



EFFECT OF STEERING GEAR PARAMETERS OF CRAWLER TRACTOR CORNERING ABILITY

Cheslav Zhdanovich^a, Michail Mamonov^a, Maciej Kuboń^b, Jan Radosław Kamiński^{c*}

^a Belorussian National Technical University, Republic of Belarus

^b Institute of Agricultural Engineering and Informatics, University of Agriculture in Kraków

^c Department of Agricultural and Forest Machinery, Warsaw University of Life Sciences - SGGW

* Corresponding author: e-mail: jan_kaminski@sggw.pl

ARTICLE INFO

Article history:

Received: May 2015

Received in the revised form:

August 2015

Accepted: December 2015

Key words:

crawler tractor,
planetary steering gear,
steering radius,
cornering ability,
hydrostatic transmission,
pump,
hydraulic motor

ABSTRACT

Crawler tractor with specific loads on the hitch loses traction abilities during cornering and causes intensive destruction of the surface layer of soil. This phenomenon may be limited if relevantly selected parameters of the cornering mechanisms were applied. The objective of the paper was to determine the impact of the cornering mechanism parameters on the crawler tractor maneuver ability. The object of the research was a planetary cornering mechanism which enables fluent change of the cornering radius through the change of the rotational speed of planetary gears drive by pneumatic engines. Relations of the turning radius to the slip of the spinning and overleaping crawler at the speed of 7 km·h⁻¹ without the load on the hitch and with the load of 40 kN were defined. The average values of drift and the turning radius as a function of drive speed from 0 to 2.5 m·s⁻¹ on the moist soil $\mu=0.4$ and dry soil $\mu=0.8$ were determined. Relations of the turning radius to the pressure of oil pump oil, to the drive speed and to the load on the hitch were set forth. The research proved that when using the hydraulic pump with the regulated expense the working pressure of oil may be maximally reduced to 30 MPa, the power of the pump may be reduced by twofold, the possibility of turning in difficult field conditions within the scope of the required speed may be enabled. To ensure the required turning radius of the crawler tractor it is recommended to install the pump with the efficiency of 33 cm³·rot⁻¹ and a regulated hydraulic motor with the capacity of 56 cm³·rot⁻¹ with a power regulation within 2.0-2.5, at the same time maximum pressure of liquid will not exceed 35 MPa and the determined power of the hydraulic gear will amount to 52.6 kW.

Введение

Экспериментальные исследования (Turner, 1997; Materek, 2008) показали, что гусеничный трактор, при определенных крюковых нагрузках теряет проходимость на повороте, при этом происходит повышенное разрушение почвенного слоя (Czabanowski и др., 1997; Cieślowski, 2011; Szydłerski, 2014). Уменьшить разрушение почвы и улучшить проходимость трактора на повороте можно за счет

выбора конструкции и рациональных параметров механизма поворота (Godzajew и др., 2008).

В настоящее время видна тенденция использования на сельскохозяйственных гусеничных тракторах планетарных механизмов поворота, обеспечивающих плавное бесступенчатое изменение радиуса поворота за счет изменения частоты вращения регулирующих элементов планетарных рядов, привод которых осуществляется объемной гидропередачей (ОГП) (Эрназаров, 1990; Бойков и др., 2001; Жданович и др., 2004).

Регулирующие элементы кинематически связаны между собой таким образом, что изменение частоты вращения одного регулирующего элемента приводит к соответствующему противоположному изменению частоты вращения второго регулирующего элемента. Обеспечивая тем самым увеличение скорости движения забегающей гусеницы и уменьшение скорости движения отстающей на одну и ту же величину Δv_n (Бойков и др., 2001) при сохранении теоретической скорости движения трактора равной скорости прямолинейного движения. С увеличением Δv_n радиус поворота уменьшается. С увеличением скорости движения трактора при постоянном значении Δv_n , радиус поворота увеличивается. Увеличение радиуса поворота снижает маневренность и управляемость трактора.

