

火箭发动机法兰连接结构的受力与变形分析^{*}

张庆雅¹, 杨光松¹, 安 联², 赵洪海³

(1 第二炮兵装备研究院, 北京 100085; 2 航天科工集团第四研究院总体设计部, 北京 100854;

3 第二炮兵士官学校, 山东青州 262500)

摘 要: 法兰连接结构在火箭发动机上得到了大量应用, 但由于其结构的非线性和静不定性, 给精确的应力-应变分析带来了很大的困难。文中分别在预紧和操作情况下, 应用弹性理论对火箭发动机法兰连接结构进行了较为详细的载荷-变形分析。算例的计算结果表明, 考虑法兰环旋转时更能反映火箭发动机法兰连接结构的真实受力情况。

关键词: 火箭发动机; 螺栓; 法兰环; 载荷; 变形

中图分类号: V430 **文献标志码:** A

Load-deformation Analysis of O-ring Flanged Connection System for Rocket Motor

ZHANG Qingya¹, YANG Guangsong¹, AN Lian², ZHAO Honghai³

(1 The Second Artillery Equipment Academy, Beijing 100085, China;

2 Department of System Design, Forth Academy of CASIC, Beijing 100854, China;

3 The Second Artillery NCO School, Shandong Qingzhou 262500, China)

Abstract: The O-ring flanged connection system is widely used in rocket motor due to convenience of transportation, installation, examination, repair and components replacement or the need of production techniques. Because of the structural complexity of the O-ring flanged connection system and obvious nonlinear of the load-deformation curve of O-ring gasket, so there a lot of difficulties in accurate stress-strain analysis of the O-ring flanged connection system. The load deformation of O-ring flanged connection system for rocket motor was analyzed in the case of clamping and operating with elasticity theory. The result of the example indicates that true load of the O-ring flanged system will be reflected while the rotation of flange ring is considered.

Keywords: rocket motor; bolt; flange; load; deformation

1 引言

由于生产工艺的需要, 或者考虑到运输、安装、检修及更换零部件的方便, 法兰连接结构在火箭发动机上得到了广泛的使用。法兰连接结构由于结构较复杂, O型圈的载荷-变形曲线又具有明显的非线性, 且是一个高度静不定系统, 因此给系统精确的应力、应变分析带来了很大的困难。传统的法兰连接结构载荷分析大多沿用 Waters^[1] 方法, 这一方法假定螺栓的应力仅仅源于预紧阶段, 在操作过程中维持不变, 螺栓只存在拉伸应力而不存在弯曲应力。文献[2]对这种连接密封装置在内压、高温、低温等不同操作工

况下螺栓与垫片的载荷变形关系进行了分析, 但没有考虑法兰环在预紧及操作工况下的旋转, 也未将法兰环、螺栓和垫片作为一个系统而考察其在预紧和操作情况下载荷分配随三者的变形而改变的关系, 更未涉及垫片在预紧、加载和卸载的真实行为, 因此计算载荷不能反映螺栓与垫片所受的真实载荷。

文中应用弹性理论将法兰环、螺栓和 O型圈作为一个整体, 分别考虑在预紧和操作情况下, 法兰环的旋转所引起的螺栓力、O型圈力、螺栓变形、O型圈变形以及螺栓力作用点的变化, 对其进行了较为详细的载荷-变形分析。

^{*} 收稿日期: 2006-07-20

作者简介: 张庆雅(1968-), 女, 博士, 研究方向: 固体火箭发动机可靠性。

2 法兰连接结构的载荷及变形分析

法兰环、螺栓和 O 型圈组成的连接结构的剖面图以及预紧和操作时的受力图分别如图 1 ~ 3 所示。在预紧时,法兰环仅受螺栓力 p_b^0 、O 型圈反力 p_s^0 、边缘力 p_g^0 及边缘力矩 M_s^0 ,使其达到初始密封比压;操作时,除螺栓力 p_b^p 、O 型圈反力 p_s^p 、边缘力 p_g^p 及边缘力矩 M_s^p 外,还受由介质压力引起的轴向力 p_1 及 p_2 。

