DOI: 10.16236/j.cnki.nrjxb.202501001

汽油 HCCI发动机串联复合涡轮废气能量分配研究

林钰梅，张珊珊，邬斌扬，苏万华
（天津大学先进内燃动力全国重点实验室，天津 300350）

摘要：为了更好地进行复合涡轮匹配，对各工况下发动机排气能量利用进行研究，建立汽油均质充量压燃（HCCI）发动机热力学模型和串联复合涡轮系统数学模型，构建汽油均质压燃发动机一维仿真模型．基于数学模型计算所得复合涡轮参数，选择合适的复合涡轮系统，并进行一维仿真验证．基于匹配结果对复合涡轮系统中的能量分配进行研究．结果表明：通过所提出匹配方法选配的串联复合涡轮系统能够有效回收废气能量，实现整机性能提升，在转速为 2 200 r/min、平均指示压力（IMEP）为 1.26 MPa 时整机功率提高 3.17 kW，整机效率改善 2.49%；总结所得废气能量分配规律是：动力涡轮适用于转速高于 1 600 r/min 及 IMEP 大于 1.07 MPa 工况，此时存在最优进气压力，使得动力涡轮所得废气能量有最佳废气能量占比，并使发动机整机效率达到最优．

关键词：汽油；均质充量压燃；串联复合涡轮系统；废气能量
中图分类号：TK411.1　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1000-0909（2025）01-0001-10

Research on tandem composite turbine matching and exhaust gas energy distribution of a gasoline HCCI engine

Lin Yumei，Zhang Shanshan，Wu Binyang，Su Wanhua
（State Key Laboratory of Engines，Tianjin University，Tianjin 300350，China）

Abstract：In order to better match the tandem composite turbine and study the utilization of engine exhaust gas energy under various working conditions，the thermodynamic model of a gasoline homogeneous charge compression ignition（HCCI）engine and the mathematical model of its tandem composite turbine system were established. A one-dimensional simulation model of the HCCI engine was also constructed. Based on the tandem composite turbine parameters calculated by the mathematical model，an appropriate tandem composite turbine system was selected，and the one-dimensional simulation verification was carried out. Based on the matching results，the energy distribution in the tandem composite turbine system was studied. The results show that the tandem composite turbine system selected by the proposed matching method can effectively recover the exhaust gas energy and improve the performance of the whole machine. At a speed of 2 200 r/min and an indicated mean effective pressure（IMEP）of 1.26 MPa，the power of the whole machine is increased by 3.17 kW，and the efficiency of the whole machine is improved by 2.49%. The exhaust gas energy distribution results show that the power turbine is suitable for the working condition of the engine speed higher than 1 600 r/min and the IMEP greater than 1.07 MPa. There is an optimal intake pressure at this time，so that the exhaust gas energy obtained by the power turbine has the best proportion of exhaust gas energy，leading to an optimized engine thermal efficiency.

Keywords：gasoline；homogeneous charge compression ignition；tandem composite turbine system；exhaust gas energy

内燃机与电气化结合可以取长补短，增程式汽车由于发动机与行驶工况解耦，发动机可一直工作在高效率区间，通过在汽油 HCCI 发动机中进一步利用中低温能量，并利用动力涡轮将这部分能量损失转化为

收稿日期：2024-02-05；**修回日期**：2024-09-18.
基金项目：国家自然基金创新研究群体资助项目（51921004）.
作者简介：林钰梅，硕士研究生，linyumei@tju.edu.cn.
通信作者：苏万华，教授，whsu@tju.edu.cn.

电能，对提高车用发动机综合能源利用率有明显的效果，是车用发动机节能降耗的有效途径之一[1]. 汽油 HCCI 能够降低 NO_x 以及碳烟排放，实现高热效率，且汽油 HCCI 拥有能够实现接近涡轮增压柴油机功率水平的巨大潜力[2-3]. Yu 等[4]提出在乘用车高压缩比发动机高负荷范围内 HCCI 模式在低 NO_x 和碳烟排放方面具有优势，采用高进气压力能够提高汽油 HCCI 的最高负荷以及热效率. 文献[5]采用数值模拟的方法研究了汽油均质压燃稀燃发动机实现超高热效率的途径，提出负荷与 EGR 协同控制策略，应用于隔热以及高机械强度的模型发动机中，能够实现超过 60% 的有效热效率并保持清洁燃烧；但由于汽油 HCCI 的燃烧特性以及高热效率使得发动机排气温度较低，能够使用的排气能量略低于柴油机. 因此，如何能够利用好汽油 HCCI 发动机排气能量至关重要[6-7].

汽油发动机燃烧产生的能量中有 30%～40% 随着排气流失，25% 左右为缸内摩擦和热辐射等耗散，剩下大约 40% 的可利用能量用于驱动车辆行驶，其中废气由于温度压力依旧较高，且流速较快动能较大，能够进行余热利用，通过利用动力涡轮将这部分余热能转化为电能，可以提高整机效率[8-10]. 魏玮[11]基于废气能量最大限度回收利用，设计了一款高效小流量动力涡轮，在 US06 和 FTP75 驾驶循环下，燃油经济性分别改善了 4.7% 和 1.8%. 文献[12-13]对比了电辅助复合涡轮、并联复合涡轮、纯电动复合涡轮和串联复合涡轮 4 种方式的废气能量回收系统仿真模型，发现串联复合涡轮回收系统在 1 900 r/min 全负荷工况下燃油消耗率（BSFC）最大降低 11.6%. Katsanos 等[14]将动力涡轮置于废气涡轮的下游，研究了动力涡轮和废气涡轮增压柴油机之间的相互作用，在 100% 满负荷和 50% 负载下，BSFC 分别可降低 4.1% 和 2.0%. Mamat 等[15-16]设计了膨胀比为 1.1 的高性能低压动力涡轮，通过改变动力涡轮布置以及发动机转速来研究低压涡轮对 BSFC 的影响；在转速为 1 500 r/min、100% 负荷时，BSFC 降幅最大为 2.41%；在转速为 2 500 r/min、50% 负荷下，BSFC 的降幅最大为 2.60%.

