

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ
УЗБЕКИСТАН**

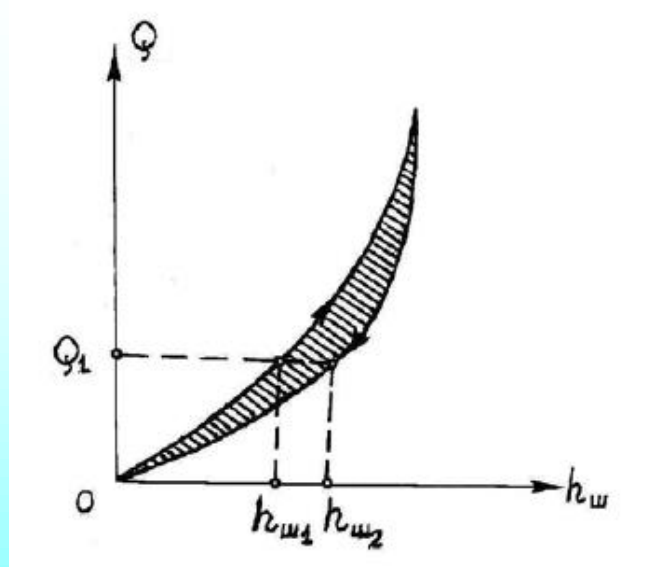
НАМАНГАНСКИЙ ИНЖЕНЕРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ

ФАКУЛЬТЕТ ИНЖЕНЕРНЫЙ

КАФЕДРА «Технологические машины и оборудования»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

**к выполнению практических занятий
по дисциплине «РАСЧЕТ И КОНСТРУКТИРОВАНИЕ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ»
для подготовки бакалавров по направлению
5320300 - «Технологические машины и оборудование»**



Наманган- 2017

УДК 629.72.2. 002.23(076.8)

Мелибаев Махмуджон

Расчет и конструирование технологического оборудования. Учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Технологические машины и оборудование» НамИСИ, Наманган. 2017. -150 с.

В учебном пособии излагаются вопросы кинематики, динамики, работы движителя технологической машины при прямолинейном движении, подробно рассматриваются вопросы мощностного и тягового балансов как колес, так и машины в целом, приводится методика определения динамических характеристик колес машины и оборудования с пневматическими шинами, а также приводятся примерные задачи для выполнения лабораторных работ

© Наманганский инженерно-строительный институт «НамИСИ». 2017.

© Мелибаев М. 2017.

Методические указания предназначены для студентов по специальности 5320300 – Технологические машины и оборудование и могут быть использованы при выполнении курсовых и дипломных проектов

Составитель:

М. Мелибаев, доц. каф. ТМО
НамИСИ

Рецензент:

Т. Маматов, доц. каф. ТМО
НИТИ

Методические указания по выполнению практических занятий обсуждены и одобрены на заседании кафедры (Протокол № ___ от «___» _____ 2017 г

Методические указания по выполнению практических занятий рассмотрены и утверждены на заседании Учебно-методического Совета инженерного факультета (Протокол № ___ от «___» _____ 2017 г

Председатель Учебно-методического
совета факультета:

проф., д.ф.м.н. М. Дадамирзаев.

ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ ДИНАМИКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Основной задачей теории технологических машин и оборудования является изучение движения машинного агрегата как механической системы и определение закономерностей, отражающих связь силовых и кинематических параметров, которые характеризуют это движение, с техническими характеристиками машины и оборудования и наиболее характерными условиями движения.

Для достижения этой цели в теории движителя машины оборудования осуществляется решение двух задач динамики:

Первая задача динамики- определяются действующие силы и моменты на машину и оборудование при его известных координатах в функции времени-кинематические уравнения движения;

Вторая задача динамики – определить кинематические уравнения движения машины и оборудования в любой момент времени силы и момента.

Внутренние силы- силы взаимодействия материальных тел, входящих в данную систему;

Внешние силы- силы взаимодействия рассматриваемой системы с внешними по отношению к ней телами

Под действием внешних нагрузок пневматические шины подвергаются различным деформациям. Можно выделить четыре вида деформаций шины: **радиальную (нормальную)**, **окружную (тангенциальную)**, **поперечную (боковую)** и **угловую**.

При прямолинейном движении технологического оборудования в основном возникают **нормальная** и **окружная** деформации.

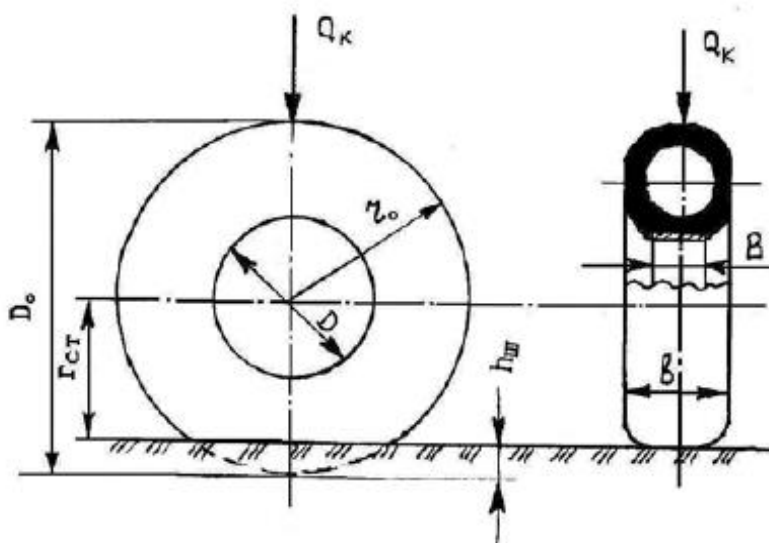


Рис.1. Основные размеры пневмоколеса

Нормальная деформация $h_{ш}$ (рис.1) выражается в уменьшении расстояния от оси колеса до его опорной поверхности под действием нормальной нагрузки Q_k , действующей от остова на колесо. Нормальная деформация характеризует нагрузочную способность и в значительной мере плавность хода машину. Наибольшее допустимое значение нормальной Q_k на колесо, при которой, несмотря на радиальную деформацию, обеспечивается определенный срок службы шины при заданном давлении воздуха в ней, называют грузоподъемностью шины. Нормальная нагрузка регламентируется ГОСТ 7463-2003.

Между нормальной деформацией $h_{ш}$ и нагрузкой на колесо Q_k отсутствует прямая зависимость. По мере возрастания нагрузки на колесо деформация замедляется (рис.2. сплошная линия). Однако в пределах реальных нагрузок действующих со стороны машину на колесо, можно принять с достаточной степенью точности линейную зависимость между Q_k и $h_{ш}$ (рис. 2, пунктирная линия):

$$h_{ш} = Q_k / \lambda_n; \quad \lambda_n = Q_k / h_{ш}; \quad (3,6)$$

где: λ_n -коэффициент жесткости шины в нормальном направлении.

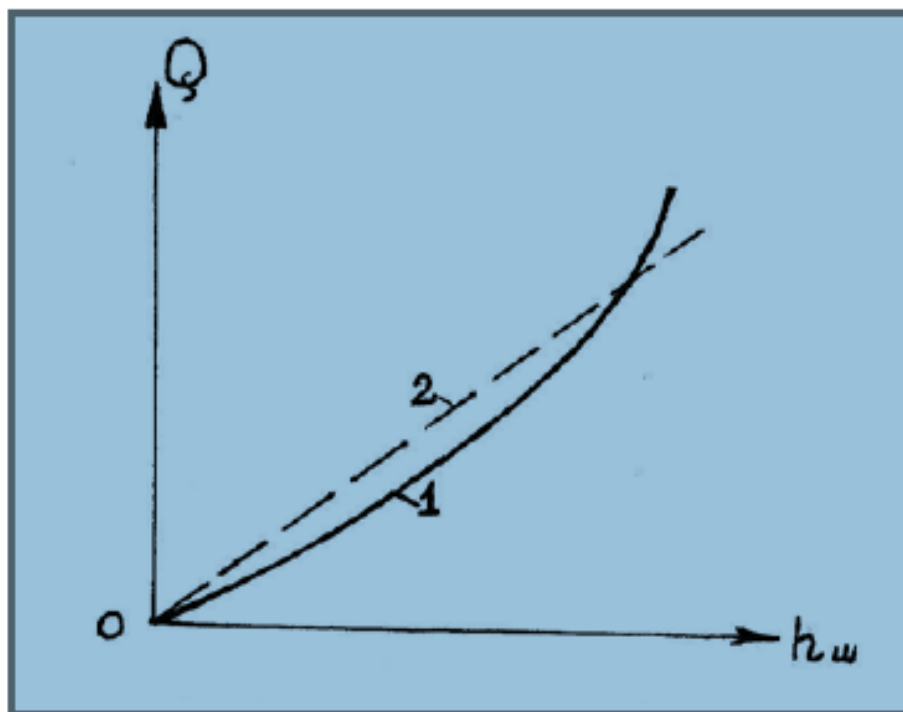


Рис. 2. Влияние нормальной нагрузки на деформацию шины:
1-реальная зависимость; 2-линейризованная зависимость.

