



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105833952 B

(45)授权公告日 2017.12.08

(21)申请号 201610188494.X

审查员 岳洋

(22)申请日 2016.03.29

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 105833952 A

(43)申请公布日 2016.08.10

(73)专利权人 泰兴市城东绿化工程有限公司

地址 225400 江苏省泰州市泰兴经济开发区城东工业园

(72)发明人 时建华

(74)专利代理机构 北京高航知识产权代理有限公司

公司 11530

代理人 赵永强

(51)Int.Cl.

B02C 17/24(2006.01)

B02C 17/10(2006.01)

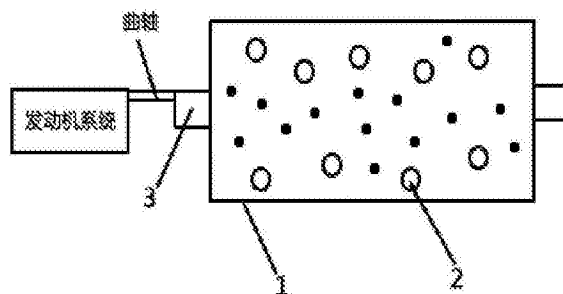
权利要求书2页 说明书20页 附图3页

(54)发明名称

一种节电型大功率煤粉研磨装置

(57)摘要

本发明公开了一种节电型大功率煤粉研磨装置,包括旋转筒、钢球和发动机系统,发动机系统通过曲轴与所述旋转筒的主轴相连,并进而带动旋转筒旋转。该煤粉研磨装置用气动发动机代替了传统的电动机,在不使用电能的情况下起到了节能的作用,同时具有无污染、结构简单实用、可调性高、输出扭矩大等特点。



1. 一种节电型大功率煤粉碾磨装置,其特征是,包括旋转筒、钢球和发动机系统,发动机系统通过曲轴与所述旋转筒的主轴相连,并进而带动旋转筒旋转;所述发动机系统包括空气压缩泵、压缩空气罐、进气电磁阀、发动机、排气电磁阀、换热系统和控制系统,所述压缩空气罐内部分割为设置在上方的高压区和设置在下方的低压区,高压区的一端通过高压入口阀与所述空气压缩泵相连,另一端通过高压出口阀与所述进气电磁阀相连,低压区的一端通过低压入口阀与所述空气压缩泵相连,另一端依次通过单向逆止阀、低压出口阀与所述进气电磁阀相连,进气电磁阀向所述发动机提供高压或低压的压缩空气;所述进气电磁阀和排气电磁阀均为失电常闭式的先导式电磁阀;

还包括切换泄压管道,切换泄压管道的一端与所述高压出口阀与所述低压出口阀之间的管道相连,另一端与所述低压区的上部相连,切换泄压管道上设置有泄压电磁阀,当从高压往低压切换时,高压出口阀关闭以后,首先检测高压出口阀后管道上的压力值 p_1 ,并将其与低压区的压力 p_2 比较,当 $p_1 > p_2$ 时,将泄压电磁阀打开,切换泄压阀内的压力迅速泄至低压区内,当检测到 $p_1 \leq p_2$ 时,关闭泄压电磁阀,并打开进气电磁阀;所述切换泄压管道的管径为高压区出口管径的 $1/4$;

所述发动机包括气缸、活塞、与活塞相连的曲轴,曲轴包括曲柄、连杆和飞轮,飞轮安装在曲轴的一端;所述排气电磁阀设置在发动机的排气管道上,排气电磁阀后的排气管道分为两路,一路直接排大气或者去制冷系统,另一路通过调节阀进入温度调节器,用于对温度调节器的出口热水温度;所述换热系统包括形式为管式换热器的温度调节器、布置在进气电磁阀左右两侧管道上的预热套管、布置在气缸上的加热套管,温度调节器的加热热源通过热水泵不断向预热套管和加热套管供水,加热后的热水分别经上述两个套管的出口流出;所述气缸的外缸壁上还设置有铝隔板,铝隔板为圆环形,安装在外缸壁与加热套管之间,铝隔板通过多个间隔布置的周向导热固定体固定在外缸壁上,在相邻两个周向导热固定体之间的外缸壁上还间隔设置有3个折向角为 45° 的导流体,所述导流体的高度为周向导热固定体高度的 $2/3$;铝隔板上交错布置有多个圆形的均流水口,铝隔板的内表面上设置有多个间隔布置的凸块,凸块的高度为铝隔板和外缸壁之间的距离的 $1/5$;所述活塞的上表面还设置有多个向上凸起的圆锥形的柱塞,柱塞的表面上设置有多个相邻螺旋方向相反的螺旋凸起;所述活塞整体呈圆柱形,其中部外表面上设置有一个凹陷的环形槽,环形槽上布置有多个间隔排列的固定孔槽,固定孔槽上固接有软性物,所述软性物穿过活塞与气缸之间的间隙与气缸的外壁接触,相邻两个所述固定孔槽之间的距离为 h ;

所述曲轴的轴端安装有增量式光电旋转编码器,用于将曲轴的转动角度转换为相应的脉冲数,以计数脉冲的形式向气动发动机的控制器提供曲轴的转角 α 数值;所述控制器记录通过压力传感器检测的气缸内的气体压力,以及通过温度传感器检测的气缸内的气体温度、排气电磁阀前温度、排气电磁阀后温度;启动信号来后,增量式光电旋转编码器检测曲轴转角值,当其达到设定的初始进气角度 α_0 时,打开进气电磁阀;同时不断实时检测曲轴转角 α 、气缸内气体的压力 p 、气缸内气体温度 T 、排气电磁阀前温度 T_1 和排气电磁阀后温度 T_2 ,控制器根据空气的气体方程和曲轴转角关系按下式计算得到排气压力先验值 p' :

$$p' = p \times [1 + \lambda_1 \times (\frac{T+T_1}{2} - \frac{T+T_1}{2})] \times (\frac{l+r(1-\cos\alpha)-\sqrt{l^2-r^2\sin^2\alpha}}{2r})^n$$

其中 r 为曲柄的长度, l 为连杆的长度, n 为多变系数, T' 为上一循环结束时的气缸内气体温度, T_1' 为上一循环结束时的排气

电磁阀前温度, λ_1 为第一常数因子, 如果当前为第一循环则自动令等温进气关闭项 $A_1 = 1 + \lambda_1 \times \left(\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2} \right) = 1$; 当排气压力先验值 $p' \geq k_1 \times k_2 \times p_{om}$ 时关闭进气电磁阀, 其中 p_{om} 为排气电磁阀的额定开启压力, $k_1 = 0.0012 \sqrt{p_{max} \times p_{min} + 1}$ 为每循环的阈值压力系数, p_{max} 为每循环气缸的最高工作压力, p_{min} 为每循环气缸的最低工作压力, $k_2 = 0.001 \times |T1' - T2'| + 1$ 为排气电磁阀卡涩修正系数, $T1'$ 、 $T2'$ 分别为上一循环的排气电磁阀前温度和排气电磁阀后温度; 此后继续检测曲轴转角 α , 当 α 达到设定的排气阀打开角度 α_1 时, 打开排气电磁阀; 排气电磁阀打开后, 继续检测曲轴转角, 当达到设定的初始进气角度 α_0 时, 进气电磁阀再次打开, 直至当曲轴转角 α 达到排气阀关闭角度 $[1 - \lambda_2 \times \left(\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2} \right)] \times \alpha_2$ 时, 关闭排气电磁阀, 其中 α_2 为人为设定的阈值, $A_2 = 1 - \lambda_2 \times \left(\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2} \right)$ 为等温排气关闭项, λ_2 为第二常数因子, 当处于第一个循环时自动令 $A_2 = 1$, 至此发动机系统完成一个工作循环; 在排气电磁阀开启的时段中, 排气电磁阀至温度调节器的调节阀会根据上一循环的气缸内温度均值和进气电磁阀前后温度反馈值来控制调节阀的开度, 从而调节预热套管和加热套管中的热水温度; 令 $\lambda_1 = 0.0011$, $\lambda_2 = 0.0020$, $h = 10\text{mm}$ 。

2. 根据权利要求1所述的一种节电型大功率煤粉碾磨装置, 其特征是, 进气电磁阀打开的提前量为 $U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$, 排气电磁阀打开的提前量为 $U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$, 排气电磁阀关闭的提前量为 $U_2 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$, 其中 ω 为曲轴的角速度, U_1 、 U_2 分别为先导式电磁阀通电反应时间和断电反应时间, 进气电磁阀和排气电磁阀采用的反应时间相同。

一种节电型大功率煤粉碾磨装置

技术领域

[0001] 本发明涉及燃料处理领域,具体涉及一种节电型大功率煤粉碾磨装置。

背景技术

[0002] 煤粉碾磨是发电领域一个很重要的工序,现在的煤粉碾磨主要有磨辊式、钢球式等,其中钢球式磨是利用钢球的重力作用对煤粉进行碾磨,煤粉的细度如何的效果直接影响到下一道工序的质量。

[0003] 但是,市场上的钢球式煤粉碾磨装置往往存在电耗高、输出扭矩不足、造价高、存在一定废气污染等问题。

发明内容

[0004] 针对上述问题,本发明提供一种节电型大功率煤粉碾磨装置。

[0005] 本发明的目的采用以下技术方案来实现:

[0006] 一种节电型大功率煤粉碾磨装置,其特征是,包括旋转筒、钢球和发动机系统,发动机系统通过曲轴与所述旋转筒的主轴相连,并进而带动旋转筒旋转;所述发动机系统包括空气压缩泵、压缩空气罐、进气电磁阀、发动机、排气电磁阀、换热系统和控制系统,所述压缩空气罐内部分割为设置在上方的高压区和设置在下方的低压区,高压区的一端通过高压入口阀与所述空气压缩泵相连,另一端通过高压出口阀与所述进气电磁阀相连,低压区的一端通过低压入口阀与所述空气压缩泵相连,另一端依次通过单向逆止阀、低压出口阀与所述进气电磁阀相连,进气电磁阀向所述发动机提供高压或低压的压缩空气;所述进气电磁阀和排气电磁阀均为失电常闭式的先导式电磁阀;

[0007] 还包括切换泄压管道,切换泄压管道的一端与所述高压出口阀与所述低压出口阀之间的管道相连,另一端与所述低压区的上部相连,切换泄压管道上设置有泄压电磁阀,当从高压往低压切换时,高压出口阀关闭以后,首先检测高压出口阀后管道上的压力值 p_1 ,并将其与低压区的压力 p_2 比较,当 $p_1 > p_2$ 时,将泄压电磁阀打开,切换泄压阀内的压力迅速泄至低压区内,当检测到 $p_1 \leq p_2$ 时,关闭泄压电磁阀,并打开进气电磁阀;所述切换泄压管道的管径为高压区出口管径的 $1/4$;

[0008] 所述发动机包括气缸、活塞、与活塞相连的曲轴,曲轴包括曲柄、连杆和飞轮,飞轮安装在曲轴的一端;所述排气电磁阀设置在发动机的排气管道上,排气电磁阀后的排气管道分为两路,一路直接排大气或者去制冷系统,另一路通过调节阀进入温度调节器,用于对温度调节器的出口热水温度;所述换热系统包括形式为管式换热器的温度调节器、布置在进气电磁阀左右两侧管道上的预热套管、布置在气缸上的加热套管,温度调节器的加热热源通过热水泵不断向预热套管和加热套管供水,加热后的热水分别经上述两个套管的出口流出;所述气缸的外缸壁上还设置有铝隔板,铝隔板为圆环形,安装在外缸壁与加热套管之间,铝隔板通过多个间隔布置的周向导热固定体固定在外缸壁上,在相邻两个周向导热固定体之间的外缸壁上还间隔设置有3个折向角为 45° 的导流体,所述导流体的高度为周向导

热固定体高度的2/3;铝隔板上交错布置有多个圆形的均流水口,铝隔板的内表面上设置有多个间隔布置的凸块,凸块的高度为铝隔板和外缸壁之间的距离的1/5;所述活塞的上表面还设置有多个向上凸起的圆锥形的柱塞,柱塞的表面上设置有多个相邻螺旋方向相反的螺旋凸起;所述活塞整体呈圆柱形,其中部外表面上设置有一个凹陷的环形槽,环形槽上布置有多个间隔排列的固定孔槽,固定孔槽上固接有软性物,所述软性物穿过活塞与气缸之间的间隙与气缸的外壁接触,相邻两个所述固定孔槽之间的距离为h;

