



模拟试验加载方式对V型机体疲劳失效模式影响研究

Study on the influence of loading mode of simulation test on fatigue failure mode of V-shaped block

汇报人：刘震涛

通讯地址：浙江省杭州市西湖区浙大路38号浙江大学玉泉校区动力机械及车辆工程研究所
手机号码：139 5819 7913 电子邮箱：liuzt@zju.edu.cn

2020.11.1



1

课题背景及内容

THE BACKGROUND OF
THE SUBJECT AND CONTENT

2

研究过程及结论

THE RESEARCH PROCESS
AND THE CONCLUSION

3

总结与展望

SUMMARY AND PROSPECT



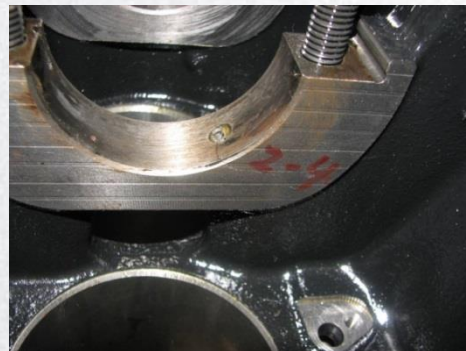
第一部分

课题背景及内容

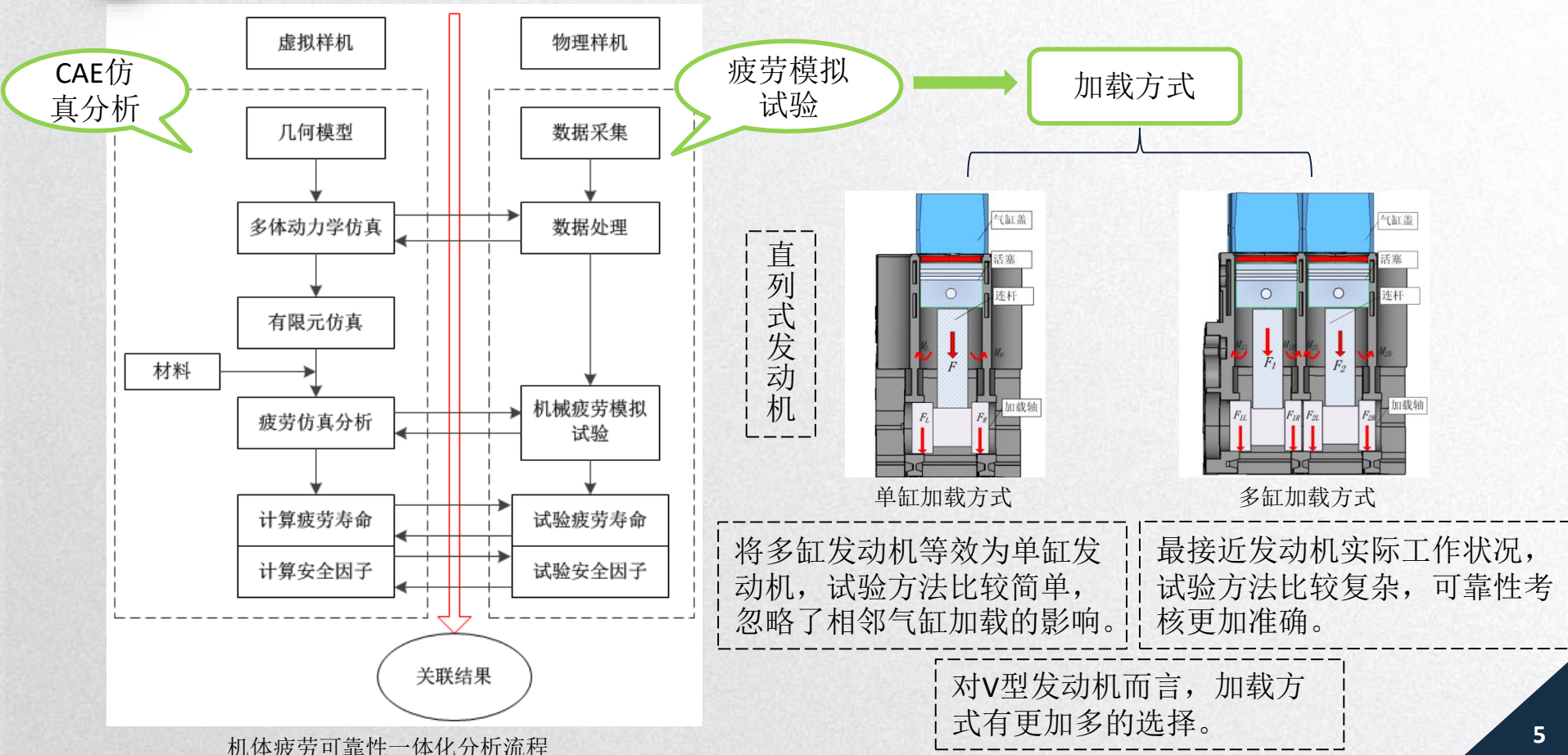
- 选题背景 THE BACKGROUND
- 研究现状 RESEARCH STATES
- 研究意义 THE SIGNIFICANCE
- 研究内容 RESEARCH CONTENTS

● 课题背景 | RESEARCH BACKGROUND

- 发动机实际运行工况复杂多变，**机体**作为发动机的主要承载部件之一，主要承受缸内周期性变化的燃气压力和由活塞-连杆-曲轴机构传递的往复惯性力以及旋转惯性力。此外，气缸盖螺栓和主轴承盖螺栓的预紧力也施加在机体上。在这些交变载荷的作用下，机体关键部位如主轴承座、油道油孔、横隔板、螺栓搭子及凸轮轴孔等部位容易发生**疲劳失效**。
- **V型发动机**在重型及军用大排量柴油机上应用广泛，相比直列发动机而言，其对动力性的要求更高，工作条件更加恶劣，机体承受的各种交变载荷更加复杂剧烈，对疲劳可靠性的要求**更加严苛**。
- 随着发动机朝**高转速、高功率密度和高燃烧压力**的方向发展，其工作条件愈加苛刻，这对机体的疲劳可靠性提出了更高的要求。因此，需要**更准确的方法来评价机体的可靠性**。



课题背景 | RESEARCH BACKGROUND



机体仿真

◆ 研究热点:

机体多轴疲劳损伤模型研究、机体疲劳裂纹扩展规律研究、机体热-机耦合疲劳研究、机体主轴承盖微动磨损疲劳、机体轻量化设计等

◆ 代表:

AVL公司、美国西南研究院、Ricardo公司、康明斯公司、Schenck公司、MAN公司、一汽技术中心、浙江大学、上海柴油机股份有限公司、北方发动机研究所、潍柴动力股份有限公司等

机体疲劳模拟试验

◆ 研究热点:

多功能智能化的机体疲劳试验台的开发与改进、统一的机体疲劳试验规范、疲劳裂纹智能诊断识别方法、试验载荷谱等效性研究、数据统计分析方法研究等

◆ 问题:

1. 不同公司推荐采用不同的加载方式，在行业内尚未形成统一共识，例如AVL公司推荐用单缸加载方式，而Ricardo公司及MAN公司则用的是多缸加载方式。
2. 对于V型机是否应和直列机采用相同的机体疲劳试验方法存有争议。
3. 不同加载方式对V型机体疲劳失效模式影响的相关研究则非常少见。V型发动机由于气缸数更多，机体疲劳模拟试验加载方式有更多的选择。在何种情况下使用何种加载方式，何种加载方式更佳，目前尚无统一的定论。

研究 意义

模拟试验加载方式
对V型机体疲劳
失效模式影响
研究

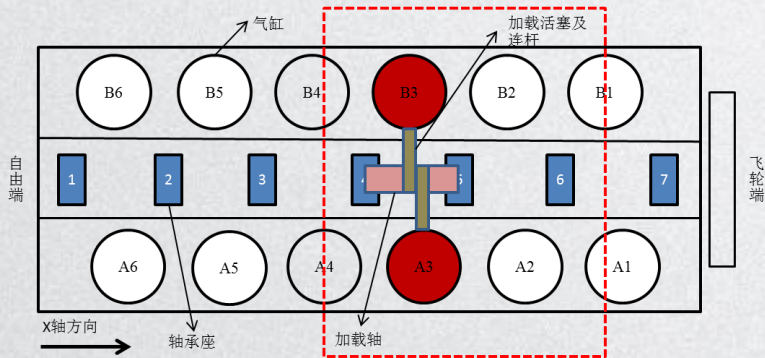
1

研究不同的加载方式对V型机体局部载荷和疲劳失效模式的影响，对V型机体疲劳试验提供一些改进建议和想法。

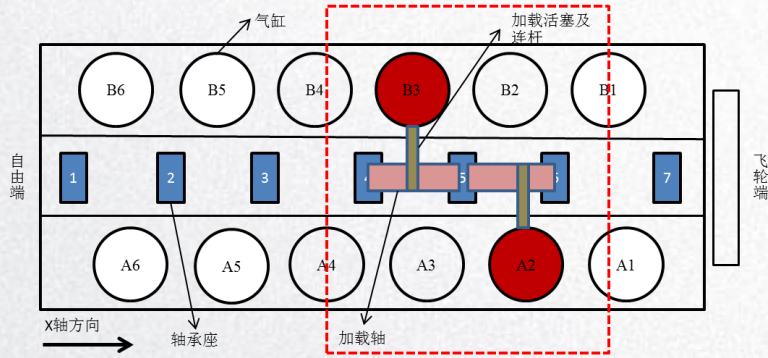
2

更加准确、全面地考核V型机体的疲劳可靠性，为建立科学统一的机体疲劳试验规范提供参考。

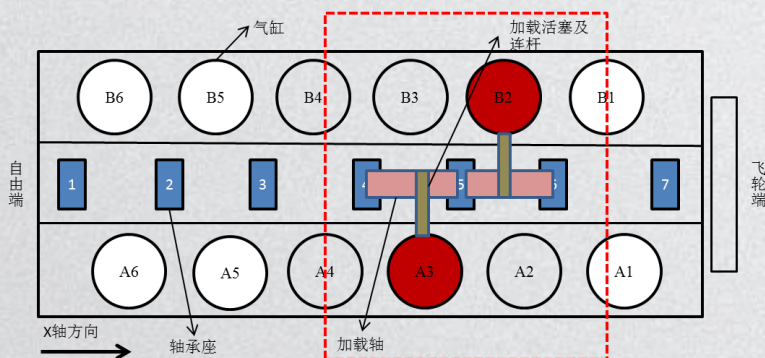
以某V12型船用柴油发动机为研究对象，研究疲劳模拟试验**对缸加载方式**、**斜对缸加载方式Ⅰ**、**斜对缸加载方式Ⅱ**和**四缸加载方式**对机体局部载荷和失效模式的影响。



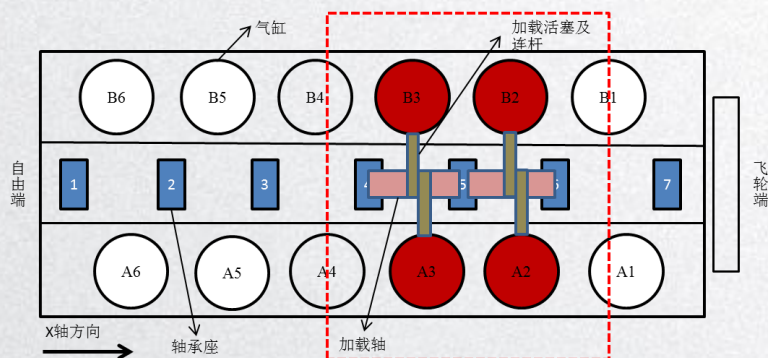
对缸加载方式



斜对缸加载方式Ⅰ



斜对缸加载方式Ⅱ



四缸加载方式





第二部分

研究过程及结论



RESEARCH PROCESS AND CONCLUSION

V型柴油机曲轴轴系动力学计算 | 研究对象概述



发动机实物图

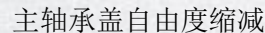
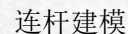
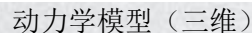
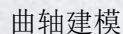
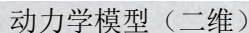


机体实物图

表2.1 发动机主要参数表

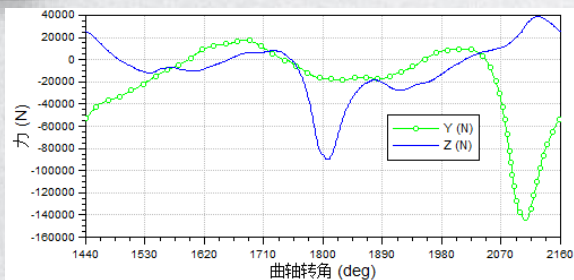
名称	参数	名称	参数
型式	V型90°	气缸数	12
工作容积/L	31.8	最大爆发压力/MPa	17.5
压缩比	15.7	缸径/mm×冲程/mm	150×150
活塞平均速度/(m·s ⁻¹)	9	平均有效压力/MPa	1.97
进气方式	增压中冷	供油方式	电控高压共轨
同侧相邻气缸缸心距/mm	230	相对两侧气缸缸心距/mm	46
连杆型式	并列连杆	气缸盖型式	单体式
每缸气门数	4	最低空载稳定转速/(r·min ⁻¹)	650±30
标定功率/kW	1214	标定功率转速/(r·min ⁻¹)	2300
最大扭矩/(N·m)	6300	最大扭矩转速/(r·min ⁻¹)	1600
长/mm×宽/mm×高/mm	2440×1521×1810	净重/kg	3570
发火次序	A1-B2-A5-B4-A3-B1-A6-B5-A2-B3-A4-B6		
曲轴旋转方向	逆时针(面对飞轮)		

