

Сергеев С.В., Решетников Б.А., Сергеев Ю.С.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК И ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ РАБОТЫ РОТОРНЫХ ИНЕРЦИОННЫХ ВИБРОПРИВОДОВ*

Во многих отраслях современной промышленной индустрии в настоящее время для интенсификации технологических процессов используются вибрационные машины. Многопрофильное использование вибрационных машин при выполнении большого многообразия технологических задач обуславливает разнообразие их конструкций, широкие диапазоны размеров и мощностей, а также применение различных методов и средств возбуждения вибраций.

Важным конструктивным элементом вибрационных машин являются вибровозбудители, задающие форму траектории, закон изменения скорости и ускорения рабочего органа, которые зависят как от геометрических размеров звеньев машины и от характера возмущения вибраций, так и от динамических параметров процессов, происходящих в опорных узлах машин. Поэтому важной задачей является исследование процесса износа и динамических нагрузок в опорных узлах вибровозбудителей с целью улучшения технологических возможностей вибрационных машин и увеличения срока их службы.

Из существующих типов вибровозбудителей наибольшее применение, вследствие простоты конструкции и относительно широкого диапазона параметров генерируемых колебаний, получили дебалансные вибровозбудители [1]. К их недостаткам можно отнести отсутствие возможности регулирования параметров колебаний (форма, частота, амплитуда), а также то обстоятельство, что с увеличением частоты колебаний и скоростей вращения резко снижается долговечность опорных узлов. Для получения регулируемых колебаний рекомендуется использовать универсальные роторные вибровозбудители [1, 2], главным недостатком которых являются значительные нагрузки в опорных узлах.

Сравнительная оценка распределения нагрузок в дебалансных и роторных системах при одинаковой величине создаваемой вынуждаю-

щей силы показана на рис. 1, 2. Очевидно, что в роторных системах распределение нагрузок в опорах гораздо благоприятнее, чем в дебалансных. С целью устранения указанных недостатков была поставлена задача разработки роторных инерционных систем, позволяющих существенно снизить нагрузки в опорных узлах и расширить диапазон регулирования параметров колебаний.

Для решения поставленной задачи была разработана конструкция усовершенствованного роторного инерционного вибровозбудителя повышенной мощности [3], в котором способ воз-

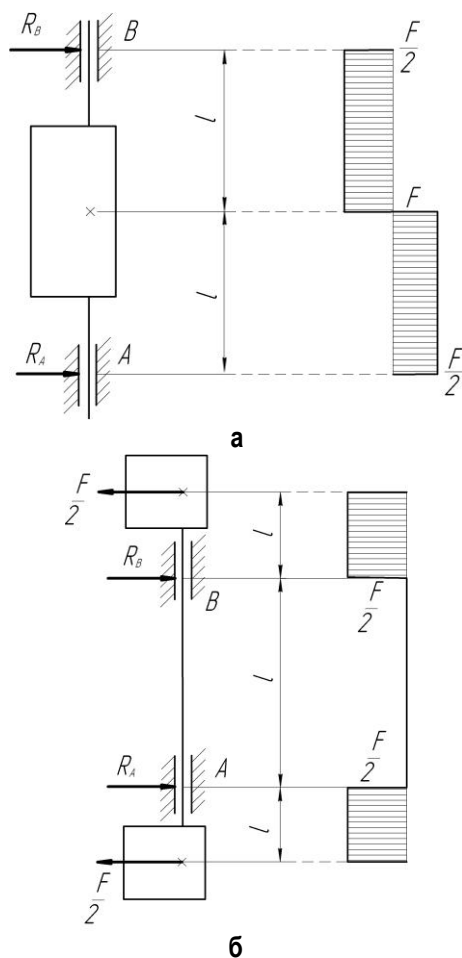


Рис. 1. Распределение нагрузок в дебалансных вибровозбудителях:
а – с одним дебалансом; б – с двумя дебалансами

* Данная работа выполнялась в рамках приоритетных направлений научно-технической работы Высшей школы, разработанных Министерством образования и науки РФ по теме «Технология переработки промышленных и бытовых отходов» при финансовой поддержке РФФИ (проект №07-01-96-052) на 2007–2008 годы.

