

文章编号: 1000-6893(2007)04-0821-06

## 塞式喷管推力模型的建立与实验验证

琚春光, 刘 宇

(北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100083)

### Establishment and Experiment Comparison of Thrust Models for Plug Nozzle

JU Chun-guang, LIU Yu

(School of Astronautics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

**摘 要:** 为了能够方便快捷地对塞式喷管发动机的性能做出准确的预示,通过理论分析,结合塞式喷管的流场特征,提出了一种塞式喷管壁面压强分布的数学模型。在此基础上,分别建立了全长型和截短型的塞式喷管的推力模型。通过与实验的对比分析,模型与实验数据基本吻合,验证了塞式壁面压力分布的数学模型以及在此基础上建立的推力模型,可以作为塞式喷管发动机性能预示的有效工具。

**关键词:** 火箭发动机; 塞式喷管; 推力系数

**中图分类号:** V435.23 **文献标识码:** A

**Abstract:** In order to obtain the thrust performances of plug nozzles rapidly and correctly, a mathematical model of the pressure distribution on plug wall is established by theoretical analysis with combination of the flow phenomena in plug nozzles. Based on the mathematical model, thrust models for the plug nozzle with full length and truncated central body are established. Through comparison and analysis, the results got from the model are quite consistent with experiment results, implying that the mathematical model of pressure distribution and the thrust models are effective and can work as effective tools in the performance evaluation of plug nozzles.

**Key words:** rocket engine; plug nozzle; thrust coefficient

对于传统的火箭发动机喷管,比如钟型或者锥型喷管,对其推力的计算一般采用 2 种方法:采用火箭发动机的理论公式来计算发动机的推力、比冲等性能参数;利用数值模拟的方法,求解二维或者三维的 N-S 方程计算发动机的性能参数。塞式喷管发动机由于具有高度补偿特性,所以具有比钟型喷管高的性能,对塞式喷管的性能的预示和分析已有不少研究<sup>[1-3]</sup>。

对于塞式喷管发动机来说,由于其结构和流动的复杂性,目前还没有专门的理论公式和模型去计算它的性能参数,比较常用的方法也是利用数值模拟的手段求解 N-S 方程<sup>[4]</sup>。但是在每个工作压比 NPR(定义为燃烧室压比与环境压力之比)下,数值模拟的计算量大,往往需要耗费大量的时间,特别是对于多单元、截短的塞式喷管发动机。

所以为了能够立即对一台设计好的塞式喷管发动机快捷方便地得出不同工作高度下的性能参数,本文通过理论分析并且结合塞式喷管的流场

结构,建立了塞式喷管发动机的壁面压力模型和推力模型。

### 1 塞式喷管的流场结构特点

塞式喷管的一个重要的特点就是在不同的飞行高度下,燃气流都可以随着环境压力的变化调整自己的膨胀状态,具有高度补偿特性。图 1 所示为数值模拟的塞式喷管在低空和设计点下工作时塞锥表面压强的等值线图。

当工作压比 NPR 小于设计压比  $NPR_D$  时,从主喷管出口点发出的一簇膨胀波,每经过一道膨胀波,气流的参数发生一个很小的变化,当通过最后一道膨胀波后,气流达到完全膨胀,压力等于环境压力,在理想条件下,最后一道膨胀波之后的气流流动呈现出一种有规律的连续的压缩-膨胀,再压缩-再膨胀的流动状态。如图 1(a)和(b)所示为工作压比小于设计压比下的塞锥表面压强的等值线图,随着工作压比的逐渐增加,最后一道膨胀波渐渐移向塞锥的终点。

图 1(c)为设计压比下的塞锥壁面压强的等值线图。当工作压比 NPR 等于设计压比  $NPR_D$

收稿日期:2006-11-15; 修订日期:2007-05-12

基金项目:国家自然科学基金(50476002)

