

发动机零部件协调性设计

Coordinated Design of Engine Parts

胡玉平

huyp@sdu.edu.cn

山东大学

Shandong University

目录

- 研究背景
- 研究目标
- 研究的具体过程
- 应用案例
- 活塞销孔轮廓协调设计

2 研究背景

1 研究背景

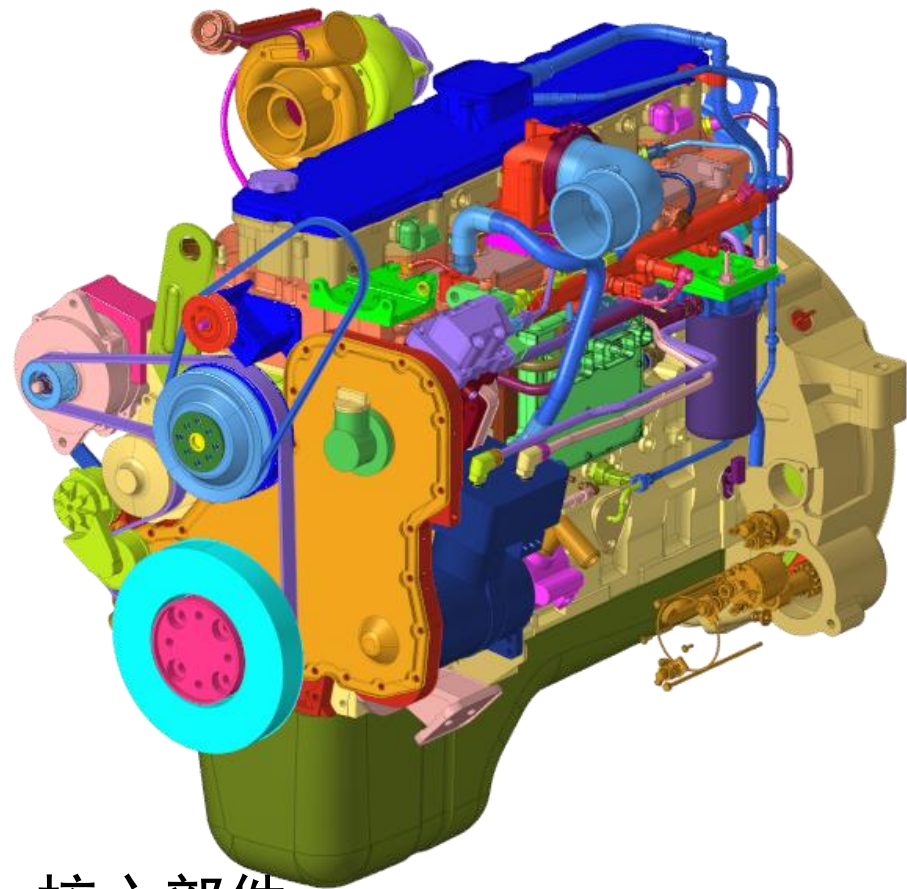
机体组协调设计理念

➤ 机体组：

缸盖 + 缸套 + 机体

➤ 作用：

- ◆ 承受机械、热负荷以及曲柄连杆机构等载荷——核心部件
- ◆ 是影响整机可靠性的重要方面
- ◆ 直接影响整机的振动与噪声水平，和附件及其连接件的可靠性



1 研究背景

为什么要协调设计？

➤ 部件的失效往往是综合结果

如：缸套破裂问题的解决需要缸盖、机体、缸套综合考虑

➤ 产品方案设计——存在协调性设计原则

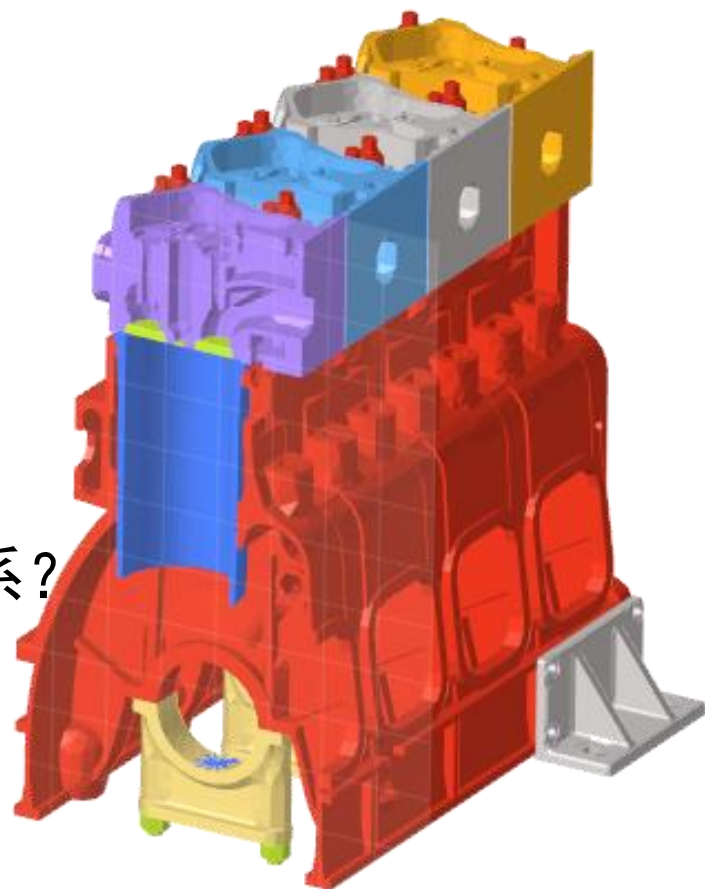
因素很多，机体组是主要方面：

◆ 整体式和分体式缸盖对应的机体结构有什么特点？

◆ 湿式和干式缸套适合的机体结构有何要求？

◆ 机体组及其部件的结构和工作参数间有怎样的关联关系？

-----协调设计需要有一套可量化的评价体系



1 研究背景

国内外现状？

攻克50%热效率技术难关（创新故事）



人民网

发布时间：10-26 06:30 | 人民网官方帐号

➤国外：

- ◆ 从与内燃机咨询公司的合作看，其具有设计“知识”层面的指导原则，但不会提供给我们相应的“知识”

➤国内：

- ◆ 有关设计理论方面的研究长期被忽视，是重要的应用基础研究
- ◆ 部件可靠性（强度寿命）分析以仅针对部件——当前主流做法
- ◆ 多场耦合、联合分析已开始，但还没有上升到协调性分析

国内外很少有关于机体组协调性设计评价体系方面的文献报导



2 研究目标

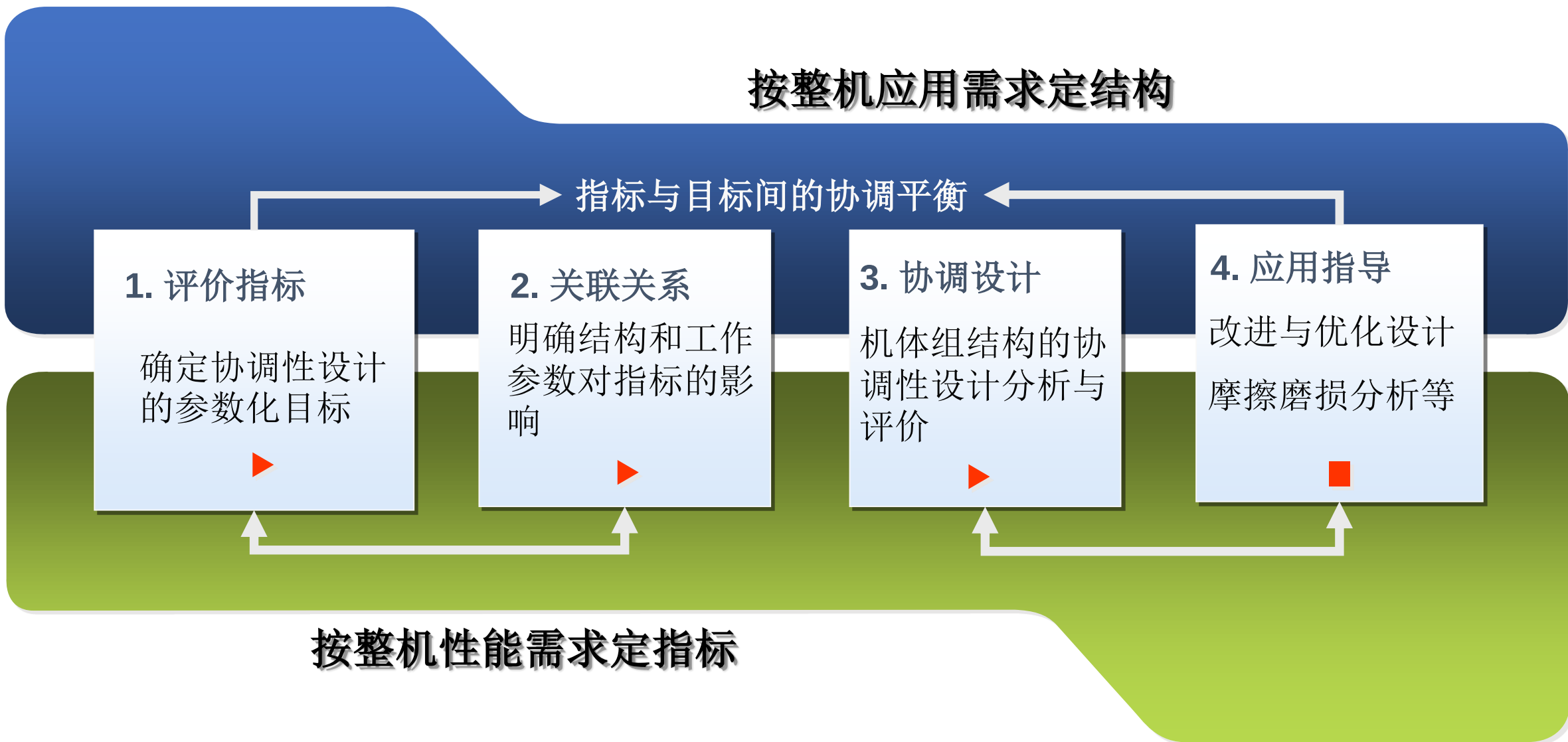
2 研究目标

研究目标

- ❑ 以广泛应用的成熟发动机为研究对象， 构建合理的机体组协调性设计评价指标参数；
- ❑ 建立机体组部件结构参数和工作参数与评价指标参数间的关联函数， 反映部件结构参数对协调性设计影响的敏感性， 形成可行的评价体系；
- ❑ 结合实验验证机体组的结构协调性影响因素， 为机体组协调性设计工作提供有效的参考判据。

