

10. Механика подземных сооружений и конструкции крепей : учебник для студентов, обучающихся по направлению подготовки "Горное дело" специальности "Шахтное и подземное строительство" / И.В. Баклашов, Б.А. Каргозия. - Изд. 3-е, стер. - Москва : Студент, 2012 [т.е. 2011]. - 542 , [1] с. : ил.; 22 см. - ISBN 978-5-4363-0027-6
11. ANSYS 14.5 Help Manual

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ ГЕОХОДА

В.Ю. Садовец, В.Ю. Бегляков, А.Б. Ефременков

*Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского
Томского политехнического университета
652055, Кемеровская обл., г. Юрга, ул. Ленинградская, 26*

Обоснование компоновочных схем привода геوخода на основе гидропривода рассмотрено в работе [1]. Один из вариантов компоновочной схемы с непрерывной подачей на забой с двумя группами гидроцилиндров в разных фазах выдвигения в одной плоскости представлен на рис. 1.

Привод геوخода содержит k силовых домкратов, каждый из которых обеспечивает поворот агрегата на угол $\psi = 2\pi/k$, создавая среднюю угловую скорость $\Omega = 2\pi/T$ [2]. Неуравновешенность привода и наличие кинематических особенностей (для краткости именуемых дефектами) приводит к формированию в спектре колебаний с высшими частотами $m\Omega$ и $n\Omega$. Для определенности считаем $m < n$; $m, n = 2, 3, \dots$

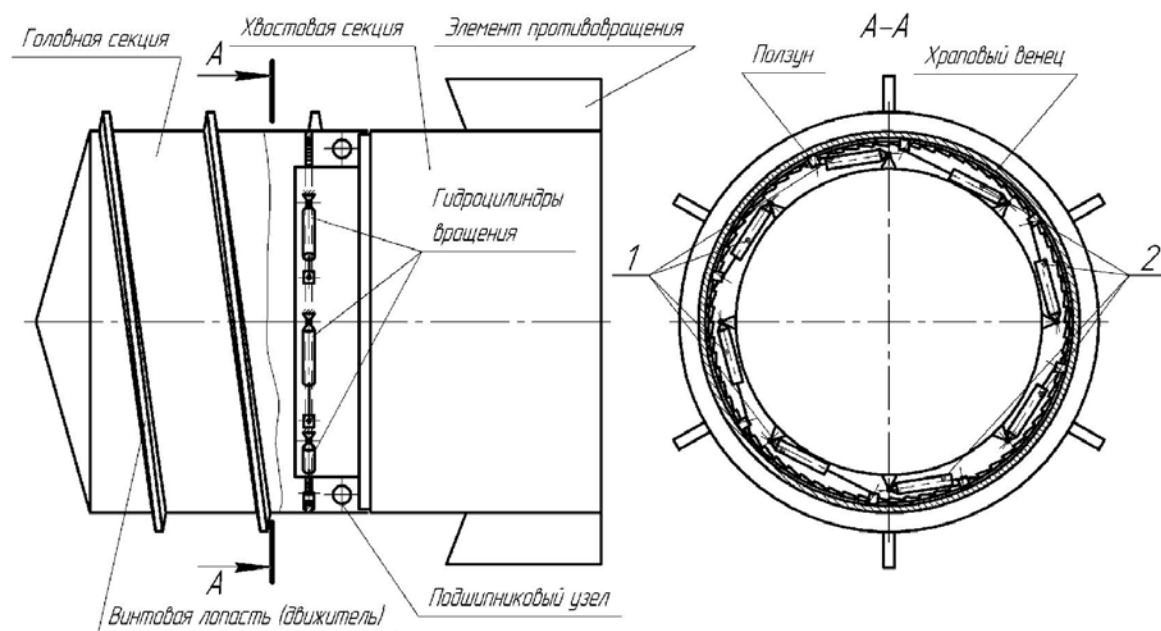


Рис. 1. Компоновочная схема гидравлического привода геохода

По техническим условиям допускаются режимы работы и состояния привода, при которых в изменении (пульсации) окружной скорости головной секции геохода, выделяется не более 2-х устойчивых колебаний (гармоник m и n) с частотами вращения: $m\Omega = \frac{2\pi m}{T} < n\Omega = \frac{2\pi n}{T}$.

