

机械-液压双元动力发动机锥形配流阀的优化

霍 炜, 张纪鹏, 张洪信, 张铁柱

(青岛大学机电工程学院, 青岛 266071)

摘 要: 机械-液压双元动力输出发动机 (MHPE) 将传统的内燃机和柱塞泵融为一体, 可同时或单独输出机械、液压 2 种动力。MHPE 采用锥形阀配流系统, 其容积效率高直接影 响 MHPE 的整机性能。该文以容积效率为目标函数, 以锥形阀的工作条件和结构尺寸为约束条件, 以 MHPE 锥形阀的结构参数为优化变量, 建立了优化模型, 并基于 iSIGHT 软件进行优化设计。优化结果表明, 优化后系统的容积效率提高 5.71%, 改善程度较大。

关键词: 优化, 内燃机, 泵, 机械-液压双元动力发动机, 锥形阀, 容积效率

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2013.20.006

中图分类号: TK04

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2013)-20-0040-06

霍 炜, 张纪鹏, 张洪信, 等. 机械-液压双元动力发动机锥形配流阀的优化[J]. 农业工程学报, 2013, 29(20): 40-45.

Huo Wei, Zhang Jipeng, Zhang Hongxin, et al. Optimal design for cone valve of mechanical-hydraulic dual power engine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(20): 40-45. (in Chinese with English abstract)

0 引 言

内燃机-柱塞泵组合系统 (engine-pump system, EPS) 是传统的液压传动动力转换系统, 但存在能量转换、传递路线长, 效率低, 结构复杂、笨重等缺点^[1-3]。针对 EPS 存在的问题, 国内外学者提出将内燃机和柱塞泵集成, 来提高能量转换效率。液压自由活塞发动机 (hydraulic free piston engine, HFPE) 是于 20 世纪 80 年代初产生的一种动力转换系统, HFPE 省去内燃机中的曲轴组件及柱塞泵中旋转斜盘组件, 将内燃机活塞与液压泵活塞刚性连接, 其能量转换及传递效率高, 但存在速度调整困难、熄火现象严重等问题^[4-5]。机械-液压双元动力输出发动机 (mechanical-hydraulic dual power engine, MHPE) 是由青岛大学于 20 世纪末提出的一种新型动力系统, MHPE 将传统的内燃机和柱塞泵融为一体, 取消了 EPS 的中间环节, 提高了能量的转换效率, 结构简单, 保留了传统内燃机的曲柄连杆机构, 工作协调、启动、附属系统驱动等容易实现。MHPE 可同时或单独输出机械、液压 2 种动

力, 非常适合挖掘机、装载机、推土机等工程机械应用^[6-8]。MHPE 有轴向型、V 型和径向型 3 种类型, 其配流阀可采用平板阀、锥形阀、球形阀等类型, 青岛大学前期主要针对轴向型平板阀式 MHPE 进行了大量研究, 并研制了单缸和三缸样机, 取得了系列成果^[9-18]。配流阀是 MHPE 中的重要元件, 其结构和工作性能的好坏, 直接影响系统容积效率的高低。经过试验和仿真发现平板阀寿命低、工作不稳定, 与平板阀相比锥形阀的启闭性好、泄流量较小、管道通流面积较大, 更适用于 MHPE。本文针对径向型 MHPE 的锥形配流阀结构进行优化设计, 以提高系统的容积效率和整机性能, 对 MHPE 的进一步开发和推广使用具有重要意义。

1 径向 MHPE 的结构原理

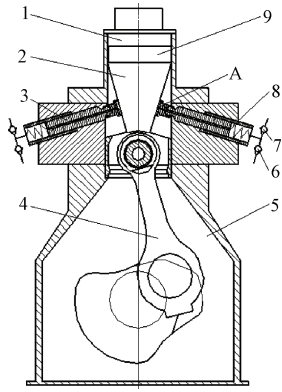
径向型 MHPE (图 1) 有 3 个工作室, 即燃烧室 1、泵室 8 和曲轴箱 5, 活塞 9 和移动凸轮 2 刚性联接, 柱塞 3 由移动凸轮上的楔面驱动, 柱塞轴线与活塞轴线呈一定角度。MHPE 按照四冲程内燃机工作循环工作, 燃烧室中燃料燃烧的热能首先转换成活塞-移动凸轮的直线机械能, 系统能量在移动凸轮中心点 A 点分流, 一部分通过移动凸轮的楔面驱动柱塞 3, 转换成柱塞的直线机械能, 再由柱塞的直线运动转换为液压能输出, 另一部分通过曲柄连杆机构转换成旋转机械能通过飞轮输出。MHPE 的辅助系统包括配气、燃料供给、润滑、冷却、启动、及控制等系统。

