

# 基于灵敏度分析的发动机连杆优化设计

许 志, 李 芳\*

(浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014)

**摘要:** 为了得到一个具有足够强度且重量轻的某发动机连杆, 运用有限元软件建立了该连杆的模型, 并对该模型进行了静力分析及灵敏度分析, 在灵敏度分析的基础上, 选择合理的设计参数以连杆质量最轻为目标对连杆进行了优化设计。研究表明, 该方法为进一步改善该车架的结构提供了参考。

**关键词:** 发动机; 连杆; 优化; 灵敏度

中图分类号: U464 ; TH122

文献标志码: A

文章编号: 1001 - 4551(2011)09 - 1052 - 04

## Optimal design of engine connecting rod based on sensitivity analysis

XV Zhi, LI Fang

(Machinery Engineering Studio, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

**Abstract:** In order to obtain a sufficient strength and light weight connecting rod of a engine, the finite element software was investigated to establish the model of the connecting rod. Then the model's stress distribution and sensitivity were analyzed. Based on the sensitivity analysis results, the appropriate design variables were selected to optimize the connecting rod aimed at least mass. The analysis results show that it can provide the reference for optimizing the structure of the connecting rod.

**Key words:** engine; connecting rod; optimization; sensitivity

## 0 引 言

连杆是连接发动机活塞与曲轴的一个重要零件, 是发动机中传递动力的重要组件, 它承受燃料燃烧时产生的气体力, 它把活塞的直线运动变为曲轴的旋转运动并将作用在活塞上的力传给曲轴以对外输出功率<sup>[1]</sup>。由于活塞往复运动的速度不断变化, 使活塞在上、下止点处速度为零, 在中间附近为最大, 因而使活塞组件及随活塞一起作往复运动的连杆小头产生往复惯性力。曲轴及装在曲轴销上的连杆大头由于不停地旋转而产生惯性力。由此可见, 连杆在发动机工作时, 作较为复杂的平面运动, 要承受拉、压及惯性力等各种载荷, 其受力较为复杂。为了限制连杆运动惯性力, 需要将连杆的质量尽量降低, 而且同时还必须满足刚度和强度<sup>[2]</sup>的要求防止连杆在工作中断裂失效。因此, 一个重量轻而且具有足够强度的连杆在现代发动机设计中备受重视。

本研究运用三维有限元方法, 在 ANSYS 分析平台中对连杆的受力情况进行分析。通过分析计算, 确定了连杆的最大主应力、主应变位置即连杆的应力集中点和最大变形量, 并利用 ANSYS 结构分析中的 Prob Design 模块, 对连杆应力集中点及其相关尺寸参数进行灵敏度分析, 对其影响最大的尺寸参数, 通过合理的尺寸组合减小应力集中点的最大主应力值。最后采用了优化设计及有限元计算相结合的技术, 在相应的约束条件下, 达到连杆质量最小的目标, 让该三维模型既做到质量轻巧, 又保证其有足够的强度, 以保证发动机的正常工作。

## 1 连杆的应力分析

### 1.1 模型建立及网格划分

文中所分析的连杆材料为 40Mn2S, 该材料的主要

收稿日期: 2011 - 03 - 24

作者简介: 许 志 (1986 - ), 男, 浙江象山人, 主要从事有限元分析方面的研究. E-mail: leonidas0928@163.com

通信联系人: 李 芳, 女, 副教授, 硕士生导师. E-mail: lifl110@163.com

力学性能如表1所示。

表1 材料属性

材料名称	弹性模量 /GPa	泊松比	密度 /(kg·m <sup>-3</sup> )	强度极限 /MPa	屈服极限 /MPa
40Mn2S	206	0.29	7 800	830	620

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,但对结构复杂的物体,完全按照实物结构来建立计算模型,在进行有限元分析时会变得非常困难,甚至是不可能的,因此需进行适当的简化。本研究只对连杆的大头端做了简化处理,不考虑连杆轴瓦、衬套和螺栓的预紧力,把连杆体和连杆盖作为一个整体造型,选取发动机燃气爆发时的最大压缩工况为研究工况。为了避免有限元网格的尺寸大小相差太悬殊而影响有限元单元质量和计算精度,对一些影响连杆强度极微的小倒角和小圆角做了简化处理。

