

某增压直喷发动机主轴承壁有限元分析

王德远 胡景彦 杨陈

浙江吉利汽车技术中心有限公司 杭州 311228

摘要: 为计算某增压直喷汽油发动机概念设计阶段的主轴承壁的安全系数, 分别采用 HyperMesh 和 HyperView 进行有限元分析的前后处理, 分析工况有装配工况(螺栓预紧工况和轴瓦过盈工况)和气体载荷工况。计算结果表明, 在气体载荷工况中曲轴箱通风孔和主轴承盖凸台处有应力集中现象, 但数值相对较小, 高周疲劳安全系数满足设计要求; 通过对主轴承盖与缸体的接触压力、轴瓦背压等进行评价, 均满足设计要求。有限元分析结果和疲劳分析结果为增压直喷发动机主轴承壁的详细设计提供了重要依据。

关键词: 增压直喷, 主轴承壁, 有限元, HyperMesh

1 前言

对概念设计阶段的某增压直喷汽油发动机主轴承壁进行有限元分析校核, 根据三个基本工况的计算结果, 可以得出主轴承盖在工作过程中对应不同工况的应力分布结果, 再应用疲劳分析软件计算主轴承盖组件的安全系数, 最后给出分析结论。

2 有限元前处理

对于四缸发动机而言, 通常第二主轴承的载荷最大, 所以仅对发动机第二主轴承壁进行分析。气体载荷工况时, 第一缸和第二缸分别加载校核。模型包括部分缸体, 第二主轴承盖, 主轴承盖螺栓, 主轴承瓦和模拟的主轴颈。缸体和主轴承盖为二阶十节点四面体单元, 其它为一阶八节点六面体单元, 整个模型包括 145850 个单元、251642 个节点, 如图 1 所示, 此视图为第二缸右侧。

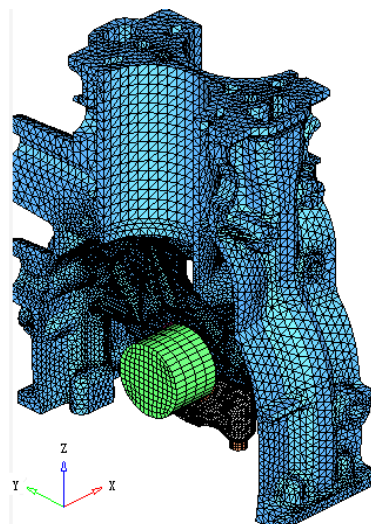


图 1 主轴承壁的有限元模型

2.1 预紧工况边界条件

零件: 缸体、主轴承盖、螺栓。

整个模型只考虑螺栓预紧载荷, 分别考虑最小和最大螺栓预紧力的作用。最小和最大预紧力分别是 42.8kN 和 55.4kN。预紧工况的边界条件定义参见图 2, 左右端面分别定义对称

