

УДК 621.8

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ МНОГОДИСКОВЫХ ФРИКЦИОНОВ КОРОБКИ ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГОСРЕДСТВА

С.И. Кирилюк, М.Ю. Целуев

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», г. Гомель, Республика Беларусь

Применение многодисковых маслоохлаждаемых фрикционов (ММФ) в коробках перемены передач (КПП) автоматизированных трансмиссий энергонасыщенных тракторов позволяет существенно повысить их эксплуатационные характеристики. Имеется тенденция роста энергонасыщенности мобильных энергосредств, несмотря на непрерывное совершенствование конструкций и технологий изготовления, основной проблемой, возникающей при эксплуатации ММФ, остается влияние повышенных температурных режимов работы фрикционных пар на параметры функционирования узла трения. Высокие температуры и температурные градиенты, развиваемые при трении, являются основной причиной интенсивного изнашивания и недопустимого коробления фрикционных пар [1], что приводит к явной необходимости решения задачи прогнозирования тепловой нагруженности трущихся элементов уже на этапе проектирования ММФ.

С целью прогнозирования тепловой нагруженности фрикционных пар в работе рассмотрена тепловая задача трения для пакета дисков ММФ. Расчётная схема (рис. 1) данной тепловой задачи имеет предположение того, что в i -ом элементе пакета дисков, занимающем расчетную область V_i , в результате фрикционного тепловыделения формируется осесимметричное температурное поле $T_i = T_i(r, z, t)$, зависящее от координат r и z цилиндрической координатной системы и времени t .

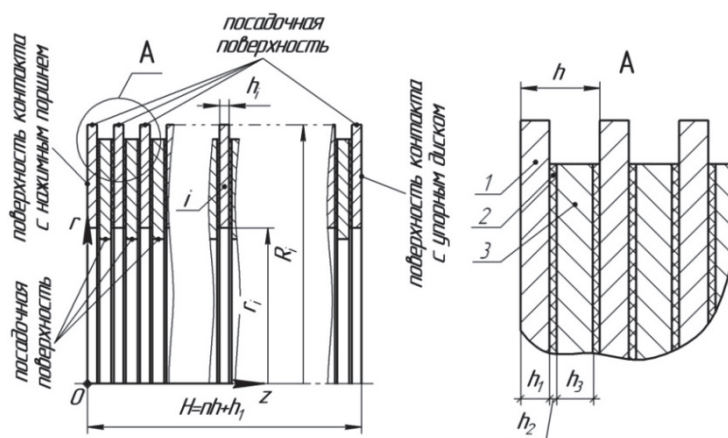


Рис. 1 – Расчетная схема тепловой задачи трения для пакета дисков фрикциона: 1 – промежуточный диск, 2 – фрикционная накладка, 3 – основа фрикционного диска.

Согласно расчетной схеме температурное поле в пакете дисков описывается следующей системой уравнений теплопередачи:

$$c_i \rho_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial z} \right), (r, z) \in V_i, t \geq 0, i = 1, 2, \dots, 4n + 1, \quad (1)$$

где ρ_i , c_i , λ_i – плотность, удельная теплоемкость и коэффициент теплопроводности материала i -го элемента пакета дисков; n – число фрикционных дисков в пакете.

В начальный момент времени принято условие об однородности температурного поля в пакете дисков. Предполагается, что на поверхностях дисков, взаимодействующих с маслом и конструктивными элементами фрикциона, выполняются граничные условия 3-го рода, а на поверхностях адгезионного контакта фрикционных дисков – граничные условия 4-го рода. Приняты предположения о том, что фрикционная накладка взаимодействует с промежуточным диском по номинальной поверхности фрикционного контакта, источником фрикционного тепловыделения является система, образованная поверхностными слоями бесконечно малой толщины взаимодействующих тел [1], а тепловой сток в масло, находящееся в канавках фрикционной накладки, распределен по номинальной поверхности трения:

$$T_{4i+1} = T_{4i+1\pm 1}, \lambda_{4i+1} \frac{\partial T_{4i+1}}{\partial n_{4i+1}} + \lambda_{4i+1\pm 1} \frac{\partial T_{4i+1\pm 1}}{\partial n_{4i+1\pm 1}} = q_{2i+(1\pm 1)/2} - \alpha (T_{4i+1} - T_0), \quad (2)$$

$$(r, z) \in V_{4i+1} \cap V_{4i+1\pm 1}, t > 0, i = 0, 1, \dots, n,$$

где n_i – внешняя нормаль к поверхности i -го элемента пакета дисков; q_i – удельная мощность фрикционного тепловыделения на i -ой поверхности трения в пакете дисков; α – коэффициент теплообмена поверхности промежуточного диска с маслом, находящимся в канавках фрикционного диска, T_0 – температура масла.

