

## Транспорт

УДК 625.282

DOI: 0.30987/article\_5c8b5ceaafaf2.32465928

Е.В. Сливинский

### СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГРМ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ В НИХ УДАРНЫХ НАГРУЗОК И ВИБРАЦИЙ

Представлены материалы по совершенствованию конструкции ГРМ тепловозных дизелей в части повышения их эксплуатационной надёжности. Разработка рекомендована научно-исследовательским и промышленным структурам в области тяжёлого машиностроения как в нашей

стране, так и за рубежом с целью ее дальнейшего изучения и возможного внедрения в практику.

**Ключевые слова:** тепловозные дизели, газораспределительный механизм, ГРМ, совершенствование конструкции, эксплуатационная надёжность.

E. V. Slivinsky

### VALVE TIMING GEAR UPDATING FOR DIESEL LOCOMOTIVE ENGINES TO DECREASE SHOCK LOADS AND VIBRATION IN THEM

It is well-known that any internal combustion engine consists of some simplest interconnected mechanisms.

Thus, as constituent mechanisms are a crank gear, a valve timing gear and mechanisms of auxiliary units. One of their significant drawbacks is an imperfection of a valve timing gear decreasing considerably diesel engine performance. To eliminate this drawback

at Bunin SU of Yelets there is developed a promising design of a valve timing gear at the invention level having an increased operational reliability at the expense of valves manufactured with the use of patent RU2403408.

**Key words:** diesel locomotive engines, distributing gear, DG, valve timing gear, VTG, design updating, operational reliability.

#### Введение

В настоящее время практика конструирования и создания дизелей имеет немало технических решений, направленных на снижение ударных нагрузок, возникающих в их газораспределительных механизмах. Особенно они значительны в кинематических парах «седло - тарелка клапанов». По этой причине в зонах контакта последних наблюдается повышенный износ, выкрашивание металла и т.д. При проектировании таких конструкций в практике широко применяются методы, основанные на известных положениях теории удара и вибраций [1; 2].

Известно [3], что при ударных явлениях для механических систем типичны следующие общие черты: кинематические особенности, характеризующие кратковременность акта удара, в течение которого происходят резкие изменения скоростей точек системы, и динамические особенности, связанные с возникновением, а затем исчезновением больших ударных сил. Как

правило, развивающиеся при ударе силы заранее не известны и подлежат определению. Во многих случаях удар характеризуется не столько законом изменения силы  $P(t)$ , сколько интегральной величиной - ударным импульсом:

$$S = \int P(t)dt \text{ или } S = P_{cp} (t_1 - t_0).$$

В данных уравнениях величина  $S$  является мгновенным ударным импульсом при переходе от  $t_0$  до  $t_1$ . Такая сила называется мгновенной ударной нагрузкой и определяется по зависимости

$$P(t) = S \cdot \delta (t - t_0),$$

где  $\delta$  - дельта-функция Дирака.

Если по условиям задачи ударные силы заданы явной функцией времени  $P(t)$  или мгновенным импульсом  $S$ , то задача сводится к изучению вынужденных колебаний механической системы и может быть решена известными методами теории колебаний [3]. Рассмотрим случаи соударения массы  $m$  с учетом жесткости  $C$  другого тела (рис. 1). В первом случае

(рис. 1а) уравнение движения тела можно записать в виде  $cx = mx''$ , т.е. имеем обычное дифференциальное уравнение свободных колебаний, решение которого имеет вид

$$x = V_0 \sin pt/p,$$

где  $p = \sqrt{\frac{c}{m}}$ . Отсюда следует, что наибольшая деформация упругой связи

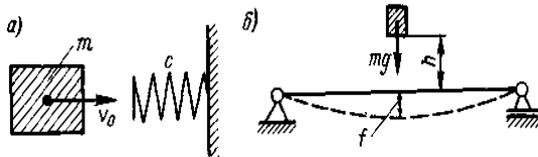


Рис. 1. Расчетная схема

жесткостью  $C$  определится как  $x_{max} = \frac{V_0}{p}$ , при этом наибольшая сила сжатия  $N_{max} = cx_{max} = V_0 \sqrt{mc}$ .

