

基于压力渗透载荷的Y形往复密封结构的可靠性分析及结构优化

夏逸夫¹, 陈国强¹, 毛桂林¹, 李杰伟², 杨鑫¹, 李彦¹

1. 湖南工程学院机械工程学院 湖南湘潭 411100

2. 湘潭大学机械工程与力学学院 湖南湘潭 411100

摘要：以Y形往复密封结构为对象，开展往复密封可靠性分析与结构优化。首先，构建了Y形往复密封结构的有限元模型，并基于压力渗透载荷的加载方式模拟了流体介质压力对Y形密封圈的作用。然后，分析了介质压力和接触面摩擦系数对Y形密封可靠性的影响规律，得到了接触压力和摩擦力在主密封面上的分布规律和变化趋势。最后，针对反行程时Y形密封圈的接触压力和摩擦力过大的问题，运用最佳填充空间设计方法，以反行程时Y形密封圈最大接触压力的最小值为目标函数构建响应面模型，并使用多目标遗传算法对Y形密封截面的唇边宽度尺寸进行了优化，得到了Y形密封圈最大接触压力和径向力的边界条件。结果表明：优化后反行程时Y形密封圈径向力和摩擦力降低了4.759%，可有效提升Y形密封结构的可靠性。

关键词：往复密封；Y形密封圈；压力渗透载荷；响应面优化；可靠性



夏逸夫

1 序言

随着国内外重大工程项目建设的持续推进，施工难度不断增大，高压、高温、大流量和长时间连续工作等已成为工程机械液压系统工作的常态，而往复密封结构是工程机械装备的关键结构，其可靠性对工程机械装备液压系统的寿命和性能有决定性的影响。往复密封失效将导致工程机械液压缸内流体介质泄漏，严重影响工程设备的运行效率，同时

也会造成环境污染，而密封件又是密封系统的最关键性部件，虽然其部分结构尺寸已有国家标准，但还存在多个尺寸参数没有确定依据，分析密封件的结构可靠性并进行优化，对提高密封系统的性能有着重大意义。

Y形密封圈是液压缸中常用的往复运动的密封元件，具有防逆压能力强、摩擦阻力小、运动平稳、耐压性好、使用压力范围广及安装方便等特点。蔡智媛等^[1]基于有限元分析研究了操作参数和轴端安装结构参数等对密封圈最大Von Mises应力和最大平面剪切应力的影响规律。富绪光等^[2]基于有限元研究了压缩率和温度对O形橡胶密封圈滑动摩擦力的影响。WU J B和LI L^[3]分析了O形密封圈的结构尺寸与材料性能对密封性能的影响。ZHOU S M等^[4]提出了一种新型马鞍形密封圈，其密封性能和承载能力优于传统C形密封圈。陈国强等^[5]利用有限元方法研究了高压背景下U形密封圈在不同运动速度、摩擦系数下对动态密封性能的影响规律。张付

基金项目：湖南省自然科学基金湘潭市联合基金（2020JJ6015）；湖南省教育厅重点项目（18A350）。

英等^[6]通过建立弹性往复密封的增效结构设计过程模型，提出密封元件的截面形状和尺寸设计是影响密封效果的重要因素。王国荣等^[7]研究了Y形密封圈在低压工况下的静、动密封性能。文献[8-12]研究了Y形密封圈的短唇倾角、唇外倾角和唇谷高度3个结构参数在阀杆静止和运动情况下的应力和接触应力的大小及分布规律。

在已有的研究中，对Y形密封圈的几何结构尺寸优化主要集中在多个离散的单一变量对密封性能的影响，然后取得各个变量最优解。这与实际中多个尺寸相互耦合影响密封性能的情况不符。本文利用Design Expert，以Y形密封圈动态最大接触压力为目标，对短唇和长唇的厚度尺寸进行优化设计，进而降低动态时密封圈的磨损速度，提高密封系统的可靠性。

