北 京 航 空 航 天 大 学 学 报
Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics

http://bhxb.buaa.edu.cn jbuaa@buaa.edu.cn

DOI：10.13700/j.bh.1001-5965.2015-0256

空气系统双腔模型的压力动态特性分析

丁水汀[1]，车巍巍[2]，刘传凯[3]

（1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力国家级重点实验室，
北京市航空器/发动机复杂系统安全性重点实验室,北京 100191；
2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院，北京 100191；
3. 北京航空航天大学 交通科学与工程学院，北京 100191)

摘　　要：当发动机突然加速或发生突发失效时，空气系统在短时间内由容腔效应和管道流体惯性所形成的压力波动将对某些空气系统零部件产生负面影响。在经过验证的模块化瞬态空气系统仿真程序的基础上，分析了双腔模型的管道不同部位和容腔的压力变化。重点考虑了关键元件的尺寸对压力变化的影响规律。结果表明，此瞬变过程中出现的压力波动与空气系统的几何结构尺寸密切相关。此模型分析方法可以作为研究整机空气系统瞬变过程的基础。

关　键　词：空气系统，双腔模型；压力波动；影响规律；发动机

中图分类号：V228.3

文献标志码：A　　**文章编号**：1001-5965（XXXX）XX- XXXX-XX

空气系统贯穿于整个航空发动机，承担着热端部件的冷却、密封、平衡轴向力、间隙主动控制、除冰等作用，直接关系到发动机能否安全、可靠地运行。尤其是当发动机发生突发失效等突发情况，空气系统腔室的容积效应和管道可压缩流体的惯性力诱发的耦合震荡在短时间内可能导致某些复杂的继发性的危险瞬态载荷。另外，空气系统短时间内的瞬变特性与内部元件的几何偏差密切相关。此部件尺寸的差别对瞬变压力波动的影响也是我们需要关注的内容。所以，对于空气系统强瞬变过程的模拟及对一些元件尺寸影响的分析，对避免航空发动机局部突发失效等引起整机的安全性问题，实现被动安全设计有一定的指导意义。

系统内的非定常流动，在瞬变条件发生的刚开始会出现极短时间的大幅高频振荡特性，称之为瞬变流，视其幅值大小、频率高低、时间长短，分为强瞬变和弱瞬变两类[1-2]。对于发动机来说，弱瞬变一般指发动机的常规加减速过程，气路参数的瞬变周期持续数秒以上，远大于气流扰动在空气系统网络中的传播时间。而对于强瞬变过程，如发动机的突发失效，气路参数往往发生剧烈震荡，瞬变周期只有数毫秒到几百毫秒，与气流扰动在空气系统网络的传播时间同等量级。此时，强瞬变容易发生，在此瞬变过程中，空气系统高压力梯度的气流扰动将在空气系统管路系统中传播和反射。空气系统强瞬变特性主要受容腔和管路的耦合震荡所主导，并且与容腔和管路几何参数密切相关，所以通过合适的几何参数的选择可以避免或削弱此强瞬变过程。而容腔和管道基本模型的准确建立是此强瞬变研究的基础。Dutton J C[3]针对非定常、可压缩气体的单腔充放气进行了实验。在阻塞和未阻塞的工作条件下对比了绝热模型和等熵模型的区别。2007 年 Thorncroft G P[4] 等建立了一个可以预测在充放气过程中箱内压力和温度变化的模型。模拟空气是个多变过程。通过模型和实验过程相比较经验确定多变指数 n 约等于 1.17。直到 2009 年，

收稿日期：2015-04-24；　**录用日期**：2015-00-00 ；**网络出版时间**:
网络出版地址:
基金项目：教育部长江学者创新团队“航空发动机复杂系统安全性”（IRT0905）
作者简介：车巍巍（1986-），男，山东平度人，博士生，cww861028925@163.com
***通讯作者**:丁水汀（1967—），男，辽宁铁岭人，教授，dst@buaa.edu.cn，主要从事燃气轮机热端旋转部件流动与换热机理研究，航空发动机适航性设计与验证技术研究。

Calcagni C 等[5-7]建立了瞬态空气系统模型。将系统看成是一系列腔和管道组成的。分别对于管道，单腔，双腔和 De Halle 模型用网络法建立了模型并进行了瞬态下压力变化的计算，结果与实验数据吻合的很好。并分析了轴失效条件下的轴向力变化。但是，并没有考虑容腔管道耦合下的管道压力波动。

