

УДК 536.24:621.838

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА МНОГОДИСКОВОЙ МАСЛООХЛАЖДАЕМОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОГО КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА. ЧАСТЬ 2. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В. П. СЕРГИЕНКО<sup>+</sup>, М. Ю. ЦЕЛУЕВ, А. В. КУПРЕЕВ

Приведены результаты численного исследования влияния инерционно-силовых параметров механизма агрегируемой машины на тепловой режим многодисковой маслоохлаждаемой фрикционной муфты привода заднего вала отбора мощности энергонасыщенного колесного трактора. Определены закономерности формирования нестационарного температурного поля в пакете дисков при фрикционном нагреве в процессе включения муфты. Получена зависимость максимальной температуры в пакете дисков маслоохлаждаемой фрикционной муфты от инерционно-силовых параметров привода агрегируемой машины.

**Ключевые слова:** маслоохлаждаемая фрикционная муфта, фрикционный нагрев, теплоперенос, температурное поле, фрикционный материал, динамика буксования.

**Введение.** В работе [1] представлена математическая формулировка задачи для численного исследования влияния инерционно-силовых параметров механизма агрегируемой машины на тепловой режим многодисковой маслоохлаждаемой фрикционной муфты (ММФМ) привода заднего вала отбора мощности (ВОМ) энергонасыщенного колесного трактора, указаны методы и приведены исходные данные для решения задачи. В настоящей работе изложены результаты выполненного численного исследования.

**Результаты исследований и их обсуждение.** Стремление конструкторов снизить динамические нагрузки, действующие на трансмиссию трактора, обуславливает поиск соответствующих законов изменения момента сил трения во времени в процессе включения фрикционных муфт. Протекание процесса включения фрикционной муфты во времени в первую очередь обусловлено ее конструктивными особенностями и характеристиками гидравлической системы управления. Расчетная зависимость момента сил трения в ММФМ управления ВОМ от времени, полученная на основании выражений (37) и (41) работы [1], представлена на рис. 1. Согласно данной графической зависимости, процесс изменения момента сил трения при включении ММФМ рассмотренной конструкции может быть разбит во времени на четыре этапа. Первый этап (начальное сжатие пакета дисков,  $t \leq 0,1$  с) характеризуется относительно быстрым ростом момента сил трения во времени от нулевого значения до значения, обусловленного текущим усилием, развиваемым поршнем гидроцилиндра управления ММФМ. На втором этапе ( $0,1 < t \leq 3,4$  с) продолжается заполнение маслом полости гидравлического аккумулятора, установленного в системе гидропривода муфты, что ведет к сравнительно медленному росту давления масла в полости гидроцилиндра управления муфтой и, соответственно, относительно медленному увеличению усилия сжатия пакета дисков поршнем гидроцилиндра и момента сил трения в муфте. Незадолго до окончания третьего этапа ( $t \approx 3,23$  с) момент сил трения в муфте принимает значение, равное номинальному крутящему моменту  $M_n$  на коленчатом валу двигателя. Третий этап (окончательное сжатие пакета дисков;  $3,4 < t \leq 4,3$  с) начинается после полного заполнения полости гидравлического аккумулятора маслом и характеризуется выравниванием давления масла в гидроцилиндре управления муфтой и в распределительной гидросистеме трактора. Этот этап сопровождается быстрым ростом

Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого НАН Беларуси. Беларусь, 246050, г. Гомель, ул. Кирова, 32а.

+ Автор, с которым следует вести переписку. e-mail: sergienko\_vp@mail.ru.

момента трения в муфте до максимального значения. Четвертый этап ( $t > 4,3$  с) характеризуется постоянным значением момента сил трения в муфте с течением времени.

