核电管道法兰螺栓紧固力矩理论计算及软件开发

王强伟[1]， 王成林[1]， 胡四光[1]， 王 麟[1]， 王 朋[1]， 徐耀宗[1]， 李 阳[2]
（1. 中核检修有限公司，浙江 嘉兴 314300；2. 东北电力大学 机械工程学院，吉林 吉林 132012）

摘 要：法兰螺栓结构作为核电管道的常用连接方式，对核电机组介质和能量的传输安全有重要保障作用。但在紧急抢修处理中，受限于施工现场工况，非标法兰、非标垫片、非标螺栓被普遍使用，导致法兰螺栓紧固力矩设计和校核困难。针对上述问题，本文基于GB/T 150－2024标准法兰螺栓预紧力设计方法，创新地补充推导出了标准中未详细说明的螺栓扭矩系数计算公式，并研发出螺栓扭矩系数测量装置展开验证，确保该计算方法可用于非标法兰螺栓连接设计。针对核电厂废油和非放射性水排放系统的管道法兰，给出了详细的螺栓紧固力矩计算过程。结合紧急抢修处理下法兰螺栓预紧的非标设计校核需求，开发了法兰螺栓紧固软件，通过选择法兰、垫片、螺栓型号，输入非标计算参数，即可给出该工况下螺栓预紧推荐紧固力矩及螺栓加载流程。实验表明：本系统可有效提升核电检修过程中法兰螺栓紧固的设计效率。

关键词：核电管道；法兰螺栓；紧固力矩；扭矩系数；非标设计；软件开发
DOI：10.15938/j.jhust.2026.03.016
中图分类号：TH131.3 **文献标志码**：A **文章编号**：1007－2683(2026)03－0150－09

Theoretical Calculation and Software Development of Flange Bolt Tightening Torque for Nuclear Power Pipeline

WANG Qiangwei[1]， WANG Chenglin[1]， HU Siguang[1]， WANG Lin[1]，
WANG Peng[1]， XU Yaozong[1]， LI Yang[2]
（1. China Nuclear Industry Maintenance Co.，Ltd.，Jiaxing 314300，China；
2. School of Mechanical Engineering，Northeast Electric Power University，Jilin 132012，China）

Abstract：The flange bolt structure，as a common connection method for nuclear power pipelines，plays an important role in ensuring the safety of medium and energy transmission in nuclear power units. However，in emergency response，due to limitations in construction site conditions，non-standard flanges，gaskets，and bolts are widely used，making it difficult to design and verify the tightening torque of flange bolts. In response to the above issues，this paper presents the calculation of the tightening torque under non-standard flange，non-standard gasket，and non-standard bolt working conditions based on GB/T 150－2024. This study innovatively derives a formula for calculating the bolt torque coefficient that is not detailed in the standard. A bolt torque coefficient measurement device is then developed to ensure this formula can be used for the non-standard flange bolt connection design. For the pipeline flanges of the waste oil and non-radioactive water discharge system in the nuclear power plant，a detailed calculation process of bolt tightening torque is given. Combined with the non-standard design and verification requirements of flange bolt pre-tension under emergency conditions，a flange bolt tightening software is developed. By selecting the flange，gasket，and bolt types and inputting non-standard calculation parameters，the recommended tightening torque and bolt loading procedure under given working conditions can be generated. Experiments have shown that this system can effectively improve the design efficiency of flange bolt tightening in nuclear power maintenance process.

Keywords：nuclear power pipeline；flange bolt；tightening torque；torque coefficient；non-standard design；software development

收稿日期：2024－03－20
基金项目：国家自然科学基金青年基金(52205518).
作者简介：王强伟(1975—)，男，高级工程师；
胡四光(1972—)，男，高级工程师。
通信作者：王成林(1975—)，男，硕士，正高级工程师，E-mail：wangchenglin@cnijx.com.

0　引　言

核电管道是核反应堆回路系统的重要组成部分,承担着系统介质和能量传输的关键功能[1-2]。核电管道常用法兰螺栓连接结构[3],通过预紧螺栓、压缩垫片的方式实现高温、高压、强放射性工作介质的密封[4-5]。核电管道一旦发生泄漏或破坏,势必造成灾难性后果[6-7]。因此,法兰螺栓连接结构的密封设计方法,对于准确控制法兰螺栓预紧力,保证核电管道密封安全性和可靠性具有重要意义[8]。

法兰螺栓紧固计算普遍使用 GB/T 150 – 2024《压力容器》设计方法,其设计结果安全可靠性高,且适用于各种非标工况计算,在工程上被广泛使用[9]。然而,GB/T 150 – 2024 标准是以法兰强度为基础进行螺栓预紧力设计,该方法获得的螺栓预紧力可保证压力容器密封,却不能直接用于法兰螺栓紧固安装[10]。法兰螺栓紧固时,常采用力矩法控制螺栓预紧力[11],紧固力矩与螺栓预紧力之间的传递效率称为扭矩系数[12],但 GB/T 150 – 2024 标准中并未给出扭矩系数的计算方法。在实际螺栓紧固工作中,螺栓材质[13]、法兰螺栓连接润滑状态[14]等因素均会对扭矩系数产生影响。因此,即使能够通过 GB/T 150 – 2024 标准计算出螺栓预紧力,也难以提供用于指导施工现场的螺栓紧固力矩。

