

进口节流面积对汽心泵流动特性的影响分析

Analysis on Influence of Inlet Throttling Area on Flow Characteristics of Vapor-Core Pump

■ 王玥 王斌 / 中国航发西安动力控制科技有限公司

目前业界对汽心泵的工作机理尚未有清晰的认识,对泵在不同工况下其内流场、外特性的变化特征也不尽明确,因此开展相关燃油汽心泵性能验证及试验研究工作,对燃油汽心泵的后续研发、推进先进燃油控制系统的发展工作至关重要。

汽心泵是在离心泵的基础上,在泵进口增加节流装置,通过控制进口节流阀的开度改变离心泵进口的过流面积,从而实现流量调节功能。汽心泵自20世纪70年代面世以来,以其自身显著的优越性引起了世界各国的重视。目前汽心泵的转速达到4000~40000r/min,最大流量可达40000L/h,出口压力最高可达13MPa左右。从综合性能参数看,汽心泵能够满足现代大推力航空动力装置需要,早已作为加力燃油泵用在国外多款高性能军用发动机上^[1-2]。

汽心泵进口节流面积调节原理

由于汽心泵的工作特性,在定转速条件下,改变泵的进口节流面积,可以实现不同的流量和压力供应,如图1所示。换言之,为实现系统供油的流量和压力需求,在定转速条件下,只需要选择合适的进口节流面积即可。因此,在特定的进口节流面积条件下汽心泵的工作特性研究显得尤为重要,它决定了该条件下系统对压力和流量调节的边界。

国内外关于汽心泵的公开研究

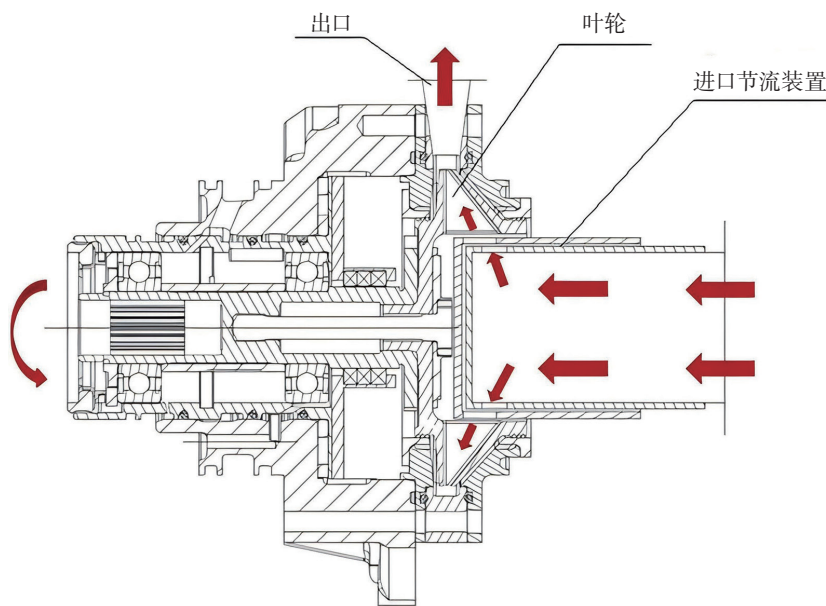


图1 汽心泵结构原理

资料均较少。阿伦·库马尔(Arun Kumar)等^[3]研究了汽心泵等效负载的计算方法;利奇曼(Leachman)等^[4]提出一种汽心泵含大小叶轮结构组合以适应不同的供油量需求,两叶轮间采用迷宫封闭,能够避免大范围流量调节引起的油温升过大、汽蚀等问题;于定鹏等^[5]利用数值模拟的方法对比了汽心形态对泵性能的影响,获得了汽心区域的合理范围,并对径向直叶片的燃油汽心泵

