

ПОТРЕБИТЕЛЬСКИЕ СВОЙСТВА КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ СЕМЕЙСТВА «БЕЛАРУС»

*Докт. техн. наук ГУСЬКОВ В. В.¹⁾, канд. экон. наук ПАВЛОВА В. В.¹⁾, канд. техн. наук РАВИНО В. В.¹⁾,
РАДЧЕНКО П. В.¹⁾, канд. техн. наук ГУСЬКОВ А. В.²⁾*

¹⁾Белорусский национальный технический университет,

²⁾ОАО «МАЗ»

Колесные тракторы эксплуатируются в различных погодно-климатических и природных условиях. Требования, предъявляемые к ним, весьма разнообразны и противоречивы. Для удовлетворения этих требований необходимо наличие ряда эксплуатационных свойств, характеризующих в комплексе эффективность, комфортность, безопасность и экономичность трактора вместе с агрегируемой машиной или орудием, в дальнейшем именуемым как машинно-тракторный агрегат (МТА). Комплекс эксплуатационных свойств называется «Потребительские свойства машины» и в соответствии с СТБ 1218–2000 определяется как совокупность технических, эстетических и других свойств продукции, создающей полезный эффект и привлекательность для потребления.

Потребительские свойства продукции оцениваются рядом комплексных и единичных показателей [1]. Показатель потребительских свойств может оцениваться: в сравнении с показателями трактора, принятого в качестве аналога; расчетным путем; статистическими методами; по результатам сравнительных испытаний.

При этом источниками информации могут быть: международные и национальные стандарты, а также другие нормативные документы с требованиями к тракторам и сельскохозяйственной технике; справки маркетинг-центров заводов и других организаций о состоянии и тенденциях развития рынка; каталоги и проспекты ведущих фирм, периодические издания; отчеты специалистов заводов или других организаций, в том числе НИИ, вузов, о посещении

международных выставок и ярмарок; протоколы испытаний; патенты на изобретения, свидетельства на промышленные образцы; аналитические обзоры статей в технической литературе и научные публикации, посвященные теории, проектированию и расчету тракторов; карты технического уровня и качества; результаты анкетирования потребителей и специалистов и др.

Особо следует отметить источники [2, 3], в которых приводятся сведения и результаты расчетов по оптимизации потребительских свойств и системообразующих параметров колесных тракторов, основанные на исследованиях проблем тракторостроения в рамках заданий Государственной научно-технической программы «Белавтотракторостроение» за 1995–2005 гг., в которой авторы принимали непосредственное участие.

Существуют различные классификации потребительских свойств продукции, каждая из которых может отражать различные аспекты исследуемой проблемы. Общетехнические потребительские свойства связаны в основном с обеспечением удобства работы и обслуживания, санитарно-гигиенических условий и условий безопасности работы водителя. Они оцениваются следующими показателями: предельным уровнем шума, вибрации, запыленности, загазованности и микроклиматом в кабине; легкостью обслуживания, готовностью к работе и т. д.

Безопасность работы водителя оценивается предельными углами статической и динамиче-

ской устойчивости, критическими скоростями движения, тормозными качествами и противопожарной безопасностью (наличием искрогасителей, огнетушителей и др.).

По одной из наиболее распространенных классификаций [4] потребительские свойства трактора условно можно разделить на три группы:

1) характеризующие приспособленность трактора к выполнению технологических требований, вытекающих из условий работы, или технологические (агротехнические);

2) определяющие производительность и экономичность работы агрегата, или технико-экономические;

3) обеспечивающие комфорт водителя и его безопасность, или общетехнические.

Технологические (агротехнические) потребительские свойства представляют собой ряд свойств, связанных в основном с проходимостью и маневренностью трактора. В качестве показателей для определения проходимости используют давление на грунт, буксование, агротехнический и дорожный просвет, тип и конструктивные особенности движителя, габаритную высоту и ширину машины.

Технико-экономические потребительские свойства определяются в основном производительностью и экономичностью трактора. Производительность трактора характеризуется объемом выполненной работы за единицу времени при соблюдении заданных условий технологического процесса и может определяться, например, размером обработанной площади, массой перевозимого груза за единицу времени и др. В соответствии с этим производительность оценивается такими показателями, как мощность двигателя, запас крутящего момента и коэффициента приспособляемости, диапазон тяговых усилий и скоростей движения, тип навесного устройства и вала отбора мощности и т. д.

Экономичность трактора определяется себестоимостью выполненных работ и зависит от: расхода топлива, смазочных материалов и их стоимости, затрат на заработную плату водителей, расходов на техническое обслуживание и ремонт, размеров отчислений на амортизацию и т. д. В теории трактора [4] рассмат-

риваются в основном вопросы топливной экономичности агрегата и ее зависимости от расхода топлива при различных эксплуатационных режимах, от потерь, возникающих при движении машины, подбора диапазонов и количества передач, других конструктивных и эксплуатационных показателей.

Существует и другая классификация потребительских свойств машины [5]. В качестве классификационного признака приняты свойства машин, преимущественно характеризующие те или иные показатели этих свойств (табл. 1).

Перечисленные в табл. 1 потребительские свойства машины в большей или меньшей мере взаимосвязаны, поэтому правильнее говорить о преимущественном влиянии той или иной группы свойств на определенные факторы. Наиболее тесная связь имеет место между свойствами технологичности конструкции и ресурсоемкости машины. Технологичность конструкции характеризует свойства, определяющие приспособленность конструкции к достижению оптимальных (наименьших) затрат ресурсов при производстве, эксплуатации и ремонте машин. Иными словами, технологичность определяет возможность снижения затрат до оптимального уровня. Ресурсоемкость машины характеризует свойство, определяющее фактическое количество ресурсов, вложенных при изготовлении, эксплуатации, ремонте и использовании машины. Такие показатели, как унификация, универсализация, приспособленность к техническому обслуживанию и ремонту, транспортабельность, относятся только к свойствам технологичности конструкции.

Существует тесная связь между свойствами, характеризующими технический эффект, безопасность и надежность машин. Рациональность формы, отражающая свойства технической эстетики, связана с эргономической обусловленностью машин (неслучайно ряд видных специалистов в области проектирования, например Дж. К. Джонс [5], взаимоувязывают художественное и эргономическое проектирование техники) (рис. 1).

Свойства, характеризующие экономическую эффективность машины, по существу, являются производными от остальных потребительских свойств техники.

Классификация потребительских свойств

№ п/п	Классификационный признак	Примеры показателей, определяющих потребительские свойства машин
1	Свойства, характеризующие: техническую эффективность	Производительность; пропускная способность; интенсивность рабочего процесса; точность выполнения рабочего процесса
2	безопасность машины	Напряженность электрического магнитного поля; вибрации и шум на рабочем месте оператора; механические, радиационные и иные воздействия на окружающую среду
3	надежность машины	Средняя наработка на отказ; вероятность безотказной работы; средний ресурс (срок службы); среднее время восстановления работоспособного состояния
4	технологичность конструкции	Показатели (конструктивные параметры), определяющие приспособленность конструкции к использованию по назначению, техническому обслуживанию и ремонту: конструктивные параметры, определяющие транспортабельность конструкции (использование веса, габаритов и др.); унификации конструкции
5	ресурсоемкость машины	Средняя или удельная оперативная трудоемкость технического обслуживания и ремонта; удельная материалоемкость машины; удельная энергоемкость машины
6	человеко-машинную систему (эргономичность машины)	Антропометрические (соответствие размерам и форме оператора); гигиенические (освещенность, состав воздуха); физиологические (соответствие силовым и иным физиологическим возможностям человека); психологические (соответствие возможностям восприятия информации)
7	техническую эстетичность машины	Художественная выразительность (образная или декоративная); рациональность формы (соответствие формы назначению изделия); целостность композиции (соподчиненность целого и частей); совершенство производственного исполнения (чистота выполнения контуров и сопряжений)
8	экономическую эффективность машины или производства новой техники	Приведенные затраты; прибыль; срок окупаемости капитальных вложений; интегральный показатель качества техники

СХЕМА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ

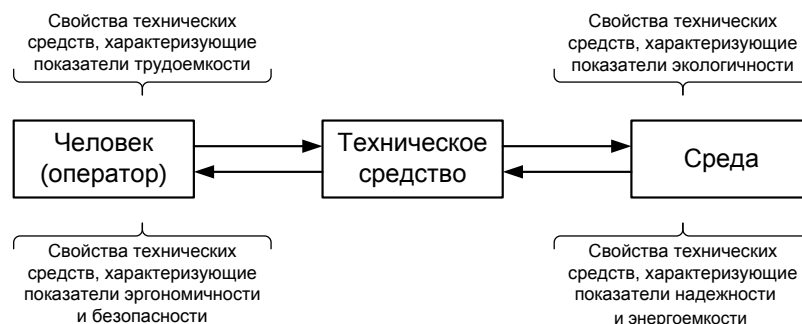


Рис. 1. Отдельные потребительские свойства в системе «человек – техническое средство – среда»

Существует и еще одна классификация потребительских свойств, разработанная в Головном конструкторском бюро по пропашным тракторам ПО «Минский тракторный завод», по которой все потребительские свойства разделены на 17 групп, оцениваемых в долях единицы [6]. Согласно этой классификации, показатели потребительских свойств для отдельных характеристик раздела вычисляются по формуле

$$K_{\text{ПСО}}^i = \frac{\Pi_{\text{со}}^T}{\Pi_{\text{са}}^T}, \quad (1)$$

где $\Pi_{\text{со}}^T$, $\Pi_{\text{са}}^T$ – соответственно численные значения показателей потребительских свойств оцениваемой модели и аналога.

