

涡轮喷气发动机试车台噪声控制

赵 聚 钧

(航天航空部31所)

摘要: 对一个涡轮喷气发动机试车台噪声的产生、特性和传播进行了较详细的分析,对噪声控制进行了多方案的比较。介绍了采用双层金属微孔板消声元件所组成的厚、薄两种板式消声组件的声学性能,及其消声装置对发动机试车产生的 140dB(A)以上的宽频带噪声的控制效果,提供具有实际使用价值的第一手资料。

主题词: 燃气涡轮发动机, 地面试车台, 噪声, 控制

NOISE CONTROL USED FOR TURBOJET ENGINE TEST BENCH

Zhao Jujun

(The 31st Research Institute)

Abstract: A detail discussion is presented in the paper on the noise making propagation and its characterestic at a turbojet engine test bench. A Comparison of various design of noise control is made. The noise-reduction performance of thick or thing plate assembly which qonsists of bilayer metal plate unit with multiple tiny hole is also given in the paper. With useful first-hand data, the noise-reduction effect of a device on wide-frequeney-band, 140 dB(A) noise made during engine test is discussed.

Keywords: Gas turbine engine, Ground test bench, Noise, Control

符 号 表

f 频率 (Hz)

L_A A声级声压 (dB(A))

α 吸声系数

σ 开孔率 (%)

本文1990年12月27日收到

Q 共振结构品质因素

b 板厚 (m)

C 声速 (m/s)

TL 消声量 (dB(A))

λ 波长 (m)

D 腔深 (m)

d 孔径 (m)

下标:

r 共振

o 温度为20℃时状态

a 反共振

1、2 顺序号, 如 f_{r_1} 为第一共振频率

一、前言

本文描述了某涡轮喷气发动机所产生噪声的治理情况。测试表明, 治理前发动机附近的噪声最大达143dB(A), 使凹形试车间的声场介于自由声场和混响场之间, 造成试车间的进、排气塔口处噪声高达136dB(A)以上, 试车台周围环境噪声超过100dB(A), 大大超过国家新建厂房的噪声排放标准和工业区环境噪声标准。

消声装置由进气垂直消声器、进气水平消声器和排气垂直消声器组成。测试结果表明, 它满足了发动机试车的空气动力和消声要求。当发动机附近噪声为142.9dB(A)时, 进气塔入口处的噪声为90.3dB(A), 排气塔出口处为97.6dB(A), 试车台周围10m处最高为79dB(A), 20m处最高为76dB(A)。说明该消声装置的设计、布局和制作是成功的, 对类似的试车台噪声控制具有实际意义。

二、噪声声源及传播特性

发动机工作时会产生下列几项噪声:

1. 发动机进气道从试车间吸入空气而产生的进气噪声;
2. 被压缩的空气在发动机燃烧室内燃烧所产生的热力噪声;
3. 高速旋转的叶片式压缩机的机械旋转噪声和压缩空气所产生的气流噪声;
4. 高温燃气冲动涡轮旋转所产生的机械旋转噪声, 燃气通过涡轮叶片降压增速所产生的气流噪声;
5. 高温燃气通过发动机尾喷管, 以跨音速喷向试车间大气中所产生的气体喷射噪声;
6. 发动机及发动机安装台架的机械振动所引起的振动噪声。

以上六种噪声在发动机工作时产生, 其声功率和频谱特性都遵循自身的规律, 并且互相干涉, 因而构成一个声压级高、频带宽的发动机试车噪声声源。由于发动机壳体很薄, 对于发动机内部产生的噪声, 如燃烧室、压缩机、涡轮产生的噪声一部分通过壳体向试车间内辐射, 大部分通过发动进气道和尾喷管直接向试车间进、排气方向传播。它们和其它噪声一起在凹形试车间里, 受到地面、房顶和发动机轴线两侧墙壁等固体面的多次反射 (吸收极少) 而相互干涉, 使凹形试车间成为既非自由、又非混响的复杂声场, 最后从凹形试车间的进、排气塔向周围环境传出。这是污染环境的主要声源, 从试车间墙和房顶辐射出来的噪声很小, 对环境的影响极小。发动机试车时, 在进气塔口和发动机进气道之间, 以及在排气塔内和出口处, 其流速均在10m/s以下, 这种风速产生的风噪声也很小, 不是噪声控制的主要声源。值得指出的是, 发动机排气不是直接排在试车间静止的大气中, 而是排在集气管内, 并通过集