AVL/Excite/Power Unit

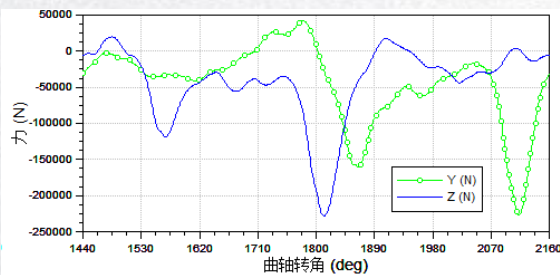


V型柴油机曲轴轴系动力学计算 | 动力学仿真结果

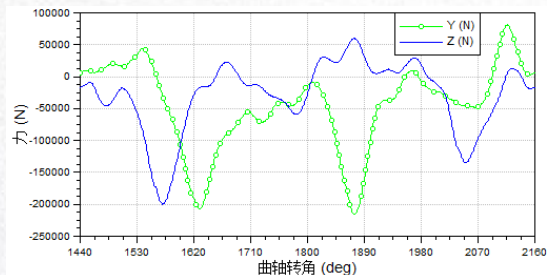
各个主轴承座的受力情况



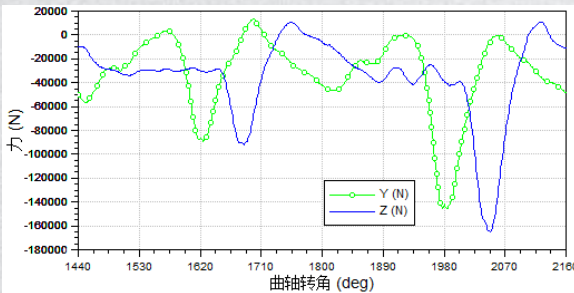
第1主轴承座



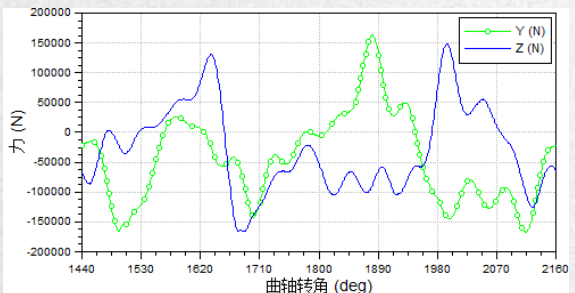
第2主轴承座



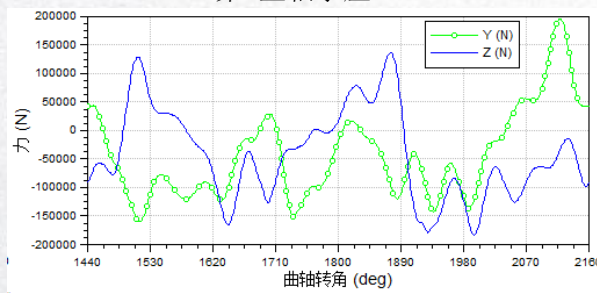
第3主轴承座



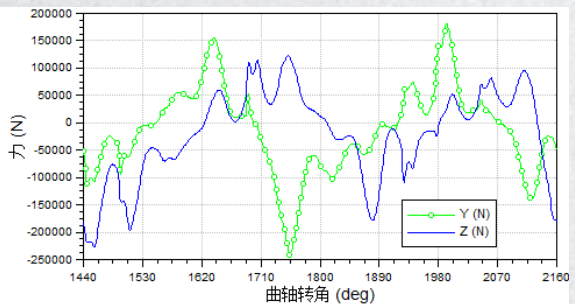
第4主轴承座



第5主轴承座



第6主轴承座

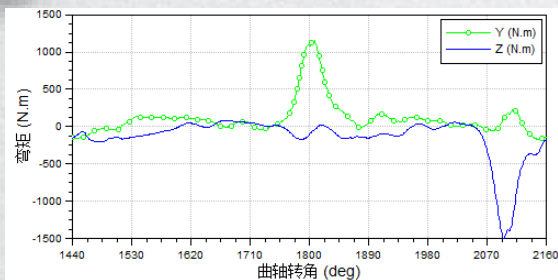


第7主轴承座

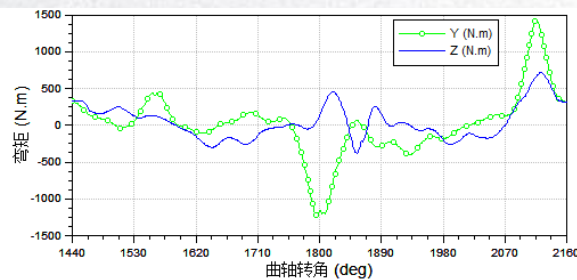
1600r/min

V型柴油机曲轴轴系动力学计算 | 动力学仿真结果

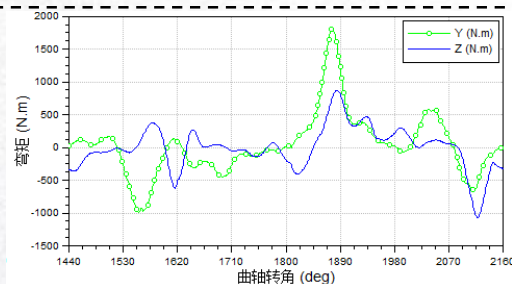
各个主轴承座的受弯矩情况



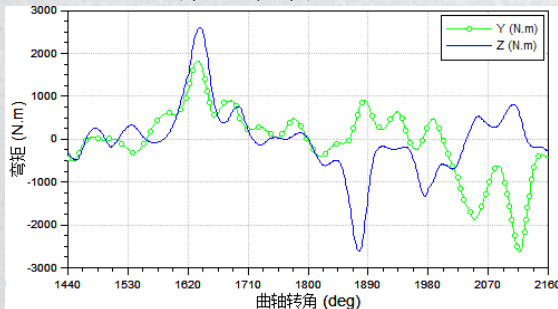
第1主轴承座



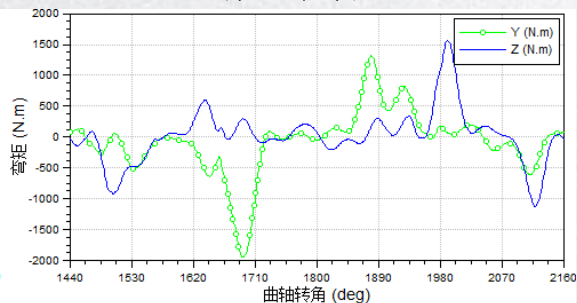
第2主轴承座



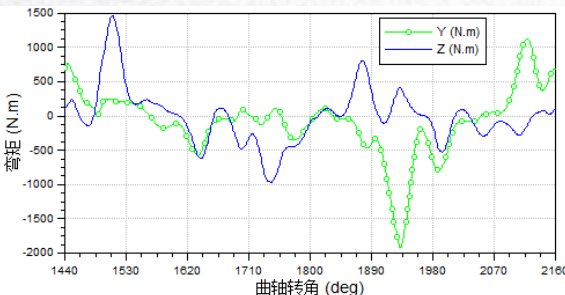
第3主轴承座



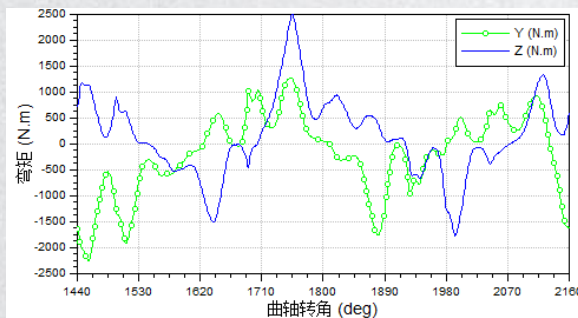
第4主轴承座



第5主轴承座



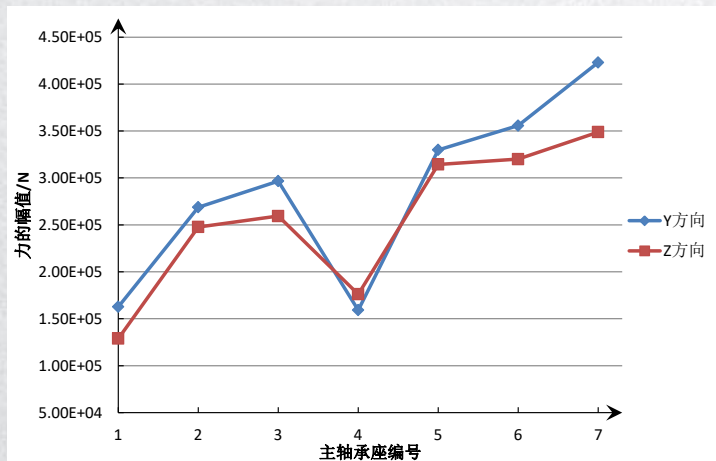
第6主轴承座



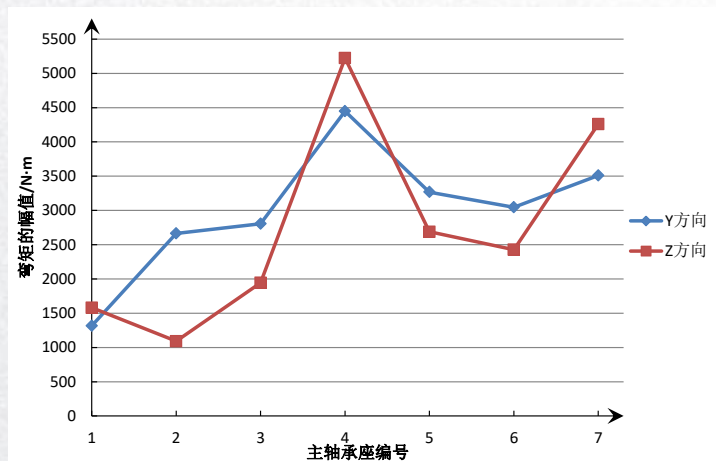
第7主轴承座

1600r/min

V型柴油机曲轴轴系动力学计算 | 动力学仿真结果



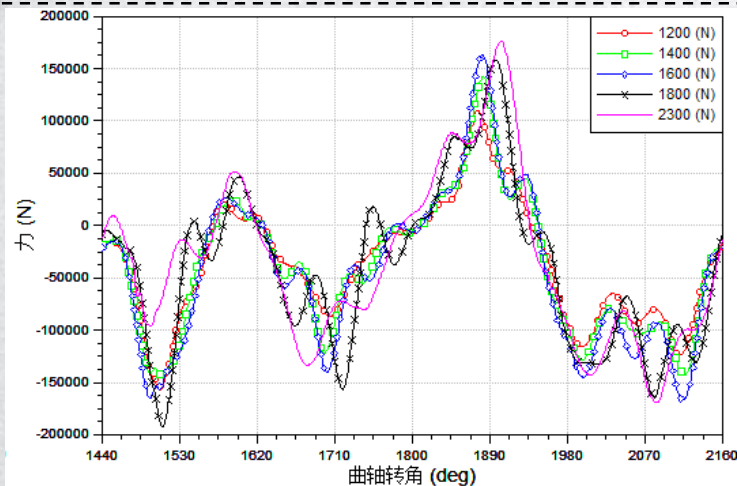
1600r/min转速下第1至第7主轴承座Y和Z方向的受力幅值



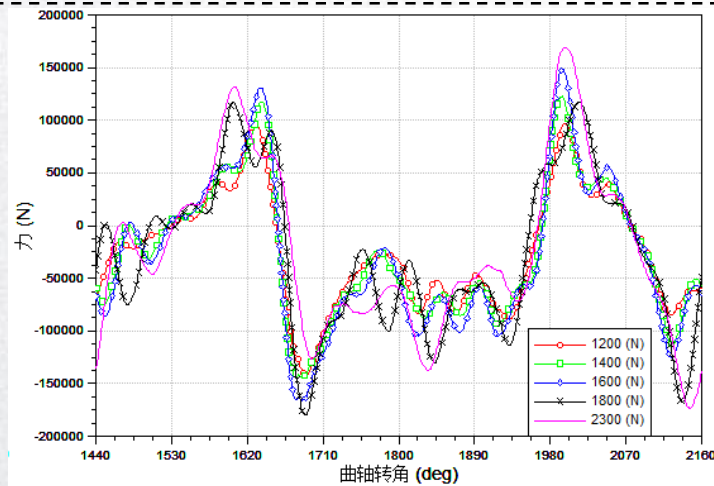
1600r/min转速下第1至第7主轴承座Y和Z方向的弯矩幅值

- 受力幅值较大的为第5、6和7主轴承座，均超过 $3 \times 10^5 \text{N}$ 。
- 弯矩幅值较大的为第4、5和7主轴承座，超过 $3000 \text{N} \cdot \text{m}$ 。
- 由于第7主轴承座最靠近飞轮，受飞轮的转动惯性影响较大，因此受力会比其他主轴承座略大。
- 虽然每个主轴承座的受力和弯矩都不一样，但各个主轴承座和主轴承盖的结构却是相同的，因此在机体疲劳模拟试验时每个主轴承座都要满足最大受力和最大弯矩的要求。

