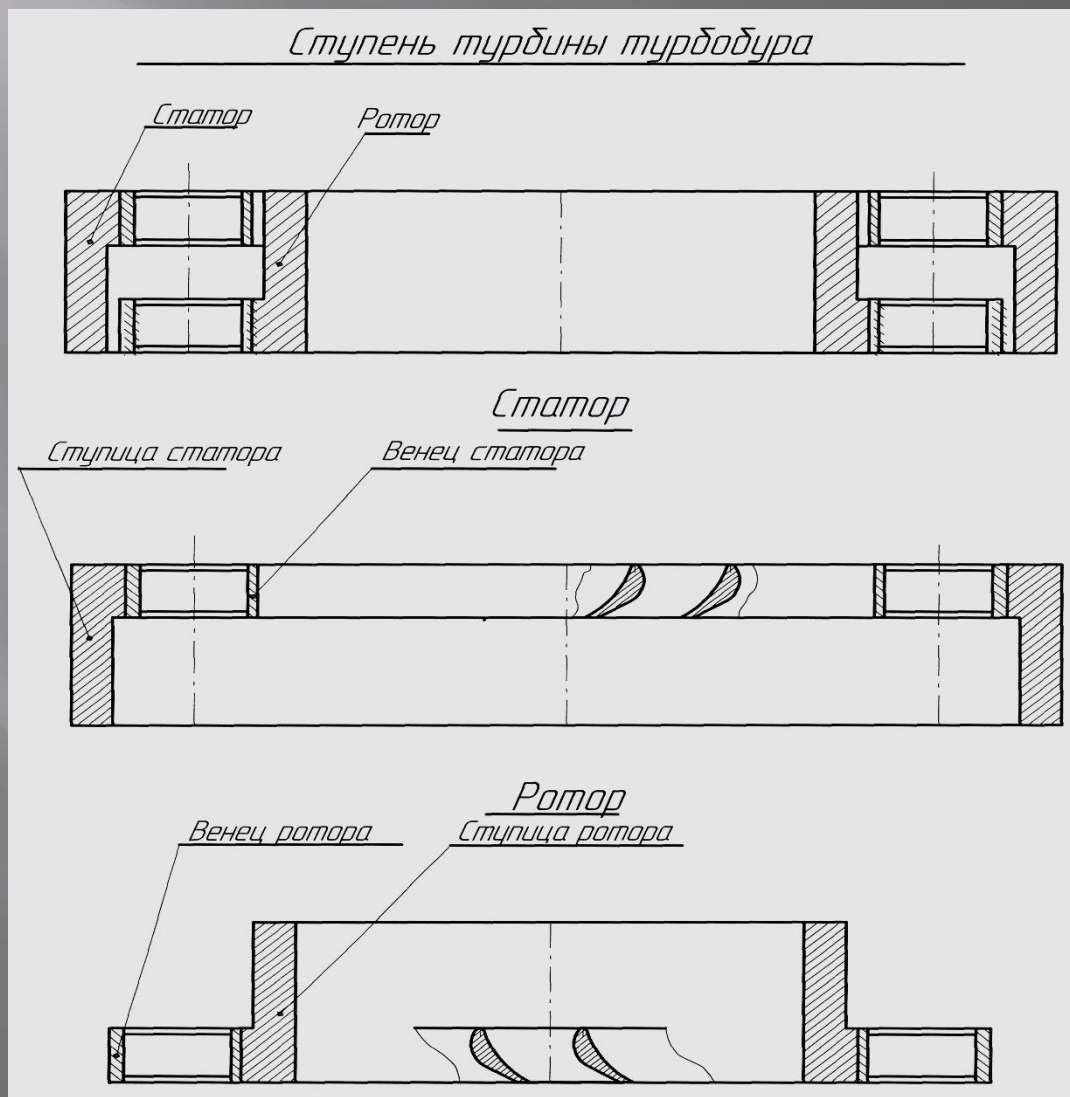


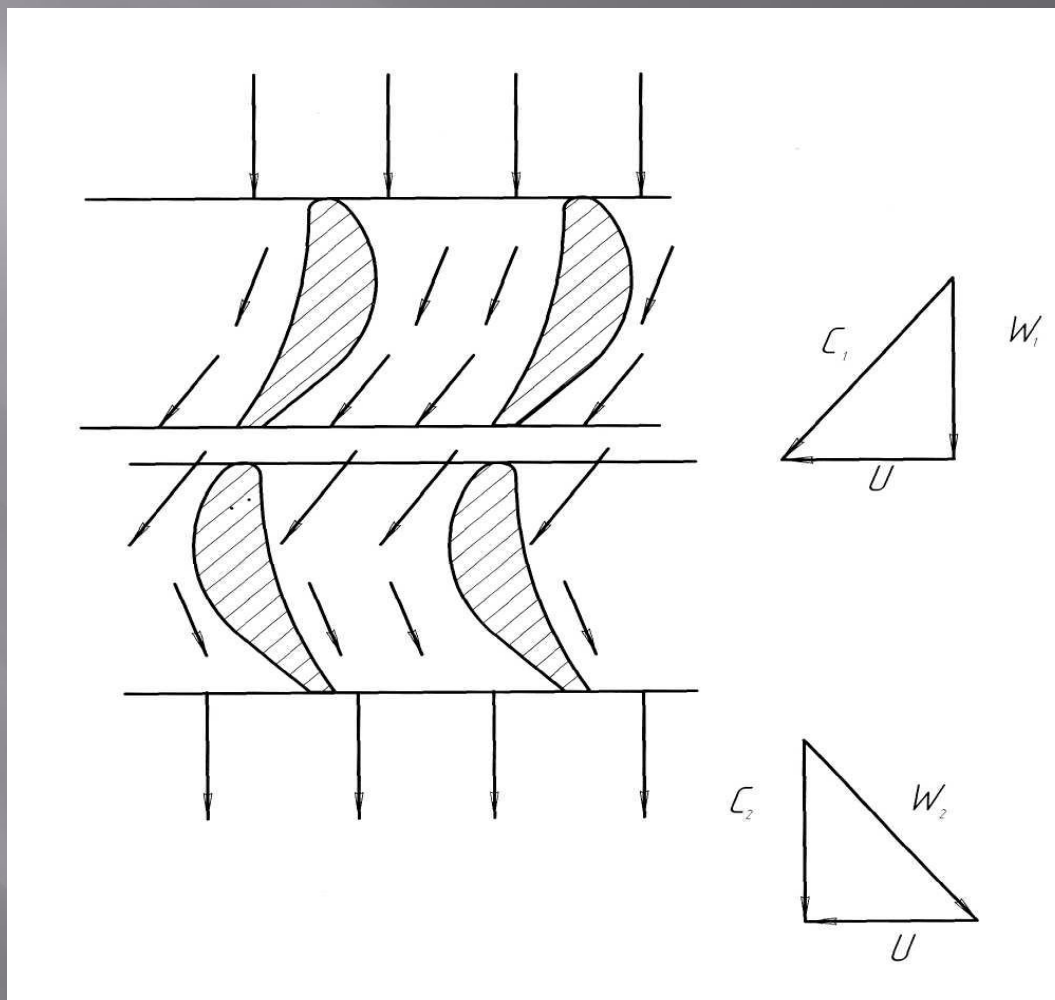
ТЕХНОЛОГИЯ БУРЕНИЯ

**М.В. Двойников , д.т.н., профессор
кафедра БНиГС ТюмГНГУ**

Ступень турбины турбобура

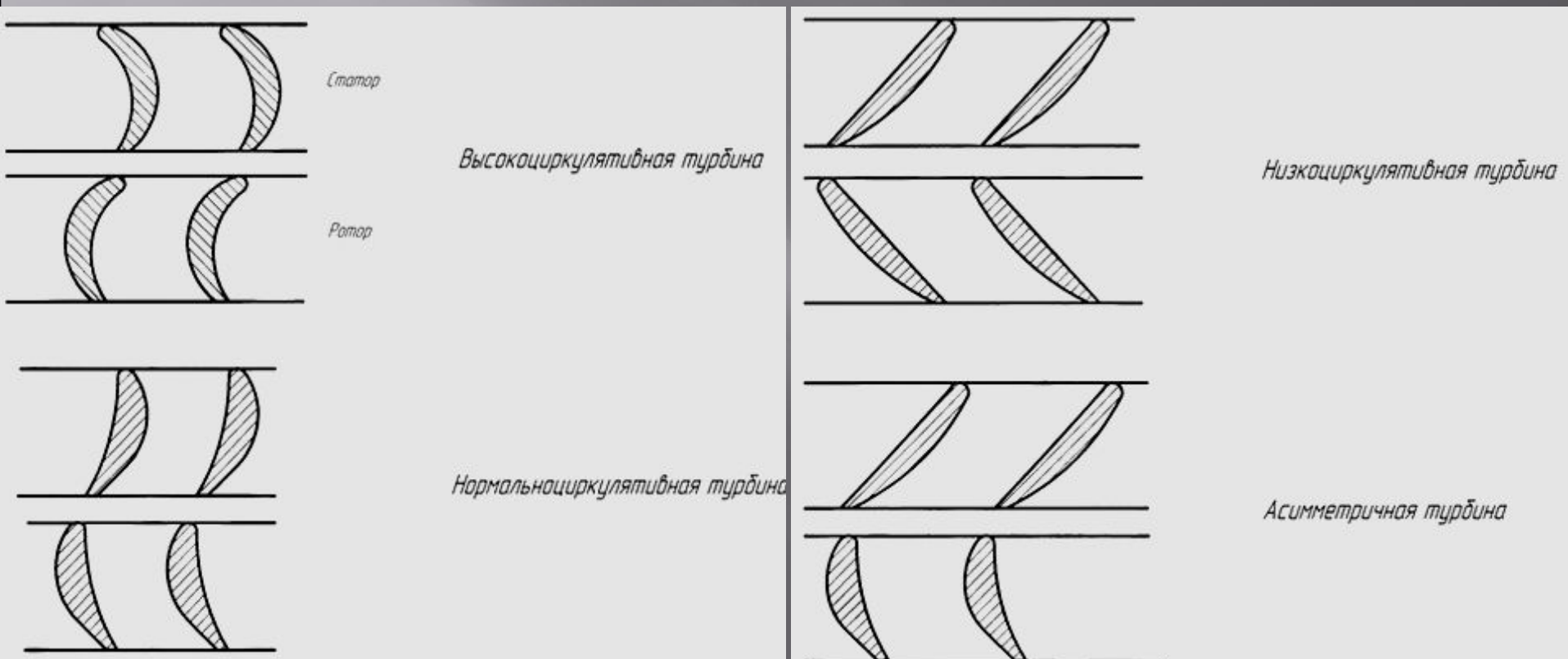


Движение жидкости в турбине турбобура

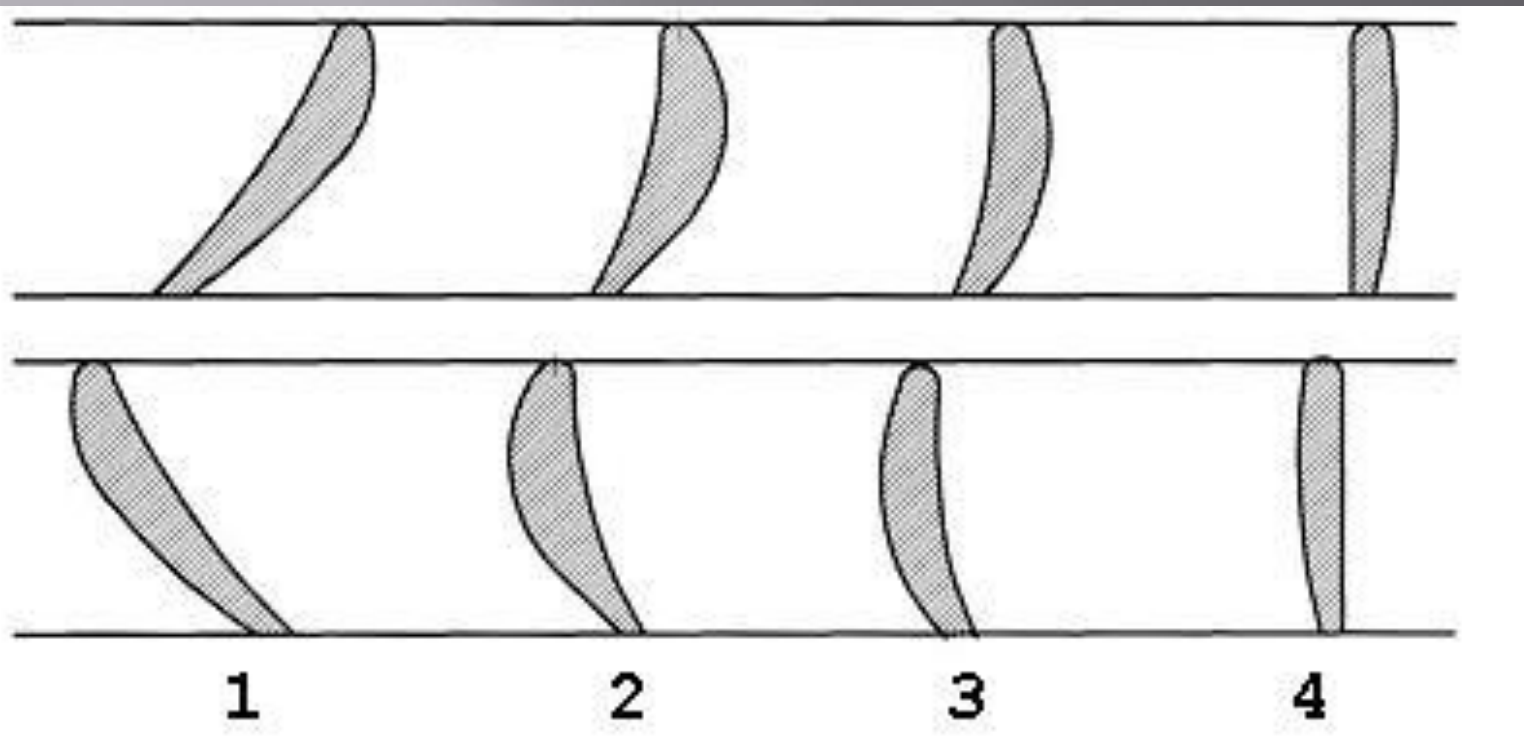


C – абсолютная скорость;
 W – относительная (переносная) скорость;
 U – окружная скорость.

Профили лопаток турбин разных ТИПОВ



Профили лопаток турбин разной быстроходности



- 1 – наиболее быстроходная турбина
- 2 – турбина средней быстроходности
- 3 – тихоходная турбина
- 4 – турбина нулевой быстроходности – гидротормоз ГТ

определение крутящего момента турбины и эффективной гидравлической мощности Эйлер

$$M = QZ \frac{\gamma}{g} r (C_{1U} - C_{2U})$$

где M – крутящий момент, развиваемый турбиной;

Z – количество ступеней турбины;

Q – расход жидкости;

γ – удельный вес жидкости;

g – ускорение свободного падения;

r – средний радиус турбины;

C_{1U} , C_{2U} – проекции абсолютной скорости жидкости на направление окружной скорости ротора, соответственно при входе и при выходе.

$$H_{эф} = Z \frac{U}{g} (C_{1U} - C_{2U})$$

$$N_{эф} = QZ \frac{\gamma}{g} (C_{1U} - C_{2U})$$

где $H_{эф}$ – эффективный напор жидкости;

$N_{эф}$ – эффективная мощность турбины;

U – окружная скорость ротора.

крутящий момент и эффективный перепад давления на турбине

$$M = 2\pi Q \rho Z r^2 n$$

$$P_{\text{эф}} = 4\pi^2 \rho Z r^2 n^2$$

где ρ — плотность жидкости.

гидромеханический коэффициент полезного действия (КПД) турбины

$$\eta_g = \frac{H_{\text{эф}}}{H}$$

Отношение эффективно реализованного в турбине напора $H_{\text{эф}}$ к затраченному напору H называется :

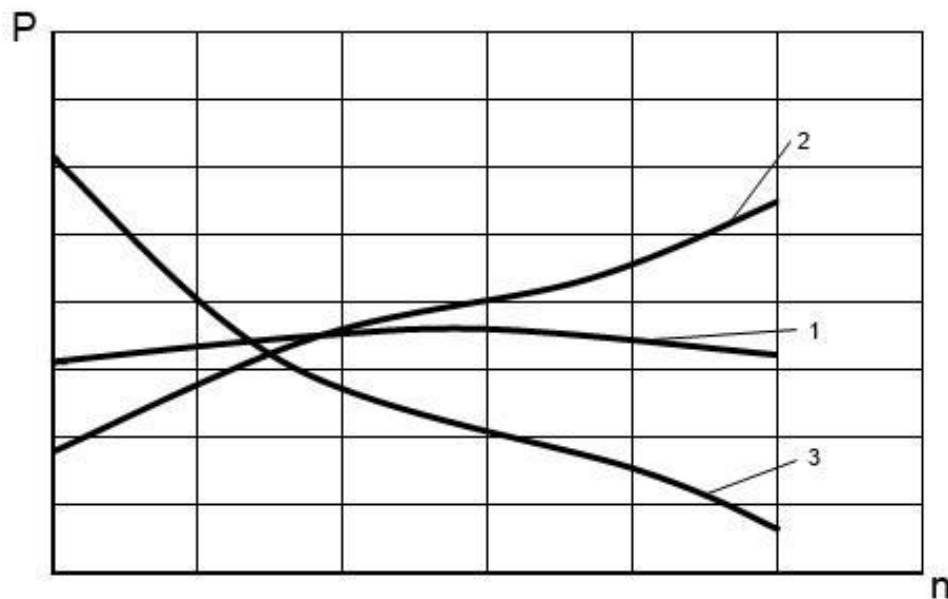
Утечки жидкости через радиальные зазоры турбины характеризуются объемным КПД:

$$\eta_o = 1 - \frac{q}{Q}$$

где q – утечка через зазоры;
 Q – расход жидкости через турбину.



