

$$\ddot{x} + (\alpha/m) \cdot \dot{x} + (c/m) \cdot x = S/m. \quad (22)$$

Уравнение позволяет исследовать влияние формы ударного импульса на процесс разрушения породы.

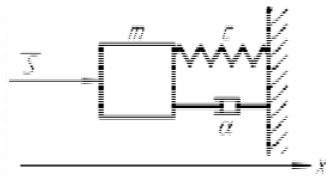


Рис. 3. Схема для расчета разрушения породы с включениями

Оценим величину коэффициента «жесткости» c . Для этого, как обычно, необходимо выделить в кристалле некоторый элементарный куб и вычислить растяжение Δa , которое возникает под действием силы F

$$E \cdot (\Delta a/a_0) = F/a_0^2, \quad (23)$$

где a_0^2 – площадь грани куба с ребром a_0 .

Тогда коэффициент «жесткости» c определяется как сила, необходимая для удлинения куба на расстояние, равное его ребру. Модуль Юнга $E \approx 10^{11}$ Н/м². Следовательно, величина c приблизительно равна 25 Н/м.

Выводы. В настоящей работе развита теория и исследован механизм разрушения горной породы с учетом ее кристаллического строения и физико-механических свойств (модуля Юнга, напряжения сжатия и растяжения, плотности). Учтено, что реальная порода состоит из отдельных микрокристаллов, связь между которыми ослаблена. Показано, что разрушение происходит в местах спайности. Учет кристаллического строения породы при разрушении ударным импульсом позволяет определить критическую скорость «движения» горной породы, при которой происходит разрушение.

Выделение в массиве отдельных микрокристаллов, разделенных друг от друга слоями с отличительными физико-механическими свойствами, дает возможность исследовать влияние формы и продолжительности ударного импульса на процесс разрушения и скорость породы.

Полученные результаты по определению скорости движения породы с учетом ее физико-механических свойств позволяют определить параметры внешнего энергетического воздействия (форму, длину и энергию импульса), которые обеспечивают разрушение породы.

Список литературы

1. Саймон Р. Расчет на вычислительных машинах волн напряжения от удара бойка в бурильных машинах. – В сб.: Механика горных пород. - М.: Недра, 1966.
2. Иванов К.И. Влияние формы ударника на коэффициент передачи энергии удара в породу. – В сб.: Горный породоразрушающий инструмент. – Киев: Техника, 1970.
3. Соколинский В.Б. Методы аналитического расчета параметров неупругого удара в волновых системах. - М.: Изд. ИГД им. А.А. Скочинского, 1970.
4. Алимов О.Д., Шапошников И.Д., Дворников Л.Т. Формирование ударных импульсов при вращательно-ударном бурении шпуров. – Изв. АН Кирг. ССР - №4, - 1970.
5. Киттель Ч. Введение в физику твердого тела. - М.: «Наука», 1978. – 791 с.
6. Жданов Г.С. Физика твердого тела. - М.: Изд-во Московского университета, 1962. – 500 с.
7. Рудь Ю.С., Кузьмич С.М., Радченко І.С. Теорія удару. - Кривий Ріг: «Мінерал», 1997. – 64 с.
8. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики. Часть вторая. - М.: «Наука», 1969. - 332 с.

Рукопись поступила в редакцию 02.02.12

УДК 621-963: 622.233.5

А.А. БОНДАРЕЦ, старший преподаватель; С.И. НЕЙМИРКО, ассистент
Криворожский национальный университет

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА ПЛАНЕТАРНО-РОТОРНЫХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЕРФОРАТОРОВ

Проведены теоретические исследования планетарно-роторных вращателей перфораторов с целью нахождения зависимости для определения их рабочих объемов, необходимых для дальнейшего совершенствования конструкций перфораторов с независимым вращением инструмента и снижения потребления данным типом перфораторов сжатого воздуха.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. В последние несколько лет на рынках горнодобывающей техники Украины преобладает оборудование китайского производства, в частности перфораторы: УТ28, УТ27, УТ24, У24, УТ19А. Данный класс перфورا-

торов использует зависимый поворот буровой штанги с помощью геликоидальной пары и храпового механизма, традиционно применяемый в мировой практике уже более ста лет (с 1909 года), что не вполне отвечает современным тенденциям развития техники, так как не позволяет вести бурение на эффективных режимах, соответствующих коэффициентам крепости буримой породы.

