

УДК 629.33:631. 372.001

UDC 629.33:631. 372.001

05.00.00 Технические науки

Technical sciences

СНИЖЕНИЕ ОТРИЦАТЕЛЬНОГО ВЛИЯНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ В ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН

REDUCING THE NEGATIVE INFLUENCE OF KINEMATIC DISCREPANCY IN THE TRANSMISSION OF FOUR-WHEEL DRIVE WHEELED VEHICLES

Исмаилов Владимир Атабаевич
к.т.н., доцент
SPIN-код: 5811-6454; vladimirismailov@yandex.ru,
Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО "Донской ГАУ"

Ismailov Vladimir Atabaevich
Candidate of technical sciences, associate professor
RSCI SPIN-code: 5811-6454
vladimirismailov@yandex.ru,
Azov-Black sea engineering Institute FSBEI HE "Don state agrarian university", Russia

Меликов Иззет Мелукович
к.т.н., доцент
SPIN-код: 3194-9952; izmelikov@yandex.ru
ФГБОУ ВО "Дагестанский государственный аграрный университет им. М.М. Джамбулатова", Россия

Melikov Izzet Melukovich
Candidate of technical sciences, associate professor
RSCI SPIN-code: 3194-9952; izmelikov@yandex.ru
FSBEI HE "Dagestan state agrarian university M. M. Dzhabulatova", Russia

В статье приводится сравнение различных типов привода ведущих мостов полноприводной колесной машины. Показано, что заблокированный привод ведущих мостов, отличаясь простотой, способен обеспечить наилучшую реализацию тягово-сцепных качеств полноприводной машины при условии компенсации кинематического рассогласования в движении передних и задних колес. Проведен анализ причин возникновения кинематического несоответствия и его последствий. Дан анализ существующих способов снижения отрицательного влияния кинематического несоответствия на работу полноприводной колесной машины в заблокированном режиме. Предложен способ снижения кинематического рассогласования путем регулирования давления воздуха в шинах колес с одновременным контролем ведущих моментов на осях. Показана взаимосвязь между разностью кинематических радиусов колес разных мостов и разностью ведущих моментов на них. Приведен алгоритм и описана работа системы автоматического регулирования давления воздуха в шине, реализующей предлагаемый способ. Описана методика опытного определения оценки энергетических потерь от кинематического несоответствия при движении полноприводной машины. Приведены результаты такой оценки применительно к сельскохозяйственному колесному трактору класса 5 движущемуся на различных опорных основаниях

The article discusses different types of drive axles of all-wheel drive machine. It is shown that if blocked drive of driving axle easy, it is able to provide the best traction drive qualities of the all-wheel car, if compensation of kinematic mismatch in movement of front and rear wheels. The article provides analysis of the causes of kinematic mismatch and its consequences. The analysis was given for the existing methods to reduce negative influence of kinematic discrepancy on the work of the four-wheel drive wheeled machine in locked mode. The method of reduction of kinematic mismatch by regulations of the air pressure in the tires of the wheels with one-time control of the leading moments on the axes was suggested. We show the relationship between the difference of kinematic radii of the wheels of different axles and the difference of the moments leading to them. The algorithm and description for the system of automatic control of air pressure in the tire, which realizes the proposed method, were presented. We have described experimental methods of determining the energy losses evaluation from kinematic mismatch when moving all-wheel drive machine. The article presents the results of the this assessment in relation to the agricultural wheel tractor of class 5 moving at different substructures

Ключевые слова: ПОЛНОПРИВОДНАЯ КОЛЕСНАЯ МАШИНА, ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА, БЛОКИРОВАННЫЙ ПРИВОД, КИНЕМАТИЧЕСКОЕ НЕСООТВЕТСТВИЕ

Keywords: FOUR-WHEEL DRIVE WHEELED VEHICLE, TRACTION DYNAMICS, BLOCKED DRIVE, KINEMATIC DISCREPANCY

Очевидные преимущества полноприводной трансмиссии (повышение курсовой устойчивости, улучшение тяговых и сцепных свойств и т.д.) объясняют увеличение числа колесных машин 4x4 и 6x6 на автомобильных дорогах и вне таковых. Такая тенденция наиболее заметна среди наземной техники сельскохозяйственного, специального и военного назначения.