V型柴油机曲轴轴系动力学计算 | 动力学仿真结果



不同转速下的第5主轴承座Y方向受力



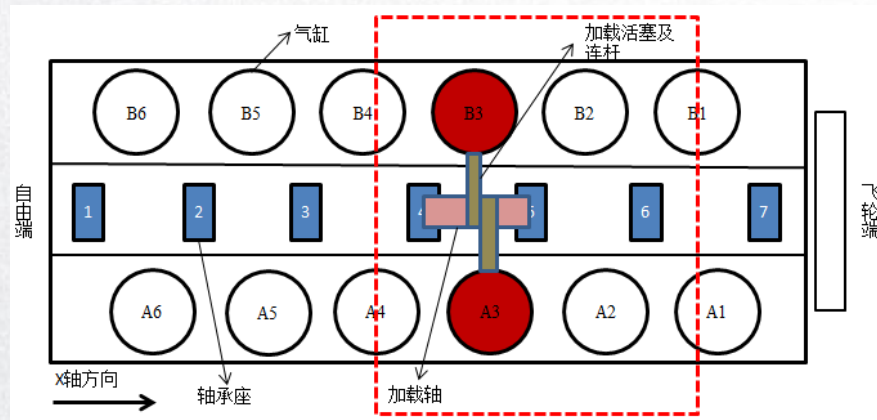
不同转速下的第5主轴承座Z方向受力

- 不同转速下第5主轴承座的受力曲线趋势基本一致，转速1600r/min、1800r/min和2300r/min下主轴承座的受力幅值比较接近且大于转速1200r/min和1400r/min下的受力幅值。
- 1600r/min对应发动机的最大扭矩，缸压曲线峰值也是最大的，按照常理，该转速下主轴承座的受力幅值应该是最大的，但实际并非如此。即便1800r/min和2300r/min对应的缸压曲线峰值较小，但巨大的往复惯性力和旋转惯性力弥补了燃气压力的减小。

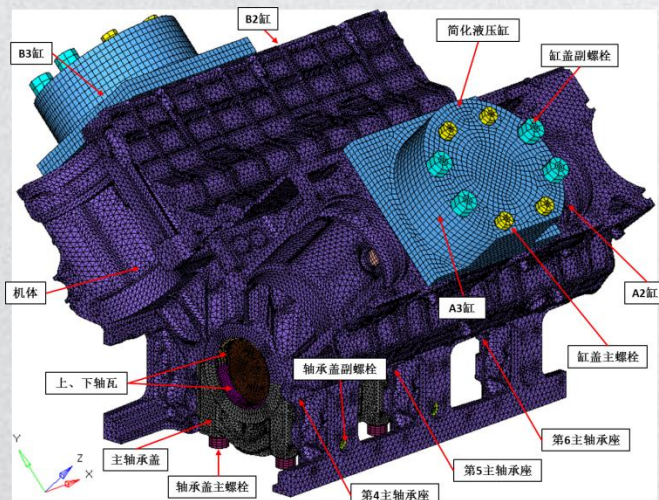
在后续的机体疲劳模拟试验中，经液压放大器放大后的实际载荷肯定要比发动机的爆发压力（17.5MPa）大，除了要考虑巨大的惯性力之外，还要考虑对试验进行强化以缩短试验周期，故经过对其他主轴承座的综合分析以及结合过去的经验，**试验时的载荷系数确定在1.55-1.75之间。**

对缸加载方式机体有限元分析 | 有限元模型建立

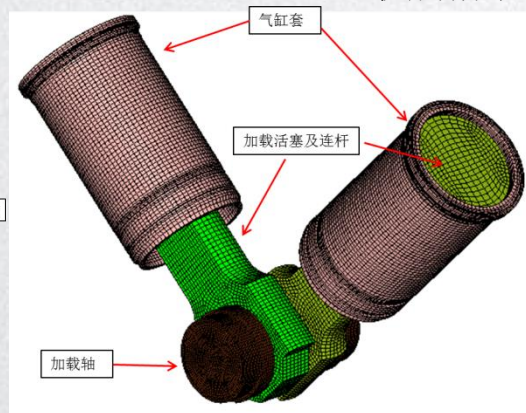
- 机体过于庞大，没必要全部划分网格，合理切分。4个完整气缸和4个不完整气缸，3个主轴承座。
- 建立有限元模型，包括机体、简化液压缸、缸盖主螺栓、缸盖副螺栓、气缸套、加载活塞及连杆、加载轴、上下轴瓦、主轴承盖、轴承盖主螺栓和轴承盖副螺栓，一共包含943844个网格和1539252个节点。
- 对有限元计算参数进行设置。



机体切分示意图



有限元模型（外部）



有限元模型（内部）

表3.1 材料物性参数表

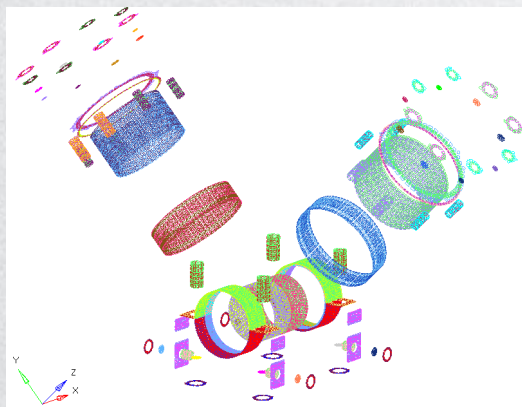
部件名称	材料名称	密度/(t·mm-3)	杨氏模量/MPa	泊松比
简化液压缸	45#钢	7.89E-9	210000	0.27
加载活塞及连杆				
缸盖主螺栓	42CrMo-GB/T1348	7.85E-9	210000	0.28
缸盖副螺栓				
主轴承盖主螺栓				
主轴承盖副螺栓				
加载轴				
机体	RuT400	7E-9	145000	0.26
气缸套	HT280	7.3E-9	140000	0.27
上轴瓦	合金钢	7.82E-9	210000	0.27
下轴瓦				
主轴承盖	QT500-7-GB/T3077	7E-9	162000	0.293

表3.2 分析步设置

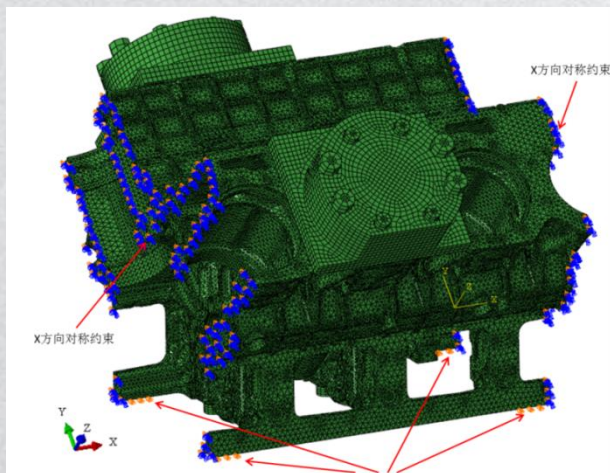
编号	分析步名称	说明
1	Initial	初始步
2	Pretension	螺栓预紧载荷
3	Interference	轴瓦过盈载荷
4	Load-A3	A3缸加载
5	Load-B3	B3缸加载

- 预紧力：缸盖主螺栓141.70kN，缸盖副螺栓171.90kN，主轴承主螺栓185.05kN，主轴承副螺栓138.06kN。
- 轴瓦径向过盈量：0.062mm。
- 放大后的实际载荷施加在活塞顶面，液压油载荷施加在简化液压缸的内部上表面。
- 5种液压油载荷：12.6MPa、13.0MPa、13.5MPa、13.9MPa和14.2MPa；对应的实际载荷：27.09MPa、27.95MPa、29.02MPa、29.88MPa和30.53MPa

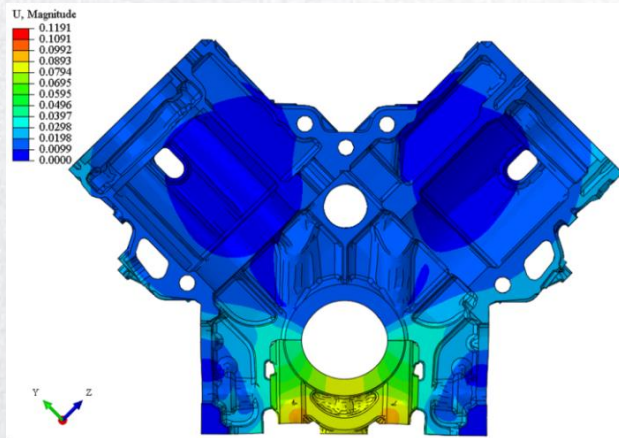
对缸加载方式机体有限元分析 | 有限元计算设置



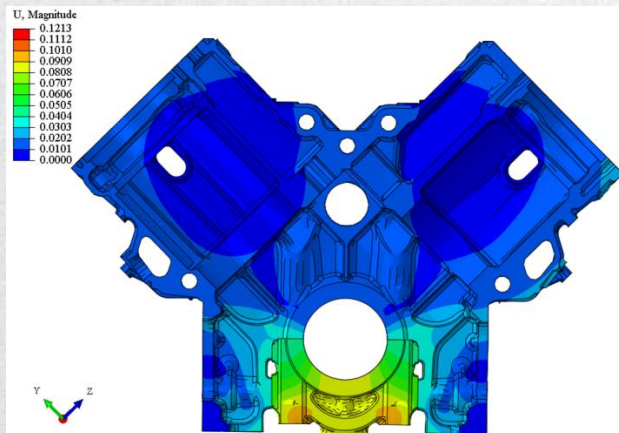
接触对设置



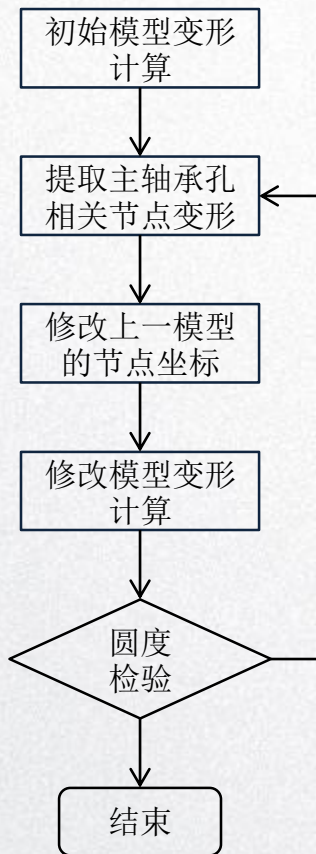
边界条件设置



主轴承孔变形修正—前 (放大80倍)

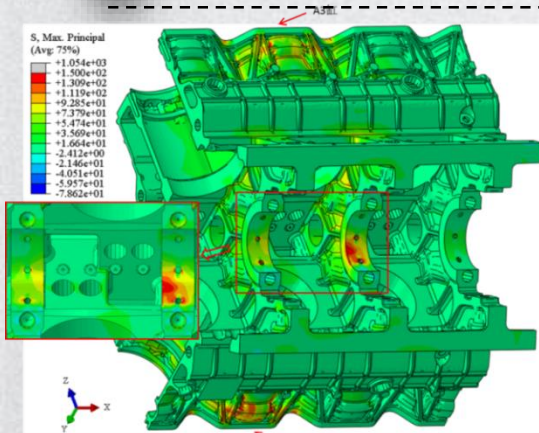


主轴承孔变形修正—后 (放大80倍)

