

文章编号:1006-7736(2008)01-0028-04

船用柴油机增压器喘振的计算与特性分析*

孙建波¹, 郭晨¹, 魏海军¹, 于洪亮¹, 黄加亮²

(1. 大连海事大学 轮机工程学院, 辽宁 大连 116026;

2. 集美大学 轮机工程学院, 福建 厦门 361021)

摘要:为研究压气机喘振的特点和影响因素,在现有船用四冲程柴油机仿真模型基础上,对压气机系统的模型进行改进,建立可以预测压气机喘振动态特性的仿真模型,提出确定压气机非稳定工况特性曲线的方法.柴油机在变工况下压气机发生喘振的仿真计算表明:柴油机的进气流通面积减小会造成压气机喘振,流通面积越小,喘振周期越短;空气流经压气机的时间延迟会影响压气机喘振的振幅,但不会改变喘振的周期;柴油机进气管的容积对喘振的振幅无影响,但会改变喘振的周期.计算结果和实验数据基本吻合.

关键词:船用柴油机;增压器;压气机喘振;仿真

中图分类号:TK421.8;TP391.9

文献标志码:A

Calculation and characteristic analysis on turbocharger surging of marine diesel engine

SUN Jian-bo¹, GUO Chen¹, WEI Hai-jun¹,

YU Hong-liang¹, HUANG Jia-liang²

(1. College of Marine Engineering,

Dalian Maritime University, Dalian 116026, China;

2. College of Marine Engineering,

Jimei University, Xiamen 361021, China)

Abstract: An improved compressor simulation model based on current model of four-stroke diesel engine was presented to analyze characteristics and influence factors of compressor surging. A method for estimating compressor characteristics in the region beyond the surge line was proposed. Simulation on marine diesel engine under variable operation conditions shows that surge occurs in case of reducing flow area of the engine intake manifold. The surge period becomes shorter with air inlet flow area decreasing. The amplitude of compressor surge decreases with the value of time delay when the air passing through the compressor increasing, whereas the surge period remains approximately constant. The volume of engine intake manifold obviously affects the duration of the surge period but has no influence on ampli-

tude of compressor surge. Calculation results match well with the test results.

Key words: marine diesel engine; turbocharger; compressor surge; simulation

0 引言

船用柴油机在稳定工况下,增压器不会发生喘振现象,但在某些特殊运行工况下(如大风浪、紧急倒车、加速、减速、突减负荷等)增压器的压气机就会远离其喘振线限制区域,产生喘振现象.分析和研究增压器喘振的特点和影响因素,对改善柴油机与增压器的匹配性能具有重要意义^[1-4].

本文以船用四冲程增压柴油机为研究对象,在已有仿真模型基础上,考虑到增压器可能工作在喘振区域,对增压器系统的模型进行了改进,利用 VC++ 编程语言开发了系统的仿真软件,并对增压器发生喘振特性进行了仿真计算.

1 船用柴油机模型

图1为柴油机仿真模块框图^[5].仿真计算中利用的增压器特性曲线是增压器制造厂商提供的稳态下的特性曲线.为了分析和计算增压器喘振特性以及喘振对柴油机和增压器系统的影响,增压器的模型需要进一步改进.

2 增压器的改进模型

2.1 压气机系统模型的改进

图2给出改进的等价压气机系统.从图2可见,压气机被简化为压气机的进、排气流通管和反映压气机特性的函数发生器,该发生器输出的是压缩比.

* 收稿日期:2007-06-26.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(60774046);福建省自然科学基金资助项目(A0410024).

作者简介:孙建波(1963-),男,山东诸城人,博士,教授. E-mail: vrsjb@dlmu.edu.cn

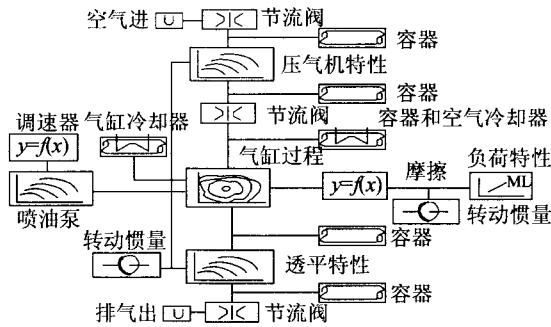


图1 船用四冲程柴油机仿真模块框图

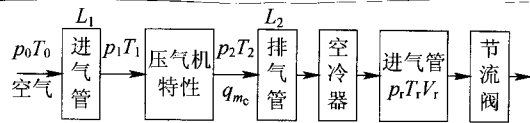


图2 等价的压气机系统

压气机的进口通道可以简化为截面积相等的管路，流通面积等于压气机叶片的当量流通面积，当量长度/当量流通面积计算公式为^[2]

