方向的接触力分布情况

图(3-10) 活塞销表面接触力分布情况



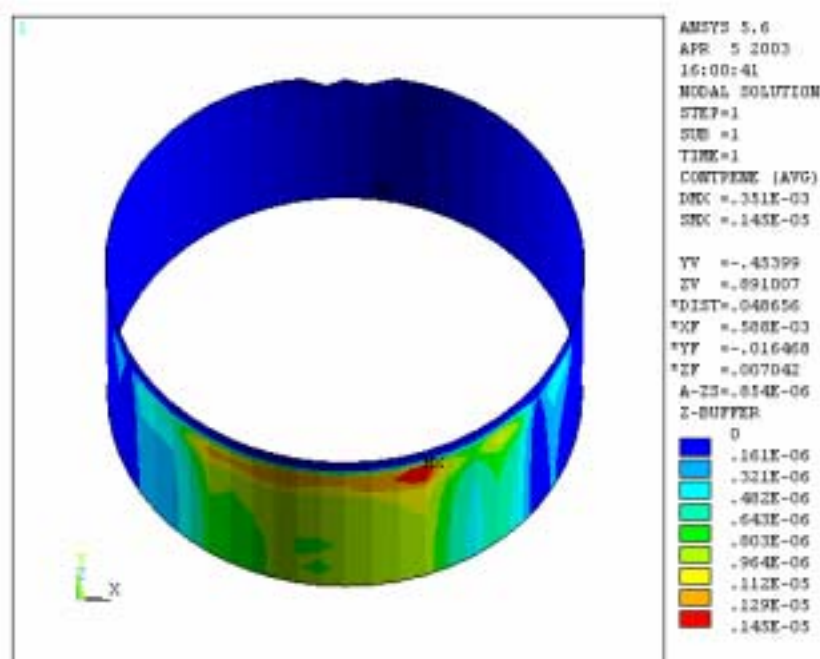
图(3-11) 活塞销表面常规力边界条件

限宽度油膜压力分布规律，如图（3 - 11），即载荷沿活塞销轴向按二次抛物线规律分布。）是很不相同的。曲轴连杆颈与连杆大头间的接触力分布情况也类似这样。

（二）. 连杆大头的接触面间的穿透量比连杆小头大。

相互接触的物体在力的作用下发生互相渗透的现象，连杆衬套与活塞销、连杆瓦与曲轴连杆颈在工作中都出现相互渗透的现象。由于曲轴硬度（材料为 QT800，HB：245 ~ 335）比活塞销（材料为 20Cr，HB：179）大，虽然曲轴表面的法向接触力比活塞销小，接触面积比活塞销大，但它对轴瓦的穿透量比活塞销对衬套的穿透量大。连杆在受压工况，活塞销对衬套的最大穿透量为 0.00145mm，曲轴表面对轴瓦的最大穿透量为 0.00235mm。连杆在受拉工况，活塞销对衬套的最大穿透量为

0.0002276mm ,曲轴表面对轴瓦的最大穿透量为 0.000312mm。图(3-12) 是最大压力作用下活塞销表面穿透量图。



图(3-12) 最大压力作用下活塞销表面穿透量

§ 3.8 连杆应力试验测量

构件受力后内部出现应力并产生一定的应变，应力虽然不能直接测量，但应变是可以测量，由应变可求出应力。应力试验的实质是先测应变，反求应力。应力测量目前最常用的方法有电测法和光测法。

应变片电测法在工程上广泛地用来测量构件的应变。它的测量系统主要由电阻应变片、电阻应变仪和记录器构成。电阻应变片将被测件的应变转化成电阻的变化，电阻应变仪将此电阻变化转换成电流或电压的变化，然后由记录器记录下来，经换算得到应变值，求出应力。

(一). 试验设备：

40 液压式万能试验机；

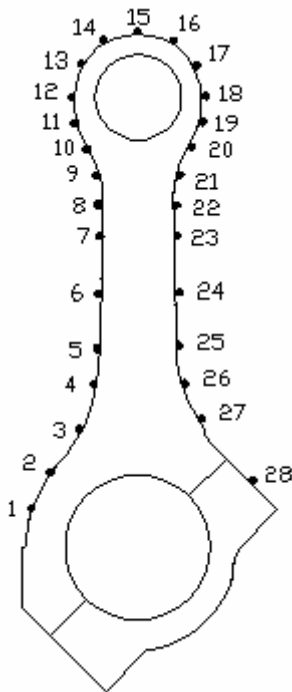
YJ-ZZ 静态应变测量处理仪；

YZ-ZZ 转换箱；

8×20 - 1AA 应变片；

(二).试验过程

该试验是在位于吉林大学基础科学实验馆的材料实验室进行的。试验按连杆小头受最大拉力和最大压力两种情况进行，因拉力和压力由试验机施加，所以试验载荷计算时要考虑包括活塞及活塞销的离心载荷（在前面有限元计算时，活塞销的惯性载荷由有限元程序施加，§ 3.6.2 在载荷计算时惯性载荷只考虑活塞的惯性力。），最大拉力按式(3-11)计算为 14605N，最大压力按式(3-13) 计算为 93134N。按照曲轴连杆颈直径和活塞销直径各加工一条轴，将连杆装夹在液压式万能试验机上。按图(3-13)所示，在连杆各测量点贴上应变片，并与应变测量处理仪、转



换箱相连，分别按最大拉、压力进行加载试验，通过处理仪和转换箱得到各测点的位移并转换成应力，见表(3 - 2) 各测量点在最大拉、压力作用下的应力。

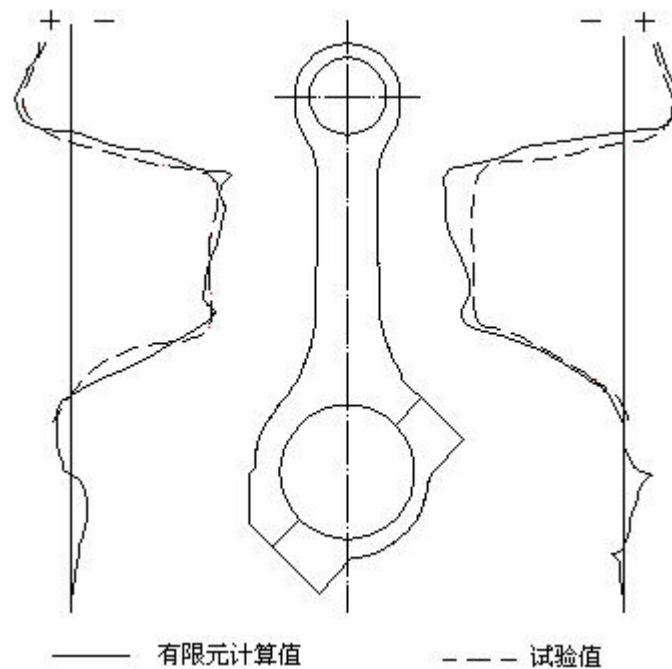
图(3 - 13)各测量点位置示意图

表 3 - 2) 各测量点测量应力 (MPa)

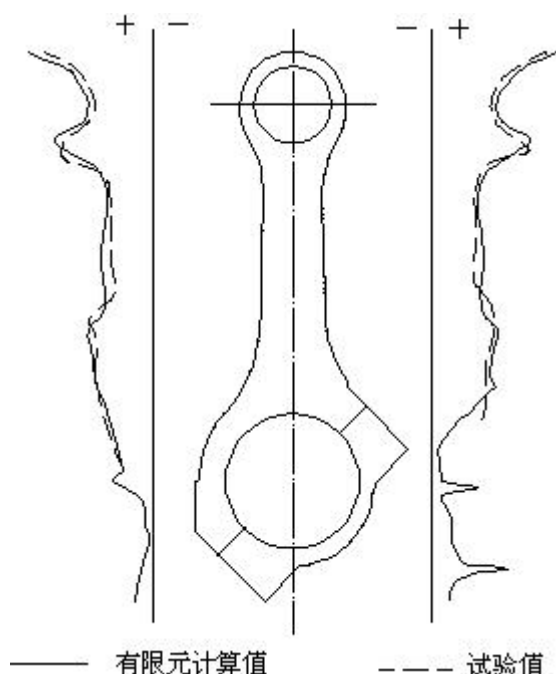
测量点	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
应 拉	21.3	24.5	31.7	35.3	35.8	22.5	24.3	30.9	56.4	52.1.
力 压	18.3	10.5	-34.2	-141.5	-153.7	-150.1	-152.0	-154.3	-158.6	-149.4
测量点	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
应 拉	38.3	35.7	40.1	48.6	63.4	47.7	41.2	35.4	38.8.	53.2
力 压	-35.5	51.8	51.4	42.3	38.7	34.4	46.4	54.3	-36.8	-46.2
测量点	21	22	23	24	25	26	27	28		
应 拉	58.2	31.1	24.5	22.6	35.2	33.7	22.1	15.4		
力 压	-156.6	-160.3	-155.4	-152.1	-158.4	-128.3	-36.8	-8.2		

(三). 试验结果与计算结果比较

将各测量点的试验测得应力与有限元计算的应力值相比，见(3-14)



图(3 - 14) 压缩工况连杆外边界最大主应力图



图(3 - 15) 拉伸工况连杆外边界最大主应力图

和图 (3-15), 可以发现, 测量值和计算基本上是相一致的, 但也存在定的差异, 在拉伸和压缩工况下的应力都出现试验测量值比有限元计算小的情况。在拉伸工况, 最大应力测量值出现在第 15 测量点, 最大应力为 63.4MPa, 计算值为 67.6 MPa, 计算值与试验测量值相差 6.2%。在压缩工况, 最大应力测量值出现在第 22 测量点, 最大测量值为 - 160.3MPa, 计算值为 - 171.5 MPa, 计算值与试验测量值相差 6.5%。

(四).误差分析

通过比较可发现, 连杆应力试验测量值与计算值间存在着一定的误差, 形成原因主要有:

1. 模型误差: 虽然分析模型是按图纸建立的精确的三维模型, 但与实际试验用的模型也不可避免的存在一定的差别。在生产过程中使用的批量生产的连杆, 同一批次生产的连杆间都存在着一定的差别, 重量差都会在 0 ~ 50 克左右间波动。

2. 加载方法的影响: 有限元分析计算时活塞销、连杆的惯性离心载荷由有限元程序计算加载, 处理过程更接近实际; 由于试验条件的限制,

试验时则是将它们以集中力的形式施加。

3. 测量误差：试验过程中，由于设备、测点的位置测量、选取等都不可能避免的存在着一定的误差。

4. 温升过盈误差：计算过程中考虑了轴瓦、衬套的温升过盈应力，而试验则没有。

§ 3.9 连杆疲劳强度校核

连杆承受拉、压载荷作用而产生拉压交变循环应力，连杆拉压疲劳安全系数按下式计算：

$$n = \frac{\sigma_{-1z}}{\sigma_a / \varepsilon_a'' + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (3-19)$$

$$\text{上式中：}\sigma_a \text{：应力幅，}\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{拉}} - \sigma_{\text{压}}}{2}, \quad (3-20)$$

$$\sigma_m \text{：平均应力，}\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{拉}} + \sigma_{\text{压}}}{2}; \quad (3-21)$$

