

6
4-63

У С С Р

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
КРИВОРОЖСКИЙ ГОРНОРУДНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Аспирант Пирогов Л.И.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВРАЩАЮЩИХ УСТРОЙСТВ
БУРОВЫХ МАШИН ДЛЯ ПОДЗЕМНЫХ РАБОТ

Диссертация написана на русском языке

Специальность 05.172 — Горные машины

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Кривой Рог

1972

У С С Р

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
КРИВОРОЖСКИЙ ГОРНОРУДНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Аспирант Пирогов Л.И.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВРАЩАЮЩИХ УСТРОЙСТВ
БУРОВЫХ МАШИН ДЛЯ ПОДЗЕМНЫХ РАБОТ

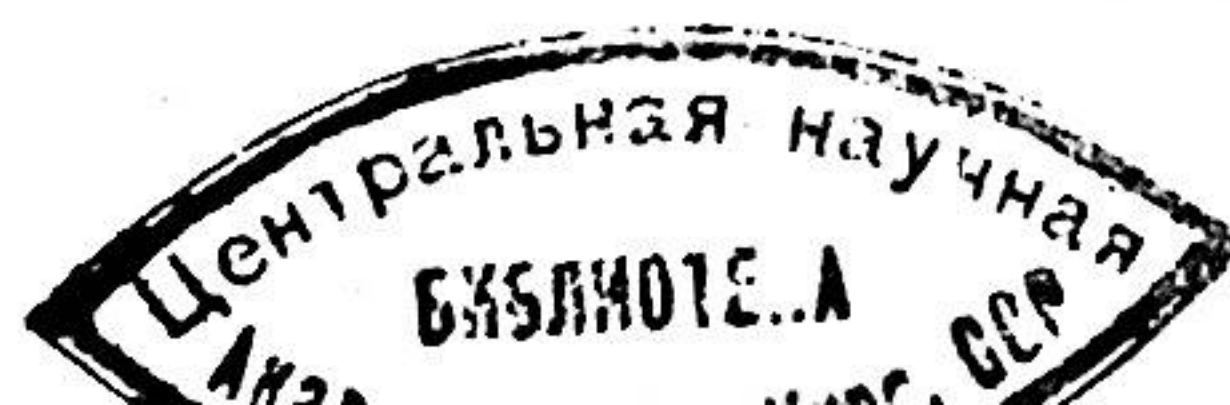
Диссертация написана на русском языке

Специальность 05.172 - Горные машины

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Кривой Рог

1972



Диссертационная работа выполнена в Институте горного дела Сибирского отделения АН СССР и на заводе горного обогащения "Коммунист".

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ

кандидат технических наук,
старший научный сотрудник ЕСИН Н.Н.

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОПОНЕНТЫ:

доктор технических наук, профессор БЕГАГОЕН И.А.
кандидат технических наук ПОНАМАРЧУК А.Ф.

Ведущее предприятие - Старооскольский механический завод.

Автореферат разослан " 28 " IV 1972 г.

Защита диссертации состоится " 5 " VI 1972 г.
на заседании Ученого Совета Криворожского горнорудного института
по адресу: г. Кривой Рог, 33, ул.Пушкина, 37, аудитория 300.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА

БАЗАЛИЙ Э.С.

ВВЕДЕНИЕ

В соответствии с решениями XXIV съезда КПСС развитие черной металлургии в нашей стране должно проходить по пути повышения экономической эффективности на основе интенсификации производства и роста производительности труда. К 1975 г. выплавка стали должна достичь 142 - 150 млн.т, для чего необходимо добыть 422 - 440 млн.т руды. Решение этой задачи невозможно без ускорения темпов научно-технического прогресса, внедрения в производство результатов научных исследований и создания новой техники. За последние годы горнорудная промышленность достигла значительных успехов в создании и внедрении прогрессивной технологии подземной разработки месторождений. Особенно широкое распространение получили высокоэффективные системы с отбойкой руды глубокими скважинами. Применение этих систем стало возможным после создания высокопроизводительных машин для бурения скважин в подземных условиях. Большое значение при их разработке и внедрении имели теоретические и экспериментальные исследования многих советских ученых, среди которых наибольшую известность получили работы Г.М.Малахова, Б.В.Суднишникова, П.М.Алабушева, О.Д.Алимова, П.М.Емельянова, Е.В.Александрова, А.К.Сидоренко, В.Ф.Горбунова, И.А.Бегалоена, Г.И.Суксова, А.Ф.Понамарчука, С.Ф.Бабенко, А.Г.Дядюры и др.

Вращающее устройство - один из основных узлов буровой машины, определяющий наиболее важные её показатели: вес, габариты, производительность, надёжность и долговечность. Создание совершенных малогабаритных вращающих устройств является весьма актуальной задачей, так как позволяет обеспечить высокий техниче-ский уровень буровой машины в целом.

Настоящая работа посвящена исследованию высокомоментных безредукторных пневматических вращающих устройств гипоциклоидного типа для подземных станков глубокого бурения.

Гипоциклоидные пневматические вращатели имеют ряд ценных преимуществ перед другими типами вращающих устройств в отношении габаритных и весовых характеристик, показателей надёжности и долговечности, простоты конструкции, способности рационально компоноваться с другими узлами буровой машины.

В работе произведен геометрический и силовой анализ упрощённого /кругового/ профиля зацепления гипоциклоидного вращателя, предложены аналитические зависимости, показывающие влияние геометрических параметров рабочей пары на усилия в зацеплении и к.п.д. вращателя.

