

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.05.003

涡轮增压器动态特性测试用脉冲发生器设计*

邢世凯^{1,2} 马朝臣² 于立国³

(1. 河北师范大学职业技术学院, 石家庄 050024; 2. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081;
3. 北京汽车集团有限公司, 北京 100021)

摘要: 为了准确模拟增压发动机实际排气压力波状况,进行涡轮增压器动态特性测试,分析了发动机排气压力波特征,确定了脉冲发生器设计目标。在前期研究的基础上,对脉冲发生器转动盘开口型线提出了改进方案,利用一维非稳态仿真计算和三维 CFD 计算相结合的方法,对脉冲发生器进行了设计,模拟发动机不同频率和不同进气相位的排气压力波。利用试验对脉冲发生器产生的压力波进行了验证,结果表明,设计的脉冲发生器可以准确地模拟出典型的发动机排气压力波,证明了设计计算方法的可行性和改型方案的正确性,为脉冲发生器提供了一种比较完善的设计体系。

关键词: 涡轮增压器 排气脉冲 脉冲发生器 动态特性

中图分类号: TK421+.8 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)05-0013-06

Design of Pulse Generator Based on Turbocharger Dynamic Characteristics Measurement

Xing Shikai^{1,2} Ma Chaochen² Yu Ligu³

(1. School of Vocational and Technical, Hebei Normal University, Shijiazhuang 050024, China
2. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China
3. Beijing Automotive Group, Beijing 100021, China)

Abstract: In order to accurately simulate the actual turbocharged engine exhaust pressure wave conditions for turbocharger dynamic characteristics measurement, the characteristic of engine exhaust pressure wave and the goal of pulse generator design were analyzed. A pulse generator rotating disc profile optimization was put forward on the basis of former research. The pulse generator used to simulate ICE to produce pressure wave was designed by using 1-D simulation and 3-D CFD. Experiment was carried out on the proposed generator. The experiment result showed that the pressure wave produced by pulse generator was similar to that of ICE, which proved the feasibility and validation of the optimization and the calculation method. A comparatively perfect design system of pulse generator was put forward.

Key words: Turbocharger Exhaust pulse Pulse generator Dynamic characteristics

引言

随着能源危机的日益加剧和环保法规的日益严格,对内燃机的经济性能、动力性能和排放性能等提出了更高的要求,需要对整个增压系统进行更加精细化的设计和匹配。对于脉冲增压系统而言,涡轮

的进口气体状态在发动机的稳态工作状态下仍然呈周期性变化,以往受理论知识、试验手段等因素限制,对涡轮特性的研究一直停留在稳态研究阶段^[1]。但是在实际的车用工况下,涡轮内的流动往往是脉动的非稳态流动^[2]。因此,研究在脉冲进气条件下涡轮的动态特性,分析各种因素对涡轮特性

收稿日期: 2012-03-23 修回日期: 2012-11-04
* 国家自然科学基金资助项目(51176013)和河北省科学技术厅科技支撑基金资助项目(11213913D)
作者简介: 邢世凯,副教授,北京理工大学博士生,主要从事内燃机增压技术与排放控制技术研究,E-mail: hbsdxsk@163.com
通讯作者: 马朝臣,教授,博士生导师,主要从事内燃机增压技术及排放颗粒控制技术研究,E-mail: mcc1900@bit.edu.cn

的影响显得尤为重要^[3-4]。

为了降低试验成本,提高测试效率,经常采用脉冲发生器模拟增压发动机的实际排气压力波状况,进行涡轮增压器的动态特性测试^[5]。

本文采用一维与三维计算相结合的方法进行脉冲发生器的设计,模拟发动机排气压力波,为涡轮的动态特性研究提供一种新的试验手段,为涡轮增压器的进一步开发提供理论依据。

1 脉冲发生器设计原理

1.1 脉冲发生器设计目标

在采用脉冲增压方式的发动机实际工作过程中,涡轮入口存在着不同程度的压力脉动,评价这一脉动的主要指标是压力波的波形和频率。脉冲发生器应具有以下功能:在脉冲发生器中能够产生类似于发动机排气的压力波形;可以产生不同频率的压力波以模拟发动机的各种工况;通过脉冲发生器可以产生不同相位的两路压力波,以模拟典型的六缸机中涡轮双通道异相进气的现象。

