基于有限元分析的闸阀中法兰强度与结构优化设计

赵越

南京厚固新能源科技有限公司苏州分公司

摘要：本文聚焦于闸阀中法兰的结构强度与密封性关系，探讨了影响阀门安全性的关键因素。提出了基于阀门的安全可靠运行，应优化设计获得中法兰强度与结构尺寸的合理匹配，并降低其重量。采用 ANSYS 软件对中法兰有限元分析模型，进行了传热及温度场计算、应用稳态热 - 结构耦合分析获得了中法兰三向应力分布规律和最大、最小值，确定了最优化的结构尺寸，实现了中法兰强度、结构尺寸及质量的最佳匹配。

关键字：闸阀中法兰；有限元分析；结构强度；热 - 结构耦合；结构优化设计

利用数值模拟 ANSYS 软件，分析了阀门中法兰连接的工作性能。通过稳态热 - 结构耦合作用的模拟研究，重点分析闸阀中法兰的应力和应变分布，明确各设计参数对法兰性能的影响。结合对螺栓与法兰连接的研究，进一步优化关键尺寸参数，以确定最佳法兰结构设计和合适的工作强度。该过程不仅可提升法兰自身的密封性与可靠性，还能减少材料使用，降低产品质量与成本，为螺栓法兰连接系统的优化设计和阀门技术的整体进步提供了切实可行的解决方案。

1　研究目标、内容及方法

1.1　研究目标

通过模拟仿真，全面掌握中法兰结构在实际工作环境下的径向、环向及轴向的应力分布。通过对多组法兰三向应力数据分析，进一步优化设计中法兰的关键结构尺寸，实现提升法兰之性能，降低其重量的目标。

1.2　研究内容

研究的主要内容为：对简化的闸阀中法兰三维模型进行有限元分析，并建立阀门的热力学模型，以模拟其在实际运行环境中的工作状态。通过热分析，获得中法兰在不同工况下的温度场分布和热载荷特性。将热分析中得到的温度载荷作用于静力场，通过静力学分析进一步计算法兰在热 - 结构耦合作用下的应力响应情况。该过程能够系统地分析热力和静力组合对法兰受力状态的影响，从而得到更接近实际工况的应力分布结果。借助这些分析，重点关注法兰结构在三向力学性能方面的表现，同时分析关键应力集中区域的变化规律和设计约束条件。在获得详实的仿真数据后，结合中法兰的工程设计需求，明确实现轻量化改进的可能性，并为尺寸优化提供针对性的方法。

1.3　研究方法

采用 ANSYS Workbench 数值仿真方法对中法兰进行多次稳态热 - 结构耦合分析。基于更准确地描述中法兰的热力性能，对简化的中法兰三维模型引入了一系列关键几何参数，并保持阀门垫片的尺寸不变，以确保密封效果作为约束条件。通过调整法兰槽和螺栓孔位置的尺寸参数，对影响法兰受力状态的关键结构尺寸进行逐步优化。

这些变化的关键尺寸包括 3 个部分：1）垫片槽内径到阀门中腔内径的距离：这一尺寸直接影响法兰的密封性能和承载能力，对应力集中区域有显著影响；2）螺栓圆中心到阀门中腔内径的距离：该距离会影响螺栓力的分布路径和传递效率，进而对法兰的结构强度和连接可靠性产生影响；3）法兰外侧到阀门中腔内径的距离：该尺寸决定了法兰的整体轮廓，对质量和结构刚度有重要影响。

多次调整上述尺寸参数，并利用 ANSYS 仿真计算，可得到不同时刻和不同结构参数下的法兰三向应力分布，包括径向应力、环向应力和轴向应力。具体而言，在每次仿真中，分别记录径向应力、环向应力及轴向应力的最大值和最小值，同时生成对应的应力分布图。对这些数据进行比对分析，可明确不同法兰结构尺寸对受力状态的影响规律。

结合仿真计算结果，对多种设计方

案详细筛选，最终利用结构优化方法确定中法兰的最优尺寸方案，以确保在满足强度和密封性设计要求的基础上，将法兰的质量降低至最小。这种优化不仅能减少材料使用量，降低制造成本，且可提高法兰的结构效率和经济性，使其更好地适应实际工程应用场景。

