

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.11.009

脉冲式烟雾水雾机工作频率影响因素研究

蒋雪松 周 杰 许林云 林 欢 周宏平 侯秀梅

(南京林业大学机械电子工程学院, 南京 210037)

摘要: 脉冲式烟雾水雾机以脉冲发动机为动力,可施放烟雾或水雾,从而满足植物不同生长时期的施药要求。脉冲式烟雾水雾机工作频率取决于其声学结构条件、加热条件以及药液烟化或雾化时反馈作用共同耦合时的振荡频率。如不满足任一条件或反馈扰动过大,则无法形成振荡系统,或使原有的系统停止振荡,从而导致发动机熄火。通过改变脉冲发动机油门开度、药液类型(用0[#]柴油和清水代替热雾剂农药和水雾剂农药)以及进入喷管内的药液流量,对脉冲式烟雾水雾机进行了工作频率的影响因素研究。结果表明,不喷药状态时,实际工作频率高于理论工作频率,平均相对误差为26.6%;喷药状态时,热雾剂或水雾剂农药进入喷管内热力烟化或雾化后,均会引起实际工作频率的下降,水雾剂农药雾化后工作频率的下降幅度大于热雾剂烟化后的频率下降幅度,水雾剂农药热力雾化比热雾剂热力烟化对原有脉动燃烧振荡系统的扰动大。据此重新构建了脉冲式烟雾水雾机喷烟雾或喷水雾工作频率的数学模型。喷烟雾和喷水雾状态下,工作频率与药液流量之间均呈负比例线性关系,其比例系数分别为-0.135 7、-0.115 7 Hz·h/L;工作频率与燃油消耗率之间均呈正比例线性关系,其比例系数分别为38.58、30.73 Hz·h/L。应用新构建的模型所引起的最大相对误差只有2.2%和1.4%,表明构建的工作频率数学模型可用于脉冲式烟雾水雾机在常规喷药量范围内工作频率的计算。

关键词: 烟雾机; 水雾机; 脉冲发动机; 热力烟化; 热力雾化; 工作频率

中图分类号: S491 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2019)11-0085-07

Influence Factors of Working Frequency of Pulsed Smoker/Fogger

JIANG Xuesong ZHOU Jie XU Linyun LIN Huan ZHOU Hongping HOU Xiumei

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Nanjing Forestry University, Nanjing 210037, China)

Abstract: The pulsed smoker/fogger powered by pulse engine could meet different requirements on disease and pest control for application smoke or fog during the different growth periods of plants. The working frequency of pulsed smoker/fogger is depending on the pulse frequency when the acoustic structure condition, heating condition, and feedback effect of pesticide were coupled together. Once any condition was not satisfied or the feedback disturbance was too large, an oscillating system could not be formed or the original oscillation system would stop to the pulse engine flameout. The experiments of working frequency were performed, the data were processed and analyzed by changing the throttle opening of pulse engine, replacing hot smoke pesticide by 0[#] diesel, replacing water fog pesticide by clear water, and changing the liquid flux entering into the exhaust pipe. By using the acoustic resonance frequency equation, it was found that the actual operating frequency was higher than the theoretical value without spraying, and the average relative error was 26.6%. In the state of spraying, when the hot smoke or water fog pesticide was injected into the exhaust pipe, the original working frequency would be decreased after the heat fuming or atomization. However, the reduction of the working frequency of water fog after atomizing was much larger than that of the hot smoke after fuming. In other words, the water fog pesticide after atomizing had more disturbances to the original pulsating combustion oscillating system than the hot smoke after fuming. The calculation formula of working frequency of the pulsed smoker/fogger under spraying smoke or water fog were established. The actual working frequency was negatively proportional to the liquid flux. The linear ratios were -0.135 7 Hz·h/L and -0.115 7 Hz·h/L, respectively. The

收稿日期: 2019-07-29 修回日期: 2019-08-31

基金项目: 国家重点研发计划项目(2018YFD0600202-04)和江苏省农业科技自主创新项目(CX(18)1007)

作者简介: 蒋雪松(1979—),男,副教授,主要从事农林病虫害防治装备研究,E-mail: xsjiang@126.com

通信作者: 许林云(1965—),女,教授,博士生导师,主要从事植保机械装备与技术研究,E-mail: lyxu@njfu.edu.cn

actual working frequency was proportional to the fuel consumption rate. The linear ratios were 38.58 Hz·h/L and 30.73 Hz·h/L respectively. The maximum relative average errors caused by these two equations were only 2.2% and 1.4% respectively. This demonstrated that within the range of the conventional spraying amount, it was feasible to calculate the corresponding working frequency by the established equations.