[0009] 所述曲轴的轴端安装有增量式光电旋转编码器,用于将曲轴的转动角度转换为相应的脉冲数,以计数脉冲的形式向气动发动机的控制器提供曲轴的转角 α 数值;所述控制器记录通过压力传感器检测的气缸内的气体压力,以及通过温度传感器检测的气缸内的气体温度、排气电磁阀前温度、排气电磁阀后温度;启动信号来后,增量式光电旋转编码器检测曲轴转角值,当其达到设定的初始进气角度 α_0 时,打开进气电磁阀;同时不断实时检测曲轴转角 α 、气缸内气体的压力 p 、气缸内气体温度 T 、排气电磁阀前温度 $T1$ 和排气电磁阀后温度 $T2$,控制器根据空气的气体方程和曲轴转角关系按下式计算得到排气压力先验值 p' :
$$p' : p' = p \times \left[1 + \lambda_1 \times \left(\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2} \right) \right] \times \left(\frac{l+r(1-\cos\alpha)-\sqrt{l^2-r^2\sin^2\alpha}}{2r} \right)^n$$
,其中 r 为曲柄的长度, l 为连杆的长度, n 为多变系数, T' 为上一循环结束时的气缸内气体温度, $T1'$ 为上一循环结束时的排气电磁阀前温度, λ_1 为第一常数因子,如果当前为第一循环则自动令等温进气关闭项 $A_1 = 1 + \lambda_1 \times \left(\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2} \right) = 1$;当排气压力先验值 $p' \geq k_1 \times k_2 \times p_{om}$ 时关闭进气电磁阀,其中 p_{om} 为排气电磁阀的额定开启压力, $k_1 = 0.0012\sqrt{p_{max} \times p_{min}} + 1$ 为每循环的阈值压力系数, p_{max} 为每循环气缸的最高工作压力, p_{min} 为每循环气缸的最低工作压力, $k_2 = 0.001 \times |T1' - T2'| + 1$ 为排气电磁阀卡涩修正系数, $T1'$ 、 $T2'$ 分别为上一循环的排气电磁阀前温度和排气电磁阀后温度;此后继续检测曲轴转角 α ,当 α 达到设定的排气阀打开角度 α_1 时,打开排气电磁阀;排气电磁阀打开后,继续检测曲轴转角,当达到设定的初始进气角度 α_0 时,进气电磁阀再次打开,直至当曲轴转角 α 达到排气阀关闭角度 $[1 - \lambda_2 \times \left(\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2} \right)] \times \alpha_2$ 时,关闭排气电磁阀,其中 α_2 为人为设定的阈值, $A_2 = 1 - \lambda_2 \times \left(\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2} \right)$ 为等温排气关闭项, λ_2 为第二常数因子,当处于第一个循环时自动令 $A_2 = 1$,至此发动机系统完成一个工作循环;在排气电磁阀开启的时段中,排气电磁阀至温度调节器的调节阀会根据上一循环的气缸内温度均值和进气电磁阀前后温度反馈值来控制调节阀的开度,从而调节预热套管和加热套管中的热水温度;令 $\lambda_1 = 0.0011$, $\lambda_2 = 0.0020$, $h = 10\text{mm}$ 。

[0010] 优选地,进气电磁阀打开的提前量为 $U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$,排气电磁阀打开的提前量为 $U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$,排气电磁阀关闭的提前量为 $U_2 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$,其中 ω 为曲轴的角速度, U_1 、 U_2 分别为先导式电磁阀通电反应时间和断电反应时间,进气电磁阀和排气电磁阀采用的反应时间相同。

[0011] 本煤粉碾磨装置的有益效果为:利用气动发动机代替电机来驱动旋转筒,在不使用大功率电能的情况下同时获得很大的输出力矩;并且设计了一种新型的发动机系统,其可根据转速来选择不同压力的压缩空气,且为了克服从高压气源往低压气源切换的过程中

容易产生“压力真空期”的缺点,巧妙地利用泄压电磁阀和控制器配合保证了发动机的平滑出力;该发动机系统的供气管路不设置减压阀,可以大大减少因为减压导致的能量损失;将气体的准等温膨胀过程和排气压力有机地结合起来,根据每个循环的温度情况和排气压力的先验值来确定进气电磁阀的关闭时间,在不增加额外投资的情况下而仅仅通过修改控制器的算法就可以达到很好的效率提高效果,同时既保证了排气压力实际排气压力大于排气电磁阀的开启阈值,又保证了不会高出阈值过多造成过多的排气损失,而且采用的计算公式可以有效防止气压波动导致的阈值波动过大,进一步防止进气电磁阀关闭时刻的误判断;根据无减压阀的供气方案,考虑到气缸的受压增大、漏气量增大和换热的需要,重新设计了适合的气缸结构,该气缸换热效果强,且承压能力较高,漏气明显减少。

附图说明

[0012] 利用附图对本发明作进一步说明,但附图中的实施例不构成对本发明的任何限制,对于本领域的普通技术人员,在不付出创造性劳动的前提下,还可以根据以下附图获得其它的附图。

[0013] 图1是一种节电型大功率煤粉碾磨装置的整体结构图;

[0014] 图2是发动机系统的结构示意图;

[0015] 图3是气缸成套安装后的截面图;

[0016] 图4是铝隔板的结构示意图;

[0017] 图5是将气缸展开为平面后导流板的示意图;

[0018] 图6是活塞的结构示意图。

[0019] 附图标记:第一五刀滚轴-1;第二五刀滚轴-2;软毛刷-3;空气压缩泵-11;低压入口阀-12;低压出口阀-13;高压入口阀-14;高压出口阀-15;低压区-16;高压区-17;泄压电磁阀-18;预热套管-19;加热套管-20;进气电磁阀-21;排气电磁阀-22;调节阀-23;温度调节器-24;气缸-25;活塞-26;导流体-27;均流水口-28;周向导热固定体-29;凸块-30;环形槽-31;固定孔槽-32;柱塞-33;螺旋凸起-34;软性物-35;铝隔板-36。

具体实施方式

[0020] 结合以下实施例对本发明作进一步描述。

[0021] 实施例1:

[0022] 如图1所示的一种节电型大功率煤粉碾磨装置,包括旋转筒1、钢球2和发动机系统,发动机系统通过曲轴与所述旋转筒1的主轴3相连,并进而带动旋转筒旋转。

[0023] 如图2所示,所述发动机系统包括空气压缩泵2、压缩空气罐、进气电磁阀21、发动机、排气电磁阀22、换热系统和控制系统,所述压缩空气罐内部分割为设置在上方的高压区17和设置在下方的低压区16,高压区17的一端通过高压入口阀14与所述空气压缩泵11相连,另一端通过高压出口阀15与所述进气电磁阀21相连,低压区16的一端通过低压入口阀12与所述空气压缩泵11相连,另一端依次通过单向逆止阀、低压出口阀13与所述进气电磁阀21相连,进气电磁阀21向所述发动机提供高压或低压的压缩空气;所述进气电磁阀21和排气电磁阀22均为失电常闭式的先导式电磁阀。高压区17的压缩空气用于当发动机高速转动时使用,压力范围为15MPa~30MPa,低压区16的压缩空气用于当发动机低速转动时使用,

压力范围为2MPa~10MPa,具体的切换条件可以按实际情况来设定。同时,发明人经研究发现,当高压力的压缩空气切换至低压力的压缩空气时,由于是在进气电磁阀21关闭的状态进行切换的,因此高压出口阀15后的管道内常常会发生憋压的现象,导致低压出口阀12打开之后无法克服管道内的压力出力,进气电磁阀21打开以后往往会有一小段时间的“压力真空期”,导致发动机的出力不平滑,因此还设置有切换泄压管道,切换泄压管道的一端与所述高压出口阀15与所述低压出口阀13之间的管道相连,另一端与所述低压区16的上部相连,切换泄压管道上设置有泄压电磁阀18,当从高压往低压切换时,高压出口阀15关闭以后,控制器首先检测高压出口阀15后管道上的压力值 p_1 ,并将其与低压区16的压力 p_2 比较,当 $p_1 > p_2$ 时,将泄压电磁阀18打开,这时候泄压电磁阀18内的压力迅速泄至低压区16内,当检测到 $p_1 \leq p_2$ 时,关闭泄压电磁阀18。综合考虑到节省成本和泄压效果,将所述切换泄压管道的管径设置为高压区17出口管径的1/4。

[0024] 所述发动机包括气缸25、活塞26、与活塞26相连的曲轴,曲轴包括曲柄、连杆和飞轮,飞轮(图中未示出)安装在曲轴的一端;所述排气电磁阀22设置在发动机的排气管道上,排气电磁阀22后的排气管道分为两路,一路直接排大气或者去制冷系统,另一路通过调节阀23进入温度调节器24,用于对温度调节器24的出口热水温度进行调节,保持气体的膨胀过程尽可能接近等温膨胀过程,以提高发动机的出力。所述换热系统包括形式为管式换热器的温度调节器24、布置在进气电磁阀21左右两侧管道上的预热套管19、布置在气缸25上的加热套管20,设置预热套管20的目的是为了对进入气缸25的压缩空气进行预热,并保证进气电磁阀21前后温差均匀、减小热应力。温度调节器24的加热热源来自太阳能集热器或者其他方便连接(例如室内暖气)的热源,通过热水泵(图中未示出)不断向预热套管19和加热套管20供水,加热后的热水经套管的出口流出。

[0025] 如图3-4所示,所述气缸25的外缸壁上还设置有铝隔板36,铝隔板36为圆环形,安装在外缸壁与加热套管20之间,铝隔板36通过多个间隔布置的周向导热固定体29固定在外缸壁上,导热固定体29除了固定作用外,一方面由于本方案采取的是压缩空气罐后不设置减压阀,因此进气压力很大,周向导热固定体29可以起到强化气缸25强度的作用,另一方面由于导热固定体29采用了导热材料(例如铝铜等金属),可以增强换热。

[0026] 为了直观,图5给出了气缸展开为平面时的示意图,在相邻两个周向导热固定体29之间的外缸壁上还间隔设置有3个折向角为 45° 的导流体27,所述导流体27的高度为周向固定体高度的2/3,导流体27可以有效增长热水在气缸25外壁面的停留时间,提高换热效果。铝隔板36上交错布置有多个圆形的均流水口28,套管中的水从均流水口28进入和流出,设置铝隔板36的目的一来是利用铝金属的导热特性增强换热,二是利用铝隔板36和均流水口28来减缓水流速和均匀流量,以进一步增强换热并尽量使气缸均匀加热;铝隔板36的内表面上设置有多个间隔布置的凸块30,用于对进入的热水产生湍流作用以加强换热,同时凸块30的高度也不宜做得太高,否则容易造成流动死区,相反如果凸块30的高度过低则湍流效果不佳,经反复多次试验,将凸块30的高度设置为铝隔板36和外缸壁之间的距离的1/5。

[0027] 如图6所示,所述活塞26的上表面还设置有多个向上凸起的圆锥形的柱塞33,柱塞33的表面上设置有多个相邻螺旋方向相反的螺旋凸起34,即前一个正向螺旋、后一个反向螺旋,以此类推,柱塞33和螺旋凸起34的目的是对进气气流进行合理组织以通过增加缸内湍流而强化气缸内壁与缸内气体间的对流换热;所述活塞26整体呈圆柱形,其中部外表面

上设置有一个凹陷的环形槽31,环形槽31上布置有多个间隔排列的固定孔槽32,固定孔槽32上固接有软性物35(例如棉花、海绵等),所述软性物35穿过活塞26与气缸25之间的间隙与气缸25的外壁接触,相邻两个所述固定孔槽32之间的距离为h。发明人经研究发现,当采用无减压阀的供气系统时,由于气缸气压的增大,气缸25和活塞26之间的间隙漏气会比带减压阀的系统漏气量更大,因此必须采用特定的设计来减少间隙漏气,以提高发动机的效率。采用棉花、海绵等具有较好气密性的软性物35,以及采用较小的间隔布置,能有效减小气缸和活塞之间的漏气;同时实验表明,由于供气压力较高,软性物35与气缸25之间的摩擦力相对于活塞26的动能来说几乎可以忽略不计,而且间隔布置而非连续布置的软性物35也有效减小了摩擦,从而提高了发动机的效率。

