

# 无刷直流电机电子水泵理论设计和仿真分析

卢建闯<sup>1</sup> 刘剑锋<sup>2</sup>

1 潍柴动力股份有限公司 上海 201114

2 广东骏驰科技股份有限公司 广东肇庆 526020

**【摘要】**随着新能源汽车的快速发展,其三电系统的热管理显得尤为重要,直接关系到整车的动力性、经济性、续航里程和安全性。电子水泵是热管理系统的核心部件,对整车的冷却液循环、预热和热量再利用等起到决定性作用。目前,还没有提出根据整车要求开发新能源行业电子水泵的理论和方法,大部分厂家都是在现有电子水泵产品中选型或者逆向开发,其性能参数不能完全与整车热管理系统匹配,造成了大量能源浪费,同时也降低了整车的续航里程。本文从整车需求和零件设计相结合的角度出发,提出一种新能源行业的电子水泵设计的理论和方法,使设计者可以在较短时间内确定电子水泵的性能参数,完成电子水泵的结构和零件的理论数据设计,并通过软件仿真,与其目标参数进行比较,大大降低了开发成本和周期。

**【关键词】**新能源;电子水泵;热管理;性能参数

Theoretical Design And Simulation Analysis of Brushless DC Motor Electronic Water Pump

Lu Jianchuang

(Wei Chai Power Ltd.)

**Abstract:**With the rapid development of new energy vehicle, the thermal management of its three-power system is especially important, which is directly related to the power, economy, range and safety of the whole vehicle. The electronic water pump is the core part of the heat management system, which plays a decisive role in the circulation of cooling liquid, preheating and Energy Reuse. At present, there is no theory and method to develop the electronic water pump in the new energy industry according to the product demand. Most of the manufacturers choose the type of the existing electronic water pump products, and its performance parameters can not match the vehicle thermal management system completely, it wastes a lot of energy and reduces the range of the car. In this paper, a new theory and method for the design of the electronic water pump in the new energy industry is proposed from the point of view of the combination of the whole vehicle demand and the part design, so that the designer can determine the performance parameters of the electronic water pump in a short time, the design of the structure and the theoretical data of the parts of the electronic water pump is completed, and compared with its target parameters by software simulation, the development cost and cycle are greatly reduced.

**Keywords:**New Energy; Electronic Water Pump; thermal management; performance parameters

随着我国政府能源供应和环保压力加大,发展新能源汽车是大势所趋,新能源汽车的热管理性能好坏,直接影响其续航里程、动力性、经济性和安全性;在传统发动机中,冷却水泵为机械结构,由于机械水泵无法根据发动机的冷却需求精准调节冷却水的需求,提供需求的冷却水流量,造成了大量的能源浪费。目前,还没有厂家针对某款车型或者发动机的热管理需求,正向开发电子水泵的结构和参数,以上问题,都为电子水泵的设计和发展提供了良好的市场基础。

泵是一种通用机械,种类甚多,应用极广,可以说,在国民经济各部门中,凡是有液体流动的地方,就有泵在工作<sup>[1]</sup>。离心泵广泛应用在汽车工业、医疗设备、环保设备和农业等各个领域,是应用最广泛的泵类。随着我国社会经济和科学技术的发展,相关行业都对离心泵的设计提出了越来越高的要求<sup>[2]</sup>。在1938年,Aaderson就提出了离心泵的面积比原理,在1963年,Worster第一次从理论上证明了面积比理论的科学性。在1957年,Stepanoff提出利用比转速的规律来分析

和研究泵的水力设计的速度系数法,同时根据大量的数据资料分析,提出了Stepanoff速度图<sup>[3]</sup>。随着科学技术的不断发展,泵的应用领域正在迅速扩大<sup>[4]</sup>。何希杰<sup>[5]</sup>提出了离心泵叶轮入口参数和叶轮进口边几何形状的最优设计方法,并利用正交试验方法分析各参数对汽蚀比转数的影响。孙卫平等通过对当前反设计技术方法的总结,通过对当前反设计技术方法的总结,通过反复计算和摸索,对传统离心泵的反设计计算方法进行了改进,取得了较理想的计算结果<sup>[6]</sup>。相似理论计算方法又称模型换算法,确切地说,这是一种泵的水力设计方法,而不只是叶轮的水力设计方法<sup>[7]</sup>。相似理论方法是用在整个泵的过流部件,需要知道原有泵的结构尺寸和性能参数等,有一定的局限性。张兴林等提出了叶片泵输入水功率与输出功率的根本区别,阐明了旋转叶轮内的非定常流、非惯性系等特性,初步提出了输入水功率由两种分功率合成的新构思<sup>[8]</sup>。