进行了叶片数的优化研究,获得了叶片数对叶片出口压力脉动的影响;管华盛等^[6]基于多节流阀开度的数值模拟得到4种典型汽心形态,研究不同进口、出口压力的流量特性和供油效率,并分析了不同汽心形态下出口流量的脉动特性,开展的汽心泵全调节范围特性研究对完善设计方法具有重要意义;薛秋农^[7]通过理论分析和试验,导出了汽心泵稳定工作的基本方程和性能参数之

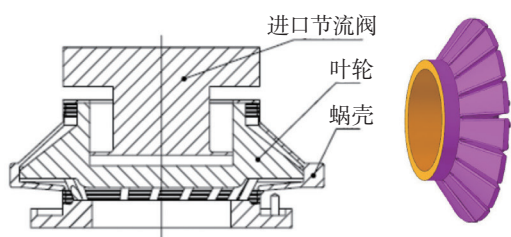


图2 流场计算域

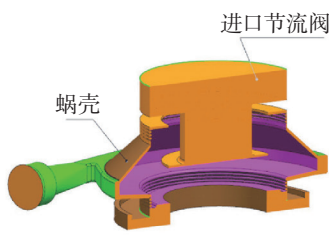


图3 网格划分

间的函数关系，提出了决定相对汽心直径的特征参数，发现汽心泵可借助汽心大小的变化来自动补偿外界扰动对流量调节的影响；顾民^[8-9]利用试验方法给出了汽心泵的压头特性、汽心变化、泵内水力损失及径向力等主要特性的计算方法，并确定了汽心泵输出压力对进口节流阀开度阶跃变化的动态响应性能，整理出动态数学模型，获得汽心变化规律，为评价汽心泵动态性能提供了重要依据。上述关于汽心泵的研究内容大多集中在汽心区域对汽心泵性能的影响，以及汽心泵的调节方式等，对汽心泵的调节边界及其本身的供油特性并未深入探索。为满足航空发动机燃油系统的调节需求，很多学者面对系统调节需求开展了燃油泵的性能研究。本文在对汽心泵进行性能试验的基础上，对不同进口节流面积的汽心泵工作特性进行数值模拟研究，寻求不同进口节流面积条件下系统对汽心泵压力和流量调节的边界，为汽心泵系统调节范围提供依据。

物理模型及数值计算方法

物理模型

本文以一型汽心泵样机为研究对象，其主要结构包含进口节流阀、叶轮和蜗壳。进口节流阀是套筒形阀门，由伺服活塞通过曲柄连杆机

构操作控制流通面积，从而控制燃油流量。采用相关软件对计算域进行三维造型，如图2所示。汽心泵样机为直叶片式叶轮，叶片数为17，工作状态运行参数包括转速 $n=21045$ r/min，进口压力 $p_{in}=0.76$ MPa，进口阀的计量面积范围为 $0 \sim 2250$ mm²。

网格划分

将流体域模型装配后，采用相关流体仿真软件网格模块进行网格划分，对叶片及隔舌附件区域进行局部加密，在进口阀全开、流量 $Q=10000$ L/h时，进行网格无关性检查。由表1可以看出，随着网格数量的增加，汽心泵的计算增压值逐渐增大，网格数量增加至600万时，计算增压值误差在1%以内。因此，综合考虑最终选择第3套网格作为分析计算网格，如图3所示。

边界条件

采用速度压力耦合算法求解控

制方程，标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型进行数值模拟，动静交界面设置为不匹配网格界面，近壁面区域采用标准壁面函数处理。进口边界条件采用总压进口，出口边界条件采用质量出口。空化模型选用平衡凝聚气体模型，入口的气泡体积分数设置为0，汽化压力设置为22kPa。

非定常数值计算以定常计算的结果作为初始值，总计算时长设置为0.02272s，计算残差收敛标准设置为 10^{-5} ，实际计算过程中以计算扬程波动小于1%为标准，提取最后3个旋转周期数据对非定常数值计算结果进行分析。选用航空煤油作为介质，参数设置见表2。

