

тельский отдел «Русская редакция» TOOO @Channel Trading Ltd.- 1998.- 488 с.

14. Винкоп С. Использование Microsoft SQL Server 7.0. Специальное издание: Пер. с англ. – К.; М.; СПб.: Издательский дом «Вильямс», 1999.- 816 с.

15. Горев В., Макашарипов С., Владимиров Ю. Microsoft SQL Server 6.5 для профессионалов.- СПб.: Питер, 1998.- 446 с.

16. Дженнингс Р. Microsoft Access 97 в подлиннике. Том II. Пер. с англ. – СПб.: БХВ-Санкт-Петербург, 1997.- 688 с.

17. Мамаев Е.В. Администрирование MS SQL Server 7.0.- СПб.: БХВ-Санкт-Петербург, 2000.- 496 с.

18. Мамаев Е.В. Microsoft SQL Server 2000.- СПб.: БХВ-Санкт-Петербург, 2001.- 1280 с.

19. Вебер Дж. Технология Java в подлиннике: Пер. с англ. СПб.: BHV- Санкт-Петербург, 1999.

20. Вейнер П. Языки программирования Java и JavaScript: Пер. с англ. ЛОРИ: 1998.

21. Дунаев С.Б. Технологии Интернет-программирования. – СПб.: БХВ-Санкт-Петербург, 2000.

22. Мещеряков Е.В., Хомоненко А.Д. Публикация баз данных в Интернет.- СМПБ.: - БХВ - Санкт-Петербург, 2001.

23. Питс-Моултис Н., Кирк Ч.XML.: Пер.с англ. – СПб.: БХВ-Санкт-Петербург, 1999.

24. Уильямс Э.Э., Барбер К., Ньюкирк П. Active Server Page: Пер. с англ. – СПб.: БХВ-Петербург, 2001.

25. Фролов А.В., Фролов Г.В. Базы данных в Интернете: практическое руководство по созданию Web-приложений с базами данных.- М.: Издательско-торговый дом «Русская редакция», 2000.

УДК 631.3.072.013

ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА И СТАБИЛИЗАЦИЯ МТА ПРИ ДВИЖЕНИИ СО СМЕЩЁННОЙ ТЯГОВОЙ НАГРУЗКОЙ

Г.С. Горин, докт. техн. наук, профессор, А. В. Захаров, аспирант (УО БГАТУ)

Традиционно тракторы «Беларус» работают со смещённой тяговой нагрузкой правыми колёсами в борозде, открытой предыдущим проходом плуга. Критики этой схемы вождения отмечают, что при несимметричном вождении по сравнению с симметричной схемой вождения, применяемой на цахотных агрегатах на базе тракторов К-701:

- правые колёса приминают вспаханное поле и переуплотняют подпахотный слой почвы;
- неудобство посадки водителя и перегрузку правых колёс из-за перекаса трактора в поперечной плоскости;
- стягивание трактора влево от вспаханного поля под действием отклоняющего момента внешней нагрузки;
- для стабилизации прямолинейности курсового движения приходится усложнить трактор, вводя автоматику и механизмы блокировки заднего и переднего межколёсного дифференциалов (МКД);
- снижение КПД трактора и помолки в результате повышенного трения бортов передних колёс с обрезаем борозды;
- снижение КПД плуга из-за несимметрии линии тяги, приводящей к повышенному трению полевых досок.

Сторонники несимметричной схемы вождения

утверждают, что при такой схеме вождения:

- лучше прямолинейность рядков и условия труда водителя; выдержав прямолинейность первого прохода, при последующих проходах водитель, пустив правые колёса в борозду, лишь повторяет курс;
- выше тяговый КПД, так как правые колёса, движущиеся по дну плужной борозды, имеют больший коэффициент сцепления, чем правые, которые перемещаются по невспаханному полю.

