

涡轮增压发动机废气旁通阀执行机构建模与分析

Modeling And Analysis For Wastegate Actuator Of Turbocharged Engine

蒲永先, Nick Jepson, 马为, 杨正军, 张小燕

(重庆长安汽车股份有限公司 动力研究院 401120)

摘要:本文以涡轮增压发动机废气旁通阀执行机构工作原理为基础, 对其工作过程中的受力情况进行分析, 进而利用 GT-Power 对废气旁通阀执行机构进行建模; 用建立的废气旁通阀执行机构模型对某发动机基础增压压力及全负荷特性进行了多个方案的计算, 最后选出了最优方案。该建模方法使得增压发动机涡轮增压系统的匹配从涡轮增压本体的匹配拓展到了其控制系统执行机构的匹配, 同时该模型对涡轮增压器执行机构故障分析方面也有很好的作用。

关键词: 涡轮增压、废气旁通阀、GT-Power、

Abstract: This paper is based on the working principle of wastegate actuator of turbocharged engine, analyzed the force of it's work process, and then modeling the wastegate actuator with GT-Power; And we used the simulation model calculate basic boost pressure and full load for a turbocharged engine many case and select the optimal case. This modeling method makes the matching of turbocharger system of turbocharged engine from the MAP matching expand to the actuator matching of control system. At the same time, this simulation method can also be used to analyzed the faults of wastegate actuator.

Key words: Turbocharge Wastegate GT-Power

1 前言

某直喷涡轮增压发动机在进行性能试验时发现在特定转速工况下性能不稳定, 有异响存在, 经排查发现异响来自于涡轮增压废气旁通阀执行机构推杆抖动引起的。初步分析为废气旁通阀执行机构压力室体积偏小, 对进入压力室气体压力的波动过于敏感。为了解决该问题, 产品工程师建议增大压力室容积, 但是这将导致发动机电喷系统对执行机构的控制需要重新标定, 同时修改压力室容积后需要对执行机构弹簧重新匹配, 另外考虑到样件制作周期的制约等多方面因素, 用 GT-Power 对废气旁通阀执行机构进行建模进行计算是一种便捷的方法。

2 基础模型的建立与校核

本文研究的对象为一台排量为 2.0L 直喷废气涡轮增压发动机, 其基本参数如表 1 所示; 用 GT-Power 搭建发动机性能仿真模型, 如图 1 所示, 用台架试验数据对发动机模型进排气过程进行标定, 用台架倒拖试验数据对发动机摩擦损失进行标定, 标定结果如图 2 - 图 5 所示, 从标定结果来看,