2 密封系统建模和分析过程

2.1 密封结构几何模型的建立

选用液压活塞轴密封圈为对象，密封圈的型号为Y70×85×12.5（GB/T 10708.1—2000），其安装尺寸、流体密封处和工作过程如图1所示。

2.2 密封系统有限元模型的建立

图1所示的Y形密封圈密封系统为二维轴对称型，为了提高计算机的计算效率，节省计算时间，本文将模型简化为平面轴对称结构并进行有限元建模。

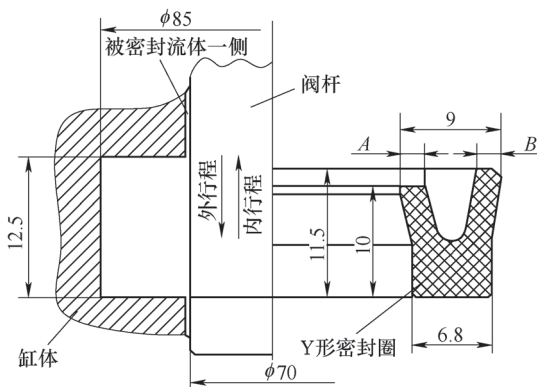


图1 Y形密封圈的密封结构

(1) 密封系统的材料参数 Y形密封圈选用丁腈橡胶（NBR）。由于Mooney-Rivlin模型能很好地描述变形<150%的橡胶材料力学性能，故选用此参数的Mooney-Rivlin模型，其应变能密度函数^[13]为

$$W = C_{10} (I_1 - 3) + C_{01} (I_2 - 3) + (J - 1)^2 / D \quad (1)$$

式中， I_1 和 I_2 是变形张量不变量； C_{10} 、 C_{01} 和 D 是力学性能常数； J 是体积变化率。

取 $C_{10} = 0.202 \text{ MPa}$ ， $C_{01} = 6.858 \text{ MPa}$ ， D 的计算公式如下

$$D = (1 - 2\nu) / (C_{10} + C_{01}) \quad (2)$$

式中， C_{10} 、 C_{01} 和 D 是力学性能常数； ν 是材料的泊松比，取 $\nu = 0.495$ 。

阀杆和缸体为线性钢材，密度为 7800 kg/m^3 ，弹性模量 $E = 210 \text{ GPa}$ ，泊松比 $\nu = 0.3$ 。

因为丁腈橡胶的泊松比为0.495，具有近似不可压缩的物理性质，为了避免有限元计算时因刚度过大导致发生体积锁定进而计算发散，所以需要在Y形圈插入命令流，激活Y形圈的mixed u-p算法。

(2) 接触设置 有3个接触对，Y形圈作为接触面，接触单元是CONTA172，阀杆和缸体作为目标面，目标单元是TARGE169；采用非对称接触，目的是使引入的穿透更加准确。

(3) 网格划分 网格划分方法，缸体和阀杆网格单元尺寸取0.8mm，并对Y形密封圈与阀杆和液体介质接触的边进行局部细化。Y形密封圈得到828个节点和775个单元。Y形密封圈密封系统的有限元网格模型如图2所示。

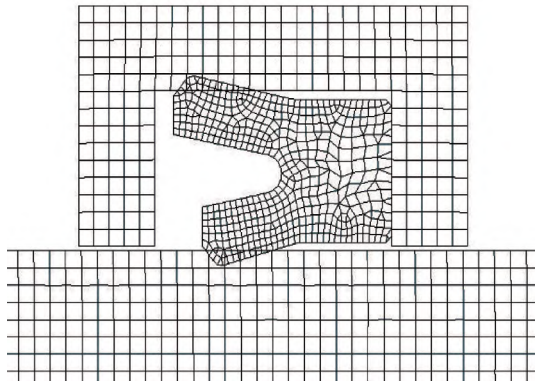


图2 Y形密封圈密封系统的有限元网格模型

2.3 加载过程

对Y形密封圈的分析分为4个载荷步。第1步空载，利用程序的接触算法将模型穿透消除，用来模拟密封圈装配后的初始状态；第2步在流体压力一侧的Y形密封圈表面上施加压力渗透载荷；第3步给阀杆1个位移来模拟阀杆内行程；第4步给阀杆1个位移来模拟阀杆外行程。用这4个载荷步来模拟Y形密封圈装配、静态受载荷以及阀杆作1个往复运动时受

载荷。

施加压力渗透载荷的方法需要注意以下几点。在需要施加流体渗透压力的接触对中插入命令流，设置流体渗透压力准则，在分析设置中插入流体渗透压力的命令流，在所受介质压力的接触中选择完全暴露在介质的点为渗透压力的起始点。