本研究中,笔者采用10节点的SOLID92四面体单元,实体单元选择自由网格划分方式。SOLID92单元每个单元由10个节点组成,每节点有3个自由度,比较适合复杂模型的整体建模。由于使用自由网格划分不受人工控制,需要对网格划分结果进行修改,对连杆小头与杆身过渡部分、连杆大头与杆身过渡部分及连杆杆身的工字型截面内等有应力集中的部位进行细化。经修改后的连杆有限元模型共得到28 143个节点,17 511个单元。连杆的网络划分如图1所示。



图1 连杆有限元模型

## 1.2 施加约束及载荷

连杆在工作时,所承受的周期性变化的外力主要由两部分组成:①经活塞顶部传来的燃气爆发压力,对连杆起压缩作用;②活塞连杆组高速运动产生的惯性力,对连杆起拉伸作用<sup>[3-6]</sup>。故在分析时,主要考虑连杆的最大燃气压力、活塞组件的惯性力和连杆组件的惯性力。

### 1.2.1 气体作用力

气体作用力是由于燃气爆发产生的气体压力直接作用在活塞上,活塞通过活塞销把作用力传递到连杆小头。作用在活塞上的气体作用力为:

$$F = P_g \frac{\pi D^2}{4} \quad (1)$$

式中: $P_g$ —气缸内气体的表压强, $D$ —气缸直径。

### 1.2.2 活塞组件的往复惯性力

活塞组件包括活塞、活塞环、活塞销和活塞销卡环。活塞组件的质量 $m_p$ 即为所有组件的质量之和。活塞组件的往复惯性力作用在活塞销上,并通过活塞销作用在连杆上。该惯性力为:

$$F_1 = m_p R \omega^2 (1 + \lambda) \quad (2)$$

式中: $m_p$ —整个活塞组件的质量, $R$ —一曲轴曲柄半径, $\omega$ —曲柄的角速度, $\lambda$ —连杆比。

### 1.2.3 连杆组的惯性力

连杆组包括连杆体、大头盖、连杆轴瓦、连杆螺栓和连杆衬套。连杆组的质量由这些部分组成。为了简化计算,通常把作复杂平面运动的连杆质量分为两部分:一部分集中在连杆小头,质量为 $m_1$ ,将其看作只与活塞一起做往复运动;另一部分集中在连杆大头,质量为 $m_2$ ,将其看作只与曲柄一起做旋转运动。因此,连杆的惯性力包括小头部分的往复惯性力和大头部分的旋转惯性力。连杆小头的往复惯性力 $F_2$ 及连杆大头的旋转惯性力 $F_3$ 分别为:

$$F_2 = m_1 R \omega^2 (1 + \lambda) \quad (3)$$

$$F_3 = m_2 R (\omega \lambda)^2$$

连杆大头、小头的载荷为非均匀载荷,确定该载荷分布规律往往需要一些较复杂的计算,譬如采用接触问题的有限元法进行计算<sup>[7-8]</sup>。但在实际工作中,往往可以根据大量的试验和理论分析,在保证计算精度的前提下,用一些近似的分布规律代替复杂的分布规律。在动力机械的有限元计算中,一般认为作用在轴承或轴上的载荷沿圆周按余弦规律分布。

在模型的对称剖面上施加对称约束。连杆大头孔用曲柄销连接,在ANSYS中通过等效温差法来实现连杆大头和曲柄销之间的预紧力,曲柄销的一个端面施加全约束。

## 1.3 静力计算结果分析

根据以上载荷计算和边界条件处理,经过ANSYS的计算求解,可得到连杆在最大压缩工况下的von Mises应力分布结果如图2所示。由图2可知,整个工字型杆身承受应力较大,其中最大应力发生在杆身和连杆大头连接过渡的位置处,最大等效应力值为331.8 MPa。最大变形量为0.666 mm,发生在连杆小头处。

