

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ МЭС ЗА СЧЕТ СНИЖЕНИЯ ИХ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ

С.Е. Сенькевич, З.А. Годжаев, Е.Н. Ильченко, И.С. Алексеев

Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, г. Москва, Россия

Целью настоящих исследований является определение долговечности элементов конструкции трактора расчетно-экспериментальным методом и по результатам вычислений – определение изменения нагруженности деталей силовой передачи при установке в неё упругодемпфирующего механизма.

Полученные результаты расчетно-экспериментальных значений нагружения элементов силовой передачи серийного трактора и трактора с УДМ показывают, что долговечность опытного трактора в среднем до 2,5 раза превышает долговечность трактора с серийной силовой передачей. Повышение долговечности объясняется снижением нагрузки на детали силовой передачи трактора при установке в нем упругодемпфирующего механизма (расчеты проводились по результатам изменения крутящего момента). Приведенные результаты свидетельствуют о том, что использование УДМ в силовой передаче трактора тягового класса 1,4 при работе с основными сельскохозяйственными машинами позволяет существенно снизить нагрузки на конструктивные элементы.

Организация статьи построена следующим образом. Раздел «Введение» посвящен проблеме улучшения силовых передач тракторов. Приведены различные работы отечественных и зарубежных исследователей в области улучшения показателей качества работы тракторов. В этом же разделе приведена дополнительная справочная информация о наших предыдущих исследованиях, предыстория исследований упругодемпфирующего механизма (УДМ), установленного в силовой передаче трактора малого класса тяги. Раздел «Материалы и методы» содержит описание применяемого метода и последовательность действий для проведения исследований. Разделы «Результаты исследований и обсуждения» содержат результаты проделанной работы и их обсуждение, в том числе интерпретацию анализа данных. Раздел «Заключение» является обобщением основных результатов, в котором подведены итоги исследований.

Ключевые слова: упругодемпфирующий механизм, динамическая нагруженность, долговечность, силовая передача.

Введение

Проблема повышения долговечности машин и оборудования является одной из важнейших в настоящее время. Это особенно важно для узлов и деталей машин, работающих в агрессивных средах или различных тяжелых условиях. К таким деталям относятся узлы силовой передачи современных тракторов. Повысить долговечность деталей силовой передачи можно с помощью общепринятых конструкторских, технологических и эксплуатационных приемов и приемов, применяемых в машиностроении, а также некоторых специфических способов или устройств, учитывающих особенности работы трактора.

Динамическая нагруженность деталей силовой передачи снижает производительность трактора как мобильного энергосредства и сокращает срок его службы. Для решения этой проблемы принимаются различные меры, которые описаны во многих научных статьях. Наиболее эффективным методом устранения динамической нагруженности является установка различных упругодемпфирующих устройств в узлы системы, которые подвержены негативным воздействиям. Так, в работе [1] утверждалось, что для эффективного снижения динамических нагрузок необходимо вводить упругодемпфирующие элементы ближе к источникам колебаний. В работе [2] упругодемпфирующие приводы (УДП) устанавливались ближе к ведущим колесам мобильного энергосредства (МЭС). Эффективность этих мер проверялась на пропашных тракторах ЛТЗ–55 и ЛТЗ–155 при помощи сельскохозяйственных машин и транспортных агрегатов. По результатам исследования было выявлено, что максимальные значения спектральная плотность распределения крутящих моментов принимает на частотах 1,6...2,8 Гц. Наличие УДП на всех полуосях трактора снижает максимумы спектральных плотностей на задних полуосях до 1,6 раза, а на пе-

редних – до 3 раз. В таком случае значения спектральных плотностей смещаются в область более низких частот – 0,1...0,8 Гц. При проведении тяговых испытаний с УДП было выявлено повышение тяговой мощности на 6...11 % и снижение буксования движителей на 1...5 % (по абсолютной величине при $R_{кр} = 10...35$ кН).

Исследования в работе [3] были направлены на газогидравлический УДП, прикрепленный к задним колесам трактора класса 1,4, находящегося в составе машинотракторного агрегата (МТА) и транспортного тракторного агрегата (ТТА). Необходимо было выяснить степень влияния УДП на плавность хода, производительность и топливную экономичность трактора. В результате было выявлено: уменьшение амплитуды колебаний остова в среднем до 60 %, смещение амплитудных максимумов в более низкие диапазоны частот (0,2–1,8 Гц), уменьшение буксования в среднем на 10–12 %, увеличение производительности на 6–15 % и топливной экономичности трактора на 8–14 %.

В работе [4] анализировались технические решения упругодемпфирующих устройств для подрессоривания кабин тракторов и формировалась система требований для них. По результатам анализа виброизоляторы с высокой надежностью и долговечностью, которые сохраняют постоянство упругих и демпфирующих свойств, воспринимают боковые нагрузки и эффективно гасят вертикальные, продольно-угловые и поперечно-угловые колебания кабины, поэтому и являются наиболее подходящими для использования в тракторах.

В работе [5] предлагалось понижать динамическую нагруженность силовой передачи трактора при помощи установки планетарной упругой муфты сцепления. Было выявлено, что с установкой экспериментальной муфты снижается колебание крюковой нагрузки, а также увеличивается реализуемая мощность (на 15,6 %), что происходит благодаря стабилизации тягового сопротивления. В результате производительность увеличивается на 18 %, а расход топлива снижается на 14,5 %.

Работа [6] описывает улучшение работы МТА при использовании упругого элемента в навеске. Благодаря наличию упругого элемента в системе уменьшается амплитуда колебаний коэффициента буксования теоретической и действительной скоростей МТА. Это способствует лучшему взаимодействию рабочих органов и ходовых систем с почвой. При равномерном распределении нагрузки в силовой передаче нагрузочный режим двигателя стабилизируется, расход топлива снижается, а долговечность деталей повышается. При наличии УДМ средняя скорость МТА увеличивается, а производительность повышается.