压力渗透载荷具有路径依赖的性质。在每次迭代开始，程序会探测到暴露在流体处的开始点，开始点会转变成渗透点，受流体压力载荷。渗透点向距离最近的点传导，传导过程中若渗透点接触开启或者接触压力小于制定的渗透准则，则这个点受流体压力载荷；若渗透点的接触压力大于制定的渗透标准，则渗透点不受流体压力，流体压力渗透载荷传导结束。由于压力渗透载荷的加载方式可以根据接触状态来模拟流体穿透接触面的过程，并且能在接触区域自动找到施加载荷的临界节点，故这种加载方式使得计算的结果符合实际情况。

3 Y形密封圈仿真及结果分析

3.1 静态密封性能分析

静态密封时，该尺寸Y形密封圈在不同的流体压力下的变形云图如图3所示。

静态密封时，该尺寸Y形密封圈在不同流体压力下的主密封面最大接触压力及相应的密封性能指数如图4所示。

为了能够量化比较密封性能，引入密封性能指数 β ， $\beta = \text{最大接触压力} / \text{介质压力}$ 。 $\beta \approx 1$ 时，是能够密封的临界值。 $\beta > 1$ 时，表示能够密封流体介质。 β 越大，该密封装置的密封效果越好。

从图3和图4可知，Y形密封圈安装后与阀杆成过盈配合，产生预压压力达到密封效果。Y形密封圈是依靠初始安装的预紧力，预紧力作用在短唇唇边上，使其紧密贴合在阀杆上而阻塞泄漏通道，施加介质压力后，Y形密封圈的轴向压缩、径向扩张的变形更大，短唇唇边与阀杆贴合地更加紧密，阻塞泄漏通道形成密封。随着流体压力的增大，最大接触压力近似呈线性在增加，然而密封性能指数降低，此时也能保证密封要求。

3.2 动态密封性能分析

(1) 不同流体介质对Y形密封圈最大接触压力的影响 当摩擦系数为0.1，阀杆的运动速度为

0.03m/s时，在32MPa的流体介质压力作用下，阀杆内、外行程下Y形密封圈的应力云图如图5所示。最大应力和主密封面在不同流体介质压力下的变化规律如图6、图7所示。

