

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.04.007

# 多类型滑动轴承性能对比分析 及其油膜温度试验研究\*

王晓红,常山,陈涛

(中国船舶重工集团公司第七〇三研究所,黑龙江哈尔滨150078)

**摘要:**针对船舶传动装置轴承多种承载要求带来的选型困难问题,开展了船用转速、载荷范围内,圆柱形轴承、椭圆轴承和可倾瓦轴承的性能对比分析。从多类型轴承几何关系出发,考虑紊流、温粘效应等建立了热流体动力学润滑分析模型,采用有限差分法联立求解了雷诺方程、能量方程与温粘方程,对比分析了多类型轴承的动、静态性能;最后,在相同比压、不同转速下,对各类型轴承温度进行了对比试验。研究表明:圆柱形轴承比其他两种类型轴承有更高的承载能力,功耗与流量也比其他类型轴承小;但在各个转速下,圆柱形轴承最高油膜温度均大于其他类型轴承,且转速越高,圆柱形轴承最高温度与其他类型相差越大,最大可达到19℃;可倾瓦轴承动态性能优于其他类型轴承,试验油膜温度与理论计算结果基本吻合。

**关键词:**多类型滑动轴承;动静态性能;性能对比;温度试验

中图分类号:TH133.31

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2021)04-0447-06

## Comparative analysis on performance and test on oil film temperature of multiple types journal bearings

WANG Xiao-hong, CHANG Shan, CHEN Tao

(No. 703 Research Institute, CSIC, Harbin 150078, China)

**Abstract:** Aiming at the selection difficult of marine transmission device caused by various load requirements, a comparative performance analysis of cylindrical bearing, elliptical bearing and tilting pad within marine speed and load range was carried out. Based on the geometric relationship of multiple types of journal bearings, considering the turbulent flow and temperature viscosity effect, the thermo-hydrodynamic lubrication model was established. The Reynolds equation, energy equation and temperature viscosity equation were solved by using the finite difference method. The dynamic and static performance of multiple types of journal bearings were compared and analyzed. Finally, the comparative tests of multiple types of journal bearings were carried out under the same specific pressure and different speed. The results show that cylindrical bearings have higher loading capacity than the other two types of bearings, and its power loss and oil flowrate are smaller than others, but the maximum oil film temperature of cylindrical bearing is higher than that of other types of bearing at each speed. The higher the rotating speed is, the greater the difference of the maximum temperature between cylindrical bearing and other types is, until it is up to 19℃. The dynamic performance of tilting pad bearing is better than other types of bearings. The experimental oil film temperature is in good agreement with the theoretical calculation.

**Key words:** multiple types of journal bearings; dynamic and static performances; performance comparison; temperature test

## 0 引言

船舶传动装置传动形式多样,运行工况较多<sup>[1]</sup>;同时,传动装置中轴的转速与功率变化范围较宽,导致

载荷的大小与方向多变。因此,传动装置中同一轴承均需满足多种承载要求。另外,同一传动装置的齿轮轴转速与扭矩差别较大,支承齿轮轴的轴承可能存在低速重载或高速轻载的使用条件,使得其轴承的类型

收稿日期:2020-06-22

基金项目:国家重点研发计划专项资助项目(2018YFB2001505)

作者简介:王晓红(1982-),女,吉林长春人,高级工程师,主要从事滑动轴承方面的研究。E-mail:1370480317@163.com



$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^N \int_{0}^{L} \int_{\theta_L}^{\theta_r} p \begin{Bmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{Bmatrix} dx dy \quad (13)$$

式中:  $F_x, F_y$ — $x, y$  方向载荷,  $N$ ;  $L$ —轴承宽度,  $m$ 。

(5) 动态性能:

在静平衡位置处,微小扰动下,力平衡方程为:

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{x0} \\ F_{y0} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (14)$$

式中:  $F_{x0}, F_{y0}$ —静平衡位置  $x, y$  方向静态载荷,  $N$ ;  $K$ —轴承刚度,  $N/mm$ ;  $C$ —轴承阻尼,  $N \cdot s/mm$ 。

