

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.10.010

电动燃油泵轴向油冷壳体隔板的数值研究*

魏仁凤¹, 王 彬^{1,2,3*}, 叶志锋^{1,2,3}

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016; 2. 江苏省航空动力系统重点实验室, 江苏 南京 210016; 3. 工业和信息化部 航空发动机热环境与热结构重点实验室, 江苏 南京 210016)

摘要:针对电动泵油冷散热效果与可靠性问题,对电动燃油泵轴向油冷壳体结构从温升、冷却油温度分布均匀度和流道压力降等方面进行了分析,基于流固耦合数值模拟研究了油冷壳体隔板数量和布置方式的设计方法,提出了一种变距隔板冷却结构,并将其与等距壳体进行了对比,研究了 8-32 范围内隔板数对流速、雷诺数、流道压降及温度场分布的影响规律,并研究了电动燃油泵电机功率对内壁面温度和冷却燃油压降的影响。研究表明:对额定功率 8 kW、热损耗 10% 的电动泵,隔板数为 18 时冷却效果达到饱和,继续增加隔板数难以显著提升冷却效果,且燃油流经冷却壳体的压降显著增加,但温度分布更加均匀。

关键词:电动燃油泵;轴向油冷壳体;隔板;散热性能

中图分类号:TH122;V233.2

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2018)10-1068-05

Numerical study on partition of axial fuel-cooling case on electric fuel pump

WEI Ren-feng¹, WANG Bin^{1,2,3}, YE Zhi-feng^{1,2,3}

(1. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China; 2. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System, Nanjing 210016, China; 3. Key Laboratory of Aero-engine Thermal Environment and Structure, Ministry of Industry and Information Technology, Nanjing 210016, China)

Abstract: Aiming at fuel cooling effects and reliability of electric fuel pumps, axial fuel cooling case structure for the pump was analyzed from aspects of temperature rise, evenness degree of fuel temperature and pressure drop along the cooling flow path. Fluid solid coupling numerical simulation was carried out for designing the number and layout of the axial partitions in the cooling case. A kind of varying-distance cooling case was proposed and compared with the equidistant case. Influences of partition number from 8 to 32 on velocity, Reynolds number, pressure drop and temperature field distribution of fuel in the case were investigated, using equidistant and varying-distance cooling cases respectively. The results indicate that 18-partition cooling case creates heat emission saturation with regards to the pump of 8 kW rated power and 10% thermal loss. More than 18 partitions cannot lead to remarkable improvement on heat emission capacity but increasing pressure drop across the case and more even temperature distribution on the wall.

Key words: electric fuel pump; axial fuel cooling case; partition; heat emission capacity

0 引 言

传统航空发动机燃油泵主要为固定排量泵,虽然可靠性高,但泵的转速与发动机转速直接相关,某些飞

行状态下燃油泵提供的燃油流量远高于发动机所需的流量,大量回流导致燃油系统的温度升高,因此有必要采取措施防止燃油系统过热而影响其性能。文献[1]提出电动燃油泵这一概念,具有可变速和变流量的电

收稿日期:2017-12-14

基金项目:航空科学基金资助项目(2015ZB52017)

作者简介:魏仁凤(1993-),女,山东潍坊人,主要从事发动机燃油系统及元件方面的研究。E-mail:321230382@qq.com

通信联系人:王 彬,男,博士,副教授。E-mail:binwang@nuaa.edu.cn

动燃油泵电机的转速与发动机转速无关,可根据发动机工作需要调整转速以提供发动机所需的燃油量,燃油也无需回流,系统重量和复杂性得以降低,同时降低油箱温升^[2],易于与多电发动机匹配。而航空用电动燃油泵将泵与电机高度集成以最大程度减小体积和重量。电动燃油泵工作过程中,电机损耗大多转变为热量,极易因壳体内部尤其是定子部件温度过高引起电机超温,严重时易使电机定子烧毁,或使电机定子绕组绝缘损坏而引起股间短路^[3]。因此,电动泵的热可靠性很关键。燃油冷却是最为直接的散热方法,国内未见专门针对燃油泵电机开展油冷技术的研究与应用。