2.1 法兰环转角 的计算

按弹性理论对法兰环进行应力分析,采用 Timoshenko^[3] 方法进行计算,其基本假设为:

a. 法兰环在设计温度下保持弹性,不发生蠕变或屈服;

b. 将法兰环当作受均匀力矩作用的矩形截面园环,法兰环受载过程中,只绕其截面形心旋转而不产生弯曲,截面形状保持不变;

c. 略去法兰环上螺栓孔的影响;

d. 壳体与法兰环连接是连续的,因此壳端的旋转角、径向位移分别等于法兰环的旋转角及其径向位移;

e. 考虑法兰环的径向刚度很大,因而忽略连接处的边缘力矩、边缘剪力、内压、螺栓力及 O 型圈力所产生的法兰环径向位移;

f. 把壳体视为半无限长弹性基础梁。

1) 在预紧情况下法兰环转角 θ_f^0 的计算

假设上下法兰环尺寸、结构完全相同,因此

$$\theta_{fu}^0 = \theta_{fd}^0 = \theta_f^0。$$

$$\theta_f^0 = \frac{p_c s^0}{D_i} \frac{E_f t_f^3}{6 D_i \ln \frac{D_0}{D_i} + 2 k D + k^2 D t_f} \quad (1)$$

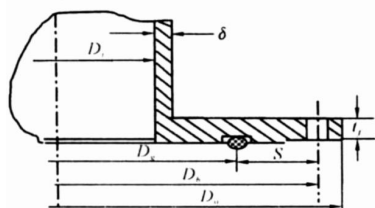


图 1 法兰结构简图

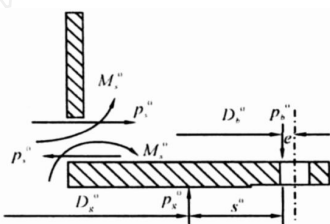


图 2 预紧情况下法兰环受力分析

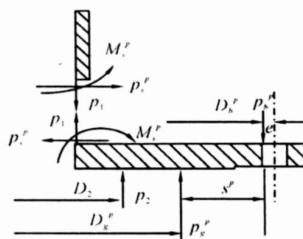


图 3 操作情况下法兰环受力分析

式中: D_i 、 D_0 为法兰环内、外径; t_f 为法兰环质心半径与厚度; D_b 为法兰环螺栓圆中心直径; E_b 、 E_f 为螺栓和法兰环的弹性模量; R_g 、 R_s 为 O 型圈的加卸载弹性柔量; d_b 、 l_b 为螺栓的直径与长度; μ 为圆柱段的泊松比; D 为力的作用点直径; M 为力矩; 下标 s 、 b 和 g 分别代表边缘、螺栓及 O 型圈; 上标 p 、 0 分别代表操作情况及预紧情况; 下标 u 、 d 分别代表上、下法兰环。 $D = \frac{E_f t_f^3}{12(1-\mu^2)}$ 为壳体的抗弯刚度, $k = \left[\frac{3(1-\mu^2)}{r^2} \right]^{1/4}$, $r = \frac{D_i + D_0}{2}$ 。

2) 在操作情况下法兰环转角的计算

$$p_1 = \frac{D_i^2}{4} p_c, p_2 = \left[\frac{(D_g^p)^2}{4} - \frac{D_i^2}{4} \right] p_c,$$

$$D_2 = \frac{D_i + D_g^p}{2}$$

$$p_b^p = p_1 + p_2 + p_g^p = p_g^p + \frac{(D_g^p)^2}{4} p_c$$

$$\theta_f^p = \left[\frac{p_g^p s^p + p_1 \left(\frac{D_b^p - D_i}{2} \right) + p_2 \left(\frac{2D_b^p - D_i - D_g^p}{4} \right)}{D_i} + \frac{p D_i^2 k^2 D (2 - \mu) (1 + k t_f)}{4 E_f} \right] \left[\frac{E_f t_f^3}{6 D_i} \ln \frac{D_0}{D_i} + 2 k D + k^2 D t_f \right] \quad (2)$$