$$\frac{L_c}{A} = \int_{\text{压气机通道}} \frac{1}{A(l)} dl \quad (1)$$

管路被简化为等容的热力系统，空气冷却器也可以简化为流通面积相等的管路，因此应用质量和能量守恒定律和理想状态方程来计算进口的流量、温度和压力^[2-3]。压气机的流量计算公式为^[2-4]

$$\frac{dq_{m_c}}{dt} = \frac{p_2 - p_1}{L_c/A} \quad (2)$$

其中： p_2 为压气机出口压力； p_1 为进气总管内空气压力。

压缩比可以用一阶差分方程来计算^[2]：

$$\frac{d\Pi_c}{dt} = \frac{1}{\tau_c} (\Pi_{ss} - \Pi_c) \quad (3)$$

其中： Π_c 和 Π_{ss} 分别为压气机瞬时和稳态下的压缩比； τ_c 为压气机空气流动延迟时间^[2]，且

$$\tau_c = \frac{L_{mer}}{|c|} \quad (4)$$

其中： L_{mer} 为压气机和扩压器的经线长度； c 为经线平均流速。

根据压气机的特性曲线，压气机流量为正时，压气机的扭矩^[6]：

$$M_c = \frac{30kRq_{m_c}T_1}{\pi n_i(k-1)\eta_c} (\Pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1) \quad (5)$$

当压气机流量为负时

$$M_c = \frac{30|q_{m_c}|c_p(T_1 - T_2)}{\pi n_i} \quad (6)$$

其中： η_c 为压气机效率； T_1 和 T_2 分别为压气机进口

和出口的温度。

透平产生的扭矩可以利用下式计算^[2,4-5]：

$$M_t = \frac{30q_{m_t}c_pT_3\eta_t \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - \dot{Q}_t}{\pi n_t} \quad (7)$$

其中： q_{m_t} 为透平的流量，计算方法见文献[5]； η_t 为透平效率； T_3 和 p_3 分别为透平进口的温度和压力； p_4 为出口压力； \dot{Q}_t 为透平的传热率。

增压器转速计算公式为

$$\frac{dn_t}{dt} = \frac{30}{\pi I} (M_t - M_c) \quad (8)$$

在利用上述各式进行增压器喘振的仿真计算时，除需要稳定工况的数值(厂商提供)外，还需要增压器工作在非稳定区域的数值以及压气机出现负流量工况的数值。为此需要确定压气机喘振线左侧的特性。

2.2 压气机非稳定工况特性曲线的确定

图3为压气机在某一转速下的特性曲线。从图3可见，压气机在各种工况下的压缩比-质量流量特性分为4个区域：1区是稳定工况区域，压气机特性由增压器制造厂商提供；2和3区是非稳态区域，在此区域内压气机会发生喘振现象；4区是负流量区域。2、3、4区域只有通过试验数据测量才能得到。本文给出了利用方程描述的轴流式压气机非稳定特性曲线的确定方法。

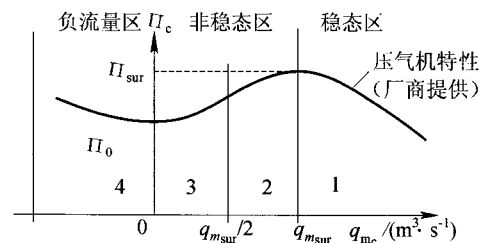


图3 压气机运行特性示意图

2.2.1 区域2的特性曲线确定

当 $q_{m_c} \geq q_{m_{ad}}$ 时

$$\Pi_c = \left[a_1 - a_2 q_{m_c} - k_f q_{m_c}^2 - a_3 \left(1 - \frac{q_{m_{ad}}}{q_{m_c}} \right)^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (9)$$

当 $q_{m_c} < q_{m_{ad}}$ 时

$$\Pi_c = \left[a_1 - a_2 q_{m_c} - k_f q_{m_c}^2 - a_3 \left(1 - \frac{q_{m_c}}{q_{m_{ad}}} \right)^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (10)$$