Исследовано влияние конструктивных особенностей вращателя на его выходные параметры, разработаны рекомендации по усовершенствованию и выбору оптимального конструктивного варианта.

Изучен вопрос об экономичности работы гипоциклоидного вращателя и характере распределения утечек сжатого воздуха, разработана специальная система уплотнения рабочей камеры.

В результате проведенного исследования созданы реальные конструкции пневматических гипоциклоидных вращателей для станков глубокого бурения и разработан лёгкий, малогабаритный и надёжный буровой станок-полуавтомат, превосходящий по основным показателям лучшие отечественные и зарубежные образцы машин этого класса.

Результаты исследований могут найти применение при расчёте, конструировании и доводке новых типов пневматических гипоциклоидных вращателей.

Диссертационная работа состоит из пяти глав и содержит 153 стр. машинописного текста, включая 58 рисунков и список литературы из

108 наименований, а также четыре приложения.

1. КЛАССИФИКАЦИЯ И АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ВРАЩАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

В первой главе дан краткий обзор и структурно-функциональный анализ вращающих устройств буровых машин. На основании проведенного анализа разработана классификация вращающих устройств, позволяющая систематизировать известные устройства по ряду признаков, наиболее полно отражающих их конструктивные и эксплуатационные особенности.

В качестве первого, основного признака принята структурная схема механизма. Она отражает наиболее существенные качества вращающего устройства /сложность конструкции, габариты, вес, надёжность, долговечность/ и определяет, как правило, компоновку буровой машины в целом. Согласно первому признаку все вращатели разделены на три класса: редукторные /состоящие из высокооборотного двигателя и понижающего редуктора/, безредукторные /устройства, позволяющие получать требуемые выходные параметры без дополнительного понижающего редуктора/ и комбинированные, представляющие собой комбинацию вращающих устройств первых двух классов.

По второму признаку - виду используемой энергии - вращатели разделяются на электрические, гидравлические и пневматические. Этот признак определяет в основном эксплуатационные особенности механизма /его рабочие характеристики, экономичность, безопасность и т.д./. Следует отметить, что очень часто у вращателя одной и той же структурной схемы один вид энергии может быть в случае необходимости заменён другим без существенных конструктивных

изменений устройства.

Далее классификация строится по признакам, конкретизирующим тип основного рабочего элемента. Редукторные вращатели состоят из двух таких элементов — двигателя и редуктора. Эти элементы равноценны по своей значимости и подразделяются в соответствии с известными классификациями. Для безредукторных вращателей характерны признаки, определяющие тип рабочей пары /шестерёнчатые, лопастные, поршневые, гипоциклоидные/ и тип преобразующего звена /для гипоциклоидного вращателя — шарнирное, крестовое, зубчатое, карданное, планетарное и др./.

Кроме указанных основных признаков каждый из вращателей может иметь ряд дополнительных частных признаков, которые при необходимости используются для более детальной конкретизации механизма /например, по характеру вращения выходного вала — реверсивные и нереверсивные, с правым и левым вращением, с прерывистым и непрерывным вращением; по характеру регулирования скорости вращения — со ступенчатым или плавным регулированием и нерегулируемые; по взаимосвязи с другими узлами буровой машины — с независимым и зависимым вращением ;/.

Совокупность перечисленных признаков определяет принципиальную схему механизма вращения и его основные эксплуатационные особенности.

В главе также рассмотрены некоторые наиболее типичные конструкции вращателей и на основании их анализа произведен выбор наиболее рационального типа.

Как показал анализ, использование безредукторных вращателей в качестве привода вращения буровых станков глубокого бурения в подземных условиях является перспективным направлением. Наиболее рациональным типом безредукторных вращателей в настоящее время

следует признать пневматический гипоциклоидный вращатель.

Изучение состояния вопроса по указанному типу вращателя показало, что этот привод вращения буровых машин до настоящего времени ещё мало изучен, а проведенные в этом направлении конструкторские разработки практически не вышли за рамки эксперимента. Наиболее известные работы в этой области проведены Ф.Н.Ерасовым, Я.Е.Альтшулером, а также такими организациями как институт "Типрорудмаш", создавший совместно с заводом "Коммунист" колонковые перфораторы ПК50 и ПК65 с гипоциклоидными вращателями, Институт горного дела Сибирского отделения АН СССР, Одесский политехнический институт, Криворожский горнорудный институт.

При выполнении настоящего исследования были поставлены следующие задачи:

1. Изучить влияние геометрии упрощенного профиля зацепления на кинематику и динамику вращателя.
2. Аналитически и экспериментально исследовать влияние типа преобразующего звена на выходные параметры вращателя.
3. Аналитически исследовать динамику гипоциклоидного вращателя и проверить полученные выводы в эксперименте.
4. Экспериментально исследовать рабочий процесс вращателя, установить его оптимальные параметры и дать рекомендации по усовершенствованию конструкции.
5. Произвести санитарно-гигиеническую оценку механизма.
6. На основе результатов исследований создать реальные конструкции вращателей для станков пневмоударного бурения.
7. Дать технико-экономическую оценку результатов выполненных работ.

II. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ГИПОЦИКЛОИДНОГО ВРАЩАТЕЛЯ

Вторая глава посвящена аналитическому исследованию кинематики и динамики гипоциклоидного вращателя. Установлены основные геометрические соотношения параметров рабочей пары в зависимости от числа зубьев ротора

$$R_1 = e \left(\sqrt{1 + \frac{6}{a}} - 1 \right); \quad R_2 = e \left(\sqrt{1 + \frac{6}{a}} + 2 \right);$$

где R_1 и R_2 — радиусы окружностей, на которых расположены соответствующие центры кривизны зубьев ротора и статора;

e — эксцентриситет рабочей пары;

$$a = 1 - \cos \varphi_1; \quad \varphi_1 = \frac{\pi}{Z_1}$$

Z_1 — число зубьев ротора.

Круговой профиль зацепления, предложенный Ф.Н.Ерасовым, обеспечивает только две зоны контакта зубьев ротора с роликами статора. Во всех остальных случаях сопряжений образуется зазор. Так как зоны контакта смещены по фазе на 180° , то внутренняя полость вращателя /мешестерное пространство/ четко разделяется на две равные полости, образующие камеры высокого и низкого давления. Действующее на ротор давление воздуха заставляет его обкатываться по роликам статора. Развиваемый крутящий момент описывается зависимостью

$$M_k = \int_0^{2\pi} F(p_i) d\varphi \cdot B (R_1 + e) \cos \left(\beta - \alpha \pm \frac{\varphi_0}{4} \right) \cdot \eta_m,$$

где $F(p_i)$ — распределение давления по периметру ротора;

B — рабочая длина ротора;

β — угол поворота результирующего усилия, действующего на ротор давления, вокруг мгновенного центра вращения;

α — угол начального смещения результирующего усилия;

Z_2 — число роликов статора ($Z_2 = Z_1 + 1$);

η_m — механический к.п.д.

Знак плюс относится к Z_1 чётному, минус — к нечётному.

Максимальное значение крутящего момента имеет место при $\beta = \alpha \mp \frac{\varphi_0}{4}$, а минимальное — при $\beta = \varphi_0$. Для осуществления плавного вращения ротора без скачкообразного изменения крутящего момента необходимо, чтобы плечо приложения результирующего усилия в конце одного цикла поворота было бы равно плечу в начале следующего цикла. Степень неравномерности крутящего момента характеризуется коэффициентом

$$K = \frac{M_{k \min}}{M_{k \max}} \approx \cos \varphi_0.$$

Для $Z_2 = 8 + 60$ он составляет $0,71 + 0,99$.

Усилия зацепления вращателя с шарнирным преобразующим звеном при наличии "плавающего" ротора в значительной степени зависят от геометрических параметров и точности изготовления преобразующего звена:

1. Усилие в верхней зоне контакта рабочей пары

$$R_B = P \frac{4e \cos \alpha}{R_1 \sin \frac{\varphi_0}{2}};$$

2. Усилие в нижней зоне контакта рабочей пары

$$R_H = \frac{P}{2 \cos \varphi} \left(\frac{\cos \alpha \sqrt{16e^2 - R_1 \sin^2 \frac{\varphi_0}{2}}}{R_1 \sin \frac{\varphi_0}{2}} + \frac{(R_2 - e Z_2) \cos \alpha}{Z_B \sin \varphi_i} - \sin \alpha \right);$$

3. Усилие в соединении шарнирного преобразующего звена

$$R_{ш} = P \frac{(R_2 - e Z_2) \cos \alpha}{\sum K_{pi} \sin \varphi_i Z_B},$$

где P — результирующее усилие давления, действующего на ротор,

K_{pi} — коэффициент неравномерности распределения нагрузки

между зубьями преобразующего звена;

ψ ; — элементарный угол поворота точек контакта в соединении;

z_8 — радиус кривизны рабочего профиля втулки ротора.

Анализ полученных зависимостей показал, что усилия в зацеплении при недостаточной точности изготовления шарнирного преобразующего звена могут достигать весьма больших значений, вызывая самоторможение /заклинку/ ротора или резко снижая к.п.д. вращателя и вызывая повышенный износ и нагрев механизма.

Механический к.п.д. вращателя в основном определяется величиной потерь на трение в шарнирном преобразующем звене и описывается зависимостью

$$\eta_{мш.} = 1 - 1,1 \cdot 10^{-4} \frac{R_n (\rho f_{рол} + K) + f R_{ш} z_8}{\rho (R_1 + e) \cos(\beta - \alpha \pm \frac{\varphi_0}{4})}$$

где ρ — радиус точки контакта ролика статора с зубом ротора относительно центра вращателя;

$f_{рол}$ — приведенный коэффициент трения ролика статора;

K — коэффициент сопротивления при качении;

f — коэффициент трения при скольжении.

Для снижения влияния качества изготовления шарнирного преобразующего звена на к.п.д. вращателя нами предложена коррекция рабочего профиля зуба ведомого вала преобразующего звена, при которой удаляются участки, имеющие наименее благоприятные условия передачи крутящего момента. Коэффициент коррекции определяется по формуле

$$\xi = \frac{\sqrt{z_2^2 + z_8^2 + 2 z_2 z_8 \cos \psi}}{z_2 + z_8}$$

$(\psi = \frac{2\pi}{z_8})$ Оптимальный коэффициент коррекции рабочего зуба,

обеспечивающий стабильные показатели выходных параметров вращателя без дополнительной подгонки и приработки, равен

$$\xi = \frac{\sqrt{z^2 + z_8^2 + 2 z_2 z_8 \cos \frac{2,4\pi}{z_8}}}{z_2 + z_8}$$

где z_8 — число зубьев ведомого вала.

