

(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101660596 B

(45) 授权公告日 2011.02.09

(21) 申请号 200910067160.7

审查员 胡杰士

(22) 申请日 2009.06.23

(73) 专利权人 吉林大学

地址 130012 吉林省长春市前进大街 2699 号

(72) 发明人 马文星 卢秀泉 邓洪超 邓菲

丛黎明 姜连军

(74) 专利代理机构 长春吉大专利代理有限责任

公司 22201

代理人 王立文

(51) Int. Cl.

F16H 47/06 (2006.01)

F04D 13/02 (2006.01)

F22D 11/02 (2006.01)

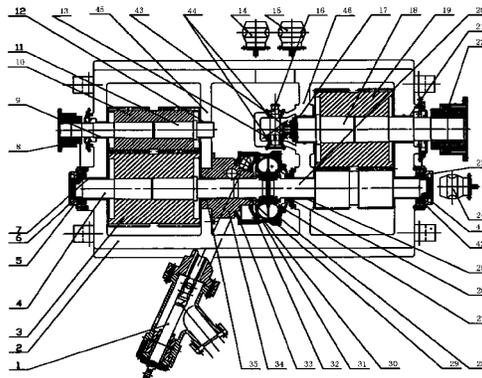
权利要求书 1 页 说明书 5 页 附图 3 页

(54) 发明名称

大功率复合齿轮前增速后增速调速型液力偶合器传动装置

(57) 摘要

本发明涉及一种大功率复合齿轮前增速后增速调速型液力偶合器传动装置,该装置是由液力偶合器、前增速人字齿轮、后增速人字齿轮和油路系统构成,液力偶合器采用出口调节伸缩式导管的调速方式,液力偶合器的前后均置有一级人字齿轮增速传动机构,通过前增速齿轮传动提高液力偶合器输入转速和传递功率的能力,进而降低偶合器的规格;油路系统包括工作油泵、主润滑油泵和辅助润滑油泵,这些油泵均为齿轮油泵。该装置使电机和工作机达到良好的匹配关系,改善传动品质,提高工作机的运行效率,使锅炉供水泵始终工作在高效区,通过液力调速大幅度的提高锅炉供水泵的工作效率,节约了大量电能,较大幅度地降低能源消耗。



1. 一种高转速锅炉供水泵的大功率复合齿轮前增速后增速调速型液力耦合器传动装置,其特征在于,该装置包括输入轴(18)通过滑动轴承IV(17)与滑动轴承V(21)固定在下箱体(2)上,输入轴(18)的右端装有输入端齿式联轴器(22),左端装有圆锥小齿轮(43),与圆锥小齿轮(43)配合的圆锥大齿轮(13)与油泵轴(16)之间依靠键连接,油泵轴(16)通过角接触球轴承(44)安装在支撑板(46)上,工作油泵(14)和主润滑油泵(15)通过双联齿轮与油泵轴(16)连接;输入轴(18)与前增速人字大齿轮(19)过盈连接,泵轮轴(20)通过滑动轴承VI(23)和滑动轴承VII(25)固定在下箱体(2)上,泵轮轴(20)设计成齿轮轴的形式与前增速人字大齿轮(19)配合,泵轮轴(20)与泵轮(28)在泵轮轴端通过螺栓连接,泵轮轴(20)右端装有泵轮轴端推力轴承(42),并由泵轮轴端压盖(41)定位,涡轮轴(4)通过滑动轴承I(7)和滑动轴承X(35)固定在下箱体(2)上,涡轮轴(4)与后增速人字大齿轮(3)过盈连接,涡轮轴(4)在轴端与涡轮(30)用螺栓连接,涡轮轴(4)的左端装有涡轮轴端推力轴承(6),并由涡轮轴端压盖(5)定位;输出轴(11)通过滑动轴承II(9)和滑动轴承III(12)固定在下箱体(2)上,输出轴(11)与后增速人字小齿轮(10)过盈连接,后增速人字大齿轮(3)与后增速人字小齿轮(10)相配合,输出轴(11)的左端装有输出端齿式联轴器(8),辅助润滑油泵总成(24)固连在箱体上,排油机构(1)通过焊在下箱体(2)上的导管支承座进行支撑,导管可以在液力耦合器的出口油腔内伸缩移动,两个支撑板(45,46)焊接在下箱体(2)上,输入轴(18)与电机的连接采用输入轴端齿式联轴器(22)、输出轴(11)与工作机的连接采用输出轴端齿式联轴器(8),液力耦合器的工作腔为桃形工作腔,液力耦合器是由泵轮(28)与泵轮轴(20)固定连接,涡轮(30)与涡轮轴(4)固定连接,泵轮刮油盘(27)支撑在轴承座(38)上,并与泵轮(28)固定连接,背壳(33)与筒体隔板(32)均支撑在导管壳体(34)上同时与旋转筒体(31)固定连接,旋转筒体(31)在另一端用螺栓与泵轮(28)相连;筒体隔板(32)上开有环形的通孔,泵轮(28)与涡轮(30)、背壳(33)与筒体隔板(32)、泵轮刮油盘(27)与泵轮外壳、旋转筒体(31)与泵轮(28)和涡轮外壳之间组成的空间均相通;油路系统是由工作油泵(14)、主润滑油泵(15)和辅助润滑油泵(24)组成,且均为齿轮油泵,油路系统中装有安全阀,各轴承处装有温度传感器,保证油路系统安全运行。

