

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2024.05.020

臂式离心机机室内空气内摩擦功率及支座摩擦系数的实验反演分析*

尹益辉,黎启胜,李上明,陈红永,罗昭宇,刘丹锋
(中国工程物理研究院 总体工程研究所,四川 绵阳 621999)

摘要: 为了提高臂式离心机驱动功率的预估精度,对工程解析计算方法中几个前提参数(即机室内空气内摩擦发热消耗功率与总风阻功率之比 C_1 、机室内空气从出风口自然流出的线速度与其环向线速度之比 C_2 、支座的摩擦系数 f_e) 的确定方法进行了研究。首先,针对一台臂式离心机以四种不同转速稳定运行的状态,利用离心机控制系统,读取了四组驱动电枢电压 U 和电枢电流 I 数据,采用三杯仪测试了四个空气从出风口流出的线速度 V_0 数据;然后,根据离心机风阻功率、排风功率和支座摩擦功率的解析理论表达式、能量守恒原理,建立了含待定系数 C_1 、 C_2 、 f_{e1} 和 f_{e2} 的关于 U 、 I 和 V_0 的求解方程,并将四组实测数据 U 、 I 和 V_0 代入所建方程,得到了关于系数 C_1 、 C_2 、 f_{e1} 和 f_{e2} 的求解方程组;最后,将所得 C_1 、 C_2 、 f_{e1} 和 f_{e2} 的值用于计算另一台类似臂式离心机的驱动功率。研究结果表明:所得驱动功率的计算结果比实测结果大 2.23%,而以前依据经验取定 C_1 、 C_2 和 f_e 时的计算结果比实测结果小 6.30%。对应用实例的综合分析表明:所建方法可弥补这些参数在以前的工程计算中,其取值缺乏实验依据的不足,提高这些参数的取值准确性和臂式离心机驱动功率的预估精度。

关键词: 臂式离心机;土工离心机;风阻功率;空气内摩擦;支座摩擦功率;实验反演;前提参数

中图分类号:TH117.1;TU415

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2024)05-0933-08

Experimental inversion analysis of air interior frictional power and support frictional coefficient of arm type centrifuge

YIN Yihui, LI Qisheng, LI Shangming, CHEN Hongyong, LUO Zhaoyu, LIU Danfeng
(Institute of Systems Engineering, China Academy of Engineering Physics, Mianyang 621999, China)

Abstract: In order to increase the estimation accuracy of the drive power of an arm type centrifuge, the determination method of the parameters which are the ratio C_1 of the air interior frictional power to the whole aerodynamic power, the ratio C_2 of the natural exhaust air speed to the air circumferential speed at the same place, and the support friction factor f_e in the engineering analytical computation were researched. At first, for four steady running states of an arm type centrifuge at different rotation velocity, four set data of the armature voltage U and armature current I were fetched from the centrifuge control system, and four datum of the natural exhaust air speed V_0 was experimentally measured by using the three-cup meter method. Then, according to the analytical theoretical expressions of wind resistance power, exhaust air power and support friction power of the centrifuge, as well as the principle of conservation of energy, the equation about variables U , I and V_0 , and with coefficients to be determined C_1 , C_2 , f_{e1} and f_{e2} was developed, and the equations system to solve the coefficients C_1 , C_2 , f_{e1} and f_{e2} were given by substituting the four sets of experimentally measured data of U , I and V_0 into the previous equation. Finally, the drive power of another similar arm type centrifuge was theoretically computed by using the determined C_1 , C_2 , f_{e1} and f_{e2} values. The research result shows that the drive power is 2.23% bigger than the experimental one, while the previous theoretical result by determining the C_1 , C_2 , f_{e1} and f_{e2} values according to experience is 6.30% bigger than the experimental one. The comprehensive analysis to the application examples shows that the presented method makes up the previous shortage of experimental basis and increases the accuracy of C_1 , C_2 , f_{e1} and f_{e2} , therefore increases the accuracy of the calculated drive power.

Key words: arm type centrifuge; geotechnical centrifuge; wind resistance power; air interior friction; support friction power; experimental inversion; prerequisite parameter

收稿日期:2023-06-24

基金项目:国家自然科学基金资助项目(11572298)

作者简介:尹益辉(1965-),男,四川江油人,博士,研究员,主要从事工程力学研究和工程结构分析方面的工作。E-mail:yinyh@caep.cn

0 引 言

臂式离心机包括土工离心机、装备试验离心机、臂式精密离心机、载人离心机等,其用于对被试土工模型、装备或人员施加离心过载,测试物料或装备在离心过载下的性能或训练人员对离心场的适应能力。

为了设计或选择规格合适的驱动系统,避免出现“小马拉大车”和“大马拉小车”现象,需要准确预估包括风阻功率、支座摩擦功率和惯性功率在内的驱动功率。通常采用工程解析方法或 CFD 数值模拟方法计算风阻功率,采用解析理论方法计算支座摩擦功率。

