航空柱塞泵全工况效率分析及热力学建模

李永林 徐浩军 曹克强 胡良谋

(空军工程大学 工程学院，西安 710038)

摘 要：针对航空柱塞泵全工况热力学建模问题，在泵功率损失分析和传热分析的基础上建立了柱塞泵的热力学模型.考虑负载压力、输入转速、斜盘倾角和油液粘度影响，得到了泵功率损失模型.对泵传热进行了详细分析，采用控制体温度变化方程建立了描述泵各部分温度变化的热力学模型.对包含柱塞泵的简单液压系统采用Dymola进行了仿真计算，得到了不同输入转速和负载压力下泵效率及功率损失，分析比较了不同输入转速和供油流量下泵各部分温升情况.结果表明：泵效率及功率损失受输入转速和负载压力影响，在不同输入转速和供油流量下泵表现出不同的温升特性.

关 键 词：柱塞泵；效率；传热；建模

中图分类号：V 245.1

文献标识码：A **文 章 编 号**：1001-5965(2010)12-1469-04

Efficiency analysis and thermal-hydraulic modeling of aerial piston pump at whole work condition

Li Yonglin Xu Haojun Cao Keqiang Hu Liangmou

(Engineering College, Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China)

Abstract: Thermal-hydraulic model of aerial piston pump was established based on analysis of power loss and heat transfer. Power loss model of pump was obtained, considering the influence of load pressure, input rotational speed, swash plate angel and oil viscosity. With the analysis of heat transfer in pump, the thermal-hydraulic model of pump was established to display the temperature change in all parts of the pump, which takes advantage of formula of temperature change in control volume. A hydraulic system, consisting of piston pump was simulated with Dymola to show efficiency and power loss of pump at different input rotational speed and load pressure. Temperature rising in different parts of pump at different input rotational speed and supply flow was analyzed. The result shows that the input rotational speed and load pressure impact the efficiency and power loss of pump, and temperature rising in pump presents differently in characteristics at different input rotational speed and supply flow.

Key words: piston pump; efficiency; heat transfer; modeling

飞机液压系统工作过程中会产生功率损失，从而造成系统油液温度升高.过高的油液温度会影响系统的正常工作，甚至引起系统故障和失效[1].柱塞泵是航空领域普遍采用的液压能源元件，也是液压系统中的主要热源之一.因此，进行柱塞泵的热力学模型研究对飞机液压系统的热力学建模及热设计等工作都有一定的参考价值.

柱塞泵内部结构复杂，在工作过程中油液的温度变化特性也较为复杂.从对油液温度变化影响机理来看其影响可分为生热和传热.泵的生热主要由其功率损失决定，而泵损失功率受负载压力、输入转速、斜盘倾角、油液粘度等多种因素影

收稿日期：2009-11-10

作者简介：李永林(1983—)，男，陕西蓝田人，博士生，lanfenglin1983@163.com.

响,在整个工况上是变化的.要建立比较准确的泵热力学模型,就要对其内部工作机理进行认真地分析,研究影响泵效率的各种因素,从而建立适用于全工况的柱塞泵热力学模型.

本文针对航空柱塞泵的工作特点,考虑各种因素对泵效率的影响,对柱塞泵工作过程中功率损失进行分析,建立描述生热和传热的泵热力学模型,针对简单液压系统进行仿真计算,验证模型的有效性.

1 柱塞泵功率损失及效率分析

柱塞泵效率分为容积效率和机械效率,相对应的功率损失称为容积损失和机械损失.

1.1 容积损失

容积损失分3部分:填充损失、泄流损失和压缩性损失.正常工作的泵填充损失可避免,压缩性损失也较小,所以容积损失主要指泄流损失[2].泄流损失由相对运动零件间缝隙流引起.柱塞泵的泄流缝隙较小,可按典型缝隙流计算:

$$q_l = C_l D_m \frac{p_L}{\mu} \tag{1}$$

式中,C_l 为泄流系数;D_m 为泵排量;p_L 为负载压力;μ 为动力粘度.

