МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ВЕКТОРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ПОДАЧИ ЖИДКОСТИ ШЕСТЕРЕННЫМ КАЧАЮЩИМ УЗЛОМ

© 2009 Б.Б. Косенок¹, А.Н. Крючков², Л.В. Родионов¹, Е.В. Шахматов¹

¹Самарский государственный аэрокосмический университет ²Институт акустики машин, г. Самара

Поступила в редакцию 20.11.2008

В статье проводится анализ пульсаций подачи жидкости шестеренным насосом с использованием математического векторного моделирования. Предложена уточненная зависимость мгновенной теоретической производительности шестеренного качающего узла от угла поворота шестерни. Получены временные зависимости мгновенного расхода и их спектральные характеристики для авиационного топливного насоса.

Ключевые слова: пульсации подачи, шестеренный насос, векторное моделирование, качаюший узел, мгновенная теоретическая производительность.

Шестеренные насосы нашли широкое применение в машиностроении, что обусловлено простотой их конструкции, малой трудоемкостью изготовления, сравнительно небольшими габаритами и массой. Их важным преимуществом по сравнению с другими объемными гидромашинами является возможность непосредственного соединения с быстроходными двигателями, имеющими частоты вращения до 10000 об/мин и выше. К недостаткам шестеренных качающих узлов следует отнести чувствительность к механическим примесям в перекачивающей жидкости; рост зазоров в процессе эксплуатации, вызывающий увеличение утечек; неравномерность подачи жидкости и высокий уровень акустического шума. Последние два фактора тесно связаны между собой, так как основным источником шума шестеренного насоса являются колебания давления в полостях насоса, а также кавитационные процессы. Для обоснования мероприятий по снижению интенсивности колебательных и кавитационных процессов необходима разработка методов расчета мгновенной подачи насоса, учитывающих кинематическую подачу жидкости и механизм запирания жидкости в межзубовом пространстве [1]. В работах [2-5] приведен анализ мгновен-

ной подачи шестеренного насоса на основе малого изменения объема камеры нагнетания ΔW . Из выражения для ΔW определяется величина вытесняемого расхода, причем: $\Delta W = \Delta W_1 + \Delta W_2 - \Delta W_3 - \Delta W_4 + \Delta W_5$, где $\Delta W_1, \dots, \Delta W_5$ – объемы, замещаемые гранями зубьев, показанные на рис. 1. Такой подход неточен, т.к. объем ΔW_5 вытесняется не полностью по причине его частичного замещения зубом сопряженной шестерни. При этом с приближением точки зацепления к полюсу степень такого замещения возрастает.

Вывод уточненной зависимости теоретической производительности необходим для построения виброакустической модели шестеренного насоса, учитывающей более точное описание неравномерности подачи.

В статье рассматривается полученная, в результате математического векторного моделирования, более точная (по сравнению с приведенной в [6]) зависимость мгновенной подачи жидкости шестеренным качающим узлом, позволяющая более корректно описывать мгновенную подачу насоса и



Рис. 1. Зацепление шестерен в гидромашине с внешним зацеплением зубьев

Косенок Борис Борисович, кандидат технических наук, доцент кафедры "Основы конструирования машин". E-mail: borkos@yandex.ru.

Родионов Леонид Валерьевич, аспирант. E-mail: rl63@bk.ru

Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, доцент, заместитель директора.

E-mail: iam@ssau.ru.

Шахматов Евгений Владимирович, доктор технических наук, профессор, проректор по науке и инновациям. E-mail: iam@ssau.ru.



Рис. 2. Схема вычисляемой площади зуба

уточнить степень неравномерности этой подачи.

Основная задача разработанной модели – определение изменения площади межзубовой впадины вследствие входа в неё зуба сопряженной шестерни. Задача сводится к вычислению площади сечения S_j зуба шестерни 1, отсекаемого окружностью De_2 шестерни 2 (рис. 2).

