·机械工程·

高速离心泵平衡孔轴面安放角对其性能的影响

程效锐1,2,常正柏1,王 堃1

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院,甘肃兰州 730050; 2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室,甘肃兰州 730050)

摘 要:为研究高速离心泵平衡孔轴面安放角对其内外特性及转子轴向力的影响,以一台转速 为 30 000 r/min 的高速离心泵为研究对象,利用 N-S 方程及 RNG k-ε 湍流模型进行全流场数值计 算。结果表明:随着轴面安放角的增大,高速离心泵轴功率 P 基本保持下降趋势,下降为最大轴功率 的 2.8%;效率 η 基本保持上升趋势,上升为最小效率的 1.1%;扬程 H 最大变化量为设计扬程的 1.5%,并出现极值点;随着轴面安放角的增大,平衡孔泄漏的高压射流对离心轮进口的主流排挤越小; 当轴面安放角-30° $\leq \theta \leq -10°$ 与 0° $\leq \theta \leq 20°$ 时,随着轴面安放角的增大,转子轴向力减小,在轴 面安放角 $\theta = 0°$ 时,轴向力发生骤增,出现极大值点;与传统轴面安放角 $\theta = 0°$ 的平衡孔安装方式相 比,本研究中轴面安放角 $\theta = 20°$ 时,轴向力降低 67.92%,可有效平衡转子轴向力。

关键词: 高速离心泵;平衡孔;轴面安放角;轴向力

中图分类号: TH311 文献标志码: A 文章编号: 1673-159X(2020)01-0092-08 doi:10.12198/j.issn.1673-159X.3380

Effect of Balancing Hole Meridianal Angle on Performance of High Speed Centrifugal Pump

CHENG Xiaorui^{1,2}, CHANG Zhengbai¹, WANG Kun¹

College of Energy and Power, Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050 China;
Key Laboratory Of Fluid Machinery and Systems of Gansu Province, Lanzhou 730050 China)

Abstract: Inorder to study the influence of the balancing hole meridional angle of the high speed centrifugal pump on its internal and external characteristics and the axial force of the rotor, taken a high speed centrifugal pump with a rotational speed of 30 000 r/min as the research object, the whole flow field was numerically calculated by using the N-S equation and the RNG k- ε turbulence model. The results show that with the increase of the meridional angle, the shaft power of the high speed centrifugal pump decreases to 2.8% of maximum shaft power, and the efficiency increases to 1.1% of the minimum efficiency, and the maximum variation of head is 1.5% of the designed head and appears the extreme point. With the increase of the meridional angle, high pressure jet leaked by balancing hole squeezes the main stream of centrifugal wheel inlet smalle. When the meridional angle is within the range of $-30^\circ \leq \theta \leq -10^\circ$ and $0^\circ \leq \theta \leq$

第一作者:程效锐(1972—),男,博士,教授,硕士研究生导师,主要研究方向为水力机械内部流动分析及优化。

ORCID: 0000 - 0003 - 4063 - 0501 E-mail: cxr168861@sina.com

引用格式:程效锐,常正柏,王堃.高速离心泵平衡孔轴面安放角对其性能的影响[J].西华大学学报(自然科学版),2020,39(1):92-99. CHENG Xiaorui, CHANG Zhengbai, WANG Kun. Effect of Balancing Hole Meridianal Angle on Performance of High Speed Centrifugal Pump[J]. Journal of Xihua University(Natural Science Edition), 2020, 39(1): 92-99.

收稿日期:2019-07-31

基金项目:国家自然科学基金(51469013)。

程效锐等:高速离心泵平衡孔轴面安放角对其性能的影响

20°, with the increase of the meridional angle, rotor axial force of the high speed centrifugal pump decreases. When the meridional angle is θ =0, the axial force of the rotor increases sharply and reaches the maximum point. Comparing with the traditional installation method of balanceing hole those meridional angle is θ = 0°, the axial force decreases by 67.92% and can be effectively balanced when the meridional angle is θ = 20° in this study.

