

УДК 504.06

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШАРОШЕЧНОГО ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ ПИЩЕВЫХ ОТХОДОВ

А.М. Гонопольский,
Е.В. Зинякина

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

На основании полученных ранее результатов экспериментальных технологических исследований измельчителей пищевых отходов различных типов приведены расчеты основных эксплуатационно-прочностных характеристик подобных конструкций. Путем компьютерного моделирования, по экспериментальным данным были рассчитаны распределения: коэффициента гидравлического сопротивления, величины усталостных деформаций и температуры по поверхности рабочих органов измельчителей. Как показали сравнительные расчеты, разработанная авторами конструкция шарошечного измельчителя наиболее устойчива к износу рабочей поверхности при измельчении широкого спектра пищевых отходов. Применение шарошечного измельчителя пищевых отходов позволяет организовать их транспортировку по канализационным сетям и, тем самым, существенно снизить затраты на вывоз твердых коммунальных отходов, уменьшить потоки отходов на полигоны для захоронения и, в результате, снизить экологическую нагрузку на окружающую среду.

Ключевые слова: шарошечный измельчитель, пищевые отходы, пульпа, коэффициент сопротивления, усталостные деформации.

В работах [4, 5] были представлены результаты экспериментальных технологических исследований шарошечного измельчителя пищевых отходов и расчетно-теоретические исследования гидродинамики получаемой при этом пульпы в канализационных каналах. Конструкция измельчителя пищевых отходов [3] представлена на рис. 1. Как здесь показано, через входной патрубок 1 (как правило, соединенный с емкостью для образующихся пищевых отходов), пищевые отходы попадают в рабочую камеру 2 на измельчающую шарошку 3, которая имеет смещенный эксцентриситет 4, соединяется через соединительную муфту 6 с валом электродвигателя 7, который закреп-

RESEARCH OF DESIGN DATA GRINDER WITH CUTTER BLOCK FOR FOOD WASTE

A.M. GONOPOLSKY, E.V. ZINYAKINA

In article, on the basis of the results of pilot technological studies of grinders of food waste of various types received earlier, calculations of the main operational and strength characteristics of similar designs are given. By computer modeling, on experimental data, distributions were calculated: coefficient of hydraulic resistance, size of fatigue deformations and temperature on a surface of working bodies of grinders. As showed comparative calculations, the design of a grinder with cutter block developed by authors, is steadiest against wear of a working surface when crushing a wide range of food waste. Application of a grinder with cutter block for food waste allows to organize their transportation on sewer networks and it is thereby essential to lower costs of export of solid municipal waste, to reduce streams of waste by grounds for burial and, as a result, to lower an environmental pressure on environment.

KEYWORDS: grinder with cutter block, food waste, pulp, resistance coefficient, fatigue deformations.

плен в нижней части корпуса аппарата 8. Измельченные пульпообразные отходы удаляются через сливное отверстие 5 в канализационную систему.

Рабочий орган измельчителя пищевых отходов выполнен в виде шарошки с конической поверхностью, на которой закреплены пирамидальные штифты. Как показали экспериментальные исследования [5], данная конструкция позволит измельчать более широкий спектр пищевых отходов с более высокой дисперсностью, по сравнению с известными конструкциями [11]. Внешний вид измельчающей шарошки представлен на рис. 2.

В настоящей работе проведены сравнительные расчетно-теоретические исследования эксплуатаци-

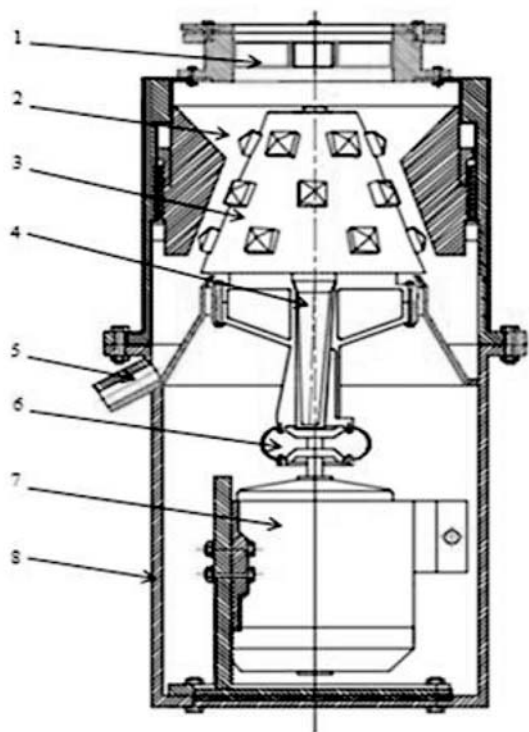


Рис. 1.