2. 按照权利要求1所述的大功率复合齿轮前增速后增速调速型液力耦合器传动装置,其特征在于,前增速人字大齿轮(19)与泵轮轴(20)的齿轮的增速比为2.0-2.10,后增速人字大齿轮(3)与后增速人字小齿轮(10)的增速比为1.70-1.80。

3. 按照权利要求1所述的大功率复合齿轮前增速后增速调速型液力耦合器传动装置,其特征在于,所述的固定连接均为螺栓连接。

4. 按照权利要求2所述的大功率复合齿轮前增速后增速调速型液力耦合器传动装置,其特征在于,泵轮(28)与涡轮(30)之间的间隙为3mm-8mm。

大功率复合齿轮前增速后增速调速型液力耦合器传动装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种应用于大型锅炉给水泵机械设备的功率复合齿轮前增速后增速调速型液力耦合器传动装置。

背景技术

[0002] 液力耦合器传动装置是液力耦合器与齿轮传动元件的组合。调速型液力耦合器传动装置可在电机转速不变的情况下实现输出转速的无级调节,它可提高电机的起动能力,减少冲击和振动,协调多机驱动的负荷分配,它还易于实现遥控和自动控制并可节约大量的电能。它对电机的电压无限制,能适应高电压、大功率、高转速工况,目前广泛的应用在各种风机、水泵、物料输送等机械设备中。

[0003] 调速型耦合器传动装置分为:前置齿轮增速型、后置齿轮降速型、后置齿轮增速型、复合齿轮前增后减型、复合齿轮前增后增型、立式后置齿轮降速型、组合成套型和多元组合型。液力耦合器前设置一对增速齿轮,目的是提高耦合器输入转速和传递功率的能力,降低耦合器的规格。耦合器后设置一对降速齿轮,目的是适应低速工作机的匹配要求。耦合器后设置一对增速齿轮,目的是提高输出转速达到工作机所要求的转速。立式后置齿轮降速型是耦合器后设置直交轴锥齿轮传动的减速装置,以适应立式低速机械选用需要。组合成套型是将调速型液力耦合器与增速器或减速器组合在一起,形成统一控制,集中供油的成套机组。多元组合型是将调速型液力耦合器与行星齿轮调速系统、液力变矩器、液力减速器、液压离合器等组合在一起,发挥各元件的优越性。但该种传动装置运动链长,结构复杂。

[0004] 液力调速节能的特点是工作机功率越大,调速节能的效果越明显。随着我国经济建设的发展,发电、冶金、化工、石油、矿山等领域所用设备功率和装机容量增加非常快,在全球能源日益紧张的形势下,大功率调速型液力耦合器传动装置的广泛应用具有非常迫切的现实意义。德国 VOITH 公司作为全球最著名的一家液力产品公司,其产品中用于大型泵与风机调速节能的调速型液力耦合器产品占 1/3 以上。目前,该公司已有转速达 20000r/min、最大传递功率达 55000kW 的产品,调速型液力耦合器用于节能还在向更大功率发展。目前我国自主生产的液力耦合器产品功率范围为 50-4200kW,只能满足中小功率风机、水泵等机械设备的一般配套需要。

[0005] CN03210828.1 公开了一种“液力耦合器传动箱”,CN93225262.1 公开了“组合式增速型调速液力耦合器”,CN02206267.X 公开了“液力耦合器正车减速箱”,CN01212153.3 公开了“抽油机液力-齿轮传动装置”,CN200720032215.7 公开了“立式液力调速正车箱”,CN200710173259.6 公开了“离心导流智能调速液力耦合器本体结构”,CN200620093870.9 公开了“带式输送机柔性启动调速装置”,CN200520035187.5 公开了“大功率钻井泵驱动装置”,CN89217153.7 公开了“节能限速升降驱动装置”。CN200610116275.7 公开了“离心导流阀控调速型液动力耦合器”。这些发明大多为应用于车辆和钻井设备的中小功率调速型液力耦合器传动装置的结构设计,少数为对液力耦合器工作腔充液量控制方面的内容。

