

УДК 631.35

О.В. РЕХЛИЦКИЙ; Ю.В. ЧУПРЫНИН, канд. техн. наук; Д.В. ДЖАСОВ

ОАО «Научно-технический центр комбайностроения», г. Гомель, Республика Беларусь

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА КОЛЕС САМОХОДНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ

Приведено математическое описание механизма поворота колес управляемого моста самоходной сельскохозяйственной машины. Обоснован выбор требуемого диапазона углов поворота левого и правого колес. Приведено математическое описание силового анализа и определения требуемого давления в гидросистеме. Проанализировано влияние параметров на величину и стабильность требуемого давления на примере одноцилиндровой и двухцилиндровой схемы. Предложен способ оценки качества спроектированного механизма по критерию увода и способ предварительного выбора схемы и параметров гидроагрегатов по требуемой работе. Предложенное математическое описание и выработанные рекомендации позволяют проводить целенаправленный синтез и рациональный подбор параметров механизма поворота колес самоходной сельскохозяйственной машины на начальном этапе проектирования.

Ключевые слова: механизм, система, гидроцилиндр, колесо, угол поворота, векторный способ, поворот вектора, требуемое давление

Введение. Одним из наиболее важных и ответственных узлов самоходной сельскохозяйственной машины, обеспечивающим ей необходимые ходовые свойства, является механизм поворота колес управляемого моста.

Механизм поворота колес представляет собой рычажный механизм, обеспечивающий согласованный поворот правого и левого управляемого колеса на необходимый угол для движения по криволинейной траектории с минимальным уводом.

Постановка задачи. Учитывая значительную массу самоходной сельскохозяйственной машины, поворот управляемых колес осуществляется посредством гидропривода. Исполнительным механизмом является гидроцилиндр (ГЦ).

На разных машинах, в зависимости от компоновки и веса, могут применяться различные схемы механизмов поворота колес. Они отличаются друг от друга количеством ГЦ, их взаимным расположением с рулевой тягой и типом.

На рисунке 1 показаны разнообразные варианты схем механизмов поворота управляемых колес: схемы *a* и *б* — двухцилиндровые; *в*, *г*, *д* и *е* — одноцилиндровые. Все они имеют рулевую тягу, необходимую для соединения правой и левой частей системы в единый механизм с одной степенью подвижности. Схема *ж* не требует наличия рулевой тяги, так как примененный в ней двустоковый гидроцилиндр сам выполняет ее функцию.

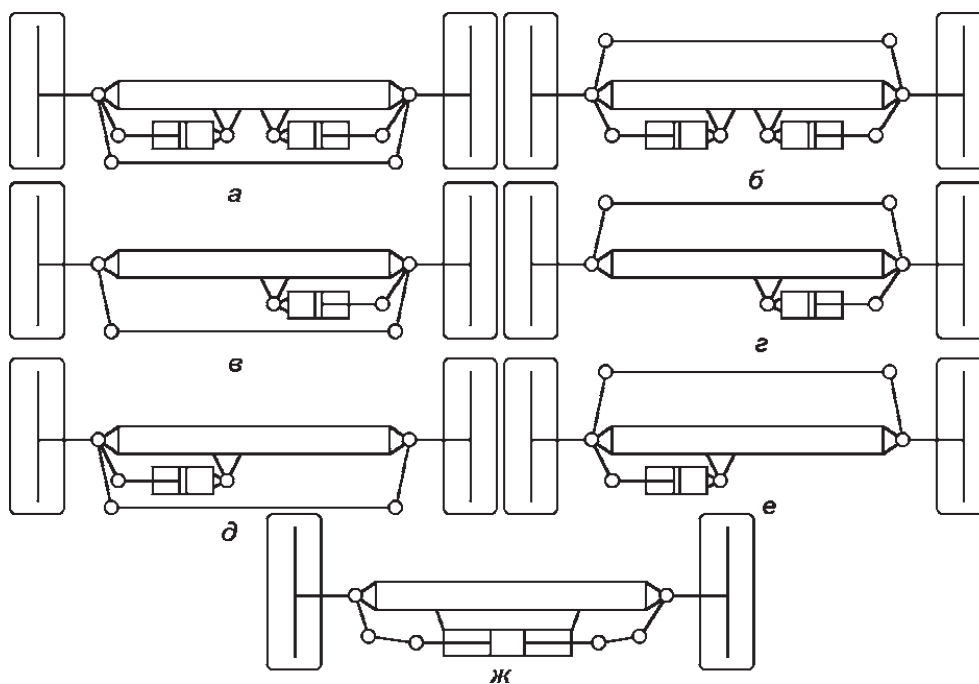


Рисунок 1 — Различные схемы механизмов поворота колес управляемого моста:
a, *б* — двухцилиндровые схемы; *в*, *г*, *д*, *е* — одноцилиндровые схемы; *ж* — двустоковый ГЦ

Согласованность поворота правого и левого колес заключается в том, чтобы при движении на повороте в каждый момент времени при любом угле поворота колеса двигались по окружностям разного радиуса, но проведенным из одного центра. Разница радиусов при этом определяется колеей управляемых колес и текущим радиусом поворота. Именно в этом случае обеспечивается условие движения колес на повороте без бокового скольжения или увода.

