



# (12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102072143 A

(43) 申请公布日 2011.05.25

(21) 申请号 201010578104.2

(22) 申请日 2010.12.02

(71) 申请人 中国人民解放军空军工程大学  
地址 710051 陕西省西安市灞桥区长乐东路  
甲字1号

(72) 发明人 曹克强 李小刚 李永林 胡良谋  
侯艳艳 苏新兵 李娜 刘冰

(74) 专利代理机构 西北工业大学专利中心  
61204

代理人 王鲜凯

(51) Int. Cl.  
F04B 51/00(2006.01)

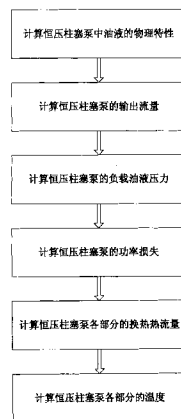
权利要求书 5 页 说明书 11 页 附图 5 页

## (54) 发明名称

一种耦合计算恒压柱塞泵压力、流量和温度的方法

## (57) 摘要

本发明提出一种耦合计算恒压柱塞泵压力、流量和温度的方法,在计算模型中包含了恒压柱塞泵内油液的压力、流量和温度之间的相互耦合影响关系,提高了计算结果的精度和准确度,从而能更真实、准确地反映恒压柱塞泵的实际工作情况,能够实现较准确的液压系统热设计。



1. 一种耦合计算恒压柱塞泵压力、流量和温度的方法,其特征在于:将恒压柱塞泵的工作过程按照时间序列等分为  $N$  个计算区间,每个计算区间的时间步长为  $\Delta t$ ,计算总时长  $t_z = N \times \Delta t$ ,第  $n$  个计算区间内包括以下步骤,其中  $1 \leq n \leq N$ ,且  $n$  为整数:

步骤 1:计算恒压柱塞泵中油液的物理特性,包括油液的动力黏度  $\mu_n$  和油液的密度  $\rho_n$ :

a、根据油液的动力黏度模型

$$\left\{ \begin{array}{l} \mu_n = \mu_0 \times 10^{\psi_n} \\ \psi_n = b_p \Delta p + b_t \Delta T + b_{t2} (\Delta T)^2 \\ \Delta p = p_w - p_{ref} \\ \Delta T = T_w - T_{ref} \\ p_w = \frac{p_i + p_{L,n}}{2} \\ T_w = \frac{T_{i,n} + T_{o,n}}{2} \end{array} \right.$$

计算油液的动力黏度  $\mu_n$ ,其中  $\mu_0$  为油液初始压力  $p_{ref}$  和油液初始温度  $T_{ref}$  下的油液动力黏度,  $b_p$  为压力差对油液动力黏度的一次相关系数,  $b_t$  为温度差对油液动力黏度的一次相关系数,  $b_{t2}$  为温度差对油液动力黏度的二次相关系数,  $p_w$  为恒压柱塞泵的特征压力,  $T_w$  为恒压柱塞泵的特征温度,  $p_i$  为恒压柱塞泵的进口油液压力,  $p_{L,n}$  为恒压柱塞泵的负载油液压力,初始计算时使用设定值,当  $n = 1$  时,  $p_{L,n}$  的初始值取为 1bar,当  $n > 1$  时,  $p_{L,n}$  的初始值选取为  $p_{L,n-1}$ ,  $T_{i,n}$  为恒压柱塞泵的进口油液温度;  $T_{o,n}$  为恒压柱塞泵的出口油液温度,初始计算时使用设定值,当  $n = 1$  时,  $T_{o,n}$  的初始值选取为环境温度  $T_{env}$ ,当  $n > 1$  时,  $T_{o,n}$  的初始值选取为  $T_{o,n-1}$ ;

b、根据油液的密度模型

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_n = 1/v_{s,n} \\ v_{s,n} = v_{s0} (1 + a_p \Delta p + a_{p2} (\Delta p)^2 + a_t \Delta T + a_{t2} (\Delta T)^2 + a_{pt} \Delta p \Delta T) \\ \Delta p = p_w - p_{ref} \\ \Delta T = T_w - T_{ref} \\ p_w = \frac{p_i + p_{L,n}}{2} \\ T_w = \frac{T_{i,n} + T_{o,n}}{2} \end{array} \right.$$

计算油液的密度  $\rho_n$ ,其中  $v_{s,n}$  为油液比容,  $v_{s0}$  为初始压力和初始温度下的油液比容,  $a_p$  为压力差对油液比容的一次相关系数,  $a_{p2}$  为压力差对油液比容的二次相关系数,  $a_t$  为温

度差对油液比容的一次相关系数,  $a_{t_2}$  为温度差对油液比容的二次相关系数,  $a_{pt}$  为压力差和温度差对油液比容的联合相关系数;

步骤 2: 计算恒压柱塞泵的输出流量  $q_n$ ;

将步骤 1 得到的油液动力黏度  $\mu_n$  代入输出流量模型

$$\begin{cases} q_n = D_m \omega k_n - q_{l,n} \\ k_n = \begin{cases} 1 & p_{L,n} \leq p_n \\ \frac{p_{\max} - p_{L,n}}{p_{\max} - p_n} \left( 1 - \frac{C_l p_{L,n}}{\omega \mu_n} \right) + \frac{C_l p_n}{\omega \mu_n} & p_n < p_{L,n} \leq p_{\max} \end{cases} \\ q_{l,n} = C_l D_m \frac{p_{L,n}}{\mu_n} \end{cases}$$

计算得到恒压柱塞泵的输出流量  $q_n$ , 其中  $D_m$  为恒压柱塞泵的排量,  $\omega$  为恒压柱塞泵的输入转速,  $k_n$  为斜盘倾角系数,  $q_{l,n}$  为恒压柱塞泵的泄流流量,  $p_{\max}$  为恒压柱塞泵的额定工作压力,  $p_n$  为恒压柱塞泵的调节压力,  $C_l$  为恒压柱塞泵的泄流系数;

步骤 3: 根据步骤 2 得到的恒压柱塞泵的输出流量  $q_n$  以及恒压柱塞泵的外部负载特性计算恒压柱塞泵的负载油液压力  $p'_{L,n}$ ;

步骤 4: 计算步骤 3 中得到的负载油液压力  $p'_{L,n}$  与步骤 1 和步骤 2 中计算使用的负载油液压力  $p_{L,n}$  的差值, 若差值的绝对值大于预定误差  $\varepsilon_1$  时, 则重复步骤 1 至步骤 4, 并用步骤 3 计算得到的  $p'_{L,n}$  作为步骤 1 和步骤 2 中使用的负载油液压力进行迭代计算, 若差值的绝对值小于预定误差  $\varepsilon_1$ , 则将步骤 3 得到的负载油液压力  $p'_{L,n}$  作为以下步骤中使用的恒压柱塞泵负载油液压力  $p_{L,n}$ , 并继续下面步骤;

步骤 5: 将经过步骤 1 至步骤 4 循环计算后得到的油液动力黏度  $\mu_n$ 、密度  $\rho_n$ 、斜盘倾角系数  $k_n$  和恒压柱塞泵的负载油液压力  $p_{L,n}$  代入功率损失模型, 计算恒压柱塞泵的功率损失:

a、根据公式  $P_{d,n} = C_d \rho_n k_n^3 \omega^3 D_m^{5/3}$  计算恒压柱塞泵的流体动力损失功率  $P_{d,n}$ , 其中

$C_d$  为流体动力损失系数;

b、根据公式  $P_{v,n} = C_v \mu_n \omega^2 D_m$  计算恒压柱塞泵的粘性摩擦损失功率  $P_{v,n}$ , 其中  $C_v$  为粘性摩擦损失系数;

c、根据公式  $P_{u,n} = C_u p_{L,n} D_m \omega$  计算恒压柱塞泵的干摩擦损失功率  $P_{u,n}$ , 其中  $C_u$  为干摩擦损失系数;

d、根据公式  $P_c = p_c D_m \omega$  计算恒压柱塞泵的常值摩擦损失功率  $P_c$ , 其中  $p_c$  为常值摩擦损失系数;

步骤 6: 计算恒压柱塞泵各部分的换热热流量:

a、根据模型  $\dot{Q}_{r,n} = k_r A_r (T_{r,n} - T_{e,n})$  计算泄流油液与恒压柱塞泵转动部分的换热热流量  $\dot{Q}_{r,n}$ , 其中  $k_r$  为泄流油液与转动部分的换热系数,  $A_r$  为泄流油液与转动部分的换热面积,  $T_{r,n}$  为恒压柱塞泵转动部分的温度, 初始计算时使用设定值, 当  $n = 1$  时,  $T_{r,n}$  的初始值选取为环境温度  $T_{env}$ , 当  $n > 1$  时,  $T_{r,n}$  的初始值选取为  $T_{r,n-1}$ ,  $T_{e,n}$  为恒压柱塞泵回油口处的油液