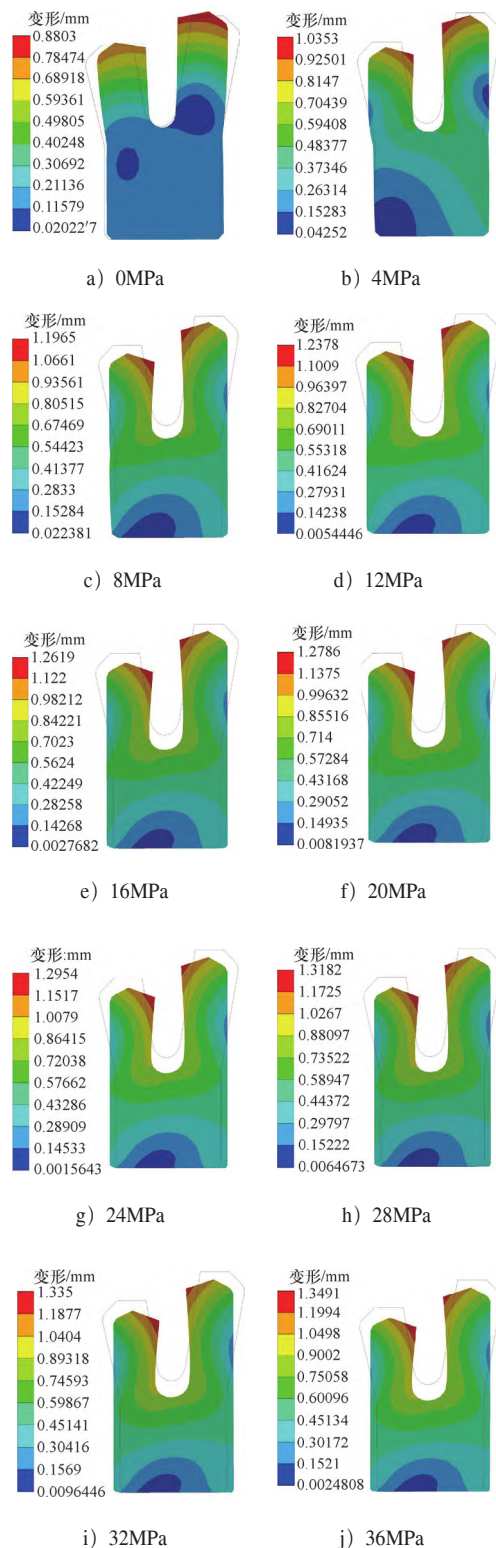


图3 Y形密封圈在不同压力作用下的变形

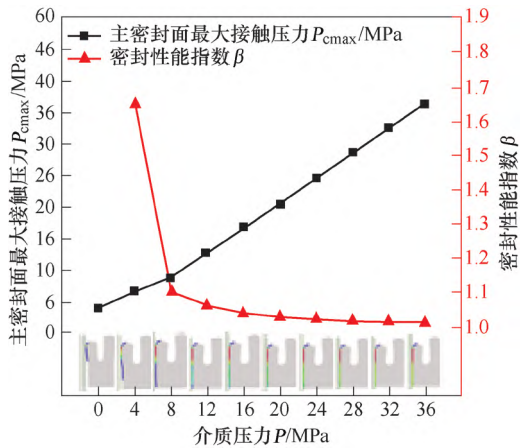
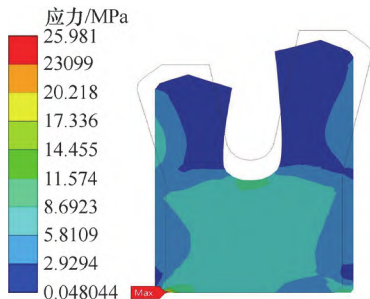
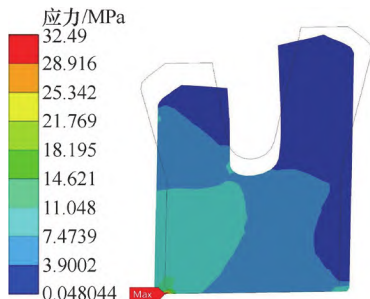


图4 不同压力作用下主密封面的最大接触压力、密封性能指数 β



a) 内行程状态下Y形密封圈应力云图



b) 外行程状态下Y形密封圈应力云图

图5 内、外行程状态下Y形密封圈应力云图

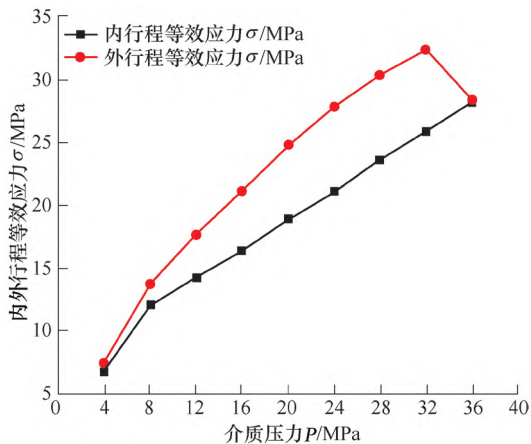


图6 动态时Y形密封圈的最大应力变化趋势

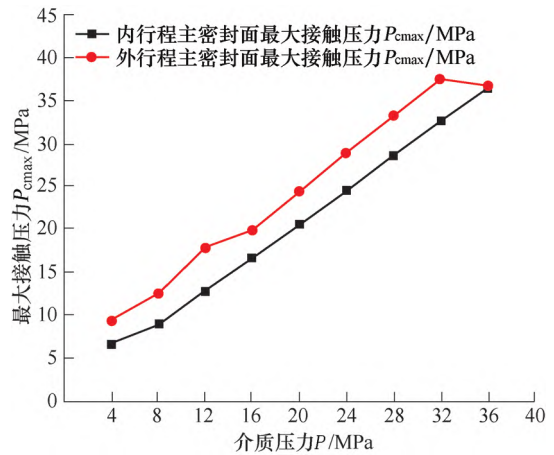


图7 动态时Y形密封圈的最大接触压力变化趋势

由图5和图6可知，动态时Y形密封圈在密封圈的唇谷和根部的应力较大，其中靠近主密封面的根部位置处的应力最大，这将会导致密封圈的根部最易发生撕裂，从而破坏流体密封系统，导致泄漏。由图7可知，在动态时，Y形密封圈主密封面的最大接触压力随介质压力增大近似呈线性增加，且反向行程比正向行程大。

