

重载自润滑推力轴承摩擦性能的数值模拟与验证

叶呈武¹ 张绪虎¹ 张艳秋² 高 阳¹ 丁 水¹

(1 航天材料及工艺研究所,北京 100076)

(2 哈尔滨工程大学工程训练中心,哈尔滨 150001)

文 摘 使用 ANSYS 软件对重载条件下服役的自润滑推力轴承进行了摩擦性能模拟,并对计算进行了地面试验验证和研究。结果表明:小于 0.4 mm 厚的自润滑轴衬有利于减少轴承接触面的应力,降低摩擦因数,减少轴衬的厚度,提高轴衬材料的压缩强度、热导率等有利于降低轴衬材料的工作温度,提高轴衬的使用寿命。Nomex/PTFE 复合自润滑材料的摩擦因数随载荷的增加而稳定降低,在 145 MPa 的重载荷下出现 0.017 极低摩擦因数。

关键词 摩擦,自润滑材料,推力轴承,数值模拟

Numerical Simulation and Experimental Verification on Friction Properties of Self-Lubricating Highly Loaded Thrust Bearing

Ye Chengwu¹ Zhang Xuhu¹ Zhang Yanqiu² Gao Yang¹ Ding Shui¹

(1 Aerospace Research Institute of Materials & Processing Technology, Beijing 100076)

(2 Industrial Training Centre, Harbin Engineering University, Harbin 150001)

Abstract The friction properties of self-lubricating highly loaded thrust bearing was simulated by ANSYS software. The calculated result was verified and studied by ground experiment. The results show that self-lubrication helps to decrease the peak stress in the contact surface while its thickness is less than 0.4mm. The decrease of friction coefficient, increase of compress strength, or increase of the conduct coefficient of self-lubrication could lengthen the bearing-life by decreasing the temperature of bearing surface. The friction coefficient of Nomex/PTFE self-lubricating composite decreases steadily with the increasing of thrust load, ultra small value 0.017 is reached under the 145 MPa load.

Key words Friction, Self-lubricating, Numerical simulation, Thrust bearing

0 引言

固体自润滑技术在清洁、重载荷以及真空、高温等苛刻工况下具有传统液体润滑无法相比的优势^[1-5]。层状分子结构的单质、化合物或有机聚合物等是常用的固体自润滑剂,其中聚四氟乙烯(PTFE),金属硫化物和硒化物等最为常用。但这些材料通常强度较低,因此承载能力不高、耐磨性一般,为了改善其干摩擦特性,近年来,开展了大量纤维、颗粒强化 PTFE^[1,3,6-7],纳米化处理 WS₂、MoS₂ 涂层^[8-9]等方面的研究,确保了这些材料在保持低摩擦因数的前提下,承载能力和耐磨损性能获得极大提高,能在重载

条件下形成并保持有效的润滑膜^[2,4],尤其是 PTFE 复合自润滑材料重载条件下性能稳定、润滑效果好,应用更广泛^[2-3,7,10]。

干摩擦情况下,由于摩擦热只能通过摩擦副传导或辐射,摩擦热易在表面聚积,而 PTFE 等材料的热导率较低,更易形成局部高温,恶化自润滑性能,因此摩擦副表面温度是考察 PTFE 基自润滑材料性能的一个重要参量。本文计算了以 PTFE 复合材料为自润滑层的某重型运载火箭推力轴承在发射过程中轴承表面温度与应力分布情况,并设计了地面试验对计算结果进行了验证,分析和探讨了推力轴承自润滑层

收稿日期:2012-12-24

基金项目:民用航天项目支持(C4220080301)

作者简介:叶呈武,1979 年出生,博士研究生,高级工程师,主要从事有色金属材料、粉末冶金技术、功能材料等研究。E-mail:chengwu.yea@163.com

材料设计的要求。

1 试验

1.1 模拟计算

设定轴承材料为高强钢 30CrMnSiNi2A, 同种材料间摩擦因数 0.17, 轴衬材料为纯 PTFE, 厚度 0.2、0.4、0.6 mm, PTFE/钢之间摩擦因数 0.09、0.06、0.04, 摆动速率 0.122 m/s, 其他材料性能见表 1。采用双线性弹塑性强化模型, 轴承头以球心为摆动中心

