

УДК: 621.43

**РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ  
КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

**CALCULATION MODEL FOR ESTIMATING THE DYNAMIC TENSION  
OF THE DIESEL ENGINE CRANKSHAFT**

*С.Ю. Шелпаков, д-р техн. наук А.Л. Ахтулов, Д.С. Агафонов*

*S.Yu. Shelpakov, DPhil A.L. Akhtulov, D.S. Agafonov*

*Омский автобронетанковый инженерный институт*

В статье представлено исследование кривошипно-шатунного механизма дизельного двигателя типа В-92С2 как динамической системы. В ходе исследования проведена оценка частот колебаний основных элементов кривошипно-шатунного механизма, возникающих в момент резкого нарастания давления в цилиндре дизельного двигателя при сгорании топлива. Разработана расчетная модель для оценки динамической напряженности коленчатого вала дизельного двигателя, позволяющая определить дополнительные динамические деформации, вызванные изгибными колебаниями коленчатого вала в плоскости кривошипа с учетом демпфирования колебаний коленчатого вала, а также реального закона нагружения, полученного на основе экспериментальной или расчетной индикаторной диаграммы.

**Ключевые слова:** динамическая система, кривошипно-шатунный механизм, коленчатый вал, динамическая напряженность, расчетная модель.

The article presents a research of the crank mechanism of the V-92S2 diesel engine as a dynamic system. In the course of the research, the vibration frequencies of the main elements of the crank mechanism that occur at the time of a sharp increase in pressure in the cylinder of a diesel engine during fuel combustion are estimated. A calculation model has been developed for estimating the dynamic tension of the diesel engine crankshaft, which allows determining additional dynamic deformations caused by bending vibrations of the crankshaft in the crank plane, taking into account the damping of the crankshaft vibrations, as well as the real loading law obtained on the basis of an experimental or calculated indicator diagram.

**Keywords:** dynamic system, crank mechanism, crankshaft, dynamic tension, design model.

Непрерывное совершенствование подвижности бронетанкового вооружения и техники (БТВТ) обуславливает значительное повышение требований к их силовым установкам (СУ) [1, 2, 3]. С учетом того, что образец БТВТ является сложной технической системой, наращивание мощности СУ будет неизбежно приводить к снижению показателей прочности и долговечности ее элементов, а значит показателей надежности образца БТВТ в целом.

Недостаточная надежность коленчатого вала, как правило, служит причиной повышенных износостойкости и сокращения срока службы двигателя. От прочности коленчатого вала во многом зависит возможность форсирования двигателя. При работе дизельного двигателя на коленчатый вал (КВ) действуют радиальные и тангенциальные составляющие сил, приложенных к его шатунным шейкам, центробежные силы вращающихся масс, реакции опор, а также момент сопротивления вра-

щению трансмиссии. Динамический характер действия этих сил вызывает появление изгибных и крутильных колебаний коленчатого вала, увеличивая его динамическую напряженность.

Щеки и шатунные шейки коленчатого вала несут наиболее высокие нагрузки. Характер разрушений элементов КВ показывает на преимущественное действие изгибающих моментов и меньшее действие крутящего момента [4]. Тем не менее, существующие методы расчета динамической напряженности коленчатых валов не учитывают влияние дополнительной нагрузки от изгибных колебаний, вызванных резким ростом давления в цилиндре двигателя в момент сгорания топлива.

Для разработки расчетной модели и методики оценки динамической напряженности коленчатого вала дизельного двигателя с учетом изгибных колебаний проведено исследование кривошипно-шатунного механизма дизельного двигателя типа В-92С2 как динамической системы.

Для определения характеристик колебаний деталей кривошипно-шатунного механизма и их влияния на динамическую напряженность коленчатого вала, кривошипно-шатунный механизм представлен в виде эквивалентной динамической системы (рис. 1).

Сосредоточенные массы представляющие эквивалентные массы деталей соединены упругими элементами, жесткостью равной жесткости соответствующих деталей и деформирующимися только по оси  $Y-Y$ . Силы трения заменены эквивалентным вязким демпфированием.

