

Экспериментальные исследования устойчивости против опрокидывания мобильного агрегата для доения коров

С.И. Некипелов, аспирант, В.Ф. Ужик, д.т.н., профессор, О.В. Китаёва, д.т.н., О.С. Кузьмина, аспирантка, ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ; В.А. Шахов, д.т.н., профессор, ФГБОУ ВО Оренбургский ГАУ

В условиях фермерских хозяйств и частных подворий зачастую возникает необходимость доить небольшие группы коров. Применение в таком случае стационарных доильных установок весьма ограничено. Для этого используются мобильные агрегаты для индивидуального доения одной, реже двух коров. Но так как процесс подготовки и обслуживания мобильного агрегата в процессе доения коровы занимает достаточно большой промежуток времени, — не менее 5 минут, то доработка элементов его конструкции с целью выполнения машинного доя и снятия доильного аппарата с вымени коровы — один из вариантов решения проблемы повышения его эффективности [1–5]. Однако совершенствование конструкции в данном направлении влечёт за собой её усложнение, а также появление дополнительных требований к обеспечению её работоспособности. Одно из таких требований — устойчивость мобильного агрегата против опрокидывания.

Цель исследования — проверка математических моделей и определение приемлемых конструктивных параметров шасси мобильного агрегата для доения коров, при которых обеспечивается устойчивость агрегата против опрокидывания с заданным коэффициентом устойчивости.

Материал и методы исследования. Отличительная особенность предложенного авторами мобильного агрегата для доения коров — наличие в нём датчика потока молока и управляемого им пневмоцилиндра снятия доильного аппарата с вымени коровы по завершению доения, вертикально установленного на его шасси (рис. 1) [6–10].

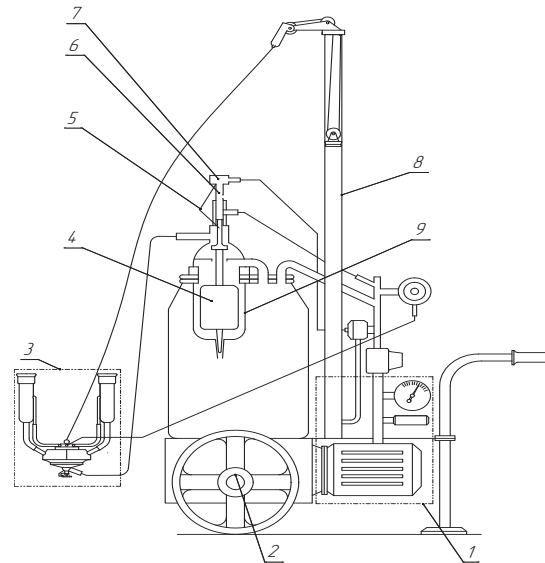


Рис. 1 – Мобильный агрегат для доения коров:

1 – вакуумная аппаратура; 2 – шасси; 3 – доильный аппарат; 4 – поплавок; 5 – опрокидывающаяся скоба; 6 – плунжер; 7 – головка плунжера; 8 – пневмоцилиндр; 9 – датчик потока молока

При математическом моделировании устойчивого состояния мобильного агрегата для доения коров исходили из того, что основной опрокидывающий момент, действующий на агрегат, формируется усилием, возникающим при движении доильного аппарата в процессе снятия с вымени коровы и действующим на верхнюю часть вертикально установленного пневмоцилиндра, высота которого зависит от требуемого хода поршня. Немаловажным при этом является и положение центра тяжести агрегата.

