

В.И. Дырда, д-р техн. наук, профессор  
(ИГТМ НАН Украины),  
С.П. Сокол, инженер, ст. преподаватель  
(ДГАУ),  
Т.Е. Твердохлеб, инженер, научн. сотр.  
(ИГТМ НАН Украины),  
А.В. Толстенко, канд. техн. наук, доцент,  
Ю.Н. Овчаренко, канд. техн. наук, доцент,  
Е.В. Калганков, инженер, ст. преподаватель,  
А.А. Черний, инженер, ст. преподаватель,  
И.Н. Цаниди, инженер, ассистент  
(ДГАУ)

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РЕЗИНОВЫХ ДЕТАЛЕЙ С ПОМОЩЬЮ ПРИКЛАДНЫХ КРИТЕРИЕВ РАЗРУШЕНИЯ

**Аннотация.** Рассматривается расчёт долговечности резиновых деталей с использованием прикладных критериев разрушения.

**Ключевые слова:** критерий разрушения, диссипация энергии, старение, интенсивный и умеренный режимы, режим длительной эксплуатации

V.I. Dyrda, D. Sc. (Tech.), Professor  
(IGTM NASU),  
S.P. Sokol, Engineer, Senior Teacher  
(DSAU),  
T.Ye. Tverдохleb, Engineer, Researcher  
(IGTM NASU),  
A.V. Tolstenko, Ph. D. (Tech.), Associate Professor,  
Yu.N. Ovcharenko, Ph. D. (Tech.), Associate Professor,  
Ye.V. Kalgankov, Engineer, Senior Teacher,  
A.A. Cherniy, Engineer, Senior Teacher,  
I.N. Tsanidy, Engineer, Doctoral Student  
(DSAU)

## FORECASTING OF DURABILITY OF RUBBER PARTS BY MEANS OF APPLIED FRACTURE CRITERIA

**Abstract.** Calculation of durability of rubber parts by means of applied fracture criteria is observed.

**Keywords:** fracture criterion, energy dissipation, aging, intense and moderate regimes, the regime of long-term operation

Рассмотренные в [1] термодинамические критерии разрушения не всегда применимы для прогнозирования долговечности натуральных резиновых элементов прежде всего вследствие их сложности и довольно частого отсутствия достоверной экспериментальной информации о физико-механическом и химическом поведении системы, эксплуатируемой в реальных условиях. Поэтому в инженерной практике весьма широко используют односторонние оценки долговечности, рассматривая один или два параметра, наиболее полно характеризующие работу эластомерных конструкций при заданных условиях нагружения. Для резины в ка-

честве таких параметров обычно используют допускаемые значения температур, напряжений и деформаций.

**Прогнозирование долговечности эластомерных конструкций по допускаемым значениям напряжений и деформаций.** В отличие от металлических конструкций при расчёте резиновых элементов деформационные критерии не играют такой важной роли прежде всего вследствие особенностей вязкоупругого поведения резины, её существенного диссипативного разогрева и наличия эффектов старения. Для упругих элементов вибромашин из резин типа 2959 и 1847 допускаемые значения напряжений и деформаций впервые получил В.Н. Потураев; для резин общего назначения ряд рекомендаций приведен в работах Б.М. Горелика, Е.Т. Григорьева, Гебеля, Кервилсона, Деви и ряда других исследователей. Обзор этих работ, а также результаты, полученные для натуральных элементов из различных резин, приведены в [1]. Однако все эти результаты не обладают достаточной степенью общности, пригодны лишь в узком диапазоне изменения режима нагружения и температуры, а их получение связано с большими экспериментальными трудностями. Тем не менее, они представляют несомненный интерес в инженерной практике, так как позволяют просто и наглядно назначать режимы эксплуатации резиновых элементов, ориентировочно прогнозировать их долговечность. Ограниченность полученных результатов заключается также в том, что при других режимах нагружения и разработке новых конструкций, особенно из новых марок резин, допускаемые значения напряжений и деформаций следует определять заново.