以上研究都是做泵的本身结构研究,并没有把整车热管理系统的具体参数与电子水泵的结构和性能参数

相结合, 本文根据整车热管理系统的需求参数转化成泵的设计性能参数, 根据泵的性能参数计算电机参数并做叶轮和壳体的参数计算和结构设计。

### 1 电子水泵的主要参数确定

根据整车需求, 对某款新能源车的热管理系统计算, 得到泵的流量和扬程等基本性能参数。依据基本参数, 设计一款完全符合该车型的电子水泵。电子水泵的基本参数如下表 1。

表 1 泵的主要参数

序号	内容	参数
1	最大流量 Q(L/min)	100
2	最大扬程 H(m)	10
3	汽蚀余量 NPSHr(m)	2
4	环境温度 (°)	-45~130
5	介质	清水
6	寿命	20000h

### 2 电子水泵的理论设计

根据表 1 泵的性能参数, 设计泵的结构和参数计算, 设计的泵满足扬程、流量和可靠性等基本要求。电子水泵由电机和泵体组成, 泵体又由叶轮、进水室和压水室组成, 本文根据性能参数分别对电机参数计算、叶轮、进水室和压水室的结构和参数设计。

#### 2.1 进口直径与出口直径的确定

##### 2.1.1 进口直径

泵的进口直径即为泵的吸入口直径, 为了提高泵的抗汽蚀性能, 吸入口直径小于 250mm 时, 进口液体的流速一般为  $V_s=1.0\sim 1.8\text{m/s}$ , 根据经验, 流速  $V_s$  取  $1.6\text{m/s}$ , 进口直径见公式 (1)。

$$D_s = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_s}} \quad (1)$$

公式 (1) 中  $Q$  为泵的最大流量,  $V_s$  进口流速。

带入相关数据得:

$$D_s = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{6}{1.6 \times 3600}} = 36\text{mm}$$

##### 2.1.2 出口直径

在扬程较低的泵中, 泵的出口直径与与进口直径可以设计成相等, 在高扬程设计中, 为了减小泵的体积, 出口直径可以设计成小于进口直径, 出口直径与进口直径关系式见公式 (2)。

$$D_d = (1.0 \sim 0.7)D_s \quad (2)$$

由于设计泵的扬程较低, 同时为了进水管和出水管径保持一致, 统一安装管路的型号, 出水口的尺寸也设计为 36mm。

### 2.2 电子水泵转速的确定

汽蚀比转速  $C$  见公式 (3)。

$$C = \frac{5.62n\sqrt{Q}}{NPSH_r^{3/4}} \quad (3)$$

根据不同的要求, 汽蚀比转速  $C$  的设计范围, 如下表 2。

表 2 汽蚀比转速设计范围

序号	内容	$C$ 的取值范围
1	高抗汽蚀性能的叶轮	1000~1600
2	兼顾抗汽蚀性能和效率的叶轮	800~1000
3	主要考虑提高效率的叶轮	600~800

兼顾效率和汽蚀性能, 汽蚀比转速  $C$  值选取 980, 则泵的转速为:

$$n = \frac{C \times NPSH_r^{3/4}}{5.62\sqrt{Q}} = \frac{980 \times 2^{3/4}}{5.62\sqrt{\frac{0.1}{60}}} = 7183\text{rpm}$$

电子水泵转速选择还需要考虑以下几个方面:

(1) 考虑匹配电机的性能;

(2) 转速越大, 过流部件磨损越大, 电子水泵总成振动越大, 噪声越大。

所以, 综合以上因素并结合电机情况, 选择泵的转速为  $n=4500\text{rpm}$ 。

### 2.3 电子水泵的结构型式选择

#### 2.3.1 比转速

比转速计算公式见 (4)。

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (4)$$

公式 (4) 中  $H$  为泵的最大扬程。

带入相关数据, 得:

$$n_s = \frac{3.65 \times 4500 \sqrt{\frac{1}{600}}}{10^{3/4}} = 119$$

根据对泵的比转速范围界定, 如表 3, 根据计算结果, 该泵为中比转速。

表 3 比转速分类

序号	内容	转速范围
1	低比转速	30~80
2	中比转速	80~150
3	高比转速	150~300

#### 2.3.2 泵的结构型式和材料选择

泵设计为蜗壳叶片式单级离心泵, 泵的壳体和叶轮均选用 AlSi9Cu3 材料, 其材料有密度小、强度高、抗腐蚀性强和较强的耐磨损性等优点。

### 2.3.3 泵的效率估算

#### 2.3.3.1 水力效率

水力效率可按公式 (5) 计算。

$$\eta_b = 1 + 0.0835 \lg \sqrt{\frac{Q}{n}} \quad (5)$$

带入相关数据得:  $\eta_b = 1 + 0.0835 \lg \sqrt{\frac{1}{600 \times 4500}} = 73\%$

#### 2.3.3.2 容积效率

容积效率可按公式 (6) 计算。

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68 n_s^{-2/3}} \quad (6)$$

带入相关数据得:  $\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68 \times 119^{-2/3}} = 97\%$

#### 2.3.3.3 机械效率

机械效率可按照公式 (7) 计算。

$$\eta_m \approx 1 - 0.07 \frac{1}{\left(\frac{n_s}{100}\right)^6} \quad (7)$$

带入数据计算得:

泵总效率约为公式 (8)。

$$\eta = \eta_m \eta_v \eta_b \quad (8)$$

带入相关数据得:  $\eta = \eta_m \eta_v \eta_b = 0.94 \times 0.97 \times 0.73 = 66\%$

### 2.3.4 功率和轴径计算

#### 2.3.4.1 轴功率为

泵的功率见公式 (9)。

$$P = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \quad (9)$$

公式 (9) 中  $\rho$  为液体密度。

带入相关数据:  $P$

$$P = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} = \frac{9.8 \times 1000 \times 0.1 \times 10}{1000 \times 60 \times 0.66} = 0.2475 \text{ kW}$$

假设无刷直流电机效率为  $\eta_m = 85\%$ , 则无刷直流

$$\text{电机额定功率为: } P_m = \frac{P}{\eta_m} = \frac{0.2475}{85\%} = 0.495 \text{ kW}$$

取实际无刷直流电机功率为 500W。

#### 2.3.4.2 轴径计算

电机扭矩为公式 (10)。

$$M_m = 9550 \frac{P_m}{n} \quad (10)$$

带入相关数据为:

$$M_m = 9550 \frac{P_m}{n} = 9550 \frac{0.5}{4500} = 1.06 \text{ N.m}$$

选用材料为 AlSi9Cu3, 其抗剪强度约为 112MPa。

则连接轴的最小轴径见公式 (11)。

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_m}{0.2[\tau]}} \quad (11)$$

公式 (11) 中  $M_m$  为电机扭矩,  $[\tau]$  为电机轴所选材料的剪切力。

带入相关数据, 得到:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_m}{0.2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1.06}{0.2 \times 112 \times 10^6}} = 0.00362 \text{ m}$$

取 1.3 倍的安全系数, 直径取整数为 5mm。

### 2.3.5 电机性能参数计算

#### 2.3.5.1 电机类型选择

电机选用无刷直流电机, 整车电压为 24V, 电机的电压工作范围设计为: 12V~32V。

无刷直流电机主要有以下优点:

(1) 无刷直流电机既具有交流电动机的结构简单、运行可靠、维护方便等一系列优点, 又具备直流电动机的运行效率高、无励磁损耗以及调速性能好等诸多优点;

(2) 无刷直流电机用电子换相替代传统的机械换相, 性能可靠、故障率低和寿命长;

(3) 体积小、重量轻。

#### 2.3.5.2 电机转速计算

电机转速与滑差率见公式 (12)。

$$n = n_m (1 - s) \quad (12)$$

公式 (12) 中  $s$  为滑差率 (%),  $n$  为泵的转速,

$n_m$  为电机转速。

电机转速额定转速的滑差率取 2%, 带入相关数据为:

$$n_m = \frac{n}{1 - s} = \frac{4500}{1 - 2\%} = 4591 \text{ rpm}$$

电机额定转速取整数为:  $n_0 = 4600 \text{ rpm}$ 。

电机最大转速与基转数关系式见 (13)。

$$\frac{n_{\max}}{n_0} = \beta \quad (13)$$

公式 (13) 中  $n_{\max}$  为电机最高转速,  $\beta$  为电机转速比转速比  $\beta$  值一般取 2~4, 转速比取 2, 驱动电机最高转速为 9200rpm。