1.2 机械损失

机械损失也称为力矩损失,表现为泵所需输入力矩的增量,主要包括以下方面:

1) 干摩擦损失:干摩擦指金属直接接触摩擦,主要和负载压力有关,其损失功率为

$$P_u = C_u p_L D_m \omega \tag{2}$$

式中,C_u 为干摩擦系数;ω 为输入转速.

2) 常值摩擦损失:对于像转轴密封装置等产生的损失可看作常值,仅同泵尺寸有关,其损失功率为

$$P_c = p_c D_m \omega \tag{3}$$

式中,p_c 为常值摩擦压力.

3) 粘性摩擦损失:指相对运动机械间存在间隙流时产生的粘性阻尼损失,同油液粘度、相对运动速度、尺寸等有关,其损失功率为

$$P_n = C_n \mu D_m \omega^2 \tag{4}$$

式中,C_n 为粘性摩擦损失系数.

4) 流体动力损失:指由泵内流体流速突变造成的粘性内摩擦损失,其损失功率为

$$P_d = C_d \rho k^3 \omega^3 D_m^{5/3} \tag{5}$$

式中,C_d 为流体动力损失系数;k 为斜盘倾角系数.

1.3 柱塞泵效率

得到了泵的各种功率损失后,柱塞泵容积效率 η_v、机械效率 η_m 和总效率 η 可表示为

$$\left.\begin{aligned} \eta_v &= \frac{kD_m\omega p_L - q_l p_L}{kD_m\omega p_L} = 1 - \frac{C_l p_L}{k\mu\omega} \\ \eta_m &= \frac{kD_m p_L}{\omega(\omega k D_m p_L + P_u + P_c + P_n + P_d)} \\ \eta &= \eta_v \eta_m \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

2 柱塞泵热力学模型

2.1 生热和传热机理

柱塞泵的生热和传热见图1.对于油液考察出口温度 T_o 和回油温度 T_e,对于柱塞泵将其分为转动部分和壳体部分,考察转动部分温度 T_r 和壳体部分温度 T_s.不考虑填充损失时,油液以温度 T_i 进入吸油口后在柱塞的作用下压力升高,产生增压生热.高压油液离开柱塞经分油盘流出,产生流体动力损失生热 P_d 和粘性摩擦生热 P_n,油液温度变为 T_o,其中一部分油液通过泵内缝隙泄流,产生泄流生热,泄流后的油液进入泵回油腔同泵转动部分和壳体部分进行换热,换热量分别为 $\dot{Q}_r$ 和 $\dot{Q}_s$,而后从回油口以温度 T_e 流出.泵的干摩擦功率损失和常值摩擦功率损失为 P_u 和 P_c,可认为直接作用于转动部分,使转动部分温度升高,而壳体部分同回油油液和转动部分都存在热交换,分别为 $\dot{Q}_s$ 和 $\dot{Q}_{rs}$,同时壳体部分同环境存在辐射换热和自然对流换热,分别为 $\dot{Q}_{rad}$ 和 $\dot{Q}_{exc}$.

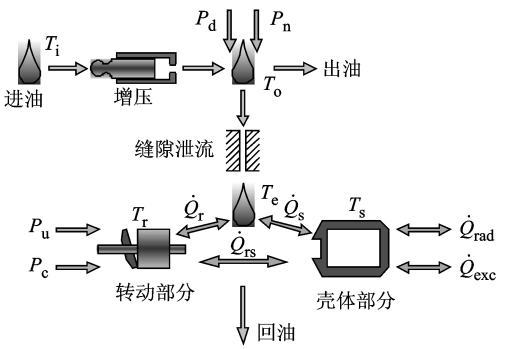

图1 航空柱塞泵热力学模型

2.2 压力流量特性

柱塞泵的压力流量特性受斜盘倾角控制,不考虑动态过程时斜盘倾角系数可表示为

$$k = \begin{cases} 1 & p_L \leqslant p_n \\ \dfrac{p_{max} - p_L}{p_{max} - p_n}\left(1 - \dfrac{C_l p_L}{\omega\mu}\right) + \dfrac{C_l p_n}{\omega\mu} & p_n < p_L \leqslant p_{max} \end{cases} \tag{7}$$

式中,p_{max} 为额定压力;p_n 为调节压力.

