МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИЗЕЛЯ С ЭЛЕКТРОННЫМ РЕГУЛЯТОРОМ ПОЗИЦИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

Ключевые слова: дизельный двигатель; система топливоподачи; электронный регулятор позиционного воздействия; угол скручивания коленчатого вала; датчик нагрузки; математическая модель.

Введение. Эффективная реализация интенсивных технологических процессов в агропромышленном комплексе и решение проблемы импортозамещения возможны лишь при выполнении современных требований: техника должна быть топливо-энергосберегающей, надежной, высокоточной и менее материалоемкой. Одним из эффективных способов дальнейшего повышения технико-экономических показателей дизеля может быть совершенствование управления системой топливоподачи с учетом режимов эксплуатации в составе машинно-тракторного агрегата (МТА). Эффективность работы дизеля в составе МТА значительно снижается на неустановившихся нагрузках. Так, мощность дизеля снижается на 10–30 %, расход топлива повышается на 20–30 %, ресурс двигателя снижается на 10–20 % и существенно увеличивается выброс вредных веществ [1, 2, 4]. Снижения зависимости параметров топливоподачи от скоростного и нагрузочного режимов работы дизеля и обеспечения гибкого его регулирования позволяют достичь электронные системы управления.

Цель исследования – повышение качества регулирования параметров топливоподачи дизеля путем позиционного электронного регулирования высокой точности. Основной **задачей** является усовершенствование устройств системы управления подачей топлива, позволяющих производить автоматическое перемещение органа управления топливоподачей с точным позиционированием в зависимости от режимов эксплуатации.

Материалы, методы исследования. Математическое моделирование базировалось на структурно-функциональном анализе переходных процессов дизеля как динамической системы, состоящей из подсистем механического и автоматического регулирования, теории двигателей внутреннего сгорания.

Результаты исследования. Нами было разработано электронное устройство позиционного воздействия на органы управления топливоподачей дизельного двигателя с дополнительным воздействием по нагрузке применительно к четырехцилиндровому тракторному дизелю Д-243, позволившее снизить заброс частоты вращения и длительность переходного процесса дизеля на неустановившихся режимах работы [3].

Однако данное разработанное устройство с дополнительным воздействием по нагрузке не позволяло учитывать другие возмущения на частичных режимах, в частности, колебаний крутящего момента, тем самым снижая эффективность работы электронного регулирования позиционным воздействием. Повышение эффективности функционирования дизеля может быть обеспечено с учетом всех факторов влияния на топливоподачу, в частности, угла скручивания коленчатого вала и его использования в качестве входного сигнала в системе автоматического регулирования.

В этой связи нами была разработана математическая модель дизельного двигателя, регулируемого по нагрузке в зависимости от угла скручивания коленчатого вала. Наиболее простым технологичным решением может стать определение крутящего момента непосредственно на коленчатом валу. Это позволяет исключить множество негативных воздействий, влияющих на качество получаемого сигнала. Существующие теории и разработанные математические модели не учитывают возможностей регулирования по крутящему моменту на валу и тем более не учитывают неравномерность изменения крутящего момента по различным шатунным шейкам коленчатого вала.

Регулируемым объектом системы является дизельный двигатель, входными воздействиями которого являются подача воздуха G_e и подача топлива форсункой g_u , а выходными – угловая скорость коленчатого вала двигателя ω_d и развиваемый крутящий момент M_e . Регулирование двигателем осуществляется регулятором, входным воздействием которого является угловая скорость ω_d и относительное изменение момента $\Delta M = M_e - M_c$, а выходным параметром – положение регулирующего органа топливной аппаратуры h_p . Измерение относительного изменения крутящего момента на практике реализовать достаточно сложно. Технически проще определить величину скручиваемости коленчатого вала.

Представив коленчатый вал как уравновешенный цельный стержень (рисунок 1), который скручивают z -ое количество крутящих моментов (равное количеству цилиндров), распределенных по его длине, запишем уравнение угла его скручивания в границах упругих деформаций

ций, определённое из уравнения закона Гука для случая кручения:

$$\gamma_z = \frac{M_{fz} l_z}{J_0 G}, \quad (1)$$

где J_0 – геометрический полярный момент инерции; l_z – расстояние от маховика до оси z -го цилиндра;

линдра; G – модуль сдвига; M_{fz} – крутящий момент z -го цилиндра.