(2) 不同摩擦系数对Y形密封圈最大接触压力的影响 当阀杆的运动速度为0.03mm/s，介质压力为32MPa时，在不同摩擦系数下的内、外行程的最大接触压力如图8所示。

在不同的流体压力作用下，主密封面的最大接触压力大于流体压力，且外行程的最大接触压力大于内行程的最大接触压力。从图8得知，摩擦系数对内行程的最大接触压力影响较小；外行程的最大接触压力随着摩擦系数的增加而变大。

(3) Y形密封圈主密封面的接触压力分布 在

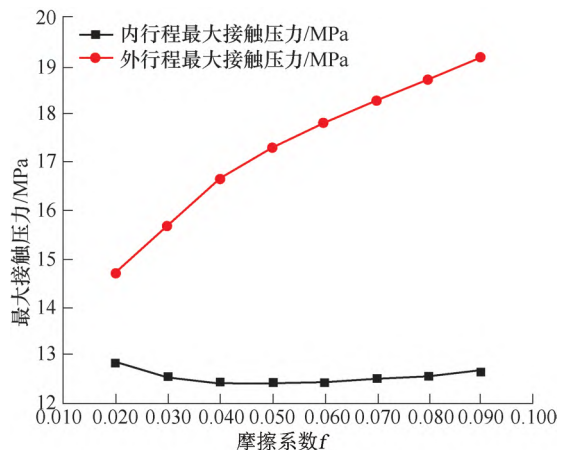
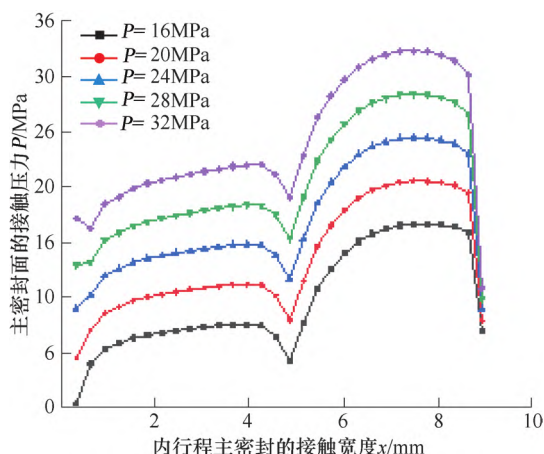
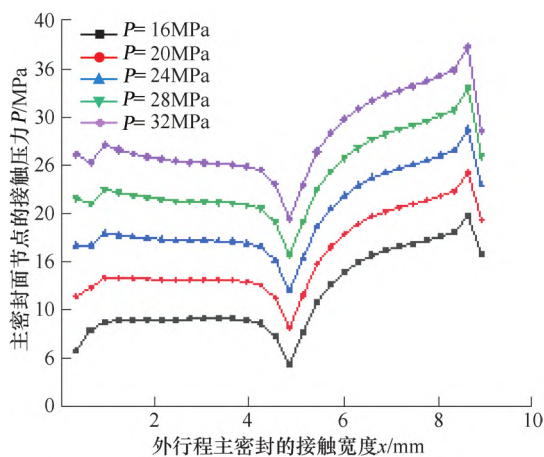


图8 动态时Y形密封圈最大接触压力随摩擦系数变化曲线

满足密封性能的情况下，需要考虑Y形密封圈主密封面的接触压力分布情况。以Y形密封圈底边与阀杆的交点为坐标原点，阀杆轴向为横坐标，以密封件单元节点的接触压力为纵坐标作图。当阀杆的运动速度为0.03m/s，摩擦系数为0.1时，在不同流体压力下，Y形密封圈内、外行程的压力分布情况如图9所示。



a) 内行程状态下密封圈主密封面的接触压力分布情况



b) 外行程状态下密封圈主密封面的接触压力分布情况

图9 内、外行程状态下密封圈主密封面的接触压力分布情况

(4) Y形密封圈主密封面径向力的计算 提取Y形密封圈主密封面节点的接触压力，对节点对应的位置坐标和接触压力进行多项式拟合，得到接触压力与接触宽度的拟合曲线，由接触压力在接触宽度上的积分可得接触面上的单位径向力。在流体介质压力为32MPa的工况下，将内行程的接触压力表达式分为两段，以便得到较好的拟合效果，分别为 y_1 和 y_2

