

П. А. Поляков, И. А. Яицков, О. А. Ворон, И. П. Талипова, А. А. Кузькин, Н. Р. Габдрахманов

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ ПРОФИЛЯ ДИСКА НА ФОРМИРОВАНИЕ КОНТАКТИРУЮЩИХ СИЛ НА РАБОЧИХ ПЛОЩАДКАХ ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА

Аннотация. Представлена оценка влияния параметров, характеризующих макронеровность на поверхности тормозного диска на распределение контактирующих сил в системе «полиприжимающий механизм – тормозная колодка – тормозной диск» и развиваемый тормозной диск. В качестве основных параметров, характеризующих макронеровность на рабочих поверхностях тормозного диска, были выбраны углы наклона реального профиля поверхности в тангенциальном и радиальном направлениях. Были получены зависимости для расчета положения центра давления в тангенциальном и радиальном направлениях в системе «полиприжимающий механизм – тормозная колодка – тормозной диск» с учетом углов наклона профиля в двух направлениях. Для оценки влияния углов наклона на распределение сил по площади контактирующих поверхностей тормоза были построены твердотельные модели тормозных устройств с моделируемыми реальными профилями рабочих поверхностей диска. В качестве объектов моделирования использовались поверхности диска с циклическими макронеровностями и с одной областью. При взаимодействии рабочих пар тормозного устройства с одной макронеровностью на поверхности происходила инверсия распределенных контактирующих сил, в сравнении с диском, на поверхности которого были циклические макронеровности.

Ключевые слова: тормозное устройство, центр давления, угол наклона реального профиля, макронеровность, полиприжимающий механизм.

Для цитирования: Влияние геометрии профиля диска на формирование контактирующих сил на рабочих площадках тормозного устройства / П. А. Поляков, И. А. Яицков, О. А. Ворон [и др.] // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 4. – С. 218–228. – DOI 10.46973/0201-727X_2024_4_218.

Введение

В исследовании [1] проводилась оценка параметров влияния для разработки прогнозной модели ресурса тормозного диска при термомеханическом износе. Оценка критериев эффективности взаимодействия пар фрикционного узла происходила с помощью влияния удельных нагрузок, скорости начала торможения и достигаемой температуры. В работе [2] приводится исследование, в котором, увеличивая количество колодок в два раза в барабанно-колодочном тормозе, снижают усилие прижатия колодок у поверхности барабана при сохранении тормозного момента как в серийном тормозе. В работе [3] представлена оценка напряженно-деформированного состояния тормозных дисков с перфорациями и отверстиями. В статье [4] приводится определение коэффициента трения на парах трения тормоза, при котором не происходит скатывание автомобиля со склона при испытаниях стояночного тормоза. В исследовании [5] приводятся рекомендации по конструктивному и технологическому обеспечению тормозного устройства для совершенствования эффективности торможения. В работе [6] исследуется вопрос степени деформирования относительно соотношения исходных микронеровностей к номинальной поверхности тормозного диска. В статье [7] приводится оценка теплонпряженного состояния дисков, изготавливаемых из различных материалов, основное внимание уделялось тормозным дискам, выполненным из композитов AL-ММС.

Проведенный анализ литературных источников показал, что основное внимание уделяется применению различных материалов при изготовлении тормозных дисков. Напряженно-деформированное состояние оценивается в статическом состоянии, что не учитывает скорость скольжения контактирующих площадок относительно друг друга. Из этих сделанных выводов необходимо сформулировать цель исследования, заключающуюся в оценке влияния появляющихся макронеровностей на развиваемый тормозной момент.

Основная часть

Согласно теоретическим догматам качество геометрии поверхности оценивается по параметрам макронеровности, волнистости, шероховатости и субмикронеровности. Согласно проведенному анализу литературных источников первые два показателя влияют на комфорт управления и на виброустойчивость всего устройства в целом. Однако необходимо отметить, что волнистость поверхности оказывает влияние на процесс торможения, постоянно генерируя поперечные и продольные вынужденные линейные и угловые колебания колодки. Волнистость рабочей поверхности тормозного диска может быть свидетельством неправильной технологии изготовления или следствием длительной эксплуатации тормозного устройства транспортного средства. Для оценки влияния волнистости поверхности диска на процесс торможения необходимо определить критерии, которыми возможно численно это оценить.

При проектировании тормозного диска началом отсчета считается номинальный профиль рабочей поверхности, к которому будет прижиматься колодка, что позволит создать тормозной момент. Но в процессе изготовления и последующей эксплуатации тормозного диска реальный профиль поверхности диска отличается от номинального. Кривую, образующую поверхность очень сложно описать математически, поэтому прибегают к использованию аппроксимирующей кривой. Если использовать аппроксимирующую кривую для описания реального профиля поверхности тормозного диска в двух плоскостях тангенциальной (XOZ) и радиальной (YOZ), то образующими этих плоскостей являются две прямые реального профиля поверхности, задаваемые уравнениями:

$$m_{xz} = \hat{\alpha}_{xz} + \hat{\beta}_{xz} (x_i - \bar{x}), \quad (1)$$

$$m_{yz} = \hat{\alpha}_{yz} + \hat{\beta}_{yz} (y_i - \bar{y}), \quad (2)$$

где $\hat{\alpha}_{xz}$, $\hat{\alpha}_{yz}$ – ординаты средних точек этих линий в тангенциальной и радиальной плоскостях диска;

$\hat{\beta}_{xz}$, $\hat{\beta}_{yz}$ – угловые коэффициенты;

$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}$, $\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}$ – координаты средних точек в тангенциальной и радиальной плоскостях

диска.