Аналитические исследования тяговой динамики и стабилизации МТА при движении со смещённой тяговой нагрузкой

На рис. 1 показана схема для расчёта тяговых показателей агрегата с полунавесным плугом в горизонтальной плоскости. Последние находят преобладающее применение на мощных тракторах. На схеме: N_1, N_2, N_3, N_4 - нормальные нагрузки на колёса;

$X_{K1}, X_{K2}, X_{K3}, X_{K4}$ - толкающие реакции соответствующих ведущих колёс в контакте с почвой;

$R_{\delta 1}, R_{\delta 2}, R_{\delta 3}, R_{\delta 4}$ - боковые реакции соответствующих ведущих колёс, действующие в контактах с почвой.

Вектор внешней нагрузки R_{pe} - результирующая сил тягового сопротивления R_{pe} приложен в точке F и проходит через сферический шарнир E - точку крепления

плуга к навеске трактора. Линия EF - действия вектора $R_{рез}$ каклонсеа в горизонтальной плоскости к продольной оси трактора под углом $\Delta = 15^\circ$, а в продольно-вертикальной к горизонтальной плоскости под углом $\gamma_{кр} = 10^\circ$

Отклоняющий момент внешней нагрузки направлен против часовой стрелки. Стабилизирующий момент создают передние колёса. Для этого их поворачивают на угол α_{12} в сторону вспаханного поля, что приводит к возникновению боковых реакций почвы $R_{\delta 1}$ и $R_{\delta 2}$.

Так как задний мост заблокирован, то под действием отклоняющего момента к левому колесу приложена дополнительная тангенциальная реакция (ДТР) R_4^{δ} .

Для аналитического исследования тяговой динамики и стабилизации МТА при движении со смещённой тяговой нагрузкой важно оценить уровень отклоняющих моментов, действующих на трактор и плечо действия силы $R_{рез}$ относительно полюса трения. Из анализа проспектов и каталогов фирм «Lemken» и «John Deere» следует, что такой точкой может быть либо центр тяжести трактора, либо центр заднего ведущего моста.

Полюс трения - это точка, при повороте трактора вокруг которой момент сил трения - минимальный. Согласно вариационному принципу действия Гаусса из всех кинематически возможных, т.е. допускаемых связями, истинным будет то движение, для которого принуждение является в каждый момент наименьшим. Родоначальником белорусской школы исследователей механики трения является Ф.А. Опейко [1]. Особенность использования названной теории обусловлена тем, что ходовые системы сельскохозяйственных тракторов обладают существенной анизотропией - в плоскости качения колёс коэффициенты трения существенно меньше, чем в любых других плоскостях.

В простейшем случае, если ходовая система - двухколёсная, а межколёсный дифференциал (МКД) заблокирован [2] при малых отклоняющих моментах:

❖ если тележка ведомая, колёса последней катятся со сдвигом вокруг полюса трения, расположенного на расстоянии y_s от середины тележки.

$$y_s = 0,5B \frac{N_4 - N_3}{N_1 + N_4} \quad (1)$$

Полюс трения расположен ближе к тому колесу, на которое приходится большая нормальная нагрузка, а сдвиг последнего, наоборот меньше, чем противоположного;

❖ если тележка - ведущая, то в соответствии с теоремой, доказанной русским механиком Н.Е. Жуковским [3], с проскальзыванием перемещается только одно колесо, на которое приходится меньшая нормальная нагрузка.

Применительно к ходовой системе, показанной на рис. 1, запишем выражения для расчёта нормальных нагрузок на колёса

$$N_{1,2} = \frac{G_{12}}{2} \pm \frac{P_{кр} \cos \Delta \cdot h_1 - P_{кр} \sin \gamma_{кр} \cdot l_{кр} - \sum_{i=1}^{n=4} X_{Ki} r_i \cos \alpha}{2L} \pm \frac{P_{кр} \sin \Delta \cdot l_{кр} \cdot h_{кр}}{B_k L} \quad (2)$$

$$N_{3,4} = \frac{G_{34}}{2} + \frac{P_{кр} \sin \gamma_{кр} \cdot l_{кр} + \sum_{i=1}^{n=4} X_{Ki} r_i \cos \alpha}{2L} \pm \frac{P_{кр} \sin \Delta \cdot (L + l_{кр}) \cdot h_{кр}}{B_k L} \quad (3)$$