由于各种增压发动机采用的排气管长度、排气管容积和排气管布置方式的不同,由此产生的压力波的波形也不尽相同,即使在同一个发动机上,由于压力波在排气管中的反射和叠加,在发动机不同转速的工况下,压力波的波形也不尽相同,因此利用脉冲发生器模拟出各种压力波形比较困难。总结一些设计比较好的排气系统,发现在设计工况下(一般对应于发动机最大转矩工况),其产生的压力波都具有一些共同的特点,利用脉冲发生器来模拟这种压力波,将具有一定的代表性。

发动机排气系统在设计工况下的压力波具有以下特征^[1]:

- (1) 为减少废气在排气门处流动的节流损失,增大排气可用能,在排气开始时,排气管中的压力应迅速升高。
- (2) 为减小活塞推动废气所做负功,在排气压力达到峰值之后,压力应逐渐开始下降。
- (3) 在进、排气门叠开的扫气时期,为了有利于燃烧室扫气,压力应降到比较低的程度。

本文中脉冲发生器产生的压力波特征将以此为目标进行设计。

1.2 结构原理

前人在研究时曾采用过两种形式的脉冲发生器。一种是转子式,图 1 为 Winterbone^[6-7] 采用的脉冲发生器,这种脉冲发生器包含两个圆柱转子,在工作时,这两个圆柱转子连接在一起并同时绕轴旋转,在两个圆柱转子上分别开有通道,当通道转

到与上下游管路连通的位置时,会产生流动,当通道转过这一位置时,流动逐渐减弱并消失,由此产生了脉冲,调节转子的转速可以获得不同频率的脉冲波,调整两个转子相对的相位可以模拟双通道异相进气。另外一种脉冲发生器是 Dale 和 Watson^[8]、Capobianco^[9]、Baines^[3] 等采用的转盘式脉冲发生器,其原理如图 2 所示。这种脉冲发生器在 2 个通道上采用了 2 个转动盘,在转动盘上开有通道,当转动盘转动时,通过转动盘通道与管道截面的交叠来产生脉冲波。与转子式脉冲发生器相同,可以通过调节转动盘的转速和 2 个转动盘的相对位置来获取不同频率和不同相位的脉冲波。

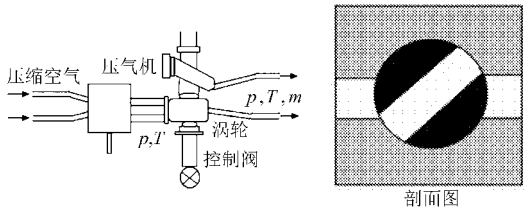


图 1 转子式脉冲发生器原理图

Fig. 1 Principle diagram of rotor pulse generator

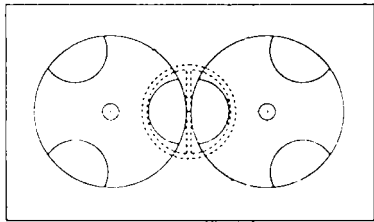


图 2 转盘式脉冲发生器原理图

Fig. 2 Principle diagram of turnplate pulse generator

两种脉冲发生器相比,转盘式脉冲发生器具有比较明显的优势,转子式脉冲发生器由于结构上的原因,会在 2 个脉冲波之间出现一段时间的“断气”现象,另外转子式脉冲发生器的开口通道形状很难调整,因此产生的压力波形比较单一。而转盘式脉冲发生器可以在转动盘上根据角度加工出多个通道,因此可以产生比较连续的脉冲波,转盘式脉冲发生器可以通过调整转动盘开口的形状,来获得不同的压力波形,在设计上具有比较大的柔性,因此本文采用转盘式脉冲发生器。