法兰螺栓紧固设计时,需要依据相关标准选用法兰、螺栓、垫片的型号,如 NB/T 47020 ~ 47027 – 2012[15]《压力容器法兰分类与技术条件》。然而,由于计算参数繁杂,设计人员往往需要耗费大量时间查表与试算。为实现法兰螺栓紧固高效设计,自动化软件成为设计人员的得力助手。SW6 软件在法兰螺栓计算中应用较广,涵盖 GB/T 150 – 2024 标准和 ASME 规范中的法兰设计方法[16],也开始逐渐提供 EN 13445 标准的工程应用核算功能[17]。但 SW6 软件只有法兰螺栓设计校核功能,无法给出设计工况下法兰螺栓的推荐力矩。任超等[18]开发了非标整体法兰优化设计软件,可在非标设计参数下,给出经济、合理的法兰设计结果,但未涉及螺栓紧固力矩设计。上述软件需要输入的设计参数较多,可靠的设计结果依赖于设计人员的丰富经验,并未从根本上解决查表与试算的低效问题。特别是在核电管道维修等特殊工况,受施工现场材料限制,非标法兰、非标垫片、非标螺栓被普遍使用,往往需要高效稳定的非标法兰螺栓紧固设计结果提供螺栓推荐紧固力矩,以快速进行应急处理,而相关法兰螺栓紧固设计软件有所欠缺。

针对上述问题,本文依据 GB/T 150 – 2024 法兰螺栓紧固设计标准,归纳核电管道密封螺栓预紧力要求,研发了螺栓扭矩系数测量装置,验证扭矩系数计算方法对不同材质螺栓的适用性,从而建立了完整的非标法兰螺栓紧固力矩计算流程。并据此开发了法兰螺栓紧固软件,内嵌国标数据库并支持输入非标参数,为紧急抢修等复杂、特殊工况下的法兰螺栓紧固力矩高效快速计算提供技术工具。

1　法兰螺栓连接结构预紧力计算

法兰螺栓结构是通过螺栓连接将法兰与阀体之间的垫片压紧,从而实现密封功能。在核电管道阀体工作状态下,螺栓预紧力需要同时克服阀体内压力及垫片压紧力在法兰上形成的反作用力[19]。螺栓预紧力过大或过小[20],都会对阀体的安全性产生重大威胁。因此,为保证连接可靠性,各螺栓预紧力都需要被准确控制[21]。

在 GB/T 150 – 2024 中,法兰螺栓连接结构对螺栓预紧的要求可归纳如下:

1)垫片压紧程度需满足阀门密封条件,且不能压溃垫片。

非标状态下,为满足阀门密封条件,在预紧状态下的最小垫片压紧力为 F_a,在操作状态下的最小垫片压紧力为 F_p,计算方法如下:

$$\left.\begin{aligned} F_a &= 3.14 D_G b y \quad (\text{预紧状态}) \\ F_p &= 6.28 D_G b m p_c \quad (\text{操作状态}) \end{aligned}\right\} \tag{1}$$

式中:D_G 为垫片压紧力作用中心圆直径,mm;b 为垫片有效密封宽度,mm;y 为垫片比压力,MPa;m 为垫片系数;p_c 为阀体工作压力,MPa。

最小垫片压紧力 $F_{g,\min}$ 应取满足阀门密封条件的预紧状态、操作状态下两者最小垫片压紧力的较大值,如下:

$$F_{g,\min} = \max(F_a, F_p) \tag{2}$$

最大垫片压紧力 $F_{g,\max}$ 应避免垫片被压溃,即:

$$F_{g,\max} = 3.14 D_G b y_c \tag{3}$$

式中:y_c 为垫片压溃比压力,MPa。工程上一般采用垫片比压力的 4 倍,也可用垫片厂商提供的压溃比压力参数。

2)螺栓预紧应保证阀门密封效果,且螺栓不能松动或者断裂。

非标状态下,为满足阀门密封条件,在预紧状态下的最小螺栓预紧力为 W_a,在操作状态下的最小螺栓预紧力为 W_p,计算方法如下:

$$\left.\begin{aligned} W_a &= F_a \quad (\text{预紧状态}) \\ W_p &= F_p + 0.785 D_G^2 p_c \quad (\text{操作状态}) \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

最小螺栓预紧力 $W_{b,\min}$,应取预紧状态和操作状态下两者最小螺栓预紧力的较大值,如下:

$$W_{b,\min}=\max(W_a,W_p) \tag{5}$$

最大螺栓预紧力不能超过螺栓材料的屈服强度。根据第四强度理论,在紧螺栓联接装配下,单个螺栓螺纹部分的强度条件如式(6)所示[22]。

$$W_{b,\max}\leqslant\frac{\pi d_1^2}{4}\frac{\sigma}{1.3} \tag{6}$$

式中:d_1 为螺栓小径,mm;σ 为螺栓许用应力,MPa;$W_{b,\max}$ 为最大螺栓预紧力,N。

需要注意的是,在对垫片和螺栓的预紧力计算中,仅有螺栓第四强度理论下的最大预紧力是针对单个螺栓而言,其他计算均需考虑螺栓个数对预紧力的分配。GB/T 150 – 2024 规范中,法兰螺栓孔呈圆周分布,在理想情况下,螺栓预紧力可视作均匀地施加在垫片上。若法兰上螺栓数量为 n,那么单个螺栓预紧力 F 的范围可通过式(7)计算。

$$\left.\begin{aligned}&F_{\min}\leqslant F\leqslant F_{\max}\\&F_{\min}=\max\left(\frac{F_{g,\min}}{n},\frac{W_{b,\min}}{n}\right)\\&F_{\max}=\min\left(\frac{F_{g,\max}}{n},W_{b,\max}\right)\end{aligned}\right\} \tag{7}$$

