

船用相继增压柴油机 1TC/2TC 切换过程仿真分析

陈华清

(清华大学 热能工程系, 北京 100161)

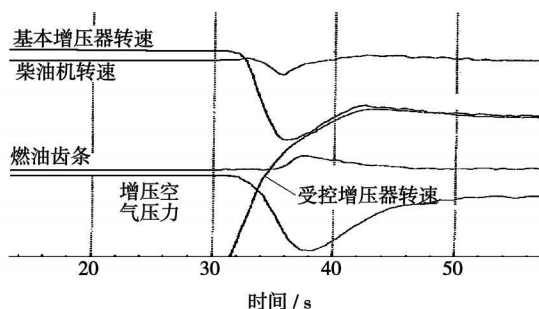
摘 要: 相继增压技术是改善船用柴油机低负荷性能的主要手段之一。1TC/2TC 切换时机与切换过程对相继增压柴油机的瞬态性能有较大影响。建立了船用相继增压柴油机的准稳态数学模型, 对典型船用相继增压 16PA6STC 柴油机 1TC/2TC 切换过程的动态性能进行了仿真分析。研究结果表明, 对相继增压柴油机 1TC/2TC 切换过程而言, 比较合适的切换时机是在打开受控增压器的燃气阀后, 待受控增压器的转速略超过基本增压器时即打开受控增压器的空气阀。16PA6STC 柴油机 1TC/2TC 的切换延迟时间选择 2.7 s 比较合适。

关 键 词: 柴油机; 相继增压; 性能仿真

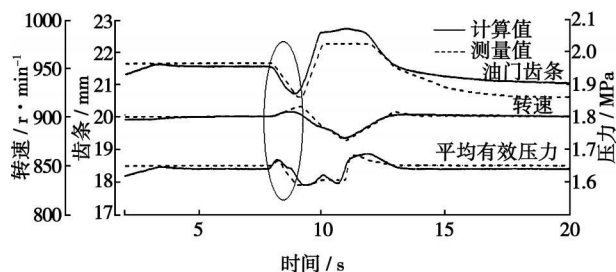
中图分类号: TK421

文献标识码: A

引 言



(a) 1TC→2TC切换过程国内试验结果



(b) 文献[4]给出的试验结果

图 1 PA6STC 柴油机 1TC/2TC 切换过程参数变化规律

采用相继增压技术的柴油机, 无论是在 1TC 工作还是 2TC 工作, 柴油机与增压器都能获得良好的匹配性能。但在 1TC 向 2TC 切换, 以及 2TC 向 1TC 切换的过程中, 如果切换时机选择不当, 或者切换的控制策略不恰当, 相继增压柴油机的性能参数会有比较大的波动。我国自行研制的 16PA6STC 柴油机在试验过程中, 每当 1TC 切换到 2TC 时, 柴油机的参数都会有较大波动。最直接的感受是柴油机冒黑烟, 发出很大的响声。经测试, 柴油机主要参数的变化规律如图 1(a)所示。从此图可以看出, 当柴油机从 1TC 转换到 2TC, 增压空气压力会有短时下降现象, 此时进入气缸内的空气量明显不足, 缸内的燃油不能完全燃烧, 柴油机的转速在增压器切换过程中有明显的下降和波动, 对船舶推进系统的瞬态性能产生一定的影响。为了分析产生这个现象的原因, 本研究开展了仿真分析工作。

1 船用柴油机的数学建模

在建立船用柴油机数学模型时, 除考虑涡轮增压器的惯性对柴油机瞬态性能的影响外, 还必须考虑环境温度、环境压力、排气背压和进气压力损失等外部因素和柴油机各部件(如调速器、高压油泵、压气机、涡轮、中冷器、进排气管等)特性对柴油机稳、瞬态性能的影响。作为推进系统的一部分, 采用准稳态模型分析船用柴油机的稳、瞬态性能是比较合适的。准稳态模型是将柴油机的动态过程看成由一系列的稳态过程组成, 它的基础是柴油机各部件的稳态特性、基本的动力学和热力学方程以及基于试验结果的经验式。基本思路是:

