

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ГИДРООБЪЕМНОГО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

д.т.н. Шарипов В.М., к.т.н. Есеновский-Лашков М.Ю., Климова Е.В.

Московский политехнический университет, Москва, Россия,

trak@mami.ru

Гидрообъемное рулевое управление получило широкое распространение в конструкциях современных тракторов. В последние годы его начали применять и конструкциях карьерных автосамосвалов и быстроходных гусеничных машин. Такое рулевое управление дает возможность свободной компоновки ее основных агрегатов, упрощает конструкцию, снижает материалоемкость машины и улучшает условия труда водителя. При этом стоимость изготовления гидрообъемного рулевого управления в последние годы значительно снизилась в связи с развитием высоких технологий изготовления его агрегатов. Гидрообъемное рулевое управление представляет собой чисто гидравлическую передачу с гибкими соединительными трубопроводами (шлангами) относительно высокого давления, менее надежными в эксплуатации, чем механические тяги, это требует повышенного внимания к надежности и безопасности ее эксплуатации. По этой причине его не рекомендуется применять на машинах, транспортные скорости движения которых выше 50...60 км/ч. В известной научной литературе практически отсутствуют публикации о методах конструирования и расчета гидрообъемного рулевого управления. В учебной литературе по тракторам, авторами которой являются преподаватели Московского политехнического университета, приводятся сведения о конструкции и методах конструирования и расчета гидрообъемного рулевого управления. Задачей конструирования и расчета такого рулевого управления является подбор для него необходимых параметров исполнительного гидроцилиндра, насоса-дозатора и источника питания (приводного насоса). Эти агрегаты выпускаются серийно, из которых осуществляется конструирование гидрообъемного рулевого управления. Рассмотрена методика конструирования и расчета одноконтурной и двухконтурной схем ГОРУ. Приведены сведения о характеристиках насосов-дозаторов героторного типа зарубежного и отечественного производства.

Ключевые слова: гидрообъемное рулевое управление, трактор, насос-дозатор, конструирование, расчет

Введение

Гидрообъемное рулевое управление (ГОРУ) получило широкое распространение в современных тракторах. В последние годы его начали применять и конструкциях карьерных автосамосвалов и быстроходных гусеничных машин. Такое управление дает возможность свободной компоновки ее основных агрегатов, упрощает их конструкцию и эксплуатацию, снижает материалоемкость колесной машины и улучшает условия труда водителя.

Стоимость изготовления ГОРУ в последние годы значительно снизилась в связи с развитием высоких технологий изготовления его агрегатов.

Вместе с тем, учитывая, что ГОРУ представляет собой чисто гидравлическую передачу с гибкими соединительными трубопроводами (шлангами) относительно высокого давления, менее надежными в эксплуатации, чем механические тяги, это требует повышенного внимания к надежности и безопасности

ее эксплуатации. Так, ГОРУ не рекомендуется применять на машинах, транспортные скорости движения которых выше 50...60 км/ч.

Для повышения надежности и безопасности работы ГОРУ соединительные шланги имеют четырех-пятикратный запас прочности, а остальные агрегаты гидросистемы выполняются с достаточно высокой степенью точности. В гидравлических схемах ГОРУ часто предусматривается применение противоударных и противовакуумных предохранительных клапанов. Противоударные клапаны предохраняют шланги от пиковых нагрузок, возникающих при резких, ударных наездах управляемых колес на препятствия. Их давление обычно превышает расчетное максимальное в системе на 3...6 МПа. Противовакуумные клапаны предотвращают возможность разрыва циркуляции потока масла из-за попадания в него воздуха.

Кроме общих требований, предъявляемых ко всем агрегатам машины, к ГОРУ предъявляются следующие специальные требования [1–6]:

- усилие на рулевом колесе при работающем гидронасосе должно быть в пределах 30...60 Н, а при неработающем не должны превышать 300...500 Н;
- свободный ход рулевого колеса (люфт) должен быть не более 15...25°;
- поворот управляемых колес или полурам машины с шарнирной рамой из одного крайнего положения в другое должен совершаться не более чем за пять оборотов рулевого колеса;
- работоспособность должна обеспечиваться в интервале температур окружающей среды от минус 40 до плюс 50°С;
- частота вращения рулевого колеса должна быть обеспечена не менее 90 мин⁻¹ при частоте вращения вала двигателя 60...100% номинальной.

