

А. К. Сухоруков, Л. Б. Чернов

РЕЖИМЫ ДЛЯ РАСЧЕТА СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Надежность транспортных гусеничных машин во многом определяется работоспособностью циклически нагруженных деталей силовых передач, таких, как зубчатые колеса и подшипники качения. Расчет зубчатых колес и подшипников качения, согласно существующим методикам, ведется или по максимальному крутящему моменту двигателя, или по наибольшему моменту, определяемому сцеплением гусениц с грунтом. В качестве расчетного принимается меньший из указанных моментов.

Методики расчета, принятые в настоящее время, основаны на сравнении напряженного состояния деталей проектируемой силовой передачи с данными проверочных расчетов, выполненных для конструкций, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации. Такая методика расчета не отражает действительного напряженного состояния и носит условный характер. Если рассчитываемая транспортная гусеничная машина имеет увеличенный технический ресурс и, кроме того, предназначена для работы в иных условиях эксплуатации, чем те машины, по которым уже накоплен обширный расчетный материал, то по сравнительным методам расчета не представляется возможным установить достаточность установленных размеров деталей силовой передачи.

Методика расчета по максимальному крутящему моменту двигателя не учитывает всех нагрузок, действующих на детали силовой передачи в эксплуатации. Как известно, на силовую передачу в эксплуатации действуют нагрузки, величины которых значительно отличаются от нагрузок, принятых в качестве расчетных (режим максимального крутящего момента). Одни из них (максимально кратковременные) возникают эпизодически и могут иметь место в любой момент работы машины, например при аварийном торможении без выключения передачи и фрикционов, при резком включении главного фрикциона, при преодолении препятствий и т. д. Эти нагрузки могут превосходить в несколько раз расчетные и вызывают статические разрушения деталей при превышении предела текучести материала. Другие нагрузки (длительно действующие) не превосходят расчетных и могут привести к

накоплению усталостных повреждений и разрушению конструкции до наступления заданного технического ресурса. Учет длительно действующих нагрузок и расчеты на долговечность для транспортных гусеничных машин становятся в настоящее время необходимостью и вызываются увеличением технического ресурса для новых машин, повышением мощностей двигателей, а также требованиями снижения металлоемкости силовых передач. Это приводит к повышению напряженного состояния силовых передач и возрастанию вероятности усталостного разрушения деталей.

В настоящей работе ставится задача разработать методику определения режимов для расчета на выносливость циклически нагруженных деталей силовых передач транспортных гусеничных машин.

Установление режимов для расчета деталей силовой передачи должно базироваться на результатах экспериментальных исследований длительно действующих нагрузок в силовых передачах транспортных гусеничных машин. Определение этих режимов затруднительно вследствие многообразия и, главное, случайного характера воздействия комплекса транспортных, дорожных и климатических факторов.

Проведенные в автомобилестроении [1], тракторостроении [2], а также в самолетостроении [3] исследования показали, что наиболее полное отражение режимов работы машины может быть получено при применении для их изучения методов теории вероятностей и математической статистики.

Сущность этих методов заключается в трактовке процесса движения машины как случайного в экспериментальном определении статистических законов распределения исследуемых параметров.

Проведенными ранее исследованиями нагрузочных режимов силовой передачи транспортных гусеничных машин [4] установлено, что экспериментальные распределения крутящего момента с достаточной точностью могут быть представлены законом нормального распределения. Обобщение результатов позволило установить экспериментальную зависимость коэффициента вариации (отношения среднего квадратического отклонения к математическому ожиданию) от математического ожидания коэффициента нагрузки, которая может быть выражена

$$\frac{\sigma_x}{\bar{x}} = \sqrt{0,23 - 0,25 \bar{x}},$$

где $\bar{x} = \frac{\bar{M}}{M_{\max}}$ — математическое ожидание коэффициента нагрузки; \bar{M} — математическое ожидание крутящего момента; M_{\max} — максимальный крутящий момент двигателя; σ_x — среднее квадратическое отклонение коэффициента нагрузки.

Эта зависимость позволяет при определении нагрузочного режима силовой передачи ограничиться измерением среднего арифметического значения крутящего момента, упростить аппаратуру и методы обработки информации.

