气动弹爆破过程性能仿真分析

万悦泉 王少萍

(北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院，北京 100083)

摘 要：针对工业界对于安全有效的管道清洁装置的需求，设计了一种利用气动爆破的原理进行管道除垢的设备.该装置采用气动控制，利用压缩空气的瞬时释放产生的射流与冲击波的能量击碎管道内壁的附着物，实现管道除垢.通过分析装置工作的原理及运行过程，给出了重要参数的建模过程.通过仿真分析了气爆过程中压强、剪切力的分布特点以及传播过程，计算了其管道内气流速度场的分布变化，得出了气动弹爆破过程中对壁面产生的冲击主要来源于射流以及冲击波，并且在使用 10 MPa 的工作压强下一次爆破可清理的管道范围超过 160 m.该设计可以高效的实现管道清污的作用.

关 键 词：气动弹；爆破除垢；冲击波；仿真

中图分类号：TK 223.27

文献标识码：A **文 章 编 号**：1001-5965(2007)06-0644-05

Analysis and simulation on the dynamic process of the air-blasting device

Wan Yuequan Wang Shaoping

(School of Automation Science and Electrical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: To meet the need for a safe and effective device to clean the pipelines in the industry area, an air-blasting device was designed. The air-blasting device storages highly compressed air which could be got from air supplier and then, by suddenly releasing the compressed air, the supersonic jet current and shock waves will be generated. The shock wave and jet current will impact the wall of the pipelines to reduce the attaching dirt. The working process of this device was presented and the mathematic models of the dynamic process were built. Through simulation, the dynamic process was analyzed, and the distribution of the total pressure, velocity field, wall shear stress in the pipeline and the burst strength was given. The results show that the main energy of the cleaning force is from the shock waves and the jet current, not from the shear stress. And when using 10 MPa compressed air, the cleaning scope is more than 160 meters at one time.

Key words: pneumatic equipment; blast cleaning; shock waves; simulation

工业和民用领域中采用的用于输送原料或排污的管道在使用一定时间后会因为污垢及沉积物的附着而降低效率，严重的甚至会引发安全事故.因此，这类管道须定期做除垢处理，常采用的清污方法[1]有：人工清洗、化学清洗、高压水射流清洗等.但以上的方法费时费力，某些方法由于要使用特定的化学制品还会给人带来一定的危害.

针对以上问题，目前出现了一些利用燃气爆炸产生充击波来清洗管道内壁的方法[1-2].在此类装置中，燃气爆炸后产生的压缩空气经一个喷口释放出后可以产生一道冲击波对需要清洗的壁面进行冲击，以达到击碎附着污垢的目的.但是这一方案存在几方面的问题，如：燃气引爆后的空气压强很难得到控制；引爆燃气时具有一定的危险性；不能应用在石油、化工等壁面附着物极为易燃的领域；燃气引爆后的高温气体浪费了很大一部

收稿日期：2006-07-31

作者简介：万悦泉(1982—)，男，河北沧州人，硕士生，moonsspring@hotmail.com.

分能量.

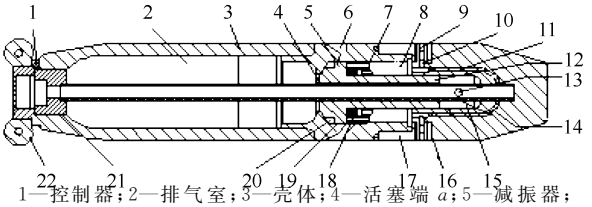
俄罗斯的学者曾经设计过利用压缩气体进行爆破的装置[3],但其设计由于无法控制壁面与活塞摩擦力的大小,故缺乏很好的可控性和可靠性,并且没有针对爆破的能量进行设计计算.目前,有关气动弹爆破除垢方面的研究处于初步阶段,可以检索到的资料很少,而国民经济关键部门又迫切急需,因此研究气动弹结构及其爆破除垢性能是有效利用气动爆破实现管道除垢的基础.

本文基于此设计了一种利用压缩空气进行除垢的装置,该装置利用气动控制使其具有了很好的可操作性以及较高的工作效率.

1　气动弹结构及工作原理

1.1　机械结构

气动除垢装置的主体——气动弹的机械结构图如图 1 所示.



