



南京航空航天大学

2021民航学院硕士学位答辩

服役环境下飞机液压管路密封 及疲劳特性研究

 答辩人：张杰毅

 指导老师：陈 果



目录

01

研究背景与现状

02

论文基本框架

03

具体内容阐述

04

总结与展望

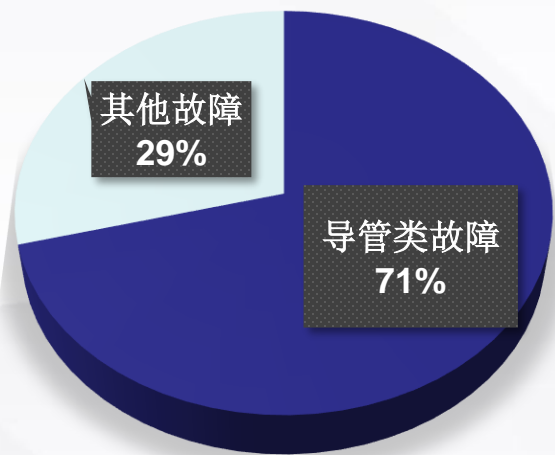


01. 研究背景与现状

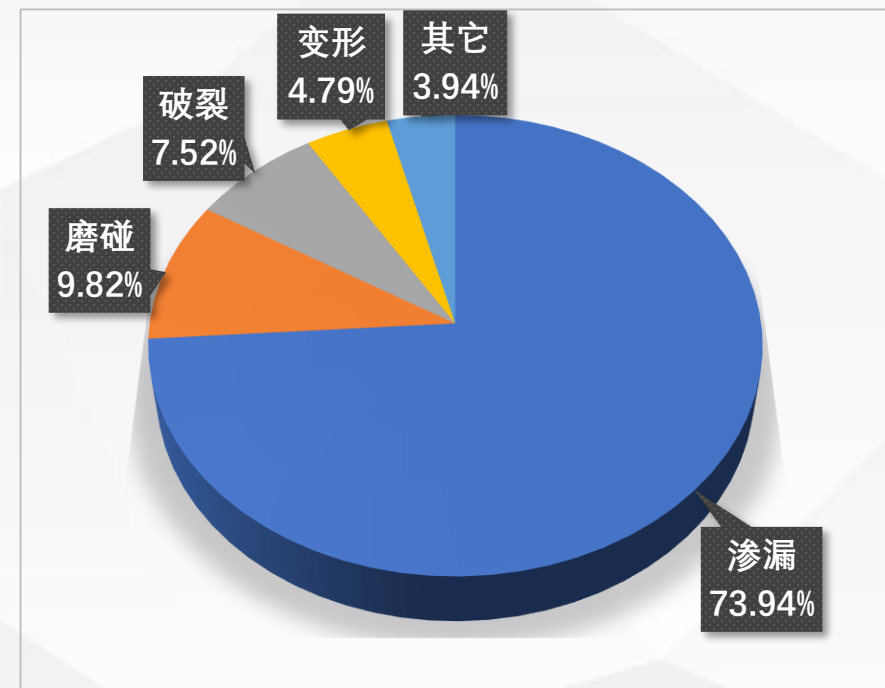


- **液压管路系统**：作为飞机动力传输的主要通道，可以实现能量的转换、传递、分配和控制。

设计制造类故障



- **导管类故障**：设计制造类故障是某飞机的第二大故障主体，占总故障数的11.19%；各导管类故障共计1650起，占设计制造类故障的71%。



因此，针对服役环境下飞机液压管路连接件的**密封**及**疲劳特性**进行仿真与试验研究对于有效减少管路系统的故障，提高管路系统的可靠性有着极其重要的理论研究意义与工程实用价值。

现状总结：

- (1) 针对泄漏问题集中的管路连接件，对影响密封性能的**摩擦系数**、**拧紧力矩**和**装配偏差**等因素需要通过**仿真与试验**进行进一步的系统化研究；
- (2) 对于外部环境影响下，特别是**振动工况**下管路连接件出现**密封性能退化**的原因还需要进一步的探究；
- (3) 疲劳与泄漏往往一起出现，工程上迫切需要探究**振动载荷**作用下管路连接件发生**疲劳破坏的机理**来指导设计生产，以提高飞机液压管路系统的整体可靠性。

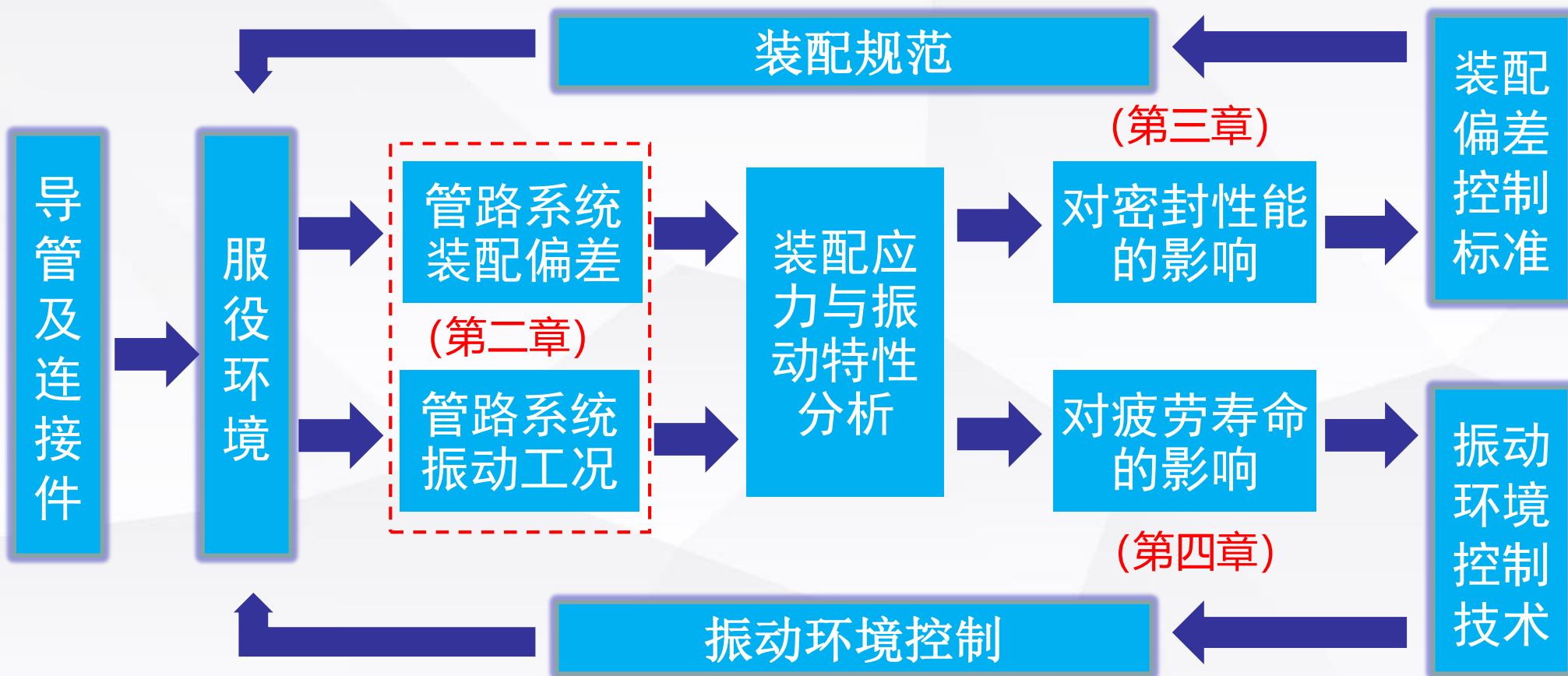


因此，本文针对飞机液压管路系统中常见的扩口式管路连接件，系统地研究了飞机实际使用过程中的**装配**及**振动服役环境**对飞机液压管路**密封**及**疲劳特性**的影响规律。



02. 论文基本框架

服役环境下飞机液压管路密封及疲劳特性研究





03. 具体内容阐述

1

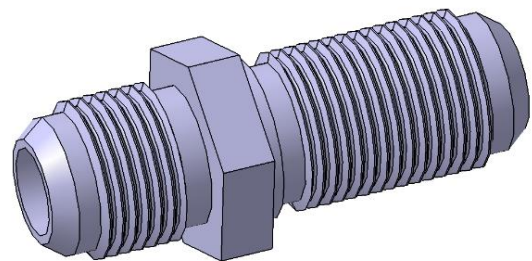
飞机管路连接
件多体接触有
限元建模

2

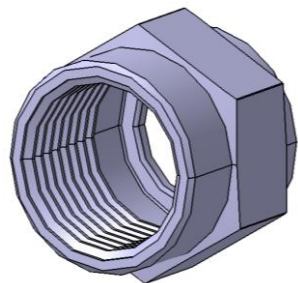
装配状态和振
动工况对管路
密封性能影响
研究

3

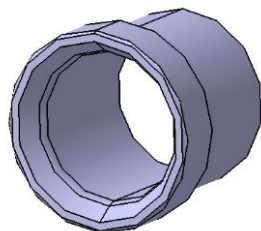
考虑初始装配
应力的管路振
动疲劳寿命分
析



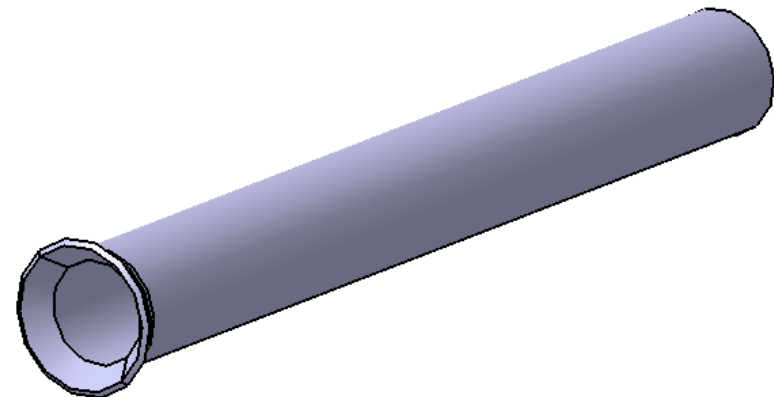
(a) 直通管接头



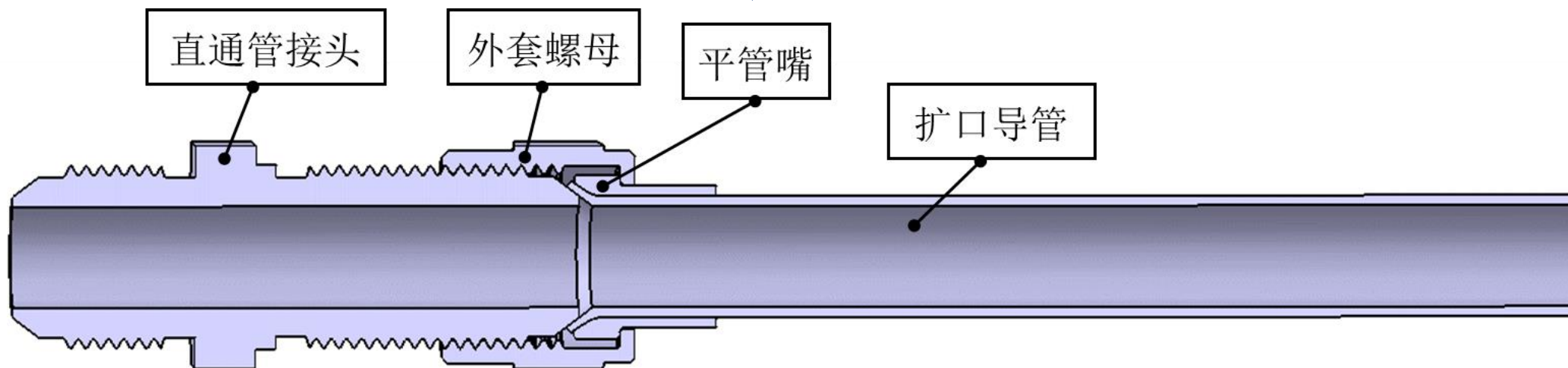
(b) 外套螺母



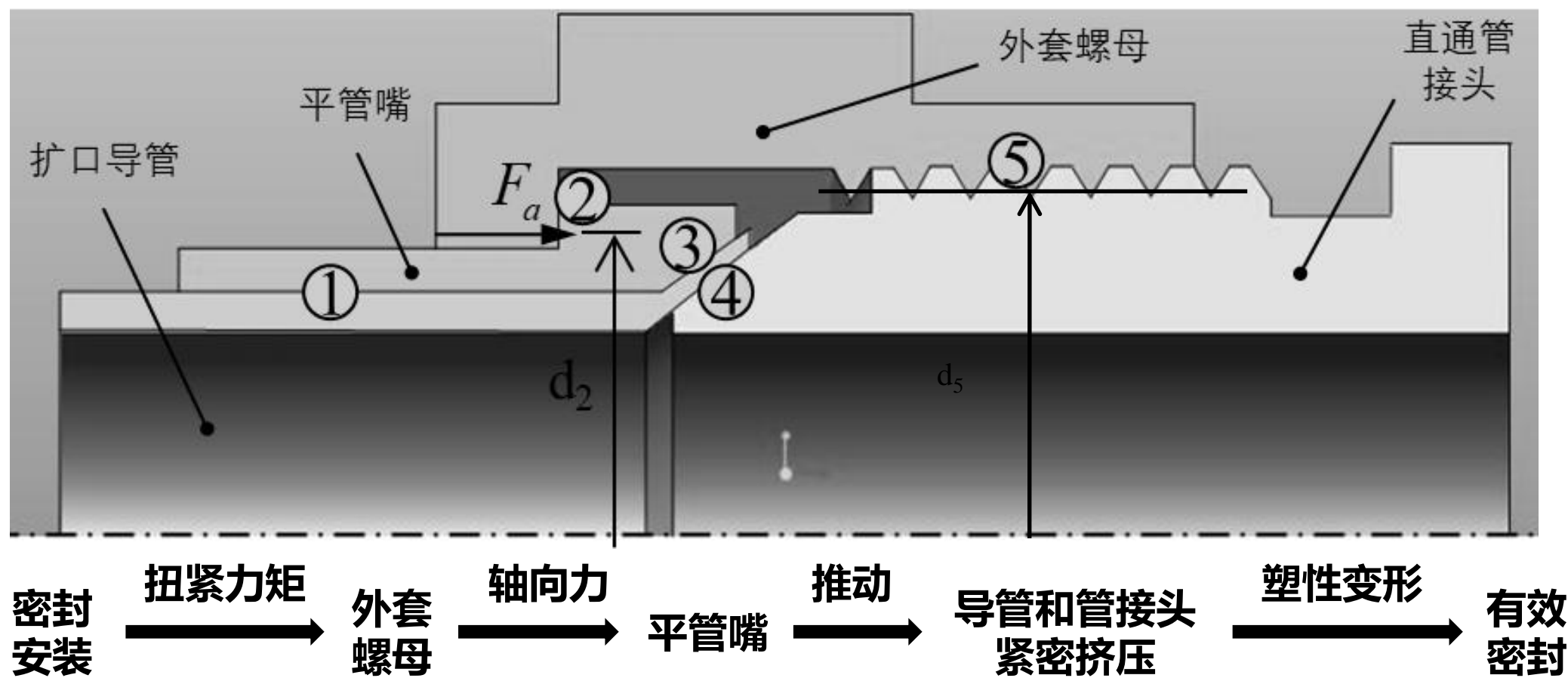
(c) 平管嘴



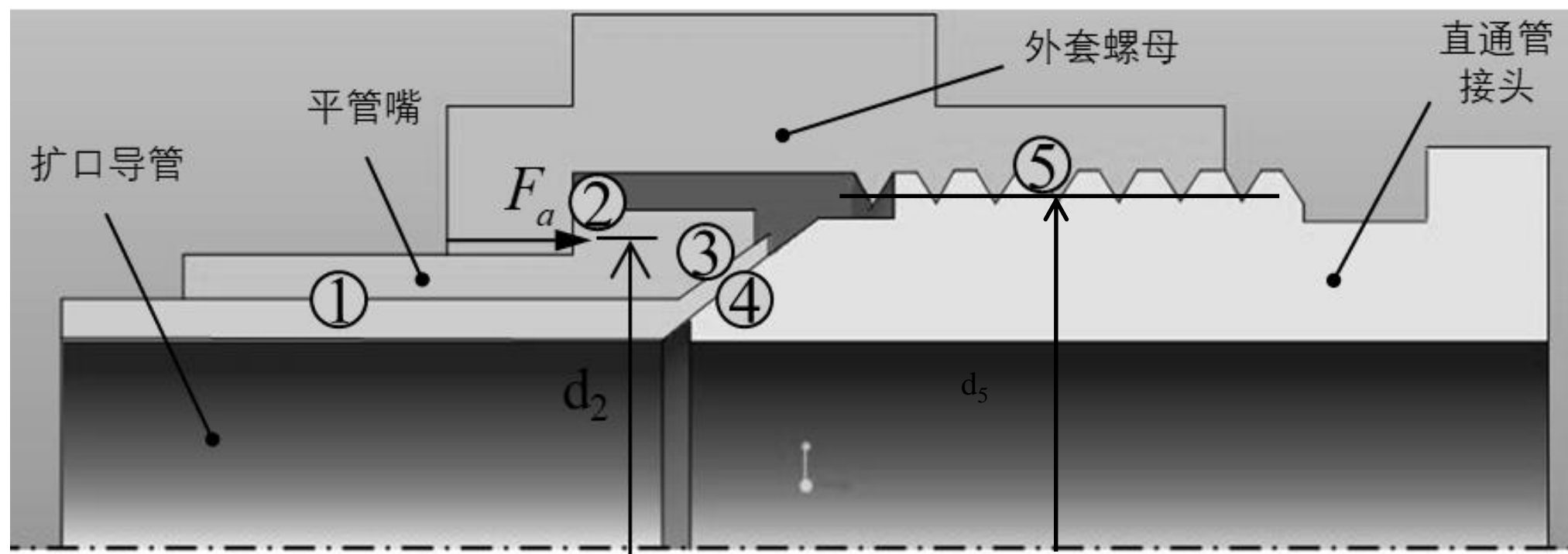
(d) 扩口导管



管路连接件拧紧过程力学分析



管路连接件拧紧过程力学分析



$$T_2 = \frac{1}{2} F_a u_2 d_2$$

$$T_3 = \frac{F_a u_3 d_3}{2 \cos a_3}$$

$$T_4 = \frac{F_a u_4 d_4}{2 \cos a_4}$$

$$T_5 = \frac{1}{2} F_a d_5 \tan(\psi + \lambda)$$

扩口式管路连接件的扭拉关系公式为：

管路连接件拧紧力矩 $T = T_2 + T_5 = \frac{1}{2} F_a [u_2 d_2 + d_5 \tan(\psi + \lambda)]$

又因为 $\psi = \arctan(P / (\pi d_5))$ $\lambda = \arctan(u_5 / \cos \beta)$ $\rightarrow T = \frac{1}{2} F_a [u_2 d_2 + \frac{(P / \pi) + (u_5 d_5 / \cos \beta)}{1 - (P u_5 / \pi d_5 \cos \beta)}]$

