

АНАЛИЗ ПОДХОДОВ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ ЯВЛЕНИЯ ЦИРКУЛЯЦИИ МОЩНОСТИ В ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ

доктор технических наук, профессор **В.И. Прядкин**¹

кандидат технических наук, доцент **Гудков В.В.**²

аспирант **Сокол П.А.**¹

1 – ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова»,
г. Воронеж, Российская Федерация

2 – ФГКВООУ ВО «Военный учебно-научный центр Военно-Воздушной Сил Военно-Воздушная Академия
имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», г. Воронеж, Российская Федерация

Статья рассматривает проблемы, связанные с потерями мощности, возникающими при эксплуатации полноприводных автомобилей на различных типах опорных поверхностей, в ней проведен анализ распределения полезной мощности и крутящего момента по ведущим мостам. Проведен анализ факторов, влияющих на потери мощности и снижение тяговой динамики полноприводного автомобиля, а также рассмотрены причины их возникновения в заблокированной трансмиссии полноприводного автомобиля, описаны причины снижения КПД и тяговой мощности, проведен анализ факторов, сопутствующих этим процессам. Проанализирован процесс возникновения явления циркуляции мощности в механических зубчатых передачах и его последствия, влияющие на показатели эффективности применения полноприводного автомобиля. Рассмотрены причины возникновения явления циркуляции мощности в трансмиссии полноприводного автомобиля, проведен анализ потерь, вызывающих снижение его тяговой динамики. Проведен критический анализ исследований ряда авторов по изучению возникновения и влияния явления циркуляции мощности на показатели эффективности применения автомобиля, преждевременный износ узлов и агрегатов, снижение тяговой динамики. Серьезной и актуальной является проблема проведения корректных аналитических расчетов при проектировании и создании полноприводных автомобилей с улучшенной тяговой динамикой для эффективной эксплуатации в различных дорожных условиях и климатических зонах, а также на опорных поверхностях с низкими физико-механическими свойствами. Явление циркуляции мощности до настоящего времени исследовано недостаточно полно, расчеты проводились с принятием допущений и упрощений, снижающих точность результатов. Основной целью проведения дальнейших исследований тяговой динамики и потерь полезной мощности на движение полноприводного автомобиля является корректный учет влияния циркулирующей мощности на появление дополнительных потерь мощности в трансмиссии и ходовой части, без допущений и упрощений, с учетом потерь на сопротивление движению, динамические факторы, способствующие ускоренному износу узлов, механизмов и агрегатов, трансформирующих и передающих крутящий момент к ведущим колесам, а также пневматических шин.

Ключевые слова: мощность, полноприводный, движитель, реакции, циркуляция, трансмиссия.

ANALYSIS OF APPROACHES TO RESEARCH THE PHENOMENON OF POWER CIRCULATION IN A TRANSMISSION OF ALL-WHEEL-DRIVE VEHICLE

DSc (Engineering), Professor **V.I. Pryadkin**¹

PhD (Engineering), Associate Professor **V.V. Gudkov**²

Post-graduate student **P.A. Sokol**¹

1 – FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation

2 – FSOMEI HE "Military Education and Scientific Centre of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy (Voronezh) the Ministry of Defense of the Russian Federation", Voronezh, Russian Federation

Abstract

The article considers the problems associated with power losses arising from the operation of four-wheel drive vehicles on various types of supporting surfaces. It analyzes the distribution of usable power and torque over drive axles. The analysis of factors affecting power loss and reduction in traction dynamics of an all-wheel drive vehicle has been carried out, as well as the reasons for their occurrence in a locked transmission of an all-wheel drive vehicle. The reasons for the decrease in efficiency and traction power have been described. The analysis of factors associated with these processes has been analyzed. The process of the occurrence of power circulation phenomenon in mechanical gears and its consequences affecting the performance indicators of the use of an all-wheel drive vehicle have been analyzed. The causes of the occurrence of power circulation phenomenon in the transmission of an all-wheel drive vehicle have been considered. The analysis of losses causing a decrease in its traction dynamics has been carried out. A critical analysis of the research of a number of authors has been carried out to study the occurrence and influence of power circulation phenomenon on the car performance indicators, premature wear of components and assemblies, reduction in traction dynamics. The problem of conducting correct analytical calculations in the design and creation of four-wheel drive vehicles with improved traction dynamics for efficient operation in various road conditions and climatic zones, as well as on supporting surfaces with low physical and mechanical properties is serious and urgent. The phenomenon of power circulation has not been fully studied to date. The calculations have been made with the adoption of assumptions and simplifications that reduce the accuracy of the results. The main goal of further studies of traction dynamics and net power losses on the movement of an all-wheel drive vehicle is to take into account the influence of circulating power on the appearance of additional power losses in the transmission and chassis, without assumptions and simplifications. It is also necessary to take into account losses on resistance to movement, dynamic factors contributing to accelerated wear of nodes, mechanisms and assemblies, transforming and transmitting torque to the drive wheels, as well as pneumatic tires.

Keywords: power, four-wheel drive, propulsion, reaction, circulation, transmission.

При проведении лесозаготовок работа транспорта для перевозки леса, и особенно полноприводных лесовозных автопоездов, характеризуется сложными дорожными условиями, значительной протяженностью лесовозных усов, и преимущественно с бездорожьем. Поэтому в качестве лесовозов используют обычные и полноприводные седельные тягачи (рис. 1) с различной колесной формулой, в комплекте с прицепами-ропусками (рис. 2, 3).

Существенные сложности возникают при движении автопоезда, состоящего из автомобиля и роспуска, особенно по криволинейной траектории. При движении по вогнутым переломам профиля дороги в вертикальной плоскости расстояние между

кониками уменьшается, а при движении по выпуклым переломам – увеличивается. Движение автопоезда по криволинейным участкам дорог в горизонтальной плоскости вызывает уменьшение расстояния между кониками и смещение траектории движения колес роспуска внутрь кривой. В процессе движения на автомобиль действуют силы, различные по характеру и величине, которые оказывают сопротивление его качению, и при этом пневматические шины испытывают сложное воздействие изменяющихся вертикальных и горизонтальных нагрузок, пробуксовок, боковых смещений.



а)



б)

Рис. 1. Лесовозы Урал-5557 (а) и КамАЗ-541121 (б)

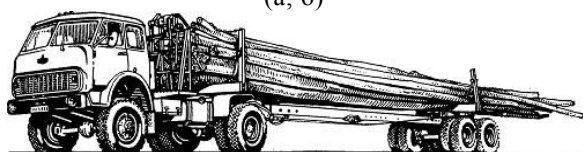


а)

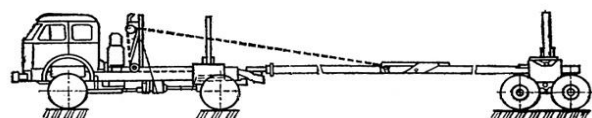


б)

Рис. 2. Лесовозы с прицепами-ропусками (а, б)



а)



б)

Рис. 3. Лесовозный автопоезд МАЗ-5434 и ГKB-9362 (а) и его схема (б)

Эти факторы оказывают большое влияние на величину и направление возникающих в точках контакта колес с опорной поверхностью (ОП) сил сцепления, ведут к изменению силовых радиусов колес и

в итоге действуют на динамику автомобиля, изменяя КПД колесного движителя. Силовые радиусы ведущих колес всегда различны, т. к. на них действуют неодинаковые вертикальные и горизонтальные реакции ОП, давление воздуха в шинах и износ рисунка протектора также не всегда одинаков. Действуя в комплексе, все эти факторы вызывают возникновение кинематического рассогласования (несоответствия) между ведущими колесами. Наличие кинематического несоответствия между ведущими колесами ухудшает тяговые и динамические показатели автомобиля и вызывает возникновение явления циркуляции мощности, следствием которой являются дополнительные нагрузки на элементы трансмиссии и подвески, повышенный износ шин, узлов и агрегатов, увеличенный расход топлива.

Циркуляция мощности – это явление, которое может возникнуть при наличии замкнутого силового контура и характеризуется тем, что в одной параллельной ветви от ведущего звена к ведомому передается сумма мощностей – передаваемой и циркулирующей [1]. Также под циркуляцией мощности понимают разность мощностей сил тяги ведущих колес. Негативное действие циркулирующей мощности на узлы и агрегаты трансмиссии и ходовой части автомобиля было замечено достаточно давно, и многие ученые проводили исследования степени ее влияния на тяговую динамику автомобиля. В работе [2] одним из первых исследователей тяговой динамики автомобиля, академиком Е.А. Чудаковым, было отмечено, что у трехосных полноприводных автомобилей при отсутствии дифференциала в приводе ведущих осей наблюдался усиленный износ шестерен и подшипников качения, что указывало на наличие дополнительных нагрузок, передающихся через их главные передачи. Экспериментальным путем было выявлено наличие значительного и возрастающего по величине крутящего момента, передаваемого через ведущие колеса (особенно у двухосных автомобилей) и вызывающего усиленный износ пневматических шин. Также опытным путем автором в работе [2] было установлено, что при движении трехосного автомобиля потери полезной мощности на трение в узлах и агрегатах трансмиссии достигали порядка 25 %, в результате чего происходил достаточно быстрый (ускоренный) износ подшипников главных передач. А самым неблагоприятным режимом движе-

ния оказалось движение автомобиля с малой нагрузкой при наличии большого по величине крутящего момента, передаваемого через ведущие колеса, что способствовало возникновению значительного по величине явления циркулирующей мощности. Было установлено, что при малых и средних значениях суммарной окружной (тяговой) силы, развиваемой на ведущих колесах, происходила обратная передача мощности от ведущих колес к главной передаче, т. е. имела место ее циркуляция.

