

第三流体循环发动机性能分析

王 娟, 郑孟伟

(北京航天动力研究所, 北京 710100)

摘 要: 为了提高发动机循环性能, 以某发动机设计参数为基础, 以 R22、乙烷及乙醇 3 种介质为对象, 进行了第三流体循环发动机性能分析。在性能分析过程中, 耦合了系统参数平衡计算与身部传热流阻仿真计算结果, 力求使分析结果更接近实际情况。分析结果表明, 第三流体循环与传统方式相比, 可以提供更高的燃烧室压力, 其中采用乙烷为循环介质的第三流体循环发动机性能最高。

关键词: 第三流体循环; 传热; 流阻; 仿真

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2012) 05-0030-07

Performance analysis of third fluid circle engine

WANG Juan, ZHENG Meng-wei

(Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 710100, China)

Abstract: In order to improve the circle performance of engines, according to the design parameters of some engines, the performance of third fluid circle engine is analyzed, for which R22, ethane, ethanol, helium are chosen as the mediums. During the analysis, the balance calculation result of system parameters and simulation result of flow resistance were coupled to make the analysis result closer to the fact. The result shows that in comparison with conventional modes, the third fluid circle can offer higher chamber pressure, and the third fluid circle engine which chooses ethane as its circle medium has the best performance.

Keywords: third fluid circle; heat transfer; flow resistance; simulation

0 引言

“第三流体循环” (Third Fluid Circle, TFC) 是一种创新型的液体火箭发动机循环方式。其典型系统方案如图 1 所示, 它引入非推进剂的第三

种流体作为发动机循环的传热冷却及涡轮工作介质, 以推力室高温壁面为热源, 以低温燃料作为冷源, 在高温壁面和低温燃料间形成自身独立的闭式循环。第三流体经泵增压后进入推力室冷却夹套, 对推力室进行冷却, 同时升温以吸收做功能量, 冷却夹套后的高温第三流体对涡轮做功为

收稿日期: 2011-10-19; 修回日期: 2011-11-24

作者简介: 王娟 (1987—), 女, 助理工程师, 研究领域为液体火箭发动机推力室

推进剂及第三流体泵提供动力, 经过涡轮后第三流体再与其中一种推进剂进行热交换将剩余能量传给推进剂, 自身重新变成低温低压介质回到第三流体泵前, 构成封闭的循环。由于第三流体需要通过热交换将剩余能量交还给推进剂, 因此这种循环方式适用于其中一种推进剂为低温介质的发动机。

第三流体循环工质不进入推力室, 因此涡轮的出口压力可以降低, 涡轮压比可以增加, 发动机的循环压力降低, 涡轮工作环境改善, 循环工质的选择范围增大。第三流体循环具有较高的涡轮压比, 无需预燃, 推进剂可全流量进入燃烧室, 且燃烧室可保持高室压的优势。

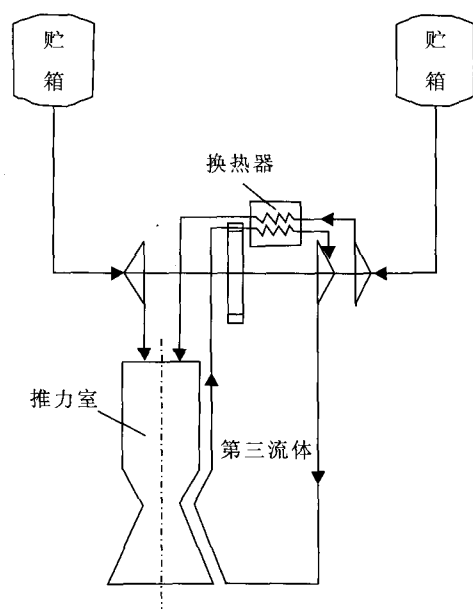


图 1 第三流体循环示意图

Fig. 1 Schematic diagram of third fluid circle

国外对这一新型概念发动机的研究工作也才刚刚起步, 在最近几年相继开展了一些系统方案研究和相关缩比件的试验验证。主要是各种循环系统方案的论证, 高效率换热冷凝器的研制, 以及用做推力室冷却及发动机循环工质的第三流体的选择及传热特性研究。

