

6
А-52

**АКАДЕМИЯ НАУК КИРГИЗСКОЙ ССР
СОВЕТ ПО ГЕОЛОГИИ И ГОРНОМУ ДЕЛУ ОБЪЕДИНЕННОГО
СОВЕТА ПО ТЕХНИЧЕСКИМ И ЕСТЕСТВЕННЫМ НАУКАМ**

На правах рукописи

Инж. Нина Петровна Велижанина

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВИНТОДОМКРАТНЫХ МЕХАНИЗМОВ
МАНИПУЛЯТОРОВ БУРОВЫХ УСТАНОВОК,
ПРИМЕНЯЕМЫХ В ГОРНОМ ДЕЛЕ**

Специальность — 05.05.06 — горные машины

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Фрунзе 1973

13

АКАДЕМИЯ НАУК КИРГИЗСКОЙ ССР

СОВЕТ ПО ГЕОЛОГИИ И ГОРНОМУ ДЕЛУ ОБЪЕДИНЕННОГО
СОВЕТА ПО ТЕХНИЧЕСКИМ И ЕСТЕСТВЕННЫМ НАУКАМ

На правах рукописи

Инж. Нина Петровна ВЕЛИЖАНИНА

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИНТОДОМКРАТНЫХ МЕХАНИЗМОВ МАНИПУЛЯТОРОВ
БУРОВЫХ УСТАНОВОК, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ГОРНОМ ДЕЛЕ

Специальность - 05.05.06 - горные машины

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Фрунзе - 1973 г.

622.0025

А 52

Работа выполнена во ФРУНЗЕНСКОМ ПОЛИТЕХНИЧЕСКОМ ИНСТИТУТЕ
НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ:

доцент, кандидат технических наук ДВОРНИКОВ Л.Т.

НАУЧНЫЙ КОНСУЛЬТАНТ:

член-корр. АН Кирг. ССР, профессор, доктор технических наук АЛИМОВ О.Д.

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ: профессор, доктор технических наук БЕГАГОЕН И.А. и кандидат технических наук МАНКОСОВ В.К.

ВЕДУЩЕЕ (рецензирующее) ПРЕДПРИЯТИЕ: Кузнецкий научно-исследовательский институт.

Защита диссертации состоится " _____ " _____ 1974 г.

на заседании Ученого Совета по геологии и горному делу АН Кирг. ССР (г. Фрунзе, бульвар Дзержинского, 30)

Просим Вас и сотрудников Вашей организации, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого Совета, посвященного защите этой диссертации, или приложить свои отзывы в двух экземплярах (заверенные печатью) по адресу: г. Фрунзе, пр. Дзержинского, 30, Ученому секретарю.

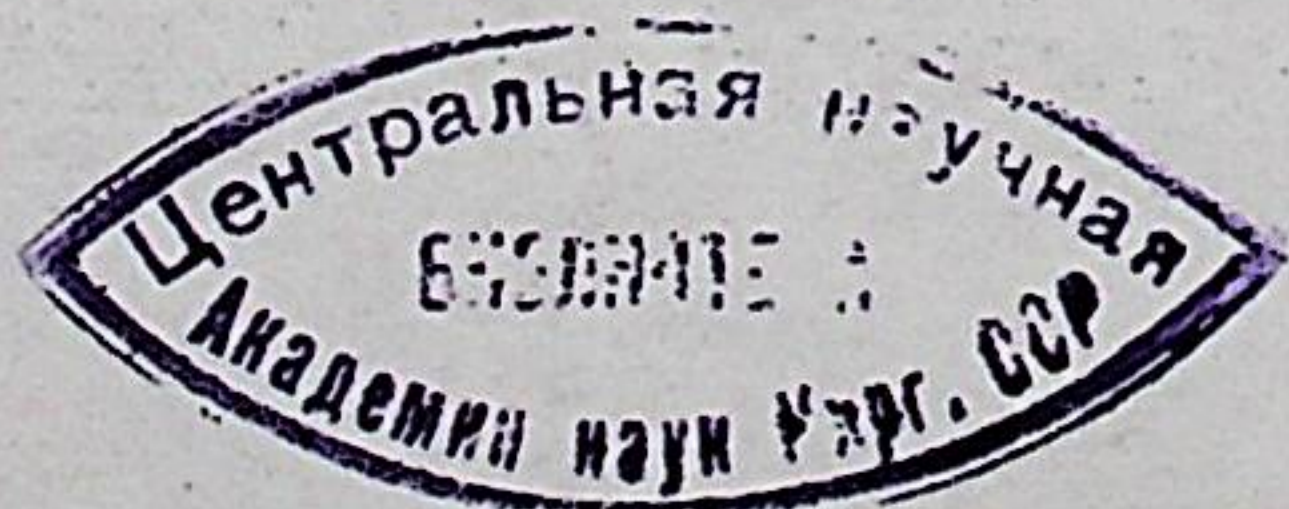
С диссертацией можно ознакомиться в Центральной библиотеке Академии наук Киргизской ССР, г. Фрунзе, пр. Дзержинского, 30

Ученый секретарь Совета

кандидат геолого-минералогических наук

В.В. МАЛЫГИН

Автореферат разослан " _____ " _____ 1974 г.



В В Е Д Е Н И Е

Экономические и социальные задачи, поставленные XXIV съездом КПСС, могут быть решены на основе повышения эффективности общественного производства, ускорения темпов роста производительности труда во всех отраслях народного хозяйства.

Решающим условием повышения эффективности общественного производства является ускорение научно-технического прогресса. Намеченное Директивами XXIV съезда КПСС повышение производительности труда в тяжелой промышленности за пятилетие на 130-140% в свою очередь ставит перед исследователями новые конкретные задачи. В настоящее время все еще относительно велики затраты на добычу руды в производстве тонны металла. Они составляют от 40% до 70% общих затрат.

Буровзрывной способ добычи руд остается преобладающим, а бурение шуров основной и довольно трудоемкой операцией этого способа. В настоящее время расчет конструкций и проектирование элементов бурильных установок, применяемых для бурения шуров, не имеет еще достаточных обоснований. Так, отсутствие кинематического и динамического анализа манипуляторов буровых установок и их синтеза сдерживает оперативное решение задач проектирования рациональных конструкций манипуляторов буровых установок и приводных механизмов звеньев манипуляторов. Фрунзенским политехническим институтом совместно с отделом научных основ комплексной механизации и автоматизации буровой техники института автоматики АН Киргизской ССР и Кузнецким машиностроительным заводом под руководством члена-корреспондента АН Киргизской ССР, доктора технических наук, профессора О.Д. Алимова

проводится комплексное исследование буровой техники. Реферруемая работа является частью этой проблемы и посвящена исследованию так называемых винтодомкратных механизмов манипуляторов буровых установок.

Г Л А В А I

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ВИНТОДОМКРАТНЫХ МЕХАНИЗМОВ БУРОВЫХ УСТАНОВОК И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для бурения шпуров при проведении подготовительных выработок в угольной промышленности, а также при очистных работах в рудниках черной и цветной металлургии применяются так называемые буровые установки. Они представляют собой высокомеханизированные агрегаты, основными узлами которых являются преобразовательные станции, легкоуправляемые мощные манипуляторы и длиноходные бурильные машины.

Рабочим органом буровой установки является бурильная машина, которая шарнирно крепится к оголовку манипулятора. Манипулятор удерживает одну или две бурильные машины в рабочем и транспортном положениях, наводит ось штанги и бурового инструмента на заданную координату устья шпура и его направление, ускоряет производство буровых работ и облегчает труд рабочих.

Все подвижные звенья манипуляторов являются ведущими, оснащены индивидуальными приводами, соединены одноподвижными вращательными и поступательными кинематическими парами и представляют собой пространственную незамкнутую кинематическую цепь, обладающую определенностью движения. Определенность движения звеньев манипулятора позволяет назвать буровой агрегат незамкнутым, пространственным механизмом, степень подвижности которого определяется количеством ведущих звеньев.

Многообразие проводимых агрегатом операций, различных по характеру, их взаимозависимость, большое количество приводных механизмов, сложность оперативного управления буровой установ-

кой, обуславливают особые требования, которые предъявляются к конструктивному исполнению узлов буровых установок. В последнее время появилась настоятельная необходимость в проведении тщательных структурных, кинематических и динамических исследований основных узлов буровых установок с целью отработки методов прочностного расчета и проектирования отдельных их элементов.

Эта необходимость обусловлена прежде всего тем, что с каждым годом существенно возрастает как общий выпуск, так и количество типоразмеров буровых установок. В связи с этим важными становятся вопросы повышения надежности и долговечности как машин в целом, так и их узлов.

Манипуляторы буровых установок в конструктивном отношении являются наиболее сложными и ответственными узлами. Относительные угловые перемещения звеньев манипулятора не превышают одного оборота. Для осуществления таких перемещений на манипуляторах устанавливаются рычажные механизмы с гидродомкратом, зубчатые механизмы с двигателем вращательного действия и редукторами, передаточные отношения которых составляют 200-1000, реечно-зубчатые передачи с гидродомкратом и винтодомкратные механизмы. Под винтодомкратным механизмом (ВДМ) условно понимают гидродомкрат, в котором поступательное движение ведущего звена преобразуется во вращательное движение ведомого.

Впервые ВДМ были встроены в стрелу манипулятора установки КБМ-3 в 1963 г. по предложению Н.А.Белана. Основными геометрическими параметрами ВДМ являются: угол наклона винтовой линии,

угол профиля резьбы, средний радиус резьбы, радиус шлицов, радиус уплотнений.

Малое количество деталей, возможность вписывания в контуры манипулятора, работоспособность, бесшумность в работе, простота обслуживания и ремонта предопределили перспективность их применения. Однако в процессе эксплуатации буровых установок при использовании ВДМ нередко появляются отрицательные явления такие как: значительный мертвый ход, поломки подпятников, выжим уплотнений, скачкообразность движения звеньев механизма, что приводит к нечеткой работе установок.

Анализ конструкций и геометрических параметров известных ВДМ (более 15 типов) показал, что некоторые параметры у механизмов, существенно отличающихся по функциональному назначению и действующим нагрузкам, принимаются одинаковыми. Так диаметры пары винт-гайка и гидроцилиндров практически во всех конструкциях ВДМ оказываются одинаковыми, постоянны также угол наклона винтовой линии и угол профиля резьбы. Изготовление винтов, гаек и шлицевых втулок производится исключительно из стали 45.

Бесконечное многообразие положений буровой машины в пространстве забоя, сложность отыскания положения буровой машины, при котором нагрузки на ВДМ будут максимальными, отсутствие обоснованного метода расчета действующих максимальных усилий и рационального проектирования ВДМ, существенно ограничивают и задерживают их использование в реальных машинах. В связи с этим перед настоящим исследованием были поставлены следующие задачи:

провести структурный, кинематический и силовой анализ ма-

нипуляторов буровых установок с целью обоснования метода определения максимальных нагрузок, действующих на ВДМ;

выполнить теоретические и экспериментальные исследования закономерностей взаимодействия звеньев в ВДМ, дать рекомендации по выбору рациональных параметров и наметить направления их совершенствования.

Необходимо отметить, что в настоящее время буровые установки на шахты и рудники черной и цветной металлургии поставляются в основном Кузнецким машиностроительным заводом (КМЗ), поэтому выполненное исследование базируется на опыте работы этого завода.

Г Л А В А II

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МАНИПУЛЯТОРОВ БУРОВЫХ УСТАНОВОК, С ЦЕЛЬЮ ОБОСНОВАНИЯ МЕТОДА ВЫБОРА МАКСИМАЛЬНЫХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ВИНТОВО-ДОМКРАТНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Развитие атомной промышленности, космических исследований, освоение подводных пространств вызывают все возрастающую потребность создания сложных пространственных механизмов, воспроизводящих двигательные функции человека, в частности манипуляторы. В настоящее время в принципе решена проблема кинематического анализа манипуляторов в качестве центральной — проблема их синтеза.