Приведенные ниже данные были получены в течение многолетних (примерно 15 лет) исследований натуральных резиновых элементов в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным. Обобщённые данные приведены как для новых марок резин типа 51-1562, так и для традиционных 2959, 1224, по которым накоплена большая экспериментальная информация. Приведенные в табл. 1 данные по допускаемым значениям напряжений и деформаций относятся к наиболее часто наблюдаемым в инженерной практике режимам эксплуатации упругих звеньев тяжёлых горных машин. Если рассматривать эти режимы с точки зрения одного из наиболее важных параметров – температуры диссипативного саморазогрева, то можно выделить три основных режима. Естественно, такое разделение до некоторой степени условно, так как при одном и том же режиме работы вибромашин её упругие звенья из разных типов резин могут испытывать различный саморазогрев и, следовательно, могут быть отнесены к разным режимам.

Таблица 1 – Допускаемые деформации и напряжения

| Резина  | Твёрдость по ТМ-2 | Модуль сдвига, МПа | Сдвиг           |               | Сжатие          |               |
|---------|-------------------|--------------------|-----------------|---------------|-----------------|---------------|
|         |                   |                    | Напряжение, МПа | Деформация, % | Напряжение, МПа | Деформация, % |
| 2959    | 45–60             | 1,50–1,70          | 0,25            | 15            | 0,40            | 5–10          |
| 1224    | 45–60             | 1,90–2,10          | 0,25            | 15            | 0,30            | 5–10          |
| 51-1562 | 40–45             | 0,60–0,85          | 0,20            | 35            | 0,30            | 10–15         |

В случае интенсивного режима нагружения при кратковременной работе вибромашин температура саморазогрева в наиболее опасных областях элементов превышает критическую температуру для рассматриваемых резин  $T_{кр} = (353-363)$  К и может достичь  $(380-400)$  К. В таком режиме работают вибродробилки, некоторые типы питателей ВПР на выпуске руды и ряд других машин. Продолжительность работы, например, вибропитателей может составлять (2-3) мин, а перерыв между включениями – (10-15) мин. В этом случае можно допускать кратковре-

менный перегрев резиновых элементов (например, для центральной области элементов типа БРМ102 до (380-390) К с последующим их охлаждением до  $\theta = (70-80)$  К). Как результат можно назначать и более высокие значения напряжений и деформаций. Следует подчеркнуть, что при интенсивных стационарных режимах нагружения долговечность до отказа элемента составляет (1-10) ч. При эпизодическом, непродолжительном нагружении и последующем охлаждении долговечность элементов существенно возрастает и достигает (1000-3000) ч и более.

При умеренно-интенсивном режиме резиновые элементы вибромашин испытывают саморазогрев, близкий или незначительно превышающий  $T_{кр}$ . Эти режимы характерны для вибромашин, работающих в стационарном режиме нагружения непродолжительное время – (500-1000) ч. Так, например, у вибрационных питателей типа ВПР для выпуска руды при установке их в блоки с небольшим запасом руды для повышения производительности в некоторых случаях увеличивают амплитуду колебаний. В результате долговечность резиновых элементов резко уменьшается. Обычно подбирают такие параметры нагружения, чтобы срок службы до отказа совпадал с окончанием технологической операции. При перестановке вибропитателя в другой блок резиновые элементы обычно заменяют.

В случае режима длительной эксплуатации стационарный температурный разогрев резиновых элементов значительно ниже критического уровня ( $T < T_{кр}$ ). Такие режимы свойственны большинству рассматриваемых машин вибрационного типа. Согласно ГОСТ 11732-66 «Вибрационные конвейеры», гарантийный срок наработки таких вибромашин устанавливается в один год, что при двухсменной работе составляет примерно 5000 ч. Поэтому и долговечность резиновых элементов, как правило, должна быть не ниже этого срока. В действительности долговечность элементов из разработанных типов резин при указанных в табл. 1 допускаемых значениях напряжений и деформаций составляет  $(10-50) \cdot 10^3$  ч.