Условия работы этих машин (слабосвязный грунт, песок, пахота и бездорожье) предъявляют повышенные требования к их тягово-сцепным свойствам. В свою очередь, тяговая динамика полноприводных тракторов и автомобилей во многом зависят от типа привода крутящего момента на ведущие мосты. Как известно, привод крутящего момента к ведущим мостам может осуществляться через различные муфты свободного хода, межосевой дифференциал и быть заблокированным.

Многочисленные исследования показывают [1, 2], что в тяжелых условиях движения максимальное тяговое усилие движителей обеспечивает заблокированный привод ведущего момента либо дифференциальный с возможностью блокировки и соответствующем коэффициенте блокировки близким к единице $K_{\delta} \approx 1$. В этих случаях ведущие мосты кинематически жестко связаны посредством трансмиссии, а касательные силы тяги на колесах одного моста не зависят от условий сцепления с опорным основанием колес другого, в результате чего колесная машина сохраняет проходимость и способность создавать тягу даже в неблагоприятных по сцеплению колес условиях.

Вместе с тем основным недостатком заблокированного привода является наличие кинематического несоответствия в движении колес разных ведущих мостов – когда их действительные окружные скорости несколько отличаются друг от друга, в то время как их оси, жестко связанные с остовом трактора, должны двигаться с одной поступательной скоростью. Это объясняется, главным образом, отклонением действительных радиусов ка-

чения колес от расчетных, возникающим из-за перераспределения вертикальных нагрузок по мостам, движения по криволинейной траектории, движения колес разных мостов по опорному основанию различной несущей способности и т.д.

Следствиями работы полноприводной машины с кинематическим несоответствием в движении ведущих мостов являются: недоиспользование касательной силы тяги отстающими колесами, потери энергии связанные с дополнительными упругими деформациями шин, потери энергии от циркуляции паразитной мощности в трансмиссии, истирание поверхностного слоя почвы и дополнительный износ контактных элементов шин. Таким образом, становится очевидной актуальность работ направленных на снижение уровня кинематического несоответствия при работе полноприводной трансмиссии в режиме заблокированного привода мостов.

Известен способ снижения отрицательного влияния кинематического несоответствия на тягово-сцепные свойства полноприводных машин [1], заключающийся в выравнивании радиусов колес различных ведущих осей при изменяющихся вертикальных нагрузках на них путем изменения давления воздуха в шинах. При этом изменение вертикальных нагрузок определяется по вертикальному перемещению подрессоренных масс машины, преобразуемому в соответствующее изменение давления воздуха в шинах.

К недостаткам известного способа относятся:

- невозможность применения на колесных машинах с жесткой (неподрессоренной) подвеской;
- опосредованность регулирования силы тяги (ведущего момента) на колесах по величине вертикальной нагрузки.

Наиболее близким к предлагаемому способу является способ снижения отрицательного влияния кинематического несоответствия в трансмиссии полноприводных машин путем изменения давления воздуха в шинах, перераспределения нормальных реакций по ведущим осям при изменении

угла действия силы тяги на крюке посредством создания дополнительного давления в полости подъема гидроцилиндра заднего навесного устройства [3].

К недостаткам известного способа относится следующее:

- отсутствие возможности применения на полноприводных тракторах без гидроувеличителя сцепного веса, а также на полноприводных транспортных машинах (автомобилях);
- отсутствие контроля силы тяги (ведущего момента) на колесах вызывает изменение, а именно, уменьшение силы тяги на ведущих колесах.

Предлагаемый нами способ включает уменьшение кинематического несоответствия в движении колес ведущих мостов полноприводной машины посредством изменения давления в шинах колес при контроле крутящих моментов ведущих мостов. При этом радиусы качения колес доводятся до расчетных, а ведущие моменты на осях поддерживаются в оптимальном соотношении.