### 1.3 边界条件与求解方法

此处的压力分布采用雷诺压力边界条件,即结构边界条件:

$$z = \pm \frac{L}{2} \quad p = p_0 \quad (15)$$

$$\theta = \theta_L \quad p = p_0 \quad (16)$$

自然边界条件为:

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \quad p = p_0 \quad (17)$$

能量方程的边界条件为:润滑剂入口处温度为供油温度,求解时以此作为初值,应用步进方法求解温度场;入油边考虑冷热油混合作用。

此处采用有限差分方法,联立求解雷诺方程、能量方程与温粘方程,求得压力分布与温度分布,进而求解轴承的静态和动态性能。

## 2 算例及计算结果对比分析

### 2.1 转速对各类型轴承性能影响

为了研究转速单一因素对性能的影响,本文选定轴承参数:直径 200 mm,宽径比 1,间隙比为 0.002,椭圆轴承  $m = 0.5$ ,可倾瓦轴承  $m = 0.5$ ,比压 2 MPa,转速范围涵盖船舶传动装置大部分转速范围。

最高温度对比如图 2 所示。

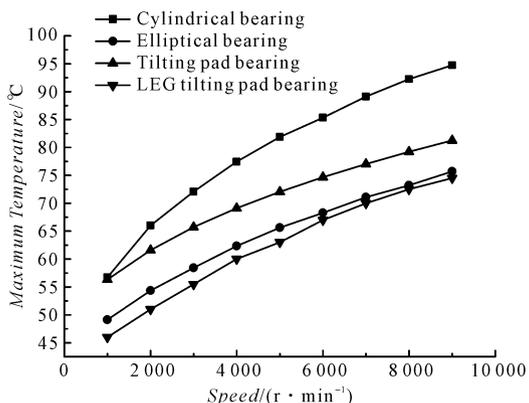


图2 最高温度对比

承载能力对比如图 3 所示。

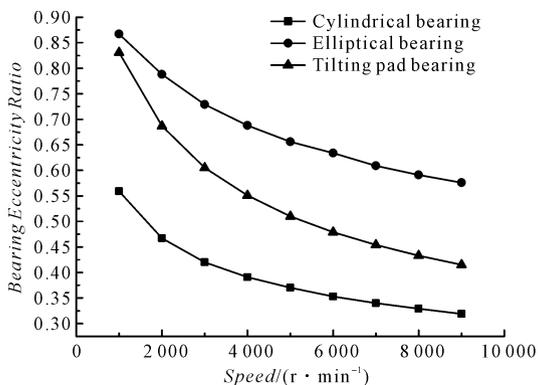


图3 承载能力对比

功耗对比如图 4 所示。

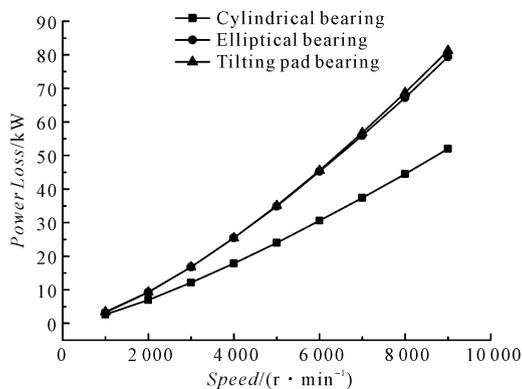


图4 功耗对比

流量对比如图 5 所示。

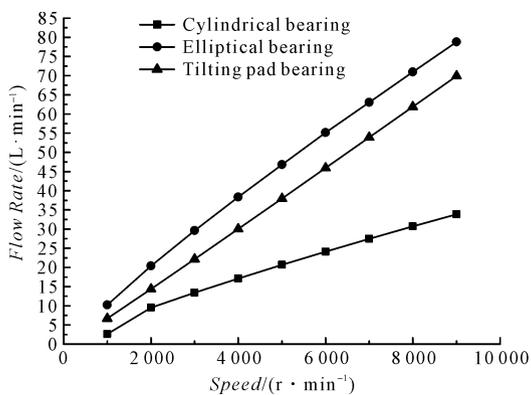
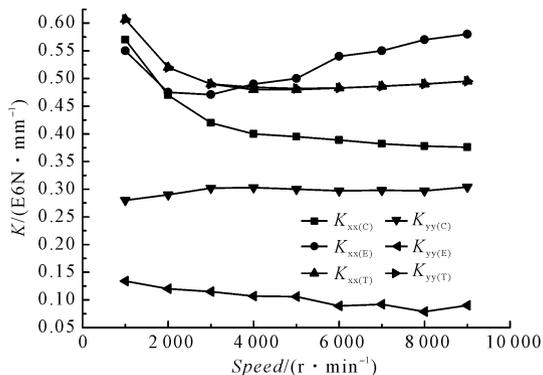