[0028] 所述曲轴的轴端安装有增量式光电旋转编码器(图中未示出),其用于将曲轴的转动角度转换为相应的脉冲数,以计数脉冲的形式向气动发动机的控制器提供曲轴的转角 α 数值;所述控制器记录通过压力传感器检测的气缸25内的气体压力等处的压力值,以及通过温度传感器检测的气缸25内的气体温度、排气电磁阀22前温度、排气电磁阀22后温度等处的温度值。

[0029] 启动信号来后,增量式光电旋转编码器检测曲轴转角值 α ,当其达到设定的初始进气角度 α_0 时,打开进气电磁阀21;同时不断实时检测曲轴转角 α 、气缸25内气体的压力 p 、气缸25内气体温度 T 、排气电磁阀22前温度 T_1 和排气电磁阀22后温度 T_2 ,控制器根据空气的气体方程和曲轴转角关系按下式计算得到排气压力先验值 p' : $p' = p \times [1 + \lambda_1 \times (\frac{T+T_1'}{2} - \frac{T+T_1}{2})] \times (\frac{l+r(1-\cos\alpha) - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2\alpha}}{2r})^n$,其中 r 为曲柄的长度, l 为连杆的长度, n 为多变系数, T' 为上一循环结束时的气缸25内气体温度, T_1' 为上一循环结束时的排气电磁阀22前温度, λ_1 为第一常数因子,如果当前为第一循环则自动令等温进气关闭项 $A_1 = 1 + \lambda_1 \times (\frac{T+T_1'}{2} - \frac{T+T_1}{2}) = 1$ 。如果上一循环和实时测量的温差增大,说明温度减小量增大,则此时 A_1 也增大,通过等温进气关闭项 $A_1 = 1 + \lambda_1 \times (\frac{T+T_1'}{2} - \frac{T+T_1}{2})$ 来提高计算得到的排气压力先验值,进气电磁阀21的关闭时间提前,起到防止过快膨胀、减小温差,使得整体过程更加接近等温膨胀过程进而提高发动机出力的作用。当排气压力先验值 $p' \geq k_1 \times k_2 \times p_{om}$ 时关闭进气电磁阀21,其中 p_{om} 为排气电磁阀22的额定开启压力, $k_1 = 0.0012 \sqrt{p_{max} \times p_{min}} + 1$ 为每循环的阈值压力系数, p_{max} 为每循环气缸25的最高工作压力, p_{min} 为每循环气缸25的最低工作压力,从 k_1 的表达式可以看出根据此方法得出的进气电磁阀21的关闭时刻既保证了实际排气压力大于排气电磁阀22的开启阈值,又保证了不会高出阈值过多造成过多的排气损失,而且可以有效防止气压波动导致的阈值波动过大,进一步防止进气电磁阀21关闭时刻的误判断; $k_2 = 0.001 \times |T_1' - T_2'| + 1$ 为排气电磁阀22卡涩修正系数, T_1' 、 T_2' 分别为上一循环的排气电磁阀22前温度和排气电磁阀22后温度,由于排气电磁阀22处于膨胀过程的末端,很容易发生低温结霜导致卡涩的现象,| $T_1' - T_2'$ |越大表明上一循环中排气电磁阀22的前后温差越大,排气电磁阀22越容易发生结霜而导致卡涩,此时在这一循环中 k_2 自动增大以提高气缸25的进气压力阈值,从而增大排气电磁阀22的入口压力以保证其顺利开启,在第一个循环时自动令 $k_2 = 1$ 。此后继续检测曲轴转角 α ,当 α 达到设定的排气阀打开角度 α_1 时,打开排气

电磁阀22;排气电磁阀22打开后,继续检测曲轴转角,当达到设定的初始进气角度 α_0 时,进气电磁阀22再次打开,直至当曲轴转角 α 达到排气阀关闭角度 $[1 - \lambda_2 \times (\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2})] \times \alpha_2$ 时,关闭排气电磁阀22, α_2 为人为设定的阈值, λ_2 为第二常数因子,通过等温排气关闭项 $A_2 = 1 - \lambda_2 \times (\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2})$ 来起到提前关闭排气电磁阀22的作用,此处假设转角 α 是不断增大的,每转过一圈增加 360° ,由 A_2 的表达式可知其值总是小于1,当温差 $\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2}$ 增大时 A_2 减小,则排气电磁阀22的关闭条件值越低,从而使得曲轴转角 α 能更快到达关闭条件值,当处于第一个循环时自动令 $A_2=1$,至此发动机系统完成一个工作循环;在排气电磁阀22开启的时段中,温度调节器24的调节阀23会根据上一循环的气缸25内温度均值和进气电磁阀21前后温度反馈值来控制调节阀23的开度,从而调节预热套管19和加热套管20中的热水温度。令 $\lambda_1=0.0011$, $\lambda_2=0.0020$, $h=10\text{mm}$ 。

[0030] 优选地,因为电磁阀从通到断或从断到通需要反应时间,所以为了更准确地控制电磁阀的通断时刻,需要在理想位置的基础之上设定一定的提前量,而且这个提前量不能是定值,即其不仅应该与电磁阀的固有反应时间有关,还应该与曲轴的具体角速度 ω (通过转角 α 得到) 有关,实验证明这样的可变提前量能有效地提高电磁阀提前量的精确程度,从而进一步提高发动机系统的效率。因为所用的进排气电磁阀均为失电常闭式电磁阀,所以通电延迟后打开,断电延迟后关闭。设定:曲轴的转动角度用旋转编码器的脉冲发生数度量,0-1023脉冲数目范围与 $0-360^\circ$ 对应。进气电磁阀21打开的理想位置为0 (0°),关闭的理想位置为排气压力先验值与排气电磁阀22开启压力相等的位置;排气电磁阀22打开的理想位置为512 (180°),关闭的理想位置为0 (0°)。则进排气电磁阀的通断电位置应该比理想动作位置有所提前,提前的量可由电磁阀的通电、断电反应时间和曲轴的转速按以下各式计算得到:进气电磁阀21打开的提前量为 $U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$,排气电磁阀22打开的提前量为 $U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$,排气电磁阀22关闭的提前量为 $U_2 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$,其中 ω 为曲轴的角速度, U_1 、 U_2 分别为先导式电磁阀通电反应时间和断电反应时间,进气电磁阀21和排气电磁阀22采用的反应时间相同,单位:ms。

[0031] 在此实施例的煤粉碾磨装置中,利用气动发动机代替电机来驱动旋转筒,在不使用大功率电能的情况下同时获得很大的输出力矩;利用气动发动机代替电机来驱动滚轴,可以获得更大的输出力矩;并且设计了一种新型的发动机系统,其可根据转速来选择不同压力的压缩空气,且为了克服从高压气源往低压气源切换的过程中容易产生“压力真空期”的缺点,巧妙地利用泄压电磁阀18和控制器配合保证了发动机的平滑出力;该发动机系统的供气管路不设置减压阀,可以大大减少因为减压导致的能量损失;将气体的准等温膨胀过程和排气压力有机地结合起来,根据每个循环的温度情况和排气压力的先验值来确定进气电磁阀21的关闭时间,在不增加额外投资的情况下而仅仅通过修改控制器的算法就可以达到很好的效率提高效果,同时既保证了排气压力实际排气压力大于排气电磁阀22的开启阈值,又保证了不会高出阈值过多造成过多的排气损失,而且采用的计算公式可以有效防止气压波动导致的阈值波动过大,进一步防止进气电磁阀21关闭时刻的误判断;根据无减压阀的供气方案,考虑到气缸25的受压增大、漏气量增大和换热的需要,重新设计了适合的

气缸结构,该气缸换热效果强,且承压能力较高,漏气明显减少,令 $\lambda_1=0.0011$, $\lambda_2=0.0020$, $h=10\text{mm}$,实验表明其整体效率较未经改造前提高了5%,漏气量减少了7%,取得了意想不到的效果。

[0032] 实施例2:

[0033] 如图1所示的一种节电型大功率煤粉碾磨装置,包括旋转筒1、钢球2和发动机系统,发动机系统通过曲轴与所述旋转筒1的主轴3相连,并进而带动旋转筒旋转。

[0034] 如图2所示,所述发动机系统包括空气压缩泵2、压缩空气罐、进气电磁阀21、发动机、排气电磁阀22、换热系统和控制系统,所述压缩空气罐内部分割为设置在上方的高压区17和设置在下方的低压区16,高压区17的一端通过高压入口阀14与所述空气压缩泵11相连,另一端通过高压出口阀15与所述进气电磁阀21相连,低压区16的一端通过低压入口阀12与所述空气压缩泵11相连,另一端依次通过单向逆止阀、低压出口阀13与所述进气电磁阀21相连,进气电磁阀21向所述发动机提供高压或低压的压缩空气;所述进气电磁阀21和排气电磁阀22均为失电常闭式的先导式电磁阀。高压区17的压缩空气用于当发动机高速转动时使用,压力范围为 $15\text{MPa}\sim 30\text{MPa}$,低压区16的压缩空气用于当发动机低速转动时使用,压力范围为 $2\text{MPa}\sim 10\text{MPa}$,具体的切换条件可以按实际情况来设定。同时,发明人经研究发现,当高压力的压缩空气切换至低压力的压缩空气时,由于是在进气电磁阀21关闭的状态进行切换的,因此高压出口阀15后的管道内常常会发生憋压的现象,导致低压出口阀12打开之后无法克服管道内的压力出力,进气电磁阀21打开以后往往会有一小段时间的“压力真空期”,导致发动机的出力不平滑,因此还设置有切换泄压管道,切换泄压管道的一端与所述高压出口阀15与所述低压出口阀13之间的管道相连,另一端与所述低压区16的上部相连,切换泄压管道上设置有泄压电磁阀18,当从高压往低压切换时,高压出口阀15关闭以后,控制器首先检测高压出口阀15后管道上的压力值 p_1 ,并将其与低压区16的压力 p_2 比较,当 $p_1 > p_2$ 时,将泄压电磁阀18打开,这时候泄压电磁阀18内的压力迅速泄至低压区16内,当检测到 $p_1 \leq p_2$ 时,关闭泄压电磁阀18。综合考虑到节省成本和泄压效果,将所述切换泄压管道的管径设置为高压区17出口管径的 $1/4$ 。

[0035] 所述发动机包括气缸25、活塞26、与活塞26相连的曲轴,曲轴包括曲柄、连杆和飞轮,飞轮(图中未示出)安装在曲轴的一端;所述排气电磁阀22设置在发动机的排气管道上,排气电磁阀22后的排气管道分为两路,一路直接排大气或者去制冷系统,另一路通过调节阀23进入温度调节器24,用于对温度调节器24的出口热水温度进行调节,保持气体的膨胀过程尽可能接近等温膨胀过程,以提高发动机的出力。所述换热系统包括形式为管式换热器的温度调节器24、布置在进气电磁阀21左右两侧管道上的预热套管19、布置在气缸25上的加热套管20,设置预热套管20的目的是为了对进入气缸25的压缩空气进行预热,并保证进气电磁阀21前后温差均匀、减小热应力。温度调节器24的加热热源来自太阳能集热器或者其他方便连接(例如室内暖气)的热源,通过热水泵(图中未示出)不断向预热套管19和加热套管20供水,加热后的热水经套管的出口流出。

[0036] 如图3-4所示,所述气缸25的外缸壁上还设置有铝隔板36,铝隔板36为圆环形,安装在外缸壁与加热套管20之间,铝隔板36通过多个间隔布置的周向导热固定体29固定在外缸壁上,导热固定体29除了固定作用外,一方面由于本方案采取的是压缩空气罐后不设置减压阀,因此进气压力很大,周向导热固定,29可以起到强化气缸25强度的作用,另一方面

由于导热固定体29采用了导热材料(例如铝铜等金属),可以增强换热。

[0037] 为了直观,图5给出了气缸展开为平面时的示意图,在相邻两个周向导热固定体29之间的外缸壁上还间隔设置有3个折向角为45°的导流体27,所述导流体27的高度为周向导热固定体高度的2/3,导流体27可以有效增长热水在气缸25外壁面的停留时间,提高换热效果。铝隔板36上交错布置有多个圆形的均流水口28,套管中的水从均流水口28进入和流出,设置铝隔板36的目的一来是利用铝金属的导热特性增强换热,二是利用铝隔板36和均流水口28来减缓水流速和均匀流量,以进一步增强换热并尽量使气缸均匀加热;铝隔板36的内表面上设置有多个间隔布置的凸块30,用于对进入的热水产生湍流作用以加强换热,同时凸块30的高度也不宜做得太高,否则容易造成流动死区,相反如果凸块30的高度过低则湍流效果不佳,经反复多次试验,将凸块30的高度设置为铝隔板36和外缸壁之间的距离的1/5。