σ_{-1z} ：在对称循环情况下材料的抗拉压疲劳强度， $\sigma_{-1z} = (0.7 \sim 0.9) \sigma_{-1}$ ；

σ_{-1} ：对称循环情况下材料的抗弯曲疲劳强度， $\sigma_{-1} = (0.45 \sim 0.55) \sigma_b$ ；

σ_b ：为材料的强度极限，取 $\sigma_b = 1100 \text{ MPa}$ ；

取 $\sigma_{-1} = 0.5 \sigma_b$ ， $\sigma_{-1z} = 0.8 \sigma_{-1}$ ，计算得到 σ_{-1z} ：

$$\sigma_{-1z} = 0.8 \times 0.5 \times 1100 = 440 \text{ MPa}$$

ε_a'' ：零件表面粗糙度影响系数，对于结构钢来说，当表面不加工时可

取 $0.4 \sim 0.6$ ，此处取 $\varepsilon_a'' = 0.5$ ；

ψ_σ ：为材料的疲劳循环特性系数，表示平均应力对脉动部分的影响，

取 $\psi_\sigma = 0.2$ ；

§ 3.9.1 连杆在最大压力情况下疲劳强度校核

由有限元分析结果可知，连杆在受最大压力情况下，连杆上编号为 33944 的节点（节点号是在划分网格时由程序自动编号）处的主应力最大，最大主

应力为-242 MPa，该部位为连杆的一个危险点，应进行疲劳强度校核。该节点在连杆受最大拉伸载荷时的主应力为 33.8MPa，由式 (3-20) 及 (3-21) 可得：

$$\sigma_a = \frac{33.8 + 242}{2} = 137.9 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{33.8 - 242}{2} = 104.1 \text{MPa}$$

将 σ_a 、 σ_m 的值代入式 (3-19)：

$$n = \frac{440}{\frac{137.9}{0.5} - 0.2 \times 104.1} = 1.7$$

§ 3.9.2 连杆在最大拉力情况下疲劳强度校核

在受最大拉力情况下，连杆小头孔侧面的 36432 单元处受最大拉应力，为 108 MPa，在压缩状态下，该单元受的压应力为-18.2MPa，由式 (3-20) 及 (3-21) 可得：

$$\sigma_a = \frac{108 + 18.2}{2} = 63.1 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{108 - 18.2}{2} = 44.9 \text{MPa}$$

将 σ_a 、 σ_m 的值代入式 (3-19)，得：

$$n = \frac{440}{\frac{63.1}{0.5} - 0.2 \times 44.9} = 3.8$$

在最大受压工况下，连杆的安全系数是 1.7，在最大受拉工况下，连杆的安全系数是 3.8，对整条连杆，安全系数应取小值，即 $n=1.7$ 。

§ 3.10 连杆结构优化

由 § 3.9 可知，所分析的连杆的安全系数为 1.7，考虑到连杆在工作中由于偏斜引起压力分布不均匀、活塞卡缸等可能性，一般要求安全系数在 1.5 ~ 2.5，可见该连杆的安全系数不是很高，有必要进行结构优化，以提高其安全系数。为此，本文以将连杆安全系数提高到 2.0 以上为优化目标，同时兼顾降低连杆重量，对连杆进行结构进行优化。

优化设计就是对设计方案进行分析——评估——修正的循环过程，也就是对初始设计进行分析，对分析结果就设计要求进行评估，然后修正设计，这一过程重复进行，直到所有的设计要求都满足为止。

为了使结构设计的优化结果能满足各种设计要求，并且使优化设计的计算过程能顺利进行，在优化设计过程中，必须给出种种限制，这些限制称为约束条件。为提高安全系数的同时，在连杆的优化设计中，采用了以下约束条件：

应力约束：在进行结构优化设计时，应使结构上各处的应力不超过许用应力。

变形约束：在进行结构优化设计时，根据结构的工作条件，对结构一些部位的变形提出一些限制，以保证结构能安全地工作。

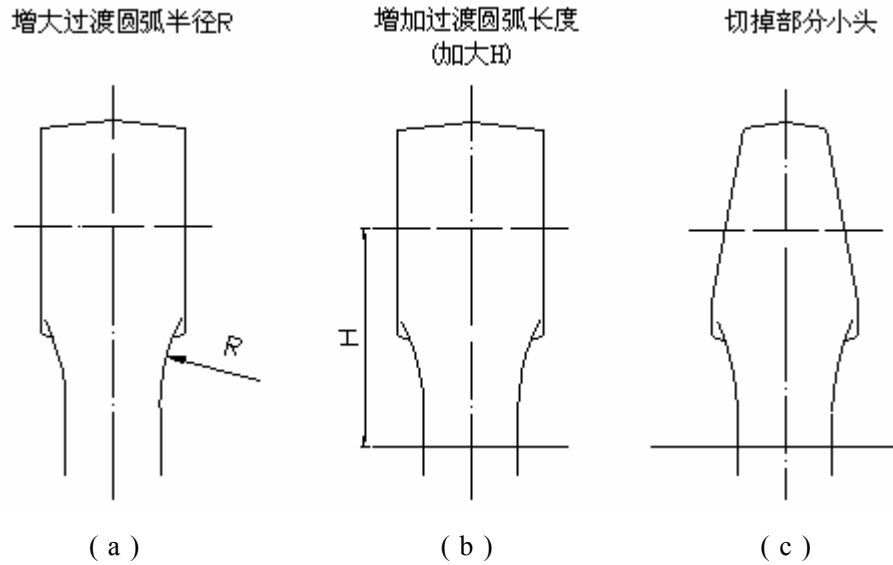
重量约束：在进行结构优化设计时，对结构的重量进行限制。

从有限元分析结果可以知，连杆小头与杆身过渡部位是应力集中的部位，安全系数也是该处最小，是容易导致破坏的部位，为此，对该部位进行优化处理，提高其安全系数。本文采取的主要措施有：

1. 加大小头与杆身过渡部位处的圆弧半径，如图(3-16)-a 所示；
2. 加大小头与杆身过渡部位处的圆弧长度，使过渡部位更加平缓，如

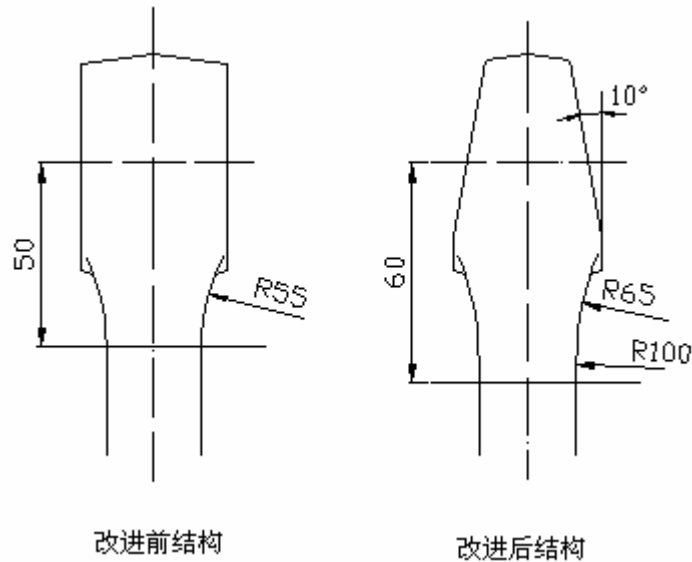
图(3-16)-b 所示；

以上措施为降低应力，是以增加连杆重量为代价的。连杆的设计思想是在满足强度的条件下，尽量减少重量。通过前面的分析可知，连杆小头孔处的安全系数足够，因此，为减轻连杆的重量，可切掉部分小头，如图(3-16)-c 所示。



图(3-16) 小头优化示意图

按照图(3-16)所示的改进思想，经过计算分析得出如图(3-17)所示的优化后的结构。图(3-18)是优化后的连杆在受最大压力时主应力分布云图，最大主应力出现在 32873 单元处，最大主应力 - 205 MPa，在受最大拉力时，该单元最大主应力为 28.5 MPa，经计算，安全系数为 2.1。



图(3-17) 连杆小头结构优化

改进后的连杆小头因切掉一部分，连杆的重量降低了，经计算，总质量由 2327 克降到了 2255 克，减少了 72 克。但是，优化后的连杆小头受力面积有所减少，在最大受拉工况下最大主应力大小和出现的位置都发生了改变（见图(3-19)），为此，需对小头孔的安全性进行校核。

优化后连杆小头在最大拉伸载荷作用下，最大主应力出现在小头孔顶部 35136 单元处，见图(3-19)，最大主应力为 128MPa，在最大压缩载荷下，该单元最大主应力为 55.4 MPa，可计算出安全系数为 8.1。

优化前小头孔顶部处在最大拉伸工况下，最大主应力出现在 33158 单元，最大主应力为 93.5 MPa，在最大压缩载荷下，该单元最大主应力为 47.2 MPa，经计算安全系数为 13.7。优化后小头孔顶部的安全系数降低了，安全系数由 13.7 降到了 8.1，但也足够满足使用要求。

优化前小头孔在最大受拉工况下，最大主应力在小头孔侧面，见图(3-5)，该处的安全系数为 3.8（见 § 3.9.2）。优化后小头孔侧面在最大受拉工况下，最大主应力出现在 35412 单元，最大主应力为 87.4 MPa，在最大受压工况下，该单元最大主应力为 -23.2 MPa，经计算安全系数为 4.2。优化后，小头孔侧面因应力幅 σ_a 降低了，所以安全系数提高了。

优化后，连杆孔小头孔的刚度有所下降，所以变形比优化前增大了，见表(3 - 3)结构优化后连杆小头特征点位移、及表(3 - 4)、(3 - 5)结构优化前、后连杆小头变形的比较，在拉伸工况，小头孔的最大收缩量由 0.0064mm 增大到了 0.0082mm，增大了 0.0018mm。对于连杆，为了保证工作可靠，小头孔的收缩量不能超过其装配间隙的一半。由图纸可知，活塞销外径为 $\phi 40_{-0.006}^0$ mm，连杆小头衬套孔内径为 $\phi 40_{+0.020}^{+0.031}$ mm，最小装配间隙为 0.027 mm，所以连杆小头孔缩短量不能超过 0.0135mm。结构优化后小头孔的最大收缩量虽有所增大，在工作过程中，小头孔的最大收缩量为 0.0082mm，但能满足使用要求。

综上所述，通过优化后的连杆，安全系数由 1.7 提高到 2.1，提高了 23.5%，总质量由 2327 克降到了 2255 克，减少了 72 克减少了 3.1%，取得了较满意的优化效果。

表(3 - 3)：结构优化后连杆小头特征点位移 (单位：mm)：

特征号	拉伸工况		压缩工况	
	x	y	x	y
1	0	0.0528	0	-0.1990
2	0	0.0411	0	-0.1937
3	0.0041	0.0462	-0.0096	-0.1928
4	-0.0041	0.0462	0.0096	-0.1928