Однако при оценке линейных зависимостей задача состоит в максимальном приближении аппроксимирующих кривых к реальному профилю поверхности диска. Для достижения этого условия необходимо приравнять частные производные по параметрам $\hat{\alpha}_{xz}$, $\hat{\alpha}_{yz}$, $\hat{\beta}_{xz}$, $\hat{\beta}_{yz}$ суммы квадратов отклонений $\sum_{i=1}^n (z_i - \hat{\alpha}_{xz} - \hat{\beta}_{xz} x_i)^2$, $\sum_{i=1}^n (z_i - \hat{\alpha}_{yz} - \hat{\beta}_{yz} y_i)^2$. В результате

$$\hat{\alpha}_{xz} = \frac{\sum_{i=1}^n z_{ix}}{n}; \quad \hat{\beta}_{xz} = \frac{\sum_{i=1}^n z_{ix} x_i - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n x_i \right) \left(\sum_{i=1}^n z_{ix} \right)}{\sum_{i=1}^n x_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n x_i \right)^2}, \quad (3)$$

$$\hat{\alpha}_{yz} = \frac{\sum_{i=1}^n z_{iy}}{n}; \quad \hat{\beta}_{yz} = \frac{\sum_{i=1}^n z_{iy} y_i - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n y_i \right) \left(\sum_{i=1}^n z_{iy} \right)}{\sum_{i=1}^n y_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n y_i \right)^2}, \quad (4)$$

где z_{ix} , z_{iy} – ординаты i -й точки в тангенциальной и радиальной плоскостях.

Обозначим аппроксимирующую прямую поверхности реального профиля тормозного диска буквами O_1X' для на плоскости XOZ и O_2Y' для плоскости YOZ . Перпендикуляры к этим направляющим

будут обозначены O_1Z' и O_2Z'' для указанных плоскостей. Координаты в новой системе координат обозначены x'_i, y'_i, z'_i, z''_i . Аппроксимирующие прямые поверхности реального профиля наклонены относительно прямых проекций номинального профиля на углы φ_{xz} и φ_{yz} при выполнении следующих условий:

$$\sum_{i=1}^n (z'_i)^2 = f(\varphi_{xz}) \rightarrow \min, \quad \sum_{i=1}^n (z''_i)^2 = f(\varphi_{yz}) \rightarrow \min. \quad (5)$$

Для определения значений углов наклона аппроксимирующих прямых поверхности реального профиля необходимо переписать условие (5) в другой форме:

$$\sum_{i=1}^n z'_i \frac{dz'_i}{d\varphi_{xz}} = 0, \quad \sum_{i=1}^n z''_i \frac{dz''_i}{d\varphi_{yz}} = 0. \quad (6)$$

Для упрощения теоретического обоснования сместим центры систем координат XOZ в точку O_1 с координатами \bar{x} и \bar{z}_x , аналогично сделаем смещение координат в плоскости YOZ в точку O_2 по координатам \bar{y} и \bar{z}_y (рис. 1).

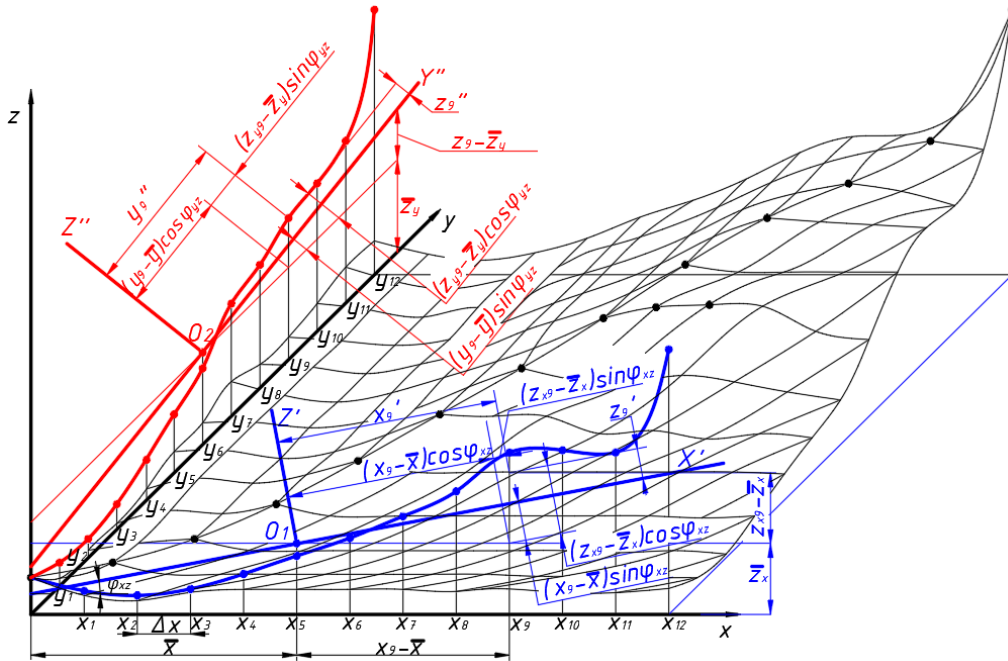


Рис. 1. Параметры проекций аппроксимирующих прямых поверхности реального профиля тормозного диска по плоскостям XOZ и YOZ

С учетом смещения центров системы координат в точки O_1 и O_2 связь между координатами аппроксимирующих прямых и декартовой системой XYZ определяется следующими выражениями:

$$x'_i = (x_i - \bar{x}) \cos \varphi_{xz} + (z_{xi} - \bar{z}_x) \sin \varphi_{xz}, \quad z'_i = -(x_i - \bar{x}) \sin \varphi_{xz} + (z_{xi} - \bar{z}_x) \cos \varphi_{xz}, \quad (7)$$

$$y'_i = (y_i - \bar{y}) \cos \varphi_{yz} + (z_{yi} - \bar{z}_y) \sin \varphi_{yz}, \quad z''_i = -(y_i - \bar{y}) \sin \varphi_{yz} + (z_{yi} - \bar{z}_y) \cos \varphi_{yz}. \quad (8)$$

Дифференцируя координаты высот реального профиля в двух плоскостях XOZ и YOZ по углам наклона аппроксимирующих прямых, получим:

$$\frac{dz'_i}{d\varphi_{xz}} = -(x_i - \bar{x}) \cos \varphi_{xz} - (z_{xi} - \bar{z}_x) \sin \varphi_{xz} = -x'_i, \quad (9)$$

$$\frac{dz_i''}{d\varphi_{yz}} = -(y_i - \bar{y}) \cos \varphi_{yz} - (z_{yi} - \bar{z}_y) \sin \varphi_{yz} = -y_i' \quad (10)$$