其中, 美国在 2000 年的一份专利文献^[1]中介绍了一种挤压式第三流体膨胀循环发动机。通过采用第三流体循环, 发动机可以造价更低廉, 采

用更普通的金属, 也更安全。在 2004 年专利^[2]和 2006 年 AIAA 文献^[3]中进一步介绍了一种泵压式第三流体膨胀循环发动机。在这 2 个文献中, 均以 SSME 发动机为背景进行第三流体循环的性能分析。研究显示, 第三流体循环可以使得发动机减重 34%, 推重比提高 49%~65%。同时, 文献中还提出了 20 余种适用于第三流体循环的循环介质, 并对介质物性和换热冷凝器的换热性能提出了基本的要求。

俄罗斯在液氧/煤油发动机上也进行了类似于第三流体膨胀循环技术的研究, 称为 KRC 循环^[4]。在该循环中, 第三流体从推力室吸热后通过换热器与液氧进行热交换, 吸热后的液氧作为涡轮工质。这种方案也显示出了优点, 不仅取消了预燃室和相关系统, 而且涡轮温度和循环压力都有所降低。

这些工作均在理论上证明了第三流体循环发动机概念的可行性, 并指出其相比传统燃气发生器循环、分级燃烧循环及目前使用的膨胀循环发动机所存在的优势。这表明, 第三种流体循环发动机是一种有发展前景的新型循环发动机, 对未来高性能发动机的发展具有重要价值。

1 第三流体循环原理介绍

第三流体循环在热力学本质上是一种蒸汽动力循环, 或者称为朗肯循环。对应在热力学过程图上, 第三流体循环可以被表示为如图 2 所示的 4 个基本过程, 即:

1-2 为第三流体介质在第三流体泵中的增压过程;

2-3 为第三流体介质在推力室冷却夹套中的加热过程 (考虑流阻损失), 虚线 2-3' 不考虑流阻损失的理想定压加热过程;

3-4 为第三流体介质在涡轮中的膨胀做功过程 (考虑涡轮效率导致熵增), 虚线 3-4' 为不考虑涡轮损失的等熵膨胀过程;

4-1 为第三流体介质在换热冷凝器中的凝结过程, 该过程近似认为温度、压力不变, 仅仅是相变过程。

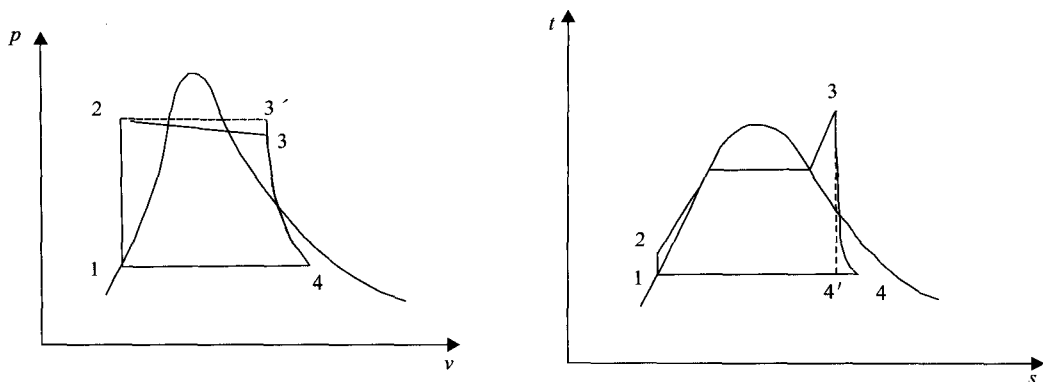


图2 热力学过程图

Fig. 2 Diagram of thermodynamics process

针对大推力液体火箭发动机推力室壁面的热防护问题, 相关文献以试验研究为指导对采用第三流体循环冷却方式中处于超临界压力下第三流体介质的传热、流动问题展开研究, 总结了超临界压力下第三流体循环介质的对流换热及流阻规律, 为下文建立可靠的对流换热和流阻计算模型提供了重要的理论依据和指导。

由前期的研究成果为指导, 本文以某发动机设计参数为基础对第三流体循环发动机进行了初步的性能分析, 其中的第三流体介质分别选用R22、乙烷及乙醇3种介质。性能分析过程中, 耦合了系统参数平衡计算与身部传热流阻仿真计算结果, 力求使分析结果更接近实际情况。

2 计算流程与计算模型

2.1 系统参数平衡计算流程

在不失一般性的前提下, 对第三流体循环系统参数平衡计算做适当简化和假设后流程如下:

1) 选定推力室的氢氧混合比为6, 燃烧效率为0.99。

2) 根据国内外发动机研制经验确定涡轮泵效率和各主要流路(除冷却夹套和换热器)的流阻损失系数, 其中涡轮效率根据国内外相应压比条件下的涡轮效率估算方法计算后取为0.6。

3) 假定身部总吸热量和夹套流阻比率(夹套压降与室压比值), 通过功率平衡计算得到发动机室压参数和其它各组合件工作参数。

4) 根据燃烧室压力, 通过热力计算得到燃烧室燃气参数。

5) 根据夹套入口第三流体介质的压力、温度, 读取第三流体介质物性数据库, 插值得到入口其他物性参数。

6) 根据发动机推力(推进剂流量)计算得到推力室喉部直径, 参考某发动机设计参数, 设计冷却通道结构。根据燃烧室燃气参数、夹套入口冷却剂参数和夹套内壁材料使用温度条件限制(锆铜, 600℃), 调整冷却通道结构, 计算得到夹套吸热量和流阻。

7) 返回步骤3), 迭代至系统参数平衡。

2.2 身部传热流阻计算模型

2.2.1 结构模型

在推力室身部传热流阻计算过程中, 将身部结构模型简化为3段模式, 即直线段、收敛段及扩张段。

2.2.2 传热流阻计算模型

首先计算入口截面。已知燃气温度和冷却剂温度。假定气壁温得到燃气侧换热系数。假定液壁温, 迭代肋片放大系数到平衡, 得到液侧换热系数。根据燃气温度、冷却剂温度、燃气侧换热系数、液侧换热系数和燃气辐射热流密度, 计算得到燃气对流热流密度:

$$q = \frac{T_g - T_{wg} - \frac{q_r}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_l}}}{\frac{1}{h_g} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_l}}$$

由热流密度计算得到新的气壁温、液壁温。迭代至第一个计算截面平衡。

此后依次计算后续各截面：

- 1) 本截面参数取上一截面参数作为初始值；
- 2) 根据沿程损失和动压损失计算新的液侧压力；
- 3) 根据吸热量计算新的焓值；
- 4) 根据压力和焓值，插值得到新的液侧温度；
- 5) 同第一截面计算方法迭代得到新的气壁温、液壁温、对流热流密度；
- 6) 重复步骤 (2)~(4)，得到新的液侧温度，迭代至本截面平衡；
- 7) 通过上述迭代计算，获得夹套的实际流阻、温升和总吸热量。
- 8) 根据传热流阻计算结果调整预设身部总吸热量和夹套流阻系数，反复迭代计算至平衡。

2.3 计算结果分析

以某发动机的氢流量 2.7 kg/s 为基础，分别对传统氢膨胀循环、燃气发生器循环和以 R22、乙烷及乙醇为介质的第三流体循环进行了系统参数平衡计算。

2.3.1 氢膨胀循环计算

参考我国新研制的某膨胀循环发动机设计参数，取涡轮效率 0.8，氢泵效率 0.55，氧泵效率 0.65，发动机混合比 6，从泵后到燃烧室间的氧路压降为室压的 60%，氢涡轮后压降为室压的 30%，氢泵后至氢涡轮的压降为室压的 40%。

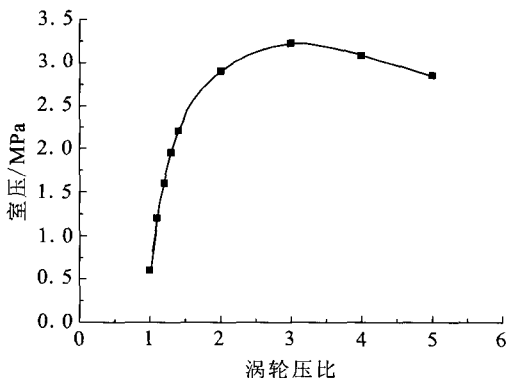


图 3 膨胀循环发动机性能（氢温升 100 K）

Fig. 3 Performance of expander circle engine

由于氢膨胀循环发动机的性能取决于氢从推力室的吸热量（温升），以某发动机的夹套温升约 100 K 为例，计算得到室压与涡轮压比的关系曲线如图 3 所示。结果表明，以某发动机的吸热能力，如果直接采用氢膨胀循环，最高室压只能达到 3.22 MPa。这也是该发动机设计过程中必须增加推力室身部长度以增加氢吸热量的原因。