边界，约束顶面所有节点的 Z 方向自由度，另取两个节点约束 Y 方向自由度。

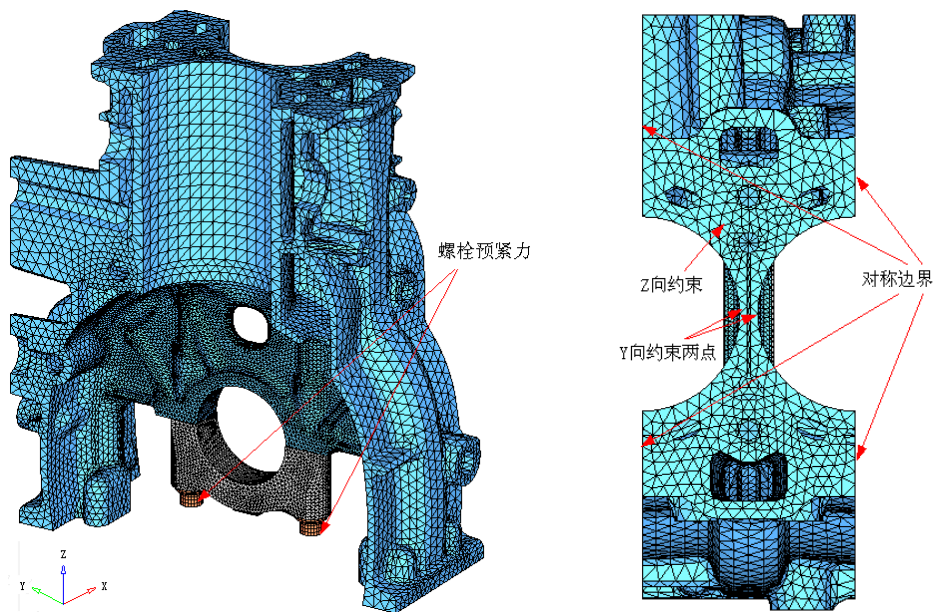


图 2 预紧工况的边界条件

2.2 过盈工况

零件：缸体、主轴承盖、螺栓、轴瓦。

轴瓦与缸体、主轴承盖之间的最小、最大半径过盈量分别是 $22.7\mu\text{m}$ 和 $48\mu\text{m}$ 。过盈工况的边界条件定义参见图 3。约束边界与预紧力工况一致。

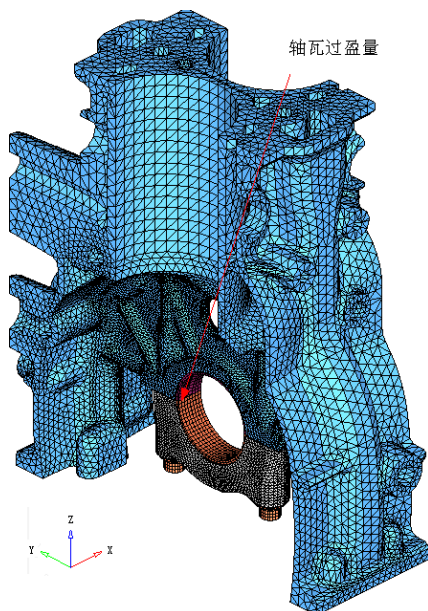


图 3 过盈工况边界条件

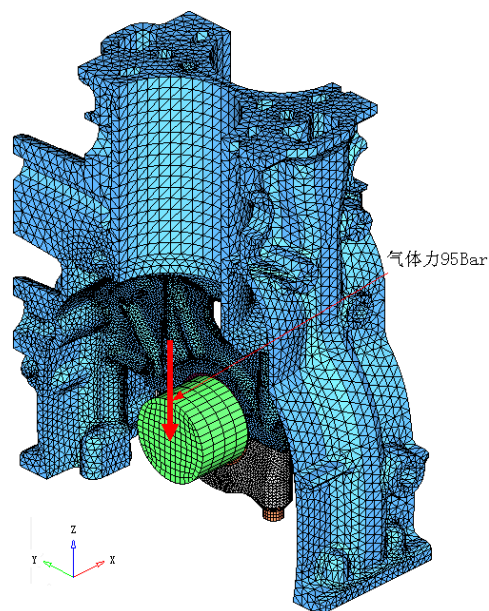


图 4 气体载荷工况边界条件

2.3 气体载荷工况

零件：缸体、主轴承盖、螺栓、轴瓦、主轴颈。

气体载荷工况只考虑最大气体爆发压力的作用，分别分析主轴承盖两侧（第一缸与第二缸）施加气体力的情况。施加到主轴颈上最大气体力为 95Bar。气体载荷工况的边界条件定义参见图 4，此图为第二缸加载气体力的边界条件，第一缸气体力加载在另一侧主轴颈上。约束边界与预紧力工况一致。