Деформацию системы, показанной на рис. 1б, определяют, используя уравнение энергии. В результате прогиб балки можно рассчитать по зависимости

$$f = \frac{mg}{c} + \sqrt{\left(\frac{mg}{c}\right)^2 + \left(\frac{2mgh}{c}\right)}.$$

Для вычисления значения коэффициента динамики в этом случае используют уравнение  $\mu = \frac{f}{f_{ст}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{f_{ст}}}$ .

В практике при исследовании соударения физических тел могут быть конструкции, а следовательно, и модели с безынерционными упругими и вязкими элементами (рис. 2). Движение массы  $m$  после начала ударного контакта описывается дифференциальным уравнением:  $x'' + 2nx' + p^2x = 0$ .

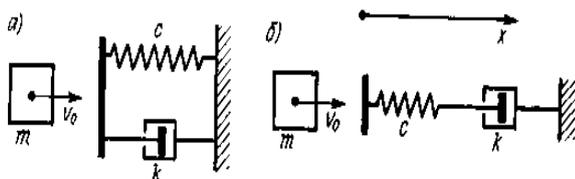


Рис. 2. Расчетная схема

Полагая начальные условия в виде  $x(0)=0$  и  $x'(0)=V_0$ , получим решение:

$$x = \frac{V_0 \gamma t}{p},$$

где  $\gamma(t) = e^{-\alpha pt} \sin \frac{(\sqrt{1-\alpha^2} pt)}{\sqrt{1-\alpha^2}}$ .

Сила сжатия деформируемого элемента будет равна

$$N = cx + bx.$$

В итоге можно определить безразмерную величину продолжительности удара  $pt$ . Для определения сил соударения тел используют также метод решения задач о соударениях с помощью коэффициента восстановления. Этот метод широко применяют, например, при аналитических исследованиях соударения железнодорожных вагонов или другой транспортной техники. В результате разрабатывают характеристики фрикционных поглощающих аппаратов или другие виды демпферов.

Немаловажным фактором при изучении динамики дизелей являются вопросы, связанные с возникновением вибраций элементной базы газораспределительных механизмов и ДВС в целом. Известно [1], что причинами вибраций узлов и деталей дизелей могут быть процессы горения, вибрационное горение, акустические колебания объёмов газа и др. Это в настоящее время недостаточно изученные явления, практическое значение которых возрастает с увеличением мощности дизелей. Так, процесс горения при некоторых условиях может стать источником сильной и опасной вибрации, а неустойчивое вибрационное горение возникает вследствие горения с акустической колебательной системой и представляет собой акустический автоколебательный процесс. В газовом объёме, заключённом в камере сгорания, возможны собственные продольные и поперечные (радиальные и тангенциальные) колебания, частоты которых прямо пропорциональны местной скорости звука и зависят от размеров камеры сгорания. Известно также [1], что состав вибраций, обусловленный горением, сложен, амплитуды всех компонентов весьма нестабильны. Поэтому при расчётах процесса сгорания топлива важнейшими параметрами являются частота

вибраций, зависящая от скорости звука в

газе при сгорании, и диаметр цилиндра.

### Описание перспективной конструкции ГРМ тепловозного дизеля

С учетом представленных выше особенностей работы газораспределительных механизмов дизелей в СКБ ЕГУ им. И.А. Бунина в течение 2012-2016 гг. согласно договору с Елецким отделением ЮВЖД (филиала ОАО «РЖД») приводилась НИР на тему «Разработка рекомендаций по повышению качества эксплуатационной работы, а также надёжности и экономичности использования подвижного состава в грузовом и пассажирском движении на Юго-Восточной дороге». По одному из ее

разделов проводились работы, связанные с модернизацией силовых установок, используемых в современных тепловозах. По результатам проведенного анализа библиографических и патентных источников разработана перспективная конструкция газораспределительного механизма четырехтактных и двухтактных ДВС, признанная изобретением (патент RU2403408).

На рис. 3 показан клапан механизма газораспределения в закрытом состоянии, затем в открытом и его седло (вид сбоку).

