

МЕХАΝІЗАЦЫЯ І ЭНЭРГЕТЫКА

УДК 629.114.2

Ч. И. ЖДАНОВИЧ, М. И. МАМОНОВ

МЕТОДИКА ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМАШИН МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

Белорусский национальный технический университет

(Поступила в редакцию 04.05.2005)

В настоящее время на сельскохозяйственных гусеничных тракторах широко используются дифференциальные планетарные механизмы поворота (МП) с объемной гидropередачей (ОГП), обеспечивающей плавное бесступенчатое изменение радиуса поворота трактора [1–3]. Радиус поворота, максимальная величина поворачивающего момента, маневренность и управляемость трактора зависят от рабочего объема гидромашин, передаточного числа редукторов, параметров и режимов функционирования. Расчет и выбор параметров МП осуществляется из условия обеспечения требуемого радиуса поворота, максимального поворачивающего момента и исключения заноса [2]. Существующие методы расчета МП гусеничных транспортных машин не учитывают особенности работы трактора как тяговой машины. Для МП трактора выдвигается ряд дополнительных требований: возможность криволинейного движения при работе с крюковой нагрузкой в составе машинно-тракторного агрегата (МТА), что ограничивает мощность двигателя, используемую для поворота; ограничение буксования гусениц; снижение массово-габаритных характеристик гидромашин и их стоимости; повышение КПД; снижение требований к качеству и чистоте рабочей жидкости. С увеличением давления рабочей жидкости уменьшаются массово-габаритные характеристики гидромашин, но возрастают требования к производству и эксплуатации ОГП. С уменьшением радиуса поворота трактора возрастает момент сопротивления повороту, а соответственно, установочная мощность ОГП. Однако малый радиус поворота трактора может быть не реализован из-за буксования гусениц или невозможности поворота МТА, что приводит к необоснованному увеличению габаритов и стоимости гидромашин.

Цель настоящей работы – разработка методики выбора рабочего объема гидромашин и параметров ОГП механизма поворота с учетом факторов, влияющих на возможность поворота гусеничного трактора.

Структурная схема трансмиссии трактора с регулируемым гидромотором [4] представлена на рис. 1.

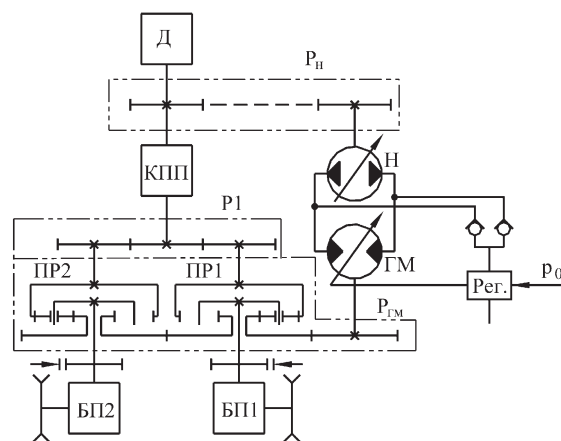
При прямолинейном движении теоретическая скорость трактора v_T определяется по формуле

$$v_T = \frac{\omega_{дв} r_{зв}}{i_{КПП} i_{п.р} i_{б.п}}, \quad (1)$$

где $\omega_{дв}$ – угловая скорость вращения вала двигателя, c^{-1} ; $r_{зв}$ – радиус ведущей звездочки, м; $i_{КПП}$ – передаточное число КПП; $i_{п.р}$ – передаточное число планетарного ряда; $i_{б.п}$ – передаточное число бортовой передачи.

