

# 服役条件下螺栓弹性应力建模及性能保持研究\*

高学敏<sup>①②</sup>, 殷小健<sup>①②</sup>, 米保卫<sup>③</sup>, 冯德荣<sup>①②</sup>, 张钦莹<sup>①②</sup>, 谢洪斌<sup>④</sup>, 傅国宇<sup>④</sup>

(①河南航天精工制造有限公司, 河南 信阳 464000; ②河南省紧固连接技术重点实验室, 河南 信阳 464000; ③中航工业第一飞机设计研究院, 陕西 西安 710072; ④天津大学机构理论与装备设计教育部重点实验室, 天津 300072)

**摘要:** 为了揭示螺栓连接在长期服役过程中的应力松弛机理, 对服役条件下螺栓连接的蠕变机理与性能保持行为进行了系统性分析, 结合简化解析方法和有限元分析, 对螺栓和法兰在不同服役时间内的应力松弛进行了深入探讨。采用了一种简化的解析方法, 以解决螺栓法兰连接中的蠕变应力松弛问题, 特别关注法兰和螺栓材料的蠕变松弛。通过与三维数值有限元方法比较, 验证了该方法的有效性, 分析了不同服役时间对螺栓预紧力衰退的影响。仿真结果显示, 仿真模型 1 000 h 时整体蠕变松弛为 45.2%, 3 000 h 时整体蠕变松弛为 50.8%, 6 000 h 时整体蠕变松弛为 63.3%。解析结果显示, 解析模型 1 000 h 时整体蠕变松弛为 53.4%, 3 000 h 时整体蠕变松弛为 60.5%, 6 000 h 时整体蠕变松弛为 73.4%。结果表明, 服役时间越长, 预紧力先快速下降, 随后逐渐趋于稳定。总之, 通过详细的理论分析和数值模拟, 揭示了螺栓连接在长期服役中的应力松弛机理, 提供了可靠的预测方法和设计优化方案。

**关键词:** 螺栓连接; 应力松弛; 弹性应力建模; 解析方法; 理论分析; 有限元分析

中图分类号: TH131.3, TG111.8

文献标识码: A

DOI: 10.19287/j.mtmt.1005-2402.2025.01.015



全文在线

## Elastic stress modeling and performance maintenance study of bolts under service conditions

GAO Xuemin<sup>①②</sup>, YIN Xiaojian<sup>①②</sup>, MI Baowei<sup>③</sup>, FENG Derong<sup>①②</sup>, ZHANG Qinying<sup>①②</sup>,  
XIE Hongbin<sup>④</sup>, FU Guoyu<sup>④</sup>

(①Henan Aerospace Precision Machining Co., Ltd., Xinyang 464000, CHN; ②Henan Key Laboratory of Fastening Connection Technology, Xinyang 464000, CHN; ③AVIC First Aircraft Design and Research Institute, Xi'an 710072, CHN; ④Key Laboratory of Mechanism Theory and Equipment Design of Ministry of Education, Tianjin University, Tianjin 300072, CHN)

**Abstract:** In order to reveal the mechanism of stress relaxation in bolted connections during long-term service, a systematic analysis of the creep mechanism and performance retention behavior of bolted connections under service conditions was conducted. By combining simplified analytical methods and finite element analysis, the stress relaxation of bolts and flanges over different service times was thoroughly investigated. A simplified analytical method was adopted to address the creep stress relaxation problem in bolted flange connections, with particular focus on the creep relaxation of flange and bolt materials. The validity of this method was verified by comparison with three-dimensional numerical finite element methods, and the influence of different service times on the decline of bolt preload was analyzed. Simulation results showed that the overall creep relaxation of the simulation model was 45.2% at 1 000 h, 50.8% at 3 000 hours, and 63.3% at 6 000 h. Analytical results indicated that the overall creep

\* 河南省紧固连接技术重点实验室开放基金资助项目 (JGLJ2306)

relaxation of the analytical model was 53.4% at 1 000 h, 60.5% at 3 000 h, and 73.4% at 6 000 h. The results demonstrated that the longer the service time, the faster the initial decrease in preload, followed by a gradual stabilization. In summary, through detailed theoretical analysis and numerical simulation, the stress relaxation mechanism of bolted connections in long-term service is revealed, and reliable predictive methods and design optimization schemes are provided.

**Keywords:** bolted connections; stress relaxation; elastic stress modeling; analytical methods; theoretical analysis; finite element analysis

螺纹连接因其优越的机械性能和安装简便性,广泛应用于航空航天、汽车制造、桥梁建筑以及石化设备等领域,是工程结构中的关键连接方式<sup>[1-4]</sup>。螺栓连接的长期可靠性直接关系到整个工程结构的安全性和稳定性<sup>[5-8]</sup>,然而,在长期服役过程中,螺纹连接会因应力松弛效应导致预紧力逐渐减小,进而影响连接强度和稳定性<sup>[9-10]</sup>,这一现象在高应力环境下尤为显著,对螺栓连接的长期性能和安全性构成重大威胁<sup>[5]</sup>。在缺乏评估蠕变导致的载荷变化的具体方法时,工程师往往只能凭借“有根据的猜测”来进行设计<sup>[6]</sup>。然而,从实际操作的角度来看,提供一种能够准确预测载荷损失的方法以保证在特定时间内保持密封性,是更为安全的做法<sup>[11-13]</sup>。

尽管螺栓连接的长期蠕变松弛效应已经得到认可<sup>[14-15]</sup>,但相关研究仍然有限。文献中很少有通过解析方法评估螺栓连接中蠕变松弛效应的研究。已有的螺栓法兰连接蠕变分析多假设法兰和螺栓发生恒定蠕变率(即稳态蠕变)<sup>[16]</sup>,但未考虑由于蠕变导致的螺栓连接应力松弛行为,忽略了多材料组合在实际工程应用中的普遍性和复杂性<sup>[17]</sup>。典型工程材料如铝合金和GH4169合金,由于其不同的机械性能和蠕变特性,在螺栓连接中的应力松弛行为具有显著差异。铝合金以其低密度、高强度和良好的抗腐蚀性能,广泛应用于航空航天和汽车工业;GH4169合金则以其卓越的耐腐蚀性能、高强度特性和良好的疲劳性能,在航空航天和海洋工程等领域得到广泛应用<sup>[18]</sup>。系统研究这2种典型材料螺纹连接的应力松弛行为,对于实际工程应用中的螺栓连接设计和优化具有重要意义。