国外在电机油冷研究方面也做了大量研究。TANGUY D 等人^[4]对电机油冷系统中各部分参数对冷却性能的影响做了大量实验;PECHANEK R 等^[5]应用计算流体力学方法研究了轴向和周向水冷结构的冷却效果;PONOMAREV P 等^[6]将热液模型应用于永磁电机油冷系统的研究;SAADI M S 等^[7]研究了窄流道油冷系统的冷却性能;LINDH P 等^[8]对间接型水冷结构进行了实验研究。综上,学者对电机的水冷技术研究,关注的主要是冷却效果。然而,航空用电动燃油泵的油冷壳体冷却液为航空煤油,且在散热性能、压降和工艺性方面均有严格要求。国内方面,有学者对中小型电机定子外水冷结构进行了初步设计计算^[9],采用水冷感应电机热网络模型计算了电机额定负载运行稳态温升及不同流速时电机绕组及定子轭部的温度分布^[10],基于场路耦合协同仿真对变频器供电时电机绕组铜耗和铁耗等进行了计算,对所设计的水冷系统进行了三维温升计算^[11],利用三维瞬态导热模型,对中小型电机定子三维瞬态温度场进行了仿真^[12]。

基于计算流体动力学(CFD)方法,本文将研究电动燃油泵功率适应冷却油分配时轴向油冷结构的散热性能,从隔板数量和分布形式寻求合理高效的冷却结构方案。

1 冷却壳体设计

1.1 结构参数

本文采用较为常见的油冷结构方案—轴向 S 型冷却流道。该结构具有散热均匀、不易在电机两端产生温度梯度、可使进出油口靠近等优点。电动燃油泵油冷流道结构是根据机载泵的性能要求专门设计的,侧重于满足冷却效果的前提下尽可能减小体积重量。

本文电动燃油泵由永磁同步电机驱动,其主要参数如表 1 所示。

表 1 电动泵的主要参数

参数/单位	值
额定功率/kW	8
额定速度/(r·min ⁻¹)	6 000
额定流量/(L·h ⁻¹)	3 360
效率(%)	90
转子内径/mm	54
转子外径/mm	69
气隙厚度/mm	1
定子内径/mm	81
定子外径/mm	145
定子轴向长度/mm	56

1.2 冷却油流量

若电机产生的热量全部由冷却液带走,进出口冷却液温差设计为 3 ℃,额定工况下电动泵的流量远高于电机壳体冷却所需的流量,多余燃油流量必使流道结构尺寸增加。故本研究提出在流道进口增设燃油分配器,以期实现按需供油,最大程度减小冷却壳体的径向尺寸,使其与同功率燃油泵一体化结构实现成为可能。燃油分配器设计非本文主要内容,在此仅作为本文研究内容成立的技术条件作必要交代。燃油分配器装于泵出油口,两输出油口一路将满足散热要求的冷却油流量引入冷却流道,另一路将其余燃油引入泵的工作回路,实际需要的冷却油流量为:

$$m = \frac{Q}{\Delta T C_p} \quad (1)$$

式中: m —冷却流量,经计算为 0.127 6 kg/s,为泵总流量的 17.5%; Q —散热功率,W; ΔT —进出口冷却油温差,℃; C_p —航空煤油比热容 kJ/(kg·K)。

1.3 冷却壳体尺寸

设计冷却流道截面尺寸时,应先确定流道有效流通面积,使冷却液有较合理的流速以达到较佳的冷却效果。文献[13]用热阻网络法研究了冷却水流速对电机温度的影响,发现冷却水在流道内湍流流动比层流流动的冷却效果好,冷却水流速对冷却效果影响较大。本文航空煤油作介质的设计流速也为 1 m/s。

冷却壳体其他几何尺寸可以根据几何关系获得,其结构尺寸需满足:

$$\begin{cases} n(a+c) = \pi d_1 \\ n(b+c) = \pi d_2 \\ \frac{m}{h \cdot \frac{(a+b)}{2}} = v_d \end{cases} \quad (2)$$

