

# Моделирование силовых параметров гусеничного движителя трактора

## Simulation of power parameters of track mover of a tractor

М. И. РОМАНЧЕНКО, канд. техн. наук

Белгородский государственный аграрный университет имени В. Я. Горина, пос. Майский, Белгородская обл., Россия, mir-23@mail.ru

M. I. ROMANCHENKO, PhD in Engineering

V. Ya. Gorin Belgorod State Agrarian University, Mayskiy, Belgorod region, Russia, mir-23@mail.ru

Установлена целесообразность использования аналогии взаимодействия с опорной поверхностью колесного и гусеничного движителей. Цель исследования состоит в реализации возможности моделирования силовых параметров гусеничного движителя с резиноармированными гусеницами с использованием положений, разработанных для движителей колесных машин. Продольную силу в плоскости контактной площадки гусеничного движителя предложено определять суммой произведений нормальных реакций и коэффициентов сцепления на участках буксования и покоя элементов контактной площадки. Нормальную реакцию на каждом из участков следует определять с учетом переменной эпюры удельных нормальных реакций. При отсутствии буксования элементов предполагается прямоугольная эпюра, а при полном буксовании — треугольная с прямым углом в задней части контактной площадки. При промежуточном буксовании эпюра имеет трапециевидную форму. Коэффициент сцепления элементов контактной площадки на участке буксования рекомендовано определять по убывающей эллипсовидной зависимости в функции относительной нормальной реакции на участке буксования контактной площадки. Нижнее значение равно коэффициенту трения покоя элементов при отсутствии буксования, верхнее — коэффициенту трения скольжения при полном буксовании. Коэффициент сцепления на участке покоя рекомендуется определять по возрастающей эллипсовидной зависимости в функции относительной нормальной реакции на участке буксования контактной площадки. Нижнее значение равно нулю при отсутствии буксования, верхнее — коэффициенту трения покоя при переходе к полному буксованию крайнего заднего элемента. Для гусеничного движителя трактора John Deere 8300RT с центральным углом контактной площадки 1,91 радиан расчетные значения коэффициента продольной силы достаточно хорошо согласуются с фактическими данными тяговых испытаний тракторов John Deere 8310RT, 8335RT и 8360RT, проведенных в Университете штата Небраска в Линкольне. Предложенный алгоритм моделирования силовых параметров гусеничных движителей может быть полезен при выборе рациональных тяговых режимов работы тракторов в различных условиях эксплуатации.

**Ключевые слова:** гусеничный движитель; сила; реакция; коэффициент буксования; коэффициент сцепления.

The expediency of use of analogy of wheel and track movers interaction with the supporting surface is established. The research aim is to implement the possibility of simulation of power parameters of a track mover with rubber-covered caterpillars using the positions designed for movers of wheeled vehicles. It is suggested to determine an axial force in plane of contact area of track mover through the sum of products of normal responses and adhesion coefficients on slipping and idling sections of elements of contact area. The normal response in each section should be determined taking into account the variable diagram of specific normal responses. Without slipping of elements, a rectangular diagram is assumed; with full slipping, a triangle one with right angle on the rear part of contact area is assumed. A diagram is a trapezoidal in case of the intermediate slipping. It is recommended to calculate the adhesion coefficient of elements of contact area in the sliding section through the descending elliptical dependence as a function of the relative normal response on slipping section of contact area. The low value is equal to the static friction coefficient of elements without slipping, the high value is equal to the coefficient of sliding friction with full slipping. It is recommended to calculate adhesion coefficient of the idling section through the ascending elliptical dependence as a function of the relative normal response on slipping section of contact area. The low value is equal to zero without slipping, the high value is equal to the static friction coefficient in the transition to full slipping of extreme rear element. The calculated values of the axial force coefficient for track mover of John Deere 8300RT tractor with 1.91 radians of central angle of contact area are well coherent with the actual data of drawbar tests of John Deere 8310RT, 8335RT and 8360RT tractors carried out in the University of Nebraska—Lincoln. The proposed simulation algorithm of power parameters of track mover could be useful when choosing the rational traction modes of tractors operation in different operating conditions.