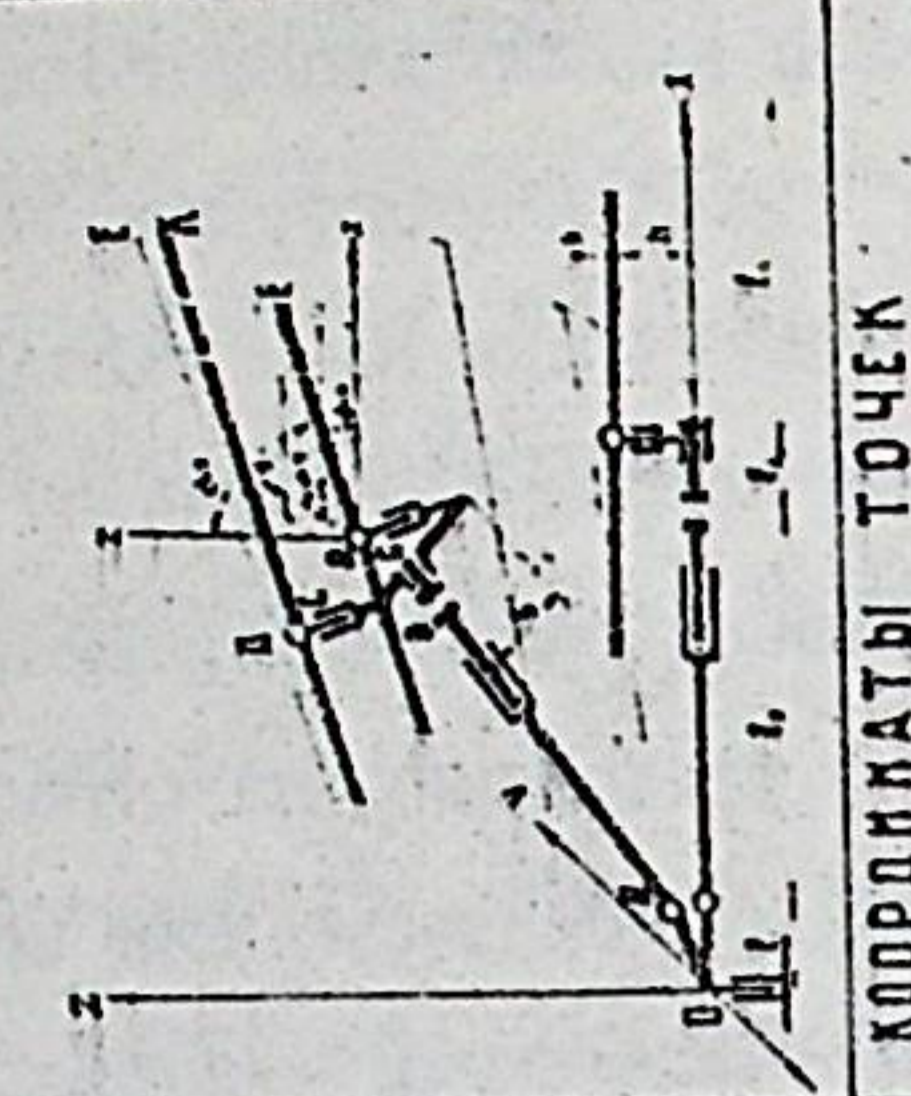
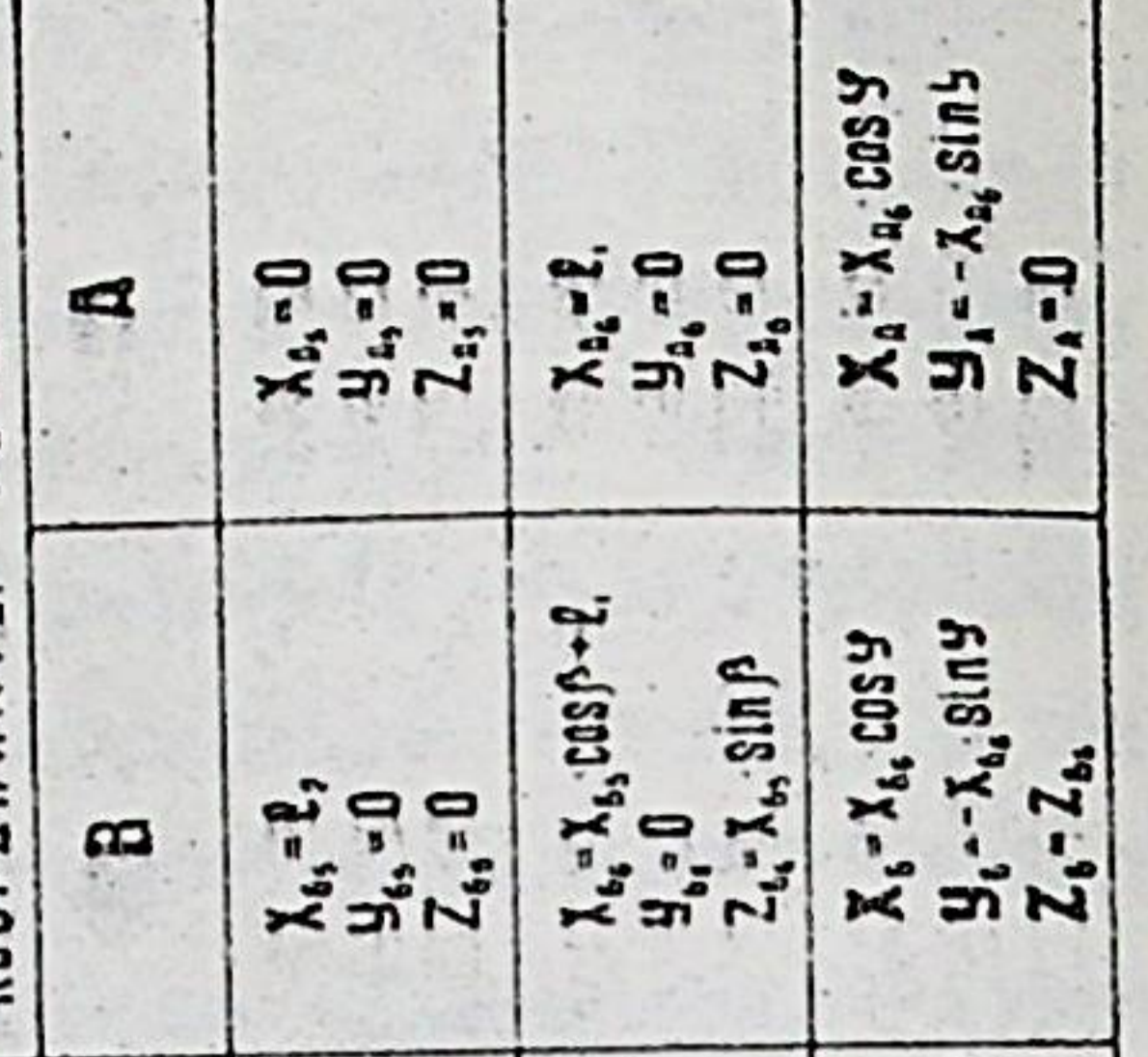
Из существующих методов кинематического исследования пространственных механизмов (графического, графо-аналитического, аналитического) предпочтение отдается последнему, так как аналитический метод позволяет получать результат с наперед заданной точностью. Согласно известной классификации аналитических методов кинематического исследования пространственных механизмов, составленной проф. П. А. Лебедевым, для целей кинематического исследования системы манипулятор — бурильная машина был использован алгебраический тензорно-матричный метод Ю. Ф. Морочкина с заменой Эйлеровых углов значениями направляющих косинусов, являющихся известными величинами.

Пример вывода уравнений движения характерных точек манипуляторов буровых установок, имеющих максимальное число степеней подвижности показан в таблице I. В правом верхнем углу таблицы помещена обобщенная кинематическая схема, а в строках и столбцах — последовательные операции по составлению уравнений движения. Запись X_E , X_K и т. д. обозначает координату точек E и K после соответствующих преобразований координатных осей, т. е. их переноса на величину линейных перемещений (e_1, e_2, e_3, h, b) и поворота на величину угловых перемещений звеньев манипулятора ($\theta, \psi, \gamma, \theta', \gamma, \beta, \varphi$). Конечный результат записывается без индекса.

За начальное положение буровой установки принималось положение, при котором ось манипулятора и ось бурильной машины совпадают с продольной осью выработки. За характерные точки приняты точки осей шарниров механизмов. Координаты точек D и E ориентируют ось бурильной машины в пространстве забоя посредством углов, которые связаны с координатами точек E и D за-

Таблица I

УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ХАРАКТЕРНЫХ ТОЧЕК МАНИПУЛЯТОРОВ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

В.И.Д. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ КООРДИНАТ	КООРДИНАТЫ ТОЧЕК			C	ОБЩЕННАЯ КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА БУРИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ	
	E	K	D		B	A
ПОВОРОТ НА УГОЛ ±θ	$X_E = \xi \cdot \cos \theta - \eta \cdot \sin \theta$ $Y_E = 0$ $Z_E = \xi \cdot \sin \theta + \eta \cdot \cos \theta$	$X_K = \xi \cdot \cos \theta$ $Y_K = 0$ $Z_K = \xi \cdot \sin \theta$	$X_D = h \cdot \sin \theta$ $Y_D = 0$ $Z_D = h \cdot \cos \theta$	$X_C = 0$ $Y_C = 0$ $Z_C = 0$		
ПОВОРОТ НА УГОЛ ±ψ	$X_E = \lambda_1 \cdot \cos \psi$ $Y_E = \lambda_1 \cdot \sin \psi + b$ $Z_E = Z_C + h$	$X_K = \lambda_1 \cdot \cos \psi$ $Y_K = \lambda_1 \cdot \sin \psi + b$ $Z_K = Z_C + h$	$X_D = \lambda_1 \cdot \cos \psi$ $Y_D = \lambda_1 \cdot \sin \psi + b$ $Z_D = Z_C + h$	$X_C = 0$ $Y_C = b$ $Z_C = h$		
ПЕРЕМЕЩЕНИЕ В Д. ±ξ	$X_E = \lambda_2 \cdot \xi$ $Y_E = \lambda_2 \cdot \cos \psi - Z_C \cdot \sin \psi$ $Z_E = \lambda_2 \cdot \sin \psi + Z_C \cdot \cos \psi$	$X_K = \lambda_2 \cdot \xi$ $Y_K = \lambda_2 \cdot \cos \psi - Z_C \cdot \sin \psi$ $Z_K = \lambda_2 \cdot \sin \psi + Z_C \cdot \cos \psi$	$X_D = \lambda_2 \cdot \xi$ $Y_D = \lambda_2 \cdot \cos \psi - Z_C \cdot \sin \psi$ $Z_D = \lambda_2 \cdot \sin \psi + Z_C \cdot \cos \psi$	$X_C = \xi$ $Y_C = 0$ $Z_C = 0$		
ПОВОРОТ НА УГОЛ ±θ	$X_E = \lambda_3 \cdot \cos \theta - Z_C \cdot \sin \theta$ $Y_E = 0$ $Z_E = \lambda_3 \cdot \sin \theta + Z_C \cdot \cos \theta$	$X_K = \lambda_3 \cdot \cos \theta - Z_C \cdot \sin \theta$ $Y_K = 0$ $Z_K = \lambda_3 \cdot \sin \theta + Z_C \cdot \cos \theta$	$X_D = \lambda_3 \cdot \cos \theta - Z_C \cdot \sin \theta$ $Y_D = 0$ $Z_D = \lambda_3 \cdot \sin \theta + Z_C \cdot \cos \theta$	$X_C = X_C \cdot \cos \theta - Z_C \cdot \sin \theta$ $Y_C = 0$ $Z_C = X_C \cdot \sin \theta + Z_C \cdot \cos \theta$		
ПОВОРОТ НА УГОЛ ±ψ	$X_E = \lambda_4 \cdot \xi$ $Y_E = \lambda_4 \cdot \cos \psi - Z_C \cdot \sin \psi$ $Z_E = \lambda_4 \cdot \sin \psi + Z_C \cdot \cos \psi$	$X_K = \lambda_4 \cdot \xi$ $Y_K = \lambda_4 \cdot \cos \psi - Z_C \cdot \sin \psi$ $Z_K = \lambda_4 \cdot \sin \psi + Z_C \cdot \cos \psi$	$X_D = \lambda_4 \cdot \xi$ $Y_D = \lambda_4 \cdot \cos \psi - Z_C \cdot \sin \psi$ $Z_D = \lambda_4 \cdot \sin \psi + Z_C \cdot \cos \psi$	$X_C = \lambda_4 \cdot \xi$ $Y_C = \lambda_4 \cdot \cos \psi - Z_C \cdot \sin \psi$ $Z_C = \lambda_4 \cdot \sin \psi + Z_C \cdot \cos \psi$		
ПОВОРОТ НА УГОЛ ±φ	$X_E = \lambda_5 \cdot \cos \varphi - Z_C \cdot \sin \varphi$ $Y_E = \lambda_5 \cdot \sin \varphi + \eta \cdot \cos \varphi$ $Z_E = \lambda_5 \cdot \sin \varphi + \eta \cdot \cos \varphi$	$X_K = \lambda_5 \cdot \cos \varphi - Z_C \cdot \sin \varphi$ $Y_K = \lambda_5 \cdot \sin \varphi + \eta \cdot \cos \varphi$ $Z_K = \lambda_5 \cdot \sin \varphi + \eta \cdot \cos \varphi$	$X_D = \lambda_5 \cdot \cos \varphi - Z_C \cdot \sin \varphi$ $Y_D = \lambda_5 \cdot \sin \varphi + \eta \cdot \cos \varphi$ $Z_D = \lambda_5 \cdot \sin \varphi + \eta \cdot \cos \varphi$	$X_C = \lambda_5 \cdot \cos \varphi - Z_C \cdot \sin \varphi$ $Y_C = \lambda_5 \cdot \sin \varphi + \eta \cdot \cos \varphi$ $Z_C = \lambda_5 \cdot \sin \varphi + \eta \cdot \cos \varphi$		