在风阻功率方面,石年勋^[1]针对“如何使电机具有较高功率因数”问题和操作周期内驱动功率变化的情况,在假设操作周期各阶段消耗功率已知的情况下,结合了工程实例,从能量平衡角度讨论了选择电机功率的方法;但其中操作周期各阶段的消耗功率还需要深入研究后确定。贾普照等人^[2-4]基于能量守恒原理和力平衡原理,根据解析理论建模和推导,给出了土工离心机风阻功率的解析计算方法;但其中的前提参数还有待于深入研究。王永志等人^[5]针对土工离心机的风阻功率,经过解析理论建模和求解,提出了便于工程应用的简化估算方法,并解释了风阻功率发生的机制;但其计算中的前提参数还不够准确。徐太栋等人^[6]采用 CFD 数值模拟方法,以减小风阻为目标,对精密离心机负载构型进行了优选设计,给出了离心机风阻相对较优的负载结构构型。郝雨等人^[7-9]研究了基于 CFD 技术的数值建模和模拟方法,并将其与实验测试结果进行比较,确定了合适的流体湍流模型和流体域网格划分方法,建立了数值模拟方法,确认了数值模拟的准确性。颜加明等人^[10]也基于多参考坐标系计算方法,对离心机环形机室的三维流动进行了 CFD 数值模拟,分析了机室真空度对离心机风阻功率的影响规律和机制,并指出,相对于常压环境,当机室真空度降低为 5 kPa、30 kPa 时,风阻功率分别降低超过 90% 和 60%。郝雨等人^[11]比较了不同的解析理论方法计算结果、数值模拟方法计算结果及实测结果,发现了与 CFD 数值模拟方法相比,工程解析方法能够相对快速地给出计算结果,在计算前提参数足够准确的情况下,其计算结果也具有足够的精度。

因此,在臂式离心机的研制中,人们更多地采用工程解析方法开展计算。

在支座摩擦功率方面,尹益辉等人^[12]将转子与支座的所有摩擦接触部位等效简化为一个内、外半径分

别为 R_i 和 R_o 的圆环,将所有接触摩擦力等效为均匀施加在该圆环面上的转子重力产生的摩擦力,引入等效摩擦系数 f_e ,给出了转子受到的摩擦力矩 M_f 的计算公式;在该公式中,等效摩擦系数 f_e 的值需要经过实验测试才能确定,但没有讨论实测方法。郑相周等人^[13-14]考虑了机床转台与支承之间的滑动摩擦,并给出了止推轴承之类支承结构的摩擦力矩测量方法和计算公式。曾平等人^[15]采用了砝码-软绳带动固定于主轴上的圆盘转动的方式,根据测试砝码的运动过程,换算确定了支座-转子之间的摩擦力矩。任海东等人^[16]采用了自行研制的轴承摩擦力矩特性试验台,利用实验讨论了特定轴承的摩擦力矩。李秀珍等人^[17]介绍了一种检测风机变桨轴承摩擦力矩特性的方法,用于在地面实验室模拟风力发电机组实际运行中变桨轴承所承受的各种载荷,测量风力发电机组变桨轴承的摩擦力矩。周宁宁等人^{[18]54-58}采用了专门研制的低速摩擦力矩测试仪,通过实验对以外圈旋转的一对背对背安装的角接触球轴承组件进行了测试,研究了摩擦力矩随预载和转速的变化特性。

就单个轴承而言,以上研究成果可以借鉴,并可将其用于计算离心机支座的摩擦功率,但其没有讨论由若干个轴承组成的支座-转子之间的摩擦力矩/功率问题。因此,相关研究结果并不适用于由多套轴承支承的大型离心机。

周宁宁等人^{[18]54-58}指出,由于缺乏试验手段等原因,轴承组件摩擦力矩的研究目前仍然较少。因此,在解析理论方法中,对一些前提参数还需要进行深入研究。

迄今,机室内空气内摩擦功率和从机室内自然排出机室外的排风量还缺乏实验测定;同时,此前在计算离心机机室开有通风口且依靠自然排风控制机室温度的离心机风阻功率时,一般近似假设内摩擦功率与总风阻功率之比 C_1 为 5% ~ 10%、机室内空气从出风口自然流出的线速度与其环向线速度之比 C_2 为 8% ~ 16%;另外,在计算支座摩擦功率时,则近似假设支座摩擦功率与总驱动功率之比 C_3 为 5% ~ 10%。显然,这些近似假设难免导致计算误差,增大了驱动功率预估结果的不确定性。为了减小计算误差,提高计算精度,必须提高 C_1 、 C_2 和支座摩擦系数 f_e 等计算前提参数取值的准确性(该处 f_e 是决定 C_3 的基本物理量)。而当考虑摩擦系数与转速的相关性时, f_e 又可表达为与转速相关的项和常数项之和。与之相应,可进一步将与转速相关项的系数表示为 f_{e1} ,常数项表示为 f_{e2} 。有了 f_e ,即 f_{e1} 和 f_{e2} ,就可直接计算支座摩擦功率。

为此,笔者将解析理论描述与离心机稳定运行状态的实验测试相结合,建立反演确定 C_1 、 C_2 和 f_e 的方法(利用实测电枢电压、电枢电流和自然排风速度数据),以弥补以前 C_1 、 C_2 和 C_3 的取值缺乏实验依据的不足。

该方法的具体情况是:先实验测试离心机以几个不同转速稳定运行时的电枢电压、电枢电流和自然排风速度;再基于工程解析理论,建立驱动功率与转速之间含待定系数 C_1 、 C_2 和 f_e 的一般形式函数关系式;然后,将实测数据代入所建函数关系式,得到求解 C_1 、 C_2 和 f_e 的联立方程组,进而通过求解,获得 C_1 、 C_2 和 f_e 的值。

最后,对实例进行应用,以期证明,由实验反演方式所得的 C_1 、 C_2 和 f_e 比以往依据经验取定的 C_1 、 C_2 和 C_3 值更加准确,所提方法可提高臂式离心机驱动功率的预估准确性。

1 土工离心机稳定运行状态参数的实验测试

除特别说明,该文所有物理量都采用 m 制 ISI 标准单位。

作者单位研制的一台土工离心机(以下称为 A 机)最大容量为 $500 \text{ g} \cdot \text{t}$ (g 是重力加速度,其值为 9.8 m/s^2),最大离心加速度为 250 g ,土工模型的有效半径为 4.5 m ,相应的最大转速为 23.33 rad/s 。