Для обеспечения этого условия углы поворота внутреннего и внешнего колес должны быть разными, причем каждому значению угла поворота внутреннего колеса должен соответствовать строго определенный угол внешнего колеса [1].

Достижение такой согласованности обеспечивается за счет правильного подбора геометрических параметров рычажного механизма.

Механизмы поворота колес тракторов и автомобилей широко освещены в специальной технической литературе [1–5]. Однако очень мало внимания уделено математическому описанию, позволяющему в простой и доступной форме определить для всех положений механизма требуемое усилие для поворота колес и требуемое давление в гидросистеме, что крайне важно при проектировании рулевого управления для обеспечения его гарантированного функционирования.

Математическая модель. Проиллюстрируем составление математической модели на примере схемы, показанной на рисунке 2, так как все остальные схемы являются ее частным случаем.

Для составления математической модели воспользуемся векторным способом, который широко описан в литературе [6–12]. Напомним, что этот способ основан на поворотах векторов в плоскости.

На начальном этапе математического описания определим диапазон изменения угла φ поворота левого колеса, принятого в качестве обобщенной координаты. Для этого, задавшись требуемым минимальным радиусом поворота машины по следу наружного колеса и ее геометрическими параметрами, определим требуемый угол максимального поворота наружного и внутреннего колеса

$$\varphi_{нар} = \arcsin\left(\frac{Basa}{R_{min} - h_{кол}}\right); \quad (1)$$

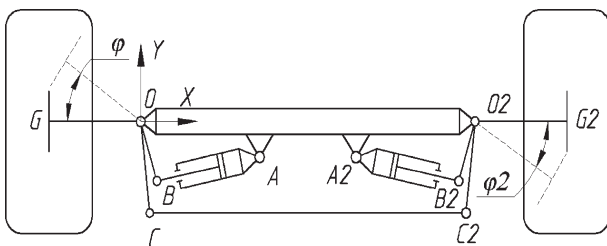


Рисунок 2 — Расчетная схема механизма поворота колес управляемого моста

$$\varphi_{вн} = \arctg\left(\frac{Basa}{\sqrt{(R_{min} - h_{кол})^2 - Basa^2} - |\vec{O} - \vec{O2}|}\right); \quad (2)$$

где $Basa$ — база машины; R_{min} — минимальный радиус поворота по следу наружного колеса; $h_{кол}$ — расстояние от центра вращения кулака (шарнир O) до той зоны траектории следа наружного колеса, по которой меряется радиус поворота.

Для обеспечения заданного минимального радиуса поворота угол поворота левого колеса φ должен изменяться от $-\varphi_{нар}$ до $+\varphi_{вн}$. В этом случае диапазон изменения длины ГЦ определится из геометрического расчета механизма в пределах принятого диапазона изменения угла φ .

В реальности ГЦ имеют конкретную величину длины и хода, и, как правило, имеется их ограниченный типоразмерный ряд. Поэтому при выборе диапазона поворота колес при проектировании механизма руководствуются конкретными геометрическими параметрами ГЦ, подбирая их расположение в механизме таким образом, чтобы максимально обеспечить требуемый диапазон углов поворота колес.

Кинематика механизма. Выражениями (3)–(7) вычисляем абсолютную координату точек G, B и их координаты относительно точки O :

$$OG(\varphi) = pov(-\vec{X}, \varphi, L_{oc}); \quad (3)$$

$$\vec{G}(\varphi) = \vec{O} + OG(\varphi); \quad (4)$$

$$OB(\varphi) = pov(OG(\varphi), -\hat{BOG}, L_{ob}); \quad (5)$$

$$\vec{B}(\varphi) = \vec{O} + OB(\varphi); \quad (6)$$

$$\vec{AB}(\varphi) = \vec{B}(\varphi) - \vec{A}. \quad (7)$$

С помощью следующих выражений (8)–(10) можно получить положение характерных точек механизма в зависимости от значения угла поворота колеса φ

