

Simulation Study on the Matching of Variable Nozzle Turbocharger (VNT) and Diesel Engine

Zhang Xin¹, Lin Lei²

1, 2. School of Mechanical, electronic and control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing, China

1.zhangxin@bjtu.edu.cn, 2.08121967@bjtu.edu.cn

Abstract: The flow area of the Variable nozzles turbocharger (VNT) can be changed with the changing of the work conditions to achieve optimal matching between the VNT and the diesel engine, aimed to improve the weakness of the conventional turbocharged which contains not enough torque at low speed, poor economy at part load and slow response for transient condition. In this paper, creates a GT-Power simulation model between the VNT and D01 diesel engine. Through that to do simulation study of the matching between the VNT and the D01 diesel engine for all the work conditions. Analysis the influences on the engine power and economic of the nozzle opening, and then determines the best nozzle opening with the engine speed and load variation.

Keywords: Variable nozzle turbocharger (VNT); Diesel; Match; Simulation

可变喷嘴涡轮增压器 (VNT) 与柴油机匹配的仿真研究

张欣¹, 林磊²

1,2 北京交通大学机电学院, 北京, 中国 100044

1、zhangxin@bjtu.edu.cn;2、08121967@bjtu.edu.cn

摘要: 可变喷嘴涡轮增压器 (VNT) 可以随着工况的改变而改变涡轮的流通面积, 实现其与发动机在各工况下的最优匹配, 从而改善常规涡轮增压器与发动机匹配时所出现的低速转矩不足、低速和部分负荷时经济性差、起动加速性能差、瞬态响应性迟缓、冒烟严重等性能缺陷。本文利用GT-POWER一维仿真软件建立了VNT与D01柴油机的匹配模型, 对各工况下二者的匹配情况进行仿真计算。对匹配过程中VNT喷嘴开度对发动机动力性、经济性的影响规律进行了研究, 并确定了VNT喷嘴环开度随发动机转速、负荷的变化规律。

关键词: 可变喷嘴涡轮增压器 (VNT); 柴油机; 匹配; 仿真

1. 引言

为了改善常规涡轮增压器与发动机匹配过程中的性能缺陷, 增压技术有了新的发展, 可变喷嘴涡轮增压技术是实现增压器与发动机在全工况内匹配的重要手段。国外对可变喷嘴涡轮增压器控制系统的研究最早从上世纪 80 年代初便开始了, 日本尼桑 (Nissan)、美国通用 (GM)、德国大众 (Volkswagen) 等公司处于研究的先进行列^[1], 将可变喷嘴增压技术应用于柴油以及汽油车辆上, 国内对可变喷嘴增压技术的研究要落后与国外, 只有清华大学、北京理工大学等少数几家单位在从事着增压器材料、结构改进、

参数匹配等方面的研究, 本文通过建模仿真对某款可变喷嘴涡轮增压器与 D01 柴油机的匹配展开了研究, 对匹配过程中喷嘴环开度的变化规律进行了研究, 为匹配试验的开展提供理论依据。

2. 匹配模型的建立

为了实现 VNT 与柴油机的最优匹配, 本文首先对相关参数进行了估算确定^[2,3]。

(1) 空气流量和增压压力的计算

在匹配增压器时, 增压柴油机所需要的空气流量按下式估算:

$$G_C = \frac{N_e g_e \alpha \eta_s L_0}{3600} \text{ (kg/s)} \quad (1)$$

国家自然科学基金资助, 50976012

式中, N_e : 柴油机功率; g_e : 有效燃油消耗率; η_s : 扫气系数; α : 过量空气系数; L_0 : 理论空燃比。

进入气缸的空气体积流量为:

$$V_C = \frac{niV_s\varphi_c}{30\tau} \quad (2)$$

式中, n : 柴油机转速; i : 气缸数; V_s : 气缸工作容积; τ : 为冲程数; φ_c : 充量系数, 在 0.9~1.05 之间选择。则进入气缸的空气密度为:

$$\rho_c = \frac{G_C}{V_C} = \frac{N_e g_e \alpha \eta_s L_0}{120niV_s\varphi_c} \text{ (kg/m}^3\text{)} \quad (3)$$

