

轮胎成型机机箱动力系统的优化设计

刘学燕

(天津赛象科技股份有限公司, 天津 300384)

摘要:探讨轮胎成型机机箱动力系统的优化设计。优化设计的要点是:合理选定电机的功率、额定转速以及传动系统的传动比,以保证动力系统有足够的启动转矩及生产所需的主轴转速;合理选定转矩比;合理设定主轴起停加减速时间,负载转矩小时加减速时间较短,负载转矩大时较长。

关键词:成型机机箱;动力系统;电机;功率;转矩;传动比

机箱是轮胎成型机重要的组件。在成型机设计中,既不能用小功率动力系统带动大负荷,又要防止用大功率动力系统带动大负荷,以有效控制成型机制造成本和轮胎生产能耗。本工作探讨轮胎成型机机箱动力系统的优化设计。

1 成型机机箱结构

成型机机箱结构如图1所示。

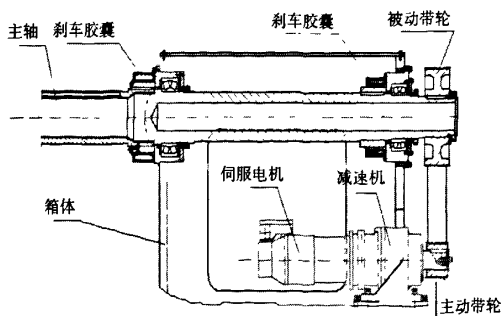


图1 成型机机箱结构示意图

2 动力系统参数的优化选取

动力系统的设计思路一般是根据电机额定转

速和主轴工作转速来确定总减速比。减速比的计算式如下:

$$i = n_0 / n \quad (1)$$

式中: i ——总减速比;

n_0 ——电机额定转速, $r \cdot \min^{-1}$;

n ——主轴转速, $r \cdot \min^{-1}$ 。

根据负载总质量、总转动惯量和负载转矩来确定电机额定输出功率,计算式如下:

$$M_1 = J_1 \beta; \quad (2)$$

$$\beta = \omega / t; \quad (3)$$

$$P = M_1 \cdot \omega / 1000; \quad (4)$$

$$M_2 = M_1 / i; \quad (5)$$

$$J_2 = J_1 / i^2. \quad (6)$$

式中: M_1 ——负载启动转矩, $N \cdot m$;

J_1 ——负载总转动惯量, $kg \cdot m^2$;

β ——角加速度, $(^\circ) \cdot s^{-2}$;

ω ——角速度, $(^\circ) \cdot s^{-1}$;

t ——加速时间, s ;

M_2 ——负载折算到电机轴上的转矩, $N \cdot m$;

J_2 ——负载折算到电机轴的转动惯量, $kg \cdot m^2$ 。

在以上参数中,主轴转速和负载总转动惯量根据技术协议及结构设计方案可求,其余参数要设计选取。电动机额定功率的选取是一个重要而又复杂的问题。电机功率偏小成型机不能很好启动,且电机内损耗加大,效率降低,更重要的是影响电机寿命;过载较大时烧毁电机;即使过载不大,电机寿命也会较大幅度缩短。电机功率偏大则导致电机运行效率低,生产能耗加大。因此,电机获得良好的运转性能和较低的运转成本必须设置适当的参数。

由式(1)可知,提高电机额定转速,可使减速比增大;由式(2)和(3)可知,适当延长加速时间,可使负载启动转矩减小;由式(5)和(6)可知,加大减速比,可使负载折算到电机轴上的转矩和负载折算到电机轴上的转动惯量减小。加速时间(即主轴由零转速到正常持续转速的时间)可根据技术协议要求和运转系统设定,原则是:负载启动转矩小时,加速时间较短,如设定为0.6~1.2 s;负载启动转矩大时,如对于工程机械轮胎成型机,加速时间较长,如设定为1~3 s。另外,还要考虑生产间歇周期,生产间歇周期长的工位加速时间可较长,以有利于负载启动转矩减小。