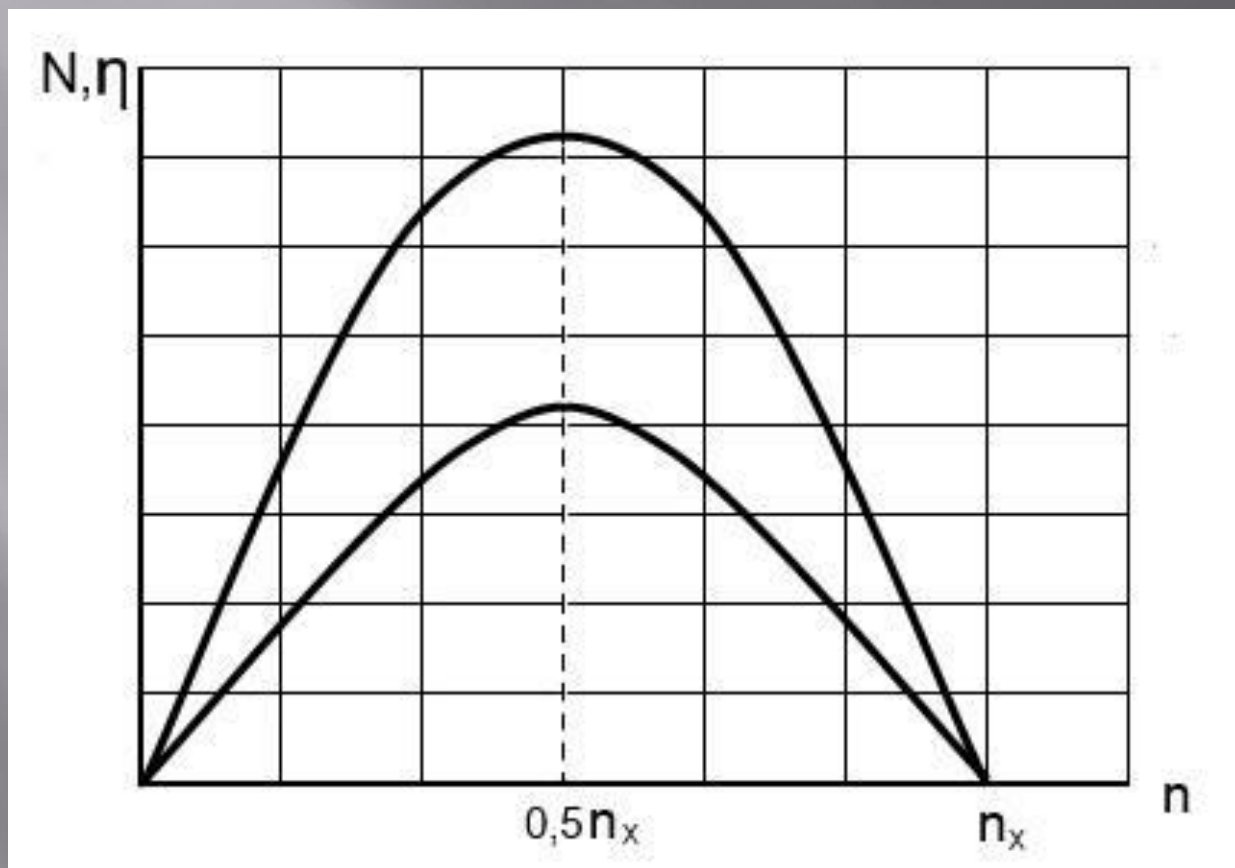
зависимость крутящего момента M от частоты вращения n .



зависимости перепада давления P от частоты вращения n

- 1 – турбина нормально циркулятивного типа;
- 2 – турбина высокоциркулятивного типа;
- 3 – турбина низкоциркулятивного типа.

зависимости мощности N и КПД η от частоты вращения n .



Основные параметры энергетической характеристики турбины турбобура

- тормозной (максимальный) крутящий момент M_T ;
- частота вращения на холостом режиме (максимальная) n_x ;
- частота вращения на режиме максимальной мощности n_ε ;
- перепад давления на рабочем режиме P ;
- перепад давления на тормозном режиме P_T ;
- перепад давления на холостом режиме P_x ;
- максимальная мощность N_M ;
- максимальный КПД η_M .

Основными режимами работы турбины являются:

- тормозной, при $n = 0$, $M = M_T$;
- экстремальный, при $N = N_M$;
- оптимальный, при $\eta = \eta_M$;
- холостой, при $n = n_x$, $M = 0$.

Зависимость крутящего момента от частоты вращения вала

$$M = M_T \left(1 - \frac{n}{n_x} \right)$$

где M – крутящий момент;
 M_T – тормозной крутящий момент;
 n – частота вращения;
 n_x – холостая частота вращения.

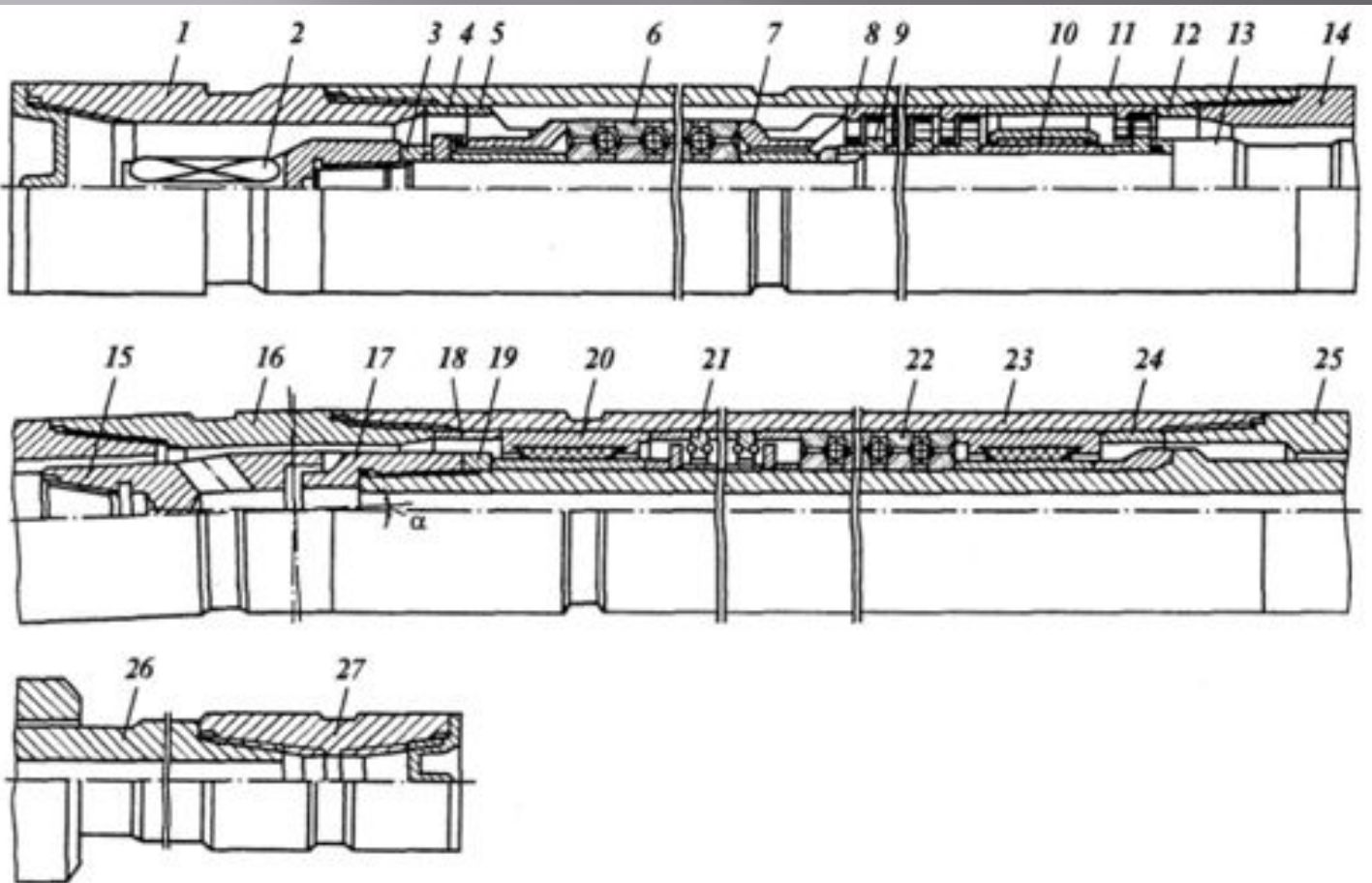
Максимальная механическая мощность турбины

$$N_M = 2\pi M n$$

Коэффициент полезного действия КПД:

$$\eta = \frac{2\pi M n}{P_Q}$$

Турбобур - отклонитель ТО



1 – переводник; 2, 15 – полумуфты; 3, 4, 12, 18, 19, 24 – кольца регулировочные; 5, 7 – фонари; 6, 22 – упорно-радиальные шарикоподшипники; 8 – статор; 9 – ротор; 10 – опора средняя; 11, 13 – корпус и вал турбинной секции; 14, 16 – соединительный и искривленный переводники; 17 – шарнирное соединение; 20 – опора нижняя; 21 – пята-сальник; 23, 26 – корпус и вал шпindelной секции; 25 – гайка ниппельная; 27 – переводник вала.

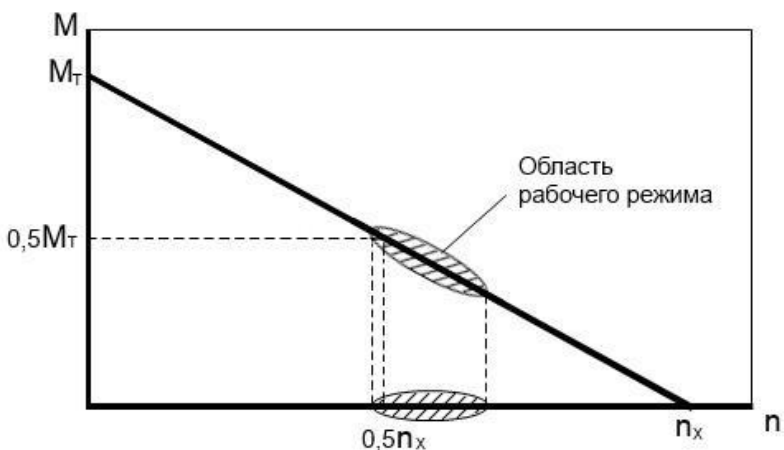
Технические характеристики турбобуров

Тип турбобура	ЗТСШ1-172	ТПС-172	А7Ш	А7ГТШ	ЗТСШ1-195	ЗТСШ1-195АТЛ	Т1-195	Т12РТ-240	А9Ш	А9ГТШ	ЗТСШ1-240	Т1-240	ТВ1-240
Наружный диаметр, мм	172	172	195	195	195	195	195	240	240	240	240	240	240
Длина, м	25,4	26,3	17,6	24,9	25,7	25,7	25,5	8,2	16,7	23,3	23,3	23,7	8,2
Масса, кг	3530	3325	3135	4425	4790	4800	4810	2017	4605	6125	5975	6200	2000
Диаметры долот, мм	190,5 – 215,9	190,5 – 215,9	215,9 – 244,5	215,9 – 244,5	215,9 – 244,5	215,9 – 244,5	215,9 – 244,5	269,9 – 393,7	269,9 – 393,7	269,9 – 393,7	269,9 – 393,7	269,9 – 393,7	269,9 – 393,7
Кол-во шпиндельных секций, шт.	1	1	1	1	1	1	1	-	1	1	1	1	1
Кол-во турбинных секций, шт.	3	3	2	3	3	3	3	1	2	3	3	3	1
Кол-во ступеней турбины ГТ, шт.	336	426	230	230/115	330	330	435	104	220	210/105	315	348	132
Расход бурового раствора, л/с	25	25	30	30	35	25	35	55	45	45	45	45	55
Частота вращения на холост. реж., об/мин	1250	900	1050	700	900	1250	960	1500	900	600	1100	950	1000
Частота вращ. на реж. макс. мощности, об/мин	625	450	525	350	450	625	480	750	450	300	550	475	500
Тормозной момент, Н.м	3550	3500	3750	3750	4000	4250	5700	5100	6100	6100	9100	10000	3700
Перепад давления на реж. макс. мощности, МПа	8,8	6,5	7,8	8,5	5,5	6,9	8,5	5,5	7,0	8,0	10,0	10,5	3,5

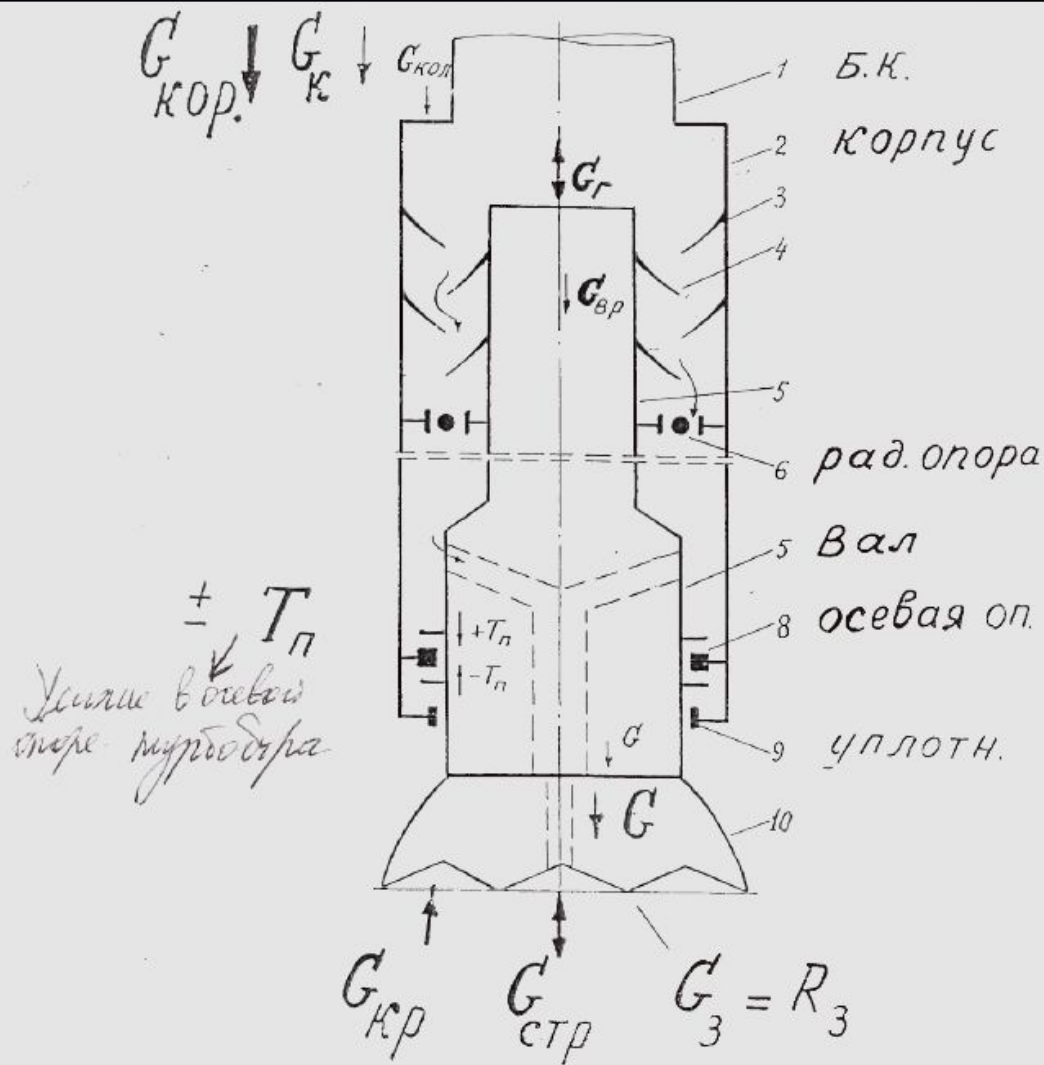
Технические характеристики турбобуров-отклонителей

Тип турбобура	ТО-172	ТО2-195	ТО2-240
Наружный диаметр, мм	172	195	240
Длина, м	10,7	10,1	10,2
Масса, кг	1500	1850	2595
Число ступеней турбины	109	95	106
Длина нижнего плеча отклонителя, мм	2000	2020	2350
Присоединительная замковая резьба:			
к долоту (муфта)	3-117	3-117	3-152
к бурильным трубам (муфта)	3-147	3-147 >	3-171
Расход жидкости (вода), л/с	25	30	50
Частота вращения на раб. режиме, об/мин	670	660	660
Крутящий момент на раб. режиме, Нм	650	810	2040
Перепад давления, МПа	3,8	3,3	4,1

Область рабочего режима турбобура

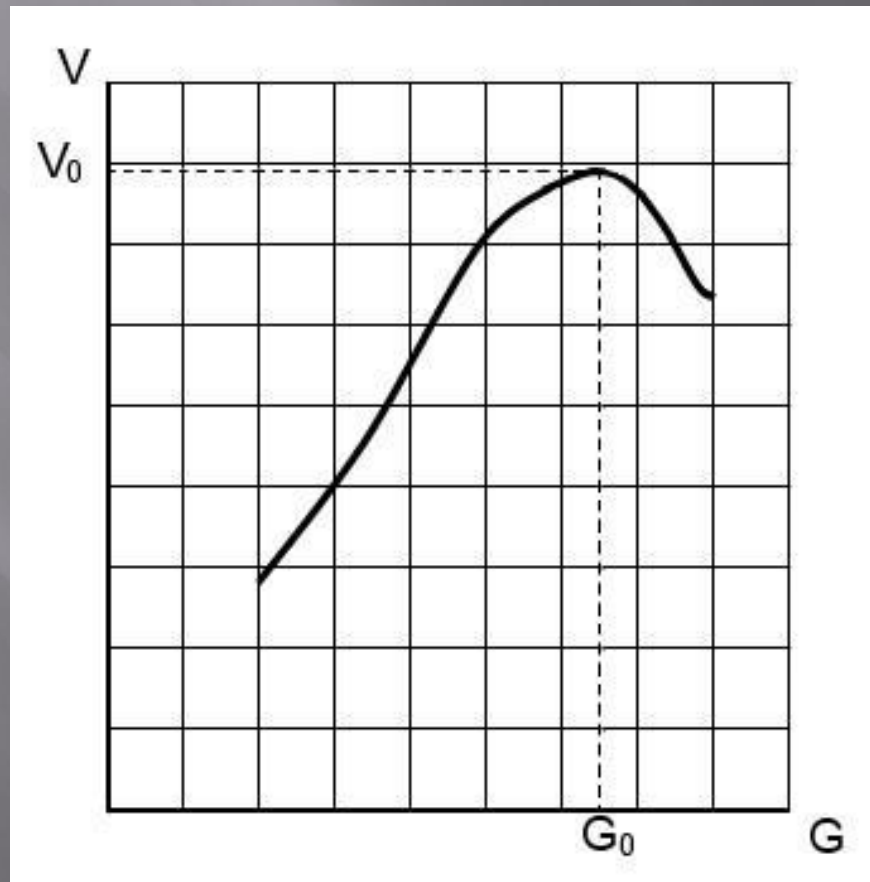


M – крутящий момент;
 n – частота вращения.