Следует подчеркнуть, что при использовании приведенных в табл. 1 данных необходимо учитывать не только режим нагружения, но и температуру окружающей среды, длительность эксплуатации, массивность изделий и, как следствие, температуру их диссипативного саморазогрева. Так, например, элемент сдвига типа БРМ101 из резины 51-1562 при  $\gamma = 0,35$  и  $\omega = 10,8$  Гц имел температуру нагрева в центре  $\theta = (32-36)$  К и долговечность до отказа  $t^* = (28-30)$  тыс. ч. Более массивный элемент сдвига типа БРМ102 из этой же резины при тех же параметрах нагружения имел соответственно  $\theta = 85$  К и  $t^* = (400-600)$  ч. Как видим, различие весьма существенное. Поэтому полученные результаты, впрочем, как и все имеющиеся результаты по допускаемым значениям напряжений и деформаций, следует использовать в сочетании с аналитическими расчётами долговечности. Приведенные в табл. 1 данные получены непосредственно для прогнозирования долговечности аналогичных элементов и типов машин, работающих при идентичных режимах нагружения.

**Прогнозирование долговечности эластомерных конструкций по допускаемым значениям температуры диссипативного саморазогрева.** При использовании этого критерия температура диссипативного саморазогрева в наиболее опасной точке элемента сравнивается с допускаемым значением температуры нагрева, характерной для рассматриваемого типа резины и определяемой экспериментально. Ранее неоднократно указывалось, что для большинства резин (см. табл. 1) допускаемая температура  $T_{кр} = (353-363)$  К. Длительным экспериментированием установлено, что при  $T < T_{кр}$  долговечность резиновых элементов будет больше некоторого значения, в ряде случаев удовлетворяющего инженерную

практику. Так, например, для рассматриваемых резин (см. табл. 1) при  $T < T_{кр}$  долговечность элементов типа БРМ102 превышает (500-1000) ч.

Использование температуры в качестве допускаемой величины органически вытекает из особенностей вязкоупругого поведения резины, её существенного диссипативного саморазогрева и зависимостей физико-механических характеристик и долговечности от температуры. Поэтому уже в ранних работах Г.М. Бартенева, В.Н. Потураева, Б.М. Горелика, Э.Э. Лавендела, Д.Л. Федюкина, А.И. Лукомской, С.Б. Ратнера и ряда других исследователей рассматривалась эта возможность. Позднее этот вопрос получил развитие в работах В.П. Тамужа, П.П. Олдырева, В.Г. Карнаухова и др. В работе [3] рассматривались аналогичные вопросы и использовался приём, согласно которому при решении стационарного уравнения теплопроводности вводится некоторый параметр  $\xi$ , являющийся функцией физико-механических характеристик резин и условий нагружения. Этот приём был использован при прогнозировании долговечности резиновых элементов машин. Рассмотрим два случая температурного прогнозирования долговечности резиновых элементов вибрационных машин.

Первый из них относится к нестационарным температурным режимам диссипативного саморазогрева реальных эластомерных конструкций. В инженерной практике такие режимы довольно часто наблюдаются в резиновых элементах упругих подвесок тяжёлых горных вибромашин при интенсивных режимах работы или воздействию чрезмерного внешнего температурного поля. В этом случае прогнозирование долговечности элементов можно производить на основании условия

$$T_{\max} < T_{\text{доп}}, \quad (1)$$

где  $T_{\max}$  – максимальная температура в наиболее опасной точке резинового элемента;

$T_{\text{доп}}$  – некоторая допускаемая температура; для рассматриваемых элементов  $T_{\text{доп}} = (380-400)$  К.

Решая стационарное уравнение теплопроводности

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{W(\rho, T)}{c\rho},$$

где  $W$  – функция диссипации, зависящая от температуры и повреждённости резины;

$\rho, x, y, z$  – координаты;

$c\rho$  – теплоёмкость резины,

и учитывая условие (1), можно получить время до того момента, когда температура достигнет предельного значения, т.е.  $T_{\text{доп}}$ . Это и будет временем наработки до отказа рассматриваемого образца. При этом обязательно следует учитывать зависимость реологических параметров резины  $G$  и  $\psi$  от температуры, как это принято в [3]. Развивающаяся в материале повреждённость оказывает некоторое влияние на рост температуры. Однако её влияние незначительное, и, учитывая, что долговечность элементов измеряется в лучшем случае десятками часов, этим влиянием можно пренебречь.