Коэффициент жесткости λ_n можно также определить, если известны давление воздуха в шине $h_{ш}$ и геометрические размеры шины, по формуле Хейдекеля

$$\lambda_n = 2\pi p_{ш} (r_o - r_c)^{0,5} \quad (3,7)$$

где: r_o -свободный радиус колеса; $r_c=0,5b$ - радиус качения шины
 Значение коэффициента жесткости λ_n в зависимости от давления воздуха в шине (от 0,08 до 0,20 МПа) и типа применяемых шин с диагональным кордом колеблется от 80 до 200 кН/м а для шин с радиальным кордом – от 200 до 340 кН/м.

Тангенциальная деформация. Податливость шины в окружном направлении значительно меньше, чем в радиальном направлении. Окружные деформации вызываются действием крутящих моментов подведенных к колесу. Та часть окружной деформации которая вызвана действием этих моментов называется тангенциальной деформацией. Тангенциальная жесткость шины λ_τ характеризуется отношением прикладываемого крутящего момента M_k к вызываемому им углу закрутки шины $\varphi_{ш}$ т.е. угловой жесткостью

$$\lambda_\tau = M_k / \varphi_{ш} \quad [\text{Нм/рад}] ;$$

Тангенциальная деформация колеса приводит к увеличению общей нормальной деформации колеса на величину h_τ прямо пропорциональную M_k и обратно пропорциональную λ_τ , т.е.

$$h_\tau = k_\tau M_k / \lambda_\tau \quad (3.9)$$

где: k_τ =коэффициент пропорциональности.

Таким образом, общая нормальная деформация при одновременном действии нагрузок на колесо Q_k и M_k будет определяться выражением

$$h_\tau = h_{ш} + h_\tau \quad (3.10)$$

Поперечная (боковая) деформация. Большое значение с точки зрения управляемости машину имеет податливость шины в боковом направлении. Если к вертикально установленному колесу машину и движущемуся в плоскости своего вращения по направлению, указанному стрелкой V , приложить боковую силу Z_6 , действующую вдоль оси колеса (рис.3.4.) то это вызовет искажение профиля шины и изменение формы ее контакта с дорогой. Это вызовет, так называемый увод колеса, который выражается в том, что колесо

отклоняется от первоначального направления и начинает двигаться под некоторым углом φ к нему, как показано на рис.8 стрелкой V. Этот угол называется углом бокового увода. Отношение

$$k_{yв} = Z_{\sigma} / \varphi_{yв} \quad (3.11)$$

Угловая деформация шины возникает, если к колесу нагруженному нормальной силой Q_k приложить момент M_{ψ} , параллельный поверхности пути (рис.3).

Угловая деформация проявляется в том, что средняя линия протектора а-а отклоняется на некоторый угол ψ от средней линии b-b площади контакта шины с другой. Угловая жесткость шины определяется выражением

$$\lambda_{\psi} = M_{\psi} / \psi \quad (3.12)$$

элементов протектора по дороге. Однако при дальнейшем увеличении момента M_{ψ} начинается скольжение шины и угол ψ интенсивно возрастает.

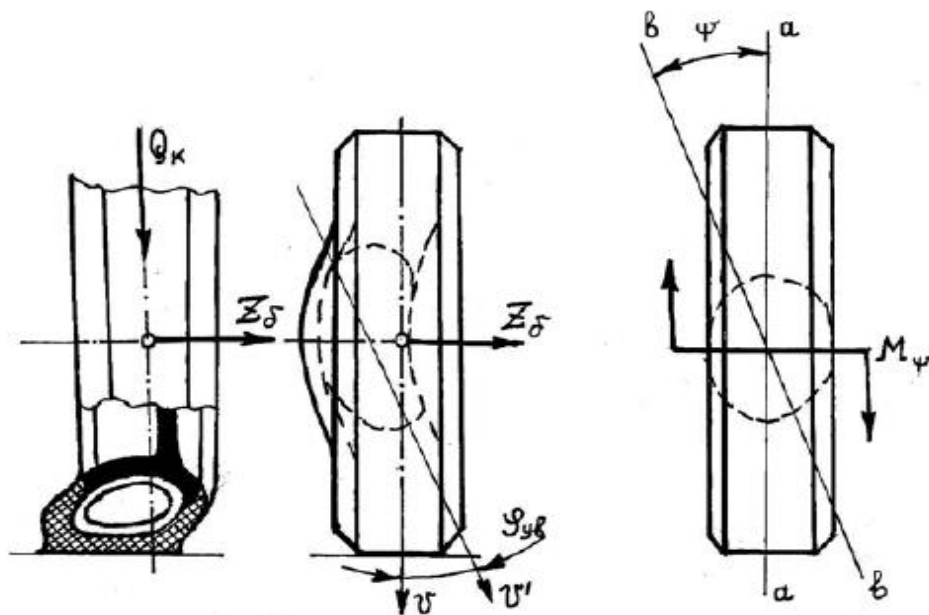


Рис. 3. Схемы бокового увода $\varphi_{yв}$ и угловой деформации ψ шины.

Основное влияние на сопротивление боковому уводу оказывают конструкция, размеры шины и давление воздуха в ней. Уравнение (3.11), устанавливающее линейную зависимость между силой Z_{σ} и углом $\varphi_{yв}$, справедливо лишь тогда, когда увод происходит без бокового скольжения шины. Этому соответствуют весьма

ограниченные углы увода, не превышающие значение $3...5^0$ у тракторных шин.

Благодаря угловой податливости шины колесо может в некоторых пределах отклоняться от направления движения без заметного проскальзывания.

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЫ

В связи с различными видами деформаций, которым подвергается пневматическая шина, радиус ее не имеет единственного определенного значения. Различают следующие радиусы колеса, снабженного пневматической шиной: свободный r_0 , статический $r_{ст}$, динамический (силовой) $r_д$ и пневматический (или просто радиус качения) $r_к$.

Свободным радиусом называется наружный радиус ненагруженного колеса (рис. 4). Он может несколько меняться в зависимости от давления в шине. Однако в практике его можно считать величиной постоянной.

Статическим радиусом называется расстояние от оси неподвижного колеса, нагруженного нормальной силой, до плоскости его опоры (рис.4)

$$r_{ст} = r_0 - h_{ш}$$

где: $h_{ш}$ -статическая деформация шины.

С увеличением нормальной нагрузки и снижения давления воздуха в шине статический радиус уменьшается.

Динамическим (силовым) радиусом $r_д$ движущегося колеса называется расстояние от оси колеса до продольной составляющей X результирующей (равнодействующей) реакции грунта R на колесо (рис.5). Когда колесо катится по твердой дороге, практически $r_д = r_{ст} = r_0 - h_{ш}$ (см. рис.2). В общем же случае при движении по деформируемому грунту динамический радиус больше статического радиуса и меньше, чем расстояние от оси колеса до дна колеи (рис.3.5).