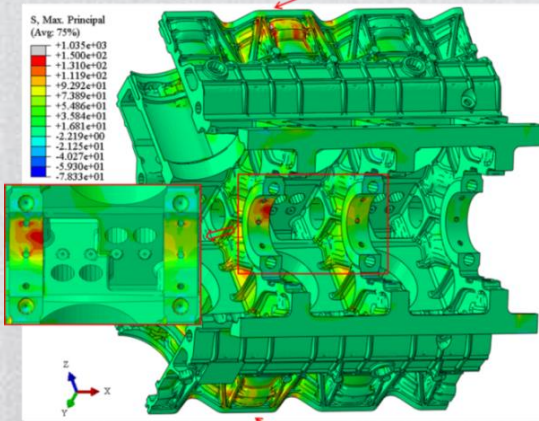


模拟真实的镗孔工艺

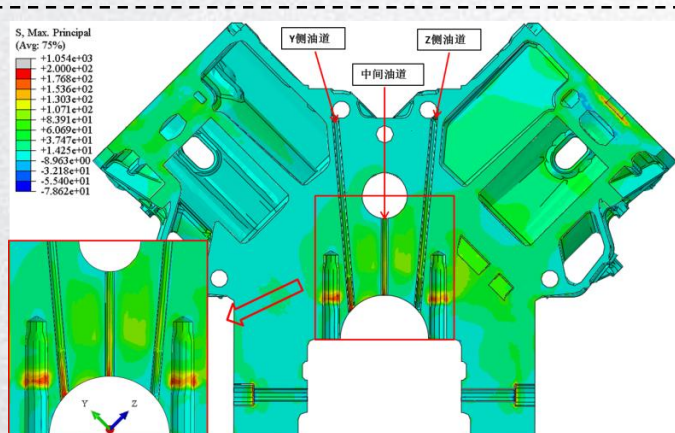
对缸加载方式机体有限元分析 | 有限元计算结果（实际载荷27.09MPa）



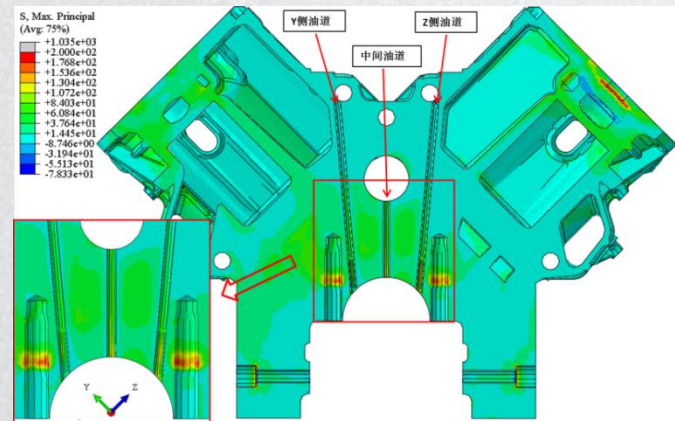
A3缸加载时机体第一主应力分布



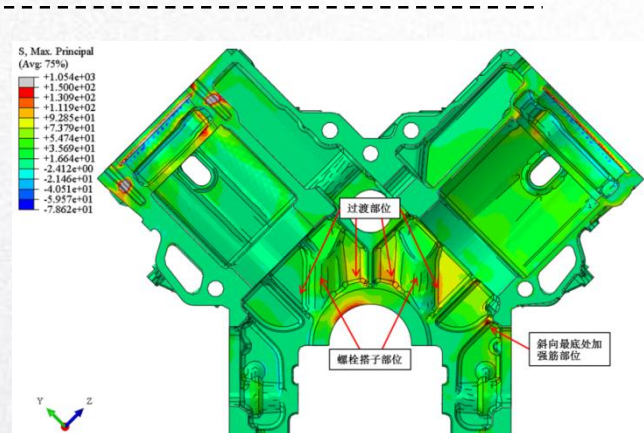
B3缸加载时机体第一主应力分布



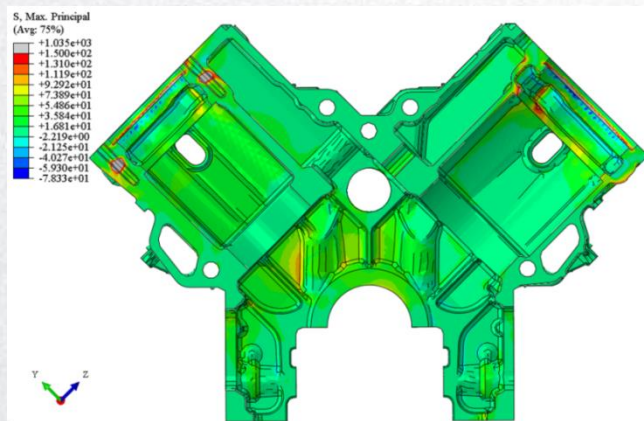
A3缸加载时第5主轴承座油道和螺栓孔第一主应力分布



B3缸加载时第5主轴承座油道和螺栓孔第一主应力分布



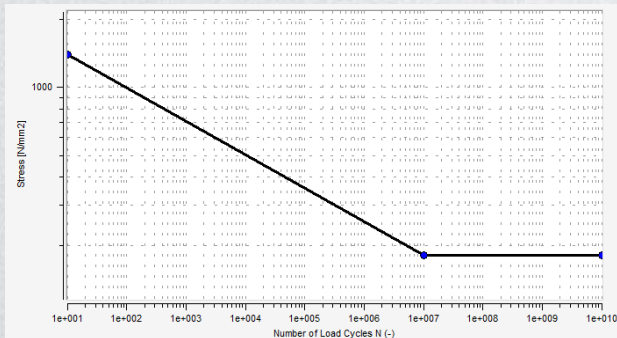
A3缸加载时第5横隔板第一主应力分布



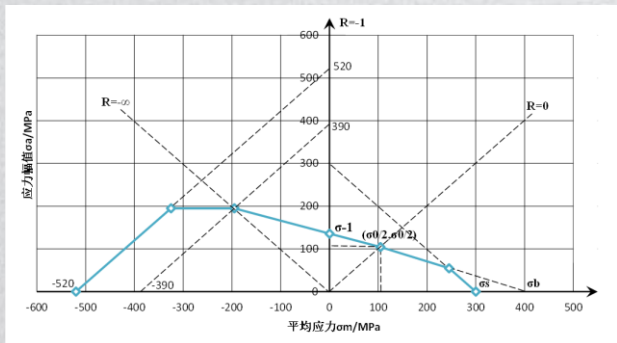
B3缸加载时第5横隔板第一主应力分布

对缸加载方式机体有限元分析 | 疲劳分析结果

- 疲劳分析过程采用应力-寿命（S-N）法和临界平面法，考虑表面粗糙度、平均应力、应力梯度、工艺参数、统计学等的影响，用Goodman方法对平均应力进行修正，应力循环基数设为10000000次。为了更严格地对机体进行可靠性分析，以及之后与其他三种加载方式进行更鲜明的对比，计算安全系数和疲劳寿命的存活率为99.99%。



机体材料RuT400的中值S-N曲线



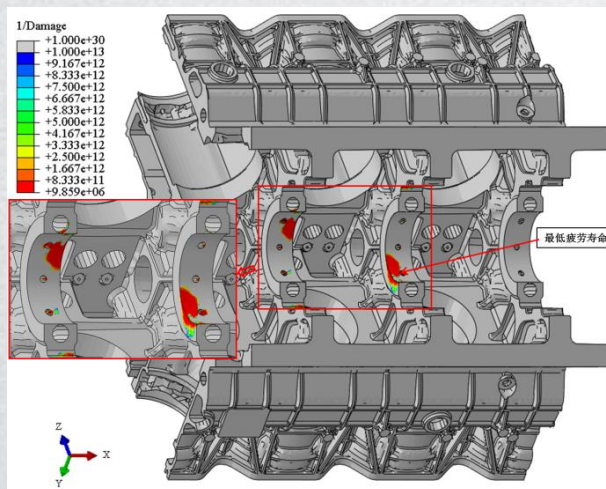
机体材料RuT400的海夫图（Haigh Diagram）

表3.3 疲劳分析相关参数定义

参数名称	数值/英文名称	备注
材料抗拉强度	400MPa	国标GB/T2665-2011
材料分散度	1.26	默认值
影响因素	Surface Roughness	考虑表面粗糙度的影响
	Stress Gradient	考虑应力梯度的影响
	Technological Size Influence	考虑工艺参数的影响
	Statistical Influence	考虑统计学的影响
疲劳损伤累积模型	Miner-Modified	修正的Miner模型
相对应力阈值	40%	默认值，应力水平低于疲劳极限的40%，认为不会造成损伤
相邻切平面角度	10°	默认值，用于确定临界平面的相邻两个切平面的角度

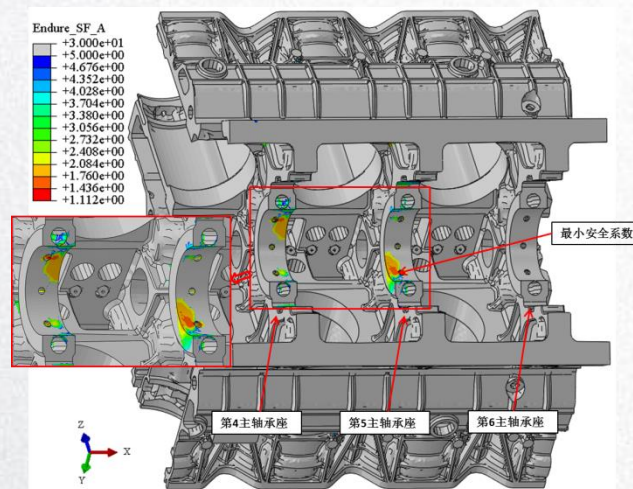
对缸加载方式机体有限元分析 | 疲劳分析结果

➤ 主轴承座疲劳分析



机体主轴承座疲劳寿命分布（实际载荷27.09MPa）

高低寿命的边界线：斜油孔边缘
延伸至主轴承壁
45° 方向



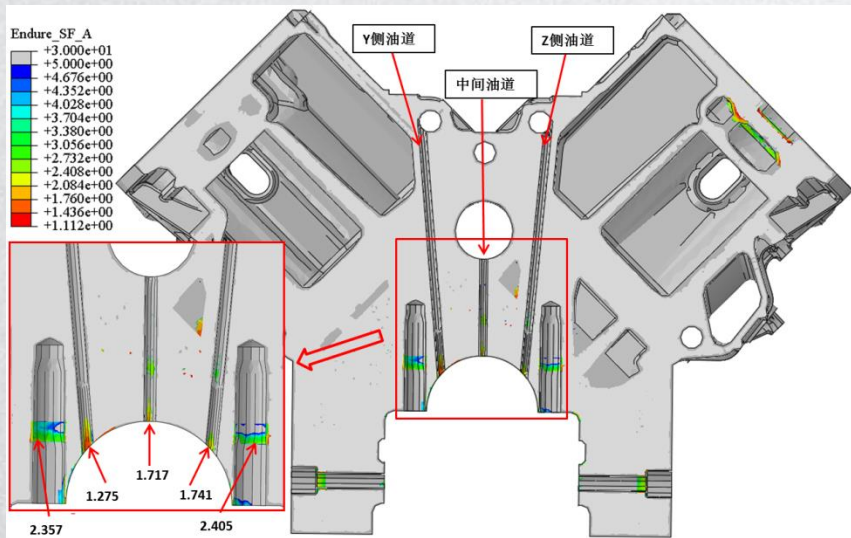
机体主轴承座安全系数分布（实际载荷27.09MPa）

表3.4 对缸加载方式不同液压油载荷下的机体主轴承座的安全系数和疲劳寿命

液压油载荷/MPa	实际载荷/MPa	失效位置	安全系数	疲劳寿命
12.6	27.09	第5主轴承座的Y侧斜油孔边缘处，节点6967	1.112	9.859E+06
13.0	27.95		1.086	7.755E+06
13.5	29.02		1.053	3.811E+06
13.9	29.88		1.032	2.229E+06
14.2	30.53		1.016	1.951E+06

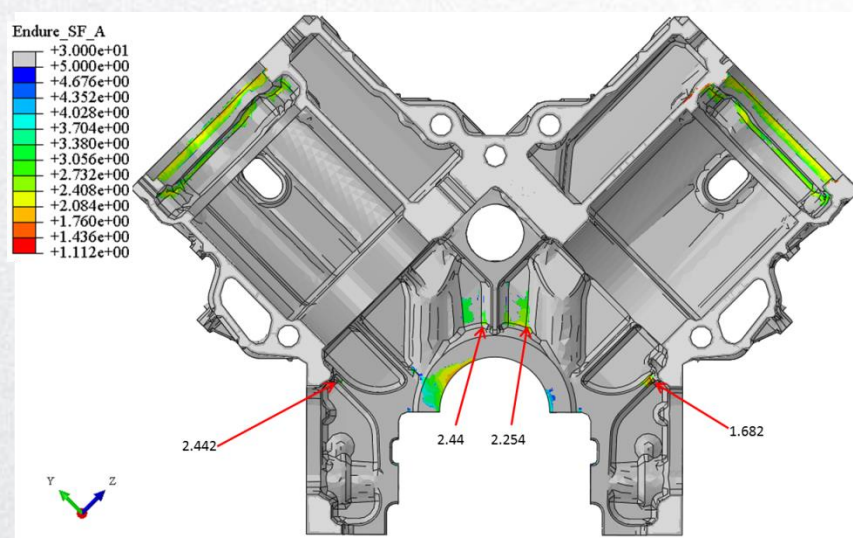
对缸加载方式机体有限元分析 | 疲劳分析结果

➤ 第5主轴承座油道及螺栓孔部位疲劳分析



第5主轴承座油道及螺栓孔部位安全系数分布（实际载荷27.09MPa）

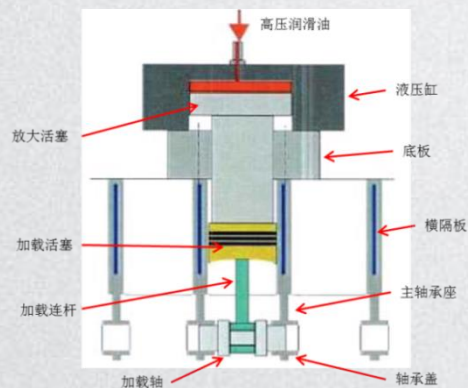
➤ 第5横隔板部位疲劳分析



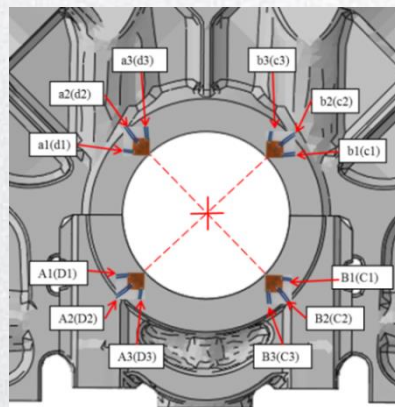
第5横隔板部位安全系数分布（实际载荷27.09MPa）

- Y侧油道的安全系数最低，其次是中间油道，Z侧油道的最高；Y、Z两侧螺栓孔的安全系数都比较高但分布并不相同。
- 横隔板安全系数最低的地方为斜向最底处的加强筋部位，其他较低的地方为非加强筋平板与加强筋的过渡部位，总体而言安全裕度较高，还可进行轻量化优化。
- 不管是对主轴承座还是横隔板而言，对缸加载方式都只能对一侧产生影响，对另外一侧则基本没有影响。