G_{CTP} - вес от крутильных колебаний
 G_{VP} - вес от струи жидкости.
 G_3 - нагрузка на жонку = сила на жонку = R_3

Зависимость механической скорости проходки V от осевой нагрузки на долото G при турбинном бурении



Определение тормозного крутящего момента при котором произойдет остановка турбобура

$$M_T = 2mG,$$

где M_T – тормозной момент турбобура, Н.м;
 m – удельный момент на долоте, м;
 G – осевая нагрузка на долото, Н.

$$n = n_x \left(1 - \frac{mG}{M_m}\right)$$

Значения удельных моментов на долоте для условий турбинного бурения в некоторых нефтегазовых регионах

Регион	Тип долота	Удельный момент, м
Западная Сибирь	трехшарошечное	0,010 - 0,013
Западная Сибирь	PDC	0,035 - 0,045
Урало-Поволжье	трехшарошечное	0,004 - 0,008
Урало-Поволжье	алмазное	0,010 - 0,020
Коми	алмазное	0,016 - 0,025
Коми	PDC	0,030 - 0,040
Белоруссия	трехшарошечное	0,007 - 0,011
Белоруссия	алмазное	0,012 - 0,022

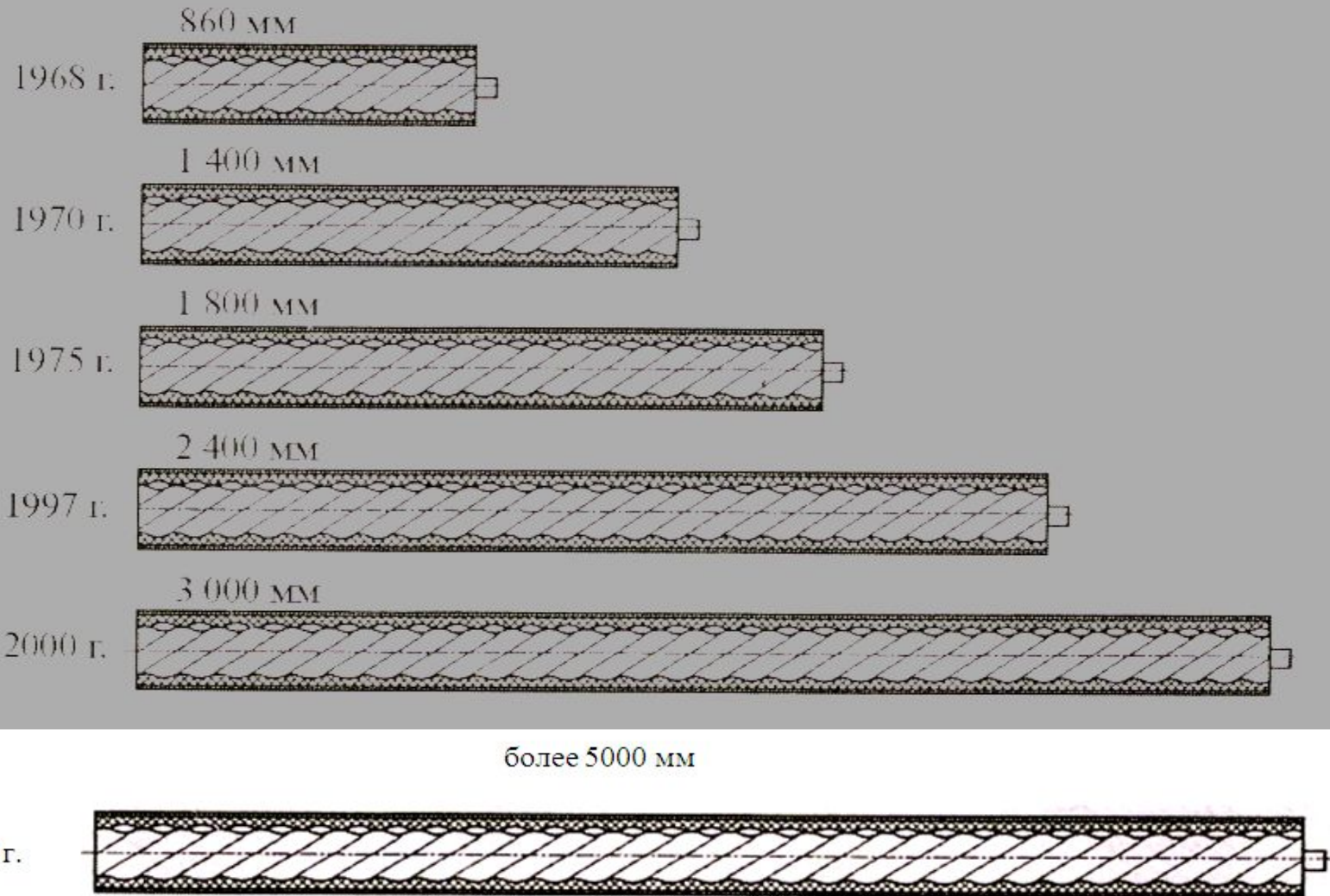
Объем бурения скважин с применением ВЗД

Показатель	Годы						
	1976-1980	1981-1985	1986-1990	1991-1995	1996-2000	2001-2005*	2006-2010
Объем бурения ВЗД, млн м	0,4	5,3	12,6	6,5	10,0	15	18-21
Доля в проходке нефтегазовых скважин, %	0,6	4,2	6,6	6,9	15,0	30,5	Более 50

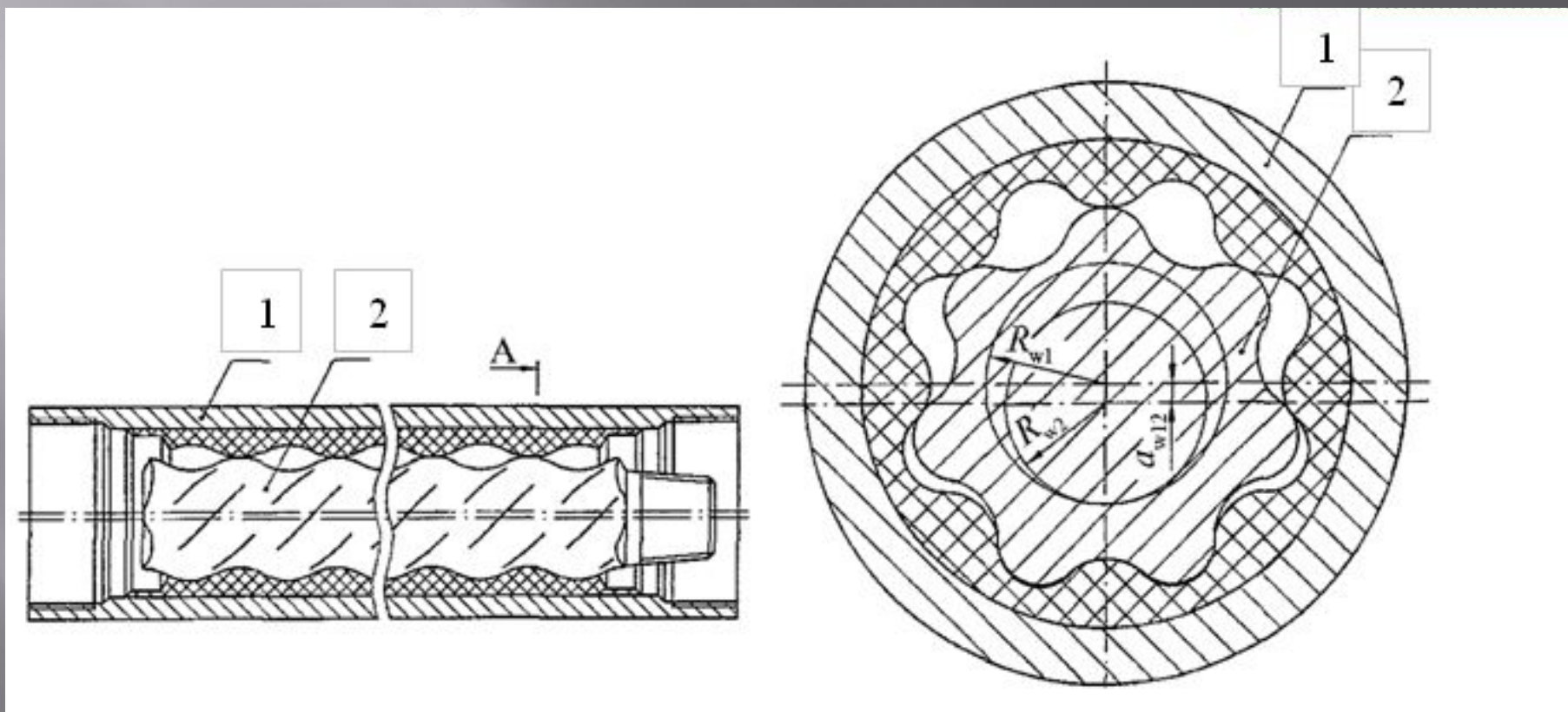
* Данные по России, без учета бурения в других странах СНГ

Сравнительная длина рабочих органов отечественных ВЗД за период 1960-2000

гг.



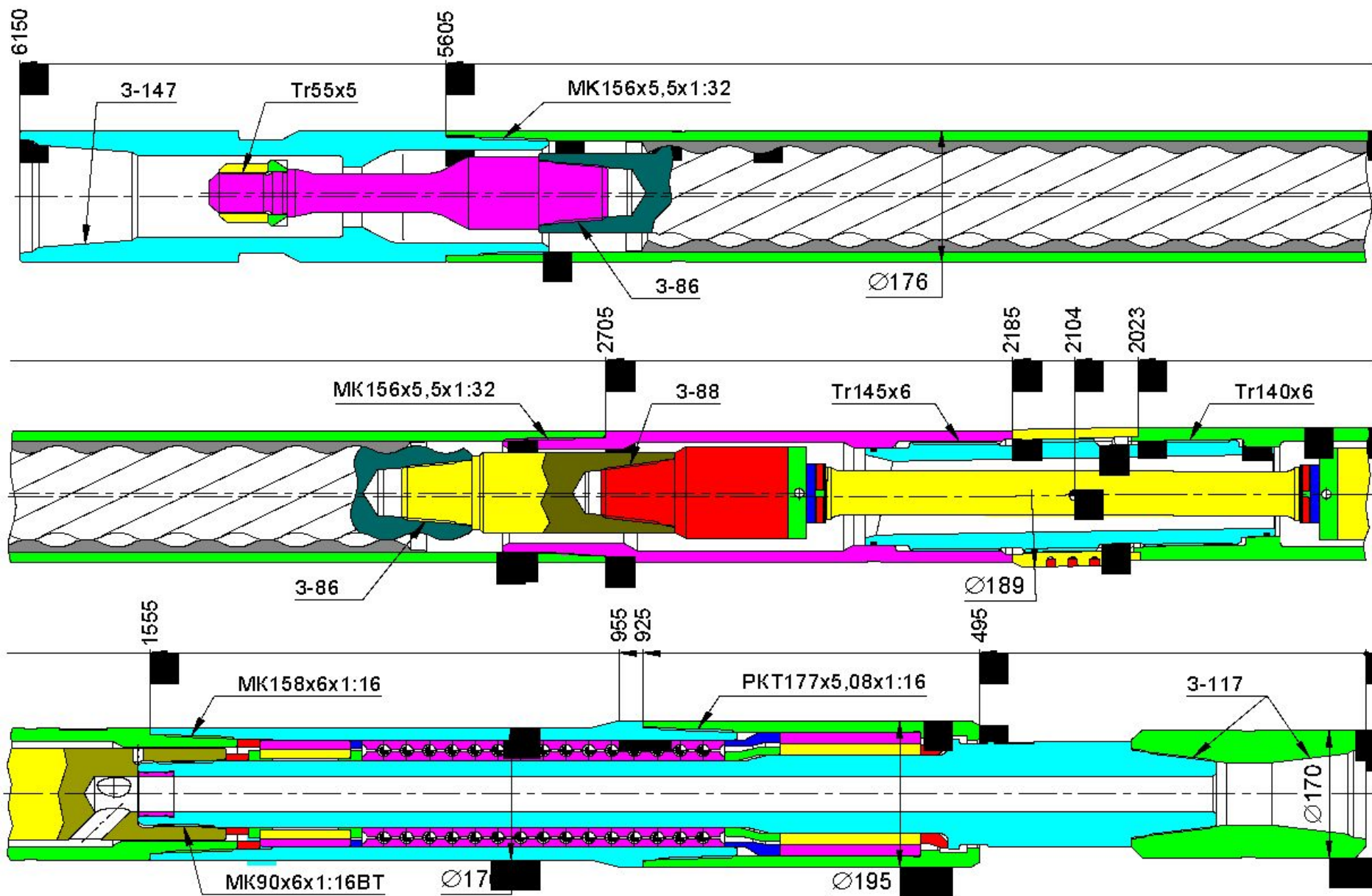
Рабочие органы ВЗД (РО)



Условные обозначения: 1 - статор; 2 - ротор



Двигатель с регулятором угла ДРУ2-172РС с ловильным устройством



Геометрию винтового героторного механизма (ВГМ) с циклоидальным зацеплением полностью характеризуют семь безразмерных параметров:

Первые пять безразмерных параметров определяют профиль РО в его торцовом сечении. Параметры c_T и k характеризуют пространственную геометрию РО

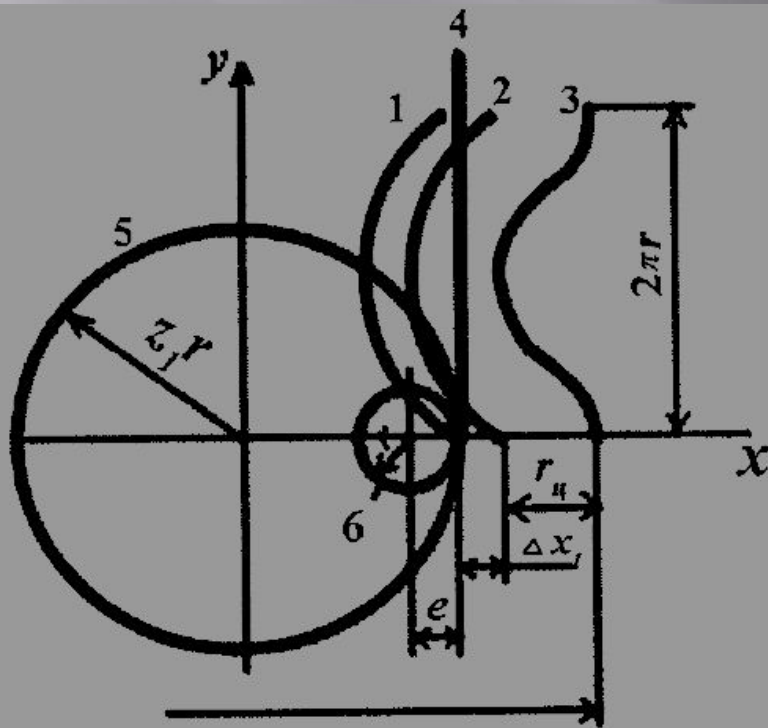


Рис. 1.