收稿日期: 2013-01-29 修订日期: 2013-07-18

基金项目: 国家自然科学基金项目 (50975146); 国家高技术研究发展计划(863 计划)项目 (2008AA04Z117); 山东省自然科学基金项目 (2010ZR068); 青岛市科技计划基础研究项目 (12-1-4-2-(13)-jch); 山东省科技发展计划项目 (2012YD03112)

作者简介: 霍 炜 (1974-), 女, 山东滨州人, 副教授, 研究方向为车辆新型动力传动系统。青岛 青岛大学机电工程学院, 266071。

Email: qdhuowei@163.com

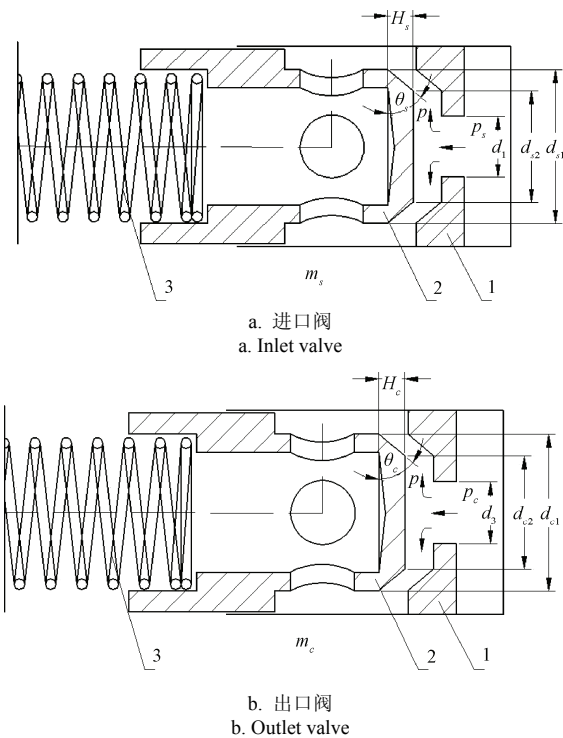


1.燃烧室 Combustor 2.移动凸轮 Moving cam 3.柱塞 Plunger 4.曲柄连杆机构 Crank connecting rod mechanism 5.曲轴箱 Crankcase 6.进口阀 Inlet valve 7.出口阀 Outlet valve 8.泵室 Pump chamber 9.活塞 Piston

图 1 径向 MHPE 的结构简图

Fig.1 Structural diagram of radial MHPE

目前课题组已经研制成功了 36114ZG4B 型六缸径向型 MHPE 实体样机,其进口阀和出口阀均选用锥形配流阀。由于出口阀液压力较大,液体流速快,因此出口阀口径较进口阀小。进、出口阀结构原理如图 2 所示。



注: 1. 阀座 Valve seat 2. 阀盘 Valve disk 3. 弹簧 Spring; m_s 、 m_c 为进、出口锥阀阀盘质量 Valve disk quality of inlet and outlet valve, kg, d_{s1} 、 d_{c1} 为进、出口锥阀阀盘大径 Large diameter of valve disk of inlet and outlet valve, m, d_{s2} 、 d_{c2} 为进、出口锥阀阀盘小径 Small diameter of valve disk of inlet and outlet valve, m, θ_s 、 θ_c 为进、出口锥阀阀盘锥角 Valve disk angle of inlet and outlet valve, ($^\circ$), d_1 、 d_3 为进、出口阀座孔直径 Valve seat hole diameter of inlet and outlet valve, m, H_s 、 H_c 为进、出口阀阀盘厚度 Valve disk thickness of inlet and outlet valve, m, p_s 、 p_c 为进、出口处的液压力 Inlet and outlet liquid pressure, N, p 为液缸内的液压力 Liquid pressure inside the cylinder, N.

