
НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 622.236.4

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ ШНЕКОВОЙ ПОДАЧИ ШАШЕК ДЛЯ ТВЕРДОТОПЛИВНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ УДАРНЫХ ВОЛН

© 2024 г. В. О. Соловьев¹, А. Н. Никифоров^{1,*}, С. Б. Макаров¹

¹Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: n.andre@mail.ru

Поступила в редакцию 29.05.2024 г.

После доработки 01.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

Обозначены преимущества взрывных преобразователей энергии относительно прочих, а также проблема высокоскоростной механической подачи зарядов, например, при бурении сериями взрывов. Оценено повышение производительности за счет увеличения на шнеке числа заходов и опор. При этом все опоры, как концевые, так и промежуточные, равноудалены от смежных с каждой из них, являются жесткими и шарнирными, а также присоединены к шнековой оси, т. е. исключают радиальные перемещения оси шнека в точках их расположения. Исследование выполнено с использованием известных численных методов решения и компьютерных программ.

Ключевые слова: пульсирующие взрывные устройства, бурение горных пород, многозаходный и многоопорный шнек, модальный анализ

DOI: 10.31857/S0235711924060041, EDN: NPAENF

Актуальность работы. Энергетические возможности химических топлив практически достигли своего предела, поэтому разработчики ищут новые пути повышения мощности и КПД энергосиловых установок. На рис. 1 приведены преимущества взрывных преобразователей энергии по сравнению с другими типами, так как они обеспечивают наибольшую мощность при минимальных размерах камеры (преобразователя) и высокий термодинамический КПД.

Взрывные воздействия обеспечивают широкий спектр возможных процессов, протекающих в конструкционных материалах — разрушение, термоупрочнение, наплавка, сварка, резка, изменение структуры материалов с химическими, электронными, атомными превращениями. Этот факт с одной стороны подтверждает многофункциональность взрывных процессов, с другой — определяет возникновение дополнительных сложностей из-за возможных необратимых процессов в самих преобразователях энергии [1–8].

Взрывные преобразователи для машин и устройств различного класса — твердотопливные генераторы ударных волн включают в себя весь ряд твердотопливных пульсирующих взрывных устройств (ПВУ), одноразовых взрывных устройств, а также малогабаритные и высокобезопасные средства и системы для их инициирования.

Твердотопливные ПВУ — класс машин, включающий в себя автоматическую систему подачи и инициирования зарядов взрывчатого вещества (ВВ) в рабочей зоне,

совершающих полезную работу серийой последовательных взрывов. К таким машинам относятся, например: устройства и комплексы для взрывобурения горных пород различной категории крепости; детонационные ракетные двигатели различного целевого назначения; устройства для обработки материалов или получения материалов с новыми физико-механическими свойствами.

В настоящее время удалось решить проблему работоспособности для переносных ПВУ с относительно малым диаметром (до 250 мм) за счет использования набора одноразовых кассет, оснащенных зарядами ВВ. Было доказано, что при таком подходе частота подачи и инициирования кассет может достигать 50 кГц [9].

Однако для больших диаметров данный подход неэффективен из-за резкого роста массы изделия. Для таких изделий удалось найти принципиальный способ защиты рабочего органа от разрушения при инициировании на их поверхности цилиндрических зарядов ВВ [10], но не решена проблема регулируемой высокоскоростной подачи их в рабочую зону.

Объект исследования. В данной статье анализируются возможности создания шнековой высокоскоростной системы подачи цилиндрических шашек ВВ в рабочую зону. При использовании шнековой подачи одним из главных эксплуатационных параметров является производительность шнека, т. е. количество подаваемого материала в единицу времени.

При заданных/выбранных геометрических размерах шнека его производительность напрямую связана со скоростью его вращения относительно продольной оси. Соответственно для увеличения шнековой подачи шашек нужно максимально повышать рабочую частоту вращения шнека.

Однако при повышении скорости вращения шнека необходимо обеспечить ее достаточную удаленность от низшей собственной частоты изгибных колебаний шнекового вала [11, 12], чтобы избежать возникновения резонанса и поломки оборудования. Поэтому для обеспечения высокой производительности шнека требуется максимально повысить его низшую собственную частоту изгибных колебаний.