Установка демпферных пружин может увеличить долговечность сцепления двигателей тракторов [7]. Для доказательства данного утверждения были проведены стендовые и эксплуатационные испытания с серийными и экспериментальными ведомыми дисками сцепления. Испытания показали снижение резонансных колебаний со стороны дизеля в 1,5–2 раза при наличии дополнительного демпфирования. Эти же вопросы были рассмотрены в работе [8], однако здесь были проведены не реальные испытания, а составлена система уравнений на основе динамической модели МТА. Решение системы дифференциальных уравнений второго порядка позволило выбрать оптимальную жесткость УДП.

Вышеприведенные исследования указывают на то, что совершенствование силовой передачи трактора не только не потеряло своей актуальности, но и способствует снижению динамической нагруженности деталей силовой передачи, повышает производительность трактора как мобильного энергосредства и способствует увеличению срока его службы.

В 2016 году немецкий исследователь Polifke предложил Voith Hydrodamp, гидравлический демпфер колебаний крутящего момента, который в основном используется в передаче крутящего момента трактора от двигателя к силовой передаче [9]. Основными преимуществами демпфера Hydrodamp является значительное снижение пиков и колебаний крутящего момента, передающихся на силовую передачу. В 2017 году Polifke продолжил исследования по моделированию параметров Hydrodamp [10]. Были найдены оптимальные параметры Hydrodamp путем изменения рабочих параметров пружины и системы демпфирования. Однако это не единственный способ улучшить качество работы силовой передачи.

Есть много исследований по совершенствованию силовой передачи трактора. Например, чтобы улучшить переключение коробки передач, некоторые исследователи разработали динамическую модель силовой передачи, проанализировали процессы переключения передач и разработали скоординированные стратегии для управления этими процессами с заменой нескольких сцеплений во время полевых работ трактора [11]. Вопросу моделирования при проектировании

тракторов и машин посвящены работы [18–22]. В них рассмотрены вопросы формирования основных эксплуатационных свойств колесной техники, разработаны программные пакеты и методы определения параметров работы элементов подвески при стендовых испытаниях, включая особенности испытания мобильной техники с электронной системой управления двигателем.

Снижение динамических нагрузок на элементы силовой передачи позитивно сказывается на надежности всего трактора, что доказано в работах [12–16]. Эффективное взаимодействие ходовой части машины с поверхностью земли также помогает увеличить производительность и снизить потребление топлива [17]. Большое количество исследований проведено по изучению системы подвески мобильных машин, обеспечивающей эффективную защиту оператора от вибрации [23–26]. В работе [27] определены границы частотного диапазона, которые позволяют обеспечить плавность хода транспортного средства. Это в значительной степени зависит от динамического поведения кузова трактора (т. е. поддрессоренной массы), который во время работы подвергается комбинации вертикальных, продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний. Снизить эти колебания возможно, только используя специальные устройства.

Проведенный обзор показывает актуальность исследований в области снижения вибронегруженности тракторов и мобильных машин и повышения долговечности элементов их силовых передач. Эти вопросы, исследуемые по всему миру, позволяют значительно улучшать параметры силовой передачи трактора.

Исследователями, работы которых приведены в тексте настоящей статьи, также доказано, что наличие различных упругих устройств в системе формирования нагрузок мобильной машины способствует снижению динамичности нагружения всех узлов этой машины. В свою очередь нашими исследованиями подтверждено, что упругодемпфирующий механизм (УДМ) является одним из средств снижения динамического нагружения силовой передачи трактора.

Описываемая работа является продолжением исследования влияния УДМ в силовой передаче трактора малого класса тяги (14 кН) на характеристики трактора. Первый УДМ был подробно представлен и описан в патенте на изобретение № 2222440, его последующая улучшенная версия – в работе [28]. В наших предшествующих работах было доказано, что использование УДМ позволило повысить производительность трактора более чем на 10 %; это снизило колебания внешней нагрузки, передающейся на двигатель, на 15...20 % и позволило сократить расход топлива на 9 %. Мы также обосновали, что УДМ в силовой передаче трактора устраняет резонансные режимы работы в зоне реальных колебаний внешней нагрузки. Устройство упругодемпфирующего механизма защищено патентом на изобретение, а подробное описание приведено в работе [28].

В настоящей статье (опираясь на результаты экспериментальных измерений) проведены расчетно-теоретические исследования по определению долговечности элементов силовой передачи колесного трактора класса 1.4, в силовую передачу которого установлен упругодемпфирующий механизм.

Исследования были проведены для разных условий работы трактора: работа трактора с плугом, работа трактора с культиватором, работа трактора с сеялкой, а также при исследовании работы трактора с тяговой лабораторией.

Материалы и методы

Как указано в работе [29], для деталей силовых передач, работающих в условиях динамического нагружения, наиболее частой причиной отказов является потеря усталостной прочности при накоплении усталостных повреждений. Способность материала сопротивляться переменным напряжениям характеризуется величиной разрушающего напряжения σ при определенном числе N циклов нагружения. Выражение, которое подробно приведено в работе [29], описывает зависимость между σ и N :

$$\sigma^m \cdot N = C, \quad (1)$$

где C – постоянная величина, m – показатель степени. Это постоянные, которые зависят от свойств материала, температуры и окружающей среды.

Усталостная долговечность элементов в наибольшей степени определяет ресурс силовой передачи трактора. В соответствии с ГОСТ 25.504-82 «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости», а также справочником И.А. Биргера [31, 32] был проведен расчет характеристик сопротивления усталости вала.

В нашем случае параметры снимались с полуоси заднего моста трактора. Вал сделан из стали

40X с улучшением. Основные силы, воздействующие на него, вызваны кручением.

По ГОСТу постоянная величина C рассчитывается как $\sigma_{-1D}^m \cdot N_G$, где σ_{-1D} – предел выносливости неупрочненных деталей, а N_G – абсцисса точки перелома кривой усталости.

Следовательно,

$$\sigma^m \cdot N = \sigma_{-1D}^m \cdot N_G. \quad (2)$$

При отсутствии данных натурных экспериментов N_G принимают в среднем равной 2×10^6 циклов.

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K}, \quad (3)$$

где σ_{-1} – табличное значение предела выносливости при определенном виде воздействия [31, 32].

В нашем случае требуется брать предел выносливости при кручении τ_{-1} в МПа. Формула примет вид:

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K}, \quad (4)$$

следовательно, $\tau_{-1D}^m \cdot N_G$.