В процессе поворота ОГП увеличивает скорость движения забегающей гусеницы и уменьшает скорость движения отстающей на одну и ту же величину, обозначаемую $\Delta v_{п}$ [5, с. 353]. Изменение $\Delta v_{п}$ осуществляется ОГП, насос которой соединен с двигателем, а гидромотор – с ре-

Рис. 1. Схема трансмиссии трактора: Д – двигатель; КПП – коробка перемены передач; P1 – редуктор разделения потока мощности по бортам; ПР1 и ПР2 – планетарные ряды; БП1 и БП2 – бортовые передачи; Н – насос; ГМ – гидромотор; Рег. – регулятор изменения рабочего объема гидромотора; P_н – редуктор привода насоса; P_{гм} – редуктор привода гидромотора



гулируемым звеном планетарного ряда. Теоретическая скорость движения отстающей v_1 и забегающей v_2 определяется по следующим формулам:

$$v_1 = v_T - \Delta v_{\Pi} \quad (2)$$

$$v_2 = v_T + \Delta v_{\Pi} \quad (3)$$

где v_T – теоретическая скорость движения трактора, м/с.

Теоретический радиус поворота трактора R_T зависит от величины Δv_{Π} и определяется по формуле [2]

$$R_T = 0,5 \frac{v_T}{\Delta v_{\Pi}} B, \quad (4)$$

где B – колея трактора, м.

При движении трактора с нагрузкой происходит буксование гусениц, при этом скорость движения и радиус поворота трактора зависят от величины буксования. Действительная скорость движения остова трактора на оси отстающей v_{d1} и забегающей v_{d2} гусениц определяются по формулам [6]

$$v_{d1} = (v_T - \Delta v_{\Pi}) (1 - \delta_1), \quad (5)$$

$$v_{d2} = (v_T + \Delta v_{\Pi}) (1 - \delta_2), \quad (6)$$

где δ_1 и δ_2 – буксование отстающей и забегающей гусениц.

Подставляя в формулу [7, с. 59] зависимости (2) и (3), получим выражение для определения действительного радиуса поворота трактора R_d :

$$R_d = \frac{0,5[1 - 0,5(\delta_1 + \delta_2)]v_T - 0,5(\delta_2 - \delta_1)\Delta v_{\Pi}}{\Delta v_{\Pi}[(1 - 0,5(\delta_1 + \delta_2)) - 0,5(\delta_2 - \delta_1)]} B. \quad (7)$$

Буксование забегающей и отстающей гусениц определяется по известным формулам

$$\delta_2 = -\frac{1}{k_2} \ln \left(1 - \frac{F_{k2}}{\varphi_{2\max} G_2} \right), \quad (8)$$

$$\delta_1 = -\frac{1}{k_1} \ln \left(1 - \frac{F_{k1}}{\varphi_{1\max} G_1} \right), \quad (9)$$

где k_2 и k_1 – коэффициенты аппроксимации кривых буксования забегающей и отстающей гусениц; $\varphi_{2\max}$ и $\varphi_{1\max}$ – максимальное значение коэффициента сцепления забегающей и отстающей гусениц с опорной поверхностью; F_{k2} и F_{k1} – касательная сила тяги на забегающей и отстающей гусеницах, Н; G_2 и G_1 – вес, приходящийся на забегающую и отстающую гусеницы, Н.

Из зависимости (7) видно: для начала поворота трактора необходимо, чтобы знаменатель выражения был больше нуля, т. е. существуют такие значения $\Delta v_{п(0)}$, при которых поворот не осуществляется. Условие поворота следующее:

$$\Delta v_{п(0)} > \frac{0,5v_T(\delta_2 - \delta_1)}{1 - 0,5(\delta_1 + \delta_2)}. \quad (10)$$

Как показывают расчетно-теоретические исследования, при движении трактора с буксованием забегающей гусеницы увеличивается действительный радиус поворота, величина $\Delta v_{п}$, создаваемая МП, компенсирует разность буксований гусениц. В условиях эксплуатации создается эффект неповорачиваемости. Например, при движении трактора «Беларус 1802» со скоростью 3,33 м/с (12 км/ч) на повороте при $\delta_2 = 0,2$, $\delta_1 = 0$ и $\Delta v_{п} = 0,37$ м/с, что составляет около 70% от максимального $\Delta v_{п \max} = 0,553$ м/с, создаваемого МП, радиус поворота трактора увеличивается в 3 раза.