**Keywords:** track mover; power; reaction; slipping coefficient; adhesion coefficient.

### Введение

Существенное влияние на формирование силовых параметров гусеничного движителя (ГД) трактора оказывают эпюры удельных нормальных (вертикальных) реакций на опорной поверхности, которые в зависимости от характера распределения по длине контактной площадки (КП) ГД могут иметь различные расчетные формы — прямоугольную, трапециевидную, треугольную [1—3].

Важнейшие параметры взаимодействия ГД с опорной поверхностью — реализуемые коэффициенты продольной силы (сцепления) и буксования, переменные величины которых зависят в основном от физико-механических свойств опорной поверхности и геометрических параметров ГД [4, 5].

При моделировании силовых параметров ГД трактора в тяговом режиме установлена целесообразность использования аналогии взаимодействия с опорной поверхностью колесного и гусеничного движителей [1].

### Цель исследования

Цель исследования состоит в реализации возможности моделирования силовых параметров ГД, оснащенного резиноармированными гусеничными лентами, с использованием теоретических положений, разработанных ранее для движителей колесных машин.

### Материалы и методы

Суммарная продольная сила  $R_x$  в плоскости КП ГД на опорной поверхности с учетом ее образования на

участках буксования и покоя элементов КП ГД по аналогии с зависимостями для колесного движителя [6] определяется выражениями:

$$\begin{aligned} R_x &= R_{x \text{ букс}} + R_{x \text{ пок}}; \\ R_{x \text{ букс}} &= R_{z \text{ букс}} \mu_{\text{сц букс}}; \\ R_{x \text{ пок}} &= R_{z \text{ пок}} \mu_{\text{сц пок}}; \\ R_{z \text{ букс}} &= G_{\text{ГД}} f_{\text{букс}}; \\ R_{z \text{ пок}} &= G_{\text{ГД}} - R_{z \text{ букс}}, \end{aligned}$$

где  $R_{x \text{ букс}}$ ,  $R_{x \text{ пок}}$  — продольная сила на участках буксования и покоя элементов КП ГД;  $R_{z \text{ букс}}$ ,  $R_{z \text{ пок}}$  — нормальные реакции на участках буксования и покоя элементов КП ГД;  $G_{\text{ГД}}$  — нормальная (вертикальная) нагрузка на ГД;  $\mu_{\text{сц букс}}$ ,  $\mu_{\text{сц пок}}$  — коэффициенты сцепления элементов КП ГД на участках их буксования и покоя;  $f_{\text{букс}}$  — относительная площадь эпюры удельных нормальных реакций на участке буксования элементов КП ГД.

Нормальную реакцию опорной поверхности на КП ГД определяем исходя из переменной эпюры распределения удельных нормальных реакций по длине КП ГД. При отсутствии буксования предполагаем равномерное прямоугольное распределение удельных нормальных реакций, а при полном буксовании — треугольное распределение с прямым углом в задней части КП ГД. При промежуточных значениях коэффициента буксования элементов КП ГД  $\delta_{\text{букс}}$  эпюра удельных нормальных реакций приобретает трапециевидную форму, как показано на рис. 1.

Коэффициент буксования элементов КП ГД  $\delta_{\text{букс}}$  определяется отношением длины участка буксования КП ГД  $l_{\text{букс кп гд}}$  ко всей ее длине  $l_{\text{кп гд}}$ . Участок буксования находится в задней части КП ГД и при полном буксовании распространяется к передней части КП ГД на всю ее длину.

Величины боковых сторон  $z_1$  и  $z_2$  переменной эпюры удельных нормальных реакций определяем из условия равенства ее относительной площади единице. Сумма значений двух боковых сторон  $z_1$  и  $z_2$  переменной эпюры должна быть равна двум при любом значении коэффициента буксования элементов КП ГД в интервале от нуля до единицы:

$$z_1 + z_2 = 2. \quad (1)$$

При  $\delta_{\text{букс}} = 0$  эпюра представляет собой прямоугольник с вершинами  $10lg$  и сторонами  $\delta = 1$ ;  $z_1 = z_2 = 1$ . В роли величин  $\delta$ ,  $z_1$ ,  $z_2$  в этом случае выступают соответственно абсцисса точки  $l$ , расположенной на правой стороне эпюры, и ординаты точки  $l$ , расположенной на левой стороне эпюры, и точки  $g$ .

