

УДК 622.24.05 (031)

ББК 26.2

Б 20

Организация-спонсор — ОАО "Газпром"

Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н.

Б 20 Винтовые забойные двигатели: Справочное пособие. —
М.: ОАО "Издательство "Недра", 1999. — 375 с.: ил.
ISBN 5-247-03831-2

Изложены основы теории рабочего процесса, приведены классификация и описание конструкций винтовых забойных двигателей (ВЗД) различного назначения отечественного и зарубежного производства. Рассмотрены геометрия и кинематика рабочих органов ВЗД. Исследованы характеристики ВЗД и методы их пересчета. Даны методы расчета и проектирования ВЗД. Уделено внимание эксплуатации и техническому обслуживанию ВЗД, в том числе для наклонно направленных и горизонтальных скважин. Приведена информация о методах управления режимом бурения ВЗД, технологии изготовления винтовых рабочих органов, перспективах развития одновинтовых гидромашин.

Для специалистов, занимающихся бурением нефтяных и газовых скважин, а также конструированием, изготовлением и эксплуатацией винтовых гидравлических машин. Может быть полезна аспирантам и студентам техникумов и вузов.

Baldenko D.F., Baldenko F.D., Gnoevykh A.N.
Positive Displacement Downhole Motors.

The bases for the theory of operational processes are given; classification and design of various purpose Positive Displacement Downhole Motors (PDM) of domestic and foreign production are described. Configurations and kinematics of PDM operating elements are discussed. Also examined are the PDM characteristics and methods for their recalculation. The methods for PDM estimation and design are presented. Attention is given to PDM operation and technical maintenance, especially for PDM operation in directional and horizontal wells. Also given is the information on the control methods for PDM drilling regimes, technological methods for production of screw operating elements, and future development of single-screw hydraulic machines.

Advisable for specialists engaged in drilling oil and gas wells, as well as for specialists dealing with design, production, and operation of screw hydraulic machines. Also useful for post-graduated students and students of technical schools and high education schools.

ISBN 5-247-03831-2

© Д.Ф. Балденко, Ф.Д. Балденко,
А.Н. Гноевых, 1999
© Оформление. ОАО "Издательство
"Недра", 1999

СОКРАЩЕНИЯ, ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ, БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

СОКРАЩЕНИЯ

БНА	— буровой насосный агрегат
ВГМ	— винтовой героторный механизм
ВЗД	— винтовой забойный двигатель
ВЭ	— внутренний элемент (ротор)
ГВ	— гибкий вал
ГТ	— гибкие трубы
ГС	— горизонтальная скважина
ДС	— динамическая система
З	— замковая резьба
ЗА	— забойный агрегат
ЗД	— забойный двигатель
КНБК	— компоновка низа бурильной колонны
МИ	— механизм искривления
МК	— метрическая коническая резьба
НКТ	— насосно-компрессорные трубы
НЭ	— наружный элемент (статор)
РБ	— режим бурения
РКТ	— резьба коническая турбобуров
РО	— рабочие органы
РПД	— регулятор подачи долота
ТВД	— турбовинтовой двигатель
ТС	— телеметрическая система

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a	— ускорение; радиус центроиды НЭ; радиус цилиндра
b	— радиус центроиды ВЭ
d	— диаметр гибкого вала
$d_{\text{ср}}$	— средний диаметр ВЭ
d_0	— диаметр расточки ВЭ
D_k	— контурный диаметр РО
D_d	— диаметр долота
e	— эксцентриситет (межцентровое расстояние)
E	— модуль упругости
$E_{\text{пр}}$	— приведенный модуль упругости материалов РО
f	— коэффициент трения; частота; площадь проходного сечения насадки
F	— главный вектор гидравлических сил
$F_{\text{ГВ}}$	— осевая сила в гибком вале
F_{Σ}	— равнодействующая радиальных сил
$F_{\text{зап}}$	— осевая сила в зацеплении РО
F_k	— осевая сила на корпусе ВЗД
F_0	— осевая сила на опоре шпинделя
$F_{\text{РО}}$	— осевая сила в РО
$F_{\text{ин}}$	— инерционная сила
$F_{\text{от}}$	— отклоняющая сила на долоте
g	— ускорение свободного падения
G	— осевая нагрузка на долото
G_p	— сила тяжести ротора ВЗД в жидкости
i	— кинематическое отношение

I	- осевой момент инерции сечения; интенсивность искривления профиля скважины
j	- кратность действия ВГМ
J	- приведенный момент инерции вращающихся частей
k	- число шагов РО
K	- контактное напряжение
k_c	- число секций РО
k_z	- постоянная тормозного режима ЗД
K_z	- критерий эффективности применения ЗД
k_p	- коэффициент наклона гидромеханической характеристики
l	- длина гибкого вала
L	- длина РО
L_k	- длина контактных линий
L_n	- длина уплотнительной части контактных линий
$L_{скв}$	- глубина забоя скважины
m	- масса ротора
M	- крутящий момент
$M_{инд}$	- индикаторный момент
M_m	- момент механических потерь
M_c	- момент сил сопротивления
$M_{рац}$	- радиальная и осевая составляющие момента сил сопротивления
$M_{ск}$	- перекашивающий момент
M_{-1}	- удельный момент долота
$M_{вд}$	- удельный момент ВГМ
n	- частота вращения; число рядов осевой опоры
N	- мощность; удельная нормальная сила; число циклов нагружения; нагрузка на ряд осевой опоры
p	- давление жидкости
P	- перепад давления в ЗД
P_k	- межвитковый перепад давления
$P_{инд}$	- индикаторное давление
P_r	- гидравлические потери
Q	- объемный расход жидкости
ΔQ	- объемные потери (расход утечек)
r	- радиус катящейся окружности
r_0	- радиус эквидистанты
R	- радиальная сила, радиус искривления
R_h	- гидравлический радиус сечения РО
R_1, R_2	- главные радиусы кривизны поверхностей РО
S	- площадь живого сечения РО
S_1, S_2	- перемещения точки контакта по профилям РО
S_k	- площадь проекции контактных линий
S_r	- площадь сечения колонны бурильных труб
S_0	- площадь проходного канала колонны бурильных труб
t	- время; шаг винтовой поверхности ВЭ
T	- шаг винтовой поверхности НЭ
$T_{зд}$	- постоянная времени ЗД
h	- высота зубьев РО; коэффициент давлений ВЗД, наработка
u	- передаточное отношение
u_k	- скорость скольжения
u_1, u_2	- скорости качения профилей РО
V	- рабочий объем ВЗД
w	- осевая скорость жидкости в каналах РО
W	- скорость изнашивания; параметр профиля
W_n	- момент сопротивления изгибу
W_p	- момент сопротивления кручению
x, y, z	- координаты
$\Delta x_1, \Delta x_2$	- смещение исходного и сопряженного профиля
z_1, z_2	- числа зубьев (заходов) НЭ и ВЭ

α	- угол наклона нормали профиля; показатель степени нелинейности механической характеристики ЗД
α_p	- угол наклона нормали рейки
β	- угол трения; показатель степени нелинейности гидромеханической характеристики ЗД
γ	- угол отклонения вектора радиальных сил; угол перекоса осей отклонителя
γ_w, γ_p	- крутизна механической и гидромеханической характеристик ЗД
δ	- диаметральный натяг РО
Δ	- угловое смещение; размер щели
ϵ	- показатель степени нелинейности механической характеристики долота; параметр профиля
λ	- угол наклона касательной профиля; коэффициент гидравлического сопротивления
Λ	- число контактных линий, разделяющих области высокого и низкого давлений
ϵ_m, ϵ_p	- толщина стенки корпуса и эластичной обкладки статора
κ	- угол давления
τ	- угловой параметр профиля; касательное напряжение
φ	- угол поворота ротора; зенитный угол
φ_p	- угол поворота инструментальной прямой рейки
ω	- угловая скорость
ψ	- угловой параметр циклоиды
ν	- кинематическая вязкость жидкости
$\rho_{пр}$	- приведенный радиус кривизны сопряженных поверхностей
ρ	- плотность жидкости
ρ_1, ρ_2	- радиусы кривизны профилей РО
$\rho_{ск}$	- радиус кривизны скелета исходного профиля
ρ	- приведенный радиус кривизны сопряженных профилей
ρ_m	- плотность материала ротора или гибкого вала
η	- к.п.д.
η_o	- объемный к.п.д.
η_r	- гидравлический к.п.д.
$\eta_{гм}$	- гидромеханический к.п.д.
θ	- угол подъема винтовой линии
ξ_x	- постоянная холостого режима ЗД
σ	- нормальное напряжение
σ_n	- предел прочности
σ_T	- предел текучести
σ_{-1d}	- предел выносливости детали
μ	- динамическая вязкость жидкости; коэффициент расхода
ξ	- количество оборотов долота за долбление

ИНДЕКСЫ

$\mathbf{в}$	- система вала (роторная группа), винт
$\mathbf{вн}$	- внутренний
$\mathbf{вп}$	- впадина
$\mathbf{выст}$	- выступ
$\mathbf{г}$	- гидравлический, габарит
$\mathbf{гв}$	- гибкий вал
$\mathbf{д}$	- долото
$\mathbf{з}$	- забойное
$\mathbf{зац}$	- зацепление
$\mathbf{зд}$	- забойный двигатель
$\mathbf{и}$	- идеальный, изгиб
$\mathbf{ин}$	- инерционный
$\mathbf{инд}$	- индикаторный
$\mathbf{к}$	- контактное, корпус, межвитковый (межкамерный), коррозия
$\mathbf{кп}$	- кольцевое пространство

м	- механический, металл
н	- насадка, насос, наружный
о	- объемный, относительный
од	- отверстие, долота
опт	- оптимальный
от	- отклоняющая
п	- перекачивающий, переносный
пол	- полезный
пр	- приведенный, предельный
р	- ротор, резина, рейка
рад	- радиальный
ро	- рабочий орган
с	- сопротивление
сж	- сжатие
ск	- скелет, скольжение
скв	- скважина
ср	- средний
т	- тормозной
турб	- турбина
х	- холостой
у	- уплотнительная, упругий
уд	- удельный
ш	- шпindelь
0	- разгонный, опора, покоя
1	- исходный, статор (НЭ)
2	- сопряженный, ротор (ВЭ)
e	- выступ
i	- впадина

БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Безразмерные коэффициенты зацепления:

$$\bar{u} = u_1 / |u_2|$$

$$i = z_2 / z_1$$

$$c_0 = r_0 / e$$

$$c_e = r_{de} / e$$

$$c_{\Delta} = \Delta x_1 / e$$

$$c_{\delta} = \delta / e$$

$$c_t = t / d_{cp}$$

Число шагов РО $k = L / T$

Безразмерный рабочий объем $\bar{V} = V / D_k^3$

Коэффициент запаса момента $k_M = M / M_T$

Коэффициент давлений $h = P_1 / P_x$

Коэффициент мощности $k_N = \bar{V} \Delta$

Относительный момент сил сопротивления $\mu = M_{рад} / M_T$

Коэффициент скоростей качения $k_k = v_2 / v_1$

Критерии подобия характеристик ВЗД:

критерий момента $P_M = MD_k / \rho Q^2$

критерий скорости $P_n = n D_k^3 / Q$

критерий давления $P_p = P D_k^4 / \rho Q^2$

число Рейнольдса $Re = Q / D_k v$

коэффициент плотностей $a_p = \rho / \rho_k$

коэффициент толщины обкладки $c_k = e_p / e$

критерий упругости $P_E = E_{пр} D_k^3 / M$

Критерий продольной устойчивости гибкого вала $P_{гв} = \rho_k \omega l^4 / F_{гв}$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по рядам осевой опоры

$$\Omega = N_{max} / N_{cp}$$

Винтовые забойные двигатели (ВЗД) играют заметную роль в прогрессе буровой техники последних десятилетий.

Эти машины, разработанные в 60-х годах почти одновременно в нашей стране и США, во многом способствовали существенно повышению технико-экономических показателей бурения нефтяных и газовых скважин и возникновению новых технологий строительства скважин. В нашей стране работы по созданию ВЗД начались в НПО "Буровая техника" - ВНИИБТ (Пермском филиале и московских подразделениях) и продолжаются в настоящее время.

Массовому использованию ВЗД предшествовали годы интенсивных научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ (НИОКР) многих организаций, отдельных инженеров и ученых. Оригинальная конструкция винтовых двигателей и, прежде всего, их рабочих органов выявила необходимость разработки новых технологий изготовления их.

Первой попыткой анализа выполненных НИОКР и опыта эксплуатации ВЗД стала монография "Забойные винтовые двигатели для бурения скважин", выпущенная издательством "Недра" в 1981 г. [94] и нашедшая благоприятный отклик у специалистов-буровиков, конструкторов и ученых.

После выхода в свет этой монографии произошли значительные изменения в отечественной и зарубежной технике и технологии строительства скважин: бурными темпами развивалось наклонно направленное бурение, появились новые технологии (горизонтальное бурение, бурение дополнительных стволов в пробуренной скважине, ремонтные и буровые работы с использованием непрерывной гибкой металлической трубы), совершенствовались породоразрушающий инструмент и компоновки низа буровой колонны и др. В силу своих уникальных характеристик ВЗД стали составной частью современных технологий. И если ранее ВЗД рассматривались только как конкурент турбобуров и их перспективы оценивались неоднозначно, то в настоящее время ВЗД прочно заняли свое место в буровой технике и их роль постоянно возрастает.

В предлагаемом читателю справочном пособии делается попытка обобщить основные опубликованные материалы отечественных и зарубежных технических и патентных источников по

конструированию, расчету и эксплуатации двигателей. В книгу включены также некоторые, не публиковавшиеся ранее материалы, подготовленные авторами специально для настоящего издания. Из-за ограниченности объема книги авторы не имели возможности подробно отразить все аспекты теории и практики применения двигателей, поэтому читатели могут ознакомиться с ними по работам, указанным в приведенной библиографии. В то же время, предполагая, что данная книга будет использована в качестве учебного пособия для студентов и аспирантов нефтегазового профиля, основополагающие положения теории двигателей и профилирования рабочих органов рассматриваются подробно с выводом функциональных зависимостей.

Насыщенность книги математическими выкладками, по нашему мнению, не является избыточной, а только характеризует сложность комплекса задач, решаемых конструкторами и эксплуатационниками на различных стадиях разработки и исследования двигателей. Они могут служить основой для дальнейшего совершенствования расчетов и конструирования машин.

Большое внимание в настоящем справочном пособии уделяется ранее не освещавшимся вопросам конструирования и эксплуатации, а также применению двигателей в новых технологиях, в частности, один из разделов посвящен особенностям управления режимами работы ВЗД.

Авторы считают своим долгом помимо указанных в тексте книги и библиографии фамилий ученых и конструкторов, внесших существенный вклад в создание отечественных ВЗД, отметить коллективы НПО "Буровая техника", Кунгурского и Павловского машиностроительных заводов, а также буровых предприятий страны, без творческой энергии и многолетней работы которых ВЗД в нашей стране не получили бы признания и широкого распространения.

Предлагаемая работа отражает современное состояние теории, конструирования, производства и эксплуатации винтовых забойных двигателей, которые находятся в постоянном развитии. В этой связи авторы с признательностью примут все замечания и учтут их в своей дальнейшей работе.

Авторы благодарят ОАО "Газпром" – спонсора издания, а также специалистов ВНИИБТ и РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина за помощь в подготовке книги.

ГЛАВА 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. ИСТОРИЯ СОЗДАНИЯ ВИНТОВЫХ ЗАБОЙНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Начиная с 40-х годов в б. СССР основным техническим средством для бурения нефтяных и газовых скважин является многоступенчатый турбобур [96].

Широкое распространение турбинного способа бурения обеспечило ускоренное разбуривание нефтегазоносных площадей Урало-Поволжья и Западной Сибири и тем самым позволило получать высокие темпы роста добычи нефти и газа.

Однако с увеличением средних глубин скважин и по мере совершенствования породоразрушающего инструмента и технологии роторного способа бурения в отечественной нефтяной промышленности с каждым годом росла тенденция отставания проходки за рейс долота – показателя, определяющего технико-экономические показатели бурения.

Несмотря на определенные усовершенствования техники и технологии турбинного бурения, показатели работы долот на протяжении ряда лет улучшались весьма незначительно. Хотя в 70-е годы началось разбуривание месторождений Западной Сибири, отличающихся благоприятными условиями бурения (мягкие породы, относительно неглубокие скважины), средняя проходка за рейс по эксплуатационному бурению существенно отставала от аналогичного показателя в нефтяной промышленности США в 3–4 раза. Так, в 1981–1982 гг. средняя проходка за долбление в США составила 350 м, в то время как в б. СССР этот показатель не превышал 90 м [73, 94].

Серьезное отставание в проходке за долбление было связано с тем, что в те годы отечественная практика бурения базировалась на высокоскоростном режиме бурения с применением многоступенчатых безредукторных турбобуров, характеристики которых не позволяли получать частоты вращения менее 400–500 об/мин с обеспечением необходимых крутящих моментов и приемлемого уровня давления насосов и, как следствие, эффективно исполь-

зовать революционные усовершенствования шарошечных долот (с прецизионными маслонаполненными опорами и твердосплавным вооружением).

В связи с этим перед специалистами и организаторами бурения в нашей стране встал вопрос о создании техники для низкооборотного бурения.

Были определены оптимальные диапазоны частот вращения эффективного использования усовершенствованных шарошечных долот [63]: 40–80 об/мин – для твердых пород; 120–200 об/мин – для мягких пород.

Перед отечественной нефтяной промышленностью встала дилемма: либо переходить к роторному бурению, либо создать низкооборотный забойный двигатель.

К этому времени в б. СССР имелись определенные успехи в роторном бурении глубоких скважин в ряде районов (Северный Кавказ, Западная Украина и др.). Однако технически, экономически и психологически нефтяная промышленность не была готова к развитию роторного бурения. За многие годы государственной поддержки турбинного бурения существенно отстала от мирового уровня техника роторного бурения: не было бурильных труб и буровых установок высокого технического уровня.

Переход на роторный способ бурения в основных регионах страны снизил бы темпы развития отрасли, так как промышленность не располагала необходимыми средствами для строительства новых заводов и эксплуатационных баз или закупки за рубежом новых технологий. Таким образом определился доминирующий способ бурения на базе низкооборотных забойных двигателей. Работы в этом направлении были сосредоточены в основном в одной организации – ВНИИ буровой техники (ВНИИБТ) и проводились по пяти программам:

супермногоступенчатые многосекционные турбобуры (до 6–8 секций) с числом ступеней турбин до 800 в одном агрегате [102];

турбобуры с различными системами регулирования частоты вращения вала [103];

редукторные турбобуры [75, 100];

редукторные электробуры [139];

объемные гидравлические машины.

Эффективное решение проблемы создания забойного гидравлического двигателя с характеристиками, отвечающими требованиям новых конструкций долот, было найдено в переходе от динамических машин, какими являются турбобуры, к объемным.

В патентной и технической литературе, начиная с 30-х годов, прослеживается стремление конструкторов и изобретателей применять для бурения скважин известные в общем машиностроении типы объемных гидромашин. Это объясняется преимуществом объемного привода перед динамическим и, прежде всего, более высоким к.п.д. объемных гидродвигателей, простотой регулирования скорости вращения выходного вала, а также возможностью контроля за нагрузкой на двигатель по перепаду давления.

Исходя из уровня развития техники и применительно к вращательному способу бурения за все эти годы наибольший интерес специалистов привлекли роторные гидромашин.

Анализ патентной и технической литературы показывает [87], что практически все типы роторных гидромашин испытывались в качестве забойных двигателей для бурения скважин. Еще в 1932 г. Г.А. Любимовым была предложена конструкция ротационного объемного двигателя, рабочим органом которого являлись цилиндрический статор и ротор с выдвигными лопатками. После первых испытаний выявилась недостаточная долговечность двигателя, и работы были прекращены. В том же направлении вели разработки отечественные инженеры Х.А. Асфандияров, П.Н. Григорьев, Р.Т. Закиров, Т.З. Налбандов, Г.О. Скловский и другие, а за рубежом Е. Garrison, Н. McDonald. Однако ни одна из известных схем объемных двигателей не нашла промышленного применения при бурении скважин.

Первым работоспособным образцом, нашедшим промышленное применение, оказался гидродвигатель, представляющий собой обращенный насос Муано*, относящийся к планетарно-роторному типу гидромашин.

Впервые принципиальную возможность применения в бурении одновинтовых двигателей обосновали в 1939 г. Т. Hudson и W. Gerber [153]. Позднее W. Clark [156] запатентовал конструкцию, которая явилась прототипом двигателя "Dyna-Drill" фирмы "Smith Tool".

В нашей стране в это же время независимо от разработок "Smith Tool" лабораторные испытания моделей одновинтовых двигателей в Новочеркасском инженерно-мелиоративном институте проводил Д.Д. Саввин [135].

Работы по созданию опытных образцов винтовых забойных двигателей начались практически одновременно в США и б. СССР в середине 60-х годов. Американские специалисты фирмы

* R. Moineau (1887–1948 гг.) – французский инженер, изобретатель одновинтовых гидравлических и пневматических машин.

"Smith Tool" разработали двигатели (на Западе их называют PDM – positive displacement motors) для наклонно направленного бурения как альтернативу турбобурам, а в нашей стране, родине турбинного бурения, как техническое средство для привода низкооборотных долот.

Многолетние поисковые научно-исследовательские работы во ВНИИБТ по совершенствованию забойных гидравлических двигателей привели в 1966 г. к появлению предложенного М.Т. Гусманом, С.С. Никомаровым, Н.Д. Деркачем, Ю.В. Захаровым и В.Н. Меньшениным нового типа ВЗД, рабочие органы которого впервые в мировой практике выполнены на базе многозаходного винтового героторного механизма (ВГМ), выполняющего функцию планетарного редуктора [98].

В 70-е годы во ВНИИБТ и его Пермском филиале Д.Ф. Балденко, Ю.В. Вадецким, М.Т. Гусманом, Ю.В. Захаровым, А.М. Кочневым, С.С. Никомаровым и другими исследователями были созданы основы теории рабочего процесса, конструирования и технологии изготовления, разработана технология бурения винтовыми двигателями.

Вопросам конструирования, испытания и внедрения ВЗД посвятили свою деятельность сотрудники Московского и региональных подразделений ВНИИБТ П.И. Астафьев, Н.П. Безлепкин, М.Г. Бобров, А.В. Власов, В.В. Голдобин, У.А. Гюлизаде, В.А. Каплун, Ю.А. Коротаев, Л.П. Медведева, Н.Ф. Мутовкин, Ю.Ф. Потапов, Ю.М. Саранулов, В.И. Семенец, В.А. Хабеев, А.В. Цепков, Т.Н. Чернова, В.А. Щелкапогов, Н.Д. Щербук и другие.

Отечественные инженеры и научные работники не только предложили оригинальную схему рабочих органов, но и разработали на уровне изобретений новые конструкции двигателей и отдельных узлов, получив около 100 авторских свидетельств, 12 из которых были запатентованы за рубежом [148, 150–152 и др.].

Признанием приоритета отечественных разработок явилась продажа в 80-х годах лицензий фирме "Drilex", которая впоследствии превратилась в ведущую транснациональную компанию по производству и использованию ВЗД. В дополнение к лицензионному соглашению фирме "Drilex" было продано 28 двигателей диаметром 172–240 мм и организовано демонстрационное бурение отечественными двигателями в важнейших нефтяных регионах мира.

Результаты бурения получили большой резонанс в деловом мире и печати. Так, известный американский журнал "Ocean Industry" в июньском номере за 1982 г. поместил редакционную

статью, где подчеркивалось, что "общие показатели бурения новым советским объемным двигателем, полученные на первых этапах применения, превзошли все ожидания".

В первые годы зарубежными фирмами поставлялись лишь высокооборотные двигатели для выполнения специальных работ в интервалах набора кривизны и при корректировке направления ствола.

В 80–90-е гг., учитывая положительный опыт эксплуатации винтовых забойных двигателей и развитие технологии бурения наклонно направленных и горизонтальных скважин, а также эффективность использования ВЗД при выполнении ремонтно-восстановительных и специальных работ, многие зарубежные фирмы стали специализироваться на выпуске ВЗД различного назначения.

В последние годы наблюдается исключительно высокий рост парка ВЗД и числа машиностроительных и сервисных компаний, занятых их проектированием, изготовлением и эксплуатацией.

По официальным данным, в 1998 г. в мире насчитывалось не менее 22 таких компаний, причем более половины из них образованы в 90-е годы [10, 48, 169]. Следует подчеркнуть, что в последние годы почти все компании – производители ВЗД взяли на вооружение многозаходные винтовые рабочие органы, впервые запатентованные в России в 1966–1979 гг. К этому времени срок действия многих наших патентов, защищающих конструкцию многозаходных двигателей, уже истек и западные компании были свободны от правовых и финансовых обязательств.

В результате многолетнего опыта бурения с использованием гидравлических забойных двигателей (турбобуров и ВЗД) сложился комплекс технических требований к современному забойному двигателю [94].

1. Характеристики двигателя должны обеспечивать:

высокий уровень крутящего момента (3 кН·м и более для долот диаметрами 215–243 мм);

частоту вращения выходного вала в диапазоне 100–200 об./мин для шарошечных долот и 500–800 об./мин для алмазных долот;

высокий к.п.д. двигателя для эффективного использования гидравлической мощности насосов;

пропорциональную зависимость между расходом бурового раствора и частотой вращения, а также между крутящим моментом и перепадом давления с целью эффективного управления режимом бурения.

2. Рабочие органы и другие узлы двигателя должны быть выполнены в износо- и термостойком исполнении, обеспечивающем:

использование в случае технической необходимости бурового раствора любой плотности и вязкости, в том числе с содержанием тампонирующих материалов, предотвращающих потерю циркуляции, и агрессивных добавок;

эксплуатацию двигателя без снижения технических показателей при температуре до $+150-180^{\circ}\text{C}$ и давлении окружающей среды до 100 МПа;

стойкость двигателя, достаточную для стабильной работы с современными шарошечными и алмазными долотами;

возможность искривления корпуса двигателя при наклонно направленном бурении;

возможность установки на корпусе двигателя опорно-центрирующих элементов при проводке наклонно направленных и горизонтальных скважин.

3. Диаметральные и осевые размеры двигателя должны обеспечивать:

проведение буровых работ долотами различного диаметра, включая малогабаритные;

эффективную проводку наклонно направленных и горизонтальных скважин;

использование стандартного ловильного инструмента.

Анализ конструкций и характеристик гидравлических забойных двигателей различного типа показывает, что ни один из них не отвечает в полной мере всем перечисленным требованиям; в значительной степени указанным требованиям соответствуют ВЗД с многозаходными рабочими органами.

1.2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ВЗД

1.2.1. ОСНОВНЫЕ ОТЛИЧИЯ ОБЪЕМНЫХ ЗАБОЙНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Объемные двигатели действуют в результате наполнения жидкостью рабочих камер и перемещения вытеснителей. Под вытеснителем понимается рабочий орган, непосредственно совершающий работу под действием на него давления жидкости. Конструктивно вытеснитель может быть выполнен в виде поршня, пластины, зуба шестерен или ротора. В объемных гидравлических двигателях ведомое звено может совершать как циклическое возвратно-поступательное или возвратно-поворотное, так и непрерывное движение.

Объемные гидродвигатели характеризуются тремя основными признаками:

наличием рабочих камер, которые периодически сообщаются со входом или выходом машины, при этом жидкость наполняет каждую камеру или выталкивается из нее;

изменением давления в рабочей камере от начального до конечного постепенно вследствие изменения объема камеры или скачкообразно вследствие сообщения камеры с выходом;

несущественной зависимостью усилий на рабочих органах двигателя от скорости движения жидкости в камерах.

1.2.2. ОСОБЕННОСТИ ВЗД

Винтовые двигатели относятся к объемным роторным гидравлическим машинам, которые отличаются многообразием типов и конструкций [7].

Сравнительно малая металлоемкость и простота конструкции этих гидромашин по сравнению с поршневыми явились важными факторами, способствующими их широкому использованию в современной технике.

Характерным для роторных гидромашин является наличие развитых поверхностей трения и щелевых уплотнений, поэтому большинство из них работают с использованием жидкостей с хорошей смазывающей способностью, свободных от механических примесей. Исключение составляют одновинтовые гидравлические машины, предложенные Р. Муано.

Согласно общей теории винтовых роторных гидравлических машин, элементами рабочих органов (РО) являются:

статор двигателя с полостями, примыкающими по концам к камерам высокого и низкого давления;

ротор – винт, носящий название ведущего, через который крутящий момент передается исполнительному механизму;

замыкатели – винты, носящие название ведомых, назначение которых уплотнять двигатель, т.е. препятствовать перетеканию жидкости из камеры высокого давления в камеру низкого давления.

В одновинтовых гидромашинах используются механизмы, в которых замыкатель образуется лишь двумя деталями, находящимися в постоянном взаимодействии, – статором и ротором.*

Упрощенная схема двигателя показана на рис. 1.1. При цир-

* В технической литературе такие механизмы носят название винтовых героторных механизмов (ВГМ). Термин "героторный" появился в связи с аналогией движений этих механизмов и Земли (греческое "γῆ" – Земля).

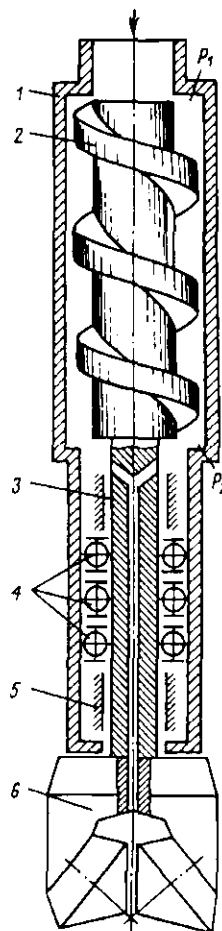


Рис. 1.1. Схема роторного гидродвигателя для бурения:

1 – неподвижный корпус (статор); 2 – ротор; 3 – выходной вал; 4 – упорные подшипники; 5 – радиальные подшипники; 6 – породоразрушающий инструмент; p_1 – область высокого давления жидкости; p_2 – область низкого давления жидкости

куляции жидкости через РО под действием перепада давления на роторе двигателя вырабатывается крутящий момент, причем винтовые поверхности РО, взаимно замыкаясь, разобщают область высокого давления и область низкого давления. Следовательно, по принципу действия винтовые двигатели аналогичны поршневым, у которых имеется винтообразный поршень, непрерывно перемещающийся в цилиндре вдоль оси двигателя (принцип капсулизма Муано) [87, 155].

К отличительным особенностям ВЗД следует отнести:

отсутствие быстроизнашивающихся распределительных устройств, поскольку распределение жидкости по камерам РО осуществляется автоматически за счет соотношения чисел зубьев и шагов винтовых поверхностей ротора и статора;

кинематику РО, в относительном движении которых сочетается качение со скольжением при относительно невысоких скоростях последнего, что снижает износ рабочей пары;

непрерывное изменение положения контактной линии (геометрического места точек касания ротора и статора) в пространстве, в результате чего механические примеси, находящиеся в жидкости, имеют возможность выноситься потоком из РО.

На рис. 1.2 показана траектория трех точек, принадлежащих поперечному сечению ротора. Точка А отрезка $A0_2$ соединена с осью ротора. При вращении этой оси (точки 0_2) по часовой стрелке по траектории с радиусом e точка А движется против часовой стрелки по эллипсу, в точках А, В, С и Е прикасаясь к контуру статора. Другая, диаметрально противоположная точка F также описывает эллипс, большая ось которого равна диаметру поперечного сечения ротора d и касается контура статора только в точках В и Е. Промежуточные точки контура ротора также движутся по эллипсам, оси которых наклонены под различными углами к осям сечения статора. Важно, что в точках периодического контакта пары ротор – статор имеется только мгновенное скольжение и отсутствуют относительные пробег поверхности.

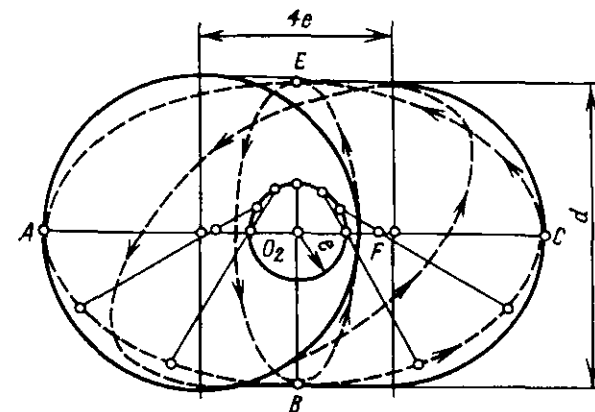


Рис. 1.2. Траектории точек поперечного сечения ротора ($i = 1:2$)

Благодаря указанным особенностям ВЗД являются практически единственным типом объемных гидравлических двигателей, которые сравнительно долговечны при перекачивании жидкостей, содержащих механические примеси и не обладающих смазывающими свойствами. Это достигается за счет особенностей принципа действия и конструктивного исполнения РО.

ВЗД отличаются традиционным конструктивным исполнением РО: металлическим ротором с износостойкой рабочей поверхностью и статором, имеющим эластичную обкладку с внутренней винтовой поверхностью. Такое исполнение берет свое начало с первых насосов Муано [22] и объясняется технологическим фактором – рациональностью выполнения формующего стержня для изготовления эластичной обкладки в форме вала.

Выбор эластомера (обычно это резина) в качестве материала обкладки статора определяется:

необходимостью получения достаточной износостойкости в абразивной среде (широкий опыт использования резинометаллических подшипников в различных тяжелых условиях подтверждает это положение) [96];

возможностью компенсации погрешностей изготовления ротора и статора (профиля, диаметров, шагов и прямолинейности осей винтовых поверхностей);

возможностью обеспечения герметичности рабочих камер за счет создания натяга в РО увеличением диаметральных размеров ротора.

1.2.3. УСЛОВИЯ ПРЕВРАЩЕНИЯ ВГМ В РАБОЧИЕ ОРГАНЫ ОБЪЕМНОГО ГИДРОДВИГАТЕЛЯ

ВГМ представляет собой зубчатую косозубую пару внутреннего циклоидального зацепления, состоящую из z_1 — заходного статора и z_2 — заходного ротора, между винтовыми поверхностями которых образуются рабочие камеры.

Для создания в ВГМ камер, теоретически разобщенных от областей высокого и низкого давлений (шлюзов), необходимо и достаточно выполнение четырех условий:

1) число зубьев z_1 наружного элемента (статора) должно быть на единицу больше числа зубьев z_2 внутреннего элемента (ротора): $z_1 = z_2 + 1$;

2) отношение шагов винтовых поверхностей наружного T и внутреннего t элементов должно быть пропорционально отношению числа зубьев: $T/t = z_1/z_2$;

3) длина РО L должна быть не менее шага винтовой поверхности наружного элемента: $L \geq T$;

4) профили зубьев наружного и внутреннего элементов должны быть взаимногибемы и находиться в непрерывном контакте между собой в любой фазе зацепления.

Продольное и поперечное сечения РО двигателя на длине шага статора, позволяющие проанализировать мгновенное распределение жидкости в рабочих камерах, показаны на рис. 1.3.

1.2.4. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ОТНОШЕНИЕ

Отличительным параметром ВГМ, во многом определяющим его характеристики, является отношение чисел зубьев РО, называемое *кинематическим отношением* $i = z_2/z_1$.

ВГМ с различными кинематическими отношениями показаны на рис. 1.4.

В каждом поперечном сечении кинематика ВГМ может быть представлена в виде двух начальных окружностей (центроид) (см. рис. 1.4, пунктирные линии), одна из которых обкатывается внутри другой без скольжения.

Центр сечения статора совпадает с центром начальной окружности статора α , а центр сечения ротора — с центром начальной окружности ротора β . Наружная окружность α (с центрами O_4 , O_5 и O_6) — неподвижная, а окружность β с центрами O_1 , O_2 , O_3 катится по окружности α .

Точка касания окружностей будет перемещаться по циклоидальной "скелетной" [111] кривой (в данном случае — гипоциклои-

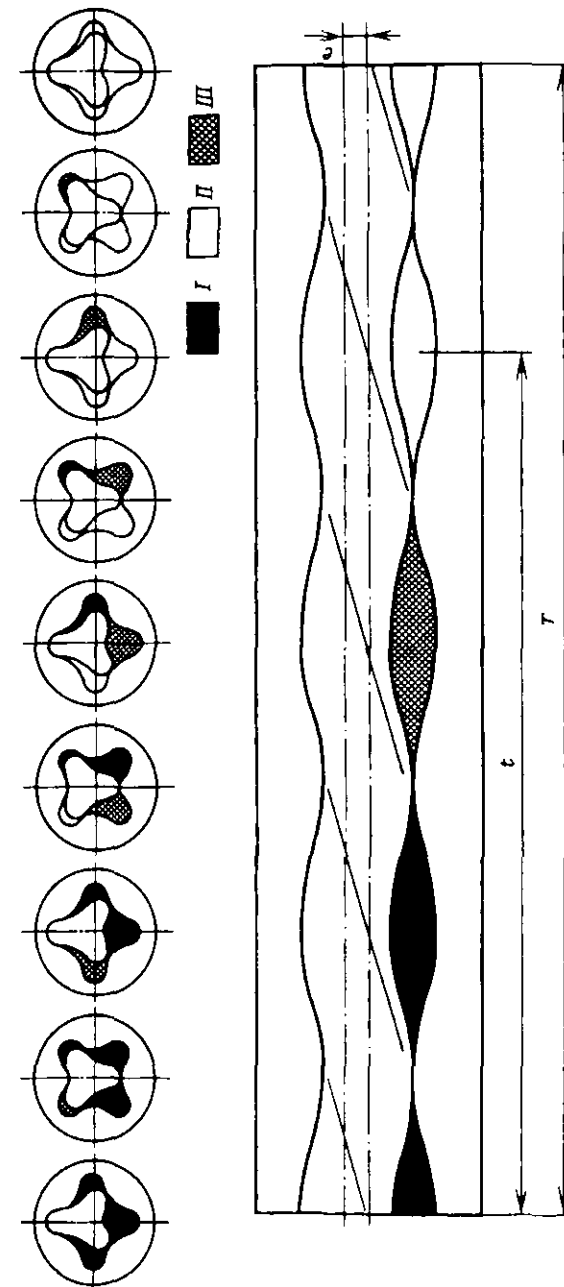


Рис. 1.3. Продольное и поперечное сечения рабочих органов ВЗД:
I — область высокого давления; II — область низкого давления; III — шлюз

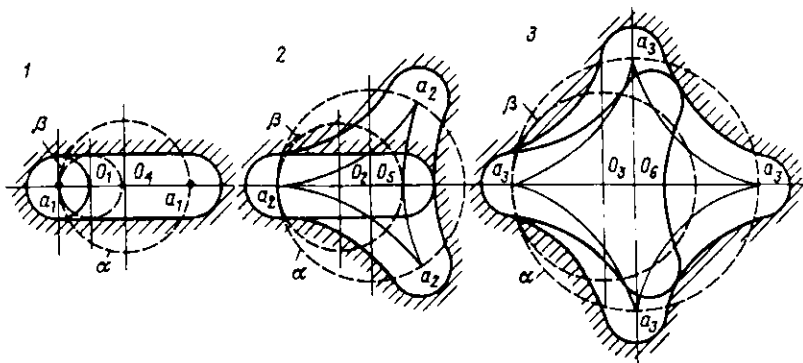


Рис. 1.4. Схемы винтовых героторных механизмов с различными кинематическими отношениями:
 $1 - i = 1:2$, $2 - i = 2:3$, $3 - i = 3:4$;
 a_1, a_2, a_3 — скелеты статора; α, β — центры статора и ротора

де): отрезку a_1a_2 (однозубый ротор), кривым $a_1a_2a_3$ (двухзубый ротор) и $a_1a_2a_3a_4$ (трехзубый ротор).

В общем случае профили поперечного сечения многозубого (многозаходного) ВГМ выполнены по циклоидальным кривым, рассмотренным в гл. 4.

Исключение составляет ВГМ с однозаходным ротором, представляющим в сечении круг, несимметричный относительно центра своей начальной окружности, и двухзаходным статором с овальным сечением, симметричным относительно центра РО.

Этот частный случай кинематической схемы ВГМ был положен в основу первой модели насоса Муано и до сих пор применяется в известных промышленных конструкциях одновинтовых насосов. Он же был заложен в конструкцию первых образцов ВЗД [135, 156].

1.3. КЛАССИФИКАЦИЯ ВИНТОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Многолетний отечественный и зарубежный опыт создания ВЗД и анализ патентной и технической литературы позволяют предложить их классификацию по следующим признакам.

1. По кратности действия рабочих органов различают двигатели с однозаходным ротором ($z_2 = 1$) и многозаходные двигатели ($z_2 > 1$), в которых ротор и статор имеют многозаходные винтовые поверхности.

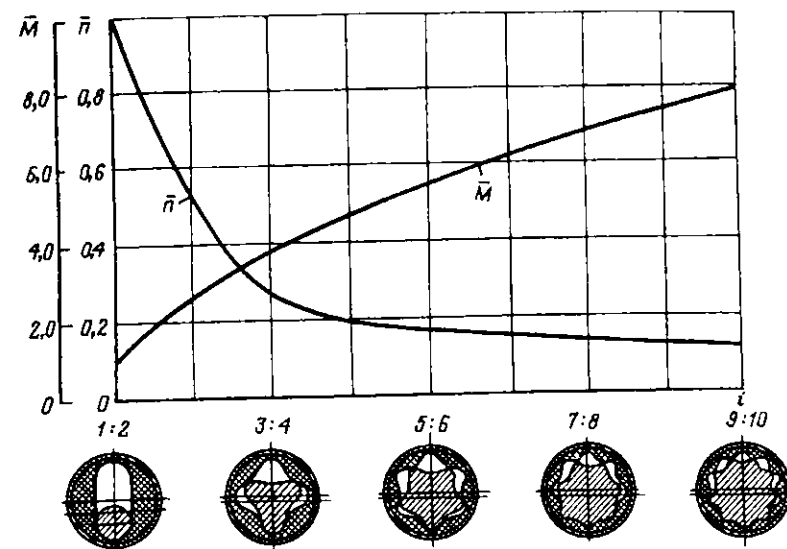


Рис. 1.5. Влияние кинематического отношения на характеристики ВЗД

Кратность действия определяет число циклов в рабочих камерах гидромашин за один оборот вала. Цикл одновинтовой гидромашин соответствует процессу вытеснения объема замкнутой камеры (шлюза) и совершается на периоде между контактом смежных зубьев ротора с фиксированной впадиной статора.

Кратность действия, зависящая от кинематического отношения РО, равна числу заходов внутреннего элемента z_2 и определяет рабочий объем ВГМ. Кратность действия является основным параметром ВЗД, что наглядно иллюстрируется теоретическими кривыми (рис. 1.5), полученными во ВНИИБТ в 1972 г. [87] и в дальнейшем повсеместно используемыми при обосновании выбора РО ВЗД.

Отечественные ВЗД имеют многозаходные РО. Зарубежные компании производят двигатели как с однозаходным ротором, так и с многозаходными РО (гл. 2).

2. По кинематике рабочих органов. Согласно классификации ВГМ, предложенной Д.Ф. Балденко и М.Г. Бидманом [21], для осуществления рабочего процесса необходимо и достаточно, чтобы кинематика ротора и статора соответствовала одному из четырех вариантов взаимодействия, приведенных на рис. 1.6 и табл. 1.1.

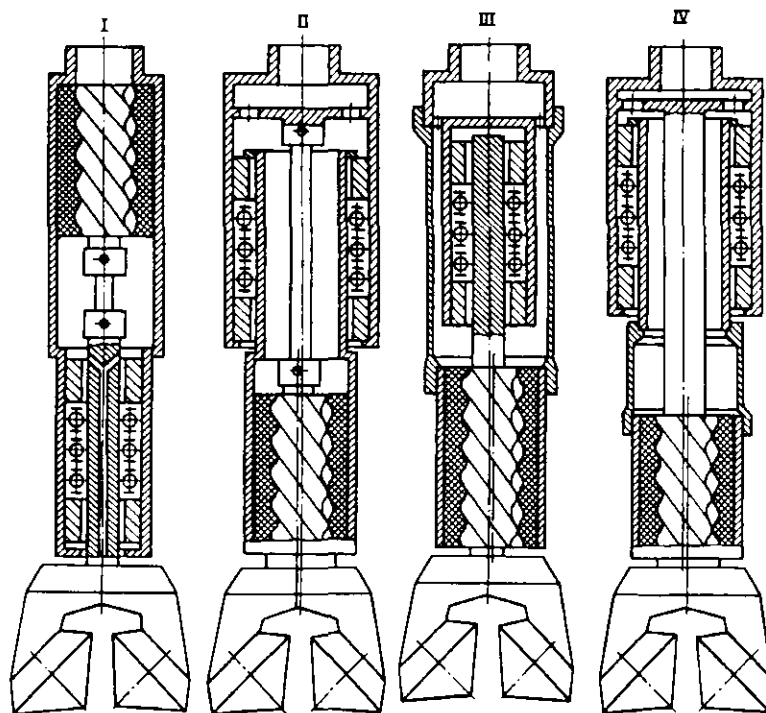


Рис. 1.6. Варианты взаимодействия ротора и статора ВГМ

Таблица 1.1

Вариант компоновки (см. рис. 1.6)	Наружный элемент А рабочих органов	Внутренний элемент Б рабочих органов
I	Неподвижен, ось совпадает с осью двигателя	Совершает планетарное движение вокруг оси элемента А
II	Вращается вокруг своей оси, совпадающей с осью двигателя	Вращается вокруг оси элемента А
III	Вращается вокруг оси элемента Б	Вращается вокруг своей оси, совпадающей с осью двигателя
IV	Совершает планетарное движение вокруг оси элемента Б	Неподвижен, ось совпадает с осью двигателя

Компоновка двигателя во многом определяется конструктивными средствами, обеспечивающими возможность выполнения планетарного движения одного из элементов РО.

Наиболее распространен вариант I компоновки, характеризующийся неподвижным наружным элементом и планетарно-вра-

щающимся внутренним. Этот вариант имеет следующие преимущества:

разделение полостей высокого и низкого давления осуществляется внутри РО, т.е. не требуется каких-либо дополнительных сальниковых устройств;

имеется возможность непосредственно соединять статор с колонной бурильных труб (реактивный момент на статоре закручивает резьбовые соединения бурильных труб).

Двигатели с РО по варианту II, очевидно, целесообразно применять в компоновках низа бурильной колонны (КНБК), предназначенных для поддержания вертикальности скважины или при необходимости расширения ствола, поскольку на наружной поверхности вращающегося статора весьма просто разместить опорно-центрирующие или режущие элементы. Однако этот вариант имеет существенный недостаток – необходимость уплотнения между неподвижным корпусом и вращающимся статором.

На практике вариант II компоновки был использован французской фирмой "Schlumberger" в двигателе "Gerotor" [164], а также в экспериментальном отечественном двигателе для стабилизации КНБК без вращения колонны бурильных труб.

В начале 70-х годов ВНИИБТ предложил конструкцию ВЗД с подвижным статором, кинематически аналогичную варианту III [92]. От известных двигателей он отличается тем, что соединение подвижного статора и колонны бурильных труб выполнено в виде гибкой трубы. Компоновка забойного двигателя позволяет использовать в качестве гибкой трубы элемент бурильной колонны.

Практическое применение варианта IV компоновки пока неизвестно, хотя теоретически использование его может способствовать повышению эффективности разрушения горных пород и увеличению скорости бурения.

3. По конструктивной компоновке различают шпиндельные и бесшпиндельные двигатели. Большая часть двигателей выпускается в шпиндельном исполнении, с вынесением осевой и радиальных опор в отдельный автономный узел, расположенный под РО.

Принципиально возможны конструкции двигателей в бесшпиндельном исполнении. Наиболее актуальна такая компоновка для двигателей с ограниченным осевым габаритом.

4. По конструкции силовой секции (секции РО) различают монолитные и секционные двигатели.

В большинстве случаев РО двигателей выполняются в монолитном исполнении длиной в 2–3 шага статора.

Секционные двигатели характеризуются последовательным расположением стандартных РО. Роторы секционных двигателей обычно соединяются между собой посредством гибких валов или шарниров, статоры – резьбовыми переводниками. Основная цель секционирования – повышение крутящего момента двигателя или снижение контактных напряжений в РО.

В ряде случаев при создании многошаговых конструкций РО используются модульные варианты. Например, двигатель типа ДММ имеет составной статор, выполненный из нескольких втулок, собранных в корпусе, и составной ротор, набранный из модулей, закрепленных на общем вале.

По конструкции секционных двигателей различают безориентированные и ориентированные модификации.

При ориентированной сборке секции соединяются таким образом, что они образуют единую винтовую нарезку и в идеале подобны монолитным РО.

Преимущество ориентированного соединения секций – снижение межвиткового перепада давления и перекашивающего момента.

5. По характеру распределения потока жидкости различают двигатели обычные и с разделенным потоком. Разделенный поток используется в схемах ВЗД, когда по технологическим соображениям необходимо часть жидкости пропустить через полый ротор, минуя камеры РО, и в схемах с параллельным соединением секций РО.

6. По конструкции ротора рабочих органов различают двигатели с цельным и полым ротором.

Двигатели с наружным диаметром 88 мм и более, как правило, выполняются с полым ротором. Такое исполнение позволяет разместить в расточке ротора гибкий вал, а также снизить инерционные силы в машине.

Двигатели с наружным диаметром менее 88 мм выполняются с цельным ротором. Однако с развитием прогрессивных технологий (гидроштамповка, горячая прокатка) в будущем не исключено использование полых роторов во всех типоразмерах двигателей.

7. По конструкции узла соединения ротора и вала шпинделя ВЗД выполняются в двух вариантах: шарнирном или торсионном (с гибким валом).

Первые отечественные двигатели (Д2-172М, ДЗ-172) оснащались двухшарнирными соединениями. В настоящее время почти во всех двигателях используются гибкие валы.

В некоторых случаях в двигателях с большим перекосом осей (более 1,5°) силовой и шпиндельной секций для повышения на-

дежности используется комбинированная шарнирно-торсионная компоновка.

8. По конструкции шпинделя различают ВЗД с открытым и маслозаполненным шпинделем.

В открытых шпинделях (они используются во всех серийных отечественных двигателях) узлы трения смазываются и охлаждаются буровым раствором.

В маслонаполненных шпинделях узлы трения находятся в масляной ванне с избыточным давлением на 0,1–0,2 МПа, превышающим давление окружающей среды.

9. По типу осевой опоры в шпинделе различают забойные двигатели с опорами качения и скольжения.

Опоры качения выполняются в виде многоступенчатых радиально-упорных или упорных шарикоподшипников.

Опоры скольжения представлены многорядными упорными подшипниками. В отечественных конструкциях используется пара "обрезиненный подпятник – металлический диск".

Наибольшее распространение получили ВЗД с осевыми опорами качения.

10. По конструкции уплотнения вала шпинделя различают шпиндели с торцевыми и многорядными лабиринтными уплотнениями.

Уплотнения вала устанавливаются для обеспечения эффективной работы гидромониторных работ.

11. По назначению различают двигатели: универсального применения (общего назначения); для наклонно направленного бурения; для горизонтального бурения; для ремонта скважин (буровых работ внутри обсадных колонн и насосно-компрессорных труб); специального применения (например, двигатели для горизонтального бурения с вращением КНБК).

12. По наружному диаметру выделяют ВЗД: обычного исполнения (диаметром 127 мм и более); малогабаритные (диаметром от 54 до 127 мм); миниатюрные (диаметром менее 54 мм).

13. По термостойкости различают двигатели: в обычном исполнении для температуры до 100 °С; термостойкие, предназначенные для бурения при забойной температуре 120–150 °С.

Термостойкость ВЗД определяется физико-химическими свойствами эластичной обкладки статора и клея, обеспечивающего крепление обкладки с металлом.

Для повышения термостойкости ВЗД используются специаль-

ные эластомеры, а также особые конструкции статоров, например со шлицевым креплением обкладки [15].

В отечественной практике термостойкие двигатели серийно не выпускаются. За рубежом ряд компаний предлагают ВЗД, предназначенные для работы в условиях забойной температуры до 150 °С.

14. По частоте вращения выходного вала различают двигатели:

- обычные ($n = 80 \div 150$ об/мин);
- быстроходные ($n > 150$ об/мин);
- тихоходные ($n < 80$ об/мин).

К обычным двигателям относятся двигатели типа Д в габарите 127–240 мм, к быстроходным – двигатели в габарите 54–88 мм. Тихоходные двигатели встречаются редко, к ним относится одна из модификаций двигателя ДК-108 [27].

15. По типу механизма искривления различают ВЗД с:

- кривым переводником с одним перекосом осей;
- кривым переводником с двумя перекосами осей (двигатель DTU фирмы "Baker Hughes" [171];
- регулируемым на поверхности кривым переводником (на устье скважины или в цеху) [47, 168, 174–177];
- регулируемым на забое кривым переводником (система "Telepilot" Французского института нефти) [164];
- шарнирным переводником.

Наибольшее распространение получили двигатели с переводником, расположенным между силовой и шпиндельными секциями.

16. По роду рабочего агента известны двигатели, использующие жидкость (вода, глинистый раствор), воздух или газ, газожидкостную смесь.

17. По типу зацепления профилей рабочих органов различают двигатели с гипо- и эпициклоидальным зацеплением [94]. Наибольшее распространение получили двигатели с гипоциклоидальным зацеплением РО.

ГЛАВА 2

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ И РАЗМЕРЫ ВЗД

По состоянию на 1 января 1998 г. в России в серийном и опытном производстве находилось около 40 типоразмеров ВЗД, которые выпускались пятью машиностроительными заводами. Основные технические показатели, технологические требования и комплектность поставки ВЗД регламентируются техническими условиями "Двигатели винтовые забойные" ТУ 366425-00147074-001–98 и СТП ВНИИБТ 1018–99.

За рубежом 22 компаниями выпускается также большое количество двигателей различного технического назначения (табл. 2.1). Известно, что при таком многообразии моделей рабочие органы двигателей за рубежом выпускаются тремя специализированными фирмами ("Moyno", "Roper Pumps" и РСМ).

Таблица 2.1

Номенклатура винтовых забойных двигателей зарубежных фирм

Фирма-изготовитель	Торговая марка	Число типоразмеров	Кинематическое отношение рабочих органов	Диапазон наружных диаметров, мм	Начало промышленной эксплуатации	Примечания
Baker Hughes	Navi-Drill	22	1:2–5:6	44–286	1971 г.	До 1994 г. выпускались фирмой "Eastman Christensen"
Bec Field Beijing Petroleum Machinery	Vary Drill LZ	7 10	1:2–5:6 1:2	89–203 127–197	1994 г. 1992 г.	Двигатели выпускают по лицензии фирмы "Smith Inter"
Black Max Cobb Energy Compu-talog	PDM DMF Comman-der	41 11 28	1:2–9:10 1:2–9:10 1:2–7:8	43–244 89–197 44–244	1994 г. 1994 г. 1989 г.	

Продолжение табл. 2.1

Фирма-изготовитель	Торговая марка	Число типоразмеров	Кинематическое отношение рабочих органов	Диапазон наружных диаметров, мм	Начало промышленной эксплуатации	Примечания
Dailey Dreco Drilex	DM Trudrill D	6	4:5-8:9	89-244	1993 г.	Двигатели выпускаются по советской лицензии (ВНИИБТ)
		45	1:2-9:10	43-286	1992 г.	
		29	3:4-10:11	43-240	1983 г.	
Fracmaster Halliburton	PDM Dyna-Drill	15	1:2-7:8	44-203	1995 г.	До 1994 г. выпускались фирмой "Smith Inter"
		22	1:2-7:8	44-305	1968 г.	
Houston Engineers Moyno Oilfield Products	Hydra-Drill	3	7:8-9:10	121-197	1994 г.	Выпускает только винтовые пары
		85	1:2-9:10	43-286	1968 г.	
Neyrfor PCM	VM	10	1:2-7:8	121-286	1994 г.	Выпускает только винтовые пары
		18	1:2-7:8	121-286	1994 г.	
Phoenix Roper Pumps	PDM	18	1:2	38-203	1996 г.	Выпускает только винтовые пары
		63	1:2-8:9	43-286	1992 г.	
Schlumberger Shoeller - Bleckman	Anadrill Flex Drill	7	1:2-7:8	121-244	1993 г.	
		18	1:2-5:6	45-244	1992 г.	
Slimdrill Sperry-Sun	PDM Sperry-Drill	13		38-171		
		42	1:2-9:10	44-286	1991 г.	
Upefrom 1 May	PDM	2	3-4	171-197	1988 г.	

Многообразие двигателей, отличающихся диаметрами, кинематическим отношением и длиной, на примере продукции одной компании "Drilex" показано на рис. 2.1 [170].

Рассмотрим особенности конструкций винтовых двигателей различного назначения в соответствии с предложенной ранее классификацией.

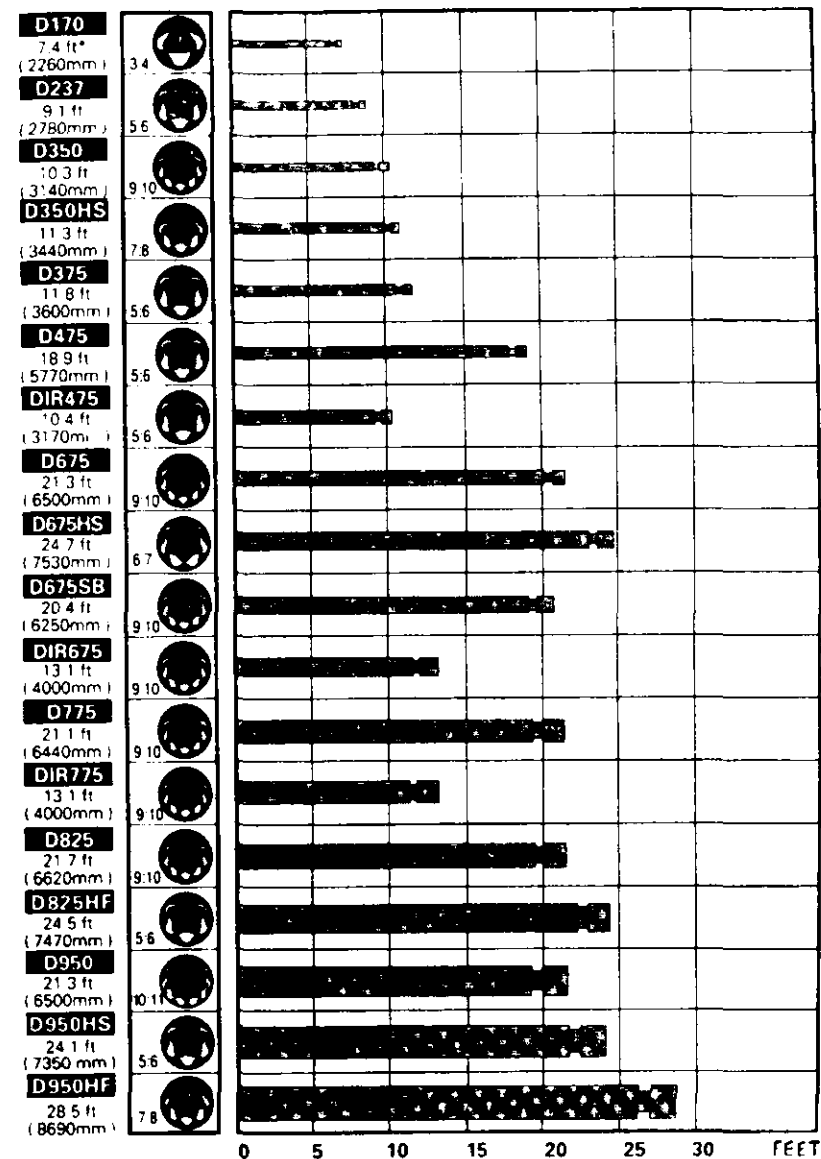


Рис. 2.1. Типоразмеры двигателей, выпускаемых фирмой "Drilex"

2.1. ДВИГАТЕЛИ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Отечественные двигатели этой модификации охватывают диапазон наружных диаметров от 127 до 240 мм и предназначены для привода долот диаметром 139,7–295,3 мм (табл. 2.2) [40, 112].

Зарубежные двигатели представлены более широкой номенклатурой наружных диаметров от 120,6 до 286 мм. Технические показатели зарубежных двигателей некоторых фирм диаметром 6 1/2" и 6 3/4" приведены в табл. 2.3.

Отечественные двигатели создавались на основе многолетнего опыта конструирования турбобуров, и в них использовались апробированные конструкции опорных узлов шпиндельной секции, резьбовых соединений, элементов соединения валов и др. В то же время специфические узлы и детали двигателей (рабочие органы, соединение ротора и выходного вала, переливной клапан) не имеют аналогов и разрабатывались по результатам проведенных теоретических и экспериментальных исследований.

Выпускаемые в России и за рубежом ВЗД выполняются по единой схеме (см. табл. 1.1, тип 1) и имеют неподвижный статор и планетарно вращающийся ротор.

Конструкция винтового двигателя в продольном и поперечном разрезах приведена на рис. 2.2. Двигатель состоит из двух секций: *силовой и шпиндельной*.

Корпусные детали секций соединяются между собой замковыми резьбами, а валы – с помощью конусных, конусно-шлицевых или резьбовых соединений. Третий узел двигателя – переливной клапан, как правило, размещается в автономном переводнике непосредственно над двигателем или между трубами бурильной колонны.

Силовая секция (см. рис. 2.2) включает в себя статор 4, ротор 3, соединение 5 ротора и выходного вала 12 и корпусные переводники 1 и 6.

Шпиндельная секция состоит из корпуса 8, вала 12 с осевыми 11 и радиальными 9 опорами, наддолотного переводника 14.

Таблица 2.2
Техническая характеристика ВЗД общего назначения

Шифр	Диаметр, мм	Длина, мм	Масса, кг	Конструктивное соотношение	Длина активной части статора, мм	Присоединительные резьбы		Диаметр долот, мм	Расход жидкости, л/с	Частота вращения, об/мин	Перепад давления, МПа	Крутящий момент, кН·м
						к буровым трубам	к долоту					
Д1-127	127	5 800	420	9:10	2 000	3-101	3-88	139,7–158,7	15–20	200–250	5,5–8,5	2,2–3,0
Д1-145	145	4 670	418	7:8	1 800	3-117	3-88	158,7–190,5	15–20	120–180	7,0–9,0	3,0–4,5
Д1-155	155	4 870	500	7:8	2 100	3-133	3-117	190,5–215,9	24–30	125–160	6,5–7,5	3,5–4,0
ДМ-172	172	13 000	1300	7:8	6 300	3-147	3-117	190,5–215,9	18–32	180–200	8,0–10,0	6,0–7,0
ДМ1-172	172	12 540	1200	7:8	5 700	3-147	3-117	190,5–215,9	20–25	110–135	10,0–12,0	6,0–7,0
ДП1-172	172	3 900	490	9:10	1 800	3-147	3-117	190,5–215,9	25–35	80–110	4,5–7,0	4,5–6,0
Д3-172	172	6 880	912	9:10	1 800	3-147	3-117	190,5–215,9	25–35	80–110	3,9–4,9	3,1–3,7
Д5-172	172	6 220	770	9:10	1 800	3-147	3-117	190,5–215,9	25–35	80–110	4,5–7,0	4,5–6,0
Д5-172М	172	6 720	830	9:10	2 400	3-147	3-117	190,5–215,9	25–35	90–120	7,2–9,7	7,4–9,8
ДВ-172	172	5 420	650	6:7	2 400	3-147	3-117	190,5–215,9	24–32	180–220	6,2–9,2	5,0–6,5
Д2-195	195	6 550	1100	9:10	1 800	3-147	3-117	215,9–244,5	25–35	90–115	4,3–6,7	5,2–7,0
Д5-195	195	7 265	1200	9:10	2 400	3-147	3-117	215,9–244,5	25–35	80–110	7,9–9,9	9,5–11,0
Д3-195	195	7 940	1300	9:10	3 000	3-147	3-117	215,9–244,5	25–35	80–130	9,2–11,2	10,5–13,7
Д1-240	240	7 570	1746	7:8	3 000	3-171	3-152	269,9–295,3	30–50	70–130	6,0–8,0	10,0–14,0

Таблица 2.3
Техническая характеристика двигателей диаметром 165—172 мм зарубежных фирм

Показатель	Halliburton		Drillex	Baker Hughes			Schlumberger	
	F 2000S	F 2000H		Navi Drill			Anadrill	A 675 M
				Mach 1	Mach 2	Mach 3		
Наружный диаметр, мм	165	165	172	172	172	172	172	172
Рекомендуемый диаметр скважины, мм	213-251	200-244	213-251	213-251	213-251	213-251	213-251	213-251
Длина, мм	6800	7600	7390	6600	8600	6600	6520	5090
Кинематическое отношение	5:6	1:2	9:10	5:6	1:2	1:2	4:5	7:8
Расход жидкости, л/с	15,8-28,4	15,8-25,1	12,6-41,0	11,6-30	11,6-33,3	10-30	18,9-31,6	18,9-31,6
Частота вращения, об./мин	105-190	350-550	55-185	100-260	190-550	190-580	105-208	62-118
Крутящий момент, Н·м	3800	1800	6100-8100	3800	2500	1680	4560	5160
Перепад давления, МПа	1,4-2,0	1,4-3,5	4,2-5,8	5,0	5,0	4,0	4,8	3,4

Примечание. Приведенный в таблице перепад давления представляет собой разницу давления в рабочем и холостом режиме работы двигателя.

Примечание. Приведенный в таблице перепад давления представляет собой разницу давления в рабочем и холостом режиме работы двигателя.

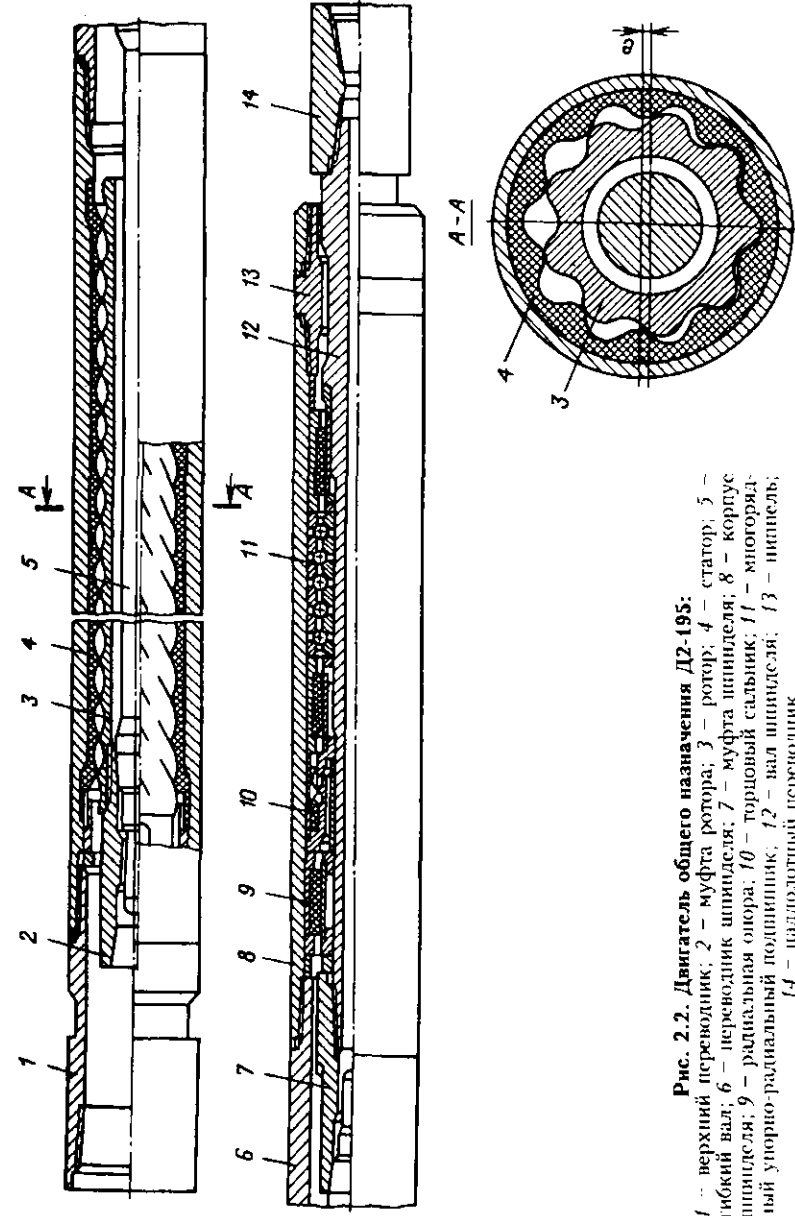


Рис. 2.2. Двигатель общего назначения ДД-195:
1 — верхний переодник; 2 — муфта ротора; 3 — ротор; 4 — статор; 5 — гибкий вал; 6 — переодник шпинделя; 7 — муфта шпинделя; 8 — корпус шпинделя; 9 — радиальная опора; 10 — торцовый сальник; 11 — многорядный упорно-радиальный подшипник; 12 — вал шпинделя; 13 — шпиндель; 14 — надолотный переодник

2.2. ДВИГАТЕЛИ ДЛЯ НАКЛОННО НАПРАВЛЕННОГО И ГОРИЗОНТАЛЬНОГО БУРЕНИЯ

Эта серия предназначена для бурения наклонно направленных (с большой интенсивностью искривления) и горизонтальных скважин.

Обладая рядом конструктивных особенностей и рациональным критерием эффективности M/n , двигатели этой серии, в отличие от турбобуров, эффективно используются в различных технологиях наклонно направленного и горизонтального бурения, в том числе при зарезке и бурении вторых (дополнительных) стволов через окно в эксплуатационной колонне.

При использовании ВЗД в горизонтальном бурении реализуются их преимущества по сравнению с турбобурами, в частности меньшая зависимость от диаметра, а также повышенный удельный момент двигателя. Это позволяет сконструировать силовую секцию длиной 1–2 м с наружным диаметром, существенно меньшим, чем у турбобура для аналогичных целей.

В результате проведенных в 90-х годах НИОКР во ВНИИБТ создана новая серия забойных двигателей типа ДГ диаметром 60–172 мм для проводки новых горизонтальных скважин и ремонта существующих [11, 45, 112]. При проектировании двигателей использовался двадцатипятилетний опыт конструирования ВЗД общего назначения и в то же время учитывались требования технологии горизонтального бурения.

Основные особенности двигателей серии ДГ (рис. 2.3):

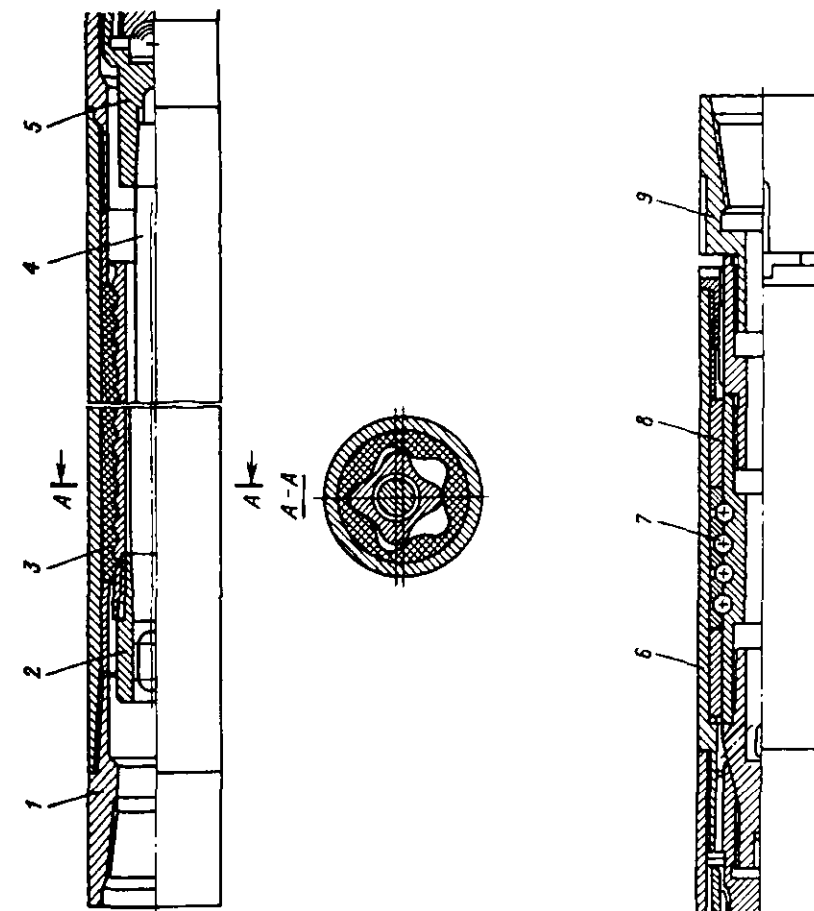
уменьшенная длина, достигаемая сокращением как силовой, так и шпиндельной секции, при этом силовая секция, как правило, выполняется двухшаговой, что обеспечивает необходимую мощность и ресурс РО;

уменьшенный наружный диаметр (108 против 120 мм; 155 против 172 мм), что при сохранении оптимальных характеристик ВЗД обеспечивает надежную проходимость двигателя с опорно-центрирующими элементами в стволе скважины и улучшенную гидродинамическую ситуацию в затрубном пространстве;

многообразие механизмов искривления корпуса (жесткий искривленный переводник, регулируемый переводник, корпусные шарниры с одной или двумя степенями свободы) что позволяет использовать различные технологии проводки скважин;

возможность размещения на корпусе двигателя опорно-центрирующих элементов;

Рис. 2.3. Двигатель для горизонтального бурения ДГ-108:
1 – верхний переводник; 2 – ротор и сбор; 3 – статор; 4 – гибкий вал; 5 – шарнир; 6 – корпус шпинделя; 7 – осевая опора; 8 – радиальная опора; 9 – надолотный переводник



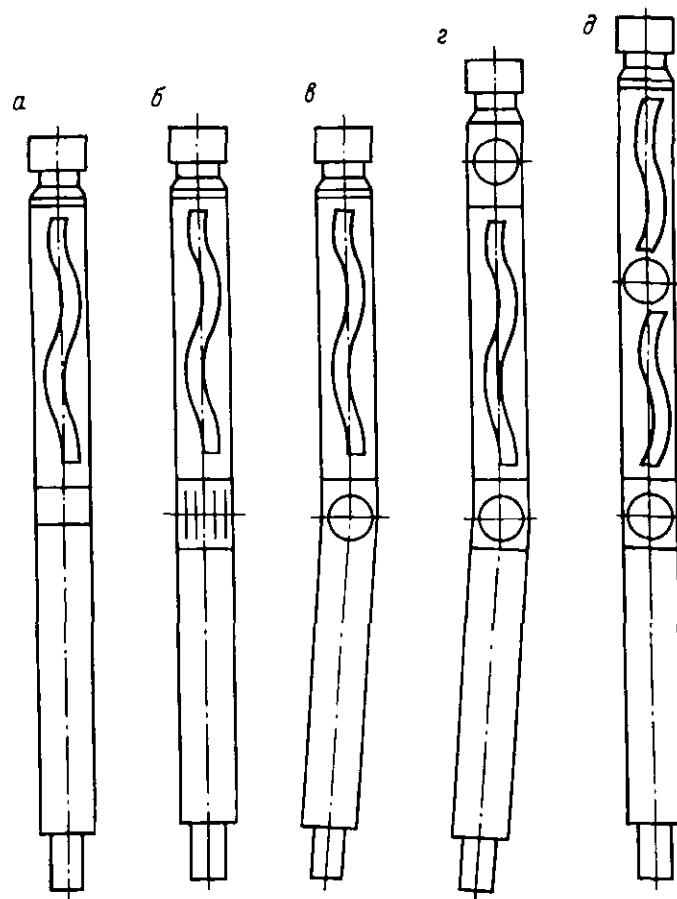


Рис. 2.4. Схемы компоновок ВЗД для горизонтального бурения

усовершенствованное соединение ротора и вала шпинделя, гарантирующее надежную работу с большими углами перекося.

Техническая характеристика двигателей серии ДГ и других модификаций представлена в табл. 2.4. Разработаны несколько вариантов компоновок ВЗД для горизонтального бурения [10]:

"жесткая" компоновка (рис. 2.4, а) с прямым или искривленным жестким переводником между силовой и шпиндельной секциями;

компоновка с регулируемым на поверхности искривленным жестким переводником (рис. 2.4, б);

Таблица 2.4

Техническая характеристика ВЗД для наклонно направленного и горизонтального бурения

Шифр	Диаметр, мм	Длина, мм	Масса, кг	Кинематическое отношение	Длина активной части статора, мм	Присоединительные резьбы		Диаметр долот, мм	Расход жидкости, л/с	Частота вращения, об./мин	Перепад давления, МПа	Крутящий момент, кН·м	Максимальный угол перекося, градус
						к буровым трубам	к долоту						
ДГ-60	60	2300	34	5:6	755	3-42	3-42	76,0-98,4	1-2	180-360	4,5-5,5	0,06-0,08	1,5
ДГО-88	88	3570	85	5:6	1080	3-66	3-66	112,0-120,6	5-7	180-300	5,8-7,0	0,4-0,6	5
ДГ-95	95	2640	41	6:7	1420	3-76	3-76	112,0-139,7	6-10	120-200	4,5-6,0	0,6-0,9	4,0
ДГУ-95	95	4500	150	6:7	1420	3-76	3-76	112,0-139,7	6-10	120-180	4,0-5,0	0,6-0,9	4,0
ДГ-105	106	2355	120	6:7	1000	3-88	3-88	120,6-139,7	6-10	170-240	5,0-8,0	0,6-1,0	5
ДГ-108	108	2365	147	7:8	1400	3-88	3-88	120,6-151,0	6-12	80-150	3,5-5,5	0,8-1,3	4
ДГ-155	155	4330	466	7:8	2100	3-133	3-117	190,5-215,9	24-30	125-160	6,5-7,5	3,5-4,0	3,5
ДГ1-172	172	3870	455	6:7	1460	3-147	3-117	190,5-215,9	24-35	150-190	5,8-7,8	3,5-4,0	3

Таблица 2.5
Техническая характеристика двигателей диаметром 120,6 мм ($4\frac{3}{4}$ " зарубежных фирм

Показатель	Halliburton		Drillex	Baker Hughes			Schlumberger	
	F 2080S	F 2080H		Navi Drill			Anadrill	A 475 M
				Mach 1	Mach 2	Mach 3		
Наружный диаметр, мм	120,6	120,6	120,6	120,6	120,6	120,6	120,6	120,6
Рекомендуемый диаметр скважины, мм	149-200	152-200	149-200	149-200	149-200	149-200	149-178	149-178
Длина, мм	6500	7800	6490	5600	6900	5300	5090	5090
Кинематическое отношение	5,6	1:2	5,6	5,6	1:2	1:2	4,5	7,8
Расход жидкости, л/с	11,3-15,7	9,5-18,9	6,3-15,8	5-15	5-16,7	5-13,3	6,3-15,8	6,3-15,8
Частота вращения, об/мин	95-125	350-550	140-350	100-300	195-650	280-750	70-277	37-123
Крутящий момент, Н·м	1900	950	200-2400	1600	1000	720	1230	1360
Перепад давления, МПа	1,4-2,0	1,4-3,0	5,4-6,8	5,0-8,0	5,0-8,0	5,0-8,0	3,5	2,5

Приведенный в таблице перепад давления представляет собой разницу давления в рабочем и холостом режиме работы двигателя.

Примечание. Приведенный в таблице перепад давления представляет собой разницу давления в рабочем и холостом режиме работы двигателя.

компоновка с корпусными шарнирами:
односекционного ВЗД с шарниром (с одной степенью свободы) между силовой и шпиндельной секциями (рис. 2.4, в);
односекционного ВЗД с шарниром между силовой и шпиндельной секциями и шарниром (с двумя степенями свободы) между двигателем и бурильной колонной (рис. 2.4, г);
многосекционного ВЗД с шарнирами между секциями (рис. 2.4, д).

Варьируя геометрическими параметрами рассмотренных компоновок, а также диаметром и месторасположением опорно-центрирующих элементов на корпусе двигателя, можно проводить бурение горизонтальных и наклонно направленных скважин по заданному радиусу (от 10 до 100 м и более).

За рубежом бурение горизонтальных скважин осуществляется, как правило, двигателями диаметром 120,6 и 172 мм. В табл. 2.5 приведена техническая характеристика двигателей диаметром 120,6 мм четырех ведущих зарубежных компаний.

2.3. ДВИГАТЕЛИ ДЛЯ РЕМОНТА СКВАЖИН

Двигатели, применяемые при ремонте нефтяных и газовых скважин, выпускаются с наружным диаметром 108 мм и менее.

Диапазон наружных диаметров, конструкция двигателей, а также их характеристики позволяют использовать эти машины для всевозможных буровых работ, встречающихся при ремонте скважин.

ВЗД используются при разбуривании цементных мостов, песчаных и гидратных пробок, фрезеровании труб, кабелей электропогружных насосов и прочих предметов. Эти двигатели могут производить бурение как внутри насосно-компрессорных труб, так и внутри эксплуатационных колонн. При проведении капитального ремонта внутри колонн может использоваться также двигатель Д1-127. По своей конструкции ВЗД для ремонта скважин принципиально не отличаются от двигателей общего назначения.

Наибольшими возможностями обладает многофункциональный двигатель ДК-108, разработанный ВНИИБТ по заказу ОАО "Газпром" [27]. Особенностью данного двигателя является широкий диапазон его характеристик, обеспечивающийся наличием в комплекте трех модификаций РО с различными рабочими объемами, что позволяет использовать эти ВЗД для разнообразных видов ремонтно-восстановительных работ при капитальном ремонте скважин.

Показатели отечественных двигателей приведены в табл. 2.6. В табл. 2.7 дается информация о двигателях для ремонта скважин ряда зарубежных компаний.

Таблица 2.6
Техническая характеристика ВЗД для ремонта скважин

Шифр	Диаметр, мм	Длина, мм	Масса, кг	Кинематическое отношение	Длина активной части, мм	Присоединительные резьбы		Диаметр долота, мм	Расход жидкости, л/с	Частота вращения, об/мин	Перепад давления, МПа	Крутящий момент, кН·м
						к бурению	к долоту					
Д-35	35	1600	15	4:5	560	По заказу	По заказу	Спец. долото	0,8-1,0	450	4,0-5,0	0,02-0,025
Д-48	48	1850	18	7:8	685	3-42	3-42	59-76	1,2-2,6	245-400	4,0-5,0	0,08-0,1
Д-54	54	1890	27	5:6	530	3-42	3-42	59-76	1,0-2,5	180-450	4,5-5,5	0,07-0,11
Д-85	88	3230	110	9:10	870	3-66	3-66	98,4-120,6	5,0-7,0	225-290	4,0-5,0	0,5-0,6
Д-88	88	3225	110	5:6	1220	3-66	3-66	98,4-120,6	4,5-7,0	160-300	5,8-7,0	0,8-0,95
Д-95	95	3000	90	6:7	1420	3-76	3-76	112,0-139,7	6-10	120-180	4,0-5,0	0,5-0,9
Д-105	106	3740	180	5:6	1500	3-88	3-76	120,6-151,0	6-10	155-230	5,0-8,0	0,8-1,4
Д-106	106	4200	215	7:8	2000	3-88	3-76	120,6-151,0	4-12	35-125	4,0-8,0	0,9-2,0
Д-106	106	5255	275	7:8	2000	3-88	3-76	120,6-151,0	4-12	35-125	4,0-8,0	0,9-2,0
Д-108	108	2900	150	7:8	1400	3-88	3-88	120,6-151,0	6-12	80-150	3,5-5,5	0,8-1,3
Д-108-1	108	5000	250	14:15	1400	3-88	3-88	120,6-139,7	3-6	20-40	5,5-7,5	2,0-2,7
Д-108-2	108	3000	150	7:8	1400	3-88	3-88	120,6-139,7	6-12	80-150	3,5-5,5	0,8-1,3
Д-108-3	108	3000	150	4:5	1400	3-88	3-88	120,6-139,7	6-12	120-240	3,0-5,0	0,5-0,8
Д-108	108	3110	170	7:8	1400	3-88	3-88	120,6-151,0	6-12	80-150	3,5-5,5	0,8-1,3
Д-110	110	4200	235	9:10	2000	3-88	3-76	120,6-151,0	4-12	25-100	3,0-7,5	1,1-2,3
Д-120	120	3735	245	7:8	2000	3-88	3-88	139,7-151,0	8-12	90-125	6,0-9,0	1,5-2,5

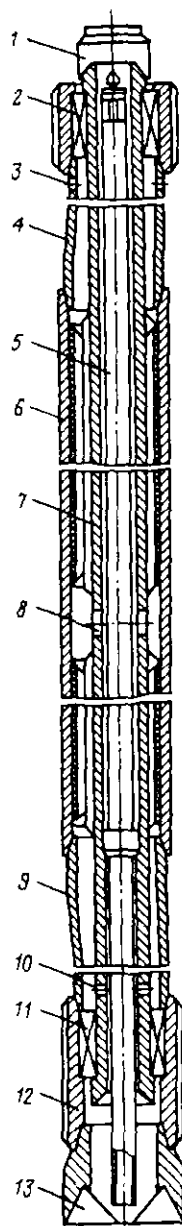
Таблица 2.7

Техническая характеристика двигателей для ремонта скважин некоторых зарубежных фирм

Показатель	Drillex		Sperry-Sun		Computalog		Halliburton	
	D 237	D 350	1 3/4"	3 3/8"	2 7/8"	3 3/4"	1 3/4"	2 3/8"
Наружный диаметр, мм	60	89	45	86	73	95	45	60
Рекомендуемый диаметр долота, мм	73-89	98-114	48-70	98-121	76-114	117-156	48-70	70-102
Длина, мм	2780	3140	3755	5650	2950	5460	2410	2960
Кинематическое отношение	5:6	9:10	1:2	7:8	5:6	5:5	1:2	1:2
Расход жидкости, л/с	2-2,6	5-7	0,6-1,3	2-7	1,3-5	5-10	1,1-1,4	1,3-1,8
Частота вращения, об/мин	430-560	345-380	310-620	50-175	60-420	90-220	550-810	810-1100
Крутящий момент, Н·м	130-160	410-540	34	926	278	1060	33	61
Перепад давления, МПа	4-5	4,2-5,8	19,6	33,1	3,4	3,4	4,1	6,9

Примечание. Приведенный в таблице перепад давления представляет собой разницу давления в рабочем и холостом режиме работы двигателя.

2.4. ДВИГАТЕЛИ ДЛЯ ОТБОРА КЕРНА



Многолетний опыт эксплуатации ВЗД в бурении показал, что они могут с успехом использоваться для отбора керна. При этом керноотборный снаряд подвешивается под двигатель, а выходной вал двигателя напрямую соединяется с валом снаряда. В то же время известно несколько специальных конструкций винтовых двигателей для отбора керна.

Снаряд Камского НИИКИГС типа ДВК предусматривает размещение внутри вала шпинделя и полого ротора съемной грунтоноски [67]. Двигатели ДВК-195 и ДВК-240 позволяют отбирать керн диаметром 60 мм и длиной 7,2 м, а двигатели ДВК-172 – керн диаметром 40 мм и длиной 6,4 м. Эти двигатели прошли промысловые испытания в ПО "Удмуртгеология" и Пермской области и приняты к серийному изготовлению.

Конструкция забойного гидравлического двигателя для отбора керна ВНИИБТ [29] представлена на рис. 2.5.

Рабочие органы состоят из двух секций с разными направлениями нарезок. Наружный элемент РО 6, совершающий планетарное движение, посредством гибких труб 4 и 9 соединяется соответственно с наружным центратором 12 и бурильной головкой 13 и вращается в подшипниках 2 и 11. Внутренний полый элемент РО 7 неподвижен и соединен с колонной труб 1. Внутри полого элемента спускается керноотборная труба 5. Для прохождения потока жидкости выполнены каналы 3, 8, 10.

Двигатель работает следующим образом. Рабочая жидкость поступает в кольцевой зазор между внутренней поверхностью полого вала и грунтоноской, далее проходит через каналы в полом валу и разделяется на два пото-

ка. Один поток, проходя через винтовые каналы в верхней секции РО и каналы в верхнем трубчатом элементе, попадает в затрубное пространство. Другой поток, проходя через нижнюю секцию и продольные каналы нижнего подшипника, попадает на забой.

