

дачи. Выбирается значение коэффициента  $k$ , при котором достигается совпадение результатов измерения и моделирования.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ткаченко В. Н. Математическое моделирование, идентификация и управление технологическими процессами тепловой обработки материалов / В. Н. Ткаченко // Т. 13. — Сер. «Задачи и методы: математика, механика, кибернетика». — Киев : Наукова думка, 2008. — 244 с.
2. Смирнов А. Н. Непрерывная разливка сортовой заготовки / А. Н. Смирнов, С. В. Куберский, А. Л. Подкорытов и др. — Донецк : Цифровая типография, 2012. — 417 с.
3. Бирюков А. Б. Теплотехника ресурсоэнергосберегающей разливки стали / А. Б. Бирюков, В. В. Кравцов, Н. С. Масс. — Донецк : Ноулидж, 2010. — 206 с.
4. Гортышов Ю. Ф. Теория и техника теплофизического эксперимента / Ю. Ф. Гортышов. — М. : Техника, 1988. — 360 с.

пост.15.04.13

## Система математического моделирования торцевого распределителя аксиально-поршневой гидравлической машины

А. Г. ЯСЕВ

Национальная металлургическая академия Украины

Приведены результаты использования системы математического моделирования (которая включает математическое моделирование, разработку конструктивно-технологических предложений, оптимизацию параметров распределителя) для уменьшения эрозионного разрушения элементов торцевого распределителя путем выравнивания давления.

Наведені результати використання системи математичного моделювання (яка включає математичне моделювання, розробку конструктивно-технологічних пропозицій, оптимізацію параметрів розподільника) для зменшення ерозійного руйнування елементів торцевого розподільника шляхом вирівнювання тиску.

Results of use system of mathematical modeling (which includes mathematical modeling, development constructive-technological offers, optimization of parameters of the allocator) for reduction of erosive destruction of elements of the allocator by alignment of pressure are brought.

Надежность гидравлического привода [1] определяется надежностью его узлов и деталей. Одним из важных узлов аксиально-поршневых гидравлических машин является торцевой распределитель, который состоит из блока цилиндров и крышки-распределителя. Детали распределителя относятся к прецизионным со сложной конструктивной формой рабочих элементов (окон). В некоторых случаях рабочие элементы распределителя подвергаются повышенному износу, который снижает надежность гидравлической машины и привода в целом.

Для повышения надежности распределителя целесообразно применить систему математического моделирования, которая включает

- математическое моделирование (целеполагание, идеализация, формализация, идентификация, проверка адекватности);
- разработку конструктивно-технологических предложений;
- оптимизацию параметров распределителя.

Рассмотрим решение такой задачи на примере торцевого распределителя аксиально-поршневого гидравлического насоса конкретного вида.

**Математическое моделирование. Целеполагание.** Создать математические модели (ММ), учитывающие основные конструктивно-технологические факторы, влияющие на работоспособность блока цилинд-

ров аксиально-поршневого гидравлического насоса НП-96. Погрешность моделирования не более 5%. Стоимость моделирования [5] не должна превышать 4,75% стоимости насоса.

**Идеализация.** При идеализации необходимо упростить исследуемый объект, выделив процесс, который приводит к снижению его работоспособности.

Исследования рабочих параметров (вид контакта, шероховатость, микротвердость) поверхностей деталей пар трения насоса НП96А (например, пары поршень-цилиндр узла наклона диска) показали, что они подвержены схватыванию, которое инициируется металлическими микрочастицами, попадающими в зазор между деталями пары трения. Дополнительное исследование деталей пар трения показало, что микрочастицы являются продуктами эрозионного изнашивания кромок отверстий блока цилиндров, прогрессирующего с увеличением наработки (рис. 1).

Причинами эрозионного разрушения кромок окон блока цилиндров являются перепады давления (между областями высокого и низкого давления) и, как следствие, высокая скорость течения рабочей жидкости при работе торцевого распределителя.



Рис. 1. Состояние кромок распределительных окон блока цилиндров после 50 часов работы (×2).

**Формализация.** Для описания изменения рабочих параметров гидравлического насоса (подачи  $Q$ , давления нагнетания  $p_n$  и объемного КПД  $\eta_o$ ) при эксплуатации в составе гидравлического привода выбраны [5] полиномиальные ММ.

ММ изменения давления в камере блока цилиндров, представляет собой дифференциальное уравнение первого порядка [3] и соответствующие граничные условия:

$$\frac{dp}{d\varphi} = (F \cdot v - q_{bc} + q_n - Q) \cdot \frac{E}{V \cdot \omega}, \quad (1)$$

где  $p$  – давление в камере блока цилиндров;

$\varphi$  – угол поворота блока цилиндров;

$F$  – площадь поперечного сечения поршня;

$v$  – скорость поршня;

$q_{bc}$  – утечки в канал всасывания;

$q_n$  – подача из канала нагнетания;

$Q$  – утечка жидкости через зазоры;

$E$  – объемный модуль упругости жидкости;

$V$  – объем жидкости в камере блока цилиндров;

$\omega$  – угловая скорость вращения блока цилиндров.