Частоты и формы собственных колебаний шнека определяются упруго-инерционными свойствами его конструкции и условиями закрепления. В работе [13] была показана правомерность применения классической теории изгибных колебаний

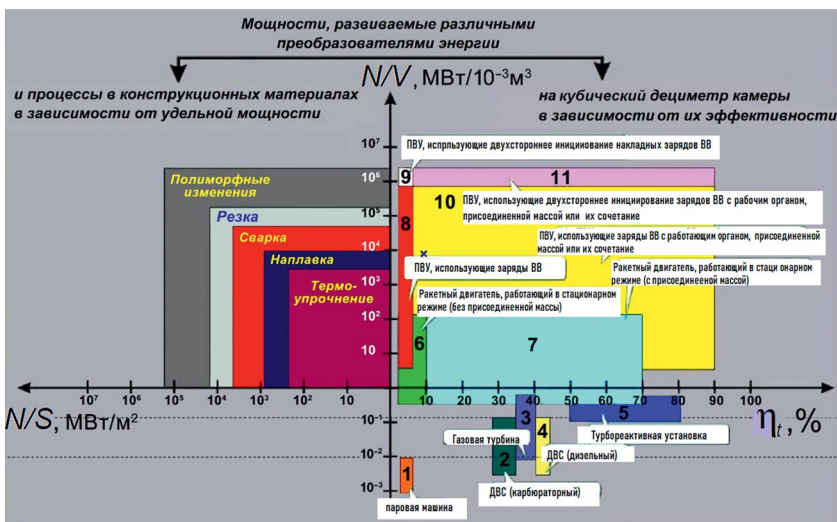


Рис. 1. Мощности N , развиваемые различными преобразователями энергии, на кубический дециметр камеры V , на квадратный метр камеры S и их термодинамический КПД η_t .

стержней [14–18] для проектных расчетов динамических свойств тонкостенного шнека с точностью до 5–10%. Там же приведены результаты вариантных расчетов, показавшие довольно высокую чувствительность низшей собственной частоты шнека к конструктивным параметрам двухопорного шнекового вала. Их незначительные изменения позволили более чем вдвое (на 127%) повысить низшую собственную частоту изгибных колебаний шнека.

В представленном исследовании предполагается, что упругая конструкция шнека состоит из круглого центрального вала и жестко сопряженных с винтовых лопастей, далее просто с винтов, которые при вращении шнека обеспечивают поступательное перемещение цилиндрических шашек вдоль оси шнека.

Подача шнеком возрастает с количеством заходов на нем, которое соответствует числу винтов и окончаний лопастей на торце шнека [19]. Однако увеличение числа заходов сокращает свободные расстояния в осевом и окружном направлениях для шашек, и усложняет синхронизацию их подачи на шнек.

Таким образом, скорость подачи шашек ВВ определяется граничными условиями [13, 19–21], числом заходов и геометрией шнека (рис. 2а, б). Ниже оценено изменение низшей собственной частоты изгибных колебаний шнека в зависимости от:

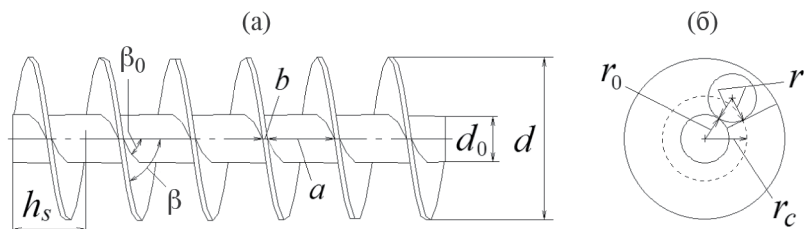


Рис. 2. Схема конструкции шнека: (а) — вид сбоку: h_s — шаг винтовой линии s -заходного шнека; β (β_0) — угол наклона винтовой линии на наружном (внутреннем) диаметре шнека; a — межвитковое расстояние; b — толщина витков винта(ов); d_0 и d — диаметр вала и наружный диаметр шнека;

(б) — вид с торца: r_0 — радиус вала, r — радиус шашки, r_c — расстояние между осью и точками контакта шашек с винтами.