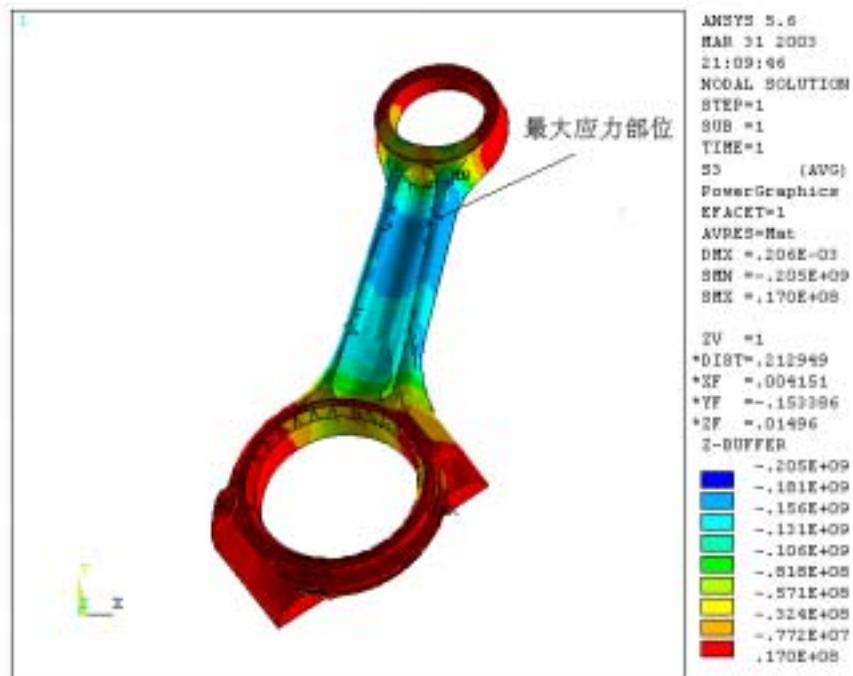
注：特征点位置见图(4-9)

表(3 - 4)：压缩工况结构优化前、后连杆小头孔的变形 (单位：mm)：

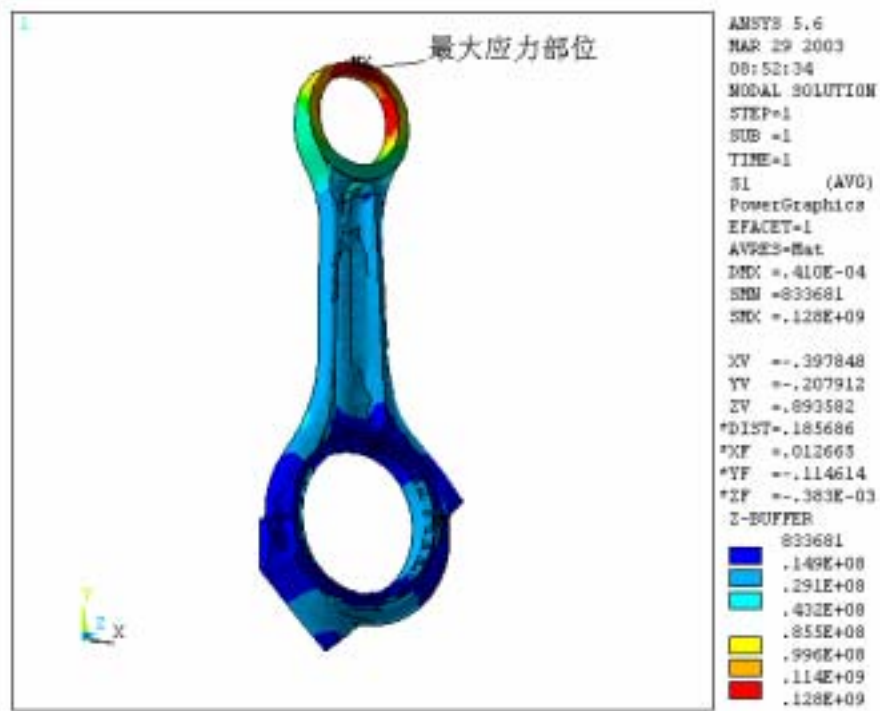
	优化前	优化后
小头孔伸长(x 向)	0.0170	0.0192
小头孔缩短(y 向)	0.0043	0.00527

表(3 - 5)：拉伸工况结构优化前、后连杆小头孔的变形 (单位：mm)：

	优化前	优化后
小头孔伸长(y 向)	0.0087	0.0117
小头孔缩短(x 向)	0.0064	0.0082



图(3-18) 优化后最大压力下的主应力云图



图(3-19) 优化后最大拉力下的主应力云图

第四章 连杆螺栓有限元分析

§ 4.1 连杆螺栓预紧力

连杆螺栓主要作用是将连杆盖固定在连杆体上，保证连杆盖和杆身在任何工况下均能可靠结合，不发生分离和横向错位。在发动机工作过程中，活塞组件、连杆等在旋转过程中产生的离心力和往复惯性力 p ，该力作用在连杆大头上，使连杆螺栓承受拉伸载荷，也就是连杆螺栓的工作载荷 p_j'' 。发动机在最高转速时，连杆螺栓承受的负荷最大，此时 p 、 p_j'' 按下式计算：

$$p = (m_h + m_1) R \omega^2 (1 + \lambda) + m_2 R \omega^2 \quad (4-1)$$

上式中： m_h ：活塞组（含活塞销）质量，取 $m_h = 1.880 \text{ kg}$ ；

m_1 ：为连杆小头回转部分质量；取 $m_1 = 0.600 \text{ kg}$ （估算）；

m_2 ：为连杆大头回转部分质量；取 $m_2 = 1.750 \text{ kg}$ （估算）；

ω ：最大转速，取 $\omega = 299.3 \text{ 弧度/秒}$ ；

$$\begin{aligned} p &= (1.880 + 0.60) \times 0.066 \times 299.3^2 \times 1.314 + 1.75 \times 0.066 \times 299.3^2 \\ &= 29613 \text{ (N)} \end{aligned}$$

$$p_j'' = \frac{\cos 45^\circ}{2} p = 10468 \text{ N}$$

为了防止连杆体和连杆盖在工作载荷 p_j'' 作用下发生分离现象，在装配时必须对连杆螺栓加足够的预紧力 p_1 ，为使轴瓦紧贴瓦座，装配时对连杆螺栓还要有一个附加预紧力 p_2 ，该两力之和 p_0 为螺栓的预紧力。螺栓的预紧力既是螺栓承受的拉力，也是连杆与连杆盖的压缩力，两者互为反作用。在工作过程中，在 p_j 作用下，螺栓被进一步拉长，而大头的被压情况则有所松弛，弹性压缩变形量减小，于是螺栓与大头间的互为反作用的预紧力 p_0 部分卸载，变为残余预紧力 p_0' ，因此工作时螺栓承受的最大载荷 $p_{\max}$ 仅为工作载荷 p_j'' 与残余预紧力 p_0' 之和，或者说是预紧力 p_0 与部分工作载荷之和，而不是预紧力 p_0 与工作载荷 p_j'' 的直接叠加，工作时螺栓的载荷在最小值 p_0 与最大值 $p_{\max}$ 间波动，即^[3]：

$$p_{\max} = p_0 + x p_j'' \quad (4-2)$$

上式中： x 是基本载荷系数，一般取 $x = 0.20 \sim 0.25$ ；

对于一定的预紧力 p_0 有一临界工作载荷,此时对应连杆大头结合面间的压力为零,若最大工作载荷超过此值,结合面就会脱开。所以,为了保证工作时工作面不会脱开,理论上残余预紧力 p_0' 必须满足^[3]:

$$p_0' = p_0 - (1 - x) p_j'' > 0 \quad (4-3)$$

因此,为保证连杆大头结合面不会脱开,预紧力 p_0 与工作载荷 p_j'' 必须满足以下关系:

$$p_0 > (0.75 \sim 0.80) p_j'' \quad (4-4)$$

考虑压紧轴瓦需要消耗的预紧力 p_2 , 所以连杆螺栓的预紧力一般为:

$$p_0 > p_2 + (0.75 \sim 0.80) p_j'' \quad (4-5)$$

由图纸上查出轴瓦最大凸出高度为 0.02mm,检查压力 F_0 为 650 公斤力,装配轴瓦时则要消耗连杆螺栓的预紧力 p_2 为 6370 N, 所以连杆螺栓的预紧力必须满足:

$$p_0 > 6370 + 0.75 p_j'' = 14221 \text{ (N)}$$

要保证连杆大头结合面在工作中不会脱开,连杆螺栓的预紧力必须大于 14221 N,在工作过程中考虑到连杆盖与连杆体之间接合面载荷分布的不均匀性、以及发动机可能出现的超速或活塞拉缸时螺栓连接的紧密性, p_j'' 常多取储备量 1.4 ~ 1.7, 则连杆螺栓的预紧力一般为^[3]:

$$p_0 = p_2 + (2.0 \sim 2.5) p_j'' \quad (4-6)$$

所以连杆螺栓的预紧力应为:

$$p_0 = 6370 + (2.0 \sim 2.5) 10468 = 27306 \sim 32540 \text{ (N)}$$

§ 4.2 连杆螺栓预紧力矩

连杆螺栓预紧力 p_0 对连杆工作可靠性影响极大, 必须在装配时严格地加以控制。目前, 在生产中, 都是通过控制螺栓的拧紧力矩 M 来间接控制预紧力 p_0 的, 因此需要清楚连杆螺栓预紧力与拧紧力矩间的关系。

由机械原理可知,螺栓预计紧力矩 M 等于螺旋副间的摩擦阻力矩 M_1 和螺母或螺栓头环形端面和被连接件支承面间的摩擦力矩 M_2 之和^[1],即:

$$M = M_1 + M_2 \quad (4-7)$$

螺旋副间的摩擦阻力矩 M_1 为^[1]：

$$M_1 = p_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \varphi_v) \quad (4-8)$$

式中： λ 为螺牙升角， $\lambda = \operatorname{arctg} \frac{nt}{3.14d_2}$ ；

φ_v 为旋转副当量摩擦角， $\varphi_v = \operatorname{arctg} 1.155f$ ；

d_2 为螺纹中径， $d_2 \approx 15\text{mm}$

n 为螺纹线数， $n = 1$ ；

t 为螺距， $t = 1.5\text{mm}$ ；

f 为摩擦系数，无润滑时， f 一般为 $0.1 \sim 0.2$ ，取 $f = 0.15$ ；

螺栓头与支承面间的摩擦力矩 M_2 为^[1]：

$$M_2 = \frac{1}{3} f p_0 \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \quad (4-10)$$

式中： D_0 为螺栓头环形支承面外径，查图得： $D_0 = 24\text{mm}$ ；

d_0 为螺孔内径，查图得： $d_0 = 16.2\text{mm}$ ；

将式 (4-8)、(4-9)、(4-10) 代入式 (4-7)，得：

$$\begin{aligned} M &= \frac{1}{2} p_0 \left[d_2 \operatorname{tg}(\lambda + \varphi_v) + \frac{2}{3} f_c \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \right] \\ &= \frac{1}{2} p_0 \left[0.015 \operatorname{tg}(2.026 + 10.92) + \frac{2}{3} \times 0.15 \times 0.0135 \right] \\ M &= 3.1 p_0 \times 10^{-3} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \end{aligned} \quad (4-11)$$

由 § 4.1 可知，在理想状态下，要使连杆大头在工作中不分开，必须对连杆螺栓施加 14221N 以上的预紧力，由式 (4-11) 可得出，此时连

杆螺栓的拧紧力矩必须在 $44 \text{ N}\cdot\text{m}$ 以上；为保证连杆可靠地工作，则应对连杆螺栓加 $27306 \sim 32540 \text{ N}$ 预紧力，由式(4-11)可得出，此时连杆螺栓的拧紧力矩应为 $85 \sim 101 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。所以，该连杆螺栓最小拧紧力矩不能低于 $44 \text{ N}\cdot\text{m}$ ，合理的拧紧力矩为 $85 \sim 101 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