Для уменьшения радиуса поворота необходимо повышать Δv_n , однако при этом возрастает центростремительное ускорение в процессе поворота, что негативно сказывается на состоянии водителя, возрастает опасность заноса, увеличиваются затраты мощности на поворот. Максимальное значение $\Delta v_{n\max}$ определяется в зависимости от минимального радиуса поворота при заданной скорости движения трактора по формуле (1) (Жданович и др., 2005), и ограничивается мощностью двигателя, используемой для поворота или скоростью движения трактора при которой наступает занос трактора. Расчет предельных значений Δv_n по мощности двигателя и по заносу определяется по формулам (2) и (4) (Жданович и др., 2005).

Результаты исследований

Рассмотрим поворачиваемость гусеничного трактора с параметрами, представленными в таблице 1.

Таблица 1.

Исходные данные для расчета поворачиваемости

Параметр	Обозначение	Размерность	Величина
Вес трактора	$G_{тр}$	Н	109872
Колея	B	м	1,6
База	L	м	2,3
Мощность двигателя	$N_{двс}$	л.с. (кВт)	210 (155,4)
Частота вращения (угловая скорость) коленвала двигателя	$n_{двс}$ ($\omega_{двс}$)	об·мин ⁻¹ (рад·с ⁻¹)	2100 (219,9)

Для обеспечения минимального радиуса поворота трактора, равного 2 м в интервале рабочих скоростей 5-15 км·ч⁻¹ значение Δv_n должно находиться в пределах 0,5-1,5 м·с⁻¹, увеличиваясь с увеличением скорости движения (Жданович и др., 2005). Максимальная величина Δv_n ограничивается мощностью двигателя при движении трактора по стерне средней влажности и составляет без нагрузки на крюке 1,5 м·с⁻¹. С увеличением тягового усилия уг крюке возрастает буксование гусениц. При этом радиус поворота трактора возрастает.

Радиус поворота трактора с учетом буксования гусениц определяется по формуле (Анилович и Водолаженко, 1976).

Зависимости изменения радиуса поворота трактора от Δv_n и буксования отстающей и забегающей гусениц при движении по стерне средней влажности, представлены на рисунке 1.

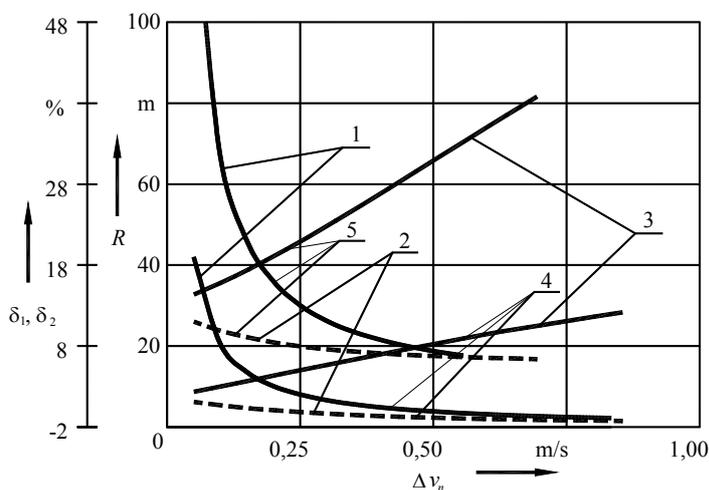


Рисунок 1. Зависимость радиуса поворота (кривые 1) и буксования отстающей (кривые 2) и забегающей (кривые 3) гусениц от Δv_n при движении со скоростью 7 км·ч⁻¹ без крюковой нагрузки (кривые 4) и с нагрузкой 40 кН (кривые 5)

Как видно из представленных зависимостей с увеличением Δv_n уменьшается радиус поворота трактора, однако возрастает буксование забегающей гусеницы и уменьшается буксование отстающей гусеницы, что приводит к снижению действительной скорости движения и увеличению радиусу поворота трактора.

С увеличением нагрузки на крюке возрастает буксование гусениц, что увеличивает действительный радиус поворота трактора. Так при $\Delta v_n=0,278$ м·с⁻¹ радиус поворота трактора увеличивается с 8 м при движении без нагрузки до 28 м при движении с нагрузкой 40 кН.