本研究的主要目的是开发一种简化的解析方法,以解决螺栓法兰连接中的蠕变应力松弛问题,特别关注法兰和螺栓材料的蠕变松弛<sup>[19]</sup>。通过与复杂的三维数值有限元方法进行比较,验证该方法的有效性。基于不同接头元件的蠕变常数,本研究的解析

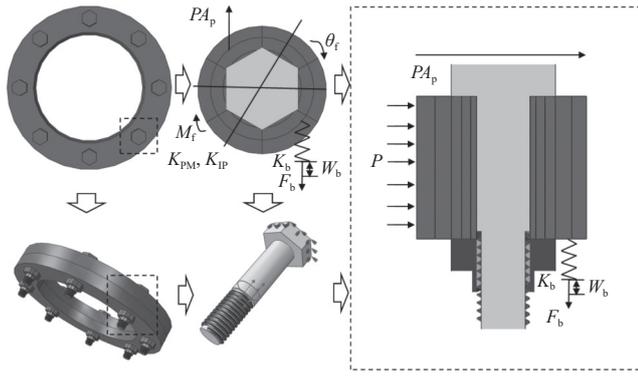
方法能够合理预测螺栓和垫片的载荷松弛。同时,有限元分析(finite element analysis, FEA)作为一种高效的数值模拟工具,已被广泛应用于研究螺栓连接的力学性能<sup>[20]</sup>。建立精确的有限元模型可以深入分析螺栓连接在不同载荷和环境条件下的应力松弛行为<sup>[21]</sup>,从而为实际工程设计提供科学依据。然而,现有的有限元模型多为三维复杂模型<sup>[22]</sup>,计算量大且时间成本高,难以在工程实践中广泛应用。因此,开发一种简化且高效的解析方法,以合理精度预测螺栓连接的应力松弛行为,具有重要的理论和实际意义。

本研究目标是开发一种简化的服役条件下螺栓解析方法,以解决浮动型螺栓法兰连接中的蠕变松弛问题,特别关注法兰和螺栓材料的蠕变松弛。与三维数值有限元方法的比较验证了该方法的有效性,分析了不同初始预紧力和服役时间对螺栓预紧力衰退的影响。基于不同接头元件的蠕变常数,本研究的解析方法能够合理预测螺栓和垫片的载荷松弛,为螺栓连接的设计和优化提供重要的理论依据和实践指导。

## 1 服役条件下的螺栓弹性力学解析模型

为了研究螺栓蠕变机理需要对螺栓连接结构进行弹性建模。弹性分析模型的构建方法如图1所示。螺栓连接组件的弹性行为主要由法兰和螺栓的变形特性决定。在工作条件下,这些组件的材料会经历蠕变现象,导致连接结构的松弛和载荷损失。

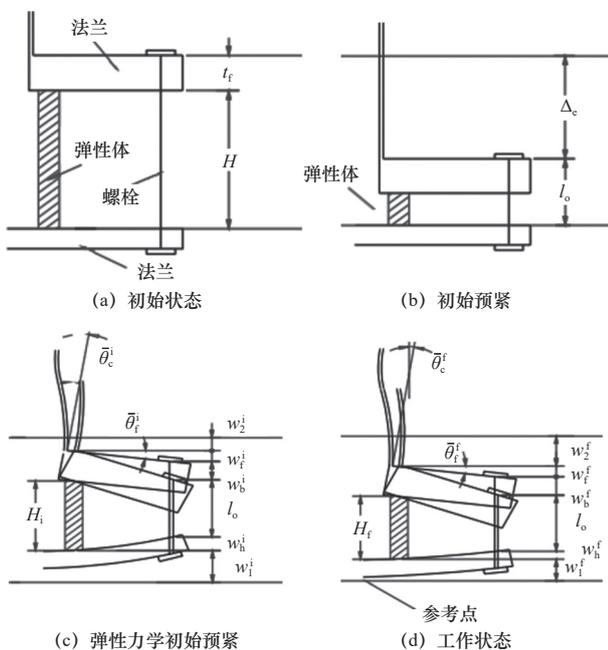
工作状态下螺栓被认为是不稳定状态,其中轴向弹性作用力分析是初始载荷和剩余载荷之间的连接。以螺栓的位移为计算量,建立螺栓预紧力与剩余应力之间的联系,其中包括蠕变、压力、弯矩等因素所共同建立的各个部件的轴向位移,最终得到多种因素间的关系,具体如图2所示<sup>[23]</sup>。在分析螺栓法兰连接时,首先“初始状态”指的是螺栓和法兰在未施加预紧力、外部载荷或边界条件前的状态。



$F_b$ —螺栓力;  $K_b$ —螺栓单轴刚度;  $K_{PM}$ —法兰在外力矩作用下的刚度;  $K_{IP}$ —法兰单轴刚度;  $P$ —内压力;  $W_b$ —单个螺栓的连接元件的轴向位移;  $\theta_f$ —螺栓转动角度;  $M_f$ —法兰弯矩;  $A_p$ —受压面积。

图1 螺栓连接弹性分析模型构建示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the construction of the elastic analysis model for bolted joints



$t_f$ —法兰的厚度;  $H$ 、 $H_1$ 、 $H_2$ —圆筒和法兰组件的高度;  $l_0$ —螺栓的初始长度;  $\Delta_c$ —初始预紧位移;  $w_b^i$ —螺栓的初始轴向位移;  $w_b^f$ —螺栓的最终轴向位移;  $w_f^i$ —法兰的初始轴向位移;  $w_f^f$ —法兰的最终轴向位移;  $w_h^i$ 、 $w_h^f$ —螺栓的剩余高度;  $w_1^i$ 、 $w_1^f$ —不同元件的初始轴向位移;  $w_2^i$ 、 $w_2^f$ —不同元件的最终轴向位移;  $\theta_f^i$ —法兰的初始旋转角;  $\theta_f^f$ —法兰的最终旋转角;  $\theta_c^i$ 、 $\theta_c^f$ —由于蠕变引起的旋转角。