Подача  $q_n$  и утечки  $q_{bc}$  жидкости через канал определенного проходного сечения  $F_k$  определяются выражениями:

$$q_n = \mu \cdot F_k \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P - P_n)}; \quad (2)$$

$$q_{bc} = \mu \cdot F_k \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_g - P)},$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости;

$F_k$  – площадь проходного сечения канавки;

$P$  – давление в камере блока цилиндров;

$P_n$  – давление в канале нагнетания;

$P_{bc}$  – давление в канале всасывания.

**Идентификация.** Эмпирические регрессионные ММ построены на основании статистической обработки результатов эксплуатации гидравлических насосов [5]:

$$Q = (1.056 - 0.221 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.196 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 0.579 \cdot 10^{-7} \cdot T^3) \cdot 100, \\ p_n = -493.8 + 10.19 \cdot T - 3.826 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 + 0.75 \cdot 10^{-4} \cdot T^3, \quad (3) \\ \eta_o = 1.044 - 0.139 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.105 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 0.277 \cdot 10^{-7} \cdot T^3.$$

Идентификация параметров ( $v$ ,  $E$ ,  $V$ ,  $F$ ,  $Q$ ,  $\omega$ ,  $\mu$ ,  $\rho$ ,  $P_n$ ,  $P_{bc}$ ) моделей (1) и (2) произведена в соответствии с рабочими параметрами конкретного гидравлического насоса.

**Проверка адекватности.** Проверка (таблица 1) соответствия ММ (1) и оригинала по критерию оценки для малых выборок [5] свидетельствует о наличии соот-

ветствия (значения выходной переменной ММ находятся между предельными значениями критерия).

Таблица 1

| Варианты опытов | Выходная переменная модели | $\xi_{max}$ | $\xi_{min}$ |
|-----------------|----------------------------|-------------|-------------|
| 1               | 200.77                     | 206.579     | 192.088     |
| 2               | 176.23                     | 192.844     | 175.822     |
| 3               | 138.81                     | 152.440     | 138.226     |
| 4               | 93.14                      | 106.700     | 93.966      |
| 5               | 47.84                      | 69.118      | 47.549      |

Проверка (таблица 2) соответствия ММ (3) и оригинала с помощью критерия для малых выборок [5] подтверждает наличие СММО (выходная переменная - давление).

Таблица 2

| Варианты опытов | Выходная переменная модели | $\xi_{max}$ | $\xi_{min}$ |
|-----------------|----------------------------|-------------|-------------|
| 1               | 201.211                    | 211.579     | 197.088     |
| 2               | 177.106                    | 195.584     | 175.749     |
| 3               | 139.973                    | 159.634     | 137.699     |
| 4               | 93.803                     | 112.278     | 93.055      |
| 5               | 49.521                     | 70.588      | 47.442      |
| 6               | 5.534                      | 11.887      | 3.780       |

**Разработка конструктивно-технологических предложений.** Для уменьшения эрозионного разрушения кромок окон блоков цилиндров могут быть использованы более стойкие к эрозионному разрушению материалы [4] и конструктивные решения [3, 6], обеспечивающие плавное изменение давления на ограниченной по размерам перемычке золотника торцевого распределителя.

Для обеспечения плавного изменения давления можно использовать конструктивное решение [3], состоящее в выполнении канавки малого проходного сечения на поверхности перемычки золотника торцевого распределителя между каналами высокого и низкого давлений. В этом случае чрезмерное падение давления в полости камеры блока цилиндров вследствие движения поршня будет компенсироваться подпиткой из канала высокого давления, а избыточное давление будет сбрасываться в канал низкого давления.

**Оптимизация** параметров конструктивно-технологических предложений.

Для реализации конструктивного предложения, обеспечивающего выравнивание давления при работе торцевого распределителя аксиально-поршневой гидравлической машины необходимо правильно выбрать геометрические параметры специальной канавки (с треугольным сечением) на поверхности перемычки золотника между каналами высокого и низкого давлений. Критерием правильности выбора (критерием оптимизации) является давление в камере блока цилиндров, которое должно изменяться плавно, что аналитически описывается выражением:

$$\frac{dP}{d\varphi} \rightarrow \min$$

Для граничных участков перемычки золотника

это условие приобретает более конкретный вид (а именно, выражает отсутствие перепадов давления во время выхода окна блока цилиндров из области соединения с каналом высокого давления и входа в область соединения с каналом низкого давления [3]):

$$\left. \begin{array}{l} \frac{dP}{d\varphi} = 0 \\ P = P_g \end{array} \right\} \text{ при } \varphi = \varphi_g \quad \left. \begin{array}{l} \frac{dP}{d\varphi} = 0 \\ P = P_n \end{array} \right\} \text{ при } \varphi = \varphi_n$$

где  $P_g$  и  $P_n$  – давление в канале высокого и низкого давлений распределителя;

$\varphi_g$  и  $\varphi_n$  – углы, определяющие положения окна блока цилиндров при выходе из области соединения с каналом высокого давления и входе в область соединения с каналом низкого давления.