В соответствии с вышеуказанным уравнением угол скручивания коленчатого вала будет равен:

$$\gamma = \gamma_1 + \gamma_2 + \dots + \gamma_z = \sum_1^z \gamma_z = \frac{\sum_1^z M_{fz} l_z}{J_0 G}. \quad (2)$$

Рисунок 1
Расчетная схема коленчатого вала

Учитывая, что каждый крутящий момент равен $M_{f1} = M_{f2} = M_{fz}$, упрощаем уравнение:

$$\gamma = \frac{M_f (l_1 + l_2 + \dots + l_z)}{J_0 G}. \quad (3)$$

Длина стержня, на которой приложен каждый крутящий момент, можно выразить через расстояние между ними:

$$l_z = l + \frac{z-1}{z} l + \frac{z-2}{z} l + \dots + \frac{z-(z-1)}{z} l = \sum_{f=0}^{z-1} \frac{z-f}{z} l, \quad (4)$$

где z – количество цилиндров, f – индекс суммирования.

С учетом этого запишем:

$$\gamma = \frac{M_f \cdot \sum_{f=0}^{z-1} \frac{z-f}{z} l}{J_0 G}, \quad (5)$$

Допуская, что

$$M_f = \frac{1}{z} M_e, \quad (6)$$

получим:

$$\gamma = \frac{M_e \cdot \sum_{f=0}^{z-1} \frac{(z-f) l}{z}}{J_0 G \cdot z}. \quad (7)$$

Линеаризуем уравнение:

$$\partial M_e = \frac{z J_0 G}{\sum_{f=0}^{z-1} \frac{(z-f) l}{z}} \cdot \partial \gamma. \quad (8)$$

Обозначив в уравнении (8) удельный момент кручения коленчатого вала двигателя, состоящего из n -цилиндров:

$$R = \frac{z \cdot J_0 G}{\sum_{f=0}^{z-1} \frac{(z-f) l}{z}}, \quad (9)$$

получим

$$\partial M_e = R \partial \gamma. \quad (10)$$

Рабочий процесс дизельного двигателя МТА в реальных условиях эксплуатации может быть описан уравнением для неустановившихся режимов и имеет следующий вид [5]:

$$J_d \frac{d\Delta\omega_d}{dt} = \Delta M_e - \Delta M_c, \quad (11)$$

где $J_d \frac{d\Delta\omega_d}{dt}$ – изменение момента инерции подвижных частей; ΔM_e – изменение крутящего момента; ΔM_c – изменение момента сопротивления.

Приращенные моменты с учетом уравнений (9, 10) определяются выражениями:

$$\Delta M_e = \frac{R \partial \gamma}{\partial \omega_d} \Delta \omega_d + \frac{R \partial \gamma}{\partial g_u} \Delta g_u, \quad (12)$$

$$\Delta M_c = \frac{\partial M_c}{\partial \omega_d} \Delta \omega_d + \frac{\partial M_c}{\partial N} \Delta N, \quad (13)$$

где $\Delta \omega_d$ – изменение угловой скорости; Δg_u – изменение цикловой подачи топлива; ΔN – изменение нагрузки.

Тогда уравнение (11) примет вид:

$$J_d \frac{d\Delta\omega_d}{dt} = \frac{R \partial \gamma}{\partial \omega_d} \Delta \omega_d + \frac{R \partial \gamma}{\partial g_u} \Delta g_u - \frac{\partial M_c}{\partial \omega_d} \Delta \omega_d - \frac{\partial M_c}{\partial N} \Delta N. \quad (14)$$

Изменение Δg_u с учетом регулирования дизельного двигателя по нагрузке относительно угла скручивания на МТА можно выразить через изменение нагрузки ΔN :

$$\frac{R \partial \gamma}{\partial g_u} \Delta g_u = \frac{R \partial \gamma}{\partial g_u} \cdot \frac{\partial g_u}{\partial N} \cdot \Delta N. \quad (15)$$