ВИСИМОСТЯМИ.

$$\cos d_x = \frac{X_E - X_d}{\rho_4}; \quad \cos d_y = \frac{Y_E - Y_d}{\rho_4}; \quad \cos d_z = \frac{Z_E - Z_d}{\rho_4}$$

По уравнениям движения с учетом приложенных к буровому инструменту и манипулятору усилий можно определять максимальные нагрузки, действующие на ВДМ. При решении задачи определения максимальных нагрузок, действующих на ВДМ, был использован метод приращения произвольной, пространственной системы сил к одной силе главному вектору и к одной паре главному вектору-моменту (табл.2). Направления главного вектора и главного вектора-момента определялись через направляющие косинусы. Исследование на максимум функций главного вектора, главного вектора-момента или их проекции позволяет установить максимальные нагрузки, действующие на винтодомкратные механизмы.

Исследования уравнений движения характерных точек манипуляторов буровых установок кроме этого позволяют определять:

возможности манипулятора по площади обуривания забоя (с использованием метода множителей Лагранжа);

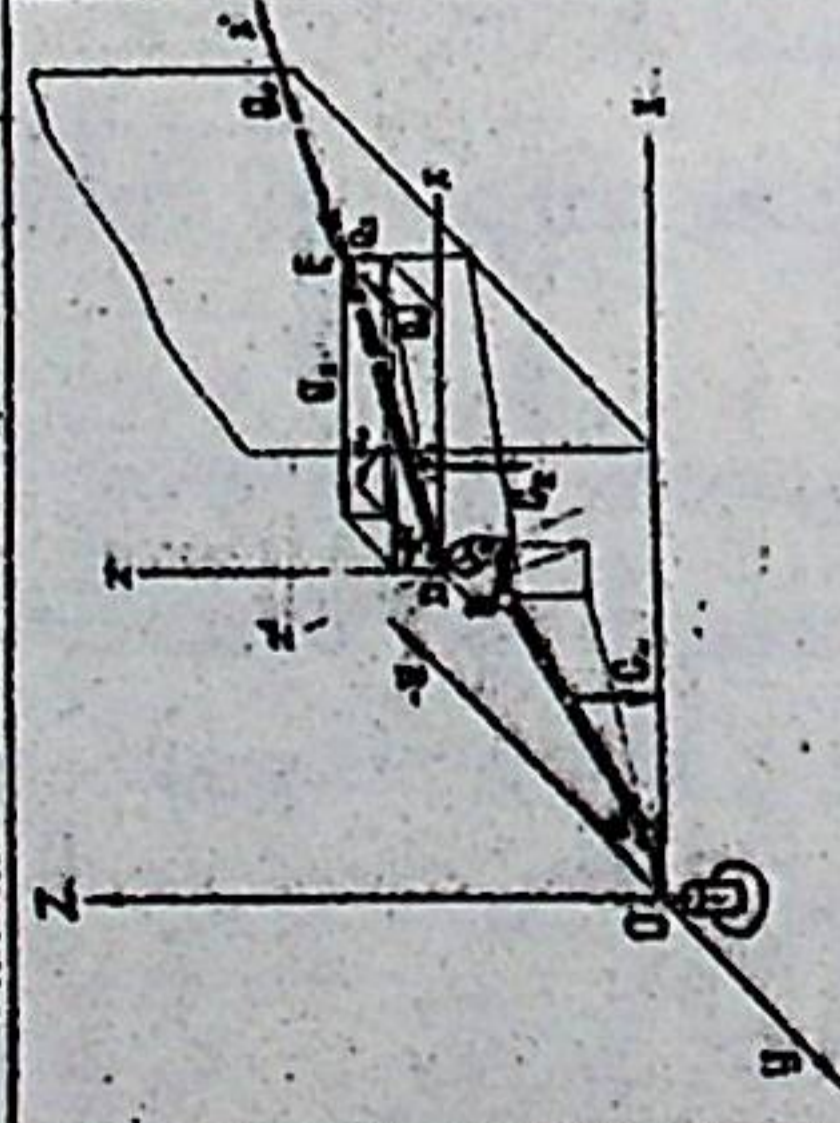
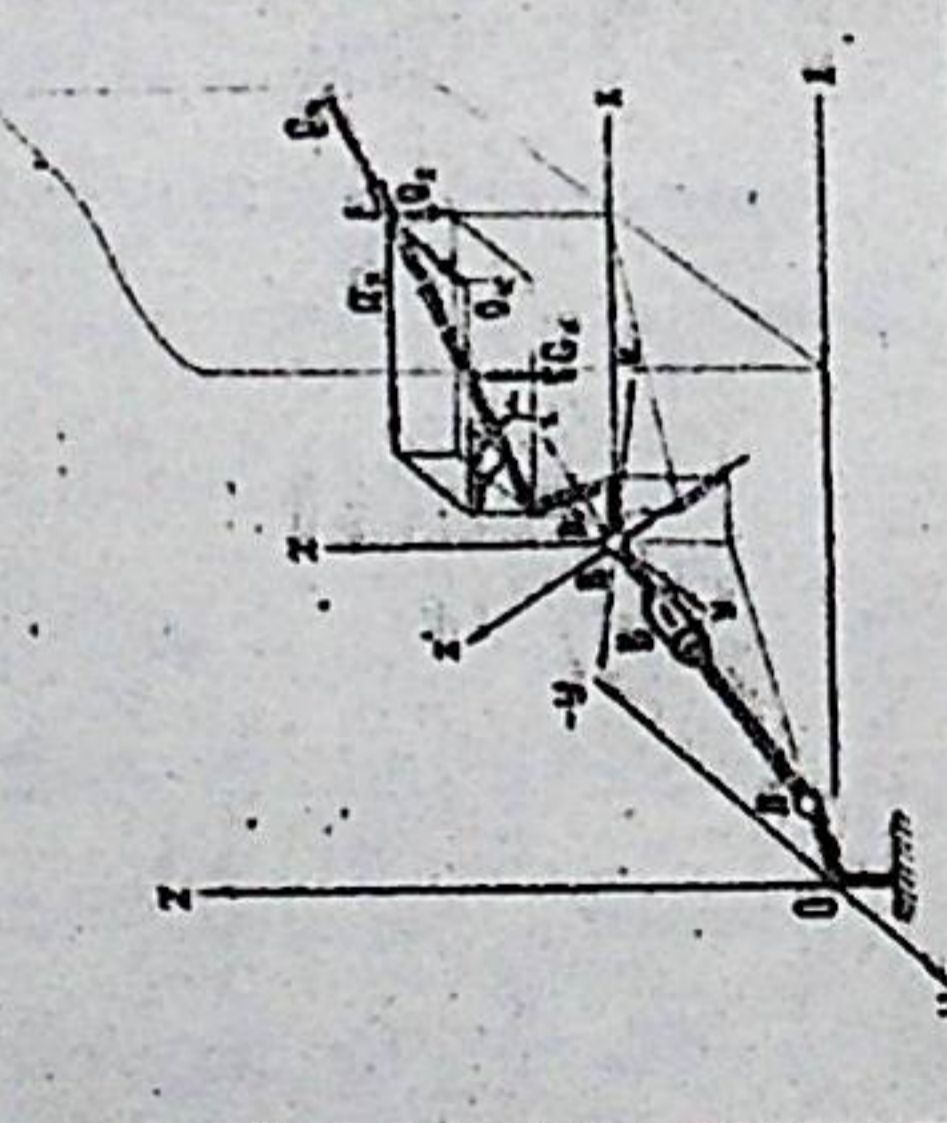
скорости и ускорения характерных точек манипулятора, а следовательно, силы инерции звеньев;

координаты устья и направления шпуров по заданным перемещениям механизмов;

необходимые перемещения приводных механизмов (степень подвижности) манипулятора для наведения оси бурильной машины на заданную координату устья шпура и его направление;

необходимое количество приводных механизмов манипулятора для заданного паспортом обуривания забоя;

ГЛАВНЫЕ ВЕКТОРЫ И ГЛАВНЫЕ ВЕКТОРЫ-МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВИНТО-ДОМКРАТНЫЕ МЕХАНИЗМЫ БУРОВЫХ УСТАНОВОК.