综上，国内外当前对于串联复合涡轮的研究主要在于重型柴油机，而且对动力涡轮的研究主要在性能影响的方面. 对于汽油 HCCI 发动机余热利用方面的研究也较少，并且由于汽油 HCCI 发动机的燃烧特性，使其排气能量比柴油机低，对各工况下排气能量可回收程度不明晰. 基于此，笔者在增程式汽车的研究背景下，为了进一步提高整车经济性，提出汽油 HCCI 串联复合涡轮匹配方法，结合串联复合涡轮技术以及汽油均质压燃燃烧技术，通过涡轮增压技术实现汽油 HCCI 发动机的功率提升，并利用动力涡轮实现对剩余的废气能量的回收，以期为提高增程式汽车汽油 HCCI 发动机行驶工况下的热效率提供参考. 采用仿真和热力学计算、分析相结合的方法，在一维仿真平台建立汽油均质压燃发动机模型，利用数学模型对串联复合涡轮进行匹配，并研究串联复合涡轮系统废气能量分配规律.

1　复合涡轮匹配数值基础

使用串联式复合涡轮对发动机余热能量进行回收，其结构示意见图 1，废气能量经过废气涡轮后再次进入动力涡轮进行发电，得到的能量储存在电池中.

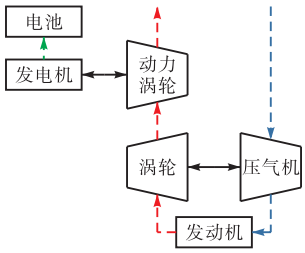


图 1　串联复合涡轮结构示意

Fig.1　Structure of tandem composite turbine

图 2 为复合涡轮汽油均质压燃发动机匹配流程示意. 基于文献[17-19]提出的 JTK 单级废气涡轮增

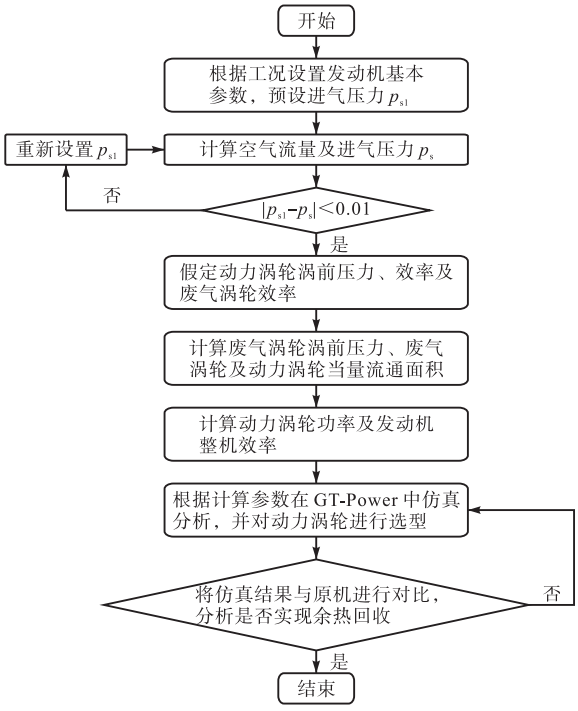


图 2　复合涡轮汽油均质压燃发动机匹配流程示意

Fig.2　Matching process of compound turbocharged gasoline HCCI engine

压器的理论匹配计算方法，建立串联复合涡轮计算方法，通过热力学计算得到废气涡轮及动力涡轮所需的空气流量、当量流通面积. 具体流程是：通过气缸前、后能量平衡算出总过量空气系数，得到进气流量以及进气压力；在假定动力涡轮涡前压力及废气涡轮参数后，计算废气涡轮涡前压力、废气涡轮及动力涡轮当量流通面积，最后得到动力涡轮功率及发动机整机效率. 根据整机效率及发动机排气背压限制选定废气涡轮增压器以及动力涡轮参数范围，并将得到的数据用于后续匹配仿真选型.

1.1　复合涡轮系统数学模型

1.1.1　发动机模型

根据流进和流出发动机气缸的气体参数，建立能量平衡方程为

$$\xi_t H_u - \frac{3\,600}{b_e \eta_m} + \phi_{as}\alpha(\mu c_p)_a T_a = (\phi_{as} - 1 + \beta_0)\alpha(\mu c_p)_T T_T \tag{1}$$

式中：ξ_t 为涡前热量利用系数；H_u 为燃油低热值；b_e 为有效燃油消耗率；η_m 为机械效率；ϕ_{as} 为总过量空气系数；$(\mu c_p)_a$ 为进气管内空气在热力学温度 T_a 时的摩尔定压比热容；T_a 为大气温度；α 为 1 kg 燃油燃烧所需理论空气量；β_0 为理论分子变更系数；$(\mu c_p)_T$ 为涡轮进口处燃气平均温度 T_T 时摩尔定压比热容；T_T 为废气涡轮进口处燃气平均温度.

通过式(1)求出 ϕ_{as}，确定发动机的进/排气流量以及进气压力为

$$q_{mb} = 14.7\left(P_e b_e \phi_{as}\right)/3\,600 \tag{2}$$

$$p_s = \phi_{as} p_{me} T_s b_e / 894.7 \tag{3}$$

$$p_b = p_s + 0.004 \tag{4}$$

$$q_{mT} = 1.02 q_{mb} \tag{5}$$

式中：q_{mb} 为发动机进气空气流量；q_{mT} 为发动机排气流量；P_e 为有效功率；p_{me} 为平均有效压力；p_s 为进气压力；p_b 为增压压力；T_s 为中冷后温度.

1.1.2　串联复合涡轮模型计算

根据涡轮与压气机功率平衡方程式，估算废气涡轮前排气平均压力以及涡轮当量流通面积.

利用假定动涡前排气平均压力，计算废涡前排气平均压力，并根据废涡前压力限值确定涡前排气平均压力选值范围为

$$\eta_{TC}\frac{q_{mT}}{75}\cdot\frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1}R_T T_T\left[1 - \frac{1}{\left(p_T / p_P\right)^{\kappa_T/(\kappa_T - 1)}}\right] = \frac{q_{mb}}{75}\cdot\frac{\kappa}{\kappa - 1}RT_a\left[\left(p_b / p_a\right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1\right] \tag{6}$$

式中：η_{TC} 为废气涡轮增压器效率；p_p 为动涡前压力；p_T 为废气涡轮涡前压力；p_a 为大气压力；R 为进气气体常数，$R = 286$ J/(kg · K)；R_T 为排气气体常数，$R_T = 287$ J/(kg · K)[17]；κ 为进气比热容比，$\kappa = 1.4$；κ_T 为排气比热容比，$\kappa_T = 1.33$.