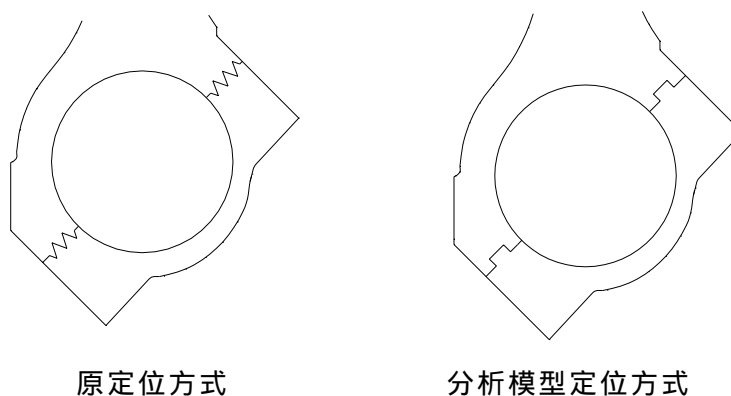
§ 4.3 连杆螺栓有限元分析

§ 4.3.1 分析模型的建立及边界条件

为分析连杆螺栓在最大工作载荷及不同预紧力作用下的应力分布及强度情况，本文借助有限元法来求解，为此，建立一有限元分析模型。分析模型建立方法如下：

(1). 考虑到对称性，只取连杆、连杆盖、连杆螺栓的二分之一为研究对象。

(2). 本文所分析的连杆大头为斜切口，连杆盖与连杆体间为具锯齿定位，为便于建立分析模型，将锯齿定位方式简化为舌槽定位，如图(4 - 1)所示；



图(4 - 1) 连杆盖分析模型定位方式简化

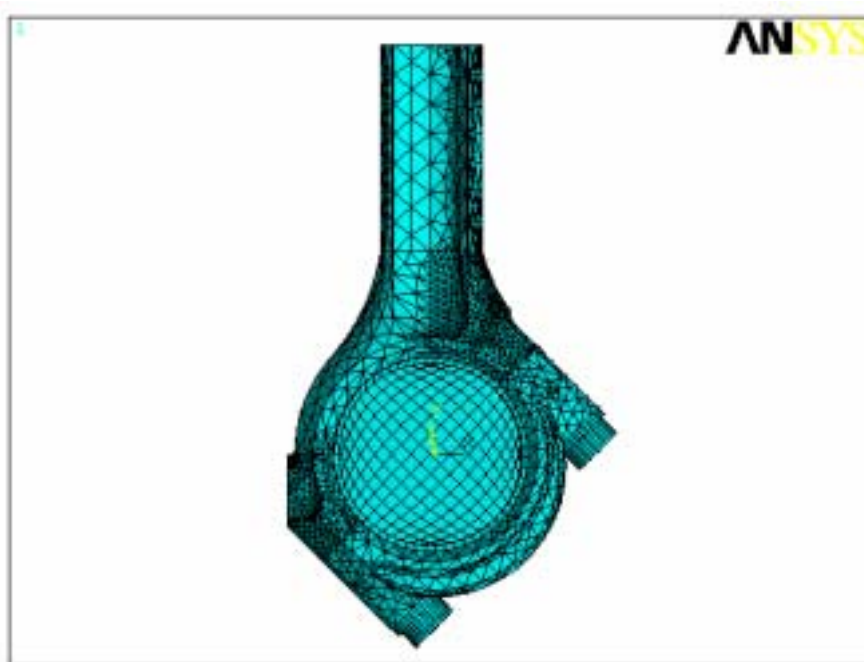
(3). 连杆螺栓螺纹不做出，连杆螺栓拧进连杆体的部分与连杆体做成整体。螺栓头原为六角头结构，为划分网格和计算的方便，将其做成圆柱结构；

(4). 由于连杆螺栓结构尺寸比较小，要求划分的单元尺寸很小，才能模拟出螺栓的形状，同时与螺栓相连的单元尺寸也要求很小，所以整个模型所

需划分出的单元数也较多。为了研究连杆螺栓，需做大量分析计算，为提高运算速度，计算模型中不包括连杆小头部分，只包括连杆大头、部分杆身及连杆螺栓，见图（4 - 2）连杆螺栓有限元分析模型。

(6). 其余结构按照连杆和连杆螺栓的实际结构尺寸建立分析模型；

以上简化不会影响连杆螺栓除螺纹部分以外的其它部分的分析结果。在划分单元网格时，对不同的部件采用不同的单元划分。由于连杆大头的结构杂，采用了 20633 个四面体 SOLID 45 单元，同时，对与螺栓连接的部位采取细化处理；连杆轴瓦采用了 230 个六面体 SOLID 45 单元，连杆轴颈采用了 1176 个六面体 SOLID 45 单元，连杆螺栓采用了 4936 六面体 SOLID 45 单元。见图（4 - 2）连杆螺栓有限元分析模型图。



图（4 - 2） 连杆螺栓有限元分析模型

为了模拟连杆与曲轴连杆轴颈间的连接关系，在曲轴连杆轴颈和连杆轴瓦间共用 873 个接触对单元建立一组面——面接触对。在连杆体和连杆盖间共用 372 个接触对单元建立一组面——面接触对，模拟连杆体和连杆大头盖间的接触。

为给连杆螺栓加预紧力，在每一条连杆螺栓上建立一组 PRE-TENSION 179 预紧力单元，通过预紧力单元对连杆螺栓施加预紧力。

对分析模型，参照 § 3.6.1 图 (3 - 2) 施加约束：

连杆、连杆盖：在对称面(X-Y 面)上加对称约束，约束连杆、连杆盖在 Z 方向的刚体位移。在连杆杆身 Y-Z 对称面上取 2 节点限制连杆在 X 方向的刚体位移。

曲轴连杆轴颈：在对称面(X-Y 面)上加对称约束，约束曲轴连杆颈在 Z 方向的刚体位移；取曲轴外端面中心 C 处节点，进行全约束，即控制该节点全部自由度，使该节点处于固定状态，从而控制整个分析模型的整体刚度运动。

连杆螺栓：在对称面(X-Y 面)上加对称约束，约束螺栓在 Z 方向的位移；

§ 4.3.2 有限元分析

如图 (4 - 2)，加在计算模型上连杆杆身上端面中心部位施加拉伸载荷 29613N，同时在大头孔内表面加上轴瓦过盈力 5.2 MPa，对连杆螺栓分别加的不同预紧力进行分析计算。

§ 4.3.2.1 应力分布情况

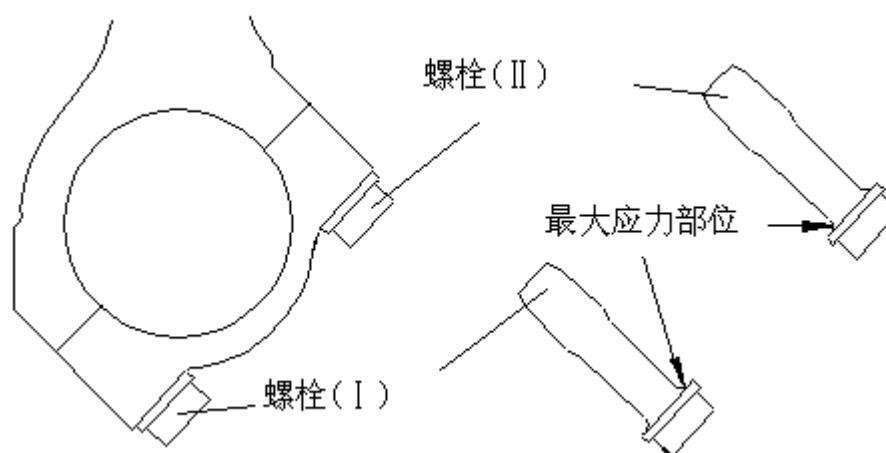
材料破坏的主要形式有两种，即屈服和断裂，相应强度理论也分为两类：一类是解释断裂破坏的，有最大拉应力理论和最大伸长线应变理论；另一类是解释屈服破坏的，有最大剪应力理论和形状改变比能理论。由于连杆螺栓在柴油机工作过程中受到在 p_0 与 $p_0 + x p_j$ 间波动的变载荷作用，它的破坏形式主要是屈服破坏，强度理论应该用解释屈服破坏的强度理论，用等效应力来校核连杆螺栓的强度。为了便于对连杆螺栓的强度校核，所以在以下连杆螺栓的应力分析中，取等效应力 σ_{mise} 为应力分析对象。由弹性力学理论可知等效应力 σ_{mise} 的计算方法^[9]：

$$\sigma_{mise} = \frac{\sqrt{2}}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4-12)$$

式中： σ_1 、 σ_2 、 σ_3 分别为三向主应力；

在连杆工作过程中(或类似工作状态中),连杆螺栓的三个主应力 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 在目前的条件下是很难得到,所以,用常规方法,是难以求出连杆螺栓在工作过程中的等效应力。用有限元法,则能很方便地得到连杆螺栓的等效应力分布情况。

通过分析可发现,在工作过程中,两条连杆螺栓上的最大等效应力基本相等,都出现在螺栓头部与杆身的结合过渡部位,下面一条螺栓(见图(4-3)),即螺栓()的最大等效应力略大。图(4-4)、(4-5),连杆螺栓在85 N·m 拧紧力矩作用下等效应力分布云图,工作过程中螺栓()的最大等效应力为322MPa,螺栓()的最大等效应力为320MPa,两条连杆螺栓的最大等效应力仅相差0.625%。



图(4-3) 螺栓位置最大应力部位示意图

从图(4-4)、(4-5)可以发现,工作过程中,两条连杆螺栓上最大等效应力出现的方向不同,如图(4-6)所示,两条螺栓最大等效应力都出现在螺栓内侧(靠近曲轴连杆轴颈侧)。出现这种现象是因为工作过程中,当连杆受最大拉伸力作用时,连杆盖因曲轴连杆轴颈的作用力而发生变形,导致连杆盖对连杆螺栓在头部的压力不同,在螺栓头部接

