

某型发动机地面慢车滑油压力 影响因素分析

贺孝涛¹, 屈鹏¹, 周清理²

- (1. 海军驻西安地区航空军事代表室, 西安 710021;
2. 西安航空发动机(集团)有限公司, 西安 710021)

摘要:根据某型发动机在慢车状态下滑油压力受限的原理,对滑油系统中影响滑油压力的各因素进行了分析,并对发动机主滑油泵的供油和泄漏等进行了计算;根据试验结果,提出了在使用国产4050滑油时发生的滑油压力低于限制值故障的排除措施。

关键词:航空发动机;滑油系统;地面慢车;滑油压力

Influence Factor Analysis of Ground Idle Oil Pressure for an Aeroengine

HE Xiao-tao¹, QU Peng¹, ZHOU Qing-li²

- (1. Naval Customer Representative in Xi'an, Xi'an 710021, China;
2. Xi'an Aeroengine (Group) Ltd., Xi'an 710021, China)

Abstract: Based on the principle of limited oil pressure at idle condition for an aeroengine, the influence of various factors of oil pressure in the oil system were analyzed, and the oil supply and leakage of the main oil pump were calculated. The corrective action of the fault that the oil pressure value was lower than the limited value for using the domestic 4050 oil was presented based on the experimental results.

Key words: aeroengine; oil system; ground idle; oil pressure

1 引言

发动机滑油系统的主要功能是为发动机的轴承、齿轮和花键提供冷却和润滑,以保证这些部件正常工作。由于进入各轴承腔的滑油流量是由限流孔(滑油喷嘴)前、后的压差决定的,为避免在发动机各种状态下的滑油流量发生大幅度变化,在某型发动机上采用了压差活门系统,使发动机的供油压力与轴承腔的压力之差为常数。这样,在各种飞行状态下,如果供给发动机的滑油流量一定,即使轴承腔压力不断变化,但由于喷嘴前、后的压差不变,供给轴承的滑油流量将保持不变。

供给发动机的滑油流量主要由发动机转速决定。在地面慢车状态时,由于发动机转速低,供给发动机的滑油流量小,因而滑油压力也低;当滑油压力

低到一定程度时,就有可能危及发动机安全。如果在地面慢车状态下,滑油压力能够保证发动机安全工作,在其他状态下也必然能保证。因此,在试车大纲中明确规定了在地面慢车状态下滑油压力的限制值,通过对在地面慢车状态下的滑油压力进行控制,以保证发动机在各种状态下均能安全工作。

本文根据某型发动机慢车状态滑油压力受限的原理,对滑油系统中影响滑油压力的各个因素进行了分析,提出了在使用国产4050滑油时发生的滑油压力低故障的排除措施。

2 发动机滑油系统结构

发动机滑油供油系统是按发动机上需要润滑和冷却的零组件的需油量设计的。某型发动机滑油系统的循环结构示意图如图1所示,包括1个自容式油箱、滑油供油系统、回油压力安全系统和滑油冷却系统。

收稿日期:2008-01-25

作者简介:贺孝涛(1976),男,工程师,从事航空发动机修理技术管理和质量监督工作。

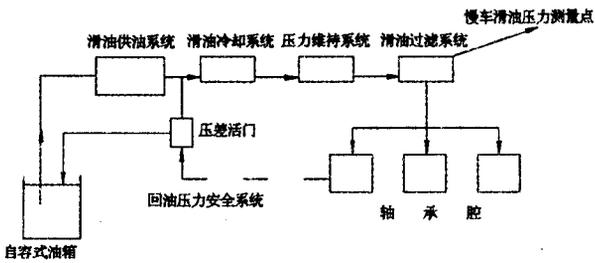


图1 滑油系统循环示意图

2.1 滑油供油系统

滑油经齿轮泵从滑油箱中被抽出。该齿轮泵为容积式油泵,其通过的油量与其转速成正比;净供油量还受到泵后滑油压力和由滑油温度变化引起的滑油泄漏的影响。为了防止油泵和供油系统中其它零件的损坏,设有滑油泵高压安全活门,该活门设计打开压力为 21.09 kg/cm^2 。

2.2 回油压力安全系统(压差活门系统)