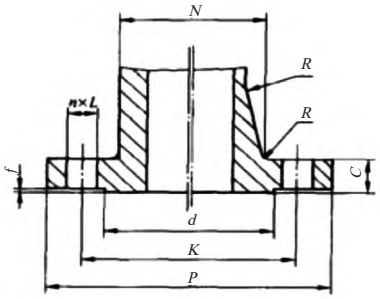
2 闸阀中法兰的合理设计

2.1 闸阀结构

闸阀是一种能实现全开和全关切断功能的阀门。其关闭件是闸板，起到开启和关闭的作用。

2.2 中法兰合理设计

中法兰连接结构的组成零件为螺栓、垫片、法兰和螺母。其设计顺序为：垫片、螺栓、法兰本体。法兰设计采用WATERS法。垫片设计的关注点是材料、内径和宽度，确定合适的垫片比压力和垫片系数，并对垫片在预紧和操作工况下密封性校核。确定垫片分别在预紧和操作工况下的最大和最小垫片压应力。若计算所得的垫片正压力在限定值范围内，则证明设计合格，可达到良好的密封效果。完成螺栓设计后，继而可确定螺栓面积，最后设计法兰本体。本文主要关注法兰本体的设计，法兰接头如图1所示。式（1）是基于符合设计需求时，法兰须满足的强度条件。其中，



R: 圆角半径，*C*: 法兰厚度，*K*：螺栓孔中心圆直径，*d*: 凸面外径 *D*: 法兰外径，*f*: 凸面厚度

图1 法兰接头二维图

$$\sigma_1+\sigma_2\approx 2[\sigma]_f^t \quad \begin{matrix}\sigma_1+\sigma_2\approx 2[\sigma]_f^t \\ \sigma_1+\sigma_3\approx 2[\sigma]_f^t\end{matrix}$$
$$\sigma_1+\sigma_3\approx 2[\sigma]_f^t \qquad (1)$$

轴向应力=σ_1，切向应力=σ_2，径向应力=σ_3。

影响中法兰强度的3个最为关键的结构尺寸是锥颈大端厚度、锥颈厚度和法兰环厚度。 图2给出的7幅法兰设计方案图，其在相同的法兰力矩作用下均满足设计所需的强度条件。 由图2显然可知，中法兰的厚度从左到右随着锥颈的增大而递减。试验结果显示中间斜线填充的第4种设计方案最优，相较于其他6种设计方案，重量较小，体积更为紧凑，此时法兰材料的强度最合适。而第一种设计方案的法兰锥颈最小，法兰厚度最大，这种法兰只有环向应力，径向应力非常小；第7种设计方案的法兰锥颈最大，法兰厚度最小，这种法兰只有径向应力，环向应力非常小。因这两种设计使法兰仅存在一个方向的应力，均是不合理的。

3 闸阀中法兰有限元分析

3.1 中法兰模型及网格划分

用Solidworks软件建立法兰连接结构的三维模型并进行网格划分。在便于分析和保证计算精度的前提下，模型尽可能简化。根据上述法兰结构对称性和受载荷与约束具有周期性的特点，取法兰的1/4进行有限元分析。在建模过程中忽略法兰的某些倒角。在ANSYS Workbench中对模型实行面部局部尺寸的网格划分，将单元尺寸定义为5mm。

在ANSYS Workbench中定义了闸阀组成的零部件材料，其中支架、阀盖及阀体为结构钢，垫片为石墨。闸阀主要零部件的材料名称和物理性能列入表1。

3.2 边界条件及约束

稳态热-结构耦合分析：先进行模型热力学分析，后把得到的热力学结果（温度载荷）插入静力学场中分析计算，图3为ANSYS Workbench中具体流程设置。

在稳态热分析中，温度通过式（2）求解：

$$[K(T)]\{T\}=\{Q(T)\} \qquad (2)$$

假设：1）在稳态热分析中，不应考虑瞬态效应；2）[*K*]是一个常数或者是温度的函数；3）{*Q*}是一个常数或者是温度的函数；4）固定的温度代表施加在系统上的约束{*T*}。

本研究的热边界条件为：1）温度：在面上施加温度{*T*}的约束；2）对流：在模型外表面施加对流约束。计算公式为对流 $qc=hA(T_{surface}-T_{ambient})$，其中 h=导热膜系数，A=面积，$T_{surface}$=表面温度，$T_{ambient}$=环境温度。