A 机主机结构如图 1 所示。

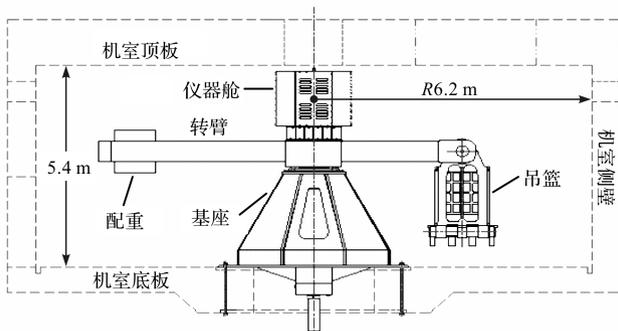


图 1 A 机主机结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of machine A structure

图 1 中,主机室半径为 6.2 m 、高度为 5.4 m ;机室顶板中央区域开有进风口,进风口通过通风管道和送风机从室外自然环境取风;机室底板上开有总面积 $A_1 = 0.245 \text{ m}^2$ 的出风口,出风口中心距离机室中心 $R_1 = 4.7 \text{ m}$,机室内空气借助自然排风效应,可通过出风口进入安装动力设备的地下室。A 机的支座轴承组共有 3 个轴承,沿主轴垂直方向布置,由上到下分别称为上轴承、中轴承和下轴承。其中,上轴承和下轴承主要起径向支承作用,中轴承为承重轴承。

笔者对 A 机以不同转速稳定运行时的一些状态

参数进行了实验测试。实验过程中,A 机吊篮上放置空模型箱,关闭向机室内送风的风机,外界空气可借助机室内、外压力差由进风口自行进入机室内,机室内空气可由出风口自行排出。

在 A 机以不同转速稳定运行时,由其自动监视屏读取转速、驱动电机的电枢电压和电枢电流,同时用三杯式风速仪测试机室内空气从出风口流出的速度,结果如表 1 所示。

表 1 A 机的转速、电枢电压、电枢电流和自然排风流速
Table 1 Speed, armature voltage, armature current and natural exhaust air flow rate of machine A

离心加速度 a/g	转速 $\omega /(\text{rad/s})$	电枢电压 U/V	电枢电流 I/A	排风口空气流速 $V_0/(\text{m/s})$
50	10.44	274.0	340.0	12.31
100	14.76	408.0	600.0	17.49
150	18.07	495.0	890.0	21.94
200	20.87	594.0	1 130.0	26.29

由于机室内空气从排风口流出的速度沿风道横截面不均匀,且不易测试,因此,笔者对排风量采用了如下方法进行测试:在 A 机以规定转速充分稳定运行且时间足够长时,采用三杯仪多点测试地下室人行门处的空气流出速度,对多点测试值求平均,再乘以人行门面积 1.68 m^2 ,获得自然排风量;然后,将自然排风量除以机室排风口面积 0.245 m^2 ,换算得到表 1 中机室内空气从出风口自然流出的平均速度 V_0 。

笔者单位研制的另一台土工离心机(以下称为 B 机)的最大容量为 $400 \text{ g} \cdot \text{t}$,最大离心加速度为 150 g ,土工模型等效半径为 4.5 m ,最大转速为 18.07 rad/s 。B 机的结构形式和支承方式与 A 机类似,不同之处主要在于 A 机的转臂系统是非对称形式,即一侧是吊篮、另一侧是配重(见图 1);而 B 机的转臂系统是对称形式,即两侧是对称的吊篮。

B 机转臂结构示意图如图 2 所示。

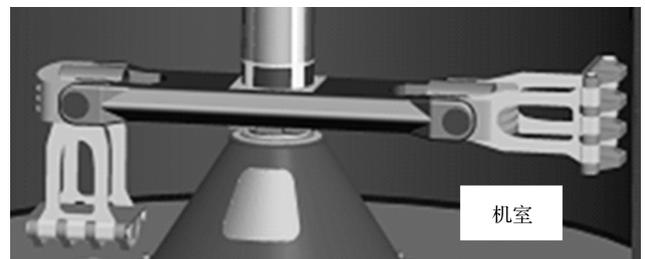


图 2 B 机转臂结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the rotating arm structure of machine B

B 机主机室半径为 5.25 m 、高度为 4.4 m ;在机室侧壁上距地面 3.8 m 位置开有 5 个间隔为 0.24 m 的 $0.3 \text{ m} \times 0.5 \text{ m}$ 矩形出风口(出风口径向位置 $R_1 =$

5.25 m), 出风口总面积 $A_1 = 0.75 \text{ m}^2$ 。

笔者单位在对 B 机进行交付调试时, 实测了 B 机以不同转速稳定运行时, 驱动电机的电枢电压和电枢电流。

根据 B 机传动系统总效率和电机内阻, 尹益辉等人^[19]给出了不同转速稳定运行时的驱动功率, 如表 2 所示。

表 2 B 机的转子驱动功率

Table 2 Rotary drive power of machine B

离心加速度 a/g	转速 $\omega/(\text{rad/s})$	转子驱动功率 N_{out}/W
80	13.20	76 132.41
120	16.17	126 274.46
150	18.07	165 245.52

2 臂式离心机风阻功率和支座摩擦功率的理论表达式

2.1 自然排风状态下离心机的风阻功率

针对主机室开有通风口, 并利用抽风机对主机室强制排风控温的情况, 尹益辉等人^{[4]1-5}给出了臂式离心机风阻功率 N_w 的表达式, 即:

$$N_w = N_{w1} + N_{w2} \quad (1)$$

式中: N_{w1} 为主机室无通风口时的风阻功率, $N_{w1} = \mu_{w1} \omega^3$, 而 $\mu_{w1} = \rho(1 - \alpha)^3 \psi / [2(1 - \alpha - C_1)]$; ω 为转臂的转速; ρ 为空气密度; α 为主机室内空气按刚体模型转动时的转速与转臂的转速之比, 即随流比系数; ψ 为转臂总成的流阻系数; C_1 为内摩擦功率与总风阻功率之比; N_{w2} 为单位时间内从出风口流出空气所带走的动能与从进风口流入空气所带入的动能之差, $N_{w2} = (1/2) \rho \alpha^2 A_1 R_1^2 V_0 \omega^2$; A_1 为出风口面积; R_1 为出风口中心所在径向位置; V_0 为机室内空气从出风口流出的平均线速度。