С начала XXI века был освоен промышленный выпуск переносных пневматических перфораторов с независимым механизмом вращения бурового инструмента: в России (г. Тула) ОАО «АК «Туламашзавод» (ССПБ-1, ПП80НВ, ПП60НВ), в Казахстане (г. Алматы) «RDM-Rock drilling machines» (ПП60Ц, ПП70Ц, ПП80Ц) и в Украине (Кривой Рог) ОАО «Криворожгормаш» (ПП76В, ПП60В). Механизм вращения в этих перфораторах представляет собой высокомоментный планетарно-роторный (гипоциклоидный) пневматический двигатель. В процессе испытаний и промышленной эксплуатации на горных предприятиях данный класс переносных перфораторов показал свои преимущества (высокая энергия удара, возможность ведения работ на оптимальных режимах бурения, соответствующих крепости пород) перед традиционными переносными перфораторами, выполненными с зависимым вращением поршня-ударника посредством храпового механизма с геликоидальной парой. До этого планетарно-роторный вращатель применялся в тяжелых колонковых перфораторах ПК50, ПК65, в экспериментальных переносных перфораторах моделей ПР20Н (ударный узел – ИГД им. Скочинского, вращатель – ВНИПИрудмаш), а также в серийно выпускаемых уже более 30 лет тяжелых колонковых перфораторах ПК60, ПК60А, ПК75, ПК75А, в экспериментальных ПК 120, ПК 150, ПК 175 и в бурильных головках, выполненных на их основе: Б106, Б140, 501А, 532 и др.

Эффективность работы переносных перфораторов с независимым вращателем во многом определяется выбором и обоснованием конструктивных и динамических параметров планетарно-роторного вращателя, который является одним из основных узлов перфоратора, определяющий наиболее важные его показатели: крутящий момент, расход воздуха, габариты, вес, производительность, надежность.

Применение отечественного более производительного и качественно нового горного оборудования кроме чисто технических преимуществ имеет и большой социальный эффект – позволяет осуществлять загрузку отечественного машиностроения и смежных отраслей, создавать новые рабочие места.

Анализ исследований и публикаций. Исследованию планетарно-роторных (гипоциклоидных) вращателей посвящены работы Ф.Н. Ерасова, Я.Е. Альтшулера, Л.И. Пирогова, Н.Н. Есина, Э.Г. Чернилова, А.В. Белоусова, А.А. Зиновьева, А.М. Шестакова, В.В. Кучмы, А.Е. Борисенко, В.М. Васильева, К.И. Иванова, В.Б. Соколинского, В.Я. Своробы, Б.А. Попова, Ш.Д. Хуссейна, В.Н. Емельянова, Е.А. Дронова, В.И. Буртолика, Г.М. Захарикова и др. [1-9].

Постановка задачи. Задачей настоящей работы явилось проведение теоретических исследований по определению рабочих объемов планетарно-роторных вращателей перфораторов с целью дальнейшего совершенствования их конструкции, выяснения условий возникновения крутящего момента и снижения расхода сжатого воздуха, так как именно повышенный расход воздуха является основным недостатком планетарно-роторных вращателей.

Изложение материала и результаты. Согласно положениям Я.Е. Альтшулера [2], для описания работы планетарно-роторных вращателей (как частных случаев шестеренчатых пневмодвигателей) их удобно представлять как пневматические двигатели с вращающимися поршнями и в исследованиях рассматривать их мгновенное (зафиксированное) поперечное сечение.

Точки контакта зубьев ротора и статора условно разделяют рабочую камеру пневмодвигателя на рабочие цилиндры, число которых равно числу зубьев ротора z_1 . Эти цилиндры находятся в различных стадиях наполнения или выхлопа. При этом впадину зуба статора и зуб ротора, входящий в эту впадину в процессе зацепления, упрощенно можно рассматривать как поршневой пневмодвигатель, совершающий полный цикл за один оборот ротора вокруг своей оси (рис. 1).

Следовательно, исследование процессов в рабочих камерах планетарно-роторных вращателей можно свести к исследованию процессов в одном рабочем цилиндре за один оборот ротора вокруг своей оси.