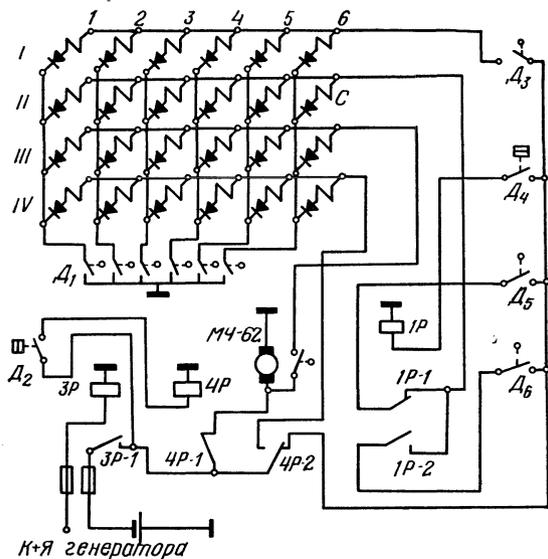


Рис. 1. Электрическая схема прибора для определения режимов работы коробки передач транспортных гусеничных машин:

D_1 — датчик включения передач; D_2 — датчик выключения главного фрикциона; D_3 — датчик расхода топлива; D_4 — датчик включения механизма поворота; D_5 , D_6 — датчики оборотов левого и правого ведущих колес; $M4-62$ — датчик времени; C — счетчики регистрирующего прибора.

Режим для расчета циклически нагруженных деталей силовой передачи на выносливость включает в себя следующие показатели:

- а) среднее арифметическое значение коэффициента нагрузки (нагрузочный режим);
- б) среднее квадратическое отклонение коэффициента нагрузки;
- в) среднее арифметическое значение числа оборотов двигателя (скоростной режим);
- г) продолжительность работы по времени или по пути на отдельных передачах.

Для экспериментального определения коэффициента нагрузки, числа оборотов двигателя и продолжительности работы на передачах была спроектирована аппаратура, состоящая из датчиков расхода топлива, числа оборотов ведущих колес, включения пере-

дачи, времени, регистрирующего прибора со счетчиками. Электрическая схема прибора показана на рис. 1.

Испытания подвергались транспортные гусеничные машины, имеющие одинаковую удельную мощность (18,75 л. с./т), но различные максимальные скорости — 40 и 50 км/ч. Запись режимов осуществлялась на трех основных режимах работы: движение с полной нагрузкой на платформе без прицепа, с полной нагрузкой на платформе и с прицепом, на землеройных работах. При испытаниях машины двигались на трассах грунтовых дорог — зимней тяжелой, грязной и сухой. Общий пробег составил около 2500 км.

Определение нагрузочного режима производилось по методу «оборотной» характеристики, основанному на том, что от расхода топлива и оборотов двигателя величина крутящего момента или мощности двигателя зависит однозначно. Для двигателя, установленного на тягаче, «оборотная» характеристика, построенная по результатам стендовых испытаний, имеет вид:

$$q = 0,1 + 0,0031 M,$$

где q — оборотный расход топлива, г/об; M — крутящий момент двигателя, кг·м.

В основу настоящей методики положена возможность определения режимов для расчета в зависимости от тягово-скоростных качеств и условий эксплуатации проектируемой транспортной гусеничной машины. Путь на отдельных передачах будет зависеть от нагрузки, трассы движения и тягово-скоростных характеристик. Возможность движения на той или иной передаче определяется соотношением сил тяги и сил сопротивления движению. Для установления соответствия между нагруженностью двигателя и внешними сопротивлениями воспользуемся графиком мощности двигателя, предложенным докт. техн. наук Е. И. Магидовичем [5]. Эта модель движения транспортной гусеничной машины отражает длительные режимы работы двигателя, определяющие одну из основных характеристик — среднюю скорость. График коэффициента использования мощности, показанный на рис. 2, представляет зависимость динамического фактора от коэффициента использования мощности при постоянных оборотах двигателя. Коэффициент использования мощности

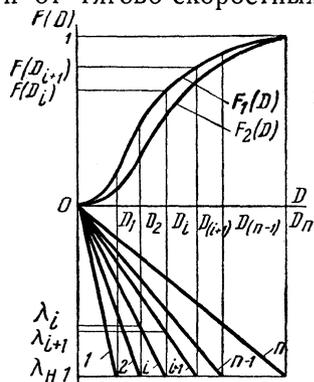


Рис. 2. График работы транспортной гусеничной машины.

$$\lambda = \frac{N}{N_{\max}},$$

где N — мощность двигателя, фактически используемая для движения; N_{\max} — максимальная мощность.