通讯作者:琚春光 E-mail: jcg\_buaa@sa.buaa.edu.cn

时,从主喷管出口发出的一簇膨胀波分布在塞锥的整个壁面上,塞锥终点为最后一道膨胀波,燃气经过最后一道膨胀波后达到完全膨胀。

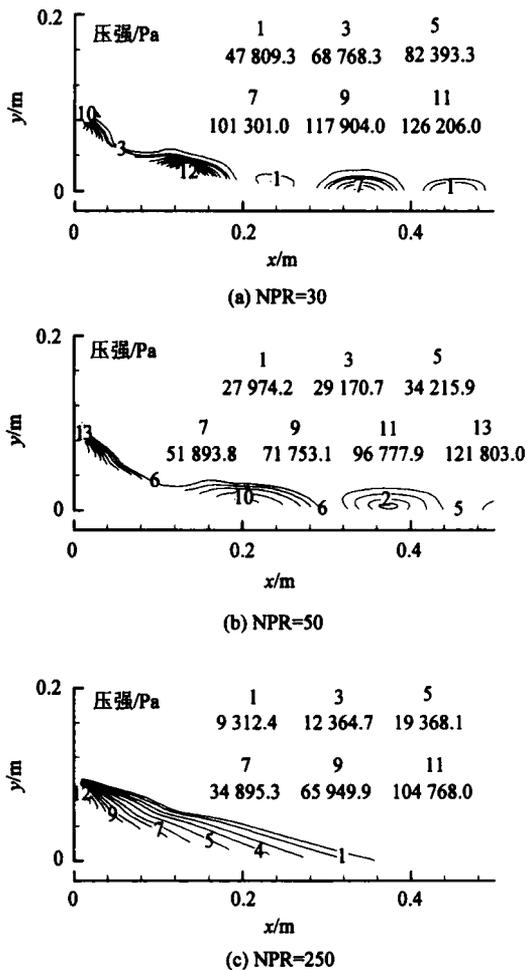


图1 全长型塞式喷管在不同压比下的压强等值线图

Fig. 1 Pressure number contours of plug at different pressure ratios

当工作压比  $NPR$  大于设计压比  $NPR_D$  时,从主喷管发出的一簇膨胀波只有一部分落在塞锥表面上,此时,塞式喷管处于欠膨胀状态。

正是由于塞式喷管具有开放的结构形式,使得燃气在膨胀的过程中能根据外界环境条件及时调整流动状态,避免了过膨胀状态。由于具有高度补偿的特点,理论上讲,在工作压比小于设计压比的情况下全长的塞式喷管的效率都等于 1。

## 2 建模思想

### (1) 模型的假设条件

塞式喷管的性能预示模型是在下列假设条件下建立的:

塞式喷管中的流动是一维定常流。

简化认为塞式喷管的型面为理想型面,喷管中的流动过程是等熵流动过程,忽略燃气对喷管壁的传热和摩擦。

从主喷管出口点发出的一簇膨胀波都是直线形的,并且每道直线波上的流动参数都是一样的。

不考虑燃气流在膨胀过程中的组分变化,并认为燃气的比热比  $k$  为常量。

### (2) 塞式喷管壁面压力分布模型

发动机的推力  $F$  等于作用在发动机内外表面上压力的合力,则推力的表达式为

$$F = p_w dA - p_a dA \quad (1)$$

式中:  $p_w$  为喷管内表面的压力;  $p_a$  为环境压力。所以为了建立性能预示的模型,首先需要确定在不同的工况下塞式喷管的壁面压力分布规律。

根据以上的理论分析,可以将塞式喷管塞锥上的气体流动分为两个部分,一部分是燃气在喷管的完全膨胀过程,另一部分是燃气连续的膨胀-压缩过程,则相应地将塞式喷管的壁面压力分成 2 个部分:

在相应的工作压比,内喷管出口发出的一簇膨胀波,在最后一道膨胀波处,气流的压强等于环境压强,气体达到完全膨胀。将最后一道膨胀波之前的喷管壁面压力记为第一部分,则这一部分的喷管的壁面压力  $p_{w-1}$  可以根据一维等熵流中的气动关系式来表达,

$$\frac{p^*}{p_{w-1}} = \left[ 1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad (2)$$