1—控制器;2—排气室;3—壳体;4—活塞端 a;5—减振器;6—排气孔;7—环形壳;8—控制气室;9—安全阀;10—二位三通阀;11—导气管;12—活塞端面 b;13—通气阀;14—主供气管;15—进气室;16—穿透通孔;17—支撑圆环;18—环行凸肩;19—活塞;20—活塞端面;21—压强传感器;22—卡盘.

图 1　气动弹结构图

图 1 中,控制器 1 可控制主供气管 14、通气阀 13 以及二位三通阀 10 通断.阀 10 的结构如图 2 所示:安全阀 9 与外界大气相连,导气管 11 通过图 1 中的主供气管 14 与高压气源相连.在状态 1 时阀门 10 与安全阀 9 连通,导气管 11 这时处于关闭状态.安全阀设置一定阈值,超过此压强的气体将被卸出.在状态 2 时阀门 10 与导气管 11 接通,此时安全阀 9 的通路处于关闭状态,气体将不能通过安全阀 9 卸出.在阀 10 由状态 1 向状态 2 切换的过程中,图 1 中的主供气管 14 应处于关闭状态.切换动作完成后再根据需要打开.

图 1 中的排气室 2 与进气室 15 被活塞 19 隔开,主供气管 14 穿过活塞 19 并通过通气阀 13 与进气室 15 相连,在活塞 19 与供气管 14 间存在一个环行的间隙,由供气管 14 进入进气室 15 的高压气体可通过该间隙进入排气室 2;在活塞打开的状态下处于排气室 2 内的高压气体可以通过排气孔 6 排出以进行爆破除垢工作.排气孔 6 的设计具有收缩-扩张的形式,以更好的保证在出口端的气体取得更高的速度.活塞 19 上制有环行凸肩 18,环行凸肩在朝向进气室的一侧与壳体组成缓冲气室,控制气室 8 内预设一定压强的气体,但该压强远小于气源提供的高压气体的压强.

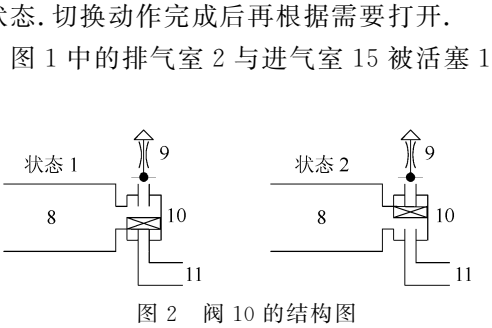


图 2　阀 10 的结构图

在整个气动弹设计中重要的一点是,活塞朝向排气室一侧的端面 a 面积略大于活塞朝向进气室一侧的端面 b,而端面 a 与活塞端面 c 的面积之和远大于活塞进气室一侧端面 b 的面积,见图 3.

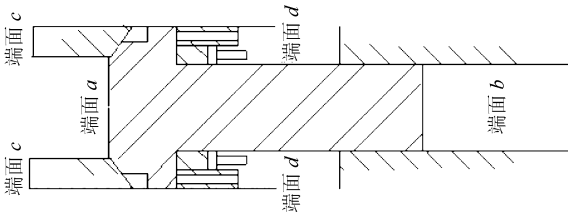


图 3　气动弹活塞示意图

此外,在活塞 19 上设计有安装在环行壳 7 上的减震装置,并且在缓冲气室的末端设计有缓冲垫来吸收活塞开启过程产生的冲量.能源系统(气源)可通过供气管 14 向其供气,输送系统以及固定装置可通过卡盘 22 与气动弹弹体连接.

1.2　气动弹工作原理

进入工作状态后,气动弹的工作过程如下.

1) 充气过程

在充气过程中,由控制器 1 控制主供气管 14、通气阀 13 打开,阀 10 处于状态 2.气源沿着输送管道 14 将压缩气体输送到进气室 15,到达进气室的气体通过环形间隙到达排气室 2,这时活塞 19 应在进气室、控制气室、排气室内气体压力的合力作用下紧靠在环行凸肩 18 上.这一状态为活塞的初始状态.此时活塞受力为

$$F = p_b A_b + p_d A_d - p_a A_a \tag{1}$$

其中,p_b,p_d,p_d 分别为端面 b,d,a 所受的气体压强;A_b,A_d,A_a 分别为端面 b,d,a 的面积.由于此时控制气室 8,进气室 15 与排气室 2 均与供气管 14 连通,所以有

$$p_d \approx p_b \approx p_a \approx p_{\mathrm{w}} \tag{2}$$

其中,p_{w} 为工作压强.固有活塞受力:

$$F = p_{\mathrm{w}}(A_b + A_d - A_a) \tag{3}$$

由活塞的面积设计可知此时活塞将一直受到朝向排气室2一侧的合力.在充气过程中由安装在进气室内的压强传感器测得此时进气室内的压强.当进气室内的压强达到所需的工作压强时充气过程结束.

