

Отримані графіки дозволяють визначити швидкодію сервозолотника від навантаження на виконавчому органу. Виконано по три заміри при різних режимах роботи та середні значення отриманих результатів зображено на рис. 3, а та 3, б.

Вмикання сервозолотника майже не впливає на падіння тиску, а процес переключення є швидким в порівнянні із вимиканням. Тривалість вмикання сервозолотника змінюється від 0,07 до 0,25 с при збільшенні навантаження від 20 до 80 кг на виконавчому органу. Тривалість вимикання сервозолотника змінюється від 0,22 до 0,32 с при аналогічному збільшенні навантаження від 20 до 80 кг на виконавчому органу.

Список літератури

1. Козлов Л. Г. Гідропривод з гідрозамком / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич. – Пат. 107185 Україна, МПК Е 02 F 9/22, № u201511543; Опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10. – 8 с
2. Kozlov L. Optimization of design parameters of the counterbalance valve for the front-end loader hydraulic drive / L. Kozlov, Yu. Burennikov, O. Piontkevych, O. Paslavskaya // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «MECHANIKA 2017». – Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 195 – 200.
3. Піонткевич О. В. Математична модель гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном / О. В. Піонткевич. – Вінниця : Вісник машинобудування та транспорту, 2015. – №2. – С. 83 – 90.
4. Polishchuk L. Dynamics of adaptive drive of mobile machine belt conveyor / L. Polishchuk, O. Piontkevych // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «MECHANIKA 2017». – Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 307 – 311.
5. Polishchuk L. Mathematical modeling of dynamic processes of control device of hydraulic drive of belt conveyor with variable load / L. Polishchuk, O. Koval // Tehnomus Journal, New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies, 2015. – №1. – P. 141 – 147.
6. Kozlov L. The experimental stand for determining the characteristics of the hydraulic drive control system with the multifunctional counterbalance valve / L. Kozlov, O. Piontkevych, N. Semichasnova, D.D. Ubidia Rodrigues. – ВНТУ: II Міжнародна науково-технічна конференція «Гідро-та пневмоприводи машин», 2016. – С. 119 – 120.

УДК 621.644: 621.833.15

Лурье¹ З.Я., д.т.н., проф., Соловьев² В.М., к.т.н., Гасюк¹ А.И., к.т.н., доц.,
Цента¹ Е.Н., к.т.н., ассист.

1 - Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина

2 - Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова», г. Харьков, Украина

ОБ ОДНОЙ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧЕ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ В ОБЛАСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН

Аннотация. Целью работы является исправление значений ряда исходных данных в технической документации шестеренного насоса внешнего зацепления с рабочим объемом 32 см³ на давление 16 МПа, по которым он изготовлен, путем постановки и решения обратной задачи идентификации. К **методам исследования** относятся: законы теории машин и механизмов, теоретической механики, механики жидкости и газа; метод исследования пространства параметров (ИПП) и др. **Результаты.** Улучшена математическая модель (ММ) качающего узла насоса путем ввода уравнения нормального бокового зазора. Радиальный зазор не входит в исходный контур. Теперь конструктор-исследователь не может установить желаемое значение. Зазор вычисляется по уравнениям DIN3960 (Германия). При решении обратной задачи определены значения: коэффициентов высоты головки 1,169 и ножки 1,209 зуба, нормального бокового зазора 0,03 мм и радиального 0,201 мм. **Выводы.** Обоснованно выбран метод ИПП и улучшенная ММ, открыли возможность ставить и решать обратные задачи многокритериальной идентификации.

Ключевые слова: обратная задача идентификации, критерии адекватности, шестеренный насос внешнего зацепления, радиальный зазор, математическая модель.