Рассматривая прямолинейное движение двухосной бездифференциальной тележки с эластичными колесами, Е.А. Чудаков в работе [3] теоретически предположил, что ее оси имеют равные между собой угловые скорости вращения (рис. 4), и принял одну ось ведущей, а другую тормозящей. Автор также предположил, что если колеса осей 2 и 3 имеют одинаковый диаметр, или если в привод к этим колесам введены дифференциальные механизмы, то эти колеса в случае прямолинейного движения и при симметричном расположении центра тяжести ведущей балансирующей тележки всегда имеют одинаковый характер движения по отношению к опорной поверхности (ОП). В соответствии с этим, вертикальные X_2 , X_3 и горизонтальные реакции R_2 и R_3 ОП, действующие на ведущую тележку, автор рассматривал как суммарные реакции, действующие на одно колесо.

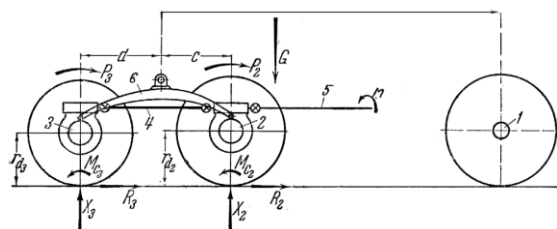


Рис. 4. Схема сил и моментов, действующих на ведущую тележку трехосного автомобиля:

1 — передний ведущий мост; 2 — средний ведущий мост; 3 — задний ведущий мост; 4, 5 — карданные валы; 6 — балансиры; X_2 и X_3 — вертикальные реакции ОП; R_2 , R_3 — горизонтальные реакции ОП; P_2 , P_3 — окружные силы; M_{c2} и M_{c3} — реактивные силы от действия крутящего момента; G — вес автомобиля; M — подведенный крутящий момент

То же самое относилось и к окружным силам P_2 и P_3 , действующим соответственно на колеса осей 2 и 3 балансирующей тележки. Одновременно с этим было предположено, что колеса обеих осей обладают

значительной тангенциальной эластичностью, в соответствии с чем динамические радиусы колес r_{02} и r_{03} осей 2 и 3, а также радиусы их качения r_{k2} и r_{k3} должны изменяться в зависимости от изменения значения окружных сил P_2 и P_3 , нагружающих эти колеса. Далее, автор предположил, что при определенных значениях окружных сил P_2 и P_3 радиусы качения колес осей 2 и 3 могут выровняться, после чего колеса будут иметь «чистое» качение по ОП. Из условия равенства радиусов качения колес ведущей балансирующей тележки автором была получена формула для определения величины циркуляции мощности (когда одно колесо, ведущее, — буксует, а второе колесо, тормозящее, — скользит, т. е. движется с юзом) [2]:

$$N''_3 = N_0 = 0,5\eta_m \left[\frac{c}{\lambda} \cdot P_a - f(Z_2 + Z_3) \right] \times v, \quad (1)$$

где: $\frac{c}{\lambda}$ — тангенциальная эластичность шин,

P_a — свободная суммарная окружная сила; f — коэффициент сопротивления качению; Z_2 , Z_3 — вертикальные реакции ОП; v — скорость движения машины; η_m — механический КПД главной передачи

Анализируя полученную зависимость (1), автор в работе [2] делает вывод об уменьшении циркуляции мощности при увеличении свободной окружной силы P_a , идущей на совершение работы, (т. е. на движение автомобиля), и при уменьшении величины сопротивления движению автомобиля по ровной ОП потери мощности автор считает максимальными. В то же время автор указывает, что при заблокированном приводе переднее колесо балансирующей тележки, двигаясь по большему радиусу и, соответственно, проходя большой путь, должно иметь меньший диаметр, чем заднее, т. е. двигаться с меньшим силовым радиусом и пройденным путем.

При этом в работе [3] автор, рассматривая движение двухосной тележки в ведущем режиме, считает аналогичным движение бездифференциальной оси с сохранением всех законов и зависимостей, при этом, соответственно, сохраняя зависимости для горизонтальных сил

$$P_2 = 0,5 \left(P_a + \frac{c}{\lambda} \right) \quad P_3 = 0,5 \left(P_a - \frac{c}{\lambda} \right). \quad (2)$$

В соответствии с принятыми в работе допущениями, автором радиусы ведущих колес приняты различными, и весь анализ строится на том, что по

какой-либо причине радиусы колес (статические или кинематические) меняются, и анализируется распределение внешних сил, скоростей и, соответственно, мощностей между ведущими осями, но не выявляется причина неравенства силовых радиусов. При этом на автомобиль действует свободная суммарная окружная сила

$$P_a = x_1 + x_2. \quad (3)$$

Анализ силового графика реактивных моментов (рис. 5), однако, показывает, что нагрузка (момент) на переднее ведущее колесо уменьшается, а на заднее – увеличивается, что противоречит формулам (2) [2].

Колеса одной ведущей оси или разных ведущих осей автомобиля, жестко связанные одно с другим (при заблокированном межколесном или межосевом дифференциале), имеют одинаковые угловые скорости вращения. При движении автомобиля могут возникнуть условия, при которых эти колеса стремятся двигаться с различными линейными скоростями, чему противодействует имеющаяся между ними жесткая связь. При прямолинейном движении это может быть вызвано, например, разницей радиусов качения жестко связанных между собой ведущих колес. Качение колес в указанных условиях должно сопровождаться относительным перемещением точек площадки контакта шины по поверхности дороги (режим скольжения или буксования). В работе [3] автором было принято допущение, что если радиусы ведущих колес 2 и 3 (рис. 6) не равны между собой, то при некоторых условиях движения в замкнутом контуре «колесный движитель – опорная поверхность» возникает паразитная мощность, нагружающая главные передачи ведущих осей, также она может возникнуть и в том случае, если одна из осей, например ось 2, является ведущей, а другая (ось 3) – тормозящей (рис. 6). При этом автором было принято допущение, что вертикальные реакции ОП на обоих ведущих колесах равны между собой.

Мощность N_3'' подводится к оси 3 одновременно с мощностью N_e , поступающей от двигателя, и представляет собой паразитную мощность N_0 , и вычисляется автором по формуле

$$N_3'' = \eta_m' N_3' = 0,5\eta_m' \left[\frac{c}{\lambda} - P_a - f(Z_2 + Z_3) \right] v. \quad (2)$$

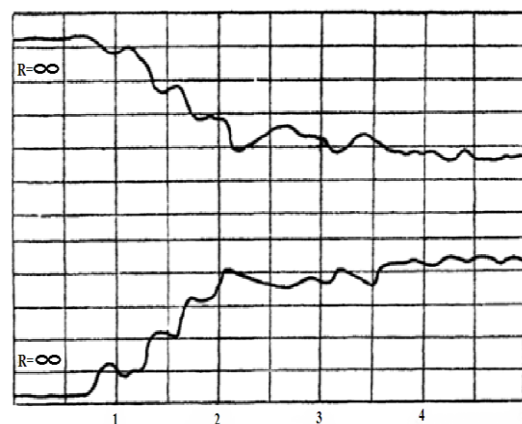


Рис. 5. Силовой график реактивных моментов

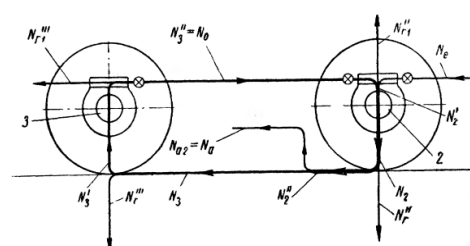


Рис. 6. Схема распределения мощности в системе двухосной ведущей тележки: N_2 – мощность, подведенная от главной передачи к колесам оси 2; N_3 – мощность, подведенная от оси 2 к колесам тормозящей оси 3; N_2' – мощность, переданная через главную передачу оси 2; N_{e1}' – мощность, затрачиваемая на трение в главной передаче; N_e'' , N_e' – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению колес; N_2'' – мощность, освободившаяся на оси 2; N_{a2} – мощность, передаваемая от оси 2 к автомобилю; N_3' – мощность, поступающая к главной передаче оси 3; N_3'' – мощность, поступающая от оси 3 к оси 2; N_{e1}'' – мощность, теряемая на трение в главной передаче оси 3; N_e – мощность, подведенная к балансирной тележке от двигателя; N_0 – паразитная мощность

Подобное же явление возможно и при одинаковых радиусах качения колес, но при движении по дороге с неровной поверхностью или на повороте. Возникающее в этих условиях скольжение или буксование колес сопровождается увеличенным износом шин, узлов, агрегатов и механизмов трансмиссии, ходовой части, а также и дополнительной затратой мощности двигателя на движение автомобиля [4]. В общем случае движения тангенциальные реакции

ОП могут быть направлены в разные стороны, тогда как момент, создаваемый указанной реакцией, нагружает трансмиссию обоих ведущих мостов (рис. 7), также нагружаются карданные передачи и раздаточная коробка. Определяя горизонтальные реакции колес при разном величии внешних сопротивлений W_a , автор принимает, что они будут равными

$$T_1 = R_1 \varphi \text{ и } T_2 = R_1 \varphi - W_a. \quad (5)$$

При этом, вводя понятие циркуляции мощности, величину этой мощности автор определяет только из общих принципов, не приводя аналитических выражений [4].