При увеличении  $\delta_{\text{букс}}$  предполагаем симметрично противоположные пропорциональные  $\delta_{\text{букс}}$  соответственно удлинение левой стороны  $0l$  исходного прямоугольника на величину  $la$  и укорочение правой стороны  $lg$  прямоугольника на величину  $gc$ . Прямоугольник при этом трансформируется в прямоугольную трапецию с вершинами  $a0lc$ . В роли величин  $z_1$  и  $z_2$  в этом случае выступают ординаты точек  $a$  и  $c$ .

При дальнейшем увеличении  $\delta_{\text{букс}}$  до единицы предполагаем симметрично противоположные удлинение левой стороны  $0l$  исходного прямоугольника на ве-

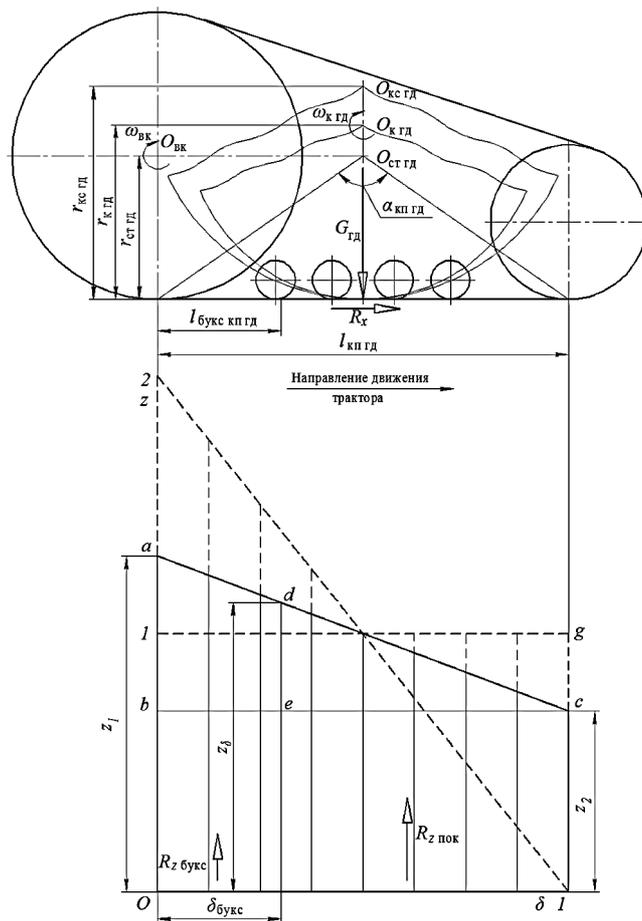


Рис. 1. Схема ГД и переменной эпюры удельных нормальных реакций опорной поверхности на КП ГД

личину  $lg$ , т.е. до значения  $z_1 = 2$ , и укорочение правой стороны  $lg$  прямоугольника на величину  $gl$ , т.е. до значения  $z_2 = 0$ . Прямоугольник при этом трансформируется в прямоугольный треугольник с вершинами  $20l$ . В роли величин  $z_1$  и  $z_2$  в этом случае выступают ординаты точек  $2$  и  $l$ , расположенных на правой стороне эпюры.

Текущее значение  $z_1$  на левой стороне эпюры определяется выражением:

$$z_1 = 1 + \delta_{\text{букс}}. \quad (2)$$

Текущее значение  $z_2$  на правой стороне эпюры:

$$z_2 = 1 - \delta_{\text{букс}}. \quad (3)$$

Относительная площадь переменной эпюры на участке буксования элементов КП ГД:

$$f_{\text{букс}} = (z_1 + z_\delta) \delta_{\text{букс}} / 2,$$

или с учетом зависимости (2):

$$f_{\text{букс}} = (1 + \delta_{\text{букс}} + z_\delta) \delta_{\text{букс}} / 2. \quad (4)$$

