

采用双向流固耦合的胀圈密封功率损失预测模型

冯伟¹, 胡帅¹, 宫武旗¹, 邹天刚², 桂鹏²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 中国北方车辆研究所车辆传动重点实验室, 100072, 北京)

摘要: 针对现存胀圈密封功率损失模型不能准确预测出实际运行时密封环的功率损失的问题, 提出了新的胀圈密封功率损失预测模型。基于 ANSYS Workbench 平台建立了包括转轴、配油套及胀圈密封环在内的双向流固耦合数值计算模型, 设计并搭建了胀圈密封性能试验系统, 验证了数值模拟的准确性。通过多元线性回归方法构建了包含油液动力黏度、密封压差、转轴转速以及胀圈密封结构主要尺寸参数的功率损失预测模型, 比现存模型包含更多影响因素。分析结果表明: 模型预测值与试验值的相对误差在 9% 以内, 满足工业应用要求; 功率损失对各影响因素的敏感度由强到弱依次为: 密封压差、温度、转速, 且密封压差对胀圈密封功率损失影响高度显著。

关键词: 胀圈密封; 功率损失; 线性回归; 正交试验; 数值计算

中图分类号: TB42 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtxb202403007 **文章编号:** 0253-987X(2024)03-0069-13

Prediction Model of Power Loss of Expansion Seal Ring Based on Two-Way Fluid-Structure Interaction

FENG Wei¹, HU Shuai¹, GONG Wuqi¹, ZOU Tiangan², GUI Peng²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Science and Technology on Vehicle Transmission Laboratory, China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: To address the issue of existing power loss models' inability to accurately predict the power loss of a working seal ring, a new power loss prediction model is proposed for the expansion seal ring. A two-way fluid-structure interaction numerical calculation model, including the shaft, the oil distribution sleeve, and the expansion seal ring, is established using the ANSYS Workbench platform. Additionally, an expansion seal ring performance test system is designed and built to verify the accuracy of the numerical simulation. A power loss prediction model is constructed using the multiple linear regression method, incorporating the viscosity of the hydraulic fluid, seal differential pressure, shaft speed, and main dimensional parameters of the expansion seal ring structure. This model includes more influencing factors compared to existing models. The analysis results indicate that the relative error between the predicted values of the model and experimental values is within 9%, which meets the requirements of industrial application. The sensitivity of power loss to the influencing factors, from strong to weak, is as follows: seal differential pressure, temperature, and shaft speed. The seal differential pressure has a significant effect on the power loss of the expansion seal ring.

收稿日期: 2023-10-08。 作者简介: 冯伟(1998—), 男, 硕士生; 宫武旗(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金

项目: 国防军工重点资助项目(20195208003)。

网络出版时间: 2023-12-08

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20231208.1332.004>

Keywords: expansion ring seal; power loss; linear regression; orthogonal experiment; numerical calculation

密封装置是有效防止流体泄漏的关键部件,其应用横跨多个领域,包括航空、航天、汽车等^[1-5]。胀圈密封是传动装置中湿式离合器或制动器的配油装置常用的动密封形式,其作用是保证工作油压的稳定^[6-7]。功率损失是直接影响整车效率和传动装置经济性的一项重要技术指标^[8]。由于车辆重载化的发展趋势和对传动装置经济性的要求,对传动装置中的胀圈密封功率损失展开研究,建立其功率损失模型对更高效综合传动装置的研制具有一定的意义。

综合传动装置内部包含大量的齿轮、轴承和动密封装置。传动装置的功率损失由各零部件功率损失组成。国内外学者针对齿轮的搅油损失开展了大量的理论研究和试验验证,建立了适用于不同工况下的齿轮搅油功率损失计算公式^[9-13]。关于轴承搅油损失的研究也已较为广泛,现有的常用计算模型有 Palmgren 模型^[14]、Harris 模型^[15]和 SKF 模型^[16],可根据具体的工况范围选取合适的模型快速计算轴承的搅油功率损失。胀圈密封作为综合传动装置中重要的旋转动密封形式,工作原理如图1所示。工作时压力油从左侧A处进入转轴和配油套形成的环形间隙中,胀圈在自身弹力和流体压力作用下和配油套保持相对静止;胀圈在压力作用下与轴槽DE环面贴合形成主密封面,发生相对滑动形成功率损失。前人对胀圈密封受力变形^[17-18]、温升^[19]、泄漏量^[7,20]及密封失效^[21]等开展了一系列研究,但是针对胀圈密封功率损失的计算模型研究较少。目前常用的模型为彭拾义于1976年提出的经验公式^[22],根据润滑状态的不同,摩擦系数 f 可选取相应范围内的值。不同工况条件下,润滑条件差异难以界定,系数的选取往往依靠工程经验。宫燃等^[20]及程志高^[23]研究了压力和转速对胀圈密封功率损失的影响规律,对功率损失的预估和控制提供了指导。然而,对于经验尚浅的从业人员,仍无法快速准确地计算胀圈密封的功率损失。

针对现有胀圈密封功率损失计算模型无法快速准确评估胀圈密封功率损失的现状,本文建立了胀圈密封双向流固耦合数值计算模型,提出了包含油液动力黏度、密封压差、转轴转速以及胀圈密封结构主要尺寸参数的功率损失预测模型。依据该模型分析了胀圈密封环端面宽度、转轴与配油套配合间隙、密封

环外径、油液动力黏度、密封压差以及转轴转速对胀圈密封阻力矩的影响规律,并通过正交试验极差分析和方差分析确定了影响因素主次顺序。本文研究结果可为胀圈密封功率损失计算提供参考。

1 数值仿真方法

本文采用双向流固耦合数值计算方法对综合传动装置中应用的胀圈密封展开研究,涉及计算流体动力学、结构动力学及流固耦合理论。

1.1 流动控制方程

一般流动问题均符合质量守恒方程和动量守恒方程。对于本文研究中的不可压缩流体,忽略流体黏性系数的变化,其控制方程可简化为

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i^2} + \rho f_j \quad (2)$$

式中: $i, j = 1, 2, 3$,表示三维流动的3个方向; ρ 为流体密度; u_i, u_j 分别为流体在 i, j 方向的速度分量; x_i, x_j 分别为流体在 i, j 方向的位移分量; p 为压力; μ 为流体动力黏度系数; f_j 为体积力在 j 方向上的分量。

1.2 结构控制方程

固体单元的结构动力学方程如下式

$$\mathbf{M}_s \frac{d^2 \mathbf{r}}{dt^2} + \mathbf{C}_s \frac{d\mathbf{r}}{dt} + \mathbf{K}_s \mathbf{r} + \boldsymbol{\tau}_s = 0 \quad (3)$$

式中: $\mathbf{M}_s$ 是质量矩阵; $\mathbf{C}_s$ 是阻尼矩阵; $\mathbf{K}_s$ 是刚度矩阵; $\mathbf{r}$ 是固体位移; $\boldsymbol{\tau}_s$ 是固体受到的应力。