Инерционные и упругие свойства эквивалентной динамической системы кривошипно-шатунного механизма характеризуются следующими упруго-массовыми характеристиками:  $m_{п}$  — эквивалентная масса поршня;  $m_{пл}$  — эквивалентная масса поршневого пальца;  $m_{вг} + m_{ст}''$  — масса верхней головки шатуна и эквивалентная масса части стержня;  $m_{нг} + m_{ст}'$  — масса нижней головки шатуна и эквивалентная масса части стержня;  $m_{кр}$  — эквивалентная масса коленчатого вала;  $k_{боб}$  — жесткость бобышки поршня;  $k_{пл}$  — изгибная жесткость пальца;  $k_{ш}$  — продольная жесткость стержня шатуна;  $k_{кр}$  — изгибная жесткость коленчатого вала;  $k_{мс}$  — жесткость масляного слоя в подшипниках.

Детали кривошипно-шатунного механизма имеют различные частоты собственных колеба-

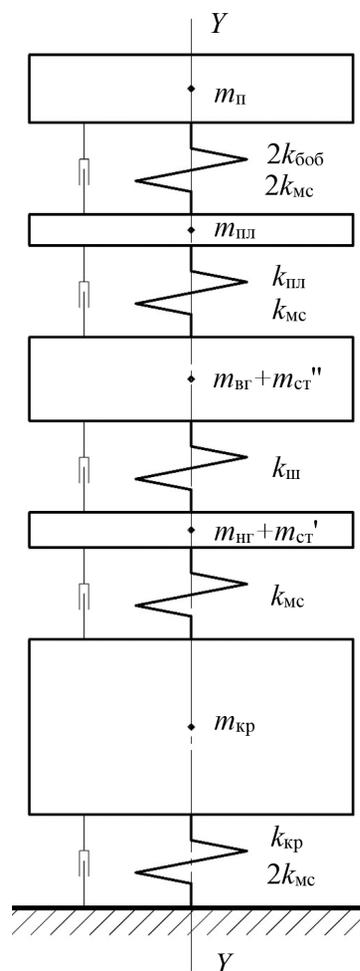


Рис. 1. Эквивалентная динамическая система кривошипно-шатунного механизма

ний, так как обладают различными упруго-массовыми характеристиками. Основную часть динамической добавки к статическим деформациям системы составляют амплитуды колебаний низкой частоты.

В рассматриваемой системе наиболее характерными деформациями от действия газовых и инерционных сил в процессе сгорания топлива являются:

- изгиб и перемещение днища поршня вдоль оси к поршневому пальцу;
- изгиб поршневого пальца;
- сжатие стержня шатуна;
- изгиб коленчатого вала в плоскости кривошипа.

Предполагая, что возникающие в процессе сгорания топлива колебания деталей, будут соответствовать этим деформациям, оценим собственные частоты этих колебаний.

Поршень. Принимаем, что в процессе сгорания топлива силы направлены только вдоль оси поршня. Для приближенной оценки частоты собственных колебаний предполагаем, что под действием возмущающей силы днище поршня перемещается вдоль его оси к поршневому пальцу, этому перемещению препятствуют только части бобышек поршня, находящиеся над пальцем, а их рабочие длины ограничены местом перехода в днище и опорной поверхностью. Влияние части юбки и неучтенных частей бобышек, расположенных между днищем и пальцем будет проявляться в увеличении жесткости.

Эта расчетная схема дает заниженное значение частоты собственных колебаний:

$$p = \sqrt{\frac{k}{m}},$$

где  $k = 17,74 \times 10^8$  Н/м — жесткость двух опорных участков бобышек;  $m = 0,15$  кг — масса днища поршня. Отсюда  $p = 108750$  рад $\times$ с $^{-1}$  или  $f = p / 2\pi = 17317$  Гц.