$$OC(\varphi) = pov(\vec{G}(\varphi), -\hat{COG}, L_{oc}); \quad (8)$$

$$\vec{C}(\varphi) = \vec{O} + OC(\varphi); \quad (9)$$

$$O2C(\varphi) = \vec{C}(\varphi) - \vec{O2}; \quad (10)$$

$$CO2C2(\varphi) = ug_t \cos(|O2C(\varphi)|, L_{oc}, L_{cc2}), \quad (11)$$

где $CO2C2(\varphi)$ — угол между векторами $O2C(\varphi)$ и $\vec{O}C(\varphi)$ при вершине $O2$ треугольника $CO2C2$; $|O2C(\varphi)|$ — модуль вектора $O2C(\varphi)$, определяющий длину между двумя векторами $\vec{O}2C(\varphi)$ и $\vec{C}(\varphi)$; L_{oc} и L_{cc2} — длины звеньев механизма;

$$O2C2(\varphi) = pov(O2C(\varphi), -CO2C2(\varphi), L_{oc}); \quad (12)$$

$$\vec{C}2(\varphi) = \vec{O}2 + O2\vec{C}2(\varphi); \quad (13)$$

$$C\vec{C}2(\varphi) = C2(\varphi) - C(\varphi); \quad (14)$$

$$O2\vec{G}2(\varphi) = pov(O2\vec{C}2(\varphi), -CO\hat{G}(\varphi), L_{OG}); \quad (15)$$

$$\vec{G}2(\varphi) = \vec{O}2 + O2\vec{G}2(\varphi); \quad (16)$$

$$O2\vec{B}2(\varphi) = pov(O2\vec{G}2(\varphi), -BO\hat{G}(\varphi), L_{OB}); \quad (17)$$

$$\vec{B}2(\varphi) = \vec{O}2 + O2\vec{B}2(\varphi); \quad (18)$$

$$A2\vec{B}2(\varphi) = \vec{B}2(\varphi) - \vec{A}2; \quad (19)$$

$$G2O2_X(\varphi) = -arctg\left(\frac{O2G2_y(\varphi)}{O2G2_x(\varphi)}\right); \quad (20)$$

где $G2O2_X(\varphi)$ — угол поворота правого колеса относительно горизонтальной оси.

Выражениями (1)–(20) описывается кинематика всего механизма в проекции на опорную поверхность, что достаточно для подбора кинематических параметров и обеспечения требований по траектории поворота.

Однако прежде чем приступить к силовому анализу и определению потребного давления в гидросистеме для поворота колес необходимо учесть, что каждое колесо имеет еще и вертикальную составляющую движения за счет имеющегося угла наклона шкворня. При отклонении от среднего положения колеса осуществляют работу по подъему части машины, преодолевая усилие нагрузки на мост.

Для учета влияния вертикальной составляющей на величину потребного давления необходимо определить величину вертикального перемещения каждого колеса в зависимости от угла поворота. Для определения вертикального перемещения колеса воспользуемся расчетной схемой, приведенной на рисунке 3.

В соответствии с расчетной схемой (см. рисунок 3) найдем изменение положения точки R контакта колеса с поверхностью вокруг шкворня в пределах принятого диапазона изменения угла φ согласно формулам (21)–(22):

$$O'R(\varphi) = pov(-\vec{X}, \varphi, L_{обк}); \quad (21)$$

$$O2'R2(\varphi) = pov(\vec{X}, \varphi, L_{обк}), \quad (22)$$

где $L_{обк}$ — плечо обкатки колеса, которое определяем по формуле (23):

$$L_{обк} = L_{OG} - R_{ст} \cdot (\sin(\beta) + \cos(\beta) \cdot tg(\alpha)). \quad (23)$$

Тогда вертикальное перемещение точки R от среднего положения при повороте левого колеса в плоской проекции на угол φ можно определить по выражению (24). Соответственно вертикальное перемещение точки $R2$ от среднего положения при повороте правого колеса в плоской проекции на угол φ можно определить по выражению (25):

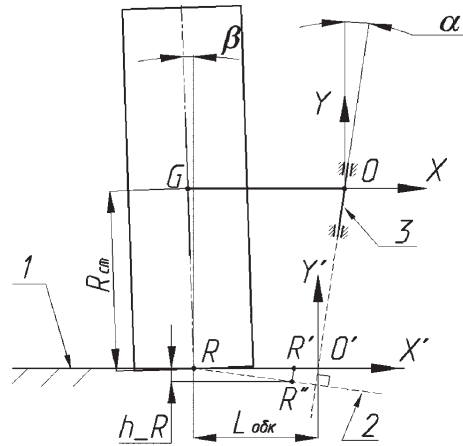


Рисунок 3 — Расчетная схема для определения вертикального перемещения колеса: 1 — опорная поверхность; 2 — реальная траектория движения точки R ; 3 — шкворень (α — угол наклона шкворня; β — угол развала колес; $R_{ст}$ — статический радиус колеса; R — положение точки контакта колеса с поверхностью в среднем положении колеса; R' и R'' — положение точки R для повернутого на угол φ колеса в ее плоской проекции, полученное по выражению (21), и реальное положение точки R для этого же угла поворота вокруг шкворня соответственно; h_{R} — вертикальное перемещение точки R от среднего положения колеса)