2.3.2 燃气发生器循环计算

参考某发动机设计参数，取涡轮效率 0.4，氢泵效率 0.55，氧泵效率 0.65，发动机混合比 6，燃气发生器的混合比 0.9，涡轮压比 20，氧路压降和氢路压降均为室压的 60%。喷管出口压力取 3 400 Pa，涡轮排气比冲参考某发动机设计参数计算后取 230 s。

计算得到燃气发生器循环氢氧发动机的比冲与室压关系曲线以及推力室比冲与室压关系曲线如图 4 所示。对应最高发动机比冲 444.71 s 时的室压为 9.56 MPa，这验证了燃气发生器循环由于混合比较低，推进剂能量未能充分利用，最终不能支持更高的室压，从而限制了发动机比冲性能的提高。如果忽略燃气发生器部分对能量的损失，推力室的比冲即为发动机比冲，而推力室要达到相应的比冲，只需 3.95 MPa 的室压，即和膨胀循环在室压 3.95 MPa 时可提供的比冲相当，因此在下文中用具有可比性的 3.95 MPa 和其他循环方式进行分析比较。

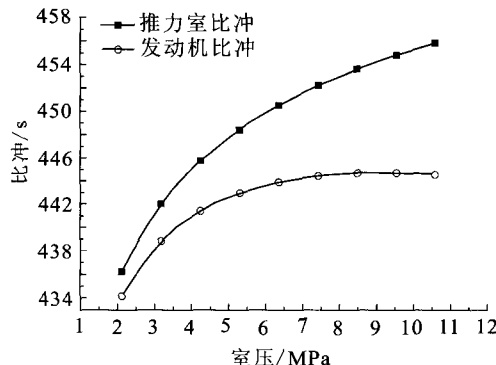


图 4 比冲与室压关系

Fig. 4 Specific impulse versus chamber pressure

2.3.3 第三流体膨胀循环计算

分别对 3 种介质在不同涡轮压比下进行了考虑

身部传热流阻的第三流体循环系统参数平衡计算。

2.3.3.1 R22

计算结果从表 1 可以看出，考虑了实际产品尺寸结构后，对某推力级别的第三流体循环发动机如果采用 R22 做介质，推力室身部的总吸热量比氢再生冷却身部（4.475 MW）将有所降低，同时为了可靠冷却推力室身部并吸收热量，推力室身部的流阻与室压的比值最高达到 2.06。考虑了身部流阻后的实际最高室压为 4.66 MPa（对应涡轮压比 40），相比拥有相近吸热量氢膨胀循环和燃气发生器循环，分别提高 45%和 18%。

表 1 不同压比下的系统参数（R22）
Tab. 1 Parameters under different pressure ratio (R22)

| 压比 | 总吸热量/MW | 第三流体流量/(kg·s ⁻¹) | 夹套流阻比率 | 夹套温升/K | 室压/MPa | 第三流体泵后压力/MPa |
|----|---------|------------------------------|--------|--------|---------|--------------|
| 20 | 3.96 | 14.974 | 1.08 | 141.8 | 4.379 | 10.729 3 |
| 30 | 3.981 | 14.65 | 1.3 | 166.39 | 4.601 4 | 14.981 8 |
| 40 | 4 | 14.432 | 1.5 | 179.47 | 4.660 2 | 18.990 3 |
| 50 | 4.003 | 14.215 | 1.67 | 198.45 | 4.636 8 | 22.743 5 |
| 70 | 3.998 | 13.836 | 1.88 | 225.99 | 4.523 | 29.503 2 |
| 90 | 3.987 | 13.507 | 2.06 | 243.87 | 4.340 3 | 35.941 1 |

2.3.3.2 乙烷

从表 2 可以看出，采用乙烷做介质，推力室身部的总吸热量比氢再生冷却身部（4.475 MW）也将有所降低，但高于 R22。同时为了可靠冷却推力室身部并吸收热量，随涡轮压比增加推力室身部的流阻与室压的比值从 0.35 增加到 0.57，流阻特性优于 R22。考虑了身部传热流阻后的实际最高室压为 5.97 MPa（对应涡轮压比 50）。可以看出，采用乙烷作为循环介质的第三流体循环发动机性能优于采用 R22 做介质的第三流体循环发动机，其可达到的室压也远高于拥有相近吸热量氢膨胀循环和燃气发生器循环，分别提高 85%和 51%。

