

Система математического моделирования плунжерных узлов аксиально-поршневой гидравлической машины

Приведены результаты использования системы математического моделирования (которая включает математическое моделирование, разработку конструктивно-технологических предложений, оптимизацию параметров плунжерного узла) для уменьшения износа элементов соединения плунжера и подпятника

Ключевые слова: система, моделирование, узел, гидромашина, гидропривод, металлургия

Надежность гидравлического привода [1] определяется надежностью его узлов и деталей. Одним из основных элементов аксиально-поршневых гидравлических машин является комплект плунжерных узлов, каждый из которых состоит из плунжера и подпятника (башмака). В некоторых случаях рабочие поверхности плунжерных узлов подвергаются повышенному износу, что снижает надежность гидравлической машины и привода в целом.

Для повышения надежности плунжерного узла целесообразно применить систему математического моделирования, которая включает: математическое моделирование (целеполагание, идеализация, формализация, идентификация, проверка адекватности); разработку конструктивно-технологических предложений; оптимизацию параметров плунжерного узла.

Рассмотрим решение такой задачи на примере плунжерного узла аксиально-поршневого гидравлического насоса конкретного вида.

Математическое моделирование. Целеполагание – создать математические модели (ММ), учитывающие основные конструктивно-технологические факторы, влияющие на работоспособность плунжерного узла 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 процессы, которые приводят к снижению его работоспособности.

Плунжерный узел совершает сложное движение, которое включает вращение вместе с блоком цилиндров и возвратно-поступательное перемещение относительно блока цилиндров. Эти движения обусловлены конструктивными особенностями насоса. Кроме этих «принудительных» движений элементы плунжерного узла совершают дополнительные микродвижения, о характере которых можно судить [2] по виду (рис. 1) следов контактного взаимодействия. Наряду со следами, длина которых соответствует величине хода плунжера (рис.1, а), присутствуют почти регулярные следы (рис.1, б), свидетельствующие о наличии микрколебаний. Учитывая, что подпятник прижат к поверхности наклонного диска упорным кольцом (и

поэтому ограничен в движениях), то обнаруженные микрколебания можно отнести к микроперемещениям плунжера в пределах зазора в шарнирном сферическом соединении подпятника и плунжера. Дополнительное исследование деталей показало [3], что микрколебания являются причиной увеличения зазора (люфта) соединения подпятника и плунжера, прогрессирующего с увеличением наработки насоса.

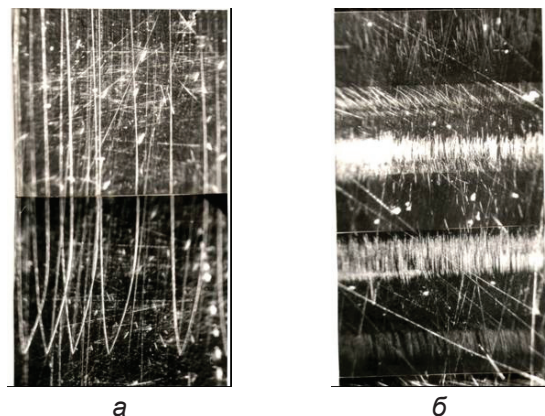


Рис. 1. Следы контактного взаимодействия на рабочих поверхностях плунжера (×45)

В этом случае для описания микродвижений можно использовать упрощенную одномерную расчетную схему (рис. 2, а), в которой упругие элементы (c_1 и c_2) характеризуют контактное взаимодействие плунжера (массой m_n) с подпятником. Контактное взаимодействие упрощенно можно представить в виде (рис. 2, б) упругой деформации сферических сегментов (которые моделируют шероховатую поверхность подпятника) и абсолютно твердой и гладкой сферой плунжера. Если касательные напряжения при контакте превысят допустимую (предел прочности материала на сдвиг) величину, то часть микросферы удаляется (моделируется износ), а оставшаяся часть упруго восстанавливается в сферический сегмент большего радиуса.

Величины конструктивных параметров деталей изменяются (статистическое моделирование) в соответствии с нормальными законами распределения вероятностей, характеристики которых установлены для конкретных условий производства.

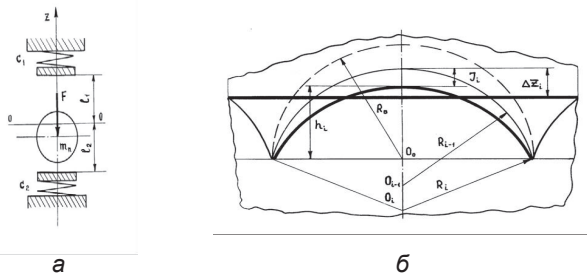


Рис. 2. Расчетные схемы для микроколебаний плунжера (а) и контактного взаимодействия (б)

Формализация. Для описания движения плунжера использовано уравнение движения (1). Правая часть уравнения представляет собой сумму нелинейных сил $F_i(t)$, которые действуют на плунжер. Основными из них являются равнодействующая сила рабочего давления, сила контактного взаимодействия, сила трения.