图 2 锥阀的结构原理图

Fig.2 Structure diagram of cone valve

2 锥形配流阀的优化模型

2.1 优化模型

配流系统容积效率的高低明显影响到 MHPE 整机的动力性、经济性^[19-21],其结构参数是影响容积效率的主要因素。下面针对径向型 MHPE 锥形配流阀的结构,以系统的最大容积效率 η_v 为目标函数,以 m_s 、 m_c 、 d_{s1} 、 d_{c1} 、 d_{s2} 、 d_{c2} 、 θ_s 、 θ_c 为优化变量,以锥阀的工作条件和结构尺寸等为约束条件对进、出口配流阀的结构进行优化设计^[22-24]。

径向型 MHPE 锥形配流阀的优化模型可表示为进口阀

$$\text{Var: } m_s, d_{s1}, d_{s2}, \theta_s \quad (1)$$

$$\text{Max } \eta_v \quad (2)$$

$$\text{s.t. } v_{sdown} \leq [v_{sdown}] \quad (3)$$

$$v_{sx} \leq [v_{sx}] \quad (4)$$

$$\frac{7}{5}(d_1 + \cot \theta_s) < d_{s2} \leq [d] \quad (5)$$

$$d_1 \leq d_{s1} \leq d_{s2} \quad (6)$$

$$\frac{1}{7}d_{s2} \leq H_s \leq \frac{1}{4}d_{s2} \quad (7)$$

$$30^\circ \leq \theta_s \leq 60^\circ \quad (8)$$

出口阀

$$\text{Var: } m_c, d_{c1}, d_{c2}, \theta_c \quad (9)$$

$$\text{Max } \eta_v \quad (10)$$

$$\text{s.t. } v_{cdown} \leq [v_{cdown}] \quad (11)$$

$$v_{cx} \leq [v_{cx}] \quad (12)$$

$$\frac{7}{5}(d_3 + \cot \theta_c) < d_{c2} \leq [d] \quad (13)$$

$$d_3 \leq d_{c1} \leq d_{c2} \quad (14)$$

$$\frac{1}{7}d_{c2} \leq H_c \leq \frac{1}{4}d_{c2} \quad (15)$$

$$30^\circ \leq \theta_c \leq 60^\circ \quad (16)$$

式中, v_{sdown} 、 v_{cdown} 为进、出口锥阀阀盘下行最大速度, m/s; $[v_{sdown}]$ 、 $[v_{cdown}]$ 为进、出口锥阀阀盘下行的最大允许速度, m/s; v_{sx} 、 v_{cx} 为进、出口阀液压油在阀隙间的流速, m/s; $[v_{sx}]$ 、 $[v_{cx}]$ 为进、出口阀液压油在阀隙间的允许流速, 取 6 m/s; $[d]$ 为阀盘直径限值, 取 0.120 m。

以上各式中, 式 (1)、(9) 表示进、出口阀的优化变量; 式 (2)、(10) 表示目标函数; 式 (3)、(11) 表示阿道尔夫泵阀无冲击约束条件; 式 (4)、(12) 表示锥阀阀隙液压油流速约束条件; 式 (5) — (8) 表示进口阀尺寸约束条件; 式 (13) — (16) 表示出口阀尺寸约束条件。下面对优化模型的目标函数与约束条件的求解方法具体说明。

2.2 目标函数求解

配流系统容积效率表示为

$$\eta_v = \frac{Q}{iA_p S} \times 100\% \quad (17)$$

式中, S 为柱塞行程, m ; A_p 为柱塞的横截面积, m^2 ; Q 为 MHPE 每个动力缸一个工作循环的输出流量, m^3 ; i 为系数, 对四冲程发动机 $i=2$ 。

系统的容积效率 η_v 与 MHPE 动力缸一个工作循环的输出流量 Q 有着密切的关系, 输出流量越大则系统的容积效率越高, 因此系统最大容积效率的求解, 可转变为最大输出流量 Q_{\max} 的求解。