图5 流量对比

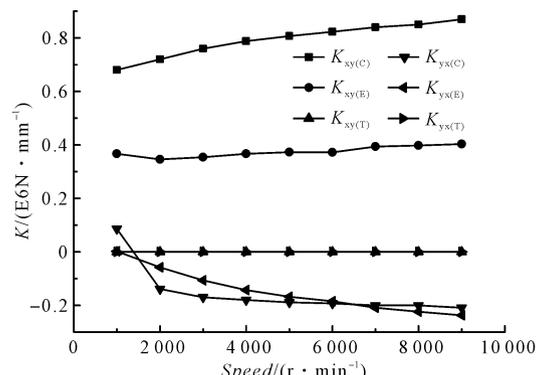
根据以上的对比图可知,转速对各类型轴承静态性能影响情况如下:圆柱形轴承最高油膜温度比其他类型轴承更高,尤其在高转速时更加明显,圆柱形轴承比椭圆轴承最高温度高出 19 °C,圆柱形轴承承载能力最大,功耗、流量也更小;

另外,由于可倾瓦轴承结构的特殊性,可以通过单独供油降温的方式,并由图 2 可知,单独供油的可倾瓦轴承可以获得更低的温度。

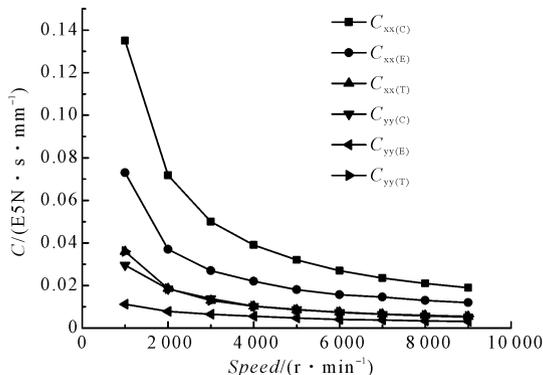
动态性能对比如图 6 所示。



(a) 主刚度对比



(b) 交叉刚度对比



(c) 阻尼对比

图 6 动态性能对比

C—圆柱形轴承;E—椭圆轴承;T—可倾瓦轴承

以上对比情况可知,转速对各类型轴承刚度和阻尼的影响为:受力方向的主刚度  $K_{xx}$ ,圆柱形轴承略低于其他类型轴承,但均在同一数量级,高速时圆柱形轴承主刚度有下降趋势,而椭圆及可倾瓦轴承没有明显的下降趋势。

值得注意的是,四瓦可倾瓦轴承交叉刚度为0,交叉刚度存在是滑动轴承失稳的重要原因,同时,可倾瓦轴承瓦块可以摆动以适应外部激励变化,因此,其稳定性远优于其他类型轴承,椭圆轴承稳定性优于圆柱形轴承。

另外,圆柱形轴承与椭圆轴承非受力方向的主刚度  $K_{yy}$  明显低于受力方向主刚度  $K_{xx}$ ,但可倾瓦轴承却相同;圆柱形轴承的阻尼略高于其他类型轴承,转速越

高相差越小,随转速增加,圆柱形轴承阻尼减小明显。

## 2.2 载荷对各类型轴承性能影响

为了研究载荷单一因素对性能的影响,此处选定轴承参数为:直径 200 mm,宽径比 1,间隙比为 0.002,椭圆轴承  $m = 0.5$ ,四瓦可倾瓦轴承  $m = 0.5$ ,转速 4 000 r/min;比压选取涵盖船舶传动装置滑动轴承大部分载荷范围。