模型计算与实测数据的误差在 3 %，此模型可以用于进一步计算。

表 1 发动机基本参数表

项目	参数
排量	1.998L
压缩比	9.75:1
缸径	86mm
行程	86mm
进气形式	废气涡轮增压
供油方式	缸内直喷

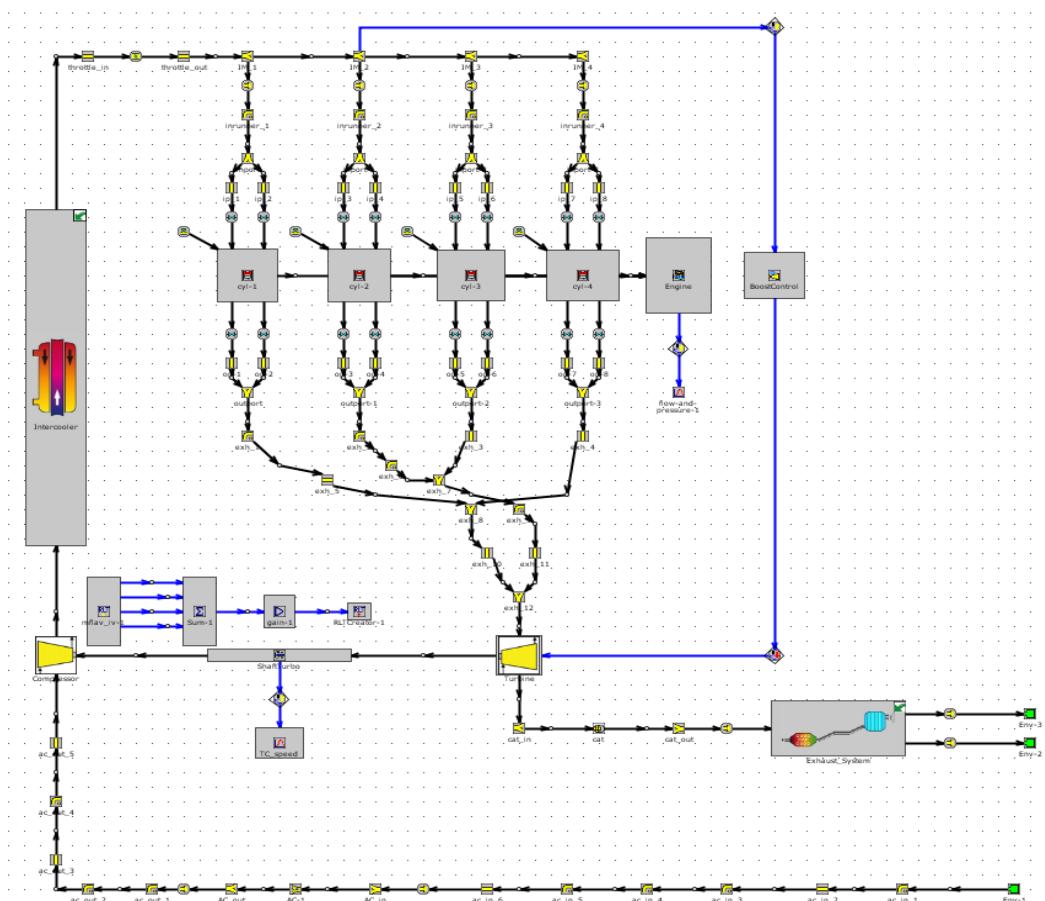


图 1 GT-Power 模型

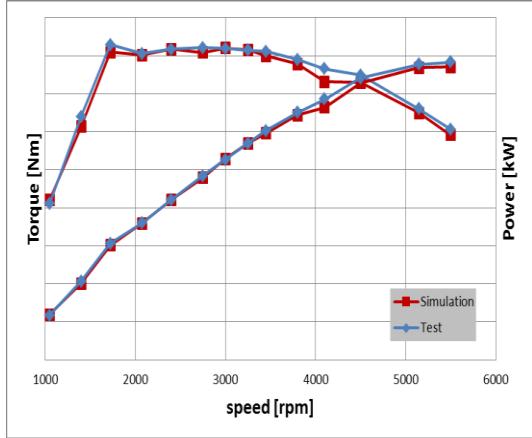


图 2 功率扭矩

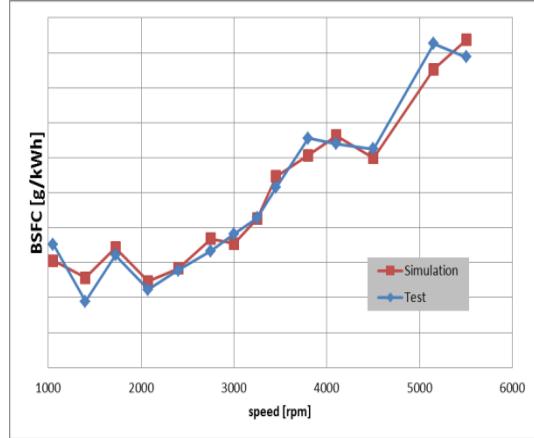


图 3 燃油消耗率

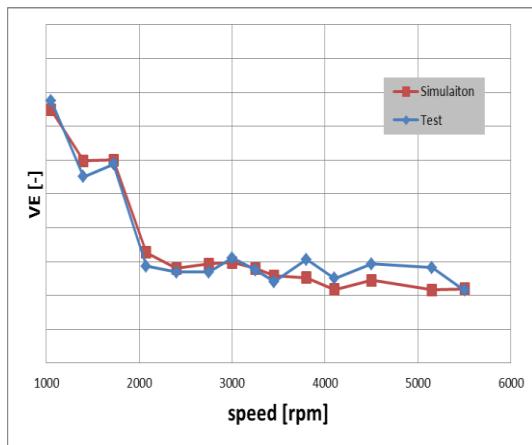


图 4 充气效率

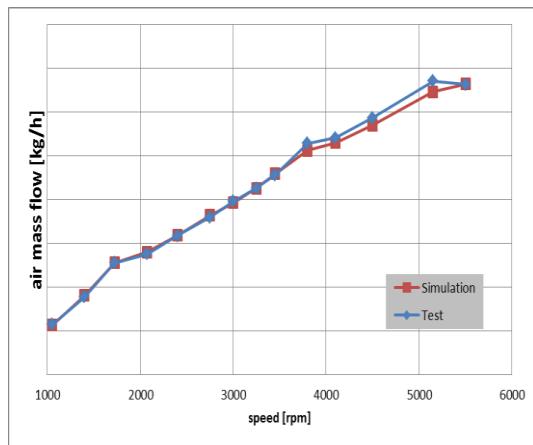


图 5 进气流量

3 废气旁通阀建模的物理基础

如图 6 所示，一个完整的废气旁通阀执行机构主要由废气旁通阀、曲柄、推杆、弹簧、气膜、压力室组成，整个执行机构的受力又三部分组成：第一部分是由废气流过旁通阀产生的冲击力和阀门前后的压差产生的力形成的合力 F_{WG} ，第二部分是由来自压前及压后的气体经由 PWM 阀控制产生的混合气体作用在气膜上产生的力 F_{act} ，第三部分是由于弹簧压缩产生的力 F_{spring} ，这三个力相互作用达到平衡，进而实现 ECU 对发动机的控制，执行机构受力满足以下方程：

$$F_{spring} - F_{act} - F_{WG} \cdot (L_1/L_2) = 0 \quad (\text{公式 1})$$

