

文章编号:1000-8055(2013)11-2579-08

真实爆震载荷作用下爆震室动态响应 分析与壁厚优化

郑龙席, 陈景彬, 黄希桥, 卢杰, 陈星谷
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 针对一内径为 60 mm 的爆震室, 建立其有限元模型并通过加载实验获取真实爆震载荷, 计算分析了多循环工作条件下不同因素对爆震室等效应力的影响, 并以此为基础对等壁厚爆震室进行了壁厚优化。研究发现: 爆震室后段的等效应力峰值较前段平均高出 20 MPa; 温度因素对爆震室等效应变影响显著, 30 Hz 时最大等效应变较不考虑温度场情况增加 51.2%; 与材料、温度因素相比, 爆震室壁厚对等效应力影响较大, 室温条件下, 壁厚为 0.95 mm 时, 最大等效应力达 200 MPa, 已经基本达到材料的屈服应力极限(205 MPa); 通过更换模型材料进行计算对比发现, 选择具有较高屈服应力极限、弹性模量和较低密度的材料会降低爆震室工作时的等效应力。

关 键 词: 脉冲爆震发动机; 爆震室; 多循环; 结构强度; 壁厚优化

中图分类号: V231.9

文献标志码: A

Dynamic response analysis and wall thickness optimization of detonation combustor under actual detonation loading

ZHENG Long-xi, CHEN Jing-bin, HUANG Xi-qiao, LU Jie, CHEN Xing-gu

(School of Power and Energy,

Northwest Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: According to a detonation combustor with 60 mm inner diameter, the finite element model was built, and the actual detonation loading obtained by experiments was loaded. The influences of different factors on equivalent stress of detonation combustor were calculated under multi-cycle working condition, and the optimization of the detonation combustor wall with constant thickness was completed. It is found that the peak equivalent stress at rear section is 20 MPa higher than that at head section on average. The temperature has a significant effect on the equivalent strain of detonation combustor, and the maximum equivalent strain at 30 Hz is increased by 51.2% if the temperature is considered. Compared with the material and temperature, the wall thickness of detonation combustor has great influence on the equivalent stress. Under the room temperature and wall thickness of 0.95 mm, the maximum equivalent strain reaches 200 MPa, almost reaching the yield limit (205 MPa) of the material. The calculation results by replacing the model material show that materials with the characteristics of higher yield limit, modulus of elasticity and lower density can reduce the equivalent stress of detonation combustor.

Key words: pulse detonation engine; detonation combustor; multi-cycle; structural intensity; wall thickness optimization

收稿日期: 2012-10-24

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20131105.1002.023.html>

作者简介: 郑龙席(1970—), 男, 陕西西安人, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机结构强度与振动研究。

脉冲爆震发动机(pulse detonation engine, PDE)是一种新概念发动机,具有燃烧效率高、结构简单等优点,受到航空界的广泛关注。

航空发动机结构设计时,零部件的质量与强度往往存在矛盾。由于爆震室是PDE的主要部件,其质量占PDE整机质量的绝大部分。在确保爆震室安全可靠工作的前提下,如何优化选择爆震室壁厚并减小发动机质量是十分重要的问题。

爆震室工作环境恶劣,承受高温、高压、高速的内部高频爆震载荷,导致受力情况十分复杂。国内外在爆震室强度分析方面已经开展了一些研究工作。美国密歇根大学的Tang^[1]提出了移动内压作用下薄壁圆柱管壳的动力响应问题,建立了稳态模型并计算了冲击波内部载荷作用下无限长圆柱管壳的响应,但这个模型与大多数有限长管壳的实际尚有一定差距。美国加州理工学院从理论模型和实验对PDE的结构振动响应方面进行了研究,主要是在内部冲击波和单次爆震波作用下求解爆震室的振动响应,针对有限长圆柱管壳建立了瞬态分析模型。Shepherd与Beltman等人分别使用冲击波载荷和爆震波载荷并引入了动力放大系数研究了不同约束条件下的结构响应,发现瞬态模型的计算结果优于稳态模型,用软件进行数值模拟的方法能够得出接近实际结构响应的结果,但是他们忽略了模型的横向剪力与转动惯量,使得计算结果不够精确^[2-4]。伊朗塔比阿特莫达勒斯大学的Mirzaei等人改进了Shepherd与Beltman的瞬态模型,考虑了横向剪力与转动惯量,用LS-DYNA960软件进行了数值模拟,得出了更接近实际结构响应的计算结果^[5-8]。西北工业大学郑龙席等人前期建立了考虑温度场的爆震室有限元模型,并通过ANSYS软件采用数值模拟获得的多循环爆震波载荷对爆震室进行了瞬态动力学分析^[9-10]。

上述研究工作所采用的均是数值模拟的理论载荷,忽略了很多实际因素,计算结果与实际情况应该存在一定偏差。本文应用通过实验获得的随时间及轴向位置变化的爆震室内部多循环爆震压力及温度真实载荷,采用有限元模型,计算分析了不同因素对爆震室等效应力的影响,并在此基础上对等壁厚爆震室进行了壁厚优化。