Примерный перечень потребительских свойств колесных тракторов приведен в табл. 1 и дополняется из карт технического уровня, требований потребителя, технического задания, сравнительных испытаний и других источников. Здесь же приводятся ориентировочные значения их весомости для отдельных показателей разделов α_i и β_i .

Весомость показателя в группе оцениваемых показателей α_i назначается руководителем проекта на основе анализа потребительских свойств в соответствии с технико-экономическим обоснованием (ТЭО) на проектируемый трактор. Сумма показателей $\alpha_i = 1,0$. Весомость показателя в группе оцениваемых показателей β_i назначается руководителем проекта в зависимости от значимости этой характеристики для потребительских свойств оцениваемого трактора, при этом сумма $\beta_i = 1,0$.

При невозможности численной оценки показателя (например, дизайн, удобство управления, наличие системы диагностики и др.), а также отсутствии его численных значений величина $K_{\text{ПСО}}^i$ выбирается из табл. 2.

Показатель потребительских свойств по разделу рассчитывают по формуле

$$K_{\text{ПСР}}^i = \sum \alpha_i K_{\text{ПСО}}^i, \quad (2)$$

где α_i – коэффициент весомости показателя в оцениваемом разделе, назначаемый начальником КБ, специалистом или руководителем проекта в зависимости от важности показате-

ля для потребительских свойств оцениваемого трактора.

Таблица 2

Значения $K_{\text{ПСО}}^i$ при качественной оценке показателя

Оценка показателя	Принимаемое значение $K_{\text{ПСО}}^i$
Значительно лучше (на 25 % и более)	2,0
Лучше (от 0 до 25 %)	1,5
Одинаковы	1,0
Хуже (от 0 до 25 %)	0,5
Значительно хуже (на 25 % и более)	0

Показатель потребительских свойств по трактору рассчитывают по формуле

$$K_{\text{ПС}}^i = \sum \beta_i K_{\text{ПСР}}^i, \quad (3)$$

где β_i – коэффициент весомости показателей раздела в оцениваемом тракторе, назначаемый руководителем проекта или экспертной комиссией специалистов в зависимости от важности показателей раздела для потребительских свойств оцениваемого трактора.

Расчет среднего показателя потребительских свойств для оценки показателя качества процесса (СТП СМК 110-7.3.0) [7] производится по выражению

$$K_{\text{ПС}}^c = \frac{\sum K_{\text{ПС}}}{n}, \quad (4)$$

где $K_{\text{ПС}}$ – показатель потребительских свойств для каждого трактора, принятого для расчета; n – количество тракторов, принятых для расчета.

Ниже приведен пример расчета показателя потребительских свойств $K_{\text{ПСР}}^4$ по разделу 4 «Надежность» [8] для садоводческого трактора «Беларус-921» по сравнению с трактором New Holland TN 90 F. Расчет производили по (1).

Надежность (наработка на отказ). Данные получены из отчета по испытаниям Молдавской машинно-испытательной станции (МИС) (Кишинев) № 4-2004 [8]. Нарботка на отказ составила: для садоводческого трактора «Беларус-921» 1050 ч, для New Holland TN 90 F – 1220 ч:

$$K_{\text{ПСО}}^{4.1} = \frac{1050}{1220} = 0,86.$$

Ресурс основных узлов (наработка до сложного ремонта). Данные получены из отче-

та по испытаниям Молдавской МИС (Кишинев) № 4-2004 [8]. Ресурс основных узлов для садоводческого трактора «Беларус-921» составил 12000 ч, для New Holland TN 90 F – 10000 ч:

$$K_{\text{ПСО}}^{4.2} = \frac{12000}{10000} = 1,20.$$

Трудоемкость технического обслуживания. Данные получены из отчета по испытаниям Молдавской МИС (Кишинев) № 4-2004 [8]. Трудоемкость технического обслуживания за 1000 ч работы для садоводческого трактора «Беларус-921» составила 17,8 чел.-ч, для New Holland TN 90 F – 17,5 чел.-ч:

$$K_{\text{ПСО}}^{4.3} = \frac{17,5}{17,8} = 0,98.$$

По результатам опроса персонала, производившего ремонт тракторов на Молдавской МИС (Кишинев), выявлено, что приспособленность к ремонту садоводческого трактора «Беларус-921» лучше, чем трактора New Holland TN 90 F. В соответствии с табл. 2 принимаем значение показателя потребительских свойств $K_{\text{ПСО}}^{4.4} = 1,50$.

Наличие средств диагностики технического состояния. По данным проспектов, на садоводческом тракторе «Беларус-921» количество средств диагностики технического состояния оказалось значительно меньше (на 30 %), чем на тракторе New Holland TN 90 F. Согласно табл. 2, это соответствует оценке показателя «значительно хуже». Следовательно, принимаем значение показателя потребительских свойств $K_{\text{ПСО}}^{4.5} = 0$.

Значение показателя потребительских свойств $K_{\text{ПСР}}^{4.4}$ по разделу 4 «Надежность» [8] с учетом весомостей показателей (табл. 2) для садоводческого трактора «Беларус-921» по сравнению с трактором New Holland TN 90 F, рассчитанное по (2), составит

$$K_{\text{ПСР}}^4 = \alpha_{4.1} K_{\text{ПС}}^{4.1} + \alpha_{4.2} K_{\text{ПС}}^{4.2} + \alpha_{4.3} K_{\text{ПС}}^{4.3} + \alpha_{4.4} K_{\text{ПС}}^{4.4} + \alpha_{4.5} K_{\text{ПС}}^{4.5} = 0,28 \cdot 0,86 + 0,25 \cdot 1,20 + 0,22 \cdot 0,98 + 0,16 \cdot 1,50 + 0,09 \cdot 0 = 0,99.$$

Долю показателя потребительских свойств $K_{\text{ПС}}$ с учетом весомости β_i (табл. 2) по разделу 4 [8] рассчитывали по формуле (3)

$$K_{\text{ПС}}^4 = \beta_i K_{\text{ПСР}}^i = 0,06 \cdot 0,99 = 0,059.$$

Аналогичные расчеты проводили и по другим разделам. Наряду с изложенным следует отметить противоречивость потребительских свойств.

Задачи повышения технического уровня машин следует решать на стадии проектирования, так как только в этом случае возможны всестороннее рассмотрение различных вариантов конструкций и выбор решений, которые наилучшим образом удовлетворяют поставленным требованиям.

Как правило, выбор оптимальных технических решений связан с необходимостью проработки различных альтернативных вариантов и с выполнением соответствующих расчетов. В этом основная особенность современных проектно-конструкторских задач, в чем и выражена их сложность. Последняя обусловлена не только необходимостью перебора большого числа вариантов, но и тем, что такие задачи по своему математическому содержанию являются многокритериальными с противоречивыми целевыми функциями. Для решения указанных задач необходимо обоснованное определение допустимого множества решений и допустимых пределов изменения параметров.

Противоречивыми, например, являются требования прочности и легкости изделия, выполнение которых связано не только с выбором материалов, обладающих высокой прочностью и малой плотностью, но и с применением более совершенных методов расчета нагружения деталей машины и определением возникающих в них напряжений. Известно, что долговечность работы муфт сцепления в трансмиссиях машин зависит от количества выделяемого тепла при их включении: чем больше время включения, тем больше выделяется теплоты и тем меньше срок службы муфты. Поэтому, с точки зрения долговечности фрикционных, желательно, чтобы время их включения было минимальным. Однако это вызывает повышенные динамические нагрузки в приводе машины и ухудшает условия работы оператора. Отсюда возникает задача, связанная с выбором материала для рабочих элементов муфт сцепления и рациональных конструкций самих муфт и привода машины в целом.

Обычно используемые при прочностных расчетах простые арифметические формулы сводят вычисление напряжений лишь к грубым оценкам (за исключением деталей, имеющих простые геометрические формы). Это вызывает необходимость расширить математическое исследование конструктивной схемы и там, где это возможно, использовать не только область упругих деформаций металла, но и зону пластичности, лежащую выше предела текучести, но ниже предела прочности. Получить более точную и полную картину напряжений в конструкции, имеющей сложную пространственную геометрию и переменные сечения элементов, позволяет метод конечных элементов. Применение его открывает возможности расчета нелинейного деформирования конструкций, подвергающихся действию ударных нагрузок.

При проектировании систем пассивной безопасности колесных и гусеничных машин, предназначенных для защиты операторов при опрокидывании машины или от падающих на кабину предметов, конструктор также сталкивается с противоречивыми требованиями. С одной стороны, защитные конструкции должны обладать достаточной жесткостью, чтобы при ударе кабины машины об основание деформированные элементы кабины не травмировали оператора, а с другой – конструкция защитного устройства не должна быть слишком жесткой, чтобы часть энергии удара могла быть поглощена за счет деформации элементов защитного устройства. В настоящее время разработаны весьма эффективные методы расчета систем пассивной безопасности, например автомобилей и тракторов, а также методы их экспериментального исследования, позволяющие выбрать рациональные конструкторские решения защитных конструкций.

С альтернативными категориями встречаются также при оценке влияния отдельных параметров на управляемость и путевую устойчивость колесных и гусеничных машин. Если при прямолинейном движении, с точки зрения управляемости и путевой устойчивости, преимущество имеют длиннобазные машины, обеспечивающие в этом случае наименьшие затраты на управление машиной и наилучшую устойчивость, то при движении на поворотах

предпочтение следует отдать короткобазным машинам.