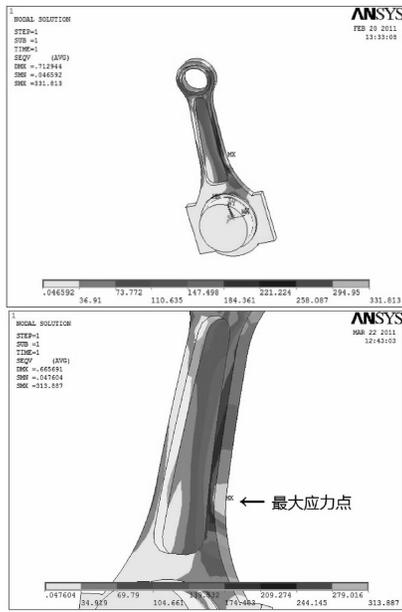


图 2 最大压缩工况下连杆应力分布图

可以不考虑这个参数尺寸的变动。

表 2 设计参数及初始值 mm

设计参数	初始值	参数说明
DV1	20	杆身厚度
DV2	5	杆身凹槽底板厚
DV3	50	杆身与小头过渡圆弧半径
DV4	100	杆身与大头过渡圆弧半径
DV5	10	凹槽圆弧半径

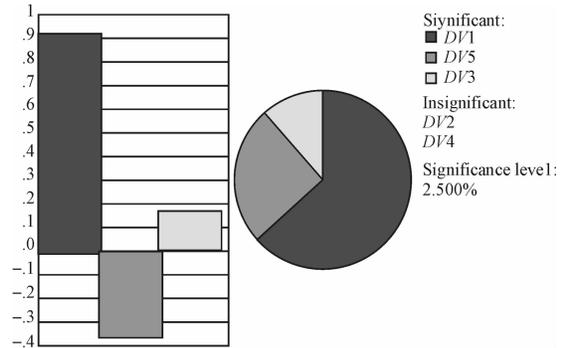


图 3 连杆体积的灵敏度分析结果

## 2 灵敏度分析

结构灵敏度是分析结构性能参数  $T_j$  对结构设计参数  $x_i$  变化的灵敏程度,其数值可以反映结构设计变量对结构性能的影响,即:

$$S\left(\frac{T_j}{x_i}\right) = \frac{\partial T_j}{\partial x_i} \quad (4)$$

由于发动机连杆结构比较复杂,尺寸参数繁多,进行优化设计时,不能也不可能选取所有的尺寸参数作为设计变量。通过对独立变化的设计参数分别给定一系列扰动值,分析其对目标函数值的影响程度,选取合适的参数作为设计变量,再进行优化设计,这样既可以防止选取无关的变量,也可以防止遗漏比较重要的参数。本研究选取各设计变量如表 2 所示,分析各设计参数的变化对连杆总体积的影响,其结果如图 3 所示。

由图 3 可知,对连杆体积影响最大的是杆身厚度(DV1),其次是凹槽圆弧半径(DV5),再次是杆身与小头过渡圆弧半径(DV3)。其中,杆身厚度(DV1)和杆身与小头过渡圆弧半径(DV3)尺寸的增加使连杆总体积增大,则连杆的质量也相应增加。相反,凹槽处圆弧半径(DV5)尺寸的增加使连杆的质量有所减少。因此,在对连杆进行优化时,参照灵敏度分析结果(如图 4~6 所示),首先本研究考虑减少杆身的厚度尺寸来达到连杆轻量化的目标,其次是增加杆身凹槽处的圆弧半径,最后是减少连杆杆身与小头过渡圆弧半径以及连杆杆身与大头过渡圆弧半径。连杆凹槽底板厚度(DV2)对连杆总体积的影响较小,所以在优化设计中