K – коэффициент снижения предела выносливости, рассчитывается по формуле

$$K = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_A}. \quad (5)$$

Коэффициент анизотропии K_A при кручении не учитывается. Следовательно, K рассчитывается:

$$K = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}. \quad (6)$$

Отношение эффективных коэффициентов концентрации напряжений $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$ считается по формуле

$$\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} = \alpha_\tau \cdot F(\Theta; \nu_\tau), \quad (7)$$

где α_τ – теоретический коэффициент концентрации напряжений при кручении, который находится по графикам (ГОСТ 25.504-82, Графики определения α_τ), при известном концентраторе напряжений, соотношении $\frac{\rho}{d}$ (диаметр скругления к малому диаметру) и соотношении большого и малого диаметров $\frac{D}{d}$. В нашем случае концентратором напряжений является выточка на валу.

$F(\Theta; \nu_\tau)$ – функция от относительного критерия подобия усталостного разрушения Θ и коэффициентов чувствительности металла к масштабному фактору ν_τ

$$\Theta = \frac{1}{88,3} \cdot \frac{L}{\bar{G}}. \quad (8)$$

При круговом изгибе или растяжении – сжатии, а также при кручении круглых стержней с кольцевыми канавками, с переходом от одного сечения к другому по галтели, с резьбой или гладких $L = \pi \times d$.

В случае вала с выточкой при $\frac{D}{d} < 1,5$ (ГОСТ 25.504-82, Таблица формул для вычисления относительного градиента напряжения $\bar{G}$) относительный градиент напряжения $\bar{G}$ [30, 31] определяется по формуле

$$\bar{G} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{2}{d}. \quad (9)$$

При отсутствии опытных данных значение ν_τ при кручении для конструкционных сталей принимают равной: $\nu_\tau = 1,5 \cdot \nu_\sigma$

Значение коэффициента чувствительности металла к концентрации напряжений ν_σ приближенно вычисляют по формуле:

$$\nu_\sigma = 0,211 - 0,000143 \cdot \sigma_B, \text{ при } \sigma_B < 1300, \quad (10)$$

σ_B – временное сопротивление. Определяется из таблицы для материалов [31].

Значения функции $F(\Theta; \nu_\tau)$ выбираются из таблицы (ГОСТ 25.504-82, Таблица значений функции $F(\Theta; \nu_\tau)$) на основании полученных значений Θ и ν_τ . [31, 32].

Коэффициенты влияния шероховатости поверхности $K_{F\tau}$ вычисляют по формулам:

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \left(\lg \left(\frac{\sigma_B}{20} \right) - 1 \right), \quad (11)$$

$$K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425. \quad (12)$$

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения K_V определяется по таблице или по формуле $K_V = \frac{\tau_{-1Дупр}}{\tau_{-1Д}}$ с учетом диаметра, концентратора напряжений и упрочнения. В нашем случае было принято решение принять $K_V = 1$.

Расчет и конструирование

Величины m для деталей изменяются в пределах 3–20. С ростом коэффициента снижения предела выносливости K уменьшается m . Зависимость между K и m имеет следующий вид:

$$m = \frac{C}{K}, \quad (13)$$

где

$$C = 5 + \frac{\sigma_B}{80}. \quad (14)$$

Для экспериментальных данных требуется посчитать значение $\sigma^m \cdot N$. При кручении эта формула выглядит как $\tau_{-1}^m \cdot N$. При условии кручения $\tau_{-1} = 230$ МПа (из таблицы механических свойств и допускаемых напряжений легированных конструкционных сталей) с учетом ступенчатой циклограммы нагружения. Число циклов нагружения N рассчитывается по формуле:

$$N = \sum_i \left(\left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 \cdot N_i \right) \cdot \frac{1}{K}, \quad (15)$$

где T_i – крутящий момент, соответствующий i -й ступени циклограммы нагружения, Н·м; T_{max} – крутящий момент, соответствующий наибольшей ступени циклограммы нагружения, Н·м; N_i – число циклов перемены напряжений за время действия нагрузки T_i .

Результаты исследований и обсуждения

После получения экспериментальных данных, используя вышеприведенную методику, можно перейти непосредственно к расчету. В качестве примера приведём расчеты для условий работы трактора с культиватором.

В нашем случае расчетное значение $\sigma_{-1D}^m \cdot N_G$ для вала с выточкой, сделанного из стали 40Х с улучшением, будет вычисляться [31, 32]:

$$\tau_{-1} = 230 \text{ МПа};$$

$$\rho = 8 \text{ мм}; d = 70 \text{ мм}; D = 80 \text{ мм}; \frac{\rho}{d} = \frac{8}{70} = 0,114; \frac{D}{d} = \frac{80}{70} = 1,143,$$

где ρ – это радиус скругления выточки вала, d – малый диаметр выточки вала, D – большой диаметр вала.

Полученные значения заносим в табл. 1. Исходя из табличных данных [31, 32] и используя результаты экспериментальных исследований, произвели расчет значения $\sigma^m \times N$. При кручении: $\tau_{-1}^m \times N$, где $\tau_{-1} = 230$ МПа.

Таблица 1
Результаты проведения расчетов

№	Параметр	Ед. измерения	Значение
1	α_r	–	1,42
2	L	мм	219,911
3	$\bar{G}$	мм ⁻¹	0,154
4	Θ	мм ²	16,217
5	σ_B	МПа	800
6	ν_σ	МПа	0,097
7	ν_τ	МПа	0,145
8	$F(\Theta; \nu_\tau)$	–	1,182
9	$K_\tau/K_{d\tau}$	–	1,678
10	$K_{F\sigma}$	–	0,868
11	$K_{F\tau}$	–	0,92
12	K_V	–	1,766
13	τ_{-1D}	МПа	130,239
14	C	–	15
15	m	–	8,494
16	N_G	–	$2 \cdot 10^6$
17	$\tau_{-1D}^m \cdot N_G$	–	$1,834 \cdot 10^{24}$

При ступенчатой циклограмме нагружения с учетом формулы (10) будем иметь в виду, что все значения были получены из экспериментальных данных по крутящему моменту для трактора с УДМ (рис. 1) и серийной (рис. 2) модели трактора без УДМ. Для этого графики реализации крутящего момента по оси ведущего моста трактора были разделены на три участка по времени (следовательно, $i = 3$). Для трактора с УДМ и для серийного трактора эти участки обозначены в табл. 2.