计算复合涡轮中废气涡轮当量流通面积、动力涡轮功率及动力涡轮当量流通面积，即

$$\mu_{Tp} F_{Tp} = \frac{q_{mT}}{\varphi_{Tp}\rho_{Tp}\sqrt{2R_T T_T}} \tag{7}$$

为简化公式，定义 φ_{Tp} 为

$$\varphi_{Tp} = \sqrt{\frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1}\left[\left(p_p / p_T\right)^{2/\kappa_T} - \left(p_p / p_T\right)^{(\kappa_T+1)/\kappa_T}\right]} \tag{8}$$

式中：ρ_{Tp} 为废气涡轮排气密度；$\mu_{Tp}F_{Tp}$ 为废气涡轮有效涡轮当量流通面积.

$$p_P = \eta_{PT}\frac{q_{mP}}{75}\cdot\frac{\kappa_P}{\kappa_P - 1}R_P T_P\left[1 - \frac{1}{\left(p_p / p_a\right)^{\kappa_P/\kappa_P - 1}}\right] \tag{9}$$

$$T_P = T_a\left(p_p / p_a\right)^{(\kappa_P - 1)/\kappa_P} \tag{10}$$

式中：η_{PT} 为动力涡轮效率；q_{mP} 为动力涡轮排气流量；κ_P 为动力涡轮处排气比热容比，$\kappa_P = 1.36$；R_P 为动力涡轮处排气气体常数，$R_P = 287$ J/(kg · K)；T_P 为动力涡轮前温度.

估算动力涡轮当量流通面积为

$$\mu_P F_P = \frac{q_{mP}}{\varphi_P \rho_P \sqrt{2R_P T_P}} \tag{11}$$

为简化公式，定义 φ_P 为

$$\varphi_P = \sqrt{\frac{\kappa_P}{\kappa_P - 1}\left[\left(p_a / p_p\right)^{2/\kappa_P} - \left(p_a / p_p\right)^{(\kappa_P+1)/\kappa_P}\right]} \tag{12}$$

式中：ρ_P 为动力涡轮排气密度；$\mu_P F_P$ 为动力涡轮有效涡轮当量流通面积.

计算发动机整机效率为

$$\eta_z = \frac{1\,000\left(P_e + \eta_e p_P\right)}{\left(43.6\times10^6\,\frac{b_e P_e}{30n}\Big/\frac{120}{n}\right)} \tag{13}$$

式中：η_z 为发动机整机效率；η_e 为复合涡轮系统发电效率；n 为发动机转速.

1.2　一维仿真模型搭建

Y24 型汽油 HCCI 发动机试验台架如图 3 所示，包括增压系统、EGR 系统、燃油系统、多功能燃烧分析系统、数据采集与排放检测系统. 发动机基本参数如表 1 所示，发动机台架如图 4 所示. 图 5 所示的一维仿真模型包含汽油 HCCI 发动机、涡轮增压器和动力涡轮发电系统. 缸内燃烧模型采用放热率模型，模型中放热率来自 CONVERGE 三维模拟，传热模型使用 Woschni 传热关系式，废气涡轮增压器以及动力涡

轮均使用 Map 图模型.

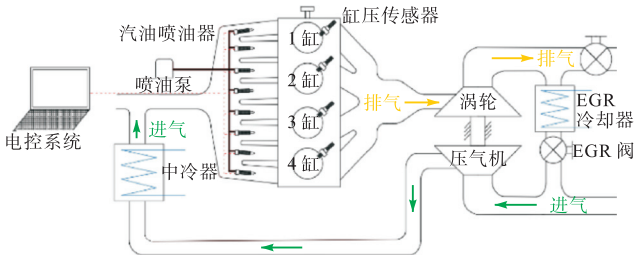


图 3　汽油均质压燃发动机试验系统

Fig.3　Diagram of gasoline HCCI engine platform

表 1　发动机技术参数

Tab.1　Engine specifications

参数	数值
发动机型式	直列 4 缸
缸径/mm	85
活塞行程/mm	104
排量/L	2.36
压缩比	17
每缸气门数	4
标定转速/(r · min^{-1})	2 950

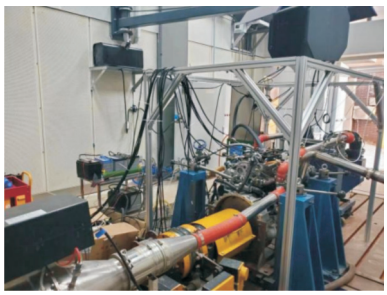


图 4　汽油均质压燃发动机试验台架

Fig.4　Test bench for gasoline HCCI engine

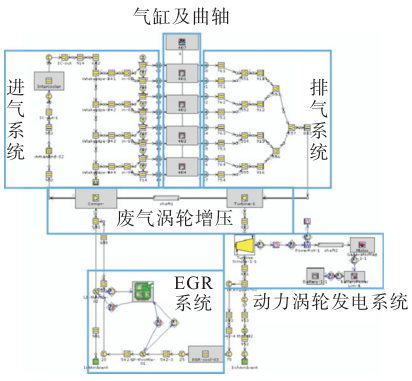


图 5　复合涡轮汽油均质压燃发动机仿真模型

Fig.5　Simulation model of compound turbine gasoline HCCI engine

利用台架试验系统所获得的试验数据，对仿真模型进行标定，标定点参数如表 2 所示，验证所建立模型的准确性，得到的标定结果如图 6 以及图 7 所示. 图 6 中三维仿真计算和试验获得的缸内压力和放热率曲线形态相近，缸压曲线峰值的误差小于 0.5%，缸压曲线峰值对应的曲轴转角的误差不超过 0.1° CA，放热率曲线峰值的误差小于 5%. 因此，可认为所建立的模型能较为准确地描述发动机缸内燃烧过程. 图 7 中一维仿真结果最大误差在 5% 以内，且随着发动机转速增加误差降低，因而认为建立的模型的准确性较好，能够满足建立一维仿真平台的要求.