由理想气体状态方程得到:

$$P_C = \frac{N_e g_e \alpha \eta_s L_0 \tau RT_C}{niV_s\varphi_c \times 120 \times 10^6} \text{ (MPa)} \quad (4)$$

(2) 排气温度、压力的计算

排气温度是内燃机工作过程的重要参数之一。排气温度 T_r 的大小与柴油机的负荷、转速、压缩比等都有关系。负荷增大时, 后期膨胀比减小, 排气温度 T_r 上升; 转速增高时, 部分燃烧延至膨胀过程中进行, 也使排气温度 T_r 上升; 压缩比增大, 膨胀比增大, 排气温度 T_r 下降。所以, 对于该柴油机标定工况来讲, 排气温度初选为: $T_r = 950\text{K}$, 考虑到柴油机的排气压力 p_r 与转速、排气门开启截面、排气管的流动阻力有关, 初选 $p_r = 1.10p_s$ (p_s 为大气压力)。

(3) 循环喷油量的计算

柴油机每循环喷入气缸的油量可按下式计算:

$$g_b = \frac{g_e P_e \tau}{120ni} \times 10^3 \text{ (g/循环)} \quad (5)$$

式中 g_e : 标定功率点的燃油消耗率, g/(kW·h); P_e : 柴油机标定功率, kW; τ : 柴油机冲程数; n : 柴油机转速, rpm; i : 柴油机气缸数。

(4) 平均机械损失压力的计算

柴油机在运转过程中, 必然伴随着运动件所引起的摩擦损失、克服流动阻力、驱动附属机构的功率消耗以及进排气过程中所引起的泵气损失。在评定柴油机机械损失时, 除了机械损失功率和机械效率外, 还有平均机械损失压力 p_m , 它的定义为: 发动机单位气缸工作容积一个循环所损失的功。GT-POWER 中, 机械损失的估算采用如下计算公式^[2]:

$$p_m = p_{con} + A_1 p_{max} + A_2 C_m + A_3 C_m^2 \text{ (bar)} \quad (6)$$

式中: p_{max} : 缸内最高爆发压力 (bar);

C_m : 活塞的平均速度, $C_m = \frac{s \times n \times 2}{60}$ (m/s);

A_1 、 A_2 、 A_3 : 经验常数。

通过计算以上参数, 我们初步选定 Honeywell 公司的 GT15 型可变喷嘴涡轮增压器作为本系统的增压器进行研究, 并建立了整个系统的匹配模型如图 1 所示^[4]。

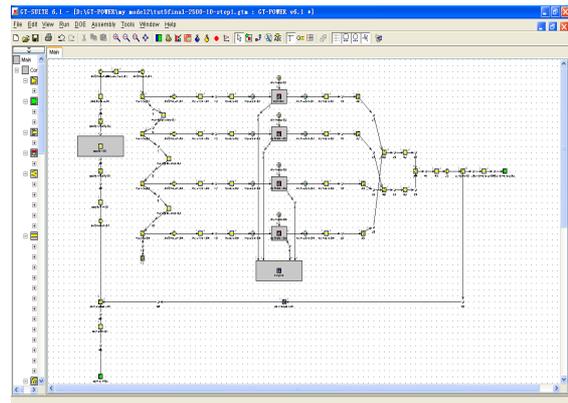


Figure1. Variable turbocharging control system

图1 VNT与柴油机系统的匹配模型

3. GT15 与柴油机匹配的仿真研究

3.1 各工况下 VNT 与柴油机匹配的仿真研究

在本文中, GT15 与发动机的匹配主要是寻求各个工况下可变喷嘴的最优开度以及增压压力。在 GT-POWER 中, 对于某一固定转速的工况首先将喷嘴环开度 rack-position 以 0.1 的间隔分成十一组, 研究发动机与 VNT 匹配的变化规律, 并根据外特性的要求, 最终确定该工况下喷嘴开度的值。

