

Вопросы разработки программно-алгоритмических средств проверки работоспособности усилителей рулевого управления хлопкоуборочных машин

А. Р. Рузикулов, email: rarshef@mail.ru

Ш. А. Ахмедов, email: sheran1@mail.ru

ООО «Конструкторско-технологический центр
сельхозмашиностроения»

***Аннотация.** В данной работе рассмотрены методы расчета параметров для проверки работоспособности усилителей рулевого управления, являющейся неотъемлемой частью процесса проектирования и исполнения управляемой оси хлопкоуборочной машины. Предложен алгоритм расчета параметров для оценки работоспособности усилителей рулевого управления, описаны программные средства, представляющие результаты расчета для сравнительного анализа гидроцилиндров и поддержки принятия решений.*

***Ключевые слова:** хлопкоуборочная машина, управляемая ось, компоновка направляющего моста, усилители рулевого управления, гидроцилиндры, алгоритм, программные средства.*

Введение

Современные тенденции развития сельскохозяйственного производства основываются на широком использовании высокопроизводительной техники и энергосберегающих технологий. Основными направлениями повышения производительности являются улучшение динамических характеристик, расширение диапазона работоспособности и контроль режимными и эксплуатационными параметрами хлопкоуборочных машин. При этом немаловажное значение имеет решение проблемы, связанной с управляемостью задней управляемой оси хлопкоуборочной машины. Данная проблема влияет на процесс управления хлопкоуборочной машиной на поворотах или разворотах, а также на производительность машины и надежность ее механизмов и частей.

Рабочей группой ООО «Узбекский конструкторско-технологический центр сельхозмашиностроения» велись работы по совершенствованию конструкции управляемой оси хлопкоуборочной машины МХ-1,8. Предложена новая модернизированная компоновка направляющего моста, которая должна быть апробирована с целью

улучшения динамических характеристик, расширения диапазона работоспособности и контроля режимными и эксплуатационными параметрами хлопкоуборочных машин.

Для этого необходимо было решение следующих задач:

- расчет и оценка статической прочности балки заднего моста при экстремальных рабочих условиях;
- расчет и проверка оси заднего колеса (расчет нагрузок, действующих на ось заднего колеса при экстремальных рабочих условиях; расчет на статическую прочность оси заднего колеса; проверочный расчет статической прочности и долговечности подшипников оси заднего колеса);
- проверка работоспособности усилителей рулевого управления.

В работах [1-2] приведены результаты программно-алгоритмической реализации задач экспериментального исследования некоторых конструктивных элементов управляемых осей хлопкоуборочной машины и принятия рационального технического решения по ее конструкции и механизмов.

Расчет параметров для проверки работоспособности усилителей рулевого управления

Рулевое управление хлопкоуборочной машины состоит из рулевого механизма, рулевого привода и усилителей. Поворот двух направляющих задних колес хлопкоуборочной машины выполняют при помощи механизма рулевой трапеции с одной поперечной тягой. Механизм поворота обеспечивает высокую маневренность хлопкоуборочной машины при всех условиях эксплуатации, не допускает проскальзывания управляемых колес, обеспечивает устойчивое прямолинейное движение, качение колес с минимальной затратой мощности, минимальный износ шин.

Выход из глубокой колеи или борозды затрудняет управление, резко увеличивая сопротивление повороту хлопкоуборочной машины. Для облегчения управления хлопкоуборочной машины в тяжелых условиях эксплуатации и поглощения ударов при наезде на препятствие машина снабжен гидравлическим усилителем рулевого управления.

Для расчета параметров и оценки вариантов рулевого управления необходимо учесть то, что на базе какого трактора выполняется хлопкоуборочная машина и компоновки силовых гидроцилиндров, установленных на хлопкоуборочной машине [3-9].

Рассмотрим возможность поворота хлопкоуборочной машины с задними управляемыми и передними ведущими колесами (рис. 1).