С учётом того, что ход поршня пневмоцилиндра должен быть не менее половины длины максимально выдвинутого из пневмоцилиндра троса от доильного аппарата до фиксатора на поворотном рычаге пневмоцилиндра, уравнение для его расчёта имеет вид [6–10]:

$$S = \frac{-k^2(S_1 \pm S_2 \pm S_3) \pm \sqrt{k^4(S_1 \pm S_2 \pm S_3)^2 - (k^2 - 4) \left[k^2(S_1 \pm S_2 \pm S_3) + \alpha^2 k^2 \right]}}{(k^2 - 4)}, \quad (1)$$

где S – ход поршня, м;

α – расстояние от точки крепления троса к доильному аппарату, установленному на вымени коровы, до положения фиксатора троса на пневмоцилиндре в горизонтальной плоскости, м;

s_1 – расстояние от платформы до поршня при крайнем нижнем его положении, м;

s_2 – отклонение по высоте фиксатора относительно поршня при крайнем верхнем его положении, м;

s_3 – отклонение по высоте положения точки крепления троса к доильному аппарату относительно платформы тележки доильного агрегата, м;

k – коэффициент удлинения троса.

Так как в процессе снятия доильный аппарат совершает колебательное движение, и при этом он не должен соприкасаться с полом стойла коровы, его движение рассматривали как движение маятника переменной длины [7, 8]:

$$F_1 = mg \cos \alpha + 2mg(\cos \alpha_t - \cos \alpha) = mg(2 \cos \alpha_t - \cos \alpha), \quad (2)$$

где F_1 – натяжение троса пневмоцилиндра, Н;

α – угол отклонения троса от вертикали в начальный момент снятия доильного аппарата с вымени коровы, рад;

α_t – текущее значение угла положения доильного аппарата, рад;

m – масса доильного аппарата, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с².

В таком случае вертикальную F_{ly} и горизонтальную F_{lx} , составляющие силы натяжения троса пневмоцилиндра, можно представить как:

$$F_{ly} = mg \cos \alpha_t (2 \cos \alpha_t - \cos \alpha), \quad (3)$$

$$F_{lx} = mg \sin \alpha_t (2 \cos \alpha_t - \cos \alpha). \quad (4)$$

Для описания положения центра тяжести мобильного агрегата мы воспользовались теоремой Вариньона [7, 8, 9]. С учётом возможного наклона агрегата вдоль оси x на угол γ и вдоль оси y на угол δ выражение примет вид:

$$x_c = \frac{F_d x_1 + F_v x_2 + F_a x_3 + F_c x_4 + F_{dv} x_5 + F_z(x_4 + \frac{l_z}{2} \cos \beta) + F_{ly}(x_4 + l_z \cos \beta)}{F_d + F_v + F_a + F_c + F_{dv} + F_z + F_{ly}} \cos \gamma; \quad (5)$$

$$y_c = \frac{F_z \frac{l_z}{2} \sin \beta + F_{ly} l_z \sin \beta}{F_d + F_v + F_a + F_c + F_{dv} + F_z + F_{ly}} \cos \delta, \quad (6)$$

где x_c – координата центра тяжести по оси x , м;

y_c – координата центра тяжести по оси y , м;

F_d – вес электродвигателя, Н;

F_v – вес вакуумной аппаратуры, Н;

F_a – вес платформы агрегата, Н;

F_c – вес пневмоцилиндра, Н;

F_{dv} – вес доильного ведра, Н;

F_z – вес поворотного рычага, Н;

x_1 – координата центра тяжести электродвигателя, м;

x_2 – координата центра тяжести вакуумной аппаратуры, м;

x_3 – координата центра тяжести платформы агрегата, м;

x_4 – координата центра тяжести пневмоцилиндра, м;

x_5 – координата центра тяжести доильного ведра, м;

β – угол отклонения от оси X направления действия опрокидывающей силы, рад;

l_z – длина поворотного рычага, м.

Опрокидывание агрегата предотвращается моментом устойчивости (удерживающим моментом), оцениваемым коэффициентом k_{ycm} запаса устойчивости.

Разместим начало координат в точке O первой опоры шасси агрегата, а другие опоры шасси A и B – на линии AB , выполненной перпендикулярно оси x и касательно окружности радиуса r с противоположной от начала координат стороны. Окружность радиусом r характеризует зону положения центра тяжести агрегата с учётом коэффициента запаса устойчивости.

