

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ УПРАВЛЕНИИ ПОВОРОТОМ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

С.В. Абдулов^{1,2}, В.Б. Держанский², И.А. Тараторкин^{2,3},
А.И. Тараторкин^{3,4}, А.А. Волков^{2,3}

¹ОАО «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган, Россия,

²Курганский государственный университет, г. Курган, Россия,

³Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург, Россия,

⁴ООО «КАТЕ», г. Москва, Россия

Предметом исследования является управляемое движение гусеничной машины с дискретными свойствами механизма управления поворотом. Целью работы является совершенствование качества переходных процессов при регулировании угловой скорости поворота гусеничной машины. В статье приводится обоснование необходимости совершенствования качества переходных процессов при управлении поворотом гусеничной машины для повышения ее быстроходности. Динамика управляемого движения исследуется на основе имитационного моделирования системы дифференциальных уравнений по трем обобщенным координатам. На основе сравнительного анализа результатов имитационного моделирования и экспериментального исследования динамики управляемого движения установлено, что быстроходность ограничивается перерегулированием реакции машины на управляющее воздействие, колебательностью переходного процесса и недостаточной интенсивностью его затухания. Решение задачи повышения быстроходности осуществляется на основе реализации современного информационного подхода – создания автоматизированной системы стабилизации траектории движения машины, реализующей идею перераспределения силового управляющего воздействия (Input Shaper). Исследованием установлено, что применительно к рассматриваемому объекту управления наилучшие результаты демонстрирует алгоритм нулевой вибрации (Zero Vibration Shaper (ZV-Shaper)), который позволяет минимизировать предельное перерегулирование, а переходный процесс становится близким к апериодическому. Качество процесса управления определяется стабильностью собственной частоты системы, на которую настроен предлагаемый Input Shaper. В связи с этим целесообразно в систему управления введение контура мониторинга и идентификации собственной частоты. Результаты исследования создают предпосылки повышения быстроходности машины, в том числе на грунтах с низкими сцепными свойствами.

Ключевые слова: управление, поворот, быстроходность, переходные процессы, перерегулирование, моделирование, остаточные вибрации.

Введение. Одним из основных эксплуатационных свойств быстроходных гусеничных машин является быстроходность, оцениваемая скоростными качествами. Повышение удельной мощности машин до 25 кВт/т, совершенствование трансмиссий, систем управления движением и информационного обеспечения способствует росту потенциальных скоростных качеств современных гусеничных машин. Однако реализация потенциальных скоростных качеств ограничивается рядом динамических явлений, характеризующих управляемость при прямолинейном движении и в процессе поворота, особенно при роботизации машины.

Суровые условия эксплуатации машин, ограниченная возможность организации сервисного обслуживания, недостаточная надежность электронных устройств и гидрообъемных передач, а также ограничение стоимости системы управления поворотом приводят к различным предложениям создания простых механизмов поворота и систем управления. Эти системы имеют преимущества по весовым и объемным показателям, простоте, стоимости, степени конструкторского и технологического совершенства элементов конструкции. К таким системам управления относятся механизмы поворота с дискретными свойствами, которыми оснащены многие ранее разработанные машины, а также современная перспективная транспортная машина ТМ-140, предназначенная для суровых условий эксплуатации Арктики [1].

Расчет и конструирование

При движении по дорогам с малодеформируемым основанием (асфальт, бетон, мерзлый грунт), с ограниченными сцепными свойствами и интенсивным изменением кривизны, качества машин, оснащенных системой управления поворотом (СУП) с дискретными свойствами, ограничены и не превышают 36...38 км/ч. Это объясняется невозможностью плавного регулирования кривизны траектории, углового ускорения, компенсации отклонения траектории. При этом интенсивность управляющей деятельности водителя – число включений СУП (подруливаний) на километр пути возрастает в 6...9 раз, достигая 96. В связи с этим компенсирующее управление водителя эффективно при скорости, меньшей 36–38 км/ч, а при дистанционном управлении роботизированными комплексами на базе этих машин средняя скорость движения не превышает 5 км/ч. Это определяет актуальность повышения быстроходности гусеничных машин.

Целью работы является совершенствование качества переходных процессов при регулировании угловой скорости поворота гусеничных машин.

Разработка математической модели и результаты численного моделирования. Степень реализации потенциальных скоростных качеств гусеничной машины определяется динамическими свойствами при входе в поворот (реакцией на рывок штурвала). Для гусеничных машин со ступенчатым механизмом поворота, обеспечивающим дискретное регулирование направления движения, угловая скорость ω претерпевает разрыв второго рода, а её производная $\dot{\omega}$ является дельта-функцией $\delta(t)$, т. е. по абсолютному значению она может изменяться в неограниченном интервале. Однако из экспериментальных данных следует, что в упруго-инерционной механической системе движитель-трансмиссия, включающей сдвигающиеся фрикционные элементы и взаимодействующей с грунтом с буксованием, значения производной $\dot{\omega}$ изменяется непрерывно в конечных, хотя и значительных пределах. Даже при ограниченном отклонении угловой скорости до 0,1 рад/с с частотой 2,5 Гц (вследствие увода и колебательных процессов в силовом блоке) угловые ускорения достигают 0,6 рад/с², а при циклическом включении механизма на затяжных поворотах – до 1,3 рад/с², а боковые ускорения до 10 ... 12 м/с² [2]. При движении на малодеформируемых грунтах не удастся обеспечить стабилизацию траектории движения. Указанные особенности нелинейной системы управления с дискретными свойствами состоят в том, что при движении по дорогам с интенсивным изменением кривизны точность траектории достигается периодическим включением и выключением тормоза поворота [3, 4], т. е. управление является импульсным. Для обоснования путей совершенствования качества переходных процессов моделируется динамика поворота гусеничной машины на платформе LMS Amesim [5]. Математическая модель плоскопараллельного управляемого движения гусеничной машины как сплошного твердого тела описывается первыми двумя дифференциальными уравнениями системы (1). Третье уравнение позволяет учесть упруго-инерционные свойства динамической ветви системы от двигателя до ведущих колес машины.

$$\begin{cases} m\ddot{y} + \frac{\dot{y}}{v} \sum K_{s_i} - \left[mV + \frac{1}{v} \sum K_{s_i} l_i \right] \dot{\varphi}_{tv} = 0 \\ J_z \ddot{\varphi}_{tv} + \frac{\dot{\varphi}_{tv}}{v} \sum K_{s_i} l_i^2 + \frac{\dot{y}}{v} \sum K_{s_i} l_i + C_{tor} [\varphi_{tv} - \varphi_{ice}] = 0 \\ J_{ice} \ddot{\varphi}_{ice} + C_{tor} [\varphi_{ice} - \varphi_{tv}] = M_{turn} \end{cases} \quad (1)$$

где $y, \dot{y}, \ddot{y}, \varphi_{tv}, \dot{\varphi}_{tv}, \ddot{\varphi}_{tv}, \varphi_{ice}, \dot{\varphi}_{ice}, \ddot{\varphi}_{ice}$ – обобщенные координаты и их соответствующие производные (при боковом движении машины, вращательном движении корпуса машины относительно вертикальной оси и вращательном движении коленчатого вала ДВС, приведенного к угловой координате корпуса машины); m – масса машины; J_z – момент инерции корпуса машины относительно вертикальной оси; J_{ice} – момент инерции двигателя, приведенный к угловой координате корпуса машины; K_{s_i} – коэффициент сопротивления боковому уводу осей гусеничной машины; C_{tor} – крутильная жесткость трансмиссии (грузовых валов), приведенная к угловой координате корпуса машины.

Величину приведенной жесткости C_{tor} можно рассматривать как композицию составляющих: деформации соединительных валов; рабочих ветвей гусениц; элементов блока подвески опорных катков, а также вытяжкой провисающих на поддерживающих катках верхних ветвей гусениц [6]. В данной работе приведенная жесткость рассматривается как линеаризованная. При повороте гусеничной машины значения приведенной жесткости и приведенного момента инерции двигателя зависят от передаточного числа коробки передач (номера включенной передачи).

Переходные процессы определены при движении с постоянной скоростью для машины с параметрами: масса машины $m = 11556$ кг; момент инерции вокруг вертикальной оси $J_z = 48200$ кг·м²; коэффициент сопротивления уводу $K_{Si} = 60$ кН/рад; сумма продольных координат осей опорных катков относительно центра масс $\sum l_i = 1,412$ м и сумма их квадратов $\sum (l_i)^2 = 7,06$ м². Приведенная жесткость трансмиссии $C_{tor} = 84000$ Н·м/рад. Приведенный момент инерции двигателя определяется с учетом передаточного отношения между обобщенными координатами двигателя (третье уравнение) и корпуса машины во вращательном движении (второе уравнение), а также особенности кинематики механизма поворота машины. Для рассматриваемой машины приведенный момент инерции J_{ice} варьируется от 6148 до 359589 кг·м². Значение поворачивающего момента задавались в виде ступенчатой функции, имитирующей вход машины в поворот, при этом максимальное значение принималось равным 0,9 от максимально возможного по условиям движения, определяемого коэффициентом сопротивления повороту.

Из результатов моделирования следует, что параметры переходной функции существенно зависят от скорости движения. Переходный процесс сопровождается колебаниями, начиная с третьей передачи (5,6 м/с). Интенсивность затухания определяется демпфирующими свойствами грунта. Заброс реакции на высших передачах достигает 50 %, что требует ограничение скорости движения по условиям безопасности.

Обоснование алгоритма выбора параметров перераспределения силового управляющего сигнала. Из приведенных результатов следует, что дискретные свойства системы управления поворотом ограничивают быстроходность машин из-за колебательности переходных процессов и существенного заброса реакции при входе в поворот. В технике эти явления принято характеризовать эффектом «Бонанца» (*Bonanza effect*) [7, 8], который наблюдается в процессе управления механическими системами транспортных машин. В общем случае возникающие колебания ограничивают быстроходность машин, воспринимаются водителем как тревожные, увеличивают нагрузку на элементы конструкции и ухудшают уровень комфортабельности. Разрабатываемыми мероприятиями амплитуды этих колебаний необходимо сократить отстройкой по частоте, т. е. максимальные амплитуды будут сдвинуты на частотах, которые не являются критическими для данной машины. Кинетическая энергия колебательного процесса зависит от квадрата момента M и обратно пропорциональна удвоенному значению приведенной жесткости C . Увеличение жесткости приводит к снижению кинетической энергии колебаний из-за создаваемого системой управления поворотом импульса крутящего момента. Это приводит к более высокой эффективности демпфирования при прочих равных условиях, но является, как правило, нереализуемым по конструктивным, компоновочным или технологическим соображениям. При неизменных конструктивных параметрах машины в качестве альтернативы импульс, который вызывает колебания при приложении крутящего момента, может быть изменен, чтобы предотвратить или уменьшить образование свободных колебаний. Процедура может быть объяснена с помощью практического примера, описанного R. Fischer [9].

Представляется, что наиболее эффективным способом ограничения колебаний является синтез и введение в блок управления тормоза поворота Input Shappers. Основная идея этих формирователей заключается в формировании управляющего сигнала путём свёртки задающего управляющего воздействия с последовательностью импульсов в виде дельта-функции Дирака. Алгоритм работы Shapper-формирователя основан на перераспределении во времени силового воздействия на объект управления при сохранении неизменной величины суммарного воздействия. За счет относительного увеличения времени перехода системы из одного состояния в другое обеспечивается компенсация возникающих колебаний, а сдвиг управляющего воздействия на долю периода вычисленных колебаний объекта управления обеспечивает в идеальном случае полное их подавление. При этом задающий сигнал принимается таким, чтобы суммарное воздействие на систему осталось неизменным:

$$\sum_{i=1}^n A_i = 1, \quad (2)$$

где n – количество импульсов; A_i – амплитуда i -го импульса.

Основным параметром, определяющим качество работы shaping-алгоритма, является степень подавления колебаний. Оценку подавления целесообразно производить в виде отношения амплитуды остаточных колебаний в системе, в которой входной сигнал был сформирован shaping-фильтром, к амплитуде остаточных колебаний, которые возникли бы в той же системе без преобразования входного сигнала. Степень подавления колебаний определяется следующими выражениями [10]:

$$\begin{cases} V(\omega, \varepsilon) = e^{-\varepsilon\omega t_n} \sqrt{C^2 + D^2} \\ C(\omega, \varepsilon) = \sum_{i=1}^n A_i e^{-\varepsilon\omega t_i} \cos(\omega t_i \sqrt{1 - \varepsilon^2}), \\ D(\omega, \varepsilon) = \sum_{i=1}^n A_i e^{-\varepsilon\omega t_i} \sin(\omega t_i \sqrt{1 - \varepsilon^2}) \end{cases} \quad (3)$$

где ω – частота колебаний; ε – коэффициент демпфирования; t_i – время i -го импульса.

Параметры shaping-фильтра A_i и t_i получают путем решения уравнений (2) и (3), задаваясь максимально допустимым уровнем колебаний $V(\omega, \varepsilon)_{max}$. При этом значения ω и ε обычно выбирают равными естественной частоте и коэффициенту демпфирования объекта управления, которые могут быть определены по математической модели или по результатам экспериментальных исследований. Необходимо учитывать, что реальные объекты управления (в частности рассматриваемая в статье система управления поворотом гусеничной машиной) являются нелинейными, что приводит к вариациям указанных параметров. Таким образом, возникает задача формирования такого входного сигнала, при котором в системе будет обеспечена *робастность* по отношению к неопределенности частоты возникающих колебаний (собственной частоты) и коэффициента демпфирования объекта управления. Одним из путей решения этой задачи является введение дополнительного условия:

$$\frac{\partial}{\partial \omega} (e^{-\varepsilon\omega t_n} \sqrt{C^2 + D^2}) = 0. \quad (4)$$

Равенство нулю частной производной выражения (4) по частоте позволяет увеличить диапазон частот, в котором обеспечивается желаемая степень подавления колебаний, и тем самым добиться приемлемой работы Input Shaper даже при значительной ошибке в определении собственной частоты объекта управления [10, 11].

Другим важным свойством, характеризующим качество работы Input Shapers, является *быстродействие*, которое определяется временем последнего импульса t_n . Поэтому при расчете алгоритма обычно вводится условие минимизации t_n . При этом следует вводить ограничения на амплитуду импульсов, поскольку минимизация времени может приводить к необходимости формирования импульсов с бесконечной амплитудой. Выполнение приведенных условий определяется динамикой исследуемого объекта и выбором вида Shaper-алгоритма.

Shaping-алгоритмы нашли широкое распространение в различных промышленных приложениях [12], что позволило значительно повысить производительность различных устройств: подъемных кранов [12–14], координатно-измерительных машин [15, 16], спутниковых систем [17], фрезерных станков [18], приводов дисководов [19] и других. В вышеприведенных работах приводятся типы Shaper-формирователей, зависимости по определению их параметров, оценка эффективности для различных промышленных приложений и рекомендации по применению.

Оценка эффективности результатов исследования. Основным параметром, по которому выбирается тип алгоритма, является собственная частота системы. Для рассматриваемого объекта значение частоты определяется номером включенной передачи. В связи с этим выполнена оценка возможности использования одного алгоритма управления поворотом гусеничной машины для всех передач. На рис. 1 показана оценка эффективности подавления колебаний при применении различных Shaper-алгоритмов. Из приведенных данных следует, что в диапазоне собственных частот 1,7...3,95 (при настройке Shaper-формирователя на частоту, соответствующую пятой – прямой передаче) удовлетворительный результат достигается при настройке системы управления в соответствии с ZVDDD – Shaper-алгоритмом. В этом случае уровень остаточных вибраций в исследуемом диапазоне частот не превышает 10 % от амплитуды остаточных колебаний, которые возникают в этой же системе без преобразования входного сигнала.

Однако в этом случае не обеспечивается требуемое быстродействие системы управле-

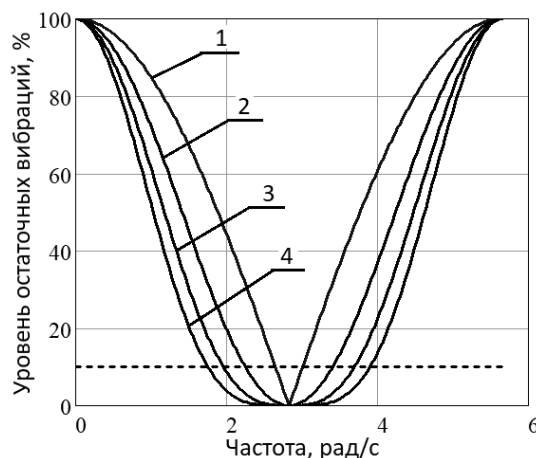


Рис. 1. Оценка эффективности подавления колебаний различными Input Shaper: 1 – ZV-Shaper; 2 – ZVD-Shaper; 3 – ZVDD – Shaper; 4 – ZVDDD-Shaper

ния поворотом машины, так как длительность переходного процесса возрастает в четыре раза (рис. 2) и достигает 5 с. При этом применение наиболее простых ZV, ZVD-Shaper обеспечивает удовлетворительное быстродействие (установившийся уровень угловой скорости достигается за 1,5 ... 2,0 с по сравнению с 1,1 с для варианта без применения Input Shaper) при настройке на одну частоту. При этом не обеспечивается требуемый уровень робастности (рис. 3). Из рис. 3 следует, что при эффективном гашении колебаний на пятой передаче (ZV-Shaper настроен частоту 0,45 Гц – соответствует собственной частоте на 5-й, «прямой» передаче) степень подавления колебаний на остальных передачах неудовлетворительная. Близкие по качеству результаты обеспечивают Shaper, работающие по негативному алгоритму – UM-ZV Shaper и др.

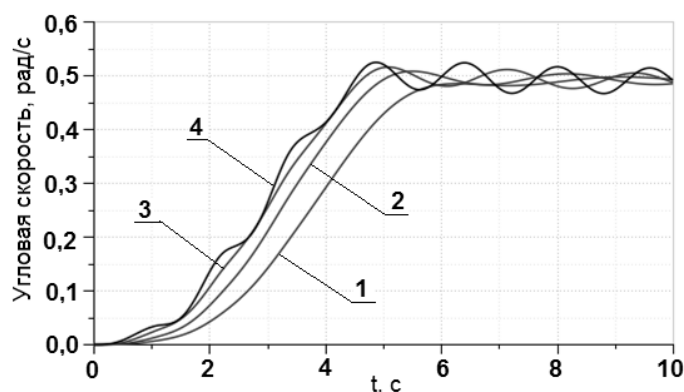


Рис. 2. Оценка быстродействия системы с ZVDDD-Input Shaper:
1 – 3-я передача; 2 – 4-я передача; 3 – 5-я передача; 4 – 6-я передача

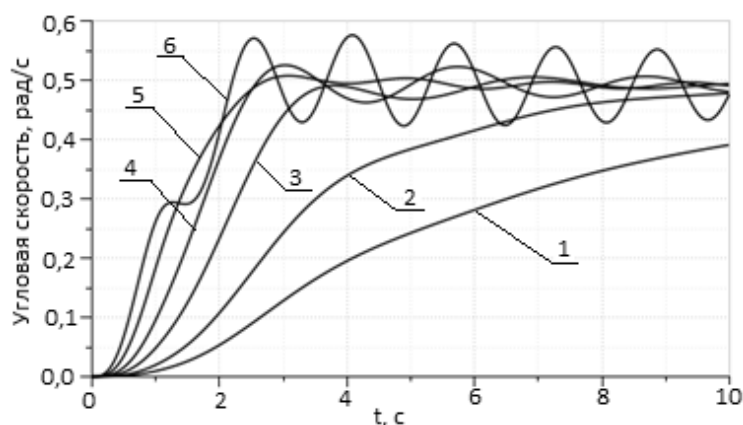


Рис. 3. Оценка качества ZV-Shaper по быстродействию и робастности:
1, 2, 3, 4, 5, 6 – номер включенной передачи в КП

При этом применение негативных алгоритмов ограничивается скоростью изменения управляющего (силового) воздействия. Данные алгоритмы с заданной отрицательной амплитудой – specified-negative-amplitude (SNA) при значении отношения амплитуд двух соседних импульсов в диапазоне от 0,5 до 2 позволяют найти компромисс между требованием увеличения быстродействия алгоритма и уменьшения мощности привода управления. Применительно к исследуемому процессу поворота гусеничной машины ограничение обусловлено невозможностью быстрого создания тормозного усилия на забегающем борту машины вследствие необходимости смены рабочей и свободной ветвей в гусеничном обводе. Учет данного обстоятельства не позволяет использовать данные алгоритмы применительно к объекту исследования в процессе управления поворотом.

На основе проведенных исследований можно сделать вывод, что Input Shaper могут применяться в системе управления поворотом гусеничной машины. Существенное влияние на параметры переходного процесса в рассматриваемой системе может оказывать вариация собственной частоты системы на отдельных передачах в КП. Это может быть вызвано как нелинейностью системы, так и изменением массы машины при различной степени использования грузоподъем-

Расчет и конструирование

ности, запаса топлива, температуры шин опорных катков, приводящей к значительному изменению коэффициента сопротивления уводу и др.

Сравнивая различные Input Shaper можно сделать вывод, что наилучший эффект по быстродействию достигается применением алгоритмов ZV и ZVD, либо алгоритмов с импульсами различных знаков UM-ZV, но при этом ухудшается свойство робастности. Учитывая, что ключевым свойством системы управления поворотом гусеничной машины является быстродействие, то предпочтительным является применение ZV-Shaper с введением в систему управления контура мониторинга и идентификации собственной частоты. Применение данного Input Shaper позволяет минимизировать предельное перерегулирование до 5 %, а переходной процесс становится близким к апериодическому, в том числе при движении с большой скоростью на грунтах с низкими сцепными свойствами.

Ограничения. Исследования выполнены на основе анализа линейной модели динамической системы. Приведенная жесткость C_{tor} в реальной системе является существенно нелинейной и асимметричной, что может возбуждать параметрические колебания [20]. Кроме того, целесообразно учитывать продольное смещение полюса поворота машины и нелинейность коэффициента сопротивления боковому уводу K_{st} . С учетом приведенного выше, сходимость результатов экспериментального исследования и моделирования может быть повышена.

Заключение. В результате моделирования и экспериментального исследования динамики управляемого движения гусеничной машины с дискретными свойствами системы управления поворотом установлено, что степень реализации потенциальных скоростных качеств ограничивается качеством реакции на рывок штурвала (на единичное управляющее воздействие).

Для достижения требуемого качества управления переходными процессами при повороте гусеничной машины целесообразно применение Input Shaper в системе управления, обеспечивающего оптимальное соотношение между противоречивыми свойствами быстродействия, степенью подавления колебаний и робастностью.

При движении на дорогах с ограниченными сцепными свойствами скоростные качества могут быть повышены введением в блок управления тормозом поворота ZV Shaper, обеспечивающего предотвращение возбуждения колебаний, при забросе реакции, не превышающей 5 %.

Работа выполняется по Президентской программе поддержки молодых ученых (Грант МК-5809.2018.8), а также при частичном финансировании в рамках государственного задания ИМАШ УрО РАН № 0391-2014-007.

Литература

1. Проект концепции устойчивого развития Арктической зоны РФ. – М.: Минрегион, 2005.
2. Taratorkin, A. Experimental Determination of Kinematic and Power Parameters at the Tracked Vehicle Turning / A. Taratorkin, V. Derzhanskii, I. Taratorkin // *Procedia Engineering*. – 2016. – Vol. 136. – P. 1368–1377. DOI 10.1016/j.proeng.2016.07.331
3. Kondakov, S.V. Models of the turn resistance for high – speed caterpillar vehicles / S.V. Kondakov, D.V. Kharlapanov, E.I. Vansovich // *Russian Engineering Research*. – 2016. – Т. 36. – № 1. – P. 1–5.
4. Кондаков, С.В. Достоверность моделей описания сопротивления повороту быстроходной гусеничной машины / Д.В. Харлапанов, Е.И. Вансович // *Вестник машиностроения*. – 2015. – № 10. – С. 3–7.
5. LMS Imagine.Lab Модельно-ориентированный подход проектирования мехатронных систем. – https://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru/products/lms/imagine-lab/amesim.
6. Derzhanskii, V. Stabilization of linear motion of the tracked vehicle / V. Derzhanskii, I. Taratorkin // *SAE Technical Papers*. – 2013. – Vol. 9.
7. Jurgens, G. Vergleich verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen. Abkoppeln von Drehschwingungen bei Kfz – und Industriegetrieben / G. Jurgens, R. Fischer. – Dusseldorf: VDI-Berichte, 1988. – Vol. 697. – 233 p.
8. Schspf, H.-J. Optimierung der Komforteigenschaften des Triebstrangs von Mercedes-Benz Fahrzeugen mit Schaltgetriebe / H.-J. Schspf, G. Jurgens, R. Fischer. – 1989. – ATZ 91. – P. 568–575.
9. *The Automotive Transmission Book* / R. Fischer, F. Küçükay, G. Jürgens et al. – Springer International Publishing Switzerland, 2015. – 355 p. DOI 10.1007/978-3-319-05263-2

10. Singer, N.C. *Preshaping Command Inputs to Reduce System Vibration* / N.C. Singer, W.P. Seering // *J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. – 1990. – Vol. 112. – Iss. 1. – P. 76–82. DOI: 10.1115/1.2894142
11. Reik, W. *Good Vibrations – Bad Vibrations* / W. Reik, A. Fidlin, R. Seebacher // *VDI Conference Vibrations in Drives*. – Leonberg, 2009.
12. Sorensen, K.L. *Operational performance enhancement of human operated flexible systems* / K.L. Sorensen. – Georgia Institute of Technology, 2008. – 239 p.
13. Sorensen, K.L. *A controller enabling precise positioning and sway reduction in bridge and gantry cranes* / K.L. Sorensen, W.E. Singhose, S. Dickerson // *Control Engineering Practice*. – 2007. – Vol. 15. – P. 825–837. DOI: 10.1016/j.conengprac.2006.03.005
14. *Shaping-алгоритмы подавления колебаний объектов управления* / А.П. Кузнецов, А.В. Марков, А.С. Шмарловский, Т.В. Гаврилик // *Доклады БГУИР информатики и радиоэлектроники*. – 2011. – № 6 (60). – С. 5–11.
15. Seth, N. *Vibration Control of a Coordinate Measuring Machine* / N. Seth, K. Rattan, R. Brandstetter // *Proceeding of the IEEE Conf. on Control Applications*. – USA, Dayton, Ohio, 1993. – P. 368–373.
16. Jones, S.D. *An Approach to Control Input Shaping With Application to Coordinate Measuring Machines* / S.D. Jones, A.G. Ulsoy // *J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. – 1999. – Vol. 121, Iss. 2. – P. 242–247. DOI: 10.1115/1.2802461
17. Singhose, W.E. *Vibration Reduction Using Multi-Hump Input Shapers* / W.E. Singhose, L.J. Porter, T.D. Tuttle, N.C. Singer // *J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. – 1997. – Vol. 119. – Iss. 2. – P. 320–326. DOI: 10.1115/1.2801257
18. *Command Shaping for Micro-Mills and CNC Controllers* / J. Fortgang, W. Singhose, J.J. Marquez, J. Perez // *American Control Conf.* – Portland, OR, 2005. – P. 4531–4536.
19. Singhose, W.E. *Time-Optimal Negative Input Shapers* / W.E. Singhose, W.P. Seering, N.C. Singer // *J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. – 1997. – Vol. 119. – Iss. 2. – P. 198–205. DOI: 10.1115/1.2801233
20. Taratorkin, A. *Decrease in dynamic loading of transmission elements of the vehicle* / A. Taratorkin, V. Derzhanskii, I. Taratorkin // *Lecture Notes in Electrical Engineering*. – 2013. – Vol. 198. – Iss. 10. – P. 495–504.

Абдулов Сергей Владимирович, кандидат технических наук, главный конструктор ОАО «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган; доцент кафедры гусеничных машин и прикладной механики, Курганский государственный университет, г. Курган, sincora2004@mail.ru.

Держанский Виктор Борисович, доктор технических наук, заведующий кафедрой гусеничных машин и прикладной механики, Курганский государственный университет, г. Курган, dnb_47@mail.ru.

Тараторкин Игорь Александрович, доктор технических наук, главный научный сотрудник, заведующий отделом механики транспортных машин, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург; профессор кафедры гусеничных машин и прикладной механики, Курганский государственный университет, г. Курган, ig_tar@mail.ru.

Тараторкин Александр Игоревич, кандидат технических наук, научный сотрудник, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург; ведущий инженер, ООО «КАТЕ», г. Москва, alexander_tar@mail.ru.

Волков Александр Александрович, инженер отдела механики транспортных машин, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург; аспирант кафедры гусеничных машин и прикладной механики, Курганский государственный университет, г. Курган, al_volkov14@mail.ru.

Поступила в редакцию 17 апреля 2018 г.

IMPROVING THE QUALITY OF TRANSIENTS IN THE CONTROL OF A HIGH-SPEED TRACKED VEHICLE

S.V. Abdulov^{1,2}, sincopa2004@mail.ru,

V.B. Derzhanskii², dvb_47@mail.ru,

I.A. Taratorkin^{2,3}, ig_tar@mail.ru,

A.I. Taratorkin^{3,4}, alexander_tar@mail.ru,

A.A. Volkov^{2,3}, al_volkov14@mail.ru

¹OJSC "Special Design Bureau of Mechanical Engineering", Kurgan, Russian Federation,

²Kurgan State University, Kurgan, Russian Federation,

³Institute of Mechanical Engineering UB RAS, Ekaterinburg, Russian Federation,

⁴Ltd "KATE", Moscow, Russian Federation

The study focuses on the controlled motion of a tracked vehicle with discrete properties of a steering control mechanism. The research aims to improve the quality of transient processes when adjusting the angular speed of a tracked vehicle. The article substantiates the need to improve the quality of transients in steering control of a tracked vehicle in order to increase its speed. The research of controlled motion dynamics is a simulation-based study of a system of differential equations with respect to three generalized coordinates. Basing on a comparative analysis of the simulation results and experimental data of the controlled motion dynamics, it was established that the specific speed is limited by the overshoot of machine response to the control action, the transient oscillation, and the insufficient intensity of its damping. The problem of increasing speed was solved by implementing a modern information approach, i.e. creation of an automated system for stabilizing the machine trajectory that redistributes the power control effect (Input Shaper). It was found that the Zero Vibration Shaper (ZV-Shaper) algorithm works best for the control object under consideration. It minimizes the limiting overshoot, and the transient becomes similar to a periodic. The quality of the control process is determined by the stability of the natural frequency of the system to which the proposed Input Shaper is tuned. Thus, it is advisable to introduce a circuit of monitoring and natural frequency identification into the control system. The research results suggest increasing the specific speed of a vehicle, including on soils of low coupling properties.

Keywords: control, steering, specific speed, transients, overshoot, simulation, residual vibrations.

References

1. *Proekt kontseptsii ustoychivogo razvitiya Arkticheskoy zony Rossiyskoy Federatsii* [The Draft Concept of Sustainable Development of the Arctic Zone of the Russian Federation]. Moscow, *Minregion Publ.*, 2005. (in Russ.)
2. Taratorkin A., Derzhanskii V., Taratorkin I. Experimental Determination of Kinematic and Power Parameters at the Tracked Vehicle Turning. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 136, pp. 1368–1377. DOI 10.1016/j.proeng.2016.07.331
3. Kondakov S.V., Kharlapanov D.V., Vansovich E.I. Models of the Turn Resistance for High – Speed Caterpillar Vehicles. *Russian Engineering Research*, 2016, vol. 36, no. 1, pp. 1–5.
4. Kondakov S.V., Kharlapanov D.V., Vansovich E.I. [Reliability of Models Describing the Resistance of the Turn of a High-Speed Tracked Vehicle]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2015, no. 10, pp. 3–7. (in Russ.)
5. *LMS Imagine.Lab Model'no-orientirovanniy podhod proektirovaniya mekhatronnyh sistem* [LMS Imagine.Lab Model – Oriented Approach to Mechatronic Systems Design]. Available at: https://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru/products/lms/imagine-lab/amesim (accessed 17.04.2018).
6. Derzhanskii V., Taratorkin I. Stabilisation of Linear Motion of the Tracked Vehicle. *SAE Technical Papers*, 2013, vol. 9. DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-2363>

7. Jurgens G., Fischer R. Vergleich Verschiedener Systeme zur Verringerung von Triebstrangschwingungen. *Abkoppeln von Drehschwingungen bei Kfz – und Industriegetrieben*. VDI-Berichte, Düsseldorf, 1988, vol. 697, 233 p.
8. Schspf H.-J., Jurgens G., Fischer R. Optimierung der Komfoteigenschaften des Triebstrangs von Mercedes-Benz Fahrzeugen mit Schaltgetriebe. *Automobiltechnische Zeitschrift* 91, 1989, pp. 568–575.
9. Fischer R., Küçükay F., Jürgens G., Najork R., Pollak B. *The Automotive Transmission Book*. Springer International Publishing Switzerland, 2015. 355 p. DOI 10.1007/978-3-319-05263-2
10. Singer N.C., Seering W.P. Reshaping Command Inputs to Reduce System Vibration. *J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 1990, vol. 112, iss. 1, pp. 76–82. DOI: 10.1115/1.2894142
11. Reik W., Fidlin A., Seebacher R. Good Vibrations – Bad Vibrations. *VDI Conference Vibrations in Drives*, 2009.
12. Sorensen K.L. *Operational Performance Enhancement of Human Operated Flexible Systems*. Georgia Institute of Technology, 2008. 239 p.
13. Sorensen K.L., Singhose W.E., Dickerson S. A Controller Enabling Precise Positioning and Sway Reduction in Bridge and Gantry Cranes. *Control Engineering Practice*, 2007, vol. 15, pp. 825–837. DOI: 10.1016/j.conengprac.2006.03.005
14. Kuznetsov A.P., Markov A.V., Shmarlouski A.S., Gavrilik T.V. [Shaping Algorithms Enabling to Reduce Vibration of Control Objects] *Doklady BGUIR informatiki i radioelektroniki*, 2011, no. 6 (60), pp. 5–12.
15. Seth N., Rattan K., Brandstetter R. Vibration Control of a Coordinate Measuring Machine. *Proceeding of the IEEE Conf. on Control Applications*. USA, Dayton, Ohio, 1993, pp. 368–373.
16. Jones S.D., Ulsoy A.G. An Approach to Control Input Shaping With Application to Coordinate Measuring Machines. *J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 1999, vol. 121, iss. 2, pp. 242–247. DOI: 10.1115/1.2802461
17. Singhose W.E., Porter L.J., Tuttle T.D., Singer N.C. Vibration Reduction Using Multi-Hump Input Shapers. *J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 1997, vol. 119, iss. 2, pp. 320–326. DOI: 10.1115/1.2801257
18. Fortgang J., Singhose W., Marquez J.J., Perez J. Command Shaping for Micro-Mills and CNC Controllers. *American Control Conf.* Portland, OR, 2005, pp. 4531–4536.
19. Singhose W.E., Seering W.P., Singer N.C. Time-Optimal Negative Input Shapers. *J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 1997, vol. 119, iss. 2, pp. 198–205. DOI: 10.1115/1.2801233
20. Taratorkin A., Derzhanskii V., Taratorkin I. Decrease in Dynamic Loading of Transmission Elements of the Vehicle. *Lecture Notes in Electrical Engineering*, 2013, vol. 198, iss.10, pp. 495–504.

Received 17 April 2018

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Повышение качества переходных процессов при управлении поворотом быстроходной гусеничной машины / С.В. Абдулов, В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2018. – Т. 18, № 3. – С. 21–29. DOI: 10.14529/engin180303

FOR CITATION

Abdulov S.V., Derzhanskii V.B., Taratorkin I.A., Taratorkin A.I., Volkov A.A. Improving the Quality of Transients in the Control of a High-Speed Tracked Vehicle. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2018, vol. 18, no. 3, pp. 21–29. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin180303