表 2　发动机标定点主要参数

Tab.2　Main parameters of engine points

参数	数值	备注
转速/(r · min^{-1})	1 100 ~ 1 600	变量
循环总油量/mg	80	定值
喷油压力/MPa	0.4	恒定
喷油时刻/(°) CA ATDC	−380	单次喷射
进气温度/K	323	进气道温度
进气压力/MPa	0.11 ~ 0.14	进气压力
EGR 率	0	恒定

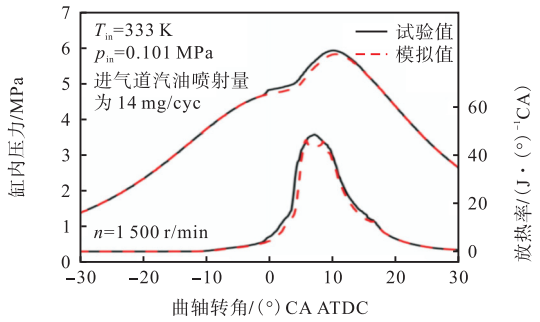


图 6　三维模拟和试验工况对比

Fig.6　Comparison of working condition between three-dimensional simulation and experiment

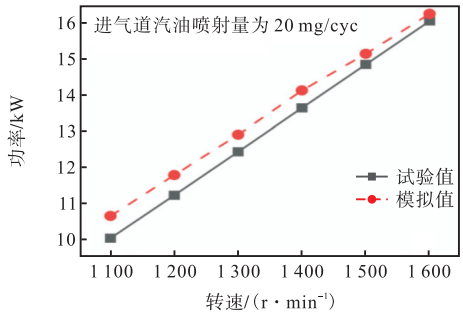


图 7　一维模拟和试验工况的功率对比

Fig.7　Comparison of engine power between one-dimensional simulation and experiment

2　复合涡轮仿真模拟计算

在一维仿真模型平台中对废气涡轮以及复合涡轮进行匹配仿真，研究整机性能变化，并对串联复合涡轮进行废气能量分配研究.

2.1　复合涡轮数学模型计算

基于增程式汽车的负荷特性，选择转速为 1 800 r/

min，工况 1（IMEP 为 0.76 MPa）、工况 2（IMEP 为 1.07 MPa）和工况 3（IMEP 为 1.26 MPa）3 个工况点在 CONVERGE 中进行燃烧特性模拟得到其放热率及性能参数，其中 IMEP 为 360° CA 平均指示压力.

进行复合涡轮参数数学计算时应注意涡轮增压器与动力涡轮之间的耦合关系，串联复合涡轮中废气流经废气涡轮后进入动力涡轮，废气涡轮的选型将直接影响动力涡轮进口压力. 通过数学计算得到废气涡轮进/出口压力与动力涡轮进/出口压力之间的关系以及废气涡轮增压器增压能力与动力涡轮废气能量回收能力之间的关系，因此，在复合涡轮系统参数选择时应基于增压能力、排气背压、动力涡轮入口压力和动力涡轮回收功率进行选择，保证发动机增压能力的同时最大限度回收废气能量.

在保证增压压力情况下进行动力涡轮回收，因而在中、高负荷进行复合涡轮匹配选型，保证发动机增压压力. 根据上述参数及方法在工况 2 以及工况 3 下计算得到串联复合涡轮参数如表 3 所示，废气涡轮当量流通面积为 1.85 ~ 2.63 cm^2，动力涡轮当量流通面积为 3.60 ~ 7.82 cm^2. 选定废气涡轮增压器参数是：流量范围为 0.040 ~ 0.095 kg/s，压比为 1.5 ~ 2.7. 增压器性能曲线如图 8 所示，动力涡轮参数是：流量为 0.06 ~ 0.19 kg/s，膨胀比为 1.29 ~ 4.40.

表 3　串联复合涡轮参数

Tab.3　Parameters of tandem composite turbine

工况	废气涡轮当量流通面积/cm^2	动力涡轮当量流通面积/cm^2
2	1.85 ~ 2.53	2.99 ~ 7.82
3	1.93 ~ 2.63	3.60 ~ 9.40

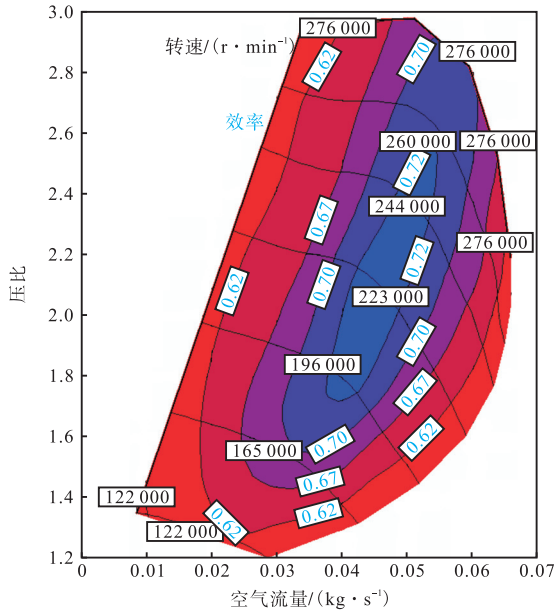
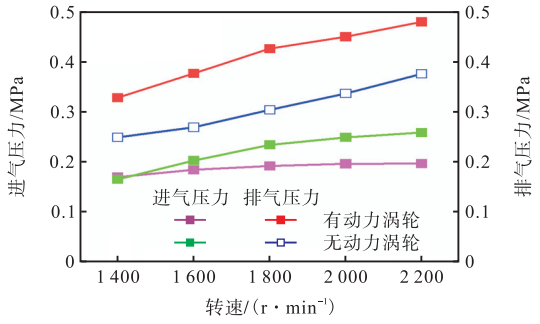


图 8　增压器性能曲线

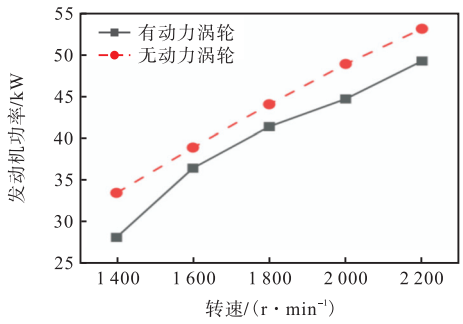
Fig.8　Turbocharger performance curve

2.2　复合涡轮中动力涡轮效果分析

为验证所选复合涡轮系统的工况适应性，在转速为 1 400 ~ 2 200 r/min、工况 2 及工况 3 下，进行匹配模拟. 图 9 为不同转速下动力涡轮对进/排气压力及发动机功率的影响. 图 9 中动力涡轮的存在会使进气压力有所下降，随着转速提高下降量增加，且在 2 200 r/min 时下降最多，能够达到 0.06 MPa；同时动力涡轮的加入会使发动机排气背压升高，且随着发动机转速增加，排气压力上升越多，上升量最高能达到 0.062 MPa. 因此，动力涡轮的存在会使发动机功率明显下降，最大下降为 5.3 kW.