Образование циклоидального профиля:

- | | |
|---------------------------|------------------------------|
| 1 — укороченная циклоида; | 4 — инструментальная прямая; |
| 2 — смещенная циклоида; | 5 — направляющая окружность; |
| 3 — эквидистанта; | 6 — катящаяся окружность. |

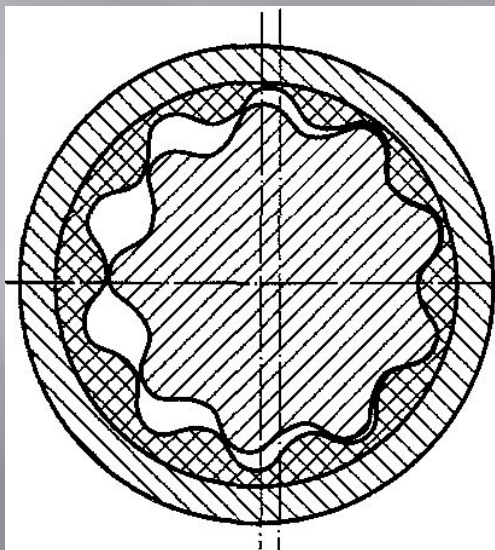
- кинематическое отношение $i = z_2 : z_1$;
 - коэффициент внецентроидности $c_0 = \frac{r}{e}$;
 - коэффициент формы зуба $c_e = \frac{r_ц}{e}$;
 - коэффициент смещения $\xi = \frac{\Delta x_1}{e}$;
 - коэффициент натяга $c_\delta = \frac{\delta}{d_{cp}}$;
 - коэффициент формы винтовой поверхности $c_T = \frac{t}{d_{cp}}$;
 - число шагов рабочих органов $k = \frac{L}{T}$,
- где z_1, z_2 — числа зубьев статора и ротора;
 r — радиус катящейся окружности;
 Δx_1 — смещение рейки исходного профиля;
 $r_ц$ — радиус эквидистанты;
 δ — диаметральный натяг;
 t, d_{cp} — шаг и средний диаметр винтовой поверхности ротора;
 T — шаг винтовой поверхности статора;
 L — длина РО.

Сравнение показателей ВЗД при различных коэффициентах формы винтовой поверхности

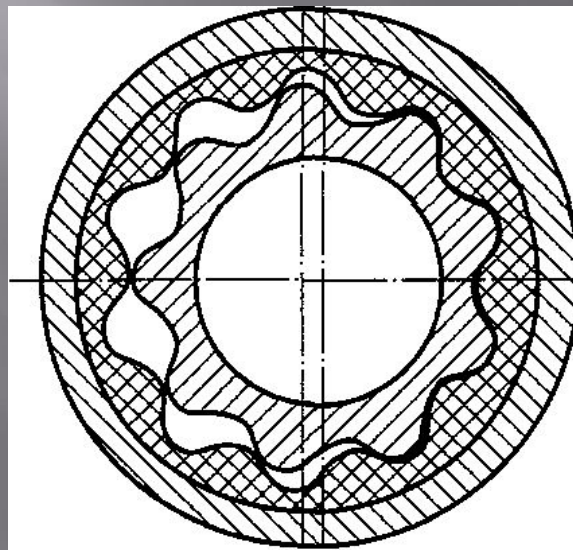
c_T	e , мм	V , л	z_2	T , мм	L , мм	k	σ_H , МПа	w , м/с	$v_{СК}$, м/с
5,5	2,5	13,7	19	720	1 044	1,5	5,3	22,8	1,2
6,0	3,5	13,7	13	770	1 265	1,6	4,5	16,7	1,1
6,5	4,5	14,4	10	836	1 520	1,8	4,2	13,9	1,1
7,0	5,5	14,4	8	882	1 764	2,0	3,8	11,8	1,1
7,5	6,0	14,6	7	944	2 006	2,1	3,5	11,0	1,1
8,0	6,5	14,4	6	1 015	2 320	2,3	3,3	10,1	1,0
8,5	7,5	14,2	5	1 068	2 670	2,5	3,0	8,9	1,0
9,0	7,5	15,0	5	1 134	2 835	2,5	3,0	9,4	1,0
9,5	8,5	14,0	4	1 195	3 346	2,8	2,6	8,0	1,0
10,0	8,5	14,7	4	1 260	3 528	2,8	2,6	8,4	1,0
10,5	8,5	15,5	4	1 325	3 710	2,8	2,2	8,8	1,0
11,0	10,0	13,8	3	1 392	4 524	3,3	2,2	7,0	0,9
11,5	10,0	14,4	3	1 456	4 732	3,3	2,2	7,3	0,9
12,0	10,0	15,0	3	1 520	4 940	3,3	2,2	7,6	0,9

Варианты исполнения ротора ВЗД:

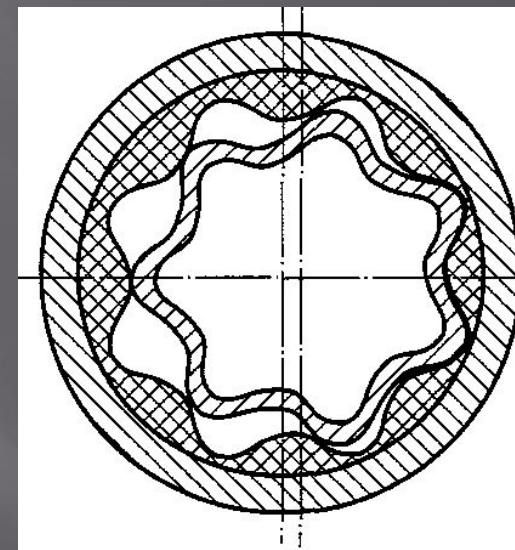
а - цельный; б - полый; в - гидроштампованный



а



б

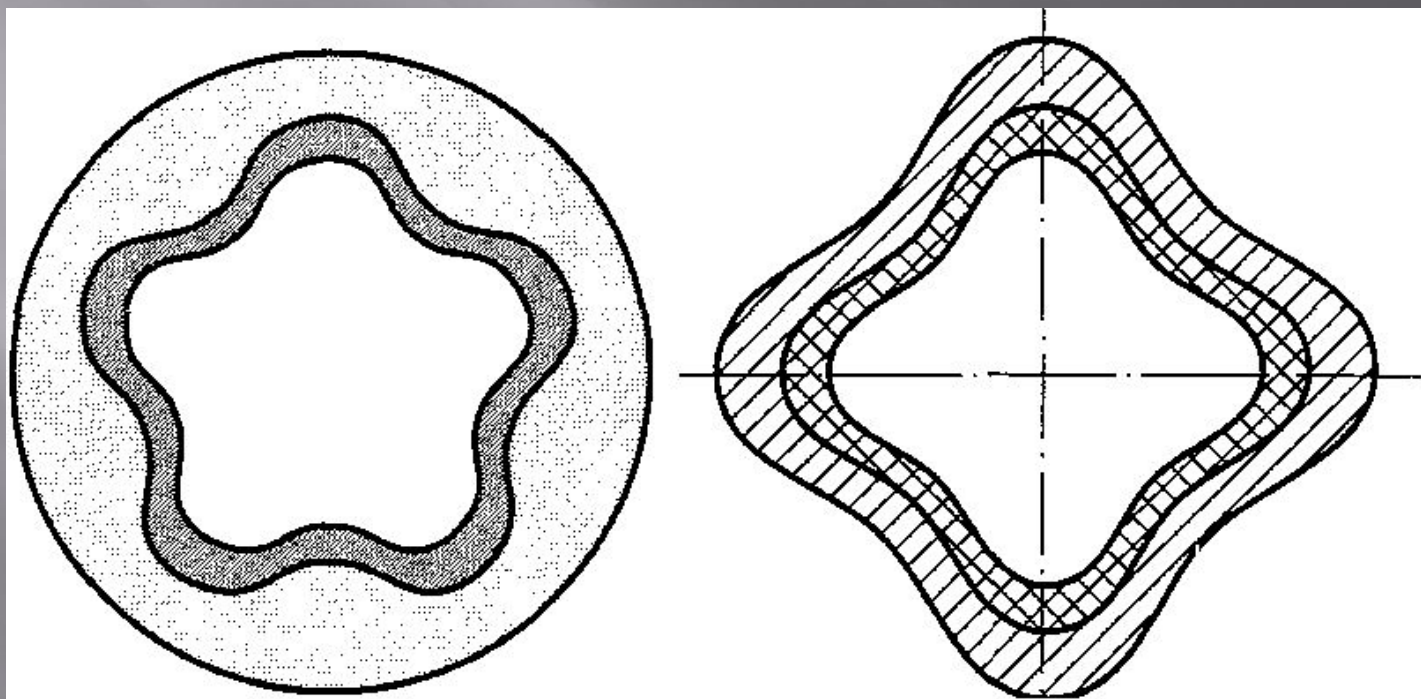


в

Статор с постоянной толщиной обкладки:

а - с цилиндрическим остовом;

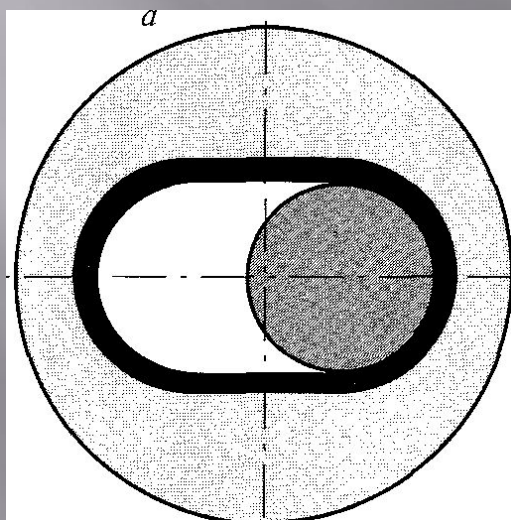
б - с винтообразным остовом



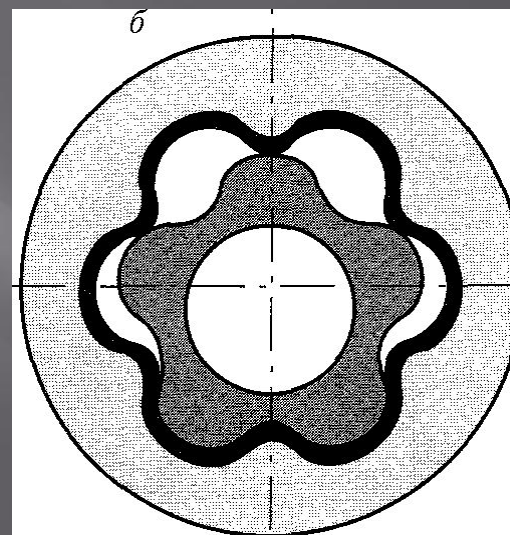
а

б

Вариант цельного цилиндрического статора с внутренней винтовой поверхностью взят на вооружение фирмами Baker Hughes, Halliburton, Weatherford

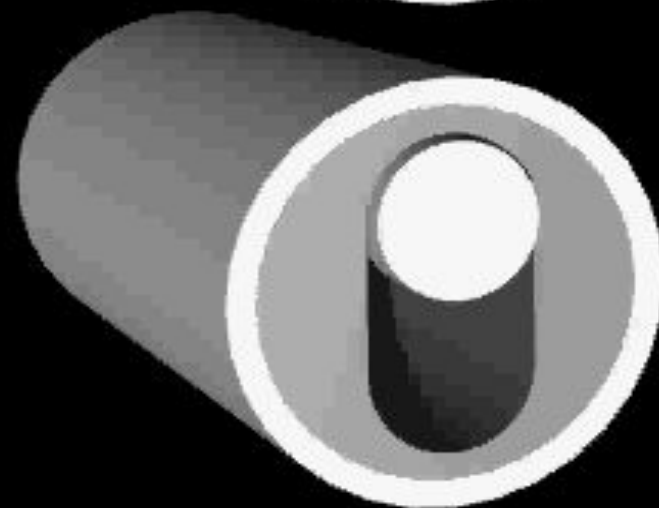


а



б

Поперечные сечения ВЗД фирмы Baker Hughes серии X-treme:
а - $i = 1:2$; б - $i = 5:6$





Характеристики рабочих пар, планируемых к изготовлению в «Радиус-Сервис» в течении 2006 года

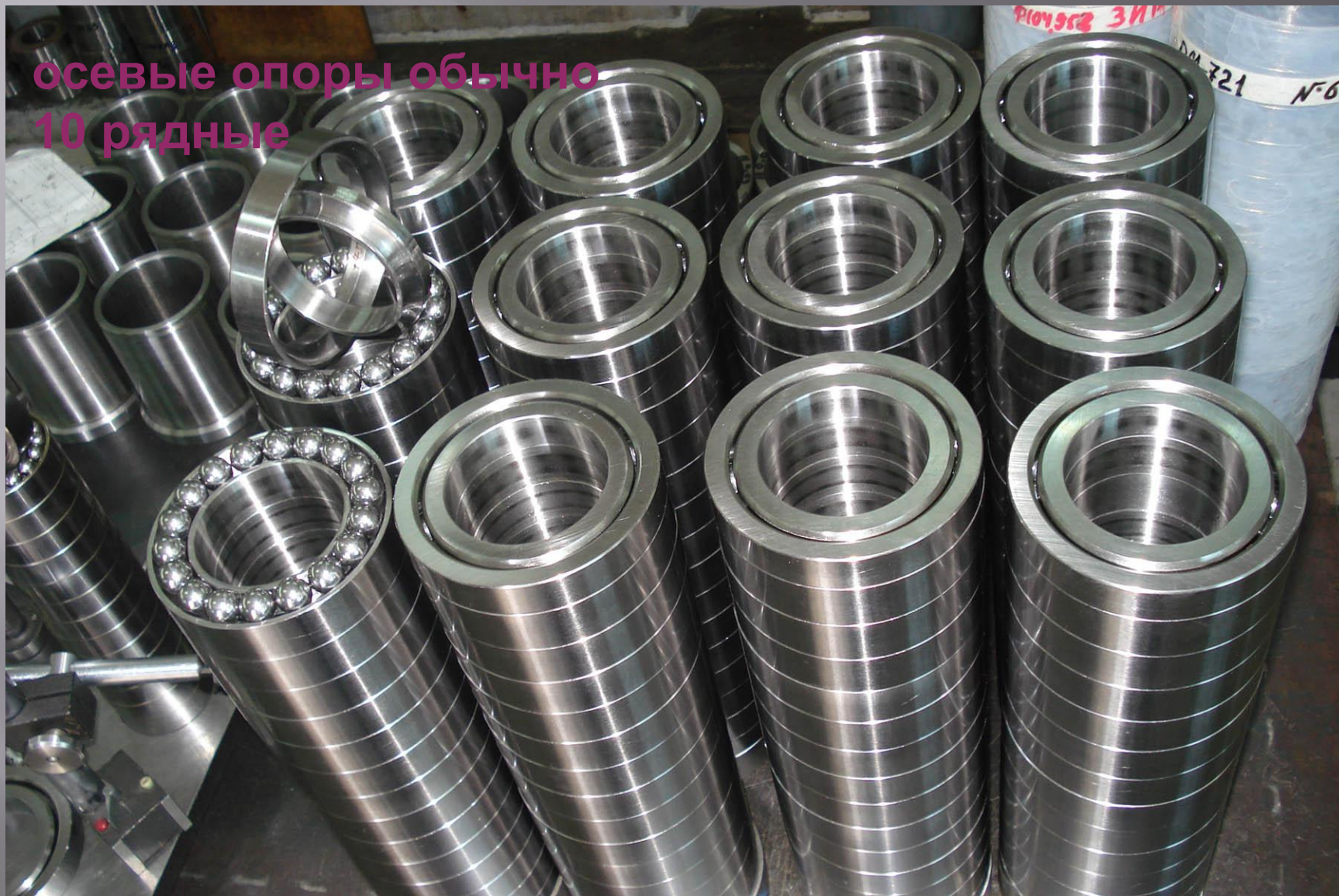
Габарит	Заходность	Длина активной части статора, мм	Число шагов	Максимально допустимый перепад давления, ат	Диапазон расхода, л/с	Частота вращения на холостом ходу при максимальном расходе, об/мин	Частота вращения при максимальном перепаде давления, об/мин	Момент при максимальном перепаде давления, кг*м
120	5/6	3 000	4.4	41	12...16	250	200	184
	6/7	3 000	4.3	41	12...16	260	210	162
	6/7	4 000	7	65	12...16	270	210	292
127	6/7	3 000	4.3	41	12...16	260	210	162
	7/8	3 000	3.8	25	12...16	175	170	123
	9/10	3 000	4.6	39	12...16	175	170	162
176	7/8	3 600	3.8	55	25...35	145	120	902
	7/8	4 000	4.7	72	25...35	160	130	1 048
	4/5	4 000	6.1	64	25...35	305	230	670
	6/7	3 000	4.8	53	25...35	250	190	556
195 203	5/6	3 000	5	56	19...57	300	230	825
244	3/4	3 000	6	53	38...76	470	360	770