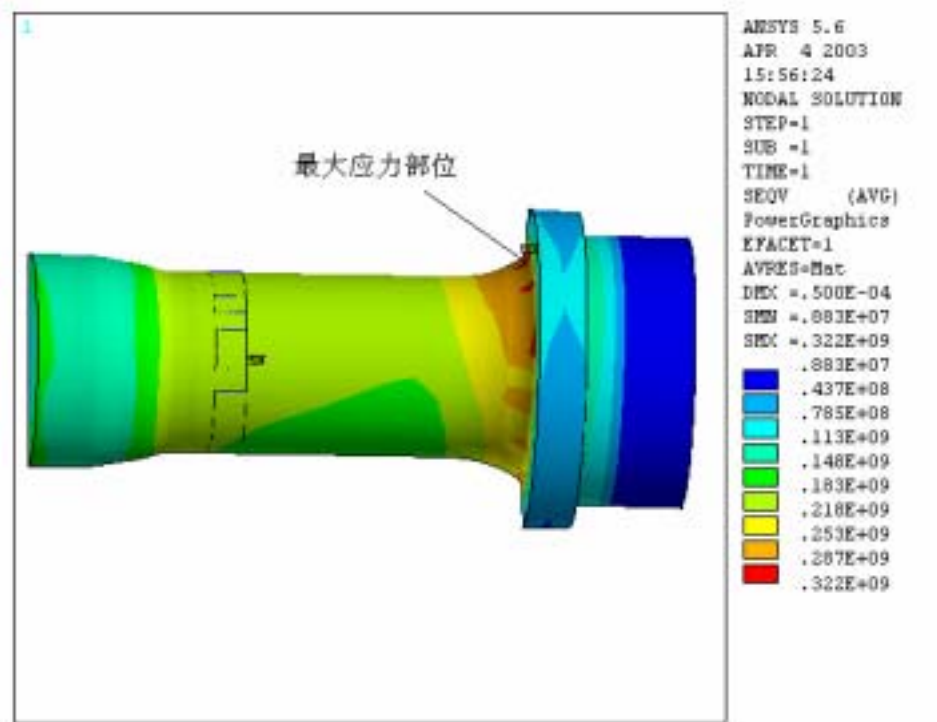


图 (4 - 4) 连杆螺栓 () 在 85 N·m 拧紧力矩作用下等效应力云图

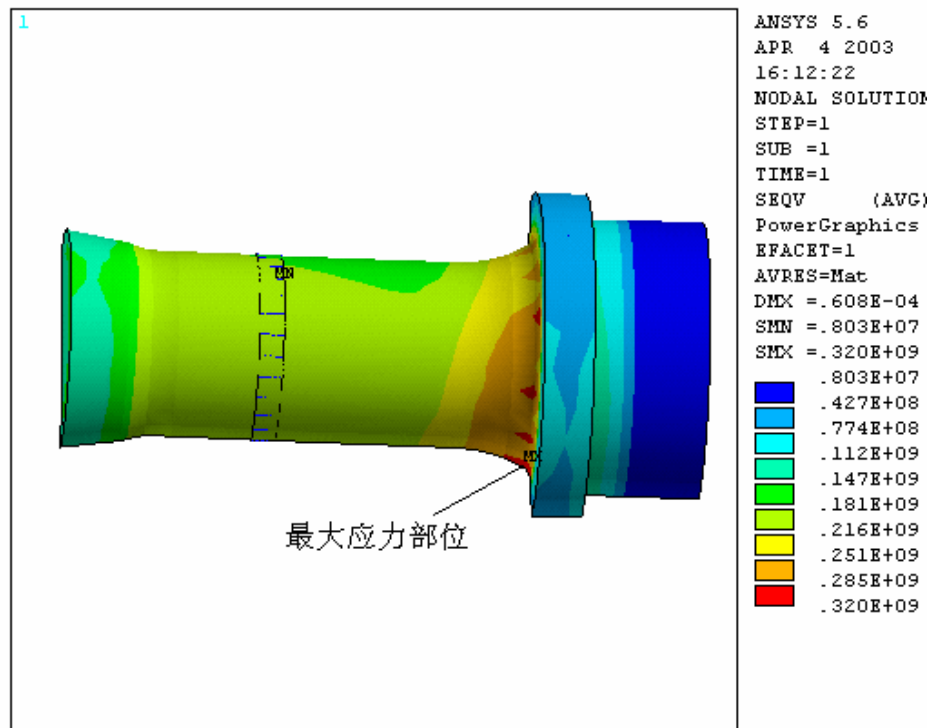
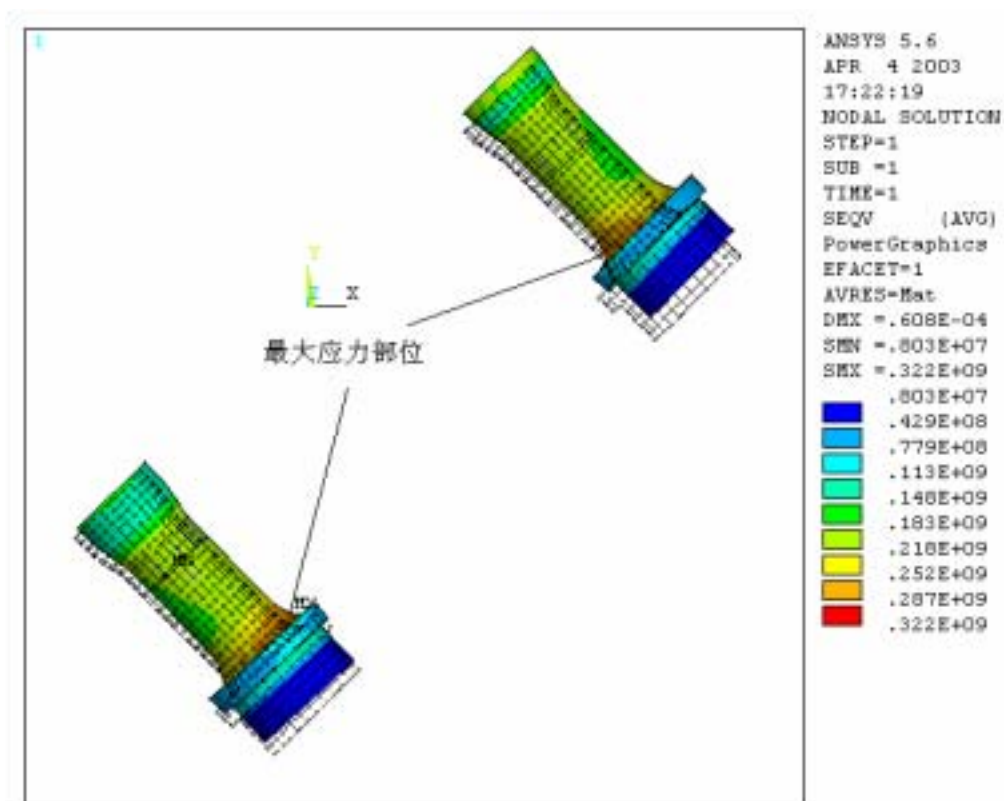


图 (4 - 5) 连杆螺栓 () 在 85 N·m 拧紧力矩作用下等效应力云图



图（4 - 6） 连杆螺栓最大应力出现部位（85 N·m 拧紧力矩）

触部位，连杆盖对螺栓头部内侧压力大，外侧压力小，因此该处螺栓头部与杆身的过渡部位应力最大。

通过分析，可发现连杆螺栓表面及内部应力分布并不均匀。从图（4 - 6）中可以发现，连杆螺栓内侧（靠近曲轴连杆轴颈侧）应力比外侧大，从图（4 - 7）螺栓剖截面上应力分布图可发现，在螺栓内部应力比外部小。在连杆螺栓上，应力集中部位出现在杆身与螺栓头部的连接过渡部位，此处应力最大，另外，杆身与螺纹根部的连接过渡部位，也是应力集中部位。螺栓头部在工作过程中的应力很小，88 N·m 拧紧力矩作用，工作过程中，在螺栓头部外端面的等效应力仅有 8MPa 左右。

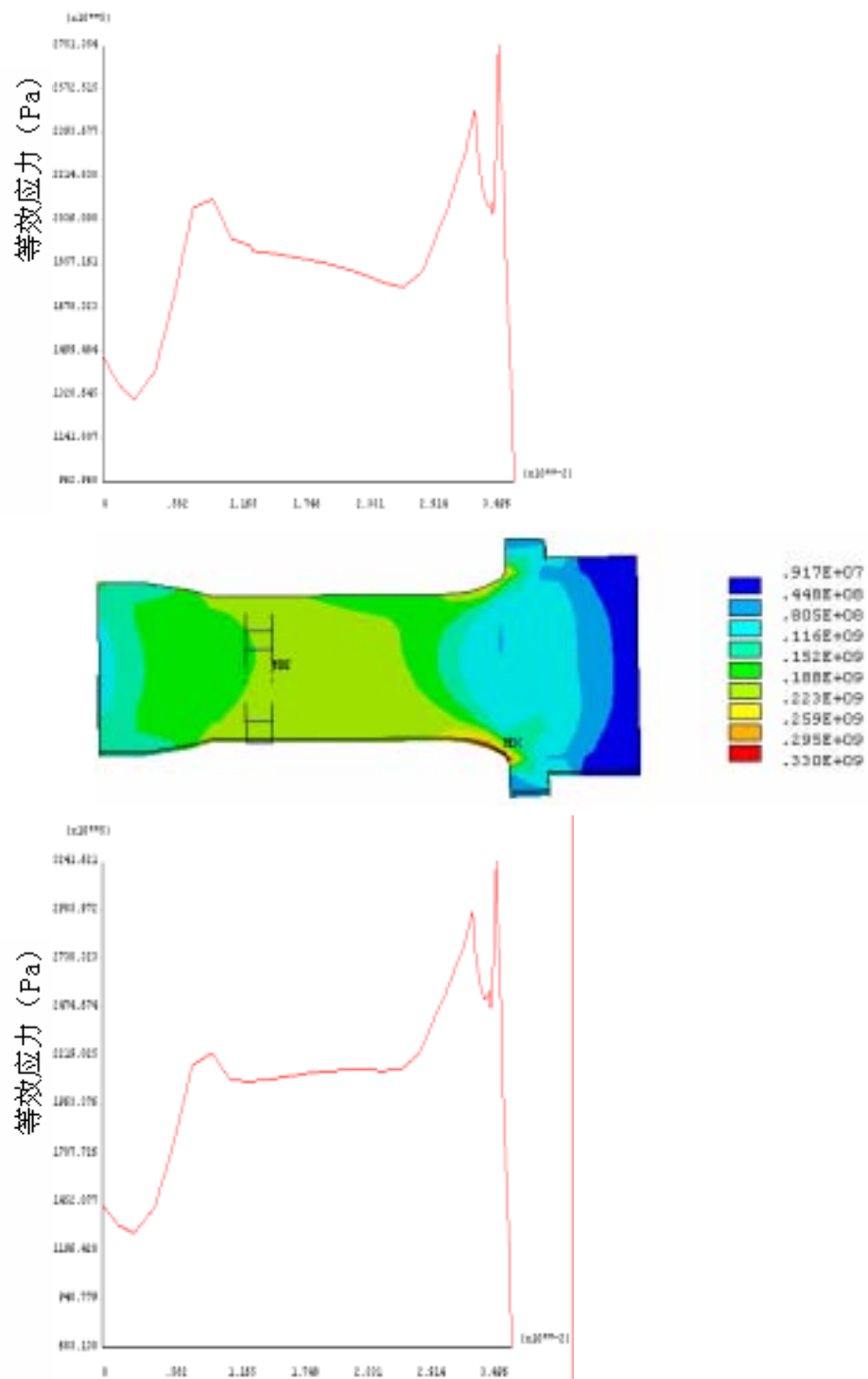
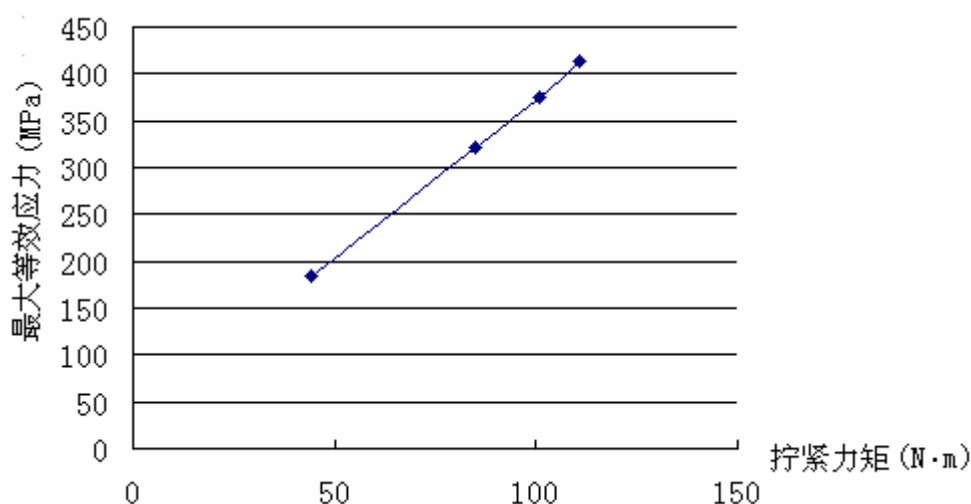