Сложные научные и инженерные проблемы возникают при выборе рациональных схем подвесок мостов колесных тракторов и некоторых других типов машин. Включение в ходовую часть машин рессорных подвесок позволяет повысить плавность хода машины и снизить динамические нагрузки, воспринимаемые несущей рамой машины и оператором, но при этом резко ухудшается устойчивость машины против опрокидывания, особенно при выполнении рабочих операций, например при механизации горного земледелия или выполнении грузоподъемных или монтажных работ самоходными кранами.

Наконец, потребителю продукции нередко приходится выбирать между ее ценой и качеством. В практике международной торговли потребитель (покупатель) часто останавливает свой выбор на продукции, которая оказывается приемлемой по качеству или по каким-то определяющим свойствам и по сравнению с другой предлагаемой продукцией того же назначения продается по меньшей цене.

С точки зрения числа характеризующих свойств, различают следующие виды показателей:

- единичные, характеризующие какое-либо одно свойство машины (интенсивность разгона трактора, номинальное крюковое усилие, агрегируемость, максимальную скорость движения, мощность двигателя);
- комплексные, характеризующие определенную совокупность взаимосвязанных свойств (производительность, надежность, ресурсоёмкость);
- интегральные, характеризующие совокупность свойств, которые определяют качество машины в целом с позиций ее народно-хозяйственной эффективности (показатели, определяющие экономическую эффективность машины).

Отмеченные выше потребительские свойства являются общими для всех типов тягово-транспортных систем. Поскольку эти свойства проявляются в основном в условиях эксплуатации, их называют также эксплуатационными. Для каждого типа машин, скажем для автомобилей, тракторов, принята определенная но-

менклатура эксплуатационных свойств и характеризующих их показателей, взаимосвязанных с соответствующими общими потребительскими свойствами машинной техники.

ВЫВОДЫ

1. Потребительские свойства и их показатели на стадии проектирования определяются выбранными системообразующими параметрами трактора, такими, например, как мощность двигателя, номинальное тяговое усилие (класс трактора), сцепная и конструктивная масса, диапазон скоростей, грузоподъемность навесных систем, тип движителя и т. д.

2. При определении указанных параметров проектируемого трактора используются различные методы. На Минском тракторном заводе совместно с учеными Белорусского национального технического университета (при непосредственном участии авторов) разработан оригинальный системный метод определения параметров проектируемого трактора, который был использован при создании семейства тракторов «Беларус» в рамках заданий Государственной научно-технической программы «Белавтотракторостроение» за 1995–2005 гг.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуськов, А. В. Оптимизация тягово-сцепных качеств тракторных шин / А. В. Гуськов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. – № 7. – С. 14–17.
2. Беккер, М. Г. Введение в теорию систем местность–машина / М. Г. Беккер; пер. с англ. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973. – 376 с.
3. Гуськов, В. В. Оптимизация параметров сельскохозяйственных тракторов / В. В. Гуськов. – М.: Машиностроение, 1996. – 196 с.
4. Гуськов, В. В. Тракторы: теория / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев; под ред. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
5. Ксенович, И. П. Техно-экономические основы проектирования машин и процессов / И. П. Ксенович, В. А. Гоберман, Л. А. Гоберман; под ред. И. П. Ксеновича. – М.: Машиностроение, 2003. – Т. 3. – 775 с.
6. Пуховой, А. А. Основные положения и практическая реализация создания типоразмерного ряда тракторов «Беларус» / А. А. Пуховой. – Минск: ПО «МТЗ», 2006. – 340 с.
7. Гуськов, А. В. Потенциальная и тяговая характеристики колесных тракторов с отбором мощности через ВОМ / А. В. Гуськов // Приводная техника. – 2000. – № 1. – С. 12–16.
8. Отчет по испытаниям садоводческого трактора «Беларус-921» / Молдавская государственная машинно-испытательная станция № 4. – Кишинев, 2004. – 36 с.

Поступила 22.02.2008

УДК 621.831:539.4

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ПЕРЕДАЧ МНОГОПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ТРАНСМИССИЙ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС»

Инж. СУПИН В. В.

Белорусский национальный технический университет

Проектирование трансмиссий не может осуществляться на высоком техническом уровне без совершенствования существующих и создания новых методов исследования напряженного состояния зубчатых колес. Совершенствование методов расчета является важным условием повышения нагрузочной способности

зубчатых передач, снижения их материалоемкости и стоимости. Исследования автора направлены на разработку метода граничных элементов к определению напряжений при изгибе зубьев цилиндрических прямозубых колес и выбор рациональных конструктивных параметров профилей зубьев путем

сравнительного анализа их напряженного состояния.

Поиск возможных резервов повышения нагрузочной способности силовых передач тракторов без изменения геометрии корпусных деталей и скоростного ряда привел к созданию зубчатых передач многопарного зацепления. Актуальной является задача проектирования нового типоразмерного ряда конкурентоспособных трансмиссий тракторов «Беларус», обладающих повышенным ресурсом и пониженным уровнем шума, без увеличения их габаритов на основе применения зубчатых передач с многопарным зацеплением.

Представление о несущей способности эвольвентных зубчатых передач долгое время ограничивалось исследованиями передач, в основу которых положен стандартный исходный контур по ГОСТ 13755–81. Как известно, исходный контур определяет конфигурацию зубьев и тем самым устанавливает номинальный уровень несущей способности зубчатой передачи. Применяемые в настоящее время зубчатые зацепления со стандартным исходным контуром не позволяют без увеличения габаритов передачи повысить прочностные и качественные показатели, снизить уровень шума. Применение передач с нестандартным профилем зуба выявило недостаточность известных методик по расчету напряжений в зубьях. Существующие теоретические методы расчета зубчатых передач связаны с трудностями построения отображающих функций (метод конформного отображения) или требуют дополнительных исследований сходимости на различных топологических множествах (метод конечных элементов). Экспериментальные исследования являются заключительным этапом проверки приемлемого теоретического варианта и не обладают достаточной обобщенностью. В связи с этим повышение нагрузочной способности зубчатых передач в большинстве случаев осуществляется за счет увеличения их габаритов.

Расчет напряжений в зубьях при изгибе для цилиндрических зубчатых передач выполнен в рамках плоской задачи теории упругости посредством метода граничных элементов, называемого также методом граничных интегральных уравнений. Метод состоит в сведении

краевой задачи для дифференциальных уравнений теории упругости с учетом граничных условий к интегральному уравнению по границе области. Вместо функций, заданных в двумерной области, вводят функции, заданные на контуре, что позволяет понизить размерность задачи на единицу, выиграв в подготовке исходной информации, объеме используемой памяти и времени вычислений.

Интегральное уравнение Фредгольма второго рода плоской задачи теории упругости имеет вид

$$\begin{aligned} \Phi(t_0) - \frac{1}{\pi i} \int_L A(t, t_0) \operatorname{Re} \frac{\Phi(t) dt}{t - t_0} = \\ = \frac{1}{2} p(t_0) + \frac{1}{2\pi i} \frac{d\bar{t}_0}{dt_0} \int_L \frac{p(t) dt}{\bar{t} - \bar{t}_0}, \end{aligned} \quad (1)$$

$$A(t, t_0) = 1 - \frac{d\bar{t}_0}{dt_0} \frac{t - t_0}{\bar{t} - \bar{t}_0},$$

где $t = x + iy$, $\bar{t} = x - iy$ – комплексные и комплексно-сопряженные координаты точек граничной кривой; $dt = ie^{i\beta} ds$, $d\bar{t} = -ie^{-i\beta} ds$ – дифференциалы переменных t и $\bar{t}$ соответственно (β – угол наклона нормали в точке t по отношению к оси x , ds – дифференциал длины кривой); t_0 – выделенная (нулевая) точка интегрального уравнения.

В целом интегральное уравнение представляет собой бесконечную систему равенств с каждой точкой контура области в качестве нулевой. Искомая функция $\Phi(t)$ в действительной части $\operatorname{Re} \Phi(t) = 1/4\sigma$ представляет собой сумму напряжения растяжения-сжатия σ_s у поверхности и нормальной составляющей p_n внешней нагрузки (которая относится к исходным данным).

В расчетной схеме (рис. 1) использована двумерная модель в виде зуба, выступающего на полуплоскости под действием сосредоточенной силы.

Интеграл берется по границе L области. Замена интеграла конечной суммой по квадратурной формуле Гаусса сводит интегральное уравнение к системе линейных алгебраических уравнений. В правой части формулы (1) представлена внешняя нагрузка на границе области

$p(t) = p_n + ip_s$, где p_n и p_s – нормальные и касательные внешние напряжения.

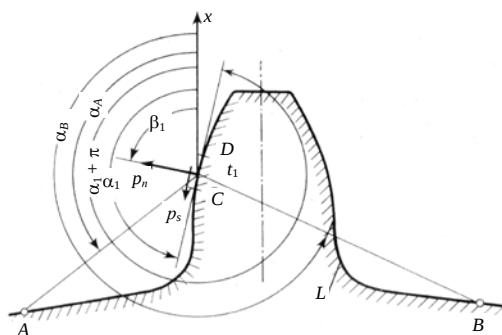


Рис. 1. Расчетная схема

В нулевой точке подынтегральная функция левой части уравнения (1) содержит неопределенность. Ее раскрытие, выполненное с использованием правила Лопиталья, приводит к конечному результату

$$\lim_{t \rightarrow t_0} A(t, t_0) \operatorname{Re} \frac{\Phi(t) dt}{t - t_0} = -ik_0 ds \operatorname{Re} \Phi(t_0), \quad (2)$$

где $k_0 = d\beta/ds$ – кривизна в нулевой точке.