С увеличением $\Delta v_{п}$ радиус поворота трактора уменьшается. Предельное значение $\Delta v_{п(3)}$, обеспечивающее минимальный радиус поворота трактора, получим из формулы (10) [2]:

$$\Delta v_{п(3)} = \frac{0,5Bv_{T(3)}}{R_{T \min(3)}}, \quad (11)$$

где $v_{T(3)}$ – заданная теоретическая скорость движения трактора, м/с; $R_{T \min(3)}$ – заданный минимальный радиус поворота, м.

С увеличением скорости движения трактора, радиус поворота возрастает. Увеличение радиуса поворота на повышенных скоростях движения снижает маневренность и управляемость трактора. Для уменьшения радиуса поворота необходимо увеличивать $\Delta v_{п}$, однако при этом возрастает центростремительное ускорение, что негативно влияет на состояние водителя, возрастает опасность заноса, увеличивается потребляемая мощность на поворот.

Допустимое значение $\Delta v_{п(y)}$, при котором исключается занос трактора, определяется по формуле (2) [8]

$$\Delta v_{п(y)} = \frac{0,5B\mu g}{v_T}, \quad (12)$$

где μ – коэффициент, $\mu = 0,4 - 0,8$ [5, с. 391]; g – ускорение свободного падения, м/с².

С увеличением $\Delta v_{п}$ мощность, необходимая для поворота, возрастает. Мощность двигателя P_e , которая может быть реализована на поворот, зависит от баланса мощности трактора и уменьшается с увеличением мощности, необходимой для преодоления тяговых сопротивлений агрегируемых с трактором машин и орудий $P_{кр}$, потерь мощности в узлах трансмиссии и гусеничном двигателе $P_{тр}$, потерь мощности на преодоление сопротивления движению трактора $P_{сопр}$, привода вала отбора мощности $P_{ВОМ}$. Выражение для определения допустимого значения $\Delta v_{п(д)}$, ограничиваемого мощностью двигателя, определяется по формуле (4) [8]

$$\Delta v_{п(д)} = \frac{0,5B(P_e - P_{тр} - P_{сопр} - P_{кр} - P_{ВОМ})}{M_{рез}}, \quad (13)$$

где $M_{рез}$ – результирующий момент сопротивления повороту, Н · м.

Для анализа факторов, влияющих на величину $\Delta v_{п}$, и выбора его расчетного значения рассмотрим графические зависимости изменения $\Delta v_{п(3)}$, $\Delta v_{п(y)}$, $\Delta v_{п(д)}$ от теоретической скорости движения трактора (рис. 2) [8]. В качестве прототипа выбран гусеничный трактор «Беларус 1802» весом 97000 Н, с мощностью двигателя 134000 Вт, фон – стерня средней влажности, $P_{ВОМ} = 0$.

Как видно из представленных зависимостей, с увеличением скорости движения трактора, для обеспечения заданного минимального радиуса поворота (кривая I), $\Delta v_{п(3)}$ должно увеличиваться, а для исключения заноса (кривые II) – уменьшаться. При этом значение $\Delta v_{п(3)}$ ограничивается мощностью двигателя (кривые III). Величина $\Delta v_{п(3)}$, которая может быть реализована, уменьшается с увеличением крутящего момента.

Для обеспечения минимального радиуса поворота трактора в диапазоне рабочих скоростей от $\Delta v_{т(р)min}$ до $\Delta v_{т(р)max}$, значение $\Delta v_{п(р)}$ должно изменяться от $\Delta v_{п(р)min}$ до $\Delta v_{п(р)max}$.

При выборе в качестве расчетного $\Delta v_{п(р)max}$ МП обеспечивает минимальный радиус поворота трактора во всем рабочем диапазоне, что позволяет иметь хорошую маневренность и управляемость трактора. Однако при этом увеличивается установленная мощность ОГП, кроме того, большое значение $\Delta v_{п}$ не может быть реализовано по причине недостаточной мощности двигателя при работе с тяговым усилием на крюке (см. рис. 2, кривые 4, 5).

При выборе в качестве расчетного значения $\Delta v_{п(р)min}$ МП обеспечивает минимальный радиус поворота трактора только на нижней передаче рабочего диапазона, на остальных передачах минимальный радиус поворота будет выше, что ухудшает маневренность и управляемость трактора.