2 脉冲发生器设计计算

图 2 所示的转盘式脉冲发生器不尽完善之处在于其开口形状比较规则,由此产生的压力波形也比较规则,是一种类正弦波,这与发动机排气的实际压力波有一定的差别,实际的压力波在压力波形成初期,增长比较快,达到峰值之后,逐渐下降。因此本文在图 2 的基础上,进行了一些修改:原脉冲发生器转动盘开口的型线为一条完整的圆弧,现将这一型

线改为 3 段。如图 3 所示,型线的最上部分即最开始交叠的部分,由原来的上凸曲线改为下凹曲线 1,型线下半部分仍然保持原来的圆弧曲线(曲线 3),两个曲线中间采取平滑的过渡(曲线 2),主要目的是增加最初交叠时的流通面积,以提高压力波上升的速度。改型后型线的参数由设计计算分析得到。

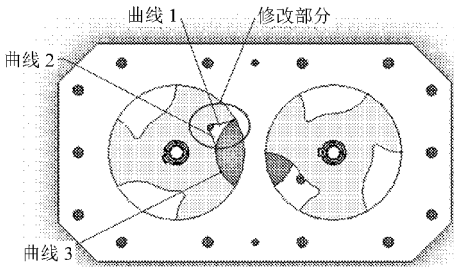


图 3 优化后的脉冲发生器转动盘型线
Fig. 3 Optimized rotating disc profile of pulse generator

2.1 设计计算流程

脉冲发生器的设计是一个已知设计目标求设计参数的过程,本文借鉴发动机概念设计的思想^[10],首先给定初始的设计参数,然后应用流动计算软件进行计算分析,预测以上参数能否满足设计目标,如不能满足产品设计要求,则对参数进行修改,直至满足设计要求。

本研究脉冲发生器的设计目标为对应于某发动机最大转矩工况的压力波形(1 600 r/min, 频率 40 Hz)。判定设计结果是否满足设计目标的标准是,观察设计结果是否符合所述压力波的特点。

2.2 计算方法

由于脉冲发生器实际工作过程中,存在着流道完全关闭的情况,因此不能采用三维 CFD 的动网格技术。利用有限体积法求解流动的一维非稳态问题,已经在发动机进排气系统设计中证明是一种比较有效的办法,且具有较高的精度^[11~12],脉冲发生器计算将采用这种方法。

2.2.1 一维计算仿真模型

利用 Boost 软件提供的一维非稳态计算模型,对脉冲发生器上游管路至被测增压器进行了建模,由于脉冲发生器原理是一节流装置,因此在建模时可以将脉冲发生器简化为可调节流阀门,通过设定可调节流阀门在不同时刻的流通面积和流量系数的大小,来等同于脉冲发生器流通面积的变化。计算模型如图 4 所示,气源 SB1 的压缩空气经过三通阀之后均匀地分配给两个管道,两个管道中的压缩空气在经过可调节流阀门(即脉冲发生器)之后,通过测量段流入被测涡轮。

由于计算模型中采用可调节流阀门来等同于脉冲发生器,因此计算结果的准确程度,将在很大程度

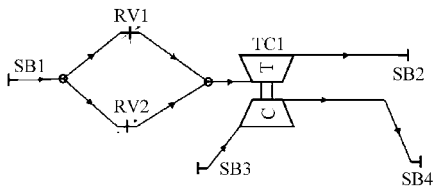


图 4 脉冲发生器计算模型
Fig. 4 Calculation model of pulse generator

上依赖于能否准确地给出脉冲发生器在各转角位置的流通面积和流量系数。各转角位置的流通面积可以通过三维软件很方便地求出,因此各转角位置的流量系数是本计算的关键因素。

2.2.2 利用三维 CFD 计算脉冲发生器流量系数

流量系数的物理意义是实际流量与理论流量之比,其大小主要与流通截面的面积和几何形状有关,上下游管道的长度、粗糙度、上下游的压比也会对其产生影响。对于本试验台,脉冲发生器上下游的管道已经固定,上下游管道长度和粗糙度的变化对流量系数的影响也就固定不变,影响流量系数的只有流通截面面积、几何形状和上下游的压比,在本试验的流量范围之内,脉冲发生器上下游存在一定的压差,但是由于上下游的压力都比较大,因此压比的变化范围比较小,所以在进行本试验时,由上下游压差的变化而引起的流量系数的变化可忽略,因此决定脉冲发生器流量系数的因素只有流通截面面积和几何形状。