在结构仿真中,不同零件间的接触问题属于高度非线性行为,接触问题的求解收敛与否将直接影响整个仿真的收敛性,采用接触算法中的罚函数法来解决本研究中的固体仿真问题。

1.3 流固耦合基本控制方程

基于分离解法的双向流固耦合方法在不同求解器中求解流动控制方程和结构控制方程,通过耦合面交换压力和位移数据进行迭代求解。在耦合面上满足下述基本控制方程

$$\boldsymbol{\tau}_f \mathbf{n}_f = \boldsymbol{\tau}_s \mathbf{n}_s \quad (4)$$

$$\mathbf{d}_f = \mathbf{d}_s \quad (5)$$

式中: $\boldsymbol{\tau}_f$ 是流体受到的应力; $\mathbf{n}_f$ 和 $\mathbf{n}_s$ 分别为流体与固体单元法向量; $\mathbf{d}_f$ 和 $\mathbf{d}_s$ 分别为流体与固体的位移,流固耦合面上的位移和压力数据始终相等。

2 数值计算模型

2.1 胀圈密封流固耦合数值计算方法

本文研究的胀圈密封装置源于某型号综合传动装置。在该综合传动装置中,共有两种尺寸的胀圈密封环 10 余个,其工作环境基本一致,仅密封环直径存在差异。工作在行星变速机构中的 029 号胀圈密封环直径较大,数量较多,选取该密封环作为研究对象更具有代表性,对综合传动装置效率估算意义更加明显。

胀圈密封的主要结构参数含义如图 1 所示(图中 A~F 表示胀圈密封结构的关键位置,其中 Y 代表转轴轴向方向;Z 代表径向方向。 b 为槽体宽度; L 为密封环宽度; R_0 为槽体底部到转轴底部的距离; R_1 为密封底部到转轴距离; R_2 为轴肩到转轴距离; R_3 为密封顶部到转轴距离。029 号胀圈密封环的尺寸参数如表 1 所示。综合传动装置中采用的胀圈密封环均存在一个切口,并且端面相间分布了 5 个矩形槽。装配状态的密封环切口尺寸和端面槽体尺寸如图 2 所示。

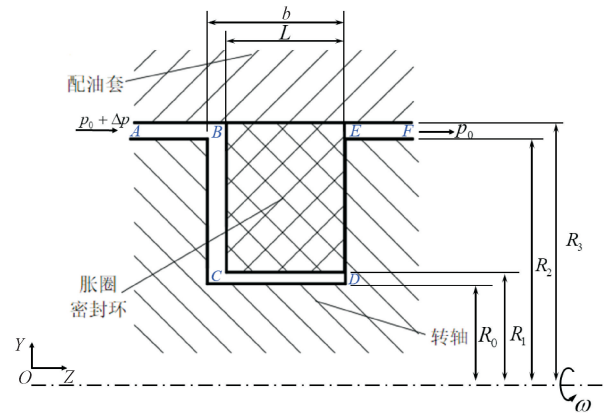


图 1 胀圈密封主要结构参数

Fig. 1 Main structural parameters of expansion ring seal

表 1 齿轮主要参数

Table 1 Main parameters of gears

参数	数值
R_0/mm	59.2
R_1/mm	59.6
R_2/mm	62.3
R_3/mm	62.5
b/mm	2.8

在配油套、转轴、胀圈密封环及流体工质组成的流固耦合问题中,流体工质与配油套、转轴及胀圈密

封环三者均存在耦合作用。配油套及转轴一般为金属材质,刚度较大,变形量可以忽略。在本文研究中,研究重点为胀圈密封功率损失,其与胀圈密封环变形及主密封面处接触压力相关。因此忽略流体工质与转轴、配油套间的耦合作用,仅考虑流体工质与胀圈密封环的双向耦合作用。

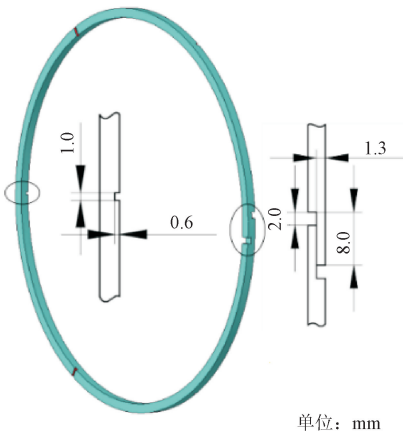


图 2 装配状态的胀圈密封环

Fig. 2 Expanded ring seal ring in assembly state

本文开展的胀圈密封流固耦合数值计算为基于分离求解法的双向流固耦合仿真,即同时考虑密封环变形对流场的影响和流场压力、速度对密封环变形、接触状态等的影响。仿真在 ANSYS Workbench 平台上完成,流体求解在 Fluent 软件上进行,结构求解在 Transient Structure 模式中进行,耦合面数据交互依靠 System Coupling 完成。

2.2 流体仿真模型

根据图 1 所示的胀圈密封原理及结构,胀圈密封环外缘面与配油套内圈保持贴合,高压油液沿配油套和转轴之间的环形缝隙流入,推动密封环与转轴轴肩在 D、E 处接触,达到边界润滑状态。部分油液经密封环切口和端面槽体泄漏,并通过配油套右侧与转轴形成的环形间隙流出。因此,配油套、胀圈密封环和转轴之间形成的狭小间隙即为流体域。通过上述参数建立的流体域模型如图 3 所示。

本研究的流体域网格为六面体网格,采用 ANSYS-ICEM 软件结构化网格生成方法划分,并进行了网格无关性验证。针对所研究的密封结构流体域,划分了 46 万、59 万、69 万、76 万、85 万,共 5 种不同网格数。以相同边界条件,仅进行流体仿真,以泄漏量为验证指标,对 5 种不同网格数的计算结果进行统计,当网格数达到 69 万时,泄漏量的后续波动达到最小,因此采用该套网格作为计算网格。

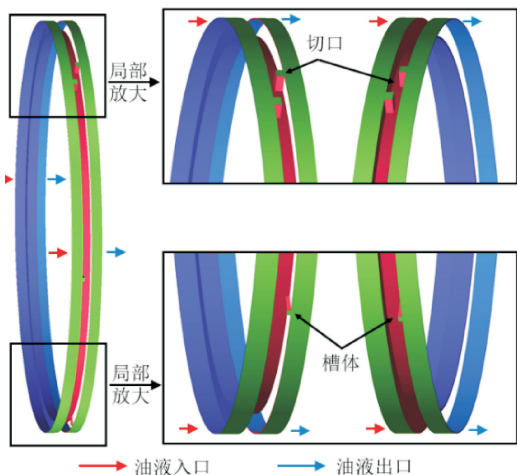


图3 流体域模型

Fig. 3 Fluid domain model

流场信息的求解在 Fluent 软件上完成,采用 Pressure-Based 求解器。本课题研究的问题中,雷诺数 $Re < 3\,000$,故选用层流模型进行求解。进出口边界条件分别设置为相应的压力入口和压力出口。压力-速度耦合求解算法采用 SIMPLE 算法,压力、动量均采用二阶差分格式。