Преимущества рассматриваемой схемы – малая металлоемкость за счет рационального использования длины двигателя и гидравлическая уравновешенность РО.

2.5. ДВИГАТЕЛИ С РАЗДЕЛЕННЫМ ПОТОКОМ ЖИДКОСТИ

В некоторых случаях при эксплуатации двигателей по технологическим соображениям (условиям промывки) требуется больший расход промывочной жидкости, чем это необходимо ВЗД исходя из обеспечения заданной характеристики $n - M$. Тогда используются двигатели с разделенным потоком жидкости. Схема двигателя с разделенным потоком была предложена в 1971 г. [4]. Силовая секция состояла из двух винтовых пар разного направления нарезки, и поток промывочной жидкости разделялся между рабочими органами. Однако эта схема не получила практического воплощения.

На практике принцип разделения потока в ВЗД был впервые осуществлен в двигателе Д-240 (рис. 2.6), разработанном ВНИИБТ для фирмы "Drilex" [39]. В верхней части полого ротора размещается насадка с расчетным гидравлическим сопротивлением. Часть жидкости проходит через насадку и внутренний канал ротора, минуя РО. К сожалению, в свое время эта схема не была запатентована, и в 90-е годы вслед за "Drilex" ее взяли на вооружение многие зарубежные компании.

Как показали исследования, конфигурация насадки оказывает существенное влияние на нагрузочную способность ВЗД. Одна из оптимальных конструкций насадки, предложенная ВНИИБТ и запатентованная в ряде стран [38], показана на рис. 2.7. Насадка имеет две камеры (приемную и отдающую), разделенные линией излома.

Рис. 2.5. Двигатель для отбора керна конструкции ВНИИБТ

2.6. ТУРБОВИНТОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

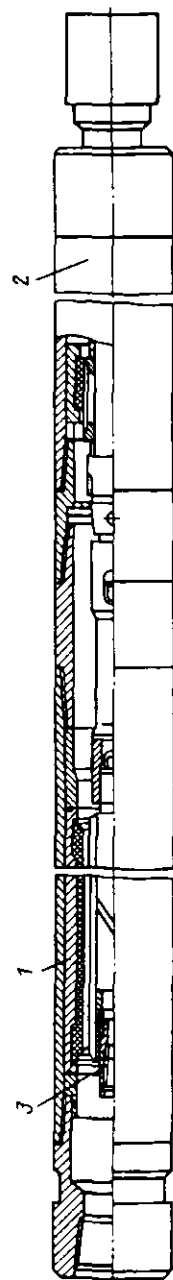


Рис. 2.6. Двигатель с разделенным потоком жидкости Д-240:
1 – рабчие органы, 2 – шпиндель, 3 – насадка в роторе

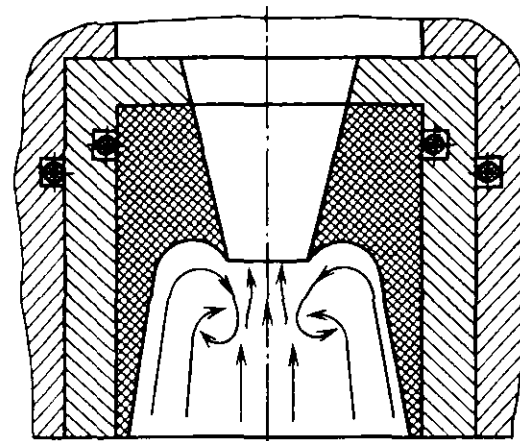


Рис. 2.7. Конструкция насадки в роторе (регулятора потока)

В последние годы отечественный парк забойных гидравлических двигателей пополнился новым представителем – турбовинтовым двигателем (ТВД).

Впервые схема турбовинтового агрегата, представляющего собой последовательное соединение турбинной и винтовой двигательной секций, была предложена ВНИИБТ в 1970 г. М.Г. Гусманом, Д.Ф. Балденко, А.М. Кочневым и С.С. Никомаровым [91].

ТВД органично сочетают высокую стойкость, свойственную турбобурам, и оптимальную характеристику (высокий уровень отношения M/n при незначительном падении частоты вращения при загрузке двигателя), характерную для ВЗД.

Исследования рабочего процесса ТВД были проведены во ВНИИБТ А.И. Агеевым, В.С. Будянским, С.Ю. Брудным-Челядиновым, Ю.Ф. Потаповым и др. [69, 70, 86].

ТВД можно отнести к редукторным турбобурам, в которых винтовая пара выполняет функции не только редуктора, но и стабилизирующего элемента при перегрузках долота.

Несмотря на большую металлоемкость и сложность конструкции, турбовинтовые двигатели в ряде случаев успешно конкурируют с ВЗД. Это объясняется тем, что ТВД обладают рядом важных преимуществ, так как органично сочетают стабильные во времени характеристики, свойственные турбинным двигателям, и жесткость линии $n - M$, присущие ВЗД.

Большой ресурс ТВД особенно привлекателен при использовании современных высокопроизводительных долот.

ТВД представляет собой универсальный забойный двигатель, содержащий три основных узла: шпиндель с осевой опорой 1 (при необходимости шпиндель-отклонитель), одну (при необходимости две или три) турбинную секцию 2 и секцию винтовых РО 3 (рис. 2.8, а).

Компоновка ТВД может быть реализована в двух вариантах [94]:

- с винтовой парой над турбинной секцией (см. рис. 2.8);
- с винтовой парой между турбинной и шпиндельной секциями.

В первом варианте упрощается конструкция двигателя, поскольку требуется лишь один узел соединения планетарного ротора с валом турбобура. Кроме того, инерционные силы, возникающие в винтовой паре, практически не воспринимаются выходным валом.

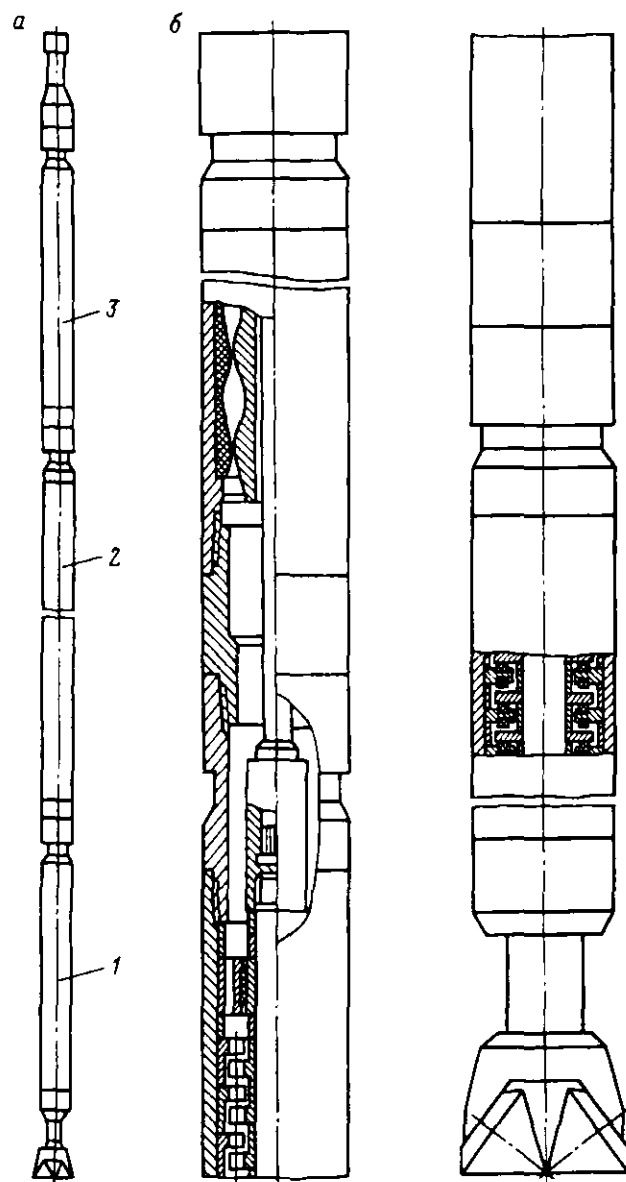


Рис. 2.8. Турбовинтовой двигатель:
а — общая компоновка; б — продольный разрез

Второй вариант менее предпочтителен, так как требует двух узлов соединения ротора. Помимо этого усложняется регулировка турбинной секции, так как из-за просадки вала в конусных соединениях узла соединения возможна посадка роторов турбин на статоры. Для устранения этого явления требуются турбины с увеличенным люфтом или с плавающими статорами типа ТПС. Кроме того, инерционные силы в большей степени оказывают отрицательное воздействие на долото.

Предусмотрены различные варианты агрегатирования узлов ТВД в условиях как цеха по ремонту забойных двигателей, так и бурящейся скважины, благодаря чему бурение верхних интервалов скважин может осуществляться при относительно высокой частоте вращения долота — 300–400 об./мин (без использования секции винтовых РО), а нижних интервалов — при сравнительно низкой частоте вращения — 80–100 об./мин (с подключением секции винтовых РО).

ТВД выпускаются с наружными диаметрами 172, 195 и 240 мм.

ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИЙ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ КОМПОНОВОК

3.1. РАБОЧИЕ ОРГАНЫ

Несмотря на многообразие типоразмеров винтовых двигателей, их рабочие органы имеют общие особенности:

1. РО выполняются по одной кинематической схеме: неподвижный статор и находящийся внутри него планетарно движущийся ротор.

2. Направление винтовой поверхности РО – левое, что обеспечивает заворачивание реактивным моментом корпусных резьб ВЗД и резьб буровых труб.

В зависимости от заданных характеристик двигателя РО выполняются как с однозаходным, так и с многозаходным ротором.

Роторы изготавливаются из коррозионно-стойкой или легированной стали с износостойким покрытием, а обкладка статора – из эластомера (преимущественно резины), обладающего сопротивляемостью абразивному изнашиванию и работоспособностью в среде бурового раствора (см. гл. 11).

В отечественных двигателях первого поколения (Д1-172, Д2-172, Д2-172М), выпускавшихся в 70-х годах, РО имели незначительную длину, не превышавшую 1–1,5 шага винтовой поверхности статора. В двигателях второго поколения, выпускаемых с начала 80-х годов, длина РО составляет 2–3 шага статора.

Наиболее перспективна монолитная конструкция РО, обеспечивающая простоту и малодетальность машин. Увеличение активной длины монолитной рабочей пары ограничивается технологическими возможностями литейно-прессового оборудования при изготовлении статора.

За рубежом в двигателях применяются РО протяженностью 5 и более шагов.

Рабочие органы ВЗД комплектуются с натягом (см. § 4.1). Значение натяга зависит от диаметральных и осевых размеров

РО, свойств бурового раствора и материала обкладки статора и оказывает существенное влияние на характеристики и долговечность двигателя.

В связи с появлением термостойкой резины, в наибольшей степени отвечающей требованиям эксплуатации забойных двигателей, ряд западных компаний разработали рекомендации по выбору натяга в РО и режима нагрузки ВЗД (табл. 3.1) с учетом температурного фактора.

Таблица 3.1

Зависимость режима работы ВЗД от температурных условий
(рекомендации фирмы "Spreng-Sun" [176])

Рабочая температура, °С	Максимальный рабочий перепад давления, % от номинальной нагрузки			
	Обычный эластомер	Обычный эластомер с компенсацией температурного расширения резины	Высокотемпературный эластомер	Высокотемпературный эластомер с компенсацией температурного расширения резины
38–54	100	Не используется	Не используется	Не используется
54–77	80	100	То же	То же
77–99	60	80	100	"
99–116	Не используется	65	80	100
116–132	То же	50	65	85
132–149	"	Не используется	50	65
149–160	"	То же	Не используется	60
160–177	"	"	То же	Не используется

Секционирование рабочих органов. В России с начала 80-х годов проводятся опытно-конструкторские работы по созданию секционных винтовых двигателей [51].

Переход на схему секционного ВЗД осуществляется:

для повышения нагрузочной способности, когда необходимая для создания высокомоментного двигателя длина монолитных РО превышает длину, ограниченную возможностями изготовления;

для повышения стойкости (снижения контактных напряжений) РО при определенных режимах отработки долот, если осевой габарит ВЗД не является ограничивающим конструктивным фактором;

для повторного использования изношенных РО.

Секционные двигатели включают несколько последовательно расположенных рабочих пар или ряд модулей РО. В отличие от

турбобуров при секционировании винтовых двигателей возникает ряд технических проблем, связанных с необходимостью обеспечения синхронной работы винтовых пар.

Методика секционирования и применяемые технические средства в 80-х годах были разработаны во ВНИИБТ.

На практике широко используется секционирование *серийных РО*.

Секционные двигатели на базе серийных РО могут выполняться в двух вариантах:

без ориентирования РО при жестком соединении роторов с помощью различных соединений, не нарушающих кинематику роторов (рис. 3.1);

с ориентированием РО по винтовой линии при жестком соединении статоров и роторов посредством резьбовых переводников [19] (рис. 3.2).

Стендовые испытания секционных двигателей, а также опыт их промышленной эксплуатации не показали существенных технико-экономических преимуществ той или иной конструктивной компоновки. Поэтому схему секционирования рекомендуется выбирать с учетом местных возможностей изготовления дополнительных приспособлений для сборки.

Неориентированная сборка — наиболее простой и распространенный способ секционирования. Однако долговечность и надежность данной компоновки во многом зависят от узла соединения секционируемых роторов.

Ориентированная сборка. Модули ротора и статора соединяются между собой резьбовыми переводниками таким образом, что винтовые поверхности каждого последующего модуля являются продолжением винтовых поверхностей предыдущего [19].

Ориентированная сборка осуществляется с помощью специальных приспособлений.

Приспособление для ориентирования сборки статоров 3 (рис. 3.3) состоит из роторов 2 и 6, наружные поверхности которых тождественны внутренней поверхности РО. Диск 1 и штанги 5. Неподвижный монтажный ротор 6 жестко закреплен на штанге, а ротор 2, в котором выполнены прорезы (насечки), вращается. По совпадению прорезей в роторе 2 и диске 1 судят о совпадении винтовых поверхностей статоров. Перед настройкой приспособления для ориентированной сборки статоров ротор 6 перемещается по трубе в положение, ближайшее к ротору 2, и закрепляется. Приспособление размещается в одном статоре для того, чтобы было гарантировано совпадение винтовых линий. Затем диск 1 устанавливается в положение, при котором его прорезы совпадают с прорезами на торце ротора 2, и закрепляется.

После сборки первой пары статоров проводится окончательная настройка приспособления. При этом ротор 6 перемещается в крайнее (рабочее) положение и закрепляется. Приспособление устанавливается в собранных статорах и настраивается в том же порядке. Таким образом приспособление используется для дальнейшей работы.

Настройка приспособления для ориентированной сборки роторов (рис. 3.4) аналогична описанному выше процессу. В этом случае приспособление располагают на одном роторе РО таким образом, чтобы совпали винтовые линии. Крышку 3 устанавливают в положение, при котором прорезы в ней совпадают с прорезами в статоре 4, и закрепляют.

При ориентированной сборке РО приспособления располагаются на соответ-

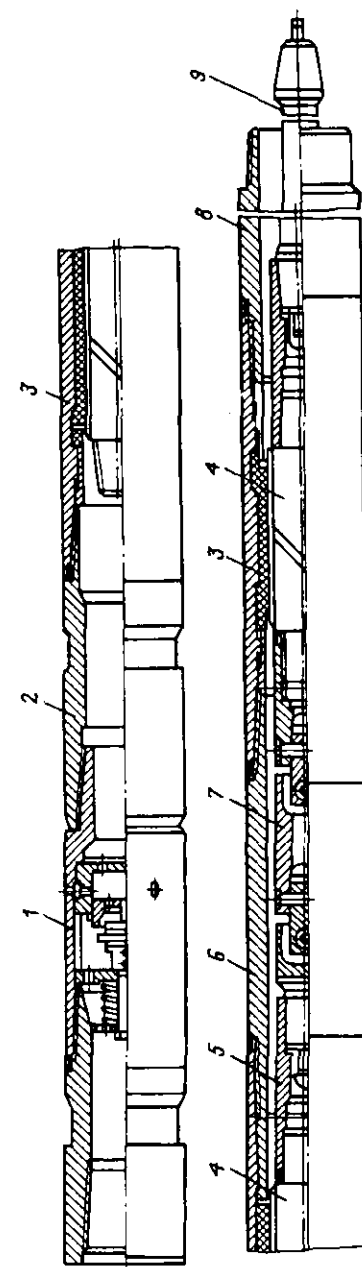


Рис. 3.1. Силовая секция двухсекционного двигателя Д1-195 (неориентированная сборка РО):

1 — промежуточный диск, 2 — ротор, 3 — втулка ротора, 4 — ротор, 5 — втулка ротора, 6, 8 — переводники, 7 — карданный вал, 9 — гибкий вал

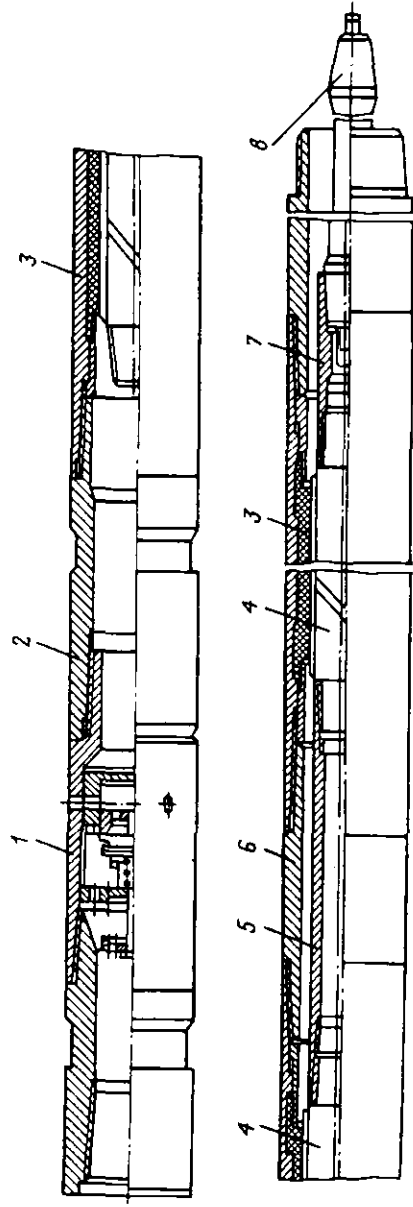


Рис. 3.2. Силовая секция двухсекционного двигателя Д-195 (ориентированная сборка РО):

1 - передний клапан; 2 - верхний переводник; 3 - статор; 4 - переводник роторный; 5 - переводник корпусной; 6 - втулка ротора; 7 - гибкий вал; 8 - гибкий вал

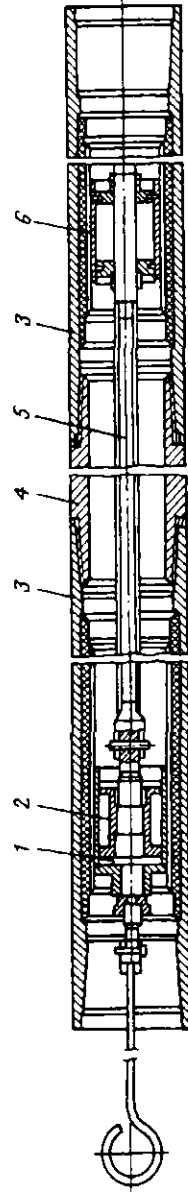
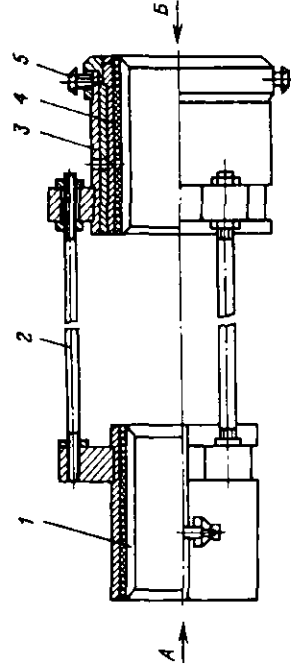
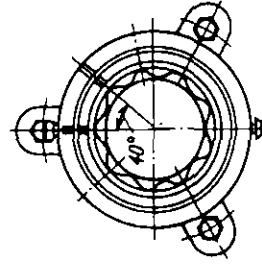


Рис. 3.3. Устройство для ориентированной сборки статоров



Вид Б



Вид А



Рис. 3.4. Устройство для ориентированной сборки роторов:

1 - монтажный статор; 2 - штамп; 3 - крышки с прорезями; 4 - монтажный статор с прорезями на торце; 5 - крепежные болты

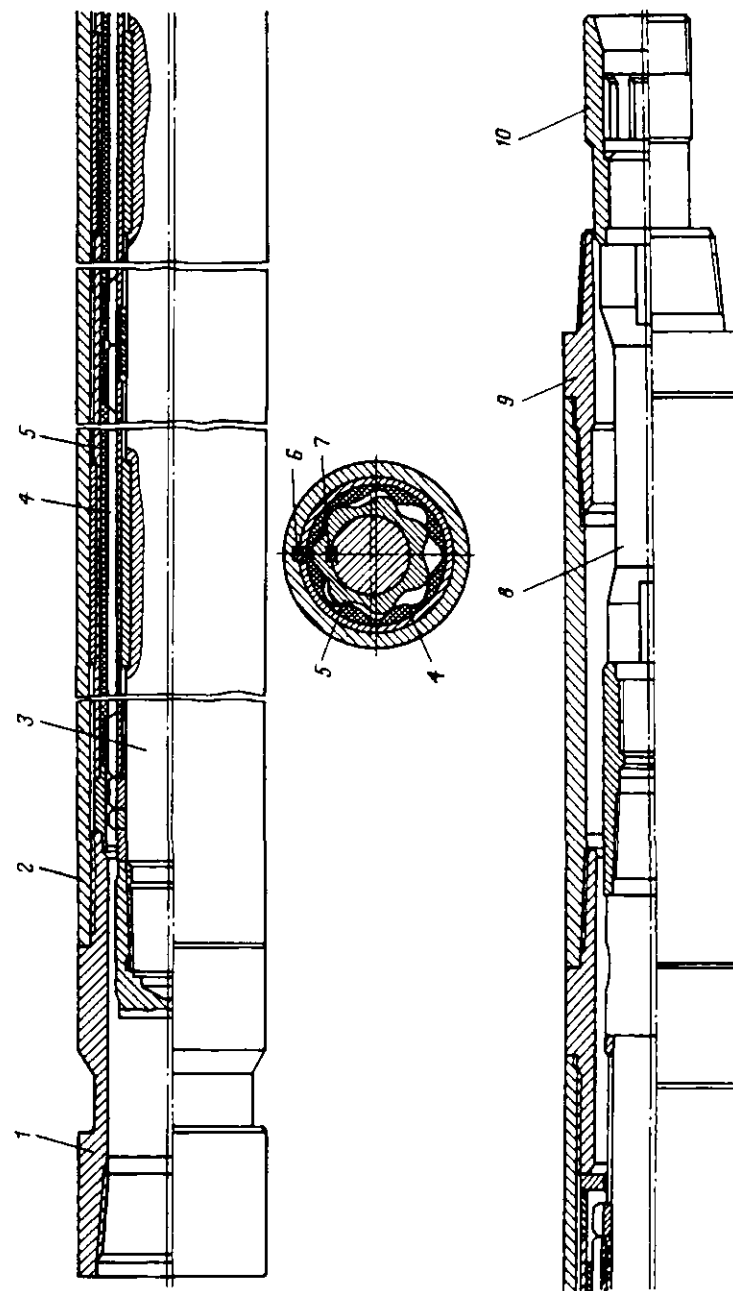


Рис. 3.5. Многошаговый модульный двигатель ДММ-172:

1 – верхний переводник; 2 – корпус; 3 – вал; 4 – модуль статора; 5 – модуль ротора; 6, 7 – шпонки; 8 – гибкий вал; 9 – нижний переводник; 10 – втулка вала

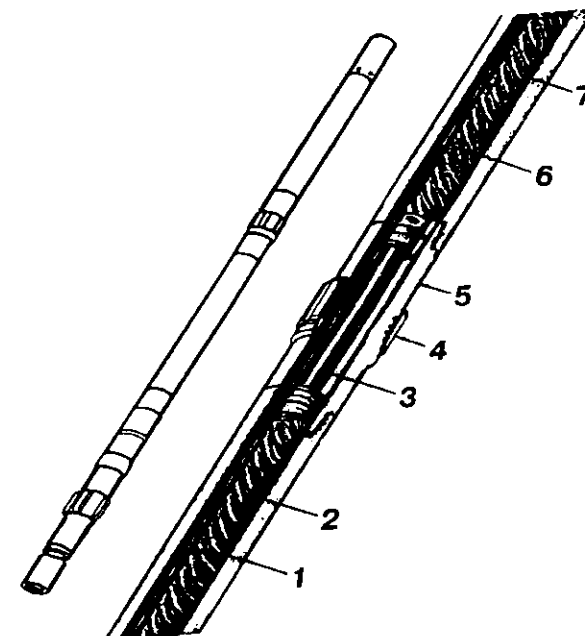


Рис. 3.6. Секционный двигатель фирмы "Halliburton":

1 – нижний статор; 2 – нижний ротор; 3 – шарнирное соединение; 4 – центра-
тор; 5 – переводник; 6 – верхний ротор; 7 – верхний статор

вующих винтовых поверхностях роторов или статоров, соединенных между собой посредством переводников. Затем докрепляются резьбы с приложением необходимого момента свинчивания до положения, соответствующего совпадению прорезей на приспособлениях.

Способ ориентированной сборки, несмотря на кажущуюся сложность и трудоемкость, был довольно быстро и хорошо освоен работниками сборочных цехов буровых предприятий.

В первых секционных двигателях использовались серийные шарнирные соединения. При этом шарниры часто выходили из строя. Причина заключалась в том, что соединяемые роторы могут находиться в противофазе и тогда смещение осей шарнира соответствует двум эксцентриситетам. В ходе испытаний секционных двигателей была выявлена необходимость разработки специального шарнирного соединения. В Пермском филиале ВНИИБТ был разработан пальцевый шарнир. Заложенные в конструкцию элементы и допуски позволили надежно соединять роторы секций. Для соединения роторов применяются также и гибкие валы.

Помимо использования стандартных РО перспективны схемы **модульного секционирования** [51]:

- отдельных модулей статора при монолитном роторе;
- отдельных модулей ротора при монолитном статоре;
- агрегирование модулей ротора и статора.

Во ВНИИБТ разработаны двигатели типа ДММ (рис. 3.5), РО которых представляют собой агрегированные в корпусе эле-

менты статора, а на валу – элементы ротора. Конструкция модулей [31] позволяет проводить сборку секции автоматически, без какой-либо настройки.

Во второй половине 90-х годов секционирование как способ повышения мощности и нагрузочной способности ВЗД был использован и зарубежными компаниями [169]. Так, "Halliburton" начала производить так называемые "тандем-двигатели" (Dyna-Drill) по схеме неориентированной сборки РО (рис. 3.6). Секционные двигатели применяются также компанией "Baker Hughes" [159, 167].

3.2. ШПИНДЕЛЬ

Все отечественные винтовые двигатели, начиная с первых образцов, выпускаются в шпиндельном исполнении. Под термином "шпиндель" подразумевается автономный узел двигателя с выходным валом с осевыми и радиальными подшипниками. В большинстве случаев шпиндель может быть отсоединен без демонтажа силовой секции, при необходимости и на буровой.

Шпиндели отечественных ВЗД выполняются немаслонаполненными. Все узлы трения смазываются и охлаждаются буровым раствором. Отказ от использования маслonaполненных и герметизированных шпинделей объясняется как традиционным подходом к конструированию забойных двигателей [94], так и практической целесообразностью иметь гидромашину, обладающую примерно равным ресурсом отдельных узлов.

Шпиндель является одним из главных узлов двигателя. Он передает крутящий момент и осевую нагрузку на породоразрушающий инструмент, воспринимает реакцию забоя и гидравлическую осевую нагрузку, действующую в РО, а также радиальные нагрузки от долот и шарнирного соединения (гибкого вала). В ряде случаев при использовании породоразрушающих инструментов с насадками (гидромониторное бурение) шпиндель должен выполнять функции уплотнения выходного вала, позволяя создавать необходимый перепад давления в насадках долота.

Наиболее распространенная конструкция шпинделя (рис. 3.7) включает монолитный полый вал, соединенный посредством наддолотного переводника в нижней части с долотом, а с помощью муфты в верхней части – с шарниром (или гибким валом). Для восприятия осевых нагрузок используются как упорно-радиальные, так и упорные подшипники. Подшипники выполняются многорядными и сохраняют работоспособность при выработке зазора (люфта) до 5–7 мм.

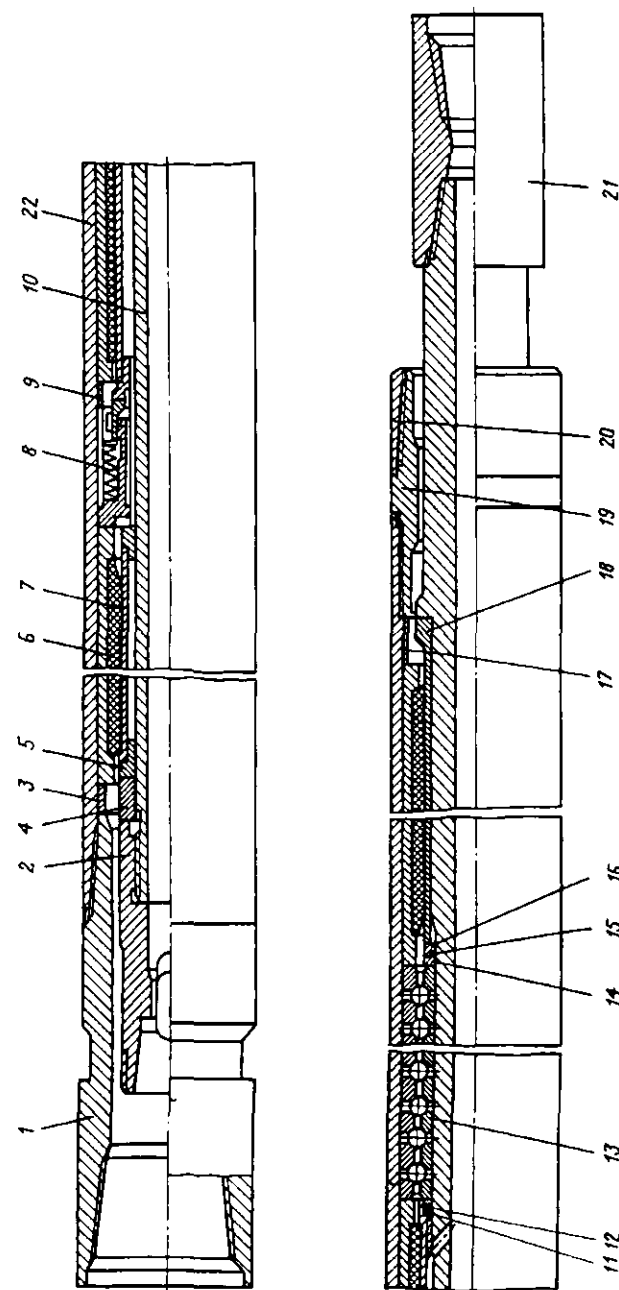


Рис. 3.7. Шпиндельная секция:

1 – переводник нижний; 2 – муфта; 3 – втулка регулировочная; 4 – кольцо регулировочное; 5, 11 – втулка подкладная; 6 – опора нижняя; 7 – втулка нижней опоры; 8 – сальник торцовый; 9, 12 – кольцо; 10 – вал шпинделя; 13 – пакет упорных подшипников; 14, 18 – втулка упорная; 15 – кольцо; 16 – втулка кольца уплотнительного; 17 – втулка регулировочная; 19, 21 – переводник; 20 – тайка; 22 – корпус

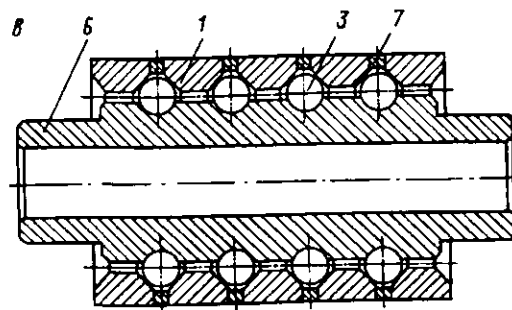
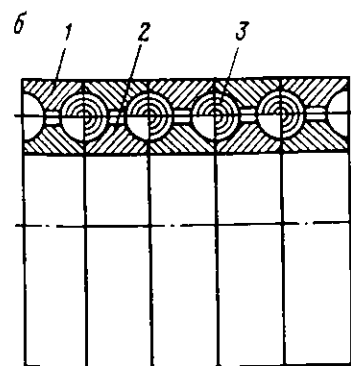
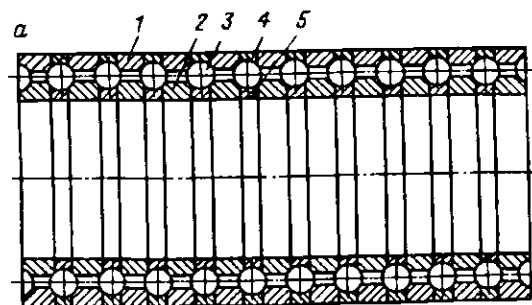


Рис. 3.8. Упорно-радиальные подшипники:
а — с коническими дорожками качения; *б* — с торoidalными дорожками качения;
в — с комбинированными дорожками качения; 1 — наружное кольцо; 2 — внутреннее кольцо; 3 — шар; 4, 5 — распорные втулки; 6 — вал; 7 — проставочное кольцо

В отечественных двигателях применяются упорно-радиальные подшипники качения [94, 102]:

с коническими дорожками качения (серия 128700), используемые в двигателях с наружными диаметрами 105, 108, 195 и 240 мм (рис. 3.8, *а*);

с торoidalными дорожками качения (серия 296000), используемые в двигателях с наружными диаметрами 85, 88 и 127 мм (рис. 3.8, *б*);

с комбинированными дорожками качения (рис. 3.8, *в*), используемые в двигателях Д-48, Д1-54, ДГ-95, ДГ-108. Для увеличения нагрузочной способности при одновременном упрощении конструкции торoidalные дорожки для шаров этих опор расположены непосредственно на валу [33, 152].

В некоторых модификациях двигателей диаметром 172 мм использовались упорные подшипники качения с торoidalными дорожками и резиновым компенсатором типа ШШО (серия 538900).

Механизм действия многорядной опоры рассмотрим на примере подшипника типа ШШО, одна ступень которого показана на рис. 3.9. Среднее кольцо 1 двойного подшипника закреплено в корпусе с помощью наружных обойм 2, а крайние кольца 3 расположены на наружной поверхности внутренней втулки 4, которая зажимается на валу шпинделя вместе с резинометаллическим компенсатором 5. Осевая нагрузка передается с корпуса на вал шпинделя через резиновые подушки компенсаторов 5 и шары, в результате обеспечивается равномерное распределение нагрузки по рядам опоры и демпфирование динамических нагрузок.

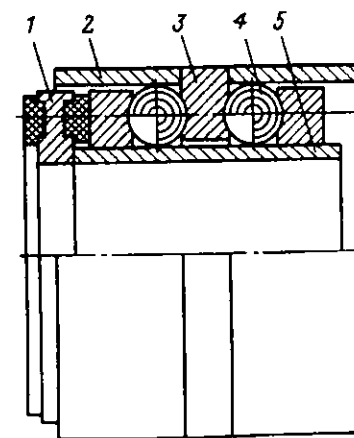


Рис. 3.9. Ступень многорядного упорного подшипника качения с резиновым компенсатором типа ШШО

Размеры упорно-радиальных и упорных подшипников качения шпинделей ВЗД приведены в табл. 3.2.

Детали подшипников качения выполняются из специальной подшипниковой стали марки 55СМА или 55СМА5ФА (ТУ 14-1-3189-81) с пределом текучести $\sigma_t \geq 1100$ МПа и ударной вязкостью $\alpha \geq 800$ кДж/м². Твердость колец, контактирующих с шарами, — 45–47 HRC, а самих шаров — 58–62 HRC.

В некоторых конструкциях шпинделей ВЗД используются многорядные упорные подшипники скольжения непроточного типа (рис. 3.10). Выбор типа осевых подшипников зависит от условий эксплуатации ВЗД. Многолетние стендовые и промышленные испытания подтвердили преимущества резинометаллических упорных подшипников скольжения при эксплуатации двигателей в абразивной среде и при высоких нагрузках. Недостаток подшипников скольжения — повышенные механические потери, особенно при невысоких частотах вращения.

Некоторое уменьшение механических потерь наблюдается в подшипниках с так называемой "утопленной" резиной [96] (рис. 3.11).

Размеры упорных подшипников скольжения приведены в табл. 3.3.

В пятах используется резина марки ИРП-1226, а рабочие поверхности контактирующих с ними дисков выполняются из цементируемой стали, закаленной до твердости HRC 45–48.

Радиальные подшипники шпинделя в большинстве случаев представлены парой трения скольжения. Неподвижный элемент выполняется в виде резинометаллической детали (рис. 3.12), рабочая эластичная поверхность которой имеет профильные канавки. Ответная деталь — металлическая, ее рабочая поверхность подвержена упрочнению.

В двигателях для наклонно направленного и горизонтального бурения радиальные подшипники выполняются в виде пары трения "металл — металл". Ввиду повышенных радиальных нагрузок, присущих ВЗД этого класса (вследствие действия отклоняющей силы на долото), данный узел является одним из самых недолговечных, определяющих межремонтный период двигателя в целом.

Размеры радиальных подшипников представлены в табл. 3.4.

Размер зазора в радиальных опорах определяется возможной точностью изготовления деталей, а также необходимой утечкой жидкости для охлаждения опоры.

В зарубежных двигателях для повышения долговечности нередко применяются радиальные металлические опоры, армиро-

Таблица 3.2
Размеры и масса подшипников качения ВЗД

Типоразмер двигателя	Номер (шифр) подшипника	Диаметр, мм		Длина подшипника, мм	Число рядов	Число шариков в ряду	Диаметр шариков, мм	Масса, кг
		наружный	внутренний					
Д1-240*	128723	205	115	570	12	20	25,4	88,8
Д2-195	128726	205	130	788	15	22	25,4	102,0
Д3-172, Д5-172	128721к	165	105	505	15	22	19,05	42,4
	538920**	148	97,3	88	2	19	19,05	4,16
ДГ-155	6-128917	128	84	505	15	19	19,05	44,1
Д1-145	ДГ-155,080	128	76	260	8	20	15,875	17,5
Д1-127...	128713	105	65	351,5	10	15	19,05	24,2
Д108, Д1-105	296712	88	60	175	8	20	12,7	6,0
ДГ-108	296710	88	50	175	6	16	12,7	4,3
ДГ-95	Сборный	88	—	115	4	13	15,875	5,4
ДГУ-95	Сборный	76	48	112	5	14	12,7	3,8
Д1-88, Д-85...	Сборный	76	42	156	6	20	9,525	3,5
Д1-54	296708	70	42	100	8	18	9,525	1,5
Д-48	106901к	45	—	75	4	13	7,938	1,1
	Сборный	38	—	70,5	4	13	6,5	0,7

* В эксплуатации находятся двигатели с диаметрами валов шпинделей 115 и 130 мм с резинометаллической осевой опорой. Для конкретных целей потребители могут оснащать шпиндели парными осевыми опорами.

** ГПЗ устанавливает подшипник в одноступенчатом варианте. Опора комплектуется 10 подшипниками вместе с компенсаторами и втулками при сборке двигателя.

... В шпинделях двигателей Д1-127, Д1-88, Д-85 устанавливается по два подшипника.

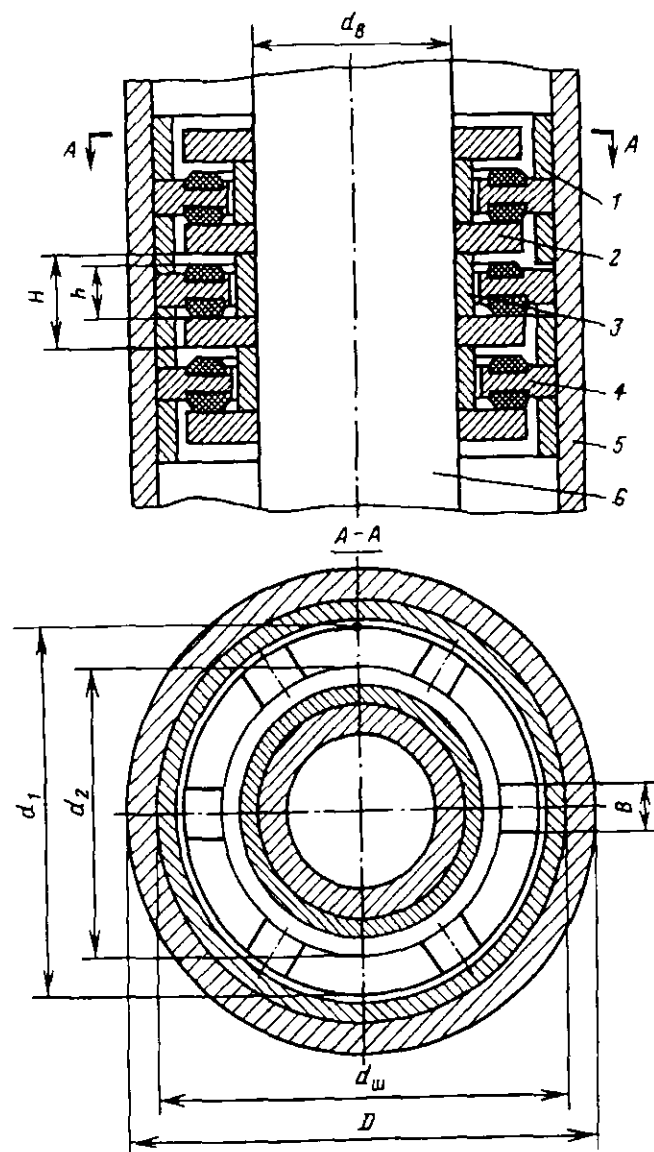


Рис. 3.10. Многорядная осевая опора скольжения:
1 — наружное кольцо; 2 — диск; 3 — внутреннее кольцо; 4 — подпятник; 5 — корпус шпинделя; 6 — вал

Таблица 3.3
Размеры упорных подпятников скольжения, применяемых в ВЗД (см. рис. 3.10)

Типоразмер двигателя	Шифр подпятника	Диаметр, мм		Диаметр обкладки подпятника, мм		Ширина проточной канавки Н, мм	Число канавок z_k	Высота подпятника Н, мм	Высота ступени Н, мм	Число ступеней
		вала шпинделя d_w	корпуса шпинделя $d_{ш}$	наружный d_1	внутренний d_2					
Д1-240	П12-240 / 150*	130	205	185	150	30	6	22	36	25
Д2-195	П2-240 / 141	115	205	184	141	30	6	22	36	25
Д3-172, Д5-172	П2-195 / 124	105	165	149	124	30	6	21	35	25
ДГ-155	П2-172	92	148	132	112	30	4	21	35	25
ДГ-155	Д-155.050**	76	128	122	88	22	4	15	30	20
Д1-108	Д-108.260**	50	88	83	59	18	4	10	20	15
Д1-95	ДГУ-95.250**	42	76	71	51	15	4	10	20	15

* Подпятники с шифром П2 изготавливаются по ГОСТ 4671-76, остальные — по индивидуальным проектам.
** Подпятник с "утюженной" резиной



Рис. 3.11. Осевая опора с подпятником с "утолщенной" резиной

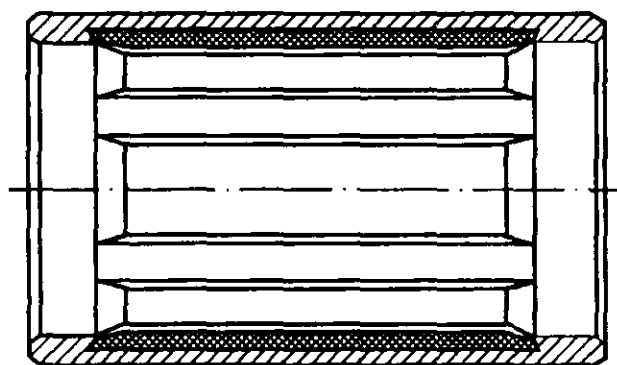


Рис. 3.12. Радиальная опора шпинделя

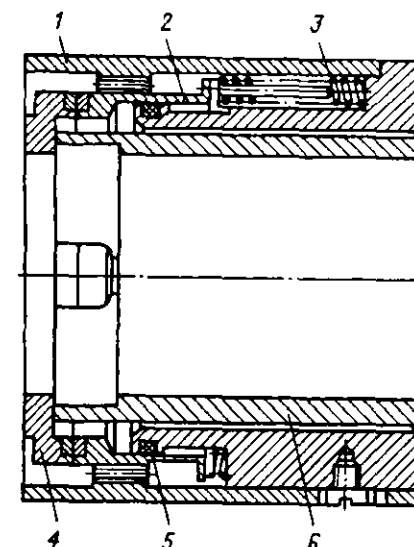
Таблица 3.4

Размеры и масса радиальных подшипников ВЗД

Типоразмер двигателей	Шифр радиальной опоры	Диаметр, мм		Длина, мм	Масса, кг	Примечания
		наружный	внутренний			
Д1-240	ОН-240.155*	205	155	200	18,0	Резинометаллические опоры
Д2-195	ОН-195.135	165	135	400	25,0	То же
Д3-172	ОН-172.120	148	120	200	8,0	"
Д5-172						
ДГ-155	ДГ-155.025	128	102	110	6,4	Металлические опоры
Д1-127	Д1-127.060	105	85	200	4,0	Резинометаллические опоры
Д-108	Д-108.027	88	70	100	1,8	Металлические опоры
ДГ-108	Д-108.027	88	76/70	160/100	1,9	То же
Д1-105	Д-105.037	88	70	100	1,7	"
ДГ-95	ДГ-95.025	76	65/60	120/80	1,8	"
ДГУ-95	ДГУ-95.026	76	62,5	100	1,2	"
Д-85, Д1-88	ОН-85	70	54	190	2,1	Резинометаллические опоры
Д1-54	ОН-54	45	33	120	0,7	То же
Д-48	Д-48.025	38	32/28	80/50	0,2	Металлические опоры

* Радиальные опоры под шифром ОН изготавливаются по ГОСТ 4671-76, остальные — по индивидуальным проектам

Рис. 3.13. Торцовый сальник:
1 — втулка в корпусе шпинделя;
2 — неподвижный элемент сальника;
3 — пружина; 4 — подвижной элемент сальника; 5 — уплотнение;
6 — втулка на валу



ванные твердым сплавом или элементами синтетических алмазов [174].

Уплотнение выходного вала. Для использования гидромониторных долот в отечественных ВЗД практическое применение получили четыре варианта уплотнений:

торцовый сальник, устанавливаемый в верхней части шпинделя ниже радиальной опоры [94]. Используется в двигателях диаметром 172 и 195 мм (рис. 3.13);

многорядный упорный подшипник скольжения, эффективно выполняющий роль уплотнения [94, 124]. Используется в двигателях диаметром 172-240 мм;

лабиринтное уплотнение, выполняющее роль дросселирующего устройства [94];

упорно-радиальные подшипники с резиновыми тороидными кольцами, устанавливаемые вместо одного ряда шаров [102].

Два последних варианта используются в опытных конструкциях ВЗД.

В зарубежных двигателях с маслonaполненными шпинделями уплотнение вала входит в конструкцию гидрозащиты.

При эксплуатации ВЗД большое внимание уделяется выбору рациональных режимов работы двигателей, обеспечивающих разгрузку и эффективное охлаждение осевых опор. Методика расчета шпиндельной секции ВЗД и определение условий ее разгрузки представлены в § 5.5.

3.3. СОЕДИНЕНИЕ РОТОРА И ВАЛА ШПИНДЕЛЯ

Соединение ротора ВЗД и вала шпинделя является одним из основных узлов двигателя, определяющим долговечность и надежность гидромашины в целом.

Механизм, соединяющий планетарно движущийся ротор с концентрично вращающимся валом, работает в тяжелых условиях. Помимо передачи крутящего момента и осевой силы, этот узел должен воспринимать сложную систему сил в РО, характеризующуюся непостоянной ориентацией ротора (см. § 5.5; 8.3).

В отличие от известных в технике соединений, передающих вращение между двумя несоосными концентрическими вращающимися валами, рассматриваемое соединение в ВЗД является связующим звеном с ротором, совершающим планетарное движение. Причем за один оборот выходного вала ротор z_1 поворачивается вокруг своей оси, соответственно совершая z_1 циклов переменных напряжений. Эти обстоятельства предопределяют повышенные требования к циклической прочности соединения, особенно при использовании многозаходных ВЗД.

Своеобразные условия работы соединения и невозможность переноса напрямую из других отраслей техники готового технического решения предопределили многообразие компоновок этого узла. Принципиально могут быть использованы четыре типа соединений на базе:

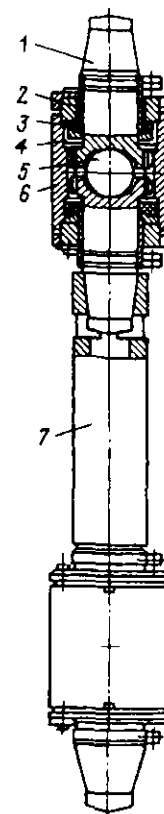
- деформации одного или нескольких элементов конструкции;
- обеспечения свободы перемещения ротора за счет введения элементов с относительно большим люфтом;
- шарнирных соединений;
- гибкого вала (торсиона).

Первый и второй типы соединения [22] ввиду существенных удельных нагрузок в ВЗД не нашли применения.

Шарнирные соединения. ВЗД прошли эволюцию от применения пальцевых шарниров (аналогичных автомобильным) до специальных конструкций, наиболее приспособленных для передачи динамических осевой нагрузки и крутящего момента.

В первом поколении отечественных ВЗД применялись двухшарнирные соединения зубчатого типа с центральным шаром [90]. Они использовались для передачи крутящих моментов до 7 кН·м при частоте вращения до 200 об/мин. Эксцентриситет соединения доходил до 5 мм. Известны разновидности такого соединения для ВЗД с разделенным потоком, позволяющие через его внутреннюю полость пропускать жидкость высокого давления [95].

Рис. 3.14. Двухшарнирное соединение:
1 - полумуфта; 2 - гайка; 3 - манжета; 4 - втулка; 5 - шар;
6 - корпус; 7 - соединительная труба



Шарнирные соединения ВЗД работают, как правило, в среде абразивных жидкостей. Поэтому надежная герметизация шарниров является одним из основных направлений повышения их работоспособности. Проблема герметизации осложняется тем, что полости, которые требуется изолировать, вращаются вокруг смещенных осей в условиях вибрации и значительного гидростатического давления. Поэтому герметизирующие элементы должны быть гибкими и прочными при циклической нагрузке, а устройство для герметизации в целом простым и надежным.

Сначала в шарнирах использовались простейшие резиновые уплотнения, в дальнейшем стали применять уплотнения сифонного и манжетного типов (рис. 3.14) [25].

Заслуживает внимания оригинальная система смазки шарниров под давлением, которая включает подпружиненный поршневой лубрикатор, устанавливаемый во внутренней полости трубы, соединяющей головки шарниров. Тем самым внутренняя полость шарниров постоянно находится под избыточным по отношению к перекачиваемой среде давлением.

Зарубежные компании также используют двухшарнирные соединения. Разновидность конструкции, используемой в двигателе "Anadrill", приведена на рис. 3.15 [48].

Гибкие валы. Существенный шаг, оказавший влияние на подходы к конструированию ВЗД в целом, был сделан в середине 70-х годов, когда ВНИИБТ выполнил комплекс научно-исследовательских работ [46] и впервые в практике проектирования ВЗД предложил конструкцию гибкого вала, защищенную патентами в СССР и других странах [32, 151].

В отличие от шарниров в гибких валах внешнее трение деталей заменяется на внутреннее трение материала вала.

Методика расчета гибких валов и обоснование выбора их рациональных размеров изложены в § 8.2.

К началу 90-х годов в большинстве типоразмеров ВЗД, выпускавшихся в России, для соединения ротора и выходного вала применялись гибкие валы. В двигателях с наружным диамет-

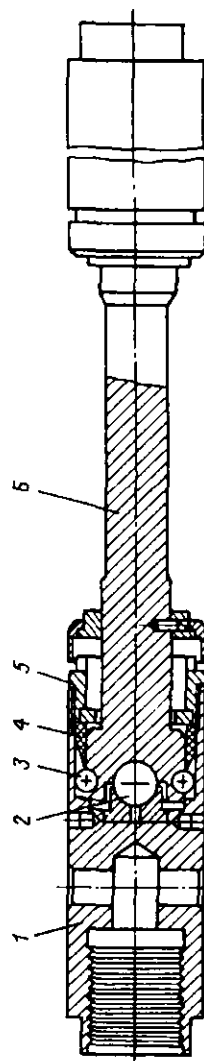


Рис. 3.15. Шарнирное соединение "Anadroll": 1 – корпус; 2 – центральный шар; 3 – периферийный шар; 4 – уплотнение; 5 – гайка; 6 – соединительная трубка

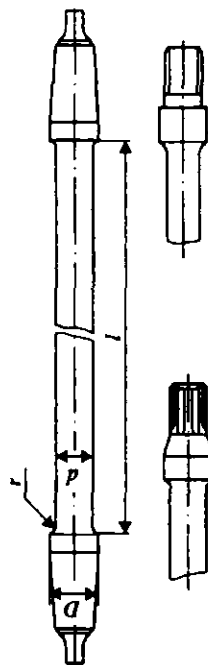


Рис. 3.16. Конструкции гибких валов

ром 88 мм и более гибкий вал размещается в расточке ротора, а в малогабаритных двигателях – ниже ротора.

В большинстве случаев гибкий вал ВЗД представляет собой металлический стержень круглого сечения с утолщенными концами (рис. 3.16). На концах выполняются присоединительные элементы: гладкий конус или коническая резьба. Иногда гибкий вал выполняется полым со сквозным цилиндрическим каналом для подвода рабочей жидкости высокого давления непосредственно к долоту. Для повышения циклической прочности в месте перехода от заделки к рабочей части вала имеется конус с углом $5-15^\circ$ или галтель с отношением радиуса галтели r к диаметру вала d в пределах $0,1-0,2$. Кроме того, применяются технологические методы поверхностного упрочнения. Наиболее распространен поверхностный наклеп (обкатка роликами или обдувка дробью), способствующий образованию сжимающих остаточных напряжений, благоприятно сказывающихся на сопротивлении усталости [113].

В зависимости от типоразмера двигателя диаметр гибких валов изменяется в диапазоне 18–70 мм, а длина – 500–3000 мм.

Преимущества использования гибких валов заключаются в простоте конструкции и высокой технологичности, большом сроке службы, соизмеримым с ресурсом корпусных деталей двигателя, а также возможности реализации различных компоновок двигателей.

В 90-е годы западные компании вслед за фирмой "Drilex", выпускающей двигатели по отечественной лицензии, также стали использовать гибкие валы. Для их изготовления помимо сталей используют титановые сплавы и стеклопластики.

Опыт эксплуатации двигателей в наклонно направленном и горизонтальном бурении выявил недостаточную стойкость гибких валов при углах перегиба секций более $1^\circ 30'$. В связи с этим двигатели типа ДГ стали оснащать шарнирно-торсионными соединениями [10].

3.4. КЛАПАНЫ

Объемный принцип действия винтовых двигателей предопределил необходимость оснащения их специальными клапанами. В большинстве двигателей они представляют собой автономный узел, а иногда встроены в ротор.

Переливной клапан предназначен для сообщения внутренней полости буровой колонны с затрубным пространством при спуско-подъемных операциях. Применение клапана уменьшает

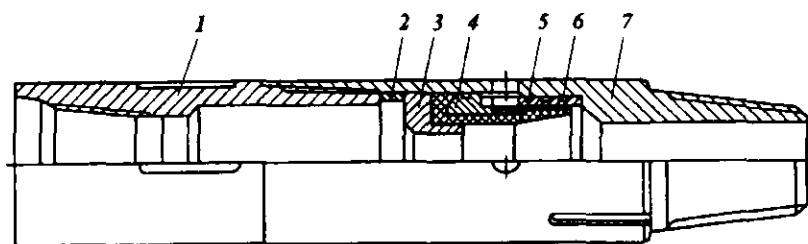


Рис. 3.17. Переливной клапан двигателя Д1-105:
1 - переводник; 2 - кольцо; 3 - упор; 4 - армированная манжета; 5 - втулки;
6 - уплотнение; 7 - корпус

гидродинамическое воздействие на забой при спуске и подъеме колонны, а также устраняет холостое вращение двигателя при этих операциях.

Разработаны и используются несколько конструкций переливных клапанов. В одной из них, не имеющей линейно перемещающихся деталей, в качестве запорного элемента применена резиновая манжета, деформирующаяся за счет падения давления при движении жидкости в щели клапана. Клапан устанавливается в верхней части полого ротора. Серьезный недостаток этой схемы - невозможность определения утечки при опробовании клапана на устье скважины.

В дальнейшем Пермским филиалом ВНИИБТ была разработана модернизированная конструкция клапана (рис. 3.17), применяемая в нескольких типоразмерах ВЗД [127].

В конструкции переливного клапана в первых моделях двигателей диаметром 240 и 172 мм и уплотнительный элемент клапана заимствован от бурового насоса. Выполнение основных функций клапана обеспечивает специальная гидравлическая коробка (рис. 3.18) [20].

В зарубежных двигателях повсеместно используются золотниковые клапаны (рис. 3.19).

Попытки использовать подобные клапаны в среде применяемых в России буровых растворов оказались неудачными: наблюдался быстрый износ и нестабильное закрытие клапана.

Редукционные клапаны применяются в исключительных случаях, когда по технологическим соображениям требуется увеличить расход жидкости для очистки забоя и затрубного пространства. Они являются альтернативой насадке в роторе. Редукционный клапан ВНИИБТ для двигателя диаметром 95 мм устанавливается в автономном переводнике выше РО [50]

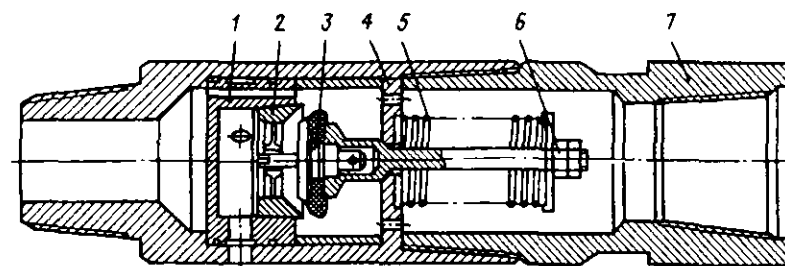


Рис. 3.18. Переливной клапан двигателя Д-240:
1 - гидравлическая коробка; 2 - седло; 3 - клапан; 4 - корпус; 5 - пружина;
6 - шток; 7 - переводник

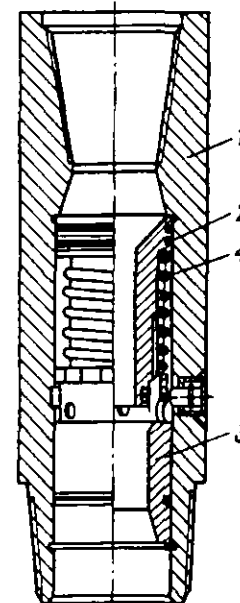


Рис. 3.19. Переливной клапан двигателя "Dyna-Drill":
1 - корпус; 2 - поршень; 3 - седло;
4 - пружина

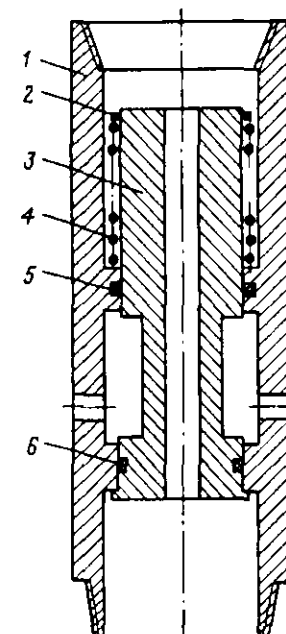


Рис. 3.20. Редукционный клапан двигателя ДГУ-95:
1 - корпус; 2 - упорная шайба; 3 - поршень; 4 - пружина; 5, 6 - уплотнения

(рис. 3.20). При увеличении расхода жидкости создается дополнительный перепад давления и поршень, преодолевая усилие пружины, перемещается вниз, позволяя части потока жидкости проходить в затрубное пространство, минуя РО.

В патентной литературе известны редукционные клапаны, размещаемые в роторе двигателя [44]. Они обеспечивают циркуляцию промывочной жидкости через двигатель при заторможенном роторе. Такая ситуация может возникать при шламовании двигателя и в случае его прихвата в скважине при расхаживании инструмента снижается износ РО.

Циркуляция достигается тем, что клапан снабжен диафрагмой, расположенной в верхнем торце полого ротора, и бойком, жестко связанным с подпружиненным полым поршнем.

3.5. ОПОРНО-ЦЕНТРИРУЮЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

К опорно-центрирующим элементам относятся калибраторы, центраторы и децентраторы. Они используются в компоновках низа буровой колонны при проводке вертикальных, наклонных и горизонтальных скважин в целях повышения качества ствола скважины и управления параметрами его искривления, а также предупреждения осложнений в процессе бурения [109].

Калибратор предназначен для калибрования ствола скважин, центрирования и снижения поперечных колебаний долота и вала двигателя и устанавливается на выходном валу непосредственно над долотом.

Центратор предназначен для центрирования нижней части буровой колонны и забойного двигателя с целью стабилизации параметров искривления ствола или изменения зенитного угла скважины.

Децентратор предназначен для смещения оси забойного двигателя или буровой колонны за ось скважины в месте его установки.

Геометрические параметры опорно-центрирующих элементов и расположение их относительно долота определяют из назначения КНБК.

Центраторы и децентраторы устанавливают между секциями или непосредственно на корпусе забойного двигателя.

Конструктивное исполнение (с прямыми или спиральными планками, с шарошками), тип и вид вооружения, а также размеры калибраторов и центраторов забойных двигателей регламен-

тированы ОСТ 39-078-79. Стандарт охватывает опорно-центрирующие элементы компоновки, предназначенные для долот диаметром от 114,3 до 490,0 мм.

В практике бурения долотами диаметром 215,9 мм и более используются серийно выпускаемые стационарные центраторы типа 1ЦД-214МС и передвижные типов ЗЦДП-295,3 МСТ и ЗЦДП-215,9 МСТ, предназначенные для забойных двигателей диаметром 240 и 172 мм соответственно.

В ВЗД для горизонтального бурения центраторы (табл. 3.5) и децентраторы входят в комплект сменных частей и поставляются с двигателями по желанию заказчика.

Таблица 3.5

Параметр	ДГ-95		ДГ-108	ДГ-155	
	Диаметр долота, мм				
	120.6	139.7	139.7	190.5	215.9
Диаметр опорной поверхности, мм	114, 116, 118	132, 134, 136	132, 134, 136	182, 184, 186, 188	202, 206, 208, 210
Число лопастей	8	8	8	8	8
Длина, мм	170	170	150	146	146
Ширина лопасти, мм	25	25	30	40	40
Диаметр корпуса, мм	105	105	118	165	180

Корпусные центраторы в двигателях диаметром 95 и 108 мм устанавливаются между двигательной и шпиндельной секциями, а для двигателей 155 мм — на корпусе шпинделя.

Децентраторы двигателей ДГ-108 имеют одну лопасть длиной 150 мм и шириной 70 мм. Радиус опорной поверхности децентраторов равен 74, 76 и 78 мм.

В двигателях ДГ-155 децентраторы выполнены также с одной лопастью длиной 146 мм и шириной 100 мм. Радиусы опорной поверхности децентраторов составляют 118 и 122 мм.

3.6. МЕХАНИЗМЫ ИСКРИВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Механизм искривления (МИ) является неотъемлемым узлом ВЗД, предназначенных для бурения наклонно направленных и горизонтальных скважин. МИ предназначен для перекоса осей секций забойного двигателя или самого забойного двигателя относительно нижней части буровой колонны. МИ может устанавливаться над двигателем или между силовой и шпиндельной секциями. В качестве МИ используются искривленные (кривые) переводники и корпусные шарниры.

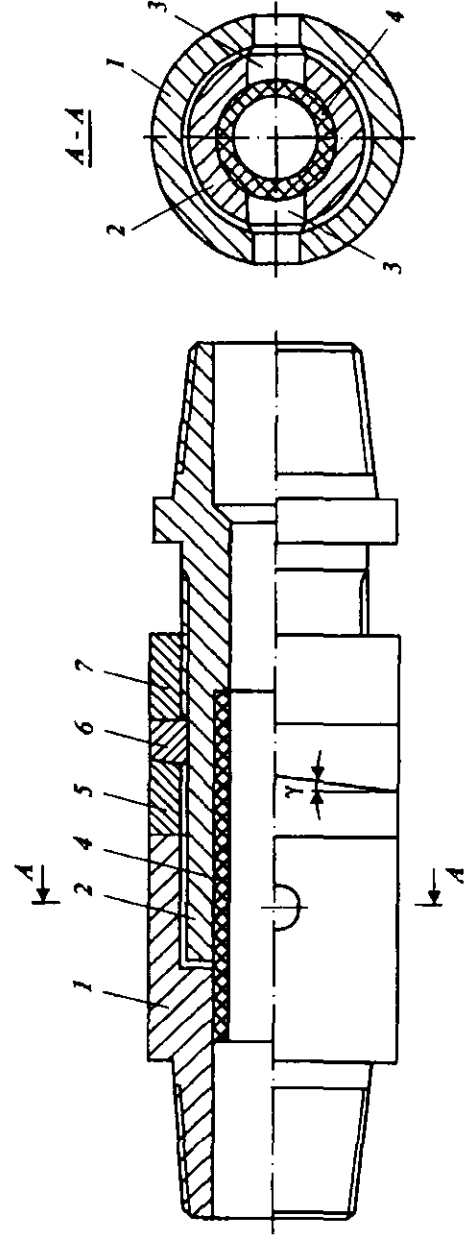


Рис. 3.21. Регулируемый искривленный переводник:
1 – верхний переводник; 2 – нижний переводник; 3 – палец; 4 – эластичная труба; 5, 6 – кольца; 7 – гайка

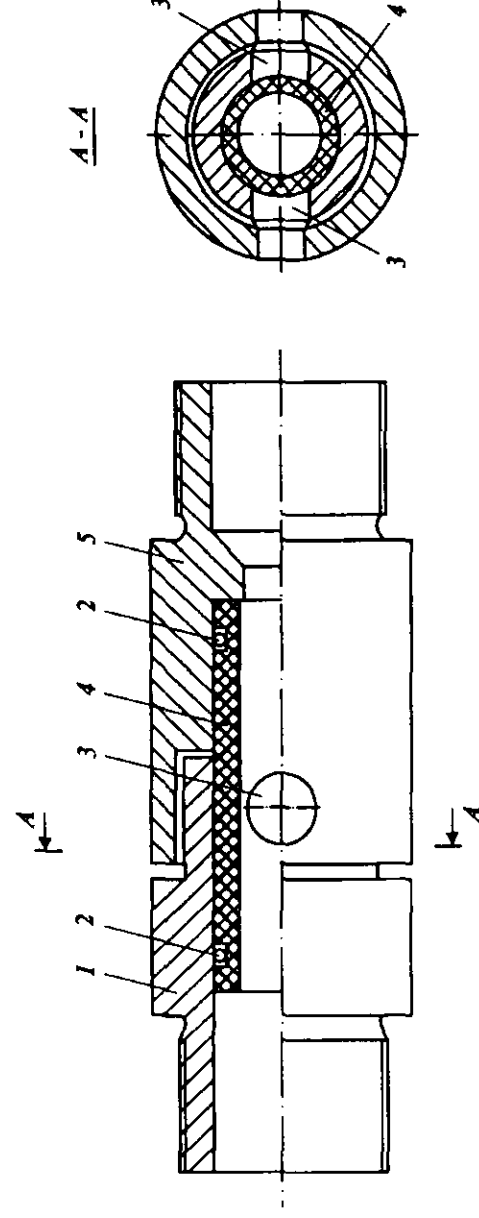


Рис. 3.22. Корпусной шарнир двигателя ДГ-108:
1 – верхний переводник; 2 – уплотнение; 3 – палец; 4 – эластичная труба; 5 – нижний переводник

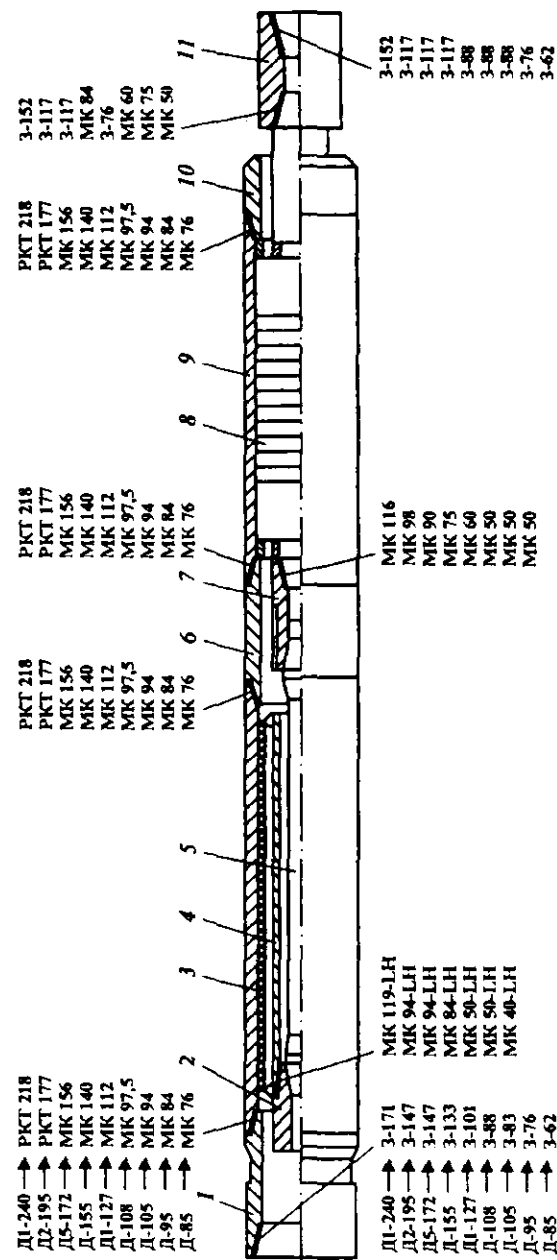


Рис. 3.23. Резьбовые соединения ВЗД диаметрами 240-88 мм:

1 - переводник верхний; 2 - втулка ротора; 3 - статор; 4 - ротор; 5 - глубокий вал; 6 - переводник соединительный; 7 - втулка шпиделя; 8 - пакет подшипника; 9 - корпус шпиделя; 10 - шпиль; 11 - наддолготный переводник

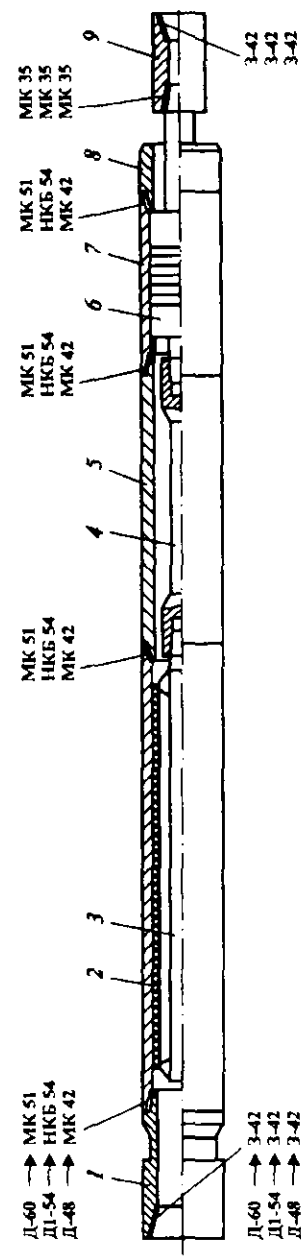


Рис. 3.24. Резьбовые соединения ВЗД диаметрами 60-48 мм:

1 - переводник верхний; 2 - вал глубокий; 3 - ротор; 4 - вал глубокий; 5 - переводник соединительный; 6 - сборка вала с подшипником; 7 - корпус шпиделя; 8 - шпиль; 9 - наддолготный переводник

Таблица 3.7

Натяги и моменты свинчивания резьб ВЗД

Обозначения резьб	Натяг, мм		Момент свинчивания, кН·м
	при первом свинчивании	при втором свинчивании	
<i>Замковые резьбы</i>			
3-171	1,0 ± 0,4	0,7 ± 0,4	28-31
3-152	0,6 ± 0,4	0,5 ± 0,4	27-30
3-147	1,0 ± 0,4	0,7 ± 0,4	27-30
3-133	0,6 ± 0,4	0,5 ± 0,4	15-17
3-117	0,5 ± 0,4	0,4 ± 0,4	13-15
3-101	0,5 ± 0,4	0,4 ± 0,4	9,5-11
3-88	0,5 ± 0,4	0,4 ± 0,4	8-9
3-76	0,5 ± 0,4	0,4 ± 0,4	6,5-7,5
3-42	0,5 ± 0,4	0,4 ± 0,4	3-3,5
<i>Резьбы конические турбобуров</i>			
РКТ 218×6,35×1:16	3,2 ± 0,7	2,5 ± 0,7	32-34
РКТ 177×5,08×1:16	3,0 ± 0,7	2,2 ± 0,7	25-27
<i>Резьбы метрические конические (с наружным упором по торцу муфты и упорному уступу шипеля)</i>			
МК 156×5,5×1:32	3,2 ± 0,8	2,6 ± 0,8	16-18
МК 140×6×1:16	2,4 ± 0,7	2,1 ± 0,7	15-17
МК 119×4×1:16 LH	2,4 ± 0,7	2,1 ± 0,7	9,5-11
МК 112×4×1:32	2,0 ± 0,8	1,4 ± 0,8	5,5-6,5
МК 97,5×4×1:12	1,6 ± 0,4	1,6 ± 0,4	5-7
МК 94×4×1:32 LH	2,0 ± 0,8	1,4 ± 0,8	12-13,5
МК 84×6×1:16	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	12-13,5
МК 84×5,5×1:16 LH	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	11-12,5
МК 75×6×1:16	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	6,5-7,5
МК 76×4×1:32	1,6 ± 0,8	1,3 ± 0,8	4-5
МК 60×6×1:16	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	4,5-5,5
МК 50×4×1:16	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	3-4
МК 50×5×1:16 LH	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	3-4
МК 51×4×1:16	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	3-4
НКВ 54×3,175×1:16	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	0,9-1,2
МК 42×2,5×1:16	1,3 ± 0,3	1,0 ± 0,3	1,3-1,7
МК 40×4×1:16 LH	1,3 ± 0,3	1,0 ± 0,3	3-4
<i>Резьбы метрические конические (с упором по торцу шипеля и внутреннему уступу муфты)</i>			
МК 116×6×1:16-BT	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	10-12
МК 98×6×1:16-BT	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	8-9
МК 90×6×1:16-BT	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	8-9
МК 75×6×1:16-BT	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	7-7,5
МК 60×6×1:16-BT	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	7-7,5
МК 50×4×1:16-BT	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	5-6
МК 35×4×1:16-BT	1,3 ± 0,7	1,0 ± 0,7	1-1,2

FN, по профилю и размерам полностью соответствующие аналогичным замковым резьбам по ГОСТ Р 50864-96 (табл. 3.8).

Резьбы типа Reg относятся к нормальному типу соединений и отличаются увеличенной конусностью (1:4) в сравнении с другими типами резьб.

Таблица 3.8

Присоединительные резьбы, по стандарту API 7 (США)	Аналог замковой резьбы, по ГОСТ Р 50864-96	Присоединительные резьбы, по стандарту API 7 (США)	Аналог замковой резьбы, по ГОСТ Р 50864-96
NC 12	3-35	4 1/2 Reg	3-117
1 1/4 Reg	Нет аналога	NC 46	3-122
2 3/8 Reg	3-66	NC 50	3-133
NC 26	3-73	5 1/2 Reg	3-140
2 7/8 Reg	3-76	6 5/8 Reg	3-152
3 1/2 Reg	3-88	7 5/8 Reg	3-177
3 1/2 IF	3-102		

Резьбы NC имеют, как правило, конусность 1:6 с шагом резьбы 6,35 мм (4 нитки на 1 дюйм).

Моменты крепления, рекомендуемые при свинчивании резьб по стандарту API 7 (США) для двигателей диаметром 120 мм и менее, соответствуют отечественному стандарту, а для больших диаметров — выше в 1,2-1,5 раза.

Для соединения корпусных деталей и системы ротор — вал применяются конические резьбы TPE, а также цилиндрические резьбы с трапецидальным и треугольным профилем ACME. Эти резьбы не имеют аналогов в отечественных конструкциях.

ГЕОМЕТРИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

4.1. ГЕОМЕТРИЯ ПЛОСКОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

4.1.1. ПРОФИЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Теория профилирования рабочих органов героторных машин имеет давнюю историю и берет свое начало от циклических кривых. Плоское циклоидальное зацепление используется в различных отраслях техники: в роторных насосах, компрессорах и ДВС; бесшпоночных соединениях; зубчатых передачах [61, 143].

Исходный профиль

Рабочие органы ВЗД в общем случае профилируются от исходного контура циклоидальной рейки (эквидистанты смещенной циклоиды*), связанного с инструментальной прямой 4, по которой для образования циклоиды 1 перекачивается без скольжения окружность 6 радиуса r (рис. 4.1).

Для профилирования применяются укороченные ($e < r$) циклоиды, удлиненные ($e > r$) и обыкновенные ($e = r$) не используются из-за самопересечений и заострений [94].

Исходный циклоидальный профиль** образуется как огибающая семейства контуров рейки (рис. 4.2) при обкатке инструментальной прямой неподвижной направляющей окружности 5 радиуса r_1 [56, 140]. Если катящаяся окружность 6 расположена внутри направляющей 5, то при обкатке получается гипоциклоидальная кривая (см. рис. 4.2). Если же окружность 6 расположена вне направляющей — эпициклоидальная кривая.

Пусть в начальном положении (см. рис. 4.1) инструментальная прямая 4 (ось y_p подвижной системы координат x_p, y_p), свя-

*Циклоида — кривая, описываемая точкой, связанной с окружностью, катящейся без скольжения по прямой линии [68].

**Параметры исходного и сопряженного профилей обозначаются соответственно индексами 1 и 2.

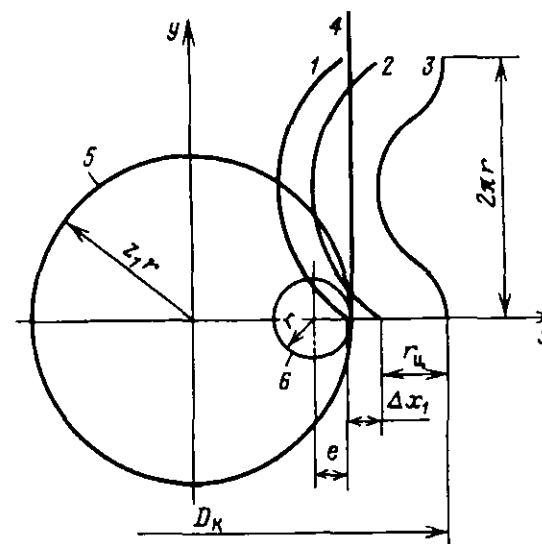


Рис. 4.1. К образованию циклоидального профиля:
1 — укороченная циклоида; 2 — смещенная циклоида; 3 — эквидистанта; 4 — инструментальная прямая; 5 — направляющая окружность; 6 — катящаяся окружность

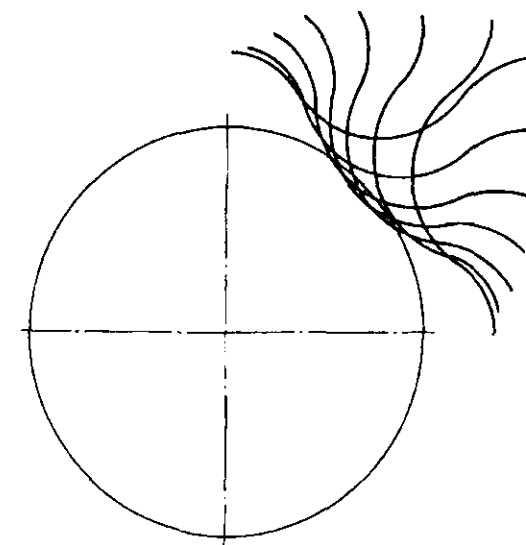


Рис. 4.2. Образование исходного гипоциклоидального профиля методом обкатки рейки

званная с контуром рейки, расположена перпендикулярно к неподвижной горизонтальной оси x .

Параметрические уравнения циклоиды (относительно осей $x_0 y_0$) имеют вид

$$x_0 = \bar{u}e(c_0 - \cos\psi); \quad (4.1)$$

$$y_0 = e(c_0\psi - \sin\psi),$$

где ψ — угловой параметр циклоиды (относительный угол поворота катящейся окружности), $\psi = 0 \div 2\pi$; c_0 — коэффициент внецентрональности, $c_0 = r_0/e$; \bar{u} — коэффициент типа профиля (орт передаточного отношения), $\bar{u} = \frac{u_1}{|u_1|}$.

Передаточное отношение u — векторная величина, равная отношению средних за цикл ($\psi = 2\pi$) абсолютных угловых скоростей катящейся окружности и инструментальной прямой:

$$u_1 = 1 + \bar{u}z_1,$$

$\bar{u} = 1$ при образовании эпициклоидального профиля (направления углов поворота катящейся окружности ψ и инструментальной прямой φ_p совпадают); $\bar{u} = -1$ при образовании гипоциклоидального профиля.

Параметрические уравнения исходного контура рейки имеют вид

$$x_p = x_0 + \Delta x_1 - \bar{u}r_u \sin\alpha_p; \quad (4.2)$$

$$y_p = y_0 + \bar{u}r_u \cos\alpha_p,$$

где α_p — угол наклона нормали рейки к инструментальной прямой (угол профиля),

$$\operatorname{tg}\alpha_p = y'_0 / x'_0 = 1/A; \quad (4.3)$$

$$A = \bar{u} \frac{\sin\psi}{c_0 - \cos\psi}. \quad (4.4)$$

После подстановки (4.1), (4.3) в (4.2) и преобразований получаем

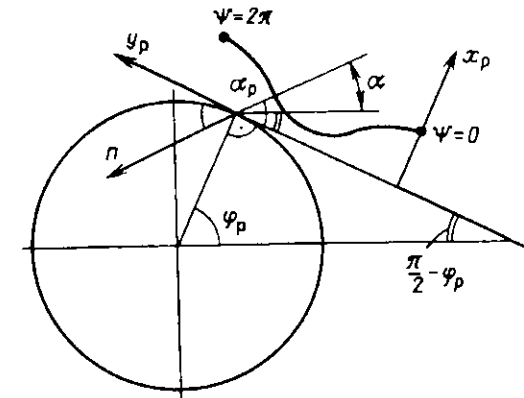
$$x_p = \bar{u}eq(c_0 - \cos\psi) + \Delta x_1; \quad (4.2a)$$

$$y_p = e(c_0\psi - q\sin\psi),$$

где $q = 1 - c_e/W$; c_e — коэффициент формы зуба, $c_e = r_u/e$;

$$W = \sqrt{1 + c_0^2 - 2c_0 \cos\psi}.$$

Рис. 4.3. Текущее положение рейки при обкатке



В текущем положении при обкатке инструментальной прямой рейка поворачивается на угол φ_p (рис. 4.3). Поскольку обкатка производится без скольжения, семейство кривых рейки описывается следующими параметрическими уравнениями относительно неподвижных осей xy :

$$X = (x_0 + rz_1)\cos\varphi_p + (y_0 - rz_1\varphi_p)\sin\varphi_p; \quad (4.5)$$

$$Y = (x_0 + rz_1)\sin\varphi_p + (y_0 - rz_1\varphi_p)\cos\varphi_p.$$

Уравнения (4.5) содержат два переменных угловых параметра ψ и φ_p . Для перехода к уравнению огибающей семейства кривых необходимо установить зависимость между ψ и φ_p . Ее можно получить двумя способами:

с помощью известной теоремы, утверждающей, что точки огибающей входят в состав множества, в котором дискриминанта семейства кривых равна 0 [106], т.е.

$$\frac{\partial X}{\partial \psi} \frac{\partial Y}{\partial \varphi_p} - \frac{\partial X}{\partial \varphi_p} \frac{\partial Y}{\partial \psi} = 0; \quad (4.6)$$

через геометрические построения: нормаль к огибающей семейства кривых проходит через полюс P — точку касания инструментальной прямой и направляющей окружности (см. рис. 4.3). Координаты точки, принадлежащей огибающей рейке, можно найти, приравняв (4.3) и выражение тангенса угла наклона проходящей через полюс нормали, зависящее от угла поворота φ_p .

*Углы поворота ψ и φ_p берутся по модулю.

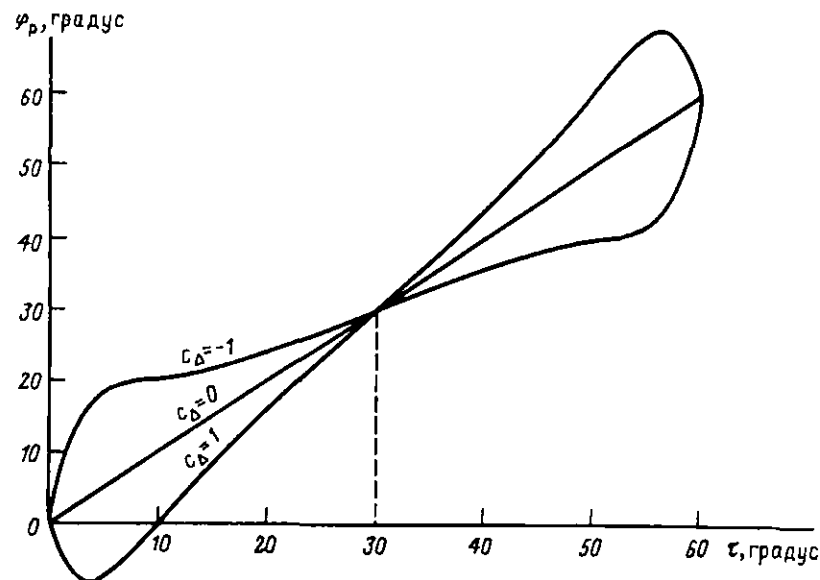


Рис. 4.4. Зависимость угла поворота рейки от углового параметра τ при различных коэффициентах смещения ($z_1 = 6$; $c_0 = 1,175$)

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \frac{x_p}{rz_1 \varphi_p - y_p}, \quad (4.7)$$

т.е.

$$\frac{1}{A} = \frac{x_p}{rz_1 \varphi_p - y_p}. \quad (4.8)$$

Решая (4.6) и (4.8) относительно φ_p , получаем идентичные в обоих случаях выражения [56]:

$$\varphi_p = (\psi - \Delta_1) / z_1, \quad (4.9)$$

где Δ_1 — угловое смещение,

$$\Delta_1 = -\frac{\Delta x_1}{r} A = -\frac{c_\Delta}{c_0} A, \quad (4.10)$$

c_Δ — коэффициент смещения, $c_\Delta = \Delta x_1 / e$.

Угловое смещение характеризует отличие между углом поворота φ_p и угловым параметром $\tau = \psi$ профиля со смещением (рис. 4.4).