Из подобия двух прямоугольных треугольников с вершинами  $abc$  и  $dec$  на рис. 1 получим пропорцию:

$$(z_\delta - z_2) / (z_1 - z_2) = (1 - \delta_{\text{букс}}) / 1,$$

$$\text{или } (z_\delta - z_2) = (z_1 - z_2)(1 - \delta_{\text{букс}}).$$

Из нее с учетом равенств (2) и (3) следует:

$$z_\delta = (1 - \delta_{\text{букс}})(1 + 2 \delta_{\text{букс}}). \quad (5)$$

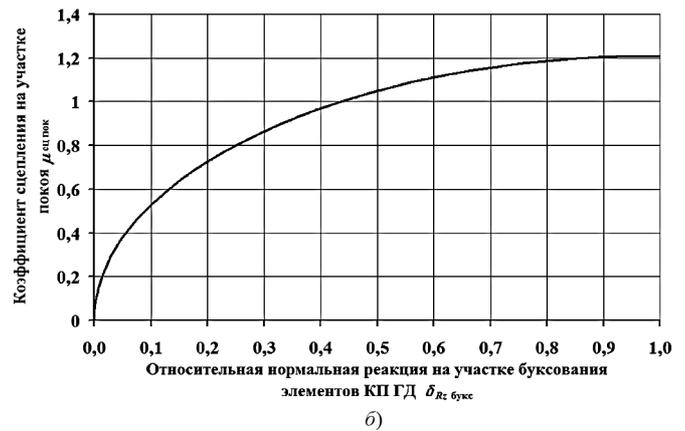
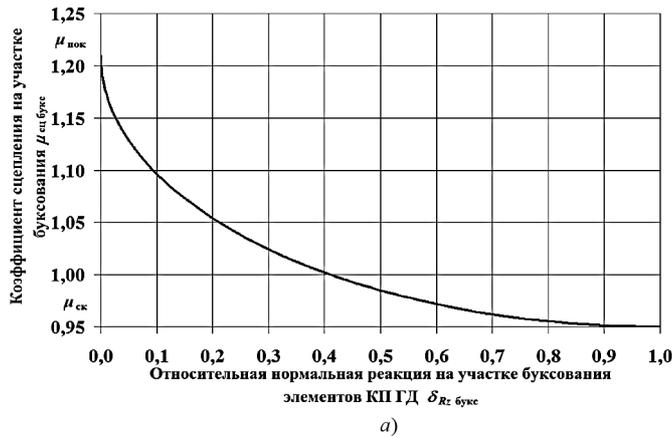


Рис. 2. Зависимости коэффициента сцепления на участках буксования (а) и покоя (б) от относительной нормальной реакции на участке буксования элементов КП ГД

После подстановки получим  $z_{\delta} = 1$  при  $\delta_{\text{брукс}} = 0$ ;  $z_{\delta} = 1$  при  $\delta_{\text{брукс}} = 0,5$ ;  $z_{\delta} = 0$  при  $\delta_{\text{брукс}} = 1$ .

Относительная площадь переменной эпюры на участке буксования элементов КП ГД по формуле (4) с учетом равенства (5) и последующих преобразований определяется выражением:

$$f_{\text{брукс}} = [1 + \delta_{\text{брукс}}(1 - \delta_{\text{брукс}})]\delta_{\text{брукс}}.$$

При  $\delta_{\text{брукс}} = 1$  относительная площадь прямоугольной трапеции, трансформируемой в прямоугольный треугольник, на участке буксования элементов КП ГД равна  $f_{\text{брукс}} = 1$ .

Коэффициент сцепления элементов КП ГД на участке буксования определяется по убывающей эллипсоидной зависимости от относительной нормальной реакции на участке буксования элементов КП ГД. Зависимость представлена на рис. 2, а и предполагает уменьшение значения коэффициента сцепления от значения, равного коэффициенту трения покоя элементов КП ГД на опорной поверхности при отсутствии буксования ГД, до значения, равного коэффициенту трения скольжения элементов КП ГД при полном буксовании ГД:

$$\mu_{\text{сл брукс}} = \mu_{\text{пок}} - [(\mu_{\text{пок}} - \mu_{\text{ск}})^2 - (\mu_{\text{пок}} - \mu_{\text{ск}})^2 \times (1 - \delta_{Rz \text{ брукс}})^2]^{0,5},$$

где  $\mu_{\text{пок}}$  — коэффициент трения покоя элементов КП ГД на опорной поверхности при отсутствии буксования ГД;  $\mu_{\text{ск}}$  — коэффициент трения скольжения элементов КП ГД при полном буксовании ГД;  $\delta_{Rz \text{ брукс}}$  — относительная нормальная реакция на участке буксования элементов КП ГД, численно равная относительной площади прямоугольной трапеции на участке буксования  $f_{\text{брукс}}$ .