Key words: smoker; fogger; pulse engine; thermal fuming; thermal atomization; working frequency

0 引言

脉冲式烟雾水雾多功能机是国内近几年在脉冲烟雾机基础上发展起来的新型病虫害防治机具^[1]。它既能对农药稀释于溶剂油中形成的热雾剂进行热力烟化,施放细小的油性农药雾滴^[2],也能对农药稀释于水中形成的水雾剂进行热力雾化,施放细小的农药水雾滴。

脉冲式烟雾水雾机能否可靠地实现脉动燃烧工作,主要取决于脉冲发动机的燃烧室-喷管构成的声学结构条件和燃油供给系统构成的加热条件的共同耦合作用^[3-5]。药液从喷管上的药喷嘴进入喷管内,需吸收热气流热能和动能,将药液进行热力烟化或雾化。药液热力烟化或雾化时不仅从脉动燃烧振荡气流中吸收热量,同时烟化或雾化后的雾滴加入到振荡系统中,会反过来影响原有的脉动燃烧振荡系统。如果能产生新的耦合关系,则形成新的振荡平衡系统。脉冲式烟雾水雾机的工作频率就是脉冲发动机脉动燃烧系统的振荡频率,它是确保脉冲发动机在声学结构、加热条件、药液热力烟化或雾化吸热共同耦合作用下整机可靠工作的关键参数。

国内对脉冲式烟雾水雾机工作频率的研究主要集中在脉冲发动机声学结构对工作频率及动力性能的影响^[6-8]、工作频率的计算方法^[9-10]、声学结构特性及噪声^[11-12]、脉动气流雾化^[13]、Rijke型脉动燃烧机理^[14]等相关方面。针对药液的热力烟化或雾化过程对脉冲发动机工作频率的反馈影响的研究尚处于空白。国内外主要对涉及航空用脉冲发动机或热水取暖用脉动燃烧器进行了相关研究,如热释放或热交换的特性^[15-17]、喷管内的热传递数值模型^[18-19]、无阀式脉冲发动机的高频工作特性^[20]等。而针对应用于脉冲烟雾机或脉冲式烟雾水雾机及其脉冲发动机的相关研究则鲜有报道。

本文选用6HYW-60S型脉冲式烟雾水雾机,研究在不同的油门开度、不同的药液类型(用0#柴油和清水代替热雾剂农药和水雾剂农药)以及进入喷管内不同药液流量等工作状况下对工作频率的影响。

1 结构及工作原理

常规脉冲式烟雾水雾机结构如图1所示,主要

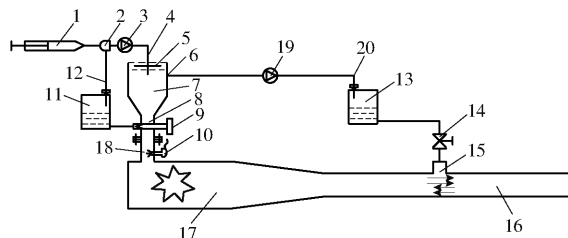


图1 常规脉冲烟雾水雾机结构简图

Fig. 1 Structure diagram of pulsed smoker/fogger

1. 打气筒 2. 三通阀 3. 起动单向阀 4. 进气管 5. 单向膜片
6. 引压管口 7. 化油器 8. 喉管 9. 油针 10. 火花塞 11. 油箱
12. 20. 引压管 13. 药箱 14. 药开关 15. 药喷嘴 16. 喷管
17. 燃烧室 18. 燃烧室前室 19. 药箱加压单向阀

由脉冲发动机和供药系统两大部分组成。脉冲发动机的主体结构是燃烧室和喷管(简称燃烧室-喷管^[2]),另外还包括点火、供油、起动等装置。供药系统则由药箱、药开关、药喷嘴、加压单项阀等组成。脉冲发动机工作原理如下:起动时利用打气筒手动打气,分别给化油器供气及对油箱加压。由化油器形成的可燃混合气通过位于燃烧室前室处的火花塞点火燃烧(火花塞只在起动时发挥点火作用,正常工作后进入燃烧室的可燃混合气由上一循环的余火或高温壁面点火燃烧而无须火花塞点火)。燃烧室压力突增,关闭进气单向膜片,燃烧后的热气流经过喷管从喷口排出。燃烧室内压力下降,单向膜片打开开始进气,随燃烧室内压力进一步下降,喷管内气流由向外排出转向喷管内进气,燃烧室内刚进入的可燃混合气获得进一步压缩,再次点燃,形成周期性进气-燃烧-排放的循环往复过程。发动机的供油是由化油器进气时在喉管处形成的负压完成吸油。脉冲式烟雾水雾机的工作则是依靠脉冲发动机自激自吸的脉动燃烧振荡。发动机工作时在喷管内形成沿喷管轴向的周期往复的高温紊流排放气流,药液(无论是热雾剂还是水雾剂)由位于喷管上的药喷嘴进入喷管内,利用喷管内高温脉动热气流的热能和紊流动能将药液破碎、裂化、蒸发,从喷管出口排出后冷凝,形成非常微小的烟雾或水雾雾滴。整机除化油器上进气单向膜片以及药箱加压单向阀产生小位移运动外,没有任何运动部件。脉冲发动机燃烧阶段产生的较高压力通过位于化油器上的引压管口及药箱加压单

