

黄铜在润滑状态下的摩擦系数

李 贻 琚

(精密机械工程系)

摘 要

本文分析了滑动速度、正压力、润滑油牌号等对黄铜在润滑状态下摩擦系数的影响,指出目前常用设计手册所推荐的摩擦系数的局限性,认为组成运动副的零件的材料不宜都采用黄铜,以及在回转运动副中黄铜不宜作为被包容件的材料。

关键词 黄铜, 润滑, 摩擦系数

一、前 言

黄铜是机械零件常用材料之一,尤其是在相对滑动速度不大的回转或移动的运动副中使用,并注入润滑油加以润滑。在机械设计时,由于要对机构进行效率、自锁等计算,设计者就必须了解黄铜在润滑状态下摩擦系数的数值;这个数值如选择不合适,不但影响设计零件尺寸的大小,还将影响其运动性能,使机构工作可靠性降低,磨损加快,寿命下降。通常进行机械设计时摩擦系数的决定大都是查阅有关设计手册;例如《机械工程设计手册》第4卷第22篇中推荐的黄铜及某些配对材料在润滑状态下的摩擦系数(表1)

表1

摩擦副材料	黄铜-铜	黄铜-青铜	黄铜-黄铜
摩擦系数 μ	0.03	—	0.02

表中摩擦系数的数值虽考虑材料的配对,但数值单一,而运动副实际工作条件千差万别,因此设计时确定摩擦系数无法参照实际工作条件进行选择,有的甚至缺少数值,这都将给设计者带来困难与不便,因此研究黄铜及配对材料在各种不同工作条件下的摩擦系数的数值是很有必要的。

二、在润滑状态下摩擦面的工作情况

这里所讨论的在润滑状态下是指摩擦副间加入适量的润滑油以减少摩擦与磨损,但还不

本文1988年6月22日收到。

足以形成液体润滑,因此它的摩擦性质应界于干摩擦与液体润滑之间.根据鲍登提出的边界摩擦模型(图 1),在两相对运动的接触表面间因存在润滑油,部分金属表面为吸附膜所隔开,这部分面积为 $(1-\alpha)Ar$,另有部分面积 αAr 因金属表面的微峰透过吸附膜而使金属基体互相接触,还有部分面积因凹谷而存在有润滑液体,因此这种状态实际是由干摩擦、边界摩擦和液体摩擦所组成的混合摩擦.由于干摩擦的摩擦系数最大,边界摩擦的摩擦系数次之.液体摩擦的摩擦系数最小,因此这种状态的摩擦系数不但是决定三种摩擦在接触面间所占面积的比值;还决定相接触基体金属表面存在的分子吸引力与微峰犁削作用的变形阻力.由于工作条件、基体材质、表面情况及润滑条件不同,因此摩擦系数根据具体情况有不同的数值.近几十年来,国内外学者对摩擦与磨损做了大量的研究工作,通过不同的试验,得出各种状态下的实验数值,有的还有近似计算公式,但这些数据与结论并不完全一致,本文作者利用 M-200 摩擦磨损试验机及 MPV-1500 摩擦试验机对黄铜与黄铜、黄铜与青铜、黄铜与钢在有润滑的情况下的摩擦系数进行测试,并分析某些因素对它的影响.

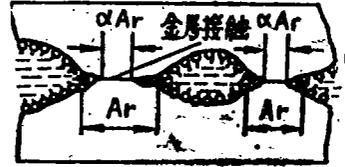


图 1

三、试验结果及分析

滑动速度对摩擦系数的影响:图 2 是黄铜与钢、黄铜与青铜、黄铜与黄铜在正压力等于 400N、600N、800N 时在 MPV-1500 试验机上测试的结果,图中曲线系在进行多次测试并舍去最高及最低数值并取其平均值所画成.试件为轴颈与轴套、公称直径为 $D=3.5\text{cm}$,轴颈公差 ($\pm 0.05\%$)、轴套公差 ($\pm 0.05\%$),表面粗糙度:轮廓算术平均偏差 $Ra > 0.63-1.25\mu\text{m}$,润滑方式:7 号机械油针阀式油杯滴油,约 12 滴/min,润滑油温度 25°C 左右.