3 计算结果及分析

3.1 气体载荷工况

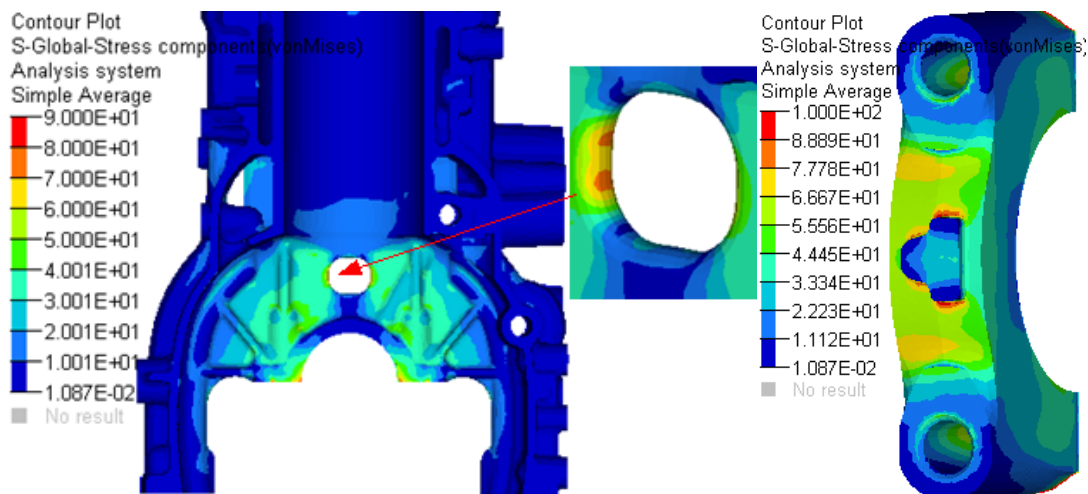


图 5 第一缸加载气体力受力分布

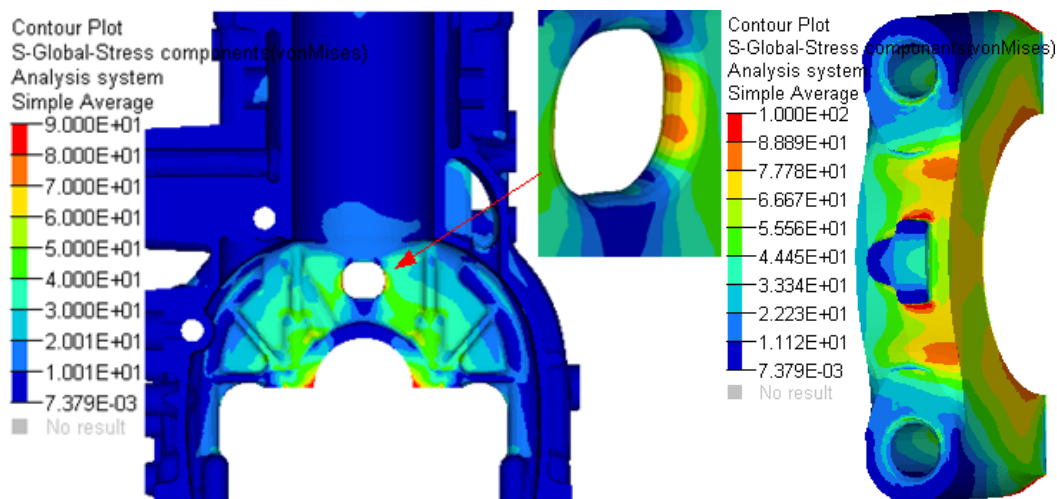


图 6 第二缸加载气体力受力分布

气体载荷工况的应力分布如图 5 和图 6 所示，曲轴箱通风孔处有应力集中，最大值为 86MPa。主轴承盖凸台圆角处也有应力集中，最大值为 95 MPa，远小于各自材料的屈服强度，但应力集中会降低结构的疲劳安全系数，设计时应尽量避免。

