

蓄压器对发动机试车液路固有频率影响分析

靳爱国

(陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 对某一发动机地面热试车液路固有频率及低频振动进行了分析。建立了集中参数模型, 对地面试车时和飞行时的液路一阶、二阶纵向固有频率进行了计算。得出的结果与实际试验数据吻合。在计算分析的基础上, 对发动机低频振动机理进行了分析。计算与分析表明: 蓄压器参加发动机地面热试车会造成试车系统液路纵向固有频率的改变, 由于改变了的液路纵向固有频率没有经过大量的实际试车考验, 因而不能够排除引起低频耦合振动、并且导致试车故障的可能性。建议对于蓄压器参加发动机地面热试车应该慎重考虑。如果确实需要蓄压器参加发动机地面热试车, 从安全角度出发, 应该进行进一步的理论分析、试验工作。本文的数学模型对低频振动特性分析以及安全分析具有借鉴价值。

关键词: 发动机; 热试车; 液体脉动; 频振动; 蓄压器

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2005)05-0011-05

Effect of buffer on frequency of engine flow system in hot tests

Jin Aiguo

(Shaanxi Power Machine Design and Research Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: A model was established to calculate the low inherent frequency of an engine flow system in hot tests. The inherent frequency of the flow system was given at different conditions. The results showed that the use of a buffer would change the inherent frequency of the flow system. If the changed frequency is closed to the structure inherent frequency of the engine and testing facility, it is possible for the testing engine to have malfunction. Use of a buffer in the engine system in a hot test must be analyzed carefully for safety reason.

Key words: engine; hot test; liquid pulsation; low frequency vibration; buffer

1 引言

发动机研制经验表明,发动机的低频振动对发动机的破坏力很大,严重的低频振动会导致发动机出现故障甚至破坏。对于地面试车,则有可能导致试车台设施的严重破坏,造成重大损失。发动机的低频振动问题越来越引起发动机设计人员以及总体设计人员的高度重视。掌握发动机的低频振动规律及其影响因素,对于保证发动机的安全以及成功非常必要。在发动机的各种低频中液路流体脉动和结构机械振动的耦合振动是最受关注的重点研究领域。因此,非常有必要对发动机的液路振动及由其引起的低频振动问题进行深入分析。

发动机液路系统耦合振荡是发动机低频振动的主要振源之一。本文对某一发动机系统液路纵向固有频率进行了分析。这一发动机经历了大量的地面热试车,证明发动机热试车系统是安全可靠的。由于蓄压器参加发动机地面热试车次数较少,有必要进行进一步分析试车时安装蓄压器对发动机热试车的影响。因此本文对发动机地面热试车系统中安装蓄压器后液路纵向固有频率的变化进行了分析与对比。分析结果表明,发动机地面热试车系统中安装蓄压器会造成发动机地面热试车系统液路纵向固有频率的变化。

2 动力系统液路固有频率分析

采用集中参数模型对地面试车时的液路纵向一阶、二阶纵向固有频率进行计算。集中参数模型的优点是:简单实用,液路集中参数容易通过试验获得,能够保证分析结果的真实性。

2.1 动力系统液路模型

发动机地面试验系统的液路由发动机试车台的推进剂贮箱、输送管路和发动机液路组成。

地面试车时的动力系统液路由贮箱、贮箱到蓄压器的管路、蓄压器、蓄压器到泵入口的管路、泵、泵后管路、汽蚀管、推力室组成,如图 1 所示。

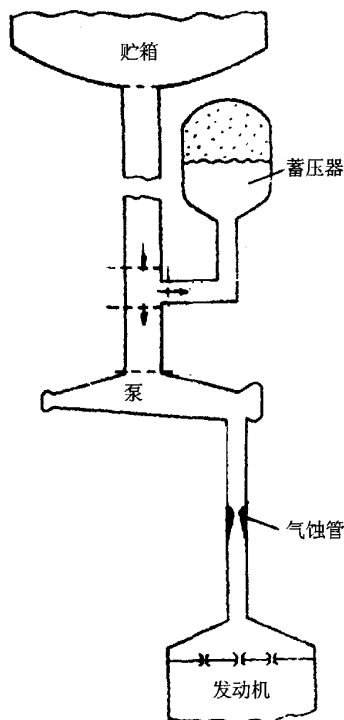


图 1 动力系统液路原理示意图

Fig.1 Sketch of the flow system in hot tests

按照集中参数模型推导出的发动机系统的液路纵向固有频率计算公式为

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{I_1 + I_p + I_3}{(C_p + C_b)I_1(I_p + I_3)} - \left(\frac{R_p + R_v}{2(I_p + I_3)}\right)^2} \quad (1)$$