向阀引入至药箱内给药液加压,使药液以一定流量在药箱内微压作用下自动流入喷管内,形成药液供给系统。整机无需供油泵、供气泵及供药泵等耗能装置。

2 试验方法

2.1 测试系统

药液流量由药液增压系统与喷嘴结构决定,一般由生产厂家设定。为了研究药液流量对脉冲发动机工作的反馈影响,将图 1 中的药液供给系统改为齿轮泵主动供药且流量可以调节,工作特性参数测试系统如图 2 所示。

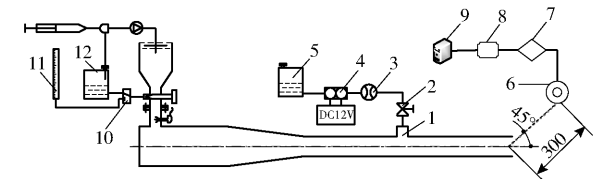


图 2 脉冲式烟雾水雾机工作特性参数测试系统
Fig.2 Testing system of characteristic parameters for pulsed smoker/fogger

1. 药喷嘴 2. 药开关 3. 转子流量计 4. 齿轮泵 5. 药箱 6. 传声器 7. A/D 转换器 8. 前置放大器 9. 计算机 10. 二位三通阀 11. 计量管 12. 油箱

2.1.1 频率测试装置

脉冲发动机工作时,可燃混合气在燃烧室内经过“进气-燃烧-排气-再进气”的循环往复式自激振荡脉动燃烧,燃烧室内的气体压力基本符合正弦波的特征。燃烧室内的压力信号及脉冲发动机的噪声信号前期已进行测量^[4,11],并分别进行频谱分析,两种方法所测得的基频完全一致。采用噪声测量方法确定脉冲发动机的工作频率。该测试装置由传声器、A/D 转换器、前置放大器及计算机组成,见图 2。传声器距喷管出口中心 300 mm,与喷管轴线呈 45° 夹角。应用 CRAS7.1 随机信号与振动分析软件对排气口的噪声进行频谱分析。

2.1.2 温度测试装置

为测定脉冲发动机工作时燃烧室的气流温度,本文采用 1 根钨铼热电偶从喷管口处插入,测量燃烧室内温度,由温度显示仪显示并记录。

2.1.3 药液流量调节装置

药液流量调节装置由药喷嘴、药开关、转子流量计、齿轮泵和药箱组成(图 2)。

2.1.4 燃油实时计量装置

燃油实时计量装置主要由油耗计量管和二位三通阀组成(图 2),用以测量进入燃烧室燃烧的燃油消耗量,同时记录对应的时间,即计算可得脉冲发动机燃油消耗率。试验中的油耗计量管采用 50 mL 滴

定管,在脉冲发动机起动阶段及进入稳态燃烧前的过渡阶段均由油箱供油,只有进入稳态阶段进行测量时才将三通阀转至计量管供油。

2.2 试验参数设定

2.2.1 油门开度

6HYW-60S 型脉冲式烟雾水雾机配备的化油器通过旋转油针调节进油量,油针可旋转角为 90°,试验过程中将油针旋转角进行 4 等分,即油门开度分别为:0°、22.5°、45.0°、67.5°、90.0°,共 5 个位置。

2.2.2 药液类型及流量

林业上应用脉冲烟雾机进行病虫害防治时所配的热雾剂大多采用菊酯类农药,溶剂油为柴油。本文以 0# 柴油作为热雾剂试验用液体,同时以清水代表水雾剂农药试验用液体。0# 柴油和清水流量均设定为 20、30、40、50、60、70、80 L/h。所有试验重复测量 3 次,每一次将所有参数测定完后,再进行下一次重复测试,测试结果取算术平均值。

3 试验结果与分析

3.1 不喷药状态

脉冲式烟雾水雾机在不喷烟雾或水雾条件下,无任何药液从药喷嘴(图 2)进入喷管内,对应的燃油消耗率及工作频率见表 1。

表 1 脉冲式烟雾水雾机不喷药时各参数数值
Tab.1 Parameter values of pulsed smoker/fogger without spraying