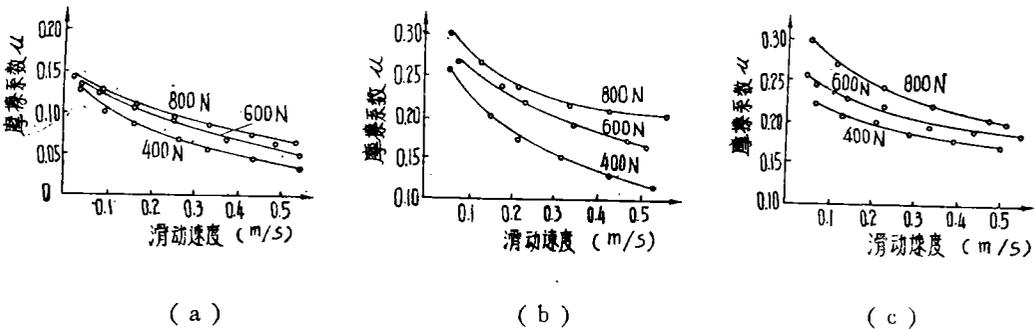


图 2 黄铜-钢 (a) 黄铜-青铜 (b) 及黄铜-黄铜 (c) 分别在润滑状态下摩擦系数与滑动速度的关系, (7 号机械油, $D=3.5\text{cm}$, 轴颈转动, 轴套不动)

从图 2 中可见当正压力在 400N、600N、800N 时,滑动速度约等于 0.018—0.55 m/s 时,摩擦系数均随滑动速度的增加而减少.这是由于轴颈与轴套相对滑动速度增大,流体动压效应增强,油膜厚度增大,摩擦面间的金属微峰实际接触面积所占比例减少,即 αAr 减

少,干摩擦成分减少,而边界摩擦与液体摩擦成分增大,因此摩擦系数减少。在M-200试验机上进行测试,在同样正压力下也是高速运转时的摩擦系数低于低速运转时的摩擦系数。

正压力对摩擦系数的影响:图3是黄铜分别与钢、青铜、黄铜在MPV-1500试验机上当滑

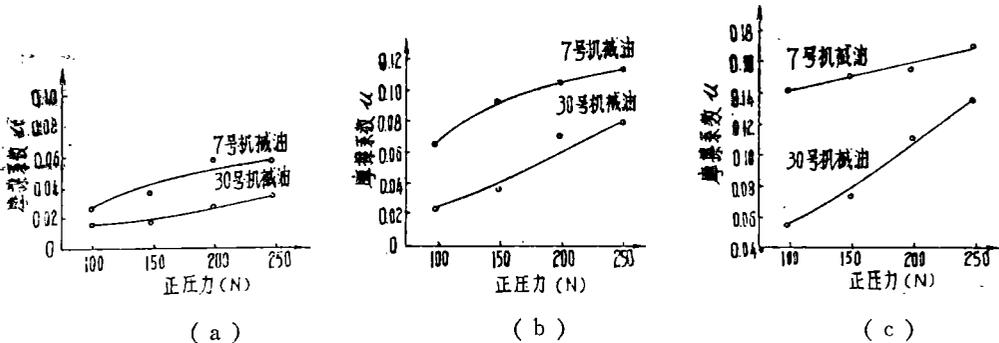


图3 黄铜-钢(a)、黄铜-青铜(b)及黄铜-黄铜(c)分别在润滑状态下摩擦系数与正压力的关系(在MPV-1500试验机上测试)

动速度 $v = 0.523\text{m/s}$ 时测出的正压力与摩擦系数的关系,试验条件同前。从图3中可看出在正压力为100-250N时摩擦系数是随压力增大而增大。从图2中可看出在同样滑动速度下,正压力为800N时的摩擦系数大于600N时的摩擦系数,而600N时的摩擦系数又大于400N时的摩擦系数,这与某些干摩擦试验所测得的结果完全相反^[2],是由于压力增大,边界膜有部分破坏,表面微峰凸起实际接触面积增多,因此表面犁削作用与分子吸引所产生的切向阻力的总和(即摩擦力)加大,所以摩擦系数增大。为了验证上述试验结果的正确性,又在M-200试验机上用同样正压力在滑动速度等于 0.523m/s 下测得正压力与摩擦系数的关系如图4所示。由于接触情况不同,工作条件不一样,润滑形式及供油情况也不同(M-200试验机采用挂链润滑),所测出数值与MPV=1500试验机测出的数值不完全一样,但摩擦系数随正压力的增大而增大这规律是一样的。

润滑油牌号对摩擦系数的影响:润滑油由于所添加的油性添加剂不同,其所形成的边界

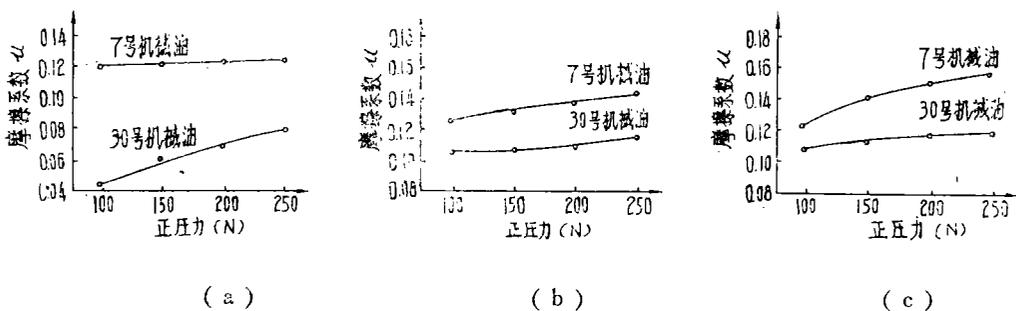


图4 黄铜-钢(a)、黄铜-青铜(b)及黄铜-黄铜(c)分别在润滑状态下摩擦系数与正压力的关系(在M-200试验机上测试)