2) 排气过程

充气过程结束后,控制器1控制供气管14、通气阀13断开转而进入排气过程.控制器1控制阀10进入状态1.控制气室8内超过安全阀9的气体将被卸出,控制气室内的气体转入低压状态,该压强 p_{low} 等于安全阀的阈值压强,远低于排气、进气室内的高压气体压强.此时活塞受力为

$$F=p_w(A_a-A_b)-p_{low}A_d \tag{4}$$

由于 $A_a>A_b$,$p_w\gg p_{low}$,所以活塞将被向进气室15推动.当推动行程大于端面 a 的高度 σ 时,气压将作用到活塞朝向排气室2一侧的整个端面上,使得活塞受到的指向进气室15一侧的压力值迅速增大,从而加速活塞向右的行动速度.在此作用下排气孔6将被打开,存储于排气室2一侧的高压空气将从排气孔中以射流的形式向外喷发,在喷发过程中由于气体的背压比很高,并且排气道的结构可以被视为收缩-扩张型,所以排出的气体将在较小的一段时间内达到音速,与此同时会伴生有一道正激波.喷出的射流和由它激发出的冲击波在管道内传播时将击碎附着在管道内壁上的污垢,从而达到除垢的目的.

在上述过程中,活塞朝向进气室内的运动将使得控制气室8内的气体压强上升,但超过预设压强的气体将经过安全阀9被排出.由于进气室15通过环行间隙与排气室2相连,因而整个进气室内气体压强不会随着活塞的运动有太大的上升.在排气室内压强降低到一定的数值后整个系统转入复位过程.

3) 复位过程

排气室2与进气室15内的气体压强已经降低至一定的数值,此时控制器将阀10切换至状态2,打开主供气管14,仍然关闭通气阀13.控制气室8内将重新被充入高压气体,此时排气室2、进气室15内气体压强近似于大气压 p_0 活塞受力:

$$F=p_wA_d+p_0A_b-p_0A_a-p_0A_c \tag{5}$$

由于 $p_w\gg p_0$,活塞将在朝向排气室2的合力作用下被推至初始位置,活塞到达初始位置后即完成一个工作循环.

2 参数设计及过程建模

1) 在设计活塞时,端面 a,b,c,d 的有效面积应满足如下关系:

$$\left.\begin{aligned}&\frac{A_d}{A_d+A_c}>\frac{p_p}{p_w}\\&\frac{A_d}{A_a+A_c-A_b}<\frac{p_w}{p_{low}}\\&(A_d+A_b)>A_a\end{aligned}\right\} \tag{6}$$

其中,p_p 为排气室2完成排气后的压强.一般等于外界气体压强.

2) 阀10中阀芯的控制开关力应满足:

$$F=C_kp_wS \tag{7}$$

其中,C_k 为保证正常开启的安全系数,一般取1.5~2.0;S 为阀芯有效截面积.

3) 在气流流出喷嘴或截流孔时,根据不同的背压比将流动划分为亚音速流与音速流,根据其动态特性分别计算处于2个状态下的流量.取喷口上游压强为 p_1,下游压强为 p_2,则气体流出喷嘴的流量计算公式为[4]

$$q'_m=\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}\sqrt{\frac{k}{RT_1}}p_1S\qquad\frac{p_2}{p_1}\leqslant b \tag{8}$$

$$q_m=q'_m\sqrt{1-\left(\frac{\frac{p_2}{p_1}-b}{1-b}\right)^2}\qquad 1\geqslant\frac{p_2}{p_1}>b \tag{9}$$

其中,q'_m 为音速时的流量;q_m 为亚音速时的流量;b 为临界压力比,对于空气计算可取 $b=0.528$.

