

ДИНАМИКА УСТАНОВИВШЕГОСЯ ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА

Скобцов И.Г. (ПетрГУ, г.Петрозаводск, РФ)

This paper deals with the methodical way of definition some dynamic parameters of turning the skidder with serial and perspective turning mechanisms.

В Российской Федерации доминируют традиционные технологические процессы с применением трелевочных тракторов, в основном, гусеничного типа. Технический уровень лесосечных машин в перспективных технологиях будет оцениваться, в большей мере, по степени отрицательного воздействия на окружающую среду или экологическому ущербу. Соответственно этому будут формироваться и требования, предъявляемые как к базовой конструкции в целом, так и к отдельным ее системам, в частности, моторно-трансмиссионной установке, механизмам поворота и пр.

Комплекс НИОКР, который проводился ГСКБ ОТЗ в сотрудничестве с ЛТА, СКБ «Гидромаш» и рядом других организаций начиная с 1987 года и ставил целью обеспечение максимально эффективной реализации потенциальных преимуществ применения объемного гидропривода в качестве элемента трансмиссии лесозаготовительных машин, дал в целом положительные результаты испытаний опытных образцов машин с гидрообъемной трансмиссией и поставил ряд задач, одной из которых являлось исследование совокупности процессов и явлений, связанных с режимом поворота трактора с гидрообъемной трансмиссией (ГОТ).

Как известно, при повороте гусеничной трелевочной машины в ходе перемещения пакета деревьев (хлыстов) происходит перераспределение нагрузок между гусеницами за счет изменения направления действия крюковой силы от части пакета, волочащейся по грунту, а также появления силы инерции[1].

Отметим, что при прямолинейном движении гусеничного трелевочного трактора с пакетом опорные реакции на каждую из гусениц

$$Z_1 \approx Z_2 \approx \frac{1}{2}(G_T + Q_1 + P_{кр} \sin \beta) = Z_{прям},$$

где G_T - вес трактора;

Q_1 - вес части пакета, размещенной на тракторе;

$P_{кр}$ - крюковая нагрузка;

β - угол между линией действия крюковой силы и поверхностью движения.

Тогда при повороте

$$Z_i = Z_{прям} - (-1)^i \cdot \Delta Z_{non},$$

где i - индекс гусеницы, ($i=1$ для отстающей; $i=2$ для забегающей);

ΔZ_{non} - величина изменения опорных реакций, в общем случае $\Delta Z_{non} = f(R)$.

Таким образом, при повороте трактора с пакетом отстающая гусеница ($i=1$) догружается, а забегающая ($i=2$) разгружается на величину ΔZ_{non} . Очевидно, что перераспределение опорных реакций приведет к увеличению нормального давления под отстающей гусеницей и уменьшению его под забегающей. Для

простейшего случая равномерного распределения нормального давления под i -ой гусеницей можем написать

$$q_i = \frac{Z_i}{bL},$$

где b - ширина гусеницы;

L - длина опорной поверхности.

Поскольку поворот есть наиболее общий режим движения машины в условиях лесосеки; давление гусениц на грунт является одним из основных параметров, значения которых необходимо учитывать при конструировании, а действительное распределение нормального давления по длине опорной поверхности существующих гусеничных тракторов ОАО «ОТЗ» (семейство тракторов «Онежец») существенно отличается от равномерного, даже при прямолинейном движении превышая средние значения в 4...8 раз [2], представляет интерес исследование динамики изменения нагрузок на грунт при повороте трактора с серийным (силовое регулирование) и перспективным (кинематическое регулирование – ГОТ, выполненная по бортовой схеме) механизмами поворота.

Согласно методике, разработанной проф. С.Ф. Орловым [3], силы и моменты, приложенные к корпусу трактора при равномерном движении, подразделяются на две группы: 1) силы, возникающие в результате выполнения технологического процесса (крюковая нагрузка $P_{кр}$, вес части пакета, размещенной на тракторе Q_1 , вес корпуса трактора G_k); 2) силы и моменты, возникающие в точках связей корпуса с ходовой частью (касательные силы тяги гусениц P_k , силы натяжения гусениц P_n , реактивные моменты от передачи крутящих моментов на гусеницы M_{pi} , нормальные реакции на корпус в передней и задней опорах Z_A и Z_B).

Отметим, что в общем случае растягивающая сила P_{ni} , действующая на элементарный участок гусеничного обвода, складывается из предварительной (статической) силы натяжения, усилия от центробежных сил и рабочего натяжения. Поскольку серийными трелевочными тракторами ОАО «ОТЗ», оборудованными механизмами поворота с силовым регулированием (бортовыми фрикционами), поворот осуществляется при затянутом тормозе отстающей гусеницы, относительная скорость элементов гусеничного обвода равна нулю. Следовательно, в обводе отстающей гусеницы (при затянутом тормозе) присутствуют только статическое и рабочее натяжение. При этом обе составляющие действуют в верхней и передней наклонной ветвях гусеничного обвода, а на ведущем участке гусеницы действует только статическое натяжение. С учетом срабатывания натяжного устройства (сжатия пружины) на заднем участке образуется "мешок", т. е. практически на ось ведущей звездочки действует только вес провисших звеньев. Для тракторов, оборудованных перспективными механизмами поворота с кинематическим регулированием, обеспечивающим бесступенчатое изменение радиуса, в обводе отстающей гусеницы, помимо статического и рабочего натяжений, будет присутствовать динамическое натяжение, зависящее от скорости отстающей гусеницы на данном радиусе поворота. Результаты расчетов показывают, что силы натяжения в гусеничном обводе оказывают существенное влияние на величину реакций на опоры корпуса. Наличие динамического и

рабочего натяжений повлияет на величину нагрузок на опоры балансиров отстающего борта, и, следовательно, на реакции грунта под опорными катками. Таким образом, можно ожидать снижения величины пиковых давлений под задними опорными катками отстающего борта у трактора, оборудованного механизмом поворота с кинематическим регулированием радиуса.

Возможность снижения негативного влияния лесосечных машин на лесную среду связана с совершенствованием конструкции и компоновки трансмиссии, механизмов поворота, элементов ходовой системы, технологического оборудования. Очевидно, что при разработке перспективных мобильных лесных машин необходимо стремиться к обеспечению оптимального распределения нагрузки в ходовом аппарате, что позволит существенно улучшить как тягово-сцепные и эксплуатационные параметры машины, так и снизить негативное воздействие машины на почву.

Литература

1. Ворухайлов С.А. Определение давления гусениц на грунт при повороте трактора// Известия ВУЗов. Лесной журнал, 1969, №6. -С.51-56.
2. Бартенев И.М., Прядкин В.И. Экспериментальная оценка распределения удельного давления под гусеничным движителем трелевочного трактора ТДТ-55. – Воронеж.: ВГЛТА, 1996. – 9с. Деп в ВИНТИ 30.05.96, № 1803 – В96.
3. Орлов С.Ф. Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках. -М.: «Гослесбумиздат», 1963. - 271с.