Если смещение отсутствует, то

$$\varphi_p = \tau. \quad (4.11)$$

С помощью уравнения связи (4.9) параметрические уравнения огибающей семейства рейки (исходного профиля) приобретают вид

$$x_1 = (|u_1| r + \Delta x_1) \cos \varphi_p - \bar{u} e \cos \varepsilon_1 - r \Delta_1 \sin \varphi_p - \bar{u} r_u \frac{c_0 \cos \varphi_p - \cos \varepsilon_1}{W}, \quad (4.12)$$

$$y_1 = (|u_1| r + \Delta x_1) \sin \varphi_p - e \sin \varepsilon_1 + r \Delta_1 \cos \varphi_p - \bar{u} r_u \frac{c_0 \sin \varphi_p - \bar{u} \sin \varepsilon_1}{W},$$

где $|u_1|$ — модуль передаточного отношения, $|u_1| = z_1 + \bar{u}$; $\varepsilon_1 = \varphi_p + \Delta_1$.

Или в безразмерном (относительном) виде

$$\bar{x}_1 = \frac{x_1}{e} = (|u_1| c_0 + c_\Delta) \cos \varphi_p - \bar{u} \cos \varepsilon_1 - c_0 \Delta_1 \sin \varphi_p - \bar{u} c_e \frac{c_0 \cos \varphi_p - \cos \varepsilon_1}{W}, \quad (4.13)$$

$$\bar{y}_1 = \frac{y_1}{e} = (|u_1| c_0 + c_\Delta) \sin \varphi_p - \bar{u} \sin \varepsilon_1 + c_0 \Delta_1 \cos \varphi_p - \bar{u} c_e \frac{c_0 \sin \varphi_p - \bar{u} \sin \varepsilon_1}{W}.$$

Данные уравнения являются общими и справедливы для любой ветви профиля на всем интервале изменения углового параметра τ или угла поворота $\varphi_p (0 \div 2\pi)$.

Векторная форма. При описании исходного циклоидального профиля можно перейти от параметрической к векторной форме и представить профиль как траекторию сложного движения точки при согласованном вращении векторов.

Впервые векторный способ построения циклоидальной кривой был предложен в 1871 г. Франсуа, который показал, что если две стороны шарнирного параллелограмма вращаются равномерно, но с разными угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , то на комплексной плоскости G его вершина описывает эллипс или гипотенузу:

$$G(\tau) = l_1 \exp j \omega_1 \tau + l_2 \exp j \omega_2 \tau, \quad (4.14)$$

где l_1, l_2 — стороны параллелограмма; $j^2 = -1$.

Выражение (4.14) является частным случаем уравнения

$$G(\tau) = \sum_{i=1}^n l_i \exp j \omega_i \tau, \quad (4.15)$$

выражающего циклоиды высшего порядка.

Применительно к ВГМ возможны два способа векторного изображения профиля:

1. Четырьмя векторами [56] (рис. 4.5)

$$G(\psi) = (|u_1| r + \Delta x_1) \exp j \varphi_p + e \exp j (\beta + \bar{u} \varepsilon_1) + r \Delta_1 \exp j \left(\varphi_p + \frac{\pi}{2} \right) + r_u \exp j \left(\varphi_p + \beta + \alpha_p - \frac{\pi}{2} \operatorname{sign} \alpha_p \right). \quad (4.16)$$

где $\beta = \frac{\pi}{2} (1 + \bar{u})$.

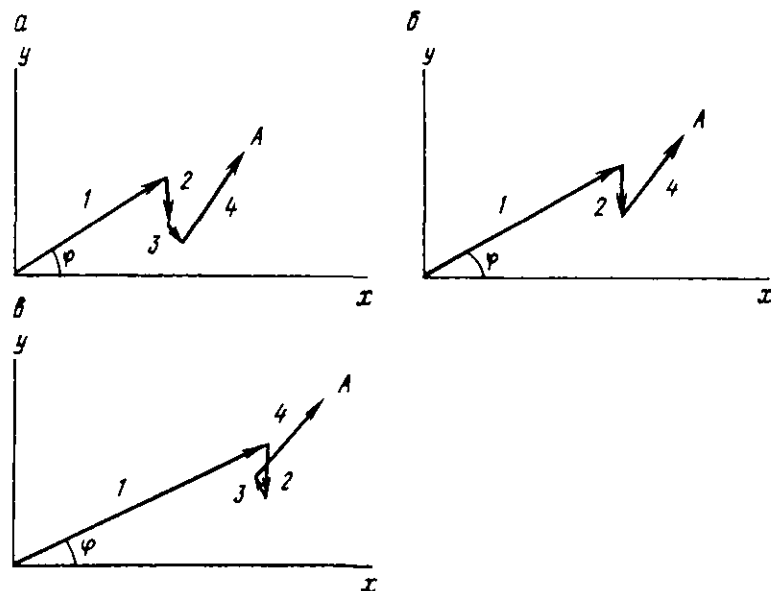


Рис. 4.5. Четырехвекторная диаграмма точки A ($\varphi_p = 120^\circ$) гипоциклоидального профиля ($z_1 = 4$; $c_0 = 1,5$; $c_e = 2$):
 $a - c_\Delta = -1$ ($\varphi_p = 34,1^\circ$); $б - c_\Delta = 0$ ($\varphi_p = 30^\circ$); $в - c_\Delta = 1$ ($\varphi_p = 25,9^\circ$)

Передаточное отношение u_1 определяет среднюю кратность фаз векторов 1 и 2 . Если векторы 1 и 2 вращаются в противоположных направлениях, то образуется гипоциклоида ($u_1 < 0$); если направление векторов совпадает – эпициклоида ($u_1 > 0$).

Один из четырех векторов – вектор смещения 3 (см. рис. 4.5) имеет знакопеременный модуль $c_0\Delta$, зависящий от углового параметра. Среднее интегральное значение модуля вектора смещения за период $\psi = 2\pi$ равно нулю. В общем случае ($c_\Delta \neq 0$) вследствие углового смещения мгновенная кратность фаз векторов 1 и 2 не равна передаточному отношению u . Векторы 3 и 4 смещены по фазе относительно радиуса-вектора 1 соответственно на $\pi \cdot 2$ и $\beta + \alpha_p - \frac{\pi}{2} \text{sign} \alpha_p$.

Отличие векторных диаграмм профилей с различным смещением циклоиды (см. рис. 4.5) состоит в том, что при положительном смещении ($c_\Delta > 0$) вектор эквидистанты 4 пересекает единичный вектор 2 .

2. Двумя векторами (рис. 4.6)

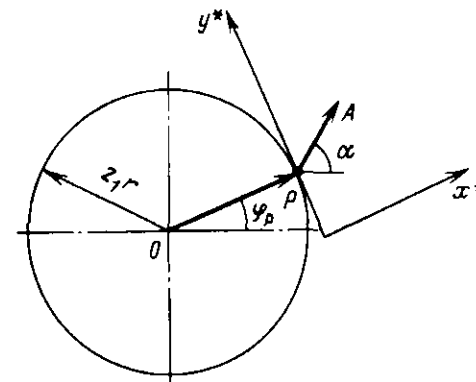
$$G(\psi) = z_1 r \exp(j\varphi_p) + m \exp(j(\varphi_p + \alpha_p - \frac{\pi}{2} \text{sign} \alpha_p)). \quad (4.17)$$

где m – модуль вектора 2 (PA),

$$m = r_p \sqrt{1 + \text{ctg}^2 \alpha_p}.$$

Модуль радиуса-вектора 1 (OP) соответствует радиусу направляющей окружности, а m – переменная величина, зависящая от угла поворота φ_p .

Рис. 4.6. Двухвекторная диаграмма точки гипоциклоидального профиля



Частные случаи. При крайних значениях одного из безразмерных коэффициентов (c_Δ , c_0 , c_e) циклоидальный профиль превращается в:

1) *идеальный (некорректированный) циклоидальный профиль*, получаемый без смещения контура рейки ($c_\Delta = 0$). Графически он может быть получен и "классическим" способом [94] при качении окружности не по прямой (для "заготовки" рейки), а непосредственно по направляющей окружности (рис. 4.7)*. Результаты построения идеального циклоидального профиля при этом получаются идентичными:

$$\begin{aligned} x &= |u_1| r \cos \tau - \bar{u} e \cos |u_1| \tau - \bar{u} \frac{r_u}{W} (c_0 \cos \tau - \cos |u_1| \tau); \\ y &= |u_1| r \sin \tau - e \sin |u_1| \tau - \bar{u} \frac{r_u}{W} (c_0 \sin \tau - \bar{u} \sin |u_1| \tau); \end{aligned} \quad (4.18)$$

2) *центроидный профиль* – частный случай идеального профиля (рис. 4.8), когда производящая точка расположена на катящейся окружности ($c_0 = 1$):

$$\begin{aligned} \bar{x} &= |u_1| \cos \tau - \bar{u} \cos |u_1| \tau - \bar{u} c_e \sin \frac{|u_1| + \bar{u}}{2} \tau; \\ \bar{y} &= |u_1| \sin \tau - \sin |u_1| \tau + c_e \cos \frac{|u_1| + \bar{u}}{2} \tau. \end{aligned} \quad (4.19)$$

Данные уравнения относятся только к нечетным ветвям профиля, в том числе к первой ($\tau = 0 \div 2\pi / z_1$) ветви.

* Кривая, описываемая в этом случае точкой, связанной с окружностью, называется гипоциклоидой (внутреннее качение) или эпициклоидой (внешнее качение).

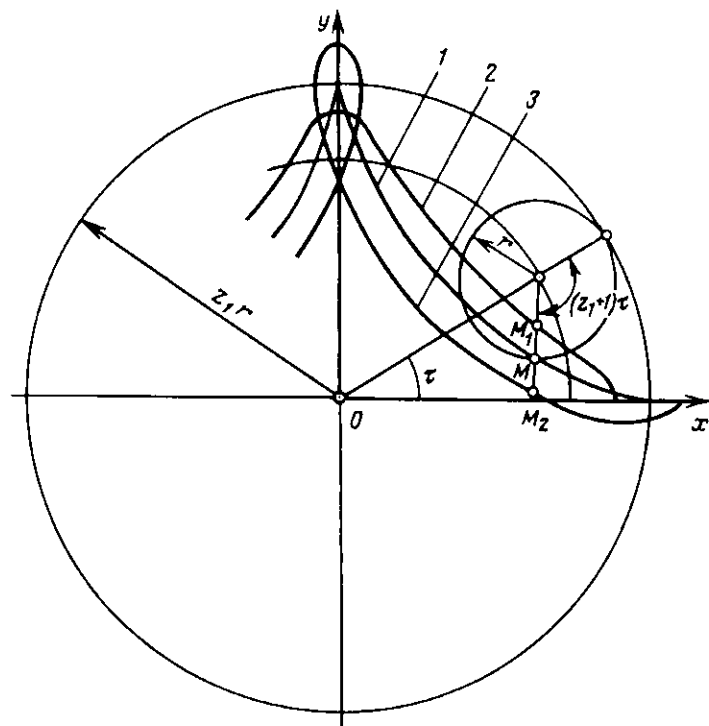


Рис. 4.7. Образование исходного гипоциклоидального профиля методом обкатки окружности:
1 - обыкновенная гипоциклоида; 2 - укороченная гипоциклоида; 3 - удлиненная гипоциклоида; M - производящая точка

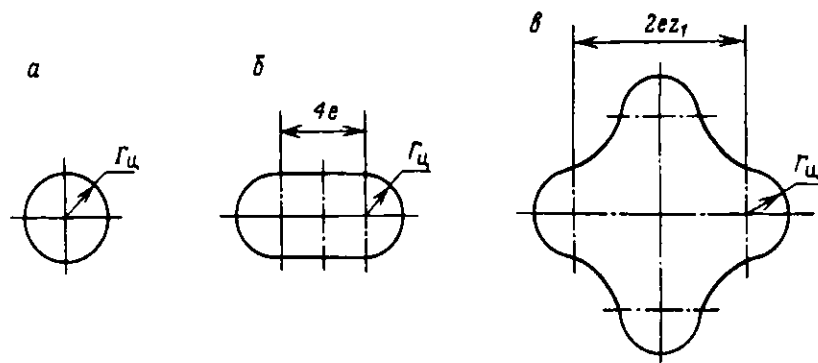


Рис. 4.8. Центроидные гипоциклоидальные профили ($e = \text{idem}$; $c_e = 2$):
 $a - z_1 = 1$; $b - z_1 = 2$; $c - z_1 = 4$

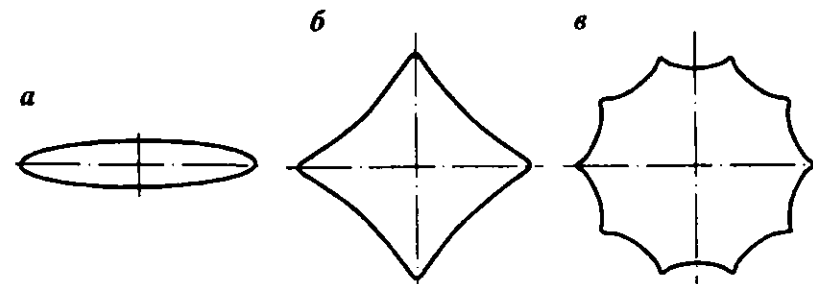


Рис. 4.9. Скелетные гипоциклоидальные профили ($D_k = \text{idem}$; $c_e = 1,5$):
 $a - z_1 = 2$; $b - z_1 = 4$; $c - z_1 = 10$

Предельными гипоциклоидальными центроидными профилями являются (см. рис. 4.8):

а) однозубый профиль ($z_1 = 1$; $u = 0$) - окружность радиуса r_u ;

б) двузубый профиль ($z_1 = 2$; $u = -1$) - параллельные прямые линии

$$x = 2e \cos \tau; \quad (4.20)$$

$$y = r_u.$$

Комбинация этих двух профилей образует сечение механизма, используемого в РО винтовых насосов (насосы Муано) и высокооборотных гидродвигателей, в том числе в первых конструкциях ВЗД "Dyna-Drill" [22, 87].

3) "скелетный" профиль [111] - вырожденный профиль (рис. 4.9), образованный как огибающая семейства циклоиды (смещенной или несмещенной), а не ее эквидистанты ($c_e = 0$):

$$x = (|u_1| r + \Delta x_1) \cos \varphi_p - \bar{u} e \cos \varepsilon_1 - r \Delta_1 \sin \varphi_p; \quad (4.21)$$

$$y = (|u_1| r + \Delta x_1) \sin \varphi_p - e \sin \varepsilon_1 + r \Delta_1 \cos \varphi_p.$$

Скелет идеального профиля - обыкновенная гипо- или эпициклоида (см. рис. 1.4).

Скелетный профиль используется при профилировании РО роторно-поршневых гидромашин, ДВС и компрессоров [61].

Сопряженный профиль

Сопряженный профиль образуется как огибающая исходного профиля при взаимном обкатывании центроид профилей. Вид сопряженного профиля не зависит от способа обкатки (относи-

тельного движения центроид) и одинаков при зацеплении с неподвижными осями, при закреплённой наружной или внутренней центроиде [94, 117].

При построении сопряженного профиля задаются параметрические уравнения исходного профиля $(x_1 y_1)$ и радиусы центроид исходного a и сопряженного b профилей [117].

В ВГМ с внутренним зацеплением и числами зубьев профилей, отличающихся на единицу, радиусы центроид пропорциональны эксцентриситету: $a = ez_1$; $b = ez_2$ [94]. В гипоциклоидальном зацеплении исходный профиль является наружным элементом ($z_1 = z_2 + 1$), в эпициклоидальном – внутренним ($z_1 = z_2 - 1$). Межосевое расстояние равно эксцентриситету зацепления e .

Расчет координат сопряженного профиля рассмотрим на примере гипоциклоидального зацепления, в котором исходный профиль является неподвижным наружным элементом (статором). Пусть в начальном положении (рис. 4.10, а) полюс зацепления P (точка касания центроид) и точка касания профилей ($\tau = 0$) лежат на оси x , совпадающей с нормалью.

При обкатке центроида сопряженного профиля совершает планетарное движение. В текущем положении при ее повороте на угол φ против часовой стрелки (рис. 4.10, б) ось центроиды O_2 и полюс зацепления P поворачиваются вокруг центра исходного профиля в обратном направлении на угол $z_2 \varphi$. При этом в зацеплении оказывается точка K с угловым параметром τ .

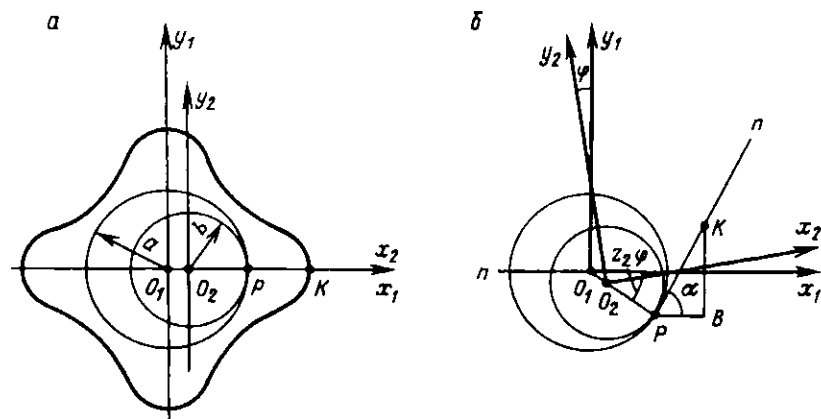


Рис. 4.10. Образование сопряженного профиля:
а – исходное положение; б – при повороте на угол φ

Координаты точки касания относительно неподвижных осей x_1, y_1 заданы. Координаты сопряженного профиля – координаты точки относительно подвижных осей $x_2 y_2$, связанных с внутренней центроидой.

Переход от координат $x_1 y_1$ к координатам $x_2 y_2$ проводится в два этапа:

параллельный перенос осей $x_1 y_1$ в центр сопряженного профиля O_2 ;

преобразование координат при повороте осей на угол φ .

В результате координаты сопряженного профиля представляются в виде

$$\begin{aligned} x_2 &= x_1 \cos \varphi + y_1 \sin \varphi - e \cos z_1 \varphi; \\ y_2 &= -x_1 \sin \varphi + y_1 \cos \varphi + e \sin z_1 \varphi. \end{aligned} \quad (4.22)$$

Уравнения (4.22) содержат две угловые переменные (τ, φ). Для перехода к параметрическим уравнениям с одной переменной необходимо установить зависимость между углом поворота φ и угловым параметром τ .

Уравнение связи определяется из основной теоремы зацепления (Виллиса), согласно которой нормаль в точке касания проходит через полюс [117]. Приравнявая выражения тангенса угла наклона α к оси x нормали к исходному профилю

$$\operatorname{tg} \alpha = -\frac{x'_1}{y'_1} \quad (4.23)$$

и аналогичной величины из ΔKPB (см. рис. 4.10), получаем:

$$\frac{y_1 + ez_1 \sin z_2 \varphi}{x_1 - ez_1 \cos z_2 \varphi} = -\frac{x'_1}{y'_1}. \quad (4.24)$$

В общем случае зацепления со смещением выражение (4.24) может быть решено только численным методом.

В идеальном зацеплении (4.24) упрощается до вида

$$c_0 \sin z_1 \tau + \sin z_2 (\varphi - \tau) - c_0 \sin (\tau + z_2 \varphi) = 0. \quad (4.25)$$

Это уравнение имеет два решения относительно φ

$$\varphi_1 = \tau - \frac{2\pi}{z_2} k \quad (k = 0, 1, 2, \dots, z_1 - 2);$$

$$\varphi_{II} = \frac{2}{z_2} \operatorname{arctg} \frac{c_0 \cos \frac{z_2 + 2}{2} \tau - \cos \frac{z_2}{2} \tau}{c_0 \sin \frac{z_2 + 2}{2} \tau + \sin \frac{z_2}{2} \tau}. \quad (4.26)$$

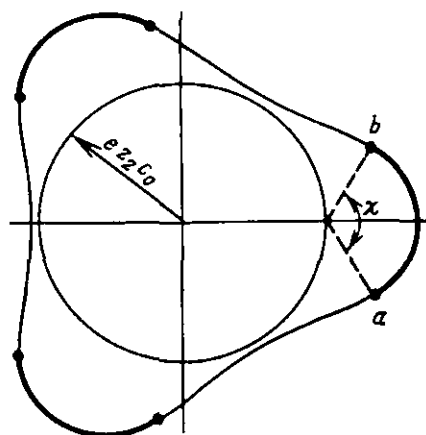


Рис. 4.11. Сопряженный гипоциклоидальный профиль
($z_2 = 3$; $c_0 = 1,175$; $c_e = 2,175$)

Наличие двух корней уравнения связи означает: в каждый момент времени зацепление профилей происходит на выступах (корень φ_I) и впадинах (корень φ_{II}) сопряженного профиля;

уравнение сопряженного профиля необходимо рассматривать отдельно для его выступов и впадин (рис. 4.11).

Подставив в (4.22) выражения φ_I и φ_{II} , можно получить соответственно параметрические уравнения выступов и впадин зубьев сопряженного профиля. В частности, уравнение выступа первого зуба ($k = 0$)

$$\begin{aligned} x_{2\text{выст}} &= z_2 r + \frac{r_u}{W} (c_0 - \cos z_1 \tau); \\ y_{2\text{выст}} &= \frac{r_u}{W} \sin z_1 \tau. \end{aligned} \quad (4.27)$$

Уравнения (4.27), как показано А.М. Кочневым [94], есть уравнения окружности, центр которой находится в точке с координатами $[z_2 r; 0]$, т.е. выступ зубьев сопряженного идеального профиля (в том числе и внецентроидного) очерчен дугой окружности радиуса эквидистанты r_u .

Дуга окружности выступа зуба сопряженного профиля ab (см. рис. 4.11) ограничивается точками с угловым параметром $\tau = \pm \tau_1$. Центральный угол выступа $\chi = 2\epsilon_{\max}$ (см. § 5.1) для профилей с одинаковым коэффициентом внецентроидности не зависит от кинематического отношения:

$$\chi = 2 \arcsin \frac{1}{c_0}.$$

Значения углов χ для различных c_0 составляют:

c_0	1,0	1,175	1,25	$\sqrt{2}$	1,5	2,0
χ	180	116,7	106,3	90	83,6	60

В центроидном зацеплении ($c_0 = 1$)

$$\varphi_{II} = -\tau/z_2 \quad (4.28)$$

и уравнения впадин сопряженного профиля упрощаются до вида

$$\begin{aligned} x_{2\text{вп}} &= e \left[(z_2 - 1) \cos \tau + \cos(z_2 - 1) \tau + c_e \sin \frac{z_2 - 2}{2} \tau \right]; \\ y_{2\text{вп}} &= e \left[(z_2 - 1) \sin \tau - \sin(z_2 - 1) \tau + c_e \cos \frac{z_2 - 2}{2} \tau \right]. \end{aligned} \quad (4.29)$$

Из сравнения (4.29) с выражениями (4.19) следует, что в центроидном зацеплении впадина сопряженного профиля представляет собой эквидистанту правильной гипоциклоидальной кривой с числом вершин на единицу меньше, чем у исходного профиля.

В общем случае внецентроидного зацепления сопряженный профиль, строго говоря, не является циклоидальным и очерчивается сложной кривой. В связи со сложностью математического описания идеально сопряженного профиля (различные уравнения его выступов и впадин, нециклоидальность кривых) на практике отступают от идеальной формы [131]: сопряженный профиль, как и исходный, строится по контуру рейки по уравнениям

$$x_2 = (|u_2| r + \Delta x_2) \cos \varphi_p - \bar{u} e \cos \epsilon_2 - r \Delta_2 \sin \varphi_p - \bar{u} r_u \times \frac{c_0 \cos \varphi_p - \cos \epsilon_2}{W}; \quad (4.30)$$

$$y_2 = (|u_2| r + \Delta x_2) \sin \varphi_p - e \sin \epsilon_2 + r \Delta_2 \cos \varphi_p - \bar{u} r_u \times \frac{c_0 \sin \varphi_p - \bar{u} \sin \epsilon_2}{W},$$

где $\Delta x_2 = \Delta x_1 - \bar{u} (c_0 - 1) e$; $|u_2| = z_2 + \bar{u}$; $\Delta_2 = -\frac{\Delta x_2}{r} A$; $\epsilon_2 = |u_2| \varphi_p + \Delta_2$.

Смещение сопряженного профиля Δx_2 отличается от Δx_1 и выбирается из условия касания вершин выступов и впадин профилей (при $\varphi_p = 0$).

При использовании идеального исходного профиля ($\Delta x_1 = 0$) смещение рейки при образовании сопряженного профиля сохраняется.

Получаемое зацепление, строго говоря, является приближенным и не обеспечивает идеального (взаимоогibaемого) сопряже-

ния. Несмотря на это, изготовители винтовых пар закрывают глаза на такую погрешность, поскольку она, с одной стороны, компенсируется эластичностью обкладки статора, а с другой — делает зацепление наиболее технологичным, так как позволяет нарезать одной фрезой роторы и сердечники пресс-формы статора различных кинематических отношений и шагов, а, кроме того, за счет смещения фрезы выполнять ВГМ различных диаметров и натягов [114, 140].

Кроме того, целесообразность применения реечного сопряженного профиля обуславливается тем, что для обеспечения заданных характеристик гидромашин необходимо предусмотреть диаметральный натяг δ между зубьями РО:

$$\delta = d_{\text{выст}} + 2e - D_k;$$

где $d_{\text{выст}}$ — диаметр выступов зубьев внутреннего элемента (см. § 8.1).

Натяг создается за счет увеличения диаметров выступов и впадин зубьев внутреннего элемента (сопряженного профиля в гипоциклоидальном зацеплении), для чего контур рейки последнего получает дополнительное положительное смещение на величину $\delta/2$.

Контурные гипо- и эпициклоидальные профили при различных значениях безразмерных параметров (z_1 , c_Δ , c_0 , c_e) показаны на рис. 4.12.

Контурный диаметр РО — максимальный диаметр наружного элемента (см. рис. 4.1)

$$D_k = 2e[(z_1 + \bar{u})c_0 + 1 + c_\Delta - \bar{u}c_e]. \quad (4.31)$$

Поскольку при профилировании рабочих органов ВЗД используется главным образом гипоциклоидальное зацепление, исходным профилем [94] которого является наружный элемент (статор), теория зацепления далее рассматривается применительно к гипоциклоидальным ВГМ. Основные формулы приводятся как для общего случая гипоциклоидального зацепления (4.12), так и для трех его частных случаев (идеального, центроидного и скелетного зацепления).

Погрешность реечноциклоидального зацепления (заметное на контакте выступа зуба ротора со впадиной статора) существенно зависит от сочетания безразмерных коэффициентов ВГМ. Отклонение реечного сопряженного профиля от идеального (рис. 4.13), построенного как огибающая исходного профиля, особенно проявляется при высоких коэффициентах внецентричности (рис. 4.14) и отрицательных коэффициентах смещения. Следовательно, для профилирования РО целесообразно исполь-

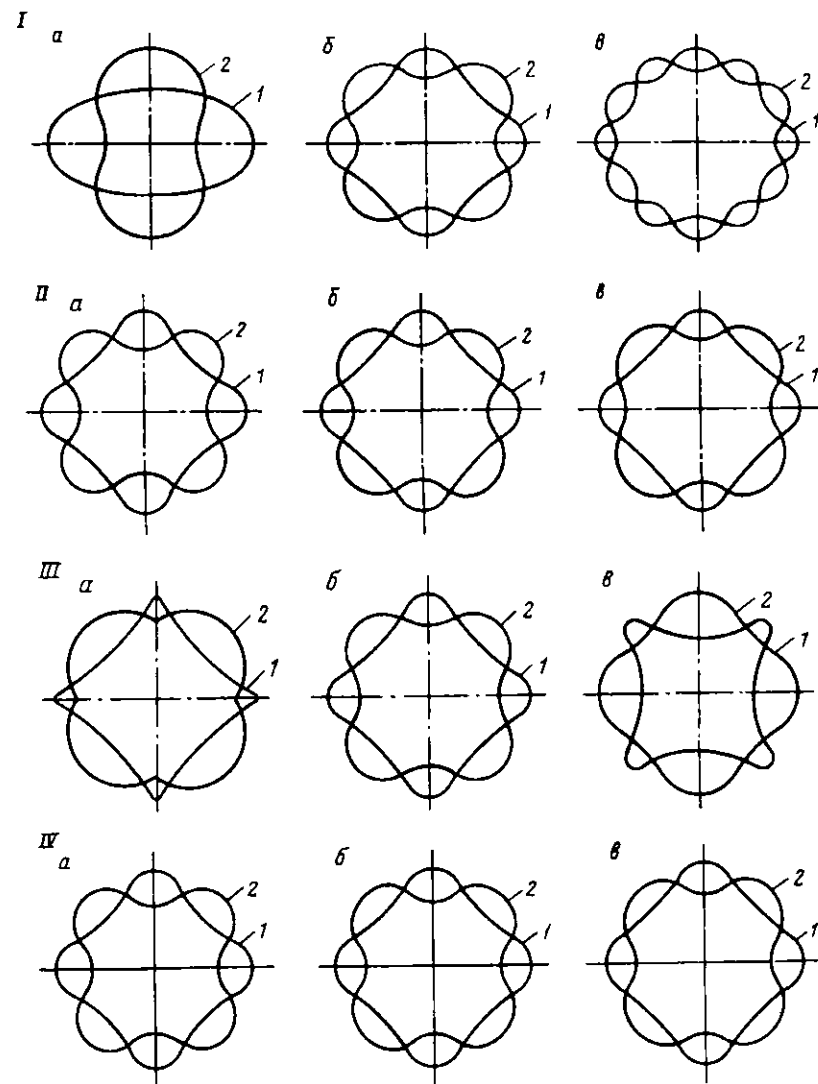


Рис. 4.12. Гипо- и эпициклоидальные профили при различных значениях безразмерных параметров ($D_k = \text{idem}$):

I — числа зубьев z_1 ($c_\Delta = 0$; $c_0 = 1,5$; $c_e = 2$): а — $z = 2$; б — $z = 4$; в — $z = 6$; II — коэффициента внецентричности c_0 ($z_1 = 4$; $c_\Delta = 0$; $c_e = 2$): а — $c_0 = 1,25$; б — $c_0 = 1,5$; в — $c_0 = 2$; III — коэффициента формы зуба c_e ($z_1 = 4$; $c_\Delta = 0$; $c_0 = 1,5$): а — $c_e = 0$; б — $c_e = 2$; в — $c_e = 4$; IV — коэффициента смещения c_Δ ($z_1 = 4$; $c_0 = 1,5$; $c_e = 2$): а — $c_\Delta = -1$; б — $c_\Delta = 0$; в — $c_\Delta = 1$;
1 — гипоциклоида; 2 — эпициклоида

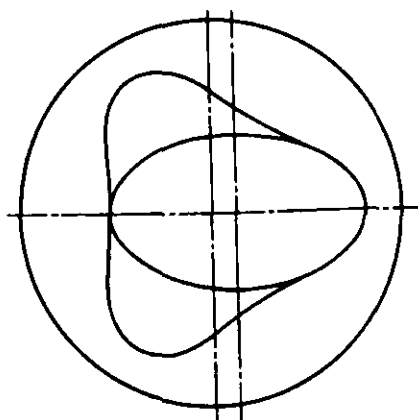


Рис. 4.13. Идеальное гипоциклоидальное зацепление ($i = 2:3$; $c_0 = 1,5$; $c_e = 2$)

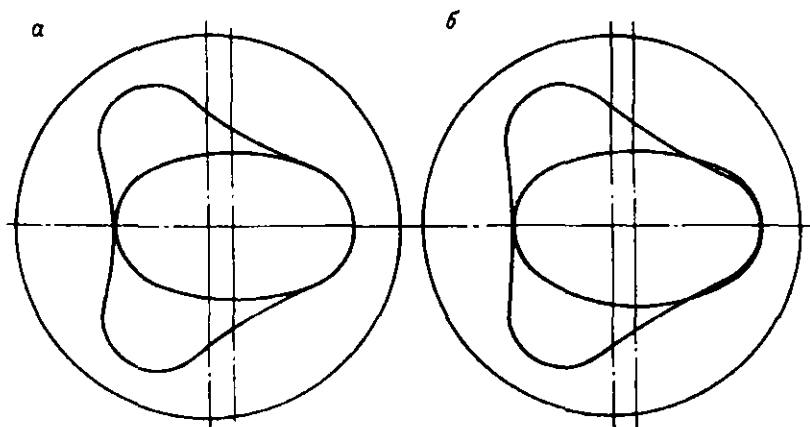


Рис. 4.14. Эпициклоидальное зацепление ($i = 2:3$; $c_e = 0$; $c_e = 2$) при различных значениях коэффициента внецентренности c_0 :
 $a = 1,1$; $б - 1,5$; $в - 2,0$

зовать рейки с положительным смещением и коэффициентом внецентренности близким к 1.

При изготовлении статора и ротора их фактические профили отличаются от номинальных (описываемых уравнениями, приведенными выше) и регламентируются соответствующими допусками.

Погрешности формообразования профилей РО можно разделить на:

технологические погрешности при изготовлении ротора и сердечника пресс-формы статора, возникающие из-за неточностей расчета, изготовления и установки фрез, а также из-за износа инструмента, температурных деформаций, нежесткости системы станок – приспособление – инструмент – деталь [141];

погрешности, связанные с усадкой эластичной обкладки статора [140].

При использовании одной фрезы данного модуля для изготовления РО с различными осевыми шагами возникают погрешности профилирования статора, поэтому отклонение осевого хода механизма от номинального ограничивается допуском.

В процессе эксплуатации ВЗД расчетная геометрия РО нарушается также вследствие воздействия на обкладку статора забойного гидростатического давления и температуры. Влияние указанных факторов приводит к изменению напряженно-деформированного состояния РО, значительным контактным напряжениям, неравномерному износу зубьев [108].

Теория проектирования технологической оснастки, обеспечивающей минимальные отклонения профилей РО от номинала, равномерный натяг в паре и компенсацию усадки резины, разработана Ю.А. Коротавым и А.В. Цепковым и представлена в [140, 141]. Критерием оценки точности формообразования РО является погрешность натяга в зацеплении, определяющая надежность и долговечность ВГМ.

Профилирование рабочих органов с учетом усадки резиновой обкладки статора

После прессования и вулканизации профиль и диаметральные размеры рабочей поверхности статора отличаются от номинальных вследствие усадки резиновой обкладки резины [140].

При этом диаметры статора по впадинам D_i^* и выступам D_e^* зубьев увеличиваются (рис. 4.15), а высота зуба $h^* = 0,5(D_i^* - D_e^*)$ уменьшается по сравнению с номинальной $h = 2e$. Последнее означает, что значения радиальной усадки резины во впадине $a_i = 0,5(D_i^* - D_i)$ и по выступу $a_e = 0,5(D_e^* - D_e)$ неодинаковы и справедливо соотношение $a_e > a_i$. Т.е. фактические и номинальные профили статора – неэквидистантные (неравноудаленные) кривые.

Усадка резины зависит от толщины обкладки статора, марки резины и технологических факторов, определяющих режимы прессования и вулканизации статора. Экспериментально установлено [140], что

$$a_i = (0,005-0,008)D_k.$$

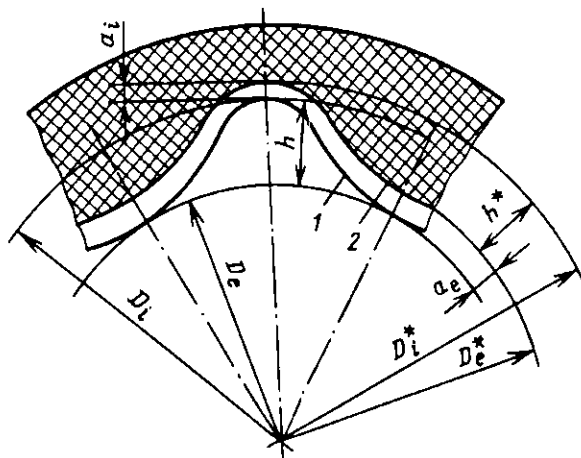


Рис. 4.15. Усадка исходного типциклоидального профиля:
1 – номинальный профиль; 2 – фактический профиль

Таким образом, номинальный профиль статора искажается и для повышения качества зацепления РО при их профилировании необходимо произвести соответствующую компенсацию усадки резины.

Данная задача сводится к такой постановке: как, имея координаты номинального профиля статора (x_1, y_1) и зная фактические значения радиальной усадки резины во впадине и выступе статора (a_i, a_e), рассчитать профиль сердечника статора (x_c, y_c), обеспечивающий компенсацию его диаметральных размеров после вулканизации.

Если принять, что номинальный и скорректированный (обеспечивающий компенсацию усадки) профили имеют одинаковую усадку и общую нормаль в точках с одинаковым угловым параметром τ , то

$$x_c = x_1 - a^* \cos \alpha, \quad (4.32)$$

$$y_c = y_1 - a^* \sin \alpha,$$

где α – угол наклона нормали номинального профиля к оси x (см. § 4.12); a^* – усадка текущей точки профиля, измеренная вдоль нормали.

В общем случае a^* является неизвестной функцией углового параметра τ , определенной только на границах и в середине углового периода, где нормали направлены по радиусу:

$$a^* = a_i \text{ при } \tau = 0; 2\pi \cdot z_1;$$

$$a^* = a_e \text{ при } \tau = \pi \cdot z_1.$$

Предположим, что a^* – гармоническая функция, тогда

$$a^* = \frac{a_e + a_i}{2} - \frac{a_e - a_i}{2} \cos z_1 \tau. \quad (4.33)$$

Подставляя выражение (4.33) в параметрические уравнения (4.32) с учетом зависимости α , можно рассчитать координаты профиля сердечника статора, обеспечивающие компенсацию усадки резины.

В отличие от номинального профиля скорректированный профиль сердечника статора не является строго циклоидальным, но вместе с тем обеспечивает оптимальные характеристики зацепления РО.

В частном случае при постоянстве усадки резиновой обкладки вдоль нормали ($a^* = a_i = a_e$) скорректированный и номинальный профили – эквидистантны.

Более простой (но менее точный) способ коррекции профиля статора – дополнительное отрицательное смещение исходного контура рейки на расстояние a_e . Получаемый при этом профиль статора является циклоидальным (но не эквидистантным номинальному) и после усадки совпадает с номинальным профилем на его вершинах.

По уточненному профилю сердечника статора проектируется специальная червячная фреза либо производится корректировка смещений и углов заточки универсальной червячной фрезы [140, 141]. Последний способ нашел практическое применение при изготовлении сердечников для пресс-форм ВЗД.

4.1.2. КАСАТЕЛЬНЫЕ И НОРМАЛИ ПРОФИЛЕЙ

В теории ВГМ (при анализе кинематики зацепления, расчете контактных нагрузок) важное значение имеет исследование свойств касательных и нормалей профилей РО.

Текущий угол наклона касательной к исходному профилю λ (угол между положительными направлениями оси абсцисс и касательной к кривой, заданной в параметрической форме (4.12)) определяется следующим образом [68]:

$$\lambda = \arctg \frac{y'}{x'}, \quad (4.34)$$

где x', y' – производные по угловому параметру τ .

Поскольку касательные к скелету профиля ($c_e = 0$) и его эквидистанте параллельны и их наклон не зависит от коэффициента формы зуба, то

$$\lambda = \arctg \frac{y'_{ск}}{x'_{ск}}.$$

При изменении углового параметра τ в пределах углового шага ($\tau = 0 \div 2\pi/z_1$) главное значение круговой функции (4.34) может быть как отрицательным (при $x' < 0$), так и положительным (при $x' > 0$).

Угол наклона к оси x (рис. 4.16) нормали первой ветви исходного профиля также может изменять знак:

$$\alpha = \frac{\pi}{2} + \lambda > 0 \quad \text{при } \lambda < 0; \quad (4.35)$$

$$\alpha = \lambda - \frac{\pi}{2} < 0 \quad \text{при } \lambda > 0.$$

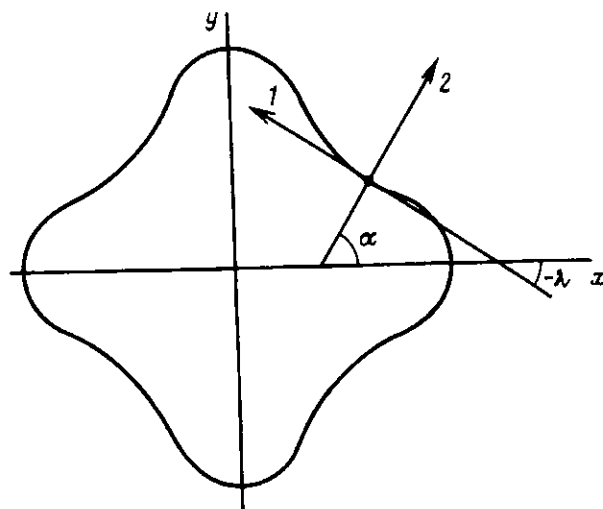


Рис. 4.16. Углы наклона касательной и нормали точки циклоидального профиля ($\lambda < 0$; $\alpha > 0$):
1 – положительное направление касательной; 2 – положительное направление нормали

После преобразований формул (4.35) можно получить общее выражение угла наклона нормали, справедливое для любой точки первой ветви профиля,

$$\alpha = -\operatorname{arctg} \frac{y'_{\text{ск}}}{x'_{\text{ск}}} \quad (4.36)$$

Выражения производных $x'_{\text{ск}}$, $y'_{\text{ск}}$ из-за их громоздкости здесь не приводятся.

В идеальном гипоциклоидальном зацеплении ($c_{\Delta} = 0$)

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{c_0 \sin \tau + \sin z_2 \tau}{c_0 \cos \tau - \cos z_2 \tau} \quad (4.37)$$

В центроидном идеальном гипоциклоидальном зацеплении ($c_0 = 1$; $c_{\Delta} = 0$)

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \frac{z_2 - 1}{2} \tau \quad (4.38)$$

Таким образом, угол наклона нормали к исходному профилю зависит от углового параметра τ и безразмерных параметров (z_1 , c_0 , c_{Δ}), но не зависит от размеров РО (e , r_u):

$$\alpha = f(z_1, c_0, c_{\Delta}, \tau).$$

Специальными точками являются вершины профиля (на границах углового шага и в середине интервала) и точки профиля, в которых угол наклона нормалей достигает экстремального значения.

На границах углового шага ($\tau = 0$; $\tau = 2\pi/z_1$) и в середине интервала ($\tau = \pi/z_1$) независимо от безразмерных параметров $\alpha = \tau$.

Исключением является центроидный профиль, угол наклона нормали в котором изменяется по линейному закону, а на границах углового шага

$$\alpha = \frac{\pi}{2} \quad \text{при } \tau = 0 \quad (4.39)$$

$$\alpha = \frac{\pi}{2z_1} (4 - z_1) \quad \text{при } \tau = 2\pi/z_1.$$

Общее выражение угла наклона нормали, справедливое для любой точки профиля ($\tau = 0 \div 2\pi$), можно получить из геометрии реечноциклоидального зацепления (см. § 4.1.2).

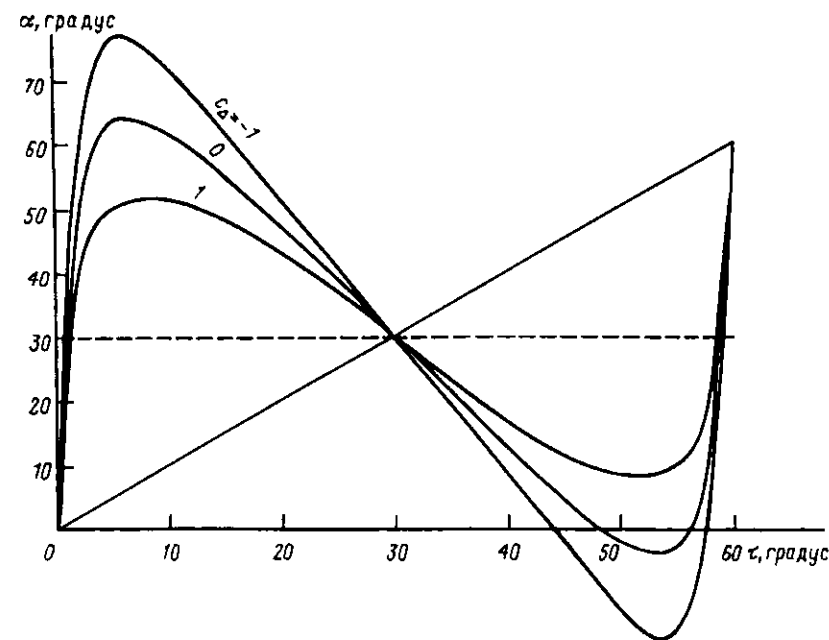


Рис. 4.17. Изменение угла наклона нормали исходного гипоциклоидального профиля при различных коэффициентах смещения ($z_1 = 6$; $c_0 = 1,175$)

$$\alpha = \varphi_p + \alpha_p - \frac{\pi}{2} \operatorname{sign} \alpha_p, \quad (4.40)$$

где φ_p , α_p – функции углового параметра τ , определяемые зависимостями (4.9), (4.7).

Свойства нормалей исходного профиля обусловлены характером изменения его кривизны (см. § 4.1.3), т.е. нормали и кривизна профилей ВГМ – взаимосвязанные категории.

Точки с экстремальным значением α являются точками перегиба, в которых изменяется направление вогнутости кривой: здесь профиль расположен не по одну сторону касательной, а пересекает ее. В точке перегиба профиля (τ_{τ_1}) радиус кривизны $\rho = \infty$ (см. § 4.1.3).

В центроидном зацеплении точек перегиба профиля и соответственно экстремальных углов наклона нормали не существует.

В качестве примера на рис. 4.17 представлены графики зависимости угла наклона нормали к исходному гипоциклоидальному профилю ($z_1 = 6$) от углового параметра τ при различных значениях коэффициентов смещения. Видно, что ориентация нормалей к профилю изменяется более равномерно (меньше отклоняется от прямой $\mu = \tau$ – как у окружности) при положительном коэффициенте смещения c_d . Коэффициент же внецентроидности c_0 оказывает влияние на возможность перехода к отрицательным углам наклона нормали (как в случае $c_d = -1$). Следовательно, плавная ориентация нормалей профилей обеспечивается при повышенных значениях коэффициентов c_0 и c_d .

4.1.3. КРИВИЗНА ПРОФИЛЕЙ

Исследование кривизны профилей рабочих органов проводится для определения:

условий обеспечения плавности профилей (отсутствия точек заострения и самопересечения);

радиусов кривизны профилей, необходимых при расчетах геометрии поверхностей и контактных напряжений РО.

Радиус кривизны параметрической кривой [68]

$$\rho = \frac{(x'^2 + y'^2)^{3/2}}{x'y'' - x''y'} \quad (4.41)$$

Поскольку **исходный профиль** ВГМ является эквидистантой его скелета (см. § 4.1.1), то

$$\rho_1 = \rho_{ck} - \bar{u} r_n.$$

В общем случае профиля со смещением ($\Delta x_1 \neq 0$) выражение радиуса кривизны скелета ρ_{ck} получается довольно громоздким (но вполне пригодным для компьютера) и здесь не приводится.

Для идеального гипоциклоидального профиля ($\Delta x_1 = 0$; $\bar{u} = -1$)

$$\rho_{ck} = e \frac{z_2 (1 + c_0^2 - 2c_0 \cos z_1 \tau)^{3/2}}{c_0^2 - z_2 + c_0(z_1 - 2) \cos z_1 \tau} = e \bar{\rho}_{ck}; \quad (4.42)$$

$$\rho_1 = \rho_{ck} + r_n = e (\bar{\rho}_{ck} + c_e), \quad (4.43)$$

где $\bar{\rho}_{ck} = \rho_{ck} / e$.

В центроидном зацеплении

$$\rho_{ck} = \frac{2z_2 \sqrt{2(1 - \cos z_1 \tau)}}{2 - z_1}. \quad (4.44)$$

Знак кривизны зависит от направления вогнутости кривой по отношению к нормали [68]. Положительный знак означает, что кривая вогнута в сторону положительного направления нормали (рис. 4.18).

На рис. 4.19 представлены графики изменения $\bar{\rho}_{ck}$ центроидного ($c_0 = 1$) и внецентроидного ($c_0 = 1,175$) гипоциклоидального профиля статора в пределах углового шага $2\pi \cdot z_1$. Видно (см. рис. 4.19, а), что радиус кривизны нормальной гипоциклоиды (являющейся в данном случае скелетом статора) монотонно изменяется от 0 до максимума и снова достигает 0. Это означает, что на эквидистанте такого профиля, независимо от значения r_n , имеются две точки, в которых $\rho_1 = 0$ и наблюдаются самопересечения (изломы). Исключение составляет гипоциклоида $z_1 = 2$, у которой $\rho_{ck} = \infty$ и эквидистанта вырождается в прямую линию. Этот частный случай используется для профилирования статоров одновинтовых насосов Муано. Вместе с тем, несмотря на наличие изломов, некоторые фирмы (например, "Roper Pumps") вследствие простоты профилирования используют центроидное зацепление и для многозаходных ВГМ (рис. 4.20), обеспечивая плавность кривых шлифованием дефектных участков профиля.

Во внецентроидном профиле (см. рис. 4.19, б) в пределах углового шага имеются две точки перегиба, где радиус кривизны стремится к бесконечности, меняя свой знак. Гипоциклоидальный профиль статора имеет положительную кривизну ($\rho_{ck} > 0$) на начальном и конечном интервалах углового шага. Смена знака кривизны в точке τ_{τ_1} означает переход профиля из вогнутого в выпуклое состояние. На участке с отрицательной кривизны

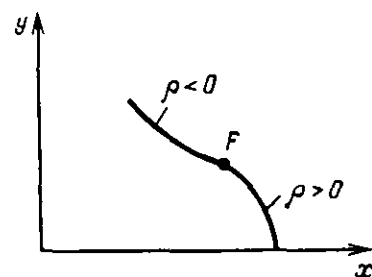


Рис. 4.18. К выбору знака кривизны циклоидального профиля (F — точка перегиба)

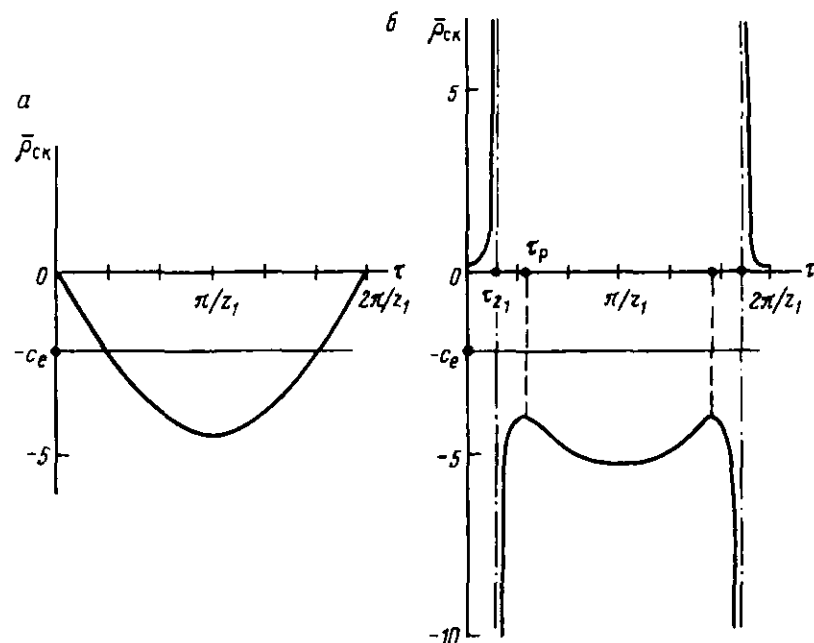


Рис. 4.19. Изменение радиуса кривизны "скелета" исходного гипоциклоидального профиля ($z_1 = 10$):
а — $c_0 = 1$; б — $c_0 = 1.175$

визной имеются максимум, находящийся в середине углового шага ($\tau = \pi/z_1$), и два симметрично расположенных минимума. Граничным для данных z_1 и c_0 является такое значение коэффициента формы зуба c_e , при котором кривая $\bar{\rho}_{ск}$ в точках минимумов касается горизонтали $-c_e$.

Анализируя выражение (4.42), можно определить угловые параметры особых точек исходного профиля [56, 94]:

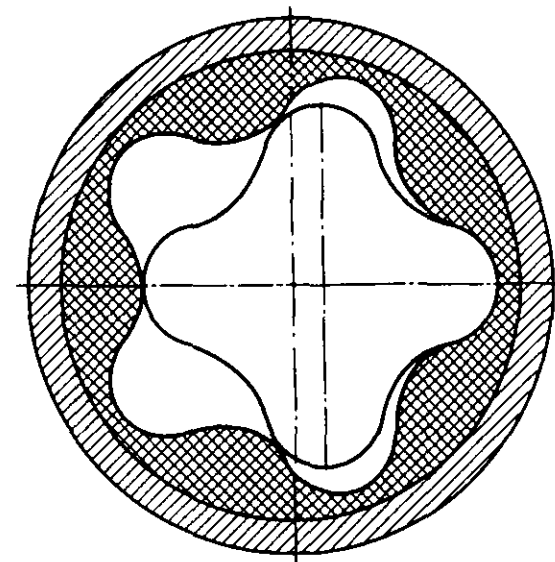


Рис. 4.20. Профиль рабочих органов ВЗД фирмы "Roper Pumps" ($i = 4.5$; $c_0 = 1$; $c_e = 2$)

точки перегиба

$$\tau_{z_1} = \frac{1}{z_1} \arccos \frac{z_2 - c_0^2}{c_0(z_2 - 1)}; \quad (4.45)$$

точки с минимальным радиусом кривизны

$$\tau_p = \frac{1}{z_1} \arccos \frac{2z_1 - c_0^2(z_1 + 1) - 1}{c_0(z_1 - 2)} \quad \text{при } c_0 < c_0^*;$$

$$\tau_p = \pi / z_1 \quad \text{при } c_0 \geq c_0^*, \quad (4.46)$$

где c_0^* — характерное значение коэффициента внецентроидности,

$$c_0^* = \frac{2z_1 - 1}{z_1 + 1}.$$

Значения c_0^* для различных z_1 приведены ниже:

z_1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
c_0^*	1	1.25	1.40	1.50	1.57	1.63	1.67	1.70	1.73	1.75

В ВГМ с коэффициентом внецентроидности $c_0 \geq c_0^*$ характер изменения радиуса кривизны отличается от показанного (см.

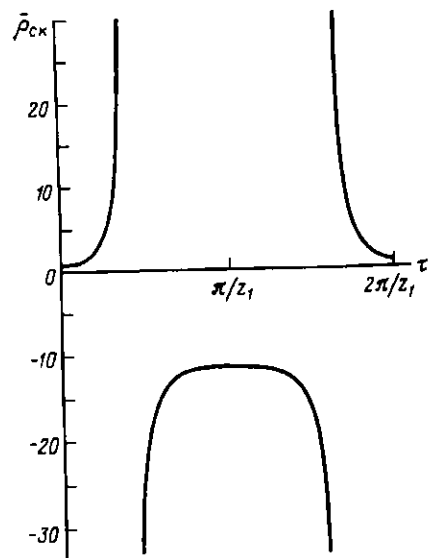


Рис. 4.21. Изменение радиуса кривизны скелета исходного гипоциклоидального профиля ($z_1 = 10$; $c_\Delta = 0$; $c_0 = 2$)

рис. 4.19). У таких профилей минимум ρ_1 расположен в середине углового шага, а максимума не существует (рис. 4.21).

Критическое сочетание между коэффициентами профиля (z_1 , c_0 , c_e), при котором сохраняется его плавность, можно определить, приравняв к нулю производную $d\rho_1/d\tau$.

Граничное значение коэффициента формы зуба c_e равняется модулю минимального радиуса кривизны скелета и зависит от коэффициента внецентренности:

$$c_{e,гр} = z_2 \sqrt{z_1 \left(\frac{3}{z_1 - 2} \right)^3 (c_0^2 - 1)} \quad \text{при } c_0 < c_0^*, \quad (4.47)$$

$$c_{e,гр} = \frac{z_2(c_0 + 1)^3}{z_2 - c_0^2 + c_0(z_2 - 1)} \quad \text{при } c_0 \geq c_0^*.$$

Пример профиля, подверженного самопересечению, показан на рис. 4.22.

Радиусы кривизны исходного профиля ($c_\Delta = 0$) в вершинах впадин ($\tau = 0$) и выступов ($\tau = \pi/z_1$) соответственно составляют

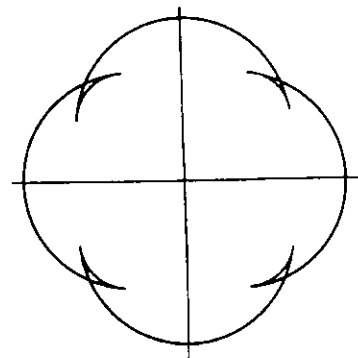


Рис. 4.22. Профиль с самопересечением ($z_1 = 4$; $c_0 = 1,025$; $c_e = 8$)

$$\rho_{1,вп} = e \frac{z_2(c_0 - 1)^2}{c_0 + z_2} + r_{ц}, \quad (4.48)$$

$$\rho_{1,выст} = e \frac{z_2(c_0 + 1)^2}{c_0 - z_2} + r_{ц}. \quad (4.49)$$

Кривизна сопряженного профиля может быть определена тремя способами [117]:

непосредственно по параметрическим уравнениям на основе (4.41);

по кривизне исходного профиля с помощью теоремы Эйлера – Савари;

по кривизне исходного профиля и параметров относительного движения контактной точки.

Известно, что уравнения сопряженного профиля сложнее, чем уравнения исходной кривой [94]. Поэтому определение кривизны сопряженного профиля без использования его параметрических уравнений более целесообразно.

По теореме Эйлера – Савари прямые, соединяющие центры центроид и центры кривизны сопряженных профилей, пересекаются в одной точке с линией, проведенной через точку касания центроид перпендикулярно к профильной нормали [117].

Пусть известны кинематическое отношение $i = z_2/z_1$; радиус кривизны исходного профиля ρ_1 в точке K (рис. 4.23) с угловым параметром τ ; угол наклона α нормали, проходящей через полюс зацепления P (точку касания центроид колес). Относительно исходного положения полюс повернут на угол $z_2\varphi$. Тогда, зная положение центра кривизны исходного профиля B_1 , графически можно определить координату центра кривизны сопряженного профиля B_2 . Точка A – общая точка Эйлера – Савари.

Из прямоугольных треугольников $0_1E_1B_1$ и $0_2E_2B_2$ получаем

$$\frac{PB_1 \cdot 0_1E_1}{E_1B_1} = \frac{PB_2 \cdot 0_2E_2}{E_2B_2}, \quad (4.50)$$

где

$$0_1E_1 = ez_1 \sin(\alpha + z_2\varphi); \quad 0_2E_2 = ez_2 \sin(\alpha + z_2\varphi);$$

$$E_1B_1 = PK - \rho_1 + ez_1 \cos(\alpha + z_2\varphi);$$

$$E_2B_2 = PK - \rho_2 + ez_2 \cos(\alpha + z_2\varphi);$$

$$PB_1 = PK - \rho_1; \quad PB_2 = PK - \rho_2.$$

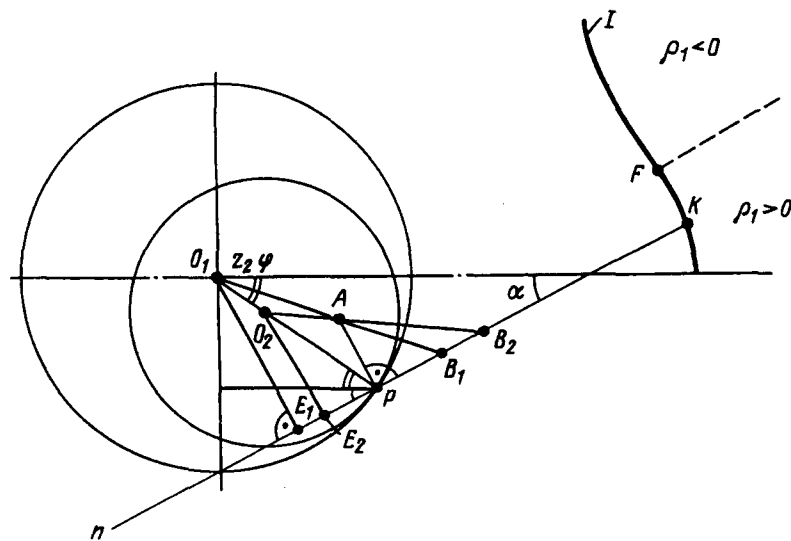


Рис. 4.23. К расчету кривизны сопряженного профиля:
I – исходный профиль; K – точка касания; P – полюс; F – точка перегиба

После преобразования (4.50) получим выражение радиуса кривизны сопряженного профиля:

$$\rho_2 = PK + \frac{1}{U}, \quad (4.51)$$

где

$$U = \frac{1}{ez_1 z_2 \cos(\alpha + z_2 \varphi)} - \frac{1}{PK - \rho_1}.$$

Для вычисления ρ_2 в точке с угловым параметром τ требуется определить расстояние до полюса PK и зависимость между угловыми параметрами φ и τ (см. § 4.1.1).

В идеальном зацеплении ($c_\Delta = 0$) выражение (4.51) для выступа зуба ротора упрощается до известного вида

$$\rho_2 = r_\pi.$$

Для реечного зацепления радиус кривизны выступа сопряженного профиля ($\varphi_p = 0$), строящегося по уравнениям (4.30), отличается от r_π и с учетом (4.41) определяется как

$$\rho_{2\text{выст}} = -\frac{y_2^2}{x_2^2}. \quad (4.52)$$

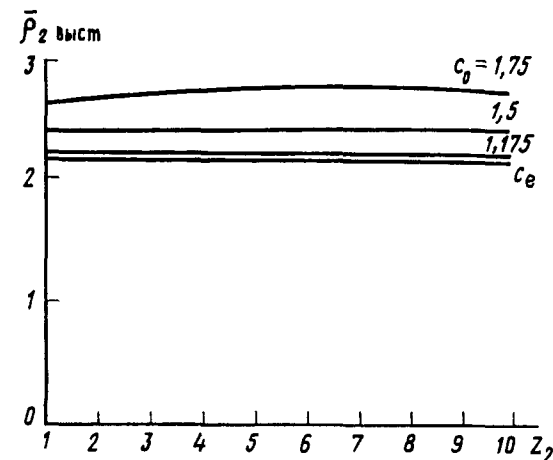


Рис. 4.24. Зависимость радиуса кривизны выступа сопряженного профиля от числа заходов при различных коэффициентах внецентроидности ($c_e = 2,175$)

При отсутствии смещения исходного профиля ($\Delta x_1 = 0$)

$$\rho_{2\text{выст}} = e \frac{z_2 (c_0 - 1)^2}{c_0 + (1/c_0) + z_2 - 2} + r_\pi. \quad (4.53)$$

Наибольшее отличие $\rho_{2\text{выст}}$ от r_π наблюдается при повышенных коэффициентах внецентроидности (рис. 4.24).

Невыполнение условия $\rho_{1\text{вп}} > \rho_{2\text{выст}}$ является одним из признаков несовершенства реечноциклоидального зацепления, приводящего к повышенным механическим потерям и ухудшению пусковых свойств ВЗД. В связи с этим выводы, вытекающие из рис. 4.24, имеют важное практическое значение при проектировании РО ВЗД.

Расчет контактных напряжений (по Герцу) основан на понятии **приведенного радиуса кривизны** сопряженных поверхностей (см. § 4.2), который в свою очередь зависит от приведенного радиуса кривизны профилей в точке касания:

$$\rho^* = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 - \rho_2}, \quad (4.54)$$

где радиусы кривизны профилей берутся со своим знаком.

Наибольший интерес представляет исследование приведенного радиуса кривизны на контакте выступа зуба ротора (рис. 4.25, точки K_1, K_2, K_3) – наиболее нагруженном участке зацепления (в отличие от контакта впадин ротора с выпукло-вогнутым контактом зубьев (см. рис. 4.25, точка K_4)).

Поскольку радиус кривизны выступа зуба ротора в идеальном циклоидальном зацеплении постоянен ($\rho_2 = r_\pi$), выражение (4.54) с учетом (4.43) можно представить в безразмерном виде

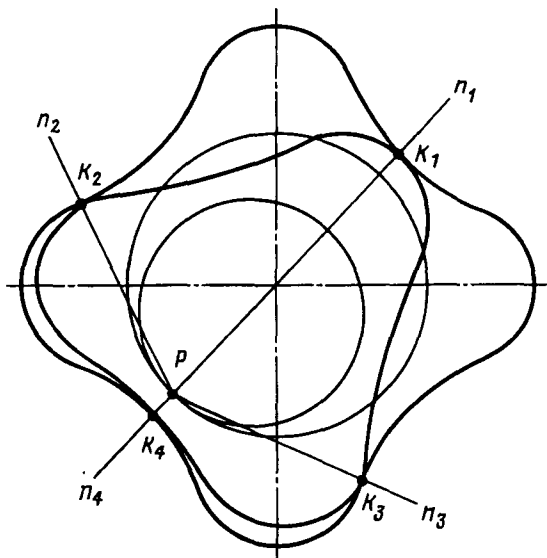


Рис. 4.25. Типы контакта профилей РО:
 K_1, K_2, K_3 – выпукло-выпуклый; K_4 – выпукло-вогнутый

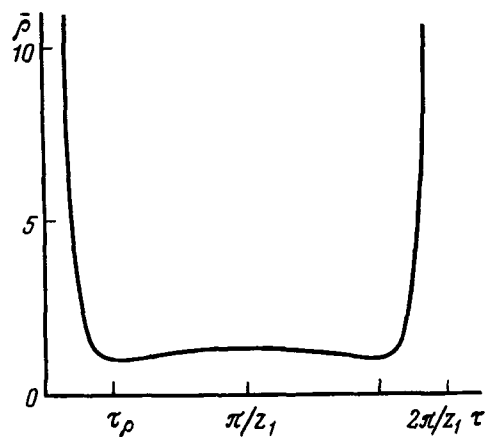


Рис. 4.26. График изменения приведенного радиуса кривизны профилей
 ($i = 9:10$; $c_0 = 1,175$; $c_e = 2,175$)

$$\bar{\rho} = \frac{\rho^*}{\rho_e} = \left(1 + \frac{c_e}{\rho_{ск}}\right) c_e. \quad (4.55)$$

Формулы (4.54), (4.55) справедливы на всем угловом периоде ($\tau = 0 \div 2\pi/z_1$), радиус кривизны скелета берется со своим знаком.

Приведенный радиус кривизны профилей минимален в фазе зацепления с угловым параметром τ_p (рис. 4.26).

В общем случае при расчете кривизны ВГМ необходимо учитывать и коэффициент смещения c_d , который оказывает заметное влияние на кривизну профилей. У профилей с положительным смещением относительный радиус кривизны статора $\bar{\rho}_1$ и приведенный радиус $\bar{\rho}$ повышаются, что должно учитываться при оптимизации формы РО (см. § 7.2).

4.2. ГЕОМЕТРИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Пространственное циклоидальное зацепление используется только в РО одновинтовых гидромашин.

4.2.1. ПОВЕРХНОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Поверхности РО (статора и ротора) образуются винтовым движением соответствующих профилей. Траектории всех точек профилей являются обыкновенными винтовыми линиями, лежащими на соосных цилиндрах радиуса [118]:

$$a = \sqrt{x^2 + y^2}.$$

Если известны параметрические уравнения профиля $x(\tau)$; $y(\tau)$ и шаг винтовой линии T^* , уравнения поверхности являются функциями двух угловых параметров (τ, φ)

$$\begin{aligned} X &= x \cos \varphi \pm y \sin \varphi; \\ Y &= \mp x \sin \varphi + y \cos \varphi; \end{aligned} \quad (4.56)$$

$$Z = \frac{\varphi}{2\pi} T^*,$$

где φ – угол поворота сечения ($\varphi = 0 \div 2\pi$).

Верхние знаки относятся к винтовым поверхностям левого направления, нижние – правого направления.

Поскольку $T/t = z_1/z_2$, то

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (4.57)$$

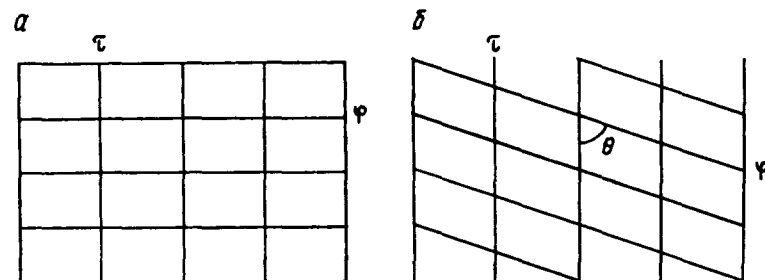


Рис. 4.27. Координатные линии пространственных героторных механизмов:
а – прямоугольного; б – винтового

т.е. полному повороту (на угол 2π) винтовой поверхности статора (что происходит на длине $z = T$) соответствует поворот поверхности ротора на больший угол $\frac{z_1}{z_2} 2\pi$.

Исследование геометрии поверхностей ведется с помощью **координатных линий** [68].

При фиксированном значении одного из параметров τ или φ и изменении другого, точка опишет кривую, лежащую на поверхности РО. Если присвоить τ или φ различные постоянные значения, то на поверхности образуются два семейства кривых – координатных линий. Два числа $\tau = \tau_i$ и $\varphi = \varphi_k$ являются криволинейными координатами точки на поверхности (рис. 4.27). τ -линии лежат в плоскости xu и повторяют торцовый профиль, а φ -линии представляют собой обыкновенные винтовые линии с шагом T^* , проходящие по цилиндрам радиуса a . Проекцией винтовой линии на плоскость xu является окружность, а на плоскость xz или yz – синусоида.

Кривизна τ -линий ($\varphi = \text{idem}$) идентична кривизне профиля ρ . Радиус кривизны ρ_s и угол подъема θ (см. рис. 4.27) φ -линий ($\tau = \text{idem}$) постоянны и не зависят от координаты φ :

$$\rho_s = a + \frac{T^{*2}}{4\pi^2 a}; \quad (4.58)$$

$$\theta = \arctg \frac{T^*}{2\pi a}. \quad (4.59)$$

Угол подъема винтовой линии, зависящий от числа заходов и коэффициента формы поверхности, является также углом пересечения координатных линий ВГМ (см. рис. 4.27).

Главные нормали координатных линий расположены в торцовой плоскости. Нормали τ -линий совпадают с нормалью профиля (см. § 4.1.2). Нормали φ -линии проходят через ось РО, совпадающую с началом координат.

Нормали к поверхности отклонены от плоскости xu на некоторый угол β , зависящий от безразмерных параметров зацепления ($i, c_0, c_e, c_\Delta, c_T$) и углового параметра τ (рис. 4.28). В вершинах выступов и впадин ($\tau = 0$; $\tau = \pi/z_1$) нормаль к поверхности лежит в торцовой плоскости и совпадает с главными нормалью координатных линий, в этих точках пространственный полюс совмещается с полюсом сечения. Наибольшее отклонение нормалей происходит в точке профиля τ_n , нормаль в которой касается центроиды. График функции $\beta = f(\tau)$ симметричный: на разных половинах углового периода нормали к поверхности смещены от торцовой плоскости в разные стороны.

Проекция нормали к поверхности на плоскость xu есть нормаль к соответствующей точке профиля. Поэтому угол β равен углу между нормалью к поверхности и главной нормалью τ -линии. Геометрическое объяснение этого состоит в том, что нормаль пересекает мгновенную ось вращения, которая, будучи перпендикулярной к торцовой плоскости, проходит через нее в полюсе рассматриваемого сечения.

Важным показателем является **радиус кривизны поверхности** в нормальном сечении, перпендикулярном к касательной φ -линии в точке поверхности с координатами τ, φ .

В винтовом (косозубом) механизме φ -линии не параллельны оси z , поэтому нормальное сечение не совпадает с торцовым.

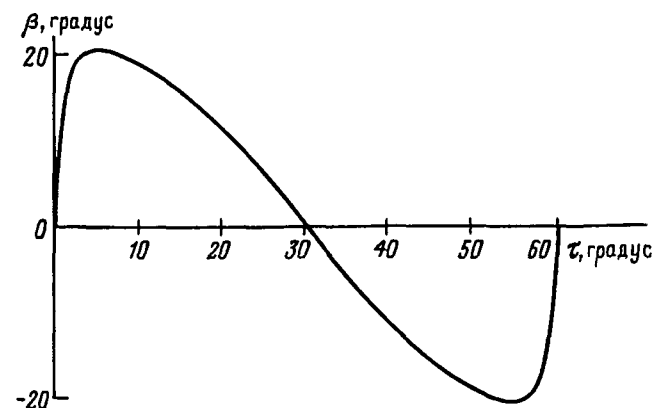


Рис. 4.28. График изменения угла наклона нормали к поверхности ($i = 5:6$, $c_0 = 1,175$; $c_e = 2,175$; $c_T = 6$)

Через нормаль в точке поверхности можно провести бесчисленное множество сечений в различных направлениях, при этом кривизна поверхности в данном направлении будет равна кривизне кривой, проходящей через точку поверхности в том же направлении. В каждой точке поверхности имеется два *главных направления*, перпендикулярные друг к другу, в которых нормальная кривизна поверхности достигает экстремального значения.

Первое главное направление (с максимальным радиусом кривизны R_1) совпадает с направлением ϕ -линий, т.е.

$$R_1 = \rho_\phi. \quad (4.60)$$

Так как нормальное сечение перпендикулярно к касательной к ϕ -линии, то оно также является и вторым главным сечением (с минимальным радиусом кривизны R_2). Поэтому радиус кривизны в нормальном сечении $\rho_n = R_2$ и определяется по формуле Эйлера, связывающей радиусы кривизны в главных и произвольном сечениях [68, 118]:

$$\frac{1}{\rho_\tau} = \frac{\cos^2 \kappa}{R_1} + \frac{\sin^2 \kappa}{R_2}, \quad (4.61)$$

где ρ_ϕ , ρ_τ — нормальные радиусы кривизны в направлении координатных линий (в произвольном сечении); κ — угол между первым главным направлением и направлением τ -линий, $\kappa = \theta$.

По теореме Менье [68] ρ_ϕ , ρ_τ можно выразить через радиусы кривизны соответственно винтовой линии ρ_β и торцового профиля ρ :

$$\rho_\phi = \frac{\rho_\beta}{\cos \beta_\beta}; \quad (4.62)$$

$$\rho_\tau = \frac{\rho}{\cos \beta}, \quad (4.63)$$

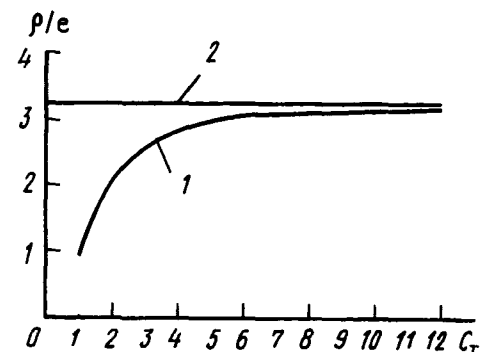
где β_β — угол между нормалью к поверхности и главной нормалью ϕ -линии.

Подставляя (4.62), (4.63) в (4.61), в результате получаем выражение нормального радиуса кривизны винтовой поверхности

$$\rho_n = \frac{\rho \rho_\beta \sin^2 \theta}{\rho_\beta \cos \beta - \rho \cos \beta_\beta \cos^2 \theta}. \quad (4.64)$$

Из (4.64) следует, что кривизна поверхности в точке с заданным угловым параметром τ зависит от кривизны его координатных линий (ρ , ρ_β), угла подъема винтовой линии θ и углов

Рис. 4.29. Сравнение радиусов кривизны поверхности (1) РО и профиля (2) в торцовом сечении при различных значениях c_T ($i = 9:10$)



между нормалью к поверхности и главными нормалью координатных линий (β , β_β).

У прямозубого механизма, образованного без поворота профилей ($\beta = 0$; $\theta = \pi/2$),

$$\rho_n = \rho. \quad (4.65)$$

Зависимость (4.64) позволяет анализировать изменение кривизны поверхности от углового τ и геометрических параметров.

По знаку главных радиусов кривизны (R_1 , R_2) проводится классификация точек поверхности РО [68]. Так, для поверхности статора ВГМ с гипоциклоидальным зацеплением в пределах углового шага ($2\pi/z_1$) радиусы R_1 и R_2 имеют один знак на интервалах $0 \div \tau_{z_1}$, $2\pi/z_1 - \tau_{z_1} \div 2\pi/z_1$; точки поверхности, лежащие в этих интервалах, являются *эллиптическими*. В интервале $\tau_{z_1} \div 2\pi/z_1 - \tau_{z_1}$ R_2 меняет знак, главные радиусы разных знаков и точки поверхности — *гиперболические*. Точки перегиба (τ_{z_1} ; $2\pi/z_1 - \tau_{z_1}$), в которых $R_2 = \infty$, относятся к *параболическим* точкам.

Сравнительная оценка кривизны винтовой поверхности РО и кривизны профиля в торцовом сечении при соответствующем значении углового параметра τ может быть произведена по кривым рис. 4.29. Из них следует, что использование в расчетах (например, контактных напряжений) значений радиусов кривизны профилей правомерно лишь при больших коэффициентах формы винтовой поверхности $c_T \geq 6$.

При ориентировочных расчетах нормальный радиус кривизны винтовой поверхности РО ВЗД с достаточной точностью можно определить по приближенной формуле

$$\rho_n = \rho \sin \theta_{cp}. \quad (4.66)$$

где θ_{cp} – угол подъема винтовой линии по среднему диаметру,

$$\theta_{cp} = \arctg \frac{c_T}{\pi}.$$

Тогда после преобразований

$$\rho_n = \rho \frac{c_T}{\sqrt{\pi^2 + c_T^2}}. \quad (4.67)$$

Приведенный радиус кривизны поверхностей РО

$$\rho_{np} = \frac{\rho_{1n} \rho_{2n}}{\rho_{1n} - \rho_{2n}}, \quad (4.68)$$

где ρ_{1n} , ρ_{2n} – нормальные радиусы кривизны поверхностей статора и ротора в точке касания.

С учетом (4.54), (4.67) при расчетах контактных напряжений можно использовать выражение

$$\rho_{np} = \rho^* \frac{c_T}{\sqrt{\pi^2 + c_T^2}}. \quad (4.69)$$

4.2.2. КОНТАКТНЫЕ ЛИНИИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Контактные линии образуются множеством точек касания винтовых поверхностей ротора и статора при их фиксированном положении. Проекция контактной линии на торцовую плоскость xu называется *линией зацепления*.

Контактные линии поверхностей РО винтовой гидромашины определяют:

- протяженность и конфигурацию замкнутых камер (шлюзов);
- схему действия гидравлических сил;
- контактные нагрузки в паре;
- потери (механические, объемные, гидравлические) в РО;
- пусковые свойства гидромашины.

В формировании контактных линий участвуют выступы и впадины* всех z_2 зубьев ротора.

Параметрические уравнения контактных линий. Пусть в исходном сечении ($z = 0$, $\varphi_1 = 0$) (рис. 4.30, а) РО левого направления точка касания выступа зуба ротора со впадиной статора K расположена на оси x ($\tau = 0$), а точка касания впадины ротора K_0 соответствует угловому параметру $\tau = -\tau_0$. Тогда в некотором текущем сечении z при повороте сечения статора и координатных осей xu на угол φ_1 (рис. 4.30, б) относительный угол поворота сечения ротора с учетом (4.57)

* Под впадиной ротора понимается участок профиля, расположенный между двумя соседними выступами.

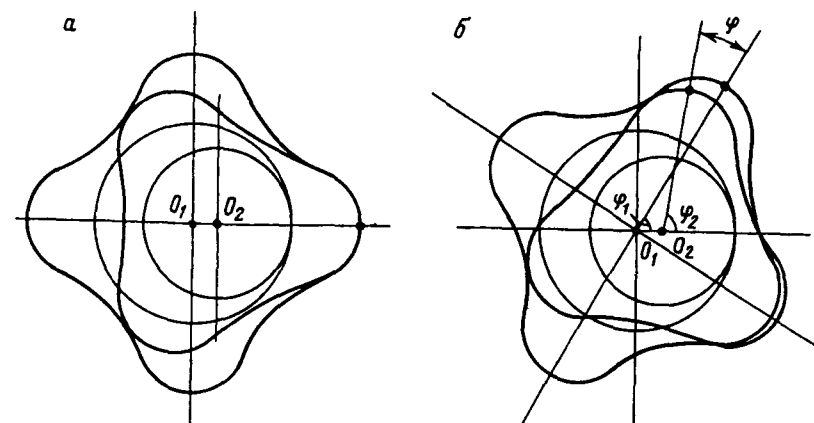


Рис. 4.30. Положение профилей в сечениях ВГМ:
а – исходное ($\varphi_1 = 0$); б – при повороте сечений ($\varphi_1 = 60^\circ$)

$$\varphi = \varphi_2 - \varphi_1 = \varphi_1 / z_2 = \varphi_2 / z_1. \quad (4.70)$$

В этом сечении точки касания рассматриваемых выступа и впадины ротора перейдут соответственно в положения K' и K_0' с определенными угловыми координатами.

В теории ВГМ принято в пределах каждого зуба ротора разделять контактную линию на две составляющие: *первую ветвь*, образуемую точками касания поверхностей выступа зуба ротора, и *вторую ветвь* – по множеству точек касания впадины ротора.

Теоретическое объяснение появления двух ветвей контактной линии [94] состоит в двойном пересечении нормали в точке касания профилей центроид колес (за исключением особых точек τ_n (см. § 5.1), в которых нормаль расположена по касательной к центроидам).

Координаты ветвей контактной линии можно определить, используя преобразования координат при повороте осей на угол φ_1 и уравнения связи угловых параметров τ и φ (см. § 4.11):

$$\begin{aligned} x &= x' \cos \varphi_1 - y' \sin \varphi_1; \\ y &= x' \sin \varphi_1 + y' \cos \varphi_1; \\ z &= \frac{T}{2\pi} \varphi_1, \end{aligned} \quad (4.71)$$

где x' , y' – координаты точки касания относительно текущего положения осей статора, зависящие от углового параметра точки.

Для перехода от общих уравнений (4.71) к уравнениям ветвей контактных линий учтем, что согласно (4.26) в идеальном ВГМ ($c_d = 0$) при повороте сечения статора на угол φ_1 в зацеплении с выступом рассматриваемого зуба ротора находится точка профиля статора с угловым параметром $\tau = \varphi_1/z_2$, а в зацеплении со впадиной ротора – точка, угловой параметр которой определяется из выражения

$$\varphi_1 = 2 \operatorname{arctg} \frac{c_0 \cos \frac{z_2 + 2}{2} \tau - \cos \frac{z_2}{2} \tau}{c_0 \sin \frac{z_2 + 2}{2} \tau - \sin \frac{z_2}{2} \tau} \quad (4.72)$$

Первая контактная линия. Подставляя в уравнение исходного профиля (4.18) значение $\tau = \varphi_1/z_2$, получаем координаты линии зацепления:

$$x_1 = r \left(z_2 + \frac{c_e}{\sqrt{W_1}} \right) \cos \varphi_2 + e - \frac{r_u}{\sqrt{W_1}}; \quad (4.73)$$

$$y_1 = r \left(z_2 + \frac{c_e}{\sqrt{W_1}} \right) \sin \varphi_2,$$

где $W_1 = 1 + c_0^2 - 2c_0 \cos \varphi_2$.

Вторая контактная линия. Ввиду невозможности решить уравнение (4.72) относительно τ для внецентроидного зацепления, координаты линии зацепления в общем случае могут быть получены только численным расчетом на компьютере.

В центроидном механизме $\tau = -\varphi_1$ и координаты линии зацепления можно выразить аналитически

$$x_{II} = e \left(1 - \frac{c_e}{\sqrt{W_{II}}} \right) \cos z_2 \varphi_2 + e z_2 + \frac{r_u}{\sqrt{W_{II}}}; \quad (4.74)$$

$$y_{II} = e \left(1 - \frac{c_e}{\sqrt{W_{II}}} \right) \sin z_2 \varphi_2,$$

где $W_{II} = 2(1 - \cos z_2 \varphi_2)$.

Обе ветви представляют собой винтообразные пространственные кривые различного шага и кривизны (рис. 4.31). Первая ветвь проходит по всей длине винтового зуба ротора с шагом t и диаметром основной окружности, близким к среднему диаметру РО. Вторая ветвь – кривая с шагом $t/z_2 + 2\Delta l$ локализована в районе оси зацепления.

Рис. 4.31. Развертка контактных линий ВГМ:

1 – первая контактная линия; 2 – вторая контактная линия; I – уплотнительная часть контактных линий; II – утечка

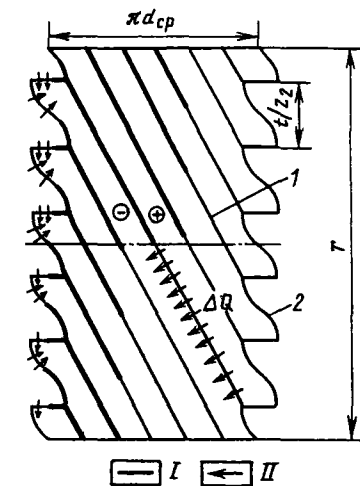
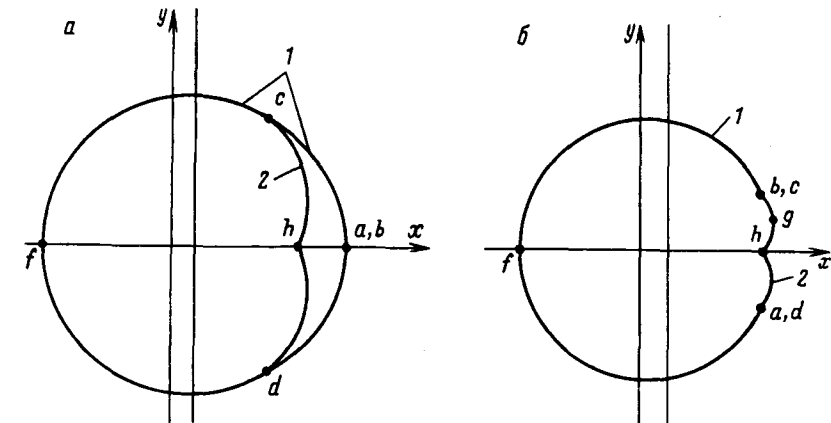


Рис. 4.32. Проекция контактных линий на торцовую плоскость ($i = 3:4$; $c_e = 2$):
а – $c_0 = 1,5$; б – $c_0 = 1,0$



На рис. 4.32, 4.33 представлены проекции контактных линий на координатные плоскости.

На вертикальной плоскости xz показаны проекции двух первых и двух вторых контактных линий, образующих замкнутую рабочую камеру (шлюз) гидродвигателя. Шлюз образуется смежными первыми линиями контакта и крайними (на длине шага статора) вторыми линиями.