式中：

$$a_1 = 1 + \sigma(4\pi^2 r_2^2)/(c_p T_2) n_t^2$$

$$a_2 = \frac{\sigma n_t}{c_p T_2 \rho_2 \Pi_{sur} k b_2 \tan \beta_2}$$

$$a_3 = \frac{2\pi^2(r_1^2 + r_2^2)}{c_p T_2} n_t^2$$

$$q_{m_{ad}} = \frac{a_3 q_{m_{sur}}}{\Pi_{sur}^{\frac{k-1}{k}} - a_1 + a_3 + \frac{1}{2} a_2 / q_{m_{sur}}}$$

$$k_f = a_3 \left(\frac{1}{q_{m_{ad}} q_{m_{sur}}} - \frac{1}{q_{m_{sur}}^2} \right) - \frac{a_2}{2 q_{m_{sur}}}$$

2.2.2 区域 3 的特性曲线确定

$$\Pi_c = K q_{m_c} + \Pi_0 \tag{11}$$

式中:

$$K = \frac{k}{k-1} \left[-\frac{a_2}{q_{m_{sur}}} - k_f + \frac{2a_3}{q_{m_{ad}}} \left(\frac{1}{q_{m_{sur}}} - \frac{1}{2q_{m_{ad}}} \right) \right] \times$$

$$\left[a_1 - \frac{a_2 q_{m_{sur}}}{2} - \frac{k_f q_{m_{sur}}^2}{4} + a_3 \left(1 - \frac{q_{m_{sur}}}{2q_{m_{ad}}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{k-1}}$$

$$\Pi_0 = \left[a_1 - \frac{a_2 q_{m_{sur}}}{2} - \frac{k_f q_{m_{sur}}^2}{4} + a_3 \left(1 - \frac{q_{m_{sur}}}{2q_{m_{ad}}} \right)^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} - \frac{K q_{m_{sur}}^2}{2}$$

2.2.3 区域 4 的特性曲线确定

$$\Pi_c = K' q_{m_c}^2 + \Pi_0 \tag{12}$$

其中: $K' = (\Pi_{sur} - \Pi_0)/q_{m_{sur}}^2$; $q_{m_{sur}}$ 为喘振发生时的质量流量; Π_0 为压气机零流量时的压比; σ 为压气机的滑动系数; r_1 和 r_2 分别为压气机进口和出口半径; β_2 为叶轮出口角; b_2 为叶轮出口宽度; T_2 和 ρ_2 分别为压气机出口空气温度和密度.

3 仿真计算与实验验证

为验证模型的有效性,选择一台小型中速四冲程增压柴油机作为研究对象.该柴油机的主要几何参数为:气缸直径 115 mm,气缸数 6,冲程 125 mm,连杆长度 235 mm,几何压缩比 17.

3.1 稳态计算与实验验证

图 4 为柴油机台架实验测得的全负荷速度特性(外特性)与仿真计算数据对比.仿真计算的柴油机功率、转矩、空气燃油质量比、透平流量、压气机流量以及压气机的压比参数与台架实验数据基本吻合.图 5 给出了利用“2.2”节的方法所确定的压气机特性曲线图以及在不同的工况点上实验和仿真预测的轨迹.

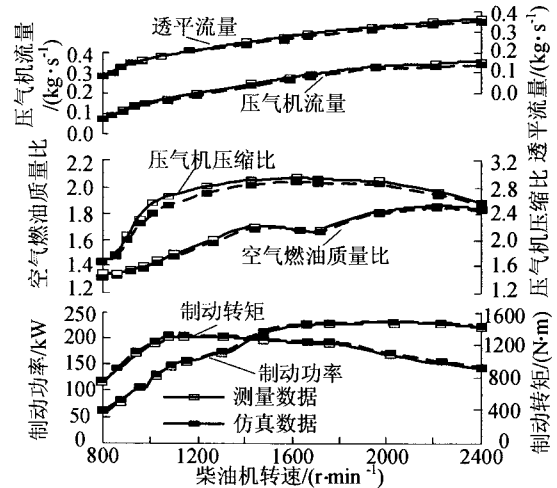


图 4 稳态下仿真与实验数据

从图 4、5 可以看出,柴油机在稳态下各参数的仿真预测数据与台架数据基本吻合,模型能准确再现实际系统在不同工况下的稳态特性.