利用 Solidworks 对包括脉冲发生器、上下游管道的流道进行了建模,利用 Gambit 软件对模型进行了网格划分,采用四面体非结构网格,每个开度下网格数约为 1.1×10^5 个,为了获得更高的计算精度,曾经将网格数提高到 2.0×10^5 个,但是发现两者计算结果相差不大,但是计算时间却大大增加,所以 1.1×10^5 个网格是计算精度和计算效率间的一个比较好的折中。图 5 和图 6 为设计结果中 60° (最大开度)和 110° 流道的几何模型和划分的网格。



图 5 流道三维模型
Fig. 5 3-D model of flow path
(a) 60° (b) 110°

2.3 计算结果

图 7 为涡轮入口压力波形(40 Hz)最终的设计结果,从压力波形上来看,基本上符合了目标压力波的特征^[1]。

脉冲发生器在转动到不同角度时,流通部分的形状如图 8 所示(以左边通道为例)。

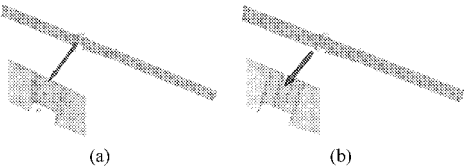


图 6 流道网格
Fig. 6 Flow path mesh
(a) 60° (b) 110°

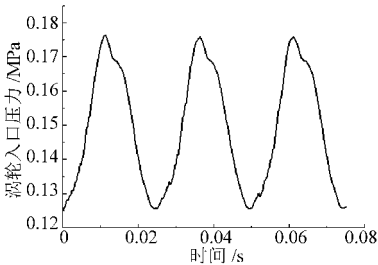


图 7 涡轮入口压力波形 (40 Hz)
Fig. 7 Pressure wave form of turbine inlet (40 Hz)

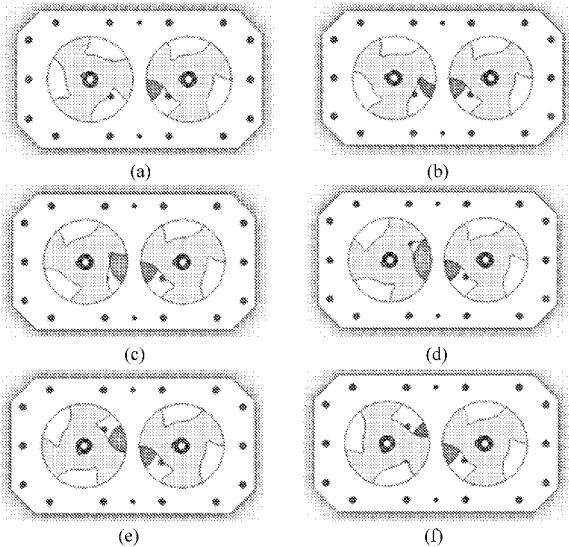


图 8 脉冲发生器流通部分形状
Fig. 8 Pass segment shape of pulse generator
(a) 0° (全关) (b) 20° (c) 40°
(d) 60° (开度最大) (e) 80° (f) 100°

优化前、后脉冲发生器流通面积随角度的变化情况如图 9 所示。由计算可知,优化后流量系数、流通面积随角度的变化情况如图 10 所示。

从计算结果中发现,最大流量系数不是出现在

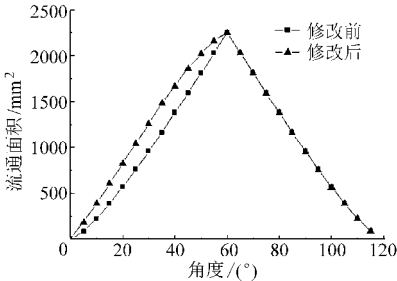


图 9 脉冲发生器流通面积随角度的变化曲线
Fig. 9 Circulation area of pulse generator varying with angle