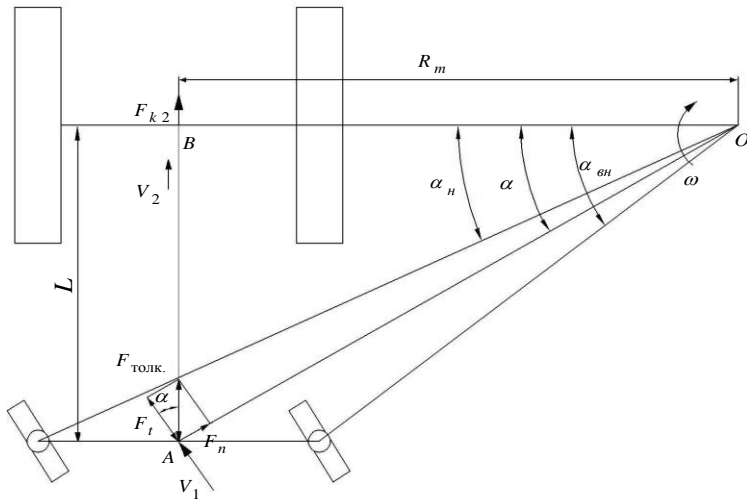


Рис.1. Хлопкоуборочная машина на базе трактора

$$TT3\ LS100\ HC \sin \alpha \cdot |OA| = L ; |OA| = \frac{L}{\sin \alpha} ;$$

$$R_m = \cos \alpha \cdot |OA| = \operatorname{arctg} \alpha \cdot L$$

Касательная сила тяги переднего моста F_{k2} приложена в точке B – середине переднего моста и направлена вдоль продольной оси трактора. Управляемые колеса заднего моста, повернутые на средний угол α , перемещаются под действием толкающей силы $F_{\text{толк.}}$, передаваемой мосту от остова трактора. Толкающая сила приложена в точке A – середине заднего моста и действует вдоль продольной оси трактора.

Сила $F_{\text{толк.}}$ раскладывается на две составляющие: силу $F_t = F_{\text{толк.}} \cdot \cos \alpha$, направленную под углом α к продольной оси трактора, и силу $F_n = F_{\text{толк.}} \cdot \sin \alpha$, перпендикулярную силе F_t .

Для того, чтобы управляемые ведомые колеса перемещались в плоскости вращения, толкающая сила не должна быть больше силы их сцепления с опорной поверхностью

$$F_{\text{толк.}} \leq \varphi \cdot G_k \text{ или } \sqrt{F_t^2 + F_n^2} \leq \varphi \cdot G_k ,$$

где φ – коэффициент сцепления колеса с почвой;

G_k – нагрузка на задние колеса.

В остальных случаях жесткие в боковом направлении колеса будут перемещаться не в плоскости вращения. Чтобы колесо в плоскости вращения перемещалось без скольжения, тангенциальная составляющая толкающей силы должна быть больше или равной силе сопротивления качению, т.е. $F_t \geq F_{\text{сопр.}}$. Подставляя значения сил, получим $\varphi \cdot G_k \geq f \cdot G_k$.

Откуда находим условие качения управляемого колеса в плоскости его вращения

$$\cos \alpha \geq \frac{f}{\varphi}. \quad (1)$$

При ухудшении почвенно-дорожных условий увеличивается коэффициент сопротивления качению f и уменьшается коэффициент сцепления φ , что приводит к увеличению правой части неравенства. Следовательно, в этом случае уменьшается допустимый угол поворота ведомого управляемого колеса, при котором еще возможно качение колеса в плоскости его вращения без скольжения.

Поворот хлопкоуборочной машины производится изменением положения направляющих колес в горизонтальной плоскости относительно остова трактора.

Поворачивающий момент, необходимый для изменения направления движения хлопкоуборочной машины, создается за счет боковой реакции почвы, возникающей при повороте направляющих колес.