结果与分析

外特性分析

对模型泵在进口节流阀全部敞开的条件下进行试验，与相同条件

表1 原型泵的网格无关性检查

序号	1	2	3	4
网格数	4261358	5723564	6155202	7322869
增压值/MPa	7.58	7.61	7.78	7.79

表2 介质参数设置

摩尔质量/ (kg/kmol)	密度/(kg/(m·s))	比热容/ (J/(kg·K))	热膨胀系数/ K ⁻¹	动力黏度/ (kg/(m·s))
18.02	780	4181.7	0.000257	0.001019

表3 试验与仿真计算结果对比

转速 n / (r/min)	流量要求 Q / (L/h)	进口压力 p_{in} / MPa	出口压力 (实测) / MPa	出口压力 (计算) / MPa	相对偏差 $\Delta \eta$ / %
21045	10000	0.76	7.75	7.68	0.92
	15000		7.93	7.96	0.37
	20000		7.83	7.96	1.66
	25000		7.61	7.73	1.57
	28185		7.25	7.41	2.02
	33500		6.56	6.75	2.89

下的仿真结果进行对比,结果如表3、图4所示。可以看出,在不同流量下仿真计算与试验实测的汽心泵出口压力相对偏差均小于3%,表明所采用的仿真方法可信度较高,可以进行该型泵的性能分析。

分别在进口节流面积为 57.5mm^2 、 112.5mm^2 、 187.2mm^2 、 274.4mm^2 、 280.2mm^2 和 1727.87mm^2 时,在转速 $n=21045\text{r/min}$,进口压力 $p_{in}=0.76\text{MPa}$,出口自由出流条件下对模型泵进行仿真分析,得到该汽

心泵的流量-压力曲线如图5所示。由图5可以看出,由于进口节流阀的作用,使汽心泵的性能曲线区别于普通离心泵。进口节流面积越小,汽心泵工作流量范围越小,压力曲线下降的越快。这是由于进口节流阀阻碍了介质流入,使得叶轮在大流量时抽吸不足,叶轮中心压力降低,出口压力急剧下降。

图6、图7分别为不同进口节流面积条件下该汽心泵的流量-功率、流量-效率曲线,由图6、图7可以看出,功率曲线和效率曲线与压力曲线相对应,与离心泵做功特点一致,在正常工作范围内产品功率随着流量的增大而增大,并存在最佳

