

涡轴发动机超转保护系统燃油切断时序研究

李立新^{1,2}, 殷泽天², 向露宇², 刘 阳², 刘 志²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 为评估涡轴发动机动力涡轮超转保护装置的安全性, 在某型涡轴发动机上进行了规定状态下的模拟超转试验, 获得了发动机超转燃油衰减规律; 进一步提出了一种动力涡轮失去负载后最大转速预测方法, 根据燃油规律与输出功率、气动转矩、动力涡轮转速与加速度的关系, 采用分段迭代计算的方式对超转过程不同时刻的动力涡轮转速进行计算, 获得了动力涡轮断轴最大转速; 最后, 对配套不同燃油切断时序的超转保护装置的断轴后最高转速进行了差异分析, 结果表明断油过程的压力平稳区时长对动力涡轮最大转速有决定性作用, 将燃油切断时间从 65 ms 调整至 181 ms 后, 最大动力涡轮转速从 116.1% 上升至 123.2%, 为保证涡轮失去负载后的安全性, 宜将燃油切断时间控制在 162 ms 以内。

关 键 词: 涡轴发动机; 失去负载; 超转保护; 切断时间; 最大转速

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Research on fuel cut-off sequence of overspeed protection system for turboshaft engines

Li Lixin^{1,2}, Yin Zetian², Xiang Luyu², Liu Yang², Liu Zhi²

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: For evaluating the safety of Turboshaft engine power turbine over-speed protective device, the simulation test for over-speed was carried out on a specific type of Turboshaft engine under prescribed conditions and the fuel decay law of engine over-speed was obtained. Furthermore, a method for predicting maximum rotor speed after losing load was proposed. According to the relationship between the fuel flow decay law and output power, pneumatic torque, power turbine speed and acceleration, the power turbine speed at different moments during over-speed process was calculated by using sectional iterative calculation method. The maximum power turbine speed when shaft fracture occurs was obtained. Finally, a difference analysis was conducted on the highest speed post-shaft breakage of the over-speed protection devices equipped with different fuel cutoff timings. The results indicate that the duration of the stable decline phase during the fuel cutoff process plays a decisive role in the maximum speed of the power turbine speed of the power turbine. After adjusting the fuel cutoff time from 65 ms to 185 ms, the maximum power turbine speed rosed from 116.1% to 123.2%. To ensure the safety of the turbine after losing load, it is advisable to control the fuel cutoff time within 162 ms.

收稿日期: 2024-11-22

作者简介: 李立新(1981—), 男, 研究员, 博士, 主要从事航空发动机总体结构设计。

通信作者: 殷泽天(1994—), 男, 工程师, 硕士, 主要从事航空发动机总体性能设计。E-mail: thzb111@qq.com

引用格式: 李立新, 殷泽天, 向露宇, 等. 涡轴发动机超转保护系统燃油切断时序研究[J]. 航空动力学报, 2026, 41(9): 20240796. Li Lixin, Yin Zetian, Xiang Luyu, et al. Research on fuel cut-off sequence of overspeed protection system for turboshaft engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(9): 20240796.

Keywords: turboshaft engine; loss of load; over-speed protection; timing of cutoff; maximum speed

为保护涡轴发动机结构完整性和飞行安全,防止发动机运行过程动力涡轮转速超出规定范围,发动机控制系统通常设计有防超转装置。GJB242A 规定发动机在运行过程出现动力涡轮超转时,控制系统应立即校正;适航 CCAR-33R2 规定动力涡轮失去载荷时,动力涡轮超转保护停车系统应有效地保证动力涡轮结构的完整性。涡轴发动机配装直升机进行工作时,动力涡轮断轴、测扭齿断裂导致转速测量异常、数控系统故障等因素^[1]会导致动力涡轮超转,其中动力涡轮断轴是导致发动机超转的最危险的一种形式,2010 年 10 月 4 日空客 A380-842 飞机配装的罗罗公司 Trent 972-84 发动机由于中压涡轮盘断轴后超转保护系统未及时响应^[2],导致轮盘超过破裂转速,发生轮盘破裂非包容事故,因此超转保护系统的响应时间对动力涡轮失去负载瞬间达到的最大转速的影响至关重要。

超转保护系统的实现方式主要有机械液压式和电子式两种,典型的机械保护系统如 CFM56-5B 发动机的转速抑制装置,可以将涡轮转速与液压执行机构关联;电子式超转保护系统中,全权限数字发动机控制系统(FADECs)得到了广泛应用,通常包括三类处理方式,一类是切断燃油使发动机熄火停车,例如我国第四代民用涡轴发动机 AES100^[3]采用了接通超转停车电磁阀的方式进行保护,周敏、熊勇军提出的超转保护系统也采用了同样的方法^[4-5];二类是超转过程将燃油减少到最小值但发动机不熄火,如 Honey-well 公司的 HTS900 发动机^[6]、加普惠公司的 PT6 发动机,在动力涡轮超转后接通最小流量电磁阀将燃油流量控制在较小的范围,当动力涡轮低于一定转速时,重新恢复供油;三类是切断燃油的同时接通点火信号,转速恢复正常范围后进行供油再点火,GE 公司的 T700 发动机、中国航发湖南动力研究所多型在研涡轴发动机均采用了这种处理方式。部分发动机采用了将以上几种保护方式结合的方法,例如 Zagraski 等发明的超转保护系统增加了执行判据^[7],在检测到低空环境下超转时提供最小燃油流量,在检测到高空环境下超转或失去负载状态时切断燃油供应;透博梅卡涡轴发动机通过将电子保护系统与一种名为“叶片脱落”的机械保护

