

Э.В. Дыба, Ю.Л. Салапура,
В.В. Микульский
(РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ДИСКОВОГО АДАПТЕРА ПРИ ВНУТРИПОЧВЕННОМ ВНЕСЕНИИ ЖИДКОГО НАВОЗА

Введение

В мировой практике в сельскохозяйственных машинах различного назначения все более широкое применение находят дисковые рабочие органы ввиду их универсальности и возможности использования на различных типах почв, в том числе с растительными остатками. Простота конструкции, высокая производительность, малая склонность к забиванию растительными остатками, способность легко преодолевать препятствия, относительно низкий износ рабочих органов, возможность обеспечивать поверхностную обработку почвы, а также другие преимущества делают дисковые почвообрабатывающие машины предпочтительными, а в отдельных случаях – единственно возможными для применения [1].

При расчетах дисковых машин исходной величиной в основном является тяговое сопротивление, непосредственно влияющее на технико-экономические и эксплуатационные показатели работы агрегата в целом. Значение тягового сопротивления обычно определяют линейным динамометрированием, что имеет ряд недостатков: погрешность в измерениях под воздействием температуры, вибрации и влажности, трудоемкость обработки записанных данных. В связи с этим возникает необходимость теоретического определения тягового сопротивления.

Основная часть

Определением тягового сопротивления дисков занимались академик В.П. Горячкин [2, с. 438–440] и профессор Нерло Нерли [3]. Пользуясь их рассуждениями, определим тяговое сопротивление одного сферического диска, адаптера в целом и мощность, необходимую для выполнения процесса внутрипочвенного внесения жидкого навоза при условии лущения почвы.

Тяговое сопротивление сферического диска определим по формуле:

$$R_x = (R_{mp} + R_{cm}), \quad (1)$$

где R_{mp} – сопротивление сферического диска, возникающее под действием сил трения при взаимодействии диска с почвой, кН;
 R_{cm} – сопротивление сферического диска, возникающее в процессе смятия почвы диском, кН.

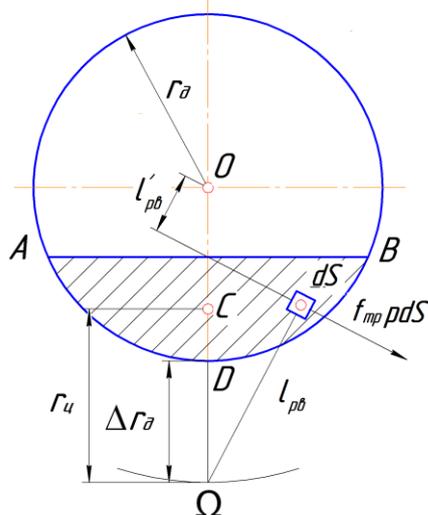


Рисунок 1. – Схема для определения момента M_Ω сил трения относительно мгновенного центра вращения Ω

Момент M_Ω сил трения относительно мгновенного центра вращения Ω (рисунок 1) равен:

$$M_\Omega = f_{mp} p \int dS l_{p\delta} = f_{mp} p S_{ABD} r_u, \quad (2)$$

где f_{mp} – коэффициент трения почвы о сталь;
 p – удельное давление почвы на 1 см² поверхности диска, Н/м²;
 dS – элемент погруженной площади диска в почву, м²;
 $l_{p\delta}$ – радиус-вектор элемента dS погруженной площади относительно мгновенного центра вращения Ω ;
 S_{ABD} – площадь погруженной части сферического диска в почву, м²;
 r_u – расстояние от центра тяжести площади ABD до мгновенного центра вращения Ω , м.

Определяя момент M_O сил трения относительно оси вращения сферического диска O (рисунок 2), нетрудно видеть, что трение на площадках AA_1A_2 и B_1BB_2 дает моменты обратного знака с остальной площадью $A_1A_2B_2B_1$, таким образом

$$M_O = f_{mp} p A_1 A_2 B_2 B_1 r'_y - 2 f_{mp} p B_1 B B_2 r''_y, \quad (3)$$

где r'_y и r''_y – расстояния центров тяжести площадей $A_1A_2B_2B_1$ и B_1BB_2 от оси вращения сферического диска O , м.

Определим площади участков сферического диска $A_1A_2B_2B_1$, A_1AA_2 и B_1BB_2 (рисунок 3).