图 2 是发动机转速为 2000rpm 时, 扭矩随喷嘴开度变化的曲线图, 由发动机外特性曲线可以确定喷嘴开度端点值, 这两个端点的值将作为下一步仿真的起始点, 以寻求最佳的喷嘴开度。

图 3 是发动机在转速为 2000rpm 时, 压气机的工作特性图。可以看出所有喷嘴开度对应的工况下, 压气机的工作点与等效率线保持平行, 覆盖了 0.3~0.75 效率区, 并且距离压气机的工作边界有一定的裕量, 不会发生喘振。

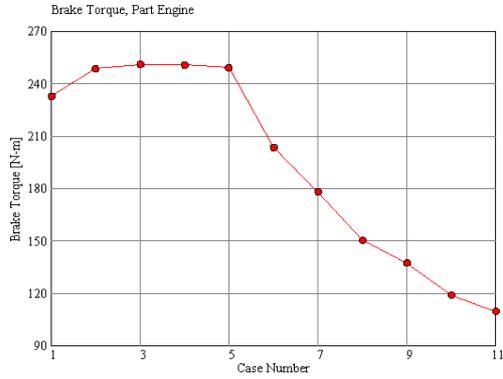


Figure2 2000rpm, torque output with different areas of the variable nozzle

图2 2000rpm, 不同喷嘴开度下的发动机输出扭矩

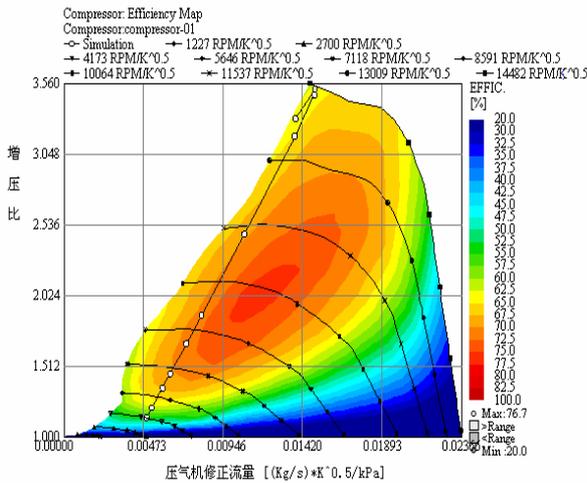


Figure3 2000rpm, operate situation of the compressor with different areas of the variable nozzle

图3 2000rpm, 不同喷嘴开度下压气机的工作情况

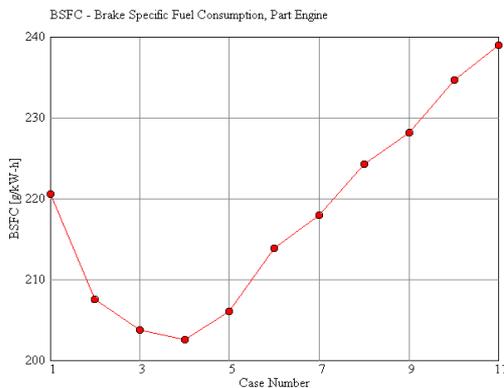


Figure4 2000rpm, fuel consumption rate with different areas of the variable nozzle

图4 2000rpm不同喷嘴开度下的燃油消耗率

图 4 是发动机转速为 2000rpm 时，发动机燃油消耗率随喷嘴开度的变化曲线。在该工况下，case4 的燃油消耗率最低，但是考虑到发动机的扭矩输出以及爆震等情况，在实际运行中并不是直接取 case4 的喷嘴开度作为该工况下的最佳喷嘴开度，而是要通过进一步的仿真确定喷嘴环的最佳开度，以及增压压力。