相结合的方式进超转保护^[8]。

涡轴发动机动力涡轮因失去负载发生超转时,由于动力涡轮转动惯量较小,超转保护系统存在响应时间(包括超转信号响应时间和机械断油装置响应时间),动力涡轮转速会迅速上升;且燃油切断后,由于余油残留和高温燃气从燃烧室流向动力涡轮存在延迟等因素,动力涡轮转速在短时内仍会进一步增加,因此动力涡轮失去负载会对飞行安全产生极大的威胁。目前 GJB242A 对涡轴发动机超转保护系统的响应时间没有明确规定,为保证超转后动力涡轮轮盘的安全性,确定合理的燃油切断时间至关重要;此外,大部分针对超转极限转速预测的研究均止步于超转保护系统开始响应的时刻^[9-10],然而,超转过程的燃油衰减规律对动力涡轮失去负载最大转速存在较大影响,传统的燃油流量测量基于试车台管道流量计和数据采集系统,存在采集滞后和较大的测量误差,难以获取进入发动机燃烧室的真实燃油衰减规律。在对断轴后最大转速的研究中,龚立锋等^[11]计算了涡轴发动机在燃气发生器能量不变时的动力涡轮转子失去负载最大转速,并指出了今后的研究方式是进一步获取燃油切断后喷嘴喷出的燃油流量与时间的关系和余油能量的转化规律。

为评估我国第四代涡轴发动机动力涡轮超转保护装置的安全性,本文通过进行发动机最大状态下的模拟超转试验,基于压气机出口压力、燃油分配装置主、副油路压力和动力涡轮转速加速度计算发动机超转的燃油衰减规律,并提出了一种动力涡轮失去负载后最大转速预测方法;进一步调整燃油分配器的节流嘴尺寸,获得了不同燃油切断时序(燃油从稳态衰减至 0 r/min 的过程中燃油流量随时间的变化特性)的超转保护装置,通过对比分析不同超转保护装置的断轴后最高转速,最终确定了合理的燃油切断时序。

1 方 法

1.1 超转断油方法

某型涡轴发动机设计有独立于动力涡轮转速(N_p)恒定系统的 N_p 超转保护系统,执行装置燃油分配装置具备分配燃油和超转保护功能,结构如图 1 所示,发动机正常工作时,通过燃油总管实现

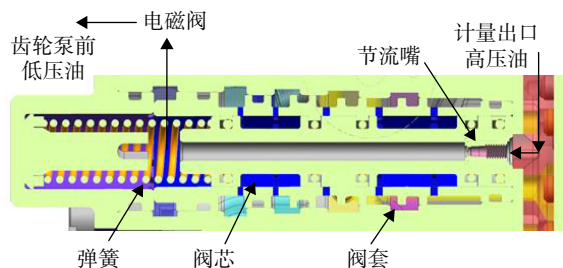


图1 超转保护机械原理图

Fig. 1 Over-speed protection mechanism diagram

对燃油喷嘴主、副油路供油;在接收到超转信号后,超转停车电磁阀通电打开,使弹簧腔与回油油路接通,弹簧腔内压力降低为齿轮泵前低压,由于选择活门阀芯上节流嘴的存在,阀芯右侧计量出口高压油会通过节流嘴向弹簧腔流动形成压力差,选择活门在右侧燃油压力的作用下打开,切断主、副油路供油,其中副油路完全关闭,主油路活门出口的燃油经选择活门至齿轮泵前,实现超转保护功能。

由于节流嘴尺寸影响超转断油和恢复供油过程的压力建立,超转过程的燃油切断时间和恢复供油时间可通过改变节流嘴尺寸大小进行调整。在燃油分配装置的部件试验中,在给定发动机最大状态的燃油进口压力条件下接通超转电磁阀,配套直径为 $\Phi 0.5\text{ mm}$ 节流嘴的分配装置A切断时间约为 54 ms ,恢复时间约为 250 ms ,配套直径为 $\Phi 0.6\text{ mm}$ 节流嘴的分配装置B切断时间约为 100 ms ,恢复时间约为 110 ms 。

1.2 模拟超转试验与燃油衰减规律

1.2.1 模拟超转试验

试验前完成试车台电气系统与发动机超转电磁阀连接,完成发动机动力涡轮转速(N_p)传感器、压气机后压力(p_{s3})和燃油分配装置的主油路(p_{fz})、副油路(p_{ff})的压力传感器安装,完成高速动态记录仪对 p_{s3} 、 p_{fz} 、 p_{ff} 、 N_p 的压力信号采集,如图2所示。