Площадь кругового сегмента $A_1A_1B_2B_1$ можно определить с помощью выражения:

$$S_{A_1A_2B_2B_1} = S_{A_1A_2\Omega B_2B_1D} - S_{A_2\Omega B_2K} + S_{A_2CB_2K}. \quad (4)$$

Площади $S_{A_1A_2B_2B_1}$, $S_{A_1AA_2}$ и $S_{B_1BB_2}$ ограничены радиусом сферического диска r_δ , радиусом мгновенного центра вращения r_Ω и глубиной хода рабочего органа h . Сделаем допущение, что диск вращается в почве почти без скольжения. В этом случае расстояние от мгновенного центра вращения Ω до оси вращения сферического диска

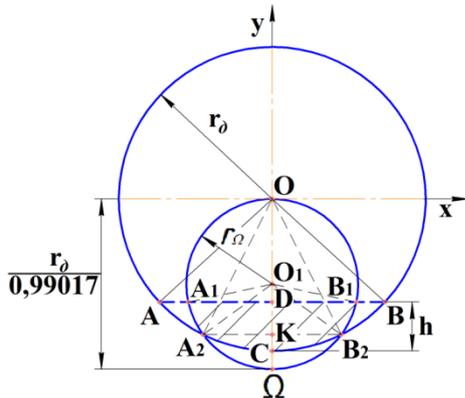


Рисунок 3. – Схема для определения площади

Площадь кругового сегмента $S_{A_1A_2\Omega B_2B_1D}$ определим по выражению:

$$S_{A_1A_2\Omega B_2B_1D} = \frac{\pi r_\Omega^2}{360^\circ} \cdot \angle A_1 O_1 B_1 - S_{A_1 O_1 B_1}. \quad (8)$$

Площадь треугольника $A_1 O_1 B_1$ (рисунок 3) определим по формуле:

$$S_{A_1 O_1 B_1} = DA_1 \cdot DO_1. \quad (9)$$

Длина отрезка DO_1 :

$$DO_1 = r_\delta - r_\Omega - h. \quad (10)$$

Радиус мгновенного центра вращения r_Ω представим в виде:

$$r_\Omega = \frac{r_\delta}{2 \cdot 0,99017} = 0,505 r_\delta. \quad (11)$$

Подставив выражение (11) в формулу (10) и сделав преобразования, получим:

$$DO_1 = 0,495 r_\delta - h. \quad (12)$$

Длина стороны DA_1 (рисунок 3):

$$DA_1 = \sqrt{A_1 O_1^2 - DO_1^2} = \sqrt{0,505^2 r_\delta^2 - (0,495 r_\delta - h)^2}. \quad (13)$$

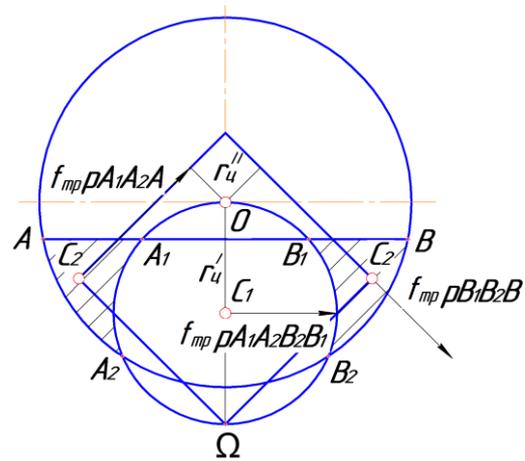


Рисунок 2. – Схема для определения момента M_O сил трения относительно оси вращения диска O

равно $\frac{r_\delta}{0,99017}$ [2, с. 438; 3]. Запишем их

уравнения с учетом сделанного допущения:

– уравнение сферического диска

$$x^2 + y^2 = r_\delta^2; \quad (5)$$

– уравнение мгновенного центра вращения

$$x^2 + y^2 + \frac{r_\delta \cdot y}{0,99017} = 0; \quad (6)$$

– уравнение глубины хода сферического диска

$$y = r_\delta - h. \quad (7)$$

Подставив выражения (12) и (13) в формулу (9), получим:

$$S_{A_1O_1B_1} = \sqrt{0,505^2 r_o^2 - (0,495r_o - h)^2} \cdot (0,495r_o - h). \quad (14)$$

Угол $A_1O_1B_1$ определим из рисунка 3:

$$\angle A_1O_1B_1 = 2\arccos \frac{DO_1}{r_\Omega} = 2\arccos \frac{0,495r_o - h}{0,505r_o}. \quad (15)$$