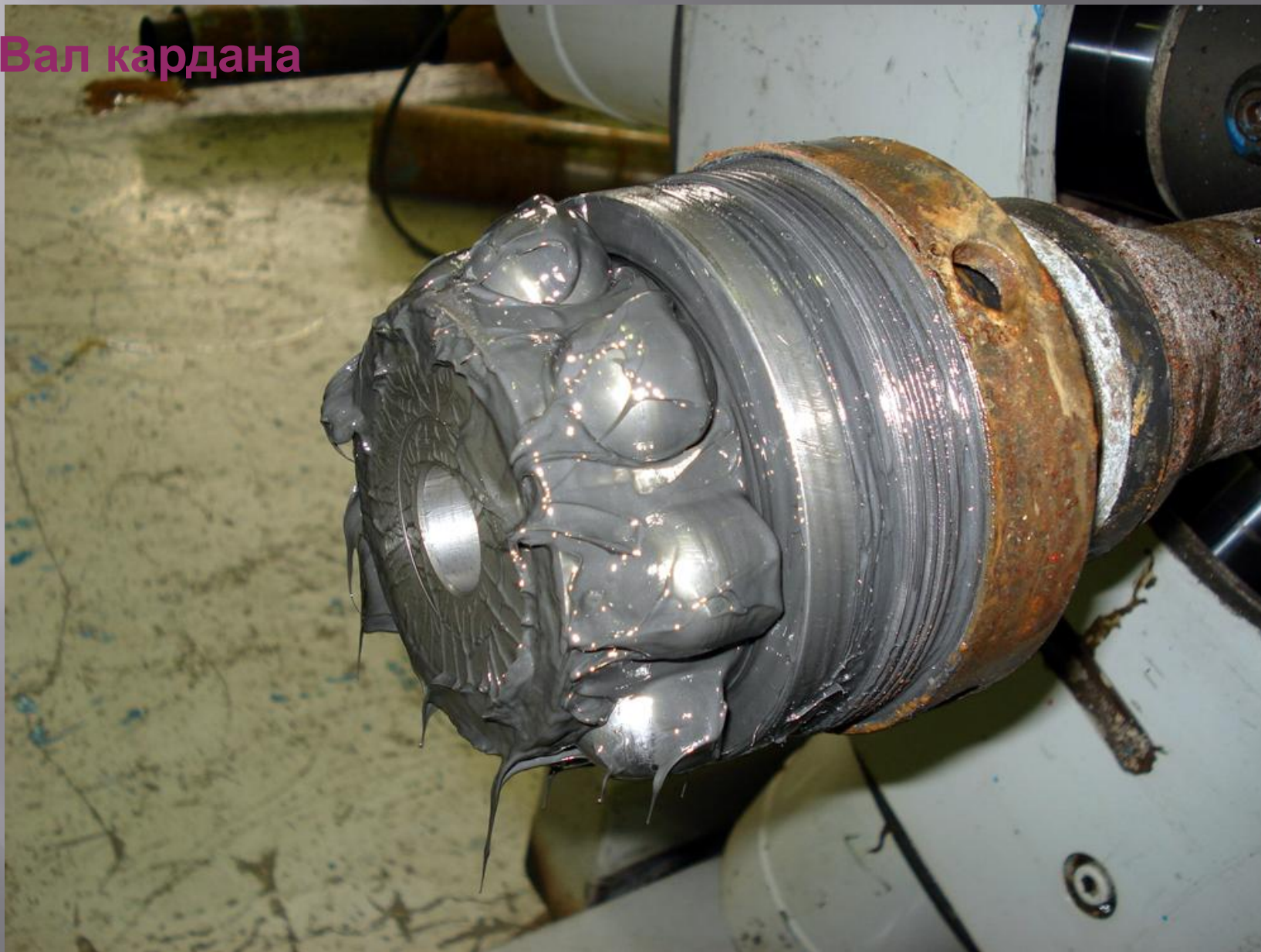
Характеристики рабочих пар, изготавливаемых «Радиус-Сервис» в настоящее время

Габарит	Заходность	Длина активной части статора, мм	Число шагов	Максимально допустимый перепад давления, ат	Диапазон расхода, л/с	Частота вращения на холостом ходу при максимальном расходе, об/мин	Частота вращения при максимальном перепаде давления, об/мин	Момент при максимальном перепаде давления, кг*м
127	9/10	2 000	3.1	21	12...16	180	170	93
176	9/10	1 900	2.2	32	25...35	150	120	451
	6/7	2 400	4.8	53	25...35	300	230	463
	9/10	2 400	2.9	42	25...35	150	120	607
	6/7	3 000	5.7	63	25...35	300	230	558
	9/10	3 000	3.5	53	25...35	150	120	767
195	9/10	1 900	2.2	32	25...35	150	120	451
	6/7	2 400	4.8	53	25...35	300	230	463
	9/10	2 400	2.9	42	25...35	150	120	607
	6/7	3 000	5.7	63	25...35	300	230	558
	9/10	3 000	3.5	53	25...35	150	120	767
240	7/8	3 000	3.4	55	38...76	220	170	1 483

осевые опоры обычно
10 рядные



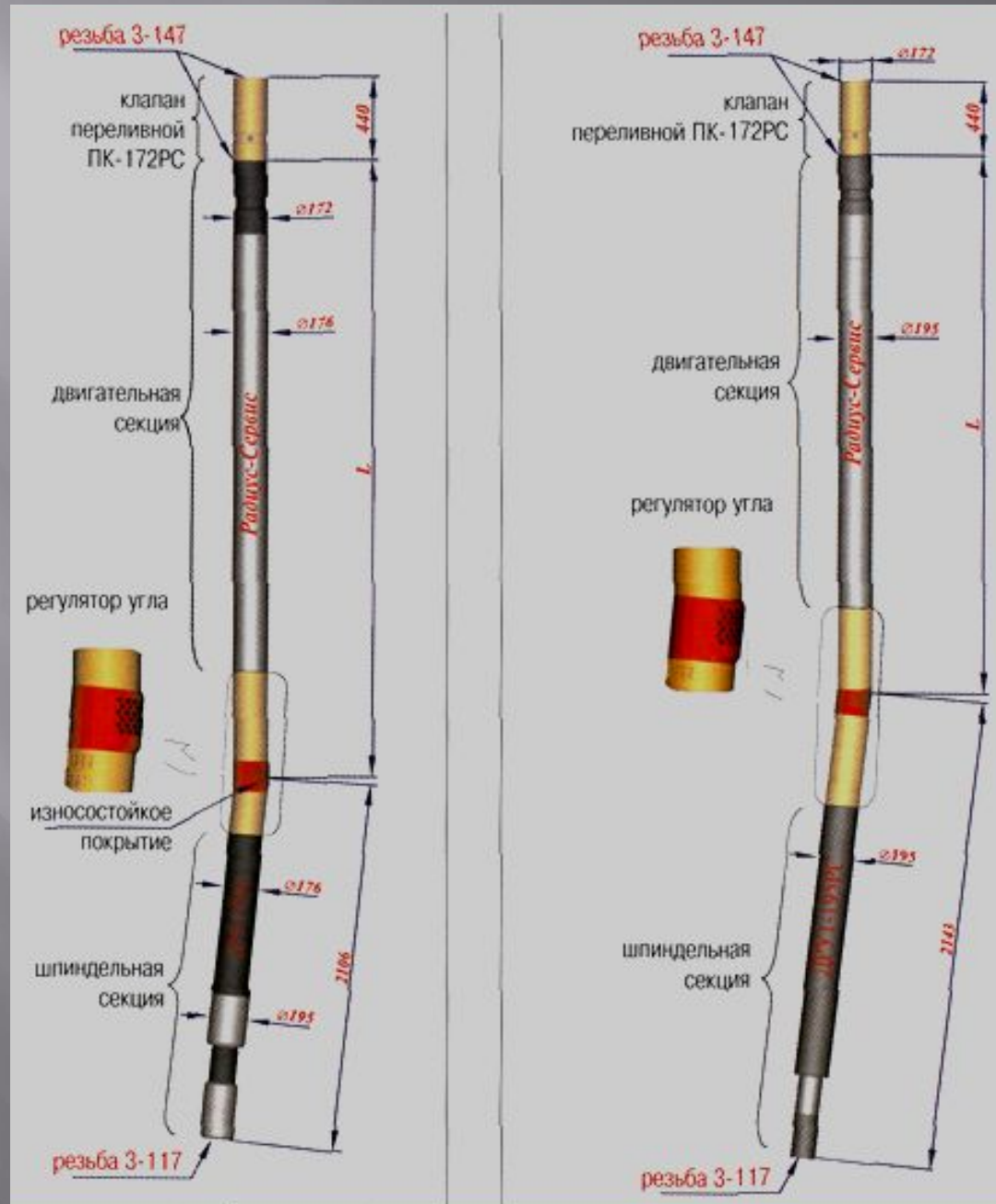
Вал кардана







ВИНТОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ДРУ2-172РС И ДРУ1-195РС



Расчет частоты вращения и перепада давления ВЗД

$$n = \frac{60 \cdot Q \cdot \eta_{об}}{V} ;$$

$$P_p = \frac{2\pi \cdot M_c}{V \cdot \eta_{ГМ}}$$

Гидромеханический КПД принимают $\eta_{ГМ} = 0,5$, т.е. расчет ведется для рабочего режима гидродвигателя с КПД $\eta = \eta_o$; $\eta_{ГМ} = 0,4$.

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ
БУРЕНИЯ СКВАЖИН С ВЗД
(Плотников В.М.)**

$$\frac{V \cdot V_0}{Q} = k \cdot \left(\frac{G}{D_\delta} \right)^a$$

V Механическая скорость бурения, м/ч

V_0 Объем камер РО ВЗД, м³

Q Расход, м³

G Нагрузка на долото, Н

D_δ Диаметр долота, м

k и a Эмпирические коэффициенты

Требуется уточнение по перепаду давления и частоте вращения вала ВЗД, т.к $n=Q/V_0$ и $P=?$ в зависимости от изменения давления в затрубье и сальникообразовании при $G=const$ при изотропии (анизотропии), а также положительной или отрицательной дилатансии. Замер 15-20 минут.

$$a = a_0 e^{-\beta \cdot t}$$

β Коэффициент износа долота

a_0 Рассчитывается по формуле (1)

t Текущее время

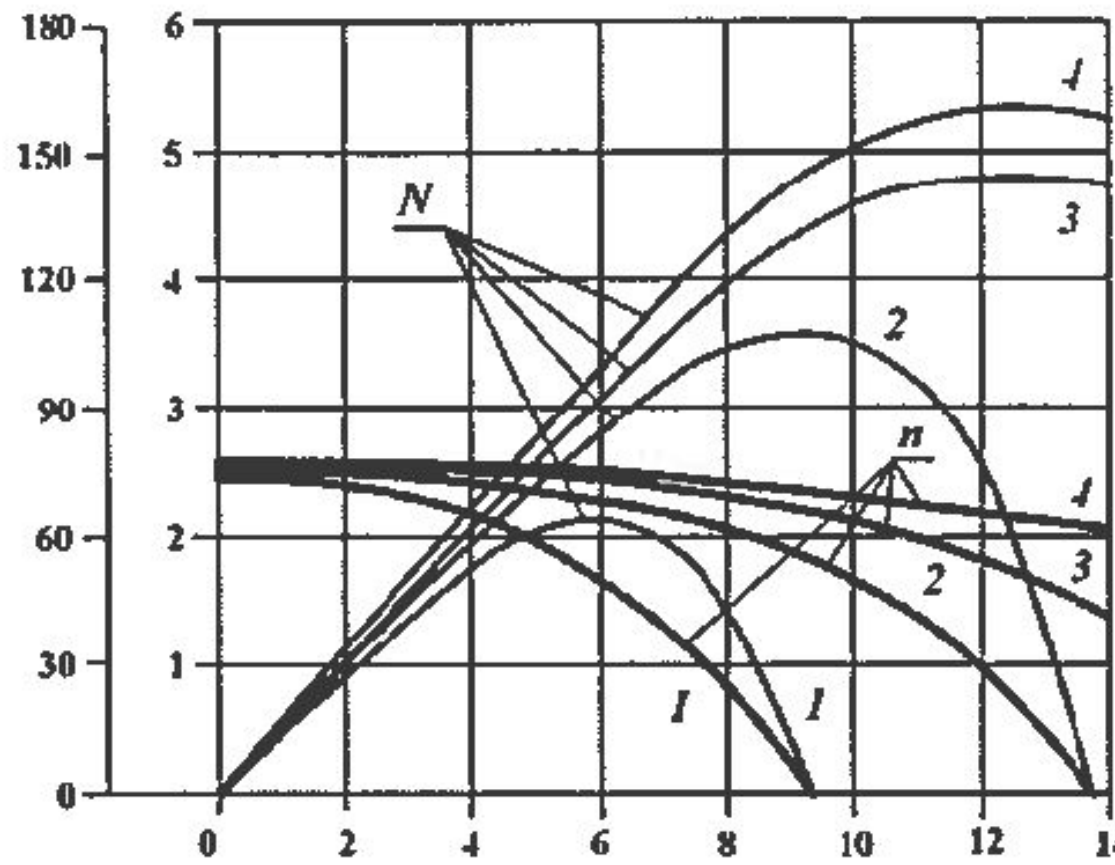
Для двух точек t_1 и t_2 $a_1 = a_0 e^{-\beta \cdot t_1}$ $a_2 = a_0 e^{-\beta \cdot t_2}$

$$\frac{\ln a_1}{a_2} = -\beta \cdot (t_2 - t_1)$$

$$\beta = \frac{\frac{\ln a_1}{a_2}}{t_1 - t_2}$$

ЗАВИСИМОСТЬ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И МОЩНОСТИ ОТ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА ВЫХОДНОМ ВАЛУ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАЗЛИЧНОЙ ДЛИНЕ АКТИВНОЙ ЧАСТИ СТАТОРА (L)

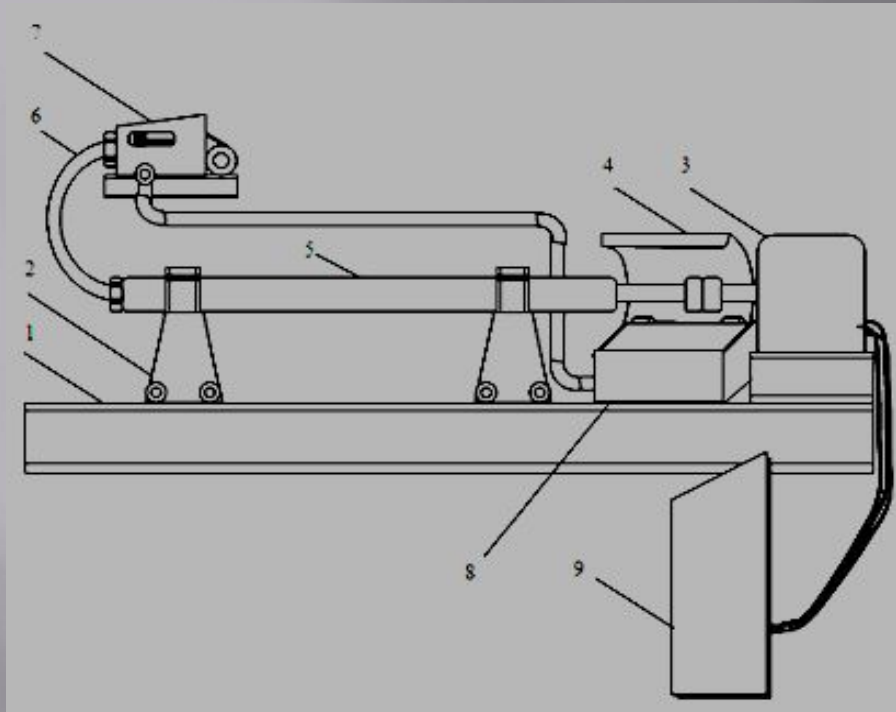
$N, \text{кВт}$ $n, 1/\text{с}$



- 1 — Д2-195 ($L=1800 \text{ мм}$)
- 2 — Д5-195 ($L=2400 \text{ мм}$)
- 3 — Д3-195
Д-195.9/10.35 ($L=3000 \text{ мм}$)
- 4 — Д-195.9/10.42 ($L=3600 \text{ мм}$)