(1) 以柴油机各部件的稳态性能(如压气机和涡轮的流量特性、效率特性等)代替相关部件的瞬态性能, 用集中参数反映相关部件的参数;

(2) 考虑进、排气管的容积惯性, 其脉动压力和温

度用平均值表示, 它们只随柴油机工况的变化而变化;

(3) 柴油机的输出扭矩和排气温度(涡轮前温度)仅与柴油机燃烧过程中的空燃比和转速有关, 它们可以用基于试验数据的经验式来表示, 不进行缸内过程计算;

(4) 用脉动系数来近似描述排气管内脉动压力波对增压器动态响应的影响。

文献[1~2]给出了建立船用柴油机准稳态数学模型的一般方法。结合本例, 简要概述为: 调速器的数学模型简化为一个 PI 环节, 喷油泵的喷油量是燃油齿条和转速的函数, 喷油滞后是转速的函数; 进气流量包括留在缸内的封闭流量和扫气空气流量二部分(二者分开计算); 柴油机进气压力 P_1 、进气温度 T_1 、进气空气流量 m_1 、压气机效率 η_c 是增压器转速 N_{tc} 、柴油机转速 N_d 的函数, 可以通过迭代的方法求出^[1]。柴油机的有效扭矩 M_d 的计算综合采用两种方法。一是用循环喷油量和有效效率 η_e 来计算, 即 $M_d = C'_0 \cdot g_{cyl} \cdot \eta_e$ 。 η_e 是柴油机转速 N_d 和空燃比 A_F 的二次函数^[2]; 二是用循环喷油量 g_{cyl} 和燃烧效率 η_{cy} 来计算柴油机的指示扭矩, 即 $M_i = C_0 \cdot g_{cyl} \cdot \eta_{cy} + \Delta f(N_d)$ ($\Delta f(N_d)$ 是转速修正项, 它是转速的函数。在计算柴油机瞬态性能时, 可以忽略此项), 然后减去摩擦力矩, 得到有效扭矩。 C_0 、 C'_0 是常数。

对相继增压柴油机而言, 在较低负荷运行时, 只有基本增压器工作, 受控增压器不工作。当柴油机的负荷增加到一定程度时(柴油机转速和基本增压器转速达到一定值), 先打开受控增压器的燃气阀, 燃气进入受控增压器的涡轮并吹动涡轮旋转。在经过一定的时间, 受控增压器的涡轮转速达到一定的值, 此时打开受控增压器的空气阀, 使受控增压器投入工作。在 1TC 转换成 2TC 过程中, 在受控增压器的空气阀打开之前, 受控增压器压气机的空气流量为零, 但此时压气机是和涡轮一起旋转的, 压气机要消耗能量。在这种情况下, 用常规公式无法计算。文献[3]给出了计算压气机功率的经验式。

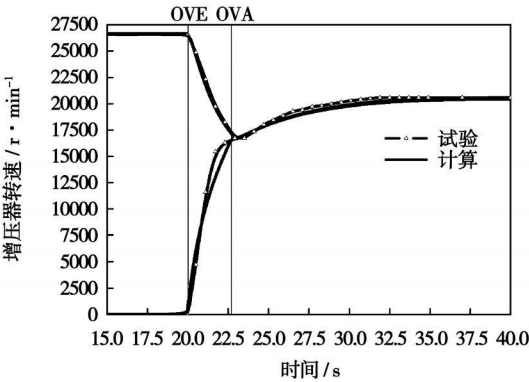
16PA6STC 柴油机的额定功率 5 174 kW, 额定转速 1 050 r/min。缸径/冲程为 280/290 mm, 增压器型号为 VTC304。

