

某柴油机排气消声器低频噪声优化控制

陈国强,刘俊龙,胡亮,孟祥旗,柴洋

潍柴动力股份有限公司,山东 潍坊 261061

摘要:为解决某柴油机排气低频噪声突出、主观感受差的问题,通过试验采集柴油机排气噪声频谱,分析不同频率下的噪声占比;在整机布置空间不变的情况下,修改消声器的各扩张腔、共振腔尺寸,优化设计排气消声器,并进行试验验证。结果表明:优化设计的消声器可以提高全频段消声能力,特别是低频消声能力,在低频段主要频率90、180 Hz附近的噪声降低12~16 dB,并可以兼顾不同温度下消声频率的变化,有效实现低频噪声的定量控制。该优化措施可以为降低柴油机排气低频噪声提供参考。

关键词:排气噪声;低频噪声;消声器

中图分类号:TK421.6

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2022)05-0043-06

引用格式:陈国强,刘俊龙,胡亮,等.某柴油机排气消声器低频噪声优化控制[J].内燃机与动力装置,2022,39(5):43-48.

CHEN Guoqiang, LIU Junlong, HU Liang, et al. Optimization control of low frequency exhaust noise of diesel engine muffler[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2022,39(5):43-48.

0 引言

发动机噪声是整车噪声的主要噪声源,排气噪声是发动机的主要噪声源之一。低频噪声的穿透能力强,排气低频噪声对车内噪声的强度、轰鸣、烦躁等主观听觉感知特征产生重要影响^[1]。因此,有效控制排气低频噪声尤为重要。目前,为降低排气噪声,通常在排气系统中安装适当的排气消声器,在不改变发动机及其零部件的情况下,使排气噪声得到大幅衰减^[2]。本文中通过优化设计不同抗性消声元件,提供一种排气低频噪声的消声器优化设计思路及结构。

1 消声器结构设计流程

消声器结构设计流程如图1所示。根据试验或性能仿真得到不同转速、不同负荷下排气出口处的排气噪声频谱、排气流量、温度等参数;根据不同转速下的噪声频谱,确认主要的消声频率及消声量,进而确定所需要的扩张腔、共振腔等消声单元的基本参数^[3],兼顾排气背压的要求,通过对不同基本消声元件组合,获得所需排气消声器的传递损失,在噪声频域内对所需频率段进行针对性的降噪处理,实现对噪声

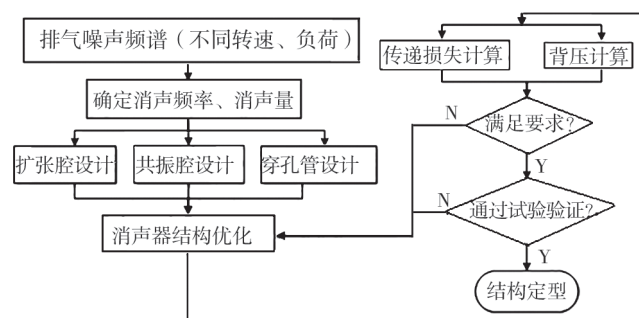


图1 消声器设计流程图

收稿日期:2021-07-14

基金项目:山东省重点研发计划项目(2021CXGC010812)

第一作者简介:陈国强(1988—),男,山东潍坊人,工学硕士,主要研究方向为柴油机NVH仿真分析,E-mail: chenguoq@weichai.com。

的定量控制。

消声器的消声指标主要有传递损失、插入损失、声压差等^[4],其中插入损失、声压差为时域参数,其结果是综合声源特性、消声器消声能力后的时域结果。为评估消声器的频域特性,采用传递损失更为合适。传递损失定义为频域内消声元件入口处的声功率级与出口处透射声功率级的差^[5]。

根据消声原理,消声器通常包含抗性消声器、阻性消声器、阻抗复合式消声器^[6]。1)阻性消声器主要利用多孔吸声材料与声波的摩擦、阻尼等将声能转换为热能,达到消声目的,适用于中高频,对于低频噪声的消声效果较差^[7],消声效果受排气流速影响较大,且由于积碳等因素,长期使用时消声能力存在不同程度恶化,同时,增加了排气背压。2)抗性消声器是基于管路截面积的变化,通过声波反射、干涉、共振等方式,改变声波的传播特性达到消声目的的一种消声元件^[8]。抗性消声器不需要多孔吸声材料,因此,其环境适应性有明显优势。3)阻抗复合式消声器集成了阻性消声器、抗性消声器结构,可实现宽频的消声能力,通常结构较为复杂。考虑到本柴油机的成本、应用、环境使用要求,本次设计采用抗性消声器。