Поскольку именно вторая ветвь контактной линии обеспечивает замкнутость рабочих камер, ее называют *линией замыкания* [22, 94]. Слияние первой и второй контактных линий (см. рис. 4.33, а) происходит в точках c, d, c', d' с угловым пара-

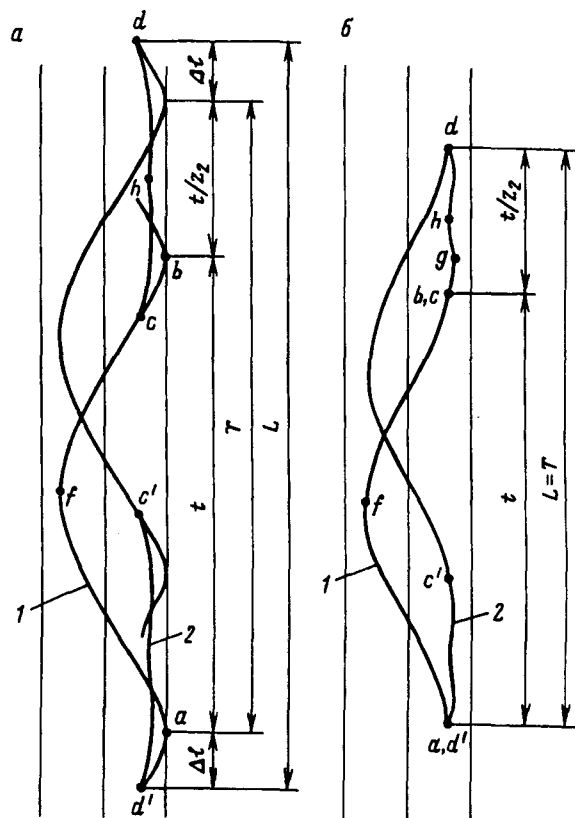


Рис. 4.33. Проекция контактных линий на вертикальную плоскость ($i = 3:4$; $c_e = 2$; $c_T = 5$):
 $a - c_0 = 1,5$; $b - c_0 = 1,0$

метром τ_n , разделяющих профиль на выступ и впадину. В центроидном зацеплении (см. рис. 4.33, б) точки a и d' совпадают, т.е. разделение выступа и впадины происходит в "мертвой" точке ($\tau = 0$). Отсюда следует, что осевая протяженность L замкнутой камеры, заключенной между винтовыми поверхностями, в общем случае внецентроидного зацепления (см. рис. 4.33, а) превышает шаг статора [94]:

$$L = T + 2\Delta l, \quad (4.75)$$

где Δl — дополнительная длина, по концам камеры обусловленная углом запаздывания $\Delta\phi_1 = z_2\tau_n$ цикла впадины ротора относительно "мертвых" точек. Запаздывание цикла означает, что в

момент вхождения выступа зуба ротора во впадину статора (точка a) камера еще не становится герметичной.

$$\Delta l = \frac{T}{2\pi} \Delta\phi_1. \quad (4.76)$$

С учетом выражения τ_n (см. § 5.1)

$$L = T \left(1 + \frac{z_2}{\pi z_1} \arccos \frac{1}{c_0} \right). \quad (4.77)$$

Из (4.77) следует, что протяженность шлюза (минимально необходимая длина РО) зависит от коэффициента внецентроидности (чем выше c_0 , тем больше Δl).

Классическое условие $L \geq T$ справедливо только для гидромашин с центроидным зацеплением РО.

В качестве примера ниже представлены значения общего относительного удлинения внецентроидных РО вследствие запаздывания цикла впадины ротора:

$$\Delta \bar{L} = \frac{L - T}{T} = \frac{z_2}{\pi z_1} \arccos \frac{1}{c_0}, \quad (4.78)$$

рассчитанные для стандартных ВГМ ($c_0 = 1,175$) различного кинематического отношения:

z_2	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\Delta \bar{L}$, %	11,7	13,2	14,1	14,7	15,1	15,4	15,6	15,8	16,0

Длина контактных линий. Сеть контактных линий РО формируется контактными линиями отдельных зубьев ротора, смещенных по оси z на расстояние t/z_2 .

Полная длина контактных линий РО минимально необходимой длины L

$$L_k = z_1(l_I + l_{II} + \Delta l_I), \quad (4.79)$$

где l_I , l_{II} — длина первой и второй контактных линий соответственно с шагами t и $t/z_2 + 2\Delta l$; Δl_I — дополнительная длина первой контактной линии вследствие превышения длины РО ($L > T$).

Точная длина ветвей контактных линий и значение Δl_I определяются по их координатам численным интегрированием.

В практических расчетах при $c_0 < 1,25$ с достаточной степенью точности можно:

пренебречь составляющей Δl_I ;

принять, что первая ветвь контактной линии — правильная винтовая линия с шагом t , диаметр основной окружности кото-

рой равен среднему диаметру РО: $a = (D_k - 3e)/2$, а вторая ветвь – прямая длиной t/z_2 .

При таких допущениях полная длина контактных линий многошаговых РО определяется выражением

$$L_k = k \left(z_1 \sqrt{t^2 + 4\pi^2 a^2} + T \right). \quad (4.80)$$

При вращении ротора в процессе рабочего цикла ВЗД контактные линии совершают движение в направлении области низкого давления. Процесс движения первой контактной линии может быть интерпретирован физической моделью [22] – бегущей волной, длина которой равна шагу статора, а амплитуда – $2e$. Скорость распространения волны $w = z_2 T n$ характеризует скорость перемещения контактной линии вдоль статора. Введение в теорию одновинтовых гидромашин физической модели облегчает проведение теоретического анализа рабочего процесса, в частности, при исследовании распределения давления в шлюзах, неравномерности крутящего момента гидродвигателя и др. (см. гл. 5).

Площадь проекции контактных линий. Поскольку замкнутость рабочих камер создает вторая ветвь зацепления, то площадь проекции контактных линий S_k , определяющая осевую гидравлическую силу ВЗД, равна площади, заключенной внутри замкнутой кривой $hdfch$ (см. рис. 4.32).

Точное выражение S_k для идеального гипоциклоидального ВГМ приведено в [55].

В центроидном зацеплении

$$S_k = e^2 \left[\pi(z_2^2 + 1 + c_e^2) + 4c_e(z_2 - 1) \right]. \quad (4.81)$$

В РО с однозаходным ротором ($z_2 = 1$; $c_0 = 1$) [22]

$$S_k = \pi e^2 (c_e^2 + 2). \quad (4.82)$$

В практических расчетах многозаходных гидромашин можно принять, что проекция контактных линий есть окружность среднего диаметра РО:

$$S_k = \frac{\pi(D_k - 3e)^2}{4}. \quad (4.83)$$

4.3. ПЛОЩАДЬ И ПЕРИМЕТР ЖИВОГО СЕЧЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Площадь и периметр живого сечения – одни из основных геометрических параметров ВГМ, определяющие рабочий объем гидромашин и гидравлический радиус сечения.

Площадь живого сечения (занятого жидкостью) определяется разностью площадей S_1 и S_2 , ограниченных исходным и сопряженным профилями:

$$S = S_1 - S_2, \quad (4.84)$$

Площади S_1 и S_2 (рис. 4.34) в общем случае реечноциклоидального зацепления (см. § 4.1) рассчитываются методом численного интегрирования с использованием компьютера:

$$S_1 = z_1 S_1^*; \quad S_2 = z_2 S_2^*, \quad (4.85)$$

где S_1^* , S_2^* – площади секторов, ограниченных одной ветвью профиля:

$$S_1^* = \int_0^{2\pi/z_1} dS_1; \quad S_2^* = \int_0^{2\pi/z_2} dS_2. \quad (4.86)$$

Элементарные площади dS_1 , dS_2 (см. рис. 4.34) определяются по текущим координатам профиля (по угловому параметру τ).

Для обеспечения высокой точности интегрирования число расчетных точек принимается не менее 100.

При заданном эксцентриситете e площадь живого сечения определяется безразмерными параметрами ВГМ

$$S = f(e, z_2, c_0, c_e, c_\Delta, c_\delta). \quad (4.87)$$

Натяг в паре и смещение рейки оказывают влияние на площадь живого сечения и при уточненных расчетах пренебрегать ими нельзя.

При постоянном контурном диаметре РО с увеличением числа заходов ротора площадь живого сечения уменьшается (рис. 4.35).

Периметр живого сечения (“смоченный” периметр) определяется суммой периметров L_1 , L_2 исходного и сопряженного профилей:

$$L_r = L_1 + L_2.$$

Периметры (длины контуров профилей) в общем случае также определяются численным методом.

Для ВГМ с идеальным взаимноогниваемым гипоциклоидальным зацеплением ($c_\Delta = 0$) получены точные аналитические выражения площадей и периметров [78, 94]:

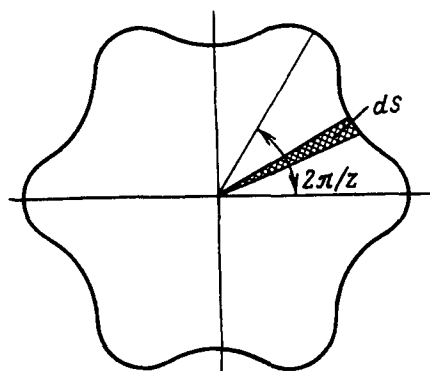


Рис. 4.34. К определению площади живого сечения

$$S = e^2 \left[z_2 \left(6\sqrt{c_0^2 - 1} + 2(c_0^2 + 2) \arcsin \frac{1}{c_0} - \pi \right) + 8c_e - 2\pi \right];$$

$$L_1 = 4ez_2(c_0 + 1)E(k) + 2\pi r_u; \quad (4.88)$$

$$L_2 = 4ez_2(c_0 + 1)E(k) + 2\pi r_u - 8e,$$

где $E(k)$ — эллиптический интеграл второго рода $\left(k = \frac{2\sqrt{c_0}}{c_0 + 1} \right)$.

Интересно отметить, что разность длин периметров сопряженных профилей независимо от кинематического отношения и формы зубьев составляет $8e$.

Для стандартной [131] геометрии профилей многозаходных механизмов ($c_0 = 1,175$; $c_e = 2,175$)

$$S = e^2(7,443z_2 + 11,117); \quad (4.89)$$

$$L_r = 4e(4,398z_2 + 4,833).$$

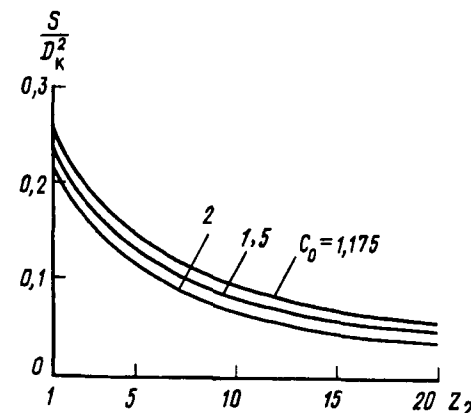
В ВГМ с центроидным зацеплением ($c_0 = 1$) выражения (4.88) упрощаются:

$$S = 2e^2\pi(z_2 - 1) + 8er_u = 2e^2[\pi(z_2 - 1) + 4c_e]; \quad (4.90)$$

$$L_r = 8e(2z_2 - 1) + 4\pi r_u = 4e(4z_2 - 2 + \pi c_e).$$

В механизме с однозаходным ротором ($c_0 = 1$; $z_2 = 1$; $d_{cp} = 2 \Gamma_{\Pi}$)

Рис. 4.35. Зависимость площади живого сечения от кинематического отношения РО ($c_A = 0$; $c_e = 2,175$)



$$S = 4ed_{cp} = 8e^2c_e; \quad (4.91)$$

$$L_r = 8e + 2\pi d_{cp} = 4e(2 + \pi c_e).$$

Для практических расчетов площади живого сечения многозаходных ВГМ можно использовать приближенную формулу, полученную из условия, что S_1 и S_2 эквивалентны площадям кругов, диаметры которых равны средним диаметрам профилей (площадь кольца):

$$S = \pi e(D_k - 3e). \quad (4.92)$$

Расчеты по (4.92) обеспечивают высокую точность, погрешность не превышает 5 %.

Гидравлический радиус сечения

$$R_r = S/L_r \quad (4.93)$$

используется при определении гидравлических потерь в РО (см. § 5.7) и при пересчете характеристик гидродвигателя (см. § 6.4).

При расчетах ВГМ в ряде случаев требуется иметь зависимость текущей площади сечения шлюза $S_{ш}$ от угла поворота поверхности статора φ_1 (или угла поворота ротора φ). В частности, такая зависимость позволяет определить изменение площади сечения шлюза за цикл взаимодействия выступа зуба ротора (см. § 5.1).

Принимая во внимание монотонный характер изменения $S_{ш}$, с достаточной степенью точности можно принять гармонический закон [22]

$$S_{ш} = \frac{S_{\max}}{2} (1 - \cos z_2 \varphi), \quad (4.94)$$

где S_{\max} — максимальная площадь сечения шлюза ($\varphi = \pi/z_2$) $S_{\max} = \frac{z_1}{2z_2} S$.

4.4. РАБОЧИЙ ОБЪЕМ ГИДРОМАШИНЫ

Рабочий объем – главный параметр, определяющий характеристики ВЗД, в частности крутящий момент и частоту вращения.

Между поверхностями РО образуется z_1 – винтообразных каналов (камер), циклы которых сдвинуты по фазе на угол $2\pi/z_1z_2$.

Рабочий объем определяется произведением объема всех рабочих камер V_0 и кратности действия j гидромашины:

$$V = jV_0. \quad (4.95)$$

Объем рабочих камер характеризует объем жидкости, проходящий через гидродвигатель за один цикл (см. § 5.1)

$$V_0 = ST. \quad (4.96)$$

Кратность действия (число циклов, совершаемых за один оборот вала) ВГМ соответствует числу заходов винта

$$j = z_2.$$

По терминологии, принятой в теории объемных машин, ВЗД представляет собой нерегулируемую многокамерную гидромашину многократного действия.

Рабочий объем ВЗД

$$V = z_2ST = z_1St \quad (4.97)$$

зависит от эксцентриситета и безразмерных параметров плоского и пространственного зацепления:

$$V = f(e, z_2, c_0, c_e, c_\Delta, c_\delta, c_T). \quad (4.98)$$

При заданном контурном диаметре РО D_k влияние безразмерных параметров проявляется через функцию безразмерного рабочего объема:

$$\bar{V} = \frac{V}{D_k^3} = f(z_2, c_0, c_e, c_\Delta, c_\delta, c_T). \quad (4.99)$$

\bar{V} пропорционален коэффициенту формы винтовой поверхности. Зависимости \bar{V} от других коэффициентов более сложные (рис. 4.36). Из представленных кривых следует, что наибольшее влияние на рабочий объем оказывает кинематическое отношение ВГМ. Увеличение коэффициентов внецентроидности c_0 и смещения c_Δ приводит к незначительному снижению V . Влияние коэффициента формы зуба c_e неоднозначно, при определен-

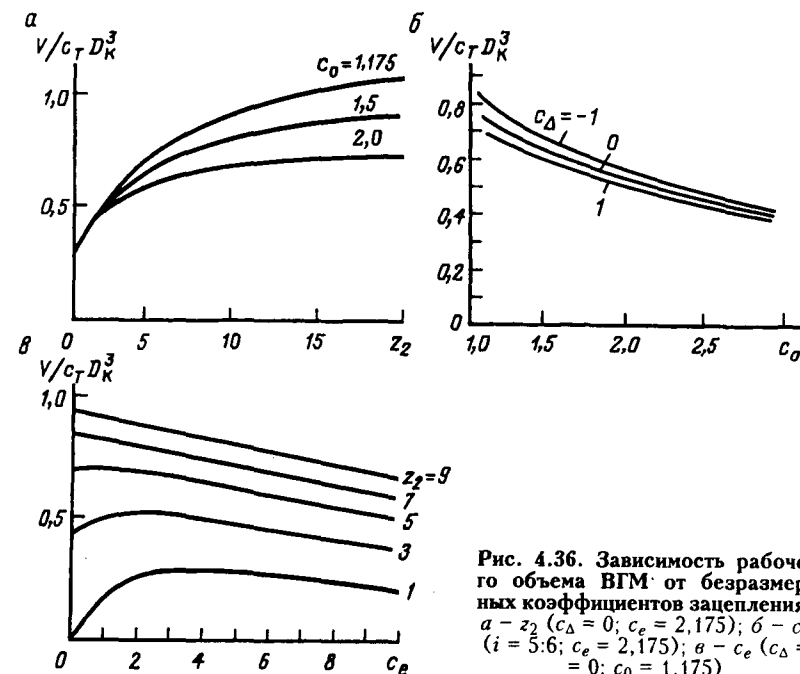


Рис. 4.36. Зависимость рабочего объема ВГМ от безразмерных коэффициентов зацепления: а – z_2 ($c_\Delta = 0$; $c_e = 2,175$); б – c_0 ($i = 5:6$; $c_e = 2,175$); в – c_e ($c_\Delta = 0$; $c_0 = 1,175$)

ных геометрических параметров ВГМ может существовать форма зуба, обеспечивающая максимальный в данных условиях рабочий объем.

В табл. 4.1 приведены значения основных геометрических параметров (контурный диаметр D_k , эксцентриситет e , кинематическое отношение i , шаг статора T , площадь S и периметр L_r живого сечения, площадь проекции контактных линий S_k , рабочий объем V) РО отечественных серийных двигателей [10, 85, 94].

Таблица 4.1
Геометрические параметры рабочих органов ВЗД

Параметр	Двигатель				
	Д1-54	Д1-88	Д1-127	Д2-195	Д1-240
D_k , мм	36	63	92	135	175
e , мм	2,14	3,5	3,5	4,9	7,0
i	5:6	5:6	9:10	9:10	7:8
T , мм	222	390	650	850	880
S , см ²	2,0	5,8	9,0	18,6	34,4
S_k , см ²	6,9	21,6	52,2	113,7	186,3
L_r , см	21,6	37,4	60,1	87,2	107,3
V , л	0,22	1,14	5,26	14,3	21,2

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ВЗД

Рабочим процессом гидравлической машины принято считать совокупность физических явлений, возникающих при рабочем цикле. Рабочий процесс ВЗД обуславливается взаимодействием РО в их относительном движении.

5.1. КИНЕМАТИКА РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Кинематику ВЗД следует рассматривать с двух точек зрения: как кинематику ВГМ в целом, что позволяет определить кратность действия механизма и соотношение между его относительными, переносными и абсолютными скоростями и ускорениями;

как кинематику контактных точек, что дает возможность исследовать скорости качения и скольжения профилей, определяющие процесс изнашивания РО.

Кинематика ВГМ. В каждом поперечном сечении ВГМ может быть представлен в виде двух начальных окружностей (центроид), одна из которых обкатывается внутри другой без скольжения с постоянной угловой скоростью. Исследуем с этих позиций кинематику героторных механизмов различного конструктивного исполнения* (см. табл. 1.1):

с неподвижным наружным элементом (НЭ) и планетарно движущимся внутренним элементом (ВЭ) – традиционная схема;

с вращающимся ВЭ и планетарно движущимся НЭ;

с вращающимся НЭ и планетарно движущимся ВЭ.

Механизм с неподвижным НЭ. Ротор и его центроида b совершают планетарное движение, обкатываясь соответственно по зубьям статора и неподвижной центроиде a (см. рис. 4.10).

Обозначим оси подвижной системы координат, связанной с ротором, x_2y_2 . Пусть в начальном положении (рис. 5.1, a) точ-

*Зацепление профилей рассматривается без учета деформации РО.

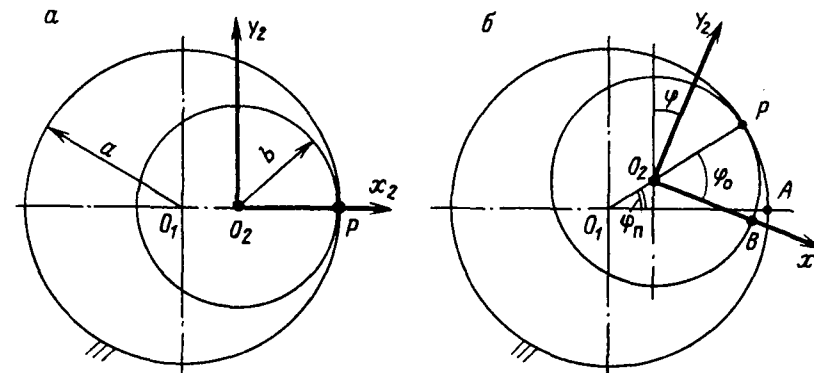


Рис. 5.1. Кинематика героторного механизма с неподвижным НЭ:
 a – начальное положение; b – при повороте на угол φ

ка касания центроид (полюс зацепления P) расположен на оси x . При повороте ротора и осей x_2y_2 на угол φ по часовой стрелке в абсолютном движении (относительно неподвижной системы координат) полюс изменяет свое положение, а ось ротора поворачивается против часовой стрелки (переносное движение) на угол φ_n (рис. 5.1, b).

Подвижная система координат x_2y_2 совершает относительное движение (поворот на угол φ_o по часовой стрелке) по отношению к условному водилу O_1O_2 .

Слитная точка P (см. рис. 5.1, a) при повороте ротора переходит в положения A и B (см. рис. 5.1, b). Так как обкатка центроид происходит без скольжения, то $PA = PB$. Поскольку $PA = -\varphi_n e z_1$, $PB = \varphi_o e z_2$, то

$$\frac{\varphi_o}{\varphi_n} = -\frac{z_1}{z_2} = -\frac{1}{i} \quad (5.1)$$

Абсолютное угловое перемещение ротора

$$\varphi = \varphi_n + \varphi_o \quad (5.2)$$

Для ВЗД $z_2 = z_1 - 1$, поэтому с учетом (5.1)

$$\varphi = -\frac{\varphi_n}{z_2} = \frac{\varphi_o}{z_1} \quad (5.3)$$

т.е. за один оборот ротора его ось совершает z_2 оборотов в противоположном направлении.

Цикл ВГМ с закрепленным НЭ (рис. 5.2), соответствующий процессу вытеснения объема жидкости, равного объему рабочих

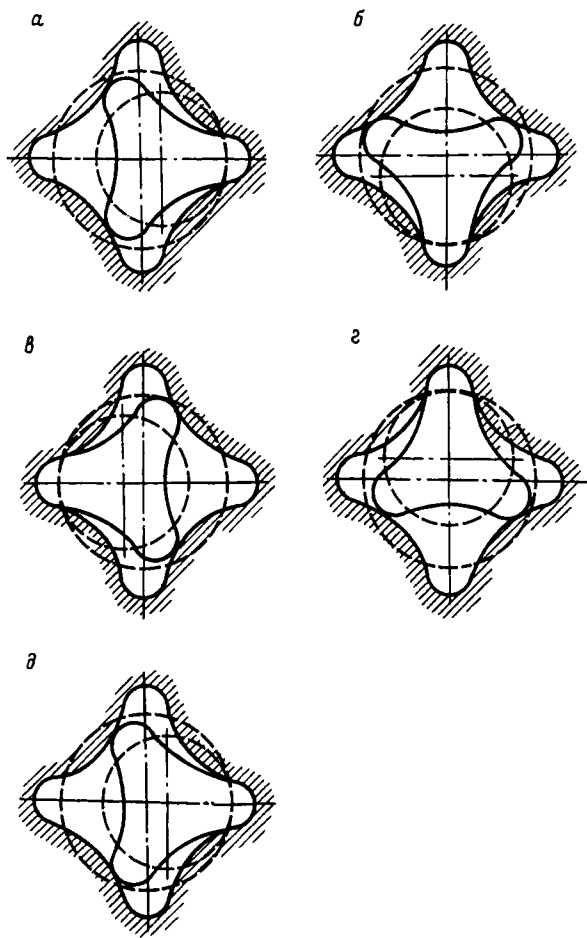


Рис. 5.2. Цикл гидромашины ($i = 3:4$) с неподвижным НЭ:
 $a - \varphi = 0$; $б - \varphi = 30^\circ$; $в - \varphi = 60^\circ$; $г - \varphi = 90^\circ$; $д - \varphi = 120^\circ$

камер гидромашины, происходит при повороте ротора на угол $2\pi/z_2$. Следовательно, кратность действия ВГМ

$$j = z_2. \quad (5.4)$$

Механизм с неподвижным ВЭ. НЭ и его центроида a совершают планетарное движение, обкатываясь по зубьям ВЭ и его центроиде b . В данном случае подвижными являются оси координат x_1y_1 , связанные с НЭ. При повороте НЭ и осей x_1y_1 на

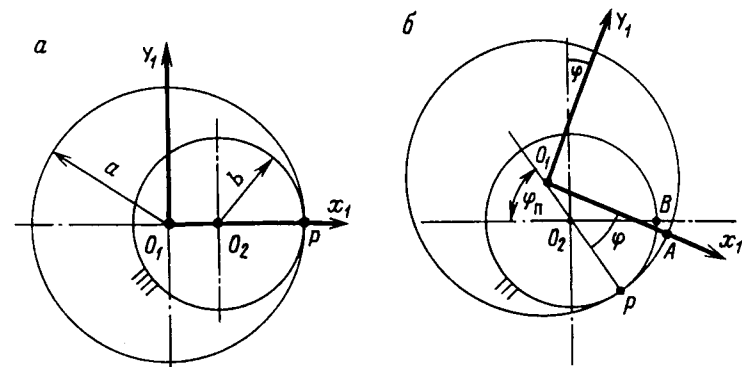


Рис. 5.3. Кинематика героторного механизма с неподвижным ВЭ:
 a – начальное положение; $б$ – при повороте на угол φ

угол φ по часовой стрелке ось НЭ поворачивается в том же направлении (переносное движение) на угол φ_n (рис. 5.3). Подвижная система координат x_1y_1 совершает относительное движение против часовой стрелки (φ_o) по отношению к условному водилу O_1O_2 .

Так же, как и в предыдущем случае, $PA = PB$, при этом $PA = -\varphi_o e z_1$, $PB = \varphi_n e z_2$.

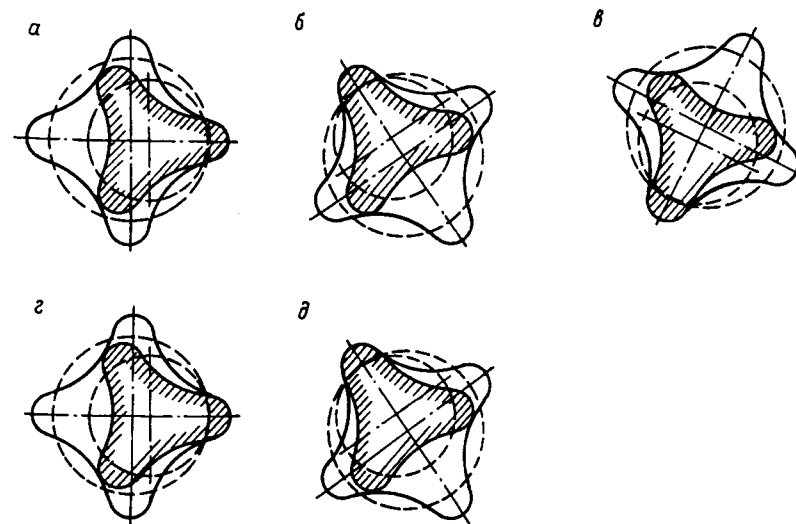


Рис. 5.4. Цикл гидромашины ($i = 3:4$) с неподвижным ВЭ:
 $a - \varphi = 0$; $б - \varphi = 30^\circ$; $в - \varphi = 60^\circ$; $г - \varphi = 90^\circ$; $д - \varphi = 120^\circ$

Следовательно,

$$\frac{\varphi_o}{\varphi_n} = -\frac{z_2}{z_1} = -i; \quad (5.5)$$

$$\varphi = \frac{\varphi_n}{z_1} = -\frac{\varphi_o}{z_2}. \quad (5.6)$$

Поэтому в схеме с закрепленным ВЭ за один оборот НЭ его ось совершает z_1 оборотов в том же направлении. При этом (рис. 5.4) каждая камера z_2 раза циклически изменяет объем ($j = z_2$).

Таким образом, в механизмах, один элемент которых неподвижно закреплен, а второй совершает планетарное движение, угловые скорости относительного и переносного движений пропорциональны кинематическому отношению РО.

Угловая скорость подвижного элемента в абсолютном движении пропорциональна частоте вращения n выходного вала:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = 2\pi n. \quad (5.7)$$

Относительная угловая скорость

$$\omega_o = \frac{d\varphi_o}{dt} = \pm(z \pm 1)\omega. \quad (5.8)$$

Переносная угловая скорость

$$\omega_n = \frac{d\varphi_n}{dt} = \mp z\omega, \quad (5.9)$$

где z — число зубьев подвижного элемента.

Верхние знаки в формулах (5.8), (5.9) относятся к механизму с неподвижным НЭ, нижние — с неподвижным ВЭ.

Если рассматривать подвижной элемент, совершающий планетарное движение, как материальную точку, находящуюся в центре подвижной системы координат (см. рис. 5.1, т. O_2 и рис. 5.3, т. O_1), то его абсолютное ускорение равно переносному ускорению.

Так как центр подвижного элемента вращается по круговой орбите радиуса e с угловой скоростью ω_n , то переносное ускорение, направленное к центру,

$$a_n = \omega_n^2 e = z^2 \omega^2 e. \quad (5.10)$$

Механизм с вращающимся НЭ. НЭ и его центроида вращаются в подшипниках вокруг своей неподвижной оси O_1 . При этом ВЭ, соединенный шарниром или гибким валом с неподвижной колонной бурильных труб, совершает планетарное движение, обкатываясь по зубьям НЭ.

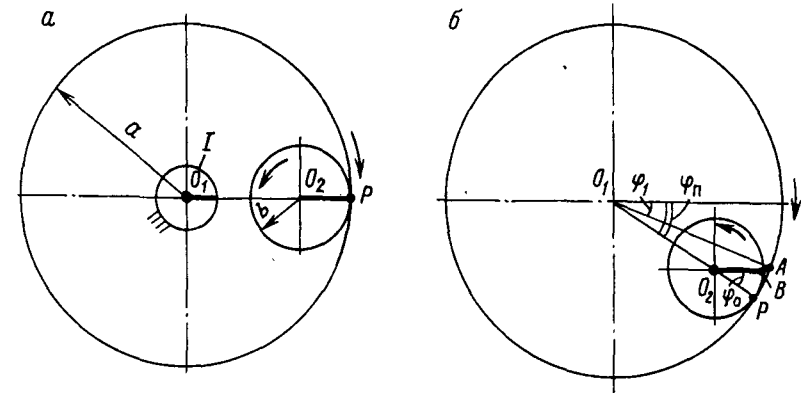


Рис. 5.5. Кинематика героторного механизма с вращающимся НЭ:
а — начальное положение; б — при повороте на угол φ ; I — конец гибкого вала

Поскольку конец гибкого вала, соединенный с трубами, закреплен, при движении рабочих органов все линии (волокна) в поперечных сечениях гибкого вала и центроиды ВЭ остаются параллельными. Например, выделенный отрезок $O_2 P$ (рис. 5.5, а) центроиды во всех фазах параллелен оси x (рис. 5.5, б, $O_2 B$), т.е. абсолютное угловое перемещение $\varphi_2 = 0$.

Для соблюдения этого условия при обкатке центроид (см. рис. 5.5, б) ось O_2 ВЭ совершает переносное движение (φ_n) вокруг оси O_1 НЭ, а относительный угол поворота ВЭ

$$\varphi_o = -\varphi_n. \quad (5.11)$$

Поскольку обкатка центроид происходит без скольжения (см. рис. 5.5, б), $PA = PB$. В свою очередь, $PA = ez_1(\varphi_n - \varphi_1)$, $PB = -ez_2\varphi_o$.

$$\text{При } z_2 = z_1 - 1$$

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_n}{z_1} = -\frac{\varphi_o}{z_1}. \quad (5.12)$$

Следовательно, в ВГМ с вращающимся НЭ так же, как и в механизме с неподвижным ВЭ, за один оборот НЭ ось ВЭ совершает z_1 оборот в том же направлении, а рабочий цикл соответствует углу поворота $\varphi = 2\pi/z_2$.

Таким образом, независимо от конструктивной схемы ВЗД кратность действия ВГМ, определяющая число циклов за оборот выходного вала, равна числу зубьев ВЭ ($j = z_2$). Следовательно, для всех случаев рабочий объем гидромашины определяется выражением (4.97).

Кинематика контактных точек. Общий анализ кинематики контактных точек* производится на основе уравнения связи угловых параметров точек касания профилей РО и угла поворота φ ротора (4.24).

Наличие двух корней (φ_1, φ_2) уравнения связи означает, что в каждый момент времени зацепление профилей происходит одновременно на впадинах и выступах ротора.

Для идеального ВГМ можно определить угловые параметры двух особых точек зацепления, в которых:

нормаль касается центростой профилей (удовлетворяющие условию $\varphi_1 = \varphi_2$) [94]:

$$\tau_n = \frac{1}{z_1} \arccos \frac{1}{c_0}; \quad (5.13)$$

нормаль проходит через полюс зацепления в исходном положении профилей (удовлетворяющие условию $\varphi_1 = 0$). В общем случае имеются три такие точки, которые можно найти из выражений:

$$\tau_0 = 0; \quad (5.14)$$

$$c_0 \cos \frac{z_2 + 2}{2} \tau_0 = \cos \frac{z_2}{2} \tau_0.$$

Во внецентроидном ($c_0 = 1$) зацеплении $\tau_0 \neq \tau_n$.

Угловые координаты особых точек τ_n, τ_0 определяют общие закономерности кинематики контактных точек [56].

Циклы взаимодействия выступов и впадин ротора со статором с учетом кратности действия ВГМ согласованы между собой. Цикл взаимодействия впадины ротора со статором начинается и заканчивается не в "мертвых" точках (рис. 5.6,

а), а совершается на интервале угла поворота ротора $\varphi = -\tau_n + \frac{2\pi}{z_1 z_2} + \tau_n$. При

этом на участках $\varphi = -\tau_n + \tau_n$ в зацеплении находятся сразу две соседние впадины, а точки контакта выступа и завершающей свой цикл впадины ротора движутся навстречу друг другу. При повороте ротора на угол $\varphi = \tau_n$ (рис. 5.6, *б*) эти контактные точки сливаются (общая нормаль касается обеих центростой профилей) и в зацеплении остается одна впадина, т.е. во внецентроидном зацеплении при вращении ротора циклы впадин перекрываются и суммарное число точек контакта профилей периодически изменяется от z_1 до $z_1 + 1$ (одновременно в контакте с профилем статора находятся z_2 выступа и как минимум одна впадина ротора).

Участки профиля статора с угловыми параметрами в интервалах $\tau = 0 + \tau_n; \tau = 2\pi/z_1 - \tau_n + 2\pi/z_1$ в контакт со впадиной ротора не вступают.

По аналогии с поршневыми гидромашинами угол τ_n можно назвать углом зазавывания цикла впадины относительно "мертвых" точек. Исключением является ВГМ с однозаводным ротором ($z_2 = 1; c_0 = 1$), в котором $\tau_n = 0; \tau_0 = 0$ и циклы впадины и выступа начинаются в "мертвых" точках.

*Рассматривается ВГМ с неподвижным НЭ.

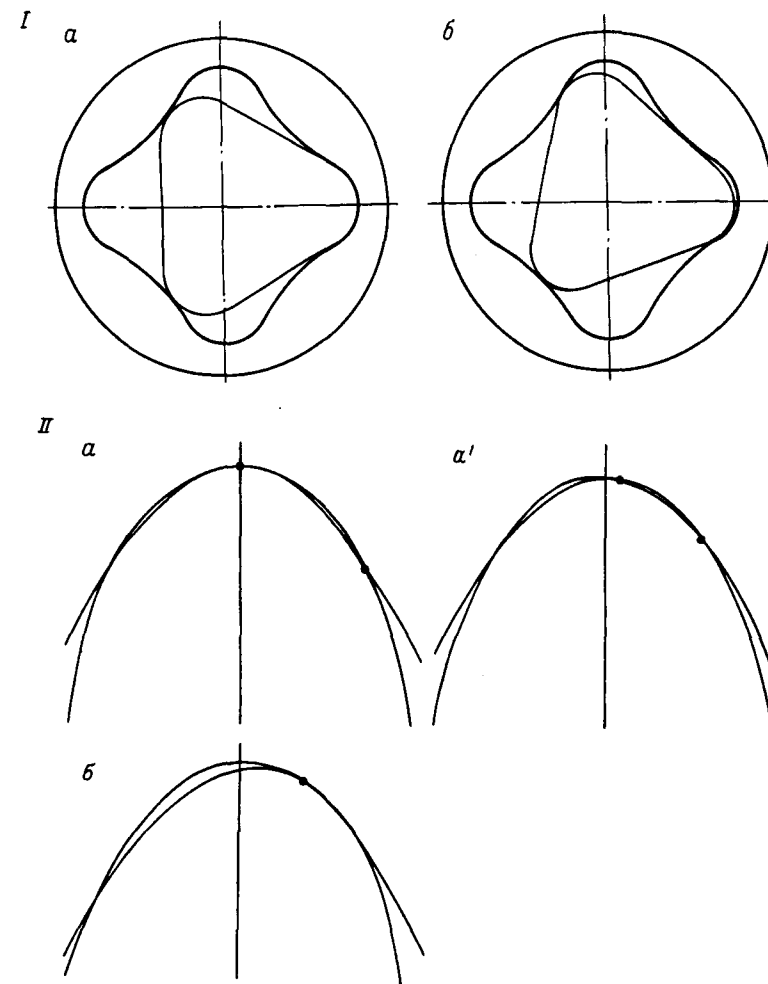


Рис. 5.6. Положение профилей в характерных фазах зацепления ($i = 2:3; c_0 = 1,175$):
I - $i = 3:4$; II - зуб ВГМ, $i = 2:3$; а - «мертвая» точка ($\varphi = 0$); а' - $\varphi = \tau_n/5$;
б - $\varphi = \tau_n$

Скоростная обстановка в контакте профилей определяется значениями и направлениями относительных скоростей движения (скоростей качения) точки касания по сопряженным профилям статора (v_1) и ротора (v_2).

В точке касания взаимоогнбамых профилей векторы скоростей относительного движения перпендикулярны к вектору нормали.

Если скорости качения v_1 и v_2 направлены в противоположные стороны (или одна из них равна 0), то на контакте имеет место трение скольжения; если направление скоростей качения совпадает – трение качения, в случае равенства скоростей происходит чистое качение.

Как было показано ранее, взаимодействие профилей РО в любом поперечном сечении происходит на участках контакта впадин и выступов зубьев ротора, причем одновременно в контакте с профилем статора находятся z_2 выступа ротора.

Поскольку на впадине ротора происходит качение профилей, а имеющийся здесь выпукло-вогнутый контакт обеспечивает минимальные напряжения, износостойкость и потери на трение в РО в решающей степени определяются условиями зацепления выступов ротора.

Цикл взаимодействия выступа зуба ротора со статором [53] совершается при повороте ротора на угол $2\pi/z_1$ (рис. 5.7). Чтобы определить скоростную обстановку в течение этого цикла, предварительно рассмотрим траектории точки контакта по сопряженным профилям [54].

Траектория точки контакта по профилю статора совпадает с ветвью исходного профиля AB (рис. 5.8, a). Перемещение точки S_1 определяется ее координатами x_1, y_1 ($\tau = 0 \div 2\pi/z_1$) относительно неподвижной системы.

Траектория точки контакта по выступу ротора – дуга CD (см. рис. 5.8, a), ограниченная точками с угловыми параметрами $\tau = \pm\tau_n$.

Положение контактной точки K на выступе ротора (рис. 5.8, b) определяется криволинейной координатой S_2 , равной расстоянию до точки начала отсчета (вершины зуба) O_3 , измеренному вдоль траектории (дуга KO_3). Следовательно,

$$v_1 = \frac{dS_1}{dt} = \sqrt{\left(\frac{dx_1}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy_1}{dt}\right)^2};$$

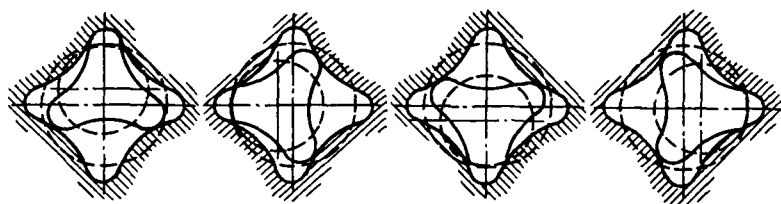


Рис. 5.7. Цикл взаимодействия выступа зуба ротора со статором

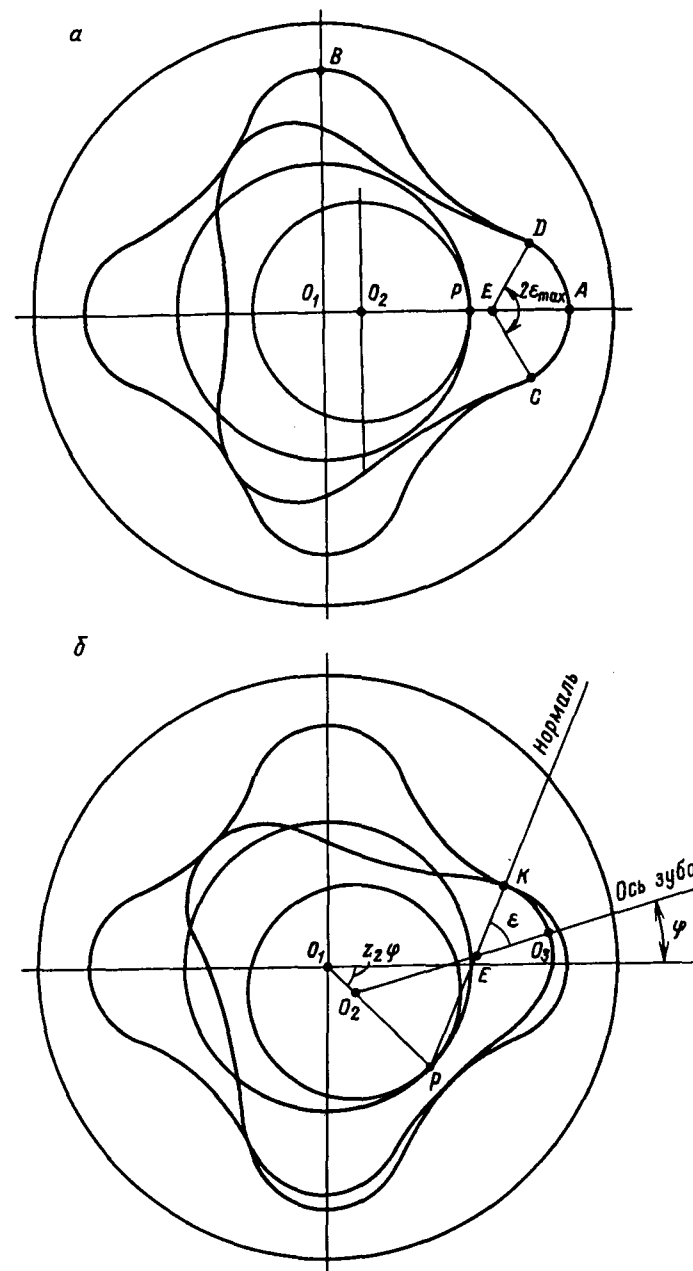


Рис. 5.8. Траектория движения контактной точки по сопряженным профилям: a – исходное положение; b – при повороте ротора на угол φ

$$v_2 = \frac{dS_2}{dt}, \quad (5.15)$$

$$\text{где } dt = \frac{d\varphi}{\omega}.$$

В зацеплении со смещением скорости качения можно определить численным расчетом на компьютере.

В идеальном циклоидальном зацеплении ($c_\Delta = 0$):

выступ зуба ротора очерчен дугой окружности радиуса r_u (см. § 4.1.3), поэтому

$$dS_2 = r_u d\varepsilon, \quad (5.16)$$

где ε — угол между осью зуба O_2O_3 и отрезком EK , соединяющим точку K и центр кривизны выступа E (см. рис. 5.8, б), $\varepsilon = \alpha - \varphi = \alpha_p + \pi/2$;

угловой параметр точки касания выступа и угол поворота ротора совпадают ($\tau = \varphi$).

С учетом указанных обстоятельств для идеального ВГМ скорости качения определяются следующим образом [54]:

$$v_1 = \omega e \left[z_2 \sqrt{W} + \frac{z_1 (c_0 \cos z_1 \varphi - 1) c_e}{W} + c_e \right]; \quad (5.17)$$

$$v_2 = \frac{\omega e z_1 (c_0 \cos z_1 \varphi - 1) c_e}{W}.$$

В центроидном зацеплении ($c_0 = 1$)

$$v_1 = \omega e \left(2z_2 \sin \frac{z_1 \varphi}{2} - \frac{z_1 - 2}{2} c_e \right); \quad (5.18)$$

$$v_2 = -\omega e \frac{z_1}{2} c_e.$$

В механизме с однозаходным ротором ($c_0 = 1$; $z_2 = 1$)

$$v_1 = 2\omega e \sin \varphi;$$

$$v_2 = -\omega e c_e = -\frac{\omega d_{cp}}{2}. \quad (5.19)$$

Графики изменения скоростей качения за цикл взаимодействия (рис. 5.9) показывают, что пара ротор — статор ВГМ относится к сопряжениям с переменными условиями касания и условия трения на контакте существенным образом зависят от кинематического отношения ВГМ.

В ВГМ с однозаходным ротором (см. рис. 5.9, а) скорости качения в течение всего цикла направлены в противоположные

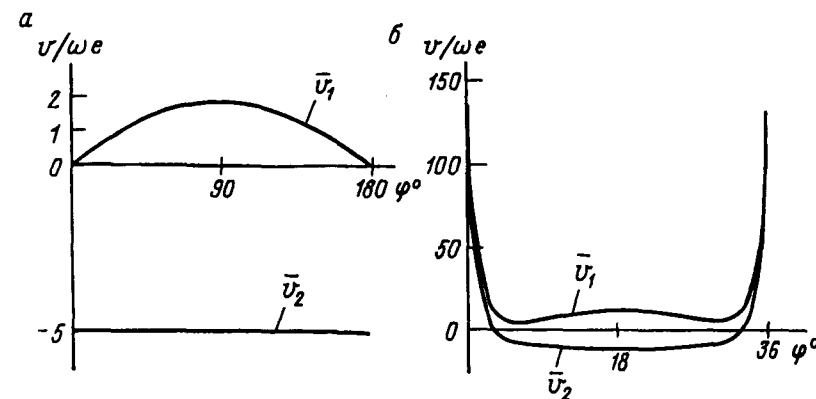


Рис. 5.9. Графики скоростей качения на контакте выступа зуба ротора:
а — $i = 1:2$; б — $i = 9:10$

стороны (причем $v_2 = \text{idem}$), следовательно, в точке касания всегда имеет место трение скольжения.

В многозаходных ВГМ скоростная обстановка в точке контакта имеет более сложный характер (см. рис. 5.9, б). В начале цикла направление скоростей v_1 и v_2 совпадает. При повороте ротора на угол $\varphi = \tau_n$ скорость v_2 меняет знак (точка контакта движется к вершине зуба ротора) и векторы скоростей качения становятся противоположно направленными. При переходе через середину цикла $\varphi = \pi/z_1$ все происходит в обратном порядке. Таким образом, условия трения на выступе зуба ротора переменны: если в начале и конце цикла наблюдается трение качения с проскальзыванием, то в среднем интервале цикла — трение скольжения профилей.

Подбором оптимального сочетания безразмерных параметров зацепления (c_0 , c_e , c_Δ) можно варьировать скоростной обстановкой на контакте, добиваясь благоприятных условий трения сопряженных профилей с учетом контактных напряжений в паре (см. § 7.2).

Результаты исследований координат особых точек циклоидального зацепления (см. § 4.1.3 и § 5.1) обобщены в табл. 5.1. Численные значения угловых параметров особых точек стандартного ($c_0 = 1,175$) идеального гипоциклоидального зацепления приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.1

Особые точки циклоидального зацепления

Название	Угловой параметр	Отличительная особенность	Формула определения ¹
Вершина выступа профиля	$\tau_{\text{выст}}$	Точка возврата профиля "Мертвая" точка зацепления	$\tau_{\text{выст}} = 0$
Вершина впадины профиля	$\tau_{\text{вп}}$	Центр ветви профиля Точка, максимально удаленная от полюса зацепления Максимальная скорость скольжения	$\tau_{\text{вп}} = \pi / z_1$
Точка перегиба	τ_{z_1}	Смена знака кривизны исходного профиля	$\tau_{z_1} = \frac{1}{z_1} \arccos \frac{z_2 - c_0^2}{c_0(z_2 - 1)}$
Точка минимального радиуса кривизны	τ_p	Максимальное контактное напряжение	$\tau_p = \frac{1}{z_1} \arccos \times$ $\times \frac{2z_1 - c_0^2(z_1 + 1) - 1}{c_0(z_1 - 2)}$ или $\tau_p = \pi / z_1$
Точка, нормаль в которой касается центроид профилей	τ_n	Разделение профиля ротора на выступ и впадину Запаздывание цикла впадины ротора относительно "мертвой" точки Изменение условий трения ротора: переход от качения к скольжению Наибольшее отклонение нормали к поверхности от торцовой плоскости	$\tau_n = \frac{1}{z_1} \arccos \frac{1}{c_0}$
Точка, нормаль в которой проходит через полюс зацепления в исходном положении	τ_0	Точка касания впадины ротора в исходном положении	$c_0 \cos \frac{z_2 + 2}{2} \tau_0 =$ $= \cos \frac{z_2}{2} \tau_0$

¹Для идеального зацепления ($c_3 = 0$).

Таблица 5.2

Угловые параметры особых точек зацепления

i	τ_n	τ_{z_1}	τ_0	τ_p
3:4	7,92	11,61	15,39	21,90
5:6	5,28	6,61	12,27	12,25
9:10	3,17	3,58	9,08	6,61

5.2. КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ

Механизм образования крутящего момента рассмотрим на примере идеальных гидродвигателей (одно- и многошагового), в которых отсутствуют объемные, механические и гидравлические потери, т.е. подводимая гидравлическая мощность полностью преобразуется в полезную мощность на валу ВЗД.

Одношаговый двигатель

Анализ рабочего процесса начнем с рассмотрения распределения давления жидкости в полостях ВЗД, образованных между винтовыми поверхностями ротора и статора.

Рассмотрим рабочие органы с левой нарезкой и расположим оси координат xuz таким образом, чтобы ось z совпала с осью статора. Предположим, что в данный момент времени ротор занимает положение, при котором его ось совпадает с прямой $x = 0, y = e$ (рис. 5.10). В этом случае впадина зуба ротора входит в зацепление с выступом зуба статора в среднем сечении ($z = T/2$) РО.

Условимся полости, гидравлически связанные с областями высокого или низкого давления, называть *камерами*, а полости, разобщенные от областей высокого или низкого давления, — *шлюзами* [87].

На рис. 5.11 представлены поперечные сечения (срезы) РО с кинематическим отношением $i = 9:10$. Для простоты изображения срезы выполнены равномерно по длине РО через интервалы $\Delta z = T/z_1$. Для выбранного момента времени (угла поворота ротора) шлюзы отсутствуют. В любом поперечном сечении имеется z_1 камер, разделенных между собой контактными точками. Хотя относительная конфигурация срезов остается постоянной, каждый срез характеризуется специфическим распределением давления в камерах.

Так, в первом сечении ($z = 0$) жидкость с высоким давлением занимает все камеры, в сечении ($z = T/2$) только половина камер заполнена жидкостью с высоким давлением и т.д. (см. рис. 5.11). Для выбранного положения ротора разобщение полостей высокого и низкого давлений происходит на длине $z = t$.

Анализируя распределение давления жидкости в полостях РО, можно заметить, что в каждом сечении РО на длине шага ротора возникает неуравновешенная радиальная гидравлическая сила. Исключение составляют концевые сечения 1, 2 и 9, 10 (см. рис. 5.11), в которых все камеры соединяются соответствен-

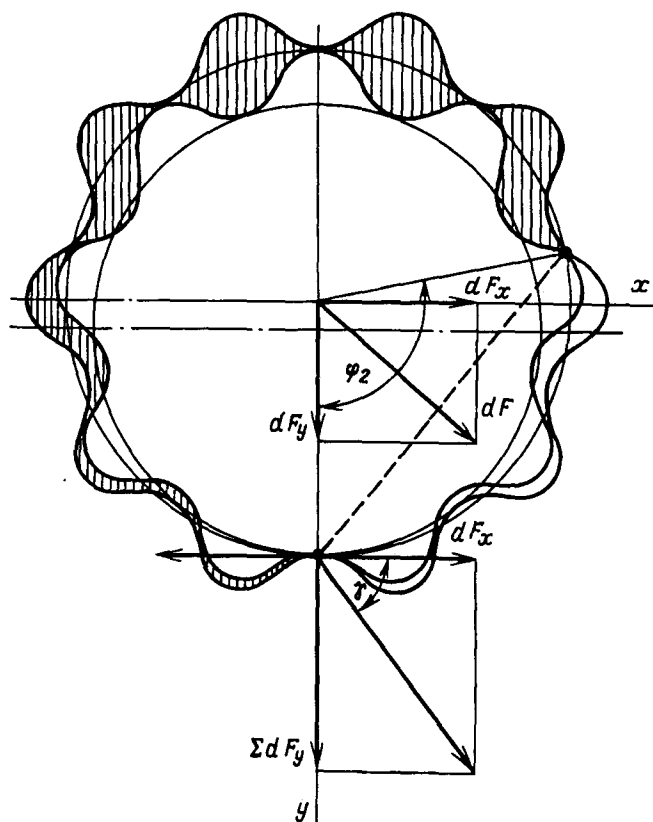


Рис. 5.10. Схема действия гидравлических сил в поперечном сечении РО

но с входом и выходом и где устанавливается одинаковое давление жидкости.

Если рассмотреть произвольное сечение и на расстоянии dz от него провести второе сечение, то элементарная гидравлическая сила выразится уравнением

$$dF = PL_p dz, \quad (5.20)$$

где P – перепад давления в рабочих органах; L_p – длина площадки, на которую действует гидравлическая сила.

В отличие от механизмов с однозаходным ротором ($i = 1:2$), во многозаходных ВГМ по длине РО изменяется не только ориентация (угол наклона) площадки, но и ее длина L_p .

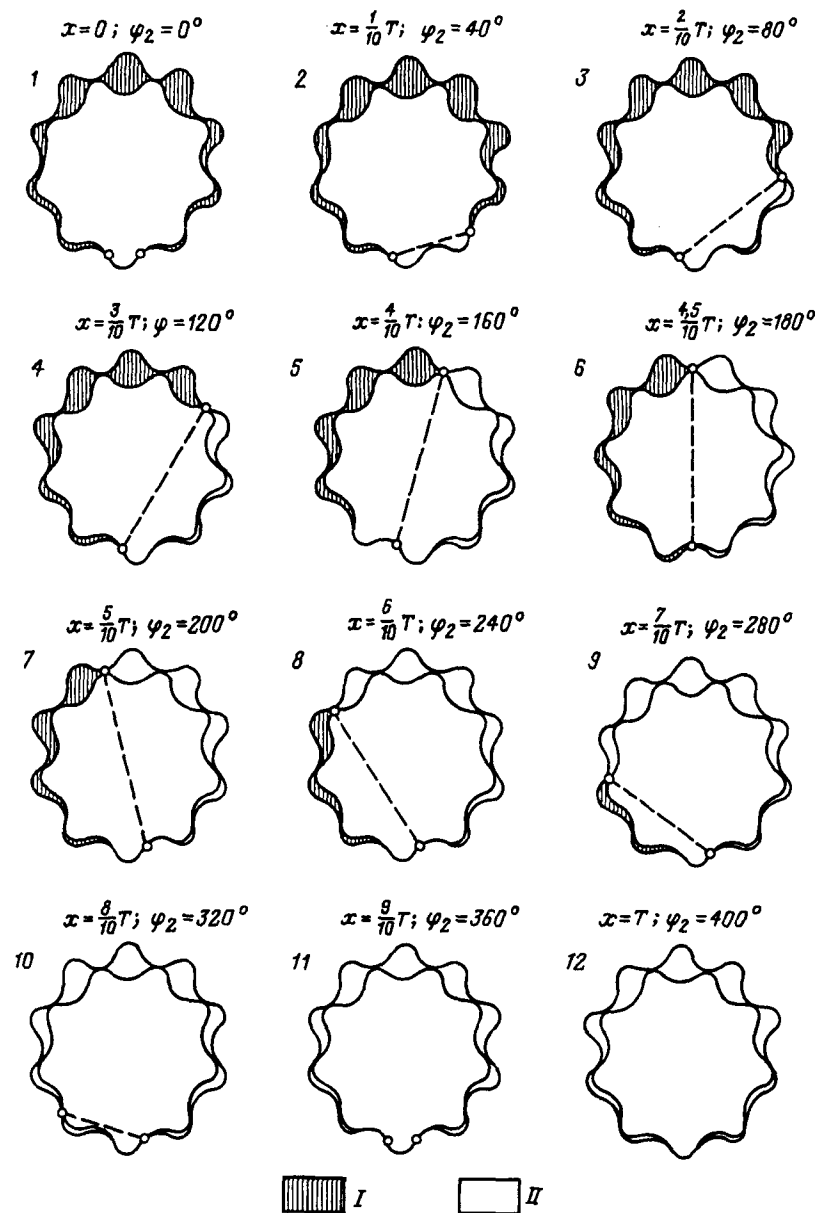


Рис. 5.11. Распределение давления жидкости в камерах РО:
I – область высокого давления; II – область низкого давления

На длине шага ротора (в интервале угла поворота винтовой поверхности ротора $\varphi_2 = 0 \div 2\pi$) длина площадки с достаточной точностью описывается гармонической зависимостью [87]:

$$L_p = D \sin \frac{\varphi_2}{2}. \quad (5.21)$$

где D – расчетный диаметр.

Расчетным диаметром является (см. рис. 5.10) диаметр статора по выступам зубьев (он же средний диаметр ротора)

$$D = D_k - 4e. \quad (5.22)$$

В общем случае D является функцией безразмерных параметров зацепления (i, c_0, c_e, c_Δ).

Допущение (5.21) означает, что проекция контактных линий на плоскость xy – окружность; ΔAOB – равнобедренный и, следовательно, в любом сечении РО вектор элементарной гидравлической силы проходит через центр сечения статора и наклонен к оси Ox под углом

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi_2}{2}. \quad (5.23)$$

Подставляя в уравнение (5.20) выражение (5.21) и учитывая, что

$$dz = \frac{t}{2\pi} d\varphi_2, \quad (5.24)$$

получаем

$$dF = \frac{PDt}{2\pi} \sin \frac{\varphi_2}{2} d\varphi_2. \quad (5.25)$$

Разложим силу dF на две составляющие: dF_x, dF_y (см. рис. 5.10).

Сила dF_x создает крутящий момент ротора относительно полюса зацепления, а сила dF_y совместно с инерционной силой $dF_{ин}$ (см. § 5.5) образует поперечную силу.

Проекции элементарных сил на координатные оси

$$dF_x = dF \cos \beta = \frac{PDt}{2\pi} \sin^2 \frac{\varphi_2}{2} d\varphi_2; \quad (5.26)$$

$$dF_y = dF \sin \beta = \frac{PDt}{4\pi} \sin \varphi_2 d\varphi_2. \quad (5.27)$$

Составляющая силы dF_y изменяет свое направление по длине РО: на половине высокого давления ($z < T/2$) она прижимает ротор к полюсу зацепления, на половине низкого давления

($z > T/2$) – отжимает ротор. В связи с этим проекции радиальных гидравлических сил, действующих на ротор, определяются следующим образом:

$$F_x = \int_0^t dF_x = \frac{PDt}{2\pi} \int_0^{2\pi} \sin^2 \frac{\varphi_2}{2} d\varphi_2; \quad (5.28)$$

$$F_y = \int_0^{t/2} dF_y = \frac{PDt}{4\pi} \int_0^{\pi} \sin \varphi_2 d\varphi_2. \quad (5.29)$$

Элементарный крутящий момент двигателя

$$dM = dF_x h, \quad (5.30)$$

где h – плечо силы (расстояние до полюса зацепления), $h = D_1/2$; D_1 – диаметр начальной окружности статора;

$$D_1 = 2ez_1. \quad (5.31)$$

После подстановки в (5.30) выражений (5.26), (5.31) получим

$$dM = \frac{PDtez_1}{2\pi} \sin^2 \frac{\varphi_2}{2} d\varphi_2. \quad (5.32)$$

Полный крутящий момент

$$M = \int_0^t dM = F_x \frac{D_1}{2}. \quad (5.33)$$

После интегрирования получим следующие расчетные формулы для сил и крутящего момента:

$$F_x = PDt/2; \quad (5.28a)$$

$$F_y = PDt/2\pi; \quad (5.29a)$$

$$M = PDtez_1/2. \quad (5.33a)$$

Эпюры момента и сил, действующих в рабочих органах двигателя, представлены на рис. 5.12.

Необходимо обратить внимание на одно важное следствие, вытекающее из приведенного анализа действия радиальных сил [87]. Оказывается, как было отмечено ранее, составляющие сил dF_y создают на роторе *перекашивающий момент* (момент пары сил F_y) в плоскости, проходящей через оси ротора и статора (см. рис. 5.12).

$$M_n = F_y \frac{t}{2} = \frac{PDt^2}{4\pi}. \quad (5.34)$$

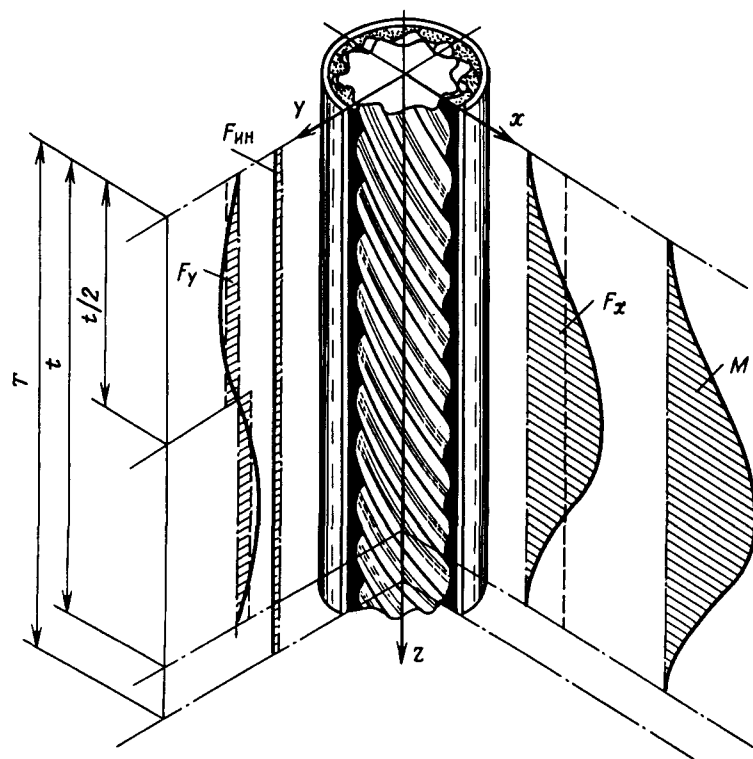


Рис. 5.12. Эпюры крутящего момента M и радиальных сил F_x , F_y , $F_{ин}$, действующих в РО гидродвигателя

Перекашивающий момент приводит к нарушению пространственной ориентации (перекосу) ротора, искажению расчетной геометрии и появлению в рабочей паре дополнительных зазоров и натягов, а также является источником вибрации.

Таким образом, в одношаговом ВГМ вектор элементарных радиальных гидравлических сил изменяется как по направлению, так и по значению в зависимости от координаты сечения. Образующийся при этом на длине шага ротора спиральный "веер" элементарных гидравлических сил можно привести к главному вектору $F_r = F_x$ и главному моменту M_n системы. Описанная совокупность силы F_r и пары сил M_n известна в теоретической механике как динамический винт и к одной равнодействующей не приводится.

В ВГМ с центроидным зацеплением зависимость (5.33а) приобретает вид

$$M = Pz_2e^2T(z_2 - 1 + c_e). \quad (5.35)$$

Кроме того, согласно общей теории гидромашин [60, 111] крутящий момент объемного гидродвигателя

$$M = PV/2\pi. \quad (5.36)$$

Для винтового гидродвигателя (см. § 4.4)

$$V = z_2ST. \quad (5.37)$$

В центроидном механизме с учетом (4.90) точное выражение крутящего момента приобретает вид

$$M = Pz_2e^2T\left(z_2 - 1 + \frac{4c_e}{\pi}\right). \quad (5.38)$$

В частном случае ВГМ с однозаходным ротором ($i = 1 : 2$)

$$M = \frac{4Pe^2Tc_e}{\pi}. \quad (5.38a)$$

Выражения (5.35), (5.36) можно представить как [87]

$$M = M_0Pe^2T, \quad (5.39)$$

где M_0 — удельный момент, представляющий собой крутящий момент ВГМ с единичными размерами (e , T) и единичным перепадом давления.

Из анализа действия радиальных сил ВГМ (приближенное выражение)

$$M_0 = z_2(z_2 - 1 + c_e). \quad (5.40)$$

Из общей теории объемных гидромашин (точное выражение)

$$M_0 = z_2\left(z_2 - 1 + \frac{4}{\pi}c_e\right). \quad (5.41)$$

Сравнивая выражения удельных моментов ВГМ, полученные разными способами, можно сделать вывод, что они практически идентичны. Так, относительное расхождение при расчете удельных моментов для случая ВГМ с $i = 9:10$; $c_e = 2$ составляет всего 5 %. Это подтверждает правомерность проведенного анализа радиальных сил и принятых при вычислении длины площадки L_p допущений.

Крутящий момент можно представить в виде

$$M = M_0P\frac{z_1}{z_2}c_\tau\frac{\bar{D}_k - 4}{\bar{D}_k^3}D_k^3, \quad (5.42)$$

где $C_\tau = t/d_{cp}$; $\bar{D}_k = D_k/e$.

Выражение (5.42) наглядно иллюстрирует преимущество винтовых двигателей: в отличие от динамических гидромашин (турбобуров), у которых крутящий момент пропорционален пятой степени диаметра РО [41, 96], в ВГМ при прочих равных условиях M пропорционален третьей степени диаметра*. Это позволяет ВЗД развивать высокие крутящие моменты при относительно малых диаметральных габаритах.

Многошаговый двигатель

В многошаговом механизме (в практике бурения применяются именно такие РО, с числом шагов $k \geq 2$) разделение полостей высокого и низкого давлений, а значит, и перепад давления осуществляется уже не на одной контактной линии, а на большем их числе [87]:

$$\Lambda = (k - 1)z_1 + 1. \quad (5.43)$$

В теории одновинтовых гидромашин [22] общепризнана гипотеза равномерного ступенчатого изменения давления при переходе через контактные линии по длине РО (с постоянным межвитковым перепадом давления)

$$P_k = P / \Lambda. \quad (5.44)$$

В многошаговых РО гидравлические силы на каждом шаге ротора могут быть приведены к главному моменту только в ВГМ с однозаходным ротором [55].

В многошаговых многозаходных ВГМ вследствие специфики распределения жидкости по рабочим камерам [55] силовые факторы приобретают качественно иной характер, вызванный тем, что при постоянстве межвиткового перепада давления P_k значения элементарных гидравлических сил во всех сечениях не зависят от абсолютного давления жидкости в камере, а определяются межвитковым перепадом, геометрией зацепления и координатой сечения. При этом вектор элементарных гидравлических сил изменяет свое направление, создавая при этом перекашивающий момент, не на всей длине РО, а лишь на концах ротора (рис. 5.13). В средних же сечениях векторы элементарных гидравлических сил постоянны по направлению и составляют угол 90° с инерционной силой.

Эта закономерность вытекает из анализа действия элементарных гидравлических сил (рис. 5.14), являющихся равнодействующими сил давления жидкости (df_i) на грани замкнутого

* Эти выводы справедливы для геометрически подобных гидромашин и $n = \text{idem}$.

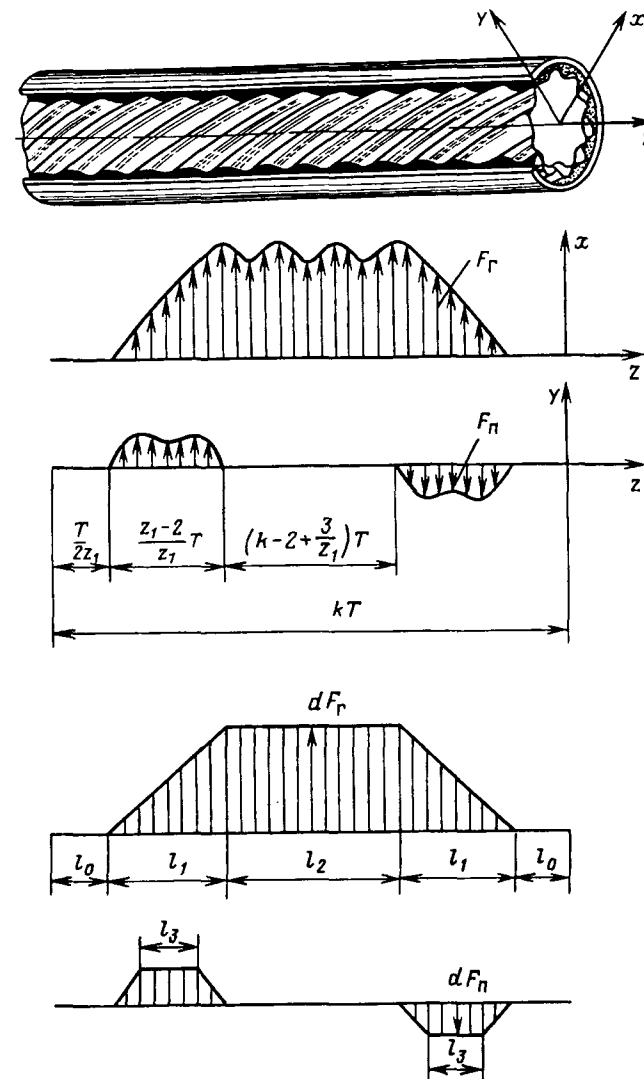


Рис. 5.13. Эпюры гидравлических радиальных сил в многошаговом многозаходном ВЗД ($i = 3:4$; $k = 2$) и эквивалентная расчетная схема

многоугольника $K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_1$, вершины которого расположены в точках касания профилей. Элементарные гидравлические силы не дают проекции в направлении инерционной силы, если давление последовательно и равномерно изменяется от ка-

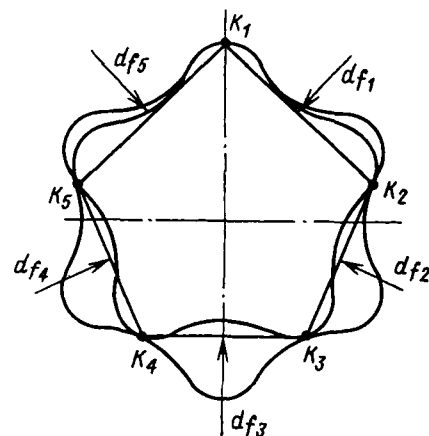


Рис. 5.14. Схема действия гидравлических сил в поперечном сечении многошагового ВГМ ($i = 5:6$)

меры к камере, так что перепад давления между ними остается постоянным, а это при $P_k = \text{idem}$ имеет место в средних сечениях на длине l_2 (см. рис. 5.13).

Таким образом, поперечные сечения многошаговых многозаходных ВГМ с точки зрения действия радиальных гидравлических сил можно условно классифицировать на три группы [55]:

1) крайние сечения, расположенные с обоих концов РО на длине $l_0 = T/2z_1$, во всех камерах которых находится жидкость одинакового (высокого или низкого) давления. В этих сечениях радиальные гидравлические силы не возникают;

2) центральные сечения на длине $l_2 = (k - 2 + 3/z_1)T$, между камерами которых устанавливается одинаковый перепад давления. В этих сечениях радиальные гидравлические силы не создают перекашивающих проекций;

3) промежуточные сечения, расположенные с двух сторон на длине $l_1 = \frac{z_1 - 2}{z_1}T$, распределение давления жидкости в камерах

которых не имеет закономерного характера (между одними камерами есть перепад давления, между другими — нет), что приводит к возникновению перекашивающих радиальных сил.

Поскольку F_r и F_n есть площади соответствующих эпюр элементарных гидравлических сил, то, учитывая вид этих эпюр и аппроксимируя их правильными трапециями (см. рис. 5.13), получаем

$$F_r = dF_r(l_1 + l_2); \quad (5.45)$$

$$F_n = \frac{dF_n}{2}(l_1 + l_3), \quad (5.46)$$

где dF_r , dF_n — средние значения элементарных сил в центре эпюр (высота трапеций).

Момент пары перекашивающих сил

$$M_n = F_n(l_1 + l_2). \quad (5.47)$$

Учитывая, что $l_3 = T/z_1$, выражения (5.45)–(5.47) упрощаются до вида

$$F_r = \frac{\Lambda}{z_1} T dF_r;$$

$$F_n = \frac{t}{2} dF_n; \quad (5.48)$$

$$M_n = \frac{\Lambda}{z_1} T F_n.$$

Выражения (5.48) можно представить в виде

$$F_r = \alpha_r c_T D_k^2 P;$$

$$F_n = \frac{\alpha_n c_T}{\Lambda} D_k^2 P; \quad (5.49)$$

$$M_n = \alpha_m c_T^2 D_k^3 P,$$

где α_r , α_n , α_m — безразмерные коэффициенты, зависящие от i , c_0 , c_e .

Значения данных коэффициентов для стандартного зацепления многозаходных ВГМ ($c_0 = 1,175$; $c_e = 2,175$) приведены в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Безразмерные коэффициенты	Число заходов ротора z_2								
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
α_r	0,244	0,292	0,324	0,346	0,363	0,377	0,388	0,397	0,405
α_n	0,058	0,122	0,190	0,261	0,334	0,408	0,483	0,559	0,635
α_m	0,018	0,028	0,035	0,041	0,045	0,048	0,051	0,053	0,055

Главный вектор радиальных гидравлических сил, приложенный в центре сечения РО, можно определить и непосредственно через крутящий момент гидродвигателя M :

$$F_r = \frac{M}{ez_1} = \frac{PV}{2\pi ez_1}. \quad (5.50)$$

Главный вектор гидравлических сил отечественных ВЗД в режиме максимальной мощности, рассчитанный по формуле (5.50), имеет следующие значения:

Двигатель.....	Д1-54	Д1-127	Д2-195	Д1-240
F_r , кН.....	5-9	60-85	105-140	360-475

При определенной геометрии РО и перепаде давления P главный вектор гидравлических сил ВГМ есть величина постоянная, не зависящая от числа шагов k , в то время как перекашивающие гидравлические силы F_n уменьшаются при увеличении числа шагов. При этом главный момент системы (перекашивающий момент) также не зависит от k , т.е. увеличение плеча пары сил при повышении числа шагов сопровождается пропорциональным уменьшением модуля силы F_n .

Оценку влияния перекашивающего момента в системе гидравлических сил ВГМ можно вести по углу перекоса

$$\gamma_n = \arctg \frac{2F_n}{F_r} \quad (5.51)$$

В ВГМ с однозаходным ротором ($i = 1:2$)

$$\gamma_n = \arctg \frac{1}{2k-1} \quad (5.51a)$$

Во многозаходных ВГМ

$$\gamma_n = \arctg \frac{2}{\pi} \approx 32,5^\circ \quad \text{при } k = 1;$$

$$\gamma_n = \arctg \frac{2\alpha_n}{\Lambda\alpha_r} \quad \text{при } k \geq 2. \quad (5.51б)$$

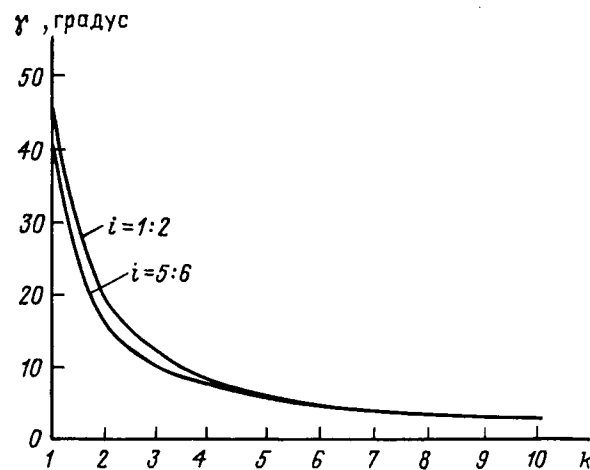


Рис. 5.15. Зависимость угла перекоса γ_n от числа шагов k /РО

Описанная особенность действия радиальных гидравлических сил, присущая ВГМ и заключающаяся в том, что главный вектор и главный момент системы независимо от числа шагов остаются постоянными, а действие перекашивающих сил локализовано на концах рабочей пары, подчеркивает преимущества монолитных многошаговых конструкций РО, поскольку в них не только снижаются контактные напряжения, но и уменьшается, а при $k > 4$ практически устраняется перекося ротора (рис. 5.15).

5.3. ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ

Для объемных гидромашин при заданном расходе жидкости Q частота вращения вала (без учета объемных потерь)

$$n = Q/V. \quad (5.52)$$

Для ВГМ с центроидным гипоциклоидальным зацеплением (5.52) можно преобразовать к виду

$$n = \frac{Q}{2\pi e^2 T} \omega_0, \quad (5.53)$$

где ω_0 — удельная угловая скорость,

$$\omega_0 = 1/M_0. \quad (5.54)$$

ω_0 — безразмерный параметр ВГМ, выражающий скорость механизма с единичными размерами (e , T) и расходом жидкости [87].

Наибольшим значением ω_0 обладают механизмы с однозаходным ротором, у которых

$$n = Q/4edT. \quad (5.53a)$$

Обратная зависимость удельных крутящих моментов и угловых скоростей (5.54) вытекает из принятого условия постоянства мощности гидродвигателя

$$N = M\omega = PQ. \quad (5.55)$$

Полученные выражения M_0 и ω_0 позволяют построить обобщенные зависимости крутящего момента и угловой скорости от кинематического отношения ВГМ при постоянном расходе и перепаде давлений.

На рис. 5.16 данные зависимости приведены для двух случаев: а — $e = \text{idem}$, $T = \text{idem}$; б — $D_k = \text{idem}$; $c_T = \text{idem}$. Из пред-

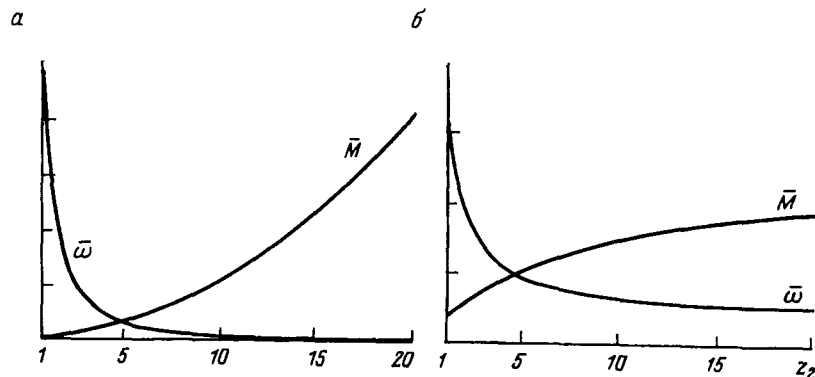


Рис. 5.16. Зависимость крутящего момента и угловой скорости от кинематического отношения

ставленных кривых видно, что при прочих равных условиях двигатели с однозаходным ротором ($z_2 = 1$) развивают максимальную скорость и минимальный момент. Их применение оправдано, когда ставится задача создания *высокооборотного* двигателя.

По мере увеличения числа заходов возрастает крутящий момент и уменьшается угловая скорость. Объясняется это тем, что многозаходный ВГМ представляет собой соединение гидравлического двигателя и планетарного редуктора, передаточное отношение которого равно числу заходов ротора. Это важнейшее свойство многозаходных ВГМ предопределяет их преимущества при создании *высокомомментного* двигателя.

Наибольшее изменение функций относительных крутящих моментов и угловых скоростей наблюдается при увеличении числа зубьев ротора до $z_2 = 10$, далее при $D_k = \text{idem}$ кривые \bar{M} и $\bar{\omega}$ выполаживаются (см. рис. 5.16).

Таким образом, применение супермногозаходных РО (за исключением особых случаев) нецелесообразно, поскольку при $c_T = \text{idem}$ это не приводит к заметному изменению характеристик гидромашины.

Крутящий момент и частота вращения идеального гидродвигателя не зависят от числа шагов РО и определяются соответственно перепадом давления и расходом жидкости.

В действительности вследствие гидромеханических и объемных потерь (см. § 5.7) крутящий момент M и частота вращения n ВЗД меньше своих идеальных значений M_n , n_n :

Рис. 5.17. Направление крутящих моментов (РО с левой нарезкой)

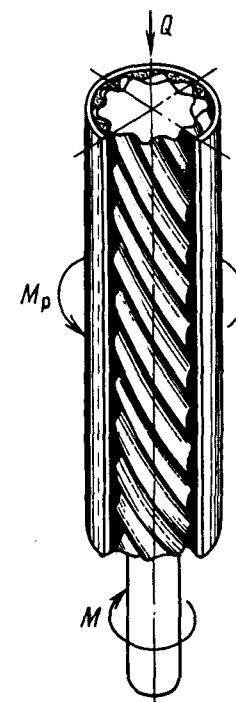
$$M = M_n - M_r - M_n = M_n \eta_{гн}; \quad (5.56)$$

$$n = n_n - \Delta Q / V = n_n \eta_0. \quad (5.57)$$

Направление крутящих моментов. Анализ рабочего процесса винтового двигателя позволяет сформулировать общее правило для определения направления крутящих моментов, создаваемых потоком жидкости (аналогичное “правилу буравчика” в электротехнике): для наблюдателя, смотрящего по потоку жидкости, момент от гидравлических сил на наружном элементе совпадает с направлением винтовой нарезки рабочих органов, а на внутреннем элементе — направлен в противоположную сторону (рис. 5.17).

Момент на элементе РО, связанном с бурильной колонной, принято называть *реактивным моментом*.

Чтобы реактивный момент M_r был направлен против часовой стрелки и не способствовал отвороту резьб бурильной колонны, в традиционной схеме ВЗД направление нарезки РО должно быть левым. В связи с этим во всех отечественных и зарубежных ВЗД рабочие органы имеют левое направление зубьев, выходной вал вращается по часовой стрелке (глядя сверху), а наддолотный переводник и другие детали выходного вала снабжены правой резьбой.



5.4. НЕРАВНОМЕРНОСТЬ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ И КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Рабочий процесс ВЗД, подобно другим объемным гидромашинам, сопровождается колебаниями угловой скорости и крутящего момента. Но в отличие от поршневых гидромашин крутильные колебания вала ВЗД обуславливаются не кинематикой рабочего органа (синусоидальным законом движения поршня), а изменением мгновенного расхода утечек в камерах двигателя.

Явление непостоянства утечки, впервые установленное в ходе

исследований рабочего процесса одновинтового насоса [22], вызывается периодическим (циклическим) изменением числа контактных линий Λ , разделяющих области высокого и низкого давления, следствием чего является изменение межвиткового перепада давления P_k (5.44) и утечки через пару

$$\Delta Q = f(P_k). \quad (5.58)$$

Λ зависит от кинематического отношения, числа шагов РО и угла поворота ротора. За один оборот ротора максимальное число контактных линий Λ_{\max} разделяет вход и выход при вхождении выступа зуба ротора во впадину статора («мертвая» точка) в торцовом сечении обоймы ($z = 0$)*. В промежуточных положениях ротора число контактных линий минимально [87]:

$$\Lambda_{\min} = (k - 1)z_1 + 1; \quad (5.59)$$

$$\Lambda_{\max} = (k - 1)z_1 + 2.$$

С учетом кратности действия ВГМ частота пульсаций расхода утечек, сопровождающихся колебаниями давления на входе в гидродвигатель

$$f = z_1 z_2 n. \quad (5.60)$$

Неравномерность вращения ВЗД (см. § 6.8), как это следует из (5.59), снижается с увеличением числа шагов и кинематического отношения, т.е. наиболее сильно крутильные колебания проявляются в одношаговых гидродвигателях. Если сравнивать многошаговые РО различного кинематического отношения, то более равномерно вращаются многозаходные пары. Так, при трехшаговом исполнении РО с кинематическими отношениями 9:10 и 1:2 число их шлюзов в промежуточных положениях соответственно составляет 20 и 4. Поэтому при изменении Λ на единицу более чувствительны к перераспределению давления ВЗД с однозаходным ротором.

Пульсация межвитковых перепадов давления приводит также к колебаниям осевой силы гидромашины [22], что должно учитываться при динамических расчетах.

Неравномерность вращения ВЗД может привести к увеличению динамических нагрузок; стать источником крутильных колебаний долота и бурильной колонны и продольных колебаний в системах роторная группа ВЗД – долото – бурильная колонна, шпиндель – корпус ВЗД – бурильная колонна; снизить запас устойчивости гидродвигателя.

*Рассматриваются РО длиной, кратной шагу статора.

Вместе с тем пропорциональность частоты пульсаций давления и угловой скорости ВЗД можно использовать для идентификации режима работы гидродвигателя в процессе бурения скважины (см. § 9.5).

Для более точного описания процесса крутильных колебаний ВЗД необходимо проведение специальных экспериментальных исследований в лабораторных и промышленных условиях.

5.5. СИЛОВЫЕ ФАКТОРЫ

В процессе эксплуатации ВЗД его элементы (рабочие органы, соединение ротора со шпинделем, вал и опоры шпинделя, корпусные детали) подвержены действию различных силовых факторов гидравлического и механического происхождения. Действующие силы можно условно разделить на радиальные и осевые.

Радиальные силы, формирующие крутящий момент гидродвигателя, обуславливают смещение ротора вследствие деформации эластичной обкладки статора. Возникающие при этом контактные напряжения, как показывает опыт эксплуатации, во многом определяют ресурс РО. Кроме того, действие радиальных сил приводит к осевому перекосу ротора, что также неблагоприятно сказывается на работоспособности гидромашины.

Осевые силы определяют требования к выбору конструктивных элементов гидромашины (соединения ротора со шпинделем, опоры шпинделя и др.). Осевое усилие на корпусе двигателя определяет характер продольных нагрузок бурильной колонны, пространственную форму ее упругой линии, продольную устойчивость колонны и выбор местоположения на ней опорно-центрирующих элементов. В связи с этим точный расчет осевых сил особенно важен при бурении наклонно направленных и горизонтальных скважин.

Радиальные и осевые силы зависят от геометрических параметров РО (i , c_r , k) и режима работы ВЗД (Q , M).

Радиальные силы

Действие радиальных гидравлических сил в рабочих органах ВЗД одно- и многошаговой конструкций подробно разобрано при исследовании механизма образования крутящего момента (см. § 5.2).

В данном параграфе действие радиальных сил рассматрива-

A schematic diagram of a drill bit. The bit is shown in a perspective view, with a cross-section at the top. The cutting edge is labeled with F_n . The main body of the bit is labeled with $F_{ин}$. The drill bit is shown with a handle, and the handle is labeled with $R_{гв}$. The bit is shown drilling into a material, with a chip being removed.

На ротор, совершающий планетарное движение, в радиальном направлении действуют (рис. 5.18):

поперечная составляющая силы тяжести ротора в жидкости G_p ;

силы реакции связей в точках
контакта поверхностей РО;

сила реакции связи с гибким валом $R_{гв}$ (перерезывающая сила),

Силы реакции связей в точках контакта с учетом предварительного натяга в паре распределены по линии контакта. В каждом поперечном сечении РО имеется z_1 точек контакта профилей. При движении ротора сила реакции связи R_i в точках контакта складывается (рис. 5.19) из нормальной реакции N_i и перпендикулярной к ней силы трения

$$F_{\text{тpi}} = fN_i, \quad (5.61)$$

где f – динамический коэффициент трения; i – номер точки контакта ($i = 1, \dots, z_1$).

Полная сила реакции

$$R_i = \sqrt{N_i^2 + F_{\text{pi}}^2} \quad (5.62)$$

[illegible]

Р – полюс зацепления; 1–6 – точки контакта РО

Нормальная реакция N_i не создает ни крутящего момента, ни момента сил сопротивления. Силы трения создают на роторе момент сил вредного сопротивления (механических потерь M_m).

При неподвижном роторе ($F_{\text{тр}} = 0$) нормальная реакция связи сохраняется из-за начальных нагрузок от натяга в паре. При движении ротора происходит перераспределение начальных нагрузок: на одной части контактной линии N_i увеличивается, на другой – уменьшается (или даже снимается при переходе контакта в зазор).

Если принять систему координат, связанную со статором, условно неподвижной (абсолютной), то основное уравнение движения ротора представляется в виде

$$\sum \vec{F} = m \vec{a}, \quad (5.63)$$

где $\sum \vec{F}$ – сумма сил, действующих на ротор; a – ускорение ротора относительно абсолютной системы координат x_1y_1 ; m – масса ротора, $m = \rho_n L \frac{\pi}{4} (d_{cp}^2 - d_0^2)$.

Чтобы раскрыть рассмотренную выше, статически неопределимую систему сил, примем допущения:

ротор – абсолютно твердое тело;

радиальное смещение ротора пренебрежимо мало по сравнению с эксцентриситетом;

реакция со стороны гибкого вала оказывает несущественное влияние на перекося ротора (центр перекося расположен в середине РО).