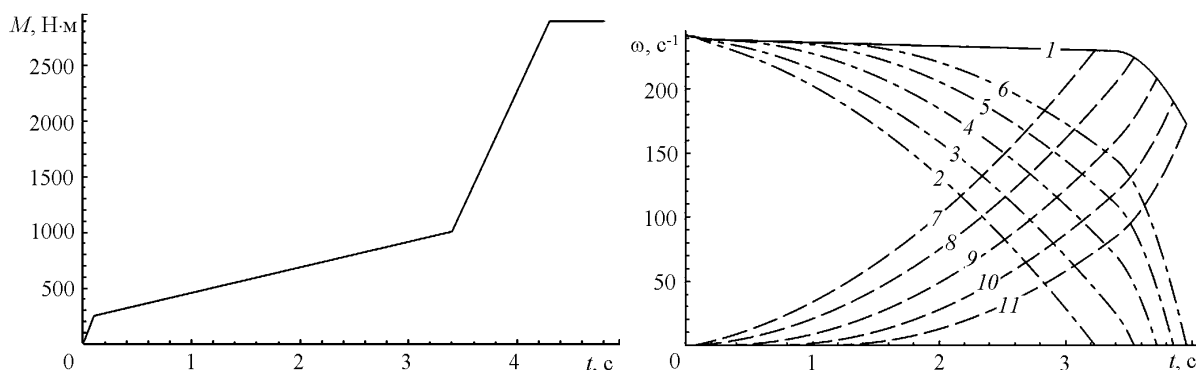


Рис. 1. Зависимость момента сил трения в ММФМ от времени

Рис. 2. Зависимость угловой скорости вращения ведущих (1) и ведомых (2–6) дисков и угловой скорости скольжения дисков (7–11) от текущего времени буксования ММФМ для приведенных к ведомому валу момента инерции движущихся масс  $J_2 = 7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  и момента сопротивления вращению  $M_2$ : 2, 7 –  $M_2 = 0,1M_n$ ; 3, 8 –  $0,2M_n$ ; 4, 9 –  $0,3M_n$ ; 5, 10 –  $0,4M_n$ ; 6, 11 –  $M_2 = 0,5M_n$

Графические зависимости, характеризующие кинетику изменения угловой скорости ведущих  $\omega_1$  и ведомых  $\omega_2$  дисков, а также угловой скорости буксования  $\omega = \omega_1 - \omega_2$  дисков в процессе включения ММФМ для некоторых рассмотренных инерционно-силовых условий нагружения ведомой части представлены на рис. 2. Приведенные зависимости свидетельствуют о том, что в интервале времени от 0 до 3,23 с после начала включения муфты с ростом момента сил трения от нуля до  $M_n$  происходит незначительное уменьшение угловой скорости вращения ведущих дисков от величины равной угловой скорости  $\omega_x$  холостого хода, до номинальной угловой скорости  $\omega_n$  вращения коленчатого вала дизельного двигателя. Это обусловлено тем, что в данный период времени работа двигателя осуществляется на регуляторной ветви скоростной характеристики, отличающейся незначительным изменением угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя при существенном изменении момента внешних сил сопротивления вращению. Более интенсивное снижение угловой скорости вращения ведущих дисков муфты в период начального сжатия пакета дисков ( $t \leq 0,1$  с) связано с относительно быстрым ростом момента сил трения в ММФМ по сравнению с периодом заполнения полости гидравлического аккумулятора маслом ( $0,1 < t \leq 3,23$  с). При дальнейшем увеличении момента сил трения ( $3,23 < t \leq 4,3$  с) работа двигателя осуществляется на корректорной ветви внешней скоростной характеристики, отличающейся относительно большим снижением угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя при небольшом увеличении внешней нагрузки. Поэтому в этот период времени на графических зависимостях, представленных на рис. 2, наблюдается резкое снижение угловой скорости вращения ведущих дисков, чему дополнительно способствует интенсивный рост момента сил трения в муфте в период окончательного сжатия пакета дисков поршнем гидроцилиндра ( $3,4 < t \leq 4,3$  с).

Анализ графических зависимостей, представленных на рис. 2, показывает, что в начальные моменты времени включения муфты угловая скорость ведомых дисков остается равной нулю, что обусловлено превышением приведенного к ведомой части ММФМ момента сил сопротивления  $M_2$  над моментом сил трения  $M_T$ , развиваемым муфтой в этот период времени. Увеличение угловой скорости вращения ведомых дисков наблюдается с момента времени, соответствующего равенству приведенного момента  $M_2$  и момента сил трения  $M_T$ . В процессе разгона ведомых дисков фрикционной муфты их частота вращения нелинейно увеличивается, причем скорость изменения частоты вращения растет с увеличением момента сил трения, развиваемого муфтой. В момент времени, соответствующий выравниванию угловой скорости вращения ведущих и ведомых дисков, процесс буксования (фрикционного взаимодействия) дисков ММФМ прекращается. Результаты вычислительного эксперимента свидетельствуют о том, что полное время буксования муфты нелинейно зависит от приведенных к ведомому валу муфты момента инерции движущихся масс  $J_2$  и момента сил сопротивления вращению  $M_2$  и увеличивается при росте значений этих параметров.

Графические зависимости, представленные на рис. 2, свидетельствуют о том, что в процессе включения муфты при соответствующих сочетаниях значений приведенных к оси вращения дисков момента инерции движущихся масс  $J_2$  и момента сил сопротивления  $M_2$  со стороны ведомой части ММФМ может возникнуть ситуация, когда угловая скорость вращения ведущих дисков снизится до минимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя  $\omega_{\min} = 1300$  об/мин ( $136,1 \text{ с}^{-1}$ ). Работа двигателя в таком режиме происходит неустойчиво и при дальнейшем увеличении внешней нагрузки ведет к его заглоханию. На рис. 3 представлена зависимость угловой скорости вращения ведущих дисков в конце буксования муфты от приведенных к ведомому валу момента инерции движущихся масс  $J_2$  и момента сил сопротивления вращению  $M_2$ . Совокупность значений  $J_2$  и  $M_2$ , при которых угловая скорость вращения ведущих дисков в конце буксования муфты примет значение, меньшее минимальной угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя, является критической с точки зрения надежной работы МТА при включении заднего ВОМ колесного трактора. На рис. 3 критическая область значений  $J_2$  и  $M_2$  расположена правее (выше) изолинии с уровнем  $\omega = \omega_{\min} = 136,1 \text{ с}^{-1}$ . Включение заднего ВОМ колесного трактора, агрегатированного с машиной, имеющей приведенные к оси вращения ВОМ момент инерции движущихся масс и момент сил сопротивления в приводе, эквивалентные сочетанию критических значений  $J_2$  и  $M_2$ , приведет к неустойчивой работе и заглоханию дизельного двигателя.