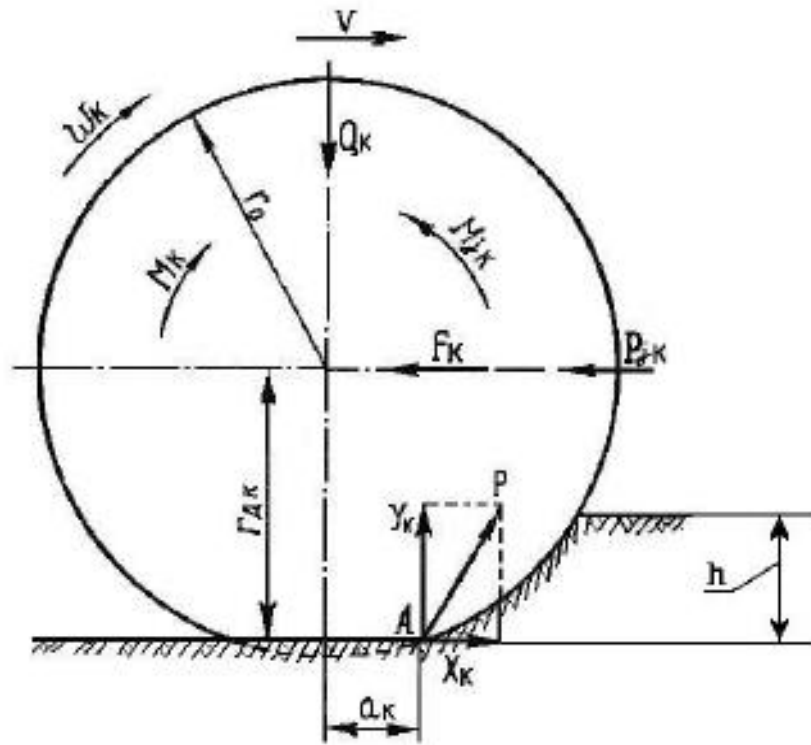


Рис.5. Динамический радиус ведущего пневмоколеса при его движении по деформируемой поверхности

Кинематическим радиусом r_k называется радиус такого фиктивного колеса, которое при вращении с заданной угловой скоростью ω_k , двигаясь без скольжения по поверхности грунта, имеет такую же поступательную скорость своей оси v , какую имеет действительное колесо. Этот радиус определяет путь, проходимый колесом за один оборот и определяется по формуле

$$r_k = v / \omega_k v_T (1 - \delta) \omega_k = r_d (1 - \delta) \quad (3.14)$$

Радиус r_k – величина переменная, т.к. он зависит от величины коэффициента буксования (или юза) δ . Значение коэффициента δ подсчитывается также, как и для случая качения недеформируемых колеса и опорной поверхности, по формуле (3.14). Однако следует отметить, что для пневматического колеса характерно скольжение всей опорной его площадки («пятна контакта»). Причем, отдельные точки этой площадки, расположенные вдоль ее продольной оси симметрии, вследствие того, что они расположены на различных расстояниях от центра колеса O и шина обладает тангенциальной упругостью, скользят с различной абсолютной скоростью $v_a = v_{\text{букс}} = v_T - v$ относительно дороги. Поэтому при теоретических исследованиях принимают наименьшую скорость скольжения, которой обладает точка наружной поверхности шины, входящей в контакт с опорной поверхностью дороги, и это значение $v_{\text{букс}}$ определяет значение

коэффициента δ . При этом значение теоретической скорости определяет по формуле

$$V_T = r_d \omega_k \quad (3.15)$$

Из анализа выражения (3.14) следует, что при буксовании колеса ($\delta > 0$) кинематический радиус r_k меньше динамического радиуса r_d , на величину Δr , а при юзе колеса ($\delta < 0$) – больше на величину Δr (рис.6), где $\Delta r = r_d \delta$.

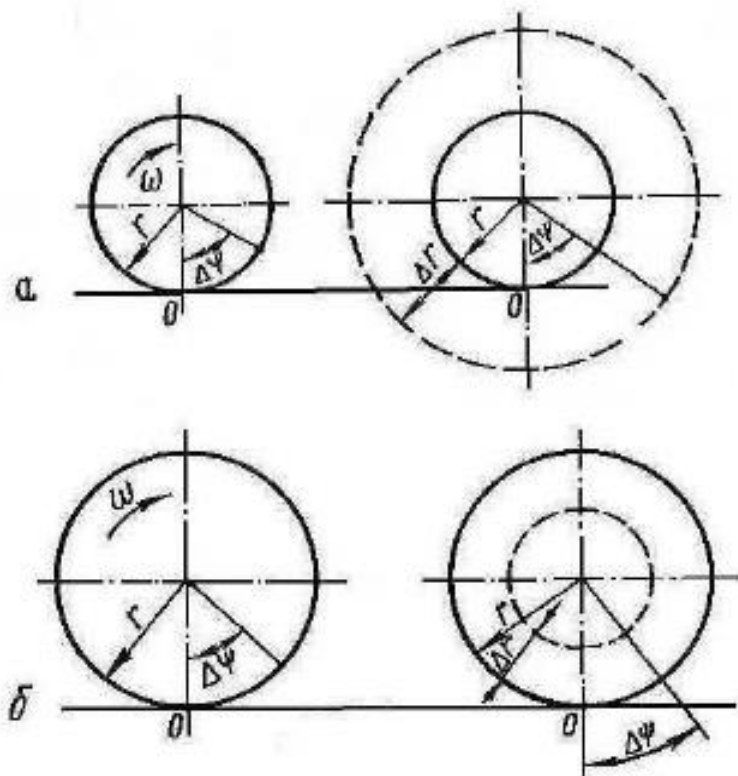


Рис.6. Кинематика качения жесткого колеса ($r = r_d$)
а-при юзе; б-при буксовании.

Необходимость в кинематическом радиусе объясняется тем, что вследствие тангенциальной эластичности и проскальзывания отдельных элементов колеса путь s , проходимый колесом за n_k его оборотов, не равен произведённую величины $2\pi n_k$ на радиус r , а равен этой величине, умноженной на некоторый фиктивный кинематический радиус r_k , т.е. на такой радиус, который нельзя непосредственно измерить. Кинематический радиус является одной из важнейших кинематических характеристик колеса, поскольку он связывает между собой действительную скорость V и угловую скорость колеса ω_k (формула (3.14)).

Для того, чтобы представить сущность юза и буксования, заменим реальное колеса воображаемым. Из рис.6, а наглядно видно,

что при юзе колеса его можно заменить колесом большего радиуса ($r_k = r - \Delta r < r$), которое катится по поверхности без буксования.

Таким образом, путь, пройденный осью воображаемого колеса при юзе равен $\Delta s = (r + \Delta r) \Delta \varphi$, а при буксовании $-\Delta s = (r + \Delta r) \Delta \varphi$.

ГИСТЕРЕЗИСНЫЕ СВОЙСТВА ПНЕВМОШИНЫ

Гистерезис (греч. ὑστέρησις — отставание, запаздывание) — свойство систем, мгновенный отклик которых на приложенные к ним воздействия зависит в том числе и от их текущего состояния, а поведение системы на интервале времени во многом определяется её предысторией. Для гистерезиса характерно явление «насыщения», а также неодинаковость траекторий между крайними состояниями (отсюда наличие остроугольной петли на графиках).

Динамический гистерезис наблюдают при циклически изменяющихся напряжениях, максимальная амплитуда которых существенно ниже предела упругости. Причиной этого вида гистерезиса является неупругость либо вязкоупругость. При неупругости, помимо чисто упругой деформации (отвечающей закону Гука), имеется составляющая, которая полностью исчезает при снятии напряжений, но с некоторым запаздыванием, а при вязкоупругости эта составляющая со временем исчезает не полностью. Как при неупругом, так и вязкоупругом поведении величина - энергия упругой деформации - не зависит от амплитуды деформации и меняется с частотой изменения нагрузки.

Гистерезисные свойства резины. Эластические и гистерезисные свойства резин. Эти свойства исключительно важны с точки зрения эксплуатационных показателей шин. Для их характеристики применяют такие показатели, как относительное удлинение, эластичность по отскоку, динамический модуль, теплообразование и т. д.

Скорость разрастания трещин в большей степени зависит от гистерезисных свойств резин.

Гистерезис наполненных каучуков выше, чем ненаполненных. Причинами повышенного гистерезиса являются энергия, выделяющаяся при разрыве физических связей между частицами наполнителя [частицами наполнителя](#) и каучуком, и заторможенность движения полимерных цепей у поверхности частиц наполнителя.

Важно подчеркнуть, что энергия задира резины не связана непосредственно с сопротивлением разрыву. Энергия разрыва есть

энергия, необходимая для растяжения резины до максимального удлинения, которое может выдержать образец. Она зависит от формы кривой напряжение - деформация так же, как зависят характеристики гистерезисных свойств резины. Можно, например, различить две разных резины первую - обладающую высоким сопротивлением разрыву, но очень малым разрывным удлинением в очень малыми гистерезисными потерями, и вторую - с низкой прочностью, но высоким разрывным, удлинением и большими гистерезисными потерями. Несмотря на сравнительно низкую прочность, вторая резина может все-таки характеризоваться высоким значением энергии задира.

Упруго-гистерезисные свойства резин с ферритовыми наполнителями принято характеризовать эластичностью по упругому отскоку. Эластичность по отскоку определяется как отношение энергии, возвращенной резиновым образцом после удара по нему, к общей энергии, затраченной на удар.

Подобная закономерность в значительной мере обусловлена различием в гистерезисных свойствах резин на основе аморфных и кристаллизующихся каучуков и способностью последних к кристаллизационному упрочнению. Что касается резин на основе аморфных каучуков, то скорость разрастания дефекта, в значительной мере зависит от их способности к молекулярной ориентации при деформировании.

Гистерезисные потери, свойственные резине, способствуют быстрому затуханию собственных колебаний, т. е. самоторможению резинового амортизатора. Большими гистерезисными потерями обладают высокоэластичные мягкие (низкомодульные резины), но амортизаторы из таких резин имеют большую осадку и значительное теплообразование. В существенно различных частотных режимах как жесткость, так и гистерезисные свойства резины оказываются разными. При деформациях, протекающих с большой частотой, резина меньше гасит колебания.

Гистерезисные потери, свойственные резине, определяют ее способность к быстрому затуханию собственных колебаний, т. е. способность резинового амортизатора проявлять самоторможение. Большими гистерезисными потерями обладают высокоэластичные мягкие (низкомодульные резины), но амортизаторы из таких резин имеют большую осадку и значительное теплообразование. В существенно различных частотных режимах как жесткость, так и гистерезисные свойства резины оказываются разными. При деформациях, протекающих с большой частотой, способность резины гасить колебания будет меньшей.

При изучении общих закономерностей зависимости упруго-гистерезисных свойств резины от ее состава обнаруживается универсальная взаимосвязь между модулем внутреннего трения и неравновесной частью ее динамического модуля. Эта взаимосвязь может быть записана в виде эмпирического соотношения.

Методы определения динамических (упруго-гистерезисных) свойств резины. Так, факторы, оказывающие благоприятное влияние на прочность, в ряде случаев ухудшают гистерезисные свойства резины. Например, введение активных наполнителей в резины из некристаллизующихся каучуков повышает прочность, но одновременно резко увеличивает внутреннее трение.

Кроме того, СКИ-3-01 может широко использоваться при изготовлении обкладочных резин в промышленности из-за повышенной когезионной прочности его смесей, более высоким адгезионным и упруго-гистерезисным свойствам резин на его основе в сравнении с резинами из СКИ-3. В то же время уровень адгезии к металлокорду не полностью удовлетворяет при создании цельнометаллокордной шины, а модуль упругости и сопротивление задиру существенно уступает резинам из НК.

Деформационные, или упруго-гистерезисные свойства резины в динамических условиях могут определяться как на тех же приборах, что и усталостно-прочностные свойства (универсальные машины), так и отдельно.

Если на специальном обжимном стенде будем непрерывно нагружать и разгружать шину через ось колеса нормальной силой Q_k , непрерывно записывая значения нагрузки (разгрузки) и перемещения $h_{ш}$ колеса, то получим петлю гистерезиса (рис.7).

Площадь этой петли пропорциональная потерям энергии на трение в материале шины и протектора об основании. Как показывают опыты, гистерезисные потери увеличиваются при увеличении скорости деформации и при дополнительном нагружении шины ведущим моментом M_k , боковой силой Z_b и угловым моментом M_ψ

Гистерезисные потери в шине, как будет показано ниже, приводят к увеличению общего сопротивления качению колеса, которое будет складываться из сопротивления, обусловленного качения колеса по деформируемому грунту, и сопротивления, обусловленного потерями мощности на гистерезис шины.

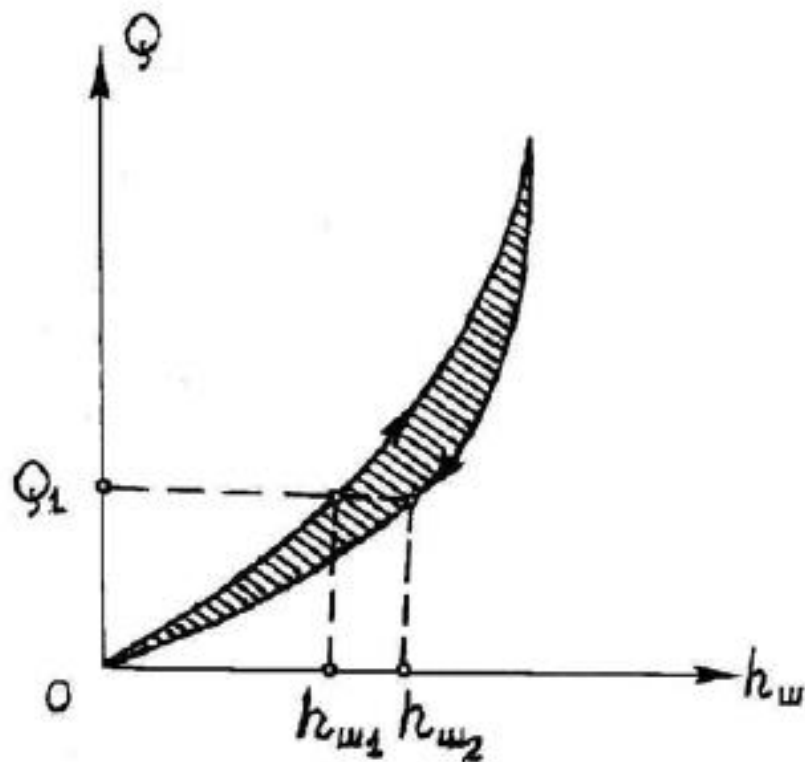


Рис.7. К вопросу о гистерезисе шины

ИЗНОС ТРАКТОРНЫХ ШИН

Основной проблемой для водителей тракторов остается чрезмерный или неравномерный износ шин. Об этом сообщается в составленном на основе ежегодного опроса потребителей.

Связанные с шинами проблемы заметно снизили общую удовлетворенность потребителей (на 99 баллов из 1000 максимально возможных). Исследования показывают также, что многие владельцы тягачей и тракторов, которые предназначены для сельскохозяйственных работ, используют свою технику для решения других задач, и это тоже негативно сказывается на состоянии шин.

Износ шин может привести к увеличению расхода топлива, а также к некомфортному, нестабильному движению, — отмечается в работе. — Потребители, сообщавшие о неравномерном или чрезмерном износе шин, в итоге ниже оценили топливную экономичность своей техники, сцепление и комфорт движения. Использование сельскохозяйственной техники в других областях приводит к быстрому износу шин. Чтобы владельцы тракторов были довольными шинами первичной комплектации, необходимо объяснять им важность правильного использования и обслуживания техники”.

Методика определения процент износа шин транспортных средств

П.1. Критериями износа (старения) шин являются:

- наличие повреждений и дефектов;
- срок эксплуатации;
- высота рисунка протектора.

П.2. Ресурс шины снижается, и соответственно увеличивается процент износа:

- если поврежден борт при монтаже, до 10%;
- если обнаружены выкрашивание, сколы, трещины на протекторе или трещины и износ боковины без оголения корда, до 20%;
- при обнаружении местного износа (пятнистости) протектора, до 25%.

Примечание. Шины с расслоением каркаса признаются изношенными на 100%.

П.3. К проценту износа, определенному по техническому состоянию, прибавляется процент износа (старения) по сроку эксплуатации шины.

За три года эксплуатации шина от старения теряет, пропорционально сроку эксплуатации, до 10% ресурса.

В интервале от 3-х до 5-ти лет старение шины увеличивается до 25%. Шина со сроком эксплуатации свыше 5-ти лет может достигать расчетного процента износа, равного 50%.

Срок эксплуатации определяется по дате изготовления в соответствии с заводской маркировкой по ГОСТ 7463-2003.

П.4. Ресурс протектора шины характеризуется его высотой на новой шине (V_n) (см. таблицу 9) за вычетом минимально допустимой остаточной высоты протектора ($V_{доп}$), при которой шина должна сниматься с эксплуатации (для шин легковых автомобилей - 1,6 мм, для грузовых автомобилей - 1,0 мм, автобусов - 2,0 мм, мотоциклов - 0,8 мм).

П.5. Остаточная (фактическая) высота рисунка протектора шины ($V_{ф}$) определяется как среднее арифметическое высот, измеренных в 4-х

взаимоперпендикулярных сечениях шины по окружности. Целесообразнее производить такие замеры в плоскостях естественной симметрии колеса. В каждом сечении высота рисунка определяется по зоне беговой дорожки, имеющей максимальный износ.

П.6. Процент износа шины по высоте протектора рассчитывается по формуле:

$$И_{ш}=(В_{н}-В_{ф})\cdot 100\% / (В_{н}-В_{доп})$$

П.7. Для шин со 100% износом протектора, но пригодных к восстановлению, устанавливается стоимость, равная залоговой цене покрышки, подлежащей восстановлению, что в среднем составляет 0,03% от стоимости новой покрышки.

П.8. Для шин, непригодных к дальнейшей эксплуатации и восстановлению, устанавливается условный износ 100%, а стоимость приравнивается к стоимости вторичного сырья.

П.9. Износ покрышек, восстановленных методом наложения нового протектора, определяется описанным выше методом, при этом номинальная высота рисунка обновленного протектора принимается равной 10 мм - для легковых автомобилей, 20 мм - для грузовых автомобилей и автобусов, а средняя стоимость восстановленной покрышки равна стоимости восстановительного ремонта плюс залоговая стоимость покрышки, подлежащей восстановлению, что в среднем составляет 0,2% от стоимости новой покрышки.

П.10. При расчете износа камерных шин необходимо принимать в расчет стоимость шины с камерой.

П.11. Ниже приведены значения высоты рисунка протектора ряда моделей шин.

КАК ПРОДЛИТЬ СРОК СЛУЖБЫ ТРАКТОРНЫХ ШИН

В работе даются практические рекомендации по наилучшему сохранению шин в процессе их эксплуатации.

Шины тракторов - достаточно сложные и дорогие изделия

Шины тракторов - достаточно сложные и дорогие изделия. Для уменьшения эксплуатационных затрат важно увеличить срок службы шин, сохраняя при этом их технические показатели.

Выход один - не нарушать правил эксплуатации и выполнять

требования технического обслуживания шин и ходовой части в целом.

В числе этих требований - обеспечение чистоты мест стоянок тракторов, а также отсутствие загрязнений этих мест нефтепродуктами и другими веществами, разрушающими резину. На обогреваемой стоянке трактор должен находиться на расстоянии не менее 1 м от приборов отопительных систем.

При стоянке трактора нужно выдерживать внутреннее давление воздуха в шинах, соответствующее установленным нормам. В случае длительного хранения (более 10 дней) тракторы устанавливают на специальные подставки, обеспечивающие вывешивание колес (разгружаются шины и элементы подвески). При этом давление в шинах может быть снижено на 20...30%. При более длительном хранении (несколько месяцев) давление в шинах периодически проверяют и при необходимости доводят до требуемого.

Если трактор установлен на подставки, то шины сохраняются и в зимний период даже при отсутствии складских помещений. Давление в шинах ведущих колес поддерживают при этом 0,07...0,08 МПа (0,7...0,8 кгс/см²), а в шинах направляющих колес - 0,14...0,15 МПа (1,4...1,5 кгс/ см²). Для предотвращения прямого воздействия солнечных лучей и атмосферных воздействий шины смазывают специальными защитными составами или прикрывают светлыми чехлами из плотной ткани. В качестве защитных составов можно применять известковую побелку или мелоказеиновый состав.

Для наилучшего сохранения шин в процессе эксплуатации нелишнее вспомнить правила:

- начинать движение трактора плавно, чтобы шины не буксовали;
- при уводе трактора в сторону проверить, не снизилось ли давление в шинах;
- не работать и не допускать стоянки трактора на шинах с пониженным или повышенным внутренним давлением и не уменьшать давление воздуха в шинах, если оно увеличилось в

результате нагрева при движении (в тракторных шинах после их нагрева давление повышается обычно на 0,02 МПа);

- во время технических обслуживаний и при необходимости контролировать внутреннее давление в шинах, доводить его до нормы в соответствии с выполняемой работой;

- избегать чрезмерного буксования и скольжения (юза) колес;

- объезжать выбоины и ухабы, не наезжать на острые предметы, пни,

камни, глыбы почвы, разбросанные части сельскохозяйственных орудий и т. д.

- не допускать перегрузки шин;

- снижать скорость движения трактора на поворотах и разворотах, на дорогах, находящихся в неудовлетворительном состоянии и на переездах;

- пересекать железнодорожные пути только в местах, оборудованных для переезда, и не двигаться по шпалам;

- не допускать резкого торможения во избежание пятнистого износа шин;

- следить за технической исправностью узлов и деталей трактора, состояние которых влияет на интенсивность изнашивания шин (тормозная система, детали подвески колес, амортизаторы, рессоры, детали рулевого механизма и т. д.);

- не подъезжать к краям тротуаров вплотную, чтобы не повредить боковины покрышек и бескамерных шин;

- на остановках осматривать шины для обнаружения повреждений и мест утечек воздуха;

- вынимать застрявшие в шинах предметы;

- контролировать исправность вентиля и наличие на них колпачков;
- проверять крепление колес и при необходимости подтягивать крепежные соединения;
- при ремонте шин в дорожно-полевых условиях пользоваться только аптечками. Камеры с непривулканизированными заплатками при возвращении к месту хранения и ремонта трактора сдать в ремонт;
- содержать в полном порядке шиномонтажный инструмент, домкрат, ручной насос и ручной манометр, аптечку для ремонта шин, упоры под колеса, подставки под мосты, средства противоскольжения;
- не загрязнять места передвижения, стоянки, технического обслуживания и текущего ремонта трактора нефтепродуктами и другими веществами, вызывающими порчу шин;
- не допускать подтекания тормозной жидкости и попадания на шины смазки;
- не протирать диски и другие элементы колес керосином или другими нефтепродуктами;
- избегать передвижения по участкам дорог, загрязненным нефтепродуктами, покрытым свежим, еще горячим асфальтом или разлитым гудроном;
- не включать без надобности передний ведущий мост;
- на горизонтальных участках дорог избегать движения методом разгон-накат;
- постоянно контролировать техническое состояние шин.

При неожиданном проколе шины необходимо немедленно остановить трактор и отремонтировать или заменить камеру. Езда на спущенных шинах при любых условиях категорически запрещается. Недопустима также стоянка трактора на спущенных шинах.

Техническому обслуживанию шин тракторов, транспортируемых с заводов-изготовителей в хозяйства или на уборку урожая в различные районы страны железнодорожным или водным транспортом, следует уделять особое внимание. На время перевозок давление в шинах ведущих колес тракторов устанавливают на 0,05... 0,07 МПа (0,5... 0,7 кгс/см²) выше максимально допустимого с доведением его до нормы после снятия с железнодорожного или водного транспорта. При этом в шинах 720-665P(28,1R26) давление увеличивают на 0,11 МПа (1,1 кгс/см²). В шинах направляющих колес тракторов при транспортировании их железнодорожным транспортом и водным путем поддерживают максимально допустимое давление.

Наработка шин оценивается количеством условных эталонных гектаров на всех видах транспортных и сельскохозяйственных работ с учетом переездов с участка на участок.

Карточка учета, заведенная на каждую покрышку,- основной документ, характеризующий работу шины при предъявлении рекламаций, сдаче ее на восстановительный и в местный ремонт, начислении механизаторам премий за сбережение шин, при списании в утиль и других случаях.

Покрышки и шины регистрируют в карточках учета по серийным номерам. При стирании серийных номеров в процессе эксплуатации и ремонта можно на боковинах шин выжечь гаражные номера высотой до 45 мм и глубиной не более 1 мм. В этих случаях шины регистрируют в карточках по гаражным номерам.

При сдаче шин на обезличенное восстановление после соответствующей отметки в карточке учета их работы закрывают. После возвращения шин в хозяйство из необезличенного ремонта учет их работы продолжается. Заполнение всех граф карточек учета обязательно.

ШИНЫ ВЫСОКОГО И НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ В зависимости от конструкции и величины внутреннего давления воздуха различают шины высокого давления (от 4,5 до 7,5 кг/см²), низкого давления (от 2,0 до 4,25 кг/см²) и сверхнизкого давления (от 0,75 до 1,75 кг/см²). Шины низкого давления (баллоны) по сравнению

с шинами высокого давления имеют больший объем воздуха и меньшее число слоев корда. Такие шины имеют ряд преимуществ перед шинами высокого давления: у них большая поверхность сцепления с почвой, благодаря чему значительно снижается буксование колес, уменьшается удельное давление и улучшаются амортизационные свойства колес. Однако износ таких шин несколько больший, чем износ шин высокого давления. Размеры шин низкого давления обозначаются в дюймах двумя числами (например, 8,25 - 40) на боковой поверхности покрышки. Первое число указывает ширину профиля Б (см. элементы пневматических шин - рис. 116, а), а второе — диаметр обода Д1. Размеры шин высокого давления обозначают в дюймах тоже двумя числами (например, 34x7), где первое число означает наружный диаметр покрышки Д2, а второе — ширину профиля Б. Источник: www.traktora.org

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ШИН

Комплекс эксплуатационных свойств шины отражает степень ее соответствия назначению и условиям эксплуатации. Основными характеристиками шины являются грузоподъемность, допустимая скорость, тягово-сцепные качества, проходимость на различных грунтах, давление на почву, самоочищаемость рисунка протектора, способность противостоять механическим повреждениям, долговечность.

Наиболее многообразны требования к шинам для тракторов универсального назначения.

Колесные тракторы интенсивно используются в течение всего года. По условиям эксплуатации тракторных шин можно выделить две принципиально различные группы работ: сельскохозяйственные работы в поле (пахота, культивация, сев и др.) и транспортные работы. Доля последних от общего объема загрузки тракторов достигает 80%. В зависимости от условий эксплуатации требования к конструкции шин существенно различаются.

Для работы на мягком грунте или стерне шины должны обеспечить трактору максимальные тягово-сцепные качества, хорошую очищаемость, малое буксование и давление на почву, малую глубину следа. Это может быть обеспечено применением эластичных шин широкого профиля с малым числом слоев в каркасе, с редкими высокими (50...70 мм) грунтозацепами. Но такие шины непригодны для эксплуатации по грунтовым и особенно по усовершенствованным дорогам из-за большой интенсивности износа рисунка протектора. Скорость износа увеличивается в 3...3,5 раза за счет малой площади

контакта с дорогой, высокого давления на грунтозацеп и повышенного проскальзывания грунто-зацепов относительно дороги. Кроме того, при низком внутреннем давлении в шине 0,167...0,196 МПа (1,67... 1,96 кгс/см²) на транспортных работах резинокордный материал каркаса под грунтозацепами подвергается большим местным деформациям, что приводит к преждевременному разрушению каркаса.

Использовать на каждом тракторе два различных по конструкции комплекта шин (для сельскохозяйственных работ и для транспорта) неудобно, так как потребовалась бы частая смена шин. Кроме того, в результате увеличения длительности эксплуатации двух комплектов шин их старение и ухудшение физико-механических свойств приведет к определенным потерям ресурса. Наконец, эксплуатация трактора по усовершенствованным дорогам сопряжена с постоянными съездами в поле, что в период распутия на шинах дорожного типа невозможно. Выпускаемые в настоящее время конструкции тракторных шин разработаны с учетом эксплуатации как на сельскохозяйственных, так и на транспортных работах, поэтому их эксплуатационные свойства несколько хуже, чем свойства шин одного определенного типа.

Тракторные шины, особенно для мощных тракторов, выпускаемые ведущими зарубежными фирмами, в основном предназначены для эксплуатации только на мягком грунте.

Срок службы шин, экономичность и сила тяги трактора зависят от внутреннего давления в шине. Иногда считают, что, чем меньше внутреннее давление в шине, тем выше сила тяги. Это справедливо только на мало несущих болотистых почвах и песке, где благодаря увеличенной площади контакта уменьшается погружение шин в грунт, повышается проходимость и тяговая сила. Для грунтов с более высокой несущей способностью снижение или повышение внутреннего давления против рекомендуемого не позволяют достичь грунтозацепам нужного контакта с почвой из-за прогиба протектора внутрь шины или увеличения кривизны беговой дорожки.

Лучшее сцепление с грунтом обеспечивает шина с рекомендуемым давлением, такие шины также имеют равномерный износ протектора по беговой дорожке.

Внутреннее давление в шине оказывает влияние и на ее долговечность. Подпружинивание любой шины зависит от нагрузки и внутреннего давления. При нормальном внутреннем давлении обеспечивается наименьшее утомление каркаса покрышки. При избыточном давлении шина более чувствительна к ударам и порезам, а при пониженном давлении и увеличенном подпружинивании каркас

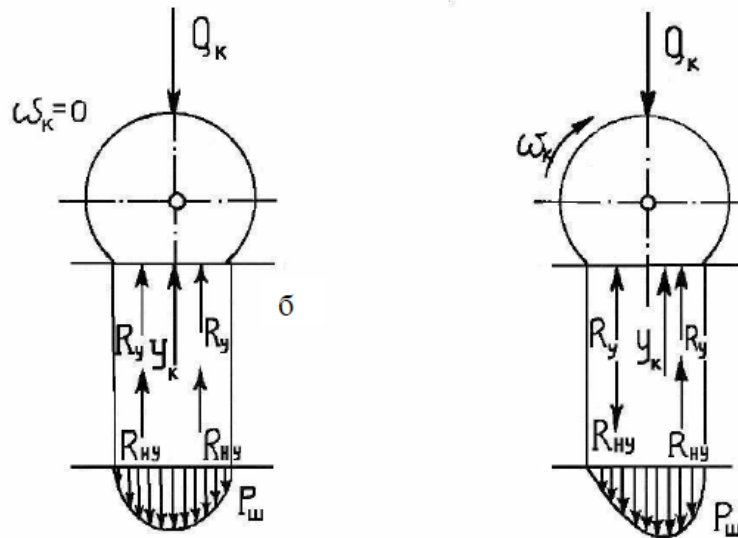
быстрее выходит из строя (излом, расслоение, появление сквозных трещин).

Поэтому в процессе создания и испытания каждой шины для нее устанавливается оптимальное внутреннее давление, при котором эксплуатация шины наиболее экономична. Учитывая разнообразие условий эксплуатации тракторных шин, и в зависимости от выполняемых работ и нагрузок на шины рекомендуются различные внутренние давления для ранних весенних работ, работ на грунте и транспортных работ.

В настоящее время на тракторах применяются как радиальные, так и диагональные шины. Эти шины различаются по эксплуатационным свойствам. Наилучшие эксплуатационные показатели обеспечивают радиальные шины. Благодаря меньшей слойности каркаса и радиальному расположению нитей корда радиальные шины более эластичны, имеют на 10...15% выше площадь контакта при одинаковых нагрузках на шину и внутреннем давлении, чем диагональные шины. Жесткий брекер в зоне беговой дорожки при качении шины способствует уменьшению смещения элементов протектора относительно дороги, что приводит к меньшему их износу по сравнению с диагональными шинами.

Радиальные шины обеспечивают трактору снижение давления на грунт примерно на 10...15%, повышение силы тяги на 10...12%, увеличение коэффициента полезного действия трактора на 3...5%, снижение расхода горючего. Срок службы радиальных тракторных шин на 15...20% выше срока службы диагональных шин. На тракторах радиальные сельскохозяйственные шины используются наиболее эффективно в режиме ведущих колес.

Особо важное значение приобретает в настоящее время проблема снижения уплотнения почвы колесами машинно-тракторных агрегатов, сохранения плодородия почвы и урожайности сельскохозяйственных культур.



**Рис. 8. Силы действующие на эластичное колесо
а-неподвижное колесо; б-катящееся колесо.**

ЗАДАЧИ ДЛЯ ПРАКТИЧЕСКОГО ЗАНЯТИЯ

Задача 1. Определить действительную скорость ведущего жесткого колеса трактора, если угловая скорость вала двигателя $\omega_d = 150$ рад / с; Передаточное число механической трансмиссии $u_{тр} = 50$; радиус ведущего колеса $r = 0,5$ м и буксование колеса равно $\delta = 0,1$.

Решение.

1. Определяем угловую скорость ведущего колеса

$$\omega_k = \omega_d / u_{тр} = 150/50 = 3 \text{ рад/с.}$$

2. Определяем теоретическую скорость качения колеса

$$V_T = r \omega_k = 0,5 \cdot 3 = 1,5 \text{ м/с} = 5,4 \text{ км/ч.}$$

3. Определяем действительную скорость колеса

$$V = V_T \cdot (1 - \delta) = 5,4 \cdot (1 - 0,1) = 4,86 \text{ км/ч.}$$

Задача 2. Определить статическую нагрузку на тракторную шину 16,9 R 30, если ширина и высота ее профиля соответственно равны $b = 0,42$ м $H = 0,43$ м, а давление воздуха в шине равно 80 кПа при статическом радиусе шины $r_{ст} = 0,7$ м

Решение.

1. Определяем свободный радиус шины

$$r_{ст} = D/2 + H = 76/2 + 0,43 = 0,38 + 0,43 = 0,81 \text{ м}$$

где: посадочный диаметр обода шины равен

$$D = 30'' = 30 \cdot 0,0254 = 0,76 \text{ м}$$

2. По формуле Хейдекеля определяем коэффициент нормальной жесткости шины

$$\lambda_H = 2 \cdot \pi \cdot p_{ш} \cdot (r_o \cdot r_c)^{0,5} = 2 \cdot 3,14 \cdot 80 \cdot (0,81 \cdot 0,21)^{0,5} = 259 \text{ кН/м}^2 = 259 \text{ кПа}$$

Где: радиус сечения обода шины $r_c = b / 2 = 0,42 / 2 = 0,21 \text{ м}$

3. Определяем статическую деформацию шины

$$h_{ст} = r_o - r_{ст} = 0,81 - 0,70 = 0,11 \text{ м}$$

4. Определяем статическую весовую нагрузку на шину

$$Q_{ст} = h_{ст} \cdot \lambda_H = 0,11 \cdot 259 = 28,5 \text{ кН}$$

Задача 3. Определить силу сопротивления качению P_{fk} ведущего колеса трактора, если динамический радиус колеса равен $r_d = 0,5 \text{ м}$; колесо нагружено ведущим моментом $M_k = 10 \text{ кНм}$ и нормальной весовой нагрузкой $Q = 20 \text{ кН}$, а коэффициент сцепления ведущего колеса с грунтом равен $\varphi_{гр} = 0,5$

Решение.

1. Определяем касательную силу тяги ведущего колеса

$$P_{fk} = M_k / r_d = 10 / 0,5 = 20 \text{ кН}$$

2. Определяем силу тяги ведущего колеса

$$X_k = \varphi_{гр} \cdot Y_k = \varphi_{гр} \cdot Q_k = 0,5 \cdot 20 = 10 \text{ кН}$$

3. Определяем искомую силу сопротивления качению ведущего колеса

$$P_{fk} = P_k - X_k = 20 - 10 = 10 \text{ кН}$$

Задача 4. Определить в каком силовом режиме будет работать колесо трактора, если к нему подводится ведущий момент $M_k = 4 \text{ кНм}$, а сила сопротивления его качению равна $P_f = 6 \text{ кН}$ при динамическом его радиусе $r_d = 0,5 \text{ м}$.

Решение.

1. Определяем по формуле (4.2) величину горизонтальной реакции грунта, действующей на опорную поверхность колеса

$$X_k = M_k / r_d - P_f = 4 / 0,5 - 6 = 8 - 6 = 2 \text{ кН}$$

2. Так как $M_k > 0$, а $X_k < 0$, то согласно выводов раздела 4.2 (см. рис. 4.3) делаем вывод, что режим качения колеса - нейтральный

Задача 5. Трактор 4К2 с крюковой нагрузкой $P_{кр} = 14$ кН движется прямолинейно с постоянной скоростью по горизонтальной поверхности грунта, при этом оси ведущих колес нагружены нормальной весовой нагрузкой $Q_k = 30$ кН, горизонтальной реакцией остова трактора $F_{ост} = 15$ кН, а также ведущим моментом $M_k = 9$ кНм; динамический радиус ведущего колеса равен $r_d = 0,5$ м. Определить значения составляющих тягового баланса трактора.

Решение.

1. Определяем касательную силу тяги ведущих колес

$$P_k = M_k / r_d = 9 / 0,5 = 18 \text{ кН}$$

2. Определяем силу тяги (толкающую силу) ведущих колес

$$X_k = X_2 = F_{ост} = 15 \text{ кН}$$

3. Определяем силу сопротивления качению ведущих колес

$$P_{f2} = P_k - X_k = 18 - 15 = 3 \text{ кН}$$

4. Определяем общую силу сопротивления ведущих и ведомых колес

$$P_f = P_{fk} - P_{f2} = P_k - P_{кр} = 18 - 14 = 4 \text{ кН}$$

5. Определяем силу сопротивления качению ведомых колес

$$P_{f1} = P_f - P_{f2} = 4 - 3 = 1 \text{ кН}$$

Задача 6. Для условий предыдущей задачи и результатов ее решения определить коэффициенты сцепления ведущих колес с грунтом и коэффициенты сопротивления их качению.

Решение.

1. Определяем коэффициент сцепления ведущих колес с грунтом

$$\Phi_{гр} = X_k / Y_2 = F_{ост} / Q_k = 15 / 30 = 0,5$$

2. Определяем коэффициент сопротивления качению ведущих колес

$$f_2 = P_{f2} / Y_2 = 3 / 30 = 0,1$$

Задача 7. Задана угловая скорость вала двигателя $\omega_d = 200$ рад/с, передаточное число трансмиссии $u_2 = 50$ к задним ведущим колесам, динамический радиус которых равен $r_{d2} = 0,5$ м, а их буксование равно $\delta_2 = 0,12$. Кроме того известно значение коэффициента кинематического несоответствия передних и задних ведущих колес трактор $k_n = 1,04$ при заблокированном их приводе

Определить теоретические и действительные поступательные скорости передних и задних колес

Решение.

1. Определяем угловую скорость задних ведущих колес

$$\omega_2 = \omega_d / u_2 = 200 / 50 = 4 \text{ рад/с}$$

2. Определяем теоретическую скорость задних ведущих колес

$$V_{T2} = \omega_2 r_{d2} = 4 \cdot 0,5 = 2 \text{ м /с}$$

3. Определяем теоретическую скорость передних ведущих колес

$$V_{T1} = V_{T2} / k_H = 2/1,04 = 1,923 \text{ м/с}$$

4. Определяем буксование передних ведущих колес

$$\delta_1 = 1 - k_H (1 - \delta_2) = 1 - 1,04 (1 - 0,12) = 0,085$$

5. Определяем действительные скорости передних и задних колес трактора

$$V_1 = V_{T1} (1 - \delta_1) = 1,923 (1 - 0,085) = 1,76 \text{ м/с}$$

$$V_2 = V_{T2} (1 - \delta_1) = 2(1 - 0,12) = 1,76 \text{ м/с}$$

Вывод: Как и следовало ожидать, действительные скорости передних и задних скоростей одинаковы.

Задача 8. Полноприводный трактор с колесной формулой 4К4а оснащен МСХ для исключения циркуляции мощности. Определить требуемое соотношение передаточных чисел к ведущим осям трактора, если известно, что отношение статических радиусов ведущих передних и задних колес равно $r_{ст1} / r_{ст2} = 0,6$.

Решение.

1. Принимаем в соответствии с формулой (6.7) значение коэффициента кинематического несоответствия равным

$$k_{HO} = 1,05$$

2. По формуле (6.8) определяем требуемое соотношение передаточных чисел

$$u_1 / u_2 = k_{HO} r_{d1} / r_{d2} = 1,05 \cdot 0,6 = 0,63$$

где принято приближенно при расчете, что

$$r_{d1} / r_{d2} = r_{ст1} / r_{ст2}$$

Задача 9. Оценить тяговый КПД колесного трактора 4К2 с эксплуатационной массой $m_3 = 3 \text{ т}$ работающего в номинальном тяговом режиме на стерне колосовых, если известно, что мощность от двигателя поступает на ведущие колеса трактора через цилиндрический ряд

шестерен с тремя полюсами зацепления и одну коническую пару шестерен

Решение.

1. По формуле (7.9) определяем механический КПД силовой цепи трактора

$$\eta_m = \eta_{тр} = \eta_1^{n1} \cdot \eta_2^{n2} \cdot \eta_3^{n3} = 0,99^3 \cdot 0,98^1 \cdot 0,99^0 = 0,95$$

2. Принимая $f = 0,12$, определяем силу сопротивления качения трактора при движении его по стерне

$$P_f = f \cdot G_3 = f \cdot g \cdot m_3 = 0,12 \cdot 9,81 \cdot 3 = 3,53 \text{ кН}$$

3. По формуле (7.10) определяем КПД сопротивления качению трактора

$$\eta_f = 1 - P_f / P_k = 1 - 3,53 / 14 = 1 - 0,252 = 0,748$$

где: для колесного трактора 4К2 в номинальном тяговом режиме принято значение $P_k = 14$ кН.

4. Определяем КПД буксования трактора по формуле (7.11)

$$\eta_\delta = v/v_T = 1 - \delta = 1 - 0,18 = 0,82$$

5. Определяем по формуле (7.6) искомый тяговый КПД трактора

$$\eta_T = \eta_m \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta = 0,95 \cdot 0,748 \cdot 0,82 = 0,583$$

Задача 10. Оценить тяговый КПД колесного трактора 4К4а класса 1,4 с эксплуатационной массой $m_3 = 3$ т, Работающего в номинальном тяговом режиме на стерне колосовых, если известно, что мощность от двигателя поступает на ведущие колеса трактора через приводы трансмиссии к передним и задним колесам, имеющими соответственно механические КПД $\eta_{m1} = 0,94$ и $\eta_{m2} = 0,95$.

Решение.

1. Определяем параметры, необходимые для расчета нормальных реакций Y_1 и Y_2 по формулам (5.17) и (5.18) с учётом формул (5.15) и (5.16):

- эксплуатационный вес трактора $G_3 = g \cdot m_3 = 9,81 \cdot 3 = 29,43$ кН;

- статические коэффициенты нагрузки колес $\lambda_{ст1} = 0,35$; $\lambda_{ст2} = 0,65$ (см.табл. 5.1);

- конструктивные параметры принимаем равными $h_{кр} = 0,4$ м и $L = 2,46$ м (см.рис. 5.1.);

2. По формулам (5.15) и (5.16) рассчитываем коэффициенты динамической нагрузки колес в рассматриваемом режиме движения

$$\lambda_1 = \lambda_{ст1} - P_{кр} \cdot h_{кр} / (L \cdot G_3) = 0,35 - 14 \cdot 0,4 / (2,46 \cdot 29,43) = 0,35 - 0,077 = 0,273$$

$$\lambda_2 = \lambda_{ст2} - P_{кр} \cdot h_{кр} / (L \cdot G_3) = 0,65 - 14 \cdot 0,4 / (2,46 \cdot 29,43) = 0,65 - 0,077 = 0,727$$

3. По формулам (5.17) и (5.18) рассчитываем нормальные нагрузки, действующие на передние и задние колеса

$$Y_1 = \lambda_1 \cdot G_3 = 0,273 \cdot 29,43 = 8,03 \text{ кН};$$

$$Y_2 = \lambda_2 \cdot G_3 = 0,727 \cdot 29,43 = 21,40 \text{ кН};$$

4. По формуле (7.21) определяем коэффициент соотношения нормальных нагрузок по мостам трактора

$$\beta = Y_1 / Y_2 = 8,03 / 21,40$$

5. Определяем частные силы сопротивления качению колес

$$P_{f1} = f Y_1 = 0,12 \cdot 8,03 = 0,96 \text{ кН};$$

$$P_{f2} = f Y_2 = 0,12 \cdot 21,40 = 2,57 \text{ кН};$$

6. Определяем общую касательную силу тяги трактора

$$P_k = P_f + P_{кр} = (P_{f1} + P_{f2}) + P_{кр} = (0,96 + 2,57) + 14 = 3,53 + 14 = 17,53 \text{ кН}.$$

7. По формулам (7.24) определяем частные КПД сопротивления качению колес трактора

$$P_{к1} = \beta \cdot P_k / (1 + \beta) = 0,375 \cdot 17,53 / (1 + 0,375) = 4,78 \text{ кН}.$$

$$P_{к2} = P_k / (1 + \beta) = 17,53 / (1 + 0,375) = 12,75 \text{ кН}.$$

8. По формулам (7.24) определяем частные КПД сопротивления качения колес трактора

$$\eta_{f1} = 1 - P_{f1} / P_{к1} = 1 - 0,96 / 4,78 = 0,80;$$

$$\eta_{f2} = 1 - P_{f2} / P_{к2} = 1 - 0,96 / 12,75 = 0,80.$$

9. При коэффициенте буксования задних колес $\delta_2 = 0,16$ и коэффициенте кинематического несоответствия передних и задних колес $\kappa_H = 1,05$ определяем по формуле (7.27) коэффициент буксования передних колес

$$\delta_1 = 1 - \kappa_H (1 - \delta_2) = 1 - 1,05(1 - 0,16) = 0,118$$

10. Определяем КПД буксования передних и задних колес

$$\eta_{\delta 1} = 1 - \delta_1 = 1 - 0,118 = 0,88;$$

$$\eta_{\delta 2} = 1 - \delta_2 = 1 - 0,16 = 0,84.$$

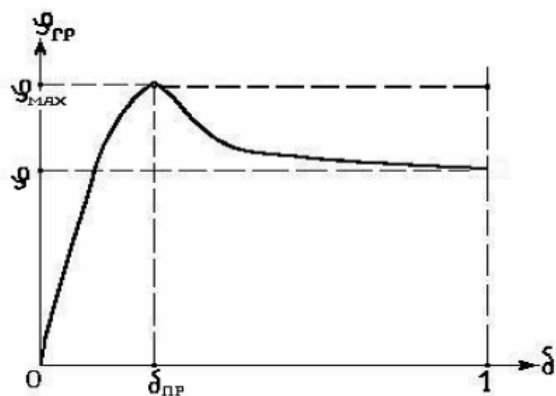


Рис.9. Буксование

11. По формуле (7.20) находим коэффициент γ

$$\gamma = \beta \cdot \eta_{\text{тр}2} / (\kappa_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{тр}1}) = 0,375 \cdot 0,95 / (1,05 \cdot 0,94) = 0,36$$

12. По формулам (7.25) и (7.26) определяем коэффициенты s_1 и s_2

$$s_1 = \gamma / (1 + \gamma) = 0,36 / (1 + 0,36) = 0,26;$$

$$s_2 = \gamma / (1 + \gamma) = 1 / (1 + 0,36) = 0,73.$$

13. По формулам (7,17) и (7.18) определяем частные тяговые КПД

$$\eta_{\text{т}1} = \eta_{\text{м}1} \cdot \eta_{f1} \cdot \eta_{\delta 1} = 0,94 \cdot 0,80 \cdot 0,88 = 0,66;$$

$$\eta_{\text{т}2} = \eta_{\text{м}2} \cdot \eta_{f2} \cdot \eta_{\delta 2} = 0,95 \cdot 0,80 \cdot 0,84 = 0,67.$$

14. По формуле (7.19) определяем искомое значение тягового КПД трактора.

$$\eta_{\text{т}} = s_1 \cdot \eta_{\text{т}1} + s_2 \cdot \eta_{\text{т}2} = 0,26 \cdot 0,66 + 0,73 \cdot 0,67 = 0,66$$

Список используемой литературы

1. Красносельский М. А., Покровский А. В. Системы с гистерезисом. — М.: Наука, 1983. -271 с.
2. R. V. Lapshin (1995). «Analytical model for the approximation of hysteresis loop and its application to the scanning tunneling microscope». Review of Scientific Instruments (AIP) **66**(9): 4718-4730. DOI:10.1063/1.1145314. ISSN 0034-6748. (перевод на русский).
3. S. Maynes, F. Yang, A. Parkhurst. Package Hysteresis (Tools for Modeling Rate-Dependent Hysteretic Processes and Ellipses). R-project (November 20, 2013). Проверено 11 декабря 2014.
4. Кнорозов В.И. Работа автомобильной шины. –М.: Транспорт, 1976. - 238 с.
5. Кутьков Г.М. Теория тракторов и автомобиля. –М.: Колос. 1996. -287 с.
6. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. –М.: Машиностроение, 1990. -352 с.
7. Савачкин В.А. Тяговый расчет трактора. –М.: МГТУ «МАМИ», 2000. -50 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Основные задачи динамики технологической машины и оборудования.....
2. Кинематические характеристики пневматической шины.....
3. Гистерезисные свойства пневмошины.....
4. Задачи для практического занятия.....

Мелибаев Махмуджон, доцент., к.т.н.

Расчет и проектирование технологического оборудования. Учебное пособие
для студентов вузов, обучающихся по специальности «Технологические
машины и оборудования»

Лицензия ЛР..... от 17.04.2017 г.

Подписано в печать 20.04.2017 г. Заказ 300 Тираж 200

Усл. П.л. 6,125 Уч. –изд. л. 6,4

Бумага типографская. Формат 60x90/16

НаМИСИ. Наманган, ул. Дустлик-12