$$h_{R}(\varphi) = (O'R(\varphi=0)_x - O'R(\varphi)_x) \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha); \quad (24)$$

$$h_{R2}(\varphi) = (O2'R2(\varphi=0)_x - O2'R2(\varphi)_x) \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha). \quad (25)$$

Точность определения по выражениям (24) и (25) величины вертикального перемещения колес от среднего положения с использованием кинематических параметров в плоской проекции механизма подтверждена проверкой, проведенной с использованием математического аппарата пространственного поворота векторов, который описан в литературе [11].

Ценность выражений (24) и (25) заключается в том, что они позволяют, не прибегая к использованию громоздких выражений пространственного поворота векторов, адекватно учесть влияние вертикального движения колеса при повороте вокруг шкворня в формировании потребного давления.

Определение потребного давления. Для проведения силового анализа необходимо найти передаточные функции между обобщенной координатой и всеми элементами механизма, к которым приложены все внешние силовые факторы (и движущие и сопротивления) в направлении действия этих факторов.

Эти передаточные функции являются аналогами скоростей в направлении приложения силовых факторов, которые наиболее удобно находить путем численного дифференцирования (26)–(30):

$$\omega_{G2O2}(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} G2O2_X(\varphi); \quad (26)$$

$$V_{тн}(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \left| \vec{AB}(\varphi) \right|; \quad (27)$$

$$V_{гц2}(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \left| A2B2(\varphi) \right|; \quad (28)$$

$$V_{h_R}(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} h_R(\varphi); \quad (29)$$

$$V_{h_R2}(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} h_R2(\varphi), \quad (30)$$

где $\omega_G2O2(\varphi)$ — аналог угловой скорости поворота правого колеса; $V_{гц}(\varphi)$ и $V_{гц2}(\varphi)$ — аналоги скоростей изменения длины левого и правого ГЦ соответственно; $V_{h_R}(\varphi)$ и $V_{h_R2}(\varphi)$ — аналоги скоростей изменения высоты от среднего положения левого и правого колеса соответственно.

Определим значение момента сопротивления повороту колеса. Учитывая, что управляемый мост имеет шарнир качания, расположенный, как правило, по центру, если пренебречь трением в этом шарнире, можно принять, что нагрузка на мост делится между колесами поровну. Момент сопротивления повороту колеса состоит из момента трения и момента сопротивления перекачиванию.

С учетом вышеизложенного, момент сопротивления повороту колеса определится из выражений (31) и (32):

$$M_{ск} = F_a \cdot f_{тр} \cdot R_{тр} + f_{сп} \cdot L_{обк}, \quad (31)$$

где $M_{ск}$ — момент сопротивления повороту колеса; F_a — вертикальная реакция на колесе; $R_{тр}$ — радиус трения колеса; $f_{тр}$ — коэффициент трения колеса по опорной поверхности; $f_{сп}$ — коэффициент сопротивления перекачиванию.

В случае одноцилиндровой схемы можно сразу определить требуемую для поворота силу на ГЦ и давление в гидросистеме из выражений (32)–(34)

$$F_{гц}(\varphi) = \frac{1}{V_{гц}(\varphi)} \left(M_{ск} (1 + \omega_G2O2(\varphi)) \pm F_a \cdot (V_{h_R}(\varphi) + V_{h_R2}(\varphi)) \right); \quad (32)$$

$$P_{гц_пор}(\varphi) = \frac{F_{гц}(\varphi)}{S_{гц_пор} \cdot \eta}; \quad (33)$$

$$P_{гц_шт}(\varphi) = \frac{F_{гц}(\varphi)}{S_{гц_шт} \cdot \eta}, \quad (34)$$

где $F_{гц}(\varphi)$ — требуемая сила на ГЦ; $P_{гц_пор}(\varphi)$ и $P_{гц_шт}(\varphi)$ — требуемое давление в гидросистеме для поворота колес при работе ГЦ поршневой или штоковой полостью соответственно; $S_{гц_пор}$ и $S_{гц_шт}$ — площадь поршневой и штоковой полостей ГЦ; η — общий КПД системы.