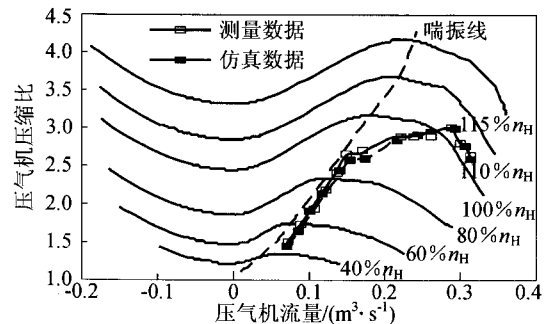


图 5 仿真预测与实验结果

3.2 瞬态工况预测

图 6 给出了柴油机在转速为 1600 r/min,负荷从 100%降低到 20%,再恢复到 100%负荷时,柴油机和增压器参数变化曲线.从图 6 可见,当柴油机的负荷变化时,增压器的转速和压缩比的变化滞后于柴油机功率的变化.在负荷降低时,增压系统的滞后特性造成柴油机的空气燃油质量比上升,此时燃烧完全,排气温度下降;在负荷升高时,增压系统的滞后会造成空气燃油质量分数比下降,此时,进入柴油机气缸的空气量不足,造成柴油机排气温度升高,同时柴油机会出现冒黑烟的现象.可见,动态仿真结果很好地反映出柴油机在变负荷下的瞬态特性.

3.3 压气机喘振特性预测

为了验证所建模型的有效性和增压器喘振的影响因素,通过改变柴油机空气进口流通面积的大小引发压气机喘振的发生.图 7(a)、(b)和(c)分别为节流阀开度为 1、0.95 和 0.9 时的仿真计算结果.

随着节流阀开度的减小,透平转速下降,当开度

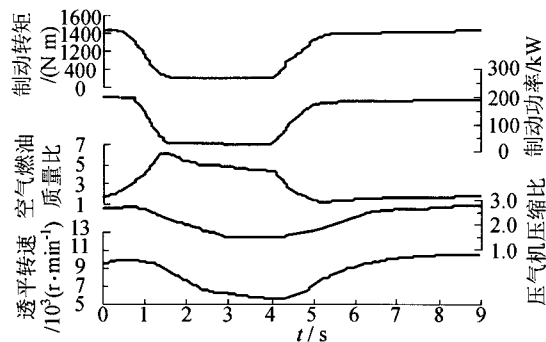


图6 柴油机负荷变化时柴油机和增压器参数变化曲线

小于0.95时,压气机的流量和出口压力出现大幅度波动,这种波动现象就是压气机喘振(图7(b)、(c)).从图7还可以看出,随着开度的进一步减小,喘振周期也明显减小,而压缩流量和出口压力波动的振幅变化很小,因此当柴油机空气进口流道脏堵时,会发生压气机喘振的现象.脏堵的程度会直接影响到喘振周期的大小,对喘振引起的压力和流量的波动影响不大.