2 抗性消声器设计理论

2.1 扩张腔

扩张腔是消声器应用最广泛的基本消声单元之一,利用管道截面突变处声阻抗的变化,引起声波反射进行消声。同时,针对截面的突变带来较大的压力损失,采用穿孔管消声器可兼顾消声性能及改善阻力特性。典型的扩张腔消声器传递损失^[9]

$$T_{Li} = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(k - \frac{1}{k} \right)^2 \left(\sin \frac{2\pi L}{\lambda} / \left(\cos \frac{2\pi L_a}{\lambda} \cos \frac{2\pi L_b}{\lambda} \right) \right)^2 \right], \quad (1)$$

式中: L_a 、 L_b 分别为扩张腔进、出口插入管的长度,m; k 为扩张比,即扩张腔腔体截面积与进排气管截面积的比; λ 为声波波长,m; L 为扩张腔长度,m。

典型的扩张腔结构如图2所示,图中: D 为扩张腔内腔直径,m; d 为插入管直径,m;扩张腔进、出口插入管的长度通常设置为相同尺寸。

扩张腔中心消声频率

$$f_a = (2n - 1)c / (4L), \quad (2)$$

式中: n 为正整数; c 为声速,m/s。

由式(1)可知,影响扩张腔消声能力的因素主要有扩张比、扩张腔长度、插入管的长度。扩张比影响消声量,扩张腔长度影响消声频率,插入管长度同时影响消声频率及幅值。带内插管的扩张腔阻力损失增加较为显著,最可行的方法是采用穿孔管结构;为兼顾中低频消声能力,提升消声量^[10],一般插入管的长度分别设置为 $L/4$ 和 $L/2$,如图3所示。为避开通过频率,使扩张腔在较宽的频率范围内有较高的消声能力,建议各扩张腔长度比为 $2/3$,如包含3个扩张腔的消声器,扩张腔长度比例建议为 $9:6:4$ 。

2.2 共振式消声单元

基本共振式消声器由主管道、连接管道和共振腔构成^[11],如图4所示。声波进入共振腔内,空气受声波激励,由于共振腔的声阻、声质量的损耗作用,类似于机械系统的动力吸振器,将声能转换为热能耗散掉,特别是当声波频率与共振腔固有频率相同时,将激起共振腔共振,消耗大量声

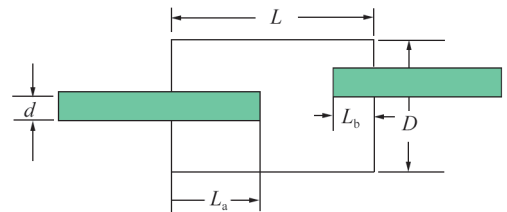


图2 扩张腔示意图

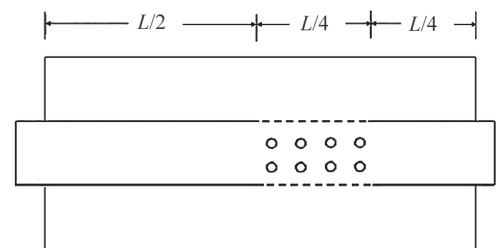


图3 穿孔管布置示意图

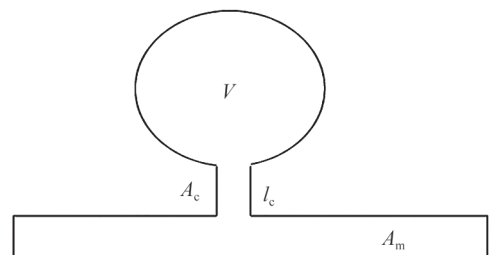


图4 共振式消声器

能,达到消声目的。

由于共振式消声器的消声带宽较窄,准确确定消声频率至关重要。古典共振腔集中参数模型消声频率^[12]