Рассмотрим движение сельскохозяйственного трактора 4x4 на эластичных движителях одного размера, с распределением веса между передними и задними колесами 60:40, по основанию типа стерня колосовых. В этом случае скорость движения остова трактора будут задавать передние колеса. При наличии положительного кинематического несоответствия радиусы качения передних колес будут больше радиусов задних колес.

Сцепление движителей на стерне колосовых достаточно велико, допустимый коэффициент сцепления составляет $\varphi_{сц.дон} = 0,50...0,55$, следовательно, колеса могут реализовать достаточно большой крутящий момент без пробуксовки

$M_{вед1}^{max} = Q_1 \cdot \varphi_{сц} \cdot r_{\partial 1}, \text{ Н}\cdot\text{м}$ $M_{вед2}^{max} = Q_2 \cdot \varphi_{сц} \cdot r_{\partial 2}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	(1)
---	-----

где: Q_1 и Q_2 - вертикальные нагрузки на осях, Н ;

$\varphi_{сц}$ - коэффициент сцепления колес с дорогой ;

$r_{\partial 1}$ и $r_{\partial 2}$ - динамические радиусы колес, м.

При подведении к осям колес крутящего момента их радиусы качения не остаются постоянными

$r_k = r_{вк} - \gamma \cdot M_{вед}$	(2)
---------------------------------------	-----

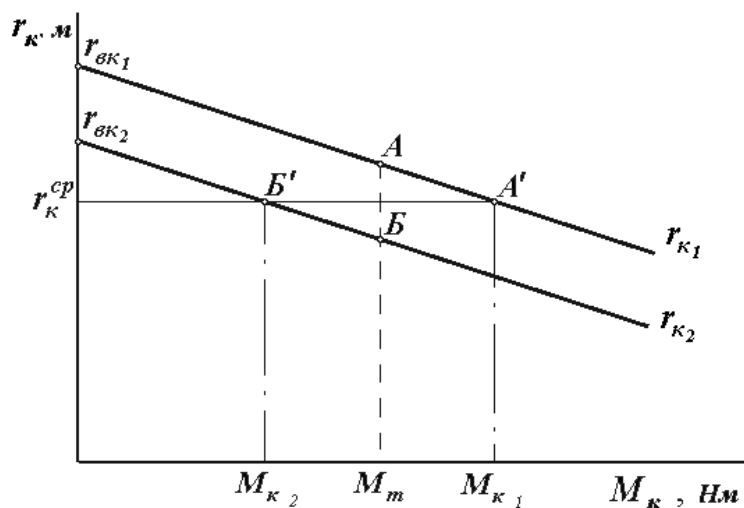
где $r_{вк}$ – кинематический радиус колеса в свободном режиме, м ;

γ – коэффициент тангенциальной (окружной) эластичности колеса, $\frac{\text{град}}{\text{Н}}$;

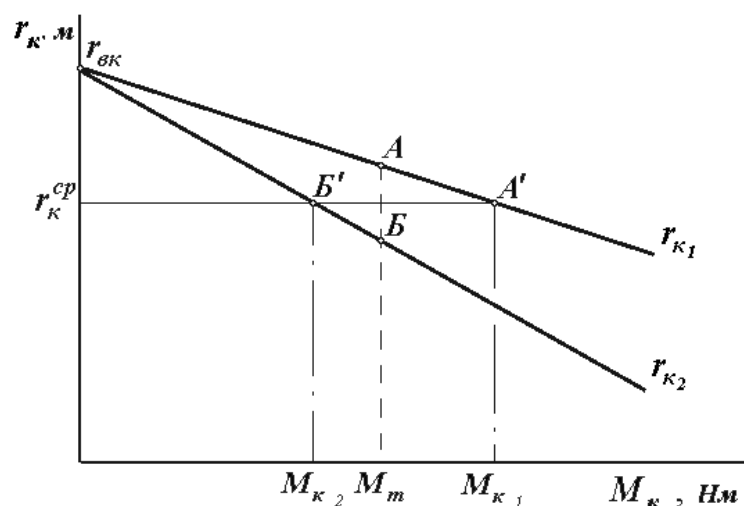
$M_{вед}$ – ведущий момент на оси колеса, Н·м.

