

某型号涡喷发动机滑油系统设计^{*}

黎林林, 谢光华

(航天机电集团公司 31 所, 北京 100074)

摘 要: 详细介绍了某型号弹用涡喷发动机滑油系统。对滑油系统各部件设计过程中遇到的主要问题以及主要设计参数的确定等进行了详细阐述, 并分析了滑油系统的油量平衡和高空性能等易忽视的问题。

关键词: 涡轮喷气发动机; 润滑系统; 发动机控制; 分系统设计

中图分类号: V235.11 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2001) 06-0493-03

Oil system design of a certain turbo-jet engine

LI Lin lin, XIE Guang hua

(The 31st Research Inst., Beijing 100074, China)

Abstract: An oil system of a certain missile-used turbo-jet engine was introduced detailedly. Problems on the oil system design and the primary data chose for oil system were presented. Such as how to keep equation with flow mass and the altitude performance design for the oil system was analyzed.

Key words: Turbo-jet engine; Lubrication system; Engine control; Sub system design

1 引 言

滑油系统对弹用发动机的正常工作和寿命有很大影响。弹用涡喷、涡扇发动机的一个显著特点就是具有高速旋转的转动部件(涡轮转子和压气机转子), 其主轴最高工作转速均达每分钟几万转以上, 这就需要对发动机进行有效润滑, 减少发动机的主轴摩擦和磨损并带走摩擦面所产生的热量和磨损杂质, 以保证发动机可靠工作和提高工作寿命。本文针对某型号弹用涡喷发动机滑油系统设计中遇到的主要问题及一些容易忽视的问题进行了比较详细的阐述。

2 涡喷发动机滑油系统

某型号弹用涡喷发动机滑油系统, 由供油泵从油箱中抽出一定流量的滑油, 经过压力调节活门的调压使泵出口滑油压力基本恒定, 压力油经过油滤过滤后通过直射式喷油嘴向轴承内圈外缘喷油, 借助离心力将滑油带入轴承, 对发动机前后轴承等进行润滑, 润滑过后的热滑油靠重力流回油箱。由于润滑过后的

滑油中含有大量空气对系统不利, 因此, 在流回油箱前需经油气分离器把滑油与气体分离。

选择滑油首先要考虑发动机的工作及环境条件, 其次要考虑润滑能力, 其中滑油粘度对润滑能力有很大影响。由于粘度随着温度的降低可能显著增加, 因此要考虑在低温时相对易流动, 而高温时又相对稠些的滑油牌号。此外, 还需考虑滑油的高温抗氧化安定性、滑油的着火点温度、滑油的起泡沫性, 泡沫会降低滑油冷却能力、增大滑油消耗和减小泵的填充效率; 滑油与金属及非金属的相容性, 特别是与橡胶及精密活门偶件的相容性。本文滑油系统使用 GJB1263 4050 号滑油。

3 滑油系统设计

3.1 供油泵设计

由于齿轮泵结构简单紧凑, 具有较高的吸油能力, 因此在发动机滑油系统中得到普遍应用。供油泵一般由发动机轴通过减速齿轮带动, 这样可使结构简单可靠, 不需额外的动力源, 由于轴承温度随发动机转速增大而升高, 供油泵油量也随发动机转速增大而

^{*} 收稿日期: 2001-04-18; 修订日期: 2001-07-02。

作者简介: 黎林林 (1973—), 男, 工程师, 研究领域为发动机控制。

提高。当只有供油泵时,滑油泵与燃油泵组合在一个壳体内,中间隔开、密封。

供油泵的设计参数主要根据发动机所需滑油量 W_o 来确定,它取决于滑油需从轴承带走的热量 Q 和滑油在发动机中允许的温差 Δt ,得 $W_o = Q / (C_o \rho_o \Delta t)$ 。其中 C_o 为滑油比热容 ($2.093 \times 10^3 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$), ρ_o 为滑油密度 ($0.82 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$), Δt 为滑油润滑发动机轴承前后温差,一般取 $\Delta t = 35^\circ\text{C} \sim 50^\circ\text{C}$ 。 Q 取决于发动机系统滑油散热率,由试验统计数据按经验选取,在涡轮发动机中,如取推力 $F = 3.3 \text{ kN}$,每 10 kN 推力散热率为 100 kJ/min , $\Delta t = 35^\circ\text{C}$,则由上式得 $W_o = 33 \text{ L/h}$ 。