### 2.3.5.3 电机功率计算

电机最大功率与额定功率关系式见 (14)。

$$p_{\max} = \lambda p_0 \quad (14)$$

公式 (14) 中  $\lambda$  为过载系数, 一般取 2~3,  $p_0$  为电机额定功率。

过载系数取 2, 则电机最大功率为 1000W。

### 2.3.5.4 电机功率计算

电机额定功率下的扭矩为 1.1N.m, 最大扭矩设计为额定扭矩的 1.5 倍, 则最大扭矩为 1.7N.m

### 2.3.5.5 电机参数

根据以上计算, 无刷直流电机设计参数如下表 4。

表 4 无刷直流电机参数

内容	计算值	内容	计算值
额定电压 /V	24	电压范围 /V	12~32
额定功率 /W	500	峰值功率 /W	1000
额定扭矩 /N.m	1.1	峰值扭矩 /N.m	1.7
额定转速 /rpm	4600	最高转速 /rpm	9200

## 2.4 水力结构设计

### 2.4.1 叶轮主要尺寸确定

叶轮是泵的核心部分, 泵的流量、扬程、效率、抗汽蚀性能和特性曲线的形状等均与叶轮的水力设计有重要关系<sup>[9]</sup>。叶轮、叶片结构设计合理, 减少机械损伤, 容积损失和水力损失。叶轮是泵的核心部件, 其流量、扬程、效率、抗汽蚀性能和特性曲线的形状等均与水力设计有着很重要的关系。

#### 2.4.1.2 叶轮进口直径

进口当量直径见公式 (15)。

$$D_0 = K_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (15)$$

公式 (15)  $K_0$  为系数,  $K_0$  取值范围根据设计要求确定, 参考数据如下表 5。

表 5 不同条件下  $K_0$  取值范围

序号	内容	$K_0$ 的取值范围
1	高抗汽蚀性能的叶轮	4.5~5.5
2	兼顾抗汽蚀性能和效率的叶轮	4.0~4.5
3	主要考虑提高效率的叶轮	3.5~4.0

兼顾抗汽蚀与效率,  $K_0$  取 4.2, 带入相关数据得:

$$D_0 = K_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 4.2 \sqrt[3]{\frac{0.1}{4500}} = 0.118m$$

叶轮进口直径计算见公式 (16)。

$$D_1 = \sqrt{D_0^2 + d_h^2} \quad (16)$$

公式 (16)  $d_h$  为轮毂直径, 根据泵的结构, 叶轮为进口不穿轴的单吸泵, 所以  $d_h = 0$ , 带入相关数据得:

$$D_1 = \sqrt{D_0^2 + d_h^2} = \sqrt{118^2 + 0} = 118m$$

叶轮进口直径取 118mm。

#### 2.4.1.3 叶轮叶片中间流线进口直径

叶轮叶片中间流线进口直径计算见公式 (17)。

$$D_j = K_j D_1 \quad (17)$$

公式 (17) 中  $K_j$  为系数, 取值范围为 0.7~1.0, 一般情况下, 低比转速条件下取大值, 该泵为中比转速, 则  $K_j$  取 0.8, 带入相关数据计算, 得:

$$D_j = K_j D_1 = 0.8 \times 118 = 94.4mm$$

取整数值为 90mm。

#### 2.4.1.4 叶轮出口直径

叶轮出口直径见公式 (18), 系数  $K_{D2}$  计算公式见 (19)。

$$K_{D2} = 9.35 \left( \frac{n_s}{100} \right)^{-1/2} \quad (18)$$

$$D_2 = K_{D2} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (19)$$

带入相关数据得:

$$K_{D2} = 9.35 \left( \frac{n_s}{100} \right)^{-1/2} = 9.35 \left( \frac{119}{100} \right)^{-1/2} = 8.57$$

$$D_2 = K_{D2} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 8.57 \sqrt[3]{\frac{0.1}{4500}} = 0.241m$$

叶轮出口直径为 241mm。

#### 2.4.1.5 叶轮宽度

叶轮宽度计算公式见 (20), 系数  $K_{b2}$  见公式 (21)。

$$b_2 = K_{b2} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (20)$$

$$K_{b2} = 0.64 \left( \frac{n_s}{100} \right)^{5/6} \quad (21)$$

带入相关数据得:

$$b_2 = K_{b2} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 0.1086 \sqrt[3]{\frac{0.1}{4500}} = 0.00305m$$