式中:  $p^*$  为总压;  $Ma$  通过普朗特-迈耶流动得到。

将最后一道膨胀波之后的塞锥壁面压力记为  $p_{w-2}$ 。理论分析中以及提到在不考虑任何损失的情况下,最后一道膨胀波后的燃气呈现出规律的膨胀-压缩、再膨胀-再压缩的流动状态,如图 2 所示的塞锥壁面的压强  $p_w$  分布是特征线模拟出来的<sup>[5-6]</sup>,在不同的工作状况下,连续的膨胀-压缩过程对应着规律的壁面压力分布;  $p_c$  为燃烧层压强。所以根据塞锥表面燃气的流动特点,将第 2 部分的压力分布近似地用以下函数<sup>[7]</sup>表示:

$$p_{w-2} = p_a [ 1 + 2 \cdot \sin ( x + ) ] \quad (3)$$

式中: 为工作压比的函数;  $1, 2$  为系数,根据理想情况下的效率等于 1 来确定。

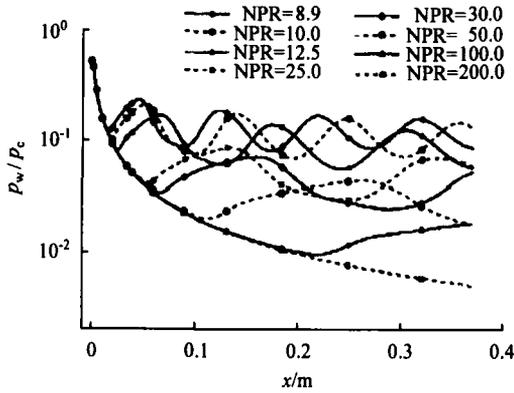


图 2 不同压比下的塞式喷管的壁面压强分布<sup>[6]</sup>

Fig. 2 Wall pressure data of plug nozzle at different pressure ratios<sup>[6]</sup>

图 3 为一  $NPR_D = 250$  的塞式喷管塞锥表面在不同压比下的压力分布。其结果分别根据以上所述塞锥表面压力模型(式(3))和求解二维欧拉方程所得出的。从图中可看出, 两者的结果比较吻合, 塞锥表面压力模型较好地反应了塞式喷管塞锥表面的压力分布。

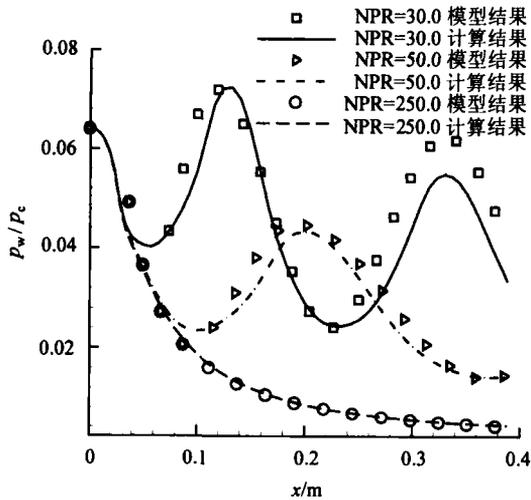


图 3 不同压比下的塞式喷管的壁面压强分布

Fig. 3 Wall pressure data of plug nozzle at different pressure ratios

### 3 数学模型

#### (1) 全锥型塞式喷管的推力模型

对于全长的塞式喷管, 当工作压比  $NPR$  大于设计压比  $NPR_D$  后, 喷管处于欠膨胀状态, 所以将其分为两个部分来描述:

$$NPR > NPR_D$$

如图 4 所示,  $K$  点是在某工作压比下塞锥上的最后一道膨胀波, 则根据塞锥表面压力分布特点, 将塞式喷管发动机的推力分为两部分:  $K$  点

之前塞式喷管壁面压力所产生的推力记为  $F_1$ ;  $K$  点之后塞式喷管壁面压力所产生的推力记为  $F_2$ 。此情况下,  $F_1$  和  $F_2$  分别为

$$F_1 = \int_A^K (p_{w-1} - p_a) dA$$

$$F_2 = \int_K^E (p_{w-2} - p_a) dA$$

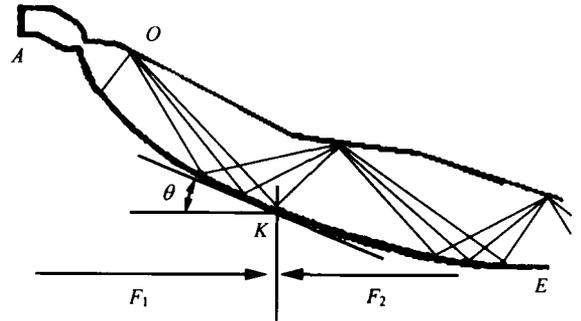


图 4 全长型塞式喷管示意图(NPR  $>$   $NPR_D$ )