Подставим значения координат (7), (8), (9) и (10) в условие (6) и преобразуем:

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^n [-(x_i - \bar{x}) \sin \varphi_{xz} + (z_{xi} - \bar{z}_x) \cos \varphi_{xz}] \times [-(x_i - \bar{x}) \cos \varphi_{xz} - (z_{xi} - \bar{z}_x) \sin \varphi_{xz}] = \\ & = (\cos^2 \varphi_{xz} - \sin^2 \varphi_{xz}) \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(z_{xi} - \bar{z}_x) - \sin \varphi_{xz} \cos \varphi_{xz} \sum_{i=1}^n [(x_i - \bar{x})^2 - (z_{xi} - \bar{z}_x)^2] = 0, \\ & \sum_{i=1}^n [-(y_i - \bar{y}) \sin \varphi_{yz} + (z_{yi} - \bar{z}_y) \cos \varphi_{yz}] \times [-(y_i - \bar{y}) \cos \varphi_{yz} - (z_{yi} - \bar{z}_y) \sin \varphi_{yz}] = \\ & = (\cos^2 \varphi_{yz} - \sin^2 \varphi_{yz}) \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})(z_{yi} - \bar{z}_y) - \sin \varphi_{yz} \cos \varphi_{yz} \sum_{i=1}^n [(y_i - \bar{y})^2 - (z_{yi} - \bar{z}_y)^2] = 0. \end{aligned}$$

После преобразования получим:

$$\operatorname{tg} 2\varphi_{xz} = 2 \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(z_{xi} - \bar{z}_x)}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 - \sum_{i=1}^n (z_{xi} - \bar{z}_x)^2} = 2 \frac{\sum_{i=1}^n x_i z_{xi} - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n x_i \right) \left(\sum_{i=1}^n z_{xi} \right)}{\left[\sum_{i=1}^n x_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n x_i \right)^2 \right] - \left[\sum_{i=1}^n z_{xi}^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n z_{xi} \right)^2 \right]}, \quad (11)$$

$$\operatorname{tg} 2\varphi_{yz} = 2 \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})(z_{yi} - \bar{z}_y)}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 - \sum_{i=1}^n (z_{yi} - \bar{z}_y)^2} = 2 \frac{\sum_{i=1}^n y_i z_{yi} - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n y_i \right) \left(\sum_{i=1}^n z_{yi} \right)}{\left[\sum_{i=1}^n y_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n y_i \right)^2 \right] - \left[\sum_{i=1}^n z_{yi}^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n z_{yi} \right)^2 \right]}. \quad (12)$$

Углы реального профиля тормозного диска необходимы для определения положения центра давления, который в свою очередь влияет на изменение тормозного момента в процессе торможения. Расчетные схемы для определения положения центра давления номинального [8] и реального профиля рабочих поверхностей тормозного диска представлены на рис. 2 а, б, в, г.

Используя расчетные схемы, составим уравнения сил и моментов, действующих в плоскости YOZ, для реального профиля тормозного диска:

$$\left\{ \begin{aligned} & -\sum_{i=1}^n P_i \cos \varphi_{yz} - P_{\text{тпвз}} \sin \varphi_{yz} + R_{yz} \cos \varphi_{yz} + P_\theta \sin \varphi_{yz} + P_{\text{тп(с)}} \cos \varphi_{yz} = m_\kappa \ddot{z} \\ & \sum_{i=1}^n P_i \sin \varphi_{yz} - P_{\text{тпвз}} \cos \varphi_{yz} - R_{yz} \sin \varphi_{yz} + P_\theta \cos \varphi_{yz} - P_{\text{тп(с)}} \sin \varphi_{yz} = m_\kappa \ddot{y} \\ & -\sum_{i=1}^n P_i \cos \varphi_{yz} L_i + \sum_{i=1}^n P_i \sin \varphi_{yz} (t_\kappa \cos \varphi_{yz} + L_i \operatorname{tg} \varphi_{yz} - t_3) + R_{yz} \cos \varphi_{yz} L_A - \\ & -R_{yz} \sin \varphi_{yz} [t_3 - (L - L_A) \operatorname{tg} \varphi_{yz}] - P_{\text{тпвз}} \sin \varphi_{yz} L_A - \\ & -P_{\text{тпвз}} \cos \varphi_{yz} [t_3 - (L - L_A) \operatorname{tg} \varphi_{yz}] = J_\kappa \ddot{\varphi}_{yz} \end{aligned} \right. \quad (13)$$

В плоскости XOZ для реального профиля тормозного диска:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & -\sum_{i=1}^n P_i \cos \varphi_{xz} + P_{\text{тпхз}} \sin \varphi_{xz} + R_{xz} \cos \varphi_{xz} + P_{\partial} \sin \varphi_{xz} + P_{\text{тп(c)}} \cos \varphi_{xz} = m_{\kappa} \ddot{z} \\
 & \sum_{i=1}^n P_i \sin \varphi_{xz} + P_{\text{тпхз}} \cos \varphi_{xz} - R_{xz} \sin \varphi_{xz} - P_{\partial} \cos \varphi_{xz} - P_{\text{тп(c)}} \sin \varphi_{xz} = m_{\kappa} \ddot{y} \\
 & \mp \sum_{i=1}^n P_i \cos \varphi_{xz} (\mp r_i \cos \Theta_i \pm r_{\text{п}} \cos [\Theta/2]) + \\
 & + \sum_{i=1}^n P_i \sin \varphi_{xz} [t_{\kappa} \cos \varphi_{xz} + (r_{\text{внеш}} \cos [\Theta/2] - r_i \cos \Theta_i) \text{tg} \varphi_{xz} - t_3] + \\
 & + R_{xz} \cos \varphi_{xz} (r_{\text{п}} \cos [\Theta/2] - r_c) - R_{xz} \sin \varphi_{xz} [t_3 - (r_{\text{внеш}} \cos [\Theta/2] - r_c) \text{tg} \varphi_{yz}] + \\
 & + P_{\text{тпхз}} \sin \varphi_{xz} (r_{\text{п}} \cos [\Theta/2] - r_c) + P_{\text{тпхз}} \cos \varphi_{xz} [t_3 - (r_{\text{внеш}} \cos [\Theta/2] - r_c) \text{tg} \varphi_{yz}] = J_{\kappa} \ddot{\varphi}_{xz}
 \end{aligned} \right. \quad (14)$$