2.2 螺栓力及 O 型圈力的计算

O 型密封圈上的接触应力呈椭圆形分布, O 型圈力作用点的变化很小,在此忽略不计。

预紧时,力的平衡关系:

$$p_b^0 = p_g^0 \quad (3)$$

操作时,力的平衡关系:

$$p_b^p = p_g^p + \frac{(D_g^p)^2}{4} p_c$$

变形协调关系:螺栓的伸长量:

$$l_b^p = 0 - (D_b^p - 2) \theta_f^p + (D_b^0 - 2) \theta_f^0$$

O 型圈的回弹量:

$$l_g^p = 0 + (2 - D_g) (\theta_f^p - \theta_f^0)$$

从文献[4]可知, O 型圈在密封截面上的接触应力 p_g 与其材料、截面形状、压缩量 g_{\max} 及内压等有关。一般有:

预紧情况下:

$$p_{g\max}^0 = f(u, g_{\max}^0) E_g g_{\max}^0 \quad (4)$$

操作情况下:

$$p_{g\max}^p = f(u, g_{\max}^p) E_g g_{\max}^p + p_c \quad (5)$$

式中: $f(u, g_{\max})$ 是取决于 u 和 g_{\max} 的函数; u 为密封圈与法兰环之间的摩擦系数; p_c 为取决

于垫圈材料泊松比 ν 的系数, $= \frac{\nu}{1 - \nu}$ 。

试验表明, 变形在 25 % ~ 35 % 的范围, O 型密封圈的函数 $f(u, g_{\max})$ 可由下式表示^[4]:

$$f(u, g_{\max}) = \left[1.25 + \frac{u^2 b}{d(1 - g_{\max})} \right] \quad (6)$$

当压缩量 0.10 g 0.4 时, 压缩后的 O 型密封圈宽度 B 及其与法兰环的接触宽度 b 可由以下经验公式给出^[4]:

$$B = \left(\frac{1}{1 - g_{\max}} - 0.6 g_{\max} \right) d \quad (7)$$

$$b = (4 \frac{2}{g_{\max}} + 0.34 g_{\max} + 0.31) d \quad (8)$$

式中: d 为 O 型密封圈横截面的直径。

由于 O 型密封圈密封截面挤压变形不均匀, 因此沿密封界面接触宽度的接触应力分布也是不均匀的(图 4)。在变形的 O 型密封圈中, 接触应

力可用下述椭圆形公式近似描述^[4]:

$$\frac{x^2}{(b/2)^2} + \frac{y^2}{g_{\max}} = 1 \quad (9)$$

由式(9)可得 O 型密封圈上所受的接触 O 型圈力 p_g 为:

$$p_g = \frac{4}{3} r_g b g_{\max} \quad (10)$$

那么, O 型密封圈在预紧和操作时所受的 O 型圈力可以表示为:

$$p_g^0 = \frac{4}{3} r_g b^0 g_{\max}^0 \quad (11)$$

$$p_g^p = \frac{4}{3} r_g b^p g_{\max}^p + 2 r_g b^p p_c \quad (12)$$

由式(4)、(5)及上面两式可得:

$$l_g^p = p_g^0 R_g^0 - p_g^p R_g + 2 r_g b^p p_c R_g$$

结合操作时力的平衡和变形协调关系可得:

$$p_b^p = \left[\frac{p_b^0 (R_g^0 + R_b) + \frac{(D_g^p)^2}{4} p_c R_g - 2s^p p_f + 2s^0 p_f + D_g b^p R_g \left(\frac{\nu}{1 - \nu} \right) p_c}{(R_g + R_b)} \right] \quad (13)$$

$$p_g^p = \left[\frac{p_b^0 (R_g^0 + R_b) - \frac{(D_g^p)^2}{4} p_c R_b - 2s^p p_f + 2s^0 p_f + D_g b^p R_g \left(\frac{\nu}{1 - \nu} \right) p_c}{(R_g + R_b)} \right] \quad (14)$$

$$R_g^0 = \frac{3d}{5 r_g^0 b^0 E_g (1 + u^2 b^0 / (d - d_g^0))}$$

$$R_g^p = \frac{3d}{(p_g^p - 2 r_g^p b^p p_c \nu / (1 - \nu)) 5 r_g^p b^p E_g (1 + u^2 b^0 / (d - d_g^p))}$$