Fig. 4 Sketch of plug nozzle with full length(NPR  $>$   $NPR_D$ )

将式(2)和式(3)代入化简得

$$F_1 = C_F^0 p_c A_t \cos \theta$$

$$F_2 = p_a \cdot \left[ \int_K^E (1 - \sin^2 \theta) dA + \int_K^E 2 \sin \theta \cos \theta dA \right] = p_a \cdot (A_1 + A_2)$$

式中:  $A_t$  为喷管喉部面积;  $p_c$  为燃烧室压强;  $\theta$  为塞式喷管塞锥壁面上的切角;

$$C_F^0 = \sqrt{k} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_c} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

$$A_1 = \int_K^E (1 - \sin^2 \theta) dA$$

$$A_2 = \int_K^E 2 \sin \theta \cos \theta dA$$

所以, 全长型塞式喷管的总推力  $F_t$  表示为

$$F_t = \left[ C_F^0 \cos \theta + \frac{p_a}{p_c} \left( \frac{A_1}{A_t} + \frac{A_2}{A_t} \right) \right] p_c A_t$$

或

$$F_t = C_{F-t}^0 p_c A_t \quad (4)$$

相应地其效率  $\eta_t$  和推力系数  $C_{F-t}$  分别为

$$\eta_t = \cos \theta + \frac{p_a}{C_F^0 p_c} \left( \frac{A_1}{A_t} + \frac{A_2}{A_t} \right)$$

或

$$\eta_t = 1 \quad (5)$$

$$C_{Ft} = C_F^0 \cos \theta + \frac{p_a}{p_c} \left( \frac{A_1}{A_t} + \frac{A_2}{A_t} \right)$$

或

$$C_{Ft} = C_F^0 \quad (6)$$

$NPR > NPR_D$

当工作压比  $NPR$  大于  $NPR_D$  后, 塞锥壁面上不再存在着膨胀-压缩的状态, 如图 5 所示, 喷管的推力只有  $F_1$  构成。此时, 喷管壁面的压力分布不随着环境压力的变化而变化, 即塞式喷管的真空推力保持不变并且等于设计点的真空推力。根据这一特点, 在此情况下的推力  $F_t$  可以表示为

$$F_t = F_1 = \left[ C_{FD} + \frac{A_3}{A_t} \left( \frac{p_{a-D}}{p_c} - \frac{p_a}{p_c} \right) \right] p_c A_t \quad (7)$$

式中:

$$C_{FD} = \sqrt{k} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{a-D}}{p_c} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

$p_{a-D}$  为设计压比  $NPR_D$  下的环境压力;

$$A_3 = \int_0^E dA$$

相对应的效率  $\eta$  和推力系数  $C_{Ft}$  分别为

$$\eta = \frac{C_{FD}}{C_F^0} + \frac{1}{C_F^0} \frac{A_3}{A_t} \left( \frac{p_{a-D}}{p_c} - \frac{p_a}{p_c} \right) \quad (8)$$

$$C_{Ft} = C_{FD} + \frac{A_3}{A_t} \left( \frac{p_{a-D}}{p_c} - \frac{p_a}{p_c} \right) \quad (9)$$

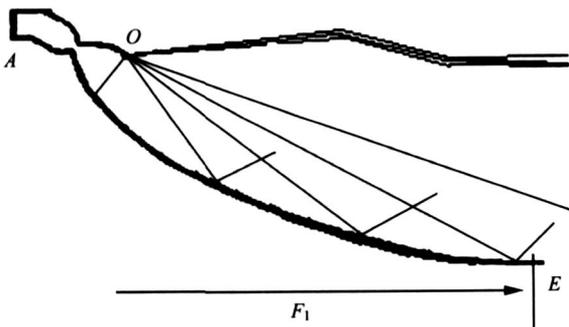


图5 全长型塞式喷管示意图 ( $NPR > NPR_D$ )