（a）进/排气压力



（b）发动机功率

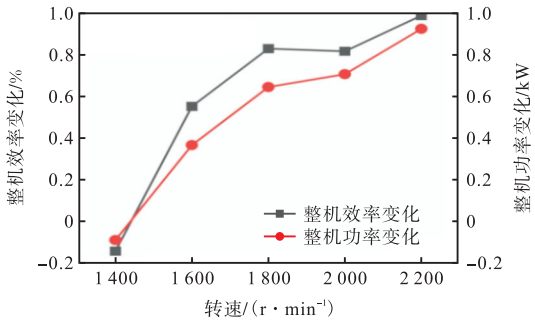
图 9　不同工况下动力涡轮对进/排气压力和发动机功率的影响

Fig.9　Influence of power turbine on intake and exhaust pressure , engine power under various working conditions

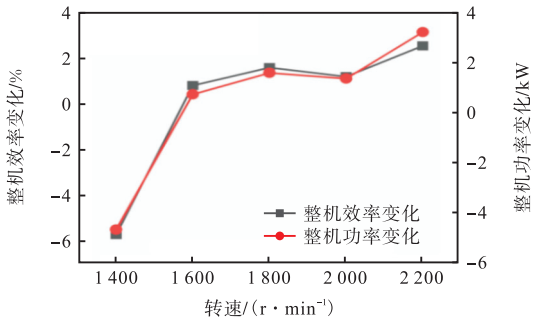
为了更好表示使用动力涡轮后的性能变化，以动力涡轮和发动机两者性能之和称为整机性能，不包含动力涡轮性能称为原机性能. 图 10 为不同转速下串联复合涡轮发动机整机与原机性能参数差值. 图 10（a）所示在工况 2 中整机功率差值随着发动机转速增大而增加，在转速为 1 600 r/min 时开始大于 0，并在转速为 2 200 r/min 时达到最大，为 0.94 kW，而整机效率随着转速增加有一定波动但整体趋势增加，差值在 2 200 r/min 时达到最大，为 0.98%. 图 10（b）中工况 3 整机功率差值与整机效率差值趋势相同，随着

转速增加在 2 000 r/min 略有降低，但整体呈现上升趋势，且在 2 200 r/min 时达到最大值，整机功率差值最大达到 3.17 kW，整机效率差值最大为 2.49%.

上述结果表明，使用动力涡轮不仅会降低进气压力，导致发动机缸内充量密度降低，影响到缸内燃烧，而且会提高排气压力，增大泵气功，造成发动机功率下降，但动力涡轮回收的能量不仅抵消了泵气损失的影响，而且提高了发动机整机性能，因而所选配的串联复合涡轮系统与发动机有良好的匹配效果.



（a）工况 2



（b）工况 3

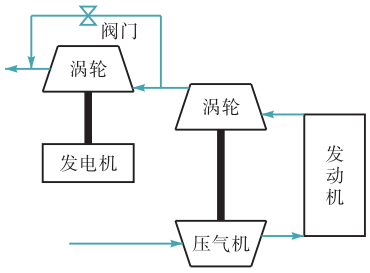
图 10　各工况下整机性能参数差值

Fig.10　Difference between the performance parameters of the whole machine under each working condition

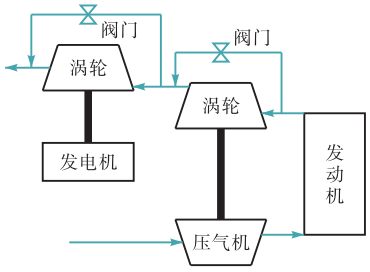
2.3　串联复合涡轮系统废气能量分配

串联复合涡轮在转速高于 1 600 r/min 以及 IMEP 大于 1.07 MPa 下对于提高发动机整机性能有一定的帮助. 为了进一步提升发动机整机效率，验证串联复合涡轮在增程式汽车汽油 HCCI 发动机上的可适用性，需要对废气能量在废气涡轮与动力涡轮之间的分配进行研究，对废气涡轮及动力涡轮间废气能量进行分配，本质上是对发动机与动力涡轮之间进行能量分配，废气涡轮所占废气能量比例直接影响了发动机进/排气情况，进而影响发动机缸内燃烧，而动力涡轮所得到的废气能量比例则代表着动力涡轮发电系统所能够回收的能量.

采用的废气涡轮增压器以及动力涡轮均配有电控旁通阀，通过两种废气能量分配策略来总结废气能量分配规律如图 11 所示，策略 1 仅对动力涡轮旁通阀进行控制，通过改变流通动力涡轮的废气流量以及动力涡轮涡前压力影响废气涡轮膨胀比，从而改变动力涡轮以及废气涡轮所获得废气能量；策略 2 对动力涡轮以及废气涡轮均进行旁通阀控制，控制流经废气涡轮以及动力涡轮的废气流量、废气涡轮的增压压力以及动力涡轮涡前压力，调整动力涡轮以及废气涡轮获得能量. 策略 1 和策略 2 设置见表 4 和表 5. 通过改变发动机增压压力以及动力涡轮涡前压力表征废气能量分配，并总结规律.



