

69.0095
К 833

Министерство высшего и среднего специального
образования СССР

Челябинский политехнический институт

На правах рукописи

Аспирант Е.И.Кромский

ИССЛЕДОВАНИЕ ИМПУЛЬСНЫХ ВРАЩАТЕЛЕЙ
ДЛЯ БУРЕНИЯ ВЗРЫВНЫХ СКВАЖИН

Специальность №487 "Технология и механизация
строительного производства"

Автореферат
диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Челябинск - 1967

4 П И

69.0095+622.233.6

Работа выполнена на кафедре "Строительное производство"
Челябинского политехнического института.

Научный руководитель – доцент, кандидат технических наук
Герцев В.Д.

Официальные оппоненты: 1. Доктор технических наук, профессор
Балжи М.Ф.
2. Кандидат технических наук Кузнецов И.М.

Ведущее предприятие – трест "Чжуралспецстрой" Главжуралстроя.

Автореферат разослан "3" декабря 1967г.

Защита диссертации состоится в начале января 1968 г.
на заседании совета инженерно-строительного факультета при
Челябинском политехническом институте.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке инсти-
тута по адресу: г.Челябинск, 44, проспект им. В.И.Ленина, 76

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения принять
участие в публичной защите диссертации или прислать отзыв
в 2-х экземплярах, заверенных печатью организации.

Ученый секретарь совета
доцент, канд. техн. наук

Г.М.Стандюков.

Министерство высшего и среднего специального
образования СССР



Челябинский политехнический институт

На правах рукописи

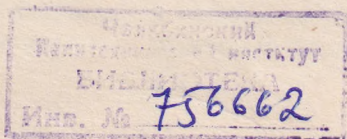
Аспирант Е.И.Кромский

ИССЛЕДОВАНИЕ ИМПУЛЬСНЫХ ВРАЩАТЕЛЕЙ
ДЛЯ БУРЕНИЯ ВЗРЫВНЫХ СКВАЖИН

Специальность №487 "Технология и механизация
строительного производства"

Автореферат
диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Челябинск - 1967



Работа выполнена на кафедре "Строительное производство"
Челябинского политехнического института.

Научный руководитель - доцент, кандидат технических наук
Герцев В.Д.

Официальные оппоненты: 1. Доктор технических наук, профессор
Балжи М.Ф.
2. Кандидат технических наук Кузнецов И.М.

Ведущее предприятие - трест "Лжурвалспецстрой" Главлжуралстрой

Автореферат разослан " " декабря 1967г.

Защита диссертации состоится в начале января 1968 г.
на заседании совета инженерно-строительного факультета при
Челябинском политехническом институте.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института
по адресу: г.Челябинск, 44, проспект им. В.И.Ленина, 76

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения принять
участие в публичной защите диссертации или прислать отзыв
в 2-х экземплярах, заверенных печатью организации.

Ученый секретарь совета
доцент, канд.техн.наук

Г.М.Скандюков.

В В Е Д Е Н И Е

Для успешного решения задачи создания материально-технической базы коммунизма необходимо за 1960-1980 г.г. повысить производительность труда в народном хозяйстве примерно в 4,5 раза.

Одним из наиболее значительных направлений в области создания новых строительных машин и механизмов, повышающих производительность труда, является разработка машин с использованием виброметода.

В результате выполненных исследований (работы Баркана Д.Д., Зеленина А.Н., Панкратова С.А., Петухова П.З., Гальперина М.И., Родионова Г.В., Черняева В.И. и др.) нашими учеными создан новый класс высокоэффективных машин и механизмов с активными рабочими органами - навесные и прицепные рыхлители, экскаваторы с виброударным ковшом, скреперы с виброударной режущей кромкой, бульдозеры с виброударным отвалом и др. Анализ работы этих машин показал, что всем конструкциям свойственно поступательное движение рабочего органа.

Вместе с тем, имеется большая группа машин с вращающимся рабочим органом - роторные и фрезерные экскаваторы, установки вращательного бурения, камнерезные машины и камнеобрабатывающие станки и др. - для которых до сих пор практически не удалось осуществить виброметод в связи с отсутствием приемлемых конструктивных решений.

Доктор технических наук, проф. Панкратов С.А. предлагает создать привод с вращающимся рабочим органом на основе вибраторов крутильных колебаний. С этой целью необходимо:

разработать рациональные кинематические схемы и конструктивные решения приводов, обеспечивающие минимальные дополнительные нагрузки на узлы и детали конструкции;

составить методику расчета, учитывающую динамику работы привода при неравномерном вращении рабочего органа;

установить основные закономерности, связанные с воздействием на обрабатываемую среду машин с пульсирующим вращением рабочего органа.

Решение этих вопросов и посвящена диссертационная работа, в которой исследуются импульсные вращатели, преобразующие статический крутящий момент ведущего вала в пульсирующий момент на ведомом валу.