Трехкомпонентные колебания классифицируются как проявления разного рода критических дефектов, но и природа двухкомпонентных спектров также связывается с отклонениями от идеального механизма. Таким образом, следует рассмотреть те возможные виды динамических систем, которые в ответ на включение домкрата формируют и передают на корпус две устойчивые гармоники.

При этом предполагается, что другие домкраты не обязаны воспроизводить отмеченный (зарегистрированный) режим, и могут дать другую картину формирования скоростей вращения головной секции геохода.

Основная идея перебора вариантов формирующих динамических систем основана на операторной форме представления гармонических колебаний с произвольной частотой Θ .

Преобразование Лапласа дает

$$L[\sin \Theta] = \frac{\Theta}{s^2 + \Theta^2} = \Theta \cdot \frac{1}{s - i\Theta} \cdot \frac{1}{s + i\Theta}$$

$$L[\cos \Theta] = \frac{s}{s^2 + \Theta^2} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{s - i\Theta} + \frac{1}{s + i\Theta} \right)$$

Поэтому обсуждается возможность компоновки элементарных звеньев с передаточными функциями $(s - i\Theta)^{-1}$ и $(s + i\Theta)^{-1}$ при $\Theta = m\Omega$ и $\Theta = n\Omega$. Перебор показывает существование следующих одиннадцать линейно независимых вариантов [74]:

1-ая группа последовательных соединений двух степеней свободы:

- последовательное соединение всех элементов

$$Y_I(s) = (2\pi)^4 \cdot \frac{1}{s^2 T^2 + (2m\pi)^2} \cdot \frac{1}{s^2 T^2 + (2n\pi)^2}$$

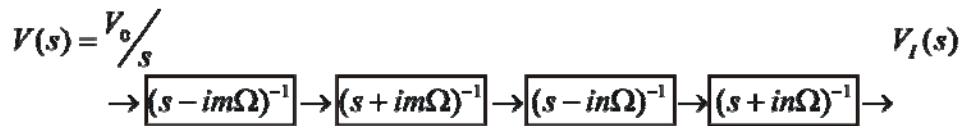


Рис. 1. Простейшая схема системы с 2-мя степенями свободы

- параллельное соединение элементов одного звена

$$Y_{II}(s) = (2\pi)^4 \cdot 2sT \cdot \frac{1}{s^2 T^2 + (2m\pi)^2} \cdot \frac{1}{s^2 T^2 + (2n\pi)^2}$$

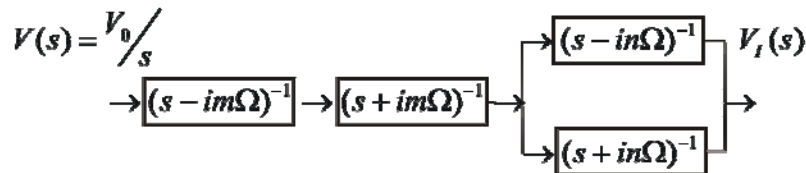


Рис. 2. Схема системы с 1,5 степенями свободы

- параллельное соединение элементов в обоих звеньях

$$Y_{III}(s) = (2\pi)^4 \cdot (2sT)^2 \cdot \frac{1}{s^2 T^2 + (2m\pi)^2} \cdot \frac{1}{s^2 T^2 + (2n\pi)^2}$$

2-ая группа параллельных соединений

- при последовательном соединении элементов в звеньях

$$Y_{IV}(s) = (2\pi)^2 \left[\frac{1}{s^2 T^2 + (2m\pi)^2} + \frac{1}{s^2 T^2 + (2n\pi)^2} \right]$$

- при параллельном соединении во втором звене

$$Y_V(s) = (2\pi)^2 \left[\frac{1}{s^2 T^2 + (2m\pi)^2} + \frac{2sT}{s^2 T^2 + (2n\pi)^2} \right]$$

- при параллельном соединении в первом звене

$$Y_{VI}(s) = (2\pi)^2 \left[\frac{2sT}{s^2 T^2 + (2m\pi)^2} + \frac{1}{s^2 T^2 + (2n\pi)^2} \right]$$