式中: n —隔板数; a —冷却流道内壁面宽,mm; b —冷却流道外壁面宽,mm; c —流道隔板宽,设计为 10 mm; h —流道高度,mm; d_1 —冷却流道内壁面直径,mm; d_2 —冷却流道外壁面直径,mm; v_d —设计流速,1 m/s。

冷却壳体内径 d_3 视作定子外径,冷却壳体内壁厚度设计为 5 mm。经计算,设计流速下冷却壳体隔板数为 20,其他主要参数如表 2 所示。

表 2 冷却壳体的几何参数

结构	参数	数值
冷却壳体	内径/mm	145
	外径/mm	185
	内壁面厚度/mm	5
	外壁面厚度/mm	5
	轴向长度/mm	76
通道	内壁面直径/mm	155
	外壁面直径/mm	175
	内壁面宽度/mm	14.35
	外壁面宽度/mm	17.57
	轴向长度/mm	56
隔板	高度	10
	厚度	10
	轴向长度	46

本文保持其他结构参数和冷却油流量不变,通过改变隔板数改变冷却液流速,研究一定流量下流速对冷却效果的影响。考虑到隔板数为偶数可确保进出口在同一端,令通道内隔板数在 8 - 32 以 2 顺次递增。根据冷却液流量和通流面积计算不同隔板数下的流速和雷诺数,可计算出冷却液的雷诺数:

$$R_e = \rho \frac{ud}{v} \quad (3)$$

式中: R_e —冷却液雷诺数; ρ —冷却液密度, kg/m^3 ; u —冷却液流速, m/s ; d —冷却流道的水力直径, m ; v —冷却液的动力粘度, m^2/s 。

冷却液流速和雷诺数随着隔板数增加的变化规律如图 1 所示。

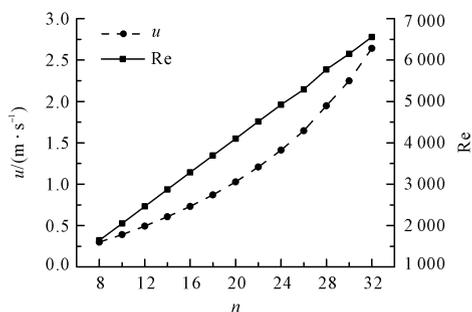


图 1 冷却油流量、雷诺数 - 隔板数关系

由图 1 可知:冷却液流速和雷诺数都随隔板数增加而增加,8 或 10 只隔板时雷诺数小于 2 300 为层流流动,大于 10 时为湍流流动,流动模型的选择,对数值模拟结果影响很大。

2 流固耦合数值模拟

根据油冷壳体内流体温度场计算求解器和耦合界面的基本原理,计算流体力学计算可归结为求解有

限元方程,流体流动问题根据 N-S 方程进行求解。考虑流体密度和粘性系数都为常数时的 N-S 方程为^[14]:

$$\rho \frac{du}{dt} = v \nabla^2 u - \text{grad}p + f \quad (4)$$

式中:左端项 — 微元的惯性力;右端第一项 — 粘性力;第二项 — 压力;第三项 — 体积力(如重力)。

若不考虑流体的粘性,得到理想流体的运动方程 — 欧拉方程(Euler)为:

$$\begin{cases} \frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = f_x - \frac{\partial p}{\rho \partial x} \\ \frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = f_y - \frac{\partial p}{\rho \partial y} \\ \frac{dw}{dt} = \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = f_z - \frac{\partial p}{\rho \partial z} \end{cases} \quad (5)$$