某直升机配套3台涡轴发动机进行试飞,为

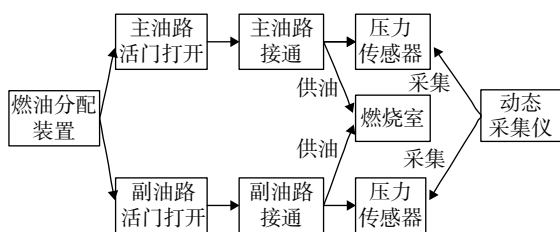


图2 燃油分配装置与试车台测量系统电路图

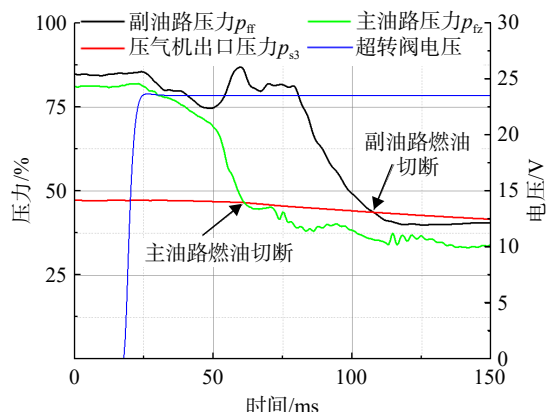
Fig. 2 Fuel distribution device and circuit diagram of measuring system for test bench

获取直升机在平原环境最大负载起飞状态下的单台发动机超转燃油衰减规律,在发动机运行至规定状态使发动机输出功率为直升机最大需求功率的 $1/3$,稳定运行若干分钟后由试车台电气系统接通超转放油阀至发动机燃油完全切断(燃油分配装置主、副油路压力 p_{fz} 、 p_{ff} 均小于 p_{s3})。

1.2.2 超转燃油衰减规律计算方法1

根据试验结果获得发动机最大状态超转时的 p_{fz} 、 p_{ff} 、 p_{s3} 随断油时间的变化规律(如图3所示):

$$p_{fz} = f_1(t) \quad p_{ff} = f_2(t) \quad p_{s3} = f_3(t) \quad (1)$$

图3 超转放油过程 p_{fz} 、 p_{ff} 、 p_{s3} 随时间的变化规律Fig. 3 Variation rule of p_{fz} , p_{ff} , p_{s3} with time during over-speed fuel cutoff

根据 p_{fz} 、 p_{ff} 、 p_{s3} 计算主、副油路燃油流量,得到 W_f 与断油时间的关系:

$$W_{fz} = c \times \sqrt{b \times (p_{fz} - p_{s3})} \quad (2)$$

$$W_{ff} = d \times \sqrt{b \times (p_{ff} - p_{s3})} \quad (3)$$

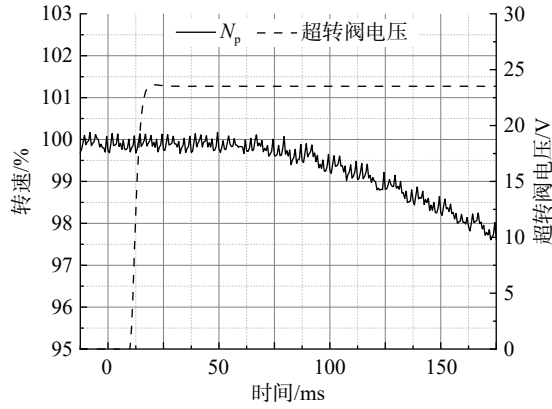
$$W_f = W_{fz} + W_{ff} = f_4(t) \quad (4)$$

式中 W_{fz} 为主油路燃油流量, W_{ff} 为副油路燃油流量, W_f 为流入燃烧室的总燃油流量, c 为主油路流量系数, d 为副油路流量系数, b 为修正系数。

本文 $c=359$, $d=51$, $b=0.00096$ 。 c 和 d 是已知燃油类型、燃油温度、燃油总管与燃油喷嘴几何形状的条件下,通过部件试验标定得出的; b 是对燃油密度的修正,根据试验数据进行回归分析确定。

1.2.3 超转燃油衰减规律计算方法2

根据试验过程中的 N_p 转速加速度进行计算。图4为 N_p 转速原始数据示意图,对 N_p 进行平滑处理后,计算 t_0 时刻 N_p 转速的加速度 a :

图 4 超转试验 N_p 转速与时间的关系Fig. 4 Relationship between the N_p and time of overspeed test

$$a = (N_{p(t_0+\Delta t)} - N_{p(t_0)}) / \Delta t = f_7(t) \quad (5)$$

式中 Δt 尽可能取较小值, 本文 $\Delta t=2$ ms。

根据 N_p 转速不同时刻的下降率和动力涡轮、测功器联合转子系统转动惯量 k_2 计算动力涡轮负载 T_p :

$$T_p = \frac{k_2 \times \pi \times N_p}{30} \times a = f_8(t) \quad (6)$$

试验过程水力测功器采用位置模式, 保持水阀开度和测功器负载 T_0 不变, 忽略摩擦阻力, 根据动力涡轮负载计算发动机功率 P_{dn} :

$$P_{dn} = \frac{T_0 - T_p}{9550 \times \eta} \times N_p = f_9(t) \quad (7)$$

在发动机通用的部件级性能模型^[12]中根据发动机功率和 N_p 转速计算燃油流量:

$$W_f = f(P_{dn}, N_p) = f_{10}(t) \quad (8)$$

1.2.4 两种计算方法对比分析

方法 1 侧重于对进入燃油喷嘴前的分配装置油压的高精度采集, 相对比传统的流量测量方法, 该方法可以反映较真实的燃油流量, 可为燃油衰减规律计算提供参考。但即使分配装置完全切断燃油时, 仍有少部分留在管道内的余油会进入燃烧室, 此外, 燃烧室完全熄火并不等同动力涡轮完全停止做功(差异为高温燃气传输的时间)。

