

невую группу, уменьшаются в 2,5...3 раза, а контактные напряжения в сопряженных поверхностях поршней и шаровых головок — в 3...3,5 раза.

Уменьшения скорости изнашивания поверхностей шаровых головок и гнезд стопорной пластины можно достичь известными способами, например путем выполнения на поверхности гнезд смазочных канавок.

Выбор рациональной конструкции поршневой группы является одним из главных в совокупности факторов, влияющих на характеристики аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком цилиндров. В предложенной гидромашине за счет нового конструктивного выполнения поршневой группы устранен ряд недостатков, присущих машинам традиционных конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Направления развития конструкций аксиально-поршневых насосов и гидромоторов / В.М.Петухов, Л.М.Бельферман, А.И.Жерняк и др.: Обзор. серия С-5. — М., 1981. — С. 8 — 26. 2. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. — М., 1985. — С. 41—42. 3. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под ред. Б.Б.Некрасова. — Мн., 1985. — С. 269—270. 4. А.с. 775377 (СССР). Аксиально-поршневая гидромашина. 5. W.W a l z e r, Geometrie und Kinematik der Zylindertrommelmitnahme in Axialkolbenmaschinen/Deutsch. Konstruktion. — 1985. — Vol. 37. — No 12. — S. 481—488.

УДК 629.114.2.012

А.Р.СОБОЛЕВСКИЙ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПОТЕРЬ В ХОДОВОЙ ЧАСТИ ТРАКТОРА

В связи с увеличением энергонасыщенности и рабочих скоростей современных тракторов все более актуальным становится поиск путей более полного использования их потенциальных возможностей. Это может быть достигнуто снижением потерь мощности и увеличением загрузки двигателя. Для решения поставленной задачи необходимо исследовать влияние различных параметров тракторного агрегата на потери мощности. Выбор оптимальных значений различных параметров позволит минимизировать эти потери, улучшить энергетический баланс тракторного агрегата и его КПД.

Теоретическими [1] и экспериментальными [2, 3] исследованиями установлено значительное увеличение потерь мощности в ходовой части трактора при повышении его рабочих скоростей. При этом результаты расчетов с использованием зависимостей, приведенных в учебниках по теории трактора, не согласуются с результатами экспериментов. Объясняется это особенностями преобразования сигналов нелинейными характеристиками упругих элементов ходовой части и нелинейными зависимостями между силами сопротивления качению и нормальными реакциями дороги на колесах трактора. Чем выше среднее квадратическое отклонение (СКО) высоты неровностей дороги, тем в большей мере проявляется влияние нелинейностей на увеличение потерь мощности трактора. Потери мощности зависят также от жесткости подвески и

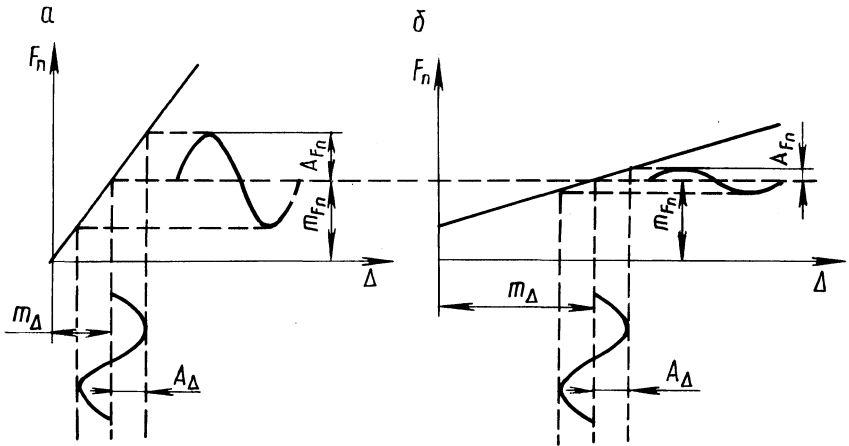


Рис. 1. Упругие характеристики подвески:

m_{Δ} и m_{F_n} — математическое ожидание деформации и упругой силы; A_{Δ} — амплитуда колебаний упругого элемента

шины, которые непосредственно влияют на дисперсию нормальных реакций дороги, обусловленную колебательными движениями тракторного агрегата.