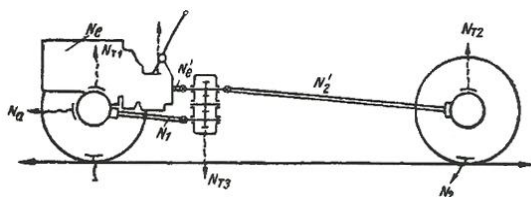


Рис. 7. Схема сил и моментов, вызывающих циркуляцию мощности

Паразитная мощность, или паразитный момент скручивания (когда передний и задний карданные валы скручивает навстречу друг другу), возникает в трансмиссии полноприводных автомобилей, где нет межмостового дифференциала. Это происходит оттого, что передние ведущие колеса проходят большие радиусы при поворотах и расстояние, чем задние. Разность пробега задних и передних ведущих колес компенсируется их юзом или буксованием, т. е. повышенной нагрузкой на раздаточную коробку (способствуя ее динамическому нагружению и возникновению вибрации при вращении валов). Дополнительная нагрузка на элементы трансмиссии может достигнуть значительной величины, а при некоторых условиях эта нагрузка может превысить нагрузку, передаваемую на тот или иной элемент трансмиссии, и способствовать увеличению механических потерь в этих механизмах (рис. 8). В то же время постоянное буксование ведущих колес (в рассматриваемом случае – передних колес) сопровождается ускоренным износом шин буксующих колес, дополнительной затратой мощности двигателя и способствует увеличению расхода топлива [4]. Наличие разных радиусов колес ($Z_1 \neq Z_2$) при большей загрузке задней оси определяет закон движения автомобиля при услови-

ях работы задней оси, которая будет противостоять передней и, следовательно, компенсировать мощность, развиваемую ведущими колесами передней оси. Таким образом, циркулирующая мощность должна рассеиваться в области контакта колеса с дорогой.

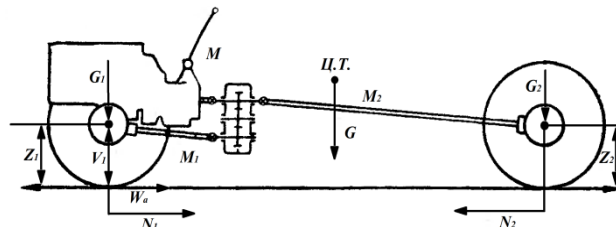


Рис. 8. Распределение мощности по ведущим мостам

В то же время автор, подводя мощность двигателя к ведущим колесам с учетом механических потерь в механизмах, через которые она передается, в каждый данный момент приравняет ее к мощности, развиваемой на передних ведущих (буксующих) колесах N_1 , за вычетом мощности, подводимой от задних (скользящих) колес N_2 к передним ведущим колесам через механизмы силовой передачи. Эта мощность, нагружая механизмы трансмиссии, не принимает участия в преодолении внешних сопротивлений движению автомобиля, вследствие чего является паразитной. От передних колес паразитная мощность передается через дорожное полотно к задним и вновь возвращается к передним колесам. Таким образом, происходит своеобразная циркуляция мощности, сопровождаемая необратимыми потерями части полезной мощности в механизмах трансмиссии, расположенных между обоими ведущими мостами. Заметим, что автор утверждает, что величина паразитной мощности уменьшается по мере возрастания сопротивления движению [4]. Далее, автор для определения величины циркулирующей мощности вывел для нее формулу

$$N_{\eta} = \frac{(R_1 \varphi - W_a) V_2 \eta_1 \eta_2 \eta_3}{75}, \quad (6)$$

где R_1 – вертикальная реакция на переднее колесо; η_1 – КПД главной передачи (от раздаточной коробки) до переднего моста; η_2 – КПД главной передачи (от раздаточной коробки) до заднего моста; η_3 – КПД раздаточной коробки; W_a – сопротивление движению; V_2 – скорость задних колес без скольжения и буксования; φ – коэффициент сцепления колеса с дорогой.

А скорость задних ведущих колес автор рассчитывает по формуле

$$V_2 = \frac{\pi \eta_k r_{k_2}}{30} \quad (7)$$

Все расчеты и анализ при данном подходе рассматриваются применительно к одиночному колесу. Для многоосной машины со всеми ведущими мостами необходимо рассматривать одновременное взаимодействие всех ведущих колес (осей) при движении. При этом процессы скольжения-буксования в области контакта определяются тангенциальной деформацией шины (закручиванием) и коэффициентом сцепления шины с ОП под каждой осью (колесом). При подобном анализе взаимное качение колес может быть как с буксованием, так и юзом, для разных колес одновременно, и за базовую скорость многоосного автомобиля следует принять именно скорость ее центра тяжести по направлению движения.

Рассматривая движение машины при конструктивном отсутствии межколесного или межосевого дифференциала, одинаковой жесткости приводов к ведущим колесам и равных радиусах качения колес, в работе [5] автор распределяет крутящий момент между ведущими колесами при некоторых частных условиях движения в соответствии с сопротивлениями качению, зависящими от величины нормальных реакций ОП и коэффициентов сопротивления качению, которые не всегда одинаковы для всех колес. В этих условиях максимальная касательная реакция на каждом ведущем колесе может достигнуть его силы сцепления с ОП, и, следовательно, автор приводит формулу [5] для ее вычисления

$$\Sigma X_{M1max} + X_{M2max} \leq (Z\mu\varphi)_1 + (Z\mu\varphi)_2 = \Sigma Z\mu\varphi_1, \quad (8)$$

где X_{M1max} и X_{M2max} – максимальные касательные реакции на передних и задних (правом и левом) колесах автомобиля; $(Z\mu\varphi)_1$ и $(Z\mu\varphi)_2$ – силы сцепления передних и задних (правого и левого) колес автомобиля.

В действительности радиусы качения ведущих колес могут быть неодинаковыми вследствие разного давления воздуха в шинах и различной остаточной высоты протектора (допуски при изготовлении, износ и т. п.).

В случае отсутствия или блокировки дифференциала ведущие колеса всегда вращаются с одина-

ковой угловой скоростью, тогда как их окружная скорость при неодинаковых радиусах качения будет различна. В результате этого кинематического несоответствия при прямолинейном движении автомобиля по ровной дороге крутящий момент может распределяться между ведущими колесами в различных пропорциях. При этом считается, что большее по радиусу качения колесо всегда остается ведущим, а меньшее может стать ведомым и даже тормозящим, касательная реакция на которых противоположна направлению движения. В то же время величина нагрузок на колесах, определяющая режим движения, автором в работе [5] не учитывается. Указанное кинематическое несоответствие может вызвать буксование ведущих и проскальзывание тормозящих колес и сопровождаться возникновением явления циркуляции мощности в замкнутом контуре колесный движитель – ОП.

На рис. 9 показана схема сил и мощностей, возникающих при движении двухосного полноприводного автомобиля с жесткими колесами, радиусы которых неодинаковы (например, $r_{t1} > r_{t2}$).

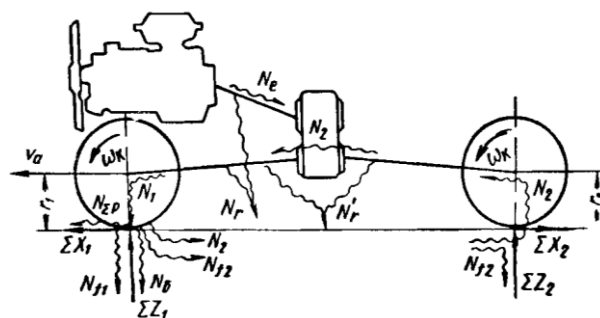


Рис. 9. Схема сил и мощностей, возникающих при движении двухосного полноприводного автомобиля с жесткими колесами

Nf_1 и Nf_2 – мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивления качению передних и задних колес; N_6 – мощность, затрачиваемая на буксование ведущих колес; N_2 – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления движению тормозящих колес, где P_w – сила сопротивления воздуха; P_a – сила сопротивления движению от уклона-подъема.

В этом случае касательная реакция на передних колесах ΣX_1 будет положительной, т. е. она будет направлена в сторону движения автомобиля, а на

задние колеса $\sum X_2$ может быть положительной либо отрицательной, в зависимости от величины сопротивления движению, что уже может вызвать противоречие, т. к. обычно $\sum X_2 > \sum X_1$.

Если для прохождения одинакового пути колеса меньшего радиуса должны скользить, то они являются тормозящими. По мере роста сопротивления движению касательная реакция на ведущих передних колесах $\sum X_1$ будет увеличиваться, пока не достигнет максимального значения, равного силе сцепления, и вычисляется по формуле

$$P_a = G_a \sin \alpha \quad (9)$$

При этом к ведущим (в данном случае к передним) колесам должна быть подведена мощность

$$N_1 = N_{f1} + N_6 + N_w + N_a + N_{f2} + N_2 \quad (10)$$

Максимальное значение мощности N_6 определяется силой сцепления и скоростью буксования ведущих колес, равной разности окружных скоростей передних и задних колес автомобиля

$$N_6 = \sum Z_1 \varphi (r_1 - r_2) \omega_k, \quad (11)$$

где ω_k – угловая скорость колес.

Мощность N_2 , затрачиваемая на преодоление сопротивления движению тормозящих колес, находится из выражения

$$N_2 = \sum X_2 r_2 \omega_k \quad (12)$$

или

$$N_2 = (\sum X_1 - P_w - P_a) r_2 \omega_k \quad (13)$$

А максимальное значение этой мощности автор определяет по формуле

$$N_{2\max} = (\sum Z_1 \varphi - P_w - P_a) r_2 \omega_k \quad (14)$$

В данной формуле для циркулирующей в замкнутом контуре «колесный движитель – ОП» мощности $N_{2\max}$ имеется противоречие, т. к. считается, что мощность образуется от нагрузки на переднее колесо, с силой $\sum Z_1$ и скоростью движения заднего колеса $r_2 \omega_k$. Данное противоречие вызвано некорректной заменой величины нагрузки на заднюю ось $\sum X_2$ в зависимости (12) на зависимость $\sum Z_1$ из формулы (14) [5]. Однако в формуле (12) возникает противоречие между силой, действующей на переднее колесо, и скоростью движения заднего колеса, кото-

рые автор объединяет в одной формуле.