对缸加载方式机体疲劳模拟试验及验证 | 试验原理及系统



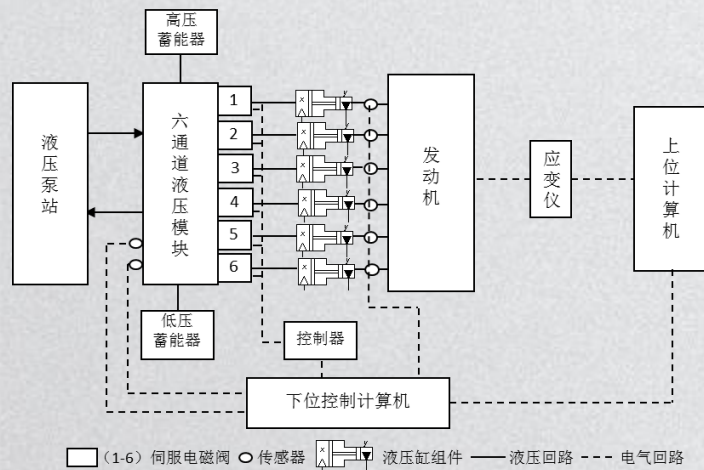
机体疲劳模拟试验原理图



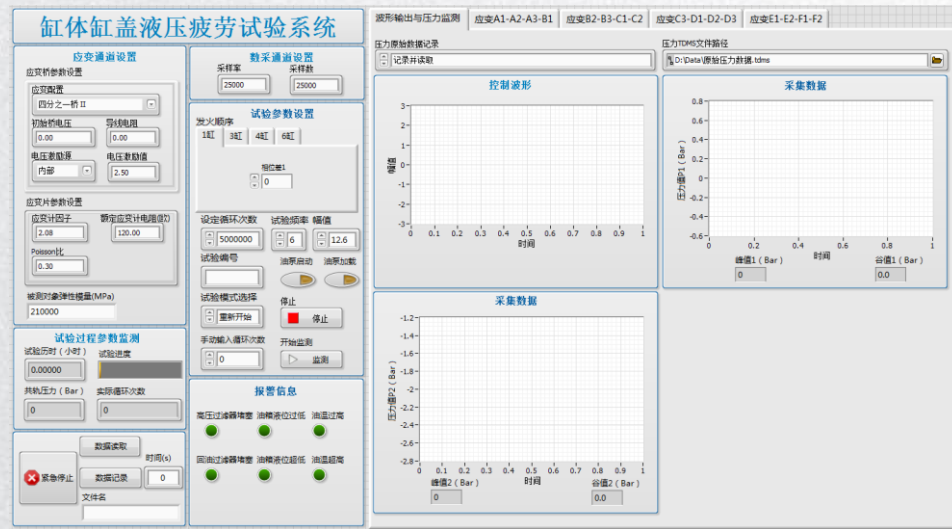
应变花粘贴示意图



机体疲劳模拟试验现场



机体疲劳模拟试验系统组成



数据采集系统前面板

表4.1 B3缸加载时各应变花仿真与试验的主应变对比

应变花编号	液压油载荷/MPa					
	12.6			13.0		
	仿真	试验	相对误差/%	仿真	试验	相对误差/%
a	38.525	36.475	5.620	47.055	42.893	9.703
b	332.165	368.277	-9.806	334.688	378.017	-11.462
c	307.797	280.633	9.680	313.071	287.523	8.886
d	24.114	26.495	-8.987	31.079	34.155	-9.006
A	-71.733	-71.749	-0.022	-72.438	-73.622	-1.608
B	81.990	71.123	15.279	82.471	71.988	14.562
C	37.237	36.953	0.769	38.246	37.541	1.878
D	-89.707	-79.760	12.471	-90.187	-80.512	12.017

限于篇幅，仅列举12.6MPa和13.0MPa两种液压油载荷下的对比结果。

表4.2 A3缸加载时各应变花仿真与试验的主应变对比

应变花编号	液压油载荷/MPa					
	12.6			13.0		
	仿真	试验	相对误差/%	仿真	试验	相对误差/%
a	326.371	301.732	8.166	331.756	307.364	7.936
b	38.316	44.221	-13.353	38.582	45.137	-14.522
c	37.211	36.697	1.401	38.826	38.246	1.516
d	303.999	296.567	2.506	310.191	297.942	4.111
A	38.126	44.065	-13.478	38.821	44.573	-12.905
B	-44.925	-41.998	6.969	-45.709	-42.537	7.457
C	-45.122	-42.541	6.067	-47.360	-43.222	9.574
D	88.638	92.739	-4.422	89.079	93.415	-4.642

各个参考点主应变的仿真值和试验值的相对误差大多在**10%以下**，最大不超过**15%**，可以认为建立的对缸加载方式有限元模型具有较高的准确性。

对缸加载方式机体疲劳模拟试验及验证 | 试验结果

表4.3 对缸加载方式的机体疲劳模拟试验结果

编号	液压油载荷 /MPa	实际载荷 /MPa	载荷系数	循环次数	裂纹位置
1-5	13.5	29.02	1.658	3933014	第5主轴承壁约45° 方向
1-2	13.5	29.02	1.658	2627901	第2主轴承壁约45° 方向
2-5	12.6	27.09	1.548	5000000	通过
2-5-2	14.2	30.53	1.744	993450	第5主轴承壁约45° 方向
2-2	13.0	27.95	1.597	5000000	通过
2-2-2	13.9	29.88	1.708	1603701	第3主轴承壁约45° 方向

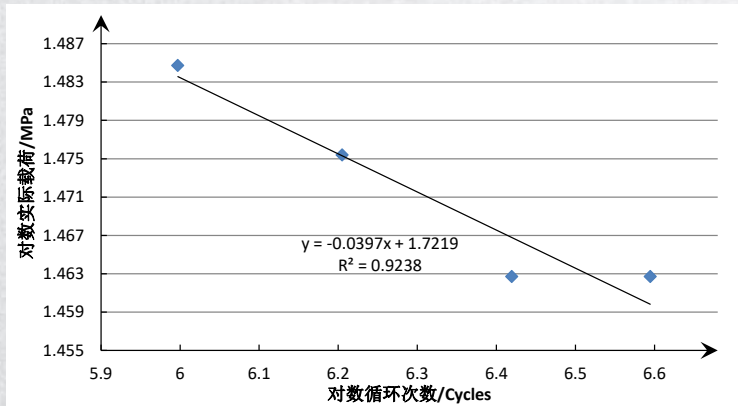
注：编号第一个数字代表机体编号，第二个数字代表缸次，第三个数字代表连续试验点。实际载荷即经过液压放大器放大后的压力，载荷系数为实际载荷与发动机爆发压力的比值。



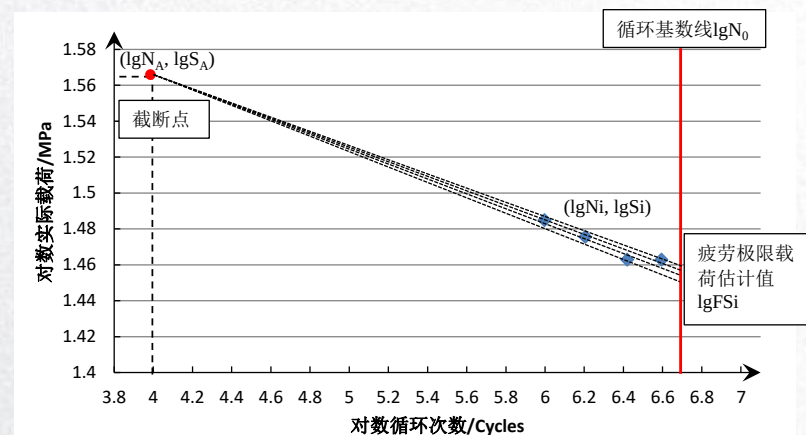
主轴承座裂纹示意图

- 2个试验机体均在主轴承壁45° 方向出现裂纹，表明该处是薄弱点，机体的断裂一致性好。
- 在载荷系数1.548和1.597下，机体可以通过500万次循环。在载荷系数1.658时，两个点均超过200万次循环。当载荷系数为1.708和1.744时，试验循环次数小于200万。
- 参照AVL公司的通过法要求，在载荷系数1.65下通过200万次循环即可满足疲劳强度要求，因此该机体可以满足疲劳强度要求。
- 对缸加载方式仿真模型的疲劳计算结果与疲劳试验的结果高度一致。

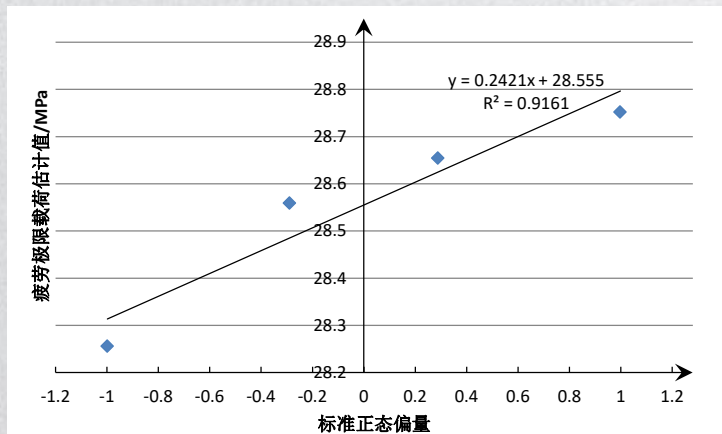
对缸加载方式机体疲劳模拟试验及验证 | 试验结果



双对数坐标下的实际载荷与循环次数



疲劳极限载荷估计值计算



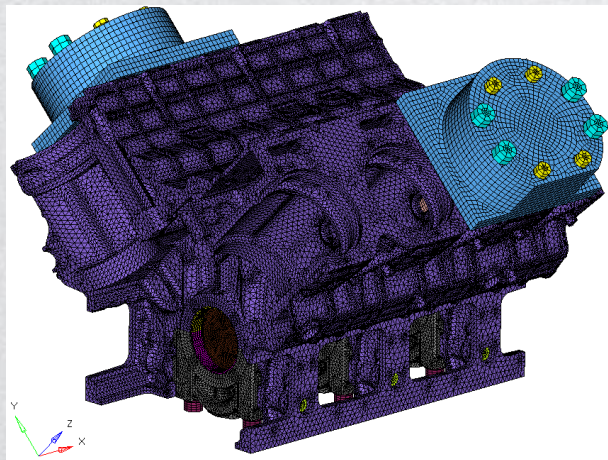
疲劳极限载荷估计值与标准正态偏量的线性拟合

利用疲劳极限统计法进行分析，可得出：

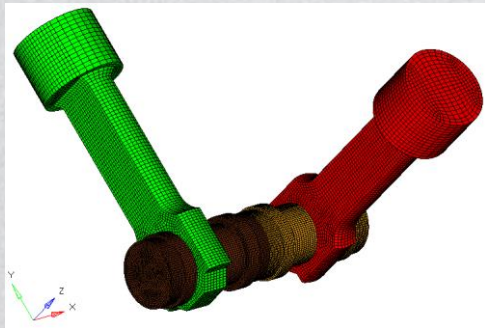
- 1、基于试验结果的样本均值为28.555MPa，样本标准差为0.2421，变异系数为0.00847838。
- 2、基于仿真结果的样本均值为28.437MPa，样本标准差为0.2461，变异系数为0.00865422。
- 3、基于仿真结果的样本均值、样本标准差和变异系数均与基于试验结果的十分接近，因此这也进一步地验证了建立的对缸加载方式仿真模型的准确性。

其他加载方式仿真分析及对比 | 斜对缸加载方式 I

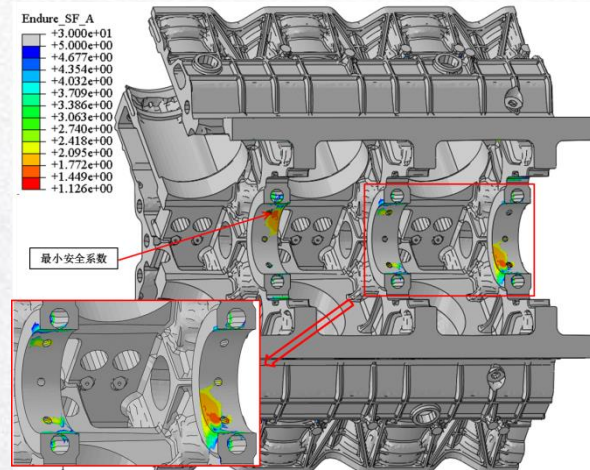
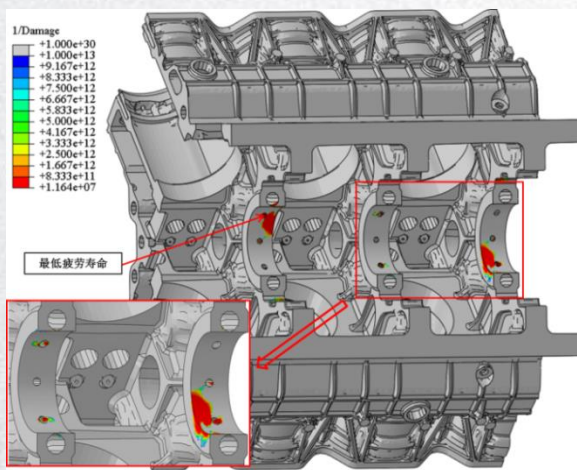
错开了一个气缸的距离，多了一个主轴承座