1 爆震载荷与有限元模型

1.1 爆震载荷

获取爆震载荷的实验以吸气式脉冲爆震发动

机为基础,沿轴向不同位置设置了9个压力传感器,得到了6个工作频率下各测点的实时压力数据,并根据实验数据利用MATLAB软件的GRIDDATA函数拟合出了爆震室内气体压力随轴向位置及时间变化的曲面,图1为20 Hz和25 Hz某一循环爆震载荷曲面。该载荷能够反映出爆震波在管道内传播的压力、速度及结构等特征。本文将实验爆震载荷加载到有限元模型上,有限元模型与获取该载荷的实验爆震室几何尺寸一致。由于PDE的工作特点,爆震室内部各循环之间的压力随时间及位置的分布变化差异较小,因此对每个工作频率只截取其中某一个完整的循环压力,并分多次加载到有限元模型来进行计算。截取各工作频率的真实爆震载荷压力峰值分布见图2。虽然各爆震载荷的工作频率不同,但其开始形成爆震波的位置均在距离头部约0.65 m的位置,不同频率下爆震波平均速度为1000~1600 m/s。

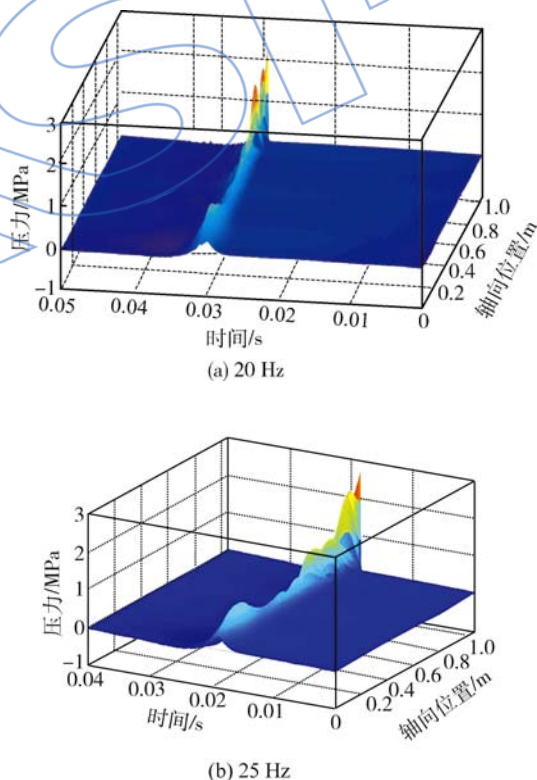


图1 20 Hz和25 Hz时压力随时间、位置的变化

Fig. 1 Pressure of 20 Hz and 25 Hz varying with time and location

1.2 有限元模型

本文借鉴文献[10]建立有限元模型的方法,利用ANSYS软件采用二维轴对称结构单元

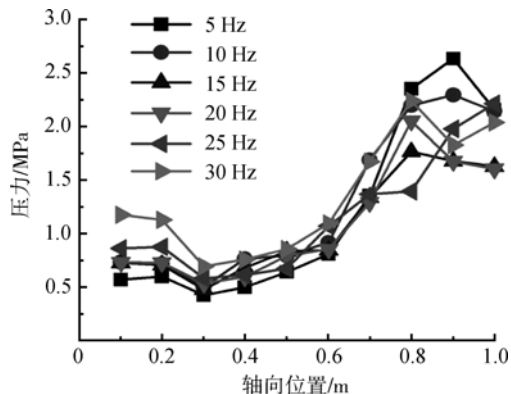


图 2 真实爆震载荷压力峰值分布

Fig. 2 Peak pressure distribution of actual detonation loading

PLANE42, 截取圆柱管壳的一个截面建立有限元模型, 施加真实多循环爆震载荷进行计算. 模型均匀划分了 1500 个单元, 头部一端施加轴对称约束, 下游尾端自由膨胀(图 3). 材料选取爆震发动机实验常用的 1Cr18Ni9Ti, 具体参数见表 1.