Произведем подстановку выражений (14) и (15) в формулу (8) и получим уравнение для определения площади кругового сегмента $S_{A_1A_2\Omega B_2B_1D}$:

$$S_{A_1A_2\Omega B_2B_1D} = \frac{3,14 \cdot 0,505^2 r_o^2}{360^\circ} \cdot 2\arccos \frac{0,495r_o - h}{0,505r_o} - \sqrt{0,505^2 r_o^2 - (0,495r_o - h)^2} \cdot (0,495r_o - h). \quad (16)$$

Площадь кругового сегмента $A_2\Omega B_2K$ определим с помощью формулы:

$$S_{A_2\Omega B_2K} = \frac{\pi r_\Omega^2}{360^\circ} \cdot \angle A_2O_1B_2 - S_{A_2O_1B_2}. \quad (17)$$

Угол $A_2O_1B_2$ определим из рисунка 3:

$$\angle A_2O_1B_2 = 2\arctg \frac{KA_2}{KO_1} = 2\arctg \frac{KA_2}{r_o - r_\Omega - CK}. \quad (18)$$

Определим далее координаты точек A_2 и B_2 , для чего решим систему уравнений (5) и (6):

$$\begin{cases} x^2 + y^2 = r_o^2; \\ x^2 + y^2 + \frac{r_o}{0,99017} y = 0. \end{cases} \quad (19)$$

Решив систему уравнений (19), получим искомые координаты точек:

$$\begin{aligned} A_2 &(-0,14r_o ; -0,99017r_o). \\ B_2 &(0,14r_o ; -0,99107r_o). \end{aligned} \quad (20)$$

Длина отрезка CK (рисунок 3):

$$CK = r_o - |y_{A_2}| = r_o - 0,99017 r_o = 0,0098 r_o. \quad (21)$$

Подставим выражения (20) и (21) в уравнение (18); сделав математические преобразования, получим:

$$\angle A_2O_1B_2 = 2\arctg \frac{0,14r_o}{r_o - 0,505r_o - 0,0098r_o} = 32,164^\circ. \quad (22)$$

Площадь треугольника $A_2O_1B_2$ (рисунок 3) определим по формуле:

$$S_{A_2O_1B_2} = KA_2 \cdot KO_1 = 0,14r_o \cdot 0,485r_o = 0,0678r_o^2. \quad (23)$$

Произведем подстановку выражений (22) и (23) в уравнение (17); сделав преобразования, получим уравнение для определения площади кругового сегмента $S_{A_2\Omega B_2K}$:

$$S_{A_2\Omega B_2K} = 0,0037r_o^2. \quad (24)$$

Площадь кругового сегмента A_2CB_2K (рисунок 3) определим с помощью формулы:

$$S_{A_2CB_2K} = \frac{\pi r_o^2}{360^\circ} \cdot \angle A_2OB_2 - S_{O_1A_2B_2}. \quad (25)$$

Угол A_2OB_2 определим из рисунка 3:

$$\angle A_2OB_2 = 2\arctg \frac{KA_2}{KO}. \quad (26)$$

Длина отрезка KO (рисунок 3):

$$KO = |y_{A_2}| = 0,99017 r_0. \quad (27)$$

Решив уравнение (26) с учетом подстановки выражения (27), получим:

$$\angle A_2OB_2 = 2\arctg \frac{0,14r_0}{0,99017r_0} = 16,082^\circ. \quad (28)$$

Площадь треугольника OA_2B_2 (рисунок 3) определим с помощью выражения:

$$S_{OA_2B_2} = KA_2 \cdot KO = 0,14r_0 \cdot 0,99017r_0 = 0,138r_0^2. \quad (29)$$

Произведем подстановку выражений (28) и (29) в уравнение (25); сделав преобразования, получим уравнение для определения площади кругового сегмента $S_{A_2CB_2K}$:

$$S_{A_2CB_2K} = 0,00184r_0^2. \quad (30)$$

Таким образом, формула для определения площади кругового сегмента $A_1A_1B_2B_1$ (4) с учетом полученных выражений (16), (24) и (30) примет вид:

$$S_{A_1A_2B_2B_1} = 0,00445 r_0^2 \arccos \frac{0,495 r_0 - h}{0,505 r_0} - \quad (31)$$

$$-\sqrt{0,505^2 r_0^2 - (0,495 r_0 - h)^2} \cdot (0,495 r_0 - h) - 0,00186 r_0^2.$$