有限元模型（外部）



有限元模型（内部）



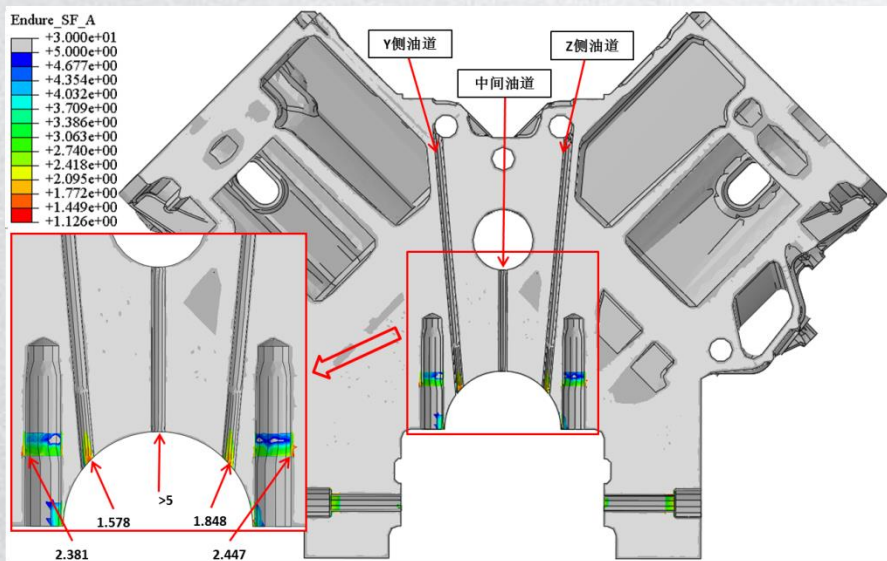
机体主轴承座疲劳寿命分布（实际载荷27.09MPa） 机体主轴承座安全系数分布（实际载荷27.09MPa）

表5.1 斜对缸加载方式 I 不同液压油载荷下的机体主轴承座的安全系数和疲劳寿命

液压油载荷 /MPa	实际载荷 /MPa	失效位置	安全系数	疲劳寿命
12.6	27.09	第4主轴承座的Z侧斜 油孔边缘处，节点 2056	1.126	1.164E+07
13.0	27.95		1.098	8.507E+06
13.5	29.02		1.066	4.649E+06
13.9	29.88		1.041	2.861E+06
14.2	30.53		1.020	2.229E+06

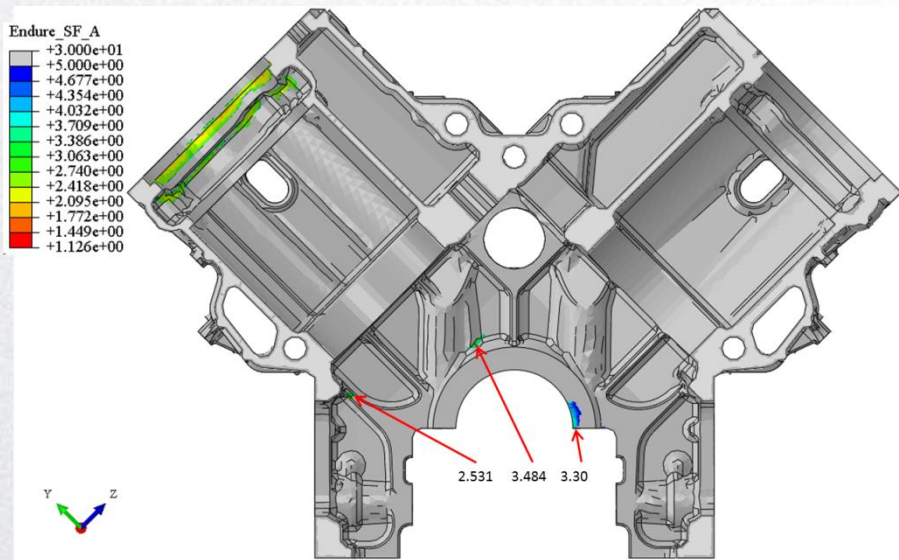
斜对缸加载方式 I | 疲劳分析

➤ 第5主轴承座油道及螺栓孔部位疲劳分析



第5主轴承座油道及螺栓孔部位安全系数分布（实际载荷27.09MPa）

➤ 第5横隔板部位疲劳分析

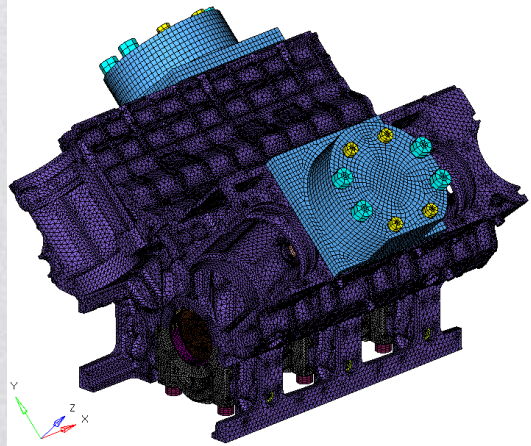


第5横隔板部位安全系数分布（实际载荷27.09MPa）

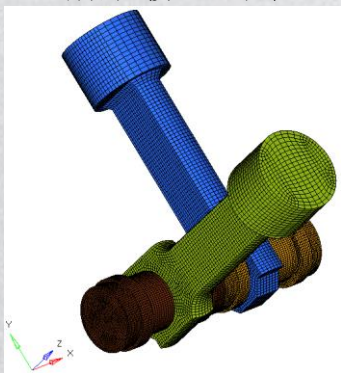
- 对于第4和第6主轴承座而言，在一个加载周期内相当于都只承受了一次的加载，故寿命很高。
- 中间油道和横隔板的安全系数很高，说明对这两个部位的考核不够严格。
- 总体而言，斜对缸加载方式 I 对主轴承座油道、螺栓孔和横隔板部位的考核偏于乐观，且不够全面，因此不应采用。

斜对缸加载方式II | 疲劳分析

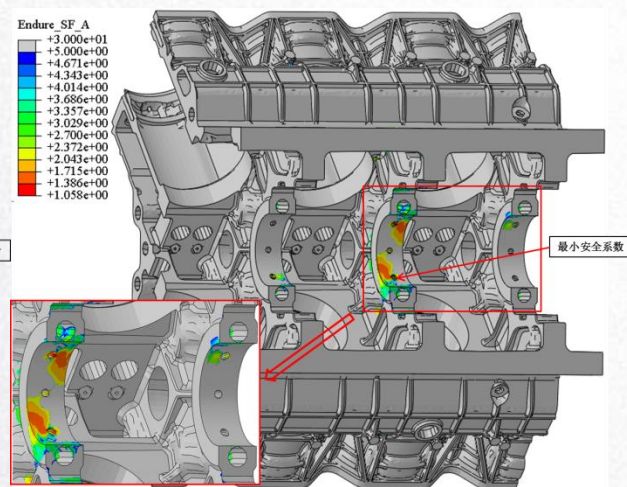
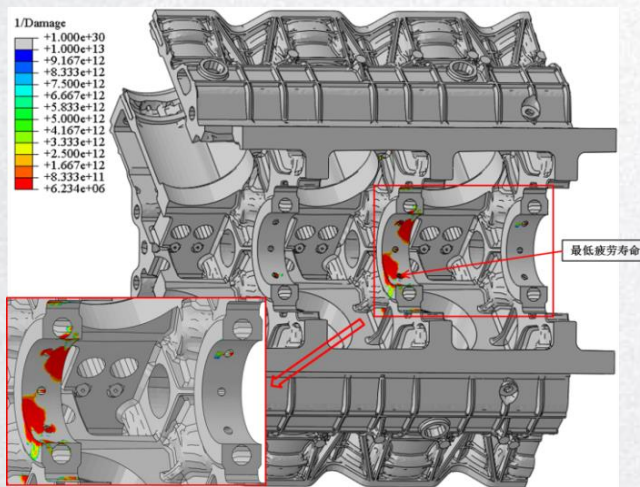
中间夹着一个横隔板，且两个气缸都很靠近



有限元模型（外部）



有限元模型（内部）



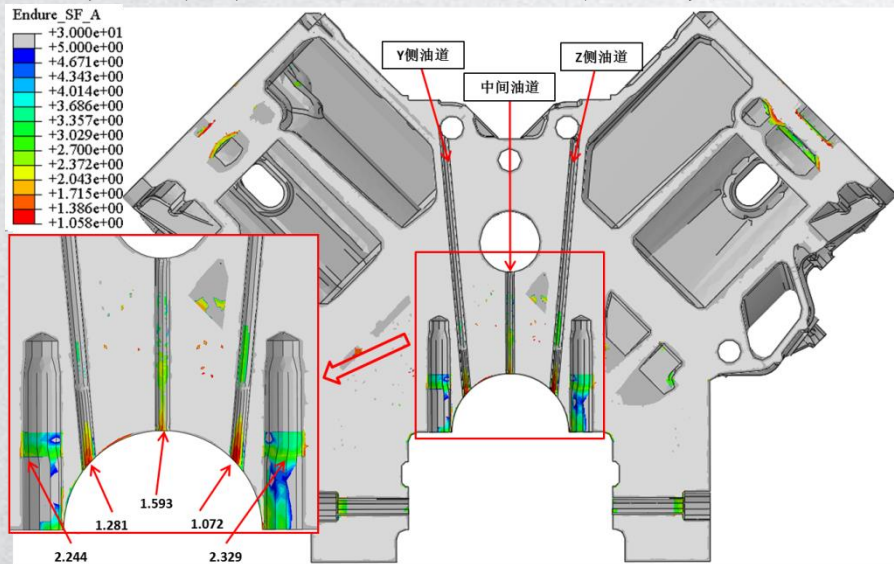
机体主轴承座疲劳寿命分布（实际载荷27.09MPa） 机体主轴承座安全系数分布（实际载荷27.09MPa）

表5.2 斜对缸加载方式II不同液压油载荷下的机体主轴承座的安全系数和疲劳寿命

液压油载荷 /MPa	实际载荷 /MPa	失效位置	安全系数	疲劳寿命
12.6	27.09	第5主轴承座的Y侧斜 油孔边缘处，节点6967	1.058	6.234E+06
13.0	27.95		1.032	4.806E+06
13.5	29.02		1.001	2.694E+06
13.9	29.88		0.978	1.953E+06
14.2	30.53		0.961	1.689E+06

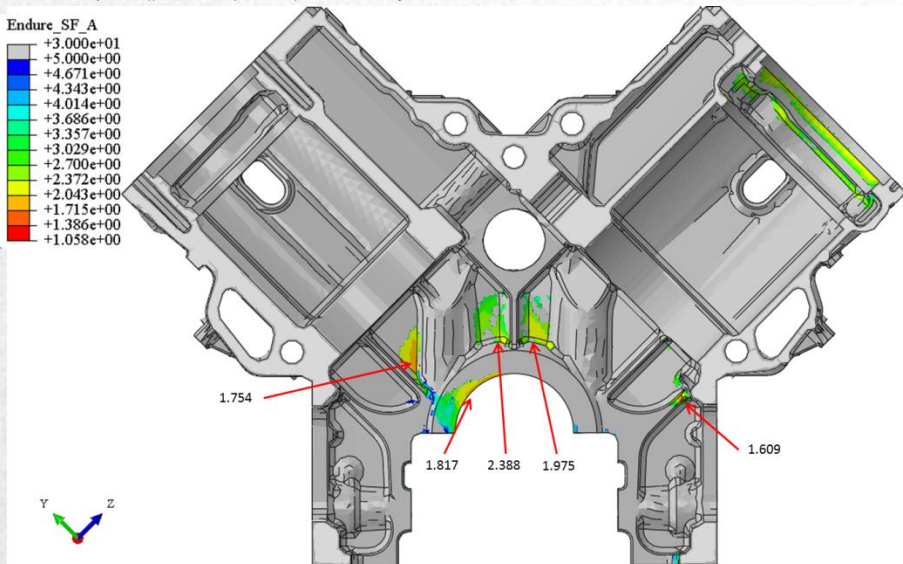
● 斜对缸加载方式II | 疲劳分析

➤ 第5主轴承座油道及螺栓孔部位疲劳分析



第5主轴承座油道及螺栓孔部位安全系数分布（实际载荷27.09MPa）

➤ 第5横隔板部位疲劳分析

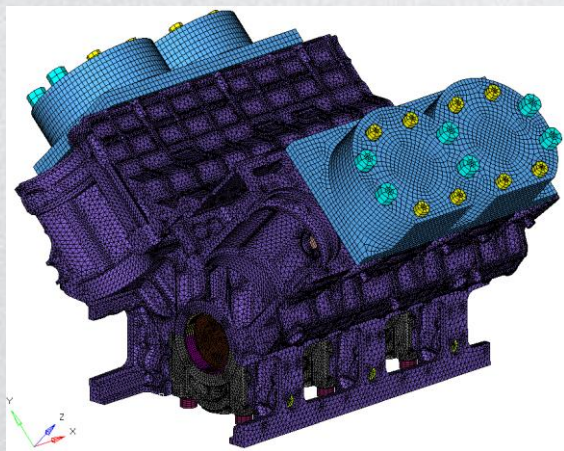


第5横隔板部位安全系数分布（实际载荷27.09MPa）

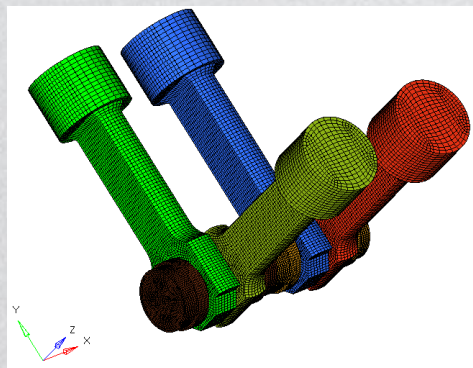
- 对于第5主轴承座而言，在两个气缸加载时都会承受较大的力和弯矩，且力和弯矩的方向相反，在这种交变载荷的作用下，第5主轴承座的疲劳寿命和安全系数都较低。
- Y侧和Z侧螺栓孔部位的安全系数分布差异较大；对油道的考核比较严苛，尤其是中间油道；横隔板部位的低安全系数区域也更大，考核范围更加全面。
- 对主轴承座油道、螺栓孔和横隔板部位的考核比较全面且偏向保守。