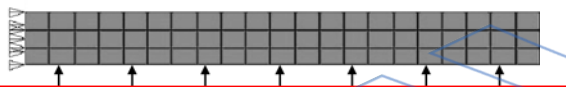


图 3 有限元模型和加载示意图

Fig. 3 Schematic of finite element model and application of load

表 1 有限元模型参数

Table 1 Parameters of finite element model

材料	1Cr18Ni9Ti
密度/(kg/m ³)	7900
弹性模量/GPa	1.84
泊松比	0.3
外径/m	0.034
内径/m	0.03
长度/m	1.05

2 计算结果与讨论

2.1 不考虑其他因素直接加载

首先将各频率的真实载荷直接加载到有限元模型进行计算. 由于 PDE 工作时每个循环爆震室内部气体压力变化规律相同, 本文对每个工作频率只加载了 3 个循环的压力载荷.

$$\begin{aligned}\delta_r &= -\frac{\frac{R^2}{\rho^2} - 1}{\frac{R^2}{r^2} - 1} q_1 - \frac{1 - \frac{r^2}{\rho^2}}{1 - \frac{r^2}{R^2}} q_2 \\ \delta_\varphi &= \frac{\frac{R^2}{\rho^2} + 1}{\frac{R^2}{r^2} - 1} q_1 - \frac{1 + \frac{r^2}{\rho^2}}{1 - \frac{r^2}{R^2}} q_2\end{aligned}\quad (1)$$

式(1)为圆管受均布压力的拉梅解答, R 为外径, r 为内径, q_1 为管内气体压力, q_2 为管外气体压力, δ_r 为径向应力, δ_φ 为周向应力. 根据该式, 容易得出同一剖面处爆震室的内壁等效应力最大的结论. 因此本文给出的等效应力均指该位置处的内壁等效应力.

图 4 为 20 Hz 时爆震室内壁沿轴向不同位置处的等效应力随时间变化的波形(其他频率下的等效应力波形与此类似). 可以看出, 等效应力随时间变化的波形与爆震室内气体压力变化的波形相似, 气体填充阶段各位置的应力都很低; 在爆震波形成后, 等效应力也同样迅速增大, 等效应力峰值之后对应的是爆震室内的排气阶段, 应力呈振荡式地迅速衰减, 同时发现排气阶段管道应力的这种振荡式的衰减会使下一个循环靠近头部的位置填充阶段应力略微增大.

由图 5 可看出, 爆震室从前往后, 不同工作频率下的等效应力有升高趋势. 以等效应力最大的 30 Hz 为例, 爆震室后段的应力最大值为 50 MPa, 明显较前段的等效应力平均值高出 20 MPa. 在到达出口前的位置等效应力有下降趋势, 对比图 2 可知, 这是由于真实载荷在出口位置压力降低所致.

不同频率下等效应力最大值出现的位置不同, 见表 2, 但均集中在距头部 0.67~0.96 m 位置.

对比表 2 中 25 Hz 及 30 Hz 的数据, 发现压力较高的载荷不一定会导致等效应力较高. 30 Hz 应力较高的原因要参照 Tang 的数学模型, 它的管道临界速度表达式为^[1]

$$u_{c0} = \sqrt{\frac{Eh}{\rho R} \left[\frac{1}{3(1-\nu^2)} \right]^{1/4}} \quad (2)$$

对于本文的有限元模型, 临界速度 $u_{c0} = 1371.954$ m/s. 根据文献[3]的描述, 有限元计算模型中达到临界速度附近时的应力放大系数可达 4 左右, 而本文计算结果显示, 真实载荷作用下 30 Hz 时爆震室后段应力放大系数最高可达 3.2. 实验测得的 30 Hz 爆震波在该位置速度约为 1300 m/s, 接近爆震室临界速度, 因此 30 Hz 时该位置等效应力较高.