表 1 模拟中使用的材料性能

Tab. 1 Material properties used in simulation

材料	温度/℃	热导率/ $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$	比热容/ $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$	线胀系数/ $10^{-6} K^{-1}$	弹性模量/GPa	泊松比
PTFE	20	1.5	1045	-	7.5 ¹⁾	0.4
	20	25.75	473	-	207	
30CrMnSiNi2A	100	28.05	528	11.37	204	0.36
	200	29.52	582	11.67	200	
	300	29.94	641	12.68	198	

注:1) PTFE 剪切模量。

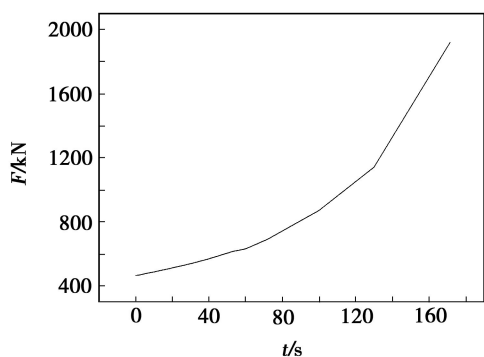


图 1 轴承的模拟计算和试验过程中的载荷历程

Fig. 1 Thrust load applied on the bearing during simulation and experiment

1.2 试验验证

根据模拟的结果制备推力轴承, 轴衬为 Nomex 纤维增强 PTFE 复合材料, 轴承材料 30CrMnSiNi2A, 轴承接触面 SR175 mm, 沿轴承中心轴加工 $\Phi 86$ mm 通孔, 安装温度传感器, 温度测点位置如图 2 所示。

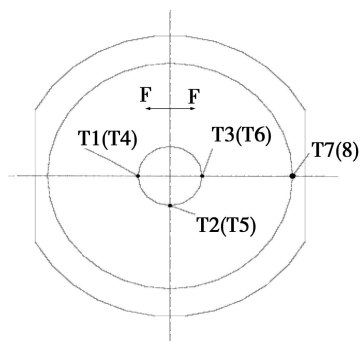


图 2 轴承温度测量点示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the position of temperature measurement during experiment

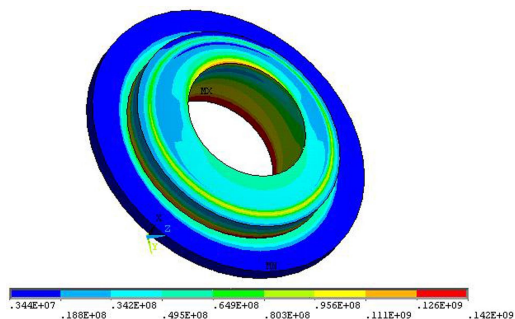
作往复匀速摆动, 轴承头转轴球心在工作时只有一个自由度, 轴承基座相对静止; 使用 ANSYS 软件选择面-面接触的 Solid170 和 Solid174 型动态接触单元进行球形轴承加载时的接触分析, 计算轴承座、轴承头和轴的应力和温度分布, 载荷随时间的变化典型如图 1 所示。热分析时采用瞬态分析, 设定初始温度 20℃, 温度计算时进行简化处理, 忽略辐射传热, 假设摩擦热等值传导至轴承头和轴衬材料。

试验过程中按图 1 施加轴向载荷, 同时在水平方向施加往复作用力, 形成 0.122 m/s 的摆动速率, 设定往复力即摩擦力, 根据公式 $\mu = N/f$ 标识轴承摩擦因数, 各测点的温度由温度传感器实时记录。