Площадь участков A_1AA_2 и B_1BB_2 можно определить с помощью выражения:

$$S_{A_1AA_2} + S_{B_1BB_2} = S_{ABC} - S_{A_1A_2B_2B_1}. \quad (32)$$

Площадь кругового сегмента ABC (рисунок 3) определим с помощью формулы:

$$S_{ABC} = \frac{\pi r_0^2}{360^\circ} \cdot \angle AOB - S_{AOB}. \quad (33)$$

Угол AOB определим из рисунка 3:

$$\angle AOB = 2\arctg \frac{DA}{DO}. \quad (34)$$

Длина отрезка DA (рисунок 3):

$$DA = \sqrt{OA^2 - DO^2} = \sqrt{r_0^2 - (r_0 - h)^2}. \quad (35)$$

Подставив выражение (35) в уравнение (34), получим:

$$\angle AOB = 2\arctg \frac{\sqrt{r_0^2 - (r_0 - h)^2}}{r_0 - h}. \quad (36)$$

Площадь треугольника AOB (рисунок 3) определим с помощью выражения:

$$S_{AOB} = DA \cdot DO = \sqrt{r_0^2 - (r_0 - h)^2} \cdot (r_0 - h). \quad (37)$$

Произведем подстановку выражений (36) и (37) в уравнение (33), получим уравнение для определения площади кругового сегмента S_{ABC} :

$$S_{ABC} = \frac{3,14 \cdot r_0^2}{360^\circ} \cdot 2\arctg \frac{\sqrt{r_0^2 - (r_0 - h)^2}}{r_0 - h} - \sqrt{r_0^2 - (r_0 - h)^2} \cdot (r_0 - h). \quad (38)$$

Таким образом, выражение для определения площади участков A_1AA_2 и B_1BB_2 (32) с учетом подстановки уравнения (31) примет вид:

$$S_{A_1AA_2} + S_{B_1BB_2} = \frac{3,14 \cdot r_0^2}{360^\circ} \cdot 2\arctg \frac{\sqrt{r_0^2 - (r_0 - h)^2}}{r_0 - h} - \sqrt{r_0^2 - (r_0 - h)^2} \cdot (r_0 - h) - \quad (39)$$

$$-0,00445r_0^2 \arccos \frac{0,495r_0 - h}{0,505r_0} + \sqrt{0,505^2 r_0^2 - (0,495r_0 - h)^2} \cdot (0,495r_0 - h) + 0,00186r_0^2.$$

Формула (3) для определения момента M_o сил трения относительно оси вращения сферического диска O с учетом выражений (31) и (39) окончательно примет вид:

$$M_o = f_{mp} p S_{A_1 A_2 B_2 B_1} r'_u - f_{mp} p (S_{A_1 A_2} + S_{B_1 B_2}) r''_u. \quad (40)$$

Для определения полного тягового сопротивления сферического диска, за исключением сопротивления лезвия, разлагаем поступательную скорость адаптера \mathcal{G} вдоль хорды кругового сегмента и перпендикулярно к ней (рисунок 4). Первая слагающая равна:

$$\mathcal{G} \cos \alpha; \quad (41)$$

вторая равна:

$$\mathcal{G} \sin \alpha. \quad (42)$$

Пласт набегает на верхнюю щеку со скоростью $\mathcal{G} \cos \alpha$. Тяговое сопротивление, возникающее из-за сил трения при взаимодействии диска с почвой, определяем по выражению:

$$R_{mp} = f_{mp} p S_{A_1 A_2 B_2 B_1} r'_u \frac{\cos \alpha}{r_o + \Delta r_o}, \quad (43)$$

где $r_o + \Delta r_o$ – расстояние от оси вращения сферического диска O до мгновенного центра вращения Ω , равное $\frac{r_o}{0,99017}$, м.

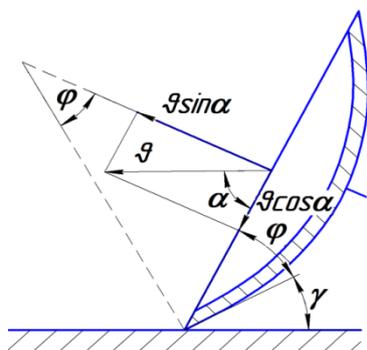


Рисунок 4. – Схема для определения направления скоростей

Другая слагающая скорости позволит определить сопротивление сферического диска, возникающее из-за смятия почвы диском:

$$R_{cm} = p S_{A_1 A_2 B_2 B_1} \sin \alpha. \quad (44)$$

После подстановки выражений (43) и (44) в формулу (1), получим:

$$R_x = \left(f_{mp} p S_{A_1 A_2 B_2 B_1} r'_u \frac{\cos \alpha}{r_o + \Delta r_o} + p S_{A_1 A_2 B_2 B_1} \sin \alpha \right). \quad (45)$$

Тяговое сопротивление дискового адаптера

$$R_{da} = \left(f_{mp} p S_{A_1 A_2 B_2 B_1} r'_u \frac{\cos \alpha}{r_o + \Delta r_o} + p S_{A_1 A_2 B_2 B_1} \sin \alpha \right) \cdot z_o, \quad (46)$$

где z_o – количество сферических дисков в адаптере, шт.