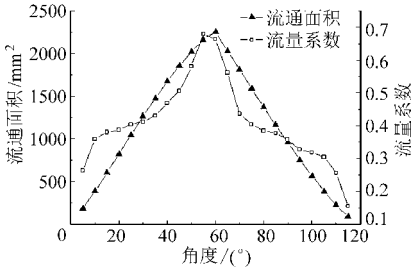


图 10 流量系数、流通面积随角度的变化曲线
Fig. 10 Mass flow coefficient and circulation area varying with angle

最大流通面积的 60°位置处,而是出现在接近于该位置的 55°位置处,其原因是流通截面几何形状的影响。

3 脉冲发生器结构设计

根据以上分析,对脉冲发生器进行了结构设计。脉冲发生器的结构如图 11 所示,其主体结构由上游壳体、中间体、下游壳体、转动盘构成,在上下游壳体上开孔并连接上下游管路,在壳体内安放角接触球轴承以支撑转动轴,两个转动盘上通过线切割加工出 3 个预先设计好的通道,每个通道开启的持续时间对应转动轴旋转 120°,转动盘旋转一周产生 3 个脉冲,两个转动轴通过带轮和传动带连接到调速电动机轴上,为保证两个转动盘在工作时的相位,带轮和传动带采用齿形带轮和齿形带,以防止带轮打滑,壳体之间采用铜垫密封,转动轴与壳体之间采用密封橡胶圈,平板定位销用来保证各壳体和相应轴承对心,相位定位销用来定位同步进气和异相进气时两转动盘的相位差。脉冲发生器在涡轮动态特性试验台上的安装位置如图 12 所示。脉冲发生器的实物如图 13 所示。

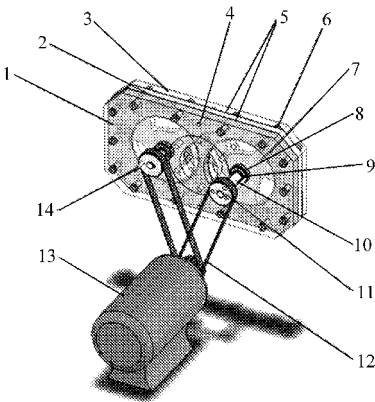


图 11 脉冲发生器结构简图
Fig. 11 Structure of pulse generator
1. 上游壳体 2. 中间体 3. 下游壳体 4. 平板定位销 5. 密封铜垫 6. 螺栓 7. 转动盘 8. 轴承 9. 密封橡胶圈 10. 转动轴 11. 齿形带轮 12. 齿形带 13. 调速电动机 14. 相位定位销

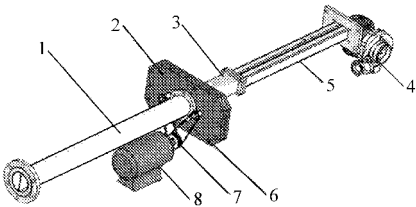


图 12 脉冲发生器安装位置示意图

Fig. 12 Fixing position of pulse generator

1. 上游两路管 2. 脉冲发生器 3. 过渡段 4. 被测增压器
5. 涡轮口流动发展和测量段 6. 齿形带 7. 齿形带轮 8. 调速电动机

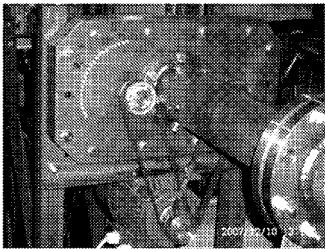


图 13 脉冲发生器实物图

Fig. 13 Practically fig of pulse generator

4 试验

4.1 流量系数

根据流量系数的计算公式,试验时需要利用孔板流量计测量脉冲发生器实际的质量流量;利用温度和压力传感器测量脉冲发生器前后的温度和压力,计算出理论流量;实际流量与理论流量之比即为流量系数。

表 1 为流量系数测量值与计算值的比较,发现试验测得的流量系数偏大,尤其是在小开度情况下。主要由 CFD 计算方法和脉冲发生器下游压力的计算误差所引起。实测流量系数与计算值除去开度非常小的几个点之外,其余点误差都在 5% 范围以内。在试验的结果中也发现了最大的流量系数点不是在最大开度点,而是在 55°位置处,与 CFD 的计算结果相吻合。