Выбор расчетного значения $\Delta v_{п(р)}$ проводится в зависимости от назначения трактора и режимов его работы. Для трактора, используемого на транспорте, $\Delta v_{п(р)}$ может быть увеличено до ограничивающих кривых 1 или 2, а для пахотного трактора, работающего с большим крюковым усилием, уменьшено до ограничивающих кривых 4 или 5.

Поворачиваемость трактора ограничивается сцеплением гусениц с грунтом. Поворачивающий момент достигает своего максимального значения $M_{пmax}$ при повороте трактора на месте, когда касательные силы тяги, развиваемые на гусеницах, имеют противоположное направление, т. е. максимальное значение $M_{рез}$ ограничено поворачивающим моментом по сцеплению гусениц с грунтом:

$$M_{пmax} = 0,5B\varphi_{max}G_{тр}, \quad (14)$$

где φ_{max} – максимальное значение коэффициента сцепления гусениц с грунтом, $G_{тр}$ – вес трактора, Н.

В условиях эксплуатации трактора с уменьшением радиуса поворота результирующий момент сопротивления повороту возрастает, однако величина его меньше предельного момента, ограничиваемого сцеплением гусениц с грунтом. Предельного значения по сцеплению момент сопротивления повороту может достигать только при повороте в тяжелых дорожных условиях либо при повороте на месте [6], что составляет незначительный процент от общего времени работы трактора на повороте. Момент, развиваемый гидромотором, должен обеспечить создание предельного поворачивающего момента, ограничиваемого сцеплением гусениц с грунтом. Выбор параметров гидромотора по максимальному поворачивающему моменту приводит к необоснованному увеличению рабочего объема гидромашин либо требует увеличения максимального давления рабочей жидкости в ОГП.

Для снижения максимального давления рабочей жидкости в ОГП, уменьшения рабочего объема насоса, а соответственно, и диаметра соединительных трубопроводов целесообразно применить регулируемый гидромотор с увеличенным рабочим объемом. Это позволит значительно увеличить крутящий момент на тяжелых режимах работы, уменьшив величину $\Delta v_{пmax}$, а на основных эксплуатационных режимах при низких значениях рабочего давления значительно увеличить $\Delta v_{пmax}$, повысив тем самым маневренность трактора. Расчетный диапазон регулирования гидромотора определяется по формуле

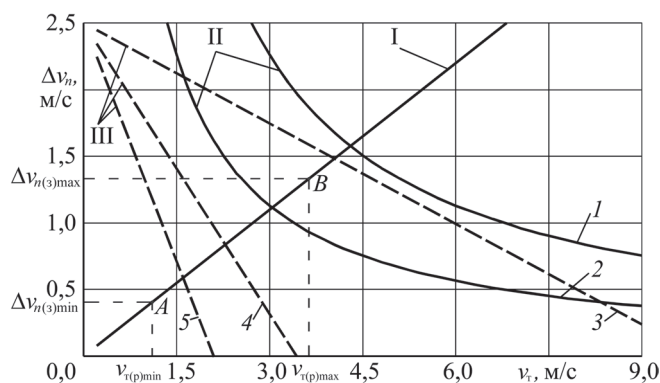


Рис. 2. Изменение $\Delta v_{п}$ от скорости движения трактора: I – заданное значение $\Delta v_{п(3)}$ при $R_{min} = 2$ м; II – допустимое значение $\Delta v_{п(γ)}$ по заносу при $\mu = 0,8$ (1), $\mu = 0,4$ (2); III – допустимое значение $\Delta v_{п(д)}$, ограничиваемое мощностью двигателя при тяговом усилии на крюке: 3 – 0, 4 – 20 кН, 5 – 40 кН; A – точка минимального заданного значения $\Delta v_{п(3)min}$; B – точка максимального заданного значения $\Delta v_{п(3)max}$

$$D_{\text{ГМ(р)}} = \frac{M_{\text{пmax}}}{M_{\text{рез(з)}}}, \quad (15)$$

где $M_{\text{рез(з)}}$ – результирующий момент сопротивления повороту (на основном режиме работы трактора или при заданном минимальном радиусе поворота по ТУ на трактор), Н·м.