На твердом основании, в машине с одинаково жесткими приводами на мосты при отсутствии динамических нагрузок в силовой передаче подведенный момент трогания должен распределяться по мостам поровну [5]. Этому моменту M_m на каждом колесе соответствуют радиусы качения $r_{к1}$ и $r_{к2}$, определяемые точками А и Б (рисунок 1).

Из-за кинематического рассогласования на колесах передней оси наблюдается увеличение крутящего момента и уменьшение радиуса качения $r_{к1}$, а на задней оси — уменьшение M_k и увеличение $r_{к2}$. В определенный момент эти радиусы выравниваются, чему соответствуют точки А' и Б'.



а)



б)

Рисунок 1 – Схема выравнивания радиусов качения:

а) – при $\gamma_1 = \gamma_2$; б) – при $\gamma_1 < \gamma_2$

Таким образом, благодаря "следающим" свойствам шин, определяемым в основном окружной эластичностью, кинематическое рассогласование исчезает [5]. При этом равенство радиусов качения постоянно поддерживается разными по величине крутящими моментами. Из графиков, представленных на рисунке 1, также видно, что, чем больше тангенциальная

эластичность шин, определяемая коэффициентом γ , тем при меньшей неравномерности M_k выравниваются радиусы качения r_{k1} и r_{k2} (при условии, что радиусы качения колес в ведомом режиме $r_{вк}$ для шин с различными коэффициентами γ одинаковы).

Вместе с тем при жесткой связи осей колес посредством остова машины их радиусы качения должны быть одинаковыми

$$r_{k1} = r_{k2}. \quad (3)$$

Или

$$I_{вк1} - \gamma_1 \cdot M_{вед1} = r_{вк2} - \gamma_2 \cdot M_{вед2} \quad (4)$$

Решение уравнения (3) можно представить в виде:

$$M_{вед1} - M_{вед2} = \frac{r_{вк1} - r_{вк2}}{\gamma_{ср}} \quad (5)$$

где $\gamma_{ср}$ – среднее значение коэффициента тангенциальной эластичности колес.

Таким образом, разность ведущих моментов на колесах мостов, возникающая при кинематическом несоответствии, пропорциональна разности их радиусов качения в свободном режиме.

Другими словами, применительно к любой полноприводной колесной машине сохраняется некоторое соотношение между моментами на колесах разных мостов, определяемое как конструктивными особенностями машины (размеры колес), так и распределением вертикальных реакций по мостам. Вместе с тем изменение радиусов колес способно нарушить это соотношение, в результате чего тяговые возможности одного моста и машины в целом снизятся.

Решение этой задачи возможно с помощью изменения давления воздуха в шинах колес ведущих осей при постоянном контроле крутящих мо-

ментов на ведущих осях во время движения машины с целью поддержания оптимального соотношения этих моментов, соответствующего данному типу колесной машины.

Регулирование давления воздуха в шинах предлагаемым способом происходит следующим образом (рисунок 2). Начало работы системы регулирования давления соответствует началу движения машины. На ее вход поступает информация о давлении воздуха в шинах передних ($P_w^{ПЕР}$) и задних ($P_w^{ЗАД}$) колес, о крутящих моментах на передней ($M_{ПЕР}$) и задней ($M_{ЗАД}$) осях, а также задается рабочее давление в шинах ($P_w^{раб}$) передних колес для данных условий работы машины.

Давление воздуха в колесах передней оси сравнивается с заданным для текущих условий эксплуатации и при их несовпадении корректируется $P_w^{ПЕР}$ путем накачивания этих колес или сброса давления.

Затем производится сравнение давления воздуха в шинах задних колес с максимальным ($P_{МАХ}$) и минимальным ($P_{МИН}$) давлениями воздуха для шин данной конструкции. При превышении $P_w^{ЗАД}$ над $P_{МАХ}$ происходит сброс давления в этих шинах, а при достижении $P_{МИН}$ – накачка.