- параллельное соединение элементов в обоих звеньях

$$Y_{VII}(s) = (2\pi)^2 \cdot 2sT \cdot \left[\frac{1}{s^2T^2 + (2m\pi)^2} + \frac{1}{s^2T^2 + (2n\pi)^2} \right].$$

3-я группа соединений с обратной (отрицательной) связью (аналогов параллельным) с особенностями структуры, подобными предыдущей группе

$$Y_{VIII}(s) = (2\pi)^2 \left[\frac{1}{s^2T^2 + (2m\pi)^2} - \frac{1}{s^2T^2 + (2n\pi)^2} \right],$$

$$Y_{IX}(s) = (2\pi)^2 \left[\frac{1}{s^2T^2 + (2m\pi)^2} - \frac{2sT}{s^2T^2 + (2n\pi)^2} \right],$$

$$Y_X(s) = (2\pi)^2 \left[\frac{2sT}{s^2T^2 + (2m\pi)^2} - \frac{1}{s^2T^2 + (2n\pi)^2} \right],$$

$$Y_{XI}(s) = (2\pi)^2 \cdot 2sT \cdot \left[\frac{1}{s^2T^2 + (2m\pi)^2} - \frac{1}{s^2T^2 + (2n\pi)^2} \right].$$

Диагностика особенностей режимов и распознавание моделей нагружения агрегата возможны, если дополнительные колебания имеют устойчивый гармонический характер, а следовательно, их изображения по Лапласу содержат простые полюса $s = \pm im\Omega$ и $s = \pm in\Omega$. Как показано в [3], существует конечное число моделей систем, передаточные функции которых удовлетворяют этому условию. При квазистатическом воздействии силового домкрата

$$V(t) = V_0 \cdot \bar{I}(t), \text{ где } \bar{I}(t) \text{ – ступенчатая функция Хэвисайда,}$$

подобных моделей существует всего 11. Таким образом, проблема моделирования сводится к перебору **различных** особенностей или видов состояния систем привода и выбору в качестве расчетного худшего из вариантов.

Отличительной чертой постановки данной задачи является то, что через передаточные функции записываются варианты операторных изображений окружной скорости на основе общего правила дифференцирования $V(s) = V_0 s \cdot Y(s)$.

Сравнение удобно производить с ординарной системой, имеющей 2 степени свободы, передаточная функция которой

$$Y_1(s) = (2\pi)^4 \frac{1}{s^2T^2 + 4\pi^2 m^2} \cdot \frac{1}{s^2T^2 + 4\pi^2 n^2}$$

При параллельном соединении элементарных звеньев (по определению, данному в [4]) получаем

$$\frac{1}{sT - i \cdot 2\pi m} + \frac{1}{sT + i \cdot 2\pi m} = \frac{2s}{s^2T^2 + (2\pi m)^2}$$

или

$$\frac{1}{sT - i \cdot 2\pi n} + \frac{1}{sT + i \cdot 2\pi n} = \frac{2s}{s^2T^2 + (2\pi n)^2}$$

На этой основе вводятся следующие модели систем привода

$$Y_2(s) = (2\pi)^4 \cdot 2sT \cdot \frac{1}{s^2T^2 + (2\pi m)^2} \cdot \frac{1}{s^2T^2 + (2\pi n)^2};$$

$$Y_3(s) = (2\pi)^2 \cdot (2sT)^2 \cdot \frac{1}{s^2T^2 + (2\pi m)^2} \cdot \frac{1}{s^2T^2 + (2\pi n)^2}$$

Простое параллельное соединение подсистем приводит к новым вариантам в зависимости от знака связи

$$Y_{\frac{4}{8}}(s) = (2\pi)^2 \left[\frac{1}{s^2 T^2 + (2\pi m)^2} \pm \frac{1}{s^2 + (2\pi n)^2} \right]$$

Вводя дополнительно такие же соединения звеньев в подсистемах, получаем две новые группы моделей

$$Y_{\frac{5}{9}}(s) = (2\pi)^2 \left[\frac{1}{s^2 T^2 + (2\pi m)^2} \pm \frac{2sT}{s^2 T^2 + (2\pi n)^2} \right];$$

$$Y_{\frac{6}{10}}(s) = (2\pi)^2 \left[\frac{2sT}{s^2 T^2 + (2\pi m)^2} \pm \frac{1}{s^2 T^2 + (2\pi n)^2} \right];$$

$$Y_{\frac{7}{11}}(s) = (2\pi)^2 \cdot 2sT \cdot \left[\frac{1}{s^2 T^2 + (2\pi m)^2} \pm \frac{1}{s^2 + (2\pi n)^2} \right].$$