其中：

$$F_{spring} = F_0 + k \cdot \Delta x \quad (\text{公式 2})$$

$$F_{act} = A_d \cdot [(P_{co} - P_{ci}) \cdot (1 - \text{Duty cycle})] \quad (\text{公式 3})$$

$$F_{WG} = (P_{ti} \cdot A_p - P_{to} \cdot A_p) + (\dot{m}_{gas} \cdot v_{gas}) \quad (\text{公式 4})$$

$$v_{gas} = \dot{m}_{gas} / A_{ph} / \rho_{gas} \quad (\text{公式 5})$$

F_{spring} ：弹簧弹性力

F_{act} ：执行器气膜所受的力

F_{WG} ：废气阀所受的力

L_1 ：曲柄被动段长度

L_2 ：曲柄主动段长度

F_0 ：弹簧预紧力

k : 弹簧弹性系数	Δx : 弹簧变形量
A_d : 气膜面积	P_{co} : 压气机后压力
P_{ci} : 压气机前压力	<i>Dutycycle</i> : 占空比
P_{ti} : 涡前压力	A_{ph} : 阀门孔直径
P_{to} : 涡后压力	A_p : 阀门直径
\dot{m}_{gas} : 流过阀门的废气质量流量	v_{gas} : 流过阀门的废气速度
ρ_{gas} : 流过阀门的废气密度	