利用试验得到的流量系数,重新校核了脉冲发生器的一维计算模型,涡轮入口压力校核后计算结果与原计算结果对比如图 14 所示。由于流量系数的增加,校核后的计算结果与原结果相比,涡轮入口的平均压力增大。

4.2 压力波形

为验证设计的脉冲发生器是否满足试验要求,并验证计算结果是否正确,对脉冲发生器所产生的压力波进行了测量。涡轮入口压力传感器和采集系统采用 Kisler 4045 动态压力传感器和动态数据采集系统,将脉冲发生器电动机转速调节至 800 r/min,

表 1 流量系数测量值与计算值的比较
Tab.1 Comparison of measured value and calculated value of mass flow coefficient

角度位置 /(°)	流通面积 /mm ²	计算值	测量值	误差/%
5	182.25	0.264 0	0.287 613 030	8.21
10	390.21	0.359 0	0.406 338 427	11.65
15	605.16	0.380 0	0.395 298 034	3.87
20	824.07	0.386 6	0.400 871 008	3.56
25	1 044.87	0.404 1	0.415 398 849	2.72
30	1 264.88	0.412 0	0.425 268 373	3.12
35	1 476.66	0.430 9	0.443 586 576	2.86
40	1 674.24	0.468 3	0.481 492 906	2.74
45	1 856.18	0.505 4	0.514 978 602	1.86
50	2 021.64	0.580 2	0.590 414 165	1.73
55	2 161.96	0.679 5	0.696 280 357	2.41
60	2 250.99	0.663 4	0.662 274 134	-0.17
65	2 029.95	0.561 9	0.579 397 814	3.02
70	1 809.75	0.436 0	0.443 314 692	1.65
75	1 591.27	0.404 0	0.419 261 104	3.64
80	1 375.47	0.385 0	0.392 296 719	1.86
85	1 163.43	0.377 0	0.389 503 048	3.21
90	956.48	0.358 0	0.370 600 414	3.40
95	756.23	0.327 0	0.332 587 469	1.68
100	564.87	0.319 0	0.327 717 280	2.66
105	385.44	0.304 0	0.326 881 720	7.00
110	222.70	0.256 0	0.278 897 483	8.21
115	85.41	0.155 0	0.177 304 965	12.58

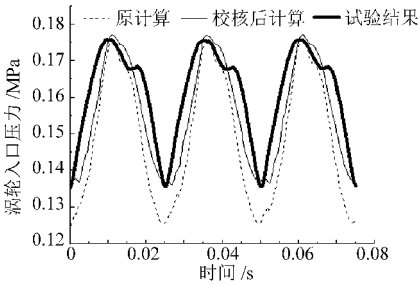


图 14 涡轮入口压力试验值与计算值的比较

Fig. 14 Comparison between experimental value and calculated value of pressure in turbine inlet

对应脉冲波频率 40 Hz,结果如图 14 所示,并与两次计算的结果进行了对比。发现校核后的计算结果比原计算结果能够更好地接近于试验值,但是也存在着一定的误差,误差主要体现在第 2 个压力波峰上。在实际的流动过程中,由于涡轮喉口处截面积收缩比较大,当压力波传递到这一截面时,会产生反射,反射回来的压力波会在上游管道的各处产生叠加,因此试验时压力波在达到最大值之后,又产生了一个压力波峰。但在计算中这一点体现得不明显,造成这一误差的原因,一方面是一维计算本身就存在着一定的误差;另外一方面主要是由于在 Boost 的

计算中,对涡轮的处理是采用“准稳态”假设,没有考虑蜗壳内截面积的变化,忽略了蜗壳通道内压力波的反射,因此没有计算出第2个压力波峰。从试验得到的压力波形来看,基本上符合了目标压力波的特征^[1]。

为了观察非设计工况下压力波的形态,又测量了压力波在 60 Hz 时的压力波形,此时对应于发动机标定工况的转速,结果如图 15 所示,由于压力波在管路中的反射和叠加,在 60 Hz 时产生了两个比较明显的波峰,这与发动机高转速时的压力波特征基本上是一致的^[1]。