2.3 结构仿真模型

结构仿真模型如图 4 所示,采用结构化网格对整体结构区域进行划分,并对转轴和密封环的局部区域作加密处理。

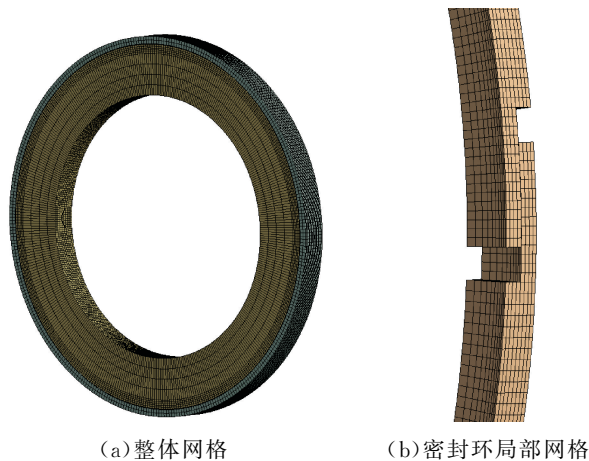


图4 结构仿真模型

Fig. 4 Structure simulation model

结构仿真给定边界条件如图 5 所示,密封环与转轴、密封环与配油套以及密封环切口处均设为摩擦接触,接触算法为增广拉格朗日法;密封环与油液接触的面设为流固耦合数据交界面;配油套外表面设为固定支撑;转轴内表面设为旋转运动副并定义

转速。转速较高时,为降低冲击载荷,可设置转速线性增大至稳定值以降低收敛难度。

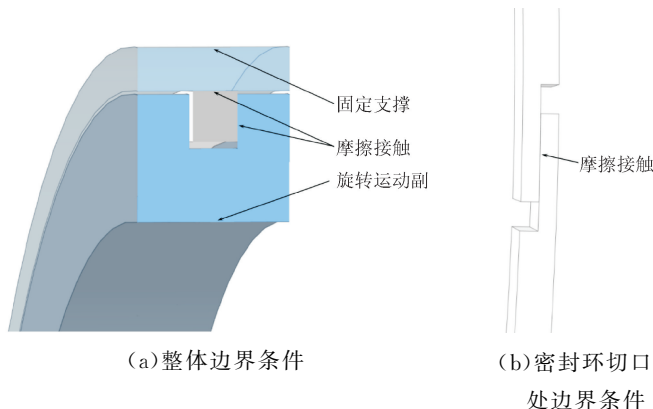


图5 结构仿真边界条件

Fig. 5 Structure simulation boundary conditions

2.4 试验验证

胀圈密封性能试验台由试验台本体、油温油压控制系统和数据采集系统 3 部分组成,如图 6 所示。油温油压控制系统为试验台本体提供恒温恒压润滑油并输入测试箱体,伺服电机带动装有胀圈密封环的箱体主轴运转,通过流量计测试胀圈密封泄漏量,通过扭矩/转速传感器测试胀圈密封功率损失。电气元件的控制与数据采集工作通过数据采集系统完成。

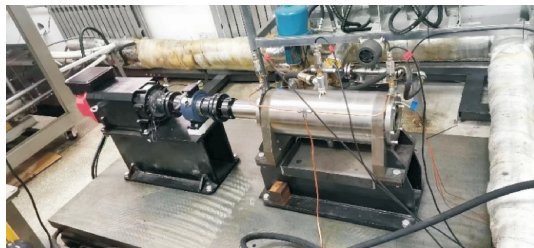


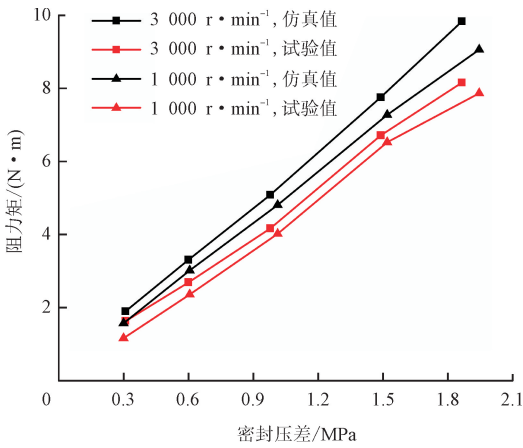
图6 胀圈密封性能试验台

Fig. 6 Sealing performance test bench of expansion ring

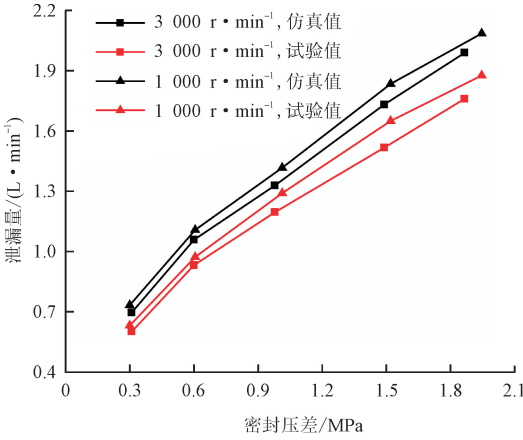
试验选用的润滑油为传动装置常用的 5W-40 重负荷动力传动润滑油。试验温度为 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$,分别测试转速为 $1\,000$ 、 $3\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,主密封面功率损失和泄漏量随密封压差的变化。试验中,温度的波动范围控制在 $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

图 7(a)、图 7(b) 分别是转速为 $1\,000$ 、 $3\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,试验测试和数值计算阻力矩、泄漏量随密封压差的变化曲线。由图 7 可见,数值仿真结果与试验值呈现一致变化趋势,但阻力矩和泄漏量的试验测量值均小于数值仿真结果。试验结果与仿真结果存在一定偏差,但二者之间偏差最大不

超过 20%,且变化趋势一致,因此证明了本文建立的数值仿真模型的可靠性。



(a)阻力矩



(b)泄漏量

图 7 数值计算与试验结果对比

Fig. 7 Comparison of numerical calculation results with experimental results

3 功率损失模型与正交方案设计

3.1 功率损失理论分析

3.1.1 主密封面功率损失

对密封环进行受力分析,在分析过程中作以下假设:

- (1)密封形成后,胀圈密封环处于平衡状态;
- (2)忽略胀圈密封环切口和端面矩形槽,认为密封面与转轴轴肩紧密接触;
- (3)胀圈密封环的密封原理决定了密封环可以在高压油液推动作用下沿轴向滑动,因此在平衡状态下,忽略配油套与密封环外缘面(即第二密封面)的轴向作用力;
- (4)胀圈密封依靠主密封面实现密封效果,因此假设 ABCD 段流场、EF 段流场均无压降,所有的

压降发生在主密封面处,即 DE 段;

(5)主密封面处,密封环与轴肩的摩擦系数为 f 。

基于上述前 4 点假设,可认为胀圈密封环在轴向的受力如图 8 所示。流体作用在胀圈密封环两端的压差 Δp 与轴肩对密封环的支持力 F_n (单位面积支持力)相互平衡,因此可得胀圈密封环的受力平衡方程式为

$$\Delta p(R_3^2 - R_1^2) = F_n(R_2^2 - R_1^2) \tag{6}$$

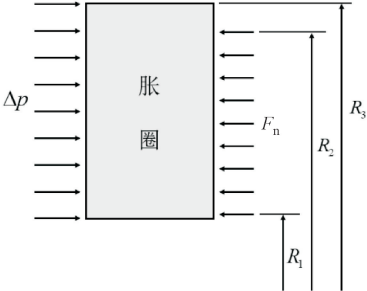


图 8 胀圈密封环受力简图

Fig. 8 The force diagram of the expansion ring seal ring

由假设(5)可知,胀圈密封环对转轴的单位面积摩擦力 F_f 可表示为

$$F_f = fF_n = f\Delta p \frac{(R_3^2 - R_1^2)}{(R_2^2 - R_1^2)} \tag{7}$$

因此转轴受胀圈密封环的阻力矩可表示为

$$M = \int_{R_1}^{R_2} r 2\pi r F_f dr = \frac{2}{3} \pi f \Delta p \frac{R_3^2 - R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} (R_2^3 - R_1^3) \tag{8}$$