2.3 螺栓力作用点半径的计算

在法兰连接结构中, 随法兰环旋转角的增大, 螺栓力作用点的位置逐渐向内移动, 同时所受的力矩也越来越大(图 5)。在预紧情况下, 把承受外力矩 M_b^0 的螺栓看作横截面为圆形的梁进行分析, 可以得到螺栓头部的转角 θ_b^0 为:

$$\theta_b^0 = \frac{M_b^0 L_b}{E_b I_b} \quad (15)$$

$$M_b^0 = \frac{e^0 p_b}{N} \quad (16)$$

$$I_b = \frac{d_b^4}{32}$$

在外力矩 M_b^0 的作用下, 螺栓产生弯曲变形。在螺栓头部产生的转角 θ_b^0 应与法兰环的转角 θ_f^0 一致, 即 $\theta_b^0 = \theta_f^0$, 可以得到:

$$e^0 = \frac{E_b L_b N}{l_b p_b^0} \theta_b^0 = \frac{E_b L_b N}{l_b p_b^0} \theta_f^0 \quad (17)$$

$$D_b^0 = D_b - 2e^0 \quad (18)$$

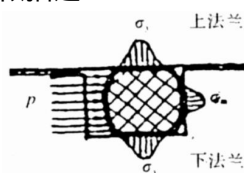


图 4 O 型圈接触应力分布示意图

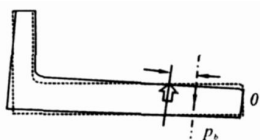


图 5 螺栓力作用点示意

$$s^0 = \frac{D_b^0 - D_g}{2} = \frac{D_b - 2e^0 - D_g}{2} \quad (19)$$

假如 e^0 计算值大于螺母半径 r_n , e^0 就取为 r_n 。此时, 螺母与法兰已脱离面 - 面接触。操作情况下的计算方法同前, 只要在方程(15) ~ (19) 中代入相应于操作时的值即可。

2.4 法兰连接结构载荷 - 变形的求解

由方程(1)、(3)、(17) ~ (19) 组成封闭的非线性方程组, 可以解出预紧时的载荷与变形: θ^0 、 p_b^0 、 e^0 、 D_b^0 、 s^0 等参数。类似地可求出操作情况下相应参数的值。

3 算例分析

某型火箭发动机上典型法兰连接密封结构如图 6 所示。法兰环的尺寸如图 6 所示。螺栓的直径为 12mm; 法兰环材料为 1Cr21Ni5Ti, 螺栓材料为 30CrMnSiA 钢, O 型圈为氟橡胶, 外径 / 内径 \times 直径为 $\phi 17\text{mm} / \phi 107\text{mm} \times 45\text{mm}$, O 型圈的弹性模量 E_g 为 4.4MPa。工作时的内压为 12MPa。

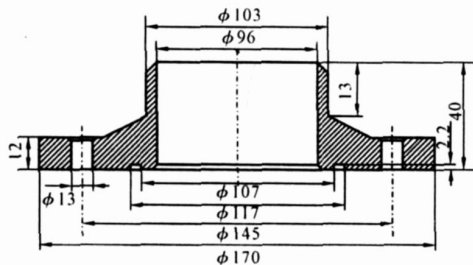


图 6 发动机上典型法兰连接系统
法兰连接结构载荷及变形的计算:

当螺栓预紧力分别为 $p_b^0 = 4.0\text{ kN}, 6.0\text{ kN}$, 内压 $p_c = [8, 10, 12, 14, 16]\text{ MPa}$ 时, 法兰连接系统在预紧和操作情况下的载荷与变形计算结果分别如图 7 ~ 12 所示。