其中：1）阀体内侧面施加温度180℃；模型外表面施加对流约束，环境温度22℃，导热膜系数 $h=5\times10^{-6}$ W/mm^2 ℃；2）在阀体下端面施加固定约束；3) 在阀体内腔施加17.13MPa的压力载荷；4) 在阀体下端施加无摩擦约束；5) 用梁连接简化模型的4个法兰，

图2 相同法兰力矩下的法兰设计方案图

表1 闸阀主要零部件的材料和物理性能

零件	材料	密度/（kg/m^3）	杨氏模量/MPa	泊松比
支架	结构钢	7 850	200	
阀盖	结构钢	7 850	200	
阀体	结构钢	7 850	200	
垫片	石墨	2 250	9 800	0.15

图 3　ANSYS Workbench 具体流程设置

并分别施加螺栓预紧力 237 179N。施加载荷与边界条件后的模型如图 4 所示。

3.3　运算结果

闸阀中法兰温度场、应力应变分析。180℃闸阀稳态温度场分布如图 5 所示。最大温度 T_{max} = 180.02℃出现在阀体内侧，最低温度 T_{min} = 159.5℃出现在支架的上端部。等效应力如图 6 所示，应力强度如图 7 所示，总变形如图 8 所示，法兰的 X 方向径向应力、Y 方向环向应力及 Z 方向轴向应力如图 9 所示。

3.4　闸阀中法兰结构优化

当垫片尺寸保持不变时，通过修改法兰槽内径、螺栓孔中心及法兰外侧到阀门中腔内径的距离，研究不同距离对闸阀法兰三向应力强度的影响。图 10 为法兰中 A、B、C 的位置示意图。

其中，原始模型的 A=155 mm，B=221 mm，C=198 mm。径向应力最大值 =P_{x1}，径向应力最小值 =P_{x2}；环向应力最大值 =P_{y1}，环向应力最小值 =P_{y2}；轴向应力最大值 =P_{z1}，轴向应力最小值 =P_{z2}。

1）保持 A=155 mm，C=170 mm 不变，调整 B 数值的三向应力变化，由表 2 可知应力较小值主要集中在 A=155 mm，B=228 mm，C=170 mm。

保持 C=175 mm 不变，调整 A 和 C 数值后三向应力（见表 3）。由表 2 可知应力较小值主要集中在 A=155 mm，B=228 mm，C=170 mm 时。

2）保持 C=175 mm，改变 A 和 B 的数值，由表 3 可知应力较小值主要集中在 A=155 mm，B=226 mm，C=175 mm 和 A=160 mm，B=226 mm，C=175 mm。

综上所述的计算结果可知，最优尺寸为 A=155 mm，B=228 mm，C=170 mm。

3）优化前、后中法兰的尺寸与三向应力对比见表 4。由表 4 可知，优化后阀门的法兰外半径 / 直径减少了 28/56 mm，质量相比优化前有一定量的降低，实现了中法兰优化设计的目标。