Keywords: high speed centrifugal pump; balancing hole; meridional angle; axial force

高速离心泵利用高转速提高叶轮出口的线速 度,达到高扬程的目的。高速离心泵轴向距离较 小,结构紧凑,主要应用于航空航天领域。由于高 速离心泵高扬程的特点,泵腔内高压区与低压区压 差很大,使得高速离心泵内部泄漏很严重,并且转 子受到的轴向力很大。在离心轮后盖板开平衡孔 将高压流体引入离心轮进口,能够减少轴向力,改 变离心泵内部流场特性,对离心泵性能产生一定影 响[1-3]。平衡孔布置合理时,能较好地平衡转子轴 向力,且对高速离心泵性能影响较小。对于平衡孔 的设计方法,国内外相关学者做了一些研究,但主 要依靠经验的方式,没有一套严格的理论指导。关 于平衡孔内的流动特性,相关学者也做了一些研 究。周金鑫^[4]通过实验及量纲分析法推导了平衡 孔内的流动可近似看成圆管流动与沿旋转轴旋转 流动的组合。他提出平衡孔泄漏量受两个因素的 影响,首先是叶轮转速或向心加速度对泄漏量的影 响,其次是平衡孔长径比对泄漏量的影响。李嘉 等阿研究了诱导轮与叶轮组合式航空燃油离心泵 轴向力间隙补偿,提出减小出口间隙至 0.1 mm 时 可实现轴向力的补偿。曹卫东等阿研究了采用径 向回流平衡孔的低比转速离心泵压力脉动特性,比 较了无平衡孔、轴向平衡孔、径向平衡孔 3 种方案 对离心泵压力脉动的影响,提出采用径向平衡孔能 改善蜗壳隔舌处的压力脉动。刘在伦等四通过理 论计算与实验验证的方式对离心泵平衡孔泄漏量 进行研究,表明依据平衡孔泄漏量特性曲线计算得 到的轴向力曲线,可以满足工程计算需要。陆雄 等[8] 采用实验的方法,研究了平衡孔径向位置与孔 径的匹配规律对单级单吸离心泵轴向力的影响。 刘在伦等阿通过对离心泵平衡孔泄漏量的实验研 究,指出平衡孔液体泄漏量系数随着比面积增大而 减小。董玮等[10]研究平衡孔直径对离心泵性能及 平衡腔压力的影响,指出比面积 k ≥ 2.645 时离心 泵平衡腔区域盖板力基本平衡。沙玉俊等^[11] 研究 了平衡孔对高温高压离心泵性能的影响,指出平衡 孔对离心泵性能影响不大,但能有效平衡轴向力, 与无平衡孔的离心泵对比,平衡孔可减少约 15% 的轴向力。

现有研究主要针对低速离心泵平衡孔,对于高 速离心泵平衡孔研究较少。高速离心泵平衡孔两 侧腔体压差很大,高压差驱动下,平衡孔内的流动 状况复杂,传统的平衡孔安装方式,能较好地平衡 转子轴向力,但对离心泵进口的流态影响较大,从 而影响离心泵的性能。本文研究平衡孔轴面安放 角变化对高速离心泵内外特性及转子轴向力的影 响,有望在今后平衡孔的研究中有一定的借鉴作用。

1 研究对象及方案

1.1 几何模型

高速离心泵转子部件采用等螺距诱导轮加离 心轮结构,压水室采用蜗壳式压水室。图1为高速 离心泵泵体装配图。高速离心泵离心轮采用圆柱 型长短叶片结构,其中离心轮进口4枚,出口8枚, 相间轴对称分布。转子轴向力的平衡方式采用后 口环加平衡孔结构。考虑叶轮进口叶片数为4枚, 为保证平衡孔与离心轮较好匹配,采用4个平衡 孔,与叶片相间轴对称分布。表1为高速离心泵转 子部件主要参数。