Схема шарошечного измельчителя пищевых отходов.

1 – входной патрубок, 2 – рабочая камера, 3 – измельчающая шарошка, 4 – вал шарошки со смещенным эксцентриситетом, 5 – сливное отверстие, 6 – соединительная муфта, 7 – электродвигатель, 8 – корпус аппарата.



А



Б

Рис. 2.

Внешний вид измельчающей шарошки. А – расчетная модель; Б – экспериментальный образец



А



Б



Рис. 3.

Распределение коэффициента гидравлического сопротивления по поверхности рабочего органа. А – диск с измельчающими кулачками; Б – измельчающая шарошка; В – значения коэффициента сопротивления, рассчитаны по формуле (1)

онных характеристик шарошечного измельчителя и измельчителя в виде диска с измельчающими кулачками (диспоузера). К основным эксплуатационным характеристикам, определяющим работоспособность подобных конструкций, можно отнести:

- коэффициент сопротивления пульпы на поверхности каждого измельчающего органа, в значительной степени определяющий степень дисперсности пульпы;
- уровень усталостных деформаций измельчающих органов, определяющий межремонтный ресурс измельчителей;
- неравномерность нагрева поверхностей измельчающих органов, определяющую ресурс пирамидальных штифтов и измельчающих кулачков измельчителей до замены или заточки.

Исследования проводились путем компьютерного моделирования с помощью программы Solid Works Flow Simulation [13]. В этой программе для моделирования работы обоих аппаратов были приняты следующие одинаковые параметры рабочей среды:

- температура подаваемых пищевых отходов – 35° С;
- скорость подачи пищевых отходов – 60 кг/ч;
- температура подаваемой воды – 25° С;
- скорость подачи воды – 72 л/ч;
- средняя температура получаемой пульпы – 40° С;
- минимальная плотность поступающих пищевых отходов – 245 кг/м³;
- максимальная плотность поступающих пищевых отходов – 1250 кг/м³;
- вязкость пульпы – 30 мм²/с;
- теплоемкость пульпы – 835 Дж/(кг ° С).

В первую очередь было исследовано распределение коэффициента гидравлического сопротивления по поверхности каждого рабочего органа измельчителей. Из трех реализованных в [13] вариантов описания коэффициента сопротивления был выбран тот, который соответствует паспортным параметрам измельчителя [11] и является линейной функцией скорости [7].

Теоретически значение коэффициента сопротивления может быть рассчитано по формуле [10]:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \frac{(1 - \frac{d}{D})^2}{1 + (\frac{d}{D})^2 + \frac{1 - (\frac{d}{D})^2}{\ln(\frac{d}{D})}}, \quad (1)$$

где λ – безразмерный коэффициент гидравлического сопротивления; Re – критерий Рейнольдса, безразмерная величина; d – диаметр конуса, мм; D – диаметр рабочей камеры, мм. Формула справедлива для значений коэффициента $Re = 120$ [4].

Результаты моделирования представлены на рис. 3–6.

Расчеты коэффициента сопротивления среды показали, что его значения на $\approx 60\%$ меньше для шарошечного измельчителя по сравнению с дисковым кулачковым, как при расчетах в варианте с чистой водой, так и с пульпой. Отсюда следует, что для одних и тех же отходов, на одинаковых режимах работы, при одинаковой мощности привода, шарошечный измельчитель, позволяющий получить пульпу с частицами в 1,3–1,5 раза меньшими, является более экономичным в эксплуатации. Очевидно, это вызвано формой поверхности рабочего органа в шарошечном измельчителе, по сравнению с дисковым измельчителем с дробящими кулачками, за счет большего количества дробящих воздействий за 1 оборот. Такой вывод следует и из результатов сравнительных технологических исследований [4, 5].