После этого происходит сравнение крутящих моментов на передней и задней осях. Если отношение среднего крутящего момента на задней оси к среднему крутящему моменту на передней оси равно заданному числу (A), характерному для данной машины, т.е.

$$\frac{M_{ПЕР}^{cp}}{M_{ЗАД}^{cp}} = A, \quad (6)$$

то система производит проверку среднего момента на передних колесах. Если этот момент равен нулю, что может случиться в случае, когда машина не движется, то происходит выключение системы. Если $M_{ПЕР}^{cp}$ не равен

нулю, то происходит переход в режим ожидания с постоянным анализом поступающей информации о моментах на осях и давлениях в шинах.

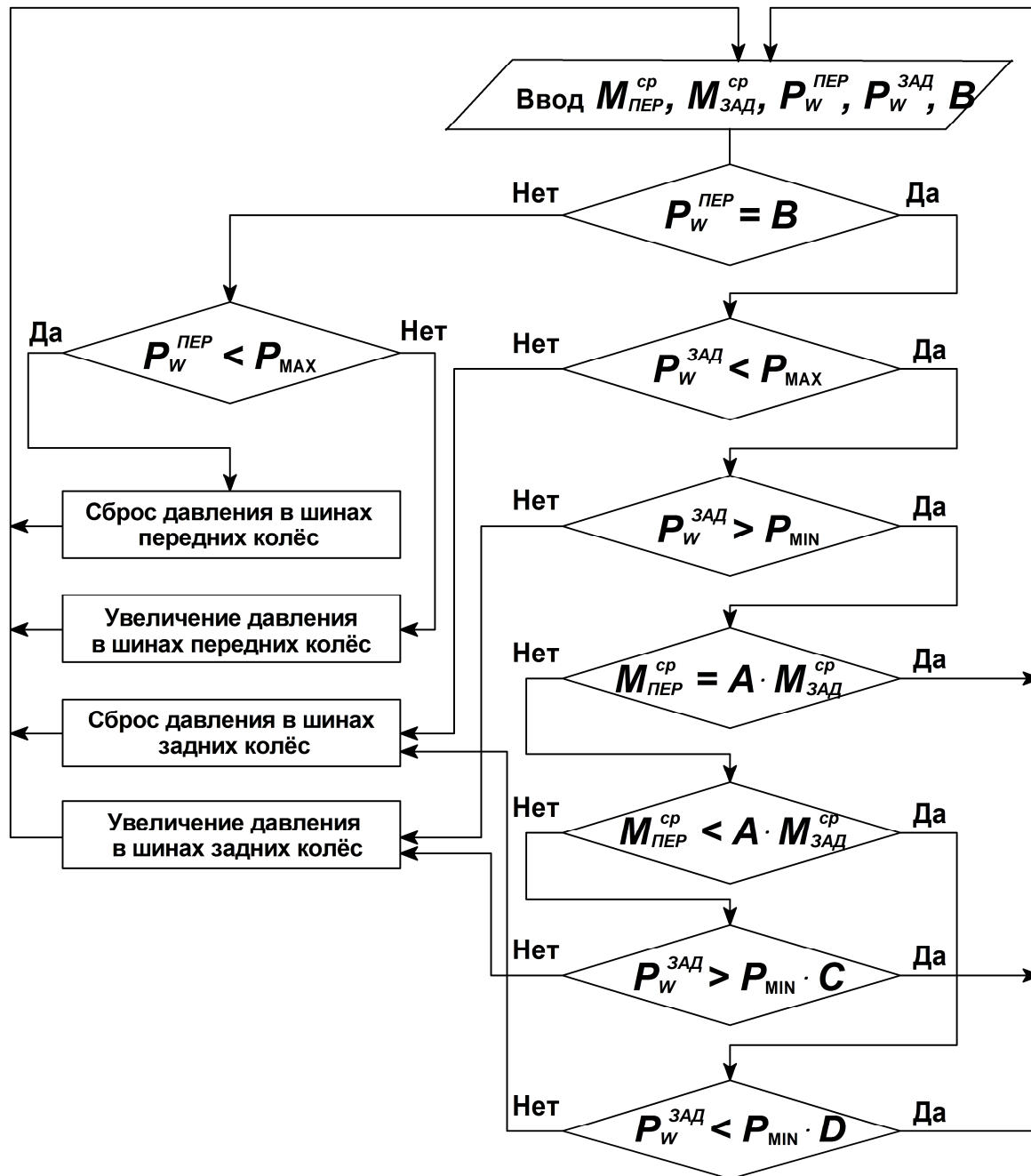


Рисунок 2 – Алгоритм регулирования давления воздуха в шинах

Если заданное соотношение моментов не соответствует заданному, то при $M_{ПЕР}^{ср} > M_{ЗАД}^{ср} \cdot A$ происходит накачка задних колес с целью увеличения их радиуса и уменьшения кинематического рассогласования, перед

чем производится проверка давления в задних колесах по максимальному давлению. При давлении P_W^{3AD} , близком к P_{MAX} с коэффициентом запаса C , достигается предел регулирования и далее система лишь поддерживает