

З.Я. Лурье, А.И. Гасюк,

МНОКРИТЕРИАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАЧАЮЩИХ УЗЛОВ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С УМЕНЬШЕННОЙ ПУЛЬСАЦИЕЙ ПОДАЧИ

В статье обсуждается поэтапный подход к проектированию качающих узлов как к объектам многокритериальной оптимизации. Заданный рабочий объем вводится в модель как псевдокритерий с критериальным ограничением.

У статті обговорюється поетапний підхід до проектування качаючихся вузлів як до об'єктів багатокритеріальної оптимізації. Заданий робочий об'єм вводиться в модель як псевдокритерій з критериальним обмеженням.

К настоящему времени шестеренные насосы внутреннего зацепления (НШВ) по сравнению с насосами внешнего зацепления получают опережающее развитие за счет исключения запираания рабочей жидкости (РЖ) в межзубовых впадинах, расширения зон всасывания и нагнетания, повышения давления до 30 МПа, рабочего объема до 250 см³, снижения пульсаций подачи до 2 – 3%, снижения минимального уровня шума (менее 68 дБА). Дальнейшее совершенствование данного типа гидромашин связано с постановкой и решением оптимизационных задач применительно к зубчатой передаче (ЗП), качающему узлу (КУ) и НШВ в целом. В этом случае ряд функциональных ограничений по толщине зубьев колес по окружности вершин, радиальных зазоров во впадинах колес, по интерференциям зубьев колес с переходными кривыми, по кинематическим параметрам (удельным скольжениям, образующих силовые факторы в ЗП) можно принять за критерии и в целом повысить показатели качества НШВ. Особое место среди принятых критериев оптимальности занимает критерий пульсации подачи, его численное значение. Ведь пульсация подачи порождает в гидросистеме пульсацию давления. Последняя может усиливаться гидроустройствами системы или уменьшаться. С целью дальнейшего продвижения НШВ на мировом рынке производства гидромашин необходим переход на многокритериальное их проектирование и в первую очередь качающего узла (КУ) с его ЗП.

Настоящая статья посвящена многокритериальному проектированию КУ в направлении поиска решения минимизации пульсации подачи НШВ .

Анализ предшествующих исследований

В работе [1] решается задача многокритериальной оптимизации КУ НВШ с эвольвентным зацеплением на основе метода исследования пространства параметров (ИПП) [2,3] с 21 варьируемыми параметрами, принятыми 15 функциональными ограничениями и 9 критериями, отражающими различные характеристики его функционирования (коэффициент перекрытия, удельные скольжения в нижних точках активного профиля, значения радиальных зазоров, толщины зубьев по окружности вершин шестерни и колеса и др.). Задача решается поэтапно с элементами локальной оптимизации. Модель усложнена выражениями по модификации поверхности зубьев шестерен, которая в НШВ практически не используется. Выбор варианта решения задачи, в которых значения рабочего объема не выходит за пределы допуска осуществлялся вручную, что существенно затруднял анализ полученных решений.

Алгоритм поиска оптимального решения необоснованно усложнен и учитывает дополнительные этапы характерные при проектировании редукторов. Принятые значения диаметра окружности вершин da_{02} , коэффициента смещения X_{02} и толщины зуба S_{02} на делительной окружности долбяка не учитывают в полной мере рекомендации справочного пособия [4], в связи с чем ряд значений в таблицах испытаний содержит погрешности. В работе [1] отсутствует один из важных критериев – пульсация подачи.