Исследование проведено применительно к буровым станкам для бурения взрывных скважин. В настоящее время бурение взрывных скважин является одним из наиболее трудоемких и мало-производительных процессов разработки тяжелых и скальных грунтов. Поэтому создание высокопроизводительных буровых машин и установок является важной задачей, имеющей большое народнохозяйственное значение.

В диссертации рассматривается теория и принцип работы импульсных вращателей, анализируются их основные кинематические схемы, в результате чего предложен импульсный вращатель с комбинированными зацеплениями зубчатых колес и неуравновешенными сателлитами. Составлены и исследуются дифференциальные уравнения движения звеньев вращателя. На основе проведенного исследования определяются оптимальные параметры механизма.

Экспериментальные исследования, проведенные в лаборатории "Строительные машины" Челябинского политехнического института с участием института НИОГР, посвящены проверке теоретических положений и определению эффективности применения импульсных вращателей при бурении горных пород в сравнении с существующим способом вращательного бурения резанием.

В заключении диссертации дается оценка конструктивных решений опытного образца импульсного вращателя, некоторые рекомендации проектирования и рассматриваются вопросы применения импульсных вращателей в других областях техники.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

Анализ схем импульсных вращателей

Импульсный вращатель представляет собой планетарный редуктор с расположенными определенным образом неуравновешенными сателлитами, при вращении которых инерционные силы создают на ведомом валу (шпинделе) дополнительный момент, изменяющийся по величине и направлению.

В результате сложения статического и дополнительного (динамического) моментов на ведомом валу будет действовать пульсирующий крутящий момент, амплитуда колебаний которого будет зависеть от соотношения величин статического и динамического моментов.

Импульсные вращатели условно можно разделить на два основных узла:

- 1) импульсный механизм или вибратор крутильных колебаний,
- 2) планетарная передача.

Особенностью конструкции рассматриваемых импульсных вращателей является то, что импульсный механизм является составной частью кинематической цепи планетарной передачи.

Описание некоторых схем импульсных механизмов дано в работах М.Ф.Балжи, В.Ф.Мальцева и др., Изучению планетарных передач посвящены работы Н.Ф.Руденко и В.И.Кудрявцева, поэтому в данной главе мы останавливаемся на теоретическом анализе только некоторых схем планетарных передач и соответствующих им импульсных механизмов, наиболее отвечающих условиям работы на буровых станках.

Анализ проводился с целью создания более рациональной схемы, обеспечивающей необходимые кинематические возможности и снижение нагрузок в ответственных узлах вращателя.

В результате анализа кинематики схем вращателей с внешними и комбинированными зацеплениями зубчатых колес сделаны

следующие выводы:

1. Вращатели с внешними зацеплениями зубчатых колес обладают лучшими кинематическими свойствами, позволяют варьировать в широких диапазонах величину передаточного отношения при одних и тех же габаритах передачи, но имеют низкий к.п.д.

2. Вращатели с внешним и внутренним зацеплениями зубчатых колес целесообразно применять при передаточных отношениях до 15 с одним ведущим звеном и при $i > 15$ с двумя ведущими звеньями. Эти передачи имеют сравнительно высокий к.п.д. вследствие более низких значений нагрузок на шарниры и звенья.

Соответственно рассмотренным кинематическим схемам вращателей в работе исследуются две схемы импульсных механизмов и изучаются траектории движения центров масс сателлитов в зависимости от параметров звеньев механизма.

Импульсный механизм типа Хоббса, являющийся составной частью вращателя с внешними зацеплениями зубчатых колес, оказывает дополнительное воздействие на двигатель, что отрицательно сказывается на его работе.

Импульсный механизм с ведущим солнечным колесом устраняет недостатки импульсного механизма передачи хоббса.

На основе проведенного анализа и исходя из специфики требований, предъявляемых к вращателям для буровых станков, автором была разработана принципиальная схема импульсного вращателя с комбинированным зацеплением зубчатых колес и импульсным механизмом с ведущим солнечным колесом. Импульсные вращатели, разработанные по предложенной схеме, имеют высокий к.п.д. и более низкие значения нагрузок на подшипники сателлитов. Поэтому в дальнейшем исследуются конструктивные разновидности и динамические свойства импульсных вращателей только этого типа.

ГЛАВА ВТОРАЯ

Динамика импульсных вращателей

В зависимости от степени подвижности звеньев импульсные вращатели могут быть с одной и двумя степенями свободы.

На рис. I представлена схема импульсного вращателя с одной степенью свободы. Положение любого звена определяется одной независимой координатой, например, углом поворота центрального солнечного колеса (звена А). Звено I и 2 представляют собой гитару скоростей для изменения скорости вращения вала II, BC - неуравновешенный сателлит с центром масс в точке S. H - ведомое звено (водило), вал III (шпиндель) жестко соединен с водилом H.

При вращении солнечного колеса А приходят в движение неуравновешенные сателлиты BC, инерционные силы которых создают переменный крутящий момент на водиле H.