式(8)即为当前广泛使用的胀圈密封功率损失计算模型。

3.1.2 CD 段功率损失分析

胀圈密封 CD、AB、EF 段流动是相似的,即外圈速度为 0,内圈以恒定角速度旋转,且 $R_o - R_i \ll 2\pi R_i$,其中 R_i 、 R_o 分别为转轴内外径长度。若忽略其沿轴向的流动及压差,在转轴转速、进出口压差恒定时,可简化为笛卡尔坐标系下的平面库埃特(Couette)流动或柱坐标下的两同心旋转圆柱间的定常流动。此处以柱坐标下的平面圆周运动进行求解,可描述为图 9 所示的流动问题。该类问题的典型特征是 $u_c = u_z = 0, u_\theta = u_\theta(R)$,任何物理量对 θ 和 Z 求偏导为 0。且在忽略重力和其他外力作用下, $p = p(R)$ 。

对于该类问题,质量守恒方程自动满足。N-S 方程可简化为

$$\begin{cases} \rho \frac{u_\theta^2}{R} = \frac{\partial p}{\partial R} \\ \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial u_\theta}{\partial R} \right) - \frac{u_\theta}{R^2} = 0 \end{cases} \tag{9}$$

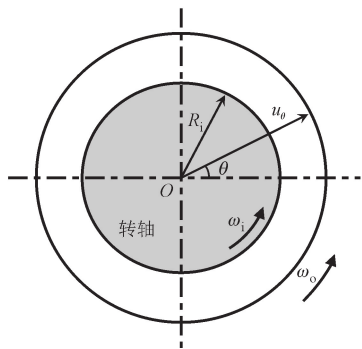


图9 平面圆周问题流动特征

Fig. 9 Flow characteristics of plane circular problem

胀圈密封 CD、AB、EF 段流动均符合该情形。以 CD 段为例,依据不可压缩黏性流动的无滑移条件,可得其边界条件为

$$\begin{cases} R = R_0, \omega_0 = \omega \\ R = R_1, \omega_1 = 0 \end{cases} \quad (10)$$

此处仅关心其速度分布,由上述两式求得速度分布为

$$u_\theta(R) = \frac{1}{R_1^2 - R_0^2} \left(-\omega R_0^2 R + \omega \frac{R_0^2 R_1^2}{R} \right) \quad (11)$$

结合下式所示的本构关系

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} \quad (12)$$

得到柱坐标系下的转轴壁面所受到的剪切力为

$$\tau_\epsilon \big|_{R=R_0} = \mu \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial R} - \frac{u_\theta}{R} \right) \bigg|_{R=R_0} = -\frac{2\mu\omega R_0^2}{R_1^2 - R_0^2} \quad (13)$$

式中: τ_ϵ 为剪切力关于 R 和 θ 的函数; μ 是动力黏度; S_{ij} 是角变形张量。将式(13)在转轴表面 CD 段积分,得到转轴 CD 段壁面所受到的黏滞阻力矩为

$$M_{CD} = \left| \int_{z_0}^{z_1} \int_0^{2\pi} R^2 \tau_\epsilon \big|_{R=R_0} d\theta \right| = \frac{4\pi\mu\omega L_{CD} R_1^2 R_0^2}{R_1^2 - R_0^2} \quad (14)$$

式中: L_{CD} 是转轴 CD 段长度。

3.1.3 BC 段功率损失分析

对于 BC 段流动,同样忽略由泄漏引起的沿轴向、径向的流动以及 R 和 θ 方向的压差,仅考虑轴肩环面和胀圈密封环端面相对运动造成的速度变化,

则 $u_R = u_Z = 0, u_\theta = u_\theta(R, Z), \frac{\partial(\cdot)}{\partial \theta} = 0$ 。

在该问题中,两环面间距 $L - b \ll R_2 - R_1 \ll 2\pi R_1$,可考虑将其简化为两无限大平板间的库埃特流动,认为沿 Z 方向的速度符合线性分布规律。CD 段流动问题如图 10 所示,对于任意半径 R 处的微元 dR ,由牛顿黏性公式可知,该处壁面切应力可表示为

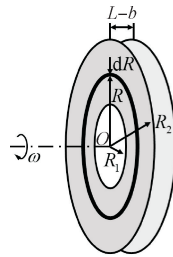


图10 CD段流动问题

Fig. 10 Flow problem in CD section

$$\tau = \mu \frac{du}{dn} = \mu \frac{\omega R}{L - b} \quad (15)$$

将式(15)在 CD 段轴肩环面上积分就得到转轴该段受油液黏滞阻力作用的力矩为

$$M_{BC} = \int_{R_1}^{R_2} 2\pi R \tau R dR = \frac{\pi\mu\omega (R_2^4 - R_1^4)}{2(L - b)} \quad (16)$$

由此可见,胀圈密封功率损失与密封压差、转轴转速、油液动力黏度及胀圈密封结构尺寸参数等众多因素相关。

3.1.4 胀圈密封功率损失模型形式

由前述分析可知,在引言中介绍的当前广泛使用的胀圈密封功率损失模型仅考虑了主密封面的功率损失,且该方法建立在一定简化和假设条件下,与胀圈密封实际工作环境存在较大差异,且该模型中的经验系数选取难度较大,并且仅仅考虑了胀圈密封环尺寸参数与压力的影响。现有研究^[18,23]均表明胀圈密封阻力矩同时与转速、密封介质黏性有关。因此本文沿用式(1)的形式,加入转速和黏度的影响,提出下式所示的功率损失模型

$$M = \beta_0 n^{\beta_1} \mu^{\beta_2} (\Delta p)^{\beta_3} \frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} (R_2^3 - R_1^3) \quad (17)$$

式中: $\beta_0, \dots, \beta_3$ 是待定系数; n 是转轴转速,不再使用旋转角速度,更符合工程使用习惯。

3.2 正交仿真方案与结果

本文对综合传动装置使用的胀圈密封功率损失开展研究,其运行工况复杂,每个影响因素的变化范围较宽,导致单个因素对应的水平数不能太少;同时,功率损失受多个影响因素作用。如果将不同因素、不同水平两两组合作为样本开展数值仿真,计算时间成本过高,效率低下。要在缩减样本数的同时确保各因素、各水平对结果的影响权重均衡,正交试验是一种十分有效的方法。

选取润滑油温度、密封压差和转速作为设计正交表的因素,每个因素选取 5 个水平,如表 2 所示。

表 2 影响因素水平表

Table 2 Factor and level of the orthogonal experiment design

水平	温度/℃	密封压差/MPa	转速/(r·min ⁻¹)
1	30	0.3	1 000
2	50	0.6	2 000
3	70	1.0	3 000
4	100	1.5	4 000
5	130	2.0	5 000

本文所研究的问题为 3 因素 5 水平,可选用 L25 (56) 正交表。L25 (56) 正交表适用于 6 因素 5 水平问题。因此,去除正交表后 3 列,仅保留前 3 列。这种改动并不影响试验工况的正交性,是正交试验设计中的常用方法。将本文的具体参数代入 L25(56)正交表,得到正交方案与计算结果见表 3。