1 研究目标

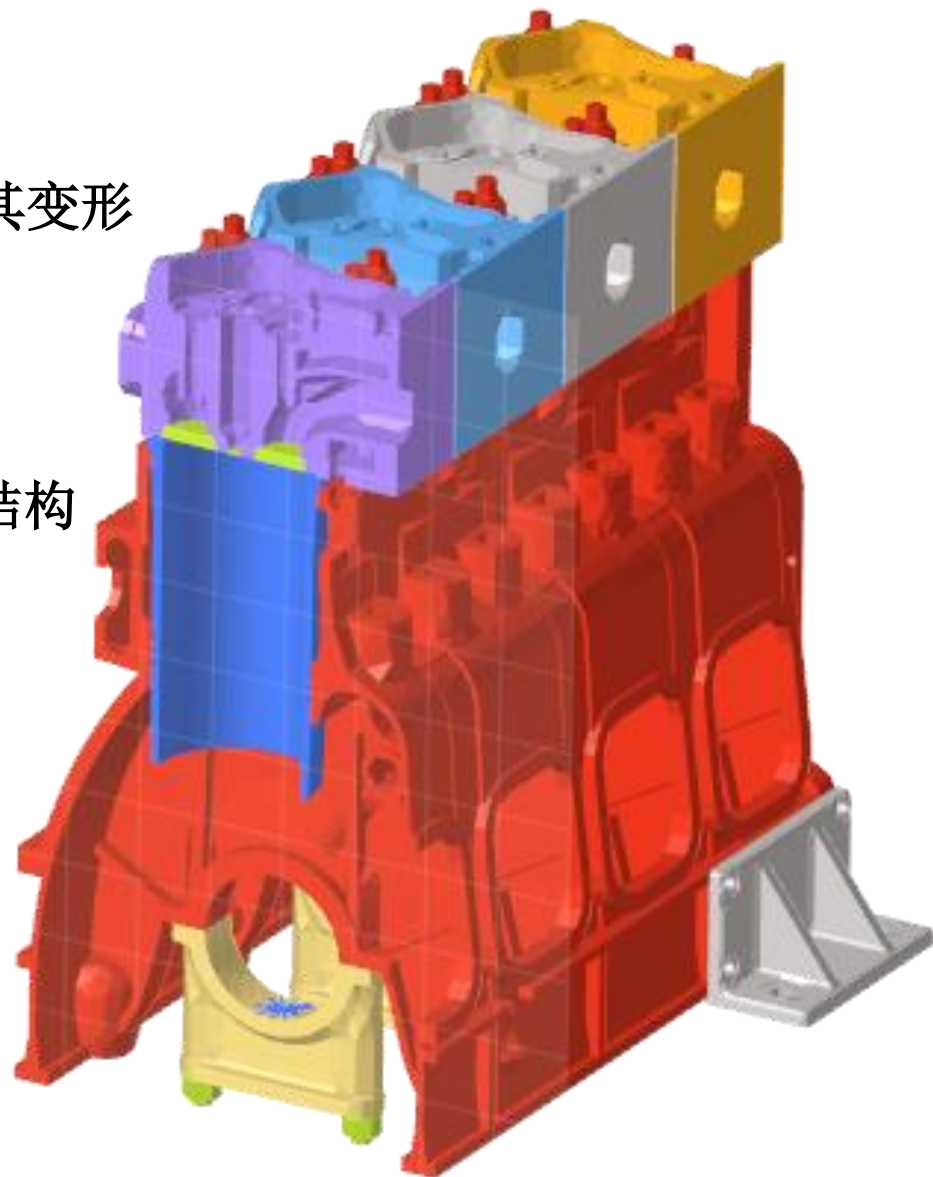
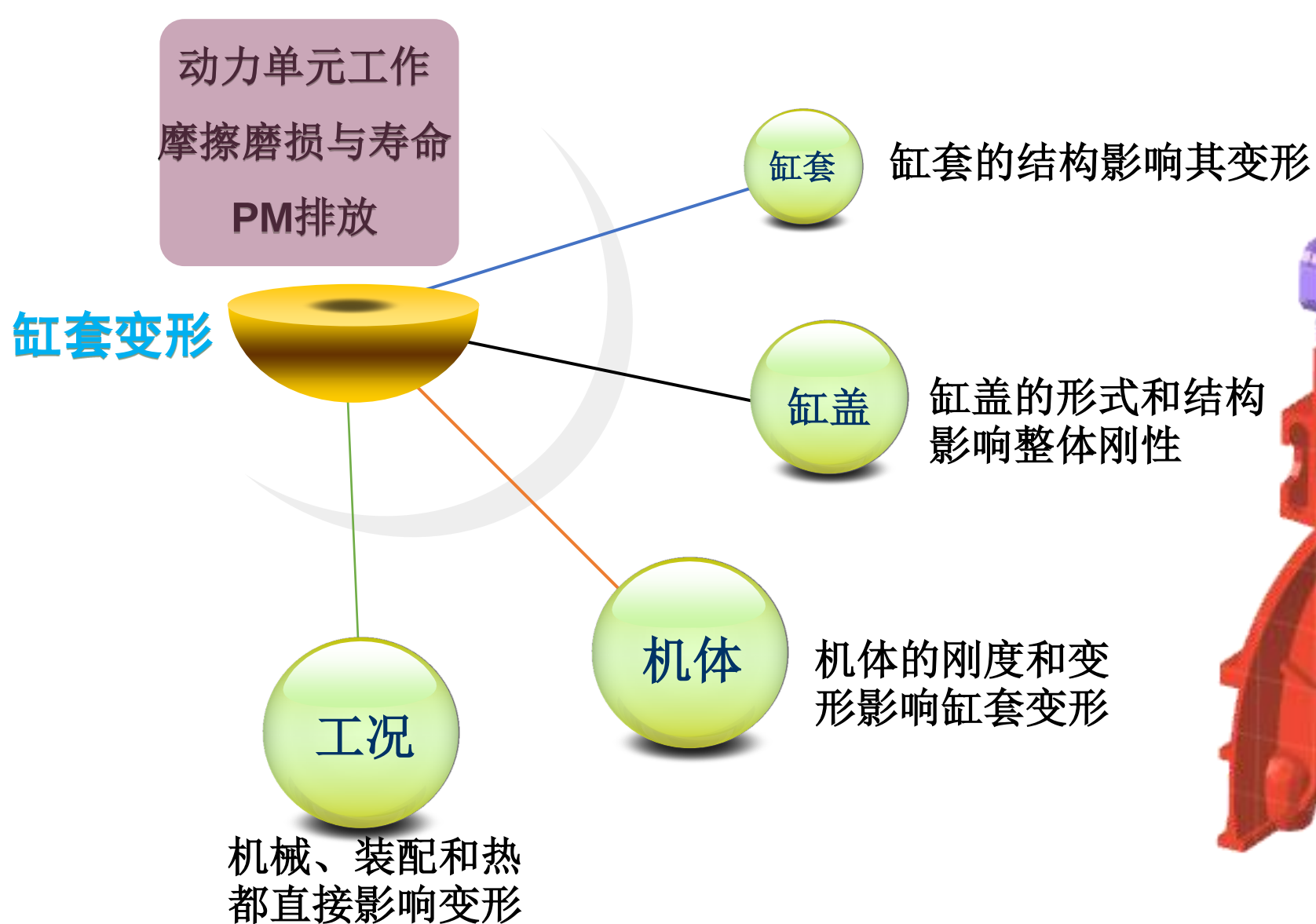
总体路线



3 研究的具体过程

3 研究的具体过程

1) 评价指标参数构建

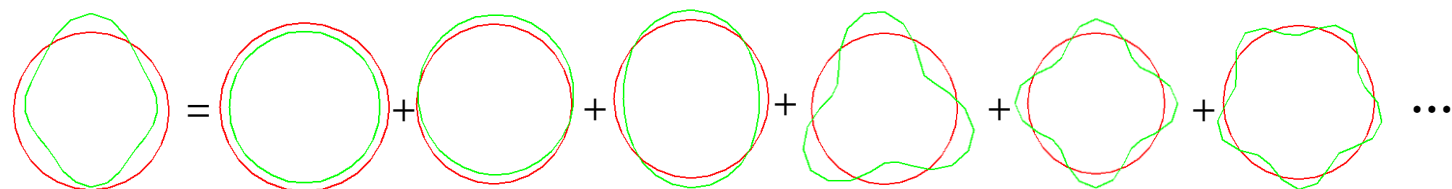


3 研究的具体过程

评价指标参数

表征机体组的整体刚度和载荷最直观的体现是缸套失圆或变形，因此采用傅里叶技术进行缸套变形计算。

$$\begin{aligned} r(\theta) &= A_0 + \sum_i (A_i \cdot \cos(i\theta) + B_i \cdot \sin(i\theta)) \\ &= A_0 + \sum_i (\sqrt{A_i^2 + B_i^2} \cdot (\cos(i\theta) \cdot \sin \partial_i + \sin(i\theta) \cdot \cos \partial_i)) \\ &= A_0 + \sum_i \left(\frac{U_{\max i}}{2} \cdot \sin(i\theta + \partial_i) \right) \end{aligned}$$



原始变形 第0阶 第1阶 第2阶 第3阶 第4阶 第5阶

最大有效变形:

$$\Delta r_{\text{effect-max}} = \text{MAX} \left(\sum_i \lambda_i \cdot \frac{U_{\max i}}{2} \cdot \sin(i\theta + \partial_i) \right)$$

最小有效变形:

$$\Delta r_{\text{effect-min}} = \text{MIN} \left(\sum_i \lambda_i \cdot \frac{U_{\max i}}{2} \cdot \sin(i\theta + \partial_i) \right)$$

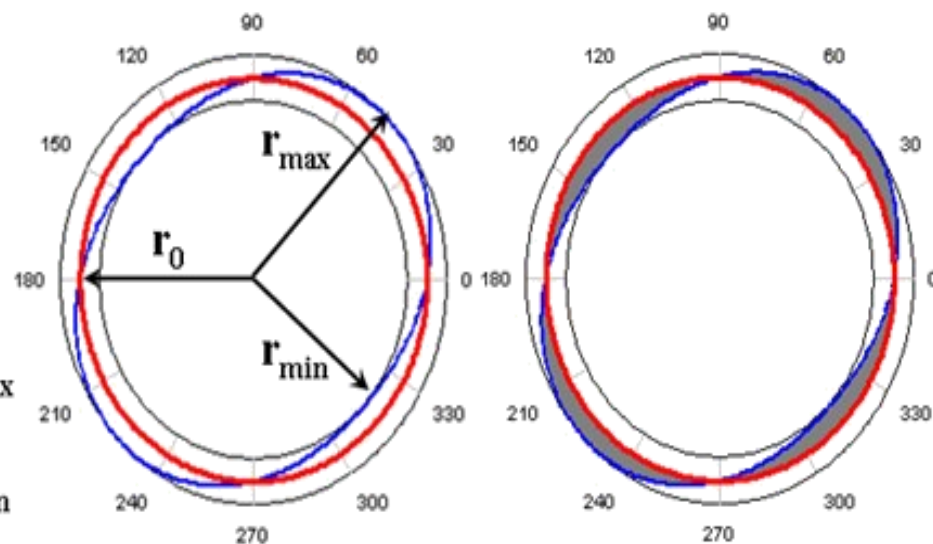
有效圆度:

$$\varphi_i = \Delta r_{\text{effect-max}} - \Delta r_{\text{effect-min}}$$

基圆半径 r_0

最小外切圆半径 $r_{\max}$

最大内接圆半径 $r_{\min}$



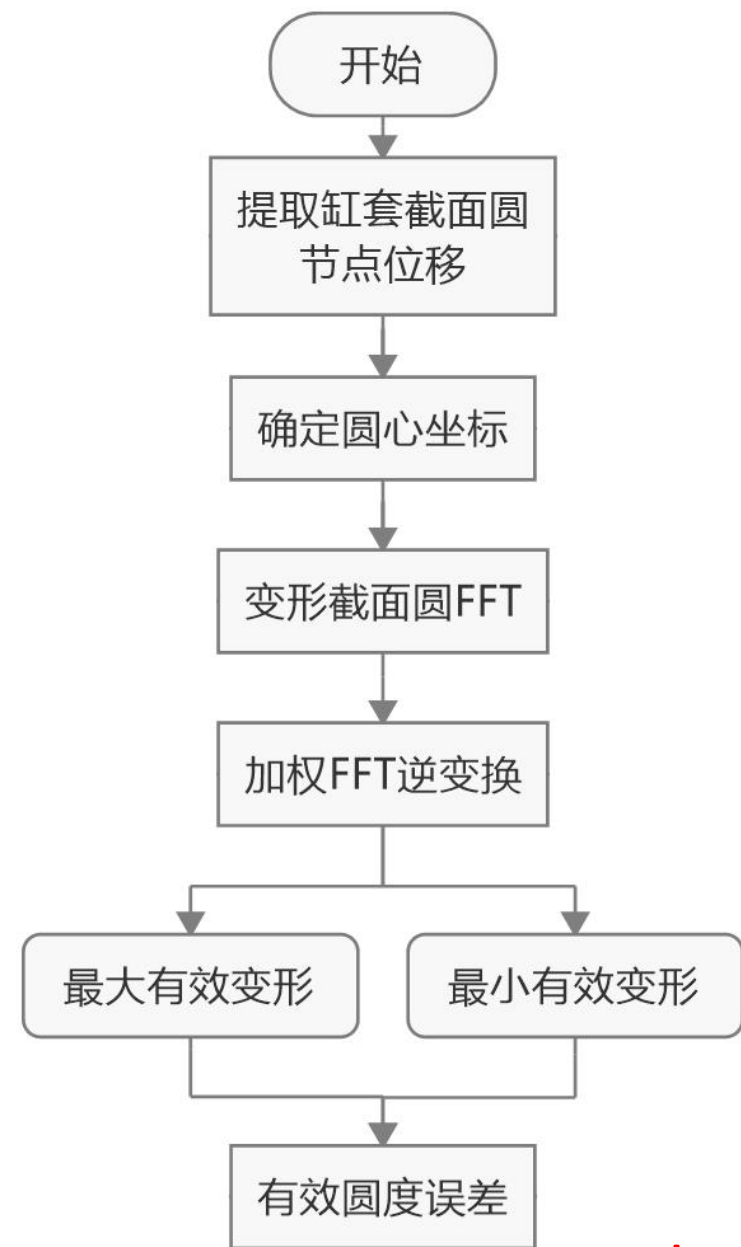
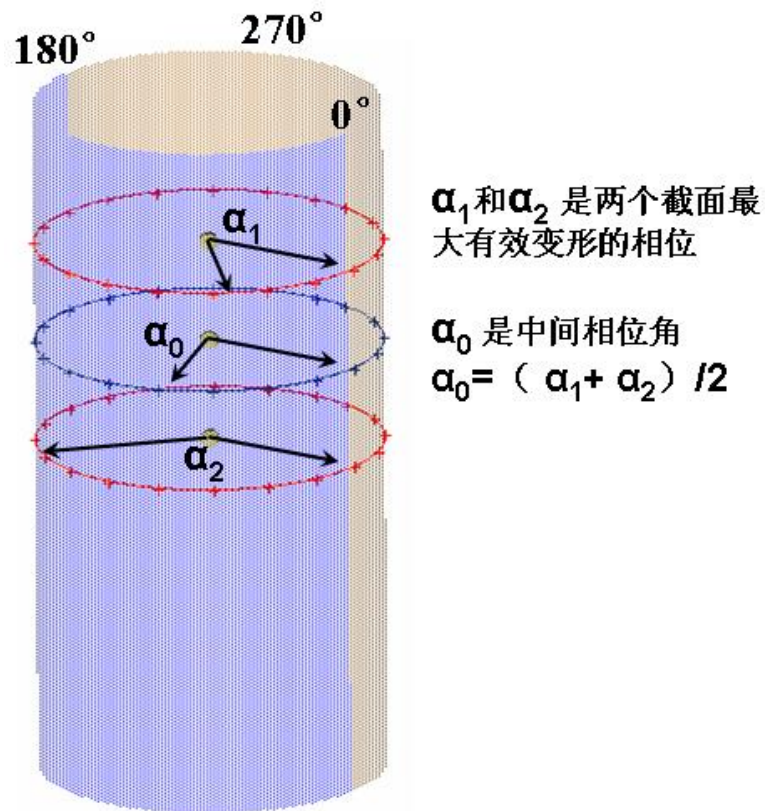
3 研究的具体过程