图 (4 - 7) 螺栓 () 剖截面上应力分布及螺杆上下边线上应力曲线
($p_0 = 88\text{N}\cdot\text{m}$, $p_j'' = 8652\text{ N}$)

§ 4.3.2.2 预紧力对连杆螺栓应力影响

预紧力对连杆螺栓应力影响很大，随着预紧力的增大，工作过程中连杆螺栓的最大应力将明显增大，见图(4-8)。对连杆螺栓施加 $44\text{ N}\cdot\text{m}$ 拧紧力矩时，工作过程中，连杆螺栓的最大等效应力为 184 MPa ，施加 $85\text{ N}\cdot\text{m}$ 预紧力时，连杆螺栓最大等效应力为 322 MPa ，施加 $101\text{ N}\cdot\text{m}$ 拧紧力矩时，连杆螺栓最大等效应力为 375 MPa 。



图(4-8) 连杆螺栓最大等效应力与螺栓拧紧力矩间的关系

$$(p_j'' = 10648\text{ N})$$

通过分析发现，连杆螺栓在工作过程中，连杆所受的往复惯性载荷 p 对连杆螺栓的应力直接影响不大。因连杆的工作载荷 p_j'' 由往复惯性力 p 决定，所以工作载荷对连杆螺栓应力影响也不大。在最高转速时，往复惯性力 p 为 29613 N ，在标定功率时 p 为 24475 N ，在相同的螺栓拧紧力矩作用下，最大等效应力相差很小，见图(4-9)，连杆螺栓拧紧力矩越小，最大等效应力相差越大，螺栓拧紧力矩越大，则两者相差越小。当连杆螺栓的拧紧力矩为 $50\text{ N}\cdot\text{m}$ 时，在最高转速时连杆螺栓的最大等效应力为 184 MPa ，在标定功率工况时，连杆螺栓的最大等效应力为 176 MPa ，相差 4.5% 。当连杆螺栓的拧紧力矩为 $180\text{ N}\cdot\text{m}$ 时，在最高转速时连杆螺栓的最大等效应力为 652 MPa ，在标定功率工况时，连杆螺栓的最大等效应力为 650 MPa ，相差 0.31% 。惯性载荷只是间接影响连杆螺栓在工作的应力，

因惯性载荷越大，所需的拧紧力矩也越大，而拧紧力矩则直接对螺栓的应力产生明显的影响。

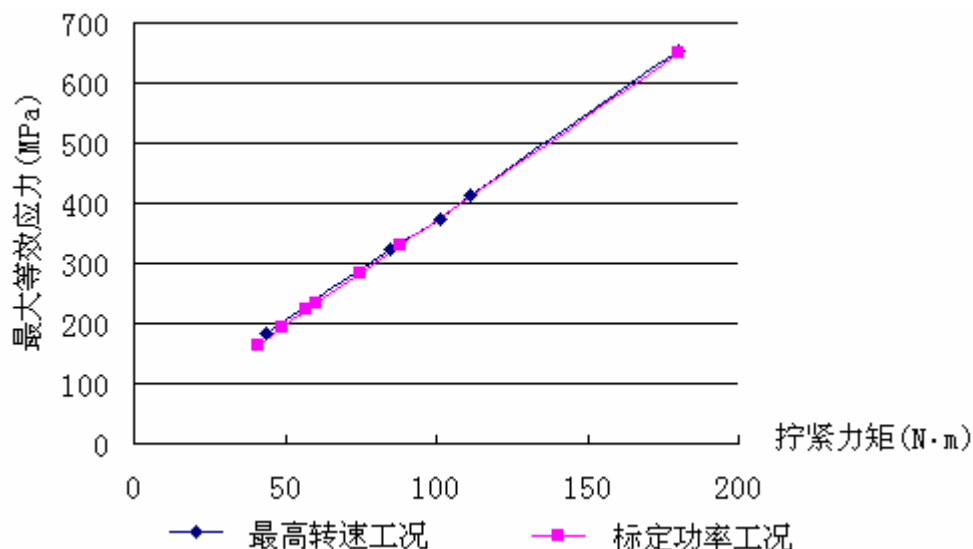


图 (4-9) 柴油机在不同工况下连杆螺栓的最大等效比较

§ 4.3.2.3 预紧力对大头孔变形的影响

连杆螺栓的预紧力对连杆大头孔的变形有一定的影响，当连杆受相同的拉力、连杆螺栓在不同的预紧力的作用下时，工作中连杆大头孔的变形不同。连杆螺栓预紧力越小，大头孔的纵向（y 轴方向）拉伸变形越大，同时横向（x 轴方向）缩短变形越小。见表（4 - 1）特征点的位移，连杆在最大受拉力工况，连杆螺栓预紧力在 14221N 时，连杆大头孔纵向拉长 0.02311mm，横向缩短 0.01099mm；连杆螺栓预紧力在 27306N 时，连杆大头孔纵向拉长 0.01971mm，横向缩短 0.01118mm；连杆螺栓预紧力在 32540N 时，连杆大头孔纵向拉长 0.01876 mm，横向缩短 0.01150mm；

通过分析发现，连杆螺栓的预紧力虽然对连杆大头孔的变形有一定的影响，但不很明显，其中对纵向（y 轴方向）拉伸变形的影响较大，横向（x 轴方向）缩短影响较小。从表（4 - 1）中可知，连杆螺栓在 32540N 的预紧力作下与在 14221N 预紧力作下相比，连杆大头孔 Y 向拉伸变形量减小了约 0.0044mm，X 向缩短量增大了约 0.0005mm。

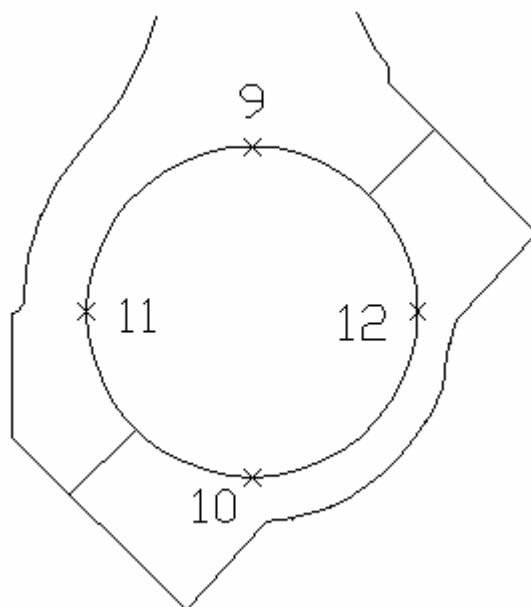


图 (4 - 10) 大头孔特征点位置示意图

表 (4 - 1) : 不同预紧力下特征点的位移 (单位 : 10^{-3}mm) :

预紧力大小	位移方向	特征点 9	特征点 10	特征点 11	特征点 12	大头孔变形量
14221N	X 方向	0	0.83	6.64	-4.35	10.99
	Y 方向	37.53	14.42	22.46	25.01	23.11
27306N	X 方向	0	1.05	7.04	-4.14	11.18
	Y 方向	34.24	14.53	19.10	24.79	19.71
32540N	X 方向	0	1.10	7.21	-4.29	11.50
	Y 方向	33.37	14.61	18.19	24.82	18.76

注：大头孔 X 方向的变形为缩短，Y 方向的变形为伸长。

§ 4.4 连杆螺栓屈服强度校核经验公式

§ 4.4.1 连杆螺栓的屈服强度校核经验公式导出

连杆螺栓预紧力不足不能保证连接的可靠性，但预紧力过大相应引起应力增大，则可能引起材料屈服，最后仍会使连接松弛，传统的连杆螺栓屈服强度校核一般按下式^[3] 计算：

$$\sigma_0 = \frac{p_0 + xp_j''}{F_0} < [\sigma_s] \quad (4-13)$$

式中： $[\sigma_s]$ ：许用应力， $[\sigma_s] = \frac{\sigma_s}{n}$ ， n 为安全系数，一般取 1.5 ~ 2.0；

σ_s ：屈服极限；

x ：基本载荷系数，一般取 $x = 0.20 \sim 0.25$ ；

F_0 ：连杆螺栓最小断面积，由图纸可查出最小断面直径为

$$13.5\text{mm}, F_0 = 3.14 \times 6.75^2 \times 10^{-6} = 1.43 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

式 (4-13) 用 σ_0 来校核屈服强度，它计算出的 σ_0 只是连杆螺栓所承受的最大拉力与最小断面之间的比值，即连杆螺栓在最小断面处的拉应力，采用的强度理论是最大拉应力理论，而连杆螺栓在工作过程中，所受外载荷在 p_0 与 $p_0 + xp_j''$ 间波动，屈服准则为^[5]：

$$\frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} < [\sigma_s] \quad (4-14)$$

由式 (4-12)、(4-14) 可得连杆螺栓的屈服准则：

$$\sigma_{\text{mise}} = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} < [\sigma_s] \quad (4-15)$$

采用传统的计算方法，很难计算出最大应力点处 σ_1 、 σ_2 、 σ_3 ，所以难以用式 (4-15) 计算出最大等效应力 σ_{mises} ，因此就很难用它来进行强度校核。用有限元法，则能很方便的计算出 σ_{mises} 值。

通过对连杆螺栓的有限元分析，发现根据式 (4-13) 计算的连杆螺栓所受的最大拉应力 σ_0 与用有限元法计算出的最大等效应力 σ_{mises} 间存

在着一定的关系。表 (4 - 2) 是由式 (4-13) 计算出的 σ_0 与用有限元法计算出的 σ_{mises} 比较 , 从表中可以发现 , σ_{mises} 与 σ_0 间存在的关系 , 即 $\frac{\sigma_{\text{mises}}}{\sigma_0}$ 值在 1.525 ~ 1.563 , 取平均值为 1.542 , 则有 :

$$\frac{\sigma_{\text{mises}}}{\sigma_0} = 1.542, \text{ 即 :}$$

$$\sigma_{\text{mises}} = 1.542 \sigma_0 \quad (4-16)$$

表 (4 - 2) σ_{mises} 与 σ_0 比较 (螺栓工作载荷 $p_j'' = 10468 \text{ N}$, $x = 0.25$)

拧紧力矩 (N·m)	预紧力 p_0 (N)	σ_{mises} (MPa)	σ_0 (MPa)	$\sigma_{\text{mises}}/\sigma_0$
44	14221	184	117.7	1.563
85	27306	322	209.2	1.539
101	32540	375	245.9	1.525

由式 (4-13) 及 (4-16) 可得斜切口连杆的连杆螺栓在工作过程中最大等效应力 σ_{mises} 经验公式 :

$$\sigma_{\text{mises}} = 1.542 \sigma_0 = 1.542 \frac{p_0 + xp_j''}{F_0} \quad (4-17)$$

通过式 (4-17) , 就可以用常规的方法 , 通过连杆螺栓的预紧力 p_0 与工作载 p_j'' 来求连杆螺栓在工作时的最大等效应力 σ_{mises} , 用连杆螺栓最大等效应力来校核螺栓屈服强度 , 成为了现实而且方便起来。用 σ_{mises} 校核连杆螺栓的屈服强度 , 比传统的校核方法更具安全性 , 校核公式为 :

$$\sigma_{\text{mises}} = 1.542 \frac{p_0 + xp_j''}{F_0} < [\sigma_s] \quad (4-18)$$

§ 4.4.2 连杆螺栓屈服强度校核经验公式验证

式 (4-17) 是在连杆螺栓受工作载荷 p_j'' 为 10468N 情况下推出来的, 为了验证其正确性, 用它求出连杆螺栓在不同的工作载荷 p_j'' 作用下的 σ_{mises} , 并与用有限元法求出 σ_{mises} 进行比较。