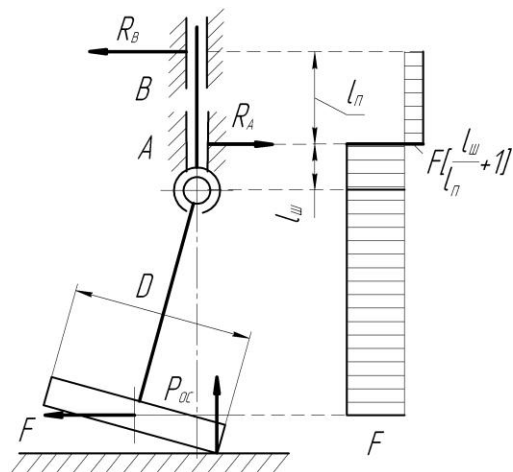


Рис. 2. Распределение нагрузок в роторных вибровозбудителях

буждения колебаний заключается в том, что вращаемое тело 1 (ротор) и контргтело 2 (рис. 3) сопрягаются с тарированной силой прижима РОС так, чтобы область контакта имела замкнутую форму с поворотной симметрией.

Каждое из сопрягаемых тел приводят во вращение $\omega_{вр}$ вокруг оси поворотной симметрии области контакта, при этом частотой колебательных движений управляют по соотношению

$$\omega = \frac{P_{OC}}{2 \cdot l \cdot m \cdot \omega_{ep}} + \sqrt{\frac{P_{OC}^2}{4 \cdot l^2 \cdot m^2 \cdot \omega_{ep}^2} + \frac{j}{m}} \quad (1)$$

где $l = l_1 + l_2$; (2)

$m = m_1 + m_2$; (3)

$j = j_1 + j_2$; (4)

$\omega_{ep} = \omega_{ep1} \pm \omega_{ep2}$, (5)

а их амплитудой по соотношению

$$\rho = \frac{D \cdot \omega_{ep}}{2 \cdot \omega}, \quad (6)$$

где $\rho = \rho_1 = \rho_2$. (7)

Синхронизация колебаний центров тяжести ротора и контргтела достигается за счет негोलомной связи ротора и контргтела в точке их контакта, которая создает эффект их слияния в одну целую кинематически неуравновешенную массу. При этом создается суммарная вынуждающая сила, амплитудное значение которой равно

$$F = F_1 + F_2 = m \cdot \rho \cdot \omega^2, \quad (8)$$

приводящая к более благоприятному распределению нагрузок в опорных узлах роторного инерционного вибровозбудителя повышенной мощности, показанного на рис. 4.

Экспериментальные исследования предложенного вибровозбудителя показали его преимущества по сравнению с существующими. А именно на рис. 5 приведены результаты экспериментальных исследований рассматриваемой конструкции, в частности сравниваются экспериментальные зависимости частот ω_1 , ω_2 и амплитуд ρ_1 , ρ_2 колебаний роторов с их теоретическими зависимостями ω_T , ρ_T при изменении режимов настройки: осевого усилия P_{OC} и скорости вращения $n_{вр2}$ контргтела.