Второй случай относится к прогнозированию долговечности при усталостном механизме разрушения эластомерных конструкций, когда температура уже не является превалирующим фактором, но все же заметно влияет на процесс утомления, ускоряя физико-химические реакции, протекающие в материале. Ра-

нее [2] была рассмотрена зависимость между долговечностью до отказа элементов сдвига типа БРМ и установившимся значением температуры их диссипативного разогрева. При наличии таких экспериментальных кривых температурное прогнозирование долговечности не составляет особых затруднений. Однако в случае изменения режима нагружения, например частоты, эти зависимости уже непригодны. Получение их связано с большим объёмом экспериментальных работ и с многолетними трудоёмкими исследованиями. Теоретически рассчитать долговечность резиновых элементов только по температуре их диссипативного саморазогрева не представляется возможным.

Вместе с тем, располагая определённой экспериментальной информацией о сроках службы натуральных элементов конструкций, можно назначать такие допускаемые значения температур саморазогрева, при которых конструкция будет работать не меньше некоторого, определяемого практикой, времени, т.е. можно задавать такие физико-механические свойства резины, геометрические параметры элементов и режим нагружения, которые в совокупности обеспечивали бы выполнение условия

$$T \leq T_{доп}. \tag{2}$$

В этом случае задача сводится к исследованию стационарного уравнения теплопроводности при независимости реологических параметров резины от температуры. Для элемента сдвига, в частности, можно рассматривать уравнение типа

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} + \xi \Phi(x, y, z) = 0;$$

$$\xi = \frac{\omega G_0 \psi A^2 \beta_1}{8 \pi \lambda \rho}, \tag{3}$$

где  $\Phi(x, y, z)$  – координатная часть диссипативной функции;

$\beta_1$  – коэффициент, показывающий, какая часть энергии переходит в тепловую (в данном случае принимаем  $\beta_1 = 1$ );

$\xi$  – параметр, характеризующий интенсивность тепловыделения.

Граничные условия отражают свободный теплообмен резинового массива с окружающей средой:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \pm H_1 \theta = 0 \quad (x = \pm l); \quad \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \pm H_2 \theta = 0 \quad (y = \pm b); \quad \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \pm H_3 \theta = 0 \quad (z = \pm h).$$

Решение этой задачи осуществлялось как аналитически, так и численными методами [4]. Результаты решения позволяют определять зависимость параметра от температуры. Исследования показали, что в пределах погрешности эксперимента для исследуемых элементов сдвига типа БРМ (БРМ101, БРМ102, БРМ103) из резины 51-1562 эта зависимость одна и та же. Полученные расчётные данные сопоставлялись с результатами многочисленных экспериментальных исследований, видно удовлетворительное их совпадение для рассматриваемого в работе режима нагружения (частота (8-24) Гц, относительная деформация до 0,3).

Используя этот приём для определения класса эластомерных конструкции, характеризующегося общими признаками геометрии, размеров и свободным теплообменом с внешней средой, определение допускаемой температуры можно свести к расчёту некоторого допускаемого значения параметра  $\xi_{кр}$ . В этом случае условие (2) можно свести к

$$\xi \leq \xi_{кр}, \tag{4}$$

где  $\xi_{кр}$  – допускаемое, или критическое, значение параметра, соответствующее критической температуре.

Рассматриваемый метод прогнозирования долговечности позволяет выбирать нагружения резиновых элементов и значения реологических и теплофизических характеристик резины, соответствующих заданной долговечности (в этом случае используют условие  $\xi = \xi_{кр}$  и выражение для  $\xi$ , а также определять допускаемые значения напряжений и деформаций, которые при фиксированных параметрах нагружения обеспечивают выполнение условий  $\xi \leq \xi_{кр}$  или  $T \leq T_{кр}$ .