膜强度不一样,摩擦系数也不同^[3]。在M-200及MPV-1500的试验机上,曾采用粘度较高的30号机械油与粘度较低的7号机械油进行试验,由于工作温度升高将使润滑油粘度降低,因此试验都控制在25°C左右进行。图3、4均采用上述二种润滑油试验,结果都是粘度大摩擦系数小,这是由于在一定压力下,润滑油粘度大,油膜厚度大,滑动表面金属实际接触面积减小,因此摩擦系数较小。

其它因素对摩擦系数的影响:影响摩擦系数的因素还很多,如表面粗糙度、试件表面复盖膜情况,工作温度、润滑剂情况及润滑方式、润滑油添加剂等等。在新试件开始测试时由于表面微观不平,犁削作用分量较大,摩擦系数一般较高,经过一段跑合后,摩擦系数明显下降并保持一段时间稳定不变,直到黄铜试件表面出现磨削切屑时,由于摩擦表面出现沟痕,摩擦系数又开始上升。

另外由于测试过程摩擦热使润滑油温度升高,粘度降低,也会使摩擦系数不断增大,因此测试时必须控制润滑油在一定温度下进行。

四、几点看法

1. 由于受工作条件的影响,黄铜在润滑状态下的摩擦系数变化范围较大。据在M-200试验机及MPV-1500试验机测试结果,当正压力在100-800N,滑动速度在0.018-0.55m/s,润滑油粘度 $0.25 \times 10^{-1} - 1 \times 10^{-4} \text{m}^2/\text{s}$ 时,黄铜对钢的摩擦系数约为0.015-0.15,黄铜对青铜的摩擦系数约为0.025-0.33,黄铜对黄铜的摩擦系数约为0.055-0.32。如果压力、滑动速度、润滑油牌号,试件表面情况以及供油情况等发生变化,摩擦系数范围还要大。因此,在前述的一般设计手册所列出的数值显然有一定局限性。

2. 从图2可看出当滑动速度较大时(如 $V > 0.1 \text{m/s}$),黄铜对钢的摩擦系数小于黄铜对青铜的摩擦系数,而黄铜对青铜的摩擦系数又小于黄铜对黄铜的摩擦系数。这是由于相同材料组成的摩擦副或互溶性较好的配对材料容易产生粘着现象,因此摩擦系数较大。所以在运动副中相对转动或移动的两零件不宜都采用黄铜;由于黄铜与青铜互溶性好,所以也不宜用作配对材料使用。

3. 在试验过程中,当压力达到一定数值后,不论是M-200试验机或MPV-1500试验机上的黄铜试件都会沿滑动方向被犁削出一些沟槽,其深度约为0.08-0.1mm。被犁削出的金属成切屑状金属丝,磨屑一旦出现,摩擦系数既产生波动又迅速增大,直到磨屑被排出。由于试件表面产生沟槽,表面粗糙度增大,摩擦系数达到新的数值后并重新稳定下来,当再次出现磨屑时又重复上述过程,并使摩擦系数再次增大。通过观察被犁削产生沟槽的现象都首先发生在被包容件,如M-200试验机的试件是滚轮与带弧的固定滑块,沟槽首先产生在滚轮表面上;而在MPV-1500试验机上沟槽首先产生在轴颈表面上,如磨屑没有及时排出,也可能刮伤轴套。因此采用黄铜与其它配对材料作回转副的两相对运动的零件时,黄铜不宜用作被包容件的材料、如轴颈、销子等。

的 高 速 变 速 用 来 曾 用 过 的 参 考 文 献

- (1) 齐毓霖编, 摩擦与磨损, 高等教育出版社, (1986).
- (2) 戴雄杰主编, 摩擦学基础, 上海科学技术出版社, (1984).
- (3) F. P. 鲍登, D. 泰伯著, 固体的摩擦与润滑, 机械工业出版社, (1982).
- (4) D. F. 摩尔著, 摩擦学原理及应用, 机械工业出版社, (1982).

Friction Coefficient of Brass in Lubricating Situation

Li Yizheng

Abstract

This paper analyses, based on test results, the influences of slipping velocity, normal pressure, and the trade mark of lubrication oil on the friction coefficient of brass in lubricating situation. It points out the limitness of the friction coefficients represented in some common use designer's handbook. It points out that brass is not an appropriate material for composing the spare parts of kinematic pair and is not an appropriate material for contained member in rotary kinematic pair.

Key Words brasses, Lubrication, friction coefficient