式中:$F_{\min}$、$F_{\max}$ 分别为单个螺栓预紧力的最小值和最大值。

对于核电管道设备,法兰螺栓连接损伤常有发生。当紧急抢修处理时,受限于现场工况,往往面临法兰螺栓预紧极端条件,下面给出相应的非标设计校核方法:

1)无国标法兰替换,采用欧标、美标法兰实现密封。此时需依据法兰结构重新确定垫片类型、螺栓个数及尺寸,重新计算校核。

2)去除失效螺栓后,采用扩孔法修复法兰。此时螺栓公称直径变化,需重新计算螺栓预紧力。

3)更换失效垫片后,为增强密封可靠性,选用其他材质和型号的垫片。此时垫片参数需重新查表或由厂商提供。

4)螺栓失效后,无相同材质、公称直径、足够数量的替换螺栓。此时需重新计算密封条件,为紧急抢修处理提供安全评估和紧固力矩参考。

2 螺栓扭矩系数计算及实验验证

2.1 螺栓扭矩系数计算

螺栓紧固施工时,常采用力矩法控制螺栓预紧力。紧固力矩 T 需要克服法兰 – 螺栓接触面摩擦力矩及螺纹副摩擦力矩,最终使螺栓拉伸形成预紧力 F。

紧固力矩与螺栓预紧力之间的传递效率称为扭矩系数 K,与螺栓公称直径 d 相关。

$$T=KFd \tag{8}$$

在核电场景下,非标法兰、螺栓、垫片被大量使用,但因 GB/T 150 – 2024 标准并未给出扭矩系数 K 的推荐值,故无法准确计算其需要的紧固力矩等参数。本文作者根据螺栓连接经典理论[23],推导了任意端面螺栓的扭矩系数计算公式[24],常用的圆环端面螺栓扭矩系数如下:

$$K=\left\{\left[\frac{\left(\frac{P}{\pi d_2}+\frac{\mu_1}{\cos\beta}\right)}{\left(1-\frac{P}{\pi d_2}\frac{\mu_1}{\cos\beta}\right)}\right]\times\frac{1}{3}\left(\frac{d^3-d_1^3}{d^2-d_1^2}\right)+\mu_2\times\frac{1}{3}\left(\frac{d_m^3-d_n^3}{d_m^2-d_n^2}\right)\right\}\Big/d \tag{9}$$

式中:d、d_1、d_2 分别为螺栓公称直径、螺纹小径、螺纹中径,单位均为 mm;d_m、d_n 分别为法兰 – 螺栓接触面外圆直径、内圆直径,单位均为 mm;P 为螺距,mm;β 为螺纹牙侧角,普通公制螺纹牙侧角 $\beta=30°$;μ_1、μ_2 分别为螺纹副摩擦系数、法兰 – 螺栓接触面摩擦系数,对扭矩系数计算影响较大。常用的当量摩擦系数 $\mu_v=\mu_1/\cos\beta$ 和法兰 – 螺栓接触面摩擦系数 μ_2 的取值见表 1[25]。为简化参数设置,可将查表获取的摩擦系数值作为取值范围,并认为 $\mu_1=\mu_2$。

表 1 摩擦系数常用取值

Tab. 1 Typical values of friction coefficient

涂层	摩擦因数	无润滑	L-AN 油	钙基润滑脂	L-AN 油 + 20% MOS_2
无	μ_v	0.40	0.21	0.19	0.13
	μ_2	0.20	0.12	0.13	0.09
氧化	μ_v	0.64	0.45	0.44	0.18
	μ_2	0.34	0.26	0.26	0.09
镀锌	μ_v	0.40	0.19	0.17	0.17
	μ_2	0.09	0.10	0.09	0.08
磷化	μ_v	0.20	0.18	0.17	0.16
	μ_2	0.10	0.11	0.11	0.09
镀镉	μ_v	0.29	0.21	0.18	0.14
	μ_2	0.17	0.11	0.11	0.06

2.2 螺栓扭矩系数实验验证

为验证螺栓扭矩系数计算式的准确性,对常用的 304 不锈钢(A2-70)螺栓、8.8 级碳钢螺栓、12.9 级碳钢展开扭矩系数实验验证。实验所采用的螺栓包括 M10 ~ M30 规格,每种规格 3 个螺栓试件。扭

矩系数检测装置如图 1 所示,螺栓螺母结构将预紧力传感器与装夹板相连。螺栓紧固力矩由德国 ITHW-ADS150 数显力矩扳手提供,重复精度 ±4%。螺栓形变产生的预紧力信号被 Viste-VR812 环形测力传感器测量获得,测力传感器的精度为 ±0.025 N。力信号通过 Viste-VXT 信号采集器传输至计算机中。

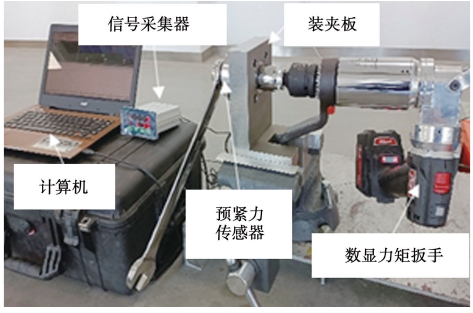


图 1　扭矩系数检测装置

Fig. 1　Pre-tightening coefficient detection device

采用最小二乘法对紧固力矩和预紧力进行线性拟合,即可获得扭矩系数 K 的测量值 $\hat{K}$:

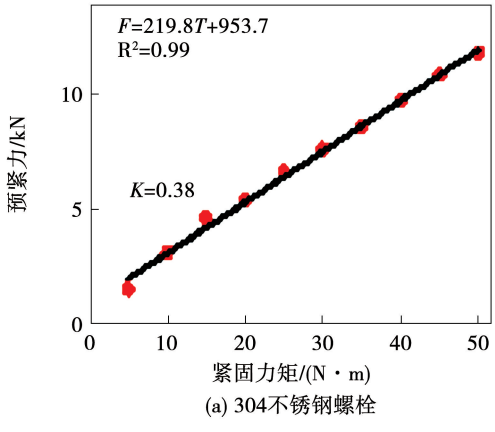
$$T = F\hat{K}d \Rightarrow F = \frac{T}{\hat{K}d} \tag{10}$$

以 304 不锈钢、8.8 级碳钢、12.9 级碳钢的 M12 螺栓试件 1 测量为例,记录螺栓加载不同紧固力矩下的螺栓预紧力数据,并对二者进行线性拟合,拟合结果如图 2 所示。图中的 R^2 为线性拟合的决定系数,R^2 越接近 1,说明模型拟合的效果越好,其定义如下:

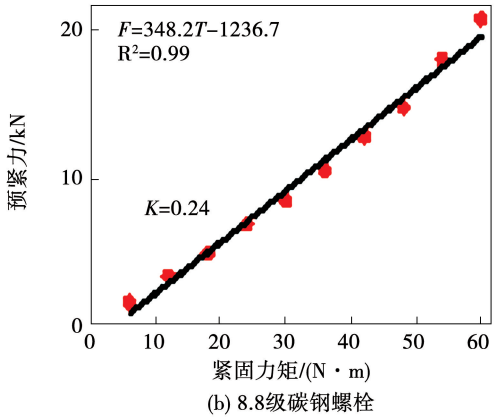
$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{n}(y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^{n}(y_i - \bar{y})^2} \tag{11}$$

式中:y_i、$\hat{y}_i$、$\bar{y}$ 分别为数据的真实值、预测值和平均值;n 为数据的数量。

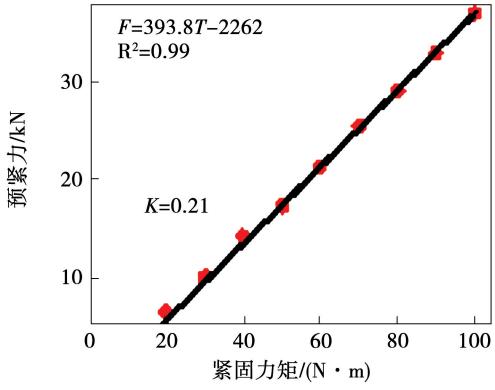
3 种材质螺栓试件线性拟合误差平方和 R^2 均接近 1,说明紧固力矩 – 螺栓预紧力的线性回归效果较优,测量得到的扭矩系数可靠。



(a) 304不锈钢螺栓



(b) 8.8级碳钢螺栓



(c) 12.9级碳钢螺栓

图 2　M12 螺栓试件 1 紧固力矩 – 预紧力线性拟合

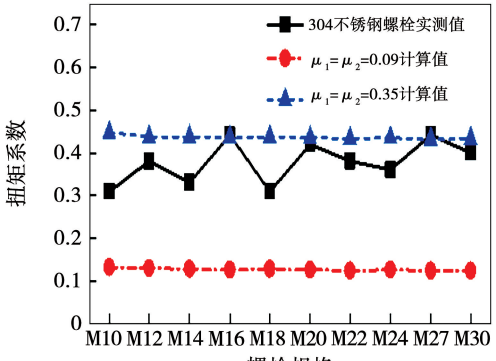
Fig. 2　Linear fitting of tightening torque and preload for M12 bolt specimen No. 1

采用相同的方法,完成 M10 ~ M30 所有螺栓试件的扭矩系数测量,计算各材质螺栓试件扭矩系数测量平均值。螺栓扭矩系数理论计算中的相关参数可查表获得[22]。304 不锈钢螺栓表面含有锌电镀层,且预紧环境无润滑,由表 1 可见,可取 $\mu_1 = \mu_v\cos\beta = 0.40\cos30° \approx 0.35$,$\mu_2 = 0.09$,可取 $\mu_1 = \mu_2 = 0.09 \sim 0.35$;对 8.8 级和 12.9 级碳钢螺栓,其表面含有氧化层,且预紧环境为 L-AN 油 +20% M_oS_2,可取 $\mu_1 = \mu_v\cos\beta = 0.18\cos30° \approx 0.16$,$\mu_2 = 0.09$,为简化计算,可取 $\mu_1 = \mu_2 = 0.09 \sim 0.16$。

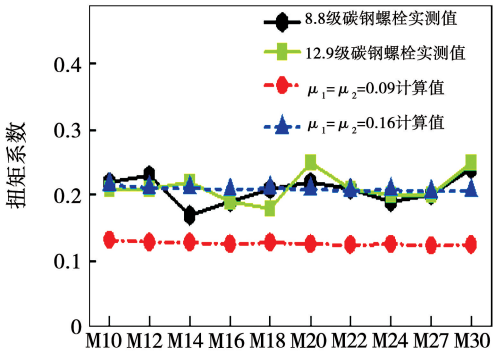
304 不锈钢螺栓、8.8 级和 12.9 级碳钢螺栓的扭矩系数实测值与计算值比较结果如图 3 所示。304 不锈钢螺栓的扭矩系数实测值基本处于理论计算区间范围内,但其随直径变化的波动较大,这可能是因为不锈钢螺栓的螺纹塑形变形程度不均匀,使得在相同力矩下的不锈钢螺栓预紧力存在差异[26]。8.8 级、12.9 级碳钢螺栓扭矩系数实测值随直径平稳变化,性能更加稳定,实测值与理论计算值差异较小。