通过上述逐步缩小喷嘴开度的研究办法，确定了各个工况下的喷嘴开度以及增压压力，并得到了发动机的缸内燃烧、传热等热力过程，缸内工质流量、压气机、涡轮流量变化等流动过程的相关数据，为分析发动机的性能提供了数据依据。

3.2 可调叶片位置 MAP、增压压力 MAP 的确定

通过前面的仿真结果，在满足发动机设计要求的前提下，可以得到七个转速、五组喷油量下的最佳 VNT 开度，及相应的增压压力，对于其余工况最佳 VNT 开度和增压压力的值可由这些值插值得到，由此确定全工况下 VNT 的最佳喷嘴环开度脉谱，如图 5 所示，最佳增压压力脉谱如图 6 所示。

4 GT15 系统与柴油机匹配仿真结果分析

通过模拟在各种工况下 VNT 与发动机的匹配情况，确定 VNT 与发动机的匹配规律，研究在各种工况下，VNT 喷嘴开度对发动机动力性、经济性的影响，以及喷嘴开度、增压压力随转速、负荷的变化规律。

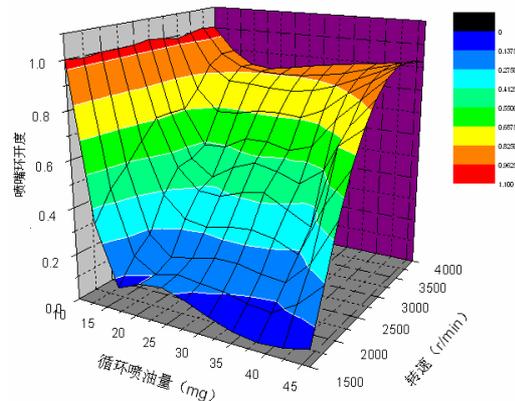


Figure5 MAP of the variable nozzle for all the work conditions

图5 全工况VNT喷嘴环开度MAP

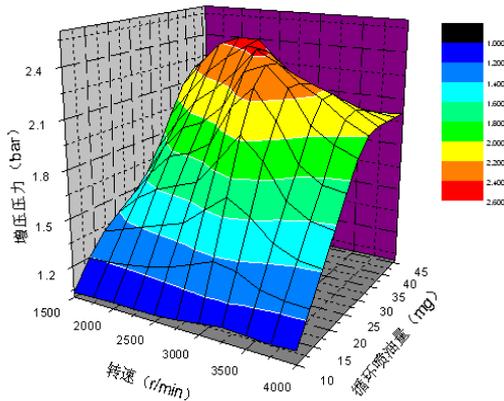


Figure6 MAP of the boost pressure for all the work condition
图6 全工况增压压力MAP

4.1 VNT 不同叶片位置对柴油机动性、经济性的影响

本节通过稳态工况的模拟方法研究可变喷嘴叶片开度对柴油机动性、经济性的影响，选取 1500~4000rpm 之间的 6 个转速来分析。

图 7 为 100%负荷下可变喷嘴叶片位置对柴油机扭矩的影响规律。从图中可以看出：各个转速下，除 1500rpm 外，随可调叶片位置的增大柴油机外特性扭矩都是先增大后减小。对于发动机处于 1500rpm 时，输出扭矩随叶片的增大呈递减趋势，这说明对于低转速全负荷工况，喷嘴全关时提供最大扭矩。由图可以看出，高转速时，叶片位置对柴油机扭矩的影响相对于该转速下最大扭矩来讲，变化不明显。而在低转速时，叶片位置对柴油机扭矩的影响相对于该转速下最大扭矩来讲，变化较大。可见可变喷嘴增压系统在改善发动机低速扭矩方面效果很明显^[4,5]。