На рис. 1, а, б приведены линейные характеристики двух упругих элементов различной жесткости. При синусоидальном изменении деформации упругого элемента Δ сила упругости F_n также изменяется по гармоническому закону, но СКО колебаний F_n (т.е. σ_{F_n}) больше для элемента с большей жесткостью. Это относится как к шине, так и к рессоре подвески. Чем больше амплитуда A_F усилия в подвеске F_n , тем больше амплитуда $A_{F_{ш}}$ нормальных реакций дороги $F_{ш}$.

Рассмотрим, как влияет $\sigma_{F_{ш}}$ на силу сопротивления качению. Как известно [4], при движении по грунтовой дороге сила сопротивления качению F_f пропорциональна кубу нормальной реакции дороги $F_{ш}$ (рис. 2). Проанализируем прохождение сигнала (в нашем случае переменной $F_{ш}$) с постоянным математическим ожиданием $m_{F_{ш}}$, но различными СКО $\sigma_{F_{ш}}$ через элемент с нелинейной характеристикой $F_f = f(F_{ш})$ (рис. 2, а, б). Как следует из рисунка, при большей $A_{F_{ш}}$, т.е. при большем значении $\sigma_{F_{ш}}$, возрастает не только σ_{F_f} но и математическое ожидание силы сопротивления качению m_{F_f} (рис. 2а). Таким образом, для снижения потерь мощности необходимо обеспечить снижение дисперсии вертикальных колебаний трактора. Это можно обеспечить выбором оптимальных характеристик подвески и шин.

При моделировании движения тракторного агрегата в составе трактора МТЗ-80 и прицепа 2ПТС-4 на высшей передаче по грунтовой дороге рассматривались два варианта подвески — серийная и опытная (табл. 1). Основным

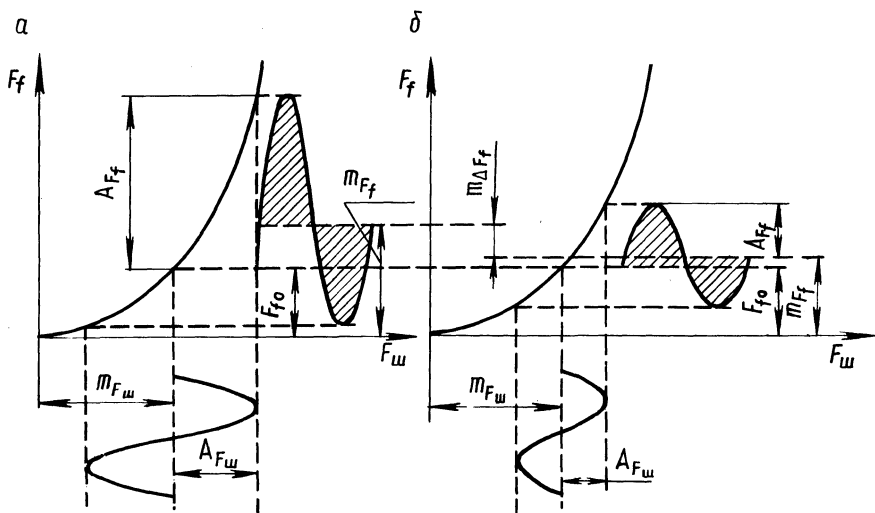


Рис. 2. Зависимость силы сопротивления качению F_f от нормальной реакции дороги $F_ш$:

$m_{F_ш}$, $A_{F_ш}$ — математическое ожидание и амплитуда колебаний нормальной реакции дороги; F_{f0} — сила сопротивления качению при статическом нагружении колеса; A_{F_f} — амплитуда колебаний силы сопротивления качению

отличием подвески является наличие дополнительной пружины, которая делает упругую характеристику подвески существенно нелинейной. Жесткость основного упругого элемента опытной подвески уменьшена по сравнению с серийной в 3,6 раза, а ход увеличен в 2,5 раза.