При условии, что направление действия опрокидывающей силы F_{lx} совпадает с направлением оси x , угол β отклонения от оси X направления действия опрокидывающей силы равен нулю, расстояние до линии AB (линии контакта опор шасси) от начала координат (первой опоры) составит:

$$x_A = x_B = \frac{F_d x_1 + F_v x_2 + F_a x_3 + F_c x_4 + F_{dv} x_5 + F_z(x_4 + \frac{l_z}{2}) + F_{ly}(x_4 + l_z) + k_{ycm} F_{lx}(s + s_1 + s_2 + s_3 + s_4)}{F_d + F_v + F_a + F_c + F_{dv} + F_z + F_{ly}}. \quad (7)$$

Здесь x_A, x_B – расстояние от первой опоры шасси агрегата до линии AB контакта опор – координаты точек A и B контакта опор шасси по оси x , м.

Точки A и B установки опор расположены в точках пересечения линии AB и касательных OA и OB к окружности радиусом r , исходящих из начала координат O :

$$y_A = x_A \operatorname{tg} \varepsilon. \quad (8)$$

Поскольку точки A и B расположены симметрично относительно оси x , то:

$$y_B = -x_B \operatorname{tg} \varepsilon. \quad (9)$$

Определить фактическое значение коэффициента $k_{уст}$ запаса устойчивости мобильного агрегата для доения коров можно оценивая степень изменения нагрузки на опоры агрегата под воздействием опрокидывающего момента.

При этом следует учесть, что при условии направления приложения опрокидывающей силы и, как следствие, положения поворотного рычага вдоль оси X (угол $\beta=0$), реакции на опорах шасси F_{OA} и F_{OB} равны между собой:

$$F_{OAO} = F_{OBO} = \frac{[F(x)]_c + d_s}{2x_A}, \quad (10)$$

где F_{OAO} и F_{OBO} – реакции на опорах шасси A и B при условии направления приложения опрокидывающей силы и, как следствие, положения поворотного рычага вдоль оси X (угол $\beta=0$), H .

Если имеет место отклонение от оси X направления действия опрокидывающей силы, равно как и положения поворотного рычага на угол β , реакции на опорах шасси F_{OA} и F_{OB} мы можем определить, решая систему уравнений:

$$\begin{cases} (F_{OA} + F_{OB}) = \frac{[F(x)]_c + d_s \cos \beta}{x_A} \\ \frac{F_{OA}}{F_{OB}} = \frac{L_k + 2(y)_c + d_s \sin[\beta]}{L_k - 2(y)_c + d_s \sin[\beta]} \end{cases}. \quad (11)$$

Отсюда:

$$F_{OB} = \frac{[F(x)]_c + d_s \cos \beta (L_k - 2(y)_c + d_s \sin[\beta])}{2L_k x_A}; \quad (12)$$

$$F_{OA} = \frac{[F(x)]_c + d_s \cos \beta (L_k + 2(y)_c + d_s \sin[\beta])}{2L_k x_A}, \quad (13)$$

где d_s – смещение центра тяжести агрегата при воздействии горизонтальной составляющей силы F , H .

Зная реакции на опорах шасси F_{OA} и F_{OB} , мы можем определить реакцию на первой опоре:

$$F_{O1} = F \left(\frac{x_A = x_c - d_s \cos \beta}{x_A} \right), \quad (14)$$

где F_{O1} – реакция на первой опоре, H .

Исходя из вышеизложенных соображений, можно определить текущее значение коэффициента $k_{уст}$ запаса устойчивости мобильного агрегата для доения коров, исходя из параметров реакции на опоре, расположенной в противоположном на-