Если принять за обобщенную координату угол α поворота вала II, то выражение для кинетической энергии вращателя имеет вид

$$2T = J_1 \omega_1^2 + J_2 \omega_2^2 + n m v_s^2 + n J_3 \omega_3^2 + J_4 \omega_4^2 \quad (1)$$

где J_1 - момент инерции вала I, шестерни I и вращающихся частей двигателя;

J_2 - момент инерции вала II, с шестернями 2 и А;

J_4 - момент инерции водила H, ведомого вала III и рабочего органа;

J_3 - момент инерции сателлита относительно оси, проходящей через центр масс сателлита;

m - масса сателлита;

n - количество сателлитов;

ω_i - угловые скорости валов I, II, III;

ω_3 - угловая скорость сателлита;

v_s - скорость центра масс сателлита.

Преобразуя (1), получим:

$$T = A \dot{\alpha}^2 - B \dot{\alpha}^2 \cos b \alpha,$$

где

$$A = \frac{1}{2} \left[\frac{z_2^2}{z_1^2} J_1 + J_2 + \frac{z_a^2 z_c^2}{(z_b + z_c)^2} n m + \frac{z_a^2}{(z_b + z_c)^2} n J_3 + \frac{z_a^2 z_c^2}{z_4^2 (z_b + z_c)^2} J_4 \right];$$

$$B = \frac{z_a^2 e z_c}{(z_b + z_c)^2} nm ;$$

$$b = \frac{z_a (z_n + z_c)}{z_n (z_b + z_c)} ;$$

$J_B = J_s + me^2$ - момент инерции сателлита относительно оси В,
 $e = BS$ - эксцентриситет сателлита,
 z_i - радиусы вращения звеньев.

Используя уравнение Лагранжа II рода, дифференциальное уравнение движения вращателя запишется так:

$$2A\ddot{\alpha} - 2B\ddot{\alpha} \cos \beta \alpha + BB\dot{\alpha}^2 \cos \beta \alpha = \frac{z_2}{z_1} M_g - \frac{z_a z_c}{z_n (z_b + z_c)} M_c \quad (2)$$

Левая часть уравнения (2) представляет производную по углу от функции $(A - B \cos \beta \alpha) \dot{\alpha}^2$. Поэтому (2) перепишем следующим образом:

$$\frac{d}{d\alpha} (A - B \cos \beta \alpha) \dot{\alpha}^2 = \frac{z_2}{z_1} M_g - \frac{z_a z_c}{z_n (z_b + z_c)} M_c \quad (3)$$

Если рассматривать установившийся режим работы вращателя, когда средняя угловая скорость двигателя остается постоянной и пренебречь колебаниями момента двигателя M_g и момента сопротивления M_c , то

$$\frac{z_2}{z_1} M_g - \frac{z_a z_c}{z_n (z_b + z_c)} M_c = 0$$

и уравнение (3) запишется в виде:

$$\frac{d}{d\alpha} (A - B \cos \beta \alpha) \dot{\alpha}^2 = 0$$

Интегрируя это уравнение при начальных данных $t=0, \alpha=0, \dot{\alpha}=0$,

получим:

$$(A - B \cos \beta \alpha) \dot{\alpha}^2 = (A - B) \dot{\alpha}_0^2$$

Отсюда находим закон изменения угловой скорости вала II:

$$\dot{\alpha} = \dot{\alpha}_0 \sqrt{\frac{A - B}{A - B \cos \beta \alpha}} \quad (4)$$

Угловое ускорение вала II определяется уравнением

$$\ddot{\alpha} = \frac{\beta B(A-B)\omega_0^2 \sin \beta \alpha}{2(A-B \cos \beta \alpha)^2} \quad (5)$$

Момент M_n , действующий со стороны сателлитов на водило, определяется из дифференциального уравнения вращательного движения вала III:

$$J_{III} \ddot{\beta} = M_n - M_c$$

Отсюда после преобразований получим:

$$M_n = M_c - \frac{J_{II} \beta^2 \omega_0^2 (A-B \sin \beta \alpha)}{2(\omega_n + \omega_c)(A-B \cos \beta \alpha)^2} \quad (6)$$

По уравнениям (4), (5), (6) нетрудно видеть, что угловая скорость, угловое ускорение и крутящий момент являются периодическими функциями угла α . Период изменения зависит от коэффициента β , определяемого геометрическими размерами передачи.

Недостатком импульсных вращателей с одной степенью свободы является жесткая зависимость между угловыми скоростями валов, определяемая равенством:

$$\omega_I = \frac{z_2}{z_1} \dot{\alpha}; \quad \omega_{II} = \dot{\alpha}; \quad \omega_{III} = \frac{z_a z_c}{z_n(z_2 + z_c)} \dot{\alpha} \quad (7)$$

Следовательно, при увеличении неравномерности вращения ведомого вала одновременно увеличивается и неравномерность вращения вала двигателя.

С целью устранения этого недостатка необходимо использовать импульсные вращатели с двумя степенями свободы (дифференциально-импульсные вращатели).