隔板数为 20 的冷却壳体流固耦合仿真的三维模型如图 2 所示。

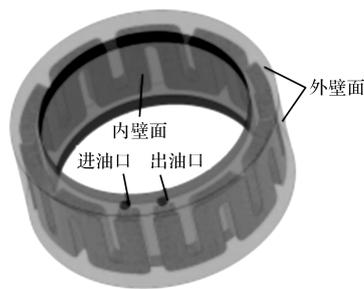


图 2 冷却壳体三维模型

图 2 中,深灰色为流体域,外圈淡灰色为固体域,内圈淡灰色面为与电机定子接触的内壁面。假设电机产生的热量以热流密度的形式均匀施加在该壁面上。基于 ICEM 网格生成软件对流体域和固体域划分网格,导入 CFX 软件前处理并进行计算以获得不同隔板数冷却壳体的冷却性能。CFX 前处理中,流体域介质为航空煤油,传热方式为 Thermal Energy(热焓模型),隔板数为 8 和 10 的壳体选择 Laminar 层流模型,大于 10 的壳体湍流模型则选用标准 $k-\varepsilon$ 模型^[15];固体域材质为钢,传热方式为 Thermal Energy。设置耦合面参数。设置 0.128 kg/s 的流量进口,温度为 35 °C;静压为 8 MPa 的压力出口;电机产生的热量以热流密度施加在与电机定子接触的内壁面上,热流密度为 31 373 W/ m^2 ,其余内壁面设为绝热壁面;与外界空气接触的壁面边界设定为自然对流换热,对流换热系数为 14 W/($\text{m}^2 \cdot \text{k}$)^[16],环境温度为 25 °C。

3 隔板数对冷却性能的影响

为研究隔板数对冷却效果的影响,笔者开展了 8 - 32 隔板壳体的流固耦合数值计算。隔板数的增加对壳体内外壁面平均温度的影响情况如图 3 所示。

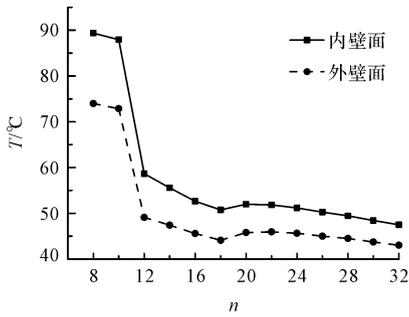


图 3 内外壁面温度与隔板数关系

由图 3 可知:流速随隔板数增加而增加,内外壁面平均温度持续降低,8 和 10 隔板的层流流动冷却效果明显差于湍流流动的冷却效果,这与文献[11]的结论一致。隔板数小于 18 时,随隔板数增加壁面温度下降较为明显,隔板数大于 18 后温度下降渐缓,据此初步认为 18 块隔板已达到饱和冷却液流速和饱和温度(饱和流速为 0.87 m/s,与 1 m/s 水冷流速有一定差别,内壁面即定子外圆饱和温度为 45 °C,与文献[11]一致)。

对燃油分配器的功率适应冷却油供给方案,其冷却油的压力损失关乎后续汇流性能,由此也视作评价冷却方案性能的指标之一。冷却液必使泵有一定的功率损耗,其与进出冷却流道压降的关系:

$$W_p = m_v \cdot \Delta p \quad (6)$$

式中: W_p —冷却液消耗功率,W; m_v —冷却液体积流量, m^3/s ; Δp —进出口压降,Pa。

冷却液流量一定时,泵为冷却液提供动力消耗的功率与冷却壳体进出口压降成正比。压降随隔板数增加而增加的关系曲线如图 4 所示。

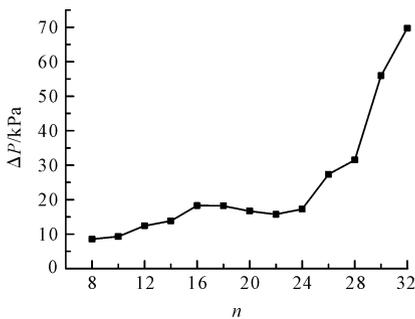


图 4 流道压降与隔板数关系

如图 4 可知:隔板数小于 24 时压降增加缓慢,隔板数大于 24 时压降急剧增加,此时冷却液流速为 1.41 m/s,可见对压降有严格要求的场合不宜选用隔板数超过 24 的壳体。