где G_{12}, G_{34} - вес трактора, приходящийся на соответственно переднюю и заднюю оси;

$P_{кр}$ - нагрузка на крюке, $P_{кр} = R_{рез}$;

$h_{кр}$ - расстояние по нормали от уровня опорной поверхности до шарнира E сцепного устройства;

h_1 - расстояние по нормали от шарнира E до оси задних колёс;

$l_{кр}$ - продольное расстояние от центра шарнира E до оси задних колёс;

L - продольная база трактора.

Зададим характеристики взаимодействия ведущих колёс с почвой в следующем виде:

- касательной силы тяги при прямолинейном движении

$$P_{Ki} = \varphi_{\max i} N_i (1 - e^{-\beta_i \delta_i}), \quad (4)$$

- боковой реакции

$$R_{\delta i} = \varphi_{\max i}^{non} N_i (1 - e^{-\alpha_i \theta_{\delta i}}), \quad (5)$$

где β_i и α_i - константы аппроксимации;

$\varphi_{\max i}^{non}$ - максимальный коэффициент поперечного сцепления;

- силы сопротивления качению

$$P_{fi} = f_i N_i, \quad (6)$$

где f - коэффициент сопротивления качению,

- толкающей реакции

$$X_{Ki} = |P_{Ki}| - P_{fi},$$

$$X_{Ki} = P_{Ki} - P_{fi} = \left[\varphi_{\max i} (1 - e^{-\beta_i \delta_i}) - f \right] N_i \quad (7)$$

Выполнены расчёты с использованием массогабаритных показателей трактора «Беларус-2522» и восьмикорпусного плуга ППН-8-30/50.

В расчётах приняты для правых колёс, движущихся по дну борозды:

- коэффициенты сопротивления качению меньше

$$f_1 < f_2, f_3 < f_4,$$

- коэффициенты, характеризующие сцепление

- больше $\beta_2 > \beta_1, \beta_3 > \beta_4$, чем для левых.

Результаты расчёта показателей ходовой системы трактора при $P_{кр} = 50$ кН, $\delta_1^u = \delta_2^u = \delta_3^u = \delta_4^u = 0,18$ представлены в таблице.

В результате проведенных расчетов установлено, что максимальную толкающую реакцию $X_{K3} = 28,3$ кН развивает колесо $i = 3$. Поэтому выдвинута рабочая

1. Показатели ходовой системы трактора

Показатели	Колеса			
	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$
N_i , кН	19,15	15,73	46,01	35,31
P_f , кН	0,957	1,573	2,30	3,531
$P_{кр}$, кН	8,85	5,59	30,6	19,7
$X_{кр}$, кН	7,893	4,017	28,3	16,169
$R_{\delta i}$, кН	2,805	2,302	4,45	3,41

гипотеза, что полюс трения ходовой системы расположен в центре пятна контакта колеса $i = 3$. Как следует из рис. 1, при другом расположении полюса трения в центре тяжести трактора или заднего моста возникает отклоняющий момент $M_{откл}$, направленный по часовой стрелке и способствующий стягиванию трактора на вспаханное поле. А это не соответствует действительности.

При расположении полюса трения в центре пятна контакта колеса $i = 3$

$$M_{откл} = -R_{рез} \cdot H, \quad (8)$$

где $H = (0,5B_x - l_{кр} \operatorname{tg} \Delta) \cos \Delta$ - плечо действия силы $R_{рез}$ относительно полюса трения.