国内吕亚国等人发展了一种全新的航空发动机空气系统通用分析软件，网络具有自动识别技术，并考虑了网络的换热情况[8]。然而关于空气系统的瞬态研究比较少，侯升平做了关于压力修正方法和积分方法的非稳态空气系统求解[9-11]，但是关于瞬态容腔和管道内压力波动的分析很少。刘传凯、车巍巍等人针对强瞬变空气系统，提出了一种模块化的建模方法，并且通过双腔和 De Halle 模型验证了算法的准确性[12]。另外压力瞬变的强度与时间和元件的几何尺寸有很大的影响。基于这方面的考虑，为了分析发动机容腔和管道内的压力变化强度和时间，就需要对瞬变过程下的压力变化规律有很好的预测。所以，本文将建立由容腔、管道组成的空气系统基本瞬变单元，针对突发失效下的强瞬变过程进行研究，在模型校验的基础上，给出管道不同位置的压力变化。然后，分析几何偏差对空气系统强瞬变特性的影响规律。为发动机在突发情况下的瞬变强度提供参考。

1 建模方法

这里本文在之前国内传统的稳态流体网络法[13-14]基础上增加了描述容积效应和流体惯性力的控制方程，同时，基于模块化的建模思想将节点元件分为节点元件和容腔元件，将阻力元件分为管道元件和节流元件。各元件的控制方程如下：

管道元件：管道元件具有一定的体积，所以在瞬变过程时，管道内气体的惯性和压缩性可能导致沿程气体参数出现剧烈突变。假设管道各截面处的面积相等。则质量方程如下所示：

$$w_i - w_o = \frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} \tag{1}$$

其中，w_i 为进口质量流量，w_o 为出口质量流量，m 为管道内气体质量，t 为时间。

对于能量方程，一般为：

$$Q - W_S - W_p + w_i h_i - w_o h_o = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(um + \frac{1}{2}mv^2 + mgZ\right) \tag{2}$$

其中，Q 表示与外界的能量交换；W_S 表示剪切功；W_p 表示管道体积变化下压力所做的功；um 表示内能；$\frac{1}{2}mv^2$ 表示系统的动能；mgZ 表示系统的势能。h_i 和 h_o 分别为元件进、出口单位气体总焓，v 表示管道内气体平均速度。在此管道开口系统中，不考虑与外界的热量交换和功交换。并且在计算时不考虑系统中的势能和体积的变化。所以能量方程简化为：

$$w_i h_i - w_o h_o = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(um + \frac{1}{2}mv^2\right) \tag{3}$$

动量方程如下所示：

$$(p_i - p_o)A \pm \frac{1}{2} f \rho v^2 A + w_i v_i - w_o v_o = \frac{\mathrm{d}(mv)}{\mathrm{d}t} \tag{4}$$

其中，公式左端第一项是压力项，p_o 是出口静压力，p_i 是进口静压力；第二项是阻力项，阻力系数 $f = f_1 \frac{L}{D_e} + f_2$，$f_1$ 是摩擦阻力系数，D_e 是管道的当量直径，f_2 是局部阻力系数[15-16]，主要考虑管道进出口截面突然扩张或收敛造成的总压损失。另外，“+”表示逆流，即与预定的方向相反，“-”表示顺流，即与预定的方向相同；第三项是进出口的单位时间动量之差。公式右端表示管道内气体动量的变化率。

节流元件：空气系统中的蓖齿封严、小孔、缝，轴向间隙等阻力单元的内部空间微小，容积和气体惯性均可以忽略。节流元件在顺流和逆流状态下的进、出口质量流量与气体参数的定性关系可分别表示为式（5）的通用形式：

$$\begin{cases} w_i = w_o = f(\ {}^{*}p_i,\ {}^{*}p_o,\ ) \\ w_i = w_o = f(\ {}^{*}p_i,\ {}^{*}p_o,\ ) \end{cases} \tag{5}$$

式中，p_i^* 和 p_o^* 分别为节流元件上游和下游节点总压，分别取值相邻容腔元件或节点元件的试给总压；T_i^*, T_o^* 为节流元件上游、下游的来流总温。

节点元件：一般为虚拟连接点，包括内部节点和边界节点。内部节点一般不考虑体积，因此方程是不带时间项的质量和能量平衡方程。假设

节点元件与 M 个支路连接，方程如下：

$$\sum_{j=1}^{M} w_j = 0 \tag{6}$$

$$\sum_{j=1}^{M} w_j h_j = 0 \tag{7}$$

w_j 和 h_j 分别表示节点元件第 j 个支路的质量流量和单位气体总焓。而边界节点则需考虑边界流量和能量，只需在上述方程中添加一项即可。

$$\sum_{j=1}^{M} w_j + w_b = 0 \tag{8}$$

$$\sum_{j=1}^{M} w_j h_j + w_b h_b = 0 \tag{9}$$

式中，w_b 为边界质量流量，h_b 为边界单位气体总焓。

容腔元件：一般为空气系统内体积较大的容腔。容腔内部气体参数只与时间有关，与空间无关。由于有容腔效应的影响，会造成容腔的质量和能量的存储，所以连续方程与能量方程与节点元件的不同，假设节点元件与 M 个支路连接，方程如下：

$$\sum_{j=1}^{M} w_j + w_b = \frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} \tag{10}$$

$$\sum_{j=1}^{M} w_j h_j + w_b h_b = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(um) \tag{11}$$

此节简要说明了各个元件的建模思路及控制方程。详细的建模思路请参考文献[12].