温度,初始计算时使用设定值,当  $n = 1$  时,  $T_{e,n}$  的初始值选取为环境温度  $T_{env}$ , 当  $n > 1$  时,  $T_{e,n}$  的初始值选取为  $T_{e,n-1}$ ;

b、根据模型  $\dot{Q}_{s,n} = k_s A_s (T_{s,n} - T_{e,n})$  计算泄流油液与恒压柱塞泵壳体部分的换热热流量  $\dot{Q}_{s,n}$ , 其中  $k_s$  为泄流油液与壳体部分的换热系数,  $A_s$  为泄流油液与壳体部分的换热面积,  $T_{s,n}$  为恒压柱塞泵壳体部分的温度, 初始计算时使用设定值, 当  $n = 1$  时,  $T_{s,n}$  的初始值选取为环境温度  $T_{env}$ , 当  $n > 1$  时,  $T_{s,n}$  的初始值选取为  $T_{s,n-1}$ ;

c、根据模型  $\dot{Q}_{rs,n} = k_{rs} A_{rs} (T_{r,n} - T_{s,n})$  计算恒压柱塞泵转动部分和壳体部分间的导热热流量  $\dot{Q}_{rs,n}$ , 其中  $k_{rs}$  为恒压柱塞泵转动部分和壳体部分间的导热系数,  $A_{rs}$  为恒压柱塞泵转动部分和壳体部分间的导热面积;

d、根据模型  $\dot{Q}_{rad,n} = \varepsilon \sigma A (T_{s,n}^4 - T_{env}^4)$  计算恒压柱塞泵壳体部分同环境的辐射换热热流量  $\dot{Q}_{rad,n}$ , 其中  $\varepsilon$  为壳体材料的发射率,  $\sigma$  为黑体辐射常数,  $A$  为辐射换热面积;

e、根据模型

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_{exc,n} = k_{exc,n} A_{exc} (T_{s,n} - T_{env}) \\ k_{exc,n} = \frac{Nu_{exc,n} \lambda}{D_{exc}} \\ Nu_{exc,n} = 0.6 + 0.387 \left\{ \frac{Ra_n}{[1 + (0.559 / Pr)]^{9/16}} \right\}^2 \\ Ra_n = \frac{g \beta_n (T_{s,n} - T_{env}) D_{exc}^3}{\nu^2} Pr \end{array} \right.$$

计算恒压柱塞泵壳体部分同环境的自然对流换热热流量  $\dot{Q}_{exc,n}$ , 其中  $k_{exc,n}$  为壳体部分同环境的自然对流换热系数,  $A_{exc}$  为壳体部分同环境的自然对流换热面积,  $Nu_{exc,n}$  为壳体部分同环境自然对流换热的努赛尔数,  $\lambda$  为空气的导热系数,  $D_{exc}$  为换热计算的特征长度,  $Ra_n$  为换热计算的瑞利数,  $Pr$  为空气的普朗特数,  $g$  为重力加速度,  $\beta_n$  为空气的体积膨胀系数, 且  $\beta_n = \frac{1}{T_{s,n}}$ ,  $\nu$  为空气的运动黏度;

步骤 7: 将步骤 5 和步骤 6 中得到的  $P_{d,n}$ 、 $P_{n,n}$ 、 $P_{u,n}$ 、 $P_c$ 、 $\dot{Q}_{r,n}$ 、 $\dot{Q}_{s,n}$ 、 $\dot{Q}_{rs,n}$ 、 $\dot{Q}_{rad,n}$  和  $\dot{Q}_{exc,n}$  带入温度微分求解模型, 计算恒压柱塞泵各部分的温度:

a、根据微分模型

$$\begin{cases} \frac{dT'_{o,n}}{dt} = \frac{1}{m_o c_{po}} \left[ D_m k_n \omega \rho_n dh_{o,n} + P_{d,n} + P_{n,n} + D_m k_n \omega (p_{L,n} - p_i) + T'_{o,n} \alpha V_o \frac{dp_{L,n}}{dt} \right] \\ dh_{o,n} = c_{po} (T_{i,n} - T'_{o,n}) + \frac{[2 - \alpha(T_{i,n} + T'_{o,n})](p_i - p_{L,n})}{2\rho_n} \\ \frac{dp_{L,n}}{dt} = \frac{p_{L,n} - p_{L,n-1}}{\Delta t} \end{cases}$$

计算恒压柱塞泵的出口油液温度  $T'_{o,n}$ ，其中以  $T_{o,n-1}$  作为微分模型中  $T'_{o,n}$  的计算初值，当  $n = 1$  时，以环境温度  $T_{env}$  作为微分模型中  $T'_{o,n}$  的计算初值， $m_o$  为出口油液控制体内的油液质量， $c_{po}$  为油液比热， $dh_{o,n}$  为出口油液焓的变化， $\alpha$  为油液的体积膨胀系数， $V_o$  为出口油液控制体的体积，当  $n = 1$  时， $p_{L,n-1}$  取为 1bar；

b、根据微分模型

$$\begin{cases} \frac{dT'_{e,n}}{dt} = \frac{1}{m_e c_{po}} \left[ q_{l,n} \rho_n dh_{e,n} + \dot{Q}_{r,n} + \dot{Q}_{s,n} \right] \\ dh_{e,n} = c_{po} (T_{o,n} - T'_{e,n}) + \frac{[2 - \alpha(T_{o,n} + T'_{e,n})](p_{L,n} - p_e)}{2\rho_n} \end{cases}$$

计算恒压柱塞泵回油口处的油液温度  $T'_{e,n}$ ，其中以  $T_{e,n-1}$  作为微分模型中  $T'_{e,n}$  的计算初值，当  $n = 1$  时，以环境温度  $T_{env}$  作为微分模型中  $T'_{e,n}$  的计算初值， $m_e$  为回油油液控制体内的油液质量， $dh_{e,n}$  为回油油液焓的变化， $p_{L,n}$  为恒压柱塞泵的负载压力， $p_e$  为恒压柱塞泵回油口处油液压力；

c、根据微分模型  $\frac{dT'_{r,n}}{dt} = \frac{1}{m_r c_{ps}} [P_{u,n} + P_c - \dot{Q}_{r,n} - \dot{Q}_{rs,n}]$  计算恒压柱塞泵转动部分的温

度  $T'_{r,n}$ ，其中以  $T_{r,n-1}$  作为微分模型中  $T'_{r,n}$  的计算初值，当  $n = 1$  时，以环境温度  $T_{env}$  作为微分模型中  $T'_{r,n}$  的计算初值， $m_r$  为恒压柱塞泵转动部分的质量， $c_{ps}$  为恒压柱塞泵材料的比热；

d、根据微分模型  $\frac{dT'_{s,n}}{dt} = \frac{1}{m_s c_{ps}} [-\dot{Q}_{s,n} + \dot{Q}_{rs,n} - \dot{Q}_{rad,n} - \dot{Q}_{exc,n}]$  计算恒压柱塞泵壳体部

分的温度  $T'_{s,n}$ ，其中以  $T_{s,n-1}$  作为微分模型中  $T'_{s,n}$  的计算初值，当  $n = 1$  时，以环境温度  $T_{env}$  作为微分模型中  $T'_{s,n}$  的计算初值， $m_s$  为恒压柱塞泵壳体部分的质量；

步骤 8：计算步骤 7 中得到的恒压柱塞泵的出口油液温度  $T'_{o,n}$  与步骤 1 和步骤 7 中计算使用的出口油液温度  $T_{o,n}$  的差值；若差值的绝对值大于预定误差  $\varepsilon_2$ ，则重复步骤 1 至步骤 8，并用步骤 7 中得到的  $T'_{o,n}$ 、 $T'_{e,n}$ 、 $T'_{r,n}$  和  $T'_{s,n}$  作为步骤 1 至步骤 8 中计算使用的  $T_{o,n}$ 、 $T_{e,n}$ 、 $T_{r,n}$  和  $T_{s,n}$  进行迭代计算，若差值的绝对值小于预定误差  $\varepsilon_2$ ，则将步骤 7 得到的  $T'_{o,n}$ 、 $T'_{e,n}$ 、 $T'_{r,n}$  和  $T'_{s,n}$  作为经过该计算区间计算后  $T_{o,n}$ 、 $T_{e,n}$ 、 $T_{r,n}$  和  $T_{s,n}$  的计算结果；若  $n < N$  则开始第  $n+1$  个计算区间的计算，当  $n = N$  停止计算过程。

2. 根据权利要求 1 所述的一种耦合计算恒压柱塞泵压力、流量和温度的方法，其特征在于：步骤 3 中所述恒压柱塞泵的外部负载为薄壁孔口负载，在第  $n$  个计算区间内，根据模

型

$$p'_{L,n} = p_t + \frac{\rho_n q_n^2}{2c^2 f^2}$$

计算恒压柱塞泵的负载油液压力  $p'_{L,n}$ ，其中  $p_t$  为外部系统油箱的增压压力， $c$  为流量系数， $f$  为薄壁孔口负载的孔口几何面积。

## 一种耦合计算恒压柱塞泵压力、流量和温度的方法

### 技术领域

[0001] 本发明涉及液压系统热设计中计算液压系统油温分布的方法,具体为一种耦合计算恒压柱塞泵压力、流量和温度的方法。

### 背景技术

[0002] 液压系统热设计是现代液压系统的一项重要设计环节,其主要任务是计算各种典型工作状态下的液压系统油温分布,在此基础上合理采取有效措施,将系统温度控制在允许的范围内。液压泵是液压系统主要的热源之一,准确计算液压泵的热特性是现代液压系统热设计的一项关键技术和难点问题。

[0003] 恒压柱塞泵是一种较常用的液压泵,其内部结构复杂,且在工作过程中油液的温度变化也较为复杂。传统的计算恒压柱塞泵温度的方法中,往往将恒压柱塞泵的压力、流量特性与温度变化过程分开考虑,首先计算恒压柱塞泵工作过程中的压力和流量,而后根据压力和流量的计算结果再计算恒压柱塞泵的温度。这类方法没有考虑恒压柱塞泵内油液的压力、流量和温度之间的相互耦合影响关系。实际上,油液温度的变化会引起油液物理特性的较大变化,而油液物理特性的改变对恒压柱塞泵的压力、流量特性会产生较大影响,因此不考虑恒压柱塞泵工作过程中压力、流量和温度相互耦合影响的传统计算方法势必会产生较大的误差,从而导致在液压系统热设计时难以获得较为准确的液压系统油温分布。