На основе вышеизложенного уравнение будет выглядеть следующим образом:

$$J_d \frac{d\Delta\omega_d}{dt} = \frac{R \partial \gamma}{\partial \omega_d} \Delta \omega_d + \frac{R \partial \gamma}{\partial g_u} \cdot \frac{\partial g_u}{\partial N} \Delta N - \frac{\partial M_c}{\partial \omega_d} \Delta \omega_d - \frac{\partial M_c}{\partial N} \Delta N, \quad (16)$$

$$J_{\Delta} \frac{d\Delta\omega_{\Delta}}{dt} + \left[\frac{\partial M_c}{\partial \omega_{\Delta}} - \frac{R\partial\gamma}{\partial \omega_{\Delta}} \right] \cdot \Delta\omega_{\Delta} =$$

$$= \left[\frac{R\partial\gamma}{\partial g_u} \cdot \frac{\partial g_u}{\partial N} - \frac{\partial M_c}{\partial N} \right] \cdot \Delta N. \quad (17)$$

Обозначим:

– фактор устойчивости двигателя, выраженный через угол скручивания коленчатого вала:

$$F_g = \frac{\partial M_c}{\partial \omega_{\Delta}} - \frac{R\partial\gamma}{\partial \omega_{\Delta}}; \quad (18)$$

– коэффициент влияния удельного момента кручения вала:

$$K_{R\gamma g_u N} = \frac{R\partial\gamma}{\partial g_u} \cdot \frac{\partial g_u}{\partial N}, \quad R\gamma \leftarrow g_u \leftarrow N; \quad (19)$$

– коэффициент влияния момента сопротивления:

$$K_{M_c N} = \frac{\partial M_c}{\partial N}, \quad M_c \leftarrow N. \quad (20)$$

Тогда получим:

$$J_{\Delta} \frac{d\Delta\omega_{\Delta}}{dt} + F_g \cdot \Delta\omega_{\Delta} = [K_{R\gamma g_u N} - K_{M_c N}] \cdot \Delta N. \quad (21)$$

Введем обозначения:

$$\varphi = \frac{\Delta\omega}{\omega_0}, \quad (22)$$

где φ – относительное изменение скорости коленчатого вала.

$$\alpha_g = \frac{\Delta N}{N_0}, \quad (23)$$

где α_g – относительное изменение нагрузки.

$$J_{\Delta} \frac{d\Delta\omega_{\Delta}}{dt} \cdot \frac{\omega_0}{\omega_0} = J_{\Delta} \frac{d\varphi}{dt} \omega_0. \quad (24)$$

После подстановки выражение можно записать так:

$$J_{\Delta} \frac{d\varphi}{dt} \omega_0 + F_g \cdot \varphi \cdot \omega_0 =$$

$$= [K_{R\gamma g_u N} - K_{M_c N}] \cdot \alpha_g \cdot N_0. \quad (25)$$

Разделим все члены уравнения на $[K_{R\gamma g_u N} - K_{M_c N}] \cdot N_0$, тогда

$$\frac{J_{\Delta} \frac{d\varphi}{dt} \cdot \omega_0}{[K_{R\gamma g_u N} - K_{M_c N}] \cdot N_0} + \frac{F_g \cdot \varphi \cdot \omega_0}{[K_{R\gamma g_u N} - K_{M_c N}] \cdot N_0} = \alpha_g. \quad (26)$$

Обозначим:

– динамическое время двигателя по нагрузке относительно угла скручивания коленчатого вала:

где динамическое время двигателя:

$$T_g'' = T_g' + T_g \cdot \Theta_g = \frac{J_{\Delta} \cdot \omega_0}{K_{R\gamma g_u} \cdot g_{u0}} + \frac{J_{\Delta} \cdot \omega_0}{(K_{R\gamma g_u N} + K_{M_c N}) \cdot N_0} \cdot \frac{K_{M_c N} \cdot N_0}{K_{R\gamma g_u} \cdot g_{u0}} = J_{\Delta} \cdot \omega_0 \cdot \left(1 + \frac{K_{M_c N}}{K_{R\gamma g_u N} + K_{M_c N}} \right); \quad (27)$$