表 2 不同压比下系统参数（乙烷）
Tab. 2 Parameters under different pressure ratio (ethane)

| 压比 | 总吸热量/MW | 第三流体流量/(kg·s ⁻¹) | 夹套流阻比率 | 夹套温升/K | 室压/MPa | 第三流体泵后压力/MPa |
|----|---------|------------------------------|--------|--------|---------|--------------|
| 20 | 4.038 | 7.025 | 0.35 | 130.3 | 5.393 | 7.887 |
| 30 | 4.072 | 6.857 3 | 0.42 | 166.09 | 5.764 3 | 11.421 |
| 40 | 4.092 | 6.730 6 | 0.46 | 182.51 | 5.924 3 | 14.725 2 |
| 50 | 4.111 | 6.635 1 | 0.52 | 196.02 | 5.974 6 | 17.987 3 |
| 70 | 4.115 | 6.442 8 | 0.54 | 215.22 | 5.898 5 | 24.185 2 |
| 90 | 4.119 | 6.290 4 | 0.57 | 229 | 5.72 | 30.260 4 |

2.3.3.3 乙醇

计算结果从表 3 可以看出, 采用乙醇作为第三流体介质, 推力室身部的总吸热量比氢再生冷却身部 (4.475 MW) 也将降低较多, 略低于 R22。同时为了可靠冷却推力室身部并吸收热量, 随涡轮压比增加推力室身部的流阻与室压的比值从 1.1~1.81, 流阻特性介于 R22 和乙烷之间。考虑了身部传热流阻后的实际最高室压为 3.8 MPa (对应涡轮压比 50)。由此可以看出, 采用乙醇作

为循环介质的第三流体循环发动机性能低于采用乙烷做介质的第三流体循环发动机, 也低于 R22, 尽管如此, 其可达到的室压也仍高于拥有相近吸热量氢膨胀循环 18%, 而和燃气发生器循环相比, 室压略有下降, 下降约 3.8%。

通过之前计算, 下面将不同循环方式所能提供的最高室压以及选用不同介质作为第三流体循环介质在不同压比下夹套流阻比率总结于图 5 和图 6。

表 3 不同压比下系统参数 (乙醇)
Tab. 3 Parameters under different pressure ratio (ethanol)

| 压比 | 总吸热量/MW | 第三流体流量/(kg·s ⁻¹) | 夹套流阻比率 | 夹套温升/K | 室压/MPa | 第三流体泵后压力/MPa |
|----|---------|------------------------------|--------|--------|---------|--------------|
| 20 | 3.755 | 4.1 | 1.1 | 155.41 | 3.406 | 9.746 5 |
| 30 | 3.775 | 4.046 5 | 1.1 | 181.17 | 3.686 6 | 13.055 3 |
| 40 | 3.802 | 4.025 | 1.36 | 202.57 | 3.776 | 17.135 |
| 50 | 3.817 | 4.002 8 | 1.52 | 215.50 | 3.805 7 | 20.784 6 |
| 70 | 3.816 | 3.944 | 1.69 | 235.43 | 3.769 | 27.37 |
| 90 | 3.812 | 3.894 | 1.81 | 246.68 | 3.677 | 33.66 |

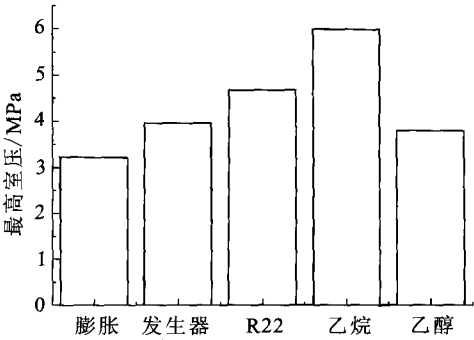


图 5 不同循环方式最高室压比较
Fig. 5 Comparison of highest chamber pressure among different circle forms

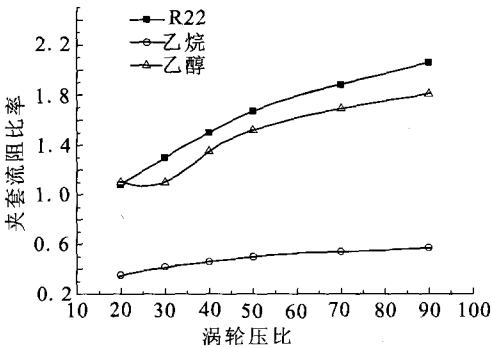


图 6 不同压比下的夹套流阻比率
Fig. 6 Combustor assembly flow resistance under different pressure ratio