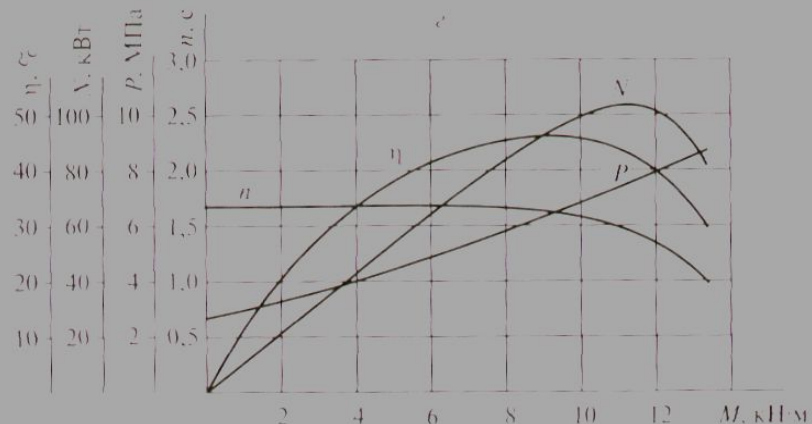
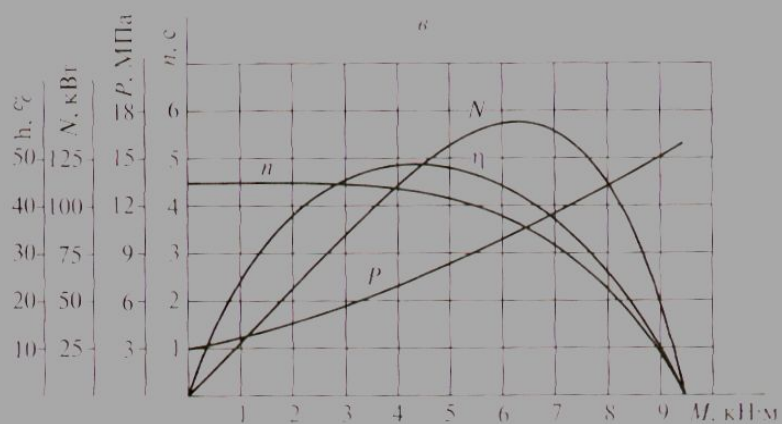
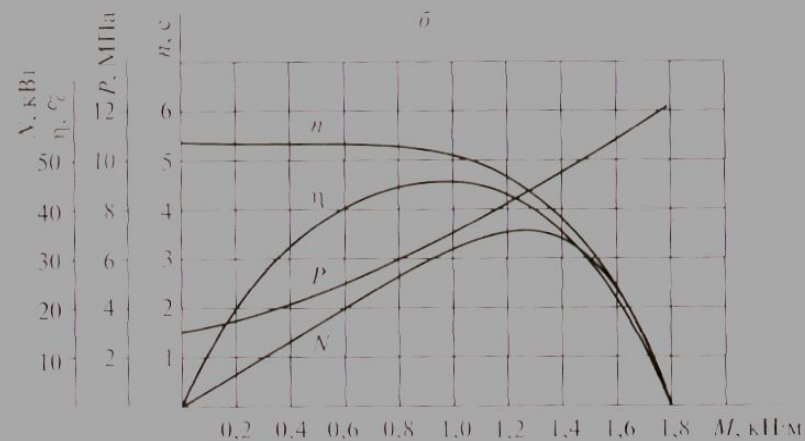
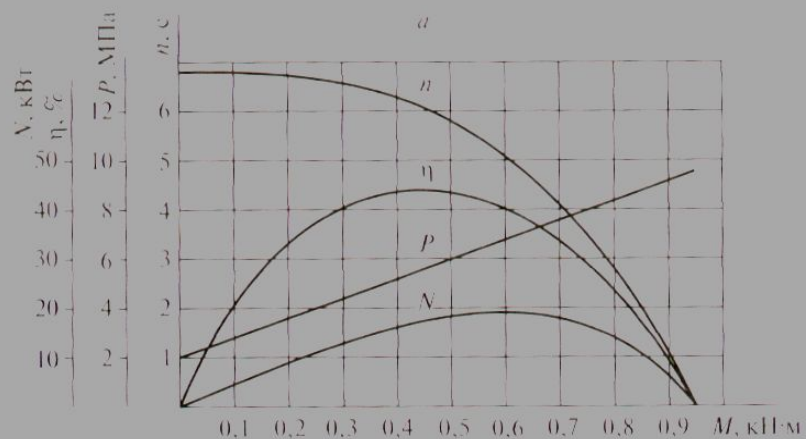
$M, \text{кНм}$

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЗД (GRIFFITH TORQUEMASTER JUNIOR 1289 КАНАДСКОЙ ФИРМЫ NATIONAL OILWELL)



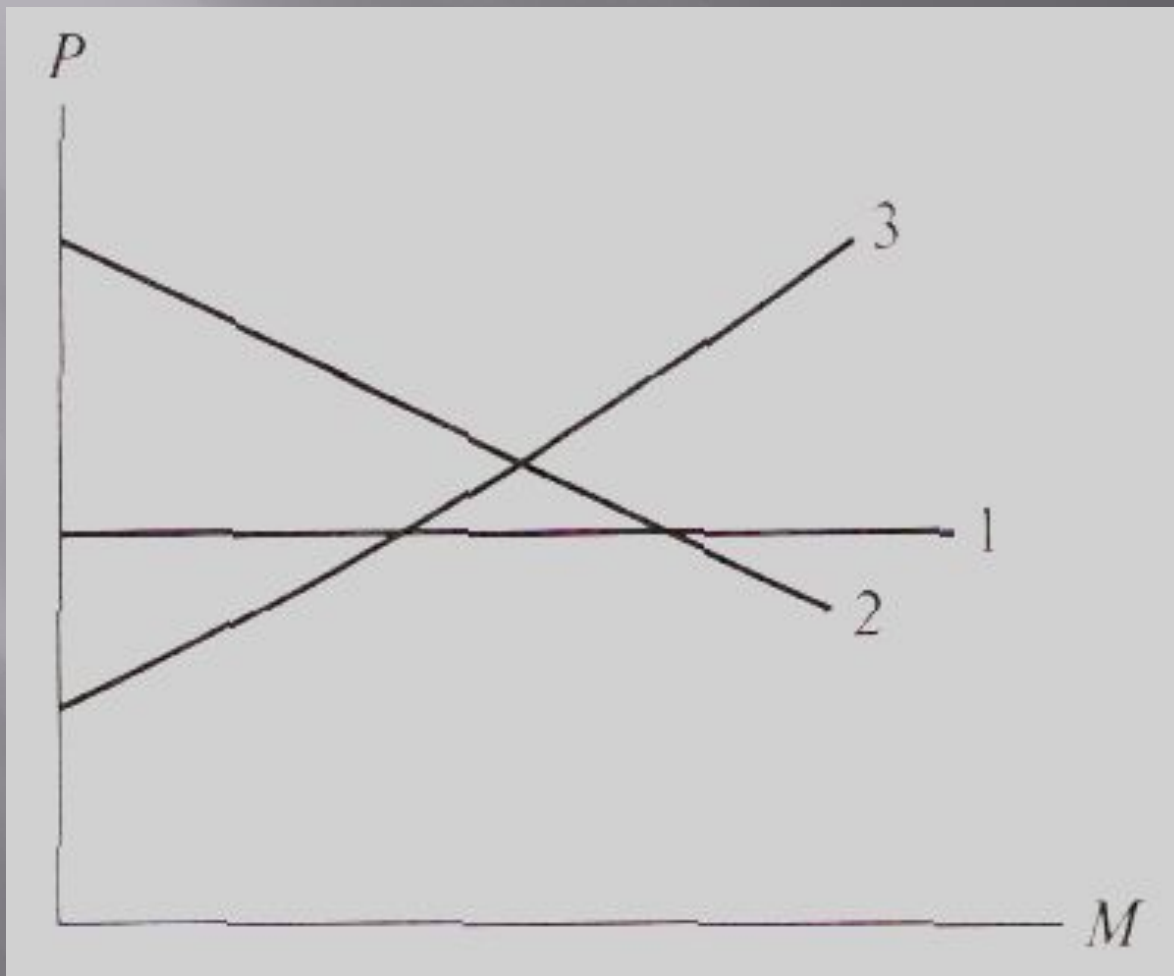
Условные обозначения: а) 1-установочная базу; 2-самоустанавливающиеся зажимы; 3-тормозное устройство в виде электромагнитного порошкового нагрузочного тормоза; 4-гидроотбойник ; 5-ВЗД; 6-резинометаллические трубопровод высокого давления; 7-насос 7; 8-приемная емкость

Характеристики ВЗД серии Д



а – Д1-88 (Q=7 л/с); б – Д1-105 (Q=10 л/с); в – ДВ-172 (Q=32 л/с); г – Д1-240 (Q=32 л/с)

Гидромеханические характеристики забойных двигателей



1 - турбобур типа ТСШ; 2 — турбобур типа А; 3 — винтовой забойный двигатель

ВЗД используемые в ООО «РН-Бурение» ОАО «Юганскнефтегаз»

Тип ВЗД	Размер долота, мм	Расход, л/мин	Частота вращения, об/мин	Давление в двигателе, МПа	Оптимальный крутящий момент, Н•м	Максимальный крутящий момент, Н•м	Производитель
7LZ178×7.0L-5-914	213-251	1183-2366	84-168	4	7176	10137	Lilin Group, КНР
Д-178.7/8.37	214,3-244,5	1500-1800	94-144	6,1-7,7	7000-9000	9000-12000	ООО «ВНИИБТ
ДР-178.7/8.37	214,3-244,5	1500-1800	94-144	6-9	7000-9000	9000-12000	ООО «ВНИИБТ
ДГР-178.7/8.37	214,3-244,5	1500-1800	94-144	6,1-7,7	7000-9000	9000-12000	ООО «ВНИИБТ
ДРУ-172.7/8.48	212,7-269,9	1500-1800	111-156	9	-	16440	ОАО «Пермнефтемашремонт»
Д-172РС	212,7-269,9	1140-2280	150-300	6,3	-	6453	ООО «Радиус-Сервис»
Д1-172РС	190,5-250,8	1140-2280	85-170	8,5	-	13120	ООО «Радиус-Сервис»
ДРУ3-172РС RS172N744	212,7-250,8	1140-2280	90-180	7	-	10300	ООО «Радиус-Сервис»
ДРУ5-172РС RS172N754	212,7-250,8	1140-2280	85-170	7	-	10300	ООО «Радиус-Сервис»

Примечание: 7LZ178×7.0L-5-914

-
- Длина шага винтовой нарезки на роторе, мм;
 - Количество шагов винтовой нарезки на роторе;
 - Разновидность подшипниковой секции;
 - Максимальное дифференциальное давление на долоте, МПа;
 - Внешний диаметр корпуса статора, мм;
 - Заходность ротора;

СРОК СЛУЖБЫ ВЗД ПО РЯДУ БУРОВЫХ КОМПАНИЙ

Буровая компания (предприятие)	Тип ВЗД								
	ДГР-178	Д2-195	Д2-172	Д5-195	ДРУ-172	Д-172РС	G1-172 Grifits	Sp. Drill-178	D675-172Drilex
	Кинематическое отношение								
	7:8	9:10	7:8	9:10	7:8	9:10	7:8	7:8	7:8
	Длина рабочей пары, мм								
	3600	2300	2400	2400	2400	2400	2350	3000	2400
	Срок службы ВЗД, ч								
ОАО «Сургут-нефтегаз»	134	90	170	175	199	214	240	196	195
ООО «Газпром бурение»	146	139	168	198	214	212	235	-	-
«ТНК – ВР» (НБН)	127	154	154	186	204	232	227	264	-
ОАО «Лукойл» (БК Евразия)	162	186	176	210	238	239	208	229	205
«Schlumberger» (CGK)	153	-	-	185	234	245	266	247	212
	Среднее значение срока службы ВЗД, ч								
	144	142	167	190	218	228	235	231	204

Повышение долговечности ВЗД.

ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ ДВУМЯ ВИДАМИ ИЗНОСА ПОВЕРХНОСТЕЙ РО:

- ФРИКЦИОННЫМ ИЗНОСОМ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ РОТОРА И СТАТОРА ИЗ-ЗА КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РО;

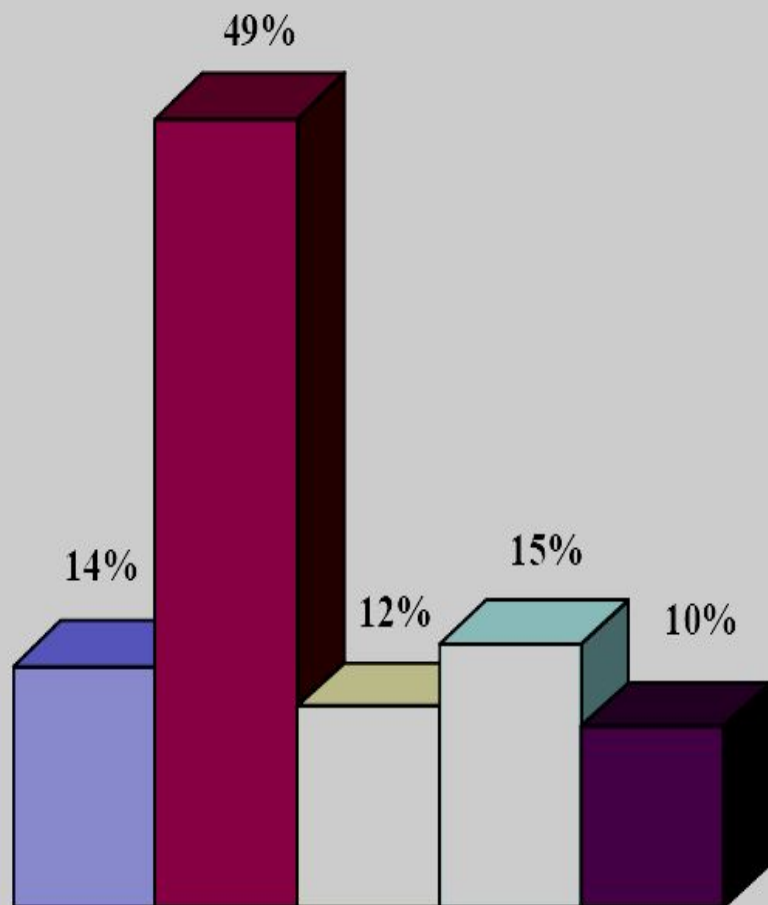
- УСТАЛОСТНЫМ ИЗНОСОМ ЭЛАСТИЧНОЙ ОБКЛАДКИ СТАТОРА ИЗ-ЗА ЦИКЛИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, СОПРОВОЖДАЮЩИХСЯ УПРУГИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ ЭЛАСТОМЕРА И, КАК СЛЕДСТВИЕ, ТЕРМИЧЕСКИМИ И ХИМИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ В ЕГО ПОВЕРХНОСТНОМ СЛОЕ.

Критерием изнашиваемости и деформации РО, определяющим ресурс ВЗД, является контактное напряжение в паре ротор-статор.

Снижение контактных напряжений в рабочей паре можно обеспечить за счет:

- увеличения длины (числа шагов) РО;
- оптимизации геометрических параметров зацепления.

ПРИЧИНЫ ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ВЗД



■ Аварийный выход из строя

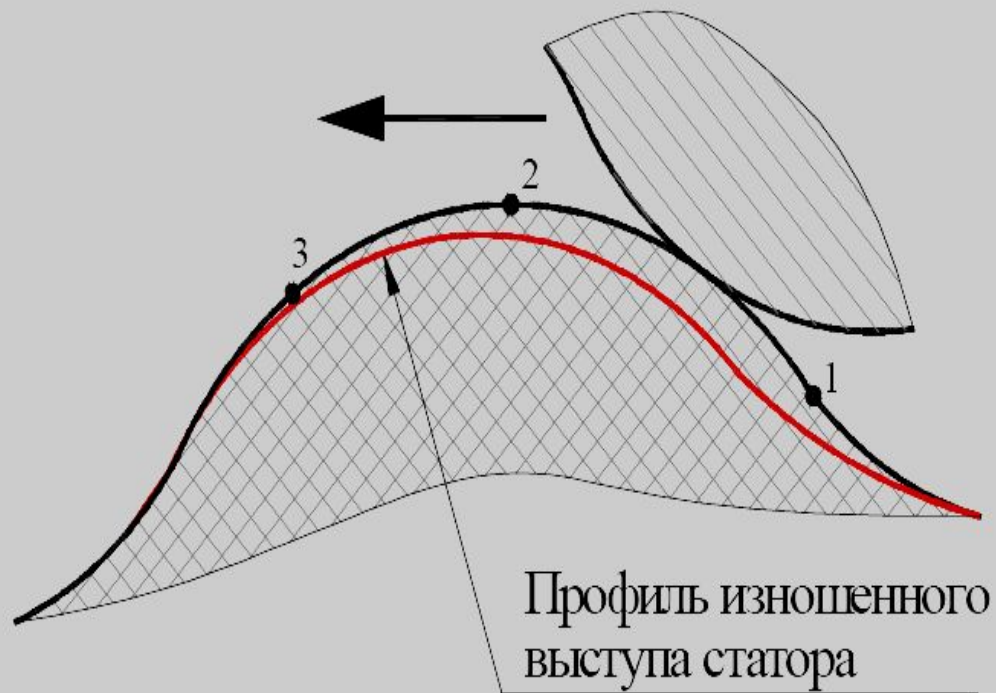
■ Износ рабочих органов

□ Износ шарнирного соединения

□ Износ шпинделя

■ Выход из строя по технологическим причинам

СХЕМА КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЫСТУПОВ РОТОРА И СТАТОРА ВЗД



1 – точка перехода от режима качения к режиму скольжения; 2 – точка максимальной скорости скольжения; 3 – точка перехода к режиму качения.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ Д2-195 ОТ ВРЕМЕНИ ИХ РАБОТЫ В УСЛОВИЯХ СКВАЖИНЫ



Результаты оценки энергетических характеристик Д2-195 в зависимости от диаметрального натяга при работе ВЗД в экстремальном режиме $Q=0,030 \text{ м}^3/\text{с}$, $n=9,3\div 10,4 \text{ с}^{-1}$

(после отработки двигателя в условиях скважины от 20 до 100 часов)