四缸加载方式 | 疲劳分析

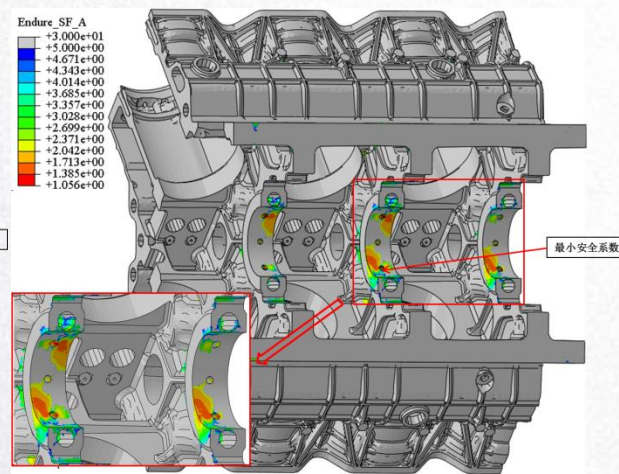
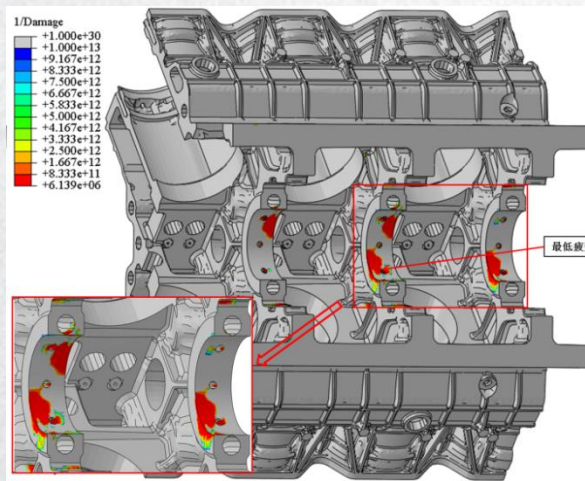
4个气缸加载，最接近实际情况



有限元模型（外部）



有限元模型（内部）



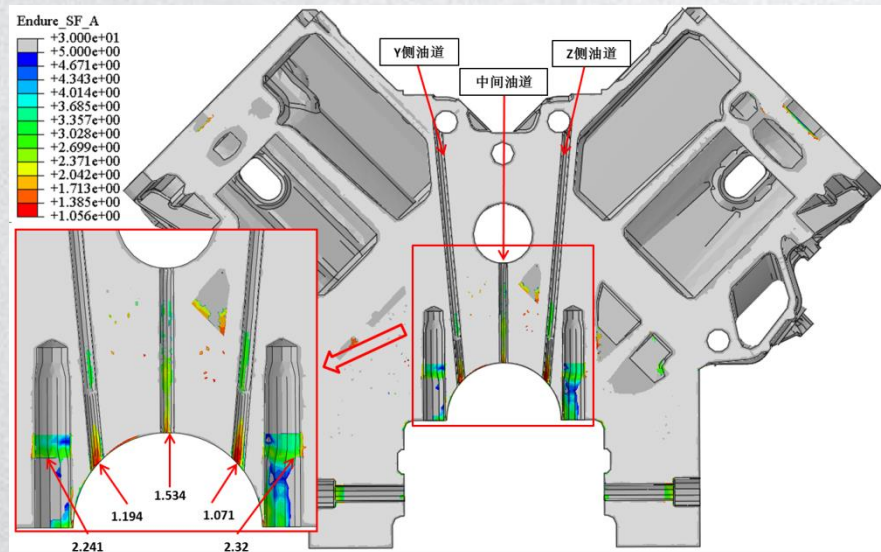
机体主轴承座疲劳寿命分布（实际载荷27.09MPa） 机体主轴承座安全系数分布（实际载荷27.09MPa）

表5.3 四缸加载方式不同液压油载荷下的机体主轴承座的安全系数和疲劳寿命

液压油载荷 /MPa	实际载荷 /MPa	失效位置	安全系数	疲劳寿命
12.6	27.09	第5主轴承座的Y侧斜 油孔边缘处，节点 6967	1.056	6.139E+06
13.0	27.95		1.029	4.176E+06
13.5	29.02		0.998	2.459E+06
13.9	29.88		0.974	1.813E+06
14.2	30.53		0.956	1.577E+06

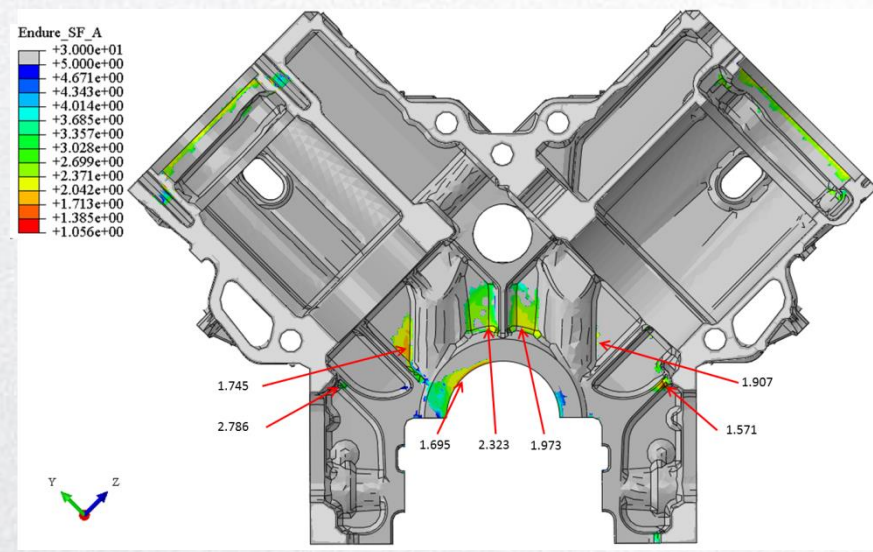
四缸加载方式 | 疲劳分析

➤ 第5主轴承座油道及螺栓孔部位疲劳分析



第5主轴承座油道及螺栓孔部位安全系数分布（实际载荷27.09MPa）

➤ 第5横隔板部位疲劳分析

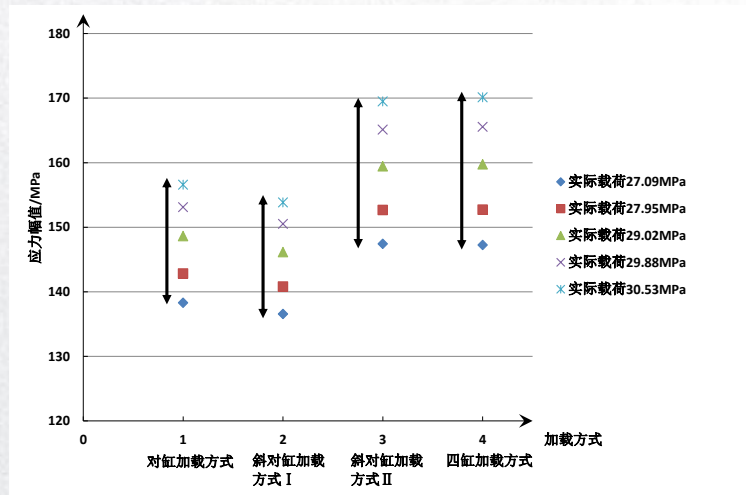
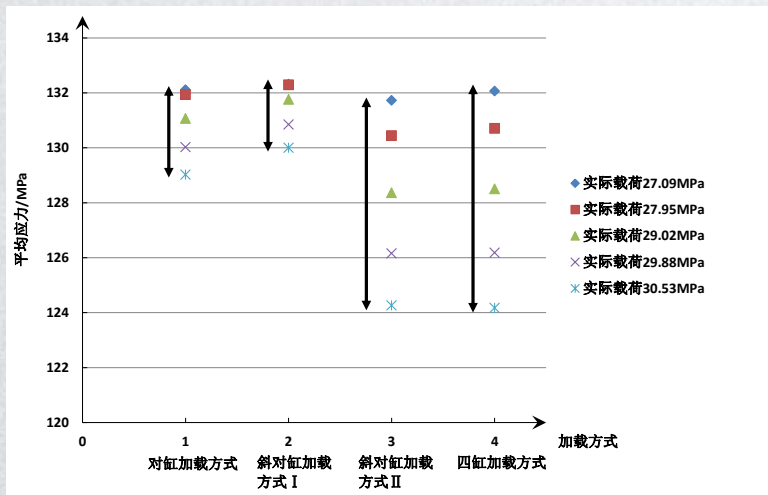


第5横隔板部位安全系数分布（实际载荷27.09MPa）

- 关键部位的疲劳寿命和安全系数分布与斜对缸加载方式II的相类似；第5主轴承座Y侧和Z侧的斜油孔周围的低安全系数区域更大；第4主轴承座的Y侧及第6主轴承座的Z侧斜油孔出现了更大范围的低安全系数区域。
- 比前面三种加载方式都要更加严格更加保守。
- 最符合发动机的实际运行情况，能最全面准确地考核机体主轴承座及横隔板的可靠性。

加载方式对机体局部载荷和失效模式的影响

➤ 主轴承座



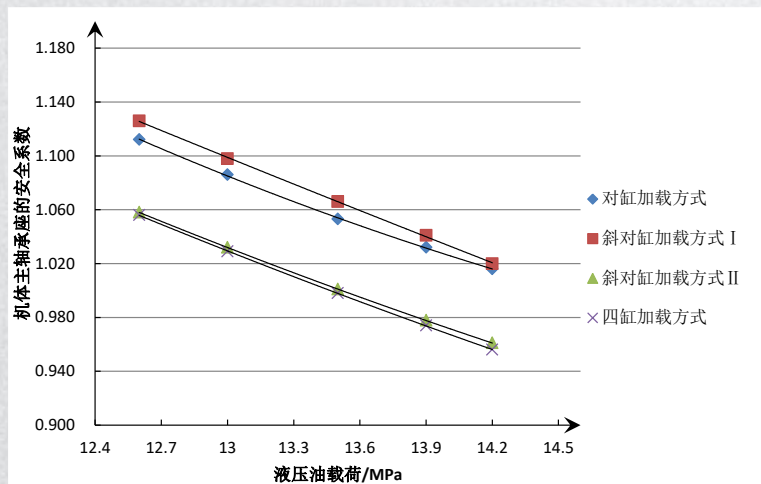
四种加载方式作用下的失效节点的平均应力随液压油载荷的变化情况

四种加载方式作用下的失效节点的应力幅值随液压油载荷的变化情况

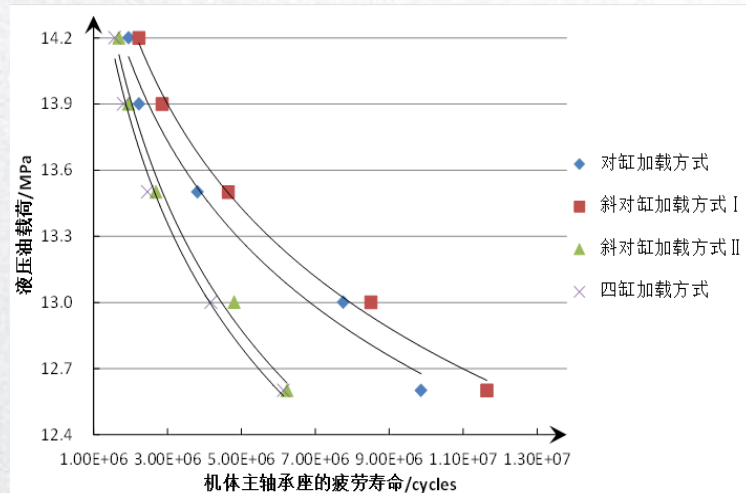
- 四缸加载方式作用下失效节点的平均应力和应力幅值对液压油载荷的变化最为敏感，液压油载荷只要发生较小变化，就能导致失效节点的应力场发生较大的变化，这样的好处在于在实际试验过程中液压油载荷不需要太大的变化就能完成不同疲劳寿命的试验，提高了试验的便捷性。
- 斜对缸加载方式Ⅱ的敏感度与四缸加载方式的相差不大，对缸加载方式的敏感度次之，最不敏感的是斜对缸加载方式Ⅰ。
- 进一步说明了斜对缸加载方式Ⅰ不应在试验中采用，而斜对缸加载方式Ⅱ与四缸加载方式则具有很大的相似性。

加载方式对机体局部载荷和失效模式的影响

➤ 主轴承座



四种加载方式作用下主轴承座安全系数随液压油载荷的变化情况



四种加载方式作用下主轴承座疲劳寿命随液压油载荷的变化情况

- 机体主轴承座的安全系数随液压油载荷增大而下降的趋势十分相似，而疲劳寿命的下降速率则不同，四缸加载方式作用下的下降速率最快，斜对缸加载方式 I 作用下的下降速率最慢。
- 在14.2MPa液压油载荷（实际载荷30.53MPa）下，四种加载方式作用下的机体主轴承座的疲劳寿命均趋近于 2×10^6 cycles，原因是对于该型柴油机机体而言，14.2MPa已经处于比较大的载荷水平，不管是何种加载方式，机体的轴承座斜油孔由于较大的应力集中都会很快失效，因此就无法体现出不同加载方式之间的差异。