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_b + C_p}{(I_2 + I_b)C_b C_p} - \left(\frac{R_p + R_v}{2(I_p + I_3)}\right)^2} \quad (2)$$

式中, f_1 为系统的一阶纵向固有频率, Hz; f_2 为系统的二阶纵向固有频率, Hz; I_b 为蓄压器的惯性, m^{-1} ; I_p 为泵的惯性, m^{-1} ; I_1 为贮箱出口到蓄压器入口的管路惯性, m^{-1} ; I_2 为蓄压器出口到泵入口的管路惯性, m^{-1} ; I_3 为泵出口到汽蚀管入口的管路惯性, m^{-1} ; C_b 为蓄压器液容, s^2m ; C_p 为泵的汽蚀柔度, s^2m ; R_p 为泵的液阻, m^{-1} ; R_v 为汽蚀管的液阻, m^{-1} ; 下标: p 表示泵; b 表示蓄压器; V 表示汽蚀管; 1,2,3 对于 f , 1、2 表示一、二阶频率; 对于 I , 表示液路不同的部位。

若不考虑汽蚀管, 则用公式 (3)、(4) 计算

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{(I_1 + I_2)(C_b + C_p)}} \tag{3}$$

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_b + C_p}{(I_2 + I_b)C_p C_p}} \tag{4}$$

若不装蓄压器，则液路一阶纵向固有频率为

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{(I_1 + I_2)C_p}} \tag{5}$$

2.2 蓄压器有关参数

蓄压器液容 C_b 与蓄压器充气压力、蓄压器工作压力（亦即蓄压器处推进剂压力）、蓄压器气腔容积有关，计算公式为

$$C_b = \frac{\rho p_1 V_1}{K p^2} \tag{6}$$

式中， ρ 为燃料密度； K 为蓄压器所充气体的比热比； p_1 为蓄压器充气压力； p 为蓄压器处推进剂压力，接近于发动机启动阀门前压力。从公式（6）可以看出，蓄压器液容 C_b 随发动机启动阀前压力的增大而减小。蓄压器惯性 I_b 由其设计结构和参数决定。

2.3 发动机有关参数

泵的汽蚀柔度 C_p 由泵的设计结构和工作参数决定，对于给定的泵， C_p 随泵入口压力变化，泵入口压力等于启动阀前压力减去管路流阻。根据发动机液流试验和热试车数据，计算出不同启动阀前压力下的氧泵的汽蚀柔度 C_p 。

氧泵惯性 I_{p0} 、氧泵出口到汽蚀管入口惯性 I_3 、燃料泵惯性 I_{p1} 、氧泵液阻 R_p 及汽蚀管液阻 R_v 通过对专项试验数据的分析和理论计算获得。

2.4 管路有关参数

根据管路的结构参数，计算出贮箱出口到蓄压器入口的管路惯性 I_1 ，分别对系统的 I_1 和地面试车系统的 I_1 进行了计算。

计算了蓄压器出口到泵入口的管路惯性 I_2 、泵出口到汽蚀管入口的管路惯性 I_3 。

2.5 计算结果及分析

按照上述模型，对试车时的液路一阶、二阶纵向固有频率进行了计算，计算结果见表 1。

表 1 带蓄压器的动力系统氧路液路纵向固有频率
Tab.1 Calculated inherent frequencies of the flow system

P_0 / MPa		0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
飞行	f_1 / Hz	4.6	5.5	6.27	6.9	7.47
	f_2 / Hz	43.1	45.2	47.6	50.4	53.4
试车	f_1 / Hz	2.98	3.56	4.05	4.47	4.83
	f_2 / Hz	43.1	45.2	47.6	50.4	53.4

注： p_0 为发动机启动阀前压力。

计算得到的不装蓄压器时的地面试车“发动机+试车台”氧液路固有纵向频率为

$$f_1 = 11 \text{ (Hz)}$$

计算表明，装蓄压器后，发动机启动阀门前压力为 0.5MPa 时，地面试车液路系统一阶纵向固有频率为 3.56Hz，二阶纵向固有频率为 45.2Hz。随启动阀门前压力的增加，液路系统一阶、二阶纵向固有频率有一个增大的过程，那么在发动机过载加压过程中，液路固有振荡频率就有可能同结构固有频率发生耦合，造成振动加剧。液路系统一阶、二阶纵向固有频率变化的原因在于蓄压器的液容 C_b 随压力变化。