1.2 研究方案

本文通过 6 种方案研究平衡孔轴面安放角对 高速离心泵内外特性及转子轴向力的影响规律。 引用后口环面积与平衡孔总面积的比值 k(比面 积) 定义平衡孔直径的特征尺寸^[12],选择比面积 k= 1,计算出平衡孔孔径 ϕ = 3.1 mm。表 2 为不同方 案下平衡孔的几何参数,图 2 为方案示意图。如 图 2 所示,在离心轮轴面上,径向定位尺寸线 O_1O_2 为轴向安放角为 0°时的平衡孔的中心线,定义平衡 孔径向定位尺寸线 O₁O₂在平衡腔端面的垂足 O为旋转中心,平衡孔轴线 O₃O₄绕 O 点旋转时与 径向定位尺寸线 O₁O₂的夹角为平衡孔轴面安放 角 θ(逆时针为正,顺时针为负)。



1—进口段; 2—诱导轮; 3—离心轮; 4—平衡孔; 5—蜗壳; 6—转轴图 1 高速离心泵泵体装配图

表1 高速离心泵转子部件主要参数

模型	主要参数				
诱导轮	进口轮毂直径 出口轮毂直径 d_{h1}/mm d_{h2}/mm		轮缘直径 <i>D_y/mm</i>	螺距 <i>P</i> /mm	叶片数 <i>z</i>
	10	18	40	13.93	2
离心轮	流量 <i>Q</i> /(m³/h)	扬程 <i>H</i> /m	进口直径 <i>D</i> 1/mm	出口直径 <i>D</i> 2/mm	出口宽度 b ₂ /mm
	16.3	1 200	40	95	3

表2	不同方案下平衡孔	几何参数
----	----------	------

方案	轴面安放角 <i>θ</i> /(°)	孔径 ø/mm	径向定位 <u>直</u> 径 D/mm	后口环直径 D ₁ /mm
1	- 30	3.1	32	52
2	- 20	3.1	32	52
3	- 10	3.1	32	52
4	0	3.1	32	52
5	10	3.1	32	52
6	20	3.1	32	52

2 数值计算

2.1 流体域几何模型

利用 Pro/E 三维造型软件对高速离心泵各过 流部件进行三维建模,图 3 为高速离心泵全流场三 维水体模型,高速离心泵主要过流部件包括进口



图 2 方案示意图

段、诱导轮、离心轮、蜗壳、前腔、后腔、出水段, 为保证数值计算流场结构的稳定性,对进出口段经 行了延长。



图 3 计算模型水体图

2.2 流体域网格划分

利用 Gambit 网格划分软件对高速离心泵全流 场水体模型进行网格划分,考虑计算域几何模型空 间结构较为复杂,选择适应性较好的四面体非结构 化网格。对诱导轮叶片进口边、离心轮叶片进口 边、平衡孔孔壁及蜗壳隔舌处进行网格加密处 理。通过网格无关性检测,确定了最合理的网格单 元数。表 3 为流体域网格数量统计。图 4 为高速 离心泵主要过流部件网格结构。

计算域	网格数/×104		
进口段	201.0		
诱导轮	153.7		
离心轮	153.7		
蜗壳及出口段	131.4		
全流场计算域	1 039.1		

第1期



图 4 主要过流部件网格图

2.3 求解方法及边界条件

根据计算模型所具有的特点,选用分离求解器。假定高速离心泵在稳定工作时,内部流场为定常流动,选择 RNG *k-e* 湍流模型,假设固体壁面无滑移,近壁面采用标准壁面函数,压力与速度的耦合计算采用 SIMPLE 算法。对方程组的离散格式,压力项采用标准格式,速度项、湍动能项和湍流黏性系数均采用一阶迎风格式。