Таким образом, наряду с ординарным решением (рис.1)

$$V_1(t) = \frac{V_0}{m^2 n^2} \left[1 - \frac{1}{n^2 - m^2} (n^2 \cos m\Omega t - m^2 \cos n\Omega t) \right]$$

Получаем для сравнения совокупность моделей, проиллюстрированную наиболее интересными примерами на рис.4 при гармониках 2Ω и 3Ω [5,6].

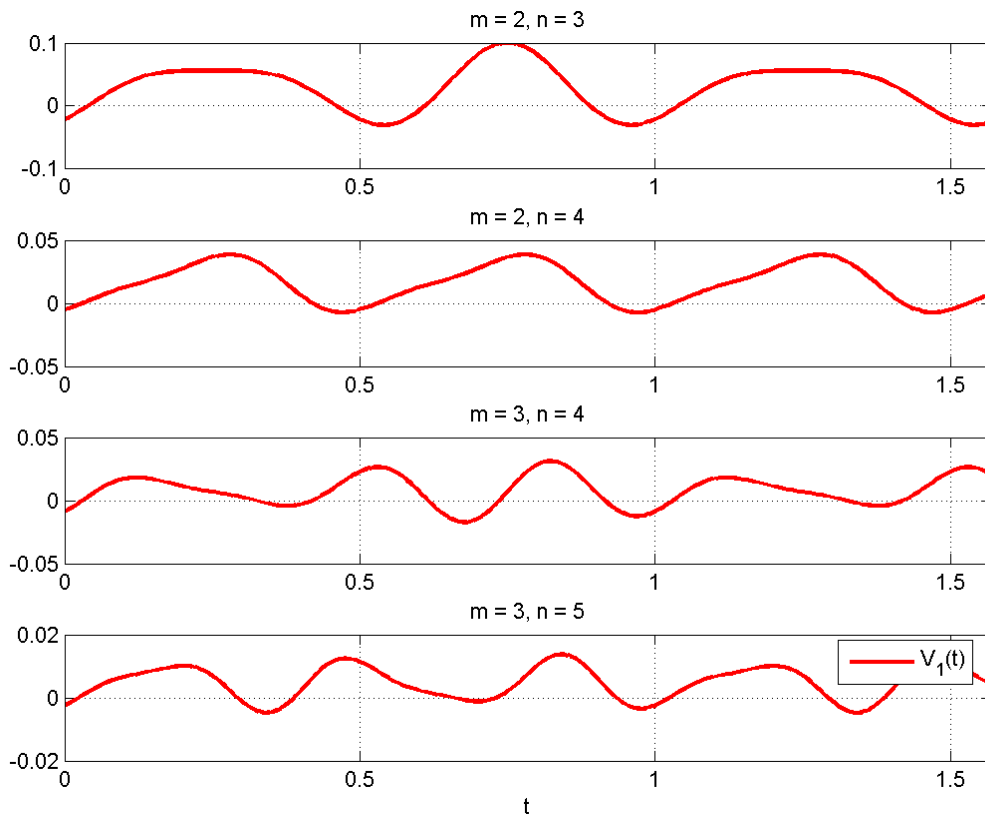
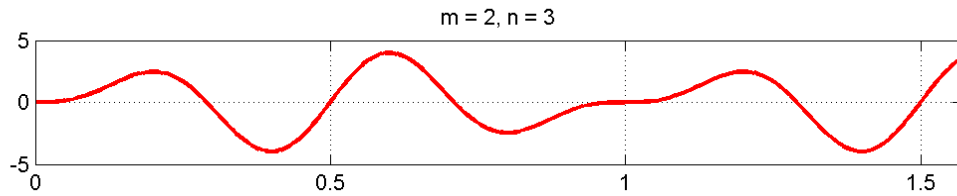


Рис. 3. Модели изменения окружной скорости на выходе основной динамической системы