Тогда уравнение движения (5.63) приводится к интегрированному на половине длины РО виду

$$\frac{1}{2} \vec{F}_r + \vec{F}_n + \frac{1}{2} \vec{G}_p + \vec{N} + \vec{F}_{тр} + \frac{1}{2} \vec{F}_{ин} = 0, \quad (5.64)$$

где \vec{N} , $\vec{F}_{тр}$ – равнодействующие силы соответственно нормальной реакции и трения; $\vec{F}_{ин}$ – центробежная сила инерции ротора,

$$\vec{F}_{ин} = -m \vec{a}_n; \quad F_{ин} = m z_2^2 \omega^2 e. \quad (5.65)$$

Приведенные силы сосредоточены в центре рассматриваемых участков. Координаты точек приложения векторов: $z = L/4$; $z = 3L/4$ (рис. 5.20).

Инерционная сила, в отличие от других сил, входящих в уравнение (5.64), имеет нефизическое происхождение (в том смысле, что она не уравновешена силой противодействия, т.е. не подчиняется III закону Ньютона) и вводится для удобства расчета с использованием методов статики (принцип Даламбера), а также для отыскания реакции связи. Поскольку контактные нагрузки в РО ВЗД определяются реакциями связей, этот прием используется в теории одновинтовых гидромашин при расчетах контактных напряжений.

При учете потерь в гидродвигателе главный вектор F_r пропорционален индикаторному моменту $M_{инд}$ (см. § 5.7):

$$F_r = \frac{M_{инд}}{e z_1} = \frac{P \Gamma \eta_r}{2 \pi e z_1}. \quad (5.66)$$

Рис. 5.20. Схема действия приведенных сил в РО ВЗД

Уравнение движения ротора (5.63) можно представить в виде

$$\vec{R} = - \left(\frac{1}{2} \vec{F}_r + \vec{F}_n + \frac{1}{2} \vec{F}_{ин} + \frac{1}{2} \vec{G}_p \right), \quad (5.67)$$

где \vec{R} – равнодействующая сила реакции связи на половине длины РО, которая уравнивается векторной суммой гидравлических и инерционных сил, а также поперечной составляющей силы тяжести ротора. В теории одновинтовых гидромашин [94] под данной суммой F_Σ , заключенной в скобки в (5.67), и понимается радиальная сила в РО.

Следует подчеркнуть, что равнодействующая сила реакции учитывает и составляющую от натяга в паре.

Уравнение (5.67) является основным при расчетах радиальных сил и контактных напряжений в РО.

Так как вектор \vec{F}_r перпендикулярен к векторам \vec{F}_n и $\vec{F}_{ин}$, уравнения динамики ротора в проекциях на координатные оси представляются следующим образом:

$$R_x = F_r / 2; \quad (5.68)$$

$$R_y = (F_{ин} - G_p \sin \varphi) / 2 \pm F_n,$$

где

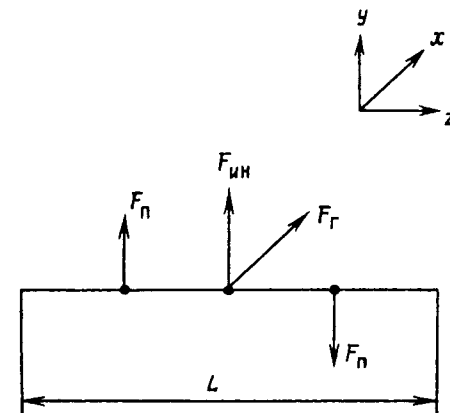
$$G_p = m g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_n} \right). \quad (5.69)$$

Полная равнодействующая сила

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = F_r / 2 \cos \gamma, \quad (5.70)$$

где γ – угол отклонения вектора F_Σ (см. рис. 5.19),

$$\operatorname{tg} \gamma = (F_{ин} \pm 2F_n - G_p \sin \varphi) / F_r. \quad (5.71)$$



В (5.71) и далее верхний знак относится к той половине РО, где $F_{\text{ни}}$ и $F_{\text{н}}$ совпадают по направлению, а нижний — где они противоположны.

Сила реакции связи R распределена по контактным линиям по неизвестному закону, определить который аналитически ввиду сложности задачи не представляется возможным. Такая задача относится к классу пространственных контактных задач определения напряженного состояния прижатых упругих тел. В нашем случае одно из тел (ротор) может рассматриваться как абсолютно твердое, но при этом задача усложняется тем, что кривизна соприкасающихся тел изменяется по длине контактных линий.

В связи с этим переход от R к действующей нормальной нагрузке в точке контакта поверхностей может быть осуществлен только после принятия некоторых дополнительных допущений. Один из возможных подходов к решению данной задачи, при котором удельная нормальная нагрузка условно разделяется на две независимые составляющие: *начальную* от натяга в паре и *дополнительную* от силовых факторов, возникающую при движении ротора, используется при расчете контактных напряжений [43, 87], пересчете характеристик и оптимизации геометрических параметров ВЗД.

Осевые силы

Действие осевых сил распространяется как на систему вала ВЗД (ротор — гибкий вал — вал шпинделя — долото), так и на корпус гидродвигателя.

При расчете осевых сил примем типовую конструктивную схему забойного агрегата ВЗД — долото (рис. 5.21) с двухступенчатым перепадом давлений в РО ВЗД $P = p_1 - p_2$ и долоте $P_d = p_2 - p_3$ (пренебрегая потерями давления в каналах двигателя, в частности в проточке вала шпинделя).

Осевое усилие в системе вала, определяющее нагрузку в опорах шпинделя, зависит от распределения давления в гидродвигателе и долоте, осевой составляющей усилия в зацеплении рабочих органов, массы роторной группы (системы вала) m_v и реакции забоя (осевой нагрузки на долото) G .

Для принятой конструктивной схемы осевые силы в системе вала суммируются (см. рис. 5.21), создавая нагрузку на опоре шпинделя

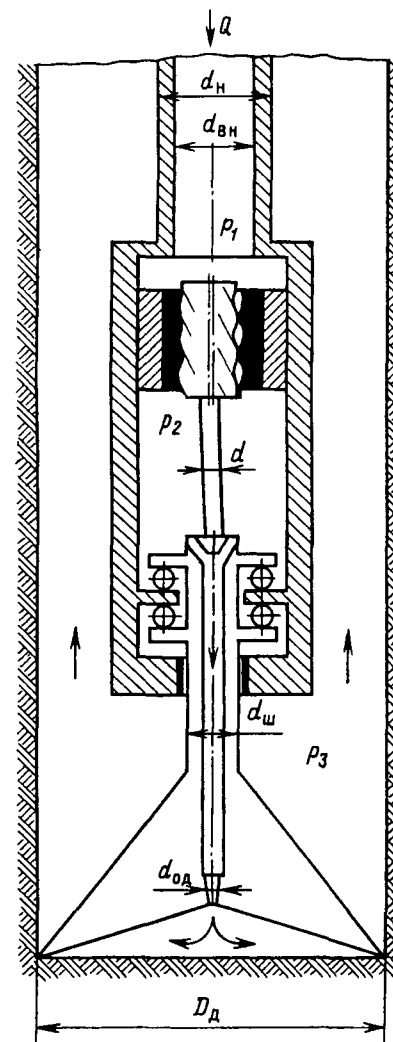
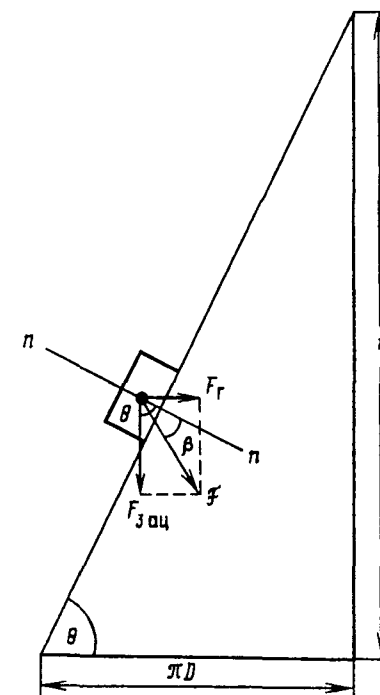


Рис. 5.21. Схема действия осевых сил

Рис. 5.22. Схема действия сил на наклонной плоскости:

F — сила взаимодействия между плоскостью и ползуном; $F_{\text{зац}}$; F_r — осевая и окружная составляющие силы F



$$F_0 = F_{\text{ро}} + F_d + G_v - G, \quad (5.72)$$

где $F_{\text{ро}}$ — осевая сила в рабочих органах, включающая гидравлическую составляющую $F_p = PS_k$ и составляющую усилий в зацеплении $F_{\text{зац}}$; F_d — осевая гидравлическая сила от перепада давления на долоте; G_v — продольная составляющая силы тяжести роторной группы в жидкости.

Составляющие осевой силы определяются следующим образом:

$$F_{po} = F_p + F_{зац};$$

$$F_d = P_d(S_{ш} - S_{од}); \quad (5.73)$$

$$G_b = m_b g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_m}\right) \cos \varphi,$$

где S_k , $S_{ш}$ — площади проекции соответственно контактных линий РО и вала шпинделя; $S_{од}$ — площадь промывочных отверстий долота.

В зависимости от соотношения сил, входящих в (5.72), F_0 может быть направлена как вверх ($F_0 < 0$), так и вниз ($F_0 > 0$).

Составляющая усилий в зацеплении $F_{зац}$ возникает в результате разложения нормальных сил, распределенных по линии контакта зубьев [22, 94].

С физической точки зрения $F_{зац}$ можно представить как осевую составляющую сил при скольжении ползуна-ротора по наклонной плоскости (развернутой винтовой поверхности статора) (рис. 5.22).

Если рассматривать РО как винтовую передачу [55], зависимость $F_{зац}$ от внутреннего (индикаторного) крутящего момента $M_{инд} = M + M_m$ (см. § 5.7) и среднего диаметра D имеет вид

$$F_{зац} = \frac{2M_{инд}}{D \operatorname{tg}(\theta - \beta)}. \quad (5.74)$$

где θ — угол подъема винтовой линии; β — угол трения,

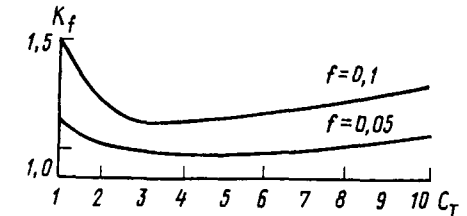
$$\beta = \operatorname{arctg} f. \quad (5.75)$$

Коэффициент трения f зависит как от фрикционных свойств пары, так и от геометрических параметров РО (натяг, число шагов, состояние поверхности).

Если шаг и средний диаметр винтовой передачи принять равными соответственно шагу и среднему диаметру ротора, то

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{c_T}{\pi}. \quad (5.76)$$

Рис. 5.23. Зависимость коэффициента K_f от c_T



Индикаторный момент при прочих равных условиях зависит от перепада давления и гидравлического к.п.д. ВЗД:

$$M_{инд} = \frac{PV}{2\pi} \eta_r. \quad (5.77)$$

Подставляя (5.75) и (5.77) в (5.74) и проводя преобразования, получаем

$$F_{зац} = z_2 S \eta_r K_f P, \quad (5.78)$$

где K_f — коэффициент, характеризующий влияние пространственной геометрии и фрикционных свойств РО [55],

$$K_f = \frac{c_T}{\pi} \left(\frac{\pi - f c_T}{c_T - f \pi} \right). \quad (5.79)$$

Данный коэффициент принимает минимальное значение ($K_f = 1$) в идеальном ВГМ при отсутствии трения ($f = 0$).

Для любого коэффициента трения f существует форма винтовой поверхности (c_T^*), обеспечивающая минимальное влияние трения на уровень осевой составляющей сил в зацеплении (рис. 5.23). Для применяемых материалов пары ротор — статор (резина — сталь) $f \approx 0,05 \div 0,1$ и $c_T^* \approx 3$.

Из графика (см. рис. 5.23) видно, что в рабочем диапазоне изменения параметра c_T ($c_T = 6 \div 10$) коэффициент K_f незначительно отличается от 1 и, таким образом, трение не сильно влияет на осевую силу в зацеплении.

Поскольку η_r и K_f компенсируют друг друга ($\eta_r < 1$; $K_f > 1$) в практических расчетах их влиянием можно пренебречь, тогда осевая сила в РО

$$F_{po} = P(S_k + z_2 S). \quad (5.80)$$

Если требуется выразить осевую силу как функцию крутящего момента M , то

$$F_{po} = \frac{2\pi M}{T\eta_{гм}} \left(\frac{S_k}{z_2 S} + 1 \right). \quad (5.80a)$$

В большинстве случаев при расчетах осевых сил можно пренебречь силой тяжести роторной группы и перепадом давления в долоте ($P_d \ll P$), принимая, что

$$F_0 = F_{po} - G.$$

Для ориентировочных расчетов можно использовать достаточно точные приближенные выражения площади проекции контактных линий и живого сечения (§ 4.3):

$$S_k = \frac{\pi}{4} (D_k - 3e)^2; \quad S = \pi e (D_k - 3e).$$

Осевые усилия в гибком вале $F_{гв}$ и вале шпинделя $F_{вш}$ отличаются от нагрузки на опору шпинделя:

$$F_{гв} = F_{po} + (P_d + p_3) S_{гв}; \quad (5.81)$$

$$F_{вш} = p_3 (S_{ш} - S_{од}) + G, \quad (5.82)$$

где $S_{гв}$ — площадь проекции сечения гибкого вала, $S_{гв} = \pi d^2 / 4$.

В расчетной схеме ВЗД (см. рис. 5.21) гибкий вал и вал шпинделя подвержены сжимающим напряжениям. При расчетах валов на прочность, в отличие от опор шпинделя, необходимо учитывать не только усилия от перепада давления в РО и долоте, но также и забойное давление жидкости p_3 .

Осевая сила в РО сопоставима с нагрузками на долото и оказывает существенное влияние на работоспособность гибкого вала и подшипников шпинделя.

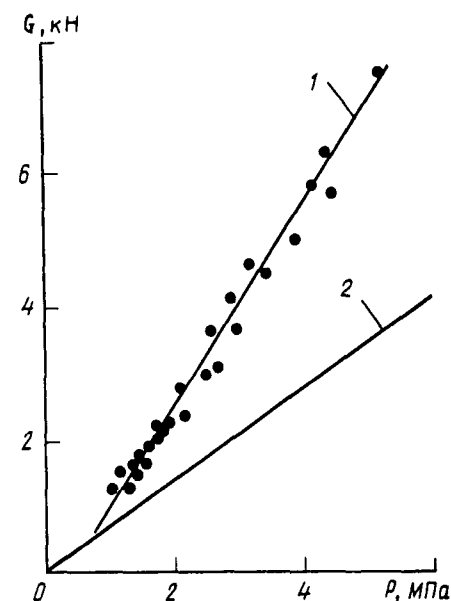
В ПФ ВНИИБТ проведены экспериментальные исследования осевой силы в ВЗД [94, 107]. Ее измеряли с помощью тензометрической втулки, устанавливаемой между осевыми подшипниками и ниппельной гайкой шпинделя. Результаты экспериментов (рис. 5.24) подтверждают наличие составляющей $F_{зац}$, поскольку фактическая осевая нагрузка больше расчетной гидравлической PS_k . С увеличением натяга в паре осевая сила в РО возрастает.

Условия разгрузки осевой опоры ВЗД. Осевое усилие на опоре шпинделя отсутствует ($F_0 = 0$), если нагрузка на долото

$$G^* = PS_k + F_{зац} + P_d (S_{ш} - S_{од}) + G_v. \quad (5.83)$$

Если пренебречь влиянием η_r , K_p , G_v , P_d , то условие разгрузки упрощается до вида

Рис. 5.24. Зависимость осевой силы от перепада давления в двигателе Д1-54:
1 — эксперимент [94, 107]; 2 — расчетная гидравлическая сила



$$G^* = P(S_k + z_2 S). \quad (5.83a)$$

Значение G^* , подсчитанное по (5.83a) для двигателя Д2-195 ($i = 9 : 10$; $e = 4,9$ мм; $D_k = 135$ мм), при перепаде давления 5 МПа составляет 140 кН.

Разгрузка осевой опоры обеспечивает максимальную стойкость шпинделя ВЗД, поэтому в инструкциях по эксплуатации ВЗД некоторых зарубежных компаний рекомендуется выбирать режимы бурения, обеспечивающие разгрузку опоры (см. § 8.3)*.

Осевое усилие на корпусе ВЗД F_k складывается из усилия F_0 , передающегося через осевую опору шпинделя, и усилия F_k^* от гидравлических и механических сил на корпусе гидродвигателя:

$$F_k = F_0 + F_k^*. \quad (5.84)$$

В технической литературе расчет осевых сил на корпусе ВЗД не рассматривается. Вместе с тем при проектировании отклоняющих компоновок для наклонно направленного и горизонтального бурения достоверное определение усилий на конце колонны бурильных труб может способствовать повышению точности расчетов.

*Вместе с тем опыт турбинного бурения свидетельствует, что при полной разгрузке опоры могут возникать повышенные вибрации бурильной колонны.

Значение F_k зависит от распределения давлений в гидродвигателе и долоте, давления жидкости на забое скважины p_z , внутреннего $d_{вн}$ и наружного d_n диаметров бурильной колонны.

Составляющая F_k^* в верхнем сечении корпуса ВЗД определяется следующим образом (см. рис. 5.22):

$$F_k^* = -PS_k - P_d S_{ш} + p_1 S_0 - p_z S_n - F_{зац} + G_k, \quad (5.85)$$

где S_n , S_0 — площади соответственно проекции и проходного канала бурильных труб: $S_n = \pi d_n^2/4$; $S_0 = \pi d_{вн}^2/4$; G_k — продольная составляющая силы тяжести корпуса ВЗД в жидкости.

Подставляя (5.80а) и (5.85) в (5.84), в результате получаем

$$F_k = PS_0 + P_d(S_n - S_{од}) - p_z S_T + G_{взд} + G, \quad (5.86)$$

где S_T — площадь сечения (по металлу) бурильных труб,

$$S_T = \frac{\pi}{4}(d_n^2 - d_{вн}^2);$$

$G_{взд}$ — суммарная продольная составляющая силы тяжести ВЗД в жидкости, $G_{взд} = G_v + G_k$.

Забойное давление зависит от глубины скважины $L_{скв}$ и потерь давления в кольцевом пространстве $P_{кп}$:

$$p_z = \rho g L_{скв} + P_{кп}. \quad (5.87)$$

Отметим, что в отличие от F_0 суммарное усилие на корпусе не зависит от $F_{зац}$ (действие зубьев ротора на статор компенсируется обратным противодействием).

Если пренебречь перепадом давления в долоте и силой тяжести ВЗД, то

$$F_k = PS_0 - p_z S_T - G. \quad (5.86a)$$

В этом случае продольное напряжение в нижнем сечении бурильной колонны определяется сочетанием трех сил: гидравлической от перепада давления в двигателе PS_0 ; архимедовой $p_z S_T$ и осевой нагрузки на долото G .

Непостоянство перепада давления ВЗД осложняет управление нагрузкой на долото по показаниям индикатора веса (датчика натяжения неподвижной струны каната) (см. § 9.5) даже в случае бурения вертикальной скважины (при минимальном влиянии сил трения колонны о стенки скважины), поскольку при переходе от холостого режима ($G = 0$) к рабочему изменяется гидравлическая сила от перепада давления и тем самым нарушается первоначальный баланс продольных нагрузок в буриль-

ной колонне, имевший место при "взвешивании" инструмента. Например, при бурении трубами 127×9 увеличение осевого усилия на корпусе ВЗД при изменении перепада давления с 2 до 5 МПа составляет 28 кН.

Условие снятия напряжения сжатия бурильной колонны. Колонна труб находится в растянутом состоянии при $F_k \geq 0$.

Из (5.86а) следует, что максимальная осевая нагрузка на долото, при которой корпус гидродвигателя не испытывает сжимающих напряжений,

$$G^{**} = PS_0 - p_z S_T. \quad (5.88)$$

Снятие сжимающих напряжений с корпуса ВЗД возможно лишь при бурении неглубоких интервалов.

Максимальная сжимающая нагрузка на долото G^{**} для случая бурения ВЗД с перепадом давления $P = 5$ МПа при использовании колонны труб 127×9 и бурового раствора плотностью $\rho = 1100$ кг/м³ на различных глубинах бурения $L_{скв}$ (без учета потерь в долоте и в затрубном пространстве) имеет следующие значения:

$L_{скв}$, м	100	500	1000	1500
G^{**} , кН	43	29	11	-7

Растягивающие усилия на корпусе гидродвигателя устраняют опасность продольного изгиба бурильной колонны и способствуют лучшему доведению осевых нагрузок к долоту при бурении наклонно направленных скважин, но практически это труднодостижимо.

Поскольку перепад давлений в ВЗД зависит от расхода жидкости и крутящего момента (нагрузки на долото), осевые усилия в системе вала и на корпусе гидродвигателя в общем случае можно рассматривать как некоторые функции параметров режима бурения: $F_0 = f(Q; G)$, $F_k = f(Q; G)$, определение которых и является задачей расчета.

Из выражения продольного усилия на корпусе гидродвигателя (5.86) вытекает важное для практики бурения следствие: осевая нагрузка на долото G может регулироваться двумя путями — механическим (изменением деформации колонны бурильных труб) и гидравлическим (изменением перепада давления в ВЗД, долоте и кольцевом пространстве скважины), т.е. при использовании гидравлического двигателя существуют два контура управления режимом бурения [147]: воздействие на верхний конец бурильной колонны (традиционный способ); изменение расхода жидкости (плавное регулирование G).

5.6. КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В РАБОЧИХ ОРГАНАХ

Возникновение контактных напряжений в рабочих органах ВЗД обусловлено двумя факторами. Во-первых, для создания уплотнения рабочих камер в паре ротор – статор создается предварительный натяг, назначаемый в зависимости от межвиткового перепада давления и физико-механических свойств эластичной обкладки статора. Во-вторых, при движении ротора к нагрузке от предварительного натяга добавляется нагрузка от радиальных сил (см. § 5.5), действующих в РО. Суммарная нагрузка в точке касания неодинакова на различных участках профилей и зависит от направления вектора равнодействующей радиальных сил.

Расчет удельных* нормальных нагрузок N относится к классу пространственных контактных статически неопределимых задач напряженного состояния прижатых упругих тел. В данном случае одно из тел (ротор) может рассматриваться как абсолютно твердое, но при этом кривизна соприкасаемых тел изменяется по длине контактных линий. Определение N является одной из наиболее сложных задач в теории одновинтовых гидромашин и требует проведения экспериментальных исследований.

Для инженерных расчетов можно принять следующие допущения:

1. Нагрузка от натяга N_δ равномерно распределена по всей длине контактных линий и пропорциональна относительному натягу $c_\delta = \delta/e$:

$$N_\delta = k_0 c_\delta, \quad (5.89)$$

где k_0 – коэффициент, зависящий от геометрических параметров и определяемый из анализа стендовых характеристик ВЗД.

2. В результате действия перекашивающего момента нагрузка от радиальных сил в верхней и нижней частях пары различна и рассматривается отдельно на половине длины РО (см. § 5.2).

3. Нагрузка от радиальных сил N_F воспринимается только частью контактной линии, называемой *уплотнительной линией*:

$$N_F = F_{yd} \cos \kappa, \quad (5.90)$$

где F_{yd} – удельная нагрузка на уплотнительной линии; κ – угол давления (угол между положительным направлением нормали к

профилю и вектором равнодействующей радиальных сил F_Σ) (см. § 5.5).

4. Удельная нагрузка от радиальных сил (без учета натяга) постоянна и зависит от протяженности уплотнительной линии L_y на половине длины РО:

$$F_{yd} = F_\Sigma / L_y. \quad (5.91)$$

Точный расчет L_y возможен только с использованием компьютера. При ориентировочных расчетах можно принять, что радиальная нагрузка распределяется на половине длины контактных линий ($L_y = L/4$).

С учетом принятых допущений удельная нормальная нагрузка в точке касания РО

$$N = N_\delta + N_F. \quad (5.92)$$

Для приближения к реальным условиям контакта РО в расчетную зависимость вводится коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий $\beta = 1,1 \div 1,2$. Тогда выражение (5.92) принимает вид

$$N = \beta \left(k_0 c_\delta + \frac{F_r \cos \kappa}{2L_y \cos \gamma} \right).$$

Контактное напряжение при взаимодействии РО определяется по формуле Герца

$$K = \sqrt{\frac{NE_{np}}{\pi \rho_{np}(1 - \mu^2)}}, \quad (5.93)$$

где E_{np} – приведенный модуль упругости материалов РО; μ – коэффициент Пуассона.

Для пары сталь – резина ($E_1 \approx 8$ МПа; $E_2 = 2 \cdot 10^5$ МПа) $E_{np} \approx E_1$; $\mu \approx 0,5$.

Максимальные контактные напряжения возникают при зацеплении выступов зубьев ротора и статора. Такой вывод подтверждается экспериментальными исследованиями контактных напряжений с использованием методов фотоупругости, проведенными отечественными и зарубежными исследователями [108, 159].

При движении ротора векторы гидравлических и инерционных сил поворачиваются в противоположную сторону с z_2 -разом большей скоростью (рис. 5.25). Динамика РО определяет характер нагружения профилей ротора и статора. В течение цикла взаимодействия выступа зуба ротора со статором угол давления изменяется по закону (рис. 5.26)

*Удельная – распределенная по длине контактных линий.

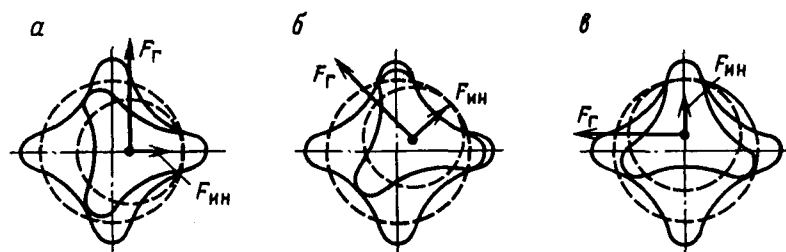


Рис. 5.25. Изменение положения радиальных сил при повороте ротора ($i = 3:4$):
а - $\varphi = 0$; б - $\varphi = 15^\circ$; в - $\varphi = 30^\circ$

$$\kappa = z_2\varphi + \alpha - \gamma - 1,5\Pi. \quad (5.94)$$

Поэтому контактные напряжения на выступе зуба ротора возникают на второй половине цикла взаимодействия, когда угол давления κ достигает нулевого значения (см. рис. 5.26). При этом характер нагружения профилей - циклический с частотами: на выступе ротора - z_1n ; на профиле статора - z_2n .

Таким образом, при взаимодействии ротора и статора наблюдается односторонний фрикционный износ их поверхностей (на левой стороне зубьев ротора, если смотреть со входа в РО).

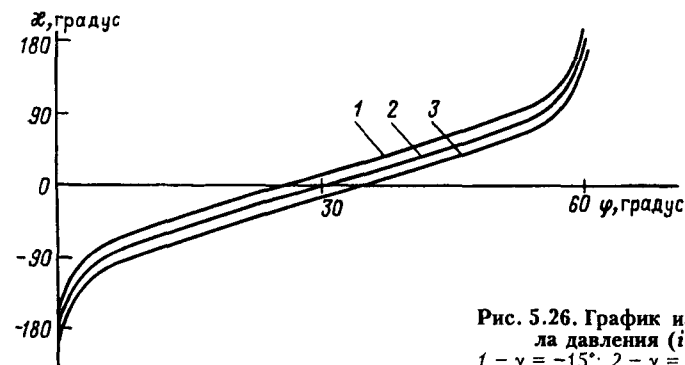


Рис. 5.26. График изменения угла давления ($i = 5:6$):
1 - $\gamma = -15^\circ$; 2 - $\gamma = 0^\circ$; 3 - $\gamma = 15^\circ$

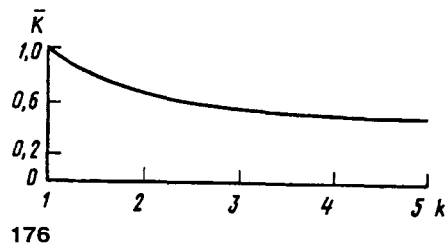


Рис. 5.27. Зависимость контактных напряжений от числа шагов РО

Указанные особенности нагружения профилей должны учитываться при проведении мероприятий (конструктивных, технологических, эксплуатационных), направленных на повышение износостойкости РО.

Функциональную зависимость контактного напряжения в общем случае можно представить в виде

$$K = f(\sqrt{PE_{пр}}, z_2, c_0, c_e, c_\Delta, c_\delta, c_T, k). \quad (5.95)$$

Из (5.95) следует, что в "герцевой" постановке задачи при заданном P уровень контактных напряжений не зависит от диаметра РО и определяется сочетанием безразмерных параметров ВГМ. При заданном рабочем объеме снизить контактные напряжения за счет $\sqrt{PE_{пр}}$ не представляется возможным, поскольку

P обусловлен необходимым крутящим моментом, а $E_{пр}$ для используемого при изготовлении статора сортамента эластичных материалов изменяется незначительно.

В связи с этим на первый план выдвигается задача оптимизации геометрических параметров РО.

Увеличение числа шагов РО приводит к снижению контактных напряжений (рис. 5.27), поэтому использование многоступенчатых конструкций - один из наиболее эффективных способов повышения износостойкости РО [51, 87].

Анализ влияния безразмерных параметров зацепления на уровень контактных напряжений проводится при оптимизации геометрии РО (см. § 7.2).

5.7. БАЛАНС МОЩНОСТИ

Подводимая к гидродвигателю потоком жидкости гидравлическая мощность $N_{подв} = PQ + N_{сж}$ вследствие потерь в машине превышает полезную мощность на валу $N = M\omega$.

В процессе работы объемной гидромашины различают три вида потерь мощности [60, 111]:

- 1) механические потери N_m на трение в РО, шарнирном соединении (гибком вале) и опорах шпинделя;
- 2) объемные потери N_o , обусловленные утечками жидкости в РО;
- 3) гидравлические потери N_r при течении жидкости в каналах РО и других проточных элементах гидродвигателя.

Баланс мощности ВЗД (рис. 5.28, а) выражается уравнением

$$N_{подв} = N + N_m + N_o + N_r, \quad (5.96)$$

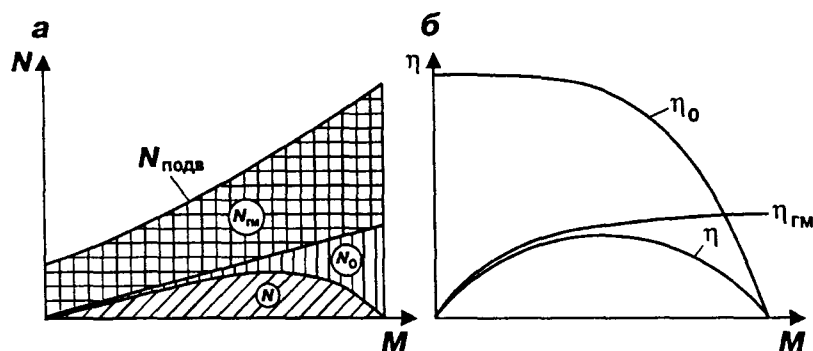


Рис. 5.28. Баланс мощности (а) и к.п.д. (б) гидродвигателя

Мощностью сжатия $N_{сж}$ потока из-за ее малости можно пренебречь.

Базовыми (внешними) переменными гидродвигателя, которые можно непосредственно измерить в процессе его эксплуатации или стендовых испытаний, являются M , ω (механические переменные*) и P , Q (гидравлические переменные).

Для анализа уравнения баланса рассмотрим индикаторные** (внутренние) величины: крутящий момент $M_{инд}$, угловую скорость $\omega_{инд}$, давление $P_{инд}$ и расход $Q_{инд}$ гидромашины, которые непосредственно воздействуют на ротор (винт) и определяют рабочий процесс ВЗД:

$$M_{инд} = M + M_m;$$

$$\omega_{инд} = \omega; \quad (5.97)$$

$$P_{инд} = P - P_r;$$

$$Q_{инд} = Q - \Delta Q.$$

Индикаторные значения (за исключением ω) отличаются от базовых переменных соответственно на величину механических M_m , гидравлических P_r и объемных ΔQ потерь.

В объемных гидромашинах механические и гидравлические индикаторные переменные связаны пропорциональными зависимостями [60]:

*Рассматривается стационарный режим, в котором $M = M_c$.

**Термин "индикаторный" заимствован из теории возвратно-поступательных гидромашин.

$$M_{инд} = P_{инд} V / 2\pi; \quad (5.98)$$

$$\omega_{инд} = 2\pi Q_{инд} / V. \quad (5.99)$$

Следовательно, индикаторная мощность ВЗД – мощность, развиваемая ротором под воздействием жидкости:

$$N_{инд} = M_{инд} \omega_{инд} = P_{инд} Q_{инд}. \quad (5.100)$$

Если в (5.98)–(5.100) подставить выражения индикаторных величин из (5.97), то получим уравнения связи механических и гидравлических переменных гидромашины:

в силовой форме

$$M + M_m = \frac{V}{2\pi} (P - P_r); \quad (5.101)$$

в кинематической форме

$$\omega = \frac{2\pi}{V} (Q - \Delta Q); \quad (5.102)$$

в энергетической форме

$$(M + M_m) \omega = (P - P_r) (Q - \Delta Q). \quad (5.103)$$

Из энергетической формы уравнения связи можно получить выражения потерь мощности

$$N_m = M_m \omega;$$

$$N_r = P_r Q; \quad (5.104)$$

$$N_o = P_{инд} \Delta Q,$$

а также выражение индикаторной мощности

$$N_{инд} = N + N_m. \quad (5.105)$$

Разделив обе части уравнения баланса мощности (5.96) на ω и произведя несложные преобразования, можно перейти к уравнению баланса моментов

$$M_i = M + M_m + M_r = M_{инд} + M_r, \quad (5.106)$$

где M_i – идеальный крутящий момент, который мог бы развить двигатель при отсутствии механических и гидравлических потерь; M_r – "момент гидравлических потерь" – составляющая потеря идеального момента, расходуемая на гидравлические потери: $M_i = PV / 2\pi$; $M_r = P_r V / 2\pi$.

Следствием уравнения баланса моментов является уравнение баланса давлений

$$P = P_{\text{пол}} + P_{\text{м}} + P_{\text{г}} = P_{\text{инд}} + P_{\text{г}}, \quad (5.107)$$

где $P_{\text{пол}}$ – полезная составляющая перепада давления, создающая крутящий момент; $P_{\text{м}}$ – составляющая перепада давления, идущая на покрытие механических потерь:

$$P_{\text{пол}} = 2\pi M/V; \quad P_{\text{м}} = 2\pi M_{\text{м}}/V.$$

В отличие от уравнения баланса мощности (5.96) в выражения баланса моментов и давлений не входят составляющие объемных потерь, что делает эти уравнения более удобными для расчетов характеристик ВЗД (см. гл. 6).

Качественным показателем баланса мощности гидромашины является его к.п.д. (рис. 5.28, б)

$$\eta = N/N_{\text{подв}} = M\omega/PQ. \quad (5.108)$$

Коэффициент полезного действия гидродвигателя можно представить как произведение его частных к.п.д.

$$\eta = \eta_{\text{м}}\eta_{\text{г}}\eta_{\text{о}}, \quad (5.109)$$

где $\eta_{\text{м}}$ – механический к.п.д.,

$$\eta_{\text{м}} = \frac{M}{M_{\text{инд}}} = \frac{P_{\text{пол}}}{P_{\text{пол}} + P_{\text{м}}}; \quad (5.110)$$

$\eta_{\text{г}}$ – гидравлический к.п.д.,

$$\eta_{\text{г}} = \frac{P_{\text{инд}}}{P} = \frac{P_{\text{пол}} + P_{\text{м}}}{P}; \quad (5.111)$$

$\eta_{\text{о}}$ – объемный к.п.д.,

$$\eta_{\text{о}} = \frac{Q_{\text{инд}}}{Q} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\omega}{\omega_{\text{и}}}; \quad (5.112)$$

$\omega_{\text{и}}$ – идеальная угловая скорость, $\omega_{\text{и}} = 2\pi Q/V$.

Произведение объемного и гидравлического к.п.д. выражает *индикаторный* (объемно-гидравлический) к.п.д. гидродвигателя, характеризующий влияние всех потерь гидравлического происхождения,

$$\eta_{\text{инд}} = \eta_{\text{о}}\eta_{\text{г}} = M_{\text{инд}}\omega/M_{\text{и}}\omega_{\text{и}}. \quad (5.113)$$

Поскольку при исследовании характеристик винтового гидродвигателя не представляется возможным разделить гидравлические и механические потери, для их оценки в теории ВЗД используется *гидромеханический* к.п.д. (см. рис. 5.28, б)

$$\eta_{\text{гм}} = \eta_{\text{г}}\eta_{\text{м}} = P_{\text{пол}}/P = M/M_{\text{и}} = 2\pi M/PV. \quad (5.114)$$

Все частные к.п.д. гидродвигателя и их комбинации ($\eta_{\text{инд}}$; $\eta_{\text{гм}}$) зависят от режима работы ВЗД (крутящего момента).

Баланс мощности в предельных режимах ВЗД

В *холостом режиме* гидродвигателя ($M = 0$; $P_{\text{пол}} = 0$; $\eta = 0$; $\eta_{\text{гм}} = 0$) уравнение балансов упрощается до вида:

$$N_{\text{подв}} = N_{\text{м}} + N_{\text{г}} + N_{\text{о}};$$

$$M_{\text{и}} = M_{\text{м}} + M_{\text{г}};$$

$$M_{\text{инд}} = M_{\text{м}};$$

$$P = P_{\text{м}} + P_{\text{г}}.$$

В *тормозном режиме*, когда ротор не вращается ($\omega = 0$; $\eta = 0$; $\eta_{\text{о}} = 0$), расход утечек становится равным расходу жидкости, поступающей в ВЗД ($\Delta Q = Q$), а механические потери отсутствуют ($N_{\text{м}} = 0$):

$$N_{\text{подв}} = N_{\text{г}} + N_{\text{о}};$$

$$M_{\text{и}} = M + M_{\text{г}};$$

$$M_{\text{инд}} = M_{\text{м}} + M_{\text{м}} + M_{\text{м0}};$$

$$P = P_{\text{пол}}^* + P_{\text{г}} + P_{\text{м0}};$$

$$N_{\text{о}} = (P - P_{\text{г}}) Q.$$

ВЗД отличаются относительно невысоким уровнем общего, гидромеханического и объемного к.п.д. по сравнению с гидродвигателями общего назначения. К.п.д. ВЗД обычно не превышают 50 %. Это связано как с нетрадиционной конструкцией РО, имеющих протяженные контактные поверхности, так и с особенностью рабочего процесса гидродвигателя – непостоянством ориентации (радиальным смещением) ротора при его движении. В связи с этим целесообразно подробно рассмотреть механизмы образования различных видов потерь в ВЗД и проанализировать факторы, влияющие на них.

*В тормозном режиме $P_{\text{пол}}$ создает момент сил, уравновешивающий тормозной момент.

5.8. ПОТЕРИ В ВЗД

Объемные потери в РО возникают вследствие утечек жидкости из камер в направлении области низкого давления через образующийся на контактной линии односторонний зазор между ротором и статором. Разделение контактной линии на уплотнительную (где РО испытывают контактные напряжения) и проточную (через которую происходят утечки) части обусловлено деформацией эластичной обкладки статора, перераспределением натяга в паре и смещением ротора в радиальном направлении под действием силовых факторов (см. § 5.5).

Для определенной геометрии РО и заданных свойств жидкости (ρ , ν) объемные потери зависят от межвиткового перепада давления P_k (см. § 5.2) и частоты вращения n ротора:

$$\Delta Q = f(P_k, n). \quad (5.115)$$

Так как размер щели (зазора) в поперечном сечении весьма незначителен, то процесс утечки следует рассматривать как истечение жидкости из диафрагмы винтообразной конфигурации. В этом случае скорость истечения в зазоре

$$v = \mu \sqrt{2P_k / \rho}, \quad (5.116)$$

где μ — коэффициент расхода.

Поскольку под объемными потерями понимаются утечки через контактные линии, необходимо (как и в случае истечения через зазор с подвижной стенкой [60]) принимать во внимание, что контактные линии при вращении ротора непрерывно перемещаются от входа к выходу со скоростью

$$w = z_2 T n. \quad (5.117)$$

Эта скорость достигает больших значений (15÷25 м/с) и пренебрегать ею нельзя.

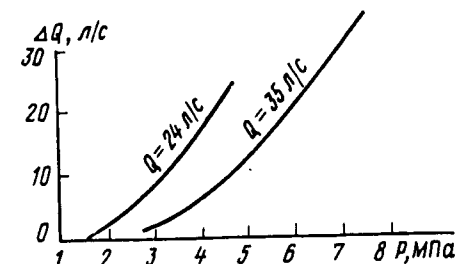
С учетом влияния «фрикционного» воздействия подвижной линии контакта скорость утечки — скорость истечения жидкости относительно подвижной контактной линии

$$u = v - w. \quad (5.118)$$

Знак (–) взят потому, что контактная линия движется навстречу потоку утечек через щель. Вследствие этого с увеличением n расход утечек у двигателя падает (рис. 5.29).

Эффект встречного движения контактной линии является одной из причин (наряду с набуханием резины, неточностью из-

Рис. 5.29. Зависимость расхода утечек в РО от перепада давления ($i = 9:10$)



готовления РО и др.) того, что скорость холостого вращения ВЗД при стендовых испытаниях часто оказывается выше расчетной.

Если пренебречь движением контактной линии, то аналитическая зависимость объемного к.п.д. имеет вид [94]:

$$\eta_o = 1 - \frac{\mu S_q}{V n} \sqrt{\frac{2P_k}{\rho}}, \quad (5.119)$$

где S_q — площадь щели по контактным линиям РО.

Из выражения (5.119) следует, что объемный к.п.д. понижается с повышением перепада давлений и, наоборот, возрастает при увеличении частоты вращения.

Жесткость характеристик и нагрузочная способность объемного гидромотора во многом определяются стабильностью объемного к.п.д. Поэтому роторные гидромоторы общего назначения обычно выполняются быстроходными.

В рассматриваемых условиях, когда для оптимального режима работы долота требуется низкооборотный двигатель, для сохранения высокого уровня объемного к.п.д. при заданном P_k необходимо увеличение рабочего объема.

Увеличение V за счет диаметра РО вызывает почти пропорциональное увеличение длины и площади щели, вследствие чего желаемый результат не достигается.

Исключением являются многозаходные ВГМ, у которых рабочий объем зависит не только от объема камер, но и от кратности действия, равной числу заходов ротора (см. § 5.1). Поэтому рабочий объем многозаходных ВГМ можно увеличить за счет кинематического отношения при сохранении контурного диаметра РО и длины проточной части контактных линий. Это важное свойство многозаходных ВГМ позволяет поддерживать высокий уровень объемного к.п.д. при низкой частоте вращения, не прибегая к использованию многоступенчатых конструкций РО. С увеличением же числа шагов РО преимущество многозаходных

ВГМ в объемном к.п.д. становится еще более заметным, поскольку при этом резко снижается межвитковый перепад давления.

Гидравлические потери в ВЗД складываются из потерь в рабочих органах $P_{ро}$ и потерь в других проточных частях машины P^* (например, в шпинделе). Потерями P^* ввиду их относительной малости в большинстве случаев можно пренебречь и принять $P_r = P_{ро}$.

До 80-х годов гидравлическим потерям в ВГМ не уделялось достаточного внимания. Рассматривались лишь условия течения невязкой жидкости в РО насосов с кинематическим отношением 1:2. Для этого случая авторы работы [36] сделали вывод, что гидравлические потери весьма малы и для практических расчетов η_r можно принять близким к единице.

В дальнейшем Н.А. Гукасов детально исследовал этот вопрос применительно к многозаходным ВЗД и предложил следующую методику расчета [84].

Гидравлические потери в РО в любом режиме складываются из трех составляющих: потерь в каналах неподвижных РО ΔP_r , дополнительных потерь при вращении ротора ΔP_n и местных потерь на входе и выходе РО ΔP_z :

$$P_{ро} = \Delta P_r + \Delta P_n + \Delta P_z. \quad (5.120)$$

Для вычисления составляющих потерь предложены формулы [84]

$$\Delta P_r = \lambda \rho \frac{kT}{8R_r} \left(\frac{Q}{S} \right)^2;$$

$$\Delta P_n = \frac{78,4 \rho \nu^{0,25} e^{2,75} (nz_2 r_p)^{1,75}}{R_r^3}; \quad (5.121)$$

$$\Delta P_z = \rho \left(\frac{Q}{F} \right)^2 \left(\frac{F}{S} - 1 \right) \left(\frac{3F}{2S} - 1 \right),$$

где F — площадь проходного канала трубы, примыкающей к РО; r_p — расчетный радиус, $r_p = D_k/2 - e$.

При вычислении ΔP_r принимается, что коэффициент гидравлического сопротивления зависит только от числа Рейнольдса $Re = 4Q/\nu R_r$:

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 Re^{-0,237}. \quad (5.122)$$

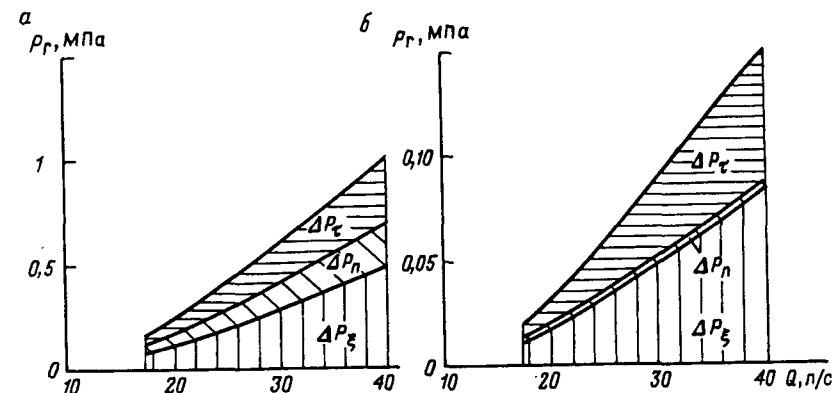


Рис. 5.30. Баланс составляющих гидравлических потерь:
а — $i = 1:2$; б — $i = 9:10$

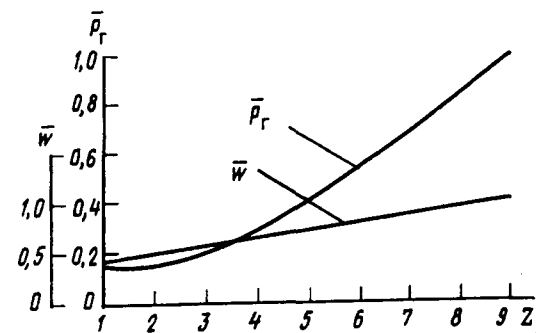


Рис. 5.31. Зависимость гидравлических потерь и скорости жидкости в каналах РО от z_2

Баланс составляющих гидравлических потерь и влияние кинематического отношения (рис. 5.30) исследованы в работе [52]. С увеличением числа заходов ротора суммарные гидравлические потери и скорость движения жидкости в каналах РО, имеющих постоянный контурный диаметр D_k и расход жидкости Q , возрастают (рис. 5.31).

Для двигателей с рабочими органами, спроектированными по ОСТ 39-164-84, можно использовать упрощенные формулы гидравлических потерь [52]; в частности, для двигателей Д2-195, ДЗ-172, Д5-172, Д-85 с $i = 9:10$ при работе на воде эти формулы принимают вид

$$\Delta P_{\tau} = \frac{4,76 \cdot 10^{-5} \lambda k T Q^2}{e^5}; \quad \Delta P_n = \frac{1,8 Q^{1,75}}{e^2 T^{1,75}}; \quad \Delta P_{\zeta} = \frac{2 \cdot 10^{-4} Q^2}{e^4}, \quad (5.123)$$

здесь Q в л/с, ΔP в кгс/см², T и e в см.

Для двигателя ДЗ-172 в режиме максимальной мощности гидравлический к.п.д. $\eta_r = 0,7 \div 0,8$.

Вместе с тем реальный процесс течения жидкости в РО при значительных перепадах давления имеет более сложный характер по сравнению с приведенными выше формулами: часть потока жидкости из области высокого давления попадает в область низкого давления через образующийся зазор, минуя винтовые каналы. Поэтому для уточнения методики расчета гидравлических потерь потребуются дополнительные исследования.

Механические потери в ВЗД складываются из потерь в РО в соединении ротора с валом шпинделя, в осевой и радиальных опорах шпинделя.

Если соединение ротора и вала шпинделя осуществляется с помощью гибкого вала, то необходимо учитывать также необратимые потери внутреннего трения, возникающие вследствие периодического перехода волокон гибкого вала из сжатого в растянутое состояние (см. § 8.2).

Составляющие механических потерь можно определить только экспериментально на специальном стенде, позволяющем производить разобинение статора от корпуса шпинделя. Исследования Ю.В. Захарова и А.М. Кочнева [94, 107] показали, что в ВЗД с осевой опорой качения превалирующую долю составляют потери в РО. Влиянием остальных составляющих можно пренебречь и принять, что момент механических потерь $M_m = M_{po}$.

В математических моделях роторных гидромашин [129] учитываются две составляющие механических потерь: от *сухого* ΔM_f и *вязкого (жидкостного)* ΔM_v трения:

$$M_m = \Delta M_f + \Delta M_v. \quad (5.124)$$

Составляющие потерь принимаются пропорциональными соответственно давлению и угловой скорости:

$$\Delta M_f = C_f P V; \quad \Delta M_v = C_v \mu \omega V, \quad (5.125)$$

где C_f , C_v – безразмерные коэффициенты потерь сухого и жидкостного трения; μ – динамическая вязкость жидкости.

Значения C_f , C_v принимаются осредненными, независимыми от режима работы гидромашин. Такое допущение («линейная модель») справедливо в сравнительно узком диапазоне измене-

ния P и ω . Для полного описания характеристик гидромашин необходим переход к более точным математическим моделям, основанным на широкомасштабных экспериментальных данных. Такой подход справедлив и для одновинтовых гидромашин. Останемся на этом более подробно.

Линейные зависимости составляющих потерь трения (5.125) справедливы только при определенных допущениях. Линейная зависимость момента потерь сухого трения от P может быть принята, если не учитывать действующие в РО инерционные силы, зависящие от эксцентриситета, массы ротора и его угловой скорости. Пропорциональная зависимость между моментом сил жидкостного трения и ω характерна только для гидромашин, работающих на вязких жидкостях (с малым Re).

Для одновинтовых гидромашин, с массивными роторами и использующих в качестве рабочего агента воду (когда режим течения жидкости в каналах РО – турбулентный), расчеты по (5.125) могут привести к погрешностям.

Для подтверждения сказанного составим критериальные уравнения моментов сил сухого и жидкостного трения в роторных гидромашинах с геометрически подобными РО с учетом инерционных сил и режима течения жидкости в каналах [57].

Сухое трение. Предположим, что момент сил сухого трения зависит от суммарной радиальной силы (от гидравлических, инерционных и упругих сил) R , угловой скорости ω , контурного диаметра РО и параметра, определяющего смазывающие свойства жидкости, например кинематической вязкости ν :

$$f_i(\Delta M_f, R, \omega, D_k, \nu) = 0. \quad (5.126)$$

Процесс сухого трения (5.126) характеризуется всего двумя безразмерными комплексами:

критерием момента сил сухого трения

$$P_{Mf} = \Delta M_f / R D_k;$$

числом Рейнольдса

$$Re = \omega D_k^2 / \nu.$$

Следовательно, в общем случае (рис. 5.32, а)

$$\Delta M_f = R D_k f_f(Re), \quad (5.127)$$

где $f_f(Re)$ – опытная функция Re , определяющая коэффициент трения в паре ротор – статор.

Если эта функция – постоянная величина, критерий P_{Mf} является параметром гидромашин C_f^* .

Это означает, что в соответствии с законом Амантона момент сил сухого трения пропорционален силе нормального давления, а коэффициент пропорциональности C_f^* при заданных D_k и ν не зависит от угловой скорости.

В свою очередь, суммарная радиальная сила в РО зависит от перепада давления, угловой скорости, контурного диаметра, натяга в паре δ и массы (плотности материала ρ_m) ротора

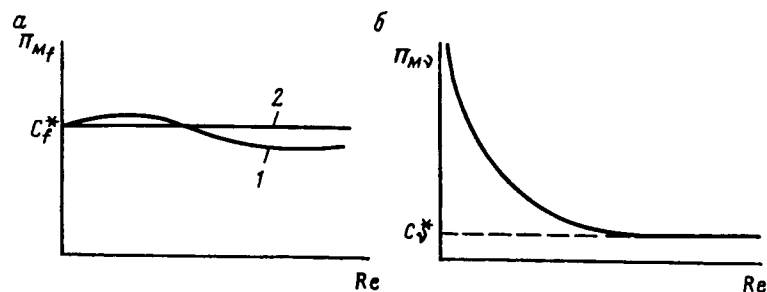


Рис. 5.32. Критериальные характеристики процесса трения: а – сухого; б – жидкостного; 1 – общий случай; 2 – $f_f(Re)$ – idem

$$f_i^*(R, P, \omega, D_k, \delta, \rho_m) = 0. \quad (5.128)$$

Для определения этой зависимости служат три безразмерные величины: критерий радиальных сил

$$\Pi_R = R/P D_k^2;$$

критерий давления

$$\Pi_P = \frac{P}{\rho_m \omega^2 D_k^2};$$

коэффициент натяга δ/D_k .
В общем случае

$$R = P D_k^2 f(\Pi_P, \delta/D_k), \quad (5.129)$$

где $f(\Pi_P, \delta/D_k)$ – некоторая функция, определяемая аналитическим или опытным путем.

При больших значениях Π_P (малой массе или угловой скорости ротора) и незначительных коэффициентах натяга их изменением можно пренебречь, допуская, что

$$\Pi_R = \text{idem} = C_R.$$

Тогда

$$R = C_R P D_k^2. \quad (5.130)$$

При малых значениях критерия Π_P влияние инерционной силы становится ощутимым и линейная зависимость (5.130) нарушается.

Подставляя (5.129) в (5.127), получаем

$$\Delta M_f = P D_k^3 f_f(Re) f(\Pi_P, \delta/D_k), \quad (5.131)$$

т.е. в общем случае момент сил сухого трения описывается более сложным, по сравнению с используемым в моделях роторных гидромашин, выражением.

Из общего уравнения (5.131) можно выделить три частных процесса сухого трения [57]:

1) при постоянстве коэффициента трения

$$\Delta M_f = C_f^* P D_k^3 f(\Pi_P, \delta/D_k);$$

2) при незначительном влиянии скорости и натяга

$$\Delta M_f = C_R P D_k^3 f(Re);$$

3) при постоянстве коэффициента трения и незначительном влиянии скорости и натяга

$$\Delta M_f = C_f^* C_R P D_k^3.$$

Только в последнем случае момент сил сухого трения, как и в (5.125), пропорционален перепаду давлений в любом режиме гидромашин.

Жидкостное трение. Момент сил жидкостного трения зависит от плотности и вязкости жидкости, угловой скорости и диаметра РО

$$f_2(\Delta M_v, \rho, \nu, \omega, D_k) = 0. \quad (5.132)$$

Следовательно, процесс вязкого трения характеризуется двумя безразмерными комплексами:

критерием потерь момента

$$\Pi_{Mv} = \frac{\Delta M_v}{\rho \omega^2 D_k^5};$$

числом Рейнольдса Re .

Из критериальной характеристики геометрически подобных пар получаем, что

$$\Delta M_v = \rho \omega^2 D_k^5 f_v(Re), \quad (5.133)$$

где $f_v(Re)$ – функция Re , определяемая опытным путем (см. рис. 5.32, б).

При малых Re , когда зависимость между критериями подобия близка к гиперболической ($\Pi_{Mv} Re = \text{idem} = C_v$):

$$\Delta M_v = C_v \rho \omega D_k^3. \quad (5.134)$$

При больших числах Рейнольдса критерий подобия Π_{Mv} становится практически независимым от режима течения жидкости в каналах (от вязкости) ($\Pi_{Mv} = \text{idem} = C_v^*$) и в этом случае

$$\Delta M_v = C_v^* \rho \omega^2 D_k^5. \quad (5.135)$$

Таким образом, линейная зависимость момента сил жидкостного трения от скорости (5.134) справедлива только при малых Re , для описания гидромашин с большими Re служит квадратичная зависимость (5.135).

Вместе с тем вследствие конструктивных особенностей РО (протяженность контактных поверхностей, натяг в паре) потери вязкого трения ВГМ (за исключением высокооборотных насосов) относительно невелики и в целом механические потери обусловлены составляющей потерь сухого трения и определяются напряженно-деформированным состоянием РО. Поэтому при пересчете характеристик ВЗД (см. § 6.4) потерями жидкостного трения можно пренебречь и принять, что

$$M_m = \Delta M_f.$$

ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЗД

Характеристики ВЗД необходимы для выбора оптимальных параметров режима бурения и поддержания их в процессе долбления, а также для определения путей дальнейшего совершенствования конструкций ВЗД и технологии бурения с использованием их.

В последнее время внимание к характеристикам ВЗД все более повышается. Это связано с внедрением регулируемых приводов буровых насосов, для эффективного использования которых знание характеристик гидромашины становится неременным условием, а также распространением новых технологий (наклонно направленное и горизонтальное бурение, бурение с использованием непрерывных труб), особенно чувствительных к изменению режимов работы ВЗД.

Современные программы бурения ведущих зарубежных фирм предусматривают стендовые испытания каждого гидродвигателя с целью получения их фактических характеристик. Несмотря на дополнительные затраты, это позволяет наиболее эффективно использовать ВЗД, в частности, косвенно по давлению на стояке контролировать нагрузку на долото, что в конечном счете приводит к улучшению технико-экономических показателей процесса бурения.

В России стендовые испытания также стали проводить заводы — изготовители двигателей. Почин в этом деле положен Пермским филиалом ВНИИБТ.

В общем случае различают статические, динамические и переходные характеристики ВЗД.

Статические характеристики отражают зависимости между показателями гидродвигателя (M , ω , P , N , η) в установившихся режимах.

Динамические характеристики определяют соответствующие зависимости в неуставившихся (нестационарных) режимах и обуславливаются инерционностью происходящих процессов.

Переходные характеристики выражают закономерности из-

менения во времени показателей ВЗД при возмущениях. К переходным относятся и пусковые характеристики гидродвигателя.

Поскольку режим работы ВЗД определяется типом приводимого им породоразрушающего инструмента (исполнительного механизма), при рассмотрении характеристик необходимо различать характеристики самого гидродвигателя и исполнительного механизма.

6.1. СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЗД

Статические характеристики ВЗД условно можно классифицировать как стендовые и нагрузочные. Стендовые характеристики (как функции от крутящего момента) определяются в результате испытаний гидродвигателя (см. § 6.5). Нагрузочные характеристики (как функции от осевой нагрузки на долото) рассчитываются по стендовым для конкретных условий бурения.

В теории объемных гидромашин, к которым относятся винтовые гидродвигатели, выделяют две основные (первичные) характеристики, строящиеся при постоянных значениях расхода, плотности и вязкости жидкости:

механическую — зависимость между угловой скоростью ω (частотой вращения n) и крутящим моментом M гидродвигателя;

гидромеханическую — зависимость между перепадом давления P в гидродвигателе и крутящим моментом M .

По известным первичным характеристикам ВЗД рассчитываются *энергетические* характеристики гидродвигателя: зависимости мощности N и к.п.д., η от крутящего момента.

Реальные характеристики ВЗД, в отличие от объемных гидромашин других типов, существенно отличаются от идеальных характеристик, построенных без учета потерь (рис. 6.1).

В идеальной объемной гидромашине механическая характеристика — абсолютно жесткая ($n = \text{const}$), а перепад давления пропорционален крутящему моменту, причем график $P - M$ проходит через начало координат.

Непостоянство перепада давления в различных режимах — особенность характеристик ВЗД, позволяющая использовать его в качестве индикатора процесса бурения (см. § 9.5).

По мере роста момента M (см. рис. 6.1, б) перепад давления P увеличивается практически линейно. Частота вращения n вначале снижается незначительно, а при приближении к тормозно-

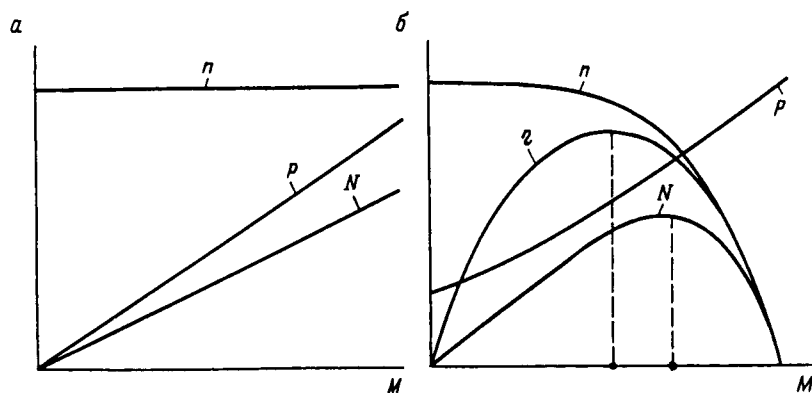


Рис. 6.1. Характеристики ВЗД:
а – идеальные; б – реальные

му режиму – резко. Кривые мощности N и к.п.д., η имеют экстремальный характер.

Различают четыре основных режима: холостой ($M = 0$), оптимальный (максимального к.п.д.), экстремальный (максимальной мощности) и тормозной ($n = 0$).

Рабочий режим ВЗД принимается соответствующим экстремальному (паспортные данные двигателя приводятся для данного режима) или режиму максимально допустимого перепада давления (ограниченного объемным к.п.д. или контактными напряжениями в паре). Некоторые фирмы в своих каталогах приводят конкретные значения допускаемого P [168, 170, 174].

Оптимальный режим смещен влево по отношению к экстремальному (см. рис. 6.1, б), т.е. наступает при меньших значениях крутящего момента. Как правило, экстремальный режим, соответствующий условиям наиболее эффективного разрушения горных пород, расположен рядом с границей зоны устойчивой работы ВЗД, при достижении которой дальнейшее увеличение нагрузки приводит к торможению двигателя.

В общем случае характеристики ВЗД зависят от:

геометрических параметров РО (кинематического отношения i , контурного диаметра D_k , шага T , числа шагов k , натяга δ , толщины эластичной обкладки статора);

расхода Q и свойств рабочей жидкости (плотности ρ и вязкости ν);

физических свойств материалов пары ротор – статор (плотности, модуля упругости);

конструктивных особенностей ВЗД (РО, соединения ротора и выходного вала, опор шпинделя).

6.2. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЗД

6.2.1. ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Кинематическое отношение i . При заданных расходе жидкости и контурном диаметре кинематическое отношение оказывает определяющее влияние на характеристики ВЗД (см. § 5.2–5.3). В качестве примера на рис. 6.2 представлены характеристики многозаходного двигателя и ВЗД с однозаходным ротором, выполненных в одинаковом габарите и с подобной формой винтовых поверхностей ($c_T = \text{idem}$). Из графика видно, что многозаходные ВЗД имеют повышенный крутящий момент при низкой частоте вращения, т.е. обладают высоким значением критерия эффективности M/n , определяющего показатели процесса бурения (см. § 6.10). Хотя по своему к.п.д. многозаходные ВЗД немного уступают двигателям с однозаходным ротором, в целом к.п.д. гидродвигателей с различными i остается на одном уровне.

Особенно заметно преимущества многозаходных ВЗД проявляются при использовании их многошаговых конструкций, когда резко увеличивается число камер, отделяющих вход от выхода, и тем самым возрастает нагрузочная способность гидродвигателя.

Контурный диаметр D_k . При заданном кинематическом отношении увеличение контурного диаметра РО приводит к возрастанию рабочего объема ВЗД и соответственному изменению его характеристик. Вместе с тем возможность варьирования D_k на стадии проектирования ограничена, поскольку исходным параметром является диаметр скважины.

В качестве примера на рис. 6.3 приведены стендовые характеристики двигателей диаметрами 120 и 240 мм с идентичным кинематическим отношением ($i = 7 : 8$) при расходах жидкости, соответствующих равным частотам вращения в режиме максимальной мощности.

Шаги РО T , t . При заданных i , D_k , Q характеристики ВЗД можно изменять путем изменения шагов винтовых поверхностей статора и ротора. С увеличением шагов возрастают рабочий объем и критерий эффективности M/n гидродвигателя. При выборе шагов РО необходимо учитывать следующее:

увеличение T приводит к увеличению длины РО и общей длины гидродвигателя, что усложняет технологию изготовления РО и снижает эффективность использования ВЗД в наклонно направленном и горизонтальном бурении;

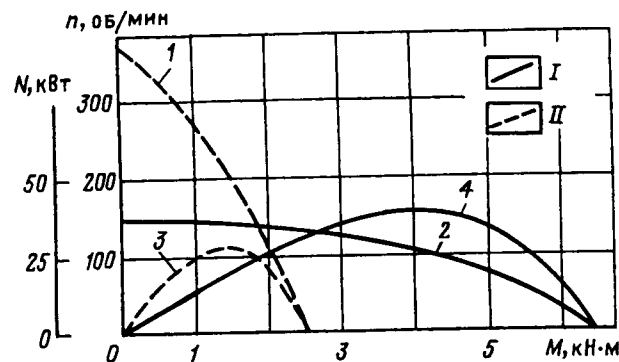


Рис. 6.2. Сравнение характеристик ВЗД различного кинематического отношения при расходе жидкости $Q = 22$ л/с:
I - $i = 9:10$; II - $i = 1:2$; 1, 2 - кривые $\eta = f(M)$; 3, 4 - кривые $N = f(M)$

снижение T может привести к выходу из оптимального диапазона коэффициента формы поверхности c_T (см. § 7.2) и ухудшению пусковых свойств двигателя (возможность незапуска).

Число шагов РО k . Влияние числа шагов (длины) РО на характеристики ВЗД в первую очередь связано с изменением числа контактных линий Λ , отделяющих вход и выход гидромашины (5.43).

Исследования общих закономерностей влияния числа шагов на характеристики ВЗД проводились в ходе испытаний двигателей различных типоразмеров путем последовательного укорачивания ротора [66, 94]. Результаты исследований показали, что с уменьшением длины ротора существенно снижаются такие

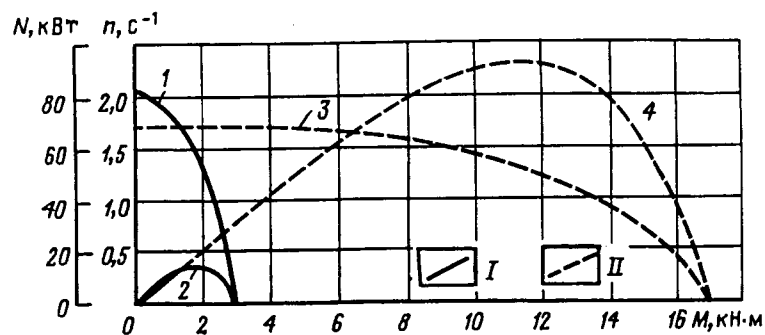


Рис. 6.3. Влияние контурного диаметра D_k на характеристики ВЗД:
I - $D = 120$; II - $D_1 = 240$; 1, 3 - $\eta = f(M)$; 2, 4 - $N = f(M)$

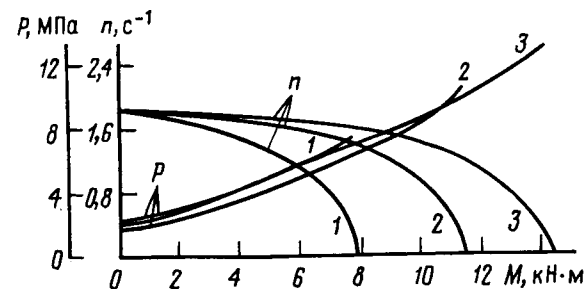


Рис. 6.4. Влияние длины РО на характеристики ВЗД диаметром 195 мм:
1 - $k = 2$; 2 - $k = 2,8$; 3 - $k = 3,5$

показатели экстремального режима, как крутящий момент, мощность и перепад давления, а также тормозной момент (рис. 6.4). Частота вращения и к.п.д. в режиме максимальной мощности при этом изменяются незначительно.

Данные эксперименты подтверждают целесообразность применения многошаговых конструкций РО с целью повышения крутящего момента и мощности ВЗД. Опыт эксплуатации двигателей показывает, что применение многошаговых пар также обеспечивает существенное увеличение их стойкости [51].

Натяг в паре δ . Натяг в РО влияет на объемные и механические потери ВЗД. С увеличением δ объемные потери снижают-

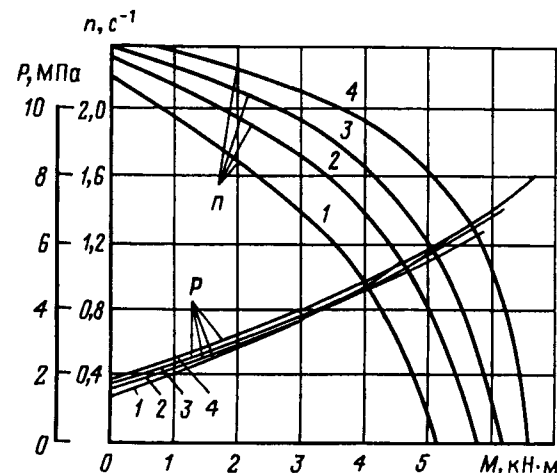


Рис. 6.5. Влияние натяга в паре на характеристики ВЗД диаметром 195 мм:
1 - $\delta = -0,6$ мм; 2 - $\delta = -0,3$ мм; 3 - $\delta = 0$; 4 - $\delta = 0,3$ мм

ся, а механические возрастают. Строго говоря, натяг влияет и на рабочий объем ВЗД.

Многочисленные исследования влияния натяга в паре на характеристики ВЗД (например, при испытаниях двигателя Д1-195 [64] при изменении δ в интервале от зазора 0,9 мм до натяга 0,6 мм) продемонстрировали, что с уменьшением натяга характеристика $n - M$ становится более "мягкой" (рис. 6.5): снижаются тормозной момент и перепад давления, крутящий момент в экстремальном режиме. Вследствие возрастания утечек при уменьшении натяга (увеличении зазора) снижаются частота вращения и перепад давления в холостом режиме. При уменьшении δ частота вращения в номинальном режиме (для двигателя Д1-195 номинальный крутящий момент принят [64] равным 4 кН·м) существенно снижается (в 2–3 раза при зазоре 0,6 мм по сравнению с натягом 0,3–0,6 мм). Перепад давления в номинальном режиме мало зависит от натяга. При уменьшении натяга снижаются амплитуда поперечных колебаний корпуса двигателя и динамические нагрузки в РО и опорах шпинделя.

По мере износа РО, что равносильно снижению натяга или появлению зазора в паре (§ 6.2.5), рекомендуется в процессе бурения увеличивать расход жидкости.

На практике значение натяга в паре ротор – статор, обеспечивающее оптимальные характеристики, выбирается в зависимости от твердости резины, диаметра и длины РО. Для двигателей ДЗ-172, Д5-172, Д2-195 согласно существующим ТУ натяг составляет 0,2–0,4 мм. В этом диапазоне разброс (полоса рассеивания) характеристик $n - M$ весьма незначителен (см. рис. 6.5).

6.2.2. ВЛИЯНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ

Расход жидкости Q является одним из параметров режима бурения. Чаще всего возможный диапазон изменения Q определяется исходя из технологии бурения скважины и задается конструктору ВЗД вместе с другими исходными данными.

Стендовые испытания ВЗД различных типоразмеров [35, 64] показывают, что с увеличением расхода повышаются как тормозной момент и перепад давления, так и мощность, крутящий момент, частота вращения и перепад давления в экстремальном режиме (рис 6.6). К.п.д. гидродвигателя при увеличении Q в допустимом диапазоне изменяется незначительно.

Нижний предел расхода жидкости ограничивается нагрузочной способностью или устойчивостью работы двигателя, а верхний предел допустимого расхода [2] – тремя факторами:

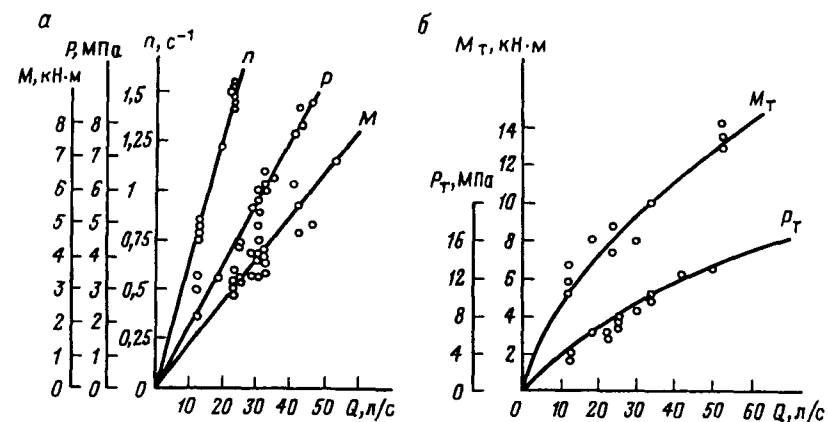


Рис. 6.6. Влияние расхода жидкости на характеристики ВЗД: а – оптимальный режим; б – тормозной режим

высокими инерционными нагрузками при увеличении частоты вращения;

к.п.д. двигателя: при заданном натяге с определенного расхода жидкости происходит снижение η . Это объясняется тем, что с увеличением частоты вращения и перепада давления на длине линии контакта образуется односторонний зазор, приводящий к разгерметизации РО и росту утечек. Кроме того, с увеличением расхода растут и гидравлические потери в двигателе;

износом РО вследствие повышенных контактных напряжений и скоростей скольжения в рабочей паре, а также скоростей течения жидкости в каналах РО.

В случае если ограничения по расходу не удовлетворяют требованиям гидравлической программы бурения, переходят к схеме ВЗД с разделением потока жидкости с использованием полого ротора и регулятора расхода (см. § 2.5).

При выборе оптимального расхода жидкости необходимо учитывать возможности насосного оборудования. Более целесообразен технологический режим бурения с одним постоянно работающим насосом. Это, как показывает опыт эксплуатации, снижает ремонтные простои и упрощает процесс бурения скважины.

В табл. 6.1, 6.2 представлены подачи наиболее распространенных поршневых буровых и нефтепромысловых насосов при различных диаметрах цилиндрических втулок и частотах ходов n_n . Коэффициент подачи принят равным 0,9.

Таблица 6.1

Подача (в л/с) трехпоршневого бурового насоса НБТ-600 с регулируемым электроприводом постоянного тока

Частота ходов, мин ⁻¹	Диаметр втулки, мм						
	120	130	140	150	160	170	180
65	8,3	9,7	11,2	12,9	14,7	16,6	18,6
100	12,7	14,9	17,3	19,9	22,6	25,5	28,6
135	17,2	20,1	23,4	26,8	30,5	34,5	38,6

Таблица 6.2

Подача (в л/с) двухпоршневого нефтепромыслового насоса 9МГр

Частота ходов, мин ⁻¹	Диаметр втулки, мм			
	90	100	110	125
70	5,8	7,4	9,1	12,0
95	7,9	10,1	12,4	16,3

Подача двухпоршневого бурового насоса У8-6МА2 с нерегулируемым синхронным электроприводом ($n_n = 66$ ход/мин) имеет следующие значения.

Диаметр втулки, мм	130	140	150	160	170	180	190	200
Подача, л/с	17,0	20,4	24,0	27,9	32,0	36,3	40,9	45,8

6.2.3. ВЛИЯНИЕ ПЛОТНОСТИ ЖИДКОСТИ

Сравнение характеристик ВЗД на воде и глинистом растворе показывает, что с увеличением плотности жидкости существенно возрастают тормозной и крутящий моменты экстремального ре-

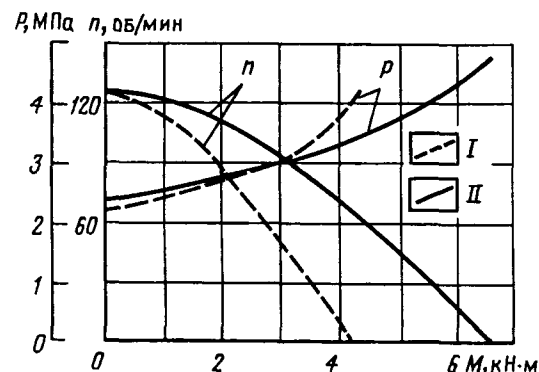


Рис. 6.7. Влияние плотности жидкости на характеристики двигателя $D_1=195$ ($Q=30$ л/с; $\delta=0$):
I — вода; II — глинистый раствор ($\rho=1,12$ г/см³)

жима (рис. 6.7). Такая особенность ВЗД предопределяет возможность применения буровых растворов высоких вязкости и плотности.

Влияние плотности жидкости на характеристики ВЗД в некоторой степени подобно изменению числа шагов РО. С ростом плотности при постоянстве межвиткового перепада давления согласно (5.116) снижаются объемные потери, что приводит к увеличению нагрузочной способности двигателя. Вместе с тем в общем случае данная взаимосвязь более сложная и неоднозначная, поскольку увеличение плотности приводит к росту гидравлических потерь и снижению индикаторного давления (см. § 5.7), изменению силовых факторов и механических потерь в РО.

6.2.4. ВЛИЯНИЕ ЖЕСТКОСТИ ГИБКОГО ВАЛА

Характеристики ВЗД зависят от жесткости на изгиб сечения гибкого вала EI (см. § 8.2), прежде всего, от его диаметра. Испытания гидродвигателей, оснащенных гибкими валами различного диаметра, показали, что при прочих равных условиях уменьшение диаметра вала в допустимых пределах приводит к увеличению мощности, к.п.д. двигателя и тормозного момента; падению перепада давления и повышению частоты вращения в номинальном режиме; снижению амплитуды поперечных колебаний корпуса.

Так, для двигателя диаметром 195 мм [65] изменение диаметра гибкого вала от 70 до 50 мм приводит к росту к.п.д. от 34 до 42 %, уменьшению номинального перепада давления на 0,5 МПа, повышению тормозного момента от 6,8 до 8,0 кН·м, а также к снижению поперечной вибрации.

Во всех испытаниях двигателей гибкий вал размещался внутри полого ротора и крепился к ротору в его верхней части.

Улучшение характеристик гидродвигателя при уменьшении жесткости сечения гибкого вала объясняется двумя причинами:

снижением необратимых потерь внутреннего трения, связанных с периодическим переходом волокон гибкого вала из сжатого в растянутое состояние (см. § 8.2);

снижением изгибающего момента и перерезывающей силы на концах гибкого вала и, как следствие, снижением нагрузок в РО и других деталях.

6.2.5. ВЛИЯНИЕ ТВЕРДОСТИ И ТОЛЩИНЫ ЭЛАСТИЧНОЙ ОБКЛАДКИ СТАТОРА

Влияние этих факторов на характеристики ВЗД во многом тождественно увеличению числа шагов или повышению натяга в паре, поскольку от твердости и толщины обкладки статора зависит радиальная деформация статора и в конечном счете фактический натяг (зазор) в паре.

К настоящему времени данный вопрос в достаточной степени не изучен и требует проведения экспериментальных исследований. В частности, актуальным представляется исследование влияния на характеристики ВЗД коэффициента неравномерности толщины эластичной обкладки

$$(\varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min}) / \varepsilon_{\text{ср}},$$

где ε_{\max} , ε_{\min} , $\varepsilon_{\text{ср}}$ — максимальное, минимальное и среднее значения толщины обкладки.

Такие исследования дадут возможность оценить эффективность использования так называемых “металлических” статоров с постоянной толщиной обкладки.

6.2.6. ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА РАБОЧИХ ОРГАНОВ

В процессе бурения происходит непрерывный износ РО ВЗД и, как следствие, — уменьшение натяга в паре, что приводит к изменению характеристик гидродвигателя. Расчет изменения натяга ведется из предположения, что суммарный радиальный износ Δ в паре с течением времени увеличивается по линейной зависимости [17]

$$\Delta = W\tau, \quad (6.1)$$

где τ — текущее время бурения с использованием данного ВЗД; W — скорость изнашивания пары.

В общем случае W является переменной величиной и зависит от режима нагружения (крутящего момента и угловой скорости), степени очистки бурового раствора (абразивосодержания) и первоначального натяга в паре δ_0 .

Для инженерных расчетов допустимо считать W постоянной гидродвигателя, значение которой определяется из анализа промысловых данных отработки винтовых пар.

Текущий натяг в паре

$$\delta = \delta_0 - \Delta = \delta_0 \left[1 - \frac{W}{\delta_0} \tau \right]. \quad (6.2)$$

Согласно (6.2) по истечении некоторого критического времени $\tau = \tau_{\text{кр}}$ натяг в паре уменьшается до катастрофического значения или переходит в зазор ($\Delta \geq \delta_0$), при котором двигатель не может развить необходимый крутящий момент и его дальнейшая эксплуатация становится невозможной.

Наработка ($\tau_{\text{кр}}$), соответствующая допускаемому значению износа $[\Delta]$, определяется экспериментально и зависит от тех же факторов, которые влияют на W .

6.3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВЗД

Математическое описание характеристик гидродвигателей необходимо как в теоретических исследованиях (при проектировании ВЗД и оптимизации их геометрических параметров), так и на практике (при управлении режимом бурения и пересчете характеристик ВЗД).

При строгом аналитическом описании характеристик гидродвигателя необходимо установить функциональные зависимости объемных, гидравлических и механических потерь от крутящего момента. В отличие от большинства других типов объемных гидромашин для ВЗД такая задача практически невыполнима и может рассматриваться только в абстрактной постановке. Это связано в первую очередь с использованием в качестве одного из элементов эластичного статора, что вследствие радиальной незакрепленности ротора приводит к непостоянной ориентации последнего, нарушающей первоначальный эксцентриситет зацепления РО [87, 22]. В результате явления непостоянной ориентации на части контактной линии образуется зазор, при этом площадь щели и коэффициент расхода, определяющие расход утечек ΔQ , являются непостоянными величинами и зависят от перепада давления P , что делает аналитический расчет ΔQ крайне затруднительным. Подобные трудности возникают и при расчетах потерь на трение в паре, поскольку переменными являются и коэффициент трения, и удельная контактная нагрузка.

Расчет гидравлических потерь затруднен сложным характером движения потока жидкости по винтообразным камерам (шлюзам) гидромашин.

В связи с этим для прогнозирования характеристик винтовых гидромашин используется метод аппроксимации их стендовых характеристик на заданные условия. Исследования стендовых характеристик ВЗД имеют тридцатилетнюю историю и начина-

лись с первых испытаний отечественных гидродвигателей в 60-х годах. Описание характеристик базируется на результатах стендовых испытаний, проведенных на полигонах ВНИИБТ в Москве и Перми [34, 35, 64, 97, 116 и др].

Обработка экспериментальных данных показала, что в общем случае механическая и гидромеханическая характеристики нелинейны и могут быть описаны простыми степенными функциями

$$\begin{aligned}\omega &= \omega_x - a_\omega M^\alpha; \\ P &= P_x + a_p M^\beta,\end{aligned}\quad (6.3)$$

где α, β – показатели степени нелинейности характеристик; a_ω, a_p – коэффициенты, зависящие от условий испытаний:

$$a_\omega = k_\omega / M_T^{\alpha-1}; \quad a_p = k_p / M_T^{\beta-1};$$

k_ω, k_p – постоянные ВЗД, соответствующие линейным характеристикам:

$$k_\omega = \omega_x / M_T; \quad k_p = (P_T - P_x) / M_T.$$

Для ВЗД всех типоразмеров β незначительно отличается от 1, поэтому в практических расчетах гидромеханическую характеристику с достаточной степенью точности можно описывать линейной зависимостью [17, 64]

$$P = P_x + k_p M. \quad (6.4)$$

Теоретически с учетом уравнения баланса давления (5.107) характеристика $P - M$ является линейной в двух случаях:

при сохранении постоянства суммы гидравлических и механических потерь $(P_T + P_M)$ в любом режиме, при этом $k_p = 2\pi/V$;
при пропорциональном изменении $(P_T + P_M)$ с ростом крутящего момента. Экспериментальные данные свидетельствуют, что такое положение близко к действительности, причем $k_p > 2\pi/V$, т.е. гидромеханические потери давления растут при приближении к тормозному режиму.

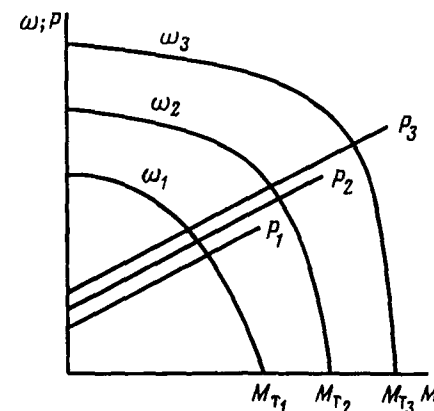
Для определенного типоразмера ВЗД α зависит от расхода жидкости Q и натяга в паре δ , поэтому кривые механических характеристик $\omega - M$ гидродвигателя неэквидистантны (рис. 6.8).

Гидромеханические характеристики ВЗД при изменении Q и δ , наоборот, как правило, располагаются параллельно друг другу (см. рис. 6.8), следовательно, наклон линий $P - M$ не зависит от расхода и натяга; так что k_p является важным параметром гидродвигателя, не изменяющимся в процессе бурения. Таким образом, гидромеханическую постоянную k_p можно использовать в качестве параметра регулирования при управлении ВЗД: при условии достаточно точного определения давления в процессе бурения скважины можно контролировать режим работы ВЗД, оценивать моментоемкость и состояние вооружения долота [17, 64].

Коэффициент k_p серийно выпускаемых ВЗД для бурения скважин имеет следующие значения:

Типоразмер ВЗД.....	Д1-240	Д1-195	Д3-172	Д1-105	Д1-54
k_p , кПа/(Н·м)	0,4	0,7	0,9	3,8	35

Рис. 6.8. Влияние расхода жидкости на характеристики ВЗД ($Q_1 < Q_2 < Q_3$)



Значение k_p падает с увеличением диаметра гидродвигателя от 35 кПа/(Н·м) для ВЗД с наружным диаметром 54 мм до 0,4 кПа/(Н·м) у 240-мм двигателя. Следовательно, с увеличением контурного диаметра РО чувствительность гидродвигателя к изменению нагрузки на валу уменьшается. Таким образом, более приспособленными для управления процессом бурения по изменению перепада давления в гидродвигателе, при прочих равных условиях, являются ВЗД меньшего диаметра.

6.3.1. БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Недостатком зависимостей (6.3) является частный характер аппроксимации (поскольку k_ω и k_p являются размерными параметрами), не позволяющий производить пересчет характеристик при изменении расхода жидкости или геометрии РО.

Более удобно использовать относительные характеристики [17]

$$\bar{\omega} = 1 - \bar{M}^\alpha; \quad (6.5)$$

$$\bar{P} = 1 + (h - 1)\bar{M}^\beta,$$

где $\bar{\omega} = \omega / \omega_x$; $\bar{P} = P / P_x$; $\bar{M} = M / M_T$; h – коэффициент наклона гидромеханической характеристики, определяющий отношение перепадов давления в предельных режимах, $h = P_T / P_x$.

Преимущество относительных характеристик (6.5) по сравнению с другими известными способами аппроксимации (в частности, полиномиальные размерные характеристики или процентные характеристики относительно параметров номинального режима) определяется достоверностью расчетных величин в предельных режимах ($\bar{\omega} = 1$, $\bar{P} = 1$ при $\bar{M} = 0$; $\bar{\omega} = 0$ при $\bar{M} = 1$) и незначительным числом показателей подобия.

α является показателем объемных потерь ВЗД: чем выше α , тем жестче механическая характеристика. Значение α изменяется от 1,5 до 4 и при прочих равных условиях, растет с увеличением натяга в паре δ . Так, например, для двигателя Д1-195 при $Q = 32$ л/с с изменением натяга от 0 до 0,3 мм [64] α увеличивается от 2,3 до 3,2.

Коэффициент наклона h зависит главным образом от числа шагов РО (см. § 6.4). С увеличением длины РО h возрастает. Например, для двигателя диаметром 127 мм при изменении числа шагов от 1 до 3 h увеличивается от 3,0 до 4,2 [66].

В строгом виде P_T и P_X описываются сложными функциональными зависимостями от Q и δ , поэтому h в отличие от k_p является переменной величиной.