Коэффициент сцепления на участке покоя элементов КП ГД определяется по возрастающей эллипсоидной зависимости от относительной нормальной реакции на участке буксования элементов КП ГД. Зависимость представлена на рис. 2, б и предполагает увеличение значения коэффициента сцепления от нуля при отсутствии буксования элементов КП ГД до значения, равного коэффициенту трения покоя элементов КП ГД на опорной поверхности в момент перехода к полному буксованию,

когда последний крайний задний элемент КП ГД еще продолжает находиться в состоянии покоя:

$$\mu_{\text{сл пок}} = [\mu_{\text{пок}}^2 - \mu_{\text{пок}}^2 (1 - \delta_{Rz \text{ брукс}})^2]^{0,5}.$$

Коэффициент буксования ГД определяется по аналогии с зависимостью, установленной в результате аналитических исследований для колесного движителя [7]:

$$\delta_{\text{гд}} = \alpha_{\text{кп гд}} \delta_{\text{брукс}} / [4\pi^2 (1 - \delta_{\text{брукс}}) + \alpha_{\text{кп гд}}^2 \delta_{\text{брукс}}]^{0,5},$$

где  $\alpha_{\text{кп гд}}$  — центральный угол КП ГД на опорной поверхности, определяемый как угол между лучами, исходящими из точки пересечения горизонтальной осевой линии ведущего зубчатого колеса и перпендикуляра (условного статического радиуса), восстановленного из середины КП ГД, и проходящими через крайнюю заднюю и крайнюю переднюю точки КП ГД.

Центральный угол КП ГД определяется выражением:

$$\alpha_{\text{кп гд}} = 2 \arctg(2r_{\text{ст гд}} / l_{\text{кп гд}}),$$

где  $r_{\text{ст гд}}$  — условный статический радиус ГД, определяемый расстоянием от оси ведущего зубчатого колеса до опорной поверхности.

Условный радиус качения ГД в тяговом режиме:

$$r_{\text{к гд}} = r_{\text{кс гд}} (1 - \delta_{\text{гд}}),$$

где  $r_{\text{кс гд}}$  — условный радиус качения ГД в свободном режиме.

Условный радиус качения ГД в свободном режиме интерпретируется как отношение длины КП ГД к ее центральному углу:

$$r_{\text{кс гд}} = l_{\text{кп гд}} / \alpha_{\text{кп гд}}.$$

Для определения текущих значений коэффициента продольной силы  $k_{R_x}$  и удельной мощности поступательного движения ГД  $k_{N_{\text{дв}}}$  следует использовать выражения:

$$k_{R_x} = R_x / G_{\text{гд}}; \quad (6)$$

$$k_{N_{\text{дв}}} = R_x r_{\text{кс гд}} (1 - \delta_{\text{гд}}) \omega_{\text{к гд}} / (G_{\text{гд}} r_{\text{кс гд}} \omega_{\text{к гд}}).$$

После сокращения условного радиуса качения ГД в свободном режиме  $r_{\text{кс гд}}$  и угловой скорости вращения ГД  $\omega_{\text{к гд}}$  получим:

$$k_{N_{\text{дв}}} = R_x (1 - \delta_{\text{гд}}) / G_{\text{гд}}. \quad (7)$$

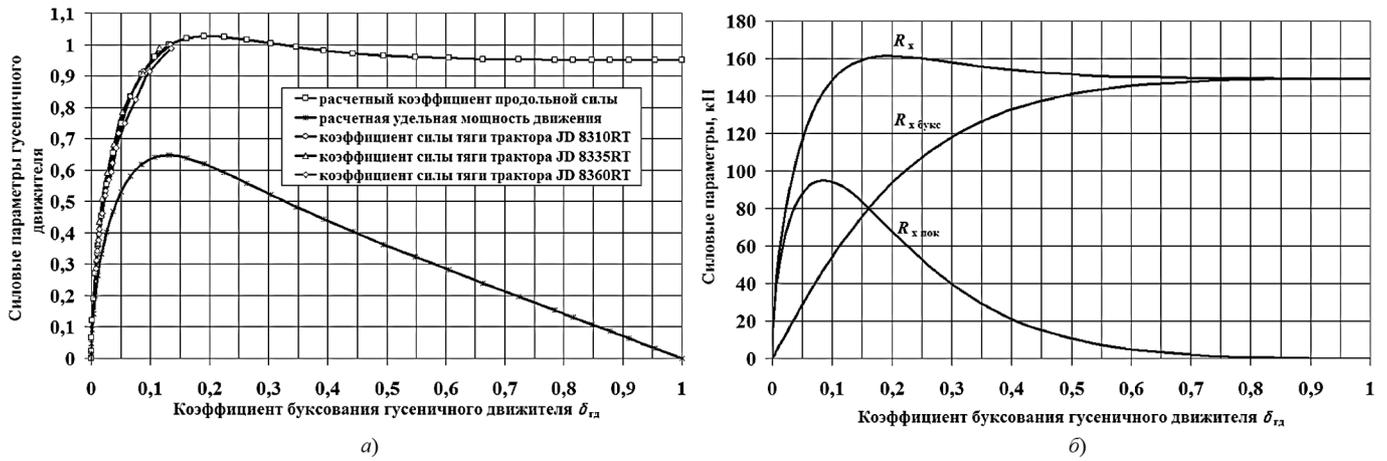


Рис. 3. Силовые параметры ГД (а) и соотношение их составляющих (б)

Связь между угловой скоростью вращения ГД  $\omega_{к\text{ гд}}$  и угловой скоростью вращения его ведущего колеса  $\omega_{вк}$  определяется пропорциональной зависимостью:

$$\omega_{к\text{ гд}} = \omega_{вк} r_{ст\text{ гд}} / r_{кс\text{ гд}} \quad (8)$$

Для определения мощности поступательного движения ГД используем выражение:

$$N_{дв} = R_x r_{кс\text{ гд}} (1 - \delta_{гд}) \omega_{к\text{ гд}},$$

или с учетом зависимости (8):

$$N_{дв} = R_x r_{ст\text{ гд}} (1 - \delta_{гд}) \omega_{вк}.$$

Для определения экстремальных значений коэффициентов буксования ГД при максимальной продольной силе и максимальной мощности поступательного движения ГД необходимо определить максимумы функций (6) и (7).

### Результаты и их обсуждение

Полученные зависимости использованы для расчета силовых параметров ГД с резиноармированными гусеничными лентами трактора John Deere серии 8300RT при трансформации расчетной эпюры удельных нормальных реакций от прямоугольной формы до треугольной по мере увеличения значения  $\delta_{букс}$  от нуля до единицы с учетом следующих исходных данных: нормальная (вертикальная) нагрузка на ГД  $G_{гд} = 157,2$  кН; длина КП ГД  $l_{кп\text{ гд}} = 2,515$  м; условный статический радиус ГД  $r_{ст\text{ гд}} = 0,888$  м [8]; коэффициенты трения покоя и трения скольжения элементов КП ГД соответственно при отсутствии буксования ГД и при полном буксовании на бетонной опорной поверхности  $\mu_{пок} = 1,21$ ;  $\mu_{ск} = 0,95$  [9]. Последние исходные данные выбраны применительно к шинам высокой проходимости при достаточной степени приближения к ним резиноармированных гусениц по фрикционным свойствам. Соотношение между коэффициентами трения покоя  $\mu_{пок}$  и трения скольжения  $\mu_{ск}$  составляет 1,274.

Для стерневой опорной поверхности коэффициенты трения покоя  $\mu_{пок}$  и трения скольжения  $\mu_{ск}$  могут определяться в зависимости от удельного давления ГД на почву по графической или табличной зависимостям [10].

Расчетные значения коэффициента продольной силы, представленные на рис. 3, а, достаточно хорошо согласуются с фактическими данными тяговых испытаний гусеничных тракторов John Deere 8310RT, 8335RT и 8360RT без дополнительных балластных грузов, проведенных в сентябре 2011 г. на бетонном покрытии полигона Университета штата Небраска в Линкольне, США [8, 11, 12].

Для ГД трактора с центральным углом КП ГД  $\alpha_{кп\text{ гд}} = 1,91$  рад максимальное значение коэффициента продольной силы составляет  $k_{R_x\text{ max}} = 1,027$  при коэффициенте буксования элементов КП ГД  $\delta_{букс} = 0,474$  и коэффициенте буксования ГД  $\delta_{гд} = 0,191$ . Максимальное значение удельной мощности поступательного движения  $k_N = 0,647$  при  $\delta_{букс} = 0,357$  и  $\delta_{гд} = 0,132$ .