СХЕМА ЧЕЛОВЕКА, ДЕЙСТВУЮЩАЯ НА МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА БУРИЛЬНОЙ МАШИНЫ И ПОВОРОТА СТРЕЛЫ МАНИПУЛЯТОРА ТИПА БУРОВОЙ УСТАНОВКИ	ПРОЕКЦИИ ГЛАВНОГО ВЕКТОРА К ГЛАВНОМУ ВЕКТОРУ — МОМЕНТА НА КООРДИНАТНЫЕ ОСИ X, Y, Z, X', Y', Z'	
	РЕЖИМ БУРЕНИЯ	РЕЖИМ БУРЕНИЯ
	$R_x = 0$ $R_y = 0$ $R_z = C_n + C_6$ $M_x = C_n y_n - C_6 (y_6 - y^*)$ $M_y = C_n x_n - C_6 (x_6 - x^*)$ $M_z = 0$	$R_x = 0 \cdot \cos \alpha_1$ $R_y = 0 \cdot \cos \alpha_2$ $R_z = C_n + C_6 + Q \cdot \cos \alpha_3$ $M_x = C_n y_n - C_6 (y_6 - y^*) - Q \cdot \cos \alpha_4 (z_4 - z^*)$ $M_y = C_n x_n - C_6 (x_6 - x^*) - Q \cdot \cos \alpha_4 (x_4 - x^*)$ $M_z = -Q \cdot \cos \alpha_4 (y_4 - y^*) - Q \cdot \cos \alpha_4 (x_4 - x^*)$
	<p>ГЛАВНЫЙ ВЕКТОР И ГЛАВНЫЙ ВЕКТОР-МОМЕНТ</p> $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2}$ $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$	<p>Направляющие косинусы главного вектора на координатные оси X, Y, Z</p> $\cos(R, X) = \frac{R_x}{R}$ $\cos(R, Y) = \frac{R_y}{R}$ $\cos(R, Z) = \frac{R_z}{R}$
<p>СХЕМА КОМПЛЕКСИРОВАННОЙ МАШИНЫ ВОЛРУГ ОСИ СТРЕЛЫ МАНИПУЛЯТОРА</p> 	<p>Направляющие косинусы главного вектора на координатные оси X, Y, Z</p> $\cos(R, X) = \cos(\alpha_1) \cos \psi - \cos(\beta_1) \sin \psi$ $\cos(R, Y) = \cos(\alpha_2) \cos \psi - \cos(\beta_2) \sin \psi$ $\cos(R, Z) = \cos(\alpha_3) \cos \psi - \cos(\beta_3) \sin \psi$	<p>Направляющие косинусы главного вектора-момента на координатные оси X, Y, Z</p> $\cos(M, X) = \cos(\alpha_1) \cos \psi - \cos(\beta_1) \sin \psi$ $\cos(M, Y) = \cos(\alpha_2) \cos \psi - \cos(\beta_2) \sin \psi$ $\cos(M, Z) = \cos(\alpha_3) \cos \psi - \cos(\beta_3) \sin \psi$
	<p>Поворот на угол ψ</p> $\cos(\alpha_1) = \cos(\alpha_1) \cos \psi - \cos(\beta_1) \sin \psi$ $\cos(\alpha_2) = \cos(\alpha_2) \cos \psi - \cos(\beta_2) \sin \psi$ $\cos(\alpha_3) = \cos(\alpha_3) \cos \psi - \cos(\beta_3) \sin \psi$	<p>Поворот на угол ψ</p> $\cos(\beta_1) = \cos(\beta_1) \cos \psi + \cos(\alpha_1) \sin \psi$ $\cos(\beta_2) = \cos(\beta_2) \cos \psi + \cos(\alpha_2) \sin \psi$ $\cos(\beta_3) = \cos(\beta_3) \cos \psi + \cos(\alpha_3) \sin \psi$
	<p>Поворот на угол θ</p> $\cos(\alpha_1) = \cos(\alpha_1) \cos \theta - \cos(\beta_1) \sin \theta$ $\cos(\alpha_2) = \cos(\alpha_2) \cos \theta - \cos(\beta_2) \sin \theta$ $\cos(\alpha_3) = \cos(\alpha_3) \cos \theta - \cos(\beta_3) \sin \theta$	<p>Поворот на угол θ</p> $\cos(\beta_1) = \cos(\beta_1) \cos \theta + \cos(\alpha_1) \sin \theta$ $\cos(\beta_2) = \cos(\beta_2) \cos \theta + \cos(\alpha_2) \sin \theta$ $\cos(\beta_3) = \cos(\beta_3) \cos \theta + \cos(\alpha_3) \sin \theta$
	<p>Поворот на угол β</p> $\cos(\alpha_1) = \cos(\alpha_1) \cos \beta - \cos(\beta_1) \sin \beta$ $\cos(\alpha_2) = \cos(\alpha_2) \cos \beta - \cos(\beta_2) \sin \beta$ $\cos(\alpha_3) = \cos(\alpha_3) \cos \beta - \cos(\beta_3) \sin \beta$	<p>Поворот на угол β</p> $\cos(\beta_1) = \cos(\beta_1) \cos \beta + \cos(\alpha_1) \sin \beta$ $\cos(\beta_2) = \cos(\beta_2) \cos \beta + \cos(\alpha_2) \sin \beta$ $\cos(\beta_3) = \cos(\beta_3) \cos \beta + \cos(\alpha_3) \sin \beta$
	<p>Поворот на угол γ</p> $\cos(\alpha_1) = \cos(\alpha_1) \cos \gamma - \cos(\beta_1) \sin \gamma$ $\cos(\alpha_2) = \cos(\alpha_2) \cos \gamma - \cos(\beta_2) \sin \gamma$ $\cos(\alpha_3) = \cos(\alpha_3) \cos \gamma - \cos(\beta_3) \sin \gamma$	<p>Поворот на угол γ</p> $\cos(\beta_1) = \cos(\beta_1) \cos \gamma + \cos(\alpha_1) \sin \gamma$ $\cos(\beta_2) = \cos(\beta_2) \cos \gamma + \cos(\alpha_2) \sin \gamma$ $\cos(\beta_3) = \cos(\beta_3) \cos \gamma + \cos(\alpha_3) \sin \gamma$
	<p>Поворот на угол δ</p> $\cos(\alpha_1) = \cos(\alpha_1) \cos \delta - \cos(\beta_1) \sin \delta$ $\cos(\alpha_2) = \cos(\alpha_2) \cos \delta - \cos(\beta_2) \sin \delta$ $\cos(\alpha_3) = \cos(\alpha_3) \cos \delta - \cos(\beta_3) \sin \delta$	<p>Поворот на угол δ</p> $\cos(\beta_1) = \cos(\beta_1) \cos \delta + \cos(\alpha_1) \sin \delta$ $\cos(\beta_2) = \cos(\beta_2) \cos \delta + \cos(\alpha_2) \sin \delta$ $\cos(\beta_3) = \cos(\beta_3) \cos \delta + \cos(\alpha_3) \sin \delta$

* Величины X, Y, Z соответствуют координатам точки в для координатной системы X, Y, Z, B, точки D (X, Y, Z, D), точки O (X, Y, Z, O).

геометрические размеры манипуляторов и пределы перемещения приводных механизмов;

исходные предпосылки автоматизации буровой установки путем задания программы обуривания.

В работе приведены методики решения практически всех перечисленных задач на примере бурильной установки КБМ-3.

ГЛАВА III

ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВИНТОДОМКРАТНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ОСНОВЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Анализ конструктивных схем и условий эксплуатации позволили выделить 4 отличных друг от друга схемы исполнения ВДМ (рис.1), различие которых находится в зависимости от того, какое из звеньев является ведущим и какое движение оно совершает (табл.3), и три режима работы ВДМ. Условно режимы работы ВДМ были подразделены по соответствию направления момента нагрузки M_z к направлению движения ведомого звена ω_6 (рис.2). При различном направлении M_z и ω_6 имеет место рабочий режим, при одинаковом направлении — холостой, при обеспечении $\omega_6 = 0$ и наличии M_z — статический.

Если статический режим работы ВДМ может быть установлен вполне определенно, т.е. обусловлен рабочим режимом бурильной машины или транспортным режимом работы буровой установки, то

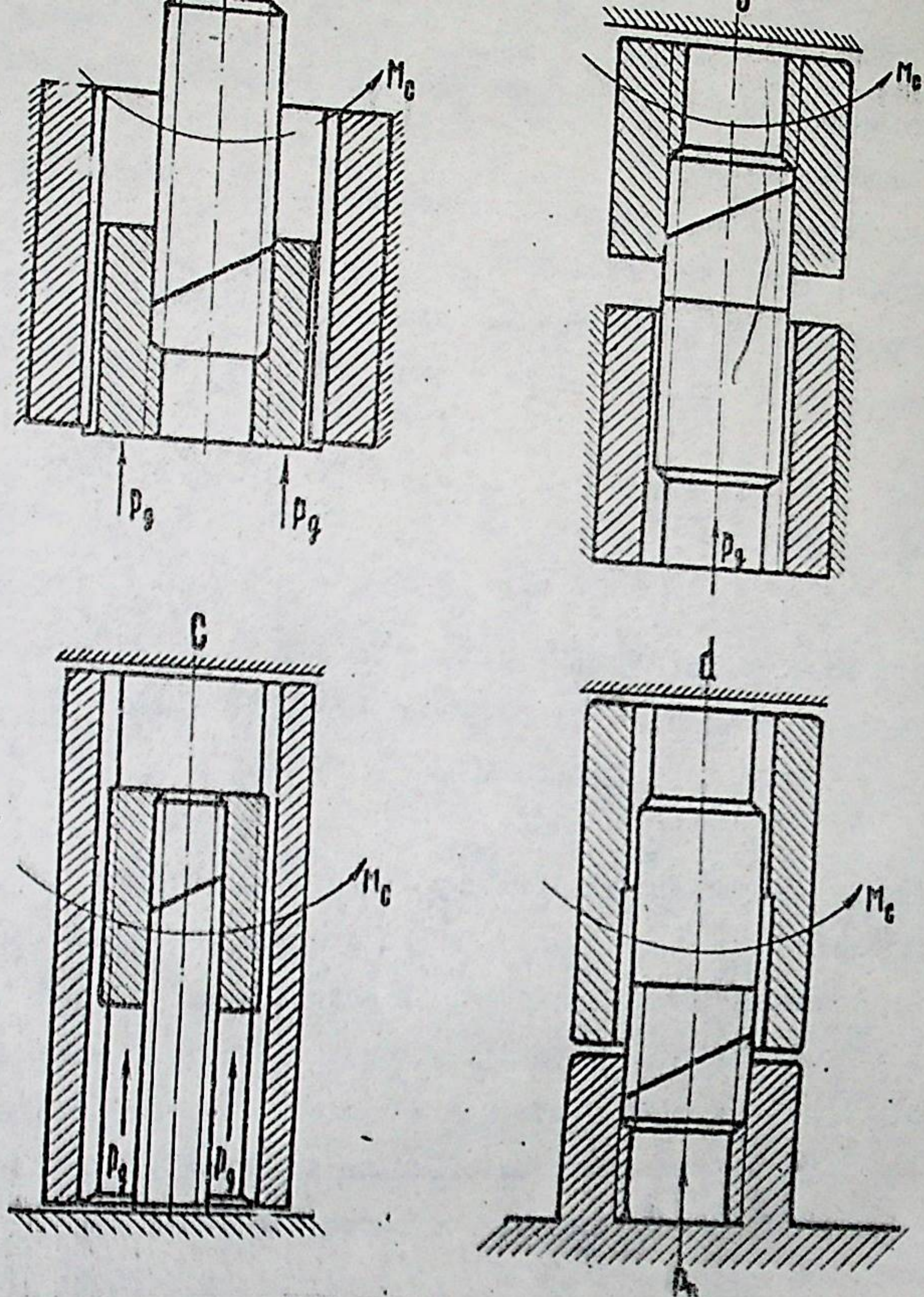


Рис. 1

Таблица 3

№ сх	Ведущее звено	Движение ведущего звена	Ведомое звено	Неподвижное звено
б	Винт-шлицевой валик	Поступательное	Гайка	Шлицевая втулка
а	Гайка-шлицевой валик	Поступательное	Винт	Шлицевая втулка
с	Гайка-шлицевой валик	Винтовое	Винт	Шлицевая втулка
д	Винт-шлицевой валик	Винтовое	Гайка	Шлицевая втулка

рабочий и холостой режимы работы ВДМ в процессе настройки буровой машины на штур могут сменять друг друга в тех положениях манипулятора, которые заранее логически не могут быть определены. Можно предположить, что максимальные нагрузки на элементы ВДМ, выполняющих различные функции, могут возникать при различных режимах их работы.

Однако чаще всего строго определить, какой из режимов того или иного ВДМ является наиболее тяжелым, без специального анализа, не представляется возможным. Поэтому рассматривались общие взаимосвязи между геометрическими, кинематическими и силовыми параметрами (рис. 2) для всех обобщенных конструктивных схем в зависимости от выполняемых механизмом функций и режимов работы ВДМ буровых установок. При этом обоснованы некоторые приемлимые допущения, что упрощает решение задачи.

При решении задачи используется метод статического равновесия системы винт-гайка. Такое допущение считаем приемлимым, так как скорости перемещения и ускорения звеньев в реальных манипуляторах столь малы, что инерционные нагрузки оказываются существенно меньше нагрузок. Кроме того, допускаем, что коэффициенты трения в парах (рис. 3) винт-гайка, гайка-шлицы, подшипник скольжения - труба, подпятник пята и уплотнения цилиндра не зависят от положения механизма и относительной скорости перемещения звеньев.