2 双腔模型研究

流体网路法是计算发动机空气系统的基本方法，本文在传统网络法的基础上增加容腔与管道元件，在 visual studio 2010 上编写的面向对象的空气系统可压缩流的网络法程序。鉴于容腔元件的容腔效应和管道元件内可压缩流体的惯性是压力波动的主要原因，所以这里简单的将压气机盘腔和涡轮盘腔通过管道连接组成双腔耦合模型进行研究。采用文献[6]中的双腔模型进行建模，并通过瞬变过程的对比来验证算法的准确性。管道动力系统中非定常流动工况是不可避免的，并且在一定条件下，具有压力波动的特性。所以，本文在此基础上考虑了管道不同位置的压力变化，并且对影响此压力波动的关键几何参数进行了分析。为了方便建模，模型基于绝热条件建立，并且没有考虑内部换热影响。主要原因是因为换热所需时间较长，而压力波动的动态变化过程也就在几毫秒到几百毫秒之间，鉴于换热在这段时间内的效果不明显，所以在分析时不考虑换热影响。

2.1 双腔模型验证及分析

空气系统是由很多容腔和其他元件组成的。盘腔、卸荷腔等都可以用容腔元件模拟；空气系统中的管道、长轴间隙等都可以用管道元件来模拟。当发动机快速加速或发生突发失效时，由于容腔元件的容腔效应与管道元件中可压缩流体的惯性在一定条件下会产生压力波动。此压力波动可能影响某些部件的强度或使轴向力突然逆向、产生波动，可能会造成某些部件的损坏。因此，这里针对容腔和管道组成的双腔模型进行研究，了解其压力波动变化的规律。模型如图 1 所示。

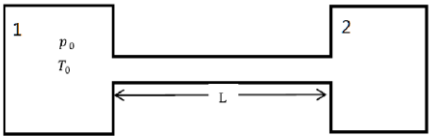

图 1 双腔模型

Fig.1 Double cavity model

在文献[12]中，已经对此双腔模型进行了验证，对比结果见图 2。其中关键的几何参数如下：容腔 1 的初始压力为 600kpa，容腔 2 的初始压力为 520kpa，温度为 600K，容腔的体积为 0.1m³，管道流通面积 0.005m²，长度为 0.6m，模型为绝热模型。此结果基本吻合，并且将作为之后几何参数影响对比的基本结果。另外，容腔的压力发生波动，且需要经过一段时间的震荡才会慢慢稳定下来，最终达到初始压力的中间值。此压力的波动可能造成某些继发性安全问题，而压力波的最大幅值将是我们关注的一个重要参数。基于此考虑，这里定义压力波动幅值的无量纲量来表征压力波动的强弱。如下所示：

$$a = \frac{|p_{wm} - p|_s}{p_s} \tag{12}$$

其中，p_{wm} 是压力波的最大幅值，p_s 是压力最终稳定的值。a 越大表示压力波峰值越大，越容易发生不安全问题。由图 2 中的压力变化结果求的 a=0.028。

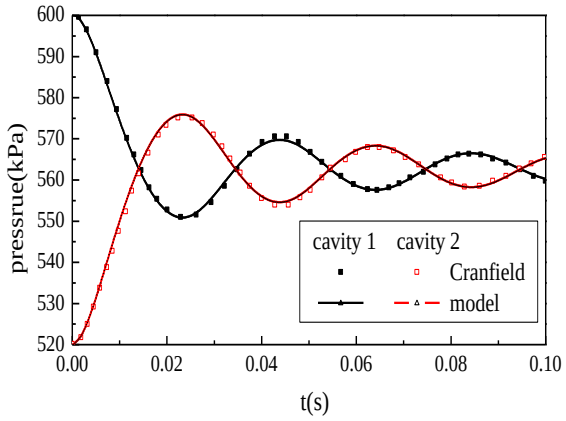

图 2 容腔的压力变化对比

Fig.2 Comparison of the cavity pressure changes

另外对于瞬态模型的计算，时间步长的选取很重要。步长太长，不易描述其完整的动态响应过程，步长太短又影响计算效率，所以合理的时间步长的选取很重要。文献[5]中，在管道模型的计算时，给出了管道的时间步长选取范围，如下所示：

$$\Delta t \le CFL \cdot \frac{\Delta x}{|v_0| + a} = t_p \tag{13}$$

其中，a 是声速，$0.5 \le CFL < 1$。对于容腔来说，由状态方程 $pV = mRT$，对时间微分后，可得：

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{V}\left(mR\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}t} + RT\frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t}\right) = \frac{p}{T}\cdot\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}t} + \frac{RT}{V}\cdot w \tag{14}$$