进口阀的最大输出流量^[25-26]:

$$\max Q_s = \frac{1}{\rho_s} \int_0^T \mu_s \varepsilon_s \pi \left(\frac{d_{s1} + d_{s2}}{2} \right) h_{s\max} \sqrt{\frac{2|p_s - p|}{\rho}} \rho dt \quad (18)$$

出口阀最大输出流量

$$\max Q_c = \frac{1}{\rho_c} \int_0^T \mu_c \varepsilon_c \pi \left(\frac{d_{c1} + d_{c2}}{2} \right) h_{c\max} \sqrt{\frac{2|p_c - p|}{\rho}} \rho dt \quad (19)$$

式中, Q_s 、 Q_c 为进、出口阀一个工作循环的输出流量, m^3 ; $h_{s\max}$ 、 $h_{c\max}$ 为进、出口阀阀盘的最大行程, m ; μ_s 、 μ_c 为进、出口阀的流量系数; ρ_s 、 ρ_c 为进、出口处的液压油密度, kg/m^3 ; ρ 为液缸内的液压油密度, kg/m^3 ; ε_s 、 ε_c 为系数, 当 $p_s - p \geq 0$ 时, $\varepsilon_s=1$, 否则, $\varepsilon_s=-1$, 当 $p - p_c \geq 0$ 时, $\varepsilon_c=-1$, 否则, $\varepsilon_c=1$; T 为一个工作循环时间, s 。

式 (18)、(19) 说明, 进、出口阀的最大输出流量与进、出口阀的结构参数有关, 因此优化进、出口阀的结构参数可以提高系统的容积效率。

2.3 约束条件求解

1) 泵阀无冲击约束条件

根据阿道尔夫泵阀无冲击理论^[27], 锥阀在工作时满足以下条件

$$v_{\text{down}} \leq [v_{\text{down}}]$$

其中, $v_{\text{down}} = h_{\max} \omega$, $[v_{\text{down}}] = \beta \frac{A}{\sqrt{m}}$ 。

式中, v_{down} 为阀盘下行最大速度, m/s ; $[v_{\text{down}}]$ 为阀盘下行的最大允许速度, m/s ; ω 为曲柄转动角速度, rad/s ; A 为阀盘与阀座实际接触面积, $A_s = \pi l_1 (d_{s1} + d_{s2}) / 2$ (进口阀), $A_c = \pi l_2 (d_{c1} + d_{c2}) / 2$ (出口阀), m^2 ; l_1 、 l_2 为进、出口阀锥台母线长度, m ; β 为常数, $\beta = 130 kg^{0.5} / m \cdot s$ 。

因此进口阀盘无冲击约束条件为

$$\frac{\beta \pi l_1 (d_{s1} + d_{s2})}{2\sqrt{m_s}} - \omega h_{s\max} \geq 0 \quad (20)$$

出口阀盘无冲击约束条件为:

$$\frac{\beta \pi l_2 (d_{c1} + d_{c2})}{2\sqrt{m_c}} - \omega h_{c\max} \geq 0 \quad (21)$$

2) 阀隙液压油流速约束条件

锥阀工作时, 流经阀盘缝隙的液压油流速会影响阀盘的使用寿命, 液压油流速过大会造成阀隙严重的液力损失, 导致系统容积效率的降低。因此, 为了保证锥阀的正常工作, 锥阀阀隙的液压油流速要满足以下约束条件

$$v_x \leq [v_x]$$

其中

$$v_x = \frac{Q_{\max}}{A_{\max}}$$

式中, v_x 为液压油在阀隙间的流速, m/s ; $[v_x]$ 为液压油在阀隙间的允许流速, m/s ; Q_{\max} 为吸入或排出液压油的最大流量, m^3/s , $Q_{\max} = A_p R \omega \cos \alpha$, R 为曲柄半径, m ; α 为柱塞轴线与活塞轴线直接的夹角, ($^\circ$); A_{\max} 为阀盘在最大开启位置时的阀隙过流面积, m^2 , 进口阀 $A_{s\max} = \pi d_{s1} h_{s\max} \sin \theta_s$, 出口阀 $A_{c\max} = \pi d_{c1} h_{c\max} \sin \theta_c$ 。