Вычисление площади S_j производим методом разбиения данной области на мелкие участки S_i с высотой Δ (рис. 3), где, i - номер сечения, высотой Δ ; j - номер площади; $i = 0 \dots n$; $j = 0 \dots k$; S_i - площадь i-го сечения:

$$S_{j} = \sum_{i=1}^{n} S_{i} = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{b_{i} + b_{i+1}}{2} \right) \Delta.$$
(1)

Разбиваем задачу на следующие 3 подзадачи:

1. Описание поверхностей зуба 1 и 2.

2. Описание высоты зуба <u></u>д в конкретном сечении.

3. Описание точек пересечения сечений S_i с De_2 .

Поставленные подзадачи будем моделировать с помощью математических векторных моделей состоящих из векторных замкнутых контуров [7], в которых вектор – это направленный отрезок с параметрами p_i и φ_i (рис. 4). Основные положения теории векторных замкнутых контуров изложены в [8-10].

В результате решения поставленных трех подзадач получаем векторный контур, описывающий конкретное сечение зуба (рис. 5).

Векторный контур 1-2-3/-4/-5/ с внутриконтурными связями:

$$\varphi_{s'} = 180^{\circ} + |\varphi_1|, \varphi_2 = \varphi_1 + 90^{\circ},$$
$$\varphi_{s'} = \varphi_{s'} + 90^{\circ}, p_{s'} = p_1 \text{ M } p_{s'} = p_1$$

позволяет нам описать обе поверхности зуба на концах векторов 2 и 3/, кроме того, длина векто-



Рис. 3. Схема разбиения отсекаемой области на участки

ра $3^{/}$ является шириной зуба в конкретном сечении – b_i , а координата "х" вектора $3^{/}$ дает возможность вычислить высоту Δ (см. рис. 3).

Векторный контур 12-9-10/-3/-4/-5/ описывают вариант пересечения сечения зуба шестерни 1 окружностью De_2 шестерни 2 (рис. 2) выше оси симметрии зуба шестерни 1, а векторный контур 12-13-14-3/-4/-5/ описывают вариант пе-



Рис. 4. Основные параметры векторов плоского векторного контура:

 \pmb{p}_i - длина вектора; $\pmb{\varphi}_i$ - угол вектора



Рис. 5. Векторный контур, описывающий конкретное сечение зуба



Рис. 6. Временные зависимости мгновенных расходов **д**_{*H*}, **д**_{*BC*} (а,б) и их спектральные характеристики (в,г), полученные методом векторного моделирования

ресечения сечения зуба шестерни 1 окружностью De_2 шестерни 2 ниже оси симметрии зуба шестерни 1. Тем самым мы описываем с помощью данных двух векторных контуров все случаи пересечения сечения зуба шестерни 1 окружностью De_2 , шестерни 2.

Анализ координат "у" концов векторов 9 и 13 и координат "у" начала и конца вектора 3/ позволяет найти область, когда окружность De_2 шестерни 2 лежит внутри сечения зуба,

 $y_{k3'} \prec y_{k9} \prec y_{n3'}$ и $y_{k3'} \prec y_{k13} \prec y_{n3'}$, что дает возможность получить профиль отсекаемой области сечения зуба в областях пересечения окружности *De*, шестерни 2.

В результате расчета при использовании предлагаемого метода математического векторного моделирования получены временные зависимости мгновенного расхода и их спектральные характеристики (рис. 6) для авиационного топливного насоса, основные геометрические и режимные параметры которого приведены в табл. 1. Спектральные характеристики процессов происходящих в области всасывания и нагнетания позволяют определить основные частоты процесса вытеснения и заполнения шестерен, равные второй и удвоенной частоте их зацепления, причем и на всасывании и на нагнетании наиболее интенсивной является вторая зубцовая гармоника. Анализ геометрии и кинематики зацепления показал, что у двух основных источников колебаний шестеренного насоса разные основные частоты процесса: у процесса запирания жидкости основная частота совпадает с частотой зацепления шестерен, а основная частота второго источника, связанного с неравномерной подачей жидкости – удвоенная частота зацепления.