коэффициент самовыравнивания двигателя:

$$K_g'' = K_g' + K_g \cdot \Theta_g = \frac{F_g \cdot \omega_0}{K_{R\gamma g_u} \cdot g_{u0}} - \frac{F_g \cdot \omega_0}{(K_{R\gamma g_u N} + K_{M_c N}) \cdot N_0} \cdot \frac{K_{M_c N} \cdot N_0}{K_{R\gamma g_u} \cdot g_{u0}} = F_g \cdot \omega_0 \cdot \left(1 - \frac{K_{M_c N}}{K_{R\gamma g_u N} + K_{M_c N}} \right). \quad (28)$$

С учетом этого относительное изменение положения рейки определяют по выражению:

$$T_g = \frac{J_{\Delta} \cdot \omega_0}{(K_{R\gamma g_u N} + K_{M_c N}) \cdot N_0}; \quad (27)$$

– динамический коэффициент самовыравнивания по нагрузке относительно угла скручивания коленчатого вала:

$$K_g = \frac{F_g \cdot \omega_0}{(K_{R\gamma g_u N} + K_{M_c N}) \cdot N_0}. \quad (28)$$

Тогда уравнение примет соответствующий вид:

$$T_g \cdot \frac{d\varphi}{dt} + K_g \cdot \varphi = \alpha_g. \quad (29)$$

Решение этого уравнения имеет вид:

$$\varphi = \frac{\alpha_g}{K_g} \left(1 - e^{-\frac{K_g \cdot t}{T_g}} \right). \quad (30)$$

Нарушение равновесного состояния может произойти и в результате процессов, не связанных с системой топливоподачи, поэтому уравнение (29) рассмотрим совместно с классической математической моделью дизельного двигателя, регулирование которого происходит по угловой скорости [5, 6]:

$$T_g' \cdot \frac{d\varphi}{dt} + K_g' \cdot \varphi = \phi_g - \alpha_g \cdot \Theta_g, \quad (31)$$

где динамическое время двигателя:

$$T_g' = \frac{J_{\Delta} \cdot \omega_0}{K_{R\gamma g_u} \cdot g_{u0}}; \quad (32)$$

коэффициент самовыравнивания двигателя:

$$K_g' = \frac{F_g \cdot \omega_0}{K_{R\gamma g_u} \cdot g_{u0}}; \quad (33)$$

коэффициент усиления по нагрузке относительно угла скручивания коленчатого вала:

$$\Theta_g = \frac{K_{M_c N} \cdot N_0}{K_{R\gamma g_u} \cdot g_{u0}}; \quad (34)$$

относительное изменение положения рейки:

$$\phi_g = \frac{\Delta g_u}{g_{u0}}. \quad (35)$$

Получим:

$$T_g' \cdot \frac{d\varphi}{dt} + K_g' \cdot \varphi = \phi_g - (T_g' \cdot \frac{d\varphi}{dt} + K_g \cdot \varphi) \cdot \Theta_g. \quad (36)$$

После преобразований выражение будет выглядеть так:

$$\left(T_g' + T_g \cdot \Theta_g \right) \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \left(K_g' - K_g \cdot \Theta_g \right) \cdot \varphi = \phi_g, \quad (37)$$

$$T_g'' = T_g' + T_g \cdot \Theta_g = \frac{J_{\Delta} \cdot \omega_0}{K_{R\gamma g_u} \cdot g_{u0}} + \frac{J_{\Delta} \cdot \omega_0}{(K_{R\gamma g_u N} + K_{M_c N}) \cdot N_0} \cdot \frac{K_{M_c N} \cdot N_0}{K_{R\gamma g_u} \cdot g_{u0}} = J_{\Delta} \cdot \omega_0 \cdot \left(1 + \frac{K_{M_c N}}{K_{R\gamma g_u N} + K_{M_c N}} \right); \quad (38)$$

коэффициент самовыравнивания двигателя:

$$K_g'' = K_g' + K_g \cdot \Theta_g = \frac{F_g \cdot \omega_0}{K_{R\gamma g_u} \cdot g_{u0}} - \frac{F_g \cdot \omega_0}{(K_{R\gamma g_u N} + K_{M_c N}) \cdot N_0} \cdot \frac{K_{M_c N} \cdot N_0}{K_{R\gamma g_u} \cdot g_{u0}} = F_g \cdot \omega_0 \cdot \left(1 - \frac{K_{M_c N}}{K_{R\gamma g_u N} + K_{M_c N}} \right). \quad (39)$$

$$T_g'' \cdot \frac{d\varphi}{dt} + K_g'' \cdot \varphi = \phi_g. \quad (40)$$

Решение этого уравнения имеет вид:

$$\varphi = \frac{\phi_g}{K_g} \left(1 - e^{-\frac{K_g \cdot t}{T_g}} \right). \quad (41)$$