式(1)中, 转臂总成的流阻系数 ψ 由式(2)确定, 即:

$$\psi = \int_{r_0}^{L_1} [C_m(r)h(r) + 2C_{f0}(r)b(r)]r^3 dr + \int_{r_0}^{L_2} [C'_m(r)h'(r) + 2C'_{f0}(r)b'(r)]r^3 dr \quad (2)$$

式中: r_0 为转轴半径; L_1, L_2 为工作臂和配重臂的总长度, 即包括吊篮(含模型箱)或配重物体在内的长度, 以下将配重物体等同为吊篮(含模型箱), 不再单独说明; $h(r), h'(r)$ 为径向位置 r 处工作臂和配重臂沿轴向上的尺寸, 即高度; $2b(r), 2b'(r)$ 为径向位置 r 处工作臂和配重臂上、下顺风面沿环向切向的尺寸之和, 即上、下顺风面的宽度之和; $C_m(r), C'_m(r)$ 为径向位置 r

处工作臂和配重臂的绕流阻力系数; C_{f0}, C'_{f0} 为气体与工作臂顺风面和配重臂顺风面的摩擦阻力系数, 取决于转臂表面粗糙度 h_{cb} 。

随流比系数 α 由如下随流比方程确定, 即:

$$\frac{(1 - \alpha)^3}{1 - \alpha - C_1} = K\alpha^2 \quad (3)$$

式中: K 为系数, $K = (2C_f R^5 / \psi) (\pi \eta H / R + 0.4\pi - 0.5A_1 R_1^3 / R^5 - 0.5A_2 R_2^3 / R^5)$; C_f 为空气与机室平板形壁面的摩擦阻力系数, 取决于机室墙壁的粗糙度 h_{cw} ; R 为机室内半径; η 为机室圆弧形侧壁的摩擦阻力修正系数; A_2 为进风口面积; R_2 为进风口中心所在径向位置。

式(1)中, N_{w2} 由强制排风引起, $N_{w2} = (1/2) \rho \alpha^2 A_1 R_1^2 V_0 \omega^2$ 。当仅依靠自然排风时, 若自然排风线速度也为 V_0 , 则 N_{w2} 的表达式不变。

2.2 支座摩擦功率和离心机需要的驱动功率

尹益辉等人^{[12]659-662}在近似忽略径向轴承的摩擦功率的情况下, 将离心机转子与承重支座的所有摩擦接触部位等效简化为一个内、外半径分别为 r_i 和 r_o 的圆环, 将所有接触摩擦力等效为均匀施加在该圆环面上的转子重力产生的摩擦力, 进而将转子受到的摩擦力矩 M_f 表示为:

$$M_f = Gr_e f_e \quad (4)$$

式中: r_e 为支座摩擦力合力作用位置的半径, 称为等效半径, $r_e = 2(r_o^3 - r_i^3) / [3(r_o^2 - r_i^2)]$; f_e 为圆环面上的平均摩擦系数。

其中, 没有讨论式(4)中 f_e 的取值。

考虑常用的滚子轴承形式支座, 笔者按郑相周等人^[13-14]给出的 M_f 的 Harris 经验公式, 将摩擦系数表示为 $f_e = (\mu_{f1} / Gr_e) \omega^{2/3} + \mu_{f2} / Gr_e$, 这里 μ_{f1} 和 μ_{f2} 为常数。记摩擦系数 f_e 中与转速相关部分和无关部分的系数分别为 $f_{e1} = \mu_{f1} / Gr_e$ 和 $f_{e2} = \mu_{f2} / Gr_e$, 则 $f_e = f_{e1} \omega^{2/3} + f_{e2}$ 。

这样, 将 f_e 的表达式代入式(4), 再乘以 ω , 便得到支座摩擦功率 N_f 为:

$$N_f = \mu_{f1} \omega^{5/3} + \mu_{f2} \omega \quad (5)$$

由式(1)和式(5)可得, 当主机室开有通风口且自然排风时, 以转速 ω 稳定运行的臂式离心机所需驱动功率为:

$$N_w + N_f = \mu_{w1} \omega^3 + \mu_{f1} \omega^{5/3} + \mu_{f2} \omega + \frac{1}{2} \rho \alpha^2 A_1 R_1^2 V_0 \omega^2 \quad (6)$$

记 $\mu_{w2} = (1/2) \rho \alpha^2 A_1 R_1^2$, 则式(6)变为臂式离心机驱动功率与转速关系的一般函数关系式, 即:

$$N_w + N_f = \mu_{w1} \omega^3 + \mu_{w2} V_0 \omega^2 + \mu_{f1} \omega^{5/3} + \mu_{f2} \omega \quad (7)$$