进入轴承回油腔的滑油量取决于安装在轴承腔上的滑油喷嘴前、后的压差 ΔP 。为防止在全工作状态进入轴承腔内滑油出现过量变化,对某型发动机用压差活门来控制滑油系统的压力,压差活门同时感受进入内齿轮箱回油腔内的低压压气机出口和发动机供油系统的压力。这是因为,轴承腔是来自低压压气机出口的空气封严的,其压力恰好低于低压压气机出口的压力。供油系统的滑油压力就是按该活门的压力(弹簧预载压力)与低压压气机出口的压力之和设计的,以保证主喷嘴前、后压差 ΔP 为常数,活门打开压力为 $2.32 \sim 2.60 \text{ kg/cm}^2$,即发动机最大滑油压力约为 $(2.46 \pm 0.14 + P_2) \text{ kg/cm}^2$ (P_2 为低压压气机出口的压力)。

2.3 滑油冷却系统

滑油冷却系统由空气冷却的滑油散热器(ACOC)、发动机燃油冷却的滑油散热器(FCOC)和加力燃油冷却的滑油散热器(RHFCOC)组成。每1个滑油散热器上都设有1个旁通活门,该活门在滑油散热器偶尔出现的堵塞压力达到 1.41 kg/cm^2 时打开。

2.4 压力维持活门(定压活门)

为了防止任何冷却的滑油从散热器中泄漏流入滑油中,在滑油系统中设置了1个位于散热器后的压力维持活门(PMV)。

2.5 高压滑油滤

滑油在经分配器供给各轴承、花键和齿轮之前,

必须先通过高压滑油滤,以防止污物堵塞,致使供油不足。滑油滤设有1个旁通活门,当压差达到 3.52 kg/cm^2 时,活门自动打开。

2.6 滑油油量分配

压差活门(发动机压力安全活门)控制滑油分配器的滑油压力。滑油按设定的路线供油,除低压压气机前轴承外,每个用油点都由1个计量用定径油孔测量;为防止喷嘴被堵塞,需采用 1.0 mm 的最小计量定径油孔。

2.7 回油系统

回油系统将轴承、齿轮和花键中的滑油抽出并送至油箱,以便循环使用。齿轮型回油泵将最远端的滑油抽回,回油泵的几何尺寸按超过总供油量的 $2 \sim 4$ 倍确定,这是因为回油中含有气体和泡沫,需要足够大的回油空间。

2.8 通风与油气分离

抽回的滑油通过油箱的油气分离器除气,分离后的空气由油箱压力活门(压差为 0.21 kg/cm^2)进入辅助齿轮箱。油箱的压力活门可以使油箱压力在任何飞行高度下都大于供油泵的最小许用压力,以保证供油泵正常工作。经过油气分离器的滑油进入油箱后,完成1次循环。

3 慢车状态滑油压力的影响因素

3.1 主滑油泵

发动机主滑油泵为齿轮型油泵,基于试验的理论设计流量为

$$Q_{sj} = 0.4024 W \times a \times c \times N_p \times 10^{-3} \quad (1)$$

式中: Q_{sj} 为泵的理论设计流量(L/h); W 为齿轮齿宽(mm); a 为齿轮齿顶高(mm); c 为齿轮节圆直径(mm); N_p 为齿轮泵转速(r/min)。

主滑油泵在试验器上时, $W = 31.877 \text{ mm}$, $a = 3.607 \text{ mm}$, $c = 34.925 \text{ mm}$, $N_p = 1615 \text{ r/min}$ 。因此, $Q_{sj} = 2610 \text{ L/h}$ 。

实际上,随着泵压升高和滑油黏度的变化,在齿轮间隙中必定有滑油泄漏。油泵的泄漏量为

$$Q_{sl} = 1.914 A \times \left(\frac{1}{\nu\rho}\right) 0.4 \times \Delta P \times 103 \quad (2)$$

式中: Q_{sl} 为油泵泄漏量(L/h); A 为油泵间隙的影响(mm^2); ν 为滑油运动黏度(m^2/s); ρ 为滑油密度(g/cm^3); ΔP 为泵压增值(kg/cm^2)。

在给定的油温和设定的油泵参数下, Q_{sl} 可简化

为只与 ΔP 有关的函数,即: $Q_{sl} = \Phi(\Delta P)$ 。

在试验器上以 1615 r/min, 90 °C 恒定进口油温和 $\Delta P = 3.52 \text{ kg/cm}^2$ 的压差运转的滑油泵, 有 1 个实际测得的供油量。从 Q_{sj} 中减掉实际供油量, 就是对应的泄漏量。

资料显示, 50 台某型发动机试验器的流量平均值为 2441 L/h, 则 50 台发动机的平均泄漏量 $Q_{sl} = Q_{sj} - Q_{pj} = 2610 - 2441 = 169 \text{ (L/h)}$ 。在忽略油温和装配尺寸公差的影响时, $Q_b = Q_{sj} - Q_{sl}$, $Q_b = 1.621 \times N_p - \Delta P/3.52 \times 169 \text{ (L/h)}$ 。

