МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ВЕРТИКАЛЬНО-ШПИНДЕЛЬНЫХ ХЛОПКОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Худайкулиев Ражаббай Рузметович
канд. техн. наук, Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз
Узбекистан, г. Ташкент
E-mail: x.radj@mail.ru

Уринов Азиз Пардаевич
мл. науч. сотрудник, Институт механики и сейсмостойкости сооружений АН РУз
Узбекистан, г. Ташкент

MODELING OF THERMODYNAMIC PARAMETERS OF THE FLUID DRIVE OF VERTICALLY COTTON PICKERS

Rajabbay Hudaykuliyev
Candidate of Technical Sciences, Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures, Academy of Sciences of the Republic of Uzbekistan, Uzbekistan, Tashkent

Aziz Urinov
Junior Research Scientist, Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures, Academy of Sciences of the Republic of Uzbekistan, Uzbekistan, Tashkent

АННОТАЦИЯ

Температура является одним из основных понятий термодинамики теплового процесса, протекающего в гидросистеме. Исходя, из этого в статье рассматриваются вопросы, связанные с особенностью теплового режима на гидроприводе вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин.

ABSTRACT

Temperature is one of the basic concepts of thermodynamics of the thermal process occurring in the hydraulic system. Based on this, the article deals with the issues related to the feature of the thermal regime on the hydraulic drive of vertical-spindle cotton harvesters.

Ключевые слова: термодинамический процесс, гидропривод, температура, тепловой процесс, теплопоглощение, теплообмен, теплоёмкость, жидкость, вязкость.

Keywords: thermodynamic process, hydraulic drive, temperature, thermal process, heat absorption, heat exchange, heat capacity, liquid, viscosity.

При теоретическом исследовании гидравлического привода, работающего при различных температурах окружающей среды, большое значение приобретает исследование происходящих в нем термодинамических процессов [1].

Анализ состояния гидроприводов и их элементов при их эксплуатации в условиях Центрально азиатского региона показывает, что сельскохозяйственные машины, в том числе вертикально-шпиндельные хлопкоуборочные машины, при высоких температурах и запыленности воздуха имеют очень низкий ресурс, надежность и ухудшенные эксплуатационные характеристики [2]. Установлено, что в условиях высоких температур и запыленности воздуха срок службы гидроприводов хлопкоуборочных машин сокращается до 2 раз, при этом энергетические показатели так же ухудшаются.

Вся энергия, затраченная на преодоление различного рода сопротивлений в гидроприводе, в конечном итоге, превращается в теплоту, поглощаемую рабочей жидкостью, что вызывает его нагрев. Это может привести к нежелательному уменьшению вязкости или наоборот [3], этой теплоты может оказаться недостаточно для того, чтобы компенсировать охлаждение гидропривода хлопкоуборочных машин.

Считается, что в систему поступает в единицу времени количество теплоты, эквивалентное разности полной (приводной) мощности насоса и полезной мощности [4] (эффективной мощности на штоке силового цилиндра).

В проведенных нами ранее исследованиях [5] рассмотрены переходные процессы в гидроприводе при различных законах изменения температуры

Библиографическое описание: Худайкулиев Р.Р., Уринов А.П. Моделирование термодинамических параметров гидравлического привода вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин // Universum: Технические науки : электрон. научн. журн. 2019. № 6(63). URL: http://7universum.com/ru/tech/archive/item/7505

жидкости (в диапазоне 20°…100°С) по длине канала, а также, при варьировании скорости движения золотника гидрораспределителя.

Установлено, что закон изменения температуры жидкости не оказывает заметного влияния на характер нестационарных процессов в гидравлических каналах [3], и их с малой погрешностью можно описывать при фиксированной средней по длине канала температуре жидкости.

На основе проведенных нами экспериментальных исследований [6] установлено, что температура на внешней поверхности стенки гидропривода определяется в основном температурой рабочей жидкости и практически не зависит от температуры окружающей среды, так при постоянной температуре, равной +5°С, и плавном изменении температуры рабочей жидкости от +20° до 160°С температура на внешней поверхности силового цилиндра была на 5-8°С ниже температуры рабочей жидкости, а температура на внешней поверхности корпуса распределительного устройства была на 2-5°С ниже температуры рабочей жидкости.

Таким образом, тепловой режим гидропривода в основном определяется температурой рабочей жидкости.

