

## ВЛИЯНИЕ НИЗКОЧАСТОТНЫХ КОЛЕБАНИЙ НА ПОТЕРИ МОЩНОСТИ В ПОДВЕСКЕ

С повышением энергонасыщенности и скоростей движения тракторного агрегата низкочастотные колебания и характер их воздействия на трактор значительно изменяются. Повышается неравномерность колебаний нагрузки на крюке в 1,3...1,6 раза, на двигатель – примерно в 1,6...1,7 раза, существенно увеличиваются колебания остова трактора [1]. Эти процессы оказывают влияние также и на энергетические его показатели.

Динамические процессы в тракторах многообразны. Это переходные и установившиеся динамические процессы, низкочастотные и высокочастотные колебания как отдельных деталей, так и трактора в целом, периодические и случайные процессы, возникающие при взаимодействии движителей трактора и рабочих органов орудия с почвой. Возникновение колебаний обусловлено различными причинами. Однако общим для них является то, что они приводят к потерям мощности. Эти потери зависят от уровня и интенсивности колебаний. Например, из-за изменения нагрузки в трансмиссии, обусловленного продольно-угловыми перемещениями остова, имеет место недоиспользование мощности трактора, так как колебания нагрузки и частоты вращения коленчатого вала неблагоприятно влияют на организацию и протекание рабочего процесса двигателя. Поэтому оценка влияния колебаний на потери мощности в тракторе и их минимизация позволяют найти пути улучшения энергетических показателей трактора, повысить его КПД.

В статье рассмотрены результаты теоретических исследований влияния низкочастотных колебаний на потери мощности в подвеске.

Объектом исследования был выбран трактор МТЗ-80. Сравнивались два трактора, один из которых был оборудован серийно выпускаемой подвеской, другой – опытным образцом подвески, разработанной на МТЗ. Основным отличием опытного образца является наличие дополнительной пружины, которая позволяет получить нелинейную упругую характеристику. Жесткость основного упругого элемента опытной подвески по сравнению с серийной уменьшена в 3,6, а ход увеличен в 2,5 раза.

При исследованиях была использована двухмассовая модель колебательной системы. Для определения энергозатрат в шине подвеска блокировалась, а для исследований использовалась одномассовая модель [3]. Динамический ход упругого элемента при этом принимался равным максимальному прогибу шины.

Скорость поступательного движения при исследованиях изменялась в диапазоне 0...10 м/с, что является реальным эксплуатационным скоростным диапазоном трактора МТЗ-80. Микропрофиль дороги описывался синусоидой  $y = Y_m \sin(\omega t)$  с различными амплитудами  $Y_m$  – 1,3 и 5 см и расстояниями (периодами) между двумя соседними неровностями  $l$ , равными 1,2; 3,84 и 6,4 м. Значение  $l$  выбрано с учетом сглаживающей способности шины заднего

колеса трактора. Частота возмущающего воздействия микропрофиля дороги  $\omega = 2\pi v/l$ .

Для определения потерь мощности на качение  $P_f$  необходимо знать силу сопротивления качению  $F_f$ . Эта сила для деформируемого колеса, катящегося по недеформируемой поверхности, определялась по формуле, приведенной в книге [2]:

$$F_f = \nu_{\text{ш}} \frac{F_{\text{ш}}^3}{4\pi^2 p_w^2 R_0^3 R_c (\gamma - \sin \gamma)}, \quad (1)$$

где  $p_w$  — давление воздуха в шине;  $\nu_{\text{ш}}$  — коэффициент пропорциональности;  $F_{\text{ш}}$  — сила упругости шины;  $R_0$  — геометрический радиус колеса;  $R_c$  — радиус поперечного профиля шины;  $\gamma = 2\arccos(R_0 - h_{\text{ш}})/R_0$ ;  $h_{\text{ш}}$  — прогиб шины.

Потери мощности в упругом элементе подвески  $P_x$  и в шине  $P_{\text{ш}}$ :

$$P_x = r_1 D \dot{\Delta}_1; \quad P_{\text{ш}} = r_2 D \dot{\Delta}_2,$$

где  $r_1, r_2$  — коэффициенты неупругого сопротивления соответственно подвески и шины;  $D \dot{\Delta}_1, D \dot{\Delta}_2$  — дисперсия относительной скорости деформации соответственно подвески и шины.

Суммарные потери мощности в ходовой части  $P_c = P_f + P_x + P_{\text{ш}}$ . Решение системы дифференциальных уравнений выполнялось на ЭВМ методом Рунге—Кутты четвертого порядка.

На рис. 1 и 2 приведены графики потерь мощности в ходовой части, подвеске и шинах трактора, а также мощности сопротивления качению  $P_f$ . Рассмотрим движение тракторного агрегата при  $Y_m = 1$  см;  $l = 1,2$  м (сплошная линия).

У заблокированной подвески (рис. 1) при скорости движения 3 м/с наблюдается резонанс и пробой упругого элемента, что обусловлено его небольшими демфирующей способностью и динамическим ходом. Среднее квадратическое отклонение вертикального ускорения  $\sigma_z$  при этом достигает более 12 м/с<sup>2</sup>. При повышении скорости движения выше резонансной  $\sigma_z$  уменьшается до 3 м/с<sup>2</sup> при скорости движения трактора 10 м/с (на рисунке не показано). Увеличение потерь мощности в шине  $P_{\text{ш}}$  при скоростях движения 6...10 м/с связано с ростом среднего квадратического отклонения ускорения относительной скорости деформации шины.