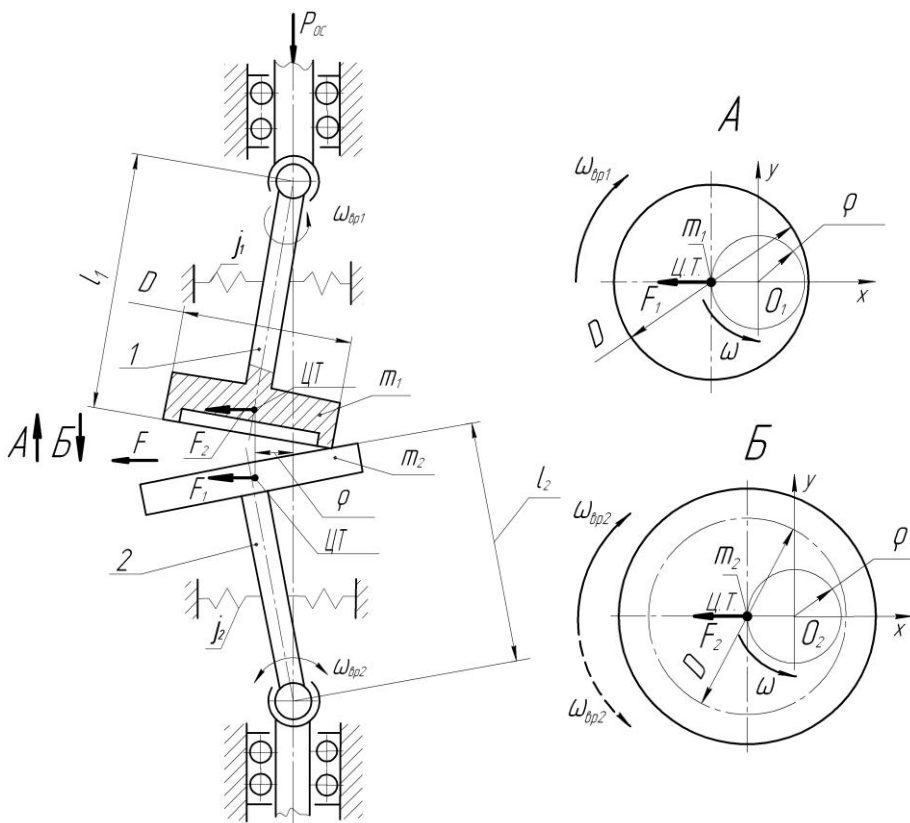


Рис. 3. Схема роторного инерционного вибровозбудителя

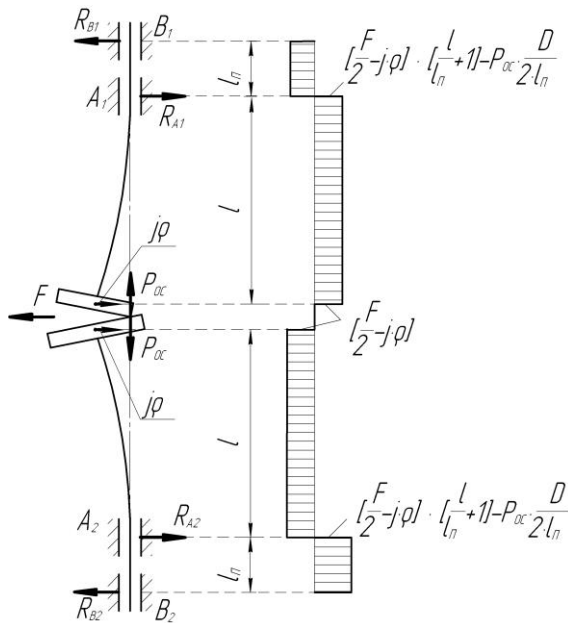


Рис. 4. Распределение нагрузок в роторном инерционном вибровозбудителе повышенной мощности

Предлагаемая конструкция вибровозбудителя существенно лучше существующих, поскольку максимальная нагрузка на опоры меньше, чем у дебалансных вибровозбудителей за счет влияния суммарной силы упругости $j\rho$ роторов, а возможности регулирования параметров колебаний шире, чем у роторных вибровозбудителей, так как в предлагаемой конструкции возможно раздельное регулирование частоты и амплитуды колебаний в широких пределах (см. рис. 5).

С точки зрения надежности работы роторных вибровозбудителей наиболее неблагоприятным участком в системе возбуждения колебаний является область взаимодействия вращаемого тела (ротора) и контртела вследствие ожидаемого из-

носа последнего, что может повлечь за собой нежелательное изменение установленных значений амплитуды и частоты круговых колебаний и всего режима работы вибровозбудителя в целом. В связи с этим важно уметь определять время безотказной работы вибровозбудителя в установленном режиме с одного установка до последующей замены контртела.

