

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦЕПИ УПРАВЛЕНИЯ ИЗГИБНОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

В статье предлагается модифицированная конструкция зубчатой передачи, которая позволяет автоматически регулировать изгибную жесткость зубьев в зависимости от передаваемого силового потока, определена закономерность изменения такой жесткости, необходимая для синтеза встроенной цепи управления, проведено исследование изменения значений собственных частот колебательных контуров, вызванное внесенными в конструкцию изменениями, с целью определения безрезонансных режимов работы.

Многочисленными исследованиями доказано, что динамическая нагрузка при пересопряжении зубьев определяет работоспособность зубчатой передачи и существенно зависит от жесткости зацепления. Представляют прикладной интерес такие технические решения зубчатых передач, в которых удается при ослаблении жесткости зубьев сохранить правильность зацепления в целом.

Известно оригинальное техническое решение зубчатой передачи с возможностью изменения изгибной жесткости зубьев в зависимости от уровня силового потока по а.с. [1]. Передача содержит зубчатое колесо модифицированной конструкции, установленное на валу посредством эластомерной вставки на поверхности базирования, с радиальными прорезями значительной длины, в которые помещены ползуны, соединенные со ступицей вала посредством гибких шатунов (рис. 1). Передача работает следующим образом: при небольшой нагрузке угловое смещение вала относительно зубчатого венца отсутствует, и ползуны находятся в крайнем, ближнем к оси вала положении и изгибная жесткость зубьев минимальна. С увеличением силового потока происходит угловое смещение венца зубчатого колеса относительно вала, что вынуждает ползуны под действием шатунов смещаться к незамкнутым, узким частям прорезей, уменьшая высоту зубьев и тем самым, увеличивая жесткость зацепления. [1]

Поскольку, следуя А.И. Петрусевичу [4], динамическая составляющая силового потока при пересопряжениях в равной мере (в степени 0,5) зависит как от жесткости зацепления, так и от ошибки основного шага, то деформационную ошибку шага следует ограничить, например, размером l_z узкой части одной прорези, которую предполагается исполнить размером в диапазоне (0,1-0,2) мм.

Таким образом, цепь управления изгибной жесткостью зубьев модифицированного зубчатого колеса должна стабильно обеспечить замыкание узкой части только одной прорези при любом, переменном (но нормированном в определенном расчетном диапазоне), значении передаваемого передачей силового момента [2].

Если представить удлиненный зуб модифицированного колеса балкой постоянного сечения с геометрической характеристикой сечения J_x и нагруженной окружной силой P , приложенной к зоне, примыкающей к узкой части прорези, т.е. плечо нагрузки P принять равным окружности впадин, то деформация под силой в известных обозначениях будет такой [3]:

$$\delta = \frac{Pl^3}{3EJ_x} \quad (1)$$

и поскольку деформация известна и ограничена размером узкой части прорези, то расчетная высота зуба при переменной нагрузке определится как:

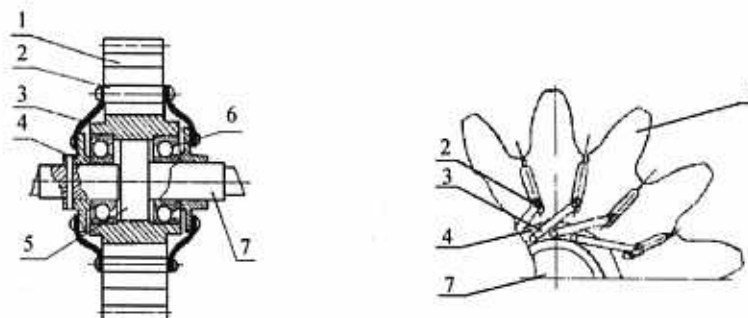


Рис. 1. Общий вид зубчатого колеса: 1 – зубчатый венец с радиальными прорезями; 2 – ползун; 3 – гибкий шатун; 4 – ступица; 5 – упругий эластичный элемент; 6 – подшипник; 7 – вал [1]

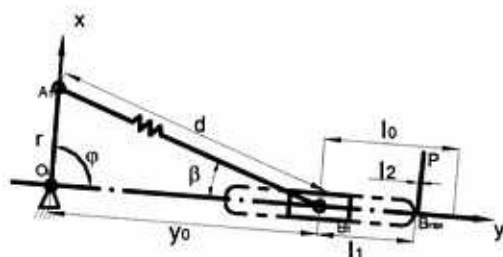


Рис. 2. Упругостатическая модель зубчатого колеса по патенту [1]

$$l = \sqrt[3]{\frac{3E\delta J}{P}}; \quad (2)$$

Если цепь управления исполнить, как предлагается в [1], состоящей из эластомерной вставки, условного кривошипа \$r\$, семейства упругих шатунов \$d\$ (рис. 2) и семейства ползунов 2 (рис. 1), то перемещение «у» последнего по широкой части радиальной прорези представляется зависимостью вида:

$$y = r \cos \varphi + d \sqrt{1 - \left(\frac{r}{d} \sin \varphi\right)^2}; \quad (3)$$

где \$\varphi\$ — угловая деформация эластомерной вставки под нагрузкой.