气管后端的开孔扩压器排至排气塔底部。开孔扩压器对排气噪声具有变频消声作用。由于发动机尾喷管、集气管和试车间组成了一个类似的中心引射器，额外引射一部分试车间的空气，它可以降低发动机排出来的燃气温度，但增加了进气量和排气量。由于气量不大，风速增加有限，对噪声声压级影响不大。然而，由于引射作用所产生的噪声与其它噪声的相互干涉，使试车间的噪声声场复杂化。如发动机附近的噪声为142.4dB(A)，发动机进气方向前6m处为139.0dB(A)，在这一平面上距墙0.3m处为136.2dB(A)。但从噪声治理的角度看，我们最关注的是消声装置进口处的噪声声压级的大小、频谱特性和消声量。以进气消声装置为例，只要给出图1所示的①、②、③三点的噪声频谱特性，声压级大小和要求的消声量即可。

三、消声量和消声频带的确定

治理前，图1中的①、②、③、④四点实测的总声压级和频谱特性如表1。

表1 实测总声压级及频谱特性

闪点号	声级 L_A (dB(A)) 发动机转速(r/min)	频率 (Hz)	频带								总声	
			31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	压级
①	27300		90.0	91.0	100.9	115.9	127.9	133.9	133.9	130.1	123.0	139.0
②	27300		8.00	93.0	91.0	107.0	117.5	128.9	122.4	116.4	107.5	130.3
③	27300		81.0	87.4	110.1	122.5	130.4	132.5	127.8	119.9	108.3	135.7
④	27300		87.6	87.7	90.2	99.8	103.7	101.7	97.3	91.5	81.1	105.4

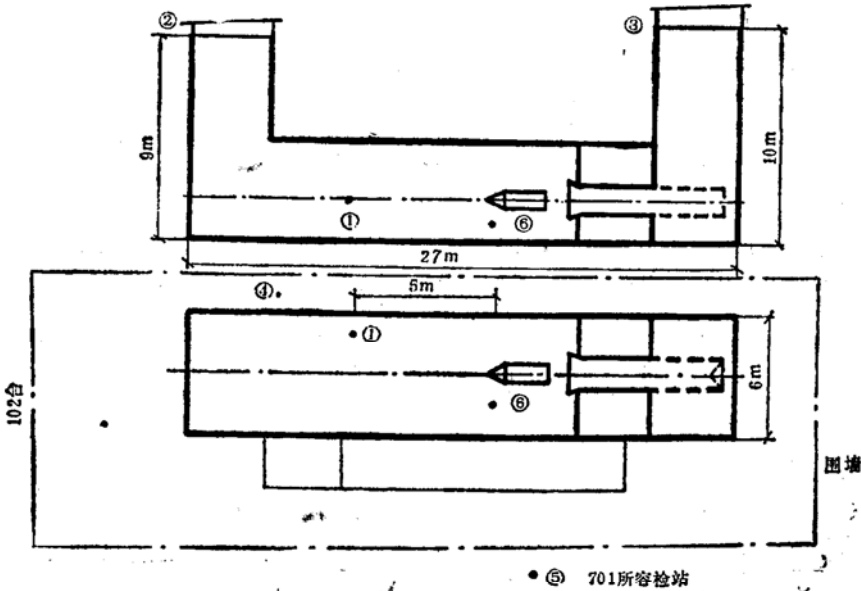


图1 试车台示意图

表1中数据对应的发动机工作转速为27300r/min，发动机试车通常为22000~29500r/min，其噪声随着转速的提高而增加，频谱特性变化不大。如果我们将①点作为试车间声

场的测点, 所测噪声为声场的平均噪声参数, 则①至②点的自然衰减量为 8.7dB(A), ②点至④点的自然衰减量为 24.9dB(A), ①点至③点的衰减量为 4.3dB(A)。如果以④点代表环境噪声, 要求治理后为 80dB(A), 则要求消声装置有 26dB(A) 的消声量, 即②点的噪声不得高于 104.3dB(A), ③点不得高于 109.7dB(A)。当发动机工作在最高转速时, ①点的噪声约增 4dB(A)。因此, 确定进、排气消声装置的消声量为 30dB(A) 以上。

利用噪声评价数 N_R 对应的各倍频程声压级 (dB) 和 N_R 与 L_A 值的换算关系: $L_A = N_R + 5$ (dB), 若以 N_R100 和 N_R105 的各倍频程声压级分别代表②、③两点治理后的各倍频程声压级; 并与①点的声压级相比较, 可以大约找出各倍频程的消声量和需要消声的频带范围, 具体数据见表 2。