任取活塞组、连杆等部件产生的离心力大小, 取 $p=30000\text{N}$, 则:

由式 (4-11) 得连杆螺栓得工作载荷 $p_j''=10605\text{N}$;

任取连杆螺栓预紧力取 $p_0=20000\text{N}$ (拧紧力矩为 $62\text{ N}\cdot\text{m}$), 取 $x=0.25$, 由式 (4-17) 得:

$$\sigma_{mises} = 1.542 \times \frac{20000 + 0.25 \times 10605}{1.43 \times 10^{-4}} = 243.9 \text{ (MPa)}$$

根据连杆螺栓的上述工况 ($p_0=20000\text{N}$, $p_j''=10605\text{N}$), 用有限元法分析计算, 得 $\sigma_{mises}=245\text{MPa}$, 与式 (4-17) 的计算结果十分吻合。图 (4-11) 是连杆螺栓经有限元计算得到的等效应力云图。

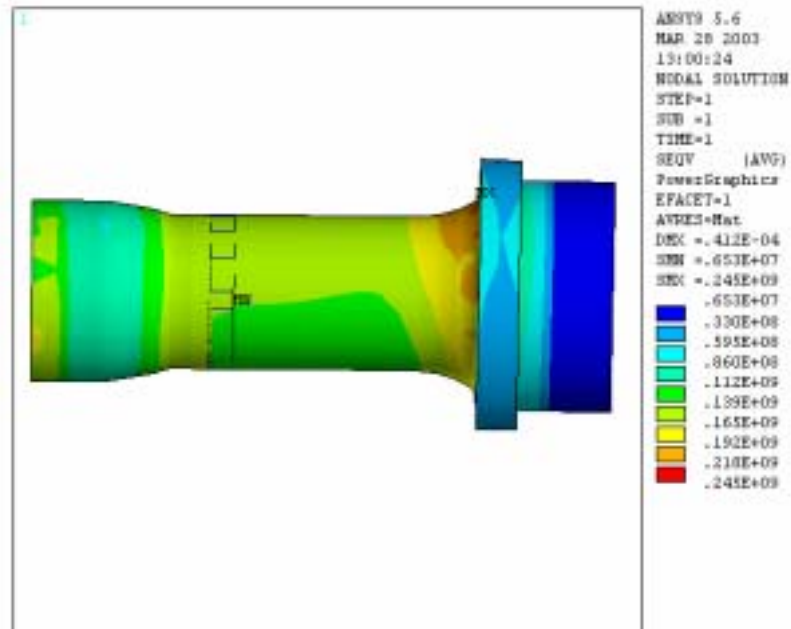


图 (4-11) 连杆螺栓等效应力云图 ($M=62\text{ N}\cdot\text{m}$, $p_0=20000\text{N}$, $p_j''=10605\text{N}$)

为了进一步验证式 (4-17) 的正确性, 选择连杆螺栓在柴油机处于标定功率时的状态来验证, 此时 $P=24472\text{N}$, 连杆螺栓的工作载荷 $p_j''=8652\text{N}$, 分别用有限元法和上述经验公式计算连杆螺栓在不同的预紧力作用下的最大等效应力 σ_{msec} , 并进行比较, 两种算法算出的 σ_{msec} 是一致的, 见表 (4-2)。

表 (4-2) σ_{msec} 经验公式计算值和有限元计算值比较:

($P=24472\text{N}$, $p_j''=8652$, $x=0.25$)

拧紧力矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$)	预紧力 p_0 (N)	有限元计算值 (MPa)	经验公式计算值 (MPa)
49	15635	193	191.9
57	18393	222	221.7
60	19326	233	231.7
75	24052	283	282.7
88	28473	330	330.4

式 (4-17) 是在连杆正常工作 (即连杆盖不发生分离) 的情况下得出的, 由 § 4.1 可知, 工作过程中, 连杆盖不发生分离的条件是:

$$p_0 > (0.75 \sim 0.80) p_j''$$

所以, 通过上述验证, 可得出这样的结论:

对于斜切口连杆, 工作过程中当 $p_0 > (0.75 \sim 0.80) p_j''$ 时, 可以通过连杆螺栓最小截面处的拉应力 σ_0 来计算连杆螺栓的最大等效应力 σ_{msec} , 计算公式为:

$$\sigma_{msec} = k \sigma_0 = 1.542 \frac{p_0 + x p_j''}{F_0}$$

§ 4.4.3 连杆螺栓的屈服强度校核

由 § 4.2 可知, 本文所分析的连杆螺栓的最大拧紧力矩应为 $101\text{N}\cdot\text{m}$, 此时连杆螺栓的预紧力 p_0 为 32540N , 工作载荷 p_j'' 为 10468N ,

取 $x = 0.25$, 由式 (4-17) 得最大等效应力 σ_{misesec} :

$$\sigma_{\text{misesec}} = 1.542 \times \frac{32540 + 0.25 \times 10468}{1.43 \times 10^{-4}} = 379.1 \quad (\text{MPa})$$

连杆螺栓材料为 42CrMo , σ_s 取 950MPa , 取安全系数 $n = 2$, 许用

$$\text{应力为: } [\sigma_s] = \frac{\sigma_s}{n} = 475 \text{MPa}$$

$$\sigma_{\text{misesec}} = 379.1 \text{MPa} < [\sigma_s] = 475 \text{MPa}$$

连杆螺栓的安全系数 n :

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\text{misesec}}} = \frac{950}{379.1} = 2.51$$

§ 4.5 连杆螺栓拧紧力矩工艺校正

在实际生产过程中都是用力矩来控制连杆螺栓的预紧力 , 为保证连杆可靠地工作 , 必须对连杆螺栓施加足够大的预紧力 , 但是预紧力不是越大越好。从前面的分析可知 , 预紧力越大 , 连杆螺栓的应力也相应增大 , 所以对拧紧力矩应严格控制。

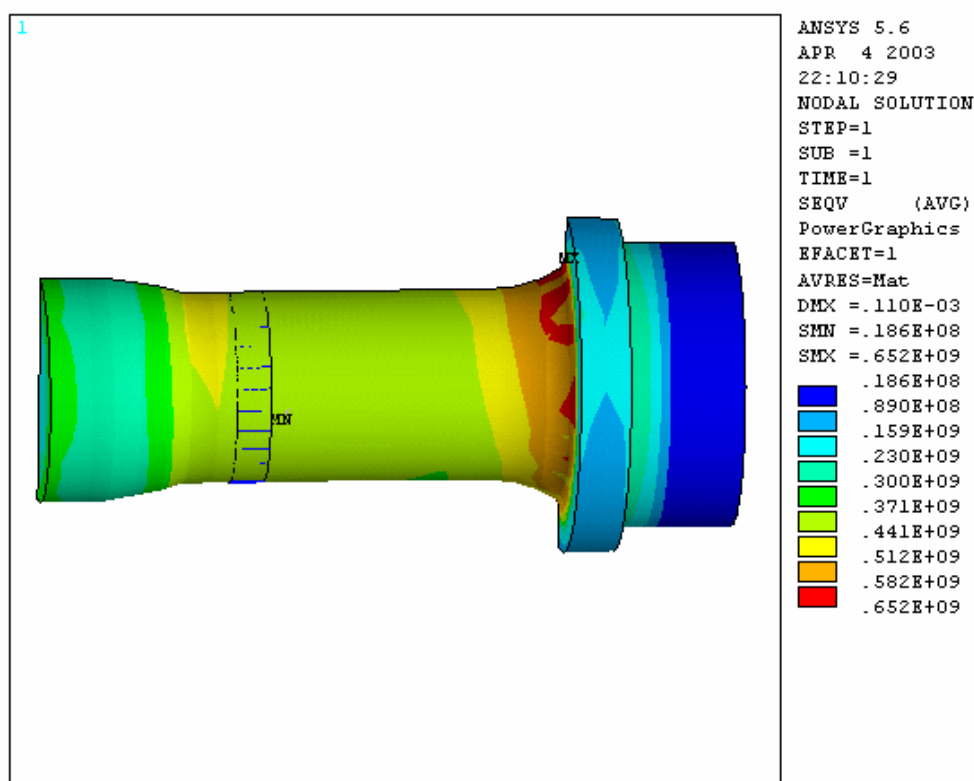
本文所分析的连杆是某柴油机厂 6105 柴油机用连杆 , 生产中连杆螺栓原装配工艺要求连杆螺栓的拧紧力矩为 180N·m。由式(4-11)可求出在 180N·m 拧紧力矩下的连杆螺栓的预紧力 p_0 为 58065 N , 通过有限元计算 , 最大等效应力为 652 MPa , 见图 (4 - 12) 连杆螺栓在 180 N·m 拧紧力矩作用下等效应力云图。由本文推出的式 (4-17) 计算 , 最大等效应力为 :

$$\sigma_{\text{misesec}} = 1.542 \times \frac{p_0 + xp_j}{F_0} = 654.3 \text{ MPa}$$

连杆螺栓的安全系数 n 为 :

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\text{miseo}}} = \frac{950}{654.3} = 1.45$$

连杆螺栓的安全系数 n 一般要求不小于 1.5，所以，180N·m 的连杆螺栓拧紧力矩偏大，导致螺栓的安全系数偏低。按照前面的分析计算，该连杆螺栓的最大拧紧力矩应为 101 N·m，考虑到各种误差的影响，将该连杆螺栓的拧紧力矩校正为 111 N·m，此时，经有限元计算，螺栓的最大等效应力为 412 MPa（经验公式计算为 409.4 MPa），比校正前降低了 36.8%，安全系数为 2.31，比校正前的 1.45 提高了 59.3%。



图（4 - 12） 180 N·m 拧紧力矩作用下等效应力云图

第五章 全文总结

连杆在发动机中直接与活塞销、曲轴连杆颈连接，通过弹性接触传递力的关系，所以，连杆的受力情况与活塞销、曲轴连杆轴颈有极大的关系。长期以来，有限元分析中接触问题一直是个难点，传统的有限元分析中对分析对象与别的构件间的接触问题，一般都是采用简化处理，回避接触问题。本文采用接触法，以某柴油机厂生产的 6105 柴油机连杆为研究对象，根据连杆的实际工作情况，同时考虑活塞销、曲轴连杆轴颈对连杆的影响，根据实物的实际结构尺寸建立了包括活塞销、曲轴连杆轴颈在内的精确三维有限元分析模型，采用接触法对连杆进行有限元分析。

通过分析，得出了连杆的应力、强度分布情况，并与试验结果相对比，以验证模型和计算结果的有效性。根据有限元计算结果对连杆的可靠性进行了验证，并采用多维收缩法，对连杆进行了优化设计，将连杆的安全系数提高了 23.5%，总重量降低了 3.1%，解决了原连杆可靠性低的问题。通过对活塞销与连杆小头衬套、曲轴连杆颈间的接触分析，本文还得出活塞销与连杆小头衬套、曲轴连杆颈与轴瓦间的接触力分布情况，该分布规律与传统的孔、轴接触表面的力边界条件（一般按有限宽度油膜压力分布规律，即载荷在接触面间沿轴向按二次抛物线规律分布。）是很不相同的，对连杆有限元分析中传统的力的边界条件处理方法提出了置疑。