Такая особенность позволяет диагностировать данные источники при исследовании виброакустических свойств насоса. В частности, исследование пульсационного состояния на входе и выходе шестеренного качающего узла насоса, показало, что основной составляющей спектра является первая зубцовая гармоника, а значит,

№ п/п	Геометрические параметры	Значение
1	Число зубьев <i>z</i>	11
2	М одуль зацепления т, мм	6
3	Зазор по спинкам зубьев, мм	0,5
4	Ш ирина шестерни b , мм	2 1
5	Радиус окружности головок $R e$, мм	4 2
6	Радиус начальной окружности г, мм	36
7	Радиус делительной окружности $R_{\ \mathcal{J} \ E \mathcal{I}}$, мм	33
8	Радиус основной окружности $r_{_0}$, мм	3 6
9	Радиус окружности впадин <i>R i</i> , мм	29
10	Межцентровое расстояние А, мм	72
11	Угол зацепления $lpha$, град	30,527
12	Угол радиус-вектора эвольвенты в вершине зуба $\gamma_{_e}$, град	3 1
13	Угол зацепления по вершинам зубьев α _е , град	42,4
14	Угол дуги по начальной окружности $\varphi_{\tiny сеом}$, град	15,966
15	Высота зуба <i>h</i> , мм	1 3
16	Ш аг зацепления по основной окружности $t_{ 0}$, мм	17,7
17	Толщина зуба у вершины , мм	1,9
18	Коэф фициент перекрытия Е	1,1338
19	Радиальный зазор в запертом объеме, мм	1 ,0 4
2 0	Минимальный радиус контакта r_2 , мм	20
21	Давление нагнетания $P_{_H}$, МПа	1 0
22	Давление всасывания $P_{_B}$, М Па	1
23	Частота вращения <i>n</i> , об/мин	4800
24	Круговая частота <i>Ф</i> , 1/сек	502,6

Таблица 1. Основные геометрические и режимные параметры качающего шестеренного узла

основным источником пульсационной производительности выступает процесс защемления жидкости в запертом объеме.

На рис. 7 приведены временные зависимости величин $Q_H = Q_{H,CP} + \partial Q_H$ и $Q_B = Q_{B,CP} + \partial Q_B$ для авиационного топливного насоса, а также их спектральные характеристики полученные с помощью графоаналитического метода, предложенного авторами в статье [6].

В спектре процесса нагнетания помимо второй зубцовой гармоники присутствует первая.

На рис. 8 представлено сравнение спектральных характеристик расходов со стороны нагнетания и всасывания шестеренного насоса, полученных при использовании графоаналитического метода и метода математического векторного моделирования.

Сравнительный анализ спектров полученных двумя способами показал качественную сходимость предлагаемых методов. Разница в спектральных характеристиках объясняется более точным описанием процессов в областях нагнетания и всасывания и неравномерности подачи при использовании метода математического векторного моделирования.

Сравнительные данные параметров подачи, полученные с использованием метода математического векторного моделирования и графоаналитического метода приведены в табл. 2.

Таким образом, предложенная математическая векторная модель, позволяющая автоматизировать определение мгновенной подачи шестеренного насоса и, тем самым, выбирать его параметры, обеспечивающие минимальную пульсационную производительность. Это позволяет в автоматизированном режиме разрабатывать малошумные шестеренные качающие узлы с наименьшей виброактивностью. На основе данной модели возможно создание баз данных пульсаций подачи насосов с характерными дефектами шестерен, что позволит создать эксперимен-



Рис. 7. Временные зависимости переменных составляющих расходов **\delta Q_H**, **\delta Q_{BC}** (a,6) и их спектральные характеристики (в,г), полученные графоаналитическим методом

тально – аналитические системы компьютерной диагностики оценки состояния качающих шестеренных узлов. Такие системы способны оценивать, например, степень износа их рабочих поверхностей, наличие вмятин, эрозии и т.д.

Предполагается также развитие модели в направлении учета конфигурации разгрузочных канавок в торцевых подпятниках шестерен. Это позволит выбирать геометрию канавок, обеспечивающую минимальную виброактивность шестеренного качающего узла.

СПИСОКЛИТЕРАТУРЫ

- 1. *Юдин Е.М.* Шестеренные насосы. М.: Машиностроение, 1964. 232с.
- 2. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1967. 495с.
- Грянко Л.П., Исаев Ю.М. Гидродинамические и гидрообъемные передачи в трансмиссиях транспортных средств: Учебное пособие. СПб, 2000. – 265с.