При расчете времени относительного перемещения звеньев ВДМ, а также скоростей и ускорений, определяющих динамические нагрузки на механизм, использовались передаточные отношения, функции положения и законы движения ВДМ.

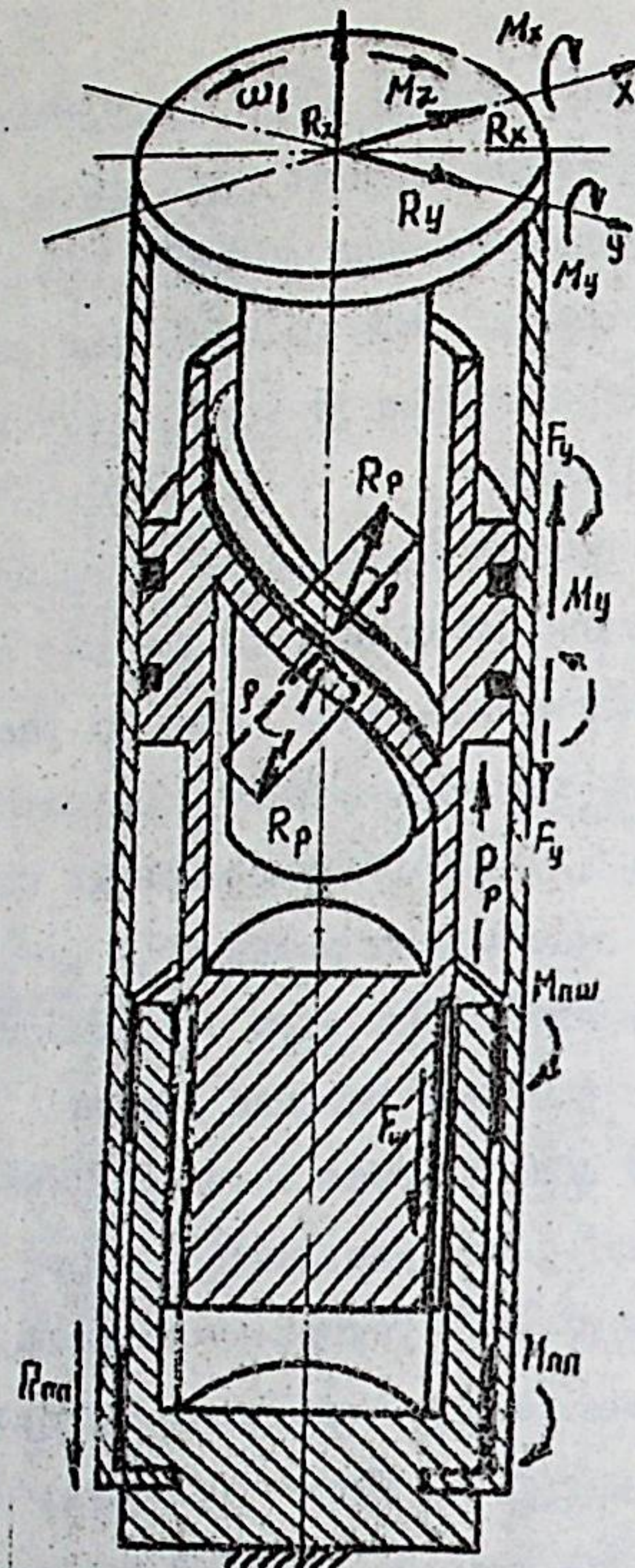


Рис. 2

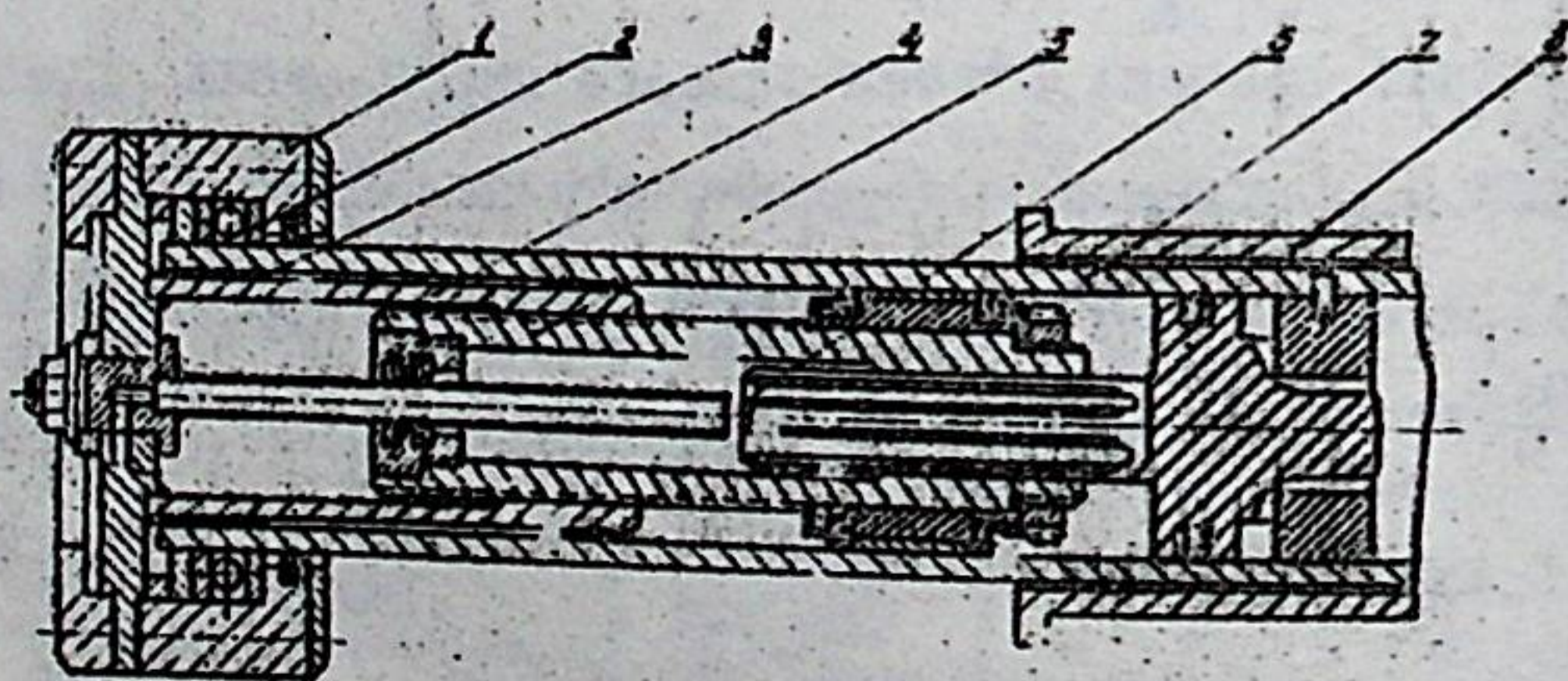


Рис. 3

Анализ результатов исследования взаимосвязей между геометрическими и силовыми параметрами показывает, что величина момента сопротивления, нормальная составляющая в резьбе, реактивное усилие в шлицах линейно зависят от величины осевого усилия. Зависимость приведенного коэффициента трения от угла профиля резьбы не линейна.

Анализ существующих ВДМ позволял установить, что угол наклона винтовой линии в винтовых кинематических парах постоянный и чаще всего принимался равным $45-47^\circ$, ход ведущего звена за один оборот ведомого около 230 мм, диаметры цилиндров 150 мм, коэффициент полезного действия в среднем 0,55, скорости ведущих звеньев изменяются от 0,1-0,5 м/мин. При давлении в нагрузочной полости цилиндра 100 атм передаваемый момент сопротивления M_z не превышает 350 кгм.

Исследования показали, что рабочий режим работы ВДМ является наиболее тяжелым, лучшей схемой исполнения ВДМ является схема С (рис.1), в которой осевые нагрузки, возникающие в винтовой кинематической паре, не передаются на подшипники, а рост усилий в резьбе и шлицах (по сравнению со схемами а, в, д) менее интенсивен, применяемый в практике угол наклона винтовой линии в $45^\circ-47^\circ$ не может считаться рациональным для всех ВДМ.

На основании анализа уравнений связи и законов действия внешних нагрузок на звенья ВДМ объясняются причины некоторых неудовлетворительных явлений при эксплуатации буровых установок. Так, потеря работоспособности ВДМ при некоторых положениях буровой машины в пространстве забоя объясняется значительной величиной действующих изгибающих моментов, что приводит к выдавливанию смазки в подшипниковых узлах, к контакту



несмазанных поверхностей, а следовательно, к износу подшипников и появлению зазора. Выборка зазоров в подшипниках для некоторых положений бурильной машины в пространстве забоя может привести к перекосу оси винта относительно оси гайки и шлицевой втулки относительно шлицевого валика, в результате чего возможно заклинивание звеньев. Явление заклинивания, возникающее в ВДМ можно ликвидировать путем замены подшипников скольжения подшипниками качения. Выход из строя подпятников можно объяснить неправильным выбором конструктивной схемы ВДМ. В работе выявлено, что схемы *c* и *d* ВДМ конструктивно выполнены более удачно, так как осевое усилие, действующее в винтовой кинематической паре передается на неподвижную часть цилиндра механизма. Возможные ошибки определения величин внешних нагрузок, главным образом крутящего момента, приводят к появлению мертвого хода в механизме, неверному выбору значения удельного давления в винтовой паре и паре шлицевая втулка - шлицевой валик. В результате появления больших по величине удельных давлений смазка, находящаяся между сопряженными поверхностями может вытесняться, что неизбежно влечет за собой катастрофический износ трущихся пар, увеличение динамических нагрузок и рост "мертвого" хода звеньев.

Исследования взаимосвязей в ВДМ и ВКП во всем диапазоне углов наклона винтовой линии позволили установить, что рациональными с точки зрения максимальных значений коэффициента полезного действия для ВДМ следует считать винтовые кинематические пары с углом наклона винтовой линии от 30° до 65° .

Использование верхних пределов углов подъема винтовой ли-

нии ($\alpha = 65^\circ$) целесообразно с точки зрения возможности получения существенных крутящих моментов, малых габаритов по диаметру, малых реактивных усилий в подпятниках, но приводит к значительным габаритам в длину, увеличенным значениям реакций в шлицах и резьбе.

Применение угла наклона винтовой линии в 30° уменьшает преодолеваемый момент сопротивления в 10 раз (по сравнению с углом наклона винтовой линии в 65°), в 1,5 раза увеличивает диаметр цилиндра, но при этом уменьшается габарит в длину в 10 раз, в 10-15 раз уменьшается реакция в шлицах, а также несколько уменьшается полная реакция в резьбе.

Совершенно очевидно, что на работу ВДМ основное влияние оказывает величина угла наклона винтовой линии и факт трения деталей в винтовой кинематической паре. Потери на трение в винтовой паре, а также в опорах вращения, шлицах и уплотнениях цилиндра ВДМ составляют соответственно 30-35% и 15-20% от передаваемой мощности ВДМ.

Для проведения широких экспериментальных работ по установлению рациональных параметров винтовой кинематической пары в лабораториях кафедры "Теории механизмов и машин" Фрунзенского политехнического института при участии автора работы было создано "Устройство для определения коэффициента трения скольжения", защищенное авторским свидетельством.

Устройство для определения трения скольжения состоит из ползуна, наклонной плоскости, включает гидравлическую, электрическую и механическую системы и представляет собой модель винтовой кинематической пары.

При проведении экспериментальных исследований пара ползун-наклонная плоскость имитировали резьбы с углом профиля β $0^\circ, 3^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ и 60° . Ширина контактной площадки на образцах определялась шириной витка существующих ВКП. Основными факторами, влияние которых изучалось, являлись (табл. 4) материал пар трения, угол профиля резьбы β , угол наклона винтовой линии α ; действующие усилия P , относительные скорости скольжения $V_{ск}$, вид смазки.

С целью сокращения количества экспериментов была использована методика планирования экспериментов и их обработки, предложенная М.М.Протодыяконовым и Р.И.Тедером, по которой план экспериментов задавался в виде шести комбинационных квадратов, что позволило сократить количество экспериментов с 3150 до 150 (табл. 5).