Стабилизирующий момент $M_{см}$ создают реакции

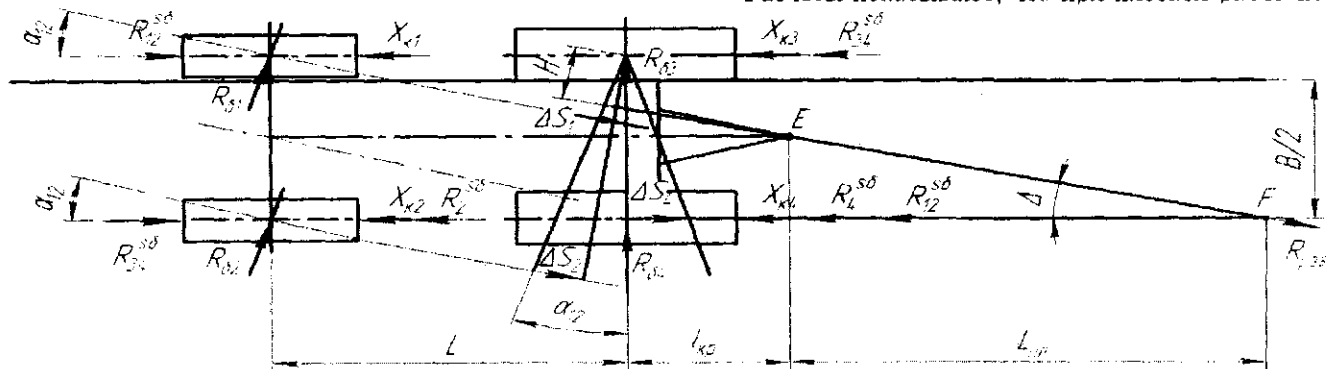


Рис. 1. Схема к расчёту тяговых показателей трактора при работе с несимметричной тяговой нагрузкой

$X_{K1}, X_{K2}, X_{K3}, X_{K4}, R_{\delta 1}$ и $R_{\delta 2}$. Помимо того, на стабилизацию влияют дополнительные тангенциальные реакции (ДТР) - "паразитные" силы, возникающие в замкнутом силовом контуре "межосевой блокированный привод - колёса - опорная плоскость - рама", вызванные кинематическим несоответствием в приводе колёс. При плоской расчётной схеме

$$k_V = \frac{V_{T12}}{V_{T34}} = \frac{r_{\delta 12}}{r_{\delta 34}} \cdot \frac{i_{TP34}}{i_{TP12}} = \frac{1 - \delta_{34}^0}{1 - \delta_{12}^0}, \quad (9)$$

где V_{T12} и V_{T34} - окружные скорости соответствен-

но передних и задних колёс;

$r_{\delta 12}$ и $r_{\delta 34}$ - радиусы колёс соответственно передних и задних;

i_{TP12} и i_{TP34} - передаточные числа межосевого привода соответственно передних и задних колёс.

У тракторов "Беларус" традиционно задние колёса имеют кинематическое опережение в приводе. Поэтому $k_V = 0,93..0,97$ причём последнее значение относится к более мощным тракторам.

В случае:

- ДТР $R_{12}^{s\delta} < 0$ - направлена назад

- ДТР $R_{34}^{s\delta} > 0$ - направлена вперёд.

При этом $R_{12}^{s\delta} \approx R_{34}^{s\delta}$, а величина последних определяется характеристикой более "слабых" передних колёс:

$$R_{12}^{s\delta} = \frac{P_{K12 \max}}{2} e^{-\beta_{12} \delta_{12}} [e^{-\beta_{12} (1 - k_V)(1 - \delta_{12})} - 1], \quad (10)$$

где $P_{K12} = \varphi_{12} (N_1 + N_2)$;

β_{12} - константа аппроксимации;

$\beta_{12} \approx 5..7$ для передних колёс;

φ_{12} - коэффициент использования сцепного веса.