进一步，可以得到轴向**预紧力 F_a** 与**拧紧力矩 T** 的转换公式为：

$$F_a = 2T \left[\frac{(P / \pi) + (u_5 d_5 / \cos \beta)}{1 - (P u_5 / \pi d_5 \cos \beta)} + u_2 d_2 \right]^{-1}$$

$$\rightarrow F_a = 2T \left[\frac{0.478 + 19.66 \mu_5}{1 - 0.032 \mu_5} + 15.1 \mu_2 \right]^{-1} = 0.2681T$$

拧紧力矩 ——> 预紧力

式中，

P —— 螺旋副的螺距

d_5 —— 螺旋副的螺纹中径

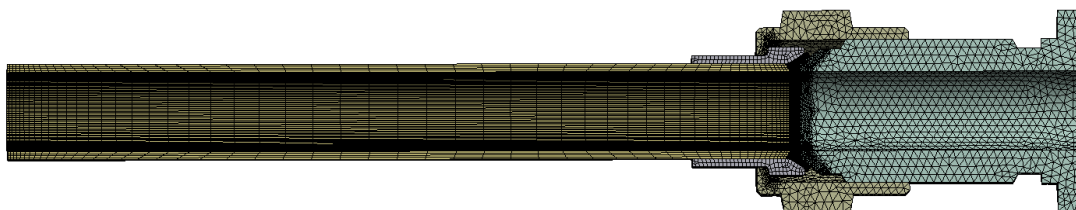
β —— 螺旋副的螺纹半角

u_2, u_5 —— 摩擦系数

基于Workbench的有限元建模



(a) 二维轴对称模型



(b) 三维镜面对称模型

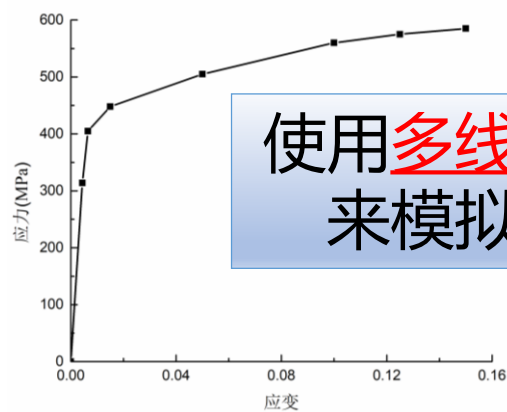


(c) 完整三维模型

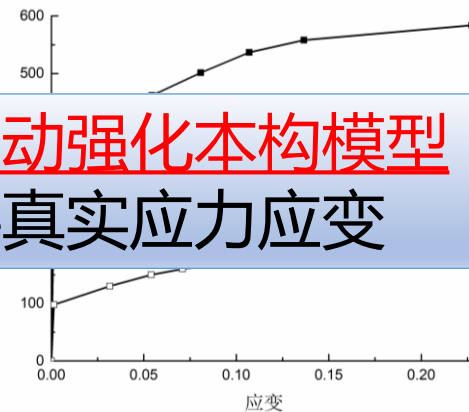
材料本构模型

管路连接件基本材料属性

零件种类	零件材料	密度 (kg/m^3)	弹性模量 (GPa)	泊松比	屈服极限 (MPa)	强度极限 (MPa)
扩口导管	5A02	2680	70	0.32	98	205.3
平管嘴	45 钢	7810	200.1	0.269	355	696.6
外套螺母	2A12	2800	71	0.3	314	610
直通管接头						



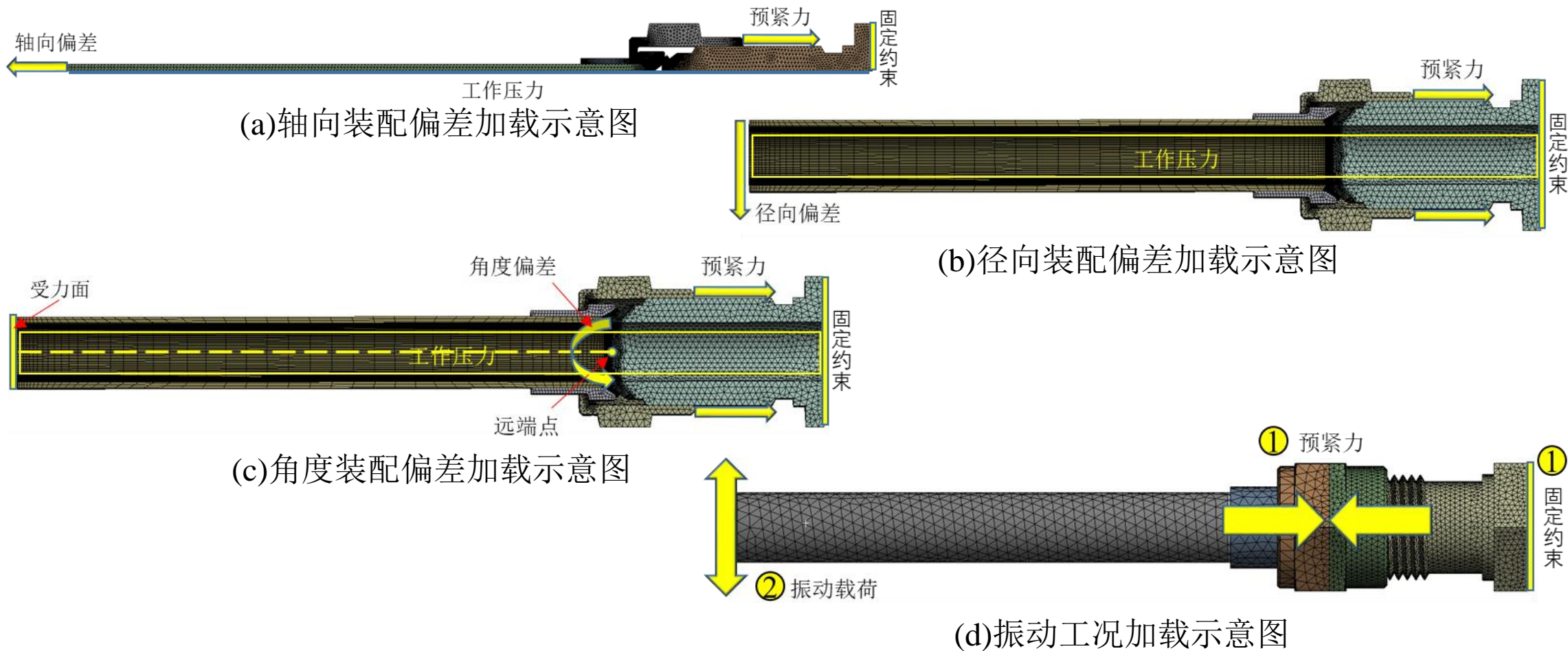
2A12铝合金真实应力-应变曲线



45号钢和5A02铝合金真实应力-应变曲线

使用多线性随动强化本构模型
来模拟材料真实应力应变

边界条件与载荷施加



小结:

首先根据真实结构尺寸建立了扩口式管路连接件的三维实体模型。然后借鉴螺栓连接结构的扭拉关系公式，对扩口式管路连接件拧紧过程中各接触面的接触状态进行理论分析，得到扩口式管路连接件的扭拉关系公式。最后，通过ANSYS Workbench有限元分析软件对管路连接件进行了有限元建模，同时，研究了三种装配偏差和振动工况的加载方式。

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

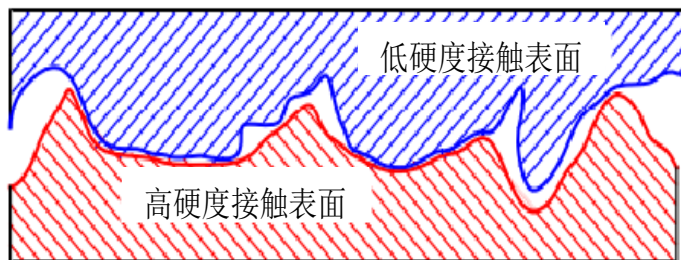
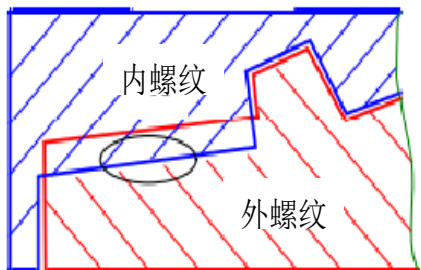
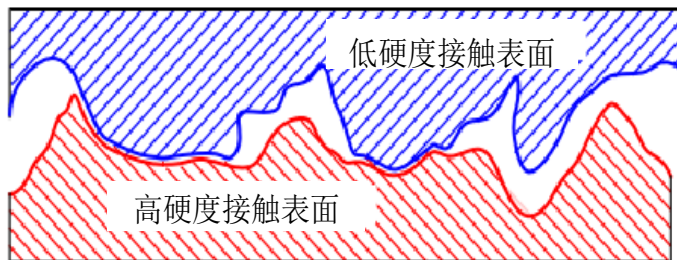
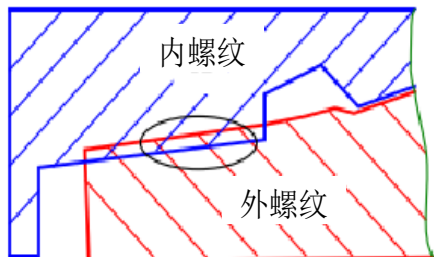
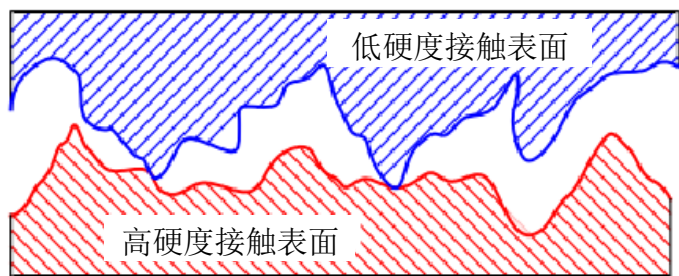
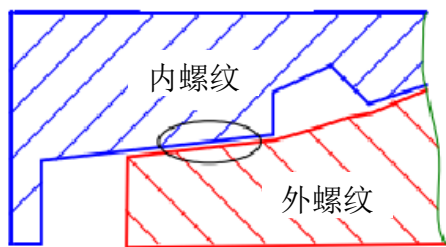
经典金属-金属密封理论认为，在较大接触挤压力作用下，螺旋槽波峰部位发生塑性微变形填补泄漏通道以及相邻波谷部位，阻断泄漏路径，最终形成密封效果。

金属-金属密封机理



金属表面形貌特征

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究



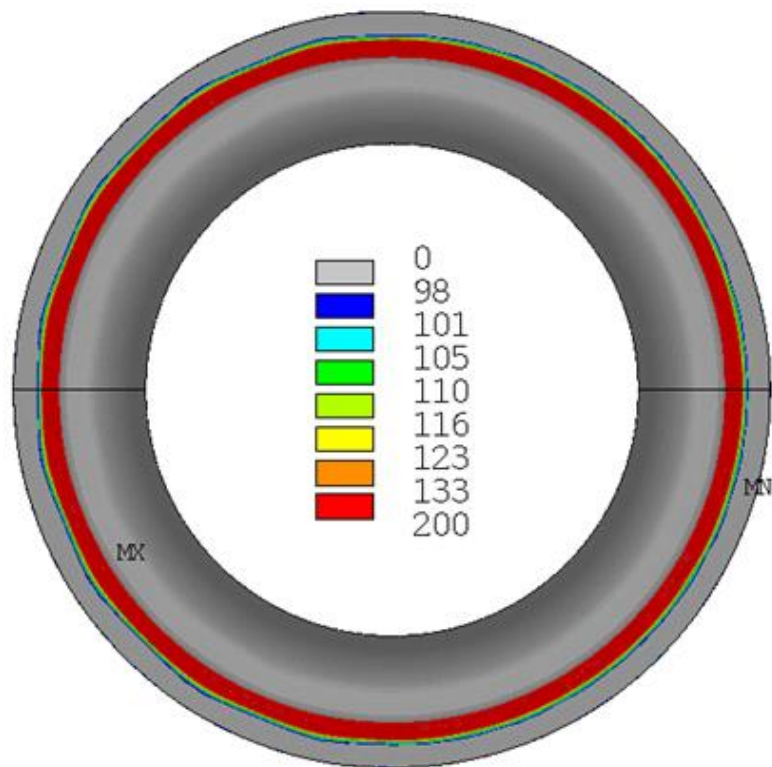
金属-金属密封的微观过程

初始接触阶段：两表面宏观上接触，微观上基本未产生挤压变形，泄漏通道大量存在。

塑性变形阶段：较软材料表面微凸体产生塑性微变形，接触压力增大，泄漏通道减少。

完全接触阶段：两表面基本完全贴合，泄漏通道大多数被填满，密封效果最好。

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究



管路连接件密封准则

密封闭环：发生塑性微变形的密封接触区域在密封接触面上形成一完整立体环形。

有效密封面积：发生塑性微变形的密封接触区域的面积大小。

有效密封比压：有效密封面上的接触挤压力与有效密封面积的比值。

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

管路连接件密封准则

冉光斌：通过理论与仿真分析给出了管径3mm时保证双锥型管路连接件密封性能的密封准则：**最小密封面宽**的值应大于1.6mm，同时**有效密封比压**应大于较软材料屈服强度的2倍。

王小刚：针对锥形管路密封结构的密封性能进行了仿真与试验研究，得出了管径2.5mm时保证管路连接件密封性能的密封准则：**有效密封比压**应大于700MPa（密封接触对材料屈服强度为380MPa），满足有效密封比压的**最小密封面宽**大于0.5mm。

丁建春：通过仿真与试验探究了某型球头-接管嘴式管接头在不同管径下需要的**密封面宽**：管径在12mm及以下时，密封面宽取1mm左右较为合理，管径在14mm至32mm时，密封面宽取0.5mm左右较为合理。