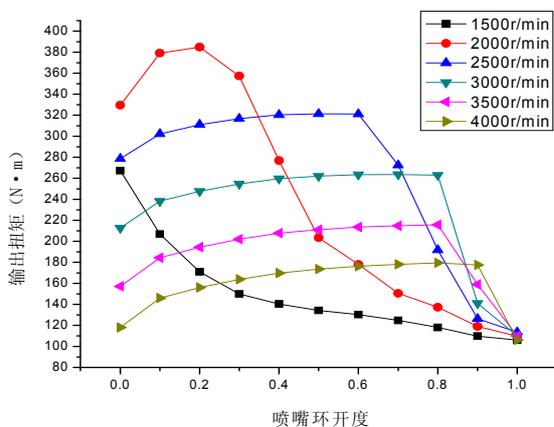


Figure7 100%load, the influence to the torque output of the rack position

图7 100%负荷下，可喷嘴叶片位置对柴油机扭矩的影响

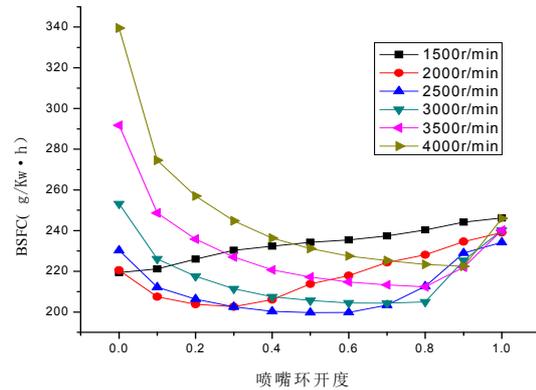


Figure8 100%load, the influence to the fuel consumption rate of the rack position

图8 100%负荷下，可变喷嘴叶片位置对柴油机燃油消耗率的影响

图 8 为 100%负荷下可调叶片位置对柴油机燃油消耗率的影响规律。如图所示：各个转速下（1500rpm 除外），随着可调叶片位置的增大，发动机的燃油消耗率先减小后增大，对于发动机在 1500rpm 时，燃油消耗率随喷嘴环开度增大而升高。这是因为对于 1500rpm 的全负荷工况，在喷嘴开度为最小时，发动机已经提供了最大扭矩输出，即在该点的燃油消耗率已经达到最低，之后即为上升趋势，与其他转速的变化趋势也是一致的。不同转速下最低油耗率所对应的可调叶片的位置也不相同。总的来讲，转速越低，最低油耗对应的可调叶片位置越小，2000rpm 时最低的燃油消耗率出现在 VNT 开度为 0.2 左右，而在 4000rpm 时最低的燃油消耗率出现在 VNT 开度为 0.9 左右，这与最大扭矩点所对应的最佳可调叶片的位置变化趋势是一致的。

循环喷油量为 15mg 时，发动机输出扭矩随 VNT 喷嘴开度变化规律如图 9 所示。

由图10可以看出，各个转速下对应的最佳喷嘴叶片位置有所不同，各个转速下15mg循环喷油量时对应的可变喷嘴叶片位置的比值比循环喷油量为35mg时要大，这是由于在较小负荷时，燃料充分燃烧需要的空气量较少，较大的喷嘴开度，较小的增压压力就能满足其需求。从图9可以看出，柴油机的扭矩随叶片位置

的增大在大部分转速下仍然是先增大后减小，只有4000rpm时，呈现单调递增趋势，扭矩最大点几乎达到了喷嘴最大开度1。主要是因为高速小负荷时，空气量非常充足，叶片位置加大后，排气背压降低，泵气损失减小，而且仍然可以给柴油机提供足够的空气量，所以柴油机经济性提高。