● 加载方式对机体局部载荷和失效模式的影响

➤ 主轴承座油道和螺栓孔部位

表6.1 四种加载方式第5主轴承座油道及螺栓孔部位平均应力对比（实际载荷27.09MPa）

名称	Y侧油道	中间油道	Z侧油道	Y侧螺栓孔	Z侧螺栓孔
对缸加载方式	121.058	97.901	91.775	90.631	92.499
斜对缸加载方式Ⅰ	99.221	0.000	85.162	92.552	91.578
斜对缸加载方式Ⅱ	125.055	109.203	131.866	94.653	93.954
四缸加载方式	125.876	114.288	133.446	94.814	94.097
对缸加载方式相对于四缸加载方式（%）	-3.828	-14.338	-31.227	-4.412	-1.699
斜对缸加载方式Ⅱ相对于四缸加载方式（%）	-0.652	-4.449	-1.184	-0.170	-0.152

表6.2 四种加载方式第5主轴承座油道及螺栓孔部位应力幅值对比（实际载荷27.09MPa）

名称	Y侧油道	中间油道	Z侧油道	Y侧螺栓孔	Z侧螺栓孔
对缸加载方式	115.097	82.076	76.263	3.463	7.079
斜对缸加载方式Ⅰ	87.353	0.000	71.134	6.013	6.449
斜对缸加载方式Ⅱ	122.348	92.014	131.520	8.127	11.156
四缸加载方式	122.742	92.176	132.000	8.174	11.242
对缸加载方式相对于四缸加载方式（%）	-6.229	-10.957	-42.225	-57.638	-37.029
斜对缸加载方式Ⅱ相对于四缸加载方式（%）	-0.321	-0.176	-0.364	-0.577	-0.767

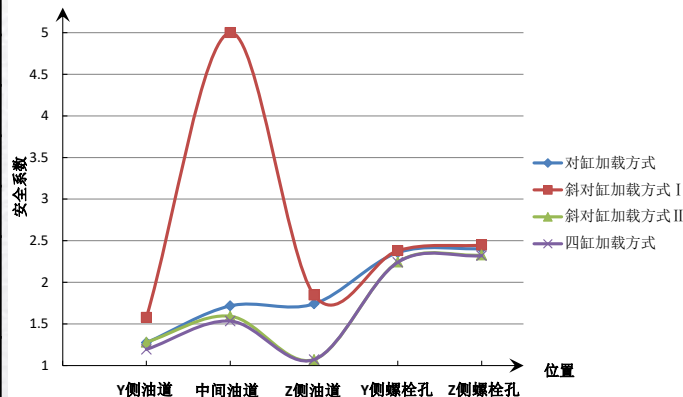
- 对缸加载方式与四缸加载方式相比，应力场的差异还是比较大的，尤其是在Z侧油道和Y侧螺栓孔这两个部位，差异最高近60%；而斜对缸加载方式Ⅱ与四缸加载方式相比，差异则非常小，差异最高不超过5%。

加载方式对机体局部载荷和失效模式的影响

➤ 主轴承座油道和螺栓孔部位

表6.3 四种加载方式第5主轴承座油道及螺栓孔部位安全系数对比（实际载荷27.09MPa）

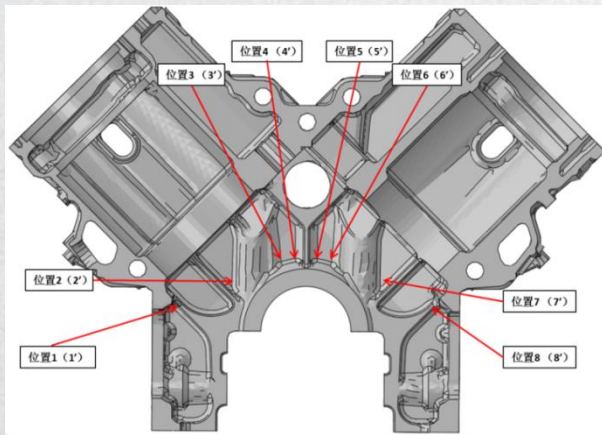
名称	Y侧油道	中间油道	Z侧油道	Y侧螺栓孔	Z侧螺栓孔
对缸加载方式	1.275	1.717	1.741	2.357	2.405
斜对缸加载方式Ⅰ	1.578	>5	1.848	2.381	2.447
斜对缸加载方式Ⅱ	1.281	1.593	1.072	2.244	2.329
四缸加载方式	1.194	1.534	1.071	2.241	2.320
对缸加载方式相对于四缸加载方式（%）	6.784	11.930	62.558	5.176	3.664
斜对缸加载方式Ⅱ相对于四缸加载方式（%）	7.286	3.846	0.093	0.134	0.388



- 对缸加载方式和四缸加载方式的差异基本都在5%以上，在Z侧油道相差较大（约为63%），说明对于Z侧油道而言，若采用对缸加载方式则不能很好地对其进行考核。
- 斜对缸加载方式Ⅱ和四缸加载方式的安全系数差异很小，大部分在4%以下，唯一差异较大的部位是Y侧油道（7.3%左右）；

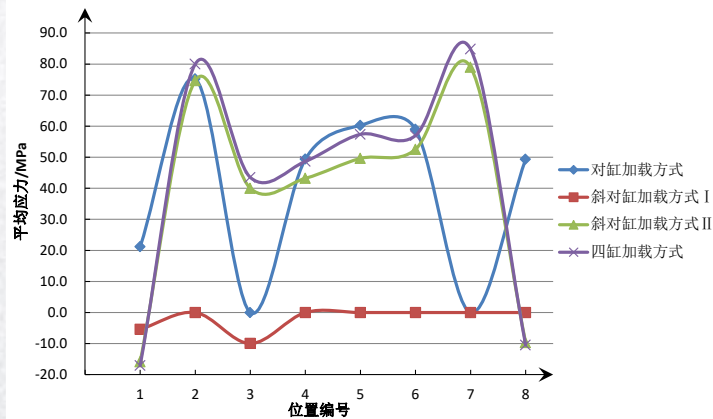
加载方式对机体局部载荷和失效模式的影响

➤ 横隔板部位

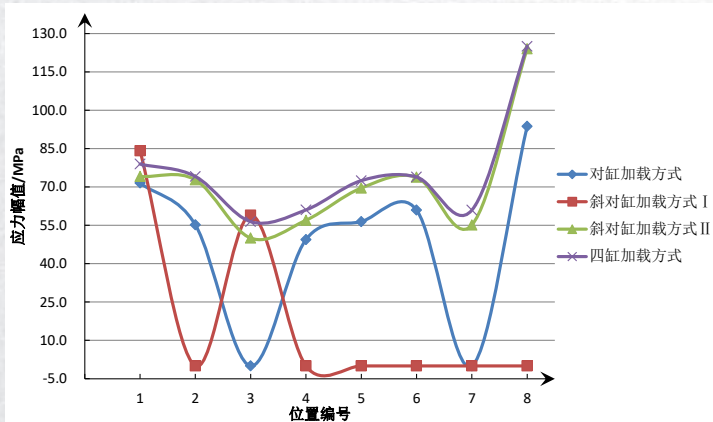


第5横隔板位置编号

- 对于位置1、位置3、位置7和位置8等部位而言，对缸加载方式与四缸加载方式的应力场差异很大，基本超过100%，其他部位的差异则在25%以下。
- 对于位置3、位置4和位置5而言，斜对缸加载方式II和四缸加载方式的应力场有一定差异，差异在11%-14%之间。



四种加载方式下第5横隔板位置1至8的平均应力对比



四种加载方式下第5横隔板位置1至8的应力幅值对比

● 加载方式对机体局部载荷和失效模式的影响

➤ 横隔板部位

表6.4 四种加载方式第5横隔板位置1-8安全系数对比（实际载荷27.09MPa）

名称	位置1	位置2	位置3	位置4	位置5	位置6	位置7	位置8
对缸加载方式	2.442	2.147	>5	2.627	2.323	2.145	>5	1.682
斜对缸加载方式Ⅰ	2.531	>5	3.484	>5	>5	>5	>5	>5
斜对缸加载方式Ⅱ	3.277	1.754	>5	2.388	1.975	1.912	>5	1.609
四缸加载方式	2.786	1.745	2.491	2.323	1.973	1.892	1.907	1.571
对缸加载方式相对于四缸加载方式（%）	-12.347	23.013	/	13.118	17.734	13.373	/	7.060
斜对缸加载方式Ⅱ相对于四缸加载方式（%）	17.624	0.516	/	2.812	0.120	1.057	/	2.431

表6.5 四种加载方式第5横隔板位置1'-8'安全系数对比（实际载荷27.09MPa）

名称	位置1'	位置2'	位置3'	位置4'	位置5'	位置6'	位置7'	位置8'
对缸加载方式	3.367	>5	>5	>5	2.347	2.391	>5	3.133
斜对缸加载方式Ⅰ	>5	>5	>5	>5	>5	3.515	>5	3.076
斜对缸加载方式Ⅱ	1.604	1.977	2.425	2.147	2.149	2.157	1.766	>5
四缸加载方式	1.555	1.946	2.454	2.175	2.123	2.179	1.793	2.707
对缸加载方式相对于四缸加载方式（%）	116.53	/	/	/	10.53	10.84	/	15.74
斜对缸加载方式Ⅱ相对于四缸加载方式（%）	3.15	1.55	1.20	1.30	1.24	1.02	1.53	/

- 对缸加载方式与四缸加载方式相比，安全系数的差异还是比较大的，最高超100%；而斜对缸加载方式Ⅱ与四缸加载方式相比，除了位置1、3、7和8'之外，差异都很小，最高不超过5%。

研究结论

1

不同加载方式对机体关键部位的载荷和失效模式影响不同，差别较大。**四缸加载方式**最符合发动机的实际运行情况，能全面准确地考核主轴承座及横隔板的可靠性，因此在机体疲劳模拟试验中**应该优先采用**。

2

斜对缸加载方式Ⅰ对中间油道和横隔板部位几乎起不到考核的作用，对主轴承座油道和螺栓孔部位的考核相比其他加载方式较为乐观，因此在实际试验中**不应该采用**，否则会导致考核的保守性不足，有可能将不合格的机体考核为合格。

3

对缸加载方式与四缸加载方式相比，从应力参数、安全系数和疲劳寿命来看，误差**基本都在10%以上，最大的可达100%以上**，因此认为对缸加载方式与四缸加载方式相比存在一定的差异，在实际试验时应**慎重使用**。

4

在斜对缸加载方式Ⅱ作用下，从应力参数、安全系数和疲劳寿命来看，都和四缸加载方式的十分相近，且误差**绝大部分在10%以下**，因此认为斜对缸加载方式Ⅱ可以较好地模拟四缸加载方式对机体的疲劳考核，在实际试验时若无法采用四缸加载方式，可选择斜对缸加载方式Ⅱ进行**合理替代**。



第三部分

总结与展望



研究总结

RESEARCH SUMMARY



研究展望

RESEARCH PROSPECT

1

建立了V型发动机的曲轴轴系动力学计算模型。分析了不同转速下发动机主轴承座的受力。以第5主轴承座为例，分析了不同转速对其受力情况的影响；惯性力对于主轴承座受力的影响不容小觑；最后确定了疲劳模拟试验时的载荷系数在1.55—1.75之间。

2

建立了对缸加载方式有限元模型并进行仿真分析。在分析过程中必须要对主轴承座轴孔进行变形修正，否则会给轴瓦引入额外的变形和背压；主轴承座斜油孔部位为疲劳失效部位，其周围出现了高寿命与低寿命的分界线，并从斜油孔边缘处一直延伸至主轴承壁约 45° 方向。

3

开展了对缸加载方式下的机体疲劳模拟试验，并验证了对缸加载方式有限元模型的准确性。试验机体均在斜油孔边缘处出现裂纹并一直延伸至主轴承壁约 45° 方向，仿真模型的计算结果与疲劳试验的结果具有高度的一致性；通过疲劳极限统计法判定机体满足疲劳强度要求。

4

建立了其他三种加载方式的有限元模型并进行仿真分析，对比研究了四种加载方式对机体关键部位局部载荷和疲劳失效模式的影响。斜对缸加载方式Ⅰ不应该使用；对缸加载方式在实际试验时应该谨慎使用；斜对缸加载方式Ⅱ可以较好地模拟四缸加载方式对机体的疲劳考核，在实际试验时若无法采用四缸加载方式，可选择斜对缸加载方式Ⅱ进行合理替代。



展望一

本研究只对一种结构型式的V型发动机进行了研究，研究对象还不够广泛。在后续的研究中，还可以研究更多不同结构型式的V型发动机，得出更加科学全面的结论。

展望二

由于试验条件的限制，本文仅进行了对缸加载方式机体疲劳模拟试验，验证了对缸加载方式有限元模型的准确性，其他三种加载方式的仿真结果有待验证。在后续的研究中，可以对另外三种加载方式进行试验，使仿真结果更具说服力。

展望三

目前大部分的机体疲劳模拟试验台只能对机体的主轴承座施加和气缸轴线平行方向的力来模拟爆发压力，而忽略了活塞-连杆-曲轴在工作过程中对主轴承座其他方向上施加的力，不可避免地会产生一定的偏差。在后续的研究中，还可以对机体疲劳模拟试验台进行改进优化，使之能够更符合发动机的实际运行情况。



感谢语



Thank you

THANKS!

感谢各位的聆听!