Таблица 1. Фиксированные шнековые характеристики

Характеристика	Значение
Диаметр вала d_0 , мм	20
Длина вала L_0 , мм	700
Диаметр шнека d , мм	68
Длина шнека, т. е. винта(ов) и винтовой линии $L = h_s w$, мм	600
Межвитковое расстояние a , мм	28
Расстояние от оси шнека до точек контакта шашек с винтами $r_c = \sqrt{r_0^2 + 2rr_0}$, мм	17.3
Плотность материала, кг/м ³	7850
Модуль Юнга, Па	$2 \cdot 10^{11}$
Коэффициент Пуассона	0.3
Масса, кг	2.8
Момент инерции вокруг оси, кг · м ²	$7.3 \cdot 10^{-4}$

толщины витков (винтов), числа заходов и количества опор (шнека). Данная комплексная задача (многозаходность + многоопорность) решена модальным анализом по методу конечных элементов для шести невращающихся шнеков с фиксированными геометрическими и физическими характеристиками (табл. 1). Массы и моменты инерции указаны постоянными, поскольку соответствующие значения изменялись в пределах 1%. Это следствие того, что в моделях шнеков с тонкостенными винтами ($b = 2$ мм) и варьируемым числом заходов (от 1 до 6) заданы одни и те же свойства материала и габариты, включая одинаковое межвитковое расстояние, совпадающее с наибольшим продольным размером шашек.

Методы исследования. В статье реализован классический подход к моделированию собственных колебаний быстровращающегося шнека [22]. Согласно теории механических колебаний без демпфирования, движение технической системы, обладающей n степенями свободы q_n , может быть описано матричным уравнением

$$[M]_{n \times n} \{\ddot{q}\}_{n \times 1} + [K]_{n \times n} \{q\}_{n \times 1} = \{0\}, \quad (1)$$

где инерционные m_{ij} и упругие k_{ij} элементы систематизированы как

$$[M]_{n \times n} = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & \dots & m_{1n} \\ m_{21} & m_{22} & \dots & m_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ m_{n1} & m_{n2} & \dots & m_{nn} \end{bmatrix}, \quad [K]_{n \times n} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & \dots & k_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{n1} & k_{n2} & \dots & k_{nn} \end{bmatrix}, \quad \{q\}_{n \times 1} = \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \dots \\ q_n \end{Bmatrix}.$$

При опускании индексов гармоническим решением (1) является

$$\{q\} = \{u\} \exp(i\lambda t). \quad (2)$$

Подстановка выражения (2) в дифференциальное уравнение (1) и умножение с левой стороны получающегося алгебраического уравнения на $[M]^{-1}$ (т. е. нормирование по матрице инерции) приводят к соотношению

$$(\mathbf{D} - \lambda^2 \mathbf{E})\{u\} = \{0\}.$$

где \mathbf{E} — единичная матрица, $\mathbf{D} = [M]^{-1}[K]$.

Таким образом, задача сводится к отысканию собственных значений и векторов матрицы \mathbf{D} из равного нулю определителя

$$|\mathbf{D} - \lambda \mathbf{E}| = 0,$$

когда для каждого собственного значения $\Lambda_i = \lambda_i^2$ всегда найдется соответствующий собственный вектор $\{u\}_i$ из матричного выражения

$$(\mathbf{D} - \Lambda_i \mathbf{E})\{u\}_i = \{0\}.$$

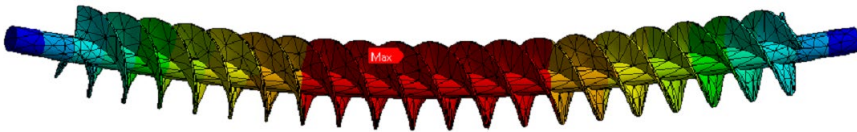
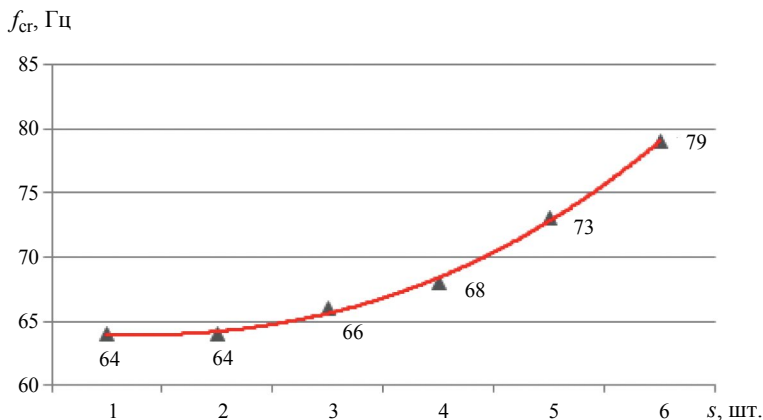
В частности, с помощью любой из функционирующих аналогичным образом компьютерных программ, вычисление наименьшего собственного значения и соответствующего вектора означает определение первой (низшей) частоты и формы собственных колебаний шнека.