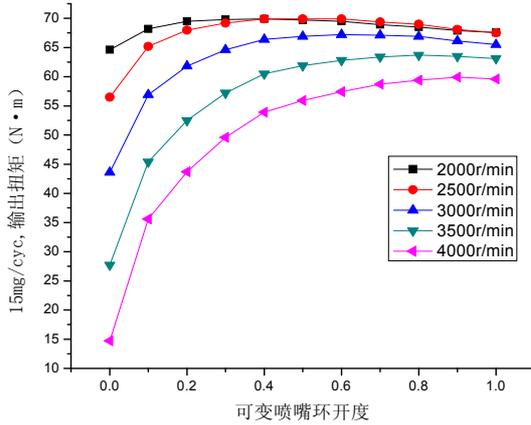


Figure9 Part load (15mg/cycle), the influence to the torque of the rack position

图9 部分负荷时(15mg循环喷油量), 可变喷嘴位置对扭矩影响

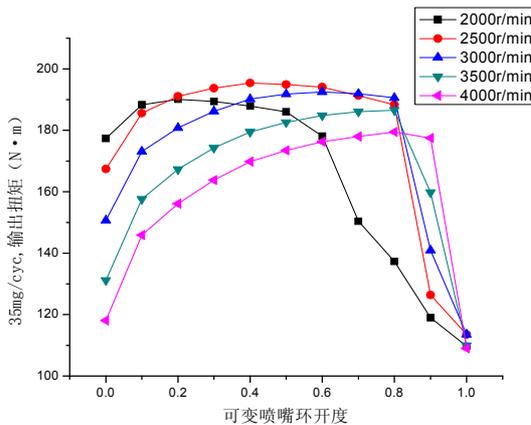


Figure10 Part load (35mg/cycle), the influence to the torque of the rack position

图10 部分负荷时(35mg循环喷油量), 可变喷嘴位置对扭矩影响

另外，部分负荷下扭矩随叶片位置变化的另外一个显著特点是在某一转速下叶片位置减小到一定值以后，此时柴油机的增压压力已经足够大，再继续减小

喷嘴开度，增压压力增大，但是排气背压也随之增大，涡轮的效率也会因此而很快下降，进而使发动机的性能指标迅速下降^[6]。

4.2 VNT 喷嘴开度、增压压力随发动机转速的变化规律研究

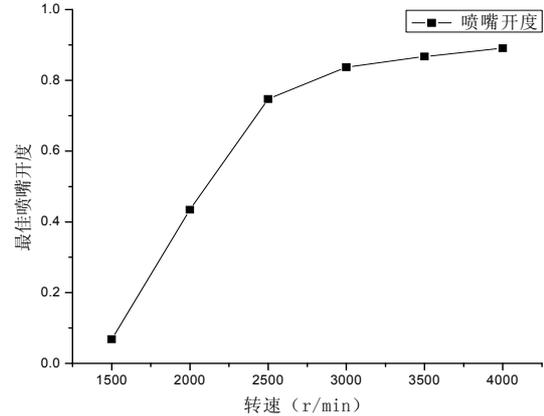


Figure11 Full load, the change law of the rack position with change of the speed

图11 全负荷工况, VNT开度随转速的变化

图 11 是仿真得到的发动机全负荷下，VNT 的最佳喷嘴开度随转速的变化规律，由图可以看出，在全负荷工况下，随着转速的提高，VNT 的开度也在增大，这也对应着可变喷嘴增压器低速小开度高速大开度的理论。但是在整个全负荷工况内，VNT 开度的变化率并不是和转速保持一致，在中低转速时变化率明显要高于高速时的变化率，如1500rpm~2500rpm区间内，喷嘴开度由 0.068 变化到了 0.74，变化了 67.2%，而在发动机转速从 3000rpm~4000rpm 的高转速区间内，喷嘴开度由 0.837 变化到了 0.89，变化了 5.3%，两者的变化率明显不同，主要是为了满足发动机在该工作工况下的进气量需求。