气动弹在充放气过程中可看作固定容积的绝热充放气过程,其内部压强与流量的关系为

$$q_m=\frac{v}{kRT_1}\frac{\mathrm{d}p_1}{\mathrm{d}t} \tag{10}$$

其中,v 为质量体积;k 为等熵系数,一般计算空气可取1.4;R 为气体常数,对空气可取287 N·m/(kg·K);T_1 为热力学温度.

联立式(8)~式(10)积分可得如下公式.

充气时间的计算公式为

$$t_1=\begin{cases}\dfrac{1.4603v}{kS\sqrt{RT_1}}\left(\dfrac{p_2}{p_1}-\dfrac{p_{20}}{p_1}\right) & \dfrac{p_2}{p_1}\leqslant b\\[2ex]\dfrac{1.4603v(1-b)}{kS\sqrt{RT}}\left[\arcsin\left(\dfrac{\frac{p_2}{p_1}-b}{1-b}\right)-\arcsin\left(\dfrac{\frac{p_{20}}{p_1}-b}{1-b}\right)\right] & \dfrac{p_2}{p_1}>b\end{cases} \tag{11}$$

其中,p_{20} 为下游气体的初始压强.

排气时间的计算公式为

$$t_2=\begin{cases}\dfrac{7.3016v}{S\sqrt{RT_{10}}}\left[\left(\dfrac{p_{10}}{p_1}\right)^{\frac{1}{7}}-1\right] & \dfrac{p_2}{p_1}\leqslant b\\ \dfrac{1.4603v(1-b)}{kS\sqrt{RT_{10}}}\left(\dfrac{p_{10}}{p_2}\right)^{\frac{1}{7}} & \dfrac{p_2}{p_1}>b\\ \displaystyle\int_{\frac{p_2}{p_1}}^{\frac{p_2}{p_0}}\frac{\left(\dfrac{p_2}{p_1}\right)^{-\frac{6}{7}}\mathrm{d}\left(\dfrac{p_2}{p_1}\right)}{\sqrt{\left(1-\dfrac{p_2}{p_1}\right)\left(1-2b+\dfrac{p_2}{p_1}\right)}} & \end{cases}\tag{12}$$

其中,T_{10}为上游气体初始温度;p_{10}为上游气体初始压强.

在本设计中,气动弹的充放气时间均由控制器 1 通过改变控制气室 8 的状态来调整.触发条件由安装在排气室 2 尾部的压强传感器来采集,充气过程中当排气室 2 内的气体压强达到工作压强时即进入排气阶段,排气过程中,当气体压强下降至设置的低压即重新转入充气.

3　仿真计算

对气动弹的排气过程作仿真计算,设置排气室 2 气体 $p_w=10$ MPa,排气室容积为 0.125 6 m^3,在排气室 2 径向长度的中部开沿中线呈对称分布朝向两侧的 45°的喷口,排气口有效截面积约0.44 cm^2.控制气室安全阀设 $p_{low}=0.5$ MPa,排气阶段结束标志压强设置为 1 MPa.管道内大气压设置为 0.1 MPa,管道两端设置为开放端.使用 FLUENT 对其进行仿真计算.

经计算,排气室内压强下降至 1 MPa 时 t_2 所需时间约为 5.146 7 s,气动弹在排气爆破过程中产生的高速空气射流和由射流引发的冲击波,一起会对管壁造成持续的轰击.轰击产生的能量是击碎附着的污垢物的主要能量.管壁受到的由射流及膨胀波在 0～0.1 s 内引起的总压 p_t 随位置 X 的分布如图 4、图 5 所示.

如图 4、图 5 中,排气口正上方受 p_t 集中压强冲击,由 $t_2=0.01$ s 时 $p_t=4.75$ MPa 减弱至 $t_2=0.09$ s时 $p_t=3$ MPa.在这一过程中向两侧传播