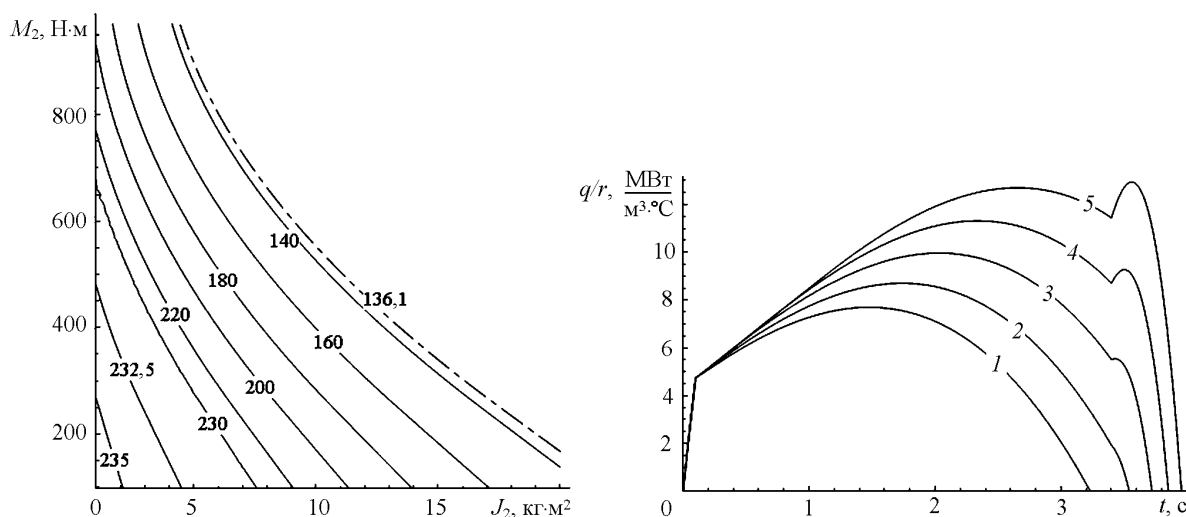


Рис. 3. Зависимость угловой скорости ( $\text{с}^{-1}$ ) вращения ведущих дисков в конце буксования ММФМ от приведенных к ведомому валу момента инерции движущихся масс  $J_2$  и момента сопротивления вращению  $M_2$

Рис. 4. Зависимость удельной плотности мощности источника фрикционного тепловыделения от времени буксования ММФМ для приведенных к ведомому валу момента инерции движущихся масс  $J_2 = 7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  и момента сопротивления вращению  $M_2$ : 1 —  $M_2 = 0,1 M_n$ ; 2 —  $0,2 M_n$ ; 3 —  $0,3 M_n$ ; 4 —  $0,4 M_n$ ; 5 —  $M_2 = 0,5 M_n$

Графические зависимости удельной плотности мощности  $q/r$  источника фрикционного тепловыделения от времени для некоторых рассмотренных условий инерционно-силового нагружения ведомой части ММФМ представлены на рис. 4. На первом этапе включения муфты ( $t \leq 0,1 \text{ с}$ ) происходит быстрый рост контактного давления по линейному закону во времени (см. рис. 5 в работе [1]) без изменения или при незначительном снижении скорости относительного скольжения тел (рис. 2). Это обуславливает увеличение интенсивности источника фрикционного тепловыделения по линейному или практически по линейному закону во времени (рис. 4). В последующие периоды времени буксования ММФМ представленные графические зависимости отражают конкурирующее влияние на интенсивность источника фрикционного тепловыделения процессов снижения скорости относительного скольжения и увеличения давления на фрикционном контакте. В случае завершения буксования муфты до момента времени, соответствующего полному заполнению маслом гидроаккумулятора и последующего резкого возрастания давления в гидроцилиндре управления муфтой ( $t \leq 3,4 \text{ с}$ ), зависимости удельной плотности источника фрикционного тепловыделения от времени имеют один экстремум (кривые 1 и 2 на рис. 4). До момента времени, соот-

ветствующего экстремальному значению интенсивности источника фрикционного тепловыделения, преобладающее влияние на ее значение оказывает рост давления на фрикционном контакте. В период времени, следующий за моментом максимального тепловыделения, уменьшение интенсивности источника обусловлено преобладающим влиянием на нее снижения скорости относительного скольжения. В случае продолжительности буксования муфты  $> 3,4$  с резкий рост давления на фрикционном контакте, происходящий после заполнения полости гидроаккумулятора маслом, обуславливает появление на зависимостях интенсивности источника фрикционного тепловыделения от времени буксования муфты второго экстремума в период от 3,4 до 4,14 с (кривые 3—5 на рис. 4).