Рассмотрим конкретный пример. В двухмассном уравновешенном виброконвейере KB2T-0,3/30 упругие элементы типа БРМ102 выполнены из резины 51-1562 ( $G_0 = 0,85$  МПа;  $\lambda_p = 0,15$  Вт/(м·К);  $\psi = 0,17$ ); частота колебаний 10,8 Гц. Необходимо определить допускаемую амплитуду нагружения (или относительную деформацию), при которой долговечность резиновых элементов  $t^* > 5000$  ч. Из условия  $\xi < \xi_{кр}$  по формуле (3) находим  $\gamma = 0,20-0,25$ , что вполне соответствует экспериментальным данным. Полученные таким образом для исследуемых резин допускаемые значения напряжений и деформаций удовлетворительно совпадают с данными табл. 1 и подтверждаются экспериментально. Следует, однако, подчеркнуть, что определяемые по изложенной методике средние значения допускаемых напряжений и деформаций не во всех случаях позволяют прогнозировать долговечность эластомерных конструкций. Так, например, для БРМ101 из резины 51-1562 при относительном сдвиге  $\gamma = 0,43$  (амплитуда нагружения  $A = 15$  мм) температура в центре элемента составляла 343 К. Согласно расчёту по формуле (3) с учётом (4) долговечность элементов  $t^* > (500-1000)$  ч. Однако реальная долговечность таких элементов порядка (80-150) ч, и разрушение происходило вследствие разрыва резинового массива на торцевой части свободной поверхности. Аналогичные данные можно привести и для элементов других типов.

В связи с наличием подобных явлений при интенсивных режимах нагружения эластомерных конструкций необходимо не ограничиваться определением температур и напряжений лишь для центральной области образца, а производить расчёт поля напряжений и поля температур для всего массива элемента и определять допускаемые значения параметров для наиболее опасных зон разрушения, как это было показано в предыдущих параграфах настоящей главы.

**Прогнозирование долговечности с помощью метода ускоренных испытаний.** Рассматриваемый метод позволяет прогнозировать долговечность эластомерных конструкций на основе результатов их ускоренных динамических испытаний. В [5] были изложены основные положения этого метода, согласно которым методика прогнозирования долговечности состоит из двух основных этапов. На первом этапе отрабатывается конструкция резинового элемента (форма свободной поверхности, геометрические размеры, крепление резины к металлу и т.д.), для чего используют способ интенсификации режима нагружения за счёт повышения амплитуды деформации или частоты. Там же представлена обширная экспериментальная информация по механике разрушения резиновых элементов, на основе которой в качестве образца для ускоренных испытаний резин, используемых при изготовлении упругих звеньев и виброизоляторов вибромашин, рекомендован элемент типа БРМ101. На втором этапе осуществляется ускоренный отбор резин, для чего используется следующий экспериментальный приём: резиновый элемент разрушают при стационарной температуре диссипативного саморазогрева ниже некоторого критического уровня ( $T < 363$  К). Величину амплитуды циклического нагружения назначают такой, чтобы долговечность элемента до появле-

ния видимой усталостной трещины была порядка 1000 ч. При этом фиксируются временные зависимости динамического модуля сдвига, коэффициента диссипации и температуры диссипативного саморазогрева. Затем полученную экспериментальную информацию и аналитическое выражение долговечности (см., например, [5], формула (6.9)) используют для определения критического значения плотности энергии разрушения  $\Delta U_p^*$ . В дальнейшем с помощью этой постоянной величины прогнозируют долговечность резиновых элементов в широком интервале изменения режима нагружения.

Рассмотрим на примере использование метода ускоренных испытаний для прогнозирования долговечности резиновых элементов типа БРМ102. Согласно требованиям к упругим звеньям вибромашин типа конвейеров КВ2Т необходимо разработать низкомолекулярную резину, элементы из которой при эксплуатационных параметрах нагружения (амплитуда циклической деформации 10,5 мм и частота 11,6 Гц) имели бы долговечность порядка (15-25) тыс. ч и изменение жёсткости за это время не более 20 %.