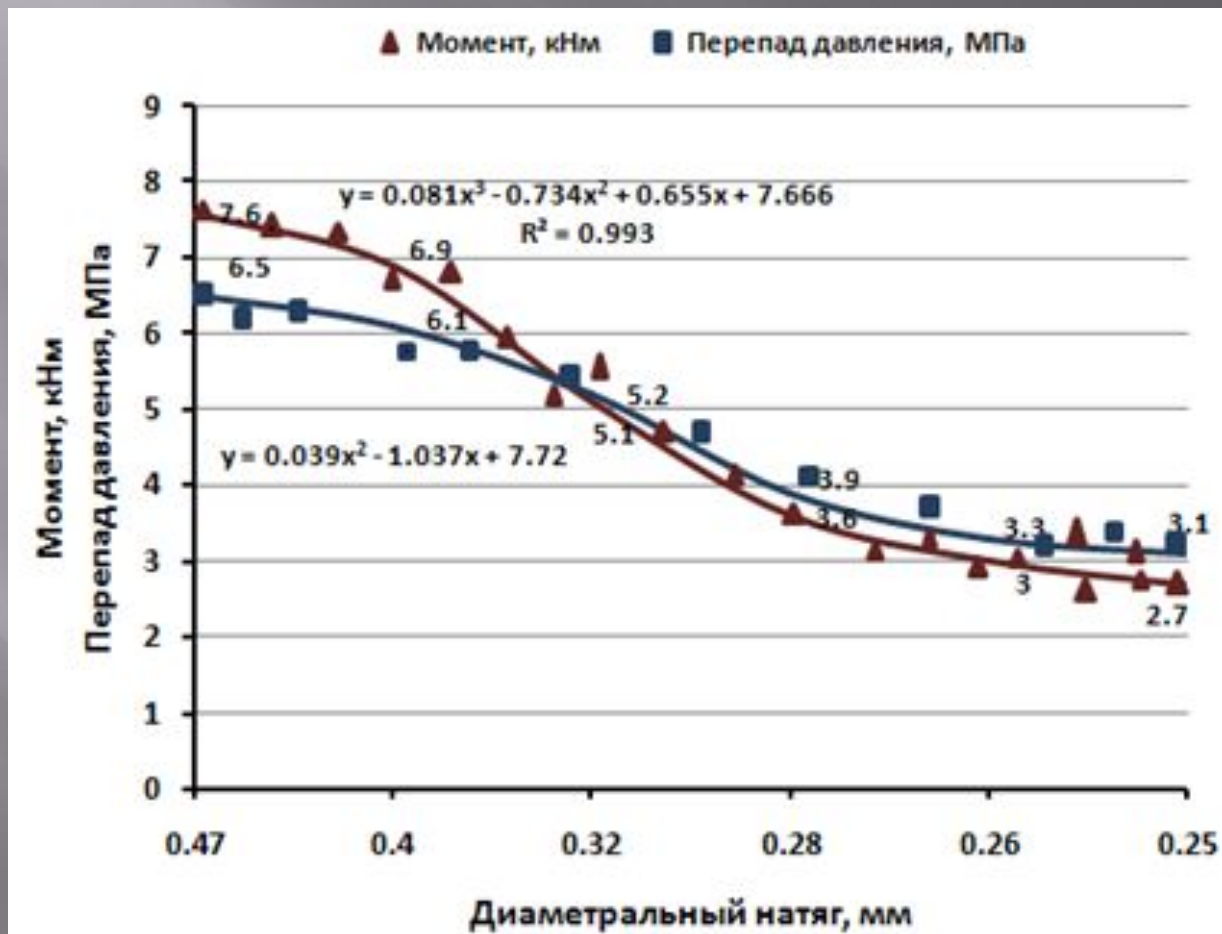
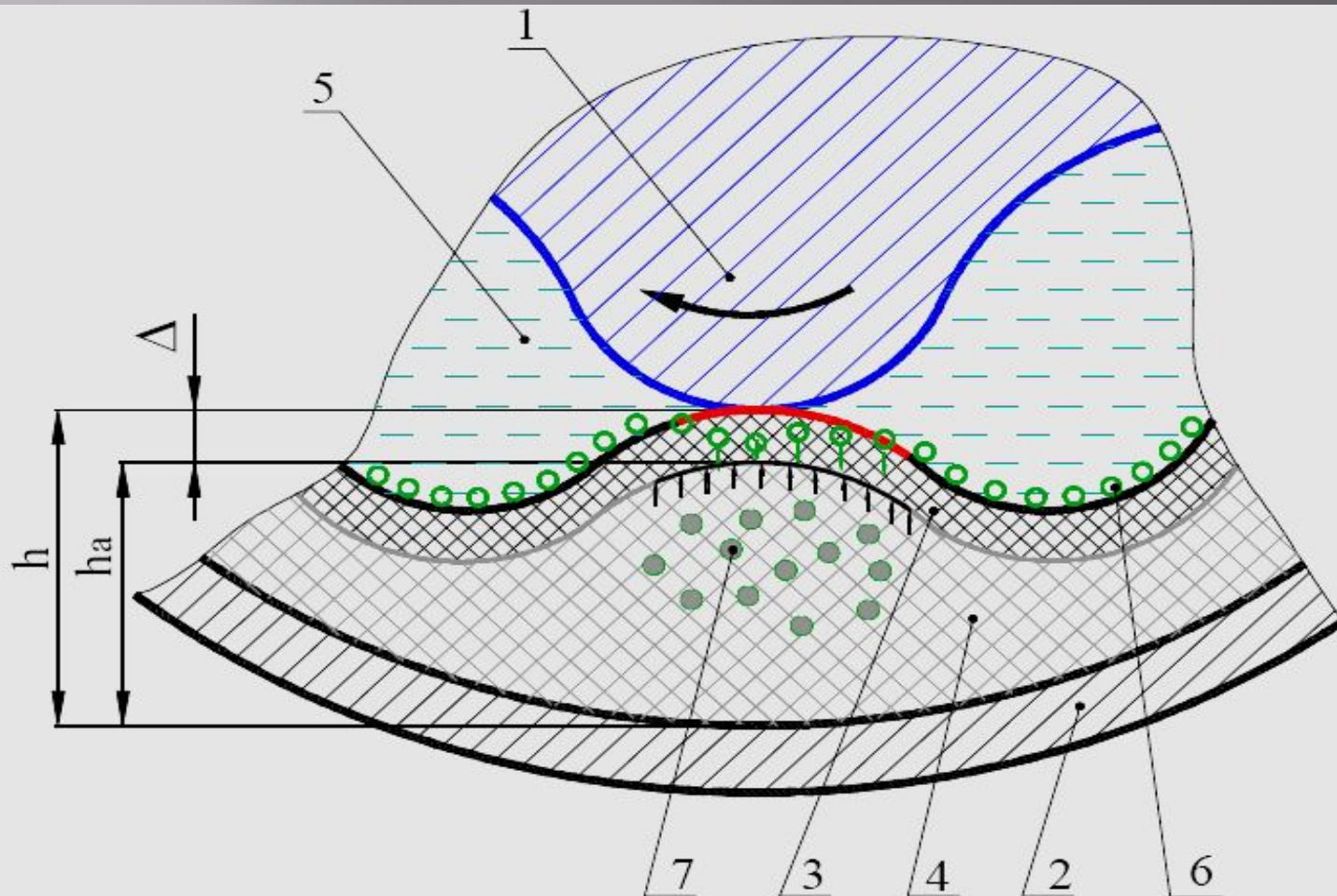
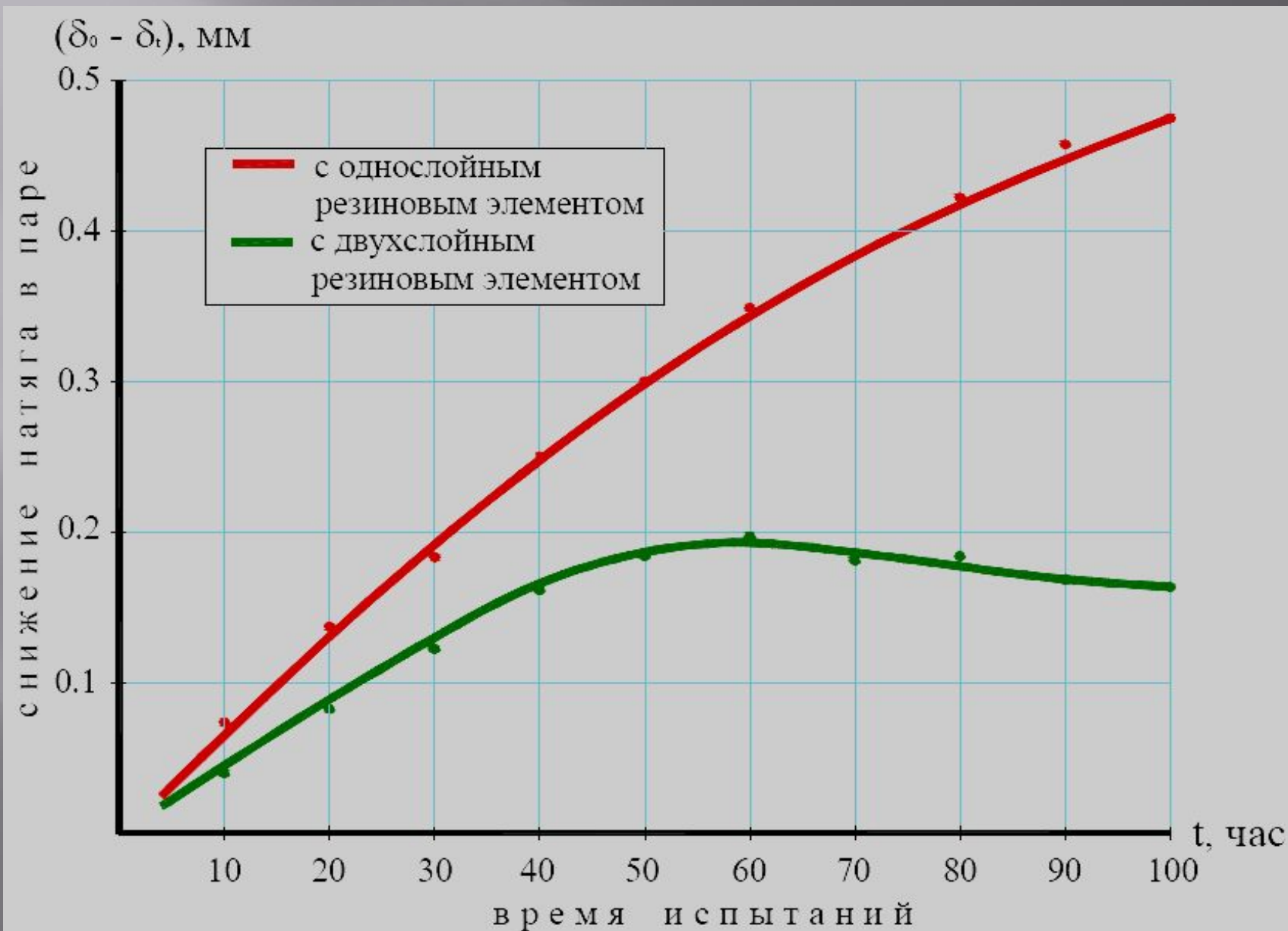


СХЕМА РЕАЛИЗАЦИИ ЭФФЕКТА АВТОКОМПЕНСАЦИИ ИЗНОСА РО

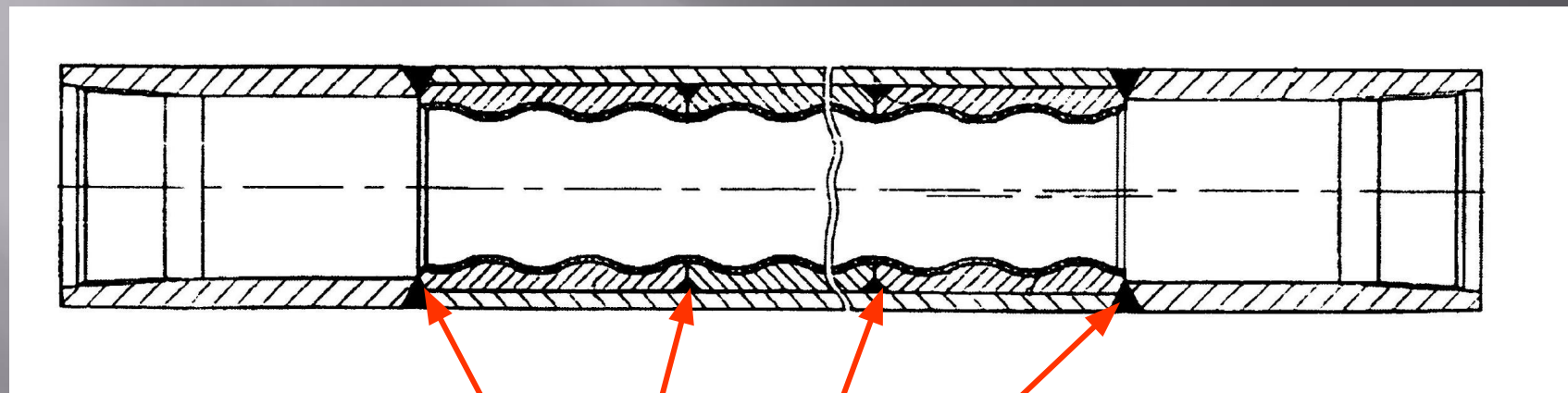


1-выступ ротора; 2- корпусная труба статора; 3-внешний (контактный) слой резинового элемента статора; 4- внутренний слой резинового элемента; 5- рабочая жидкость; 6-адсорбированные активные компоненты рабочей жидкости; 7- диффундирующие активные компоненты рабочей жидкости.

ЗАВИСИМОСТЬ ИЗМЕНЕНИЯ НАТЯГА В ПАРЕ ТРЕНИЯ РЕЗИНА – МЕТАЛЛ ОТ ВРЕМЕНИ ИСПЫТАНИЙ

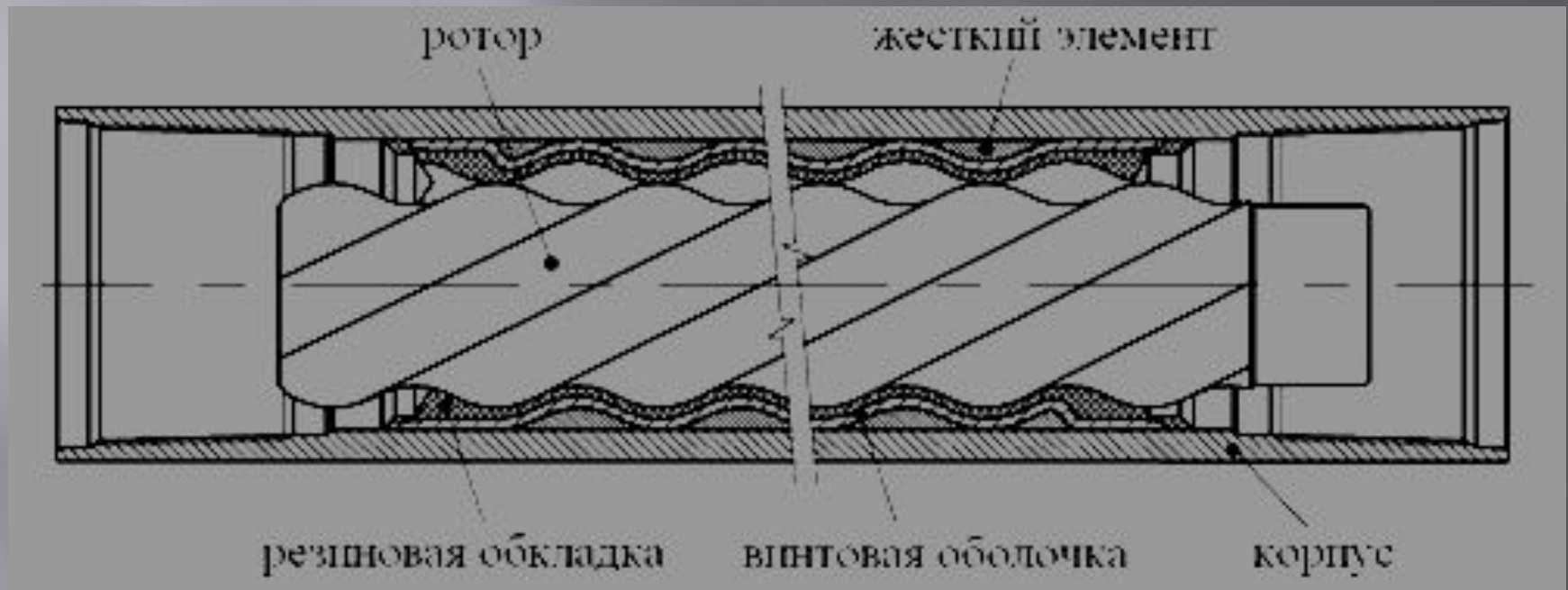


Статор с постоянной толщиной эластомера ООО «Радиус-Сервис»