$$y_1 = -0.0238x^9 + 0.5828x^8 - 6.1199x^7 + 35.8805x^6 -$$

$$128.5111x^5 + 288.9139x^4 - 402.4436x^3 + 327.7223x^2 - 133.911x + 36.639 \quad x \in (0.3, 4.8177) \quad (3)$$

$$y_2 = -0.2084x^8 + 11.0254x^7 - 253.7172x^6 + 3317.2x^5 - 26949x^4 + 139310x^3 - 447500x^2 + 816710x - 648460 \quad x \in (4.8177, 8.8928) \quad (4)$$

式中， y_1 和 y_2 分别是主密封面的两段接触压力(MPa)； x 是接触宽度(mm)。

对式(3)、式(4)积分运算，可以得到内行程状态下Y形密封圈截面的主密封面上总接触力 P_i 为

$$P_i = \int_{0.3}^{4.8177} y_1 dx + \int_{4.8177}^{8.8928} y_2 dx \quad (5)$$

将式(3)、式(4)代入式(5)可以得到内行程状态下Y形密封圈截面的主密封面总的接触压力 $P_i = 211.4143\text{MPa}$ 。

内行程密封圈的径向力 T_i 为

$$T_i = P_i \pi D \quad (6)$$

式中， T_i 是内行程的径向力(N)，计算可得 $T_i = 46492.43\text{N}$ ； D 是阀杆直径(mm)。

同理，外行程的接触压力表达式分为两段可以得到较好的拟合效果，分别为 y_3 和 y_4

$$y_3 = -0.034x^9 + 0.8265x^8 - 8.5918x^7 + 49.7754x^6 - 175.5624x^5 + 386.3703x^4 - 521.5445x^3 + 405.4054x^2 - 157.992x + 48.4133 \quad x \in (0.3, 4.8177) \quad (7)$$

$$y_4 = -0.4564x^5 + 14.9938x^4 - 194.3287x^3 + 1204.1x^2 - 3886.4x + 4797.3 \quad x \in (4.8177, 8.8928) \quad (8)$$

式中， y_3 和 y_4 分别是主密封面的两段接触压力(MPa)； x 是接触宽度(mm)。

对式(7)、式(8)积分运算，可以得到外行程状态下Y形密封圈截面的主密封面上总的接触力 P_e 为

$$P_e = \int_{0.3}^{4.8177} y_3 dx + \int_{4.8177}^{8.8928} y_4 dx \quad (9)$$

将式(7)、式(8)代入式(9)，可以得到外行程状态下Y形密封圈截面的主密封面的总接触压力 $P_e = 240.3912\text{MPa}$ 。则外行程密封圈的径向力 T_e 的大小为

$$T_e = P_e \pi D \quad (10)$$

式中， T_e 是外行程的径向力(N)，计算可得 $T_e = 52864.78\text{N}$ ； D 是阀杆直径(mm)。

(5) 密封圈主密封面摩擦力的计算 在满足密封性能的前提下，需要降低密封件的磨损速度，摩

摩擦力的大小直接影响着磨损速度。则摩擦力 F_f 为

$$F_f = \mu T \tag{11}$$

式中， F_f 是摩擦力（N）； μ 是摩擦系数； T 是径向力（N）。

将 $\mu=0.1$ 、 $T_i=46492.43$ 代入公式（11），得到内行程的摩擦力 $F_{fi}=4649.243\text{N}$ 。

将 $\mu=0.1$ 、 $T_e=52864.78$ 代入公式（11）得到外行程的摩擦力 $F_{fe}=5286.478\text{N}$ 。

4 优化模块

4.1 优化问题

根据Y形密封圈的动态密封性能研究可知，流体压力在0~36MPa，Y形密封圈的内外行程能保证

密封效果。由于在流体介质压力为32MPa时，外行程的摩擦力比内行程的摩擦力大11.37%，因此为了降低Y形密封圈磨损速度，需要降低外行程的摩擦力。

4.2 优化方法

由于最大接触压力与径向力具有相关性，所以转化为降低最大接触压力。利用响应面优化方法，以短唇宽度 A 和长唇宽度 B 为设计变量；由于丁腈橡胶的撕裂强度为76~94MPa，因此Y形密封圈最大应力<76MPa为约束条件，以保证Y形密封圈不发生撕裂；以最大接触压力为目标函数，构建Kringing响应面模型如图10所示，使用多目标优化遗传算法优化几何尺寸。