2 对 16PA6STC 柴油机增压器切换过程的仿真分析

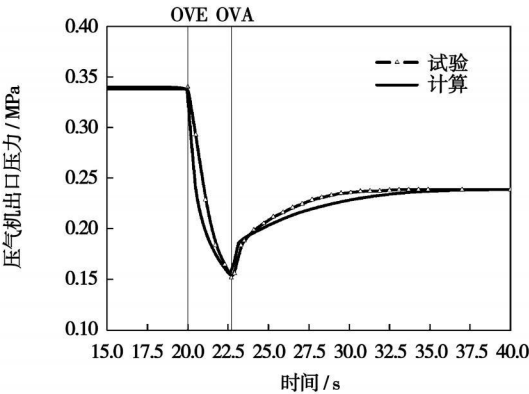
根据上述数学模型, 在 MATLAB/SIMULINK 平台上开发了仿真模型, 对 16PA6STC 柴油机 1TC/2TC 切换过程的瞬态性能进行了仿真研究。

2.1 1TC/2TC 切换过程仿真分析

参考国外研制 16PA6STC 柴油机的研究经验与试验结果^[3~4], 可先假定 16PA6STC 柴油机在 900 r/min、3 264 kW 稳定运行(此时只有基本增压器工作)时先打开受控增压器的燃气阀, 间隔(延迟)2.7 s 后再打开空气阀。图 2 显示了受控增压器转速、基本增压器转速、基本增压器出口压力的变化规律(图中:OVE 和 OVA 分别表示燃气阀和空气阀打开的时刻)。将仿真计算结果与文献[4]提供的试验结果进行对比, 二者的变化趋势与数值基本吻合。



(a) 增压器转速变化规律



(b) 基本增压器出口压力变化规律

图 2 16PA6STC 柴油机在 900 r/min 时
1TC→2TC 切换过程参数变化规律^[4]

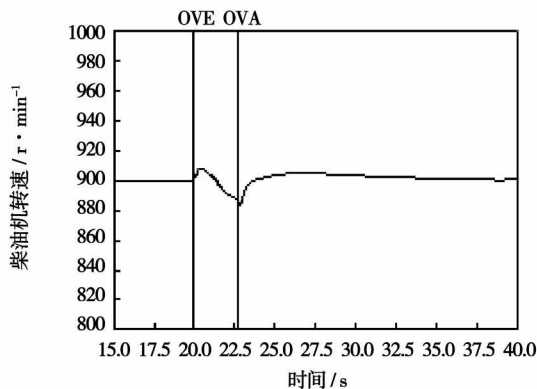
采用该模型计算了 1TC→2TC 切换过程柴油机主要性能参数的瞬态变化曲线, 如图 3 所示, 其中图 3(e)和(f)中的质量流量和转速分别用相似参数来表示。

从计算结果可以看出, 16PA6STC 柴油机在 900 r/min 从 1TC→2TC 时, 转速和其它性能参数都有比较大的波动。整个过程大致可分为 3 个阶段:

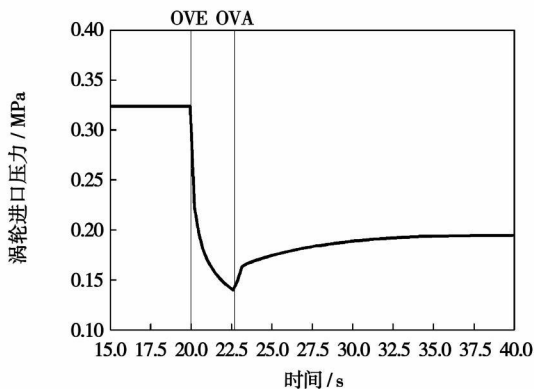
(1) 第一阶段: 柴油机转速突然上升阶段。当受控增压器的燃气阀突然打开时, 排气管的压力迅速下降, 柴油机缸内扫气得以改善, 柴油机的有效效