从表 2 可知, 250Hz 以上各倍频程的频率都需要有一定的消声量, 总消声量要在 30dB(A) 以上才能保证环境噪声低于 80dB(A) 的要求。

表 2 消声量和消声频带

声压级 L_A (dB(A)) 名称	频 带									总消声量 (dB(A))
	31.5	63.0	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
消声装置进口 L_{A1}	90.0	91.0	100.9	115.9	127.9	133.9	133.9	130.1	123	139.0
进气塔入口 L_{A2}	123.5	114.5	109.5	105.0	102.0	100.0	98.0	96.4	95.0	(N_R100)
排气塔出口 L_{A3}	126.9	118.4	113.3	109.6	107.1	105.0	103.0	101.5	100.1	(N_R105)
$TL_{12} = L_{A1} - L_{A2}$	-33.5	-23.5	-8.1	10.9	25.7	33.9	35.9	33.7	28.0	34
$TL_{13} = L_{A1} - L_{A3}$	-36.9	-27.4	-12.4	6.3	20.8	28.9	30.9	28.6	22.9	29

四、消声组件的声学设计

当前消声装置声学性能的理论计算, 不但准确度不高, 而且很繁琐, 一般都是以试验和经验为依据。但对组成消声装置的单个消声组件, 特别是组成消声组件的各类消声元件, 国内外专家已做了大量卓有成效的工作^[1、2], 有大量的实用数据供查, 也有准确度较高的半理论、半经验公式供用。

1. 双层微孔板

1) 计算公式

(1) 共振频率 f_r

$$f_r = C_0 / 2\pi \sqrt{\sigma / DL} \quad (1)$$

(2) 微穿孔的线性相对声阻率 r_0

$$r_0 = (r_f / \rho_0 c_0) (l / \sigma) \quad (2)$$

式中 l 为孔的有效长度 (m), r_f 为流阻率, 按下式计算:

$$r_f = (32\eta / d^2) \sqrt{1 + (A^2 / 32)} \quad (3)$$

式中 $\eta = 1.83 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$;

当 f 为计算点频率, 单位为kHz, 直径 d 以mm为单位时, 近似得 $A = 10f^{1/2}d$

(3) 考虑非线性效应时的相对声阻率 r

$$r = r_0/2 + \sqrt{(r_0/2)^2 + N^2} \quad (4)$$

式中 N ——反映微孔板前声压大小的无量纲参数。它与声压力的平方根成正比, 与穿孔率 σ 成反比。本计算声压取120dB, 当 $\sigma = 2.5\%$ 时 $N = 0.488$; $\sigma = 1.5\%$ 时, $N = 1.09$ 。

(4) 共振吸声系数 α_r

$$\alpha_r = 4r/(1+r)^2 \quad (5)$$

由于双层微穿孔板消声元件一般有两个主要共振频率, 即 f_{r1} 和 f_{r2} , 因此对应有两个共振吸声系数 α_{r1} 和 α_{r2} 。 α_r 主要决定外层结构的相对声阻率 r_1 , α_{r2} 则主要由内、外两层结构的相对声阻率之和, 即 $(r_1 + r_2)$ 决定。

(5) 共振品质因素 Q_r

$$Q_r = \lambda_r/(1+r)2\pi D \quad (6)$$

(6) 反共振品质因素 Q_a

$$Q_a = (\lambda_a/2\pi D_1) \cdot 1/r_2 \quad (7)$$

(7) 反共振相对声阻率 r_a

$$r_a = r_1 + Q_a^2 r_2 \quad (8)$$

(8) 反共振吸声系数 α_a

$$\alpha_a = 4r_a/(1+r_a)^2 \quad (9)$$

(9) 共振时, 任意频率下的吸声系数 α

$$\alpha = \alpha_r [1 + Q_a^2 (f/f_r - f_r/f)^2] \quad (10)$$

(10) 当吸声系数 $\alpha = \alpha_r/2$ 时, 对应的上限频率 $f_{上}$, 下限频率 $f_{下}$ 和对应的上、下频段范围 $\Omega_{上} = \Omega_{下}$ 及总频段范围 Ω 。

$$f_{上} = (\sqrt{1 + (1/2Q_r)^2} + 1/2Q_r) f_r \quad (11)$$

$$f_{下} = (\sqrt{1 + (1/2Q_r)^2} - 1/2Q_r) f_r \quad (12)$$

$$\Omega_{上} = \Omega_{下} = 3.3 \log [\sqrt{1 + (1/2Q_r)^2} + 1/2Q_r] \quad (13)$$