在发动机地面试车时，安装蓄压器对发动机试车台系统的液路纵向固有频率的影响主要表现在以下方面：一阶纵向固有频率降低，并且增加一个 45.2Hz 的二阶纵向固有频率，这个频率在发动机不安装蓄压器试车时是不存在的。安装蓄压器的发动机试车时，液路纵向固有频率的变化随推进剂贮箱增压压力的变化而变化。通过对发动机地面热试车的机械振动数据以及液路压力脉动数据的分析，表明上述计算数据与试验数据基本吻合，说明计算结果基本上反映了发动机地面热试车液路系统的固有频率的情况，同时也说明集中参数法在本项分析中是适用的。

3 发动机地面试车低频振动机理分析

发动机的低频振动具有宽谱随机振动的特点，也就是说，在任何一个频率处总有一定幅值的振动存在。这一特点为局部某些特征频率下的振动耦合提供了前提条件。

3.1 推力脉动产生振动的模式

发动机研制和试验经验表明, 低频振动产生过程的一种模式可以描述为: 流体脉动产生推力脉动, 推力脉动作用于结构, 产生结构的机械振动, 结构的机械振动又对流体脉动产生影响, 如果形成正反馈, 那么发动机的机械振动将增大。在这方面, 发动机研制人员曾作过深入研究, 研究表明, 发动机结构的机械振动, 通过与流体接触的壁面作用于流体, 对流体脉动产生影响。如图 2 所示。具体过程为: 输送管路流体脉动 Δ_0 (包括压力脉动 Δp_0 和流量脉动 Δq_{m0}) 经过供应系统, 增益为 Δ_1 (Δ_1 也可能由供应系统本身液路产生), 从而产生压力和流量的脉动, 进而产生推力脉动 ΔF , 推力脉动激发发动机的结构振动 X , 结构振动又反过来对流体脉动 (Δ_0 , Δ_1) 产生影响, 形成闭合回路。如果输送管液路和发动机及输送系统结构固有频率相耦合时, 某些条件下, 最终可能导致发动机闭合回路不稳定, 压力脉动和结构振动将会因自激振动而加强, 其原理如图 2 所示。

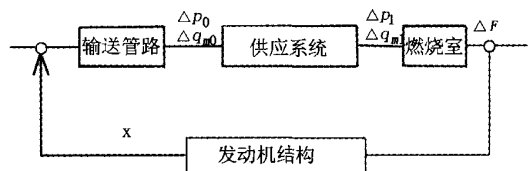


图 2 发动机系统液路流体脉动与结构固有振动耦合

Fig.2 The coupling between flow system and the engine structure

如果输送管路 (泵前管路, 如果安装了蓄压器则包括蓄压器在内) 工作时的固有频率在 40Hz 附近, 那么泵前扰动 Δ_0 的 40Hz 分频值将有可能通过不断的反馈被放大。 Δ_1 则由发动机供应系统动态特性和动态增益特性决定, 并与 Δ_0 成正比。

3.2 局部结构机械振动影响发动机振动的模式

发动机工作时的其它振动源主要还有: 涡轮泵 (包括发生器)、汽蚀管、节流圈、液体流动引发管路振动、伺服机构摇摆等, 这些因素当中, 对于汽蚀管、节流圈、液体流动引发局部结构机械振动, 由于它们的结构动特性的特点, 其机械振动不会对发动机整体振动产生较大的影响, 它们的影响主要表现在对流路液体脉动的影响上。

万方数据

发动机研制和试验经验表明, 涡轮泵是发动机系统的主要振动激励源之一。涡轮泵作为大功率的动力装置会产生燃气振荡, 同时导致结构振动, 涡轮泵自身在工作时亦产生流体和机械振动。

如果发动机的输送管路 (包含蓄压器) 的液体流路固有频率与涡轮泵振动频率耦合, 那么管路中流体脉动中 40Hz 的成分将有可能被放大, 导致泵入口压力存在 40Hz 的脉动, 入口压力的变化导致泵诱导轮局部汽蚀的变化, 引起汽蚀振荡, 影响涡轮泵的机械振动, 同时引起泵出口压力的变化、发生器内的燃气脉动、造成发动机推力的脉动, 进而影响到整个发动机的振动。