Во второй строке таблицы приведены результаты расчетов по приближенной формуле, используемой в теории трактора: $F_f = fF_ш$, где f — коэффициент сопротивления качению, принимаемый постоянным для данной опорной поверхности.

Табл. 1. Потери мощности на качение P_f , кВт

Сравниваемые характеристики	Подвеска		Относительное снижение P_f , %
	серийная	опытная	
Зависимость кубическая $F_f(F_ш)$	0,793/1,134	0,769/0,884	3,0/22,0
	линейная 0,755/0,867	0,755/0,866	—
Относительная ошибка вычисления P_f , %	4,8/23,5	1,8/2,2	

П р и м е ч а н и е. В числителе при $\sigma_d = 10$ мм, в знаменателе — $\sigma_d = 20$ мм (σ_d — СКО высоты неровностей дороги).

Потери мощности на качение у трактора с серийной подвеской выше, чем с опытной, причем разница в значениях P_f увеличивается с ухудшением качества опорной поверхности. Это обусловлено меньшей жесткостью и большим ходом опытной подвески, обеспечивающим снижение СКО нормальных реакций дороги σ_d . В частности, при $\sigma_d = 10$ мм значение $\sigma_{F_{\text{ш}}}$ снижается с 1710 Н до 944 Н. При использовании простейшей линейной зависимости $F_f(F_{\text{ш}})$ значения P_f для серийной и опытной подвесок практически одинаковы, что свидетельствует о непригодности этой зависимости для статистического анализа мощностного баланса тракторного агрегата. Ошибка вычислений при этом возрастает с увеличением жесткости подвески и σ_d .

Проведенные исследования показывают, что при анализе мощностного баланса трактора необходимо учитывать нелинейные характеристики подвески и шины, а также нелинейную зависимость $F_f(F_{\text{ш}})$.

Результаты теоретических исследований подтверждаются лабораторно-полевыми испытаниями, проведенными в Могилевском машиностроительном институте и изложенными в работе [2].

ЛИТЕРАТУРА

1. Т а р а с и к В.П. Проектирование колесных тягово-транспортных машин. — Мн., — 1984.
2. К у т ь к о в Г.М. Тяговая динамика тракторов. — М., 1980.
3. С о б о л е в с к и й А.Р., Т а р а с и к В.П. Влияние параметров подвески на энергетический баланс колесного трактора класса 14 кН//Динамика и надежность мобильных с.-х. машин // Тез. докл. обл. семинара-совещ. — Гомель, 1983. — С. 90—94.
4. Колесные тракторы для работы на склонах / П.А.Амельченко, И.П.Ксенович, В.В.Гуськов и др. — М., 1978.

УДК 629.113-598

О.Б.КАПЕЛИН, Ф.Л.ПЕКЕР

АВТОМАТИЗАЦИЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМОЙ

Для анализа различных алгоритмов управления антиблокировочными тормозными системами (АБС) разработан программный модуль (ПМ), позволяющий моделировать на ЭВМ процесс торможения автомобиля с гидравлической АБС.

Программный модуль включает головную программу (в которой выполняются ввод исходных данных, организация вычислений и построение графиков на АЦПУ) и ряд подпрограмм, где моделируются колесо автомобиля [1], тормозной гидропривод [2], логика работы АБС, а также обеспечивается печать результатов вычислений. Подпрограмма моделирования гидропривода дает возможность выполнять расчет его динамики без учета, а также с учетом сжимаемости рабочей жидкости.

ПМ позволяет моделировать многофазовые алгоритмы функционирования АБС, работа которых построена на задании постоянных значений (уставок) по угловому ускорению (до четырех уставок) и по угловой скорости колеса (до двух уставок).