Fig. 5 Sketch of plug nozzle with full length ( $NPR > NPR_D$ )

### (2) 截短型塞式喷管的推力模型

截短型的塞式喷管与全长型的塞式喷管的主要区别在于塞锥截短后, 在喷管尾部形成一个区域——底部, 将底部产生的推力定义为  $F_3$ 。在这里不考虑底部推力对塞式喷管性能的影响, 即底

部的推力  $F_3$  等于零。

如图 6 所示, 当主喷管发出的最后一道膨胀波位于塞锥的截断点  $T$  时, 将其对应的工作压比记为  $NPR_M$ 。当工作压比  $NPR < NPR_M$  时, 主喷管发出的膨胀波全部位于塞锥上, 推力由  $F_1$  和  $F_2$  构成, 如图 6; 当工作压比  $NPR > NPR_M$  时, 喷管处于欠膨胀状态, 推力仅由  $F_1$  构成。同全长型的塞式喷管一样, 对推力的推导同样分为两个部分:

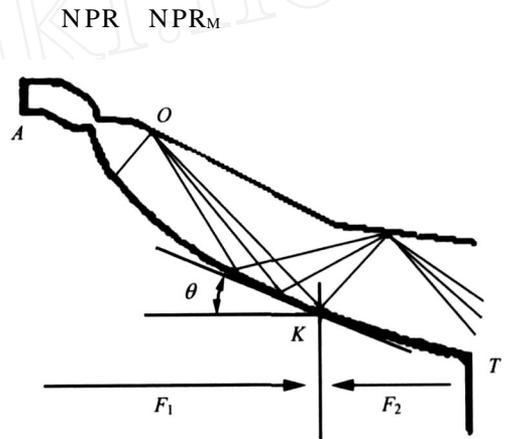


图6 截短型塞式喷管示意图 ( $NPR < NPR_M$ )

Fig. 6 Sketch of truncated plug nozzle ( $NPR < NPR_M$ )

具体过程同全长型的塞式喷管一样, 则推力

$F_{tru}$ , 效率  $\eta_{tru}$  以及推力系数  $C_{Ftru}$  分别为

$$F_{tru} = \left[ C_F^0 \cos \theta + \frac{p_a}{p_c} \left( \frac{A_1}{A_t} + \frac{A_2}{A_t} \right) \right] p_c A_t \quad (10)$$

$$\eta_{tru} = \cos \theta + \frac{p_a}{C_F^0 p_c} \left( \frac{A_1}{A_t} + \frac{A_2}{A_t} \right) \quad (11)$$

$$C_{Ftru} = C_F^0 \cos \theta + \frac{p_a}{p_c} \left( \frac{A_1}{A_t} + \frac{A_2}{A_t} \right) \quad (12)$$

式中:

$$C_F^0 = \sqrt{k} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_c} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

$$A_1 = \int_0^T (1 - \cos \theta) dA$$

$$A_2 = \int_0^T 2 \sin \theta \cos \theta dA$$

$NPR < NPR_M$

当截短型的塞式喷管发动机的工作压比  $NPR$  大于  $NPR_M$  时, 喷管壁面的表面压力分布不再改变, 如图 7 所示。在此工作压比下, 燃气流处于欠膨胀状态, 结合以上分析, 不难得出截短型的塞式喷管发动机的推力  $F_{tru}$ , 效率  $\eta_{tru}$  以及推力系数  $C_{Ftru}$  分别为

$$F_{tru} = F_1 = \left[ C_{FM} + \frac{A_3}{A_t} \left( \frac{p_{\sigma M}}{p_c} - \frac{p_a}{p_c} \right) \right] p_c A_t \quad (13)$$

$$\eta_{tru} = \frac{C_{FM}}{C_F^0} + \frac{1}{C_F^0} \frac{A_3}{A_t} \cdot \left( \frac{p_{\sigma M}}{p_c} - \frac{p_a}{p_c} \right) \quad (14)$$

$$C_{F_{tru}} = C_{FM} + \frac{A_3}{A_t} \left( \frac{p_{\sigma M}}{p_c} - \frac{p_a}{p_c} \right) \quad (15)$$

