

Таблица 1. Погрешность измерения объема для сортиментов, в зависимости от способа измерения

D сортиментов, см	Объем сортимента (теневой метод), м ³	Объем сортиментов (7 датчиков), м ³	Объем по результатам моделирования, м ³	Погрешность объема (теневой метод)	Погрешность объема (7 датчиков)
20,5	0,0780	0,0694	0,067	0,0024	0,0110
21	0,0850	0,0756	0,073	0,0026	0,0120
21,5	0,0815	0,0725	0,07	0,0025	0,0115
21,5	0,0873	0,0776	0,075	0,0026	0,0123
22	0,0768	0,0683	0,066	0,0023	0,0108
22,5	0,0885	0,0787	0,076	0,0027	0,0125
23,5	0,0943	0,0839	0,081	0,0029	0,0133
23,5	0,0955	0,0849	0,082	0,0029	0,0135
26,5	0,1164	0,1035	0,1	0,0035	0,0164
27	0,1327	0,1180	0,114	0,0040	0,0187
32,5	0,1677	0,1491	0,144	0,0051	0,0237

центра зондирующего пятна подсвета. В соответствии с расчетами, погрешность измерения для системы, состоящей из двух триангуляционных датчиков, составляет в среднем – 0,02...0,1 мм, что в незначительной степени повлияет на конечные результаты измерения.

Заключение. Анализ способов измерения координат поверхности показал, что наиболее эффективным для решения задачи точного измерения положения геометрической оси, диаметра и других геометрических параметров является метод непрерывного измерения координат точек поверхности, реализованный с помощью компактного сканирующего узла с двумя преобразователями. В качестве датчиков, целесообразно использовать специальные приборы для измерения расстояния (дальномеры), которые работают по принципу триангуляции. Такие устройства несмотря на возникающую небольшую погрешность позволяют измерить криволинейные поверхности при сравнительно высоких скоростях сканирования. В качестве примера можно рассматривать прецизионный отражательный тестер LT3 (Германия), с дальностью зоны измерений до 5 м и раз-

решением до 1 мм: диапазон дальностей лазерных датчиков LT3 составляет 0,3...3 м для серых объектов и 0,3...5 м для белых.

Комплекс оборудования, предназначенный для точного измерения и базирования сортиментов, спроектированный на основе узла сканирования, может использоваться для решения задач экономии сырья, а также для повышения эффективности работы деревообрабатывающего оборудования.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Слепова, С.В. Основы теории точности измерительных приборов: учебное пособие / С.В. Слепова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 192 с.
2. Калугин, Ю.К. Комплексная система ресурсосбережения в производстве лущеного шпона [Текст]: монография / Ю.К. Калугин. – Барановичи: РИО БарГУ, 2011. – 223 с.
3. Барышников, Н.В. Экспериментальный анализ погрешности измерения триангуляционного метода в задачах технологического контроля профиля поверхности сложной формы // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2013. – Вып. 9.

Материал поступил в редакцию 26.01.15

KALUGIN Yu.K., LESHCHIK D.A., BAKULIN B.A. Influence of design special-scanning unit of measurement accuracy geometric parameters sortments

The results of studies of the effect of design features station received nodes, as well as new devices and methods of measurement of geometrical parameters of logs. The analysis of the strengths and weaknesses of converters and end-node scanning constructions. The methods for improving the accuracy of measurement and control distances characterizing the surface coordinate assortment and allow guides to create high precision scanning devices.

УДК 677.054.842

Бакулин Б.А., Калугин Ю.К.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ БАТАННОГО МЕХАНИЗМА И ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

Введение. Одной из приоритетных задач современного текстильного производства является повышение долговечности деталей и узлов машин, так как их низкая долговечность приводит к значительным простоям и увеличению эксплуатационных расходов, в результате снижает производительность оборудования и качество продукции. Создание надежно работающих новых машин, и усовершенствование существующих, невозможно без решения вопросов о снижении динамических нагрузок в деталях машин. В машинах текстильной и легкой промышленности динамические колебания вызывают обычно отрицательные последствия: от повышенного износа звеньев механизмов, до нарушения технологического процесса и вредного влияния на обслуживающий персонал.

Важным этапом для модернизации и проектирования ткацких станков является изучение динамических процессов в основных механизмах и определение их динамических характеристик, а также выявление способов и средств, способствующих повышению износостойкости взаимодействующих поверхностей деталей.