该滑油泵增压泵齿轮轴与高压轴的传动比为 0.1306; 在慢车状态下, 高压轴转速为 51% $N_H = 6446 \text{ (r/m)}$, 因此, $N_p = 0.1306 \times 6446 = 841.85 \text{ (r/m)}$ 。所以, 在慢车状态下, $Q_b = 1365 - 48.01 \Delta P \text{ (L/h)}$ 。此时, 油泵进口压力等于辅助齿轮箱压力加上 0.21 kg/cm^2 (油箱上装有 0.21 kg/cm^2 的压力保持活门)。所以, 油泵进口油压 = $2.02 + 0.21 = 2.23 \text{ kg/cm}^2$; $Q_b = 1365 - 48.01$ (油泵出口压力 - 进口压力) = $1365 - 48.01$ (油泵出口压力 - 2.23) (L/h)。

可以看出, 主滑油泵的出口滑油压力与主滑油泵的供油量关系密切, 而发动机地面慢车状态滑油压力又与主滑油泵出口的滑油压力密切相关。因此, 当滑油泵的流量减小到一定程度时, 就有可能产生慢车状态下的滑油压力低于限制值问题。

3.2 滑油喷嘴尺寸

喷油油嘴尺寸的大小可影响滑油压力变化, 但对流量不会有任何影响, 这是由滑油系统的特点所决定的。

3.3 发动机安全活门(压差活门)

在慢车状态下, 发动机安全活门是关闭的, 以防止过量滑油进入回油系统(特别寒冷的天气除外)。如果该活门质量不好或有划伤, 滑油就会泄漏进入回油系统, 从而使发动机滑油压力降低。

3.4 增压泵安全活门

在慢车状态下, 增压泵安全活门也应是关闭的, 与发动机安全活门的作用相似, 也是造成低滑油压力的 1 个原因。

3.5 压力维持活门(定压活门)

此活门的作用在第 2.4 节中已有叙述。虽然它不向回油系统中回油, 但却影响发动机滑油压力, 有双重特性, 在发动机工作时, 活门贴在活门座上, 滑油必须经 4 个旁通孔(直径为 $1.83 \sim 2.08 \text{ mm}$) 流

过。经验表明, 旁通孔尺寸的变化会引起慢车状态滑油压力的变化, 这是因为在给定的发动机转速下, 旁通孔的直径尺寸影响油泵的反压, 使油泵的泄漏状况发生变化; 如泄漏减少, 会使滑油泵中滑油的流量增加, 也会使压力增大, 显然, 旁通孔尺寸与发动机滑油压力之间的关系会因所装滑油泵的效率不同而变化。

3.6 滑油冷却器旁通孔活门

发动机装有 3 种滑油散热器, 每种滑油散热器上都有 1 个旁通孔活门。旁通孔活门的作用是当散热器被堵塞后, 发动机不会因缺油而停转。当在慢车状态下正常运转时, 经过这几个滑油散热器的压降, 在流量为 909 L/h 时, ACOC 的压降为 0.21 kg/cm^2 , FCOC 的压降为 0.25 kg/cm^2 ; 在每个散热器旁通活门都打开后, 压降为 1.41 kg/cm^2 。所以, 滑油泵反压增大将使进入发动机的滑油压力减小。但反压增大幅度较小, 所造成的滑油压力降低也是很小的。

1 个表面质量不好或有划伤的旁通活门座不会直接影响发动机的滑油压力, 但会使较大的滑油流量因绕过散热器而被旁通, 减少了热交换, 从而使滑油温度升高, 滑油黏度降低; 并使内部泄漏增加, 滑油密度减小, 流过喷嘴和限流孔的滑油流量增加。这种双重影响的结果会使发动机滑油压力降低。

3.7 高压滑油滤旁通活门

发动机高压滑油滤上装有 1 个旁通活门, 当通过高压滑油滤的压降达到 3.52 kg/cm^2 时, 旁通活门打开。油滤堵塞后, 对发动机滑油压力的影响与在第 2.6 节中的情况相似。因为, 此活门打开时的压力略高于散热器活门打开时的压力, 发动机滑油压力要比上述的降低更多, 但这种情况在发动机试车中很少出现。

3.8 滑油泄漏途径

以上论述基于发动机慢车状态滑油压力低, 且没有高滑油消耗量的征兆, 因而对滑油泄漏途径不做研究。而且, 对中心滑油管和低压压气机前轴承计量滑油泵的泄漏也不做分析, 但这 2 处漏油可能导致高量级的慢车状态下滑油压力降低。