参数	油门开度/(°)				
	0	22.5	45.0	67.5	90.0
燃油消耗率/(kg·h ⁻¹)	1.46	1.56	1.60	1.64	1.65
燃烧室温度/K	1441	1487	1506	1541	1556
本地声速/(m·s ⁻¹)	760.9	798.5	803.3	812.0	815.7
理论工作频率/Hz	141.0	148.0	148.9	150.5	151.2
实际工作频率/Hz	111.4	115.2	117.2	119.1	121.1
频率误差/%	26.6	28.4	27.0	26.3	24.8

由表 1 可知,油门开度在 0°~90° 范围内调节时,燃油消耗率变化范围为 1.46~1.65 kg/h。当油门开度为 0° 时,此时油针并没有完全堵住油嘴,仍保持一定的开度,一般为发动机起动开度。油门开度 90.0° 时的燃油消耗率只比油门开度 67.5° 时高 0.01 kg/h,两者非常接近,说明油门开度在 67.5° 时已接近全开状态。脉冲发动机能否正常脉动燃烧工作,不仅与燃烧室-喷管结构参数所构成的声学条件有关,也与供给脉冲发动机的可燃混合气进行燃烧所构成的加热条件有关,两者只有形成耦合才能激发起自激自吸的脉动燃烧。当油门开度加大即供油量加大,燃烧室内燃烧强度相应增强,在燃烧室-喷

管内形成新的脉动燃烧动态平衡^[21-22]。当然,如果两者不匹配即无法耦合作用则脉冲发动机无法启动,或启动后工作不稳定,容易熄火。

将试验测量的排气噪声声压信号应用 CRAS7.1 随机信号与振动分析系统进行频谱分析,取第 1 阶频率作为脉冲发动机的实际工作频率,见表 1。由表 1 可知,实际工作频率随油门开度加大(即供油量加大)呈缓慢增加趋势。当油门开度 0° 时,实际工作频率为 111.4 Hz,到最大开度 90.0° 时,频率增加了 9.7 Hz。

图 3 为油门开度 45.0° 时的压力信号频谱图,其基频为 117.2 Hz,图中标出了脉冲发动机的第 2、3、4 阶高次谐频分别为 238.3、359.4、470.7 Hz,基本为基频的整数倍。

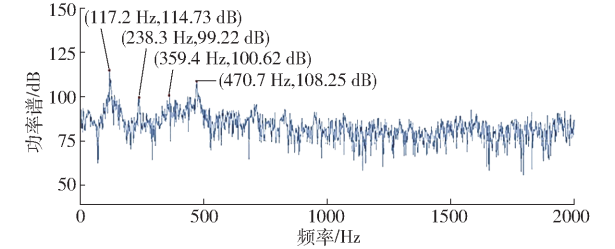


图 3 压力信号功率频谱图(油门开度 45°)
Fig. 3 Pressure signal spectrum of pressure signal under throttle opening of 45°

当燃烧室内无燃烧发生时,脉冲发动机的主体结构为燃烧室-喷管,类似于 Helmholtz 型声学共振器,其理论工作频率为^[20]

$$f_H = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c^2 S}{VL}} \tag{1}$$

其中

$$\bar{c} = \sqrt{\frac{c_p}{c_v} RT}$$

式中 $\bar{c}$ ——本地声速, m/s

c_v ——定容比热容, J/(kg·K)

c_p ——定压比热容, J/(kg·K)

R ——气体常数,取 287 J/(mol·K)

T ——燃烧室温度, K

S ——喷管横截面积, m²

V ——燃烧室体积, m³

L ——喷管长度, m

根据所测的燃烧室内气流温度,利用式(1)可计算得到脉冲发动机的理论工作频率,如表 1 所示。采用式(1)计算的理论工作频率比实际工作频率平均高 31.1 Hz。最大差值为 32.8 Hz(油门开度 22.5°),最小差值时 29.6 Hz(油门开度 0°),不同油门开度下的两种频率的变化均不显著。

式(1)计算的是无燃烧发生时的理论工作频率。如不考虑燃烧室内的燃烧情况,本地声速 $\bar{c}$ 按照

常温 20℃ 进行计算,则理论工作频率只有 63.6 Hz,显然这与实际工作频率(111.4 ~ 121.1 Hz)相差很大。因此应用式(1)时,应以有燃烧时燃烧室内实际燃气温度对应的本地声速进行计算。