Поскольку температура является одним из самых глубоких понятий термодинамики тепловой процесс, протекающий в гидросистеме, может быть описан уравнением:

$$m \cdot di = dq_B + dq_{oc} - dq_p \qquad (1)$$

где: m – масса системы, di – изменение энтальпии системы, i – удельная энтальпия, dq_B – внутреннее тепловыделение в системе, dq_{oc} – тепло, переносимое в процессе теплообмена системы с окружающей средой, dq_p – теплопоглощение в масляном радиаторе.

Распишем каждый член уравнения (1), полагая $c_p = const$ и $di = c_p \cdot dt$

$$\begin{cases} m \cdot di = m_{ж} \cdot c_{ж} \cdot dT_{ж} + m_a \cdot c_a \cdot dT_a \\ dq_B = Q_r \cdot dt \\ dq_{oc} = k \cdot F \cdot (T_{oc} - T_{ж}) \cdot dt \\ dq_p = Q_p \cdot dt \end{cases} \qquad (2)$$

где: $m_{ж}$, m_a – масса жидкости и агрегатов гидросистемы; $c_{ж}$, c_a – удельная теплоемкость жидкости и агрегатов; $dT_{ж}$, dTa – текущие значения прироста температуры жидкости и агрегатов; $T_{ж}$, T_{oc} – текущие значения температуры жидкости и окружающей среды; F – площадь поверхности внешней теплоотдачи системы; k – средний расчетный коэффициент теплопередачи в окружающую среду; Q_B – текущее значение мощности тепловыделений в системе; Q_p – текущее значение мощности теплопоглощений в масляном радиаторе.

С учетом (2) уравнение (1) можно записать в следующем виде:

$$m \cdot c \cdot \frac{dT}{dt} = Q_B + k \cdot F \cdot (T_{oc} - T) - Q_p \qquad (3)$$

где m, c – масса и удельная теплоёмкость гидросистемы.

Предположим, что рассматриваемая гидросистема состоит из "n" участков, предположительно имеющих различные текущие средние температуры T_1, $T_2 ... T_n$ (рис.1).

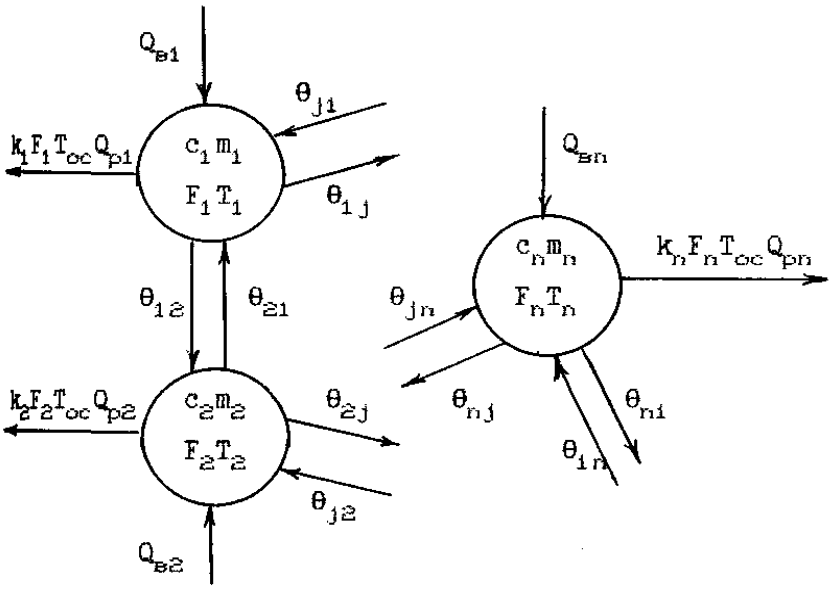

Рисунок 1. Схема внутреннего теплообмена в гидросистеме

Будем считать, что внутри участка средняя степень нагретости в любом поперечном сечении потока практически не отличается от среднемассовой температуры участков и теплообмен между участками осуществляется лишь за счет вынужденной конвекции жидкости.

С учетом этих предположений уравнение (3) примет вид:

$$m_i \cdot c_i \frac{dT}{dt} = Q_{Bi} + k_i \cdot F_i (T_{oc} - T_i) + \\ + \sum_j (\theta_{ji} \cdot T_j - \theta_{ij} \cdot T_i) - Q_{pi} \quad (4)$$

где: θ_{ji}, θ_{ij} – средние за цикл удельные (отнесенные к градусу температуры) тепловые потоки, переносимые жидкостью при вынужденной конвекции соответственно из i – го участка в j – й и обратно.