Определение параметров гидромотора осуществляется по выбранным значениям величин: $\Delta v_{\text{пmax}}$, $D_{\text{ГМ(р)}}$, $M_{\text{рез(з)}}$ и максимальной угловой скорости вращения вала гидромотора, определенной по характеристикам серийно изготавливаемых гидромашин $\omega_{\text{ГМmax}}$.

Выражение для определения передаточного числа редуктора от вала гидромотора к регулируемому элементу планетарного ряда $i_{\text{р.ГМ}}$ получим, преобразуя зависимости (5) и (6) [8]:

$$i_{\text{р.ГМ}} = \frac{\omega_{\text{ГМmax}} r_{\text{зв}}}{(k+1) i_{\text{б.п}} \Delta v_{\text{пmax}}}, \quad (16)$$

где k – конструктивный параметр планетарного ряда.

Преобразуя зависимости (7), (9) [8] и (15), получим выражение для определения расчетного рабочего объема гидромотора:

$$V_{\text{ГМ(р)}} = \frac{M_{\text{рез(з)}} r_{\text{зв}} D_{\text{ГМ(р)}}}{0,5 B \eta_{\text{Г.д}} i_{\text{б.п}} (k+1) \eta_{\text{б.п}} \eta_{\text{п.р}} \eta_{\text{р.ГМ}} i_{\text{р.ГМ}} \Delta p_{\text{max}} \eta_{\text{ГМ(ГМ)}}}, \quad (17)$$

где $\eta_{\text{Г.д}}$ – КПД гусеничного движителя; $\eta_{\text{б.п}}$ – КПД бортовой передачи; $\eta_{\text{п.р}}$ – КПД планетарного ряда; $\eta_{\text{р.ГМ}}$ – КПД редуктора привода регулирующего звена от вала гидромотора; Δp_{max} – максимальный перепад давления рабочей жидкости в силовых гидролиниях (величина Δp_{max} выбирается в зависимости от типа и конструкции ОГП), Па; $\eta_{\text{ГМ(ГМ)}}$ – гидромеханический КПД гидромотора.

Полученное значение $V_{\text{ГМ(р)}}$ округляется к ближайшему большему значению объема серийно выпускаемых гидромоторов $V_{\text{ГМ}}$. По характеристикам гидромашин определяется минимальный рабочий объем гидромотора $V_{\text{ГМmin}}$, при котором он обладает хорошими моторными характеристиками и имеет высокое значение КПД. Определяется диапазон регулирования гидромотора $D_{\text{ГМ}}$ по следующей формуле:

$$D_{\text{ГМ}} = \frac{V_{\text{ГМ}}}{V_{\text{ГМmin}}}. \quad (18)$$

Диапазон регулирования гидромотора должен быть $D_{\text{ГМ}} \approx D_{\text{ГМ(р)}}$. При $D_{\text{ГМ}} > D_{\text{ГМ(р)}}$ возрастает нагруженность ОГП на основных режимах работы МП, однако при этом увеличивается $\Delta v_{\text{пmax}}$, что повышает маневренность трактора.

Подставляя в формулу (10) [8] зависимость (18), получим выражение для определения приведенного к валу двигателя рабочего объема насоса:

$$V_{\text{н(пр)}} = \frac{\Delta v_{\text{пmax}} (k+1) i_{\text{р.ГМ}} i_{\text{б.п}} V_{\text{ГМ}}}{r_{\text{зв}} \eta_{\text{об(ОГП)}} \omega_{\text{дв}} D_{\text{ГМ}}}, \quad (19)$$

где $\eta_{\text{об(ОГП)}}$ – объемный КПД ОГП.