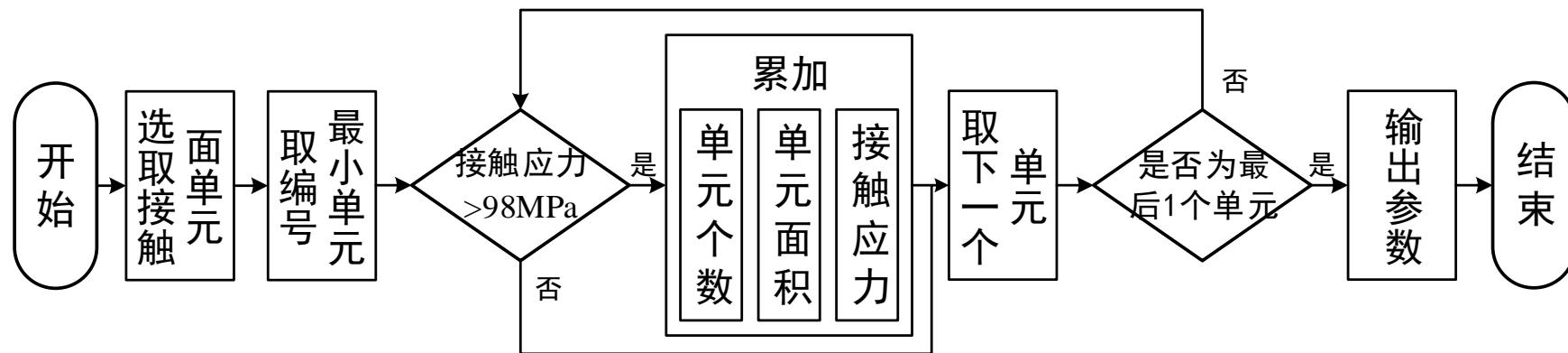


密封准则量化：

- (1)发生塑性变形的密封接触区域形成密封闭环，密封闭环宽度不小于1mm；
- (2)在满足密封闭环宽度要求的前提下，有效密封面积和有效密封比压越大越好。

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

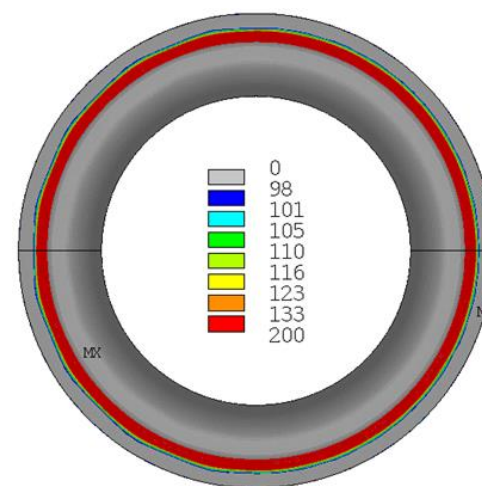
密封区域接触参量提取



密封接触参量提取流程图



二维模型密封面宽图



三维模型密封面宽图

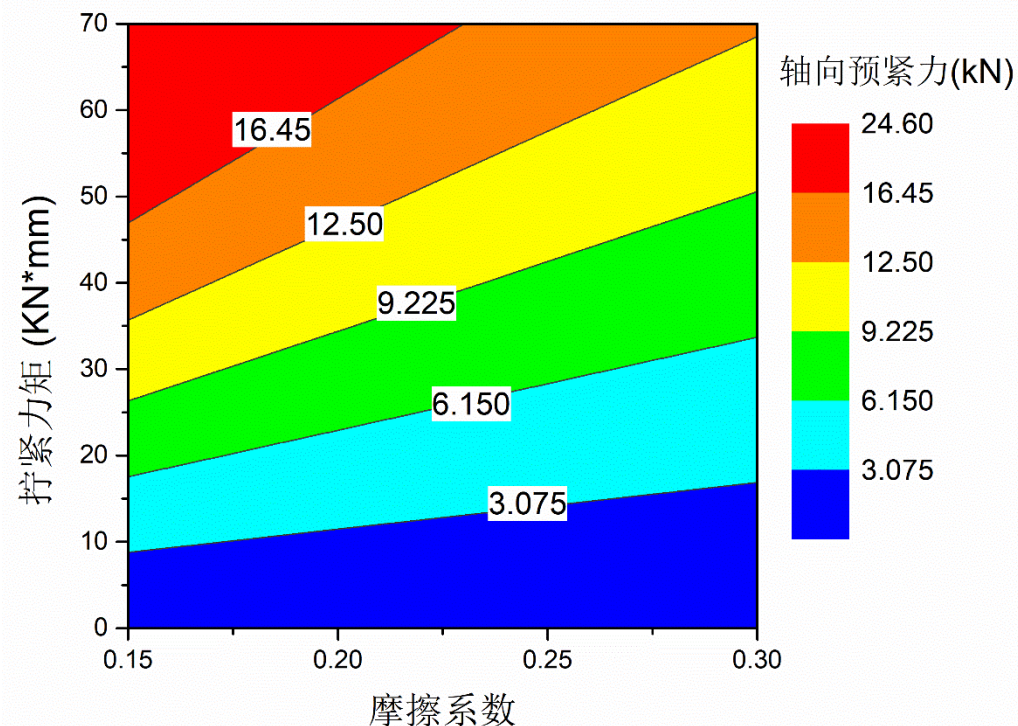
装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

摩擦系数与拧紧力矩对管路密封性能的影响分析

- ①密封接触对的表面粗糙度影响密封性能;
- ②有限元仿真分析引入摩擦系数来考虑表面形貌特征的影响;
- ③轴向预紧力Fa与拧紧力矩T的转换公式为:

$$F_a = 2T \left[\frac{(P / \pi) + (u_5 d_5 / \cos \beta)}{1 - (Pu_5 / \pi d_5 \cos \beta)} + u_2 d_2 \right]^{-1}$$

其中，常用的金属-金属接触摩擦系数取值范围为：0.15~0.3。



轴向预紧力——摩擦系数——拧紧力矩

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

摩擦系数与拧紧力矩对管路密封性能的影响分析

定拧紧力矩

拧紧力矩 20.60 KN*mm

7.5 [1.4] 200

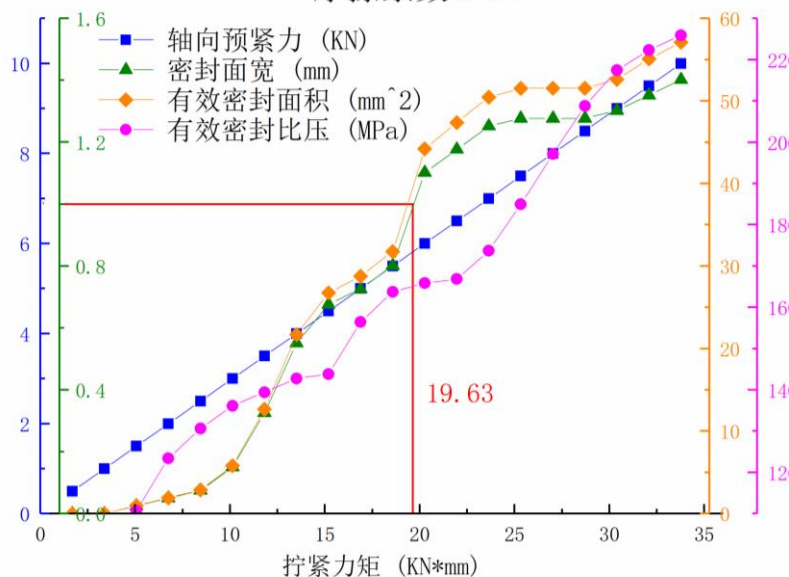
结论:

在摩擦系数为0.18时保证管路连接件密封性能的最小拧紧力矩为19.63N·m，最大拧紧力矩为33.7N·m。

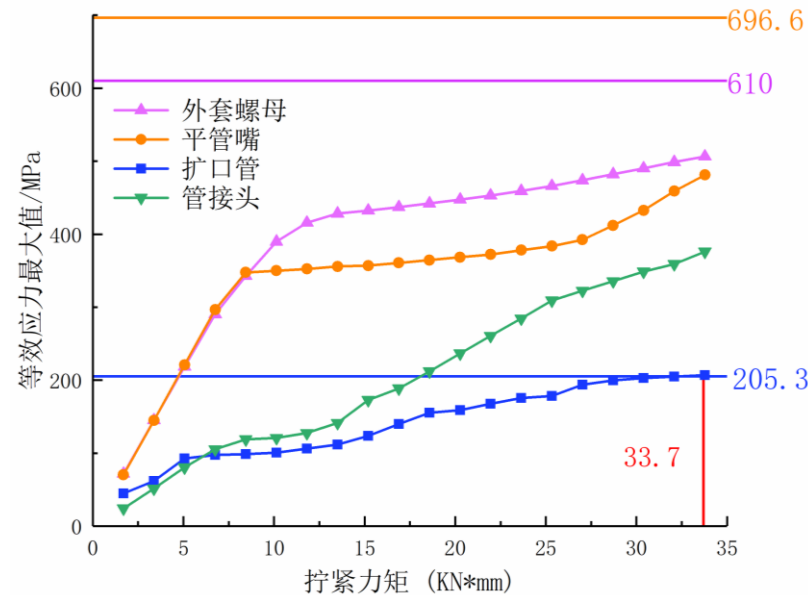
轴向预紧力及三种密封接触参量随摩擦系数变化

定摩擦系数

摩擦系数 0.18



轴向预紧力及三种密封接触参量随拧紧力矩变化



各组件等效应力最大值随拧紧力矩变化

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

摩擦系数与拧紧力矩对管路密封性能的影响分析

变摩擦系数 变拧紧力矩

结论:

①当扩口导管等效应力最大值进入红色区域时, 可以认为扩口导管出现了结构损伤乃至破坏。

②取航标规定的最大拧紧力矩**35.3N·m**时, 对应的摩擦系数为**0.195**, 即要避免上述情况发生, 摩擦系数应大于等于0.195。

密封面宽随摩擦系数和拧紧力矩变化

结论:

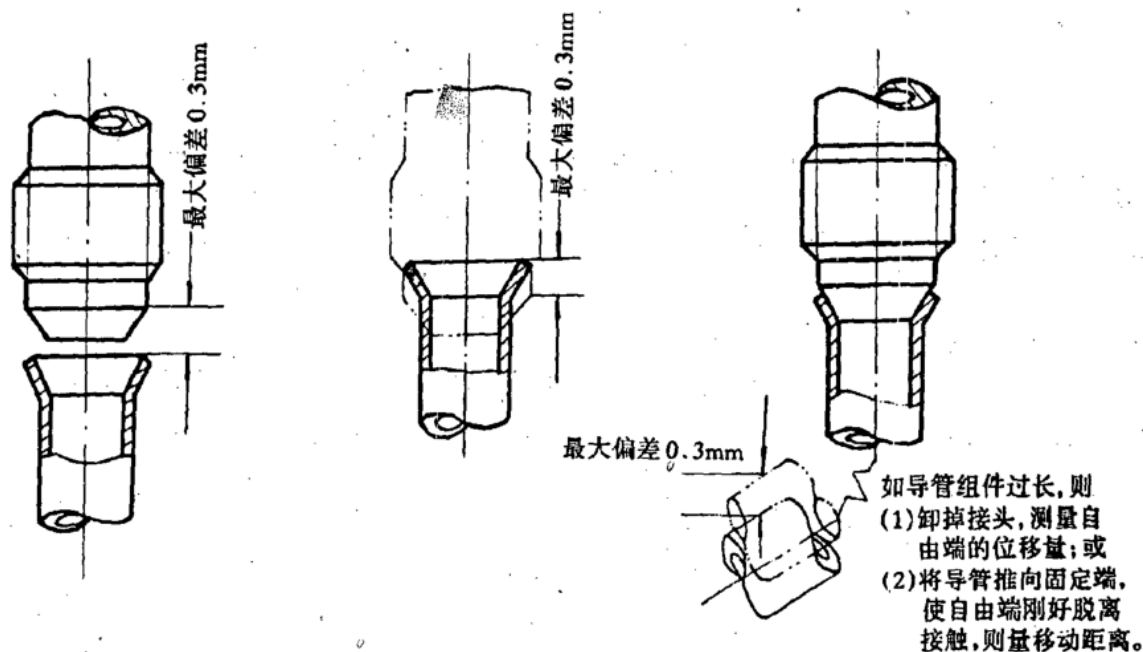
①图中存在一条密封面宽为1mm的**分界线**, 分界线以上为密封可靠的区域, 分界线以下为密封不可靠区域。

②航标规定的力矩范围为**20.6N·m~35.3N·m**, 在该曲线上对应的摩擦系数范围为**18.5~28.2**, 符合大多数金属摩擦副摩擦系数的取值范围。

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

装配偏差对管路密封性能的影响分析

轴向偏差对密封性能的影响分析



GJB3054-97 《飞机液压管路系统设计、安装要求》

——导管长度方向偏差

轴向偏差一般指扩口导管与管接头对接端面之间的相对距离，**国军标规定**：“导管每100mm长其偏差不超过0.3mm”。

仿真条件：将正常装配导管与管接头接触位置规定为“0”，导管远离管接头方向为“+”，相反为“-”；摩擦系数0.18，拧紧力矩20.6N·m，轴向偏差取值范围为**-0.5~+0.5mm**。

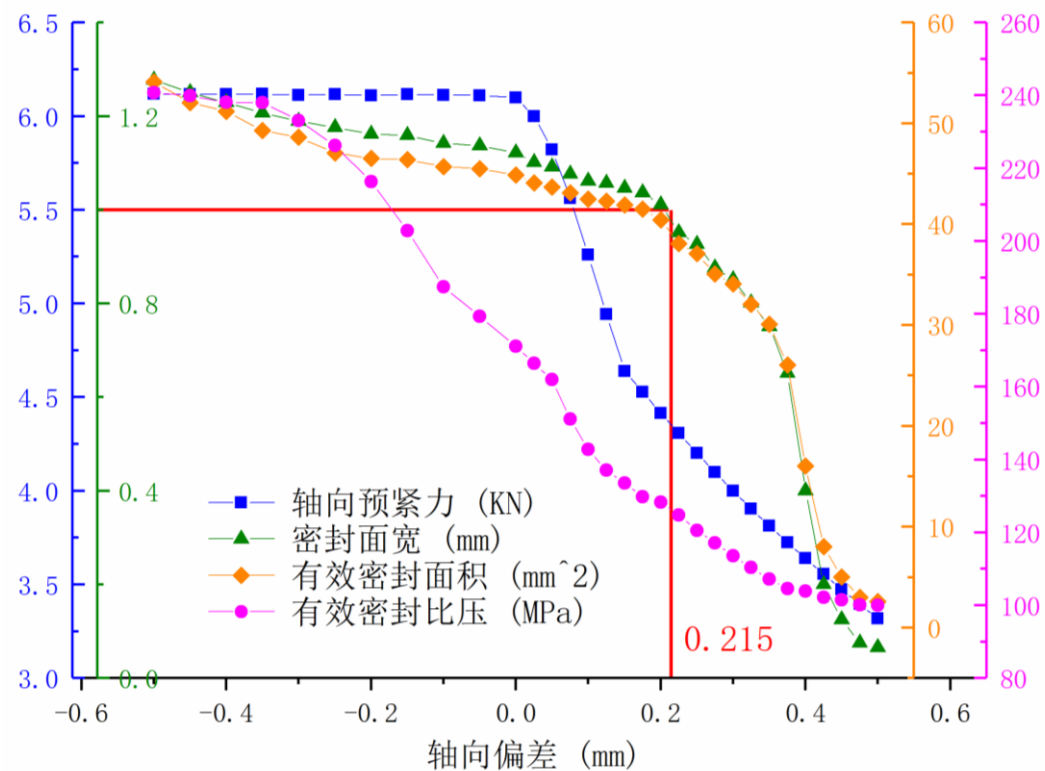
装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

装配偏差对管路密封性能的影响分析

轴向偏差对密封性能的影响分析

结论:

当拧紧力矩 **20.60N·m** 时轴向偏差最大值为 **0.215mm**，当偏差继续增大，无法保证管路密封可靠性。由此可以发现，取航标规定的最小拧紧力矩进行装配时，并不能保证带偏差装配的管路连接件密封可靠。通过分析可得，在标准规定的最大轴向偏差 **0.3mm** 下进行装配时，保证管路密封性能的最小拧紧力矩为 **23.18KN·mm**。