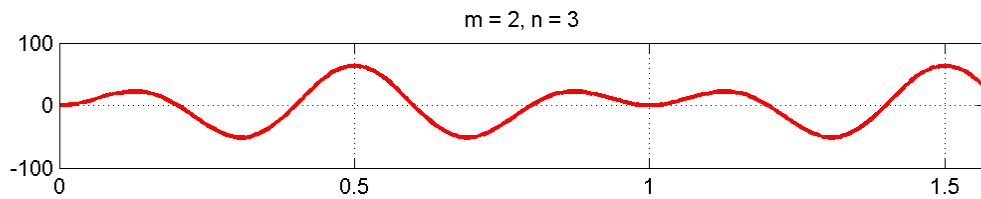
Изменение амплитудных значений окружной скорости в зависимости от состояния приводов достигает 3-х порядков, что доказывает чрезвычайную важность рассмотрения всей совокупности альтернативных моделей. Понятно, что прочностной расчет должен гарантировать работу привода

при модели №3 и, кроме того, значительный интерес представляют особенности состояния при моделях №6 и №7 [7].

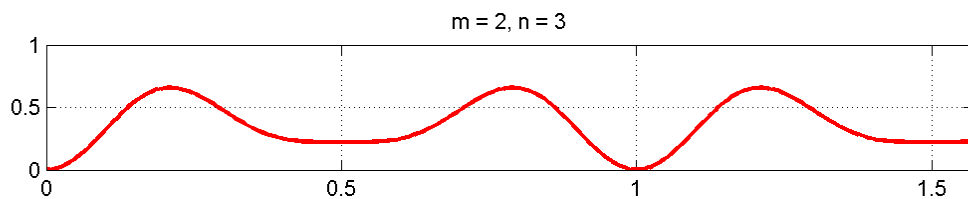
$V_2(t)$



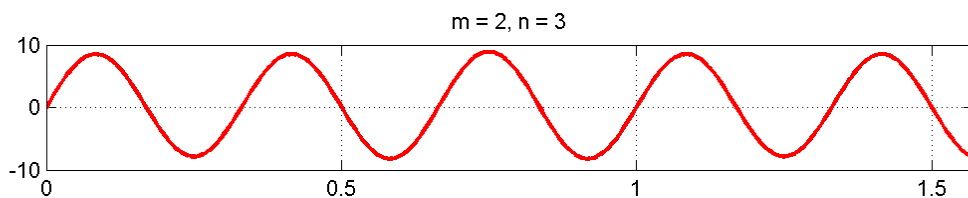
$V_3(t)$



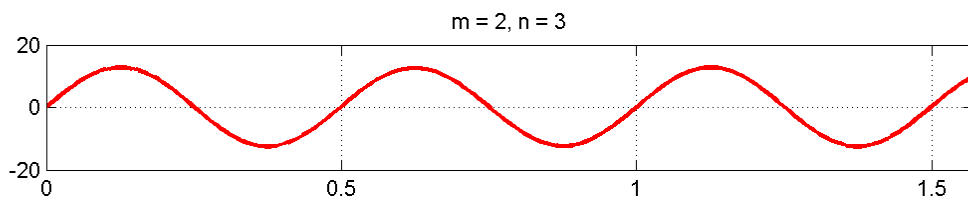
$V_4(t)$



$V_5(t)$



$V_6(t)$



$V_7(t)$

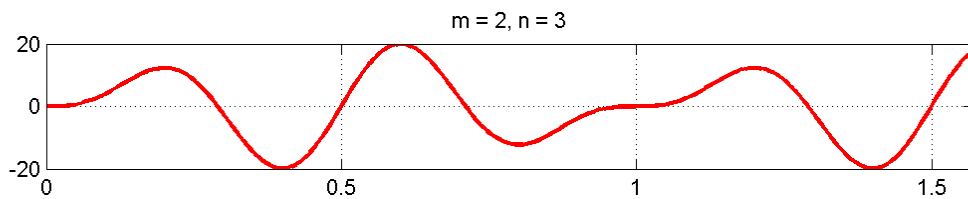


Рис. 4. Примеры возможных вариантов динамических процессов при наличии особенностей (дефектов) в приводе геохода

Напротив, при практическом анализе ряд моделей можно отфильтровать. Однако, чтобы избежать пропуска важных эффектов окончательное заключение делается по моделям проекций окружной скорости на координатные оси машины

$$V_x(t) = V(t) \cos \Omega t; \quad V_y(t) = V(t) \sin \Omega t$$

Здесь следует обратить внимание на то, что, по сути, происходит амплитудная модуляция, приводящая к изменению состава спектра – теперь он содержит гармоники $(m \pm 1)\Omega$ и $(n \pm 1)\Omega$. Это обстоятельство оказывает существенное влияние на трактовку результатов при различных способах измерения колебаний машин.