高速离心泵诱导轮、离心轮旋转区域与蜗壳、 吸水室静止区域之间的耦合模型,选用多参考旋转 坐标系模型 (Multiple Reference Frame)^[1],旋转速度 为高速离心泵转速 (30 000 r/min),进口边界条件采 用速度进口 (Velocity-inlet),出口边界条件采用自 由出流 (Outflow),各交界面设为 Interior,当各计算 误差都小于 10⁻⁵或者监测的出口总压基本不变 时,认为计算已收敛。

3 计算结果与分析

3.1 高速离心泵外特性计算值与试验值对比

为了验证数值计算结果的可靠性,对平衡孔轴 面安放角 $\theta = 0^{\circ}$ 的高速离心泵经行试验验证。外 特性试验测试采用开式试验台,图 5 为高速离心泵 外特性测试试验台示意图。进出口压力采用精度 为 0.3 级的 Danfoss AKS32-LP 压力表,流量采用 精度为 1.0 的 LDG 智能电磁流量计,转矩测量采 用转速转矩仪,量程为 0~1 000 N·m,测量精度为 0.3 级。图 6 为高速离心泵外特性数值计算与试验 结果对比曲线。可知扬程 H、效率 η 的试验值与数 值计算值基本吻合,在规定的误差范围内,该数值 计算方法较为合理。

3.2 平衡孔轴面安放角变化对高速离心泵外特性的影响

如图 7 所示,随着轴面安放角 θ 的变化,高速

离心泵扬程、效率、轴功率有一定的变化。表4为 不同方案下,高速离心泵外特性的计算结果。当轴 面安放角-30° $\leq \theta \leq 20$ °时,高速离心泵扬程 H并非单调变化,最大变化量为设计扬程的1.5%; 当-30° $\leq \theta < 0$ °时,扬程先增大后减小,在 $\theta = -20$ ° 处,扬程达到极大值;当0° $< \theta \leq 20$ °时,扬程先增 大后减小,在 $\theta = 10$ °处,扬程达到极大值;当 $\theta =$



表4	不同方案下高速离心泵外特性计算结果
	1 1 1 Ya Me L MAYER & BARAN LA (E) 1 3 1 5 HAVE

方案	轴面安放角θ/ (°)	扬程H/m	效率η/%	轴功率P/kW
1	- 30	1 239.40	54.44	66.13
2	- 20	1 256.33	54.69	66.4
3	- 10	1 251.64	54.23	66.5
4	0	1 237.15	54.58	66.27
.5	10	1 250.50	55.11	65.92
6	20	1 239.9 1	55.54	64.85

0°时,扬程达到最小值。这表明,当平衡孔轴面安 放角-30° ≤ θ ≤ 20°时,平衡孔轴线与离心轮进口 方向有一定夹角时,扬程有所提高,并且此夹角存 在最优值。当平衡孔出口靠近离心轮出口处,最优 夹角为-20°,当平衡孔出口靠近轮毂处,最优夹角 为10°。这是由于平衡孔泄漏的高压射流与离心轮 入口的主流相撞之后混掺流入叶片流道,如图 8 所 示轴面流线图。流体质点在撞击过程中发生水力 损失,当轴面安放角为0°时,流体质点发生正碰,能 量消耗较大,水力损失较为严重,扬程较低。当平 衡孔轴线与离心轮进口方向有一定夹角时,流体质 点发生斜碰,能量消耗较小,水力损失较小,并且当 夹角为-20°与10°时,高速射流与主流碰撞后能够 较均匀混掺,水力损失最小,扬程达到极大值。



