

3. Трактор Т-4А.02 с двигателем КамАЗ-740.15-160 относится к тяговому классу 4, установка двигателя КамАЗ не ухудшила тяговые показатели трактора, но требует доработки скоростной ряд рабочего диапазона передач.

Испытания подтвердили, что силовые установки КамАЗ можно использовать как для производства тракторов на заводах-изготовителях, так и для восстановления МТП.

Научно-методическое обеспечение работ по организации и функционированию вторичных рынков подержанной техники осуществляет ГОСНИТИ, где разработан, утвержден, издан и доведен до потребителя комплекс нормативных и методических документов, необходимых для решения актуальной проблемы сохранения имеющегося МТП, восстановления машин с одновременной модернизацией и эффективного использования сельскохозяйственной техники.

Для увеличения масштабов и повышения эффективности вторичного рынка сельхозтехники с участием заводов-изготовителей необходимо выбрать оптимальные схемы взаимодействия всех участников, определить ремонтные заводы, учесть процесс дифференциации сельхозпредприятий по уровню рентабельности[2].

#### Литература:

1. Конкин Ю.А., Пучин Е.А., Конкин М.Ю. Конструкционное и технологическое совершенство машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2003. — №7,8.

2. Макушин А.А., Кулаков А.Т., Денисов А.С., Загородских Б.П. Опыт модернизации машинно-тракторного парка при ремонте / А.А. Макушин / Техника и оборудование для села. -2009.- №1.

УДК 656

## УНИВЕРСАЛЬНЫЙ СТАНОК ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКИ КОЛЕС ГРУЗОВЫХ И ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ THE UNIVERSAL MACHINE TOOL FOR DYNAMIC BALANCING WHEELS CARGO AND CARS

*Р.З. Хамитов, А. В. Елисеев*  
*R.Z. Khamitov, A.V. Eliseev*

*Камская государственная инженерно-экономическая  
академия, филиал в г.Чистополь, Татарстан, Россия*  
*Kama state engineering-economic academy, the branch  
in Chistopol town, Tatarstan, Russia*

*In clause the materials, concerning development of a perspective design of the universal balancing machine tool intended for dynamic balancing of wheels of various models cargo and cars are presented. Key parameters of such design are*

*proved.*

Известно, что современные грузовые и легковые автомобили снабжены металлическими колесами, несущими на себе пневматические шины, и на работу автомобиля их тип и состояние оказывают значительное влияние. В процессе работы автомобильное колесо нагружается внешними силами, моментами и внутренним давлением в шинах, и на него со стороны дороги действуют нормальная, продольная и боковая реакции. В то же время под действием микро- и макропрофиля дорог в элементах колеса возникают динамические нагрузки, существенно сказывающиеся на устойчивости движения автомобиля и его прочности. В связи с тем, что скоростные режимы современных легковых и грузовых автомобилей достаточно высокие, значительное влияние на процесс движения автомобиля оказывает неуровненность и биение колес, что затрудняет управление автомобилем, снижает срок службы шин, амортизаторов, рулевого управления, увеличивает расходы на обслуживание и значительно ухудшает безопасность движения.

Понятно, что автомобильное колесо, являясь деталью вращения, должно иметь симметричную форму, т. е. такую, у которой все точки его поверхности в сечениях должны быть равно удалены от оси вращения, и центр тяжести его должен лежать на этой же оси. И поэтому колесо считают уравновешенным, если ось его вращения одновременно является и главной центральной осью инерции. В условиях производства, эксплуатации и ремонта автомобилей широкое распространение получила динамическая балансировка колес. Определение дисбалансов и подбор соответствующих грузов осуществляют при помощи специальных механических или электромеханических балансировочных станков. В настоящее время в области научных исследований, отечественного и зарубежного автомобилестроения, ремонта и технического обслуживания автомобилей накоплен большой опыт в части выявления дисбаланса не только колес с шинами, но их колесных узлов в целом.

Балансировка (от французского *balancer* — уравновешивать) летательного аппарата — обеспечение равновесия действующих на летательном аппарате в полёте моментов сил относительно одной или нескольких осей связанной системы координат с началом в его центре тяжести (ЦТ) и (или) сил, действующих вдоль тех или иных осей координат. [2]

Анализ известных конструкций балансировочных станков показывает, что последние обладают рядом недостатков, заключающихся, например, в следующем: приводной вал для установки на нем балансируемых деталей жестко связан с приводным электродвигателем, в результате чего возможны погрешности при определении дисбаланса: существующие балансировочные станки, используемые для балансировки колес автомобиля, не обладают универсальностью в части того, что их конструкция не позволяет балансировать колеса как легковых, так и грузовых автомобилей ввиду их широкой номенклатуры и геометрических характеристик и т.д.

Учитывая это, а также характер деятельности малых предприятий, осуществляющих в настоящее время сервисное обслуживание как легковых, так и грузовых автомобилей, нами произведен анализ соответствующих библиографических источников, отечественных и зарубежных патентов, в результате чего разработана перспективная конструкция универсального балансировочного

станка, признанная изобретением SU1746231.