Вместе с тем анализ стендовых характеристик ВЗД показывает, что P_X и P_T с достаточной точностью могут быть описаны линейными (или близкими к ним) зависимостями от Q [17, 41]

$$P_X = \rho \xi_X Q; \quad (6.6)$$

$$P_T = \rho \xi_T Q; \quad (6.7)$$

где ξ_X , ξ_T — коэффициенты сопротивлений холостого и тормозного режимов, зависящие только от геометрических параметров РО, в том числе и от натяга.

В такой упрощающей постановке безразмерный коэффициент наклона h становится независимым от расхода и плотности и определяется отношением коэффициентов сопротивлений ВЗД.

Если отношение ξ_T/ξ_X не изменяется при различных натягах в паре, что весьма близко к действительности [17], h можно осреднить и рассматривать как параметр гидродвигателя. В этом случае безразмерная гидромеханическая характеристика ВЗД постоянна и не искажается при изменении расхода или натяга в паре.

Таким образом, α , β , h являются безразмерными показателями подобия характеристик ВЗД: при равенстве α , β , h относительные характеристики гидродвигателей будут идентичными (рис. 6.9).

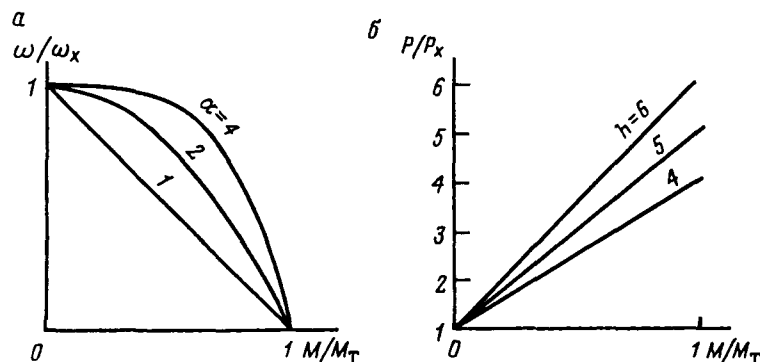


Рис. 6.9. Относительные характеристики ВЗД при различных значениях коэффициентов α , h :

a — механические; b — гидромеханические

Базовыми параметрами характеристик (6.5) являются параметры предельных режимов (ω_X , P_X , M_T). Угловая скорость в холостом режиме ω_X незначительно отличается от идеальной скорости ω_n гидродвигателя:

$$\omega_X = \omega_n - \Delta\omega = \frac{2\pi Q}{T} \eta_{o.X}. \quad (6.8)$$

Перепад давления в холостом режиме и тормозной момент при прочих равных условиях зависят от расхода Q и натяга в паре δ , а следовательно, изменяются с течением времени эксплуатации ВЗД:

$$P_X = f(Q, \delta),$$

$$M_T = f(Q, \delta).$$

Тормозной момент ВЗД может быть определен двумя способами:

по расходу жидкости [35]

$$M_T = \rho k_T Q, \quad (6.9)$$

где k_T — коэффициент тормозной нагрузки, зависящий от δ ; по перепаду давления

$$M_T = \frac{P_T V}{2\pi} \eta_{T.M.T}. \quad (6.10)$$

При управлении режимом работы ВЗД требуется знание истинных значений коэффициентов сопротивления и нагрузки предельных режимов при различных натягах в паре.

На основе результатов испытаний двигателя Д1-195 [64] при различных натягах ($\delta = -0,9 \div 0,6$) в табл. 6.3 представлены численные значения коэффициентов ξ_X и k_T , рассчитанные по (6.6), (6.9).

Таблица 6.3

Показатель	Натяг, мм					
	-0,9	-0,6	-0,3	0	0,3	0,6
ξ_X , кПа/(кг·с ⁻¹)	34	44	50	53	60	75
k_T , Н·м/(кг·с ⁻¹)	135	160	180	200	205	210
η_n	1,88	1,72	1,70	1,78	1,61	1,33

Из табл. 6.3 следует, что при изменении натяга от 0,3 мм до 0 (например, вследствие износа) коэффициент ξ_X уменьшается от 60 до 53 кПа/(кг·с⁻¹), т.е. относительное изменение перепада давления в холостом режиме составит 12 %, что должно учитываться при оперативном управлении процессом бурения.

Анализ характеристик ВЗД при различных натягах в паре показывает, что перепад давления в холостом режиме и тормозной момент пропорциональны δ . Для практических расчетов зависимости P_X и M_T от натяга можно представить в виде

$$P_X = P_{X0} + a_X \delta; \quad (6.11)$$

$$M_T = M_{T0} + a_T \delta, \quad (6.12)$$

где P_{xo} , $M_{то}$ — перепад давления в холостом режиме и тормозной момент при нулевом натяге; a_x , a_t — постоянные коэффициенты, не зависящие от натяга и расхода.

6.3.2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Для разработки регламентов рациональных режимов нагрузки ВЗД требуется знать диапазоны изменения крутящих моментов, при которых обеспечивается максимум к.п.д. или мощности гидродвигателя.

Используя известные выражения мощности и к.п.д гидродвигателя (5.108) и безразмерную форму записи первичных характеристик ВЗД (6.5), можно получить аналитические зависимости энергетических характеристик гидродвигателя [17]:

$$N = M_t \omega_x \bar{M} (1 - \bar{M}^\alpha) = N_n \bar{N}; \quad (6.13)$$

$$\eta = \eta_{o.x} \eta_{гм.т} h \frac{1 - \bar{M}^\alpha}{1 + (h-1) \bar{M}^\beta} \bar{M} = \eta_n \bar{\eta}, \quad (6.14)$$

где $N_n = M_t \omega_x$; $\eta_n = \eta_{o.x} \eta_{гм.т} h$.

Из полученных выражений следует, что мощность и к.п.д гидродвигателя можно представить как произведение двух сомножителей: постоянного критерия ВЗД (N_n , η_n), не зависящего от нагрузки, и переменного гидродвигателя (\bar{N} , $\bar{\eta}$), зависящей от относительного крутящего момента $\bar{M} = M/M_t$.

Критерии мощности N_n и эффективности η_n ВЗД определяют идеальные мощность и к.п.д воображаемого гидродвигателя ($\eta_n > 1$), угловая скорость и перепад давления которого соответствуют холостому режиму, а крутящий момент равен тормозному моменту.

η_n является энергетическим параметром гидродвигателя

$$\eta_n = \frac{M_t \omega_x}{P_x Q} = \frac{2\pi k_t \eta_{o.x}}{V \xi_x}. \quad (6.15)$$

Численные значения η_n двигателя Д1-195 при $\eta_{o.x} = 1$ и различных натягах в паре представлены в табл. 6.3.

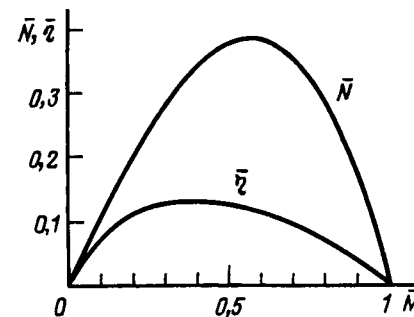
Переменные (\bar{N} , $\bar{\eta}$) энергетических характеристик гидродвигателя можно рассматривать как относительные мощность и к.п.д (рис. 6.10), характеризующие во сколько раз уменьшаются N и η реального гидродвигателя по сравнению с N_n и η_n :

$$\bar{N} = \bar{M} (1 - \bar{M}^\alpha); \quad (6.16)$$

$$\bar{\eta} = \bar{M} \frac{1 - \bar{M}^\alpha}{1 + (h-1) \bar{M}^\beta}. \quad (6.17)$$

Для определения границ экстремальных и оптимальных режимов ВЗД необходимо исследовать функции \bar{N} и $\bar{\eta}$ с целью нахождения значений \bar{M} , обеспечивающих максимум мощности или к.п.д. гидродвигателя при различных α , β , h .

Рис. 6.10. Энергетические характеристики ВЗД ($\alpha = 2$; $\beta = 1$; $h = 5$)



Такие исследования показывают, что при $\beta = 1$ экстремальный режим гидродвигателя \bar{N}_s имеет место при

$$\bar{M} = (1 + \alpha)^{-1/\alpha}. \quad (6.18)$$

Тогда, подставляя найденное значение \bar{M} в (6.16), получаем, что относительная мощность гидродвигателя в экстремальном режиме

$$\bar{N}_s = \alpha (1 + \alpha)^{-(1+\alpha)/\alpha}. \quad (6.19)$$

Для гидродвигателя с линейной механической характеристикой ($\alpha = 1$) $\bar{N}_s = 1/4$, т.е. экстремальная мощность составляет всего 25 % от идеальной. Для двигателей с нелинейными характеристиками ($\alpha > 1$) при возрастании α значение \bar{N}_s увеличивается (табл. 6.7), превышая 50 % при $\alpha = 4$.

Точка оптимального режима гидродвигателя ($\bar{M}_{опт}$) зависит от сочетания безразмерных параметров подобия α и h и находится из уравнения

$$\alpha(h-1)\bar{M}^{1+\alpha} + (1+\alpha)\bar{M}^\alpha = 1. \quad (6.20)$$

Для гидродвигателя с постоянным перепадом давления (турбобур с нормальными турбинами) $h = 1$ и $\bar{M}_{опт}$ совпадает с \bar{M}_s .

Для гидродвигателя с линейной механической характеристикой

$$\bar{M}_s = 0,5;$$

$$\bar{M}_{опт} = \frac{\sqrt{h} - 1}{h - 1}.$$

Численные значения относительных крутящих моментов экстремального и оптимального режимов гидродвигателя при различных значениях α ($h = 5$; $\beta = 1$) приведены в табл. 6.4.

Таблица 6.4

Показатель	α			
	1	2	3	4
\bar{M}_s	0,50	0,58	0,63	0,67
\bar{N}_s	0,25	0,38	0,47	0,54
$\bar{M}_{опт}$	0,31	0,40	0,47	0,52

Анализируя табл. 6.4, можно сделать вывод о "координатах" оптимального и экстремального режимов ВЗД. Оптимальный режим гидродвигателя находится в середине интервала относительного момента ($\bar{M} \approx 1/2$); экстремальный же режим несколько смещен к тормозному и расположен в окрестности точки $\bar{M} \approx 2/3$. Эти выводы полностью соответствуют результатам стендовых испытаний ВЗД, что подтверждает правомерность использования безразмерных характеристик (6.5).

При $\bar{M} = 1/2$, $\beta = 1$ выражение к.п.д. (6.14) упрощается до вида

$$\eta \approx \eta_{0,x} \eta_{\text{гм.т}} \frac{h}{h+1}.$$

Следовательно, максимальный к.п.д. ВЗД определяется уровнем $\eta_{\text{гм.т}}$.

Методика аппроксимации характеристик ВЗД, основанная на их безразмерной форме записи и предназначенная для использования в алгоритме управления режимом бурения, требует обязательных стендовых испытаний каждого гидродвигателя, а также экспериментальных данных об изменении износа РО во времени.

При бурении скважины параметры аппроксимации характеристик ВЗД и износа РО могут экспериментально корректироваться при смене долота или наращивании инструмента, если система управления будет включать в себя диагностический блок.

Например, замеряя перепад давления в холостом режиме \bar{p}_x при известных расходе Q и плотности ρ жидкости, по (6.6), (6.11) можно получить информацию о фактическом натяге в РО в данный момент времени, а следовательно, оценить износ пары.

Представление об энергетических показателях ВЗД при изме-

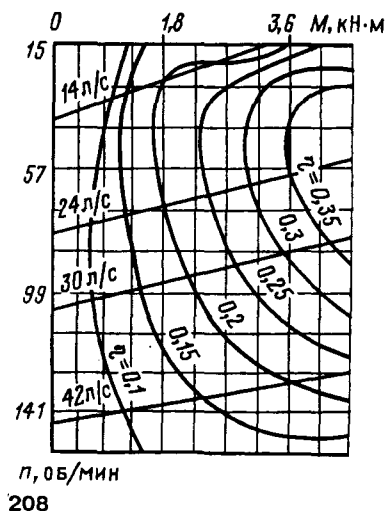


Рис. 6.11. Универсальные характеристики ВЗД

нении расхода жидкости дают универсальные (топографические) характеристики [37]. Изолинии равного к.п.д. (рис. 6.11) очерчивают области оптимальных режимов, что облегчает эффективную отработку гидродвигателей при различных условиях эксплуатации.

6.3.3. ОСОБЕННОСТИ ИЗОБРАЖЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАРУБЕЖНЫХ ВЗД

В зарубежной практике встречается иная форма представления характеристик ВЗД (рис. 6.12): они строятся в зависимости от перепада давления P или дифференциального давления

$$\Delta p = P - P_x. \quad (6.21)$$

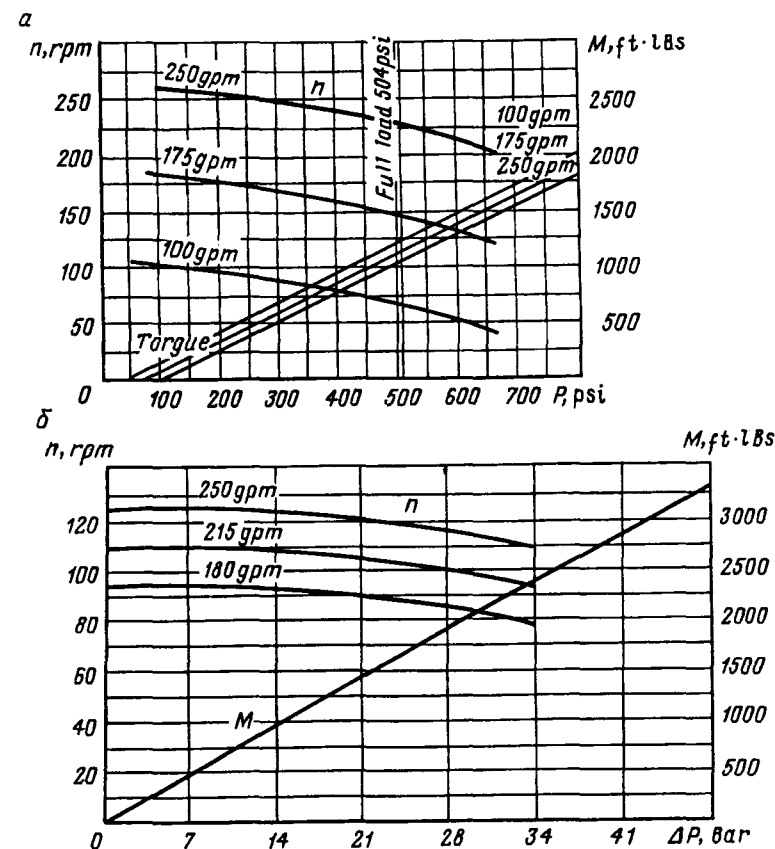


Рис. 6.12. Характеристики зарубежных ВЗД:
а - "Shlumberger-Anadrill" A475 ($i = 4:5$); б - "Dyna-Drill" 4 3/4 F2000M ($i = 5:6$)

Если гидромеханические потери остаются постоянными для любого режима ($p_m + p_r = \text{idem}$), то дифференциальное давление соответствует полезной составляющей полного перепада давления

$$\Delta p = P_{\text{пол.}}$$

Следовательно, в этом случае (см. рис. 6.12) график зависимости $M - \Delta p$ представляет прямую, проходящую через начало координат, и не зависит от расхода жидкости. Линия $\omega - \Delta p$ имеет нелинейный характер.

Часто неточное толкование величины перепада давления приводит к путанице и завышенным представлениям о к.п.д. гидродвигателей западных фирм.

В большинстве случаев зарубежными фирмами используются единицы измерения, отличные от принятых в отечественной практике: для измерения момента — $\text{ft} \cdot \text{lbs}$; давления — psi , bar ; расхода — gpm .

Перевод этих и других величин дается ниже:

$$1 \text{ foot} = 0,308 \text{ м};$$

$$1 \text{ inch} = 0,0254 \text{ м};$$

$$1 \text{ hp} = 0,736 \text{ кВт};$$

$$1 \text{ rpm} = 1 \text{ об/мин};$$

$$1 \text{ psi} = 6895 \text{ Па};$$

$$1 \text{ bar} = 1,02 \text{ кгс/см}^2;$$

$$1 \text{ gpm} = 0,063 \text{ л/с};$$

$$1 \text{ ft} \cdot \text{lbs} = 1,356 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$1 \text{ cfm} = 0,0283 \text{ м}^3/\text{мин};$$

$$^{\circ}\text{F} = 1,8 ^{\circ}\text{C} + 32.$$

6.4. ПЕРЕСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ВЗД

Задача пересчета характеристик ВЗД может рассматриваться в следующих постановках [57]:

1) при изменении расхода Q или свойств (ρ , ν) жидкости гидромашины с определенной геометрией РО (традиционная задача, встречающаяся в практике бурения);

2) при изменении геометрии РО с сохранением Q , ρ , ν (задача, распространенная при проектировании ВЗД);

3) при изменении как геометрических параметров, так и расхода и свойств жидкости (наиболее общая задача).

Известны две формы обобщения и методики пересчета характеристик ВЗД:

относительная (на основе безразмерных характеристик (6.51));

критериальная (на основе теории подобия).

Для использования **относительных характеристик** требуются зависимости базовых параметров (ω_x , P_x , M_T) предельных режимов (тормозного и холостого) и коэффициентов подобия (α , β , h) от геометрических и эксплуатационных параметров [57].

Базовые параметры предельных режимов

В общем случае расчет основан на уравнениях связи (5.101), (5.102) механических (M , ω) и гидравлических (P , Q) переменных.

Холостой режим. Угловая скорость ω_x гидродвигателя при заданном расходе жидкости Q определяется рабочим объемом гидромашины и объемным к.п.д. в холостом режиме $\eta_{o.x}$:

$$\omega_x = \frac{2\pi Q}{V} \eta_{o.x}. \quad (6.22)$$

Анализ характеристик ВЗД, снятых во многих испытаниях, показывает, что для всех типоразмеров $\eta_{o.x} = 0,95 \pm 1,0$.

В результате задача упрощается и сводится к выявлению зависимости только одной переменной холостого режима P_x .

Из уравнения связи (5.101) следует, что в холостом режиме ($M = 0$)

$$P_x = P_{m.x} + P_{r.x} = P_{gm.x} = \frac{2\pi M_{gm.x}}{V}, \quad (6.23)$$

где $P_{m.x}$ — составляющая перепада давления, затрачиваемая на покрытие только механических потерь:

$$P_{m.x} = 2\pi M_{gm.x} / V. \quad (6.24)$$

Опыты показывают, что в любом режиме геометрически подобных машин момент гидромеханических потерь M_{gm} зависит от перепада давления P , угловой скорости ω , плотности ρ и вязкости ν жидкости, массы (или плотности материала ρ_m) ротора и характерного размера РО (например, контурного диаметра D_K):

$$f(M_{gm}, P, \omega, \rho, \nu, \rho_m, D_K) = 0. \quad (6.25)$$

Из анализа размерностей следует, что гидромеханические потери характеризуются четырьмя безразмерными критериями¹, в качестве которых удобно использовать [57]:

критерий потерь момента

$$\Pi_{\text{тм}} = \frac{M_{\text{гм}}}{\rho \omega^2 D_k^5};$$

критерий давления

$$\Pi_p = \frac{P}{\rho_m \omega^2 D_k^2};$$

число Рейнольдса

$$\text{Re} = \omega D_k^2 / \nu;$$

отношение плотностей

$$a_p = \rho / \rho_m.$$

Отсюда следует, что во всех режимах для подобных пар ВГМ

$$M_{\text{гм}} = \rho \omega^2 D_k^5 f(\Pi_p, \text{Re}, a_p), \quad (6.26)$$

где $f(\Pi_p, \text{Re}, a_p)$ – функция безразмерных параметров, определяемая опытным путем.

В холостом режиме эта зависимость упрощается:

$$\Pi_{\text{гм.х}} = f(\text{Re}, a_p) \quad (6.27)$$

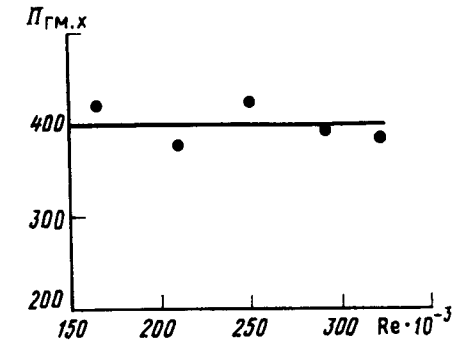
Если к тому же отношение ρ / ρ_m задано, критерий гидромеханических потерь зависит только от числа Рейнольдса. График этой зависимости для двигателя Д1-195 (рис. 6.13), построенный по результатам стендовых испытаний [64], показывает, что в данном случае указанный критерий может приниматься параметром гидромашины: $\Pi_{\text{гм.т}} \approx 400$.

В свою очередь постоянство критерия гидромеханических потерь означает, что перепад давлений гидродвигателя в холостом режиме пропорционален $\rho \omega^2$. Такое положение позволяет без труда производить пересчет потерь в холостом режиме при изменении расхода.

На практике квадратичная зависимость соблюдается не всегда, часто при пересчете характеристик ВЗД принимается линей-

¹ Не путать с критериями подобия характеристик ВЗД (см. ниже).

Рис. 6.13. Критериальная характеристика гидромеханических потерь двигателя Д1-195. Экспериментальные точки соответствуют расходам жидкости 20, 24, 28, 32, 36 л/с



ная зависимость P_x от Q [17, 41]. В этом случае $\Pi_{\text{гм.х}}$ и Re связаны гиперболической зависимостью.

Для построения характеристики проектируемого или не прошедшего испытания ВЗД, а также при пересчете характеристик используется распространенный в теории гидромашин метод разделения гидравлических и механических потерь (см. § 5.7). При этом гидравлические потери определяются по формулам (5.121), а механические потери пересчитываются по характеристике эталонного двигателя.

Тормозной режим. Перепад давления в тормозном режиме

$$P_T = h P_x. \quad (6.28)$$

Тормозной момент ВЗД

$$M_T = \frac{P_T V}{2\pi} \eta_{\text{гм.т}}. \quad (6.29)$$

Гидромеханический к.п.д. тормозного режима $\eta_{\text{гм.т}}$ в общем случае зависит как от формы РО и натяга в паре, так и от расхода жидкости. Вместе с тем эксперименты показывают, что в действительности $\eta_{\text{гм.т}}$ изменяется в сравнительно узком диапазоне (0,3÷0,5), поэтому при пересчете характеристик его можно считать постоянным параметром гидромашины: $\eta_{\text{гм.т}} = 0,4$.

Такое постоянство означает, что M_T пропорционален произведению $P_T V$, т.е.

$$M_T = a P_T V, \quad (6.30)$$

где a – постоянная ВЗД.

При пересчете характеристик гидромашины при изменении числа шагов k РО (индексы 1 и 2) справедливы следующие соотношения [66]:

$$\frac{P_{T1} - P_{x1}}{P_{T2} - P_{x2}} = \frac{M_{T1}}{M_{T2}} = \frac{k_1}{k_2}. \quad (6.31)$$

Показатели подобия характеристик

В строгом виде коэффициент наклона h и показатели степени α , β нелинейности характеристик зависят как от диаметра, формы и натяга РО (D_k , z_2 , c_T , k , δ), так и от расхода жидкости Q .

При пересчете характеристик влиянием расхода можно пренебречь и рассматривать показатели подобия как геометрические постоянные гидромашины:

$$h, \alpha, \beta = f(D_k, z_2, c_T, k, c_\delta).$$

Наибольшее влияние на коэффициент наклона оказывает длина (число шагов) РО. У отечественных ВЗД типа Д [17] h изменяется в диапазоне 3–5.

Для ориентировочных расчетов на основе результатов испытаний ВЗД с различным числом шагов [66] можно использовать пропорциональную зависимость

$$h = 2 + k, \quad (6.32)$$

допуская, что двухшаговых рабочих органов $h = 4$.

Показатели степени нелинейности также изменяются в узком диапазоне: $\alpha = 2 \div 4$; $\beta = 1 \div 1,5$, т.е. гидромеханические характеристики ВЗД близки к линейным (при расчетах можно принять $\beta = 1$), а механические – существенно нелинейные. При этом большие значения показателя объемных потерь α соответствуют парам с повышенным натягом и при прочих равных условиях ($Q = \text{idem}$; $z_2 = \text{idem}$; $k = \text{idem}$)

$$\alpha = \alpha_0 + A c_\delta, \quad (6.33)$$

где α_0 – показатель объемных потерь в паре без натяга, A – постоянная гидромашины.

Для двигателя Д1-195 $\alpha_0 \approx 2,5$; $A \approx 10,5$.

При использовании пар с зазорами ($c_\delta < 0$) механическая характеристика двигателя становится менее жесткой, приближаясь к линейной ($\alpha = 1$).

Таким образом, при пересчете характеристик ВЗД можно принять, что показатели подобия зависят только от двух геометрических параметров – числа шагов и натяга в паре.

Построение характеристик

После определения показателей подобия и базовых параметров предельных режимов заключительными этапами являются: построение характеристик гидромашины (6.5); определение координат оптимального режима:

$$\omega_{\text{опт}} = \omega_x \bar{\omega}_{\text{опт}};$$

$$M_{\text{опт}} = M_T \bar{M}_{\text{опт}}.$$

Безразмерные координаты оптимального режима находятся на основе выражения к.п.д. гидромашины (6.20).

Если при пересчете характеристик показатели подобия и к.п.д. в предельных режимах эталонной и “новой” гидромашины принимаются одинаковыми ($\alpha, \beta, h, \eta_{0x}, \eta_{\text{гм.т}} = \text{idem}$), то их полные к.п.д., несмотря на различие базовых величин (P_x, M_x), также сохраняются на одном уровне. На основе изложенной методики в РГУ нефти и газа им. Губкина разработана и используется в учебном процессе программа пересчета характеристик одновинтовых гидромашин “HAR. VINT”. Вводными исходными данными являются: геометрические ($z_2, D_k, e, T, \delta, k$) и эксплуатационные (Q, ρ, ν) параметры эталонного и “нового” двигателей, а также стендовые характеристики эталонного ВЗД.

Методы теории подобия основаны на функциональных зависимостях безразмерных комплексов гидромашины [111]. Преимущество данного метода заключается в том, что критериальные соотношения можно находить, не имея математического описания процесса. Это позволяет на основе экспериментальных данных получать удовлетворительные для инженерных расчетов уравнения характеристик ВЗД.

В общем случае характеристики ВЗД определяются следующей многофакторной зависимостью

$$f(n, P, Q, M, \rho, \nu, z_2, z_1, e, D_k, T, L, \delta, \epsilon_p, d_0, \rho_m, E_{\text{пр}}) = 0 \quad (6.34)$$

или 13 безразмерными критериями, в качестве которых удобно использовать:

кинематическое отношение

$$i = z_2 : z_1;$$

критерий момента

$$\Pi_M = \frac{M D_k}{\rho Q^2};$$

критерий скорости

$$\Pi_n = \frac{nD_k^3}{Q};$$

критерий давления

$$\Pi_p = \frac{pD_k^4}{\rho Q^2};$$

число Рейнольдса

$$Re = \frac{Q}{D_k v};$$

относительный контурный диаметр

$$\overline{D}_k = D_k / e = 2(c_0 z_2 + 1 + c_\Delta + c_e);$$

коэффициент формы поверхности

$$c_T = \frac{t}{d_{cp}} = \frac{iT}{D_k - 4e};$$

число шагов РО

$$k = L/T;$$

коэффициент натяга

$$c_\delta = \delta/e;$$

коэффициент толщины обкладки

$$c_e = \varepsilon_p/e;$$

отношение диаметров

$$a_d = d_0/d_{cp} = d_0/(D_k - 4e);$$

отношение плотностей

$$a_p = \rho/\rho_m;$$

критерий упругости

$$\Pi_E = E_{np} D_k^3 / M.$$

Учитывая выражение D_k , в общем случае характеристики ВЗД определяются 15 безразмерными параметрами. Основными из них являются режимные критерии (Π_M , Π_n , Π_p , Re) и геометрические коэффициенты (i , c_T , c_δ , k).

Безразмерная зависимость

$$F(\Pi_M, \Pi_n, \Pi_p, Re, i, \overline{D}_k, c_T, k, c_\delta, c_e, a_d, a_p, \Pi_E) = 0 \quad (6.35)$$

представляет полную критериальную характеристику ВЗД. Для ее определения необходимо проведение большого комплекса экспериментов при различных сочетаниях параметров ВЗД и свойств жидкости, что крайне затруднительно.

Для практических расчетов можно ограничиться учетом только основных критериев. В этом случае

$$n = \frac{Q}{D_k^3} f_1(\Pi_p, \Pi_M, Re, i, c_T, c_\delta, k); \quad (6.36)$$

$$P = \frac{\rho Q^2}{D_k^4} f_2(\Pi_n, \Pi_M, Re, i, c_T, c_\delta, k),$$

где f_1 , f_2 — функции безразмерных параметров, определяемые опытным путем.

Критериальные механические характеристики ВЗД $\Pi_n = f(\Pi_M)$ (рис. 6.14) представляют собой пучок кривых, выходящих из одной точки ($\Pi_{nx} = idem$). Максимальная абсцисса Π_{MT} кривых уменьшается с ростом числа Re (расхода жидкости).

Для пересчета характеристик серийных двигателей типа Д в работе [85] предложено использовать только четыре параметра: рабочий объем V ; натяг в паре δ ; осевую скорость жидкости в каналах РО w ; плотность жидкости ρ .

Два из них (V , w) являются размерными комплексами параметров, входящих в общую функциональную зависимость (6.34):

$$V = f(z_2, e, D_k, T, \delta);$$

$$w = Q/S = z_2 T Q / V.$$

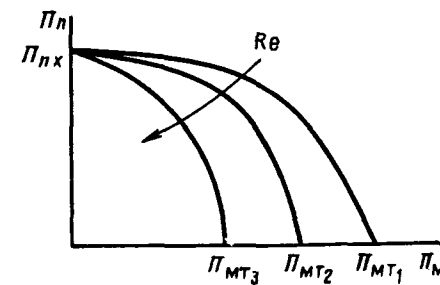


Рис. 6.14. Критериальные механические характеристики ВЗД ($Q_3 > Q_2 > Q_1$)

Таким образом, при данном подходе не задействованными в расчетах оказываются шесть параметров из (6.34): L (определяющая число шагов РО), вязкость жидкости (Re), плотность материала и диаметр расточки ротора (a_d, a_p), толщина обкладки статора (c_s) и приведенный модуль упругости РО (Π_E).

Критериальные зависимости характеристик ВЗД в этом случае приобретают простой вид:

$$\begin{aligned}\Pi_n &= f(\Pi_M, \Pi_\delta); \\ \Pi_P &= f(\Pi_M, \Pi_\delta),\end{aligned}\quad (6.37)$$

где $\Pi_n, \Pi_P, \Pi_M, \Pi_\delta$ – безразмерные критерии подобия (частные выражения критериев общей зависимости (6.34)):

$$\Pi_n = nV^{1/3}/\omega; \Pi_P = P/\rho\omega^2; \Pi_M = M/\rho V\omega^2; \Pi_\delta = \delta/V^{1/3}.$$

Статистическая обработка экспериментальных данных стендовых испытаний ВЗД Д1-195 позволила на основе (6.37) получить зависимости [85]:

$$\begin{aligned}n &= \frac{\omega}{V^{1/3}}(a_1 + b_1\Pi_M^{c_1}); \\ P &= \rho\omega^2(a + b\Pi_M^c),\end{aligned}\quad (6.38)$$

где a_1, b_1, c_1, a, b, c – коэффициенты, зависящие от Π_δ .

Вместе с тем, поскольку в исходных уравнениях учитываются не все критерии подобия, данная методика не является универсальной и, в частности, не может использоваться при изменении числа шагов РО или вязкости жидкости.

Рассмотренные методики пересчета характеристик ВЗД не учитывают влияние забойного давления жидкости. Вместе с тем рабочий процесс ВЗД определяется не только перепадом давления в РО, но, учитывая эластичность обкладки статора, и абсолютным давлением в камерах, а также температурой на забое. Поэтому, строго говоря, стендовые характеристики отличаются от реальных характеристик ВЗД в забойных условиях. Уточнение этого вопроса требует проведения испытаний ВЗД на стендах, имитирующих забойные условия.

Упрощенные формулы пересчета характеристик ВЗД

Многолетние экспериментальные исследования ВЗД и основные положения теории рабочего процесса объемных гидромашин позволяют предложить упрощенные (удобные на практике)

формулы пересчета характеристик ВЗД при изменении расхода жидкости и диаметра (рабочего объема) двигателя.

Изменение расхода жидкости. В экстремальном (паспортном) режиме гидродвигателя частота вращения, перепад давления и крутящий момент возрастают с увеличением расхода практически линейно, а мощность увеличивается по квадратичному закону:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2}; \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{Q_1}{Q_2}; \quad \frac{M_1}{M_2} = \frac{Q_1}{Q_2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2. \quad (6.39)$$

В холостом режиме при пересчете n и P также можно воспользоваться линейными зависимостями

$$\frac{n_{x1}}{n_{x2}} = \frac{Q_1}{Q_2}; \quad \frac{P_{x1}}{P_{x2}} = \frac{Q_1}{Q_2}.$$

Изменение рабочего объема*. В общем случае рабочий объем ВЗД можно изменить за счет кинематического отношения, контурного диаметра и шага РО. При сохранении уровня объемного и гидромеханического к.п.д.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \frac{V_2}{V_1}; \quad \frac{M_1}{M_2} = \frac{P_1}{P_2} \frac{V_1}{V_2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \frac{P_1}{P_2}. \quad (6.40)$$

Изменение диаметра ВЗД*. Для гидродвигателей с геометрически подобными РО ($i, c_r, k = \text{idem}$) и одинаковыми к.п.д.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \left(\frac{D_{k2}}{D_{k1}}\right)^3; \quad \frac{M_1}{M_2} = \frac{P_1}{P_2} \left(\frac{D_{k1}}{D_{k2}}\right)^3; \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \frac{P_1}{P_2}. \quad (6.41)$$

При примерно одинаковом уровне перепадов давлений двигателей различного диаметра, что характерно для ВЗД общего назначения,

$$\frac{M_1}{M_2} = \left(\frac{D_{k1}}{D_{k2}}\right)^3, \quad (6.42)$$

т.е. при изменении диаметра РО крутящий момент гидродвигателя при прочих равных условиях изменяется по кубическому закону.

*При изменении рабочего объема или диаметра ВЗД, как правило, изменяется и расход жидкости.

6.5. СТЕНДЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ВЗД

Стенды для испытаний ВЗД предназначены для снятия характеристик двигателей, отработки элементов конструкции и при необходимости проведения ресурсных испытаний отдельных узлов и деталей.

Буровой стенд ВНИИБТ представляет собой универсальный буровой стенд (УБС) для испытания забойных гидравлических

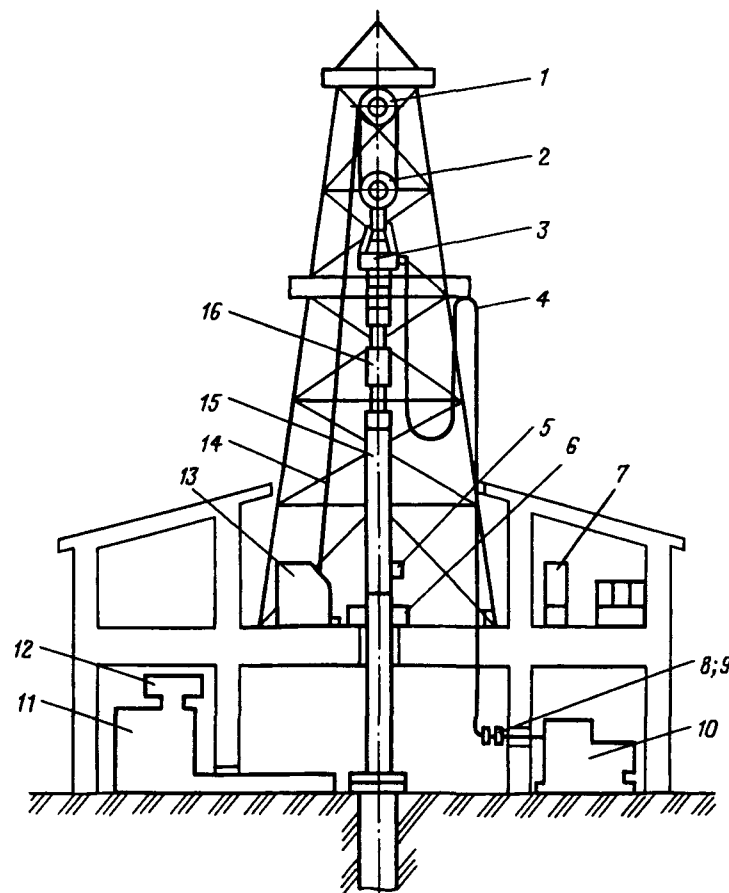


Рис. 6.15. Универсальный буровой стенд ВНИИБТ:

1 – кронблок; 2 – крюкоблок с датчиком нагрузки; 3 – вертлюг; 4 – стояк и буровой рукав; 5, 8 – расходомеры; 6 – ротор; 7 – блок преобразователей сигналов; 9 – датчик давления; 10 – насосы буровые; 11 – емкости системы очистки; 12 – вибростол; 13 – лебедка; 14 – талевый канат; 15 – забойный двигатель; 16 – моментомер

двигателей и породоразрушающего инструмента. Входит в состав Испытательного центра ВНИИБТ и расположен под Москвой на ст. Поварово [142]. Стенд создан на базе стационарной буровой установки с регулируемым электроприводом и максимально воспроизводит эксплуатационные условия (рис. 6.15). На стенде производят испытания натурных образцов гидравлических двигателей, породоразрушающего инструмента и других буровых механизмов. Моделирование работы ВЗД достигается разбуриванием искусственного забоя (сталь, чугун, свинец или гранит) стандартными долотами или специальными фрезами в среде бурового раствора.

Нагрузка на долото создается сосредоточенной массой, смонтированной на ведущей трубе, подача жидкости (воды или глинистого раствора) – одним или двумя буровыми насосами. В процессе испытаний регистрируются реактивный момент двигателя (тензодатчиком, установленным в переводнике выше ведущей трубы), перепад давления в двигателе, частота вращения выходного вала и нагрузка на долото.

Техническая характеристика УБС позволяет проводить испытания ВЗД всех типоразмеров с наружным диаметром 85 мм и более:

Подача буровых насосов, л/с	5÷100
Давление нагнетания, МПа	0÷25
Осевая нагрузка, кН	0÷300
Крутящий момент, кН·м	0÷15
Частота вращения гидродвигателя, об/мин	40÷1500

Стенд ПФ ВНИИБТ. Универсальный горизонтальный стенд (рис. 6.16) для испытания и исследования рабочего процесса гидродвигателей оснащен [6]:

регулируемым электроприводом постоянного тока силового насоса, что позволяет бесступенчато изменять расход жидкости;

тормозным устройством в виде шинно-пневматической муфты и электродвигателя-генератора постоянного тока (рекуперативное торможение);

амортизирующими элементами всех опорных узлов.

Технические данные стенда приведены ниже.

Диаметр испытываемых ВЗД, мм	54÷172
Длина ВЗД, м	До 7
Частота вращения выходного вала, об/мин	0–500
Тормозной момент, кН·м	0÷7
Мощность привода насоса, кВт	90 × 2
Подача насоса, л/с	До 20

Стенд состоит из насосного блока, механической части и пульта КИП. Рабочая жидкость – вода или глинистый раствор.

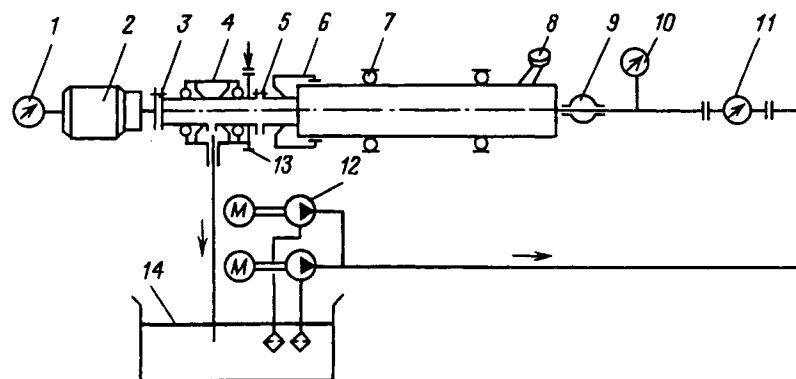


Рис. 6.16. Универсальный горизонтальный стенд ПФ ВНИИБТ:
1 – датчик тахометра; 2 – электродвигатель-редуктор; 3 – муфта; 4 – шпindel-сальниковый; 5 – муфта; 6 – сальник; 7 – балансирные опоры; 8 – датчик момента; 9 – вертлюг; 10 – датчик давления; 11 – датчик расхода; 12 – насос; 13 – тормоз; 14 – бак

При испытании ВЗД для снятия реактивного момента с корпуса он устанавливается в балансирные опоры (люнеты). Через конусно-шлицевую муфту двигатель соединяется со шпинделем-сальником, а через него – с электродвигателем-редуктором. Верхний переводник ВЗД подсоединяется к вертлюгу и может нагружаться осевым усилием. Буровой раствор подается насосом в гидродвигатель через вертлюг.

Момент сопротивления ВЗД создается электродвигателем-генератором. Ток, вырабатываемый при торможении, передается трехмашинному агрегату.

При испытаниях производится измерение частоты вращения и крутящего момента ВЗД, расхода жидкости, давления нагнетания.

На стенде можно производить сборку-разборку ВЗД. Свинчивание и развинчивание резьбовых соединений осуществляется электродвигателем постоянного тока с использованием специальных захватов и ключей.

Стенд РГУ нефти и газа им. Губкина для испытания малогабаритных ВЗД (рис. 6.17) имеет следующие отличия:

наклонное расположение гидродвигателя;
создание нагрузки на валу ВЗД посредством электромагнитного порошкового тормоза, момент которого пропорционален подаваемому напряжению;

использование клиноременной передачи между ВЗД и тормозом, шкив передачи для снижения динамических нагрузок выполнен из пластмассы;

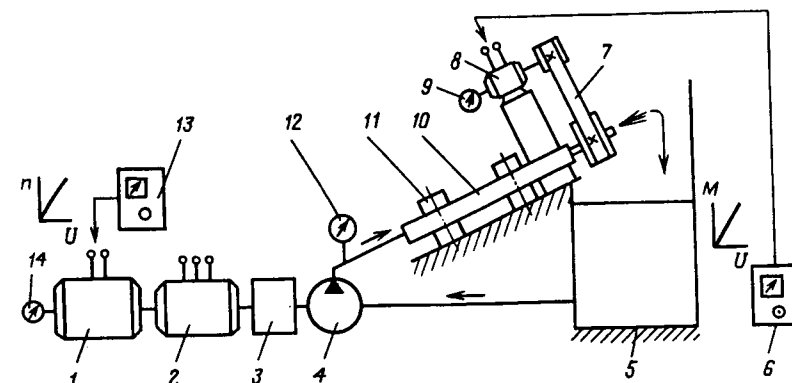


Рис. 6.17. Стенд РГУ нефти и газа им. Губкина для испытания малогабаритных ВЗД:

1 – электродвигатель постоянного тока; 2 – электродвигатель переменного тока; 3 – коробка передач; 4 – одновинтовой насос; 5 – бак; 6, 13 – регуляторы напряжения; 7 – ременная передача; 8 – электромагнитный порошковый тормоз; 9, 14 – тахометры; 11 – зажимы; 12 – манометр

использование в качестве силового насоса многозаходного винтового насоса ($i = 5 : 6$; $D_k = 46$ мм);

возможность привода насоса как от нерегулируемого, так и от регулируемого электродвигателя;

непосредственный выход потока жидкости в бак через полые валы шпинделя и привода тормозного устройства без использования шпинделя-сальника.

Данный стенд является объемной винтовой гидropередачей и включает в свой состав только винтовые гидромашины. Такая компоновка по имеющимся в литературе сведениям разработана впервые, и положительный опыт ее применения создает предпосылки для проектирования подобных систем (см. § 14.2).

Возможность подключения насоса к электродвигателям разных типов позволяет исследовать пусковые свойства гидродвигателя в различных условиях эксплуатации. В процессе испытания производится измерение давления на входе и выходе ВЗД; частоты вращения валов насоса и гидродвигателя; напряжения тормоза.

Расход жидкости (подача насоса) при зафиксированных частоте вращения и давлении нагнетания насоса определяется по напорным характеристикам насоса, предварительно снятым при его испытании с помощью мерного бака.

Поскольку тормозной момент пропорционален напряжению, производится регистрация активного момента на валу ВЗД и отпадает необходимость в измерении реактивного момента на корпусе. Момент сил сопротивления на валу ВЗД рассчитыва-

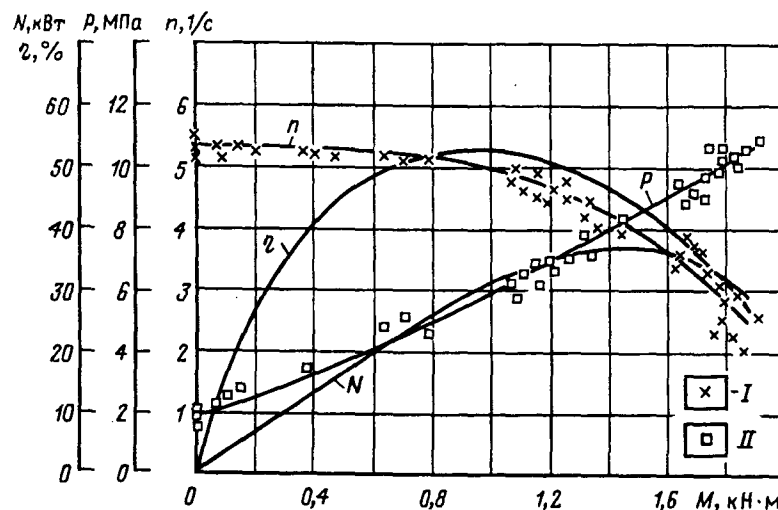


Рис. 6.18. Стендовые характеристики двигателя Д1-105 на расходе $Q = 10$ л/с. Экспериментальные точки: I – η ; II – P

ется с учетом передаточного отношения клиноременной передачи и момента холостого вращения привода.

На данном стенде проведены испытания двигателей Д-48. Технические данные стенда:

Марка тормоза	ПТ-6М
Тормозной момент, Н·м	0–60
Напряжение тормоза, В	0–12
Передаточное отношение	2
Рабочий объем насоса, л	0,2
Подача насоса, л/с	0,1–1,5
Давление нагнетания, МПа	0–8

Стенды для испытания ВЗД оснащены современным измерительно-вычислительным комплексом. В качестве примера на рис. 6.18 представлено графическое изображение характеристики двигателя, полученное при компьютерной обработке экспериментальных данных на стенде ПФ ВНИИБТ.

6.6. МОМЕНТ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ДОЛОТЕ

В установившемся режиме работы крутящий момент забойного двигателя уравнивается моментом сил сопротивления вращению долота в скважине. Моменты трения в радиальных и осевых опорах ВЗД, относящиеся к внутренним механическим

потерям гидродвигателя, не входят в момент сил внешнего сопротивления и учитываются при построении характеристик ВЗД.

При бурении искривленных участков скважин, когда на долото действует как осевая G , так и радиальная (отклоняющая) $F_{от}$ сила, момент сил сопротивления вращению долота M_c складывается из трех составляющих [59, 109]:

$$M_c = M_{ос} + M_{рад} + M_{дин}, \quad (6.43)$$

где $M_{ос}$, $M_{рад}$ – моменты сил сопротивления соответственно при разрушении забоя скважины под действием осевой силы и при фрезеровании стенки скважины под действием радиальной силы; $M_{дин}$ – усредненная за период дополнительная динамическая (вибрационная) составляющая, обусловленная продольными колебаниями долота (см. § 6.7).

При расчетах момента сил сопротивления значением $M_{дин}$ чаще всего можно пренебречь и принять, что

$$M_c = M_{ос} + M_{рад} \quad (6.44)$$

В общем случае момент сил сопротивления зависит как от силовых факторов (G , $F_{от}$), так и от частоты вращения долота n :

$$M_c = f(G, F_{от}, n). \quad (6.45)$$

Однако при расчетах, не связанных с исследованием устойчивости вращения гидродвигателя (см. § 6.8), чаще всего влияние n не учитывается, а радиальная и осевая составляющие момента сил сопротивления определяются следующим образом [109]:

$$M_{рад} = \frac{D_d}{2} f F_{от}; \quad (6.46)$$

$$M_{ос} = M_{уд} G, \quad (6.47)$$

где f – коэффициент трения долота о стенку скважины; $M_{уд}$ – удельный момент долота, $M_{уд} = dM_{ос} / dG$.

В строгом виде удельный момент долота зависит от осевой нагрузки, в практических же расчетах обычно принимается линейная зависимость между $M_{ос}$ и G . В этом случае $M_{уд}$ не зависит от параметров режима бурения и определяется только типом долота и свойствами горных пород.

Значения удельного момента и коэффициента трения для различных типов долот и категорий твердости горных пород, полученные экспериментально, представлены в табл. 6.5, 6.6 [109].

Таблица 6.5

Моментность и коэффициент трения трехшарошечных долот

Тип долота	$M_{уд}$, Н·м/кН	f
<i>Трехшарошечные*</i>		
М	13-16	0,45
МС	11-14	0,35
С	8-11	0,30
Т	6-7	0,23
К, ОК	5-6	0,18

Таблица 6.6

Моментность и коэффициент трения фрезерных и алмазных долот

Диаметр долота, мм	$M_{уд}$, Н·м/кН	f
<i>Фрезерные</i>		
188-214	24-28	0,50
267-292	30-36	0,50
<i>Алмазные</i>		
188-214	20-24	0,42
267-292	28-32	0,42

При бурении интервалов скважины, на которых отсутствует отклоняющая сила (вертикальный участок ствола, участки профиля с постоянным зенитным углом),

$$M_c = M_{уд} G. \quad (6.48)$$

Для определения отклоняющей силы рассмотрим схему действия сил в упругой системе буровая колонна – гидродвигатель – долото – скважина (рис. 6.19), находящейся в состоянии устойчивости равновесия при проводке криволинейного участка профиля скважины с использованием ВЗД с искривленным корпусом (кривым переводником между силовой и шпиндельной секциями). Для поддержания заданной интенсивности искривления необходимо, чтобы на верхнюю стенку скважины действовала отклоняющая сила $F_{от}$, направленная перпендикулярно к оси долота.

Отклоняющая сила определяется моментом упругих сил (возникающих в нижней части буровой колонны) M_y , действующим в сечении изгиба $I-I$ (см. рис. 6.19) корпуса ВЗД, соприкасающегося с нижней стенкой скважины:

$$F_{от} = [M_y - Q_n l_n \sin(\varphi + \beta^*)] / L_n, \quad (6.49)$$

где Q_n – сила тяжести шпинделя и долота в буровом растворе; l_n – расстояние от центра тяжести шпинделя и долота до плоскости изгиба отклонителя; L_n – расстояние от торца долота до плоскости изгиба; φ – зенитный угол; β^* – угол между осями скважины и долота, $\beta^* = \arctg \frac{D_d - D}{2L_n}$.

В рассматриваемой отклоняющей компоновке (см. рис. 6.19) искривление скважины происходит как вследствие фрезерования стенки ($F_{от}$), так и в результате асимметричного разрушения забоя ($\beta^* > 0$).

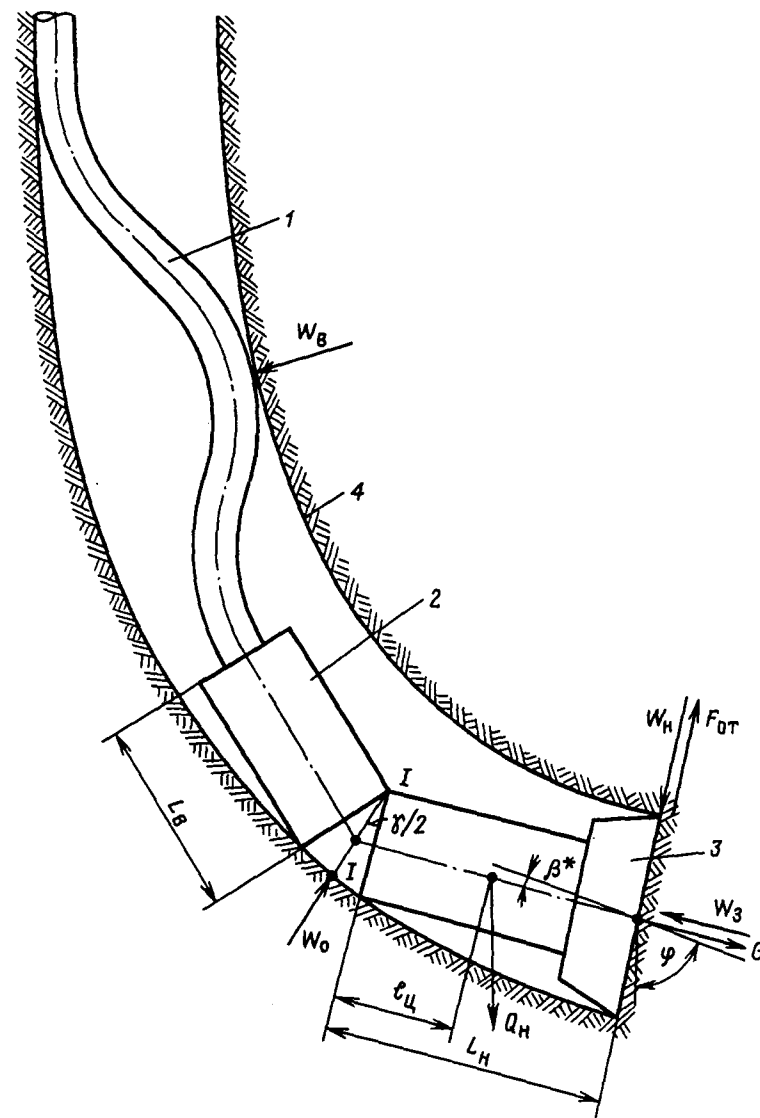


Рис. 6.19. Схема действия сил в системе буровая колонна (1) – забойный двигатель (2) – долото (3) – скважина (4): G – осевая нагрузка; $F_{от}$ – отклоняющая сила; W_3 – реакция забоя; W_0, W_n, W_b – реакция стенок скважины; φ – зенитный угол; β^* – угол между осями скважины и долота; γ – угол перекося осей секций двигателя

Поскольку $F_{от}$ и $\operatorname{tg} \beta^*$ обратно пропорциональны длине нижнего плеча L_n , при конструировании двигателей-отклонителей ее стремятся уменьшить. При заданных геометрических параметрах двигателя (D , γ) это обеспечивает максимальную интенсивность искривления ствола скважины. При заданной отклоняющей силе на долоте ($F_{от} = \text{idem}$) уменьшение L_n позволяет вести бурение двигателями с меньшими углами перекоса корпуса γ .

Момент упругих сил определяется с учетом жесткости стенок скважины и корпуса гидродвигателя, осевой нагрузки и зенитного угла. Методика расчета M_y представлена в [109].

При ориентировочных расчетах можно допустить, что стенки скважины и корпуса секций ВЗД являются абсолютно жесткими телами, и принять, что M_y соответствует максимальному моменту упругих сил:

$$M_y = \sigma_T W_n, \quad (6.50)$$

где σ_T — предел текучести материала искривленного корпуса (кривого переводника); W_n — момент сопротивления сечения изгибу.

В качестве примера оценим уровень отклоняющей силы и составляющих момента сил сопротивления при бурении скважины трехшарошечным долотом ($D_d = 215,9$ мм) в породах средней твердости ($M_{уд} = 10$ Н·м/кН) гидродвигателем с наружным диаметром корпуса $D_n = 172$ мм с осевой нагрузкой на долото $G = 50$ кН. Нижнее плечо отклонителя $L_n = 2,5$ м, толщина стенки искривленного корпуса $\delta = 20$ мм, предел текучести материала $\sigma_T = 320$ МПа, коэффициент трения долота о стенку скважины $f = 0,3$. Весом шпинделя и долота пренебрегаем.

Внутренний диаметр корпуса

$$D_b = D_n - 2\delta = 132 \text{ мм.}$$

Момент сопротивления изгибу

$$W_n = \frac{\pi}{32} D_n^3 \left[1 - \left(\frac{D_b}{D_n} \right)^4 \right] = 326,3 \text{ см}^3.$$

Момент упругих сил

$$M_y = \sigma_T W_n = 104,4 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Отклоняющая сила

$$F_{от} = M_y / L_n = 41,7 \text{ кН.}$$

Радиальная и осевая составляющие момента сил сопротивления

$$M_{рад} = \frac{F_{от} D_d}{2} f = 1350 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{ос} = M_{уд} G = 490 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Таким образом, радиальная составляющая момента сил сопротивления может превышать осевую составляющую, пропорциональную G . Следовательно, отклоняющая сила на долоте, сопоставимая с осевой нагрузкой, наряду с последней является основным силовым фактором, определяющим момент сил сопротивления долота при бурении наклонно направленных скважин.

Отклоняющая сила должна быть достаточной для фрезерования стенки скважины, но вместе с тем не превышать критического значения, при котором прогиб забойного двигателя препятствует заданному искривлению ствола скважины или затрудняется пуск ВЗД. Из практики бурения известно, что на наклонных участках профиля скважины пуск гидродвигателя затрудняется, особенно если шпиндель оснащен резинометаллической пятой. Иногда гидродвигатель, испытанный на устье скважины, вследствие возникающих радиальных сил не удается запустить на забое. Без расчета $F_{от}$ проектирование отклоняющих компоновок, выбор нагрузки на долото в соответствии с заданным крутящим моментом ВЗД и косвенный контроль M в процессе бурения не представляются возможными. В связи с этим для успешной эксплуатации ВЗД при бурении наклонно направленных и горизонтальных скважин целесообразно построить нагрузочные характеристики системы гидродвигатель — долото — скважина.

6.7. НАГРУЗОЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

При проводке скважин с использованием ВЗД, так же как и в турбинном бурении, параметры режима бурения (осевая нагрузка G , частота вращения долота n и расход бурого раствора Q) взаимосвязаны. Взаимосвязь параметров режима бурения описывается нагрузочными (комплексными) характеристиками системы ВЗД — долото — скважина, представляющими зависимости угловой скорости $\omega = 2\pi n$ и перепада давления P гидродвигателя от осевой нагрузки при различном расходе жидкости

$$\omega = f(G, Q); \quad P = f(G, Q). \quad (6.51)$$

Необходимость исследования нагрузочных характеристик системы связана с тем, что в процессе бурения в большинстве случаев известна (с той или иной степенью достоверности) нагрузка на долото, а не крутящий момент M на валу гидродвигателя, поэтому стендовые (паспортные) механическая и гидромеханическая характеристики ВЗД

$$\omega = f(M, Q); \quad P = f(M, Q) \quad (6.52)$$

непосредственно не могут использоваться для идентификации режима бурения, особенно при проводке наклонных горизонтальных скважин.

Заметим также, что крутящий момент гидродвигателя не входит в состав показателей геолого-технического наряда на строительство скважины.

Для построения нагрузочных характеристик системы помимо стеновых моментных характеристик ВЗД (6.52) требуются зависимости момента сил сопротивления вращению долота от осевой нагрузки с учетом действия отклоняющей силы на долоте $F_{от}$, возникающей при бурении искривленных участков скважины:

$$M_c = f(G, F_{от}). \quad (6.53)$$

Стеновые характеристики ВЗД с достаточной степенью точности описываются нелинейными зависимостями (6.5).

Рассмотрим гидродвигатель с осевой опорой качения, момент сил трения в которой можно пренебречь. В этом случае характеристики ВЗД не зависят от соотношения между осевой гидравлической силой ВЗД и осевой нагрузкой на долото и остаются постоянными при любых условиях нагружения.

Момент сил сопротивления в общем случае можно представить как сумму трех составляющих (6.43).

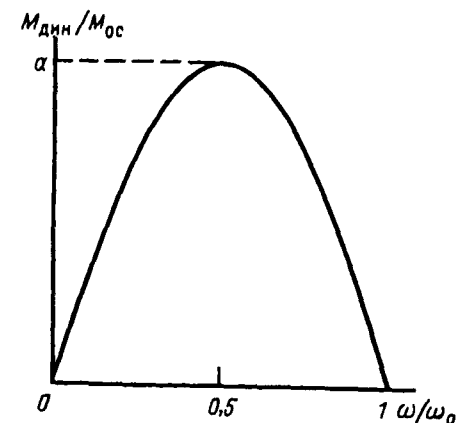
Динамическая составляющая момента особенно заметна при бурении шарошечным долотом по ухабистому забою. Известно, что ухабообразный забой возникает при автоколебательном процессе в системе забой – долото – буровая колонна. При этом гидродвигатель расходует дополнительную мощность на поддержание колебаний в системе. Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) системы зависит от ее параметров и имеет, как правило, экспериментальный характер [77]. Фактическая АЧХ может быть получена только экспериментальным путем. При расчетах можно принять, что АЧХ – симметричная гармоническая функция (рис. 6.20), построенная в относительных координатах:

$$M_{дин} = M_{дин} / M_{ос} = a \sin \pi \frac{\omega}{\omega_0}, \quad (6.54)$$

где a – амплитуда функции относительного динамического момента $M_{дин}$; ω_0 – разгонная угловая скорость ВЗД (индекс).

В конечном счете нагрузочные характеристики системы ВЗД – долото – скважина в установившемся режиме ($M = M_c$) приобретают вид:

Рис. 6.20. Амплитудно-частотные характеристики системы ВЗД – долото – скважина



$$\omega = \omega_x (1 - m^a); \quad (6.55)$$

$$P = P_x + (P_T - P_x)m^b, \quad (6.56)$$

где m – относительный момент сил сопротивления,

$$m = M_c / M_T = [M_{уд} G (1 + M_{дин}) + 0,5 f D_d F_{от}] / M_T.$$

Нагрузочные характеристики системы охватывают диапазон нагрузок от разгонной скорости ВЗД ($G = 0$) до полного торможения ($\omega = 0$).

При разгонном режиме, когда долото не касается забоя скважины ($G = 0$), скорость и перепад давления ВЗД

$$\omega_0 = \omega_x (1 - \mu^a); \quad (6.57)$$

$$P_0 = P_x + (P_T - P_x)\mu^b \quad (6.58)$$

при наличии отклоняющей силы на долоте ($M \neq 0$) отличаются от соответствующих стеновых холостых значений ($M = 0$) и зависят от относительного момента сил сопротивления вращению долота вследствие действия $F_{от}$

$$\mu = M_{рад} / M_T = f D_d F_{от} / 2 M_T.$$

Значение коэффициента μ зависит от расхода жидкости (через $M_T = f(Q)$) и отклоняющей силы, обусловленной моментом упругих сил в сечении изгиба отклонителя (корпуса ВЗД или кривого переводника).

Изменение скорости и перепада давления от n_x до n_0 и от P_x до P_0 характеризует значение момента сил трения долота о стенки скважины $M_{рад}$. Наиболее существенно, как показывают

дальнейшие расчеты, различие разгонных и холостых перепадов давления, поэтому применяемый на практике способ управления режимом работы ВЗД по разнице давления на стояке при нагруженном и разгруженном ($G = 0$) долоте на основе паспортной стеновой характеристики ВЗД без учета действия отклоняющей силы (как это, например, предлагается в [17, 62]) может привести к перегрузке гидродвигателя, что необходимо учитывать при бурении наклонных и горизонтальных скважин.

Тормозная осевая нагрузка, при которой происходит остановка гидродвигателя ($\omega = 0$), определяется из уравнения (6.55):

$$G_T = [M_T - 0,5fD_T F_{от}] / M_{уд}. \quad (6.59)$$

Основные трудности при расчете нагрузочных характеристик связаны с определением зависимостей: $F_{от} = f(G, n)$; $M_{уд} = f(G, n)$; $f = f(n)$ для заданных геометрических параметров и жесткости отклонителя, бурильных труб, ствола скважины, а также свойств проходимых горных пород.

Отклоняющая сила на долоте, как одна из переменных упругой системы бурильная колонна – гидродвигатель – долото – скважина, определяется аналитически по одной из известных методик расчета (см. § 6.6). Моментность долот различного типа (шарошечных, алмазных, лопастных) определяется экспериментально, причем в большинстве случаев $M_{уд}$ и f принимаются не зависящими от частоты вращения долота [109].

Принимая данное допущение, рассчитаем нагрузочные характеристики системы ВЗД – долото – скважина при различном расходе жидкости для двух случаев бурения: вертикального участка ($F_{от} = 0$) и криволинейного участка при действии на долото отклоняющей силы.

Бурение ведется алмазным долотом диаметром $D_d = 214$ мм, гидродвигателем Д1-195 ($V = 14$ л; $\xi_x = 55 \frac{\text{кПа}}{\text{кг/с}}$). Показатели нелинейности характеристик гидродвигателя, коэффициент давления h и к.п.д. в предельных режимах принимаем не зависящими от расхода ($\alpha = 3$; $\beta = 1,25$; $h = 4$; $\eta_{o,x} = 0,95$; $\eta_{гм,т} = 0,4$). Принимаем также, что удельный момент на долоте, коэффициент трения долота о стенку скважины и отклоняющая сила не зависят от осевой нагрузки и угловой скорости и составляют: $M_{уд} = 24 \text{ Н}\cdot\text{м/кН}$; $f = 0,4$; $F_{от} = 25 \text{ кН}$. Плотность жидкости $\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$.

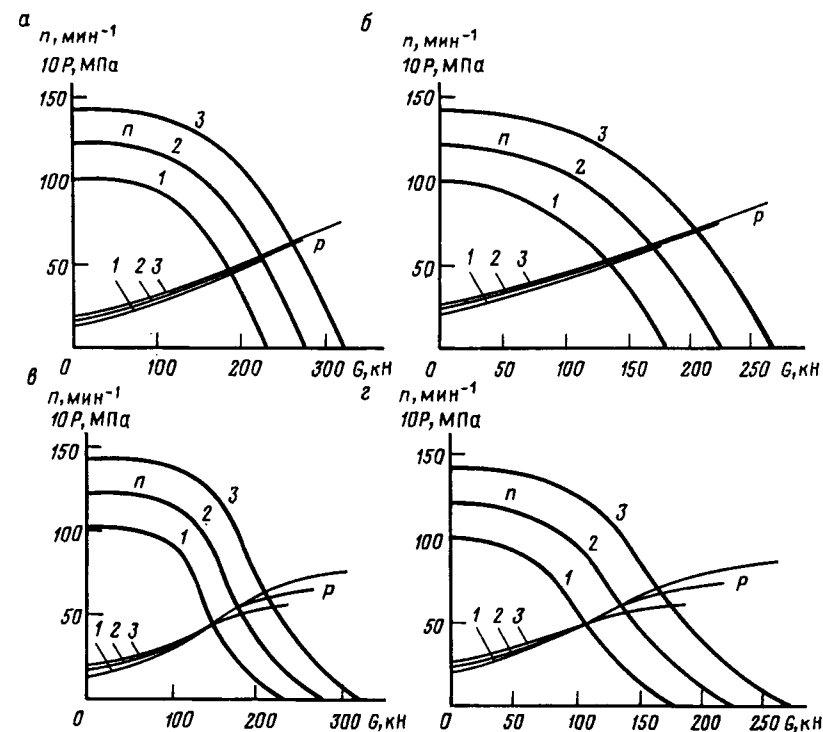


Рис. 6.21. Нагрузочные характеристики системы ВЗД – долото – скважина при различном расходе жидкости: а, в – $F_{от} = 0$; б, г – $F_{от} = 25 \text{ кН}$ (а, б – при $M_{дин} = 0$; в, г – при $M_{дин} \neq 0$); 1 – $Q = 25 \text{ л/с}$; 2 – $Q = 30 \text{ л/с}$; 3 – $Q = 35 \text{ л/с}$

Характеристики строятся как с учетом динамической составляющей момента ($a = 0,25$), так и для статического режима, когда продольные колебания отсутствуют ($a = 0$).

Построенные характеристики (рис. 6.21) демонстрируют влияние расхода жидкости и осевой нагрузки на скорость и перепад давления забойного гидродвигателя и в первом приближении могут использоваться при управлении режимом работы ВЗД в заданных условиях бурения.

Основные результаты расчета представлены в табл. 6.7, где приведены параметры холостого, разгонного и тормозного режимов ВЗД при бурении с отклоняющей силой на долоте.

Из представленных нагрузочных характеристик следует, что:

действие отклоняющей силы в целом не отражается на форме

характеристик, изменяются лишь параметры ВЗД в предельных режимах (см. рис. 6.21, а, б);

действие динамической составляющей момента искажает форму характеристик, не изменяя параметров предельных режимов (см. рис. 6.21, в, г), "деформация" нагрузочной характеристики, обусловленная влиянием $M_{дин}$, из-за изменения знака кривизны линии $n - G$ может снизить устойчивость гидродвигателя к возмущающим воздействиям.

Таблица 6.7

Параметр	Q, л/с		
	25	30	35
n_x , об/мин	101,8	122,1	142,5
n_0 , об/мин	101,0	121,6	142,1
P_x , МПа	1,5	1,8	2,1
P_0 , МПа	2,1	2,4	2,7
G_T , кН	180	225	270
M_T , кН·м	5,4	6,5	7,6
μ	0,20	0,17	0,14

Фактические нагрузочные характеристики системы будут несколько отличаться от расчетных, поскольку:

удельный момент, коэффициент трения и отклоняющая сила не остаются постоянными при изменении G и ω ;

удельный момент и показатели подобия характеристик ВЗД (α , β , h) изменяются в процессе долбления вследствие износа сооружения и опор долота и рабочих органов гидродвигателя;

динамическая составляющая момента описывается более сложной, чем (6.54) зависимостью.

Однако из-за сложности определения данных функциональных зависимостей уточнение расчетных характеристик затруднительно и требует дополнительной информации, для получения которой необходимо проведение сложных экспериментальных исследований в реальных условиях бурения.

Вместе с тем в последние годы с распространением телеметрических систем контроля (типа *MWD*) и автоматизированных систем управления процессом бурения [18] открываются более широкие возможности для получения уточненных характеристик процесса при различных условиях проводки скважины. Использование этих систем позволяет определять фактические нагрузочные характеристики системы, в том числе и в реальном масштабе времени, и обоснованно подходить к выбору основных параметров режима бурения.

Представленная методика построения нагрузочных характеристик системы ВЗД — долото — скважина с учетом влияния всех взаимосвязанных факторов может использоваться при управлении режимом работы ВЗД, в частности при оценке допустимого диапазона осевых нагрузок на долото ΔG и выборе оптимальной нагрузки $G_{опт}$ для заданных условий бурения при известных характеристиках гидродвигателя, долота и скважины; при коррекции ΔG и $G_{опт}$ в процессе бурения; при оценке пусковых свойств гидродвигателя.

В отличие от имеющихся способов контроля параметров режима бурения с помощью забойных измерительных устройств (§ 9.5), дорогостоящих и не всегда надежных, использование нагрузочных характеристик позволяет вести идентификацию режима бурения скважины, не прибегая к забойной информации. При бурении относительно вертикальных участков скважин, когда G достаточно точно определяется по наземному индикатору веса, частоту вращения можно рассчитать по характеристике $\omega = f(G; Q)$. При бурении наклонно направленных и горизонтальных интервалов, когда определение осевой нагрузки на долото по наземным датчикам практически невозможно, используются обе нагрузочные характеристики (651): сначала по характеристике $P = f(G; Q)$ и показанию наземного датчика давления или манометра определяется G , а затем рассчитывается ω . Данный подход реализован в алгоритме управления ВЗД, АСУ режимом бурения РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина [18], (§ 9.5).

Экспериментальное исследование зависимости частоты вращения ВЗД диаметром 172 мм от отклоняющей силы на долоте проведено В.А. Каплуном на буровом стенде Пермского филиала ВНИИБТ [110]. Отклоняющее усилие в процессе бурения создавалось специальной лебедкой посредством каната, закрепленного за ниппель ВЗД, и замерялось динамометром. Исследования проводились как при ненагруженном осевой силой долоте, так и при совместном действии G и $F_{от}$. Эксперименты показали, что увеличение отклоняющей силы на долоте от 0 до 20 кН приводит к уменьшению частоты вращения двигателя не более чем на 5–7 %. Результаты экспериментов, проведенных в условиях, близких к реальным, свидетельствуют о незначительном влиянии отклоняющей силы на частоту вращения ВЗД, что подтверждает правомерность предложенной выше методики расчета нагрузочных характеристик ВЗД и подчеркивает преимущества использования ВЗД в наклонно направленном бурении вследствие повышенной жесткости их характеристик $n - M$.

6.8. ПЕРЕХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Исследование переходных процессов при пуске или изменении установившегося режима гидродвигателя помимо теоретического имеет важное практическое значение. Переходные характеристики влияют на стойкость РО, осевой опоры и соединения ротора со шпинделем, определяют устойчивость работы ВЗД и колебательные процессы в бурильной колонне и гидравлической линии, что сказывается на технико-экономических и качественных показателях бурения.

ВЗД является частью забойного исполнительного агрегата (ЗА), включающего также в свой состав долото и специальные звенья для ориентирования, телеметрии или создания нагрузки на забой. В свою очередь ЗА как отдельное звено входит в состав сложной динамической системы (ДС), состоящей из меха-

нической и гидравлической подсистем. *Гидравлическая подсистема* состоит из бурового насоса и напорной линии (гидроканалов наземного манифольда, бурильной колонны, ЗА, кольцевого затрубного пространства). *Механическая подсистема* включает в себя барабан лебедки с механизмом подачи долота (ручным или автоматическим), талевый механизм, крюк, вертлюг, бурильную колонну с компоновкой ее низа, в том числе корпусную и роторную группы ВЗД.

Процессы, происходящие в гидравлической и механической подсистемах, являются взаимосвязанными: при изменении нагрузки на долото меняется давление в напорной линии, а при изменении подачи насоса (расхода жидкости) изменяются угловая скорость и крутящий момент ВЗД. Поскольку в процессе бурения перемещение колонны труб и подача поршневого насоса неравномерны, статический режим работы ВЗД ($G = \text{idem}$; $Q = \text{idem}$) практически не встречается и является идеализацией. Состояние ДС определяется как ее внутренними автоколебательными свойствами, обусловленными характеристиками поршневого насоса и долота, так и внешними возмущениями.

Внешние возмущения возникают при:

ручном регулировании расхода жидкости и нагрузки на долото в процессе бурения (изменение числа ходов насоса и скорости подачи верхнего конца бурильной колонны);

изменении твердости горных пород (переход долота в новой пропласток); зашламовании затрубного пространства напорной линии; изменении пространственного положения (формы спирали) бурильной колонны, потерявшей продольную устойчивость; изменении плотности бурового раствора;

износе рабочих органов гидродвигателя и долота

Особенность ДС состоит в том, что напорная магистраль и колонна бурильных труб являются протяженными звеньями с распределенными параметрами и описываются дифференциальными уравнениями в частных производных. В этом смысле объемная гидропередача *регулируемый буровой насос – нерегулируемый забойный гидродвигатель* является уникальной системой, в которой силовой насос удален от гидродвигателя на несколько тысяч метров, а управляющие и возмущающие воздействия передаются по волновым с запаздыванием. Поэтому при исследовании динамических свойств ВЗД необходимо учитывать волновые процессы в гидроканале напорной линии и бурильной колонне.

Переходные характеристики ВЗД выражаются взаимосвязанными зависимостями угловой скорости и перепада давления от времени:

$$P = f(t);$$

$$\omega = f(t).$$

Первая зависимость является граничным условием гидравлической подсистемы и выражает состояние потока жидкости в напорной линии, вторая – определяет равномерность вращения гидродвигателя.

Если рассматривать роторную группу ВЗД как абсолютно твердое тело, равномерность вращения (уровень крутильных колебаний) зависит от приведенного к выходному валу момента инерции J

$$M - M_c = J \frac{d\omega}{dt} = -T_{3д} \frac{dM}{dt}, \quad (6.60)$$

где $T_{3д}$ – постоянная времени гидродвигателя (см. § 6.10).

Определение переходных характеристик проводится на основе: математического моделирования ДС; разработки алгоритмов и программ расчета; численного эксперимента при заданных параметрах системы и внешних возмущениях.

6.9. УСТОЙЧИВОСТЬ ВЗД

Устойчивость вращения ВЗД при нарушении его установившегося режима – одно из основных свойств, определяющих работоспособность гидромашины. Поскольку в процессе бурения режим работы забойного двигателя непрерывно изменяется (вследствие действия возмущений как гидравлического, так и механического происхождения), вопросы устойчивости ВЗД имеют немаловажное значение.

Оценка устойчивости вращения может производиться статическими и динамическими методами.

Статическая устойчивость ВЗД. В установившемся режиме работы крутящий момент гидродвигателя M уравнивается моментом сил сопротивления M_c вращению долота. Механические характеристики ВЗД и долота считаются известными и выражаются нелинейными степенными зависимостями:

$$\omega = \omega_x - aM^\alpha; \quad (6.61)$$

$$M_c = M_0 + b\omega^\epsilon, \quad (6.62)$$

где ω_x , a ; M_0 ; b – коэффициенты характеристик; α , ϵ – показатели степени нелинейности.

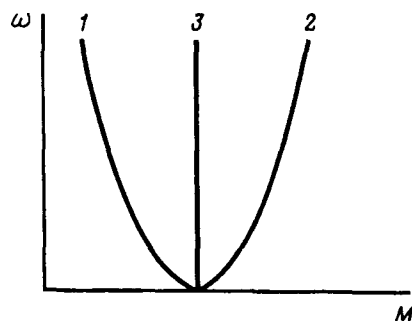


Рис. 6.22. Механические характеристики долота ($\epsilon = 1/2$):
1 — $\sigma < 0$; 2 — $\sigma > 0$; 3 — $\sigma = 0$

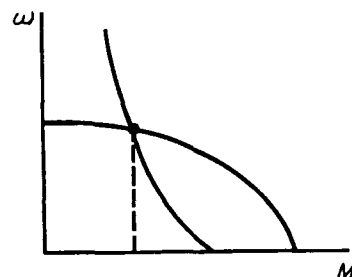


Рис. 6.23. Совмещенные характеристики гидродвигателя и долота

M_0 , b зависят от нагрузки на долото G , типа долота и горных пород.

В общем случае в зависимости от знака коэффициента b механическая характеристика долота $M_c = f(\omega)$ может быть (рис. 6.22):

падающей (с ростом частоты вращения при сохранении G момент сил сопротивления скважин снижается); $b < 0$;

нарастающей, $b < 0$;

независимой (M_c не зависит от ω), $b = 0$.

Механические характеристики ВЗД при $Q = \text{idem}$ всегда имеют падающий вид, но форма кривых отличается по своей кривизне.

Рабочий режим, соответствующий точке пересечения механических характеристик ВЗД и долота, определяется сочетанием Q и G .

Согласно общей теории автоматического регулирования гидродвигатель обладает статической устойчивостью при условии [111]

$$\frac{dM}{d\omega} < \frac{dM_c}{d\omega}, \quad (6.63)$$

или, другими словами, приращение момента ВЗД должно быть меньше приращения момента сил сопротивления на валу гидродвигателя.

В неустойчивом режиме вращения любое отклонение приводит к появлению дестабилизирующего момента, в устойчивом —

при возмущениях возникает момент, стремящийся вернуть систему в исходное состояние.

Для характеристик (6.61), (6.62) условие статической устойчивости (6.63) приводится к виду

$$(\omega_x - \omega)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \omega^{1-\epsilon} > -\alpha \epsilon a^2 b. \quad (6.64)$$

Так как $\omega_x \geq \omega$; $\alpha > 0$; $\epsilon > 0$, то для обеспечения устойчивости гидродвигателя достаточно, чтобы $b \geq 0$.

Следовательно, при нарастающей ($b > 0$) и независимой ($b = 0$) характеристиках долота гидродвигатель устойчив во всех режимах при любом виде его характеристики $\omega - M$.

При падающей ($b < 0$) характеристике долота, наиболее часто встречающейся на практике, возможны два качественно различных случая:

однократное пересечение характеристик (рис. 6.23) с устойчивым режимом вращения гидродвигателя;

двойное пересечение характеристик, когда одна из точек соответствует неустойчивому режиму. В этом случае устойчивый режим расположен в левой (близкой к холостому ходу) части характеристики гидродвигателя.

Динамическая устойчивость ВЗД определяется с учетом инерционности гидродвигателя и продолжительности процесса перехода системы в новое состояние. Исследование динамической устойчивости позволяет всесторонне оценить свойства машины в отношении устойчивости его движения. При оценке устойчивости рассматриваются особенности протекания переходных процессов в динамической системе (см. § 6.8).

При определении динамической устойчивости гидродвигателя с переменным перепадом давлений необходимо учитывать:

волновые процессы в гидравлической линии и буровой колонне, распространяющиеся при изменении режима работы гидродвигателя;

тот факт, что изменение осевой нагрузки на долото происходит не только за счет изменения продольной деформации буровой колонны (при выбуривании породы или воздействии буровишником на ленточный тормоз лебедки), но и частично за счет изменения осевых усилий в РО от перепада давления F_{po} [147].

Так, например, при увеличении удельного момента горных пород растет момент на долоте M_c и перепад давлений и, как

следствие, возрастает осевое усилие в РО F_{po} . Тем самым еще больше увеличивается момент сил сопротивления M_c , и при определенных условиях становится возможным самопроизвольное нарастание давления, при котором ВЗД теряет устойчивость и затормаживается. При этом параллельно развивающийся волновой процесс в линии может способствовать потере устойчивости ВЗД.

Неравномерность крутящего момента двигателя, связанную с периодическим изменением числа камер (шлюзов), отделяющих области высокого и низкого давлений (см. § 5.4).

6.10. КРИТЕРИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗАБОЙНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Для оценки перспектив применения и дальнейшего совершенствования ВЗД целесообразно определить и проанализировать критерии их эффективности – обобщенные показатели соответствия двигателей своему назначению.

При проектировании забойных двигателей для бурения скважин приоритет отдается не достижению максимального к.п.д., а обеспечению более эффективного процесса разрушения горных пород [104].

Несмотря на большое число различных факторов, влияющих на показатели бурения, *эффективность применения* забойных двигателей для привода долот определяется тремя показателями процесса: работой двигателя за один оборот A_1 , временем одного оборота (периода) T_1 и количеством оборотов (на 360°) ξ долота за долбление [14].

В общем виде при сравнительной оценке забойных двигателей критерий эффективности их применения

$$K_s = f(A_1, T_1, \xi). \quad (6.65)$$

Влияние указанных показателей на эффективность процесса бурения изменяется в период проводки скважины. Так, если на начальных интервалах бурения определяющими являются силовой и скоростной факторы (A_1, T_1), то при увеличении глубины скважины эффективность буровых работ в значительной степени зависит также и от стойкости долота (ξ).

Если все показатели процесса (A_1, T_1, ξ) оказывают одинаковое влияние на эффективность бурения, выражение критерия K_s упростится до вида

$$K_s = A_1 T_1 \xi. \quad (6.65a)$$

Произведение ξA_1 определяет суммарную работу, затрачиваемую двигателем на разрушение горных пород за время долбления, а период T_1 – время контакта вооружения долота с забоем и, следовательно, при прочих равных условиях углубление за оборот.

Следовательно, частное выражение критерия K_s (6.65a) можно использовать при оценке влияния характеристик забойных двигателей на скорости бурения и проходку на долото.

Поскольку работа за один оборот пропорциональна мощности двигателя N :

$$A_1 = N T_1, \quad (6.66)$$

то выражение (6.65a) можно представить в виде

$$K_s = N T_1^2 \xi. \quad (6.65b)$$

Из (6.65b) следует, что K_s пропорционален квадрату T_1 , поэтому мощность гидродвигателя N сама по себе еще не полностью определяет эффективность процесса бурения: при постоянстве мощности двух забойных двигателей (например, турбобура и винтового двигателя) и $\xi = \text{const}$ предпочтение следует отдать тому из них, который обладает большим периодом T_1 , т.е. двигателю с меньшей частотой вращения. Поскольку

$$N = M \omega; \quad T_1 = 1/n = 2\pi/\omega,$$

то работа за один оборот пропорциональна крутящему моменту M и не зависит от частоты вращения n :

$$A_1 = 2\pi M. \quad (6.67)$$

Тогда зависимость критерия эффективности от крутящего момента и частоты вращения имеет следующий вид:

$$K_s = 2\pi \xi \frac{M}{n}. \quad (6.65в)$$

Суммарное количество оборотов за долбление ξ зависит как от условий бурения, так и от конструкции долота.

Для современных шарошечных долот с герметизированными опорами, режим нагружения которых определяет ресурс долота в целом, ξ увеличивается при снижении частоты вращения. Однако поскольку зависимость ξ от n количественно не установлена, в дальнейшем анализе влияние ξ на эффективность использования забойных двигателей рассматриваться не будет.

В теории забойных двигателей обычно используется выражение критерия эффективности в виде

$$K_s^* = M/n. \quad (6.68)$$

В фундаментальных работах по турбинному бурению скважин этот показатель трактуется как соотношение динамической (M) и кинематической (n) составляющих мощности и считается основным критерием эффективности разрушения горных пород, а также приемистости (нагрузочной способности) и устойчивости гидродвигателя при переменных нагрузках [96].

В табл. 6.8 представлены основные показатели назначения (трехсекционных турбобуров, винтовых двигателей серии Д) и расчетные критерии их эффективности. Показатели относятся к режиму максимальной мощности двигателей при одинаковом расходе жидкости [14, 49].

Из данных следует, что по сравнению с турбобурами ВЗД обладают на порядок большими значениями критерия эффективности K_s^* .

Таблица 6.8

Показатели и критерии эффективности гидравлических забойных двигателей

Показатель	Диаметр двигателя, мм			Показатель	Диаметр двигателя, мм		
	240	195	172		240	195	172
Q , л/с	32*	30	25	L , м	23,3	25,7	25,4
P , МПа	5,5	3,9	8,8	\bar{N}_L , кВт/м	9,2	7,6	7,8
n , об/мин	450	400	625	\bar{M}_L , (Н·м)/м	5,3	2,4	4,5
M , кН·м	70	95	80	γ_ω , мин ⁻¹ /(Н·м)	9,2	4,6	3,2
N , кВт	2,7	1,5	1,8	k_p , кПа/(Н·м)	110	60	70
M/n , (Н·м)/мин ⁻¹	11,5	3,5	3,2		1250	450	410
	125	60	115		-1,05	-1,57	-2,09
	85	35	25		-0,02	-0,07	-0,07
	6	4	3		0	0	0
	160	40	40		0,4	0,7	0,9

*В числителе – для турбобуров ЗТСШ-1; в знаменателе – для ВЗД.

Этот факт свидетельствует о лучшей приспособленности ВЗД к современным требованиям бурения при соблюдении условий достаточной надежности двигателя и стабильности его характеристик.

Рассмотрим факторы, влияющие на критерий эффективности ВЗД. Так как для объемного двигателя крутящий момент и частота вращения при прочих равных условиях определяются рабочим объемом V , то без учета объемных и гидромеханических потерь (см. § 5.2, 5.3)

$$K_s^* = \frac{P}{2\pi Q} V^2, \quad (6.69)$$

т.е. при заданном расходе жидкости Q и перепаде давления P критерий K_s^* пропорционален квадрату рабочего объема двигателя (рис. 6.24). Этот вывод весьма важен и служит объяснением влияния кинематического отношения $i = z_2 : z_1$ рабочих органов ВЗД на эффективность его применения в процессе бурения.

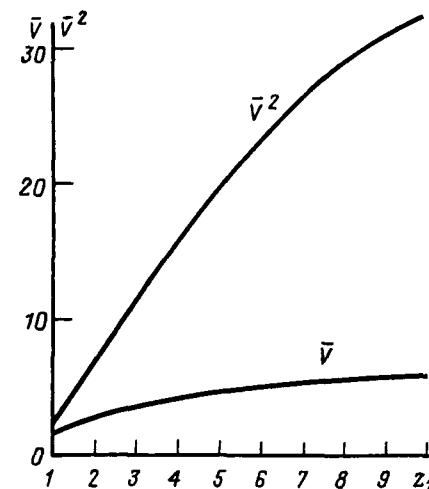
Обычно при проектировании ВЗД рассматривают влияние кинематического отношения только на их механические характеристики $n - M$. Получаемые при этом классические зависимости крутящего момента M и частоты вращения n винтового двигателя при постоянных D_k, Q, P от i (см. § 5.8), отражая влияние кинематического отношения на внешние характеристики (что типично и для общемашиностроительного гидропривода), в то же время никак не связаны с эффективностью использования ВЗД при бурении скважин.