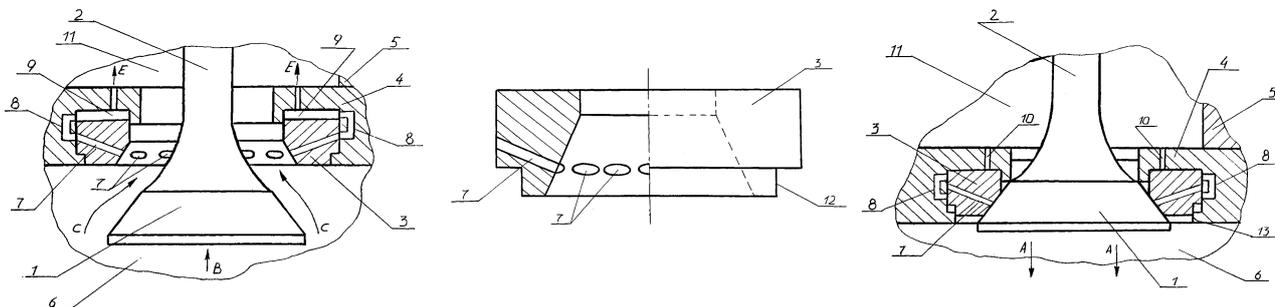


Рис. 3. Конструкция клапана ГРМ (пат. RU2403408)

Механизм газораспределения содержит клапан, состоящий из головки 1 и стержня 2. Головка 1 клапана взаимодействует с седлом клапана 3, подвижно расположенным в днище 4 крышки 5 цилиндра 6. Седло клапана 3 снабжено каналами 7, контактирующими с каналами П-образной формы 8, выполненными в днище 4 крышки 5. Каналы П-образной формы 8 одновременно примыкают к полостям 9, расположенным между седлом клапана 3 и днищем 4 крышки 5. Днище крышки

снабжено дроссельными каналами 10, взаимосвязанными с выхлопным коллектором 11 двигателя. Седло клапана 3 снабжено круговой выточкой 12, взаимодействующей с круговым выступом 13, выполненным в днище 4.

Работает механизм газораспределения следующим образом. Считаем, что клапан, состоящий из головки 1 и стержня 2, является выхлопным и входит в состав групп клапанов, например, двухтактного дизеля 14Д40 (рис. 4).



Рис. 4. Общий вид дизеля 14Д40

При рабочем ходе такого дизеля в цилиндре 6 по стрелке *A* головка 1 клапана прижата к седлу, что исключает попадание газов в каналы 7 и затем в каналы П-образной формы 8, а следовательно, в выхлопной коллектор 11 дизеля. Когда рабочий ход заканчивается и поршень из нижней мертвой точки приходит в поступательное движение по стрелке *B*, противоположное стрелке *A*, клапан открывается и отработанные газы, двигаясь по стрелкам *C*, проходят в выхлопной коллектор 11. В то же время выхлопные газы поступают в каналы 7, а так как они соединены с каналами П-образной формы 8, то и в последние, заполняя собой полости 9, расположенные между седлом клапана 3 и днищем 4 крышки 5. Следует отметить, что за счет наличия дроссельных каналов 10, диаметр которых значительно меньше диаметров каналов 7 и 8, происходит некоторое истечение газов через них по стрелкам *E*. Скорость их истечения мала, поэтому седло клапана 3 находится в положении, показанном на рис. 4, и не может переместиться по направлению стрелки *E* в днище 4 крышки 5.

Дальнейшее движение поршня по стрелке *B* связано с тактом сжатия, когда клапан закрывается под действием механизма его привода. При этом его ударное взаимодействие с седлом клапана 3 не происходит, так как такая нагрузка демпфируется газами, находящимися в полости 9. Но так как давление газов, находящихся в полости 9, возрастает от усилия, прикладываемого клапаном к седлу 3, то скорость их истечения также возрастает. В итоге

седло клапана 3 плавно переходит в положение, показанное на рис. 4. После окончания такта сжатия поршень снова перемещается по стрелкам *A*. Как только клапан под действием механизма его привода откроется, седло клапана 3 под собственным весом займет своё исходное положение. Далее описанные процессы повторяются многократно.

Для оценки силового нагружения клапана газораспределительного механизма ДВС, в частности тепловозного дизеля, работающего в области воздействия на него вибраций, обусловленных горением топлива, когда поршень находится в ВМТ, использована методика расчёта в части динамической оценки картины перемещения и силового нагружения тарелки клапана и его седла с возможностью демпфирования таких характеристик за счёт наличия дроссельных каналов в описанном выше техническом решении [3].