Дифференциально-импульсный вращатель, разработанный автором, изображен на рис. 2. Звено d устанавливается на пружинах, в результате чего оно имеет возможность колебаться вокруг оси вращения.

В этом механизме положение ведомого вала зависит от углов поворота центрального колеса A и коронного колеса d .

Скорость ведомого вала определяется выражением:

$$\dot{\psi}_n = i_{na}^d \dot{\psi}_a + i_{nd}^a \dot{\psi}_d, \quad (8)$$

где i_{Ha} - передаточное отношение от водила H к колесу A при остановленном колесе d ,
 i_{Hd}^a - передаточное отношение от водила H к колесу d при остановленном колесе A .

Приняв за обобщенные координаты углы φ_a и φ_d поворота ведущего солнечного колеса A и коронного колеса d , выражение для кинетической энергии дифференциально-импульсного вращателя получим в виде:

$$2T = \dot{\varphi}_a^2 (A_1 + B_1 \cos \varphi_s) + \dot{\varphi}_d^2 (A_2 + B_2 \cos \varphi_s) + \dot{\varphi}_a \dot{\varphi}_d (A_3 + B_3 \cos \varphi_s) \quad (9)$$

где

$$A_1 = J_a + J_H (i_{Ha}^d)^2 + n m e^2 (i_{sa}^d)^2 + n m z_H^2 (i_{Ha}^d)^2 + n J_s (i_{sa}^d)^2;$$

$$A_2 = J_d + J_H (i_{Hd}^a)^2 + n J_s (i_{sd}^a)^2 + n m e^2 (i_{sd}^a)^2 + n m z_H^2 (i_{Hd}^a)^2;$$

$$A_3 = J_H i_{Ha}^d i_{Hd}^a + n J_s i_{sa}^d i_{sd}^a + n m e^2 i_{sa}^d i_{sd}^a + n m z_H^2 i_{Ha}^d i_{Hd}^a;$$

$$B_1 = 2 n m e z_H i_{sa}^d i_{Ha}^d;$$

$$B_2 = 2 n m e z_H i_{sd}^a i_{Hd}^a;$$

$$B_3 = m e z_H (i_{sa}^d i_{Hd}^a + i_{sd}^a i_{Ha}^d);$$

$$\varphi_s = i(\varphi_a - \varphi_d); \quad i = (1 - i_{sd}^a - i_{Ha}^d).$$

Используя выражение (9) для кинетической энергии и опуская необходимость при этом преобразования, дифференциальные уравнения движения импульсного вращателя с двумя степенями свободы запишем так:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_a (A_1 + B_1 \cos \varphi_s) + \ddot{\varphi}_d (A_2 + B_2 \cos \varphi_s) + \dot{\varphi}_d^2 (B_1 i + \frac{B_2 i}{2}) \sin \varphi_s - \\ - \dot{\varphi}_a^2 \frac{B_3 i}{2} \sin \varphi_s + \dot{\varphi}_a \dot{\varphi}_d B_3 i \sin \varphi_s = M_a - i_{Ha}^d M_c; \end{cases} \quad (10)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{\varphi}_d (A_2 + B_2 \cos \varphi_2) + \dot{\varphi}_d^2 (A_3 + B_3 \cos \varphi_2) - \dot{\varphi}_d^2 (B_3 i + \frac{B_3 i}{2}) \sin \varphi_2 + \\ + \dot{\varphi}_d^2 \frac{B_2 i}{2} \sin \varphi_2 - \dot{\varphi}_d \dot{\varphi}_2 B_2 i \sin \varphi_2 = M_1 \ddot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_{nd}^2 M_c ; \end{aligned} \right.$$

где M_1 - жесткость пружин (момент, необходимый для поворота колеса d на угол в один радиан).

Трудности, возникающие при решении нелинейных дифференциальных уравнений (10), не позволяют аналитически исследовать движение рассматриваемой механической системы. Для решения дифференциальных уравнений и исследования движения указанной системы была использована электронно-вычислительная цифровая машина "Урал-2".

Основные положения методики расчета характеристик импульсных вращателей с помощью ЭВМ "Урал-2" заключаются в следующем:

1. Для принятой кинематики вращателя определяем геометрические размеры звеньев и их моменты инерции.
2. Задаем жесткость пружин M_1 и определяем постоянные и переменные коэффициенты дифференциальных уравнений (10).
3. Варьируя параметрами импульсного вращателя (масса дебалансов, жесткость пружин, момент инерции шпинделя и т.д.), находим такие их сочетания, при которых достигается требуемая неравномерность вращения шпинделя. После этого уточняются геометрические размеры звеньев вращателя.

На ЭВМ "Урал-2" был рассчитан опытный образец импульсного вращателя с двумя степенями свободы (дифференциально-импульсный вращатель).

В результате исследования дифференциальных уравнений (10) было установлено, что скорости и ускорения звеньев (а значит, и действующий крутящий момент) импульсного вращателя изменяются по периодическому закону, близкому к синусоидальному.