В качестве примера на рис. 1 показаны принципиальная кинематическая и гидравлическая схема одноконтурного ГОРУ применительно к трактору 4К4а и его компоновка на тракторе [1, 4].

При прямолинейном движении трактора гидронасос 5 подает масло по нагнетательному трубопроводу 4 к насосу-дозатору 3 и его распределительному устройству (не показано) и далее на выход к сливному трубопроводу 14. По нему масло сливается в бачок 13 с фильтром, откуда оно вновь поступает по всасывающему трубопроводу 12 к насосу 5 и цикл движения масла повторяется. Верхний 10 и

нижний 11 трубопроводы находятся под давлением масла запертого в обеих полостях гидроцилиндра 7 посредством золотника распределителя насоса-дозатора 3.

Корпус гидроцилиндра 7 шарнирно закреплен в кронштейне 6 корпуса передней ведущей оси трактора, а конец штока его поршня шарнирно закреплен на поворотном рычаге 8 рулевой трапеции. В рассматриваемом случае последняя удерживает управляемые колеса 9 в положении прямолинейного движения.

При повороте трактора золотник распределителя направляет масло по трубопроводу 10 или 11 в рабочую полость гидроцилиндра в количестве пропорциональном углу поворота рулевого колеса 1, закрепленного на приводе вала 2 насоса-дозатора 3, а упругая система их соединения при этом осуществляет обратную связь. Из противоположной полости гидроцилиндра 7 масло идет на слив в бачок 13. Поэтому при прекращении вращения рулевого колеса 1 управляемые колеса 9 трактора остаются в повернутом положении, а золотник распределителя возвратится в нейтральное положение, запирая полости гидроцилиндра 7.

Несмотря на разнообразие конструктивных схем ГОРУ, наиболее распространенными из них являются схемы с использованием управляющих устройств, называемых насосами-дозаторами.

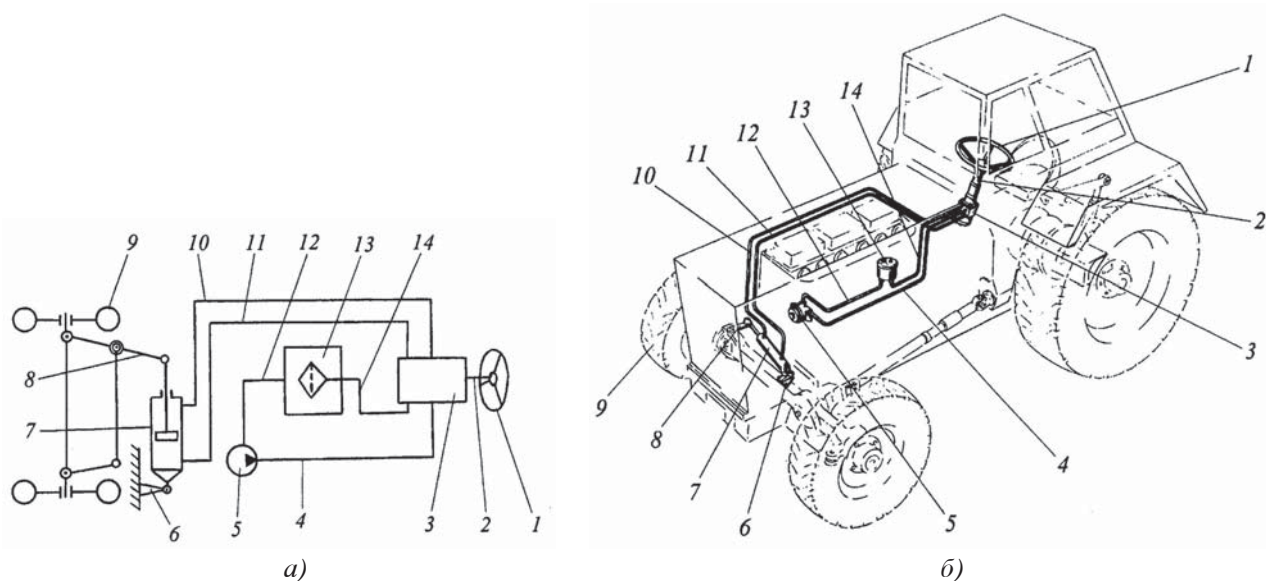


Рис. 1. Одноконтурное ГОРУ:

a – схема; *б* – компоновка агрегатов на тракторе; 1 – рулевое колесо; 2 – приводной вал; 3 – насос-дозатор; 4, 10, 11, 12, 14 – трубопроводы; 5 – гидронасос; 6 – кронштейн; 7 – гидроцилиндр; 8 – поворотный рычаг; 9 – управляемое колесо; 13 – бачок