Поршневой палец. Силы, возникающие при сгорании топлива, возбуждают в пальце изгибные колебания. Представим палец как балку постоянного поперечного сечения на шарнирных опорах. Расстояние между опорами принимаем равным расстоянию между серединами опорных поверхностей бобышек.

Тогда частота собственных изгибных колебаний поршневого пальца определится из выражения [5]:

$$p = \pi^2 \sqrt{\frac{EJ}{\rho Fl^4}},$$

где  $E = 2 \times 10^{11}$  Н/м $^2$  — модуль упругости материала;  $J = 197 \times 10^{-8}$  м $^4$  — осевой момент инерции;  $p = 7850$  кг/м $^3$  — плотность материала;  $F = 7,74 \times 10^{-4}$  м $^2$  — площадь поперечного сечения пальца;  $l = 0,097$  м — расстояние между опорами. После подстановки получим  $p = 266844$  рад $\times$ с $^{-1}$  или  $f = 42491$  Гц.

Выбранная расчетная схема не учитывает смещение точек опоры пальца при колебаниях к середине и защемления пальца опорными поверхностями бобышек. Поэтому реальная частота собственных колебаний поршневого пальца, будет выше расчетной.

Шатун. Силы, возникающие при сгорании топлива, действуют вдоль оси шатуна, вызывая продольные колебания. Принимаем, что во время колебаний верхняя головка шатуна перемещается, а нижняя неподвижна. Тогда для определения частоты собственных колебаний расчетную схему представим в виде массы, колеблющейся на невесомой пружине. Значение массы равно сумме массы стержня приведенной к верхней головке шатуна и массы верхней головки. Жесткость пружины равна жесткости стержня шатуна. Частота собственных колебаний определится из частотного уравнения [6]:

$$\frac{p}{a} \operatorname{tg} \frac{pl}{a} = \frac{\rho Fl}{m}, \quad (1)$$

где  $m = m_{\text{вр}} + 1/3 m_{\text{ст}} = 1,02$  кг;  $l = 0,22$  м — длина стержня шатуна;  $F = 6,7 \times 10^{-4}$  м $^2$  — площадь поперечного сечения стержня;  $p = 7950$  кг/м $^3$  — плотность материала.

Уравнение (1) можно представить в виде:

$$\beta \operatorname{tg} \beta = \alpha,$$

где

$$\alpha = \frac{\rho Fl}{m} = 1,15.$$

При таком малом значении  $\alpha$  удовлетворительное приближение дает следующее выражение [6]:

$$p \sqrt{\frac{EF}{ml \left(1 + \frac{\alpha}{3}\right)}} = 20777 \text{ рад} \times \text{с}^{-1},$$

откуда  $f = p/2\pi = 3308$  Гц.

Коленчатый вал. Наличие распределенных и сосредоточенных масс, сложность конструкции не позволяет для расчетной оценки частоты собственных колебаний заменить реальную конструкцию расчетной схемой с одной-двумя массами. Расчет производился в программе конечно-элементного анализа T-FLEX CAD.

Конечно-элементная модель коленчатого вала (рис. 2), созданная на базе твердотельной модели, содержит 70646 квадратичных тетраэдральных элементов. Данный тип элементов хорошо подходит для моделирования тел с поверхностями сложной формы. Каждый элемент опре-