式中: $\mu_{w1}, \mu_{w2}, \mu_{f1}$ 和 μ_{f2} 为常数,但 V_0 与 ω 相关,且其相关特性还需实验测定。

3 利用实测数据反演前提参数的方法

式(7)从克服风阻力和支座摩擦力而消耗能量的角度,导出离心机转子转动需要的驱动功率。

从提供动能的驱动系统角度,电机输出的有效机械功率表达式为:

$$N_{out} = (UI - I^2 R_{in})\sigma \quad (8)$$

式中: N_{out} 为电机输出的有效机械功率; U, I 为电机电压与电机电流; R_{in} 为电机内阻; σ 为传动系统的效率。

根据供能和耗能相等原理,由式(7)和式(8)得:

$$(UI - I^2 R_{in})\sigma = \mu_{w1}\omega^3 + \mu_{w2}V_0\omega^2 + \mu_{f1}\omega^{5/3} + \mu_{f2}\omega \quad (9)$$

式(8)和式(9)中,传动效率 σ 和电机内阻 R_{in} 是传动系统和电机的特性参数,在离心机设计定型后,两者是已知的。

可见,只要实测到4组离心机稳定运行参数值 ω_i, U_i, I_i 和 $V_{0i} (i = 1 \sim 4)$, 将其代入式(9),便可建立关于 $\mu_{w1}, \mu_{w2}, \mu_{f1}$ 和 μ_{f2} 的联立方程组,求得 $\mu_{w1}, \mu_{w2}, \mu_{f1}$ 和 μ_{f2} 的值。

而在建立式(9)的过程中,笔者发现若将 V_0 表示成 ω 的线性关系,即将式(9)右端第二项写成 $\mu_{w2}\omega^3$ 时,将表1中实测数据代入,建立联立方程组,则 μ_{w2} 小于0,显然这是不合理的。

这一情况表明 V_0 与 ω 之间的线性关系不成立,也就是 $C_2 = V_0 / (\alpha R_1 \omega)$ 并不是一个常数。

求得常数 $\mu_{w1}, \mu_{w2}, \mu_{f1}$ 和 μ_{f2} 后,便可由公式 $\mu_{w2} = (1/2)\rho\alpha^2 A_1 R_1^2$ 求得 α ,由公式 $\mu_{w1} = \rho(1 - \alpha)^3 \psi / [2(1 - \alpha - C_1)]$ 求得 C_1 ,由公式 $C_2 = V_0 / (\alpha R_1 \omega)$ 求得 C_2 ,由式(5)和式(6)求得 C_3 ,及由 $f_e = (\mu_{f1} / Gr_e)\omega^{2/3} + \mu_{f2} / Gr_e$ 求得支座摩擦系数。

一般来说,容量和结构相同或相近的臂式离心机,其转臂形状、支座与转子之间的支承关系也相同或相近。因此,将基于实测数据反演确定的参数 C_1, C_2 和 f_e 推广应用于预估新的容量和结构相同或相近的臂式离心机的驱动功率,产生的误差就必然比简单取 $C_1 = 5\% \sim 10\%、C_2 = 8\% \sim 16\%、C_3 = 5\% \sim 10\%$ 时的小。

而从实践情况可知,虽然不同的臂式离心机的规格和结构形式千差万别,但机室内空气流场、出风口位置和尺寸、支座与转子之间的支承关系还是类似的。

因此,笔者采用针对特定型号离心机的实测数据,利用式(9)反演获取 $\mu_{w1}, \mu_{w2}, \mu_{f1}$ 和 μ_{f2} , 或 C_1, C_2 和

f_e , 然后将其用于预估待建造的类似臂式离心机的驱动功率,非常有益于提高其预估的精度。

4 参数反演应用实例与相关分析

4.1 基于 A 机实测数据的计算前提参数反演与分析

已知 A 机的总传动效率 $\sigma = 91.08\%$,电机内阻 $R_{in} = 0.023 \Omega$;将这些参数值与表1中的4组实测值代入式(9)并进行高精度求解,可得常数 $\mu_{w1} = 60.530、\mu_{w2} = 0.789、\mu_{f1} = 6.205、\mu_{f2} = 1166.986$ 。

将常数 $\mu_{w2} = 0.789、\rho = 1.295、A_1 = 0.245$ 和出风口中心位置 $R_1 = 4.7$ 代入公式 $\mu_{w2} = (1/2)\rho\alpha^2 A_1 R_1^2$,得到随流比 $\alpha = 0.4745$ 。

依据 A 机转臂和吊篮(含模型箱)尺寸,参考尹益辉等人^{[4]1-5}取转臂流阻系数为 0.60、吊篮(含模型箱)二维流阻系数为 1.01,由式(2)计算可得到流阻系数 $\psi = 267.4737$;从而将常数 $\mu_{w1} = 60.530$ 、随流比 $\alpha = 0.4745$ 、空气密度 $\rho = 1.295$ 和流阻系数 $\psi = 267.4737$ 代入公式 $\mu_{w1} = \rho(1 - \alpha)^3 \psi / [2(1 - \alpha - C_1)]$,可计算得到内摩擦功率与总风阻功率之比 $C_1 = 11.0292\%$ 。

该反演结果表明:以前在 $C_1 = 5\% \sim 10\%$ 范围内取靠前的值进行计算时,通常取 5%,则预估的风阻功率及驱动功率就会比实际值小,这正是以前预估值总是偏小的原因之一。鉴于此,并结合 A 机在土工离心机容量(500 g·t)和结构形式(非对称臂)方面的代表性,今后在非对称臂式离心机风阻功率计算中,宜将 C_1 提高到 11% 左右。

将随流比 $\alpha = 0.4745$ 、出风口中心位置 $R_1 = 4.7$ 和不同转速 ω 时的实测排风速度 V_0 值代入公式 $V_0 = C_2 \alpha R_1 \omega$,可求得不同转速 ω 时,系数 C_2 分别为: $C_2 = 52.8691\% (\omega = 10.44 \text{ rad/s})、C_2 = 53.1309\% (\omega = 14.76 \text{ rad/s})、C_2 = 54.4104\% (\omega = 18.07 \text{ rad/s})、C_2 = 56.4823\% (\omega = 20.87 \text{ rad/s})$ 。