Натурные испытания элементов из резин различных марок (обычно для создания серийной резины разрабатывают и испытывают 5-30 и более опытных марок резин) являются не только громоздкими и трудоёмкими, но и весьма продолжительными. Если учесть требуемый срок службы, то экспериментальные исследования могут продолжаться 5-7 лет и более. Поэтому предлагаемый метод, несмотря на его комплексный подход и определённую продолжительность (необходимо проводить циклическое разрушение элементов в течение примерно 1000 ч), существенно сокращает объем и время отбора резины с требуемыми физико-механическими свойствами. В данном случае при создании низкомолекулярной резины [2] для упругих звеньев вибромашин предлагаемый метод использовался для прогнозирования долговечности элементов типа БРМ из опытных марок резин, которые различались в основном дозировкой и сочетанием ингредиентов защитной и вулканизирующей групп. Для отбора требуемой резины использовался комплексный подход, т.е. рассматривались физико-механические характеристики материала  $G$  и  $\psi$ , их изменение в процессе циклического нагружения, прочность крепления резины к металлу, рост трещин в массиве и т.д. Предпочтение отдавалось резине с наименьшим изменением  $G$  и  $\psi$  во времени и наилучшими прочностными показателями. Такая резина была отобрана и впоследствии утверждена как серийная с шифром 51-1562.

С целью прогнозирования долговечности элементов сдвига БРМ из этой резины ускоренным экспериментальным исследованиям при частоте 11,6 Гц и амплитуде нагружения 14,8 мм были подвергнуты элементы БРМ101. Исследования проводились на описанных ранее экспериментальных стендах [3]. Долговечность до появления первой усталостной трещины для партии из трёх пар элементов составила (1280-1630) ч. Температура в центральной области элементов порядка 328 К, в области точки А на рис. 1,а – примерно 310 К. Разрушение элементов носило усталостный характер, и его механизм был следующим. Через (1200-1550) ч циклического нагружения на торцах резинового массива появлялась усталостная трещина (рис. 1,а), которая быстро росла, вырождалась в магистральную трещину и в конечном итоге приводила элемент к отказу. Характер изменения динамического модуля сдвига  $G$  и коэффициента диссипации  $\psi$  за время циклического разрушения аналогичен описанному выше и для одной пары элементов представлен на рис. 1,б. Время  $t_1$  в данном случае соответствовало появлению усталостной

трещины на торце резинового элемента и в дальнейших расчётах принималось как время локального разрушения образца.

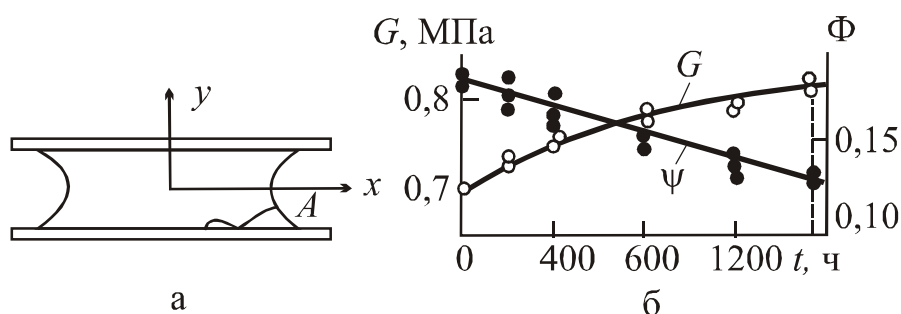


Рис. 1 – Расчётная схема элемента БРМ101 (а) и временные зависимости механических характеристик БРМ101 из резины 51-1562 при циклическом разрушении (б)

Используя выражение (5) и значение входящих в него параметров, определяем критическую величину энергии разрушения. В данном случае при  $G_0 = 0,87$  МПа;  $\gamma_0 = 0,42$ ;  $\omega = 11,6$  Гц;  $\psi = 0,18$ ;  $\lambda_p = 0,15$  Вт(м·К);  $f(x, y) = 4,85$ ;  $t^* = 1630$  ч;  $\theta = 17$  К (получено экспериментально для точки А с координатами  $x = 0,04$  м,  $y = 0,0086$  м) величина [2]

$$\Delta U_p^* = N^* \left[ \frac{G_0 \gamma_0^2 (2h)^2}{4f^2} f(x, y) - \frac{2\pi}{\omega} \dot{q} \right] = \quad (5)$$

$$= 0,064 \cdot 10^9 \left( \frac{0,87 \cdot 10^6 \cdot 0,176 \cdot 0,18 \cdot 0,035^2}{4 \cdot 0,05^2} 4,85 - 105,6 \cdot 17 \right) = 0,95 \text{ Дж/м}^3$$