对于绝热过程，温度和压力的关系，如下：

$$T \cdot p^{\frac{1-k}{k}} = const \tag{15}$$

将上式微分后，代入式，则：

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}t} = k \cdot \frac{RTw}{V} \tag{16}$$

其中，质量流量 $w = \rho A v$，可得

$$\frac{\mathrm{d}p}{p} = \frac{kAv}{V} \cdot \mathrm{d}t \tag{17}$$

$$p = C \cdot e^{\frac{kAv}{V}t} \tag{18}$$

可见特征时间常数 $t_c = \dfrac{V}{kA|v_0 + d|}$。因此，对于此双腔模型的时间步长为：

$$\Delta t \le \min\{t_p, t_c\} \tag{19}$$

管道动力系统中非定常流动工况是不可避免的，并且在一定条件下，具有压力波动的特性。管道内可压缩流体的惯性力在某条件下将导致压力产生脉动，形成压力波。压力波动的形状与可压缩流体的惯性力有关。惯性力直接取决于质量的大小，质量越大，惯性越大，反之，越小。在某些工程问题中，管道中压力的变化也是很重要的观察对象。但是，文献中并没有管道中压力的变化规律。本文采用将管道元件离散化的方法，分成 20 段管道元件，管道元件之间用节点元件连接。这样就可以观察管道不同位置的压力变化。模型如图 3 所示：

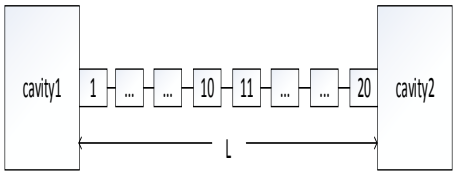

图 3 管道离散化双腔模型

Fig.3 Double cavity model with the pipe discretization

假设规定流体的运动方向为从左向右。设 x 为沿流动方向的位移。则管道内初始压力如下所示：

$$\begin{cases} p(x) = 600kPa, 0 \le x < \dfrac{L}{2} \\ p(x) = 560kPa, x = \dfrac{L}{2} \\ p(x) = 520kPa, \dfrac{L}{2} < x \le L \end{cases} \tag{20}$$

在 t=0 时刻打开阀门， 观察管道内 pipe1、pipe10、pipe11 和 pipe20 四个不同位置的静压变化，结果如图 4。

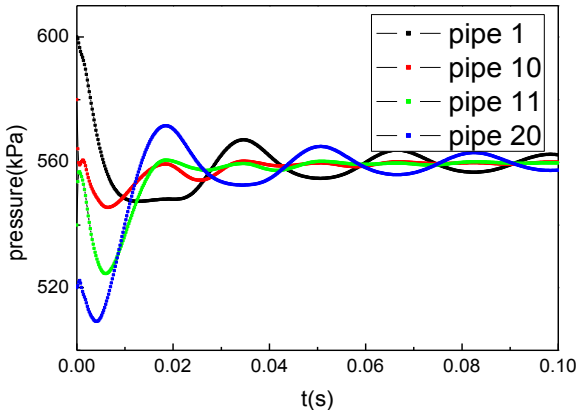

图 4 管道不同位置的静压变化

Fig.4 Static pressure changes in different positions of pipe

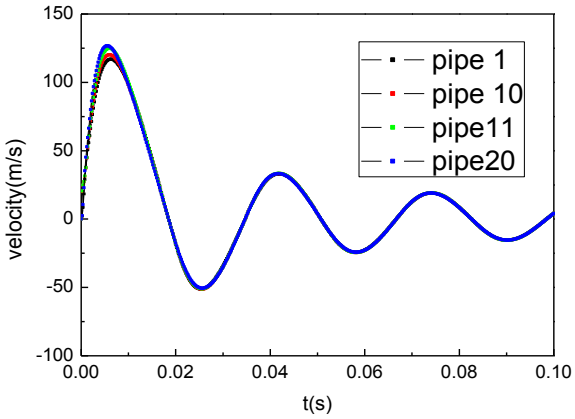

图 5 管道不同位置的平均速度变化

Fig.5 Mean velocity changes in different positions of pipe

从图 4 结果，可以看出，此系统在短时间内，管道静压力同样发生了波动，且不同位置的波动幅度不同，两端的波动幅度明显比中间位置的大，此时，a=0.021。中间位置的压力经过很短的时间就会稳定。另外刚开始管道中压力的下降主要是由于管道平均速度的快速增加造成的（见图 5）。刚开始，速度很快到最大值，导致 pipe 11 和 pipe20 的总压的增加比速度增加的慢，所以其静压力一开始是下降的。pipe1 与 pipe10 的总压一开始就是下降的，速度的快速增加，导致其压力下降更快。