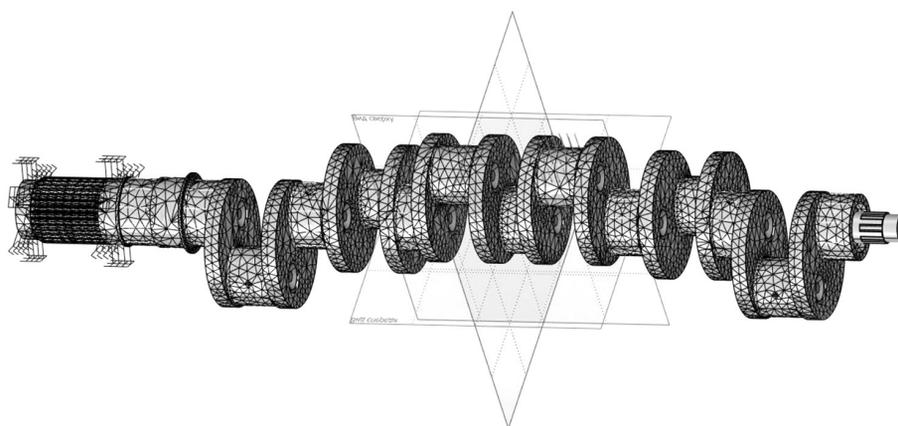


Рис. 2. Конечно-элементная модель коленчатого вала

деляется десятью узлами, каждый из которых имеет по три степени свободы: перемещения по направлениям  $x$ ,  $y$  и  $z$ .

Материалом для коленчатого вала была принята сталь 18Х2Н4МА.

В расчетной схеме приняты следующие граничные условия:

- для стабильности модели носок коленчатого вала был зафиксирован «полное закрепление»;
- скольжение коленчатого вала по поверхности коренных шеек моделировалось путем наложения ограничений на их радиальные перемещения «частичное закрепление». При этом зазоры в зоне опирания коренных шеек в данной расчетной схеме не учитывались;

– на седьмой коренной шейке вал дополнительно фиксируется от перемещения в осевом направлении.

По результатам конечно-элементного анализа собственных частот колебаний коленчатого вала (рис. 3) парциальная частота собственных колебаний коленчатого вала составила  $f = 271$  Гц.

Из таблицы видно, что коленчатый вал имеет наименьшую частоту собственных колебаний. Поэтому амплитуда изгибных колебаний коленчатого вала будет составлять основную часть динамической добавки к статической деформации системы.

При значительном отличии частот собственных колебаний деталей сложных механических

Задача\_1 [Собственные частоты]  
Относительные перемещения, модуль  
Форма 1 - резонансная частота: 271.137 Гц  
Масштаб перемещений: 0.19

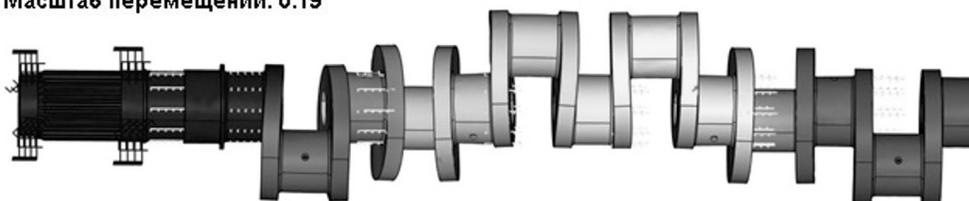


Рис. 3. Результаты расчета частоты собственных колебаний коленчатого вала в программе T-FLEX CAD

Таблица

Частоты собственных колебаний основных элементов кривошипно-шатунного механизма дизельного двигателя типа В-2

| Деталь          | Частота свободных колебаний, Гц |
|-----------------|---------------------------------|
| поршень         | 17317                           |
| поршневой палец | 42491                           |
| шатун           | 3308                            |
| коленчатый вал  | 271                             |

систем можно эти системы расчленить на отдельные независимые части [7, 8].

Частоты собственных колебаний поршня, поршневого пальца и шатуна значительно отличаются от частоты собственных колебаний коленчатого вала. Поэтому будем считать, что колебания поршня, поршневого пальца и шатуна не будут оказывать на колебания коленчатого вала значительное влияние, и рассмотрим коленчатый вал как отдельную независимую часть системы.

Масса остова, фундамента и рамы значительно превышает массу коленчатого вала, поэтому принимаем ее бесконечно большой и рассматриваем поведение коленчатого вала при нагружении относительно нее.