图2 螺栓连接轴向弹性力学分析图

Fig. 2 Mechanical analysis of axial elasticity of bolted connections

在这一状态下，螺栓和法兰仅受自身重力和内应力的作用，未发生任何变形或应力集中，同时其中的“弹性体”为螺栓弹性应力建模中常见“垫片”的简化模型，在本次建模研究中没有涉及垫片建模的研究，因此忽略其次，在螺栓法兰连接中，初始预紧力是确保连接可靠性和稳定性的重要因素。初始预紧力施加在螺栓上，使其在连接部件之间产生压

紧力，从而提高连接的抗剪切、抗振动和抗松动能力。之后，在螺栓和法兰均为弹性状态下进行初始预紧，模拟实际工作条件下各部件的变形和应力分布，最后，构建弹性力学下螺栓的工作状态<sup>[23-24]</sup>。

### 1.1 工作状态下螺栓的位移计算

在螺栓初始的服役状态下，应力和蠕变保持恒定，因此螺栓的伸长和法兰因旋转产生的位移及蠕变组成了这一固定的绝对位移量，在服役过程中螺栓连接的位移总和<sup>[25-26]</sup>如式(2)所示。

$$\Delta_n = \sum_{e=1}^3 w_e^i = \sum_{e=1}^3 w_e^f \quad (1)$$

$$w_b^i + 2w_f^i = w_b^f + 2w_f^f + w^T + w^c \quad (2)$$

式中： $\Delta_n$ 为螺母位移量； $w_e^i$ 为元件e的初始轴向位移； $w_e^f$ 为元件e的最终轴向位移； $w^T$ 为热膨胀位移； $w^c$ 为总轴向蠕变位移，包括螺栓和法兰的蠕变位移。

其中各部件的位移根据其刚度给出，具体如式(3)和式(4)所示。

$$w_b = \frac{F_b}{K_b} \quad (3)$$

$$w_f = 2h_G \frac{M_f}{K_f^M} + 2h_G \frac{P}{K_f^P} \quad (4)$$

式中： $w_b$ 为法兰旋转引起的法兰位移，由螺栓和压力载荷引起； $w_f$ 为法兰旋转引起的法兰位移； $h_G$ 为从螺栓圆周到垫片力作用点的径向距离； $K_f^M$ 为由力矩引起的法兰单轴刚度； $K_f^P$ 为法兰的压力刚度。

$w^c$ 为螺栓和法兰的总轴向蠕变位移，计算方法如式(5)所示。

$$w^c = w_b^c + w_f^c \quad (5)$$

式中： $w_b^c$ 为螺栓的轴向蠕变位移； $w_f^c$ 为法兰的轴向蠕变位移。

螺栓和法兰的位移是在螺栓圆周处考虑的，将式(3)~式(5)代入式(2)得到式(6)。

$$\frac{F_b^b}{K_b} + 2h_G \frac{M_f^i}{K_f^M} = \frac{F_b^f}{K_b} + 2h_G \frac{M_f^f}{K_f^M} + 2h_G \frac{P}{K_f^P} + w^c \quad (6)$$

式中： $F_b^b$ 为螺栓的初始力； $F_b^f$ 为螺栓的最终力； $M_f^i$ 为初始法兰弯矩； $M_f^f$ 为服役过程中的法兰弯矩。

初始螺栓在服役过程中，即加压过程

$$F_b^b = PA_p \quad (7)$$

作用在螺栓圆周上的法兰弯矩  $M_f$  是通过考虑不连续边缘载荷得到的，对于初始紧固

$$M_f^i = \frac{1}{2} Q_i t_f + M_i \quad (8)$$

式中： $Q_i$ 为初始不连续边缘载荷； $M_i$ 为初始弯矩。

服役过程中的法兰弯矩 $M_f^t$ 计算如式(9)所示。

$$M_f^t = PA_p h_p + \frac{1}{2} Q_f t_f + M_f \quad (9)$$

式中： $h_p$ 为从螺栓圆周到法兰内径的径向距离； $Q_f$ 为最终不连续边缘载荷。

### 1.2 服役过程中螺栓连接刚度计算

螺栓刚度<sup>[19]</sup>如式(10)所示。

$$K_b = \frac{A_b E_b}{l_b} \quad (10)$$

$$l_b = 2t_f + 0.5d \quad (11)$$

式中： $A_b$ 为螺栓的横截面积； $E_b$ 为螺栓材料的杨氏模量； $l_b$ 为螺栓的有效长度； $d$ 为螺栓直径。

螺栓服役环境下，其刚度通过法兰与壳体连接处的径向位移和弯矩取得，其中法兰的压力刚度 $K_f^P$ 和由力矩引起的法兰单轴刚度 $K_f^M$ 引起的法兰旋转刚度的表达式如式(12)和式(13)所示。

$$K_f^P = \frac{P}{y_f^P} \quad (12)$$

$$K_f^M = \frac{M_f}{y_f^T} \quad (13)$$

式中： $y_f^P$ 为法兰因压力引起的旋转角度； $y_f^T$ 为法兰因弯矩引起的旋转角度。

### 1.3 服役过程中螺栓位移计算

螺栓的位移<sup>[27]</sup>如式(14)所示。

$$w_b = \frac{F_b}{K_b} + w_c^b \quad (14)$$

由于螺栓圆周相对于垫片反作用位置处的旋转导致的法兰轴向位移如式(15)所示。

$$w_f = 2h_G \frac{M_f}{K_f^M} + 2h_G \frac{P}{K_f^P} + w_c^f \quad (15)$$

式中： $w_c^f$ 为蠕变引起的法兰环的轴向位移； $w_c^b$ 为螺栓的轴向蠕变位移。

## 2 服役过程中螺栓与法兰连接蠕变力学解析模型构建

### 2.1 螺栓的蠕变模型

螺栓连接过程中幂蠕变规律<sup>[27]</sup>如式(16)所示。

$$\dot{\varepsilon}_c = A\sigma^m t^n \quad (16)$$

式中： $\varepsilon_c$ 为蠕变应变； $A$ 为蠕变常数； $\sigma$ 为应力； $m$ 为应力指数； $t$ 为时间； $n$ 为时间指数。