При определении удельной мощности источника фрикционного тепловыделения q_i учитывался эффект снижения контактного давления при удалении i -ой поверхности трения от нажимного диска, связанный с наличием сил трения в шлицевых соединениях дисков с элементами ММФ. Для определения угловой скорости скольжения дисков использовались соответствующие дифференциальные уравнения, описывающие движение фрикционных и промежуточных дисков ММФ при переключении КПП транспортного средства [2].

В процессе численного исследования решение уравнений движения дисков ММФ осуществляли методом Рунге-Кутты 4-го порядка точности, а тепловой задачи – методом Галеркина для конечных элементов. При выполнении расчетов использовали параметры ММФ, применяемых в КПП трансмиссии трактора Беларус мощностью 350 л.с., с 16-ю парами трения рессорно-пружинная сталь 65Г – металлокерамика МК5, взаимодействующими в среде моторного масла. Характер формирования

температурных полей во фрикционных парах исследовали для условий работы ММФ, соответствующих переключению КПП на высшую передачу при движении трактора на стерне с крюковой нагрузкой 50 кН.

Рост передаточного отношения при переключении КПП приводит к увеличению продолжительности трения и тепловой нагруженности фрикционных пар ММФ как высшей, так и низшей передач. В результате исследования установлено, что при переключении КПП в диапазоне от 14-ой до 18-ой передач время буксования ММФ высшей передачи составляет от 1,90 до 2,27 с (рис. 2, а), а низшей передачи – от 0,60 до 2,04 с (рис. 2, б). Увеличение времени буксования ММФ низшей передачи более чем в три раза связано с преждевременным срывом фрикциона в связи с неполным перекрытием при включении 16-18 передач КПП. В целом тепловая нагруженность пар трения ММФ низшей передачи меньше, чем для ММФ высшей передачи.

Характер зависимости температуры на фрикционном контакте пар трения от времени в значительной степени определяется динамикой изменения угловой скорости скольжения дисков и момента трения ММФ. На первом этапе включения от 0 до 1,8 с работа ММФ высшей передачи осуществляется практически при постоянной скорости скольжения дисков и относительно медленном увеличении момента сил трения (рис. 2, а), что обуславливает непрерывное увеличение скорости роста температуры на фрикционном контакте с течением времени трения (рис. 3, а). В дальнейшем от 1,8 до 2,0 с происходит резкое увеличение момента сил трения при быстром падении угловой скорости скольжения дисков ММФ высшей передачи. При этом скорость роста температуры сначала резко увеличивается, а затем непрерывно снижается, что связано с уменьшением мощности фрикционного тепловыделения и повышением интенсивности теплоотвода от фрикционных пар при росте их поверхностной температуры.