Большое количество научных работ посвящены изучению динамических процессов в механизмах ткацкого станка, причинах возникновения динамических нагрузок и методах повышения устойчивости поверхностей деталей к изнашиванию.

Вопросы динамики получили свое отражение еще в работах Рэлея. Рассматривая вопросы общей динамики, следует отметить фундаментальные труды И.И. Артоболевского, который изучил и систематизировал виды различных механизмов, накопленные практическим машиностроением, разработал методы синтеза механизмов. Геометрические методы синтеза плоских механизмов систематически излагаются в монографиях Р.Бейера и В.Лихтенхельда, Н.И. Левитского. Значительный вклад в теорию динамики батанных механизмов внес А.П. Малышев. Большое внимание динамике батанного механизма всегда уделяется специалистами-технологами. Существенный вклад в теорию динамики батанного механизма внесли В.А. Гордеев, Я.И. Коритыцкий, В.А. Орнатская, С.Д. Николаев. Обширные исследования механики текстильных машин проводились в МТИ имени А.Н. Косыги-

на. В том числе много внимания уделялось и исследованию динамики батанных механизмов. Вопросами динамики текстильных механизмов в настоящее время активно и плодотворно занимаются исследователи А.П. Малышев, В.П. Полухин, А.И. Прошков, В.И. Терентьев, А.А. Туваева и др. Батанные механизмы ткацких станков СТБ, которые составляют основу современного отечественного ткацкого производства, оснащены кулачковыми приводами.

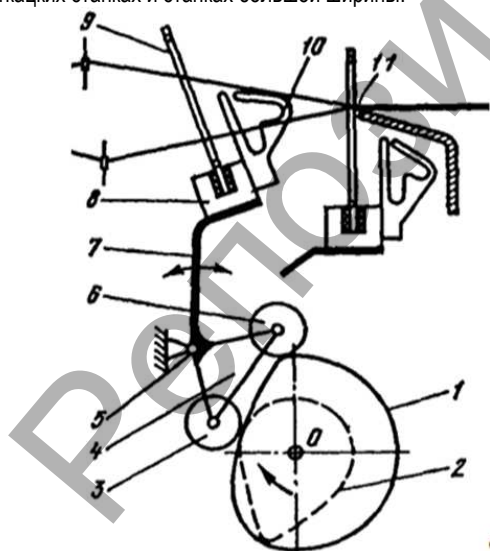
Несмотря на большое количество публикаций по вопросам трения, износа, долговечности и надежности данная проблема является по-прежнему актуальной в связи с высокой оснащенностью текстильных предприятий постсоветского пространства ткацкими станками типа СТБ, детали и узлы которых в виду подверженности интенсивным динамическим нагрузкам зачастую претерпевают преждевременный физический износ, когда сам станок ещё не достиг полного морального износа.

Одним из наиболее ответственных и динамически нагруженных механизмов бесчелночных ткацких станков СТБ является батанный механизм. Он выполняет ряд технологических функций: осуществляет прибор уточных нитей и непосредственно формирование ткани; служит для направления движения малогабаритных прокладчиков утка, с помощью которых нить прокладывается в зеве. Основной причиной выхода из строя батанного механизма является не поломка, а износ подвижных сопряжений и рабочих органов под влиянием сил трения.

Целью данной работы является исследование инерционных процессов, происходящих при перемещении батана. Поскольку эти процессы связаны между собой, поэтому были выбраны два основных направления:

- выявление причин, вызывающих нестабильную работу кулачкового механизма привода батана, в результате чего нарушается точность взаимодействия связанных элементов механизма;
- исследование динамических характеристик закона движения ведомого звена батанного механизма и прокладчика утка станка СТБ, с целью определения способов повышения плавности его работы и сокращения технологического времени выстоя, что в свою очередь уменьшит изнашивание поверхностей взаимодействующих деталей.

Конструкция батанного механизма станков СТБ показана на схеме (рис. 1). Кулачковый батанный механизм при использовании кулачка соответствующего профиля может обеспечить любой заданный закон движения и любую продолжительность периодов движения и выстоя берда, что необходимо при работе на высокоскоростных ткацких станках и станках большой ширины.



1, 2 – кулачек; 3, 6 – ролик; 4, 5 – угловой рычаг; 7 – лопасти; 8 – брус батана; 9 – бердо; 10 – гребенки

Рис. 1. Схема батанного механизма станка СТБ

Он осуществляет прибор уточных нитей и непосредственно процесс формирования ткани, а также служит направляющей при движении прокладчика, с помощью которых нить прокладывается в зеве.