Таким образом, для оценки динамической напряженности коленчатого вала упругую пяти-массовую систему приводим к эквивалентной по динамическим свойствам одномассовой системе (рис. 4). Положение массы системы определяется координатой  $x$ , определяющей расстояние массы системы от положения устойчивого равновесия.

Работы Гейгера [9, 10] подтверждают возможность замены кривошипно-шатунного механизма эквивалентной одномассовой упругой системой при решении задач динамики. Отличием предлагаемой расчетной модели является учет:

- демпфирования колебаний коленчатого вала;
- возмущающей силы, задаваемой реальным законом нагружения, полученным на осно-

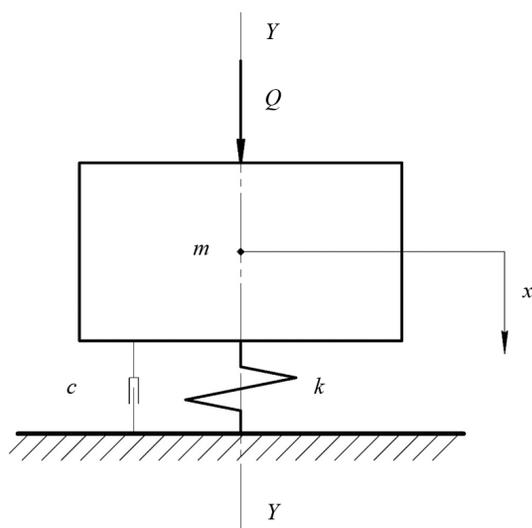


Рис. 4. Расчетная модель для оценки динамической напряженности коленчатого вала

ве экспериментальной или расчетной индикаторной диаграммы.

При составлении эквивалентной системы учитывалась податливость коленчатого вала, а точкой приведения массы является ось шатунной шейки коленчатого вала. Сосредоточенная масса системы  $m = m_{\text{экр}} + m_{\text{шп}} + m_{\text{ст}}'$ , где  $m_{\text{экр}}$  — эквивалентная масса коленчатого вала, т.е. масса, находящаяся на невесомой упругой связи, жесткость которой  $k$  равна изгибной жесткости коленчатого вала в плоскости кривошипа и имеющая частоту собственных колебаний равную частоте собственных изгибных колебаний коленчатого вала в плоскости кривошипа;  $m_{\text{шп}}$  — масса нижней головки шатуна;  $m_{\text{ст}}'$  — масса стержня шатуна, приведенная к нижней головке.

Коэффициент вязкого демпфирования выражается общепринятой формулой  $c = \lambda \times \omega \times m / \pi$ , где  $\lambda = 0,6$  — среднее значение декремента колебаний для стали.

Закон изменения давления в цилиндре дизельного двигателя можно представить, как функцию возмущающей силы произвольного вида. При действии на эквивалентную систему произвольной внешней силы  $Q = P(t)$  уравнение вынужденных колебаний имеет вид

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + p^2x = \frac{Q}{m},$$

где  $2n = c/m$ ,  $p^2 = k/m$ .

В случаях, когда возмущающая сила не может быть представлена простой аналитической функцией или она задана графически в виде набора точек на диаграмме, либо в виде таблиц, наиболее общим подход для определения динамического поведения системы является использование некоторых простых интерполяционных функций в периодически повторяющихся сериях вычислений [11].

Непрерывную функцию  $P(t)$ , описывающую возмущающую силу, можно приближенно представить в виде следующих друг за другом импульсов  $Q_i$  прямоугольной формы, действующих в интервале  $\Delta t$ , как показано на рис. 5.