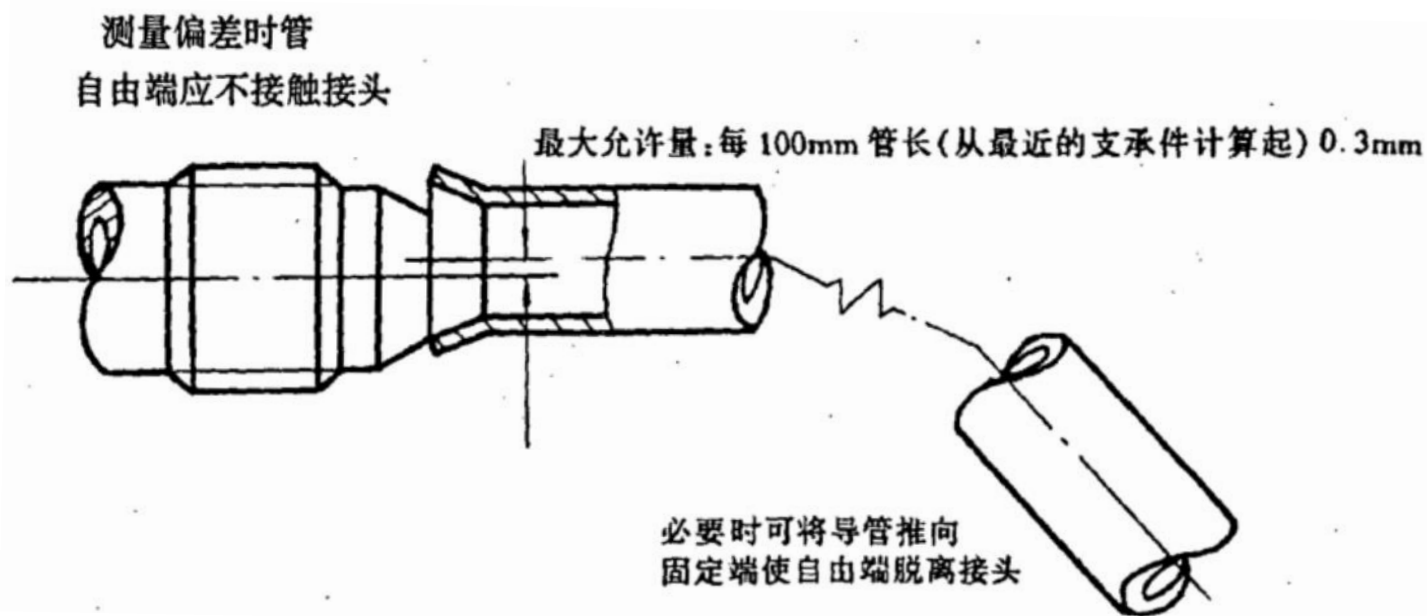


轴向预紧力及三种密封参量
随轴向偏差变化

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

装配偏差对管路密封性能的影响分析

径向偏差对密封性能的影响分析



GJB3054-97 《飞机液压管路系统设计、安装要求》

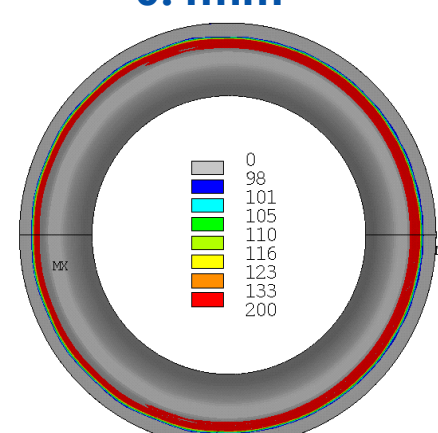
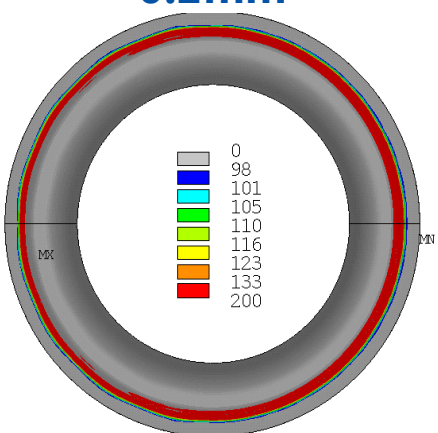
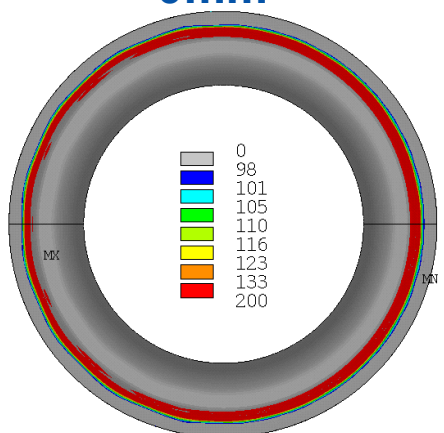
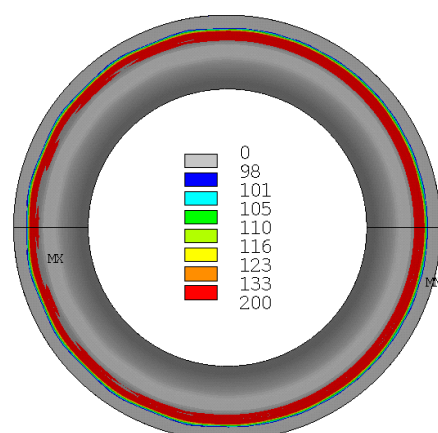
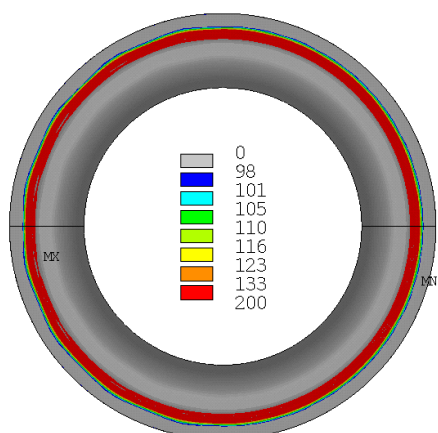
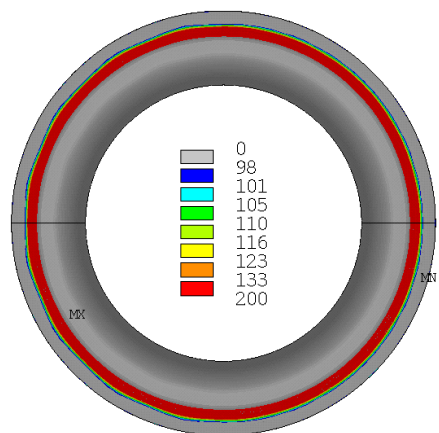
——**导管端部的径向偏差**

径向偏差一般指扩口导管与管接头中心轴线之间的径向距离，**国军标规定**“导管自由端须与接头或附件管嘴在同一直线上，其偏差按导管每100mm长(从最近的支承件算起)不超0.3mm”

仿真条件: 摩擦系数0.18, 拧紧力矩20.6N·m, 径向偏差范围为**0~1mm**。

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

装配偏差对管路密封性能的影响分析



结论:

当径向偏差增大至**0.4mm**时,与径向偏移方向相反的一端的密封闭环出现了明显的不规则变化,部分密封闭环**宽度变小**;随着径向偏差的增大,密封闭环呈现粗细不一的特征。

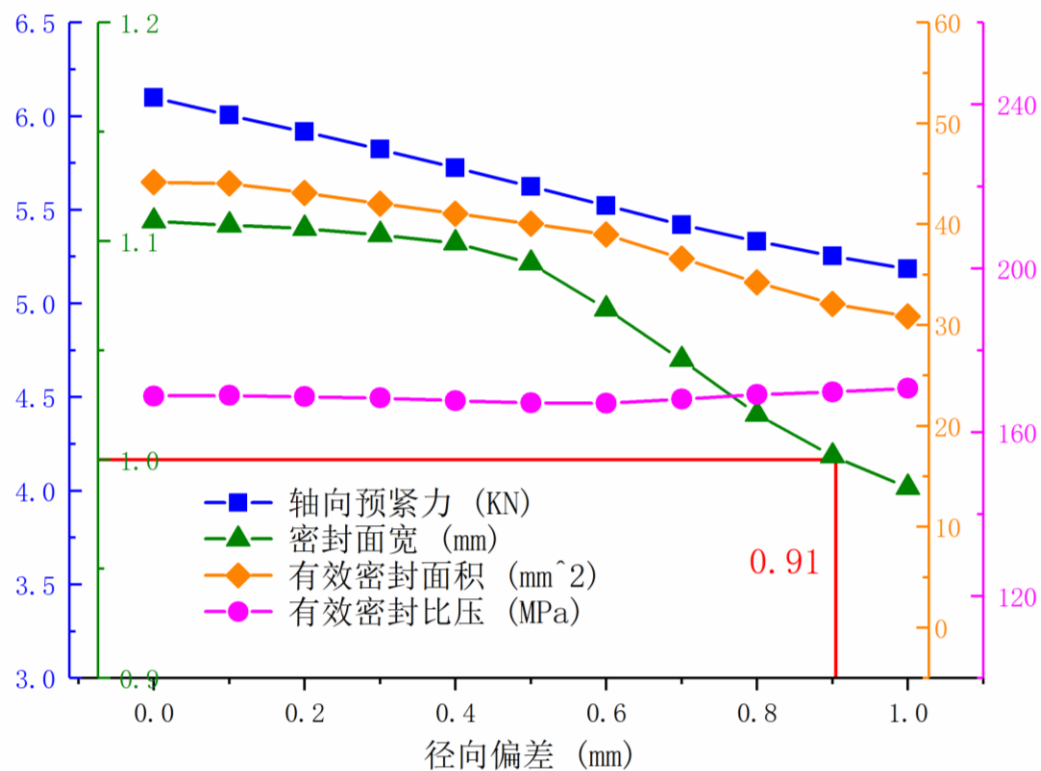
装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

径向偏差对密封性能的影响分析

结论:

当**偏差较小时**，管路连接件的密封性能没有受到**太大影响**；当偏差**大于0.4mm**时，随着偏差增大，管路连接件密封性能出现**明显下降**；当偏差**大于0.91mm**时，管路连接件将**无法保证密封可靠性**。

装配偏差对管路密封性能的影响分析

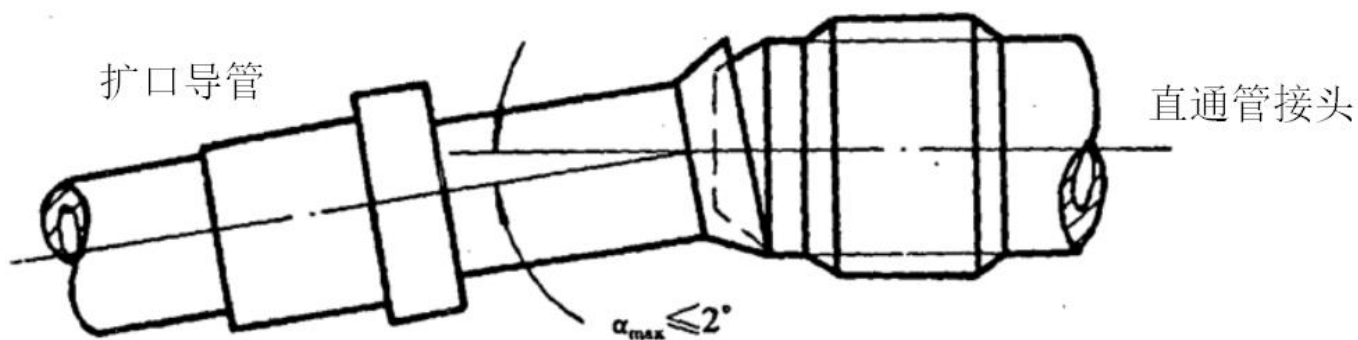


轴向预紧力及三种密封参量
随径向偏差变化

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

装配偏差对管路密封性能的影响分析

角度偏差对密封性能的影响分析



GJB3054-97 《飞机液压管路系统设计、安装要求》

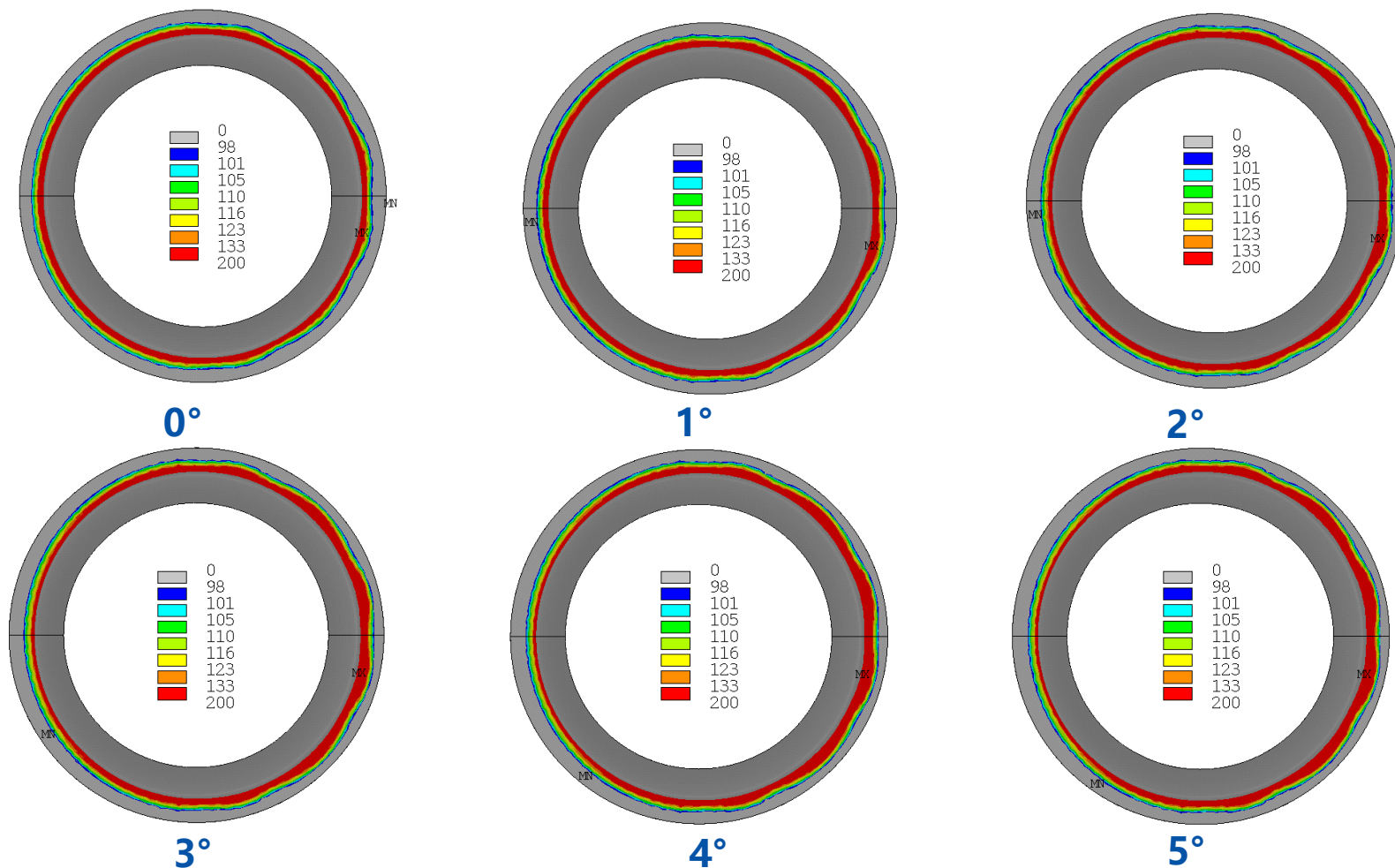
——导管端部的角度偏差

角度偏差一般指扩口导管与管接头中心轴线之间的相对偏角，**国军标规定**：“导管自由端须与接头或附件管嘴平行，允许的偏差不超过 2° ”。

仿真条件：摩擦系数0.18，拧紧力矩 $20.6\text{N}\cdot\text{m}$ ，角度偏差范围为 $0^\circ\sim 5^\circ$ 。

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

装配偏差对管路密封性能的影响分析



结论:

随着角度偏差的增大，密封闭环呈现粗细不一的特征，与**旋转方向相反**的一端密封面宽**变小**，而与**旋转方向相同**的一端密封面宽**变大**。

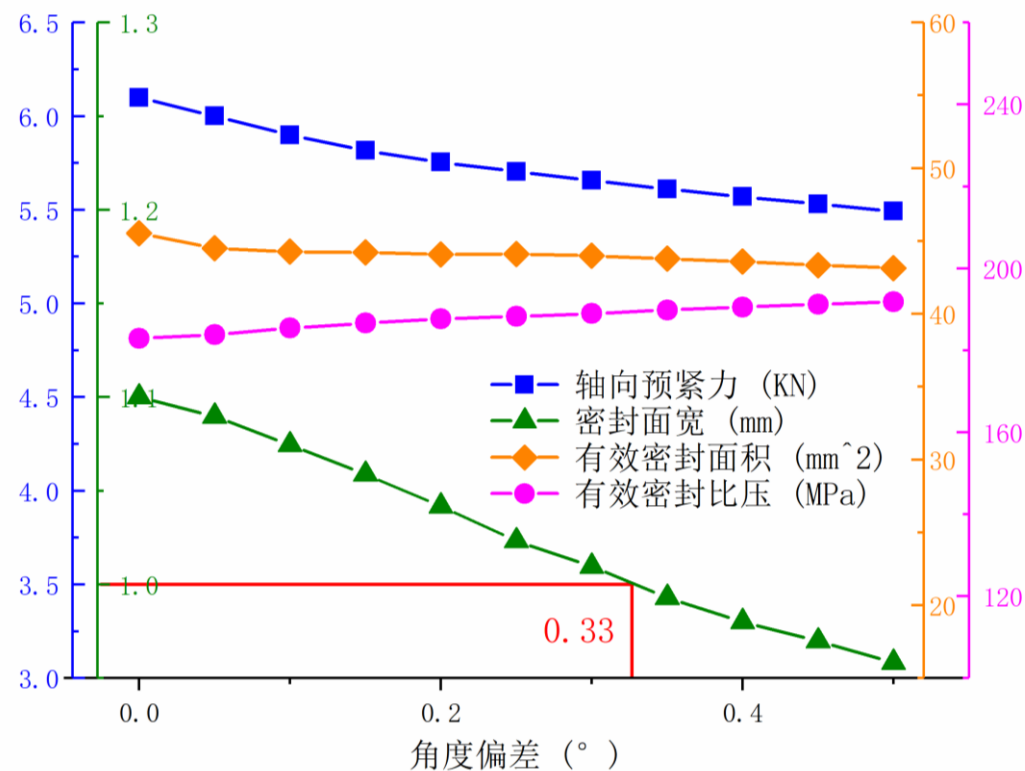
装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

角度偏差对密封性能的影响分析

结论：

随着角度偏差的**增大**，轴向预紧力、密封面宽及有效密封面积都在**减小**，当角度偏差大于**0.33°**时，管路连接件将**无法保证密封可靠性**。

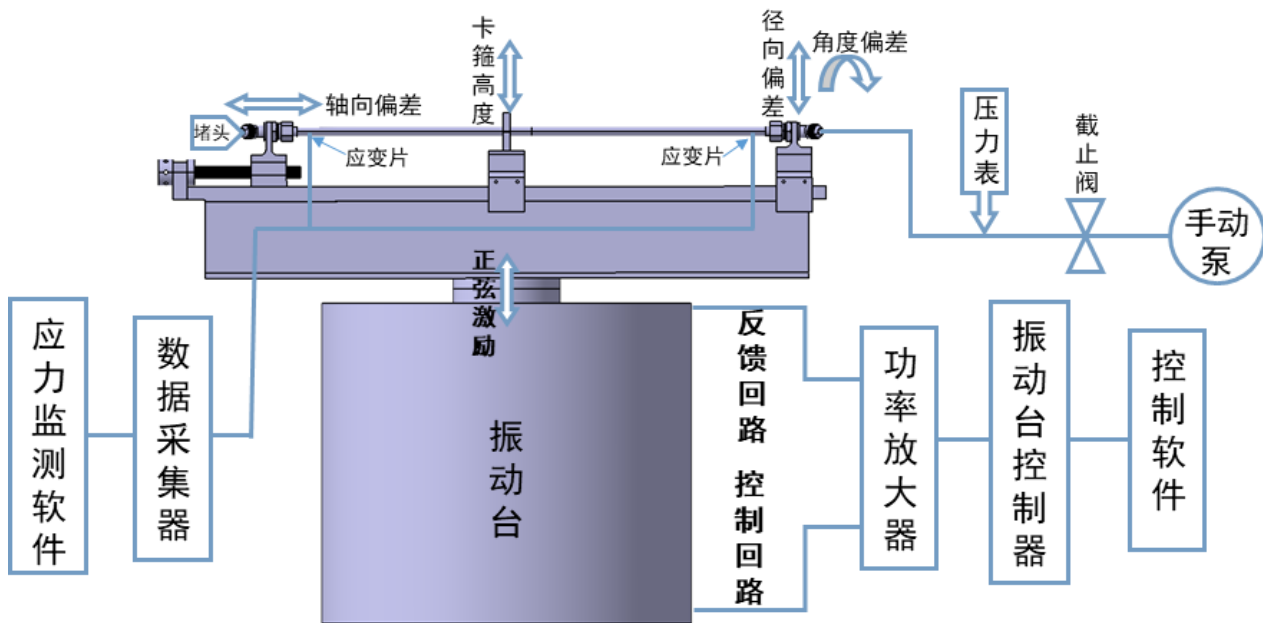
装配偏差对管路密封性能的影响分析



轴向预紧力及三种密封参量
随角度偏差变化

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

管路密封性能综合验证试验研究



管路密封性能试验系统示意图



装配偏差模拟台



手动液压泵及其机械表盘



试验件



数显扭矩扳手

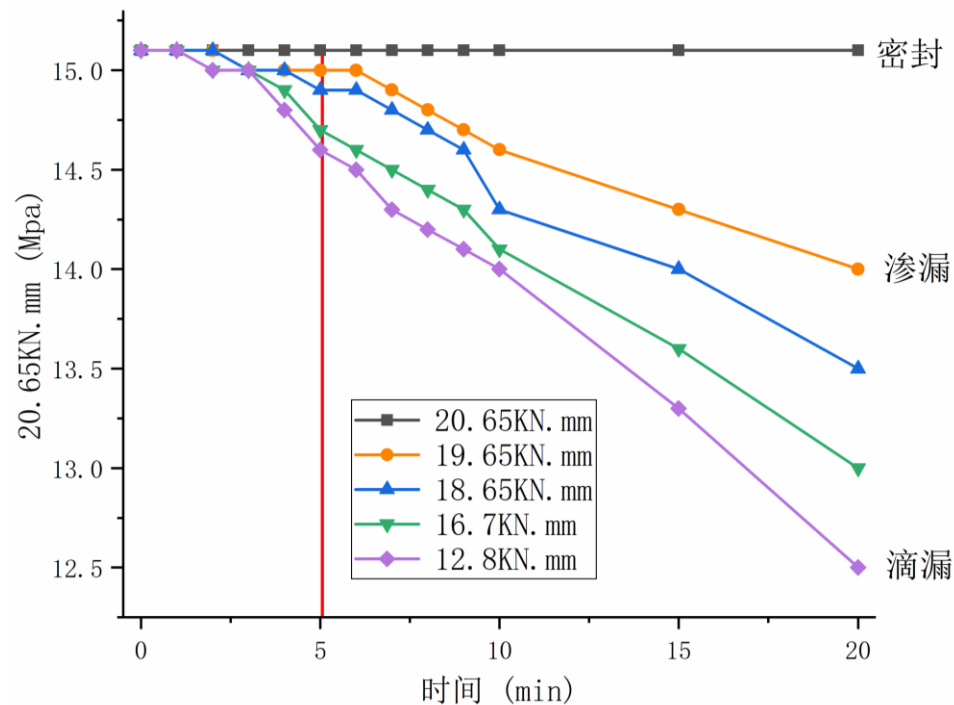
装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