Взаимодействие элементов механизма связано с вращательным движением кулачков.

Кулачки 1 и 2 совершают вращательное движение на валу 0. Кулачок 1 контактирует с роликом 6, а кулачок 2 – с роликом 3, которые установлены на угловом рычаге 4, последний расположен на подбатанном валу 5. На лопасти 7 установлены брус батана 8 и бердо 9. Лопасти значительно короче лопастей обычных челночных станков. На брус батана со стороны опушки ткани закреплены гребенки; составленные из стальных пластинок 10. Они являются направляющими при движении нитепрокладчиков через зев. Батанный механизм значительно облегчен, так как он не имеет челночных коробок и механизма, предупреждающего отрыв основных нитей при зажиме нитепрокладчика (последний перемещается в зеве по направляющим гребенкам) [2].

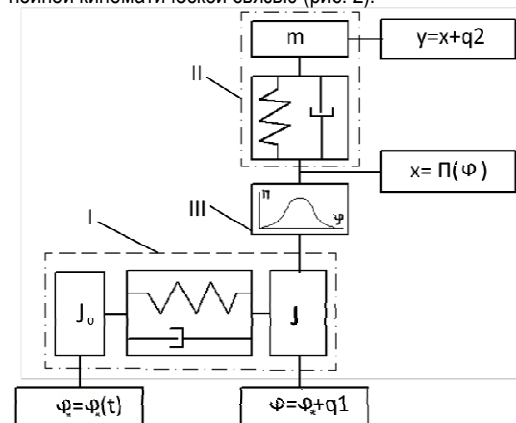
Во время движения нитепрокладчика в зеве батан выставляется в заднем положении. Время выстоя батана значительно превышает время полета нитепрокладчика через зев, тем самым обеспечивается прямолинейная траектория движения нитепрокладчика и необходимое время для работы кромкообразующего устройства. Для выявления законов движения и временных характеристик была выбрана методика исследования на основе динамической модели. А для определения оптимального положения батана и времени полета нитепрокладчика были разработаны параметрические модели системы тел «прокладчик-зуб батана».

На основе экспериментальных исследований, проведенных в заводских условиях, отмечается наличие значительного роста нагрузок в начальный момент работы механизма, а также в моменты изменения знака ускорений.

Кроме того, на участке выстоя ведомого звена наблюдаются значительные колебания, величины которых должны быть строго ограничены в связи с выполнением технологической операции (прокладывание уточной нити).

С повышением скоростных режимов значительно возрастает роль упругих свойств элементов механизмов. В связи с этим недостаточно рассматривать в кулачковых механизмах только их кинематические характеристики.

Для дальнейших расчетов сформирована динамическая модель батанного механизма, учитывающая степень податливости ведущих и ведомых звеньев. В данной модели цикловой механизм мы представили в виде двух колебательных контуров, соединенных нелинейной кинематической связью (рис. 2).



I – ведущая часть механизма, II – ведомая часть механизма, III – кинематический аналог механизма

Рис. 2. Динамическая модель батанного механизма

Система дифференциальных уравнений для этой модели будет иметь вид [3]:

$$J\ddot{q}_1 + c_1 = \Pi(\varphi)[c_{II}q_2 + R_2] - R_1;$$

$$m\ddot{q}_2 + (c_{II} + c_n)q_2 = -(F + m\dot{x} + c_{II}x + R_2), \quad (1)$$

где $\ddot{x} = \Pi''(\varphi)(\omega + \dot{q}_1)^2 + \Pi'(\varphi)\ddot{q}_1$, $\varphi = \varphi_0 + q_1$.