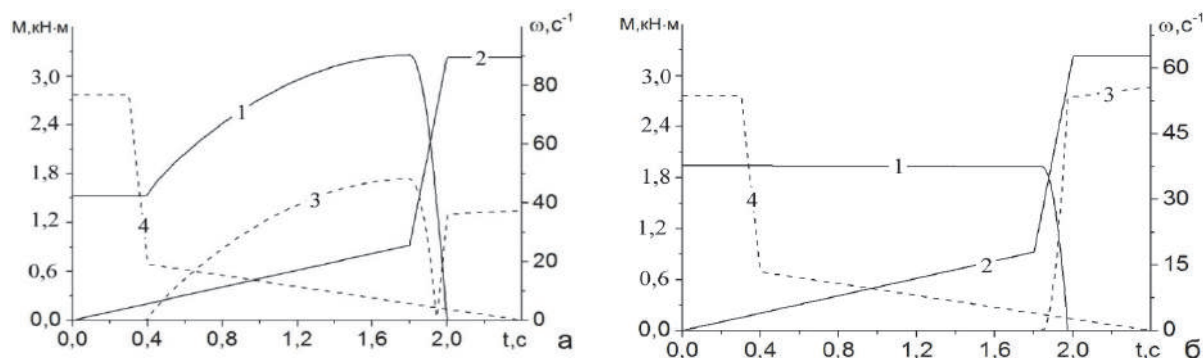


Рис. 2 – Зависимости момента трения M (2, 4) и угловой скорости ω (1, 3) вращения дисков фрикционов от времени при включении 15-ой (а) и 16-ой (б) передач: 3, 4 – для фрикциона низшей передачи; 1, 2 – для фрикциона высшей передачи.

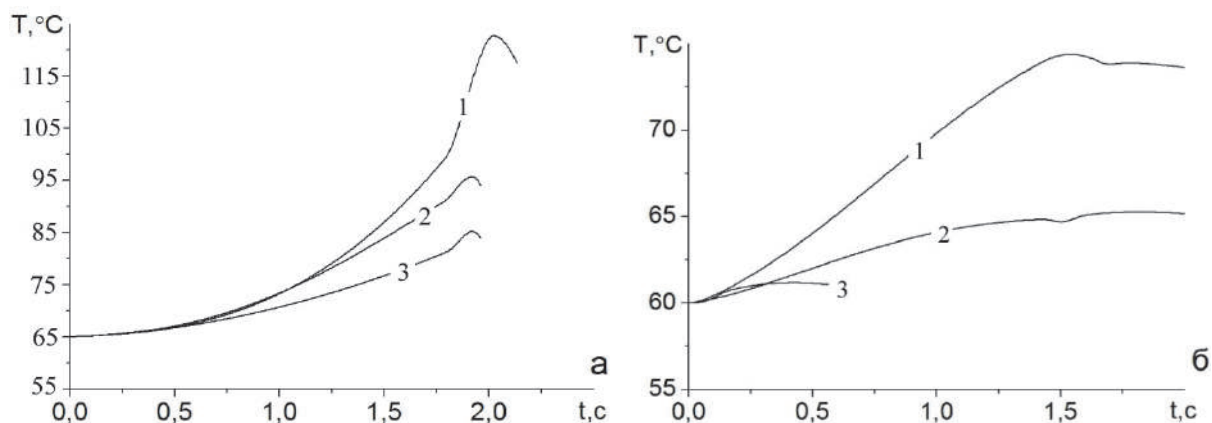


Рис. 3 – Зависимость максимальной температуры T в пакете дисков фрикциона высшей (а) и низшей (б) передачи от времени t трения при включении i -ой передачи: 1 – $i = 17$; 2 – $i = 16$; 3 – $i = 15$.

Для исследованных случаев максимальная температура на поверхности трения ММФ высшей передачи, достигающая около $120\text{ }^{\circ}\text{C}$, развивается в интервале $0,955\dots 0,975$ от полного времени трения (рис. 3, а), когда мощность фрикционного тепловыделения становится равной мощности теплоотвода от фрикционного контакта в объем элементов пар трения и охлаждающее масло. В дальнейшем температура на фрикционном контакте ММФ высшей передачи несколько снижается.

В случае переключения КПП без разрыва мощности, передаваемой от двигателя к движителям трактора, буксование ММФ низшей передачи начинается в конце последнего (третьего) этапа выключения фрикциона (рис. 2, б). Несмотря на быстрый рост угловой скорости скольжения дисков, небольшое время фрикционного взаимодействия и низкое значение момента сил трения обуславливают прирост температуры на фрикционном контакте пар трения не превышающий $1,5\text{-}2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 3, б). При переключении КПП с частичным разрывом мощности срыв ММФ низшей передачи осуществляется в конце второго – начале третьего этапа выключения фрикциона, в результате чего время трения фрикционных пар возрастает более чем в три раза, а прирост температуры на поверхности трения может достигать до $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. В момент смены направления вращения ведомых дисков на зависимости температуры фрикционного контакта от текущего времени трения наблюдается характерный локальный минимум, связанный с падением мощности фрикционного тепловыделения до нуля.