Трехмерные геометрические модели шнеков при различных толщинах витков, количествах заходов и опор построены с помощью кинематических инструментов-операций в программе Компас-3D [23]. Разработанные цифровые модели разбивались на конечные элементы в форме тетраэдров. Несущий вал и тонкостенные витки винтов во всех расчетах собственных колебаний рассматривались как единое упругое тело. Граничные условия задавались как шарнирное опирание концов для каждого шнекового вала. Варьируемые характеристики построенных геометрических и конечно-элементных моделей шнеков приведены в табл. 2.

Таблица 2. Варьируемые шнековые характеристики

Характеристика	Значение					
Число заходов s , шт.	1	2	3	4	5	6
Толщина витков винта(ов) b , мм	2	2	2 или 3	2	2	2
Шаг винтовой линии $h_s = (a + b)s$, мм	30	60	90	120	150	180
Число витков в винте(ах), т. е. в винтовой линии w , шт.	20	10	6.66	5	4	3.33
Угол наклона винтовой линии на внутреннем диаметре шнека $\beta_0 = \arctg(\pi d_0/h_s) \cdot 180/\pi$, град	64°	46°	35°	28°	23°	19°
Угол наклона винтовой линии на наружном диаметре шнека $\beta = \arctg(\pi d/h_s) \cdot 180/\pi$, град	82°	74°	67°	61°	55°	50°
Количество тетраэдров, шт.	3926	3611	4828	3694	5301	6267

Результаты исследования. На примере трехзаходного шнека получено, что первая собственная частота составляет 66 Гц и соответствует чисто изгибным колебаниям конструкции (рис. 3). Здесь (и на рис. 5) смоделировано точечное соединение шарнирных опор с осью шнекового вала. Для исключения резонансного поведения низшая собственная частота вращающейся системы должна превышать максимальную рабочую на 10% и больше [24]. В противном случае неизбежны потеря динамической устойчивости и необратимый (неупругий) прогиб шнека под действием собственной (остаточной) неуровновешенности при сближении частоты вращения с первой критической (собственной).

**Рис. 3.** Форма колебаний трехзаходного шнека на его низшей собственной частоте 66 Гц.**Рис. 4.** Зависимость собственной частоты шнека f_{cr} от числа заходов s на нем.

Увеличение толщины витков в модели трехзаходного шнека с 2 до 3 мм показало, что первая частота изгибных колебаний шнека понизилась в 1.06 раз с 66 до 62 Гц, вследствие повышения его массы в 1.18 раза с 2.8 до 3.3 кг.

Результаты частотного анализа для шнеков с толщиной витков 2 мм и изменяющимся числом заходов от 1 до 6 представлены на рис. 4. Установлено, что низшая собственная частота колебаний шнека f_{cr} описывается зависимостью

$$f_{cr} = 0.037s^3 + 0.3611s^2 - 1.1045s + 64.667 \quad (3)$$

с достоверностью аппроксимации $R^2 = 0.9977$ [25].

Кроме того, предельная производительность шнека Q_{max} пропорциональна произведению числа его заходов на соответствующую первую собственную частоту его изгибных колебаний, т. е. $Q_{max} \sim sf_{cr}$. В частности, мультипликативный скоростной предел шестизаходного шнека $6 \cdot 79 = 474$ Гц в 2.39 раза больше, чем для трехзаходного шнека $3 \cdot 66 = 198$ Гц.

Изгибную жесткость и частоту собственных колебаний шнека можно повысить за счет дополнительных промежуточных опор. На рис. 5 показано изменение низшей собственной формы трехзаходного шнека вследствие симметричного введения двух шарнирных опор, что приводит к увеличению его низшей собственной частоты с 66 до 565 Гц (в 8.56 раз).