Здесь q_1, q_2 – координаты, характеризующие деформации в контуре I (ведущее звено) и в контуре II – (ведомое звено); y – абсолютное перемещение ведомого звена; φ – угол поворота ведущего звена $x = \Pi(\varphi) = y - q_2$;

R_1, R_2 – эквивалентные диссипативные силы в контурах I и II. Законы движения батана приближаются к синусоидальным, поэтому уравнения движения имеют следующий вид [2]:

$$S_6 = \frac{B}{2} \left(1 - \cos \frac{180}{\varphi} \alpha \right) = \frac{B}{2} \left(1 - \cos \frac{6\pi n}{\varphi} t \right), \quad (2)$$

$$v_6 = \frac{\pi n B \cdot 180}{30 \cdot 2\varphi} \sin \frac{180}{\varphi} \alpha = \frac{3\pi n B}{\varphi} \sin \frac{6\pi n}{\varphi} t,$$

$$a_6 = \left(\frac{\pi n \cdot 180}{30 \cdot \varphi} \right)^2 \frac{B}{2} \cos \frac{180}{\varphi} \alpha = \frac{18\pi^2 n^2 B}{\varphi^2} \cos \frac{6\pi n}{\varphi} t.$$

Время поворота батанного механизма $T = \varphi_1 / (6n)$, где n – частота вращения главного вала станка. Из структуры динамической модели и математического описания следует, что угловые параметры, характеризующие значения функции пути изменяются по определенному закону, учитывающему деформации отдельных участков. Нарушения связей между элементами механизма, за счет износа поверхностных слоев деталей приводят к частотным искажениям и нарушению технологических процессов.

Одним из самых скоростных звеньев в ткацком станке, является прокладчик утка. Корпус прокладчика представляет собой сварную пластину из двух половинок или цельнотянутую сплюснутую трубку с приваренным мыском, имеющую в сечении форму неравносторонней восьмигранной призмы. Материалом для изготовления корпуса прокладчика служит – сталь 40ХНМА. Шероховатость поверхности корпуса -0,32 мкм. Движение нитепрокладчиков ограничено узким пространством направляющих гребенки и поэтому предъявляются высокие требования к точности изготовления и их базирования.

Для корпуса прокладчика, который следует относить к деталям высокой точности, допуски, ограничивающие отклонения от плоскостности базовых поверхностей не должны превышать 25% допуска на размер, что определяет их требуемую величину 0,01 мм. При этом необходимо учитывать также, что корпус прокладчика представляет собой полую деталь весом 40 г, у которой разностенность не должна превышать 0,1 мм [4].

Прокладчик утка приводится в движение при помощи торсионного вала.

Торсионный вал в зависимости от угла закручивания и его упругих свойств через соответствующие рычаги сообщает движение прокладчику утка, уравнение движения которого с достаточной степенью приближения можно представить в виде [5]:

$$v_2 - v_1 = \frac{1}{m_0} \int_0^{t_2} (F_y + T + Q) dt, \quad (3)$$

где v_2 – начальная скорость прокладчика утка при свободном полете, м/с; v_1 – конечная скорость прокладчика утка при свободном полете, м/с; F_y – натяжение прокладываемой уточной нити, Н; T – приведенная сила трения прокладчика утка о направляющие зубья канала, Н; Q – сила лобового сопротивления воздуха при движении прокладчика утка в зеве, Н.

Приняв движение прокладчика равнозамедленным, а действующие силы в процессе прокладывания утка постоянными, получим:

$$v_1 - v_2 = \frac{1}{m} (F_y + T + Q) t_2, \quad (4)$$

где t_2 – время свободного полета прокладчика утка, с.

Боевой механизм дает прокладчику утка максимальную скорость при полете в зеве. Эта скорость при прокладывании уменьшается за счет действия вышеперечисленных сил.

Прокладчик утка за период движения через зев испытывает трение о направляющие зубья. Приведенная сила трения прокладчика может быть определена по формуле [1]:

$$T = f_{np} (G + P), \quad (5)$$

где f_{np} – приведенный коэффициент трения прокладчика утка о направляющие зубья канала; G – масса прокладчика утка, кг; P – нормальная составляющая силы инерции прокладчика утка, Н.

Замедление при полете прокладчика в зеве в наибольшей степени влияет натяжение утка. Нить утка на ткацком станке типа СТБ подвергается различным нагрузкам, переменным по величине, направлению и времени воздействия. Суммарная растягивающая сила находится в многофакторной зависимости от кинематических параметров движения нити, ее длины, поперечных геометрических размеров, состава и структуры, предварительного натяжения на паковке, угла обхвата направляющих элементов, коэффициента трения скольжения между нитью и нитенаправителями.