Таким образом, левая часть (1) не содержит особенности в нулевой точке, и уравнение является регулярным, т. е. интегральным уравнением Фредгольма второго рода. Решение последнего уравнения непосредственно определяет напряжение у поверхности зуба.

Развитие метода граничных элементов и создание комплекса программ позволили определить напряжения при изгибе зубьев различных исходных контуров (нестандартного симметричного, несимметричного и др.). Выбранное количество и размещение узловых точек на контуре зуба обеспечивают точность определения максимального напряжения в пределах одного процента, что существенно выше, чем можно получить методом конечных элементов.

Основные расчетные зависимости для определения контактной прочности активных поверхностей зубьев и прочности зубьев при изгибе приняты по стандартным методикам ГОСТ 21354–87, ISO 6336–2006 с учетом новых значений коэффициентов, учитывающих многопарное зацепление.

В расчетной практике для зубьев колес, подверженных воздействию знакопеременных напряжений, используется коэффициент асимметрии цикла $R = \sigma_c/\sigma_p$, равный от-

ношению максимальных напряжений на сжатой и растянутой переходных поверхностях зуба. Относительный градиент первого главного напряжения $\bar{G}$ применяется для определения пределов выносливости материала зубчатых колес. Метод конечных элементов в данном случае неэффективен, так как фиксированная степень аппроксимации напряжений в конечных элементах не позволяет с необходимой точностью вычислить значения производных от напряжений даже при сильном измельчении сетки к границе поверхности.

Определение методом граничных элементов зависимостей коэффициента формы и концентрации напряжений Y_{FS} , а также R и $\bar{G}$ от числа зубьев и коэффициентов смещения выполнено для стандартного исходного контура и для контуров с профильными углами: $\alpha = 14^\circ 30'$ ($17^\circ 30'$, 20° , 25° , 28°) при коэффициенте высоты головки зуба $h_a^* = 1,0^\circ$; $\alpha = 28^\circ$ при $h_a^* = 0,90$ и $\alpha = 20^\circ$ при $h_a^* = 1,25$. Полученные зависимости способствуют обоснованному выбору геометрии зацепления, уточняют и дополняют сведения о напряженном состоянии цилиндрических прямозубых колес при изгибе.

На рис. 2 представлены графики Y_{FS} , полученные методом граничных элементов и методом конформного отображения (ГОСТ 21354–87) при угле профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициенте высоты головки зуба $h_a^* = 1,00$; коэффициенте радиального зазора $c^* = 0,25$ и коэффициенте радиуса кривизны переходной кривой $\rho_f^* = 0,38$.

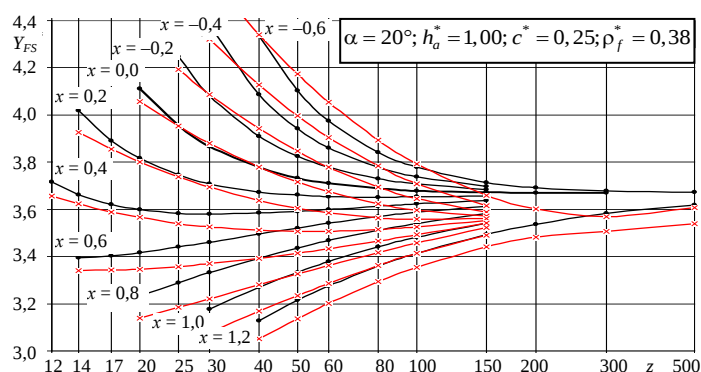


Рис. 2. Зависимости коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} от числа зубьев z и коэффициентов смещения x :
—•— метод граничных элементов;
—×— метод конформного отображения

На рис. 3 показаны графики Y_{FS} для колес с параметрами различных исходных контуров, которые позволяют выполнить сравнительный анализ напряженного состояния зубьев, нарезанных фрезами с различными исходными контурами.

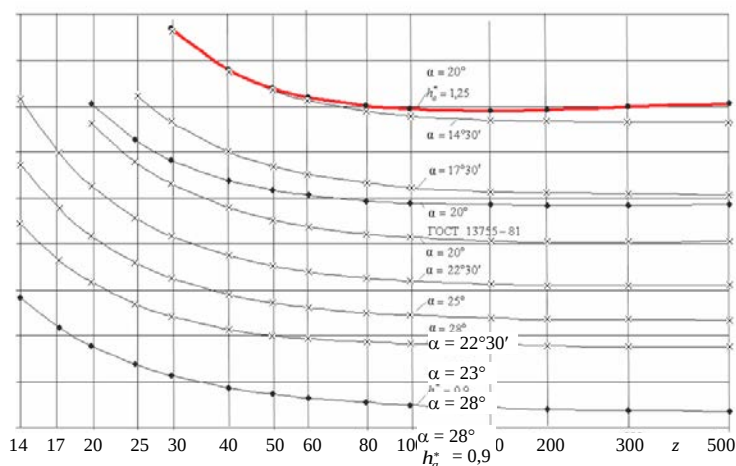


Рис. 3. Зависимости коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} от угла профиля исходного контура α , коэффициента высоты головки h_a^* и числа зубьев z при коэффициенте смещения $x = 0$

Посредством полиномиальной аппроксимации получены зависимости коэффициента Y_{FS} для зубчатых колес различных исходных контуров (табл. 1), которые включены в программный комплекс расчета и автоматизированного проектирования трансмиссий [1]. Погрешность аппроксимирующих зависимостей табл. 1 не превышает 5 %.

Таблица 1

Аппроксимирующие зависимости Y_{FS} колес различных исходных контуров

№ п/п	α	h_a^*	c^*	ρ_f^*	Y_{FS}
1	14°30'	1,00	0,408	0,544	$Y_{FS} = 3,96 + 11,89/z - 27,47x/z - 0,015x^2$
2	17°30'	1,00	0,345	0,493	$Y_{FS} = 3,62 + 13,12/z - 27,38x/z + 0,028x^2$
3	20°	1,00	0,250	0,380	$Y_{FS} = 3,57 + 10,46/z - 23,36x/z + 0,038x^2$
4	20°	1,25	0,230	0,352	$Y_{FS} = 3,91 + 15,89/z - 30,69x/z + 0,29x^2$
5	25°	1,00	0,203	0,352	$Y_{FS} = 3,08 + 9,85/z - 20,76x/z + 0,049x^2$
6	28°	0,90	0,184	0,347	$Y_{FS} = 2,70 + 8,32/z - 19,19x/z + 0,063x^2$

Для получения зубчатых передач с коэффициентом торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha > 2$ требуются зацепление с меньшими углами и модулями и/или большей высотой зубьев, а также изготовление зубчатых колес с более высокой точностью. Реализация двухпарного зацепления в передаче возможна в том случае, если погрешность изготовления колес будет меньше

упругой деформации зубьев [2, 3]. Поскольку передаваемая нагрузка разделяется на два зуба, повышаются нагрузочная способность и плавность работы зацепления, снижается уровень шума.

Синтез передач осуществлялся выбором рациональных параметров зацепления прямозубых колес: меньшим модулем, большей высотой зуба (при отсутствии подрезания ножки зуба, интерференции и заострения вершины) и удовлетворением требованиям прочностной выносливости [4–7]. Коэффициенты смещения шестерни и колеса подобраны с учетом выравнивания удельных скольжений на ножках зубьев. Параметры скругления вершины зуба производящей рейки выбраны таким образом, чтобы переходная кривая зуба являлась наименьшим концентратором напряжений, т. е. с полностью скругленной впадиной.

Многопарность зацепления зубчатых передач достигнута за счет высотно-профильной модификации зубьев с параметрами исходного контура: угол профиля $\alpha = 20^\circ$, коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1,250$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,230$; коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $\rho_f^* = 0,352$.

Особенности многопарного зацепления учтены через коэффициент формы зуба, концентрации напряжений Y_{FS} и коэффициенты распределения нагрузки между двумя парами зубьев $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$. В цилиндрических передачах с коэффициентом торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha < 2$ нагрузочная способность в большинстве случаев определяется зоной однопарного контакта, и на одну пару передается 100 % нагрузки. В передачах с $\varepsilon_\alpha > 2$ передаваемая нагрузка распределяется попеременно между двумя и

тремя парами зубьев, находящихся в зацеплении. Нагрузка на одну пару составляет в зависимости от жесткости зацепления приблизительно 63 % от общей передаваемой нагрузки. При движении зубьев на входе в зацепление и выходе из него в зависимости от характера деформаций зубьев и распределения погрешностей могут возникать пики контактных напряжений, которые устраняются профильной модификацией.

Применение передач многопарного зацепления в трансмиссиях тракторов обеспечило снижение напряжений в зубчатых зацеплениях: изгибных – на 27–45 %, контактных – на 29–35 % по сравнению с серийными (рис. 4, 5).

Выполнены детальные исследования в области виброакустической активности силовой

передачи трактора [8], в ходе которых установлено, как влияют на виброактивность зубьев следующие геометро-кинематические параметры: коэффициент перекрытия, положение линии и полюса зацепления, угол зацепления, число зубьев колес и закон изменения нормальной силы при пересопряжении зубьев. Предложенные качественные показатели виброактивности зацепления, характеризующие периодические возмущающие силы и вращающий момент, зависят от: геометрии зацепления, закона распределения сил при многопарном контакте зубьев, коэффициента трения между зубьями. Следовательно, уже на этапе геометрического синтеза передачи стало возможным оценить и получить минимально возможную виброактивность, обусловленную трением зубьев.