表 3 正交方案与计算结果

Table 3 Orthogonal design and the results

编号	温度/℃	密封压差/MPa	转速/(r·min ⁻¹)	阻力矩 M/(N·m)
1	30	0.3	1 000	1.915
2	30	0.6	2 000	3.787
3	30	1.0	3 000	6.022
4	30	1.5	4 000	8.790
5	30	2.0	5 000	11.597
6	50	0.3	2 000	1.815
7	50	0.6	3 000	3.707
8	50	1.0	4 000	5.905
9	50	1.5	5 000	8.620
10	50	2.0	1 000	10.646
11	70	0.3	3 000	1.927
12	70	0.6	4 000	3.856
13	70	1.0	5 000	6.068
14	70	1.5	1 000	9.108
15	70	2.0	2 000	12.184
16	100	0.3	4 000	1.796
17	100	0.6	5 000	3.962
18	100	1.0	1 000	5.307
19	100	1.5	2 000	7.865
20	100	2.0	3 000	10.497
21	130	0.3	5 000	1.750
22	130	0.6	1 000	3.557
23	130	1.0	2 000	5.619
24	130	1.5	3 000	7.685
25	130	2.0	4 000	12.422

4 胀圈密封功率损失预测模型的建立

4.1 功率损失预测模型建立

4.1.1 回归模型线性化

多元线性回归模型^[24]常表示为

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \cdots + \beta_p x_p \tag{18}$$

式中: β_0 称为回归常数; $\beta_1, \cdots, \beta_p$ 称为回归系数; y 称为试验指标(因变量); $x_1, \cdots, x_p$ 称为试验因素(自变量)。

对实际问题获得 n 组观测数据 $(y_i, x_{i1}, x_{i2}, \cdots, x_{ip}), i = 1, 2, \cdots, n$, 记

$$\mathbf{Y} = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{pmatrix}; \mathbf{X} = \begin{pmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & \cdots & x_{1p} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & \cdots & x_{2p} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ 1 & x_{n1} & x_{n2} & \cdots & x_{np} \end{pmatrix}; \boldsymbol{\beta} = \begin{pmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \\ \beta_n \end{pmatrix}$$

则多元线性回归模型可表示为

$$\hat{\mathbf{Y}} = \mathbf{X}\boldsymbol{\beta} \tag{19}$$

式中: $\mathbf{Y}$ 称为观测向量; $\mathbf{X}$ 称为设计矩阵,它们由观测数据得到,为已知值; $\boldsymbol{\beta}$ 是待估计的未知参数向量,可求解获得; $\hat{\mathbf{Y}}$ 为多元线性回归的估计值。

对于本文所提出的功率损失模型式(17),可改写为

$$M \frac{R_2^2 - R_1^2}{(R_3^2 - R_1^2)(R_2^3 - R_1^3)} = \beta_0 n^{\beta_1} \mu^{\beta_2} (\Delta p)^{\beta_3} \tag{20}$$

对上式等号两边取自然对数,得到线性形式的功率损失模型为

$$\lg \left(M \frac{R_2^2 - R_1^2}{(R_3^2 - R_1^2)(R_2^3 - R_1^3)} \right) = \beta'_0 + \beta_1 \lg n + \beta_2 \lg \mu + \beta_3 \lg (\Delta p) \tag{21}$$

式中: $\beta'_0 = \lg(\beta_0)$ 。线性转化后的式(21)符合多元线性回归模型的一般形式。可通过多元线性回归求解回归常数和回归系数。

4.1.2 求解回归常数和系数

多元线性回归采用最小二乘估计,即寻找 $\beta_0, \beta_1, \cdots, \beta_p$ 的估计值 $\hat{\beta}_0, \hat{\beta}_1, \cdots, \hat{\beta}_p$ 使式(22)所表示的偏差平方和 Q 最小,求出的 $\hat{\beta}_0, \hat{\beta}_1, \cdots, \hat{\beta}_p$ 被称为回归参数的最小二乘估计^[25]

$$Q(\hat{\beta}_0, \hat{\beta}_1, \cdots, \hat{\beta}_p) = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{\beta}_0 + \hat{\beta}_1 x_{i1} - \hat{\beta}_2 x_{i2} + \cdots + \hat{\beta}_p x_{ip})^2 \tag{22}$$

由图 11 可知,模拟值约为试验值的 1.2 倍。为了使构建的预测模型能更准确地预测密封在真实工况下的功率损失,将表 3 中得到的仿真值除以 1.2。

回归常数和回归系数可通过多元线性回归求解。采用最小二乘估计求解回归常数和回归系数得

$$\begin{cases} \beta_0 = -3.873\,29; & \beta_1 = 0.025\,611 \\ \beta_2 = 0.018\,655; & \beta_3 = 0.946\,61 \end{cases} \quad (23)$$

即线性化后的功率损失模型为

$$\lg\left(M\frac{R_2^2-R_1^2}{(R_3^2-R_1^2)(R_2^2-R_1^3)}\right) = -3.873\,29 + 0.025\,611\lg n + 0.018\,655\lg \mu + 0.946\,61\lg(\Delta p) \quad (24)$$

4.2 显著性检验

对上述多元线性回归模型进行显著性检验,包括对回归模型的总体显著性检验、对回归系数的显著性检验以及对拟合程度的检验^[19]。

4.2.1 总体显著性检验

总体显著性检验用于判定因变量与自变量总体是否具有显著线性关系。记 $\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$, 则数据的总离差平方和为

$$S_T = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (25)$$

S_T 可分解为两个部分

$$S_R = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2 \quad (26)$$

表 4 总体显著性检验方差分析
Table 4 Analysis of variance for the model

方差来源	平方和	自由度	均方差	F 值	$F_{0.01}(3,21)$	显著性
回归 S_R	1.930	3	0.643	1 046.610	4.874	高度显著
残差 S_E	0.013	21	0.001			
总离差 S_T	1.943	24				

表 5 试验值与式(28)预测值的比较

Table 5 The comparison between the experimental value and the predicted value of formula (28)

编号	温度/℃	密封压差/MPa	转速/(r·min ⁻¹)	M/(N·m)		相对误差/%
				试验结果	预测值	
1	70	0.300	1 000	1.157	1.364	18
2	70	0.606	1 000	2.354	2.755	17
3	70	1.013	1 000	4.016	4.606	15
4	70	1.520	1 000	6.523	6.911	6
5	70	1.946	1 000	7.865	8.848	13
6	70	0.300	3 000	1.628	1.403	-14
7	70	0.606	3 000	2.684	2.834	6
8	70	1.013	3 000	4.162	4.737	14
9	70	1.520	3 000	6.710	7.108	6
10	70	1.946	3 000	8.156	9.100	12

$$S_E = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (27)$$

且满足 $S_T = S_E + S_R$ 。其中, S_R 称为回归平方和; S_E 称为残差平方和。由式(25)~式(27)计算得总体显著性检验方差分析见表 4。

由于 $F \gg F_{0.01}(3,21) = 4.874$, 说明回归方程在 $\alpha = 0.01$ 水平是高度显著的。相关系数 $R = \sqrt{\frac{S_R}{S_T}}$ 用于拟合程度的测定。经计算 $R = 0.997$, 表明回归模型对样本数据的拟合程度很好。