На расчётной схеме (рис. 5) показано седло клапана 1 массой  $m_1$ , с одной стороны контактирующее с головкой цилиндра 2 жёсткостью  $C_1$ , а с другой через жёсткость  $C_2$  - с массой  $m_2$  тарелки клапана 3, на которую действует усилие  $P_2$ , создаваемое газами сгоревшего топлива в начале такта рабочего хода дизеля, когда поршень находится в положении ВМТ. Приняв за обобщённые координаты перемещения масс  $m_1$  и  $m_2$  из положения равновесия  $z_1$  и  $z_2$ , уравнение кинетической энергии для рассматриваемой схемы запишем в виде

$$T = \frac{1}{2} (m_1 \dot{z}_1^2 + m_2 \dot{z}_2^2) .$$

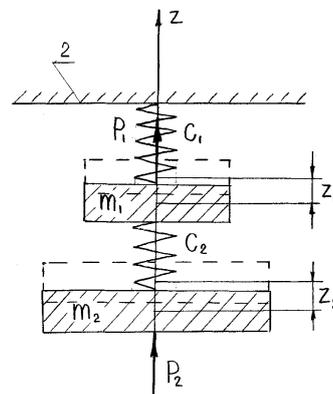
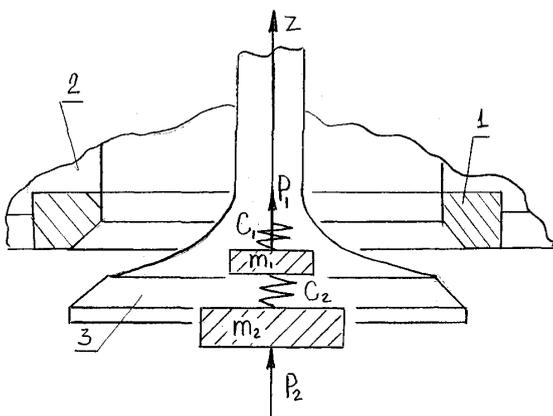


рис. 5. Расчётная схема

Потенциальную энергию системы можно определить как сумму потенциальных энергий  $\Pi = \Pi_1 + \Pi_2$  деформирован-

ных упругих связей  $C_1$  и  $C_2$ , которые могут быть вычислены по следующим формулам:

$$\Pi_1 = \frac{1}{2}c_1(f_1 + z_1)^2 - \frac{1}{2}c_1f_1^2 + \frac{1}{2}c_2(f_2 + z_2 - z_1)^2 - \frac{1}{2}c_2f_2^2, \\ \Pi_2 = -P_1z_1 - P_2z_2.$$

Тогда

$$\Pi = \frac{1}{2}c_1(f_1 + z_1)^2 - \frac{1}{2}c_1f_1^2 + \frac{1}{2}c_2(f_2 + z_2 - z_1)^2 - \frac{1}{2}c_2f_2^2 - P_1z_1 - P_2z_2, \quad (1)$$

где  $f_1$  и  $f_2$  - статические прогибы упругих связей  $C_1$  и  $C_2$ .

Преобразуем уравнение (1) с учётом условия равновесия рассматриваемой системы:

$$\left(\frac{\partial \Pi}{\partial z_1}\right)_0 c_1 f_1 - c_2 f_2 - P_1 = 0; \quad \left(\frac{\partial \Pi}{\partial z_2}\right)_0 c_2 f_2 - P_2 = 0.$$

В результате можно записать уравнение потенциальной энергии для представленной расчётной схемы:

$$\Pi = \frac{1}{2}[(c_1 + c_2)z_1^2 - 2c_2z_1z_2 + c_2z_2^2].$$

Используя полученные выражения для кинетической и потенциальной энергий, из свойств определённости и положи-

тельности квадратичных форм можно определить значения коэффициентов инерции и жёсткости:

$$a_{11} = m_1 = P_1/g, \quad a_{12} = 0, \quad a_{22} = m_2 = P_2/g, \quad c_{11} = c_1 + c_2, \quad c_{12} = -c_2, \quad c_{22} = c_2.$$

Подставляя эти коэффициенты в уравнение частот, которое имеет вид  $(c_{11} - a_{11}k^2)(c_{22} - a_{22}k^2) - (c_{12} - a_{12}k^2)^2 = 0$ , полу-