图 12 为发动机全负荷工况下，增压压力随转速变化而变化的曲线，可以看出，随着发动机转速的提升增压器的增压压力呈下降趋势，主要原因在于随着发动机转速的提升，发动机进、排气系统单位时间内的质量流量增大，而发动机每工作循环的进气量减少，同时为了避免流量增大带来的增压器超速，VNT 的开度是随着转速升高而变大的，相比于中低速，发动机在高速时输出扭矩会比较小，所需增压压力也会相对

低一些，正是图中曲线所显示的趋势。

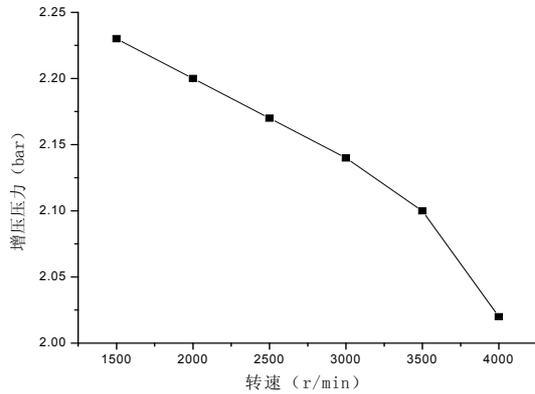


Figure12 Full load, the change law of the boost pressure with change of the speed

图12 全负荷工况，增压压力随转速的变化

图 13 中通过循环喷油量的大小来代表部分负荷，从曲线的整体变化趋势来看，部分负荷和全负荷下，VNT 开度随转速的变化趋势是一致的，即随着转速的提升，VNT 开度逐渐增大。各种部分负荷工况下，随着转速的变化，VNT 开度的变化率是不相同的，在低速段，VNT 的变化率比较大，当发动机处于较高转速时，VNT 开度的变化趋缓，这主要是由相应转速下发动机所需进气量所决定的，满足该工况下的扭矩、功率要求。

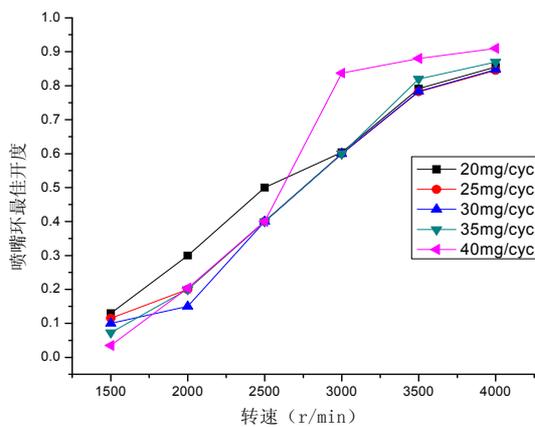


Figure13 Part load, the change law of the rack position with change of the speed

图13 部分负荷下，VNT喷嘴开度随转速的变化

4.3 VNT 喷嘴开度、增压压力随发动机负荷的变化

化规律

通过建立的 VNT 与发动机的匹配模型，对发动机在不同负荷下喷嘴开度以及增压压力的变化规律进行研究，图 14 为 VNT 开度随负荷变化的变化规律。

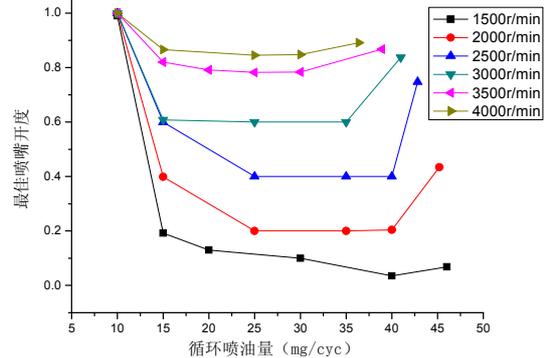


Figure14 The change law of the rack position with change of the load

图14 VNT开度随负荷的变化情况

以 2000rpm 为例，发动机由低负荷向高负荷变化时，VNT 喷嘴的开度由大变小再变大，当喷嘴开度变小时，涡轮的转速会得到提升，同时压气机的转速也会升高，在发动机转速不变的情况下，增压器的空气流量提高，从而为发动机提供了更多的进气量，以保障燃料可以充分燃烧。当负荷继续增大时，考虑到喷嘴开度过小，排气背压增大，发动机经济性差等因素，喷嘴开度又出现如图 14 所示的上升趋势。