当轴面安放角在-30° $\leq \theta \leq$ 20°时,随着轴面 安放角的增大,高速离心泵轴功率 P 基本保持下降 趋势,下降为最大轴功率的2.8%。效率n基本保 持上升趋势,上升为最小效率的1.1%。可以看出 轴面安放角在-30° ≤ θ ≤ 0°时,轴功率、效率基 本保持不变; $0^{\circ} < \theta \le 20^{\circ}$ 时, 轴功率明显下降, 效 率明显上升。这是由于轴面安放角在-30° $\leq \theta \leq$ 0°时,如图 8(a)、8(b)、8(c)、8(d)所示,平衡孔出 口的高压射流直接进入叶片流道内,使得叶片受到 的载荷较大,轴功率较大,效率较低;轴面安放角 0° < θ ≤ 20°时, 如图 8(e)、8(f)所示,平衡孔出口 的高压射流没有直接进入叶片流道内,而是先进入 离心轮进口处,与主流混掺后均匀进入叶片流道, 叶片受到的载荷相对较小,轴功率较小,效率较高; 如图 8 所示,随着平衡孔轴面安放角的增大,高压 射流越贴近离心轮轮毂壁面流动,对主流流场的扰 动越小,轴功率越小,效率越高。

3.3 平衡孔轴面安放角变化对高速离心泵内流场的影响

平衡孔作为高速离心泵高压腔体与低压腔体的连通部位,其轴面安放角的变化对内部流场有较

大的影响。如图 9 所示,随着平衡孔轴面安放角的 增大,高速离心泵平衡腔压力的变化范围越小。主 要是因为靠近叶片处叶片对流体做功,叶片附近流 体的压力上升,而随着轴面安放角的增大,平衡孔 出口距离叶片越远,出口处的压力降低,平衡孔两 端的压差增大,泄压能力增大,使得平衡腔的压力 变化范围减小,并趋于均匀。

平衡孔泄漏的高压射流进入离心轮,在平衡孔 出口靠近叶片的后盖板上出现局部低压区,并且随着 轴向安放角的增大,此低压区范围增大。当轴面安 放角 10° ≤ θ ≤ 20°时,随着低压区范围进一步增 大,平衡孔泄漏的高压射流进入离心轮进口,压力 逐渐衰减。这主要是因为平衡孔泄漏的高压射流进 入离心轮,流道瞬扩,在平衡孔出口靠近后盖板处产 生漩涡,形成局部低压区,并且随着轴面安放角的 增大流道扩散程度越大,漩涡区域越大,低压区越 大。当轴面安放角 10° ≤ θ ≤ 20°时,随着漩涡区域 进一步增大,消耗了高压射流的能量,使得压力衰减。

为描述高速离心泵平衡孔轴面安放角对内部 流场的流动特性,绘制如图 8 所示的轴面流线图。 可以看出,平衡孔对高速离心泵离心轮流道内主流



产生较大的影响,使得离心轮进口靠近轮毂处产生 回流,影响离心轮进口流态。随着平衡孔轴面安放 角的增大,平衡孔出口靠近叶片的后盖板上出现漩 涡,漩涡区域逐渐增大,对离心轮进口回流区域进 行挤压,使得回流区域向轮毂处移动,且回流区域 减小,对离心轮进口主流流场的扰动减小。

3.4 平衡孔轴面安放角变化对高速离心泵转子轴向力的影响

高速离心泵转子轴向力主要由于离心轮前后 盖板受到的压力不对称引起。本研究采用后口环 加平衡孔的方式平衡轴向力,这种轴向力的平衡方 式是在保证前盖板所受轴向力不变的情况下,通过 改变平衡孔轴面安放角来改变平衡腔的压力分布, 进而调节后盖板所受的轴向力,使得前后盖板所 受的轴向力趋于平衡。如图 10 所示,轴面安放角 $-30^{\circ} \leq \theta \leq 20^{\circ}$ 时,随着平衡孔轴面安放角 θ 的增 大,高速离心泵平衡泄漏量q及转子轴向力F先减 小后增大再减小,并且变化趋势一致。当-30°≤ $\theta \leq -10^{\circ}$ 时,随轴面安放角的增大,平衡孔泄漏量 及转子轴向力减小,在 $\theta = -10^{\circ}$ 处,泄漏量及转子 轴向力均取得极小值。当-10° $\leq \theta \leq$ 0°时,随轴 面安放角的增大,平衡孔泄漏量及转子轴向力骤 增,在 $\theta = 0°$ 时泄漏量及转子轴向力均取得极大 值。当 $0^{\circ} \leq \theta \leq 20^{\circ}$ 时,随轴面安放角的增大,平 衡孔泄漏量及转子轴向力减小,在 $\theta = 20^{\circ}$ 处,达到 最小值,轴向力满足设计要求。