综上,可确认螺栓预紧力与紧固力矩的线性关系,且碳钢螺栓扭矩系数相比于 304 不锈钢螺栓更

加稳定,适用于法兰关键连接处。还可验证 2 种材质螺栓扭矩系数实测值基本处于理论计算值区间范围内,说明本文补充的扭矩系数计算方法准确可靠,为软件开发提供了理论基础。



(a) 304不锈钢螺栓



(b) 碳钢螺栓

图 3 螺栓扭矩系数实测值与计算值对比

Fig. 3 Comparison of measured and calculated torque coefficients of bolts

3 法兰螺栓连接计算案例

本节以某核电厂废油和非放射性水排放系统管道法兰为例(如图 4 所示),给出其螺栓紧固力矩计算过程,并讨论紧急抢修处理下的该法兰密封的非标设计校核方法。

该管道阀门两端均使用法兰螺栓连接。标准设计工况下,法兰为整体法兰,公称压力为 PN25,公称直径为 DN100,密封面型式为 FF(平面),垫片为碳钢石墨缠绕垫片,螺栓为 8.8 级碳钢螺栓,粗牙螺纹,牙型半角 30°。根据工程经验,螺栓 – 法兰接触面摩擦系数、螺纹副摩擦系数在 0.2 ~ 0.26 之间。

1)垫片压紧力计算

由法兰公称压力 PN25 可知,核电管道的设计压力 p_c = 2.5 MPa。在国标 GB/T 4622.2 – 2008《缠绕式垫片管法兰用垫片尺寸》中,缠绕式垫片在法兰密封面型式为 FF(平面)时,可采用带内环和定位环型的缠绕式垫片。垫片参数如表 2 所示,厂商提供的压溃比压力 y_c = 150 MPa。

根据式(1) ~ (3),垫片正常工作的压紧力范围为 $F_{g,\min}$ = 117 055 N, $F_{g,\max}$ = 254 469 N。

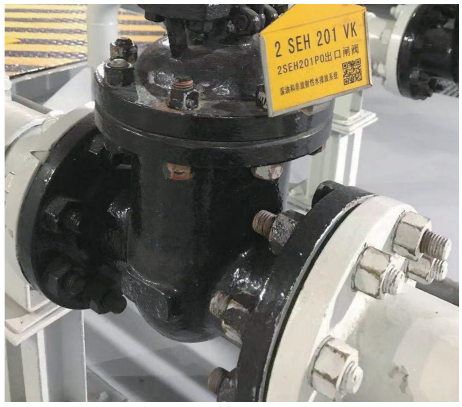


图 4 废油和非放射性水排放系统管道法兰

Fig. 4 Pipeline flange of waste oil and non-radioactive water discharge system

表 2 缠绕式垫片参数

Tab. 2 Wrap-around gasket parameters

垫片参数	数值
垫片外径 D_0/mm	143
垫片内径 d_0/mm	127
垫片系数 m	2.5
垫片比压力 y/MPa	69
垫片有效密封宽度 b/mm	4
垫片压紧力作用中心圆直径 D_G/mm	135

2)螺栓预紧力计算

根据法兰参数“整体法兰 – PN25-DN100”,查找 JB/T 79 – 2015《整体钢制管法兰》,可知该法兰对应的螺栓个数 n = 8,螺栓公称直径 d = 20 mm。8.8 级 M20 碳钢螺栓的相关参数如表 3 所示[22]。

表 3 M20 碳钢螺栓参数

Tab. 3 Parameters of M20 bolts with carbon steel

螺栓参数	数值
公称直径 d/mm	20
螺纹小径 d_1/mm	17.294
螺纹中径 d_2/mm	18.376
螺距 P/mm	2.5
屈服强度 σ_S/MPa	640
国标安全系数 S	2.714 3

若考虑温度的影响,根据实验得到的经验公式,螺栓许用应力 $\sigma = 1.055\sigma_x e^{-0.001T_0}$。其中,螺栓理论许用应力 $\sigma_x = \sigma_S / S$,管道工作温度 $T_0 = 25℃$。

根据式(4)~(6),螺栓正常工作的预紧力范围为 $W_{b,\min} = 117\,055$ N,$W_{b,\max} = 43\,839$ N。

在已知垫片、螺栓正常工作条件下,根据式(7),单个螺栓预紧力 F 的范围为 $14\,632\ \text{N} \leqslant F \leqslant 31\,809$ N。

3)扭矩系数 K 计算

查询 GB/T 6170 – 2015《1 型六角螺母》,有法兰 – 螺栓接触面外圆直径 $d_m = 30$ mm、内圆直径 $d_n = 21.6$ mm。螺栓的基础参数已在表 2 中列出。假设法兰 – 螺栓接触面摩擦系数 μ_1 与螺纹副摩擦系数 μ_2 相等,则扭矩系数 K 可通过式(9)计算,$K_{\min} = 0.26$,$K_{\max} = 0.33$。

4)单个螺栓紧固力矩

根据式(8)中紧固力矩与螺栓预紧力之间的关系,利用扭矩系数 $K_{\min}$、$K_{\max}$ 进行计算,可得单个螺栓扭矩范围为 $76.09\ \text{N·m} \leqslant T \leqslant 209.94\ \text{N·m}$。紧固力矩推荐值取范围的平均值,即 $T_{\text{rec}} = 143.01$ N·m。