对时间求导得出时间硬化的蠕变应变速率 $\dot{\varepsilon}_c$ ，如式(17)所示。

$$\dot{\varepsilon}_c = nA\sigma^m t^{n-1} \quad (17)$$

本模型的应变硬化解是通过从式(16)中分离时间 $t$ ，并将其代入式(17)得到的，从而蠕变速率 $\dot{\varepsilon}_c$ <sup>[28]</sup>为

$$\dot{\varepsilon}_c = nA^{1/n} \sigma^{m/n} \varepsilon_c^{(n-1)/n} \quad (18)$$

### 2.2 虑及法兰的螺栓蠕变位移

使用式(18)来描述螺栓，将应力 $\sigma$ 替换为力与面积之比，单轴构件螺栓在时间间隔 $\Delta t$ 内的蠕变位移增量 $\Delta w_c^b$ 为

$$\Delta w_c^b = l_b \Delta \varepsilon_c = l_b \Delta t \dot{\varepsilon}_c = l_b \Delta t n A^{1/n} \left( \frac{F_b}{A_b} \right)^{m/n} \varepsilon_c^{(n-1)/n} \quad (19)$$

式中： $\Delta \varepsilon_c$ 为蠕变应变增量； $\Delta t$ 为时间增量。

本研究在忽略径向应力情况下，得到环向应变由弹性和蠕变分量，假设法兰环横截面在弯曲后保持平面，应变 $\varepsilon_y$ 为

$$\varepsilon_y = \frac{y_f y}{r} + \frac{u}{r} = \frac{\sigma_y}{E_f} + \varepsilon_c \quad (20)$$

式中： $y_f$ 为法兰旋转角度； $y$ 为法兰旋转角度； $u$ 为法兰由于压力产生的径向位移； $r$ 为法兰的径向位置； $\sigma_y$ 为法兰的环向应力； $E_f$ 为法兰材料的杨氏模量。

法兰环向应力 $\sigma_y$ 为

$$\sigma_y = E_f \varepsilon_c = E_f \left[ \frac{y_f y}{r} + \frac{r_2^2 P}{r_0^2 - r_1^2} \left( 1 + \frac{r_0^2}{r^2} \right) \right] - E_f \varepsilon_c \quad (21)$$

式中： $\varepsilon_c$ 为弹性应变； $r_2$ 为法兰外径； $r_1$ 为法兰内半径； $r_0$ 为法兰外半径。

### 2.3 服役状态下法兰对螺栓的弯矩

作用在法兰环上的弯矩 $M$ <sup>[28]</sup>由积分式(22)给出，即

$$M = \int_{r_1}^{r_0} \int_{-t_f/2}^{t_f/2} \sigma_y y dy dr \quad (22)$$

将 $\sigma_y$ 代入式(22)并积分得到式(23)。

$$M = E_f \frac{t_f^3 y}{12 \ln \left( \frac{r_0}{r_1} \right)} - \int_{r_1}^{r_0} \int_{-t_f/2}^{t_f/2} E_f \varepsilon_c y dy dr \quad (23)$$

对式(23)的时间 $t$ 求导得到式(24)。

$$\frac{dM}{dt} = E_f \frac{t_f^3 \ln \left( \frac{r_0}{r_1} \right)}{12} \frac{dy}{dt} - \int_{r_1}^{r_0} \int_{-t_f/2}^{t_f/2} E_f \frac{d\varepsilon_c}{dt} y dy dr \quad (24)$$

式中： $r_c$ 为服役状态下的法兰外半径。

从数值角度来看，可以假设在小时间间隔 $\Delta t$ 内弯矩保持不变，以评估由于蠕变引起的法兰旋转增量 $\Delta y$ 。显然，这个旋转增量用于重新评估新的弯矩，式(2)可转为式(25)。

$$\Delta y = \frac{12\Delta t}{r_i^3 \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \int_{r_i}^{r_o} \int_{-t_i/2}^{t_i/2} \dot{\varepsilon}_c y dy dr \quad (25)$$

使用式(15)中的应变硬化规律,时间增量 $\Delta t$ 内的法兰旋转增量如式(26)所示。

$$\Delta y = \frac{12\Delta t n A^{1/n}}{r_i^3 \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \int_{r_i}^{r_o} \int_{-t_i/2}^{t_i/2} \sigma^{m/n} \varepsilon_c^{(n-1)/n} y dy dr \quad (26)$$

螺栓圆周处法兰环相对于垫片反作用位置的蠕变轴向位移增量如式(27)所示。

$$\Delta w_c^f = h_G \Delta y \quad (27)$$

结合螺栓和法兰的蠕变轴向位移,得到服役状态下螺栓的受力情况,具体如式(28)所示。

$$F_f^b = F_i^b - K_e \left( \frac{A_p P}{K_b} + \frac{2h_G h_p A_p P}{K_f^T} + \frac{2h_G P}{K_f^D} + \Delta w_c^b + h_G \Delta y \right) \quad (28)$$

$$\frac{1}{K_e} = \frac{1}{K_b} + \frac{2h_G^2}{K_f^M} \quad (29)$$

式中: $K_e$ 为接头等效刚度。

### 3 面向服役的螺栓连接有限元建模构建

#### 3.1 螺栓连接模型构建方法

为验证螺栓和垫片松弛的解析模型,建立了三维数值有限元(finite element, FE)模型。使用有限元分析软件Abaqus进行螺纹连接的有限元建模。模型包含被连接件、螺栓和螺母3部分,具体如图1所示。模型尺寸参数设定:被连接件外径32 mm,内径10.1 mm,厚度27 mm。螺栓为M10标准六角螺栓,螺栓头对边宽度17 mm,螺杆直径10 mm,螺杆长度44 mm,螺纹长度17 mm,螺栓螺纹中径8.95 mm,螺母为M10标准配套螺母。螺纹部分,内外螺纹相互配合,牙型角均为 $60^\circ$ ,螺距为1.5 mm。为保证接触区域的网格均匀性,以提高收敛精度和计算速度,模型采用C3D8R实体三维八节点六面体网格。

#### 3.2 约束及分析步设定

螺栓连接有限元模型加载分3个步骤进行。首先,施加初始紧固,产生目标初始紧固应力275 MPa;其次,根据研究的情况施加内部压力,在有限元模型中对壳体和法兰施加径向压力载荷;最后,评估螺栓随时间变化的蠕变松弛时施加蠕变。