Распределение температуры по осевой координате пакета дисков свидетельствует о неравномерной тепловой нагруженности фрикционных пар ММФ. Развиваемая на фрикционном контакте температура увеличивается и достигает максимума на $2\dots 3$ паре трения от нажимного диска, а затем практически линейно снижается при приближении поверхности трения к упорному диску (рис. 4, а). Это связано с

неравномерным распределением величины момента трения по фрикционным парам, обусловленным наличием сил трения в шлицах крепления дисков, а также теплоотводом от торцевой поверхности крайних дисков пакета. Наибольшая неравномерность в распределении температуры по толщине элементов пары трения, достигающая $5...10\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$, наблюдается для фрикционной накладке, что объясняется относительно низкой теплопроводностью металлокерамики. Градиент температуры по толщине промежуточного и основы фрикционного дисков выражен значительно меньше и для исследованных случаев не превышает $0,6\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$.

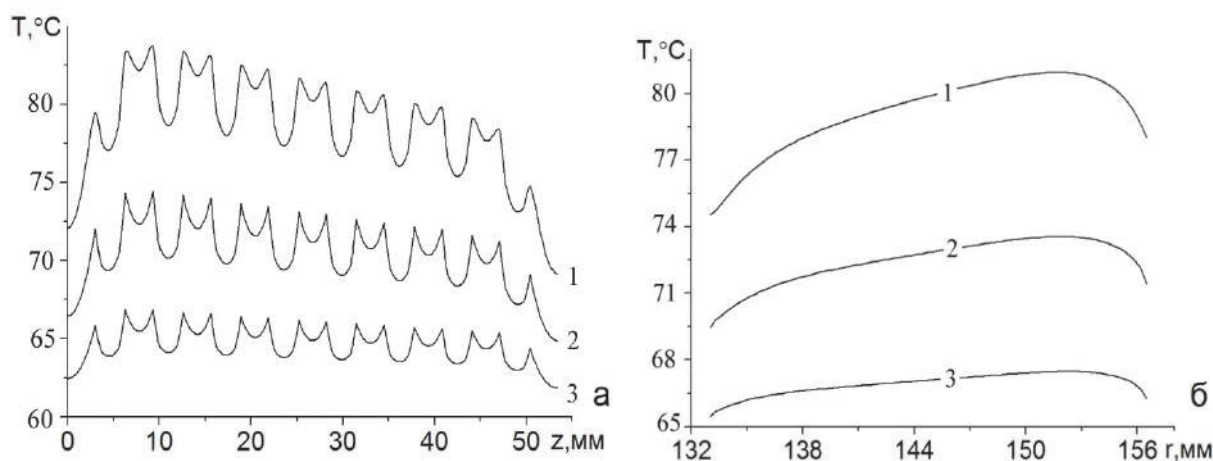


Рис. 4 – Распределение температуры T по толщине пакета (а) и ширине поверхности трения (б) дисков фрикциона высшей передачи при включении 15-й передачи в различные моменты времени t : 1 – $t = 1\text{ с}$; 2 – $t = 1,5\text{ с}$; 3 – $t = 1,96\text{ с}$.

Результаты расчета показали, что особенности теплообмена с охлаждающим маслом и элементами конструкции ММФ, приводят к формированию в трущихся телах неоднородного температурного поля с более высокой температурой в срединной области и менее нагретыми периферийными участками в радиальном сечении фрикционных пар. С увеличением времени трения наблюдается повышение достигаемых на фрикционном контакте температур, рост неравномерности распределения температуры по ширине поверхности трения и перемещение положения максимума температуры от внешнего радиуса R трения в интервал $(0,92...0,93)R$ (рис. 4, б).

ЛИТЕРАТУРА

1. Колесников В.И. Теплофизические процессы в металлополимерных трибосистемах. - М.: Наука, 2003. - 279 с.
2. Исследование процесса переключения передач под нагрузкой и оптимизация управления фрикционными муфтами механической

трансмиссии / В.Н. Басалаев, А.В. Коваленко// Механика машин, механизмов и материалов. - 2011. - № 2 (15). - С. 24-32.