发明内容

[0006] 本发明的目的就在于针对上述现有技术的不足,提供一种与大型锅炉供水泵相匹配的大功率复合齿轮前增速后增速调速型液力耦合器传动装置。

[0007] 本发明的目的是通过以下技术方案实现的:

[0008] 大功率复合齿轮前增速后增速调速型液力耦合器传动装置包括输入轴 18 通过滑动轴承 IV17 与滑动轴承 V21 固定在下箱体 2 上,输入轴 18 的右端装有输入端齿式联轴器 22,左端装有圆锥小齿轮 43,与圆锥小齿轮 43 配合的圆锥大齿轮 13 与油泵轴 16 之间依靠键连接,油泵轴 16 通过角接触球轴承 44 安装在支撑板 46 上,工作油泵 14 和主润滑油泵 15 通过双联齿轮与油泵轴 16 连接,输入轴 18 与前增速人字大齿轮 19 过盈连接,泵轮轴 20 通过滑动轴承 VI23 和滑动轴承 VII25 固定在下箱体 2 上,泵轮轴 20 设计成齿轮轴的形式与前增速人字大齿轮 19 配合,泵轮轴 20 与泵轮 28 在泵轮轴端通过螺栓连接,泵轮轴 20 右端装有泵轮轴端推力轴承 42,并由泵轮轴端压盖 41 定位,涡轮轴 4 通过滑动轴承 I7 和滑动轴承 X35 固定在下箱体 2 上,涡轮轴 4 与后增速人字大齿轮 3 过盈连接,涡轮轴 4 在轴端与涡轮 30 用螺栓连接,涡轮轴 4 的左端装有涡轮轴端推力轴承 6,并由涡轮轴端压盖 5 定位,输出轴 11 通过滑动轴承 II9 和滑动轴承 III12 固定在下箱体 2 上,输出轴 11 与后增速人字小齿轮 10 过盈连接,后增速人字大齿轮 3 与后增速人字小齿轮 10 相配合,输出轴 11 的左端装有输出轴端齿式联轴器 8,辅助润滑油泵总成 24 固连在箱体上,排油机构 1 通过焊在下箱体 2 上的导管支承座进行支撑,导管可以在液力耦合器的出口油腔内伸缩移动,支撑板 45 和 46 焊接在下箱体 2 上,输入轴 18 与电机的连接采用输入轴端齿式联轴器 22、输出轴 11 与工作机的连接采用输出轴端齿式联轴器 8,液力耦合器的工作腔为桃形工作腔,液力耦合器是由泵轮 28 与泵轮轴 20 固定连接,涡轮 30 与涡轮轴 4 固定连接,泵轮刮油盘 27 支撑在轴承座 38 上,并与泵轮 28 固定连接,背壳 33 与筒体隔板 32 均支撑在导管壳体 34 上同时与旋转筒体 31 固定连接,旋转筒体 31 在另一端用螺栓与泵轮 28 相连。筒体隔板 32 上开有环形的通孔,泵轮 28 与涡轮 30、背壳 33 与筒体隔板 32、泵轮刮油盘 27 与泵轮外壳、旋转筒体 31 与泵轮 28 和涡轮外壳之间组成的空间均相通;油路系统是由工作油泵 14、主润滑油泵 15 和辅助润滑油泵 24 组成,且均为齿轮油泵,液力耦合器在启动前,先通过辅助电机启动辅助润滑油泵 24,油液经双联滤清器进入各个滑动轴承进行润滑,液力耦合器启动后油泵经节流器开始向液力耦合器工作腔供油,通过导管排出的油液经冷却器回油箱,同时,当滤清器内的压力达到规定润滑压力后,辅助油泵 24 停止工作,主润滑油泵 15 开始承担滑动轴承和人字齿轮的润滑,油路系统中装有安全阀,各轴承处装有温度传感器,保证油路系统安全运行。

[0009] 前增速人字大齿轮 19 与泵轮轴 20 的齿轮的增速比为 2.0-2.10,后增速人字大齿轮 3 与后增速人字小齿轮 10 的增速比为 1.70-1.80。

[0010] 本发明的目的还可以通过以下技术方案实现:

[0011] 前增速人字大齿轮 19 与泵轮轴 20 的齿轮的增速比为 2.0-2.10,后增速人字大齿轮 3 与后增速人字小齿轮 10 的增速比为 1.70-1.80;所述的固定连接均为螺栓连接;泵轮 28 与涡轮 30 之间的间隙为 3mm-8mm。