Немаловажным фактором является исключение заноса. На рисунке 2 представлены графики, отражающие зависимости Δv_n и радиусов поворота по заносу при

различных значениях несущей способности грунта μ , рассчитанные по формуле (2) (Жданович и др., 2005).

Как видно из представленных зависимостей при скорости менее $2,7 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ Δv_n может иметь значения $1,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$, а на скоростях выше $5,5 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ Δv_n не должно превышать $1,3 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ на сухих грунтах и $0,7 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ на влажных.

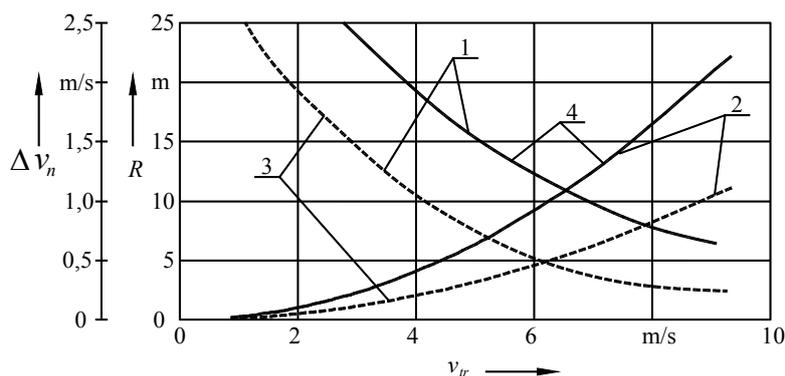


Рисунок 2. Зависимости предельного значения по заносу Δv_n (кривые 1) и радиуса поворота (кривые 2) от скорости движения на влажной почве при $\mu=0,4$ (кривые 3) и на сухой почве $\mu=0,8$ (кривые 4)

Поворачиваемость трактора и нагруженность ОГП зависят от момента сопротивления повороту, определяемого по формуле (Анилович и Водолажченко, 1976; Носов и др., 1972). С уменьшением радиуса поворота результирующий момент сопротивления повороту возрастает и достигает своего максимального значения при повороте на месте.

Для обеспечения поворота трактора в тяжелых дорожных условиях максимальные касательные силы тяги, развиваемые на гусеницах должны ограничиваться сцеплением с грунтом. Максимальное значение поворачивающего момента определяется по формуле (8) (Жданович и др., 2005) и составляет $87,9 \text{ кНм}$. В условиях рядовой эксплуатации величина результирующего момента сопротивления повороту значительно ниже максимального значения. Так при движении трактора по стерне с минимальным радиусом 2 м момент сопротивления повороту составляет около 60% от максимального и уменьшается до 35-40% при увеличении радиуса поворота до 5-6 м.

Расчет и выбор параметров ОГП осуществляется в соответствии с методикой, изложенной в (Жданович и др., 2005). По результатам расчетов определены параметры гидромашин применяемых в ОГП трактора (таблица 2).

На рисунке 3 представлены зависимости изменения радиуса поворота трактора и давления рабочей жидкости в ОГП от скорости движения и тягового усилия на крюке для ОГП, выполненных на базе гидромашин по схемам 1-4. Как видно из представленных графиков, наименьший радиус обеспечивает механизм поворота, оснащенный гидромашинными по схеме 3.

Таблица 2.

Сравнительная характеристика параметров ОГП трактора

Параметр	Схема ОГП			
	Схема 1	Схема 2	Схема 3	Схема 4
Объем насоса V_H ($\text{см}^3 \cdot \text{об}^{-1}$)	33	33	89	54,8
Объем гидромотора $V_{ГМ}$ ($\text{см}^3 \cdot \text{об}^{-1}$)	28	20-56	56	35,6
Передаточное число привода насоса, (i_H)	0,73	0,73	1	0,73
Передаточное число привода гидромотора, ($i_{ГМ}$)	5,12	5,12	4,2	5,12

С уменьшением скорости движения давление в ОГП увеличивается и имеет наибольшее значение при скорости движения трактора близкой к нулю. С увеличением тягового усилия давление возрастает. Однако при тяговом усилии более 15 кН давление начинает уменьшаться, т.к. резко увеличивается радиус поворота трактора, что приводит к снижению момента сопротивления повороту и снижению давления в ОГП.