评价指标参数

有效圆柱度: $\Phi = MAX(\Delta r_{\text{effect-max}}) - MIN(\Delta r_{\text{effect-min}})$

极值离散系数: $\delta = MAX\left(\left|\sum_{i=0}^N \sin(\alpha_i - \alpha_0) / N\right|, \left|\sum_{i=0}^N \sin(\beta_i - \beta_0) / N\right|\right)$

扭曲度: $\Omega = \Phi \cdot \delta$



Python

3 研究的具体过程

2) 建立关联关系

目标：

缸套变形 $\longleftrightarrow$ 结构形式和尺寸、工作参数

现实：

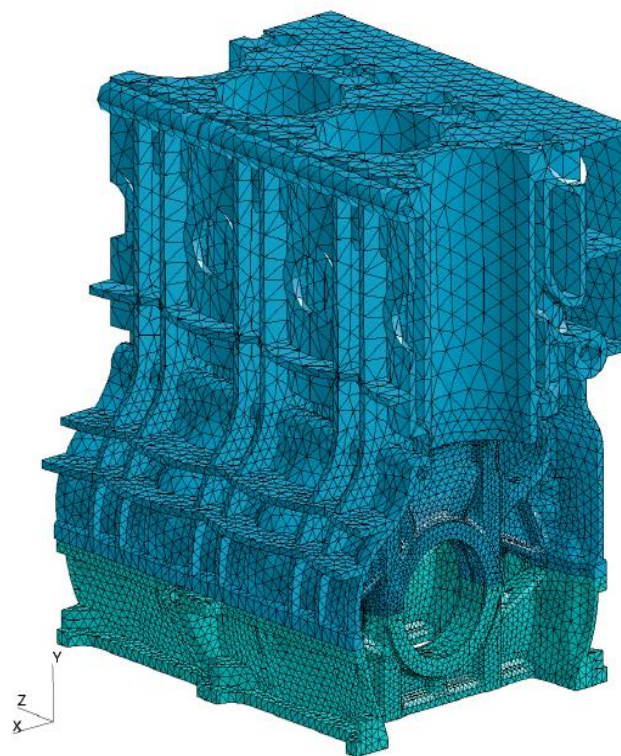
参数太多，有的还相互关联，确定所有结构参数与变形的关系
根本不可能实现！

办法：

寻找中间变量

变形 $\longleftrightarrow$ 刚度 $\longleftrightarrow$ 结构参数

表征/无量纲刚度：可以通过CAE分析获取

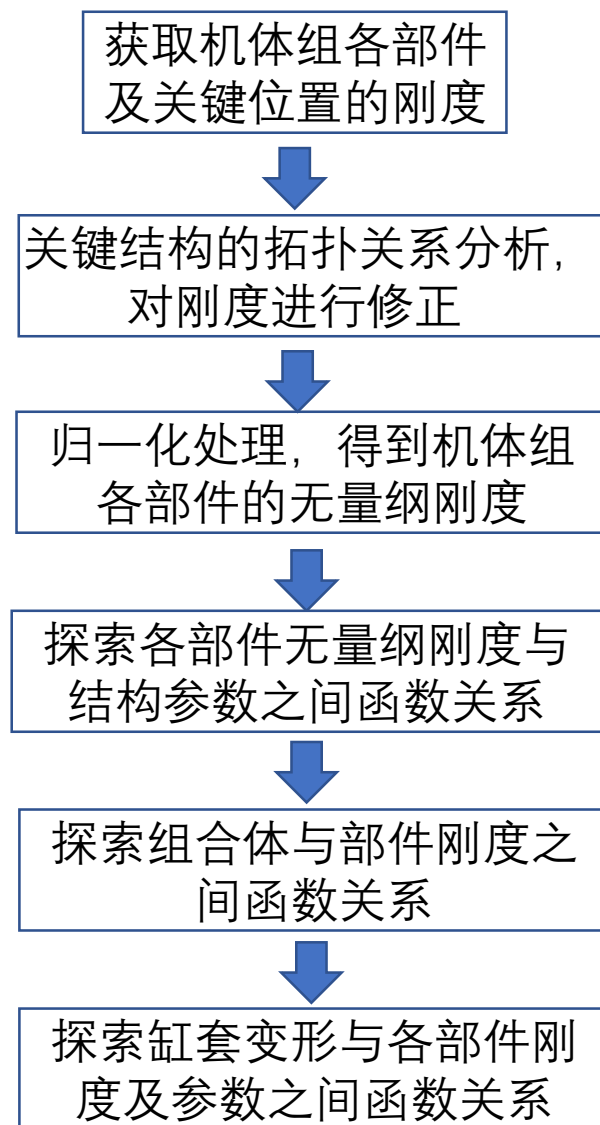


3 研究的具体过程

3) 构建协调设计的可行评价体系

研究的相应机型

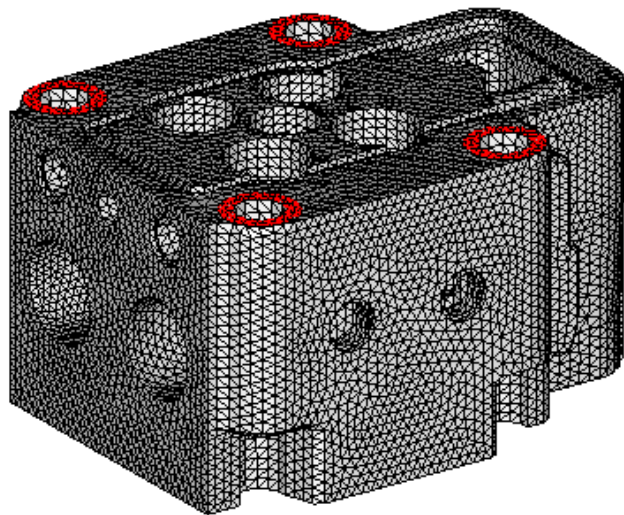
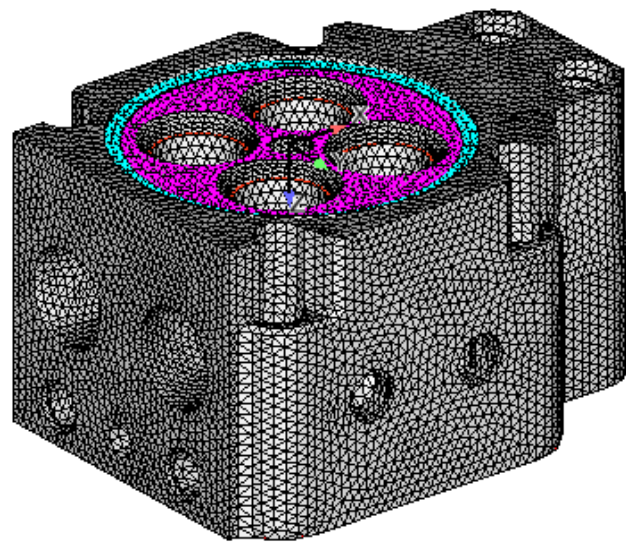
- 选用多款成熟民用中重型柴油机。
- 深入分析这个范围机型的设计规律对于整个行业的发展具有重要意义。
- 为重型柴油机机体组协调性设计工作提供参数变化范围的依据。



3 研究的具体过程

以气缸盖为例-表征刚度分析过程：

- 深入分析目前成熟机型的缸盖，挖掘其关键结构，如气道、水套、火力面设计过程的共性特点和变化规律。
- 将关键结构进行简化处理，刻画基本结构元素，如圆柱、球体、立方体、椭圆体等，分析其与机体组各部件的拓扑关系。
- 利用FEA分别计算缸盖火力面、缸口圆环承压面、各个气门座孔以及各个螺栓孔的表征刚度 K_i ，
- 并用圆柱、球体、立方体、椭圆体得到的刚度，基于拓扑关系对 K_i 进行修正。



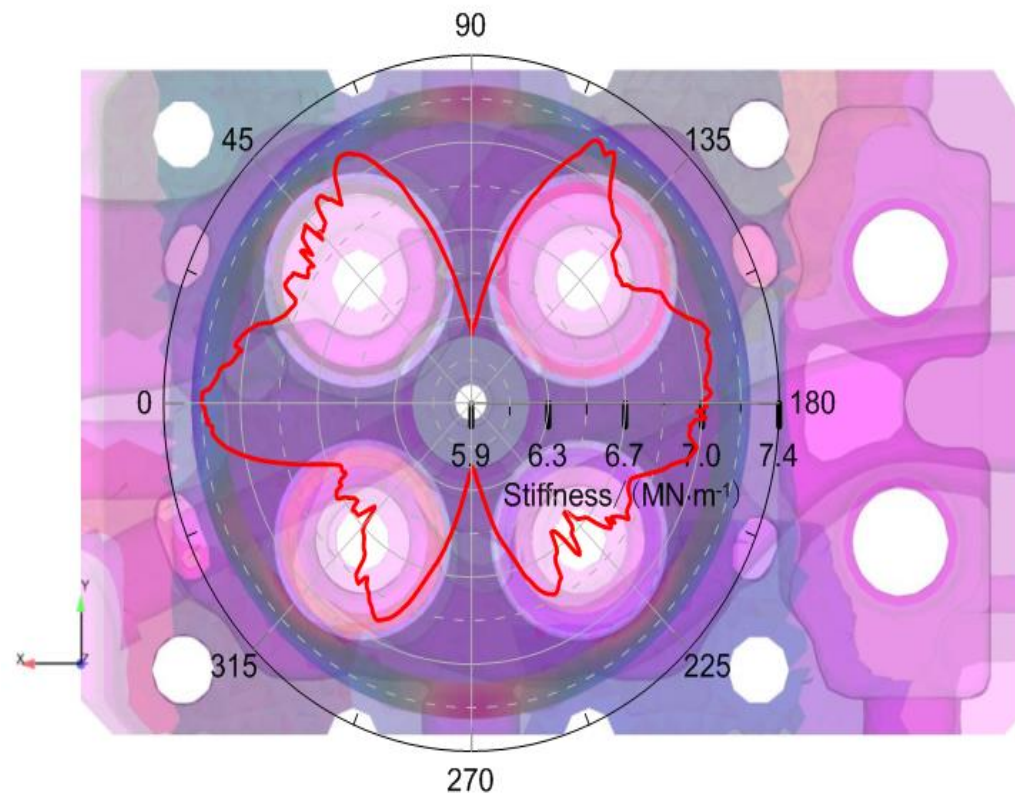
3 研究的具体过程

缸盖底面的表征刚度分布

- 对气缸盖缸口圆环承压面刚度进行计算，转换成极坐标系输出，获取承压面离散刚度圆周分布，如下图所示；
- 90度及270度处刚度最低，对应变形最大处；
- 密封：为保证圆环面承压，需较大预紧力；预紧力不足，需在侧面增加螺栓。