Момент сопротивления повороту управляемых колес определяется по формуле

$$M_{nc} = \frac{\varphi}{3} \cdot \sqrt{\frac{G_k^3}{p}}, \quad (2)$$

где φ – коэффициент сопротивления повороту колес;

G_k – нагрузка, приходящаяся на управляемые колеса;

p – давление воздуха в шинах.

Усилителем рулевого управления на хлопкоуборочной машине служат два гидроцилиндра, которые крепятся одним концом к балке оси задних колес, а другим концом к поворотному рычагу направляющих колес. Схема установки гидроцилиндров применительно МХ-1,8 показана на рис. 2-3. Точка k_0 соответствует прямолинейному движению агрегата. Конец штока гидроцилиндра движется по окружности радиуса h . Рассматривается произвольная

точка Д, расположенная на окружности. Д – место крепления штока гидроцилиндра к поворотному рычагу.

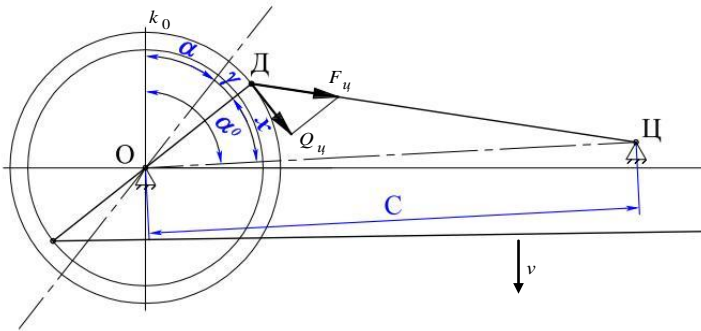


Рис.2. Работа минимальной площади поршня гидроцилиндра ($|\text{цД}| \leq c$)

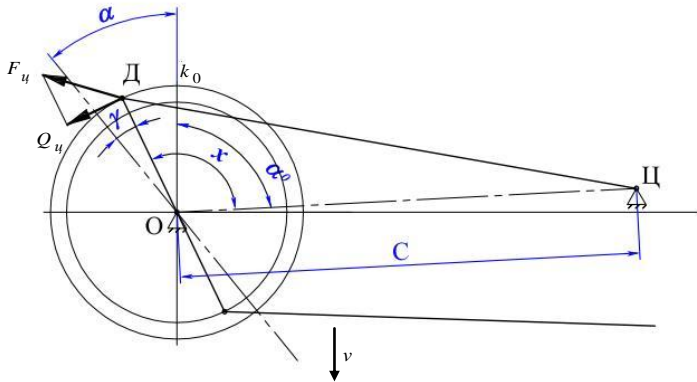


Рис.3. Работа максимальной площади ($|\text{цД}| \geq c$)

Когда угол α меняется в пределах $0^\circ \leq \alpha \leq 38,15^\circ$ поршень гидроцилиндра задвигается и работает минимальная площадь

$$f_{\min} = \frac{\pi \cdot (d_n^2 - d_{вн}^2)}{4}.$$

При этом усилии, развиваемое гидроцилиндром

$$F_{уз} = p_{ц} \cdot f_{\min} \cdot$$

Когда угол α меняется в пределах $-52,14^\circ \leq \alpha \leq 0^\circ$ поршень гидроцилиндра выдвигается и работает максимальная площадь

$$f_{\max} = \frac{\pi \cdot (d_H^2)}{4},$$

Усилие, развиваемое гидроцилиндром

$$F_{цв} = p_{ц} \cdot f_{\max} \cdot$$

Крутящий момент относительно оси шкворня, создаваемый гидроцилиндром при повороте колеса

$$M_{ц} = Q_{ц} \cdot h, \quad Q_{ц} = F_{ц} \cdot \sin \gamma \cdot$$

Угол γ определяется из $\Delta ЦДО$:

$$|ЦО| = C; \quad \alpha_0 = 90^\circ; \quad \gamma = 13,07^\circ;$$

$$x = \alpha_0 - (\alpha + \gamma); \quad \sin(\gamma + 90) = C \cdot \sin(x) / L \cdot$$

Условие, при котором обеспечивается работоспособность гидроцилиндров

$$M_{ц} > M_{nc} \cdot \quad (3)$$

Алгоритм решения задачи

Алгоритма расчета параметров по проверке работоспособности усилителей рулевого управления хлопкоуборочной машины можно описать с помощью следующих блоков.