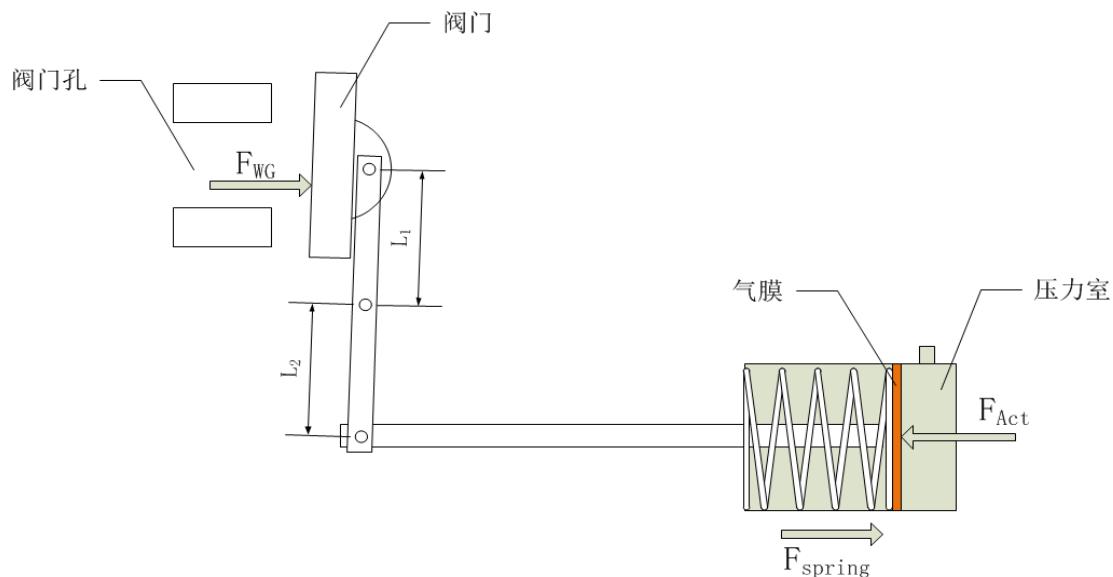


图 6 废气旁通阀执行机构示意图

利用 GT-Power 对废气旁通阀执行机构构建模就是利用执行机构的受力平衡方程计算出弹簧的行程 Δx , 然后再将 Δx 转换为 GT-Power 模型中控制涡轮器的“旁通阀直径 (wastwgatediamnter)”。如图 7 所示, 由于在发动机运行过程中推杆行程 Δx 比较小, 因此可以近似认为阀门孔与阀门之间近似平行, 而流过阀门的废气就是通过阀门与阀门孔之间相当于一个圆柱面流出, 因此可以将此圆柱面等效成废气实际流过的面积, 所以在模型中 wastwgatediamnter 可以通过此圆柱侧面积求得。

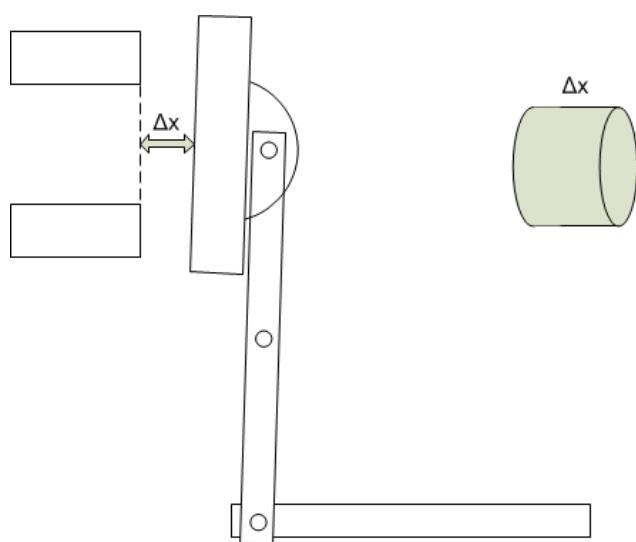


图 7 阀门运动示意图

4 废气旁通阀模型的建立

4.1 废气旁通阀建模需要输入的参数

依据前文中的公式，废气旁通阀建模需要输入以下参数

表 2 废气旁通阀模型所要输入的参数

参数	单位
压力室气膜面积	mm
执行机构总行程	mm
连杆质量	g
压力室中移动部分质量	g
弹簧弹性系数	N/mm
弹簧预紧力	N
阀门孔直径	mm
阀门直径	mm
曲柄被动段长度	mm
曲柄被动段长度	mm

4.2 废气旁通阀模型的建立

如图 8 所示，以废气旁通阀物理模型为基础，在 GT-Power 中用函数实现，其中 boost_force-1 函数用来计算涡端废气作用到阀门上产生的力，其主要输入参数为涡前压力、涡后压力、流过旁通阀的废气流量以及涡前废气的密度，以上参数通过计算输出由废气流过旁通阀产生的冲击力和阀门前后的压差产生的力形成的合力 F_{WG} ；而 Diaphragm_force_cal 函数用来计算由来自压前及压后的气体经由 PWM 阀控制产生的混合气体作用在气膜上产生的力 F_{act} ，其输入参数为压前压力、压后压力以及占空比信号； F_{WG} 以及 F_{act} 形成合力共同作用在弹簧上使弹簧压缩进而推动推杆运动，为了能很好的模拟压力室容积对压后压力波动的“隔离”作用，在 Diaphragm_force_cal 函数引入压后压力前，增加一个 sphere-1 模块用来模拟压力室容积。