Работа [5] посвящена оптимизации параметров НШВ с эвольвентным зацеплением. Авторы отмечают, что проектирование НШВ является сложным процессом и поиск лучшего решения связан с оптимизацией параметров профиля зубьев колес насоса и конструктивных параметров. Подробно рассмотрен вопрос пульсации подачи и соответственно пульсации давления, вызывающей шум насоса. В качестве варьирующих параметров при оптимизации приняты: число зубьев колеса Z_2 смещения X_1 и X_2 колес, угол профиля исходного контура α , модуль m и коэффициент головки шестерни h_{a1}^* при выбранном Z_1 . Параметрические ограничения представлены неравенствами $0 \leq X_1 \leq 1$; $0 \leq X_2 \leq 1$; $14 \leq Z_2 \leq 20$; $15^\circ \leq \alpha \leq 30^\circ$; $0 \leq h_{a1}^* \leq 1$; $1 \leq m \leq 5$. За единственный критерий принята пульсация подачи $\sigma \rightarrow \min$ (что очень важно), которая по мнению авторов, влияет не только на шум насоса, но и на динамические характеристики всей гидросистемы и на профиль зуба. Поскольку критерий и большинство функциональных ограничений являются нелинейными функциями конструктивных и варьируемых параметров оптимизация КУ рассматривается как задача нелинейного программирования. В результате решения получены следующие результаты: $Z_1 = 13$; $Z_2 = 17$; $X_1 = 0,6$; $X_2 = 0,77$; $\alpha = 25^\circ$; $h_{a1}^* = 0,82$; $\varepsilon_\alpha = 1,05$; $\sigma = 2,08\%$. Однако здесь решена лишь однокритериальная задача, хотя такие показатели качества зацепления как радиальные зазоры колес, толщины зубьев колес на окружности вершин, коэффициент перекрытия и др. могут быть приняты за критерии многокритериального проектирования.

В работе [6] анализируется влияние коэффициентов смещений X_1 и X_2 на положение начальной точки зацепления (точки вхождения в зацепление) и конечной точки зацепления (точки выхода из зацепления), называемых зоной зацепления. Авторы отмечают, что предварительным условием проектирования НШВ является обязательное наличие зубчатого зацепления с малой разницей зубьев и с положительным смещением. Предложены уравнения мгновенной подачи, максимума и минимума ее, рабочего объема и пульсации подачи, которые целесообразно сравнить с аналогичными выражениями работы [7].

В работе [8] отмечается, что при небольшой разнице зубьев шестерни и колеса НШВ, способствующей снижению пульсации подачи, возникает интерференция зубьев и интерференция колес. Эти явления приводят к поломке деталей вплоть до полной их непригодности. Приведенные в статье функциональные ограничения, обеспечивающие отсутствие интерференции различного рода, имеются в отечественных работах [4,9] и ГОСТ. Это повышает достоверность их ввода в модель КУ.

В целом можно отметить следующее:

НШВ является объектом многокритериальной оптимизации с принятыми или назначенными в процессе постановки и решения оптимальных задач критериальными ограничениями;

литературные источники [1,4,9] позволяют обосновано построить математическую модель ЗП КУ, адекватную натурному образцу, в части функциональных уравнений и ограничений;

при формировании алгоритма решения многокритериальной задачи следует исключить этапы локальных оптимизаций (зависимостей влияния коэффициента

смещения колес на зону зацепления, угла зацепления на коэффициент подачи насоса, коэффициент головки зуба на коэффициент пульсации и др.), при которых варьируется только один параметр, а остальные принимаются постоянными.

Постановка задачи

Рассматривая КУ НШВ, как объект многокритериальной оптимизации, следует в математическую модель включить:

функциональные уравнения, определяющие параметры КУ, зуба, кинематические параметры, рабочий объем;

варьируемые параметры и их ограничения;

критерии оптимальности и критериальные ограничения.

В качестве метода многокритериальной оптимизации принимается метод (ИИП), хорошо зарекомендовавший себя при решении конкретных задач в различных отраслях науки и техники. Алгоритм поиска оптимальных решений на основе предварительных исследований характеризуется следующими этапами:

на первом этапе при отключении критериальных ограничений определяется Парето-множество большого размера для корреляционного анализа назначенных критериев;

второй этап с включением критериальных ограничений формирует множество решений, в которых содержится информация о диапазоне изменения рабочего объема как псевдокритерия;

на третьем этапе вводятся ограничения на заданный рабочий объем конкретного НШВ, что уменьшает множество D, из которого и следует определение оптимального решения.

ММ КУ включает уравнения [4,9] геометрических параметров зубчатой передачи – делительное межосевое расстояние $a = 0,5 (Z_2 - Z_1)m$; коэффициент разности смещений колеса и шестерни $X_d = X_2 - X_1$; угол зацепления $\text{inv}\alpha_w = \text{inv}\alpha + 2X_d \text{tg}\alpha / (Z_1 - Z_2)$; межосевое расстояние $a_w = a \cos\alpha / \cos\alpha_w$; делительный диаметр шестерни $d_1 = Z_1 m$, колеса $d_2 = Z_2 m$, долбяка $d_{02} = Z_{02} m$ и др. всего 26 уравнений; углы и радиусы кривизны профиля зуба в точке по окружности вершин шестерни $\alpha_{a1} = \arccos(d_{b1}/d_{a1})$, колеса $\alpha_{a2} = \arccos(d_{b2}/d_{a2})$ и долбяка $\alpha_{a02} = \arccos(d_{b02}/d_{a02})$ всего 9 уравнений; 5 уравнений позволяют вычислить шаг зубьев, длину линии зацепления, шаги по начальной и основной окружностям, коэффициент перекрытия. Важной составляющей модели являются формулы кинематических параметров (их 11).