В выражении (32) знак перед вертикальной составляющей (+) соответствует повороту колес в сторону положительного изменения обобщенной координаты.

Из выражений (32)–(34) следует, что для одноцилиндровой схемы с одноштоковым ГЦ дав-

ление в гидросистеме, требуемое для поворота колес в разные стороны, будет разным. Это обусловлено совместным влиянием разницы передаточных отношений и разницы площадей рабочих полостей ГЦ. В этом заключен основной недостаток этих схем. Этого недостатка лишена схема с использованием двухштокового ГЦ с центральным расположением (см. рисунок 1, схема ж).

Для двухцилиндровой схемы (см. рисунок 1, схемы а и б) сразу определить силу на ГЦ не представляется возможным, так как на каждом из двух ГЦ сила имеет разное значение. Однако для этой схемы можно воспользоваться тем условием, что давление в каждом из двух ГЦ одинаковое, так как рабочая жидкость в них подается из одной гидросистемы. Тогда давление, требуемое для поворота колес в каждую сторону можно определить из выражений (35) и (36)

$$P_{2гц_прав}(\varphi) = \frac{M_{ск}(\varphi) \cdot (1 + \omega_G2O2(\varphi)) + F_a \cdot (V_{h_R}(\varphi) + V_{h_R2}(\varphi))}{(S_{гц_пор} \cdot V_{гц}(\varphi) + S_{гц_шт} \cdot V_{гц2}(\varphi)) \cdot \eta}; \quad (35)$$

$$P_{2гц_лев}(\varphi) = \frac{M_{ск}(\varphi) \cdot (1 + \omega_G2O2(\varphi)) - F_a \cdot (V_{h_R}(\varphi) + V_{h_R2}(\varphi))}{(S_{гц_шт} \cdot V_{гц}(\varphi) + S_{гц_пор} \cdot V_{гц2}(\varphi)) \cdot \eta}. \quad (36)$$

Выражение (35) позволяет для двухцилиндровой схемы определить требуемое давление в гидросистеме для поворота колес по часовой стрелке, а выражение (36) для поворота колес против часовой стрелки.

Сравнительный анализ различных схем. На рисунке 4 показаны графики изменения требуемого давления в гидросистеме зерноуборочного комбайна КЗС-1218 с заполненным бункером для схемы с одним ГЦ при повороте колес в разные стороны в зависимости от угла поворота левого колеса.

На рисунке 5 показаны аналогичные графики для зерноуборочного комбайна КЗС-1218 при условии установки двух ГЦ.

Как можно заметить, анализируя графики, приведенные на рисунках 4 и 5, для двухцилиндровой схемы давление, требуемое для поворота

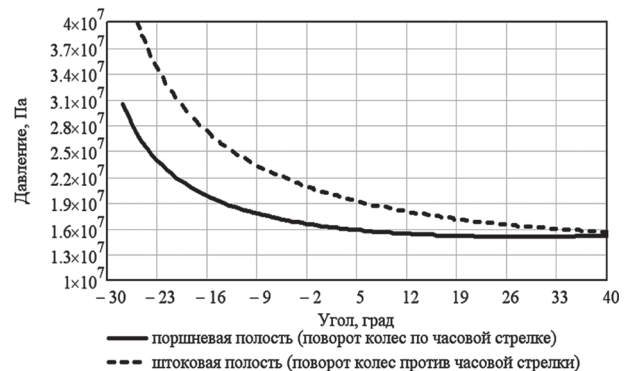


Рисунок 4 — Графики изменения требуемого давления в гидросистеме для одноцилиндровой схемы

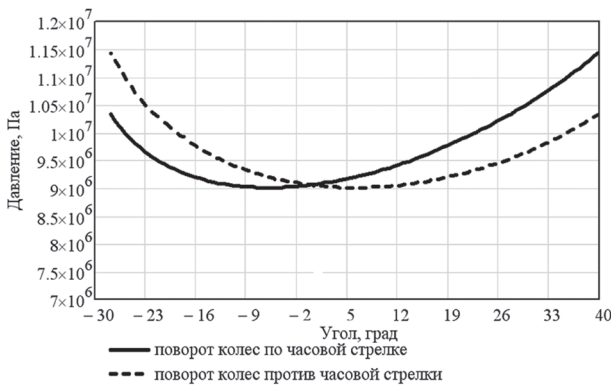


Рисунок 5 — Графики изменения требуемого давления в гидросистеме для двухцилиндровой схемы

колес, не только существенно ниже, но и гораздо стабильнее во всем диапазоне и отличается при повороте в разные стороны только за счет изменения передаточных отношений. Отсюда можно сделать вывод, что применение двухцилиндровой схемы позволяет более полно использовать резервы гидросистемы.