取叶轮宽度为 3.5mm。

2.4.1.6 确定叶轮叶片的进口安放角  $\beta_1$  和出口安放角  $\beta_2$

一般离心泵的进口安放角  $\beta_1$  一般取  $18^\circ \sim 25^\circ$ ，出口安放角  $\beta_2$  一般取  $18^\circ \sim 40^\circ$ ，选取进口安放角  $\beta_1=20^\circ$ ，出口安放角  $\beta_2=35^\circ$ 。

2.4.1.7 叶片数 Z 计算

叶片数计算公式见 (22)。

$$K_{b2} = 0.64 \left( \frac{n_s}{100} \right)^{5/6} = 0.64 \left( \frac{119}{100} \right)^{5/6} = 0.1086 \quad (22)$$

带入相关数据得：

$$Z = 6.5 \times \frac{(D_2 + D_3)}{(D_2 - D_3)} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

取叶片数为 7 个。

2.4.1.8 叶片厚度 S

叶片上受到输送液体的发作用力和叶片的离心力，受力情况很复杂，很难准确的进行计算，通常用经验公式计算，排挤系数  $\varphi_2$  与叶片厚度 S 之间的经验关系式见 (23)。

$$Z = 6.5 \times \frac{(D_2 + D_3)}{(D_2 - D_3)} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = 6.5 \times \frac{241 + 90}{241 - 90} \sin \frac{20^\circ + 35^\circ}{2} = 6.58 \quad (23)$$

出口叶片排挤系数取值范围一般在 0.85~0.95，排挤系数取 0.92，带入公式得：

$$\varphi_2 = 1 - \frac{zS}{\pi D_2 \sin \beta_2}$$

叶片圆周厚度约为 5mm。

2.4.2 压水室

2.4.2.1 压水室结构选择

压水室结构选用采用螺旋形结构，其压水室出口的流动方向和蜗室半径相垂直，这种结构保证了消除流动的旋转分量。

2.4.2.2 蜗室的设计和计算

为便于计算和绘图，蜗室通常取 8 个彼此成  $45^\circ$  的断面，见图 1，即用 8 个轴面切割蜗室。设计时先计算第 VIII 断面，其它断面以第 VIII 断面为基础进行确定。

$$S = (1 - \varphi_2) \frac{\pi D_2 \sin \beta_2}{Z} = (1 - 0.92) \frac{3.14 \times 241 \times \sin 35^\circ}{7} = 4.96mm$$

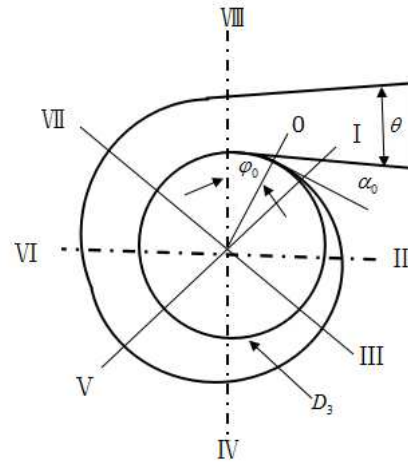


图 1 蜗室几何参数

2.4.2.3 基圆直径 D3 设计

切于隔舌头部的圆（或切于第 VIII 断面螺旋线起点的圆）称为基圆，基圆 D3 应稍大于叶轮外径 D2，使隔舌和叶轮间有一适当的间隙，一般为公式 (24)。

$$D_3 = (1.03 \sim 1.08) D_2 \quad (24)$$

间隙过小，容易液流阻塞引起噪声和振动，还可能在隔舌处发生汽蚀；间隙过大，间隙处存在着旋转的液流环，消耗一定的能量，降低泵的效率，该泵取 1.05，带入数据得基圆尺寸。

$$D_3 = 1.05 \times 241 = 253mm$$

2.4.2.4 蜗室进口宽度 b3 设计

蜗室宽度 b3 应大于包括前后盖板的叶轮出口宽度 b2，还应有一定的间隙用以补偿叶轮的串动和制造误差。蜗室宽度一般为公式 (25)。

$$b_3 = b_2 + 0.05 D_2 \quad (25)$$

带入相关数据得：

$$b_3 = 3.5 + 0.05 \times 241 = 15.5mm$$

2.4.2.5 蜗室隔舌安放角  $\varphi_0$  设计

隔舌位于蜗室螺旋部分的始端，将螺旋线部分与扩散管隔开。隔舌头部的断面为 0 断面，隔舌和第 VIII 断面的夹角为隔舌安放角  $\varphi_0$ 。一般隔舌安放角与比转速的关系如表 6。