P_W^{3AD} на уровне допустимого. При $M_{ПЕР}^{cp} < M_{3AD}^{cp} \cdot A$ производится сброс давления в шинах задних колес, однако, это происходит только в том случае, если P_W^{3AD} не приблизилось к P_{MIN} с коэффициентом запаса D .

Таким образом, уменьшение кинематического несоответствия происходит за счет регулирования давления воздуха в шинах только колес задней оси, а в шинах колес передней оси давление поддерживается постоянным.

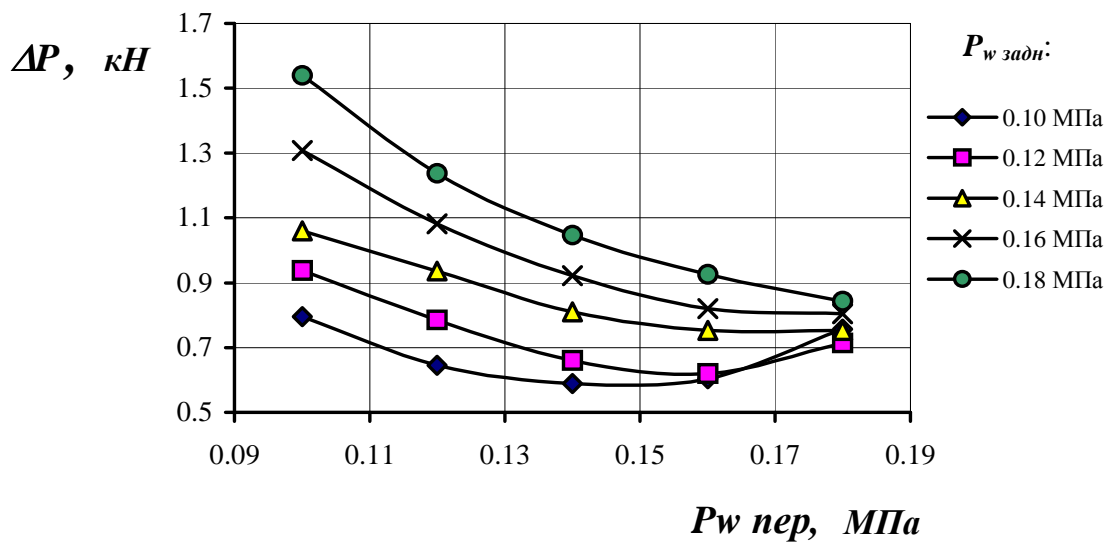
Суммарные энергозатраты, сопровождающие работу полноприводной машины с кинематическим рассогласованием в движении ведущих мостов, можно представить как дополнительную силу сопротивления качению ΔP . Для ее определения проводилась буксировка трактора К-701М тягачом [6], на различных опорных основаниях (стерне ярового ячменя и поле, подготовленном под посев), поочередно без блокировки и с блокировкой ведущих мостов. В каждом случае определялось сопротивление перекачиванию. Кинематическое несоответствие создавалось искусственно, путем изменения давлений воздуха в шинах передних и задних колес в пределах от 0,1 до 0,18 МПа. Сила дополнительного сопротивления от кинематического рассогласования определялась как,