Мощность, затрачиваемая на выполнение процесса внутрпочвенного внесения жидкого навоза:

$$N_{da} = \left(f_{mp} p S_{A_1 A_2 B_2 B_1} r'_u \frac{\cos \alpha}{r_o + \Delta r_o} + p S_{A_1 A_2 B_2 B_1} \sin \alpha \right) \cdot z_o \mathcal{G}. \quad (47)$$

Заключение

Полученные аналитические зависимости (45), (46) и (47), соответственно, позволяют определить тяговое сопротивление диска, дискового адаптера и мощность, затрачиваемую на выполнение процесса внутрпочвенного внесения жидкого навоза. Анализ зависимостей (45) и (46) показывает, что наибольшее влияние на возрастание тягового сопротивления сферического диска и адаптера в целом оказывает глубина хода рабочего органа, так как при варьировании глубины хода рабочего органа (от 6 до 12 см) изменяется площадь погруженной части сферического диска в почву. В выражении (47), помимо показателей зависимостей (45) и (46), значительное влияние на затрачиваемую мощность оказывает скорость движения агрегата \mathcal{G} , которая по агротехническим требованиям ограничивается 6–12 км/ч.

06.06.2016

Литература

1. Стрельбицкий, В.Ф. Дисковые почвообрабатывающие машины / В.Ф. Стрельбицкий. – М.: Машиностроение, 1978. – 135 с.
2. Горячкин, В.П. Собрание сочинений в трех томах. Т. 2. / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1968. – 455 с.
3. Собрание сочинений / Нерло Нерли. – Изд. 1-е. – М.: Сельхозгиз, 1940. – Т. 4. – 233 с.

УДК 621.431.7

В.Е. Тарасенко
(УО «БГАТУ»,
г. Минск, Республика Беларусь)
А.А. Жешко
(РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь)

АНАЛИЗ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ ДИЗЕЛЕЙ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ

Введение

Топливоподающая аппаратура дизеля является определяющей при формировании выходных параметров и характеристик тракторного агрегата. Индикаторные и эффективные показатели дизеля определяются параметрами топливоподающей аппаратуры, а именно цикловой подачей, опережением и продолжительностью впрыска и законом подачи. Инерционность и низкое быстродействие механических средств регулирования частоты вращения у применяемых топливных насосов оказывают, особенно на переходных режимах, отрицательное воздействие на работу тракторных агрегатов, на их экономические показатели.

Разработчики топливной аппаратуры сегодня концентрируются на повышении экономичности дизелей при обеспечении параметров токсичности выхлопных газов в пределах установленных норм [1, 2, 3]. Кроме того, новые модели дизелей форсируются по мощности, снижается их вес, повышается надежность в эксплуатации. Вполне очевидно, что механические регуляторы с самыми совершенными дополнениями (ограничителями хода рейки с высотным корректором, по давлению, ограничителем пределов дымности выхлопных газов, датчиками фаз распределения и др.) не могут обеспечить управляемости, одновременного взаимодействия регулируемых функций и т. д. Механические системы становятся более сложными и поэтому менее надежными. Этим обусловлено появление электронно-управляемых систем топливоподачи с гидрозатворами и обычными форсунками, а также устройств оценки неравномерности подачи топлива [2].

Сегодня находят широкое применение электронные системы управления топливоподачей, у которых электронное управляющее устройство получает и обрабатывает параметры дизеля, например частоту вращения, скоростной режим, давление и температуру наддувочного воздуха, а также информацию о включенной передаче в трансмиссии, о положении педали управления подачей топлива и вырабатывает установочный сигнал, значение которого преобразуется исполнительным механизмом в требуемое значение подачи топлива по величине и началу впрыска. Количественные характеристики впрыска, начала топливоподачи могут изменяться в широких пределах в зависимости от частоты вращения и нагрузки. Отметим при этом, что насос-форсунка является одним из наиболее перспективных решений для работы под электронным управлением, поскольку не имеет энергетических потерь, связанных с протеканием топлива под высоким давлением по трубопроводам, но имеет достаточно сложную конструкцию.