По полученному значению $V_{\text{н(пр)}}$ выбирается рабочий объем насоса из числа серийно выпускаемых гидромашин и определяется передаточное число редуктора привода насоса:

$$i_{\text{р.н}} = \frac{V_{\text{н}}}{V_{\text{н(пр)}}}. \quad (20)$$

Выбор рабочего объема насоса и передаточного числа редуктора осуществляется таким образом, чтобы угловая скорость вращения вала насоса не превышала максимально допустимую. Угловая скорость вращения вала насоса определяется по формуле

$$\omega_{\text{н}} = i_{\text{рн}} \omega_{\text{дв}}, \quad (21)$$

Для повышения работоспособности ОГП номинальная угловая скорость вращения вала насоса должна соответствовать номинальной угловой скорости вращения вала двигателя.

По выбранным параметрам гидромашин проводится расчет основных параметров поворота трактора и нагруженности ОГП по давлению рабочей жидкости и определяется касательная сила тяги и буксование на отстающей $F_{к1}$ и δ_1 и забегающей $F_{к2}$ и δ_2 гусеницах, действительная скорость движения трактора v_d и действительный радиус поворота R_d ; давление рабочей жидкости Δp и потребная мощность на поворот $P_{пов}$, при движении трактора во всем скоростном и силовом диапазонах работы на фонах с разной несущей способностью грунта.

С учетом параметра регулирования гидромотора и зависимостей (12), (13) [8] получим выражения для определения давления рабочей жидкости Δp в ОГП и $\Delta v_{п}$:

$$\Delta p = \frac{M_{рез} r_{зв}}{0,5 \cdot B i_{б.п} (k+1) i_{р.гм} V_{гм} \eta_{гм(ГМ)} \eta_{б.п} \eta_{п.р} \eta_{г.д} \varepsilon_{гм}}, \quad (22)$$

$$\Delta v_{п} = \frac{r_{зв} V_{н} \eta_{об(ОГП)} \varepsilon_{н} \omega_{дв}}{\varepsilon_{гм} V_{гм} (k+1) i_{р.н} i_{р.гм} i_{б.п}}, \quad (23)$$

где $\varepsilon_{н}$ – параметр регулирования насоса ($\varepsilon_{н} = 0 - 1$); $\varepsilon_{гм}$ – параметр регулирования гидромотора ($\varepsilon_{гм}$ изменяется от $1/D_{гм}$ до 1).

Полученные значения Δp и $\Delta v_{п}$ на различных режимах сравниваются с максимальным давлением в ОГП Δp_{max} и предельным значениям $\Delta v_{п(y)}$ по заносу, при этом оценивается нагруженность ОГП и безопасность движения по коэффициентам запаса $k_{нагр}$ и $k_{безоп}$:

$$k_{нагр} = \Delta p_{max} / \Delta p, \quad (24)$$

$$k_{безоп} = \Delta v_{п(y)} / \Delta v_{п}. \quad (25)$$

Потребная мощность двигателя на поворот определяется по формуле

$$P_{пов} = \frac{\Delta v_{п} M_{рез}}{0,5 \cdot B \eta_{огп} \eta_{б.п} \eta_{п.р} \eta_{г.д} \eta_{р.гм} \eta_{р.н}}, \quad (26)$$

где $\eta_{огп}$ – полный КПД ОГП; $\eta_{р.н}$ – КПД редуктора привода вала насоса.

Методика выбора параметров гидромашин механизма поворота гусеничного трактора заключается в выборе рабочего объема гидромотора $V_{гм}$ и рабочего объема насоса $V_{н}$ по результатам расчетов с использованием зависимостей (1)–(21).

Исходными данными для проведения расчетов являются: параметры трактора и его трансмиссии, почвенный фон, по которому движется трактор, момент сопротивления повороту на основных режимах работы трактора; максимальный перепад давления рабочей жидкости в силовых гидролиниях ОГП Δp_{max} и выбранное значение $\Delta v_{п(max)}$.

Для проверки правильности выбора параметров гидромашин проводятся расчеты параметров функционирования ОГП механизма поворота на основных режимах работы по зависимостям (22)–(26).

Разработанная методика применима как для выбора параметров гидромашин проектируемого трактора, так и совершенствования конструкций МП существующих тракторов.

П р и м е р. Рассмотрим в качестве прототипа трактор «Беларус 1802» с ОГП на базе гидромашин $V_{н} = 5,25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ (33 см³/об), $V_{гм} = 4,45 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ (28 см³/об).