Рабочий объем НШВ согласно работе [6]

$$V_o^* = b\pi \left[d_{w1} (h_1 + h_2) + h_1^2 - \frac{d_{w1}}{d_{w2}} h_2^2 - \left(1 - \frac{d_{w1}}{d_{w2}} \right) \frac{l_m^2}{12} \right],$$

где $l_m^2 = (4 - 6\varepsilon_\alpha + 3\varepsilon_\alpha^2) P_b^2$.

Здесь b – ширина колес; d_{w1}, d_{w2} – диаметры начальных окружностей колес; h_1, h_2 – высота зубьев колес; ε_α – коэффициент перекрытия; P_b – шаг по основной окружности.

В качестве варьируемых параметров приняты: $Z_1, Z_2, \alpha, h_{a1}^*, C^*, m, X_1, X_2, d_{b02}, z_{02}, h_{f1}^*, h_{a2}^*$ – коэффициент ножки зуба шестерни, h_{a2}^* – коэффициент высоты головки зуба колеса, x_{02} и b (всего 14 параметров). Варьируемые параметры совместно с диапазоном изменений составляют параметрические ограничения.

Функциональные ограничения, выполнение которых обеспечивает работоспособность КУ, а также 9 критериев изложены в работе [1], и поэтому в статье не приводятся.

В качестве 10-го критерия принимается пульсация подачи [7]

$$\sigma = \frac{(d_{W2} - d_{W1}) l_{III}^2}{4 d_{W2} \left[d_{W1} (h_1 + h_2) + h_1^2 - \frac{d_{W1}}{d_{W2}} h_2^2 \right]}.$$

Определение начальных значений варьируемых параметров долбяка d_{a02} , z_{02} и x_{02} выполняется путем совместного решения уравнений:

$$d_{a02} = m(z_{02} + 2c_{02}^* + 2h_{02}^* + 2x_{02}), \quad (1)$$

$$x_{02} = \frac{s_{02} - 0,5\pi m}{2m \operatorname{tg} \alpha}, \quad (2)$$

$$s_{02} = d_{02} \left(\frac{0,5\pi + 2x_{02} \operatorname{tg} \alpha}{z_{02}} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{02} \right), \quad (3)$$

$$\cos \alpha_{02} = \frac{m s_{02} \cos \alpha}{d_{02}}, \quad (4)$$

при заданном значении s_{02} (толщины зуба долбяка на делительной окружности) [9].

Решение

Задача оптимизации КУ в многокритериальной постановке в соответствии с принятым алгоритмом решается применительно к НШВ на номинальное давление 25 МПа с рабочим объемом 13 см³. Полученное на первом этапе большое множество решений (за счет отключения критериальных ограничений) 131 из 500 пробных точек позволило определить коэффициенты корреляции $R_{i,j}$ между критериями (таблица 1) согласно уравнению [2]

$$R_{i,j} = \frac{\sum_{n=1}^{KT} (F_{i,n} - \bar{F}_i)(F_{j,n} - \bar{F}_j)}{\sigma_i \sigma_j},$$

где i, j – номера критериев, выступающих в качестве параметров (случайных величин)

KT – число точек в таблице испытаний;

$F_{i,n}$ – значение i -го критерия точки n ;

$F_{j,n}$ – значение j -го критерия точки n ;

$\bar{F}_i = \frac{1}{KT} \sum_{n=1}^{KT} F_{i,n}$, $\bar{F}_j = \frac{1}{KT} \sum_{n=1}^{KT} F_{j,n}$ – среднее арифметическое отклонение i – го и j – го критериев. При $KT \rightarrow \infty$ \bar{F}_i и \bar{F}_j стремятся к математическим ожиданиям;

$$\bar{F}_i = \sqrt{\frac{1}{KT} \sum_{n=1}^{KT} (F_{i,n} - \bar{F}_i)^2}, \quad \sigma_j = \sqrt{\frac{1}{KT} \sum_{n=1}^{KT} (F_{j,n} - \bar{F}_j)^2} - \text{среднее квадратическое}$$