利用式(1)计算脉冲发动机理论工作频率的前提条件是将脉冲发动机的燃烧室-喷管看作为 Helmholtz 声学共振器。实际用作消声的声学共振器由具有较大的空腔与较短小的颈管构成。本文脉冲发动机与一般声学共振器相比,将燃烧室柱部和锥部合起来作为声学空腔,将较长的喷管作为声学颈管。虽然式(1)中已考虑到喷管长度 L 的影响,喷管越长,频率越低,但整个质量气流在较长的喷管内沿喷管轴向来回振荡时,喷管也相当于一个阻尼器,会进一步降低其振荡频率。这正是实际工作频率比式(1)计算的理论工作频率小的原因之一。

当脉冲发动机工作(即燃烧室内存在燃烧)时,声学系统内有热量加入,调节油门开度即改变供油供气量,则在燃烧室-喷管内会形成新的燃烧振荡耦合过程,引起实际工作频率发生相应变化。一旦两者不匹配则无法耦合作用,导致脉冲发动机无法启动或可靠工作。脉冲发动机至今许多机理仍不够清晰,导致一些以脉冲发动机为动力的新型脉动燃烧器难以得到很好的开发应用。

3.2 喷药状态

将图 2 中的药箱装入 0# 柴油或清水,调节齿轮泵,由转子流量计记录药液流量,则药液由药喷嘴以液流形式进入喷管内。喷管内以紊流脉动的热气流不断流过药喷嘴,利用高温、高速及紊态流动的热气流所具有的动能及热能,将进入喷管内的药液(柴油或清水)进行破碎、裂化、蒸发成细小雾滴,从喷管出口处喷出。药液从药喷嘴进入原有自激自振荡燃烧系统中,不仅吸收系统内的热量,同时将雾化后的细小雾滴加入到振荡气流中形成新的振荡质量流,这必将会影响脉动燃烧系统原有的振荡平衡,并形成新的振荡平衡,即会改变脉动发动机的工作频率。在喷烟雾和喷水雾不同工况条件下,结合不同油门开度和喷液流量情况,测得脉冲式烟雾水雾机的实际工作频率如表 2 所示。

以 0# 柴油作为热雾剂药液流入到喷管内,经过热力烟化后形成直径小于 10 μm 的微小油雾滴^[23],进入空气中冷凝成浓密的白色可见烟雾。无论在何种油门开度下,脉冲发动机的实际工作频率均随着柴油流量的增加呈下降趋势。当油门开度处于最小值 0° 时,由不喷药时的 111.4 Hz,下降为喷药流量

表 2 喷雾状态下实际工作频率

Tab.2 Actual working frequency with spraying		Hz						
液体	油门开度/(°)	喷雾流量/(L·h ⁻¹)						
		20	30	40	50	60	70	80
柴油	0	109.4	109.4	107.4	105.5	105.5	103.5	101.6
	22.5	111.4	111.4	109.4	109.4	107.4	105.5	103.5
	45.0	115.2	115.2	111.4	111.4	109.4	109.4	107.2
	67.5	117.2	117.2	111.4	111.4	111.4	109.4	109.4
	90.0	117.2	117.2	115.2	111.4	111.4	111.4	109.4
水	0	101.6	101.6	99.6	99.6	97.7	97.7	95.7
	22.5	105.5	102.5	101.6	101.6	99.6	99.6	97.7
	45.0	107.4	105.5	103.5	101.6	101.6	99.6	99.6
	67.5	107.4	107.4	105.5	103.5	101.6	101.6	101.6
	90.0	109.4	107.5	105.5	105.5	103.5	103.5	101.6

为 20 L/h 时的 109.4 Hz,下降了 2.0 Hz,直至下降到喷药流量 80 L/h 时的 101.6 Hz,下降了 9.8 Hz。脉冲发动机的实际工作频率与热雾剂流量之间呈线性负相关,如图 4 所示,图中虚线为实测曲线,实线为拟合直线。无论在何种油门开度下,实际工作频率与柴油流量不仅均呈线性关系下降,且下降趋势关系比较一致,即可采用共同的线性比例系数,即为 -0.135 7 Hz·h/L。

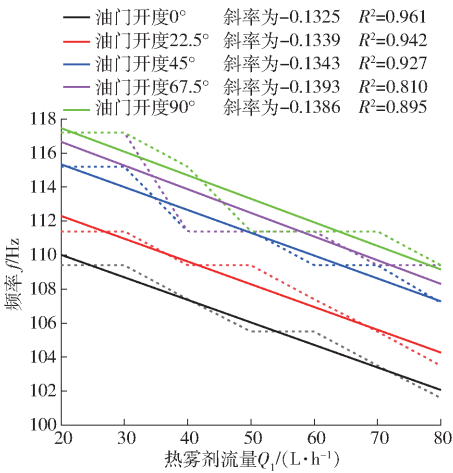


图 4 喷烟雾工况下工作频率与热雾剂流量的线性关系
Fig.4 Linear relationship curves between working frequency and flow rate of hot spray under smoke injection conditions