通过两图对比，第二缸加载气体力的应力结果要稍大于第一缸加载的，因此仅校核第二缸加载气体力的疲劳安全系数。

3.2 接触状态分析

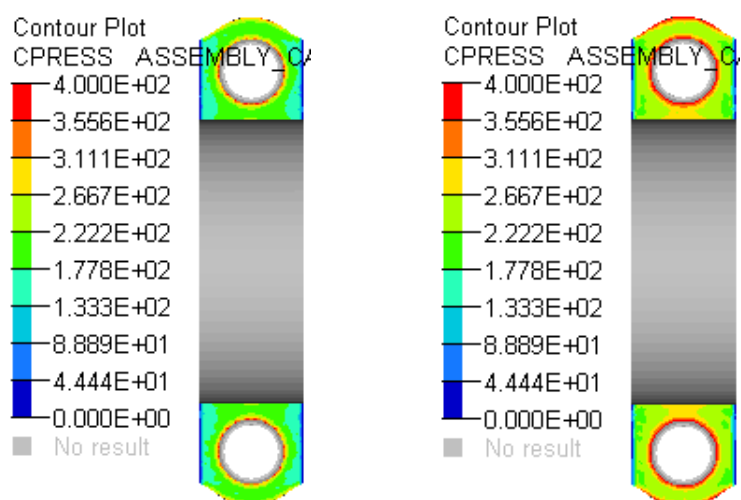


图 7 最小预紧工况（左）和最大预紧工况（右）的接触压力分布

通过分析主轴承盖接触面上的接触压强来判断主轴承盖与缸体的接触状态。图 7 的接触压力分布均匀，且其数值在合理的范围内，满足设计要求。

3.3 轴瓦背压

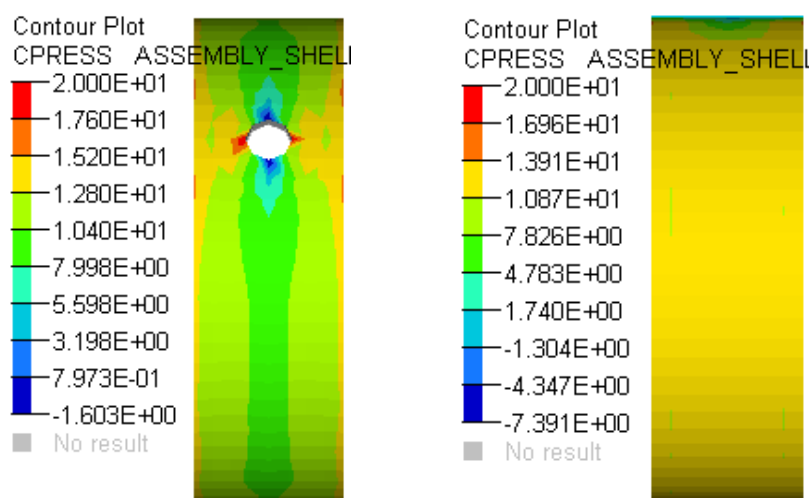


图 8 最小过盈工况的轴瓦背压分布

如图 8 所示，最小过盈工况下的轴瓦平均背压约为 11.5MPa，满足设计要求。

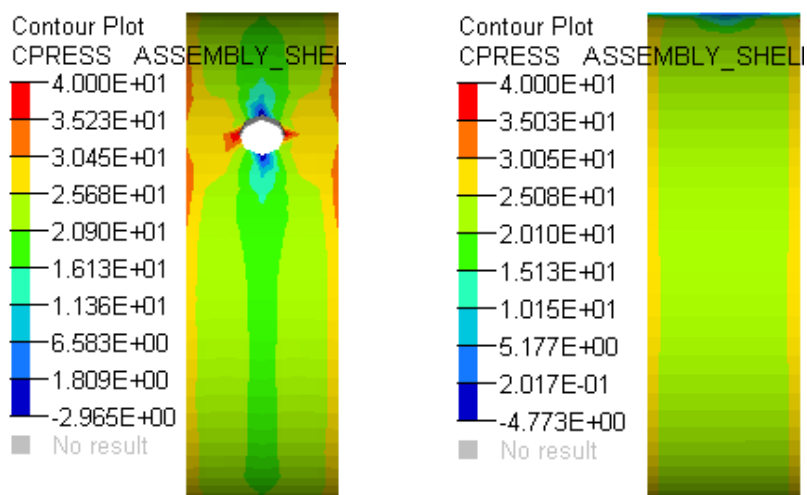


图 9 最大过盈工况的轴瓦背压分布

如图 9 所示，最大过盈工况下的轴瓦平均背压约为 23MPa，满足设计要求。

4 疲劳计算分析

疲劳是基于最大最小应力计算的，由于第二缸施加气体力应力结果大于第一缸加载的，所以疲劳分析是基于第二缸施加气体力的应力结果计算的。