Корригирование преобразующего звена обеспечивает максимальную однозначность выходных параметров, практически мало зависящую от степени приработки преобразующего звена.

В результате исследования динамики крестового преобразующего звена установлено, что колебания мгновенного значения крутящего момента и к.п.д. могут достигать значительной величины и зависят, в основном, от геометрических параметров этого звена. В общем случае, когда геометрические характеристики ведомой и ведущей частей соединения преобразующего звена разные, к.п.д. определяется по формуле

$$\eta_{мк} = \left\{ 1 - 8 \frac{fe}{\pi} (a+b) + \frac{ek}{2} (a^2 + b^2) - 2 \frac{fe}{\pi} ab (4 + 2eka + 2ekb + e^2 k^2 ab) \right\}^{0.5}$$

где a, b — геометрические характеристики ведущей и ведомой частей соединения; $(a = \frac{c}{\Delta}, b = \frac{c_1}{d})$

$K = 1 - 4 \frac{f}{\pi}$ — условный коэффициент;

c, c_1 — коэффициенты, зависящие от бокового зазора, качества рабочих поверхностей, упругих свойств материала ведущей и ведомой частей;

Δ, d — максимальные диаметры соединения в ведущей и ведомой частях.

Минимальные колебания крутящего момента и к.п.д. соответствуют крестовому преобразующему звену, имеющему одинаковые характеристики ведущей и ведомой частей.

Аналитическое исследование вибрации корпуса вращателя позволило установить качественную картину распределения основных факторов, влияющих на формирование колебаний корпуса в установившемся режиме работы. При этом вращатель был представлен в виде линейной колебательной системы с тремя степенями свободы, которая описывается следующей системой дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} (m_k + m_p)\ddot{x} + (m_k b + m_p b_1)\ddot{z} + c_x b z + c_x x &= m_p e \omega^2 \cos \omega t + P_k \sin(\omega t - \alpha); \\ (m_k + m_p)\ddot{y} - (m_k a + m_p a_1)\ddot{z} + c_y y + c_y a z &= m_p e \omega^2 \sin \omega t - \\ - P_k \cos(\omega t - \alpha) - (G_k + G_p); \\ [m_k(b^2 + a^2) + m_p(b_1^2 + a_1^2) + J_k]\ddot{z} + (m_k b + m_p b_1)\ddot{x} - (m_k a + m_p a_1)\ddot{y} + \\ + c_z z &= m_p e \omega^2 (b_1 \cos \omega t - a \sin \omega t) + a G_k + P_k \cos(\omega t - \alpha) a_1 + G_p(a_1 + e \cos \omega t); \end{aligned} \right\}$$

где x, y, z — обобщённые координаты;

m_k, m_p — массы вращателя и ротора;

a, b — координаты центра тяжести вращателя;

a_1, b_1 — координаты центра тяжести ротора;

c_x, c_y, c_z — коэффициенты жёсткости рамы, на которой установлен вращатель, в направлении обобщённых координат /соответственно на "сдвиг", "оседание", "кручение"/;

P_k — результирующее усилие давления сжатого воздуха, действующего на статор /корпус/;

ω — угловая скорость вращения центра тяжести ротора вокруг геометрического центра вращателя.

В результате решения указанной системы получены аналитические зависимости амплитуд вынужденных колебаний в направлении соответствующих обобщённых координат

$$A_x = \frac{\Delta(A_x)}{\Delta}, \quad B_x = \frac{\Delta(B_x)}{\Delta}, \quad A_y = \frac{\Delta(A_y)}{\Delta}, \\ B_y = \frac{\Delta(B_y)}{\Delta}, \quad A_z = \frac{\Delta(A_z)}{\Delta}, \quad B_z = \frac{\Delta(B_z)}{\Delta}.$$

Определители Δ , $\Delta(A_i)$ и $\Delta(B_i)$ в виду краткости изложения здесь не раскрываются.

III. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ И АППАРАТУРА

Общей задачей исследования было изучение рабочего процесса гипоциклоидного вращателя в различных режимах работы, сравнение аналитических результатов с экспериментальными и определение влияния конструктивного исполнения отдельных элементов механизма на его выходные параметры.

Конкретно при проведении опытов решались следующие задачи:

1. Определение характеристик вращателя при разных типах преобразующего звена, вариантах системы воздухораспределения и конструкции рабочей пары.

2. Изучение влияния скорости вращения на степень наполнения рабочих камер и величину противодействия в выхлопной полости.

3. Выявление зависимости скорости вращения при постоянном крутящем моменте от рабочего давления воздуха.

4. Определение зависимости расхода сжатого воздуха от скорости вращения.

5. Изучение характера распределения утечек сжатого воздуха по периметру рабочей камеры в зависимости от величины торцевого зазора и давления воздуха.

6. Изучение зависимости к.п.д. вращателя от нагрузки.

7. Оценка степени совершенства вращателя и его отдельных элементов по результатам проведенных аналитических и экспериментальных исследований.

В процессе исследования проводились измерения следующих параметров:

1. Мгновенное значение крутящего момента на выходном валу;
2. Давление воздуха в рабочих камерах и в системе воздухо-распределения;
3. Скорость вращения выходного вала;
4. Расход сжатого воздуха /среднее и мгновенное значения/;
5. Скоростной напор истечения сжатого воздуха при утечках;
6. Уровень вибрации и шума.