Вопрос достоверности (адекватности) математических моделей (ММ) натурным образцам стал важной научной и экспериментальной проблемой. Повышение качества моделей достигается с помощью постановки и решения прямой задачи идентификации. Уже накоплен большой арсенал методов и алгоритмов прямой идентификации в теории автоматического управления, при исследованиях механических систем в машиностроении [1]. Предложена многокритериальная идентификация на базе метода исследования пространства параметров (ИПП). При постановке задач имеется возможность оценивать адекватность модели по множеству локальных критериев близости (адекватности) натурному образцу. Суть подхода к задаче в следующем: имеются характеристики (критерии) $\Phi_v^c(\alpha)$, $v = \overline{1, k}$, определяемые из анализа ММ, описывающей исследуемый объект, $\alpha = (\alpha_1, \dots, \alpha_r)$ – вектор параметров исследуемой модели. Имеется Φ_v^{exp} – экспериментальное значение v -го критерия, измеренного с достаточной точностью непосредственно на опытном образце или на прототипе. Их должно быть достаточно для корректной постановки задачи идентификации. Сопоставляя расчетные характеристики модели и экспериментальные необходимо определить соответствие модели реальному объекту и найти векторы параметров α^i , которые удовлетворяют трем видам ограничений: параметрическим, функциональным и критериальным. Эти ограничения определяют допустимую область $D\alpha$. Здесь Φ_v^{**} – критериальные ограничения, которые назначаются в процессе диалога исследователя с ЭВМ на основе анализа таблиц испытаний. Найденные векторы α^i , принадлежащие области $D\alpha$, названы адекватными. В этом алгоритме суть многокритериальной (векторной) параметрической идентификации [2].

В целом можно отметить, что под идентификацией понимается уточнение по экспериментальным данным модели реального объекта (процесса). Назовем такие задачи идентификации прямыми.

В науке и технике возникает и обратная ситуация, когда в изготовленном образце отсутствует ряд параметров, необходимых для построения компьютерных 3D моделей и их исследований. Есть и такие ситуации, когда в конструкторской документации содержатся неточные значения исходных данных, по которым он не был изготовлен и нужно их исправить с помощью улучшенной ММ. Назовем такие задачи идентификации обратными.

Предложена математическая модель для шестеренного насоса в рамках законов механики твердого тела, которая включает:

уравнения КУ зарубежных и отечественных исследователей зубчатого зацепления механических передач

$$d_a = 2a_w - d + 2m(h_a^* - x). \quad (1)$$

$$C_p = 2a_w + (h_a^* + h_f^* - 2X)m - d_a - d \text{ и др.}; \quad (2)$$

$$j_n = (p_w - 2 \cdot s_w) \cdot \cos \alpha_w; \quad (3)$$

дополнительные уравнения, учитывающие особенности зубчатого зацепления в составе шестеренного насоса (рабочего объема V_0 , зависимости коэффициента профильного смещения X от межосевого расстояния, жесткие требования к коэффициенту перекрытия ε_α и др.)

$$V_0 = 0,5 \cdot \pi \cdot b \cdot \left(d_a^2 - d_w^2 - \frac{p_w^2}{3} \right) \cdot 10^{-3}, \quad (4)$$

$$X = \frac{z \cdot (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) - \frac{J_n \cdot \cos \alpha_w}{2 \cdot m \cdot \cos \alpha}}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad [3] \text{ и др.}; \quad (5)$$

параметрические и функциональные ограничения:
на минимальное смещение

$$X > X_{\min}; \quad (6)$$

на минимальные радиальные зазоры шестерен

$$C_p^* \geq 0,2/m; \quad (7)$$

на нижнюю границу коэффициента перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha > 1,03; \quad (8)$$

на рабочий объем НШ

$$V_0 \geq V_{0.3\text{АД}} \text{ и др.} \quad (9)$$

В ряде уравнений, содержащих C^* , произведена замена на рассчитываемый параметр $C_p^* = C_p / m$. Используются критерии оптимизации, функциональные и критериальные ограничения. В параметрических ограничениях вместо 10 остаются 9 варьируемых параметров (исключается C_p^*).