油液粘度变化对泵压力流量特性也会产生较大影响,油液粘度的变化[3]可表示为

$$\left.\begin{aligned}\mu&=\mu_0\times10^{\psi}\\ \psi&=b_p\Delta p+b_t\Delta T+b_{t2}\Delta T^2\end{aligned}\right\}\tag{8}$$

式中,$\Delta p=p_w-p_{ref}$;$\Delta T=T_w-T_{ref}$;p_w 为工作压力;p_{ref}为初始压力;T_w 为工作温度;T_{ref}为初始温度;μ_0 为初始压力和温度下粘度,b_p,b_t,b_{t2}分别为压力和温度对粘度的相关系数.

2.3　柱塞泵热力学模型

采用控制体内温度变化方程描述泵各处温度变化,控制体内温度变化方程[4]为

$$\left.\begin{aligned}\frac{dT}{dt}&=\frac{1}{mc_p}\Big[\sum\dot m_{in}(h_{in}-h)+\\&\quad\dot Q-\dot W_s+T\alpha_pV\frac{dp}{dt}\Big]\\ h_{in}-h&=\bar c_{po}(T_{in}-T)+(1-\bar\alpha_p\overline{T})\bar v(p_{in}-p)\end{aligned}\right\}\tag{9}$$

式中,h 为流体焓值;下标 in 表示输入;$\bar\alpha_p$ 为平均体积膨胀系数;$\bar c_{po}$为平均比热容;$\dot Q$ 为外界传入热流量;$\dot W_s$ 为控制体所做轴功功率;$\dot m_{in}$为流入控制体的质量流量;p 为控制体内流体压力;$\bar v$ 为流体的平均比容;m 为控制体质量;$\overline{T}$ 为平均温度.

1)泵出口油液温度 T_o.

$$\left.\begin{aligned}\frac{dT_o}{dt}&=\frac{1}{m_oc_{po}}\Big[D_mk\omega\rho dh_o+P_d+P_n+\\&\quad D_mk\omega(p_o-p_i)+T_o\alpha V\frac{dp_o}{dt}\Big]\\ dh_o&=\bar c_{po}(T_i-T_o)+(1-\bar\alpha\overline{T})\bar v(p_i-p_o)\end{aligned}\right\}\tag{10}$$

2)泵回油口油液温度 T_e.

$$\left.\begin{aligned}\frac{dT_e}{dt}&=\frac{1}{m_ec_{po}}\Big[q_1\rho dh_e+\dot Q_r+\dot Q_s+T_e\alpha V\frac{dp_e}{dt}\Big]\\ dh_e&=\bar c_{po}(T_o-T_e)+(1+\bar\alpha\overline{T})\bar v(p_o-p_e)\end{aligned}\right\}\tag{11}$$

3)泵转动部分温度 T_r.

$$\frac{dT_r}{dt}=\frac{1}{m_rc_{ps}}[P_u+P_c-\dot Q_r-\dot Q_{rs}]\tag{12}$$

4)泵壳体部分温度 T_s.

$$\frac{dT_s}{dt}=\frac{1}{m_sc_{ps}}[-\dot Q_s+\dot Q_{rs}-\dot Q_{rad}-\dot Q_{exc}]\tag{13}$$

泵内各部分以及壳体部分同环境间的传热量计算可参考文献[5-6].