（a）策略 1



（b）策略 2

图 11　策略结构示意

Fig.11　Schematic of the strategy structure

表 4　策略 1 设置

Tab.4　Settings of strategy 1

IMEP/MPa	转速 n/(r·min^{-1})	动力涡轮涡前压力/MPa
0.76	1 400 ~ 2 200	0.10 ~ 0.16
1.07	1 400 ~ 2 200	0.10 ~ 0.19
1.26	1 400 ~ 2 200	0.10 ~ 0.20

表 5　策略 2 设置

Tab.5　Settings of strategy 2

转速 n/(r·min^{-1})	IMEP$_g$/MPa	进气压力/MPa	动力涡轮涡前压力/MPa
1 800	0.76	0.125 ~ 0.145	0.10 ~ 0.16
1 800	1.07	0.160 ~ 0.200	0.10 ~ 0.16
1 800	1.26	0.190 ~ 0.250	0.10 ~ 0.16

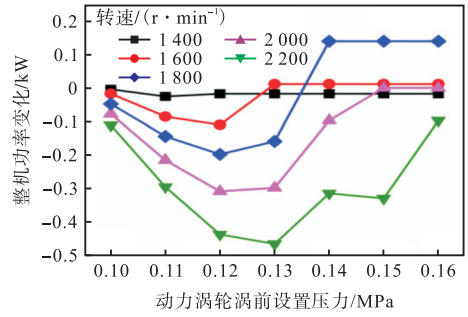
2.3.1　策略 1 模拟结果

图 12、图 13 分别为策略 1 在不同工况、不同动力涡轮涡前设置压力下整机与原机参数差值的变化. 图中不同转速的曲线存在交叉部分，这是因为当

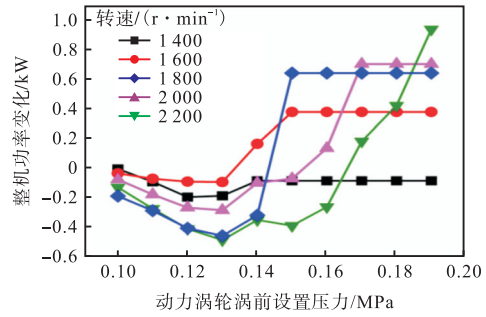
低转速动力涡轮涡前压力达到极限后，随着设置动力涡轮涡前压力的增大，发动机性能不再改变，而在高转速时发动机性能仍在增加，最终大于低转速情况，出现了交叉点. 在工况 1 中除了 1 400 r/min 中整机功率变化不大外，其他转速下整机功率变化量都有先减小后增加的趋势，在转速为 1 600 ~ 2 000 r/min 下，在转速为 1 800 r/min、动力涡轮涡前设置压力为 0.14 MPa 时正差值达到最大，为 0.14 kW. 整机效率变化趋势与整机功率相同，在转速为 1 800 r/min、动力涡轮涡前设置压力为 0.14 MPa 时正差值达到最大，为 0.25%.

在工况 2 中，各转速下整机功率变化量都有先减小后增加的趋势，在转速为 1 600 ~ 2 200 r/min 时，随着动力涡轮涡前设置压力的提高逐渐达到整机功率正差值，且在转速为 2 200 r/min、动力涡轮涡前设置压力为 0.19 MPa 时正差值达到最大，为 0.94 kW. 整机效率变化趋势与整机功率相同，在转速为 2 200 r/min、动力涡轮涡前设置压力为 0.19 MPa 时正差值达到最大，为 0.98%.

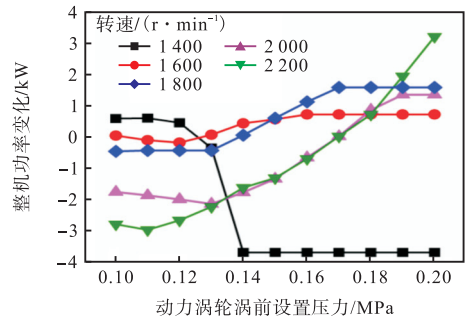
在工况 3 中，发动机转速为 1 400 r/min 时整机功率呈现降低趋势，当动力涡轮涡前压力在 0.10 ~ 0.13 MPa 时达到正差值，其他转速下整机功率变化量都处于先减小后增加的趋势，在转速为 1 600 ~ 2 200 r/min 下分别在动力涡轮涡前设置压力为 0.13、0.14 及 0.17 MPa 时开始达到整机功率正差值，且在转速为 2 200 r/min、动力涡轮涡前设置压力为 0.2 MPa 时正差值达到最大，为 3.17 kW. 整机效率变化趋势与整机功率相同，在转速为 2 200 r/min、动力涡轮涡



（a）工况 1



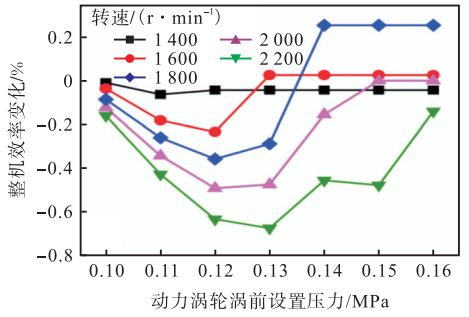
（b）工况 2



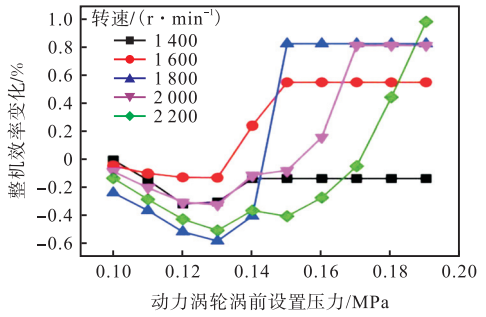
（c）工况 3

图 12　各工况下整机功率差值变化

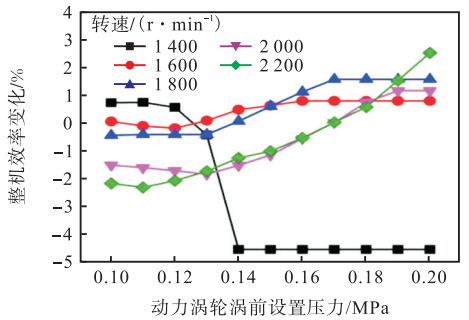
Fig.12　Changes in power difference of the whole machine under each working condition



（a）工况 1



（b）工况 2



（c）工况 3

图 13　各工况下整机效率差值变化

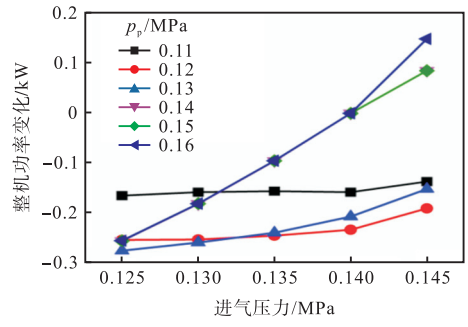
Fig.13　Changes in efficiency difference of the whole power machine under each working condition

前设置压力为 0.2 MPa 时正差值达到最大，为 2.49%.