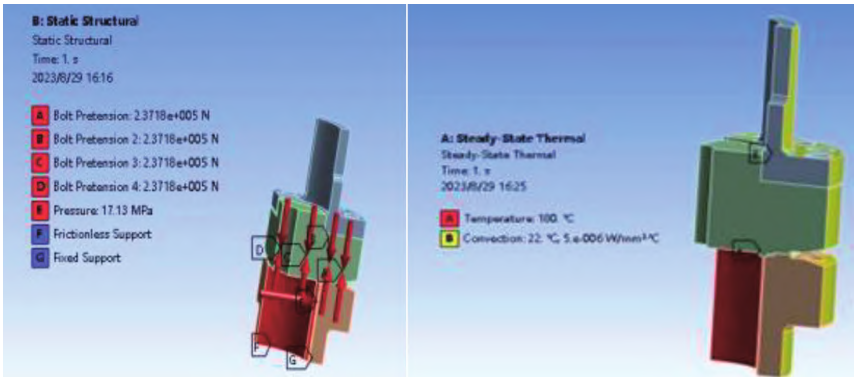


图 4　中法兰边界条件和载荷

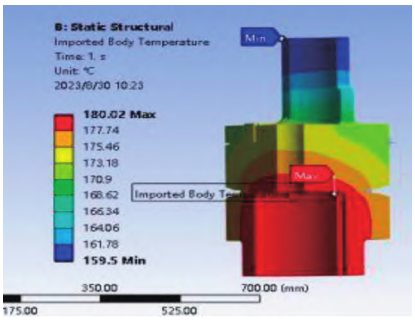


图 5　法兰温度场分布

图 6　等效应力图

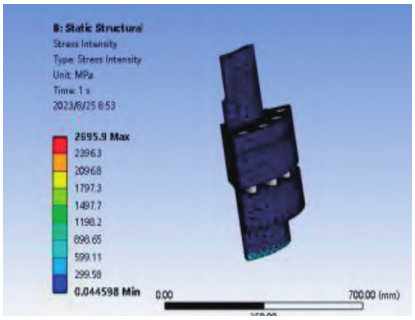


图 7　应力强度图

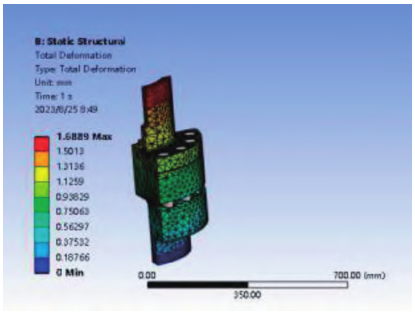
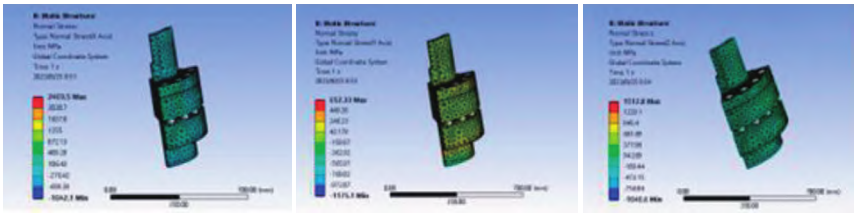
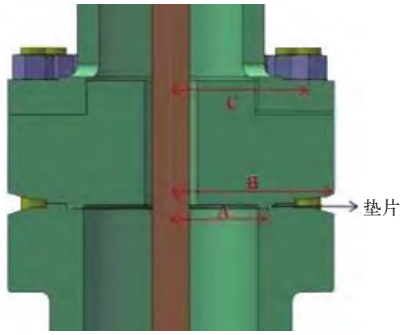


图 8　总变形图



a）X- 径向应力　　b）Y- 环向应力图　　c）Z- 轴向应力图

图 9　法兰径向、环向及轴向应力分布图



A: 垫片槽内径到阀门中腔内径的距离，*B*: 法兰外侧到阀门中腔的距离，*C*: 螺栓圆中心到阀门中腔内径的距离

图 10　法兰中 *A*、*B*、*C* 位置示意图

4　结论

在中法兰的设计过程中，确立其适当的结构强度和优化的结构尺寸至关重要。不同几何尺寸的中法兰会显著影响其应力强度。通过对简化后的有限元 ANSYS 闸阀模型进行稳态热 - 结构静力学分析，获得了闸阀的三向应力（径向应力、环向应力和轴向应力）分布情况。通过对多组分析结果的对比，确定了优化后的中法兰结构尺寸。

具体而言，在保持垫片槽内径与阀门中腔内径距离不变的前提下，增大螺栓圆心至阀门中腔内径的距离，并减小法兰外侧至阀门中腔内径的距离，可以显著降低中法兰的径向压力和轴向压力，同时仅略微提升环向应力。这一优化方案不仅有效提升了中法兰的结构性能，还为实现其轻量化设计目标提供了有力支持。

表 2　*A*=155 mm，*C*=170 mm，调整 *B* 值的三向应力变化情况

A/mm	*B*/mm	*C*/mm	P_{x1}/MPa	P_{x2}/MPa	P_{y1}/MPa	P_{y2}/MPa	P_{z1}/MPa	P_{z2}/MPa
155	225	170	2 540.8	-3 746.9	770.63	-1 919.1	1 289.8	-1 094.8
155	226	170	1 279.7	-1 113.4	1 780.3	-3 032.6	1 349.8	-1 136.6
155	227	170	2 928.6	-1 134.8	782.9	-1 687	1 188.96	-1 047
155	228	170	1 165.8	-2 596.5	1 026.9	-1 570.2	485.56	-1 755.9
155	229	170	3 200.1	-4 256.8	3 281.3	-5 210.6	2 876	-5 319