Полученная зависимость представляет собой математическую модель дизельного двигателя и выражает изменение угловой скорости коленчатого вала от относительного изменения положения органа управления топливоподачей топливного насоса с учетом величины нагрузки на коленчатом валу, определенное посредством измерения угла скручивания коленчатого вала. В соответствии с полученной математической моделью нами разработано электронное устройство позиционного воздействия на органы управления топливоподачей дизельного двигателя с дополнительным воздействием по

нагрузке от величины скручивания коленчатого вала (патент на изобретение РФ № 2600218) [7].

На рисунке 2 приведена функциональная схема системы регулирования топливоподачи с модернизированным электронным регулятором частоты вращения дизельного двигателя с дополнительным воздействием от величины угла скручивания коленчатого вала. Рейка 1 топливного насоса высокого давления 2 связана с якорем 3 электромагнита 4. Регулятор снабжен датчиками частоты вращения двигателя 5, массы поступающего в цилиндры воздуха 6, положения рейки 7, положения педали управления подачей топлива 8, угла скручивания коленчатого вала 9 с двумя чувствительными элементами 10, установленными на разных концах коленчатого вала, электронным контроллером 11.

Рисунок 2

Функциональная схема системы регулирования топливоподачи с модернизированным электронным регулятором частоты вращения коленчатого вала с дополнительным воздействием от величины угла скручивания: 1 – рейка; 2 – топливный насос высокого давления; 3 – якорь; 4 – электромагнит; 5 – датчик частоты вращения коленчатого вала двигателя; 6 – датчик массы поступающего в цилиндры воздуха; 7 – датчик положения рейки; 8 – датчик положения педали управления подачей топлива; 9 – датчик угла скручивания коленчатого вала; 10 – чувствительные элементы, установленные на разных концах коленчатого вала; 11 – электронный контроллер

Принцип работы модернизированного электронного регулятора заключается в следующем: требуемое положение рейки 1 определяется контроллером 11 по сигналам датчиков положения педали управления подачей топлива 8, частоты вращения двигателя 5, массы поступающего в цилиндры воздуха 6 и датчика угла скручивания коленчатого вала 9. Действительное положение рейки 1 определяется при помощи датчика положения рейки 7. При наличии рассогласования контроллер изменяет сигнал, подаваемый на электромагнит 4, изменяя положение рейки топливного насоса. Контроллер способен дополнительно корректировать положение рейки топливного насоса в зависимости от величины скручиваемости коленчатого вала. Повышение точности определения нагрузки на двигатель достигается тем, что электромагнит управляется сигналами регулятора, имеющего дополнительное воздействие от величины угла скручивания коленчатого вала. Угол скручивания коленчатого вала про-

порционален величине нагрузки на машинно-тракторный агрегат и определяется посредством датчика угла скручивания, который состоит из двух чувствительных элементов, установленных на разных концах коленчатого вала. Датчик формирует сигнал в виде импульсов, которые сравниваются электронным контроллером, и определяется фазовое отставание сигналов друг от друга. Величина отставания прямо пропорциональна величине приложенной нагрузки на коленчатый вал. Полученное значение величины фазового отставания используется контроллером как входной параметр системы автоматического регулирования дизельного двигателя для корректировки сигнала управления подачи топлива в пределах заданного скоростного режима. При этом исключаются помехи в сигнале от влияния колебательных процессов в трансмиссии, воздействия разнонаправленных сил на датчик при движении машинно-тракторного агрегата по неровной поверхности поля, выполнения поворотов и

подъемов агрегата, наличия люфтов в механических соединениях и искажение сигнала при передаче к системе управления.