В качестве регистрирующей аппаратуры использовались:

1. Магнитоэлектрический двенадцатиканальный осциллограф Н105 в комплекте с восьмиканальным усилителем 8АНЧ.
2. Автоматический показывающий и самопишущий прибор с дифференциальной-трансформаторной схемой ДСТ-05 в комплекте с дифманометром мембранного типа ДМ модели 3537 /ГОСТ 12005-66/.
3. Тензометрические датчики давления мембранного типа конструкции ИГД СО АН СССР.
4. Тензометрический датчик расхода воздуха мембранного типа.
5. Образцовые поршневые манометры типа МОП60.
6. Шумомер Ш-ЗМ и анализатор типа 2111 датской фирмы "Брюль и Кьер".

Кроме того, для записи угловой скорости вращения штанги в интер-

валах угла поворота, равных 10° , использовался специальный диск с 36 прорезами и фотоэлемент. Для регистрации крутящего момента на буровую штангу /измерительный валик/ наклеивались тензодатчики и устанавливался контактный токосъёмник /или герметичный разъём с гибким кабелем/.

Перед опытом все датчики тарировались и строились соответствующие графики, позволявшие произвести учёт возможной нелинейности применяемых датчиков при обработке осциллограмм.

Запись осциллограмм производилась на светочувствительную бумагу /или плёнку/ при скоростях протяжки 1000 и 2000 мм/с /для плёнки-250 мм/с/. Частота отметок времени - 500 гц /100 гц/. Давление сжатого воздуха изменялось от $3 \cdot 10^5$ до $6,5 \cdot 10^5$ Нм⁻².

Для проведения исследований были разработаны и изготовлены специальные стенды: экспериментальная установка ИГД СО АН СССР и испытательный стенд ИС26 завода "Коммунист".

С целью выбора наиболее рационального нагружателя для проведения полного комплекса исследований были проведены предварительные испытания нагружателей четырёх типов.

Для исследования вращателя в условиях, максимально приближённых к реальным, использовался стенд для буровых станков завода "Коммунист", на котором производилось осциллографирование внутренних процессов вращателя при бурении по граниту крепостью $f = 10$ баллов по шкале Протодяконова.

Интенсивность торцевых утечек измерялась на специальном стенде при давлениях $1 \cdot 10^5 + 4,5 \cdot 10^5$ Нм⁻² и торцевых зазорах $0 + 0,09$ мм в 24 точках периметра рабочей камеры, соответствующих углу деления равного 15° . По результатам измерений строились кривые распределения утечек по периметру.

Механический к.п.д. вращателя определялся как отношение действительного крутящего момента, полученного по осциллограмме, к расчётному, определённом по действительному результирующему усилию давления сжатого воздуха /находится также из осциллограммы/, действующего на ротор.

Необходимое число опытов было найдено по методике Л.И.Барона и составляло 3-5 для лабораторных исследований и 2-4 при промышленных испытаниях. При обработке результатов в качестве исходных данных принимались значения параметров, полученные при обработке 5-10 рабочих циклов осциллограммы. При определении параметров вращателя с компрессорным нагрузителем, обеспечивающим достаточно высокую стабильность заданных режимов нагружения, точность исходных данных в основном определяется погрешностями измерительной аппаратуры. Для допустимой погрешности измерений до 10% и принятого числа наблюдений коэффициент вариации составляет 7% при надёжности 0,95 для лабораторных исследований.

IV. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Результаты экспериментальной проверки подтвердили выводы аналитических исследований в части зависимости формы кривой крутящего момента от типа преобразующего звена. Анализ осциллограмм вращателя с крестовым преобразующим звеном показал, что колебания величины крутящего момента за период одного цикла достигают 30 + 40%. В каждом цикле наблюдаются характерные "провалы", весьма похожие по форме на соответствующие участки кривой, полученной в результате теоретического исследования. Эти колебания крутящего

момента необходимо учитывать при разработке новых моделей вращателей с подобным преобразующим звеном, причём, максимальный крутящий момент, выбранный из условия максимальной нагрузки, следует увеличить на 20 + 30% с тем, чтобы поднять нижний предел развиваемого вращателем момента и обеспечить устойчивую его работу при повышенных нагрузках, когда преодоление "провалов" за счёт инерционности вращающихся масс становится не эффективным вследствие резкого падения скорости.

Испытание указанного соединения, детали которого были изготовлены из стали и имели твёрдость рабочих поверхностей в пределах HRC 58...62, показало, что в местах контакта /особенно в ведомой части соединения/ развиваются значительные контактные напряжения, приводящие к преждевременному повреждению рабочих поверхностей. Замена пары трения "сталь по стали" на пару "сталь по бронзе" с целью снижения потерь на трение не дала значительного эффекта, так как наблюдался повышенный износ промежуточной бронзовой втулки, хотя в целом и удалось достигнуть некоторого повышения к.п.д. и устойчивости работы вращателя при повышенных нагрузках.

Экспериментальное исследование шарнирного преобразующего звена показало, что и в этом случае крутящий момент, развиваемый вращателем, - величина переменная, а характер его изменения зависит от геометрических параметров и точности изготовления преобразующего звена. Следует отметить, что при достаточно высокой точности изготовления и длительной приработки механизма кривая крутящего момента имеет тенденцию к сглаживанию. Это объясняется тем, что в зацеплении участвует большее число зубьев ведомого вала, обеспечивая при любом угле поворота идентичные условия передачи

крутящего момента.