据此可画出 $C_2 \sim \omega$ 曲线,如图3所示。

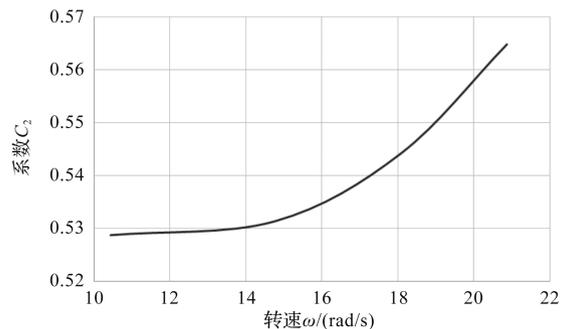


图3 C_2 随 ω 变化曲线

Fig. 3 C_2 variation curve with ω

由图 3 可见: C_2 会随转速增大而非线性增大,且转速越大, C_2 增大得越快。尽管如此,根据 $C_2 \sim \omega$ 曲线的高精度趋势线表达式 (Excel 拟合), 可得到其最大斜率为 0.008 621, 该值很小, 表明 C_2 对 ω 不敏感。

同时, 这里的 C_2 值表明, 当出风口相对机室横截面很小时 (如 A 机的出风口面积相对机室横截面之比为 $0.245/(\pi \times 6.2^2) = 0.20\%$), 其 C_2 值甚至会大于 50%, 比以前计算中的取值范围 ($C_2 = 8\% \sim 16\%$) 大得多, 说明以前的取值使预估的依靠自然通风控温的机室温度都趋于保守, 这也正好被以前的实测机室温度所证实。显然, 若机室出风口相对很小, 宜提高 C_2 取值, 如在类似 A 机的情况下, 宜取 $C_2 = 50\% \sim 60\%$ 。

另外, 这里的反演结果也表明 C_2 确实不是常数, 不能将式 (9) 右端第二项写成 $\mu_{w2}\omega^3$, 否则无法反演出正确结果。但由于 C_2 对 ω 不敏感, 因此, 在计算用于控温的自然排风量时, 还是可近似忽略转速对 C_2 的影响, 认为排风速度 V_0 与转速 ω 成线性关系。

将 $\mu_{w1} = 60.530$ 、 $\mu_{w2} = 0.789$ 、 $\mu_{f1} = 6.205$ 、 $\mu_{f2} = 1166.986$ 代入式 (5) 和式 (6), 求得不同转速 ω 时, 支座摩擦功率与总驱动功率之比 C_3 分别为: $C_3 = 15.1559\%$ ($\omega = 10.44 \text{ rad/s}$)、 $C_3 = 8.2516\%$ ($\omega = 14.76 \text{ rad/s}$)、 $C_3 = 5.6828\%$ ($\omega = 18.07 \text{ rad/s}$)、 $C_3 = 4.3340\%$ ($\omega = 20.87 \text{ rad/s}$)。可见, C_3 随转速增大而非线性减小, 在转速较高时, C_3 值不到 5%。

由于对驱动功率都是按离心机的最大转速预估的, 因此, 该处反演结果表明, 以前计算中的取值范围 ($C_3 = 5\% \sim 10\%$) 使预估的驱动功率略有偏大。

将 A 机的 $G = 499876.2 \text{ N}$ 、 $r_e = 0.23 \text{ m}$ 以及 $\mu_{f1} = 6.205$ 、 $\mu_{f2} = 1166.986$ 代入 $f_e = (\mu_{f1}/G r_e)\omega^{2/3} + \mu_{f2}/G r_e$, 得到 A 机的支座摩擦系数 $f_e = 5.3969 \times 10^{-5}\omega^{2/3} + 0.0102$ 。有了支座摩擦系数 f_e 后, 就可由式 (5) 直接计算支座摩擦功率。

因此, 今后不需要再关注 C_3 的取值。

4.2 对 B 机的应用及实验验证

考虑到 B 机与 A 机结构和运行指标相差不大, 可采用简单应用方法, 将 4.1 节中反演的结果 (即 $C_1 = 11.0292\%$ 和图 3 的 $C_2 \sim \omega$ 曲线、支座摩擦系数 $f_e = 5.3969 \times 10^{-5}\omega^{2/3} + 0.0102$), 直接用于计算 B 机最大转速 $\omega = 18.07 \text{ rad/s}$ 工况下的驱动功率。

其中, 采用图 3 中曲线的高精度 Excel 拟合 5 次多项式得到 $\omega = 18.07 \text{ rad/s}$ 时, $C_2 = 54.1200\%$ 。将 $C_1 = 11.0292\%$ 和 $C_2 = 54.1200\%$ 输入研制 B 机时的风阻功率计算 FORTRAN 程序, 其他参数保持不变, 计

算得到风阻功率 $N_w = 158.0177 \text{ kW}$ 。

由 B 机的 $G = 259810.74 \text{ N}$ 、 $r_e = 0.22 \text{ m}$ 和反演的摩擦系数 $f_e = 5.3969 \times 10^{-5}\omega^{2/3} + 0.0102$ 计算得到支座摩擦功率 $N_f = 10.9189 \text{ W}$ 。进而将 N_w 和 N_f 相加, 得到 B 机以转速 $\omega = 18.07 \text{ rad/s}$ 稳定运行时需要的驱动功率为 168.9366 kW 。

同时, 按以前计算中取 $C_1 = 5.0\%$ 、 $C_2 = 10.0\%$ 和 $C_3 = 5.0\%$, 计算得到的驱动功率为 154.8400 kW 。