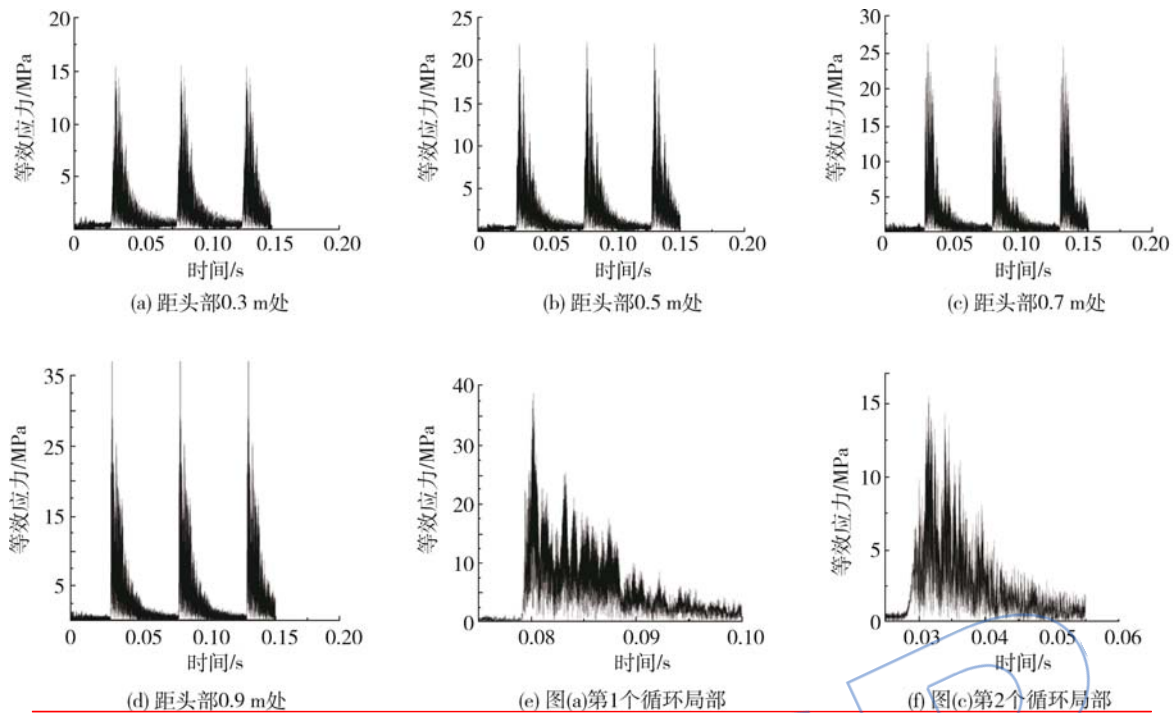


图4 20 Hz时不同位置处的等效应力随时间的变化

Fig. 4 Equivalent stress of different locations varying with time at 20 Hz

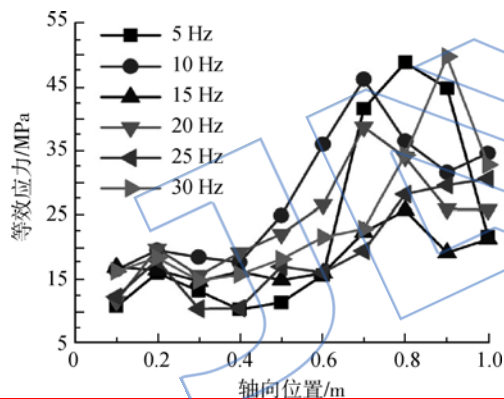


图5 不同频率下应力峰值沿轴向的分布

Fig. 5 Peak stress distribution of different frequencies along axis

表2 不同频率下最大等效应力及该位置载荷主要参数

Table 2 Maximum equivalent stress of different frequencies and main parameters of load in this location

频率/ Hz	等效应力/ MPa	距头部 位置/m	气体压力/ MPa	爆震波速度/ (m/s)
5	51	0.75	22	1458
10	47	0.68	16	1200
15	26	0.78	17	1764
20	41	0.72	15	1500
25	32	0.96	23	1070
30	50	0.89	18	1300

2.2 与理论载荷计算结果对比

本文计算所用的真实载荷不同于文献[10]中的理论载荷,图6为30 Hz时真实爆震载荷与数值模拟的理论载荷波峰传播到0.9 m位置处的气体压力分布情况对比。通过数值模拟的理论压力载荷是从爆震室头部直接起爆,在爆震室内传播速度基本保持在2400 m/s左右,而获取真实载荷的实验是通过爆燃向爆震转换(DDT)方式起爆的,爆震波在0.65 m附近生成,传播速度为1000~1600 m/s,而且理论模拟的载荷压力要高于实验获取的压力。图7为30 Hz时1.0 m位置处两种压力载荷随时间变化波形:数值模拟的理论载荷

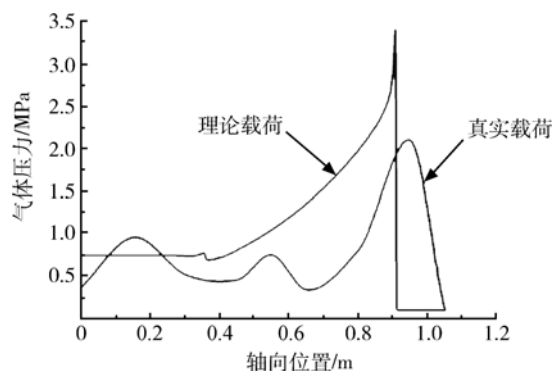


图6 30 Hz时两种压力载荷波峰传播到0.9 m位置处的气体压力分布

Fig. 6 Gas pressure distribution of two kinds of pressure load peak on 0.9 m location at 30 Hz

从填充到起爆再到爆震波传播最后到排气的各个过程的曲线很光滑,真实载荷在爆震波形成之后一直到排气阶段结束之前的压力震荡较大. 真实载荷压力震荡的原因是气体流动速度高,为大尺度的湍流流动引起的.