Для оценки долговечности работы роторных вибровозбудителей по критерию износа поверхностей ротора и контртела, вследствие их контактного силового взаимодействия, необходимо вначале выявить, какие изменения внесет износ этих поверхностей в математические модели круговых колебаний рассматриваемых вибровозбудителей.

Если на поверхностях ротора и контртела в зоне их сопряжения произойдет износ общей высотой h_{II} (рис. 6), то в выражениях (1), (6) произойдет изменение осевого усилия, а следовательно, частоты ω и амплитуды ρ колебаний вибровозбудителя. Если контактная поверхность ротора l будет иметь износостойкость значительно большую, нежели поверхность контртела (одновременный износ и ротора и контртела нежелателен вследствие большей трудоемкости изготовления), то износ будет происходить только по поверхности контртела.

Из выражений (1) и (6) для частоты и амплитуды круговых колебаний вибровозбудителя видно, что с уменьшением осевого усилия (происходящим вследствие износа поверхности контртела) частота колебаний ротора уменьшается, а их амплитуда увеличивается. Исходя из этого, можно предположить форму сечения круговой лунки, образующейся в контртеле, вследствие его износа.

На рис. 7 представлено сечение лунки в момент, когда длина участка AB меньше ширины a

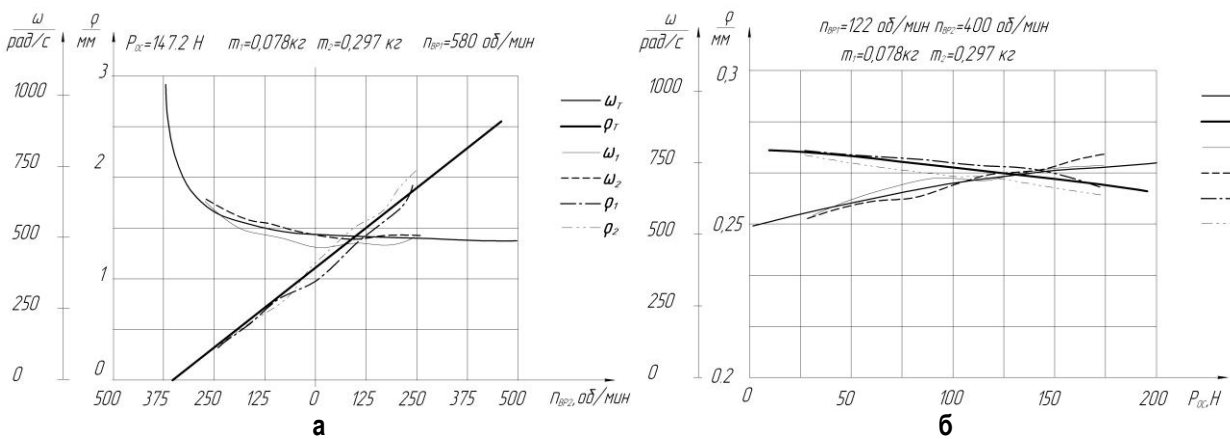


Рис. 5. Зависимости параметров колебаний от режимов настройки: а – скорости вращения контртела; б – осевого усилия

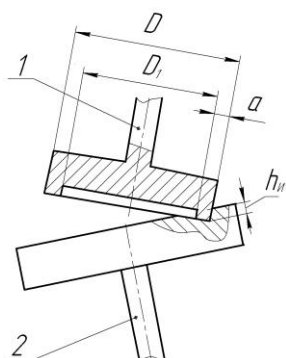


Рис. 6. Износ поверхности контртела

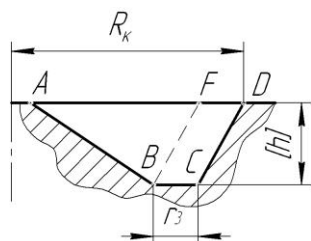


Рис. 7. Форма сечения круговой лунки

рабочей поверхности ротора (см. рис. 6), равной

$$a = \frac{D - D_1}{2}. \tag{9}$$

Участки износа BCD и AB образуются различными поверхностями ротора и различными видами скольжения. Рассмотрим их в отдельности.