另外,实际工作频率随着油门开度的增大即供油量的增加呈上升趋势。当柴油流量为 20 L/h 时,工作频率从油门开度 0°时的 109.4 Hz,增大到油门开度 67.5°或 90.0°时的 117.2 Hz,增加了 7.8 Hz。对应柴油其他各流量下,其工作频率的增加趋势大体一致。

脉冲发动机工作频率与耗油率之间,无论在何种喷药流量工况下,均存在共同的线性比例系数,即为 38.58 Hz·h/L。以工作频率与热雾剂流量及脉冲

发动机耗油率的组合函数关系,进行平面拟合,如图 5 所示。图中圆球点为实测值对应的点。

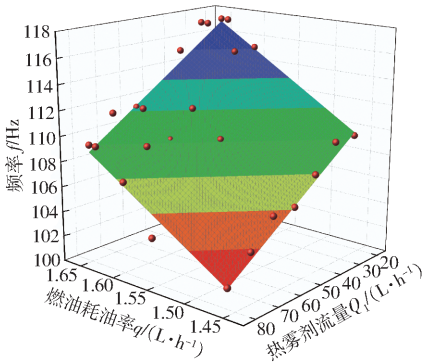


图 5 工作频率与流量及耗油率的平面线性关系
Fig.5 Planar linear relationship between working frequency and spray flow rate and fuel consumption rate

当脉冲发动机应用于热力雾化水雾剂药液(即清水)时,油门开度处于最小开度 0°,水流量 20 L/h 时实际工作频率由不喷药时 111.4 Hz 降至 101.6 Hz,下降了 9.8 Hz,其下降幅度远大于喷烟雾时的 2.0 Hz。这是因为水的比热容为 42 000 J/(kg·K),约为柴油的 2 倍。喷烟雾时药喷嘴处的温度由喷药前 900℃,降至喷药后 700℃左右,而喷水雾时则骤降至 80℃左右,即温度急骤下降是使原有脉动燃烧系统吸收消耗相当大热量,从而较大改变了原有振荡系统并达到新的振荡平衡,且喷管内热力雾化的水雾滴平均粒径 50 μm 也远高于烟雾滴最大直径 10 μm^[23],因此水雾惯性质量流比烟雾大。根据瑞利准则^[24],虽然文中的热量没有从系统取走,但从喷药嘴附近至喷管出口段(称为热力烟化段或热力雾化段)热气流的介质、质量、状态均发生了较大的改变,致使频率产生较大下降^[25]。随着水流量由 20 L/h 增至 80 L/h,实际工作频率不断下降,一直降到 95.7 Hz,流量增加了 3 倍,频率只下降了 5.9 Hz,说明水雾剂药液加入空载时的脉动振荡气流中对脉动振荡系统的影响远高于加入后流量的变化量对其产生的影响。对应其余油门开度 22.5°、45.0°、67.5°、90.0°,水雾剂流量由 20 L/h 增加至 80 L/h,实际工作频率分别下降了 7.8、7.8、5.8、7.8 Hz。

4 数学模型

根据前述综合分析脉冲发动机的实际工作频率与热雾剂流量及脉冲发动机耗油率之间的关系,可得

$$f = -0.1357Q_1 + 38.58q + 56.13$$

$(R^2 = 0.925)$

(2)

式中 Q_1 ——热雾剂流量, L/h
 q ——脉冲发动机耗油率, L/h

利用式(2)计算对应耗油率及热雾剂流量或喷药量的工作频率,计算结果见表3。计算值与实际工作频率最大绝对误差仅为2.5 Hz(对应油门开度67.5°,喷药量40 L/h),相对误差只有2.2%。应用

式(2)计算不喷药时的工作频率,其最大相对误差只有1.2%。说明在喷烟雾工况下,喷药量从0直至最大喷药量80 L/h,均可应用式(2)简化计算脉冲发动机的工作频率。

表 3 利用频率修正公式计算的工作频率
Tab.3 Working frequency calculated by frequency correction equation Hz

液体	油门开度/ (°)	喷液流量/(L·h ⁻¹)							
		0	20	30	40	50	60	70	80
柴油	0	109.6	108.3	106.9	105.6	104.2	102.9	101.5	109.6
	22.5	113.5	112.1	110.8	109.4	108.1	106.7	105.4	113.5
	45.0	115.0	113.7	112.3	111.0	109.6	108.3	106.9	115.0
	67.5	116.6	115.2	113.9	112.5	111.2	109.8	108.4	116.6
	90.0	117.0	115.6	114.3	112.9	111.5	110.2	108.8	117.0
水	0	102.2	101.0	99.8	98.7	97.5	96.4	95.2	102.2
	22.5	105.2	104.1	102.9	101.8	100.6	99.4	98.3	105.2
	45.0	106.5	105.3	104.2	103.0	101.8	100.7	99.5	106.5
	67.5	107.7	106.5	105.4	104.2	103.1	101.9	100.8	107.7
	90.0	108.0	106.8	105.7	104.5	103.4	102.2	101.1	108.0