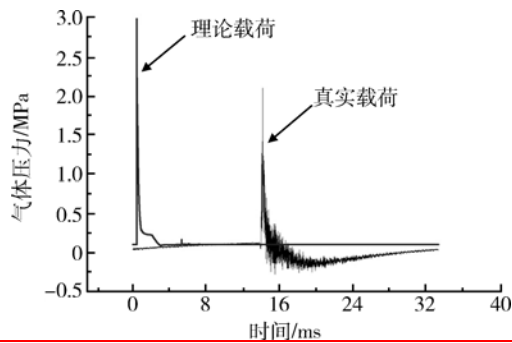


图 7 30 Hz 时 1.0 m 位置处两种压力载荷随时间变化波形

Fig. 7 Waveform of two kinds of pressure load varying with time on 1.0 m location at 30 Hz

选择压力峰值与文献[10]中理论载荷接近的 30 Hz 真实载荷直接加载到有限元模型进行计算并对比分析. 从图 8 中不难发现,在 0.7 m 位置之前两种载荷计算的等效应力相差 12~24 MPa, 0.7 m 位置后这种差异减小到 1~7 MPa. 导致这种现象的原因是理论载荷假定在头部直接起爆,而真实载荷是在经过 DDT 过程后才生成爆震波. 另外,图 7 中理论载荷作用下的爆震室内壁应力在 0.7 m 之后分布趋于平稳,应力放大系数为 1.5 左右,而真实载荷作用下的计算结果则出现了一个应力明显较高的位置,此位置的应力放大系数可达 3.2. 原因在于真实载荷在此位置的速度为 1300 m/s,接近爆震室的临界速度,而理论载荷是通过软件数值模拟计算得出的,它的速度较稳定. 在距头部 0.7 m 之后,两种起爆方式均获得了充分发展的爆震波,图 9 为 30 Hz 时位置 0.95 m 处等效应力随时间的变化,该位置两种载荷计算出的应力峰值相当、波形较为相似,真实载荷排气阶段的气体压力震荡会使爆震室应力峰值之后的衰减时间较理论载荷的计算结果延长.

2.3 温度的影响

脉冲爆震发动机工作时,爆震室受到不断循环的高频高温爆震载荷作用,因此壁温对爆震室动态响应的影响不可忽视. PDE 在多循环的状态下工作一段时间后,爆震室壁面的温度分布将会达到一个热平衡状态. 到达热平衡状态后,由于单

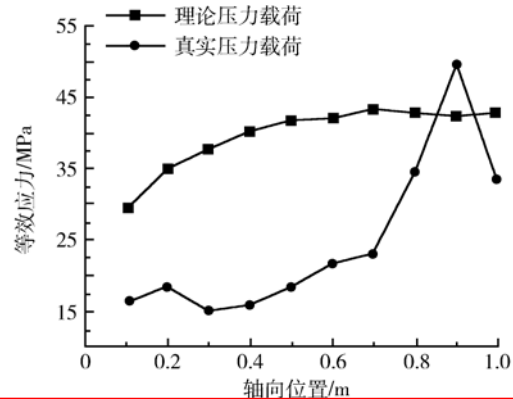


图 8 30 Hz 时两种压力载荷加载计算的等效应力峰值分布

Fig. 8 Peak equivalent stress distribution of two kinds of pressure load at 30 Hz

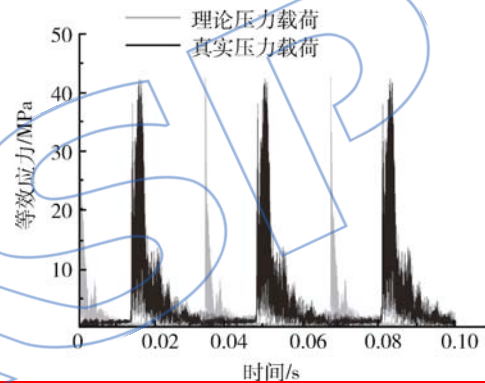


图 9 30 Hz 时位置 0.95 m 处等效应力随时间的变化

Fig. 9 Equivalent stress varying with time on 0.95 m location at 30 Hz

位时间内向爆震室壁面传递的热量等于散失的热量,此时壁面的温度分布不再随时间变化. 但热平衡状态时,壁面温度沿爆震室轴向的分布存在一定的温度梯度. 同时工作频率也会对壁温产生影响,工作频率越高达到热平衡所需时间越短、同一位置处的热平衡温度越高. 文献[11-12]对脉冲爆震发动机的壁温分布曾进行了研究,本文在有限元模型加载的温度场数据参考了他们的研究成果. 图 10 为加载 30 Hz 时达到热平衡时的壁面温度场分布.

由图 11(a)可知,考虑温度场与不考虑温度场的等效应力峰值分布相似,考虑温度场的等效应力均值略高于不考虑温度场的等效应力. 但加载高温温度场势必会对结构响应造成影响,随着温度的升高,材料的弹性模量将降低,产生同等应力时的应变会有所差别. 图 11(b)为爆震室轴向的