由于本研究的高速离心泵轴向力方向背离离



图 10 高速离心泵转子轴向力与平衡孔轴面安放角的关系 曲线(规定轴向力 F 方向背离离心轮进口)

心轮进口,利用平衡孔泄压减小平衡腔压力,达到 平衡轴向力的目的,因此平衡孔的泄漏量与转子轴 向力有相同的变化趋势。由于各方案所采用孔径 相同的平衡孔,平衡孔的泄漏量主要由平衡孔内流 体的速度决定。当-30°≤θ≤-10°时,平衡孔泄 漏的高压流体与离心轮主流流体流动方向较为一 致,平衡孔出口处流体质点相撞时动量损失较小, 平衡孔内流体的速度相对较大。随着轴面安放角 的增大,平衡孔泄漏的高压流体与离心轮主流流体 流动方向发生偏离,流体质点相撞时动量损失增 大,平衡孔内流体的速度减小,泄漏量减小,轴向力 减小, 在 $\theta = -10^{\circ}$ 处, 泄漏量及转子轴向力均取得 极小值。在 $\theta = 0^{\circ}$ 时,平衡孔内的流动沿中心轴线 对称,可近似看做"管嘴出流"。由于"管嘴出流"在 管壁内会产生贴壁的漩涡区,形成低压区,对腔体 的流体有抽吸效应,使得流出管口的流量增大。因 此, 在 $\theta = -10^{\circ}$ 处, 泄漏量发生骤增, 转子轴向力也 随之增大,泄漏量及转子轴向力均取得极大值。 当0° ≤ θ ≤ 20°时,由于后盖板圆弧的导流,平衡 孔泄漏的高压流体与离心轮主流流体流动方向有 相反的速度分量,流体质点相撞时动量损失较大, 平衡孔内流体的速度相对较小。随着轴面安放角 的增大,平衡孔泄漏的高压流体与离心轮主流流体 流动方向趋近于相反,流体质点对撞,动量损失增大, 平衡孔内流体的速度减小,泄漏量减小,轴向力减小。

高速离心泵平衡孔的存在使得平衡腔端面的 压力分布发生变化,从而改变转子轴向力。图 11 为高速离心泵平衡腔端面压力云图。可以看出:当 - 30° ≤ θ ≤ - 10°时,随着轴面安放角的增大,平 衡腔端面压力增大,后盖板受到的轴向力增大,平 衡了一部分转子轴向力,转子轴向力减小;在 θ = 0°时,平衡腔端面压力较小,后盖板受到的轴向力 较小,转子轴向力较大;当 0° ≤ θ ≤ 20°时,随着轴 面安放角的增大,平衡腔端面压力显著增大,后盖 板受到的轴向力显著增大,使得转子轴向力显著减 小,达到转子轴向力设计要求。通过分析平衡腔压 力分布,与图 9 显示的轴向力计算结果相吻合,更 加证明了本研究高速离心泵转子轴向力的平衡方 法能有效地减少转子轴向力。



4 结论

1) 平衡孔轴面安放角的变化对高速离心泵外 特性有一定的影响,随着轴面安放角的增大,轴功 率下降,效率有所上升,扬程变化出现极值点。

2) 平衡孔轴面安放角变化对离心轮进口流态 有较大影响,随着轴面安放角的增大,平衡孔泄漏 的高压射流对离心轮进口的主流排挤越小。

3) 平衡孔轴面安放角变化对高速离心泵转子 轴向力有较大影响, 当轴面安放角-30° $\leq \theta \leq$ -10°与0° $\leq \theta \leq$ 20°时, 随着轴面安放角的增大, 转子轴向力减小。在轴面安放角 θ =0°时, 轴向力 发生骤增, 出现极大值点。当轴面安放角 θ =20° 时, 与传统轴面安放角 θ =0°的平衡孔安装方式相 比, 轴向力降低 67.92%, 可有效平衡转子轴向力。 [1] MAJIDI K. Numerical study of unsteady flow in a centrifugal pump[J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 127(2): 805 - 814.

