

УДК 629.3

**Н.Н. ИШИН**, д-р техн. наук, доцентдиректор НТЦ «Карьерная техника»<sup>1</sup>

E-mail: nik\_ishin@mail.ru

**А.М. ГОМАН**, канд. техн. наук, доцентначальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин<sup>1</sup>

E-mail: ark.goman@gmail.com

**А.С. СКОРОХОДОВ**, канд. техн. наукведущий научный сотрудник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин<sup>1</sup>

E-mail: skanst@yandex.ru

**М.К. НАТУРЬЕВА**научный сотрудник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин<sup>1</sup>**В.И. АДАШКЕВИЧ**заведующий сектором электропривода и контрольно-измерительных систем<sup>1</sup>

E-mail: adashek@mail.ru

<sup>1</sup>Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 30.06.2015.

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ НА ОСНОВЕ ВИБРАЦИОННО-ИМПУЛЬСНОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

*Изложены результаты комплексных теоретических и экспериментальных исследований ударного взаимодействия зубчатых профилей применительно к задачам вибродиагностики трансмиссионных систем мобильных машин. При этом использованы методики определения фактических параметров зубчатого зацепления, а также остаточного ресурса зубчатых передач по результатам вибромониторинга в условиях эксплуатации.*

**Ключевые слова:** мобильная машина, трансмиссия, техническое состояние, вибромониторинг, методика, ударный импульс, контактные напряжения, остаточный ресурс

**Введение.** При выполнении комплексных теоретических и экспериментальных исследований в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси разработан ряд методик, позволяющих при их совместном использовании осуществлять прогнозирование остаточного ресурса трансмиссионных систем мобильных машин в условиях эксплуатации на основе данных, получаемых в результате вибромониторинга их технического состояния.

Решение поставленной задачи построено на том, что в зубчатых передачах общемашиностроительного применения в начальной фазе зацепления зубьев вследствие их деформирования, погрешностей изготовления и сборки зубчатых колес возникают ударные импульсы, генерирующие вибрационные процессы в механизмах. По мере развития повреждений в зубьях изменяются амплитуда и энергия ударного импульса, определяемая его формой, приводящие, в свою очередь, к изменению вибрационных характеристик зубчатых передач.

**Определение амплитуды ударного импульса в зубчатом сопряжении.** Исследования динамической модели показали [1, 2], что в случае возникновения ударных импульсов в зацеплении зубча-

тых колес форма изменения ударного импульса во времени  $t$  в первом приближении выражается полуволной косинусоиды, спектр колебаний периодически действующего ударного импульса является дискретным и представляет собой набор гармонических колебаний с амплитудами  $F_k$  [3]. При рассмотрении вопроса о взаимосвязи параметров ударного импульса в зубчатом зацеплении прямозубых цилиндрических зубчатых колес с их вибрационными характеристиками было использовано такое понятие технической диагностики, как акустический канал [4]. Тем самым методически решается задача установления связи между параметрами ударного импульса в зубчатом зацеплении и вибрационного сигнала, воспринимаемого вибродатчиком. По амплитудным значениям ускорений корпуса редуктора можно определить амплитуды ударного импульса в сопряженной паре зубьев

$$F_{\max} = \frac{\pi T_z S_b \rho \gamma r^2}{\beta_y r_0 T \sqrt{2 \sum_{k=1}^{\infty} [1 + (\frac{\omega_k}{c})^2 (\gamma r)^2] (\frac{\cos(\frac{\omega_k T}{2})}{1 - (\frac{\omega_k T}{\pi})^2})^2}} a_{\text{скз}},$$

где  $T_z$  — период зубцовой частоты;  $S_b$  — площадь поверхности сферической полости  $r_0$ , принимаемая равной площади контакта сопрягаемых зубьев;  $\rho$  — плотность материала редукторного механизма;  $\gamma$  — коэффициент, учитывающий удлинение распространения волн из-за наличия пустот и стыков в механизме;  $r$  — координаты точек редуктора;  $\beta_y$  — зависящий от упругих свойств валов и подшипников коэффициент снижения амплитуды ударного импульса;  $T = \pi/\omega_3$  — приближенное значение времени действия ударного импульса;  $\omega_3$  — собственная частота линеаризованной динамической модели ударного взаимодействия зубчатых колес;  $\omega_k$  — гармоники спектральных составляющих, кратные основной частоте;  $c$  — скорость распространения сферической волны в упругой среде;  $a_{скз}$  — измеренная величина среднеквадратического значения виброускорения.