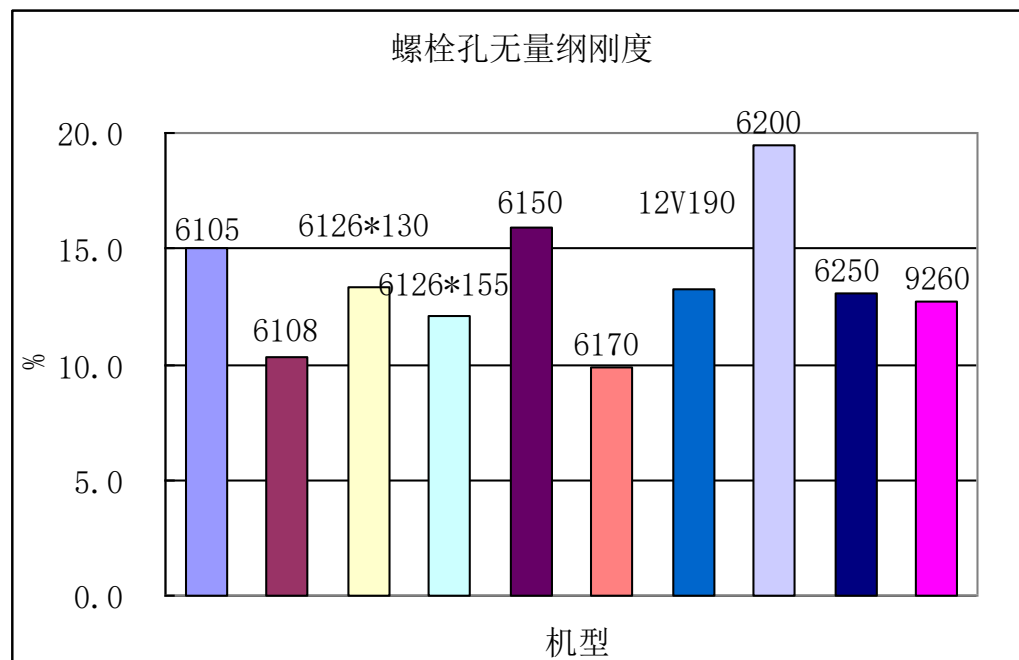
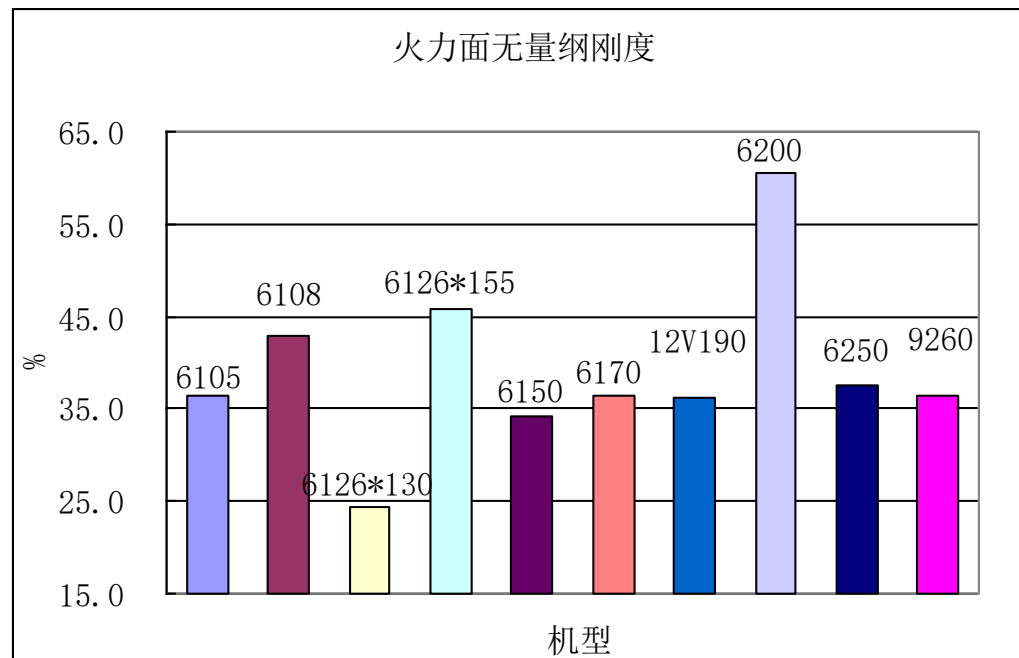
表征刚度展示给我们的启示：

- 刚度分布与缸盖的结构参数密切相关。
- 可用表征刚度的最大、最小值，平均值和方差分析其离散程度。
- 表征刚度能够很好地将尺寸参数与目标参量关联起来。



3 研究的具体过程

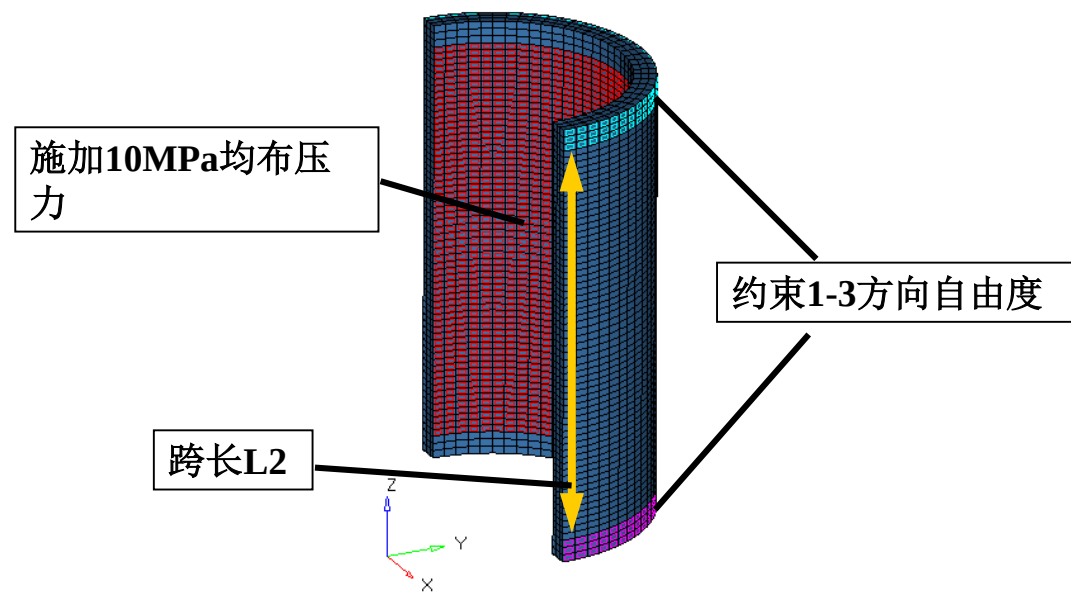
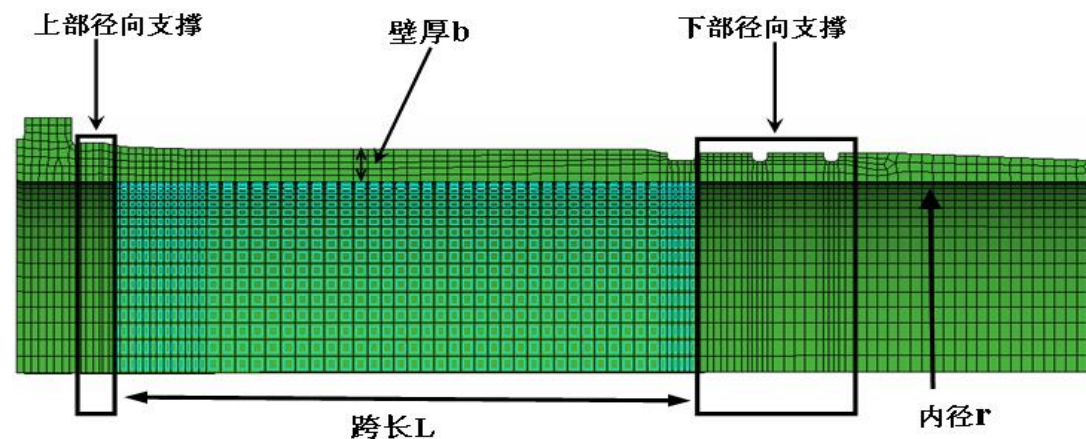
- 以气缸盖为例-无量纲刚度分析过程
 - 为了深入挖掘各个机型缸盖刚度的变化规律，需要对刚度进行无量纲化；
 - 基于所关心的关键区域即为螺栓孔确定的立方体区域，计算螺栓孔确定的立方体理论刚度 $K=E*A/L$ ；
 - 得到无量纲刚度 $k_i=K_i / K$ ；
 - 为得到组合体及各个关键零部件的无量纲刚度与基本参数的变化规律打下基础。



3 研究的具体过程

4) 探索部件无量纲刚度与参数之间函数关系

- 以缸套为例分析中部径向刚度 K_m 与各参数的响应面分析；
- 参数包括：跨长 L 、内径 r 、壁厚 b ，及它们的交互作用；
- 基于多个机型的计算数据点，采用 t 检验，剔除不重要参数，并拟合出径向双支撑薄壁圆筒结构的径向平均刚度计算公式。



3 研究的具体过程

4) 探索部件无量纲刚度与参数之间函数关系

采用响应面分析上述各机型，得到的中部径向刚度 K_m 规律如下：

$$K_m \propto f(L, L \cdot r, L \cdot b, r \cdot b)$$

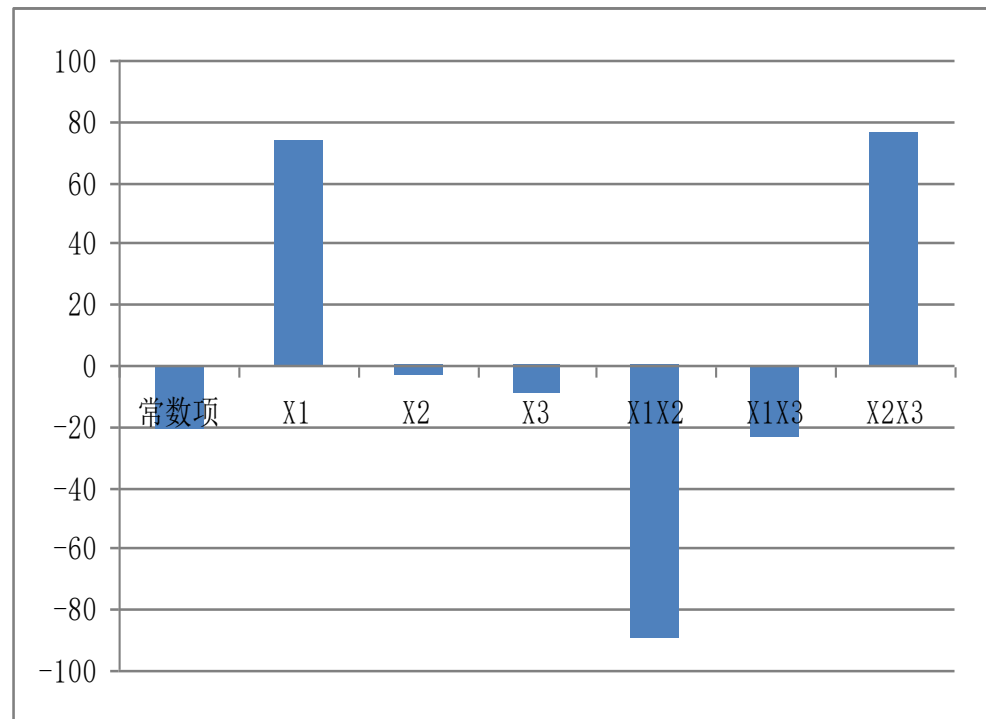
右图中：

X1—— 跨长L

X2—— 内径r

X3—— 壁厚b

- R检验：0.973，表明中部径向刚度 K_m 与参数相关程度高；
- t检验：内径r和单独的壁厚b与中部径向刚度 K_m 不敏感；
- t检验：r和b的相关项、跨长L、跨长L与内径r的组合、内径r与壁厚b的组合项影响大。