Перемещение системы в любой интервал времени  $t_{i-1} \leq t < t_i$  можно определить, представив его как сумму влияний начальных условий в момент времени  $t_{i-1}$  и влияния импульса, действующего на интервале времени  $\Delta t$ , что для конца интервала дает

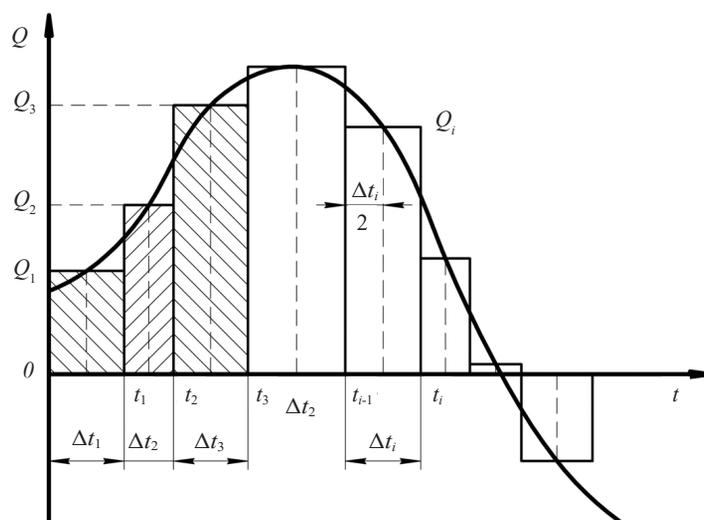


Рис. 5. Представление возмущающей силы последовательностью импульсов

$$x_i = e^{-n\Delta t_i} \left( x_{i-1} \cos p_d \Delta t_i + \frac{\dot{x}_{i-1} + nx_{i-1}}{p_d} \sin p_d \Delta t_i \right) + \frac{Q_i}{k} \left[ 1 - e^{-n\Delta t_i} \left( \cos p_d \Delta t_i + \frac{n}{p_d} \sin p_d \Delta t_i \right) \right]. \quad (2)$$

Дифференцируя выражение (2) по времени, получим формулы для вычисления скорости в конце рассматриваемого интервала

$$\begin{aligned} \dot{x}_i = & \frac{p_d}{p_d} \\ = e^{-n\Delta t_i} & \left[ -x_{i-1} \sin p_d \Delta t_i + \frac{\dot{x}_{i-1} + nx_{i-1}}{p_d} \cos p_d \Delta t_i - \right. \\ & \left. - \frac{n}{p_d} \left( x_{i-1} \cos p_d \Delta t_i + \frac{\dot{x}_{i-1} + nx_{i-1}}{p_d} \sin p_d \Delta t_i \right) \right] + \\ & + \frac{Q_i}{k} e^{-n\Delta t_i} \left( 1 + \frac{n^2}{p_d^2} \sin p_d \Delta t_i \right). \quad (3) \end{aligned}$$

Выражения (2) и (3) представляют собой рекуррентные формулы для определения динамического перемещения системы с демпфированием в конце  $i$ -го шага и тем самым начальных условий в начале шага ( $i + 1$ ). Последовательно используя эти формулы, можно проследить, как изменяются во времени перемещения и скорость системы с одной степенью свободы.

Предложенная расчетная модель реализована в разработанной «Программе вычисления коэффициента динамичности коленчатого вала V-образного двигателя с прицепным шатуном» (свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020662865). По результатам расчета на номинальном режиме работы дизельного двигателя В-92С2 максимальная динамическая деформация коленчатого вала, рассчитанная с учетом изгибных колебаний на 38 % больше деформации рассчитанной без учета колебаний.

### Выводы

В результате исследования кривошипно-шатунного механизма дизельного двигателя В-92С2 как динамической системы разработана расчетная модель для оценки динамической напряженности коленчатого вала с учетом динамической деформации, возникающей от изгибных колебаний.

Разработанная расчетная модель позволяет оценить влияние параметров рабочего процесса и конструктивных изменений на динамическую напряженность коленчатого вала на стадии проектирования, доводки, исследования и совершенствования дизельных двигателей.

### Литература

1. Андреев Р.Н. Состояние и перспективы развития бронетанкового вооружения и тех-

ники в Российской Федерации / Р.Н. Андреев, А.С. Фискевич, М.С. Буянов // Научно-технический сборник. Вып. № 35 (41). — Петергоф: ВИ (ЖДВ и ВС) ФГКВУО ВО «ВА МТО им. А.В. Хрулева». 2018. 84 с.