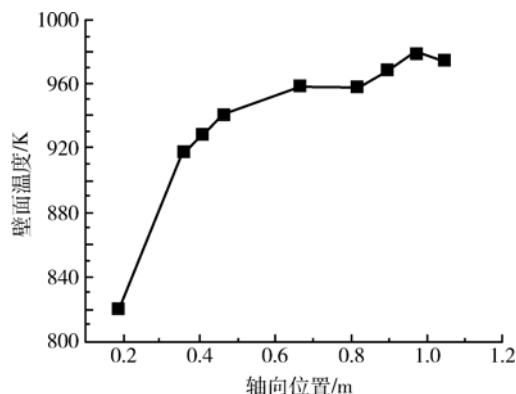


图10 加载30 Hz时温度场分布
Fig. 10 Temperature distribution for loading at 30 Hz

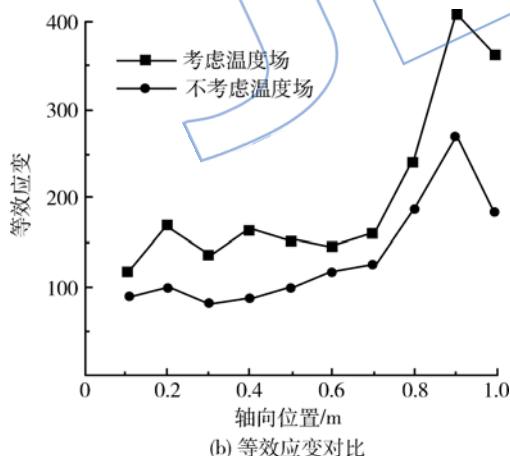
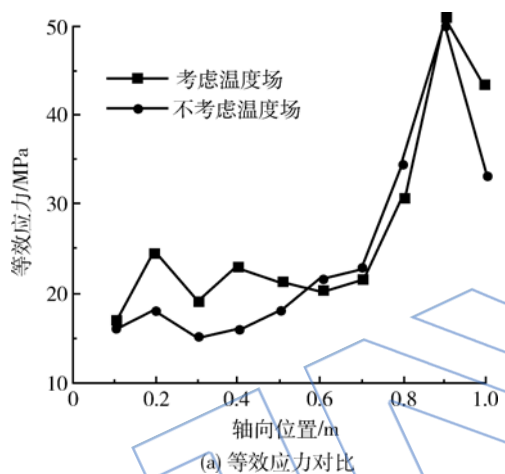


图11 考虑与不考虑温度场时30 Hz等效应力峰值与等效应变峰值对比
Fig. 11 Comparison of peak equivalent stress and peak equivalent strain with and without temperature at 30 Hz

应变峰值分布,可以看出考虑温度场时的应变普遍比无温度场时的应变高,尤其是在温度最高的30 Hz条件下后段更为明显,最大等效应变相差

51.2%.

2.4 壁厚的影响

进行爆震室结构响应研究的最终目的之一是给爆震发动机减轻质量、增加推质比,其中最常用的方法就是在安全允许范围内,减小几何尺寸.本文针对4种不同壁厚的爆震室模型进行了比较.

图12为不同壁厚时的沿管壁轴向的等效应力峰值分布.由式(1)可知随着壁厚的减小,计算得到的等效应力增大.当壁厚为0.95 mm时,最大等效应力达到200 MPa,已经基本达到材料的屈服应力极限205 MPa.考虑到温度对材料机械性能的影响,在高温下材料的性能会有所下降,在30 Hz真实爆震载荷作用下经过1个循环的作用,就可能使爆震室破裂.因此实际壁厚的选择应大于该壁厚.

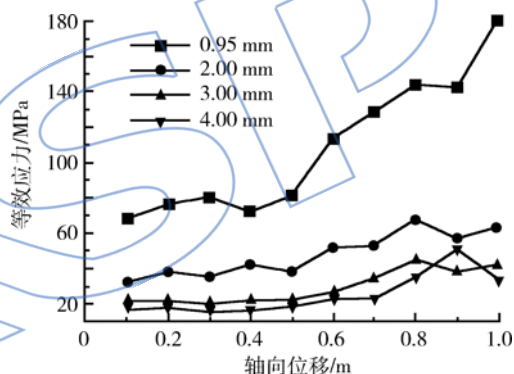


图12 不同壁厚时的等效应力峰值分布
Fig. 12 Distribution of peak equivalent stress of different wall thicknesses

2.5 材料的影响

文献[13]对爆震室的材料强度需求进行了研究,发现随着推力的增大,要求爆震室材料的屈服应力 δ_s 增大,壁厚增加可使对 δ_s 的要求降低,但这种方法应限于壁厚小于6 mm的范围内,而且还带来了增加发动机质量的问题.因此为了提高发动机推质比,应选择 δ_s 较高、 ρ 较小的材料,即随着发动机推质比的增加,材料的 δ_s/ρ 要求也迅速增加.同时根据式(2),材料的弹性模量 E 增大可提高结构本身的临界速度,从而降低爆震室后段的应力放大系数,同时 E 的提高使爆震室本身的刚度提高,缩小了应变范围.因此对爆震室的材料应要求:高强度、低密度、高刚度.为了验证这种要求的合理性,选取了30CrMnSiA材料,加载30 Hz真实载荷进行计算.模型参数见表3.