进口阀阀隙液压油流速约束条件为

$$\frac{A_p R \omega \cos \alpha}{\pi d_{s1} h_{s\max} \sin \theta_s} - 6 \leq 0 \quad (22)$$

出口阀阀隙液压油流速约束条件为

$$\frac{A_p R \omega \cos \alpha}{\pi d_{c1} h_{c\max} \sin \theta_c} - 6 \leq 0 \quad (23)$$

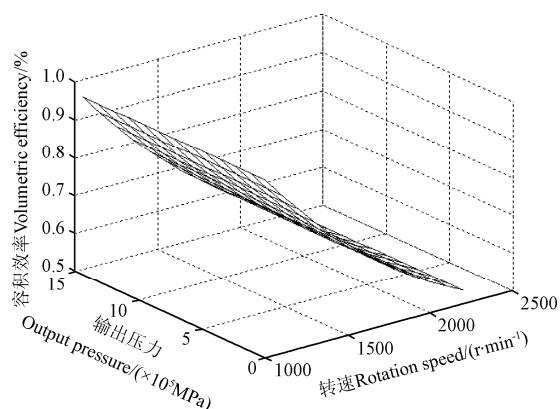
3 优化结果与分析

36114ZG4B 型六缸径向型 MHPE, 进口阀和出口阀分别为 A-H20L 单向阀和 DIF-L20H 单向阀, 根据优化模型, 基于 iSIGHT 软件对 MHPE 锥形配流阀进行优化, 结果如表 1 所示。

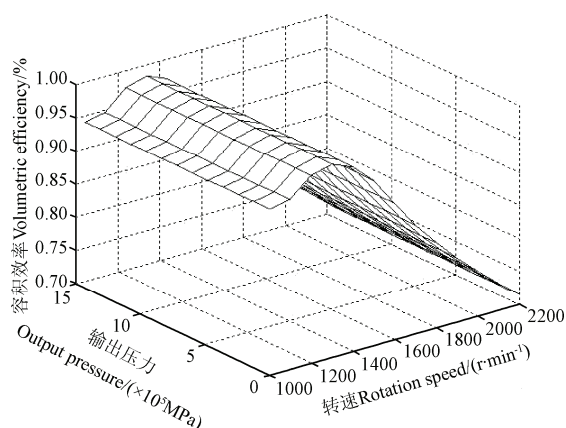
针对配流系统优化前后的容积效率进行仿真, 结果如图 3 所示。优化后系统的容积效率明显提高, 在转速约为 1 300 r/min 时, 容积效率最大, 达到 98.06%, 优化后系统的最高容积效率提高了 5.71%, 改善程度较大; 在 1 300 r/min 之后系统的容积效率有下降的趋势, 在 2 200 r/min 附近降到最低, 这是由于优化后锥阀的固有频率在此时接近于系统工作频率的整数倍, 导致容积效率的降低; 优化后 1 200~1 400 r/min 常用工况区容积效率比较稳定, 优化合理。

表 1 优化结果
Table 1 Optimization results

| 设计变量 Design variable | 初始值 Initial value | 优化结果 Optimization results |
|---|----------------------|------------------------------|
| 进口阀 Inlet valve | | |
| 阀盘质量 Quality of valve disk m_s /kg | 0.07557 | 0.04076 |
| 阀盘大径 Large diameter of valve disk d_{s1} /m | 0.028 | 0.036 |
| 阀盘小径 Small diameter of valve disk d_{s2} /m | 0.021 | 0.028 |
| 阀盘锥角 Angle of valve disk θ_s (°) | 40° | 46° |
| 出口阀 Outlet valve | | |
| 阀盘质量 Quality of valve disk m_c /kg | 0.04672 | 0.05845 |
| 阀盘大径 Large diameter of valve disk d_{c2} /m | 0.021 | 0.028 |
| 阀盘小径 Small diameter of valve disk d_{c1} /m | 0.016 | 0.021 |
| 阀盘锥角 Angle of valve disk θ_c (°) | 45° | 49° |