Одноцилиндровая схема с расположением ГЦ на одной стороне отличается простотой и лаконичностью, но при этом для обеспечения работоспособности в силу существенной нестабильности требуемого давления приходится применять ГЦ больших габаритов или поднимать максимальное давление в гидросистеме до значительной величины. Однако одноцилиндровая схема имеет существенное преимущество: в обоих крайних положениях ГЦ замыкается сам на себя и не создает дополнительной нагруженности элементов конструкции.

Из вышеизложенного следует существенный недостаток двухцилиндровой схемы. В крайних положениях колес никогда оба ГЦ не выберут свой ход одновременно. Поэтому, когда один ГЦ замкнулся сам на себя, второй ГЦ продолжает создавать усилие до тех пор, пока механизм удерживает рулевое колесо в крайнем положении. В силу того, что механизм дошел до упора и дальнейшее движение невозможно, давление в гидросистеме растет до максимального, ограниченного предохранительным клапаном. В этот момент на участке системы между замкнувшимися на себя и вторым ГЦ действует паразитная нагрузка. Возникает вопрос о возможности минимизации этой паразитной нагрузки.

Первое, что напрашивается сделать, это исключить из работы тот ГЦ, который способен создать большее усилие при одинаковом давлении, т. е. тот, который при повороте колес в этом направлении работает поршневой полостью. Однако это решение не всегда ведет к положительному результату. Дело в том, что усилие, создаваемое поршневой и штоковой полостью, равно как и сами площади у ГЦ, применяемых в механизмах поворота колес, отличаются всего лишь на 25...30 %, а вот передаточное отношение к каждому из двух

ГЦ в крайних положениях может отличаться в несколько раз.

Если ГЦ в одном из крайних положений действует на свой рычаг колеса на большом плече, а тяга эту силу воспринимает на малом, то на нее эта сила передается с увеличением. С другой стороны моста эта тяга, как правило, находится на большем плече, чем второй, замкнувшийся ГЦ. Поэтому здесь так же происходит увеличение при передаче силы с тяги на замкнутый ГЦ, который воспринимает эту переданную от первого ГЦ силу в виде реакции на свой корпус и на шарнир крепления на балке моста. В описанном варианте нагрузка, создаваемая не замкнувшимся гидроцилиндром, значительно увеличивается при передаче на противоположную сторону к замкнутому ГЦ. Как правило эта же ситуация зеркально повторяется при повороте в противоположном положении.

Если же незамкнутый ГЦ действует на меньшем плече, а тяга воспринимает его силу на большем, сила на тяге уменьшается. То же самое происходит и при передаче силы с тяги на замкнутый ГЦ.

Как показывают расчеты, нагруженность элементов конструкции может отличаться в несколько раз при замыкании разных ГЦ в одном и том же механизме. Поэтому, при проектировании необходимо обязательно проверять нагруженность элементов конструкции при разных вариантах замыкания ГЦ.

Теоретически наиболее благоприятной схемой является схема с центральным расположением ГЦ двуштокового типа. В этой схеме имеется и стабильная симметричная в разные стороны характеристика изменения требуемого давления, и отсутствует паразитная нагруженность системы в крайних положениях.

Оценка по критерию увода. Для обеспечения качения всех колес сельскохозяйственной машины при повороте без бокового скольжения необходимо, чтобы условное продолжение их осей пересеклось в одной общей точке, называемой центром поворота [2, 4–5]. Поэтому для оценки качества спроектированного механизма поворота проводят так же оценку фактического увода колес. Для этого во всех положениях определяется требуемый по критерию отсутствия увода угол поворота правого колеса относительно левого (37) и левого относительно правого (38):

$$G2O2_{-}X_{\text{треб}}(\varphi) = \arctg \left\{ \frac{Basa}{\frac{Basa}{\text{tg}(\varphi)} + |\vec{O2}|} \right\}; \quad (37)$$

$$GO_{-}X_{\text{треб}}(\varphi) = \arctg \left\{ \frac{Basa}{\frac{Basa}{\text{tg}(G2O2_{-}X(\varphi))} - |\vec{O2}|} \right\}. \quad (38)$$

На рисунке 6 показан фрагмент движения машины в процессе поворота с рассмотренным ме-