На рис. 6 приведены результаты конечно-элементного моделирования трехзаходного шнека при увеличении общего количества p симметрично размещаемых шарнирных опор с 2 до 5. В частности ясно, для трехзаходного шнека трехопорная компоновка с дополнительной опорой посередине не позволяет выйти за границы диапазона 0–300 Гц, тогда как с большим количеством дополнительных опор это становится возможным.



Рис. 5. Форма колебаний трехзаходного шнека с четырьмя шарнирными опорами на его низшей собственной частоте 565 Гц.

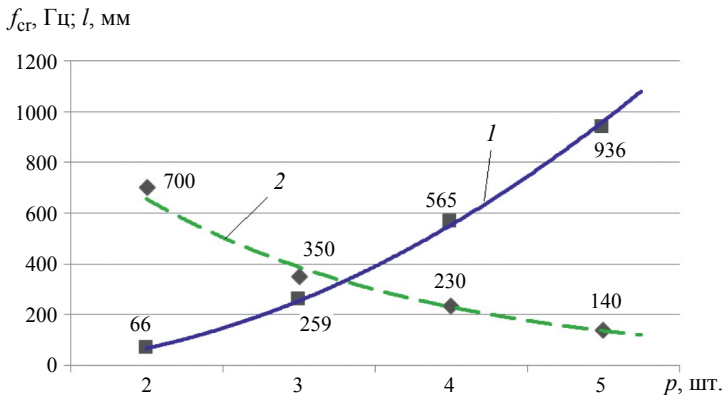


Рис. 6. Зависимости собственной частоты f_{cr} (кривая 1) и межопорного пролета для трехзаходного шнека l (кривая 2) от числа шарнирных опор p .

Полученные изменения первой собственной частоты и межопорного пролета аппроксимированы следующими зависимостями:

$$f_{cr} = 66.97p^{1.9219}, (R^2 = 0.9995), \quad (4)$$

$$l = 1106.8e^{-0.525p}, (R^2 = 0.9887). \quad (5)$$

Вместе с тем расчеты показали, что на частотах выше 936 Гц возникают локальные резонансные изгибные колебания витков (винтов) шнека относительно его центральной стержневой части. Эти собственные колебания возникают независимо от количества промежуточных опор шнекового вала. Согласно моделированию, предельной рабочей частотой вращения трехзаходного шнека является 842 Гц (отстройка 10% от 936 Гц). Соответственно шестизаходный шнек при частоте 842 Гц способен обеспечить подачу шашек ВВ в рабочую зону с частотой $842 \cdot 6 = 5052$ Гц, т. е. с производительностью 5052 шт/с.

Заключение. 1. Низшие частоты собственных изгибных колебаний шнека не повышаются при увеличении толщины витков, так как наряду с поперечной жесткостью шнека возрастает и его масса. **2.** Увеличение числа заходов s на шнеке от 1 до 6 повышает его первую собственную (критическую) частоту на 23% по зависимости $f_{cr} = 0.037s^3 + 0.3611s^2 - 1.1045s + 64.667$, а также предельную подачу шнека, равную производству $f_{cr}s$, в 7 раз. **3.** Добавление промежуточных опор для поперечной поддержки шнека в суммарном количестве p с концевыми от 2 до 5 шт. повышает первую критическую частоту шнека в 14 раз по зависимости $f_{cr} = 66.97p^{1.9219}$, и чем больше опор, тем меньше пролет l между ними в соответствии с выражением $l = 1106e^{-0.525p}$. **4.** Шнек может вращаться без резонанса с частотой 842 Гц и в случае шести заходов может обеспечивать подачу шашек ВВ со скоростью 5052 шт/с.

Таким образом, рассмотренные подходы к повышению производительности шнека за счет существования нескольких заходов и промежуточных опор являются эффективными и перспективными.