В результате касательного воздействия ОП на тормозящие колеса мощность N_2 возвращается в трансмиссию и вместе с мощностью двигателя N_e вновь подводится к ведущим колесам автомобиля (рис. 5).

Таким образом, в замкнутом контуре, образуемом ведущими колесами и ОП, тормозящими колесами и частью трансмиссии, возникает явление циркуляции мощности. При большой силе сцепления и малых сопротивлениях движению P_w и P_a (хорошая горизонтальная дорога, невысокая скорость) циркулирующая мощность, согласно уравнению (14), может быть весьма значительной по величине. Дополнительно нагружая трансмиссию и шины автомобиля, она вызывает повышенное трение в шестеренчатых приводах и ускоренный износ шин, поэтому является вредной (паразитной). Кроме того, дополнительные потери мощности в трансмиссии $N'r$ и на буксование колес N_6 вызывают увеличение расхода топлива, снижая показатели эффективности применения автомобиля. Следовательно, циркуляция мощности снижает экономичность автомобиля, увеличивает износ узлов и агрегатов, пневматических шин.

Далее автор отмечает, что все указанное выше о буксовании и скольжении ведущих колес различного радиуса, а также о циркуляции мощности, полностью справедливо лишь для жестких колес.

В реальных условиях эксплуатации вследствие тангенциальной упругости шин происходит некоторое уравнивание их радиусов качения, т. к. радиус большего колеса, деформирующегося по окружности под действием крутящего момента, уменьшается, в то время как радиус меньшего колеса, являющегося тормозящим, увеличивается. Поэтому если до начала движения автомобиля различие в радиусах невелико, то считают, что циркуляция мощности может вообще не возникнуть, т. е. все колеса остаются ведущими, но крутящий момент на больших из них по радиусу качения будет больше, чем на меньших.

Кинематическое несоответствие между окружными скоростями ведущих колес и проходимыми ими расстояниями возможно не только вследствие различия в радиусах колес, но и при движении автомобиля на повороте или по неровной дороге. Однако тангенциальная упругость шин и в этих условиях значительно снижает или совсем устраняет циркуляцию мощности, вызывая кратковременные

импульсы крутящего момента.

Автомобили с многоосным бездифференциальным приводом обладают той особенностью, что средние угловые скорости их ведущих осей всегда равны между собой, но в процессе эксплуатации, по ряду причин, имеет место кинематическое несоответствие между угловыми скоростями колес разных ведущих осей, их окружными скоростями и теми расстояниями, которые колеса ведущих осей проходят одновременно [6]. В результате колеса каждой оси приобретают разный характер движения относительно ОП, и одна или несколько ведущих осей будут оказывать тормозящее действие на движение автомобиля, а его трансмиссия будет нагружаться дополнительными усилиями, величины которых могут достигать больших значений. Кинематическое несоответствие между ведущими осями автомобиля имеет место в следующих случаях:

- при наличии неравенства радиусов качения колес разных ведущих осей автомобиля при его прямолинейном движении;
- при криволинейном движении автомобиля (поворот) и даже, при равенстве радиусов качения колес ведущих осей;
- при переезде автомобилем препятствий и неровностей дороги.

Также в работе [6] автор рассмотрел прямолинейное движение автомобиля с колесной формулой 4×4 по ровной дороге при наличии неравенства в радиусах качения ведущих колес, при этом условно принял допущение, что радиус колес передней оси меньше радиуса колес задней оси (рис. 10).

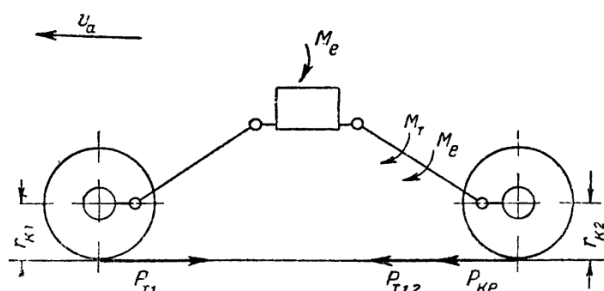


Рис. 10. Схема сил и моментов, действующих на колеса и в трансмиссии автомобиля 4×4 при неравенстве радиусов колес

Но, поскольку колеса ведущих осей связаны жесткой заблокированной трансмиссией, их средние угловые скорости равны между собой, а окружные

скорости различны. Путь же, проходимый колесами за данный промежуток времени, одинаков, и определяется скоростью движения автомобиля. В связи с этим на передних колесах будет возникать тормозная сила, стремящаяся ускорить их вращение.

Так как последнее невозможно, то приводной вал передней ведущей оси будет нагружен моментом, направленным в сторону вращения этого вала. Момент, подводимый к раздаточной коробке от двигателя, будет направляться только к колесам задней оси, поскольку они имеют больший радиус. К той же задней оси будет передан через раздаточную коробку тормозной момент от колес передней оси. При этом часть его будет затрачиваться на механические потери в карданных и главных передачах и в раздаточной коробке. В работе [6] рассматриваются результаты испытаний полноприводного автомобиля с колесной формулой 4×4 и процессы перераспределения реакций ОП при прямолинейном и криволинейном движении. Для определения реакций ОП, действующих на колеса, изначально задается режим, когда переднее колесо имеет меньший радиус ($P_w = 1$ бар), чем заднее ($P_w = 2$ бар). Анализируя описание процесса качения заблокированного движителя от обратного, автор рассматривает возникающую на передних колесах тормозную силу как стремящуюся ускорить их вращение и, соответственно, должен увеличиться подводимый от двигателя крутящий момент. Исходя из анализа рис. 10, тормозная сила передних колес зависит от внешних условий движения и снижается при увеличении внешних сопротивлений в тяжелых дорожных условиях. Соответственно, не рассматривается процесс возникновения тормозной силы на переднем колесе от внутреннего воздействия заблокированного движителя, хотя и утверждается, что колеса имеют разную скорость движения при одинаковой угловой скорости. Поэтому, согласно принятой схеме взаимодействия ведущих осей, паразитная мощность в контуре привода при некоторой величине радиусов колес, изменяемой внутренним давлением воздуха в них, может быть доведена до нуля. В то же время, рассматривая качение машины на повороте или в тяжелых грунтовых условиях, автор делает вывод о переходе передней оси из тормозного режима к ведущему. Хотя это противоречит приведенным графикам, т. е. обе оси по-прежнему сохраняют перераспределение сил в точках контакта с ОП при

повороте или на свежевспаханном грунте.

Также в работе [6] автор делает вывод, что для минимизации отрицательного действия разницы в размерах ведущих колес осей необходимо для каждой модели шины экспериментально подбирать оптимальное отношение давлений в соответствии с весом, приходящимся на ведущие мосты во время движения автомобиля.

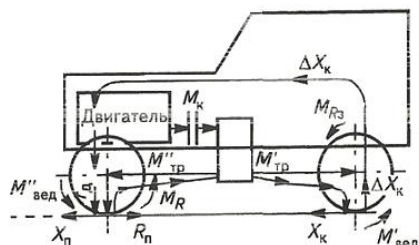


Рис. 11. Распределение крутящих моментов по ведущим мостам

В работе [6] автор указал, что увеличение внутреннего давления воздуха в шинах приводит к неравномерной нагруженности полуосей, что особенно проявляется при заблокированном приводе. При снижении давления воздуха в шинах колес всех мостов максимальные крутящие моменты имеют величины, близкие как при дифференциальном, так и при заблокированном приводе раздаточной коробки. При дифференциальном приводе ведущих колес с увеличением скорости движения и, соответственно, с уменьшением сил тяги на колесах крутящие моменты в приводах к ведущим колесам уменьшаются.

Циркуляцией мощности в работе [7] автор называет процесс, возникающий при нарушении кинематического соответствия в жестком приводе ведущих колес. Когда отстающие колеса начинают перемещаться со скольжением (юзом), в пятне контакта их с ОП возникает реакция R_n (рис. 11), направленная в противоположную сторону, по сравнению с реакцией X_n . В результате этого ведущий момент $M_{вед}$ на отстающих колесах, подводимый от двигателя через трансмиссию, начинает выполнять функцию тормозного по отношению к моменту, создаваемому реакцией почвы, который стремится вращать отстающие колеса с большей скоростью, чем скорость, подводимая к ним от трансмиссии. Как следует из анализа процесса, на образование реакции ОП R_n и реактивного момента от нее M_R затрачивается неко-

торая часть толкающей реакции ΔX_k забегающих колес. Момент M_R через передний мост и карданный вал к нему, раздаточную коробку, карданный вал и задний мост передается задним (забегающим) колесам и дополняет ведущий момент $M_{вед}$, передающийся на эти колеса от двигателя. Момент M_{R3} , передаваемый заднему мосту от переднего, меньше момента M_R , который образовался в результате действий реакции ОП R_n , на величину КПД трансмиссии, через которую он передавался. Чем больше кинематическое несоответствие, тем больший момент M_R передается от отстающих колес к забегающим. Так возникает циркуляция момента и мощности в замкнутом контуре: пятно контакта забегающих колес с ОП – корпус машины – пятно контакта отстающих колес с ОП – трансмиссия – забегающие колеса. Циркуляция момента и мощности сопровождается дополнительными потерями энергии в трансмиссии и пятне контакта отстающих колес с ОП. Помимо этого, тяговая сила, затрачиваемая дополнительно на создание скольжения отстающих колес, повышает буксование забегающих колес. При заблокированном приводе и наличии кинематического несоответствия потери особенно проявляются в тех случаях, когда колеса имеют хорошее сцепление с дорогой и пробуксовка или проскальзывание забегающих колес относительно отстающих (или наоборот) требует увеличенного расхода энергии. Потери составляет энергия, затрачиваемая, в основном, на трение протектора шины о поверхность дороги. На эксплуатационных показателях это сказывается через снижение долговечности шин и увеличение расхода топлива.