чим формулу для вычисления частот главных колебаний рассматриваемой системы масс  $m_1$  и  $m_2$ :

$$k_{1,2} = \sqrt{\frac{c_2 P_1 + (c_1 + c_2) P_2}{2 P_1 P_2} g} \mp \sqrt{\left[\frac{c_2 P_1 + (c_1 + c_2) P_2}{2 P_1 P_2} g\right]^2 - \frac{c_1 c_2}{P_1 P_2} g^2}.$$

Определив частоты главных колебаний системы, можно вычислить коэффициенты расщепления и амплитуды колебаний:

$$\mu_1 = -\frac{c_{11} - a_{11}k_1^2}{c_{12} - a_{12}k_1^2}, \quad \mu_2 = -\frac{c_{11} - a_{11}k_2^2}{c_{12} - a_{12}k_2^2}, \quad A_2^{(1)} = \mu_1 A_1^{(1)}, \quad A_2^{(2)} = \mu_2 A_1^{(2)}.$$

Анализ конструкции и работы предложенного технического решения показывает, что наличие дросселей 10 (рис. 3), выполненных в подвижном седле, позволяет демпфировать ударные нагрузки, приложенные как к седлу, так и к тарелке клапана в режиме его закрытия. Важнейшим параметром такого эффекта является

коэффициент демпфирования  $\alpha(t)$ , который, как известно, зависит от сопротивления току газа в дроссельном канале, его геометрии, плотности газа и турбулентности его потока. Чтобы установить значение этого коэффициента, необходимо в первую очередь знать весовой расход  $W$  газа, проходящего через дроссель [4]:

$$W = \mu_1 c^* A \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \left[ f \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \right],$$

где  $\mu_1$  - безразмерный коэффициент расхода, который может принимать значения примерно 0,8 или 1,0 (в зависимости от условий течения газа);  $A$  - площадь дроссельного канала, м<sup>2</sup>;  $p_1$  - давление газа пе-

ред дросселем, Н/м<sup>2</sup>;  $p_2$  - давление газа после дросселя, Н/м<sup>2</sup>;  $T$  - температура газа перед дросселем, град;  $c^*$  - постоянная, зависящая от физических свойств и состояния газа.

Численное значение постоянной  $c^*$  | можно определить по формуле [4]

$$c^* = g \sqrt{\frac{k}{gR \left(\frac{k+1}{2}\right)^{(k+1)(k-1)}},$$

где  $g$  - ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;  $k$  - показатель адиабаты;  $R$  - газовая постоянная, м/град.

В итоге коэффициент демпфирования  $\alpha(t)$  можно вычислить по формуле

$$\alpha(t) = \frac{128 \cdot \mu \cdot K \cdot l \cdot S^2 \cdot \zeta}{\pi \cdot d^4},$$

где  $\mu$  - коэффициент динамической вязкости газа, Н·с/м<sup>2</sup>;  $l$  - длина дроссельного канала, м;  $S$  - приведенная площадь подвижного седла клапана, м<sup>2</sup>;  $\zeta$  - коэффициент газовых потерь в дросселе;  $K$  - коэффициент, учитывающий турбулентность потока газа в дроссельном канале;  $d$  - диаметр дроссельного канала, м.

В качестве объекта исследования рассмотрим дизель 14Д40 тепловоза М62, который представляет собой двухтактный 12-цилиндровый двигатель простого действия с прямоточной клапанно-щелевой продувкой, двухрядным V-образным расположением цилиндров и комбинирован-

ной двухступенчатой системой наддува. Мощность дизеля составляет 2000 л.с., частота вращения коленчатого вала - 750 мин<sup>-1</sup> (рис. 4). Для обеспечения работы дизеля в каждой крышке цилиндра установлено по четыре выпускных клапана из жаростойкой стали. Клапаны прижимаются к седлу пружинами и открываются траверсой, взаимодействующей одновременно с двумя клапанами через гидротолкатели. На каждом клапане установлены одна в одной две пружины со следующими геометрическими характеристиками: наружный диаметр  $D_1 = 80,0$  мм, диаметр проволоки  $d_1 = 11,0$  мм и  $D_2 = 60,0$  мм,  $d_2 = 8,0$  мм. Высота пружин  $H = 130$  мм, при этом их жёсткости соответственно равны  $C_1 = 7,56$  кгс/мм и  $C_2 = 3,6$  кгс/мм. Максимальная рабочая нагрузка для каждой из пружин:  $P_1 = 370$  кгс и  $P_2 = 175$  кгс. Результаты расчёта приведены в таблице.