最高温度对比结果如图 7 所示。

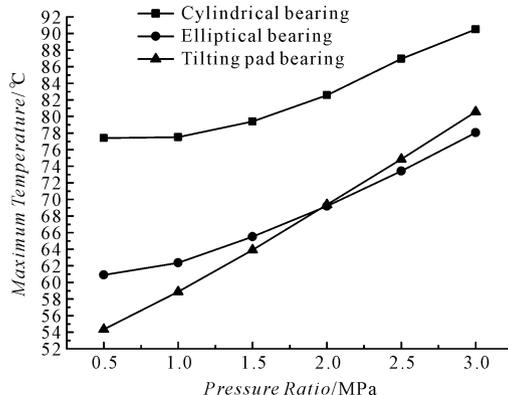


图 7 最高温度对比

承载能力对比结果如图 8 所示。

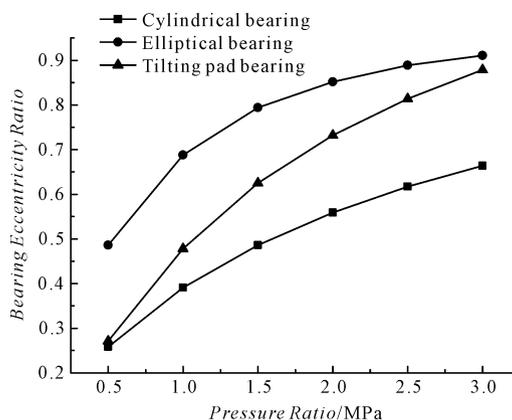


图 8 承载能力对比

功耗对比结果如图 9 所示。

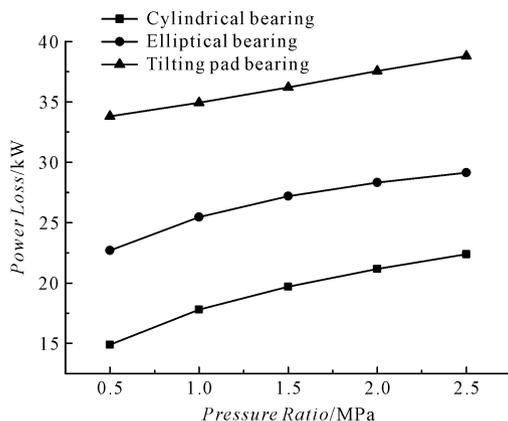


图 9 功耗对比

流量对比如图 10 所示。

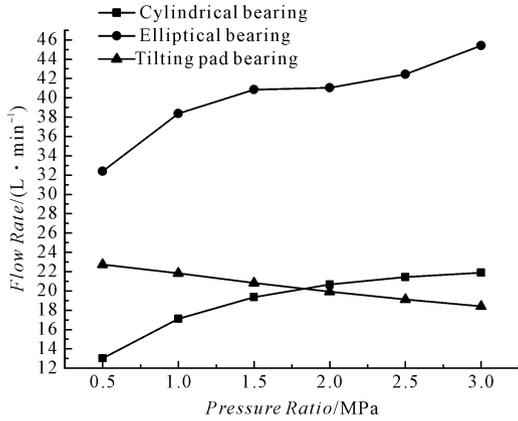
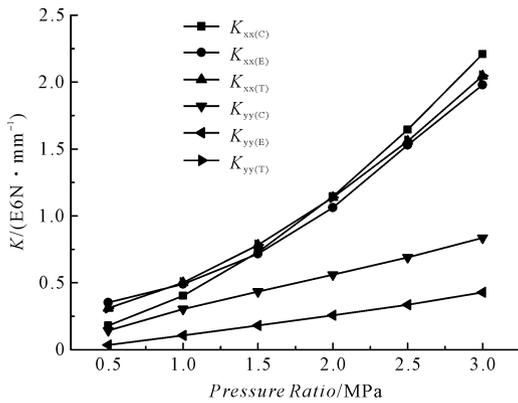