[0038] 如图6所示,所述活塞26的上表面还设置有多个向上凸起的圆锥形的柱塞33,柱塞33的表面上设置有多个相邻螺旋方向相反的螺旋凸起34,即前一个正向螺旋、后一个反向螺旋,以此类推,柱塞33和螺旋凸起34的目的是对进气气流进行合理组织以通过增加缸内湍流而强化气缸内壁与缸内气体间的对流换热;所述活塞26整体呈圆柱形,其中部外表面上设置有一个凹陷的环形槽31,环形槽31上布置有多个间隔排列的固定孔槽32,固定孔槽32上固接有软性物35(例如棉花、海绵等),所述软性物35穿过活塞26与气缸25之间的间隙与气缸25的外壁接触,相邻两个所述固定孔槽32之间的距离为h。发明人经研究发现,当采用无减压阀的供气系统时,由于气缸气压的增大,气缸25和活塞26之间的间隙漏气会比带减压阀的系统漏气量更大,因此必须采用特定的设计来减少间隙漏气,以提高发动机的效率。采用棉花、海绵等具有较好气密性的软性物35,以及采用较小的间隔布置,能有效减小气缸和活塞之间的漏气;同时实验表明,由于供气压力较高,软性物35与气缸25之间的摩擦力相对于活塞26的动能来说几乎可以忽略不计,而且间隔布置而非连续布置的软性物35也有效减小了摩擦,从而提高了发动机的效率。

[0039] 所述曲轴的轴端安装有增量式光电旋转编码器(图中未示出),其用于将曲轴的转动角度转换为相应的脉冲数,以计数脉冲的形式向气动发动机的控制器提供曲轴的转角 α 数值;所述控制器记录通过压力传感器检测的气缸25内的气体压力等处的压力值,以及通过温度传感器检测的气缸25内的气体温度、排气电磁阀22前温度、排气电磁阀22后温度等处的温度值。

[0040] 启动信号来后,增量式光电旋转编码器检测曲轴转角值 α ,当其达到设定的初始进气角度 α_0 时,打开进气电磁阀21;同时不断实时检测曲轴转角 α 、气缸25内气体的压力p、气缸25内气体温度T、排气电磁阀22前温度T1和排气电磁阀22后温度T2,控制器根据空气的气体方程和曲轴转角关系按下式计算得到排气压力先验值 p' : $p' = p \times [1 + \lambda_1 \times (\frac{T+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2})] \times (\frac{l+r(1-\cos\alpha)-\sqrt{l^2-r^2\sin^2\alpha}}{2r})^n$,其中r为曲柄的长度,l为连杆的长度,n为多变系数,T'为上一循环结束时的气缸25内气体温度,T1'为上一循环结束时的排气电磁阀22前温度, λ_1 为第一常数因子,如果当前为第一循环则自动令等温进气关闭项 $A_1 = 1 + \lambda_1 \times (\frac{T+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2}) = 1$ 。如果上一循环和实时测量的温差增大,说明温度减小量增大,则此时 A_1 也增大,通

过等温进气关闭项 $A_1 = 1 + \lambda_1 \times \left(\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2} \right)$ 来提高计算得到的排气压力先验值, 进气电磁阀21的关闭时间提前, 起到防止过快膨胀、减小温差, 使得整体过程更加接近等温膨胀过程进而提高发动机出力的作用。当排气压力先验值 $p' \geq k_1 \times k_2 \times p_{om}$ 时关闭进气电磁阀21, 其中 p_{om} 为排气电磁阀22的额定开启压力, $k_1 = 0.0012 \sqrt{p_{max} \times p_{min} + 1}$ 为每循环的阀值压力系数, p_{max} 为每循环气缸25的最高工作压力, p_{min} 为每循环气缸25的最低工作压力, 从 k_1 的表达式可以看出根据此方法得出的进气电磁阀21的关闭时刻既保证了实际排气压力大于排气电磁阀22的开启阀值, 又保证了不会高出阀值过多造成过多的排气损失, 而且可以有效防止气压波动导致的阀值波动过大, 进一步防止进气电磁阀21关闭时刻的误判断; $k_2 = 0.001 \times |T1' - T2'| + 1$ 为排气电磁阀22卡涩修正系数, $T1'$ 、 $T2'$ 分别为上一循环的排气电磁阀22前温度和排气电磁阀22后温度, 由于排气电磁阀2处于膨胀过程的末端, 很容易发生低温结霜导致卡涩的现象, $|T1' - T2'|$ 越大表明上一循环中排气电磁阀22的前后温差越大, 排气电磁阀22越容易发生结霜而导致卡涩, 此时在这一循环中 k_2 自动增大以提高气缸25的进气压力阀值, 从而增大排气电磁阀22的入口压力以保证其顺利开启, 在第一个循环时自动令 $k_2 = 1$ 。此后继续检测曲轴转角 α , 当 α 达到设定的排气阀打开角度 α_1 时, 打开排气电磁阀22; 排气电磁阀22打开后, 继续检测曲轴转角, 当达到设定的初始进气角度 α_0 时, 进气电磁阀22再次打开, 直至当曲轴转角 α 达到排气阀关闭角度 $[1 - \lambda_2 \times \left(\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2} \right)] \times \alpha_2$ 时, 关闭排气电磁阀22, α_2 为人为设定的阀值, λ_2 为第二常数因子, 通过等温排气关闭项 $A_2 = 1 - \lambda_2 \times \left(\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2} \right)$ 来起到提前关闭排气电磁阀22的作用, 此处假设转角 α 是不断增大的, 每转过一圈增加 360° , 由 A_2 的表达式可知其值总是小于1, 当温差 $\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2}$ 增大时 A_2 减小, 则排气电磁阀22的关闭条件值越低, 从而使得曲轴转角 α 能更快到达关闭条件值, 当处于第一个循环时自动令 $A_2 = 1$, 至此发动机系统完成一个工作循环; 在排气电磁阀22开启的时段中, 温度调节器24的调节阀23会根据上一循环的气缸25内温度均值和进气电磁阀21前后温度反馈值来控制调节阀23的开度, 从而调节预热套管19和加热套管20中的热水温度。令 $\lambda_1 = 0.0013$, $\lambda_2 = 0.0022$, $h = 9\text{mm}$ 。

[0041] 优选地, 因为电磁阀从通到断或从断到通需要反应时间, 所以为了更准确地控制电磁阀的通断时刻, 需要在理想位置的基础之上设定一定的提前量, 而且这个提前量不能是定值, 即其不仅应该与电磁阀的固有反应时间有关, 还应该与曲轴的具体角速度 ω (通过转角 α 得到) 有关, 实验证明这样的可变提前量能有效地提高电磁阀提前量的精确程度, 从而进一步提高发动机系统的效率。因为所用的进排气电磁阀均为失电常闭式电磁阀, 所以通电延迟后打开, 断电延迟后关闭。设定: 曲轴的转动角度用旋转编码器的脉冲发生数度量, 0-1023脉冲数目范围与 $0-360^\circ$ 对应。进气电磁阀21打开的理想位置为0 (0°), 关闭的理想位置为排气压力先验值与排气电磁阀22开启压力相等的位置; 排气电磁阀22打开的理想位置为512 (180°), 关闭的理想位置为0 (0°)。则进排气电磁阀的通断电位置应该比理想动作位置有所提前, 提前的量可由电磁阀的通电、断电反应时间和曲轴的转速按以下各式计算得到: 进气电磁阀21打开的提前量为 $U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$, 排气电磁阀22打开的提前量为

$U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$, 排气电磁阀22关闭的提前量为 $U_2 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$, 其中 ω 为曲轴的角速度, U_1 、 U_2 分别为先导式电磁阀通电反应时间和断电反应时间, 进气电磁阀21和排气电磁阀22采用的反应时间相同, 单位:ms。

[0042] 在此实施例的煤粉碾磨装置中, 在不使用大功率电能的情况下同时获得很大的输出力矩; 利用气动发动机代替电机来驱动滚轴, 可以获得更大的输出力矩; 并且设计了一种新型的发动机系统, 其可根据转速来选择不同压力的压缩空气, 且为了克服从高压气源往低压气源切换的过程中容易产生“压力真空期”的缺点, 巧妙地利用泄压电磁阀18和控制器配合保证了发动机的平滑出力; 该发动机系统的供气管路不设置减压阀, 可以大大减少因为减压导致的能量损失; 将气体的准等温膨胀过程和排气压力有机地结合起来, 根据每个循环的温度情况和排气压力的先验值来确定进气电磁阀21的关闭时间, 在不增加额外投资的情况下而仅仅通过修改控制器的算法就可以达到很好的效率提高效果, 同时既保证了排气压力实际排气压力大于排气电磁阀22的开启阈值, 又保证了不会高出阈值过多造成过多的排气损失, 而且采用的计算公式可以有效防止气压波动导致的阈值波动过大, 进一步防止进气电磁阀21关闭时刻的误判断; 根据无减压阀的供气方案, 考虑到气缸25的受压增大、漏气量增大和换热的需要, 重新设计了适合的气缸结构, 该气缸换热效果强, 且承压能力较高, 漏气明显减少, 令 $\lambda_1=0.0013$, $\lambda_2=0.0022$, $h=9\text{mm}$, 实验表明其整体效率较未经改造前提高了5.8%, 漏气量减少了8.1%, 取得了意想不到的效果。

[0043] 实施例3:

[0044] 如图1所示的一种节电型大功率煤粉碾磨装置, 包括旋转筒1、钢球2和发动机系统, 发动机系统通过曲轴与所述旋转筒1的主轴3相连, 并进而带动旋转筒旋转。

[0045] 如图2所示, 所述发动机系统包括空气压缩泵2、压缩空气罐、进气电磁阀21、发动机、排气电磁阀22、换热系统和控制系统, 所述压缩空气罐内部分割为设置在上方的高压区17和设置在下方的低压区16, 高压区17的一端通过高压入口阀14与所述空气压缩泵11相连, 另一端通过高压出口阀15与所述进气电磁阀21相连, 低压区16的一端通过低压入口阀12与所述空气压缩泵11相连, 另一端依次通过单向逆止阀、低压出口阀13与所述进气电磁阀21相连, 进气电磁阀21向所述发动机提供高压或低压的压缩空气; 所述进气电磁阀21和排气电磁阀22均为失电常闭式的先导式电磁阀。高压区17的压缩空气用于当发动机高速转动时使用, 压力范围为15MPa~30MPa, 低压区16的压缩空气用于当发动机低速转动时使用, 压力范围为2MPa~10MPa, 具体的切换条件可以按实际情况来设定。同时, 发明人经研究发现, 当高压力的压缩空气切换至低压力的压缩空气时, 由于是在进气电磁阀21关闭的状态进行切换的, 因此高压出口阀15后的管道内常常会发生憋压的现象, 导致低压出口阀12打开之后无法克服管道内的压力出力, 进气电磁阀21打开以后往往会有一小段时间的“压力真空期”, 导致发动机的出力不平滑, 因此还设置有切换泄压管道, 切换泄压管道的一端与所述高压出口阀15与所述低压出口阀13之间的管道相连, 另一端与所述低压区16的上部相连, 切换泄压管道上设置有泄压电磁阀18, 当从高压往低压切换时, 高压出口阀15关闭以后, 控制器首先检测高压出口阀15后管道上的压力值 p_1 , 并将其与低压区16的压力 p_2 比较, 当 $p_1 > p_2$ 时, 将泄压电磁阀18打开, 这时候泄压电磁阀18内的压力迅速泄至低压区16内, 当检测到 $p_1 \leq p_2$ 时, 关闭泄压电磁阀18。综合考虑到节省成本和泄压效果, 将所述切换泄压管道的管径设置为高压区17出口管径的1/4。

[0046] 所述发动机包括气缸25、活塞26、与活塞26相连的曲轴，曲轴包括曲柄、连杆和飞轮，飞轮(图中未示出)安装在曲轴的一端；所述排气电磁阀22设置在发动机的排气管道上，排气电磁阀22后的排气管道分为两路，一路直接排大气或者去制冷系统，另一路通过调节阀23进入温度调节器24，用于对温度调节器24的出口热水温度进行调节，保持气体的膨胀过程尽可能接近等温膨胀过程，以提高发动机的出力。所述换热系统包括形式为管式换热器的温度调节器24、布置在进气电磁阀21左右两侧管道上的预热套管19、布置在气缸25上的加热套管20，设置预热套管20的目的是为了对进入气缸25的压缩空气进行预热，并保证进气电磁阀21前后温差均匀、减小热应力。温度调节器24的加热热源来自太阳能集热器或者其他方便连接(例如室内暖气)的热源，通过热水泵(图中未示出)不断向预热套管19和加热套管20供水，加热后的热水经套管的出口流出。