Соотношение составляющих силовых параметров ГД представлено на рис. 3, б, из которого видно, что во всем рабочем диапазоне коэффициента буксования ГД вплоть до 16 % наблюдается преобладание величины продольной силы, реализуемой на участке покоя, над величиной продольной силы, образуемой на участке буксования элементов КП ГД.

На рис. 4 представлены результаты сравнительных расчетов силовых параметров при различных значениях центрального угла КП ГД.

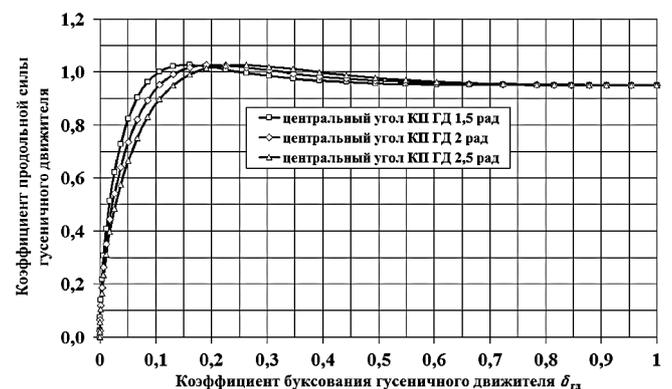


Рис. 4. Зависимость коэффициента продольной силы от коэффициента буксования ГД при различных значениях центрального угла КП ГД

Как следует из полученных данных, закономерно угловое смещение криволинейной зависимости коэффициента продольной силы в сторону больших значений коэффициента буксования ГД по мере увеличения центрального угла КП ГД  $\alpha_{\text{кп гд}}$  при равенстве максимальных значений реализуемого коэффициента продольной силы и одновременном увеличении экстремального значения коэффициента буксования ГД  $\delta_{\text{гд}}$ .

Качественный характер протекания графической зависимости коэффициента продольной силы в функции коэффициента буксования ГД соответствует известным зависимостям [10, 13], что подтверждает правомерность аналитических выкладок и полученных результатов.

## Выводы

Предложенный алгоритм моделирования силовых параметров ГД может найти практическое применение и оказаться полезным при выборе рациональных тяговых режимов работы тракторов с резиноармированными гусеничными лентами и оценке их эффективности в различных условиях эксплуатации машинно-тракторных агрегатов.

## Литература и источники

1. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: КолосС, 2004. 504 с.
2. Галышев Ю. В., Добрецов Р. Ю. Расчет нормальных давлений на опорной поверхности транспортной гусеничной машины с учетом перегрузки отдельных катков // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2015, № 4. С. 53–66.
3. Бердов Е. И., Алябьев В. А., Щепетов Е. Г. Влияние изменения положения центра давления на тягово-сцепные качества гусеничного трактора двойного назначения // Достижения науки и техники АПК. 2012, № 9. С. 71–74.
4. Ксеневиц И. П., Скотников В. А., Ляско М. И. Ходовая система — почва — урожай / Под общ. ред. И. П. Ксеневица. М.: Агропромиздат, 1985. 304 с.
5. Дроздовский Г. П. Определение коэффициента сцепления гусеничного обвода двигателя лесной трелевочной машины с деформируемой поверхностью при различных способах их взаимодействия // В сб.: Актуальные проблемы лесного комплекса. Брянск: БГИТА, 2007. Вып. 20. С. 33–38.
6. Romanchenko M. I. Justification of the allowed coefficient of slipping of wheels of the tractor vehicle // Tractors and power machines. 2014, vol. 19, no. 2, pp. 47–52.
7. Романченко М. И. Кинематические параметры качения колеса в ведущем режиме // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2009, № 2 (33). С. 46–49.
8. Nebraska OECD tractor test 1998 — summary 781 John Deere 8310RT diesel 16 speed // Nebraska Tractor Test Laboratory [Электронный ресурс]. URL: <http://tractortestlab.unl.edu/documents/John%20Deere%208310RT.pdf> (дата обращения 30.07.2016).
9. Ларин В. В. Теория движения полноприводных колесных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2010. 391 с.
10. Гуськов В. В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. М.: Машиностроение, 1966. 195 с.
11. Nebraska OECD tractor test 1999 — summary 782 John Deere 8335RT diesel 16 speed // Nebraska Tractor Test Laboratory [Электронный ресурс]. URL: <http://tractortestlab.unl.edu/>

documents/John%20Deere%208335RT.pdf (дата обращения 30.07.2016).