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A_c}{l_c V}}, \quad (3)$$

式中: A_c 为连接管截面积, m^2 ; l_c 为连接管长度, m ; V 为共振腔体积, m^3 。

共振腔消声器传递损失

$$T_{L2} = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\sqrt{A_c V / l_c}}{2A_m} \left(\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f} \right) \right)^2 \right], \quad (4)$$

式中: f 为频率, Hz ; A_m 为主管的截面积, m^2 。

由式(3)(4)可知,影响共振式消声器消声频率和传递损失的参数有 V 、 l_c 、 A_c 、 A_m 。

相关试验及三维仿真研究表明,古典共振腔集中参数模型忽略了连接管与共振腔内的质量分布及声波运动,计算得到的共振频率偏差较大,因此,需要对 l_c 进行修正,连接管长度修正量^[13]

$$\delta_2 = \begin{cases} 0.849 \frac{d_c}{2} + \frac{d_c}{2} \left[6.845 \left(\frac{h}{a} \right)^4 - 16.727 \left(\frac{h}{a} \right)^3 + 14.318 \left(\frac{h}{a} \right)^2 - 5.036 \left(\frac{h}{a} \right) + 1.006 \right], & \frac{h}{a} \leq 1 \\ 0.849 \frac{d_c}{2} + \frac{d_c}{2} \left[-0.015 \left(\frac{h}{a} \right)^3 + 1.219 \left(\frac{h}{a} \right)^2 + 8.559 \left(\frac{h}{a} \right) + 30.273 \right] \times 10^{-2}, & \frac{h}{a} > 1 \end{cases}, \quad (5)$$

式中: d_c 为连接管直径, m ; h 为共振腔深度, m ; a 为共振腔截面宽边长度, m 。

修正后的连接管长度

$$l'_c = l_c + \delta_2. \quad (6)$$

3 消声器设计

根据典型的抗性消声器基本消声器单元消声原理,基于某V型12缸柴油机在实际应用工况下的需求进行消声器设计,柴油机额定转速为1800 r/min、额定功率为2000 kW、额定转速时排气管出口温度为450℃。

3.1 排气噪声边界

采集无消声器状态下排气管出口处噪声频谱,明确发动机排气噪声频率分布,针对性地进行消声器设计,测试车辆处于原地定置状态,GRAS麦克风(灵敏度为47 mV/Pa)位于排气管出口2 m、斜下方45°处,发动机工作在额定转速,使用LMS噪声测试分析仪测试噪声。整车状态下,实测发动机排气口空管噪声频率分布(无消声器状态)如图5所示。

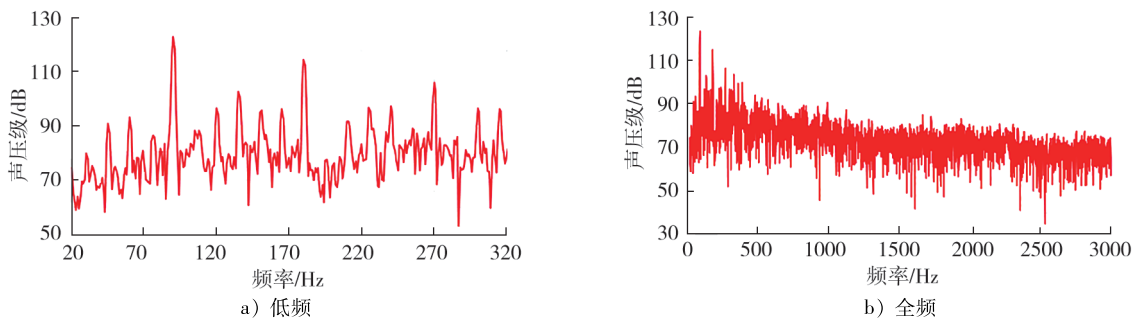


图5 排气噪声频率分布

由图5可知:排气噪声是以频率为90、180 Hz左右的主要噪声频谱,特别是频率为90 Hz时的排气噪声最大。

根据以上分析,设计排气管消声器,重点提高低频率段下的消声能力,同时兼顾中高频率段的消声效果。设计目标为:频率为90 Hz附近噪声(以A计权)降低15 dB以上,180 Hz附近噪声降低10 dB以上。