**Расчет значений контактного напряжения в полюсе зацепления** прямозубой зубчатой пары производится по ГОСТ 21354-87 [5]. Расчетное контактное напряжение  $\sigma_H$

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{P_{ст}}{b \cdot d_1} \frac{u+1}{u}} \sqrt{K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\alpha}},$$

где  $d_1$  — делительный диаметр шестерни;  $P_{ст}$  — статическая окружная сила на делительном диаметре;  $b$  — ширина зубчатого венца;  $u$  — передаточное число зубчатой передачи;  $K_A$  — коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;  $K_{H\beta}$  — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зубчатом зацеплении;  $K_{H\alpha}$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;  $K_{H\alpha}$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;  $Z_E$  — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;  $Z_H$  — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;  $Z_\epsilon$  — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Особенностью предлагаемого подхода является использование фактических значений коэффициентов, учитывающих суммарную длину контактных линий ( $Z_\epsilon$ ) и динамическую нагрузку, возникающую в зубчатом зацеплении ( $K_{H\beta}$ ).

**Коэффициент  $Z_\epsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий.** Для прямозубых передач коэффициент в значительной степени определяется фактическим коэффициентом перекрытия зубчатой передачи, который может существенно отличаться от теоретически рассчитанного

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}.$$

Предлагаемый инженерный метод расчета учитывает погрешности изготовления зубчатых колес, а также деформации зубьев под нагрузкой [6].

Сущность метода оценки фактического коэффициента перекрытия зубчатой передачи заключается в том, что для его определения строится номограмма в зависимости от значения нагрузки в зацеплении. График зависимости состоит из двух участков. Первый из них соответствует значениям нагрузки в зацеплении, при которых разность основных шагов превышает деформацию зубьев ( $\Delta_0 > \delta_c$ ). Коэффициент перекрытия в этом случае увеличивается от значения 1,1 (при отсутствии нагрузки) до своего теоретического значения при нагрузке, обеспечивающей равенство  $\Delta_0 = \delta_c$ . Второй участок (горизонтальный) соответствует интервалу  $\Delta_0 < \delta_c$ , когда контакт предыдущей пары зубьев на линии зацепления не нарушается и коэффициент перекрытия для такой пары принимается равным теоретическому значению  $\epsilon_\alpha^T$ .

Наклонный участок является отрезком прямой линии, причем точка ее пересечения с горизонтальным участком соответствует значению  $P_{st}$ , при котором обеспечивается равенство  $\Delta_0 = \delta_c$

$$P_{st} = \Delta_0 c' b w,$$

где  $\Delta_0 = 1,2 \Delta p_b$  — наибольшая вероятностная разность между наибольшим основным шагом одного зубчатого колеса и наименьшим другого;  $\Delta p_b$  — наибольшая погрешность основного шага по таблицам допусков в зависимости от степени точности (либо по результатам контроля зубчатых колес при изготовлении);  $c'$  — удельная нормальная жесткость пары зубьев;  $b_w$  — рабочая ширина венца зубчатого колеса.