Амплитуда колебаний крутящего момента вращателя с шарнирным преобразующим звеном меньше, чем с крестовым, и обычно находится в пределах $10 \pm 20\%$. При коррелировании ведомого вала колебания крутящего момента сохраняются, но они приобретают стабильный характер, мало зависящий от точности изготовления и длительности приработки. При оптимальном значении коэффициента коррекции число основных колебаний крутящего момента за цикл равно числу зубьев ведомого вала, а амплитуда не превышает 10% . Для её снижения число зубьев ведомого вала скорректированного соединения должно выбираться по возможности большим /не менее $8 + 12/$. Твёрдость и чистота обработки рабочих поверхностей соединения должна быть достаточно высокой, так как при их уменьшении до значений порядка

$HRC\ 40...44$ и $V\ 6$ на рабочих участках могут образовываться задиры и следы "наволакивания" металла, ухудшающие условия скольжения сопряжённых профилей, снижающие механический к.п.д. и долговечность соединения.

В процессе исследований было испытано также зубчатое преобразующее звено. Как показали результаты осциллографирования, зубчатое звено имеет наиболее благоприятную форму кривой крутящего момента /амплитуда колебаний - менее 1% / и обеспечивает достаточно высокую стабильность и равномерность вращения и однозначность выходных параметров вращателя. Однако, в буровых станках трудно обеспечить нормальные условия работы зубчатой муфты в отношении допустимых углов перекоса в связи с ограниченными размерами вращателя по длине.

Результаты исследования характеристик гипоциклоидных пневматических вращателей свидетельствуют, что они имеют достаточно

высокую "жесткость" характеристики /способность сохранять постоянную скорость вращения при изменении нагрузки/ в сравнении с другими типами пневматических вращателей. "Жесткость" зависит от числа зубьев рабочей пары: вращатели, имеющие ротор с большим числом зубьев, обладают и более "жесткими" характеристиками. "Жесткость" характеристики является важным элементом в обеспечении стабильных условий разрушения породы буровым инструментом. Не меньшее значение имеет способность гипоциклоидных пневматических вращателей поддаваться плавному регулированию режима вращения, обеспечивая максимальную скорость бурения в породах разной крепости. Это было подтверждено в ходе проверки бурового станка СБУ5 с гипоциклоидным вращателем в шахтных условиях.

Характеристики крутящего момента и мощности показывают, что по мере возрастания скорости вращения величина крутящего момента, пройдя через максимум, постепенно уменьшается до нуля. Для вращателя с крестовым преобразующим звеном при паре трения "сталь по бронзе" в сравнении с парой трения "сталь по стали" интенсивность снижения M_k уменьшается. В области минимальных оборотов работа вращателя становится неустойчивой и при появлении случайных дополнительных сопротивлений вращению он останавливается, не обеспечивая плавного снижения скорости вращения до нуля. Зона неустойчивого режима работы занимает в среднем $10 \pm 20\%$ от всего диапазона скоростей вращения. Максимальный крутящий момент в $1,3 + 1,5$ раза выше пускового /при заторможенном роторе/. Наибольшая мощность достигается при скоростях вращения, близких к $0,5 + 0,6$ от скорости холостого хода.

Для шарнирного преобразующего звена характерно расширение рабочего диапазона скоростей, в котором вращатель развивает мощ-

ность, достаточную для нормальной работы бурового станка.

Одним из основных вопросов исследования было изучение экономичности работы вращателя. Удельный расход воздуха у опытных образцов колонковых перфораторов /по данным института "Типрорудмаш"/ составлял $1,3 \div 1,5 \text{ м}^3/\text{мин}$ на л.с.

При изготовлении перфораторов ПК50 в условиях завода "Коммунист" /близких к серийному производству/ удельный расход воздуха возрос до $2 \div 3,5 \text{ м}^3/\text{мин}$ на л.с. Для вращателей с повышенными значениями крутящего момента, имеющих увеличенный диаметр рабочих пар, удельный расход имеет тенденцию к дальнейшему росту $/2 \div 5 \text{ м}^3/\text{мин}$ на л.с./ Поэтому вопрос повышения экономичности вращателя имеет первостепенное значение.

Общий расход воздуха гипоциклоидным вращателем равен

$$Q = P'_{ср.ч.} \cdot 2\pi e (D + 3e) \cdot B \cdot \frac{1}{\eta_y}$$

где $P'_{ср.ч.}$ - абсолютное среднеиндикаторное давление сжатого воздуха;
 D - диаметр окружности центров кривизны зубьев ротора;
 η_y - коэффициент утечек.

Экспериментально установлено, что повышенный расход обуславливается утечками через неплотности в верхней и нижней зоне контакта /профильные утечки/ и по торцам ротора /торцевые утечки/. Соотношение их зависит от точности изготовления и геометрических размеров рабочей пары. Испытанные нами рабочие пары имели отношение длины ротора к его диаметру в пределах $0,3 \div 2$. При таком соотношении преобладающим видом утечек являются торцевые. Суммарная площадь щели, образованной торцевым зазором, равна

$$S_{yt} \approx \pi D_{ск} \cdot \Delta$$

где $D_{ск}$ - средний диаметр спирального воздухораспределения.