率变大,有效功率增加,导致柴油机的转速有一个小的窜升。由于转速的升高,柴油机油门齿条会有一个跌落。这个阶段是理论分析的结果,与文献[4]提

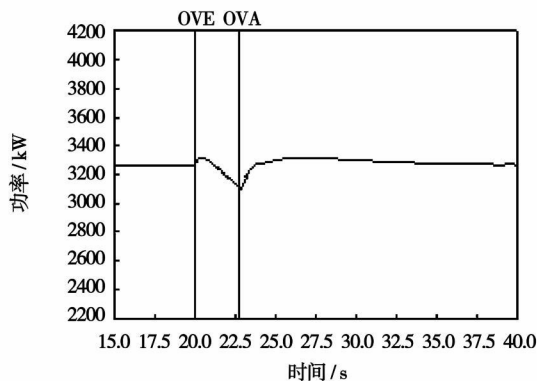
供的结果基本吻合,如图1(b)所示。但在柴油机试验时,由于这个过程的持续时间非常短,转速的小幅窜升在试验中有时很难被测量到。



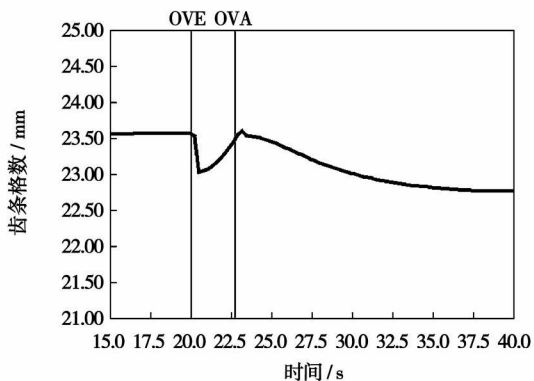
(a) 柴油机转速变化规律



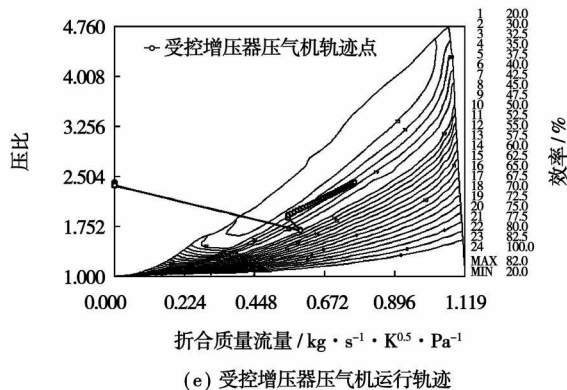
(b) 基本增压器涡轮进口压力变化规律



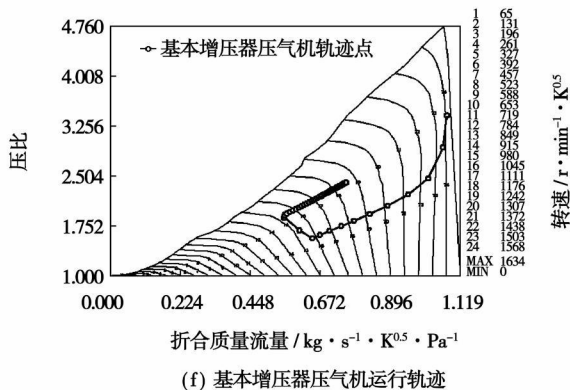
(c) 柴油机有效功率变化规律



(d) 柴油机油门齿条变化规律



(e) 受控增压器压气机运行轨迹



(f) 基本增压器压气机运行轨迹

图3 16PA6STC柴油机在900 r/min时1TC→2TC切换过程仿真结果

(2) 第二阶段:柴油机转速明显下降阶段。由于受控增压器燃气阀打开,废气能量被两台增压器共享,达到基本增压器涡轮的废气能量减少一半,使得基本增压器的转速明显降低,基本增压器的增压压力(柴油机进气管压力)也明显降低。虽然此时受

控增压器的转子在燃气吹动下转速迅速上升,但由于空气阀尚未打开,受控增压器尚未投入工作,进入柴油机气缸内的空气流量明显下降,柴油机有效功率降低,从而使转速迅速下降。

(3) 第三阶段:柴油机转速回升阶段。当受控

增压器的转速上升到与基本增压器接近时(此时增压器转速达到了16 500 r/min,压气机出口压力为0.151 MPa),打开空气阀,受控增压器压气机迅速投入工作。由于两个增压器都在工作,进入气缸内的空气流量逐步增加,柴油机的有效功率也随之增加,柴油机的转速也逐渐回升到原来初始设定值。根据计算,大约在切换之后20 s,柴油机稳定到期望的转速。

