

ЛИТЕРАТУРА

1. Suspension System Dimensioning and Modelling for Co-Simulation with Simulink and Adams. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:846154/FULLTEXT01.pdf>
Дата доступа: 11.05.2022.

2. Обзор и анализ материалов по устойчивости экскаватора / Г. Н. Карасев, А. А. Степанов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://sdm.str-t.ru/publics/17/>. – Дата доступа: 11.05.2022.

3. Earth-moving machinery – Hydraulic excavators – Lift capacity: ISO 10567:2007. – Введ. 03.10.07. –2007. – 22 с.

Представлено 11.05.2022

УДК 629.113 – 578

ОЦЕНКА ПОДХОДОВ К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ФРИКЦИОННЫХ СЦЕПЛЕНИЙ ТРАНСПОРТНО-ТЯГОВЫХ МАШИН

EVALUATION OF APPROACHES TO DETERMINING THE THERMAL LOADING OF FRICTION CLUTCHES OF TRANSPORT AND TRACTION MACHINES

Поварехо А. С., канд. техн. наук, доц.,

Рахлей А. И., канд. техн. наук, доц.,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,

A. Rakhley, PhD in Engineering, Associate Professor,

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В статье рассмотрены различные подходы к определению основных параметров сцеплений автотракторной техники, используемые при проектном расчете. Особое внимание уделено сравнительному анализу методик оценки тепловой нагруженности и температурных режимов пар трения.

The article discusses approaches to determining the main parameters of clutches of automotive equipment used by various researchers in the

design calculation. Special attention is paid to the comparative analysis of methods for assessing thermal loading and temperature regimes of friction pairs.

Ключевые слова: сцепление, проектный расчет, тепловая нагруженность, температурный режим, буксование.

Keywords: coupling, design calculation, thermal loading, temperature regime, slipping.

ВВЕДЕНИЕ

Следует безоговорочно признать, что развитие современных IT-технологий, создание высокоуровневых CAD и CAE систем существенным образом повысили эффективность и качество проектных работ. Кроме того, это не могло не привести к изменению методологии проектирования, что касается исключения или изменения отдельных этапов и алгоритмов процесса проектирования.

В данной статье проведен анализ существующих методик проектного расчета сцеплений, выявление их преимуществ и недостатков и разработка предложений по проектированию сцеплений транспортно-тяговых машин с учетом используемого в современных САПР программного обеспечения. В частности, представлены имитационные модели, созданные в пакете MATLAB.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ФРИКЦИОННЫХ СЦЕПЛЕНИЙ КОЛЕСНЫХ МАШИН (КМ)

Как правило, определение основных параметров сцепления проводят после определения массы машины, выбора двигателя, определения схемы трансмиссии, разбиения передаточных отношений по агрегатам и передачам [1].

Как правило, реализуется в два этапа:

- определение основных размеров элементов сцепления из условия надежной передачи крутящего момента (определяется коэффициентом запаса);
- оценка тепловой нагруженности элементов сцепления в процессе буксования фрикционных пар и, при необходимости, корректировка его размеров.

Анализ процесса включения сцепления позволил сделать вывод, что его тепловая нагруженность (температурный режим) определяется работой A_{σ} и мощностью N_{σ} буксования, которые будут

наибольшими при трогании КМ с места, и для их нахождения достаточно использовать двухмассовую расчетную схему (рисунок 1):

В некоторых источниках высказывается мнение, что данная расчетная схема не позволяет оценить влияние упругих характеристик трансмиссии на работу сцепления. С этим можно согласиться, если целью моделирования является оценка функционирования упруго-демпфирующих элементов сцепления. Но в нашем случае, когда стоит задача выбора параметров его фрикционных элементов и определение их тепловой нагруженности, этого достаточно,



Рисунок 1 – Двухмассовая расчетная схема трогания машины
 $I_{дв}$; $I_{м}$ – приведенные моменты инерции двигателя и КМ соответственно; $M_{дв}$, $M_{ф}$, $M_{м}$ – приведенные моменты двигателя; фрикционного сцепления и сопротивления движению соответственно

Математическое описание процесса трогания имеет вид:

$$\begin{cases} I_{дв} \cdot \frac{d\omega_{дв}}{dt} = M_{дв} - M_{ф}; \\ I_{м} \cdot \frac{d\omega_{м}}{dt} = M_{ф} - M_{м}. \end{cases}, \quad (1)$$

где $\omega_{дв}$ и $\omega_{м}$ – угловые скорости инерционных звеньев, имитирующих двигатель и машину соответственно.

В данных уравнениях $M_{дв}$, $M_{ф}$, $\omega_{дв}$ изменяются в соответствии с характеристиками двигателя, законами управления двигателем, включением сцепления и т. д. Это не позволяет получить аналитические решение системы уравнений.

В «классических» методиках [1, 2] осуществляется линеаризация данной системы дифференциальных уравнений путем принятия целого ряда допущений: сцепление включается мгновенно; $M_{дв} = const$, $M_{ф} = const$ и $M_{м} = const$, крутящий момент двигателя равен фрикционному моменту сцепления и нарастает пропорционально времени;

Полученная при данных допущениях диаграмма разгона представлена на рисунке 2 а [1]. Для сравнения на рисунке 2 б приведена реальная диаграмма. Площадь заштрихованных областей определяет энерговыделение на фрикционных парах в процессе буксования. Как видно, имеет место существенная разница в нагруженности сцепления.

