

С.П. Ереско, В.Г. Жубрин

Сибирский государственный аэрокосмический университет
имени академика М.Ф. Решетнева, Красноярск, Россия

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ НА НАДЕЖНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА¹

Приведены результаты исследования на математической модели динамических характеристик гидромеханического привода. В качестве объекта исследований принят привод вращения рабочего оборудования мобильной строительной бурильной машины. Цель работы – оценка динамической нагруженности привода и повышение его надежности за счет введения дополнительных предохранительных устройств. Основные задачи: динамический анализ существующего привода на математической модели; разработка предложений по установке дополнительных предохранительных устройств; анализ модернизированного привода и выбор параметров предохранительных устройств. Привод вращения рабочего органа представляет собой сложную разветвленную систему, для которой непрерывное чередование процессов разгона и торможения является нормальным эксплуатационным режимом. Главным передающим и предохранительным элементом привода является дисковая фрикционная муфта. В зависимости от ее рабочего состояния привод моделируется двумя двухмассовыми системами, в процессе замыкания дисков муфты и их относительного проскальзывания, и трехмассовой системой при полной блокировке дисков. Грунт, разрабатываемый буром, не является сплошной средой, а имеет сложный фракционный состав, различную влажность и температуру. Сопротивляемость грунта разрушению в настоящее время определяется эмпирическими зависимостями, не позволяющими оценить динамику процесса бурения. Для описания внешнего момента сопротивления на буре были использованы реальные осциллограммы, полученные при исследовании процесса бурения на стендах и при испытании машин в натуральных условиях. На основе динамического анализа привода установлены вероятные причины отказов карданных валов, главной из которых являются высокочастотные крутильные колебания первого карданного вала. Вторая причина – инерционность фрикционной муфты (процесс торможения) и наличие пиковых нагрузок в момент ее включения (процесс разгона). Для ликвидации первой причины отказов привода предложена установка упругой муфты в качестве дополнительного демпфирующего элемента. Это позволило в 1,5 раза снизить частоту колебаний при неизменном уровне нагрузок. Для устранения второй причины предложено в 2,5 раза увеличить время включения фрикционной муфты за счет введения в гидросистему замыкания муфты дроссельных клапанов.

Ключевые слова: гидромеханический привод, карданный вал, фрикционная муфта, упругая муфта, крутильные колебания.

¹ Результаты получены при выполнении госзадания Министерства образования и науки РФ № 9.447.2014/к.

S.P. Eresko, V.G. Zhubrin

Siberian State Aerospace University named
after academician M.F. Reshetnev, Krasnoyarsk, Russian Federation

ASSESSING THE IMPACT OF TORSIONAL VIBRATIONS OF THE RELIABILITY ELEMENTS HYDROMECHANICAL DRIVE

The results of research on the mathematical model of the dynamic nature of hydro-stick drive. As the object of research adopted the drive rotation of the mobile construction equipment drilling machine. Purpose – to estimate the dynamic loading of the drive and improve its reliability by introducing additional safety devices. The main objectives: a dynamic analysis of the existing drive on a mathematical model; development of proposals for the installation of additional safety devices; Analysis of the upgraded drive and a choice of parameters of safety devices. The drive rotation of the body is a complex branched system, for which a continuous alternation of acceleration and deceleration is the normal operating mode. The main transmitter and the safety element is a disk drive clutch. Depending on its operating status of the drive is simulated by two dual-mass systems in the process of closure of clutch plates and their relative slippage and trehmassovoy system at full lock discs. The soil developed drill, not a continuous medium, and has a complex fractional composition, different humidity and temperature. Resistance to soil degradation is being driven by empirical correlations do not allow to assess the dynamics of the drilling process. To describe the external moment of resistance at the storm were used actual waveform obtained in the study of the drilling process in the stands and in the test cars in-situ conditions. On the basis of the dynamic analysis of the drive installed probable causes of failures of cardan shafts, the main of which are high-frequency torsional oscillations of the first propeller shaft. The second reason – the inertia of the clutch (braking process) and the peak at the time of its inclusion (acceleration process). To overcome the first cause drive failures suggested installing a flexible coupling as an additional damping element. It is possible to reduce by half the oscillation frequency at the unchanged level-Aligned loads. To resolve the second cause was proposed to increase by 2,5 times while turning clutch due to the introduction of the clutch hydraulic circuit Drosselnyh valves.

Keywords: hydro drive, driveshaft, clutch, elastic sleeve, torsional vibrations.