从图3(e)和(f)可以看出,在1TC→2TC切换过程中,基本增压器压气机的运行轨迹一直没有进入喘振区域,受控增压器也在很短的时间内从喘振区域过渡到正常工作区域。在空气阀打开时刻,柴油机转速为886 r/min,受控增压器压气机效率为67.5%。随着时间推移,受控增压器压气机的运行轨迹逐步移动到76%压气机效率线上。

2.2 对切换延迟时间的分析讨论

从柴油机1TC切换到2TC的仿真结果可以看出,从燃气阀开启到空气阀开启的切换延迟时间的大小,对相继增压柴油机的瞬态性能有比较大的影响。从定性角度分析,如果切换延迟时间非常小(譬如切换延迟时间为零),在受控增压器的转速还很小的情况下即打开空气阀,则受控增压器会出现空气流量“倒流”的情况,并在较长的时间内处在喘振状态;如果切换延迟时间非常大(譬如切换时间为无穷大),在受控增压器的燃气阀打开后空气阀始终不打开(受控增压器不能投入工作),则进入基本增压器的燃气流量减半而使转速持续下降并发生喘振,进入气缸内的空气量不足,严重时可导致柴油机的转速持续下降直至憋停。因此,对特定的相继增压柴油机,就有一个相对合适或“最佳”的切换延迟时间。从图2(a)可以看出,当受控增压器的燃气阀打开后,基本增压器的转速下降、受控增压器的转速上升,当受控增压器的转速略为超过基本增压器时,再打开受控增压器的空气阀是比较合适的。不同型号的柴油机,这个相对合适的切换延迟时间是不同的。

对16PA6STC柴油机而言,在受控增压器的燃气阀打开2.6 s左右,受控增压器的转速与基本增压器基本相当。为了定量比较燃气阀打开后延迟开启空气阀的时间对柴油机切换过程的影响,还分别计算了燃气阀打开后空气阀延迟1、2、4、3.7和5 s打开时受控增压器压气机的运行轨迹。计算结果表明:当切换延迟为1 s时,受控增压器压气机运行在

喘振区域;当切换延迟为2.4和3.7 s时,基本增压器和受控增压器都基本处在正常工作状态,不发生喘振现象;当切换延迟时间为5 s时,基本增压器压气机的运行轨迹开始进入喘振区域,柴油机转速大幅下降。因此,对16PA6STC柴油机而言,1TC→2TC的切换延迟时间定为2.4~3.7 s是可行的。结合前面的分析讨论和仿真计算结果,切换延迟时间选择2.7 s更为合适。

3 结 论

(1) 1TC/2TC切换的时机对相继增压柴油机的瞬态性能有非常大的影响。如果切换时机选取不当,可导致相继增压柴油机在1TC/2TC切换时性能参数出现比较大的波动,压气机出现喘振。比较合适的切换时机是先打开受控增压器的燃气阀,待受控增压器的转速略微超过基本增压器的转速时再打开受控增压器的空气阀。

(2) 对16PA6STC柴油机1TC/2TC切换过程而言,从燃气阀开启到空气阀开启的切换延迟时间定为2.4~3.7 s是可行的,基本增压器和受控增压器都处在正常工作状态。相比而言,切换延迟时间选择2.7 s更为合适。

(3) 通过计算,本文给出了16PA6STC柴油机增压器切换过程主要性能参数瞬态变化曲线;并将计算结果与国外文献提供的试验数据比较,符合良好,证明了所建立的模型、采用的计算方法及所确定的参数的正确性。通过仿真计算的方法,可确定相继增压柴油机1TC/2TC切换延迟的取值范围。本文的研究方法与研究结论,对其它采用相继增压的船用柴油机而言,具有参考意义。

参考文献:

- [1] 陈华清,敖晨阳.舰船推进系统的柴油机数学模型[J].船舶工程,2000,10:33-37.
- [2] 杜剑维,王银燕.相继增压柴油机实时仿真模型研究[J].柴油机,2006(增刊):71-74.
- [3] TAUIA X, PASCAL CHES. Computer aided study of the transient performances of a highly rated sequentially turbocharged marine diesel engine[J]. Proc Instn Mech Engrs, 1998, 212: 185-196
- [4] HETEA J F, PASCAL CHES. Performance simulation of marine diesel engines with Selandia[J]. Journal of Ship Research, 1999, 43(4): 201-217.