В работе [2] используются аналогичные допущения, но дополнительно рассматривается две схемы процесса трогания: с полкой, когда время буксования сцепления превышает время нарастания фрикционного момента и треугольная, когда замыкание сцепления происходит раньше, чем момент сцепления достигнет своего максимального значения. Однако деление носит условный характер и не исключает присущих ранее описанным подходам недостатков.

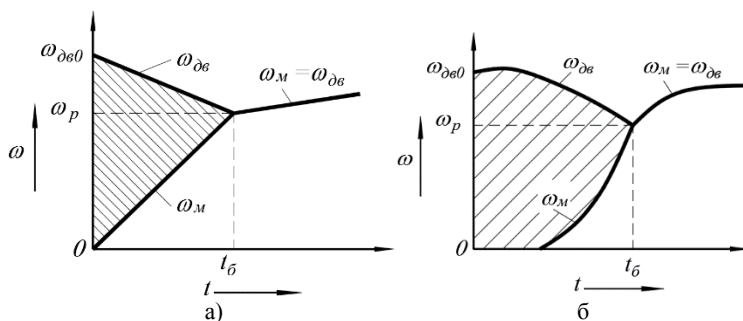


Рисунок 2 – Упрощенная (а) и реальная (б) диаграммы трогания

Наряду с аналитически полученными выражениями предлагается использовать эмпирические зависимости, полученные в результате статистической обработки экспериментальных данных [1]. Однако, эти данные были получены несколько десятилетий назад и, по видимому, требуют корректировки, так произошли серьезные изменения в конструкции силовых агрегатов автомобилей и систем управления ими.

Аналогичные недостатки имеют и другие методики, основанные на идеализации процесса трогания КМ.

Широкое внедрение компьютерных технологий в процесс проектирования позволяет использовать физические симуляционные модели, построенные с помощью библиотек типовых элементов прак-

тически без усложнения процесса расчета. К данным программным средствам, широко применяемым в автомобиле- и тракторостроении, можно отнести пакета MATLAB Simulink Simscape и Simcenter AMAsim.

Схема модели трогания машины с фрикционным сцеплением, созданная в MATLAB Simulink Simscape представлена на рисунке 3.

Подробное описание элементов схемы приведено в [3].

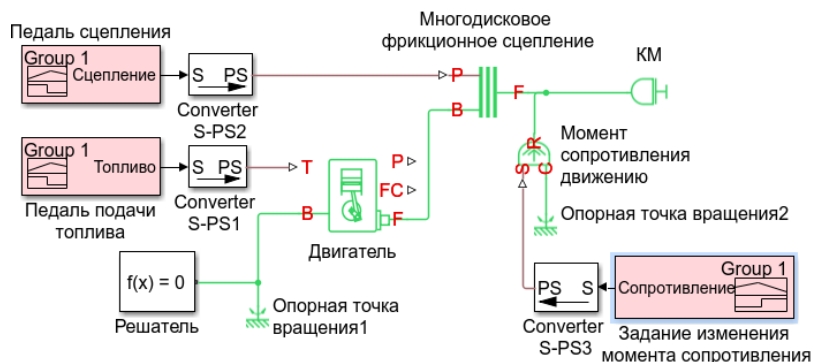


Рисунок 3 – Модель трогания машины с фрикционным сцеплением в MATLAB

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование современных симуляционных программных средств по сравнению с традиционными подходами к проектированию сцеплений позволяет задавать выходные параметры конкретного, а не некоторого абстрактного двигателя, варьировать характеристиками фрикционных пар и законами управления сцеплением и двигателем. За счет средств физического моделирования это реализуется достаточно просто и дает высокий эффект и точность уже на стадии проектных расчетов. Кроме того, эти модели легко компилируются со средствами конечно-элементного анализа для последующей оценки температурных режимов работы сцепления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проектирование полноприводных колесных машин: Учеб. пособие: В 3-х т. / Б. А. Афанасьев, Б. Н. Белоусов, Г. И. Гладов и др.; Под ред. А. А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – Т. 1 – 496 с.; Т. 2 – 528 с.; Т. 3. – 432 с.

2. Шарипов, В. М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов / В. М. Шарипов. – М. : МАМИ, 2002. – 300 с.

3. Поварехо, А. С. САПР машин. Инженерный анализ в среде MATLAB-Simulink : пособие для обучающихся по специальностям 1-37 01 03 «Тракторостроение», 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины» (по направлениям), 1-37 01 05 «Электрический и автономный транспорт» / А. С. Поварехо, В. Н. Плищ. – Минск : БНТУ, 2022. – 71 с.

Представлено 15.04.2022

УДК 629.114.2

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF CATERPILLAR TURN CONTROL SYSTEMS

Андрукович С. Н., Поварех А. С.,

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь

S. Andrukovich,

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Повышение скоростей движения и мощностных характеристик гусеничных машин (ГМ) предъявляют повышенные требования к системам управления движением машины, к которым относится система управления поворотом, обеспечивающая маневренность и скоростной режим движения машины в различных условиях движения. В статье приведены результаты анализа влияния конструктивного исполнения систем управления поворотом и эксплуатационных условий на выходные характеристики движения ГМ.

Increasing the speeds of movement and the power characteristics of tracked vehicles (GM) place increased demands on the vehicle motion control systems, which include a turn control system that provides maneuverability and high-speed mode of movement of the vehicle in various