Неравномерность вращения ведущего вала значительно мень-

же неравномерности вращения ведомого, и соотношение между ними зависит от жесткости пружин M_1 .

Исследованием неравномерности вращения ведущего вала от параметра M_1 установлено, что для опытного образца импульсного вращателя наиболее приемлемые характеристики обеспечиваются, когда $M_1 = 32$ кнм/рад. Неравномерность вращения ведущего вала η_a при этом составляет 0,003; ведомого $\eta_n = 1$. Поэтому при практических расчетах неравномерность вращения ведущего вала можно не учитывать.

Уменьшение массы дебалансов M на сателлитах и увеличение момента инерции шпинделя вращателя J_k приводят к уменьшению коэффициента неравномерности вращения ведомого вала η_n .

При значительной жесткости пружин (для опытного образца $M_1 > 64$ кнм/рад) дифференциально-импульсный вращатель приближается по своим характеристикам к импульсному вращателю с одной степенью свободы.

На электронной вычислительной машине "Урал-2" были рассчитаны параметры ряда импульсных вращателей, а один из вариантов (см. таблицу I) был использован при проведении экспериментов.

Таблица I.

Основные параметры	Единицы измерения		
Мощность электродвигателя	кВт	7	
Число оборотов ротора	об/мин	1440	
Количество сателлитов	шт	4	
Масса дебаланса	кг	0,6; 1,2; 2	
Эксцентриситет дебаланса	м	0,05	
Суммарная жесткость рабочих пружин	кнм/рад	32	
Передаточное отношение редуктора	-	30; 15; 7,5	
Габаритные размеры:	длина	м	1,15
	ширина	м	0,6
	высота	м	0,5
Вес вращателя	н	3000	

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

Экспериментальное исследование импульсных вращателей

Задачами экспериментального исследования опытного образца импульсного вращателя с одной и двумя степенями свободы являлись:

1. Определение закона изменения угловой скорости ведомого вала при различных параметрах вращателей.
2. Определение закона изменения крутящего момента на ведомом валу (шпинделе).

Сравнение результатов теоретического и экспериментального определения закона изменения угловой скорости ведомого вала позволяет проверить, насколько точно решение нелинейных дифференциальных уравнений отражает действительные законы движения звеньев импульсного вращателя. Это тем более важно, что все теоретические исследования строились с учетом следующих допущений: 1) считалось, что силы трения, действующие в шарнирах и зацеплениях, не окажут значительного влияния на неравномерность вращения шпинделя; 2) звенья вращателя принялись абсолютно жесткими.

Для экспериментального определения закона изменения крутящего момента на шпинделе нами использовался бесконтактный датчик, преобразующий крутящий момент на валу в электрическое напряжение. Конструкция датчика обеспечивала его чувствительность только к напряжениям кручения и независимость от скорости вращения контролируемого вала.

Полученные экспериментальные данные достаточно хорошо согласуются с теоретическими расчетами. Экспериментальным исследованием подтвержден характер протекания угловой скорости ведомого вала, уменьшение неравномерности вращения шпинделя с увеличением жесткости пружин и уменьшением скорости вращения ведущего вала. Подтверждена высокая эффективность конструктивного решения, заключающегося в использовании пружин

живной подвески коронного колеса. При записи крутящего момента на ведомом валу дифференциально-импульсного вращателя получены кривые, близкие по форме к синусоиде.

Экспериментальное определение закона изменения крутящего момента на шпинделе импульсного вращателя с одной степенью свободы показало постоянство значений величины крутящего момента и практически равномерную угловую скорость вращения ведомого вала на различных режимах работы вращателя.

Обработка осциллограмм импульсного вращателя, у которого упругая связь коронного колеса d на корпус была заменена фрикционной, показала, что в зависимости от внешней нагрузки на шпинделе и затяжки фрикциона (момент трения) средняя скорость вращения ведомого вала изменяется от своей максимальной величины до нуля, а соотношение между статическим и динамическим моментами изменяется в сторону увеличения динамического. Неравномерность вращения шпинделя увеличивается с увеличением момента сопротивления на рабочем органе.

Результаты экспериментального исследования импульсного вращателя с изменяющимися режимами работы в зависимости от внешней нагрузки были использованы институтом НИИОГР для проектирования экспериментального образца автоматического дифференциально-импульсного вращателя к промышленному станку.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

Анализ эффективности бурения импульсными вращателями

При теоретическом и экспериментальном исследованиях импульсных вращателей было установлено, что крутящий момент на шпинделе вращателя изменяется по периодическому закону. Амплитудные значения крутящего момента значительно отличаются от эквивалентного ему статического момента, следовательно, и окружное усилие на рабочем органе импульсного вращателя будет также отличаться от величины статического окружного

усилия для того же вращателя, но с уравновешенными сателлитами.