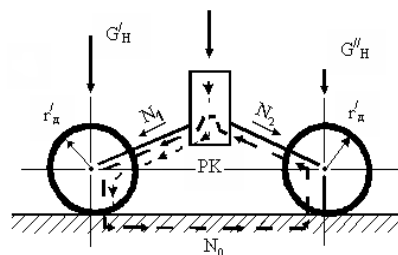


Рис. 12. Схема циркуляции мощности между колесами балансирующей тележки

Замкнутые контуры, в которых возникает явление циркуляции мощности, представляют собой не только сочетание переднего и заднего ведущих мостов. На рис. 12 изображены схемы локальной цирку-

ляции мощности в отдельных узлах трансмиссии и ходовой части за счет того, что $r'_d \neq r''_d$, $G'_H \neq G''_H$. В работе [7] автором показано, что циркуляция мощности возникает вследствие кинематического несоответствия в их приводе. Общим признаком возникновения явления циркуляции мощности является наличие в замкнутом контуре ведущего и тормозящего колес. При наличии жесткой связи между колесами (кинематической или конструктивной) происходит перераспределение нагрузок и реакций от ОП между осями. Поскольку пневматические шины являются эластичными, то различие в величинах их силовых радиусов является причиной различной их линейной скорости. Разница в линейных скоростях позволяет считать одно из колес более быстрым (ведущим), а второе, соответственно, тормозящим (ведомым). Циркулирующая мощность рассеивается в силовое нагружение колес, зубчатых пар и в проскальзывании колес в области контакта с ОП. При этом автором в работе [7] вводится предположение о рассеянии мощности в области контакта при проскальзывании колес по ОП. Однако процесс образования явления циркулирующей мощности и ее действия для компенсации буксования автор не рассматривает, ограничиваясь только утверждением о наличии режима буксования колес в области контакта. Появление циркуляции мощности заметно при передаче мощности от входного вала к выходному, при этом существенно меняется КПД системы.

Циркулирующая мощность может быть как постоянной, так и переменной, и остается внутри механизма (рис. 13) [10]. Поскольку в системе нет других источников энергии, кроме двигателя, то циркулирующая мощность снижает общую полезную мощность двигателя и КПД машины в целом, а энергия на покрытие потерь идет от внешнего источника (двигателя).

В зубчатых механизмах, к которым относятся и заблокированные балансирные приводы ведущих колес (тандемные мосты) дорожных и лесозаготовительных машин, учитывают следующие виды потерь: потери в полюсах зацепления, связанные со скольжением колес относительно друг друга, потери в опорах валов, потери на взбалтывание масла в картере; потери на трение между зубчатыми элементами шестерен, участвующих в передаче крутящих мо-

ментов, и потери на трение в подшипниках, которые зависят от величины передаваемых моментов и скорости вращения валов трансмиссии.

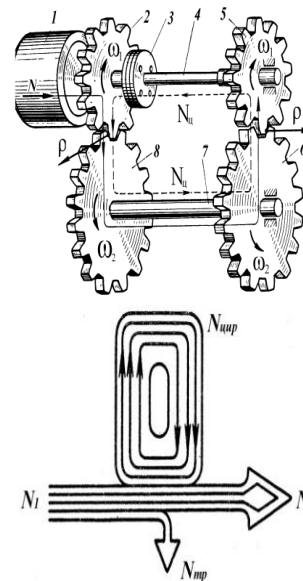


Рис. 13. Баланс мощности в замкнутом механизме и схема: N_1 – мощность, подводимая к механизму; N_2 – мощность, отводимая от механизма; N_{mp} – потери мощности в механизме; N_{cir} – циркулирующая мощность

В замкнутых контурах зубчатых передач балансиров в определенных условиях возможно возникновение циркулирующей мощности. Эта мощность иногда значительно превышает мощность, подводимую от двигателя. Циркулирующая мощность повышает нагрузку на узлы, механизмы, через которые она передается, снижает КПД и увеличивает износ зубьев шестерен. Поэтому при проектировании сложных замкнутых механизмов, особенно планетарных, стремятся избегать контуров с циркулирующей мощностью. В тех случаях, когда невозможно исключить циркулирующую мощность, она должна быть учтена при тяговых и прочностных расчетах [8].

При заблокированной раздаточной коробке и включенном приводе переднего моста во время движения по дорогам с твердым покрытием возникает циркулирующая мощность [12]. Поэтому в таких раздаточных коробках передний мост рекомендуется включать только при преодолении труднопроходимых участков и на скользкой дороге. На полноприводных автомобилях большой грузоподъемности устанавливают двухступенчатые дифференциальные раздаточные коробки с несимметричными межосе-

выми дифференциалами. В этих раздаточных коробках за счет несимметричного дифференциала происходит распределение крутящего момента на передний мост и заднюю тележку в соотношении один к двум. Благодаря этому у автомобиля с полной нагрузкой сцепная масса может быть полностью реализована за счет соответствия подводимых к мостам крутящих моментов и нормальных нагрузок, приходящихся на эти мосты. Кроме того, в дифференциальных раздаточных коробках передний мост имеет постоянно включенный привод, что позволяет за счет полного использования сцепной массы увеличить силу тяги не только на скользких дорогах, но и на дорогах с твердым покрытием. При постоянно включенном приводе переднего моста более равномерно распределяются нагрузки по ведущим колесам мостов, благодаря чему снижается износ шин и уменьшается расход топлива. Наличие дифференциальной связи между мостами в основном исключает возможность возникновения циркулирующей мощности. В то же время дифференциальная связь ведущих колес мостов обеспечивает возможность раздельного их буксования при попадании на скользкие участки дороги. Для преодоления труднопроходимых участков во всех дифференциальных раздаточных коробках предусматривается возможность блокирования дифференциалов путем включения муфт блокировки.

Чтобы исключить возможность циркуляции мощности через зубчатый механизм раздаточной коробки, для некоторых полноприводных автомобилей соосно устанавливают выходные валы [12]. В таком варианте конструкции при включении переднего моста циркулирующая мощность не нагружает зубчатые зацепления, а проходит только через валы привода переднего и заднего мостов и соединяющую их муфту. Однако при соосном расположении выходных валов исключается возможность получения прямой передачи, поэтому зубчатые колеса раздаточной коробки работают под нагрузкой на всех режимах, что приводит к снижению КПД и увеличению вероятности износа зубчатых зацеплений и подшипников. Анализ кинематических схем и конструктивных исполнений раздаточных коробок с блокированным приводом показывает, что требования, предъявляемые к ним, выполнены не в полной мере. В частности, нельзя считать выполненным такое важное требование, как недопустимость циркуляции мощности в трансмиссии полноприводного автомо-

биля. Основным преимуществом дифференциального привода является исключение возможности появления циркулирующей мощности в трансмиссии автомобиля, а значит, передний мост может быть постоянно включен. При дифференциальном приводе все мосты постоянно являются ведущими, что особенно важно для автомобилей большой грузоподъемности, а также работающих с прицепами. У таких автомобилей передний мост делают ведущим не только для повышения проходимости в сложных дорожных условиях, но и для создания повышенной силы тяги на колесах при движении в обычных дорожных условиях за счет использования всей массы автомобиля в качестве сцепной.

В работе [9], основываясь на обобщенных параметрах качения многоколесных движителей по ОП, автор сформулировал количественные критерии, характеризующие возникновение или прекращение процесса циркуляции мощности в трансмиссиях с заблокированным приводом. Исходя из основных положений в области прикладной механики и анализа результатов исследований, автор установил, что циркуляция мощности в замкнутой механической системе с вращающимися элементами может характеризоваться одним главным признаком – нагружением хотя бы одного силового вращающегося элемента системы (вала, оси, муфты, шестерни и т. п.) со стороны источника механической энергии крутящим моментом, противоположным по знаку угловой скорости данного элемента, а со стороны приемника энергии (рабочего органа) – крутящим моментом одного с угловой скоростью знака. Поскольку возвратный поток мощности в системе привода колесного движителя не может возникнуть, минуя колесо, то в качестве элемента исследования автором было взято одно колесо в системе заблокированного колесного движителя. Автор установил, что если разность обобщенного радиуса качения колесного движителя с заблокированным приводом и радиуса качения какого-либо из его колес в ведомом режиме превышает абсолютную величину приращения обобщенного радиуса качения колесного движителя в данном режиме, то через рассматриваемое колесо проходит поток циркулирующей мощности, величину которого можно определить по формуле

$$r_a^0 - r_{kj}^0 > \lambda_a M_a, \quad (15)$$

где r_a^0 – обобщенный радиус качения колес движителя с несимметричным дифференциальным

приводом; r_{kj}^0 – радиус качения колес движителя; λ_a – обобщенный коэффициент тангенциальной эластичности колес движителя; M_a – полный крутящий момент колесного движителя.

Движитель всякого колесного транспортного средства с приводом на два колеса и более, вследствие дополнительной механической связи колес через ОП, образует замкнутую механическую систему, в результате чего создается возможность появления в системе привод – движитель – дорога циркулирующей мощности. Автор, основываясь, на обобщенных параметрах качения многоколесных движителей и способах их определения, сформулировал количественные критерии, характеризующие возникновение или прекращение циркуляции мощности в системе колесный движитель – ОП. Поскольку возвратный поток мощности в системе привода колесного движителя не может возникнуть, минуя колесо, в качестве элемента исследования было взято само колесо в системе заблокированного движителя.