Характерные для рассмотренных случаев инерционно-силового нагружения ведомой части ММФМ цветокодированные изображения температурного поля в радиальном сечении пакета дисков и графические зависимости распределения температуры по толщине пакета дисков для среднего радиуса трения в моменты времени, соответствующие окончанию первого этапа включения муфты  $t_1$ , положению первого экстремума на зависимости интенсивности источника фрикционного тепловыделения от времени  $t_2$ , достижению максимальной температуры на фрикционном контакте  $t_{\max}$  и окончанию буксования муфты  $t_6$ , представлены на рис. 5 и 6. Анализ представленных графических данных свидетельствует о снижении тепловой нагруженности крайних пар трения по сравнению с парами трения, расположенными в центре пакета дисков фрикционной муфты. Данные вычислительного эксперимента показывают, что разница в максимальной температуре наиболее и наименее теплонагруженной пар трения увеличивается с ростом значений параметров  $J_2$  и  $M_2$ , а следовательно, с увеличением времени буксования муфты и ростом интенсивности источника фрикционного тепловыделения. При изменении значений параметра  $J_2$  от 1 до 10 кг·м<sup>2</sup> и относительного параметра  $M_2/M_n$  от 0,1 до 0,5 разница в максимальной температуре наиболее и наименее теплонагруженных пар трения увеличивается от 15,7 до 170,7 °С. Различие в максимальной температуре для поверхностей трения, расположенных между крайними парами трения, для рассмотренных режимов работы муфты составляет от 0,1 до 0,5 °С, что свидетельствует о практически равной тепловой нагруженности центральных пар трения в течение всего времени буксования муфты. Снижение тепловой нагруженности пар трения, расположенных по краям пакета дисков, обусловлено наличием дополнительного теплоотвода от торцевой поверхности крайних дисков при контакте с поршнем гидроцилиндра (упорным диском).

Цветокодированные изображения (рис. 5) температурного поля в радиальном сечении и графические зависимости (рис. 6) изменения температуры по толщине пакета дисков, свидетельствуют о различном характере распределения температурного поля в элементах пар трения. Наибольшая неравномерность в распределении температурного поля по толщине наблюдается для слоя фрикционного материала. Значительно меньше выражена неравномерность распределения температуры по толщине промежуточных дисков, которая к моменту окончания буксования муфты практически исчезает. Неравномерность в распределении температуры по толщине основы фрикционного диска практически отсутствует в течение всего периода буксования муфты. В начальные моменты буксования муфты неравномерность температурного поля в радиальном направлении пар трения мало выражена, однако по мере прогрева в радиальном направлении формируется выраженная неравномерность в распределении температуры.

Зависимости температуры на фрикционном контакте наиболее теплонагруженной пары трения от текущего времени буксования муфты для внутреннего  $r_2$ , внешнего  $R_2$ , среднего  $(R_2 + r_2)/2$  радиуса трения и радиуса трения  $r_{\max}$ , соответствующего положению максимума температуры, представлены на рис. 7. Приведенные графические зависимости свидетельствуют о том, что работа пар трения фрикционной муфты для рассмотренных режимов эксплуатации осуществляется в условиях неустановившегося теплового режима. С увеличением текущего времени буксования скорость роста температуры на фрикционном контакте непрерывно уменьшается, что связано со снижением скорости увеличения интенсивности источника фрикционного тепловыделения и интенсификацией теплообмена элементов пар трения с окружающей средой при увеличении их поверхностной температуры. В момент времени, когда мощность тепловой энергии, генерируемой парой трения, становится равной мощности тепловой энергии, отводимой от поверхности трения в объем элементов пары и окружающую среду, на зависимости температуры от текущего времени

буксования наблюдается максимум. В случае полного времени буксования  $t_6 < 3,4$  с положение температурного максимума для рассмотренных режимов работы муфты находится в интервале  $(0,881-0,928)t_6$ . При увеличении полного времени буксования  $> 3,4$  с положение температурного максимума на зависимостях контактной температуры от времени смещается в область  $(0,921-0,966)t_6$ , что связано с ростом интенсивности источника фрикционного тепловыделения на этапе окончательного сжатия пакета дисков поршнем гидроцилиндра. В дальнейшем происходит частичное падение температуры на фрикционном контакте, объясняющееся преобладанием теплоотвода от поверхности трения над подводом энергии от источника фрикционного тепловыделения.