### 发明内容

[0004] 要解决的技术问题

[0005] 为解决上述现有方法中没有考虑恒压柱塞泵内油液的压力、流量和温度之间的相互耦合影响关系的技术问题,本发明提出一种耦合计算恒压柱塞泵压力、流量和温度的方法,在计算模型中包含了恒压柱塞泵内油液的压力、流量和温度之间的相互耦合影响关系,提高了计算结果的精度和准确度,从而能更真实、准确地反映恒压柱塞泵的实际工作状况,能够实现较准确的液压系统热设计。

[0006] 技术方案

[0007] 本发明所述的一种耦合计算恒压柱塞泵压力、流量和温度的方法,其特征在于:将恒压柱塞泵的工作过程按照时间序列等分为  $N$  个计算区间,每个计算区间的时间步长为  $\Delta t$ ,计算总时长  $t_z = N \times \Delta t$ ,第  $n$  个计算区间内包括以下步骤,其中  $1 \leq n \leq N$ ,且  $n$  为整数:

[0008] 步骤 1:计算恒压柱塞泵中油液的物理特性,包括油液的动力黏度  $\mu_n$  和油液的密度  $\rho_n$ :

[0009] a、根据油液的动力黏度模型

$$[0010] \left\{ \begin{array}{l} \mu_n = \mu_0 \times 10^{\psi_n} \\ \psi_n = b_p \Delta p + b_t \Delta T + b_{t2} (\Delta T)^2 \\ \Delta p = p_w - p_{ref} \\ \Delta T = T_w - T_{ref} \\ p_w = \frac{p_i + p_{L,n}}{2} \\ T_w = \frac{T_{i,n} + T_{o,n}}{2} \end{array} \right.$$

[0011] 计算油液的动力黏度  $\mu_n$ , 其中  $\mu_0$  为油液初始压力  $p_{ref}$  和油液初始温度  $T_{ref}$  下的油液动力黏度,  $b_p$  为压力差对油液动力黏度的一次相关系数,  $b_t$  为温度差对油液动力黏度的一次相关系数,  $b_{t2}$  为温度差对油液动力黏度的二次相关系数,  $p_w$  为恒压柱塞泵的特征压力,  $T_w$  为恒压柱塞泵的特征温度,  $p_i$  为恒压柱塞泵的进口油液压力,  $p_{L,n}$  为恒压柱塞泵的负载油液压力, 初始计算时使用设定值, 当  $n = 1$  时,  $p_{L,n}$  的初始值取为 1bar, 当  $n > 1$  时,  $p_{L,n}$  的初始值选取为  $p_{L,n-1}$ ,  $T_{i,n}$  为恒压柱塞泵的进口油液温度;  $T_{o,n}$  为恒压柱塞泵的出口油液温度, 初始计算时使用设定值, 当  $n = 1$  时,  $T_{o,n}$  的初始值选取为环境温度  $T_{env}$ , 当  $n > 1$  时,  $T_{o,n}$  的初始值选取为  $T_{o,n-1}$ ;

[0012] b、根据油液的密度模型

$$[0013] \left\{ \begin{array}{l} \rho_n = 1/v_{s,n} \\ v_{s,n} = v_{s0} (1 + a_p \Delta p + a_{p2} (\Delta p)^2 + a_t \Delta T + a_{t2} (\Delta T)^2 + a_{pt} \Delta p \Delta T) \\ \Delta p = p_w - p_{ref} \\ \Delta T = T_w - T_{ref} \\ p_w = \frac{p_i + p_{L,n}}{2} \\ T_w = \frac{T_{i,n} + T_{o,n}}{2} \end{array} \right.$$

[0014] 计算油液的密度  $\rho_n$ , 其中  $v_{s,n}$  为油液比容,  $v_{s0}$  为初始压力和初始温度下的油液比容,  $a_p$  为压力差对油液比容的一次相关系数,  $a_{p2}$  为压力差对油液比容的二次相关系数,  $a_t$  为温度差对油液比容的一次相关系数,  $a_{t2}$  为温度差对油液比容的二次相关系数,  $a_{pt}$  为压力差和温度差对油液比容的联合相关系数;

[0015] 步骤 2: 计算恒压柱塞泵的输出流量  $q_n$ ;

[0016] 将步骤 1 得到的油液动力黏度  $\mu_n$  代入输出流量模型

[0017]

$$\begin{cases} q_n = D_m \omega k_n - q_{l,n} \\ k_n = \begin{cases} 1 & p_{L,n} \leq p_n \\ \frac{p_{\max} - p_{L,n}}{p_{\max} - p_n} \left( 1 - \frac{C_l p_{L,n}}{\omega \mu_n} \right) + \frac{C_l p_n}{\omega \mu_n} & p_n < p_{L,n} \leq p_{\max} \end{cases} \\ q_{l,n} = C_l D_m \frac{p_{L,n}}{\mu_n} \end{cases}$$

[0018] 计算得到恒压柱塞泵的输出流量  $q_n$ ，其中  $D_m$  为恒压柱塞泵的排量， $\omega$  为恒压柱塞泵的输入转速， $k_n$  为斜盘倾角系数， $q_{l,n}$  为恒压柱塞泵的泄流流量， $p_{\max}$  为恒压柱塞泵的额定工作压力， $p_n$  为恒压柱塞泵的调节压力， $C_l$  为恒压柱塞泵的泄流系数；

[0019] 步骤 3：根据步骤 2 得到的恒压柱塞泵的输出流量  $q_n$  以及恒压柱塞泵的外部负载特性计算恒压柱塞泵的负载油液压力  $p'_{L,n}$ ；

[0020] 步骤 4：计算步骤 3 中得到的负载油液压力  $p'_{L,n}$  与步骤 1 和步骤 2 中计算使用的负载油液压力  $p_{L,n}$  的差值，若差值的绝对值大于预定误差  $\varepsilon_1$  时，则重复步骤 1 至步骤 4，并用步骤 3 计算得到的  $p'_{L,n}$  作为步骤 1 和步骤 2 中使用的负载油液压力进行迭代计算，若差值的绝对值小于预定误差  $\varepsilon_1$ ，则将步骤 3 得到的负载油液压力  $p'_{L,n}$  作为以下步骤中使用的恒压柱塞泵负载油液压力  $p_{L,n}$ ，并继续下面步骤；步骤 5：将经过步骤 1 至步骤 4 循环计算后得到的油液动力黏度  $\mu_n$ 、密度  $\rho_n$ 、斜盘倾角系数  $k_n$  和恒压柱塞泵的负载油液压力  $p_{L,n}$  代入功率损失模型，计算恒压柱塞泵的功率损失：

[0021] a、根据公式  $P_{d,n} = C_d \rho_n k_n^3 \omega^3 D_m^{5/3}$  计算恒压柱塞泵的流体动力损失功率  $P_{d,n}$ ，其中  $C_d$  为流体动力损失系数；

[0022] b、根据公式  $P_{n,n} = C_n \mu_n \omega^2 D_m$  计算恒压柱塞泵的粘性摩擦损失功率  $P_{n,n}$ ，其中  $C_n$  为粘性摩擦损失系数；

[0023] c、根据公式  $P_{u,n} = C_u p_{L,n} D_m \omega$  计算恒压柱塞泵的干摩擦损失功率  $P_{u,n}$ ，其中  $C_u$  为干摩擦损失系数；

[0024] d、根据公式  $P_c = p_c D_m \omega$  计算恒压柱塞泵的常值摩擦损失功率  $P_c$ ，其中  $p_c$  为常值摩擦损失系数；

[0025] 步骤 6：计算恒压柱塞泵各部分的换热热流量：

[0026] a、根据模型  $\dot{Q}_{r,n} = k_r A_r (T_{r,n} - T_{e,n})$  计算泄流油液与恒压柱塞泵转动部分的换热热流量  $\dot{Q}_{r,n}$ ，其中  $k_r$  为泄流油液与转动部分的换热系数， $A_r$  为泄流油液与转动部分的换热面积， $T_{r,n}$  为恒压柱塞泵转动部分的温度，初始计算时使用设定值，当  $n = 1$  时， $T_{r,n}$  的初始值选取为环境温度  $T_{env}$ ，当  $n > 1$  时， $T_{r,n}$  的初始值选取为  $T_{r,n-1}$ ， $T_{e,n}$  为恒压柱塞泵回油口处的油液温度，初始计算时使用设定值，当  $n = 1$  时， $T_{e,n}$  的初始值选取为环境温度  $T_{env}$ ，当  $n > 1$  时， $T_{e,n}$  的初始值选取为  $T_{e,n-1}$ ；

[0027] b、根据模型  $\dot{Q}_{s,n} = k_s A_s (T_{s,n} - T_{e,n})$  计算泄流油液与恒压柱塞泵壳体部分的换热热流量  $\dot{Q}_{s,n}$ ，其中  $k_s$  为泄流油液与壳体部分的换热系数， $A_s$  为泄流油液与壳体部分的换热面

积,  $T_{s,n}$  为恒压柱塞泵壳体部分的温度, 初始计算时使用设定值, 当  $n = 1$  时,  $T_{s,n}$  的初始值选取为环境温度  $T_{env}$ , 当  $n > 1$  时,  $T_{s,n}$  的初始值选取为  $T_{s,n-1}$ ;

[0028] c、根据模型  $\dot{Q}_{rs,n} = k_{rs} A_{rs} (T_{r,n} - T_{s,n})$  计算恒压柱塞泵转动部分和壳体部分间的导热热流量  $\dot{Q}_{rs,n}$ , 其中  $k_{rs}$  为恒压柱塞泵转动部分和壳体部分间的导热系数,  $A_{rs}$  为恒压柱塞泵转动部分和壳体部分间的导热面积;

[0029] d、根据模型  $\dot{Q}_{rad,n} = \varepsilon \sigma A (T_{s,n}^4 - T_{env}^4)$  计算恒压柱塞泵壳体部分同环境的辐射换热热流量  $\dot{Q}_{rad,n}$ , 其中  $\varepsilon$  为壳体材料的发射率,  $\sigma$  为黑体辐射常数,  $A$  为辐射换热面积;