Необходимо отметить, что из условий прекращения циркуляции мощности в системах заблокированного привода непосредственно не следует, что наряду с этим уменьшаются потери мощности на сопротивление качению. Сопротивление качению транспортных средств с приводом такого типа подчинено закономерностям, общим для транспортных средств с приводом любого типа. Однако параметры, отражающие эти закономерности для заблокированного привода, имеют свои специфические особенности.

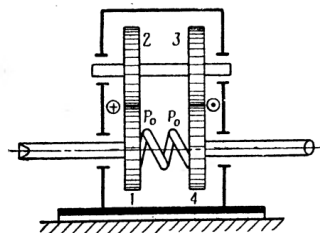


Рис. 14. Замкнутый зубчатый механизм

В работе [10] автором вводится понятие «кинетическая точка преобразования», которая описывает относительный рассеянный поток (рис. 13, 14), который должен описывать потери на трение в подшипниках зубчатой передачи и проскальзывание ведущих колес в области контакта шин с ОП при их взаимодействии.

Однако автор в работах [10] и [11] не дает определения величины циркулирующей мощности. При этом в работе [10] термин «циркулирующая мощность» заменяется на термин «мощностной фактор». В работе [11], рассматривая теорему о циркуляции мощности, автор вводит понятие «трансформаторы крутящего момента» (рис. 15) и коэффициент циркуляции.

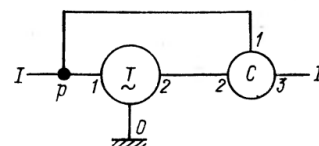


Рис. 15. Циркуляция мощности в замкнутом силовом потоке

Коэффициент циркуляции автор вычисляет по формуле

$$\varepsilon_T = - \frac{M_{2c} \omega_{2c}}{M_{3c} \omega_{3c}} \quad (16)$$

Однако величины горизонтальных реакций ОП и, соответственно, моментов автором определяются из нагрузок на ведущие колеса, как независимых друг от друга при движении, просто учитывая только величину Δr_0 – разность между свободными радиусами колес, и вычисляются по формуле

$$F_1 = \frac{\lambda R_0 - \Delta r_0}{2T}; F_2 = \frac{\lambda R_0 - \Delta r_0}{2T} \quad (17)$$

Таким образом, автор в работе [11] только вводит критерий существования циркуляции мощности, но не рассматривает ее величину в аналитическом виде, что не дает возможности проанализировать влияние параметров движения, конструкции трансмиссии и ходовой части на процесс возникновения циркуляции мощности и способов его минимизации.

В работе [13] авторами рассматривается силовой поток в трансмиссии двухосного автомобиля с заблокированным приводом ведущих колес, а также трехосного автомобиля с балансирной подвеской среднего и заднего ведущих мостов.

Проведя анализ распределения силовых факторов в трансмиссии, было получено условие отсутствия возникновения явления циркуляции мощности:

$$\frac{\Delta r_K^c}{\gamma_1 F} < 1, \quad (18)$$

где $\Delta r_K^c = \Delta r_{K1}^c - \Delta r_{K2}^c$;

$\gamma_1 F$ – коэффициент тангенциальной эластичности колес от действия сил сопротивления F .

Недостатком данной работы является игнорирование наличия силового потока, описывающего циркуляцию мощности между ведущими осями. То есть представленная расчетная схема позволяет только распределять мощность, без анализа ее циркуляции, и поэтому является не совсем корректной.

Автор в работе [14] отметил, что изменение величины подведенного крутящего момента вызывает соответствующее изменение радиусов качения ведущего колеса, а при движении по грунту появляется частичное буксование колесного движителя, при этом уменьшение радиуса качения колеса при увеличении крутящего момента происходит в значительно большей степени.

В работе [15] автор показал, что при использовании дифференциального привода ведущих колес происходит равномерное распределение крутящего момента между осями, который будет определяться только той осью, которая находится в худших условиях по сцеплению с ОП. Следовательно, одна из ведущих осей не полностью использует свои тягово-сцепные свойства, что и является причиной снижения тяговых показателей полноприводных машин. Блокированный привод позволяет максимально реализовать крутящий момент, но при этом возникает кинематическое несоответствие, приводящее к неравномерному распределению касательных сил тяги по сцеплению переднего и задних ведущих мостов. Уменьшение негативного влияния величины кинематического несоответствия в заблокированном приводе позволит улучшить тягово-сцепные свойства, снизить величину буксования, а также повысить производительность машины.

Причиной кинематического несоответствия в заблокированном приводе являются различия статических радиусов колес ведущих осей, которые, в свою очередь, зависят от нормальных реакций на колесах ведущих осей; состояния ОП; величины давления воздуха в шинах; степени их изношенности и производственных допусков. При значительной величине касательной силы тяги нормальные реакции ОП распределяются на заднюю ось больше, чем на переднюю, поэтому уменьшение радиуса качения шин заднего моста происходит более интенсивно, чем радиуса шин переднего моста. Ввиду перераспреде-

ления веса от действия касательной силы тяги вертикальная нагрузка на шины передней оси уменьшается, а на шины задней оси увеличивается. Следовательно, с ростом свободной силы тяги становится больше разность величин начальных радиусов качения шин передней и задней осей, а неравномерное распределение крутящего момента в колесном движителе происходит вследствие различных радиусов шин.

В процессе теоретического анализа тяговой динамики полноприводных машин автором установлено, что изменение давления воздуха в шинах позволяет снизить величину кинематического несоответствия на 15-20 % и повысить силу тяги на крюке на 20 %.

В работе [16] автор провел анализ факторов, влияющих на тягово-сцепные качества колесных машин, и установил, что одним из главных факторов, влияющих на эксплуатационные показатели, являются нормальные реакции ОП на его осях, а изменение нормальных реакций ОП приводит к увеличению сцепного веса и снижению величины буксования. Нормальные реакции ОП на ведущих осях автор предлагает изменять путем использования гидродогрузателей, принцип работы которых основан на создании давления подпора в полости подъема гидроцилиндра. Нормальные реакции ОП на ведущих осях автор представляет в виде функции

$$\left. \begin{aligned} Y_n &= f(G_n; L; l_{кр}; h_{кр}; P_{кр}; \gamma_{кр}), \\ Y_a &= f(G_a; L; l_{кр}; h_{кр}; P_{кр}; \gamma_{кр}), \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

где Y_n – нормальные реакции на ведущую ось передних колес; Y_a – нормальные реакции на ведущую ось задних колес; G_n – сила тяжести, действующая на передние колеса; G_a – сила тяжести, действующая на задние колеса; L – продольная база трактора; $l_{кр}$ – расстояние от центра колеса до крюка; $h_{кр}$ – расстояние от опорной поверхности до крюка; $P_{кр}$ – сила тяги на крюке; $\gamma_{кр}$ – угол действия силы тяги.

Проведенный анализ выражения (19) показывает, что наибольшее влияние на величину нормальных реакций ОП на ведущих осях оказывают оптимальная развесовка машины и сила тяги на крюке.

Догрузку задних ведущих колес и разгрузку управляемых ведущих передних колес под действием

этой силы можно определить из условия равновесия системы.

На основании результата проведенных исследований автор делает выводы:

- основным конструктивным и эксплуатационным фактором, влияющим на тягово-сцепные показатели, являются нормальные реакции ОП на его ведущих колесах;

- максимальное значение касательной силы тяги при использовании заблокированного привода может быть получено при таком распределении нормальных реакций ОП по ведущим колесам, когда каждая ось полностью использует свои тягово-сцепные возможности;

- критерием оптимального перераспределения нормальных реакций ОП по ведущим колесам будет считаться равенство буксования ведущих колес;

- обратное перераспределение нормальных реакций ОП при конструктивных изменениях в трансмиссии на основе новых технических решений существенно повлияет на величину буксования ведущих колес, снижая ее на 10-15 %, кроме того, обратное перераспределение нормальных реакций ОП увеличивает сцепной вес до 10-15 %.

В работе [17] автор предложил один из способов повышения тягово-сцепных свойств колесных тракторов – использование в конструкции полноприводных тракторов шин равного размера. По своим тягово-сцепным свойствам они значительно превышают показатели полноприводных тракторов с разными размерами шин, а на определенных агрофонах приближаются к показателям гусеничных машин. Значительное увеличение тягово-сцепных свойств тракторов 4К4 с колесами равного размера происходит оттого, что колеса задней оси, двигаясь по предварительно уплотненной ОП, имеют при этом меньшее сопротивление качению и больший, на 20-30 %, коэффициент сцепления с ОП, чем колеса передней оси. Но при таком характере движения силовой радиус ведущих колес передней и задней осей различен, что приводит к появлению различных по величине вертикальных реакций ОП и появлению в замкнутой системе колесный движитель – ОП циркулирующей мощности, снижающей тяговые показатели.

Максимальное использование сцепного веса полноприводного автомобиля возможно только при наличии заблокированного привода, т. к. при диффе-

ренциальном приводе полная реализация сцепных свойств возможна только при равномерном распределении сцепного веса по ведущим осям и равенстве величин коэффициентов сцепления ведущих колес с ОП. Теоретически это возможно только при движении по твердой недеформированной ОП и при постоянстве ее нормальных реакций. В реальных условиях эксплуатации эти условия невыполнимы, т. к. под действием силы тяги при любом первоначальном распределении нормальных реакций ОП, происходит их перераспределение между ведущими колесами мостов и бортов машины, а шины передней и задней осей работают в разных условиях и, следовательно, имеют различные коэффициенты сцепления и силовые радиусы. Большим крутящим моментом нагружается ведущая ось, шины которой имеют большой радиус, и, как правило, она имеет меньшие тягово-сцепные показатели.