Подставив выражения (2) в формулу (1) с учетом условий оптимизации получим:

$$0 = F \cdot v_g - \mu \cdot F_k \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_g - P_n)};$$

$$0 = F \cdot v_n + \mu \cdot F_k \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_g - P_n)},$$

где  $v_g$  – скорость поршня при выходе окна блока цилиндров из области соединения с каналом высокого давления;

$v_n$  – скорость поршня при входе окна блока цилиндров в область соединения с каналом низкого давления.

Преобразуем последние выражения для расчета площади проходного сечения канавки:

$$F_k = \frac{F \cdot (v_g - v_n)}{2 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_g - P_n)}}. \quad (4)$$

Используя выражение (4) можно определить оптимальную величину площади проходного сечения специальной канавки для конкретного типа гидромашин и условий ее функционирования. Если принять определенную форму проходного сечения канавки (например, треугольную, как наиболее технологичную), то можно определить искомые геометрические параметры сечения, обеспечивающие выравнивание давления при работе торцевого распределителя аксиально-поршневой гидромашин.

#### Использование модели

Математическое моделирование (решение дифференциального уравнения (1), например, с помощью программы Odesolve пакета программ Mathcad) позволяет сравнить несколько вариантов конструктивных решений торцевого распределителя и выбрать наиболее рациональный (вариант «б» рис. 3).

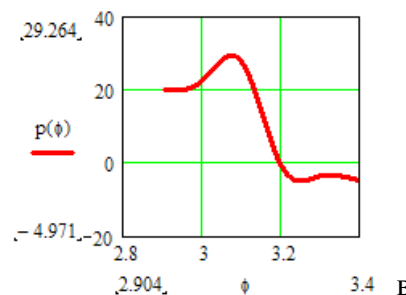
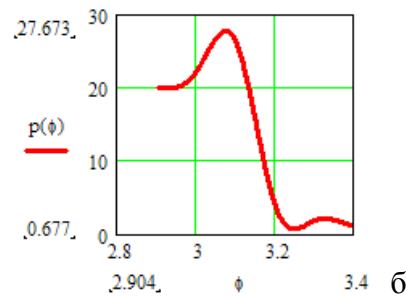
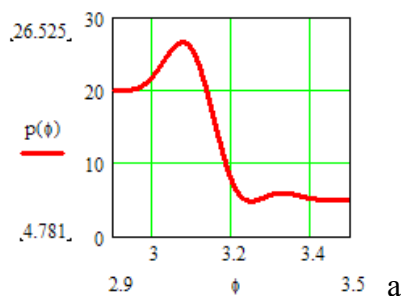


Рис. 3. Изменение давления в камере блока цилиндров при переходе от канала нагнетания к каналу всасывания

Для проверки уменьшения эрозионного разрушения кромок окон блока цилиндров распределителя вследствие выравнивания давления с помощью специальной канавки на перемычке золотника распределителя были изготовлены экспериментальные образцы гидромашин, которые испытаны по программе серийных испытаний в течение 50 часов. Объемный КПД при этом составил 0,956. Кромки распределительных окон блока цилиндров видимых следов эрозии не имели (рис. 4).



Рис. 4. Состояние кромок распределительных окон ( $\times 2$ ) блока цилиндров торцевого распределителя с разгружающей канавкой после 50 часов работы.

Использование системы математического моделирования, которая включает

- математическое моделирование (целеполагание, идеализация, формализация, идентификация, проверка адекватности);
  - разработку конструктивно-технологических предложений;
  - оптимизацию параметров распределителя,
- позволяет эффективно решать практические задачи повышения надежности элементов гидравлического привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Праздников А. В. Гидропривод в металлургии. — М. : Металлургия, 1973. — 336 с.
2. Вайвод Н. И., Ясев А. Г., Есипенко В. И. Повышение эрозионной стойкости элементов торцевого распределителя аксиально-поршневого насоса // Технология авиационного приборо- и агрегатостроения. — 1978. — № 3. — С. 33—35.
3. Исследование эрозионной стойкости бронзы в условиях трения / Н. И. Вайвод, Г. П. Принько, В. А. Гореленко, В. И. Жура, А. Г. Ясев // Технология авиационного приборо- и агрегатостроения. — 1978. — № 3. — С. 35—37.
4. Вайвод Н. И., Ясев А. Г. Статистический анализ изменения рабочих параметров гидронасосов НП-96 в эксплуатации // Авиационная промышленность. — 1983. — № 11. — С. 44.
5. Ясев А. Г. Соответствие математических моделей и технологических процессов в металлургии и машиностроении. — Днепропетровск : Днепр-VAL, 2001. — 237 с.
6. А. с. №769072 СССР, МКИ F 04 В 1/20. Способ восстановления блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашин / Н. И. Вайвод, И. П. Онуфриенко, А. И. Четверик, А. Г. Ясев, В. И. Жура (СССР). — №2349370/25-06; Заявлено 19.04.76; Опубл. 07.10.80, Бюл. №37.—2 с.

пост.25.04.13