[0030] e、根据模型

$$[0031] \left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_{exc,n} = k_{exc,n} A_{exc} (T_{s,n} - T_{env}) \\ k_{exc,n} = \frac{Nu_{exc,n} \lambda}{D_{exc}} \\ Nu_{exc,n} = 0.6 + 0.387 \left\{ \frac{Ra_n}{[1 + (0.559 / Pr)]^{9/16}} \right\}^2 \\ Ra_n = \frac{g \beta_n (T_{s,n} - T_{env}) D_{exc}^3}{\nu^2} Pr \end{array} \right.$$

[0032] 计算恒压柱塞泵壳体部分同环境的自然对流换热热流量  $\dot{Q}_{exc,n}$ , 其中  $k_{exc,n}$  为壳体部分同环境的自然对流换热系数,  $A_{exc}$  为壳体部分同环境的自然对流换热面积,  $Nu_{exc,n}$  为壳体部分同环境自然对流换热的努赛尔数,  $\lambda$  为空气的导热系数,  $D_{exc}$  为换热计算的特征长度,  $Ra_n$  为换热计算的瑞利数,  $Pr$  为空气的普朗特数,  $g$  为重力加速度,  $\beta_n$  为空气的体积膨胀系数, 且  $\beta_n = 1/T_{s,n}$ ,  $\nu$  为空气的运动黏度;

[0033] 步骤 7: 将步骤 5 和步骤 6 中得到的  $P_{d,n}$ 、 $P_{n,n}$ 、 $P_{u,n}$ 、 $P_c$ 、 $\dot{Q}_{r,n}$ 、 $\dot{Q}_{s,n}$ 、 $\dot{Q}_{rs,n}$ 、 $\dot{Q}_{rad,n}$  和  $\dot{Q}_{exc,n}$  带入温度微分求解模型, 计算恒压柱塞泵各部分的温度:

[0034] a、根据微分模型

[0035]

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT'_{o,n}}{dt} = \frac{1}{m_o c_{po}} \left[ D_m k_n \omega \rho_n dh_{o,n} + P_{d,n} + P_{n,n} + D_m k_n \omega (p_{L,n} - p_i) + T'_{o,n} \alpha V_o \frac{dp_{L,n}}{dt} \right] \\ dh_{o,n} = c_{po} (T_{i,n} - T'_{o,n}) + \frac{[2 - \alpha (T_{i,n} + T'_{o,n})] (p_i - p_{L,n})}{2 \rho_n} \\ \frac{dp_{L,n}}{dt} = \frac{p_{L,n} - p_{L,n-1}}{\Delta t} \end{array} \right.$$

[0036] 计算恒压柱塞泵的出口油液温度  $T'_{o,n}$ , 其中以  $T_{o,n-1}$  作为微分模型中  $T'_{o,n}$  的计算初值, 当  $n = 1$  时, 以环境温度  $T_{env}$  作为微分模型中  $T'_{o,n}$  的计算初值,  $m_o$  为出口油液控制体内的油液质量,  $c_{po}$  为油液比热,  $dh_{o,n}$  为出口油液焓的变化,  $\alpha$  为油液的体积膨胀系数,

$V_o$  为出口油液控制体的体积,当  $n = 1$  时,  $p_{L,n-1}$  取为 1bar ;

[0037] b、根据微分模型

$$[0038] \begin{cases} \frac{dT'_{e,n}}{dt} = \frac{1}{m_e c_{po}} [q_{l,n} \rho_n dh_{e,n} + \dot{Q}_{r,n} + \dot{Q}_{s,n}] \\ dh_{e,n} = c_{po} (T_{o,n} - T'_{e,n}) + \frac{[2 - \alpha(T_{o,n} + T'_{e,n})](p_{L,n} - p_e)}{2\rho_n} \end{cases}$$

[0039] 计算恒压柱塞泵回油口处的油液温度  $T'_{e,n}$ ,其中以  $T_{e,n-1}$  作为微分模型中  $T'_{e,n}$  的计算初值,当  $n = 1$  时,以环境温度  $T_{env}$  作为微分模型中  $T'_{e,n}$  的计算初值,  $m_e$  为回油油液控制体内的油液质量,  $dh_{e,n}$  为回油油液焓的变化,  $p_{L,n}$  为恒压柱塞泵的负载压力,  $p_e$  为恒压柱塞泵回油口处油液压力 ;

[0040] c、根据微分模型

$$[0041] \frac{dT'_{r,n}}{dt} = \frac{1}{m_r c_{ps}} [P_{u,n} + P_c - \dot{Q}_{r,n} - \dot{Q}_{rs,n}]$$

[0042] 计算恒压柱塞泵转动部分的温度  $T'_{r,n}$ ,其中以  $T_{r,n-1}$  作为微分模型中  $T'_{r,n}$  的计算初值,当  $n = 1$  时,以环境温度  $T_{env}$  作为微分模型中  $T'_{r,n}$  的计算初值,  $m_r$  为恒压柱塞泵转动部分的质量,  $c_{ps}$  为恒压柱塞泵材料的比热 ;

[0043] d、根据微分模型

$$[0044] \frac{dT'_{s,n}}{dt} = \frac{1}{m_s c_{ps}} [-\dot{Q}_{s,n} + \dot{Q}_{rs,n} - \dot{Q}_{rad,n} - \dot{Q}_{exc,n}]$$

[0045] 计算恒压柱塞泵壳体部分的温度  $T'_{s,n}$ ,其中以  $T_{s,n-1}$  作为微分模型中  $T'_{s,n}$  的计算初值,当  $n = 1$  时,以环境温度  $T_{env}$  作为微分模型中  $T'_{s,n}$  的计算初值,  $m_s$  为恒压柱塞泵壳体部分的质量 ;

[0046] 步骤 8 :计算步骤 7 中得到的恒压柱塞泵的出口油液温度  $T'_{o,n}$  与步骤 1 和步骤 7 中计算使用的出口油液温度  $T_{o,n}$  的差值 ;若差值的绝对值大于预定误差  $\epsilon_2$ ,则重复步骤 1 至步骤 8,并用步骤 7 中得到的  $T'_{o,n}$ 、 $T'_{e,n}$ 、 $T'_{r,n}$  和  $T'_{s,n}$  作为步骤 1 至步骤 8 中计算使用的  $T_{o,n}$ 、 $T_{e,n}$ 、 $T_{r,n}$  和  $T_{s,n}$  进行迭代计算,若差值的绝对值小于预定误差  $\epsilon_2$ ,则将步骤 7 得到的  $T'_{o,n}$ 、 $T'_{e,n}$ 、 $T'_{r,n}$  和  $T'_{s,n}$  作为经过该计算区间计算后  $T_{o,n}$ 、 $T_{e,n}$ 、 $T_{r,n}$  和  $T_{s,n}$  的计算结果 ;若  $n < N$  则开始第  $n+1$  个计算区间的计算,当  $n = N$  停止计算过程。

[0047] 本发明的一个优选技术方案为所述的一种耦合计算恒压柱塞泵压力、流量和温度的方法,其特征在于 :步骤 3 中所述恒压柱塞泵的外部负载为薄壁孔口负载,在第  $n$  个计算区间内,根据模型

$$[0048] p'_{L,n} = p_t + \frac{\rho_n q_n^2}{2c^2 f^2}$$

[0049] 计算恒压柱塞泵的负载油液压力  $p'_{L,n}$ ,其中  $p_t$  为外部系统油箱的增压压力,  $c$  为流量系数,  $f$  为薄壁孔口负载的孔口几何面积。

[0050] 有益效果

[0051] 本发明提出一种耦合计算恒压柱塞泵压力、流量和温度的方法，在计算模型中包含了恒压柱塞泵内油液的压力、流量和温度之间的相互耦合影响关系，提高了计算结果的精度和准确度，从而能更真实、准确地反映恒压柱塞泵的实际工作状况，能够更加准确的进行液压系统热设计。

### 附图说明

- [0052] 图 1 :耦合计算恒压柱塞泵压力、流量和温度的方法流程图；  
 [0053] 图 2 :恒压柱塞泵进口油液温度  $T_i$  的变化曲线；  
 [0054] 图 3 :恒压柱塞泵出口薄壁孔口负载的孔口几何面积  $f$  变化曲线；  
 [0055] 图 4 :恒压柱塞泵负载压力  $p_L$  计算结果曲线；  
 [0056] 图 5 :恒压柱塞泵输出流量  $q_n$  计算结果曲线；  
 [0057] 图 6 :恒压柱塞泵泄流流量  $q_{l,n}$  计算结果曲线；  
 [0058] 图 7 :恒压柱塞泵出口油液温度  $T_o$  和回油口处的油液温度  $T_e$  计算结果曲线；  
 [0059] 图 8 :恒压柱塞泵转动部分温度  $T_r$  和壳体部分温度  $T_s$  计算结果曲线；

### 具体实施方式

[0060] 下面结合实施例对本发明提出的耦合计算恒压柱塞泵压力、流量和温度的方法进行具体说明。

[0061] 实施例一：

[0062] 本实施例中，恒压柱塞泵的工作时间为 100s，将其分为 1000 个计算区间，每个计算区间的计算步长  $\Delta t$  为 0.1s。

[0063] 在其中第  $n$  个计算区间内，通过以下步骤计算第  $0.1 \times ns$  时，恒压柱塞泵的压力、流量和温度。

[0064] 步骤 1 :计算恒压柱塞泵中油液的物理特性，包括油液的动力黏度  $\mu_n$  和油液的密度  $\rho_n$ ：

[0065] a、根据油液的动力黏度模型

$$[0066] \left\{ \begin{array}{l} \mu_n = \mu_0 \times 10^{\psi_n} \\ \psi_n = b_p \Delta p + b_t \Delta T + b_{t2} (\Delta T)^2 \\ \Delta p = p_w - p_{ref} \\ \Delta T = T_w - T_{ref} \\ p_w = \frac{p_i + p_{L,n}}{2} \\ T_w = \frac{T_{i,n} + T_{o,n}}{2} \end{array} \right.$$