Так как при измельчении пищевых отходов (например, крупных костей, косточек фруктов, ягод и т.п.) в рабочем органе аппарата происходит ударная деформация его поверхности, в данной работе было проведено сравнительное исследование усталостной деформации поверхностей рабочих органов шарошечного и дискового кулачкового измельчителей пищевых отходов. Результирующая деформация рассчитывалась согласно гипотезе о линейной суперпозиции повреждений, т.е. по правилу Майнера [12]:

$$E[D] = \sum_i \frac{n_i}{N_i}, \quad (2)$$

где $E[D]$ представляет собой прогнозируемую поврежденность, в %; n_i – количество циклов соударений на соответствующей рабочей частоте вращения рабочего органа; N_i – число циклов, вызывающее разрушение, согласно кривой усталости материала отображающей способность материала сопротивляться усталостному разрушению [2].

При расчете усталостных деформаций по программному комплексу работы [13] была выбрана формула, соответствующая условиям проведения эксперимента:

$$k = grad(P)/(\rho \times V), \quad (3)$$

где P – давление пульпы, МПа; ρ – ее усредненная плотность; V – скорость в относительном движении вдоль поверхности рабочего органа.

Результаты компьютерного моделирования, представленные на рис. 4–6, показали, что шарошечная конструкция рабочего органа измельчителя пищевых отходов более устойчива к усталостным деформациям по сравнению с дисковой кулачковой. Как следует из рис. 6, при 10^7 – 10^9 циклах усталостные деформации некоторых областей рабочих органов измельчителя превышают 20% от площади его поверхности, в результате чего кулачки диска меняют форму, что сни-

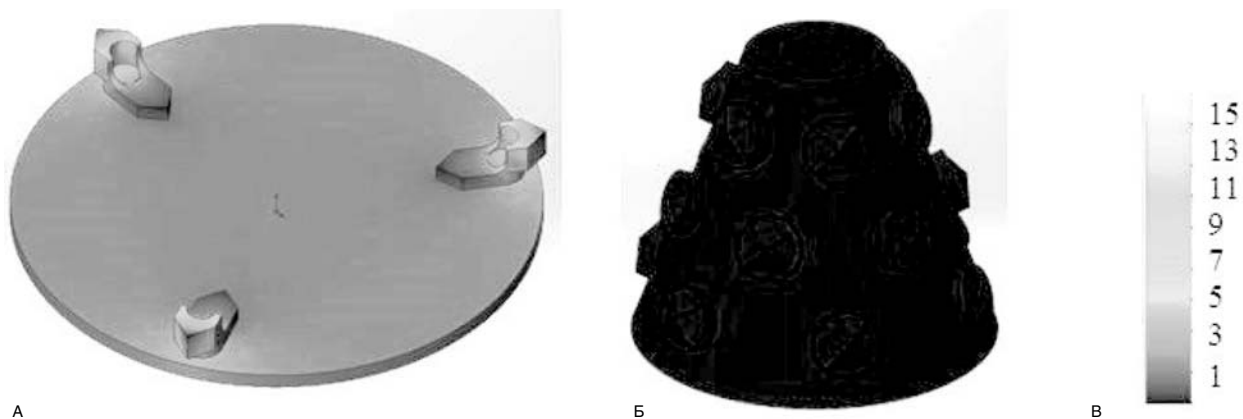


Рис. 4.

Распределение усталостных деформаций по поверхности рабочего органа при 10^4 циклах работы. А – диск с измельчающими кулачками; Б – измельчающая шарошка; В – шкала деформации поверхности, в % от площади поверхности рабочего органа