[0047] 如图3-4所示，所述气缸25的外缸壁上还设置有铝隔板36，铝隔板36为圆环形，安装在外缸壁与加热套管20之间，铝隔板36通过多个间隔布置的周向导热固定体29固定在外缸壁上，导热固定体29除了固定作用外，一方面由于本方案采取的是压缩空气罐后不设置减压阀，因此进气压力很大，周向导热固定，29可以起到强化气缸25强度的作用，另一方面由于导热固定体29采用了导热材料(例如铝铜等金属)，可以增强换热。

[0048] 为了直观，图5给出了气缸展开为平面时的示意图，在相邻两个周向导热固定体29之间的外缸壁上还间隔设置有3个折角为 45° 的导流体27，所述导流体27的高度为周向固定体高度的 $2/3$ ，导流体27可以有效增长热水在气缸25外壁面的停留时间，提高换热效果。铝隔板36上交错布置有多个圆形的均流水口28，套管中的水从均流水口28进入和流出，设置铝隔板36的目的一来是利用铝金属的导热特性增强换热，二是利用铝隔板36和均流水口28来减缓水流速和均匀流量，以进一步增强换热并尽量使气缸均匀加热；铝隔板36的内表面上设置有多个间隔布置的凸块30，用于对进入的热水产生湍流作用以加强换热，同时凸块30的高度也不宜做得太高，否则容易造成流动死区，相反如果凸块30的高度过低则湍流效果不佳，经反复多次试验，将凸块30的高度设置为铝隔板36和外缸壁之间的距离的 $1/5$ 。

[0049] 如图6所示，所述活塞26的上表面还设置有多个向上凸起的圆锥形的柱塞33，柱塞33的表面上设置有多个相邻螺旋方向相反的螺旋凸起34，即前一个正向螺旋、后一个反向螺旋，以此类推，柱塞33和螺旋凸起34的目的是对进气气流进行合理组织以通过增加缸内湍流而强化气缸内壁与缸内气体间的对流换热；所述活塞26整体呈圆柱形，其中部外表面上设置有一个凹陷的环形槽31，环形槽31上布置有多个间隔排列的固定孔槽32，固定孔槽32上固接有软性物35(例如棉花、海绵等)，所述软性物35穿过活塞26与气缸25之间的间隙与气缸25的外壁接触，相邻两个所述固定孔槽32之间的距离为 h 。发明人经研究发现，当采用无减压阀的供气系统时，由于气缸气压的增大，气缸25和活塞26之间的间隙漏气会比带减压阀的系统漏气量更大，因此必须采用特定的设计来减少间隙漏气，以提高发动机的效率。采用棉花、海绵等具有较好气密性的软性物35，以及采用较小的间隔布置，能有效减小气缸和活塞之间的漏气；同时实验表明，由于供气压力较高，软性物35与气缸25之间的摩擦力相对于活塞26的动能来说几乎可以忽略不计，而且间隔布置而非连续布置的软性物35也有效减小了摩擦，从而提高了发动机的效率。

[0050] 所述曲轴的轴端安装有增量式光电旋转编码器(图中未示出)，其用于将曲轴的转动角度转换为相应的脉冲数，以计数脉冲的形式向气动发动机的控制器提供曲轴的转角 α

数值;所述控制器记录通过压力传感器检测的气缸25内的气体压力等处的压力值,以及通过温度传感器检测的气缸25内的气体温度、排气电磁阀22前温度、排气电磁阀22后温度等处的温度值。

[0051] 启动信号来后,增量式光电旋转编码器检测曲轴转角 α ,当其达到设定的初始进气角度 α_0 时,打开进气电磁阀21;同时不断实时检测曲轴转角 α 、气缸25内气体的压力 p 、气缸25内气体温度 T 、排气电磁阀22前温度 T_1 和排气电磁阀22后温度 T_2 ,控制器根据空气的气体方程和曲轴转角关系按下式计算得到排气压力先验值 p' : $p' = p \times [1 + \lambda_1 \times (\frac{T'+T_1'}{2} - \frac{T+T_1}{2})] \times (\frac{l+r(1-\cos\alpha)-\sqrt{l^2-r^2\sin^2\alpha}}{2r})^n$,其中 r 为曲柄的长度, l 为连杆的长度, n 为多变系数, T' 为上一循环结束时的气缸25内气体温度, T_1' 为上一循环结束时的排气电磁阀22前温度, λ_1 为第一常数因子,如果当前为第一循环则自动令等温进气关闭项 $A_1 = 1 + \lambda_1 \times (\frac{T'+T_1'}{2} - \frac{T+T_1}{2}) = 1$ 。如果上一循环和实时测量的温差增大,说明温度减小量增大,则此时 A_1 也增大,通过等温进气关闭项 $A_1 = 1 + \lambda_1 \times (\frac{T'+T_1'}{2} - \frac{T+T_1}{2})$ 来提高计算得到的排气压力先验值,进气电磁阀21的关闭时间提前,起到防止过快膨胀、减小温差,使得整体过程更加接近等温膨胀过程进而提高发动机出力的作用。当排气压力先验值 $p' \geq k_1 \times k_2 \times p_{om}$ 时关闭进气电磁阀21,其中 p_{om} 为排气电磁阀22的额定开启压力, $k_1 = 0.0012\sqrt{p_{max} \times p_{min}} + 1$ 为每循环的阈值压力系数, p_{max} 为每循环气缸25的最高工作压力, p_{min} 为每循环气缸25的最低工作压力,从 k_1 的表达式可以看出根据此方法得出的进气电磁阀21的关闭时刻既保证了实际排气压力大于排气电磁阀22的开启阈值,又保证了不会高出阈值过多造成过多的排气损失,而且可以有效防止气压波动导致的阈值波动过大,进一步防止进气电磁阀21关闭时刻的误判断; $k_2 = 0.001 \times |T_1' - T_2'| + 1$ 为排气电磁阀22卡涩修正系数, T_1' 、 T_2' 分别为上一循环的排气电磁阀22前温度和排气电磁阀22后温度,由于排气电磁阀22处于膨胀过程的末端,很容易发生低温结霜导致卡涩的现象, $|T_1' - T_2'|$ 越大表明上一循环中排气电磁阀22的前后温差越大,排气电磁阀22越容易发生结霜而导致卡涩,此时在这一循环中 k_2 自动增大以提高气缸25的进气压力阈值,从而增大排气电磁阀22的入口压力以保证其顺利开启,在第一个循环时自动令 $k_2 = 1$ 。此后继续检测曲轴转角 α ,当 α 达到设定的排气阀打开角度 α_1 时,打开排气电磁阀22;排气电磁阀22打开后,继续检测曲轴转角,当达到设定的初始进气角度 α_0 时,进气电磁阀22再次打开,直至当曲轴转角 α 达到排气阀关闭角度 $[1 - \lambda_2 \times (\frac{T'+T_1'}{2} - \frac{T+T_1}{2})] \times \alpha_2$ 时,关闭排气电磁阀22, α_2 为人为设定的阈值, λ_2 为第二常数因子,通过等温排气关闭项 $A_2 = 1 - \lambda_2 \times (\frac{T'+T_1'}{2} - \frac{T+T_1}{2})$ 来起到提前关闭排气电磁阀22的作用,此处假设转角 α 是不断增大的,每转过一圈增加 360° ,由 A_2 的表达式可知其值总是小于1,当温差 $\frac{T'+T_1'}{2} - \frac{T+T_1}{2}$ 增大时 A_2 减小,则排气电磁阀22的关闭条件值越低,从而使得曲轴转角 α 能更快到达关闭条件值,当处于第一个循环时自动令 $A_2 = 1$,至此发动机系统完成一个工作循环;在排气电磁阀22开启的时段中,温度调节器24的调节阀23会根据上一循环的气缸25内温度均值和进气电磁阀21前后温度反馈值来控制调节阀23的开度,从而调节预热套管19和加热套管20中的热

水温度。令 $\lambda_1=0.0015$, $\lambda_2=0.0024$, $h=8\text{mm}$ 。

[0052] 优选地,因为电磁阀从通到断或从断到通需要反应时间,所以为了更准确地控制电磁阀的通断时刻,需要在理想位置的基础之上设定一定的提前量,而且这个提前量不能是定值,即其不仅应该与电磁阀的固有反应时间有关,还应该与曲轴的具体角速度 ω (通过转角 α 得到)有关,实验证明这样的可变提前量能有效地提高电磁阀提前量的精确程度,从而进一步提高发动机系统的效率。因为所用的进排气电磁阀均为失电常闭式电磁阀,所以通电延迟后打开,断电延迟后关闭。设定:曲轴的转动角度用旋转编码器的脉冲发生数度量,0-1023脉冲数目范围与0-360°对应。进气电磁阀21打开的理想位置为0(0°),关闭的理想位置为排气压力先验值与排气电磁阀22开启压力相等的位置;排气电磁阀22打开的理想位置为512(180°),关闭的理想位置为0(0°)。则进排气电磁阀的通断电位置应该比理想动作位置有所提前,提前的量可由电磁阀的通电、断电反应时间和曲轴的转速按以下各式计算得到:进气电磁阀21打开的提前量为 $U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$,排气电磁阀22打开的提前量为 $U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$,排气电磁阀22关闭的提前量为 $U_2 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$,其中 ω 为曲轴的角速度, U_1 、 U_2 分别为先导式电磁阀通电反应时间和断电反应时间,进气电磁阀21和排气电磁阀22采用的反应时间相同,单位:ms。

[0053] 在此实施例的煤粉碾磨装置中,在不使用大功率电能的情况下同时获得很大的输出力矩;利用气动发动机代替电机来驱动滚轴,可以获得更大的输出力矩;并且设计了一种新型的发动机系统,其可根据转速来选择不同压力的压缩空气,且为了克服从高压气源往低压气源切换的过程中容易产生“压力真空期”的缺点,巧妙地利用泄压电磁阀18和控制器配合保证了发动机的平滑出力;该发动机系统的供气管路不设置减压阀,可以大大减少因为减压导致的能量损失;将气体的准等温膨胀过程和排气压力有机地结合起来,根据每个循环的温度情况和排气压力的先验值来确定进气电磁阀21的关闭时间,在不增加额外投资的情况下而仅仅通过修改控制器的算法就可以达到很好的效率提高效果,同时既保证了排气压力实际排气压力大于排气电磁阀22的开启阈值,又保证了不会高出阈值过多造成过多的排气损失,而且采用的计算公式可以有效防止气压波动导致的阈值波动过大,进一步防止进气电磁阀21关闭时刻的误判断;根据无减压阀的供气方案,考虑到气缸25的受压增大、漏气量增大和换热的需要,重新设计了适合的气缸结构,该气缸换热效果强,且承压能力较高,漏气明显减少,令 $\lambda_1=0.0015$, $\lambda_2=0.0024$, $h=8\text{mm}$,实验表明其整体效率较未经改造前提高了6.0%,漏气量减少了8.8%,取得了意想不到的效果。

[0054] 实施例4:

[0055] 如图1所示的一种节电型大功率煤粉碾磨装置,包括旋转筒1、钢球2和发动机系统,发动机系统通过曲轴与所述旋转筒1的主轴3相连,并进而带动旋转筒旋转。

[0056] 如图2所示,所述发动机系统包括空气压缩泵2、压缩空气罐、进气电磁阀21、发动机、排气电磁阀22、换热系统和控制系统,所述压缩空气罐内部分割为设置在上方的高压区17和设置在下方的低压区16,高压区17的一端通过高压入口阀14与所述空气压缩泵11相连,另一端通过高压出口阀15与所述进气电磁阀21相连,低压区16的一端通过低压入口阀12与所述空气压缩泵11相连,另一端依次通过单向逆止阀、低压出口阀13与所述进气电磁阀21相连,进气电磁阀21向所述发动机提供高压或低压的压缩空气;所述进气电磁阀21和