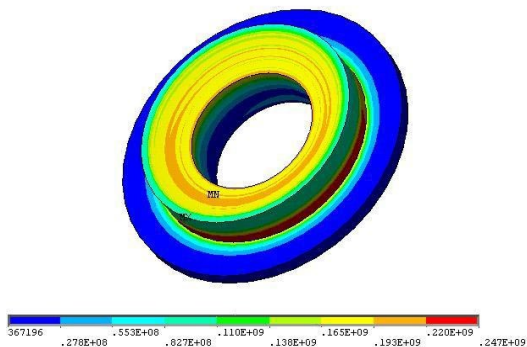
2 试验结果

2.1 轴承的应力分布

图 3 为轴衬厚度为 0.4 mm 时的应力分布图。



(a) 轴承头的温度分布

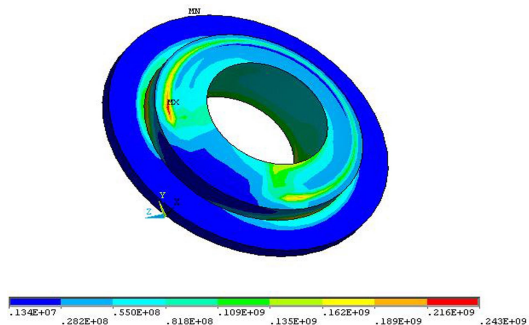


(b) 自润滑层的温度分布

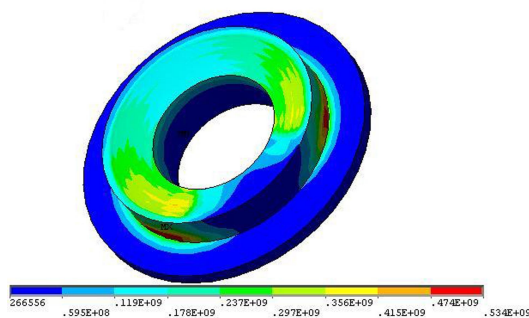
图 3 轴衬厚度 0.4 mm 时应力分布情况

Fig. 3 Stress distribution of the bearing with 0.4 mm thickness self-lubrication

图3可知,应力分布较均匀,应力峰值出现在轴承的内缘,次应力峰出现在距内缘较近的内表面;轴衬厚度为0.2 mm时,应力分布、最大应力均与0.4 mm类似;无自润滑轴衬时轴承各部位应力分布情况类似,但应力峰值更高。但当轴衬厚度为0.6 mm时,轴承接触面的接触应力峰值和轴衬的最大应变显著增加,分布很不均匀,峰值应力甚至超过无轴衬时的情况。不同轴衬的应力峰值如表2所示。



(a) 轴承头的应力分布



(b) 自润滑层的应力分布

图4 轴衬厚度0.6 mm时应力分布情况

Fig.4 Stress distribution of bearing with 0.6 mm thickness self-lubrication

表2 轴衬厚度与应力、应变峰值的关系

Tab.2 Strain and peak stress of bearing at various self-lubrication thickness

轴衬厚度 /mm	接触面最大静载荷/MPa			应变
	轴承头	轴承座	轴衬	
0	167	254	-	-
0.2	113	234	144	0.0208
0.4	126	220	145	0.0215
0.6	243	415	404	0.0596

轴衬材料对应力分布形成了显著的影响,适当厚度的轴衬材料有利于降低接触面的峰值应力水平,而厚度过大的轴衬材料,由于应变的增加,反而增加了接触面的应力峰值。由于应力是影响摩擦性能的首要因素^[3,7],因此,为了减少轴承接触面的应力峰值,轴衬材料的厚度不宜超过0.4 mm。

2.2 轴承的温度分布

根据轴承受力分析的结果,选择0.4 mm厚轴衬进行轴承的温升分析,由于计算时作了简化处理,忽略了摩擦因数变化和热量向环境的辐射,因此最高温度对应最大的应力和最大的摩擦因数,图6是不同摩擦因数轴承的最高温度。轴承头与轴衬材料的最高温度基本一致,远高于轴承座的温度。当摩擦因数为0.09时,轴衬材料的最高温度为260℃,可以使用Nomex/PTFE自润滑复合材料。

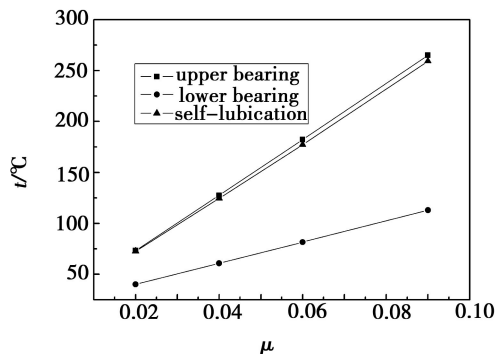
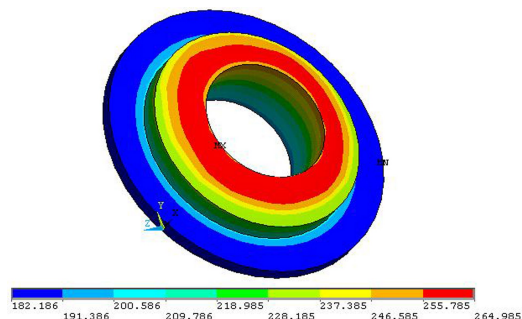