С учетом данных положений, элементарную теоретическую работу вращателя dA_p при повороте ротора на бесконечно малый угол поворота вокруг своей оси $d\varphi$ можно выразить через теоретический крутящий момент на роторе относительно его оси M_T

$$\int_0^{A_p} dA_p = z_1 \int_0^A dA = M_T \int_0^{2\pi} d\varphi, \quad (1)$$

где dA - элементарная теоретическая работа одного рабочего цилиндра.

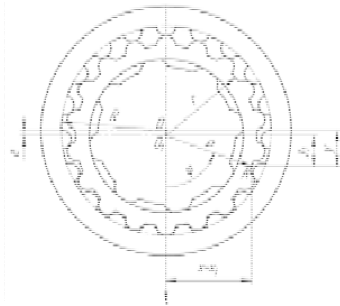


Рис. 1. Мгновенное поперечное сечение вращателя

После интегрирования (1) находим работу планетарно-роторного вращателя при теоретическом рабочем процессе (без учета трения) за один оборот ротора вокруг своей оси

$$A_p = z_1 A = 2\pi M_T. \quad (2)$$

Согласно (2), для определения условий возникновения крутящего момента, как одного из основных показателей работы планетарно-роторных вращателей необходимо знать законы изменения состояния сжатого воздуха в камере вращателя.

Объем рабочего цилиндра V_p является основным рабочим параметром планетарно-роторного вращателя как привода объемного типа, и равный объему, описываемому поршнем (зубом ротора) в цилиндре за один цикл

$$V_p = V_\Sigma - V_o,$$

где V_Σ - полный объем рабочего цилиндра, равный его максимальному объему; V_o - объем вредного пространства рабочего цилиндра, равный его минимальному объему. Объем цилиндра

$$V = Sl, \quad (3)$$

где S - площадь поперечного сечения рабочего цилиндра; l - длина рабочего цилиндра.

Если выбрать для упрощения вычислений полярную систему координат [10] с полюсом, полярной осью и полярным углом, то в ней площадь поперечного сечения рабочего цилиндра (рис. 1) определяется по формуле

$$S = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (R^2 - \rho^2) d\varphi - S_p, \quad (4)$$

где R - радиус окружности впадин статора; ρ - радиус-вектор, проведенный из центра статора к впадинам ротора; φ - полярный угол, определяющий положение радиуса вектора; φ_1 и φ_2 - углы, определяющие положение задней и передней границ рабочего цилиндра; S_p - площадь, занимаемая зубьями ротора и статора.

Значение ρ находится из уравнения пути точки A , лежащей на окружности впадин ротора. При начале координат в т. O_1 - в центре ротора, уравнение окружности ротора в декартовых координатах

$$r^2 = x_1^2 + y_1^2, \quad (5)$$

где r - радиус окружности впадин зубьев ротора; x_1, y_1 - координаты точки A .

Если перенести начало координат в т. O - центр статора, где $x = x_1$ и $y_1 = y - e$, то уравнение (5) приобретает вид

$$r^2 = x^2 + (y - e)^2, \quad (6)$$

где e - эксцентриситет между осями статора и ротора.

Используя формулы перевода декартовых координат в полярные координаты: $x = \rho \sin \varphi$ и $y = \rho \cos \varphi$, уравнение (6) приобретает вид

$$r^2 = \rho^2 \sin^2 \varphi + \rho^2 \cos^2 \varphi - 2e\rho \cos \varphi + e^2. \quad (7)$$

Учитывая, что $\sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi = 1$ и решив квадратное уравнение, получаемое из (7), находим выражение для ρ

$$\rho = \sqrt{r^2 - e^2 \sin^2 \varphi} + e \cos \varphi. \quad (8)$$

Согласно [1], при циклоидальной форме зубьев ротора и статора, радиус зуба принимается равным $r = 2e$, а согласно [2-3], уменьшение сечения рабочего цилиндра зубьями ротора и статора равно площади поперечного сечения одного условного зуба кругового профиля, так как

увеличение вхождения одного зуба в рабочий цилиндр компенсируется уменьшением вхождения второго зуба на ту же величину

$$S_p = \pi r^2 = 4\pi e^2, \quad (9)$$

Подставляем значения формул (8) и (9) в (4) получаем выражение для площади поперечного сечения

$$S = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(R^2 - \left(\sqrt{r^2 - e^2 \sin^2 \varphi} + e \cos \varphi \right)^2 \right) d\varphi - 4\pi e^2. \quad (10)$$