Используя обозначения на рис. 2, цепь управления по [1] при постоянной угловой жесткости \$c_\varphi\$ эластомерной вставки, обеспечит изменение высоты зуба по следующей закономерности:

$$l = l_0 - \left[(r \cos \varphi + d \sqrt{1 - \left(\frac{r}{d} \sin \varphi\right)^2} - y_0 \right]; \quad (4)$$

где

$$\varphi = \frac{M}{c_\varphi}$$

или

$$\varphi = \frac{P(l_0 + y_0)}{c_\varphi},$$

Сравнение (4) с (2) свидетельствует об их различии. Но при численном эксперименте на конкретных примерах конструктивного исполнения модифицированного колеса было показано, что зависимости (2) и (4) дают близкие результаты (рис. 3 и 4).

Сделать совпадающими зависимости (2) и (4) можно двумя инженерными решениями. Во-первых, можно использовать эластомерную вставку между валом и ступицей модифицированного колеса с переменным значением угловой жесткости \$c_\varphi\$, которую следует определить из (4), приняв изменения \$l\$ по (2), вычислив \$\varphi\$ и пересчитав изменение угла \$\Delta\varphi\$ на угловую жесткость \$c_\varphi\$.

Во-вторых, можно отказаться от схемы управляющей цепи по [1], заменив ее иной, например кулачковой, способной реализовать любой закон преобразования движения, в том числе изменение положения ползунов в соответствии с (2).

Ослабляя динамическую составляющую процесса пересопряжения за счет уменьшения изгибной жесткости зубьев, существенно меняются и свойства механической передачи, а именно, из-за увеличения податливости зубьев меняется их собственная частота, то же имеет место при базировании модифициро-

Высота зуба, мм

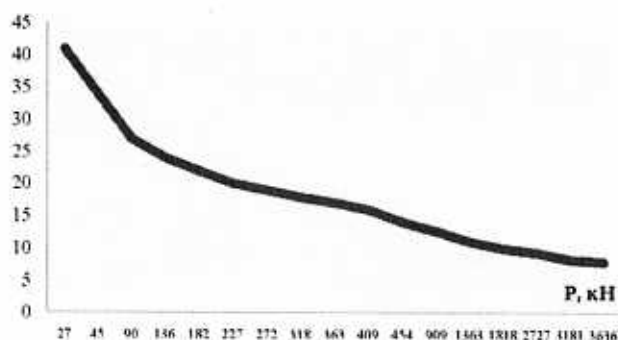


Рис. 3. Необходимая зависимость изменения высоты зуба от нагрузки

Высота зуба, мм

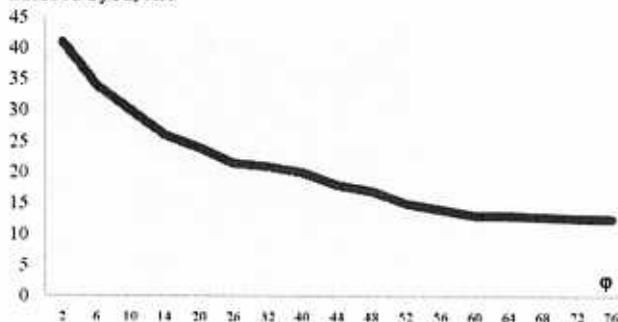


Рис. 4. Зависимость изменения высоты зуба цепью управления

ванного колеса посредством эластомерной вставки. Для учета возможных резонансных режимов работы зубчатых колес следует определять собственные частоты с учетом жесткости установки модифицированного колеса на валу и жесткостей зубьев, провести сравнение полученных результатов с вынужденной частотой колебаний системы и прежде всего с частотой пересопряжения зубьев \$f = n z\$. Определение собственной частоты только зацепления проводится с учетом приведенной жесткости зацепления \$c_{пр}\$ и приведенной массы зубчатых колес \$m_{пр}\$ по известной зависимости:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{пр}}{m_{пр}}}. \quad (5)$$

Собственная частота колебательного контура, связанного с зубом колеса модифицированной конструкции и, соответственно, с его изгибной жесткостью, в примерной передаче будет достаточно высокой, близкой к частоте зуба колеса традиционной конструкции, тем не менее, такая проверка модифицированной передачи является обязательной.