[0067] 计算油液的动力黏度  $\mu_n$ ，其中  $\mu_0$  为初始压力  $p_{ref}$  和初始温度  $T_{ref}$  下的油液动力黏度， $b_p$  为压力差对油液动力黏度的一次相关系数， $b_t$  为温度差对油液动力黏度的一次

相关系数,  $b_{t2}$  为温度差对油液动力黏度的二次相关系数。在本实施例中, 油液的初始压力  $p_{ref} = 1\text{bar}$ , 初始温度  $T_{ref} = 20^\circ\text{C}$ , 在 AMESim 仿真软件的帮助文件 Thermal-Hydraulic library (Version 4.2) 中查得  $\mu_0 = 5.545\text{e-}3\text{kg/ms}$ ,  $b_p = -1.621\text{e-}2$ ,  $b_t = 1.288\text{e-}4$ ,  $b_{t2} = 7.328\text{e-}9$ ;  $p_w$  为恒压柱塞泵的特征压力,  $T_w$  为恒压柱塞泵的特征温度,  $p_i$  为恒压柱塞泵的进口油液压力, 本实施例中取定值  $p_i = 4.5\text{bar}$ ;  $p_{L,n}$  为恒压柱塞泵的负载油液压力, 在初始计算时使用设定值, 当  $n = 1$  时,  $p_{L,n}$  的初始值取为  $1\text{bar}$ , 当  $n > 1$  时,  $p_{L,n}$  的初始值选取为  $p_{L,n-1}$ ,  $T_{i,n}$  为恒压柱塞泵的进口油液温度, 根据附图 2 中给出的恒压柱塞泵的进口油液温度曲线图取值, 在图中取得对应第  $0.1 \times ns$  时刻的进口油液温度  $T_{i,n}$ ;  $T_{o,n}$  为恒压柱塞泵的出口油液温度, 在初始计算时使用设定值当  $n = 1$  时,  $T_{o,n}$  的初始值选取为环境温度  $T_{env}$ , 本实施例中环境温度  $T_{env} = 20^\circ\text{C}$ , 当  $n > 1$  时,  $T_{o,n}$  的初始值选取为  $T_{o,n-1}$ 。

[0068] b、根据油液的密度模型

$$[0069] \begin{cases} \rho_n = 1/v_{s,n} \\ v_{s,n} = v_{s0}(1 + a_p \Delta p + a_{p2} (\Delta p)^2 + a_t \Delta T + a_{t2} (\Delta T)^2 + a_{pt} \Delta p \Delta T) \\ \Delta p = p_w - p_{ref} \\ \Delta T = T_w - T_{ref} \\ p_w = \frac{p_i + p_{L,n}}{2} \\ T_w = \frac{T_{i,n} + T_{o,n}}{2} \end{cases}$$

[0070] 计算油液的密度  $\rho_n$ , 其中  $v_{s,n}$  为油液比容,  $v_{s0}$  为初始压力和初始温度下的油液比容,  $a_p$  为压力差对油液比容的一次相关系数,  $a_{p2}$  为压力差对油液比容的二次相关系数,  $a_t$  为温度差对油液比容的一次相关系数,  $a_{t2}$  为温度差对油液比容的二次相关系数,  $a_{pt}$  为压力差和温度差对油液比容的联合相关系数, 在 AMESim 仿真软件的帮助文件 Thermal-Hydraulic library (Version 4.2) 中查得  $v_{s0} = 1.1876\text{e-}3\text{m}^3/\text{kg}$ ,  $a_p = -6.514\text{e-}10$ ,  $a_{p2} = 1.645\text{e-}18$ ,  $a_t = 7.984\text{e-}4$ ,  $a_{t2} = 6.755\text{e-}7$ ,  $a_{pt} = -3.461\text{e-}12$ 。

[0071] 步骤 2: 计算恒压柱塞泵的输出流量  $q_n$ :

[0072] 将步骤 1 得到的油液动力黏度  $\mu_n$  代入输出流量模型

$$[0073] \begin{cases} q_n = D_m \omega k_n - q_{l,n} \\ k_n = \begin{cases} 1 & p_{L,n} \leq p_n \\ \frac{p_{\max} - p_{L,n}}{p_{\max} - p_n} \left( 1 - \frac{C_l p_{L,n}}{\omega \mu_n} \right) + \frac{C_l p_n}{\omega \mu_n} & p_n < p_{L,n} \leq p_{\max} \end{cases} \\ q_{l,n} = C_l D_m \frac{p_{L,n}}{\mu_n} \end{cases}$$

[0074] 计算得到恒压柱塞泵的输出流量  $q_n$ , 其中  $D_m$  为恒压柱塞泵的排量,  $\omega$  为恒压柱塞

泵的输入转速,  $k_n$  为斜盘倾角系数,  $q_{1,n}$  为恒压柱塞泵的泄流流量,  $p_{\max}$  为恒压柱塞泵的额定工作压力,  $p_n$  为恒压柱塞泵的调节压力,  $C_1$  为恒压柱塞泵的泄流系数; 本实施例中根据恒压柱塞泵的工作状态, 得出  $D_m = 23\text{cc/rav}$ ,  $\omega = 1500\text{r/min}$ ,  $p_{\max} = 210\text{bar}$ ,  $p_n = 200\text{bar}$ ,  $C_1 = 1\text{e-}9$ 。

[0075] 步骤 3: 根据步骤 2 得到的恒压柱塞泵的输出流量  $q_n$  以及恒压柱塞泵的外部负载特性计算恒压柱塞泵的负载油液压力  $p'_{L,n}$ , 本实施例中, 外部负载为薄壁孔口负载, 根据下面模型, 并将油液密度  $\rho_n$  代入模型,

$$[0076] \quad p'_{L,n} = p_t + \frac{\rho_n q_n^2}{2c^2 f^2}$$

[0077] 计算恒压柱塞泵的负载油液压力  $p'_{L,n}$ , 其中  $p_t$  为外部系统油箱的增压压力, 取  $p_t = 4.5\text{bar}$ ,  $c$  为流量系数, 取  $c = 0.65$ ,  $f$  为薄壁孔口负载的孔口几何面积, 根据附图 3 取值。

[0078] 步骤 4: 计算步骤 3 中得到的负载油液压力  $p'_{L,n}$  与步骤 1 和步骤 2 中计算使用的负载油液压力  $p_{L,n}$  的差值, 若差值的绝对值大于预定误差  $\varepsilon_1$  时, 则重复步骤 1 至步骤 4, 并用步骤 3 计算得到的  $p'_{L,n}$  作为步骤 1 和步骤 2 中使用的负载油液压力进行迭代计算, 若差值的绝对值小于预定误差  $\varepsilon_1$ , 则将步骤 3 得到的负载油液压力  $p'_{L,n}$  作为以下步骤中使用的恒压柱塞泵负载油液压力  $p_{L,n}$ , 并继续下面步骤;

[0079] 本实施例中将预定误差  $\varepsilon_1$  设定为  $\varepsilon_1 = 1\text{e-}3$ 。

[0080] 步骤 5: 将经过步骤 1 至步骤 4 循环计算后得到的油液动力黏度  $\mu_n$ 、密度  $\rho_n$ 、斜盘倾角系数  $k_n$  和恒压柱塞泵的负载油液压力  $p_{L,n}$  代入功率损失模型, 计算恒压柱塞泵的功率损失:

[0081] a、根据公式  $P_{d,n} = C_d \rho_n k_n^3 \omega^3 D_m^{5/3}$  计算恒压柱塞泵的流体动力损失功率  $P_{d,n}$ , 其中  $C_d$  为流体动力损失系数, 本实施例中取  $C_d = 4$ ;

[0082] b、根据公式  $P_{n,n} = C_n \mu_n \omega^2 D_m$  计算恒压柱塞泵的粘性摩擦损失功率  $P_{n,n}$ , 其中  $C_n$  为粘性摩擦损失系数, 本实施例中取  $C_n = 3.3\text{e}4$ ;

[0083] c、根据公式  $P_{u,n} = C_u p_{L,n} D_m \omega$  计算恒压柱塞泵的干摩擦损失功率  $P_{u,n}$ , 其中  $C_u$  为干摩擦损失系数, 本实施例中取  $C_u = 0.004$ ;

[0084] d、根据公式  $P_c = p_c D_m \omega$  计算恒压柱塞泵的常值摩擦损失功率  $P_c$ , 其中  $p_c$  为常值摩擦损失系数, 本实施例中取  $p_c = 0.6\text{e}5$ 。

[0085] 步骤 6: 计算恒压柱塞泵各部分的换热热流量:

[0086] a、根据模型  $\dot{Q}_{r,n} = k_r A_r (T_{r,n} - T_{e,n})$  计算泄流油液与恒压柱塞泵转动部分的换热热流量  $\dot{Q}_{r,n}$ , 其中  $k_r$  为泄流油液与转动部分的换热系数,  $A_r$  为泄流油液与转动部分的换热面积, 本实施例中,  $k_r$  取值为  $86\text{W/m}^2\text{K}$ ,  $A_r$  取值为  $0.09\text{m}^2$ ;  $T_{r,n}$  为恒压柱塞泵转动部分的温度, 初始计算时使用设定值, 当  $n = 1$  时,  $T_{r,n}$  的初始值选取为环境温度  $T_{\text{env}} = 20^\circ\text{C}$ , 当  $n > 1$  时,  $T_{r,n}$  的初始值选取为  $T_{r,n-1}$ ,  $T_{e,n}$  为恒压柱塞泵回油口处的油液温度, 初始计算时使用设定值, 当  $n = 1$  时,  $T_{e,n}$  的初始值选取为环境温度  $T_{\text{env}} = 20^\circ\text{C}$ , 当  $n > 1$  时,  $T_{e,n}$  的初始值选取为  $T_{e,n-1}$ ;