Аналитическая и экспериментальная оценка коэффициента перекрытия в зависимости от величины окружной силы  $P_n$ , действующей в зубчатом зацеплении, были проведены для экспериментальной зубчатой пары с параметрами: модуль  $m = 3$  мм,  $b_w = 10$  мм, числа зубьев шестерни и колеса  $z_1 = z_2 = 40$ , степень точности (по разности шагов зацепления) — 7, разность значений шага зацепления зубчатой пары  $\Delta_0 = 17$  мкм, теоретический коэффи-

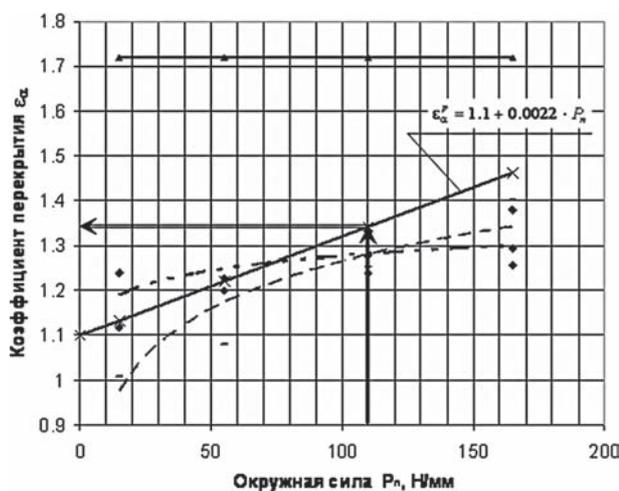


Рисунок 1 — Зависимость коэффициента перекрытия от передаваемой нагрузки: — — — расчет по ГОСТ; - - - - аналитический расчет по [7]; - . . - эксперимент; —X— — предлагаемый метод

коэффициент перекрытия  $\varepsilon_\alpha^T = 1,72$  (рисунок 1). Для значений  $P_n$  из области имеющихся экспериментальных данных погрешность определения  $\varepsilon_\alpha^p$  по номограмме не превышает 12 % (при расчете по ГОСТ погрешность доходит до 45 %) по отношению к экспериментальным данным.

Коэффициент  $K_{Hv}$ , учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зубчатом зацеплении, вычисляется по формуле

$$K_{Hv} = 1 + \frac{U}{P_{ст}}$$

При этом динамическая составляющая нагрузки  $U$  находится по измеряемым амплитудам виброимпульсов  $F_{max}$  [8].

**Определение остаточного ресурса по результатам вибромониторинга.** Следующим шагом была разработка методики прогнозирования остаточного ресурса ответственных элементов приводных механизмов гибридных машин в эксплуатационных условиях, базирующейся на мониторинге действительных нагрузок в зацеплении зубчатых передач [1].

Амплитуда ударного импульса в сопряженной паре зубьев определяется экспериментально по результатам вибромониторинга; затем формируется дискретный спектр колебаний периодически действующего ударного импульса (т. е. набор гармонических колебаний, определяющих нагрузку в зацеплении); далее рассчитываются действительная окружная сила с учетом реальной динамической нагрузки и контактные напряжения  $\sigma_{Hi}$ , величина расходования ресурса  $\Delta Q_{Hi}$  и остаточный ресурс  $S_{ост}$ .

Расход ресурса зубчатой пары на каждом интервале наработки мобильной машины рассчитывается по формуле

$$\Delta Q_{Hi} = \sigma_{Hi}^{q_H} N_i,$$

где  $q_H = 6$  — показатель степени кривой усталости при расчете зубьев на контактную выносливость;  $i$  — интервалы наработки зубчатого колеса;  $N_i$  — число циклов нагружения зубчатого колеса.

Остаточная наработка в числах циклов нагружения зубьев при движении мобильной машины составит для  $i$ -го интервала  $N_{остi} = R_{остi} / \sigma_{Hi}^6$ , или в

пересчете в километры пробега (на примере центральной шестерни второй ступени редуктора мотор-колеса самосвала БелАЗ)

$$S_{остi} = N_{остi} \frac{2\pi r_k z_{ш}}{(z_k \cdot n_w)} = \frac{R_{остi} - \sum_{i=1}^i \Delta Q_{Hi}}{\sigma_{Hi}^6} \frac{2\pi r_k z_{ш}}{(z_k \cdot n_w)} \text{ км},$$

где  $R_{остi}$  — остаточный ресурс на  $i$ -м интервале;  $R_H = \sigma_{Hlim}^{q_H} N_{H0}$  — мера несущей способности зубчатого колеса по контактной выносливости;  $\sigma_{Hlim}$  — предел контактной выносливости;  $N_{H0}$  — число циклов напряжений, соответствующее перегибу кривой усталости при расчете на контактную выносливость;  $z_{ш}$  — число зубьев центрального колеса,  $z_k$  — число зубьев коронного колеса,  $n_w$  — число сателлитов,  $r_k$  — радиус колеса самосвала.