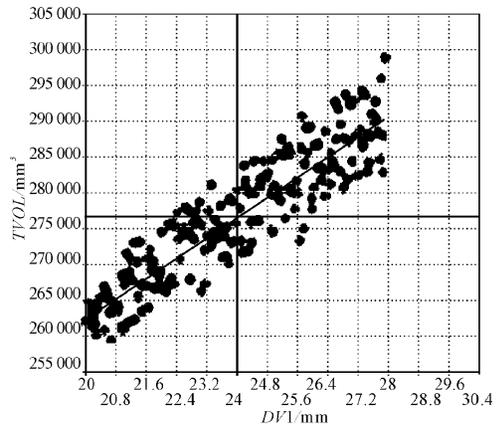


图 4 杆身厚度(DV1)对连杆总体积(TVOL)的灵敏度

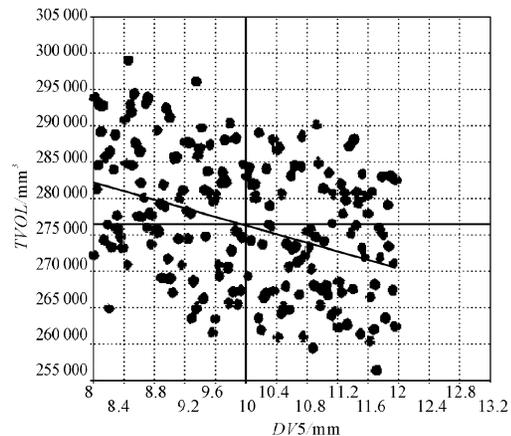


图 5 凹槽圆弧半径(DV5)对连杆总体积(TVOL)的灵敏度

## 3 连杆的优化设计

发动机连杆的结构优化设计已广泛采用二维结构

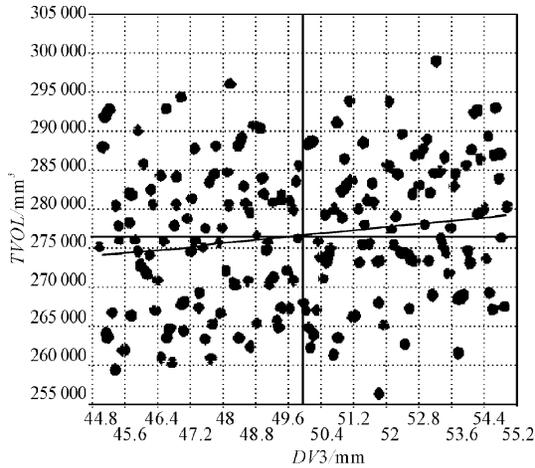


图6 小头过渡圆弧半径(DV3)对总体积(TVOL)的灵敏度

优化设计方法,并正在向三维的结构优化设计方向发展,但由于零件的三维形状一般较为复杂,要较好地描述其形状就不得不增加优化设计变量的数目,这使得计算量急剧上升。而且优化设计变量的增多,有限元网格的边界节点又是在不断变化的,从而很难保证网格能在较大范围内变动而不发生畸变,所以,通常只是做局部三维优化设计。对于发动机连杆来说,由于上述原因,一般只取大小端或杆身作为研究对象,认为大小端与杆身断裂截面上的应力在优化过程中保持不变,从而将其作为力边界条件施加于优化设计模型中。

本研究在 ANSYS 程序中采用零阶方法对连杆整体三维模型进行优化设计。ANSYS 程序中的零阶方法是比较完善的零阶方法,使用所有因变量(状态变量和目标函数)的逼近,在一定次数的抽样基础上,拟合状态变量和目标函数的响应函数,从而寻求最优解,该方法通用的方法,可以有效地处理绝大多数的工程问题。

连杆结构优化的目标是尽量减少连杆体的质量,即优化目标函数为:

$$\min [F(X) = m_1 + m_2 + \dots + m_n] \quad (5)$$

式中: $m_1, m_2, \dots, m_n$ —连杆体各分区局部质量。

设计变量应选对连杆整体质量影响较大并能一定程度上描述连杆外形的相互独立的尺寸参数。本研究根据灵敏度分析结果,选取设计变量:

$$\mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T \quad (6)$$

式中: $x_1$ —杆身厚度, $x_2$ —杆身与小头过渡圆弧半径, $x_3$ —杆身与大头过渡圆弧半径, $x_4$ —凹槽圆弧半径。

在对连杆进行优化设计的过程中,设计变量必须满足其相应的约束条件<sup>[9-11]</sup>:

(1) 应力约束条件:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_s / n = 413 \text{ MPa} \quad (7)$$

式中: $\sigma_s$ —材料屈服极限, $\sigma_s = 620 \text{ MPa}$ ;  $n$ —安全系数,

取  $n = 1.5$ 。

(2) 边界约束条件:

本研究控制各设计变量在一定的范围内变动:

$$\begin{cases} 18 \leq x_1 \leq 20 \\ 45 \leq x_2 \leq 50 \\ 95 \leq x_3 \leq 100 \\ 10 \leq x_4 \leq 12 \end{cases} \quad (8)$$

经过 20 次迭代计算,本研究得到连杆总体积和迭代次数关系曲线如图 7 所示。

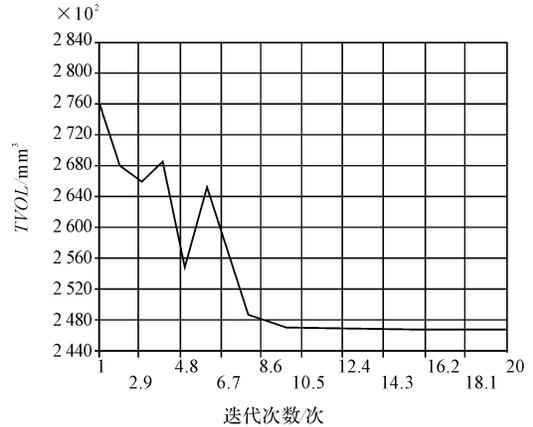


图7 连杆总体积和迭代次数关系曲线

连杆杆身各设计变量优化前后变化如表 3 所示。

表3 优化前后各变量变化表

变量	优化前	优化后	变化量
$x_1/\text{mm}$	20	18.012	-1.998
$x_2/\text{mm}$	50	45.352	-4.648
$x_3/\text{mm}$	100	95.037	-4.963
$x_4/\text{mm}$	10	11.996	1.996
$TVOL/\text{mm}^3$	276 519	246 709	29 810

优化后连杆总体积比优化前减少了  $29\,810 \text{ mm}^3$ , 约减少初始体积的 10.8%, 因此连杆质量也相应的减少 10.8%。优化后连杆的最大应力值为  $309.65 \text{ MPa}$ , 比优化前有所减少。在保证连杆结构应力强度的前提下,连杆质量降低了,从而减少了连杆的惯性力,应力的分布也更趋合理。

## 4 结束语

本研究在常规设计尺寸的基础上对发动机连杆进行了有限元分析,以影响杆身质量的参数为优化变量,在保证连杆强度满足常规设计的条件下,应用 ANSYS 的优化技术对连杆进行了优化。

(下转第 1072 页)

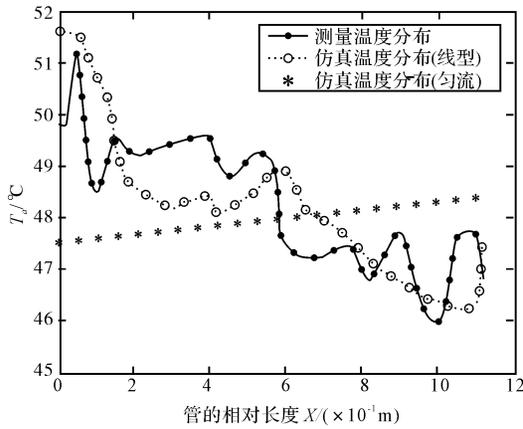


图 6 仿真值(匀流、线性流)与实测值(线性分布)的比较

流速变化无常。所以此部分的研究有待进一步的完善。

### 3 结束语

本研究介绍了试验装置,并测量验证了气流非均匀分布对换热效率的影响情况。结果表明,非匀流时总的换热系数  $U$  会下降 8.2%,并强调在风洞中测量翅片管换热器的相关性能参数时,需要有均匀的来流做保证。其次确定了百叶窗翅片管的热传导关联式。为了优化换热器的设计,基于分布参数模型,开发了非匀流情况下的仿真程序,并利用相应的试验数据进行了验证。考虑到管壁细纹沟的存在,仿真程序采用了

边界层模型。仿真结果表明,仿真与试验数据的最大相对误差为 5.15%,说明仿真与试验值基本一致。

### 参考文献 (References) :

[1] 陶文铨. 传热与流动问题的多尺度数值模拟: 方法与应用 [M]. 北京: 科学出版社, 2008.