В то же время в целом объективно отражая эффективность ВЗД общего назначения, критерий K_s является недостаточным при анализе двигателей, предназначенных для *наклонно направленного и горизонтального бурения*.

В этом случае при сравнении важное значение приобретают такие показатели, как длина забойного двигателя L и удельные значения мощности и момента

$$\bar{N}_L = N/L = N\omega/L; \quad \bar{M}_L = M/L.$$

Рис. 6.24. Зависимость критериев эффективности ВЗД от кинематического отношения



При меньших, чем у турбобуров, осевых габаритах, ВЗД обладают большими значениями удельной мощности и удельного момента (см. табл. 6.8). Это предопределяет преимущества ВЗД и дает основание рассматривать их как наиболее перспективное техническое средство для бурения наклонно направленных и горизонтальных скважин.

Эффективность работы породоразрушающего инструмента также в значительной степени зависит от *равномерности вращения* забойного двигателя [14, 136].

Изменение скорости забойных двигателей вследствие непостоянства крутящего момента или момента сил сопротивления порождается механическими (при изменении нагрузки на долоте) и гидравлическими (вследствие пульсации расхода жидкости на входе в двигатель) возмущениями.

Из опыта бурения известно, что стабилизация угловой скорости забойного гидродвигателя приводит к увеличению механической скорости проходки, стойкости гидродвигателя и долота, а также улучшению качества проводки скважины.

Статическим критерием равномерности вращения забойного двигателя является крутизна его механической характеристики

$$\gamma_\omega = \frac{d\omega}{dM}. \quad (6.70)$$

Для двигателей с нелинейной механической характеристикой вида (6.61) крутизна линии $\omega - M$ — переменная величина, зависящая от нагрузки

$$\gamma_{\omega} = -\alpha k_m^{\alpha-1} \frac{\omega_x}{M_t}, \quad (6.71)$$

где k_m — коэффициент запаса момента, $k_m = M/M_t$.

При прочих равных условиях (ω_x , M_t , $k_m = \text{const}$) крутизна механической характеристики определяется ее степенью нелинейности α .

Крутизну механической характеристики можно выразить через критерий эффективности K_s^*

$$\gamma_{\omega} = -\frac{k_m^{\alpha}}{1-k_m^{\alpha}} \frac{2\pi\alpha}{K_s^*}. \quad (6.72)$$

Сравнение характеристик турбобуров ($\alpha = 1$) и ВЗД ($\alpha = 3$) показывает, что при крутящих моментах $M = 0,5 M_t$ наименьшей крутизной обладают ВЗД (см. табл. 6.8). Поэтому в процессе бурения при одинаковых изменениях (скачках) момента на долоте (ΔM) отклонение угловой скорости ($\Delta\omega = \gamma_{\omega}\Delta M$) винтового двигателя будет минимальным.

Динамическим критерием равномерности вращения забойного двигателя является его инерционная постоянная времени

$$T_{3д} = -I\gamma_{\omega}. \quad (6.73)$$

Критерий $T_{3д}$ характеризует приемистость двигателя (способность разгонять инерционную нагрузку и длительность переходных процессов). При равенстве моментов инерции I быстроходные турбобуры обладают на порядок более высоким значением инерционного критерия $T_{3д}$, т.е. являются менее приемистыми, чем ВЗД. Это является, с одной стороны, недостатком ВЗД, так как при несанкционированном изменении нагрузки на долото или расхода жидкости в процессе долбления переходный процесс в ВЗД развивается более динамично, а с другой — обуславливает преимущества винтовых двигателей в быстродействии осуществления операции управления в связи с их повышенной реакцией на целенаправленное регулирование режима нагружения.

Приведенная оценка статических и динамических критериев характеристик забойных двигателей показывает, что по сравнению с турбобуром ВЗД является высокоприемистой гидромашиной, менее чувствительной (в статическом смысле) к изменению нагрузки. Поэтому к системам управления процессом бурения ВЗД (см. § 9.5) должны предъявляться повышенные требования в отношении оперативности и точности получения необходимой информации и выработки соответствующих управляющих воздействий.

Как гидродвигатель с переменным перепадом давления ВЗД может использоваться в качестве *индикатора режима бурения* (нагрузки), в частности при проводке наклонных и горизонтальных скважин (см. § 9.5). В этом случае критерием эффективности является крутизна его гидромеханической характеристики

$$\gamma_p = \frac{dP}{dM}. \quad (6.74)$$

В общем случае (см. § 6.3) крутизна линии $P - M$ — переменная величина, зависящая от нагрузки

$$\gamma_p = \beta k_m^{\beta-1} k_p. \quad (6.75)$$

Для двигателей с гидромеханическими характеристиками, близкими к линейным ($\beta = 1$),

$$\gamma_p = k_p. \quad (6.75a)$$

Коэффициент наклона k_p линии $P - M$ возрастает с уменьшением рабочего объема ВЗД (см. § 6.3), поэтому более приспособленными для управления режимом бурения по изменению перепада давления (более чувствительными к изменению нагрузки на валу) при прочих равных условиях являются ВЗД меньшего диаметра.

Другим показателем переменности перепада давлений забойного двигателя является безразмерный коэффициент

$$h = P_t/P_x.$$

В отличие от коэффициента наклона k_p отношение перепадов давления в тормозном и холостом режимах практически не зависит от диаметра ВЗД и определяется в основном числом шагов РО (см. формулу (6.32)).

Поскольку в процессе бурения фиксируется не давление на входе в забойный двигатель, а давление на стояке P_c эффективность управления режимом ВЗД зависит от относительного перепада давления

$$k = P/P_c. \quad (6.76)$$

Чем больше k , тем легче вести управление забойным двигателем.

Так как давление на стояке растет с увеличением длины колонны буровых труб, возможности управления гидродвигателем по давлению снижаются по мере увеличения глубины забоя и отклонения долота от устья скважины. При больших глубинах и отклонениях от устья в ряде случаев целесообразным становится переход к управлению по забойному параметру, что требует дополнительных затрат по включению в состав телеметрической системы блока датчиков давления на входе в ВЗД или крутящего момента на валу (см. § 9.5).

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ВЗД

Выбор оптимальных геометрических параметров рабочих органов является наиболее ответственным этапом при проектировании, поскольку от них зависят основные показатели гидродвигателя.

Конструктор гидромашины сталкивается со сложной задачей выбора оптимального сочетания контурного диаметра, эксцентриситета, натяга, длины и кинематического отношения РО, что должно обеспечивать, с одной стороны, заданные характеристики ВЗД, а с другой – необходимые показатели надежности и долговечности.

Геометрию ВГМ с циклоидальным зацеплением при заданном контурном диаметре в общем случае полностью характеризуют девять безразмерных параметров [56]:

- коэффициент типа профиля \bar{u} (см. § 4.1);
- кинематическое отношение $i = z_2 : z_1$;
- коэффициент внецентроидности $c_0 = r/e$;
- коэффициент эквидистанты (формы зуба) $c_e = r_{\text{ц}}/e$;
- коэффициент смещения исходного контура $c_{\Delta} = \Delta x_1/e$;
- коэффициент натяга в паре $c_{\delta} = \delta/e$;
- коэффициент формы винтовой поверхности $c_T = t/d_{\text{ср}}$;
- число шагов рабочих органов $k = L/T$;
- число секций k_c .

Здесь $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр ротора ($d_{\text{ср}} = D_{\text{к}} - 4e$); L – длина секции РО.

Первые шесть безразмерных параметров определяют профиль РО в торцовом сечении. Параметры c_T , k характеризуют пространственную геометрию монолитной секции гидромашины.

Параметры \bar{u} , i , c_0 , c_e , c_{Δ} , c_T являются базовыми, определяя непосредственно геометрию зацепления ВГМ и рабочий объем гидромашины, в то время как c_{δ} , k , k_c можно рассматривать как дополнительные геометрические параметры режима эксплуатации.

7.1. КРИТЕРИИ СРАВНЕНИЯ

При оптимизации геометрических параметров РО ВЗД используются следующие критерии сравнения [94]:

конструктивные – эксцентриситет e , шаг статора T (длина одной ступени), число шагов РО k ;

энергетические – показатель эффективности M/n , относительная длина контактных линий $L_{\text{к}}/\sqrt[3]{V}$ и межвитковый перепад давления $P_{\text{к}}$, определяющие механические и объемные потери гидродвигателя;

долговечности – контактное напряжение в паре K – скорость скольжения $v_{\text{ск}}$ и относительный коэффициент качения k_v профилей; скорость жидкости в каналах рабочих органов w ; частота нагружения эластичной обкладки статора f ;

технологические – коэффициенты неравномерностей толщины обкладки статора и съема металла ротора.

Сравнительная оценка ВЗД и забойных двигателей других типов ведется по критериям эффективности их использования в процессе бурения скважин (см. § 6.10).

7.2. ОПТИМИЗАЦИЯ БАЗОВЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Оптимизация базовых геометрических параметров производится, как правило, независимо для пространственной (c_T) и плоской (\bar{u} , c_0 , c_e , c_{Δ}) геометрии.

Пространственная геометрия винтовых двигателей подчиняется требованиям надежности их пуска, поскольку при небольших углах подъема винтовой линии РО возможно самоторможение ротора.

Этому явлению, приводящему к осложнениям пуска машины, были подвержены отечественные двигатели первого поколения Д1-170, Д2-172М, спроектированные без учета пусковых свойств ВЗД.

В дальнейшем, в 70-х годах, проблема пуска ВЗД была всесторонне исследована, найдены пути ее преодоления и запатентован диапазон изменения коэффициента формы поверхности, исключающий самоторможение ротора при сохранении высокого к.п.д. [23].

Если рассматривать РО двигателя как передачу винт – гайка [22], зависимость крутящего момента от среднего диаметра $D_{\text{ср}}$ и осевой силы в зацеплении $F_{\text{зап}}$ можно представить в виде (см. § 5.5)

$$M_{\text{инд}} = 0,5 D_{\text{ср}} F_{\text{зац}} \operatorname{tg}(\theta - \beta), \quad (7.1)$$

где θ – угол подъема винтовой линии; β – угол трения;

$$\operatorname{tg} \theta = c_T / \pi; \quad \operatorname{tg} \beta = f; \quad (7.2)$$

f – коэффициент трения в паре.

При определенном сочетании геометрических параметров ВГМ и физических свойств материалов пары ротор – статор возможны случаи, когда при пуске ВЗД

$$\theta \leq \beta_0,$$

где β_0 – угол трения покоя.

Условие $\theta = \beta_0$ определяет минимально допустимое значение коэффициента формы винтовой поверхности c_T^* , гарантирующее пуск ВЗД. С учетом (7.2)

$$c_T^* = \pi f_0. \quad (7.3)$$

В винтовой паре металлический ротор – эластичный статор приведенный (с учетом натяга) коэффициент трения покоя f_0 может доходить до $1,75 \pm 2$. В этом случае $c_T^* = 5,5 \pm 6,3$.

Верхний предел коэффициента формы поверхности ($c_T = 12$) выбирается исходя из сохранения высокого уровня к.п.д. гидродвигателя.

В настоящее время рабочие органы всех отечественных ВЗД имеют форму винтовой поверхности, соответствующую оптимальному диапазону ($c_T = 5,5 \pm 12$). Угол подъема винтовой линии РО при этом изменяется в пределах $\theta = 60 \div 75^\circ$. Однако жесткие требования по обеспечению стабильных пусковых свойств ВЗД не позволяют реализовать оптимальную с энергетической точки зрения (минимум критерия $L_k / \sqrt[3]{V}$) форму винтовой поверхности ($c_T = 1,5 \div 3,5$), используемую в многозаходных насосах [12].

Оптимизация геометрии плоского зацепления. Сравнительный анализ эпи- и гипоциклоидального зацеплений показывает [94], что с точки зрения плавности профиля предпочтительней использование зацепления гипоциклоидального типа ($\bar{u} = -1$).

Основным безразмерным параметром, определяющим характеристики гидродвигателя, является кинематическое отношение i . Его выбор зависит от контурного диаметра и заданных характеристик ВЗД (см. § 8.1).

Сравнение ВЗД с РО различного кинематического отношения по вышеуказанным группам критериев (см. § 7.1) представлено в табл. 7.1.

В отличие от кинематического отношения i и коэффициента формы поверхности c_T , коэффициенты c_0 , c_e , c_d оказывают существенное влияние на рабочий объем ВГМ, поэтому при оптимизации этих параметров можно исходить только из качественных показателей зацепления.

Таблица 7.1

Влияние кинематического отношения на показатели ВЗД
(D_k , Q , P – idem)

Критерии сравнения	Двигатель с однозаходным ротором	Двигатель с многозаходными РО
Конструктивные:		
эксцентриситет	Больше	Меньше
площадь живого сечения	„	„
рабочий объем	Меньше	Больше
длина рабочих органов	Больше	Меньше
Энергетические:		
крутящий момент	Ниже	Выше
частота вращения	Выше	Ниже
M/n	Ниже	Выше
к.п.д.	Выше	Ниже
длина контактных линий	Меньше	Больше
межвитковый перепад давления	Больше	Меньше
Долговечности:		
контактное напряжение	Меньше	Больше
скорость скольжения	Больше	Меньше
осевая скорость жидкости	Меньше	Больше
частота нагружения обкладки статора	„	„
Технологические:		
конфигурация поперечного сечения	Простая	Сложная
неравномерность толщины обкладки статора и съема металла ротора	Больше	Меньше
средства для замера профиля	Простые	Сложные

Выбор коэффициентов c_0 , c_e , c_d при заданном кинематическом отношении осуществляется в первую очередь исходя из обеспечения плавности профилей (см. § 4.1.3). В гипоциклоидальном зацеплении она сохраняется, если коэффициент смещения $c_d \leq 2$ [114], коэффициент внецентричности $c_0 > 1$, а коэффициент формы зуба c_e не превышает граничного значения (4.47). Коэффициент внецентроидности c_0 исходя из условия обеспечения минимальной погрешности реечного зацепления (см. § 4.1.3) и пониженной скорости скольжения РО следует принимать близким к 1.

Поскольку наработка до отказа ВЗД определяется главным образом фрикционным износом РО, оптимизация плоской геометрии ведется по минимуму контактных напряжений в паре ротор – статор.

При заданных перепаде давления¹, частоте вращения и приведенном модуле упругости материалов пары контактные на-

¹Перепад давления в РО ограничивается допустимым межвитковым перепадом давления [P_k]:

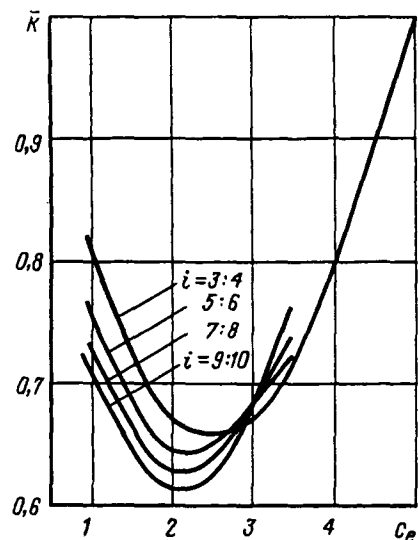


Рис. 7.1. Зависимость контактных напряжений от коэффициента формы зуба c_e

пряжения определяются только безразмерными геометрическими параметрами РО

$$K = f(i, c_T, k, c_e, c_0, c_\Delta, c_\delta).$$

Иначе говоря, в ВЗД с геометрически подобными РО независимо от абсолютных размеров при прочих равных условиях возникают одинаковые контактные напряжения.

Для машин с фиксированными значениями c_T , k , c_δ и идеальным зацеплением РО ($c_\Delta = 0$) с коэффициентом внецентроидности, близким к 1,

$$K = f(i, c_e). \quad (7.4)$$

Аналитическое исследование зависимости (7.4) показало, что [42, 43]:

для всех кинематических отношений ВГМ существует форма зуба, обеспечивающая минимум контактных напряжений (рис. 7.1);

оптимальный диапазон изменения коэффициента формы зуба составляет $c_e = 1,65 \div 2,50$.

Оптимальная форма зуба, обеспечивающая минимум K , запатентована [3] и используется при профилировании рабочих органов одновинтовых гидромашин.

На основе установленных оптимальных соотношений между параметрами зацепления при жестких требованиях по унификации технологического инструмента профилирование РО отече-

ственных многозаходных ВГМ, независимо от их кинематического отношения и условий эксплуатации, производится от гипоциклоидальных кривых ($\bar{u} = -1$) и стандартизировано [131] до вида: $c_0 = 1,175$; $c_e = 2,175$; $c_\Delta \leq |2|$.

Считается, что многолетняя практика проектирования двигателей определила оптимальную форму профилей РО и вводить в нее новые корректировки нецелесообразно. Однако анализ принятых методов оптимизации геометрии ВГМ позволяет отметить два неучитываемых обстоятельства, представляющиеся важными для повышения качества проектирования РО:

1) коэффициент смещения c_Δ выбирается произвольно и изменяется в зависимости от требуемого контурного диаметра, не являясь при этом связанным с качественными показателями зацепления. Так, например, в забойных двигателях c_Δ изменяется в диапазоне от $-0,639$ (Д1-54) до $+0,845$ (ДГ-155). Такое положение, весьма удобное для технолога-машиностроителя (не требуется изготавливать новые фрезы), нельзя признать обоснованным с точки зрения конструктора и эксплуатационника. Между тем из теории механизмов и машин известно, что корректирование зубчатых эвольвентных колес используется именно для улучшения качественных показателей зацепления: контактной прочности, прочности на изгиб, удельного давления и скольжения, к.п.д. [79]. В теории же одновинтовых гидромашин рассматривается только идеальное зацепление ($c_\Delta = 0$), что снижает значимость полученных при этом выводов;

2) сложившиеся подходы к выбору безразмерных параметров зацепления не учитывают условия трения в рабочей паре. А вместе с тем для ВГМ, относящихся к сопряжениям с переменными условиями касания (как по напряжению, так и по скольжению), условия трения, обусловленные характером относительного движения РО, определяют как потери на трение, так и износостойкость пары. Поэтому рациональный выбор геометрии взаимодействующих тел (в нашем случае ротора и статора), улучшающий условия трения сопряженных поверхностей, является одним из средств повышения работоспособности ВГМ.

В связи с этим следует подчеркнуть, что в основополагающих работах по трению и износу [138] указывается на необходимость комплексного учета факторов, влияющих на характер контактных взаимодействий. При оптимизации геометрических параметров РО ВЗД также необходимо проведение уточненных исследований контактных явлений.

*От лат. *corrigo* – исправлять, улучшать.

Рассмотрим задачу минимизации контактных напряжений в более общей постановке с учетом смещения исходного профиля:

$$K = f(i, c_0, c_e, c_\Delta). \quad (7.5)$$

Анализ зависимости (7.5) показывает, что основным критерием уровня контактных напряжений в паре ротор – статор является относительный приведенный радиус кривизны сопряженных профилей $\bar{\rho} = \rho^*/e$ [56]. Использование $\bar{\rho}$ в качестве одного из критериев оптимальности оправдано тем, что в отличие от контактного напряжения K он может быть достоверно определен.

На контакте выступа зуба ротора со статором (участке, испытывающем наибольшие напряжения)

$$\bar{\rho} = (1 + \frac{c_e}{\bar{\rho}_{ск}})c_e, \quad (7.6)$$

где $\bar{\rho}_{ск}$ – относительный радиус кривизны скелета статора (см. § 4.1.3).

Для снижения контактных напряжений необходимо найти сочетание безразмерных параметров, обеспечивающее максимальное значение $\bar{\rho}$. Учитывая, что $\bar{\rho}_{ск}$ не зависит от c_e , исследуем (7.6) на максимум и получим выражение оптимального коэффициента формы зуба

$$c_e^* = -\bar{\rho}_{ск}^* / 2, \quad (7.7)$$

где $\bar{\rho}_{ск}^*$ – относительный максимальный радиус кривизны скелета.

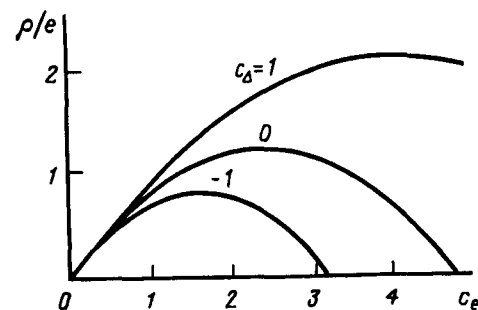
Численные значения c_e^* для идеального ВГМ с различным кинематическим отношением i при $c_0 = 1,175$ приведены ниже.

z_2	2	3	4	5	6	7	8	9
c_e	5,55	3,40	2,76	2,45	2,28	2,16	2,08	2,02

Полученные результаты достаточно точно соответствуют запатентованной [3] форме зубьев (см. рис. 7.1), определенной из более сложных расчетов (с учетом длины контактных линий, распределения нагрузок и др.). Это косвенно подтверждает правомерность принятого подхода – оценку контактных напряжений по $\bar{\rho}$.

В зацеплении со смещением приведенная кривизна профилей существенным образом зависит от коэффициента c_Δ . Поскольку в этом случае аналитическое выражение $\bar{\rho}_{ск}^*$ получить нельзя, оптимальная форма зуба может быть найдена

Рис. 7.2. Зависимость минимального относительного приведенного радиуса кривизны ρ/e от c_e при различных значениях коэффициента смещения c_Δ ($i = 5,6$; $c_0 = 1,175$)



только при помощи численных расчетов на компьютере. Расчеты показывают, что при прочих равных условиях максимальным относительным радиусом кривизны обладает зацепление с положительным смещением исходного контура рейки (рис. 7.2). Переход на оптимальную форму РО дает возможность в несколько раз увеличить $\bar{\rho}$. Поэтому используемая в настоящее время стандартная форма зуба ($c_e = 2,175$) лишь в первом приближении (в зацеплении с небольшими смещениями) может рассматриваться как оптимальная с точки зрения кривизны профилей.

Следовательно, корригированием зацепления можно не только изменять контурный диаметр, но также и варьировать контактным напряжением РО, добиваясь рациональным сочетанием коэффициентов (c_0, c_e, c_Δ) минимальных напряжений в паре, повышая тем самым износостойкость зацепления.

Для оценки условий трения (кинематики контактных точек) используются количественные и качественные показатели.

Количественным показателем является скорость скольжения профилей $v_{ск}$. Существует два способа ее определения:

по разнице скоростей качения (см. § 5.1)

$$v_{ск} = v_2 - v_1; \quad (7.8)$$

по расстоянию от точки контакта до полюса зацепления

$$v_{ск} = \omega l, \quad (7.9)$$

где $l = PK$ (см. рис. 5.8, 6).

Для зацепления со смещением ($c_\Delta \neq 0$) текущая скорость скольжения определяется численным расчетом на компьютере.

Для идеального зацепления существует точная аналитическая зависимость $v_{ск}$ от угла поворота ротора φ (углового параметра τ). На выступе зуба ротора

$$v_{ск} = \omega e(z_2 \sqrt{1 + c_0^2 - 2c_0 \cos z_1 \varphi} + c_e). \quad (7.10)$$

В механизмах с центроидным зацеплением ($c_0 = 1$)

$$v_{ск} = \omega e(z_2 \sin \frac{z_1 \varphi}{2} + c_e). \quad (7.10a)$$

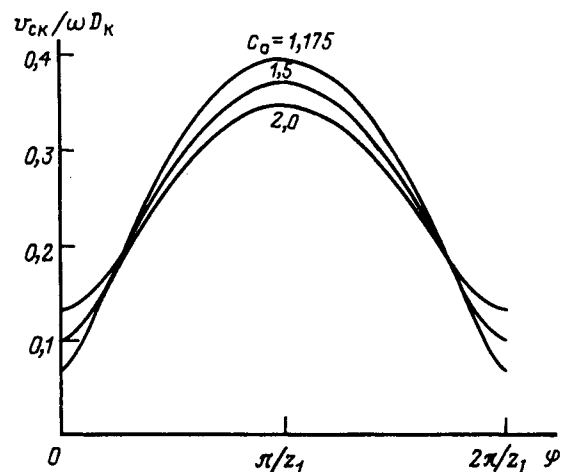


Рис. 7.3. Графики скоростей скольжения выступа зуба ротора при различных значениях коэффициента внецентренности c_0 ($i = 9:10$; $c_e = 2,175$)

Графики скоростей скольжения (рис. 7.3) зависят от кинематического отношения и имеют экстремальный характер. Минимальная и максимальная скорости скольжения относятся к фазам зацепления выступа ротора соответственно со впадиной ($v_{ск \min}$) и выступом ($v_{ск \max}$) профиля статора, когда полюс наименее и наиболее удаляется от точки контакта

$$\begin{aligned} v_{ск \min} &= \omega(0,5D_{вп} - ez_1) = \omega e[z_2(c_0 - 1) + c_e + c_\Delta]; \\ v_{ск \max} &= \omega(0,5D_{выст} - ez_1) = \omega e[z_2(c_0 - 1) + c_e + c_\Delta]. \end{aligned} \quad (7.11)$$

Максимум скоростей скольжения профилей достигается в середине цикла зацепления выступа ротора ($\varphi = \pi/z_1$); минимум – в “мертвых” точках зацепления ($\varphi = 0; 2\pi/z_1$).

Из (7.11) следует, что средняя скорость скольжения пропорциональна среднему диаметру $D_{ср}$ профиля статора:

$$v_{ск \text{ ср}} = \omega \frac{D_{ср}}{2} = \omega e(c_0 z_2 + c_e + c_\Delta), \quad (7.12)$$

т.е. в среднем за цикл условия трения профилей соответствуют условиям взаимодействия вращающегося с угловой скоростью ω вокруг неподвижной оси металлического колеса диаметром $D_{ср}$ по эластичному основанию.

Выразив e через контурный диаметр РО, получим выражение

$$v_{ск \text{ ср}} = \frac{\omega D_k}{2} \frac{c_0 z_2 + c_e + c_\Delta}{c_0 z_2 + c_e + c_\Delta + 1}, \quad (7.13)$$

из которого следует, что при постоянстве ω и D_k средняя скорость скольжения незначительно зависит от безразмерных параметров зацепления (z_2, c_0, c_e, c_Δ).

Для трибологических расчетов ВГМ использование только количественного показателя ($v_{ск}$) недостаточно. Необходимо также ввести *качественный* показатель, учитывающий особен-

ности кинематики сопряжения с переменными условиями касания.

Массовая скорость изнашивания W (кг/с) зависит от контактного напряжения скоростей качения и контурного диаметра РО [56]:

$$f(W; K; v_1; v_2; D_k) = 0. \quad (7.14)$$

Из теории размерности следует, что процесс изнашивания характеризуется двумя безразмерными комплексами, например, для статора

$$\Pi_1 = \frac{W v_1}{K D_k^2}; \quad \Pi_2 = \frac{v_2}{v_1} = k_v.$$

Следовательно, в общем случае массовая скорость изнашивания статора

$$W_1 = \frac{K D_k^2}{v_1} f(k_v), \quad (7.15)$$

где $f(k_v)$ – функция, определяемая опытным путем.

Поскольку при чистом качении ($k_v = 1$) сопряжение не изнашивается ($W = 0$), в первом приближении можно принять

$$f(k_v) = C_1(1 - k_v^a), \quad (7.16)$$

где C_1 – постоянный коэффициент.

Если ограничиться линейной характеристикой ($a = 1$), выражение массовой скорости изнашивания статора (7.16) преобразуется к виду

$$W_1 = C_1 K v_{ск} D_k^2 / v_1^2. \quad (7.15a)$$

Таким образом, при линейной характеристике изнашивания используемый в известных расчетных методиках [138] критерий износостойкости $K v_{ск}$ справедлив только при условии независимости скоростей качения и скольжения. Поскольку в зацеплениях с переменными условиями касания, подобных ВГМ, данное условие невыполнимо, здесь для расчетов могут быть рекомендованы уточненные критерии износостойкости, полученные из теории размерности:

$$I_1 = K v_{ск} / v_1^2; \quad I_2 = K v_{ск} / v_2^2.$$

Эти критерии учитывают принципиальную особенность зацеплений с переменными условиями касания: сопряженные профили имеют общие контактное давление и скорость скольжения, но разные скорости качения.

Условие износостойкости ВГМ можно записать в виде

$$I_1 < [I_1]; \quad I_2 < [I_2],$$

где $[I_1], [I_2]$ – допускаемые значения критериев.

Поскольку физические свойства материалов ротора (металл) и статора (резина) различны, то

$$[I_1] \neq [I_2].$$

Таким образом, при оценке процесса изнашивания ВГМ необходимо учитывать различие как критериев износостойкости ротора и статора (вследствие раз-

личия скоростей качения), так и их допускаемых значений (вследствие неодинаковости материалов).

Из представленного анализа следует, что для ВГМ качественным кинематическим показателем является коэффициент скольжения k_v . При помощи этого коэффициента, определяющего трибологические характеристики зацепления, скоростная обстановка в точке касания может быть классифицирована следующим образом [54]:

по типу трения:

трение качения (с проскальзыванием), $k_v > 0$;

трение скольжения, $k_v \leq 0$;

чистое трение качения, $k_v = 1$;

по характеру относительного движения профилей РО (рис. 7.4):

касание с "опережением статора" – точка касания быстрее движется по профилю статора, $|k_v| < 1$ (рис. 7.4, а). Аналогом такого взаимодействия является движение юзом колеса (ротора) по дороге (статору);

касание с "опережением ротора" – точка касания быстрее движется по профилю ротора, $|k_v| > 1$ (см. рис. 7.4, б). Аналог – буксование колеса;

касание с равными скоростями, соответствующее чистому качению или скольжению с бесконечно малым путем трения, $|k_v| = 1$.

Особенностью трения РО многозаходных одновинтовых гидромашин является периодическое изменение скоростной обстановки в точке касания выступа зуба ротора со статором: за цикл взаимодействия происходит переход трения качения (с проскальзыванием) в трение скольжения и обратно [54]. На впадине ротора всегда имеет место трение качения.

Какой характер относительного движения профилей ВГМ: $|k_v| < 1$ или $|k_v| > 1$ является предпочтительным с точки зрения износостойкости? Однозначного ответа на этот вопрос не существует. Все зависит от механических

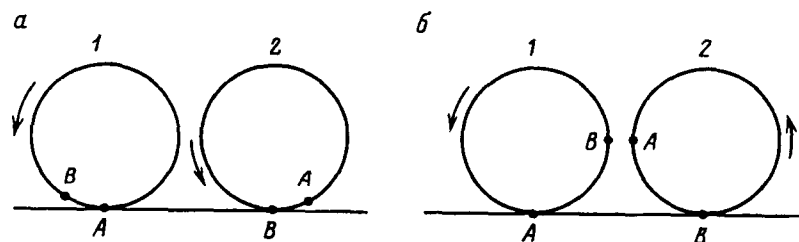


Рис. 7.4. Касание профилей ВГМ ($i = 1, 2$):

а – с "опережением статора"; б – с "опережением ротора"; 1 – исходное положение; 2 – положение при повороте ротора

свойств применяемых материалов пары ротор – статор, натяга в паре и условий эксплуатации ВГМ (частоты вращения и крутящего момента, забойной температуры, свойств рабочей жидкости, наличия в ней абразивных включений и других факторов). Не вызывает сомнений лишь то, что, изменяя качественный кинематический показатель зацепления k_v , в принципе можно управлять процессом износа и переносить износ на одну из деталей РО (ротор или статор), добиваясь максимального ресурса зацепления.

Установленные аналитические зависимости для k_v дают возможность варьировать скоростями в точке касания профилей путем изменения коэффициентов c_0 , c_e , c_d и тем самым создают предпосылки управления скоростной обстановкой на контакте с целью обеспечения благоприятных условий трения в наиболее нагруженных фазах зацепления.

7.3. ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМА ЭКСПЛУАТАЦИИ

Выбор безразмерных геометрических коэффициентов режима эксплуатации (c_δ , k , k_c), обуславливающих нагрузочную способность гидромашин (крутизну характеристик $\omega - M$), зависит от кинематического отношения и формы винтовой поверхности РО; механических свойств материалов пары, перепада давления в РО.

Назначение коэффициентов натяга и длин РО должно осуществляться комплексно, исходя не только из достижения необходимой характеристики гидромашин, но и из требований долговечности и надежности. При этом необходимо принимать во внимание, что чрезмерное увеличение натяга в паре отрицательно сказывается на работоспособности и эффективности ВГМ, поскольку приводит к увеличению контактных напряжений и механических потерь. Увеличение числа секций РО понижает надежность гидромашин вследствие проявления в ней дополнительных соединений роторов (шарниров или гибких валов), обладающих ограниченной выносливостью. Увеличение же числа шагов монолитной секции, являющееся наиболее оправданным мероприятием (см. § 5.2, 5.6), может быть связано с технологическими трудностями.

Основными критериями при выборе геометрических параметров режима эксплуатации являются крутящий момент или мощность гидромашин, а также общий и частные (объемный, гидромеханический) к.п.д.

Поскольку рабочий процесс одновинтовых гидромашин непосредственно сопровождается трением РО и непостоянством ориентации ротора, математическое моделирование режимов работы и создание точной теории подобия ВГМ весьма затруднительны. В связи с этим при оптимизации коэффициентов c_δ , k , k_c анали-

тические методы следует совмещать с экспериментальными исследованиями.

Исходя из вышеизложенных соображений и с целью дальнейшего совершенствования одновинтовых гидромашин путем оптимизации их безразмерных геометрических параметров на кафедре машин и оборудования нефтяной и газовой промышленности РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина был разработан пакет прикладных программ "Геротор", включающий в себя программы расчета:

- площади живого сечения и рабочего объема ВГМ;
- кривизны профилей и поверхностей РО;
- силовых факторов (осевых и радиальных) в РО;
- контактных напряжений в РО.

Кроме того, в пакет входят программы:

- графического построения профилей РО и кинематики зацепления;
- пересчета характеристик ВЗД (см. § 6.4);
- проектировочного расчета геометрических параметров РО (см. § 8.1) и гибкого вала (см. § 8.2);
- расчета характеристик секционного ВЗД (см. § 8.4), ТВД (см. § 8.5), двигателя с разделенным потоком (см. § 8.6).

При помощи пакета программ "Геротор" на стадии проектирования можно оценивать влияние геометрических и эксплуатационных параметров на качественные показатели зацепления и проводить оптимизацию РО.

Для окончательного выбора геометрических параметров РО требуются постановка и проведение специальных экспериментальных исследований с целью установления оптимальных сочетаний силовых (K) и кинематических ($v_{ск}$, k_v) факторов взаимодействия РО.

ГЛАВА 8

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВЗД

8.1. МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЗД

Методика проектирования и расчета ВЗД базируется на основных положениях теории рабочего процесса одновинтовых гидромашин. При конструировании отдельных узлов и деталей разработчик должен руководствоваться существующими Государственными и отраслевыми стандартами, а также техническими условиями на изготовление ВЗД (СТП ВНИИБТ 1018-99, ТУ 366425-00147074-001-98, ТУ 38-105-1419-86).

При проектировании забойного двигателя исходными (заданными конструктору) параметрами являются: расход Q и плотность ρ жидкости; диаметр долота D_d и глубина скважины $L_{скв}$; типоразмер буровой колонны; свойства горных пород; частота вращения n и крутящий момент M долота. При проектировании ВЗД для бурения наклонно направленных и горизонтальных скважин также задаются профиль скважины (зенитный угол ϕ , радиус искривления R) и максимально допустимая длина двигателя или шпинделя. В некоторых случаях может дополнительно регламентироваться забойная температура.

Проектирование ВЗД включает следующие этапы.

1. Расчет геометрических параметров РО.

1. Наружный диаметр корпуса двигателя D (рис. 8.1). Для обеспечения необходимого просвета (зазора между стенкой скважины и корпусом двигателя) принимают [94]

$$D = (0,8 \div 0,9) D_d.$$

2. Контурный диаметр рабочих органов (диаметр впадин зубьев статора)

$$D_k = D - 2(\epsilon_m + \epsilon_p),$$

где ϵ_m , ϵ_p — соответственно толщина стенки металлического корпуса (остова) статора и минимальная толщина резиновой обкладки статора.

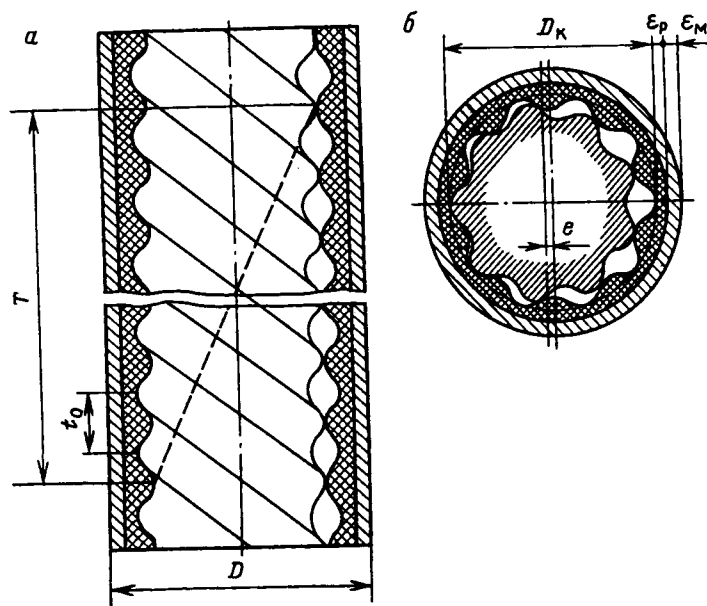


Рис. 8.1. К расчету геометрии РО:
а – продольное сечение; б – поперечное сечение

На основании опыта конструирования забойных гидродвигателей $\epsilon_m = (0,07 \div 0,10)D$. Для нормальной заливки резинометаллических деталей [94] $\epsilon_p \geq (0,04 \div 0,07)D$.

3. Требуемый рабочий объем гидродвигателя

$$V^* = \frac{Q}{n} \eta_o.$$

Для предварительных расчетов $\eta_o = 0,8$.

4. Тип зацепления, безразмерные коэффициенты зацепления. В общем случае возможно профилирование РО как эпициклоидального, так и гипоциклоидального зацепления. Предпочтение следует отдать гипоциклоидальному зацеплению. В данной методике рассматривается расчет гипоциклоидальных РО.

Геометрия РО характеризуется семью безразмерными коэффициентами: i , c_0 , c_e , c_Δ , c_δ , c_T , k . Обычно коэффициенты внецентроидности c_0 , формы зуба c_e и винтовой поверхности c_T задаются, а задачей конструктора является выбор остальных (варьируемых) безразмерных коэффициентов, обеспечивающих заданные параметры и характеристики гидромашины.

По ОСТ 39 "Передача зубчатая ротор – статор ВЗД" [131] $c_0 = 1,175$; $c_e = 2,175$.

Коэффициент формы винтовой поверхности c_T назначают исходя из обеспечения удовлетворительных пусковых свойств гидродвигателя и технологических возможностей изготовителей РО в диапазоне 5,5–12. На первом этапе расчета для достижения минимальной длины РО принимают $c_T = 6$.

Выбор варьируемых коэффициентов i , c_Δ осуществляется по эксцентриситету зацепления.

5. Эксцентриситет зацепления при заданных исходных параметрах должен обеспечить, с одной стороны, заданный контурный диаметр D_k , а с другой – требуемый рабочий объем V^* двигателя. Такая заданная двойственность в конечном счете и определяет выбор геометрических параметров ВЗД.

При известном контурном диаметре эксцентриситет определяют по формуле

$$e_D = D_k / \bar{D}_k.$$

Для обеспечения требуемого рабочего объема ВГМ эксцентриситет должен составлять

$$e_V = \sqrt[3]{\frac{V^*}{z_1 c_T \bar{S} (\bar{D}_k - 4)}},$$

где \bar{D}_k , \bar{S} – соответственно безразмерные контурный диаметр и площадь живого сечения РО;

$$\bar{D}_k = D_k / e = 2(c_0 z_2 + 1 + c_e + c_\Delta); \quad \bar{S} = S / e^2.$$

На предварительном этапе расчет ведут для идеального ($c_\Delta = 0$) зацепления.

Для многозаходных ВГМ с идеальным гипоциклоидальным зацеплением и традиционной формой профилей ($c_0 = 1,175$; $c_e = 2,175$) $\bar{D}_k = 2,35z_1 + 4$; $\bar{S} = 7,443z_1 + 3,674$.

Для механизма Муано ($i = 1 : 2$; $c_0 = 1$; $c_\Delta = 0$)

$$\bar{D}_k = 2(2 + c_e); \quad \bar{S} = 8c_e.$$

При расчетах ВГМ с произвольными значениями коэффициентов c_0 , c_e можно воспользоваться приближенной формулой

$$\bar{S} = \pi(\bar{D}_k - 3).$$

Результаты расчетов эксцентриситетов геометрически подобных ВГМ ($c_0 = \text{idem}$; $c_e = \text{idem}$; $c_\Delta = 0$; $c_T = \text{idem}$) при различных значениях z_1 представляют в виде:

z_1	2	3	9	10
e_D						
e_V						

6. Кинематическое отношение РО выбирают по результатам расчета необходимых для обеспечения заданного контурного диаметра и требуемого рабочего объема эксцентриситетов (e_D , e_V): оптимальное кинематическое отношение должно обеспечивать минимум отклонения $|\varepsilon_D - \varepsilon_V|$.

Для выбранного z_1 средний эксцентриситет

$$e = (e_D + e_V) / 2$$

по ОСТ 39 округляют до ближайшего значения, кратного 0,5 мм.

Если не удастся достичь близкой сходимости e_D и e_V , то изменяют коэффициент формы винтовой поверхности c_T и повторяют расчет (пп. 5, 6).

В частном случае, когда эксцентриситет зацепления является одним из исходных параметров и задан конструктору (фреза выбрана заранее), кинематическое отношение определяют через рабочий объем по формуле

$$z_1 = \frac{V^*}{\pi e (D_K - 4e)(D_K - 3e) c_T}$$

Найденное значение z_1 округляют до ближайшего целого числа.

Если (при низкой заданной частоте вращения) требуемое число заходов статора оказывается завышенным ($z_1 > 10$), то целесообразно увеличить коэффициент формы винтовой поверхности c_T и повторить расчет (пп. 4-6).

Число зубьев ротора $z_2 = z_1 - 1$.

7. Диаметральный натяг в паре ротор - статор

$$\delta = c_8 e,$$

где коэффициент натяга c_8 принимают в пределах 0,01-0,10. Большие значения c_8 соответствуют малогабаритным двигателям с $D_K < 50$ мм, а меньшие значения - двигателям с $D_K > 100$ мм.

8. Смещение исходного контура рейки. После выбора i , e , δ осуществляют переход от идеального ($c_\Delta = 0$) к фактическому зацеплению от исходного контура циклоидальной рейки [131] и рассчитывают коэффициент смещения:

$$c_\Delta = \frac{D_K}{2e} - c_0 z_2 - c_e - 1.$$

Найденное значение c_Δ исходя из обеспечения плавности профилей должно находиться в пределах [131]:

$$-2 \leq c_\Delta \leq 2.$$

Если данное условие не соблюдается¹, то изменяют коэффициент формы винтовой поверхности и повторяют расчет.

¹В данной методике оптимизация коэффициента c_Δ (см. § 7.2) не производится.

Смещение контуров рейки соответственно статора и ротора

$$\Delta x_1 = e c_\Delta;$$

$$\Delta x_2 = \Delta x_1 + e(c_0 - 1) + \delta/2.$$

9. Радиус катящейся окружности $r = e c_0$.

10. Основные размеры профилей РО.

Диаметры статора:

$$\text{инструментальный } D_1 = 2rz_1;$$

$$\text{по впадинам зубьев } D_i = D_K;$$

$$\text{по выступам зубьев } D_e = D_K - 4e;$$

$$\text{средний } D_{cp} = D_K - 2e.$$

Диаметры ротора:

$$\text{инструментальный } d_2 = 2rz_2;$$

$$\text{по впадинам зубьев } d_i = D_K - 6e + \delta$$

$$\text{по выступам зубьев } d_e = D_K - 2e + \delta$$

$$\text{средний } d_{cp} = D_K - 4e + \delta.$$

Средний диаметр РО

$$D_{PO} = (D_{cp} + d_{cp}) / 2 = D_K - 3e + \delta/2.$$

Высота зубьев РО

$$h = (D_i - D_e) / 2 = 2e.$$

Торцовый модуль зацепления $m_t = 2r$.

11. Шаги рабочих органов.

Осевой ход зубьев (в мм) $t_0 = (c_T / z_2) d_{cp}$ округляют до ближайшего целого числа.

Если параметры фрезы заданы (см. п. 6), то осевой ход зубьев не должен выходить из допускаемого диапазона, ограничивающего погрешности профилирования статора [114].

Шаги винтовых поверхностей статора и ротора

$$T = z_1 t_0; \quad t = z_2 t_0.$$

12. Скорость жидкости в каналах РО

$$w = z_2 T n.$$

Для ограничения гидроабразивного износа РО w не должна превышать 15 м/с.

13. Коэффициент формы винтовой поверхности (фактический)

$$c_T = t / d_{cp}.$$

14. Угол подъема винтовой линии зубьев на инструментальном диаметре

$$\theta = \arctg \frac{t_0}{\pi m_t}.$$

15. Площадь живого сечения рабочих органов S определяют численным расчетом на компьютере (см. § 7.3) либо приближенно по формуле

$$S = \pi e(D_k - 3e).$$

Для механизма с однозаходным ротором $S = 4ed_{cp}$.

16. Площадь проекции контактных линий S_k определяют численным расчетом на компьютере или по приближенной формуле

$$S_k = \pi D_{PO}^2 / 4.$$

Для механизма с однозаходным ротором

$$S_k = \pi(0,25 d_{cp}^2 + 2e^2).$$

17. Рабочий объем двигателя (фактический)

$$V = z_2 ST.$$

18. Длину линии контакта РО рассчитывают на компьютере или по приближенной формуле

$$L_k = k(z_1 \sqrt{t^2 + \pi^2 D_{PO}^2} + T).$$

19. Перепад давления в двигателе

$$P = 2\pi M / V \eta_{гм}.$$

Гидромеханический к.п.д. в рабочем режиме $\eta_{гм} = 0,6$.

20. Число шагов РО. При известном перепаде давления число шагов выбирают по допускаемому межвитковому перепаду давления $[P_k]$:

$$k = \frac{1}{z_1} \left(\frac{P}{[P_k]} + z_2 \right)$$

и округляют до числа, кратного 0,1. $[P_k] = 0,4 \div 0,5$ МПа.

При любых условиях желательно иметь $k \geq 2$.

21. Длина рабочих органов

$$L = kT.$$

Если L превышает максимально допустимое значение $[L]$, ограниченное техническими возможностями изготовителя РО (обычно с этим сталкиваются при высоком заданном крутящем моменте), то необходим переход на секционную конструкцию двигателя.

22. Число контактных линий, отделяющих вход от выхода,

$$\Lambda = (k - 1)z_1 + 1.$$

23. Межвитковый перепад давлений

$$P_k = P / \Lambda.$$

24. Максимальная скорость скольжения РО

$$v_{ск \max} = 2\pi n e [z_2(c_0 + 1) + c_e + c_\Delta].$$

Для ограничения износа РО скорость скольжения не должна превышать 2 м/с.

25. Построение профилей ротора и статора осуществляют на компьютере по соответствующим уравнениям (см. § 4.1).

II. Расчет характеристик двигателя.

Механическая $\omega - M$ и гидромеханическая $P - M$ характеристики строятся пересчетом эталонной характеристики двигателя, близкого по диаметру и кинематическому отношению или по критериям подобия ВЗД (см. § 6.4). Энергетические характеристики $N - M$; $\eta - M$ рассчитываются по формулам (см. § 6.3.2).

По построенным характеристикам определяют перепады давлений в холостом P_x и тормозном P_T режимах; холостую частоту вращения n_x и тормозной момент M_T при заданном расходе жидкости Q .

III. Расчет осевых сил (см. § 5.5).

Сила тяжести ротора в жидкости

$$G_p = \rho_m g L \frac{\pi}{4} (d_{cp}^2 - d_0^2) \left(1 - \frac{\rho}{\rho_m} \right),$$

где d_0 — диаметр расточки ротора; ρ_m — плотность материала ротора.

Осевая сила в РО

$$F_{PO} = (S_k + z_2 S) P^*,$$

где P^* — перепад давления, зависящий от режима работы (нагрузки).

Осевая нагрузка на опоры шпинделя (без учета веса вала шпинделя, ГВ и перепада давления в долоте P_d ; $\phi = 0$)

$$F_0 = F_{PO} + G_p - G^*.$$

Осевая нагрузка на корпусе двигателя (без учета P_d)

$$F_k = S_0 P^* - S_m (\rho g L_{скв} + P_{кп}) + G_{ВЗД} - G^*,$$

где G^* — нагрузка на долото в заданном режиме; $G_{ВЗД}$ — сила тяжести ВЗД в жидкости.

Осевые силы рассчитывают для трех режимов работы ВЗД: холостого ($P^* = P_x$; $G^* = 0$); рабочего ($P^* = P$; $G^* = M/M_{уд}$) и

тормозного ($P^* = P_T$; $G^* = M_T/M_{уд}$). В отсутствие характеристики двигателя расчет ограничивают рабочим режимом.

IV. Расчет соединения ротора и выходного вала двигателя.

Расчет шарнирного соединения или гибкого вала осуществляют по формулам, изложенным в § 8.2 и в литературе [46, 65]. Исходными данными для расчета являются i , e , P , M , n .

V. Расчет шпиндельной секции.

Расчет шпинделя ВЗД (см. § 8.3) производят на основе известных методов конструирования забойных двигателей [96]. Исходные данные для расчета: F_0 , M , n .

Поскольку заранее не известно, какое сочетание силовых факторов является наиболее опасным, прочностные расчеты узла соединения и шпиндельной секции проводят для трех режимов работы (см. п. III).

VI. Компонировка общего вида двигателя.

Общая компоновка ВЗД определяется главным образом ее технологическим назначением. Так, в двигателях для горизонтального бурения обязательно предусматривается механизм искривления, укороченный шпиндель, опорно-центрирующие элементы на корпусе. При использовании аэрированных жидкостей в компоновку ВЗД не входит переливной клапан.

После выбора параметров и расчета основных узлов двигателя выполняют чертежи его общего вида и определяют габаритную длину L_T ВЗД и длину шпинделя $L_{ш}$. Если L_T и $L_{ш}$ превышают заданные допускаемые длины, то производят корректировку геометрии РО (уменьшение шагов РО) или конструктивные изменения других узлов (размещение гибкого вала в расточке ротора, уменьшение длины торсиона или подшипников и т.д.), направленные на уменьшение осевых габаритов ВЗД.

VII. Расчет отклоняющей компоновки.

Для отклоняющих компоновок на базе ВЗД с искривленным корпусом требуемый угол перегиба резб кривого переводника зависит от заданного радиуса скважины R [109]:

$$\gamma = \beta^* + \arcsin \frac{L_n + L_v}{2R},$$

где L_n , L_v — соответственно длина нижнего и верхнего плеча отклонителя,

$$\beta^* = \arctg \frac{D_d - D}{2L_n}.$$

После определения угла перегиба γ :

уточняют расчет соединения ротора и выходного вала (см. п. IV) и при необходимости вводят конструктивные корректировки (например, при $\gamma > 1,5^\circ$ переходят к схеме шарнирно-торсионного соединения);

рассчитывают отклоняющую силу на долоте, строят нагрузочные характеристики ВЗД (см. § 6.7), оценивают возможность пуска гидродвигателя на забое скважины, определяют осевую силу, обеспечивающую заданный крутящий момент. При недостаточной жесткости корпуса отклонителя увеличивают диаметр D .

VIII. Расчет зубонарезного инструмента.

Расчет инструмента и технологической оснастки, необходимых для изготовления спроектированных РО, производят по методикам организаций — производителей винтовых пар.

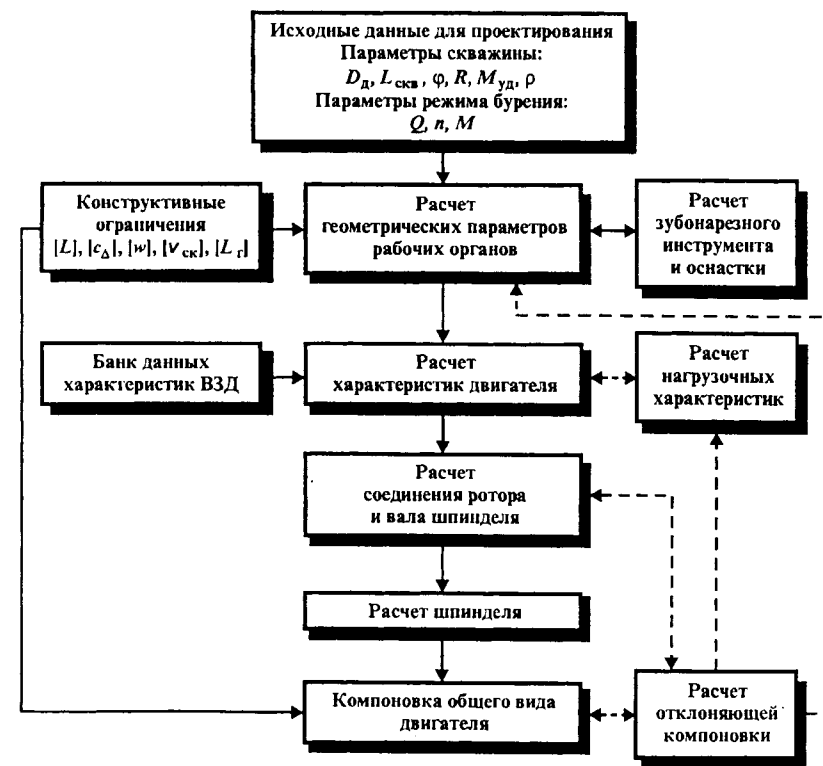


Рис. 8.2. Блок-схема расчета ВЗД

Таблица 8.1

Сравнение показателей ВЗД при различных коэффициентах формы винтовой поверхности

c_T	e , мм	V , л	z_2	T , мм	L , мм	k	K , МПа	w , м/с	$v_{ск}$, м/с
5,0	2,6	13,3	20	651	930	1,4	5,5	21,7	1,2
5,5	2,8	14,0	18	703	1036	1,5	5,3	21,1	1,2
6,0	3,9	13,9	12	767	1298	1,7	4,5	15,3	1,2
6,5	4,5	14,4	10	836	1520	1,8	4,2	13,9	1,1
7,0	5,4	14,3	8	891	1782	2,0	3,8	11,9	1,1
7,5	5,9	14,5	7	952	2023	2,1	3,5	11,1	1,1
8,0	6,6	14,4	6	1008	2304	2,3	3,3	10,1	1,1
8,5	7,5	14,1	5	1068	2670	2,5	3,0	8,9	1,0
9,0	7,4	14,8	5	1134	2835	2,5	3,0	9,4	1,0
9,5	8,6	14,1	4	1195	3346	2,8	2,6	8,0	1,0
10,0	8,5	14,7	4	1260	3528	2,8	2,6	8,4	1,0
10,5	10,2	13,2	3	1316	4277	3,3	2,2	6,6	0,9
11,0	10,1	13,8	3	1384	4498	3,3	2,2	6,9	0,9
11,5	10,0	14,4	3	1452	4719	3,3	2,2	7,3	0,9
12,0	10,0	15,0	3	1520	4940	3,3	2,2	7,6	0,9

Блок-схема расчета ВЗД, обобщающая приведенную выше методику, представлена на рис. 8.2. Реализация данной блок-схемы в виде программы на компьютере позволяет при конструировании значительно упростить и ускорить процедуру расчета, а также оценивать альтернативные (при различных i , c_T), варианты исполнения двигателя с целью выбора оптимального сочетания между кратностью действия (i) и длиной (T , k) РО с учетом конструктивных, технологических и экономических факторов.

Пример расчета альтернативных вариантов исполнения РО с контурным диаметром $D_k = 135$ мм при заданных $Q = 30$ л/с; $n = 100$ об/мин; $P = 5$ МПа приведены в табл. 8.1.

8.2. РАСЧЕТ ГИБКОГО ВАЛА

Одной из основных проблем при конструировании ВЗД является разработка соединений ротора с выходным валом шпинделя или двух роторов секционного двигателя (рис. 8.3). Наиболее перспективным направлением в этой области, как показывает опыт эксплуатации ВЗД [46], является использование в качестве соединительного элемента гибкого (торсионного) вала (см. § 3.3).

Условия работы гибкого вала (ГВ) одновинтовой гидромашины крайне тяжелые: он подвержен одновременному действию

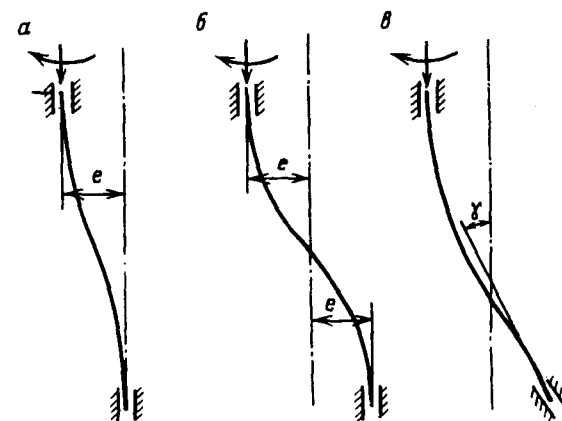
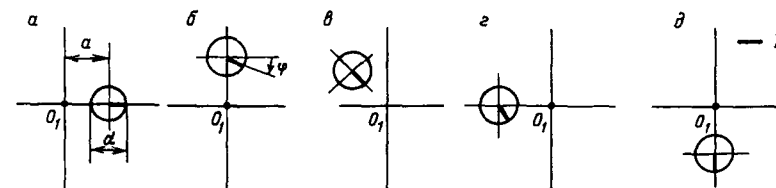


Рис. 8.3. Схема соединений гибкого вала:

а – соединение ротора с валом шпинделя; б – соединение роторов секционного ВЗД; в – соединение ротора с валом шпинделя двигателя-отклонителя

крутящего момента, растягивающих или сжимающих осевых сил, изгибающих моментов. Кроме того, в отличие от общепринятого в машиностроении термина “гибкий вал”, в одновинтовых гидромашинах ГВ соединяет не два несоосных концентрически вращающихся с одинаковой угловой скоростью вала, а является связующим звеном между приводным валом и ротором, совершающим сложное планетарное движение, нарушаемое к тому же действием перекашивающего момента. При этом ротор вращается в абсолютном движении со скоростью выходного вала ω , а его ось, на которой расположен один из концов ГВ, смещена относительно оси статора на расстояние эксцентриситета e и совершает вращение в противоположном направлении с угловой скоростью $z_2\omega$. Таким образом, за один оборот выходного вала в каждом сечении ГВ совершается $z_2 + 1 = z_1$ циклов изменения переменных напряжений (рис. 8.4), что предопределяет

Рис. 8.4. Кинематика сечения гибкого вала за один цикл переменных напряжений ($i = 3:4$)

а – $\varphi = 0$; б – $\varphi = 30^\circ$; в – $\varphi = 45^\circ$; г – $\varphi = 60^\circ$; д – $\varphi = 90^\circ$;
I – выделенное волокно сечения; O_1 – ось статора

повышенные требования к циклической прочности ГВ одновинтовых гидромашин, особенно с многозаходными РО.

Другая существенная особенность работы гибкого вала ВЗД состоит в том, что, исходя из соображений простоты конструкции и удобства эксплуатации, он в большинстве случаев расположен под РО и испытывает сжимающие напряжения от осевых сил. Это предопределяет повышенные требования по обеспечению продольной устойчивости ГВ.

При расчетах ГВ должен рассматриваться не изолированно, а как элемент системы вала ВЗД, состоящей из ротора, гибкого вала, вала шпинделя и долота (см. рис. 5.21).

Замена шарниров на ГВ стала возможной в результате выполненных в конце 70-х годов НИОКР, итогом которых стала разработка основ теории работы гибкого вала ВЗД [46, 65].

На основании обобщения теоретических и экспериментальных исследований предложен и запатентован [32] рациональный (допускаемый) диапазон изменения геометрических параметров (длины l и диаметра d) ГВ, обеспечивающий его работоспособность: $l/d = 10 \div 60$ (рис. 8.5). Увеличение относительной длины вала $l/d > 60$ может привести к потере устойчивости, а при $l/d < 10$ напряжения изгиба вала и поперечные усилия становятся чрезмерными [46].

В данном пособии рассматривается вариант инженерной методики расчета ГВ с учетом совокупности всех геометрических и силовых факторов, определяющих его работоспособность.

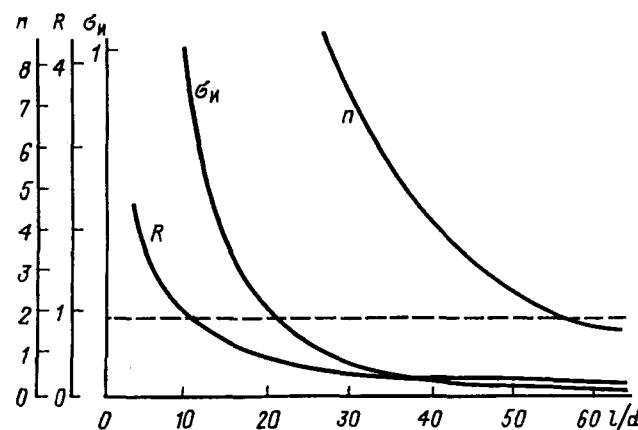


Рис. 8.5. Зависимость показателей циклической прочности и устойчивости гибкого вала от коэффициента l/d : R – поперечная сила; σ_n – изгибающее напряжение; n – коэффициент запаса устойчивости

Методика предусматривает последовательный расчет ГВ на статическую прочность, выносливость и устойчивость. Конечная цель расчета – определение диаметра и длины ГВ и механических свойств его материала.

Расчет на статическую прочность

При расчете на статическую прочность ГВ учитываются нормальные напряжения

$$\sigma = \frac{F_{ГВ}}{S_{ГВ}} + \frac{F_{ГВ} e}{W_u} + \frac{M_u}{W_u} \quad (8.1)$$

от сжимающей нагрузки $F_{ГВ}$ (§ 5.5) с учетом внецентренности ее приложения и изгибающего момента M_u , а также касательные напряжения

$$\tau = M/W_p \quad (8.2)$$

от крутящего момента M , передаваемого валом.

Здесь и далее $S_{ГВ}$ – площадь сечения вала; W_p , W_u – моменты сопротивления кручению и изгибу: $W_p = \frac{\pi d^3}{16}(1 - \alpha^4)$; $W_u = \frac{\pi d^3}{32} \times (1 - \alpha^4)$; α – отношение внутреннего d_0 и наружного d диаметров вала. Для сплошного вала $\alpha = 0$.

Крутящий момент можно выразить через перепад давления P и рабочий объем V гидродвигателя:

$$M = \frac{PV}{2\pi} \eta_{гм} \quad (8.3)$$

Условие статической прочности при совместном сжатии и кручении по третьей теории прочности имеет вид

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_t / K_{ст} \quad (8.4)$$

где $\sigma_{экр}$ – эквивалентные напряжения; σ_t – предел текучести материала гибкого вала; $K_{ст}$ – коэффициент запаса статической прочности, в расчетах принимают $K_{ст} = 1,5$.

Поскольку нормальные и касательные напряжения достигают максимальных значений в тормозном режиме ВЗД, расчет на статическую прочность следует вести для этого режима нагружения.

Если характеристики двигателя неизвестны, то принимают

$$P_T = 2P; \quad M_T = 2M,$$

где P , M – соответственно перепад давления и момент в рабочем режиме.

При прочих равных условиях (P , σ_r , D_k – idem) с ростом числа заходов РО требуемый исходя из статической прочности (8.4) диаметр ГВ увеличивается.

Расчет на выносливость

Необходимость расчета ГВ на выносливость (усталостную прочность) обусловлена переменным (циклическим) характером сжимающих и изгибающих напряжений. Поскольку в каждом сечении ГВ за один оборот выходного вала совершается z_1 циклов переменных напряжений, выносливость ГВ, при прочих равных условиях, зависит от кинематического отношения РО.

Переменность сжимающих напряжений в теле ГВ при постоянстве осевых нагрузок в РО связана с их внецентренным приложением [46].

Переменность изгибающих напряжений при постоянстве изгибающих моментов в каждом сечении ГВ обусловлена непрерывным при вращении вала переходом его волокон из сжатого (см. рис. 8.4, положение θ) в растянутое (см. рис. 8.4, положения a и δ) состояние.

Для установления параметров циклов переменных напряжений рассмотрим схему одновинтовой гидромашины (рис. 8.6), один конец гибкого вала (0) которой закреплен в опоре, а второй (А) соединен с ротором. Проекцию упругой линии ГВ с достаточной точностью можно описать гармоническим уравнением [46]. В системе координат xy с началом в опорной точке 0

$$y = \frac{e}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi x}{l} \right). \quad (8.5)$$

В строгом виде напряженное состояние ГВ и граничные условия заземления его концов зависят не только от эксцентриситета зацепления, но и от ориентации ротора. Угловое отклонение оси ротора вследствие перекашивающего момента – один из критериев работоспособности соединения.

Упругая линия (8.5) соответствует идеальному случаю гидромашин с параллельными осями ротора и выходного вала при отсутствии перерезывающих сил на концах ГВ.

Для уточненного расчета формы упругой линии ГВ можно воспользоваться методикой, изложенной в [65].

Рис. 8.6. Расчетная схема гибкого вала

Сжимающие напряжения. При рассмотрении переменных сжимающих напряжений считаем, что равнодействующая осевой силы приложена в центре сечения ротора (см. рис. 8.6). Тогда амплитуда напряжений цикла сжатия ГВ

$$\sigma_a^{сж} = F_{ГВ} a / W_u, \quad (8.6)$$

где a – внецентренность действия осевой силы в данной точке вала K (см. рис. 8.6),

$$a = e - y = \frac{e}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi x}{l} \right). \quad (8.7)$$

Амплитуда цикла сжатия изменяется по длине ГВ от 0 в точке соединения с ротором ($x = l$) до максимума $\sigma_a^{сж \max}$ в точке соединения с валом шпинделя ($x = 0$)

$$\sigma_a^{сж \max} = F_{ГВ} e / W_u. \quad (8.8)$$

Цикл напряжений сжатия – *асимметричный*, коэффициент асимметрии зависит от координаты сечения вала.

Среднее напряжение цикла

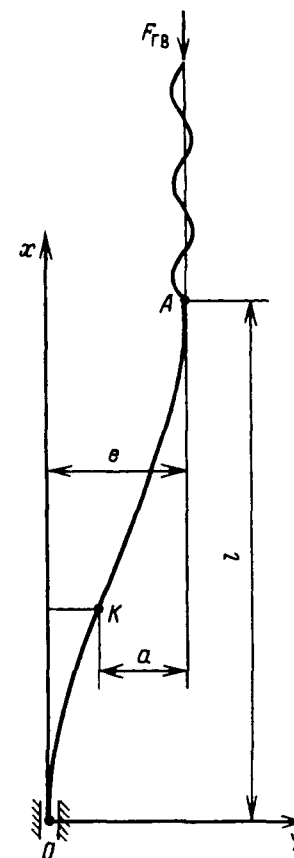
$$\sigma_m^{сж} = F_{ГВ} / S_{ГВ}. \quad (8.9)$$

Изгибающие напряжения. Изгибающий момент ГВ определяется формой его упругой линии (изогнутой оси вала)

$$M_u(x) = EI / \rho(x), \quad (8.10)$$

где I – осевой момент инерции сечения, $I = \frac{\pi d^4}{64} (1 - \alpha^4)$; E – модуль упругости материала вала; $\rho(x)$ – текущий радиус кривизны упругой линии [68],

$$\rho(x) = \frac{(1 + y'^2)^{3/2}}{y''}. \quad (8.11)$$



Изгибающее напряжение

$$\sigma(x) = M_u(x) / W_u. \quad (8.12)$$

После преобразований

$$\sigma(x) = \frac{2\pi^2 e l d \cos \frac{\pi x}{1}}{\left(4l^2 + \pi^2 e^2 \sin^2 \frac{\pi x}{1}\right)^{3/2}} E. \quad (8.13)$$

Необходимо подчеркнуть, что напряжение изгиба не зависит от конструкции ГВ (полый или сплошной) и определяется только его длиной и наружным диаметром.

Цикл изгибающих напряжений – *симметричный* (среднее напряжение $\sigma_m^u = 0$; амплитуда цикла $\sigma_a^u = \sigma(x)$).

Из (8.13) следует, что изгибающие напряжения (амплитуда цикла) также изменяются по длине вала от нуля в среднем сечении ($x = l/2$) до максимума $\sigma_{a \max}^u$ на концах вала ($x = 0$; $x = l$)

$$\sigma_{a \max}^u = \frac{\pi^2 e d}{4l^2} E. \quad (8.14)$$

При вращении вала частота и фаза циклов изгиба и внецентренного сжатия совпадают (см. рис. 8.4), таким образом суммарные переменные напряжения, возникающие в результате совместного действия сжатия и изгиба, определяются сложением соответствующих напряжений.

При расчете на выносливость опасным сечением ГВ является его конец, соединенный с валом шпинделя ($x = 0$), испытывающий наибольшие напряжения от внецентренного приложения осевой силы.

Среднее напряжение в опасном сечении

$$\sigma_m = F_{ГВ} / S_{ГВ}. \quad (8.15)$$

Амплитуда напряжения цикла

$$\sigma_a = \frac{F_{ГВ} e}{W_u} + \frac{\pi^2 e d}{4l^2} E. \quad (8.16)$$

Из полученных параметров цикла переменных напряжений ГВ следует, что:

среднее напряжение цикла пропорционально осевой силе в РО, обратно пропорционально квадрату диаметра вала и зависит от конструкции вала (α);

амплитуда переменных напряжений цикла пропорциональна эксцентриситету, растет с увеличением осевой силы, падает с увеличением длины ГВ и неявным образом зависит от его диаметра;

цикл переменных напряжений – *асимметричный*.

Особенностью расчета ГВ ВЗД, функционирующего в агрессивной среде бурового раствора, является необходимость учета коррозионного действия среды.

В общем случае коэффициент запаса усталостной прочности [113]

$$K_y = \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_a + \psi_d \sigma_m}, \quad (8.17)$$

где σ_{-1d} – предел выносливости детали (гибкого вала) с учетом коррозионного действия среды при симметричном цикле изгиба; ψ_d – коэффициент чувствительности материала детали к асимметрии цикла.

$$\sigma_{-1d} = \sigma_{-1} / K, \quad (8.18)$$

здесь K – коэффициент снижения предела выносливости, учитывающий влияние концентраций напряжений K_σ , масштабного фактора K_d , качества обработки поверхности, влияния поверхностного упрочнения K_v , коррозии K_k [113]:

$$K = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + \frac{1}{K_k} - 1 \right) \frac{1}{K_v}. \quad (8.19)$$

В связи со сложностью определения коэффициента чувствительности ψ_d в инженерно-технических методиках расчет на усталостную прочность чаще всего ведется на основе известного приближенного (при спрямленной диаграмме предельных напряжений [113, 45]) выражения для запаса прочности элемента, находящегося под действием как переменных, так и постоянных напряжений при регулярном нагружении

$$K_y = \frac{\sigma_{-1d} - \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_b} \sigma_m^{сж}}{\sigma_a + \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_b} \sigma_m^u}, \quad (8.20)$$

где σ_b – предел прочности материала детали.

Таким образом, для расчета на выносливость по приближенной формуле (8.20) достаточно знать предел выносливости σ_{-1d} и предел прочности материала σ_b детали.

Для гибкого вала ВЗД $\sigma_m^u = 0$ и выражение (8.20) упрощается до вида

$$K_y = \frac{\sigma_{-1d} - \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_b} \sigma_m}{\sigma_a} \quad (8.20a)$$

Обычно при расчетах на циклическую прочность под σ_m понимают средние эквивалентные напряжения, включающие касательные напряжения кручения

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4\tau^2} \quad (8.21)$$

Сложность практических расчетов связана с определением *ограниченного предела выносливости* σ_{-1d} , зависящего от числа циклов нагружения N и коррозионных свойств среды (кривая Веллера не имеет горизонтального участка в отличие от нагружения образцов на воздухе). Отсутствие опытных зависимостей коэффициента влияния коррозионной среды K_k от σ_b и N затрудняет проведение точных расчетов.

В связи с этим при ориентировочных расчетах выносливости гибкого вала можно использовать следующую *упрощенную методику*.

Введя известное отношение между пределом выносливости гладкого лабораторного образца при симметричном цикле изгиба в коррозионной среде (σ_{-1k}) и пределом прочности σ_b

$$c_\sigma = \sigma_{-1k} / \sigma_b < 1, \quad (8.22)$$

получим общие выражения необходимого предела прочности материала ГВ, обеспечивающего его выносливость при заданном числе циклов нагружения N

$$\sigma_b = \frac{K_y K^*}{c_\sigma} \sigma_a + \sigma_m, \quad (8.23)$$

где $K^* = \sigma_{-1k} / \sigma_{-1d}$.

Коэффициент c_σ зависит от материала ГВ и свойств среды.

В некоррозионной среде c_σ есть величина постоянная, не зависящая от числа циклов нагружения. Для сталей $c_\sigma = 0,4 \div 0,5$.

В коррозионной среде, когда σ_{-1k} представляет собой ограниченный предел выносливости материала, зависящий от числа циклов нагружения, c_σ непостоянен при изменении N . На основе результатов испытаний образцов стальных насосных штанг (элемента, подобного ГВ) в коррозионной среде (воде и нефти) при $N = 10^6$ и 10^7 коэффициент c_σ при различных N принимает следующие значения [58]:

$N \dots\dots\dots$	10^6	10^7	10^8	10^9
$c_\sigma \dots\dots\dots$	0,26	0,23	0,20	0,17

Зависимость c_σ от N можно описать выражением

$$C_\sigma = 0,26 - 0,03(\lg N - 6). \quad (8.24)$$

Для ГВ одновинтовых гидромашин, кратность циклов переменных напряжений которого равна z_1 (см. рис. 8.4), число циклов нагружения при частоте вращения ротора n за время эксплуатации h

$$N = z_1 n h. \quad (8.25)$$

Если n измеряется в об/мин, а h — в часах, то

$$N = 60 z_1 n h. \quad (8.25a)$$

В многозаходном ВЗД с кинематическим отношением $i = 9 : 10$ при частоте вращения $n = 150$ об/мин за 200 ч эксплуатации гибкий вал совершает $N = 18 \cdot 10^6$ циклов нагружения.

Коэффициент K^* в первом приближении можно принять постоянной величиной, не зависящей от базы испытаний N .

Принимая в (8.23) $K^* = 1$; $K_y = 1,5$, получаем приближенные условия циклической прочности ГВ:

в некоррозионной среде

$$\sigma_b \geq 3\sigma_a + \sigma_m; \quad (8.26)$$

в коррозионной среде

$$\sigma_b \geq \frac{1,5\sigma_a}{c_\sigma} + \sigma_m. \quad (8.27)$$

Расчет на выносливость следует вести для рабочего режима гидродвигателя (режима максимальной мощности).

Для информации в табл. 8.2 представлены прочностные характеристики распространенных конструкционных сталей и режимы термообработки для их достижения.

При заданном ресурсе h ГВ требуемый предел прочности материала вала можно снизить за счет рационального сочетания между постоянным σ_m и переменными σ_a напряжениями цикла. Такая задача решается оптимизацией геометрических параметров ГВ.

При оптимизации геометрии ГВ ВЗД с заданными РО условие циклической прочности (8.23) целесообразно представить в безразмерном виде, приняв в качестве базовых параметров перепад давления и эксцентриситет зацепления:

$$\frac{\sigma_b}{P} \geq f(\bar{d}, \bar{l}, h), \quad (8.28)$$

где $\bar{d} = d/e$; $\bar{l} = l/e$ — коэффициенты геометрического подобия вала.

Таблица 8.2

Механические свойства некоторых конструкционных сталей,
рекомендуемых для гибких валов по ГОСТ 4543-71

Сталь марки	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Режим термообработки, °С	
			Закалка	Отпуск
40X	1000	800	860 масло	500 вода
40XH	1000	800	820 масло	500 вода
40XH2MA	1100	950	850 масло	620 масло
18X2H4MA	1150	850	950 масло	200 масло
30XГСН2А	1650	1400	900 масло	260 масло
(30XГСНА)				
20H2M*	900	700	860 масло	180 воздух
15H2M*	850	650	860 масло	180 воздух
40X13	780	500	1000 масло	500 воздух

*Стали, используемые для насосных штанг.

Из выражения (8.28) следует, что для заданного ресурса требуемый относительный предел прочности материала гибкого вала σ_B/P определяется двумя безразмерными параметрами \bar{d} , \bar{l} .

Представляет практический интерес и другая постановка задачи оптимизации размеров вала, а именно, нахождение оптимального сочетания между \bar{d} и \bar{l} , обеспечивающего при заданных свойствах материала вала (σ_B), эксцентриситете e , перепаде давления P и ресурсе h минимальную для соблюдения циклической прочности длину ГВ. Актуальность такой задачи вызвана двумя причинами: ограниченностью конструктивных возможностей увеличения линейных габаритов гидромашин и опасностью потери устойчивости вала при его нерациональном удлинении.

Решение данной задачи сводится к нахождению и анализу зависимости $\bar{l} = f(\bar{d})$. Выражение требуемой безразмерной длины ГВ можно получить из (8.23) и (8.16):

$$\bar{l} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{\bar{d} E}{\frac{c_{\sigma}}{K_y K} (\sigma_B - \sigma_m) - \sigma_a^{сж}}} \quad (8.29)$$

Численный анализ выражения (8.29) показывает, что существует оптимальное значение \bar{d} , при котором требуемая длина ГВ достигает минимума (рис. 8.7). Кривая $\bar{l} - \bar{d}$ является графическим отображением условия циклической прочности ГВ данной гидромашин при заданных σ_B и числе циклов: каждому диаметру вала соответствует определенная минимально допустимая длина.

Сравнение зависимостей циклической прочности ГВ для различных σ_B и сред эксплуатации (см. рис. 8.7) показывает, что в коррозионной среде требуемая длина вала значительно увеличивается, а оптимальный диаметр d смещается в сторону больших значений.

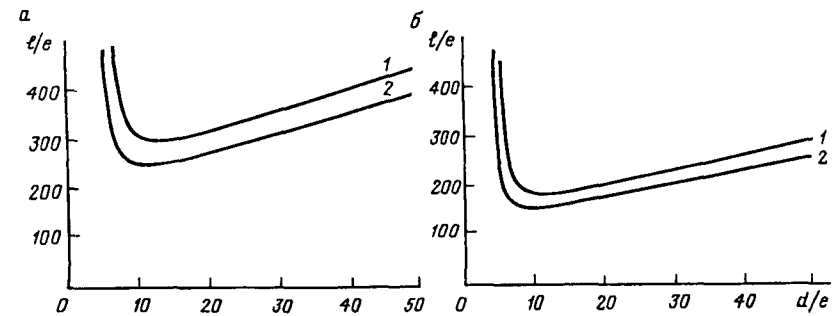


Рис. 8.7. Взаимосвязь безразмерных параметров гибкого вала, обеспечивающая циклическую прочность при использовании сталей различных марок ($i = 9,10$; $e = 4,9$; $c_T = 6,5$; $n = 150$ об/мин; $P = 5$ МПа; $h = 200$ ч; $K_y = 1,5$): 1 – 20H2M; 2 – 18X2H2MA; а – коррозионная среда; б – некоррозионная среда

Предел прочности материала ГВ также существенно влияет на его оптимальные размеры, причем эта тенденция сохраняется как для коррозионной, так и для некоррозионной среды. Таким образом, пренебрежение влиянием свойств среды при расчетах ГВ на выносливость может сказаться на точности выбора размеров вала и его работоспособности.

На стадии проектирования вопросы оптимизации размеров вала должны рассматриваться параллельно с задачами оптимизации формы РО с учетом имеющегося сортамента материалов ГВ и возможности их необходимой термообработки.

Расчет на устойчивость

Устойчивость вращающегося ГВ одновинтовой гидромашин зависит от ряда одновременно действующих факторов. При этом в отличие от статической и циклической прочности устойчивость зависит не только от силовых факторов, изгибающих и крутящих моментов, но также и от массы (плотности ρ_n) гибкого вала, угла наклона корпуса (зенитного угла) ϕ , центробежных (инерционных) сил и условий заделки его концов. В связи с этим в общем случае ГВ может потерять устойчивость как при сжатом, так и при растянутом состоянии.

Расчет ГВ на устойчивость подобен классической задаче Эйлера об устойчивости (продольном изгибе) стержня. Особенностью расчета является несоосность концов вала и нестандартность граничных условий, а именно: распределенность опорной реакции одного из концов вала, соединенного с ротором.

Концы ГВ – опертые, причем один из них, связанный с выходным валом, закреплен в подшипнике, а другой – совершает планетарное движение по орбите радиуса e , нарушаемое к тому же непостоянством ориентации ротора из-за его перекоса в эластичной обойме статора, являющейся второй опорой гибкого вала.

Устойчивость равновесия ГВ, при котором сохраняется форма его упругой оси, зависит от сочетания следующих основных параметров:

геометрических (кинематического отношения i , контурного диаметра D_k и эксцентриситета e РО; длины l и диаметра d торсиона);

эксплуатационных (угловой скорости ω и осевой силы $F_{ГВ}$);

конструкционных (плотности ρ_m и модуля упругости E материала вала).

При этом согласно теории размерности устойчивость ГВ определяется сочетанием пяти безразмерных параметров:

$$\Pi_{ГВ} = \frac{\rho_m \omega l^4}{F_{ГВ}}; \quad \frac{l}{d}; \quad \frac{d}{e}; \quad \frac{D_k}{e}; \quad \frac{Ed^2}{F_{ГВ}}. \quad (8.30)$$

Безразмерный комплекс $\Pi_{ГВ}$ и коэффициент l/d являются основными *критериями устойчивости*. Критериальная зависимость $\Pi_{ГВ} = f(l/d)$, построенная теоретически или опытным путем, определяет зону устойчивости ГВ.

Теоретические исследования устойчивости гибких валов ВЗД [65], основанные на дифференциальном уравнении формы их упругих осей с учетом фактических граничных условий и нагрузок, позволили определить области устойчивой работы торсиона и критические сочетания его длины и диаметра для различных типоразмеров ВЗД, используемых в бурении.

ГВ может потерять продольную устойчивость как в тормозном режиме (при максимальной осевой силе), так и в номинальном режиме (при совместном действии осевой и центробежной сил).

При ориентировочных расчетах для оценки устойчивости можно воспользоваться формулой Эйлера и определить критическую осевую силу

$$F_{кр} = \pi^2 EI / l^2. \quad (8.31)$$

Для двигателя Д2-195 с ГВ длиной 2 м и диаметром 50 и 60 мм критическая осевая сила соответственно составляет 151 и 314 кН.

Кроме расчета на прочность и устойчивость при выборе размеров ГВ необходимо обеспечить приемлемый уровень нагрузок, действующих со стороны ГВ на другие детали двигателя. Например, торсион малой длины и большого диаметра будет обладать устойчивостью и запасом прочности, но в то же время вследствие повышенной жесткости на изгиб будет оказывать сильное отрицательное воздействие на работу ВЗД. Нагрузки, действующие со стороны ГВ, характеризуются изгибающим моментом M_u и перерезывающей силой $R_{ГВ} = dM_u/dx$ на концах ГВ. Для создания наиболее благоприятных условий работы ВЗД выбранные размеры вала должны обеспечивать минимальные значения этих нагрузок [65].

8.3. РАСЧЕТ ОСЕВОЙ ОПОРЫ

Эффективность применения ВЗД во многих случаях определяется работоспособностью шпинделя и, в частности, его осевой опоры.

Расчет многорядных (шаровых или резинометаллических) осевых подшипников шпинделя проводится с целью выбора:

размеров деталей одного ряда;

числа рядов;

моментов свинчивания вращающихся и неподвижных деталей.

Рассмотрим методику ориентировочного расчета многорядной осевой опоры ВЗД. Проектирование подшипника на основе оценки его грузоподъемности проведем с использованием экспериментальных и аналитических данных из общего машиностроения и буровой техники [96].

Осевая нагрузка F_0 , воспринимаемая n -рядным подшипником, неравномерно распределяется по рядам. Максимальная нагрузка на один ряд

$$N_{\max} = N_{ср} \Omega, \quad (8.32)$$

где $N_{ср}$ – средняя нагрузка на один ряд,

$$N_{ср} = F_0 / n; \quad (8.33)$$

Ω – коэффициент неравномерности распределения нагрузки.

Неравномерность распределения нагрузки по рядам в общем случае зависит от сочетания следующих факторов:

типоразмера и числа рядов опоры (естественная неравномерность, обусловленная принципом действия опоры и присущая подшипнику даже с идеально точно изготовленными и закрепленными сопряженными элементами);

точности изготовления и сборки (закрепления) внутреннего и наружного пакетов (дополнительная неравномерность);

временем эксплуатации, за которое перегруженные первоначально ряды имеют повышенную выработку (выравнивание нагрузки по рядам во время приработки, зависящее от свойств бурового раствора и материала рабочих колец).

На практике неравномерность распределения нагрузки может быть снижена путем регламентации и контроля моментов свинчивания внутреннего и наружного пакетов подшипника с целью обеспечения равенства деформации их предварительного сжатия [101].

Расчет на **статическую грузоподъемность** ведется для наиболее неблагоприятных условий, соответствующих периоду эксплуатации двигателя с неприработанной опорой.

В качестве расчетной осевой нагрузки F_0 принимается максимально усилие, воспринимаемое опорой ВЗД в заданных условиях бурения ($Q, G, M_{уд}$). Эта нагрузка может быть направлена как *вниз* и соответствовать холостому режиму двигателя, так и *вверх* и относится к рабочему режиму бурения с повышенной осевой нагрузкой на долото (рис. 8.8).

Режим, соответствующий максимальной нагрузке на опору, находится из анализа выражения осевых сил (5.72). Перепад давления и крутящий момент принимаются линейными функциями (см. § 6.3, 6.6): $P = P_x + k_p M$; $M = M_{уд} G$.

Осевая нагрузка на опору шпинделя в рабочем режиме

$$F_0 = F_x + \Delta P S^* - G, \quad (8.34)$$

где F_x — нагрузка на опору в холостом режиме (с учетом усилия от перепада давления в долоте), направленная сверху вниз; ΔP — прирост перепада давления в двигателе от крутящего момента, $\Delta P = k_p M$; S^* — эквивалентная площадь проекции контактных линий РО с учетом $F_{зап}$ (см. § 5.5).

Нагрузка на опору снизу будет превышать F_x при условии

$$G > \frac{2F_x}{1 - k_p M_{уд} S^*} > G^*. \quad (8.35)$$

Например, при бурении двигателем Д2-195 ($k_p = 0,7$ кПа/(Н·м); $S^* = 280$ см²) с расходом жидкости $Q = 30$ л/с ($P_x \approx 2$ МПа) нагрузка на опору в холостом режиме, если пренебречь усилиями от перепада давления в долоте и силой тяжести роторной группы, $F_x = P_x S^* = 56$ кН.