实际工作频率与水雾剂流量及耗油率之间也存在着良好的线性关系,脉冲发动机工作频率与水雾剂农药流量及耗油率之间的关系为

$$f = -0.1157Q_2 + 30.73q + 59.61 \quad (R^2 = 0.936)$$

(3)

式中 Q_2 ——水雾剂农药流量,L/h

因热力雾化水雾剂时,水雾剂加入喷管内对原有热气流产生大幅降温,使实际工作频率幅值产生较大下降,因此式(3)只适用于加入水雾剂农药后的实际工作频率与水雾剂农药流量及耗油率之间的关系,而不适用于不加水雾剂农药即空载情况,空载时可用式(2)计算。

利用式(3)计算对应水雾剂农药流量和各油门开度下的工作频率,见表3,计算值与实测值最大相对误差仅为1.4%(对应油门开度67.5°,流量60 L/h)。可见,针对6HYW-60S型脉冲式烟雾水雾机,喷烟雾时应用式(2)、喷水雾时应用式(3)计算其工作频率可行。

脉冲式烟雾水雾机在一定的脉动频率下才能正常工作,其工作过程是一个反馈耦合系统^[26]。可以把是否喷药近似看作系统有无负载两种状态。水的比热容大于柴油,相同流量下水雾的负载大于烟雾负载。

5 结论

(1)应用声学共振频率计算公式计算脉冲发动机频率时,虽然指无加热条件,但又必须考虑加热时的本地温度对应的声速。计算值比实测值平均高31.1 Hz,平均相对误差为26.6%。

(2)从药喷嘴向喷管内注入热雾剂或水雾剂农药并且热力烟化或雾化后,均会使原有工作频率下降,水雾剂农药雾化后工作频率的下降值大于热雾剂烟化后的下降值,即水雾剂农药热力雾化比热雾剂热力烟化对原有脉动燃烧振荡系统的扰动大。

(3)建立的工作频率计算式(2)适用于喷烟雾同时也适用不喷药液状态,式(3)只适用于喷水雾状态。喷烟雾或喷水雾状态下,实际工作频率与药液流量之间均呈负比例关系,其比例系数分别为-0.1357、-0.1157 Hz·h/L;工作频率与燃油消耗率之间均呈正比例关系,对应比例系数分别为38.58、30.73 Hz·h/L,说明喷烟雾时药液流量与燃油消耗率对工作频率的影响均比喷水雾时略大。式(2)、(3)所引起的最大平均相对误差只有2.2%和1.4%,表明应用这两个模型在常规喷药量范围内计算相应的工作频率可行。

参 考 文 献

[1] 许林云,周宏平,崔业民,等. 脉冲式烟雾水雾机:201220546379.2[P]. 2013-03-27.
[2] LY/T 1196—2016 林业机械 便携式脉冲烟雾机[S].
[3] 周宏平,许林云,周凤芳,等. 声学 and 加热条件对脉动发动机工作频率的影响[J]. 南京林业大学学报(自然科学版), 2005,29(3):91-93.
ZHOU Hongping, XU Linyun, ZHOU Fengfang, et al. The relation acoustics condition and calefaction condition with the work