Причиной неравномерного распределения крутящего момента между ведущими колесами в заблокированном приводе является кинематическое несоответствие, обусловленное различиями силовых радиусов колес ведущих осей. Величина кинематического несоответствия определяет степень неравномерного распределения крутящего момента и позволяет получить такое его распределение, которое бы соответствовало максимальным значениям силы тяги на крюке и тяговому КПД.

Также давление воздуха в шинах и вертикальные реакции ОП, действующие на них, оказывают влияние не только на величину кинематического несоответствия и распределение крутящего момента, но и на пятно контакта единичной шины с ОП, а следовательно, на ее сцепные свойства, сопротивление качению, коэффициенты нормальной и тангенциальной деформации шин. Совокупность этих показателей при изменении нормальных реакций ОП и давления воздуха в шинах может неоднозначно влиять на тяговые и эксплуатационные характеристики.

Автором было предложено техническое решение по использованию гидравлических догрузателей задних ведущих колес для изменения угла действия силы тяги при оптимальном давлении воздуха в шинах, что может привести к дополнительному повышению тягово-сцепных свойств трактора на 10-15 % и производительности на 8-12 % на слабонесущих ОП.

В работе [18] автор при математическом описании динамики прямолинейного движения колесной машины в вертикальной плоскости, проходящей через центр тяжести корпуса, принимает следующие допущения:

- профиль трассы – недеформируемый, кусочно-линейный;
- система симметрична относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести корпуса машины (т. е. силовые радиусы ведущих колес всех мостов равны);
- трение в шарнирах и подшипниках пренебрежимо мало и не учитывается в расчетах;
- поперечные (боковые) реакции ОП не влияют на колебание масс колесной машины и характер ее движения;
- контакт шин с ОП – точечный (т. е. деформация шин отсутствует).

Однако если принять, что силовые радиусы ведущих колес всех мостов одинаковы, при отсутствии тангенциальной деформации пневматических шин получить достоверные результаты в расчетах не представляется возможным, более того, на практике такие условия эксплуатации не встречаются.

Рассматривая конструкцию и движение многоосной колесной машины со всеми поддресоренными осями, автор на примере трехосного автомобиля при его движении по разбитой грунтовой дороге определяет величины смещения корпуса автомобиля и величину поворота балансира вокруг своей оси.

Однако неясно, как подводится возмущающая сила от ОП, зависит ли она от скорости движения машины и какими силами или моментами машина приводится в движение. В используемых дифференциальных уравнениях движения присутствует сила инерции, связанная с ускорением, т. е. со второй производной по времени. Следовательно, при движении машины возмущающее воздействие на каждом ведущем колесе при последовательном наезде на препятствие будет сдвинуто по времени. Соответственно, демпфирующий момент, зависящий от скорости, не будет совпадать с упругим моментом и силой инерции, зависящей от ускорения. В то же время отсутствие спектрограммы возмущающего воздействия не позволяет оценить влияние вязко-упругих свойств рессор балансира и характер перераспределения колебаний между мостами. Дополнительно необходимо

было бы учитывать взаимовлияние силовых факторов, обеспечивающих движение машины.

У полноприводных автомобилей с заблокированным приводом при наличии кинематического рассогласования между ведущими колесами потери мощности возрастают, когда ведущие колеса имеют хорошее сцепление с ОП и пробуксовка или проскальзывание забегающих колес относительно тормозящих требует повышенного расхода мощности. В то же время ведущие валы главных передач мостов соединены между собой жесткой кинематической связью и вращаются с одинаковой угловой скоростью. Таким образом, мощность, создаваемая на ведущих колесах, циркулирует по замкнутому контуру: передние ведущие колеса, трансмиссия автомобиля, задние ведущие колеса, а от задних колес она передается на раму автомобиля и обратно к передним ведущим колесам (рис. 16). Циркулирующая мощность не является полезной, нагружает трансмиссию и создает в ней дополнительные механические потери [19].

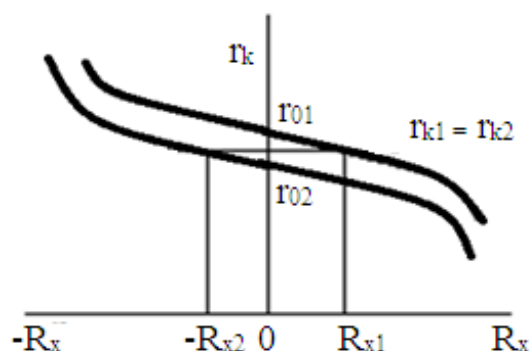


Рис. 16. Характер изменения силовых радиусов качения колес при наличии циркуляции мощности

При этом в процессе циркуляции мощности происходит ее рассеивание в результате буксования – юза ведущих колес и возрастает вероятность аварийного разрушения отдельных элементов трансмиссии. Все процессы в области контакта шины и ОП являются взаимосвязанными, зависящими от внешних факторов, параметров шин и процессов их взаимодействия с ОП.

Автор в работе [20] установил, что момент привода M_d создает в центральной части балки моста напряжения кручения, которые вызваны тем, что крутящие моменты на карданном валу и колесах действуют во взаимно перпендикулярных плоскостях

(рис. 17). Величина напряжений определяется передаточным числом, т. е. включенной передачей коробки передач, и передаточным числом главной передачи, в результате центральная часть балки моста нагружена дополнительным крутящим моментом.

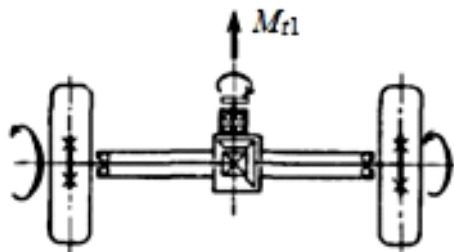


Рис. 17. Действие крутящего момента на ведущий мост

Также автор в работе [20] установил, что наибольшие напряжения в балке моста могут возникнуть при преодолении неровных участков ОП, при движении по деформированной ОП, а также при трогании с места или торможении на уклоне (рис. 18). При равномерном прямолинейном движении изгибающий момент достигает наибольших значений в центральной части балки моста.

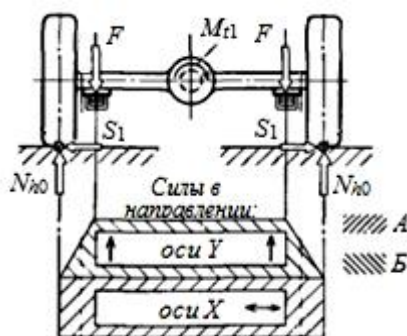


Рис. 18. Схема действия изгибающего момента:

A, B – изгибающие моменты, создаваемые соответственно боковой и вертикальной силами;

S_1 – боковые силы; $M_{т1}$ – крутящий момент;

N_{h0} – вертикальные реакции ОП; F – нагрузка на мост

Указанные автором явления ведут к изменениям силовых радиусов ведущих колес, дополнительно нагружая узлы агрегатов трансмиссии и ходовой части, снижая силу тяги, развиваемую ведущими колесами.

В работе [21] автор указал, что использовать всю эффективную мощность двигателя на ведущих колесах не представляется возможным, поскольку

она частично теряется при передаче ее трансмиссией. Эти потери нельзя не учитывать, т. к. они заметно влияют на расход топлива. Потери автор предлагает уменьшить оптимальным распределением передаточных чисел узлов и агрегатов трансмиссии и применением повышающей передачи для обеспечения постоянной оптимальной нагрузки на двигатель.

Другими источниками потерь автор указал шарниры равных угловых скоростей и главные передачи ведущих мостов. В том случае, когда ведущими являются передние колеса, шарниры работают с большими угловыми перемещениями и служат причиной значительных потерь тяговой мощности.

Потери тяговой мощности возрастают, если ведущими являются одновременно передний и задний мосты, в этом случае причиной роста потерь будет увеличение числа шестерен и, соответственно, зацеплений, дифференциалов и шарниров.

Если не применять межосевой и межколесный дифференциалы, то при повороте, различном давлении воздуха в шинах или их неодинаковом износе возникают реактивные внешние силы, дополнительно препятствующие движению, и появляется пробуксовка шин по ОП, вызывая повышенный расход энергии силового двигателя.

По результатам рассмотренных и проанализированных работ можно сделать выводы:

1. Процесс циркуляции мощности в трансмиссии многоприводных автомобилей возникает во многих режимах движения, но, в то же время, до настоящего времени он недостаточно изучен, прежде всего из-за того, что многие авторы не определили ее величину.

2. Циркуляция мощности, как и любая другая мощность, оценивается из скоростного фактора (линейной или окружной скорости) и силового фактора (окружной силы или крутящего момента).

3. Циркуляция мощности по направлению определяется направлением векторов скоростей двух или более осей в ведущем режиме. Силовая часть, в основном, определяется окружной силой или крутящим моментом.

4. Очень важно понимать, что любая мощность (сила тяги) в области контакта ведущих колес с ОП образуется от мощности двигателя с одной стороны и за счет неабсолютного сцепления колеса с поверхностью дороги в области контакта возникает

проскальзывание колеса, т. е. происходит процесс рассеивания мощности с другой стороны. Следовательно, термин «циркуляция мощности» в этом случае просто неадекватен, т. к. эта мощность рассеивается.

5. При работе многоосного колесного движителя в ведущем режиме необходимо учитывать одновременный и совместный режим работы всех ведущих колес. Рассматривать многоосный колесный движитель как сумму независимых колес некорректно.

6. При движении колеса по ОП с препятствиями и неровностями за счет изменения величины пути качения колес при обтекании препятствия будет меняться и величина циркулирующей мощности, причем броски мощности будут резкими и значительными по величине.