правлении относительно линии опрокидывания от направления действия опрокидывающего момента $M_{опр}$. Например, для определения коэффициента $k_{уст}$ запаса устойчивости при опрокидывании агрегата относительно линии OA уравнение имеет вид:

$$k_{уст} = \frac{F_{OBO}}{F_{OBO} - F_{OB}}; \quad (15)$$

относительно линии OB –

$$k_{уст} = \frac{F_{OAO}}{F_{OAO} - F_{OA}}; \quad (16)$$

относительно линии AB –

$$k_{уст} = \frac{F_{O1O}}{F_{O1O} - F_{O1}}. \quad (17)$$

Результаты исследования. Для проведения исследования по определению устойчивости против опрокидывания мобильного агрегата для доения коров нами разработан стенд, включающий элементы, позволяющие фиксировать меняющуюся нагрузку на опоры шасси мобильного агрегата в зависимости от удаления (a) доильного аппарата в начальный момент и по траектории его движения, а также угла β отклонения от оси X направления действия опрокидывающего момента на мобильный агрегат, возникающего в процессе снятия доильного аппарата с молочной железы коровы (рис. 2) [10].

Стенд включает шасси 4, на котором установлена вакуумная аппаратура 30, платформу 9 с искусственными сосками 8, доильный аппарат 7 и пневмоцилиндр 15 снятия доильного аппарата 7. Для фиксации доильного аппарата 7 в исходном положении на требуемом удалении от пневмоци-

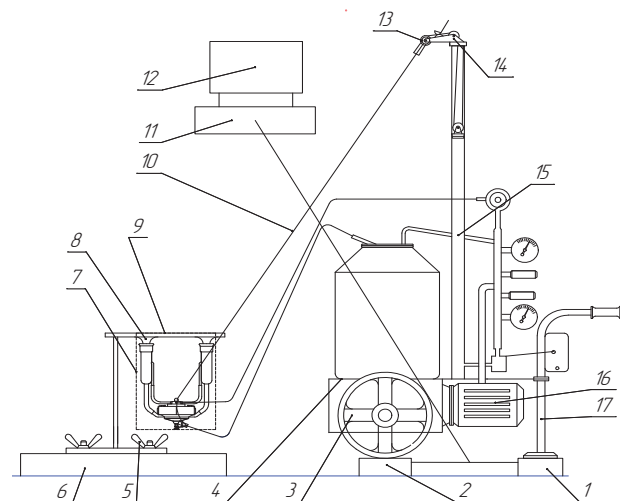


Рис. 2 – Схема стенда для определения реакций на опорах мобильного агрегата доения коров:

- 1, 2 – тензометрический датчик; 3 – колесо;
- 4 – шасси; 5 – фиксатор; 6 – плита; 7 – доильный аппарат; 8 – искусственный сосок; 9 – платформа;
- 10 – трос; 11 – осциллограф РС-500А; 12 – компьютер;
- 13 – датчик; 14 – поворотный рычаг; 15 – пневмоцилиндр; 16 – вакуумная аппаратура; 17 – опора

линдра 15 платформа 9 с искусственными сосками 8 фиксаторами 5 прикреплены к подвижной плите 6. Для регистрации текущего угла отклонения от вертикали троса 10 в процессе движения доильного аппарата 7 при снятии с искусственных сосков 8 поворотный рычаг 14 снабжён датчиком 13, в качестве которого используется переменный резистор R-24N1-A100K, L-15KC, соединяемый с осциллографом 11 PC-500A и компьютером 12. Под колёса 3 и опору 17 мобильного агрегата устанавливали силоизмерительные тензометрические датчики 1 и 2, также соединяемые с осциллографом 11 PC-500A и далее с компьютером 12, и предназначенные для измерения и регистрации реакции на опорах шасси агрегата, возникающей под действием доли веса мобильного агрегата, приходящуюся на соответствующую опору (колесо), а также дополнительных сил, возникающих при движении доильного аппарата в процессе его снятия с вымени коровы.