Динамический фактор на данной передаче при работе по регуляторной характеристике изменяется от нуля до значения

$$D_i = \frac{N_{\max}}{Gv_{pi}} \eta_i,$$

где G — вес тягача; v_{pi} — расчетная скорость на i -й передаче; η_i — коэффициент полезного действия на i -й передаче.

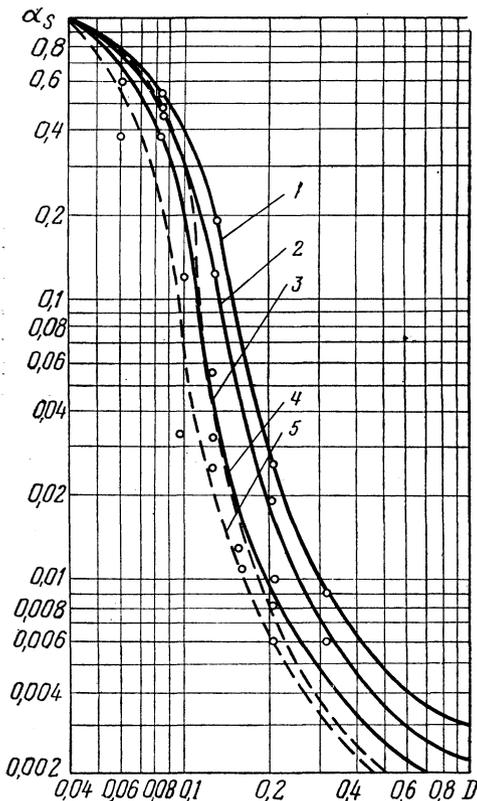


Рис. 3. График для определения относительного пробега на передачах транспортной гусеничной машины по трассам грунтовых дорог:

1 — заснеженная тяжелая (с прицепом); 2 — грязная (с прицепом); 3 — сухая (с прицепом); 4 — заснеженная тяжелая (без прицепа); 5 — сухая (без прицепа).

$$i = (n + 1 + k),$$

где i — номер передачи на графике; n — число передач в коробке; k — номер передачи в коробке.

Согласно графику коэффициента использования мощности для получения наибольшей средней скорости переключение передач должно производиться в те моменты, когда динамический фактор на низшей передаче станет равным динамическому фактору на следующей высшей передаче. Таким образом, можно определить пределы по сопротивлениям для длительной работы на каждой передаче. Если известны пути движения машины на передачах в различных условиях движения, то представляется возможным построить график функции распределения динамического фактора. Совместив графики функций распределения и коэффициента использования мощности двигателя, получим график работы гусеничной транспортной машины (рис. 3).

Для построения прону-меруем передачи таким образом, чтобы величина номера передачи возрастала с увеличением динамического фактора:

Как следует из графика коэффициента использования мощности, на i -й передаче возможно движение, если внешние сопротивления ψ будут меньше, чем динамический фактор на данной передаче

$$\psi < D_i.$$

Функция распределения $F(\psi)$ показывает вероятность работы машины для условий $\psi < D_i$:

$$F(\psi) = \rho(\psi < D_i).$$

Исходя из этих положений, представляется возможным построить функцию распределения по экспериментальным данным продолжительности работы по передачам. Если известны пути α_{si} движения по передачам и определены D_i , то график функции распределения построим по данным ряда распределения:

$$1) \text{ при } \psi < D_1 \quad F(\psi) = \alpha_{s_1};$$

$$2) \text{ при } \psi < D_2 \quad F(\psi) = \alpha_{s_1} + \alpha_{s_2};$$

.....

$$m) \text{ при } \psi < D_m \quad F(\psi) = \sum_{i=1}^m \alpha_{s_i};$$

$$n) \text{ при } \psi < D_n \quad F(\psi) = 1.$$

Так как функция распределения сопротивления движению является непрерывной, то полученные точки соединяем плавной кривой. Построив на основании экспериментальных данных функции распределения коэффициента сопротивления движению для различных условий эксплуатации, получим возможность определить режим работы машины для комплекса дорог и нагрузок.