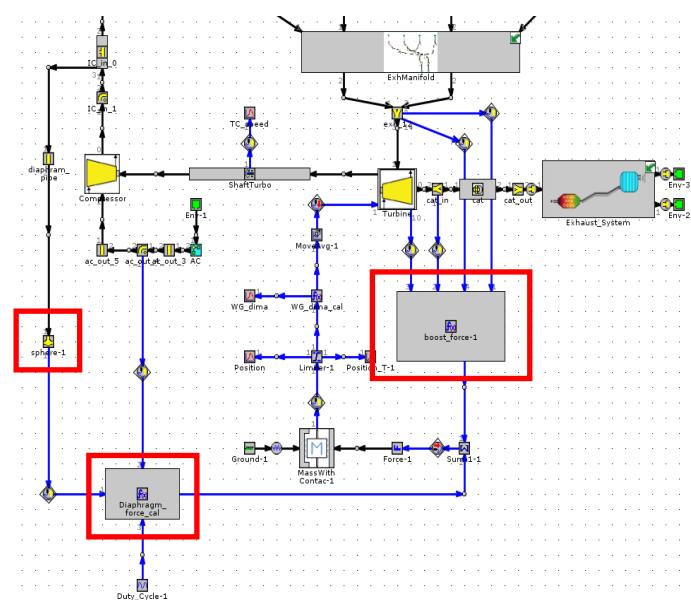


图 8 旁通阀执行机构模型示意图

5 利用废气旁通阀模型计算基础增压压力及全负荷特性废气旁通阀受力分析

该发动机在废气旁通阀执行机构优化过程中提出了多种方案，由于篇幅原因，选其中两个最优的方案进行说明，其中 Case 1 为优化前的状态，Case 2 及 Case 3 为优化方案。

表 3 执行机构计算方案

	压力室（气膜）直径	弹簧压缩 2mm 时的压力	弹簧每压缩 1mm 压力变化
	[mm]	[kPa]	[kPa/mm]
Case 1	45	60	5.23
Case 2	65	50	5.23
Case 3	65	60	5.23

根据表 3 中的参数可以计算出执行机构中弹簧的预紧力及弹性系数，如表 4 所示。

表 4 弹簧预紧力及弹性系数

	弹簧预紧力 F_0	弹簧弹性系数 k
	[N]	[N/mm]
Case 1	78.583	8.318
Case 2	130.77	17.355
Case 3	163.96	17.355

5.1 发动机基础增压压力计算

将发动机模型中节气门角度设置为 90°，将废气旁通阀执行机构模型中 Diaphragm_force_cal 函数中输入的占空比信号设置为 0，计算进气歧管压力，得到如下结果：

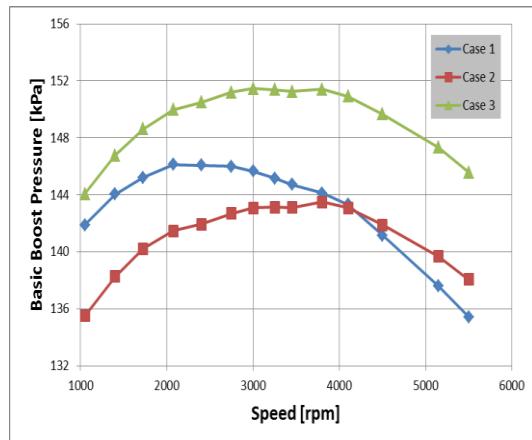


图 9 发动机基础增压压力

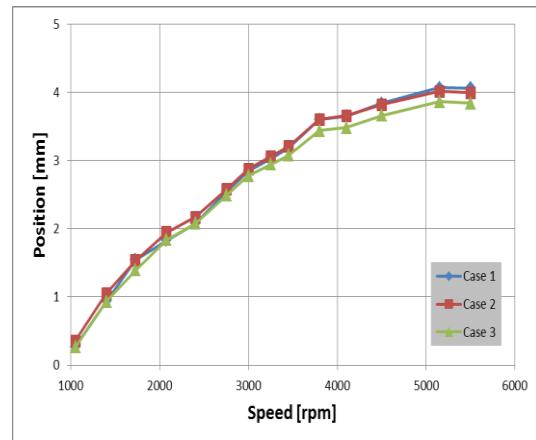


图 10 基础增压压力时的推杆行程

从计算结果来看 Case 1 和 Case 3 的低速端的基础增压压力比 Case 2 高，低速段基础增压压力较高可以很好保证发动机低速扭矩，而 Case 3 在高速段有较高的基础增压压力，这对整个执行机构通过较小的占空比达到目标功率是有好处的。综合来看 Case 3 是一个比较好的方案。另外从 Case 2 及 Case 3 的比较来看，在弹簧弹性系数和气膜直径一定的情况下，弹簧预紧力的不同会使整个基础增压压力整体偏移。

5.2 全负荷特性下旁通阀推杆受力的分析

将发动机模型中节气门角度设置为 90° ，用 PID 控制器通过废气旁通阀执行机构模型中 Diaphragm_force_cal 函数中输入的占空比信号使得进气歧管压力达到目标值来计算发动机全负荷特性下的性能，得到如下结果：