Таблица

Результаты расчёта ГРМ

Параметр	Серийный дизель 14Д40	Модернизированный дизель 14Д40
Круговая частота главных колебаний клапана, с <sup>-1</sup>	73,5	73,5
Круговая частота главных колебаний седла, с <sup>-1</sup>	2,38	0,64
Амплитуда вынужденных колебаний клапана, мм	40	40
Амплитуда вынужденных колебаний седла, мм	0,02	0,085
Ударная нагрузка, приложенная к седлу клапана, Н	$2,3 \cdot 10^2$	$1,2 \cdot 10^2$
Коэффициент демпфирования $\alpha(t)$	–	$1,63 \cdot 10^3$
Жёсткость тарелки клапана $C_2$ , кгс/мм	720	720
Жёсткость седла клапана $C_1$ , кгс/мм	830	614
Масса седла клапана $m_1$ , кгс·с <sup>2</sup> /м	0,01	0,0076
Масса клапана $m_2$ , кгс·с <sup>2</sup> /м	0,085	0,085

Анализ полученных численных значений для серийного и предложенного газораспределительного механизма дизеля 14Д40 показывает, что ударная нагрузка, приложенная к тарелке клапана при контактировании его с модернизированным

седлом, выполненным по патенту RU2403408, снижается в среднем в 1,91 раза, что в итоге позволит увеличить срок службы данного узла ГРМ такого теплового дизеля.

### Заключение

Результаты исследования переданы руководству Елецкого отделения Юго-Восточной железной дороги (филиала ОАО «РЖД») в виде промежуточного отчёта и рекомендованы отечественным и зарубежным научным и производственным

структурам, проектирующим, изготавливающим и модернизирующим различные по назначению двухтактные и четырёхтактные ДВС, для возможного внедрения перспективного газораспределительного механизма в практику.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Глаголев, Н.М. Тепловозные двигатели и газовые турбины / Н.М. Глаголев [и др.]. - М.: Трансжелдориздат, 1957. - 460 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина и М.Т. Круглова. - М.: Машиностроение, 1990. - 288 с.

3. Яблонский, А.А. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский, С.С. Нореико. - М.: Высш. шк., 1966. - 254 с.
4. Чупраков, Ю.И. Основы гидро- и пневмоприводов / Ю.И. Чупраков. - М.: Машиностроение, 1966. - 159 с.

1. Glagolev, N.M. *Diesel Locomotive Engines and Gas Turbines* / N.M. Glagolev [et al.]. - M.: Transzhelizdat, 1957. - pp. 460.
2. *Internal Combustion Engines. Structure and Operation of Piston and Combined Engines* / under the editorship of A.S. Orlin and M.T. Kruglov. - M.: Mechanical Engineering. 1990. - pp. 288.

3. Yablonsky, A.A. *Course of Oscillation Theory* / A.A. Yablonsky, S.S. Noreiko, - M.: Higher School, 1966. - pp. 254.
4. Chuprakov, Yu.I. *Fundamentals of Hydro- and Pneumatic Drives* / Yu. I. Chuprakov. - M.: Mechanical Engineering, 1966. - pp. 159.

*Статья поступила в редакцию 20.11.18.*

*Рецензент: к.т.н., доцент Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина  
Елецких С.В.*

*Статья принята к публикации 18.02.19.*

### Сведения об авторах:

**Сливинский Евгений Васильевич**, д.т.н., профессор кафедры механики и технологических процессов Елецкого государственного университета им.

И.А. Бунина, тел. 8 920 246 89 81, e-mail: [evgeni\\_sl@mailo.ru](mailto:evgeni_sl@mailo.ru).

**Slivinsky Evgeny Vasilievich**, Dr. Sc. Tech., Prof. of the Dep. "Mechanics and Engineering Processes", Bu-

nin State University of Yelets, e-mail: [evgeni\\_sl@mailo.ru](mailto:evgeni_sl@mailo.ru).