Диапазон изменения начальной скорости v_n нитепрокладчика исходя из основных конструктивных параметров торсионного боевого механизма можно определить по формуле:

$$v_n = l_n \sqrt{\frac{G \cdot \pi \cdot d_{me}^4 (\varphi_{me}^2 - \varphi_{ocm}^2)}{32 \cdot I \cdot J_{np}}}, \quad [m/c], \quad (6)$$

где l_n – длина погонялки торсионного боевого механизма, $l_n = 0,185$ [м]; $G = 78,5 \cdot 10^9$ [Н/м²] – модуль упругости 2-го рода материала торсиона;

φ_{me} – начальный угол закручивания торсионного вала, рад;

φ_{ocm} – угол отрыва нитепрокладчика от погонялки;

$\varphi_{ocm} = 0,236$ [рад] = 14°;

l – длина скручиваемой части торсионного вала; $l = 0,734$ [м];

J_{np} – приведенный к оси торсионного вала момент инерции масс подвижных звеньев боевого механизма; $J_{np} = 6,8 \cdot 10^{-3}$ [кг·м²].

Область изменения средней скорости v_{cp} полета нитепрокладчика в зеве по формуле:

$$v_{cp} = 0,5 (v_n + v_k), \quad [m/c]. \quad (7)$$

Процесс прокладки утка был смоделирован при помощи твердотельной параметрической модели с помощью, интегрированной САПР. Проведенное динамическое исследование позволило проанализировать изменение траектории прокладчика во время полета и определить изменение скорости в зависимости от конструктивных параметров (рис. 3).

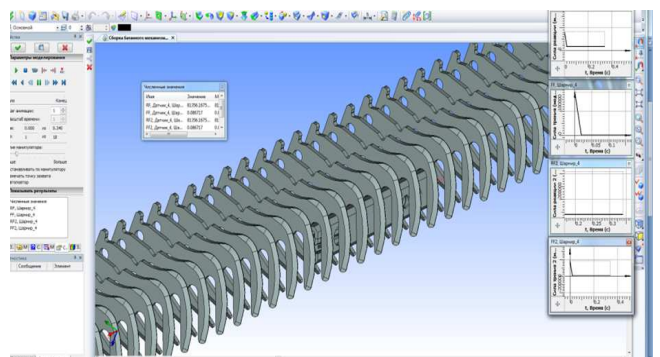


Рис. 3. Исследование процесса движения прокладчика с помощью компьютерной модели

Так как работа механизма происходит на высоких скоростях, даже небольшие неточности положения батана могут вызвать увеличение силы трения при движении прокладчика. Скорость движения прокладчика в значительной степени зависит от диаметра торсион-

ного вала. Для расчетов и моделирования были приняты два диаметра вала (15 мм, 17 мм). По результатам моделирования была построена графическая зависимость, показывающая закон изменения средней скорости движения прокладчика (рис. 4).

Из графика следует, что разница в скоростях увеличивается пропорционально углу закручивания вала φ . Максимальное отклонение скоростей формируется при значении угла близком к 30° .

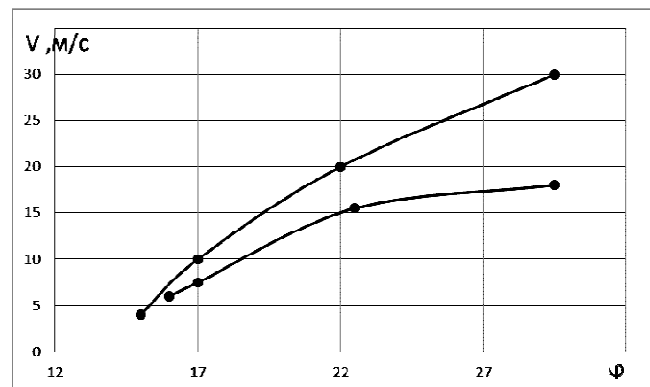


Рис. 4. Диапазон изменения начальной скорости прокладчика в зависимости от конструктивных параметров

Заключение. На предварительном этапе исследования была разработана динамическая модель батанного механизма, учитывающая степень податливости ведомых и ведущих звеньев и, твердотельная