表 6 比转速与隔舌安放角间关系

内容	参数
比转速 $n_s$	40~60 60~130 130~220 220~360
隔舌安放角 $\varphi_0$	0~15° 15°~25° 25°~38° 38°~45°

比转速  $n_s = 119$ ，隔舌安放角  $\varphi_0$  取  $20^\circ$ 。

2.4.2.6 扩散管设计

扩散管的作用在于降低速度，转化为压力能，同

时减小排出管路中的损失。扩散管的进口可认为是涡室的第Ⅷ断面，出口是泵的排出口。扩散管的角度范围  $\theta = 8^\circ \sim 12^\circ$ ，扩散角度取值为  $10^\circ$ 。

### 2.4.3 吸水室设计

吸水室指泵进口法兰到叶轮进口的过流部分，吸水室比压水室的水力损失小。

#### 2.4.3.1 吸水室结构

选用直锥形吸水室，因为直锥形吸水室结构简单、性能优良，液体在直锥形吸水管中流动，流速逐渐增大，分布均匀，水力损失小，保证叶轮进口有均匀的速度场。

#### 2.4.3.2 吸水室进口直径

吸水室进口直径经验公式 (26)。

$$D_s = (1 \sim 1.15) D_1 \quad (26)$$

公式 (26) 中  $D_1$  为泵的进口直径。

选取系数为 1.15，带入相关数据得：

$$D_s = 1.15 D_1 = 1.15 \times 118 = 135.7 \text{mm}, \text{取 } 136 \text{mm}.$$

## 3 性能仿真及分析

通过流体仿真软件做流体仿真分析，通过对泵的仿真，并根据仿真数据，判断泵的结构和参数能否满足其基本性能参数及其进一步的优化内容。

### 3.1 流量 - 扬程仿真分析

根据流量 - 扬程的仿真数据，如图 2，分析结果如下。

(1) 在同一转速条件下，在前 1/3 工况，随着流量的增加，扬程变化不大，在后 2/3 工况，随着流量的增加，扬程先逐渐下降，最后急剧下降。

(2) 在不同转速条件下，随着转速的下降，扬程和流量均呈现降低趋势。

(3) 每个转速条件下，每条流量 - 扬程性能曲线均没有出现驼峰现象，不会出现不稳定工况。

(4) 转速在 4500rpm 条件下，最大流量值略大与 100L/s，与理论设计值接近。

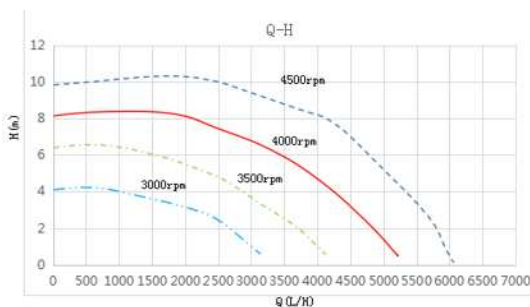


图 2 Q-H 曲线

### 3.2 流量 - 功率仿真分析

根据流量 - 功率曲线仿真数据，如图 3，分析结果如下。

(1) 功率随着流量的增加不断增加。

(2) 不同转速条件下，功率需求不同，高转速条件下功率的大于低转速条件下的需求。

(3) 功率的最大点不一定出现下理论设计的最大点，而是出现在理论最大功率点附近。

(4) 转速在 4500rpm 条件下，电机需求功率略大于 550W，基本符合理论设计要求。

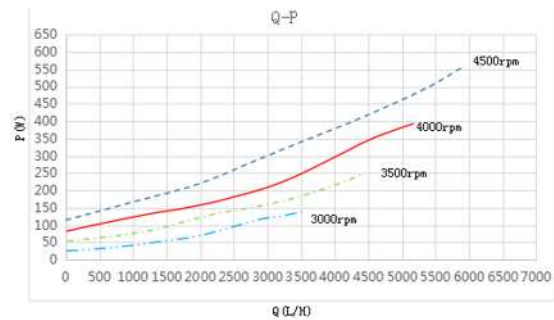


图 3 Q-P 曲线

### 3.3 流量 - 效率仿真分析

根据流量 - 效率仿真数据，见图 4，分析结果如下。

(1) 随着转速的降低，效率值和最佳工况点均在降低。

(2) 不同转速条件下，低流量条件下的效率值差别不大。

(3) 效率最大点不一定在理论设计点，而是在其附近。