4 结论

对发动机液路固有频率及低频振动机理分析结果表明, 发动机系统中安装蓄压器会造成系统液路纵向固有频率的变化, 若发动机系统液路纵向固有频率与发动机结构固有频率耦合, 则会导致发动机机械振动的加剧。

由于蓄压器参加发动机地面热试车会造成试车系统液路纵向固有频率的改变, 因此对于新设计的蓄压器或者改变了设计参数的蓄压器参加发动机地面热试车应该慎重考虑。由于新的蓄压器参数不同, 会造成液路纵向固有频率不同, 改变了的液路纵向固有频率没有经过大量的实际考验, 因而不能够排除引起低频耦合振动, 并且导致故障的可能性。如果确实需要新设计的蓄压器或者改变了设计参数的蓄压器参加发动机地面热试车, 从安全角度出发, 应该进行必要的理论分析和试验工作。

本文的分析是初步的, 旨在阐述问题的本质。本文采用的集中参数计算模型不能反映流体脉动的相位关系, 进一步的深入分析需要对模型进一步细化, 建立系统的分布模型, 并且对试车系统、发动机部件的有关参数通过试验获得更为精确的数值, 利用数值求解或者传递函数确定各部件流体脉动的放大系数、相位角关系, 从而求得液路中流体压力和流量脉动振幅的具体变化情况。

(下转第 50 页)

最大电流加工。三个R6半圆的相对位置由三角凸台48保证。

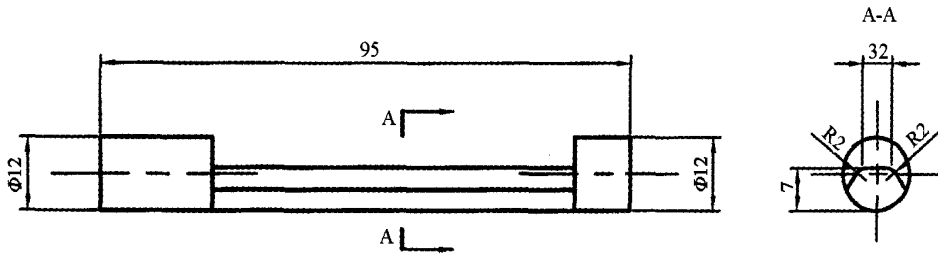


图 6 电极
Fig.6 The electrode

3.4 断流阀的装配注意事项

- (1) 用内窥镜检查壳体内孔，内孔应无毛刺，杜绝因毛刺问题产生的产品质量事故。
- (2) 非金属零件用绸布蘸酒精擦净，晾干。严防因为清洗不干净或清洗时将细毛丝线带入壳体腔内，使产品密封失效。
- (3) 螺纹联接处和塞子的表面均涂很薄一层抗化学密封脂，但在塞子前端部约 8mm 长度上以及锥面 H 和壳体锥面 K 上不准涂抗化学密封脂。
- (4) 每个槽的内挡环开口应相互错开，在装配时，挡环应和壳体内孔 $\phi 19$ 槽 C 端面贴合，这样可以阻止电爆管电爆时黑色粉末进入壳体腔内。

3.5 转接帽拧紧

转接帽拧紧力矩为 100^{+10}_0 N·m，在拧紧时，不可以用扳手猛力拧紧，使转接帽受力变形，影响转接帽密封效果。

4 结论

产品经试验验证，符合设计要求。说明用此方法生产的断流阀工艺合理，不但解决了产品中存在的问题，而且提高了生产效率。

参考文献：

- [1] Buck GS. Heat Transfer in Mechanical Seal[J]. Proc.6th International Pump Users Symposium. 1989:9~15
- [2] 太原市金属切削刀具协会. 金属切削实用刀具技术 [M]. 北京：机械工业出版社，1993.
- [3] 金属机械加工工艺人员手册 [M]. 上海：上海科学技术出版社，1981.

(编辑：侯 早)

(上接第 14 页)

参考文献：

- [1] 龙乐豪. 总体设计 (上册). 北京：宇航出版社，1989.
- [2] 朱宁昌. 液体火箭发动机设计 (上册) [M]. 北京：宇航出版社，1994.

- [3] 格列克曼 Б Ф. 发动机自动调节 [M]. 顾明初，郁明桂，邱明煜译. 北京：宇航出版社，1995.
- [4] 张黎辉，张振鹏. 补燃循环发动机输送系统的频率特性. 推进技术 [J]. 2000，(1).
- [5] 黄怀德. 大型液体火箭动力学课题研究. 导弹与航天运载技术 [J]. 1999，(3).

(编辑：陈红霞)