4.2.2 回归常数和回归系数优化

将式(24)所示的线性化模型转化为原形式,即

$$M = 10^{-3.873\,29} n^{0.025\,611} \mu^{0.018\,655} (\Delta p)^{0.946\,61} \frac{R_3^2 - R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} (R_2^3 - R_1^3) \quad (28)$$

由式(28)可计算出各工况下的胀圈密封阻力矩的预测值。由式(28)可计算出各工况下膨胀环密封阻力矩的预测值。将第 3.4 节的试验结果与式(28)计算得到的相同工况下的预测值进行对比,如表 5 所示,可以看出大部分预测值仍略大,只有一个工况的数据预测值较小。为了保证预测模型的准确性,去掉编号 6 的数据。

本文在从式(24)到式(28)的转换过程中,由于在确定对数的原始真数时预测值过大,导致计算结果出现误差。为了减小这个误差,将表 3 中的阻力矩除以 1.3 后重新代入式(21)进行拟合,得到的结果为

$$M = 10^{-3.908\,05} n^{0.025\,611} \mu^{0.018\,655} (\Delta p)^{0.946\,61} \frac{R_3^2 - R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} (R_2^3 - R_1^3)$$

(29)

式(29)的试验值和预测值如表 6 所示。

表 6 试验值与式(29)预测值的比较

Table 6 The comparison between the experimental value and the predicted value of formula (29)

编号	温度/℃	密封压差/MPa	转速 /(r · min ⁻¹)	M/(N · m)		相对误差/%
				试验结果	预测值	
1	70	0.300	1 000	1.259	1.157	9
2	70	0.606	1 000	2.543	2.354	8
3	70	1.013	1 000	4.251	4.016	6
4	70	1.520	1 000	6.379	6.523	−2
5	70	1.946	1 000	8.167	7.865	4
6	70	0.606	3 000	2.616	2.684	−3
7	70	1.013	3 000	4.373	4.162	5
8	70	1.520	3 000	6.561	6.710 2	−2
9	70	1.946	3 000	8.400	8.156	3

式(29)和式(28)只是在常数方面有所不同。从表 6 可以看出,预测值与试验值非常接近,相对误差在 9%以内,满足工业预测模型的精度要求。

5 功率损失规律分析

5.1 主要参数影响规律分析

在胀圈密封环设计时,端面宽度(即 $R_3 - R_1$ 的长度)是一个重要参数。在设计胀圈密封环时,密封环宽度 $R_3 - R_1$ 的取值减小将导致泄漏量增大,因此胀圈密封环端面宽度取值不能过小。同时,端面宽度也不能过大。这是因为端面宽度与密封环厚度 L 间存在制约关系。若密封环宽度过大,密封环与转轴间的摩擦力矩过大,将导致密封环随转轴转动,不能形成有效密封。

通过本文建立的胀圈密封功率损失模型可得到不同动力黏度下端面宽度对功率损失的影响。动力黏度的取值参考本文所研究的某型号综合传动装置使用的 5W-40 润滑油不同温度对应的动力黏度值。其他因素均取参考基准值。该参考基准值来源于该型号综合传动装置的典型运行工况。动力黏度为 18.0 mPa · s;密封压差为 1.5 MPa,转速为 3 750 r · min⁻¹。

图 11 为不同动力黏度、不同温度下胀圈密封功率损失随端面宽度的变化曲线(该曲线基于 $R_3 = 62.5$ mm 的密封环)。由图 11 可知,胀圈密封阻力

矩与端面宽度呈线性关系,随着端面宽度增大,密封阻力矩线性增大。在不同动力黏度下,该变化趋势一致。

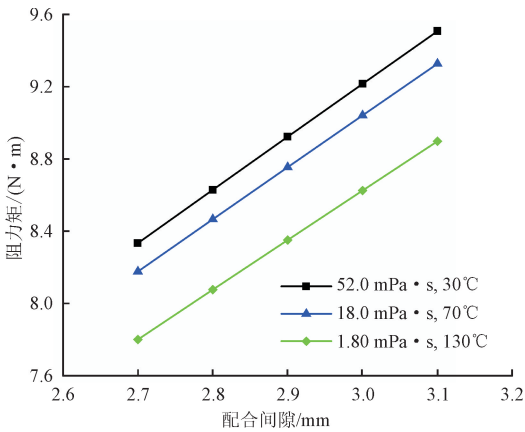


图 11 密封环端面宽度对功率损失的影响

Fig. 11 Effect of end face width of sealing ring on power loss

对于设计好的胀圈密封环,配油套与转轴之间的配合间隙(即 $R_3 - R_2$ 的长度)是另一个重要参数。同样地,该参数取值也不宜过大或过小。若配合间隙 $R_3 - R_2$ 取值过大,将导致密封环端面与转轴轴肩接触面积过小,不能形成有效密封进而导致泄漏量增大;若配合间隙 $R_3 - R_2$ 取值过小,加工和安装难度变大,且轻微的振动将导致转轴与配油套直接接触,轻则造成转轴与配油套磨损,重则导致转轴与配油套损坏。图 12 展示了在配合间隙 $R_3 - R_2$ 的合

理取值范围内,不同动力黏度、不同温度下胀圈密封功率损失随配合间隙的变化曲线(该曲线基于 $R_3 = 62.5 \text{ mm}$ 的密封环,转速为 $3\,750 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,密封压差为 1.5 MPa)。由图 12 可知,胀圈密封阻力矩与配合间隙 $R_3 - R_2$ 呈线性关系,随着配合间隙增大,阻力矩线性减小。

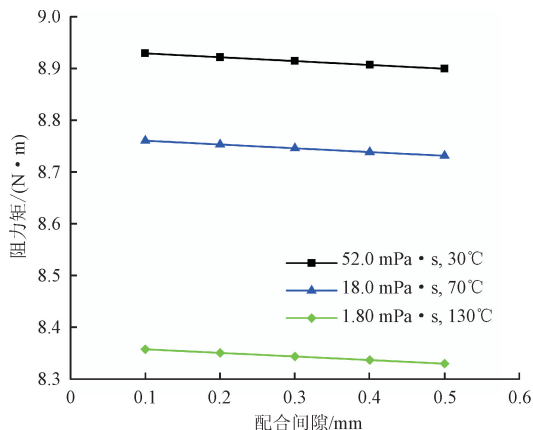
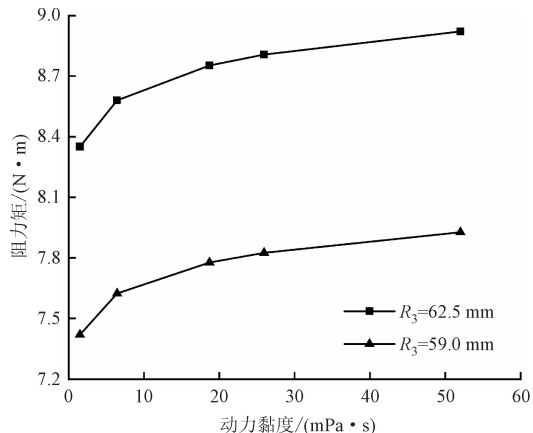