Однако, в настоящее время в известной научной литературе практически не рассматриваются вопросы конструирования и расчета ГОРУ. При этом, большое внимание уделяется ГОРУ в учебной литературе [1–6], посвященной конструкции и конструированию и расчету тракторов.

Цель исследования

Целью исследования является рассмотрение вопросов конструирования и методов расчета ГОРУ.

Методы и результаты исследования

Основными задачами расчета ГОРУ являются определение типоразмеров исполнительных гидроцилиндров, насоса-дозатора, а также производительности источника питания (насоса).

Основными выходными параметрами, которые должны обеспечиваться ГОРУ, являются:

- максимальная сила, создаваемая исполнительным гидроцилиндром;
- максимальный угол поворота управляемых колес или полурам машины с шарнирной рамой;
- минимальное время поворота управляемых колес или полурам машины с шарнирной рамой.

Первые два выходных параметра могут быть представлены в виде обобщенного показателя работоспособности исполнительного гидроцилиндра, характеризующего максимальную работу, которую он способен выполнить за полный ход штока:

$$L = F S_{\text{ц}} = p_{\text{max}} A_{\text{п}} S_{\text{ц}} = p_{\text{max}} V_{\text{ц}}, \quad (1)$$

где F – максимальная сила на штоке исполнительного гидроцилиндра, Н; $S_{\text{ц}}$ – полный ход штока исполнительного гидроцилиндра, м; p_{max} – максимальное давление рабочей жидкости в исполнительном гидроцилиндре, необходимое для поворота машины, Па; $A_{\text{п}}$ – площадь поршня исполнительного гидроцилиндра, м²; $V_{\text{ц}}$ – рабочий объем исполнительного гидроцилиндра, м³.

Требуемая работа, совершаемая исполнительным гидроцилиндром при повороте управляемых колес или полурам машины с шарнирной рамой,

$$L = \frac{M_c \Phi_{\text{max}}}{\eta_{\text{цш}} \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{Г}}}, \quad (2)$$

где M_c – момент сопротивления повороту управляемых колес или полурам машины

с шарнирной рамой, Н·м; Φ_{max} – максимальный угол поворота управляемых колес или полурам машины с шарнирной рамой из одного крайнего положения в другое, рад; $\eta_{\text{цш}}$ – КПД передачи между исполнительным гидроцилиндром и шкворнем управляемого колеса или шкворнем полурам машины с шарнирной рамой; $\eta_{\text{ц}}$ – КПД исполнительного гидроцилиндра; $\eta_{\text{Г}}$ – гидравлический КПД участка «насос – исполнительный гидроцилиндр».

Приравнивая правые части выражений (1) и (2) определим требуемый рабочий объем исполнительного гидроцилиндра:

$$V_{\text{ц}} = \frac{M_c \Phi_{\text{max}} K_3}{p_{\text{max}} \eta_{\text{цш}} \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{Г}}},$$

где $K_3 = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент запаса; $\eta_{\text{цш}} \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{Г}} = 0,75 \dots 0,8$.

При расчете принимают, что $p_{\text{max}} \leq p_{\text{дmax}}$, где $p_{\text{дmax}}$ – максимальное давление нагнетания в насосе-дозаторе.

Площадь поршня исполнительного гидроцилиндра:

$$A_{\text{п}} = \frac{M_c}{r p_{\text{max}} \eta_{\text{ц}}},$$

где r – минимальное плечо поворотного рычага, на котором действует усилие исполнительного гидроцилиндра; $\eta_{\text{ц}} = 0,85 \dots 0,95$.

Диаметр $D_{\text{п}}$ поршня и полный ход $S_{\text{п}}$ штока исполнительного гидроцилиндра определяются на основе полученной площади $A_{\text{п}}$ и рабочего объема $V_{\text{п}}$ с учетом условий компоновки гидроцилиндра на машине для обеспечения максимального угла Φ_{max} поворота управляемых колес или полурам машины с шарнирной рамой из одного крайнего положения в другое.