Был изучен характер распределения утечек по периметру рабочей камеры в зависимости от давления и торцевых зазоров /для спирального воздухораспределения/. Как показывают полученные кривые, распределение торцевых утечек по периметру весьма неравномерно. Даже при нулевом зазоре /когда ротор плотно прижат к деталям воздухораспределения/ наблюдаются довольно значительные утечки на участках, соответствующих переходным зонам /зоны, имеющие минимальные уплотнительные торцевые поверхности/, разделяющим полости высокого и низкого давления. "Прорывы" воздуха особенно ярко выражены при минимальных торцевых зазорах. С увеличением торцевых зазоров картина распределения утечек изменяется. При этом "прорывы" воздуха наблюдаются по всему периметру воздухораспределения.

По результатам наблюдений были построены графические зависимости вида

$$\eta_m = f(M_k); \quad \eta_n = f(n); \quad \eta = f(M_k);$$

$$P'_{ср.ч.} = f(n); \quad P = f(n).$$

Действительное значение механического к.п.д. вращателя с шарнирным преобразующим звеном является достаточно высоким и зависит от нагрузки, изменяясь в пределах $0,7 \div 0,87$, причём меньшие значения соответствуют меньшим нагрузкам. Индикаторный к.п.д. - η_n /коэффициент полноты индикаторной диаграммы/ намного ниже механического и в значительной степени зависит от скорости вращения. Он составляет для вращателя, не имеющего специальной системы уплотнения рабочей камеры, - $0,15 \div 0,3$ /в рабочем диапазоне скоростей/. Общий к.п.д. при этом не превышает $0,27$.

Для повышения индикаторного, а, следовательно, и общего к.п.д. необходимо уменьшить утечки сжатого воздуха и расширить проходные сечения воздухоподводящих каналов в системе воздухораспределения.

С этой целью нами была разработана и испытана специальная система уплотнения рабочей камеры, позволяющая снизить утечки воздуха более, чем в 2 раза. Для увеличения проходных сечений системы воздухораспределения/ являющейся наиболее узким местом подводящего тракта/ разработано и испытано двухъярусное спиральное воздухораспределение, позволившее расширить рабочий диапазон характеристики вращателя вдвое за счёт лучшего наполнения и очистки камер. С этой же целью предложена новая система питания сжатым воздухом через внутреннюю полость вращателя, что также способствует повышению степени наполнения камер.

Для увеличения механического к.п.д. и повышения долговечности шарнирного преобразующего звена разработана его конструкция, в которой в качестве зубьев ведомого вала применены вращающиеся ролики.

В целях улучшения гигиенических характеристик вращателя был создан двухроторный вращатель с пониженной вибрацией.

В процессе проведения настоящей работы, таким образом, был предложен ряд усовершенствований, позволивших в итоге создать достаточно надёжный, долговечный и экономичный пневматический гипоциклоидный вращатель.

У. АНАЛИЗ И ОБОСНОВАНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ И РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ

В результате проведенных исследований и в соответствии с планом новой техники завода "Коммунист" разработан и изготовлен экспериментальный образец станка пневмоударного бурения с пневматическим гипоциклоидным вращателем - СБУ5, соответ-

ствующий требованиям ГОСТа 12654-67 "Станки буровые подземные".

Промышленные испытания бурового станка СБУ5, проведенные на шахте "Южная" рудоуправления им. XX партсъезда /г.Кривой Рог/, подтвердили его работоспособность. Бурение велось по породам крепостью $f = 14 \div 18$ по шкале Протоdjяконова на глубину до 50 м в различных направлениях. В качестве инструмента использовался серийный пневмоударник типа П-1-75 и буровые коронки диаметром 105 мм. Скорость вращения инструмента регулировалась в зависимости от крепости буримых пород в пределах $38 \div 60$ об/мин.

В процессе бурения гипоциклоидный вращатель достаточно стабильно поддерживал необходимую скорость вращения, что значительно облегчало управление станком и способствовало увеличению скорости бурения. В течении всего периода испытаний /с ноября 1971 г. по январь 1972 г./ вращатель работал стабильно и устойчиво, существенных повреждений и отказов в работе не наблюдалось.

Как показал анализ, годовой экономический эффект в народном хозяйстве, приходящийся на один станок СБУ5, составляет около

6,5 тыс. руб. Указанный эффект достигается в основном за счёт

1. Снижения веса и габаритов станка /уменьшение металлоёмкости и трудоёмкости изготовления/;

2. Снижения затрат на проходку буровых выработок уменьшенного сечения;

3. Повышения производительности труда вследствие увеличения скорости бурения по породам разной крепости, снижения потерь рабочего времени на ликвидацию поломок и уменьшения трудоёмкости переустановки и транспортирования.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования безредукторных пневматических вращателей гипоциклоидного типа для буровых станков позволили получить некоторые новые результаты и сформулировать ряд выводов:

1. На основе структурно-функционального анализа вращающих устройств буровых машин разработана их классификация.

2. Проведен критический анализ существующих конструкций вращателей и выбрано наиболее перспективное направление совершенствования привода вращения буровых станков пневмоударного бурения — создание безредукторных пневматических вращателей гипоциклоидного типа.

3. Разработана методика экспериментального исследования, позволяющая провести комплексное изучение рабочего процесса пневматического гипоциклоидного вращателя, оптимизировать его параметры и выявить влияние конструктивного исполнения на рабочие характеристики.

4. Проведен силовой и динамический анализ гипоциклоидного вращателя с упрощенным /круговым/ профилем зацепления, в результате которого установлена картина распределения действующих в звеньях механизма усилий, изучена их взаимосвязь и влияние на механический к.п.д., получены аналитические зависимости для определения усилий в зацеплении и механического к.п.д. вращателя с шарнирным преобразующим звеном.