Износ на участке BCD будет происходить вследствие трения качения при движении ротора по окружности радиуса R_K

$$R_K = \frac{D}{2} - \rho. \tag{10}$$

Путь скольжения (длина дуги) за один период круговых колебаний ротора равен

$$L_C = \sqrt{2 \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{k}{2 \cdot R_K} \right) \right)}, \tag{11}$$

где k – коэффициент трения качения.

Скорость скольжения V_C определяется из условия, что путь скольжения L_C преодолевается за время, равное

$$t = \frac{2 \cdot k}{D \cdot \omega_{ep}}, \tag{12}$$

тогда

$$V_C = \frac{D \cdot \omega_{ep}}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{k}{2 \cdot R_K} \right) \right)}. \tag{13}$$

Данное скольжение, характеризуемое величинами L_C и V_C , вызывает износ контртела на участке BC (см. рис. 7), длина которого равна радиусу закругления у ротора

$$BC = r_3. \tag{14}$$

Из всего изложенного можно сделать вывод о том, что рассматриваемый процесс скольжения ротора по контртелу адекватен тому, что за один период колебаний ротора площадь поверхности контртела, ограниченная окружностями с радиусами, равными R_K и $(R_K - r_3)$, проходит путь скольжения, равный L_C , со скоростью V_C .

Геометрическим скольжением на участке AB можно пренебречь при оценке долговечности работы вибровозбудителя по критерию изнашивания контртела, так как износ на этом участке ограничивается износом на участке BC и лишь вызовет необходимость введения соответствующего запаса при расчете мощности привода вибровозбудителя для восстановления потерь энергии, вызванных трением скольжения.

Изучив модели изнашивания контртела в процессе планетарного движения по нему ротора, вернемся к задаче исследования, связанной с безотказностью работы вибровозбудителя. Установим критерий, по которому можно будет определить максимально возможный износ поверхности контртела, при котором изменений в режиме работы вибровозбудителя не будет.

Было установлено, что изнашивание контртела вызывает уменьшение осевого усилия P_{oc} , которое вызывает увеличение амплитуды и уменьшение частоты круговых колебаний ротора, критерием может служить возможное изменение амплитуды ρ и частоты ω колебаний ротора.

Предположим, что увеличение амплитуды на $n(\%)$ и уменьшение частоты круговых колебаний ротора на $m(\%)$ будет критическим для выбранного режима работы вибровозбудителя, а следовательно, эти изменения будут адекватны критическому уменьшению осевого усилия на $\delta_\rho(\%)$ и $\delta_\omega(\%)$ соответственно.

Выражения (1) и (6) для частоты и амплитуды колебаний роторного вибровозбудителя с учетом критических значений будут следующими:

$$\delta_\omega = \left[1 - \frac{\left(\omega^2 \cdot \left(1 - \frac{m}{100} \right)^2 - \frac{j}{m} \right) \cdot \omega_{ep} \cdot m \cdot l}{\omega \cdot \left(1 - \frac{m}{100} \right) \cdot P_{oc}} \right] \cdot 100; \tag{15}$$

$$\delta_p = \left[1 - \left(\frac{\omega_{ep}^2 \cdot D^2}{4 \cdot \rho^2 \cdot \left(1 + \frac{n}{100} \right)^2} - \frac{j}{m} \right) \times \left(\frac{2 \cdot \rho \cdot m \cdot l \cdot \left(1 + \frac{n}{100} \right)}{D \cdot P_{oc}} \right) \right] \cdot 100. \quad (16)$$

Меньшее из значений δ_ω и δ_p и будет критическим процентным числом δ для осевого усилия P_{oc} . Значение $[h]$ (см. рис. 7) будет для заданных значений $n(\%)$ и $m(\%)$ предельно допускаемой высотой износа контртела.

При известном значении износостойкости B материала контртела, равном отношению работы сил трения к массе продуктов износа, определим допустимую массу продуктов износа, ограниченную высотой износа $[h]$, работу сил трения для износа этой массы и время, через которое износ достигает высоты $[h]$ – время безотказной работы вибровозбудителя [4].