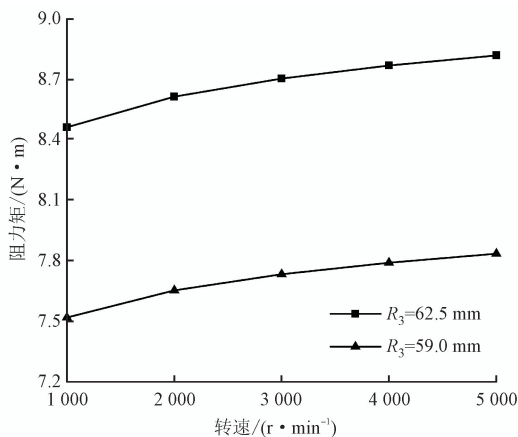
图 12 密封装置配合间隙对功率损失的影响

Fig. 12 Effect of fit clearance of sealing device on power loss

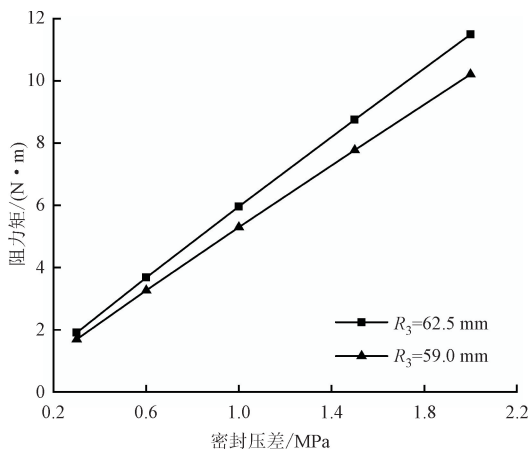
对于已经设计好的胀圈密封结构,功率损失受密封环尺寸及工况参数影响。在本文所研究的某型号综合传动装置中,共有两种尺寸的胀圈密封装置,其半径 R_3 分别为 62.5 mm 和 59.0 mm 。通过本文建立的胀圈密封功率损失模型研究温度、转速和密封压差 3 个工况参数对两种不同外径尺寸的胀圈密封装置功率损失的影响规律,如图 13 所示。其中,温度影响功率损失的实质是油液黏性随温度发生改变。对于不同牌号润滑油,温度与黏度之间的关系并不相同,因此采用动力黏度代替温度,从而准确反映功率损失与影响参数之间的关系。对于不同的润滑油,通过其黏度与温度的关系即可快速评估功率损失与温度的关系。在研究某一影响因素对胀圈密封功率损失的影响时,其他因素均取参考基准值。



(a) 动力黏度的影响



(b) 转速的影响



(c) 密封压差的影响

图 13 各影响因素对不同外径胀圈环功率损失的影响

Fig. 13 The influence of various factors on the power loss of different outer diameter expansion ring

图 13(a)展示了动力黏度对不同尺寸胀圈密封装置阻力矩的影响曲线。由图 13(a)可知,在所研究的动力黏度范围内,随着动力黏度增大,胀圈密封阻力矩增大,呈现开方关系。在动力黏度较小时,阻力矩增速较快,当动力黏度高于 $20 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ 时,阻力矩的增速明显降低。从降低功率损失的角度应保证油液动力黏度尽可能低,但对于特定型号润滑油动力黏度降低意味着油液温度的升高,但高温将给胀圈密封装置及综合传动装置带来其他不利用影响。因此应综合考量,选取合适的油液温度。考虑到本文研究中所使用的胀圈密封和润滑油的物性参数,最佳工作温度应在 $70^\circ\text{C} \sim 100^\circ\text{C}$ 之间。

图 13(b)为不同尺寸胀圈密封阻力矩随转速的变化曲线。由式(28)的功率损失模型可知,阻力矩与转速的 $0.025\,6$ 次幂成正比,但从图 13(b)可知,在综合传动装置的工作转速范围内,随着转速增大,阻力矩呈上升趋势,二者近似为线性关系。由于功

率损失等于阻力矩乘以旋转角速度,因此功率损失与转速之间为抛物线型关系。

图 13(c)为不同尺寸胀圈密封阻力矩随密封压差的变化曲线。由图 13 可知,阻力矩与密封压差之间表现为线性关系,随着密封压差增大,阻力矩快速增大。

对比不同尺寸(外径 R_3)胀圈密封环阻力矩对各影响因素的变化曲线可知,胀圈密封环外径对功率损失的影响也十分显著。随着密封环外径增大,密封阻力矩增大。这是因为随着密封环外径增大,密封环与转轴摩擦接触的面积增大。由图 13(a)和图 13(b)可以看出,在所研究范围内,密封环外径对阻力矩的影响大于动力黏度和转速对阻力矩的影响。

5.2 敏感度分析

为了得到胀圈密封功率损失对各影响因素的敏感度,判断各影响因素的主次关系和显著程度,需要开展敏感度分析。本文采用极差分析法和方差分析法对 3.2 节的正交试验方案进行分析,从而得到功率损失对各影响因素的敏感度主次关系。

设 T_i 和 $t_i(i = 1,2,3,4,5)$ 分别表示所在列对应因素取 i 水平时,所对应的 5 个试验指标之和与平均值。在某一因素的不同水平下,试验指标平均值 t_i 的最大值与最小值之差,称为极差,用 r 表示。 r 反映了每个因素对试验指标的影响程度。 r 越大,表明该因素对试验指标的影响越大,即试验指标对该因素更敏感。功率损失极差分析如表 7 所示。计算得到温度、密封压差、转速的优水平分别为 0.743、9.628、

0.586,各因素对胀圈密封功率损失影响的主次顺序为密封压差、温度、转速。

表 7 功率损失极差分析

编号	阻力矩总和/(N·m)		
	温度对应	密封压差对应	转速对应
T_1	32.110	9.205	30.535
T_2	30.695	18.870	31.270
T_3	33.140	28.920	29.840
T_4	29.425	42.070	32.770
T_5	31.035	57.345	32.000
t_1	6.422	1.841	6.107
t_2	6.139	3.774	6.254
t_3	6.628	5.784	5.968
t_4	5.885	8.414	6.554
t_5	6.207	11.469	6.400

极差分析计算简便,直观形象,可快速评估各因素的主次顺序,但无法精确评估各因素对试验结果影响的重要程度。因此,除极差分析外,一般还需对正交试验结果开展方差分析以获得各因素对试验指标影响的重要程度,如表 8 所示。从表 8 可以看出,密封压差对胀圈密封功率损失影响最为显著。温度与转速对胀圈密封功率损失的影响不显著。各因素对功率损失影响的主次顺序为密封压差、温度、转速。该结果与极差分析结果一致。

表 8 功率损失方差分析

Table 8 Variance analysis of power loss

方差来源	平方和	自由度	均方差	F 值	$F_{\alpha}(4,12)$	显著性
温度(动力黏度)	1.60	4	0.40	2.00	$F_{0.01}(4,12)=5.41$	不显著
密封压差	288.56	4	72.14	359.69	$F_{0.05}(4,12)=3.26$	高度显著
转速	1.07	4	0.27	1.34		不显著
S_t	2.41	12	0.20			
总和	293.64	24				

综上所述,温度、密封压差、转速三者中,对功率损失影响的主次顺序为密封压差、温度、转速。且密封压差对胀圈密封功率损失影响高度显著。

6 结 论

本文建立了胀圈密封结构功率损失双向流固耦合数值计算模型,并建立了胀圈密封试验台,验证了数值计算模型的准确性。在此基础上,研究了转速、压差、温度对功率损失的影响规律,所得结论如下。