表 3 更换材料时的有限元模型参数
Table 3 Parameters of finite element model of another material

参数	数值
密度/(kg/m ³)	7750
弹性模量/GPa	2.01
泊松比	0.227
外径/m	0.034
内径/m	0.03
长度/m	1.05

图 13 为 30CrMnSiA 材料模型在 30 Hz 压力载荷作用下计算得出的不同位置处等效应力峰值分布,可以看出 30CrMnSiA 模型计算得出的最大等效应力值和 1Cr18Ni9Ti 的初始模型相比减小了约 34%。

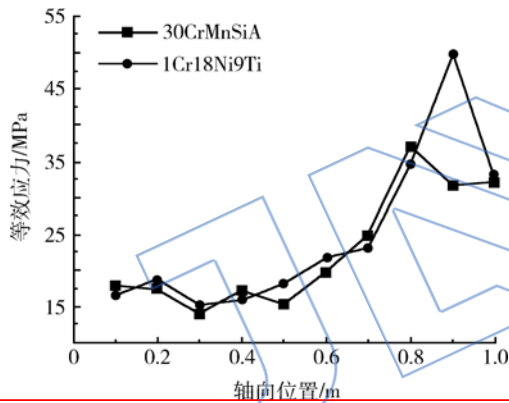


图 13 两种材料的等效应力峰值分布
Fig. 13 Distribution of peak equivalent stress of two kinds of materials

3 等壁厚爆震室壁厚优化设计

现阶段脉冲爆震发动机的实验中没有专门的高效冷却系统,且实验阶段 PDE 一次工作的时间较短,不会达到热平衡状态.因此将发动机工作时的最高温度设定为 873.15 K,假设脉冲爆震发动机以爆震频率为 30 Hz 的状态累计工作 1 h,材料屈服即为失效,按上述约束条件对爆震室壁厚进行优化设计.文献[4-5]研究发现单次冲击载荷或爆震载荷在管道内传播的速度对管壁的应力放大系数有较大影响.本文的爆震波传播速度接近爆震室结构的临界速度,在不考虑温度场的条件时计算 30 Hz 爆震波形成后位置的管道最大应力放大系数为 3.2,考虑到材料生产时的缺陷及加工

时导致的应力集中,在优化计算时将放大系数取为 3.8.

壁厚优化简要流程:①根据寿命及温度约束条件确定应力比为-1 时的疲劳应力极限 δ_{-1} ;②由疲劳应力极限及 Soderberg 直线模型^[14]确定所能承受的最大平均应力 δ_m 及最大等效应力 δ_{max} ;③爆震室在真实载荷作用下的应力比为 0,根据应力放大系数 $\Phi = \delta_{max} / \delta_{static}$ 确定爆震室所能承受的最大静应力 δ_{static} ;④由 ANSYS 软件加载 30 Hz 静载荷进行优化.采用 0 阶方法^[15]进行壁厚优化,共迭代了 7 次得到最优方案.图 14 给出了爆震室壁厚随迭代次数的变化.优化后爆震室的壁厚为 2.03 mm.优化后爆震室的壁厚比设计初始状态下降了 49.25%,质量下降了 50.81%。

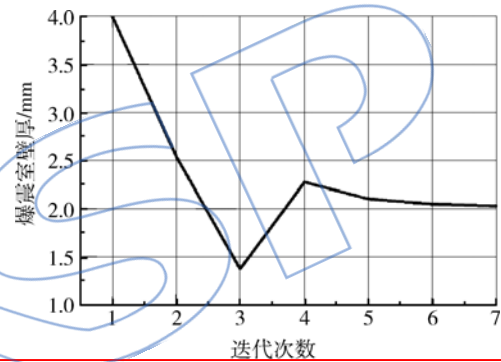


图 14 爆震室壁厚随迭代次数的变化
Fig. 14 Wall thickness of detonation combustor varying with number of iterations

对优化后的壁厚加载 30 Hz 真实载荷进行校核计算,图 15 给出的是壁厚优化后爆震室沿轴向等效应力分布.优化设计后爆震室的最大等效应力为 72 MPa.

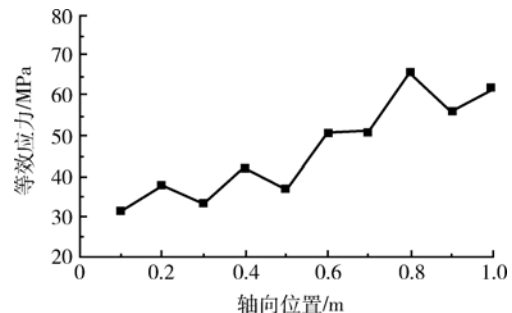


图 15 壁厚优化后爆震室沿轴向等效应力分布
Fig. 15 Distribution of equivalent stress along axis after wall thickness optimization of detonation combustor