5. Установлено, что крутящий момент гипоциклоидного вращателя с упрощенным профилем зацепления является величиной переменной, зависящей от геометрических параметров рабочей пары и типа преобразующего звена.

6. Наиболее совершенным преобразующим звеном с точки зрения получения благоприятной формы кривой крутящего момента следует считать зубчатую муфту, а с точки зрения компактности и долговечности /при удовлетворительной форме кривой крутящего момента/ — шарнирное корригированное звено с вращающимися роликами.

7. Удельный расход воздуха у гипоциклоидных вращателей, не имеющих специальной системы уплотнения рабочей камеры и изготовленных в пределах второго класса точности, выше, чем у равных по мощности высокооборотных пневмодвигателей. Повышенный расход воздуха обуславливается в основном значительными торцевыми утечками в системе воздухораспределения.

8. Изучен характер распределения торцевых утечек по периметру рабочей камеры в зоне воздухораспределения. Распределение утечек зависит от величины давления сжатого воздуха и торцевых зазоров. Во всех случаях наибольшая интенсивность торцевых утечек наблюдается в переходных зонах, отделяющих камеру высокого давления от низкого.

9. Корпус вращателя подвержен значительным поперечным колебаниям. В результате аналитического исследования показано, что амплитуда и частота вынужденных колебаний корпуса в основном определяются соотношением масс ротора и вращателя, жесткостью рамы буровой машины, давлением сжатого воздуха, характером нагружающего момента и угловой скоростью вращения.

10. Шум при работе вращателя зависит от режима его работы. при повышенных нагрузках и относительно невысоких скоростях вращения преобладает низкочастотный характер звука, определяющийся в основном выхлопом воздуха. С повышением скорости вращения возрастают высокочастотные составляющие, генерируемые соударяющими

ся и вибрирующими деталями бурового станка. Общий уровень шума изменяется в пределах 85 ± 10 дБ. Для его снижения необходимо предусматривать глушители шума и снижать утечки воздуха через неплотности соединений.

II. В результате проведенных исследований определены основные направления дальнейшего совершенствования гипоциклоидных пневматических вращателей с повышенными крутящими моментами и даны соответствующие рекомендации. Выполнены следующие работы по улучшению конструкции и повышению эксплуатационных качеств вращателей:

а/ разработана новая система многоярусного спирального воздухораспределения, позволяющая расширить проходные сечения каналов и повысить среднеиндикаторное давление и к.п.д. вращателя;

б/ создано компактное и долговечное преобразующее звено с высоким механическим к.п.д.;

в/ разработана специальная система уплотнения рабочей камеры с целью снижения торцевых и профильных утечек сжатого воздуха;

г/ создана конструкция двухроторного вращателя с пониженной вибрацией корпуса.

I2. На основе результатов исследований создан компактный, лёгкий станок-пдауавтомат для бурения глубоких скважин в подземных условиях, превосходящий по своим весовым и габаритным параметрам лучшие отечественные и зарубежные образцы машин подобного класса. Годовой экономический эффект в народном хозяйстве, приходящийся на один станок составляет около 6,5 тыс. руб.

Основные положения диссертации отражены в следующих печатных работах и изобретениях:

1. Пневмопривод в отечественных и зарубежных горнорудных машинах. НИИИнформтяжмаш, 1970, № 2-70-30 /соавторы Марутов В.А., Чернилов И.Г./.

2. Новое направление в создании вращателей бурильных машин для подземных разработок. "Буровое оборудование и инструмент". НИИИнформтяжмаш, 1969, № 2-69-29 /соавтор Альтшулер Я.Э./.

3. Исследование промежуточного преобразующего звена гипоциклоидного вращателя. Сб. "Машины для бурения шпуров и скважин", Новосибирск, 1971.

4. Крутящий момент гипоциклоидного пневматического двигателя с упрощенным профилем зацепления. "Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых", 1971, № 5 /соавтор Чернилов И.Г./.

5. Динамика гипоциклоидного двигателя с шарнирным промежуточным преобразующим элементом. Сб. "Машины для бурения шпуров и скважин", Новосибирск, 1971.

6. Экспериментальное исследование гипоциклоидного пневматического вращателя. Сб. "Машины для бурения шпуров и скважин", Новосибирск, 1971 /соавторы Белоусов А.В., Есин Н.Н., Зиновьев А.

7. Вращатель бурового станка. Авторское свидетельство № 281338, "Бюллетень изобретений", 1971, № 29 /соавторы Чернилов И.Г., Филипенко Н.П., Клименко Р.Г./.

8. Буровой станок. Авторское свидетельство № 181580, "Бюллетень изобретений", 1966, № 10 /соавтор Чернилов И.Г./.

9. Буровой станок. Авторское свидетельство № 217321, "Бюллетень изобретений", 1968, № 16 /соавторы Емельянов П.М., Сажин Г.И., Пригожин Е.И., Дядюра А.Г., Багал А.И., Моржаретто А.А./.

10. Установка буровая СБУ5В. Свидетельство на промышленный образец, № 468, "Бюллетень изобретений", 1968, № /соавторы Семкин В.В., Зубелевская С.Е., Чернилов:З Г./.

Результаты проведенных исследований были доложены и обсуждены на научном семинаре Института горного дела Сибирского отделения АН СССР /г. Новосибирск/, а также в лаборатории бурения НИГТИ /г. Кривой Рог/.