модель, имитирующая процесс движения прокладчика утка, при выполнении технологической операции. Определены конструктивные размеры элементов боевого механизма, начальный угол закручивания торсионного вала, угол отрыва нитепрокладчика. Также определено изменение скорости полета прокладчика утка для различных диаметров торсионного вала. Проведенный анализ данных, полученных при исследовании, будет способствовать разработке способов повышения стабильности работы оборудования. Применение интегрированной среды САПР позволит повысить точность измерения параметров механизмов и эффективность отладочных работ на станке.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гуляев, Е.С. Оценка параметров точности нитепрокладчика: труды XV научной конференции «Математическое моделирование и информатика» / Е.С. Гуляев; под ред. Д.Ю. Рязанова. – М.: ИЦ ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН», 2013. – С. 121–124.
2. Талавашек, О. Бесчелночные ткацкие станки / О. Талавашек. – М.: Легпром-бытиздат, 1985. – 335 с.
3. Вульфсон, И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов / И.И. Вульфсон. – Л.: Машиностроение, 1976. – 328 с.
4. Оников, Э.А. Технология, оборудование и рентабельность ткацкого производства: практическое пособие-справочник / Э.А. Оников. – М.: Текстильная промышленность, 2003. – 318 с.
5. Методы и средства исследования технологических процессов в ткачестве / С.Д. Николаев [и др.]. – М.: МГТУ им. А. Н. Косыгина, 2003. – 336 с.

Материал поступил в редакцию 16.12.14

BAKULIN B.A., KALUGIN Yu.K. Analysis of dynamic and strength properties of lathe mechanism and his elements

Results over of theoretical and calculation research of dynamic descriptions of lathe mechanism are Brought. The design of parameters is executed with the use of the integrated programmatic environment of T-Flex. Design results are confronted with technical descriptions of mechanisms and intended for the study of reasons of origin of the dynamic loading on the constrained details, with the purpose of increase of the productivity and reliability of equipment.

УДК 621:787

Довгалец А.М., Свирепа Д.М.

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА МАГНИТНО-ДИНАМИЧЕСКОГО РАСКАТЫВАНИЯ НА ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ

Введение. Анализ существующих методов поверхностного пластического деформирования (ППД) показывает, что они находят ограниченное применение в промышленности по причине введения в технологический процесс дополнительной операции упрочняющей обработки, увеличивающей себестоимость изготовления деталей [1–7]. В этой связи возрастает актуальность разработки высокопроизводительных методов ППД, в том числе реализуемых на основе ранее неиспользуемых видов энергии.

Инновационный способ поверхностного пластического деформирования. В Белорусско-Российском университете разработан способ магнитно-динамического упрочнения поверхности отверстия деталей машин деформирующими шарами, получающими энергию деформирования от вращающегося переменного магнитного поля инструмента (рис. 1) [8–12].

Согласно способу упрочняющий инструмент, содержащий деформирующие шары 1 и источники магнитного поля 2, вводят в отверстие 3 упрочняемой детали 4. Вектор индукции магнитного поля инструмента направляют радиально к упрочняемой поверхности. Источники магнитного поля 2 вращают вокруг продольной оси отверстия 3 и перемещают с осевой подачей. Возникающее при этом вращающееся переменное магнитное поле с индукцией 0,2–1,2 Тл воздействует на деформирующие шары с частотой 60–2000 Гц, со-

объединяет их вращательное и радиальные колебательные движения в плоскости их расположения 5. В результате деформирующие шары 1 осуществляют динамическое упрочнение поверхности детали 4 [9].

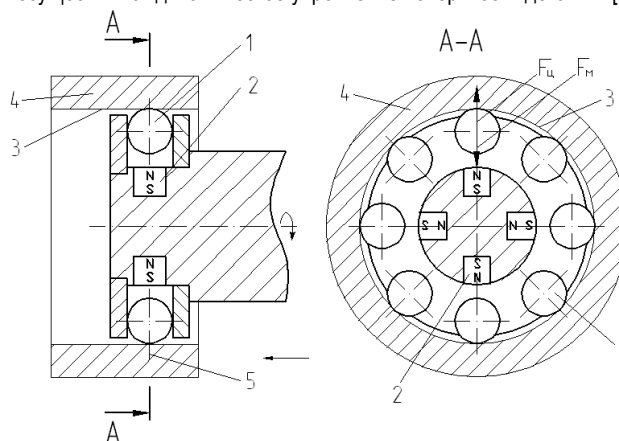


Рис. 1. Схема магнитно-динамического раскатывания поверхности отверстия

Довгалец Александр Михайлович, к.т.н., доцент, декан факультета довузовской подготовки и профориентации Белорусско-Российского университета.

Свирепа Дмитрий Михайлович, к.т.н., доцент кафедры металлорежущих станков и инструментов Белорусско-Российского университета. Беларусь, БРУ, 212000, г. Мозырь, пр. Мира, 43.