a. 优化前系统的容积效率
a. Volumetric efficiency before optimization



b. 优化后的容积效率图
b. Volumetric efficiency after optimization

图 3 六缸 MHPE 的容积效率

Fig.3 Volumetric efficiency of six-cylinder MHPE

4 结论

1) 以提高机械-液压二元动力输出发动机

(MHPE) 配流系统的容积效率为目标、以进出口锥阀的结构参数为优化变量建立了 MHPE 锥形配流阀优化模型, 实例计算表明, 所建立的模型准确、可靠。

2) 基于 iSIGHT 软件对 MHPE 锥形配流阀进行了优化, 优化后系统的最高容积效率提高 5.71%, 改善程度较大。

3) 锥阀的固有频率接近系统工作频率的整数倍时, 容积效率明显降低, 优化后 1 200~1 400 r/min 常用工况区容积效率比较稳定, 优化合理。

[参 考 文 献]

[1] 张铁柱, 张洪信. 液压式内燃发动机[P]. 中国专利: ZL 01 2 36444.44, 2001-01-23.

[2] 张铁柱, 张洪信. 内燃式流体活塞泵[P]. 中国专利: ZL 01 2 36443.6, 2001-01-23.

[3] 张铁柱, 张继忠, 张洪信, 等. 直线内燃式动力装置综述[J]. 山东机械, 2004, 17(1): 8—12.

[4] 杨华勇, 夏必忠, 傅新. 液压自由活塞发动机的发展历程及研究现状[J]. 机械工程学报, 2001, 37(2): 1—7.
Yang Huayong, Xia Bizhong, Fu Xin. Hydraulic free piston engine evolution process and recent studies[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(2): 1—7. (in Chinese with English abstract)

[5] 杨华勇, 夏必忠, 傅新. 液压自由活塞发动机: 未来的动力之星[J]. 中国机械工程, 2001, 12(3): 353—357.
Yang Huayong, Xia Bizhong, Fu Xin. Hydraulic free piston engine (HFPE): is it the power star in the future[J]. China Mechanical Engineering, 2001, 12(3): 353—357. (in Chinese with English abstract)

[6] 张铁柱. 双调节机械能量输出的方法及其装置[P]. 中国专利: ZL01115167.6, 2004-09-01.

[7] 张铁柱, 张洪信, 张继忠, 等. 工程机械的未来动力源: 机械-液压二元动力系统[J]. 中国工程机械学报, 2005, 3(3): 262—266.
Zhang Tiezhu, Zhang Hongxin, Zhang Jizhong, et al. Future construction machinery power source: mechanical-hydraulic dual power system[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2005, 3(3): 262—266. (in Chinese with English abstract)

[8] 张铁柱, 张洪信, 张继忠, 等. 内燃式机械-液压二元动力系统方案[J]. 农业机械学报, 2006, 37(9): 141—144.
Zhang Tiezhu, Zhang Hongxin, Zhang Jizhong, et al. Scheme of internal combustion mechanical-hydraulic binary power system[J]. Transactions of the CSAM, 2006, 37(9): 141—144. (in Chinese with English abstract)

[9] 张铁柱, 戴作强, 张洪信, 等. 内燃式水动力系统方案设计与仿真结果[J]. 机械工程学报, 2006, 42(5): 169—173.