[0087] b、根据模型  $\dot{Q}_{s,n} = k_s A_s (T_{s,n} - T_{e,n})$  计算泄流油液与恒压柱塞泵壳体部分的换热热流量  $\dot{Q}_{s,n}$ ，其中  $k_s$  为泄流油液与壳体部分的换热系数， $A_s$  为泄流油液与壳体部分的换热面积，本实施例中， $k_s$  取值为  $74\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ， $A_s$  取值为  $0.11\text{m}^2$ ； $T_{s,n}$  为恒压柱塞泵壳体部分的温度，初始计算时使用设定值，当  $n = 1$  时， $T_{s,n}$  的初始值选取为环境温度  $T_{\text{env}} = 20^\circ\text{C}$ ，当  $n > 1$  时， $T_{s,n}$  的初始值选取为  $T_{s,n-1}$ ；

[0088] c、根据模型  $\dot{Q}_{rs,n} = k_{rs} A_{rs} (T_{r,n} - T_{s,n})$  计算恒压柱塞泵转动部分和壳体部分间的导热热流量  $\dot{Q}_{rs,n}$ ，其中  $k_{rs}$  为恒压柱塞泵转动部分和壳体部分间的导热系数， $A_{rs}$  为恒压柱塞泵转动部分和壳体部分间的导热面积，本实施例中， $k_{rs}$  取值为  $95\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ， $A_{rs}$  取值为  $0.04\text{m}^2$ ；；

[0089] d、根据模型  $\dot{Q}_{rad,n} = \varepsilon \sigma A (T_{s,n}^4 - T_{\text{env}}^4)$  计算恒压柱塞泵壳体部分同环境的辐射换热热流量  $\dot{Q}_{rad,n}$ ，其中  $\varepsilon$  为壳体材料的发射率， $\sigma$  为黑体辐射常数， $A$  为辐射换热面积，本实施例中， $\varepsilon$  取值为  $0.82$ ， $\sigma$  取值为  $5.67\text{e}-8\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$ ， $A$  取值为  $0.17\text{m}^2$ ；

[0090] e、根据模型

$$[0091] \left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_{exc,n} = k_{exc,n} A_{exc} (T_{s,n} - T_{\text{env}}) \\ k_{exc,n} = \frac{Nu_{exc,n} \lambda}{D_{exc}} \\ Nu_{exc,n} = 0.6 + 0.387 \left\{ \frac{Ra_n}{[1 + (0.559 / Pr)]^{9/16}} \right\}^2 \\ Ra_n = \frac{g \beta_n (T_{s,n} - T_{\text{env}}) D_{exc}^3}{\nu^2} Pr \end{array} \right.$$

[0092] 计算恒压柱塞泵壳体部分同环境的自然对流换热热流量  $\dot{Q}_{exc,n}$ ，其中  $k_{exc,n}$  为壳体部分同环境的自然对流换热系数， $A_{exc}$  为壳体部分同环境的自然对流换热面积， $Nu_{exc,n}$  为壳体部分同环境自然对流换热的努赛尔数， $\lambda$  为空气的导热系数， $D_{exc}$  为换热计算的特征长度，实施例中将泵简化为球体，取球体的最小外径  $100\text{mm}$ ， $Ra_n$  为换热计算的瑞利数， $Pr$  为空气的普朗特数， $g$  为重力加速度， $\beta$  为空气的体积膨胀系数，且  $\beta = 1/T_s$ ， $\nu$  为空气的运动黏度；本实施例中， $A_{exc}$  取值为  $0.17\text{m}^2$ ， $\lambda$  取值为  $2.67\text{e}-2\text{W}/\text{m}/\text{K}$ ， $g$  取值为  $9.8\text{m}/\text{s}^2$ ， $\nu$  取值为  $16\text{e}-6\text{m}^2/\text{s}$ ， $Pr$  通过查表得到。

[0093] 步骤 7：将步骤 5 和步骤 6 中得到的  $P_{d,n}$ 、 $P_{n,n}$ 、 $P_{u,n}$ 、 $P_c$ 、 $\dot{Q}_{r,n}$ 、 $\dot{Q}_{s,n}$ 、 $\dot{Q}_{rs,n}$ 、 $\dot{Q}_{rad,n}$  和  $\dot{Q}_{exc,n}$  带入温度微分求解模型，计算恒压柱塞泵各部分的温度：

[0094] a、根据微分模型

[0095]

$$\begin{cases} \frac{dT'_{o,n}}{dt} = \frac{1}{m_o c_{po}} \left[ D_m k_n \omega \rho_n dh_{o,n} + P_{d,n} + P_{n,n} + D_m k_n \omega (p_{L,n} - p_i) + T'_{o,n} \alpha V_o \frac{dp_{L,n}}{dt} \right] \\ dh_{o,n} = c_{po} (T_{i,n} - T'_{o,n}) + \frac{[2 - \alpha (T_{i,n} + T'_{o,n})] (p_i - p_{L,n})}{2 \rho_n} \\ \frac{dp_{L,n}}{dt} = \frac{p_{L,n} - p_{L,n-1}}{\Delta t} \end{cases}$$

[0096] 计算恒压柱塞泵的出口油液温度  $T'_{o,n}$ , 其中以经过  $n-1$  个计算区间计算后得到的恒压柱塞泵的出口油液温度  $T_{o,n-1}$  作为微分模型中  $T'_{o,n}$  的计算初值, 当  $n = 1$  时, 以环境温度  $T_{env} = 20^\circ\text{C}$  作为微分模型中  $T'_{o,n}$  的计算初值,  $m_o$  为出口油液控制体内的油液质量,  $c_{po}$  为油液比热,  $dh_{o,n}$  为出口油液焓的变化,  $\alpha$  为油液的体积膨胀系数,  $V_o$  为出口油液控制体的体积, 本实施例中,  $m_o$  取值为  $0.337\text{kg}$ ,  $c_{po}$  取值为  $1.892\text{e}3\text{J/kgK}$ ,  $\alpha$  取值为  $0.8\text{e}-3$ ,  $V_o$  取值为  $0.4\text{L}$ ;  $p_{L,n-1}$  为经过  $n-1$  个计算区间计算后得到的恒压柱塞泵的负载油液压力, 当  $n = 1$  时,  $p_{L,n-1}$  取为  $1\text{bar}$ ;

[0097] b、根据微分模型

$$\begin{cases} \frac{dT'_{e,n}}{dt} = \frac{1}{m_e c_{po}} \left[ q_{l,n} \rho_n dh_{e,n} + \dot{Q}_{r,n} + \dot{Q}_{s,n} \right] \\ dh_{e,n} = c_{po} (T_{o,n} - T'_{e,n}) + \frac{[2 - \alpha (T_{o,n} + T'_{e,n})] (p_{L,n} - p_e)}{2 \rho_n} \end{cases}$$

[0099] 计算恒压柱塞泵回油口处的油液温度  $T'_{e,n}$ , 其中以经过  $n-1$  个计算区间计算后得到的恒压柱塞泵回油口处的油液温度  $T_{e,n-1}$  作为微分模型中  $T'_{e,n}$  的计算初值, 当  $n = 1$  时, 以环境温度  $T_{env} = 20^\circ\text{C}$  作为微分模型中  $T'_{e,n}$  的计算初值,  $m_e$  为回油油液控制体内的油液质量, 在本实施例中取值为  $0.253\text{kg}$ ,  $dh_{e,n}$  为回油油液焓的变化,  $p_{L,n}$  为恒压柱塞泵的负载压力,  $p_e$  为恒压柱塞泵回油口处油液压力, 在本实施例中为恒定值, 取为  $4.5\text{bar}$ ;

[0100] c、根据微分模型

$$[0101] \quad \frac{dT'_{r,n}}{dt} = \frac{1}{m_r c_{ps}} \left[ P_{u,n} + P_c - \dot{Q}_{r,n} - \dot{Q}_{rs,n} \right]$$

[0102] 计算恒压柱塞泵转动部分的温度  $T'_{r,n}$ , 其中以经过  $n-1$  个计算区间计算后得到的恒压柱塞泵转动部分的温度  $T_{r,n-1}$  作为微分模型中  $T'_{r,n}$  的计算初值, 当  $n = 1$  时, 以环境温度  $T_{env} = 20^\circ\text{C}$  作为微分模型中  $T'_{r,n}$  的计算初值,  $m_r$  为恒压柱塞泵转动部分的质量,  $c_{ps}$  为恒压柱塞泵材料的比热, 在本实施例中  $m_r$  取值为  $8\text{kg}$ ,  $c_{ps}$  取值为  $460\text{J/kgK}$ ;

[0103] d、根据微分模型

$$[0104] \quad \frac{dT'_{s,n}}{dt} = \frac{1}{m_s c_{ps}} \left[ -\dot{Q}_{s,n} + \dot{Q}_{rs,n} - \dot{Q}_{rad,n} - \dot{Q}_{exc,n} \right]$$

[0105] 计算恒压柱塞泵壳体部分的温度  $T'_{s,n}$ , 其中以经过  $n-1$  个计算区间计算后得到的恒压柱塞泵壳体部分的温度  $T_{s,n-1}$  作为微分模型中  $T'_{s,n}$  的计算初值, 当  $n = 1$  时, 以环

境温度  $T_{env} = 20^{\circ}\text{C}$  作为微分模型中  $T'_{s,n}$  的计算初值,  $m_s$  为恒压柱塞泵壳体部分的质量, 在本实施例中  $m_s$  取值为 11kg。