отклонение i -го и j -го критериев. При $KT \rightarrow \infty$ подкоренные выражения стремятся к дисперсиям. Подчеркнем, что коэффициент корреляции характеризует не всякую зависимость, а только линейную. Известно, что метод ИПП позволяет принять любые критерии, не заботясь об их независимости. Линейно зависимые критерии не затрудняют исследования пространства параметров и не мешают выбору критериальных ограничений. Но нахождение важнейших критериев представляет практическую значимость для корректировки постановки задачи, построения различных аналитических методов приближенного изучения объекта и др.

Таблица 1. Коэффициенты корреляции критериев оптимизации КУ НШВ

критери и	Коэффициенты корреляции								
	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9
F2	0,69	–	–	–	–	–	–	–	–
F3	0,087	0,48	–	–	–	–	–	–	–
F4	0,025	-0,12	0,04	–	–	–	–	–	–
F5	0,573	0,04	0,26	-0,41	–	–	–	–	–
F6	0,038	-0,019	0,39	0,165	-0,21	–	–	–	–
F7	-0,36	0,225	0,823	-0,165	0,715	0,202	–	–	–
F8	0,52	0,06	0,37	-0,387	0,985	-0,144	0,794	–	–
F9	0,54	0,324	0,39	0,73	-0,624	0,017	-0,074	-0,556	–
F10	0,2	0,277	-0,44	-0,61	0,224	0,157	-0,028	0,224	-0,578

Примечания: 1.В рамке обозначено наибольшее значение тесной корреляционной связи, имеющееся между критериями F5 и F8 .

2. Физический смысл критериев F1– F10 следующий : F1– коэффициент перекрытия ; F2–удельное скольжение , равное отношению скорости скольжения начала контакта зуба шестерни относительно конца контакта зуба колеса в точке P1 к скорости скольжения общей точки по профилю в контактной точке P1; F3 – удельное скольжение , равное отношению скорости скольжения начала контакта зуба колеса относительно конца контакта зуба шестерни в точке P2 к скорости скольжения общей точки по профилю в контактной точке P2 ; F4 – радиальный зазор между вершиной зуба колеса и впадиной шестерни ; F5 – радиальный зазор между впадиной колеса и вершиной зуба шестерни ; F6 – толщина зуба по поверхности вершин шестерни ; F7 – толщина зуба по поверхности вершин колеса ; F8 – показатель, характеризующий запас по отсутствию интерференции вершины зуба шестерни с переходной кривой колеса ; F9 – показатель, характеризующий запас по отсутствию интерференции вершины зуба колеса с переходной кривой шестерни ; F10 – пульсация подачи.

Как следует из табл.1, наибольшее значение коэффициента корреляции, равное 0,985, определено между критериями F5 и F8 .С ростом критерия F5 растет критерий F8. Это подтверждается физической картиной зацепления и уравнениями ЗП. Поэтому один из критериев является лишним. С увеличением F5 растет замкнутый объем, а также «вредный» объем насоса. С другой стороны с ростом F8 повышается изгибная прочность зуба и снижается возможность скалывания головки зуба. В данном конкретном случае корреляционного анализа значимость критериев F5 и F8 практически одинакова и поэтому дальнейшие исследования выполнялись с их участием. Графически корреляционная связь между любой парой критериев выглядит в виде проекции возможных решений на плоскости, образованной этой парой критериев .

На рис. 1 показаны три таких проекции для трех пар критериев с разными коэффициентами корреляции: на рис. 1а с минимальным значением $R_{2,5} = -0,019$; на рис. 1б со значением $R_{3,7} = 0,823$ и на рис. 1в со значением $R_{5,8} = 0,985$. Как видно из приведенных рисунков 1а-1в, при очень малых $R_{2,5} = -0,019$ точки значений критериев хаотически разбросаны на плоскости. При $R_{3,7} = 0,823$ точки значений критериев начинают группироваться в линейном направлении. Наконец, при близком к единице $R_{5,8} = 0,985$ точки значений критериев 5 и 8 образуют линейную зависимость.