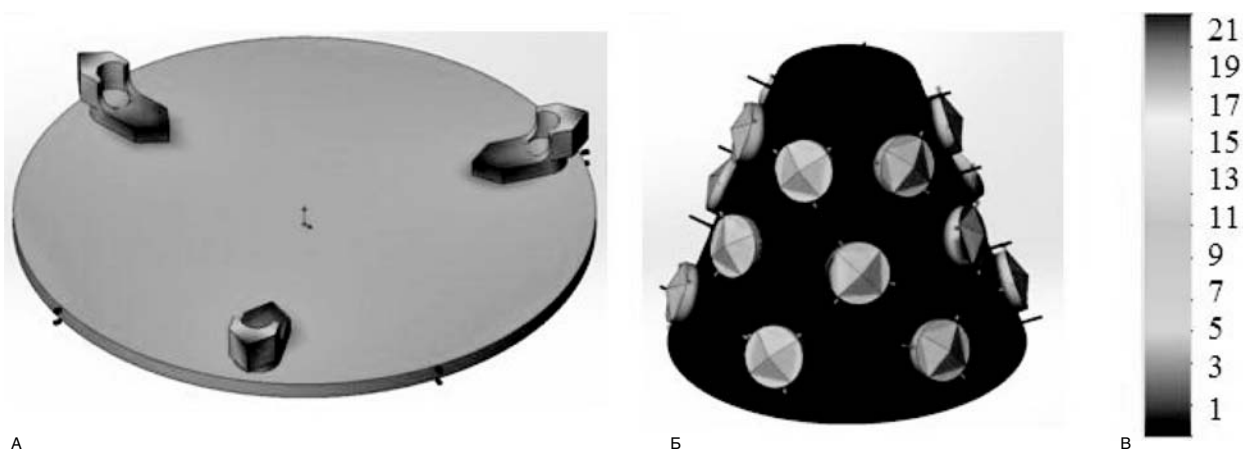


Рис. 5.

Распределение усталостных деформаций по поверхности рабочего органа при 10^4 – 10^7 циклах работы. А – диск с измельчающими кулачками; Б – измельчающая шарошка; В – шкала деформации поверхности, в % от площади поверхности рабочего органа

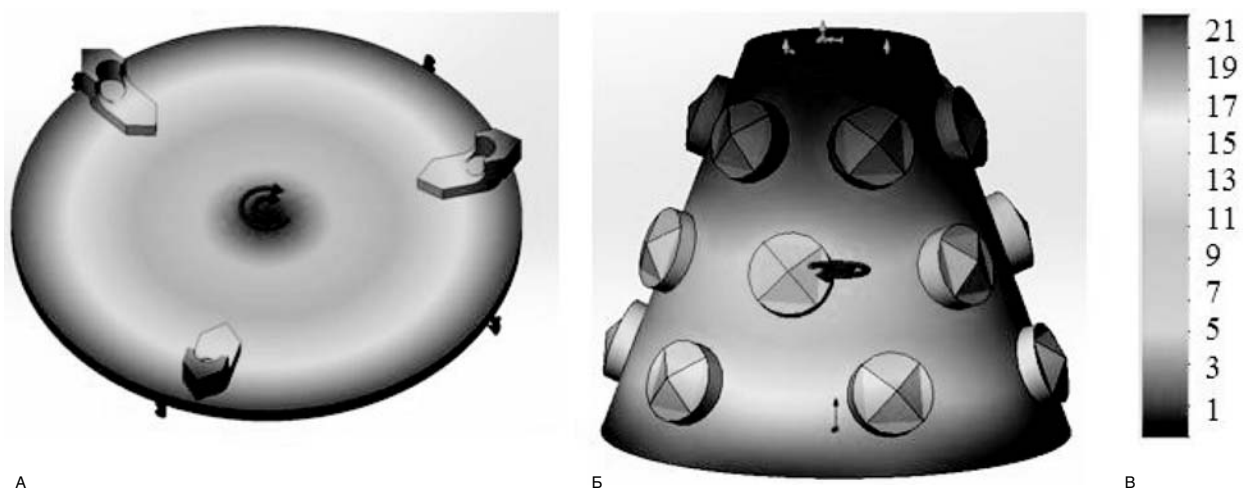


Рис. 6.

Распределение усталостных деформаций по поверхности рабочего органа при 10^7 – 10^9 циклах работы. А – диск с измельчающими кулачками; Б – измельчающая шарошка; В – шкала деформации поверхности, в % от площади поверхности рабочего органа

жают эффективность работы на 47% процентов и требуется их замена. Дробящая шарошка в аналогичных условиях снижает эффективность работы из-за изменения формы штифтов только на 13%.

Ударные деформации рабочего органа измельчителя пищевых отходов в процессе его работы сопровождаются неравномерным повышением температуры его поверхности, что ведет к росту термических напряжений и снижению прочности материалов кулачков и штифтов и, как следствие, к уменьшению времени их непрерывной работы до замены или заточки.

Покидая зону измельчения, нагретая до температуры $T_{деф}$ пульпа взаимодействует с поверхностью штифта измельчающей шарошки на площади S с относительной скоростью

$$\frac{v}{\xi}$$

где v – скорость движения пульпы, ξ – функция неразрушимости, которая описывается выражением [9]:

$$\xi = R - T < 0,$$

где R – функция распределения прочности штифта; T – функция распределения сил, действующих на штифт.