Исходя из этого, следует ожидать, что в отдельные промежутки времени в обрабатываемой среде можно создать напряжения, значительно превышающие временное сопротивление разрушению, а избыток энергии тратить на образование трещин и микротрещин в горной породе, что должно облегчить последующую ее разработку и привести к увеличению производительности труда.

Для изучения основных закономерностей, влияющих на технико-экономические показатели бурения импульсными вращателями, автором был разработан специальный стенд для бурения горных пород в блоках высотой до 1 м.

Техническая характеристика бурового стенда

Диаметр скважины, мм	110-160
Вращатель:	
скорость вращения инструмента, об/мин	0-200
мощность двигателя, кВт	7
число оборотов вала эл.двигателя об/мин	1500
Податчик гидравлический:	
усилие подачи, кн	0-50
ход подачи, м	1
усилие на подъем, н	6500

Установленная на буровом стенде контрольно-измерительная аппаратура позволяла вести наблюдение и регистрировать следующие параметры:

- 1) скорость проходки скважины,
- 2) крутящий момент на буровом ставе,
- 3) осевую нагрузку,
- 4) мощность, потребляемую приводом вращателя.

При экспериментальном бурении были применены 8 различных коронок режущего типа: со сплошной и прерывистой режущей кромкой, с разной геометрией режущих элементов и диаметром коронки 110, 125, 160 мм. На основе теоретического и экспериментального исследований была определена оптимальная

форма и геометрия режущих элементов для бурения импульсными вращателями.

При всех прочих равных условиях (физико-механические свойства горной породы, диаметр и геометрия заточки режущего инструмента, осевая нагрузка, средняя скорость вращения бурового става) сравнивались два способа бурения: 1) импульсными вращателями (виброрезание) и 2) вращателями существующих конструкций (статическое резание).

Для бурения экспериментальных скважин использовались 1,5-3 тонные мраморные блоки Коелгинского мраморного карьера с коэффициентом крепости по шкале проф. М.М.Протоdjяконова $f = 5-6$. Выбор для экспериментов мрамора объясняется его однородностью, неабразивностью, но достаточной крепостью. Это позволяло получать опытные данные с небольшим разбросом, исключив влияние износа и других факторов на основные зависимости.

Поскольку внешняя нагрузка при бурении импульсными вращателями прикладывалась к режущему инструменту импульсами, повторявшихся с большой частотой, то особые требования предъявлялись к выбору инструмента и марки твердого сплава.

На основе проведенного анализа свойств марок твердого сплава для данного способа нами предложено использовать наиболее вязкие марки сплавов с высоким содержанием кобальта, хорошо сопротивляющимся ударным нагрузкам - ВК8+ ВК15. Однако эти марки сплавов обладают низкой износоустойчивостью. Чтобы увеличить общий срок службы коронки при виброрезании, была разработана совместно с институтом НИИОГР оригинальная конструкция коронки с вращающимися резцами полукруглой формы. У этой конструкции долговечность инструмента увеличена за счет выполнения условия равностойкости всех его режущих элементов и улучшения теплового режима работы резцов. Благодаря вращению вокруг собственной оси, каждый зубок участвует в разрушении как периферийной зоны забоя, так и центральной и поэтому находится в равнозначных условиях. Таким образом, работоспособность режущей коронки сохраняется

до полной отработки всех зубков, что не наблюдается ни на одной из серийно выпускаемой коронке режущего типа. Оптимальная партия коронок с вращающимися резами прошла промышленные испытания в производственных условиях и рекомендована институтом НИИОГР к внедрению.

Основными критериями для оценки эффективности сравниваемых способов бурения принимались производительность (скорость проходки скважины) и удельная энергоемкость бурения.

Экспериментальное бурение оптимальным образом импульсного вращателя показало, что скорость проходки скважины по сравнению со статическим резанием в 1,5-2 раза выше и зависит от режимов бурения (осевая нагрузка, скорость вращения бурового става) и параметров вращателя (кинетический момент дебалансов, скорость вращения сателлитов, жесткость пружин).

Эффективность виброрезания при вращательном бурении оценивалась не только, как абсолютное увеличение скорости проходки, но и коэффициентом:

$$\delta = \frac{V_B - V_C}{V_C}$$

где V_B - скорость проходки при виброрезании,
 V_C - скорость проходки при статическом резании.

Некоторые данные по влиянию осевой нагрузки Q на величину скорости бурения V и коэффициент эффективности δ приведены в таблице 2, из которой следует, что бурение виброрезанием целесообразно вести в силовом режиме, т.е. при больших нагрузках.

Таблица 2.

Влияние осевого усилия на показатели бурения

Условия экспериментирования	Осевая нагрузка Q кН	Среднее значение скорости проходки		Коэффициент эффективности δ
		$V_C \frac{м}{ч}$	$V_B \frac{м}{ч}$	
$\omega_{вращ} = 20$ рад/сек $M_{скв} = 32$ кНм/рад $d_{скв} = 110$ мм $m = 2$ кг	10	3,15	4,2	0,344
	20	6,07	10	0,65
	30	8,96	16	0,785
	40	11,89	21,3	0,795
	50	15,2	25	0,545

При уменьшении кинетического момента дебалансов скорость проходки при виброрезании уменьшается и уже при значении кинетического момента, равного 0,024 кгм для опытного образца вращателя, лишь незначительно отличается от скорости проходки при уравновешенных сателлитах. Обработка результатов экспериментального бурения показала, что эффект виброрезания пропорционален произведению кинетического момента дебалансов на квадрат скорости их вращения.