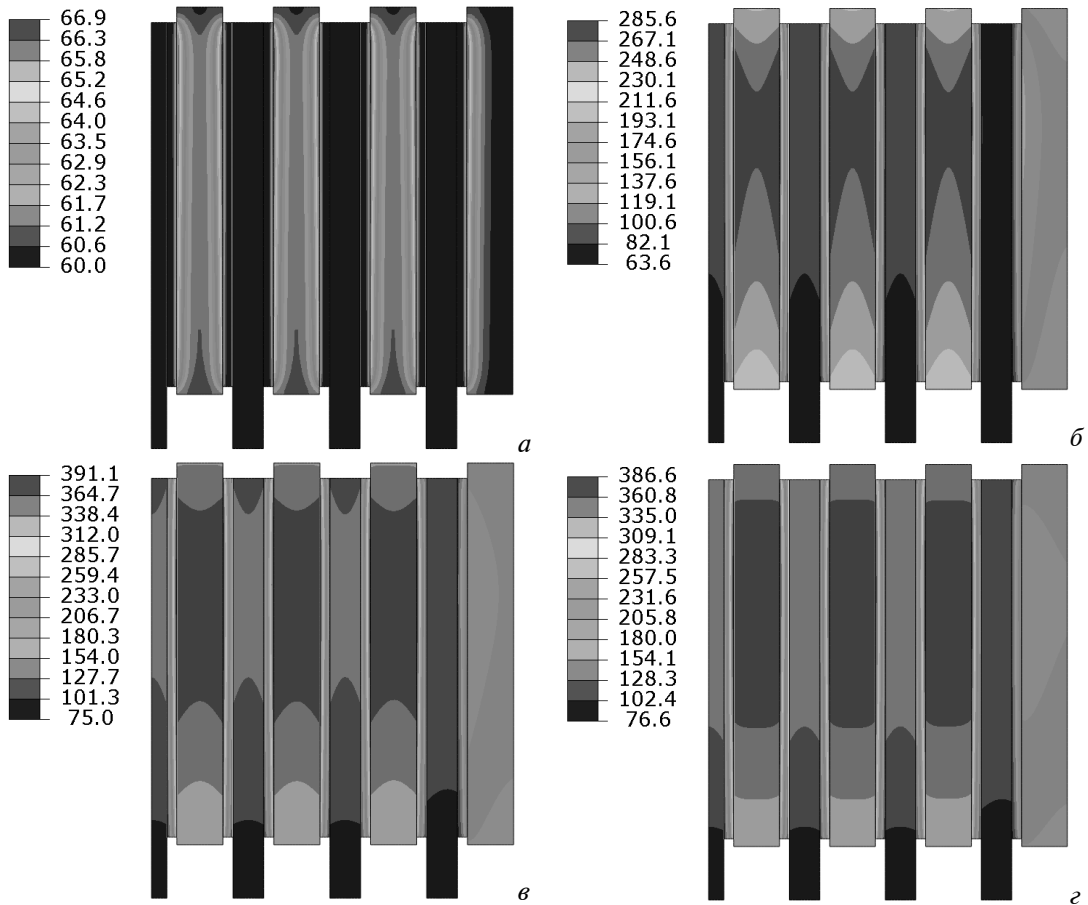


Рис. 5. Цветокодированное изображение температурного поля ( $^{\circ}\text{C}$ ) в радиальном сечении пакета дисков ММФМ при приведенных к ведомому валу моменте инерции движущихся масс  $J_2 = 7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  и моменте сил сопротивления  $M_2 = 0,4M_H$  для различных моментов времени буксования: а –  $t = t_1 = 0,1 \text{ с}$ ; б –  $t = t_2 = 2,34 \text{ с}$ ; в –  $t = t_{\text{max}} = 3,71 \text{ с}$ ; г –  $t = t_6 = 3,85 \text{ с}$

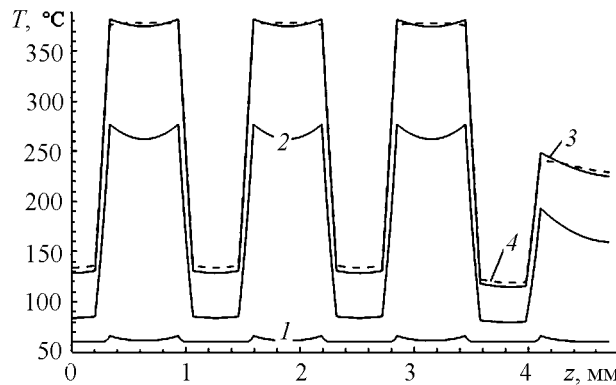


Рис. 6. Зависимость температуры в пакете дисков ММФМ от текущей координаты для среднего радиуса трения при приведенных к ведомому валу моменте инерции движущихся масс  $J_2 = 7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  и моменте сил сопротивления  $M_2 = 0,4M_H$  для различных моментов времени буксования: 1 –  $t = t_1 = 0,1 \text{ с}$ ; 2 –  $t = t_2 = 2,34 \text{ с}$ ; 3 –  $t = t_{\text{max}} = 3,71 \text{ с}$ ; 4 –  $t = t_6 = 3,85 \text{ с}$