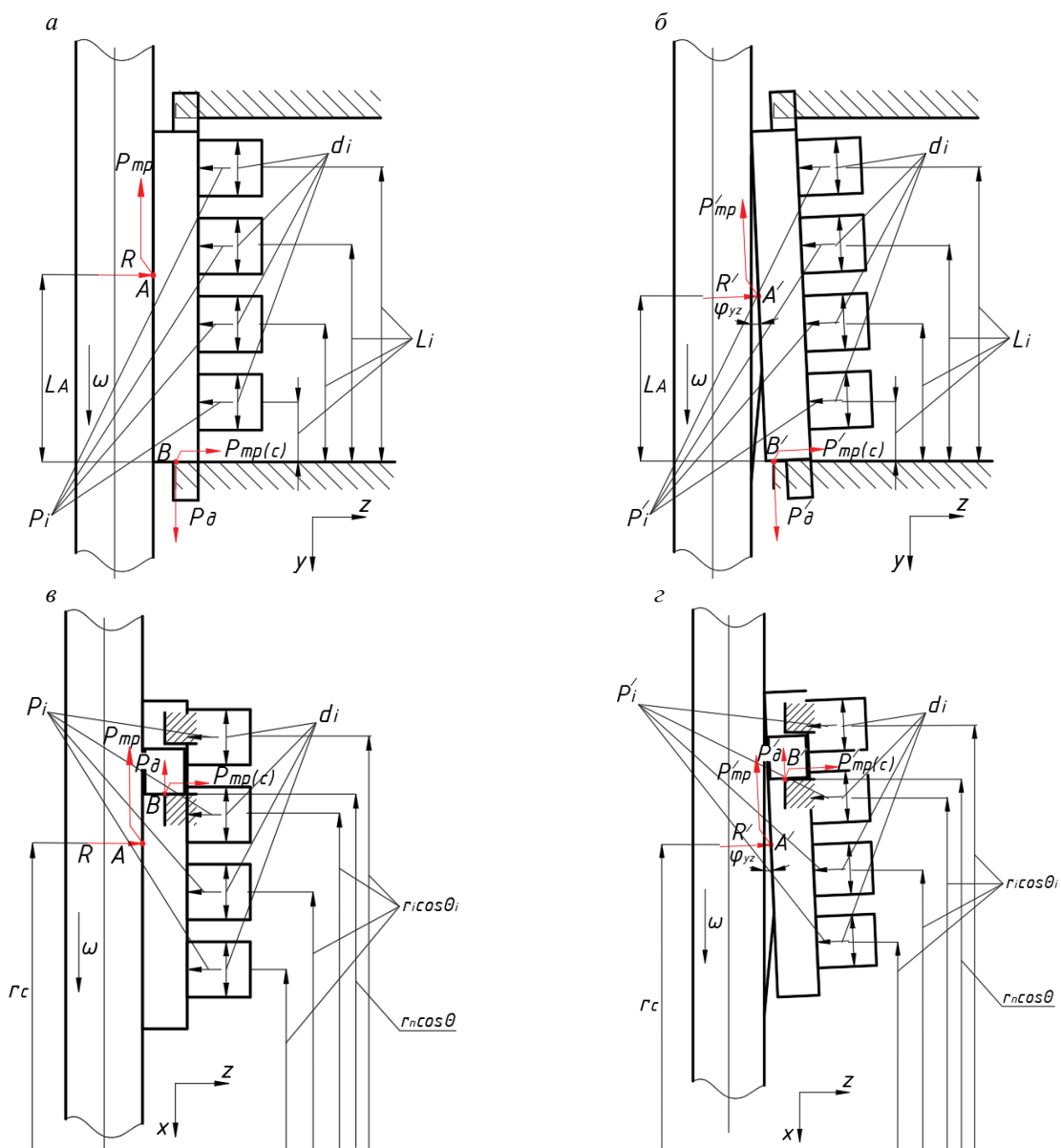


Рис. 2. Расчетные схемы для определения положения центра давления в тангенциальной (а, б) и радиальной (в, г) плоскостях для номинального (а, в) и реального (б, г) профиля поверхности тормозного диска

Проекция результирующей силы в системе «полиприжимающий механизм – тормозная колодка – тормозной диск» с учетом реального профиля тормозного диска на плоскость YOZ :

$$R_{yz} = \frac{-\sum_{i=1}^n P_i \left(\frac{\cos \varphi_{yz} - f_c \sin \varphi_{yz}}{\sin \varphi_{yz} + f_c \cos \varphi_{yz}} + \sin \varphi_{yz} \right) + m_k \ddot{x} - m_k \ddot{z} \left(\frac{\cos \varphi_{yz} - f_c \sin \varphi_{yz}}{\sin \varphi_{yz} + f_c \cos \varphi_{yz}} \right)}{\frac{(f \sin \varphi_{yz} - \cos \varphi_{yz})(\cos \varphi_{yz} - f_c \sin \varphi_{yz})}{\sin \varphi_{yz} + f_c \cos \varphi_{yz}} - (f \cos \varphi_{yz} + \sin \varphi_{yz})}. \quad (15)$$