Располагая величиной критического значения плотности энергии разрушения и используя изложенные выше расчётные методы, можно прогнозировать долговечность резиновых элементов в широком диапазоне изменений режима нагружения. Так, для рассматриваемого элемента БРМ102 из резины 51-1562 долговечность для центральной области ( $x = y = z = 0$ ) по формуле (5) составит примерно 35 тыс. ч, что удовлетворительно совпадает с экспериментальными данными, представленными во второй главе.

Таким образом, предлагаемый метод позволяет с достаточной точностью прогнозировать долговечность резиновых элементов вибромашин. На практике этот метод использовался при обработке элементов типа БРМ из резины 51-1562. Промышленные испытания резиновых элементов в различных вибромашинах показали их высокую долговечность и надёжность.

Кроме рассмотренных задач прогнозирования долговечности эластомерных конструкций, для инженерной практики существенным является учёт особенностей механического поведения резины при расчёте реальных машин. Этот вопрос достаточно полно рассмотрен в работах [2, 5].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дырда, В.И. Расчёт долговечности упруго-наследственных сред при длительном циклическом нагружении / В.И. Дырда, С.П. Сокол, В.А. Колбасин, А.В. Толстенко // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. – 2013. – Вып. 108. – С. 111-123.
2. Булат, А.Ф. Прикладная механика упругонаследственных сред: В 3-х томах. – Т. 1. Механика деформирования и разрушения эластомеров. – К.: Наук. думка, 2011. – 568 с.
3. Потураев, В.Н. Прикладная механика резины / В.Н. Потураев, В.И. Дырда, И.И. Круш. – К.: Наук. думка, 1980. – 260 с.
4. Термомеханика эластомерных конструкций при циклическом нагружении / В.Н. Потураев, В.И. Дырда, В.Г. Карнаухов [и др.]. – Киев: Наук. думка, 1987. – 288 с.
5. Булат, А.Ф. Прикладная механика упругонаследственных сред: В 3-х томах. – Т. 2. Методы расчета



эластомерных деталей. – К.: Наук. думка, 2012. – 616 с.

### Об авторах

**Дырда Виталий Илларионович**, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина, vita.igtm@mail.ru

**Сокол Сергей Петрович**, инженер, старший преподаватель, декан факультета, Днепропетровский государственный аграрный университет (ДГАУ), Днепропетровск, Украина, sp.sokol@mail.ru

**Твердохлеб Татьяна Емельяновна**, инженер, научный сотрудник в отделе механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина

**Толстенко Александр Васильевич**, кандидат технических наук, доцент, Днепропетровский государственный аграрный университет (ДГАУ), Днепропетровск, Украина

**Овчаренко Юрий Николаевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Надёжность и ремонт машин», Днепропетровский государственный аграрный университет (ДГАУ), Днепропетровск, Украина

**Калганков Евгений Васильевич**, инженер, старший преподаватель кафедры «Надёжность и ремонт машин», Днепропетровский государственный университет внутренних дел, Днепропетровск, Украина

**Черний Александр Анатольевич**, инженер, старший преподаватель, кандидат технических наук, доцент, Днепропетровский государственный аграрный университет (ДГАУ), Днепропетровск, Украина

**Цаниди Иван Николаевич**, инженер, ассистент, Днепропетровский государственный аграрный университет (ДГАУ), Днепропетровск, Украина

### About the authors

**Dyrda Vitaly Illarionovich**, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Professor, Head of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, vita.igtm@mail.ru

**Sokol Sergey Petrovich**, Engineer, Senior Teacher, Dean of the Faculty, Dnepropetrovsk State Agrarian University (DSAU), Dnepropetrovsk, Ukraine, sp.sokol@mail.ru

**Tverdohleb Tatyana Yemelyanovna**, Engineer, Researcher of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine

**Tolstenko Alexandr Vasilievich**, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor, Dnepropetrovsk State Agrarian University (DSAU), Dnepropetrovsk, Ukraine