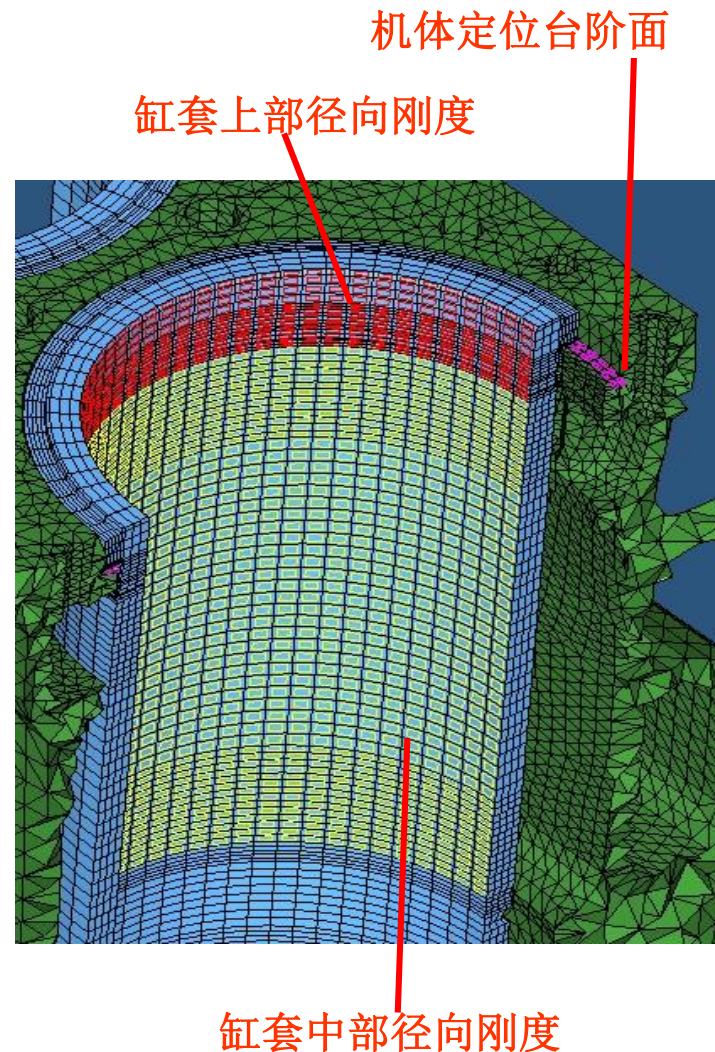


3 研究的具体过程

5) 探索组合体与部件刚度之间函数关系

组合体刚度分析

- 组合体：机体、缸盖、缸套、缸垫、缸盖螺栓。
- 响应面法分析组合体刚度与离散体的刚度建立关联关系，考察区域：
 - 机体轴向定位台阶面刚度；
 - 缸套上部径向刚度；
 - 缸套中部径向刚度。



3 研究的具体过程

5) 探索组合体与部件刚度之间函数关系

组合体轴向定位凸台刚度协调性分析，拟合结果如下：

$$K_b \propto f(K_2, K_1 \cdot K_2, K_2 \cdot K_3)$$

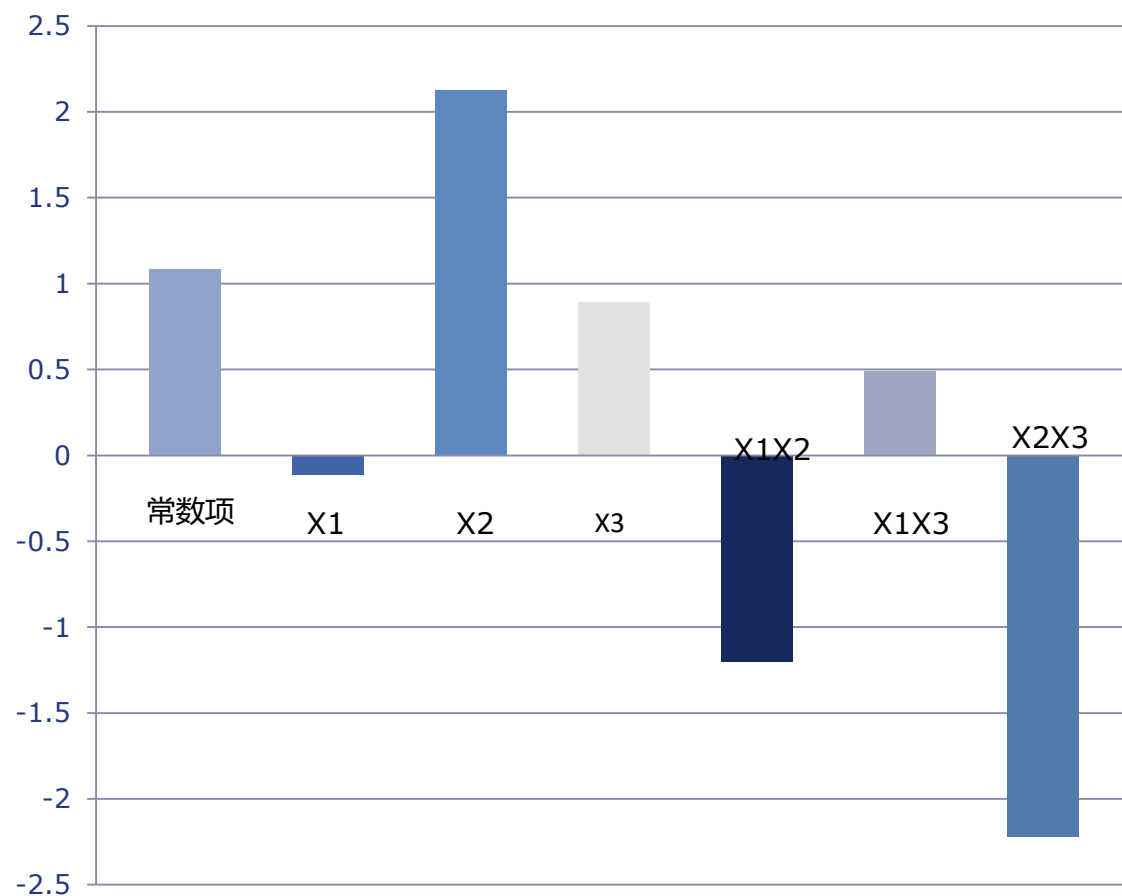
右图中：

X1——散装缸套轴向K1

X2——散装缸套上部径向K2

X3——散装机体凸台刚度K3

- R检验：0.964，表明组合体轴向定位凸台刚度与参数相关程度高；
- t检验：离散体缸套上部轴向刚度K1和散装机体凸台刚度K3的组合项影响权重小，舍去；
- t检验：离散体缸套上部径向刚度与凸台刚度的组合项对结果影响较大。



3 研究的具体过程

6) 探索缸套变形与各部件刚度及参数之间函数关系

冷态工况缸套变形协调性，拟合结果

$$\Omega \propto f(P, F, K_1, K_2, F \cdot K_1, F \cdot K_2, K_1 \cdot K_2)$$

右图中：

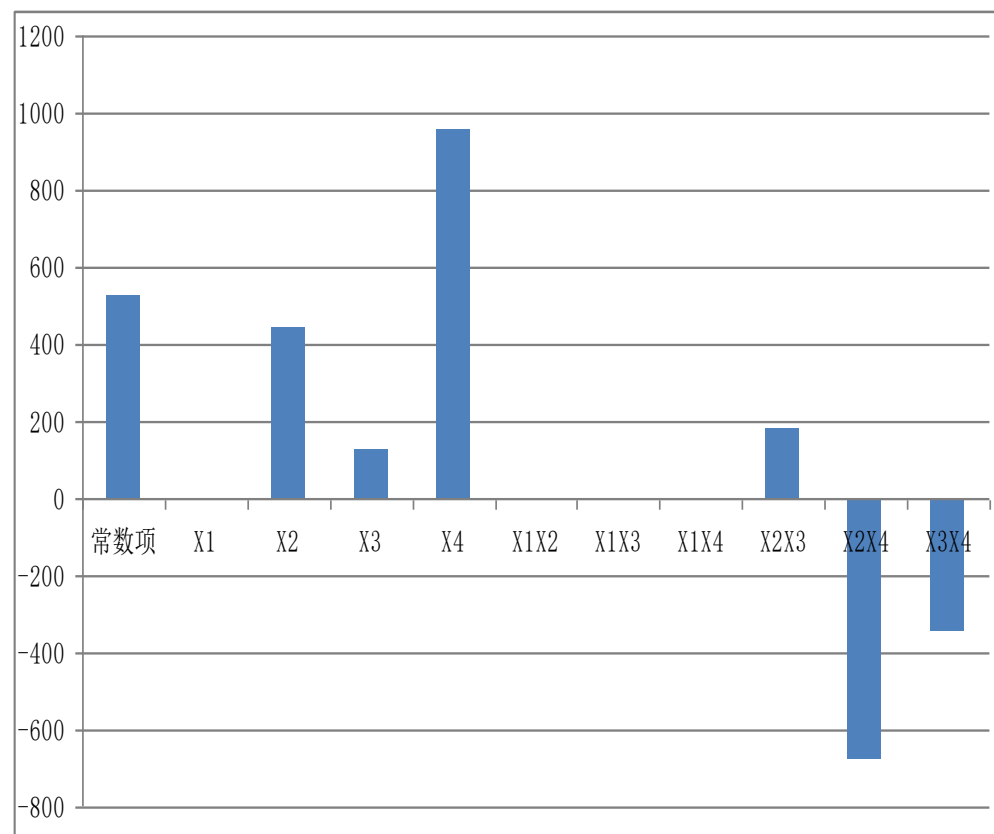
X1—— 爆压P

X2—— 无量纲预紧力F

X3—— 缸套上部刚度K1

X4—— 缸套中部刚度K2

- R检验：0.998，相关程度高；
- t检验：爆发压力、爆发压力和其他三参数交叉项和总螺栓预紧力和缸套上部刚度交叉项对函数数值影响权重小；
- t检验：无量纲预紧力、缸套中部刚度、及交叉项对结果的影响较大。