Для разных категорий пород ($M_{уд}$) ниже приведены значения G , при которых нагрузки на опору в холостом и рабочем режимах одинаковы по модулю ($F_0 = -F_x$):

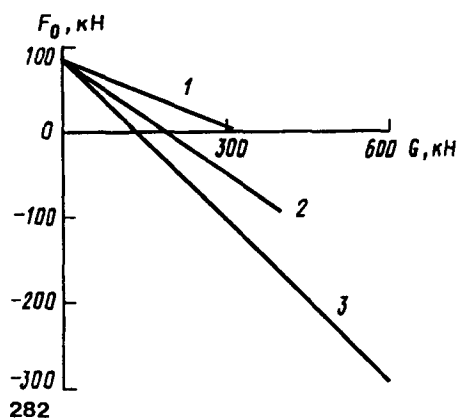


Рис. 8.8. График осевых нагрузок на опору ВЗД при бурении в породах различной твердости:
1 — $M_{уд} = 20$ Н·м/кН; 2 — $M_{уд} = 15$ Н·м/кН; 3 — $M_{уд} = 10$ Н·м/кН

$M_{уд}, \text{Н·м/кН}$	5	10	15
$F_0, \text{кН}$	-56	-56	-56
$G, \text{кН}$	124	139	159
$G^*, \text{кН}$	62	69,5	79,5

Нагрузка на долото, обеспечивающая разгрузку опоры (см. § 5.5),

$$G^* = \frac{F_x}{1 - k_p M_{уд} S^*}. \quad (8.36)$$

При прочих равных условиях (P_x, k_p — idem) “равновесная” нагрузка G^* ниже при бурении в менее моментоемких твердых породах (см. рис. 8.8), поскольку в этом случае незначительный прирост перепада давления ΔP требует минимальной компенсации.

При определении нагрузок на опору двигателя для наклонно направленного бурения учитывается влияние отклоняющей силы (см. § 6.7).

Статическая прочность опоры соблюдается при условии

$$N_{\max} \leq [N] = N_{\text{пр}} / k_{\text{ст}}, \quad (8.37)$$

где $k_{\text{ст}}$ — коэффициент запаса статической прочности; $[N]$, $N_{\text{пр}}$ — соответственно допускаемая и предельная статическая нагрузка на один ряд опоры.

Размеры ряда опоры выбираются в зависимости от наружного диаметра двигателя (см. табл. 3.2, 3.3).

Численные значения Ω и $N_{\text{пр}}$ зависят от типоразмера осевой опоры.

Шаровая опора. Теоретические исследования распределения нагрузки в 10-рядной упорно-радиальной опоре качения [96] показали, что коэффициент неравномерности в зависимости от точности изготовления и крепления подшипника изменяется в диапазоне от 3,2 (идеально точный подшипник без зазоров) до 5,6 (подшипник с зазором). При этом независимо от направления нагрузки наиболее нагруженным оказывается нижний (первый к долоту) ряд опоры, а для загрузки всех рядов необходимо приложить весьма значительное практически недостижимое осевое усилие.

Таким образом, при оценке статической грузоподъемности шаровой опоры в первом приближении можно принять $\Omega = 5$. Для уточнения расчетов необходимо провести специальные исследования с учетом особенностей нагружения ВЗД, в том числе влияния осевого усилия, передаваемого на корпус двигателя от действия гидравлических сил (см. § 5.5).

Предельная статическая нагрузка на один ряд опоры [96]

$$N_{\text{пр}} = k_o z d_{\text{ш}}^2, \text{ [кгс]} \quad (8.38)$$

где k_o — экспериментальный коэффициент, зависящий от типа подшипника; z — число шариков в ряду; $d_{\text{ш}}$ — диаметр шарика, мм (см. табл. 3.2).

Для упорно-радиальных подшипников

$$k_o = 1,25 \cos \beta,$$

где β — угол контакта, $\beta \approx 26^\circ$.

Условие прочности (8.37) с учетом выражения (8.38) можно записать относительно необходимого числа рядов

$$n \geq \frac{F_o \Omega k_{\text{ст}}}{k_o z d_{\text{ш}}^2}, \quad (8.39)$$

здесь F_o — в кгс, $d_{\text{ш}}$ — в мм.

Согласно (8.39) при заданной осевой нагрузке F_o необходимое число рядов уменьшается с ростом диаметра и числа шариков.

Например, для двигателя диаметром 195 мм ($z = 22$; $d_{\text{ш}} = 19,05$ мм) при осевой нагрузке на опору $F_o = 50$ кН и коэффициенте запаса $k_{\text{ст}} = 1,5$

$$n = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 5 \cdot 1,5}{1,25 \cos 26^\circ \cdot 22 \cdot 19,05^2} \approx 5.$$

Опора скольжения. В резинометаллической пяте нагрузка распределяется более равномерно, поэтому при расчетах можно принять $\Omega = 2$.

Несущая способность пяты определяется удельной нагрузкой (контактным напряжением) на одной ступени [96]

$$\bar{N} = N_{\text{max}} / S_o, \quad (8.40)$$

где S_o — площадь контактной (опорной) поверхности ступени (см. рис. 3.10 и табл. 3.3),

$$S_o = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) - z_k (d_1 - d_2) B.$$

Многолетний опыт эксплуатации забойных двигателей показал, что предельная удельная нагрузка резинометаллической пяты $\bar{N}_{\text{пр}} = 1,5$ МПа.

Необходимое число ступеней пяты

$$n \geq \frac{F_o \Omega k_{\text{ст}}}{S_o \bar{N}_{\text{пр}}}. \quad (8.41)$$

Расчет **динамической грузоподъемности** подшипника забойного гидродвигателя, работающего в условиях абразивной среды, по формулам, принятым в общем машиностроении, приводит к недопустимым погрешностям [96]. Поэтому при оценке ресурса опоры используются экспериментальные методы на основе стендовых испытаний и промысловых данных.

8.4. РАСЧЕТ СЕКЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Применение секционных ВЗД (см. § 3.1) наиболее актуально для повышения нагрузочной способности двигателя при бурении моментоемким породоразрушающим инструментом, когда использование односекционной схемы не обеспечивает заданные характеристики ВЗД. В этом случае, если известны геометрические параметры и крутящий момент M двигателя, необходимое число секций РО при условии равномерного распределения перепада давления между ними и постоянства к.п.д. ВЗД, расчет ведется следующим образом.

1. Общий перепад давления в двигателе

$$P = \frac{2\pi M}{V \eta_{\text{гм}}}.$$

2. Число шагов монолитных РО

$$k = \frac{1}{z_1} \left(\frac{P}{[P_k]} + z_2 \right).$$

3. Требуемая длина монолитных РО

$$L = kT.$$

4. Число секций РО

$$k_c = L / [L],$$

где k_c округляется до целого числа (1, 2, 3 ...).

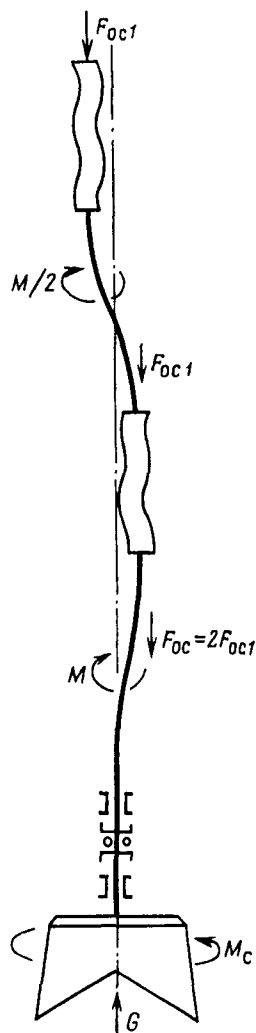


Рис. 8.9. Схема секционного ВЗД

5. Перепад давления в секции

$$P^* = P / k_c.$$

6. Число шагов РО в секции

$$k^* = L^* / T,$$

где L^* — длина РО секции.

Максимально возможная длина секции $L^* = [L]$.

7. Межвитковый перепад давления в РО секционного ВЗД

$$P_k^* = \frac{P^*}{(k^* - 1) z_1 + 1}.$$

Поскольку секционирование РО не обеспечивает их общую монолитность¹ и в стыке между секциями распределение потока жидкости нарушается, то $P_k^* \neq P_k$.

В случае, если найденное значение P_k^* более чем на 20 % превышает $[P_k]$, число секций необходимо увеличить.

Ответственным этапом при проектировании секционного ВЗД является расчет узлов соединений (шарниров или гибких валов).

Кинематика и условия нагружения верхнего и нижнего соединений существенно отличаются (рис. 8.9).

Соединение ротор — вал шпинделя (оси которых смещены на расстояние эксцентриситета e) воспринимает полный крутящий момент M и осевую силу от всех секций РО.

Соединение двух роторов воспринимает крутящий момент и

¹ За исключением схемы с модульными РО.

осевую силу только от расположенных выше секций (в случае двухсекционного двигателя — от одной верхней секции). При неориентированной сборке смещение осей роторов (верхнего и нижнего сечений гибкого вала) — случайная величина, зависящая от натягов и моментов свинчивания резьбовых соединений, а также фактических отклонений от номинальных линейных размеров деталей. Смещение осей может изменяться от 0 (идеальный случай) до $2e$ (когда роторы устанавливаются в “противофазе”). При расчетах верхнего гибкого вала на прочность принимаются неблагоприятные условия (смещение, равное $2e$), соответствующие максимальным изгибающим напряжениям.

Таким образом, при секционировании РО нижний гибкий вал испытывает максимальные напряжения от силовых факторов, а верхний — максимальные изгибающие напряжения. При прочих равных условиях (одинаковые размеры и материалы валов) циклическая прочность гибких валов секционного двигателя отличается, причем в зависимости от условий эксплуатации и сборки большим ресурсом может обладать как верхний, так и нижний вал.

В реальных условиях доминирующими оказываются силовые факторы и долговечность машины определяется стойкостью соединения ротора со шпинделем.

8.5. РАСЧЕТ ТУРБОВИНТОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Приведенная ниже методика расчета ТВД, основные конструктивные схемы и особенности применения которых приведены в § 2.6, может быть использована:

для построения характеристик ТВД по заданным характеристикам турбины и винтового двигателя;

при оптимизации характеристик ТВД с целью достижения максимального к.п.д. агрегата [70].

При рассмотрении первой задачи, когда заданы конструктивная схема ТВД, тип осевой опоры шпиндельной секции, а также механические $M - n$ и гидромеханические $P - n$ характеристики турбинных и винтовых (героторных) рабочих органов при данном расходе Q характеристики ТВД могут быть получены как экспериментально (стендовые испытания), так и расчетным путем.

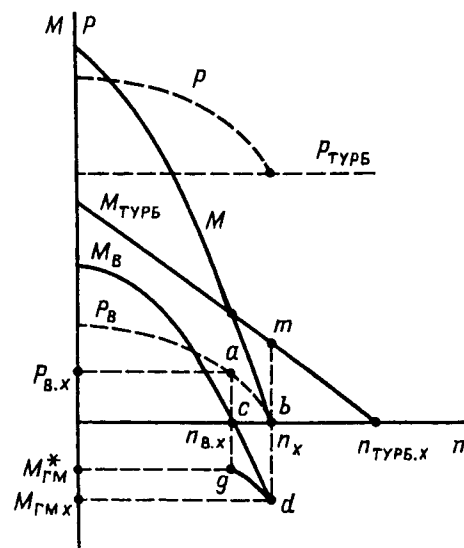


Рис. 8.10. К построению характеристик ТВД

Так как в ТВД поток промывочной жидкости последовательно проходит турбинную и винтовую секции, в любом режиме работы агрегата происходит сложение (с учетом их знаков) крутящих моментов и перепадов давлений турбины (индекс "турб") и винтовой пары (индекс "в") при их одинаковой частоте вращения.

Практический интерес представляет случай, когда частота вращения холостого хода турбины $n_{турб.х}$ значительно превышает холостую частоту вращения ВЗД $n_{в.х}$ (рис. 8.10). Основная сложность расчета — определение холостой частоты вращения ТВД, расположенной между $n_{в.х}$ и $n_{турб.х}$ и смещенной в сторону $n_{в.х}$.

При вычислении n_x на основании опыта эксплуатации и исследования рабочих характеристик ТВД [69] и одновинтовых машин в целом [94] можно принять допущения:

потери на трение в осевой шаровой опоре пренебрежимо малы;

в режиме холостого хода агрегата (см. рис. 8.10, $n = n_x$), когда частота вращения ротора объемного двигателя больше теоретической $n = Q/V$ на заданном расходе жидкости, винтовая пара перестает функционировать как объемная гидромашина. Перепад давления в ней снижается до нуля (ВЗД не создает крутящего момента), а момент сил гидромеханического сопро-

тивления $M_{гм}$ (направленный против вращения и имеющий знак "минус") при трении ротора в статоре и течении жидкости в винтовых каналах РО преодолевается крутящим моментом турбины:

$$n = n_x; P_v = 0; M_{турб} = M_{гм.х};$$

момент гидромеханических потерь винтовой пары (см. § 6.4) зависит от частоты вращения ротора. Для расчета справедлива квадратичная зависимость

$$M_{гм} = Cn^2, \quad (8.42)$$

где C — постоянная винтовой пары.

Расчет ТВД при данных допущениях ведется в следующей последовательности:

1. Максимальный момент гидромеханических потерь, соответствующий частоте вращения n_x , определяется по составляющей гидромеханических потерь $M_{гм}^*$ в режиме холостого хода ВЗД, когда перепад давления в винтовой паре полностью идет на их покрытие:

$$M_{гм}^* = P_{в.х} V / 2\pi. \quad (8.43)$$

Тогда при некоторой частоте вращения агрегата n

$$M_{гм} = M_{гм}^* (n / n_{в.х})^2. \quad (8.44)$$

Кривая gd (см. рис. 8.10) представляет расчетную линию момента гидромеханических потерь винтовой пары.

2. Частота холостого хода ТВД, при которой момент турбины $M_{турб}$ (см. рис. 8.10, точка m) целиком затрачивается на преодоление момента гидромеханических потерь в винтовой паре, $M_{гм.х}$, определяется путем несложного численного перебора (ручного или на компьютере), графическим условием расчета является равенство $mb = bd$.

3. Кривую давления ВЗД $P_v - n$ доводим плавной линией до точки n_x , кривая ab (см. рис. 8.10) выражает перепад давления в винтовой паре при частоте вращения ротора больше теоретической.

4. Линию крутящего момента ВЗД в отрицательной области cd ($n > n_{в.х}$) строим по формуле

$$M_v = \frac{P_v V}{2\pi} - M_{гм}. \quad (8.45)$$

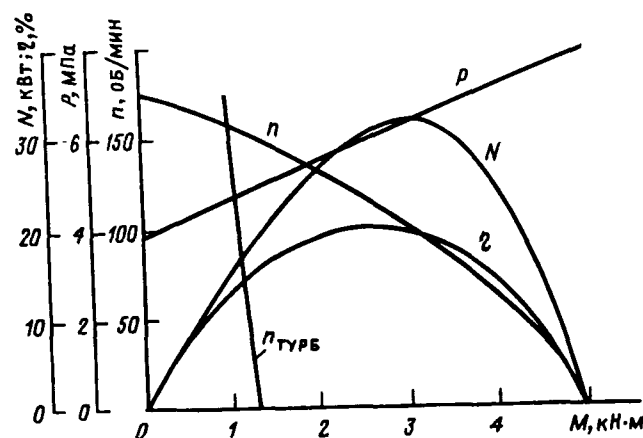


Рис. 8.11. Стендовые характеристики ТВД

В результате получаем характеристики винтовой пары $P_v - n$ и $M_v - n$ на всем интервале частоты вращения ТВД.

5. Выходные характеристики ТВД строим суммированием крутящих моментов и перепадов давления турбины и винтовой пары на всем интервале частоты вращения агрегата (от 0 до n_x):

$$M = M_{\text{турб}} + M_v;$$

$$P = P_{\text{турб}} + P_v. \quad (8.46)$$

6. По характеристикам $M-n$; $P-n$ определяем максимальную мощность и к.п.д. агрегата, а также частоту вращения и крутящий момент ТВД, соответствующие этим режимам.

В качестве примера на рис. 8.11 представлены реальные стендовые характеристики ТВД с винтовой парой, размещенной над турбинной секцией. В состав ТВД входит винтовая пара от ВЗД диаметром 172 мм, 123 ступени турбин 28/16 и шпиндель с шаровой осевой опорой.

8.6. РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ С РАЗДЕЛЕННЫМ ПОТОКОМ ЖИДКОСТИ

Простейший и наиболее распространенный ВЗД с разделенным потоком жидкости (см. § 2.5) содержит полый ротор (рис. 8.12), внутри которого устанавливается насадка (дроссель) с известным гидравлическим сопротивлением.

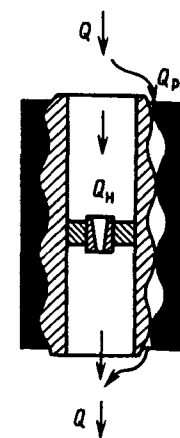


Рис. 8.12. Схема ротора с насадкой

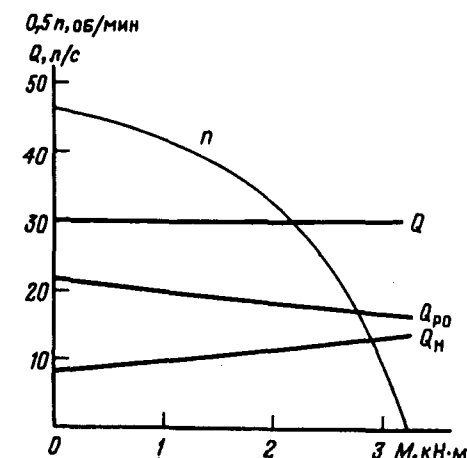


Рис. 8.13. Баланс расходов в двигателе с разделенным потоком жидкости ($V = 14$ л; диаметр насадки 15 мм)

Методика расчета ВЗД с разделенным потоком основывается на системе уравнений расходов и давления в каналах РО и насадке ротора (индекс "н"):

$$\left. \begin{aligned} Q &= Q_{\text{ро}} + Q_n \\ P &= P_{\text{ро}} = P_n \end{aligned} \right\} \quad (8.47)$$

где Q , P — соответственно расход и перепад давления в гидродвигателе.

Перепад давления в каналах РО и насадке ротора при соответствующих расходах жидкости можно выразить следующим образом (§ 6.3)¹:

$$P_{\text{ро}} = P_x + k_p M^{\beta} = \xi_x \rho Q_{\text{ро}} + k_p M^{\beta}; \quad (8.48)$$

$$P_n = \frac{\rho}{2\mu^2 f^2} Q_n^2, \quad (8.49)$$

где f , μ — соответственно площадь проходного сечения и коэффициент расхода насадки.

Для коноидальной насадки $\mu = 0,97$.

Коэффициенты характеристик ξ_x , k_p , β определяются по результатам стендовых испытаний (см. § 6.5).

Приравнявая выражения перепадов давления (8.48), (8.49) и учитывая баланс расходов, получаем зависимость расхода жид-

¹При вычислении P_n влияние вращения ротора не учитывается.

ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВЗД В БУРЕНИИ

9.1. ОБЩИЕ ИТОГИ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

Широкое применение ВЗД в отечественной практике бурения нефтяных скважин началось в середине 70-х годов, после освоения серийного производства двигателей. Наибольший опыт накоплен при бурении долотами диаметром 215,9 мм с использованием ВЗД с наружным диаметром 172 и 195 мм (табл. 9.1).

В отработку конструкции и технологии бурения с использованием ВЗД большой творческий вклад внесли коллективы буровых предприятий страны, в частности Альметьевского УБР объединения Татнефть (Бикчурин Т.Н., Козлов Ф.А. и др.), объединения Башнефть, треста Оренбурггаз ОАО "Газпром" и др.

По состоянию на начало 1998 г. ВЗД выполнено свыше 350 000 рейсов шарошечными и алмазными долотами в интервале глубин от 100 до 5560 м и пробурено более 26 млн. м горных пород.

Таблица 9.1

Показатель	Годы				
	1976-1980	1981-1985	1986-1990	1991-1995*	1996-1997*
Объем бурения ВЗД, млн. м	0,4	5,3	12,6	6,5	1,75
Удельный вес в проходке нефтегазовых скважин, %	0,6	4,2	6,6	6,9	10,0

*Данные по России, без учета бурения в других странах СНГ.

Кроме того, ВЗД выполнено 40 рейсов в уникальной Кольской сверхглубокой скважине СГ-3 в интервале глубин 4332-9040 м, а также около 100 рейсов в странах Восточной Европы и Юго-Восточной Азии.

Наибольшее распространение двигатели получили в районе Урало-Поволжья, где в течение последних 20 лет они эксплуатируются в интервале глубин 700-1800 м [89].

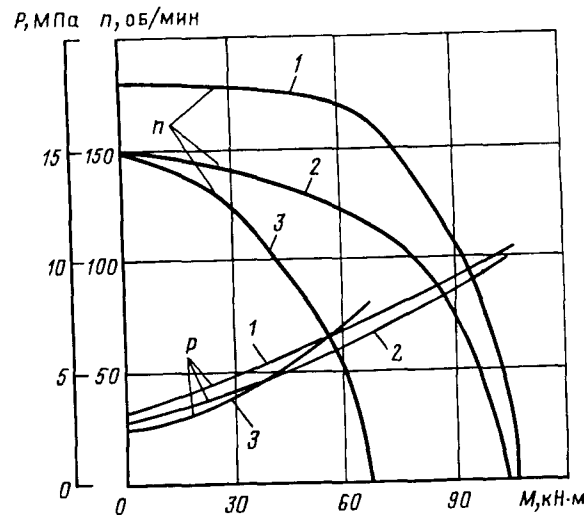


Рис. 8.14. Характеристики двигателя Д-240 с разделенным потоком жидкости ($Q = 52$ л/с):
1 - с заглушенным ротором; 2 - с насадкой диаметром 11,3 мм; 3 - то же, 15,5 мм

кости через насадку от общего расхода Q , крутящего момента M гидродвигателя и диаметра отверстия насадки (f):

$$Q_n = \frac{\sqrt{\xi_x^2 + 4a(\xi_x Q + k_p M^3 / \rho)} - \xi_x}{2a}, \quad (8.50)$$

где $a = \frac{1}{2\mu^2 f^2}$.

Минимальный расход через насадку наблюдается в холостом режиме ВЗД, максимальный - при заторможенном роторе ($M = M_T$).

На рис. 8.13 приведены зависимости расходов жидкости в насадке и каналах РО от крутящего момента ВЗД, на рис. 8.14 - стендовая характеристика двигателя с разделенным потоком жидкости Д-240.

По данным ВНИИОЭНГ, в 1997 г. удельный вес бурения (в %) ВЗД в общей проходке составил на предприятиях: ЛУ-Койл-бурение Пермь – 43; Удмуртнефть – 42; Татнефть – 28; Башнефть – 25,7; Нижневолжскнефть – 23,2; Нижневолжскнефть – 23,2; Самаранефтегаз – 21,0.

В Западной и Восточной Сибири объем бурения (в %) ВЗД (в интервалах глубин ниже 2300–2500 м) постоянно растет и в 1997 г. составил на предприятиях: Юганскнефтегаза – 18, “СИ-ДАНКО” – 17,2, Сургутнефтегаза – 12,2, Нижневартовскнефтегаза – 7,2.

На буровых предприятиях ОАО “Газпром” ВЗД обеспечивает около 5 % общего объема проходки. [123]

При бурении с шарошечными долотами, особенно с долотами типов ГНУ и ГАУ, достигается существенное (в 1,5–2,5 раза) увеличение проходки на долото по сравнению с показателями серийных турбобуров при некотором снижении механической скорости проходки. Рейсовая скорость бурения винтовыми двигателями с глубины 1000 м и ниже в условиях Урало-Поволжья, а также в скважинах Западной Сибири с глубины 2500–3000 м превышает рейсовые скорости турбинного и роторного бурения.

Во многих регионах применение винтовых двигателей также обеспечило рост коммерческой скорости бурения по сравнению с показателями турбинного бурения.

В ходе многолетней промышленной эксплуатации был подтвержден ряд важных эксплуатационных преимуществ ВЗД:

оптимальные характеристики (низкие частоты вращения при высоком крутящем моменте), обеспечивающие эффективную отработку долот различного типа;

небольшой перепад давления, позволяющий использовать гидромониторные долота при существующем насосном парке;

возможность контроля за режимами бурения по давлению на стояке;

минимальные осевые габариты, позволяющие использовать ВЗД при бурении наклонно направленных и горизонтальных скважин по различным радиусам искривления;

простота монтажа и ремонта двигателей.

Опыт работы в различных регионах показал, что ВЗД может работать с использованием промывочных жидкостей любой плотности – от аэрированных растворов плотностью меньше 1 г/см³ до утяжеленных плотностью более 2 г/см³ и вязкостью до 90 с по СПВ-5.

Опыт эксплуатации и испытаний ВЗД определяют следующие перспективы его применения при бурении:

глубоких скважин, когда увеличение проходки на долото имеет существенное значение и обеспечивает экономический эффект;

наклонно направленных и горизонтальных скважин;

долотами с герметизированными маслonaполненными опорами;

с применением аэрированных промывочных жидкостей;

вторых стволов при авариях;

с отбором керна.

За рубежом роторное бурение является доминирующим в настоящее время как по объему бурения, так и по количеству построенных скважин. ВЗД, начиная от первого образца двигателя “Dyna-Drill”, преимущественно применяются при проводке наклонно направленных и горизонтальных скважин. Однако широкое распространение технологий направленного, горизонтального и многоствольного бурения существенно увеличивает удельный вес бурения забойными гидравлическими двигателями [166]. Об этом свидетельствуют многочисленные публикации в периодической печати и размах производства ВЗД многими компаниями в США, Канаде, Франции, Германии, Китае, Австрии. К концу 90-х годов общий объем бурения с использованием ВЗД в США составил около 15 %.

9.2. ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИИ БУРЕНИЯ

Технология бурения ВЗД имеет особенности по сравнению с бурением турбобурами [71, 76, 94, 123].

1. В зависимости от условий бурения при выборе типа породоразрушающего инструмента предпочтение следует отдавать шарошечным долотам типов ГАУ и ГНУ, долотам с поликристаллическими пластинами типа PDC, а также импортным “моторным” долотам. Тип вооружения долота выбирают в соответствии с твердостью и абразивностью проходимых пород.

2. При выборе рационального режима отработки долот учитывается повышенная жесткость характеристики $n - M$ (падение частоты вращения от режима холостого хода до режима максимальной мощности не более 15–20 %). Это позволяет в процессе бурения подбирать нагрузки на долото, обеспечивающие максимальную механическую скорость.

При эксплуатации ВЗД время механического бурения значительно увеличивается. Обычно момент подъема долота при бурении ВЗД определяется по падению механической скорости в

3–4 раза, в то время как в турбинном бурении – при падении скорости в 2–2,5 раза. Подъем инструмента при бурении ВЗД производится также при пульсации давления, вызванной износом опор долот.

3. Непроточная конструкция РО предопределяет определенные технические сложности эксплуатации ВЗД. Для устранения сифона бурового раствора при подъеме и обеспечении залива бурильной колонны при спуске в компоновку ВЗД включается переливной клапан. Перед каждой спуско-подъемной операцией рекомендуется проверять работоспособность клапана.

4. Для предотвращения зашламования двигателя, особенно при работе на воде, перед наращиванием инструмента, перед подъемом двигателя для замены долота необходимо осуществлять промывку скважины в призабойной зоне, а затем приподнять инструмент над забоем на 10–12 м и только после этого установить насос.

С целью борьбы с шламованием на практике в ряде случаев применяется КНБК: долото – двигатель – шламовая труба в бурильной трубе – обратный клапан, а переливной клапан устанавливается выше ВЗД на 6–8 м.

5. Существенное влияние на работоспособность двигателя оказывает натяг в паре ротор – статор.

По мере износа РО, особенно при использовании раствора с большим содержанием песка, натяг уменьшается, что приводит к разгерметизации РО и, как следствие, к снижению нагрузочной способности двигателя. Для предотвращения холостого рейса двигателя перед спуском инструмента рекомендуется опробовать двигатель на устье скважины и по перепаду давления определить фактический натяг в паре [17, 64, 94]. Для достоверного определения текущего состояния РО необходимо иметь на буровой достаточно точные средства измерения расхода жидкости (подачи насоса).

Для компенсации износа РО допускается увеличивать расход жидкости на 20 % от заданного, исходя из паспортных данных ВЗД и требований геолого-технического наряда.

6. При бурении ВЗД во избежание левого вращения инструмента под действием реактивного момента двигателя ведущую трубу с помощью клиньев фиксируют от проворачивания в столе ротора. Буровой инструмент необходимо подавать плавно, без рывков. Наилучших показателей бурения можно достичь при использовании регулятора подачи долота (см. § 9.5).

7. В отечественной практике бурение вертикальных скважин ВЗД в большинстве случаев ведется без постоянного вращения

бурильной колонны, а лишь с периодическим проворотом инструмента. За рубежом при бурении забойным двигателем производится постоянное вращение бурильной колонны. При этом достигается:

- повышение механической скорости бурения;
- улучшение качества очистки скважины от выбуренной породы;

- стабилизация траектории скважины без смены КНБК;
- доведение осевой нагрузки до породоразрушающего инструмента при больших отклонениях забоя.

Эксперименты, проведенные в Бузулукском УБР объединения «Оренбургнефть», продемонстрировали, что эффективность бурения с вращением может быть существенно повышена путем *частотной настройки* системы долото – гидродвигатель – бурильная колонна [82].

Оптимизация колебательных процессов (подавление резонансных явлений) достигается подбором таких частот вращения ВЗД n (изменяя подачу насоса) и бурильной колонны (ротора) n_p , при которых абсолютная частота вращения долота $n_a = n + n_p$ обеспечивает максимальные показатели отработки долот.

В ходе экспериментального бурения на глубине 1841–1910 м двигателем Д1-195 и долотом 215,9 ТЗ-ГНУР05 механическая и рейсовая скорости бурения в режиме частотной настройки системы увеличились соответственно в 2,7 и 2,2 раза. При расходе жидкости 32 л/с оптимальная частота вращения ротора составила 67 об/мин.

8. Конструкция ВЗД позволяет успешно применять техническую воду и различные типы буровых растворов:

- на водной основе (кальциевые, солевые, глинистые и др.);
- на нефтяной основе (с использованием сырой нефти, дизельного топлива, продуктов переработки);
- полимерные, обладающие низкой вязкостью и повышенной способностью к очистке от твердой фазы.

Кроме того, в качестве рабочего агента могут быть использованы воздух, газ и азрированные жидкости.

Многие зарубежные фирмы в своих сопроводительных инструкциях рекомендуют уделять особое внимание реологическим свойствам раствора. При бурении ВЗД регулярное и всестороннее исследование этих свойств имеет важное значение не только для успешного ведения бурения, но и для предотвращения износа двигателей [167].

Многолетний отечественный и зарубежный опыт использования ВЗД показывает, что:

содержание в растворе твердой фазы и песка оказывает существенное влияние на долговечность двигателя. Максимальное содержание не должно превышать 2 % по объему (предпочтительная концентрация менее 1 %);

при применении материалов для борьбы с поглощением бурового раствора необходимо следить за тем, чтобы добавление их в систему велось равномерно. Увеличение концентрации наполнителя может привести к заклиниванию двигателя или зашламованию каналов долота. На всасывающей линии буровых насосов рекомендуется устанавливать сетки для предотвращения попадания ветоши и металлических предметов;

при бурении на воде и глинистом растворе газ и воздух, содержащиеся в растворе, снижают эффективность работы двигателя, так как их присутствие приводит к уменьшению фактического расхода, подводимого к двигателю. Кроме этого, под действием гидростатического давления на забое газ, содержащийся в буровом растворе, проникает в эластомер статора, и после подъема двигателя из скважины может произойти расширение этого газа, которое приведет к повреждению эластомера. Если обычные методы удаления газа оказываются малоэффективными, то может потребоваться применение устройств для дегазации раствора. Следует также контролировать давление и температуру на входе насоса, последняя не должна превышать 65 °С;

в растворах на нефтяной основе содержание ароматических углеводородов, вызывающих набухание эластомера статора, должно быть минимальным;

при использовании в условиях высоких температур и давления буровых растворов на нефтяной основе с различными химическими реагентами и утяжелителями могут происходить серьезные повреждения эластичной обкладки статора.

Некоторые нефтяные эмульсии характеризуются низкой анилиновой точкой, что при забойных условиях может привести к нежелательным реакциям нефти и эластомера, способствуя набуханию эластичной обкладки статора и, как следствие, к ее повышенному износу и возможному повреждению. Например, при температуре на забое 80 °С можно применять раствор на нефтяной основе с анилиновой точкой не выше 75 °С.

9. Одним из существенных технологических преимуществ ВЗД является возможность использования в качестве рабочего агента воздуха и аэрированных жидкостей, что особенно эффективно при вскрытии поглощающих и продуктивных горизонтов [119, 168, 170, 174, 177].

При использовании воздуха и газожидкостных смесей ввиду их сжимаемости в колонне бурильных труб плотность и расход потока зависят от давления на входе забойного двигателя и изменяются при углублении забоя и нагружении долота. Поэтому двигатель более чувствителен к изменению нагрузки на долото и обладает пониженной нагрузочной способностью, в связи с чем рекомендуется использовать долота меньшей моментоемкости. Для снижения давления компрессора или силового агрегата рекомендуется применять долота без гидромониторных насадок.

При бурении на воздухе весьма ответственен момент пуска забойного двигателя.

Пуск ВЗД производится при небольшой нагрузке на долото. Ни в коем случае ввиду чрезвычайно большой частоты вращения не допускается работа ВЗД на холостом режиме. Также недопустимо резкое нагружение ВЗД из-за опасности поломки элементов конструкции (шарниры, муфты и др.). Для смазки и охлаждения поверхностей РО в воздух добавляются поверхностно-активные вещества, а также графит и нефть.

Расчет требуемого расхода воздуха Q_v (м³/мин) можно вести по методике фирмы "Halliburton" [174]:

$$Q_v = 2Q_{ж},$$

где $Q_{ж}$ – номинальный (паспортный) расход жидкости (л/с).

Применительно к отечественным двигателям, например ДГ-95 и ДГ-108, требуемый расход воздуха составляет соответственно 12–20 и 12–24 м³/мин, а давление компрессора 9–12 и 7–11 МПа.

9.3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

После многолетних испытаний и подконтрольной эксплуатации, показавших существенный рост проходки и рейсовой скорости, в настоящее время ВЗД применяются в массовом бурении во многих регионах страны как составляющий компонент комбинированного способа бурения [73, 74, 81, 83, 105, 116]. Так, например, в Татнефти исходя из обеспечения минимума стоимости 1 м проходки верхний интервал (до 600–700 м) бурят с использованием турбобуров ЗТСШ1-195, после чего до глубины 1600–1650 м используют ВЗД с наружным диаметром 172 или 195 мм. Последние 80–100 м скважины при прохождении продуктивного горизонта разбуривают роторным способом.

Подобная технология применяется и в других буровых организациях Урало-Поволжья [94].

Обобщающие сравнительные результаты бурения различными техническими средствами в указанных интервалах Урало-Поволжского региона приведены в табл. 9.2.

Таблица 9.2

Способ бурения	Механическая скорость, м/ч	Проходка на долото, м
Турбобур	30–36	100–120
ВЗД	18–20	170–190
Ротор	2–2,5	60–75

Данные приведены для бурения забойными двигателями на воде с применением отечественных долот диаметром 215,9 мм. Бурение роторным способом велось с использованием глинистого раствора.

При бурении ВЗД эффективным оказалось применение в КНБК наддолотных гидравлических демпферов (виброгасителей).

Так, при бурении скважин на Илькинской площади (Туймазинское УБР "Башнефть") и других районах использовалась следующая компоновка: долото (215,9ТКЗ-ГНУ или 215,9ТЗ-ГНУ), виброгаситель, двигатель Д1-195, УБТ 178 мм длиной 24 м, буровые трубы ТБПВ127×9. Бурение велось как на воде, так и на глинистом растворе.

Средняя проходка в интервалах 541–1103 м составила 297 м, а механическая скорость 12,8 м/ч. Эти показатели превышают среднестатистические (без виброгасителей) соответственно на 28 и 17 %.

Увеличение проходки на долото и межремонтного периода ВЗД объясняется уменьшением амплитуды колебания осевой нагрузки при несимметричном цикле нагружения долота, а рост механической скорости – приложением дополнительной осевой нагрузки за счет снижения ее динамической составляющей [137].

При использовании ВЗД в Западной Сибири установлено, что их эффективная работа обеспечивается при бурении интервалов на глубине более 1800–2000 м. Типичные показатели бурения ВЗД в скважинах Сургутского региона в интервале бурения 1700–2800 м приведены в табл. 9.3.

В зарубежной практике ВЗД с момента своего появления эффективно использовались в бурении с морских оснований. На морских установках ВЗД широко применяются как в верти-

кальном, так и в наклонно направленном бурении с использованием телеметрических систем (ТС). Еще в 80-х годах, делая свои первые шаги, фирма "Drilex" в Северном море, используя советские двигатели ДЗ-172 и долота "Stratorax" на глубинах 3500–4000 м, получила увеличение механической скорости в 2,5–4 раза по сравнению с роторным бурением [160, 165].

Таблица 9.3

Забойный двигатель	Проходка на долото, м	Механическая скорость, м/ч
Д-195	130–140	8–9
Турбобур А7ПЗ	60–70	12–13

Высокие показатели также были получены при проводке скважин на месторождении Булла-море (Каспийское море, Азербайджан) двигателями диаметром 172 мм на глубине 4028–4965 м. Плотность раствора составляла 1,9–2,7 г/см³, вязкость – 79–90 с по СПВ-5. Средняя проходка на долото диаметром 269 мм увеличилась в 1,6–2,3 раза по сравнению с турбинным бурением и оказалась на уровне роторного бурения [34].

Как показала отечественная и зарубежная практика, двигатели общего назначения являются эффективным техническим средством в компоновках для отбора керна, в том числе со снарядом "Недра".

В западной практике отработана технология бурения с отбором керна с использованием длинномерных снарядов, устанавливаемых под двигателем и обеспечивающих 98–100%-ный вынос керна протяженностью до 34 м [160].

Среди многочисленных примеров рекордных показателей эксплуатации отечественных ВЗД общего назначения отметим следующие.

1. На скважине "Бордань-2" (близ г. Сегеда, Венгрия) двигателем ДЗ-172 с долотом НР-12 фирмы "Reed" пробурено за одно долбление 536 м за 78,5 ч. Средняя механическая скорость в интервале 1747–2283 м составила 6,8 м/ч, нагрузка на долото 17 т, расход бурового раствора 32–36 л/с, частота вращения колонны 12 об/мин, давление на стояке 11,5–12 МПа [72, 158].

2. На Кольской сверхглубокой скважине СГ-3 двигателем ДЗ-172 были пробурены отдельные интервалы с отбором керна на глубинах до 9040 м. Температура в скважине достигала 130 °С. Для обеспечения прямолинейности ствола бурение велось с ограничением нагрузки до 5–10 кН. Скорость проходки колонковым долотом диаметром 214 мм в твердых породах составляла 1 м/ч [73].

9.4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ БУРЕНИЯ НАКЛОННО НАПРАВЛЕННЫХ И ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ СКВАЖИН

Широкомасштабное бурение наклонно направленных скважин обусловлено условиями разработки нефтяных и газовых месторождений Сибири и шельфа морей, а также экологическими соображениями. Наиболее распространенные технологии направленного бурения основаны на использовании установленных на конце буровой колонны забойных двигателей – отклонителей и опорно-центрирующих элементов.

Во всех нефтегазовых регионах страны отработана технология строительства наклонно направленных скважин различного профиля [109]. Интервалы набора кривизны выполняются с использованием забойных двигателей, как правило, турбинных отклонителей. В некоторых буровых предприятиях для этих целей применяются ВЗД общего назначения с кривым переводником. Интервалы стабилизации профиля преимущественно проводятся ВЗД.

В последние годы приоритетным направлением является горизонтальное бурение, внедрение которого связано с достижениями в технике и технологии бурения и применением телеметрических систем (MWD, LWD, PWD), забойных двигателей, высокопроизводительных долот, высококачественных полимерных растворов, верхнего привода буровой колонны.

Один из основных элементов комплекса технических средств для бурения горизонтальных скважин (ГС) – ВЗД, который является не только приводом долота, но и устройством для формирования заданной траектории ствола скважины [45, 109].

Несмотря на то, что в нашей стране первые ГС были пробурены в 50-х годах, широкое развитие этого метода в России началось в 90-е годы и было связано с вовлечением в разработку низкопродуктивных месторождений и ростом капитальных вложений на создание новых нефтедобывающих мощностей. За прошедшие годы пробурено более 800 ГС. Повсеместно освоена технология проводки ГС в карбонатных и терригенных отложениях.

При строительстве ГС используются преимущественно ВЗД, прежде всего серийные двигатели типов ДЗ-172, Д5-172, ОШ-172, а в последние годы и двигатели ДГ-172, ДГ-155 с встроенными МИ.

На предприятиях ОАО «Газпром» при бурении интервала ГС под техническую колонну диаметра 246 мм используются

ВЗД Д1-240. Интенсивность набора зенитного угла I составляет в среднем $2-2^{\circ}30'$ на 10 м. Режим бурения: нагрузка на долото 50–60 кН, расход жидкости 42 л/с.

При бурении ГС на нефтяных и газовых месторождениях России применяется традиционная технология направленного бурения, характеризующаяся тем, что для каждого участка профиля скважины используется соответствующая компоновка низа буровой колонны или отклонитель [109].

ГС с **большим радиусом** искривления реализуются при кустовом бурении на суше и море, а также при бурении отдельных скважин с большим отклонением от вертикали при длине горизонтального участка 600–1500 м. При проводке таких скважин применяется специальная технология и техника наклонно направленного бурения, позволяющие получать $I = 0,7-2^{\circ}/10$ м. В качестве забойных двигателей используются турбинные отклонители и серийные ВЗД Д5-172, ДЗ-172 и Д2-195 (рис. 9.1).

ГС со **средним радиусом** применяются также при кустовом бурении на суше и море и для восстановления продуктивности эксплуатационных скважин. Интенсивность искривления должна составлять $2-10^{\circ}/10$ м. ГС по среднему радиусу более экономичен, так как имеет значительно меньшую длину ствола, а также обеспечивает более точное попадание в заданную точку продуктивного пласта, что особенно важно для маломощных нефтяных и газовых скважин.

Для бурения скважин по среднему и короткому радиусам рекомендуется использовать отклонители с максимальной разницей между диаметром ВЗД и долота. Для проводки таких скважин используются двигатели ОШ-172, ДГ-155 и ДГ-172. Двигатель ОШ-172 или ДГ-155 с искривленным переводником между секциями и шарнирным соединением над двигателем применяется в КНБК для набора зенитного угла по радиусу 50–60 м.

ГС с **малым радиусом** искривления используется при разбуривании месторождений, находящихся на поздней стадии эксплуатации, а также для бурения дополнительного ствола из вырезанного окна эксплуатационной колонны. Профили таких скважин обеспечивают наибольшую точность попадания в пласт, ГС с малым радиусом позволяют расположить погружной насос в вертикальном участке.

Для достижения радиуса искривления ствола 10–30 м требуется $I = 1,1-2,5^{\circ}/м$. Такие показатели достигаются применением специальных ВЗД или компоновками с дополнительными опорными элементами (рис. 9.1, 2). В этой компоновке с целью уменьшения радиуса кривизны скважины без изменения линей-

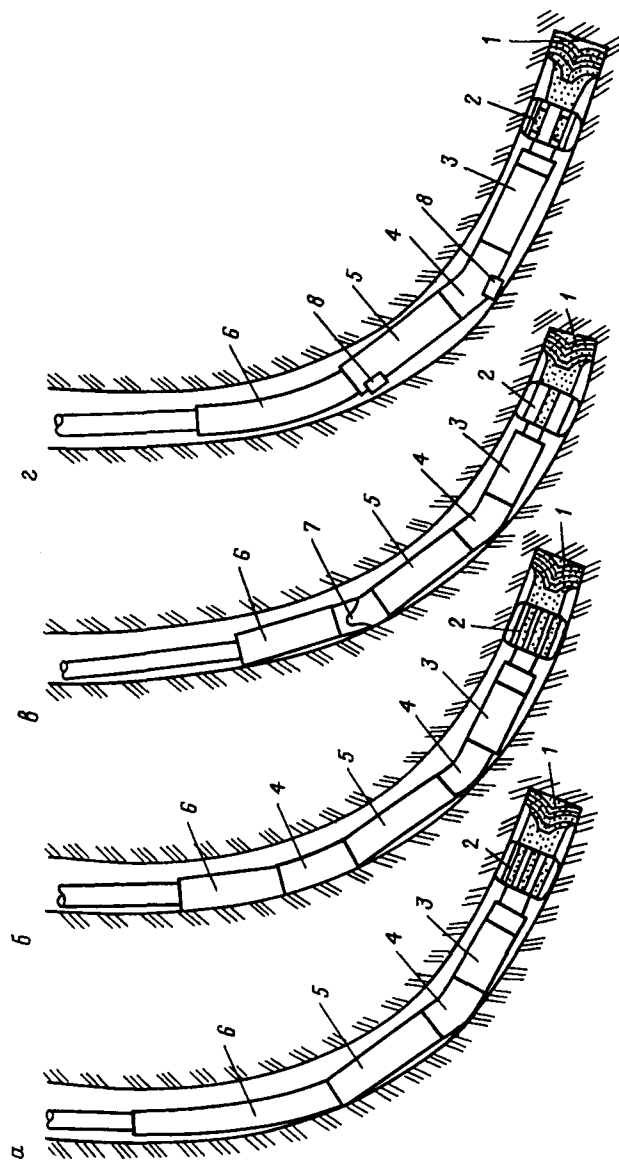


Рис. 9.1. Отклоняющие компоновки с различными МИ, применяемые в отечественной практике:
а – с одним кривым переводником; б – с двумя кривыми переводниками; в – с кривым переводником и шарнирным устройством; г – с кривым переводником и дополнительными опорными элементами; 1 – долото; 2 – калибратор; 3 – шпindelная секция ВЗД; 4 – кривой переводник; 5 – секция РО; 6 – телеметрическая система; 7 – корпусной шарнир; 8 – дополнительный опорный элемент

ных и диаметральных размеров используются полноразмерные искривленные переводники с диаметром, большим диаметра корпуса двигателя.

При проводке горизонтальных интервалов ГС применяются укороченные ВЗД без МИ с центратором на корпусе.

Диаметральные и осевые габариты двигателей должны обеспечить при случае вписывание КНБК в профиль скважины. Как правило, над двигателем устанавливается шарнир с двумя степенями свободы.

Например, на практике проводка горизонтального участка на скв. 815 (месторождение "Белый Тигр" на шельфе Вьетнама) осуществлялась КНБК, включающей долото диаметром 215,9 мм, калибратор КЛС-215, ВЗД ДГ-172 (с прямым переводником), переливной клапан, бурильные трубы СБТ-127. Так как бурение ГС велось по большому радиусу, шарнир над ВЗД не устанавливался. Осевая нагрузка составляла 10 кН, средняя $I = 8,5^\circ/100 \text{ м}$ [121].

При проводке горизонтального участка скв. 59 Ириновская (ПО "Саратов-нефтегаз") применялась компоновка: долото 215,9 мм, двигатель ДГ-155 с прямым корпусом и центратором на корпусе, бурильные трубы ЛБТ-127 (250 м) и СБТ-127. Бурение такой КНБК производили в интервале 660–800 м. При этом зенитный угол увеличился от 92° до 109° и была получена постоянная интенсивность искривления $11,5^\circ/100 \text{ м}$.

При бурении искривленных участков профиля скважины с использованием ВЗД с кривым переводником ответственными мероприятиями являются первоначальная **установка угла отклонителя** в заданном азимуте и поддержание этого положения в процессе углубления с учетом возможного изменения угла закручивания бурильных труб

$$\varphi = \frac{Ml}{G_p I_p}, \quad (9.1)$$

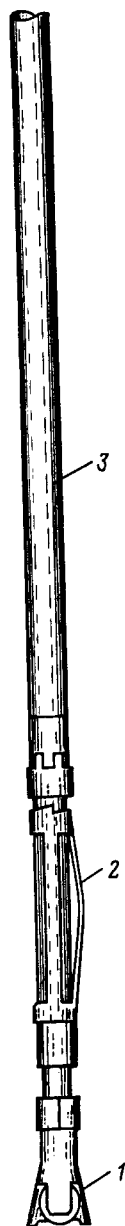
где l – длина бурильной колонны; G_p – модуль сдвига; I_p – полярный момент инерции сечения труб $I_p = \pi d_n^4 (1 - \alpha^4 / 32)$.

При бурении двигателем Д2-195 в режиме механической мощности ($M = 5 \dots 7 \text{ кН}\cdot\text{м}$) на глубине $l = 2000 \text{ м}$ с использованием стальных ($G_p = 0,8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$) труб 127×9 расчетный угол закручивания корпуса ВЗД составляет $\varphi = 613 \dots 858^\circ$.

Наибольшее распространение получил способ ориентации по показаниям телеметрической системы (гидравлической или кабельной) путем поворота ротором бурильной колонны. Недостаток этого способа состоит в необходимости коррекции положения отклонителя при переходе от холостого режима к рабочему, а также при изменении крутящего момента на долоте в процессе бурения, что требует постоянного текущего контроля за углом установки.

Способ эпизодического контроля за положением отклонителя в скважине, предложенный НПК "ТОБУС" [132], предусматривает использование компоновки (рис. 9.2), в которой удержание плоскости действия отклонителя не зависит от изменения

Рис. 9.2. Отклоняющая компоновка "ТОБУС":
1 – долото; 2 – децентратор; 3 – забойный двигатель



реактивного момента забойного двигателя. Это достигается применением децентратора с плавающим каркасом и упругими дугообразными опорными планками, установленного на корпусе шпиндельной секции. Применение компоновок с децентратором снижает затраты на информационное обеспечение процесса бурения.

В зарубежной практике проводка ГС ведется в основном по технологии управляемого бурения (*Steerable drilling*), впервые разработанной компанией "Eastman Christensen" [160].

Реализация такой технологии стала возможной после создания высокоэффективных породоразрушающего инструмента и ВЗД, высокопрочных бурильных труб и надежных телеметрических систем, позволяющих производить замеры в процессе бурения (*MWD*) в реальном масштабе времени. При бурении ГС преимущественно применяются ТС с гидравлическим каналом связи.

Технология управляемого бурения предусматривает бурение всей скважины или нескольких сопряженных участков ее ствола без изменения КНБК, что

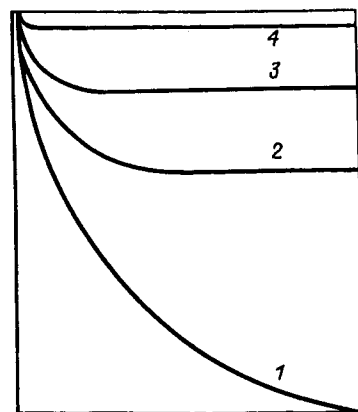


Рис. 9.3. Профили скважины, достигаемые отклоняющими компоновками фирмы "Baker Hughes":
1 – DTU ($I = 4^\circ/30 \text{ м}$); 2 – АКО ($I = 13^\circ/30 \text{ м}$); 3 – АКО/ABS ($I = 24^\circ/30 \text{ м}$); 4 – SP ($4,8^\circ/\text{м}$)

позволяет экономить время и осуществлять проводку ствола скважины с минимальными отклонениями от проектного профиля.

Проводку искривленных участков осуществляют в режиме ориентированного бурения с установкой двигателя-отклонителя в проектное азимуте. При проводке прямолинейных участков инструмент вращают ротором. В ряде случаев используются специальные отклоняющие системы с регулируемым на забое МИ. Однако широкого распространения такие системы не получили из-за своей сложности и дороговизны.

В настоящее время управляемые системы выпускаются рядом ведущих компаний.

Системы компании "Baker Hughes" [171] на базе двигателей "Navi-Drill" обеспечивают интенсивность набора зенитного угла I от 1° на 30 м до $4,8^\circ$ на 1 м (рис. 9.3), что позволяет использовать их для решения широкого круга практических задач горизонтального бурения. Это достигается за счет применения ВЗД с различными вариантами искривленных корпусов и децентраторов.

Система DTU включает кривой переводник с двумя перекосами осей, размещенный между шпинделем и силовой секцией (рис. 9.4, а).

Компоновки двигателей с двойным искривлением корпуса существенно уменьшают эксцентриситет КНБК, что позволяет вращать бурильную колонну ротором в течение продолжительного времени.

Система АКО содержит регулируемый на буровой кривой переводник (рис. 9.4, б).

В составе системы АКО/ABS имеется дополнительный регулируемый переводник над двигателем (рис. 9.4, в). В качестве ВЗД используются двигатели с многошаговыми РО ("Mach 1").

Система SP предназначена для проводки ГС по малому радиусу (рис. 9.4, г). В ее состав входят укороченный модифицированный двигатель "Mach 1", регулируемый искривленный переводник и корпусные шарниры, соединяющие секции двигателя.

Управляемое бурение с применением указанных систем получило широкое распространение. По данным компании "Baker Hughes" [169] за период 1986–1993 гг. построено 14 000 наклонно направленных и горизонтальных скважин, при этом суммарное время работы двигателей "Navi-Drill" составило около 1 500 000 ч.

Ведущие компании ввели в состав оборудования для управ-

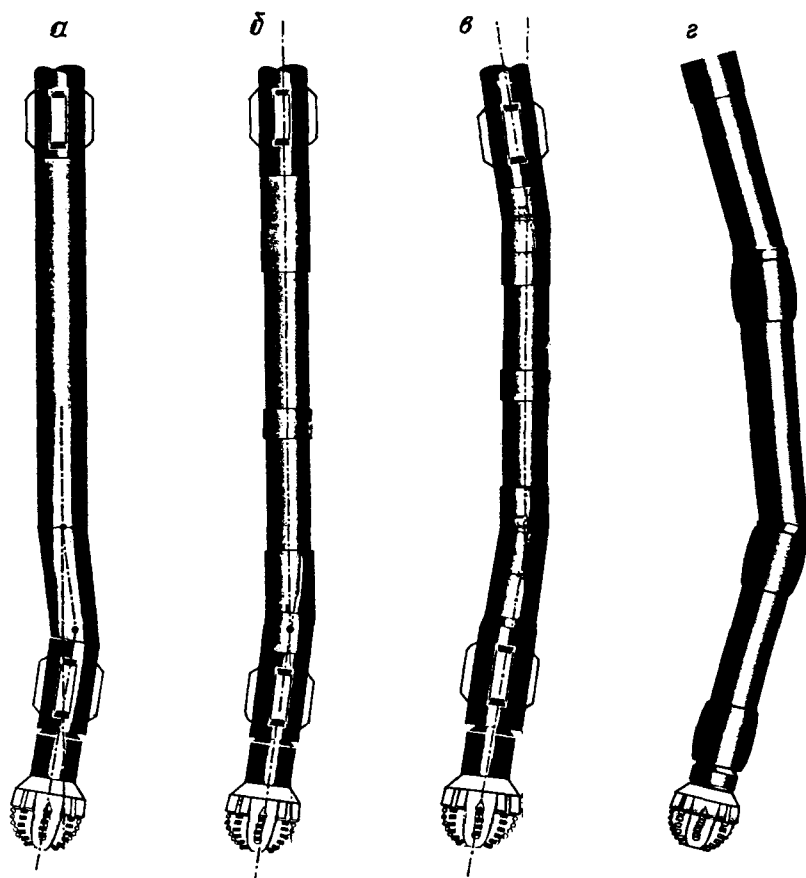


Рис. 9.4. Отклоняющие компоновки для управляемого бурения двигателем "Navi-Drill", применяемые фирмой "Baker Hughes":
а - DTU; б - AKO; в - AKO/ABS; г - SP

ляемого бурения двухсекционные ВЗД, которые зарекомендовали себя эффективным средством для повышения подводимой мощности к долоту. В результате появилась возможность использовать высокопроизводительные моментомки долота типа PDC [154, 159].

Показатели бурения двухсекционных ВЗД в сравнении со стандартными двигателями значительно улучшились: в режиме "вращение" достигнуто повышение механической скорости на 88 %, а в режиме "скольжение" - на 146 %.

Идентичные системы управляемого бурения ГС используют компании "Schlumberger" и "Halliburton".

В области бурения ГС впечатляют опубликованные рекордные показатели, которые постоянно обновляются:

по проходке - 2713 м (двигатель "Anadrill" за один рейс долота, Великобритания, 1994 г.) [175];

по механической скорости - 100 м/ч (двигатель "Dyna-Drill", Норвежский Сектор Северного моря, платформа В-42) [163];

по отходу от вертикали - 7290 м при длине ствола скважины 8761 м (двигатель "Dyna-Drill", Норвежский Сектор Северного моря) [161] и 10 585 м при длине ствола 11 184 м (двигатель "Anadrill", Аргентина, скв. CN-1, 1999 г.)

Вместе с тем многолетний опыт проводки ГС с использованием ВЗД выявил, что в этих экстремальных условиях существенно снижаются надежность и долговечность двигателей.

Согласно американским публикациям [166], 42 % рейсов ВЗД диаметром 120 мм и менее заканчиваются отказами. Для двигателей диаметром 127-240 мм этот показатель составил 28 %.

Не располагая подобной статистикой применения отечественных ВЗД при бурении ГС, отметим существенное снижение ресурса шпинделя двигателя. Снижение надежности и долговечности ВЗД при бурении ГС объясняется изменением характера действующих на долото и роторную группу двигателя нагрузок, в частности появлением отклоняющей (радиальной) силы, сопоставимой с осевой нагрузкой на долото.

Использование ВЗД не ограничивается нефтегазовой отраслью. Известны успешные результаты использования ВЗД при бурении наклонно направленных скважин в граните по программе исследования геотермальных скважин в Великобритании, обеспечившие рост механической скорости и точное попадание в одну плоскость двух скважин [165].

В отечественной практике перспективные результаты показали отклонители ЗабНИИ - ВНИИБТ, разработанные на базе двухсекционного двигателя Д1-54. Отклонители использовались при проводке наклонно направленных геологоразведочных скважин в породах VIII-IX категорий буримости. [28]

Большой практический интерес представляет опыт проводки горизонтальных скважин-туннелей под водными преградами.

За рубежом подобные работы выполняются рядом фирм, в частности специализированной канадской компанией "Zeeland Horizontal".

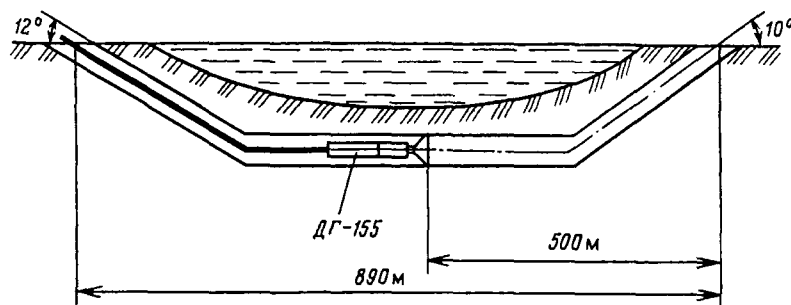


Рис. 9.5. Горизонтальная скважина-туннель под р. Обь, пробуренная двигателем ДГ-155

В России в 1998 г. с использованием винтового двигателя ДГ-155 служба бурения "Ростелеком" провела туннель при строительстве кабельного перехода через р. Обь в Новосибирской области (рис. 9.5).

Бурение осуществлялось компоновкой, состоящей из шарошечного долота диаметром 190 мм, двигателя ДГ-155, немагнитной бурильной трубы длиной 9,5 м с зондом. Общая длина скважины составила 890 м, из них 275 м составил наклонный участок под углом 12° , далее горизонтальный участок и участок подъема под углом 10° . Двигатель ДГ-155 использовался при проходке последних 500 м (220 м по сланцу и 280 м по песку). Расход жидкости составил 6–7 л/с, давление нагнетания 3,5–5,0 МПа, средняя механическая скорость проходки по сланцу 8 м/ч. Общее время работы двигателя около 60 ч. Замечаний по работе двигателя не отмечено.

9.5. УПРАВЛЕНИЕ РЕЖИМОМ БУРЕНИЯ ВЗД

Забойный двигатель входит в состав сложной динамической системы, состоящей из механической и гидравлической подсистем (см. § 6.8). По каналам гидравлической подсистемы к ВЗД подводится поток жидкости с заданным расходом, определяющим скорость гидродвигателя, через механическую подсистему осуществляется передача нагрузки на долото G , определяющей крутящий момент M .

Эффективность процесса бурения скважин зависит не только от выбора оптимальных параметров режима бурения, но и во многом определяется возможностью их поддержания или регулирования во время долбления. Управление забойным гидродвигателем затруднено непрерывно происходящими возмущениями (см. § 6.8), нарушающими установившийся режим бурения.

В практике бурения распространены два основных способа управления забойными двигателями [18]:

традиционный, ведущий свое начало от роторного бурения, – управление через осевую нагрузку на долото по показаниям индикатора веса;

современный, основанный на управлении режимом работы забойного двигателя непосредственно через угловую скорость или крутящий момент его вала.

Оба этих способа не лишены недостатков, избавиться от которых не представляется возможным.

При традиционном управлении непосредственное измерение нагрузки на долото не производится, вследствие чего приходится оперировать косвенным измеряемым на поверхности показателем – весом на крюке буровой установки.

При проводке же наклонных и горизонтальных скважин с использованием ВЗД управление режимом работы гидродвигателя по показаниям индикатора веса приводит к существенным погрешностям из-за:

влияния сил трения колонны труб о стенки скважины, точно рассчитать которые практически невозможно;

изменения осевых гидравлических сил в РО двигателя при переходе от холостого режима к рабочему, что не учитывается при обычной процедуре "взвешивания" инструмента.

Кроме того, сама по себе осевая нагрузка без известной информации о свойствах горных пород и состоянии долота фактически не характеризует режим работы забойного двигателя.

При прямом управлении гидродвигателем недостатки традиционного способа, связанные с косвенным недостоверным характером получаемой информации, отсутствуют, в связи с чем системы, в контуры управления которых включаются скорость или момент забойного двигателя, являются наиболее перспективными [120]. Однако для реализации таких систем управления необходимо оснастить гидродвигатель датчиком скорости (тахогенератор) или момента (тензометр); иметь забойные устройства приема, кодирования и передачи сигналов, источники их питания; обеспечить надежный канал связи с забоем (гидравлический, электрический или механический); иметь поверхностную систему декодирования и обработки информации. Многолетние работы показали, что это является технической сложной и дорогостоящей задачей, затрудняющей промышленное внедрение способа. Как правило, в зарубежной и отечественной практике подобные системы встраиваются в ТС управления траекторией скважины (на Западе их называют системами MWD (Measurement While Drilling) – измерение в процессе бу-

рения), что расширяет ее возможности, позволяя точно распознавать (диагностировать) процессы на забое скважины и поддерживать оптимальные режимы бурения [169].

В системах *MWD* используются различные схемы с проводными и беспроводными каналами связи с забоем скважины.

При бурении с использованием забойных гидродвигателей наибольшее распространение получили ТС с гидравлическим каналом связи. Одной из систем *MWD*, прошедших испытание в России, является гидроимпульсная система "Anadrill" фирмы "Shlumberger" [175]. Подземная часть данной ТС, размещенная в немагнитной трубе над ВЗД, включает блок забойных датчиков и средства для хранения, кодирования и передачи информации на поверхность. Электропитание системы автономное и осуществляется от забойного турбогенератора.

Информация с забоя передается без остановки бурения при помощи генерирования в гидроканале низкочастотных сигналов, создаваемых при вращении модулятора. Гидравлические сигналы принимаются на поверхности пьезодатчиками, обрабатываются и вводятся в компьютерную информационную систему станции оперативного контроля. Основные параметры дублируются на мониторе бурильщика. Помимо информации с забоя в реальном масштабе времени обрабатываются данные от наземных датчиков (натяжение каната, частота ходов насоса, механическая скорость проходки) и выдается оценка траектории скважины, эффективности бурения, геологии, пластового давления.

Измеряемые забойные параметры можно разделить на три группы: траектории ствола скважины, геологические, режима бурения (Q , M , G) и давления (внутри бурильной колонны и в затрубье).

Расход бурового раствора, поступающего в гидродвигатель, замеряется с помощью забойного турбогенератора. Подача бурового насоса определяется расчетным путем по частоте ходов насоса. Для измерения осевой нагрузки на долото и крутящего момента гидродвигателя блок забойных датчиков дополняется секцией, состоящей из немагнитного патрубка со сверлениями, в которых размещаются тензодатчики.

Введение в забойный комплекс ТС секции измерения G и M усложняет систему и повышает требования к ее обслуживанию и тарировке, что в итоге приводит к дополнительным затратам. В этой связи в некоторых случаях ТС поставляется без секции измерения нагрузки, и таким образом телеметрический контроль не включает основные параметры режима бурения G и M . При этом управление режимом работы забойного гидродвигателя ведется на основе показаний датчика натяжения неподвижной струны талевого каната, что не обеспечивает высокой точности.

Другой известный телеметрический способ контроля за режимом работы гидродвигателей — измерение частоты вращения с помощью забойного турботахометра. Такие системы, несмотря на недостаточную надежность глубинного таходатчика, давно используются в отечественном турбинном бурении. Однако при бу-

рении ВЗД применение типового турботахометра малоэффективно вследствие:

высокой жесткости механической характеристики ВЗД в рабочем диапазоне нагрузок, что повышает требования к чувствительности системы (способности реагировать на незначительное изменение скорости);

недостаточной оперативности контроля за режимом низкооборотных гидродвигателей, поскольку турботахометр является системой прерывистого действия (сигналы от передатчика следуют через каждые 100 оборотов вала, и при номинальной частоте вращения ВЗД $n = 120 \text{ мин}^{-1}$ период измерения составляет около 50 с).

Вместе с тем при бурении ВЗД могут быть использованы и *альтернативные* способы управления гидродвигателем, основанные на особенностях рабочего процесса и характеристик ВЗД.

Наиболее распространенный способ контроля и управления ВЗД по давлению на стояке основан на использовании зависимости перепада давления от крутящего момента: зафиксировав показание манометра p_0 на стояке при промывке скважины (приподнятом над забоем долоте), в процессе бурения поддерживают давление $p = p_0 + \Delta P$, соответствующее заданному крутящему моменту ВЗД.

Однако реализация данного способа может быть затруднена пульсациями потока в напорной линии и необходимостью информации об истинных характеристиках ВЗД с учетом износа РО и свойств бурового раствора.

Кроме того, при бурении искривленных участков скважины управление режимом работы ВЗД по разнице давления на стояке при нагруженном и разгруженном долоте на основе паспортной стеновой характеристики ВЗД без учета действия отклоняющей силы, точно рассчитать которую весьма сложно, может привести к перегрузке гидродвигателя (см. § 6.7).

Другой способ оперативного контроля за режимом работы ВЗД предложен в Пермском филиале ВНИИБТ [99]. Он базируется на известном из теории винтовых насосов и двигателей положении о пропорциональности частоты пульсаций давления и скорости гидромашины. Следовательно, используя гидравлический канал связи с забоем и регистрируя пьезоприемником на поверхности частоту пульсаций давления, можно контролировать режим работы ВЗД без специальных забойных датчиков и модуляторов.

Известен также способ контроля за осевой нагрузкой на долото по вибросостоянию верхнего конца бурильной колонны, 21 — 2977

основанный на зависимости колебательных процессов в бурильной колонне от нагрузки и частоты вращения долота: с использованием механического канала связи с забоем можно по частоте и амплитуде колебаний верха колонны идентифицировать режим работы гидродвигателя и долота. В данном способе, как и в предыдущем, отпадает необходимость в забойных датчиках и устройствах. Основной недостаток этих способов контроля — трудность выделения из общего спектра колебаний полезного сигнала, несущего информацию о режиме работы ВЗД и долота.

Рассмотренные системы являются *информационными* и не имеют управляющих каналов, позволяющих автоматически реагировать на изменение текущих условий бурения.

В то же время мировой опыт показывает, что высокая эффективность и качество буровых работ на современном этапе могут быть достигнуты только на основе *автоматизации процесса бурения* [18, 120, 146].

Автоматические устройства управления процессом бурения предназначены для выбора и поддержания параметров режима бурения. В настоящее время среди многообразия различных конструкций практическое применение получили только наземные (пассивные и активные) регуляторы подачи долота (РПД) с управлением по тормозному моменту на барабане лебедки, использующие в качестве *параметра регулирования* вес на крюке или механическую скорость проходки.

Известен зарубежный промышленный образец РПД для бурения наклонно направленных скважин ВЗД, использующий нетрадиционный параметр регулирования (давление нагнетания) — регулятор “Wildcat” фирмы “Sperry-Sun”, который основан на известной взаимосвязи перепада давлений и крутящего момента и позволяет управлять режимом работы ВЗД как по нагрузке на крюке, так и по перепаду давления.

Представленный анализ систем контроля и управления режимом работы забойных гидродвигателей показывает, что все они основаны на использовании датчиков (наземных и забойных) процесса, функционирующих в тяжелых условиях, что усложняет применение систем и повышает затраты на их разработку и обслуживание.

В 1994 г. отечественными специалистами был предложен новый способ управления режимом работы ВЗД по реакции (отклику) приводного двигателя бурового насоса на изменение давления нагнетания при отклонении нагрузки на долото от заданной [16]. В общем случае параметром регулирования является угловая скорость или крутящий момент приводного двигателя

насоса, при применении электроприводных насосных агрегатов — *ток электродвигателя*. Для реализации способа не требуется дополнительных датчиков.

Способ базируется на характеристиках системы, выраженных детерминированными зависимостями:

перепада давления P и крутящего момента гидродвигателя M ;

давления P_n и крутящего момента M_n бурового насоса ;

угловой скорости и крутящего момента привода $M_{пр}$ (тока и крутящего момента электродвигателя).

При изменении нагрузки на валу забойного гидродвигателя, вызванном изменением нагрузки на долото, через функциональную цепочку $G - M - P - P_n - M_n - M_{пр}$ происходит соответствующее изменение скорости или тока приводного двигателя.

Таким образом, по изменению скорости или тока приводного двигателя насоса можно косвенно отслеживать режим работы гидродвигателя и на основе этой информации управлять процессом бурения, не используя информацию с забоя и показания индикатора веса. В этом случае приводной двигатель насоса становится средством *диагностики режима бурения*.

Особенностью системы (рис. 9.6) является то, что в ней системы управления двигателем бурового насоса и механизмом подачи долота объединены посредством микроконтроллера (МК) в единый информационно-управляющий комплекс. Управляющие воздействия от контроллера к буровому насосному агрегату (БНА) и механизму подачи долота осуществляются в зависимости от сигналов, поступающих от двигателя насоса.

Согласованное функционирование БНА и РПД повышает управляемость как бурового комплекса, так и процесса бурения и позволяет реализовывать различные алгоритмы управления.

Экспериментальный образец АСУ режимом бурения (АСУ РБ) по техническому заданию ОАО “Газпром” был разработан РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина и ЦАТИ МЭИ [18] для установок БУ 2500ЭП с регулируемым электроприводом постоянного тока и электропорошковым РПД. Система включает (см. рис. 9.6): МК с устройством ввода текущих параметров, блок регулирования (БР) напряжения тормоза и пульт управления (ПУ) с приборными щитками.

В данной системе используется принцип ПИД-регулирования: регулируемым параметром является ток электродвигателя I , а управляющее воздействие осуществляется изменением напряжения порошкового тормоза U_T , определяющего его тормозной момент. Напряжение тормоза автоматически изменяется в процессе долбления в зависимости от сигнала, поступающего от

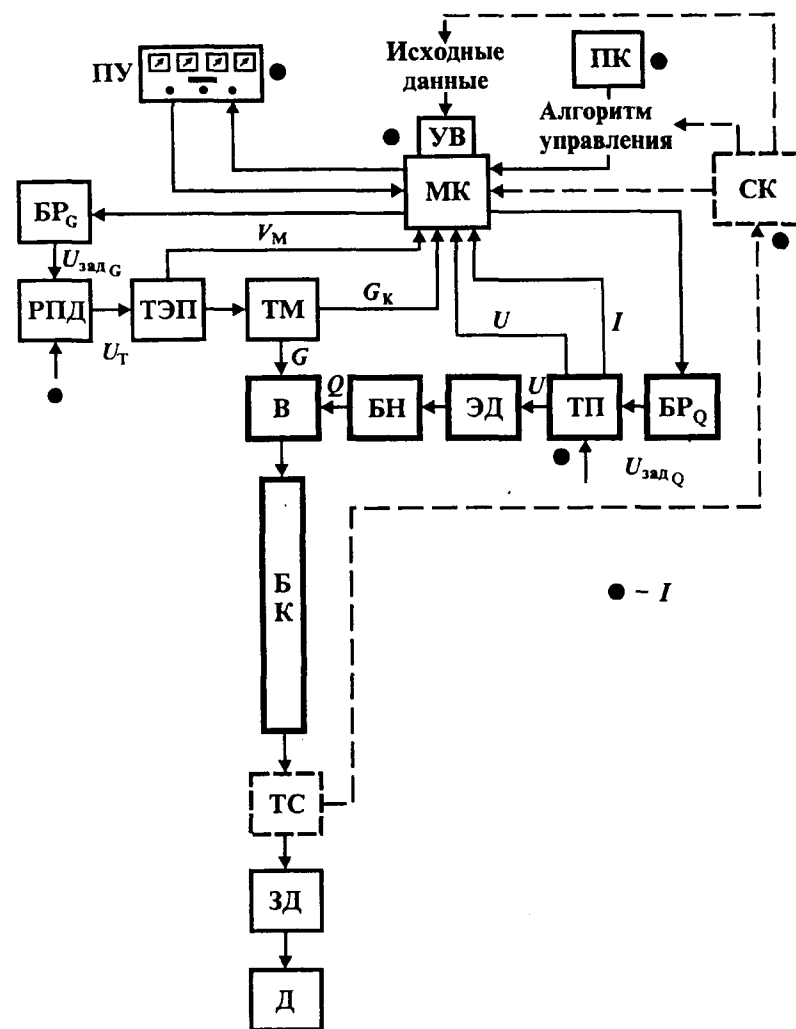


Рис. 9.6. АСУ режимом бурения ВЗД:

ПУ – пульт управления; БР – блок регулирования; РПД – регулятор подачи долота; ТЭП – тормоз электропороховый; ТМ – талевый механизм; В – вертикаль; БН – буровой насос; ЭД – электродвигатель; ТП – тиристорный преобразователь; БК – буровая колонна; ТС – телесистема; ЗД – забойный двигатель; Д – долото; МК – микроконтроллер; УВ – устройство ввода; ПК – персональный компьютер; СК – стационарный компьютер; I – точка управления

датчика тока. Алгоритмы управления заносятся в систему с помощью портативного компьютера типа "Notebook" (ПК) и могут легко изменяться на программном уровне в любой момент времени. Алгоритмы управления могут согласовываться и объединяться с другими алгоритмами, в частности обеспечивающими оптимальные показатели бурения и обработки долот.

АСУ РБ может функционировать автономно или являться дополнением к системам типа MWD. Так, если бурение ведется с использованием забойной ТС со стационарным компьютером (СК), то возможно объединение двух систем, и тогда операции ввода исходной информации и алгоритмов управления будут осуществляться через СК.

АСУ РБ создана на базе существующих контрольно-измерительных средств штатной системы тиристорного электропривода постоянного тока и не требует новых датчиков: в качестве датчика тока используется шунт якорной цепи электродвигателя. Помимо своей основной функции такая АСУ может использоваться так же, как расходомер, регулятор частоты ходов насоса, обеспечивающий оптимальный гидродинамический режим подачи жидкости в скважину, и для диагностики электромеханического комплекса и ВЗД.

В случае подключения к системе датчиков натяжения каната G_k и механической скорости v_k (см. рис. 9.4) она становится многофункциональным автоматизированным комплексом, адаптированным к изменяющимся условиям бурения и дополнительно позволяющим:

- проводить динамическое "взвешивание" бурового инструмента с учетом влияния сил трения колонны;
- своевременно обнаруживать и предупреждать внештатные и аварийные ситуации в процессе бурения, а также определять время смены долота и ВЗД;
- корректировать алгоритмы управления при изменении условий бурения.

При необходимости в случае подключения датчика давления АСУ РБ может функционировать в рамках типовой структуры с использованием в качестве параметра регулирования давления на стойке или на выходе бурового насоса.

В теоретическом плане сложность создания данной системы заключается в том, что возмущающие (от забоя) и управляющие (от РПД) воздействия передаются с запаздыванием через волноводы с распределенными параметрами (см. § 6.8). Это предопределяет необходимость использования в алгоритмах управления прогнозирующих оценок. Кроме того, поскольку объект управления – система с неизвестной, изменяющейся во времени динамической характеристикой, при управлении необходимо использовать методы адаптации.

Работоспособность экспериментального образца АСУ РБ была проверена при проводке горизонтальной скважины 20-2 "Оренбургская" при забое 2067–2068 м [18]. Результаты бурения приведены в табл. 9.4. Были использованы буровые трубы ТБПВ 127×9; долото М218 1/2; ВЗД А-675М и телесистема "Anadrill" с развитой сетью забойных и наземных датчиков, которая позволила объективно оценить предложенный способ управления.

Таблица 9.4

Номер замера	Способ управления режимом работы ВЗД							
	ручной				автоматизированный			
	Нагрузка на крюке, кН	Нагрузка на долото, кН	Скорость проходки, м/ч	Давление нагнетания, МПа	Нагрузка на крюке, кН	Нагрузка на долото, кН	Скорость проходки, м/ч	Давление нагнетания, МПа
1	367	47	3,7	10,18	365	48	3,2	10,05
2	366	48	3,7	10,23	364	49	3,2	10,10
3	362	52	3,0	10,40	364	49	3,2	10,20
4	360	54	3,0	10,47	364	49	3,2	10,25
5	359	54	3,0	10,43	364	49	3,2	10,20
6	357	57	3,0	10,61	364	49	3,2	10,14
7	350	64	4,7	10,76	364	50	3,2	10,05

Примечание. Плотность бурового раствора 1150 кг/м³; заданная нагрузка на долото 50 кН; интервал между замерами 1 мин.

Эксперименты подтвердили принципиальную возможность управления режимом работы ВЗД по току приводного двигателя БНА. По сравнению с ручным способом подачи инструмента применение АСУ РБ ВЗД позволяет стабилизировать нагрузку на долото, механическую скорость проходки, давление в циркуляционной системе (см. табл. 9.4) и ток электродвигателя, а также уменьшить отклонение движения долота от заданной траектории. При использовании АСУ РБ снижаются ударные нагрузки на ТС и стабилизируется напряжение забойного турбогенератора, что улучшает качество передаваемых сигналов. Снижаются крутильные колебания гидродвигателя, в результате должен увеличиться ресурс ВЗД и долота.

Таким образом, использование автоматизированных РПД при проводке скважин ВЗД — важный резерв повышения эффективности бурения и качества строительства скважин, в том числе наклонно направленных и горизонтальных.

ГЛАВА 10

ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВЗД В КАПИТАЛЬНОМ РЕМОНТЕ СКВАЖИН И БУРЕНИИ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ СТВОЛОВ

10.1. ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

При ремонте действующих и вводе в эксплуатацию бездействующих скважин проводятся работы следующих видов: устранение сломов, смятия и негерметичности в эксплуатационной колонне; переход на вышележащие или нижележащие горизонты; изоляция эксплуатационного горизонта; ликвидация аварий и др. Наибольшие затраты времени и средств связаны с разбуриванием цементных мостов.

До середины 70-х годов наиболее распространенным техническим средством разбуривания цементных мостов являлся роторный способ бурения, требующий поставок на скважину бурильных труб, ротора, машинных ключей и дополнительного подъемника для привода ротора. Роторный способ оказался дорогим и неэффективным, особенно в сложных условиях морских промыслов, заболоченных и отдаленных районов. Значительные трудности возникают при разбуривании цемента в насосно-компрессорных трубах, а также при ликвидации плотных песчаных пробок. Для выполнения этих работ промысловики прибегали к длительной операции гидроразмыва, а в отдельных случаях ремонтные бригады были вынуждены применять трудоемкие операции фрезерования и последующего подъема колонн НКТ.

Применение роторного способа разбуривания при капитальном ремонте многих наклонно направленных скважин становится почти невозможным из-за многократного увеличения крутящих моментов, затрачиваемых на холостое вращение колонны бурильных труб.

Неоптимальные характеристики турбобуров ТС4А-104,5 и ТС4А-127 (большой расход промывочной жидкости, недостаточ-

ный крутящий момент при высокой частоте вращения выходного вала) и значительные гидравлические потери в циркуляционной системе затрудняли возможность эффективного разбуривания цементных мостов турбинным способом.

Появление ВЗД ознаменовало новый этап развития технических средств капитального ремонта скважин, коренным образом изменив технологию этих работ и состав оборудования.

Для реализации этих технологий отечественная промышленность в настоящее время выпускает следующие двигатели:

Д-155 – для работ внутри эксплуатационных колонн диаметром 178–245 мм;

Д-127 – для работ внутри эксплуатационных колонн диаметром 168–194 мм;

ДК-108, Д-108, Д-106, Д1-105 – предпочтительно для работ внутри эксплуатационных колонн 168, а также колонн 146 мм;

Д-95 – для работ внутри эксплуатационных колонн 146 (140) и 114 мм;

Д-85 – для работ внутри НКТ диаметром 114 мм и эксплуатационных колонн 146 (140) мм;

Д1-54 и Д-60 – для работ внутри НКТ диаметром 73 и 89 мм;

Д-48 – для работ внутри НКТ диаметром 73 мм.

За годы промышленной эксплуатации накоплен значительный опыт использования винтовых двигателей и отработана рациональная технология их применения [94].

Технология разбуривания цементных мостов с помощью ВЗД отличается от технологии роторного бурения как составом оборудования, так и режимами бурения.

Эксплуатация винтовых двигателей полностью исключает строительные и подготовительные работы. Цементные мосты разбуриваются без применения специального бурового оборудования и инструмента.

Многолетний опыт эксплуатации подтвердил, что двигатели вписываются в технологическую схему капитального ремонта скважин: для привода забойного двигателя обычно применяют находящиеся на промыслах цементируемые или заливаемые агрегаты или линию законтурного заводнения. Для спуска двигателей в скважину используют стандартные НКТ. В качестве промывочной жидкости применяют, как правило, техническую, пластовую воду, хотя известны успешные опыты по работе двигателей на глинистом растворе при организации очистки раствора от крупных механических примесей.

Для обеспечения безотказной эксплуатации двигателя необходимо предъявлять высокие требования к герметичности ко-

лонн НКТ. Кроме того, следует проводить профилактическую промывку и смазку двигателя в перерывах между работой на скважинах. Это относится прежде всего к рабочей паре двигателя.

Большие мощности и повышенные частоты вращения ВЗД позволяют разбуривать цементные мосты и плотные песчаные пробки при оптимальных режимах. Нагрузка на долото по сравнению с роторным бурением возрастает 1,5–2 раза. В результате в 1,5–2,5 раза сокращается время разбуривания моста.

Зависимость перепада давления в двигателе от крутящего момента представляет оператору второй индикатор нагрузки на долото.

Эксплуатационные качества ВЗД (высокий крутящий момент, минимальные осевые и диаметральные габариты, а также простота обслуживания) предопределили эффективную эксплуатацию двигателей в традиционных и современных технологиях капитального ремонта нефтяных и газовых скважин.

10.2. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ В КАПИТАЛЬНОМ РЕМОНТЕ СКВАЖИН

Промышленное внедрение ВЗД для капитального ремонта началось с 1974 г. после освоения производства двигателей Д-85.

Наибольший объем работ был выполнен двигателем Д-85 и его модификациями Д1-85 и Д-88, выпуск которых за все эти годы превысил 3000 комплектов.

Значительный опыт эксплуатации двигателей Д-85 был накоплен предприятиями капитального ремонта Урало-Поволжья и Azerbaijan. Большинство операций по разбуриванию цементных мостов плотных песчаных пробок в этих районах производилось с использованием ВЗД. Средняя механическая скорость составляла 15–22 м/ч при нагрузке на долото 10–30 кН. По сравнению с роторным способом было получено более чем двухкратное увеличение механической скорости при одновременном увеличении проходки на долото до 50 %.

В дальнейшем в эксплуатацию поступили двигатели Д1-127 и Д1-54. Двигатели Д1-127 использовались при разбуривании цементных мостов внутри колонн диаметрами от 168 до 273 мм. В 80-е годы двигатели Д1-127, как и Д-85, эпизодически успешно использовались для бурения наклонных стволов через окна в эксплуатационной колонне.

Возможности ВЗД в капитальном ремонте существенно расширились после создания в 1977 г. малогабаритных двигателей Д1-54. Эти двигатели позволили эффективно разбуривать цементные мосты и плотные песчаные пробки внутри НКТ диаметрами 89 и 73 мм, а также внутри обсадных колонн диаметром 114 мм, где вследствие смятия колонн не могли быть использованы двигатели Д-85.

Устойчивая работа обеспечивалась при осевой нагрузке на долото 2–12 кН и расходе жидкости 1,5–2,5 л/с.

Всего Павловский машзавод выпустил свыше 400 комплектов двигателей Д1-54.

Показатели отработки ВЗД Д1-54 в капитальном ремонте в одном из регионов на нефтепромыслах Азербайджана приведены в табл. 10.1.

Таблица 10.1

Число скважин	Бурение	Интервал бурения, м	Общая проходка, м	Время механического бурения, ч	Число долот	Средние показатели на одно долото		
						проходка, м	механическая скорость, м/ч	время механического бурения, ч
22	Двигателем Д1-54 Ротором	255–2218	1935	226,5	23	84	8,54	9,75
36		205–1981	780	166,0	13	60	4,71	12,75

О потенциальных возможностях двигателя Д1-54 можно судить по скв. 88 НГДУ им. Нариманова. В результате оставления цемента внутри 73-мм НКТ эта скважина была ликвидирована. С помощью ВЗД долотом диаметром 59 мм в интервале 2725–3045 м был разбурен цементный мост высотой 290 м, после чего скважина была возвращена в число действующих.

В последние годы парк ВЗД, применяемых в капитальном ремонте скважин, существенно обновился и расширился. Более 90 % всех операций разбуривания выполняется с использованием ВЗД.

Существенно расширяет технологические возможности многофункциональный двигатель ДК-108 со сменными РО. Двигатель оснащен тремя винтовыми парами с различным кинематическим отношением и рабочим объемом, что обеспечивает широкий диапазон характеристик (от 20 об/мин при 2100 Н·м до 230 об/мин при 800 Н·м). Такая конструкция позволит эффективно использовать один двигатель при выполнении различных опера-

ций: от фрезерования металла до разбуривания неплотных песчаных пробок [27].

Ресурс ВЗД, применяемых в капитальном ремонте, имеет большой разброс (75–150 ч) и в значительной степени зависит от условий эксплуатации, в первую очередь от свойств бурового раствора и содержания в нем песка.

10.3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ БУРЕНИИ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ СТВОЛОВ

Развитие техники и технологии бурения наклонно направленных и горизонтальных скважин предопределило разработку метода восстановления бездействующего фонда нефтяных, газовых и газоконденсатных скважин путем вторичного вскрытия продуктивных пластов наклонно направленными и горизонтальными скважинами, проводимыми из вырезаемой части эксплуатационной колонны.

Отечественный опыт. В НПО "Буровая техника" – ВНИИБТ в начале 90-х годов разработаны технология и технические средства для бурения вторых (дополнительных) стволов из обсадных колонн. Позднее в этом же направлении начали работы многие нефтяные компании, ОАО «Газпром», а также НПК "ТОБУС" и "Курс" [109, 122].

В состав комплекса ВНИИБТ для бурения дополнительных стволов входят вырезающие устройства типа УВУ, долота, ВЗД (серийные Д-85, Д1-105 и специальные ДГ-95, ДГ-105, ДГ-108) и телеметрические системы [10, 18, 45, 109, 112, 134].

При бурении дополнительных стволов, как правило, используются ТС с электропроводным каналом связи. Измеряемые параметры: зенитный угол, азимут и угол установки отклонителя.

Техническая характеристика технологического комплекса приведена ниже:

Тип профиля дополнительного ствола	Наклонный, горизонтальный
Длина горизонтального участка, м	До 400
Общая длина ствола скважины, м	До 3000
Минимальный радиус искривления, м	30
Точность проводки, градус:	
по зенитному углу	± 1,5
по азимуту	± 8,0
Диаметр обсадной колонны, мм	140, 146, 168, 178
Максимальная толщина стенки обсадной колонны, мм	12
Длина интервала вырезания обсадной колонны за один рейс, м	9
Средняя скорость вырезания, м/ч	0,8
Забойная температура, °С	До 100