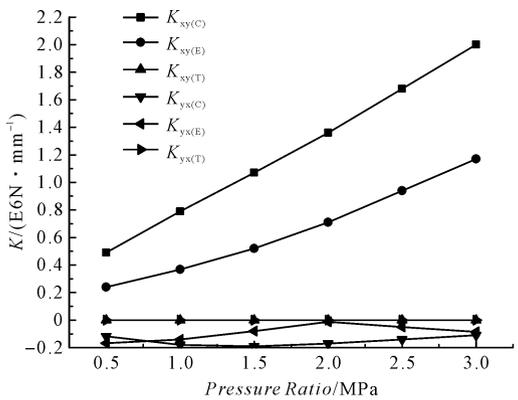
图 10 流量对比

载荷对各类型轴承静态性能影响:在各个比压范围内,圆柱形轴承最高温度均高于其他类型轴承,最高温度高出其他轴承 13 ℃ 左右,并且该数值基本变化不大,圆柱形轴承承载能力最高,在功耗方面,圆柱形轴承优于椭圆轴承,椭圆轴承优于可倾瓦轴承,并且在各个比压范围趋势比较一致,椭圆轴承流量最大,圆柱形轴承与椭圆轴承随着比压的增大,流量缓慢增加,但可倾瓦轴承流量有所下降。

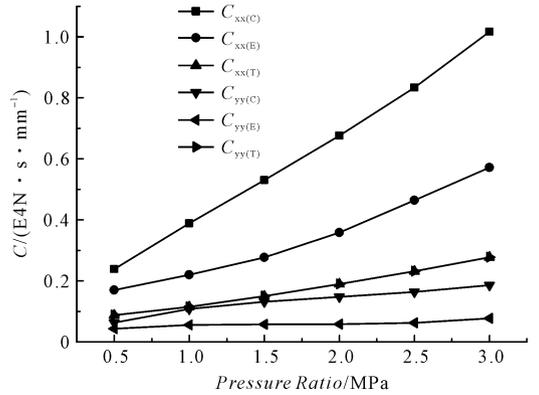
动态性能对比结果如图 11 所示。



(a) 主刚度对比



(b) 交叉刚度对比



(c) 阻尼对比

图 11 动态性能对比

转速一定下,3 种轴承载荷方向主刚度比较接近,随着比压增大,各轴承刚度值增加明显,圆柱形轴承与椭圆轴承  $K_{yy}$  明显地低于  $K_{xx}$ ,可倾瓦轴承两个方向主刚度一致,四瓦可倾瓦交叉刚度为 0,稳定性最好,圆柱形轴承的阻尼最大,尤其随着比压增大,趋势越明显。圆柱形轴承与椭圆轴承  $C_{yy}$  明显地低于  $C_{xx}$ ,可倾瓦轴承则相同,随着比压增大,圆柱形轴承与椭圆轴承阻尼增加明显,而可倾瓦轴承阻尼变化不大。

### 3 温度场试验对比分析

#### 3.1 试验装置

本文分别通过试验方式,分析转速对上述 3 种类型轴承温度场的影响。

其中,轴承直径 200 mm,宽度 200 mm,间隙比 0.002,轴承载荷 17 000 N。

试验台的布置图如图 12 所示。

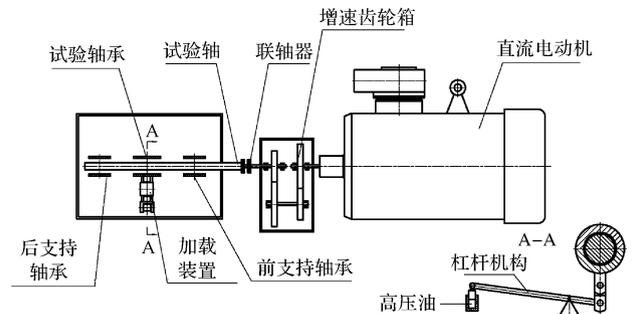


图 12 试验台布置图

在倒置式试验台上,笔者进行轴承油膜温度试验。其中,液压加载通过试验轴承座作用到试验轴承上,调节液压缸的供油压力可以改变轴承的载荷,这样试验过程中轴承上瓦受力,电机通过增速箱改变试验轴的转速,可以满足试验中转速的要求。