Рис. 4. Максимальные изгибные напряжения в зубчатых парах серийной ($\epsilon_a < 2$) и опытной ($\epsilon_a > 2$)

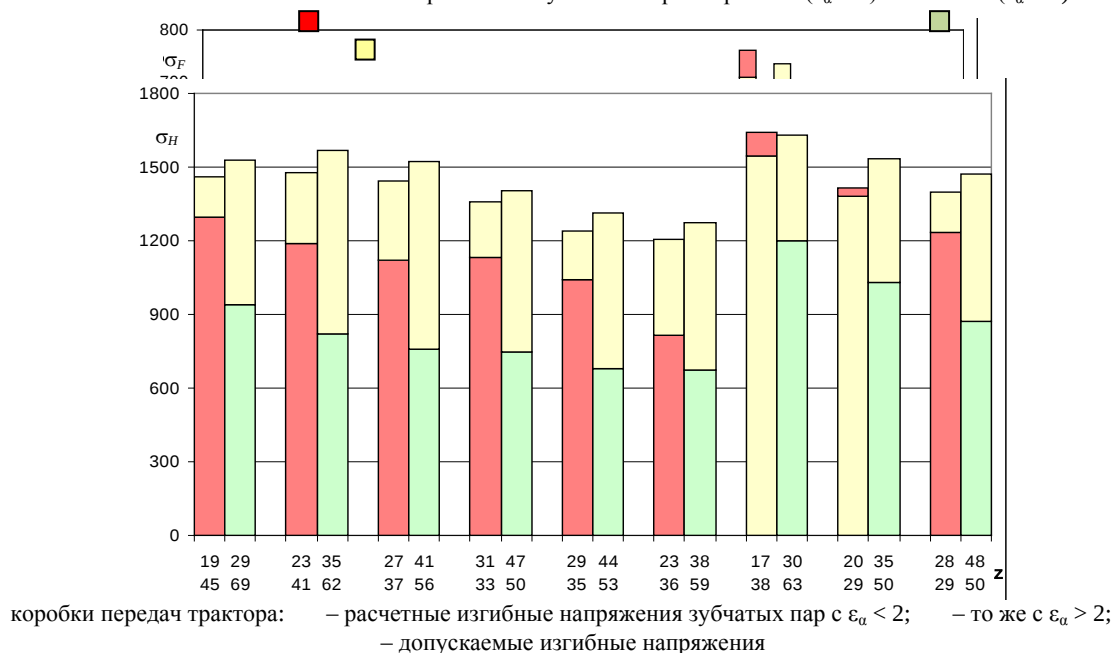


Рис. 5. Контактные напряжения в полосах зацепления зубчатых пар серийной ($\epsilon_a < 2$) и опытной ($\epsilon_a > 2$) коробки передач трактора: ■ – расчетные контактные напряжения зубчатых пар с $\epsilon_a < 2$; ■ – то же с $\epsilon_a > 2$; ■ – допускаемые контактные напряжения

Для определения и подтверждения работоспособности изготовленных передач были проведены ускоренные стендовые испытания опытных трансмиссий и полевые испытания трактора «Беларус-1523».

Зубчатые колеса изготовлены из стали 15ХГН2ТА, цементованы и закалены до твердости поверхности зубьев 59–65 HRC, сердцевины – 29–45 HRC, точность обработки по ГОСТ 1643–81 соответствовала степени

7-6-6 Сс (шлифование), точность серийных пар – 8 Сс (шевингование). Изготовление зубчатых колес с увеличенной высотой зуба осуществляли специальными фрезами с углом исходного контура $\alpha_0 = 15^\circ$.

Полный комплект (17 пар) зубчатых колес с гарантированным двухпарным зацеплением был установлен в серийно выпускаемый корпус коробки передач трактора «Беларус-1523». Колесный трактор общего назначения, обеспечи-

вающий работу машин в качестве энергетического базового средства, предназначен для возделывания и уборки пропашных и посева зерновых культур, уборки соломы и трав, транспортных работ, внесения удобрений и опрыскивания полей, сплошной культивации, боронования, пахотных работ. Механическая ступенчатая коробка передач обеспечивает 24 передачи переднего хода и 12 передач заднего хода. Серийная коробка передач состоит из шести пар прямозубых колес, одной косозубой пары с модулем $m = 4,5$ мм и четырех прямозубых пар колес с $m = 4,5$ мм. Прямозубые передачи имеют коэффициент торцового перекрытия в пределах $\epsilon_\alpha = 1,3\text{--}1,6$; косозубая пара – суммарный коэффициент перекрытия $\epsilon_\gamma = 1,9$. Это значит, что при $\epsilon_\alpha = 1,5$ одна пара зубьев на протяжении шага 50 % времени работает самостоятельно и 50 % времени передает нагрузку совместно с другой парой зубьев.

Испытания трансмиссий на стендах, выполненных по схеме «с поглощением мощности», проводили на режимах нагружения, эквивалентных 10000 ч работы в эксплуатации (требуемый ресурс). Отмечена более плавная по сравнению с серийными зубчатыми передачами работа опытных зацеплений. Уровень шума на максимальных режимах нагружения был на 4–5 дБА меньше, чем в серийной трансмиссии. Замеры производили в одноименных точках корпусов серийной и опытной трансмиссий.

Для получения более полной информации были проведены испытания на стенде инерционного типа с воспроизведением нагрузок, возникающих в трансмиссии при включении муфты сцепления в объеме 30000 циклов включений (рис. 6), которые подтвердили работоспособность прямозубых цилиндрических колес с многопарным зацеплением для силовых передач тракторов.

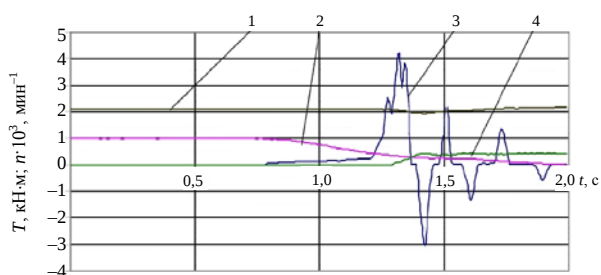


Рис. 6. Процесс включения муфты сцепления с опытной коробкой передач на стенде: 1, 4 – частота вращения вала балансирующей машины и вала инерционных

масс соответственно, $n \cdot 10^3$, мин^{-1} ; 2 – ход рычага управления муфтой сцепления L_p ; 3 – вращающий момент на валу инерционных масс T , $\text{кН} \cdot \text{м}$; t – время, с

Наработка трактора в эксплуатации за период наблюдения составила 4282 ч, из них 1520 ч трактор использовали на выполнении энергоемкой работы (пахота с четырехкорпусным оборотным навесным плугом). Карты обмеров (эвольвентограммы) шестерен коробки передач после работы в течение 5000 ч показали возможность ее дальнейшей эксплуатации.

На рис. 7 изображены фрагменты узла передач серийной (слева, $\epsilon_\alpha < 2$) и опытной (справа, $\epsilon_\alpha > 2$) коробок передач.



Рис. 7. Фрагменты узла передач серийной ($\epsilon_\alpha < 2$) и опытной ($\epsilon_\alpha > 2$) коробок передач

ВЫВОДЫ

1. Для определения напряженного состояния зубьев разработан метод граничных элементов, заключающийся в решении плоской задачи теории упругости при помощи интегрального уравнения Фредгольма второго рода. Преимуществом метода является снижение размерности задачи, существенное уменьшение объема исходных данных и повышение точности определения напряжений в местах их концентрации.

2. Методом граничных элементов получены зависимости коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} , асимметрии цикла R и относительного градиента напряжений $\bar{G}_1$ для стандартного исходного контура ($\alpha = 20^\circ$) и для контуров с профильными углами α в диапазоне $14^\circ 30' \text{--} 28^\circ$, которые позволяют выполнить сравнительный анализ напряженного состояния зубьев, изготовленных различными исходными контурами, и таким образом расширить область применения передач.

3. Разработан универсальный программно-методический комплекс для автоматизации проектирования зубчатых передач. На основе полученной методики выполнены анализ и синтез зубчатых передач многопарного зацепления коробки передач трактора «Беларус-1523».

4. Установлено, что рациональными параметрами исходного контура, обеспечивающего многопарность зацепления, являются: угол профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1,250$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,230$; коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $\rho_f^* = 0,352$. В зубчатых парах, выполненных указанным исходным контуром, обеспечено снижение напряжений: изгибаемых – на 27–45 %, контактных – на 29–35 % по сравнению с серийными.

5. Результаты экспериментальных исследований коробки передач с многопарным зацеплением шестерен на стенде, выполненном по схеме «с поглощением мощности» в объеме, эквивалентном требуемому ресурсу 10000 ч, и на стенде инерционного типа с воспроизведением динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии при включении муфты сцепления в объеме 30000 циклов включений, показали, что шестерни находятся в работоспособном состоянии, следов повреждений и питтинга не обнаружено. Уровень шума в коробке передач с многопарным зацеплением на максимальных режимах нагружения был на 4–5 дБА меньше, чем в серийной трансмиссии.

строении» и VI Междунар. симпоз. по триботехнике МСТФ 2010 ОИМ НАН Беларуси, Минск, 26–29 окт. 2010 г. / ОИМ НАН Беларуси; редкол.: М. С. Высоцкий [и др.]. – Минск, 2010. – С. 195–198.