На рис. 1 показан общий вид такого балансировочного станка, а на рис. 2 - узел крепления балансируемого колеса на валу станка. Станок состоит из станины 1, жестко установленной на фундаменте 2. В станине 1 смонтированы подвижные опоры 3, внутри которых размещен вал 4, состоящий из полуцилиндров 5 и 6, имеющих на своем конце шлицы 7. На шлицах 7 установлено турбинное колесо 8, снабженное опорным кожухом 9, охватывающим фланец 10 подвижной опоры 3. Турбинное колесо 8 размещено в кожухе 11, который имеет форсунку 12. Полуцилиндр 5 в своей средней части снабжен полуфланцами 13, охватывающими фланцы 10 подвижных опор 3. Полуцилиндры 5 и 6 снабжены фиксатором 14 их взаимного расположения и торцевыми полуфланцами 15, в которых размещены подпружиненные шариковые фиксаторы 16, взаимодействующие с отверстиями дисков 17 колеса 18 автомобиля. Полуцилиндр снабжен плоской пружиной 19.

Работа балансировочного станка происходит следующим образом. Для балансировки автомобильного колеса 18 через форсунку 12 подают сжатый воздух, который приводит во вращение турбинное колесо 8 для получения резонансного режима колебаний подшипников 3, вал 4 совместно с колесом 17 разгоняют до скорости, заведомо большей критической, и прекращают подачу сжатого воздуха в форсунку 12. Представленный свободному выбегу, вал с колесом постепенно замедляют свой ход и при совпадении вынужденных и собственных частот колебаний системы с помощью приборов, известных в данной области техники, фиксируют дисбаланс колеса 18 и устраняют его путем установки на его диск грузиков. После окончания описанного процесса по стрелке А удаляют фиксатор 14, и по стрелке В перемещают полуцилиндр 6, что способствует освобождению диска от шариковых фиксаторов 16 и позволяет снять колесо с балансировочного станка. Так как на полуфланцах 15 имеется ряд шариковых фиксаторов 16, которые размещены с шагом по высоте, соответствующей шагу отверстий, имеющихся на дисках 17 колес различных марок, как легковых, так и грузовых автомобилей, то при посадке их на полуцилиндры 5 и 6 для балансировки шариковые фиксаторы 16, не соответствующие на диске 17, утапливаются, тогда как другие, совпавшие с отверстиями дисков, входят в них и надежно фиксируют колесо 18 на валу 4. После этого полуцилиндры 5 и 6 фиксируют друг относительно друга фиксатором 14 и подобно тому, как это описано выше, производят балансировку уже другого по конструкции колеса.

Из описанной конструкции балансировочного станка видно, что вал, состоящий из двух полуцилиндров сплошного сечения, подвижно расположен в подшипниках и несет на себе лопастное колесо (турбину), приводимую во вращение потоком сжатого воздуха. Форсунку лопастного колеса подключают к источнику сжатого воздуха (ресивера), поток которого взаимодействует с лопастным колесом, и тем самым создается вращающий момент на валу станка. Для изучения рабочего процесса такого привода и подбора его рациональных кинематических и геометрических параметров использована расчетная схема (рис. За, Зб) позволяющая исследовать установившееся стационарное течение потока сжатого воздуха и взаимодействие его с лопастным колесом в пространстве кожуха, при котором параметры его состояния и его скорость в любой точке потока не зависят от времени.

Результаты исследования рекомендуются как отечественным, так и зару-

бежным НИИ, конструкторским и производственным структурам автомобильной промышленности, а также предприятиям, эксплуатирующим и ремонтирующим подвижной состав для дальнейшего изучения и доработки предложенного балансировочного станка с целью возможного внедрения его в практику [1].

Литература:

1. Е.В. Сливинский, Универсальный станок для динамической балансировки колёс грузовых и легковых автомобилей./Автотранспортное предприятие / 2008-№4.
2. [www.avia.freecopy.ru](http://www.avia.freecopy.ru) /Энциклопедия авиации.

УДК 631.3.14.4

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПЛАНИРОВОЧНЫХ МАШИН

*Хасанов И., Хикматов П., Норов С.*  
*Бухарский государственный университет*  
*Buharskiy state university*

*In given article is done theoretical attempt of the hanging to capacity planned unit coming from criterion of the optimum velocity of the motion and widths of the seizure of the instrument that it is important for further deepened studies in this direction*

Главными критериями определяющими оптимальное сочетание основных параметров длиннобазового планировщика являются: качество работы агрегата, удовлетворяющее требованиям агротехники, максимум производительности, минимум материальных средств, приходящихся на единицу обработанной площади [1,2,3,4].

Как известно теоретическая часовая производительность длиннобазового планировщика может быть выражена через мощность двигателя трактора и удельного сопротивления агрегата, либо через скорость поступательного движения и ширины захвата следующей зависимостью:

$$W_{\text{м}} = \frac{27N_3}{K_{(v)}} \cdot \xi_{N_3(v)} \eta_{T(v)}, \text{ га}\cdot\text{ч} \quad (1), \quad W_{\text{м}} = 0,1 \mathcal{B} \mathcal{V}, \text{ га}\cdot\text{ч} \quad (2)$$

где  $N_3$  - номинальная эффективная мощность двигателя, квт

$K_{(v)}$  - удельное сопротивление длиннобазового планировщика, зависящий от скорости движения,  $\xi_{N_3}$  - коэффициент использования мощности двигателя, зависящий от скорости движения;  $\eta_{T(v)}$  - тяговый к.п.д. трактора,