考虑核电管道法兰施工的差异性,将单个螺栓紧固力矩范围按照 0% ~5%,5% ~20%,20% ~80%,80% ~95%,95% ~100% 划分为下红区,下黄区,绿区,上黄区,上红区,则 5 个区间的界限为 76.09、82.78、102.86、183.17、203.25、209.94 N·m,如图 5 所示。核电管道法兰螺栓施拧时,紧固力矩应尽量保证在绿区范围内,不得超过上红区及下红区。按照紧固力矩推荐值安装螺栓后,该管道阀门无泄漏情况。

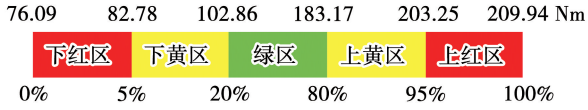


图 5　螺栓紧固力矩范围

Fig. 5　Bolt fastening torque range

4　法兰螺栓紧固软件开发

4.1　法兰螺栓连接设计

在紧急抢修处理过程中,核电管道设备面临法兰螺栓预紧极端条件时,非标法兰螺栓设计校核过程繁杂,人工查表和试算难以满足紧急抢修的高效响应需求。因此,基于前述的法兰螺栓连接紧固理论,采用 C 语言开发了法兰螺栓紧固软件,如图 6 所示。主界面简洁大方,各输入参数(阀门、螺栓、法兰、垫片)均划分归类。在下拉列表选择工况时,提供对应的图例信息,并通过国标数据库检索填充计算参数,不仅方便了用户确认法兰螺栓型号,也避免了设计人员繁杂的查表流程。

若设计中存在垫片压溃、螺栓超过屈服强度等不合理情况时,软件会给出校验失败原因;若设计符合安全要求时,软件可预览并保存设计结果。

仍以核电厂废油和非放射性水排放系统管道法兰为例,软件中工况和计算参数设置如图 6 所示,软件输出的紧固力矩范围如图 7 所示。当设计通过时,软件给出该工况下螺栓预紧推荐紧固力矩及螺栓加载流程,形成操作指导。软件计算结果与前文案例一致,计算效率大幅提升。



图 6　法兰螺栓连接设计界面

Fig. 6　Design interface of flange bolt connection

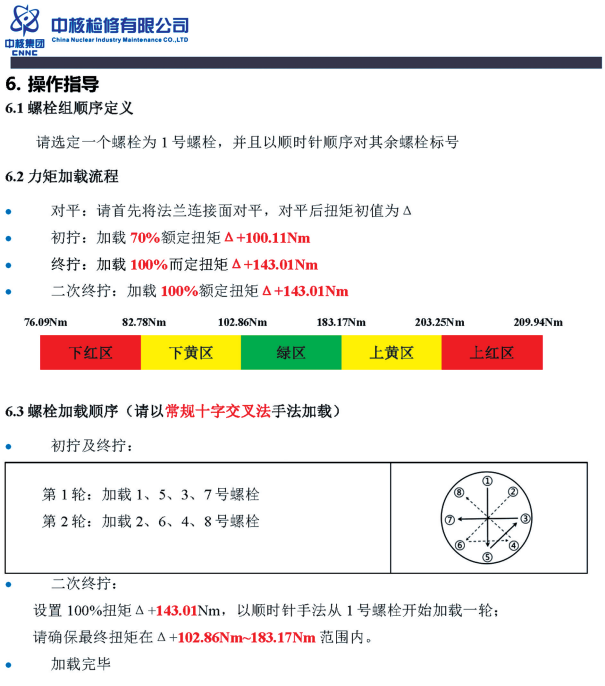


图 7 法兰螺栓连接算例的软件输出

Fig. 7 Software output of flange bolt connection example

针对紧急抢修处理下法兰密封的非标设计校核，软件支持自行修改参数，以符合实际应用需求。下面在计算案例的基础上，考虑无相同材质、公称直径、足够数量替换螺栓的极端条件，通过软件计算，分别给出更改螺栓材质、更改螺栓直径、更改螺栓数量的法兰螺栓紧固力矩设计结果，如表 4 ~ 6 所示。对于表 4 中的螺栓材质，碳钢螺栓的公称屈服强度可通过性能等级计算，不锈钢螺栓的公称屈服强度可通过查取 GB/T 3098.6 – 2023《紧固件机械性能不锈钢螺栓、螺钉和螺柱》标准获得。

表 4 不同螺栓材质的法兰螺栓紧固设计结果

Tab. 4 Flange bolt fastening design results under different bolt materials

序号	螺栓材质	推荐力矩/(N·m)
1	8.8 级碳钢	143.01
2	6.8 级碳钢	143.01
3	5.6 级碳钢	105.86
4	4.8 级碳钢	110.38
5	4.6 级碳钢	92.30
6	3.6 级碳钢	螺栓屈服
7	A2-80 不锈钢	141.12
8	A2-70 不锈钢	115.35
9	A2-50 不锈钢	螺栓屈服

表 5 不同螺栓直径的法兰螺栓紧固设计结果

Tab. 5 Flange bolt fastening design results under different bolt diameters

序号	螺栓规格	推荐力矩/(N·m)
1	M20	143.01
2	M18	128.71
3	M16	97.45
4	M14	66.86
5	M12	螺栓屈服

表 6 不同螺栓数量的法兰螺栓紧固设计结果

Tab. 6 Flange bolt fastening design results under different bolt numbers

序号	螺栓数量	推荐力矩/(N·m)
1	8	143.01
2	7	163.44
3	6	190.68
4	5	205.54
5	4	220.75
6	3	246.12
7	2	螺栓屈服