В табл. 2 представлены показатели, полученные в результате обработки данных с представленных участков. Индексы показателей указывают, к какому участку они относятся.

При этом максимальный крутящий момент T (Н·м), средняя частота вращения на участке действия крутящего момента n (об/мин) и время каждого участка t (мин) были найдены, исходя из экспериментальных данных.

Число циклов перемены нагружений N_i было посчитано по формуле

$$N_i = 60 \cdot n_i \cdot t_i, \quad (16)$$

где n_i – средняя частота вращения на участке действия крутящего момента; t_i – время действия крутящего момента.

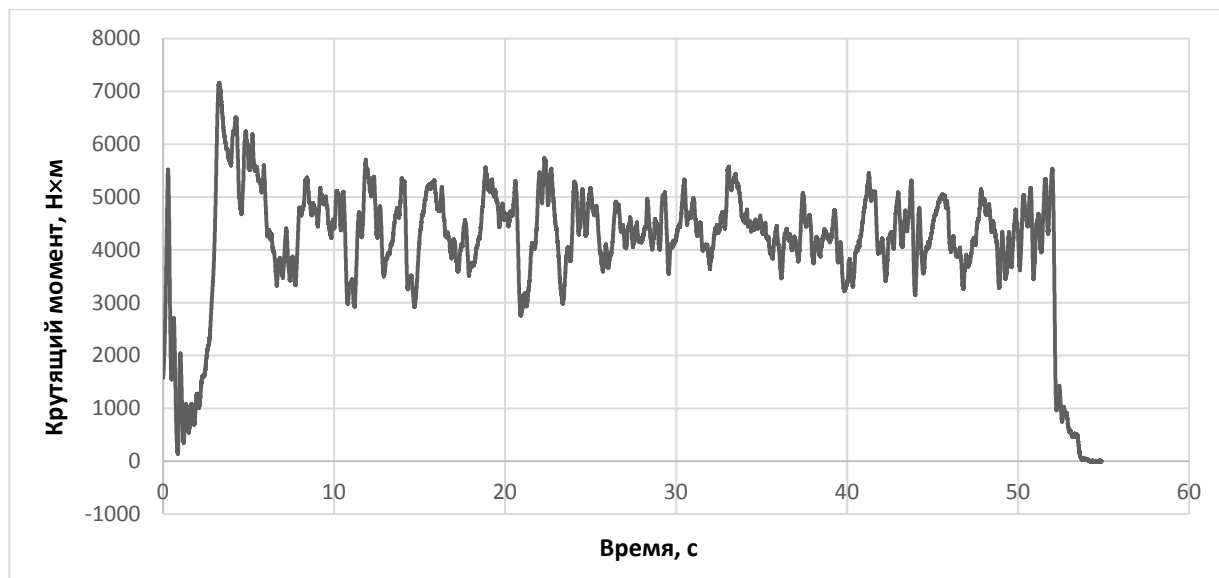


Рис. 1. Реализация крутящего момента полуоси ведущего моста трактора с УДМ в силовой передаче

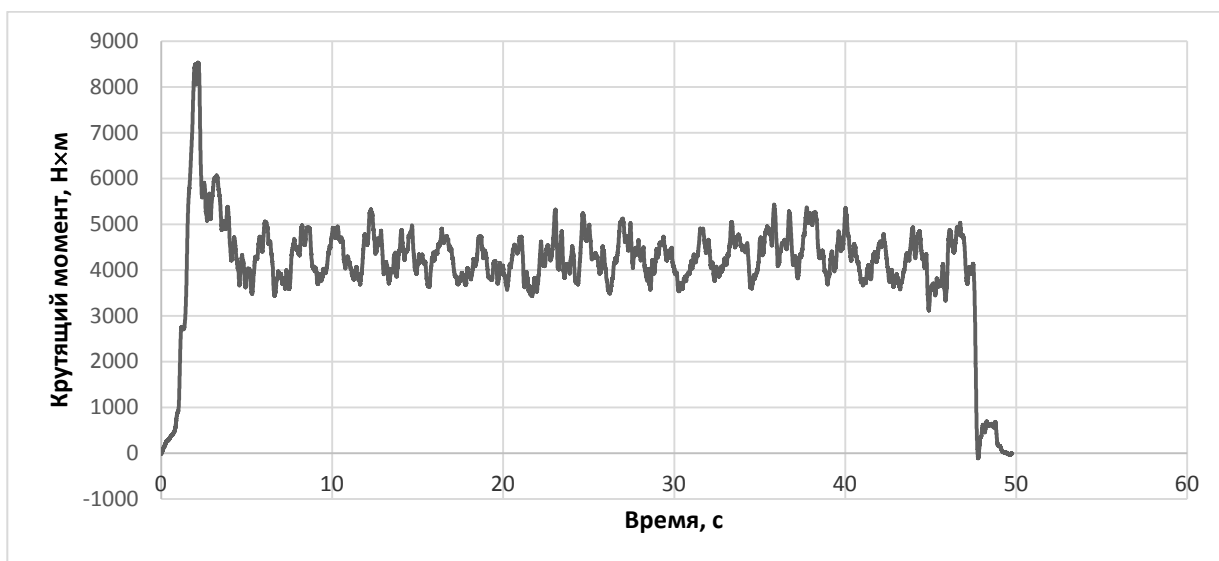


Рис. 2. Реализация крутящего момента полуоси ведущего моста трактора без УДМ в силовой передаче

Таблица 2

Показатели, полученные по значениям экспериментальных данных

Показатель	Опытный (с УДМ)	Серийный (без УДМ)
T_1	5520,858	8531,117
T_2	7162,017	5326,487
T_3	5734,5	5433,308
n_1	0,333265	17,06627
n_2	16,30196	29,15145
n_3	28,7145	27,80238
t_1	0,02	0,089
t_2	0,091	0,273
t_3	0,803	0,468

Показатель	Опытный (с УДМ)	Серийный (без УДМ)
N_1	0,406	90,69
N_2	89,172	476,976
N_3	1384	780,246
Участки		
1	от 0 до 1,218 с	от 0 до 5,314 с
2	от 1,218 до 6,688 с	от 5,314 до 21,676 с
3	6,688 до 54,876 с	от 21,676 до 49,74 с

На каждом из этих участков был найден максимальный крутящий момент T_{max} :

для опытного трактора: $T_{max} = T_2 = 7162,017 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

для серийного трактора: $T_{max} = T_1 = 8531,117 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Число циклов нагружения N для каждого из графиков рассчитывается по формуле (15).