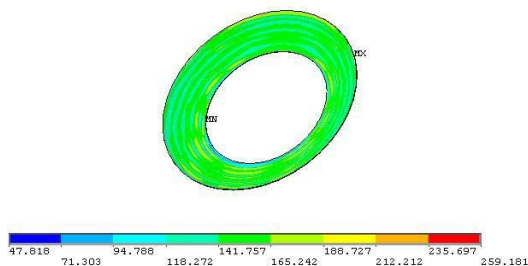
图5 摩擦因数与最高温度的关系

Fig.5 Peak temperature as a function of friction coefficient

图6是摩擦因数0.09时轴承头和轴衬的温度分布,轴承头的温度峰值出现在轴承头内缘,温度由内缘向外缘逐渐降低,轴衬的温度分布则不均匀,由内缘向外缘温度分布呈现波浪形变化,比应力分布更复杂。这是由于应力分布不均匀,摩擦热形成时即呈不均匀分布,且轴衬的热导率低不能及时将摩擦热传导到其他位置。



(a) 轴承头的温度分布



(b) 自润滑层的温度分布

图6 轴承的温度分布

Fig.6 Temperature distribution of the bearing

2.3 试验验证

2.3.1 轴承的摩擦因数

在轴承摩擦试验过程中,随着摆动的开始,轴向载荷迅速增加,但摩擦力的增加并不明显,并在试验的后期趋于稳定,也就是说,摩擦因数迅速降低(图7)。试验过程轴承摆动的“推半期”的摩擦因数 μ_p 始终大于“拉半期”的摩擦因数 μ_T ,在应力达到峰值前,摩擦因数降低到最小值0.017。

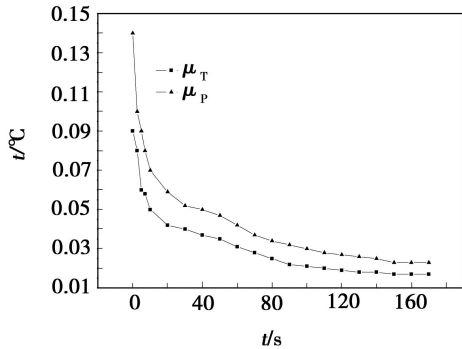


图7 试验过程中摩擦因数的变化曲线

Fig.7 Friction coefficient of self-lubrication during experiment

由于PTFE的摩擦因数随载荷的增加而降低^[1-3,10],Nomex/PTFE复合材料的摩擦因数在一定范围内随温度的升高而降低^[7],随着试验的进行,摩擦因数不断降低。本文的研究过程获得了0.017的极低摩擦因数,可能是由于试验过程施加的载荷远较文献[1-5]高;此外,试验使用了大尺寸的轴承,降低了边界效应,也有助于获得更低的摩擦因数^[4]。

根据试验结果推断,加载过程中轴衬发生了较大的应变,使应力分布比模拟时复杂,此外,轴承在摆动过程中应力分布不均匀^[11],造成轴承摆动两个半周期的摩擦因数不同。试验后轴承轴衬发生了不均匀的磨损,内缘具有明显的磨损痕迹,而外缘却几乎没有磨损,甚至部分边缘甚至没有接触,图8箭头所示。说明即使轴衬的厚度只有0.4mm,应力分布已经很