3　仿真分析

3.1　仿真方法

为突出主要问题,采用 Dymola 对包含柱塞泵的简单液压系统进行仿真. Dymola 是一种面向对象的模块化仿真软件,可方便地实现面向液压原理图的可视化建模过程,并且,模型的建立、继承和扩展也方便. 采用 Dymola 建立柱塞泵仿真模型,同时,参考前期的研究工作[3],建立油箱、管路和节流阀的仿真模型,构成简单液压系统见图 2.

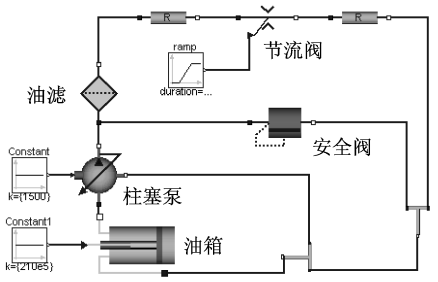

图 2　Dymola 建立的系统仿真模型

3.2　仿真结果及分析

不同输入转速下泵总效率随负载压力变化见图 3. 从图中可知泵的总效率在低压区随转速的增加而下降,在高压区随转速的增加而增加.

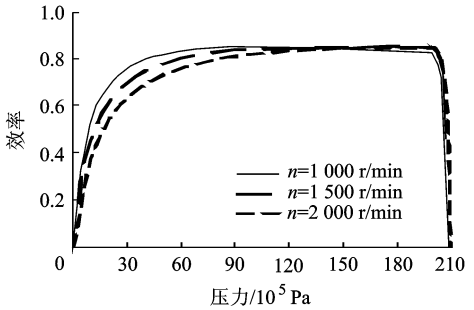

图 3　不同转速下总效率随负载压力的变化

泵容积损失功率、机械损失功率和总损失功率随负载压力变化如图 4 所示. 容积损失主要由泄流引起,其损失功率与负载压力成正比. 由于常值摩擦的存在,负载压力为 0 时机械损失即存在,且随负载压力增加而增加,进入调节区后,由于供油流量减小,机械损失也减小. 所以,总损失功率表现为随负载压力增加而增加,进入调节区后下降的特性.

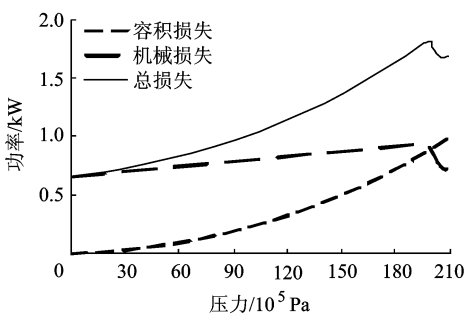

图 4　1 500 /min 时各损失功率随负载压力变化

从对柱塞泵效率和功率损失的仿真结果来看，柱塞泵高效率工作时并不意味着其功率损失较小，而泵功率损失直接决定了泵的温升，所以在进行泵的热力学建模和仿真中应认真考虑泵的损失特性.

输入转速1 000 /min时泵各处温度如图5所示，输入转速2 000 /min时泵各处温度如图6所示.从图中可知，输入转速较高时泵各处温度升高较快，而且出口油液温度和转动部分温度增加量较大.

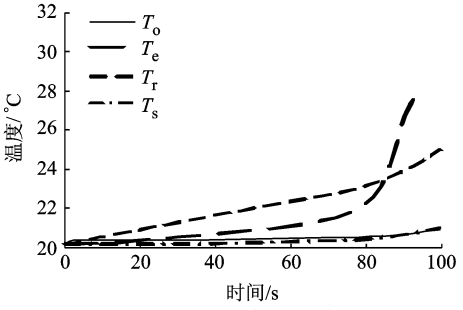

图5 1 000 /min时各处温度随时间变化

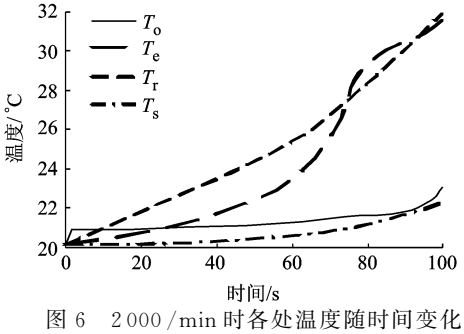

图6 2 000 /min时各处温度随时间变化

供油流量为0 L/min时泵各处温度如图7所示，供油流量为25.4 L/min时泵各处温度如图8所示.