Для обеспечения минимального радиуса поворота трактора в диапазоне рабочих скоростей 1,11–3,33 м/с (4–12 км/ч) значение $\Delta v_{пmax}$ должно находиться в пределах 0,5–1,3 м/с. Для трактора прототипа $\Delta v_{пmax} = 0,553$ м/с, что соответствует началу рабочего диапазона. Максимальный поворачивающий момент $M_{пmax}$, ограниченный сцеплением гусениц с грунтом, при $\varphi_{max} = 1,1$ равен 83737 Н·м, а результирующий момент сопротивления повороту при $R_{min} = 2$ м на стерне средней влажности равен $M_{рез(з)} = 41734$ Н·м, следовательно, $D_{гм(р)} \approx 2$. Как показывают теоретические

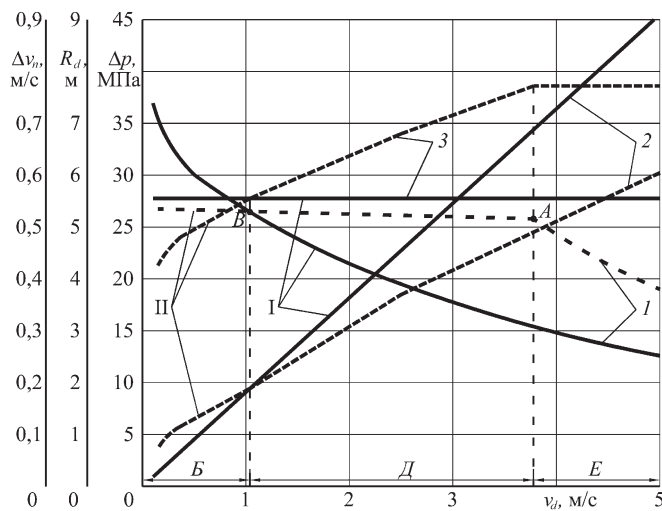


Рис. 3. Зависимость параметра поворота от скорости движения: I – ОГП с нерегулируемым гидромотором; II – ОГП с регулируемым гидромотором; 1 – давление рабочей жидкости Δp в ОГП; 2 – радиус поворота трактора R_d ; 3 – максимальное приращение скорости движения гусениц, задаваемое МП $\Delta v_{п\max}$; Б – диапазон технологических скоростей; Д – диапазон рабочих скоростей; Е – диапазон транспортных скоростей

режимом работы гидромотора является режим с $V_{ГМ\min}$ при достижении в ОГП давления, равно- го настройке регулятора $\Delta p_{рег} = 26$ МПа, рабочий объем гидромотора увеличивается (точка А на графике рис. 3). Положение точки А зависит от выбранного диапазона регулирования гидромотора, с увеличением минимального рабочего объема гидромотора от $3,18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ ($20 \text{ см}^3/\text{об.}$) до $4,45 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ ($28 \text{ см}^3/\text{об.}$), что соответствует ОГП с нерегулируемым гидромотором, точка А переместится в точку В, при этом диапазон регулирования гидромотора уменьшится с 2,8 до 2, а $\Delta v_{п\max}$ – с 0,78 до 0,553 м/с. Следовательно, при $D_{ГМ} = 2$ регулирование будет осуществляться до точки В. После точки В гидромотор будут работать как нерегулируемый, при этом характеристики ОГП (II) будут соответствовать характеристикам ОГП (I), что видно из графика рис. 3.

Применение регулируемого гидромотора позволит обеспечить оптимальный режим работы ОГП по давлению рабочей жидкости, увеличить $\Delta v_{п\max}$ при сохранении параметров насоса, обеспечить поворот трактора в тяжелых дорожных условиях без увеличения максимального давления, что снижает требования к ОГП, а соответственно, и ее стоимость.