Крутильные колебания упруго-массовых систем относятся к тем опасным динамическим нагрузкам, которые могут приводить к аварийным повреждениям валов, редукторов, упругих муфт и других элементов механических и гидромеханических приводов машин [1–3]. И не случайно требования по обязательному расчетно-экспериментальному мониторингу этого негативного явления содержатся в правилах всех классификационных обществ в судостроении.

В данной работе в качестве объекта исследования выбран гидромеханический привод рабочего оборудования бурильной машины, показанный на схеме (рис. 1). Привод включает двигатель 1, раздаточную коробку 5, два карданных вала 4, 6 и фрикционную муфту с механизмом замыкания 7. Замыкание муфты производит гидроцилиндр. Муфта играет роль передающего и предохранительного звена.

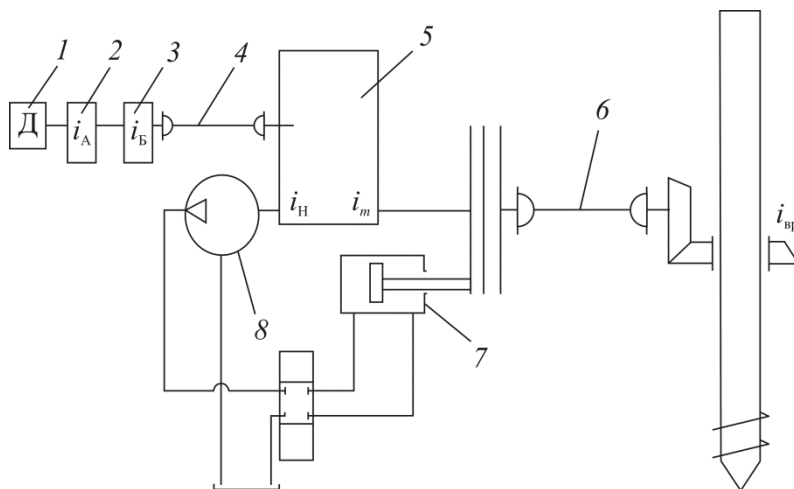


Рис. 1. Схема гидромеханического привода: 1 – двигатель; 2 – раздаточная коробка двигателя; 3 – коробка отбора мощности; 4 – промежуточный карданный вал; 5 – раздаточная коробка бурового оборудования; 6 – карданный вал вращателя рабочего оборудования; 7 – фрикционная муфта с гидроцилиндром механизма замыкания; 8 – гидронасос привода механизма замыкания

Цель работы – оценка динамической нагруженности привода и повышение его надежности за счет введения дополнительных предохранительных устройств.

Основные задачи:

1. Динамический анализ существующего привода на математической модели.
2. Разработка предложений по установке дополнительных предохранительных устройств.
3. Динамический анализ модернизированного привода и выбор параметров предохранительных устройств.

Расчетная динамическая схема привода представлена на рис. 2.

Процесс бурения разделен на два периода: промежуток времени, на протяжении которого происходит буксование муфты, и бурение при полной блокировке муфты.

Исходя из точности постановки задачи и возможности ее реализации приняты следующие допущения: в режиме буксования муфты трансмиссия заменена двумя двухмассовыми системами, сосредоточенные массы в которых соединены упругими элементами; в режиме полной блокировки муфты трансмиссия заменена трехмассовой системой с упругими связями; нарастание крутящего момента в муфте происходит равномерно от 0 до $m\alpha$ по прямопропорциональной зависи-

мости от времени [4]; коэффициент трения муфты в процессе разгона и торможения не изменяется. Момент сопротивления на буровой штанге формировался на основании экспериментальных исследований реальных буровых машин [5–8].

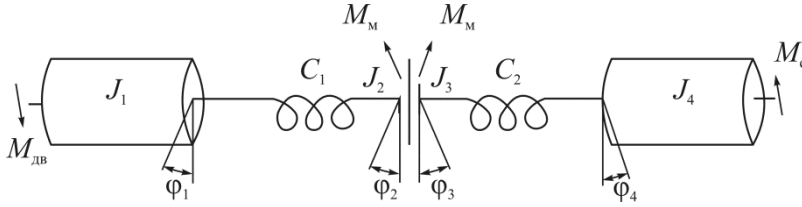


Рис. 2. Расчетная динамическая схема привода: $M_{дв}$ – приведенный к первому кардану момент двигателя; M_M – момент на фрикционной муфте; M_c – приведенный ко второму кардану момент сопротивления на буровой штанге; J_1 – приведенный момент инерции двигателя и первого кардана; J_2 – приведенный момент инерции элементов привода от кардана до муфты; J_3 – приведенный момент инерции второго кардана и ведомой части муфты; J_4 – приведенный момент инерции буровой штанги; $\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4$ – углы поворота начального и конечного сечений карданных валов; C_1, C_2 – жесткости карданных валов

Ниже приведена математическая модель, соответствующая расчетной динамической схеме:

$$J_1 \ddot{\phi}_1 = M_{дв}^{np} - C_1 (\phi_1 - \phi_2) - f_k (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2);$$

при $\dot{\phi}_2 / i_M \neq \dot{\phi}_3$

$$J_2 \ddot{\phi}_2 = C_1 (\phi_1 - \phi_2) + f_k (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - M_M^{np} - M_H^{np};$$

$$J_3 \ddot{\phi}_3 = M_M - C_2 (\phi_3 - \phi_4);$$

при $C_2 (\phi_3 - \phi_4) < M_{Mmax}$ и $\dot{\phi}_2 / i_M = \dot{\phi}_3$

$$(J_2 + J_3 / i_M) \ddot{\phi}_2 = C_1 (\phi_1 - \phi_2) + f_k (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - C_2 (\phi_3 - \phi_4) / i_M - M_H^{np},$$

$$J_4 \dot{\phi}_4 = -C_2 (\phi_3 - \phi_4) - M_c^{np};$$

$$M_M = \mu R_{cp} i P_M K_t(t), \quad 0 \leq t \leq t_o, \quad 0 < K_t(t) \leq 1,$$

где μ – коэффициент трения; R_{cp} – средний радиус трущихся поверхностей; i – количество трущихся поверхностей; P_M – прижимная сила;

t_o – время включения муфты; $K_t(t)$ – коэффициент, зависящий от настройки системы управления муфты.

Математическая модель двигателя внутреннего сгорания хорошо представлена в современной технической литературе [1, 8, 9].

Реализация модели методами, изложенными в работах [10, 11], позволила сделать несколько выводов, два из которых иллюстрируются графиками (рис. 3, 4).

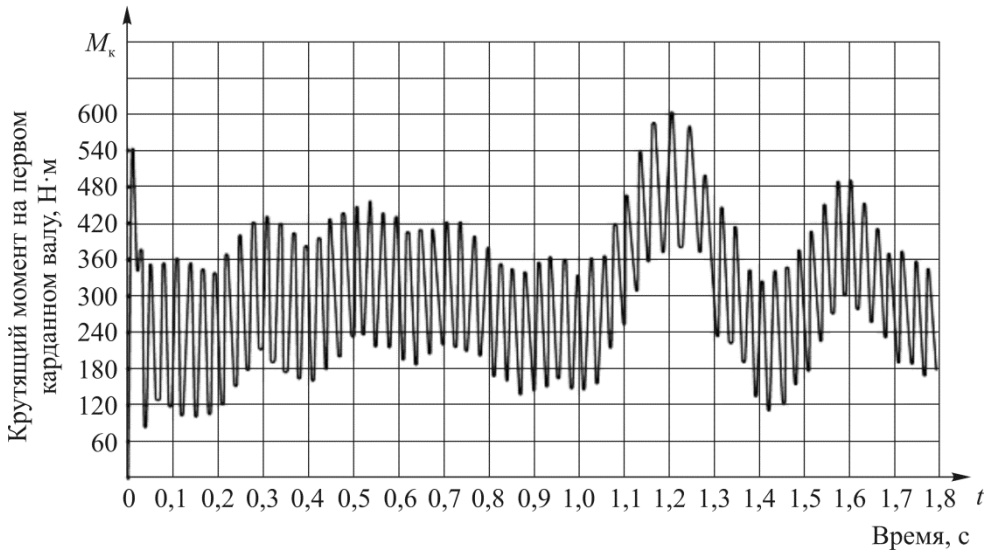


Рис. 3. Крутильные колебания первого карданного вала

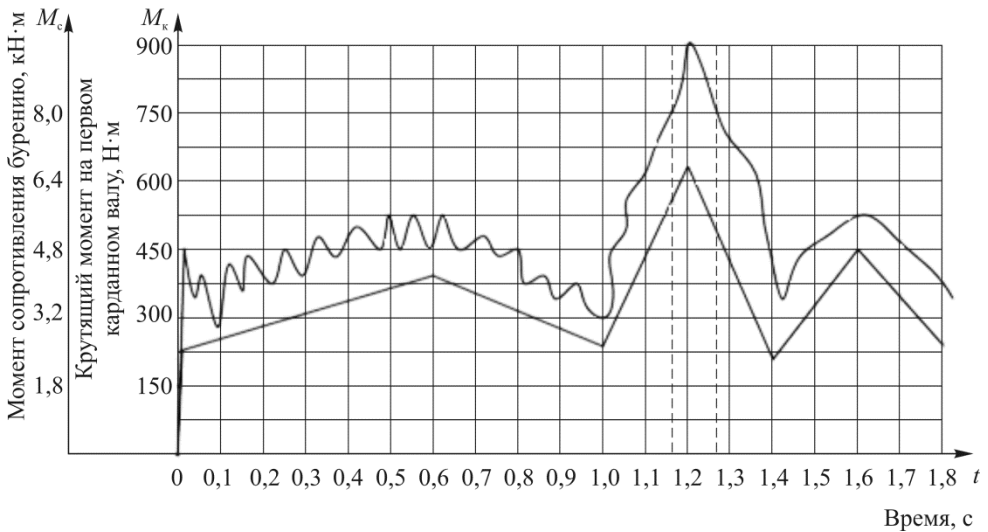


Рис. 4. Временная зависимость момента сопротивления и крутящего момента на втором кардане

В процессе выполнения рабочих операций наблюдаются интенсивные крутильные колебания первого карданного вала (см. рис. 3), что является следствием его малой крутильной жесткости и отсутствия эффективных демпфирующих элементов. Малое время включения муфты (0,01 с) приводит к значительным динамическим нагрузкам в трансмиссии машины (промежуток времени 1,1–1,3 с). Угловая скорость достигает 0,018 рад, а крутящий момент – 600 Н·м, что в 1,5 раза превышает допустимые нормы.

Изменение крутящего момента на втором кардане показано на графике (см. рис. 4). Также на рис. 4 приведен график внешних нагрузок, т.е. момента сопротивления бурению. Максимальный крутящий момент, реализуемый муфтой, составляет 820 Н·м. Резкое возрастание внешнего сопротивления (например, при упоре в препятствие) вызывает пробуксовку муфты, т.е. проскальзывание ее дисков относительно друг друга. В этом состоит ее предохранительная функция. Однако инерционность системы допускает перегрузки в короткий период времени, что видно из графика.

Таким образом, повышение надежности привода требует введения дополнительных демпфирующих устройств и правильного подбора параметров фрикционной муфты. Как указывалось выше, причиной отказов элементов трансмиссии могут служить высокочастотные крутильные колебания карданного вала (рис. 1, поз. 4) [3, 12]. Средством защиты от резонансных крутильных колебаний, возникающих в механизме, служат упругие муфты. Эти муфты характеризуются наличием упругого элемента, за счет деформации которого осуществляется взаимное перемещение деталей муфты.

При работе упругих муфт всегда имеют место потери энергии на трение (внутреннее и внешнее), сопровождающее деформацию упругих элементов. Иными словами, упругие муфты обладают свойством деформирования или способностью необратимо поглощать механическую энергию.

В представленной работе рассматривается возможность ввода в систему «карданный вал – раздаточная коробка» втулочно-пальцевой упругой муфты, изготавливаемой по нормали машиностроения МН2096-64, которая представлена на рис. 5 [4].

Во фланце полумуфты 1 коническими хвостовиками укрепляются пальцы 2, на которые одеваются упругие резиновые втулки. Упругие втулки входят в отверстия, расположенные во фланце полумуфты 4.

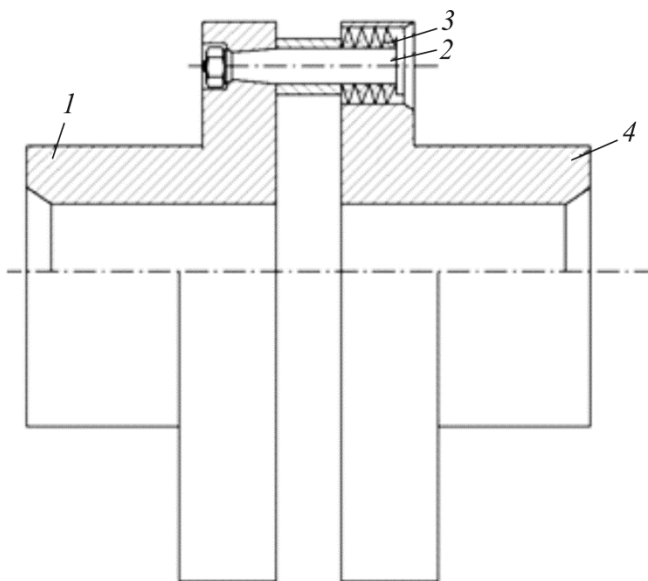


Рис. 5. Схема упругой втулочно-пальцевой муфты

При составлении расчетной схемы приняты допущения, приведенные ранее. Расчетная динамическая схема трансмиссии бурово-крановой машины с упругой муфтой изображена на рис. 6.

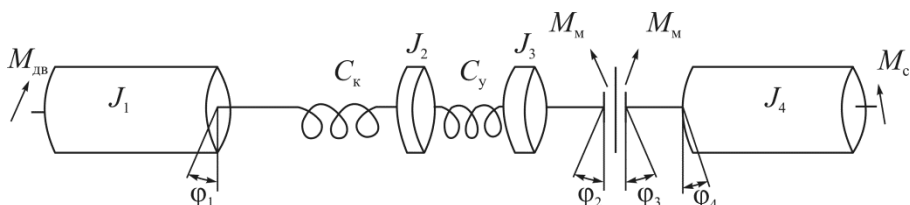


Рис. 6. Расчетная динамическая схема привода с упругой муфтой

Обозначения на рис. 6:

J_1 – приведенный к первому кардану (см. рис. 1, поз. 4) момент инерции двигателя;

J_2 – приведенный к первому кардану момент инерции кардана и упругой полумуфты;

J_3 – приведенный к упругой муфте момент инерции второй полумуфты, раздаточной коробки, гидронасоса и ведущей части фрикциона;

J_4 – приведенный к ведомой части фрикциона момент инерции второго кардана (рис. 1, поз. 6) и буровой штанги;

$M_{дв}$ – момент, развиваемый двигателем;

M_c – момент сил сопротивления бурению;

C_k – жесткость первого кардана;

C_y – жесткость упругой муфты;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – углы поворота приведенных масс.

Систему дифференциальных уравнений, описывающую колебания динамической модели, изображенной на рис. 6, можно представить следующим образом:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_{дв}^{np} - C_k (\varphi_1 - \varphi_2) - f_k (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2);$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = C_k (\varphi_1 - \varphi_2) + f_k (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - C_y (\varphi_2 - \varphi_3) + f_y (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3);$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 = C_y (\varphi_2 - \varphi_3) + f_y (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - M_n^{np} - M_m^{np};$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 = M_n^{np} - M_c^{np},$$

где f_k – коэффициент, учитывающий трение в шарнирах; f_y – коэффициент, учитывающий действие эквивалентного демпфирующего момента.

Остальные обозначения приведены ранее.

Введение в трансмиссию бурильно-крановой машины упругой муфты не вносит изменений в систему управления фрикционной муфтой. В начале режима разгона наблюдается интенсивное проскальзывание дисков муфты до момента выравнивания угловых скоростей ведомой и ведущей частей. Малое время нарастания момента, реализуемого фрикционной муфтой, до максимальной величины приводит к значительному росту динамических нагрузок на упругой муфте и первом карданном валу. Скручивающий момент на этих элементах трансмиссии достигает уровня 720 Н·м. Угловая деформация карданного вала составляет 0,025 рад, а упругой муфты – 0,148 рад.

На графике (рис. 7) представлена картина изменения деформаций и крутящих моментов на первом карданном валу ($M_k, \varphi_1 - \varphi_2$) и упругой муфте ($M_y, \varphi_2 - \varphi_3$), а также зависимость момента сил сопротивления бурению от времени процесса бурения.

Наличие демпфирующего элемента в приводе способствует довольно быстрому снижению уровня колебаний нагрузки на карданном валу и упругой муфте. Через 0,5 с после включения муфты начинается режим установившегося вращения, который характеризуется незначительными колебаниями крутящего момента около уровня 300 Н·м.

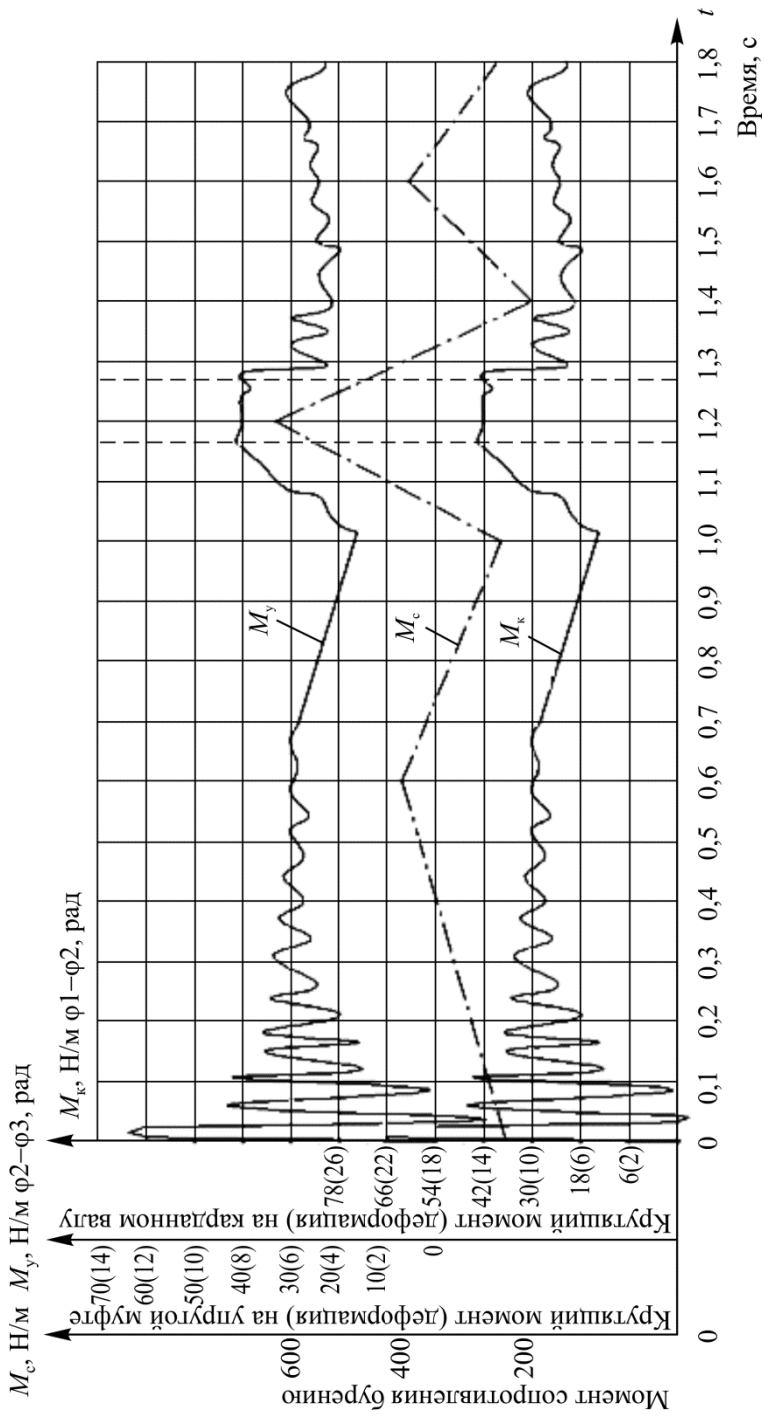


Рис. 7. Расчетная динамическая схема трансмиссии бурильно-крановой машины с упругой муфтой

Для сравнительной оценки нагруженных состояний карданного вала с введением упругой муфты и без нее построен график (рис. 8), на котором показан характер изменения крутящего момента на карданном валу в обоих случаях.

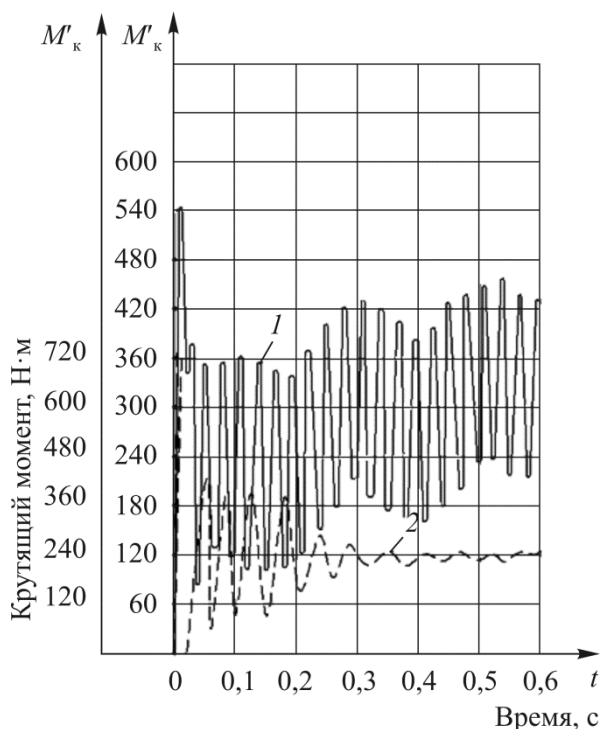


Рис. 8. Изменение крутящего момента на карданном валу с упругой муфтой M'' (- - - -) и без нее M' (-----)

Из графика видна очевидность преимущества введения упругой муфты в трансмиссию машины. При исследованиях без упругой муфты наблюдались интенсивные высокочастотные колебания около средней величины 300 Н·м, которые продолжались в течение всего процесса бурения.

Введение упругой муфты позволило избавиться от опасных с точки зрения преждевременных разрушений высокочастотных колебаний. Причем уровень динамических нагрузок остался практически на том же уровне (300 Н·м), что и в ранее исследованном случае.

В момент последующей пробуксовки муфты момент сопротивления бурению становится выше нагрузки на карданный вал (до 480 Н·м). Однако это повышение носит плавный, неколебательный

характер (см. рис. 6), что также является значительным преимуществом предложенной системы.

В ходе исследований было рассмотрена возможность снижения динамических нагрузок, действующих на привод вращения, в момент включения фрикционной муфты.

Увеличение времени включения фрикционной муфты (t_o), которое определяется системой управления, с 0,01 до 0,05 с приводит к снижению крутящего момента, действующего на первый карданный вал, почти вдвое.

При $t_o = 0,01$ с $M_k = 750$ Н·м.

При $t_o = 0,05$ с $M_k = 400$ Н·м.

Способы увеличения времени включения фрикционной муфты с гидравлической системой управления достаточно известны. В частности, предложено ввести в гидросистему дроссельные клапаны, уменьшающие впускное отверстие после выборки зазоров в муфте [13].

Выводы

Полученные результаты исследований динамики привода вращения бурильно-крановой машины на математических моделях позволяют сформулировать следующие выводы:

1. В процессе бурения наблюдаются интенсивные высокочастотные крутильные колебания карданного вала, соединяющего коробку отбора мощности двигателя и раздаточную коробку, которые могут служить причиной усталостного разрушения элементов трансмиссии.

2. Введение в трансмиссию упругой муфты позволяет исключить высокочастотный характер изменения крутящего момента благодаря демпфирующим свойствам муфты. Максимальный уровень динамических нагрузок остается равным 300 Н·м. Частота колебаний снижается с 30 до 20 Гц.

3. Малая величина времени включения фрикционной муфты ($t_o = 0,01 \dots 0,02$ с) приводит к значительным динамическим перегрузкам в трансмиссии. Крутящий момент на первом карданном валу за первые 0,02 с достигает уровня 540 Н·м, что в 1,5 раза превышает момент в установившемся режиме бурения.

4. Увеличение времени включения фрикционной муфты до 0,05 с позволяет снизить уровень динамических нагрузок почти вдвое.

5. Рекомендуемая жесткость упругой муфты должна быть не менее 5,0 кН·м/рад.

Список литературы

1. Барский И.В., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. – М.: Машиностроение, 1973. – 123 с.
2. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.
3. Пестриков В.М., Морозов Е.М. Механика разрушения: курс лекций. – СПб.: Профессия, 2012. – 552 с.
4. Поляков В.С., Барбаш Д.Б., Ряховский О.А. Справочник по муфтам – Л.: Машиностроение, 1979. – 343 с.
5. Бордовский Г.А., Кондратьев А.С., Чоудери А.Д. Физические основы математического моделирования: учеб. пособие. – М.: Академия, 2005. – 320 с.
6. Разработка сезонно-мерзлых грунтов Восточной Сибири траншейными экскаваторами: монография / С.И. Васильев [и др.]. – Красноярск: ИПК СФУ, 2010. – 140 с.
7. Васильев С.И., Ереско С.П. Исследование процесса резания грунтов с гравийно-галечниковыми включениями роторными рабочими органами // Системы. Методы. Технологии. – 2010. – № 4 (8). – Братск: Изд-во БрГУ, 2010. – С. 145–153.
8. Ереско С.П., Жубрин В.Г., Шустов В.Л. Разработка и исследование математической модели гидропривода бурильной машины // Строительные и дорожные машины. – 2009. – № 3. – С. 37–41.
9. Багиров Д.Д., Златопольский А.В. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 85 с.
10. Боглаев Ю.П. Вычислительная математика и программирование: учеб. пособие для втузов. – М.: Высшая школа, 1990. – 544 с.
11. Охорзин В.А. Компьютерное моделирование в системе MachCad: учеб. пособие. – М.: Финансы и статистика, 2006. – 144 с.
12. Гоберман Р.А. Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 463 с.
13. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 671 с.
14. Стеблецов В.Г. Моделирование и основы автоматизированного проектирования приводов. – М.: Машиностроение, 1989. – 224 с.
15. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник. – 2-е изд., испр. И доп. – Минск: Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.

References

1. Barskii I.V., Anilovich V.Ia., Kut'kov G.M. Dinamika traktora [The dynamics of the tractor]. Moscow: Mashinostroenie, 1973. 123 p.
2. Komarov M.S. Dinamika mekhanizmov i mashin [The dynamics of mechanisms and machines]. Moscow: Mashinostroenie, 1969. 296 p.
3. Pestrikov V.M., Morozov E.M. Mekhanika razrusheniia [Fracture Mechanics]. Saint-Petersburg: Professiiia, 2012. 552 p.
4. Poliakov V.S., Barbash D.B., Riakhovskii O.A. Spravochnik po muftam [Manual couplings]. Leningrad: Mashinostroenie, 1979. 343 p.
5. Bordovskii G.A., Kondrat'ev A.S., Chouderi A.D.. Fizicheskie osnovy matematicheskogo modelirovaniia [Physical bases mathematic modeling: training. Allowance]. Moscow: Akademiia, 2005. 320 p.
6. Vasil'ev S.I. [et al.] Razrabotka sezonno-merzlykh gruntov Vostochnoi Sibiri transheinyimi ekskavatorami [Development of seasonally frozen ground in Eastern Siberia trench excavators]. Krasnoiarsk: IPK SFU, 2010. 140 p.
7. Vasil'ev S.I., Eresko S.P. Issledovanie protsessa rezaniia gruntov s graviino-galechnikovymi vklucheniiami rotornymi rabochimi organami [Investigation of the process of cutting the soil with gravel and pebble inclusions rotary working bodies]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2010, no. 4 (8), pp. 145-153.
8. Eresko S.P., Zhubrin V.G., Shustov V.L. Razrabotka i issledovanie matemati-cheskoi modeli gidroprivoda buril'noi mashiny [Development and research of mathematical model of hydraulic drive drilling machine]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*, 2009, no. 3, pp. 37-41.
9. Bagirov D.D., Zlatopol'skii A.V. Dvigateli vnutrennego sgoraniia stroitel'nykh i dorozhnykh mashin [Internal combustion engines of construction and road machines]. Moscow: Mashinostroenie, 1974. 85 p.
10. Boglaev Iu.P. Vychislitel'naia matematika i programmirovaniie [Computational Mathematics and Programming: a manual for the WTU-call]. Moscow: Vysshiaia shkola, 1990. 544 p.
11. Okhorzin V.A. Komp'iuternoe modelirovaniie v sisteme MachCad [Computer simulation system MachCad]. Moscow: Finansy i statistika, 2006. 144 p.
12. Goberman R.A. Osnovy teorii, rascheta i proektirovaniia stroitel'nykh i dorozhnykh mashin [Fundamentals of the theory, calculation and design of building and road machines]. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 463 p.

13. Bashta T.M.. Mashinostroitel'naia gidravlika [Engineering Hydraulics]. Moscow: Mashinostroenie, 1971. 671 p.

14. Stebletsov V.G. Modelirovanie i osnovy avtomatizirovannogo proektirovaniia privodov [Modeling and computer-aided design basics drives]. Moscow: Mashinostroenie, 1989. 224 p.

15. Tarasik V.P. Matematicheskoe modelirovanie tekhnicheskikh system [Mathematical modeling of technical systems]: Minsk: Dizain PRO, 2004. 640 p.

Получено 19.05.2015

Об авторах

Ереско Сергей Павлович (Красноярск, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры «Основы конструирования машин» Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. Имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: eresko07@mail.ru).

Жубрин Владимир Георгиевич (Красноярск, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин» Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М.Ф. Решетнева (660014, г. Красноярск, пр. имени газеты «Красноярский рабочий», 31, e-mail: v2551439@gmail.com).

About the authors

Sergei P. Eresko (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Fundamentals of Machine Design, Siberian State Aerospace University named after academician M.F. Reshetnev (31, av. Name Krasnoyarsky rabochy newspaper, Krasnoyarsk, 660014, Russian Federation, e-mail: eresko07@mail.ru).

Vladimir G. Zhubrin (Krasnoyarsk, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Fundamentals of Machine Design, Siberian State Aerospace University named after academician M.F. Reshetnev (31, av. Name Krasnoyarsky rabochy newspaper, Krasnoyarsk, 660014, Russian Federation, e-mail: v2551439@gmail.com).