例如，6.8 级的碳钢螺栓，其公称抗拉强度达 600 MPa，屈强比为 0.8，公称屈服强度为 480 MPa；A2-70 不锈钢螺栓公称抗拉强度为 700 MPa，查表得其公称屈服强度为 450 MPa。

软件为极端条件下的非标法兰螺栓连接设计给出了理论校核结果及紧固力矩推荐值，有助于设计人员规避失误，提高效率，增加安全性。在实际应用中，应尽量避免对标准设计参数的大幅度调整，以保证设备可靠性。

4.2 法兰螺栓紧固数据管理系统

针对紧急抢修中法兰螺栓连接设计的可回溯需求，软件内嵌数据库管理系统，如图 8 所示。数据库管理系统包括“电站信息管理”、“法兰信息管理”、“垫片信息管理”、“设计结果管理”4 个方面。其中，“法兰信息管理”和“垫片信息管理”用于及时更新国标中的参数，或补充企业非标设计参数；“电站信息管理”和“设计结果管理”用于存储螺栓紧固设计结果。



图 8　法兰螺栓紧固数据管理系统

Fig. 8　Flange bolt fastening data management system

4.3　软件应用

软件应用于方家山二号机常规岛 SEK、ADG、CEX 等核电管道的法兰螺栓结构紧固力矩设计,管道均无泄漏现象,安全性及设计效率得到业主认可。

5　结　论

本文针对核电管道法兰螺栓连接设计,特别是紧急抢修中非标设计困难的问题,根据 GB/T 150 – 2024 中法兰螺栓设计方法,补充了标准中未详细说明的螺栓扭矩系数计算公式,进行了碳钢和 304 不锈钢螺栓的扭矩系数验证实验,给出了管道法兰的螺栓紧固力矩计算案例,开发了法兰螺栓紧固软件,得到如下结论:

1)本文补充的螺栓扭矩系数计算公式正确有效。碳钢和 304 不锈钢螺栓实测扭矩系数均在理论计算范围内,且碳钢螺栓相比 304 不锈钢螺栓扭矩系数离散程度更小,适用于关键法兰连接处;

2)基于 GB/T 150 – 2024 的法兰螺栓设计方法准确可靠。依照标准对废油和非放射性水排放系统管道阀门进行设计校核,其法兰螺栓紧固后阀门无泄漏;

3)螺栓紧固软件可为极端条件下的非标法兰螺栓连接设计给出理论校核结果及紧固力矩推荐值,有助于设计人员规避失误,提高效率,增加安全性。

参 考 文 献:

[1] 陈星文, 蔡奕霖, 秦洁. 核电厂主蒸汽管道流致声振动优化方法研究[J]. 振动与冲击, 2021, 40(24): 299.
CHEN Xingwen, CAI Yilin, QIN Jie. A Study on Optimization of Flow Induced Acoustic Vibration in a Main Steam Line[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(24): 299.

[2] 闵琪, 张丽, 吴莘馨, 等. 高温气冷堆支承冷却系统管道应力分析[J]. 原子能科学技术, 2015, 49(S1): 332.
MIN Qi, ZHANG Li, WU Xinxin, et al. Pipe Stress Analysis for Support Cooling System of High Temperature Gas-cooled Reactor[J]. Atomic Energy Science and Technology, 2015, 49(S1): 332.

[3] 孙秋花, 胡晓燕, 贺向东, 等. 高温高压泵螺栓连接法兰设计[J]. 大连工业大学学报, 2018, 37(6): 497.
SUN Qiuhua, HU Xiaoyan, HE Xiangdong, et al. Design of Bolted-flange Connection for High Temperature and High Pressure Pump[J]. Journal of Dalian Dalian Polytechnic University, 2018, 37(6): 497.

[4] KSHIRSAGAR S, NATARAJAN S. Design and Analysis of O-ring Polymer Gasket for Flanged Bolted Joints in Seawater Piping Using A-FEM[J]. International Journal for Computational Methods in Engineering Science and Mechanics, 2022, 23(1): 81.

[5] 姜露, 张丽屏, 傅孝龙, 等. 核反应堆压力容器主密封瞬态性能研究[J]. 原子能科学技术, 2023, 57(1): 185.
JIANG Lu, ZHANG LiPing, FU Xiaolong, et al. Transient Performance of Nuclear Reactor Pressure Vessel Main Seal[J]. Atomic Energy Science and Technology, 2023, 57(1): 185.

[6] 周路生, 王立仁, 刘一舟, 等. AP1000 核电厂主泵法兰螺栓在役检查系统开发[J]. 核动力工程, 2022, 43(4): 162.
ZHOU Lusheng, WANG Liren, LIU Yizhou, et al. Development of In-service Inspection System for Flange Bolts of Reactor Coolant Pump in AP1000 Nuclear Power Plant[J]. Nuclear Power Engineering, 2022, 43(4): 162.

[7] ZHOU Y, LUO Z, BIAN Z, et al. Nonlinear Vibration Characteristics of the Rotor Bearing System with Bolted Flange Joints[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 2019, 233(4): 910.

[8] 戴日辉, 刘琳辉, 马辉, 等. 螺栓连接的板类结构固有特性分析[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2022, 27(3): 13.
DAI Rihui, LIU Linhui, MA Hui, et al. Analysis of the Natural Characteristics of the Plate Type Structure with Bolt Connection[J]. Journal of Harbin University of Sci-

ence and Technology, 2022, 27(3): 13.