- Zhang Tiezhu, Dai Zuoqiang, Zhang Hongxin, et al. Scheme design and simulation result of internal combustion hydraulic system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(5): 169—173. (in Chinese with English abstract)
- [10] 常方奎, 张铁柱, 张洪信, 等. 动力集成水泵与内燃机驱动水泵系统对比分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(4): 73—76.
Chang Fangkui, Zhang Tiezhu, Zhang Hongxin, et al. Comparative analysis of integrated power plunger pump and internal combustion engine driving plunger pump system[J]. Transactions of the CSAM, 2007, 38(4): 73—76. (in Chinese with English abstract)
- [11] 张洪信, 张铁柱, 赵红, 等. 单缸轴向内燃泵工作过程与性能模拟研究[J]. 流体机械, 2007, 35(3): 1—5.
Zhang Hongxin, Zhang Tiezhu, Zhao Hong, et al. Simulation study on working process of single-cylinder axial internal combustion engine[J]. Fluid Machinery, 2007, 35(3): 1—5. (in Chinese with English abstract)
- [12] 赵红, 张铁柱, 张洪信, 等. 三缸内燃式水泵的动力学建模和外特性仿真[J]. 农业工程学报, 2009, 25(3): 114—118.
Zhao Hong, Zhang Tiezhu, Zhang Hongxin, et al. Dynamic modeling and external characteristic simulation of three-cylinder internal combustion water pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2009, 25(3): 114—118. (in Chinese with English abstract)
- [13] 张铁柱, 张洪信, 张继忠, 等. 单缸机械-液压约束活塞发动机外特性仿真[J]. 农业机械学报, 2007, 38(7): 144—147.
Zhang Tiezhu, Zhang Hongxin, Zhang Jizhong, et al. External characteristic simulation of single cylinder mechanical hydraulic piston engine[J]. Transactions of the CSAM, 2007, 38(7): 144—147, 155. (in Chinese with English abstract)
- [14] 霍炜, 张铁柱, 赵红, 等. 单缸轴向液压约束活塞发动机的输出特性仿真[J]. 农业机械学报, 2006, 37(9): 32—35.
Huo Wei, Zhang Tiezhu, Zhao Hong, et al. Simulation of the output character of the single-cylinder axial hydraulic confined piston engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(9): 32—35. (in Chinese with English abstract)
- [15] 霍炜, 张铁柱, 张洪信, 等. 三缸内燃式水泵的最佳经济工作区[J]. 农业工程学报, 2009, 25(11): 152—157.
Huo Wei, Zhang Tiezhu, Zhang Hongxin, et al. Best economic working area of three-cylinder internal combustion water pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2009, 25(11): 152—157. (in Chinese with English abstract)
- [16] Zhang Hongxin, Zhang Tiezhu, Wang Yushun, et al. Dynamic model and simulation of flat valve system of internal combustion water pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 18(3): 411—414.
- [17] 张洪信, 戴作强, 张翼, 等. 轴向液压约束活塞发动机工作原理与运转平稳性[J]. 中国机械工程, 2006, 17(5): 292—295.
Zhang Hongxin, Dai Zuoqiang, Zhang Yi, et al. Working principles and running stability of axial hydraulic confined piston engine[J]. China Mechanical Engineering, 2006, 17(5): 292—295. (in Chinese with English abstract)
- [18] 张继忠, 张铁柱, 戴作强, 等. 内燃式柱塞泵原理方案设计[J]. 中国机械工程, 2005, 16(21): 1881—1885.
Zhang Jizhong, Zhang Tiezhu, Dai Zuoqiang, et al. Principle scheme design of internal combustion piston pumps[J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(21): 1881—1885. (in Chinese with English abstract)
- [19] 王卫超, 张铁柱, 张洪信. 配流阀容积效率对三缸内燃水泵工作性能的影响[J]. 农业机械学报, 2009, 40(2): 76—80.
Wang Weichao, Zhang Tiezhu, Zhang Hongxin. Effect of distributing valve's volumetric efficiency on working performance of three cylinders internal combustion water pump[J]. Transactions of the CSAM, 2009, 40(2): 76—80. (in Chinese with English abstract)
- [20] Zhang Hongxin, Zhang Tiezhu, Wang Weichao. Influence of valve's characteristic on total performance of three cylinders internal combustion water pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(1): 91—96.
- [21] 姜勇, 杨道斋. 三缸内燃泵配流阀容积效率对整机性能影响的仿真研究[J]. 流体机械, 2010, 38(5): 29—33.
Jiang Yong, Yang Daozhai. Simulation study on influence of valve's characteristic on total performance of three cylinders internal combustion water pump[J]. Fluid Machinery, 2010, 38(5): 29—33. (in Chinese with English abstract)
- [22] 付云霞. 往复泵锥形阀结构优化设计方法[J]. 油气田地面工程, 2004, 23(11): 50.
- [23] 赵洪激, 刘扬, 魏立新, 等. 高压往复泵锥形阀结构优化设计[J]. 石油学报, 2000, 21(1): 91—95.
Zhao Hongji, Liu Yang, Wei Lixin, et al. Structure optimization design for prick valve of high pressure reciprocating pump[J]. Acta Petrolei Sinica, 2000, 21(1): 91—95. (in Chinese with English abstract)
- [24] 赵胜. 往复泵泵阀设计计算(二)[J]. 化工与通用机械, 1981(9): 33—39.
- [25] 董世民, 王春华, 阎乐好. 往复泵自动锥形阀运动规律的新模型与仿真[J]. 流体机械, 2001, 29(6): 19—22, 31.
Dong Shimin, Wang Chunhua, Yan Lehao. A new model and simulation of the movement of self-acting conical valve of reciprocating pumps[J]. Fluid Machinery, 2001, 29(6): 19—22, 31. (in Chinese with English abstract)