Величину θ_{ji} можно определить как

$$\theta_{ij} = Q_{жci} \cdot \rho_{ж} \cdot c_{ж} \quad (5)$$

где $\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости; $Q_{жi}$ – средний расход жидкости в i – ом участке.

Таким образом, уравнение (4) позволяет получить достоверную картину тепловых процессов в гидросистемах хлопкоуборочных машин.

Рассмотрим проточную гидравлическую систему, схема которой приведена на рисунке 2.

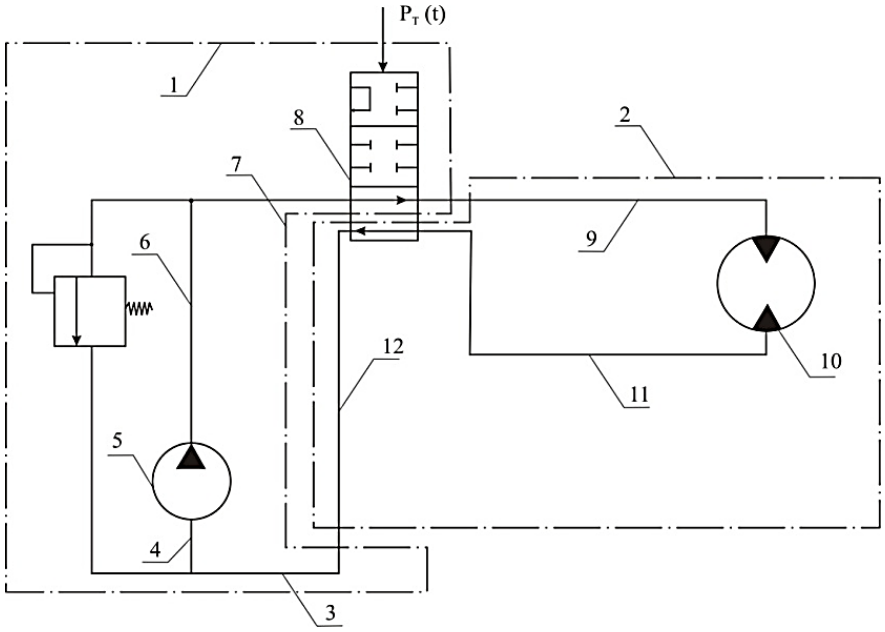

Рисунок 2. Расчетная схема теплового баланса проточной системы

Проточную гидравлическую систему условно можно разделить на два участка, которые предположительно имеют различные текущие средние температуры T_1 и T_2.

Для рассматриваемой системы уравнение (4) примет вид

$$\begin{cases} i_1 \cdot dT/dt + (k \cdot F_1 + \theta_2) \cdot T_1 - \theta_2 \cdot T_2 = Q_{B1} \\ i_2 \cdot dT/dt - \theta_2 \cdot T_1 + (k \cdot F_2 + \theta_2) \cdot T_{22} = Q_{B2} \end{cases} \quad (6)$$

где F_1 и F_2 – площади поверхностей внешней теплоотдачи участков определяются выражениями:

$$F_1 = F_3 + F_4 + F_5 + F_6 + F_7 + F_8$$

$$F_2 = F_8 + F_9 + F_{10} + F_{11} + F_{12}$$

i_1 и i_2 – удельные теплосодержания участков; определяются выражениями:

$$i_1 = \sum_{j=1}^{p} c_j . m_j \,, \qquad i_2 = \sum_{g=1}^{n} c_g . m_g$$

где: c_j, c_g – массовая теплоемкость материалов; m_j, m_g – масса материалов; Q_{B1} и Q_{B2} – среднее за цикл теплообразование на участках в единицу времени; определяются выражениями:

$$Q_{B1} = p_1 \cdot Q_1 / \eta_{общ.н} - Q_{B2}, \; Q_{B2} = p_2 \cdot Q_2$$

где: p_1 - давление на выходе насоса; Q_1, $\eta_{общ.н}$ – фактическая подача и общий к.п.д. насоса, p_2, Q_2 – давление и расход на втором участке; θ_2 – средние за цикл удельные тепловые потоки между участками (отнесенные к градусу температуры); определяются выражением:

$$\theta_2 = Q_2 \cdot \rho_{ж} \cdot c_{ж}$$

Если ввести обозначение

$$a_{11} = (k \cdot F_1 + \theta_2) / i_1,\ a_{22} = (k \cdot F_2 + \theta_2) / i_2 \qquad (7)$$

$$a_{12} = -\theta_2 / i_2,\ a_{21} = -\theta_2 / i_1,$$

то систему уравнений (6) можно записать в виде

$$\begin{cases} dT_1 / dt + a_{11} \cdot T_1 + a_{21} \cdot T_2 = Q_{B1} / i_1 \\ dT_2 / dt + a_{12} \cdot T_1 + a_{22} \cdot T_2 = Q_{B2} / i_2 \end{cases} \qquad (8)$$