[0106] 步骤 8: 计算步骤 7 中得到的恒压柱塞泵的出口油液温度  $T'_{o,n}$  与步骤 1 和步骤 7 中计算使用的出口油液温度  $T_{o,n}$  的差值; 若差值的绝对值大于预定误差  $\varepsilon_2$ , 则重复步骤 1 至步骤 8, 并用步骤 7 中得到的  $T'_{o,n}$ 、 $T'_{e,n}$ 、 $T'_{r,n}$  和  $T'_{s,n}$  作为步骤 1 至步骤 8 中计算使用的  $T_{o,n}$ 、 $T_{e,n}$ 、 $T_{r,n}$  和  $T_{s,n}$  进行迭代计算, 若差值的绝对值小于预定误差  $\varepsilon_2$ , 则将步骤 7 得到的  $T'_{o,n}$ 、 $T'_{e,n}$ 、 $T'_{r,n}$  和  $T'_{s,n}$  作为经过该计算区间计算后  $T_{o,n}$ 、 $T_{e,n}$ 、 $T_{r,n}$  和  $T_{s,n}$  的计算结果; 本实施例中将预定误差  $\varepsilon_2$  设定为  $\varepsilon_2 = 1e-3$ 。

[0107] 经过步骤 1 至步骤 8 的循环计算后, 得到第  $n$  个计算区间后, 即第  $0.1 \times ns$  时, 恒压柱塞泵的压力、流量和温度; 此时, 若  $n < N$  则继续第  $n+1$  个计算区间的计算, 当  $n = N$  时, 则停止计算过程。本实施例的具体计算结果见附图 4 至附图 8。

[0108] 实施例二:

[0109] 本实施例中, 在空军工程大学工程学院“液压系统综合试验台”进行本发明效果的实验验证工作, 试验用柱塞泵为某型航空恒压柱塞泵, 柱塞泵主要参数为: 柱塞泵排量为 23cc/r, 输入转速为 1500r/min, 额定工作压力为 210bar, 调节压力为 200bar, 泄流系数为  $1e-9$ , 试验环境温度为  $21^{\circ}\text{C}$ 。采用热电阻式温度传感器对柱塞泵进口和出口油液温度进行测量, 每间隔 5 分钟记录一次。采用本发明方法计算柱塞泵出口油液温度, 并采用传统方法计算相同工况下的柱塞泵出口油液温度, 这里说的传统方法指功率损失法, 各计算结果及误差如下表所示:

[0110]

时间 / 分钟	0	5	10	15	20	25
试验结果	21	29.1	36.6	43.4	49.6	55.5
本发明方法计算结果	21	27.9	33.4	40.6	47.1	52.3
本发明方法计算误差	0%	4.1%	8.7%	6.4%	5.0%	5.7%
传统方法计算结果	21	26.4	31.9	38.1	45.2	50.4
传统方法计算误差	0%	9.3%	12.8%	12.2%	8.9%	9.2%