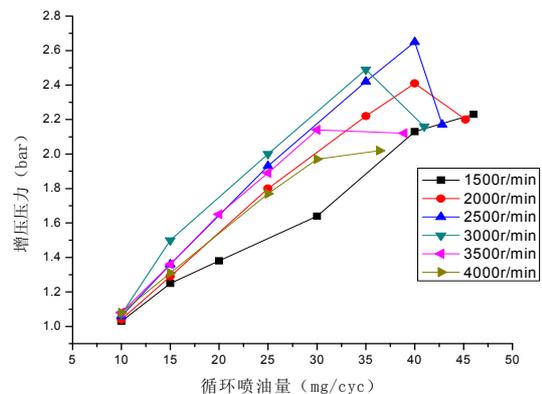


Figure15 The change law of the boost pressure with change of the load

图15 增压压力随负荷的变化情况

从图 15 曲线看出，随着负荷的增大，增压压力也

逐渐增大。在小喷油量，如 10mg 时，各转速下的增压压力都集中在 1-1.1bar 之间，在大喷油量时，如 35mg 时，增压压力的变化范围在 1.75~2.5bar 之间，其变化范围明显变大了，这说明在高负荷、不同转速工况下，增压压力的差距较大。增压压力先增大再减小，对于 1500rpm 工况，随着负荷的增大，其对应的喷嘴环开度逐渐减小，故其增压压力呈现递增趋势，这是发动机追求中低速扭矩性能的体现。

5 结论：

1、随着 VNT 叶片位置的增大，发动机的输出扭矩一般呈现先增大后减小的趋势，但是对于低转速工况，最大输出扭矩出现于喷嘴环开度最小时刻；

2、随着发动机转速的提高，最佳喷嘴环开度逐渐增大，但其变化率和工况密切相关；

3、随着发动机负荷的增大，最佳喷嘴环开度先增大后减小。本文对 VNT 喷嘴环开度随发动机转速、负荷的变化规律的研究为实际匹配实验提供了有效的指导。

References (参考文献)

- [1] H.ogawa M.Hayash, M.Yashiro. Development of the Continuous and Feedback Controlled Variable Nozzle Turbine Turbocharger System for Heavy-Duty Trucks.CIMAC.19thPaper D64.
- [2] Zhou Baolong. Internal-combustion engine[M].BeiJing.China Machine Press
周龙保.内燃机学[M].北京.机械工业出版社.2003
- [3] Zhang Xiaohong. The Study on the Matching between the Variable Nozzle Turbine Turbocharger and the Diesel Engine Based on GT Power[D].Master Degree Paper of the TianJin University. 2008
张小红.基于 GT-Power 仿真模拟的可变喷嘴涡轮增压器与柴油机的匹配研究[D].天津大学硕士学位论文.2008
- [4] GT-Power Tutorial Version6.0.Gamma Technologies.2003.3
- [5] Wu Junhua.Study on the Matching between the Diesel Engine and the System of VNT and EGR[D].Master Degree Paper of the JiLin University,2003
吴君华.车用增压柴油机 VNT 和 EGR 系统匹配试验研究[D].吉林大学硕士学位论文.2003
- [6] Guo Linfu, Ma Chaochen,Shi Xin.Experiment Study on the effecton to the Diesel Engine of the VGT[J].Transaction of Csice.2004.22(2):116-121.
郭林福,马朝臣,施新等.VGT 对柴油机经济性和动力性影响的试验研究[J].内燃机学报.2004.22(2):116-121