В качестве критериев качества (характеристики КУ, которые желательно минимизировать/максимизировать) и псевдокритериев (характеристики КУ, значения которых находятся в некотором заданном диапазоне) приняты следующие:

$$F1 = \varepsilon_\alpha; \quad F2 = V_0; \quad F3 = Sa; \quad F4 = 9p; \quad F5 = K_H = \frac{(4 - 6 \cdot \varepsilon_\alpha + 3 \cdot \varepsilon_\alpha^2) \cdot p_{bn}^2}{4 \cdot (d_a^2 - d_w^2)}; \quad (10)$$

$$F6 = G = a_w + d_a; \quad F7 = K_{V_o}; \quad F8 = K_{3H} = \left(1 - \frac{\rho_L}{\rho_P}\right) \cdot 100, \%. \quad (11)$$

Здесь $F1 - F3$ – псевдокритерии. Согласно технической документации известны следующие параметры НШ: $Z = 8$, $a_w = 45$ мм, $m = 5$ мм, $b = 22$ мм, $d_b = 37,588$ мм, $d_a = 55$ мм, $d_f = 34,5$ мм, $d = 40$ мм, $X = 0,681$. Параметры исходного контура приняты по ГОСТ 13755-81: $h_a^* = 1$, $h_f^* = 1,25$, $C^* = 0,25$ (или в абсолютных значениях $C = 0,25 \cdot 5 = 1,25$ мм), $h_L = 2$, $\rho^* = 0,38$ и $\alpha = 20^\circ$. Процесс расчета 33, с принятым исходным контуром, с помощью рассматриваемой ММ и программы «ОРТ» показывает, что не выполняется важное функциональное ограничение на нижнюю границу коэффициента перекрытия (8). Расчетное значение коэффициента оказалось 0,885, что делает 3П не работоспособной. Так как на рекомендуемой ММ были выполнены расчеты ряда 33, результаты которых аналогичны результатам европейской программы KISSsoft, то нет сомнения, что реальный насос НШ имеет несколько другой исходный контур.

При этом возникает обратная задача идентификации: определить неизвестные значения параметров h_a^* (коэффициент высоты головки зуба), h_f^* (коэффициент высоты

ножки зуба), бокового зазора j_n и вместо C^* теперь значение радиального зазора C_p^* , соответствующие реальному образцу НШ. В ММ вместо критериев и псевдокритериев (10), (11) вводятся следующие критерии адекватности модели реальному образцу:

$$F1da = |d_a^M - d_a^{об}|, \quad F2df = |d_f^M - d_f^{об}|, \quad F3Vo = |V_0^M - V_0^{об}|, \quad F4X = |X^M - X^{об}|. \quad (12)$$

Здесь индексом «М» обозначены значения параметров модели, а индексом «об» – объекта.

На основе модели с критериями (12) и параметрическими, функциональными и критериальными ограничениями получена таблица испытаний (табл.1) допустимых решений с четырьмя неизвестными параметрами.

Таблица 1

Значения критериев и искомых параметров множества допустимых решений

Критерии				Искомые параметры			
F1da, мм	F2df, мм	F3 V ₀ , см ³	F4 X	h_a^*	h_f^*	C_p , мм	J_n , мм
0,011	-0,046	0,091	-0,012	1,169	1,214	0,221	0,0346
-0,007	-0,231	0,022	-0,011	1,169	1,242	0,369	0,026
-0,001	-0,033	0,042	-0,011	1,169	1,222	0,267	0,03
-0,012	-0,089	-0,003	-0,011	1,167	1,227	0,3	0,033

Анализ данных табл. 1 показывает следующее:

во всех четырех решениях значения искомых параметров h_a^* и h_f^* исходного контура отличаются от значений принятых в документации; существенное различие наблюдается в значениях коэффициента радиального зазора;

прецедентом на наилучшее решение можно принять третье (третья строка табл. 1) в сравнении с первым ввиду лучших значений критериев F1da, F2df, F3V₀, F4 X и искомого бокового зазора j_n . Однако у третьего решения больший радиальный зазор C_p , равный 0,267 мм, чем в первом – 0,221 мм (второе и четвертое решения не рассматриваются, так как имеют большие значения искомого параметра C_p).