**Вибромониторинг технического состояния планетарного редуктора мотор-колеса карьерного самосвала БелАЗ в условиях эксплуатации.** Апробация методики оценки остаточного ресурса проводилась для зубчатой пары: центральное колесо — сателлит второй ступени самосвала БелАЗ грузоподъемностью 130 т [9].

Так как между амплитудой ударного импульса и пиковым значением виброускорений существует линейная зависимость, то с их ростом возрастает коэффициент динамичности  $K_{Hv}$ . В таблице приводятся значения  $K_{Hv}$ , определенных по результатам вибромониторинга, рассчитанных по ним контактных напряжений  $\sigma_{Hi}$  и величин расходования ресурса  $\Delta Q_{Hi}$  для каждого  $i$ -го интервала наработки  $\Delta S_i$  самосвала при его работе в карьере на подъеме; величина остаточного ресурса  $S_{ост}$ . Зависимость параметров виброускорений и остаточного ресурса рассматриваемой зубчатой пары от пробега приведена на рисунке 2.

Отрицательное значение полученной величины остаточного ресурса на 3-м интервале наработки говорит о том, что к моменту очередного замера весь ресурс уже был выбран некоторое время назад. Несложный расчет показывает, что остаточный ресурс был равен нулю при общем пробеге (с учетом движения на спуск в карьере и режима транспортировки)  $S = 2,281 \cdot 10^5$  км, т. е. при наработке  $\Delta S_i$  в режиме подъема 91 240 км. Исчерпание ресурса еще не говорит о выходе редуктора из строя,

Таблица — Остаточный ресурс  $S_{ост}$

$i$ -й интервал наработки	1	2	3	4
Общий пробег, км	194 809	207 115	233 357	239 510
Нарботка $\Delta S_i$ , км	0–77 924	77 924–82 846	82 846–93 423	93 423–95 804
$\alpha_{СКЗ}$ , м/с <sup>-1</sup>	2,22	2,54	7,37	17,71
ПИК-фактор	4,82	10,84	31,59	15,36
$K_{Hvi}$	1,03	1,071	1,600	1,700
$\sigma_{Hi}$ , МПа	1 221	1 246	1 522	1 569
Расход ресурса $Q_{Hi}$ , МПа <sup>6</sup>	$3,25 \cdot 10^{26}$	$0,232 \cdot 10^{26}$	$1,64310^{26}$	$2,581 \cdot 10^{26}$
Остаточный ресурс $S_{ост}$ , км	33 056	27 946	–6 947	–

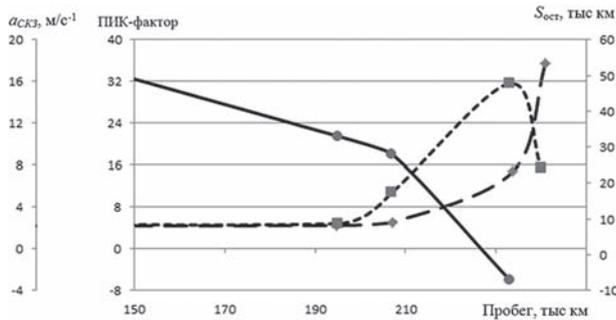


Рисунок 2 — Зависимость параметров диагностирования от пробега: — остаточный ресурс; - - - - - виброускорения  $a_{CK3}$ ,  $m/s^2$ ; - - - - - пик-фактор

он может продолжать эксплуатироваться, однако в таком случае, прохождение ПИК-фактором точки перегиба на пробеге 233 357 км должно служить сигналом к ремонту РМК, т. к. практика эксплуатации редукторных систем показывает, что изменение величины ПИК-фактора отражает развитие повреждений элементов редукторов, и после достижения его максимума и последующего спада, в сочетании с резким возрастанием уровня виброактивности, через определенный промежуток времени возможно разрушение этих элементов.