5 结束语

发动机实际运行过程中,由于活塞式内燃机的往复运动和排气门的周期性开闭,增压器涡轮工作在脉冲流动条件下。涡轮的性能在脉冲流动和稳态流动条件下存在着很大的偏离。研究脉冲进气条件

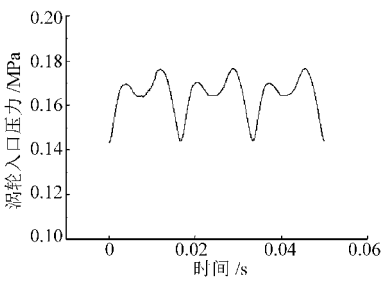


图 15 涡轮入口压力波 (60 Hz)

Fig. 15 Pressure wave in turbine inlet (60 Hz)

下涡轮的动态特性,对涡轮的设计、生产和增压器与发动机的匹配具有十分重要的意义。

本文采用一维与三维计算相结合的方法进行脉冲发生器的设计,提出了脉冲发生器转动盘开口型线的改进方案和脉冲发生器的设计计算方法。结果表明,试验得到的压力波符合目标压力波的特征,计算结果与试验结果基本一致,证明了设计计算方法的可行性和改型方案的正确性。

参 考 文 献

- 1 朱大鑫. 涡轮增压与涡轮增压器[M]. 北京:机械工业出版社,1992.
- 2 高文志,宋崇林,冯敬奇. 增压柴油机进、排气管压力波动计算与分析[J]. 农业机械学报,2002,33(2): 38~40.
Gao Wenzhi, Song Chonglin, Feng Jingqi. Calculation and analysis of pressure fluctuation in intake and exhaust pipes of a boost diesel engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002,33(2): 38~40. (in Chinese)
- 3 Baines N C. Fundamentals of turbocharging [M]. United States:Concepts NREC, 2005.
- 4 吕伟. 车用增压器可调涡轮喷嘴特性的研究[D]. 北京:北京理工大学,2010.
Lü Wei. Characteristic investigation of vehicular turbocharger variable geometry turbine nozzle vane [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2010. (in Chinese)
- 5 于立国,马朝臣,施新,等. 车用涡轮增压器涡轮非稳态特性试验研究[J]. 内燃机工程,2010,31(5): 36~40.
Yu Liguó, Ma Chaochen, Shi Xin, et al. Experimental investigation on vehicular turbocharger turbine characteristics under unsteady flow condition [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2010,31(5): 36~40. (in Chinese)
- 6 Winterbone D E, Nikpour B, Alexander G I. Measurement of the performance of a radial inflow turbine in steady and unsteady flow [C]. IMechE Paper C405/105, 1990.
- 7 Winterbone D E, Nikpour B, Frost H. A contribution to the understanding of turbocharger turbine performance in pulsating flow [C]. IMechE Seminar Paper C433/011, 1991.
- 8 Dale A, Watson N. Vaneless radial turbine performance [C]. IMechE Paper C110/86, 1986.
- 9 Capobianco M, Gambarotta A, Cipolla G. Influence of the pulsating flow operation on the turbine characteristics of a small internal combustion engine turbocharger [C]. IMechE Paper C372/019, 1989.
- 10 韩凯. 基于数据库的发动机概念设计[D]. 北京:北京理工大学,2005.
Han Kai. The design of engine conception base on database [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2005. (in Chinese)
- 11 邓康耀. 内燃机中一维非定常流动计算的特征线法与有限体积法的比较[J]. 上海交通大学学报,1999,33(8): 949~953.
Deng Kangyao. Comparison of characteristics method and finite volume method in computation of one dimensional unsteady flow in internal combustion engines [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1999,33(8): 949~953. (in Chinese)
- 12 方适应,邓康耀,崔静,等. 进排气管一维非定常流动计算方法的比较[J]. 车用发动机,2000(3): 22~25.
Fang Shiyíng, Deng Kangyao, Cui Jíng, et al. Comparison of computation of one dimensional unsteady flow in intake and exhaust pipe [J]. Vehicle Engine, 2000(3): 22~25. (in Chinese)