4 应用案例

4 应用示例

根据整机的应用需求，如B10寿命或排放要求，确定缸套变形的范围



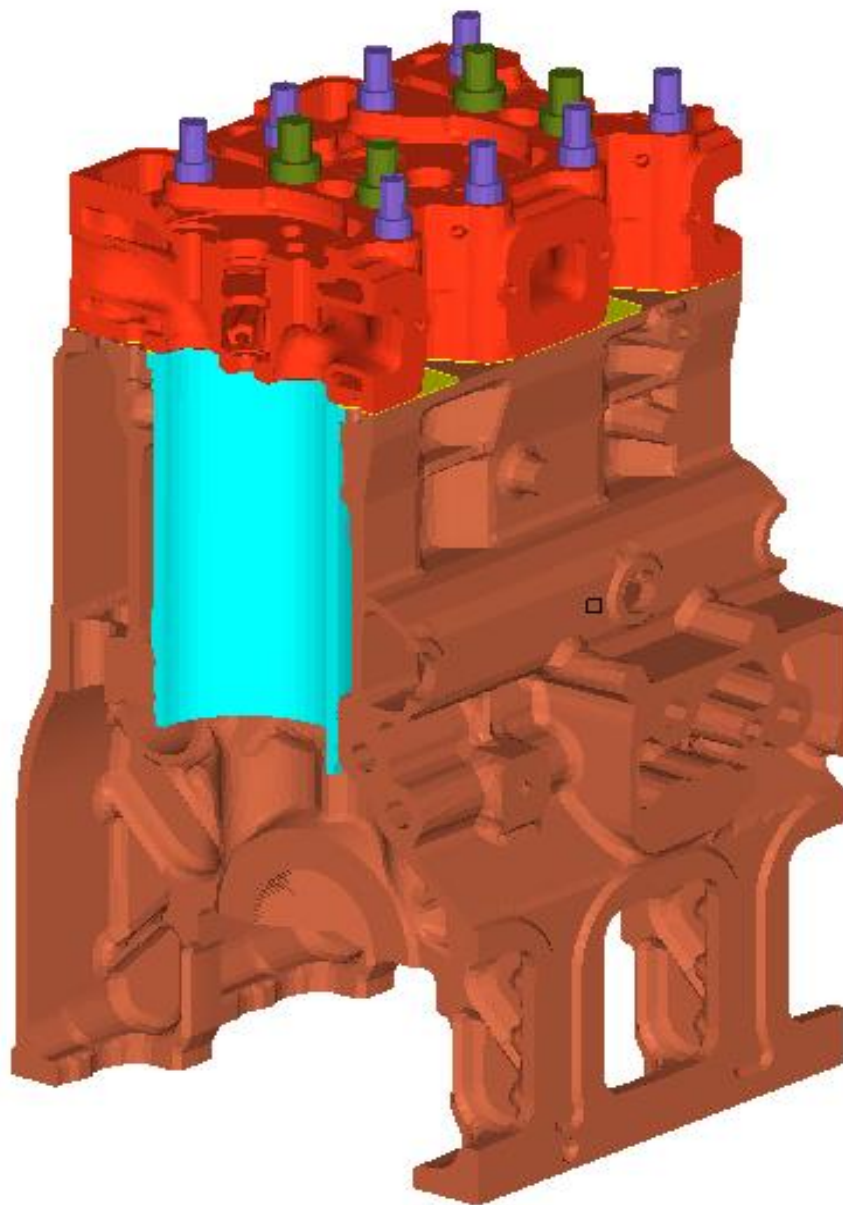
根据热态工况缸套变形规律，判断影响关键因素，如部件刚度及运行参数要求



根据部件刚度的要求，判断结构参数及交互作用变化范围



给出缸套结构参数范围和结构的拓扑关系，用于指导其设计



4 应用示例

热态工况缸套变形协调性，拟合结果

$$\Omega \propto f(P, F, K_1, K_2, F \cdot K_1, F \cdot K_2, K_1 \cdot K_2)$$

右图中：

X1—— 爆压P

X2—— 无量纲预紧力F

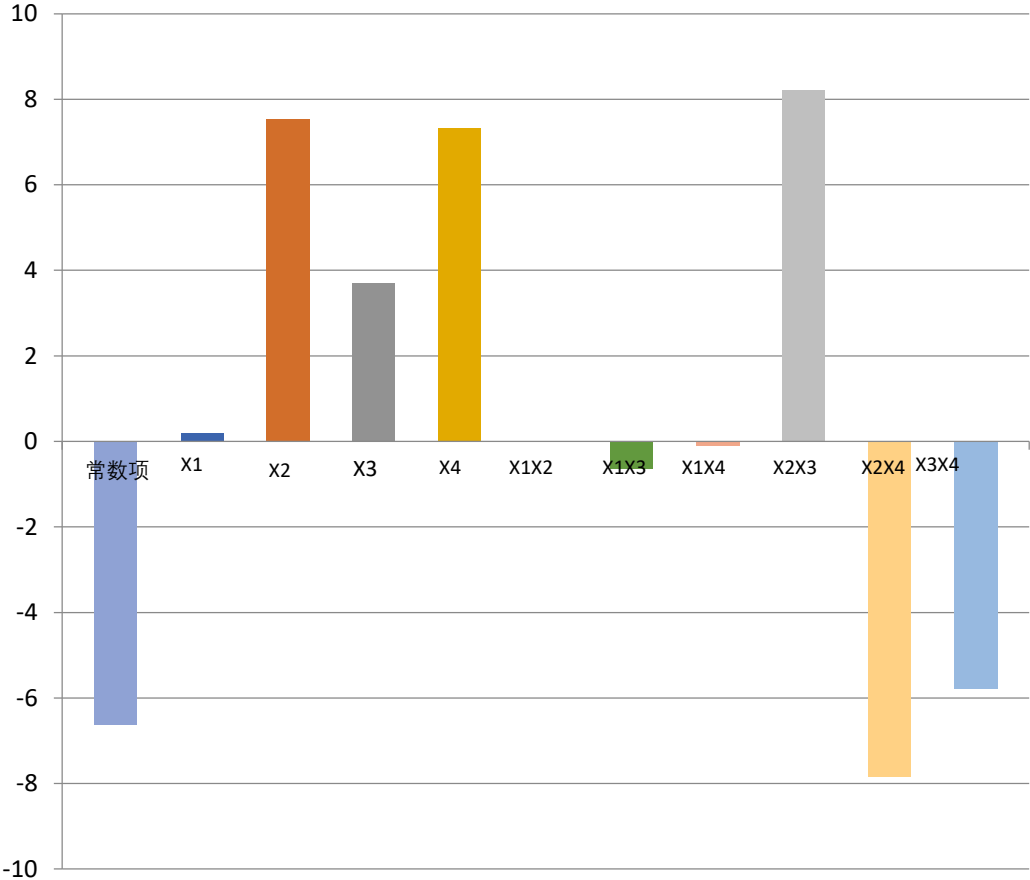
X3—— 缸套上部刚度K1

X4—— 缸套中部刚度K2

■ R检验：0.978

■ t检验：爆发压力、爆发压力和其他三参数交叉项、螺栓预紧力和缸套上部无量纲刚度交叉项对函数值影响权重小。

■ t检验：无量纲预紧力、缸套上部刚度、缸套中部刚度、及其交叉项对结果的影响较大。



表明X4对热态工况缸套变形协调性有显著影响，依据实际缸套表性要求，对X4提出相应设计要求。

4 应用示例

中部径向刚度 K_m 规律如下：

$$K_m \propto f(L, L \cdot r, L \cdot b, r \cdot b)$$

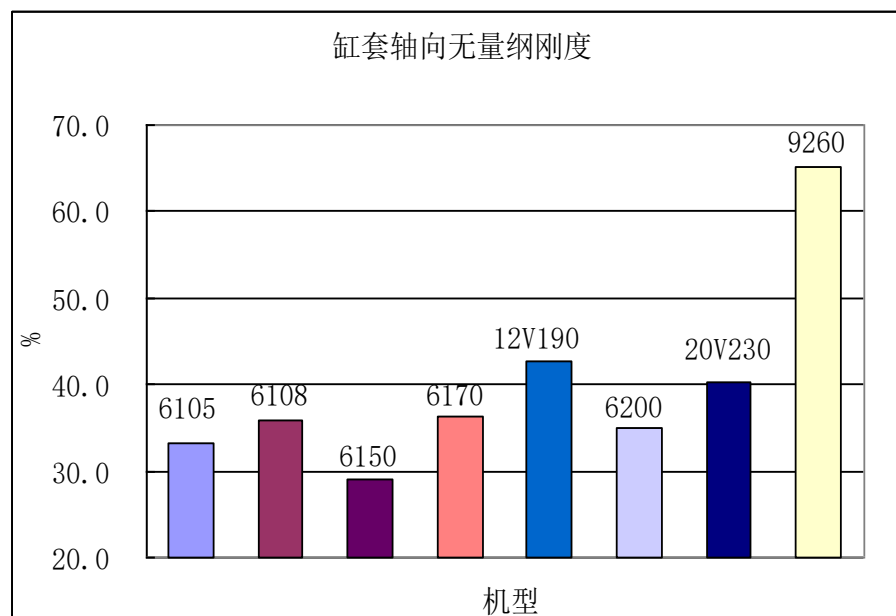
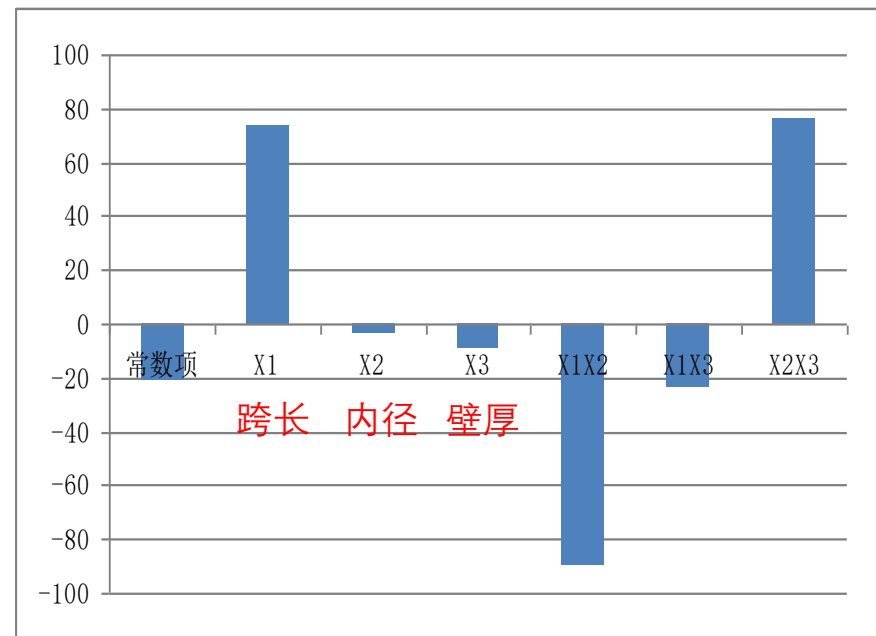
右图中：

X1—— 跨长L

X2—— 内径r

X3—— 壁厚b

- 分析湿缸套轴向无量纲刚度变化范围：0.30-0.40
- 需要根据影响变化规律，综合设计跨长L、内径r、壁厚b，满足相应需求。

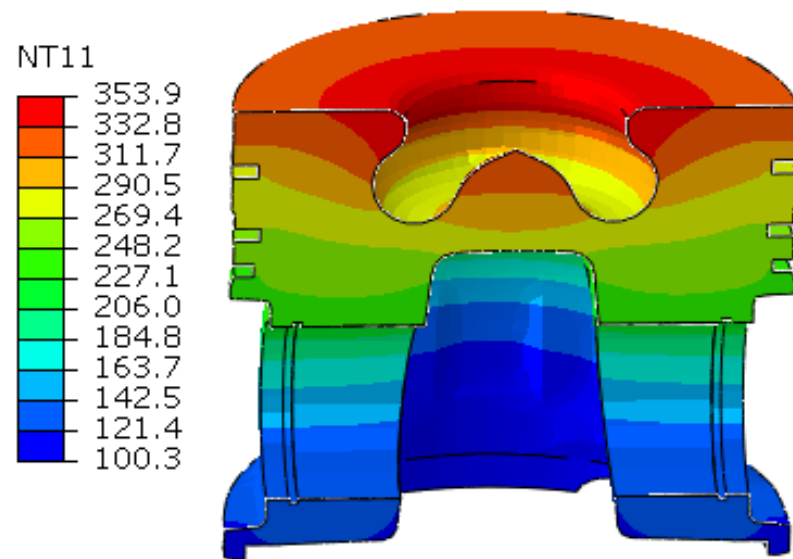


5 活塞销孔轮廓协调设计

活塞销孔热变形

■ 活塞温度场

- 缸内热负荷
- 活塞冷却
- 活塞-缸套摩擦副

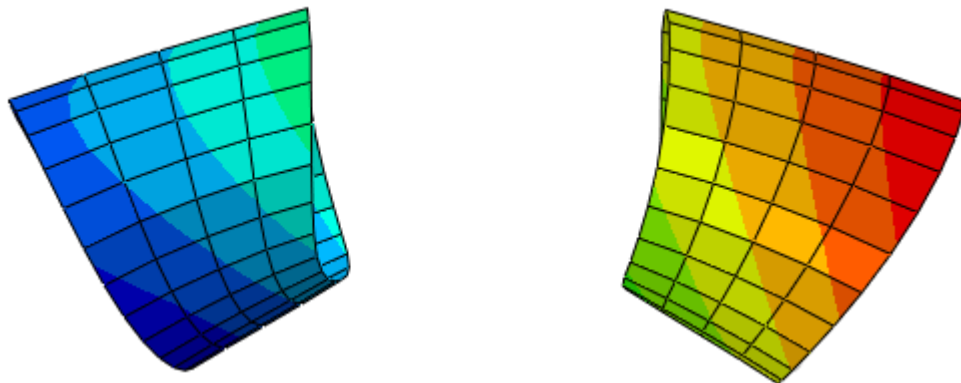
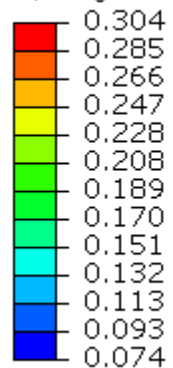