Расстояние от края суппорта до положения центра давления в системе «полиприжимающий механизм – тормозная колодка – тормозной диск» с учетом реального профиля тормозного диска в плоскости YOZ :

$$L_A = \frac{\left[\sum_{i=1}^n P_i (L_i \cos \varphi_{yz} + \sin \varphi_{yz} \cos \varphi_{yz} t_k + L_i \sin \varphi_{yz} \operatorname{tg} \varphi_{yz} - t_3 \sin \varphi_{yz}) + R_{yz} (t_3 [\sin \varphi_{yz} + f \cos \varphi_{yz}] - L \operatorname{tg} \varphi_{yz} [\sin \varphi_{yz} - f \cos \varphi_{yz}]) \right] - J_k \ddot{\varphi}_{yz}}{R_{yz} (\sin \varphi_{yz} \operatorname{tg} \varphi_{yz} + f \sin \varphi_{yz} + f \cos \varphi_{yz} \operatorname{tg} \varphi_{yz} - \cos \varphi_{yz})}. \quad (16)$$

Соответственно проекция результирующей силы на плоскость XOZ :

$$R_{xz} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \left(\frac{\cos \varphi_{xz} (f_c \sin \varphi_{xz} + \cos \varphi_{xz})}{\sin \varphi_{xz} + f_c \cos \varphi_{xz}} - \sin \varphi_{xz} \right) + m_k \ddot{x} + m_k \ddot{z} \left(\frac{f_c \sin \varphi_{xz} + \cos \varphi_{xz}}{\sin \varphi_{xz} + f_c \cos \varphi_{xz}} \right)}{f \cos \varphi_{yz} + \frac{(f \sin \varphi_{yz} + \cos \varphi_{yz})(\cos \varphi_{yz} + f \sin \varphi_{yz})}{\sin \varphi_{yz} + f \cos \varphi_{yz}} - \sin \varphi_{yz}}. \quad (17)$$

Расстояние от края суппорта до положения центра давления в системе «полиприжимающий механизм – тормозная колодка – тормозной диск» с учетом реального профиля тормозного диска в плоскости XOZ :

$$r_c = \frac{\left[\sum_{i=1}^n P_i \left(\sin \varphi_{xz} \left[t_k \cos \varphi_{xz} + (r_{\text{внеш}} \cos [\Theta/2] - r_i \cos \Theta_i) \operatorname{tg} \varphi_{xz} - t_3 \right] \mp \right. \right.}{R_{xz} (\cos \varphi_{xz} + \sin \varphi_{xz} \operatorname{tg} \varphi_{xz} + f \sin \varphi_{xz} + f \cos \varphi_{xz} \operatorname{tg} \varphi_{xz})}. \quad (18)$$

Рассмотрим влияние угла в тангенциальном направлении реального профиля тормозного диска на распределения контактирующих сил по площади колодки. Для моделирования процесса взаимодействия рабочих поверхностей тормоза была разработана трехмерная модель шестипоршневого тормозного устройства с имитированными циклическими макронеровностями и одной макронеровностью на поверхности тормозного диска в программном продукте «Универсальный механизм 9.0» (рис. 3 а, б).

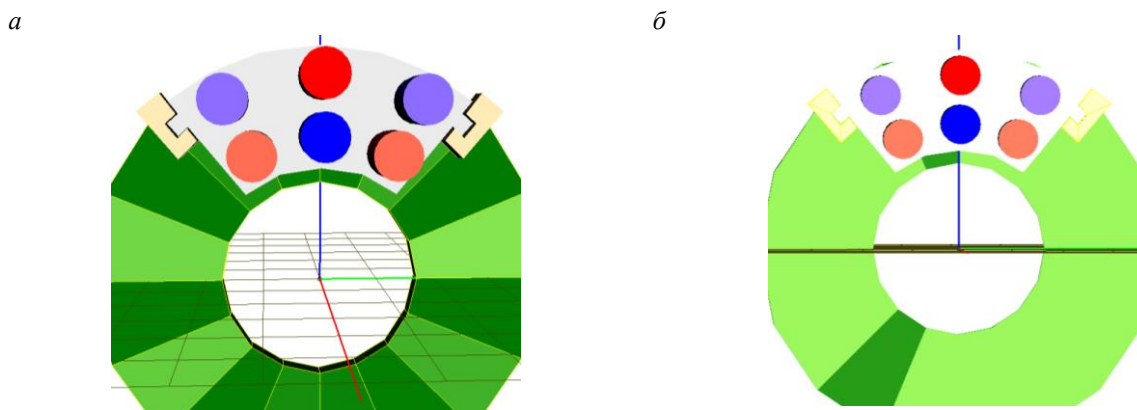


Рис. 3. Трехмерные модели шестицилиндровых тормозных устройств с имитированными циклическими макронеровностями (а) и одной макронеровностью (б) на поверхности тормозного диска

Циклические макронеровности размещались через каждые 45° по всему обороту рабочей тормозной поверхности диска, тогда как макронеровность располагалась в секторе между 320° и 337.5° рабочей поверхности тормозного диска. Величины амплитуд макронеровностей составляли 4 мм. Тормозная колодка прижималась шестью прижимающими элементами с прижимающими силами на каждом цилиндре равными 100 Н. Крутящий момент тормозного диска задавался уровнем 275 Н·м. Максимальный угол наклона поверхности реального профиля в тангенциальном направлении составил $6,8^\circ$, а минимальный – $2,9^\circ$. Результаты изменения контактирующих сил, образующихся при взаимодействии рабочих пар, представлены на рис. 4 а, б, в, г. Для измерения были заданы точки, расположенные на едином луче с разным удалением от центра вращения тормозного диска.