Исследование проводили при следующих конструктивных параметрах мобильного агрегата: s_1 – расстояние от платформы до поршня, при крайнем нижнем его положении, равно 0,1 м; s_2 – отклонение по высоте фиксатора относительно поршня, при крайнем верхнем его положении, равно 0,1 м; s_3 – отклонение по высоте положения точки крепления троса к доильному аппарату относительно платформы тележки доильного агрегата, равно 0,1 м; k – коэффициент удлинения троса, равен 1,2, ход поршня пневмоцилиндра составляет 1,04 м; F_d – вес электродвигателя равен 54 Н; F_v – вес вакуумной аппаратуры равен 38 Н; F_a – вес платформы агрегата равен 250 Н; F_c – вес пневмоцилиндра равен 30 Н; F_{dv} – вес доильного ведра равен 50 Н; F_z – вес поворотного рычага равен 10 Н; x_1 – координата центра тяжести электродвигателя – 0,3 м; x_2 – координата центра тяжести вакуумной аппаратуры – 0,15 м; x_3 – координата центра тяжести платформы агрегата – 0,4 м; x_4 – координата центра тяжести пневмоцилиндра – 0,3 м; x_5 – координата центра тяжести доильного ведра – 0,4 м; l_z – длина поворотного рычага – 0,1 м. При этом согласно расчетам по уравнениям (5) и (6) устанавливали расстояние от первой опоры до линии опор A и B – 0,422 м, а расстояние между опорами A и B – 0,262 м. Исследования проводили при массе доильного аппарата 4 кг и его удалении в горизонтальной плоскости от точки подвеса на поворотном рычаге пневмоцилиндра – 1,5 м.

При направлении действия опрокидывающего момента, вызывающего догружение опоры шасси A силами, возникающими в процессе снятия и движения доильного аппарата (уравнения (2), (3) и (4)), происходит разгрузка опоры B . Уравнение регрессии, характеризующее реакцию на опоре B мобильного агрегата для доения коров и адекватное теоретическим уравнениям (10), (11), (12) и (13), имеет вид:

$$F_{OB} = 213,846_7 - 72,847_2 \alpha - 115,767_3 \beta - 14,044_4 \alpha \beta + 65,779_4 \alpha^2 + 34,161_4 \beta^2 \quad (18)$$

По мере изменения направления действия опрокидывающего момента, а также текущего угла (α) положения доильного аппарата на траектории его движения, меняется реакция и на опоре шасси O . Эмпирическое выражение, характеризующее закономерность изменения искомого параметра, и также адекватное теоретическим уравнениям, имеет вид:

$$F_O = 83,1335 - 44,104_3 \alpha + 16,881_3 \beta + 28,05_4 \alpha \beta + 0,037_5 \alpha^2 + 0,0172 \beta^2 \quad (19)$$

Минимальная реакция на опоре шасси B , равная 79,65 Н, наблюдается при нахождении доильного аппарата в точке траектории с углом отклонения от вертикали $\alpha = 0,8$ рад и при угле β отклонения от оси X направления действия опрокидывающего момента на мобильный агрегат, равном 1,884 рад. Реакция на опоре шасси O при угле β отклонения от оси X направления действия опрокидывающего момента, равном 1,57 рад, на всём протяжении траектории движения доильного аппарата реакция на опоре шасси O остается постоянной, равной 109,6 Н. В интервале от 0 до 1,57 рад отмечается увеличение реакции на опоре O , а в интервале от 1,57 до 3,14 рад, наоборот, уменьшение. Так, при угле β отклонения от оси X направления действия опрокидывающего момента, равном 0,628 рад, по мере движения доильного аппарата реакция на опоре O увеличивается с 67,2 Н до 93,7 Н, а при угле β отклонения от оси X направления действия опрокидывающего момента, равном 2,198 рад, по мере движения доильного аппарата реакция на опоре O уменьшается с 137,9 Н до 120,3 Н. Полученные закономерности легли в основу уравнений регрессии, характеризующих зависимость коэффициента устойчивости агрегата от реакции на опорах, регламентируемых углом (α) положения доильного аппарата на траектории движения, а также угла β отклонения от оси X направления действия опрокидывающего момента на мобильный агрегат.