$$\Delta P = P_f^{бл} - P_f^{разбл}, \quad (7)$$

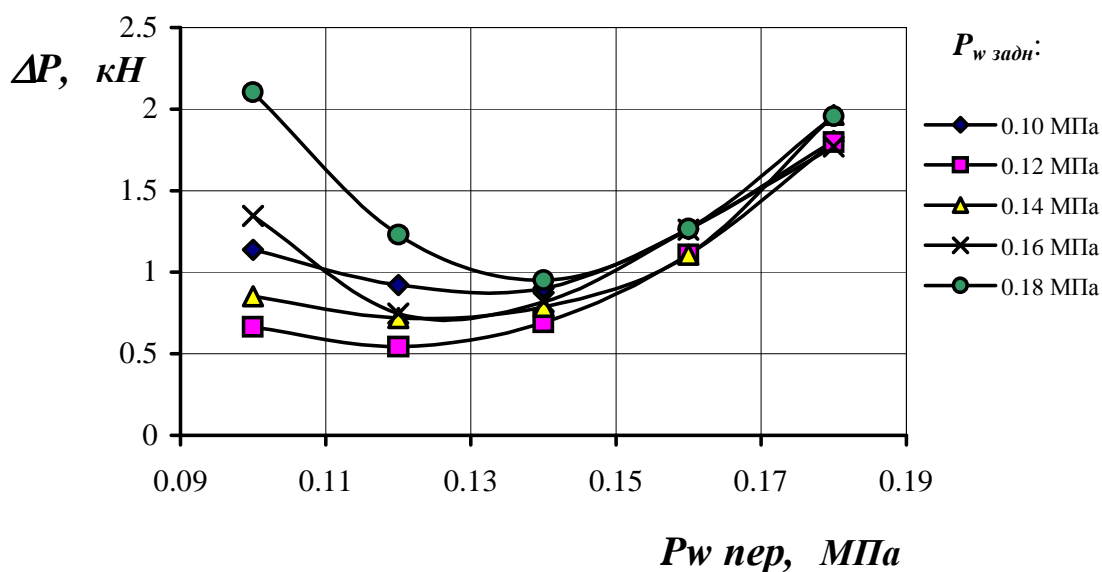
где $P_f^{бл}$ и $P_f^{разбл}$ — сила сопротивления перекачиванию соответственно при заблокированной и разблокированной связи ведущих мостов.

В результате проведения экспериментальных исследований силы дополнительного сопротивления от кинематического рассогласования было отмечено сохранение общих тенденций в изменении величины ΔP от

уровней давления в шинах колес на всех видах опорного основания. Характерные минимумы и максимумы этой величины наблюдались при одних и тех же соотношениях давлений по мостам (рисунок 3).



а



б

а – стерня колосовых; б – поле, подготовленное под посев

Рисунок 3 – Экспериментальные значения силы дополнительного сопротивления

Максимальные экспериментальные значения силы ΔP составили 1,54 кН на стерне ярового ячменя и 2,10 кН на поле, подготовленном под посев. С учетом скоростных режимов движения дополнительные потери мощности двигателя, связанные с кинематическим рассогласованием, составят до 4,9 кВт на стерне и 6,7 кВт на поле, подготовленном под посев.

Регулирование давления в шинах ведущих колес трактора К-701М по параметру минимума уровня кинематического рассогласования при выполнении операции пахоты, в сравнении с соотношением давлений, рекомендуемым инструкцией по эксплуатации трактора, позволяет повысить производительность пахотного агрегата на 1,92% и снизить часовой расход топлива на 1,8%. Следовательно, применение предлагаемого способа целесообразно.