Приближенное численное решение системы уравнений (8) основано на принципе разделения всей продолжительности переходного процесса на малые отрезки времени. В течение выбранных отрезков времени параметры теплообмена считаются постоянными и равными значениям, которые они принимают при достигнутой температуре. Таким образом, для каждого отрезка времени вычисляются постоянные интегрирования, стационарные температуры, и т.д. Погрешность расчета всегда можно снизить практически до погрешности исходных данных путем уменьшения размера отрезков.

Как было отмечено, для определения мощности тепловыделения были использованы зависимости параметров, p_1, p_2 и Q_2, определенные экспериментальным путем. Если при различных низких температурах эти значения меняются по разному и не поддаются универсальному описанию, то при положительных температурах изменение этих значений имеет схожий характер.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что изменение зависимости давления от времени его работы можно выразить функцией:

$$p_1 = \left[\left(p_0 - p_y \right) \cdot e^{(-a \cdot t)} \right] + p_y \qquad (9)$$

где: p_0 и p_y – начальное и установившееся значения развиваемого насосом давления рабочей жидкости, a - параметр, зависящий от марки жидкости (для ДП-11, а - 0,02).

Таким образом, полученные уравнения и зависимости позволяют определять конструктивные параметры гидросистем машин с учетом температурного фактора и его динамики.

Решение задачи можно разделить на две части:

1) Определение переходного процесса гидросистемы;

2) Исследования установившегося режима работы гидросистемы.

На рисунке 3 приведены результаты расчета переходного процесса температуры при следующих начальных данных:

$к$	F_1, м²	F_2, м²	$i_1=m_1*c_1$, ккал/°С	$i_2=m_2*c_2$, ккал/°С	p_0, МПа	p_a, МПа	p_y, МПа	N_o, об.	q_n, об./мин	T_{oc}, °С
15	0,052	0,3829	0,076	3,085	9	4	8,5	750	31,5	20

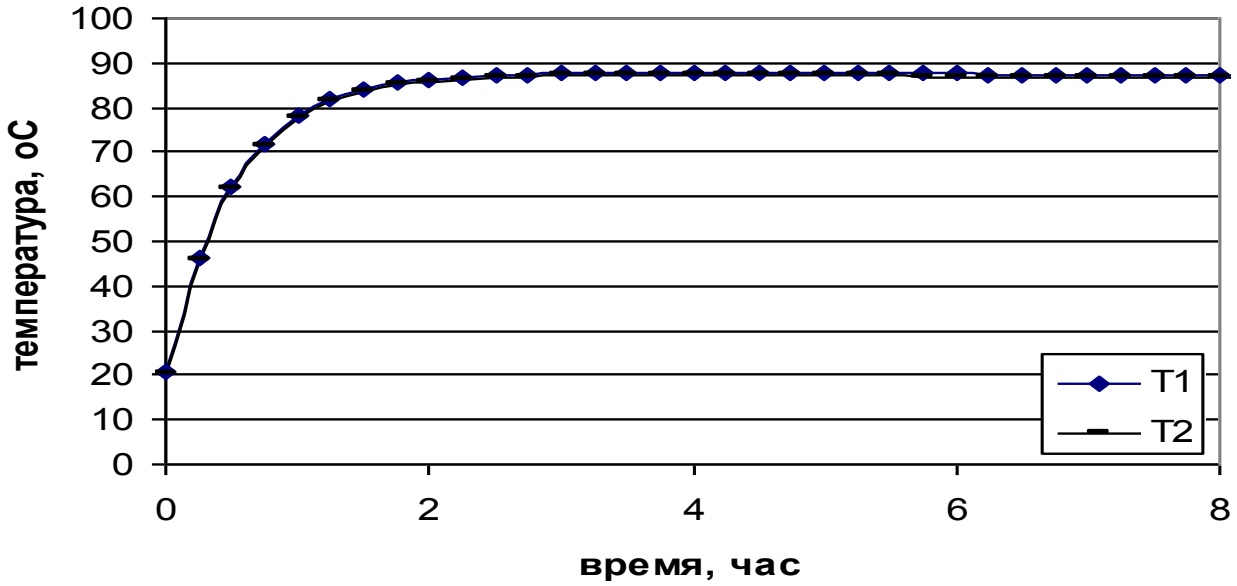

Рисунок 3. Переходной процесс для рассматриваемой гидросистемы

Программа компьютерного расчета, составленная в программной среде Matlab®7.11.0(R2010b) приведена ниже. Полученные данные показывают, что при T_{oc}=20°С за 120 мин работы гидросистемы температура рабочей жидкости поднимается от 20°С до 87°С, и остаётся постоянной в течении 8 часов.