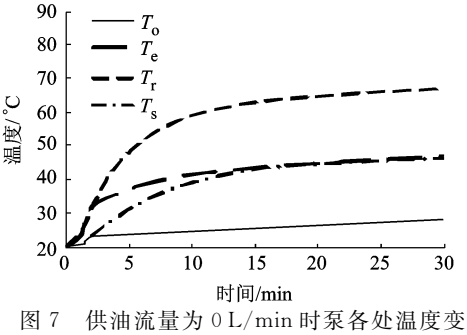

图7 供油流量为0 L/min时泵各处温度变化

结合图4及柱塞泵压力流量特性曲线可知，柱塞泵供油流量为0时，其负载压力达到最大，此时泵总效率为0，但功率损失较小.供油流量为25.4 L/min时，虽然泵效率较高，但功率损失较大，由柱塞泵引起的系统温升也较快.当然，系统的温升还同其他元件的工作特性有关.

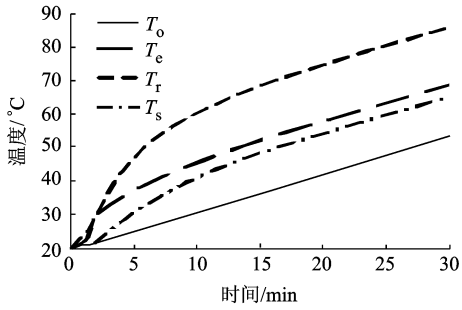

图8 供油流量为25.4 L/min时泵各处温度变化

4 结 论

本文对航空柱塞泵各种功率损失进行了详细分析，建立了反映负载压力、输入转速等因素影响的柱塞泵全工况效率模型，对泵的生热和传热机理进行了详细分析，结合泵各种功率损失，建立了描述泵各部分温度变化的热力学模型，采用Dymola对简单液压系统进行了仿真计算，结果表明，柱塞泵的效率和功率损失受负载压力、输入转速等因素影响，且在不同工况下表现出不同的温升特性.

参考文献（References）

[1] 李运华，王占林. 机载智能泵源系统的开发研制[J]. 北京航空航天大学学报，2004，30(6)：493－497
Li Yunhua，Wang Zhanlin. Development of airborne intelligent power supply system[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics，2004，30(6)：493－497(in Chinese)

[2] Neveu C D. Influence of viscosity on the rate of temperaure increase of hydraulic fluids[C]//Proceedings of the 50th National Conference on Fluid Power. Las Veges：Country of Publication USA，2005：507－518

[3] 李永林. 液压系统热力学模块化建模与仿真[D]. 西安：空军工程大学工程学院，2008
Li Yonglin. Thermal-hydraulic modularized modeling and simulation of hydraulic system[D]. Xi'an：Engineering College，Air Force Engineering University，2008(in Chinese)

[4] Li Chenggong，Jiao Zongxia. Thermal-hydraulic modeling and simulation of piston pump[J]. Chinese Journal of Aeronautics，2006，19(4)：354－358

[5] 曹玉璋. 传热学[M]. 北京：北京航空航天大学出版社，2001：110－111
Cao Yuzhang. Heat transfer[M]. Beijing：Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press，2001：110－111 (in Chinese)

[6] Yunus A Cengel. 传热学[M]. 2版. 北京：高等教育出版社，2007：316－317
Yunus A Cengel. Heat transfer[M]. 2nd ed. Beijing：Higher Education Press，2007：316－317(in Chinese)

（编 辑：李 晶）