1. Формирование и ввод исходных данных для расчета параметров: марка тракторного агрегата; база – L (мм); колея колес – B (мм); вес, приходящийся на задние колеса – G_2 (Н, кгс); шины направляющих колес; статический радиус шины заднего колеса – r_2 (мм); наружный диаметр шины – D (мм); ширина профиля шины – b (мм); грузоподъемность шины – $G_{зп}$ (кгс); давление в шине – p ($\frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}$); значение коэффициента сцепления с почвой – φ_c (на мокрой стерне $\varphi_c = \varphi_{\min} = 0,5$); максимальный коэффициент сопротивления качению – $f_{k\max}$ (на мокрой стерне $f_{k\max}$); значение коэффициента сопротивления повороту колес – φ .

2. Ввод исходных данных по применяемым гидроцилиндрам: рабочая длина гидроцилиндра при повороте – L_α (при α_{\min} и α_{\max} , мм); рабочая длина гидроцилиндра в прямолинейном движении –

C (мм); рабочая длина гидроцилиндра при $\alpha = 0$ – L_0 (мм); радиус движения штока гидроцилиндра – h (мм); максимальный угол поворота наружного (α_{\max} , град.) и внутреннего (α_{\min} , град.) колеса; наружный диаметр поршня – d_n (мм); внутренний диаметр штока поршня – $d_{вн}$ (мм); давление масла в гидроцилиндре – $p_{\text{ц}}$ ($\frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}$); значение шага расчета – $\Delta\alpha$ (град.).

3. Расчет $\alpha_{cp} = (\alpha_{\max} - \alpha_{\min}) / 2$ и проверка выполнения условия по формуле (1).

4. Рассмотреть угол поворота внутреннего колеса $\alpha_{1i} = \alpha_{\min}$ (град.), $i = 1$. Определить угол поворота α_{2i} .

5. Определение момента сопротивления повороту управляемых колес по формуле (2).

6. Если $\alpha_{1i} \leq 0$, то расчет максимальной площади работы гидроцилиндра по формуле $f_{\max} = \frac{\pi \cdot (d_n^2)}{4} (\text{мм}^2)$ и усилия $F_{цв_{1i}} = p_{\text{ц}} \cdot f_{\max}$ (кгс), развиваемое гидроцилиндром, в противном случае – минимальной площади $f_{\min} = \frac{\pi \cdot (d_n^2 - d_{вн}^2)}{4} (\text{мм}^2)$ и $F_{цз_{1i}} = p_{\text{ц}} \cdot f_{\min}$ (кгс). Выполнить эти расчеты и для α_{2i} .

7. Определение угла $x = \alpha_0 - (\alpha + \gamma)$ (град.) и определение угла γ из соотношения: $(\gamma + 90) = \arcsin(C \cdot (\sin(x)) / L)$ (град.) для $\alpha = \alpha_{1i}$ и $\alpha = \alpha_{2i}$.

8. Расчет усилий, создаваемый гидроцилиндрами при повороте колеса $Q_{цз_{1i}} = F_{цз_{1i}} \cdot \sin \gamma$ и $Q_{цв_{1i}} = F_{цв_{1i}} \cdot \sin \gamma$ для $\gamma = \gamma_{1i}$ и $\gamma = \gamma_{2i}$.