方法 2 侧重于根据超转断油试验过程中的 N_p 转速加速度对燃油衰减规律进行反推, 该方法不一定能反映进入燃烧室的真实燃油流量, 但是将稳态分析方法用于动态动力涡轮气动转矩计算时, 该方法可以较精确地计算发动机实时转速、功率与实时流量的对应关系。

小结: 方法 1 可以计算较准确的燃油流量, 方

法 2 在计算动力涡轮失去负载的最大转速时更准确, 因此在本文第 2.2 节的计算中使用了方法 2。

1.3 失去负载后最大转速预测方法

美国联邦航空局(FAA)和欧洲航空安全局(EASA)制定的航空发动机适航规章规定^[13-14], 在转子完整性设计与试验要考虑发动机在典型安装方式中涡轮失去负载情况下导致的转子最高转速, 并考虑对超转最关键的转子或系统失效组合导致的转子最高转速, 且在失效组合中应排除飞行前和飞行中检测的部件或系统失效, 因此, 在动力涡轮失去负载的最大转速预测中应充分考虑超转保护系统的响应时间与燃油规律。公开文献中, 北京航空航天大学对涡扇发动机高压涡轮轴断裂后的性能^[15]和空气系统强瞬变过程^[16]进行了建模分析, 罗尔斯·罗伊斯公司与克莱菲尔德大学对中低压涡轮轴断裂现象共同开展了研究^[17], 但尚无一种考虑超转保护系统燃油切断时序的最大涡轮转速计算方法。

本文选取配备 3 台发动机的某直升机在平原环境最大负载起飞状态下的单台发动机输出功率作为输入条件, 燃气发生器转速和燃气涡轮出口温度选取基线性能模型与该功率的对应值, 动力涡轮转速选取 100% 工作转速。

涡轴发动机动力涡轮失去负载的情况包括动力涡轮与减速器脱开、减速器与直升机主减脱开、主减与直升机旋翼脱开这 3 种情况, 本预测方法仅考虑最严酷的断轴情况, 在动力涡轮与减速器脱开的条件下且动力涡轮转子不后移、不与静子碰磨减速。超转至燃油切断过程时间极短(小于 0.2 s), 为了便于进行转速预测计算, 本文采取如下假设:

1) 假设稳态分析方法适用于超转过程中动力涡轮气动转矩瞬态分析。

2) 假设超转过程中, 响应时间较慢的 N_p 转速恒定系统(通过控制燃油泵调节器油针开度来调控燃油)对燃油衰减规律无影响。

按涡轴发动机部件级性能模型计算发动机规定状态稳态性能, 根据燃油流量和 N_p 转速计算发动机等效功率 P_{dn} :

$$P_{dn} = f(W_f, N_p) = f_5(t) \quad (9)$$

动态过程的转矩 T 为:

$$T = 9550 \times \frac{P_{dn}}{N_p} \quad (10)$$

动力涡轮转子加速度 $a(\%/s)$ [18] 为:

$$a = \frac{30 \times T}{k_1 \times \pi \times N_p} \quad (11)$$

式中 k_1 为动力涡轮转子系统的转动惯量。

将超转开始至 $W_f=0$ 的时间设为总时长 t_0 。将 t_0 分为 n 段, 以 t_0/n 为一段进行分段计算, 每段时间的起始参数参与计算后得到的 N_p 加速度视为该段的平均加速度, 并考虑动力涡轮超转保护值 N_{p0} , 方法 2 计算示意为:

$$P_{dn1} = f(W_{f1}, N_{p0}) = f(f_{i0}(t_1), N_{p0})$$

$$T_1 = 9550 \times \frac{P_{dn1}}{N_{p0}}$$

$$a_1 = \frac{30 \times T_1}{0.143 \times \pi \times N_{p0}}$$

$$N_{p1} = N_{p0} + a_1 \times t_0/n$$

$$P_{dn2} = f(W_{f2}, N_{p2}) = f(f_{i0}(t_2), N_{p2})$$

...

$$P_{dnn} = f(W_{fn}, N_{pn-1}) = f(f_{i0}(t_n), N_{pn-1})$$

$$T_n = 9550 \times \frac{P_{dnn}}{N_{pn-1}}$$

$$a_n = \frac{30 \times T_n}{0.143 \times \pi \times N_{pn-1}}$$

$$N_{pn} = N_{pn-1} + a_n \times t_0/n$$

2 结果与讨论

2.1 模拟超转试验分析

以每 5 ms 为一段进行分段计算, 图 5 是配装燃油分配装置 A 进行超转试验的两种不同超转燃油衰减规律计算方法的结果差异, 并将动态记录仪基于涡轮流量计测量的试车台燃油管道燃油作为参照组, 图 6 是配装燃油分配装置 B 的燃油衰减规律采集与计算结果, 可以看出:

1) 3 组结果表现出的燃油整体衰减趋势一致, 其中基于方法 1 计算的燃油切断时间最短, 基于涡轮流量计采集的燃油切断时间最长, 差异的主要原因是小流量状态流量计采集不精确、试车台管道至发动机进口流量延迟等。

2) 方法 1 的燃油切断时间为 65 ms, 方法 2 的燃油切断时间为 120 ms, 根据燃油分配装置部件试验结果(54 ms 切断燃油), 方法 1 的计算结果更加能反映通过燃油分配装置的真实燃油流量。方法 1 与部件试验结果存在略微差异的主要原因来源于进口压力差异(部件试验: 4 MPa, 整机试

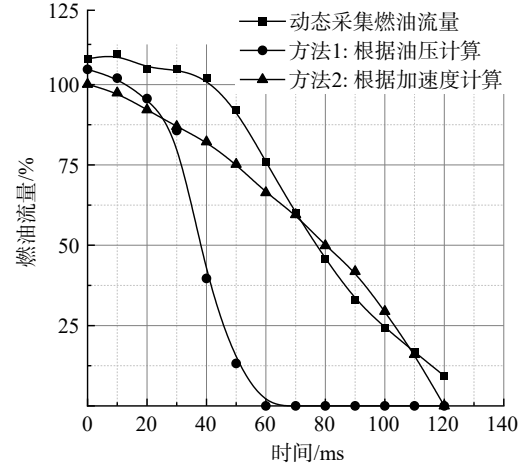


图 5 分配装置 A 燃油衰减规律采集与计算结果

Fig. 5 Collection and calculation results of the fuel decay law for fuel distribution device A

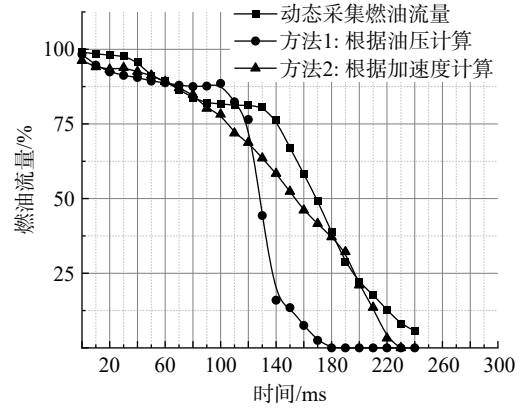


图 6 分配装置 B 燃油衰减规律采集与计算结果

Fig. 6 Collection and calculation results of the fuel decay law for fuel distribution device B

验 3.4 MPa) 和测量误差等。

3) 方法 2 计算的燃油流量与动态记录仪采集的燃油流量更吻合, 根据文中第 1.2.4 节的分析, 考虑到余油残留和高温燃气传输延迟等因素, 在按式(9)进行等效功率计算时, 按方法 2 的计算结果 $W_f=f_{i0}(t)$ 更加合理。

2.2 最大转速差异性分析

图 7 是不同燃油分配装置超转条件下的主副油路压力差异对比图, 可以看出:

1) 不同分配装置的断油压力曲线趋势基本相同; 主油路压力呈持续下降的趋势, 缓慢下降至一定压力后迅速下降; 副油路压力呈先上升后下降的趋势, 下降速度相对于主油路压力更滞后, 原因是主油路压差活门的打开压力更高。

2) 燃油分配装置调整前后差异主要在于燃油完全切断的时长, 主、副油路压力下降区间成

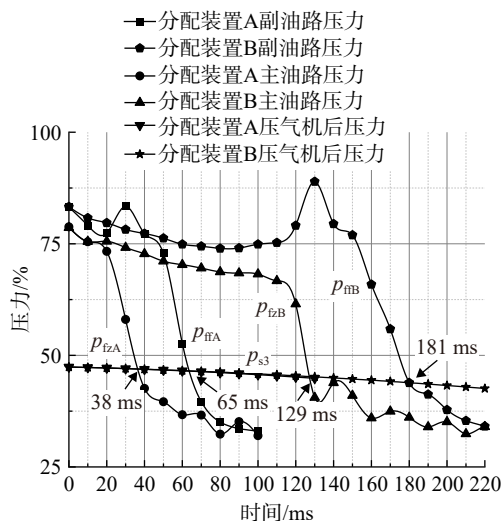


图 7 不同燃油分配装置的油路压力

Fig. 7 Fuel pressure of different fuel distribution devices

比例延长;分配装置调整后,主油路燃油切断时间从 38 ms 上升至 129 ms,燃油完全切断时间从 65 ms 上升至 181 ms。

采用方法 2 计算发动机配装燃油分配装置 A 和装置 B 的断轴后等效功率 P_{dn} 与时间的关系如图 8 所示,可以看出

- 1) 发动机配装燃油分配装置 A 和装置 B 后,从指定状态至完全停止做功的分别为 120、220 ms。
- 2) 发动机配装分配装置 A 前 50 ms 输出功率呈线性下降,配装分配装置 B 前 50 ms 输出功率变化较小,100 ms 时输出功率仍有最大状态的 77%,100 ms 后功率下降率开始增加。
- 3) 发动机配装燃油分配装置 A 和装置 B 分别在 75、170 ms 时输出功率下降出现拐点,与图 7 中主油路燃油切断时间 38、129 ms 较吻合(约 40 ms 时间差异可能为余油残留和高温燃气传输的