2.2 影响因素分析

上述分析的压力波动主要与容腔元件的容积效应和管道元件内的流体惯性有关。容积效应主要与容腔的体积有关。流体惯性主要与管道内气体的质量有关，即与管道的几何流通面积和几何长度有关。因此，这里重点分析此三个几何参数对压力变化的影响。

2.2.1 管道长度影响分析

将每段管长减小为原来的十分之一，总管长为 0.06m，其他参数不变。按同样的方法计算，观察管道长度对容腔压力和管道静压的变化，结果如图 6、图 7 所示。

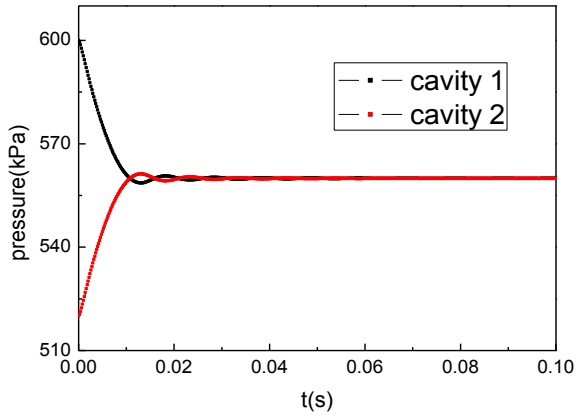

图 6 容腔压力的变化

Fig.6 Pressure changes of the cavities

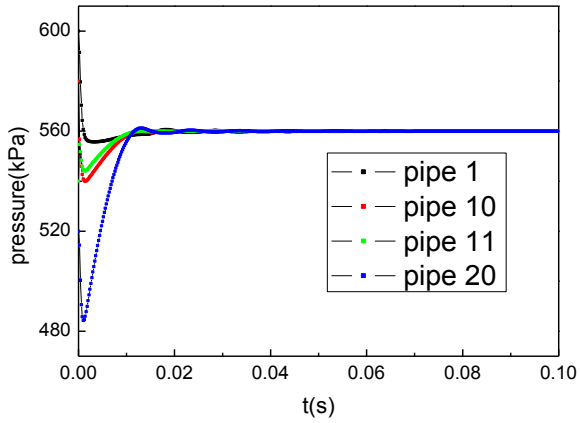

图 7 管道不同位置的静压变化

Fig.7 Static pressure changes in different positions of pipe

图 6 中 a=0.0025、图 7 中 a=0.0021，相比于图 2 和图 4 中的 a 值小了一个数量级。可见，管道长度减小时，管道内的流体惯性大幅减小，所以容腔和管道的压力波动幅度很小，并且很快达到平衡。如果长度继续减小，则压力波就不会产生了。管道内的静压只是在刚开始时有很大的不同，此主要受管道平均速度的影响。所以，管道长度的减小会减小压力波动的幅度，波动时间也大幅减小，进而可以削弱此强瞬变。

2.2.2 管道流通面积影响分析

将每段管道元件的流通面积减为 $5*10^{-4}m^2$，其他参数全都不变，按同样的方法计算，观察其流通面积对容腔及管道压力的变化。结果如图 8、图 9 所示。