Принимая во внимание малое значение слагаемого $e^2 \sin^2 \varphi$, упрощаем формулу (11)

$$S = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(R^2 - (r + e \cos \varphi)^2 \right) d\varphi - 4\pi e^2. \quad (11)$$

Интегрируя выражение (11), получаем

$$S = \left(-\frac{e^2}{8} (\sin 2\varphi_2 - \sin 2\varphi_1) \right) - er(\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1) + \frac{1}{2} \left(R^2 - r^2 - \frac{1}{2} e^2 \right) (\varphi_2 - \varphi_1) - 4\pi e^2, \quad (12)$$

Учитывая, что:

$$\sin 2\varphi_2 - \sin 2\varphi_1 = 2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) \cos(\varphi_2 + \varphi_1); \quad \sin \varphi_2 - \sin \varphi_1 = 2 \sin\left(\frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2}\right) \cos\left(\frac{\varphi_2 + \varphi_1}{2}\right),$$

и введя подстановки: $\alpha = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{2}$, $\beta = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}$, получаем:

$$S = -\frac{e^2}{4} \sin 2\alpha \cdot \cos 2\beta - 2er \sin \alpha \cdot \cos \beta + \left(R^2 - r^2 - \frac{1}{2} e^2 \right) \alpha - 4\pi e^2. \quad (13)$$

Подставляя (13) в (3), получаем выражение для определения рабочего объема планетарно-роторных вращателей

$$V_p = \left(-\frac{e^2}{4} \sin 2\alpha \cdot \cos 2\beta - 2er \sin \alpha \cdot \cos \beta + \left(R^2 - r^2 - \frac{1}{2} e^2 \right) \alpha - 4\pi e^2 \right) \cdot l. \quad (14)$$

Выводы и направление дальнейших исследований. Данное выражение определяет теоретический рабочий объем планетарно-роторных вращателей перфораторов с циклоидальным профилем зубьев ротора и статора. При совершенствовании конструкции вращателей с целью уменьшения их габаритных размеров и снижения потребления сжатого воздуха, необходимо исследовать рабочие объемы вращателей с эпициклоидальным и гипоциклоидальным профилем зубьев ротора и статора.

Список литературы

1. **Ерасов Ф.Н.** Планетарные гидравлические агрегаты / Ф.Н. Ерасов // Вестник машиностроения. – М.: – 1965. № 5. – С. 5-11.
2. **Альтшулер Я.Е.** Гипоциклоидный пневмодвигатель / Я.Е. Альтшулер // Угольное и горнорудное машиностроение. – М.: НИИ Информтяжмаш, 2-70-8, 1970. – С. 131-139 с.
3. **Пирогов Л.И.** Исследование промежуточного преобразующего звена гипоциклоидного вращателя / Л.И. Пирогов // сб. Машины для бурения шпуров и скважин. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1971. – С. 227-234 с.
4. **Хуссейн Ш.Д.** Совершенствование конструкций вращателей бурильных головок / Ш.Д. Хуссейн // Разработка рудных месторождений. – Вып. 66. – Кривой Рог, КТУ. – 1998. – С. 104-108.
5. **Борисенко А.Е.** Пневматические бурильные головки / А.Е. Борисенко, В.Н. Щербина, А.К. Супрун // Горный журнал. - 1999. - № 10 - С.47-48.
6. **Емельянов В.Н.** Пневматические перфораторы новой конструкции / В.Н. Емельянов, А.М. Бойко, В.С. Усов и др. // Горный журнал. - 2000. - № 10 - С.59-62.
7. **Попов Б.А.** Перспективное направление в технологии проходки горных выработок с применением скоростных перфораторов ССПБ / Б.А. Попов, В.Н. Шумейко, А.С. Попов и др. // Горный журнал. - 2002. - № 9 - С.62-64.
8. Патент № 2281368 Россия, МПК (2005) E21B 3/02. Гипоциклоидный вращатель / **Буртолик В.И., Захариков Г.М., Свороба В.Я., Соколинский В.Б.**: заявители и патентообладатели Буртолик В.И., Захариков Г.М., Свороба В.Я., Соколинский В.Б. - № 2005100872/03, заявка 17.01.2005; опубл. 10.08.2006.