[9] 姜峰, 黄鑫, 武建生. 法兰设计方法及预紧力的确定[J]. 兰州理工大学学报, 2019, 45(4): 67.
JIANG Feng, HUANG Xin, WU Jiansheng. Flange Design Method and Determination of Pre-tightening Force [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2019, 45(4): 67.

[10] 应道宴, 蔡暖姝, 蔡仁良. 螺栓法兰接头安全密封技术(三): 法兰的设计选用及其承载能力评估[J]. 化工设备与管道, 2012, 49(6): 1.
YING Daoyan, CAI Nuanshu, CAI Renliang. Safe Sealing Technology for Bolted Flange Connection (3)-selection and Design of Flange and Assessment of Its Load Bearing Capacity [J]. Process Equipment & Piping, 2012, 49(6): 1.

[11] YU Y S, LIU X Y. Finite Element Analyses on Energy Dissipation Capacity of Upper Flange Welded-lower Flange Bolted Beam-column Connection with Slotted Holes[J]. Journal of Asian Architecture and Building Engineering, 2020, 19(4): 315.

[12] NELSON N R, SIVA P N, SEKHAR A S. Structural Integrity and Sealing Behaviour of Bolted Flange Joint: A State of Art Review[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2023, 204: 104975.

[13] 张天雄, 王元清, 陈志华, 等. 不锈钢高强度螺栓机械性能与施拧方法试验研究[J]. 工业建筑, 2022, 52(7): 98.
ZHANG Tianxiong, WANG Yuanqing, CHEN Zhihua, et al. Experimental Research on Mechanical Properties and Tightening Methods of Stainless Steel High-strength Bolts [J]. Industrial Construction, 2022, 52(7): 98.

[14] 邵国强, 朱林波, 洪军, 等. 重卡螺栓连接扭矩-预紧力关系影响因素分析[J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(10): 14.
SHAO Guoqiang, ZHU Linbo, HONG Jun, et al. The Factors Influencing Torque-Preload Relationship of Bolted Joints in Heavy Truck[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(10): 14.

[15] 冯秀, 顾伯勤. 标准垫片查询系统研制[J]. 润滑与密封, 2002, 27(3): 69.
FENG Xiu, GU Boqin. Development of Query System of Gaskets [J]. Lubrication Engineering, 2002, 27(3): 69.

[16] 常平江, 秦叔经. 应用SW6软件计算筒体和封头时一些常见问题的说明[J]. 化工设备与管道, 2021, 58(4): 18.
CHANG Pingjiang, QIN Shujing. Explanation of Some Issues in Calculation of Cylinder and Heads by Using Software SW6[J]. Process Equipment & Piping, 2021, 58(4): 18.

[17] 秦叔经. SW6中法兰设计另一方法的工程应用[J]. 化工设备与管道, 2021, 58(5): 1.
QIN Shujing. Engineering Application of Alternative Method Provided in SW6 for Design of Flanged Joint[J]. Process Equipment & Piping, 2021, 58(5): 1.

[18] 任超, 米丰. 非标整体法兰优化设计软件开发[J]. 化工设备与管道, 2022, 59(4): 23.
REN Chao, MI Feng. Development of Software for Optimum Design of Nonstandard Integral Flange[J]. Process Equipment & Piping, 2022, 59(4): 23.

[19] JASZAK P. Optimized Design of a Semimetal Gasket Operating in Flange-bolted Joints[J]. Open Engineering, 2021, 11(1): 56.

[20] LI S Z, LI H, ZHOU X H, et al. Damage Detection of Flange Bolts in Wind Turbine Towers Using Dynamic Strain Responses[J]. Journal of Civil Structural Health Monitoring, 2023, 13(1): 67.

[21] LIU X. Research on Identification and Monitoring Method of Bolt Connection Loosening Based on Piezoresistive Effect[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2021, 791(1): 012058.

[22] 杨可桢, 程光蕴, 李仲生, 等. 机械设计基础[M]. 北京: 高等教育出版社, 2020.

[23] 刘盛循, 张大平, 邓小伟, 等. 六角端面六角头螺栓扭矩系数理论计算[J]. 大连理工大学学报, 2020, 60(3): 262.
LIU Shengxun, ZHANG Daping, DENG Xiaowei, et al. Theoretical Calculation of Torque Coefficient for Hexagon Head Bolt with Hexagon End[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2020, 60(3): 262.

[24] 王成林, 肖域坤, 王朋, 等. 任意端面螺栓的转矩系数理论计算[J]. 机械强度, 2024, 46(1): 136.
WANG Chenglin, XIAO Yukun, WANG Peng, et al. Theoretical Calculation of Torque Coefficient of Bolt with Arbitrary End Face[J]. Journal of Mechanical Strength, 2024, 46(1): 136.

[25] 李涛. 螺栓紧固扭矩计算方法的探讨[J]. 炼油与化工, 2014, 25(1): 19.
LI Tao. Discussion on Calculation Methods for Bolt Tightening Torque [J]. Refining and Chemical Industry, 2014, 25(1): 19.

[26] 卢倍嵘, 刘忠陪, 吕伟荣, 等. 不锈钢螺栓端板攻丝连接受力性能试验研究[J]. 建筑钢结构进展, 2023, 25(3): 75.
LU Beirong, LIU Zhongpei, LV Weirong, et al. Experimental Study on the Mechanical Properties of Stainless Steel Bolted End-plate Tapping Connection[J]. Progress in Steel Building Structures, 2023, 25(3): 75.

(编辑:温泽宇)