Выделяющееся тепло за счет работы силы трения пульпы по поверхности штифта в единицу времени рассчитывается по [6]:

$$Q_{mp} = \frac{F_n \cdot v}{E \cdot \xi} \quad (4)$$

Для определения температуры на поверхности штифта, полученной в результате измельчения, представим штифт как твердый стержень, на одной стороне которого поддерживается постоянная температура Q_{mp} , имеющий поперечное сечение $b \times l$. Для решения поставленной задачи используем уравнение теплопроводности:

$$\frac{\partial Q_{mp}}{\partial \tau} = \omega \frac{\partial^2 Q}{\partial x^2}, \quad (5)$$

где $\omega = \frac{\lambda}{c' \cdot d'}$ – температуропроводность; λ –

теплопроводность штифта; c' – теплоемкость штифта; d' – плотность штифта; τ – время, в течение которого пульпа проходит площадь контакта длиной l :

$$\tau = \frac{l \cdot \xi}{v}$$

Пренебрегая температурой внешней среды и миную промежуточные вычисления, получим:

$$Q_{mp} = \frac{F_n \sqrt{v \cdot \frac{1}{\xi} \pi}}{2E \cdot b \sqrt{\lambda \cdot c \cdot d} \cdot l} \quad (6)$$

Суммируя температуру, получаемую в результате деформации пищевых отходов и температуру трения дробленых пищевых отходов по поверхности шарошки, получим среднюю температуру поверхности рабочего органа:

$$T_n = T_{деф} + T_{тр} = \frac{\alpha \cdot p \left[(1 - \beta) - (\sin \gamma + \mu \cdot \cos \gamma) \frac{1}{\xi} \right]}{E \cdot c \cdot d} + \frac{F_n \sqrt{\frac{v}{\xi} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2}}}{E \cdot b \sqrt{\lambda \cdot c \cdot d} \cdot l} \quad (7)$$

Принимая, что удельная сила измельчения $\frac{P}{S} = P$

кгс/мм², уравнение (7) может быть преобразовано к виду:

$$(T_{деф} - T_{ок.с})_{cp} = \frac{\alpha \cdot P \cdot v \left[(1 - \beta) - (\sin \gamma + \mu \cdot \cos \gamma) \frac{1}{\xi} \right]}{E \cdot c \cdot d \cdot S \cdot v} \quad (8)$$

где $T_{деф}$ – средняя температура частицы, когда последняя покидает зону деформации, °С; $T_{ок.с}$ – температура окружающей среды, °С; α – коэффициент, учитывающий потерю теплоты ($\alpha_0 = 0,95$); β – коэффициент, учитывающий переход тепла в шарошку (по Вейнеру [8] $\beta = 0,1$ при $V = 100$ м/мин, $\beta = 0,05$ при $V = 300$ м/мин); E – механический эквивалент теплоты ($E = 247 \times 10^{-3}$ кгсм/ккал); c – теплоемкость нагретой пульпы, ккал/кгград; d – плотность пульпы ($5,6 \times 10^{-6}$ кгс/мм³); S – площадь поверхности контакта, мм².

Распределение температуры по поверхности диска с кулачками и измельчающей шарошки за счет деформации рассчитывалось по формуле (8) с помощью интерактивного программного модуля Mean Radiant Temperature программы [13].

Результаты моделирования процесса представлены на рис. 7.

ВЫВОДЫ

На основе результатов, представленных на рис. 7, можно сделать вывод, что предложенная конструкция шарошечного измельчителя пищевых отходов позволяет значительно расширить перечень перерабатываемых пищевых отходов и более эффективна в эксплуатации по сравнению с диском с дробящими кулачками.

Из результатов исследований следует, что шарошечный измельчитель пищевых отходов более устойчив к разрушению рабочей поверхности при измель-