[0012] 有益效果:该装置使电机和工作机达到良好的匹配关系,改善传动品质,提高工作

机的运行效率,使锅炉供水泵始终工作在高效区,通过液力调速大幅度的节约能源。

附图说明

- [0013] 图 1 是大功率复合齿轮前增速后增速调速型液力耦合器传动装置的俯视结构图。
 [0014] 图 2 是大功率复合齿轮前增速后增速调速型液力耦合器传动装置的主视图。
 [0015] 图 3 是液力耦合器传动装置输入轴面上的剖视图。
 [0016] 图 4 是大功率复合齿轮前增速后增速调速型液力耦合器传动装置油路系统图。
 [0017] 1 排油机构,2 下箱体,3 后增速人字大齿轮,4 涡轮轴,5 涡轮轴端压盖,6 涡轮轴端推力轴承,7 滑动轴承 I,8 输出轴端齿式联轴器,9 滑动轴承 II,10 后增速人字小齿轮,11 输出轴,12 滑动轴承 III,13 圆锥大齿轮,14 工作油泵,15 主润滑油泵,16 油泵轴,17 滑动轴承 IV,18 输入轴,19 前增速人字大齿轮,20 泵轮轴,21 滑动轴承 V,22 输入轴端齿式联轴器,23 滑动轴承 VI,24 辅助润滑油泵总成,25 滑动轴承 VII,26 滑动轴承 VIII,27 泵轮刮油盘,28 泵轮,29 滑动轴承 IX,30 涡轮,31 旋转筒体,32 筒体隔板,33 背壳,34 导管壳体,35 滑动轴承 X,36 齿轮润滑管,37 轴承座兼进油室,38 轴承座,39 油箱,40 上箱体,41 泵轮轴端压盖,42 泵轮轴端推力轴承,43 圆锥小齿轮,44 角接触球轴承,45、46 支撑板。

具体实施方式

- [0018] 下面结合附图和具体实施例对本发明进一步说明。
 [0019] 依据 KSB 型号电机和大型锅炉供水泵的性能参数确定调速型液力耦合器的传动方案为复合齿轮前增速后增速传动。本发明传递的额定功率为 12000kw,额定输入转速为 3000r/min,额定输出转速为 10000r/min。该传动方案的目的是提高液力耦合器输入转速和传递功率能力的同时,降低耦合器的规格并满足锅炉供水泵输入转速的要求。

- [0020] 依据 KSB 型号电机和大型锅炉供水泵的性能参数确定液力耦合器的原始设计参数:额定的传递功率 $P = 12000\text{kw}$,额定的输入转速 $n = 6000\text{r/min}$,额定转速比 $i = \eta =$

0.97-0.985。选择的工作腔型为桃形工作腔,工作腔有效直径 D 计算公式:
$$D = \sqrt[5]{\frac{9550P_n}{\lambda_B \rho g n_B^3}}$$

式中: D -有效直径,m; P_n -额定传递功率,kw; λ_B -额定工况泵轮力矩系数, min^2/m ; ρ -工作液体的密度, kg/m^3 ; g -重力加速度, m/s^2 ; n_B -泵轮转速,r/min。代入具体参数,参照标准对计算值进行圆整,确定工作腔尺寸-有效直径 $D = 500\text{mm}$ 。

- [0021] 叶片数目的计算公式为 $Z = 7.6 \times D^{0.3}$,式中: Z -叶片数目; D -有效直径,mm。确定泵轮的叶片数目为 48,涡轮的叶片数目为 51。叶片的形状结构为倾角为零的径向直叶片,且将叶片设计成轴向不等厚、内缘削角的结构形式。为了防止流体的脉动冲击,叶片的排列关系为叶轮内均匀排列。耦合器制造材料为 35cr2WMo,与叶轮以及叶片强度有关的尺寸在相似设计的基础上经有限元强度分析后最终确定。

- [0022] 传动装置的液力耦合器部分由泵轮 28、涡轮 30、旋转筒体 31、筒体隔板 32、泵轮刮油盘 27、背壳 33、排油机构 1 和导管壳体 34 组成,泵轮 28 与涡轮 30 之间有 5mm 的间隙,各个旋转组件之间用螺栓连接。泵轮 28 与涡轮 30、背壳 33 与筒体隔板 32、泵轮刮油盘 27 与泵轮外壳、旋转筒体 31 与泵轮 28、涡轮 30 外壳之间组成的空间均相通。液力耦合器工作时,由工作油泵泵出的工作油,进入进油室后在泵轮刮油盘的带动下,由泵轮 28 上的进油口进