$$\Omega = 6.6 \log [\sqrt{1 + (1/2Q_r)^2} - 1/2Q_r] \quad (14)$$

2) 计算结果

根据实际要求, 首先选定共振频率 f_r , 然后选定腔深 D , 适当调节穿孔板的几何参数及开孔率, 保证共振频率达到预期值。在设计计算中, 最难控制的, 也是最关键的一步是要使相对声阻率 r 控制在适当的范围, 并需控制共振品质因素的大小。如果这些参数控制不合适, 共振时, 共振吸声系数 α_r 和 $\alpha_r/2$ 时的上、下限频率范围小, 或反共振时的吸声系数 α_a 可能很低, 达不到展宽吸声频带的目的。因此, 设计双层微孔结构时, 必须权衡利弊, 精心设计, 避免盲目性。经过反复设计, 进、排气垂直消声器选用两种双层微穿孔板, 其结构参数见表3, 声学性能参数如表4。

2. 超细玻璃棉消声元件

进气水平消声器的消声元件是以超细玻璃棉为吸声材料, 外包玻璃布和铝开孔板作护面板所组成的厚300mm和100mm的两种片式消声元件。由于这类消声元件广泛使用, 描述其声学性能的第一共振频率 f_r 、相应的共振吸声系数 α_r 、高频端吸收系数 α_m 以及下半频带宽度 $\Omega_{下}$ 等主要声学特性, 有大量数据供查用。本设计是根据归一化吸声频谱曲线所提供的第一共

振频率 f 与厚度 D 的乘积 fD 、共振吸收系数 α_m 以及下半频带宽 $\Omega_{\text{下}}$ 等参数的数据表, 按需要进行换算而获得, 其结果如表5。

超细玻璃棉消声元件厚度 B 分0.3m及0.1m两种, 每种有两种高度 H : 2.8m及2.0m。

五、消声装置的主要性能

消声装置的性能可从消声量、消声频率范围、阻力损失及结构性能四个方面说明。

1. 消声器

表3 双层微穿孔板消声组件结构参数

	厚片消声组件	薄片消声组件
片厚 $B(\text{m})$	0.3	0.075
$D_1(\text{mm})$	50	25
$D_2(\text{mm})$	100	12.5
板厚 $b_1(\text{mm})$	0.8	0.8
$b_2(\text{mm})$	0.8	0.8
开孔率 $\sigma_1(\%)$	2.5	2.5
$\sigma_2(\%)$	1.5	2.5
开孔孔径 $d_1(\text{mm})$	0.8	0.8
$d_2(\text{mm})$	0.8	0.8

表4 双层微孔板的结构参数和声学性能

名 称	符 号	单 位	厚片消声元件		薄片消声元件	
微穿孔板厚度	b_1	mm	0.8		0.8	
	b_2	mm	0.8		0.8	
微穿孔开孔率	σ_1		2.5%		2.5%	
	σ_2		1.5%		2.5%	
微穿孔孔径(直径)	d_1	mm	0.8		0.8	
	d_2	mm	0.8		0.8	
微穿孔结构腔深	D_1	mm	50		25	
	D_2	mm	100		125	
共振频率	f_{r1}	Hz	460		1327	
	f_{r2}	Hz	880		1948	
共振吸声系数	α_{r1}		0.982		0.986	
	α_{r2}		0.988		0.988	
共振品质因素	Q_{r1}		0.697		0.911	
	Q_{r2}		0.519		0.994	
共振频带宽	$\Omega_{\text{上}}(\Omega_{\text{下}})$		0.956	1.225	0.752	0.693
	Ω		1.904	2.450	1.504	1.386
上限频率	$f_{\text{上}}$	Hz	1714	1093	2242	3160
下限频率	$f_{\text{下}}$	Hz	452	197	785	1200
反共振吸声系数	α_s		0.59		0.731	
反共振品质因素	Q_s		1.84		1.38	
反共振频率	f_s	Hz	609		1578	

表 5 超细玻璃棉消声元件参数数据表

厚度 D (mm)	材 料	容 重 (kg/cm ³)	共振频率 f_r (Hz)	共振吸声系数 α_r	高频端吸声 系数 α_m	下半频带宽 Ω_F
150	超细玻璃棉	20	266	0.9~0.99	0.9	$1-\frac{1}{3}$
50	超细玻璃棉	20	800	0.9~0.99	0.9	$1-\frac{1}{3}$