7. Наличие разнонаправленных потоков мощности может значительно изменить нагрузку на узлы и агрегаты трансмиссии и ходовой части, особенно в динамических режимах, что приводит к перегрузкам отдельных узлов, агрегатов и их поломкам, особенно в условиях высокого импульсного сцепления ведущих колес с дорогой.

Указанные особенности процесса циркуляции мощности делают задачу его изучения весьма актуальной и востребованной, особенно с учетом роста динамических показателей многоосных полноприводных автомобилей, их грузоподъемности, а также наличия различных климатических и дорожных условий при их эксплуатации. Данная проблема является актуальной и требует дальнейшего изучения.

Библиографический список

1. Большая Советская Энциклопедия / под ред. А. М. Прохорова. – 3-е изд. – Т. 28. Москва : Советская Энциклопедия, 1978. – 616 с.
2. Чудаков, Е. А. Циркуляция паразитной мощности в механизмах бездифференциального автомобиля / Е. А. Чудаков. – Москва : ГНТИ Машиностроительной литературы, 1950. – 72 с.
3. Чудаков, Е. А. Движение бездифференциальной тележки с эластичными колесами / Е. А. Чудаков. – Москва : Изд. Академии Наук СССР, 1946. – 134 с.
4. Зимелев, Г. В. Теория автомобиля / Г. В. Зимелев. – Москва : Маштиз, 1959. – 312 с.
5. Фалькевич, Б. С. Теория автомобиля / Б. С. Фалькевич. – Москва : ГНТИ Машиностроительной литературы, 1963. – 241 с.
6. Левин, И. А. К вопросу о циркуляции мощности в трансмиссии многоприводного автомобиля / И. А. Левин // Научные труды МАМИ. – Вып. 1. – Москва : Научно-техническое издательство автотранспортной литературы, 1954. – С. 76–89.
7. Кутьков, Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г. М. Кутьков. – Москва : КолосС, 2004. – 504 с.
8. Гладов, Г. И. Планетарные передачи транспортных средств : учеб. пособие / Г. И. Гладов. – Москва : МАДИ, 1986. – 66 с.
9. Петрушов, В. А. Соппротивление качению автомобилей и автопоездов / В. А. Петрушов. – Москва : Машиностроение, 1975. – 224 с.
10. Антонов, А. С. Армейские автомобили. Теория / А. С. Антонов. – Москва : Воениздат, 1970. – 523 с.
11. Антонов, А. С. Комплексные силовые передачи. Теория силового потока и расчет передающих систем / А. С. Антонов. – Ленинград : Машиностроение. Ленинградское отд-ние, 1981. – 496 с.
12. Васильченков, В. Ф. Военные автомобили. Конструкция и расчет / В. Ф. Васильченков. – Рыбинск – Рязань : Рыбинский дом печати, 1997. – 661 с.
13. Сеницин, С. С. Моделирование силового потока в трансмиссии / С. С. Сеницин, А. А. Бойцов // Новые материалы и технологии в машиностроении : Матер. III междунар. науч.-техн. конференции. – Брянск : БГИТА, 2004. – С. 85–89.

14. Котович, С. В. Двигатели специальных транспортных средств. Ч. 1 / С. В. Котович. – Москва : МАДИ (ГТУ), 2008. – 161 с.
15. Зеленев, К. А. Повышение тягово-сцепных свойств колесных полноприводных тракторов регулированием давления воздуха в шинах : специальности 05.20.03 «Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве», 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Зеленев Константин Анатольевич; ФГОУ ВПО «СГАУ имени Н.И. Вавилова». – Саратов, 2003. – 22 с.
16. Плужников, С. В. Повышение тягово-сцепных свойств колесных полноприводных тракторов с шинами равного размера путем перераспределения нормальных реакций по ведущим осям : специальности 05.20.03 «Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве», 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Плужников Сергей Владимирович; ФГОУ ВПО «СГАУ имени Н.И. Вавилова», г. Саратов. 2003. – 28 с.
17. Коцарь, Ю. А. Повышение тягово-сцепных свойств колесных полноприводных тракторов с шинами равного размера путем перераспределения ведущего момента в двигателе : специальность 05.20.03 «Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве» : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Коцарь Юрий Алексеевич; ФГОУ ВПО «СГАУ имени Н.И. Вавилова». – Саратов, 2003. – 42 с.
18. Жилейкин, М. М. Математическая модель прямолинейного движения колесной машины с балансирной подвеской мостов по неровностям пути / М. М. Жилейкин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 1(670). – С. 43–49.
19. Агейкин, Я. С. Теория автомобиля : учеб. пособие / Я. С. Агейкин, Н. С. Вольская. – Москва : МГИУ, 2008. – 319 с.
20. Prof. Dipl.-Ing. Jörnßen Reimpell. Fahrwerktechnik: Federung Fahrwerkmechanik. 2. Auflage. Vogel-Buchverlag Würzburg. 1983. – 288 p.
21. Lng. Julius Mackerle. Automobil s lepší účinností. Praha 1985. SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1987. – 320 p.

References

1. Big soviet encyclopedia 3rd edition revision by Prohorov A.M. Vol. 28. M.: Soviet Encyclopedia, 1978, 616 p. (in Russian).
2. Chudakov E. A. Spurious power circulation in the mechanisms of a non-differential car. M.: GNTI engineering literature, 1950, 72 p. (in Russian).
3. Chudakov E. A. Movement of anon-differential trolley with elastic wheels. M.: Academy of science USSR, 1946, 134 p. (in Russian).
4. Zimelev G. V. Car theory. M. Machtiz, 1959, 312 p. (in Russian).
5. Falkevich B. S. Car theory. State scientific and technical publishing house of engineering literature. M., 1963, 241 p. (in Russian).
6. Levin I. A. To the question of the circulation of power in the transmission of a multi-car. *Science works MAMI*, № 1, 1954, p. 98. (in Russian).
7. Kutkov G. M. Tractors and cars. Theory and technological properties. M.: Kolos, 2004, 504. p. (textbook and study guides for university students) (in Russian).
8. Gladov G. I. Planetary vehicle transmissions. Tutorials. M.: MADI. 1986, 66 p. (in Russian).
9. Petrushov V. A. Rolling resistance of cars and road trains. M.: Engineering, 1975, 224 p. (in Russian).
10. Antonov A. S. Military vehicle. Theory. M.: Military publishing house, 1970, 523 p. (in Russian).
11. Antonov A. S. Integrated power train. Power flow theory and calculation of falling systems. L. : Engineering. Leningrad branch. 1981, 496 p. (in Russian).

12. Vasilchenkov V. F. Military vehicles Construction and calculation. Textbook for military university of vehicle profession. Rybinskiy print house Rybinsk-Ryazan, 1997, 664 p. (in Russian).
13. Sinitsin S. S., Boytsov A. A. Simulation of power flow in transmission. Materials of III international scientifically-technical conference "New materials and technologies in engineering". BGITA, Bryansk, 2004. P. 85-89 (in Russian).
14. Kotovich S. V. Propulsion units of special vehicles. Part 1. M.: MADI (GTU), 2008. 161 p. (in Russian).
15. Zelenkov K. A. Increasing traction and coupling characteristics of wheel tractors with all-wheel drive by adjusting the air pressure in tires. The abstract of the thesis for a scientific degree completion of PhD (Engineering). FSEU MPE "SSAU named after N.I. Vavilova", Saratov. 2003. 22 p. (in Russian).
16. Pluzhnikov S. V. Increasing traction and coupling characteristics of wheel tractors with all-wheel drive with tires of equal size through the redistribution of normal reactions on the drive axles. The abstract of the thesis for a scientific degree completion of PhD (Engineering). FSEU MPE "SSAU named after N.I. Vavilova", Saratov. 2003. 28 p.
17. Kotsari U. A. traction and coupling characteristics of wheel tractors with all-wheel drive with tires of equal size through the redistribution drive moment in propulsion unit. The abstract of the thesis for a scientific degree completion of PhD (Engineering). FSEU MPE "SSAU named after N.I. Vavilova", Saratov, 2003. 22 p. (in Russian)
18. Zhileykin M. M. A Mathematical Model of Linear Movement of a Wheeled Vehicle with Centerpoint Suspension over Rough Surfaces. Tidings of higher educational institution. Mechanical engineering No. 1 (670), 2016. BMSTU, Moscow. P. 43–49 (in Russian).
19. Ageikin J. S., Volskaya N. S. Car theory: tutorials. M., MSEU, 2008. 319 p. (in Russian)
20. Prof. Dipl.-Ing. Jornsens Reimpell. Car chassis: suspension component. Part 2. Publishing house Bird Wuryburg. 1983. 288 p.
21. Ing. Julius Mackerle. Modern economy car. Praha 1985. SNTL - Publishing house of technical literature. 1987. 320 p.

Сведения об авторах

Прядкин Владимир Ильич – доктор техн. наук, профессор кафедры автомобилей и сервиса ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация.

Гудков Виктор Владимирович – доцент кафедры автомобильной подготовки ФГКВОУ ВПО «Военный учебно-научный центр Военно-Воздушных Сил Военно-Воздушная Академия имени Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», кандидат технических наук, доцент, г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: gydvik-51@yandex.ru.

Сокол Павел Александрович – соискатель кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: pavsokol@yandex.ru.

Information about authors

Pryadkin Vladimir Iliich – DSc (Engineering), Professor, Department of cars and service, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation.

Gudkov Victor Vladimirovich – PhD (Engineering), Associate Professor of Department of Automotive Training, FSOMEI HE "Military Education and Scientific Centre of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy (Voronezh) the Ministry of Defense of the Russian Federation", Voronezh, Russian Federation, e-mail: gydvik-51@yadnex.ru.

Sokol Pavel Aleksandrovich – external of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: pavsokol@yandex.ru.