表 2 中已给出 B 机在该工况的实测驱动功率为 165.2455 kW 。比较以前取值、按该文反演取值的理论计算结果和实验结果, 可见以前的计算结果比实测结果小 6.30%, 该文计算结果比实测结果大 2.23%。

依据经验分析可知: B 机转臂是对称的, 而 A 机转臂是非对称的, B 机的 C_1 值应该比 A 机的略小。同样, B 机机室出风口比 A 机的大 2 倍, 其 C_2 值应该比 A 机的小一些。因此, 由于 B 机的 C_1 和 C_2 都比 A 机的小, 所以使用 A 机的 C_1 和 C_2 理论预估 B 机的驱动功率, 理论预估结果要略大于实测结果。

总体而言, 采用反演方法确定 C_1 、 C_2 和 f_e 后, 再用于预估计算驱动功率, 确实比以前基于经验粗略确定 C_1 、 C_2 和 C_3 值的理论预估更加准确。

另外, 尹益辉等人^[20]将臂式离心机的自然排风归结为机室墙壁内、外的压差机制和转臂与吊篮 (含模型箱) 的扇风机制, 并根据机室侧壁内、外压力差和小孔出流理论, 计算得到 B 机在 $\omega = 18.07 \text{ rad/s}$ 工况下与压差机制相应的 C_2 约为 8.0%。也正是基于这一结果, 在以前的风阻功率和自然排风量计算中才取了 $C_2 = 8\% \sim 16\%$ 。

将该结果与此处反演得到的 C_2 值比较, 表明转臂和吊篮 (含模型箱) 的扇风机制引起的机室空气自然流出量能够达到压差机制引起流出量的 6 倍左右。因此, 以前取前者是后者的 1 倍左右是明显偏小的。

综上所述, 该应用结果表明: 将实验测试与理论描述相结合反演臂式离心机驱动功率计算前提参数的方法是合理有效的, 今后只要利用典型臂式离心机稳定运行的实测参数, 通过反演方法, 建立充分的计算前提参数数据库, 便可以达到采用理论预估各种离心机的驱动功率的目的, 从计算前提参数的准确性角度确保臂式离心机驱动功率的计算精度。

5 结束语

笔者提出了综合利用臂式离心机稳定运行时的实测电枢电压、电枢电流和自然排风速度数据, 以及含待

定系数的驱动功率解析理论表达式,采用反演的方式,确定离心机机室内空气内摩擦发热消耗功率和支座摩擦系数这一方法;并且以一台土工离心机为例,给出了反演方法的具体过程和反演结果,以另一台土工离心机稳定运行的实测驱动功率,验证了所建方法的有效性。

研究结论如下:

1)建立的反演确定计算前提参数的方法合理有效,能够提高计算前提参数的取值准确性和臂式离心机驱动功率的理论预估精度;

2)在以前的工程计算中, C_1 和 C_2 的取值偏小是导致风阻功率计算值比实际值偏小,且机室温度计算值比实际值偏高的原因;

3)尽管 C_2 不是常数,但它对转速 ω 不敏感,在为控温设计而计算自然排风量时,可近似忽略转速对 C_2 的影响;

4)将基于典型臂式离心机反演出的 C_1 、 C_2 和 f_e 用于理论预估容量和结构相近的其他臂式离心机的风阻功率,预估结果具有工程设计可接受的精度。

笔者后续需建立不同结构形式、尺寸和容量臂式离心机的实际运行测试数据库,进而采用该方法反演出 C_1 、 C_2 和 f_e 的值。这样,研究人员在研制类似离心机时,可直接将 C_1 、 C_2 和 f_e 的值用于计算驱动功率。

参考文献 (References):

- [1] 石年勋. 各类离心机电机功率选择分析探讨[J]. 化工装备技术, 1994, 15(5): 22-26.
SHI Nian-xun. Analysis of motor power selection of various centrifuges[J]. Technology of Chemical Equipment, 1994, 15(5): 22-26.
- [2] 贾普照. 稳态加速度模拟试验设备: 离心机概论与设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 2013.
JIA Pu-zhao. Steady State Acceleration Simulation Test Equipment: Concept and Design of Centrifuge[M]. Beijing: Defense Industry Press, 2013.
- [3] 尹益辉, 余绍蓉, 冯晓军, 等. 密闭机室型土工离心机的风阻功率[J]. 绵阳师范学院学报, 2010, 29(2): 1-5.
YIN Yi-hui, YU Shao-rong, FENG Xiao-jun, et al. Aerodynamic power of geotechnical centrifuges with closed chamber[J]. Journal of Mianyang Normal University, 2010, 29(2): 1-5.
- [4] 尹益辉, 余绍蓉, 冯晓军, 等. 机室开有通风口的土工离心机的风阻功率[J]. 绵阳师范学院学报, 2010, 29(5): 1-5.
YIN Yi-hui, YU Shao-rong, FENG Xiao-jun, et al. Aerodynamic power of geotechnical centrifuges with holed chamber[J]. Journal of Mianyang Normal University, 2010, 29(5): 1-5.
- [5] 王永志, 陈卓识, 孙锐. 土工离心机稳态风阻功率简化估算方法与冷却设计优化[J]. 地震工程与工程振动, 2014, 34(S1): 909-914.
WANG Yong-zhi, CHEN Zhuo-shi, SUN Rui. Simplified calculation technique of steady-state wind resistance power for geotechnical centrifuge and optimization cooling design[J]. Earthquake Engineering and Engineering Dynamics, 2014, 34(S1): 909-914.
- [6] 徐太栋, 杜平安, 王炼, 等. 基于CFD的精密离心机风阻优化[J]. 工程设计学报, 2014, 21(6): 572-577.
XU Tai-dong, DU Ping-an, WANG Lian, et al. Optimization of air resistance of precision centrifuge based on CFD[J]. Journal of Engineering Design, 2014, 21(6): 572-577.
- [7] 郝雨, 尹益辉, 万强, 等. 基于CFD的土工离心机风阻及流场特性分析[J]. 装备环境工程, 2018, 15(2): 52-56.
HAO Yu, YIN Yi-hui, WAN Qiang, et al. Wind resistance and flow field characteristic analysis of geotechnical centrifuges based on CFD[J]. Equipment Environmental Engineering, 2018, 15(2): 52-56.
- [8] 郭铁楠, 杨毅, 王亚林, 等. 基于ZJU400土工离心机的CFD模拟方法[J]. 装备环境工程, 2020, 17(11): 85-89.
GUO Yi-nan, YANG Yi, WANG Ya-lin, et al. CFD simulation method based on ZJU400 geotechnical centrifuge[J]. Equipment Environmental Engineering, 2020, 17(11): 85-89.
- [9] 邵文博, 任晓栋, 胡博. 基于CFD方法的土工离心机数值建模[J]. 装备环境工程, 2022, 19(10): 110-119.
SHAO Wen-bo, REN Xiao-dong, HU Bo. Numerical modeling of geotechnical centrifuge based on CFD method[J]. Equipment Environmental Engineering, 2022, 19(10): 110-119.
- [10] 颜加明, 林志勇, 孙文静, 等. 机室真空度对高速土工离心机风阻和环境温度影响的数值研究[J]. 装备环境工程, 2022, 19(10): 120-125.
YAN Jia-ming, LIN Zhi-yong, SUN Wen-jing, et al. Effects of cavity vacuum degree on wind resistance and thermal environment of high-speed geotechnical centrifuge[J]. Equipment Environmental Engineering, 2022, 19(10): 120-125.
- [11] 郝雨, 尹益辉, 万强, 等. 土工离心机风阻计算方法的对比研究[J]. 装备环境工程, 2018, 15(3): 61-66.
HAO Yu, YIN Yi-hui, WAN Qiang, et al. Comparative study on estimation methods of wind resistance of geotechnical centrifuges[J]. Equipment Environmental