2. **Алексеев, В. И.** Обеспечение высокой надежности и ресурса редукторов авиационных двигателей // Новые технологические процессы и надежность ГТД: сб. ст. / под ред. Ю. А. Ножницкого; ЦИАМ. – М., 2006. – Вып. 6: Зубчатые передачи и подшипники ГТД. – С. 19–43.

3. **Экспериментальные** и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений / И. Ф. Кравченко [и др.] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 8 (55). – С. 129–134.

4. **Скойбеда, А. Т.** Повышение нагрузочной способности зубчатых передач тракторов «Беларус» посредством применения многопарного зацепления / А. Т. Скойбеда, В. В. Супин // Вес. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. аграр. наук. – 2011. – № 4. – С. 115–119.

5. **Стасилевич, А. Г.** Создание трансмиссий тракторов «Беларус» с зубчатыми передачами многопарного зацепления / А. Г. Стасилевич, В. В. Супин // Вестник нац. техн. ун-та «ХПИ». – 2011. – № 29. – С. 165–169.

6. **Супин, В. В.** Разработка и исследование прямозубых передач с многопарным зацеплением / В. В. Супин // Труды БГТУ. Сер. II: Лесная и деревообработ. пром-сть. – 2008. – Вып. XVI. – С. 159–162.

7. **Супин, В. В.** Проектирование трансмиссий тракторов «Беларус» с зубчатыми передачами многопарного зацепления как фактор повышения нагрузочной способности / В. В. Супин // Труды БГТУ. Сер. II: Лесная и деревообработ. пром-сть. – 2010. – Вып. XVIII. – С. 90–95.

8. **Babichev, D.** Analysis of Evolvent Spur Gear Vibroactivity of Tooth Friction Power / D. Babichev, A. Serebrennikov, V. Supin // Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering – KOD 2012: 7th International Symposium. – Balatonfured, Hungary, 24–26 May 2012. – P. 299–302.

Поступила 10.10.2012

ЛИТЕРАТУРА

1. **Программный** комплекс расчета трансмиссий тракторов МТЗ на стадии проектирования / А. И. Шарангович [и др.] // Механика – машиностроению: сб. науч. тр. Междунар. науч.-техн. конф. «Инновации в машино-

УДК 69.002.5-82

О ПЕРСПЕКТИВНЫХ НАПРАВЛЕНИЯХ СОЗДАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ ПРИВОДОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

*Докт. техн. наук КОРОБКИН В. А., канд. техн. наук, доц. КОТЛОБАЙ А. Я.,
инж. КОТЛОБАЙ А. А., канд. воен. наук, доц. ТАМЕЛО В. Ф.*

Белорусский национальный технический университет

Одной из тенденций развития дорожно-строительного машиностроения является создание мобильных, многофункциональных машин большой единичной мощности, выполняющих за один проход комплекс технологических операций. Возможности реализации объединения ряда активных и пассивных рабочих органов в одной мобильной машине ограничиваются системой отбора мощности силовой установки на привод ходового и рабочего оборудования.

Перспективным типом передачи мощности от двигателя к ходовому и рабочему оборудованию машин является многомоторный объемный гидропривод, обладающий рядом положительных качеств. При формировании структуры многомоторных приводов традиционно сложились подходы: увеличение числа насосов при увеличении единиц активных рабочих органов; распределение мощности силовой установки по контурам объемного гидравлического привода производится согласующими редукторами, связывающими ведущие валы стандартных насосов с валом силовой установки; распределение потока мощности гидромотора по контурам потребителей осуществляется механическими передачами.

Так, катки являются наиболее распространенными и простыми машинами для уплотнения дорожно-строительных материалов. Катки на пневматических шинах эффективно уплотняют несвязные, слабосвязные, а также связные грунты с оптимальным содержанием воды. Пневмокатки с гладкой рабочей поверхностью, вальцовые статические и вибрационные катки используются для уплотнения асфальтобетонных и битуминозных смесей. Одной из тенденций развития пневмоколесных катков является применение гидрообъемных трансмиссий закрытого типа на базе раздельно-агрегатных двухмашинных гидропередач привода ведущих колес передних и задних мостов, обеспечивающих бесступенчатое регулирование скорости и плавность передачи крутящего момента

к ведущим колесам, реверсирование движения. В пневмоколесных катках за двигателем устанавливается раздаточный редуктор, приводящий в движение три гидронасоса [1], два из которых приводят во вращение по два гидромотора привода колес каждого моста, а третий – гидроусилитель руля. Изменение скорости движения достигается за счет использования насосов с регулируемой производительностью и синхронизированной системой управления. В вибрационных катках на базе одноосного тягача раздаточный редуктор приводит три гидронасоса [2], один из которых приводит во вращение гидромотор привода вальца, второй – гидромотор привода вибровозбудителя, а третий – гидроусилитель руля.

В колесных погрузчиках с бортовым поворотом за двигателем устанавливается раздаточный редуктор, приводящий в движение три гидронасоса. Два насоса приводят во вращение гидромоторы бортов, связанные через редукторы с колесами (звездочками) бортов, а третий – рабочее оборудование погрузчика [2].

Увеличение удельного веса механической части привода отрицательно сказывается на габаритных возможностях машины по размещению технологического оборудования. Велика трудоемкость создания многофункциональных машин, поскольку машиностроительные предприятия, выпускающие такие машины малыми сериями, не располагают технологической базой для изготовления конкурентоспособных систем механических приводов.

Существенным резервом рационализации гидравлических объемных многомоторных приводов является уменьшение удельного веса механических передач в кинематической цепи привода. Это позволит отказаться от крупногабаритного и материалоемкого раздаточного редуктора, уменьшить количество насосов гидропривода. Такая задача может решаться посредством создания многопоточных моноагрегатных насосных установок на базе объеди-

нения двух насосов и создания гидравлических агрегатов деления потока рабочей жидкости одного насоса.

Первое направление заключается в производстве тандемных насосов. Например, BOSCH-Rexroth и «Пневмостроймашина» выпускают тандемный насос, в картере которого устанавливаются раздаточный редуктор и два синхронно (либо независимо) наклоняемых блока цилиндров. Sauer-Danfoss выпускает продольный тандемный насос, где два блока цилиндров установлены на одном валу и обращены опорно-распределительными дисками друг к другу. Известные объемные делители потока, предлагаемые производителями на рынке гидравлической аппаратуры, формируются посредством тандемирования стандартных гидронасосов, сложны, материалоемки и широкого распространения не получили.

Авторами разработан новый принцип объемного деления и суммирования потоков рабочей жидкости, состоящий в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей. Кроме того, предлагаются технические решения дискретных гидрораспределителей (ДГ) роторного типа, работающих в режимах деления и суммирования потоков рабочей жидкости.

При работе ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости насоса (рис. 1а) с подачей Q рабочая жидкость поступает в полость продольного канала 4 равномерно вращающегося ротора 3 в распределяющей втулке 2 корпуса 1 и периодически через рабочие камеры 5, 6, 7 – в напорные магистрали потребителей с параметрами подачи Q_1 , Q_i , Q_n . При работе ДГ в режиме суммирования потоков (рис. 1б) рабочая жидкость из напорных магистралей потребителей с параметрами подачи Q_1 , Q_i , Q_n поступает в рабочие камеры 5, 6, 7 и периодически через полость продольного канала 4 – в бак, либо магистраль иного потребителя с подачей Q [3].

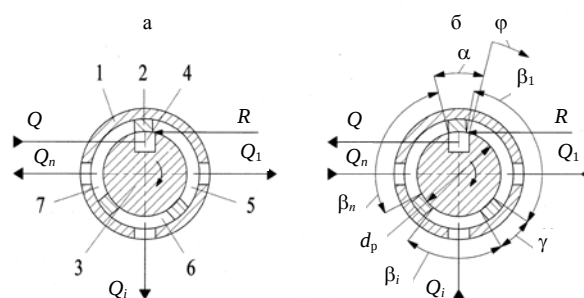


Рис. 1. Схема работы ДГ в режиме: а – деления потока; б – суммирования потоков рабочей жидкости; 1 – корпус; 2 – распределительная втулка; 3 – ротор; 4 – продольный канал; 5, 6, 7 – рабочая камера

Геометрические параметры ДГ в относительном виде определяются по формулам:

$$a_1 = \frac{\gamma \kappa}{2\pi}; a_2 = \frac{\gamma}{\alpha}; b_1 = \frac{\beta_1 \kappa}{2\pi}; b_i = \frac{\beta_i \kappa}{2\pi}; b_n = \frac{\beta_n \kappa}{2\pi},$$

где α – центральный угол продольного канала 4 ротора 3; γ – центральный угол перешейков между рабочими камерами; κ – коэффициент дискретизации, равен числу продольных каналов 4; $\beta_1, \beta_i, \beta_n$ – центральный угол рабочей камеры 5, 6, 7 соответственно; 1, ..., i , ..., n – номер (1; i) и число (n) рабочих камер распределительной втулки 2.

При вращении ротора 3 в распределительной втулке 2 площадь $F_{дi}$ каждого из отводящих каналов рабочих камер 5, 6, 7 изменяется по времени t от нуля до заданной величины F_{max} (рис. 2).