Было исследовано и изменение значений собственных частот колебательного контура модифицированного колеса с учетом поведения упругой вставки. Зная режимы работы зубчатой передачи и располагая данными результатами, возможно произвести отстройку колебаний механической системы от совпадения с вынужденной частотой.

Задача синтеза цепи управления механической передачи, определение размеров и жесткостных параметров входящих в нее элементов, представляются достаточно сложными, особенно из-за изменения собственных частот зубчатого колеса в двух колебательных контурах, в зависимости от уровня внешнего нагружения. Дополнительно актуальным является и

определение времени затухания собственных колебаний в сравнении со временем свободного движения зубьев вне зацепления.

Библиографический список

1. А. с. № 2225552, кл. F 16 H 55/14, Зубчатая передача / П.Д. Балакин, Филиппов Ю.О., Михайлик О.С. (Россия) // Открытия. Изобретения. 2004. № 7.
2. Балакин П.Д., Михайлик О.С. Управления жесткостью элементов как средство адаптации механических систем // Прикладные задачи механики: Сб. науч. тр. / Под ред. В.В. Евстифеева, Омск: Изд-во ОмГТУ, 2003, с. 83 — 87.
3. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. - Киев: Наукова думка, 1975. — 704 с.

4. Петрусевиц, А.И. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. М., Изд. Академии наук СССР, 1956, 134 с.

БАЛАКИН Павел Дмитриевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теория механизмов и машин».

МИХАЙЛИК Ольга Сергеевна, кандидат технических наук, ассистент кафедры «Теория механизмов и машин».

Статья поступила в редакцию 09.04.07 г.

© П. Д. Балакин, О. С. Михайлик

УДК 624.042.7

В. С. КОРНЕЕВ

Омский государственный
технический университет

ГИДРОПУЛЬСАТОР ДЛЯ СОЗДАНИЯ ВОЛНОВОГО ПОЛЯ В ЗАБОЙНОЙ ЧАСТИ СКВАЖИНЫ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ НЕФТЕОТДАЧИ

В работе рассмотрена возможность построения низкочастотного скважинного источника для вибросейсмического воздействия на нефтяные пласты с целью повышения нефтеотдачи.

Силовой элемент источника — гидравлический пульсатор устанавливается на устье скважины, заполненной жидкостью, и создает перепад давления с требуемой частотой, который доводится до забойной зоны.

В настоящее время для виброобработки нефтяных пластов с целью повышения их отдачи используются в основном мощные наземные низкочастотные вибромодули. Опытными промышленными работами на месторождениях Сибири, Башкортостана и др. показана эффективность этого метода интенсификации добычи нефти [1]. Доказано [2], что при наведении в толще обводненного пласта волнового поля малой интенсивности происходит увеличение добычи нефти до 2 раз, по сравнению с добычей до начала вибровоздействия, причем эффект сохраняется в течение 6 месяцев после прекращения вибровоздействия.

Существенным недостатком поверхностных сейсмических источников является то, что они кроме продольных и поперечных излучают поверхностные волны, на долю которых приходится до 80% энергии излучаемой источником. Кроме того, значительное поглощение сейсмической энергии происходит в поверхностной зоне геологического разреза.

Альтернативой мощным наземным источникам может стать скважинный источник, который лишён недостатков, присущих поверхностным сейсмическим источникам, так как его излучатель устанавливается ниже зоны малых скоростей. И актуальной становится проблема создания скважинным источником

в толще пласта волнового поля, соизмеримого по интенсивности и радиусу охвата с полем, создаваемым низкочастотным наземным источником.

Протяженную скважину, заполненную жидкостью, можно рассматривать как гидравлическую линию с распределенными параметрами. Уравнения неустановившегося ламинарного движения сжимаемой среды в упругой цилиндрической трубе круглого сечения имеет вид [3]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{2\tau_0}{\rho r_0} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_n}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial x} &= -\frac{1}{B_{тр}} \frac{\partial p_n}{\partial t} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\frac{1}{B_{тр}} = \frac{1}{B} + \frac{1}{E'_{ст}}$ — приведенный модуль упругости трубы;

$$E'_{ст} = \frac{\delta E_{ст}}{2r_0};$$

ρ — плотность жидкости,