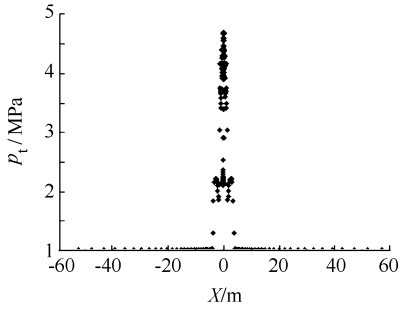


图 4　$t_1=0.01$ s 时管道壁面 p_t 分布

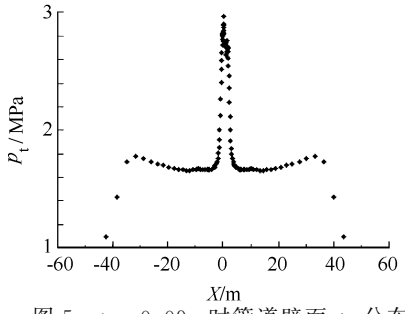


图 5　$t_2=0.09$ s 时管道壁面 p_t 分布

的冲击波峰由 $p_t=2.25$ MPa 下降至 $p_t=1.8$ MPa,传播距离约为 110 m.到排气过程结束,集中压强下降至 $p_t=1.6$ MPa,两侧波峰下降至 $P_t=0.7$ MPa,波峰传播距离 190 m.其中冲击强度 $p_t>1$ MPa 的区域最大可超过 160 m.

除对管壁的直接冲击外,由于粘性效应空气射流会在管道上形成沿着管壁方向的剪切应力,这部分力可以带走被击碎的污垢物.在 0～0.1 s 内射流对于管壁造成的剪切应力 F_s 随位置 X 的分布如图 6、图 7 所示.

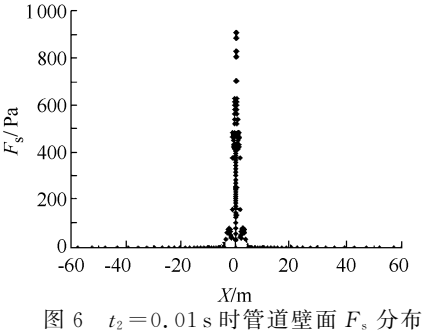


图 6　$t_2=0.01$ s 时管道壁面 F_s 分布

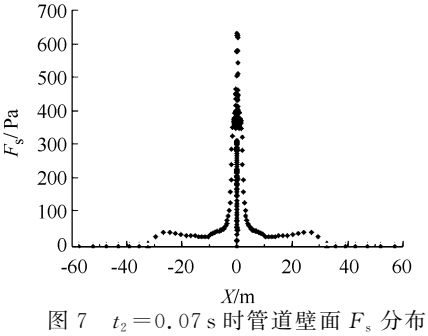


图 7　$t_2=0.07$ s 时管道壁面 F_s 分布

由图 8～图 10 可以看出,F_s 随 t_2 推移的影响范围逐步扩大,峰值逐渐下降.最大峰值可达约 1 kPa;向两侧转播的峰值最大不超过 100 Pa.到排气过程结束为止 F_s 的有效影响范围(取大于 30 Pa)最大可超过 110 m.比较 p_t 与 F_s 可知造成爆破的主要能量来自于冲击.

$t_2=0.01$ s 时排气室内部的静压 p_s 随位置 X 分布如图 8 所示.