连杆螺栓在工作时的应力分布情况，用常规的计算方法很难计算出来，本文建立了有效的有限元分析模型，在模型中，通过在连杆螺栓上建立预紧力单元的方法对连杆螺栓施加预紧力，并结合接触法，考虑了包括曲轴连杆轴颈、轴瓦过盈等因素对连杆螺栓的影响，完全模拟连杆螺栓实际工作情况，以保证计算结果的准确性。本文用有限元法对连杆螺栓的分析计算，解决了对连杆螺栓应力分布的分析与计算难题，得出了连杆螺栓应力分布及强度情况，并对某柴油机厂的 6105 柴油机连杆螺栓的拧紧力矩工艺进行了校核和修正，有效地降低了连杆螺栓在工作过程中的最大应力，提高了连杆螺栓的安全性。

用常规的计算方法，不可能计算出连杆螺栓的最大等效应力，本文

通过有限元分析计算，得出了连杆螺栓的最大拉应力与最大等效应力间的关系，从而得出了连杆螺栓最大等效应力计算经验公式，用该经验公式，解决了用常规方法无法求出连杆螺栓最大等效应力的问题，用它来校核连杆螺栓的疲劳强度更具可靠性。

对于本文提出的连杆螺栓最大等效应力计算经验公式是否具有普遍性，还需要进一步验证。如果具有普遍性，该经验公式十分具有使用价值。

摘 要

有限元法以其特有的优点在内燃机工程中得到广泛的应用，有限元法应用于内燃机工程的目的可分为两类：一类是进行结构分析，对内燃机易发生损坏的零件，用有限元法来分析和研究结构损坏的原因，找出危险区域和部位，提出相应的改进设计方案。一类是进行结构设计，在进行内燃机的结构设计时，可以预先对一些可能的结构方案进行有限元分析计算，再根据计算结果进行分析和比较，选取最佳的合理方案。

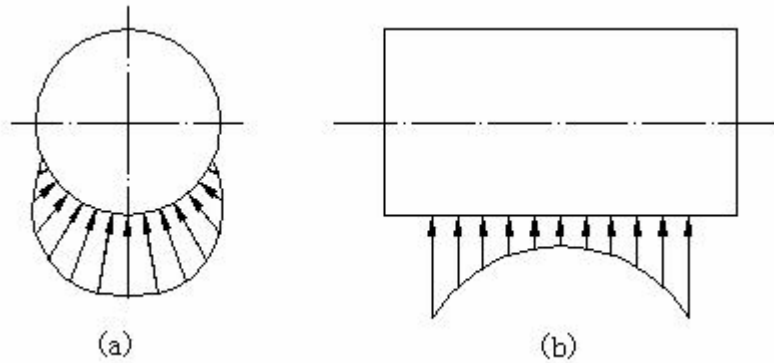
连杆是发动机中重要零件，也是易发生故障的零件，目前对它的设计、分析已广泛地采用有限元法。连杆在发动机中直接与活塞销、曲轴连杆颈连接，通过弹性接触传递力的关系，所以，连杆的受力情况与活塞销、曲轴连杆轴颈有极大的关系。长期以来，有限元分析中接触问题一直是个难点，传统的有限元分析中对分析对象与别的构件间的接触问题，都是采用简化处理，回避接触问题。

本文采用接触法，以玉柴生产的 6105 柴油机连杆为研究对象，按照连杆的实际工作情况，同时考虑活塞销、曲轴连杆轴颈对连杆的影响，根据实物结构尺寸建立了包括活塞销、曲轴连杆轴颈在内的三维有限元分析模型，采用接触法对连杆进行了有限元分析，得出了连杆的应力分布、强度情况，并与试验结果相对比，以验证模型和计算方法的有效性。根据有限元计算结果对连杆的可靠性进行了验证，并对连杆进行了优化设计，将连杆安全系数提高了 23.5%，重量降低了 3.1%，解决了原连杆可靠性低的问题。

通过对活塞销与连杆小头衬套、曲轴连杆颈间的接触分析，本文还得出连杆销与连杆小头衬套、曲轴连杆颈间与轴瓦间的接触力分布情况（见图 1），该分布规律与传统的孔、轴接触表面的力边界条件（一般按有限宽度油膜压力分布规律，即载荷在接触面间沿轴向按二次抛物线规律分布。）是很不相同的，对连杆有限元分析中传统的力的边界条件处理方法提出了置疑。

连杆螺栓在工作时的应力分布情况，用常规的计算方法很难的计算出来，本文建立了有效的有限元分析模型，在模型中，通过在连杆螺

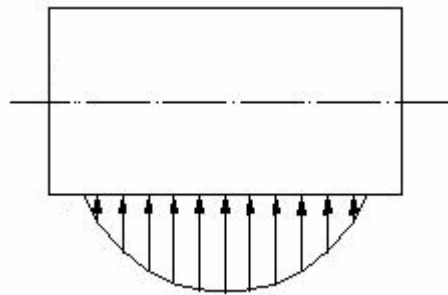
栓上建立预紧力单元的方法对连杆螺栓施加预紧力，并结合接触法，考



(a). 沿活塞销端面接触力分布情况

(b). 沿活塞轴线方向接触力分布情况

图(1) 接触分析得出的活塞销表面接触力分布情况



图(2) 活塞销表面常规力边界条件

虑了包括曲轴连杆轴颈、轴瓦过盈等因素对连杆螺栓的影响，完全模拟连杆螺栓实际工作工况，以保证计算结果的准确性。本文用有限元法对连杆螺栓的分析计算，解决了对连杆螺栓应力分布的分析与计算难题，得出了连杆螺栓应力分布及强度情况，并对玉柴 6105 柴油机连杆螺栓的拧紧力矩工艺进行了校核和修正，有效地降低了连杆螺栓在工作过程中的最大应力，提高了连杆螺栓的安全性。

用常规的计算方法，不可能计算出连杆螺栓的最大等效应力，本文通过有限元分析计算，得出了连杆螺栓的最大拉应力与最大等效应力间的关系，从而得出了连杆螺栓最大等效应力计算经验公式，即：

当 $p_0 > p_2 + 0.75p_j''$ 时 ,

$$\sigma_{\text{misec}} = 1.542 \sigma_0 = 1.542 \frac{p_0 + x p_j''}{F_0}$$

式中： p_j'' ：连杆螺栓工作载荷；

p_0 ：连杆螺栓预紧力；

p_2 ：连杆螺栓压紧轴瓦所消耗的预紧力；

σ_{misec} ：最大等效应力；

σ_0 ：最大拉应力；

F_0 ：连杆螺栓最小截面面积；

用该经验公式，解决了用常规方法无法求出连杆螺栓最大等效应力的问题，用它来校核连杆螺栓的疲劳强度更具可靠性。

关键词： 连杆 有限元接触分析 连杆螺栓 最大等效应力

ABSTRACT

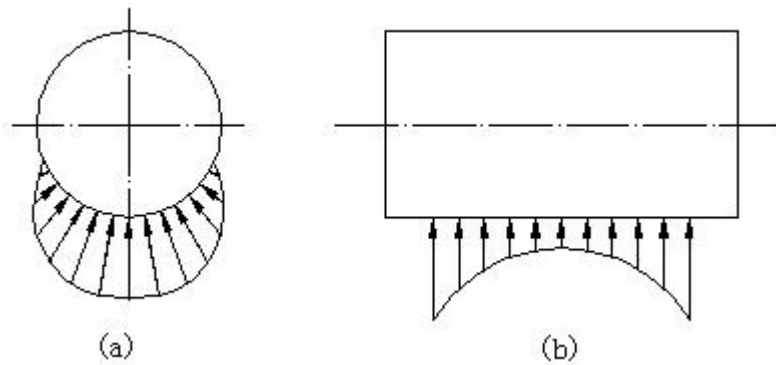
Finite Element Method has been applied widely in Internal-Combustion Engine design for its advantage. There are two classes of aims of using Finite Element Method in Internal-Combustion Engine project : One is to analyze the structure of Internal-Combustion Engine , find out the reasons why the parts been damaged , point out the unsubstantial positions, and advance an improved way; the other is structure design. In the process of structure design, some possible structure can be analyzed and calculated with Finite Element Method in advance, through analyzing and comparing the calculating results, the best one can be chosen.

Connecting rod is an important part of Internal-Combustion Engine, but at some time, it is unsubstantial. At present, the Finite Element Method has been used widely in designing and analyzing it. In engine, Connecting rod connect piston pin and crankpin directly, the contact force is transferred by interface, so the force state of Connecting rod is related strongly with piston pin and crankpin. Since long before, the contact has been a difficult problem in Finite Element Analyze. In traditional Finite Element Analysis, the contact is predigested for avoiding contact problem.

In this paper, the connecting rod of a 6105-diesel made by YU CHAI is studied. In the study, the model is built through contact. Because of the affection of piston pin and crankpin, the 3-D Finite Element Analysis model contains piston pin and crankpin, and it was built on the base of their true structure. Through the study about the connecting rod in Finite Element Method, the stress and intensity are gained, and the results tested by experiment are accredited. It can be find that the reliability was increased through optimum design.

The distributing of contact forces which are generated either by the contact of piston pin and the bushing of the small end or by the contacts of connecting rod and journals bearing shells are gotten through analyzing these contacts. (figure 1) This is different from the rules that interface distribute along the shaft and show a

parabola. Traditional force boundary conditions of interfaces of holes and shafts are according to the distributing of oil film press in limited extent (figure 2) . So we have reasons to doubt the traditional method.



- (a). the contribution of contact forces which go along the section of a piston pin
- (b). the contribution of contact forces which go along the piston pin axes.

Figure (1) the contribution of contact forces on surface of the piston pin

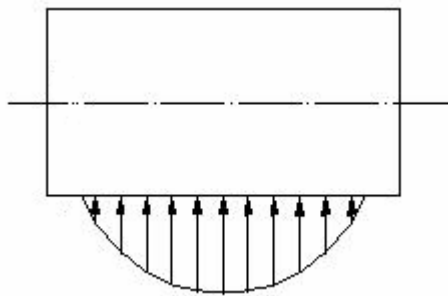


figure (2) normal force boundary condition of the piston pin surface

It is difficult to compute the stress distribution of a working connecting rod with normal method, so an effectual FEA model was constructed. In this model, pre-tension was added on locking bolt through building pre-tension elements on locking bolts. For ensuring the veracity of solving result, many effecting factors were considered, including the interference of connecting rod journals and bearing shells, and the actual working condition can be simulated. With this computation, the puzzle of analyzing and computing the stress contributing of connecting rod bolt can be resolved, therefore, the

stress contribution and intension were gotten. The craftwork of tighten moment of connecting rod bolt has been adjusted, which cut down the largest stress during the working process and improve the veracity of connecting rod bolt.

It is impossible to compute the largest equivalent stress with normal computing method, so we researched the relationship of the largest tension stress and the largest equivalent stress with FEA, and got the empirical formula of the largest equivalent stress of connecting rod bolt, namely,

If $p_0 > p_2 + 0.75p_j''$, then

$$\sigma_{\text{misec}} = 1.542 \sigma_0 = 1.542 \frac{p_0 + xp_j''}{F_0}$$

where :

p_j'' : Working load of connecting rod bolts ;

p_0 : The pre-tension of connecting rod bolts ;

p_2 : The pre-tension consumed when connecting rod bolts compact bearing shells ;

σ_{misec} : The largest equivalent stress ;

σ_0 : The largest tension stress ;

F_0 : The smallest section area of connecting rod bolts ;

This empirical formula resolved the problem that the largest tension stress connecting rod bolt can't get by normal method, so it is more creditable to verify the fatigue strength of a connecting rod bolt.

Keyword : Connecting rod FEA of contact Connecting rod bolt The largest equivalent stress