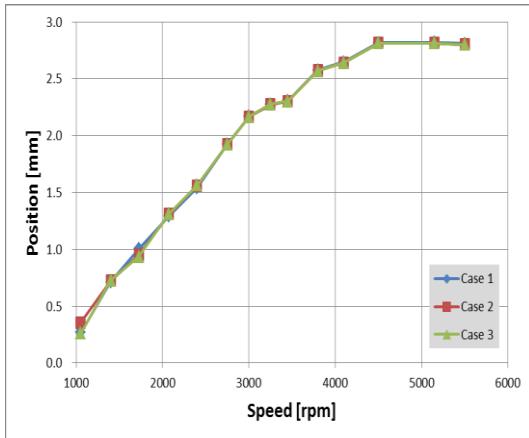


图 11 全负荷特性时推杆行程

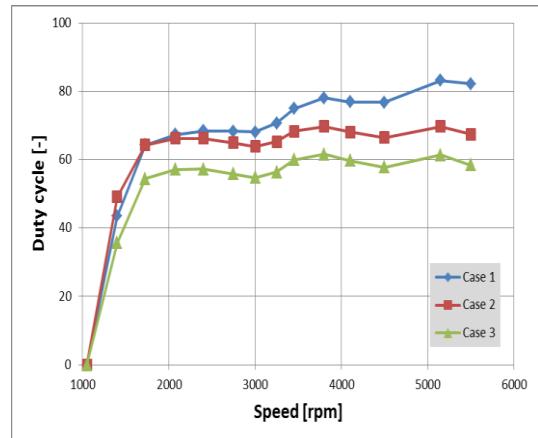


图 12 全负荷特性时的占空比

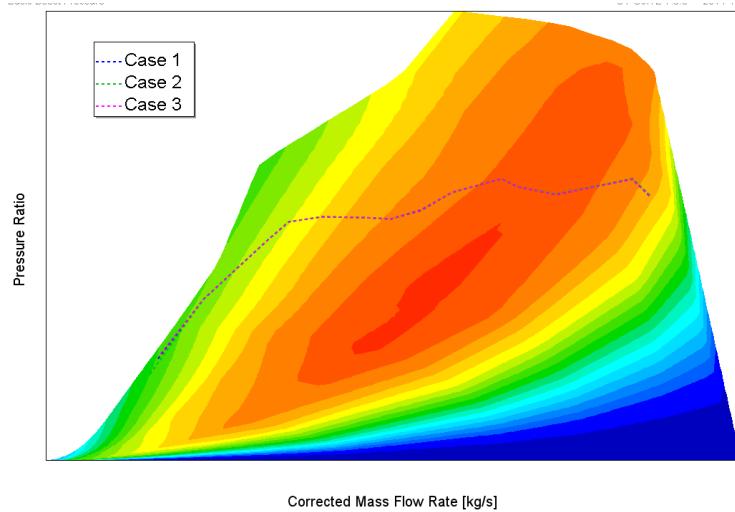


图 13 全负荷特性时三种方案增压器工作 Map

由于三种方案都是以相同的进气歧管压力为目标进行计算的，也就是说三种方案下涡轮以及增压器的工作状态是一致的，计算结果中三种方案相同的推杆行程证明了这一点，但是三种方案下的占空比计算结果却是不一样的，其中 Case 3 最低，结合全负荷特性下增压器工作 Map 来看，较低的占空比有足够的余量可以使增压器的工作状态可以向更高的压比区域移动，这对整个发动机在应对高原性能衰减、执行机构的性能衰减等都是有优势的，同时这也证明了基础增压压力计算结果中的推论，因此选定 Case 3 最终方案。

6 结论

- 1、通过对废气旁通阀执行机构受力分析，可以用 GT-Power 对其进行建模，在发动机开发初期可以利用该模型优化废气旁通阀执行机构设计参数，使之与发动机达到最佳匹配状态；
- 2、通过对不同方案的计算发现，不同设计参数的废气旁通阀执行机构对发动机的控制影响较大，因此在发动机开发过程中需要充分考虑执行机构本身性能的衰减以及发动机高原性能衰减等，对其进行专门的匹配，进而使发动机在实际运行过程中发挥最佳性能。

7 参考文献

- [1] GT-Suit 帮助文档