式中:

$$C_{FM} = \sqrt{k} \left[ \frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \cdot \frac{\sqrt{2k} \left[ 1 - \left( \frac{p_{a-M}}{p_c} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]}{\sqrt{k-1}} \cdot \cos \tau$$

$p_{\sigma M}$  为对应压比  $NPR_M$  下的环境压强;  $\tau$  为截短型塞式喷管塞锥终点的切向角;

$$A_3 = \frac{dA}{o}$$

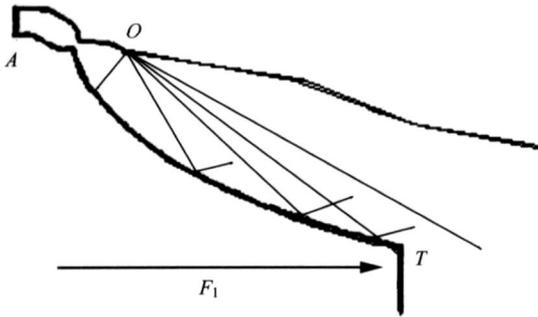


图 7 截短型塞式喷管示意图 ( $NPR > NPR_M$ )

Fig. 7 Sketch of truncated plug nozzle ( $NPR > NPR_M$ )

### (3) 截短型塞式喷管的推力模型

一般塞锥截短后,底部压力对塞式喷管的性能有一定的影响。关于塞式喷管底部压力的研究已有很多文献<sup>[8]</sup>,如果要计算考虑底部压力的截短型塞式喷管的推力,可在以上的基础上,选取适当的底部压强模型  $p_b$  即可。推力  $F_b$  可表示为

$$F_b = (p_b - p_a) dA$$

所以,考虑底部压力的截短型塞式喷管的推力  $F_{Tb}$  可表示为

$$F_{Tb} = F_{tru} + F_b$$

相应的效率  $\eta_{Tb}$  和推力系数  $C_{F_{Tb}}$  可表示为

$$\eta_{Tb} = \eta_{tru} + F_b / (C_F p_c A_t)$$

$$C_{F_{Tb}} = C_{F_{tru}} + F_b / (p_c A_t)$$

## 4 实验验证

### (1) 实验系统

如图 8 所示为冷流实验系统示意图,主要由

空气压缩机、空气供应管路系统、真空系统、测量控制系统、数据采集系统以及实验发动机等分系统组成。

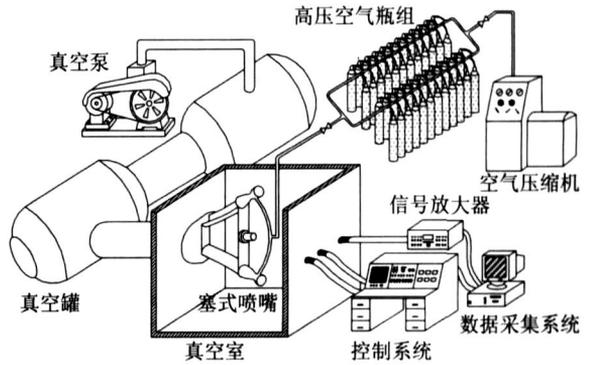


图 8 冷流实验系统示意图

Fig. 8 Sketch of cold flow experiment system

### (2) 实验发动机

实验采用的发动机为一单元二维结构的直排式塞式喷管,设计总压比为 2 838;总面积比为 79.98,塞锥的截短率(定义为截短的部分与塞式喷管的全长之比)为 20%;内喷管高 4.0 mm,宽 60 mm,内喷管面积比为 4.0,内喷管倾角为 35.92°。

实验工质采用高压压缩空气,比热比为 1.4。

### (3) 实验验证

为不考虑塞锥底部压力对性能的影响,所以实验过程中将塞锥底部设置为开放状态,即底部压力等于环境压力,如图 9 所示为实验发动机底部压力随工作压比的变化。图中可知,工作过程中,底部压力等于环境压力,即塞式喷管的性能不受底部的影响。