Таким образом, число циклов нагружения N будет равно:

для опытного трактора $N_I = \sum_i \left(\left(\frac{T_i}{7162,017} \right)^9 \cdot N_i \right) \cdot \frac{1}{1,766} = 156,489$;

для серийного трактора $N_{II} = \sum_i \left(\left(\frac{T_i}{8531,117} \right)^9 \cdot N_i \right) \cdot \frac{1}{1,766} = 62,865$.

Экспериментальные значения $\tau_{-1}^m \cdot N$:

для опытного трактора $\tau_{-1}^m \cdot N_I = 230^{8,494} \cdot 156,489 = 1,797 \cdot 10^{22}$;

для серийного трактора $\tau_{-1}^m \cdot N_{II} = 230^{8,494} \cdot 62,865 = 7,22 \cdot 10^{21}$.

На основе приведенных расчетов можно определить, насколько увеличилась долговечность полуоси заднего моста трактора, а, следовательно, и всех элементов силовой передачи, при установке в силовую передачу трактора УДМ.

Экспериментальные значения $\sigma^m \times N$ оказались ниже постоянной величины $\sigma_{-1D}^m \times N_G$ для исследуемого материала, следовательно, нагрузка на деталь во время эксплуатации меньше и материал может сохранять работоспособность дольше.

Расчеты для других условий проводят аналогичным образом, опираясь на экспериментальные исследования. Результаты расчетов занесены в табл. 3. Обозначения параметров (условий проведения экспериментальных исследований), указанных в табл. 3, приведены ниже:

I – индекс параметров трактора с включенным УДМ в силовой передаче;

II – индекс параметров трактора с заблокированным УДМ в силовой передаче.

Таблица 3

Результаты вычислений на долговечность в различных условиях экспериментальных исследований

Условия	τ_{-1}	m	N_I	N_{II}	$\tau_{-1}^m \cdot N_I$	$\tau_{-1}^m \cdot N_{II}$	% к II	Отн.
Параметры трактора при исследовании в составе с тяговой лабораторией	130,239	8,494	31,219	10,627	$3,586 \cdot 10^{21}$	$1,221 \cdot 10^{21}$	193,69	2,94
Параметры трактора при исследовании в составе с культиватором	130,239	8,494	156,489	62,865	$17,97 \cdot 10^{21}$	$7,22 \cdot 10^{21}$	148,89	2,49
Параметры трактора при исследовании в составе с сеялкой	130,239	8,494	138,487	50,977	$15,91 \cdot 10^{21}$	$5,855 \cdot 10^{21}$	171,73	2,72
Параметры трактора при исследовании в составе с плугом	130,239	8,494	226,19	207,88	$2,598 \cdot 10^{22}$	$2,388 \cdot 10^{22}$	8,79	1,09

Анализ результатов вычислений значений нагружения элементов силовой передачи серийного трактора и трактора с УДМ (см. табл. 3) показывает, что долговечность опытного образца в среднем до 2,5 раза больше, чем долговечность трактора с серийной трансмиссией. Увеличение долговечности объясняется снижением нагруженности деталей (снижением крутящего момента) силовой передачи трактора при установке в него упругодемпфирующего механизма.

Заключение

Результаты сравнения полученных значений нагружения элементов силовой передачи серийного трактора и трактора с УДМ показывают, что долговечность опытного трактора в среднем до 2,5 раза больше, чем долговечность трактора с серийной силовой передачей. Увеличение долговечности объясняется снижением нагруженности деталей (снижением крутящего момента) силовой передачи трактора при установке в него упругодемпфирующего механизма. Перечисленные показатели указывают на то, что применение УДМ в силовой передаче трактора тягового класса 1,4 во время работы с основными сельскохозяйственными машинами позволяет существенно улучшить рабочие характеристики.

Литература

1. Снижение динамических нагрузок в трансмиссии трактора / О.И. Поливаев, А.В. Панков, В.П. Иванов, Е.Д. Золотых // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 3. – С. 43–45.
2. Поливаев, О.И. Снижение динамической нагруженности мобильных энергетических средств от внешних воздействий и повышение их тягово-динамических показателей / О.И. Поливаев, В.К. Астанин, Н.В. Бабанин // Лесотехнический журнал. – 2013. – № 3 (11). – С. 150–156.
3. Бабанин, Н.В. Экспериментальные исследования на плавность хода, производительность и топливную экономичность машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4, оборудованного газогидравлическим упругодемпфирующим приводом / Н.В. Бабанин, О.И. Поливаев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2015. – № 3. – С. 112–118.
4. Технические решения упругодемпфирующих устройств подвески кабины трактора / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, В.П. Шевчук и др. // Международный научно-исследовательский журнал. – 2013. – № 7-2 (14). – С. 122–124.
5. Нехорошев, Д.А. Планетарная упругая муфта в трансмиссии колесного трактора класса 1,4 / Д.А. Нехорошев, Д.Д. Нехорошев // Достижения науки и техники АПК. – 2009. – № 12. – С. 60–61.
6. Особенности улучшения работы машинно-тракторного агрегата за счет снижения колебания нагрузки / Д.Д. Нехорошев, П.В. Коновалов, А.Ю. Попов, Д.А. Нехорошев // Известия НВ АУК. – 2019. – № 1 (53). – С. 345–351.
7. Поливаев, О.И. Повышение долговечности сцепления двигателей тракторов / О.И. Поливаев, В.В. Василенко // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2012. – № 2. – С. 85–86.
8. Поливаев, О.И. Анализ влияния упругодемпфирующего привода колес на динамические нагрузки в трансмиссии трактора при разгоне / О.И. Поливаев, О.С. Ведринский // Вестник аграрной науки Дона. – 2014. – № 28. – С. 5–9.
9. Polifke, G. Hydrodamp-hydraulic torsional vibration damper for tractors / G. Polifke // Proc. Conf. Agricult. Eng. – 2016. – P. 69–76.
10. Polifke, G. Hydrodamp-hydraulic torsional vibration damper for tractors and construction machines design for a race-sensitive drive train / G. Polifke // Proc. VDI Conf. Couplings Clutch Syst. Drives. – 2017. – P. 443–452.
11. Coordinated control of gear shifting process with multiple clutches for power-shift transmission / B. Li, D. Sun, M. Hu et al. // Mech. Mach. Theory. – 2019. – V. 140. – P. 274–291.
12. Kuznetsov, N.K. Reducing of dynamic loads of excavator actuators / N.K. Kuznetsov, I.A. Iov, A.A. Iov // Journal of Physics: Conference Series. – IOP Publishing, – 2019, – V. 1. – P. 012075. DOI: 10.1088/1742-6596/1210/1/012075