При оценке устойчивости агрегата по реакции на опоре B нами получено уравнение регрессии, которое имеет вид:

$$K_{yb} = 16,204_9 - 16,84_3 \alpha - 8,625_2 \beta + 1,11_8 \alpha \beta + 9,9_6 \alpha^2 + 2,004_1 \beta^2 \quad (20)$$

Устойчивость агрегата по реакции на опоре O мы оценивали при условии, что опрокидывающий момент, действующий на агрегат, направлен вдоль оси X , как наиболее опасном для устойчивости агрегата направлении. В результате нами получено уравнение регрессии, которое имеет вид:

$$K_{yo} = 8,7958 - 36,0311 \alpha + 69,9947 \alpha^2 - 62,9923 \alpha^3 + 21,9679 \alpha^4 \quad (21)$$

где K_{yo} – коэффициент устойчивости агрегата, оцениваемый по реакции на опоре O .

Выводы. При оценке коэффициента устойчивости мобильного агрегата по реакции на опоре шасси B установлено, что его минимальное значение составляет 1,651, которым обладает мобильный агрегат при угле β отклонения от оси X направления действия опрокидывающего момента, равном 1,884 рад, и угле (α) положения доильного аппарата на траектории движения, равном 0,8 рад. При оценке коэффициента устойчивости мобильного агрегата по реакции на опоре шасси O установлено, что его минимальное значение составляет 1,513, которым обладает мобильный агрегат при угле (α) положения доильного аппарата на траектории движения, равном 0,8 рад. И в первом, и во втором случаях коэффициент устойчивости мобильного агрегата превышает значение коэффициента устойчивости агрегата, равное 1,5, который закладывали в исходные данные при расчёте и изготовлении экспериментального образца мобильного агрегата для доения коров. Этим самым подтверждается верность теоретических положений, касающихся расчёта расстояния от первой опоры до линии опор A и B (опорных колёс шасси агрегата), а также расстояния между опорами A и B (между опорными

колёсами). Из вышесказанного вытекает, что при конструктивных параметрах мобильного агрегата для доения коров, которые приведены выше, расстояние от первой опоры до линии опор A и B должно быть не менее 0,422 м, а расстояние между опорами A и B – не менее 0,262 м.

Литература

1. Карташов Л.П. Машинное доение коров. М.: Колос, 1982. 301 с.
2. Пат. 2649668 Рос. Федерация: Переносной манипулятор для доения коров / В.Ф. Ужик, С.И. Некипелов, О.В. Китаёва. №2017108088; заявл. 10.03.2017; опубл. 04.04.2018.
3. Пат. 2654245 Рос. Федерация: Доильный агрегат / В.Ф. Ужик, С.И. Некипелов, О.В. Китаёва, А.А. Кабашко. №2017110361; заявл. 28.03.2017; опубл. 17.05.2018.
4. Ужик В.Ф., Некипелов С.И., Китаёва О.В. Мобильный агрегат для доения коров и его пневмоцилиндр снятия доильного аппарата // Достижения науки и техники АПК. 2018. Т. 32. № 12. С. 71–75.
5. Ужик В.Ф., Некипелов С.И. Передвижной доильный агрегат для коров // Органическое сельское хозяйство: проблемы и перспективы: матер. XXII междунар. науч.-производств. конф. Белгород, 2018. С. 246–248.
6. Ужик В.Ф., Некипелов С.И. Мобильный агрегат для доения коров // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института механизации животноводства. 2018. № 3 (31). С. 11–14.
7. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. 11-е изд. М.: «Высшая школа», 1995. 416 с.
8. Трофимова Т.И. Курс физики: учеб. пособие для вузов. 11-е изд., стер. М.: Издательский центр «Академия», 2006. 560 с.
9. Стенд для определения траектории движения: заявка на пат. № 2018122571 Рос. Федерация / В.Ф. Ужик, С.И. Некипелов, О.В. Китаёва, В.В. Прокофьев. Заявл. 19.06.2018.
10. Ужик В.Ф., Некипелов С.И. Мобильный агрегат для доения коров // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института механизации животноводства. 2018. № 3 (31). С. 11–14.