活塞温度场

■ 活塞销孔热变形

- 活塞温度场
- 活塞结构
- 活塞材料

U, Magnitude

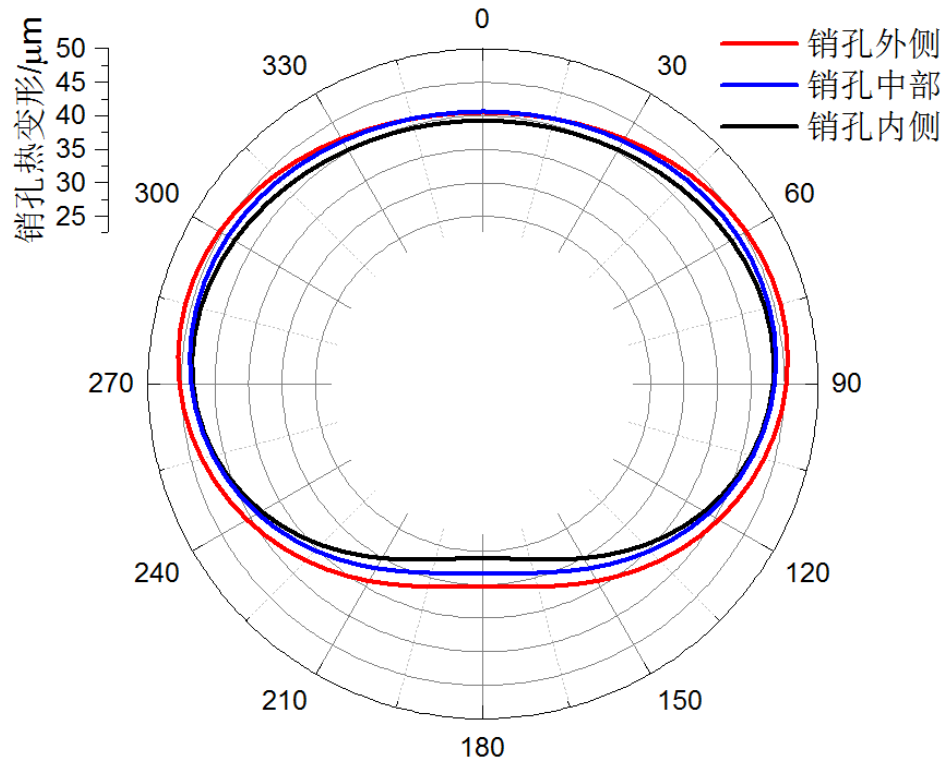
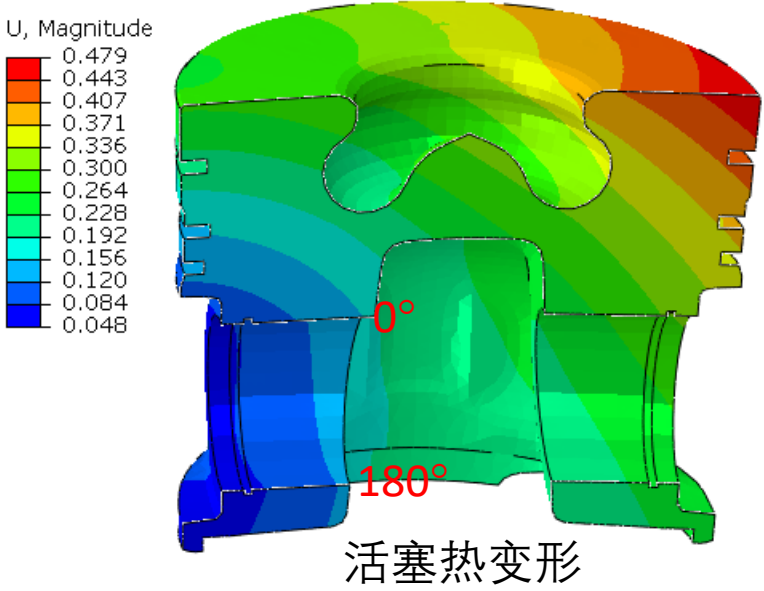


活塞销孔热变形

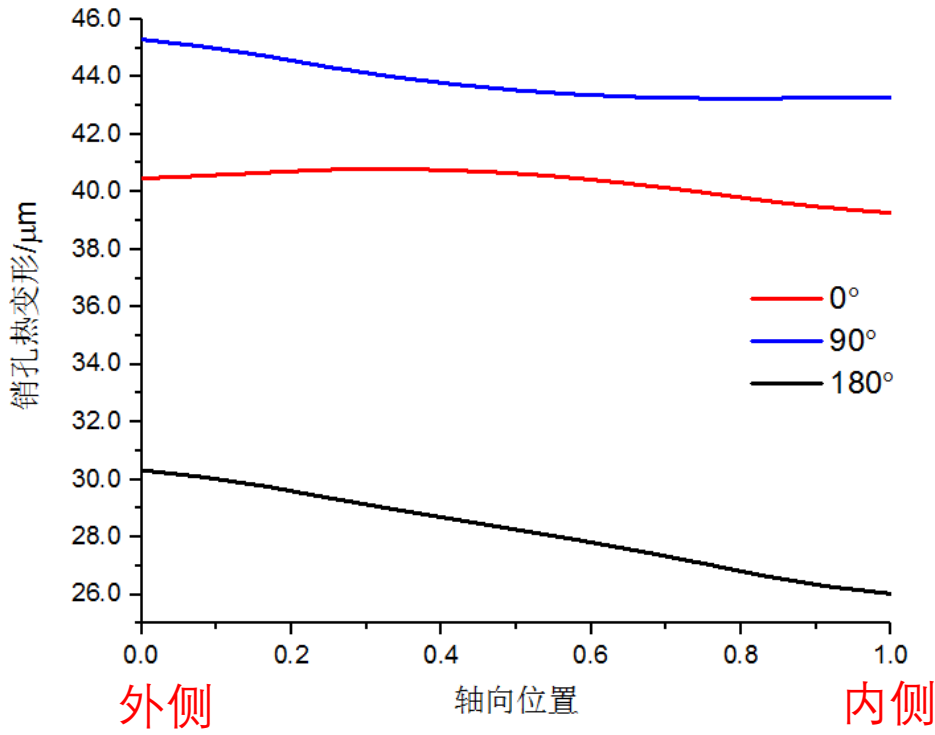
活塞销孔热变形

■ 活塞销孔热变形轮廓

- 失圆
- 销孔周围刚度不均

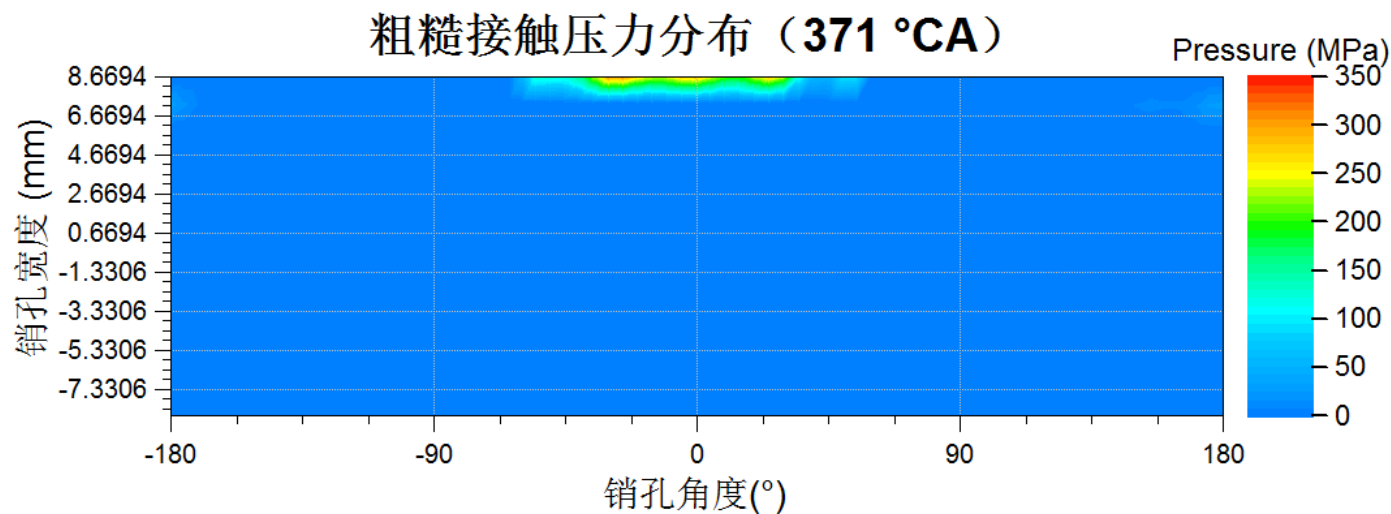
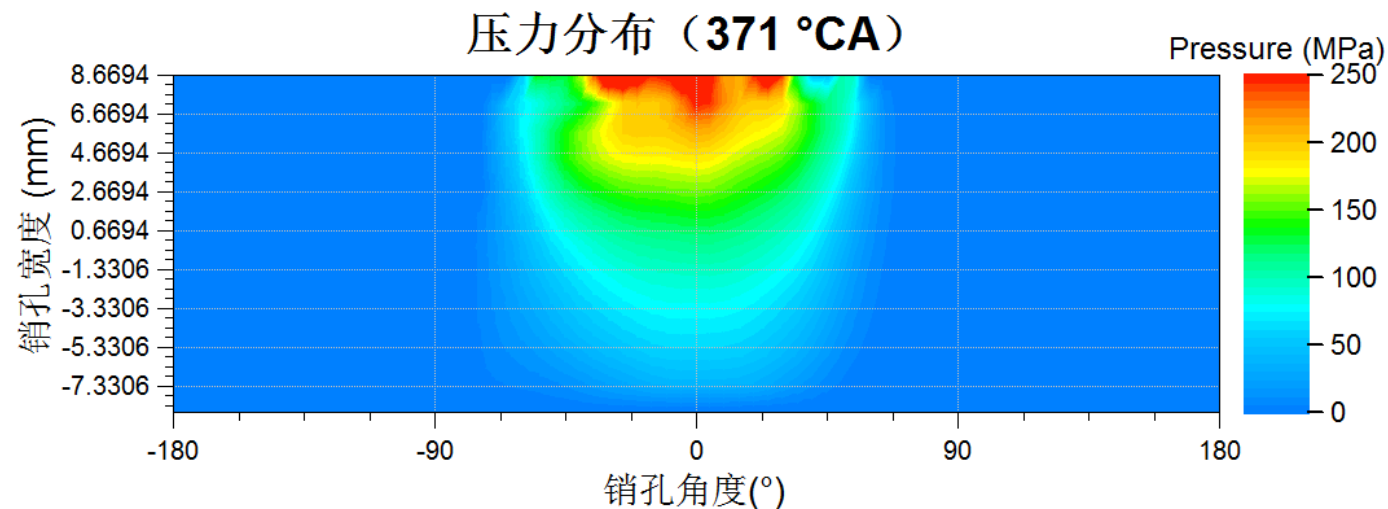


活塞销孔热变形轮廓



活塞销孔轮廓设计目标

- 销孔压力低
- 销孔压力均匀
- 销孔承压面积大
- 无粗糙接触

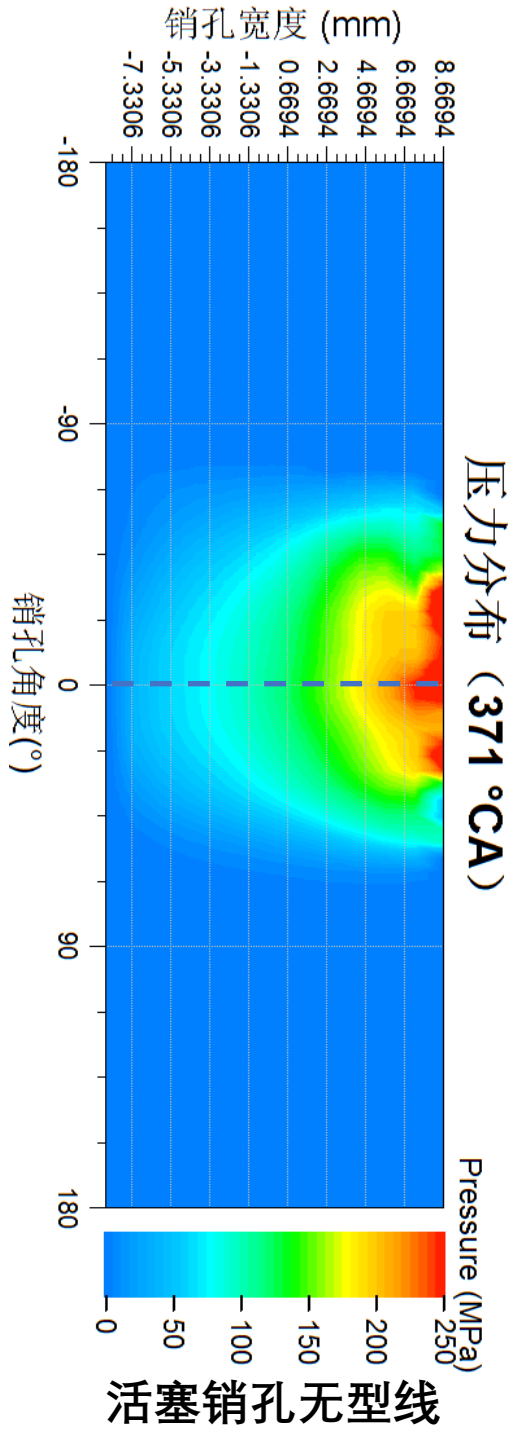
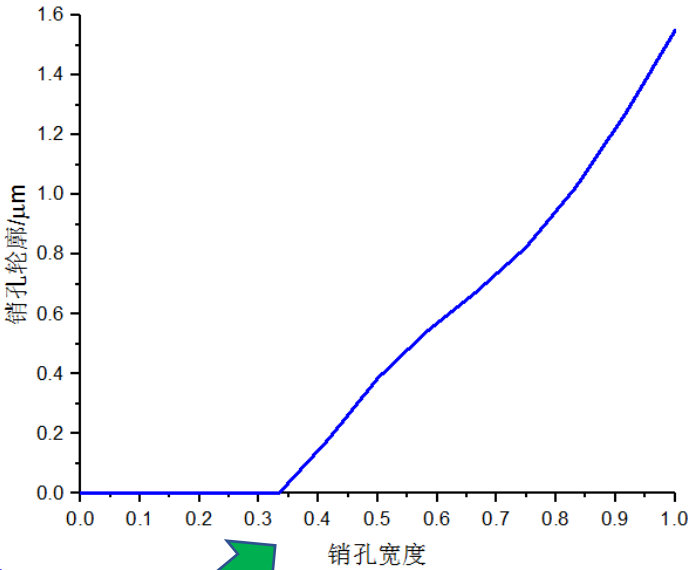
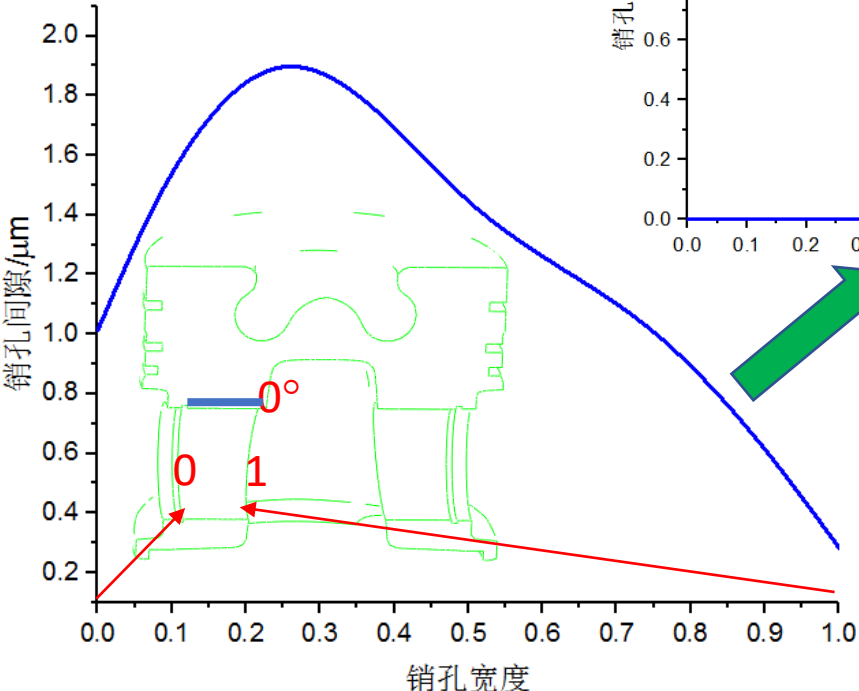