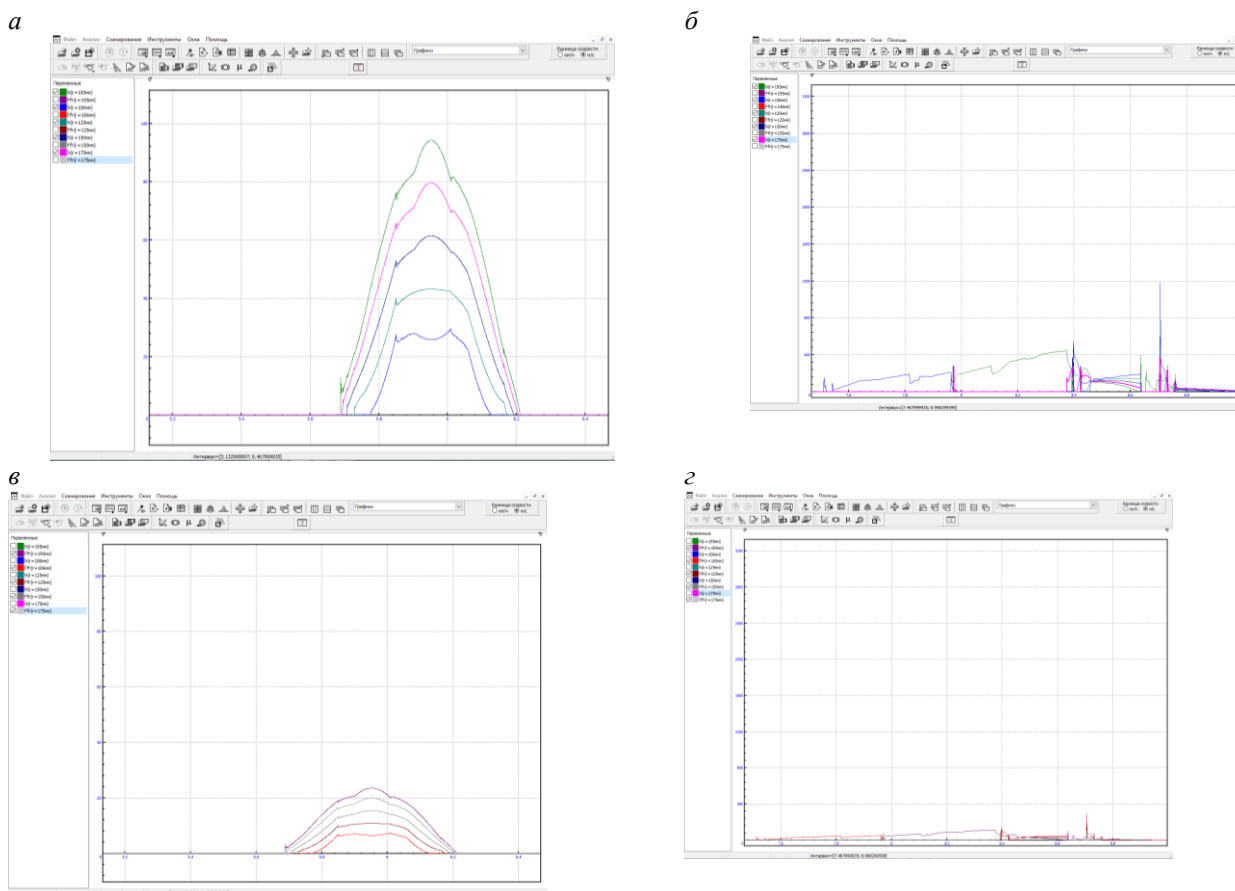


Рис. 4. Изменения нормальных (а, б) и тангенциальных (в, г) составляющих контактирующих сил шестицилиндровых тормозных устройств с имитированными циклическими макронеровностями (а, в) и одной макронеровностью (б, г) на поверхности тормозного диска

Согласно моделированию, нормальные и тангенциальные составляющие контактирующих сил тормозного устройства с циклическими макронеровностями на поверхности диска увеличиваются с ростом радиуса приложения. А при наличии одной макронеровности на поверхности диска в величинах нормальных и тангенциальных составляющих такой корреляции нет. Величины нормальных и тангенциальных составляющих контактирующих сил в нижней части колодок больше, чем в верхней части (рис. 5 а, б, в).

Рассматривая полученные результаты моделирования тормозных устройств, можно утверждать, что положение центра давления в процессе взаимодействия будет меняться, что отразится не только на износных свойствах контактирующих площадок, но и создает неравномерность тормозного момента. В случае с циклическими макронеровностями эта угроза не так значительна, потому что в контакте находилось не менее двух ограниченных площадок колодки и диска, при наличии одной макронеровности площадки на поверхности диска площадка контактирования рабочих смещалась в зону с максимальным радиусом тормозного диска (рис. 5. в), что ведет к трудно прогнозируемой величине тормозного момента во времени.