Разборка редуктора подтвердила предварительный диагноз (рисунок 3).

**Заключение.** Основные преимущества созданной методологии оценки технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса зубчатых передач — проведение вибромониторинга и диагностики приводных зубчатых механизмов в процессе эксплуатации. Применение таких систем в хозяйствах позволит перейти от планово-предупредительной системы обслуживания автотракторной техники к обслуживанию по их фактическому

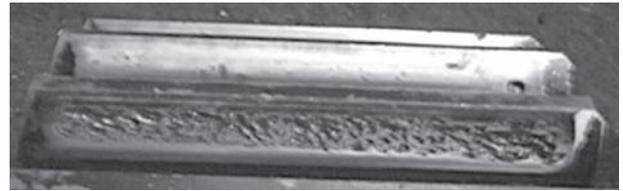


Рисунок 3 — Поврежденные рабочие поверхности зубьев центральной шестерни второго ряда РМК после пробега 238 000 км

состоянию, повысить качество эксплуатации техники, значительно сократить расходы на ее ремонт.

#### Список литературы

1. Оценка остаточного ресурса зубчатых передач в условиях эксплуатации / Н.Н. Ишин [и др.] // Неразрушающий контроль и диагностика. — 2014. — № 2. — С. 38–47.
2. Приближенный метод определения параметров ударного виброимпульса зубчатого зацепления / Н.Н. Ишин [и др.] // Наука и техника. — 2012. — № 3. — С. 63–66.
3. Ишин, Н.Н. Исследование ударного взаимодействия прямозубых зубчатых колёс применительно к задачам вибродиагностики. Спектральный анализ ударных импульсов зубчатой передачи / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов / Вестн НАН Беларуси. Сэр. Фіз.-тэхн. навук. — 2012. — № 2. — С. 53–59.
4. Павлов, Б.В. Акустическая диагностика механизмов / Б.В. Павлов // М.: Машиностроение, 1971. — 220 с.
5. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354-87. — М: Изд-во стандартов, 1988. — 125 с.
6. Ишин, Н.Н. Оценка фактического коэффициента перекрытия прямозубых зубчатых передач / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2013. — № 2(23). — С. 24. — 29 с.
7. Ишин, Н.Н. Методика аналитического расчета фактического коэффициента перекрытия прямозубых зубчатых передач / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // международный симпозиум «Теория и практика зубчатых передач-2014», 21–23 янв. 2014 г., г. Ижевск. — С. 550–555.
8. Ишин, Н.Н. Динамика и вибромониторинг зубчатых передач / Н.Н. Ишин. — Минск: Беларус. навука, 2013. — 432 с.
9. Прогнозирование остаточного ресурса / Н.Н. Ишин [и др.] // Вестн. машиностроения, 2015. — № 2. — С. 21–25.

ISHIN Nikolay N., Dr. Techn. Sc., Associate Professor

Director of the Science and Technical Centre “Quarry Machinery”<sup>1</sup>

E-mail: nik\_ishin@mail.ru

GOMAN Arcadiy M., Cand. Techn. Sc., Associate Professor

Head of the Department of Dynamic Analysis and Vibration Diagnostic of Machines<sup>1</sup>

E-mail: ark.goman@gmail.com

SKOROKHODOV Andrey S., Cand. Techn. Sc.

Leading Researcher of the Department of Dynamic Analysis and Vibration Diagnostic of Machines<sup>1</sup>

E-mail: skanst@yandex.ru

NATUREVA Marina K.

Researcher of the Department of Dynamic Analysis and Vibration Diagnostic of Machines<sup>1</sup>

ADASHKEVICH Vladimir I.