3 结论

通过前面的比较分析得出以下结论:

1) 第三流体循环方式与传统氢膨胀循环方式

相比存在一定优势, 由于涡轮压比的大幅提高, 可以提供更高的燃烧室压力, 最高可提高 85%; 与燃气发生器循环方式相比, 由于取消了能量释放水平较低的燃气发生器, 室压最高可提高 51%。

2) 在推力级别小的发动机中应用 R22 和乙醇作为第三流体介质时, 由于身部夹套的冷却要求高, 对应的流阻损失比较大, 会使得发动机室压和性能有所降低, 而乙烷的传热流阻特性相对较好, 对性能损失的影响小, 显示出良好的综合性能。

参考文献:

- [1] DRESSLER Gordon A, CALIF Manhattan Beach. Non-propellant fluid cooled space craft rocket engine: US, 6052987 [P]. 2000-04-25.
- [2] BALEPIN V. Rocket engine: US, 6,769,242 [P]. 2004-08-03.
- [3] BALEPIN Vladimir. Concept of the third fluid cooled liquid

rocket engine, AIAA 2006-4695[R]. USA: AIAA, 2006.

- [4] 左克罗, 霍夫曼. 气体动力学上册[M]. 北京: 国防工业出版社, 1984.
- [5] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [6] 休泽尔 D.K. 液体火箭发动机现代工程设计[M]. 北京: 中国宇航出版社. 2004.
- [7] 中国航天工业总公司. 世界导弹与航天发动机大全[M]. 北京: 军事出版社, 1999.
- [8] 朱明善, 刘颖, 林兆庄, 等. 工程热力学[M]. 北京: 华大学出版社, 1995.
- [9] 杨世铭. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2001.
- [10] 刘国球. 液体火箭发动机原理[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2005.
- [11] 秦叔经, 叶文邦. 换热器[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.

(编辑: 马 杰)

(上接第 6 页)

当回流口位置位于下封头以上 4~6 m 时, 输送管进口流速增加的趋势最大, 同时也能保证回流管出口两相流体对液氧箱的扰动相对较小。

2) 气枕增压和增加输送管进口液氧过冷度对自然循环预冷均具有较明显的抑制作用, 当气枕增压或者增加输送管进口液氧过冷度时, 自然循环流动驱动势减小, 稳态输送管进口流速和回流管出口两相流速及气氧空泡份额逐渐减小, 泵体所需预冷时间增长。

参考文献:

- [1] 高芳, 陈阳, 张振鹏. 低温液体推进剂充填管路的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2007, 22(1): 108-113.
- [2] 程谋森, 刘昆, 张育林. 液氢液氧火箭发动机预冷与启动过程数值模拟综述[J]. 推进技术, 2002, 23(3): 177-181.
- [3] 程谋森, 刘昆, 张育林. 低温推进剂供应管路预冷充填瞬变流计算[J]. 推进技术, 2000, 21(5): 38-41.
- [4] 李琦芬, 陈国邦, 谢雪梅, 等. 低温输液泵自然循环预冷

模拟试验[J]. 推进技术, 2005, 26(2): 167-173.

- [5] 郑锡亮. 低温推进剂火箭发动机循环预冷实验和分析方法研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2003.
- [6] 张亮, 林文胜, 鲁雪生, 等. 低温推进剂双管输送系统的循环预冷实验研究[J]. 推进技术, 2004, 25(1): 51-53.
- [7] 陈二锋, 厉彦忠, 程向华, 等. 管路预冷的高速再淹没传热模型及数值研究[J]. 华中科技大学学报, 2009, 37(2): 104-107.
- [8] 陈二锋, 厉彦忠, 程向华, 等. 液体火箭发动机自然循环回路预冷非稳态数学模型[J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(9): 1127-1131.
- [9] 程向华, 厉彦忠, 陈二锋. 不同回流位置的液体火箭发动机循环预冷回路特性研究[J]. 推进技术, 2008, 29(6): 646-650.
- [10] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2002.
- [11] 任德鹏, 丁鹏飞, 夏新林, 等. 低温液体充填管路的数值计算[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(1): 118-120.
- [12] 徐济盛. 沸腾传热和气液两相流[M]. 北京: 原子能出版社, 1993.

(编辑: 张永秀)