入偶合器工作腔内。偶合器开始工作后,由于偶合器内部的空间均相通,工作油的液面在各个空间等高,通过导管调节背壳和筒体隔板之间的液面高度,从而可以实现改变偶合器工作腔内的充液量,进而可以实现液力偶合输出转速和扭矩的调节。

[0023] 对人字齿轮进行齿面接触强度、轮齿弯曲强度以及胶合承载能力的设计计算。前、后增速人字齿轮的齿轮材料均为 18cr2Ni4WA, 齿轮精度均为 4 级。

[0024] 前增速齿轮的具体参数如下:小齿轮的齿数 $Z_1 = 23$,大齿轮的齿数 $Z_2 = 47$;前增速比 $i = 2.04$;齿轮的宽径比 $\psi_d = 0.8$;齿轮的法面模数 $m_n = 12\text{mm}$;前增速齿轮的中心距 $a = 485\text{mm}$;螺旋角 $\beta = 29.763^\circ$;小齿轮的分度圆直径 $d_1 = 317.941\text{mm}$,大齿轮的分度圆直径 $d_2 = 649.705\text{mm}$;人字齿轮的宽度 $B = 590\text{mm}$ (包括退刀槽 70mm)。

[0025] 后增速齿轮的具体参数如下:小齿轮的齿数 $Z_1 = 25$,大齿轮的齿数 $Z_2 = 43$;前增速比 $i = 1.72$;齿轮的宽径比 $\psi_d = 0.8$;齿轮的法面模数 $m_n = 12\text{mm}$;前增速齿轮的中心距 $a = 485\text{mm}$;螺旋角 $\beta = 32.729^\circ$;小齿轮的分度圆直径 $d_1 = 356.617\text{mm}$,大齿轮的分度圆直径 $d_2 = 613.382\text{mm}$;人字齿轮的宽度 $B = 640\text{mm}$ 。

[0026] 依据原动机和工作机的性能参数以及与之相匹配的液力偶合器的规格,合理分配传动比。考虑到箱体制造的工艺性使输入轴与输出轴的轴线重合,由于前增速齿轮的传动比与后增速齿轮的传动比相差不大,通过调整人字齿轮的螺旋角使前增速和后增速两对齿轮中心距相等。

[0027] 人字齿轮与传动轴之间的装配方式为过盈连接,该定位方式同时满足人字齿轮的轴向和周向定位要求。通过装配的过盈量来实现在高转速、大功率下人字齿轮与轴之间传递扭矩的可靠性。为了方便装配,在人字齿轮上开有液压油口。将与泵轮 28 用螺栓相连的泵轮轴 20 设计成齿轮轴的形式。根据人字齿轮的传动特性,输入轴 11 和输出轴 18 在箱体为浮动安装,工作时可自动实现定位。各个传动轴以及导管壳体 34 在箱体内的支撑均采用滑动轴承。液力偶合器在工作时,工作液体对叶轮产生非常大的轴向力,泵轮 28、涡轮 30 与传动轴之间的连接方式均为螺栓连接,由于轴向力的方向不定,在泵轮轴 20 和涡轮轴 4 的轴端处分别设置有泵轮轴端推力轴承 42 和涡轮轴端推力轴承 6,工作液体对叶轮的轴向力最终由泵轮轴端推力轴承 42 和涡轮轴端推力轴承 6 承担,泵轮轴端压盖 41 和涡轮轴端压盖 5 均用螺栓直接与箱体相连,实现泵轮轴 20 与涡轮轴 4 的轴向定位要求。箱体采用对开式焊接箱体,输入轴 18 与输出轴 11 轴线重合。为了满足传动部件的定位要求,箱体内部设置有两层支撑板,支撑板上开有轴承孔固定滑动轴承,导管壳体 34 与箱体左侧的支撑板直接用螺栓相连,实现定位要求。下箱体的侧面与导管相对应的位置焊接有导管支撑座连接排油机构 1。箱体的壁厚满足箱体的强度和刚度要求。输入轴 18 与电机、输出轴 11 与工作机的连接均采用齿式联轴器。

[0028] 调速型液力偶合器油路系统包括供、排工作油路系统和润滑油路系统,采用出口调节伸缩导管式的调速方式。油路系统由工作油泵 14、主润滑油泵 15 和辅助润滑油泵 24 组成,均为齿轮油泵。调速型液力偶合器传动装置在启动前,先通过辅助电机驱动辅助润滑油泵 24,油液经双联滤清器进入主润滑油路分配给各个滑动轴承进行润滑。传动装置启动后,主供油泵开始工作,泵出的工作油经节流器节流后向液力偶合器工作腔供油,同时导管排油,油液经冷却器回油箱完成工作油路的循环。同时,当滤清器内的压力达到规定润滑压力后,辅助润滑油泵总成 24 停止工作,主润滑油泵 15 开始承担滑动轴承和人字齿轮的润滑