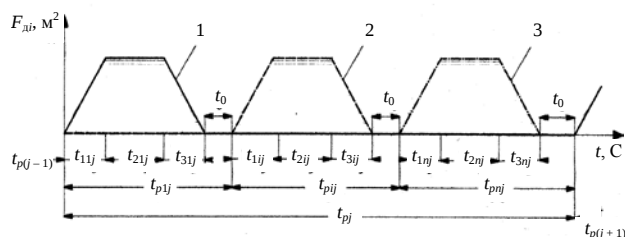


Рис. 2. Геометрические параметры ДГ: 1 – $F_{д1}(t)$; 2 – $F_{дi}(t)$; 3 – $F_{дn}(t)$ – площадь первого, i -го, n -го отводящего канала рабочей камеры 5, 6, 7 (рис. 1) соответственно; t – время

Время t_{pij} j -го цикла подачи рабочей жидкости по отводящим каналам определяется по формуле

$$t_{pj} = \sum_{i=1}^n t_{pij} = \frac{2\pi}{\kappa \omega}; \quad t_{pij} = t_0 + t_{1ij}, t_{2ij}, t_{3ij},$$

где t_0 – время перекрытия смежных каналов рабочих камер; $t_{1ij}, t_{2ij}, t_{3ij}$ – время открытия, открытого положения, закрытия канала рабочей камеры i -го потребителя соответственно; $j = 1 \dots k$ – номер цикла подачи рабочей жидкости по всем отводящим каналам; ω – угловая скорость ротора 3;

$$t_0 = \frac{2\pi a_1(a_2 - 1)}{a_2 k \omega}, \quad t_{1ij} = t_{3ij} = \frac{2f}{d_p h \omega k},$$

$$t_{2ij} = \frac{2\pi k_{Qi} \left(1 - na_1 + n \frac{a_1}{a_2}\right)}{\omega k \sum_{i=1}^n k_{Qi}} - \frac{4f}{d_p h \omega k}, \quad (1)$$

$f = \pi d_n^2 / 4$ – площадь поперечного сечения напорной магистрали насоса; d_n – диаметр напорной магистрали насоса; d_p – диаметр ротора ДГ; h – длина рабочей камеры 4, 5, 6; $k_{Qi} = \Delta V_i / \Delta V_1$; ΔV_i – дискретный объем рабочей жидкости, поступающей в напорную магистраль i -го потребителя за время $t_{\Sigma ij}$.

При вращении на ротор 3 действует суммарная горизонтальная составляющая R гидродинамических сил R_{ij} , определяемая по выражению

$$R = \sum_{i=1}^n \frac{2F_{di} |\Delta p_i|}{\sqrt{\zeta}} \cos \chi_i,$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления; Δp_i – перепад давлений в канале i -го потока ДГ; χ_j – угол действия гидродинамических сил.

Рассмотрим работу многомоторного привода с ДГ. Динамическая схема многомоторного привода представлена на рис. 3. Переходные процессы при работе многомоторного гидропривода описываются системами дифференциальных уравнений (2) – при работе ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости насоса и (3) – при работе ДГ в режиме суммирования потоков рабочей жидкости:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_n}{dt} &= \frac{Q_n - \sum_{i=1}^n Q_{di}}{\psi V_{гн}}; \\ \dots\dots\dots \\ \frac{dp_i}{dt} &= \frac{Q_{di} - F_i \frac{dz_i}{dt}}{\psi (F_i z_i + f_l)} - \frac{\rho l_i}{f} \frac{d^2 Q_{di}}{dt^2} - \frac{8\pi \rho \nu l_i}{f^2} \frac{dQ_{di}}{dt}; \\ \dots\dots\dots \\ \frac{d^2 z_i}{dt^2} &= \frac{1}{m_i} \left(F_i p_i - P_i - k \frac{dz_i}{dt} - P_{\text{три}} \operatorname{sgn} \frac{dz_i}{dt} \right), \end{aligned} \right\} (2)$$

где z_i – координата поршня исполнительного цилиндра ($i = 1 \dots n$); F_i – площадь поршня исполнительного цилиндра ($i = 1 \dots n$); m_i – масса груза и подвижных частей, приведенная к поршню ($i = 1 \dots n$); $P_{\text{три}}$ – сила трения ($i = 1 \dots n$); P_i – сила сопротивления подъему груза ($i = 1 \dots n$); p_n – давление в полости насоса; p_i – давление исполнительного гидроцилиндра ($i = 1 \dots n$); Q_n – объемная подача насоса; Q_{di} – подача рабочей жидкости в напорную магистраль i -го потребителя; ψ – коэффициент податливости рабочей жидкости; $V_{гн}$ – объем гидравлического гасителя в цепи насоса; l_i – длина трубопровода от ДГ до исполнительного гидроцилиндра ($i = 1 \dots n$); ρ – плотность рабочей жидкости; ν – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости; k – коэффициент потерь;

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_i}{dt} &= \frac{F_i \frac{dz_i}{dt} - Q_{ni}}{\psi (V_i - F_i z_i + f_l)}; \\ \dots\dots\dots \\ \frac{dp_{ni}}{dt} &= \frac{Q_{ni} - Q_{di}}{\psi (V_{гнi} + f_{li})}; \\ \dots\dots\dots \\ \frac{d^2 z_i}{dt^2} &= \frac{1}{m_i} \left(P_i - p_i F_i - k_{\text{ц}} \frac{dz_i}{dt} - P_{\text{три}} \operatorname{sgn} \frac{dz_i}{dt} \right), \end{aligned} \right\} (3)$$

где p_{ni} – давление в магистрали потребителя и после нагрузочного дросселя ($i = 1 \dots n$); Q_{ni} – расход рабочей жидкости через нагрузочный дроссель; l_i – длина гидролиний от исполнительного гидроцилиндра до нагрузочного дросселя; $V_{гнi}$ – объем полости гидравлического гасителя в гидролинии; l_{ni} – длина трубопровода от нагрузочного дросселя до ДГ; $V_i = F_i z_{i\max}$ – объем поршневой полости исполнительного гидроцилиндра в исходном положении.

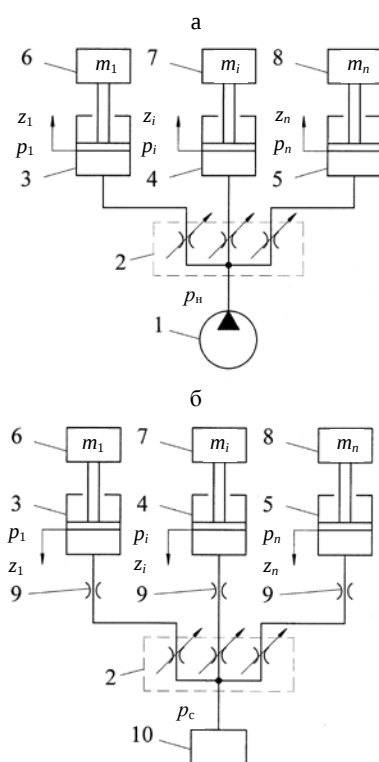


Рис. 3. Динамическая схема многомоторного гидропривода:
а – ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости;
б – ДГ в режиме суммирования потоков рабочей жидкости: 1 – насос; 2 – ДГ; 3, 4, 5 – исполнительный гидроцилиндр; 6, 7, 8 – груз; 9 – нагрузочный дроссель; 10 – потребитель

Эффективность работы ДГ может быть оценена по величине общего КПД аппаратов,

$$\bar{\eta}_{га} = \bar{\eta}_г \bar{\eta}_{гм} = \frac{\sum_{t_u=0}^{t_u} \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_i - \frac{\omega}{Q} \left[M_{тр} + d_p \sum_{i=1}^n \frac{2F_{di}}{2\sqrt{\zeta}} |p_n - p_i - p_{jn} - p_{ln} - p_{ji} - p_{li}| \cos \chi_i \right] \right\}}{p_n t_u}, \quad (4)$$

где $M_{тр}$ – сила трения при вращении ротора; t_u – время цикла работы ДГ; F_{di} – суммарная площадь каналов i -го потока ДГ.

При работе ДГ в режиме суммирования потоков рабочей жидкости

$$\bar{\eta}_{га} = \bar{\eta}_г \bar{\eta}_{гм} = \frac{\sum_{t_u=0}^{t_u} \left\{ p_c \sum_{i=1}^n F_i \frac{dz_i}{dt} - \omega \left[M_{тр} + d_p \sum_{i=1}^n \frac{2F_{di}}{2\sqrt{\zeta}} |p_{ni} - p_c - p_{jni} - p_{lni}| \cos \chi_i \right] \right\}}{t_u \sum_{i=1}^n p_{ni} F_i \frac{dz_i}{dt}}. \quad (5)$$

Кроме $\bar{\eta}_{га}$ определяем рассогласование перемещения поршней исполнительных гидроцилиндров как среднюю величину отношений текущих значений перемещений i -го и первого исполнительных гидроцилиндров за время цикла

учитывающего объемные потери в ДГ и потери мощности при течении рабочей жидкости через ДГ

$$\eta_{га,n} = \eta_{га,o} \eta_{га},$$

где $\eta_{га,n}$ – общий гидравлический КПД ДГ; $\eta_{га,o}$ – объемный гидравлический КПД ДГ; $\eta_{га}$ – гидравлический КПД ДГ.

Величина $\eta_{га,o}$ определяется конструктивным исполнением ДГ и технологическим уровнем производства гидравлической аппаратуры и в данном исследовании не рассматривается. Гидравлический КПД $\eta_{га}$ определяет потери давления в ДГ η_r и гидромеханические потери мощности на вращение ротора ДГ $\eta_{гм}$. Мгновенное значение $\eta_{га}$ изменяется при работе ДГ, поэтому принимаем в качестве критерия оценки эффективности его работы среднее значение $\bar{\eta}_{га}$.