(4) 效率值不是随着流量的增加而增加，而是在随着流量的增加，效率值先增加后降低。

(5) 转速在 4500rpm 条件下，理论设计效率与仿真结果差别不大。

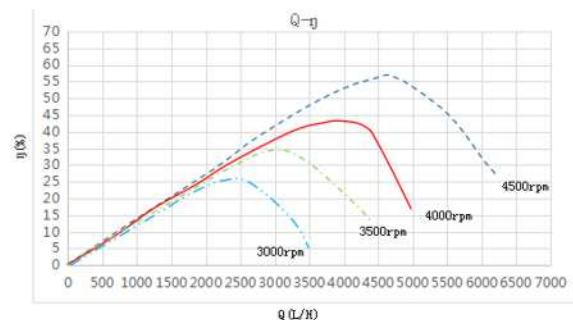


图 4 Q-η 曲线

根据以上分析，电子泵的功率、流量、扬程和效率的仿真值与理论设计值比较接近，叶轮和壳体的结构及参数设计比较合理，满足设计的要求。

## 4 讨论与结论

早在 20 世纪 30 年代，Hansen<sup>[10]</sup> 阐明了叶片出口角  $\beta_2$  和叶片数  $Z$  与扬程曲线驼峰的关系，在 2006 年，谈高明<sup>[11]</sup> 开发了预测离心泵性能的软件，毛军等<sup>[12]</sup> 利用 CFX 和 ANSYS 软件分别作了流场计算和结构分析。以上研究都对泵本体结构和参数作了多方面研究，提供了一定的理论参考数据。但是，针对新能源电子水泵的设计还没有形成成熟的开发方法和理论依据。

为了设计与新能源车完全匹配的电子水泵，提高

新能源车的动力性、经济性、安全性和提高行驶里程,根据整车热管理对流量和扬程等基本参数的要求,转化成电子水泵的基本性能参数,根据产品要求,设计电子水泵的叶轮和壳体的水力结构和参数,并对电机基本数据进行计算,并通过软件仿真,分析理论计算的合理性,为新能源电子水泵的设计提供一种快速的方法,通过以上设计,得到以下结果:

(1) 通过整理热管理系统对流量和扬程等基本需

求参数作为电子水泵基本性能参数,正向开发电子水泵

(2) 依据电子水泵的基本性能参数,设计与整车热管理需求匹配的电子水泵的叶轮和壳体的水力结构和参数计算;

(3) 根据水泵性能参数,电子水泵的电机参设计和选型可以满足性能要求;

(4) 通过理论计算和软件仿真,可以缩短电子水泵新产品开发的时间和降低实验费用。

#### 【参考文献】

- [1] 刘厚林,谈明高.离心泵设计方法[M].北京:机械工业出版社,2016.6.
- [2] 孙卫,李兵,孙玉祥等.离心泵反设计计算方法改进[J].流体机械,1005-0329(2008)08-0046-02.
- [3] 关醒凡.现代泵技术手册[M].北京:宇航出版社,1995.9.
- [4] 关醒凡.泵的理论与设计[M].北京:机械工业出版社,1987.2.
- [5] 沈阳水泵研究所,中国农业机械化科学研究院.叶片泵设计手册[M].北京:机械工业出版社,1983.7.
- [6] 张兴林,吴生盼,沈宗沼等.叶片泵输入水力功率探讨[J].流体机械,1005-0329(2011)07-0026-05.
- [7] 刘厚林,谈明高.离心泵现代设计方法[M].北京:机械工业出版社,2013.6.
- [8] 何希杰.离心泵叶轮入口参数最优化设计的研究[J].排灌机械,1987,5(4):18-25.
- [9] 袁寿其.低比速离心泵与设计[M].北京:机械工业出版社,1996.
- [10] 谈明高.离心泵性能预测理论及其软件开发[D].江苏大学,2006.
- [11] 毛军,杨立国,郗艳红.大型轴流风机叶片的气动弹性数值分析研究[J].机械工程学报,2009,45(11):134-139.
- [12] Pfeleiderer C.叶片泵与透平压缩机[M].奚启棣,译.北京:机械工业出版社,1983.