接触方面,将螺纹连接结构中螺母与被连接件接触面设置为摩擦接触,法向设置为硬接触,切向

设置为罚摩擦,摩擦因数为0.15。螺纹副结合面接触设置与螺母与被连接件接触面设置一致。约束方面,将螺栓头与被连接件接触面设置绑定(Tie)约束。载荷方面,设置图1所示的2个边界条件。螺栓头上表面设定完全约束,限制其6个移动自由度;被连接件外表面设定部分约束,限制其3个移动自由度以及绕Y轴的转动自由度,于螺杆中部无螺纹处施加载荷。为保证有限元模型良好的收敛性,共设置2个分析步求解栓连接结构的应力松弛:第1分析步在螺杆中部施加螺栓载荷,进行预紧力加载,分析步时长为1 h;第2分析步对壳体和法兰施加径向压力载荷,不同仿真试验组分析步时长分别设置为1 000、3 000、6 000 h。

#### 3.3 螺栓和法兰材料参数的设定

GH4169合金螺栓使用Hyperbolic-Sine材料模型,铝合金5A06法兰使用Time-Hardening材料模型,根据文献[29-30]得到模型参数。

对于GH4169合金螺栓,Hyperbolic-Sine模型的参数:参数 $C=5.83 \times 10^{14}$ ,参数 $B=0.001 478$ ,应力指数为10.84,激活能 $\Delta H=372 820$  kJ/mol,气体常数 $R=8.314$  kJ/(mol·K)。需要注意的是,参数C为常数,与材料的本征流变特性相关;参数B为无量纲参数,用于归一化应力;激活能 $\Delta H$ 反映了材料在不同温度下的变形行为。

对于铝合金5A06法兰,Time-Hardening模型的参数:材料在单位应力和时间条件下的基准应变率为 $3.463 2 \times 10^7$ ,时间指数为0.75,应力指数为1.3。参数A表示材料在单位应力和时间条件下的基准应变率;时间指数反映了蠕变应变率随时间变化的敏感性;应力指数反映了蠕变应变率随应力变化的敏感性。

这些材料参数用于描述螺栓和法兰在服役条件下的蠕变行为,确保模型能够准确模拟实际工况下的力学响应。螺栓弹性模量设置为180 GPa,泊松比为0.3,屈服强度为1 100 MPa,密度为 $8.24$  g/cm<sup>3</sup>。法兰弹性模量设置为72 GPa,泊松比为0.33,屈服强度为160 MPa,密度为 $2.7$  g/cm<sup>3</sup>。通过上述建模和分析步骤,在Abaqus中有效模拟螺栓连接结构在服役条件下的力学行为,包括初始预紧力的施加、载荷作用以及蠕变松弛效应。

### 4 结果与讨论

图3所示为连接结构在不同服役时间下应力松

弛的仿真与解析模型的对比结果。连接部件厚度比与切向应力之间的关系揭示了螺栓连接在长期服役中的应力松弛行为。由图3可以观察到，在初始时刻（0 h），仿真模型和解析模型的应力分布较为一致，显示出良好的符合性。然而，随着时间的推移（1 000、3 000、6 000 h），2种模型之间的差异逐渐显现，尤其在6 000 h的服役时间后，仿真模型的应力松弛效果更加显著。具体而言，在0 h时，仿真模型和解析模型的应力分布曲线几乎重合，表明在初始预紧力下，2种方法均能准确描述切向应力的分布。

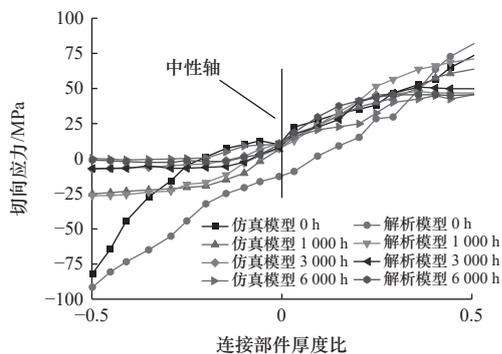


图3 连接结构的应力松弛仿真与解析模型结果

Fig. 3 Stress relaxation simulation of connected structures with analytical modeling results

随着时间的延长，1 000 h时的仿真结果显示应力松弛现象，相比解析模型略微偏高，这表明实际工况中螺栓连接的应力松弛要比解析模型预测的更为显著。到3 000 h时，这一差异更加明显，仿真模型的应力值持续下降，特别是在连接部件厚度比达到0.5附近时，切向应力出现了显著的降低。6 000 h的仿真结果进一步证实了这一趋势，显示出较大的应力松弛幅度，而解析模型则显示出相对较小的应力松弛，未能完全捕捉到实际服役条件下的复杂应力松弛行为。图3的“中性轴”标记进一步帮助理解应力分布的对称性和变化趋势。该轴线表示连接部件厚度的中点，观察到无论是仿真模型还是解析模型，切向应力在中性轴两侧的分布均呈现出对称性，但随着时间的推移，应力集中现象逐渐减弱。这一现象尤为明显的是，仿真模型在6 000 h时的应力松弛效应使得应力值在中性轴处大幅降低，而解析模型则未能完全反映这种变化。

图4所示为螺栓应力松弛随时间演变的仿真与解析模型结果。本研究根据图4分析了法兰和螺栓的蠕变行为。图4通过不同条件下的应力松弛曲线

对比，分析了螺栓连接在长期服役中的应力松弛效应。在初始阶段（0~1 000 h），所有曲线均显示出快速的应力松弛，尤其是法兰与螺栓结合的仿真蠕变和法兰仿真蠕变，其应力下降尤为显著。这表明在初始预紧力施加后，螺栓和法兰材料快速蠕变导致的应力松弛效应最为显著。随着时间的推移（1 000~6 000 h），应力松弛速率逐渐减缓，趋于稳定。特别是法兰与螺栓结合解析蠕变和螺栓解析蠕变，其应力值逐渐趋于稳定，这表明在长期服役中，材料的蠕变效应逐渐减弱，达到稳定状态。