3.9 滑油黏度的影响

某型发动机原始设计采用 Castrol98 滑油, 该滑油在 $100 \text{ }^\circ\text{C}$ 下的运动黏度为 $7.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 。而目前试车采用的是国产 4050 滑油, 该滑油在 $100 \text{ }^\circ\text{C}$ 下的运动黏度为 $(4.9 \sim 5.0) \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 。在相同转

速和滑油温度下,由于黏度不同,发动机滑油压力和滑油压差活门的压差都有一定差别。

对比试车表明,在滑油温度相同、高压转速为慢车转速(51%左右)时,使用4050滑油,其滑油压力比使用Castrol98滑油时的约低8%,滑油压差约低9%;在稳态条件下,滑油温度相同、高压转速在80%以上时,使用4050滑油,其滑油压力比使用Castrol98滑油时的约低3%,滑油压差约低2.5%。也就是说,使用4050滑油试车时,在地面慢车状态更容易发生慢车滑油压力低的故障。

4 排除措施

对在慢车状态下发生的滑油压力低故障,可考虑采取以下排除措施:

(1)检查发动机安全活门座(压差活门座),必要时对封严面进行研磨。

(2)检查增压泵安全活门座(安全活门座),必要时对封严面进行研磨。

(3)检查压力维持活门旁通孔是否堵塞,必要时进行扩孔。

(4)如果滑油温度异常高,则检查冷却器旁通活门座,必要时更换冷却器。

采取以上措施后,慢车滑油压力低的故障通常

(上接第7页)安装移动非常方便。

5 结论

(1)余热锅炉汽轮发电机的组合适用于回收和利用大中型燃气轮机的余热,具有高的热效率;回热器适合回收和利用压比在10以下的小型燃气轮机的余热,就小型燃气轮机的发展趋势而言,有可能成为小型燃气轮机不可或缺的重要组成部分;实行余热锅炉、回热器、低温制冷制热的有机组合,实现余热的梯级回收和利用,是对现有技术的充分利用和发展。

(2)燃气轮机进气制冷、排气余热回收会导致进、排气压力损失(输出功的减少),从而损失输出功。因此,对燃气轮机排气余热的回收和利用与进、排气压力损失要有合理的折衷。

(3)制造费用高是制约燃气轮机发展的关键因素,因此,研制高效低成本余热回收装置是推动地面燃气轮机发展、提高热能利用率的重要技术途径。

都可以排除;如故障仍未排除,则应考虑换装大流量的主滑油泵。

5 结束语

本文明确论述了在慢车状态下影响发动机滑油压力的主要因素。在生产过程中,可以通过控制这些因素来防止在慢车状态下发生滑油压力低于限制值的故障。应特别注意,目前试验器使用国产4050滑油,主滑油泵流量验收值为2380L/h;为防止因主滑油泵流量减小,而造成在慢车状态下滑油压力超限制值,可参照原50台发动机主滑油泵流量和在慢车状态下滑油压力的情况(试验器流量为2387~2500L/h,但有31%的发动机慢车状态滑油压差在最低压力限制值以上至0.14kg/cm²的范围内),建议提高主滑油泵的流量验收值,从根本上降低在慢车状态下滑油压力低故障发生的概率。

参考文献

- [1] 某发动机使用国产和英产滑油性能对比试验的报告[R].西安:西安航空发动机(集团)有限公司设计所,2005.
- [2] 某发动机技术说明书[R].西安:西安航空发动机(集团)有限公司,2007.

参考文献

- [1] Gas Turbine Word 1998 - 1999 Handbook Pequot Publishing inc. Post Office Box 447 SOUTHPORT, CT06490, USA.
- [2] New developments in compact plate - fin heat exchangers K. O. Parker, Senior project engineer and M. G. Coomber, Senior Engineering Specialist Aliresearch Manufacturing Company of California A Division of The Garrett Corporation Torrance California.
- [3] waste heat recovery exchangers V. L. Eriksen deltk Corporation Minneapolis, Minnesota.
- [4] 高玉华. 小型燃气轮机排气余热梯级回收与利用[J]. 南华动力, 2006(3).
- [5] 阎皓峰,等. 新型换热器与传热强化[R]. 北京:宇航出版社,1991.
- [6] 25 - 5Kwe microturbine design aspects ASME - 2000 - GT - 0626.
- [7] low cost recuperator concept for microturbine applications ASME - 2000 - GT - 167.