Head of the Sector of Electric Drive and Control and Measuring Systems<sup>1</sup>

E-mail: adashek@mail.ru

<sup>1</sup>Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, The Republic of Belarus

Received 30 June 2015.

## FORECASTING OF THE RESIDUAL RESOURCE OF GEAR DRIVES BASED ON THE VIBRATION-PULSE DIAGNOSTICS

*The results of a comprehensive theoretical and experimental studies of shock interaction of the toothed profiles in relation to problems of vibration transmission systems of mobile machines are presented. While the determination technique of the actual parameters of gear wheels, as well as residual life of gears according to the results of vibration monitoring in operation has been used.*

**Keywords:** mobile machine, transmission, technical condition, vibrating monitoring, technique, shock pulse, contact stresses, residual resource

### References

1. Ishin N.N., Goman A.M., Skorohodov A.S., Natureva M.K. Ocenka ostatochnogo resursa zubchatyh peredach v usloviyah jekspluatatsii [Evaluation of residual life of tooth gears in operation]. *Nerazrushajushhij kontrol' i diagnostika* [Nondestructive control and diagnostics], 2014, no. 2, pp. 38–47.
2. Ishin N.N., Goman A.M., Skorohodov A.S., Natureva M.K. Priblizhennyj metod opredelenija parametrov udarnogo vibroimpul'sa zubchatogo zacepljenja [Approximate method of determining the parameters of impact vibrational impulse of gearing]. *Nauka i tehnika. Mezhdunarodnyj nauchno-tehnicheskij zhurnal* [Science and technology. International scientific and technical journal]. Minsk, BNTU, 2012, no. 3, pp. 63–66.
3. Ishin N.N., Goman A.M., Skorohodov A.S. Issledovanie udarnogo vzaimodejstviya prjamozubyh zubchatyh koljos primenitel'no k zadacham vibrodiagnostiki. Spektral'nyj analiz udarnyh impul'sov zubchatoy peredachi [Investigation of shock interaction of spur gears in relation to problems of vibration diagnostics. Spectral analysis of shock pulse gear]. *Zhurnal "Vesci NAN Belarusi. Sjer. Fiz.-tjehn. navuk"* [Journal "News of the NAS of Belarus. Series of physical-technical sciences"], 2012, no. 2, pp. 53–59.
4. Pavlov B.V. *Akusticheskaja diagnostika mehanizmov* [Acoustic diagnostics of mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie, 1971. 220 p.
5. GOST 21354–87. *Peredachi zubchatye cilindricheskie jevol'ventnye vneshnego zacepljenja. Raschet na prochnost'* [State Standard 21354 – 87. Cylindrical gears involute of external engagement. Strength analysis]. Moscow, Izd-vo standartov, 1988. 125 p.
6. Ishin N.N., Goman A.M., Skorohodov A.S. Ocenka fakticheskogo koeficienta perekrytija prjamozubyh zubchatyh peredach [Estimate of the actual coefficient of overlap of spur gears]. *Mehanika mashin, mehanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2013, no. 2(23), pp. 24–29.
7. Ishin N.N., Goman A.M., Skorohodov A.S. Metodika analiticheskogo rascheta fakticheskogo koeficienta perekrytija prjamozubyh zubchatyh peredach [Technique of analytical calculation of actual overlap rate of spur gears]. *Mezhdunarodnyj simpozium "Teorija i praktika zubchatyh peredach"* [International symposium "Theory and practice of gears"]. Izhevsk, 2014, pp. 550–555.
8. Ishin N.N. *Dinamika i vibromonitoring zubchatyh peredach* [Dynamics and vibration monitoring of gears]. Minsk, Belarus. Navuka, 2013. 432 p.
9. Ishin N.N., Goman A.M., Skorohodov A.S., Gavrilo S.A. Prognozirovanie ostatochnogo resursa [Prediction of residual life]. *Vestnik mashinostroenija* [Journal of mechanical engineering], 2015, no. 2, pp. 21–25.