Коэффициент корреляции $R_{2,6} = -0,019$

Коэффициент корреляции $R_{3,7} = -0,823$

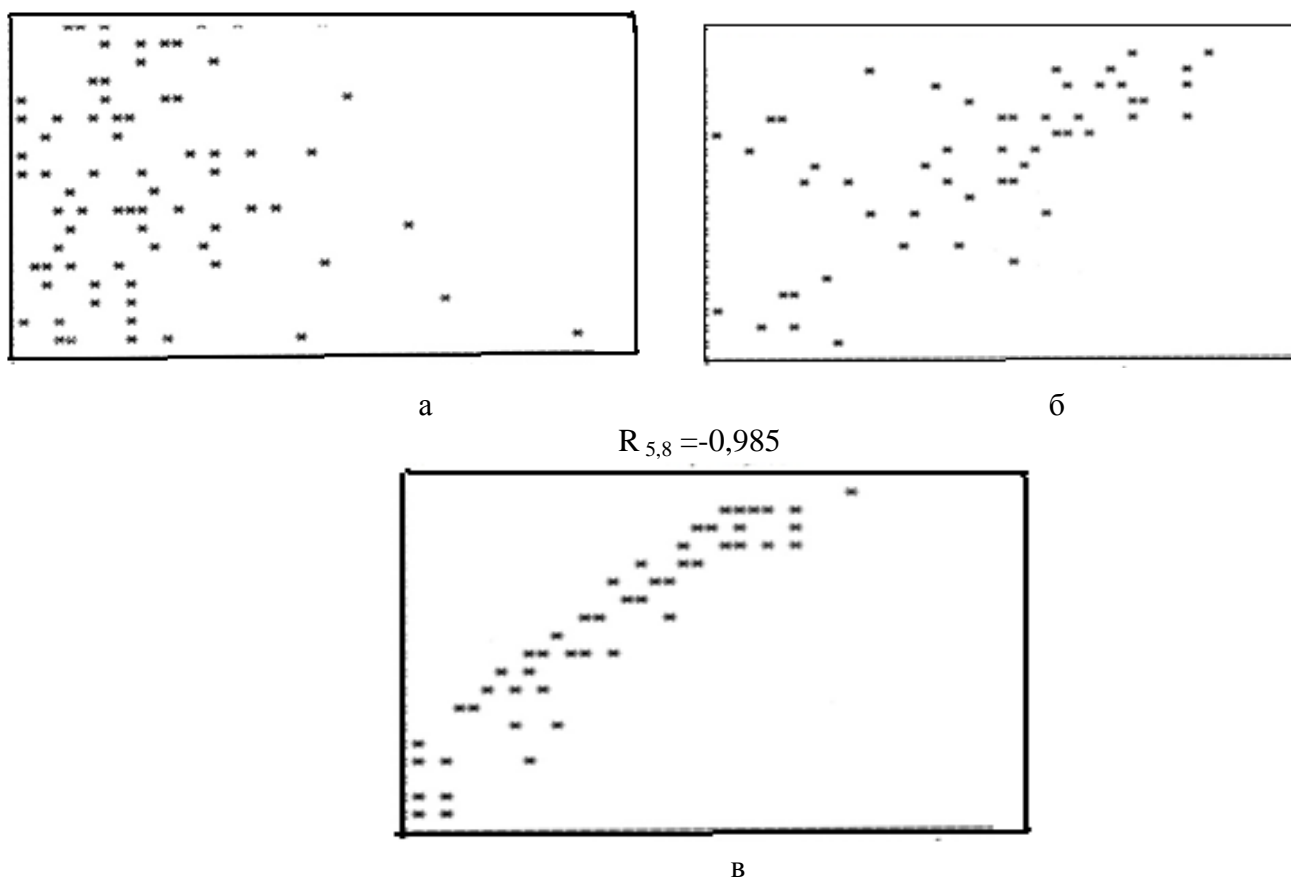


Рис.1. Проекция распределений возможных решений в плоскости критериев: а- F2 и F6; б- F3 и F7 ; в- F5 и F8

При выполнении первого этапа были приняты следующие параметрические ограничения: $Z_1 = 13$; $Z_2 = 20$; $\alpha = 25^\circ$; $C_1^* = (0,55-1)$; $C_2^* = (0,2-1)$; $m = 2,25\text{мм}$; $X_1 = (0,1-1)$; $X_2 = (0,2-1)$; $d_{a02} = 34,4\text{мм}$; $z_{02} = 13$; $h_{f1}^* = (0,8-1)$; $h_{a2}^* = (0,8-1)$; $x_{02} = 0,02$; $b = 13,5\text{мм}$.