Вероятность попадания случайной величины на заданный участок равна приращению функции распределения на этом участке:

$$\rho(D_i \leq \psi < D_i + 1) = F(D_{i+1}) - F(D_i).$$

Для удобства графического определения пробега машины на передачах график (рис. 3) построен в логарифмических координатах и перевернут таким образом, что возрастание функции распределения идет с уменьшением коэффициента сопротивления движению. Такое перестроение сделано с целью унификации графиков для определения пробегов на передачах для транспортных гусеничных машин и для автомобилей, предложенной И. С. Цитовичем [6].

Для нахождения относительного пути движения на k -й передаче необходимо определить значения динамического фактора на

k -й и $k+1$ передачах и, отложив их значения по оси абсцисс, провести вертикальные прямые до пересечения с линией графика функции распределения для данных условий эксплуатации. Разность ординат точек пересечения и составит долю пути движения транспортной гусеничной машины на k -й передаче. В случае, когда машина эксплуатируется в различных условиях, относительный путь на данной передаче определяется:

$$d_{sk} = \sum_{j=1}^n d_{skj} \beta_j,$$

где β_j — относительный пробег в j -х условиях эксплуатации, задается при проектировании; α_{skj} — относительный пробег на k -й передаче в j -х условиях эксплуатации, определяется по графику.

Чтобы определить математическое ожидание коэффициента нагрузки на передачах, построен график зависимости коэффициента нагрузки от динамического фактора для различных условий эксплуатации (рис. 4).

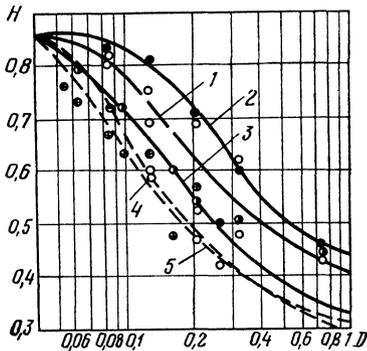


Рис. 4. График для определения коэффициента нагрузки двигателя на передачах для транспортной гусеничной машины при движении по трассам грунтовых дорог:

1 — заснеженная тяжелая (с прицепом); 2 — грязная (с прицепом); 3 — сухая (с прицепом); 4 — заснеженная тяжелая (без прицепа); 5 — сухая (без прицепа).

Для комплекса условий эксплуатации математическое ожидание коэффициента нагрузки может быть найдено по формуле:

$$\bar{\kappa}_{k \text{ ср}} = \sum_{j=1}^n \bar{\kappa}_{kj} \beta_j,$$

где $\bar{\kappa}_{kj}$ — математическое ожидание коэффициента нагрузки на k -й передаче в j -х условиях эксплуатации (находится по графику).

Число оборотов двигателя колеблется в пределах 1150—1490 об/мин для различных условий эксплуатации. Учитывая, что среднее число оборотов двигателя колеблется в незначительных пределах, в качестве расчетного можно принять среднее значение числа оборотов из всех условий: $n_p = 0,806 n_{\text{max}}$.

Выводы

1. Разработана методика определения режимов работы для расчета циклически нагруженных деталей силовых передач транспортных гусеничных машин.

2. Спроектирована аппаратура для записи режимов работы и проведено экспериментальное определение режимов работы транспортных гусеничных машин в различных условиях эксплуатации.

3. Построены графики для определения относительного пути движения и математического ожидания коэффициента нагрузки двигателя на передачах для различных условий движения транспортных гусеничных машин.

4. Полученные значения относительного пути, математического ожидания коэффициента нагрузки и зависимости среднего квадратического отклонения коэффициента нагрузки от его математического ожидания дают возможность определить эквивалентность напряжения и провести расчет на выносливость по методам, разработанным акад. С. В. Серенсенем, для нестационарного нагружения деталей силовых передач транспортных гусеничных машин.

Литература

- [1] Гольд Б. В. Основы прочности и долговечности автомобиля. М., 1967.
[2] Анисимов Г. М. и др. Исследование эксплуатационных режимов трелевочного трактора ТДТ-35. — «Тракторы и сельхозмашины», 1965, № 10. [3] Усталость самолетных конструкций. М., 1961. [4] Сухоруков А. К. Исследование нагрузочных режимов силовых передач транспортных и тяговых машин. — Труды Уральской юбилейной науч. сессии по итогам науч.-исслед. работ в области машиностроения. Курган, 1967. [5] Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М., 1968. [6] Цитович И. С. и др. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Минск, 1962.