温度均匀性是衡量冷却性能的另一指标,可基于内壁面温度分布均匀度来判断。为便于描述,引入温度分布均匀度:

$$\eta = \frac{T_{top} - T_{ave}}{T_{ave}} \quad (7)$$

式中: η —温度分布均匀度,其越小则温度分布越均

匀; T_{top} —内壁面最高温度,°C; T_{ave} —内壁面平均温度,°C。

内壁面温度分布均匀度随隔板数的变化关系曲线如图 5 所示。

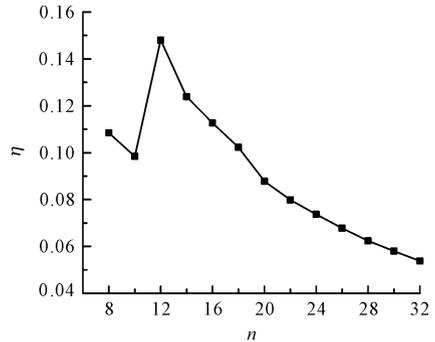


图 5 温度均匀度与隔板数关系

由图 5 可知:湍流流动时,增加隔板数有利于使温度分布均匀,层流到湍流温度分布均匀度有一个突增,流速较低时层流流动较湍流温度分布均匀。

综合比较可得:18 只隔板壳体的冷却性能较好,由此可将其定为最佳隔板数。

4 仿真实验结果与分析

本研究以得到最佳隔板数为 18 只的冷却壳体为例,用等距和变距两种冷却壳体分别计算。其中,等距流道同前文布置;变距采用隔板间距弧长对应的角度从 24°以 0.5°依次减小至 16°,过流面积依次减小。分析可知,若采用隔板间距逐渐增加,不利于壁面温度均匀分布,故不对该方案进行数值实验验证。

不同供油参数下,冷却液流量和散热热流密度会相应变化。供油压力不变时,泵输出流量与电机输出功率接近于线性关系,而燃油分配器固定分配 17.5% 的燃油进入冷却流道,由此冷却液流量与电机功率接近于线性关系。计算得到散热功率仍设为电机功率的 10%,内壁面与定子接触面积不变。

电机在不同仿真实验工况下内壁面热流密度和冷却液流量数值表如表 3 所示。

表 3 电动燃油泵仿真实验工况

功率/kW	冷却流量/($kg \cdot s^{-1}$)	热流密度/($W \cdot m^{-2}$)
5	0.080	19 608
6	0.096	23 529
7	0.112	27 451
8	0.128	31 373
9	0.144	35 294
10	0.160	39 216
11	0.175	43 137

CFX 流固耦合仿真实验时,改变上述两参数研究冷却油散热性能。该表中冷却液雷诺数均大于 2 300,流动模型都设置为标准 $k-\epsilon$ 湍流模型。

两种隔板方案油冷壳体的内壁面温度和燃油压降随电机功率变化的仿真曲线如图 6 所示。

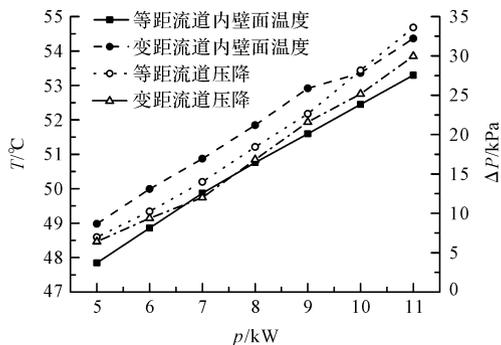


图 6 内壁面温度与电机功率关系

由图 6 可知:内壁面温度随着电机功率近乎线性增加,隔板等距的壳体内壁面温度较渐缩变距隔板壳体的低,这是由于渐缩隔板在燃油出口处流速增加,定子与壳体内油冷介质换热不充分所致。而且燃油流经冷却流道产生的压降随电机功率增加而增加,采用变距隔板的冷却壳体进出口压降稍大于等距隔板的压降,这是由于变距隔板形成的流道局部水力损失要大于等距隔板形成的流道^[17],压降稍大。

综上所述:等距隔板布置壁面温度较低,变距隔板有利于壁面温度均匀分布,但压降略大。

5 结束语

本文对电动燃油泵电机轴向油冷壳体的隔板设计方案进行了 CFD 流固耦合数值计算,研究了隔板数和隔板布置方式对冷却效果的影响。主要结论如下:

(1) 隔板数为 18 的冷却壳体,其冷却效果达到饱和,继续增加隔板数难以显著提升冷却效果,随隔板数增加燃油流经冷却流道的压降增加,隔板数小于 24 时压降增加缓慢,大于 24 时压降显著增加,隔板数增加有利于壁面温度分布均匀;

(2) 隔板数和冷却液流量相同时,等距隔板的冷却壳体壁面温度低,燃油流经冷却流道的压降也较低,隔板数为 18 的等截面流道冷却壳体拥有最佳冷却性能。

本文提出的隔板变距壳体的壁面温度分布均匀,工程设计中应根据具体情况确定上述两种方案。

参考文献 (References):

[1] 文元江,李 瑜,孙树恩.多电发动机用电动燃油泵方案研究[R].无锡:中国航空工业集团动力控制系统研究

所,2008.

- [2] 吕亚国,任国哲,刘振侠,等.飞机燃油箱热分析研究[J].推进技术,2015,36(1):62-67.
- [3] 孔晓光.高速永磁电机定子损耗和温升研究[D].沈阳:沈阳工业大学电气工程学院,2011.
- [4] TANGUY D, PELLÉ J, SOUAD H, et al. Experimental study of oil cooling systems for electric motors[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015(75), 1-13.
- [5] PECHANÉK R, BOUZÉK L. Analyzing of two types water cooling electric motors using computational fluid dynamics [C]. 15th International Power Electronics and Motion Control Conference and Exposition, Washington: IEEE, 2012.
- [6] PONOMAREY P, POLIKARPOVA M, PYRHENEN J. Thermal modeling of directly-oil-cooled permanent magnet synchronous machine [C]. 2012 20th International Conference on Electrical Machines, Washington: IEEE, 2012.
- [7] SAADI M S, ISMAIL M, FOTOWAT S, et al. Study of motor oil cooling at low Reynolds number in multi-port narrow channels [J]. *SAE International Journal of Engines*, 2013, 6(2): 1287-1298.
- [8] LINDH P, LIDHN T, HEIKKINEN J, et al. Indirect water cooling system improvements for vehicle motor applications [C]. 9th International Conference on Compatibility and Power Electronics, Washington: IEEE, 2015.
- [9] 孙利云. S 型电机水冷系统设计与散热计算[J]. 中国科技博览, 2011(28): 331-332.
- [10] 吴桂珍,孟大伟,许明宇. 高能量密度水冷电机冷却系统设计与热力计算[J]. 防爆电机, 2008, 43(3): 1-4, 21.
- [11] 姚光久. 电机温度场的仿真与分析[J]. 电气传动自动化, 2017, 39(2): 16-18.
- [12] 冯桂宏,张书伟,张炳义,等. 挤塑机直驱永磁电机温度场的计算[J]. 机电工程, 2016, 33(1): 96-100.
- [13] 李翠萍,柴 凤,程树康. 冷却水流速对汽车水冷电机温升影响研究[J]. 电机与控制学报, 2012, 16(9): 1-8.
- [14] 王晓远,杜静娟. 应用 CFD 流固耦合热分析车用高功率密度电机的水冷系统[J]. 电工技术学报, 2015, 30(9): 30-38.
- [15] 谢龙汉,赵新宇. ANSYS/CFX 流体分析及仿真[M]. 北京:电子工业出版社, 2013.
- [16] 付雅军. 电动轿车用永磁同步电机的温度场分析[D]. 沈阳:辽宁工业大学汽车与交通工程学院, 2014.
- [17] 陈 朝. 常见管道局部水头损失的数值模拟[D]. 天津:天津大学建筑工程学院, 2008.

[编辑:张 豪]

本文引用格式:

魏仁凤,王 彬,叶志锋. 电动燃油泵轴向油冷壳体隔板的数值研究[J]. 机电工程, 2018, 35(10): 1068-1072.

WEI Ren-feng, WANG Bin, YE Zhi-feng. Numerical study on partition of axial fuel-cooling case on electric fuel pump[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2018, 35(10): 1068-1072.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>