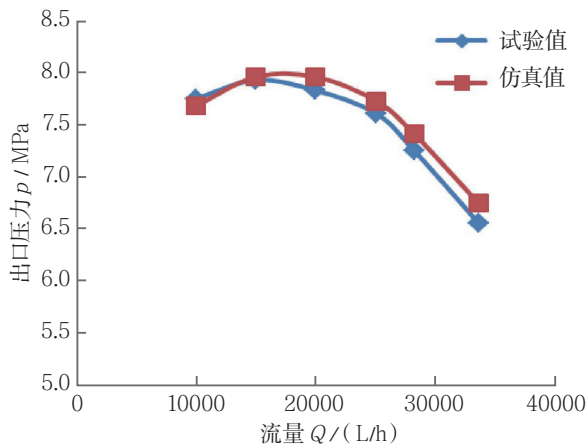


图4 试验与仿真计算出口压力对比

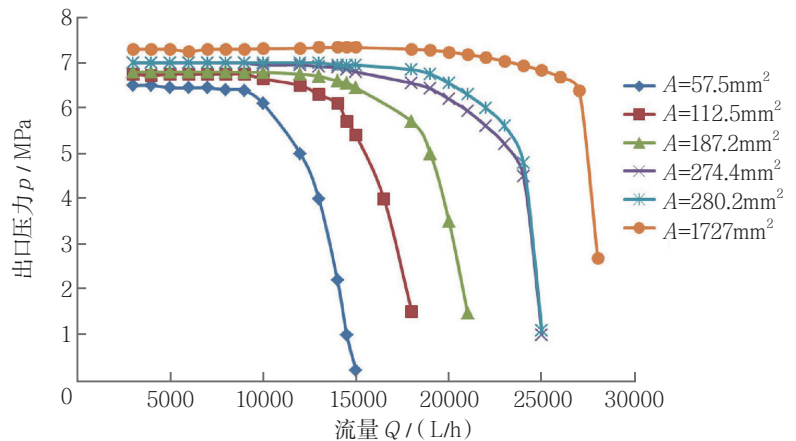


图5 不同进口节流面积条件下的流量-压力曲线

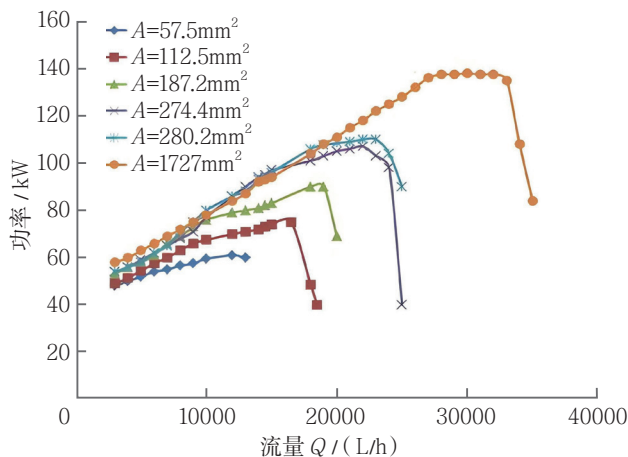


图6 不同进口节流面积条件下的流量-功率曲线

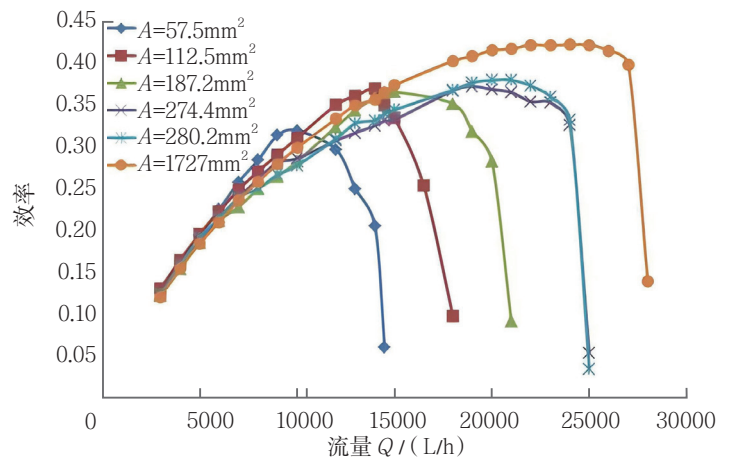


图7 不同进口节流面积条件下的流量-效率曲线

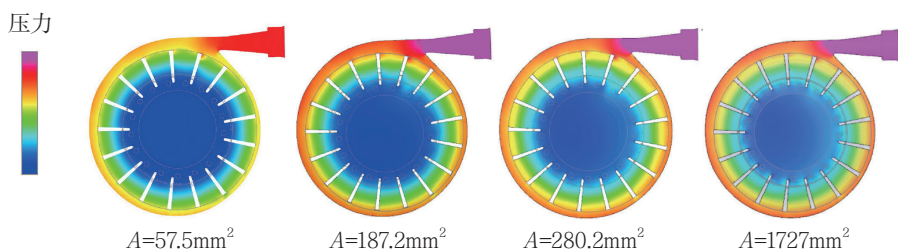


图8 不同进口节流面积在流量为3000L/h下的静压分布情况

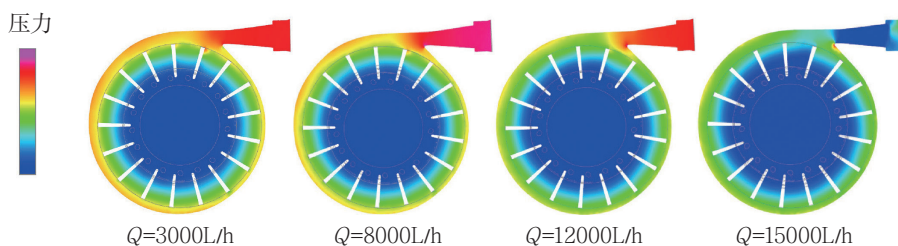


图9 进口节流面积为57.5mm²时不同流量下的静压分布情况

效率点。超出流量工作范围后，功率和效率均急剧下降。

静压分布结果

在转速 $n=21045\text{r/min}$ 、进口压力 $p_{in}=0.76\text{MPa}$ 条件下，在进口节流面积分别为 57.5mm^2 、 187.2mm^2 、 280.2mm^2 、 1727mm^2 时，对流量为 3000L/h 的汽心泵内流场静压分布情况进行仿真分析，如图8所示。可以看出，在流量均为 3000L/h 的情况下，随着进口节流面积增加，汽心泵内部的低压区面积减小，随着叶轮做功，介质压力随半径的增加而不断升高，进入蜗壳后开始减速扩压；低压区的形状是围绕叶轮中心的一个较为对称的圆，低压区的面积越大，蜗壳出口处的介质压力越低。