9. Расчет крутящего момента относительно оси шкворня, создаваемый гидроцилиндрами при повороте колеса $M_{цз} = Q_{цз} \cdot h$ и $M_{цв} = Q_{цв} \cdot h$ для $Q_{цв} = Q_{цв_{1i}}$ и $Q_{цв} = Q_{цв_{2i}}$; $Q_{цз} = Q_{цз_{1i}}$ и $Q_{цз} = Q_{цз_{2i}}$.

10. Определение крутящего момента, создаваемое двумя гидроцилиндрами: $M_{цй} = M_{цй1i} + M_{цй2i}$ (кгс·мм).

11. Проверка выполнения условия по формуле (3).

12. Если $\alpha_{1i} > \alpha_{\max}$, то переход к следующему блоку, в противном случае принимать $\alpha_{1i} = \alpha_{1i} + \Delta\alpha$, определение α_{2i} и переход к блоку 3.

13. Представление результатов расчета поворота агрегата, по обеспечению работоспособности гидроцилиндров. Экспорт исходных данных и полученных результатов в рабочую книгу MS Excel по усмотрению проектировщика.

14. Переход к блоку 1 для продолжения расчетов.

Программная реализация алгоритма

Программные средства реализованы в составе комплекса программ «Расчет конструктивных и динамических параметров для оценки работоспособности управляемой оси хлопкоуборочной машины в экстремальных условиях». Для проверки работоспособности усилителей рулевого управления хлопкоуборочной машины в программном комплексе предусмотрена команда «Проверка усилителей рулевого управления» пункта меню «Расчет». При этом представляется диалоговое окно (рис. 4). В окне представляются поля ввода данных, описывающие характеристики трактора и агрегата, а также гидроцилиндров, принятых алгоритмом решения задачи. Для числовых полей обеспечивается контроль целостности данных, для полей соответствующих коэффициентам – ограничения на их минимальные и максимальные значения.

Окно ввода данных для расчета по проверке работоспособности усилителей рулевого управления			
Марка тракторного агрегата	МХ-1,8	Шина направляющих колес	9,00-16 ТУ 38.10497-88
На базе трактора	ТТЗ-100НС	Статический радиус шины - Rст (мм)	414
База трактора - L ₀ (мм)	3650	Наружный диаметр шины - D (мм)	896
Колея - B (мм)	1800	Ширина профиля шины - b (мм)	255
Нагрузка, приходящаяся на управляемые колеса - G _k (кгс)	3100	Грузоподъемность шины - Grp (кгс)	1550
Максимальный угол поворота наружного колеса - alpha_max (град.)	38,15	Давление воздуха в шинах - p (кгс/мм ²)	0,035
Максимальный угол поворота внутреннего колеса - alpha_min (град.)	52,23	Коэффициент сцепления с почвой - f _{ис}	0,5
Коэффициент сопротивления повороту колес - fi	0,8	Коэффициент сопротивления качению - f _{мк} (на мокрой стерне равно 0,12)	0,12
Гидроцилиндр и его характеристики			
Гидроцилиндр	CDJ-141112		
Рабочая длина гидроцилиндра для обеспечения поворота на alpha_min - L (мм)	642,45	Радиус движения штока гидроцилиндра - h (мм)	154
Рабочая длина гидроцилиндра для обеспечения поворота на alpha_max - L (мм)	424,5	Наружный диаметр поршня - d _н (мм)	50
Рабочая длина гидроцилиндра в прямолинейном движении - C (мм)	537	Внутренний диаметр штока поршня - d _{вн} (мм)	25
Рабочая длина гидроцилиндра для alpha ₀ - L (мм)	554,96	Давление масла в гидроцилиндре - p _ц (кгс/мм ²)	1,6
Шаг для расчета - Delta Alpha (град.)	1		
<input checked="" type="button" value="Расчет"/>		<input type="button" value="Cancel"/>	

Рис. 4. Окно ввода данных для расчета параметров по проверке работоспособности усилителей рулевого управления

С использованием кнопки «Расчет» можно перейти к окну: «Результаты расчета по проверке работоспособности усилителей рулевого управления». В верхней части этого окна представляются

значения: среднего угла поворота управляемых колес; условия качения управляемого колеса в плоскости ее вращения, момента сопротивления управляемых колес, рассчитываемых по соответствующим формулам.