从图 8 可以看出,在排气过程刚开始气缸内

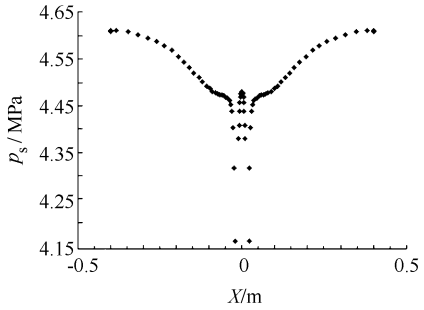


图8 $t_2=0.01$ s时排气室内 p_s 分布

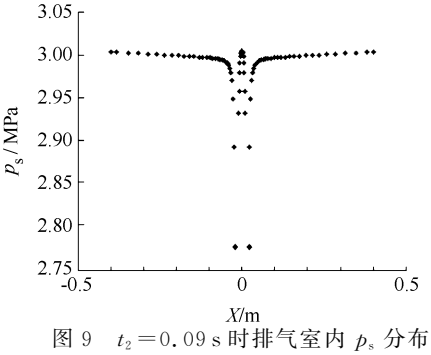


图9 $t_2=0.09$ s时排气室内 p_s 分布

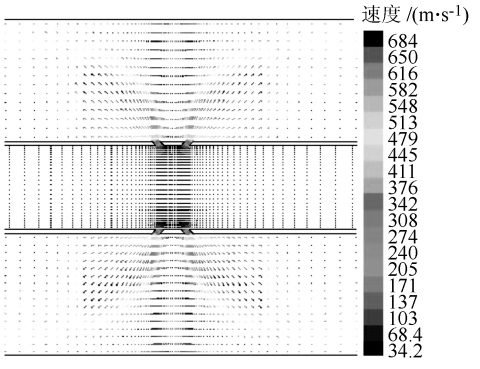


图10 $t=0.03$ s时速度场分布

的压强较大时($t=0.01$ s,$p_s>4$ MPa),缸内压强从气缸的两侧到中部两喷口的位置呈梯度较大的下降分布.随着排气过程的进行缸内气压分布梯度放缓.$t_2=0.09$ s时的 p_s 分布如图9所示,管道内速度分布以 $t_2=0.03$ s为例,如图10所示.

由图10可知喷口处的最大流速为684 m/s,约为2倍马赫数,证实在排气爆破过程中的确存在超音速流动.可知超音速气流将在气流的喷口截面处形成一道激波[5],激波将与压缩气流在出口处形成的膨胀波和压缩波一起构成一道冲击波,对管道内壁进行冲击.

4 结 论

通过对气动弹原理的分析,建立了其工作的数学模型并给出了参数设计.在 $p_w=10$ MPa时,气动弹爆破过程中喷口上方 p_t 最大可达5.8 MPa,管道内 $p_t>1$ MPa的范围最大可达160 m.由空气粘性效应造成的 F_s 最大不超过1 kPa,因此爆破的能量主要来自于射流与冲击波引起的冲击.爆破过程中喷口的最大流速将达到约2倍马赫数.

参考文献(References)

[1] 余立新,孙文超,吴承康.气脉冲除灰技术应用研究[J].燃烧科学与技术,2001,7(3):224-227
Yu Lixin, Sun Wenchao, Wu Chengkang. Study on application of gas-pulse ash-cleaning technology [J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2001,7(3):224-227 (in Chinese)

[2] 徐奇焕.激波吹灰装置及其应用效果分析[J].水利电力机械,2001,23(2): 31-32
Xu Qihuan. Analysis of the application effect of the dust shock-blowing device [J]. Water Conservancy & Electronic Power Machinary,2001,23(2): 31-32 (in Chinese)

[3] 严冰. 空气爆破技术原理及应用[J].化学清洗,1993,8(6): 41-47
Yan Bing. Introduction of air-blasting technology [J]. Chemistry Cleaning, 1993, 8(6):41-47 (in Chinese)

[4] 盖尔茨 E B.气动元件和系统[M].北京:机械工业出版社,1990: 6-21
Gates E B. Pneumatic component and system [M]. Beijing: China Machine Press, 1990: 6-21(in Chinese)

[5] 陈再新,刘福长,鲍国华.空气动力学[M].北京:北京航空航天大学出版社,2004:127-154
Chen Zaixin, Liu Fuchang, Bao Guohua. Aerodynamics [M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2004:127-154 (in Chinese)

[6] 廖乐明,李力能,吴家正, 等.工程热力学[M].北京:中国建筑工业出版社,1999:103-119
Liao Leming, Li Lineng, Wu Jiazheng, et al. Energetic [M]. Beijing: China Architecture Press, 1999:103-119 (in Chinese)

[7] 谢峻石, 何枫.收缩喷嘴内部流道型线对射流流场的影响[J].机械开发,2000,4(1):42-48
Xie Junshi, He Feng. Effect of nozzle exit shape on aerodynamic characteristic of free jet [J]. Journal of Mechanical Development, 2000,4(1):42-48(in Chinese)

[8] Gutmark E, Schadow K C, Bicker C J. Near acoustic field and shock structure of rectangular supersonic jets[J]. AIAA Journal, 1990,128(7): 1163-1170

[9] Jameson A, Schmidt W, Truckle E. Numerical solution of the euler equations by finite volume methods using rungekutta time- stepping schemes [J]. AIAA Journal, 1996,106(6):1181-1189

[10] Tam C K, Supersonic jet noise [J]. Annu Rev Fluid Mech, 1995, 27(1): 17-43

(责任编辑:刘登敏)