- frequency of pulse-jet engine[J]. Journal of Nanjing Forestry University(Natural Sciences Edition), 2005, 29(3): 91–93. (in Chinese)
- [4] 许林云. Helmholtz 型脉动发动机激励和反馈条件的研究[D]. 南京: 南京林业大学, 2003.
XU Linyun. Study on stimulating and feedback condition of Helmholtz pulse combustor [D]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2003. (in Chinese)
- [5] HANRIOT S D, QUEIROZ J M, MAIA C B. Effects of variable-volume Helmholtz resonator on air mass flow rate of intake manifold[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2019, 41(2): 79–82.
- [6] 周宏平, 许林云, 茹煜, 等. 燃烧室柱部直径对脉动发动机工作特性的影响研究[J]. 航空动力学报, 2005, 20(3): 477–482.
ZHOU Hongping, XU Linyun, RU Yu, et al. Effect of the combustion chamber cylindrical section diameter on the pulse-jet engine performance [J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(3): 477–482. (in Chinese)
- [7] ZHAI Ming, GUO Li, WANG Ze, et al. Ignition process in a Helmholtz-type valveless self-excited pulse combustor[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2017, 88: 187–193.
- [8] 周宏平, 郑加强, 邱景, 等. 锥形喷管出口结构对热烟雾机动力性能的影响[J]. 农业机械学报, 2002, 33(1): 43–46.
ZHOU Hongping, ZHENG Jiaqiang, QIU Jing, et al. Effect of exhaust cone tube structure on power performance of a thermal fogger[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(1): 43–46. (in Chinese)
- [9] 周宏平, 程祥之, 蒋本浩. 燃烧室-喷管工作频率计算方法的研究[J]. 南京林业大学学报, 1997, 21(2): 60–64.
ZHOU Hongping, CHENG Xiangzhi, JIANG Benhao. A study on the method of calculation the pulsating frequency of a combustion chamber and exhaust tube[J]. Journal of Nanjing Forestry University, 1997, 21(2): 60–64. (in Chinese)
- [10] 许林云, 周宏平. 脉冲烟雾机燃烧室-喷管工作频率的研究[J]. 农业机械学报, 2001, 32(4): 45–48.
XU Linyun, ZHOU Hongping. Study on frequency of the pulse combustor of a fogger[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2001, 32(4): 45–48. (in Chinese)
- [11] 马梦楠. 脉动喷气式发动机声学结构特性研究[D]. 南京: 南京林业大学, 2010.
MA Mengnan. Study on acoustic structural characteristics of pulsating jet engine [D]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2010. (in Chinese)
- [12] 杜治平. 脉冲喷气式发动机进气噪声控制技术研究[D]. 南京: 南京林业大学, 2007.
DU Zhiping. Study on noise control of pulse-jet engine [D]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2007. (in Chinese)
- [13] 谢翔燕, 刘相东. 脉动气流雾化机理初探[J]. 干燥技术与设备, 2003, 32(2): 24–27.
XIE Xiangyan, LIU Xiangdong. Investigation on liquid atomization by an oscillating flow [J]. Drying Technology & Equipment, 2003, 32(2): 24–27. (in Chinese)
- [14] 毕群, 章晓梅, 王家骅. 脉动燃烧机理和抑制的初步研究[J]. 南京航空航天大学学报, 1997, 29(1): 96–100.
BI Qun, ZHANG Xiaomei, WANG Jiahua. Experimental investigation on mechanism and suppression of pulse combustion[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 1997, 29(1): 96–100. (in Chinese)
- [15] DAWSON J R, RODRIGUEZ-MARTINEZ V M, BEALE A J, et al. Pressure-heat release measurements during start-up conditions in a pulse combustor[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2005, 30(2): 1815–1822.
- [16] WALDHERR G, JAGODA J I, ZINN B T. Heat release timing in a nonpremixed Helmholtz pulsed combustor[C] // The Twenty-Fifth Symposium (International) on Combustion, Irvine, California, 31 July-August 1994.
- [17] XU Yanying, ZHAI Ming, GUO Li, et al. Characteristics of the pulsating flow and heat transfer in an elbow tailpipe of a self-excited Helmholtz pulse combustor[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 108: 567–580.
- [18] SRIDHAR T. Numerical modeling of pulse combustor tail pipe heat transfer[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(12–13): 2637–2651.
- [19] YANG Lijun, YIN Zhiren, HE Ming, et al. Nonlinear analysis of a pulse combustor model with exhaust decoupler and vent pipe[J]. Combustion and Flame, 2013, 160(12): 2866–2878.
- [20] MATSUOKA K, MUTO K, KASAHARA J, et al. Investigation of fluid motion in valveless pulse detonation combustor with high-frequency operation[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2017, 36(2): 2641–2647.
- [21] CAI Chenzhi, MAK C M. Acoustic performance of different Helmholtz resonator array configurations[J]. Applied Acoustics, 2018, 130: 204–209.
- [22] SHI Xiaofeng, MAK C M. Helmholtz resonator with a spiral neck[J]. Applied Acoustics, 2015, 99: 68–71.
- [23] 侯秀梅. 脉冲式烟雾水雾机热力烟化雾化特性研究[D]. 南京: 南京林业大学, 2015.
- [24] 程显辰. 脉动燃烧[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1994.
- [25] XU Yanying, ZHAI Ming, DONG Peng, et al. Modeling of a self-excited pulse combustor and stability analysis[J]. Combustion Theory and Modelling, 2011, 15(5): 623–643.
- [26] ANAND V, JODELE J, KNIGHT E, et al. Dependence of pressure, combustion and frequency characteristics on valved pulsejet combustor geometries[J]. Flow Turbulence and Combustion, 2018, 100(3): 829–848.