表 3　*C*=175 mm，调整 *A* 和 *B* 值的三向应力变化情况

A/mm	*B*/mm	*C*/mm	P_{x1}/MPa	P_{x2}/MPa	P_{y1}/MPa	P_{y2}/MPa	P_{z1}/MPa	P_{z2}/MPa
155	225	175	2 533.3	-4 185.2	1 780.2	-5 108.6	2 810.4	-5 302.6
155	226	175	2 483.8	-1 047.1	669.53	-1 181.5	1 612.7	-1 045.6
155	227	175	2 962.8	-1 284.7	665.87	-1 186.3	1 090.9	-1 045.4
155	228	175	2 793.7	-3 917.1	1 667.2	-5 450.1	3 187.1	-4 993.1
155	229	175	2 481.7	-4 319	1 759.8	-5 060.3	2 771.9	-5 331.9
160	225	175	1 279.7	-1 113.4	1 780.3	-3 032.6	1 349.8	-1 136.6
160	226	175	2 515.6	-1 047.1	669.49	-1 181.4	1 616	-1 045.6
160	227	175	2 515.2	-1 047.2	669.57	-1 181.5	1 616.9	-1 045.6
160	228	175	2 766.3	-1 467.3	716.92	-1 768.4	1 405.3	-1 296.6
160	229	175	2 514.5	-1 047.2	669.53	-1 181.5	1 616.2	-1 045.6

表 4　优化前、后中法兰的尺寸与三向应力对比情况

	A/mm	*B*/mm	*C*/mm	P_{x1}/MPa	P_{x2}/MPa	P_{y1}/MPa	P_{y2}/MPa	P_{z1}/MPa	P_{z2}/MPa
优化前	155	225	198	2 403.5	-1 042.1	652.33	-1 175.1	1 512.8	-1 040.6
优化后	155	228	170	1 165.8	-2 596.5	1 026.9	-1 570.2	485.56	-1 755.9

（上接第 81 页）

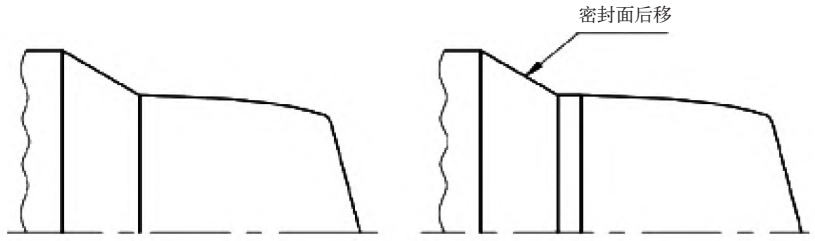


图 3　阀芯型面与密封线改造前与改造后对比图

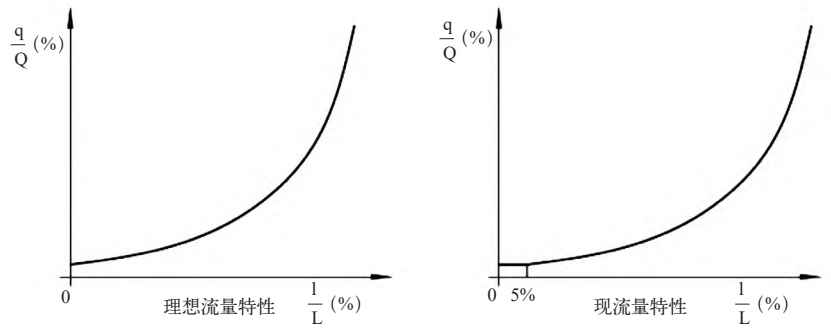


图 4　阀芯型面与密封线改造前与改造后流量曲线对比图

化工产业的可持续发展具有重要意义。

参考文献：

[1] 中华人民共和国工业和信息化部 . 自动化仪表选型设计规范：HG/T 20507—2014 [S]. 北京：中国标准出版社 , 2014.

[2] 中华人民共和国工业和信息化部 . 石油化工仪表安装设计规范：SH/T 3104—2013 [S]. 北京：中国标准出版社 , 2013.

[3] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 , 中国国家标准化管理委员会 . 气动调节阀: GB/T 4213—2009 [S]. 北京：中国标准出版社 , 2009.