确定消声装置的声学性能是困难的,因为它涉及到各种因素和条件,计算又十分繁杂。一般靠实地测试结果来确定,也可按下面经验公式估算:

$$TL = 2\varphi(\alpha_0)\lambda/a \quad (15)$$

式中 $\varphi(\alpha_0)$ 为吸声系数 α_0 的函数值,可根据 α_0 查有关资料获得。

消声元件声学计算表明,进、排气垂直消声器的吸声系数,从频率 197Hz 至 3160Hz,在 0.5 至 0.99 范围内。3160Hz 以上由于共振所引起的高次谐振,亦可使吸声系数达 0.5 左右。进气水平消声器的消声元件则从 63Hz 至高频的吸声系数可在 0.5 至 0.99 范围内。根据各频程吸声系数的范围,按公式 (15) 估算的消声装置的消声量如表 6。

表 6 消声装置的消声量计算值

	进 气 消 声 装 置		排气消声装置
	进气垂直消声器	进气水平消声器	排气垂直消声器
消声器有效长度 L (m)	2	24	3
净 距 (m)	0.1675	0.35	0.1675
频 率 f (Hz)	197~3160 以上	63~2000 以上	197~3160 以上
吸声系数 α	0.5~0.99	0.5~0.99	0.5~0.99
$\varphi(\alpha)$	0.75~1.5	0.75~1.5	0.75~1.5
计算消声量 TL (dB(A))	16~33	10~20	24~50
总消声量 (dB(A))	26~53		24~50

2. 消声频带范围

从上述消声元件的声学性能计算表明,厚片消声组件吸声频率低,薄片消声组件吸声频率高。由于各消声装置的同一断面内均采取厚、薄片相间排列,在同样的消声装置有效长度内具有较宽的消声频率范围,加之微穿孔消声元件吸声系数的双峰特性及高次谐振作用,高于第二共振频率以上的频带仍有共振峰存在,故可使高频具有一定的吸声系数。进气水平消声元件在同一断面内亦是厚薄相间,且高频性能优于微穿孔结构消声元件,进气装置消声频带要宽于排气消声装置。但整个消声装置对 250Hz 以上频段都具有较高的吸声系数,是一个宽频带消声装置。

3. 气动力性能

进、排气消声装置均为板式消声元件，构成夹距式消声器结构。并设有导流锥，且顺气流方向排列，加之进、排气流的速度均在 10m/s 以下，因此流动损失小，完全可以满足试验的空气动力性要求。

4. 结构性能

消声器是为数很少的几种消声组件，且为板式和现场组装而成。因此，加工工艺性好，安装方便，而且每个消声组件的骨架为型材，是焊接和铆接结构，因而强度高，牢固可靠，刚性好。总体布局见图2。

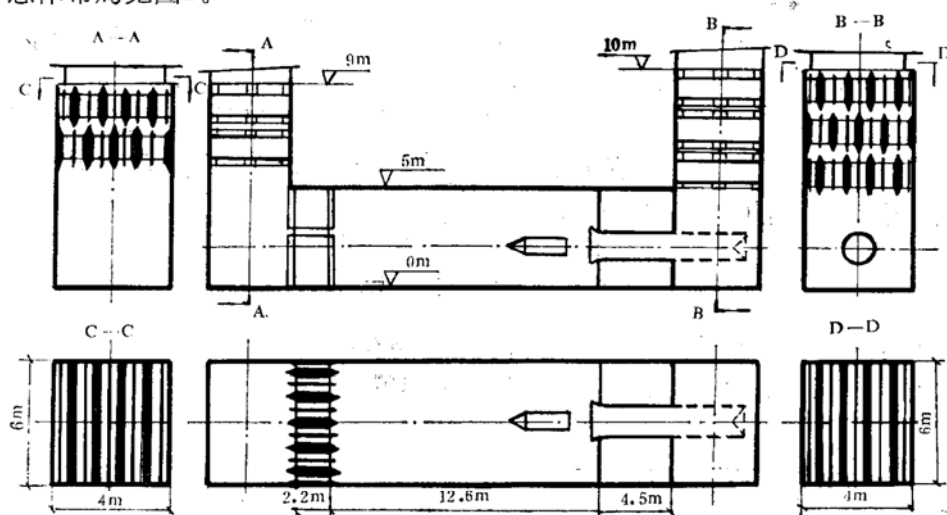


图2 涡轮喷气发动机试车台消声装置布置图

六、结果分析

噪声治理前后，对噪声声源、周围环境的噪声声压级和频谱特性进行了专门检测。检测的试验状态和测点位置保持不变，检测数据如图3和图4所示。检测结果表明，进气消声装置的插入消声量大于 43dB(A) ，从 $31.5\sim 2000\text{Hz}$ 的各倍频程都有不同数量的消声量。试验台的