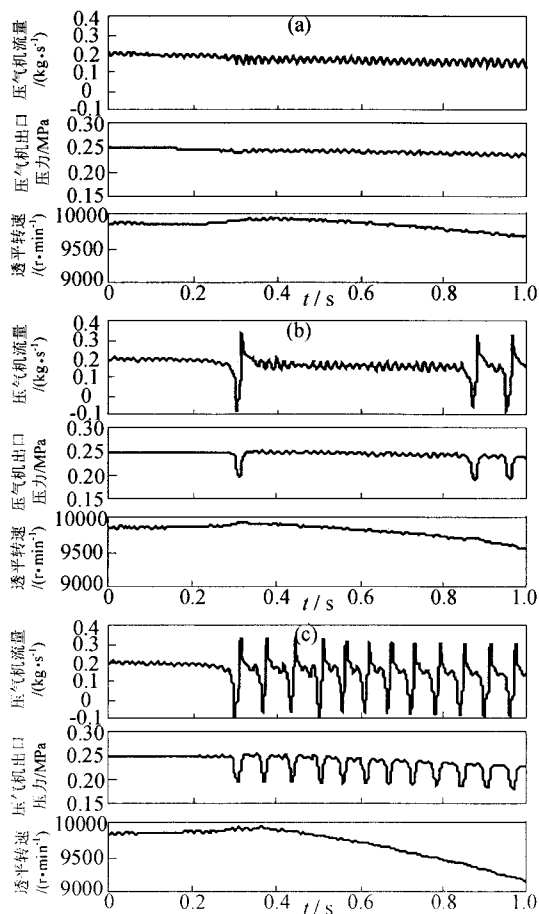


图7 进气流通面积变化对喘振影响的仿真结果

为预测压气机空气流动时间延迟对压气机喘振的影响,图8给出了在节流阀开度(0.95)不变,而空

气流动时间延迟变化情况下的仿真结果.图8(a)是无时间延迟的仿真结果;图8(b)是按照式(4)算出的2倍时间延迟情况下所得到的仿真结果,此时压气机的参数变化见图7(b),从图8(b)可见,压气机空气流动时间延迟会直接影响压气机喘振的振幅,但对喘振的周期影响不大.

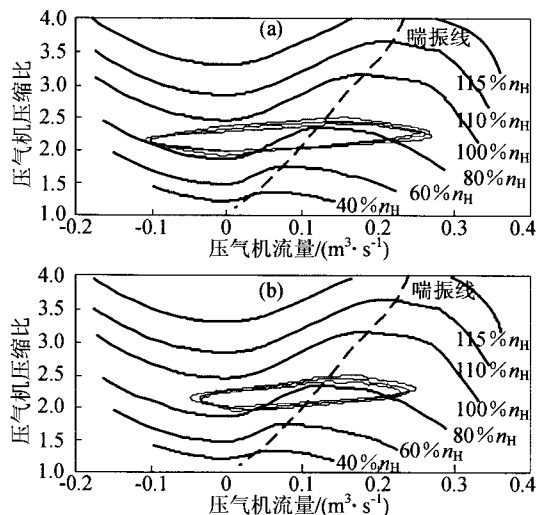


图8 压气机时间延迟对喘振影响的仿真结果

柴油机进气管容积大小是影响压气机喘振的重要因素^[1-4],图9给出了在节流阀开度为0.90,柴油机进气管容积为0.05 m³时,得到的仿真结果.从图7(c)和图9对比可以看出,柴油机的进气管容积越大,喘振的周期越长.

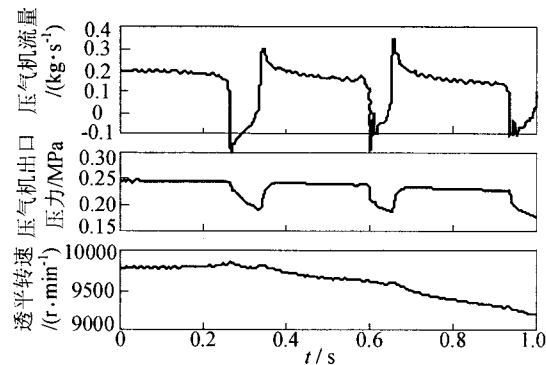


图9 进气管容积变化对喘振影响的仿真结果

参考文献 (References):

- [1] GREITZER E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors. Part I: Theoretical compression system model [J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1976, 98: 190-198.
- [2] THEOTOKATOS G, KYRTATOS N P. Investigation of a large high-speed diesel engine transient behavior including compressor surging and emergency shutdown [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 125 (2): 580-589.

- [3] BRIGHENTI A, PAVAN A. Surging forwards in compressor protection[J]. *Hydrocarbon Engineering*, 2005, 10(5): 95-101.
- [4] CHATURVEDI N A, BHAT S P. Output-feedback semi-global stabilization of stall dynamics for preventing hysteresis and surge in axial-flow compressors[J]. *IEEE Trans Control Syst Technol*, 2006, 14(2): 301-307.
- [5] WU Shuang, SUN Jian-bo, GUO Chen. Transient simulation of marine diesel engine [C]//6th Proceedings of Asia Simulation Conference. Beijing: CASS, 2005: 445-449.
- [6] 王恩华, 周 明, 李建秋, 等. 可变喷嘴涡轮增压器与发动机的匹配分析[J]. *车用发动机*, 2003(4): 18-21.
- WANG En-hua, ZHOU Ming, LI Jian-qiu, et al. Match analysis of diesel engine with variable nozzle turbocharger[J]. *Vehicle Engine*, 2003(4): 18-21. (in Chinese)