13. Держанский, В.Б. Повышение долговечности фрикционных элементов трансмиссий транспортных машин / В.Б. Держанский, А.И. Тараторкин, И.А. Тараторкин // Вестник Курганского государственного университета. – 2013. – № 2 (29). – С. 53–61.

14. Повышение долговечности многодискового фрикциона гидромеханической передачи мобильной машины / С.А. Рынкевич, В.П. Тарасик, О.А. Шаповалова и др. // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2011. – № 1. – С. 65–74.

15. Поливаев, О.И. Повышение долговечности сцепления тракторов за счет упругофрикционного демпфера / О.И. Поливаев, О.С. Ведринский, Н.М. Дерканосова // Наука и образование в современных условиях: материалы международной научной конференции, под общ. ред. В.И. Оробинского, В.Г. Козлова. – Воронеж: Воронежский государственный аграрный университет им. Императора Петра I, 2016. – С. 226–230.

16. Лой, В.Н. Оценка виброн нагруженности рабочего места оператора мобильной рубильной машины / В.Н. Лой, А.О. Германович // Труды БГТУ. № 2. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – 2015. – № 2 (175). – С. 3–7.

17. Traction and energy efficiency tests of oligomeric tires for category 3 tractors / I. Melikov, V. Kravchenko, S. Senkevich et al. // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2019. – V. 403. – P. 012126. DOI: 10.1088/1755-1315/403/1/012126

18. Dygalo, V. Formation of basic performance properties of wheeled vehicles in braking mode / V. Dygalo, M. Lyashenko, V. Shekhovtsov // Transportation Research Procedia: 14, Saint Petersburg, 21–24 октября 2020 года. – Saint Petersburg, 2020. – P. 130–135. DOI: 10.1016/j.trpro.2020.10.016

19. Shekhovtsov, V.V. Technology of creation of three-dimensional model of tractor transmission in program package “universal mechanism” / V.V. Shekhovtsov, N.S. Sokolov-Dobrev, M.V. Lyashenko // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2019. – No 9783319956299. – P. 2017–2025. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_217.

20. Method of determining operation parameters of stand tests of vehicle suspension elements under conditions of ultra-low temperatures / E.A. Fedyanov, N.S. Sokolov-Dobrev, M.V. Ljashenko [et al.] // Journal of Physics: Conference Series, Tomsk. – Tomsk, 2018. – P. 032126. DOI: 10.1088/1742-6596/1015/3/032126

21. Calculated and experimental tests of dynamic vibration isolators for use in the suspension system of the traction vehicle cabin / V. Shekhovtsov, M. Lyashenko, P. Potapov [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles, MMBC 2019, Moscow. – Moscow: Institute of Physics Publishing, 2020. – P. 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/820/1/012022

22. Special aspects of the test of ATV equipped with the electronic engine management system Continental M3C on a dynamometer test bench / D. Ilyushin, Ye.A. Salykin, V. Shekhovtsov [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles, MMBC 2019, Moscow. – Moscow: Institute of Physics Publishing, 2020. – P. 012011. – DOI: 10.1088/1757-899X/820/1/012011

23. Venhovens, P.J.T. The Development and Implementation of Adaptive Semi-Active Suspension Control / P.J.T. Venhovens // Veh. Syst. Dyn. – 1994. – Vol. 23, № 1. – P. 211–235.

24. Chalasani, R.M. Ride performance potential of active suspension systems - Part II: Comprehensive Analysis Based On A Full-Car Model / R.M. Chalasani // Am. Soc. Mech. Eng. Appl. Mech. Div. AMD. – 1986. – Vol. 80. – P. 205–234.

25. Williams, R.A. Electronically controlled automotive suspensions/ R.A. Williams // Comput. Control Eng. J. – 1994. – Vol. 5, № 3. – P. 143–148.

26. Design and Vehicle Implementation of Preview Active Suspension Controllers / C. Gohrle and et al. // IEEE Trans. Control Syst. Technol. – 2014. – Vol. 22, № 3. – P. 1135–1142.

27. Кузьмин, В.А. Обоснование параметров системы поддрессирования колесного сельскохозяйственного трактора класса 4: специальность 05.20.01, 05.02.13: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Кузьмин Виктор Александрович. – М., 2018. – 22 с.

28. Пат. № 2739100 Российская Федерация В60К 17/10. Автоматическое устройство для снижения жесткости трансмиссии транспортного средства / С.Е. Сенькевич, Е.Н. Ильченко, В.А. Кравченко, В.В. Дурягина, З.А. Годжаев, И.С. Алексеев; заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный научный агроин-

женерный центр ВИМ» (ФГБНУ ФНАЦ ВИМ). – Заявка № 2020127178/11(047838); Заявл. 13.08.2020; опубл. 21.12.2020, Бюл. № 36.

29. Шеховцов, В.В. Совершенствование автотракторных силовых передач на основе анализа и синтеза их динамических характеристик на этапе проектирования: специальность 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины»: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Шеховцов Виктор Викторович. – Волгоград, 2004. – 47 с.