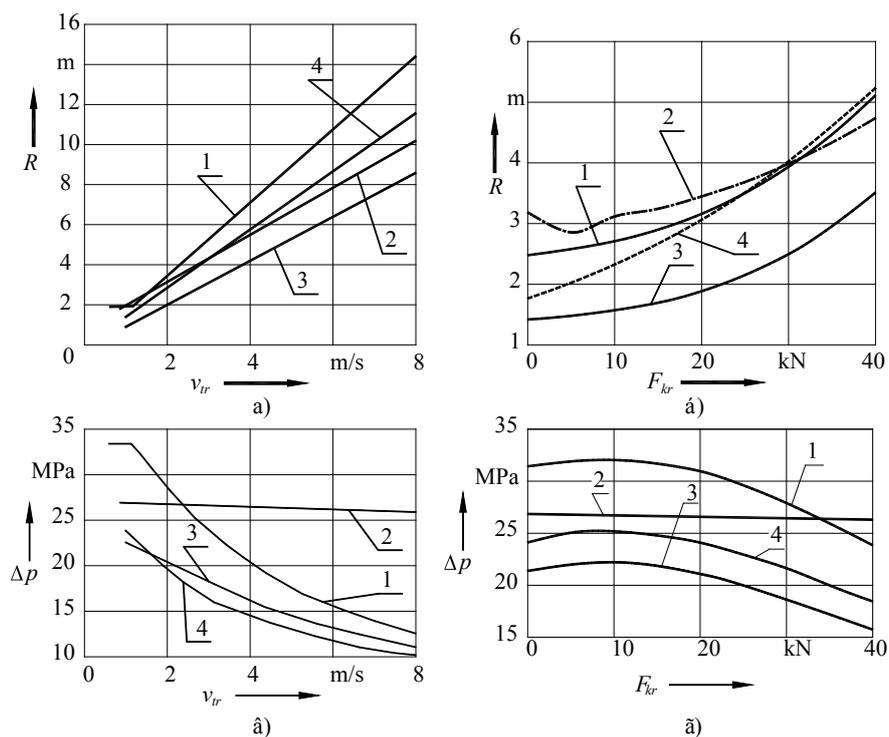


Рисунок 3. Зависимость радиуса поворота R и давления рабочей жидкости в ОГП Δp от скорости движения v_{tr} и крюковой нагрузки F_{kr} : цифрами обозначены номера схем в соответствии таблицей 2

Проведенные расчеты показывают, что ОГП, выполненная по схеме 1 не обеспечивает создание достаточного поворачивающего момента, ограничиваемого сцеплением гусениц с почвой.

Для создания такого момента перепад давления рабочей жидкости в силовых гидролиниях, рассчитанный по формуле (13) (Жданович и др., 2005) должен составлять 54,5 МПа, или рабочий объем гидромотора должен быть увеличен с $28 \text{ см}^3 \cdot \text{об}^{-1}$ до $46 \text{ см}^3 \cdot \text{об}^{-1}$ при перепаде давления 33,4 МПа.

Максимальный перепад давления рабочей жидкости в ОГП, ограничиваемый предохранительным клапаном имеет место уже при скорости движения $0,97 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ и тем более при повороте на месте.

На технологическом диапазоне давление рабочей жидкости в ОГП при скорости движения менее $0,97 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ ограничивается предохранительным клапаном (33,4 МПа). Следовательно, ОГП на технологическом диапазоне перегружена по давлению рабочей жидкости, что снижает ее работоспособность, увеличивает интенсивность нагрева рабочей жидкости, увеличивает радиус поворота трактора.

Для обеспечения работоспособности ОГП на технологическом диапазоне рабочий объем гидромотора необходимо увеличить в 1,4-1,5 раз.