Анализ формулы (10) показывает, что величина $R_{12}^{s\delta}$ растёт с увеличением констант $\varphi_{12}, \beta_{12}, k_V$, нормальной нагрузки N_{12} и уменьшается с увеличением буксования δ_{12} .

Расчёты показывают, что при плоской расчётной

схеме, если $k_V = 0,97$, а $N_{12} = 34,88$ кН при $P_{кр} = 50$ кН:

- если $\delta_{12} = 0,05$, то $R_{12}^{s\delta} = -2,025$ кН;

- если $\delta_{12} = 0,10$, то $R_{12}^{s\delta} = -1,431$ кН;

- если $\delta_{12} = 0,15$, то $R_{12}^{s\delta} = -0,998$ кН.

При симметричной расчётной схеме ДТР, вызванные закружкой трансмиссии, распределены по колёсам равномерно, т.е. при $\delta_{12} = 0,15$ к передним колёсам приложены ДТР $\frac{R_{12}^{s\delta}}{2} = 0,499$ кН.

При несимметричной расчётной схеме наибольшие сдвиги проявляются в контактах колёс, наиболее удалённых от полюса.

Для их определения из полюса трения проведены перпендикуляры к плоскостям качения передних колёс ($i=1$ и 2) и получены выражения для их сдвигов под действием отклоняющего момента:

$$S_1 = L \sin \alpha_{12} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{12}^{\text{сд}}, \quad (11)$$

$$S_2 = (L \sin \alpha_{12} + B) \cdot \operatorname{tg} \varphi_{12}^{\text{сд}}. \quad (12)$$

Аналогичное выражение для сдвига заднего колеса $i = 4$:

$$S_4 = B \cdot \operatorname{tg} \varphi_{34}^{\text{сд}}, \quad (13)$$

где $\varphi_{12}^{\text{сд}}$ и $\varphi_{34}^{\text{сд}}$ - углы увода, вызванные сдвигом колёс.

Ввиду того, что углы $\alpha_{12} \approx 2 \dots 4^\circ$, примем $S_1 \approx 0$. Следовательно, ДТР приложены к колёсам $i = 2$ и $i = 4$.

Так как $N_1 \gg N_2$, то при $P_{K1} \approx P_{K2}$, $\delta_1^0 < \delta_2^0$, а $P_{K1} = P_{K1}^0 - \frac{R_{12}^{\text{сд}}}{2}$, $\delta_1 = \delta_1^0 + \Delta S_1^{\text{сд}}$.

В результате суммирования касательной силы тяги P_{K2}^0 и ДТР $R_2^{\text{сд}}$ на колесе $i = 2$ получим результирующие:

- касательную силу тяги

$$P_{K2} = P_{K2}^0 + R_2^{\text{сд}} - \frac{R_{12}^{\text{сд}}}{2}, \quad (14)$$

$$\text{- буксование } \delta_2 = \delta_2^0 - \Delta \delta_2 + \Delta S_2^{\text{сд}}. \quad (15)$$

В результате складывания касательной силы тяги

P_{K4}^0 и ДТР $R_4^{\text{сд}}$ и $\frac{R_{12}^{\text{сд}}}{2}$ на колесе $i = 4$ получим результирующие:

- касательную силу тяги

$$P_{K4} = P_{K4}^0 + R_4^{\text{сд}} + \frac{R_{12}^{\text{сд}}}{2}. \quad (16)$$

- буксование

$$\delta_4 = \delta_4^0 - \Delta \delta_4 - \Delta \delta_4^{\text{сд}}. \quad (17)$$

Система уравнений для расчёта тяговых показателей:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^{n+1} (X_{Ki} + R_i^{\text{сд}}) &= R_{\text{рез}} \cos \Delta, \\ \sum_{i=1}^{n+1} R_{\delta_i} - R_{\text{рез}} \sin \theta &= 0, \\ \sum (X_{Ki} \pm R_i^{\text{сд}}) B_k + R_{\delta_{12}} J \cos \alpha_{12} &= R_{\text{рез}} H \end{aligned} \right\} (18)$$