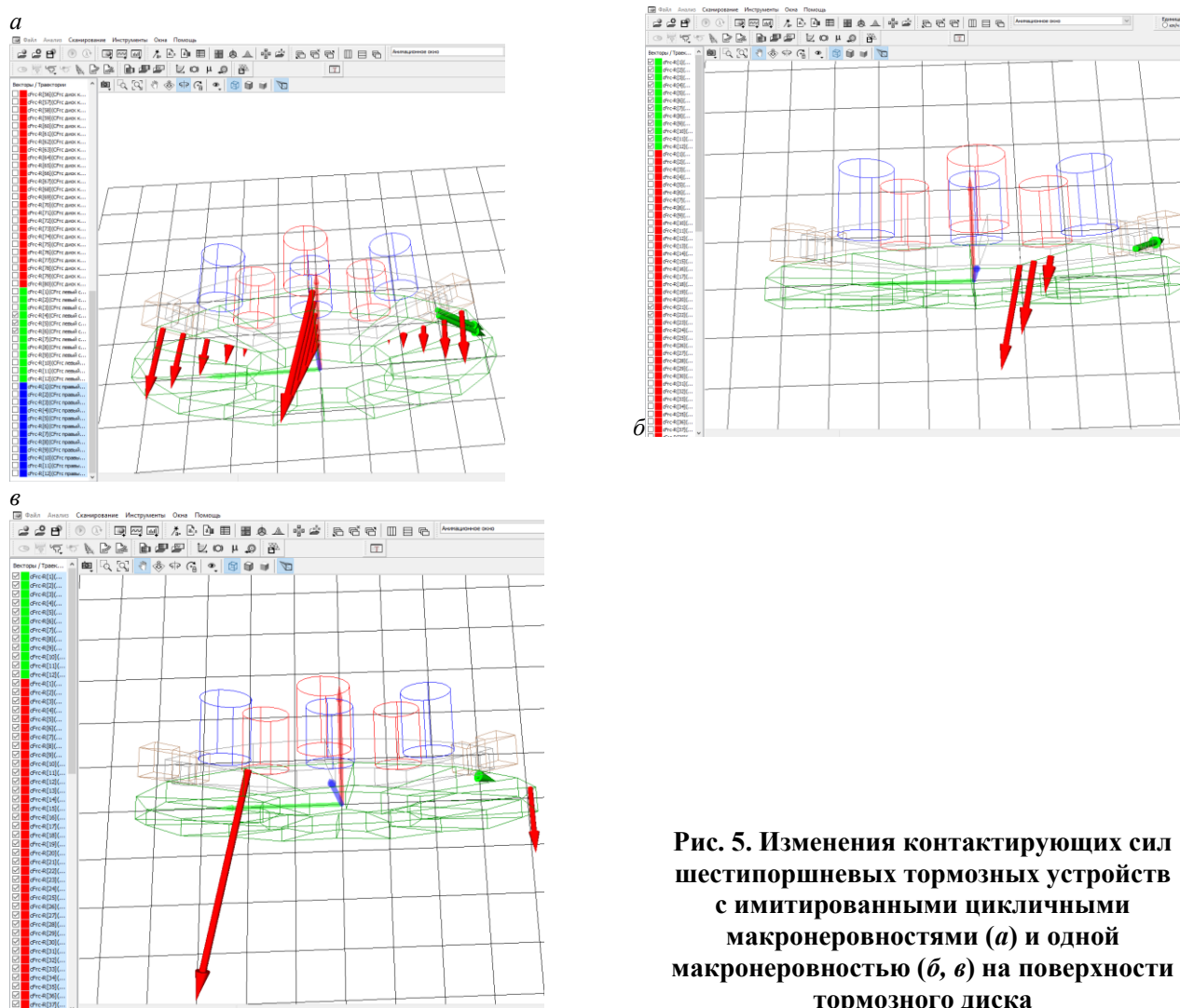


Рис. 5. Изменения контактирующих сил шестипоршневых тормозных устройств с имитированными циклическими макронеровностями (а) и одной макронеровностью (б, в) на поверхности тормозного диска

Заключение

В статье представлена оценка влияния параметров, характеризующих макронеровность на поверхности тормозного диска на распределение контактирующих сил в системе «полиприжимающий механизм – тормозная колодка – тормозной диск» и развиваемый тормозной диск. В качестве основных параметров, характеризующих макронеровность на рабочих поверхностях тормозного диска, были выбраны углы наклона реального профиля поверхности в тангенциальном и радиальном направлениях. Были получены зависимости для расчета положения центра давления в тангенциальном и радиальном направлениях в системе «полиприжимающий механизм – тормозная колодка – тормозной диск» с учетом углов наклона профиля в двух направлениях. Для оценки влияния углов наклона на распределение

сил по площади контактирующих поверхностей тормоза были построены твердотельные модели тормозных устройств с моделируемыми реальными профилями рабочих поверхностей диска. В качестве объектов моделирования использовались поверхности диска с циклическими макронеровностями и с одной областью. При взаимодействии рабочих пар тормозного устройства с одной макронеровностью на поверхности происходила инверсия распределенных контактирующих сил, в сравнении с диском, на поверхности которого были циклические макронеровности.

Список литературы

- 1 **Sathish, K. T.** Study of friction, wear and plastic deformation of automotive brake disc subjected to thermo-mechanical fatigue / K. T. Sathish, J. Maniraj, V. S. Thangarasu // *Matéria*. – 2023. – Vol. 28 (1). – 13 p. – DOI 10.1590/1517-7076-rmat-2022-0329.
- 2 Braking force & braking time reduction by using four shoe brake system / C. B. Manikandan, P. Balamurugan, S. L. Beneston [et al.] // *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*. – 2019. – Vol. 8. – P. 1376–1380.
- 3 Study of the Mechanical Behavior of an Automobile Brake Disc / K. Siham, B. Mokhtar, T Tawfik, [et al.] // *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. – 2021. – Vol. 65 (3). – P. 197–204. – DOI 10.3311/PPme.15589.
- 4 Brake torque analysis of fully mechanical parking brake system : Theoretical and experimental approach / I. Mohd-Razmi, A. B. Abd-Rahim, B. Ali [et al.] // *Ingeniería, investigación y tecnología*. – 2018. – Vol. 19. – P. 37–49. – DOI 10.22201/fi.25940732e.2018.19n1.004.
- 5 **Chaphale, S. B.** A review on thermal and contact stress analysis of disc braking system / P. P. Chaphale, S. B. Jaju // *International Journal of Engineering Research and General Science*. – 2014. – Vol. 2 – P. 78–84.
- 6 **Кривошея, Ю. В.** Изменение геометрических параметров микронеровностей тормозного диска под влиянием напряжений сжатия в диапазоне упругих деформаций / Ю. В. Кривошея // *Сборник научных трудов ДОНИЖТ*. – 2024. – № 3 (74). – С. 45–54.
- 7 Numerical analysis of a rotor disc for optimization of the disc materials / S. P. Baskara, A. Muthuvel, N. Prakash, W. L. Stanly // *Journal of Mechanical Engineering and Automation*. – 2015. – Vol. 5 (3B). – P. 5–14. – DOI 10.5923/c.jmea.201502.02.
- 8 **Поляков, П. А.** Определение положения центра давления в системе "прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск" / П. А. Поляков // *Транспортное, горное и строительное машиностроение : наука и производство*. – 2022. – № 16. – С. 62–69. – DOI 10.26160/2658-3305-2022-16-62-69.