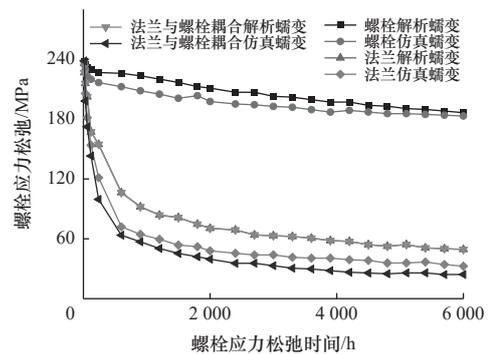


图4 螺栓应力松弛仿真与解析模型结果

Fig. 4 Bolt stress relaxation simulation and analytical modeling results

由图4可知，仿真模型与解析模型存在一定的差异。仿真模型普遍显示出较大的应力松弛效应，尤其在法兰和螺栓同时发生仿真蠕变时，应力松弛最大。这与解析模型相比，揭示了仿真模型在考虑实际工况中复杂因素时，更能准确反映螺栓连接的应力松弛行为。法兰单独解析和仿真蠕变的对比显示，仿真结果的应力松弛更为显著，表明法兰材料的实际蠕变行为在复杂工况下比解析模型预测的更加明显。结合法兰和螺栓的蠕变效应显示出更显著的应力松弛。这表明在实际工程设计中，必须同时考虑法兰和螺栓的蠕变行为，以准确预测螺栓连接在长期服役中的应力变化。图4中法兰与螺栓耦合解析蠕变曲线及法兰解析蠕变曲线显示，螺栓应力在前期快速松弛后趋于稳定。然而，法兰与螺栓耦合仿真蠕变曲线及法兰仿真蠕变曲线显示出更长时间段的松弛效应。这可能归因于仿真模型中考虑了更多实际工况中的非线性因素，如法兰与螺栓之间的相互作用、温度变化、材料非线性行为等。在仿真模型中，这些因素导致了螺栓和法兰在更长时间内持续发生蠕变松弛，从而在更长的服役时间段内显示出明显的松弛效应。相较之下，解析模型由于简化了某些实际工况中的复杂因素，导致其预测的

蠕变松弛效应在前期表现较为明显，但在长期服役过程中可能低估了实际的松弛情况。

不同时间段内螺栓松弛百分率的仿真和解析模型结果见表1。由表1可知螺栓蠕变、法兰蠕变以及整体蠕变引起的松弛效应。初始时刻，所有松弛百分率均为0%，无论是仿真结果还是解析结果，都表明在预紧力施加的初始阶段，螺栓和法兰尚未经过任何蠕变效应。1 000 h时，螺栓和法兰均显示出显著的应力松弛效应。具体而言，仿真结果中螺栓蠕变引起的松弛为15.4%，法兰蠕变为37.3%，整体蠕变松弛为45.2%；而解析结果中螺栓蠕变引起的松弛为17.9%，法兰蠕变为38.3%，整体蠕变松弛为53.4%。显然，解析模型预测的松弛效应比仿真模型稍高，表明在早期阶段，解析模型高估了螺栓和法兰的蠕变松弛效应。随着时间的推移，螺栓和法兰的蠕变松弛效应进一步增加。仿真结果中螺栓蠕变为19.3%，法兰蠕变为43.2%，整体蠕变松弛为50.8%；解析结果中螺栓蠕变为22.4%，法兰蠕变为53.9%，整体蠕变松弛为60.5%。此时，解析模型与仿真模型的差异进一步扩大，尤其在法兰蠕变和整体蠕变松弛上，解析模型的预测值显著高于仿真结果。长期服役条件下，即6 000 h时，螺栓和法兰的蠕变松弛趋于稳定，但解析模型和仿真模型之间的差异依然存在。仿真结果中螺栓蠕变为22.4%，法兰蠕变为58.3%，整体蠕变松弛为63.3%；解析结果中螺栓蠕变为24.6%，法兰蠕变为69.4%，整体蠕变松弛为73.4%。尽管仿真和解析模型的松弛百分率均有所增加，但解析模型始终预测了更高的松弛效应，这表明在长期服役条件下，解析模型可能倾向于高估蠕变效应。

表1 由蠕变引起的螺栓松弛百分率仿真和解析模型结果  
Tab. 1 Simulation and analytical modeling results for percent bolt relaxation due to creep (%)

时间/h	螺栓蠕变		法兰蠕变		整体蠕变松弛	
	仿真结果	解析结果	仿真结果	解析结果	仿真结果	解析结果
0	0	0	0	0	0	0
1 000	15.4	17.9	37.3	38.3	45.2	53.4
3 000	19.3	22.4	43.2	53.9	50.8	60.5
6 000	22.4	24.6	58.3	69.4	63.3	73.4

由表1可知，在各时间节点上，解析模型的螺栓蠕变松弛百分率均高于仿真结果。这表明解析模型在处理螺栓单独蠕变时，可能存在一定的高估情

况。法兰的蠕变松弛效应在解析模型中显著高于仿真模型，尤其在3 000 h和6 000 h的时间节点上，差异尤为明显。这可能是因为解析模型未能充分考虑法兰在实际工况下的复杂应力状态。整体蠕变松弛效应的仿真结果和解析结果在所有时间节点上均显示出解析模型预测的松弛效应更大，这可能是因为解析模型在计算过程中未能完全捕捉到螺栓和法兰之间的相互作用以及非线性应力分布。解析模型虽然提供了一种简化的计算方法，但在长时间服役条件下，其预测结果往往高于仿真模型。

预紧力为240 MPa时，螺纹连接应力松弛的有限元仿真模型输出如图5所示，涵盖不同服役时间节点的应力分布情况。在施加预紧力的初始阶段，螺栓和螺母接触面显示出明显的高应力区，主要集中在螺纹啮合处和螺栓头部。这些高应力区域表明初始预紧力主要集中在螺纹啮合处，确保了螺栓连接的紧固和稳定性。在服役后，高应力区开始扩散，整体应力水平有所下降。螺栓和螺母接触面的应力集中现象有所减弱，但仍能观察到明显的应力差异。这一变化表明，螺栓和螺母在服役初期经历了快速的应力松弛效应，螺纹啮合处的应力逐渐分散到更广泛的区域。在长期服役条件下，即6 000 h，应力集中现象显著减弱，螺栓和螺母接触面的高应力区明显减少，整体应力水平进一步降低。此时，螺栓和螺母的应力分布趋于均匀，高应力区域几乎消失。