Введение подвески передних колес трактора дает возможность снизить потери мощности в ходовой части, минимальное и максимальное значение суммарных потерь мощности  $P_c$  серийной подвески (рис. 2, а) при скоростях движения 4...10 м/с составляет 0,6...1,1 кВт, в то время как у заблокированной подвески соответственно 0,9...1,3 кВт.

Уменьшение жесткости подвески до 100 кН/м в сочетании с нелинейностью упругой характеристики дало возможность предотвратить пробой и обеспечить дальнейшее снижение потерь мощности. Так, у опытного образца подвески (рис. 2, б) суммарные потери мощности меньше, чем у заблокированной во всем скоростном диапазоне движения трактора. Снижение потерь мощности на качение  $P_f$  обусловлено уменьшением дисперсии силы упругости шины, что приводит в соответствии с формулой (1) к уменьшению силы сопро-

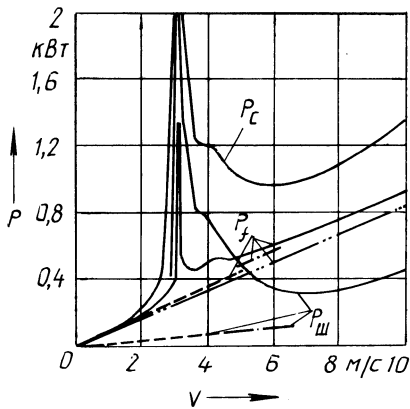


Рис. 1. Графики потерь мощности в ходовой части трактора типа МТЗ:

---  $Q_0 = 0$ ; —  $Y_m = 1$  см;  
 - - -  $Y_m = 3$  см,  $l = 3,84$  м;  
 - · -  $Y_m = 5$  см,  $l = 6,4$  м

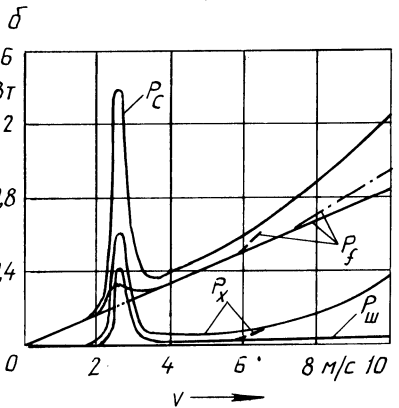
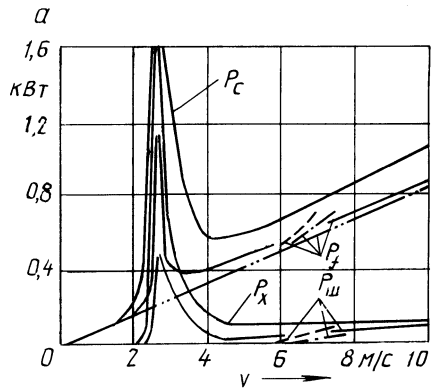


Рис. 2. Графики потерь мощности в ходовой части трактора типа МТЗ с подвеской передних колес:

а — серийная подвеска; б — опытная

тивления качению  $F_f$ . По сравнению с серийной подвеской в опытной при скорости движения больше, чем 6...7 м/с, наблюдается некоторое увеличение суммарных потерь мощности, что обусловлено увеличением дисперсии относительной скорости деформации и мощности потерь из-за неупругого сопротивления подвески. Однако движение с такой скоростью возможно лишь на высшей передаче по дороге с усовершенствованным покрытием, для которого высота неровностей будет меньше, а расстояние между ними больше, чем выбранное для расчета. Тогда резонансная скорость движения будет больше, чем максимально возможная для тракторного агрегата, а потери мощности в дорожно-нанесной зоне как в серийной подвеске, так и в опытной будут сравнимы.

При увеличении амплитуды неровностей дороги и расстояния между ними ( $Y_m = 3,5$  см;  $l = 3,84$ ; 6,4 м) резонанс наступает при скоростях движения более 5 м/с для заблокированной подвески и 6 м/с для серийной. Опытная подвеска имеет большой динамический ход, что позволяет двигаться тракторному агрегату в скоростном диапазоне 0...10 м/с при  $Y_m = 5$  см,  $l = 6,4$  м без пробоя подвески.

Таким образом, сравнительный анализ различных вариантов подвесок показал, что уменьшение жесткости и увеличение хода упругого элемента позволяют снизить потери мощности, а нелинейность упругой характеристики — уменьшить амплитуду вертикальных колебаний, предотвратить пробой подвески и тем самым снизить динамические нагрузки в ходовой части.

Результаты теоретических исследований, приведенные в данной статье, подтверждаются лабораторно-полевыми испытаниями, которые были проведены в Могилевском машиностроительном институте [4].

#### ЛИТЕРАТУРА

1. К у т ь к о в Г.М. Тяговая динамика тракторов. — М.: Машиностроение, 1980. — 215 с.
2. К о л е с н ы е тракторы для работы на склонах / П.А. Амельченко, И.П. Ксенович, В.В. Гуськов и др. — М.: Машиностроение, 1978. — 248 с.
3. П л а т о н о в В.Ф. и др. Гусеничные транспортеры-тягачи / В.Ф. Платонов, А.Ф. Белоусов, Н.Г. Олейников, Г.И. Карцев. — М.: Машиностроение, 1978. — 351 с.
4. 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.