图9是在进口节流面积为 57.5mm^2 时，汽心泵在不同流量下的静压分布情况。可以看出，在进口节流面积一定的条件下，随着流量的增加，叶轮内的低压区面积也随之增大，介质出口压力降低。当流量增加至 15000L/h 时，叶轮中心区

域处出现了尺度较大且延伸至叶轮出口附近的低压流动，这是受进口节流阀后压力降低的影响而产生的，反作用于叶轮进口区域，进一步加重了进口节流阀后的低压。隔舌处的静压分布因受到隔舌处不稳定流动的影响，呈现出散射状的压力分布，并影响到扩散段进口处的静压分布，使扩散段的高压区向扩散段一边的壁面偏移，最终导致扩散段进口处的静压分布不均，出现了局部高压。

结合图8和图9可以看出，在进口节流阀的影响下，汽心泵内的静压分布与普通离心泵有较大区别，

在定流量的条件下，叶轮中心低压区的面积与进口节流阀面积直接相关，进口节流阀面积越小，叶轮中心低压区面积越大；在定进口节流阀面积的情况下，流量越大，叶轮中心低压区面积越大。这是由于汽心泵进口节流阀的阻碍，使得液体无法顺利的补充，从而在叶轮中心位置形成低压区，并且低压区的面积随着阻碍程度的增加而增大。

气体体积分数分布结果

图10为进口节流面积为 57.5mm^2 时，不同流量条件下的汽心泵内部蒸汽气体体积分数分布情况，可以看出，在汽心泵正常工作时，其叶轮中心部位均存在汽心区，在进口节流面积一定的条件下，流量越大，蒸汽气体体积分数占比越大，在流量为 8000L/h 时，叶轮中心处存在着完全的汽心区，至 12000L/h 流量时汽心区已充满80%的叶轮腔，至 15000L/h 流量时，汽心区已接近叶轮外缘。结合图5和图7可以看出，随着汽心区体积的增大，汽心泵的出口压力也会不断降低，并且存在一个最佳效率点。