Выводы

Разработана методика выбора параметров гидромашин объемных гидропередач дифференциальных планетарных механизмов поворота гусеничных тракторов, обеспечивающих минимальный радиус поворота трактора и оптимальное давление рабочей жидкости в объемной гидропередаче, с учетом буксования трактора, затрат мощности на поворот и исключения его заноса. Методика позволяет осуществлять выбор рабочего объема гидромашин как с регулируемым, так и нерегулируемым гидромоторами и может использоваться как для выбора параметров гидромашин проектируемого трактора, так и совершенствование конструкции механизмов поворота существующих тракторов.

Литература

1. Эрн а з а р о в Т. Я. Обоснование выбора параметров бесступенчатого механизма поворота гусеничного сельскохозяйственного трактора: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1990.
2. Б о й к о в В. П., Ж д а н о в и ч Ч. И., М а м о н о в М. И., Р а в и н о В. В. Закономерности изменения скоростей движения гусениц трактора с бесступенчатым механизмом поворота: Материалы Междунар. научн. конф., посвященной 160-летию Белорусской государственной сельскохозяйственной академии и памяти С. И. Назарова. Актуальные проблемы механизации сельскохозяйственного производства. Ч. 1. Горки, 2001. С. 26–32.

и экспериментальные исследования, ОГП трактора перегружен по давлению рабочей жидкости при работе со скоростью менее 1,11 м/с (4 км/ч) на технологическом диапазоне. На рабочем диапазоне скоростей давление рабочей жидкости в ОГП не превышает 27 МПа. Вместо нерегулируемого гидромотора $V_{ГМ} = 3,18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ ($28 \text{ см}^3/\text{об.}$) применим регулируемый с $V_{ГМ} = 8,91 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ ($56 \text{ см}^3/\text{об.}$).

Результаты расчета параметров поворота трактора представлены на графике рис. 3. Трактор оснащен ОГП с нерегулируемым гидромотором (кривые I) и с регулируемым гидромотором (кривые II). Рабочий объем насоса для обеих ОГП один и тот же: $V_{н} = 0 - 5,25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ ($0 - 33 \text{ см}^3/\text{об.}$). Регулирование рабочего объема гидромотора осуществляется регулятором от $V_{ГМ\min} = 3,18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ ($20 \text{ см}^3/\text{об.}$) до $V_{ГМ\max} = 8,91 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ ($56 \text{ см}^3/\text{об.}$). Основным

3. Старожук И. А., Цейтлина Г. С., Сафронов В. С. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1999. № 2. С. 12–14.
4. Пат. №1988, МКИ В62D 11/10. Трансмиссия гусеничного трактора / Ч. И. Жданович, М. И. Мамонов, В. В. Равино – № u20040550; Заявл. 02.12.2004; Оpubл. 01.03.2005.
5. Расчет и конструирование гусеничных машин / Н. А. Носов, В. Д. Галышев, Ю. П. Волков, А. П. Харченко. Л., 1972.
6. Исаев Е. Г. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1976. № 1. С. 8–10.
7. Анилович В. Я., Водолаженко Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: Справ. пособие. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., 1976.
8. Жданович Ч. И., Мамонов М. И., Равино В. В. // Вестник Могилевского государственного технического университета. Транспортные и строительные машины. 2005. № 2. С. 46–50.

Ch. I. ZHDANOVICH, M. I. MAMONOV

METHODS OF CHOOSING THE PARAMETERS OF HYDROMACHINES OF THE TRANSVERSING MECHANISM OF A CRAWLER TRACTOR

Summary

The methods of choosing the parameters of hydromachines of volume hydrotransmissions of differential planetary transversing mechanisms of crawler tractors, which provide a minimum turn radius of a tractor and an optimum pressure of working liquid in the volume hydrotransmission with regard to tractor slipping, power spent for turning and elimination of its skidding, are developed. The initial data for making calculations are: parameters of a tractor and its transmission, soil on which the tractor is moving, a moment of resistance to the turning under the main operating regimes of a tractor, a required radius of turn of a tractor, a maximum working liquid pressure drop in the force hydrolines of the volume hydrotransmission. The developed methods allow choosing the working volume of hydromachines both with regulated and nonregulated hydro-motors and can be used for choosing the parameters of hydromachines of a designed tractor as well as for improving construction of transversing mechanisms of the existing tractors.