2. Гранкин М.Г. Анализ тенденций развития силовых установок в целях улучшения показателей подвижности отечественных образцов бронетанкового вооружения и техники / М.Г. Гранкин и др. // Наука и военная безопасность. 2018. № 4 (15). С. 13–19.

3. Рябинкин Н.И. Современная бронетанковая техника. Справочное пособие / Н.И. Рябинкин. — Минск.: Элайда. 1998. 224 с.

4. Денисов А.С. Оценка напряженно-деформированного состояния коленчатого вала автотракторного двигателя / А.С. Денисов, Б.Ф. Тугушев, Е.Ю. Горшенина // Вестник саратовского государственного технического университета. 2010. № 1 (46). С. 31–39.

5. Маслов Г.С. Расчеты колебания валов. 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение. 1989. 274 с.

6. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г. Пановко. Изд. 3-е, доп. и переработ. — Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние). 1976. 320 с.

7. Абрамович С.Ф. Динамическая прочность судового оборудования / С.Ф. Абрамович, Ю.С. Крючков. 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Судостроение. 1987. 514 с.

8. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения двигателя. Кинематика, динамика, расчет на прочность / Л.В. Корчемный. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение. 1981. 191 с.

9. Geiger J. Beanspuchung des Triebwerks und Gehäuse-eiledurch rasche Druckseigerungen und durch Klopfen / J. Geiger // ATZ. 1941. № 14. P. 43–49.

10. Geiger J. Wie aussern sich rasche Drucksteigerungen? / J. Geiger // Der Betrieb-Qkonom. 1961. № 7. P. 23–31.

11. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. — М.: Изд-во: «Ком-Книга». 2006. 440 с.

## References

1. Andreev R.N. State and prospects of development of armored weapons and equipment in the Russian Federation / R.N. Andreev, A.S. Fiskevich, M.S. Buyanov // Scientific and technical collection. № 35 (41). — Peterhof: VI (zhdv and VS) FGKVOU VO «VA MTO named after A.V. Khrulev». 2018. 84 p.

2. Grankin M.G. Analysis of trends in the development of power plants in order to improve the mobility of domestic models of armored weapons and equipment / M.G. Grankin et al. // Science and military security. 2018. № 4 (15). P. 13–19.

3. Ryabinkin N.I. Modern armored vehicles. Reference guide / N.I. Ryabinkin. — Minsk: Elaida. 1998. 224 p.

4. Denisov A.S. Evaluation of the stress-strain state of the crankshaft of an automotive engine / A.S. Denisov, B.F. Tugushev, E.Yu. Gorshenina // Bulletin of the Saratov state technical University. 2010. № 1 (46). P. 31–39.

5. Maslov G.S. Calculations of shaft vibrations. 3rd ed., reprint. and add. — Moscow: Mechanical Engineering. 1989. 274 p.

6. Panovko Ya.G. Fundamentals of the applied theory of vibrations and impact. — Leningrad: Mechanical Engineering. 1976. 320 p.

7. Abramovich S.F. Dynamic strength of ship equipment / S.F. Abramovich, Yu.S. Kryuchkov. 2nd ed., reprint. and add. — Leningrad: Shipbuilding. 1987. 514 p.

8. Korchemnyj L.V. Engine gas distribution mechanism. Kinematics, dynamics, strength calculation. — Moscow: Mechanical Engineering. 1981. 191 p.

9. Geiger J. Loading of the engine and housing-haste by rapid Pressure segregation and Knock / J. Geiger // ATZ. 1941. № 14. P. 43–49.

10. Geiger J. How do rapid pressure shifts take place? / J. Geiger // The Farm. Qkonom. 1961. № 7. P. 23–31.

11. Timoshenko S.P. Oscillations in engineering / S.P. Timoshenko. — Moscow: Publishing house: «Komkniga». 2006. 440 p.