根据汽心泵的工作原理，当进口节流阀后的介质压力低于当地温度下的饱和蒸气压时，介质会发生汽化，在叶轮中心部位形成汽心，因此称之为汽心泵。在蒸汽进入叶

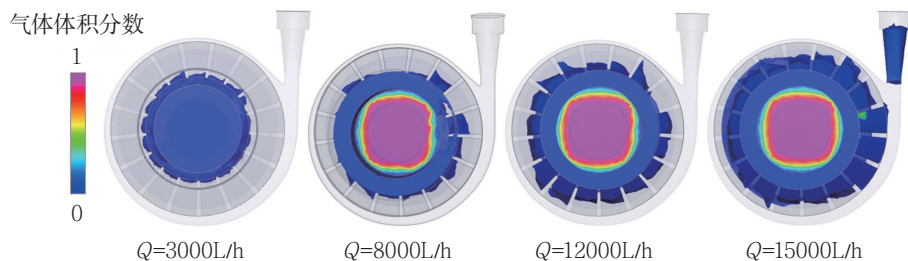


图10 进口节流面积为57.5mm²时不同流量下的气体体积分数情况

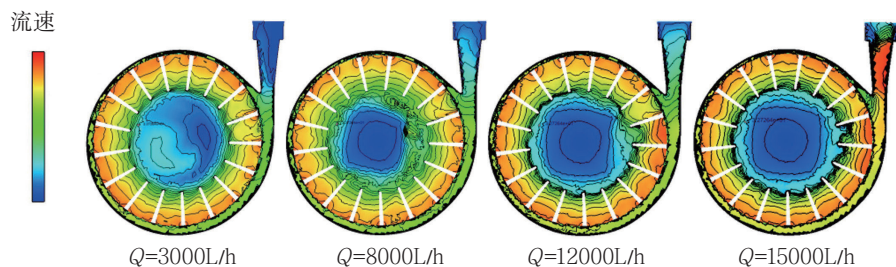


图11 进口节流面积为57.5mm²时不同流量下的速度分布情况

轮通道后，由于叶轮做功，使蒸汽气体的压力随着半径的增加而不断升高，当压力大于介质的饱和蒸汽气体压时，蒸汽气体又重新凝结成液体，在叶轮外缘呈现出环形的液体区。由图10可以看出，汽心区与液体区有着明显的边界。

速度分布结果

图11为该型汽心泵在进口节流阀面积为57.5mm²时，不同流量下中间轴向截面上的相对速度等值线仿真结果。可以看出，叶轮内不同流量下的速度分布都不相同，但均呈现出较好的轴对称性，小流量工况下的非轴对称性比大流量工况下的要强烈。小流量工况下（流量为3000L/h时），高速流动区最小，但在蜗壳出口扩散段产生了较大范围的低速区域。中间流量工况下（流量为8000L/h时），各通道内速度分

布的差异相对较小。大流量工况下（流量为12000L/h、15000L/h时），叶轮中靠近蜗壳出口和隔舌附近区域的通道内具有大范围的高速区，特别是沿着旋转方向离隔舌区域较近的这3个通道内，基本上均为高速流区。由此可知离心叶轮中相对速度大小的分布规律：小流量工况下，叶轮中远离蜗壳出口段和隔舌附近区域的叶轮通道中的速度和靠近隔舌位置的通道内速度相对均较低；在大流量工况下，叶轮中靠近隔舌位置的通道内速度较高，且叶轮中心区低速区面积随着流量的增大而增大。

另外，可以得到以下结论：几种流量工况下在叶片工作面上均有一定高速团的产生，但在离心力和科氏力压力梯度的作用下，该流速团迅速得到抑制，影响的范围很小，

且都限于在紧贴压力侧附近区域。同时，在叶片吸力面入口处，比较容易产生低速流团，该低速流团在离心力和科氏力及负压力梯度的影响下比较容易扩散与发展。

汽心泵流量调节试验

在发动机燃油控制系统中，汽心泵与离心泵的供油特性等对比如图12所示。离心泵的流量-压力特点沿曲线A变化，采用外部节流阻力调节曲线B以适应曲线A；汽心泵是改变流量-压力特性线A以适应外部节流特性线，其性能曲线沿曲线B变化。在汽心泵工作过程中，当进口节流阀开度不同，叶轮的正常工作特性线会受到不同程度的干扰。通过调节进口节流阀面积，可使进入叶轮的流量根据系统的需要自动调节，可有效地规避离心泵用于航空发动机燃油泵的缺陷，如系统回油或阻力损失增大引起的泵的温升问题、叶轮在任何流量下均以全负荷状态运转造成的功率浪费问题等，尤其是离心泵在小流量工况下的温升问题。