排气电磁阀22均为失电常闭式的先导式电磁阀。高压区17的压缩空气用于当发动机高速转动时使用,压力范围为15MPa~30MPa,低压区16的压缩空气用于当发动机低速转动时使用,压力范围为2MPa~10MPa,具体的切换条件可以按实际情况来设定。同时,发明人经研究发现,当高压力的压缩空气切换至低压力的压缩空气时,由于是在进气电磁阀21关闭的状态进行切换的,因此高压出口阀15后的管道内常常会发生憋压的现象,导致低压出口阀12打开之后无法克服管道内的压力出力,进气电磁阀21打开以后往往会有一小段时间的“压力真空期”,导致发动机的出力不平滑,因此还设置有切换泄压管道,切换泄压管道的一端与所述高压出口阀15与所述低压出口阀13之间的管道相连,另一端与所述低压区16的上部相连,切换泄压管道上设置有泄压电磁阀18,当从高压往低压切换时,高压出口阀15关闭以后,控制器首先检测高压出口阀15后管道上的压力值 p_1 ,并将其与低压区16的压力 p_2 比较,当 $p_1 > p_2$ 时,将泄压电磁阀18打开,这时候泄压电磁阀18内的压力迅速泄至低压区16内,当检测到 $p_1 \leq p_2$ 时,关闭泄压电磁阀18。综合考虑到节省成本和泄压效果,将所述切换泄压管道的管径设置为高压区17出口管径的 $1/4$ 。

[0057] 所述发动机包括气缸25、活塞26、与活塞26相连的曲轴,曲轴包括曲柄、连杆和飞轮,飞轮(图中未示出)安装在曲轴的一端;所述排气电磁阀22设置在发动机的排气管道上,排气电磁阀22后的排气管道分为两路,一路直接排大气或者去制冷系统,另一路通过调节阀23进入温度调节器24,用于对温度调节器24的出口热水温度进行调节,保持气体的膨胀过程尽可能接近等温膨胀过程,以提高发动机的出力。所述换热系统包括形式为管式换热器的温度调节器24、布置在进气电磁阀21左右两侧管道上的预热套管19、布置在气缸25上的加热套管20,设置预热套管20的目的是为了对进入气缸25的压缩空气进行预热,并保证进气电磁阀21前后温差均匀、减小热应力。温度调节器24的加热热源来自太阳能集热器或者其他方便连接(例如室内暖气)的热源,通过热水泵(图中未示出)不断向预热套管19和加热套管20供水,加热后的热水经套管的出口流出。

[0058] 如图3-4所示,所述气缸25的外缸壁上还设置有铝隔板36,铝隔板36为圆环形,安装在外缸壁与加热套管20之间,铝隔板36通过多个间隔布置的周向导热固定体29固定在外缸壁上,导热固定体29除了固定作用外,一方面由于本方案采取的是压缩空气罐后不设置减压阀,因此进气压力很大,周向导热固定,29可以起到强化气缸25强度的作用,另一方面由于导热固定体29采用了导热材料(例如铝铜等金属),可以增强换热。

[0059] 为了直观,图5给出了气缸展开为平面时的示意图,在相邻两个周向导热固定体29之间的外缸壁上还间隔设置有3个折角为 45° 的导流体27,所述导流体27的高度为周向导热固定体高度的 $2/3$,导流体27可以有效增长热水在气缸25外壁面的停留时间,提高换热效果。铝隔板36上交错布置有多个圆形的均流水口28,套管中的水从均流水口28进入和流出,设置铝隔板36的目的一来是利用铝金属的导热特性增强换热,二是利用铝隔板36和均流水口28来减缓水流速和均匀流量,以进一步增强换热并尽量使气缸均匀加热;铝隔板36的内表面上设置有多个间隔布置的凸块30,用于对进入的热水产生湍流作用以加强换热,同时凸块30的高度也不宜做得太高,否则容易造成流动死区,相反如果凸块30的高度过低则湍流效果不佳,经反复多次试验,将凸块30的高度设置为铝隔板36和外缸壁之间的距离的 $1/5$ 。

[0060] 如图6所示,所述活塞26的上表面还设置有多个向上凸起的圆锥形的柱塞33,柱塞33的表面上设置有多个相邻螺旋方向相反的螺旋凸起34,即前一个正向螺旋、后一个反向

螺旋,以此类推,柱塞33和螺旋凸起34的目的是对进气气流进行合理组织以通过增加缸内湍流而强化气缸内壁与缸内气体间的对流换热;所述活塞26整体呈圆柱形,其中部外表面上设置有一个凹陷的环形槽31,环形槽31上布置有多个间隔排列的固定孔槽32,固定孔槽32上固接有软性物35(例如棉花、海绵等),所述软性物35穿过活塞26与气缸25之间的间隙与气缸25的外壁接触,相邻两个所述固定孔槽32之间的距离为h。发明人经研究发现,当采用无减压阀的供气系统时,由于气缸气压的增大,气缸25和活塞26之间的间隙漏气会比带减压阀的系统漏气量更大,因此必须采用特定的设计来减少间隙漏气,以提高发动机的效率。采用棉花、海绵等具有较好气密性的软性物35,以及采用较小的间隔布置,能有效减小气缸和活塞之间的漏气;同时实验表明,由于供气压力较高,软性物35与气缸25之间的摩擦力相对于活塞26的动能来说几乎可以忽略不计,而且间隔布置而非连续布置的软性物35也有效减小了摩擦,从而提高了发动机的效率。

[0061] 所述曲轴的轴端安装有增量式光电旋转编码器(图中未示出),其用于将曲轴的转动角度转换为相应的脉冲数,以计数脉冲的形式向气动发动机的控制器提供曲轴的转角 α 数值;所述控制器记录通过压力传感器检测的气缸25内的气体压力等处的压力值,以及通过温度传感器检测的气缸25内的气体温度、排气电磁阀22前温度、排气电磁阀22后温度等处的温度值。

[0062] 启动信号来后,增量式光电旋转编码器检测曲轴转角值 α ,当其达到设定的初始进气角度 α_0 时,打开进气电磁阀21;同时不断实时检测曲轴转角 α 、气缸25内气体的压力 p 、气缸25内气体温度 T 、排气电磁阀22前温度 T_1 和排气电磁阀22后温度 T_2 ,控制器根据空气的气体方程和曲轴转角关系按下式计算得到排气压力先验值 p' : $p' = p \times [1 + \lambda_1 \times (\frac{T'+T_1'}{2} - \frac{T+T_1}{2})] \times (\frac{l+r(1-\cos\alpha)-\sqrt{l^2-r^2\sin^2\alpha}}{2r})^n$,其中 r 为曲柄的长度, l 为连杆的长度, n 为多变系数, T' 为上一循环结束时的气缸25内气体温度, T_1' 为上一循环结束时的排气电磁阀22前温度, λ_1 为第一常数因子,如果当前为第一循环则自动令等温进气关闭项 $A_1 = 1 + \lambda_1 \times (\frac{T'+T_1'}{2} - \frac{T+T_1}{2}) = 1$ 。如果上一循环和实时测量的温差增大,说明温度减小量增大,则此时 A_1 也增大,通过等温进气关闭项 $A_1 = 1 + \lambda_1 \times (\frac{T'+T_1'}{2} - \frac{T+T_1}{2})$ 来提高计算得到的排气压力先验值,进气电磁阀21的关闭时间提前,起到防止过快膨胀、减小温差,使得整体过程更加接近等温膨胀过程进而提高发动机出力的作用。当排气压力先验值 $p' \geq k_1 \times k_2 \times p_{om}$ 时关闭进气电磁阀21,其中 p_{om} 为排气电磁阀22的额定开启压力, $k_1 = 0.0012\sqrt{p_{max} \times p_{min}} + 1$ 为每循环的阀值压力系数, p_{max} 为每循环气缸25的最高工作压力, p_{min} 为每循环气缸25的最低工作压力,从 k_1 的表达式可以看出根据此方法得出的进气电磁阀21的关闭时刻既保证了实际排气压力大于排气电磁阀22的开启阀值,又保证了不会高出阀值过多造成过多的排气损失,而且可以有效防止气压波动导致的阀值波动过大,进一步防止进气电磁阀21关闭时刻的误判断; $k_2 = 0.001 \times |T_1' - T_2'| + 1$ 为排气电磁阀22卡涩修正系数, T_1' 、 T_2' 分别为上一循环的排气电磁阀22前温度和排气电磁阀22后温度,由于排气电磁阀2处于膨胀过程的末端,很容易发生低温结霜导致卡涩的现象, $|T_1' - T_2'|$ 越大表明上一循环中排气电磁阀22的前后温差越大,排气电磁阀22越容易发生结霜而导致卡涩,此时在这一循环中 k_2 自动增大以提高气缸

25的进气压力阈值,从而增大排气电磁阀22的入口压力以保证其顺利开启,在第一个循环时自动令 $k_2=1$ 。此后继续检测曲轴转角 α ,当 α 达到设定的排气阀打开角度 α_1 时,打开排气电磁阀22;排气电磁阀22打开后,继续检测曲轴转角,当达到设定的初始进气角度 α_0 时,进气电磁阀22再次打开,直至当曲轴转角 α 达到排气阀关闭角度 $[1 - \lambda_2 \times (\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2})] \times \alpha_2$ 时,关闭排气电磁阀22, α_2 为人为设定的阈值, λ_2 为第二常数因子,通过等温排气关闭项 $A_2 = 1 - \lambda_2 \times (\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2})$ 来起到提前关闭排气电磁阀22的作用,此处假设转角 α 是不断增大的,每转过一圈增加 360° ,由 A_2 的表达式可知其值总是小于1,当温差 $\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2}$ 增大时 A_2 减小,则排气电磁阀22的关闭条件值越低,从而使得曲轴转角 α 能更快到达关闭条件值,当处于第一个循环时自动令 $A_2=1$,至此发动机系统完成一个工作循环;在排气电磁阀22开启的时段中,温度调节器24的调节阀23会根据上一循环的气缸25内温度均值和进气电磁阀21前后温度反馈值来控制调节阀23的开度,从而调节预热套管19和加热套管20中的热水温度。令 $\lambda_1=0.0017$, $\lambda_2=0.0026$, $h=7\text{mm}$ 。

[0063] 优选地,因为电磁阀从通到断或从断到通需要反应时间,所以为了更准确地控制电磁阀的通断时刻,需要在理想位置的基础之上设定一定的提前量,而且这个提前量不能是定值,即其不仅应该与电磁阀的固有反应时间有关,还应该与曲轴的具体角速度 ω (通过转角 α 得到) 有关,实验证明这样的可变提前量能有效地提高电磁阀提前量的精确程度,从而进一步提高发动机系统的效率。因为所用的进排气电磁阀均为失电常闭式电磁阀,所以通电延迟后打开,断电延迟后关闭。设定:曲轴的转动角度用旋转编码器的脉冲发生数度量,0-1023脉冲数目范围与 $0-360^\circ$ 对应。进气电磁阀21打开的理想位置为0 (0°),关闭的理想位置为排气压力先验值与排气电磁阀22开启压力相等的位置;排气电磁阀22打开的理想位置为512 (180°),关闭的理想位置为0 (0°)。则进排气电磁阀的通断电位置应该比理想动作位置有所提前,提前的量可由电磁阀的通电、断电反应时间和曲轴的转速按以下各式计算得到:进气电磁阀21打开的提前量为 $U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$,排气电磁阀22打开的提前量为 $U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$,排气电磁阀22关闭的提前量为 $U_2 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$,其中 ω 为曲轴的角速度, U_1 、 U_2 分别为先导式电磁阀通电反应时间和断电反应时间,进气电磁阀21和排气电磁阀22采用的反应时间相同,单位:ms。

[0064] 在此实施例的煤粉碾磨装置中,在不使用大功率电能的情况下同时获得很大的输出力矩;利用气动发动机代替电机来驱动滚轴,可以获得更大的输出力矩;并且设计了一种新型的发动机系统,其可根据转速来选择不同压力的压缩空气,且为了克服从高压气源往低压气源切换的过程中容易产生“压力真空期”的缺点,巧妙地利用泄压电磁阀18和控制器配合保证了发动机的平滑出力;该发动机系统的供气管路不设置减压阀,可以大大减少因为减压导致的能量损失;将气体的准等温膨胀过程和排气压力有机地结合起来,根据每个循环的温度情况和排气压力的先验值来确定进气电磁阀21的关闭时间,在不增加额外投资的情况下而仅仅通过修改控制器的算法就可以达到很好的效率提高效果,同时既保证了排气压力实际排气压力大于排气电磁阀22的开启阈值,又保证了不会高出阈值过多造成过多的排气损失,而且采用的计算公式可以有效防止气压波动导致的阈值波动过大,进一步防