文 献

[2] GONZALEZ J, FEMANDEZ J, SANTOLARIA C. Numerical simulation of the dynamic Effects due to inpeeler-volute interaction in a centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(5): 348 – 355.

[3] 李世煌. 叶片泵的非设计工况及其优化设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.

[4] 周金鑫. 离心泵平衡孔泄漏特性研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2017.

[5] 李嘉, 李华聪, 王淑红, 等. 诱导轮与叶轮组合式 航空燃油离心泵轴向力间隙补偿[J]. 航空动力学报, 2016, 31(11): 2765 - 2772.

[6] 曹卫东, 张晓娣, 施卫东. 采用径向回流平衡孔的

低比速离心泵压力脉动特性[J].水利水电科技进展, 2011, 31(5): 23-26.

[7] 刘在伦, 王东伟, 梁森. 离心泵叶轮平衡孔液体泄 漏量特性试验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(7): 85 - 88.

[8] 陆雄, 范宗霖. 用改变平衡孔位置改善单级单吸 离心泵轴向力[J]. 水泵技术, 1998(6): 7-13.

[9] 刘在伦,陈小昌,王东伟,等.离心泵平衡孔液体 泄漏量试验与分析[J].农业工程学报,2017,33(7):6774.

[10] 董玮, 楚武利. 平衡孔直径对离心泵性能及平衡 腔压力的影响[J]. 农业机械学报, 2015, 46(6): 73 – 77.

[11] 沙玉俊, 刘树红, 吴玉林, 等. 平衡孔对高温高压 离心泵性能的影响研究[J]. 水力发电学报, 2012, 31(6): 259-264.

[12] 刘在伦, 王保明, 梁森. 浮动叶轮平衡腔压力的 试验分析[J]. 排灌机械工程学报, 2007, 25(4): 6-8.

(编校:夏书林)

(上接第76页)

[14] BIROŠ M, KYSLAN K, ĎUROVSKÝ F. Optimization of hybrid vehicle drivetrain with genetic algorithm using Matlab and advisor[J]. Journal of Engineering Science and Technology Review, 2017, 10(3): 35 – 40.

[15] 潘磊. 纯电动汽车动力系统匹配及仿真优化研究 [D]. 西安: 长安大学, 2015.

[16] YU J N, LIANG G H, WANG J, et al. Pure electric vehicle driving system parameter matching in motor higher efficiency interval [C]// 2012 International Conference on Systems and Informatics. [S.1]: ICSAI, 2012: 594-597.

[17] 高二客, 王海林. 某型纯电动汽车动力系统参数 匹配与优化研究[J]. 机械设计与制造, 2017(8): 31 - 35. (编校: 夏***)

(上接第 91 页)

[6] 中华人民共和国交通运输部. 公路隧道设计规范 (JTG D70-2004)[S]. 北京: 人民交通出版社. 2004.

[7] 中华人民共和国交通运输部. 公路隧道设计细则 (JTG/T D70-2010)[S]. 北京: 人民交通出版社, 2010. [8] 中华人民共和国交通运输部. 公路隧道设计规范 第二册 (交通工程与附属设施)(JTG D70/2-2014)[S]. 北 京: 人民交通出版社, 2014.

[9] 高建平. 高速公路运营安全性评价与对策研究 [D]. 上海: 同济大学, 2006.

(编校:夏书林)