工作。油路系统中装有安全阀,各轴承处有测温元件,能保证油路系统安全运行。

[0029] 液力偶合器传动装置在启动前,辅助电机驱动辅助润滑油泵总成 24,泵出的油液经过双联滤清器后经润滑油路分配给滑动轴承 7、9、12、17、21、23、25、26、29、35 和泵轮轴 20、涡轮轴 4、输出轴 11,圆锥齿轮 13、43 处。电机启动后,通过输入轴端齿式联轴器 22 将动力传给输入轴 18,输入轴 18 上的前增速人字大齿轮 19 将绝大部分动力传给泵轮轴 20 从而启动液力偶合器开始工作。通过输入轴 18 末端的圆锥齿轮一级减速改变传动路线后,将输入轴 18 一部分动力传给工作油泵 14 和主润滑油泵 15。主润滑油泵 15 开始工作后,当双联滤清器内的油压达到规定的润滑压力后,由压力继电器切断辅助泵电动机电路,辅助润滑油泵 24 停止工作,由主润滑油泵 15 向润滑油路内输送润滑油。同时工作油泵开始工作,油液经节流器调节后向液力偶合器工作腔内供油。本发明采用出口调节伸缩式导管。导管相当于旋喷泵,可以截取随工作腔一起旋转的油环中的液体。由于工作油泵 14 向工作腔内供应的进口流量基本恒定,导管的排油能力略大于油泵的供油能力,在偶合器调速状态,通过导管的流量应等于工作油泵 14 的流量加上工作腔充液量变化的流量。调速型液力偶合器传动装置在稳定运行时导管的排油量等于工作油泵的供油量。通过调节导管的开度(调整导管口到偶合器中心线之间的距离)可以来调节偶合器工作腔的充液量,从而调节偶合器的输出力矩和输出转速。偶合器输出轴通过后增速人字小齿轮 10 将动力传给传动装置的输出轴 11,输出轴 11 与工作机的输入轴之间由输出轴端齿式联轴器 8 相连,从而驱动工作机锅炉供水泵进行工作。根据工作机工况的要求,通过改变偶合器工作腔的充液量,最终可实现在电机转速不变的情况下实现对偶合器传动装置输出转速的无级调节,从而可以节约大量的电能。

[0030] 液力偶合器的工作腔为桃形工作腔,工作腔有效直径 $D = 500\text{mm}$,液力偶合器是由泵轮 28、涡轮 30、旋转筒体 31、筒体隔板 32、泵轮刮油盘 27、背壳 33、排油机构 1 和导管壳体 34 组成,泵轮 28 与涡轮 30 之间有 5mm 的间隙,各个旋转组件之间用螺栓连接,泵轮 28 与涡轮 30、背壳 33 与筒体隔板 32、泵轮刮油盘 27 与泵轮 28、旋转筒体 31 与泵轮 28 和涡轮之间组成的空间均相通,人字齿轮与传动轴为过盈连接,实现人字齿轮的轴向和周向定位,在人字齿轮上开有液压油口,泵轮轴 20 设计成齿轮轴的形式与泵轮 28 通过螺栓连接,输入轴 18 和输出轴 11 在箱体为浮动安装,工作时自动实现定位,各个传动轴以及导管壳体 34 在箱体内部的支撑均采用滑动轴承,泵轮 28、涡轮 30 与传动轴之间均为螺栓连接,在泵轮轴 20 和涡轮轴 4 的轴端处均设置有推力轴承,泵轮轴 20 和涡轮轴 4 端的压盖用螺栓直接与箱体相连,实现泵轮轴 20 与涡轮轴 4 的轴向定位,箱体采用对开式焊接箱体,输入与输出轴承座的轴线重合,箱体内部设置有两层支撑板,支撑板上开有相应的轴承孔,用于安装滑动轴承,导管壳体 34 与箱体左侧的支撑板直接用螺栓相连,下箱体 2 的侧面与导管相对应的位置焊接有导管支撑座,输入轴 18 与电机、输出轴 11 与工作机的连接均采用齿式联轴器。

[0031] 液力偶合器工作时,由工作油泵泵出的工作油,进入进油室后在泵轮刮油盘 27 的带动下,由泵轮 28 上的进油口进入偶合器工作腔内,偶合器开始工作后,由于偶合器内部的空间均相通,工作油的液面在各个空间处于同一水平面,通过导管调节背壳 33 和筒体隔板 32 之间的液面高度,从而实现改变偶合器工作腔内的充液量,进而实现液力偶合输出转速和扭矩的调节。