Из сравнения результатов экспериментального бурения сравнимыми способами получено, что увеличение жесткости пружин с $M_s = 32$ км/рад в два раза привело к значительному уменьшению эффекта виброрезания, вследствие уменьшения неравномерности вращения шпинделя.

Далее определялась сравнительная эффективность бурения мрамора автоматическим дифференциально-импульсным вращателем у которого зубчатый венец d (рис.2) замыкался на корпус с помощью фрикциона, затягиваемого винтами. Для вращателя с уравновешенными сателлитами фрикцион выполнял роль муфты предельного момента. При бурении скважин режущей коронкой диаметром 160 мм производительность оказалась выше примерно в два раза для автоматического дифференциально-импульсного вращателя, и бурение осуществлялось при моменте сопротивления M_c в 1,5 раза превышающем внешнее сопротивление для того же вращателя с уравновешенными сателлитами. Для этого типа импульсного вращателя характерным признаком является тот факт, что движение бурового става не прекращается при любом значении внешней нагрузки на рабочем органе. Это преимущество может быть выгодно использовано при бурении взрывных скважин в сложных горно-геологических условиях, где возможны прослои горных пород с различными физико-механическими свойствами. В этой серии опытов также подтвержден вывод о целесообразности бурения импульсными вращателями в области больших осевых нагрузок.

Энергоемкость процесса разрушения породы при бурении оценивалась величиной работы, затрачиваемой на обуривание

I м скважины. Удельная энергоёмкость при виброрезании на всех режимах бурения оказалась меньше, чем при бурении статическим резанием в 1,2 – 1,7 раза. С увеличением глубины внедрения режущих элементов коронки в породу удельная энергоёмкость для обоих способов бурения в исследуемом диапазоне нагрузок уменьшается. С увеличением осевого усилия отношение удельной энергоёмкости статического резания к виброрезанию увеличивается.

Уменьшение энергоёмкости процесса разрушения породы и увеличение производительности при бурении импульсными вращателями объясняется большой скоростью деформирования при импульсном воздействии, обеспечивающей минимальное рассеивание энергии при отделении элементов стружки, и уменьшением прочности материала в прилегающей к передней грани режущего инструмента зоне, вследствие интенсивного микротрещинообразования и концентрации напряжения около них.

Экономический расчет, выполненный в соответствии с "Методикой определения экономической эффективности новой буровой техники на открытых горных работах" ЦНИИПодземшахтостроя, показал, что применение импульсных вращателей на буровых станах типа СВЕ-2 вместо существующих вращателей составит годовую экономию 3040 рублей на один станок.

В В О Д И

I. Проведенный анализ схем импульсных вращателей выявил существенные недостатки вращателя с внешними зацеплениями зубчатых колес:

- а) значительные переменные нагрузки на узлы и детали вращателя;
- б) низкий коэффициент полезного действия вследствие высоких нагрузок;
- в) более тяжелые условия работы двигателя, вызванные дополнительной неравномерностью вращения со стороны импульсного механизма.

Импульсный вращатель с внешним и внутренним зацеплениями зубчатых колес позволяет устранить указанные недостатки.

2. На основе анализа предложена схема опытного образца импульсного вращателя с внешним и внутренним зацеплениями зубчатых колес, составной частью которого является импульсный механизм с центральным ведущим солнечным колесом. Благодаря этому значительно уменьшено дополнительное воздействие на вал двигателя со стороны импульсного механизма.

3. Дифференциальные уравнения, описывающие движение импульсных вращателей, позволяют определить динамические характеристики привода. Решение и исследование уравнений показало, что движение ведомого вала подчиняется периодическому закону. Однако для вращателей с одной степенью свободы характерна жесткая зависимость между неравномерностью вращения ведомого и ведущих валов, что затрудняет получение значительной неравномерности вращения шпинделя.

Импульсные вращатели с двумя степенями свободы позволяют иметь большую степень неравномерности вращения шпинделя.

4. Характеристики дифференциально-импульсных вращателей оказываются наиболее приемлемыми, когда коэффициент неравномерности вращения шпинделя ψ_n составляет 0,5-1,5, что соответствует для опытного образца вращателя жесткости пружинной подвески $M_s = 32000$ нм/рад. при средней скорости вращения ведомого вала $\dot{\varphi}_n^{cp} = 20$ рад/сек и массе дебаланса $m = 2$ кг.