(编辑 韩 锋)

Compared with traditional water-cooled units, air-cooled units are susceptible to the changes of environmental factors, and, as a result, their object characteristics become more complicated. A load-pressure object dynamic model of the air-cooled units was established, and the variation regularity and range of their main parameters were analyzed. On this basis, by employing two control modes, namely, boiler operation based on turbine control and turbine operation based on boiler control, simulated and analyzed was the influence of the load-pressure operating point, exhaust steam pressure and the change of fuel heat value on the performance of the control system. It has been found that PID (proportional, integral-differential) controllers can boast a relatively good robustness, and can overcome the influence of the change of exhaust steam pressure and fuel heat value of the power unit on the control system. The pulverized-coal milling inertia and time delay as well as the change of boiler heat accumulation coefficient in the model both caused by the change of load-pressure operating point, and the self nonlinearity of an object under study still constitute the main factors influencing the control quality of the air-cooled unit. **Key words:** automation control technology, direct air-cooled unit, coordinated control, robustness, simulation analysis

船用相继增压柴油机 1TC/2TC 切换过程仿真分析 = **Simulation Analysis of the 1TC/2TC Switch-over Process of a Marine Sequentially Supercharged Diesel** [刊, 汉] / CHEN Hua-qing (Department of Thermal Energy, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100161) Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(2). — 226 ~ 229

The sequential turbocharging technology is one of the main measures for improving the low-load performance of a marine diesel. The 1TC/2TC switch-over time and process exercise a relatively big influence on the transient performance of a sequentially supercharged diesel. The authors have established a quasi-steady-state mathematical model for the foregoing diesel, and simulated and analyzed the dynamic performance of the 1TC/2TC switch-over process of a 16PA6STC type sequentially turbocharged marine diesel. The research results show that as far as the 1TC/2TC switch-over process of the diesel in question is concerned, a comparatively appropriate switch-over time has been determined as follows: after the gas valve to the controlled turbocharger has been opened when the rotating speed of the controlled turbocharger slightly exceeds that of the basic turbocharger, open promptly the air valve of the controlled turbocharger. It is more appropriate that the time delay for the 1TC/2TC switch-over process of the 16PA6STC diesel should be chosen at 2.7 seconds. **Key words:** diesel, sequential turbocharging, performance simulation

低热值燃料对微型燃气轮机运行特性的影响 = **Influence of Low-heating-value Fuels on the Operating Characteristics of a Miniature Gas Turbine** [刊, 汉] / LIU Ai-guo, WENG Yi-wu, WENG Shi-lie, et al (Education Ministry Key Laboratory on Power and Mechanical Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(2). — 230 ~ 235

Biomass gas features a low heat value and different combustible constituents, leading to various problems during its application in miniature gas turbines. When a miniature gas turbine designed for burning natural gas uses a low-heat-value fuel, a change of working medium flow rate and thermodynamic characteristics may result, bringing about a change of the operating characteristics of the gas turbine. To use the low-heat-value fuel for the gas turbine, proposed were several methods for adjusting and improving the miniature gas turbine to adapt it to such a fuel. By using a mathematical model, calculated was the influence of using these methods on the operating characteristics of the gas turbine. It has been found that after the use of the low-heat-value fuel, a conspicuous change may occur to the operating characteristics of the gas turbine. Among the methods under discussion, the improvement of the compressor and turbine to accommodate to a new matching of the flow rates is the most suitable one. Apart from the matching problem, the authors have also mentioned other problems yet