**Ovcharenko Yury Nikolaevich**, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor of Department «Reliability and repair of machinery», Dnepropetrovsk State Agrarian University (DSAU), Dnepropetrovsk, Ukraine

**Kalgankov Yevgeniy Vasilievich**, Engineer, Senior Teacher of Department «Reliability and repair of machinery», Dnepropetrovsk State Agrarian University (DSAU), Dnepropetrovsk, Ukraine

**Cherniy Alexandr Anatolievich**, Engineer, Senior Teacher, Dnepropetrovsk State Agrarian University (DSAU), Dnepropetrovsk, Ukraine

**Tsanidy Ivan Nikolaevich**, Engineer, Doctoral Student, Dnepropetrovsk State Agrarian University (DSAU), Dnepropetrovsk, Ukraine

Є.В. Калганков, інженер, ст. викладач,  
М.М. Науменко, канд. техн. наук, доцент  
(ДДАУ)

## СИНЕРГЕТИЧНА МОДЕЛЬ ВЗАЄМОДІЇ ПОВЕРХОНЬ ТІЛ ЗА УМОВИ ФРИКЦІЙНОГО КОНТАКТУ З'ЄДНАННЯ «П'ЯТА ПЛУНЖЕРА – ПОХИЛА ШАЙБА» ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ТРАНСМІСІЇ МОБІЛЬНИХ МАШИН

**Анотація.** Розглянуто питання визначення роботи сил тертя за різних умов змащування та їх впливу на температурний режим роботи гідроагрегату. Побудовано систему математичних рівнянь, що описують динамічні процеси функціонування гідроприводу.

**Ключові слова:** синергетична модель, фрикційний контакт, об'ємний гідропривід, сили тертя, трансмісія машин

Ye.V. Kalgankov, Engineer, Senior Teacher,  
N.N. Naumenko, Ph. D. (Tech.), Associate Professor  
(DSAU)

## SYNERGETIC MODEL OF INTERACTION OF BODIES' SURFACES IN THE CONDITIONS OF FRICTION CONTACT OF «PLUNGER HEEL – INCLINED PUCK» CONNECTION OF VOLUME HYDRAULIC DRIVE TRANSMISSION OF MOBILE MACHINES

**Abstract.** The question of definition of work of friction is considered under various conditions of greasing and their influence on temperature regime of hydraulic unit work. The system of mathematical equations is built describing the dynamic processes of hydraulic drive functioning.

**Keywords:** synergetic model, friction contact, volume hydraulic drive, frictional forces, transmission of machines

Згідно класичних досліджень А.Д. Дубініна, А. Тросса, Г.К. Фляйшера та інших практично вся робота, яка витрачається на подолання сил тертя, трансформується в тепло. На цьому принципі Р.А. Макаровим, А.М. Шалом, Т.М. Баштою розроблені методи термодинамічного діагностування гідроагрегатів, але всі вони потребують розгерметизації агрегатів та заміру температури масла на вході і виході з агрегату. Існують методики температурного діагностування тертя в опорах ковзання [1-3], в яких замір температури відбувається на валу, що входить в пару трибоспряження.

Більшість робіт, присвячених температурному діагностуванню, констатують факт виникнення джерела температури і майже не розглядають механізм її виникнення, деякі автори рекомендують нехтувати силами тертя, що виникають в з'єднаннях гідроагрегатів. Така постановка питання правомірна для умови роботи гідростатичного підшипника, коли тертя майже відсутнє, але згідно діаграми Гарси-Штрибека ефект гідростатичного підшипника в чистому вигляді відбувається, коли агрегат вийшов на певний режим роботи і всі п'яти спливли. Умови роботи при запуску машини та на перехідних режимах, коли в гідроприводі реалізується ефект граничного тертя, майже не розглядаються, а сам ефект констатується як відомий факт.

В зв'язку з цим виникає необхідність дослідження умов протікання процесів тертя, а саме визначення механічних втрат від дії сил тертя як в агрегаті в цілому, так і в окремих з'єднаннях.