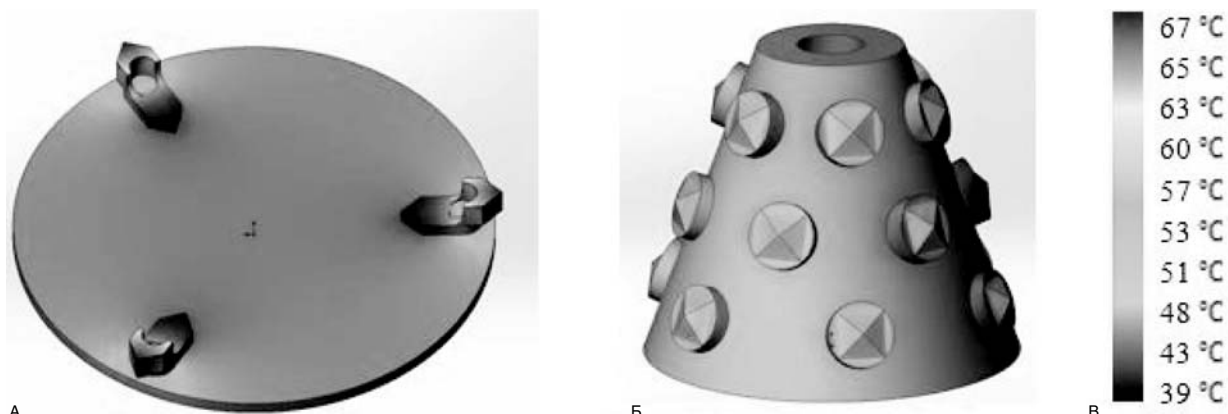


Рис. 7.

Распределение температуры по поверхности рабочего органа. А – диск с измельчающими кулачками; Б – измельчающая шарошка; В – шкала температур областей рабочего органа

чении более широкого спектра перерабатываемых пищевых отходов по сравнению с кулачковым дисковым измельчителем.

ЛИТЕРАТУРА

1. **АЛЯМОВСКИЙ А.А.** Solid Works Simulation. Как решать практические задачи. СПб.: БХВ-Петербург, 2012. 448 с.
2. **АФОНИН В.К., ЕРМАКОВ Б.С., ЛЕБЕДЕВ Е.А. и др.** Металлы и сплавы. Справочник. Под ред. Солнцева Ю.П. СПб.: Мир и семья, 2003. 1066 с.
3. **ГОНОПОЛЬСКИЙ А.М., ЗИНЯКИНА Е.В.** Бытовой измельчитель пищевых отходов. Заявка патент РФ от 09.09.2015, №2015138407/13(058875).
4. **ГОНОПОЛЬСКИЙ А.М., ЗИНЯКИНА Е.В., НЕКРАСОВ Д.А., ПОКУСАЕВ Б.Г., ХРАМЦОВ Д.П.** Особенности гидродинамики концентрированных водных суспензий в гладкой трубе // ТОХТ. 2015. №2(49). С 169–174.
5. **ГОНОПОЛЬСКИЙ А.М., ЗИНЯКИНА Е.В., НЕКРАСОВ Д.А., ПОКУСАЕВ.Б.Г., ХРАМЦОВ Д.П.** Технология пульповой переработки и удаления пищевых отходов из мест их образования // ЭКиП. 2014. С. 4–7.
6. **ГОТОВСКИЙ М.А., СУСЛОВ В.А.** Теплообмен в технологических установках ЦБП. Ч. 1. СПб.: СПбГТУРП, 2010. 88 с.
7. **КУЗЬМИН М.П.** Моделирование нестационарных процессов теплообмена. М.: Энергия, 1974. 416 с.
8. **ПЕСТРЕЦОВ С.И.** Компьютерное моделирование и оптимизация процессов. Тамбов: ТГТУ, 2009. 104 с.
9. **РЖАНИЦЫН А.Р.** Составные стержни и пластинки. М.: Стройиздат, 1986. 316 с.
10. **СУСЛОВ А.Г., ДАЛЬСКИЙ А.М., КОСИЛОВА А.Г., МЕЩЕРЯКОВА Р.К.** Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение-1, 2001. Т. 1. 656 с.

11. **HANSON S.P.** Water recycling food waste disposer system. Патент на изобретение US 7963469 B2. Заявитель и патентообладатель: Emerson Electric Co. 11/02/2008.US 12/028,855.
12. **STEINBERG D.S.** Vibration analysis for electronic equipment. John Wiley & Sons Inc., 2000.
13. <http://www.solidworks.com/sw/products/simulation/flow-simulation.htm>

Гонопольский Адам Михайлович, д.т.н., профессор, зав. кафедрой техники переработки отходов и техносферная безопасность Московского государственного машиностроительного университета

☎ тел.: +7 (985) 765-07-52, e-mail: amgonopolsky@mail.ru

Зинякина Екатерина Викторовна, аспирант, преподаватель Московского государственного машиностроительного университета

☎ 107023, г. Москва, ул. Большая Семеновская, д. 38 тел.: +7 (965) 293-43-58, e-mail: Katekor-13@mail.ru