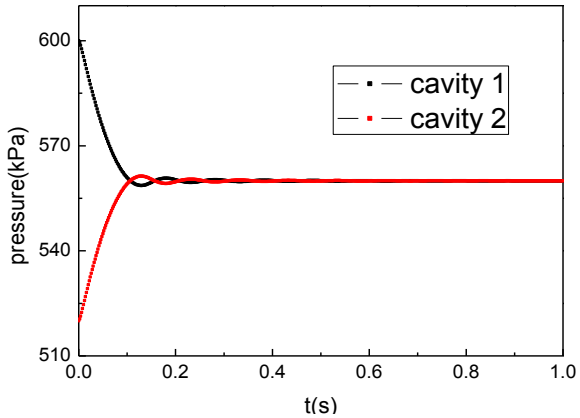

图 8 容腔压力的变化

Fig.8 Pressure changes of the cavities

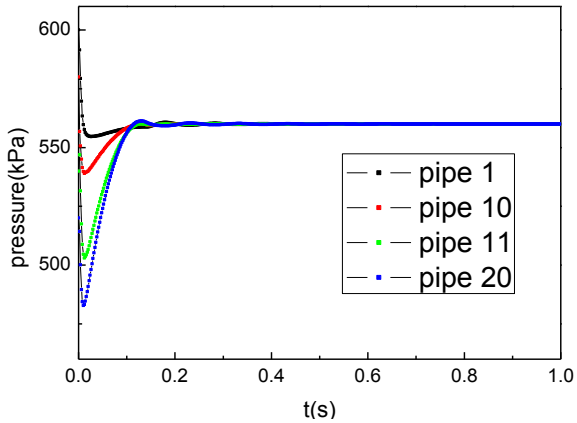

图 9 管道不同位置的静压变化

Fig.9 Static pressure changes in different positions of pipe

图 8 中的 a=0.0024，，图 9 的 a=0.0022，相比于图 2 和图 4 中的 a 值减小。仿真结果反映出面积的缩小，可以减小振荡幅度，但是会增加达到平衡的时间。这主要是由于面积缩小时，管道中流体的质量减小，惯性较小，所以压力振荡幅度减小。同样如果面积减小到一定程度，则压力波不在产生。此外，管道面积的减小影响到管道的进口速度变小，从而需要较长的时间达到稳定。所以，管道面积越小，惯性越小，压力波震荡幅度越小，达到稳定的时间越长。

2.2.3 容腔体积影响分析

将容腔元件的体积都减小为 0.001m^3，其他参数不变，按同样的方法计算，观察其流通面积对容腔压力及管道静压的变化。结果如图 10、图 11 所示。

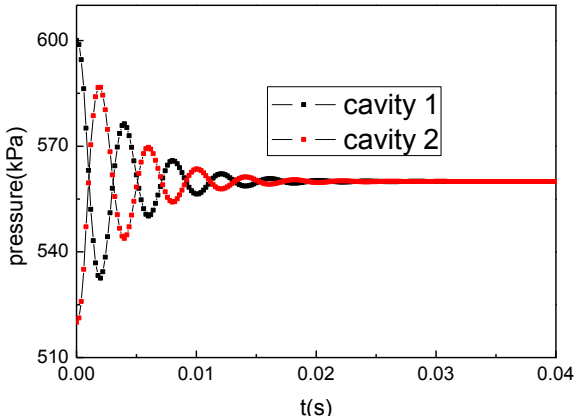

图 10 容腔压力的变化

Fig.10 Pressure changes of the cavities

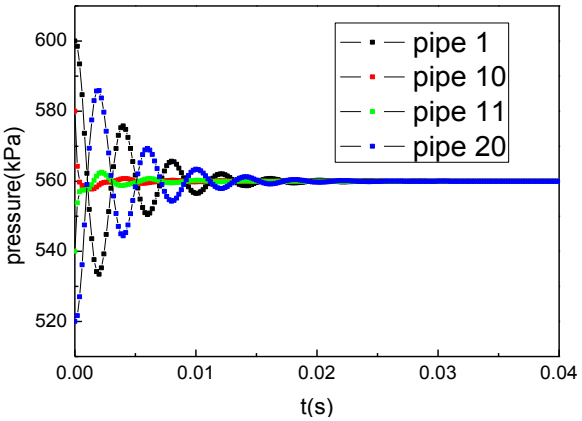

图 11 管道不同位置的静压变化

Fig.11 Static pressure changes in different positions of pipe

图 10 中 a=0.049，图 11 中 a=0.047，相比于图 2 和图 4 中的 a 值，明显增大。所以容腔体积的减小增加了容腔和管道压力的波动幅度，并且从图中可以看出压力的波动频率明显增加，达到稳定的时间明显缩短。另外，图 11 的管道的 pipe11 和 pipe20 初始段压力已经不再下降，反而增加。主要是速度的增加已经落后于总压的增加速率。