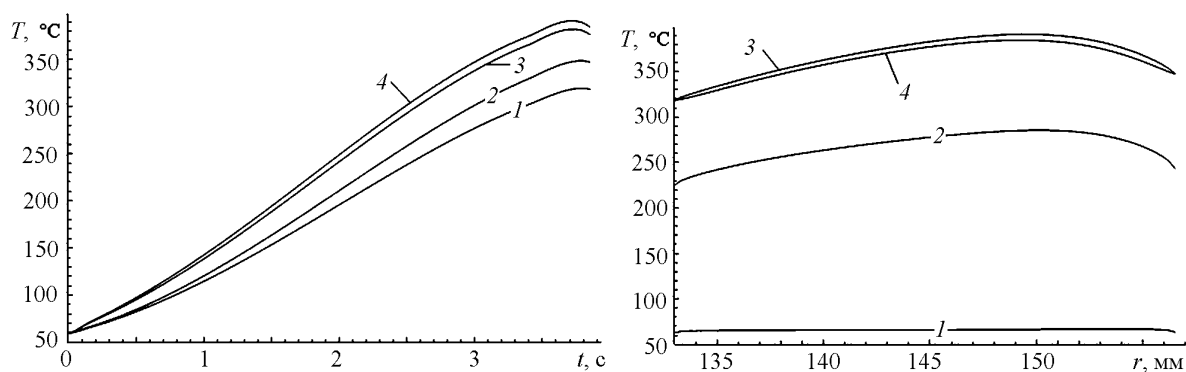


Рис. 7. Зависимость температуры на фрикционном контакте наиболее теплонагруженной фрикционной пары от времени буксования ММФМ при приведенных к ведомому валу моменте инерции движущихся масс  $J_2 = 7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  и моменте сил сопротивления  $M_2 = 0,4M_n$  для различных радиусов трения: 1 –  $r = r_2$ ; 2 –  $r = R_2$ ; 3 –  $r = (R_2 + r_2)/2$ ; 4 –  $r = r_{\text{max}}$

Рис. 8. Зависимость температуры на фрикционном контакте наиболее теплонагруженной пары трения ММФМ от текущего радиуса трения при приведенных к ведомому валу моменте инерции движущихся масс  $J_2 = 7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  и моменте сил сопротивления  $M_2 = 0,4M_n$  для различных моментов времени буксования:

$$1 - t = t_1 = 0,1 \text{ с}; 2 - t = t_2 = 2,34 \text{ с}; 3 - t = t_{\text{max}} = 3,71 \text{ с}; 4 - t = t_6 = 3,85 \text{ с}$$

Характерное для рассмотренных случаев работы ММФМ распределение температуры по ширине поверхности трения наиболее теплонагруженной фрикционной пары для моментов времени  $t_1, t_2, t_{\text{max}}$  и  $t_6$  представлено на рис. 8. Для исследованных режимов работы фрикционной муфты на графических зависимостях распределения температуры по ширине поверхности фрикционного контакта в течение всего периода буксования наблюдаются три характерных участка. Центральный участок имеет линейное распределение температуры по ширине поверхности фрикционного контакта, аналогичное зависимости плотности мощности источника фрикционного тепловыделения от радиуса трения. Для двух периферийных участков, которые расположены у внешнего и внутреннего радиусов трения, наблюдается близкое к параболическому закону падение температуры при приближении к внешнему и внутреннему радиусам трения, соответственно. Отличное от линейного распределение температуры по ширине поверхности трения на периферийных участках связано с наличием теплоотвода в окружающую среду с поверхностей элементов пары трения, соответствующих внешнему и внутреннему радиусам трения. С увеличением времени буксования муфты наблюдается повышение достигаемых на фрикционном контакте температур, рост ширины периферийных участков и уменьшение размера центрального участка на кривой распределения температуры по ширине поверхности трения. Изменения в размерах характерных участков на кривой распределения температуры по ширине поверхности трения связаны с ростом влияния на температурное поле элементов пары трения поверхностного охлаждения с течением времени буксования дисков ММФМ. С увеличением текущего времени буксования муфты происходит сдвиг максимальной температуры на поверхности фрикционного контакта от внешнего радиуса трения в сторону среднего радиуса трения. Для рассмотренных режимов работы максимальная контактная температура в конце буксования ММФМ достигается в интервале радиусов трения  $(0,92 - 0,93)R_2$ .