Массу продуктов износа определим из равенства

$$m_{из} = \gamma_K \cdot V_{из}, \quad (17)$$

где γ_K – плотность материала контртела; $V_{из}$ – объем износа.

Если B – известная износостойкость материала контртела в данных условиях трения, то работа сил трения, необходимая для удаления предельной массы продуктов износа $m_{из}$, равна

$$A = B \cdot m_{из}. \quad (18)$$

Учитывая, что за один период колебаний ротора площадь поверхности трения F проходит путь скольжения, равный L_C согласно (11), т. е. за время, равное

$$t = \frac{2 \cdot \pi}{\omega}, \quad (19)$$

получим искомое выражение для времени безотказной работы вибровозбудителя

$$T = \frac{2 \cdot B \cdot \pi \cdot m_{из} \cdot k \cdot \delta}{P_{oc} \cdot R_K \cdot f_{CK} \cdot \omega \cdot L_C}, \quad (20)$$

где f_{CK} – коэффициент трения скольжения.

В течение этого времени вибровозбудитель будет способен поддерживать заданные режимы (амплитуду ρ и частоту вынужденных колебаний ω) с параметрами (допусками δ_p , δ_ω), установленными техническими требованиями, без перерывов для технического обслуживания и ремонтов, т.е. в течение времени безотказной работы

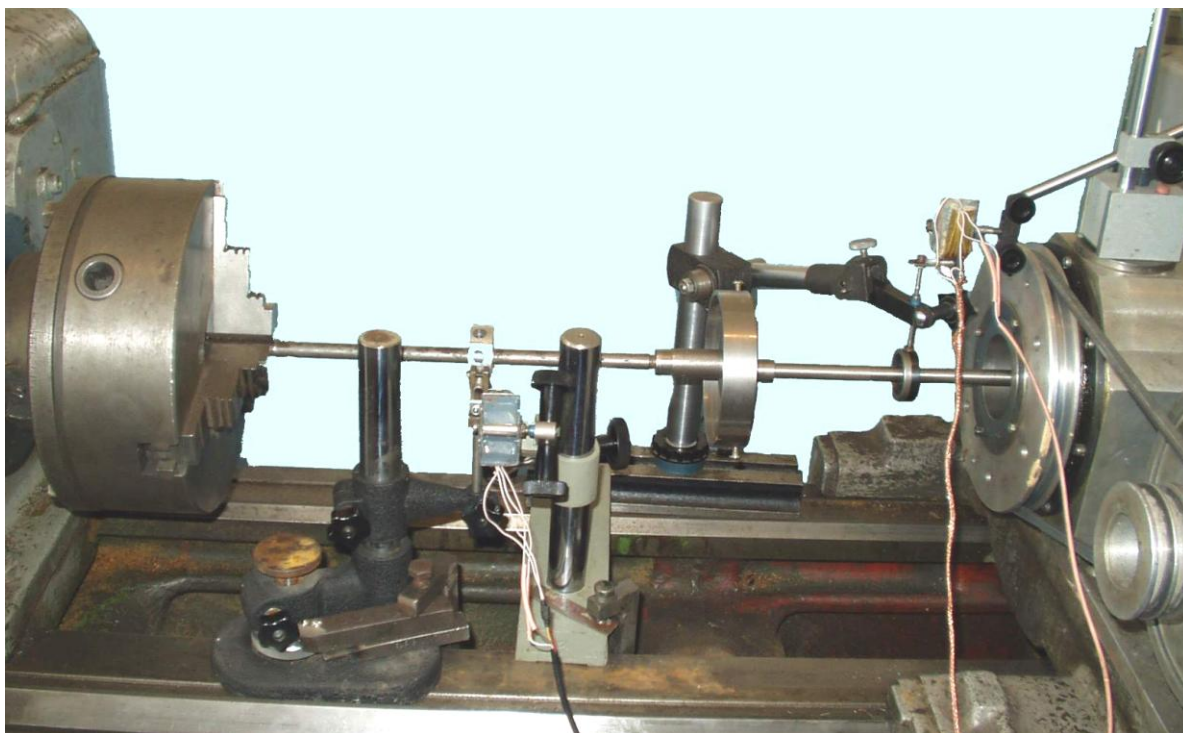


Рис. 8. Экспериментальная установка

вибровозбудителя, учитывающим только изнашивание трущейся поверхности контртела.