### 3.2 试验结果与分析

轴承的油膜温度测点布置于其上部轴承承载区,一共布置了多个测点,来测定轴承油膜的最高温度。

试验轴承测点测得的温度如表 1 所示。

表 1 试验轴承测点温度

轴承测点	1 000 r/	2 000 r/	3 000 r/	4 000 r/	5 000 r/	
	min 时 温度/ ℃					
圆柱形 轴承	$T_1$	40.8	46.1	60.6	70.5	76
	$T_2$	41.4	48.3	64.0	73.6	79.3
	$T_3$	41.8	50.2	66.8	77.2	86.9
	$T_4$	40.8	49.8	67	75.9	80.6
	$T_{max}$	41.8	50.2	67	77.2	86.9
	椭圆 轴承	$T_1$	33.1	36.6	40.5	44.1
$T_2$		35.2	39.7	44.2	48.1	55.9
$T_3$		40.2	46.9	52.3	57.6	65.6
$T_4$		38.5	44.4	49.2	54	61.9
$T_{max}$		40.2	46.9	52.3	57.6	65.6
可倾瓦 轴承		$T_1$	35.6	41.8	47.5	48
	$T_2$	37.9	47.6	56.1	59.9	65.1
	$T_3$	40.6	55.8	62.8	66.4	70.3
	$T_{max}$	40.6	55.8	62.8	66.4	70.3

由表 1 可知:圆柱形轴承油膜温度高于椭圆轴承和可倾瓦轴承,并随着转速的增高,差距变得更大,最大可以达 21.3 ℃。

以上这个趋势与上述的理论计算结果一致。

## 4 结束语

本文分别计算和分析了转速及载荷对各类型船用轴承性能的影响,并通过试验研究了转速对不同类型轴承油膜温度的影响。

研究表明:

(1)圆柱形轴承最高油膜温度高于其他两种类型

轴承,差距随转速升高而增大,在转速达到 5 000 r/min 时,各类型试验轴承的最高油膜温度相差达 21.3 ℃;

(2)圆柱形轴承承载能力较其他类型明显高,功耗与流量也优于其他类型轴承;

(3)各类型轴承主刚度随载荷变化明显,随着转速变化量较小,其中,圆柱形轴承交叉刚度较大,可倾瓦轴承交叉刚度最小。

因此,在船舶传动装置轴承选型时,应优先选择圆柱形轴承;只有当转速过高,圆柱形轴承温度过高和存在失稳风险时,才应该结合转子计算结果,选择其他类型的轴承。

### 参考文献 (References):

- [1] 常 山. 船舶大功率齿轮传动装置的技术发展现状与展望[J]. 舰船科学技术, 2010, 32(7): 17-22.
- [2] 付玉敏. 基于试验数据确定可倾瓦轴承热动力分析模型温度边界[J]. 机械制造, 2020, 58(4): 82, 97-102.
- [3] ISO 7902 Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions—Circular cylindrical bearings[S].
- [4] GB/T 21466-2008 稳态条件下流体动压径向滑动轴承—圆柱滑动轴承[S].
- [5] 李贵三, 张 伟. 椭圆轴承与三油楔轴承稳定性的比较[J]. 风机技术, 2004(1): 56-59.
- [6] 张 娅, 王维民, 杨佳丽, 等. 不同轴承支撑下碰磨转子系统的动力学特性[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(6): 1115-1119.
- [7] 孙 丹, 王 双, 王克明, 等. 椭圆轴承与圆轴承动力特性 CFD 数值分析[J]. 噪声与振动控制, 2015, 35(4): 1-5.
- [8] 张绍林, 陈 鸿, 李瑞珍. 圆柱、椭圆动压轴承-转子系统轴心轨迹研究[J]. 机械设计与制造, 2016(8): 5-7.
- [9] 俞扬飞, 樊洪辉, 陈晓萌, 等. 高速重载工况下滑动轴承结构对性能的影响分析[J]. 计量与测试技术, 2019, 6(46): 1-4.

[编辑: 杨骏泽]

### 本文引用格式:

王晓红, 常 山, 陈 涛. 多类型滑动轴承性能对比分析及其油膜温度试验研究[J]. 机电工程, 2021, 38(4): 447-452.

WANG Xiao-hong, CHANG Shan, CHEN Tao. Comparative analysis on performance and test on oil film temperature of multiple types journal bearings[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2021, 38(4): 447-452.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>