На втором этапе в ММ введены критериальные ограничения за исключением допуска на отклонения псевдокритерия V_0 относительно значения 13см^3 . В тексте подпрограммы CF диалоговой системы ОПТ [10] критерий $F9 = S_{a2}$ заменен на V_0 (с целью вывода на экран). На рис. 2 изображена таблица испытаний, включающая 11 решений, каждое из которых содержит значения 9 критериев и псевдокритерия V_0 , удовлетворяющих параметрическим, функциональным и критериальным ограничениям.

Рис. 2. Распечатка таблицы испытаний при многокритериальной оптимизации КУ НШВ с указанием номера критерия в программном обеспечении пакета

№ точки	Значения критериев									
	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10
1.	1.043	.567	-.016	1.032	.802	2.759	6.288	1.842	12.827	1.190
2.	1.031	.673	-.011	.245	1.099	2.922	6.567	2.221	10.941	1.394
3.	1.038	.136	-.170	.906	.719	1.204	4.849	1.512	11.161	1.367
4.	1.049	.524	-.033	1.234	.861	1.573	6.187	1.926	13.005	1.174
5.	1.035	.669	-.006	1.359	.899	1.690	6.375	1.933	13.005	1.174
6.	1.037	.450	-.055	.693	1.010	1.264	6.165	2.140	11.733	1.301
7.	1.031	.142	-.141	1.625	.345	.328	4.722	.999	13.054	1.170
8.	1.032	.626	-.009	.226	1.041	3.061	6.606	2.183	11.261	1.355
9.	1.034	.153	-.175	.757	.970	.606	5.095	1.873	10.638	1.434
10.	1.039	.332	-0.91	1.199	.733	2.128	5.443	1.665	12.092	1.262
11	1.030	.413	-.057	1.920	.713	.733	5.743	1.674	13.724	1.113

При этом параметрические ограничения за исключением параметра b вместо 13,5 принят 13,6 мм остались неизменными. Значения псевдокритерия находятся в диапазоне (10,638 – 13,784 мм). Принятый допускаемый диапазон (12,85 – 13,15). После включения допускаемого диапазона V_0 из 11 решений рис. 2 осталось три решения (рис. 3), содержащие V_0 , равными 13,005 (в двух решениях) и 13,054 мм. Значения $F10 = \sigma$ находятся в интервале (1,113-1,434)%.

Рис. 3. Таблица испытаний, полученная из табл. рис.2 после включения поля допуска V_0 .

№ точки	Значения критериев									
	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10
1.	1.049	.524	-.033	1.234	.861	1.573	6.187	1.926	13.005	1.174
2.	1.035	.669	-.006	1.359	.899	1.690	6.375	1.933	13.005	1.174
3.	1.031	.142	-.141	1.625	.345	.328	4.722	.999	13.054	1.170

Здесь еще включен псевдокритерий V_0 , чтобы видеть в каждом решении табл. рис.3 значения V_0 . При увеличении параметра b с 13,6 до 13,65 мм таблица испытаний (множество D [2]) увеличилось с 3 до 4 решений (рис. 4) и V_0 имеет следующие значения: 12,874; 13,053 (в двух решениях) и 13,102 мм.

Рис. 4. Таблица испытаний, полученная при параметре $b = 13,65\text{мм}$.

№ точки	Значение критериев									
	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10
1	1.043	.567	-.016	1.032	.802	2.759	6.288	1.842	12.874	1.190
2	1.049	.524	-.033	1.234	.861	1.573	6.187	1.926	13.053	1.174
3	1.035	.669	-.006	1.359	.899	1.690	6.375	1.933	13.053	1.174
4	1.031	.142	-.141	1.625	.345	.328	4.722	.999	13.102	1.170