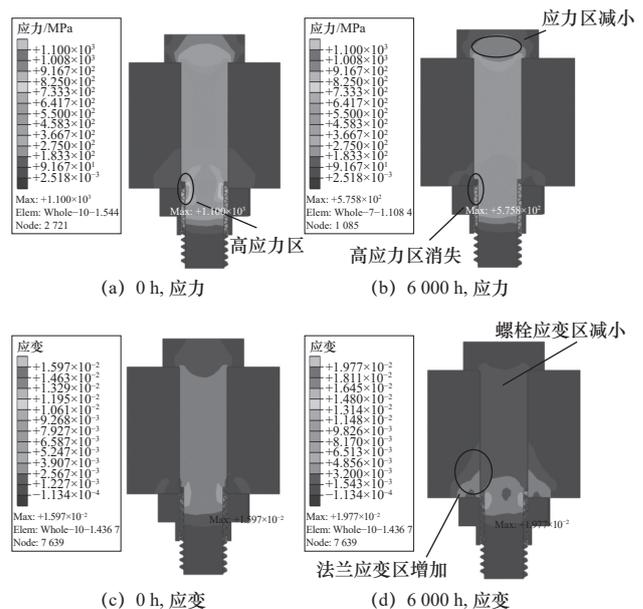


图5 预紧力240 MPa时螺纹连接应力松弛仿真模型的输出云图  
Fig. 5 Output cloud of the simulation model of stress relaxation in threaded joints at a preload force of 240 MPa

预紧力为 240 MPa 时，螺纹连接应力在不同服役时间点的应力松弛仿真模型输出如图 6 所示。初始预紧力施加后，高应力区主要集中在螺纹啮合处和螺栓头部，这些区域在服役过程中承受了最大的载荷。随着时间的推移，高应力区逐渐扩散并减弱，表明应力松弛效应逐渐显现，高应力逐步被更大面积的螺纹连接部位所吸收和分散。同时，从初始到 6 000 h，应力松弛现象显著。6 000 h 内，螺栓的应力水平显著降低，显示出快速的应力松弛效应。到 6 000 h，应力水平趋于稳定，松弛效应减弱，但整体应力水平较初始阶段显著下降。这一现象说明，螺栓在长时间高应力服役条件下，蠕变和松弛行为导致应力逐渐减小。

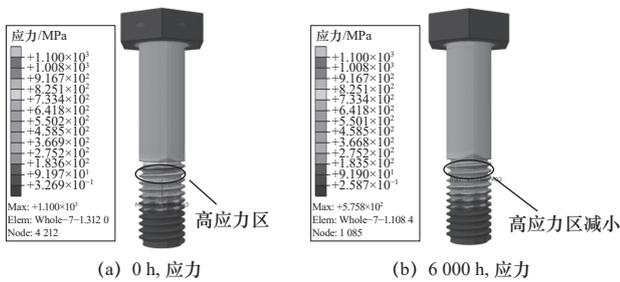


图 6 预紧力 240 MPa 时螺纹连接应力松弛仿真模型的输出云图  
Fig. 6 Stress relaxation contour plot of the thread in the simulation model under a preload of 240 MPa

在预紧力为 240 MPa 时，法兰连接在不同服役时间点的应力松弛仿真模型输出如图 7 所示。在初始预紧力施加后，法兰的应力分布显示出明显的高应力区，主要集中在法兰内缘和中部区域。最高应力值达到 1 160 MPa，表明初始预紧力主要集中在

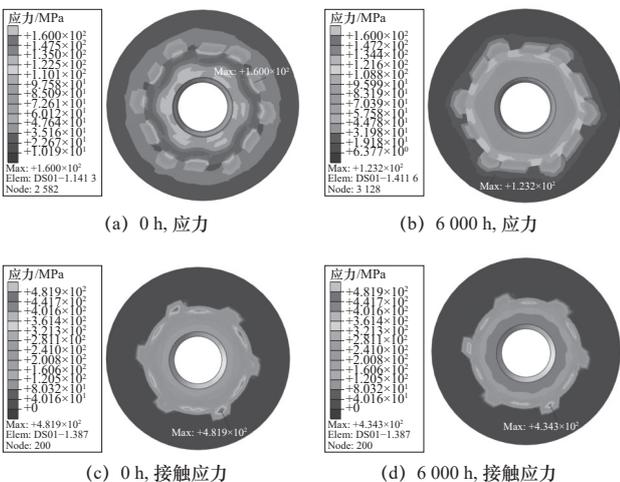


图 7 预紧力 240 MPa 时法兰应力松弛仿真模型的输出云图  
Fig. 7 Output cloud of flange stress relaxation simulation model at preload 240 MPa

这些区域。在长期服役条件下（6 000 h），应力集中现象显著减弱，法兰内缘和中部区域的高应力区明显减少，整体应力水平进一步降低。最高应力值进一步下降到 455 MPa。此时，法兰的应力分布趋于均匀，高应力区域几乎消失。图 7 所示为法兰结构的高应力区的演变，初始预紧力施加后，高应力区主要集中在法兰内缘和中部区域，这些区域在服役过程中承受了最大的载荷。随着时间的推移，高应力区逐渐扩散并减弱，表明应力松弛效应逐渐显现，高应力逐步被更大面积的法兰连接部位所吸收和分散。

### 5 结语

本研究分析了服役条件下螺栓连接的蠕变机理与性能保持行为，结合简化解析方法和有限元分析，对螺栓和法兰在不同服役时间内的应力松弛进行了探讨。

(1) 在初始预紧力施加后，螺栓和法兰的高应力区主要集中在螺纹啮合处和法兰内缘。随着时间的推移，这些高应力区逐渐扩散并减弱，表明应力松弛效应显著。仿真结果表明，在服役的初期阶段（0~1 000 h），应力松弛速率较快，尤其是在法兰与螺栓结合的情况下，松弛效应最为明显。随着时间的推移，松弛速率逐渐减缓，趋于稳定。

(2) 仿真模型和解析模型在初始阶段（0 h）显示出良好的一致性，但随着服役时间的增加，两者之间的差异逐渐显现。尤其在 6 000 h 的长期服役后，仿真模型的应力松弛效果更为显著。解析模型在处理单独螺栓或法兰的蠕变松弛时，普遍高估了松弛效应。相较之下，仿真模型更能准确地反映实际工况下的复杂应力松弛行为，特别是在法兰和螺栓同时发生蠕变时。