[0111] 从对比结果可以看出, 传统方法由于没有考虑油液物理特性随温度的变化以及柱塞泵的动态特性, 其误差较大, 本发明的计算精度明显高于传统方法。

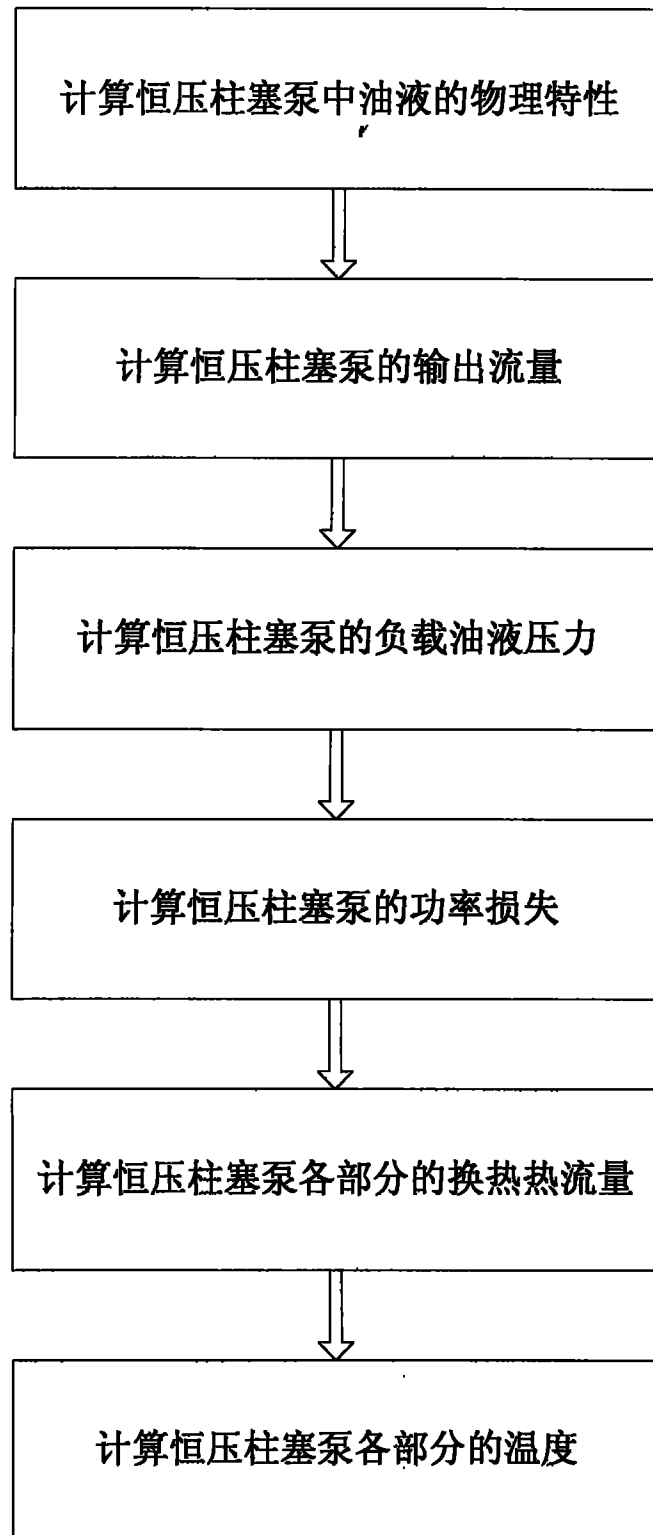


图 1

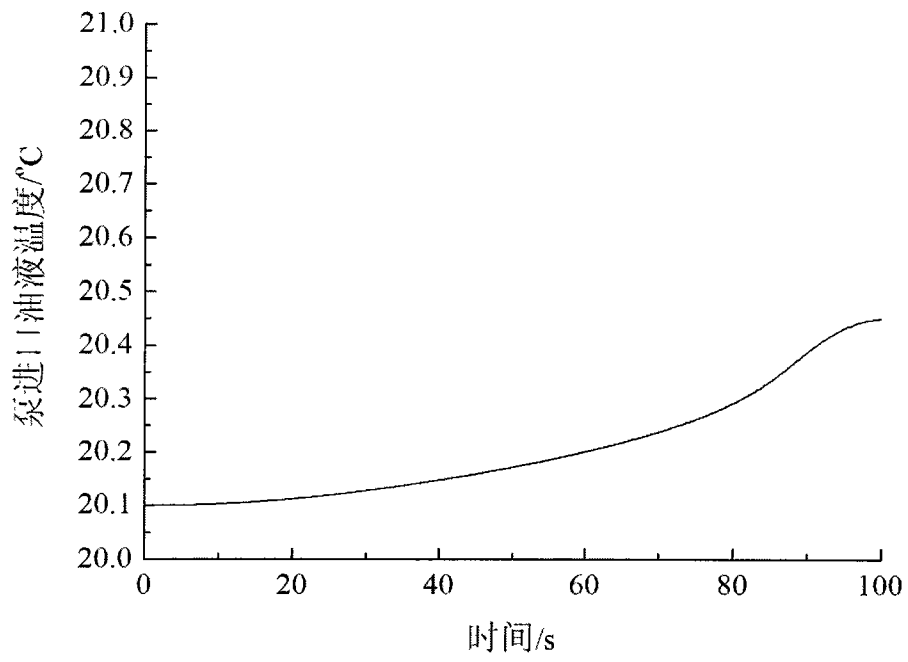


图 2

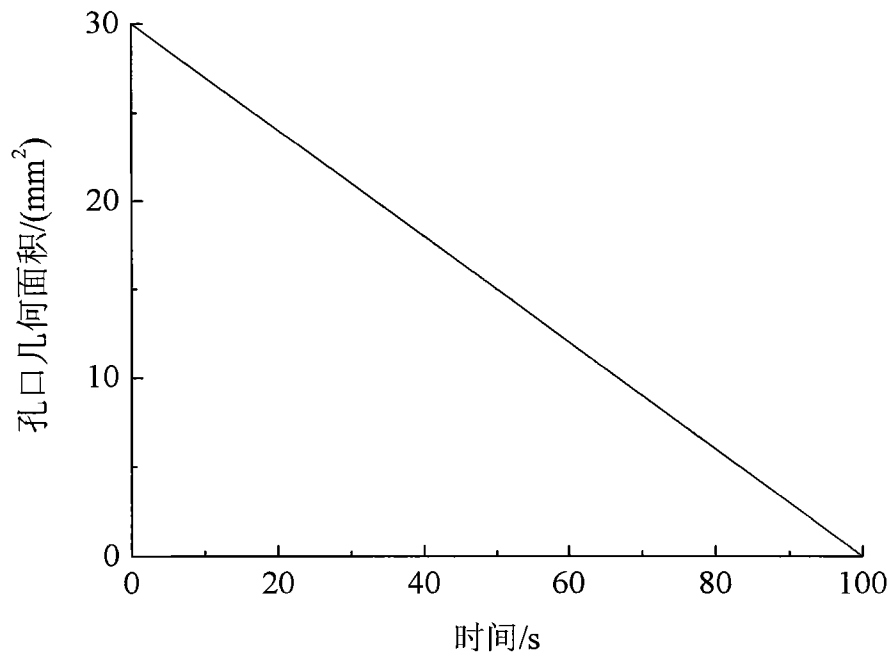


图 3

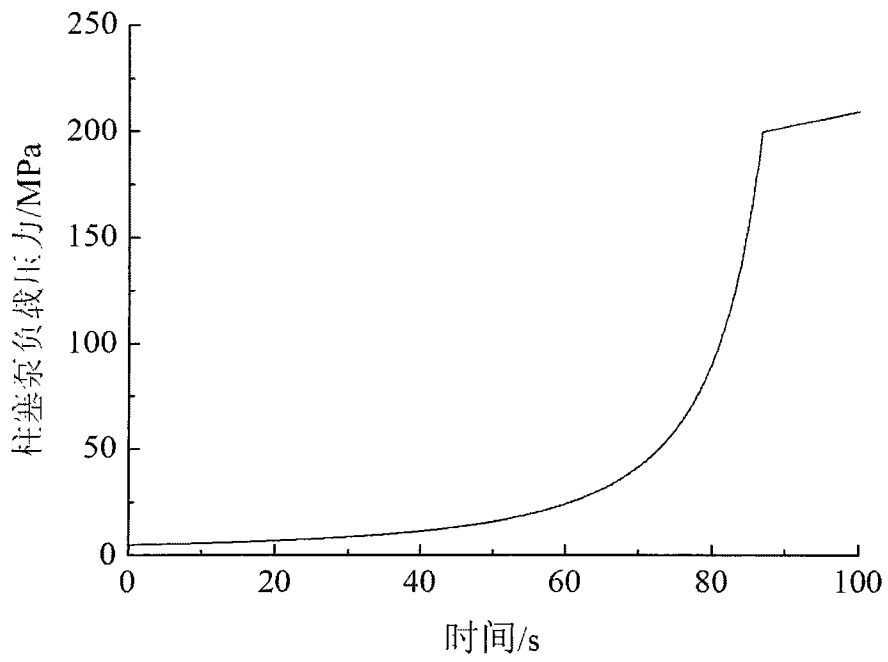


图 4

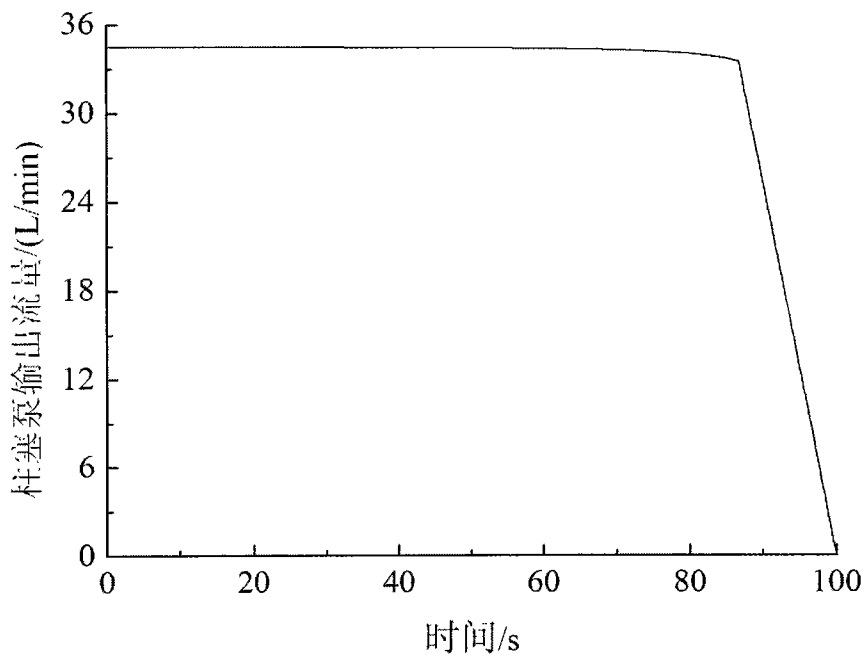


图 5

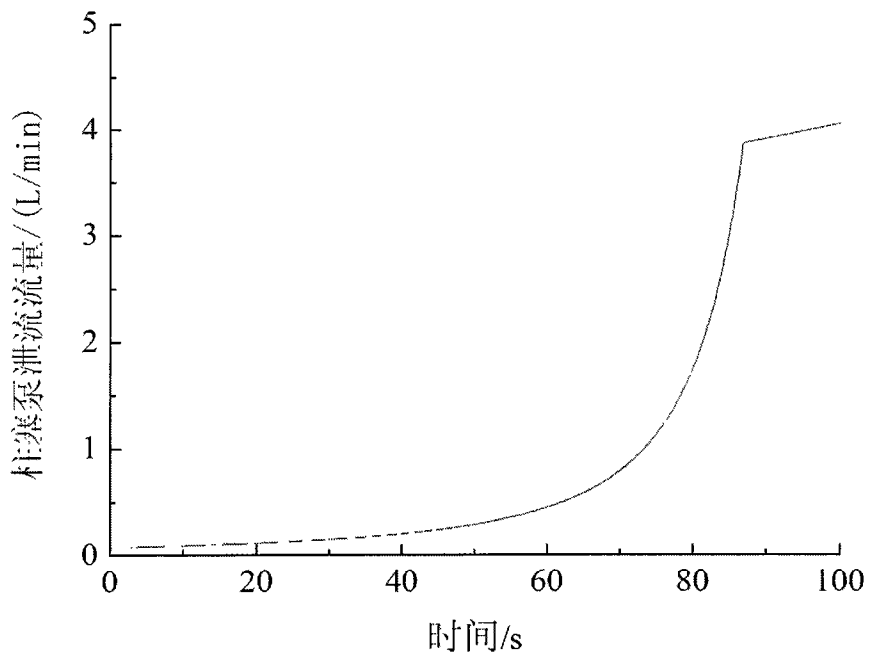


图 6

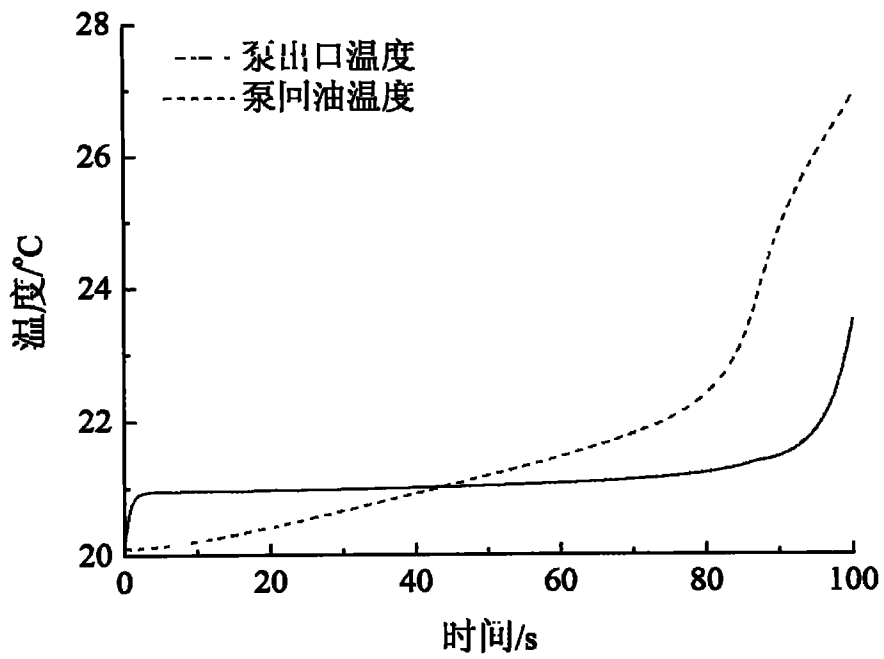


图 7

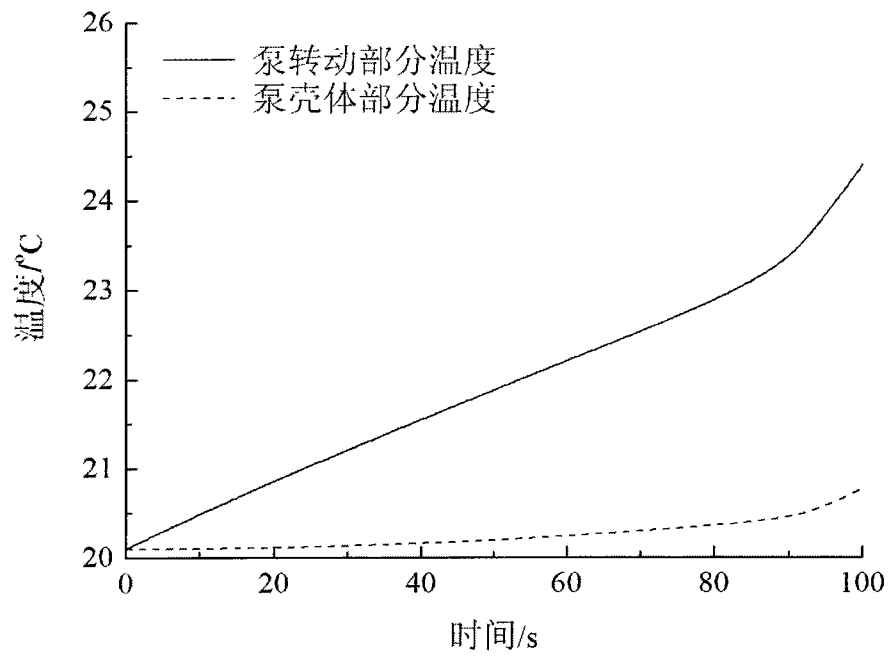


图 8