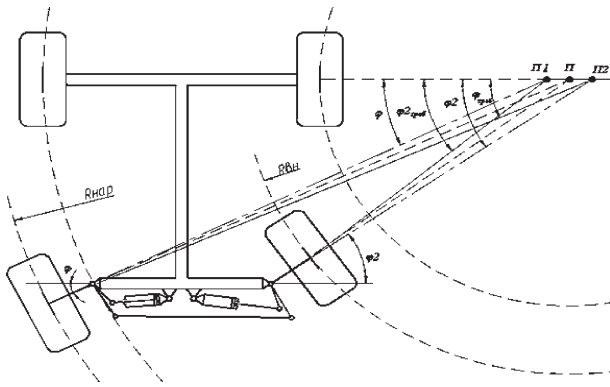


Рисунок 6 — Фрагмент движения машины в процессе поворота

ханизмом поворота колес. Поворот машины осуществляется вокруг условного кинематического полюса П, находящегося между полюсом П1, определенным по левому колесу, и полюсом П2, определенным по правому колесу. Задавшись расположением полюса П и используя результаты приведенного расчета можно построить кинематическую траекторию движения машины.

Расчетный увод каждого колеса можно определить по разнице требуемого и фактического угла поворота. В качестве критерия целесообразно принять величину, являющуюся средним арифметическим модулей увода каждого из колес.

Проверка по потребной работе. Перед началом проектирования механизма поворота колес целесообразно провести его оценку по потребной работе. Для этого удвоенное значение момента сопротивления повороту колеса, определенное из выражения (31), необходимо умножить на диапазон поворота каждого колеса

$$A_{\text{потр}} = 2M_{\text{ск}} \cdot (\varphi_{\text{нар}} + \varphi_{\text{вн}}); \quad (39)$$

$$A_{\text{гц_max}} = P_{\text{max}} \cdot S_{\text{раб}} \cdot H_{\text{max}}, \quad (40)$$

где $A_{\text{потр}}$ и $A_{\text{гц_max}}$ — потребная работа для поворота колес во всем диапазоне и максимальная работа ГЦ соответственно; P_{max} — максимальное давление в гидросистеме; $S_{\text{раб}}$ — площадь рабочей полости ГЦ; H_{max} — полный ход ГЦ.

В выражение (39) составляющая от вертикального движения колес не включена, так как при повороте колес из одного крайнего положения в среднее часть машины опускается, а при дальнейшем повороте из среднего положения в другое крайнее поднимается на такую же величину. Сила тяжести является консервативной силой и ее работа на замкнутом пути равна нулю.

Зная максимальную работу ГЦ при движении в каждую сторону (40), можно на начальном этапе проектирования в первом приближении подобрать параметры требуемого ГЦ и максимальное давление в гидросистеме.

Проверка адекватности. На рисунке 7 приведены графики зависимости давления в гидросистеме

поворота колес от угла поворота для комбайна КС3-1218 с пустым бункером, полученные расчетным путем и экспериментально.

Из рисунка 7 видно, что представленная математическая модель с достаточной адекватностью позволяет определить требуемое давление в гидросистеме поворота колес сельскохозяйственной машины.

Таким образом, используя приведенное математическое описание и изложенные выше рекомендации можно на этапе проектирования самоходной сельскохозяйственной машины осуществить синтез и правильный подбор всех параметров механизма поворота колес управляемого моста с целью обеспечения его удовлетворительной работоспособности при условии рационального использования всех имеющихся резервов компоновочной схемы.

Заключение. Среди всех рассмотренных схем одноцилиндровая схема с боковым расположением ГЦ является наиболее простой и лаконичной, однако обладает существенной нестабильностью рабочей характеристики и поэтому требует значительного резервирования возможностей гидросистемы.

Двухцилиндровая схема обладает высокой стабильностью и симметрией рабочей характеристики. Однако в ней присутствует паразитная нагрузка элементов системы в крайних положениях. Наиболее рациональной с теоретической точки зрения является схема с центральным расположением двухштокового ГЦ.

При подборе параметров двухцилиндровой схемы необходимо обязательно проверять нагрузку элементов конструкции при разных вариантах замыкания ГЦ в крайних положениях. Подбором геометрических параметров необходимо гарантированно обеспечивать замыкание того из них, который имеет наибольшее передаточное отношение. В этом случае сила, полученная им от второго ГЦ, будет значительно уменьшена.