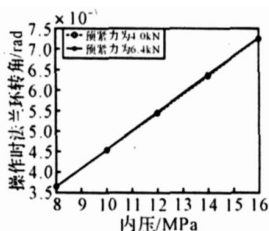


图 7 法兰环转角与内压的关系

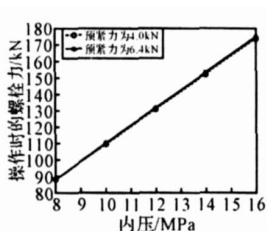


图 8 螺栓力与内压的关系

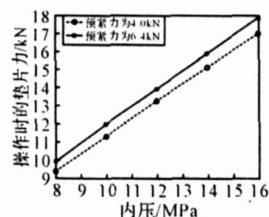


图 9 O 型垫圈力与内压的关系

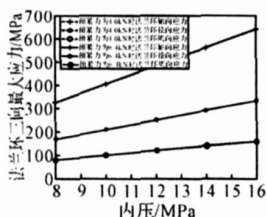


图 10 法兰环三向最大应力与内压的关系

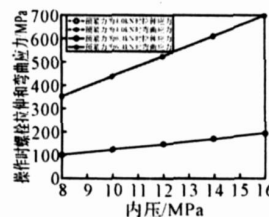


图 11 操作时的螺栓拉伸和弯曲应力与内压的关系

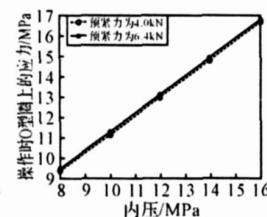


图 12 操作时的 O 型圈应力与内压的关系

当螺栓预紧力 p_b^0 分别为 4.0 kN 和 6.4 kN 时, 法兰环转角、螺栓力、O 型圈力、法兰环三向最大应力、螺栓的拉伸和弯曲应力及 O 型圈应力与内压的关系分别如图 7 ~ 12 所示。从图中的计算结果可以看出:

a. 在一定的螺栓预紧力作用下, 法兰环转角、螺栓力、O 型圈力、法兰环三向最大应力、螺

栓的拉伸和弯曲应力及 O 型圈应力与内压基本上成正比关系;

b. 螺栓预紧力在一定范围变化的变化对操作时法兰环转角、法兰环应力、螺栓力及其应力影响不大, 对 O 型圈力及其上的最大应力有一些影响。从计算结果可以看出, 操作情况下螺栓的弯曲应力很大。因此当内压一定时, 对确定的法兰连接结构, 在其满足密封条件的情况下, 可以确定一个最小的螺栓预紧力; 或者, 当内压和螺栓预紧力一定时, 在其满足强度和密封条件的情况下, 可以对法兰连接结构进行优化设计;

c. O 型圈上的力及其最大应力随内压的增加而增加, 这是由于 O 型密封圈的自密封作用。

4 结论

法兰连接结构作为一种方便的可拆卸连接, 在火箭发动机上得到了非常广泛的应用。主要应用弹性理论, 将法兰环、螺栓和 O 型圈作为一个整体, 分析了 O 型圈这种法兰连接结构的载荷-变形关系。与按国标不考虑法兰环旋转的现有方法及目前一些文献中虽然考虑了法兰环的旋转, 但并没有将法兰环、螺栓和 O 型圈作为一个整体 (即考虑它们之间的变形协调、载荷的相互影响及螺栓力作用点的变化) 的方法相比, 文中的分析方法能更好反映螺栓-法兰连接结构的载荷-变形情况。

参考文献:

- [1] Waters E O, et al. Formulas for stress in bolted flange connections [J]. Transactions of the ASME, 1939, 59: 161 - 169.
- [2] 杜培德, 刘纪炎. 螺栓法兰连接系统的载荷变形关系分析 [J]. 青岛化工学院学报, 1995, 16 (1): 70 - 76.
- [3] 陈国理. 压力容器及化工设备 [M]. 广州: 华南理工大学出版社, 1988.
- [4] 橡胶参考资料编辑组. 橡胶参考资料-橡胶密封零件译文汇编 [C]// 陕西橡胶制品研究所, 1972.
- [5] 张庆雅, 汪亮. 遗传算法在固体发动机结构可靠性计算中的应用 [J]. 固体火箭技术, 2002, 25 (2): 13 - 17.
- [6] K P Singh. Design parameters affecting bolt load in ring-type gasketed joints [J]. Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 1983 (105).