В качестве примера приведем уравнения координатных составляющих скорости колебаний при модели №3:

$$V_{3,x}(t) = \frac{8\pi^2 V_0}{n^2 - m^2} [\cos(m-1)\Omega t + \cos(m+1)\Omega t - \cos(n-1)\Omega t - \cos(n+1)\Omega t]$$

$$V_{3,y}(t) = \frac{8\pi^2 V_0}{n^2 - m^2} [\sin(m-1)\Omega t - \sin(m+1)\Omega t - \sin(n-1)\Omega t + \sin(n+1)\Omega t]$$

Для того, чтобы подчеркнуть эффект изменения частотного состава иллюстрации на рис. 5 даны при $m = 3; n = 5$.

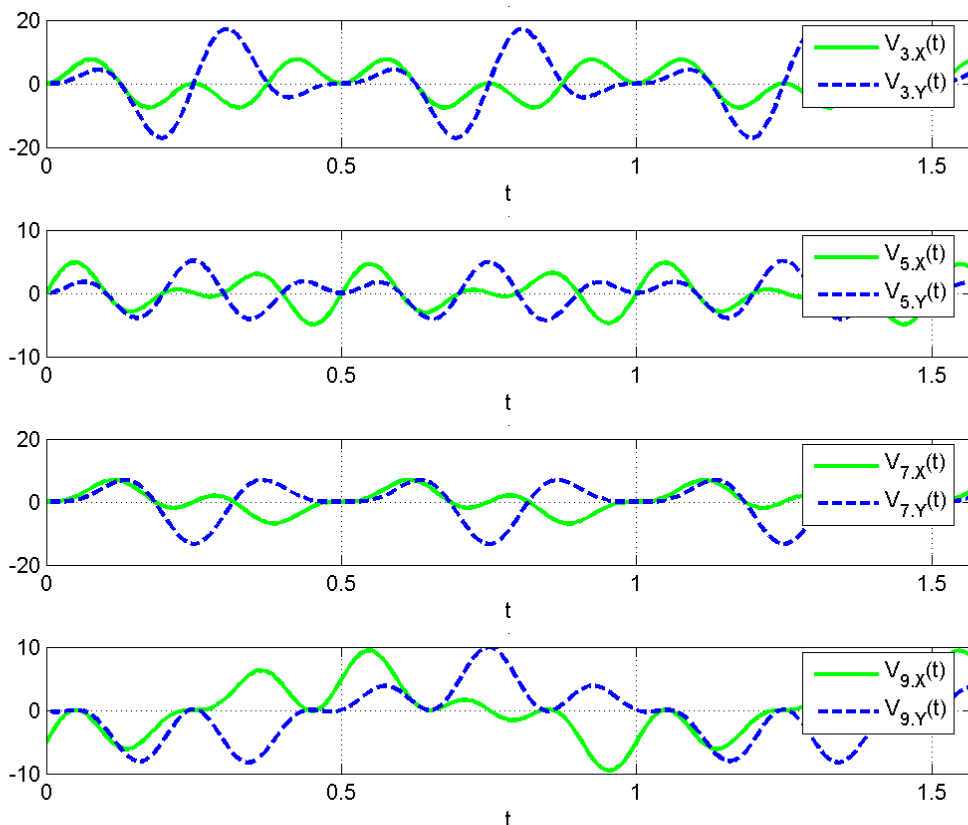


Рис. 5. Примеры вариантов динамических процессов, формирующихся на оси геохода

Представленный материал позволяет проиллюстрировать многообразие форм колебаний координатных составляющих скорости на оси машины. При наибольшей опасности модели №3 с позиций диагностики большой интерес могут представлять и другие особенности состояния привода.