Среди решений рис. 4 нет ни одного, чтобы все критерии были лучше. Поэтому выбор оптимального решения может быть основан на выборе варианта с большим числом критериев, имеющих лучшее значения и с учетом значения критерия F10-пульсации подачи. На основе анализа данных рис. 4 этому условию отвечает решение 3, принимаемое за оптимальное со следующими параметрами: $\sigma=1,174\%$, $Z_1 = 13$, $Z_2 = 20$, $\varepsilon_\alpha = 1,035$, $\alpha = 25^\circ$ при принятых. $Z_1 = 13$, $Z_2 = 20$. Следует отметить, что по результатам оптимизации КУ НШВ только по одному критерию σ , изложенным в работе [5], при $Z_1 = 13$, $Z_2 = 17$, $\alpha = 25^\circ$, $\varepsilon_\alpha = 1,05$ пульсация подачи составила $2,08\%$, т.е. в 1,77 раза больше чем для рассматриваемого КУ НШВ с рабочим объемом 13см^3 . При этом разница чисел зубьев меньше на 3 единицы.

Выводы

1. Выполненный обзор работ, связанных с улучшением показателей качества КУ показал, что НШВ и его основные узлы являются объектами многокритериального проектирования.

2. Разработанная математическая модель, включающая уравнения геометрических и кинематических параметров, ограничения и критерии, представлена в виде удобном для поэтапного подхода решения задачи оптимального проектирования КУ методом исследования пространства параметров, начиная с корреляционного анализа на первом этапе принятых критериев до решения поставленной задачи на третьем этапе.

3. Назначенные критерии отражают различные показатели качества изделия: характеристики, работоспособность, надежность, снижение шума и вибраций.

4. Обоснованно, что выбранный метод исследования пространства параметров позволил существенно сократить время решения поставленной научно-практической задачи. При задании 495 пробных точек (векторов в 14-мерном пространстве параметров) получено четыре варианта решений, удовлетворяющих параметрическим, функциональным и критериальным ограничениям, из которых не составляет труда выбрать наилучший.

5. Обеспечение заданного рабочего объема реализуется путем ввода в математическую модель его как псевдокритерия с критериальным ограничением в виде поля допуска при изготовлении.

6. Предлагаемый поиск оптимального решения основан на выборе из множества D решения, содержащего большее число критериев с лучшими показателями, и с минимальным значением пульсации подачи.

Список литературы

1. *Лурье З.Я.* Многокритериальная оптимизация основных параметров качающих узлов шестеренных насосов внутреннего зацепления / З.Я. Лурье, А.И. Жерняк // Вестник машиностроения. - №8. - 1995. - с.3-8.
2. *Соболь И.М.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. / И.М. Соболь, Р.Б. Статников - М: Дрофа, 2006. - 175с.
3. *Статников Р.Б., Матусов И.Б.* Многокритериальное проектирование машин. - М.: Знание, (Новое в жизни, науке, технике. Серия. Математика, кибернетика), №5, 1989. - 48с.
4. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления. Справ. Пособие. Расчет геометрических параметров / И.А. Болотовский, В.И. Гурьев, В.Э. Смирнов, В.И. Шендерей. - М: Машиностроение, 1977. - 1972.
5. *Jianshou Z.* Teehniqne of design parameters for quied internal pump / Z. Jianshou, D. Xingen, X. Weixian /J/ Shanghai Univ., - 1990. N3. - P.70-76.
6. *Jianshon Z.* Drive characeteristions of internal gear pump and a new metod of anabytical calculation of flow rate//Mach. Tool and Hydraul. -1990/-N3.-P25-28.
7. *Кулагин А.В.* Основы теории и конструирования гидropередач./ А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, Л.А. Кондаков /под редакцией В.Н. Прокофеева. - М.: Высшая школа, 1968. - 390с.
8. *Zhu Yougde.* Design of geare for interal gears pump//Mach/ Tool and Hydraulic.- 1988.-N4.-P.11-14.
9. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Расчет, геометрии. Справ. Пособие/И.А. Болтовский, В.И. Гурьев, В.Э. Смирнов, В.И. Шендерей. - М.: Машиностроение
10. *Оксененко А.Я.* Диалоговая система решения инженерных задач многокритериальной оптимизации. / А.Я Оксененко, З.Я. Лурье, Г.С. Левитин.// Управляющие системы и машины.- К.: Техника.-1988. -№3.- С.15-17.

З. Я. Лурье, д. т. н., проф. кафедры "Гідравлічні машини" Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут".

А. И. Гасюк, к. т. н., доц. кафедры "Гідравлічні машини" Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут".