

термообработанного на bainитную структуру чугунов сопоставима с прочностью шестерен из стали 20ХНЗА.

2. Зависимость крутящего момента от угла закручивания у шестерен из литого и деформированного чугуна, а также серийных стальных имеет различный характер.

3. Для всестороннего сопоставления прочности шестерен из деформированного чугуна и стали 20ХНЗА необходимо проведение динамических испытаний в условиях реальной эксплуатации трансмиссии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шебастинов М.П., Абраменко Ю.Е., Бех Н.И. Высокопрочный чугун в автомобилестроении. – М.: Машиностроение, 1988. – 216 с.
2. Дудецкая Л.Р., Покровский А.И., Гаухштейн И.С. и др. Деформирование как средство упрочнения чугунных отливок. // Автомобильная промышленность. – 2001. – № 7. – С. 30–33.
3. Дудецкая Л.Р., Покровский А.И. Исследование прочности и пластичности чугунов в горячем состоянии. // Весці НАНБ. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2000. – № 4. – С. 51–55.
4. Заявка на изобретение РБ № 20000905 от 03.10.2000, МКИ⁵ В21К1/30. Способ изготовления зубчатых колес из высокопрочного чугуна. / Л.Р. Дудецкая, А.И. Покровский, И.С. Гаухштейн. Физико-технич. ин-т НАНБ; Заявл. 03.10.00; Оpubл. 20.02.02, Бюл. № 2 // Афішыны бюлетэнь. – 2002. – № 2. – С. 72.

УДК 629.114.2 – 182.8

В.Б. Попов

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГОСРЕДСТВА

*Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого
Гомель, Беларусь*

Подъемно-навесное устройство (ПНУ) является обязательным компонентом мобильного сельскохозяйственного агрегата (МСХА). Оно предназначено для связи мобильных энергоносителей (тракторов, универсальных энергосредств) с навесными орудиями. ПНУ представляет собой гидромеханическую систему, (рис.1) состоящую из гидропривода и механизма навески (МН). МН – основной структурный компонент ПНУ, определяющий характер взаимодействия мобильного энергосредства с навесной машиной (НМ).

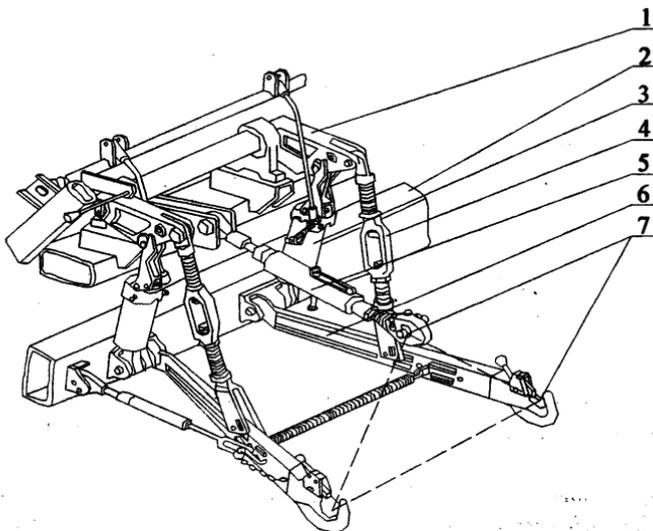


Рис. 1 Механизм навески универсального энергосредства «Полесье»:

1 – поворотный рычаг; 2 – рама энергосредства; 3 – гидроцилиндр; 4 – раскос; 5 – верхняя (центральная) тяга; 6 – нижняя тяга; 7 – шарниры присоединительного треугольника

МН представляет собой пространственный рычажный механизм, шарнирно закрепленный на раме энергосредства (2). Тяги МН через присоединительный треугольник (7) связаны с навесной машиной, условно принимаемой за выходное звено МН, Рама энергосредства, звенья МН и НМ вместе образуют замкнутую кинематическую цепь. Такое агрегатирование с рабочей машиной характерно для большинства мобильных энергосредств как отечественного, так и зарубежного производства.

Свойства МН обычно исследуют на базе его плоского аналога, получаемого из пространственной модели проецированием характерных точек механизма (центров шарниров) на его продольную плоскость симметрии (рис.2). В результате структурного анализа кинематической цепи имеем одноподвижный восьмизвенный механизм, изменение обобщенной координаты которого (ΔS) однозначно связано с положением выходного звена (L_c).

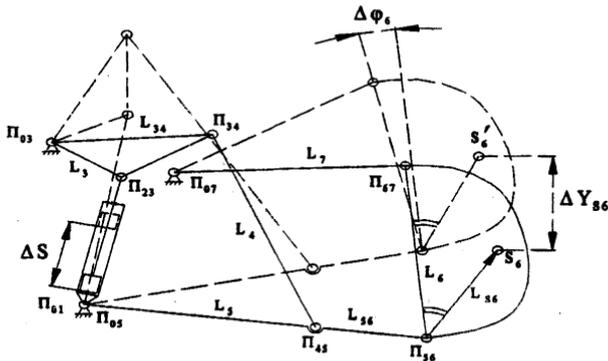


Рис. 2. Структурная схема механизма навески универсального энергосредства "Поле-сье" (на рисунке изображен перевод навесной машины в транспортное положение)

Понятие грузоподъемности ПНУ энергосредства здесь вводится по аналогии с грузоподъемностью ПНУ трактора [1], которая определяется массой поднимаемого груза при максимально допустимой величине усилия на штоке ГЦ механизма навески $F_{\text{нм}}^{\text{max}}$:

$$m = \frac{F_{\text{нм}}^{\text{max}} \cdot \eta_{\text{МН}}}{g \cdot I_S}, \quad (1)$$

где g - ускорение свободного падения; I_S - передаточное число МН; $\eta_{\text{МН}}$ - к.п.д. механизма навески.

Следует отметить, что в данном выражении потери на трение считаются постоянными, приведенная сила инерции не учитывается, а I_S определяется как отношение скоростей центра тяжести НМ и поршня ГЦ.

Расширение шлейфа, агрегируемых с мобильным энергосредством рабочих машин и орудий, сопровождающееся ростом их массово-геометрических характеристик, конфликтует с ограниченной мощностью гидропривода ПНУ. Для проектирования или модернизации ПНУ требуется более точное аналитическое описание его грузоподъемности. С этой целью предлагается проанализировать и дополнить выражение (1).

Передаточное число МН представляет собой аналог вертикальной скорости центра тяжести навесной машины [2], зависящий только от внутренних параметров МН:

$$I_S = \varphi'_3 \cdot U_{53} \cdot [L_{56} \cdot \cos \varphi_3 + U_{65} \cdot L_{56} \cdot \cos(\varphi_6 + \varphi_{56})], \quad (2)$$

где φ'_3 - аналог угловой скорости поворотного рычага; U_{53}, U_{65} - передаточные отношения, характеризующие связь между угловыми скоростями звеньев.

При этом полезная нагрузка на гидроцилиндре (ГЦ) пропорциональна I_S :

$$F(S) = P_g \cdot I(S) . \quad (3)$$

Величина приведенной к гц нагрузки с учетом сил трения и силы инерции навесной машины определяется по выражению:

$$F_{np}(S) = F(S) + F_{ин}^{np}(S) + F_{тр}^{np}(S), \quad (4)$$

где $F_{ин}^{np}$ - приведенная сила инерции; $F_{тр}^{np}$ - приведенная сила трения.

Максимальная движущая сила на штоке ГЦ (рис.3), преодолевающая соответствующую приведенную к ГЦ нагрузку определяется по выражению:

$$F_{инт}^{max} = P_{зп}^{max} \cdot F_c, \quad (5)$$

где F_c - площадь поршня силового ГЦ со стороны напорной магистрали.

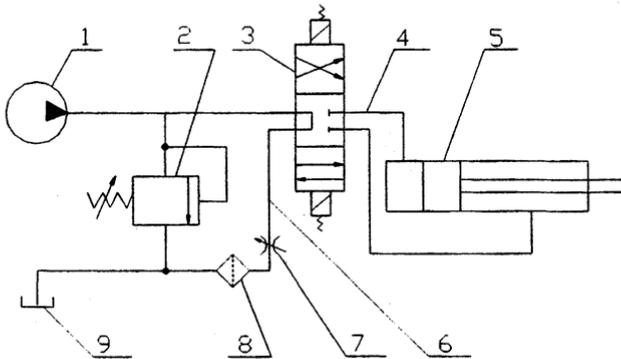


Рис. 3 Структурная схема гидропривода открытого типа:

1 - насос шестеренный; 2 - клапан предохранительный; 3 - гидрораспределитель; 4 - напорная магистраль гидропривода; 5 - гидроцилиндр; 6 - сливная магистраль; 7 -регулируемый дроссель; 8 -фильтр; 9 -бак

При этом максимальное давление в Гц ограничено настройкой предохранительного клапана и потерями давления в гидроприводе:

$$P_{зп}^{max} = P_{пк} - (\Delta p_{др} + \Delta p_{зм}). \quad (6)$$

Если при включении правой секции гидрораспределителя давление на предохранительном клапане (ПК) окажется большим или равным его настройке, т.е., сумма потерь давления на дросселе и в гидромагистрали и давления, индуцируемого в ГЦ приведенной нагрузкой, окажется больше или равной давлению настройки ПК, то ПК начнет перепускать рабочую жидкость на слив. В результате поршень ГЦ будет неподвижным, а перевод навесной машины в транспортное положение прекратится.

Динамический анализ гидропривода, связанного с навесной машиной через МН, дает возможность определить закон движения нагруженного поршня ГЦ [3] и потери давления. Для этого на основе эквивалентной динамической схемы, методики определения потерь давления и применения уравнения Лагранжа 2-го рода к машинному агрегату, состоящему из гидропривода и МН [3,4], формируется математическая модель динамического анализа в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E_{np}}{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)} \cdot Q - \frac{F_c \cdot E_{np}}{V_0 + F_c \cdot (S - S_0)} \cdot \dot{S} \\ p_2 = p_1 - (a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot S^2) \\ m(S) \cdot \ddot{S} + \frac{1}{2} \cdot m'(S) \cdot \dot{S}^2 = p_2 \cdot F_c - [F(S) + F_{mp}^{np}(S)] \end{cases} \quad (7)$$

где E_{np} - приведенный модуль объемной упругости; V_0 - начальный объем рабочей жидкости в напорной магистрали; S, S_0 - текущее и начальное значения обобщенной координаты; a_1, a_2, a_3 - коэффициенты, пропорциональные различным видам потерь давления; $m(S), m'(S)$ - приведенная масса и её производная по обобщенной координате; Q - объемный расход рабочей жидкости.

Выражение в левой части третьего уравнения системы представляет собой приведенную силу инерции. Выражение для приведенной массы формируется на основе закона сохранения кинетической энергии и не учитывает влияние масс звеньев МН. в результате решения системы численным методом (Рунге-Кутта 4-го порядка) определяется закон движения поршня ГЦ - $S(t) = f(S_0, \dot{S}, \ddot{S}, t)$, а также изменение давления у ГН - $p_1(t)$ и ГЦ - $p_2(t)$.

Расчет приведенной к штоку гидроцилиндра силы трения выполняем, считая ее равной отношению от деления суммы мгновенных мощностей трения, затрачиваемых в шарнирах МН на \dot{S} [5] плюс трение манжеты поршня о гильзу гидроцилиндра ($F_{мп}$):

$$F_{mp}^{np}(S) = F_{мп} + r \cdot f_{мп} \cdot \left\{ \sum_{i=1}^7 R_{\alpha_i}(S) \cdot \varphi_i(S) + \sum R_{\beta_j}(S) \cdot [\varphi_j(S) \pm \varphi'_{i+1}(S)] \right\} \quad (8)$$

где r - радиус шарниров; $f_{мп}$ - коэффициент трения; $R_{\alpha_i}(S), R_{\beta_j}(S)$ - силы реакции соответственно в неподвижных и подвижных шарнирах; $\varphi'_i, \varphi'_{i+1}$ - аналоги угловых скоростей звеньев МН.

Для упрощения выражения (7), полагаем радиусы шарниров и коэффициенты трения одинаковыми для всей пар. Реакции в шарнирах определяются обычным методом, из расчета действия полезной нагрузки (P_6).

Силу трения манжеты поршня о внутреннюю поверхность гильзы ГЦ определяем по выражению, полученному из [6]:

$$F_{\text{тр}} = \pi \cdot D \cdot l \cdot f_c \cdot p_m, \quad (9)$$

где D – диаметр поршня ГЦ; l – ширина манжеты; f_c – коэффициент трения манжеты о гильзу ГЦ; p_m – среднее давление в напорной полости ГЦ.

Анализ выражения (7) и (8) показывает, что потери на трение в шарнирах не зависят от скорости поршня и определяются внутренними параметрами МН и ГЦ.

Следует отметить, что I_s МН энергоносителей изменяется по мере подъема навесной машины, поэтому его максимальное значение и определяет тот вес НМ, который будет переведен, при помощи ПНУ, в транспортное положение.

В результате аналитическое выражение для грузоподъемности ПНУ имеет вид:

$$G_s = \frac{p_{\text{max}} \cdot F_c - [F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S^*) + F_{\text{тр}}^{\text{пр}}(S^*)]}{I_s^{\text{max}}}, \quad (10)$$

где S^* – значение обобщенной координаты соответствующее I_s^{max} .

Как следует из выражения (10) грузоподъемность ПНУ это интегральный показатель, зависящий одновременно от параметров ГЦ, МН и НМ.

Рассмотренное ПНУ включает механизм с заданным относительным движением подвижных звеньев и гидропривод открытого типа, которые помимо сельскохозяйственных, достаточно широко применяются в землеройных, грузоподъемных и дорожных машинах. Поэтому предлагаемая методика анализа грузоподъемности может быть использована для идентичных по структуре ПНУ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуськов В.В. и др. Тракторы, часть 3, конструирование и расчет: учебное пособие для втузов. -Мн.: Вышэйшая школа, 1981. -383с.
2. Попов В.Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей// Вестник ГГТУИМ. П.О.Сухого, 2000.
3. Попов В.Б. Математическое моделирование динамики подъема навесной машины// Современные проблемы машиноведения. Материалы МНТК. Том 2.- Гомель, 1998.- С. 80-83.
4. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1980. – 231с.
5. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. Пер. с латыш./Под ред. С.Н. Кожевникова.- М.: Наука, Главная редакция физико-

УДК 621.891.8

А.Ф. Присевок

ИЗНАШИВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПАР ТРЕНИЯ В ТЕХНОГЕННЫХ ВОДОРОДОСОДЕРЖАЩИХ СРЕДАХ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Актуальность исследований влияния водорода на физико-механические и эксплуатационные свойства деталей настолько очевидна, что этой проблемой в настоящее время занимаются во всем мире, так как области проявления водородного износа обширны. Практически все трущиеся поверхности деталей из стали, чугуна, титана и других металлических материалов содержат повышенное количество водорода, а это в конечном итоге в любой период эксплуатации скажется на сроке их службы.

1. Источники наводороживания металлов и сплавов

Известно, что контактное взаимодействие трущихся тел есть сложный энергетический процесс, когда в зоне контакта развиваются механо-химические и физико-химические явления, имеющие свой энергетический баланс. Трение фрикционной пары трибологической системы является диссипативным процессом и сопровождается возникновением высоких локальных и объемных температур, протеканием каталитических, электрохимических и других процессов, которые приводят к изменению физико-механических и прочностных свойств сопряженных поверхностей, т.е. протекает комплекс явлений, приводящий к возникновению контактных сил, характеризующихся полем сил.

Если в условиях трения возникшая температура превышает критическую температуру распада компонентов техногенной среды (химического волокна, полимера, смазки, продуктов биосинтеза), то в зоне контакта появляются разнообразные продукты износа: газообразные, жидкие, твердые [1, 2], которые содержат значительное количество водорода. Установлены [3-4] три основных источника наводороживания металлов (рис. 1):

- первый источник, когда водород присутствует в качестве одного (или единственного) из компонентов газовой фазы. Происходит адсорбция молекул водорода H_2