Экспериментальными исследованиями установлено влияние материала пар трения, вида смазки, давления и углов профиля на значения коэффициентов трения покоя. Пары трения, в состав которых входит образец, изготовленный из стали 45 незакаленной, выходят из строя в результате задира поверхностей, смазка чистым дисульфидом молибдена не дала положительных результатов, так как устойчивой пленки методом втирания получить не удалось.

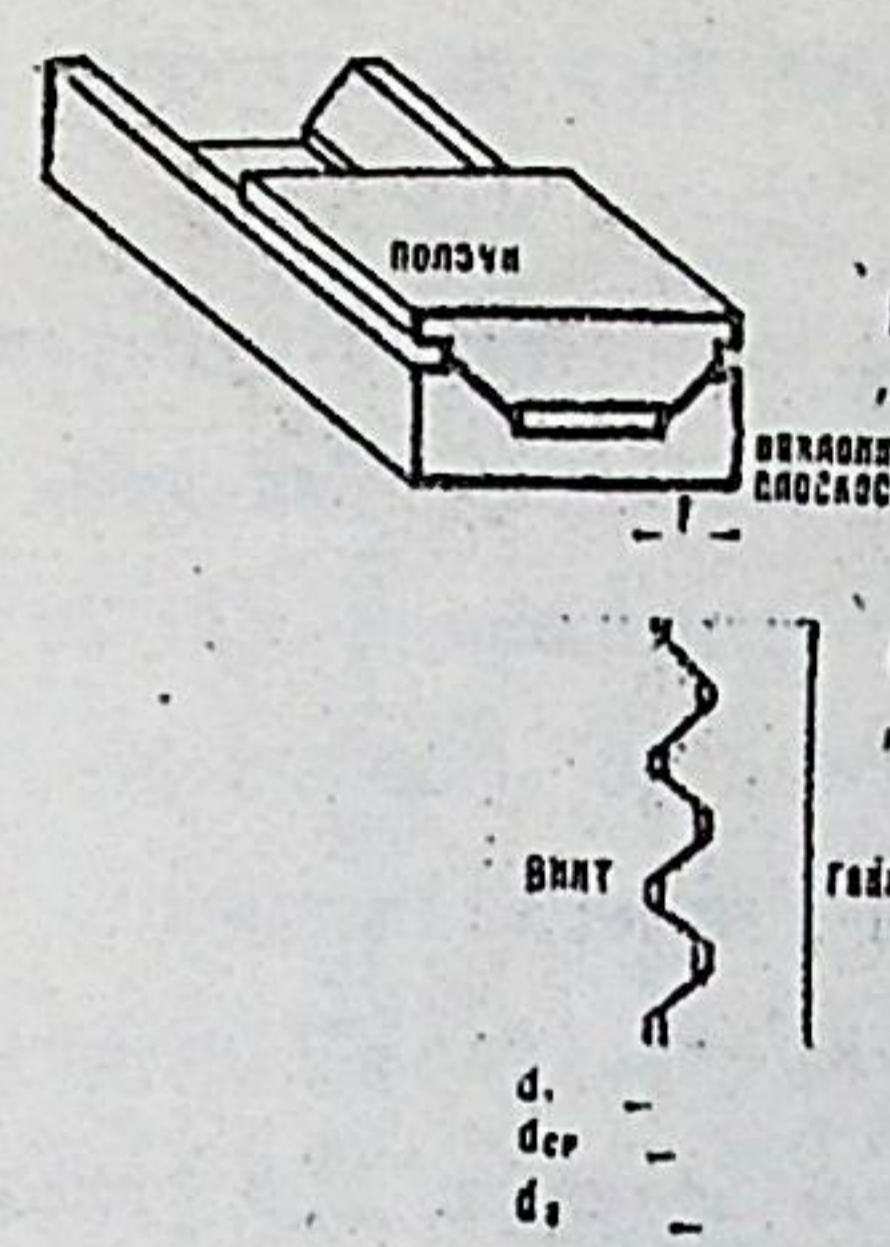
Хорошо зарекомендовали себя смазки, масло индустриальное (И-20) и солидол жировой с присадкой дисульфида молибдена. Применение таких смазок обеспечивает минимальные потери на трение испытываемых пар. Формула вида

$$f_{12} = c - b + a + d \quad (I)$$

полученная при обработке экспериментальных исследований, дает возможность определять коэффициент трения покоя для любого со-

Таблица 4

ФАКТОРЫ ВЛИЯЮЩИЕ НА ВЕЛИЧИНУ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ В ПАРЕ ПОЛЗУН-НАКЛОННАЯ ПЛОСКОСТЬ



ФАКТОР									
№	МАТЕРИАЛ	Угол профиля, град	Угол наклона, град	Сред. давление, кг/см²	Сред. скорость, м/с	Отн. влажность, %	Смазка	СМАЗКА	
								№	СМАЗКА
1	Ст45-Ст45	10°							Индустриальное-20 ГОСТ 1707-51
2	Ст45-Ст45 НРС-42	15°	1	100					1. Приборное МВТ ГОСТ 1805-51
3	Ст45-Ст40Х НРС-40	15°	1	100			3%		2. Приборное МВТ ГОСТ 1805-51
4	Ст45-Ст45-32	20°	2	200					
5	Ст45-Бр ОУС 555	20°	2	200				5	
6	Ст45 НРС-42-Ст45 НРС-42	25°	3	300					3. Солидол жировой
7	Ст45 НРС-42-Ст40Х НРС-42	25°	3	300				10	
8	Ст45 НРС-42-Ст45-32	30°	4	400					4. МС-20
9	Ст45 НРС-42-Бр ОУС 555	30°	4	400				15	
10	Ст45 НРС-42-Ст40Х НРС-40	40°	5	500					5. Дисульфид молибдена МоS₂
11	Ст40Х НРС-40-Ст45-32	45°						20	
12	Ст40Х НРС-40-Бр ОУС 555	50°	5	500					6. МоS₂ + И-20
13	Ст45-32-Ст45-32	55°							
14	Ст45-32-Бр ОУС 555	60°	6	600					7. МоS₂ + Солидол
15	Бр ОУС 555-Бр ОУС 555	65°							

Таблица 5

КОМБИНАЦИОННЫЕ КВАДРАТЫ ПЛАНИРОВАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА ПО МЕТОДУ М.М.ПРОТОДЫЯКОНОВА И Т.И.ТЕДЕРА

C	α	β										
		Ст45-Ст40Х		Ст45-Ст40Х		Ст40Х-Ст40Х		Ст4-Ст45		Бр-Ст45		
		Ст45-Ст45	Ст45-Ст45	Ст40Х-Ст40Х	Ст40Х-Ст40Х	Ст4-Ст45	Ст4-Ст45	Бр-Ст45	Бр-Ст45	Бр-Ст45	Бр-Ст45	
0°	0°	Чистые	9'29	10'07	10'12	9'06	11'40	9'29	10'07	10'12	9'06	11'40
		Солидол	9'35	10'13	10'18	9'12	11'46	9'35	10'13	10'18	9'12	11'46
15°	15°	Чистые	9'15	9'26	10'12	9'06	11'40	9'15	9'26	10'12	9'06	11'40
		Солидол	9'15	9'26	10'12	9'06	11'40	9'15	9'26	10'12	9'06	11'40
30°	30°	Чистые	10'29	10'57	11'04	9'44	11'23	10'29	10'57	11'04	9'44	11'23
		Солидол	10'29	10'57	11'04	9'44	11'23	10'29	10'57	11'04	9'44	11'23
45°	45°	Чистые	12'25	12'53	13'00	11'38	12'57	12'25	12'53	13'00	11'38	12'57
		Солидол	12'25	12'53	13'00	11'38	12'57	12'25	12'53	13'00	11'38	12'57
60°	60°	Чистые	15'03	15'31	15'38	14'16	15'57	15'03	15'31	15'38	14'16	15'57
		Солидол	15'03	15'31	15'38	14'16	15'57	15'03	15'31	15'38	14'16	15'57

четания факторов с относительной погрешностью 10%.

Экспериментальными исследованиями установлена зависимость скачкообразного движения звеньев установки от применяемого материала пар трения, вида смазки, скоростей относительного скольжения, угла профиля и угла наклона пары ползун-наклонная плоскость.

Анализ экспериментальных исследований показывает, что влияние скорости относительного скольжения на величину приведенного коэффициента трения ($f_{пр}$) для углов наклона $\alpha = 20-30^\circ$ весьма велико, в то время как для $\alpha = 45^\circ$ и 60° оно незначительно. Экспериментальные исследования во всем диапазоне углов наклона показывает, что при $V_{ск} = 5$ мм/сек (рис.4) приведенный коэффициент трения имеет минимальные значения при углах наклона $\alpha = 10^\circ-20^\circ$, а рациональными с точки зрения максимального коэффициента полезного действия являются кинематические пары с $\alpha = 20^\circ-60^\circ$ (рис.5). При $V_{ск} = 20$ мм/сек (рис.6) приведенный коэффициент трения имеет максимальные значения при углах наклона $\alpha = 20^\circ-30^\circ$, а рациональными по β являются кинематические пары с $\alpha = 30^\circ-65^\circ$ (рис.7).

Исследования, проведенные непосредственно на винтодомкратных механизмах с ведущим звеном гайкой (закаленная сталь и бронза) и ведомым винтом (закаленная сталь) с углами наклона винтовой линии $20^\circ, 35^\circ, 45^\circ$ и 60° показали, что приведенный коэффициент трения зависит от величины прикладываемого момента сопротивления, и не зависит от скорости относительного скольжения звеньев ВДМ. Прерывистый характер движения звеньев механизма наблюдается в кинематических парах с углом наклона вин-

ГРАФИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

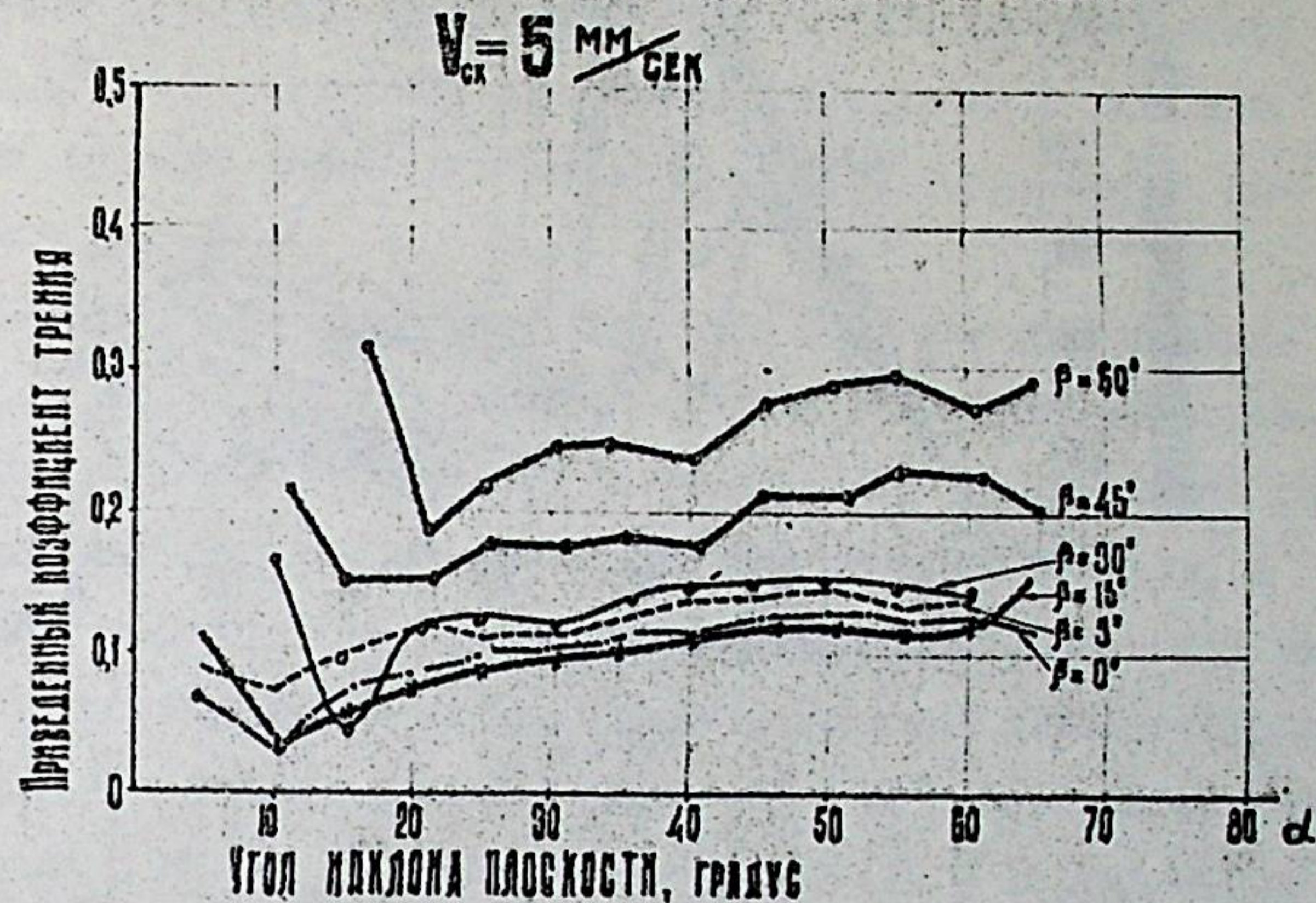


Рис. 4

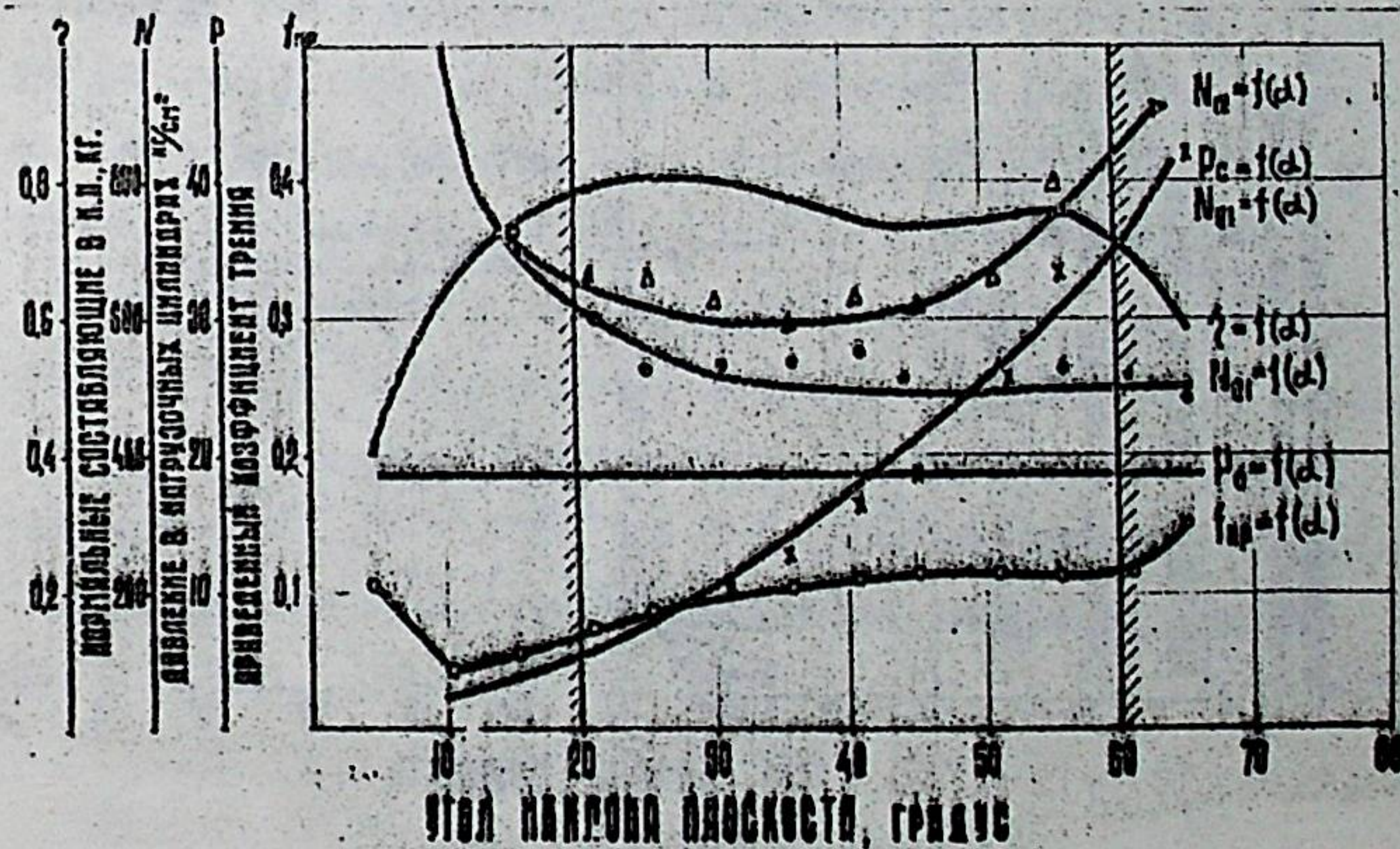


Рис. 5

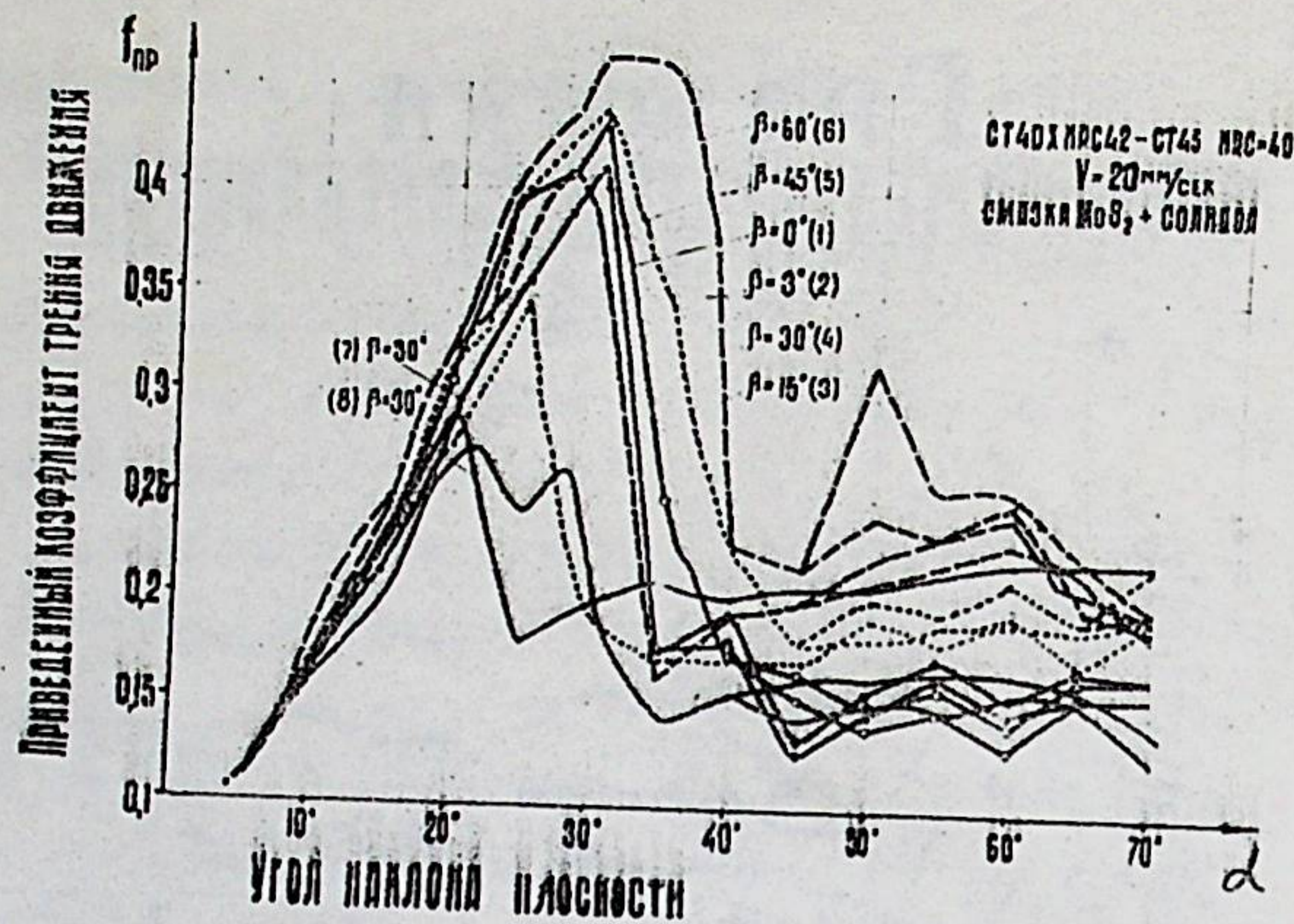


Рис. 6

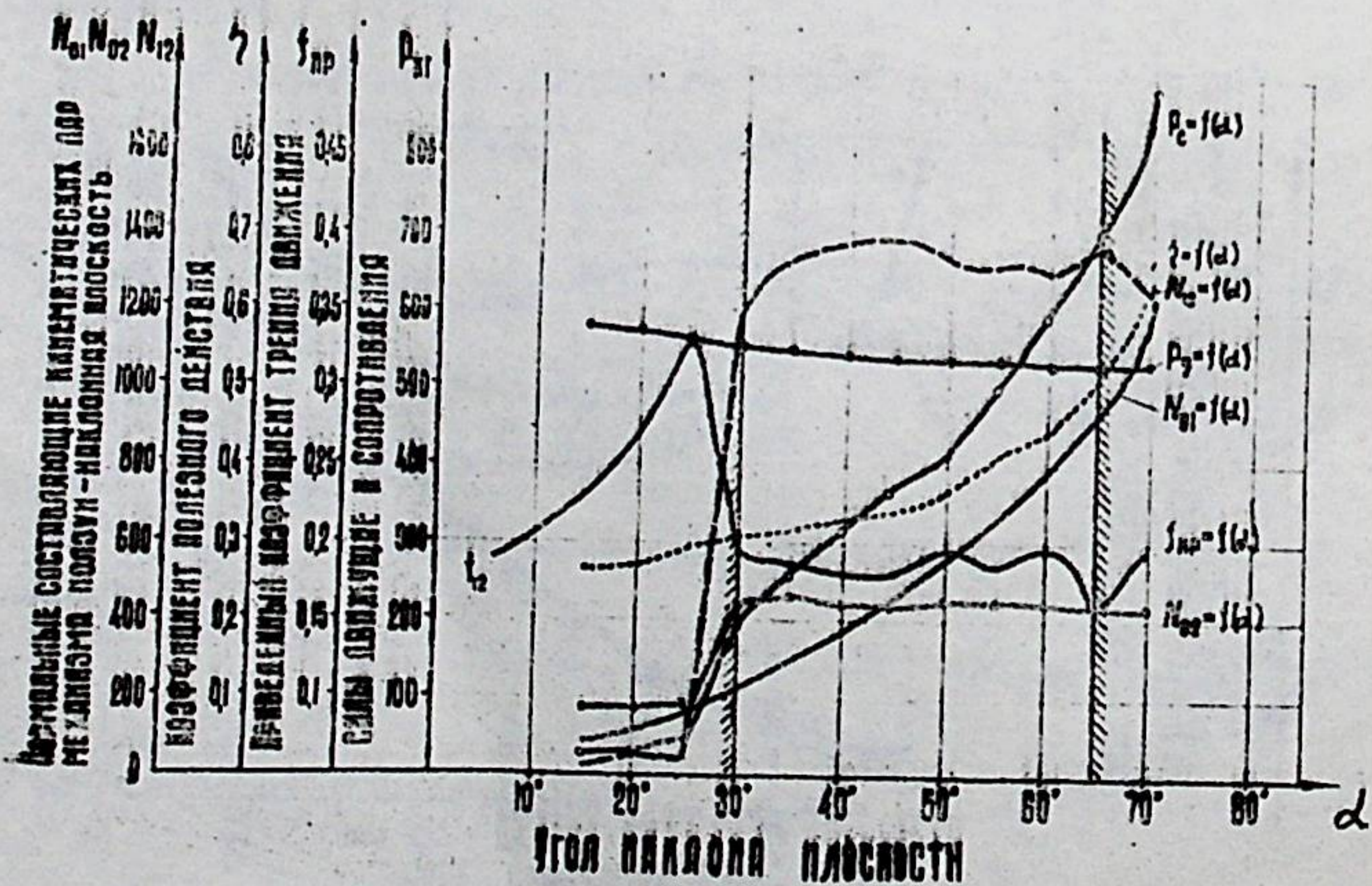


Рис. 7

товой линии $\alpha = 20^\circ, 35^\circ, 45^\circ$ до скоростей относительного скольжения 10-15 мм/сек и вовсе не наблюдается в паре с $\alpha = 60^\circ$. Винтодомкратный механизм с углом наклона винтовой линии $\alpha = 20^\circ$ не работоспособен. Особенно это проявляется в ВДМ, детали винтовой кинематической пары которых выполнены из закаленной стали.