12. Nebraska OECD tractor test 2000 — summary 783 John Deere 8360RT diesel infinitely variable transmission // Nebraska Tractor Test Laboratory [Электронный ресурс]. URL: <http://tractortestlab.unl.edu/documents/John%20Deere%208360RT.pdf> (дата обращения 30.07.2016).

13. Гуськов В. В., Велев Н. Н., Атаманов Ю. Е. и др. Тракторы. Теория / Под ред. В. В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.

## References

1. Kut'kov G. M. *Traktory i avtomobili. Teoriya i tekhnologicheskie svoystva* [Tractors and automobiles. Theory and technological properties]. Moscow, KolosS Publ., 2004, 504 p.
2. Galyshev Yu. V., Dobretsov R. Yu. Calculation of normal pressure on a supporting surface of transport tracked vehicle taking into account the overload of some rollers. *Transport. Transportnye sooruzheniya. Ekologiya*, 2015, no. 4, pp. 53–66 (in Russ.).
3. Berdov E. I., Alyab'ev V. A., Shchepetov E. G. Effect of changes in position of pressure center on the traction and coupling qualities of a dual-purpose caterpillar tractor. *Dostizheniya nauki i tekhniki APK*, 2012, no. 9, pp. 71–74 (in Russ.).
4. Ksenevich I. P., Skotnikov V. A., Lyasko M. I. *Khodovaya sistema — pochva — urozhay* [Undercarriage — soil — harvest]. Under the editorship of I. P. Ksenevich. Moscow, Agropromizdat Publ., 1985, 304 p.
5. Drozdovskiy G. P. Determination of the coefficient of friction of caterpillar mover contour of a forestry skidder with deformable surface at various ways of their interaction. *V sb.: Aktual'nye problemy lesnogo kompleksa* [In: Actual problems of forestry complex]. Bryansk, Bryansk State Engineering and Technological University, 2007, no. 20, pp. 33–38 (in Russ.).
6. Romanchenko M. I. Justification of the allowed coefficient of slipping of wheels of the tractor vehicle. *Tractors and power machines*, 2014, vol. 19, no. 2, pp. 47–52.
7. Romanchenko M. I. Kinematic parameters of wheel rolling in master mode. *Vestnik FGOU VPO MGAU*, 2009, no. 2 (33), pp. 46–49 (in Russ.).
8. Nebraska OECD tractor test 1998 — summary 781 John Deere 8310RT diesel 16 speed. *Nebraska Tractor Test Laboratory*. URL: <http://tractortestlab.unl.edu/documents/John%20Deere%208310RT.pdf> (accessed 30.07.2016).
9. Larin V. V. *Teoriya dvizheniya polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Motion theory of all-wheel drive wheeled vehicles]. Moscow, N. E. Bauman Moscow State Technical University Publ., 2010, 391 p.
10. Gus'kov V. V. *Optimal'nye parametry sel'skokhozyaystvennykh traktorov* [Optimal parameters of agricultural tractors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966, 195 p.
11. Nebraska OECD tractor test 1999 — summary 782 John Deere 8335RT diesel 16 speed. *Nebraska Tractor Test Laboratory*. URL: <http://tractortestlab.unl.edu/documents/John%20Deere%208335RT.pdf> (accessed 30.07.2016).
12. Nebraska OECD tractor test 2000 — summary 783 John Deere 8360RT diesel infinitely variable transmission. *Nebraska Tractor Test Laboratory*. URL: <http://tractortestlab.unl.edu/documents/John%20Deere%208360RT.pdf> (accessed 30.07.2016).
13. Gus'kov V. V., Velev N. N., Atamanov Yu. E., Bocharov N. F., Ksenevich I. P., Solonskiy A. S. *Traktory. Teoriya* [Tractors. Theory]. Under the editorship of V. V. Gus'kov. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1988, 376 p.