- Enginnering, 2018, 15(3):61-66.
- [12] 尹益辉, 刘远东, 王兴伦, 等. 旋臂式离心机负载转矩及其驱动电机额定功率的计算方法[J]. 机电工程, 2011, 28(6):659-662.
YIN Yi-hui, LIU Yuan-dong, WANG Xin-lun, et al. Calculations of load rotational moment and rating power of centrifuges with rotation arms[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2011, 28(6):659-662.
- [13] 郑相周, 董旺远. 机床转台摩擦力矩分析[J]. 机械, 2015, 42(11):17-18.
ZHENG Xiang-zhou, DONG Wang-yuan. Frictional torque analysis of rotary table[J]. Machinery, 2015, 42(11):17-18.
- [14] DABROWSKI L, WASILECZUK M. A method of friction torque measurement for a hydrodynamic thrust bearing[J]. Journal of Tribology-Transactions of the ASME, 1995, 117(4):674-678.
- [15] 曾平, 程光明, 张军, 等. 回转机械转动惯量和动摩擦力矩测试方法[J]. 农业机械学报, 1999, 30(5):68-71.
ZENG Ping, CHENG Guang-ming, ZHANG Jun, et al. Study on measuring method of rotational inertia and dynamic friction moment of slewing gear[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 1999, 30(5):68-71.
- [16] 任海东, 杨伯原, 魏平, 等. 航天高速轴承动态摩擦力矩的预测[J]. 润滑与密封, 2008, 33(2):94-96.
REN Hai-dong, YANG Bo-yuan, WEI Ping, et al. The prediction of dynamic friction torque for aerospace high speed bearings[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(2):94-96.
- [17] 李秀珍, 王颢, 韩德海, 等. 风电机组变桨轴承摩擦力矩特性的实验研究[J]. 机械传动, 2012, 36(8):34-36.
LI Xiu-zhen, WANG Dian, HAN De-hai, et al. Test research of pitch bearing's friction torque characteristics in wind turbine[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012, 36(8):34-36.
- [18] 周宁宁, 卿涛, 周刚. 飞轮用轴承组件摩擦力矩特性研究[J]. 空间控制技术与应用, 2013, 39(3):54-58.
ZHOU Ning-ning, QING Tao, ZHOU Gang. On the friction torque properties of bearing assemblies in fly wheel[J]. Aerospace Control and Application, 2013, 39(3):54-58.
- [19] 尹益辉, 范志庚, 万强, 等. 土工离心机稳定运行时的自然排风效应研究[J]. 绵阳师范学院学报, 2017, 36(11):1-7.
YIN Yi-hui, FAN Zhi-geng, WANG Qiang, et al. Researches into natural air exhaust out of the chamber of a steady operation geotechnical centrifuge[J]. Journal of Mianyang Normal University, 2017, 36(11):1-7.
- [20] 尹益辉, 郝雨, 黎启胜, 等. 稳定运行时转臂式离心机机室内的气压和自然排风分析[J]. 绵阳师范学院学报, 2018, 37(11):1-6.
YIN Yi-hui, HAO Yu, LI Qi-sheng, et al. Analysis of air pressure in and natural air exhaust out of the chamber of a rotating arm type geotechnical centrifuge at steady operation[J]. Journal of Mianyang Normal University, 2018, 37(11):1-6.

本文引用格式:

尹益辉, 黎启胜, 李上明, 等. 臂式离心机机室空气中摩擦功率及支座摩擦系数的实验反演分析[J]. 机电工程, 2024, 41(5):933-940.

YIN Yihui, LI Qisheng, LI Shangming, et al. Experimental inversion analysis of air interior frictional power and support frictional coefficient of arm type centrifuge[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2024, 41(5):933-940.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>