Объемная постоянная насоса-дозатора:

$$q_{\text{дл}} = \frac{V_{\text{ц}}}{K_c m},$$

где $K_c = 0,9 \dots 1,0$ – коэффициент, учитывающий внутренние утечки рабочей жидкости; $m = 2 \dots 5$ – число оборотов рулевого колеса, необходимое для поворота управляемых колес или полурам машины с шарнирной рамой из одного крайнего положения в другое.

Работа, совершаемая насосом-дозатором за один оборот рулевого колеса при неработающем двигателе (при аварийном управлении),

$$q_{\text{да}} p_{\text{max}} = 2 \pi [F]_p r_p \eta_d, \quad (3)$$

где $q_{да}$ – объемная постоянная насоса дозатора, необходимая для поворота управляемых колес или полурам машины с шарнирной рамой при неработающем двигателе; $[F]_p = 300...500$ Н; η_d – механический КПД насоса-дозатора; $\eta_d = 0,96...0,97$.

Из выражения (3) объемная постоянная насоса-дозатора для обеспечения возможности поворота машины при неработающем двигателе (при аварийном управлении):

$$q_{да} = 2\pi[F]_p r_p \eta_d / p_{max} \cdot$$

Если $q_{д1} \leq q_{да}$, то объемная постоянная насоса-дозатора $q_d = q_{д1}$ при одноконтурной схеме ГОРУ. Тогда по расчетной величине q_d подбирается насос-дозатор.

При $q_{д1} > q_{да}$ необходимо переходить на двухконтурную схему ГОРУ. При этом необходимая величина объемной постоянной насоса-дозатора $q_d \leq q_{да}$, а коэффициент усиления ГОРУ $k = q_{д1}/q_d$.

Характеристики насосов-дозаторов героторного типа зарубежного и отечественного производства приведены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристики насосов-дозаторов героторного типа [4, 6]

Тип	Объемная постоянная q_d , см ³	Максимальное давление нагнетания p_{dmax} , МПа	Момент управления на приводном валу, Н·м	Масса, кг
OSPB ON/OSPC ON	50	14	3,0	5,2
OSPB ON/OSPC ON	80			5,3
OSPB ON/OSPC ON	100			5,4
OSPB ON/OSPC ON	125			5,5
OSPB ON/OSPC ON	160			5,6
OSPB ON	200			5,8
OSPB ON	315			6,2
OSPB ON	400			7,0
OSPB ON	500			7,6
OSPB ON	630			7,9
OSPB ON	800			8,3
OSPB ON	1000			9,5
OSPB CN	50			17,5
OSPB CN	80	5,3		
OSPB CN	100	5,4		
OSPB CN	125	5,5		
OSPB CN	160	5,6		
OSPC LS	80	3,0	5,3	
OSPC LS	100		5,4	
OSPC LS	125		5,5	
OSPC LS/OSPBX LS	160		5,6	
OSPC LS/OSPBX LS	200		5,8	
OSPC LS/OSPBX LS	315		6,2	
OSPC LS/OSPBX LS	400		7,0	
OSPC LS/OSPBX LS	500		7,6	
OSPBX LS	630	7,9		
OSPL LS	630	21,0	3,0	8,4
OSPL LS	800			8,8
OSPL LS	1000			10,0
AP-80	80	10,0; 12,5; 16,0	3,2	5,3
AP-100	100			5,4
AP-125	125			5,5
AP-160	160			5,6

Примечание. OSPB ON – с открытым центром; OSPC ON – с открытым центром и предохранительными клапанами; OSPB CN – с закрытым центром; OSPC LS – с закрытым центром, каналом управления приоритетным клапаном и предохранительными клапанами; OSPBX LS – с закрытым центром и с каналом управления приоритетным клапаном (для использования с усилителем потока); OSPL LS – с закрытым центром и с каналом управления приоритетным клапаном; AP – агрегат рулевой производства ОАО КЭМЗ

Подача Q_H насоса ГОРУ определяется из условия обеспечения возможности поворота рулевого колеса с частотой вращения n_{\max} , определяемой физическими возможностями водителя:

$$Q_H \geq \frac{q_d n_{\max} k}{60 \eta_o K_d},$$

где η_o – объемный КПД гидросистемы рулевого управления; $\eta_o = 0,75 \dots 0,8$; $n_{\max} = 90 \text{ мин}^{-1}$; K_d – коэффициент, учитывающий возможное снижение частоты вращения насоса при отклонении частоты вращения коленчатого вала двигателя от номинального режима; $K_d = 0,6$; $k = 1,0$ – для одноконтурного ГОРУ.