已知发动机所需滑油量,供油泵的供油能力按 W_o 的 $1.5 \sim 2$ 倍来设计,根据齿轮泵供油量公式,可确定齿轮泵的结构尺寸 $W_p = 2 \times 10^{-6} \pi m^2 z B n \eta$ (L/min)。其中, m 为齿轮模数, z 为齿数, B 为齿宽, n 为泵转数, η 为泵效率,通常取 $\eta = 0.75 \sim 0.85$ 。

3.2 油箱和油管设计

滑油箱一般采用金属油箱,用钢带和缓冲橡皮垫固定在发动机侧面,其安装位置取决于滑油回油系统,如果有回油泵,则油箱的高度应高于轴承中心位置和供油泵进口位置,以保证供油泵的高空抽油性能,如图 1 所示靠重力回油的滑油系统,一般把油箱安装在发动机的最下部,以方便回油。加油口和放油口可合用也可分开设计,当合用一个口时,要考虑设计在油箱最下部以利于放油,并要设计一个单向活门以利于加注;当分开设计时,加油口设计在油箱上部。此外与油箱相连的通气管孔应安排在油箱上部并远离进油管道以减少滑油损失。

滑油箱的容积设计是一个最重要的参数,它是发动机工作时间内的滑油最大消耗量与保证供油泵能从油箱抽出并满足发动机润滑正常允许滑油压力时的滑油储量之和。某型号涡喷发动机工作时间约 8 min ,其滑油消耗量最大为 200 mL/h ,则工作时间内的滑油消耗量为 26.7 mL 。计算进油管路滑油运动速度 $v_{in} = W_{in}/A = 0.73 \text{ m/s}$ (取加速段滑油流量平均值 $W_{in} = 33 \text{ L/h}$,管径为 4 mm),取回油管路滑油运动速度也为 $v_o = 0.73 \text{ m/s}$,取进、回油管路长各为 0.6 m ,则滑油回油时间为 1.64 s 。在正常滑油压力时,按 2 倍 W_o 设计,发动机的所需滑油流量为 65 L/h ,则非消耗的滑油储量至少为 $65 \times 1.64 \times 1000/3600 = 29.6 \text{ mL}$;设管路滑油填充容积为 20 mL ,因此系统所需的

滑油量约为 80 mL 。对于非封闭式油箱装油,考虑地面冷吹、导弹运输、舰上海情等因素,可靠装油量选取 140 mL 。对于封闭式油箱,装油量可以考虑在 80 mL 基础上加 30% 的余量,即 104 mL 。油箱设计时还要考虑负值过载,这需要在油箱中增加隔板。

在管路设计上,为了安装方便,在中间某一段可设计成软管连接;管径上要考虑流量大小;设计或安装管路时应避免出现环槽,防止低温时滑油堵塞;在管路与滑油泵的接口处应密封良好,防止空气吸入。

设计油箱与管路时还要考虑轴承处进油流量与回油流量的平衡,如果回油速度太慢,滑油就会溢出轴承而增大消耗,更严重的情况是短时间内影响油箱滑油存量不足而使泵吸空。当进、回油管径一致时,只计算进出口速度即可,根据柏努利方程可列出轴承出口 1 截面与回油管最底端 2 截面的关系式为

$$p_1/\rho_o + gz_1 + a_1 v_1^2/2 = p_2/\rho_o + gz_2 + a_2 v_2^2/2 + gh_f$$

其中 p_1, p_2 为 1, 2 截面处压强, g 为重力加速度, a_1, a_2 为两截面的动能修正系数,与流速分布有关,当流速较均匀时接近于 1, z_1, z_2 为两截面的液面高度, v_1, v_2 为两截面的流速,可令 $v_1 = 0$, gh_f 为能量损失。

为计算方便不考虑能量损失并认为压强分布差较小,则 $v_2 = [2g(z_1 - z_2)]^{1/2}$ 。当取 $v_2 = v_o = 0.73 \text{ m/s}$ 时, $z_1 - z_2 = 27.2 \text{ mm}$,即油箱最低安装高度至少应低于轴承出口处 27.2 mm 才能基本达到进、回油流量平衡,一般设计时回油速度应比进油速度大一些。

3.3 压力调节阀设计

压力调节阀可使泵打出的富余流量回到泵的进口,从而保持流到发动机的滑油流量恒定。压力调节阀的设计参数主要是调节压力值,该压力大小由发动机管路阻尼系数和发动机所有工作状态需要的供油量大小来决定。

管道流动雷诺数为: $Re = vd/\nu$

其中, v 为流体运动速度, ν 为运动粘度, d 为管径。

当 $Re \leq 2300$ 时,液流状态为层流,根据层流管道液压降公式可由管道中流量 W 得出压力阀调节压力值为: $W = \pi d^4 \cdot \Delta p / (128 \mu \cdot l)$