减速比加大可使负载折算到电机轴上的转矩和负载折算到电机轴上的转动惯量成倍减小,这为控制电机负载提供了条件。有的设计者认为,伺服电机可直接调速,不用减速机;但实际上从额定转速往下调时转矩恒定,只有靠机械减速才能提升动力转矩,或者说电机减速的前提是动力系统已经具有足够的启动转矩和良好的惯量匹配。

根据上述原理及负载功率,预选电机功率及其他参数,并进行校核,使所选电机电磁转矩 $\geq K \cdot M_2$ (K 为传动效率和过载综合因数),并使惯量比值小于电机厂家规定值,即可获得运转平稳及较经济的动力系统,使机箱的调试容易和省时。

我公司设计的49~51英寸(1244.6~1295.4 mm)巨型工程机械轮胎带束层贴合成型机箱如图1所示。该机箱已用于国内外多家轮胎厂。

图1所示的机箱的特点在于结构简单、可靠,带束鼓中通有3路气,2路气用于鼓的胀缩,1路气用于抽真空,使带束层能很好的贴附在鼓板面

上,即使撤掉抽真空部分传递环也易将缠绕好的带束层从鼓上取走,该结构优于鼓面镶永久磁铁的结构。大小链轮之间用钢制多排齿形链连接,克服了以往齿形带断裂的问题。主轴用前后2个轴承座固定在箱体上,便于装配、拆卸以及保养维护。经过近2年的实际生产应用证明,此机箱运行平稳、可靠,未出现更换零部件现象。

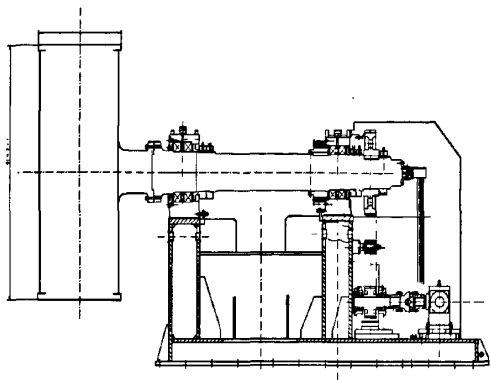


图1 巨型工程机械轮胎带束层贴合成型机箱

该机箱伺服电机:型号 MPL-B880C-MJ22AA, 功率 12.6 kW, 转速 $1500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 额定转矩 $110 \text{ N} \cdot \text{m}$, 转动惯量 $0.0224 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, AB 公司产品。减速机:型号 K813VNG-0790-MR50, 减速比 79.38, 额定转矩 $3992 \text{ N} \cdot \text{m}$, 最大转矩 $4650 \text{ N} \cdot \text{m}$, 斯德博公司产品。其它各部件参数如下:成型 51 英寸轮胎最大鼓直径为 2900 mm, 质量 5000 kg;成型 49 英寸轮胎最小鼓直径为 2100 mm;大链轮齿数 80, 小链轮齿数 30, 减速比 2.67, 传动系统总减速比 212;鼓最大设计转速 $= 1500/212 = 7 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 鼓最大角速度 $= 2\pi n/60 = 2 \times 3.14 \times 7/60 = 0.73^\circ \cdot \text{s}^{-1}$, 大小鼓的最大设计线速度为 $64 \sim 46 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$;鼓设定加速时间 1.5 s, 角加速度 $= 0.73/1.5 = 0.49^\circ \cdot \text{s}^2$;按最大鼓计算启动转矩的最大鼓贴合带束层帘布层数一般为 6, 最大为 8, 带束层总厚度 45 mm, 质量 1000 kg;鼓和带束层转动惯量 $= K m D e^2/4 = 0.7 \times (5000 + 1000) \times 2.99^2/4 = 9387 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;大链轮质量 577 kg, 转动惯量 $82 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;小链轮质量 101 kg, 转动惯量 $2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;主轴质量 3200 kg, 转动惯量 $= 80 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;传动系统总转动惯量 $=$