На рабочем диапазоне давления рабочей жидкости в ОГП при скоростях движения менее $1,38 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ ограничивается предохранительным клапаном (33,4 МПа), при скорости $2,44 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ составляет 26 МПа и при $9,88 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ – 17,4 МПа. Следовательно, в диапазоне скоростей $2,44-9,88 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ ОГП работает в зоне номинального давления.

Для повышения работоспособности ОГП на рабочем диапазоне скоростей, объем гидромотора необходимо увеличить в 1,1-1,2 раза.

На транспортном диапазоне перепад давления рабочей жидкости в силовых гидролиниях составляет 26-10,8 МПа, уменьшаясь с увеличением скорости движения. При этом ОГП работает на низших скоростях диапазона в зоне номинального давления, а на высших скоростях диапазона – с недогрузкой. Рабочий объем гидромотора на транспортном диапазоне должен составлять не более $28 \text{ см}^3 \cdot \text{об}^{-1}$. С увеличением крюковой нагрузки давление уменьшается и находится в зоне номинального.

Таким образом, установлено, что ОГП по схеме 1 в тяжелых дорожных условиях обеспечивает поворот трактора с переливом рабочей жидкости через предохранительный клапан и не развивает поворачивающий момент, ограничиваемый сцеплением гусениц с почвой, что снижает ее работоспособность и механизма поворота в целом.

С увеличением рабочего объема гидромотора пропорционально необходимо увеличить рабочий объем насоса, при сохранении существующих радиусов поворота трактора, а соответственно и Δv_n . При рабочем объеме гидромотора $46 \text{ см}^3 \cdot \text{об}^{-1}$ необходимо увеличить рабочий объем насоса до $54,2 \text{ см}^3 \cdot \text{об}^{-1}$.

Без изменения передаточного числа редукторов применима ОГП, выполненная на базе гидромашин по схеме 4.

При этом увеличится перепад давления рабочей жидкости до 44 МПа, что допустимо по техническим условиям на гидромашину выпускаемые фирмой Linda.

Применение ОГП на базе гидромашин по схеме 3 позволит снизить затраты в эксплуатации на ремонт и обслуживание, т.к. указанные гидромашин широко используются в сельскохозяйственной технике.

При установке гидромотора $V_{гм}=56 \text{ см}^3 \cdot \text{об}^{-1}$ может быть уменьшено передаточное число редуктора с 5,12 до 4,2, тем самым увеличено Δv_n в 1,22 раза, а, соответственно, уменьшен радиус поворота трактора.

Следует принять во внимание, что ОГП по схеме 1 перегружена по давлению рабочей жидкости при повороте трактора только на технологическом диапазоне и при повороте на месте, которые являются не основными режимами работы, а на рабочем и транспортных режимах она работает при давлении рабочей жидкости близком к номинальному поэтому целесообразно применить гидромотор с регулируемым рабочим объемом (схема 2). При этом регулирование рабочего объема гидромотора может быть либо ступенчатым, либо плавным.

При ступенчатом регулировании используется двухдиапазонный гидромотор. Включение диапазона может осуществляться автоматически либо оператором. На основных режимах работы трактора рабочий объем гидромотора минимальный. При этом давление в ОГП находится в зоне номинального, Δv_n имеет максимальное значение. Для выполнения поворота в тяжелых условиях эксплуатации или при повороте на большой скорости на скользкой почве включается максимальный рабочий объем гидромотора. При этом уменьшается Δv_n , увеличивается радиус поворота, снижается давление в ОГП.

Применение гидромотора с плавным регулированием рабочего объема позволяет обеспечить оптимальную нагруженность ОГП по давлению рабочей жидкости, обеспечив работу в зоне номинального давления, повысить Δv_n , обеспечив уменьшение минимального радиуса поворота трактора, улучшить поворачиваемость.

Проведенные расчеты показывают, что для повышения работоспособности механизма поворота без изменения параметров насосного агрегата трактора целесообразно установить регулируемый гидромотор с рабочим объемом $56 \text{ см}^3 \cdot \text{об}^{-1}$ и давлением настройки регулятора $p_0=26 \text{ МПа}$. В качестве гидромотора могут быть использованы регулируемые гидромашин АО «Пневмостроймашина» (Россия), Rexrot (Германия), Linda (Германия).