其中, Δp 为泵调节压力与发动机出口压力差, μ 为动力粘度, l 为管长。

当 $Re > 2300$ 时,液流状态为紊流,根据紊流管道液压降公式可由 W 得出压力阀调节压力值为

$$W = C_d A (2 \Delta p / \rho_o)^{1/2}$$

其中, C_d 为管道阻尼系数, 可用试验取得, 在估算时可取 0.6~0.8, A 为管道截面面积。

3.4 油 滤

由于轴承润滑喷油嘴直径较小, 一般为 $\phi = 0.7$ mm 左右, 如果管道中含有 $\phi = 0.7$ mm 左右及更大的杂质颗粒就易引起喷油嘴堵塞, 会造成严重后果。因此在泵出口管路上一定要设计油滤以便把杂质过滤下来。为了防止油泵脏污, 在泵进口也可设计一个油滤, 但油滤的油流阻力应当很小。为了防止油箱脏污, 可把放油口堵头设计成磁铁式堵头, 可把发动机磨损下来的铁屑吸住。

油滤的设计参数有: 过流能力、过滤精度、油流阻力大小。滑油滤的过滤精度一般为 100 μm ~150 μm 。油滤的油流阻力与通过的流量有关, 一般在最大流量时油流阻力小于 0.015 MPa。油滤的过滤总面积 A_z 根据过滤精度所选的滤丝直径、滑油流速 v_1 和过流量 W 来计算。先由 $A_z = W/v_1$, 根据计算出的 A_z 查滤丝网表就可得出油滤的总面积结构尺寸。

3.5 油气分离器

由于正常条件下的滑油中已含有一定容积的空气, 当滑油通过油泵、管路和高转速轴承时, 大量的游离空气和燃气会抽到回油中来, 更使滑油中的含气量增加而变成空气滑油乳化液。这将降低滑油的冷却能力, 增大滑油的消耗量及管路中的油流阻力和泵的抽油能力。因此在靠近油箱的回油路出口需要设计油气分离器, 把滑油中含有的大部分空气分离出来。

油气分离器通常采用离心式设计, 直接由发动机轴通过减速齿轮带动旋转, 在离心力作用下, 较重的滑油颗粒甩向周边再流入油箱, 而留在转子中心的空气和滑油蒸气则通向发动机的通风腔, 也可由滑油射流自己形成回流而产生离心力。

3.6 滑油系统的高空性能设计

滑油系统的高空性可由下式计算:

$$p_H = p_{in} + \Delta p_1 + v_o^2 \rho_o / 2 + \Delta p_g - \rho_o g h - \Delta p_y$$

其中, p_{in} 为滑油泵进口处允许的最小压力, 由泵最高工作转速时的气蚀特性决定, 一般齿轮泵为 -0.05 MPa, 精确值由试验得出, Δp_1 为泵进口油流阻力(最低温度时), 可计算也可试验取得, v_o 为油流速度, Δp_g 为惯性压力损失, 设计时可忽略, h 为油箱最低处超出供油泵进口处的高度, Δp_y 为油箱空气腔中压力。

为了增大系统的高空性能, 在系统设计时可增加油箱安装高度, 或采用空气预增压, 或加大管路直径以减小油流阻力, 必要时也可设计一个增压泵。

4 结 论

(1) 保证滑油系统在发动机飞行包线范围内和可能遇到的外界温度及负值过载下都能正常工作, 这与油箱、油泵、压力调节阀和管路设计有关。

(2) 滑油系统密封可靠, 需保证在任何非工作和工作条件下滑油不溢出、不与燃油系统串流, 这在设计 and 安装接头、密封圈、管路时要特别注意。

(3) 滑油系统的可靠工作与润滑油质、滑油消耗、滑油散热、滑油通风、滑油系统的高空性能密切相关, 设计和计算后还要加以充分的试验验证。

(4) 要重视系统的易维护和易拆卸性, 特别在加注和排放滑油, 装拆油滤, 更换密封圈时要方便操作。

参考文献:

- [1] 拉兹特林 M B, 苏尔洛夫. 喷气发动机附件[M]. 程铭贵等译, 北京: 国防工业出版社, 1978.
- [2] 刘兴洲. 飞航导弹动力装置(下)[M]. 北京: 宇航出版社, 1992.
- [3] 罗扬信, 张加桢等. 航空喷气发动机自动控制设计手册(上)[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982.
- [4] 盛敬超. 工程流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.

(编辑: 盛汉泉)