Точность математических моделей разработанного вибровозбудителя была доказана в ходе экспериментальных исследований на установке, показанной на **рис. 8**, при этом теоретически время безотказной работы составляет 4320 ч, что примерно на 30% превышает время безотказной работы у аналогичных машин.

Рассмотренный универсальный роторный вибровозбудитель повышенной мощности, по сравнению с дебалансными и простыми роторными системами, обладает следующим преимуществом: возможностью отдельного регулирования частоты колебаний в диапазоне 0...3000 Гц и ам-

плитуды колебаний в диапазоне 0...30 мм; сниженными на 20% нагрузками на опорные узлы; повышенной долговечностью; возможностью управления двумя и более колебательными системами с различными характеристиками; простотой конструкции и настройки.

В связи с этим широкая универсальность вибровозбудителей с широкими технологическими возможностями позволяет использовать их в качестве источников колебаний в вибрационных машинах различного назначения и мощности с повышением производительности работ и качества выпускаемой продукции.

Библиографический список

1. Сергеев, С.В. Повышение эффективности вибрационных процессов при механической обработке различных материалов: монография / С.В. Сергеев. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. 262 с.
2. А.с. 1664412 Российская Федерация, МПК⁷ В 06 В 1/16. Способ возбуждения круговых колебаний и устройство для его осуществления / С.Г. Лакирев, Я.М. Хилькевич, С.В. Сергеев. № 4414912/24-28; заявл. 24.04.1988; опубл. 23.07.1991, Бюл. № 27. 5 с.
3. Пат. 2213618 Российская Федерация, МПК⁷ В 02 С 19/00. Способ и устройство измельчения материалов / С.В. Сергеев, Р.Г. Закиров, Е.Н. Гордеев, Б.А. Решетников. № 2002102797/03; заявл. 31.01.2002; опубл. 10.10.2003, Бюл. № 28. 6 с.
4. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для студентов высших техн. учебных заведений / М.Н. Иванов. 5-е изд., перераб. М.: Высш. шк., 1991. 383 с.

УДК 669.462

Салганик В.М., Денисов С.В.

РАЗРАБОТКА И ОСВОЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА РУЛОННОГО ПРОКАТА КЛАССОВ ПРОЧНОСТИ Х60-Х70 ТОЛЩИНОЙ БОЛЕЕ 12 ММ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТРУБ

Для расширения рынков сбыта стали для трубной промышленности как в России, так и за рубежом в ОАО «ММК» приступили к разработке технологии производства полос класса прочности Х60, Х65 и Х70 толщиной более 12 мм.

Требования по химическому составу к прокату классов прочности Х60, Х65 и Х70 представлены в **табл. 1** [1].

Требуемые механические свойства проката класса прочности Х60, Х65 и Х70 представлены в **табл. 2** [1].

Большой объем производства проката для трубной промышленности вызывает необходимость при разработке состава сталей для этого назначения ориентироваться на дешевые и недефицитные легирующие элементы. Технология же изготовления металла должна быть относительно простой и экономичной (**табл. 3**) [2].

Таким образом, для обеспечения конкуренто-

способности конструкционного проката его необходимо производить методом контролируемой прокатки в сочетании с ускоренным охлаждением.

Технология контролируемой прокатки включает следующие основные этапы: выбор соответствующего химического состава стали; нагрев слэбов с контролируемой температурой, обеспечивающей оптимальную степень растворения карбонитридов и относительно мелкое и однородное зерно аустенитной фазы перед прокаткой; измельчение зерен аустенитной фазы за счет многократной предварительной деформации и рекристаллизации; междеформационная пауза с охлаждением (желательно ускоренным) до температуры, при которой существенно заторможены процессы рекристаллизации аустенита; финальная деформация аустенита с суммарным обжатием 50–80% при температурах ниже температуры его рекристалли-