Регулирование рабочего объема гидромотора должно осуществляться от минимального к максимальному автоматически с увеличением давления рабочей жидкости в ОГП. Настройка регулятора должна осуществляться в пределах 19-26 МПа, т.е. в зоне номинального давления рабочей жидкости. Применение регулируемого гидромотора с регулятором не требует изменения существующей системы управления механизма поворота.

Результаты сравнительных исследований параметров поворота гусеничного трактора с ОГП выполненных по различным схемам представлены в таблице 3.

Как показывают проведенные исследования, ОГП построенная на базе регулируемого гидромотора позволяет уменьшить максимальное давление до 30 МПа, снизить установочную мощность насоса в 2 раза, обеспечить поворачиваемость трактора в тяжелых дорожных условиях при сохранении требований по обеспечению минимального радиуса поворота в рабочем диапазоне скоростей. Обеспечить маневренность и управляемость трактора. Уменьшить

массогабаритные характеристики ОПП, повысить ее надежность и долговечность. Снижение максимального давления рабочей жидкости позволяет снизить требования как к самим гидромашинам, так и линиям их соединений. Применить гидроагрегаты, выпускаемые многими фирмами, обеспечить высокую надежность и долговечность ОПП.

Таблица 3.

Сравнительные параметры поворота трактора

Параметр	Гидропередача на базе гидромашин с параметрами $V_H(\text{см}^3/\text{об})$, $V_{ZM}(\text{см}^3 \cdot \text{об}^{-1})$, i_H , i_{ZM}						
	$V_H=33$; $V_{ZM}=28$; $i_H=0,73$; $i_{ZM}=5,12$	$V_H=33$; $V_{ZM}=20 \dots 56$; $i_H=0,73$; $i_{ZM}=5,12$	$V_H=54,8$; $V_{ZM}=35,6$; $i_H=0,73$; $i_{ZM}=5,12$	$V_H=89$; $V_{ZM}=56$; $i_H=1$	$p_0=20 \text{ МПа}$	$p_0=26 \text{ МПа}$	$i_{ZM}=4,2$ $i_{ZM}=5,12$
	2	3	5	6	7		
Частота вращения вала насоса, n_H , об/мин		2877	2877	2877	2100		
Частота вращения вала гидромотора, $n_{ГМ}$, об/мин		3390	4747	4504	3375		
Максимальное давление p_{max} , МПа		35	35	50	35		
Перепад давления, ограниченный клапаном $\Delta p_{кль}$, МПа		33,4	33,4	46	33,4		
Перепад давления, ограниченный сцеплением гусениц с почвой Δp_{ϕ} , МПа		Не обеспечивается, ограничено клапаном	27,4	44	33,4	27,4	
Установочная мощность гидропередачи, кВт		52,6	52,6	121	104,0		
Перепад давления в ОПП Δp , МПа	При повороте на месте	Не обеспечивается, ограничено клапаном 33,4	22	27,1	29	23	19
	На технологическом диапазоне	Не обеспечивается, ограничено клапаном 33,4	21,5... 20,9	27,0... 26,6	28,3... 25,8	22,6... 21,0	18,1... 16,5
	На рабочем диапазоне	Не обеспечивается, ограничено клапаном 33,4...17,37	21,3... 20,2	26,9... 26,1	28,8... 16,3	22,2... 14,4	18,4... 10,6
	На транспортном диапазоне	26,2... 10,83	20,9... 19,9	26,6... 25,7	23,0... 10,6	19,3... 9,7	14,8... 6,89
Радиус поворота трактора,	На технологическом диапазоне	1,90... 2,78	2,82... 3,74	2,20... 3,08	1,16... 2,07	0,88... 1,60	1,12 1,20

Effect of steering...