Наиболее работоспособными являются ВДМ, винтовые кинематические пары которых имеют угол наклона 60° . Такие ВДМ преодолевают максимальные моменты сопротивления, при бронзовой гайке полностью отсутствует скачкообразное движение звеньев, а при гайке выполненной из стали скачкообразное движение имеет место лишь до скоростей 3 мм/мин и менее. Винтовые кинематические пары с углом наклона винтовой линии 45° и 35° также работоспособны, но в некотором диапазоне скоростей (10 - 15 мм/сек) наблюдается скачкообразное движение звеньев.

Теоретические и экспериментальные исследования позволили произвести выбор рациональных параметров ВДМ в зависимости от степени нагруженности (табл.6) и разработать ряд принципиально новых конструкций ВДМ, которые к настоящему времени планируются к производству на КМЗ.

Винтовые механизмы, преобразующие поступательное движение ведущего звена во вращательное движение ведомого, могут применяться не только для привода звеньев манипуляторов буровых установок в горной технике, но и в других отраслях промышленности, где необходимо обеспечить поворот рабочего звена на угол до 360° .

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИНТОВОДОМКРАТНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Таблица 6

Параметры ВДМ	Характеристика ВДМ	Обозн.	Легкое - нагруженные	Средне - нагруженные	Нагруженные выше среднего	Тяжелое нагружен.
Момент сопротивления		Мс кгсм	от 50 - 100	100 - 200	200 - 300	300 - 500
Угол наклона винтовой линии		α град	25 - 32	32 - 38	38 - 45	45 - 80
Угол профиля резьбы		β град	15 - 25	15 - 25	15 - 25	15 - 25
Материал			Ст 45 НРС до 40 бронза ОУС	Ст 40 Х НРС до 40 бронза ОУС	Ст 45 НРС до 40 Ст 40 Х НРС до 40	Ст 65Г-Ст 45 (НРС до 40) Ст 40 - Ст 40Х (НРС до 40)
Привод			вращение стрелы	вращение стрелы	вращение стрелы	вращение стрелы
Пределовая скорость скольжения		$V_{ск}$ мм/сек	> 15	> 10	> 8	> 3
Пределовое значение угла трения в режиме холостой работы			до 50% Нс	до 50%	до 50% Нс	до 50% Нс
СМАЗКА			Олиульфид молибдена	как присадка к солидолу и И-20		
Рекомендовать			максимальные насправляемые подшипники	рядысы шлицов рядысы уплотнения		

РЕКОМЕНДУЮТСЯ ДЛЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Следует считать предпочтительными конструкции ВДМ схемы "С" т.е. ведущее звено - винт, ведомое шлицевая ступня. Запрещена гайка. Применены подшипники качения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ кинематических схем манипуляторов, конструкций винтодомкратных механизмов, структурное, кинематическое и силовое исследование буровых установок, теоретическое исследование винтодомкратных механизмов и винтовых кинематических пар, экспериментальное изучение вопросов трения и скачкообразного движения в подвижных соединениях ползун - наклонная плоскость и в винтовой кинематической паре, отыскание и обоснование рациональных параметров и схем винтодомкратных механизмов позволили установить следующее:

1. Задача научно-обоснованного подхода к расчету и проектированию винтодомкратных механизмов актуальна.
2. Надежная работа винтодомкратных механизмов гарантируется прежде всего: правильностью определения максимально действующих нагрузок и обоснованным выбором рациональных параметров ВДМ.
3. Силовой анализ манипуляторов буровых установок целесообразно проводить путем приведения произвольной заданной пространственной системы сил к одной силе главному вектору и одной паре - главному вектору-моменту.
4. Максимальные нагрузки, действующие на винтодомкратные механизмы, определяются путем дифференцирования в частных производных функций главного вектора и главного вектора-момента.
5. При работе винтодомкратных механизмов следует различать три режима их работы: рабочий, холостой и статический.

Наиболее тяжелым режимом работы ВДМ является рабочий режим, когда винтодомкратный механизм преодолевает момент сопротивления, направленный против движения ведомого звена.

6. Все конструктивные схемы винтодомкратных механизмов могут быть выражены четырьмя схемами (см. рис. I а, б, с, d). Рациональными схемами исполнения ВДМ являются схемы С, с точки зрения обеспечения равномерности нагрузки всех звеньев механизма.

7. При выводе взаимосвязей между геометрическими и силовыми параметрами винтодомкратных механизмов вполне допустимым оказывается метод статического равновесия системы винт-гайка.

8. Винтодомкратные механизмы отличаются между собой по функциональному назначению и по величине действующих нагрузок, а поэтому оптимальные углы наклона винтовой линии для каждого типа ВДМ различны.

9. Рациональными с точки зрения максимального значения коэффициента полезного действия для ВДМ следует считать винтовые кинематические пары с углом наклона винтовой линии от 30° до 65° .

10. Использование углов наклона винтовой линии в 65° целесообразно при наличии существенных крутящих моментов, когда вопросы габаритов не играют решающей роли.

11. При применении углов наклона в 35° габариты в длину могут быть уменьшены почти в 10 раз, при этом столь же существенно изменяется (уменьшается) крутящий момент.

12. Коэффициент трения покоя в зависимости от названных факторов с достаточной точностью может определяться по формуле (I), полученной путем обработки экспериментальных данных

по методике М.М.Протоdjяконова и Р.И.Тедера.

13. Применение стали 45 незакаленной в качестве одной из трущихся деталей в ВДМ не допустимо.

14. Лучшими с точки зрения минимальных потерь на трение являются пары, изготовленные из сочетаний материалов - сталь закаленная оловянистые бронзы, а рациональными с точки зрения устойчивой работы пар трения является угол профиля 0° , смазке дисульфидом молибдена как присадкой к солидолу и маслу индустриальному-20, скорость относительного скольжения менее 10 мм/сек.

15. Важной отрицательной особенностью работы ВДМ является возможность появления скачкообразного (релаксационного) движения ведомого звена. Появление скачкообразного движения определяется материалом пар трения, видом смазки, скоростью относительного скольжения, углом наклона и углом профиля.

16. Достоверность данных, получаемых на устройстве ползун-наклонная для использования применительно к винтовой кинематической паре, доказана результатами экспериментов, проведенных на собственно винтодомкратных механизмах с углами наклона винтовой линии 20° , 35° , 45° , 60° при использовании гайки из стали 40X НРС-40 и бронзы ОЦ555 и винта из стали 45 НРС-42.

17. Наиболее работоспособными являются ВДМ с винтовой кинематической парой в 60° . Та же механизмы преодолевают максимальные моменты сопротивления. При применении бронзовой гайки не наблюдается скачкообразного движения, достигается плавная работа звеньев. ВДМ с углом наклона винтовой линии 35° , 45° также работоспособны, но в некотором диапазоне скоростей даже при бронзовой гайке наблюдается скачкообразное движение звеньев.

18. ВДМ с углом наклона винтовой линии 20° не работоспособен, особенно это относится к ВДМ, у которых винтовая кинематическая пара выполнена из закаленных сталей. Это ставит под сомнение целесообразность использования таких механизмов в реальных машинах.

19. Геометрические параметры ВДМ зависят от величины внешних нагрузок и при значении M_c больше 550 кгм нельзя считать возможным применение ВДМ для привода звеньев манипуляторов буровых установок.

Изложенные результаты и методы исследования являются достаточным основанием к проектированию работоспособных конструкций винтодомкратных механизмов манипуляторов буровых установок.

На наш взгляд, научная ценность работы заключается в следующем. Впервые решена задача математического описания положения бурильной машины в пространстве забоя, подобран метод определения максимальных нагрузок, действующих на ВДМ. На примере установки КБМ-3 дана конкретная методика кинематического исследования манипулятора.

Впервые экспериментальные исследования проводились в широком диапазоне углов наклона на устройстве (а. с. №347628), представляющим собой модель винтовой кинематической пары.

Практическая ценность работы заключается в рекомендациях по выбору рациональных параметров ВДМ. Смазка солидолом с присадкой молибдена рекомендована для ВДМ буровой установки КБМ-3.

Предложены новые конструктивные решения ВДМ, одно из которых защищено авторским свидетельством и принято к разработке и изготовлению экспериментального образца на КМЗ.

Использование рекомендаций по выбору рациональных параметров и конструктивных схем ВДМ ускорят расчет и конструирование ВДМ, повысят его КПД, а следовательно, увеличат срок службы ВДМ и улучшат их работу.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ДОЛОЖЕНЫ

1. На IV Симпозиуме по теории и принципам устройства манипуляторов в феврале 1972 г. г. Москва.
2. На техническом совещании в отделе подготовительных работ Куз.НИИИ и ноябре 1972 г.
3. На техническом совещании в отделе главного конструктора Кузнецкого машиностроительного завода в ноябре 1972 г.
4. На Всесоюзном семинаре по ТММ в г.Фрунзе в октябре 1973 г.
5. На заседании секции ученого Совета Института автоматки АН Кирг.ССР в октября 1973 г.
6. На научно-технических конференциях Фрунзенского политехнического института в 1967-1973 г.г.

ОПУБЛИКОВАНЫ В СТАТЬЯХ

1. Л.Т.Дворников, Н.П.Велижанина Анализ работы винтодомкратных механизмов бурельных установок. Труды ФПИ, вып.42, механика 1970 г.
2. Л.Т.Дворников, Н.П.Велижанина Зависимости, определяющие нагрузки действующие на винтодомкратные механизмы манипуляторов бурельных установок. Тезисы XV научно-производственной конференции ФПИ 1970 г.
3. Л.Т.Дворников, Н.П.Велижанина, Л.Е.Лаптев Гидравлический винтодомкратный механизм авт.св.№332217 зарегистрировано 20 ноября 1971 г.

4. Л.Т.Дворников, Н.П.Велижанина, А.С.Богомолв Устройство для определения коэффициента трения скольжения авт.св.№347628 зарегистрировано 7 мая 1972 г.

5. Л.Т.Дворников, Н.П.Велижанина Вывод уравнений движения характерных точек манипуляторов буровых установок. Сбр.научных трудов ФПИ вып.55, механика 1972 г.

ПОДПИСАНО В ПЕЧАТЬ 2/1 1974 г. ФОРМАТ БУМАГИ
80x90 1/16. ОБЪЕМ 2,13 п. л. Д-01601. ЗЛК. 3348. ТИР. 200.

ФРУНЗЕ, ТИП. АН КИРГИЗ. ССР
УЛ. ПУШКИНА, 144