空气系统中的容腔肯定不尽相同，只将容腔元件 2 的体积减小为 0.001m^3，其他参数不变。如图 12 所示：

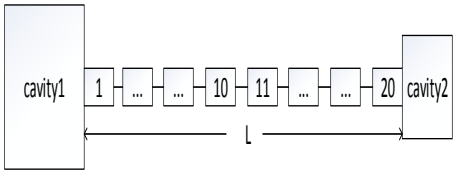

图 12 容腔体积不相等的双腔模型

Fig.12 Double cavity model with the different cavity volume

按同样的方法计算，观察其流通面积对容腔压力及管道静压的变化。结果如图 13、图 14 所示。

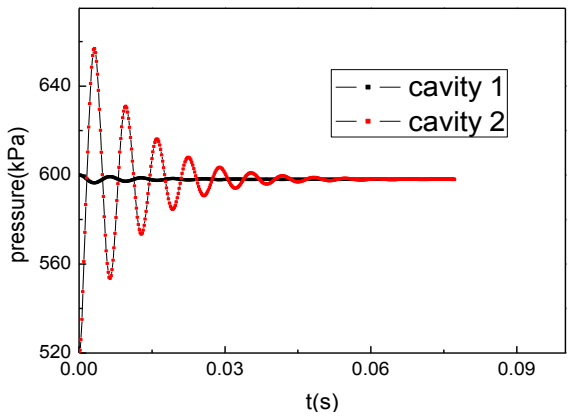

图 13 容腔压力的变化

Fig.13 Pressure changes of the cavities

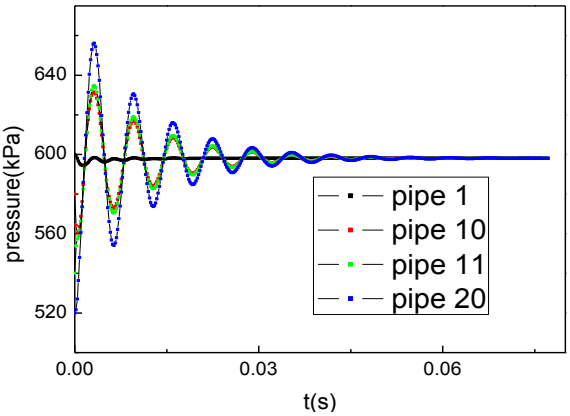

图 14 管道不同位置的静压变化

Fig.14 Static pressure changes in different positions of pipe

图 13 中的 a=0.173，图 14 中的 a=0.171，相比与图 2 和图 4 的 a 值，明显增大。可见容腔 2 体积的减小，使系统波动幅度增大。两容腔的体积不再相等，导致两容腔的压力波动有很大的不同，容腔 1 的波动幅度变的很小，很快达到稳定，容腔 2 的波动幅度反而变的很大。管道不同位置的波动幅度不一样，pipe1 靠近容腔 1，其波动与容腔 1 类似，沿着流动正方向，其波动幅度越来越大。说明容腔体积的减小，对容腔和管道的压力波动有很大的影响。体积小的一端，压力波动大，越靠近此容腔的管道压力波动幅度大。反之，体积大的一端，波动幅度小。另外，振荡频率有所不同，达到稳定的时间略有减小。

以上模型的计算可以看出所建立的流体网络法可以模拟空气系统瞬变的特性，为以后整机空气系统瞬变特性的研究奠定了基础。另外，为避免发动机失效时空气系统内压力波动的产生，或者是减小压力波动的振荡幅度，空气系统在设计时应注意这三个参数。合理的设计可以避免压力的波动，从而可以提高空气系统的可靠性和安全性。

3 结论

本文建立的针对瞬变空气系统的基本元件方程和模型假设。在 visual studio 平台上发展了具有面向对象的瞬变空气系统网络法程序，对管道元件与容腔元件组成的双腔模型进行了强瞬变过程分析，在与文献中数据基本吻合的情况下，将管道离散化处理，分析了管道不同位置的压力变化，并分析了关键元件的几何偏差对压力变化的影响。所建立的模型可以很好的模拟基本空气系统的瞬态压力变化规律。为以后整机空气系统的建模以及准确预测各截面的参数提供了很好的方法。

本文从双腔基本模型入手，分析了压力的变化规律。管道中可压缩流体的流动惯性和容腔效应是瞬变压力波动的主要原因，管道长度越小，流通面积越小，惯性越小，振荡幅度越小，可见波动强度越弱。另外，若两容腔体积相等，则体积越小，则管道和容腔的压力波动震荡幅度越大，频率越快，达到稳定的时间越短。若两容腔体积不相等，则体积小的一端压力波动频率快，幅度大；体积大的一端，压力变化幅度小，频率小；管道中越靠近体积小的一端，压力波动振幅越大。文中用 a 的大小表示波动的强弱。因此，通过模型分析的结论，采取合理的尺寸设计控制 a 的大小，为空气系统的安全防护提供一种新方法。

本文研究了空气系统典型组合单元的瞬变特性，对于整机空气系统的耦合响应问题，将在后续研究中深入剖析。

4 参考文献

[1] 徐晓菊.动力系统中瞬变流动的特性研究[J].机械管理开发, 2010, 25(5): 50-52.
XU Xiaoju. On characteristic research of transient flow in dynamic system[J].Mechanical Management and Development, 2010, 25(5): 50-52.(in Chinese)

[2] 郭建明.管道动力系统中非定常流动特性[J].科技情报开发与经济, 2006, 16(9): 179-181.
GU Jianming. The characters of the unsteady flow in the dynamical system of the pipeline[J]. SCI-TECH Information Development & Economy, 2006, 16(9): 179-181.(in Chinese)

[3] Dutton J C, Coverdill R E. Experiments to study the gaseous

discharge and filling of vessels[J]. International Journal of Engineering Education, 1997, 13(2): 123-134.