管路密封性能综合验证试验研究

最小拧紧力矩的测定试验

结论：

在拧紧力矩**较小**的情况下，试验件泄漏速率较快，出现**滴漏**现象，同时导管内压力下降迅速；拧紧力矩**较大**时，试验件泄漏速率较慢，但是依然会出现**渗漏**现象，同时导管内压力随时间不断下降。因此，试验测得1号试验件的最小拧紧力矩为**20.65N·m**。



1号试验件导管内压力随时间变化

试验件标号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
最小拧紧力矩(KN·mm)	20.65	19.65	20.65	16.7	19.65	18.65	19.65	18.65	20.65	19.65

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

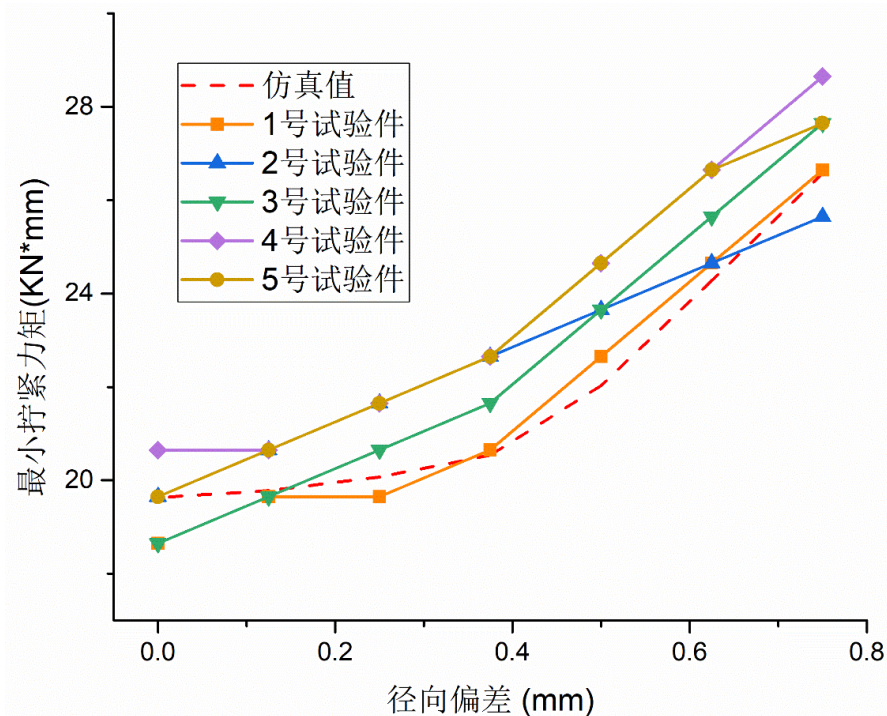
管路密封性能综合验证试验研究

轴向偏差与径向偏差下密封性能试验

结论:

① 仿真曲线与5组试验曲线在变化趋势上较为一致，两者之间的相对误差最大值为**14.9%**，基本验证了仿真结果的可靠性。

② 当管路连接件因装配偏差导致出现密封失效时，可以通过增大拧紧力矩来满足管路的密封需求，装配偏差**越大**，需要增大的拧紧力矩值**越多**。



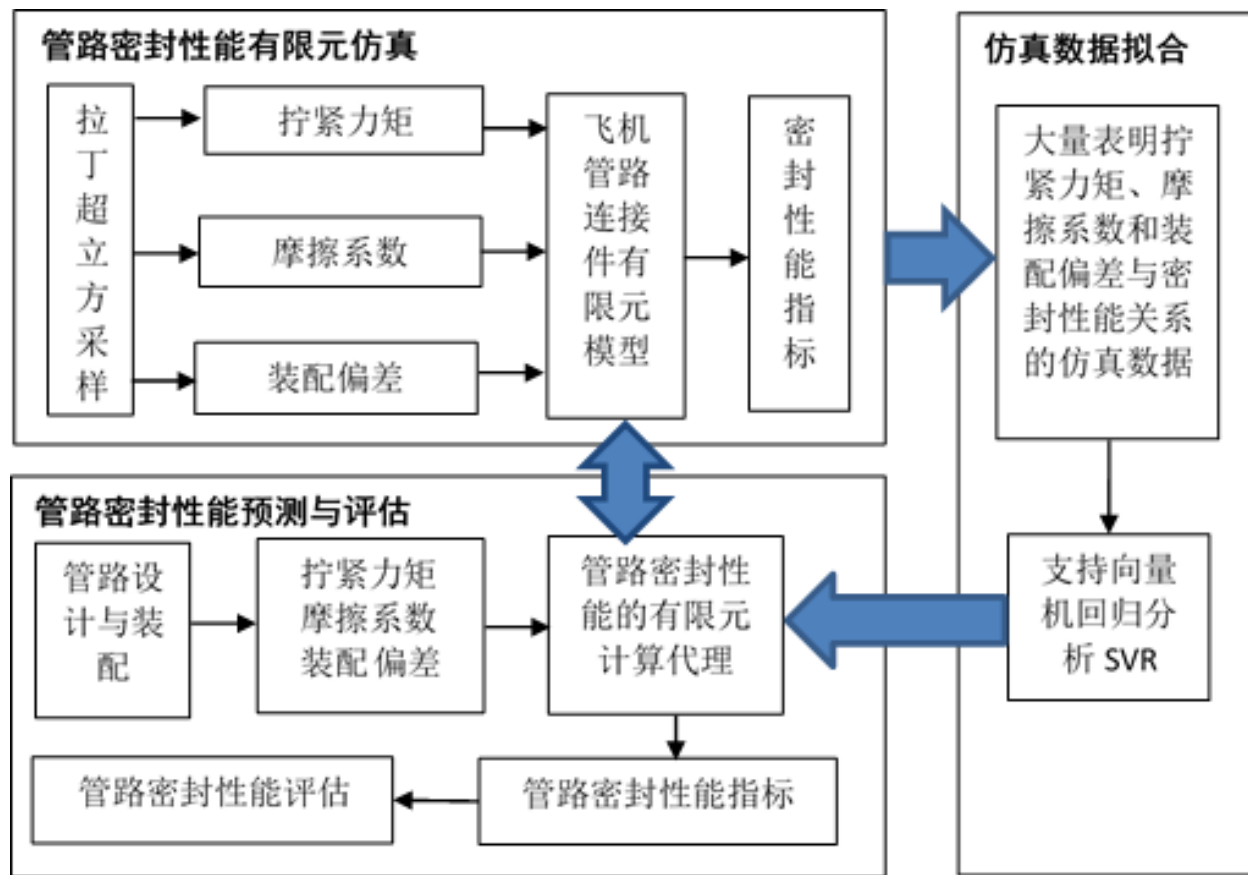
不同径向偏差下管路连接件最小拧紧力矩变化

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

装配状态对
管路密封性能影
响规律研究

飞机液压管
路密封性能评估
系统开发

管路密封性能评估系统开发

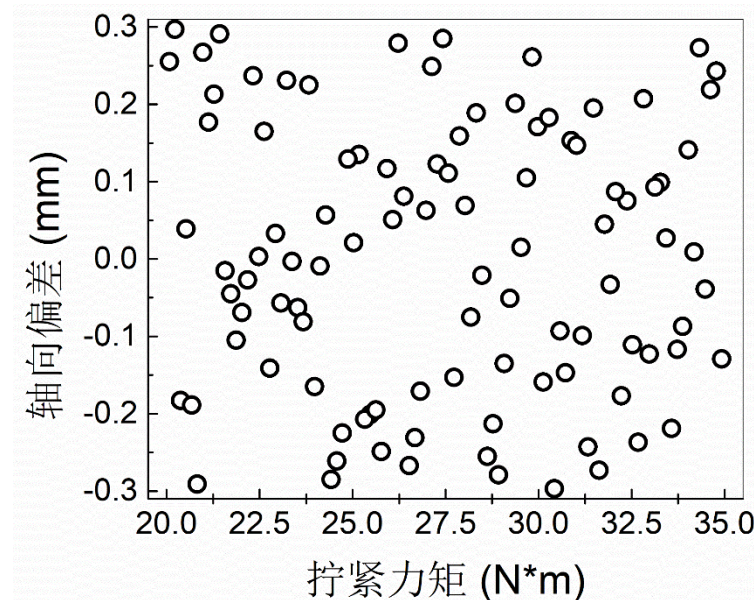
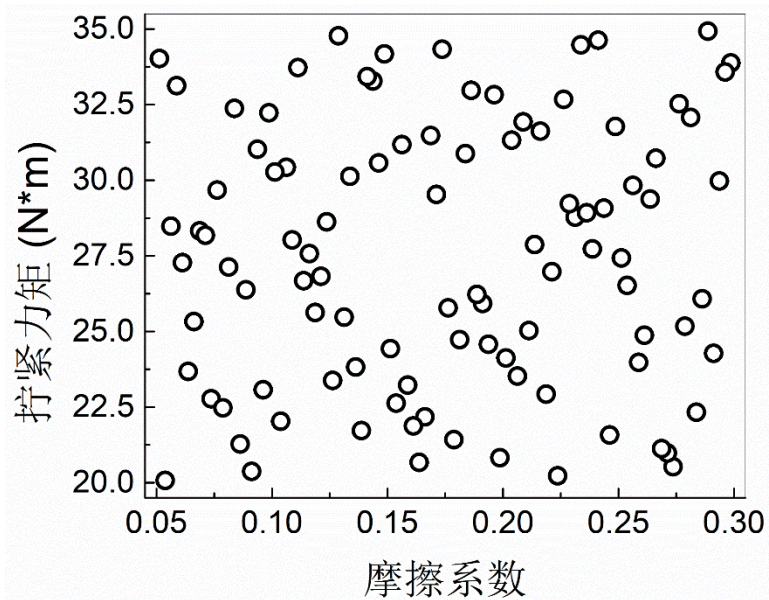
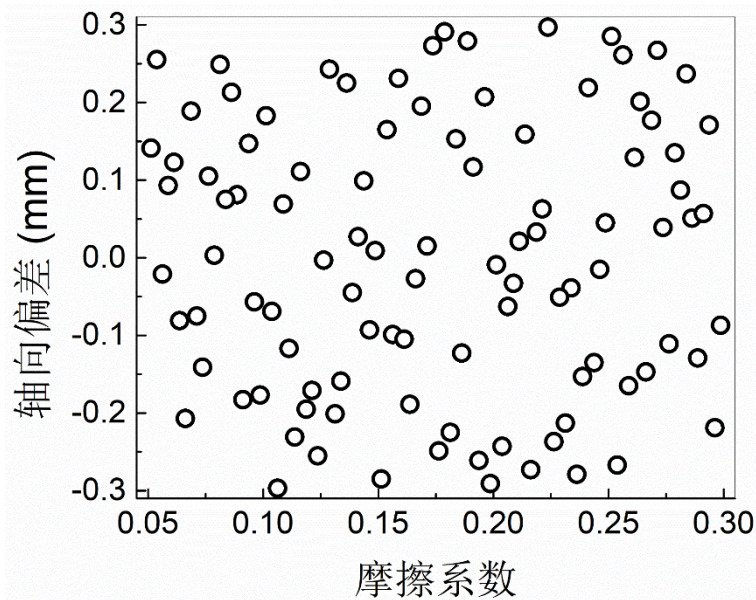


飞机液压管路密封性能评估系统开发框图

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

管路密封性能评估系统开发

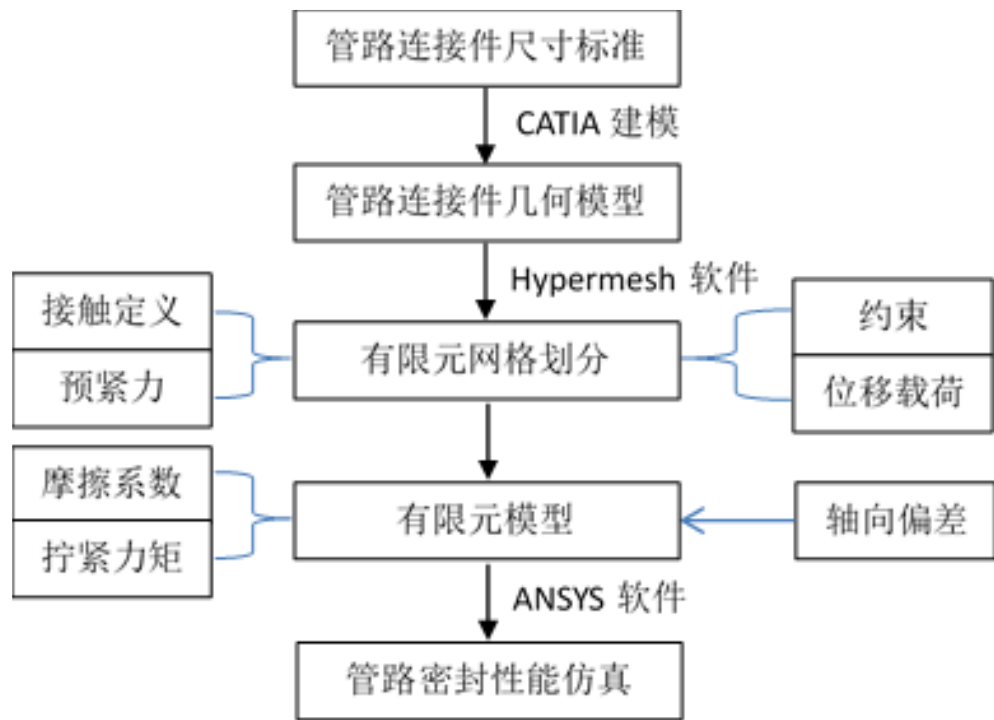
管路密封性能有限元仿真



三个参数空间的拉丁超立方抽样结果

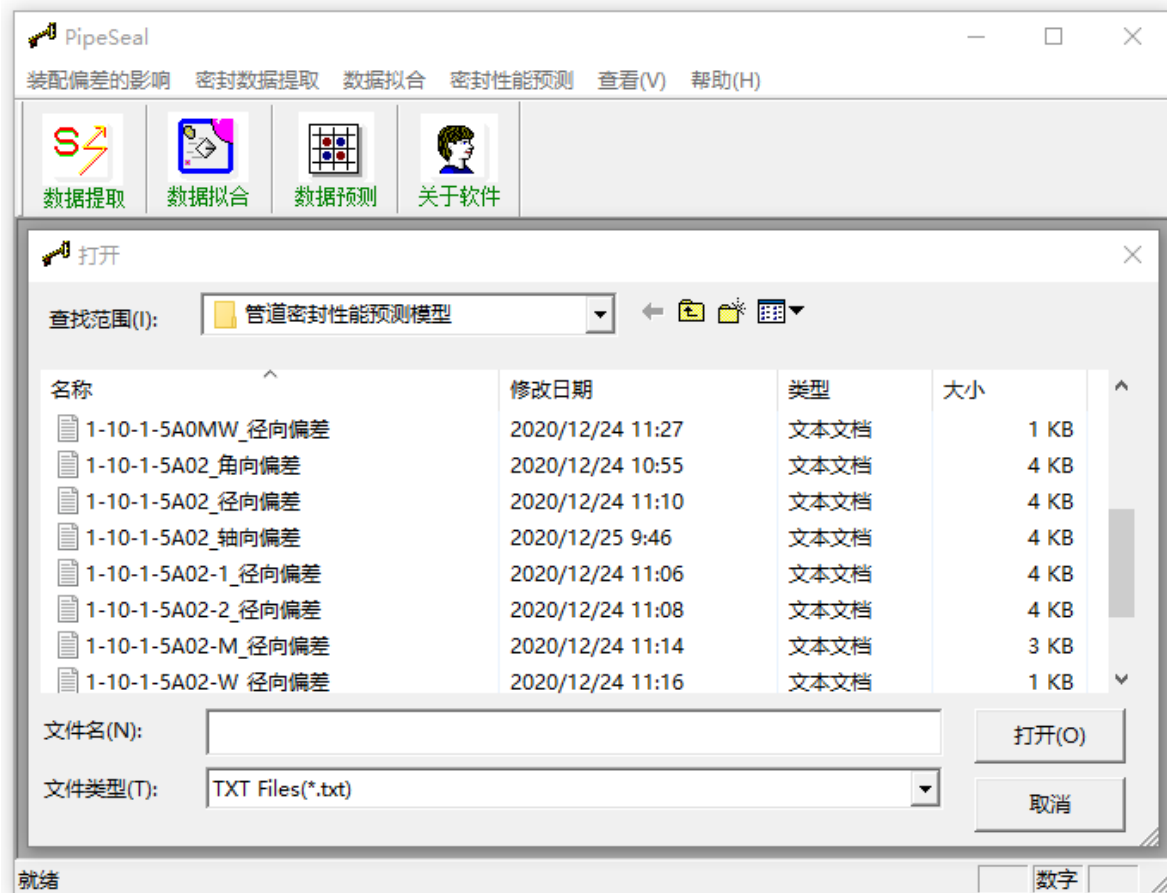
装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