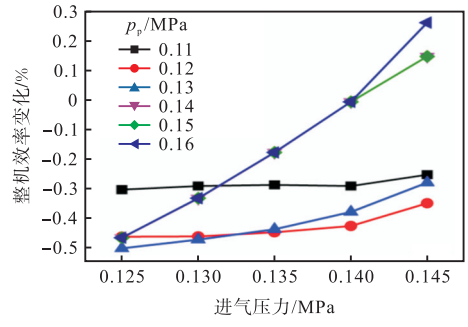
综上所述，在废气能量分配策略 1 中，低转速及低负荷情况下由于发动机废气能量小，串联复合涡轮发动机回收的能量少，在保证发动机增压压力情况下不适合使用动力涡轮，而在转速高于 1 600 r/min 以及 IMEP 大于 1.07 MPa 情况下，随着转速及负荷增加，动力涡轮所分配到的废气能量越多，串联复合涡轮发动机相较于原机的性能逐渐提升，能够达到整机性能参数的正差值，且有较好的回收效果以及整机性能，因而为了获得较大发动机整机效率提升，在转速高于 1 600 r/min 以及 IMEP 大于 1.07 MPa 情况适用串联复合涡轮.

2.3.2　策略 2 模拟结果

图 14(a)为工况 1 整机功率变化情况，随着进气压力增加，整机功率变化量增加，随着动力涡轮涡前设置压力提高，整机功率变化量先减小后增加. 达到整机功率正变化量的只有进气压力为 0.145 MPa 且动力涡轮涡前设置压力为动力涡轮涡前压力极限时，整机功率正差值能够达到 0.14 kW. 图 14(b)为工况 1 整机效率变化情况，整机效率变化趋势与整机功率变化趋势相同且变化量同时达到最大值，整机效率正变化量最大为 0.26%.



(a) 功率

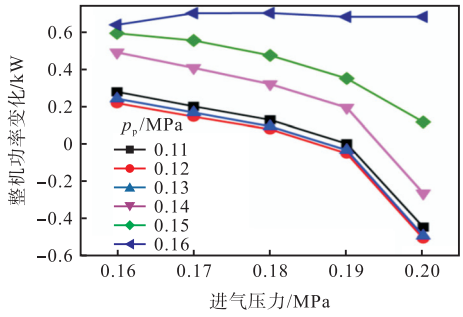


(b) 效率

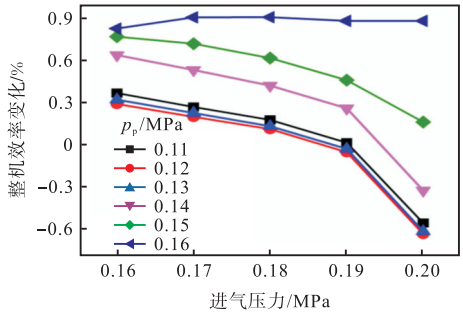
图 14　工况 1 整机效率差值及整机功率差值变化

Fig.14　Change of the power difference and efficiency difference of the whole machine in working condition 1

图 15(a)为工况 2 整机功率变化情况，在动力涡轮涡前设置压力为 0.11 ~ 0.15 MPa 时随着进气压力增加，整机功率变化量减小，在动力涡轮涡前设置压力为 0.16 MPa 时随着进气压力增加，整机功率变化量略有提高但基本不变；当进气压力不变时，随着动力涡轮涡前设置压力提高，整机功率变化量先减小后增加. 动力涡轮涡前设置压力为 0.11 ~ 0.13 MPa 时，进气压力小于 0.18 MPa 即能达到整机功率正变化量，动力涡轮涡前设置压力为 0.14 MPa 时，进气压力小于 0.2 MPa 即能达到整机功率正变化量，动力涡轮涡前设置压力为 0.15 ~ 0.16 MPa 时，各进气压力均能达到整机功率正变化量，且在进气压力为 0.18 MPa、动力涡轮涡前设置压力为 0.16 MPa 时，能达到正变化量最大值，最大值为 0.7 kW. 图 15(b)为工况 2 整机效率变化情况，整机效率变化趋势与整机功率变化趋势相同，且变化量同时达到最大值，整机效率正变化量最大为 0.9%.



(a) 功率



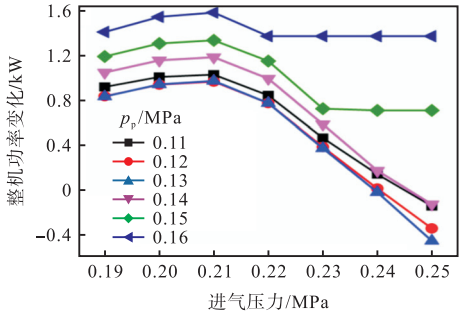
(b) 效率

图 15　工况 2 整机效率差值及整机功率差值变化

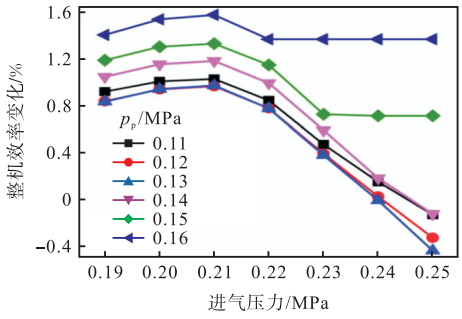
Fig.15　Change of the power difference and efficiency difference of the whole machine in working condition 2

图 16(a)为工况 3 整机功率变化情况，随着进气压力增加，整机功率变化量先增加后减小，随着动力涡轮涡前设置压力提高，整机功率变化量先减小后增加. 在工况 3 中，动力涡轮涡前设置压力为 0.11 ~ 0.13 MPa、进气压力小于 0.23 MPa 时即能达到整机功

率正变化量；动力涡轮涡前设置压力为 0.14 MPa、进气压力小于 0.24 MPa 时能够达到整机功率正变化量；动力涡轮涡前设置压力为 0.15 ~ 0.16 MPa 时，各进气压力均能达到整机功率正变化量，且在进气压力为 0.21 MPa、动力涡轮涡前设置压力为 0.16 MPa 时能达到正变化量最大值，最大值为 1.58 kW. 图 16(b) 为工况 3 整机效率变化情况，整机效率变化趋势与整机功率变化趋势相同且变化量同时达到最大值，整机效率正变化量最大为 1.57%.