При работе ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости насоса $\bar{\eta}_{га}$ определяется по формуле

$$\bar{k}_{zi} = \frac{1}{t_{ii}} \cdot \sum_{t_{ii}=0}^{t_{ii}} \frac{z_i}{z_1}. \quad (6)$$

Решение систем дифференциальных уравнений (2) и (3) и определение параметров (4), (5), (6) в программе MathCad 11 проводились для двухмоторных гидравлических приводов. Определен характер зависимости параметров оценки эффективности работы гидропривода $\bar{\eta}_{га}$ и k_{z2} от нагрузочного режима потребителей и параметров ДГ.

Проведенный анализ работы двухмоторного гидропривода, оснащенного ДГ, работающего в режиме деления и суммирования потоков рабочей жидкости, показал:

- ДГ обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок. Например, при изменении параметра P_1/P_2 в диапазоне 1,00–0,125 $\bar{\eta}_{га}$ и $\bar{k}_{z2}$ изменяются в диапазонах 0,94–0,91 и 1,00–0,57, при этом величина $\bar{\eta}_{гм}$ остается неизменной и составляет $\bar{\eta}_{гм} \approx 0,98$;

- увеличение параметра дискретизации потока рабочей жидкости κ приводит к увеличению $\bar{\eta}_{га}$ при уменьшении k_{z2} . Рациональным является интервал значений $\kappa = 4-7$, обеспечивающий высокое значение $\bar{\eta}_{га}$ и относительно небольшое снижение $\bar{k}_{z2}$ при изменении нагрузок напорных магистралей потребителей в широком диапазоне;

- максимальное значение $\bar{\eta}_{га}$ достигается при угловой скорости ротора $\omega = 188,4-314,0$ рад/с;

- ДГ обеспечивает возможность изменения параметров подачи рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей в широком диапазоне за счет изменения геометрических параметров ротора и распределяющей втулки;

- рациональное значение объема гидравлического гасителя $V_{гн} = (0,5-1,0)q$ (здесь q – объемная постоянная насоса), что предполагает установку ДГ возле насоса, либо его интегрирование в конструкцию насоса;

- параметры продольных пазов ротора и каналов распределительной втулки выбираются из условия отсутствия перекрытия $a_2 = 1$;

- удаление дросселей нагрузки от ДГ и приближение их к исполнительным гидроцилиндрам позволяют улучшить показатели работы многомоторного гидропривода;

- увеличение проходного сечения дросселя нагрузки приводит к снижению $\bar{\eta}_{га}$ и увеличению $\bar{k}_{z2}$;

- увеличение давления в напорной магистрали потребителя приводит к увеличению $\bar{\eta}_{га}$ гидропривода при существенном уменьшении параметра $\bar{k}_{z2}$.

При проектировании и технической реализации ДГ необходимо определить основные конструктивные характеристики. Исходными параметрами являются: условный проход насоса (d_n), диаметр ротора (d_p), коэффициент дискретизации κ , исходя из которых определяются углы α, γ, β_i . Принимаем $\alpha \approx \gamma (a_2 \approx 1) \approx \beta_{i\min}$ – треугольный закон изменения площади i -го отводящего канала по времени. Значения углов $\alpha \approx \gamma \approx \beta_{i\min}$ определяются из условия $t_{21j} = 0$ (1). Принимая $h = d_n$, а также $d_p = k_p d_n$ (здесь k_p – коэффициент пропорциональности), получим

$$b_{1\min} = a_1 = \frac{1}{4k_p}. \quad (7)$$

В многопоточном ДГ при $a_2 = 1$

$$b_i = \frac{(4k_p b_1 + 1)k_{Qi} - 1}{4k_p}. \quad (8)$$

Увеличение диаметра ротора ДГ приводит к увеличению b_i при заданной величине b_1 и позволяет повысить максимальное значение параметра k_{Qi} . Для определения максимального значения суммы параметров k_{Qi} при заданных параметрах b_1 и a_1 воспользуемся выражением

$$\sum_{i=1}^n k_{Qi} = \frac{4k_p(1-b_1)-1}{4k_p b_1 + 1}. \quad (9)$$

Выражения (7)–(9) позволяют определить основные параметры ДГ. Конструктивно ДГ может быть реализован в виде отдельного агрегата [4] (рис. 4).

При работе ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости насоса поступает через канал 7 в полости продольных каналов 4 равномерно вращающегося ротора 1, откуда периодически – в полости продольных каналов 5, 6 рас-

пределительной втулки 2 и через каналы 8, 9 – в напорные магистрали потребителей. При работе ДГ в режиме суммирования потоков рабочая жидкость из напорных магистралей потребителей через каналы 8, 9 поступает в полости продольных каналов 5, 6 распределительной втулки 2, и периодически – в полости продольных каналов 4 ротора 1, а через канал 7 – в бак гидросистемы. Изменение числа потоков достигается изменением числа групп продольных каналов распределительной втулки и каналов подключения контуров потребителей. ДГ может модульно наращиваться, обеспечивая одновременное дозирование различных потоков рабочей жидкости.

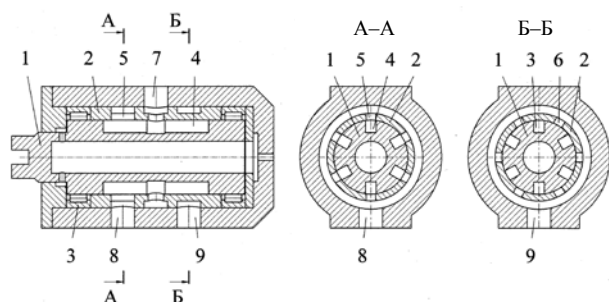


Рис. 4. Конструктивная схема ДГ: 1 – ротор; 2 – распределительная втулка; 3 – подшипник качения; 4, 5, 6 – продольный канал ротора (распределительной втулки); 7 – канал подключения насоса (бака); 8, 9 – канал подключения потребителя

При создании двухмоторных систем приводов актуальна разработка ДГ, обеспечивающего изменение параметров потоков рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей в соответствии с алгоритмом работы гидропривода. Разработана конструктивная схема ДГ [5], отличительной особенностью которой является изменение параметров β_1 , β_2 по длине ротора.

При технической реализации насосного моноагрегата ДГ устанавливается на фланец насоса в качестве промежуточного агрегата между механизмом привода и насосом серийного исполнения [6]. Корпус ДГ оснащен двумя фланцами для установки на корпуса насоса и механизма привода. Ротор ДГ выполняется в виде силовой муфты, соединяющей вал насоса с механизмом привода. Также ДГ может устанавливаться на корпус насоса с приводом ротора ДГ от приводного вала насоса [7].

При интегрировании ДГ в конструкцию насоса могут создаваться многопоточные шестеренные насосы [8], насосы аксиально-порш-

невые [9] с выполнением агрегатов ДГ на блоке цилиндров.

ВЫВОДЫ

Реализация предложенных, технически простых конструктивных схем ДГ позволит уменьшить число насосов при создании гидравлических систем приводов ходового и рабочего оборудования многофункциональных строительных и дорожных машин, исключить из системы приводов механические агрегаты, упростить разработку дорожной машины, снизить ее стоимость.

Представленные технические решения ДГ и математические функции для расчета параметров могут быть использованы при создании многомоторных приводов рабочего оборудования строительных и дорожных машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Раннев, А. В. Устройство и эксплуатация дорожно-строительных машин: учеб. для нач. проф. образования / А. В. Раннев, М. Д. Полосин. – М.: Изд. центр «Академия», 2003. – 488 с.
2. Строительные машины: справ. в 2 т. – Т. 1: Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / А. В. Раннев [и др.]; под общ. ред. Э. Н. Кузина. – М.: Машиностроение, 1991. – 496 с.
3. Коробкин, В. А. Агрегаты дискретного действия гидроприводов строительных и дорожных машин / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай // Строительные и дорожные машины. – 2010. – № 5. – С. 43–46.
4. Модульная дозирующая система: пат. 63880 Рос. Федерации, МПК F15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; заявитель Республ. унит. предпр. «Минский тракторный завод». – № и 2006146474/22; заявл. 25.12.2006; опубл. 10.06.2007 // Бюл. – № 16.
5. Гидрообъемная трансмиссия самоходного вибрационного катка: пат. 7201 Респ. Беларусь, МПК(2009) В 60K 17/00, E 01C 19/22 / А. И. Бобровник, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай; заявитель Белор. гос. аграр. техн. ун-т. – № и 20100796; заявл. 22.09.10; опубл. 30.04.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 2.
6. Гидронавесная система технологической машины: пат. 4366 Респ. Беларусь, МПК(2006) F15H 61/40, F15B 11/00 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; заявитель Республ. унит. предпр. «Минский тракторный завод». – № и 20070747; заявл. 25.10.07; опубл. 30.04.08 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 2.
7. Насос шестеренный: пат. 2772 Респ. Беларусь, F15B 11/22, E04C 2/04, / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай; заявитель Республ. унит. предпр. «Минский тракторный завод». – № и 20050715; заявл. 14.11.05; опубл. 30.06.06 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2006. – № 3.
8. Насос шестеренный: пат. 66449 Рос. Федерации, МПК F15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; заявитель Республ. унит. предпр. «Мин-

ский тракторный завод». – № и 2007115524/22; заявл. 24.04.2007; опубл. 10.09.2007 // Бюл. – № 25.

9. **Аксиально-поршневая** гидромашина: пат. 66448 Рос. Федерации, МПК F15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко,

Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; заявитель Республ. унит. предпр. «Минский тракторный завод». – № и 2007114103/22; заявл. 13.04.2007; опубл. 10.09.2007 // Бюл. – № 25.

Поступила 14.02.2012