Для оценки качества спроектированного механизма поворота необходимо проводить оценку фактического увода колес. Расчетный увод каждо-

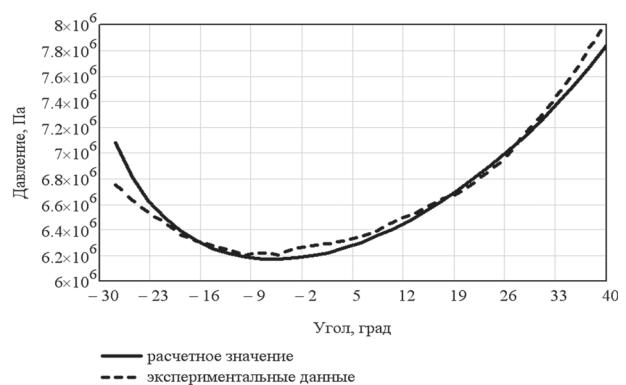


Рисунок 7 — Графики изменения расчетного и экспериментального значений давления в гидросистеме для комбайна с пустым бункером

го колеса можно определить по разнице требуемого и фактического угла поворота.

На начальном этапе проектирования для выбора схемы и гидроагрегатов механизма поворота колес необходимо провести оценку будущего механизма по потребной работе.

Представленное математическое описание и все изложенные рекомендации позволяют грамотно и целенаправленно осуществлять синтез механизма поворота колес управляемого моста самоходной сельскохозяйственной машины.

Список литературы

1. Гуськов, В.В. Тракторы, теория / В.В. Гуськов. — М.: Машиностроение, 1988. — С. 210.
2. Наумов, Е.С. Рулевое управление колесных тракторов: уч. пособ. / Е.С. Наумов, В.М. Шарипов, И.М. Эглит. — М., 1999. — С. 5.
3. Гришкевич, А.И. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть / А.И. Гришкевич. — Минск: Вышэйш. шк., 1987. — С. 200.
4. Раймпель, Й. Шасси автомобиля / Й. Раймпель. — М.: Машиностроение, 1983. — С. 356.
5. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: рулевое управление / Й. Раймпель. — М.: Машиностроение, 1987. — С. 232.
6. Чупрынин, Ю.В. Алгоритм расчета геометрии ременного контура векторным способом / Ю.В. Чупрынин, А.А. Дюжев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2005. — № 6. — С. 39–40.
7. Котов, А.В. Применение векторного анализа при проектировании рычажных механизмов / А.В. Котов, Ю.В. Чупрынин // Научно-технический прогресс в с.-х. производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф. — Минск, 2007. — С. 32–37.
8. Дюжев, А.А. Обеспечение универсальности навесного устройства энергосредства УЭС-2-250А «Полесье» с целью создания сельскохозяйственных агрегатов модульного типа / А.А. Дюжев, А.В. Котов, Ю.В. Чупрынин // Энергосберегающие технологии и технические средства в с.-х. производстве: докл. Междунар. науч.-практ. конф.: в 2 ч. — Минск, 2008. — Ч. 1. — С. 78–74.
9. Котов, А.В. Применение векторного анализа для оптимизации механизма привода системы очистки зерна зерноуборочного комбайна при его проектировании / А.В. Котов, Ю.В. Чупрынин // Механика машин, механизмов и материалов. — 2009. — № 2(7). — С. 43–48.
10. Рехлицкий, О.В. Синтез механизмов уравнивания с газовыми пружинами с использованием векторного анализа / О.В. Рехлицкий, Д.В. Джасов, С.В. Труханович // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. — Вып. 2. — Минск, 2013. — С. 106–110.
11. Джасов, Д.В. Применение векторного анализа для математического описания пространственных рычажных механизмов на примере моста управляемых колес сельскохозяйственной машины / Д.В. Джасов, А.Я. Машук, Ю.В. Чупрынин // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. — Вып. 2. — Минск, 2013. — С. 102–106.
12. Рехлицкий, О.В. Математическое описание системы уравнивания адаптеров мобильной кормоуборочной машины с применением пневмогидроаккумулятора / О.В. Рехлицкий, Ю.В. Чупрынин // Механика машин, механизмов и материалов. — 2014. — № 1(26). — С. 40–48.

Rekhlitski O.V., Chuprynin Yu.V., Jasau D.V.

The mathematical description of the swinging mechanism of the harvester wheels

The mathematical formulation of the wheel swinging mechanism of the steering axle of the harvester is given. The choice of the necessary range of the steering angles of the left and the right wheels is substantiated. The mathematical formulation of the power analysis and of the definition of the necessary pressure in hydraulic system is given. The parameters effect on rate and stability of the necessary pressure after the example of the single-cylinder and double-cylinder circuit is analyzed. The way of the preliminary choice of the circuit and the parameters of the hydraulic units according to the necessary work is proposed. The suggested mathematical formulation and the recommendations make it possible to carry out the purposeful synthesis and the rational selection of parameters of the wheel swinging mechanism of the harvester in the initial design phase.

Keywords: mechanism, system, hydrocylinder, wheel, steering angles, vectorial method, vector rotation, pressure demand

Поступила в редакцию 10.04.2014.