- Галеева Р.А., Сунарчин Р.А. Объемные гидромашины: Учебное пособие. – Уфа: изд. Уфимского ордена Ленина авиационного института им. Серго Орджоникидзе, 1984. – 174с.
- Casoli P., Vacca A., Berta G.L. A numerical model for the simulation of flow in hydraulic external gear machines. Power transmission and motion control. University of Bath. 2006. p. 147-165.
- Крючков А.Н., Родионов Л.В., Гаспаров М.С., Шахматов Е.В. Исследование неравномерности подачи жидкости шестеренным качающим узлом // Вестник СГАУ. – 2007. - №1(12). – С. 187-195.
- Семенов Б.П. Аналитика элементарных векторных модулей. Методическое пособие. – М.: Изд-во МАИ, 1989. – 40 с.
- Семенов Б.П., Тихонов А.Н., Косенок Б.Б. Модульное моделирование механизмов. / Самара: СГАУ, 1996, 98 с.
- Семенов Б.П. Элементарные модули векторных моделей. / Самара: СНЦ РАН, 2000, 99 с.
- Мануйлов П.А., Семенов Б.П., Косенок Б.Б. Инвариантность модульных векторных моделей // Математическое моделирование в машиностроении: Тез. докл. 1-ой всесоюзной школы-конференции. - Тольятти, 1990. - С. 70-71.



Рис. 8. Сравнение спектральных характеристик расходов со стороны области нагнетания (а) и всасывания (б) полученных при графоаналитическом и векторном методах

Таблица 2. Сравнительные данные для параметров подачи шестеренного насоса, рассчитанные по известной и предлагаемой методикам

Параметры подачи	Графоаналитический метод	Мегод математического векторного моделирования
Средний расход (нагнетание)	0,76*	0,7*
Максимальный расход $Q^{\scriptscriptstyle H}_{\scriptscriptstyle M\!A\!X}$	1,14	0,99
Минимальный расход $Q^{\scriptscriptstyle H}_{\scriptscriptstyle MIN}$	0,42	0,41
Степень неравномерности подачи $\sigma_{H} = \frac{Q_{MAX} - Q_{MIN}}{Q_{MAX}}$	0,63	0,58
Средний расход (всасывание)	0,76	0,65
Максимальный расход $Q^{\scriptscriptstyle BC}_{\scriptscriptstyle MAX}$	1,08	1,03
Минимальный расход $Q_{_{MIN}}^{_{RC}}$	0,28	0,39
Степень неравномерности подачи $\sigma_{BC} = \frac{Q_{MAX} - Q_{MIN}}{Q_{MAX}}$	0,74	0,63

* - среднеинтегральное значение расхода за период зацепления.

MATHEMATICAL VECTOR MODELLING OF PULSATION OF SUPPLY OF FLUID BY THE GEAR PUMP

© 2009 B.B. Kosenok¹, A.N. Kryuchkov², L.V. Rodionov¹, E.V.Shakhmatov¹

¹Samara State Aerospace University ²Institute of Acoustic of Machines, Samara

In article the analysis of pulsation of giving of a liquid by the gear pump with use of mathematical vector modeling is carried out. The specified dependence of instant theoretical productivity of the gear pump from a gear wheel angle of rotation is offered. Time dependences of the instant expense and their spectral characteristics for the aviation fuel pump are received.

Key words: pulsation of giving, gear pump, vector modeling, instant theoretical productivity.

Boris Kosenok, Candidate of Technics, Associate Professor	Alexander Kryuchkov, Doctor of Technics, Associate
at the Basis of Designing of Machines Department. E-mail:	Professor, Deputy Director. E-mail: iam@ssau.ru.
borkos@yandex.ru.	Eugene Shakhmatov, Doctor of Technics, Professor, Vice
Leonid Rodionov, Graduate Student. E-mail: rl63@bk.ru	Rector for Science and Innovation. E-mail: iam@ssau.ru.