Особенности формирования температурного поля в элементах пар трения связаны с теплофизическими свойствами их материалов и условиями теплообмена с окружающей средой. В частности, низкая теплопроводность фрикционного материала приводит к значительному снижению температуры во фрикционном слое при удалении от поверхности трения. Аккумуляции большей части тепловой энергии, генерируемой парой трения, промежуточным диском способствует хорошая тепловая проводимость стали по сравнению с материалом фрикционного слоя. Наличие теплоотвода в окружающую среду с поверхностей, соответствующих внешнему и внутреннему радиусам трения, формирует более прогретый центральный и менее прогретые периферийные температурные участки в радиальном направлении элементов пар трения. Тепловая изоляция от источника фрикционного тепловыделения фрикционным слоем и хорошая тепловая проводимость стали способствуют формированию близкого к однородному распределения температуры по толщине основы фрикционного диска. В целом процесс нагрева основы фрикционного диска идет

с запаздыванием во времени по сравнению с промежуточным диском, которое необходимо для преодоления тепловым фронтом слоя фрикционного материала.

Результаты вычислительного эксперимента свидетельствуют, что закономерности формирования температурного поля в пакете дисков во многом подобны для рассмотренных режимов включения ММФМ и различаются в основном абсолютными значениями достигаемых температур. Полученные данные показывают, что при изменении приведенных к оси вращения ведомых дисков момента инерции движущихся масс  $J_2$  от 1 до 10 кг·м<sup>2</sup> и относительного момента сил сопротивления  $M_2/M_n$  от 0,1 до 0,5 максимальная температура на фрикционном контакте муфты увеличивается от 100,0 до 484,3 °С.

В результате обработки данных вычислительного эксперимента методом наименьших квадратов [2] получена зависимость максимальной температуры  $T_{max}$  (°С) на поверхности фрикционного контакта наиболее теплонагруженной пары трения от приведенных к оси вращения дисков со стороны ведомой части ММФМ момента инерции движущихся масс  $J_2$  (кг·м<sup>2</sup>) и относительного момента сил сопротивления  $M_2/M_n$ :

$$T_{max} = 68,017 + 19,052J_2 + 88,995J_2M_2/M_n - 4,297J_2^2M_2/M_n + 538,799(M_2/M_n)^2 - 55,638J_2(M_2/M_n)^2. (1)$$

Функциональная зависимость (1) аппроксимирует данные вычислительного эксперимента с относительной погрешностью не более 2,6%. На основе выражения (1) построены изотермы максимальной температуры на поверхности фрикционного контакта наиболее теплонагруженной пары трения рассмотренной конструкции ММФМ от значений параметров  $J_2$  (кг·м<sup>2</sup>) и  $M_2/M_n$ , которые представлены на рис. 9. Приведенная графическая зависимость может быть использована для предсказания критических с точки зрения теплового режима работы пар трения ММФМ инерционных и силовых параметров привода рабочих органов агрегатируемой с трактором машины.

**Заключение.** Предложенный метод моделирования теплового режима работы многодисковых маслоохлаждаемых фрикционных муфт, основанный на численном решении уравнений, описывающих динамику включения муфты и происходящие при этом в парах трения муфты тепловые процессы, позволяет прогнозировать критические режимы эксплуатации МТА, ведущие к изменению условий фрикционного взаимодействия и интенсификации процессов износа материалов пар трения фрикционных муфт.

Преимущества взаимодействия пар трения многодисковых фрикционных муфт в среде жидкого смазочного материала проявляются только при наличии граничного смазочного слоя на фрикционном контакте твердых тел, стойкость которого в значительной степени определяется температурным режимом работы пар трения. Критическая температура пар трения в среде моторного масла, характеризующаяся интенсификацией процессов разрушения граничного смазочного слоя и переходом от граничного трения к трению без смазочного материала, по литературным данным составляет 230—280 °С [3]. Сопоставление расчетных температур на фрикционном контакте пар трения и экспериментальных данных о температурах разрушения граничной смазочной пленки показывает, что для значительной области рассмотренных условий эксплуатации фрикционная муфта будет работать в критическом тепловом режиме. Область критического теплового режима на рис. 9 представляет собой совокупность значений  $J_2$  и  $M_2/M_n$ , расположенных правее (выше) изотермы с температурой на фрикционном контакте, равной 280 °С.