外特性工况,排气管出口处(消声器入口)的排气温度为450℃,此时声速为540 m/s,空气密度为

0.58 kg/m³;空载工况,排气温度为 150 ℃,此时声速为 412 m/s,空气密度为 0.83 kg/m³。

3.2 消声器几何设计

消声器结构设计如图 6 所示。总体采用长直管的设计方案,保证较低的排气背压;采用长度不同的扩张腔($L, 2L/3, L/2, \dots$)组合,提高中低频消声能力;采用渐缩管增大扩张腔的扩张比,提高扩张腔消声量;采用不同长度的插入管,改变中心消声频率,并提高扩张腔消声效果;采用穿孔管,降低插入管的排气背压;采用不同连接管长度、直径、共振腔体积的共振腔组合,提高低频消声能力,保证在低频下具有较高的消声能力。基于此方案设计的消声器,可通过增加扩张腔-共振腔的方式进行消声能力的扩展,不改变主体结构,扩展性较好。消声器渐缩(渐扩)管大径与小径的比为 1.6,其他主要结构参数如表 1 所示,主要消声频率如表 2 所示。

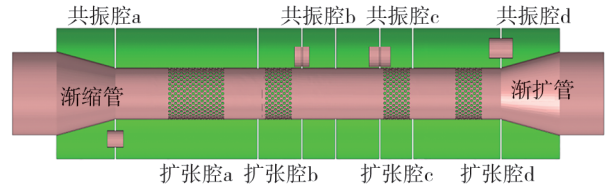


图 6 消声器内部结构

表 1 消声器主要参数

表 1 消声器主要参数						mm
消声器外径	消声器内径	扩张腔 a 长度	扩张腔 b 长度	扩张腔 c 长度	扩张腔 d 长度	
410	160	500	150	110	300	

表 2 消声器主要消声频率

消声频率				消声频率/Hz			
扩张腔 a	扩张腔 b	扩张腔 c	扩张腔 d	共振腔 a	共振腔 b	共振腔 c	共振腔 d
270 Hz 及其倍频	900 Hz 及其倍频	1225 Hz 及其倍频	450 Hz 及其倍频	90	96	106	133

通过以上控制参数的选取,可提高消声器全频段消声能力,且具有较低的排气背压(长直管为主,本文中不再进行计算评估),对不同转速、排温、流速工况均可达到较好的适应性。

3.3 传递损失计算

消声器入口采用单位功率平面波边界,出口采用自动匹配层(automatically matched layer, AML),基于声模态法计算消声器传递损失。由于本模型中采用密集穿孔管,若采用实际结果进行网格划分,网格数量巨大,网格质量也较差。为解决该问题,在穿孔管区域两边的网格定义传递导纳关系模拟这些小孔。消声器计算中,传递导纳关系的计算式^[14]为:

$$\begin{bmatrix} v_{n1} \\ v_{n2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta & -\beta \\ -K\beta & K\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{bmatrix}, \quad (7)$$

式中: v_{n1}, v_{n2} 为穿孔管两侧的法向振动速度, m/s; p_1, p_2 为穿孔管两侧声压, Pa; K 为圆管内径与外径之比; β 为导纳, $\beta=1/Z_p$, Z_p 为阻抗, $Z_p=R_p+jX_p$, 其中, R_p 为阻抗的实部, X_p 为阻抗的虚部。

当穿孔管的厚度 l 比孔的 2 倍直径 $4a$ 小很多时 ($l \ll 4a$), 阻抗的实部 R_p 和虚部 X_p 可表示为:

$$R_p = \frac{1}{\varepsilon} \sqrt{8\omega\eta\rho} \left(1 + \frac{l}{2a} \right), \quad (8)$$

$$X_p = \frac{1}{\varepsilon} \omega\rho(l + 2\Delta(l)), \quad (9)$$

式中: ε 为穿孔管孔隙率,即孔的体积与管的体积之比; ω 为角频率, $\omega=2\pi f$; a 为孔的半径, m; η 为流体动力黏度, Pa·s; ρ 为流体的密度, kg/m³; $\Delta(l)$ 为修正项, m; d 为孔间距, m。