4 结 论

1) 脉冲爆震发动机爆震燃烧室在实验获取的多循环真实爆震载荷作用下,壁面等效应力沿爆震波传播的方向升高,后段的等效应力峰值明显高于前段。

2) 温度因素对爆震室等效应力几乎无影响,但随着温度升高材料弹性模量降低,爆震室后段等效应变较不考虑温度场时明显增大,在温度最高的 30 Hz 条件工作时,最大等效应变增加约 51.2%。

3) 与材料、温度因素相比,爆震室的壁厚对壁面应力影响较大。随着爆震室壁厚的减小,内壁的等效应力明显增大。当爆震室壁厚为 0.95 mm 时,加载 30 Hz 真实载荷计算得到的最大等效应力为 200 MPa,已经基本达到材料的屈服应力极限(205 MPa),考虑到温度对材料机械性能的影响,PDE 实际工作过程中的高温爆震载荷经过 1 个循环就可使爆震室失效,实际壁厚的选择应大于该壁厚。

4) 通过更换模型材料进行计算对比发现,提高材料的屈服应力极限、弹性模量,降低密度会对降低爆震室应力产生比较明显的效果,设计爆震室时应选取高强度、高刚度、低密度的材料。

5) 以材料为 1Cr18Ni9Ti 的模型为基础进行优化设计,在 873.15 K 下累计工作 1 h 的约束条件下,选取应力放大系数为 3.8 进行优化设计,共迭代 7 次得到最优方案。优化后爆震室的壁厚为 2.03 mm。优化后爆震室的壁厚比设计初始状态下降了 49.25%,质量下降了 50.81%。

参考文献:

- [1] Tang S. Dynamic response of a thin-walled cylindrical tube international moving pressure[D]. Michigan: University of Michigan, 1963.
- [2] Shepherd J E. Pressure load and structural response of the BNL high-temperature detonation tube[R]. U. S. Nuclear Regulatory Commission, DE-ac02-76ch00016, 1992.
- [3] Beltman W M, Burcsu E N, Shepherd J E, et al. The structural response of cylindrical shells to internal shock loading[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1999, 121(3): 315-322.
- [4] Beltman W M, Shepherd J E. Linear elastic response of tubes to internal detonation loading[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 252(4): 617-655.
- [5] Mirzaei M, Mazaheri K, Biglari H. Analytical modeling of the elastic structural response of tube to internal detonation loading[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2005, 82(12): 883-895.
- [6] Mirzaei M, Biglari H, Slavatian M. Analytical and numerical modeling of the transient elasto-dynamic response of a cylindrical tube to internal gaseous detonation[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2006, 83(7): 531-539.
- [7] Mazaheri K, Mirzaei M, Biglari H. Transient dynamic response of tubes to internal detonation loading[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 297(1/2): 106-122.
- [8] Mirzaei M. On amplification of stress waves in cylindrical tubes under internal dynamic pressures[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2008, 50(8): 1292-1303.
- [9] 姜宏伟, 郑龙席. 单次爆震载荷作用下爆震室结构响应的数值研究[J]. 机械科学与技术, 2011, 30(10): 1635-1640. JIANG Hongwei, ZHENG Longxi. Numerical analysis on the structural response of the detonation combustor to single detonation loading[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2011, 30(10): 1635-1640. (in Chinese)
- [10] 郑龙席, 姜宏伟, 严传俊, 等. 多循环脉冲爆震载荷作用下爆震室强度分析与结构优化[J]. 航空动力学报, 2011, 26(12): 2777-2782. ZHENG Longxi, JIANG Hongwei, YAN Chuanjun, et al. Strength analysis and structural optimization of detonation combustor to multi-cycle pulse detonation loading [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(12): 2777-2782. (in Chinese)
- [11] 郑龙席, 严传俊, 李牧. 多循环 PDE 模型机爆震室壁温分布数值模拟[J]. 燃烧科学与技术, 2007, 13(5): 414-420. ZHENG Longxi, YAN Chuanjun, LI Mu. Numerical simulation on detonation chamber wall temperature distribution of a multi-pulse detonation engine model[J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2007, 13(5): 414-420. (in Chinese)
- [12] 郑龙席, 严传俊, 范玮, 等. 脉冲爆震发动机模型机爆震室壁温分布试验研究[J]. 燃烧科学与技术, 2003, 9(4): 344-347. ZHENG Longxi, YAN Chuanjun, FAN Wei, et al. Experimental investigation on outer wall temperature distribution of a pulse detonation engine model[J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2003, 9(4): 344-347. (in Chinese)
- [13] 李海鹏, 何立明, 周鑫. 脉冲爆震发动机性能对爆震室材料强度的需求[J]. 机械科学与技术, 2007, 26(5): 623-625. LI Haipeng, HE Liming, ZHOU Xin. Pulse detonation engine's requirements for material strength of its detonation chamber[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2007, 26(5): 623-625. (in Chinese)
- [14] 赵少汴. 抗疲劳设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994.
- [15] 刘涛, 杨凤鹏. 精通 ANSYS[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002.