(3) 本研究通过结合简化解析方法和有限元分析，可以合理预测螺栓和法兰在服役过程中的载荷松弛，为螺栓连接的设计和 optimization 提供重要的理论依据和实践指导。

总之，本研究通过详细的理论分析和数值模拟，揭示了螺栓连接在长期服役中的应力松弛机理，提供了可靠的预测方法和设计优化方案，对于提高螺栓连接的安全性和稳定性具有重要的学术价值和工程应用意义。未来研究可以进一步探讨不同环境条件和加载模式对螺栓连接性能的影响，以更全面地理解和优化螺栓连接在复杂工况下的行为。

## 参 考 文 献

- [1] PAI N G, HESS D P. Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2002, 9(4): 383-402.
- [2] 李九一, 周丰峻, 张麇, 等. 螺纹结构精确有限元建模及有效性分析 [J]. *工程科学与技术*, 2022, 54(3): 220-229.
- [3] 江文强, 墨泽. 横向载荷作用下螺栓连接松动过程仿真研究 [J]. *计算机仿真*, 2021, 38(7): 385-390.
- [4] 杨晓, 贺娜, 肖鹏, 等. 拉伸载荷作用下玻纤复合材料-铝合金双钉混合连接接头失效行为数值研究 [J]. *复合材料科学与工程*, 1-9[2024-07-18]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/10.1683.TU.20240627.1723.008.html>.
- [5] PAI N G, HESS D P. Experimental study of loosening of threaded fasteners due to dynamic shear loads[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 253(3): 585-602.
- [6] JUNKER, GERHARD H. Criteria for self loosening of fasteners under vibration[J]. *Sae Transaction*, 1969, 44(10): 14-20.
- [7] 赵传强, 王正成. 基于螺栓连接界面动态特性参数的研究 [J]. *制造技术与机床*, 2022(8): 97-103.
- [8] 陈福森, 马贝方. 拧紧曲线在螺纹连接质量分析中的应用研究 [J]. *制造技术与机床*, 2021(9): 9-12.
- [9] NASSAR S A, YANG X. A mathematical model for vibration-induced loosening of preloaded threaded fasteners[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2009, 131(2): 021009-021022.
- [10] 肖子恒, 李维荣. 由振动引起的螺栓连接预紧力松脱的数学模型 [J]. *机电产品开发与创新*, 2011, 24(4): 7-9.
- [11] GONG H, LIU J. Some factors affecting the loosening failure of bolted joints under vibration using finite element analysis[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2017, 232: 095440621774533.
- [12] YANG G, YANG L, ZHAO H, et al. Method for evaluating bolt competitive failure life under composite excitation[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2023, 36(4): 390-402.
- [13] GONG H, LIU J, FENG H. Review on anti-loosening methods for threaded fasteners[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2022, 35(2): 47-61.
- [14] 侯世远, 廖日东. 塑性变形演化对螺纹联接松动的影响研究 [J]. *北京理工大学学报*, 2015, 35(9): 7.
- [15] IZUMI S, KIMURA M, SAKAI S. Small loosening of bolt-nut fastener due to micro bearing-surface slip: a finite element method study[J]. *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*, 2007, 1: 1374-1384.
- [16] JIANG Y, ZHANG M, LEE C H. A study of early stage self-loosening of bolted joints[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2003, 125(3): 518-526.
- [17] YANG G, YANG L, CHEN J, et al. Competitive failure of bolt loosening and fatigue under different preloads[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2021, 34(6): 435-445.
- [18] SUN Q, LIN Q, BIN Y, et al. Mechanism and quantitative evaluation model of slip-induced loosening for bolted joints[J]. *Assembly Automation*, 2020(40): 577-588.
- [19] GIRAO C D, VEIGA J, MEIRA I. Suggested procedure for determining the PCC-1 appendix O gasket properties [M]. Atlanta, Georgia, USA, 2023.
- [20] ZHU L, HONG J, YANG G, et al. The slippage analysis at bearing surface of bolted joints due to cyclic transverse loads[J]. *Asme International Mechanical Engineering Congress and Exposition Proceedings*, 2012: 685-690.
- [21] DINGER G, FRIEDRICH C. Avoiding self-loosening failure of bolted joints with numerical assessment of local contact state[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2011, 18: 2188-200.
- [22] BOUZID H, BOUZID S, BENFRIHA K. On the strength and tightness of ASME B16.5 and B16.47 series a standard flanges[J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, Transactions of the ASME, 2024, 146: 1-13.
- [23] IZUMI S, YOKOYAMA T, KIMURA M, et al. Loosening-resistance evaluation of double-nut tightening method and spring washer by three-dimensional finite element analysis[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2009, 16(5): 1510-1519.
- [24] YOKOYAMA T, IZUMI S, SAKAI S. Loosening resistance evaluation of double-nut tightening method, spring washers, and conical spring washers: finite element study[C]//Xiamen: Asme Pressure Vessels & Piping Conference. 2008.
- [25] BOUZID A H, BEGHOULH. The design of flanges based on flexibility and tightness[C]//Seattle: Asme Pressure Vessels and Piping Conference. 2003.
- [26] NECHACHE A, BOUZID H. Creep analysis of bolted flange joints[J]. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2007, 84: 185-194.
- [27] BOUZID A H, CHAMPLAUD H. Contact stress evaluation of nonlinear gaskets using dual kriging interpolation[J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2004, 126(4): 445-450.
- [28] BOUZID A H, NECHACHE A. An analytical solution for evaluating gasket stress change in bolted flange connections subjected to high temperature loading[J]. *Asme Journal of Pressure Vessel Technology*, 2005, 127(4): 414-422.
- [29] KOBAYASHI T, NISHIURA K, HIRATSUKA M, et al. Deflection of gaskets and its effect on tightness of flanged connections in long term[C]//Paris: Asme PressureVessels and Piping Conference, 2013.
- [30] 赵少汴. 抗疲劳设计手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.

第一作者/通信作者: 高学敏, 男, 1983年生, 学士, 高级工程师, 主要研究方向为试验研究及失效分析工作。E-mail: [gaoxuemin694@126.com](mailto:gaoxuemin694@126.com)

(编辑 张亚然)

(收修改稿日期: 2024-07-18)