$$m_n \cdot \frac{d^2 z(t)}{dt^2} = \sum_{i=1}^n F_i(t) \quad (1)$$

Учитывая трудности решения нелинейного дифференциального уравнения (1), использовано приближенное решение в виде разложения в ряд Тейлора (2).

$$f(x) = \sum_{k=0}^n f^{(k)}(a) \cdot \frac{(x-a)^k}{k!} + f^{(n+1)}(c) \cdot \frac{(x-a)^{n+1}}{(n+1)!} \quad (c \in (a, x)) \quad (2)$$

Величина зазора (люфта) сферического соединения плунжера и подпятника (L) определяется в результате статистического моделирования перемещений (z) и износа для разных сочетаний размеров деталей (q_j). Выражения для оценки величины люфта (функционалы) получены аппроксимацией полиномами вида (3).

$$L = a_0 + \sum_{i=1}^N a_i \cdot q_i + \sum_{j=1}^P a_j \cdot z^j + \sum_{l=1}^M a_l \cdot t^l \quad (3)$$

Идентификация. В процессе идентификации модели произведен корреляционный анализ влияния геометрических параметров соединения на величину люфта и установлены основные факторы, влияние которых значимо (табл. 1).

Таблица 1

Факторы, влияющие на развитие люфта

Фактор	Коэффициент корреляции
Диаметральный зазор	0,697
Диаметр сферы подпятника	0,684
Диаметр внутренней камеры	0,694
Диаметр «замковой» части	0,688
Радиус микросфер модели шероховатости	0,665

Приближенное решение (4) уравнения (1), выраженное через три первых члена ряда (2), имеет приемлемую погрешность (не более 10^{-8} м).

$$z(t) = z(t_0) + \frac{d^2 z(t_0)}{2 \cdot dt^2} \cdot (t - t_0)^2 \quad (4)$$

Идентификация параметров моделей (3) и (4) произведена в соответствии с конструктивными параметрами и технологическими особенностями производства конкретного гидравлического насоса для принятой при идеализации схемы статистического моделирования.

Проверка адекватности. Проверка соответствия модели (3) и оригинала произведена путем сравнения результатов расчета по формуле (3) и данных натурных испытаний плунжерных узлов в составе аксиально-поршневого гидравлического насоса НП-96.

Дисперсионный анализ свидетельствует, что при уровне значимости 5% имеющиеся различия расчетных и опытных величин можно считать несущественными и, следовательно, модель адекватна.

Разработка конструктивно-технологических предложений. Для исключения появления люфта соединения плунжера и подпятника предложено конструктивное решение [6] объемной гидравлической машины, в котором отсутствует неразъемное соединение этих деталей.

Для уменьшения интенсивности развития люфта предложено подбирать детали соединения с такими сочетаниями определяющих размеров подпятника и плунжера, которые обеспечивают минимальный износ контактирующих поверхностей.

Оптимизация параметров конструктивно-технологических предложений. Для реализации технологического предложения необходимо решить две задачи: оптимизировать совокупность факторов (размеров), определяющих развитие люфта; оптимизировать систему полей допусков на размеры, определяющие развитие люфта.

Результатом решения первой задачи является сочетание центров рассеивания (оценок математических ожиданий) для нормальных законов распределения размеров, вокруг которых строятся поля допусков. Для плунжерных узлов конкретного насоса существующие значения размеров близки [4] к оптимальным величинам, поэтому можно сосредоточиться на решении второй задачи.

Процесс решения второй задачи имеет стохастический характер, что обусловлено многократным случайным (с соответствующими нормальными законами) выбором сочетаний размеров, для которых моделируется (3) развитие люфта. Имитационные эксперименты (расчеты по программе для ЭВМ) повторяются для каждого сочетания допусков не менее 90 раз, что соответствует «испытанию» 90 плунжерных узлов или 10 гидравлических насосов.

Критерием правильности выбора (критерием оптимизации) является величина люфта (5) при ограничении на стоимость реализации данного сочетания допусков:

$$C \leq [C]L(q, z, t) \rightarrow \min \quad (5)$$

Для решения задачи оптимизации (5) использован градиентный метод, основанный на применении экстремальных планируемых машинных имитационных экспериментов. План проведения экспериментов представляет собой 1/4 реплику 2^{5-2} при генерирующих соотношениях, построенных «смешиванием» первых трех факторов. После двух серий экспериментов достигается почти стационарная область (близкая к оптимуму). Затем проводятся имитационные эксперименты по центральному композиционному ротатбельному плану (1/2 реплики 2^{5-1} с добавлением «звездных» и центральных точек) второго порядка с построением аппроксимирующего полинома второго степени. Каноническая форма этого уравнения регрессии позволяет установить положение оптимума.

Значения оптимальных полей допусков для всех параметров (кроме диаметра зазора) практически совпадают с существующими величинами. Допуск на диаметральный зазор имеет меньшую величину, а именно 0,012 мм, что соответствует величинам зазора в пределах 0,018÷0,030 мм.

Ход решения и результаты оптимизации приведены в таблице 2.