Параметр	Гидропередача на базе гидромашин с параметрами $V_H(\text{см}^3/\text{об})$, $V_{2M}(\text{см}^3 \cdot \text{об}^{-1})$, i_H , i_{2M}						
	$V_H=33$; $V_{2M}=28$; $i_H=0,73$; $i_{2M}=5,12$		$V_H=33$; $V_{2M}=20 \dots 56$; $i_H=0,73$; $i_{2M}=5,12$		$V_H=54,8$; $V_{2M}=35,6$; $i_H=0,73$; $i_{2M}=5,12$		$V_H=89$; $V_{2M}=56$; $i_H=1$
	2	3	5	6	7		
при $F_{кр}=0$	На рабочем диапазоне	1,90... 8,91	2,24 7,71	1,80 6,60	0,98... 6,73	0,88... 5,28	0,95 6,51
	На транспортном диапазоне	4,32... 17,08	5,81... 12,06	4,79... 12,06	3,24... 12,96	2,53... 10,20	3,13... 12,54
Радиус поворота трактора, при изменении $F_{кр}=0-40\text{кН}$ при $V_{тр}=5,34\text{км} \cdot \text{ч}^{-1}$		2,49... 5,11	3,40... 5,5	2,8... 4,73	1,84... 4,23	1,42... 3,51	1,78... 4,12
	насоса	33	33	42	78		
Вес, кг	гидромотора	12,5	21	16	17		
	гидропередачи	45,5	54	58	95		
Изготовитель	насоса	ОАО «Салаватгидромаш»	ОАО «Салаватгидромаш»	Linda	ОАО «Салаватгидромаш»		
	гидромотора	Завод Калинина	«Пневмостроймашина»		«Пневмостроймашина»		
Обозначение схемы	Схема 1	Схема 2а	Схема 2б	Схема 3	Схема 4а	Схема 4б	

Выводы

Для повышения поворачиваемости гусеничного трактора, работающего с крюковой нагрузкой, необходимо использовать гидромотор с регулируемым рабочим объемом, это позволит осуществлять поворот трактора в любых условиях с минимальным радиусом при малой установочной мощности насоса, обеспечить оптимальное давление рабочей жидкости в объемной гидропередаче.

Для обеспечения требуемого радиуса поворота в различных условиях движения рассматриваемого гусеничного трактора, рекомендуется устанавливать на нем насос с рабочим объемом $33 \text{ см}^3 \cdot \text{об}^{-1}$ и регулируемый гидромотор с максимальным рабочим объемом $56 \text{ см}^3 \cdot \text{об}^{-1}$ и силовым диапазоном регулирования 2-2,5, при этом максимальное давление рабочей жидкости в гидропередаче не превысит 35 МПа, а установочная мощность гидропередачи составит 52,6 кВт.