止进气电磁阀21关闭时刻的误判断;根据无减压阀的供气方案,考虑到气缸25的受压增大、漏气量增大和换热的需要,重新设计了适合的气缸结构,该气缸换热效果强,且承压能力较高,漏气明显减少,令 $\lambda_1=0.0017$, $\lambda_2=0.0026$, $h=7\text{mm}$,实验表明其整体效率较未经改造前提高了6.5%,漏气量减少了9.4%,取得了意想不到的效果。

[0065] 实施例5:

[0066] 如图1所示的一种节电型大功率煤粉碾磨装置,包括包括旋转筒1、钢球2和发动机系统,发动机系统通过曲轴与所述旋转筒1的主轴3相连,并进而带动旋转筒旋转。

[0067] 如图2所示,所述发动机系统包括空气压缩泵2、压缩空气罐、进气电磁阀21、发动机、排气电磁阀22、换热系统和控制系统,所述压缩空气罐内部分割为设置在上方的高压区17和设置在下方的低压区16,高压区17的一端通过高压入口阀14与所述空气压缩泵11相连,另一端通过高压出口阀15与所述进气电磁阀21相连,低压区16的一端通过低压入口阀12与所述空气压缩泵11相连,另一端依次通过单向逆止阀、低压出口阀13与所述进气电磁阀21相连,进气电磁阀21向所述发动机提供高压或低压的压缩空气;所述进气电磁阀21和排气电磁阀22均为失电常闭式的先导式电磁阀。高压区17的压缩空气用于当发动机高速转动时使用,压力范围为15MPa~30MPa,低压区16的压缩空气用于当发动机低速转动时使用,压力范围为2MPa~10MPa,具体的切换条件可以按实际情况来设定。同时,发明人经研究发现,当高压力的压缩空气切换至低压力的压缩空气时,由于是在进气电磁阀21关闭的状态进行切换的,因此高压出口阀15后的管道内常常会发生憋压的现象,导致低压出口阀12打开之后无法克服管道内的压力出力,进气电磁阀21打开以后往往会有一小段时间的“压力真空期”,导致发动机的出力不平滑,因此还设置有切换泄压管道,切换泄压管道的一端与所述高压出口阀15与所述低压出口阀13之间的管道相连,另一端与所述低压区16的上部相连,切换泄压管道上设置有泄压电磁阀18,当从高压往低压切换时,高压出口阀15关闭以后,控制器首先检测高压出口阀15后管道上的压力值 p_1 ,并将其与低压区16的压力 p_2 比较,当 $p_1 > p_2$ 时,将泄压电磁阀18打开,这时候泄压电磁阀18内的压力迅速泄至低压区16内,当检测到 $p_1 \leq p_2$ 时,关闭泄压电磁阀18。综合考虑到节省成本和泄压效果,将所述切换泄压管道的管径设置为高压区17出口管径的1/4。

[0068] 所述发动机包括气缸25、活塞26、与活塞26相连的曲轴,曲轴包括曲柄、连杆和飞轮,飞轮(图中未示出)安装在曲轴的一端;所述排气电磁阀22设置在发动机的排气管道上,排气电磁阀22后的排气管道分为两路,一路直接排大气或者去制冷系统,另一路通过调节阀23进入温度调节器24,用于对温度调节器24的出口热水温度进行调节,保持气体的膨胀过程尽可能接近等温膨胀过程,以提高发动机的出力。所述换热系统包括形式为管式换热器的温度调节器24、布置在进气电磁阀21左右两侧管道上的预热套管19、布置在气缸25上的加热套管20,设置预热套管20的目的是为了对进入气缸25的压缩空气进行预热,并保证进气电磁阀21前后温差均匀、减小热应力。温度调节器24的加热热源来自太阳能集热器或者其他方便连接(例如室内暖气)的热源,通过热水泵(图中未示出)不断向预热套管19和加热套管20供水,加热后的热水经套管的出口流出。

[0069] 如图3-4所示,所述气缸25的外缸壁上还设置有铝隔板36,铝隔板36为圆环形,安装在外缸壁与加热套管20之间,铝隔板36通过多个间隔布置的周向导热固定体29固定在外缸壁上,导热固定体29除了固定作用外,一方面由于本方案采取的是压缩空气罐后不设置

减压阀,因此进气压力很大,周向导热固定,29可以起到强化气缸25强度的作用,另一方面由于导热固定体29采用了导热材料(例如铝铜等金属),可以增强换热。

[0070] 为了直观,图5给出了气缸展开为平面时的示意图,在相邻两个周向导热固定体29之间的外缸壁上还间隔设置有3个折向角为45°的导流体27,所述导流体27的高度为周向固定体高度的2/3,导流体27可以有效增长热水在气缸25外壁面的停留时间,提高换热效果。铝隔板36上交错布置有多个圆形的均流水口28,套管中的水从均流水口28进入和流出,设置铝隔板36的目的一来是利用铝金属的导热特性增强换热,二是利用铝隔板36和均流水口28来减缓水流速和均匀流量,以进一步增强换热并尽量使气缸均匀加热;铝隔板36的内表面上设置有多个间隔布置的凸块30,用于对进入的热水产生湍流作用以加强换热,同时凸块30的高度也不宜做得太高,否则容易造成流动死区,相反如果凸块30的高度过低则湍流效果不佳,经反复多次试验,将凸块30的高度设置为铝隔板36和外缸壁之间的距离的1/5。

[0071] 如图6所示,所述活塞26的上表面还设置有多个向上凸起的圆锥形的柱塞33,柱塞33的表面上设置有多个相邻螺旋方向相反的螺旋凸起34,即前一个正向螺旋、后一个反向螺旋,以此类推,柱塞33和螺旋凸起34的目的是对进气气流进行合理组织以通过增加缸内湍流而强化气缸内壁与缸内气体间的对流换热;所述活塞26整体呈圆柱形,其中部外表面上设置有一个凹陷的环形槽31,环形槽31上布置有多个间隔排列的固定孔槽32,固定孔槽32上固接有软性物35(例如棉花、海绵等),所述软性物35穿过活塞26与气缸25之间的间隙与气缸25的外壁接触,相邻两个所述固定孔槽32之间的距离为h。发明人经研究发现,当采用无减压阀的供气系统时,由于气缸气压的增大,气缸25和活塞26之间的间隙漏气会比带减压阀的系统漏气量更大,因此必须采用特定的设计来减少间隙漏气,以提高发动机的效率。采用棉花、海绵等具有较好气密性的软性物35,以及采用较小的间隔布置,能有效较小气缸和活塞之间的漏气;同时实验表明,由于供气压力较高,软性物35与气缸25之间的摩擦力相对于活塞26的动能来说几乎可以忽略不计,而且间隔布置而非连续布置的软性物35也有效减小了摩擦,从而提高了发动机的效率。

[0072] 所述曲轴的轴端安装有增量式光电旋转编码器(图中未示出),其用于将曲轴的转动角度转换为相应的脉冲数,以计数脉冲的形式向气动发动机的控制器提供曲轴的转角 α 数值;所述控制器记录通过压力传感器检测的气缸25内的气体压力等处的压力值,以及通过温度传感器检测的气缸25内的气体温度、排气电磁阀22前温度、排气电磁阀22后温度等处的温度值。

[0073] 启动信号来后,增量式光电旋转编码器检测曲轴转角值 α ,当其达到设定的初始进气角度 α_0 时,打开进气电磁阀21;同时不断实时检测曲轴转角 α 、气缸25内气体的压力p、气缸25内气体温度T、排气电磁阀22前温度T1和排气电磁阀22后温度T2,控制器根据空气的气体方程和曲轴转角关系按下式计算得到排气压力先验值 p' : $p' = p \times [1 + \lambda_1 \times (\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2})] \times (\frac{l+r(1-\cos\alpha)-\sqrt{l^2-r^2\sin^2\alpha}}{2r})^n$,其中r为曲柄的长度,l为连杆的长度,n为多变系数,T'为上一循环结束时的气缸25内气体温度,T1'为上一循环结束时的排气电磁阀22前温度, λ_1 为第一常数因子,如果当前为第一循环则自动令等温进气关闭项 $A_1 = 1 + \lambda_1 \times (\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2}) = 1$ 。如果上一循环和实时测量的温差增大,说明温度减小量增大,则此时 A_1 也增大,通

过等温进气关闭项 $A_1 = 1 + \lambda_1 \times \left(\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2} \right)$ 来提高计算得到的排气压力先验值, 进气电磁阀21的关闭时间提前, 起到防止过快膨胀、减小温差, 使得整体过程更加接近等温膨胀过程进而提高发动机出力的作用。当排气压力先验值 $p' \geq k_1 \times k_2 \times p_{om}$ 时关闭进气电磁阀21, 其中 p_{om} 为排气电磁阀22的额定开启压力, $k_1 = 0.0012 \sqrt{p_{max} \times p_{min}} + 1$ 为每循环的阈值压力系数, p_{max} 为每循环气缸25的最高工作压力, p_{min} 为每循环气缸25的最低工作压力, 从 k_1 的表达式可以看出根据此方法得出的进气电磁阀21的关闭时刻既保证了实际排气压力大于排气电磁阀22的开启阈值, 又保证了不会高出阈值过多造成过多的排气损失, 而且可以有效防止气压波动导致的阈值波动过大, 进一步防止进气电磁阀21关闭时刻的误判断; $k_2 = 0.001 \times |T1' - T2'| + 1$ 为排气电磁阀22卡涩修正系数, $T1'$ 、 $T2'$ 分别为上一循环的排气电磁阀22前温度和排气电磁阀22后温度, 由于排气电磁阀2处于膨胀过程的末端, 很容易发生低温结霜导致卡涩的现象, $|T1' - T2'|$ 越大表明上一循环中排气电磁阀22的前后温差越大, 排气电磁阀22越容易发生结霜而导致卡涩, 此时在这一循环中 k_2 自动增大以提高气缸25的进气压力阈值, 从而增大排气电磁阀22的入口压力以保证其顺利开启, 在第一个循环时自动令 $k_2 = 1$ 。此后继续检测曲轴转角 α , 当 α 达到设定的排气阀打开角度 α_1 时, 打开排气电磁阀22; 排气电磁阀22打开后, 继续检测曲轴转角, 当达到设定的初始进气角度 α_0 时, 进气电磁阀22再次打开, 直至当曲轴转角 α 达到排气阀关闭角度 $[1 - \lambda_2 \times \left(\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2} \right)] \times \alpha_2$ 时, 关闭排气电磁阀22, α_2 为人为设定的阈值, λ_2 为第二常数因子, 通过等温排气关闭项 $A_2 = 1 - \lambda_2 \times \left(\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2} \right)$ 来起到提前关闭排气电磁阀22的作用, 此处假设转角 α 是不断增大的, 每转过一圈增加 360° , 由 A_2 的表达式可知其值总是小于1, 当温差 $\frac{T'+T1'}{2} - \frac{T+T1}{2}$ 增大时 A_2 减小, 则排气电磁阀22的关闭条件值越低, 从而使得曲轴转角 α 能更快到达关闭条件值, 当处于第一个循环时自动令 $A_2 = 1$, 至此发动机系统完成一个工作循环; 在排气电磁阀22开启的时段中, 温度调节器24的调节阀23会根据上一循环的气缸25内温度均值和进气电磁阀21前后温度反馈值来控制调节阀23的开度, 从而调节预热套管19和加热套管20中的热水温度。令 $\lambda_1 = 0.0019$, $\lambda_2 = 0.0028$, $h = 6\text{mm}$ 。

[0074] 优选地, 因为电磁阀从通到断或从断到通需要反应时间, 所以为了更准确地控制电磁阀的通断时刻, 需要在理想位置的基础之上设定一定的提前量, 而且这个提前量不能是定值, 即其不仅应该与电磁阀的固有反应时间有关, 还应该与曲轴的具体角速度 ω (通过转角 α 得到) 有关, 实验证明这样的可变提前量能有效地提高电磁阀提前量的精确程度, 从而进一步提高发动机系统的效率。因为所用的进排气电磁阀均为失电常闭式电磁阀, 所以通电延迟后打开, 断电延迟后关闭。设定: 曲轴的转动角度用旋转编码器的脉冲发生数度量, 0-1023脉冲数目范围与 $0-360^\circ$ 对应。进气电磁阀21打开的理想位置为0 (0°), 关闭的理想位置为排气压力先验值与排气电磁阀22开启压力相等的位置; 排气电磁阀22打开的理想位置为512 (180°), 关闭的理想位置为0 (0°)。则进排气电磁阀的通断电位置应该比理想动作位置有所提前, 提前的量可由电磁阀的通电、断电反应时间和曲轴的转速按以下各式计算得到: 进气电磁阀21打开的提前量为 $U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$, 排气电磁阀22打开的提前量为