30. Методы расчета на прочность тракторов и других мобильных машин / С.С. Дмитриченко, З.А. Годжаев, О. А. Русанов [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – № 1. – С. 12–15.

31. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

32. Серенсен, С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность: руководство и справочное пособие / С.В. Серенсен, В.П. Козаев, Р.М. Шнейдерович; под ред. С.В. Серенсена. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.

Сенькевич Сергей Евгеньевич, кандидат технических наук, доцент, заведующий лабораторией, Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, г. Москва, sergej_senkevich@mail.ru

Годжаев Захид Адыгезалович, доктор технических наук, профессор, член-корреспондент РАН, заведующий отделом, Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, г. Москва, fic51@mail.ru

Ильченко Екатерина Николаевна, инженер, Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, г. Москва, il4enkocat@yandex.ru

Алексеев Илья Сергеевич, инженер, Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, г. Москва, dreeddog@mail.ru

Поступила в редакцию 12 июля 2021 г.

DOI: 10.14529/engin210302

INCREASING THE DURABILITY OF POWER TRANSMISSIONS OF MPF BY REDUCING THEIR DYNAMIC LOADING

S.E. Senkevich, sergej_senkevich@mail.ru

Z.A. Godzhaev, fic51@mail.ru

E.N. Ilchenko, il4enkocat@yandex.ru

I.S. Alekseev, dreeddog@mail.ru

Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russian Federation

The purpose of this research is to determine the durability of the tractor structural elements by a computational and experimental method and, based on the results of calculations, determine the change in the loading of the power transmission parts when an elastic-damping mechanism is installed in it.

The obtained results of the calculated and experimental values of the loading of the elements of the power transmission of a serial tractor and a tractor with a EDM show that the durability of an experimental tractor is on average up to 2.5 times greater than the durability of a tractor with a serial power transmission. The increase in durability is explained by a decrease in the load on the parts (the calculations were carried out based on the results of the change in the torque) of the power transmission of the tractor when an elastic-damping mechanism is installed in it. The listed results indicate that the use of EDM in the power transmission of a tractor of traction class 1.4 during operation with the main agricultural machines can significantly reduce the workloads on the elements of the power transmission.

The organization of the article is structured as follows. The section “Introduction” is devoted to the problem of improving the power transmissions of tractors. Various works of domestic

and foreign researchers in the field of improving the performance indicators of tractors are presented. The same section provides additional background information about our previous studies, the background of studies of the elastic-damping mechanism (UDM) installed in the power transmission of a tractor of a small traction class. The section “Materials and Methods” contains a description of the applied method and the sequence of actions for conducting research. Sections “Research Results and Discussions” contain the results of the work done and their discussion, including the interpretation of the data analysis. The section “Conclusion” is a generalization of the main results in which the results of the research are summed up.

Keywords: elastic-damping mechanism, dynamic loading, durability, power transmission.

References

1. Polivaev O.I., Pankov A.V., Ivanov V.P., Zolotykh E.D. [Reduction of Dynamic Loads in The Tractor Transmission]. *Tractors and Agricultural Machinery*, 2011, no. 3, pp. 43–45. (in Russ)
2. Polivaev O.I., Astanin V.K., Babanin N.V. [Reduction of The Dynamic Loading of Mobile Power Facilities from External Influences and an Increase in Their Traction and Dynamic Performance]. *Lesotekhnicheskii zhurnal [Forestry journal]*, 2013, no. 3 (11), pp. 150–156. (in Russ)
3. Babanin N.V., Polivaev O.I. [Experimental Studies on The Smoothness, Performance and Fuel Efficiency of a Machine-Tractor Unit Based on a Class 1.4 Tractor Equipped With a Gas-Hydraulic Elastic Damping Drive]. *Vestnik of Voronezh state agrarian university*, 2015, no. 3, pp. 112–118. (in Russ)
4. Shekhovtsov V.V., Lyashenko M.V., Shevchuk V.P., Pobedin A.V., Sokolov-Dobrev N.S., Shekhovtsov K.V. [Technical Solutions of Elastic-Damping Devices of the Tractor Cab Suspension]. *International Research Journal*, 2013, no. 7-2 (14), pp. 122–124. (in Russ)
5. Nekhoroshev D.A., Nekhoroshev D.D. [Planetary Elastic Coupling in The Transmission of a Class 1.4 Wheel Tractor]. *Achievements of Science and Technology of AIC*, 2009, no. 12, pp. 60–61. (in Russ)
6. Nekhoroshev D.D., Kononov P.V., Popov A.Yu., Nekhoroshev D.A. [Features of Improving the Operation of the Machine-Tractor Unit by Reducing Load Fluctuations]. *Izvestiya NV AUK*, 2019, no. 1 (53), pp. 345–351. (in Russ)
7. Polivaev O.I., Vasilenko V.V. [Increasing the Durability of the Clutch of Tractor Engines]. *Vestnik of Voronezh state agrarian university*, 2012, no.2, pp. 85–86. (in Russ)
8. Polivaev O.I., Vedrinskiy O.S. [Analysis of the Influence of Elastic Damping Wheel Drive on Dynamic Loads in the Transmission of a Tractor During Acceleration]. *Don agrarian science bulletin*, 2014, no. 28, pp. 5–9. (in Russ)
9. Polifke G. Hydrodamp-Hydraulic Torsional Vibration Damper for Tractors. *Proc. Conf. Agricult*, 2016, pp. 69–76.
10. Polifke G. Hydrodamp-Hydraulic Torsional Vibration Damper for Tractors and Construction Machines Design for a Race-Sensitive Drive Train. *Proc. VDI Conf. Couplings Clutch Syst. Drives*, 2017, pp. 443–452.
11. Li B., Sun D., Hu M., Zhou X., Liu J., Wang D. Coordinated Control of Gear Shifting Process with Multiple Clutches for Power-Shift Transmission. *Mech. Mach. Theory*, 2019, vol. 140, pp. 274–291.
12. Kuznetsov N.K., Iov I.A., Iov A.A. Reducing of Dynamic Loads of Excavator Actuators, *Journal of Physics: Conference Series. – IOP Publishing*, 2019, vol. 1, p. 012075. DOI: 10.1088/1742-6596/1210/1/012075
13. Derzhanskiy V.B., Taratorkin A.I., Taratorkin I.A. [Increasing the Durability of Friction Elements of Transmissions of Transport Machines]. *Vestnik Kurganskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2013, no. 2 (29), pp. 53–61. (in Russ)
14. Rynkevich S.A., Tarasik V.P., Shapovalova O.A., Reginya V.V., Kurstak V.I. [Increasing the Durability of the Multi-Plate Clutch of the Hydromechanical Transmission of a Mobile Machine]. *Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta*, 2011, no. 1, pp. 65–74. (in Russ)
15. Polivaev O.I., Vedrinskiy O.S., Derkanosova N.M. [Increasing the Durability of the Tractors Clutch Due to the Elastic-Friction Damper]. *Nauka i obrazovanie v sovremennykh usloviyakh: materialy mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii, Pod obshchey redaktsiey: V.I. Orobinskogo, V.G. Kozlova. Voronezh*, 2016, pp. 226–230. (in Russ)
16. Loy V.N., Germanovich A.O. [Assessment of Vibration Loading of the Operator's Workplace of a Mobile Chipper]. *Trudy BGTU. № 2. Lesnaya i derevoobrabatывayushchaya promyshlennost'*, 2015, no. 2 (175), pp. 3–7. (in Russ)
17. Melikov I. et. al. Traction and Energy Efficiency Tests of Oligomeric Tires for Category 3 Tractors. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2019, vol. 403, p. 012126. DOI: 10.1088/1755-1315/403/1/012126