[2] DOMANSKI P A, Simulation of an evaporator with nonuniform one-dimensional air distribution [J]. **ASHRAE Transactions**, 1991, 97(1) : 793-802.

[3] CHWALOWSKI M, DIDION D A, DOMANSKI P A. Verification of evaporator computer models and analysis of performance of an evaporator coil [J]. **ASHRAE Transactions**, 1989, 95(1) : 1229-1236.

[4] 陶于兵, 何雅玲. 管翅式换热器管路布置优化设计的数值研究 [J]. 化工进展, 2007, 26(6) : 893-898.

[5] HONG K T, WEBB R L. Calculation of fin efficiency for wet and dry fins [J]. **HVAC&R Research**, 1996, 2(1) : 27-41.

[6] ZELLER M, GREWE M A. Generalized approximation equation for the efficiency of fins on circular and elliptic Tubes [J]. **Warme Und Stoffubertragung-Thermo and Fluid Dynamics**, 1994, 29(6) : 379-382.

[7] PERROTIN T, CLODIC D. Fin efficiency calculation in enhanced fin-and-tube heat exchangers in dry conditions [C] // ICR0026, IR 21st Int. Congress of Refrigeration, Washington; [s. n.], 2003: 210-216. [编辑: 张翔]

(上接第 1055 页)

在优化设计之前,笔者先进行了适当的灵敏度分析,找出对目标函数影响最大的参数,将其作为设计变量,不仅可以减少优化的工作量,而且可以去除那些对于优化起干扰作用的参数,使优化结果更加准确。优化后的连杆满足强度要求,而连杆质量有较大降低,减小了连杆工作过程中的惯性力,应力分布更加合理。

基于灵敏度的连杆优化方法对其他形状的优化具有参考意义,有一定的工程实用价值。

### 参考文献 (References) :

[1] 陈家瑞. 汽车构造 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2005.

[2] 戚刚, 吴昌华, 张南林. 发动机连杆精细有限元分析模型和算法的研究 [J]. 中国机械工程, 2001(12) : 282-284.

[3] 张继春, 李兴虎, 孙刚. 基于有限元的连杆优化设计 [J]. 拖拉机与农用运输车, 2006, 33(1) : 27-30.

[4] DETWILER D. Computer Aided Structural Optimization of Automotive Body Structure [R]. SAE Technical Papers, 960523, 1996.

[5] 骆敬辉. 基于 Pro/M 下的连杆结构分析及其性能优化设计 [D]. 兰州: 兰州理工大学机电工程学院, 2007.

[6] 代伟峰, 樊文欣, 程志军. 基于 ANSYS 的连杆模态分析 [J]. 机械工程与自动化, 2007(4) : 39-41.

[7] YADAV V, LONDHE A. Finite Element Analysis of Connecting Rod and Correlation with Test [N]. SAE Paper, 2009-01-08(16).

[8] 宋晋宇, 梁莎莉, 曲晓萍. 柴油机连杆有限元接触分析算法的探讨 [J]. 柴油机, 2005, 27(5) : 26-30.

[9] PRAVARDHA S. SHENOY, ALI FATEMI. Connecting Rod Optimization for Weight and Cost Reduction [N]. SAE Paper, 2005-01-09(87).

[10] 张军, 樊文欣. 柴油机连杆有限元分析 [J]. 车用发动机, 2002(2) : 35-37.

[11] 方丹. LJ276M 电控汽油机连杆有限元分析及优化 [D]. 武汉: 武汉理工大学汽车工程学院, 2009.

[编辑: 张翔]