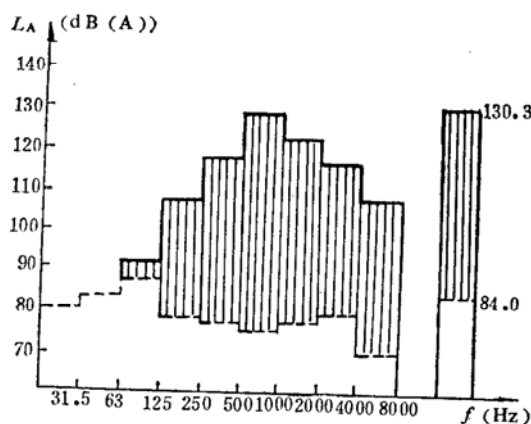


图3 进气塔入口治理前后噪音频谱特性（发动机转速 28000r/min ）

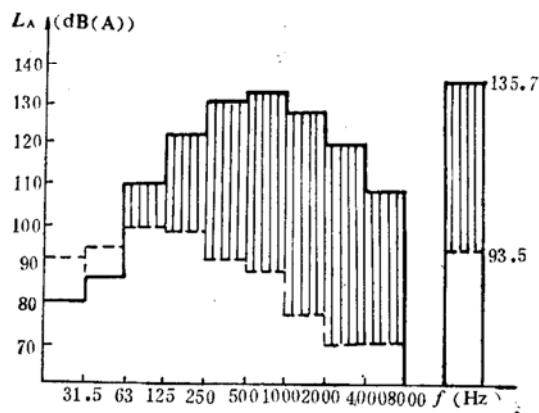


图4 排气塔出口治理前后噪音频谱特性（发动机转速 28000r/min ）

环境噪声,无论近声场和远声场都降低了30dB(A)以上,控制在76dB(A)以下,从而彻底解决了涡轮喷气发动机试车台噪声对环境污染的难题。

检测结果证明,消声装置采用双层金属微孔结构为主的片式消声元件,利用微穿孔的开孔率、开孔直径、腔深、板厚等几何参数的合理匹配,组成两种所需要的消声频谱特性和吸声系数不同的消声组件,利用厚、薄相间的排列方式和微穿孔结构共振吸声的多峰特性,有效地扩大了消声频带范围,保证了某些频带的高消声量要求。本设计的半经验半理论计算公式和经验数据、资料的选取与实际结果有较好的一致性。为类似的试车台噪声治理和控制提供了实用资料。

实践证明,消声装置由进气垂直消声器、进气水平消声器和排气垂直消声器三部分组成。每一消声器有一级或多级,它们都是由为数很少的几种消声组件,根据实际需要,在安装现场按预先确定的方案排列组合而成。这既可保证各级的不同排列要求,获得设计要求的消声特性和空气动力性能,又具有较好的加工工艺性和安装性能,保证较好的经济性,这对类似的大型试车台消声装置的设计具有重要的实际意义。

参 考 文 献

- (1) 赵松龄.噪声的降低与隔离(上册).同济大学出版社,1985
- (2) 方丹群.空气动力性噪声与消声器.科学出版社,1978

(上接第30页)

参 考 文 献

- (1) Глушко В. П. Развитие Ракетостроения и Космонавтики в СССР. 1987
- (2) Космонавтика Энциклопедия. 1985
- (3) Овсяников Б. В. Теория и Расчет Агрегатов Питания Жидкостных Ракетных Двигателей. 1986
- (4) Crease G. A. SSME Alternate Turbopump Axial Load Analysis. AIAA-89-2607
- (5) Bissell W. R., Wong G. S. Analysis of Two-Phase Flow in LH₂ Pumps for O₂/H₂ Rocket Engines. 1970
- (6) Design of Inducers for Two-Phase Operation-Final Report. Rocketdyne, 1970
- (7) Gubanov B. I. USSR Main Engines for Heavy-Lift Launch Vehicles, Status and Direction. AIAA-91-2510