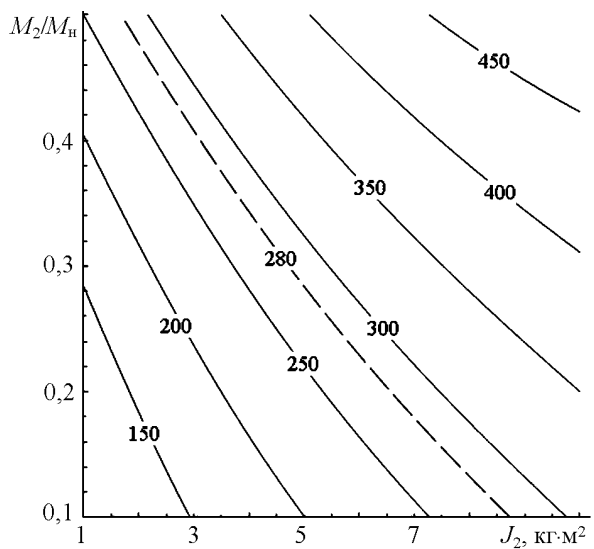


Рис. 9. Зависимость максимальной температуры на фрикционном контакте наиболее теплонагруженной пары трения в конце буксования ММФМ от приведенных к ведомому валу муфты момента инерции  $J_2$  и относительного момента сил сопротивления  $M_2/M_n$

Для снижения тепловой нагруженности фрикционной муфты рассмотренной конструкции можно рекомендовать: использование в парах трения фрикционных материалов с увеличенной теплопроводностью и теплоемкостью; увеличение суммарной (по всем парам трения) площади фрикционного контакта при фиксированном значении момента сил трения; интенсификацию теплообмена пар трения с окружающей средой путем совершенствования системы масляного охлаждения трущихся тел (оптимизация расхода и расположения каналов для подачи охлаждающего масла, увеличение площади поверхностей теплообмена промежуточных дисков и др.).

Опыт эксплуатации фрикционных муфт в ряде случаев показывает наличие существенной тепловой деформации дисков, которая может приводить к изменению исходной площади фрикционного контакта, более интенсивному нагреву и изнашиванию пар трения, а иногда и к заклиниванию муфты. Предложенный метод прогнозирования теплового режима работы фрикционной муфты имеет свою область применения и не может быть использован для прогнозирования условий эксплуатации, приводящих к выходу фрикционных муфт из строя в связи с термической деформацией пар трения. Для учета влияния термической деформации дисков на тепловой режим работы фрикционной муфты необходимо привлекать закономерности термомеханики деформируемого твердого тела.

### Обозначения

$R_2, r_2$  — наружный и внутренний радиусы фрикционной накладки, соответственно;  $r$  — текущий радиус трения;  $J_2$  — приведенный к оси вращения дисков момент инерции движущихся масс со стороны ведомой части муфты;  $M_2$  — приведенный к оси вращения дисков момент сил сопротивления движению со стороны ведомой части муфты;  $M_T$  — момент сил трения, развиваемый муфтой;  $M_n$  — номинальный крутящий момент на коленчатом валу двигателя;  $\omega_1, \omega_2$  — угловые скорости вращения ведущих и ведомых дисков муфты, соответственно;  $\omega$  — угловая скорость буксования ведущих и ведомых дисков муфты;  $\omega_x$  — угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу;  $\omega_n$  — номинальная угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя;  $t_1$  — время окончания первого этапа включения муфты;  $t_2$  — время, соответствующее положению первого экстремума на зависимости интенсивности источника фрикционного тепловыделения от времени;  $t_6$  — полное время буксования муфты;  $t_{max}$  — время достижения максимальной температуры на фрикционном контакте пары трения;  $T_{max}$  — максимальная температура на фрикционном контакте наиболее теплонагруженной пары трения;  $r_{max}$  — радиус трения, соответствующий положению материальной точки с температурой  $T_{max}$ .

### Литература

1. Сергиенко В. П., Целуев М. Ю., Купреев А. В. Численное моделирование теплового режима многодисковой маслоохлаждаемой фрикционной муфты энергонасыщенного колесного трактора. Часть 1. Формулировка задачи // Трение и износ. — 2010 (31), № 4, 353—363
2. Вучков И., Бояджијева Л., Солаков Е. Прикладной линейный регрессионный анализ. — М.: Финансы и статистика. — 1987
3. Школьников В. М., Шехтер Ю. Н., Фуфаев А. А. и др. Масла и составы против износа автомобилей. — М.: Химия. — 1988

*Поступила в редакцию 01.03.10.*

Sergienko V. P., Tseluev M. Yu., and Kupreev A. V. Numerical modeling of thermal regime of multidisc oil-cooled frictional clutch of powerful wheel tractor. Part 2. Study results.

The paper reports results of the numerical study of the effect of inertia-force parameters of the mechanism of the aggregated machine on the thermal regime of the multidiscs oil-cooled frictional clutch of the drive of the rare power shaft of a powerful wheel tractor. Regularities of the formation of the non-stationary temperature field in the package of discs during the frictional heating of the clutch when actuating it are established. The dependence of the maximal temperature in the package of discs of oil-cooled frictional clutch on inertia-force parameters of the mechanism of the aggregated machine is obtained.

**Keywords:** oil-cooled frictional clutch, frictional heating, heat transfer, temperature field, frictional material, dynamics of skidding.