$U_1 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$, 排气电磁阀22关闭的提前量为 $U_2 \times 10^{-3} \times \omega \times \frac{512}{\pi}$, 其中 ω 为曲轴的角速度, U_1 、 U_2 分别为先导式电磁阀通电反应时间和断电反应时间, 进气电磁阀21和排气电磁阀22采用的反应时间相同, 单位:ms。

[0075] 在此实施例的煤粉碾磨装置中, 在不使用大功率电能的情况下同时获得很大的输出力矩; 利用气动发动机代替电机来驱动滚轴, 可以获得更大的输出力矩; 并且设计了一种新型的发动机系统, 其可根据转速来选择不同压力的压缩空气, 且为了克服从高压气源往低压气源切换的过程中容易产生“压力真空期”的缺点, 巧妙地利用泄压电磁阀18和控制器配合保证了发动机的平滑出力; 该发动机系统的供气管路不设置减压阀, 可以大大减少因为减压导致的能量损失; 将气体的准等温膨胀过程和排气压力有机地结合起来, 根据每个循环的温度情况和排气压力的先验值来确定进气电磁阀21的关闭时间, 在不增加额外投资的情况下而仅仅通过修改控制器的算法就可以达到很好的效率提高效果, 同时既保证了排气压力实际排气压力大于排气电磁阀22的开启阈值, 又保证了不会高出阈值过多造成过多的排气损失, 而且采用的计算公式可以有效防止气压波动导致的阈值波动过大, 进一步防止进气电磁阀21关闭时刻的误判断; 根据无减压阀的供气方案, 考虑到气缸25的受压增大、漏气量增大和换热的需要, 重新设计了适合的气缸结构, 该气缸换热效果强, 且承压能力较高, 漏气明显减少, 令 $\lambda_1=0.0019$, $\lambda_2=0.0028$, $h=6\text{mm}$, 实验表明其整体效率较未经改造前提高了6.8%, 漏气量减少了10.5%, 取得了意想不到的效果。

[0076] 最后应当说明的是, 以上实施例仅用以说明本发明的技术方案, 而非对本发明保护范围的限制, 尽管参照较佳实施例对本发明作了详细地说明, 本领域的普通技术人员应当理解, 可以对本发明的技术方案进行修改或者等同替换, 而不脱离本发明技术方案的实质和范围。

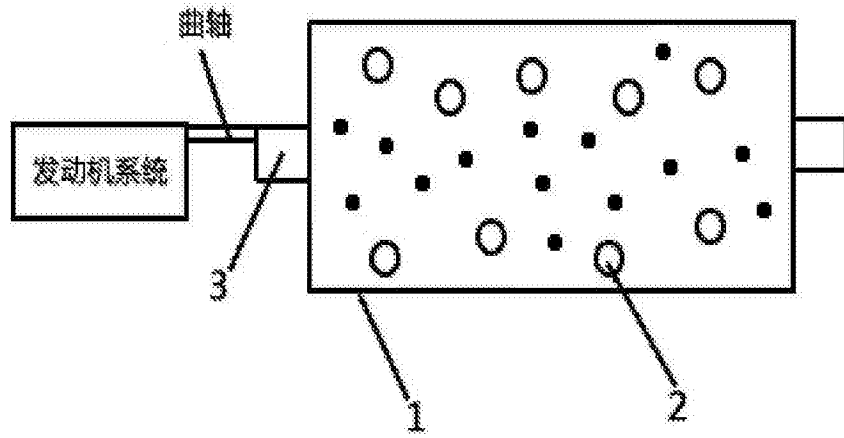


图1

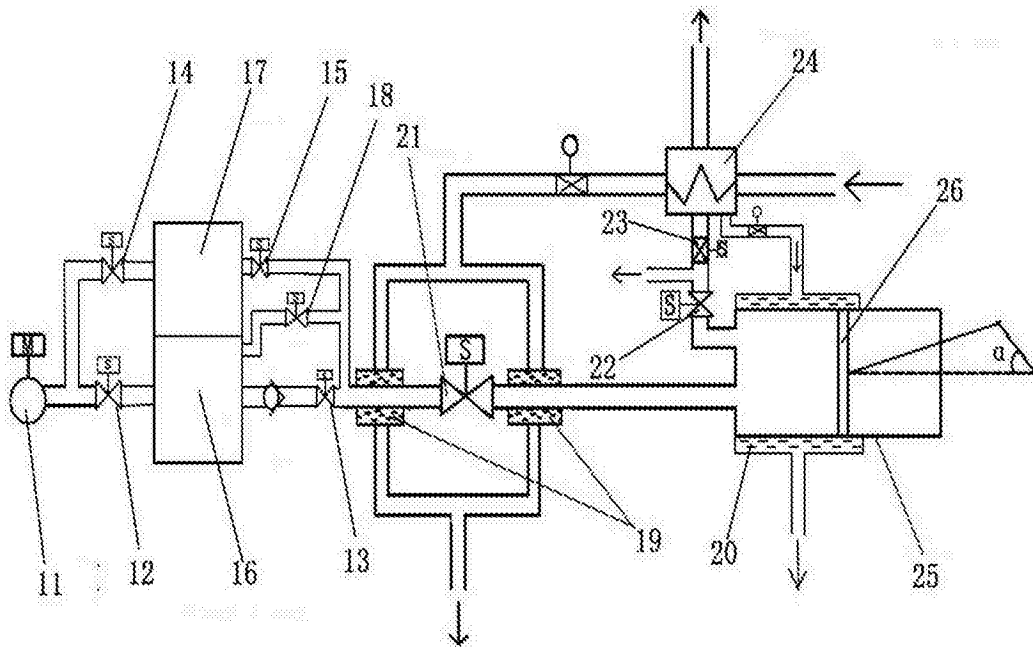


图2

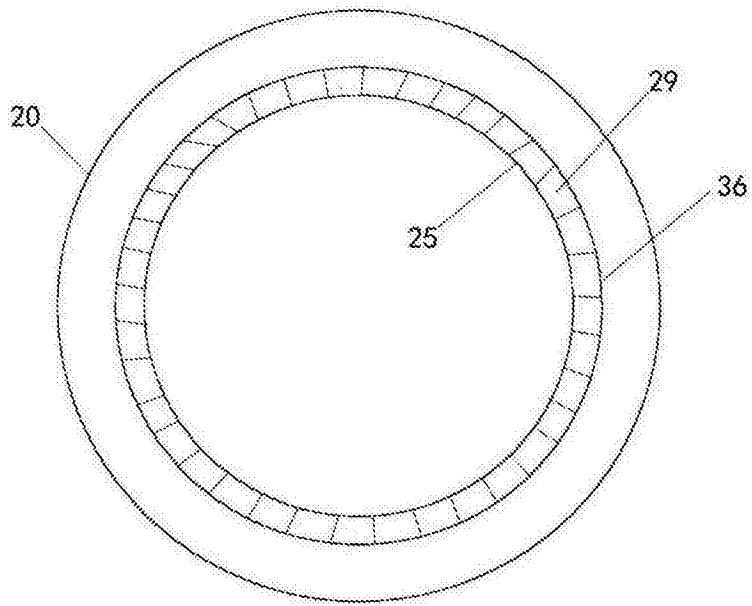


图3

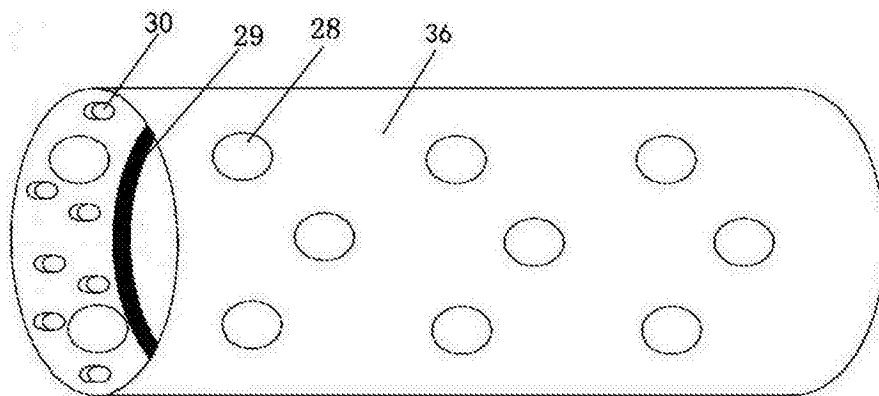


图4

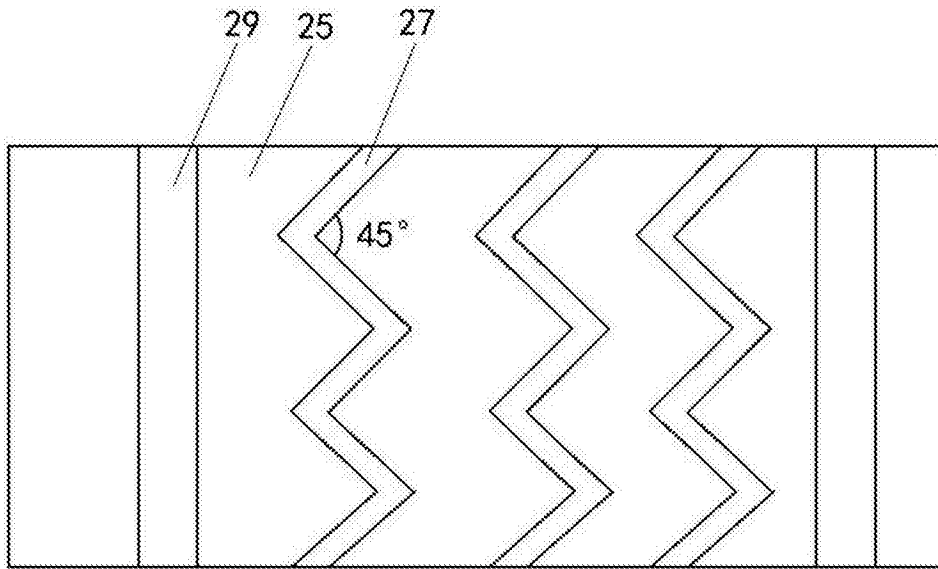


图5

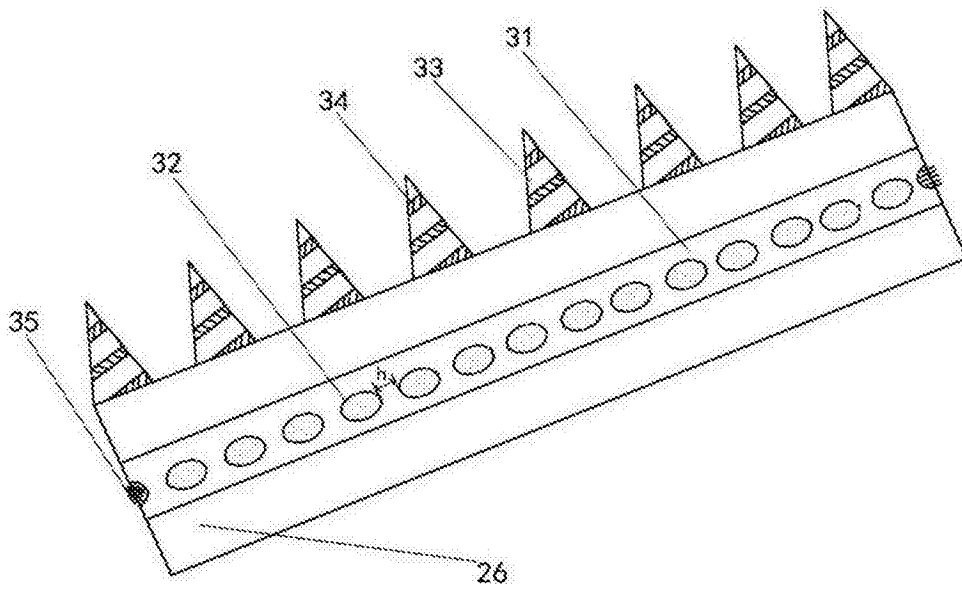


图6