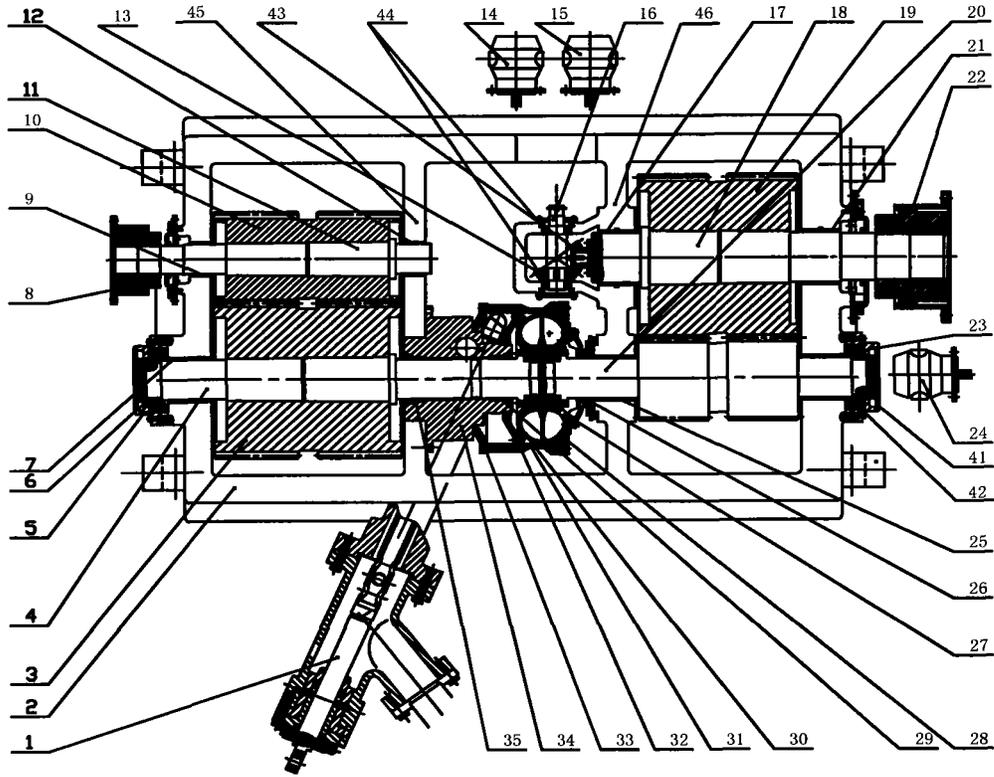


图 1

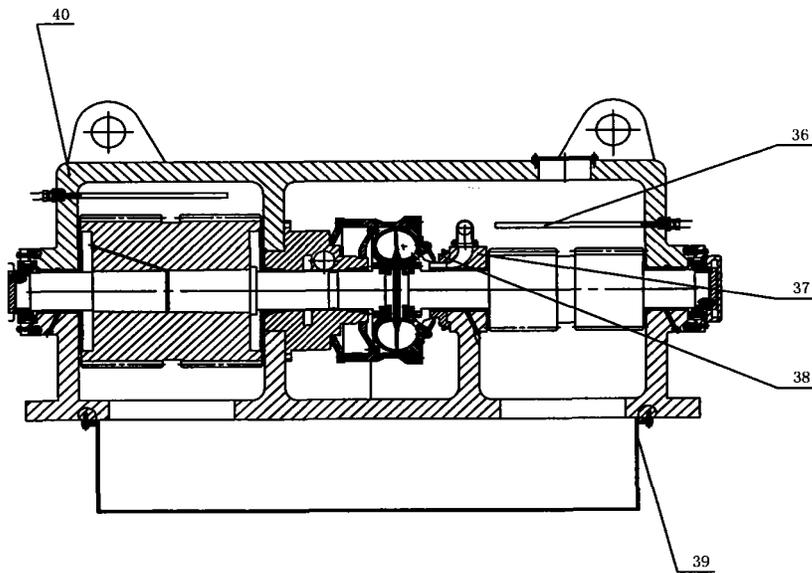


图 2