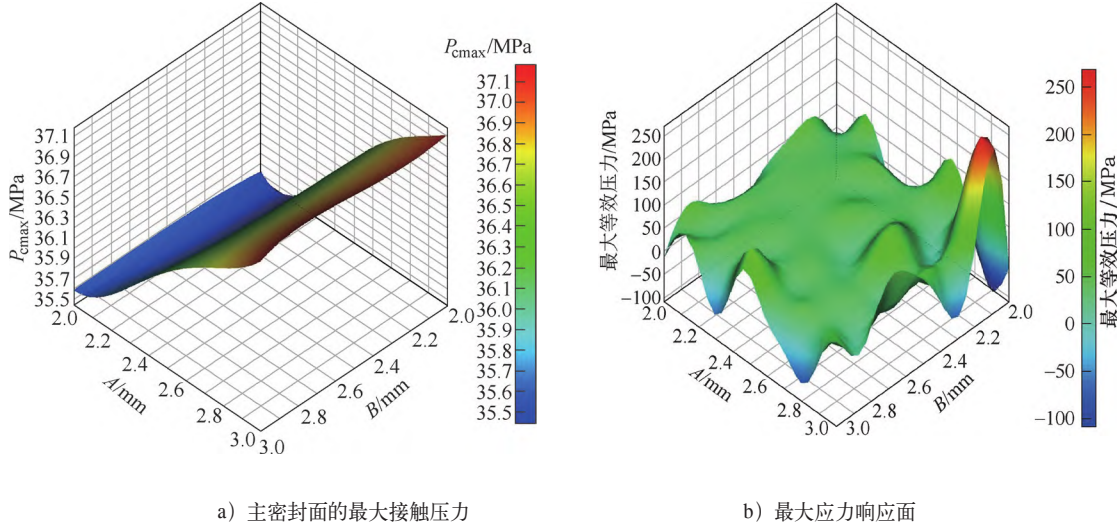


图10 主密封面的最大接触压力和最大应力响应面

4.3 优化结果

通过拟合得到响应面，计算得到的最优值及其函数值为预测值，对最优值取整后再进行有限元计算，得到相应点的实际值。原始设计、预测值和实际值见表1。

表 1 响应面优化前后密封性能参数变化

参数	原始设计	预测值	圆整后
短唇厚度 A/mm	2.80	2.0923	2.09
长唇厚度 B/mm	2.80	2.0007	2.00
最大接触压力 $P_{\text{cmax}}/\text{MPa}$	37.309	35.441	35.273
最大应力 $\sigma_{\text{max}}/\text{MPa}$	32.49	28.074	33.902

经过响应面优化后，Y形密封圈外行程的最大

接触压力降低了2.036MPa，最大接触压力降低了5.457%，预测值与实际值误差为0.476%。最大应力为33.902MPa，有足够安全余量不被撕裂。

为了更准确地反映降低的磨损速度，比较优化前后Y形密封圈的摩擦力。

原始设计的摩擦力为5286.478N，优化圆整后有限元计算得到的结果在0.03mm处的单元节点被挤入密封间隙，挤入的部分很小，不影响密封。在圆整后，同样也将积分区间分为两段，两段的多项式表达式 y_5 和 y_6 分别为

$$y_5 = -0.0112x^8 + 0.1093x^7 + 0.2049x^6 - 7.1026x^5 + 39.9066x^4 - 108.6753x^3 + 161.2443x^2 - 127.6453x + 69.3107 \quad x \in (0.60466, 4.869) \tag{12}$$

$$y_6 = 0.0058x^5 - 1.7034x^4 + 43.6868x^3 - 434.5904x^2 + 1931.7x - 3185.4 \quad x \in (4.869, 8.61) \quad (13)$$