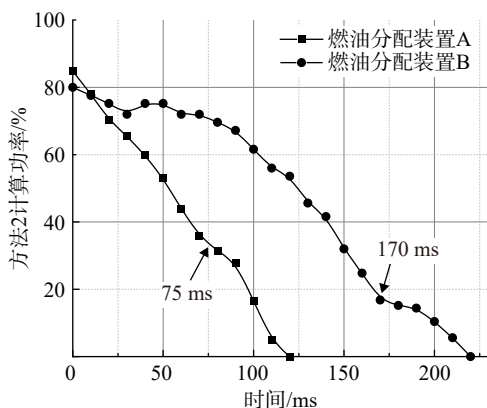


图 8 超转过程等效功率与时间的关系

Fig. 8 Relationship between equivalent power and time during the over-speed process

时间)。

发动机配装不同燃油分配装置断轴后转矩与时间的关系如图 9 所示。

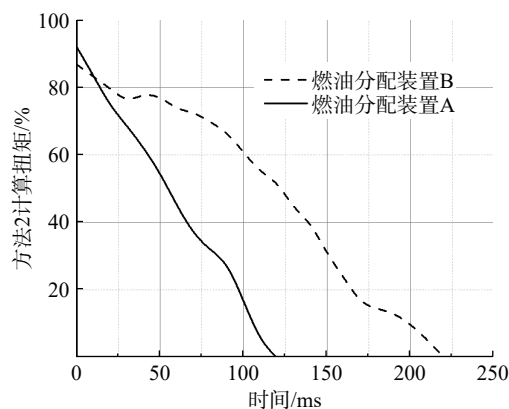
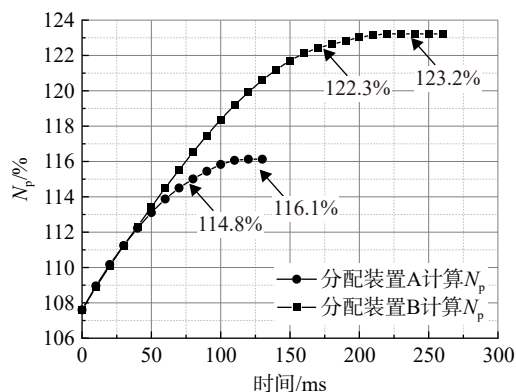


图 9 超转过程转矩与时间的关系

Fig. 9 Torque-time relationship during overspeed

根据飞发协调结果,某涡轴发动机动力涡轮超转保护值设定为 107.6%,图 10 是触发超转保护后同一台发动机配装不同燃油分配装置下的最大 N_p 转速计算结果,可以看出:

- 1) 触发超转保护的 40 ms 内,配装不同分配装置的最大转速没有明显差异;40 ms 后配装分配装置 A 的转速加速率逐渐下降,110 ms 时已达最大转速,而配装分配装置 B 的转速在 40~150 ms 仍在快速上升,150~220 ms 加速率逐渐下降,220 ms 时达到最大转速。
- 2) 配装燃油分配装置 A 和装置 B 的发动机在典型状态断轴条件下的最大 N_p 转速分别为 116.1% 和 123.2%,而主油路燃油切断时对应的功率拐点时刻 75 ms 和 170 ms 对应转速分别为 114.8% 和 122.3%,与最大转速差异仅为 1.3% 和

图 10 不同燃油分配装置的最大 N_p 转速Fig. 10 Maximum N_p when equipped with different distribution devices

0.9%, 因此主油路燃油切断时间对 N_p 最大转速影响较大。

2.3 超转保护策略对安全性的影响

燃油分配装置燃油衰减规律可分为如图 11 所示的 3 个区间: 压力平稳区、 p_{tz} 快降区和 p_{tr} 快降区:

- 1) 压力平稳区燃油流量下降较慢, 100 ms 后燃油流量仍有最大状态的 89%;
- 2) p_{tz} 快降区时间较短且燃油流量下降很快, 此阶段 p_{tr} 有上升趋势;
- 3) p_{tr} 快降区副油路压力快速下降至副油路燃油完全切断。

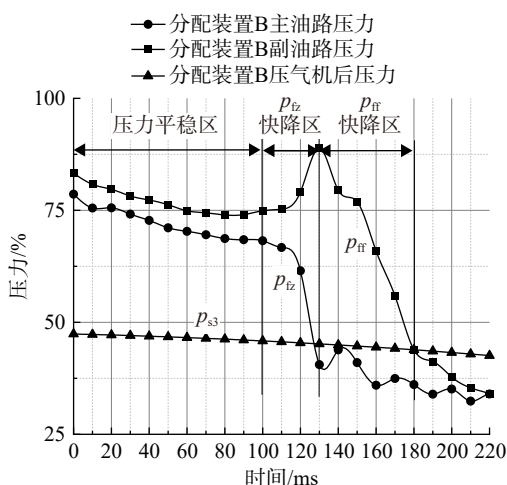


图 11 燃油分配装置断油过程

Fig. 11 Fuel cutoff process of the fuel distribution device

由图 7 可知, 燃油分配装置增大节流嘴直径显著延长了压力平稳区的时长。由于式(2)主油路流量系数 c 较大, 主油路压力对燃油流量起决定性作用, 结合文中第 2.2 节的分析, 压力平稳区的时长对断轴后 N_p 最大转速有决定性影响。