References

- 1 **Sathish, K. T.** Study of friction, wear and plastic deformation of automotive brake disc subjected to thermo-mechanical fatigue / K. T. Sathish, J. Maniraj, V. S. Thangarasu // *Matéria*. – 2023. – Vol. 28 (1). – 13 p. – DOI 10.1590/1517-7076-rmat-2022-0329.
- 2 Braking force & braking time reduction by using four shoe brake system / C. B. Manikandan, P. Balamurugan, S. L. Beneston [et al.] // *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*. – 2019. – Vol. 8. – P. 1376–1380.
- 3 Study of the Mechanical Behavior of an Automobile Brake Disc / K. Siham, B. Mokhtar, T Tawfik, [et al.] // *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. – 2021. – Vol. 65 (3). – P. 197–204. – DOI 10.3311/PPme.15589.
- 4 Brake torque analysis of fully mechanical parking brake system : Theoretical and experimental approach / I. Mohd-Razmi, A. B. Abd-Rahim, B. Ali [et al.] // *Ingeniería, investigación y tecnología*. – 2018. – Vol. 19. – P. 37–49. – DOI 10.22201/fi.25940732e.2018.19n1.004.
- 5 **Chaphale, S. B.** A review on thermal and contact stress analysis of disc braking system / P. P. Chaphale, S. B. Jaju // *International Journal of Engineering Research and General Science*. – 2014. – Vol. 2 – P. 78–84.
- 6 **Krivosheya, Yu. V.** Change in geometric parameters of the microroughnesses of the brake disc under the influence of compressive stresses in the range of elastic deformations / Yu. V. Krivosheya // *Collection of scientific papers of DONIZHT*. – 2024. – No. 3 (74). – P. 45–54.
- 7 Numerical analysis of a rotor disc for optimization of the disc materials / S. P. Baskara, A. Muthuvel, N. Prakash, W. L. Stanly // *Journal of Mechanical Engineering and Automation*. – 2015. – Vol. 5 (3B). – P. 5–14. – DOI 10.5923/c.jmea.201502.02.
- 8 **Polyakov, P. A.** Determination of the position of the pressure center in the system "clamping element – brake pad – brake disc" / P. A. Polyakov // *Transport, mining and construction engineering : science and production*. – 2022. – No. 16. – P. 62–69. – DOI 10.26160/2658-3305-2022-16-62-69.

P. A. Polyakov, I. A. Yaitskov, O. A. Voron, I. P. Talipova, A. A. Kuzkin, N.R. Gabdrakhmanov

THE INFLUENCE OF THE GEOMETRY OF THE DISK PROFILE ON FORMATION OF CONTACTING FORCES ON THE WORKING PLATFORMS OF THE BRAKING DEVICE

Abstract. The article presents an assessment of the influence of parameters characterizing the macro-roughness on the surface of the brake disc on the distribution of contacting forces in the system "poly-clamping mechanism – brake pad – brake disc" and the developing brake disc. The angles of inclination of the real surface profile in the tangential and radial directions were chosen as the main parameters characterizing the macro-roughness on the working surfaces of the brake disc. Dependences were obtained for calculating the position of the center of pressure in the tangential and radial directions in the "poly-clamping mechanism – brake pad – brake disc" system, taking into account the angles of the profile inclination in two directions. To assess the effect of the inclination angles on the distribution of forces over the area of the contact surfaces of the brake, solid models of braking devices with simulated real profiles of the working surfaces of the disc were built. Disk surfaces with cyclic macro-roughness and with one area were used as modeling objects. When the working pairs of the braking device interacted with one macro-roughness on the surface, an inversion of the distributed contacting forces occurred, in comparison with the disk on the surface of which there were cyclic macroroughnesses.

Keywords: braking device, center of pressure, inclination angle of the real profile, macro-roughness, poly-clamping mechanism.

For citation: The influence of the geometry of the disk profile on formation of contacting forces on the working platforms of the braking device / P. A. Polyakov, I. A. Yaitskov, O. A. Voron [et al.] // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2024. – No. 4. – P. 218–228. – DOI 10.46973/0201-727X_2024_4_218.

Сведения об авторах

Поляков Павел Александрович

Набережночелнинский институт Казанского федерального университета (НЧИ КФУ), кафедра «Механика и конструирование», доктор технических наук, доцент, профессор, e-mail: polyakov.pavel88@mail.ru

Яицков Иван Анатольевич

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС), кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство», доктор технических наук, профессор, декан электромеханического факультета, e-mail: yia@rgups.ru

Ворон Олег Андреевич

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС), кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство», доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой, e-mail: rgups_voron@mail.ru

Талипова Ирина Петровна

Набережночелнинский институт Казанского федерального университета (НЧИ КФУ), кафедра «Механика и конструирование», кандидат технических наук, доцент, e-mail: okm206@mail.ru

Information about the authors

Polyakov Pavel Alexandrovich

Naberezhnye Chelny Institute of Kazan Federal University (NCI KFU), Chair «Mechanics and Design Engineering», Doctor of Engineering Sciences, Associate Professor, Professor, e-mail: polyakov.pavel88@mail.ru

Yaitskov Ivan Anatolyevich

Rostov State Transport University (RSTU), Chair «Cars and Car Facilities», Doctor of Engineering Sciences, Professor, Dean of the Electromechanical Department, e-mail: yia@rgups.ru

Voron Oleg Andreyevich

Rostov State Transport University (RGUPS), Chair «Wagons and Car Facilities», Doctor of Engineering Sciences, Associate Professor, Head of the Chair, e-mail: rgups_voron@mail.ru

Talipova Irina Petrovna

Naberezhnye Chelny Institute of Kazan Federal University (NCI KFU), Chair «Mechanics and Design Engineering», Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, e-mail: okm206@mail.ru

Кузькин Антон Алексеевич

Набережночелнинский институт Казанского
федерального университета (НЧИ КФУ),
кафедра «Автомобили, автомобильные
двигатели и дизайн»
аспирант,
e-mail: okm206@mail.ru

Габдрахманов Нияз Рамилевич

Набережночелнинский институт Казанского
федерального университета (НЧИ КФУ),
кафедра «Механика и конструирование»,
студент,
e-mail: okm206@mail.ru

Kuzkin Anton Alekseevich

Naberezhnye Chelny Institute of Kazan Federal
University (NCI KFU),
Chair «Automobiles, Automotive Engines and
Design»,
Postgraduate Student,
e-mail: okm206@mail.ru

Gabdrakhmanov Niyaz Ramilevich

Naberezhnye Chelny Institute of Kazan Federal
University (NCI KFU),
Chair «Mechanics and Design Engineering»,
Student,
e-mail: okm206@mail.ru