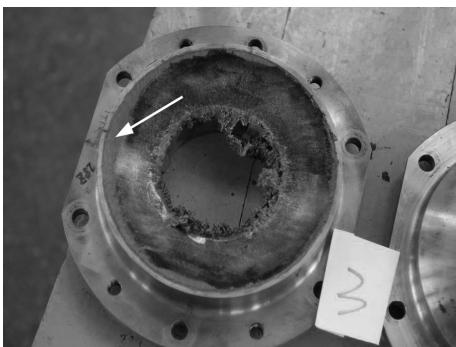


图8 摩擦试验后轴承座表面自润滑层的磨损情况

Fig.8 Surface abrasive of self-lubrication on the low bearing after experiment

2.3.2 轴承的温升

由图9可知,试验后轴承发生了明显的温度升高现象,轴承头的瞬时最高温度262℃,接触面的温度由轴承的内缘向外缘逐渐降低,平行摩擦力作用方向的 T_1 和 T_3 温升曲线形状相同,但出现第一个温度峰值的时间和温度值不同,进一步证实了上文论述的摆动过程中两个半周期的摩擦因数差异。尽管 T_1 、 T_2 和 T_3 三个位置的应力状态类似,但由于偏摆, T_1 和 T_3 位置在每个摆动周期中发生一次空摆,而 T_2 一直处于接触状态,因此最高温度出现在 T_2 处。

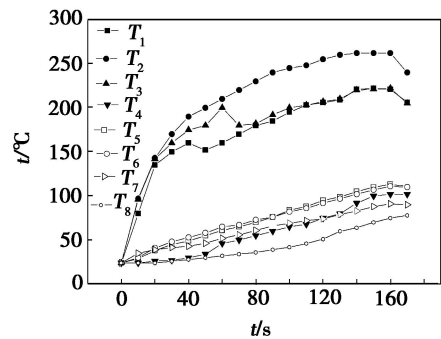


图9 摩擦试验后轴承各测点的温度

Fig.9 Temperature of the bearing during the experiment

由于轴衬材料的热导率低,热量在轴衬中的传导速率远低于轴衬向轴承座传导的速率,因此轴承座 T_4 、 T_5 和 T_6 位置温度基本均匀,且最高只有115℃,远低于轴承头。尽管轴衬材料的温度无法测量,但从黏塑性变形时最高温度应出现在离接触面一定深度的材料内部^[12]推断,轴衬的瞬时最高温度略高于262℃,图8轴衬试验后轴衬“发焦”外观分析,也基本能证实这一点。

因此,降低摩擦因数,减少轴衬的厚度,提高轴衬材料的压缩强度,或提高轴承材料的热导率等措施,有利于降低轴衬材料的工作温度,提高轴衬的使用寿命。

3 结论

在本文的工况条件下,不超过0.4mm厚的自润滑轴衬有利减少轴衬接面的应力,降低摩擦因数,减少轴衬的厚度,提高轴衬材料的压缩强度、热导率等有利于降低轴衬材料的工作温度,提高轴衬的使用寿命。

Nomex/PTFE自润滑复合材料的摩擦因数随载荷的增加而稳定降低,在145MPa的重载荷下出现0.017极低摩擦因数。

参考文献

- [1] David L B, Sawyer G. A low friction and ultra low wear rate PEEK/PTFE composite[J]. Wear, 2006,261:410-418
- [2] Xiang D H, Shan K L. Friction and wear behavior of

self-lubricating and heavily loaded metal-PTFE composite [J]. Wear, 2006, 260:1112-1118

[3] Unal H, Mimaroglu A, Kadioglu U, et al. Sliding friction and wear behavior of polytetrafluoroethylene and its composites under dry conditions[J]. Mater. Des., 2004, 25:239-245

[4] Samya P, Beets P D, Schoukens G, et al. Large-scale tests on friction and wear of engineering polymers for material selection in highly loaded sliding systems[J]. Mater. Des., 2006, 27:535-555

[5] Wang C B, Yan M F, Wang Y. The influence of metal surface composite on the tribology properties of filled PTFE/steel composite[J]. Tribology, 2004, 37:645-650

[6] Sayer W G, Freudeberg K D, Bhimeraj P, et al. A study on the friction and wear behavior of PTFE filled with alumina nanoparticles[J]. Wear, 2003, 254:573-580

[7] Su F H, Zhang Z Z, Guo F, et al. Effects of solid lubrications on friction and wear properties of Nomex fabric compos-

ites[J]. Mater. Sci. Engrg. A, 2006, 424:333-339

[8] Watanabe S, Noshiro J, Miyake S. Tribological characteristic of WS₂/MoS₂ solid lubricating multilayer[J]. Surface and Coating Technology, 2004, 183(2/3):347-351