在三类电子超转保护控制系统中, 增加分配装置节流嘴直径虽然可以使燃烧室熄火更慢, 恢复供油的速度更快, 缩短再点火的时间, 但会使涡轮失去负载后最大转速显著上升, 极大增加了断轴风险, 因此需在保证安全性的前提下综合考虑节流嘴直径和断油时间。GJB242A 规定当轮盘材料承受最大温度梯度和最高工作温度时, 轮盘应在不低于 122% 稳态最高允许转速稳定运行 30 s 以上。根据图 10 的计算结果, 若希望发动机失去负载超转时 N_p 最大转速小于轮盘破裂最小转速 122%, 则相对于配装分配装置 B 的断轴最大 N_p 转速(123.1%)应下降 1.1%, 按分配装置 B 压力

平稳区(超转过程前 100 ms) N_p 平均加速度 0.104 5 计算, 压力平稳区时长应缩短:

$$1.1/0.1045 = 10.5 \text{ ms}$$

按比例缩放得出燃油完全切断时间应缩短:

$$10.5 \times 181/100 = 19 \text{ ms}$$

因此分配装置燃油完全切断时间应小于 181-19=162 ms 为宜。

按比例预测燃油切断时序为:

压力平稳区时长 89.5 ms, p_{tz} 快速下降区时长 38 ms, p_{tr} 快速下降区时长 38.5 ms。

2.4 误差分析与后续研究方向

本预测方法的误差主要来源于假设、测量误差和计算误差:

1) 计算时假设 N_p 转速恒定系统未起到减油作用, 实际超转过程该系统可能会进一步降低 N_p 转速加速度, 因此计算的最大 N_p 转速可能偏大。

2) 根据动力涡轮转速加速度计算负载的过程中, 由于 N_p 转速存在一定波动, 进行了平滑处理, 可能产生一定误差。

3) 在模拟超转试验中, 以每 5 ms 为一段进行分段计算, 将每段的轮盘加速度视为恒定, 实际在 5 ms 内轮盘加速度会持续下降, 导致计算的最大 N_p 转速偏大, 为提高精度可以进一步减小分段时长。

4) 由于无法准确评估 162 ms 燃油切断规律和转矩变化规律, 按平均加速度和缩放比例计算燃油切断时间可能存在一定误差。

综上所述, 本文针对动力涡轮典型环境下失去负载的最大转速计算方法较精确且偏保守, 可为超转保护系统燃油切断时间设计提供依据。为验证计算结果的准确性, 后续可以从包容性试验中获取发动机断轴时的真实最大 N_p 转速。

3 结 论

本文通过配装不同节流嘴尺寸的燃油分配装置模拟超转试验, 获得了两组不同的燃油衰减规律, 提出了涡轮失去负载最大转速预测方法和合理的燃油切断时序, 可以得出以下结论:

1) 整机试验超转过程燃油分配装置燃油切断时间与部件试验结果较吻合, 但分配装置将燃油切断后, 由于余油残留和高温燃气传输延迟等因素, N_p 转速仍会进一步上升, 因此动力涡轮失去负载有较大风险, 应在超转保护系统设计中引

起足够重视。

2) 超转过程压力平稳区时间长且流量下降慢, p_{t2} 快降区时间短且流量下降快, 输出功率下降的拐点与主油路燃油切断时刻吻合, 因此超转断油过程的压力平稳区时长对断轴后 N_p 最大转速有决定性影响。

3) 某涡轴发动机超转保护值相对于最小轮盘破裂转速仍有较大裕度, 为增加再点火的稳定性, 可以视情延长燃油切断时间。试验结果表明不同分配装置的断油压力曲线整体趋势较一致, 将燃油分配装置节流嘴尺寸扩大后, 显著延长了断油过程的压力平稳区时长, 导致典型状态断轴条件下的发动机最大 N_p 转速由 116.1% 上升至 123.2%, 存在一定风险。

4) 为使发动机典型工作状态失去负载时 N_p 最大转速小于轮盘破裂最小转速 122%, 分配装置燃油完全切断时间应小于 162 ms 为宜。

参考文献:

- [1] 王晓明, 吴晶峰, 龚立锋, 等. 航空涡轮发动机适航审定中的几种超转问题研究[J]. *燃气轮机技术*, 2021, 34(1): 8-13.
Wang Xiaoming, Wu Jingfeng, Gong Lifeng, et al. Investigation of several over-speed issues in aircraft engine certification[J]. *Gas Turbine Technology*, 2021, 34(1): 8-13. (in Chinese)
- [2] Australian Transport Safety Bureau. In-flight uncontained engine failure over Batam Island, Indonesia, 4 November 2010, VH-OQA, Airbus A380-842: AQ-2010-089 [R]. 堪培拉: Australian Transport Safety Bureau, 2010: 7-8.
- [3] 李概奇, 马东阳, 李杜, 等. 新研民用涡轴发动机起飞状态喘振试验[J]. *航空学报*, 2023, 44(14): 628190.
Li Gaiqi, Ma Dongyang, Li Du, et al. Surge test on newly developing civil turboshaft engine under take-off condition[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2023, 44(14): 628190. (in Chinese)
- [4] 周敏, 张树彦, 刘晓旭. 一种发动机超转保护系统: 202021420781.7[P]. 2024-10-18: 1-2.
Zhou Min, Zhang Shuyan, Liu Xiaoxu. An engine overspeed protection system: 202021420781.7[P]. 2024-10-18: 1-2. (in Chinese)
- [5] 熊勇军, 王佳颖, 曾智豪, 等. 超转保护方法及装置: CN201911101478.2[P]. 2024-10-18: 5-6.
Xiong Yongjun, Wang Jiaying, Zeng Zhihao, et al. Overspeed protection method and device: CN201911101478.2[P]. 2024-10-18: 5-6. (in Chinese)
- [6] 谷雨. 霍尼韦尔 HTS900 高性能直升机发动机首秀中国[J]. *航空制造技术*, 2015, 58(18): 22.
Gu Yu. Honeywell HTS900 high-performance helicopter engine debut in China[J]. *Aeronautical Manufacturing Technology*, 2015, 58(18): 22. (in Chinese)
- [7] Zagranski R, Rogers D, Mannarino G, et al. Overspeed limiter for turboshaft engines: US20070113559[P]. 2007-05-24: 3-4.
- [8] Herran M, Chalons H, Nélías D, et al. Prediction of engine mounting loads in transient dynamic response under blade shedding unbalance[C]//Volume 6: Structures and Dynamics, Parts A and B. New York: ASME, 2009: 837-846.
- [9] 罗宿明, 张晓爽, 陈伟, 等. 一种涡轮轴发动机转子最大瞬态转速计算方法及系统: CN202410464432.7[P]. 2024-08-02: 1-2.
Luo Suming, Zhang Xiaoshuang, Chen Wei, et al. A Method and System for Calculating the Maximum Transient Rotational Speed of a Turboshaft Engine Rotor: CN202410464432.7[P]. 2024-08-02: 1-2. (in Chinese)
- [10] 杨艳美, 李概奇, 贺剑, 等. 一种预防航空涡轴发动机涡轮超转破裂的保护方法和系统: CN202111141204.3[P]. 2021-09-28: 3-4.
Yang Yanmei, Li Gaiqi, He Jian, et al. A Protection Method and System for Preventing Overspeed Rupture of an Aviation Turboshaft Engine Turbine: CN202111141204.3[P]. 2021-09-28: 3-4. (in Chinese)
- [11] 龚立锋, 熊清勇, 罗明志, 等. 涡轴发动机动力涡轮转子失去负载转速预测[J]. *航空动力学报*, 2021, 36(2): 352-357.
Gong Lifeng, Xiong Qingyong, Luo Mingzhi, et al. Speed prediction for power turbine rotors of turboshaft engine on loss-of-load[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2021, 36(2): 352-357. (in Chinese)
- [12] 张洪源. 涡轴发动机模型修正技术研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2015.
Zhang Haoyuan. Research on modeling correction for turboshaft engine[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2015. (in Chinese)
- [13] Federal Aviation Administration. Turbine, compressor, fan and turbosupercharger rotors[EB/OL]. (2020-04-28)[2024-06-10]. https://www.faa.gov/regulations_policies/handbooks_manuals/aviation/airframe_powerplant_manuals/part_23/23-10.pdf.
- [14] European Union Aviation Safety Agency. Certification specifications and acceptable means of compliance for engines: CS-E[S]. Cologne: European Union Aviation Safety Agency, 2018: 1-E-27-1-E-28.
- [15] 刘传凯, 李艳茹, 邱天, 等. 涡轮轴断裂条件下的涡扇发动机性能建模[J]. *航空动力学报*, 2017, 32(12): 2855-2861.
Liu Chuankai, Li Yanru, Qiu Tian, et al. Performance modeling of turbofan engine in event of shaft failure[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2017, 32(12): 2855-2861. (in Chinese)
- [16] 刘传凯, 李圆圆, 李艳茹, 等. 涡轮轴断裂条件下空气系统强瞬变过程分析[J]. *北京航空航天大学学报*, 2016, 42(1): 47-53.
Liu Chuankai, Li Yuanyuan, Li Yanru, et al. Dynamic analysis of air system with fast transients in shaft failure event[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2016, 42(1): 47-53. (in Chinese)
- [17] Psarra A. Gas turbine shaft failure modeling: friction and wear modeling of turbines in contact [D]. Bedfordshire, UK: Cranfield University, 2010.
- [18] 哈尔滨工业大学理论力学教研室. 理论力学(II)[M]. 8版. 北京: 高等教育出版社, 2016.

(编辑: 张 雪)