（a）功率



（b）效率

图 16　工况 3 整机效率差值及整机功率差值变化

Fig.16　Change of the power difference and efficiency difference of the whole machine in working condition 3

可以看出，在策略 2 中，低负荷下串联复合涡轮对发动机性能起负面效果，这是因为低转速、低负荷工况下的排气能量过低，不适用动力涡轮，而在 IMEP 大于 1.07 MPa 时排气能量在增压过后仍有剩余，串联复合涡轮能够有效回收废气能量，提高发动机整机性能，适用串联复合涡轮. 在 IMEP 大于 1.07 MPa 情况下，废气涡轮与动力涡轮之间废气能量分配存在最佳分配比例，在工况 2 中最佳分配比例为动力涡轮所用废气能量占串联复合涡轮系统回收废气总能量的 37.61%，在工况 3 中最佳分配比例为动力涡轮所用废气能量占串联复合涡轮系统回收废气总能量的 30%. 因此，在 IMEP 大于 1.07 MPa 时，动力涡轮所用废气能量与串联复合涡轮系统回收废气总能量存在一个比值，使发动机整机性能达到最优.

综上两个策略分析，在发动机转速高于 1 600 r/min 以及 IMEP 大于 1.07 MPa 情况下，复合涡轮系统能够很好地提高功率、回收能量，而这些工况范围正好与增程式汽车中发动机的行驶工况重叠. 因此，所使用的串联复合涡轮系统能够很好地匹配增程式汽车汽油 HCCI 发动机.

3　结　论

（1）构建了基于汽油均质压燃燃烧的复合涡轮数学模型计算方法，该方法所匹配的复合涡轮系统能够在满足汽油均质压燃稀燃所需的高进气压力的情况下对发动机排气能量进行余热回收，验证了汽油 HCCI 余热回收的可行性.

（2）基于串联复合涡轮匹配方法，对废气能量进行更充分地利用，虽然动力涡轮的存在会提高排气压力、降低进气压力，进而降低缸内充量密度，造成发动机性能下降，但动力涡轮回收能量的增加能够抵消泵气损失的影响，提高发动机整机性能，在 2 200 r/min 时整机功率提高了 3.17 kW，整机效率提高了 2.49%.

（3）通过两种废气能量分配策略验证了所匹配的串联复合涡轮系统在增程式汽车发动机中的适用性，在低转速、低负荷情况下，动力涡轮不工作，在转速高于 1 600 r/min 以及 IMEP 大于 1.07 MPa 下，动力涡轮所得废气能量达到极限时，存在最优进气压力，此时动力涡轮所得废气能量最高，发动机整机功率和效率达到最优.

参考文献：

[1] Zhao R，Wen D，Li W H，et al. Characteristic and regulation method of parallel turbocompound engine with steam injection for waste heat recovery[J]. Energy，2020，208：118422.

[2] 金昱森. 基于单区模型的 HCCI 燃烧特性模拟研究[D]. 天津：天津大学机械工程学院，2013.

[3] Dec J E，Yang Y. Boosted HCCI for high power without engine knock and with ultra-low NO_x emissions：Using conventional gasoline[C]// SAE Paper. Detroit，MI，USA，2010，2010-01-1086.

[4] Yu L J，Li Y F，Li B W，et al. Comparative study on gasoline HCCI and DICI combustion in high load range with high compression ratio for passenger cars application[J]. SAE International Journal of Fuels and Lubricants，2017，10(3)：710-717.

［5］ Yu H，Su W. Numerical study on the approach for super-high thermal efficiency in a gasoline homogeneous charge compression ignition lean-burn engine[J]. International Journal of Engine Research，2021，22(4)：1329-1341.

［6］ Pandian M M，Anand K. Homogeneous charge with direct injection strategy to achieve high efficiency and clean combustion in diesel engines[J]. SAE International Journal of Engines，2021，14(3)：319-334.

［7］ Asjad M S，Abdul K，Rajesh K. Thermodynamic analysis of exhaust waste heat recovery from turbocharged HCCI engine fueled by wet-ethanol using an absorption refrigeration cycle(ARC)[J]. Materials Today：Proceedings，2021，47(17)：6257-6261.

［8］ Zhu S，Ma Z，Zhang K，et al. Energy and exergy analysis of the combined cycle power plant recovering waste heat from the marine two-stroke engine under design and off-design conditions[J]. Energy，2020，210：118558.

［9］ Joshi S，Koehler E，Dahodwala M，et al. Controls development and vehicle drive cycle analysis of integrated turbocompounding，electrification and supercharging system(ITES)[C]// ASME 2018 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference，San Diego，California，USA，2018.

［10］ Ezzitouni S，Fernandez-Yanez P，Sanchez L，et al. Effect of the use of a thermoelectric generator on the pumping work of a diesel engine[J]. Int J Engine Res，2021，22：1016-1027.

［11］ 魏玮. 内燃机余热利用涡轮发电系统性能研究[D]. 北京：清华大学汽车工程系，2010.

［12］ 何冠璋. 柴油机串联发电复合涡轮全历程能流回路能效优化策略研究[D]. 天津：天津大学机械工程学院，2017.

［13］ 谢辉，李苏苏. 重型车用柴油机废气发电复合涡轮行驶工况的适应性[J]. 天津大学学报：自然科学与工程技术版，2014，47(6)：558-564.

［14］ Katsanos C O，Hountalas D T，Zannis T C. Simulation of a heavy-duty diesel engine with electrical turbocompounding system using operating charts for turbocharger components and power turbine[J]. Energy Conversion and Management，2013，76：712-724.

［15］ Mamat A M I，Romagnoli A，Martinez-Botas R F. Characterisation of a low pressure turbine for turbocompounding applications in a heavily downsized mild-hybrid gasoline engine[J]. Energy，2014，64(1)：3-16.

［16］ Mamat A M I，Martinez-Botas R F，Rajoo S，et al. Waste heat recovery using a novel high performance low pressure turbine for electric turbocompounding in downsized gasoline engines：Experimental and computational analysis[J]. Energy，2015，90(1)：218-234.

［17］ 顾宏中. 涡轮增压柴油机性能研究[M]. 上海：上海交通大学出版社，1998：7-15.

［18］ 陆家祥. 柴油机涡轮增压技术[M]. 北京：机械工业出版社，2018：59-62.

［19］ 周龙保，刘巽俊，高宗英. 内燃机学[M]. 北京：机械工业出版社，2005：41-45.