Признаем, что для поддержания прямолинейности курсового движения угол поворота колёс α_{12} равен углу бокового увода $\varphi_{\delta_i} = \alpha_{12}$.

$$P_{\delta_i} + X_{Ki} \pm R_i^{\text{сд}} = \varphi_{\max i} N_i (1 - e^{-\beta \delta_i}), \quad (19)$$

$$\Delta \delta_i = \delta_i - \delta_i^0. \quad (20)$$

Выводы

Из анализа приведённой расчётной схемы следует:

Если МКД не заблокированы, стабилизирующий момент создаётся в результате поворота передних колёс в сторону вспаханного поля. В этом случае

$$M_{\text{ст}}^B = R_{\delta_{12}} L. \quad (21)$$

Если отклоняющий момент $M_{\text{откл}} = R_{\text{рез}} \cdot H = 2-4,8$ кН, где $R_{\text{рез}} = 50$ кН, и $H = 0,496$ м, то угол увода колёс

достигает $\varphi_{\delta_{12}} = \alpha_{12} = \frac{P_{\delta_{12}}}{k_y} = 6,5 \dots 7,5^\circ$, а боковые

реакции на передних колёсах $R_{\delta_1} = 4,51$ кН и $R_{\delta_2} = 3,84$ кН. Такой способ стабилизации МТА приводит к дополнительным энергетическим потерям.

Если МКД передних и задних колёс заблокированы, дополнительный стабилизирующий момент создают ДТР $R_2^{\text{сд}} = 4,88$ кН и $R_4^{\text{сд}} = 9,05$ кН, возникающие при повороте корпуса трактора вокруг полюса трения

$$M_{\text{ст}}^{\text{МКД}} = R_4^{\text{сд}} B_{34} + R_2^{\text{сд}} \frac{B_{12}}{\cos \alpha_{12}}. \quad (22)$$

В этом случае сумма ДТР $R_2^{\text{сд}} + R_4^{\text{сд}} = \frac{M_{\text{откл}}}{B_k} = 13,93$ кН.

При этом ДТР могут превысить толкающие реакции колёс, что приводит к дополнительным энергетическим потерям и ухудшению КУ.

Если заблокирован межосевой привод, то при кинематическом опережении задних колёс ДТР $R_{12}^{\text{сд}}$ и $R_{14}^{\text{сд}}$ распределяются по диагонали. При этом стабилизирующий момент

$$M_{\text{ст}}^{\text{МСП}} = \frac{R_{12}^{\text{сд}}}{2} \cdot B. \quad (23)$$

Сумма стабилизирующих моментов:

$$M_{\Sigma} = M_{\text{ст}}^B + M_{\text{ст}}^{\text{МКД}} + M_{\text{ст}}^{\text{МСП}}. \quad (24)$$

Приведённый алгоритм стабилизации можно использовать для управления мехатронной системой такого типа, которая используется «Lemken».

Данная работа является фрагментом исследований, направленных на выработку концепции вождения и управления пахотными агрегатами на базе мощных тракторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Опейко Ф.А. Колёсный и гусеничный ход.-Мн.: АСХН БССР, 1960. - 228с.
2. Горин Г.С., Сильченко А.А., Миранович О.Л. Основы теории, расчёта и устройства малогабаритных средств мобильной энергетики. Ч.1. Мн., БГАТУ, 2003. - 98 с.
3. Жуковский Н.Е. Теория прибора Ромейко-Гурко. Том 14. - В кн.: Полное собрание сочинений. - М.: ОНТИ НКТП СССР, 1937 - С.102-108.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ДЛЯ ЛЕНТОЧНОГО ВНЕСЕНИЯ ГЕРБИЦИДОВ ПРИ ВОЗДЕЛЫВАНИИ ПРОПАШНЫХ КУЛЬТУР НА ГРЕБНЯХ