Выводы. Математическое моделирование дизеля с электронным регулятором позиционного воздействия позволило выявить неравномерность крутящего момента коленчатого вала и неравномерность момента сопротивления

МТА с учетом влияния дополнительного воздействия от скручивания коленчатого вала. Разработанный электронный регулятор позиционного воздействия позволяет снизить инерционность регулирования топливоподачи, повысить точность и своевременность слежения за изменением нагрузки и, как следствие, уменьшить неравномерность топливоподачи.

Библиографический список

1. Баширов, Р.М. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета [Текст]: учебник. Уфа: Башкирский ГАУ, 2014. 336 с.
2. Габдрафиков, Ф.З. Топливные системы тракторных и комбайновых двигателей [Текст]: учебное пособие / Ф.З. Габдрафиков. Уфа: Башкирский ГАУ, 2004. 192 с.
3. Габдрафиков, Ф.З. Повышение эффективности работы дизеля машинно-тракторного агрегата позиционным воздействием на рейку топливного насоса [Текст] / Ф.З. Габдрафиков, С.Б. Шамукаев, Р.Р. Сафина // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2014. № 4 (32). С. 71–76.
4. Дидманидзе, О.Н. Повышение надежности и эффективности электро-стартерного пуска двигателей внутреннего сгорания при использовании UltraCap [Текст] / О.Н. Дидманидзе, С.А. Иванов, Д.Г. Асадов, Т.Н. Смирнов // Общественный научный журнал. 2005. № 1. С. 42–48.
5. Крутов, В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания [Текст]: учебное пособие / В.И. Крутов. М.: Машиностроение, 1979. 615 с.
6. Патрахальцев, Н.Н. Испытания и диагностирование дизелей с использованием неустановившегося режимов их работы [Текст] / Н.Н. Патрахальцев, А.К. Сеницын, Д.Е. Соловьев // Вестник РУДН, сер. «Тепловые двигатели», 2003. № 2. С. 11–15.
7. Электронный регулятор частоты вращения дизельного двигателя с дополнительным воздействием от величины скручивания коленчатого вала [Текст]: пат. 2600218 Рос. Федерация: МПК F02D1/08, заявитель и патентообладатель: Габдрафиков Ф.З., Шамукаев С.Б., Сафина Р.Р. № 2015119710/06; заявл. 25.05.2015; опубл. 20.10.2016, Бюл. № 29.

Сведения об авторах

1. **Габдрафиков Фаниль Закариевич**, доктор технических наук, профессор кафедры теплоэнергетики и физики, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, г. Уфа, ул. 50-летия Октября, 34, e-mail: Gabdrifikov@mail.ru.
2. **Сафина Римма Рафисовна**, аспирантка кафедры теплоэнергетики и физики ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, г. Уфа, ул. 50-летия Октября, 34, e-mail: safina-rimma1989@mail.ru.

В данной статье рассматривается система топливоподачи с электронным регулятором позиционного воздействия на рейку топливного насоса. Разработана математическая модель дизеля с модернизированным электронным регу-

лятором с дополнительным воздействием от величины скручивания коленчатого вала. Описан принцип действия модернизированного электронного регулятора позиционного воздействия и приведена его функциональная схема.

F. Gabdrifikov, R. Safina

MATHEMATIC SIMULATION OF THE DIESEL WITH THE ELECTRONIC POSITIVE ACTING CONTROLLER

Key words: diesel engine; fuel-handling system, electronic positive acting controller, crankshaft twist angle, load sensing unit, mathematical model.

Authors' personal details

1. **Gabdrifikov Fanil'**, Doctor of Engineering Sciences, Professor of the Department of Heat-Power Engineering and Physics, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», Ufa, 50-letya Oktyabrya, 34, e-mail: Gabdrifikov@mail.ru.

2. **Safina Rimma**, Post-graduate student of the Department of Heat-Power Engineering and Physics. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», Ufa, 50-letya Oktyabrya, 34, e-mail: safina-rimma1989@mail.ru.

The fuel-handling system with the electronic positive acting controller of the control rack is considered in the article. A mathematical model of the diesel with the additional sophisticated electronic

controller of the crankshaft twining has been developed. The article gives the description and the flow chart of the functional principal of the sophisticated positive acting electronic controller.

© Габдрафиков Ф.З., Сафина Р.Р.