При локальной оптимизации допустимого решения 3, связанной только с изменением значения h_f^* с 1,222 на 1,209, в диалоговом режиме пакета ОПТ получен следующий результат (табл. 2), позволяющий признать его наилучшим решением. Обоснованием этого решения служит сопоставление первой строки табл. 2 и третьей строки табл. 1: существенно уменьшилось значение C_p равное 0,201 мм, но несколько увеличился критерий F2df. Все остальные критерии и искомые параметры остались без изменений.

Таблица 2

Значения критериев и искомых параметров наилучшего решения

Критерии				Искомые параметры			
F1da, мм	F2df, мм	F3 V ₀ , см ³	F4 X	h_a^*	h_f^*	C_p , мм	J_n , мм
0,001	-0,099	0,042	-0,011	1,169	1,209	0,201	0,03
55	34,5	32	0,681				

Во второй числовой строке табл. 2 показаны значения диаметров окружностей вершин (*da*) и впадин шестерен (*df*), рабочего объема (*Vo*) насоса, коэффициента смещения X. Из сопоставления соответствующих численных значений 2-х строк табл. 2 видна достигнутая точность решения поставленной задачи (для диаметра *da*

$(0,001/55) \cdot 100 = 0,002\%$; для диаметра df $(0,099/34,5) \cdot 100 = 0,287\%$; для рабочего объема V_0 $(0,042/32) \cdot 100 = 0,131\%$; для X $(0,011/0,68) \cdot 100 = 1,62\%$.

По исходным данным (h_a^* , h_f^* , J_n табл. 1 и других параметров) были рассчитаны геометрические параметры ЗЗ и критерии в программе KISSsoft с целью оценки близости предложенной ММ для решения обратной задачи идентификации и модели программы KISSsoft (табл. 3 построена по протоколу). В табл. 3 показаны значения критериев адекватности, которые вычислялись по уравнениям (10), где значения параметров с индексом «М» брались из протокола программы KISSsoft.

Таблица 3

Значения критериев и искомых параметров в протоколе KISSsoft

F1da, мм	F2df, мм	F4X	h_a^*	h_f^*	C_p , мм	J_n , мм
0,016	0,034	0,683	1,169	1,209	0,205	0,03

В целом сравнение данных таблиц 2 и 3 показывает достаточную для практики точность геометрических параметров ЗЗ и критериев адекватности, полученных на основе обсуждаемой модели с помощью пакетов OPT и KISSsoft.

Значение радиального зазора в абсолютных числах при задании конструктором согласно ГОСТ 13755-81 $C^* = 0,25$ при модуле $m = 5$ мм равно $C = 1,25$ мм. Расчетное значение C_p составило 0,201 мм, что в 6,22 раза меньше, чем при задании конструктором.

Возник вопрос: а какой зазор в реальном насосе? Стандартным щупом зазор не удалось измерить. При замере стандартной бумагой в два слоя толщина (принятая как значение радиального зазора) с учетом погрешности 0,005 мм составила 0,2 мм.

Таким образом, решение обратной задачи многокритериальной идентификации с помощью модели, дополненной уравнением радиального зазора и четырьмя критериями адекватности показало: высокую адекватность предлагаемой модели КУ НШ; достаточную для практики точность определения искомых параметров объекта; эффективность применения метода ИПП.

Список литературы

1. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах с многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – 2-е изд. – М. : Дрофа, 2006. – 175 с.
2. Статников Р.Б. Многокритериальное проектирование машин / Р.Б. Статников, И.Б. Матусов. – М. : Знание, 1989. – 48 с.
3. Юдин Е.М. Шестеренные насосы / Е.М. Юдин. – М. : Машиностроение, 1964. – 236 с.