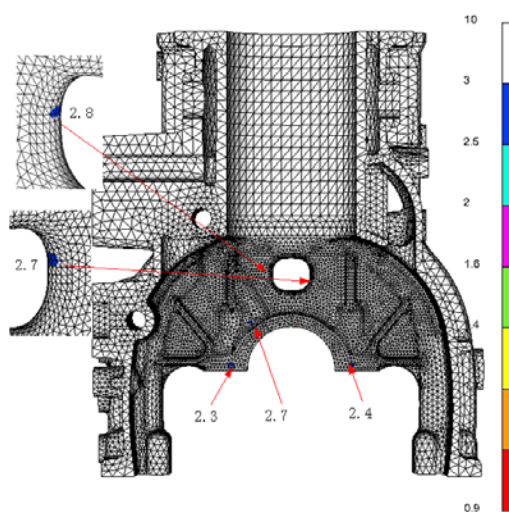


图 10 缸体的疲劳安全系数分布

如图 10 所示，缸体最小安全系数 2.3，通风孔处最小安全系数为 2.7，满足设计要求。

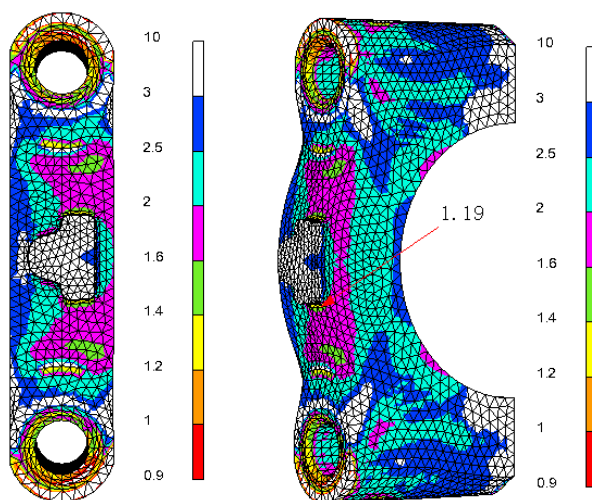


图 11 主轴承盖的疲劳安全系数分布

如图 11 所示，主轴承盖的最小安全系数 1.19，出现在凸台圆角处，满足设计要求。

5 结论

第二缸加载气体力时，主轴承壁的应力要略大于第一缸加载的。缸体通风孔和主轴承座凸台两侧圆角处有应力集中现象，但应力值不高，远小于相应材料的屈服强度。

主轴承盖与缸体接触良好，轴瓦背压也在经验值范围内，均满足设计要求。

主轴承壁和主轴承盖的高周疲劳安全系数也满足设计要求。

6 参考文献

[1] HyperMesh Introduction

[2] HyperView Introduction

[3] Abaqus6.9 Documentation

[4] 陆际清等. 汽车发动机设计 (第二册) [M]. 北京: 清华大学出版社, 1992