为了探究汽心泵在发动机控制系统供油过程中的实际特性，采用图13所示的汽心泵流量调节原理，

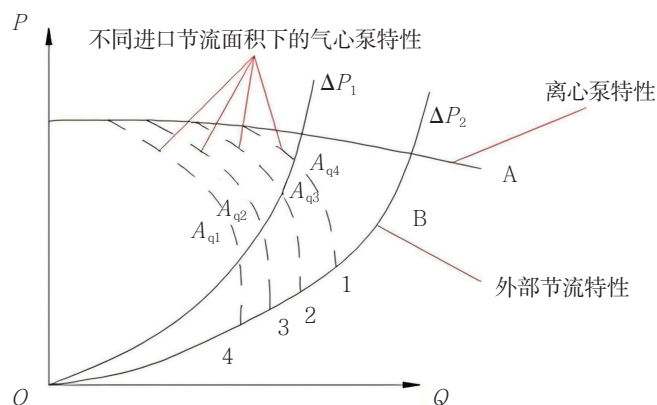


图12 离心泵与汽心泵供油特性对比

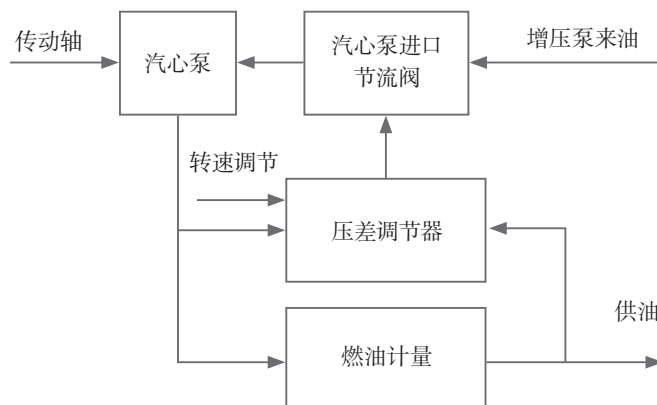


图13 汽心泵流量调节原理

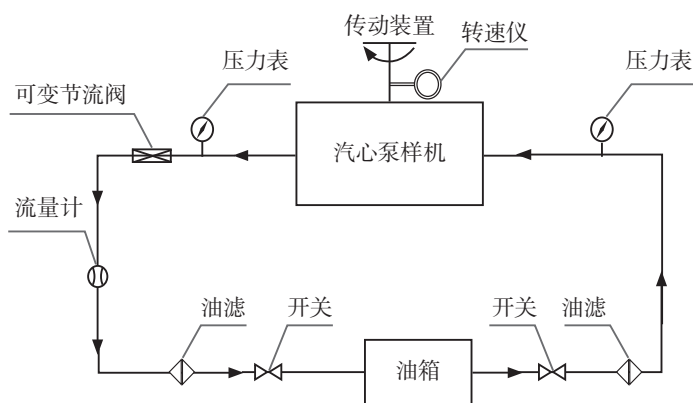


图14 汽心泵试验器原理

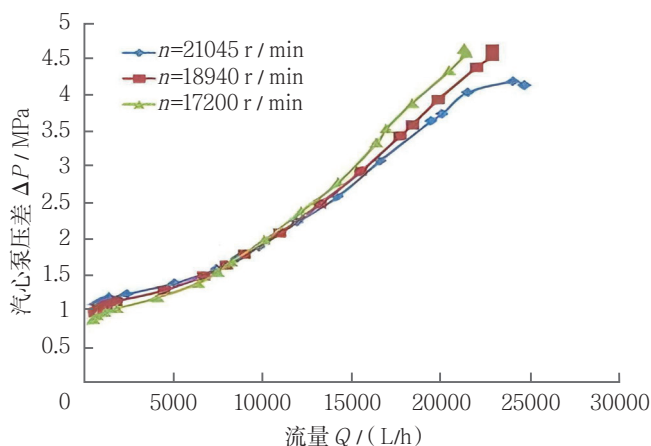


图15 进口节流汽心泵压差-流量特性曲线

在进口节流条件下对样机汽心泵在不同转速下的压力-流量特性曲线进行了实测，其试验器原理及工作特性曲线分别如图14、图15所示。由图15可以看出，进口流量越小，汽心泵的压差越小，在不同转速下的特性曲线差别不大，说明汽心泵的工作特性对转速不敏感，在不同的转速下，均可实现所需流量、压力的供油。

结合数值模拟和试验结果分析，在汽心泵调节过程中，固定进口节流面积条件下存在流量-压力调节的边界，该边界由汽心泵本身的性能决定。如图5和图12所示，不同进口节流面积下的汽心泵特性曲线，决定了在该进口节流面积下的流量-压力调节边界。另外，根据试验结果可以看出，汽心泵的出口压力是由进口流量、转速和出口负载共同决定的，在出口负载和转速一定的情况下，进口节流面积的变化决定了汽心泵的出口压力特性。

转速和出口负载共同决定的，在出口负载和转速一定的情况下，进口节流面积的变化决定了汽心泵的出口压力特性；在进口节流面积一定的条件下，汽心泵叶轮中心处低压区体积随着流量的增大而增大，出口压力降低；在流量一定的条件下，汽心泵叶轮中心处低压区体积随着进口节流面积的增大而减小，出口压力也会相应的升高。通过调节进口节流阀面积，可使进入汽心泵的流量根据系统的需要自动调节，其调节和供油特点使其在用于航空发动机燃油控制系统时较离心泵有更大的优势，在汽心泵调节过程中，固定进口节流面积条件下，存在流量-压力调节的边界，该边界由汽心泵本身的性能决定。由于汽心泵内汽心的存在而带来的汽蚀、振动等问题还需进一步研究。