9. Патент № 2355859 Россия, МПК (2007) E21B 3/02. Гипоциклоидный вращатель / Дронов Е.А., Бессонов А.Н., Макарьев Е.Е., Черкасов А.Н. и др.: заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество АК «Туламашзавод». - № 2007130316/03, заявка 08.08.2007; опубл. 20.05.2009.

10. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике / М.Я. Выгодский // М.: Астрель. АСТ, 2006. - 991 с. Рукопись поступила в редакцию 02.03.12

УДК 621.9.01

Н.І. ЦИВІНДА, канд. техн. наук, доц., ДВНЗ «Криворізький національний університет»

ВПЛИВ СТІЙКОСТІ РІЗЦІВ З ПЛАСТИНАМИ З ПНТМ НА ОСНОВІ КНБ НА ЙМОВІРНІСТЬ ЗАВЕРШЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ОПЕРАЦІЇ

Проведено комплексний аналіз впливу стійкості різців з пластинами з полікристалічних надтвердих матеріалів (ПНТМ) на основі кубічного нітриду бору (КНБ) на ймовірність завершення технологічної операції. Визначена ймовірність безвідмовної роботи різця та побудовані криві надійності роботи інструменту.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Підвищення ефективності механічної обробки різанням є традиційно важливою задачею машинобудування, де за останні роки збільшились обсяги обробки деталей із високомарганцевих сталей, що входять до складу гірничо-металургійного обладнання. Ефективність процесу механообробки визначається техніко-економічними показниками процесу різання, які, зокрема, залежать від стійкості ріжучої частини інструменту, тобто його експлуатаційної надійності, марки матеріалу, що оброблюється, та матеріалу ріжучої частини різця. Трудомісткість обробки броней дробарок співставна з ресурсом інструменту. Зупинка процесу через зносу інструменту часто означає брак деталі високої вартості.

Основна задача досліджень полягала у виявленні і математичному описі такого закону розподілення, який би відображав з високим ступенем достовірності об'єктивну дійсність строку служби різця.

Аналіз досліджень і публікацій. Надійність інструменту обумовлена безвідмовною роботою ріжучого інструменту. Найбільш розповсюдженими видами відмов ріжучого інструменту з ПНТМ на основі КНБ є його зношення, яке по величині дорівнює критерію затуплення чи перевищує його, і руйнування - викришування, сколювання, відокремлення пластини твердого сплаву тощо [1]. Прогнозування надійності ріжучого інструменту неможливе без визначення умов його роботи [2]. Особливий інтерес представляють методи прогнозування, основані на вимірюванні сигналів, що характеризують процес різання. Зміна складових сил різання - це той параметр, який у першу чергу реагує на зношення пластини до її руйнування. З проаналізованих прямих та непрямих методів контролю найбільш перспективним виявився віброакустичний метод, заснований на реєстрації пружних коливань, що виникають у зоні обробки. Із зростанням зношування збільшуються сили різання, збільшується нестабільність обробки та площа контактуючих поверхонь, що приводить до росту амплітуди коливань та росту їх кількості за одиницю часу. Цим пояснюється наявність кореляційного зв'язку між параметрами коливань та величиною зношування.

Установлено, що в загальному випадку при руйнуванні кромки різця сила різання зменшується, а амплітуда сигналу акустичної емісії зростає. Найбільш чутливою до виникнення руйнування виявилася тангенціальна сила [3].

Постановка завдання. Незважаючи на велику кількість досліджень у цьому напрямі, питання впливу стійкості різців з пластинами з ПНТМ на основі КНБ на його надійність залишається достатньо актуальним [1-3], тому метою роботи є визначення впливу стійкості різців з пластинами з ПНТМ на основі КНБ на ймовірність завершення технологічної операції.

Викладення матеріалу та результати. У процесі впровадження діагностичного контролю на основі віброакустичного методу працездатності інструменту досліджено ефективність ресурсно-коригуючої технології підвищення стійкості інструменту, що підтверджують статистичні дослідження (рис. 1,4,7,10). При дослідженні стійкості пластин із ПНТМ на основі КНБ при обробці заготовок із повним руйнуванням пластин від дії умов обробки (10 % від загального обсягу пластин) використовувалася програма STATISTICA V 6.1.

Для визначення параметрів розподілення працездатності інструменту в процесах забезпечення ефективності механічної обробки деталей із високомарганцевої сталі 110Г13Л після впровадження ресурсно-коригуючої технології підвищення стійкості інструменту були викори-