式中， y_5 和 y_6 分别是主密封面的两段接触压力（MPa）； x 是接触宽度（mm）。

对式（12）、式（13）积分运算，可以得到优化后外行程状态下Y形密封圈截面的主密封面上总的接触力 P_e' 为

$$P_e' = \int_{0.3}^{4.8177} y_5 dx + \int_{4.8177}^{8.8928} y_6 dx \quad (14)$$

将式（12）、式（13）代入式（14），可以得到优化后外行程状态下Y形密封圈截面的主密封面的总接触压力 $P_e' = 229.4686$ MPa。则优化后外行程密封圈的径向力 T_e' 为

$$T_e' = P_e' \pi D \quad (15)$$

计算式（15）可得 $T_e' = 50462.78$ N，将 $\mu = 0.1$ ， $T_e' = 50462.78$ 代入式（11），得到优化后外行程的摩擦力 $F_{fe}' = 5046.278$ N。

由此可以得到优化圆整后的积分径向力和摩擦力分别为50462.78N和5046.278N。优化后比原始设计的摩擦力降低了240.2N，降低了4.759%。

5 结束语

运用有限元方法，分析了阀杆用Y形密封圈的静态、动态密封性能。Y形密封圈安装后，通过预压力使唇边与阀杆贴合，从而阻塞泄漏通道，施加流体压力后，密封圈变形更大，贴合更紧密。随着流体压力的增大，最大接触压力近似呈线性增加，而密封性能呈指数降低。阀杆正向行程与反向行程时，接触压力分布情况不同，阀杆反向行程相对于内行程各节点的接触压力要大一些。

为了提高高压往复密封的可靠性，针对反向行程径向力和摩擦力过大的问题，对Y形密封圈唇唇宽度和长唇宽度的结构尺寸进行了参数性优化，通过多目标优化遗传算法得到最优解，优化后降低了反向行程密封圈的接触压力、径向力和摩擦力，从而降低了Y形密封圈的磨损速度，最终提高了密封系统的可靠性。

参考文献：

[1] 蔡智媛，王冰清，彭旭东，等. 基于安装过程的O形

圈安装结构优化分析[J]. 中国机械工程，2019，30（22）：2691-2697.

[2] 富绪光，陈江弥，罗震宇. 往复运动密封装置中O形橡胶密封圈的滑动摩擦力有限元分析[J]. 橡胶工业，2021，68（5）：332-338.

[3] WU J B, LI L. Influence of ambient pressure on sealing performance of O-ring in deep-sea hydraulic system[J]. Ocean Engineering, 2022, 245: 110440.

[4] ZHOU S M, Chen P, SHI Y. Analysis on Sealing Performance for a New Type of Rubber Saddle-Shaped Sealing Ring Based on AQAQUS[J]. Procedia Engineering, 2015, 130: 1000-1009.

[5] 陈国强，谭建平，陈晖. 高压大流量水阀U形密封圈失效机理 [J]. 中南大学学报（自然科学版），2013，44（3）：942-948.

[6] 张付英，郑辉，洪彬，等. 弹性液压往复密封的增效结构设计研究[J]. 润滑与密封，2015，40（1）：76-80.

[7] 王国荣，胡刚，何霞，等. 往复密封轴用Y形密封圈密封性能分析[J]. 机械设计与研究，2014，30（6）：37-42.

[8] 王琦，张付英，姜向敏. 基于ANSYS的Y形橡胶密封圈密封性能研究[J]. 液压与气动，2017（6）：55-59.

[9] 李腾，张付英，邓康丰. 基于ANSYS的Y形橡胶密封圈静态密封性能研究[J]. 润滑与密封，2013，38（11）：64-67.

[10] 王刚，张晞，王艳燕，等. 基于ANSYS Workbench的液压支架Y形密封圈有限元分析[J]. 煤炭工程，2015，47（10）：138-141.

[11] 郑明军，王文静，陈政南，等. 橡胶Mooney-Rivlin模型力学性能常数的确定[J]. 橡胶工业，2003（8）：462-465.

[12] 欧阳小平，薛志全，彭超，等. 航空作动器的VL密封特性分析[J]. 浙江大学学报（工学版），2015，49（9）：1755-1761.

[13] 彭兵，林生义，向宇. 提高丁腈橡胶夹布密封件使用性能研究[J]. 润滑与密封，2007（5）：174-175，195.

MW 20241021