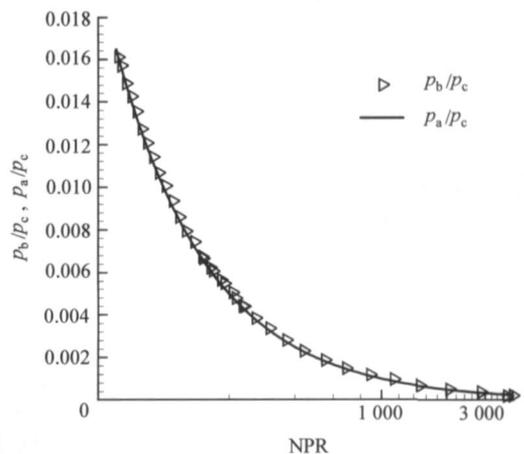


图 9 实验发动机底部压力随压比的变化

Fig. 9 Base pressure variation with pressure ratio

图 10 所示的塞式喷管的高度特性曲线分别为发动机的实验数据以及根据以上推力公式得到性能预示曲线。

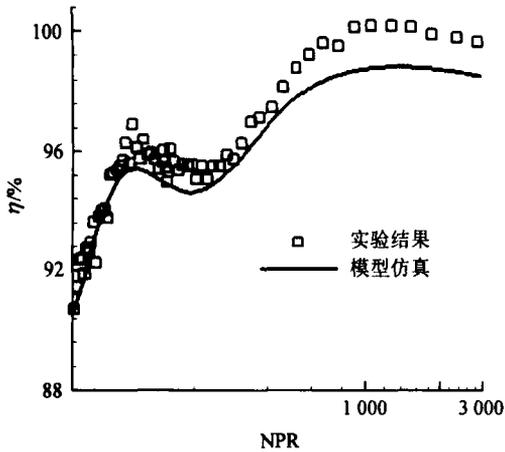


图 10 截短型塞式喷管的高度特性曲线

Fig. 10 Altitude characteristic curve of truncated plug nozzle

比较两条曲线,两者变化的趋势相当吻合;但是在比较高的工作压比下,实验数据明显要大于预示分析,主要原因是实验所测量的环境压强要高于实际值,导致实验曲线偏高,在某些压比下,其效率大于 100%。剔除这些因素的影响,预示曲线相当准确地反映了该实验发动机的性能,也验证了模型的正确性。

## 5 结 论

(1) 将塞式喷管的性能公式化参数化,对塞式喷管性能的预示可以摆脱对数值模拟的依赖。

(2) 经过与实验的对比分析,模型与实验十分吻合,反映了推力模型的有效性,可以作为塞式喷管的性能预示工具。

(3) 还可以通过以上推力模型,在塞式喷管的设计过程中合理选择各个参数,以期得到最好的性能。

(4) 以上推力模型是在理想的条件下得出的,为了更好的反映塞式喷管发动机的实际性能参数,还应该考虑更多的实际因素,提高推力模型的准确性。

## 参 考 文 献

- [1] Onofri M. Main physical features of plug nozzle flows[R]. AIAA2002-4034, 2002.
- [2] Fick M, Schmucker R H. Linear aerospike engine performance evaluation[R]. AIAA 97-3305, 1997.
- [3] Rommel T, Hagemann G, Schley C A, et al. Plug nozzle flowfield analysis[J]. Journal of Propulsion and Power, 1997, 13 (5) :629-634.
- [4] Onodera T, Tomita T, Tatiura H. Numerical investigation of the flow field around linear aerospike nozzles[R]. AIAA 99-2588, 1999.
- [5] Hagemann G, Immich H, Terhardt M. Flow phenomena in advanced rocket nozzles—the Plug nozzle [R]. AIAA 98-3522, 1998.
- [6] Nasuti F, Onofri M. A methodology to solve flowfields of plug nozzle for future launchers[R]. AIAA 97-2941, 1997.
- [7] 琚春光,刘宇,覃粒子. 塞式喷管效率高度特性分析[J]. 航空动力学报, 2005, 20(4) :693-697.  
Ju C G, Liu Y, Qin L Z. Altitude characteristics analysis of plug nozzle[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(4) : 693-697. (in Chinese).
- [8] Onofri M. Plug nozzle: summary of flow features and engine performance[R]. AIAA 2002-0584, 2002.

作者简介:



琚春光(1980 - ) 男,博士研究生。主要研究方向:航空宇航推进理论与工程。

Tel :010-82339444

E-mail :jcg\_buaa@sa.buaa.edu.cn

(责任编辑:刘振国)