管路密封性能有限元仿真



管路密封性能有限元仿真计算流程

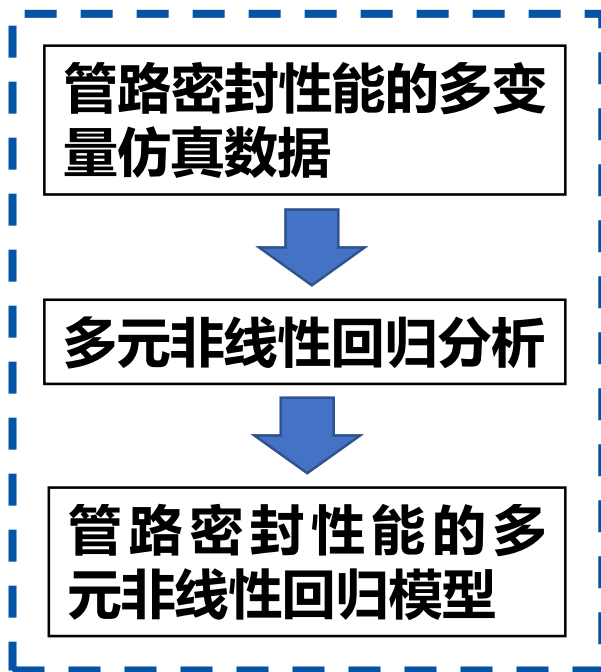
管路密封性能评估系统开发



仿真计算数据提取界面

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

仿真数据拟合



管路密封性能仿真数据回归分析流程

管路密封性能评估系统开发



仿真数据拟合界面

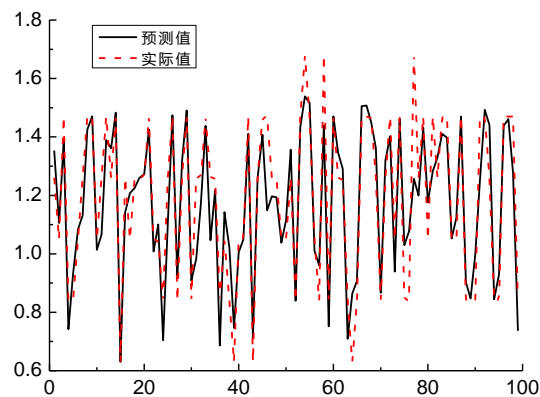
装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

仿真数据拟合

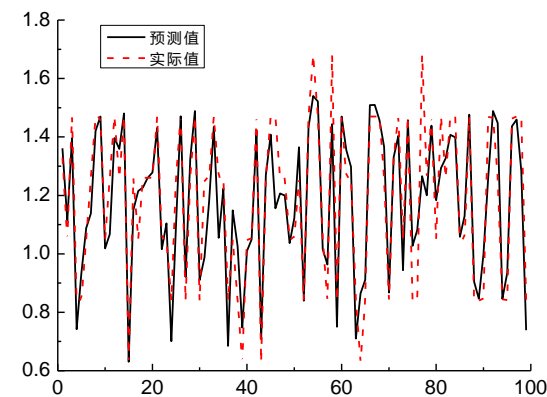
数据集名	均方误差	平方相关系数
最小密封面宽度	0.0132	0.82
平均密封面宽度	0.0126	0.84
有效密封面积	0.0060	0.83
有效密封比压	0.0046	0.95

最优回归模型参数评定指标

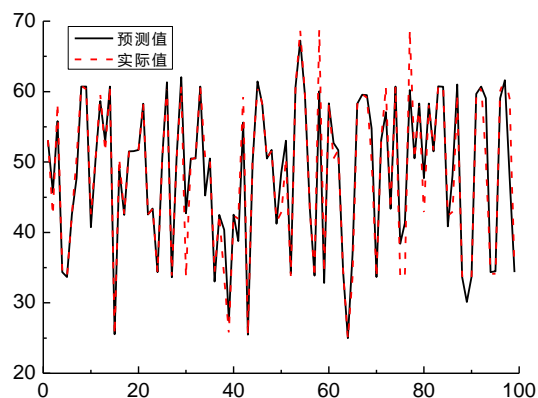
管路密封性能评估系统开发



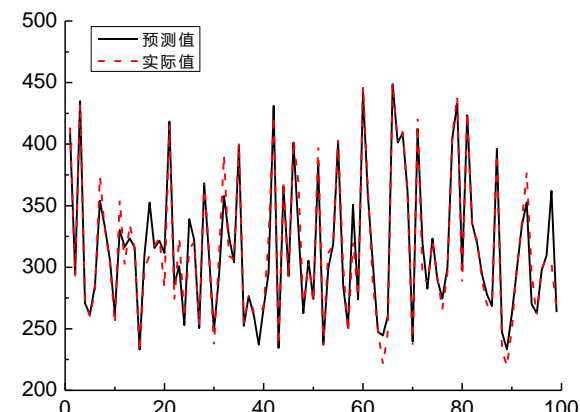
(a) 最小密封面宽度SVR模型



(b) 平均密封面宽度SVR模型



(c) 有效密封面积SVR模型



(d) 有效密封比压SVR模型

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

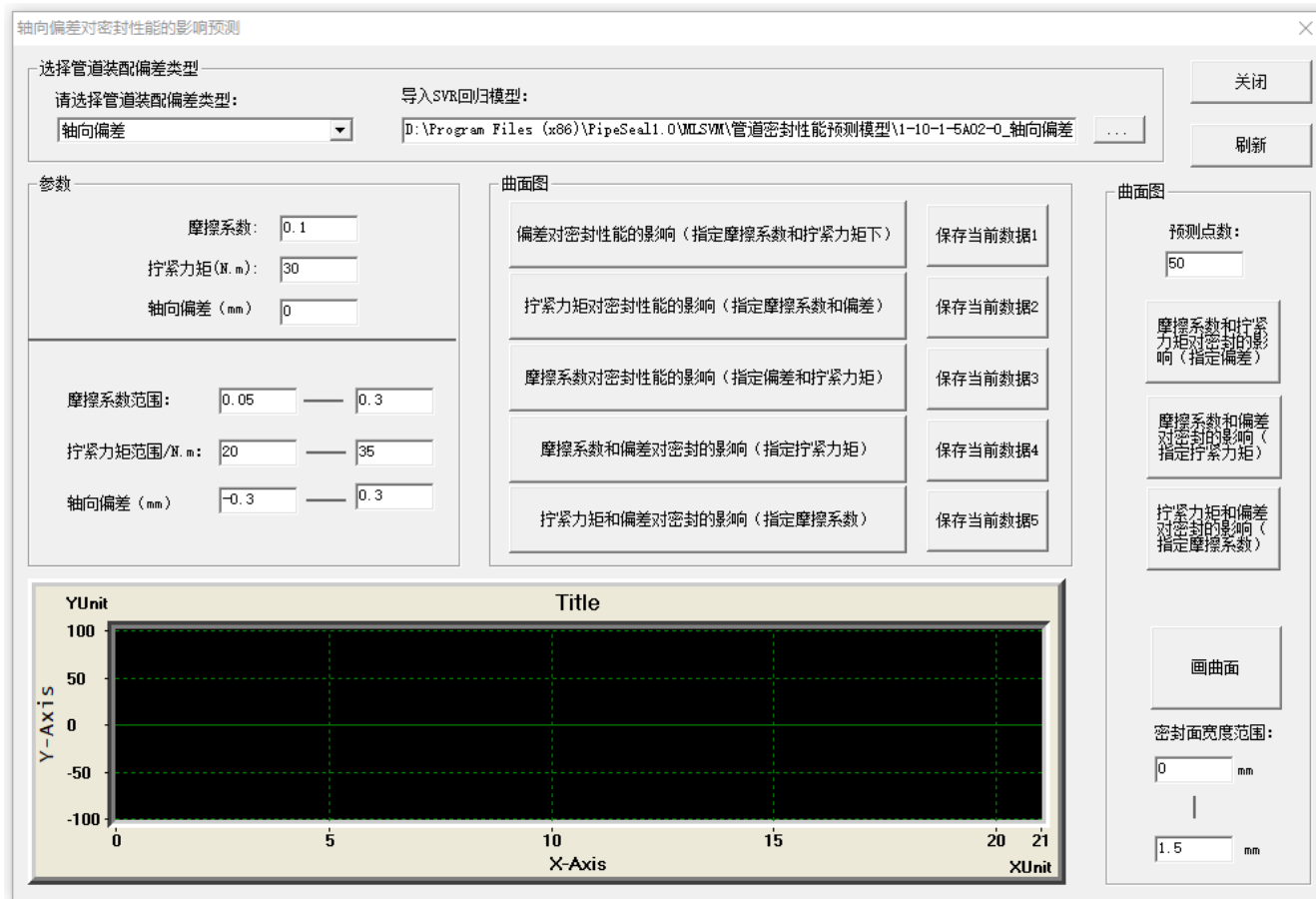
管路密封性能预测与评估

训练好的SVR回归模型



飞机液压管路密封性能预测与评估

管路密封性能评估系统开发



管路密封性能预测与评估界面

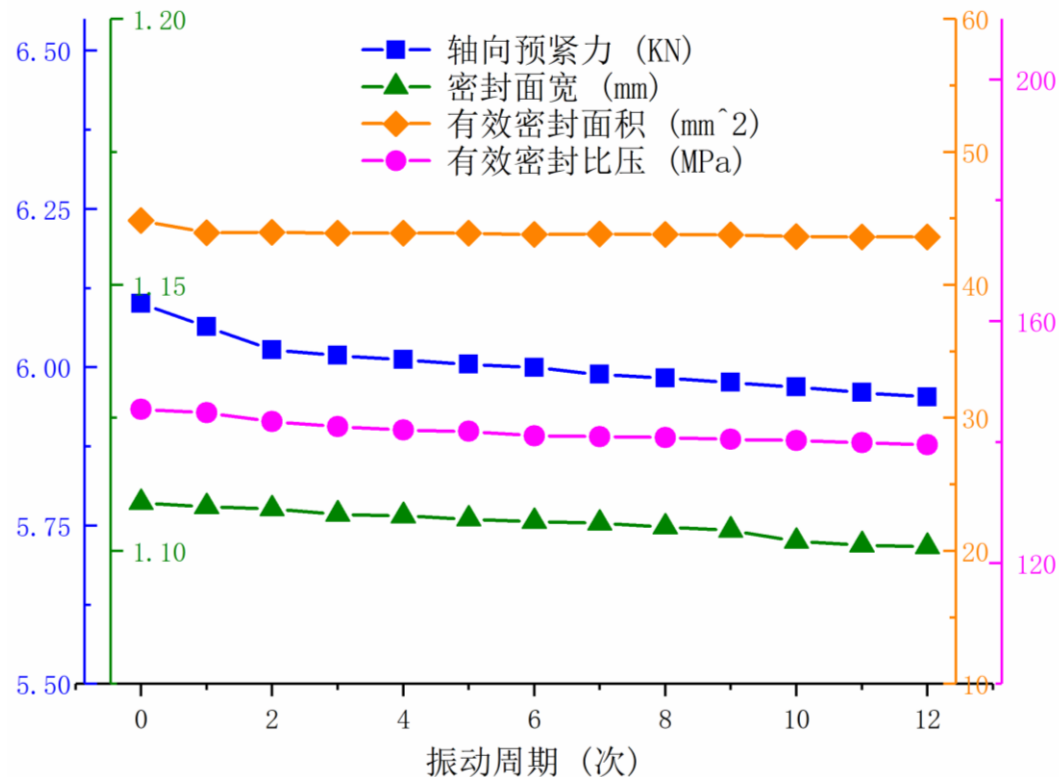
装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

振动工况下管路密封性能的变化过程

结论:

随着振动载荷的**持续作用**，轴向预紧力、密封面宽、有效密封面积及有效密封比压都在**减小**。其中，轴向预紧力由原来的6099N衰减至5953N，衰减率为2.4%；密封面宽在12个振动周期之后仍然大于1.1mm。

振动工况对管路密封性能的影响分析



12个振动周期内轴向预紧力及三种密封参量变化

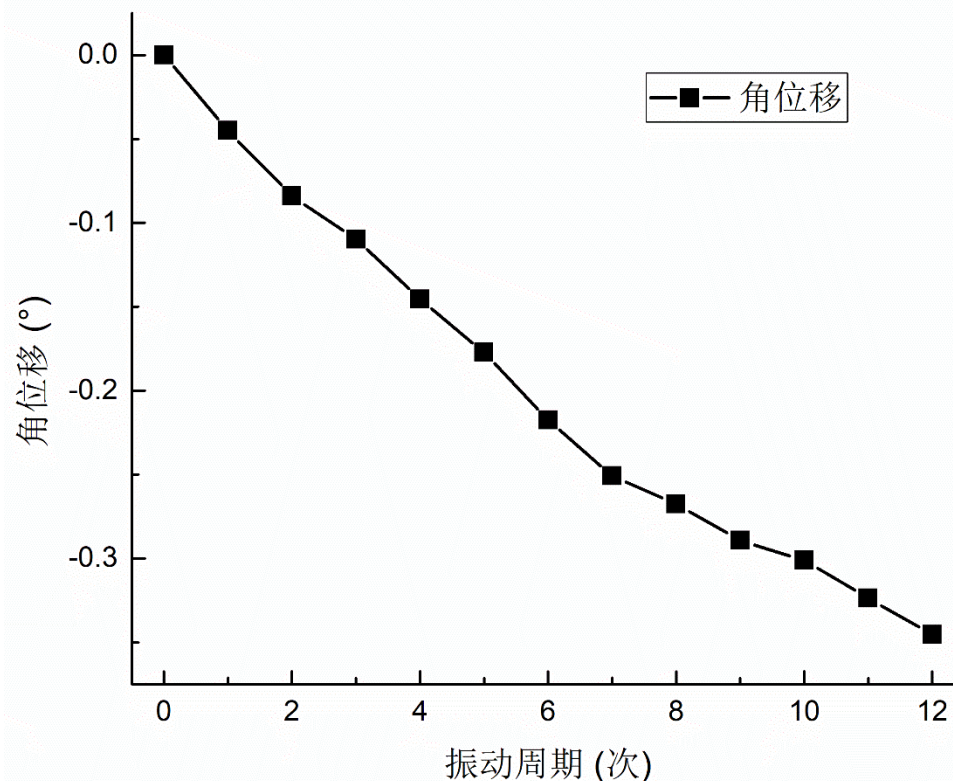
装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

振动工况对管路密封性能的影响分析

振动工况下管路密封性能的变化过程

结论:

振动工况会使螺纹接触面逐渐发生**滑移**, 导致外套螺母发生**松动**。由于扩口式管路连接件的结构特点, 装配完成后整个管路连接件的预紧力由外套螺母与管接头之间的螺纹连接副提供, 因此, 外套螺母的松动将直接导致管路连接件的预紧力发生**衰退**, 进而影响管路连接件的密封性能。



12个振动周期内外套螺母角位移变化

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

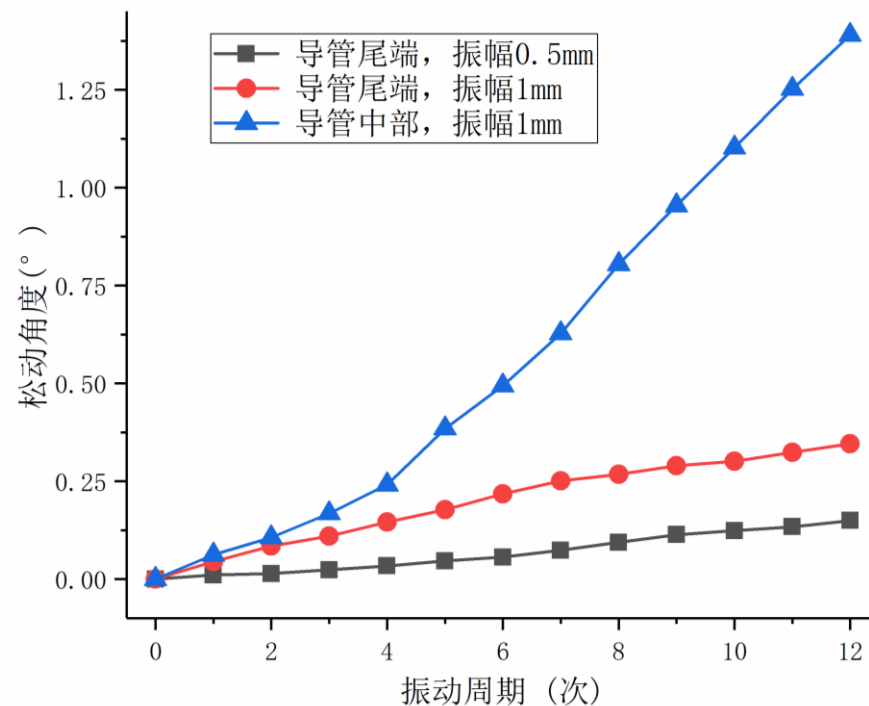
振动工况对管路密封性能的影响分析

振动载荷作用点与载荷幅值对管路密封性能的影响分析

结论:

① **振幅相同时**，**载荷作用点离螺纹连接副越近**，则轴向预紧力衰减速度与外套螺母松动速度越快，进而将导致管路连接件密封性能衰减速度**越快**。

② 当**载荷作用点相同时**，**振幅越大**，轴向预紧力衰减速度与外套螺母松动速度越快，进而将导致管路连接件密封性能衰减速度**越快**。



不同振动载荷作用点与振幅下外套螺母松动角度变化

装配状态和振动工况对管路密封性能影响研究

小结:

(1) 摩擦系数**增大**，密封性能反而**降低**；拧紧力矩**增大**，密封性能**增强**，但是，当拧紧力矩超过最大拧紧力矩时，扩口导管出现结构损伤，导致密封失效；导致管接头**分离**的轴向装配偏差**越大**，密封性能将迅速**变差**，导致管接头**靠近**的轴向装配偏差，将**提高**管路密封性能；径向与角度偏差对密封性能的影响较小。

(2) 在不考虑装配偏差的情况下，通过最小拧紧力矩测定试验测得管路连接件最小拧紧力矩为 $20.65\text{N}\cdot\text{m}$ ，与仿真结果和标准规定值**基本吻合**；通过轴向偏差与径向偏差下密封性能试验得到不同偏差值下管路连接件的最小拧紧力矩值，与仿真结果进行对比，**相对误差小于14.9%**。

(3) 在振动工况作用下管路连接件外套螺母将逐渐产生**松动**，进而导致管路连接件的密封性能发生**衰退**，因此，实际工程应用中一般通过打保险丝来减缓管路连接件密封性能的衰退过程。为减少振动工况对管路密封性能的影响，应尽量使管路连接件远离振动激励源并降低振动载荷的幅值。

考虑初始装配应力的管路振动疲劳寿命分析

在工程应用中，受装配质量及振动环境等因素影响，飞机液压管路系统中容易发生疲劳破坏的部位往往集中于管路连接处，**两种典型液压导管疲劳断裂部位**如图所示。



扩口导管与平管嘴末端接触部位



导管扩口与管体连接部位

考虑初始装配应力的管路振动疲劳寿命分析

塑性损伤演化方程

式中,

E —— 无损伤时的弹性模量

E_D —— 有损伤时的弹性模量

\dot{D} —— 损伤演化率

\dot{p} —— 累积塑性应变率

M, m —— 材质参数

R_v —— 应力三轴度函数

p_D —— 塑性应变门槛值

Δp —— 累积塑性应变

损伤力学理论通过将损伤变量 D 引入本构方程中来模拟导致材料破坏的微观机制。根据应变等效假设, 对于金属等各向同性材料, 其损伤度 D 可以表示为

$$D = \frac{E - E_D}{E}$$

经典塑性损伤分析模型如下:

$$\dot{D} = \left[\frac{\sigma_{\text{eq}}^2 R_v}{2EM(1-D)^2} \right]^m \dot{p}, \quad p \geq p_D$$

在一次载荷循环内对上式进行积分, 可得:

$$\frac{\partial D}{\partial N} = \left[\frac{\sigma_{\text{eq}}^2 R_v}{2EM(1-D)^2} \right]^m \Delta p, \quad p \geq p_D$$

在将初始装配过程看作第一次加载, 并假设装配前材料是处于无损伤的状态 ($D=0$), 可得由**塑性应变导致的初始损伤场** D_0 为:

$$D_0 = \left(\frac{\sigma_{\text{eq}}^2 R_v}{2EM} \right)^m \Delta p, \quad p \geq p_D$$

考虑初始装配应力的管路振动疲劳寿命分析

弹性损伤演化方程

式中,

ε_{ab} —— 应变

σ_{ab} —— 应力

δ_{ab} —— Kronecker函数

$\Delta\sigma$ —— 损伤驱动力

k —— 材质参数

σ_m —— 应力三轴度函数

$\sigma_t(\sigma_m)$ —— 平均应力相关的材质参数

一般来说, 损伤变量是一个张量, 但是在损伤是各向同性且损伤和泊松效应之间没有耦合的假设下, 损伤变量可以退化为标量变量 D 。在忽略裂纹闭合效应的前提下, 平面应变条件下耦合弹性定律的各向同性损伤本构方程如式:

$$\sigma_{ab} = \frac{E(1-D)}{(1+\nu)} \left\{ \varepsilon_{ab} + \frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon_{ab} \delta_{ab} \right\}, a=1,2, b=1,2 \quad \delta_{ab} = \begin{cases} 1, a=b \\ 0, a \neq b \end{cases}$$

对于高周疲劳, 常用的损伤演化方程如下:

$$\frac{dD}{dN} = \left[\frac{\Delta\sigma}{\sigma_t(\sigma_m) \times (1-D)} \right]^k$$

当加载方式为对称循环加载时, 平均应力在疲劳寿命周期内不起显著作用, 因此 $\sigma_t(\sigma_m)$ 可以退化为常数 σ_t , 可得:

$$\frac{dD}{dN} = \left[\frac{\Delta\sigma}{\sigma_t(1-D)} \right]^k$$

考虑初始装配应力的管路振动疲劳寿命分析

损伤演化方程中的参数标定

弹性与塑性损伤方程中的**材质参数**均需要通过材料疲劳试验数据进行标定，通过两组低周疲劳试验结果，可以得到材料的塑性损伤参数；通过标准件的高周疲劳试验数据，可以得到材料的弹性损伤参数。

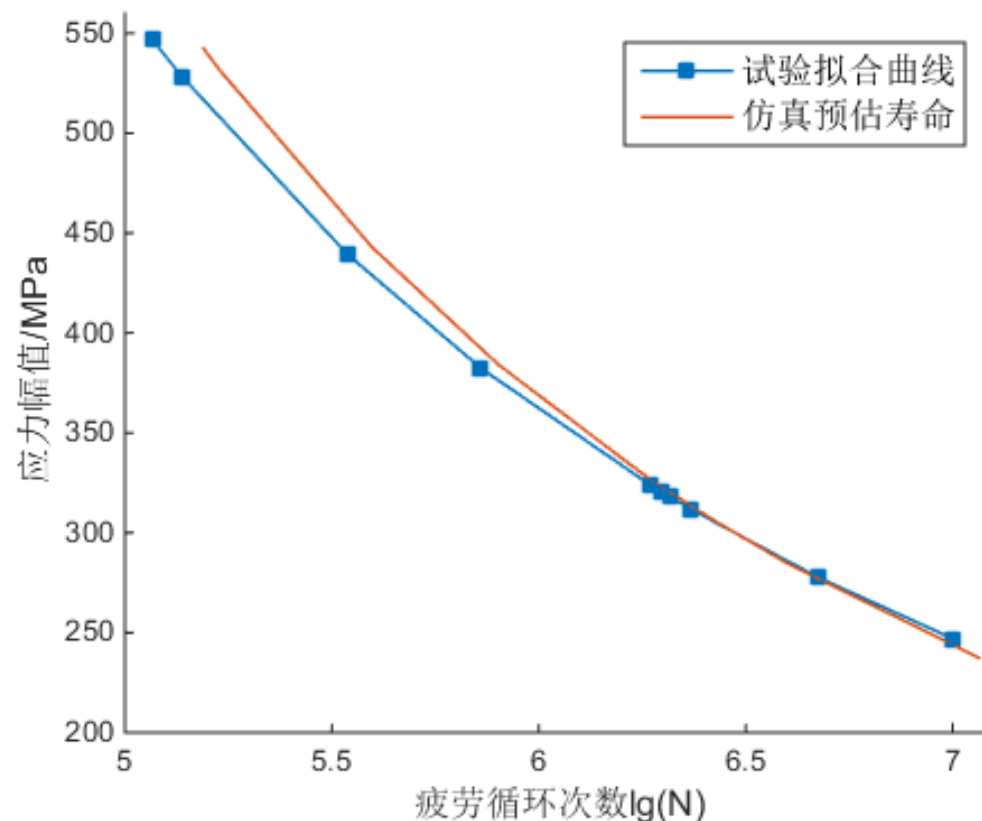
参数	M / MPa	m	σ_t / MPa	k
数值	3.560	3.398	5565	5.845

考虑初始装配应力的管路振动疲劳寿命分析

标准试件疲劳寿命仿真计算以及与试验结果对比

结论：

从图中可以看出在高应力区，因为材料塑性变形较大，而损伤演化方程并没有将塑性变形的影响考虑在内，所以仿真预估寿命偏大。在低应力区，塑性变形很小，所以仿真预估寿命与试验寿命偏差很小。从总体来看，仿真预估寿命与试验寿命误差在工程允许范围内，验证了损伤演化方程的可靠性。

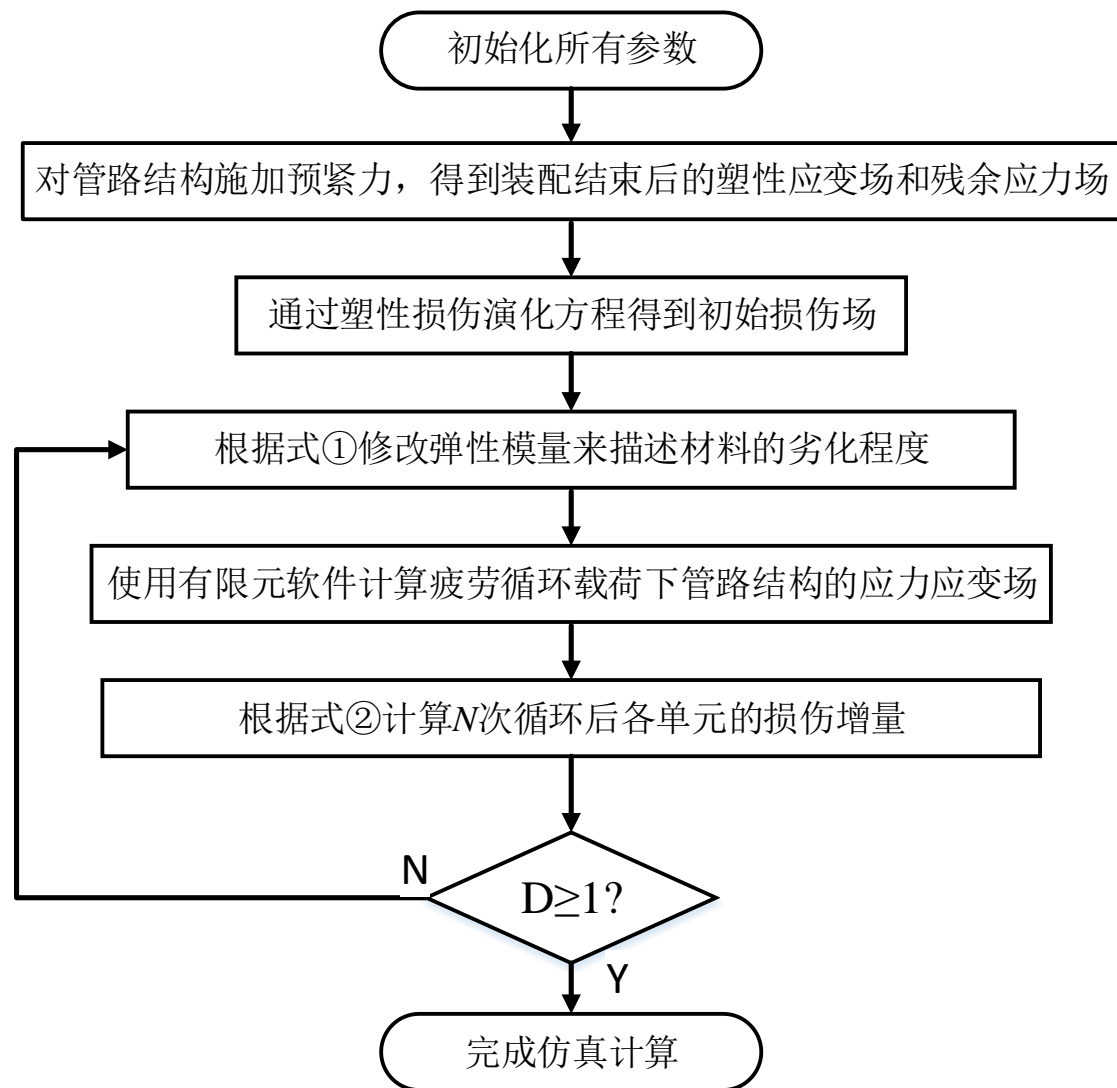


考虑初始装配应力的管路振动疲劳寿命分析

疲劳寿命预估流程

$$\textcircled{1} E_i^{(j)} = E(1 - D_i^{(j)})$$

$$\textcircled{2} \Delta D_i^{(j)} = \Delta N_i \left(\frac{dD}{dN} \right)_i^{(j)}$$



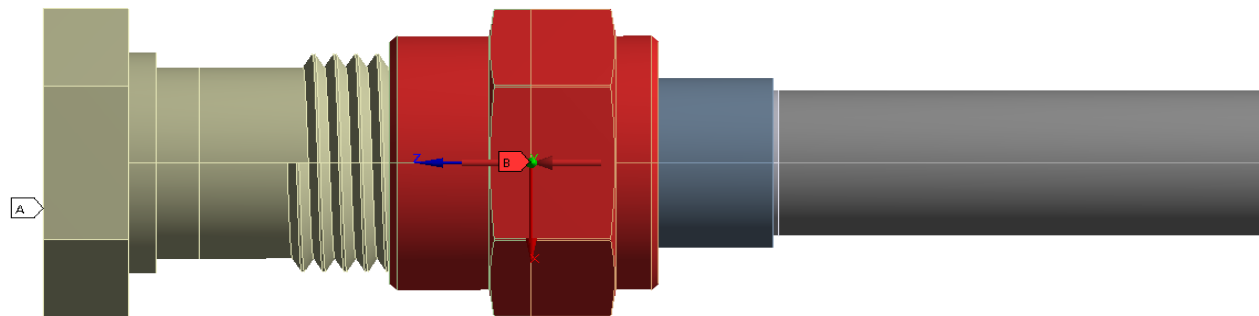
考虑初始装配应力的管路振动疲劳寿命分析

管路初始应力应变仿真计算及塑性损伤分析

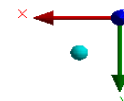
通过Workbench进行有限元模型（管长50mm）的建立以及边界条件的施加，对管接头非接触端施加固定约束，在**外套螺母上施加预紧力**来模拟装配过程中的预紧效果。预紧力分**两步加载**，第一步逐级加载完成后在第二步锁住（Lock），方便后续疲劳载荷施加。

A: Static Structural
Bolt Pretension
Time: 2. s
2020/11/2 21:28

B Bolt Pretension: Lock
A Fixed Support

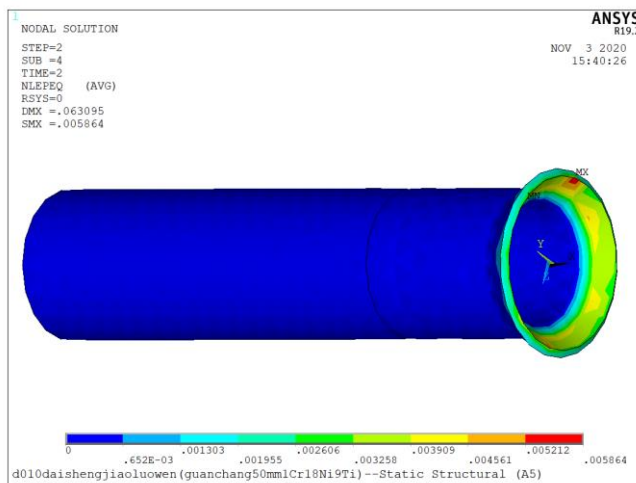


0,000 7,500 15,000 22,500 30,000 (mm)

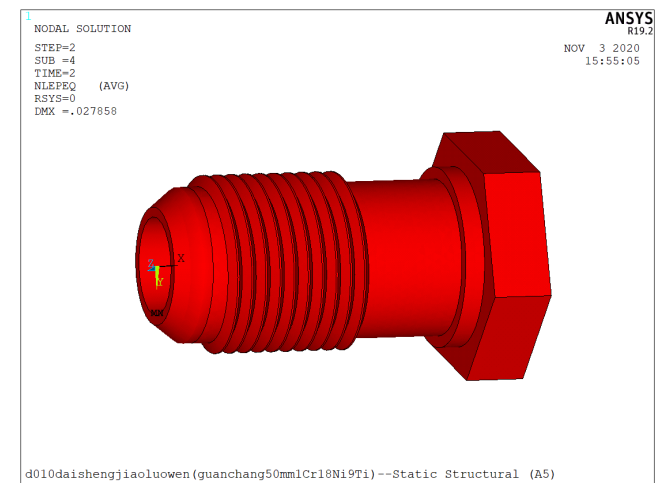


考虑初始装配应力的管路振动疲劳寿命分析

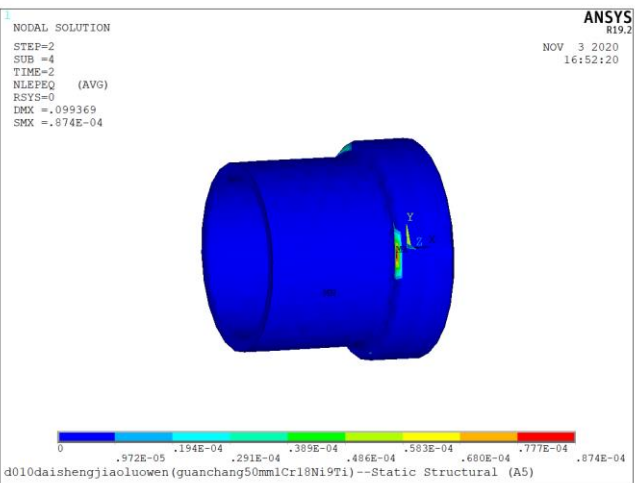
根据塑性损伤演化方程可算出由塑性应变导致的初始损伤场，在下面进行损伤力学-有限元迭代计算疲劳寿命时，**初始损伤场和残余应力应变场**将作为初始条件输入。