1. Компьютерная программа расчета тепловых процессов в гидросистеме вентиляторов хлопкоуборочных машин.

```
clear all
clc
close all
```

```
[t,T] = ode45(@syst8, [0:0.01:10], [20 20])% Solve ODE
Plot (t,T)
Xlabel ('t')
Ylabel ('T')
Legend ('T1','T2')
%%
% Подпрограмма функция дифференциальных уравнений
K = 15;
F1 = 0.102;
F2 = 0.4829;
i1 = 0.076;
i2 = 3.085;
P0 = 9;
PA = 4;
PY = 8.5;
No = 750;
Qn = 31.5;
dTT = zeros(2,1); % a column vector
time = t';
for t = time
P1 = (P0-PY)*exp(-0.02*t)+PY;
P2 = (P1-PA)/2.0;
Q1 = No*qn*10E-6;
Q2 = Q1*24.3;
E2 = P2*Q1*1.433;
E1 = P1*Q1*2.5-E2;
A11 = (K*F1+Q2)/i1;
A22 = (K*F2+Q2)/i2;
A21 = -Q2/i1;
A12 = -Q2/i2;
dT = zeros(2,1); % a column vector
dT(1 )= -A11*T(1)-A21*T(2)+E1/i1;
dT(2) = -A12*T(1)-A22*T(2)+E2/i2;
dTT = cat(2,dTT,dT);
end
dTT = dTT(:, 2:end);
T1 = T(:,1);
T2 = T(:,2);
dT1 = dTT(1,:)';
dT2 = dTT(2,:)';
figure (1)
plot (T1,dT1)
xlabel ('T1')
ylabel ('dT1')
figure (2)
plot(T2,dT2)
xlabel('T2')
ylabel ('dT2')
% Подпрограмма функция дифференциальных уравнений
function dT = syst8(t,T)
global  K
K = 15;
F1 = 0.052;
F2 = 0.3829;
i1 = 0.076;
i2 =3 .085;
P0 = 9;
PA = 1;
PY = 8.5;
No = 750;
Qn = 31.5;
% t = 0:10:1500;
P1 = (P0-PY)*exp(-0.02*t)+PY;
P2 = (P1-PA)/2.0;
Q1 = No*qn*10E-4;
Q2 = Q1*24.3;
E2 = P2*Q1*1.433;
E1 = P1*Q1*2.5-E2;
A11 = (K*F1+Q2)/i1;
A22 = (K*F2+Q2)/i2;
A21 = -Q2/i1;
A12 = -Q2/i2;
dT = zeros(2,1); % a column vector
dT(1) = -A11*T(1)-A21*T(2)+E1/i1
dT(2) = -A12*T(1)-A22*T(2)+E2/i2
end
```

Необходимо отметить что, данную программу можно использовать с переменными знаками при определение температурных режимов гидроприводов.

Список литературы:

1. Белоконь Н.И. Основные принципы термодинамики. Электронная версия 2-ая, исправленная. Издательство «НЕДРА» Москва. 1968.-111с.
2. Лебедев О.В., Абзалов П.Н. Повышение работоспособности тракторных гидроприводов. Ташкент: ФАН, 1991. - 93 с.
3. Юшкин В.В. Основы расчета объемного гидропривода. М.: Высшая школа, 2008. - 192 с.
4. Li, Lei; Huang, Haihong; Zhao, Fu; Analysis of a novel energy-efficient system with double-actuator for hydraulic press// Pergamon-elsevier science Ltd, The Boulevard, Langford lane, Kidlington, Oxford ox5 1gb, England, 2017, p. 77-87.
5. Шермухамедов А.А. Разработка научных основ моделирования рабочих процессов в гидравлических приводах мобильных машин, эксплуатируемых в экстремальных условиях. Автореферат дис., д.т.н., Ташкент, 2000. - 54 с.
6. Заключительный отчет ИМиСС АН РУз по гранту КА-3-007 «Повышение качества работы вертикально-шпиндельной хлопкоуборочной аппаратов и системы автоматического копирования уборочными аппаратами профиля поля». Ташкент, 2017. - 61 с.