[4] Thorncroft G P, Gordon J S. R. Modeling compressible air flow in a charging or discharging vessel and assessment of polytropic exponent[C]. American Society for Engineering Education, 2007

[5] Calcagni C, Gallar L. Development of a one dimensional dynamic gas turbine secondary air system model-part I: tool components development and validation[C]. Proceeding of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land Sea and Air, USA, 2009.

[6] Calcagni C, Gallar L. Development of a one dimensional dynamic gas turbine secondary air system model -part II: assembly and validation of a complete network [C]. Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air, USA, 2009.

[7] Gallar L, Calcagni C. Time accurate modelling of the secondary air system response to rapid transients[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2011,225(8)：946-958.

[8] 吕亚国,刘振侠, 黄生勤. 航空发动机内流空气系统通用分析软件开发[C]. 全国博士生学术论坛, 2008, 北京.
LV Yaguo, LIU Zhenxia, HUANG Shengqin. General analysis software design of aero-engine internal air system[C]. National doctoral Academic Forum, 2008, Beijing.

[9] 候升平, 陶智. 非稳态流体网络方法在发动机空气冷却系统中的应用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(3):494-498.
HOU Shengping, TAO Zhi. Study on application of unsteady fluid network to the air system in engine[J].Journal of Aerospace Power,2009,24(3):494-498.(in Chinese)

[10] 陶智,候升平. 流体网络法在发动机空气冷却系统设计中的应用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(1):1-6.
TAO Zhi, HOU Shengping. Study on application of fluid network to the design of air system in engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1):1-6.(in Chinese)

[11] 候升平, 陶智. 非稳态流体网络模拟新方法及其应用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6):1253-1257.
HOU Shengping, TAO Zhi.New simulation approach to the unsteady fluid network and the application[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6):1253-1257.(in Chinese)

[12] 刘传凯,刘海明,李艳茹,等.强瞬变空气系统的模块化仿真建模[J]. 航空动力学报 , 2015(录用).
Liu ChuanKai, Liu Haiming, Li Yanru, et al. Modularized simulation of air .Modularized simulation of air system with fast transient[J]. Journal of Aerospace Power, 2015.(in Chinese).

[13] 吴丁毅.内流系统的网络计算法[J]. 航空学报. 1996, 17(6):653-657.
WU Dingyi. Network technique of internal system[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica， 1996, 17(6):653-657.(in Chinese)

[14] 倪维斗,苟建兵.热动力系统流体网络及算法处理[J]. 系统仿真学报, 1997, 9(3): 78-83.
NI Weidou, GOU Jianbing, SUN Xin. Research on fluid network in thermal power system[J]. Journal System Simulation, 1997, 9(3): 78-83. (in Chinese)

[15] 陈卓,周萍.传递过程原理[M]. 中南大学出版社, 2011.
CHEN Zhuo, ZHOU Ping. Principle of Transport Processes [M]. Central South University Press, 2011.(in Chinese)

[16] 王华阁.航空发动机设计手册-空气系统及传热[M]. 北京：航空工业出版社, 2001.
WANG Huage. Aero Engine Design Manual - air system and heat transfer[M]. Beijing：Aviation Industry Press, 2001 (in Chinese) .

Dynamic pressure analysis for Double-Cavity model of air system

DING Shuiting[1], CHE Weiwei[2], LIU Chuankai[3]

(1. Beijing Key Laboratory on Safety of Integrated Aircraft and Propulsion System, National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-engine Aero-thermodynamics, School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronuatics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronuatics and Astronautics, Beijing 100191, China;
3. School of Transportation Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: When the engine slam accelerates or sudden fails, due to the pressure wave formed by cavity effect and pipe fluid inertia in a short time will have negative impact on some components of air system. On the basis of the simulation program of the modular transient air system, the pressure variation of cavity and different parts of pipe in the two cavity model is analyzed. Mainly consider the influence law analysis of the size of the key components for pressure wave. Results show that the pressure wave produced in the transient state is closely related to the geometric structure size of the air system. The analysis method of this model will be used as a basis for fast transient research of air system of the integrated engine.

Key words: secondary air system; Double-Cavity; pressure wave motion; influence law； engine