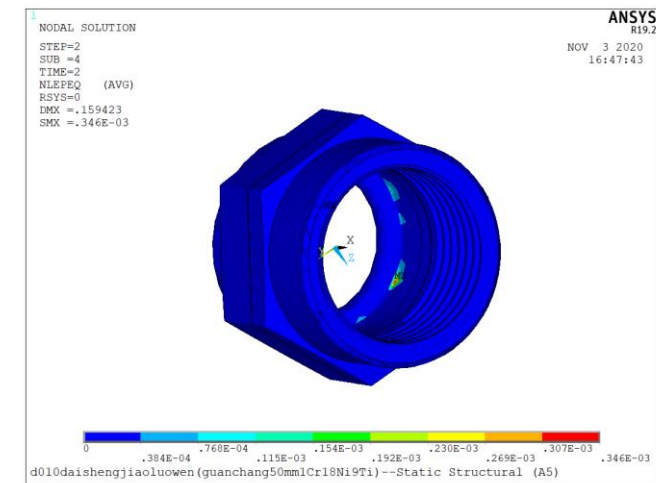
(a) 扩口导管等效塑性应变分布图



(b) 管接头等效塑性应变分布图



(c) 平管嘴等效塑性应变分布图

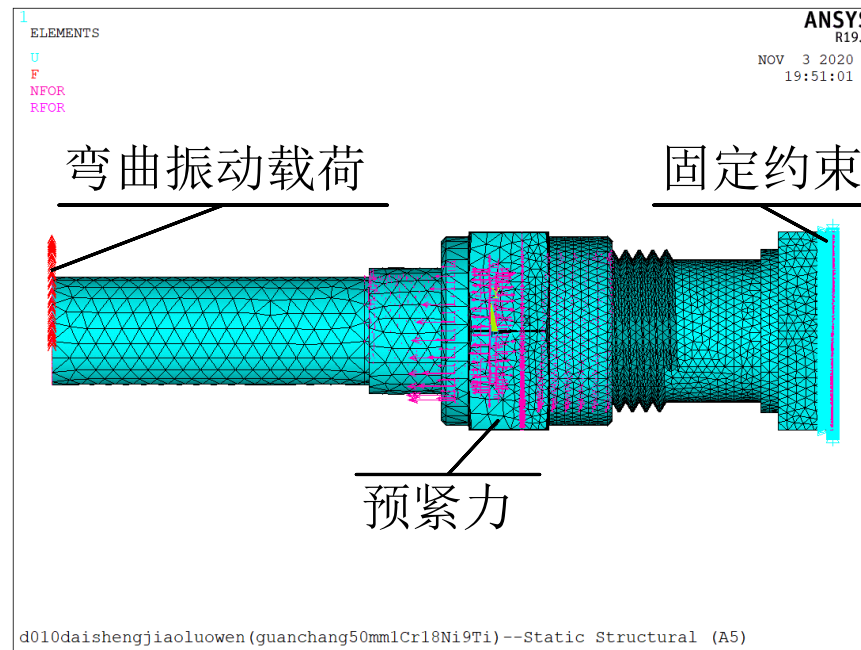


(d) 外套螺母等效塑性应变分布图

考虑初始装配应力的管路振动疲劳寿命分析

不同载荷幅值下的管路振动疲劳寿命预估与分析

通过仿真计算可得到疲劳循环载荷作用下管路连接件应力应变场，根据疲劳损伤演化方程并借助ANSYS APDL参数化有限元分析进行损伤演化增殖可得到**不同载荷幅值**下的管路连接件疲劳裂纹萌生寿命如表所示。



载荷幅值/KN

疲劳寿命/次

0.5

3522361

1

1470424

1.5

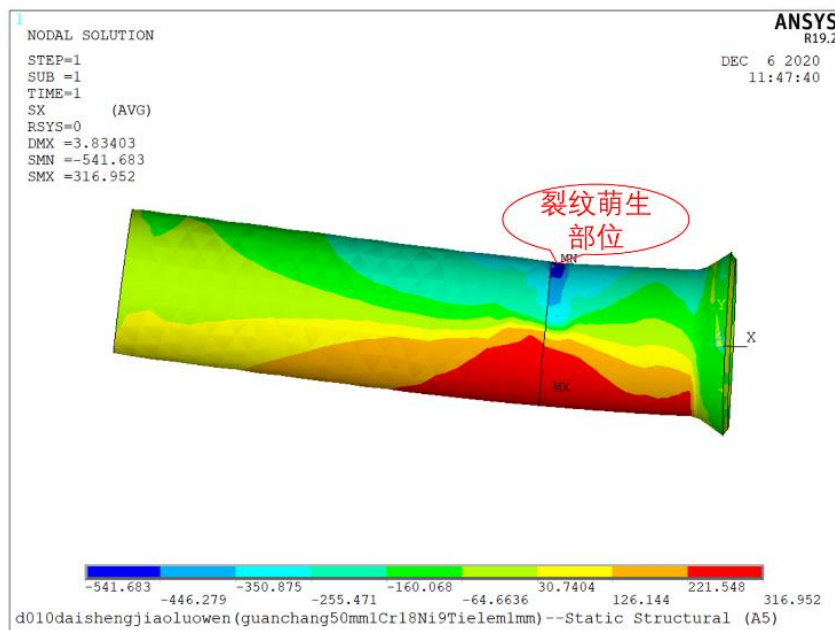
249095

考虑初始装配应力的管路振动疲劳寿命分析

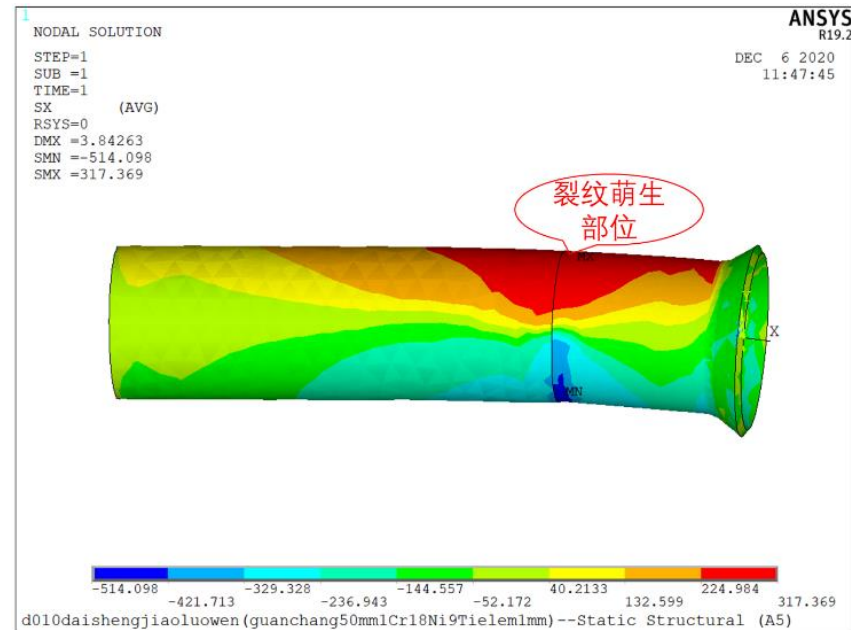
结论:

裂纹萌生部位在一个疲劳载荷循环周期内的正峰值时刻承受着最大的轴向压应力而在负峰值时刻承受着最大的轴向拉应力，**交变的拉压应力**导致了金属原子之间的脱键与错位，进而导致**裂纹萌生**。

不同载荷幅值下的管路振动疲劳寿命预估与分析



(a) 疲劳载荷正峰值时刻扩口导管轴向应力分布图



(b) 疲劳载荷负峰值时刻扩口导管轴向应力分布图

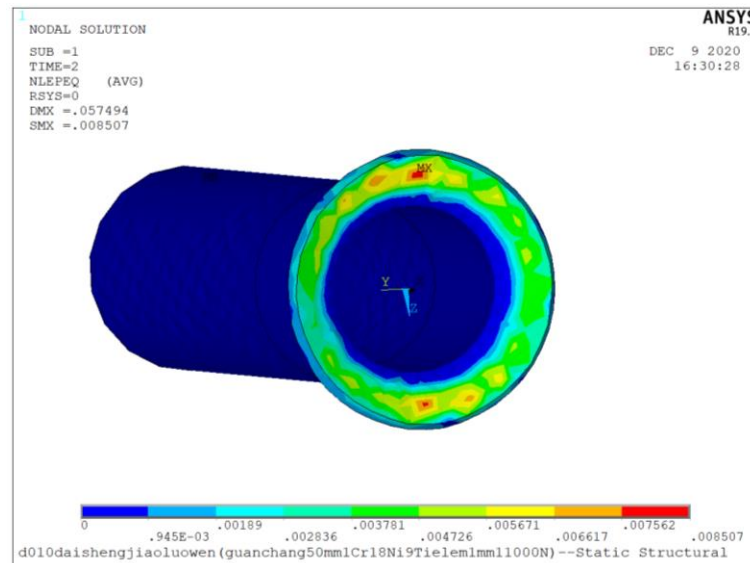
考虑初始装配应力的管路振动疲劳寿命分析

结论:

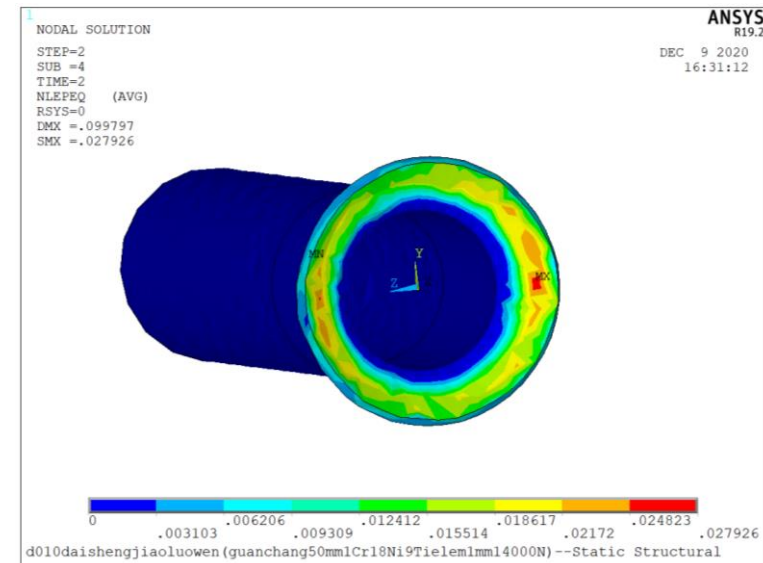
预紧力**越大**，扩口导管的等效塑性应变越大，由塑性应变导致的初始损伤场越大。同时，较大的预紧力也会产生较大的残余应力场，导致在同一振动载荷幅值下预紧力越大的导管裂纹萌生点的损伤度D累积速率**越快**，疲劳寿命**越短**。

不同预紧力下的管路振动疲劳寿命预估与分析

预紧力/KN	疲劳寿命/次
12	7159337
13	3522361
14	2188196



(a) 预紧力大小为12KN



(b) 预紧力大小为14KN

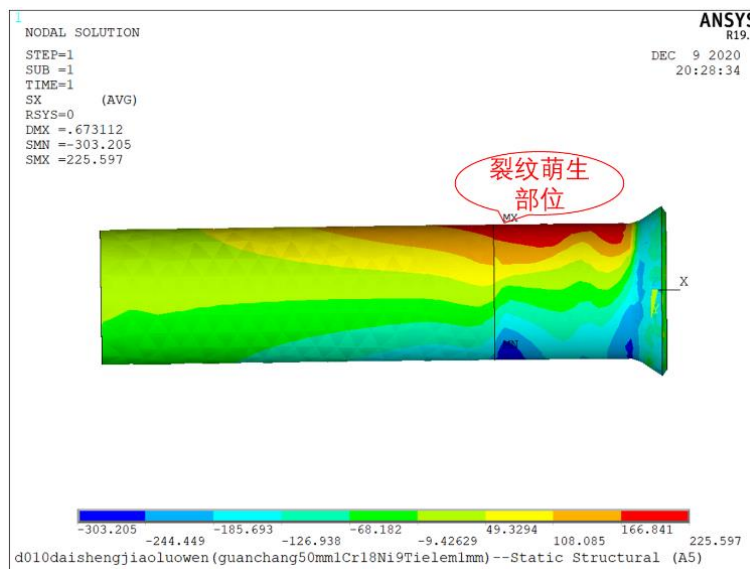
考虑初始装配应力的管路振动疲劳寿命分析

结论:

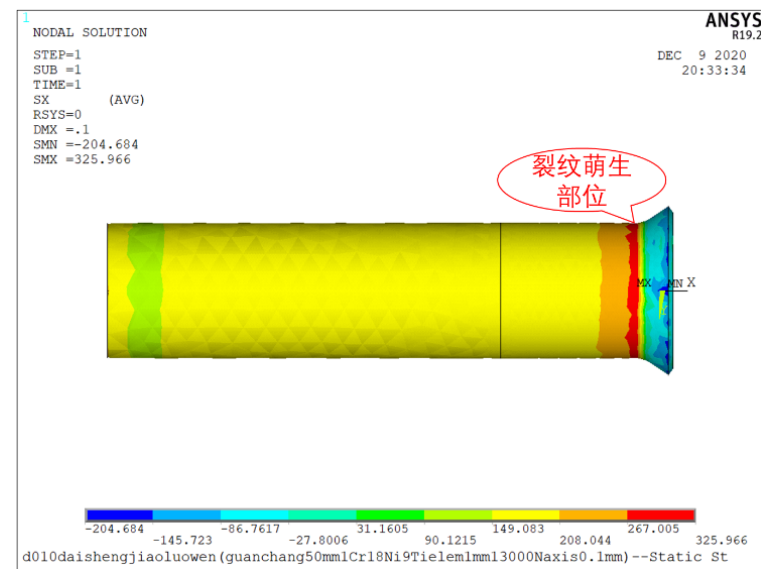
通过对比可以看出，**疲劳裂纹萌生部位**由无偏差时的扩口导管与平管嘴末端接触部位转移至导管扩口与管体连接部位。这是因为轴向装配偏差使导管扩口与管体连接部位发生严重的**拉应力集中**现象，进而导致这个部位出现颈缩趋势，严重地削弱了结构的疲劳强度。

不同装配状态下的管路振动疲劳寿命预估与分析

偏差大小/mm	疲劳寿命/次
0	3522361
0.1	2593399
0.15	1382825
0.2	1275334



(a) 无轴向偏差



(b) 轴向装配偏差大小为0.1mm

考虑初始装配应力的管路振动疲劳寿命分析

小结:

- (1) 通过疲劳损伤演化方程并结合有限元数值解法对标准试件疲劳寿命进行预估，仿真计算结果与试验结果误差在工程允许范围内，验证了损伤演化方程的**可靠性**。
- (2) 在**正常装配状态**下，管路连接件的疲劳裂纹萌生点位于扩口导管与平管嘴末端接触部位，与工程实际相符合；同时，随着振动载荷幅值与预紧力的**增大**，管路连接件的疲劳寿命逐渐**减小**。
- (3) 当**存在轴向装配偏差**时，由于应力集中现象的影响，管路连接件的疲劳裂纹萌生点位于导管扩口与管体连接部位，与工程实际相符合；轴向装配偏差削弱了管路连接件的疲劳强度，轴向偏差**越大**，管路结构疲劳寿命**越小**。



04. 总结与展望

总结：

- (1) 分析了飞机管路连接件基本组成结构，基于ANSYS Workbench软件建立了管路连接件多体接触有限元模型。
- (2) 通过仿真分析并结合试验研究了摩擦系数、拧紧力矩、装配偏差等因素对管路密封性能的影响规律，在此基础上开发了管路密封性能评估系统，并探究了振动工况对管路密封性能的影响规律。
- (3) 基于连续损伤力学理论，对含初始塑性损伤的管路连接件进行了振动疲劳寿命预估，为考虑初始装配应力影响的工程结构疲劳寿命分析提供了一种新的研究方法。

展望：

(1) 本文通过仿真分析探究了振动工况对管路密封性能的影响规律，得出外套螺母松动导致管路密封性能发生衰退这一结论。在今后的工作中，可以通过搭建试验台完成振动工况下管路密封性能测试试验，结合仿真与试验结果探究振动工况下管路密封性能衰退的机理。

(2) 本文对服役环境中不同因素对管路密封性能影响规律的分析仅聚焦于一个尺寸规格的管路连接件，在实际飞机液压管路系统中，存在着众多尺寸不同的导管，因此在下一步的工作中将研究不同尺寸管路连接件的密封规律，以便形成能覆盖全机液压管路系统的相关控制标准。

(3) 本文提出了一种适用于带初始装配应力的管路连接件裂纹萌生寿命分析方法，下一步可以通过设计管路连接件疲劳试验获取不同工况下的管路连接件疲劳寿命数据，通过仿真与试验对比的方式验证不同工况对管路连接件疲劳特性的影响规律。



谢谢各位老师