$9387 + 82 + 80 + 2 = 9551 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; 负载启动转矩 $= 9551 \times 0.49 = 4680 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

以上各参数效核情况如下。

(1) 启动转矩的效核

考虑到传动系统的机械效率及鼓的工作性质(大惯量且频繁启动)、第7及第8层带束层材料有可能不由供料架上料,而由人工上料,从而使鼓启停更加频繁,存在很多点动以及电网电压的不稳等因素,将安全因数定为2.5,则负载最大启动转矩 $= 4680 \times 2.5 = 11700 \text{ N} \cdot \text{m}$, 负载折算到电机轴上的启动转矩 $= 11700 / 212 = 55.2 \text{ N} \cdot \text{m}$, 小于电机额定转矩 $110 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

(2) 惯量比的效核

大鼓时, 惯量比 $= J_1 / \text{电机转动惯量} = 9551 / 212^2 / 0.0224 = 9.49$ 倍; 小鼓时, 惯量比为4, 即惯量比均小于电机样本(低惯量中大功率)规定的惯量比10。

(3) 减速机轴转矩的效核

减速机轴转矩 $= 11700 / 2.67 = 4382 \text{ N} \cdot \text{m}$, 小于减速机最大转矩 $4650 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

该机箱技术参数的特点如下。

(1) 主轴转速低, 设计最高转速为 $7 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 从额定转速 $1500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 到 $7 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 减速比较大, 大的减速比能使折算到电机轴上的启动转矩及折算到电机轴上的转动惯量大大减小。

(2) 鼓+带束层的直径和质量大, 负载的转动惯量很大。

(3) 鼓的最高线速度较大, 调试时根据各轮胎

企业生产工艺恒转矩下调伺服电机速度, 以满足各轮胎企业的实际带束层缠绕线速度。

(4) 在技术协议中机箱电机规定用AB公司的产品, 如用其它动态惯量较大的电机则更好, 这可使最大负载时的惯量比更小, 系统运转更趋平稳。

在实际操作中, 当电机停止时刹车胶囊抱住主轴, 再次启动时刹车胶囊的释放略落后于电机的转动, 即使落后很短时间, 刹车胶囊的摩擦力也会使负载启动转矩加大, 所以, 有刹车胶囊的机箱设计时, 电机的额定输出转矩应略大, 以避免启动转矩不够或经常超载报警现象。

对于负载惯量较大的机箱, 主轴装刹车胶囊较好, 在停止缠绕时它可阻止惯量往后传递, 以减小齿形链张力, 防止齿形链(带)断裂。如果负载转动惯量不大, 且惯量比较小, 也可以考虑去掉刹车胶囊。

3 结论

轮胎成型机机箱动力系统的优化设计要点如下:

(1) 合理选定电机功率、额定转速以及传动系统传动比, 以保证动力系统具有足够的启动转矩及生产所需的主轴转速;

(2) 合理选定惯量比, 尽可能取其最小值(在规定值内);

(3) 合理设定主轴起停加减速时间, 负载转矩小时加减速时间较短, 负载转矩大时加减速时间较长。

行业动态

苏州宝化与达钢达兴能源合资兴建炭黑厂

苏州宝化炭黑有限公司与四川达钢下属的达兴能源股份有限公司成立合资公司生产炭黑。新公司名称为宝化炭黑(达州)有限公司, 苏州宝化炭黑公司控股55%, 达兴能源股份有限公司持股45%, 总投资1亿元, 将建成年产4万t炭黑的生

产能力。工厂选址可能在四川省达州。

苏州宝化炭黑公司是上海宝钢化工公司与苏州工业投资发展有限公司组建的一家炭黑合资公司, 达兴能源股份有限公司为四川省第二大焦化企业。

朱永康