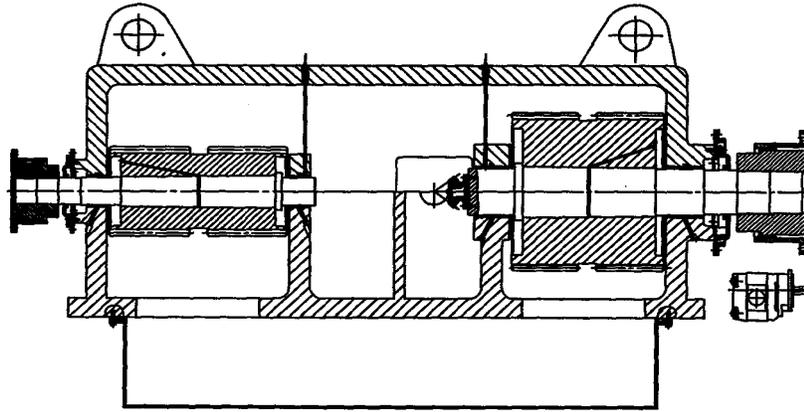


图 3

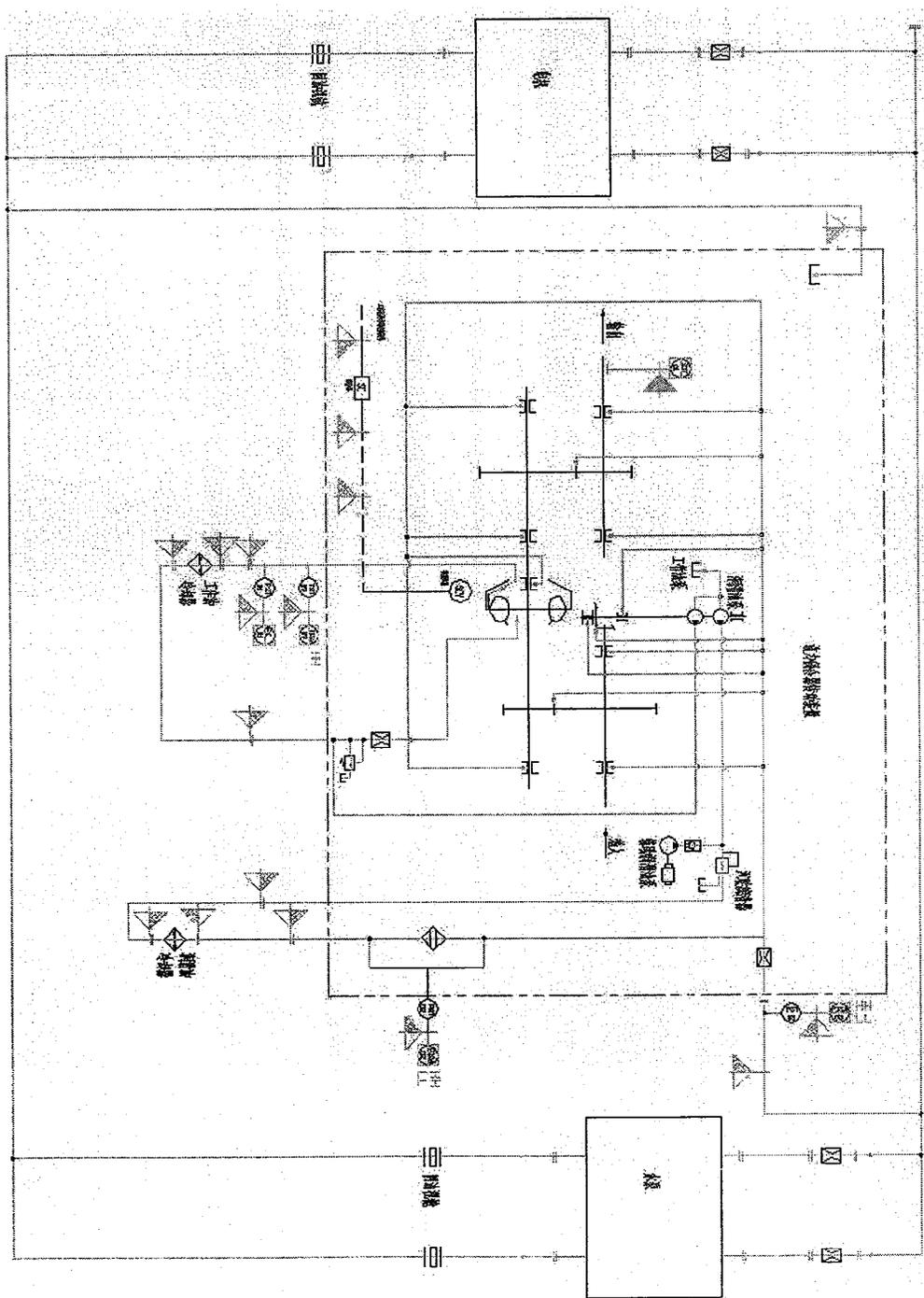


图 4