Использование результатов моделирования. Для проверки эффективности использования системы математического моделирования проведены экспериментальные исследования. В частности, исследовалось влияние величины исходного диаметра зазора соединения плунжера и подпятника на среднюю величину люфта и вероятность возникновения недопустимого люфта для комплекта плунжерных узлов с определенными величинами зазора, которые

пустимого люфта (то есть обладают большей устойчивостью к развитию люфта).

Дополнительно были проведены испытания плунжерных узлов, которые были «перемешаны» с «обычными», а именно, комплекты узлов с оптимальными исходными диаметрными зазорами сравнивались с комплектами узлов, которые специально не подбирались (среди них могли быть как узлы с оптимальными зазорами, так и другие). Результаты испытаний (табл. 4) показывают, что плунжерные узлы с оптимальными величинами зазоров имеют меньшие средние значения люфтов и оценки вероятностей возникновения недопустимых люфтов.

Использование системы математического моделирования, которая включает математическое моделирование (целеполагание, идеализация, формализация, идентификация, проверка адекватности), разработку конструктивно-технологических предложений и оптимизацию параметров распределителя, позволяет эффективно решать практические задачи повышения надежности плунжерных узлов аксиально-поршневых гидравлических машин.

Таблица 2

Ход решения и результаты оптимизации

Фактор	Сочетание полей допусков, мм			
	начальное	первый этап	второй этап	оптимальное
Диаметральный зазор	0,056	0,033	0,013	0,012
Диаметр сферы подпятника	0,035	0,020	0,017	0,013
Диаметр внутренней камеры	0,210	0,142	0,123	0,124
Диаметр «замковой» части	0,183	0,094	0,068	0,064
Радиус микросфер модели шероховатости	0,110	0,082	0,063	0,061

Таблица 3

Результаты испытаний

	Интервалы группирования, мм				
	0,014÷0,017	0,018÷0,026	0,027÷0,030	0,031÷0,036	0,037÷0,041
Средняя величина люфта, мм	0,039	0,025	0,032	0,038	0,047
Вероятность возникновения недопустимого люфта	0,178	0,063	0,103	0,182	0,300

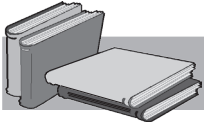
работают в составе гидравлического насоса (то есть в одинаковых условиях). Плунжерные узлы подбирались в комплекты по 9 штук для пяти выделенных (табл. 3) диапазонов величин зазоров (в том числе и установленных при математическом моделировании). Режимы работы гидравлических насосов соответствовали программам штатных испытаний.

Результаты испытаний (табл. 3) показывают, плунжерные узлы с исходными диаметрными зазорами, которые соответствуют оптимальным 0,018÷0,030 мм, имеют меньшие средние величины люфтов и оценки вероятности возникновения недо-

Результаты испытаний

	Оптимальные зазоры	Произвольные зазоры
Средняя величина люфта, мм	0,023	0,043
Вероятность возникновения недопустимого люфта	0,073	0,289

Таблица 4



ЛИТЕРАТУРА

1. Праздников А. В. Гидропривод в металлургии. – М.: Металлургия, 1973. – 336с.
2. Визуально-графический метод исследования причин дефектов в парах трения // Технология авиационного приборо- и агрегатостроения / И. П. Онуфриенко, В. И. Жура, Г. Г. Орел, А. Г. Ясев. – 1976. – № 4. – С. 29-31.
3. Онуфриенко И. П., Жура В. И., Ясев А. Г. Некоторые закономерности проявления неисправностей аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском // Технология авиационного приборо- и агрегатостроения. – 1981. – № 3. – С. 39-40
4. Ясев А. Г. Конструктивно-технологические особенности деталей гидромашин // Сборник научных трудов Национальной горной академии Украины. – Днепропетровск: – 2002. – № 13 – Т. 3. – С. 159-162.
5. Ясев А. Г. Соответствие математических моделей и технологических процессов в металлургии и машиностроении. – Днепропетровск: Днепр-VAL. – 2001. – 237 с.
6. А.с. 1116212 СССР, МКИ F 04 В 21/04. Объемная гидромашин / В. Н. Морозенко, И. П. Онуфриенко, А. Г. Ясев, В. И. Жура. – Оpubл. 30.09.84. – Бюл. № 36. – 4 с.

Анотація

Ясев О. Г.

Система математичного моделювання плунжерних вузлів аксіально-плунжерної машини.

Наведено результати використання системи математичного моделювання (яка включає математичне моделювання, розробку конструктивно-технологічних пропозицій, оптимізацію параметрів плунжерного вузла) для зменшення зносу елементів з'єднання плунжера і підп'ятник.

Ключові слова

система, моделювання, вузол, гідромашини, гідроповід, металургія

Summary

Yasev A. G.

System of the mathematical modeling piston units of the axial-piston hydraulic machine

In this work there were represented results of using of the mathematical modeling (that includes mathematical modeling, elaboration of constructively-technological propositions, optimization of piston units parameters) that was exploited to reduce wear of elements where piston and bearing are jointed.

Keywords

system, modeling, unit, hydraulic machine, hydraulic drive, metallurgy.

Поступила 28.02.14