Заключение

Приведена методика конструирования и расчета одноконтурной и двухконтурной схем ГОРУ, позволяющая подбирать необходимые параметры исполнительного гидроцилиндра, насоса-дозатора и источника питания (приводного насоса).

Литература

1. Шарипов В.М., Апельинский Д.В., Арустамов Л.Х. и др. Тракторы. Конструкция / Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2012. 790 с.
2. Шарипов В.М., Городецкий К.И., Маринкин А.П. и др. Устройство тракторов / Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: МГТУ «МАМИ», 2007. 320 с.
3. Шарипов В.М., Бирюком М.К., Деметьев Ю.И. и др. Тракторы и автомобили / Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Издательский дом «Спектр», 2010. 351 с.
4. Шарипов В. М. Конструирование и расчет тракторов. М: Машиностроение, 2009. 752 с.
5. Наумов Е.С., Шарипов В.М., Эглит И.М. Рулевое управление колесных тракторов (конструкция) / Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: МАМИ, 1999. 42 с.
6. Городецкий К.И., Парфенов А.П., Шарипов В.М. Гидрообъемное рулевое управление / Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Тракторы и сельхозмашины, 2014. 35 с.

References

1. Sharipov V.M., Apelinskiy D.V., Arustamov L.Kh i dr. *Traktory. Konstruktsiya* [Tractors. Design]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2012. 790 p.
2. Sharipov V.M., Gorodetskiy K.I., Marinkin A.P. i dr. *Ustroystvo traktorov* [Construction of tractors]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: MGТУ «МАМИ» Publ., 2007. 320 p.
3. Sharipov V.M., Biryukom M.K., Dement'ev Yu.I. i dr. *Traktory i avtomobili* [Tractors and automobiles]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: Izdatel'skiy dom «Spektr» Publ., 2010. 351 p.
4. Sharipov V. M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov* [Design and calculation of tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.
5. Naumov E.S., Sharipov V.M., Eglit I.M. *Rulevoe upravleniye kolesnykh traktorov (konstruktsiya)* [Steering of wheeled tractors (design)]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: MAMI Publ., 1999. 42 p.
6. Gorodetskiy K.I., Parfenov A.P., Sharipov V.M. *Gidroob'emnoe rulevoe upravleniye* [Hydrostatic steering]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: Traktory i sel'khoz mashiny Publ., 2014. 35 p.

DESIGN AND CALCULATION OF HYDROSTATIC STEERING

Dr.Eng. **V.M. Sharipov**, Ph.D. **M.Yu. Esenovskiy-Lashkov**, **E.V. Klimova**
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,
trak@mami.ru

Hydrostatic steering is widespread in the construction of modern tractors. In recent years, it began to apply in designs of haulage trucks and high-speed crawler vehicles. This steering allows for the free arrangement of its main units, simplifies the design, reduces the material consumption of the machine and improves the working conditions of the driver. At the same time, the cost of manufacturing a hydrostatic power steering in recent years has significantly decreased due to the development of high technologies for the manufacture of its units. Hydrostatic steering is a purely hydraulic transmission with flexible connecting pipelines (hoses) of relatively high pressure, less reliable in operation than mechanical tractions, this requires increased attention to the reliability and safety of its operation. For this reason, it is not recommended for use on vehicles with transport speeds above 50 ... 60 km / h. In the known scientific literature there are practically no publications on methods for designing and calculating hydrostatic steering. In the educational literature on tractors, published by professors of the Moscow Polytechnic University, information is given on the design and methods for designing and calculating hydrostatic steering. The task of designing and calculating such a steering is selecting the necessary parameters for the hydraulic cylinder, the metering pump and the power source (drive pump) for it. These units are produced serially, from which the hydrostatic steering is designed. The technique of design and calculation of single-circuit and dual-circuit hydrostatic steering is considered. Information is provided on the characteristics of gerotor type metering pumps of foreign and domestic production.

Keywords: hydrostatic steering, tractor, metering pump, design, calculation