В табличном виде представляются значения вычисляемых параметров, соответствующих углам поворота внутреннего $\alpha_{1i} (\alpha_{1i} = \alpha_{1i-1} + \Delta\alpha, \alpha_{10} = -52,33^\circ)$ и внешнего $\alpha_{2i} (\alpha_{2i} = \alpha_{2i-1} + \Delta\alpha, \alpha_{20} = 38,15^\circ)$ колес. В таблице представляются значения параметров: правой части условия качения управляемого колеса в плоскости ее вращения; площади работы поршня гидроцилиндра; усилие, развиваемое гидроцилиндром; рабочей длины, угла поворота и приращения угла поворота колес I и II гидроцилиндра для обеспечения поворота колес на α_{1i}, α_{2i} соответственно, сил и крутящих моментов, создаваемых гидроцилиндрами, а также результаты по выполнению условия $M_{\psi_{\min}} > M_{\psi_{\text{нс}}}$.

В этом окне предусмотрена возможность представления результатов по выполнению правой части условия качения и условия $M_{\psi_{\min}} > M_{\psi_{\text{нс}}}$ при углах поворота α_{1i}, α_{2i} внутреннего и внешнего колес. Предусмотрена возможность экспорта исходных данных, параметров вычисления и результатов расчетов в рабочую книгу MS Excel.

Предложенными программно-алгоритмическими средствами обеспечиваются проверка работоспособности усилителей рулевого управления, предназначенные провести вычислительный эксперимент с использованием различных гидроцилиндров для агрегата, а также с вариацией исходных данных в целях принятия наиболее рациональных решений путем сравнительного анализа комплекса рассчитываемых параметров при возможном диапазоне углов поворота колес.

Программно-алгоритмические средства могут быть использованы для различных хлопкоуборочных машин на базе различных тракторов, позволяя оценить работоспособность усилителей рулевого управления и поддержки принятия решений по выбору наиболее подходящего варианта исполнения.

Список литературы

1. Рузикулов, А. Р. Программно-алгоритмические средства расчета конструктивных и динамических параметров управляемых осей технологических машин для оценки их работоспособности / А. Р. Рузикулов, Ш. А. Ахмедов // Материалы XVIII Международной научно-методической конференции «Информатика: проблемы,

методология, технологии». Том 5. – Воронеж, Издательство «Научно-исследовательские публикации», ООО «Вэлборн». 2018. –С. 207-212.

2. Рузикулов, А. Р. Программно-алгоритмическая реализация задачи расчета оси заднего колеса хлопкоуборочной машины / А. Р. Рузикулов, Ш. А. Ахмедов // Доклады Республиканской научно-технической конференции «Современное состояние и перспективы применения информационных технологий в управлении» (Самарканд, 5-6 сентября 2019 г.). – Ташкент, 2019. –С. 95-100.

3. Анилович, В. Я., Водолажченко, Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: справочное пособие. – Изд. 2-е, перераб. и доп. –М., «Машиностроение», 1976. –455 с.

4. Барский, И. Б. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и тракторы». –3-е изд. перераб. и доп. –М., «Машиностроение», 1980. –335 с.

5. Башта, Т. М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.

6. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. –М., «Машиностроение», 1983. –301 с.

7. Тракторы: Теория: Учебник для студентов по спец. «Автомобили и тракторы» / В. В. Гуськов [и др]. Под общ. ред. В. В. Гуськова. –М.: «Машиностроение», 1988. –376 с.

8. Иванов, М. Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. –М.: «Высшая школа», 2008. –408 с.

9. Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов машиностр. спец. вузов. – 2 изд., доп. и перераб. – Москва: «Машиностроение», – 1990. – 352 с.: ил.