Одно из основных утверждений заключается в том, что, используя полную группу моделей динамических систем, мы гарантируем представительность выбранных для последующих прочностных расчетов типов динамических процессов. Кроме того, разработанный способ позволяет заранее

получить правила проведения и трактовки результатов вибродиагностики без поиска аналогий для оригинальной по конструкции машины.

Литература.

1. Блащук М.Ю. Обоснование параметров трансмиссии геогодов с гидроприводом // автореф. дисер. к.т.н. Кузбасс. гос. техн. ун-т. – Кемерово, 2012. с. 19
2. Aksenov V. V. , Blashchuk M. Y. , Dubrovsky M. V. Estimation of torque variation of geohod transmission with hydraulic drive // Applied Mechanics and Materials. - 2013 - Vol. 379. - p. 11-15
3. Логов А.Б., Замараев Р.Ю. Математические модели диагностики уникальных объектов / Новосибирск, – Издательство СО РАН, 1999. – 228 с.
4. Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Садовец В.Ю., Тимофеев В.Ю., Бегляков В.Ю., Блащук М.Ю. Формирование требований к основным системам геогодов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) = Mining informational and analytical bulletin (scientific and technical journal). 2009. Т. 10. № 12. С. 107-118.
5. Аксенов В.В., Садовец В.Ю., Бегляков В.Ю. Влияние динамических процессов, формирующихся в рабочих режимах, на силовые параметры ножевого исполнительного органа // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) = Mining informational and analytical bulletin (scientific and technical journal). 2009. Т. 10. № 12. С. 91-106.
6. Садовец В.Ю. Обоснование конструктивных и силовых параметров ножевых исполнительных органов геогодов // автореф. дисер. к.т.н. Кузбасс. гос. техн. ун-т. – Кемерово, 2007. с. 17
7. Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Садовец В.Ю., Резанова Е.В. Формирование структурного портрета геогода // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2010. № 01. С. 35-41.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РОЛИКА ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПОЛЫМ ВАЛОМ ДЛЯ ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДА

*В.Ю. Тимофеев***, к.т.н., доц., м.н.с., В.В. Аксенов***, д.т.н., проф., в.н.с.,
Ю.И. Галямова*, студент*

**Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского
Томского политехнического университета*

652055, Кемеровская обл., г. Юрга, ул. Ленинградская, 26

***Институт угля Сибирского отделения наук Российской академии наук*

652050, г. Юрга, ул. Ленинградская 26, тел. (38-451) 6-26-83

E-mail: tv-ytitpu@mail.ru, 55vva42@mail.ru, galjam6669@mail.ru

На сегодняшний день совершенствование проходческой техники и повышение ее производительности основано на увеличении энерговооруженности проходческих комплексов. Создание напорных усилий на забой осуществляется за счет наращивания массы оборудования. Подобная тенденция приводит к ограничению области применения проходческих комбайнов и щитов по углам проводимых выработок, увеличению их металлоемкости и габаритных размеров. Поэтому создание альтернативных технологий проведения горных выработок и разработка высокоэффективных проходческих машин являются крайне необходимым.

Одним из перспективных направлений в решении проблемы проведения горизонтальных и наклонных выработок является геовинчестерная технология, базовым агрегатом которой является геогод – аппарат, движущийся в подземном пространстве с использованием геосреды. К геогодам нового поколения и их системам выработаны требования [1]. Основной системой геогода является его трансмиссия, так как именно трансмиссия создает необходимый вращающий момент и тяговое усилие на внешнем движителе, обеспечивает скоростные параметры его перемещения и напорное усилие на исполнительном органе. На основании этого разработаны требования к трансмиссии геогода нового поколения [2].

Одним из вариантов трансмиссии геогода является гидропривод [3]. Анализ применимости различных вариантов схемных решений гидропривода в трансмиссии геогода показал, что в настоящее время гидропривод не соответствует новым требованиям, предъявляемым к трансмиссии и приводу [4, 5], что создает предпосылки для применения механической передачи в трансмиссии геогода нового поколения [6].

Применение механических передач, традиционно используемых в трансмиссиях горных машин (зубчатые эвольвентные, червячные, планетарные), затруднено в виду того, что при необходи-