Список литературы

1. Шкарлет, А.Ф. Энергозатраты и воздействие на почву полноприводных тракторов / А.Ф. Шкарлет, В.А. Исмаилов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. № 5.
2. Келлер, А.В. Обоснование путей повышения подвижности многоцелевых колесных машин /А.В. Келлер, Н.А. Карпов, Д.В. Шафиков, В.Ю. Усиков В.Ю., Ушнурцев С.В. // Материалы 77-й международной технической конференции ААИ "Автомобиле- и тракторостроение в России. Приоритеты развития и подготовка кадров". – 2012.
3. А.с. 1279874 СССР 4 В 60 С 23/00. Способ регулирования давления воздуха в шинах колес полноприводного транспортного средства. /А.Б. Белослюдов, С.П. Изюмцев (Московский ордена Трудового Красного Знамени гидромелиоративный ин-т). – 3679079/27-11; заявл. 27.12.83 /опубл 30.12.86 Открытия. Изобретения. – 1986. – № 48. – С. 69
4. А.с. 1472287 СССР 4 В 60 С 23/00. Автоматическая система регулирования давления воздуха в шинах транспортного средства /Кацыгин В.В., Ким Ю.А., Антоневич А.И., Скуртул А.И., Зеленый П.В. (Белорус. политех. ин-т). – 4230910/31-11; Заявл. 16.04.87 /опубл. 15.04.89 /Открытия. Изобретения. – 1989. – № 14. – С. 71
5. Пирковский, Ю.В. Снижение затрат мощности на преодоление сопротивления качению /Ю.В. Пирковский, С.Б. Шухман //Автомобильная промышленность. – 1987. – №5 – С. 15 – 16
6. Повышение эксплуатационной эффективности полноприводного колесного трактора класса 5 / Исмаилов В.А. диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Зерноград. – 2003.

References

1. Shkarlet, A.F. Jenergozatraty i vozdejstvie na pochvu polnoprivodnyh trak-torov / A.F. Shkarlet, V.A. Ismailov // Traktory i sel'skhozajstvennyye mashiny. – 2001. № 5.

2. Keller, A.V. Obosnovanie putej povyshenija podvizhnosti mnogocelevyh ko-lesnyh mashin /A.V. Keller, N.A. Karpov, D.V. Shafikov, V.Ju. Usikov V.Ju., Ushnur-cev S.V. // Materialy 77-j mezhdunarodnoj tehnicheckoj konferencii AAI "Avtomo-bile- i traktorostroenie v Rossii. Prioritety razvitija i podgotovka kadrov". – 2012.
3. A.s. 1279874 SSSR 4 B 60 C 23/00. Sposob regulirovanija davlenija vozduha v shinah koles polnoprivodnogo transportnogo sredstva. /A.B. Belosljudov, S.P. Izjum-cev (Moskovskij ordena Trudovogo Krasnogo Znameni gidromeliorativnyj in-t). – 3679079/27-11; zajavl. 27.12.83 /opubl 30.12.86 Otkrytija. Izobretenija. – 1986. – № 48. – S. 69
4. A.s. 1472287 SSSR 4 B 60 C 23/00. Avtomaticheskaja sistema regulirovanija davlenija vozduha v shinah transportnogo sredstva /Kacygin V.V., Kim Ju.A., Antonevich A.I., Skurtul A.I., Zelenyj P.V. (Belorus. politeh. in-t). – 4230910/31-11; Zajavl. 16.04.87 /opubl. 15.04.89 /Otkrytija. Izobretenija. – 1989. – № 14. – S. 71
5. Pirkovskij, Ju.V. Snizhenie zatrat moshhnosti na preodolenie soprotivlenija kacheniju /Ju.V. Pirkovskij, S.B. Shuhman //Avtomobil'naja promyshlennost'. – 1987. – №5 – S. 15 – 16
6. Povyshenie jekspluatacionnoj jeffektivnosti polnoprivodnogo kolesnogo traktora klassa 5 / Ismailov V.A. dissertacija na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tehnicheckih nauk. Zernograd. – 2003.