18. Dygalo V., Lyashenko M., Shekhovtsov V. Formation of basic performance properties of wheeled vehicles in braking mode. *Transportation Research Procedia*: 14, Saint Petersburg, 21–24 October 2020. St. Petersburg, 2020, pp. 130–135. DOI: 10.1016/j.trpro.2020.10.016
19. Shekhovtsov V.V., Sokolov-Dobrev N.S., Lyashenko M.V. Technology of creation of three-dimensional model of tractor transmission in program package “universal mechanism”. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2019, no. 9783319956299, pp. 2017–2025. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_217
20. Fedyanov E.A., Sokolov-Dobrev N.S., Ljashenko M.V. [et al.] Method of determining operation parameters of stand tests of vehicle suspension elements under conditions of ultra-low temperatures. *Journal of Physics: Conference Series*. Tomsk, 2018, p. 032126. DOI: 10.1088/1742-6596/1015/3/032126
21. Shekhovtsov V., Lyashenko M., Potapov P. [et al.] Calculated and experimental tests of dynamic vibration isolators for use in the suspension system of the traction vehicle cabin. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles, MMBC 2019*. Moscow, 2020, p. 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/820/1/012022
22. Ilyushin D., Salykin Ye.A., Shekhovtsov V. [et al.] Special aspects of the test of ATV equipped with the electronic engine management system Continental M3C on a dynamometer test bench. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: Design Technologies for Wheeled and Tracked Vehicles, MMBC 2019*. Moscow, 2020, p. 012011. DOI: 10.1088/1757-899X/820/1/012011
23. Venhovens P.J.T. The Development and Implementation of Adaptive Semi-Active Suspension Control. *Veh. Syst. Dyn.*, 1994, vol. 23, no. 1, pp. 211–235.
24. Chalasani R.M. Ride performance potential of active suspension systems – Part II: Comprehensive Analysis Based On A Full-Car Model. *Am. Soc. Mech. Eng. Appl. Mech. Div. AMD.*, 1986, vol. 80, pp. 205–234.
25. Williams R.A. Electronically controlled automotive suspensions. *Comput. Control Eng. J.*, 1994, vol. 5, no. 3, pp. 143–148.
26. Gohrle C. et al. Design and Vehicle Implementation of Preview Active Suspension Controllers. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, 2014, vol. 22, no. 3, pp. 1135–1142.
27. Kuz'min V.A. *Obosnovaniye parametrov sistemy podressorivaniya kolesnogo sel'skokhozyaystvennogo traktora klassa 4* [Substantiation of the parameters of the suspension system of a wheeled agricultural tractor of class 4]. Moscow, 2018. 22 p.
28. *Avtomaticheskoe ustroystvo dlya snizheniya zhestkosti transmissii transportnog osredstva* [Automatic Device for Reducing the Rigidity of the Transmission of a Vehicle]. Patent RF, no. 2739100, 2020.
29. Shekhovtsov V.V. *Sovershenstvovanie avtotraktornykh silovykh peredach na osnove analiza i sinteza ikh dinamicheskikh kharakteristik na etape proektirovaniya*. [Improvement of Autotractor Power Transmissions on the Basis of Analysis and Synthesis of Their Dynamic Characteristics at the Design Stage. Doct. Diss.] Volgograd, 2004. 332 p.
30. Dmitrichenko S.S., Godzhaev Z.A., Rusanov O.A. et al [Methods for Calculating the Strength of Tractors and Other Mobile Machines]. *Tractors and Agricultural Machinery*, 2001, no. 1, pp. 12–15 (in Russ.)
31. Birger I.A., Shor B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detaley mashin* [Strength calculation of machine parts]. Moscow, 1979. 702 p.
32. Serensen S.V., Kogaev V.P., Shneyderovich P.M. *Nesushchaya sposobnost' i raschet detaley mashin na prochnost'* [Carrying capacity and calculation of machine parts for strength]. Moscow, 1975. 488 p.

Received 12 July 2021

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Повышение долговечности силовых передач МЭС за счет снижения их динамической нагруженности / С.Е. Сенькевич, З.А. Годжаев, Е.Н. Ильченко, И.С. Алексеев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 3. – С. 22–33. DOI: 10.14529/engin210302

FOR CITATION

Senkevich S.E., Godzhaev Z.A., Ilchenko E.N., Alekseev I.S. Increasing the Durability of Power Transmissions of MPF by Reducing their Dynamic Loading. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2021, vol. 21, no. 3, pp. 22–33. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin210302