航空动力
(王玥, 中国航发西安动力控制技术有限公司, 高级工程师, 主要从事燃油附件设计研究)

参考文献

[1] 孙建国. 现代航空动力装置控制 [M].

北京: 航空工业出版社, 2001.

[2] 张世圣. 航空发动机设计手册 (第15册) [M]. 北京: 航空工业出版社, 2002.

[3] LEACHMAN F A. Vapor core centrifugal pump having main and flow impellers: US 4643635 [P]. 1987-2-17.

[4] KUMAR A, GOYAL K. Cyclic pressure test of vapour core pump of reheat fuel control system of an aero-engine [J]. International Journal of Engineering Research & Technology, 2012, 1(7): 1-5.

[5] 于定鹏, 王彬, 邓卫华, 等. 燃油汽心泵的数值模拟与试验 [J]. 中国机械工程, 2015, 26(17): 2389-2393.

[6] 管华盛, 王彬, 邓卫华, 等. 汽心对汽心泵供油特性的影响研究 [J]. 中国机械工程, 2017, 28(4): 379-384.

[7] 薛秋农. 汽心泵特性研究 [J]. 航空学报, 1989, 10(4): 139-146.

[8] 顾民. 汽心泵动态特性试验及数学模型 [J]. 南京航空航天大学学报, 1988, 20(4): 60-64.

[9] 顾民. 汽心泵特性分析与计算方法 [J]. 航空动力学报, 1989, 4(1): 41-44.

结束语

汽心泵的出口压力是由进口流量、