Финансирование. Данная работа финансировалась за счет средств бюджета Института машиноведения им. А. А. Благоднарова РАН. Никаких дополнительных грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Christensen K. L., Kent S. Advanced Rocket Engines for Earth to Orbit Transportation // AIAA. Columbus. 1980. 35 p.
2. Алексеев Г. Н. Общая теплотехника. М.: Высшая школа, 1980. 552 с.
3. Баум Ф. А., Орленко Л. П., Станюкович К. П., Чельшев В. П., Шехтер Б. И. Физика взрыва / Под ред. Л. П. Орленко. 2-е изд., перераб. М.: Наука, 1975. 704 с.
4. Воскобойников И. М., Воскобойникова Н. Ф. Оценка метательного действия взрывчатых веществ // Детонация. Материалы II Всесоюзного совещания по детонации. Черногловка, ОИХФ АН СССР, 1981. С. 64.
5. Пурьгин Н. П., Санин И. В., Самылов С. В. Оптимальное ВВ для разгона тел // Детонация. Материалы II Всесоюзного совещания по детонации. Черногловка, ОИХФ АН СССР, 1981. С. 67.
6. Виноградов Ю. И., Артемов В. А. Влияние диаметра заряда на коэффициент полезного действия взрыва // Записки Горного института. 2012. Т. 198. С. 170.
7. Ададуров Г. А. Экспериментальное исследование химических процессов в условиях динамического сжатия // Успехи химии. 1986. № 4 (LV). С. 555.
8. Бацанов С. С. Неорганическая химия высоких динамических давлений // Успехи химии. 1986. № 4 (LV). С. 579.

9. Соловьев В. О., Кельнер М. С., Коровкин Ю. В. Малогабаритные системы электрического инициирования для управляемого взрывного бурения горных пород в сложных условиях // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2013. № 1. С. 106.
10. Соловьев В. О., Кельнер М. С. Защита стальных отражателей от разрушающего воздействия продуктов детонации, использующихся в твердотопливных пульсирующих взрывных устройствах // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015. № 1. С. 88.
11. Диментберг Ф. М. Изгибные колебания вращающихся валов. М.: АН СССР, 1959. 247 с.
12. Позняк Э. Л. Колебания роторов, гл. VII в справочнике «Вибрации в технике» в 6 томах. М.: Машиностроение, 1980. Том 3. С. 130.
13. Соловьев В. О., Макаров С. Б. Разработка многофазового твердотопливного пульсирующего взрывного устройства для бурения горных пород различной категории крепости // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2023. № 3. С. 97.
14. Евстратов В. А., Воронова Э. Ю., Апчанов А. С., Григорьев В. И., Сухарникова В. А., Бреславцева И. В. Повышение эффективности шнековых модулей горных машин // Горное оборудование и электромеханика. 2021. № 2 (154). С. 42.
15. Соколов М. В., Клинов А. С., Ефремов О. В., Беляев П. С., Однолько В. Г. Автоматизированное проектирование и расчет шнековых машин. М.: Машиностроение-1, 2004. 248 с.
16. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник / Под общей ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. Т. 3. 567 с.
17. Крылов А. Н. Вибрация судов. М.: ОНТИ, 1936. 442 с.
18. Ананьев И. В., Егоршева Н. И. Табулированные значения комбинаций круговых и гиперболических функций. М.: Машиностроение, 1974. 320 с.
19. Новиков В. В., Ермолаева Д. Р., Грецов А. С. Определение линейной зависимости плотности от давления в конусном двухзаходном шнеке // Известия Оренбургского ГАУ. 2016. № 4 (60). С. 92.
20. Гридюшко Д. В., Дворник А. П. Усовершенствование шнековых исполнительных органов очистных комбайнов // Актуальные вопросы машиноведения. 2020. Т. 9. С. 55.
21. Куклина И. Г., Дёмина Е. Е., Мокеров Д. С. Математическая модель работы шнека специальных машин — длинного межопорного ротора // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева. 2021. № 2. С. 85.
22. Никифоров А. Н. Прикладная полуэмпирическая теория безотрывного движения ротора по статору. СПб.: СУПЕР Издательство, 2021. 280 с.
23. Шилько Д. А. Построение 3D модели шнека экструдера на основе уравнений Навье-Стокса // Известия ТулГУ. Технические науки. 2022. Вып. 2. С. 577.
24. Александров А. М., Филиппов В. В. Динамика роторов. М.: МЭИ, 1995. 132 с.
25. Зернин М. В. Получение математической зависимости для таблично (точечно) заданной функции методами аппроксимации и интерполяции в EXCEL. Брянск: БГТУ, 2014. 19 с.