Литература

- Анилович, В.Я., Водолажченко, Ю.Т. (1976). *Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов*. Справочное пособие. 2-е издание, переработане и дополнено. Москва. Машиностроение, 456.
- Бойков, В.П., Жданович, Ч.И., Мамонов, М.И., Равино, В.В. (2001). Закономерности изменения скоростей движения гусениц трактора с бесступенчатым механизмом поворота. Материалы международной научной конференции посвященной 160-летию Белорусской государственной сельскохозяйственной академии и памяти академика С.И. Назарова. *Горки, 1*, 26-32.
- Cieřlikowski, B. 2011. *Kierunki badań i najnowsze trendy rozwojowe w konstrukcji ciągników rolniczych*. Projekt współfinansowany przez Unię Europejską w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego. *Agroinżynieria Gospodarce*. Obtained from: <http://www.agengpol.pl>, 41.
- Czabanowski, R., Dudzinski, P. (1997). *Możliwości i granice aplikacji podwozi na gąsienicach gumowych w maszynach rolniczych*. Problemy budowy oraz eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych. Politechnika Warszawska Płock, materiały konferencyjne, tom I, 121-126.
- Эрназаров, Т.Я. (1990). *Обоснование выбора параметров бесступенчатого механизма поворота гусеничного сельскохозяйственного трактора*. Автореферат, диссертация кандидата технических наук: 05.05.03. Москва Автомеханический институт, 27.
- Godzajew, Z.A., Borkowski, W., Cypko, E., Sokołow-Dobriew, N.S., Szachowcow, W.W., Szewczuk, W.P., Liaszenko, M. W. (2007). Model dynamiczny do badania procesów obciążenia elementów układu napędowego ciągnika gąsienicowego. *Wydawnictwo „Druk-Art” SC. Napędy i sterowanie, 5*, 99-108.
- Materek, D. (2008). Analiza wybranych właściwości trakcyjnych ciągnika John Deere 7720. *Inżynieria Rolnicza, 5(103)*, 126-130.
- Носов, Н.А., Галышев, В.Д., Волков, Ю.П., Харченко, А.П. (1972). Расчет и конструирование гусеничных машин. Ленинград. Машиностроение, 560.
- Szydłerski, Z. (2014). *Zarys historii polskich ciągników rolniczych*. Drukarnia Wydawnictwa SIGMA-NOT Sp. z o.o., 180.
- Turner, R.J. (1997). *Comparison of two and four track machines to rubber tire tractors in prairie soil conditions*. Belt and Tire Traction in Agricultural Vehicles. SP-1291, SAE, 31-43.
- Жданович, Ч.И., Мамонов, М.И., Равино, В.В. (2004). *Трансмиссия гусеничного трактора*. Патент №1988, МКИ В62D 11/10. № u20040550; Заявлен 02.12.2004; Опубликован 01.03.2005.
- Жданович, Ч.И., Мамонов, М.И., Равино, В.В. (2005). Определение параметров гидромашин механизма поворота гусеничного трактора. *Вестник Могилевского государственного технического университета. Транспортные и строительные машины. № 2*, 46-50.

WPLYW PARAMETRÓW MECHANIZMU NAWRACANIA NA ZWROTNOŚĆ CIĄGNIKA GAŚIENICOWEGO

Streszczenie. Ciągnik gaśienicowy przy określonych obciążeniach na zaczeple traci właściwości trakcyjne podczas nawrotów, przy tym powoduje intensywne niszczenie warstwy powierzchniowej gleby. Zjawisko to można ograniczyć stosując odpowiednio dobrane parametry mechanizmu nawracania. Celem badań było określenie wpływu parametrów mechanizmu nawracania na manewrowość ciągnika gaśienicowego. Przedmiotem badań był planetarny mechanizm nawracania umożliwiający płynną zmianę promienia nawrotu, poprzez zmianę prędkości obrotowej przekładni planetarnych, napędzanych silnikami hydraulicznymi. Określono zależności promienia nawrotu od poślizgów dla gaśienic buksującej i zabiegającej, przy prędkości $7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ bez obciążenia na zaczeple i z obciążeniem wynoszącym 40 kN . Określono wartości średnie znoszenia i promienia nawrotu w funkcji prędkości jazdy, od 0 do $2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, na glebie wilgotnej $\mu=0,4$ i suchej $\mu=0,8$. Określono zależności promienia nawrotu od ciśnienia oleju pompy olejowej, od prędkości jazdy i od obciążenia na zaczeple. Badania wykazały, że stosując pompę hydrauliczną o regulowanym wydatku można ograniczyć maksymalne ciśnienie robocze oleju do 30 MPa , zmniejszyć moc pompy 2 razy, zapewnić możliwość nawrotu w trudnych warunkach terenowych, w zakresie wymaganych prędkości jazdy. Dla zapewnienia wymaganego promienia nawrotu ciągnika gaśienicowego, zaleca się montaż pompy o wydajności $33 \text{ cm}^3\cdot\text{obr.}^{-1}$ i regulowany silnik hydrauliczny o maksymalnej wydajności $56 \text{ cm}^3\cdot\text{obr.}^{-1}$, z regulacją siłową w zakresie $2,0-2,5$, przy tym maksymalne ciśnienie cieczy w przekładni hydraulicznej nie przekroczy 35 MPa , a ustalona moc przekładni hydraulicznej wyniesie $52,6 \text{ kW}$.

Słowa kluczowe: ciągnik gaśienicowy, planetarny mechanizm nawrotów, promień nawracania, przekładnia hydrauliczna, silnik hydrauliczny