活塞销孔无型线

活塞销孔轮廓协调设计

基本形状

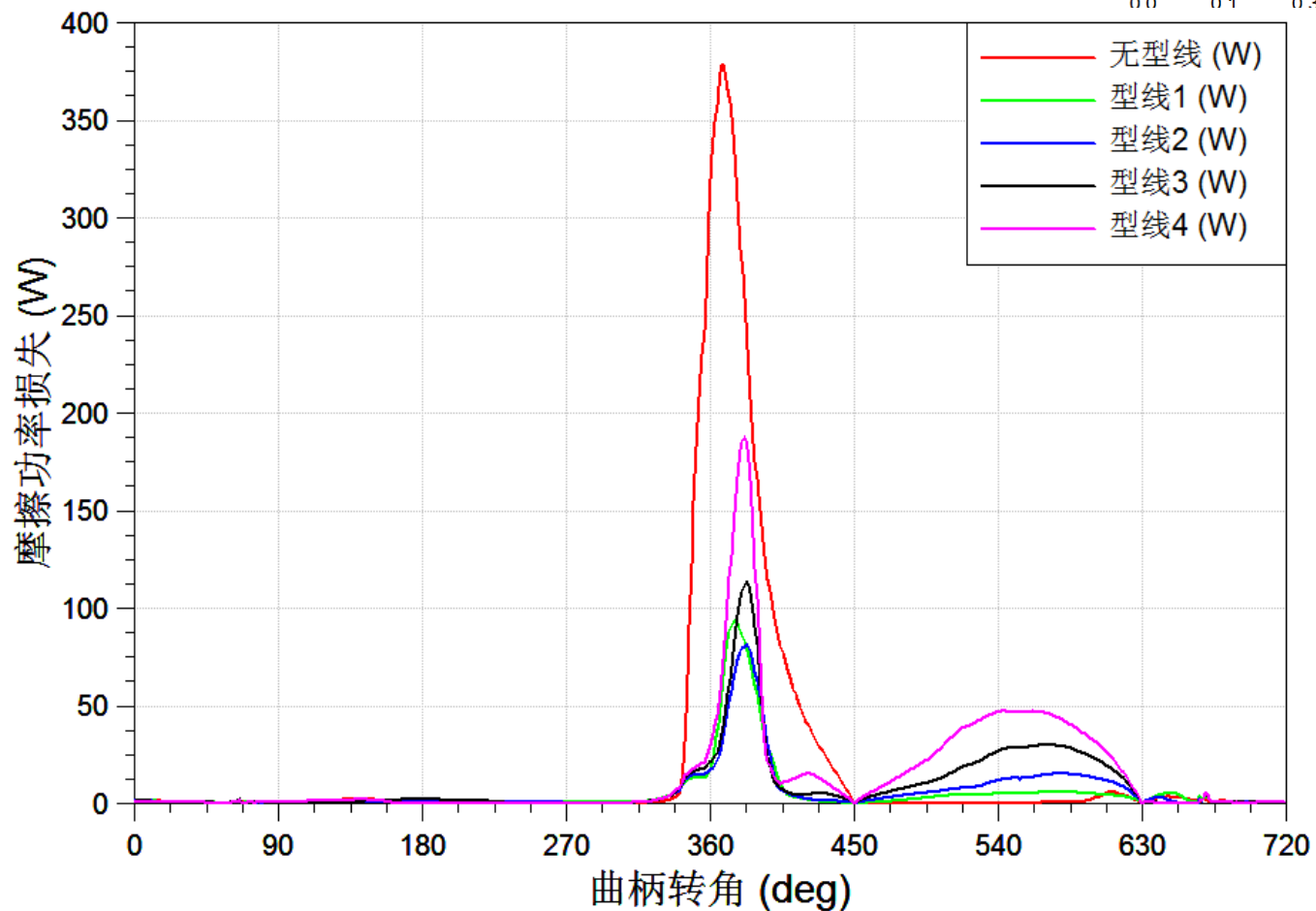
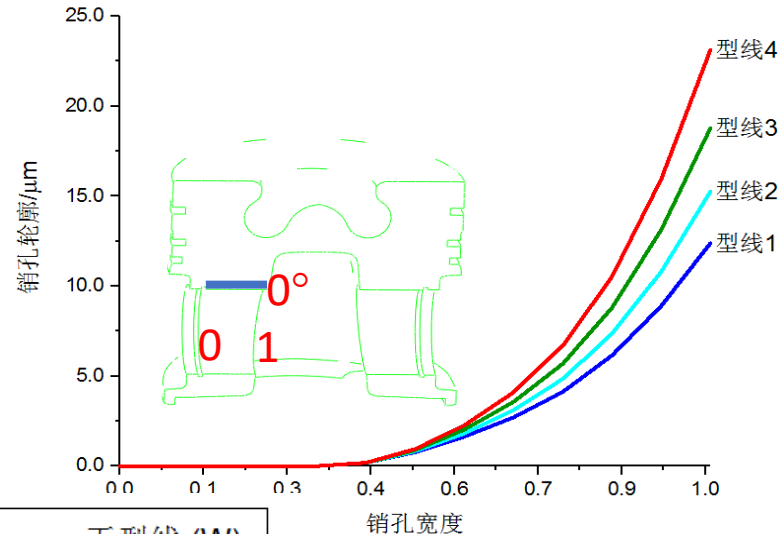
- 以最大载荷时销孔顶线间隙为参考
- 以最大间隙处为对称点
- 通过轮廓计权补偿间隙



活塞销孔轮廓协调设计

■ 销孔型线对润滑的影响

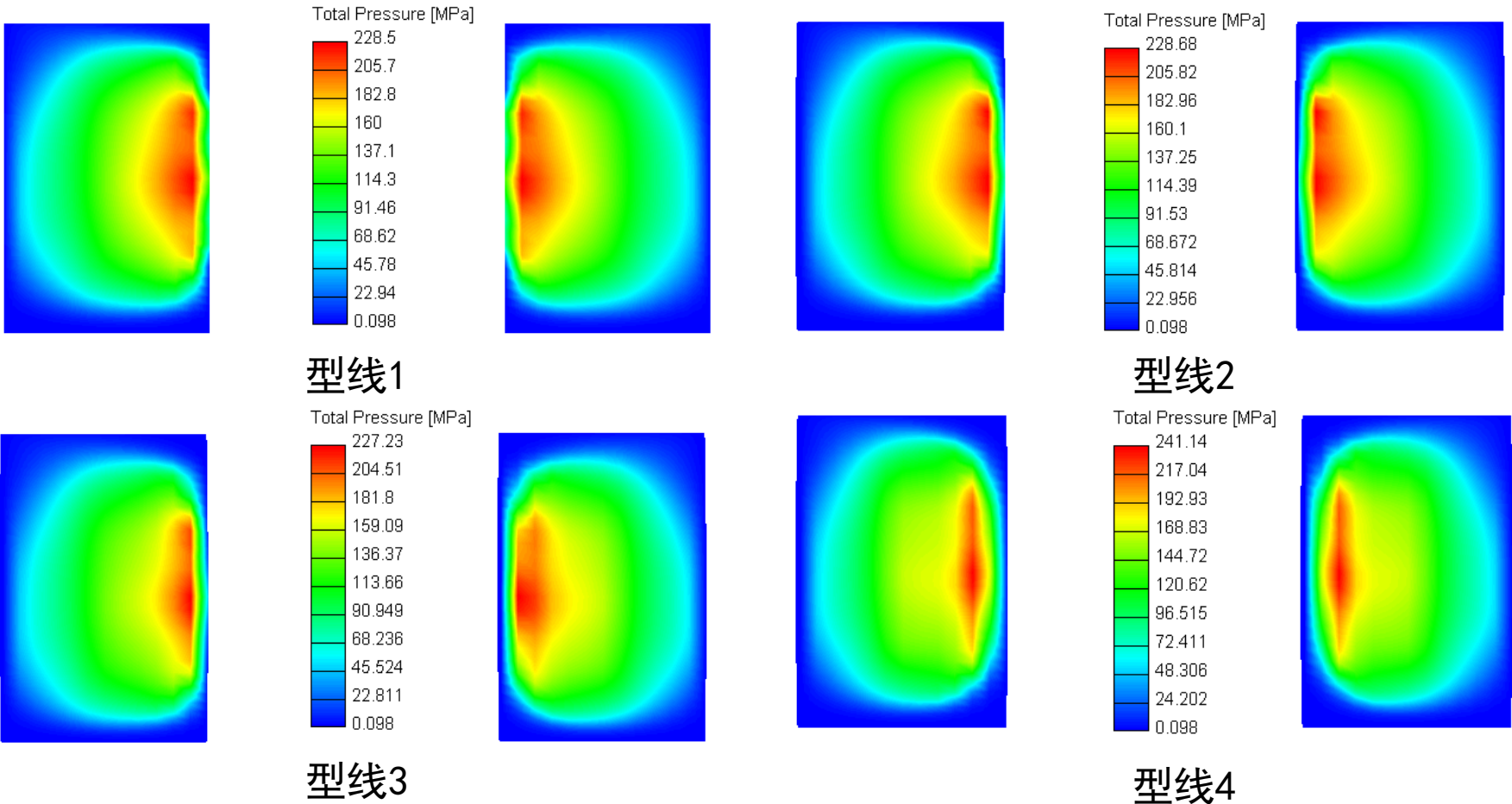
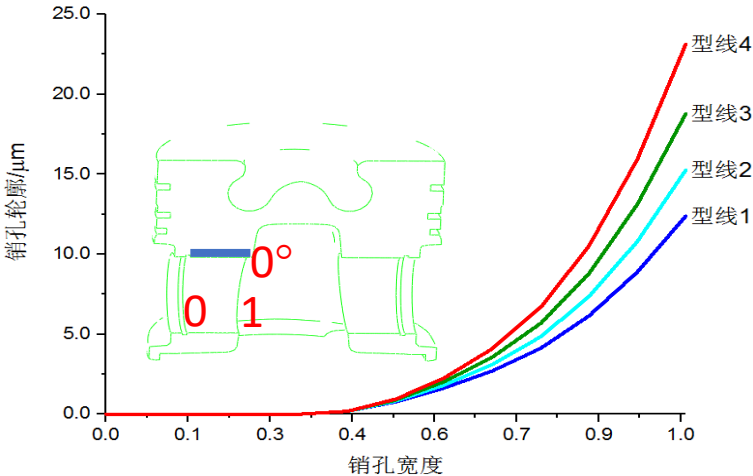
- 摩擦功率损失(热)
- 油膜压力



活塞销孔轮廓协调设计

■ 销孔型线对润滑的影响

- 摩擦功率损失(热)
- 油膜压力



谢谢！