5. Угловое ускорение ведущего вала $\ddot{\varphi}_a$ дифференциально-импульсного вращателя зависит от жесткости пружинной подвески M_s . Минимальное значение $\ddot{\varphi}_a$ для опытного образца вращателя составляет при $M_s = 32000$ нм/рад.

6. Уменьшение массы дебалансов m и увеличение присоединенных к шпинделю вращающихся масс приводят к уменьшению коэффициента неравномерности вращения ведомого вала.

7. Результаты экспериментального определения закона движения и закона изменения крутящего момента на ведомом валу

опытного образца импульсного вращателя достаточно хорошо согласуются с теоретическими положениями, основывающихся на решении и исследовании дифференциальных уравнений.

8. Бурение мрамора с применением импульсных вращателей в 1,5-2 раза производительнее существующего способа вращательного бурения резанием и по энергоёмкости процесса является наиболее эффективным среди механических способов бурения.

9. Режущие коронки для бурения импульсными вращателями следует оснащать пластинками из наиболее вязких марок металлокерамических сплавов: ВК8-ВК15.

Наиболее перспективными коронками для бурения виброрезанием являются коронки с вращающимися резаками, износостойкость которых значительно превышает стойкость коронок существующих конструкций.

10. Бурение автоматическим дифференциально-импульсным вращателем обеспечивает регулирование режима и изменение соотношения между статическим и динамическим воздействием в зависимости от условий работы. С увеличением нагрузки на рабочем органе динамическое воздействие инструмента на разрушаемую породу увеличивается.

11. Экономия от внедрения импульсных вращателей на буровых станках типа СВБ-2 вместо существующих вращателей составит 3040 рублей в год на один станок.

В заключение отметим, что основные достоинства импульсных вращателей, заключающиеся в возможности получать на ведомом валу окружное усилие, повторяющееся с большой частотой и значительно превышающее по величине эквивалентное статическое усилие, позволяют рекомендовать широкий круг принципов вибрационного воздействия вращающегося рабочего органа с помощью импульсных вращателей не только для бурения горных пород, но и для увеличения производительности землеройных, смесительных, камнеобрабатывающих и транспортирующих машин, в станках по обработке металлов резанием и т.д.

Результаты, полученные в настоящей работе, позволили дать рекомендации для исследования и внедрения импульсных вращателей в промышленность нерудных строительных материалов институтом ВНИИЧеруд.

Материалы теоретических и экспериментальных исследований импульсных вращателей послужили основой для расчета и конструирования институтом НИИОГР промышленного опытного образца импульсного вращателя к буровому станку СЕР-125.

На основе материалов диссертации в Челябинском политехническом институте спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд для сверления отверстий и нарезания резьб в металлах с применением в приводе импульсного вращателя. Уже первые опыты показали увеличение производительности на 30-80%.

Результаты описанных в работе исследований были доложены на заседании секции "Технологии добычи нерудных строительных материалов" ученого совета института ВНИИЧеруд (июнь 1966г, г.Тольятти), на заседании секции "Техники и технологии буровых работ" ученого совета НИИОГР (июнь 1967г., г.Челябинск), на Всесоюзном совещании по открытой разработке угля НТС МУП СССР (июнь 1967 г, г.Коркино), на ХУП и ХУШ научно-технических конференциях по итогам научно-исследовательских работ Челябинского политехнического института.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Леонов А.И., Кромский Е.И. О динамике импульсных вращателей. Известия высших учебных заведений "Строительство и архитектура", 7, 1967г.
2. Буткин В.Д., Кромский Е.И. Рациональная техника для бурения по сложноструктурным вскрышным породам. "Добыча угля открытым способом", -№2, М. 1967.
3. Зорин Л.Д., Шихотаров Н.С. Кромский Е.И. Усовершенствование системы пневмотранспорта на буровом станке СВЕК-200, Техническая информация, серия "Промышленность нерудных и неметаллорудных материалов". Вып.7, ЦНИИТЭСтром, 1967.

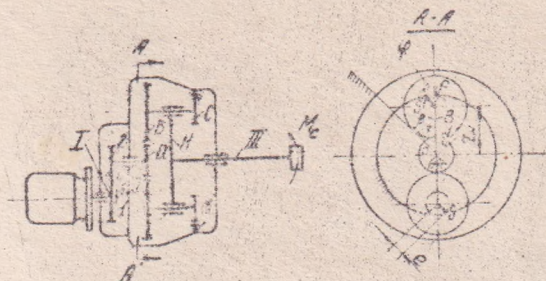


Рис.1. Схема импульсного вращателя с одной степенью свободы.

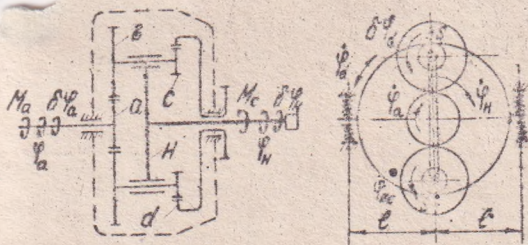


Рис.2. Схема импульсного вращателя с двумя степенями свободы.