(1)构建了包含转速、压力、动力黏度及主要结构参数在内的胀圈密封功率损失计算模型,模型预测精度高;显著性检验表明该损失模型总体显著性高,对样本的拟合程度优异。模型预测值与试验值偏差均低于 9%,满足工业应用要求。

(2)胀圈密封阻力矩与密封结构外径正相关;在所研究的工况参数范围内,阻力矩与配合间隙呈线性下降关系,与密封压差、密封环端面宽度、转速呈近似线性增长关系,且随密封压差变化最快;与动力黏度

呈近似开放关系,随着动力黏度增高,阻力矩呈上升趋势,动力黏度高于 20 mPa·s 时,增速明显降低。

(3)各因素对胀圈密封功率损失影响的主次顺序为密封压差、温度、转速,且密封压差对胀圈密封功率损失影响高度显著。

本研究中还存在一些不足有待完善:由于本文研究的主要内容为胀圈密封功率损失,因此建立的流固耦合仿真模型做了一些简化,忽略了主密封面处的不连续油膜及空化现象,这导致模拟值与试验值存在误差;在数值计算中,流固耦合模型中的摩擦系数根据经验确定,后续应测量其在试验中的真实值,改进数值计算模型,使得数值模拟更加准确。

参考文献:

- [1] 黄智勇,李惠敏,胡钟兵.液体火箭发动机超高速泵浮动密封环研究[J].火箭推进,2004,30(4): 10-14.
HUANG Zhiyong, LI Huimin, HU Zhongbing. Study on floating seal ring of hyper-rotate-speed pump in liquid rocket engine [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2004, 30(4): 10-14.
- [2] 宁建华.光刻技术在流体动力密封研究中的应用[J].火箭推进,2005,31(4): 41-43.
NING Jianhua. Application of photoetching to liquid hydrodynamic seal [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2005, 31(4): 41-43.
- [3] 马海瑞,姜潮,金冰.全氟醚橡胶低温密封性能和工艺研究[J].火箭推进,2010,36(3): 45-48.
MA Hairui, JIANG Chao, JIN Bing. Study on perfluoroether rubber cryogenic sealing properties and techniques [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2010, 36(3): 45-48.
- [4] 庄宿国,王良,常涛,等.高性能旋转动密封环设计研究[J].火箭推进,2016,42(1): 44-49.
ZHUANG Suguo, WANG Liang, CHANG Tao, et al. Design research of high-performance rotary sealing ring [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2016, 42(1): 44-49.
- [5] 毛凯,李昌免,张聃,等.高压液氧涡轮泵孔型/蜂窝阻尼密封的设计[J].火箭推进,2021,47(2): 47-53.
MAO Kai, LI Changhuan, ZHANG Dan, et al. Design of the hole-pattern/honeycomb seals in the high-pressure liquid oxygen turbopump [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2021, 47(2): 47-53.
- [6] 毛明,周广明,邹天刚.液力机械综合传动装置设计理论与方法[M].北京:兵器工业出版社,2015.
- [7] 桂鹏,桂林,马立刚,等.综合传动装置胀圈密封轴槽间隙设计方法[J].润滑与密封,2020,45(8): 135-142.
- GUI Peng, GUI Lin, MA Ligang, et al. Design of expansion ring seal gap of power-shift steering transmission [J]. Lubrication Engineering, 2020, 45(8): 135-142.
- [8] 阙振广,马彪.车辆传动装置功率损失建模计算[J].车辆与动力技术,2003(2): 25-28.
KAN Zhengguang, MA Biao. Modelling and calculation of vehicle transmission watt loss [J]. Vehicle & Power Technology, 2003(2): 25-28.
- [9] ANDERSON N E, LOEWENTHAL S H. Design of spur gears for improved efficiency [J]. Journal of Mechanical Design, 1982, 104(4): 767-774.
- [10] CHANGENET C, VELEX P. A model for the prediction of churning losses in geared transmissions: preliminary results [J]. Journal of Mechanical Design, 2007, 129(1): 128-133.
- [11] BONESS R J. Churning losses of discs and gears running partially submerged in oil [J]. Proceedings of the 1989 International Power Transmission and Gearing Conference, 1989, 201(1): 355-359.
- [12] SEETHARAMAN S, KAHRAMAN A, MOORHEAD M D, et al. Oil churning power losses of a gear pair: experiments and model validation [J]. Journal of Tribology, 2009, 131(2): 022202.
- [13] 梁文宏,刘凯,崔亚辉.直齿轮搅油功率损失的实验研究[J].实验力学,2015,30(2): 239-244.
LIANG Wenhong, LIU Kai, CUI Yahui. Experimental study of power loss in spur gear churning [J]. Journal of Experimental Mechanics, 2015, 30(2): 239-244.
- [14] PALMGREN A. Ball and roller bearing engineering [M]. Philadelphia: SKF industries, Inc., 1946.
- [15] HARRIS T A, MINDEL M H. Rolling element bearing dynamics [J]. Wear, 1973, 23(3): 311-337.
- [16] SKF bearings. SKF Bearings Comprehensive Catalogue [M]. Translated by SKF. Shanghai: Shanghai Science and Technology Literature Press, 1991.
- [17] 彭增雄,姜超,刘丁华,等.胀圈高速旋转密封受力分析与计算[J].农业机械学报,2008,39(6): 163-165.
PENG Zengxiong, JIANG Chao, LIU Dinghua, et al. Force analysis and calculation of the rotary seal using sealing ring [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(6): 163-165.
- [18] 秦自臻,周平,张斌,等. PEEK 旋转密封环密封性能仿真和试验研究[J].摩擦学学报,2020,40(3): 330-338.

QIN Zizhen, ZHOU Ping, ZHANG Bin, et al. Simulation and experimental study on sealing performance of PEEK rotary seal ring [J]. Tribology, 2020, 40(3): 330-338.

[19] 苑士华, 姜超, 胡纪滨, 等. 胀圈高速旋转密封端面温度的动态测试 [J]. 机床与液压, 2008, 36(3): 122-124.

YUAN Shihua, JIANG Chao, HU Jibin, et al. Dynamic measurements of face temperature of the rotary seal using sealing ring [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2008, 36(3): 122-124.

[20] 宫燃, 李洪武, 周晓军. 高速高压流体密封性能的试验研究 [J]. 润滑与密封, 2008, 33(2): 100-103.

GONG Ran, LI Hongwu, ZHOU Xiaojun. Experimental study on dynamic sealing performance under high pressure and high speed [J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(2): 100-103.

[21] 白忠恺. 胀圈高速旋转密封装置失效分析研究 [J]. 现代机械, 2017(4): 51-54.

BAI Zhongkai. The failure analysis of the piston ring rotating seals device with high-speed [J]. Modern Machinery, 2017(4): 51-54.

[22] 彭拾义. 旋转密封装置 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1976: 66-81.

[23] 程志高. 车辆传动装置旋转密封流固耦合分析与性能优化 [D]. 镇江: 江苏大学, 2019.

[24] 王岩, 隋思涟. 试验设计与 MATLAB 数据分析 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2012: 92-127.

[25] 张明年. 回归分析及实验设计 [J]. 新疆农业科学, 1978(3): 1-75.

ZHANG Mingnian. Regression analysis and experimental design [J]. Xinjiang Agricultural Sciences, 1978(3): 1-75.

(编辑 武红江)