О.В.Гордеенко, канд. техн. наук (УО БГСХА); И.С.Крук, канд. техн. наук (УО БГАТУ)

Борьбу с сорняками в системе ухода за посевами (посадками) пропашных культур на гребнях рекомендуется проводить до появления всходов или в начальной фазе развития возделываемой культуры [1], в условиях «конкуренции» за пространство, питание, свет и т. д. В Республике Беларусь данную операцию в основном ведут комбинированным методом: механическая обработка междурядий сочетается со сплошной химической прополкой, которые осуществляются за два и более проходов агрегата по полю. Указанный метод, несмотря на широкое применение, имеет ряд существенных недостатков. Один из них – неравномерное распределение рабочего раствора на профилированной поверхности. Так как в качестве целевого объекта целесообразно рассматривать защитную зону возделываемой культуры, т. е. верхнюю поверхность гребня, то при сплошном опрыскивании в этой зоне оседает около 40% рабочего раствора, а на дне борозды и боковых сторонах гребня – 60% [2,3]. Это приводит к неоправданному расходу дорогостоящих препаратов на обработку междурядий, которые обрабатываются механическим способом. По-

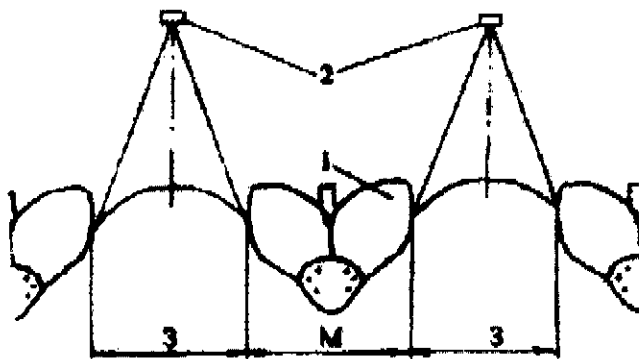


Рис. 1. Технологическая схема ленточного способа внесения гербицидов:

М - зона механической обработки, *З* - защитная зона гребня;

1 - орудие; *2* - распылитель

этому наиболее перспективным является ленточное внесение гербицидов, при котором рабочий расход препарата вносится только в защитные зоны гребней, не подверженные механическим обработкам почвообрабатывающими орудиями (рис. 1).

Для того чтобы обработка пестицидами была эффективной, крайне важно точно определить целевой объект и обеспечить его равномерное покрытие необходимым количеством экологически безопасной дозы препарата, что в свою очередь определяется типом применяемых распылителей, параметрами их установки и условиями эксплуатации. Качество выполнения технологического процесса главным образом определяется кинематическими параметрами полета капель рабочей жидкости в окружающей среде.

Применительно к ленточному внесению гербицидов при возделывании культур на гребнях или узкопрофильных грядах, задача о перемещении капли жидкости в окружающей среде может быть сформулирована в следующем виде: «С какой начальной скоростью V_0 и под каким углом φ_0 (рис.2) капля жидкости массой m ,

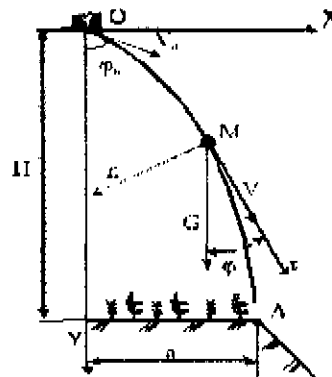


Рис.2. Расчетная схема

выброшенная из сопла распылителя, установленного на высоте H над обрабатываемой поверхностью, достигнет защитной зоны растений (верхней поверхности гребня) шириной $2a$ не далее, чем в точке A (точке перехода горизонтальной в боковую поверхность гребня). Силами сопротивления окружающей среде пренебречь».

При такой постановке задачи движение капли осуществляется только под действием силы тяжести G . Разместим распылитель (O) на высоте H над обрабатываемой поверхностью так, чтобы ось симметрии