对于边长为 d 的正方形,

$$\varepsilon = \pi a^2/d^2, \quad (10)$$

$$\Delta(l) = \begin{cases} 0.85a \left(1 - 2.34 \frac{a}{d} \right), & 0 < \frac{a}{d} < 0.25 \\ 0.668a \left(1 - 1.9 \frac{a}{d} \right), & 0.25 < \frac{a}{d} < 0.5 \end{cases}. \quad (11)$$

空载及部分负荷工况时,消声器传递损失计算结果如图7所示。

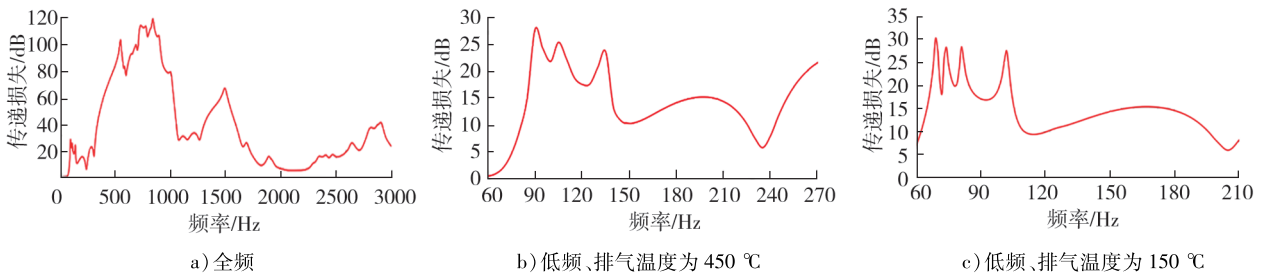


图7 消声器传递损失

由图7可知:空载及部分负荷工况时,排气温度降低,低频消声频率由90 Hz 降低至70 Hz 左右,其他消声频率均有不同比例的左移;不同温度下,消声器消声能力可覆盖70~135 Hz,可以保证90 Hz 附近始终有较高的消声能力。因此,该消声器可以提升90 Hz 消声的稳健性,在90 Hz 附近的消声能力为17~30 dB,180 Hz 附近的消声能力为10 dB 以上;同时兼顾提升70~1700 Hz 中低频消声能力。

3.4 排气噪声验证

采用优化设计的排气消声器进行试验验证,测试工况及测点布置与采集无消声器排气管出口噪测试相同,消声器消声效果(1/6 倍频程)如表3 所示,有、无消声器排气噪声对比如图8 所示。

由表3 可知:试验结果重点关注的频率为90、180 Hz 附近噪声明显降低,频率为94 Hz 时有消声器的噪声降低了16 dB,频率为188 Hz 时有消声器的噪声降低了12 dB,达到了预期的降噪效果,有效实现了低频噪声的定量控制。由图8 可知:消声器在全频段均有不同程度的消声能力,带消声器的排气噪声明显降低,降噪效果显著。

表3 消声器消声效果(1/6 倍频程)

中心频率/ Hz	噪声/dB		噪声降低/ dB
	无消声器	带消声器	
94	120	104	16
188	112	100	12

4 结语

通过对基本消声器单元进行理论分析,提出了一种适用于低频噪声控制的消声器设计思路及结构;通过采用不同长度扩张腔、不同共振腔组合以实现全频段消声能力,兼顾不同流速、温度下消声能力。

通过试验验证,基于以上方案设计的消声器,有效降低了低频排气噪声,达到了预期降噪效果,有效实现了低频噪声的定量控制,达到了90 Hz 附近噪声降低15 dB 以上、180 Hz 附近噪声降低10 dB 以上的设计目标,并可兼顾负荷变化时排气温度对消声频率的影响,提高了设计的可靠性。

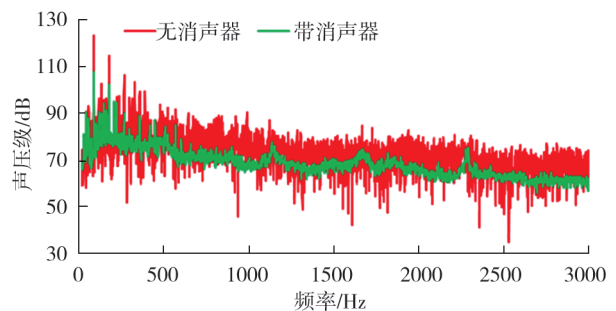


图8 排气噪声对比

参考文献:

[1] 耿鹏飞,张延超,耿旭贞,等.汽车排气系统低频噪声分析与结构优化[J].噪声与振动控制,2016,36(5):82-85.
 [2] 程志谋.某SUV车型排气低频噪声的优化[J].时代汽车,2021(11):137-139.
 [3] 黄东洋,宋晓林.基于GT-Power软件的某汽车排气系统消声器改进[J].机械科学与技术,2015,34(1):151-154.
 [4] 杨润潮,颜伏伍,刘志恩.发动机工作过程和消声器特性耦合的建模与设计[J].噪声与振动控制,2011,31(4):155-159.
 [5] 顾倩霞,左言言,赵海卫,等.汽车消声器的声学性能分析与结构优化[J].机械设计与制造,2021,4(4):48-52.
 [6] 张式杰.汽车噪声分析与降噪措施及噪声测量方法[J].汽车实用技术,2011(2):55-60.

- [7] 毕嵘. 复合式消声器声学特性的分析方法和实验研究[D]. 合肥:合肥工业大学, 2011.
- [8] 张京明, 刘文文, 崔双双. 赫姆霍兹消声器共振腔结构形状对消声性能的影响[J]. 兵器装备工程学报, 2010, 31(9): 79-82.
- [9] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动: 理论与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006.
- [10] 陈洪月, 周加明, 吕掌权, 等. 消声器内插管结构参数的数值模拟及声学性能分析[J]. 噪声与振动控制, 2021, 41(1): 204-209.
- [11] 肖生浩. 汽车排气消声器低频噪声控制研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2012.
- [12] 刘文文. 赫姆霍兹消声器的消声性能研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
- [13] 阮登芳. 共振式进气消声器设计理论及其应用研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2005.
- [14] 詹福良, 徐俊伟. Virtual. Lab Acoustics 声学仿真计算从入门到精通[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2013: 41-44.

Optimization control of low frequency exhaust noise of diesel engine muffler

CHEN Guoqiang, LIU Junlong, HU Liang, MENG Xiangqi, CHAI Yang

Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

Abstract: In order to solve the problem of the low frequency exhaust noise and achieve better subjective feeling of a diesel engine, the exhaust noise spectrum of the diesel engine is collected and the noise contribution is analyzed. The installing space is unchanged, this article focuses on the exhaust muffler optimized process and structure design by modifying the size of expand muffler and Helmholtz resonator and test verification. The results show that the muffler achieves higher transmission loss for all conditions especially at low frequency. The muffler is verified by testing, The noise near the main noise frequency (90, 180 Hz) in the low frequency band is reduced by 12-16 dB. Meanwhile, the muffler show very good adaptability at different temperatures. The quantitative control of low frequency noise is effectively realized. The optimization and improvement can provide reference for reducing low frequency exhaust noise of diesel engine.

Keywords: exhaust noise; low frequency noise control; muffler

(责任编辑: 刘丽君)

(上接第42页)

distance schemes are designed, and the effects of turbine housing throat structure on the static pressure distribution of turbine inlet and turbine BPF noise are investigated by simulation and experiment. The results shows that the flow state in the two flow volutes is quite different, the pressure in the volute near the turbine wheel back is higher than the one far away from the turbine wheel back. The static pressure distribution at the turbine inlet is non-uniformity in circumferential and axial, especially when the geometric angle of turbine housing is between 300° and 30° . The flow volute throat structure is the key factor that leads to the drastic change of static pressure when the angle is between 300° and 30° . The non-uniformity of the circumferential static pressure at the turbine inlet and turbine BPF noise can be decreased by appropriately increasing the distance between two throats, but the axial non-uniformity is not improved. The distance between the throats is increased by 12.1 mm, the maximum deviation of static pressure distribution between 300° and 30° decreases from 4.21% to 3.35%. The average turbine BPF noise is reduced from 98.13 dB to 90.14 dB, decreasing 12.8%. The subjective evaluation of noise is significantly improved. This study can provide a reference for improving the structure design of the throat and reducing the BPF noise of the turbine.

Keywords: turbocharger; double-volute turbine housing; volute throat; static pressure distribution; BPF noise

(责任编辑: 刘丽君)