- [26] 戴相富, 周和平, 庞东晓, 等. 自动锥形阀运动规律数学模型及仿真[J]. 石油机械, 2003, 31(8): 6—8.
Dai Xiangfu, Zhou Heping, Pang Dongxiao, et al. Mathematic model and computerized simulation of motion law automatic conical valve[J]. CPM, 2003, 31(8): 6—8. (in Chinese with English abstract)
- [27] 赵洪激. 往复泵泵阀参数的计算[J]. 油气田地面工程, 1995, 14(3): 46—47.

Optimal design for cone valve of mechanical-hydraulic dual power engine

Huo Wei, Zhang Jipeng, Zhang Hongxin, Zhang Tiezhu

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Qingdao University, Qingdao 266071, China)

Abstract: Heat energy can be converted to hydraulic energy by a traditional engine-pump system (EPS). However, the EPS has some disadvantages, such as a long transmission line, low efficiency, and a complex and heavy structure. With an integrating traditional internal combustion engine and plunger pump to remove intermediate links, a mechanical-hydraulic dual power engine (MHPE) can convert heat energy to hydraulic energy directly. Therefore, the energy conversion efficiency was improved and the structure was simplified. MHPE can output one of or both machinery and hydraulic powers, and it can be used for excavators, loaders, bulldozers, and other engineering machineries. The distribution valve, the important element of MHPE, can affect the volume efficiency of the system directly by its structure and performance. The 36114ZG4B type six-cylinders radial MHPE was developed. A-H20L type one-way cone valve with the valve disk of 0.07557 kg quality, 0.028 m large diameter, 0.021 m small diameter and 40° angle is used as an inlet valve. A DIF-L20H type one-way cone valve with the valve disk of 0.04672 kg quality, 0.021 m large diameter, 0.016 m small diameter and 45° angle was used as an outlet valve. With the volume efficiency taken as an objective function, the cone valve's working conditions and structure dimensions taken as constraint conditions, and the cone valve's structure parameters taken as optimization variables, an optimization model was established. Based on Adolph's no-impact theory of pump valve, a valve disk's speed cannot exceed the maximum allowable speed. In order to guarantee the normal work of the valve cone, the hydraulic oil's flow rate through valve clearance is not allowed to exceed 6 m/s. iSIGHT software was used to optimize the cone valve's structure with the inlet valve disk result of 0.04076 kg, 0.036 m large diameter, 0.028 m small diameter, and 46° angle as well as the outlet valve disk result of 0.05845 kg, 0.028 m large diameter, 0.021 m small diameter and 49° angle. At the same time, the volume efficiency of the system was simulated and has been found to increase significantly with the optimization: the volume efficiency increased by 5.71% to the maximum point, 98.06%, at about 1300 r/min; the volume efficiency of the system decreased when the rotate speed exceeded 1 300 r/min, which is due to the cone valve's natural frequency is close to the integer times of the operating frequency of the system; and the volume efficiency is stable in the common condition area, which was from 1 200 to 1 400 r/min.

Key words: optimization, internal combustion engines, pumps, mechanical-hydraulic dual power engine, cone valve, volume efficiency

(责任编辑: 信世强)