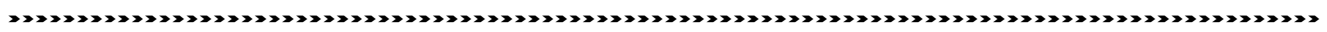
[9] Cohen S R, Rapport L, Ponomarev E A, et al. The tribological behavior of type II textured MX₂ (M = Mo, W; X = S, Se) films[J]. Thin Solid Films, 1998, 324:190-197

[10] 向定汉, 潘青林, 姚正军. 聚四氟乙烯自润滑编织复合材料关节轴承的摆动摩擦磨损性能研究[J]. 摩擦学学报, 2003, 23:72-75

[11] 陈家庆, 姚振汉, 谭春飞, 等. 滑动轴承二维动态摩擦接触的分析研究[J]. 摩擦学报, 2000(1):50-54

[12] Wieleba W. The role of internal friction in the process of energy dissipation during PTFE composite sliding against steel [J]. Wear, 2005, 258:870-876

(编辑 任涛)



(上接第 50 页)

应变分布规律与应力分布规律基本一致, 夹杂处硬度高, 塑性低, 在相同内压下, 应变量小, 因此在夹杂周围等值线弯曲。一般说来, 复合材料的疲劳寿命比金属材料高得多^[10]。因此, 金属内衬在循环载荷作用下的疲劳行为是决定复合气瓶疲劳寿命的关键, 而其疲劳寿命与应变幅值有直接关系, 所以应变分布不均影响内衬的疲劳寿命, 夹杂的存在不仅会影响内衬的爆破压力, 而且影响到气瓶的使用寿命。

3 结论

- (1) 当夹杂位于封头处时, 长度 < 112 mm 的夹杂对内衬爆破压力无明显影响; 而当夹杂位于筒中部和过渡区时, 随着夹杂长度的增加, 内衬的爆破压力明显降低。
- (2) 夹杂处形成了一个正负位移沿环向分布的失稳区, 径向位移减小。
- (3) 夹杂两侧金属产生应力集中, 变形不均匀, 金属等效应力大, 在较小的内压下就达到强度极限, 从而降低了爆破压力。径向应力明显增大, 环向应力值降低, 轴向应力变化不大, τ_{12} 方向在夹杂处为拉应力, 四周为沿着夹杂分布的压应力, 且环向的压应力较大, τ_{23} 方向剪切应力沿着 45° 方向产生压应力和拉应力交织。
- (4) 应变分布规律与应力分布规律基本一致, 夹杂周围三向应变等值线弯曲, 而应变分布不均直接影响到内衬的疲劳寿命, 因此夹杂的存在不仅会影响内衬的爆破压力, 而且影响到气瓶的使用寿命。

[1] 王志辉, 卢少春, 郑强. 全缠绕复合气瓶的设计与研究[J]. 机械制造, 2009, 47(543):70-72

[2] 张晓军, 常新龙. 复合材料气瓶有限元应力应变分析[J]. 纤维复合材料, 2008(3):3-6

[3] 魏喜龙, 孙银宝, 陈曰东, 等. 纤维缠绕压力容器几何非线性分析[J]. 纤维复合材料, 2007(1):3-6

[4] 丁亚红, 张春生, 曾宪桃. 玻璃钢板加固混凝土梁界面应力有限元分析[J]. 玻璃钢/复合材料, 2005(5):6-16

[5] Hocine A, Chapelle D, Boubakar M L, et al. Experimental and analytical investigation of the cylindrical part of a metallic vessel reinforced by filament winding while submitted to internal pressure[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2009(86):649-655

[6] Chapelle D, Perreux D. Optimal design of a type 3 hydrogen vessel: part I—analytic modelling of the cylindrical section[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2006(31):627-638

[7] Zheng C L, Ren M F, Zhao W, et al. Delamination prediction of composite filament wound vessel with metal liner under low velocity impact[J]. Composite Structures, 2006(75):387-392

[8] Hu J, Chandrashekhara K. Fracture analysis of hydrogen storage composite cylinders with liner crack accounting for autofrettage effect[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2009(34):3425-3435

[9] 雷闽, 李文春, 梁勇军. 车用压缩天然气全复合材料气瓶缺陷分析[J]. 压力容器, 2009, 27(3):56-61

[10] 黄再满, 蒋鞠慧, 薛忠民. 复合材料天然气气瓶预紧压力的研究[J]. 玻璃钢/复合材料, 2001(5):29-32

(编辑 吴坚)

参考文献