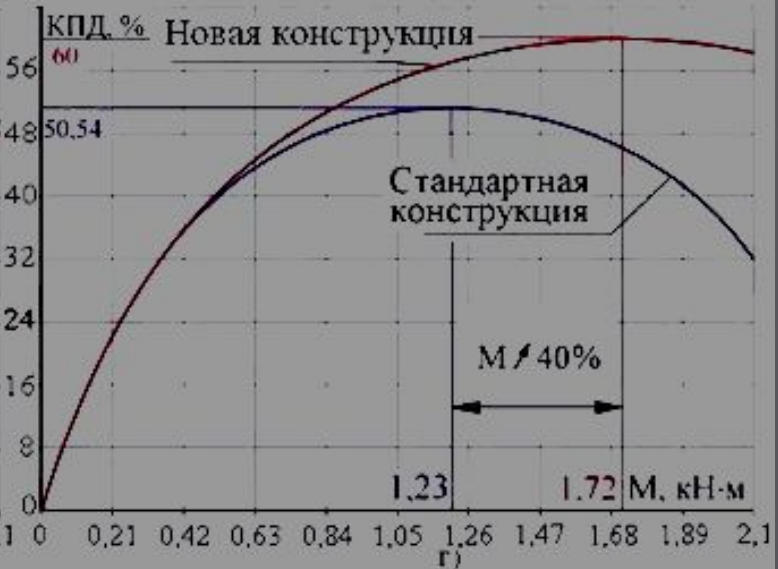
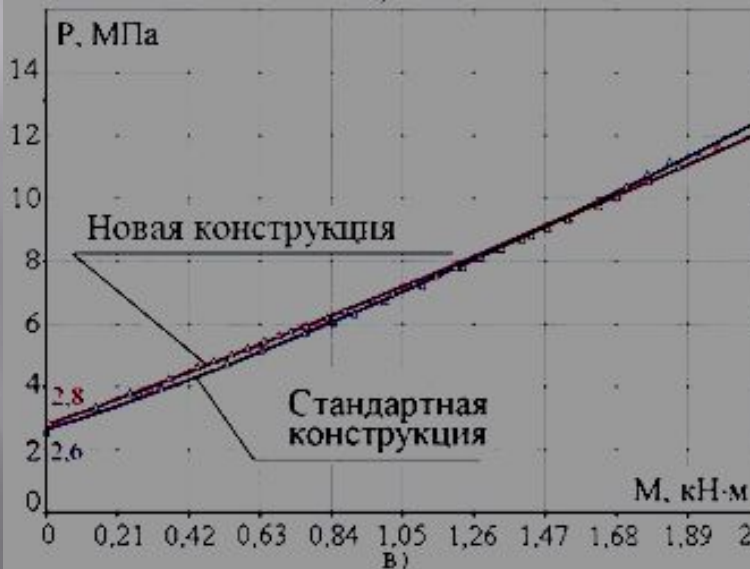
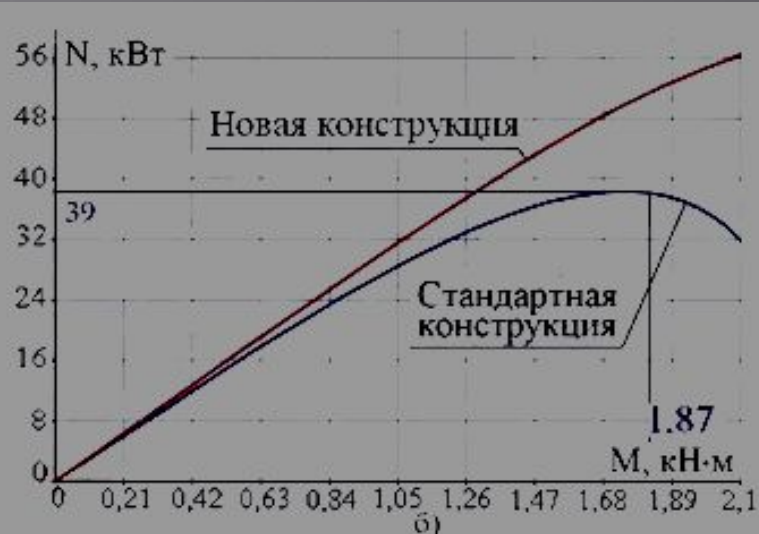
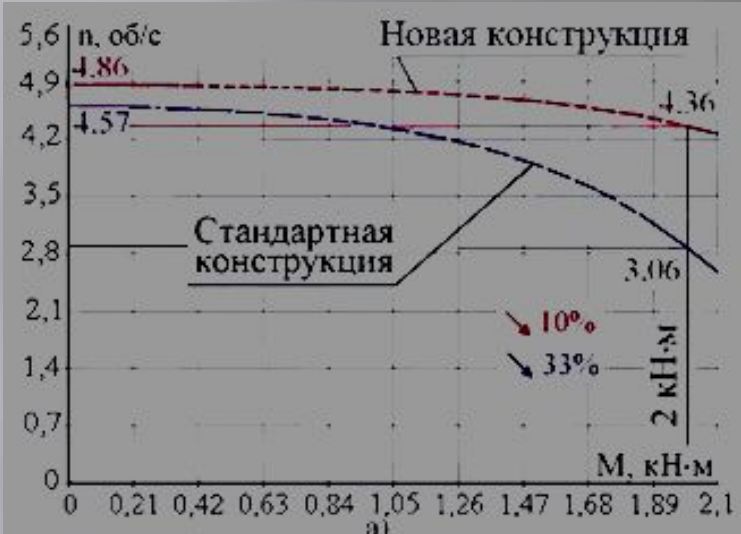


Сварные стыковочные соединения корпуса ВЗД

СЕКЦИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ВЗД В СОСТАВЕ СО СТАТОРОМ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ



ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НОВОЙ СЕКЦИИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДИАМЕТРОМ 95 ММ



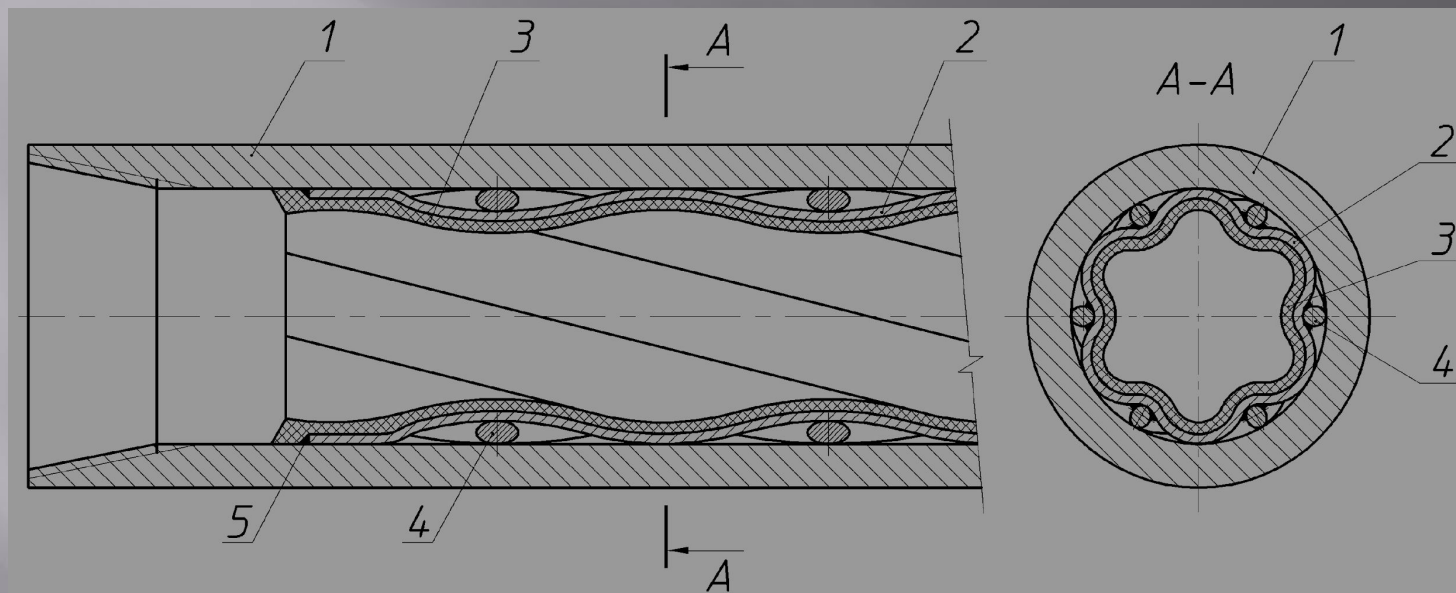
а – нагрузочная характеристика, б – зависимость мощности от момента, в – зависимость перепада давления в рабочих органах от момента, г – зависимость

СТАТОР С БИМЕТАЛЛИЧЕСКИМ ОСТОВОМ



КОНСТРУКЦИЯ АРМИРОВАННОГО РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО СТАТОРА

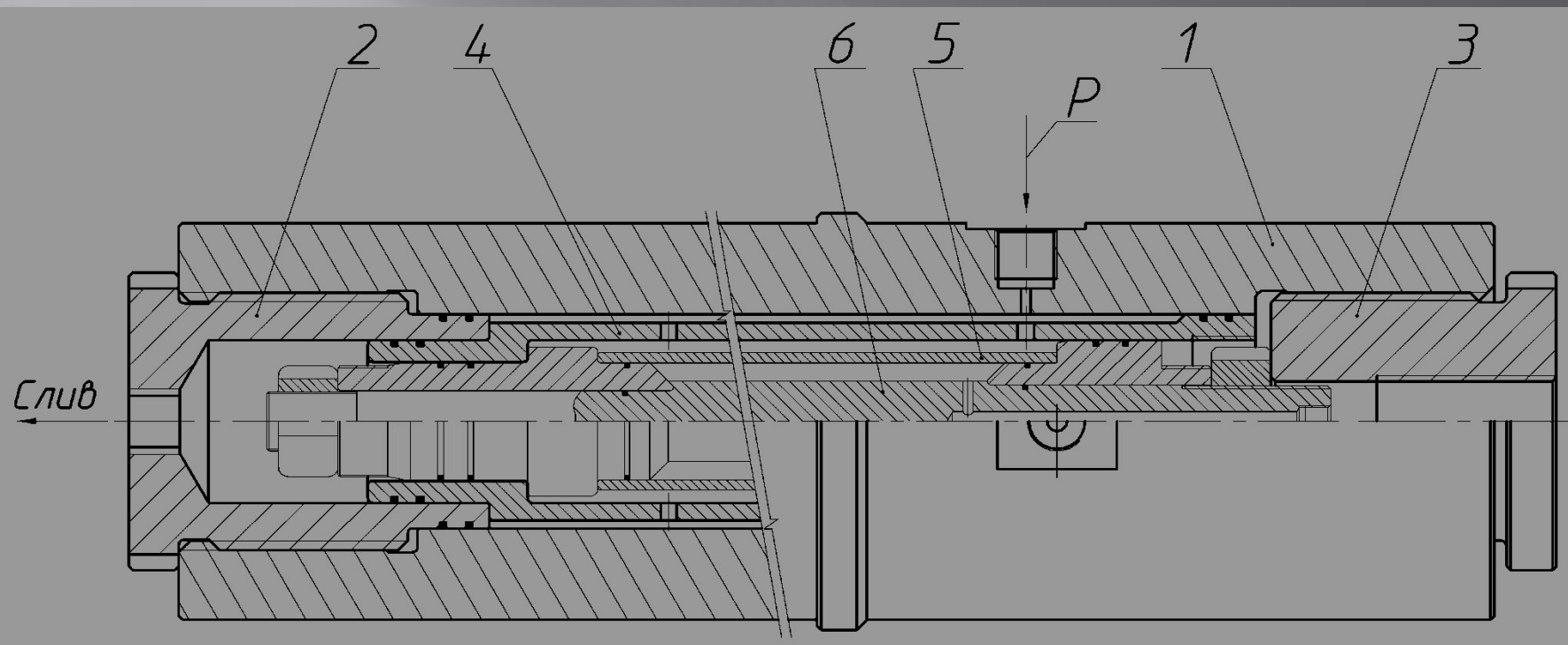
разработаны Голдобиным Д.А. во ВНИИБТ «Буровая техника» (Пермский филиал под руководством Коротаева Ю.А.)



УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:

1-ТРУБА С РЕЗЬБАМИ НА КОНЦАХ; 2-ЗУБЧАТАЯ ТОНКОСТЕННАЯ ОБОЛОЧКА; 3-ПРИВУЛКАНИЗОВАННАЯ РЕЗИНОВАЯ ОБКЛАДКА; (ДАВЛЕНИЕ ПРИ ЗАЛИВКЕ РЕЗИНОЙ ДОСТИГАЕТ ДО 210 МПА); 4-МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ ПРУТКИ (ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЖЕСТКОСТИ ЗУБЧАТОЙ ОБКЛАДКИ СТАТОРА)

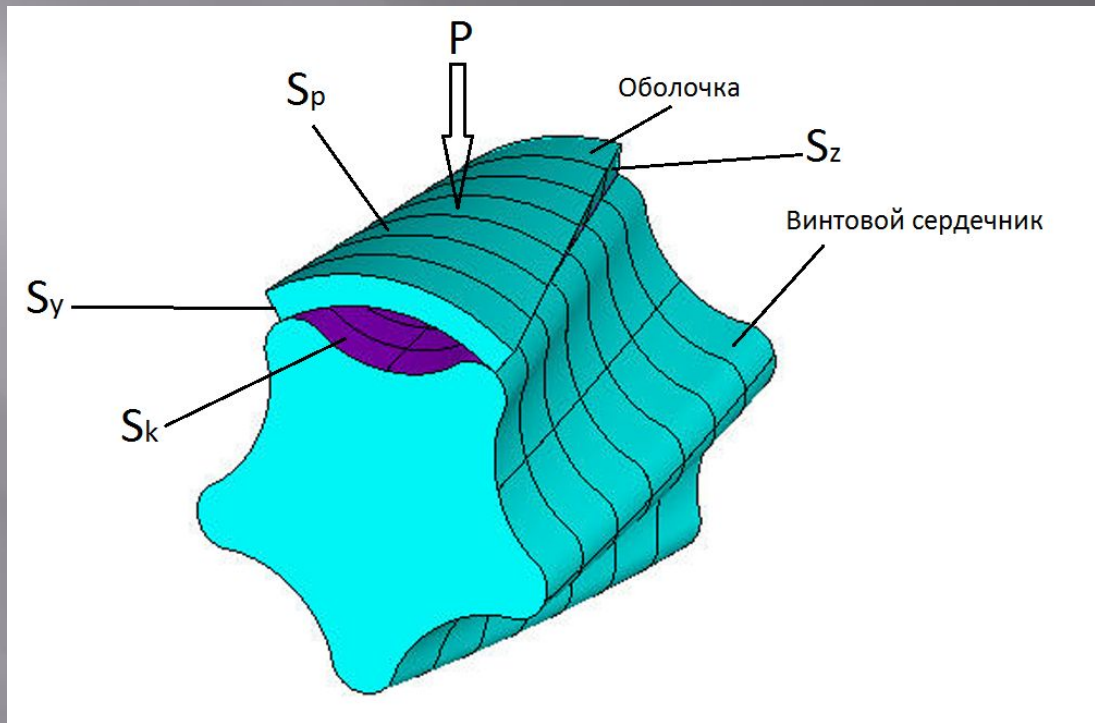
СХЕМА КАМЕРЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТОНКОСТЕННЫХ ОБОЛОЧЕК С ВИНТОВЫМИ ЗУБЬЯМИ



1-корпус; 2, 3 – гайки; 4 - переходная втулка; 6 - формообразующий сердечник; 5 - заготовка (пресс-штамп устанавливается внутрь камеры).

разработаны Голдобиным Д.А. во ВНИИБТ «Буровая техника» (Пермский филиал под руководством Коротаева Ю.А.)

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНАЯ МОДЕЛЬ И СХЕМА ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ



Установлено:

Полная деформация заготовки происходит при давлении $P = 250 \dots 270$ МПа.

При соотношении $L/L_0 < 0,98$ наблюдается увеличение толщины стенки заготовки во впадине на 14-6% при числе зубьев $z=3$ и 4 с высотой соответственно $h=12$ и $h=9$ мм с толщиной стенки $t=5$ мм. При отношении $L/L_0 > 1,01$ деформация заготовки происходит при повышенном давлении, более 270 МПа.

После снятия давления с заготовки, в связи с упругими свойствами материала для сталей типа 20 и 12X18H10T, высота зуба заготовки уменьшается на величину упругой составляющей (пружинения), которая составляет $0,02h \dots 0,03h$ для оболочек с числом зубьев $z=5 \dots 7$.

ЗАВИСИМОСТЬ ВЫСОТЫ ЗУБЬЕВ ОБОЛОЧЕК ОТ ДАВЛЕНИЯ

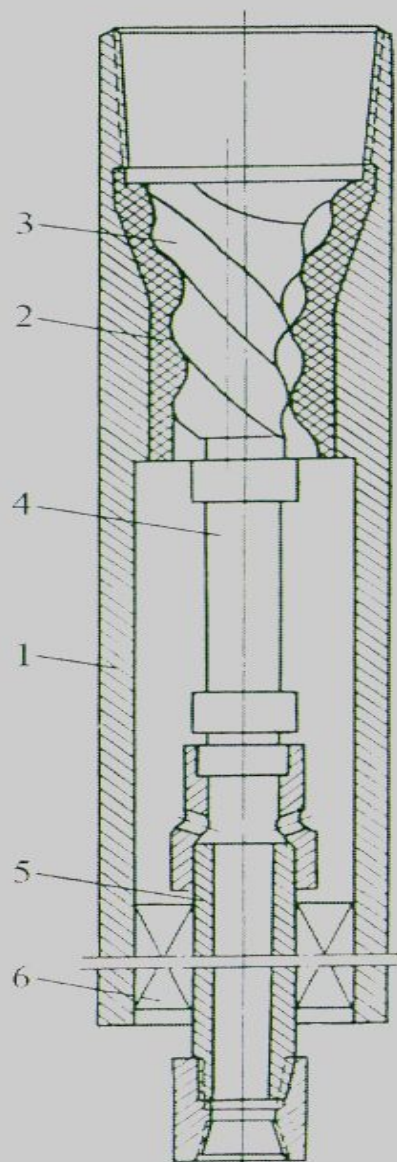
		Давление, МПа							
		200	210	220	230	240	250	260	270
ВЗД	z	Высота зубьев, мм							
Д-106	5	8,40	8,60	8,70	8,80	8,95	9,00	-	-
Д-88	5	6,00	6,50	6,70	6,80	6,90	7,00	-	-
Д-95Х	6	5,80	6,00	6,20	6,30	6,40	6,50	6,60	6,65
Д-195Х	7	11,00	11,20	11,30	11,35	11,45	11,50	11,55	11,6

Диаметр гладкого сердечника для калибровки рассчитывается по формуле:

$$D_{zc} = D_{ГОСТ}(1 - \delta_D) - 2t(1 + \delta_t)$$

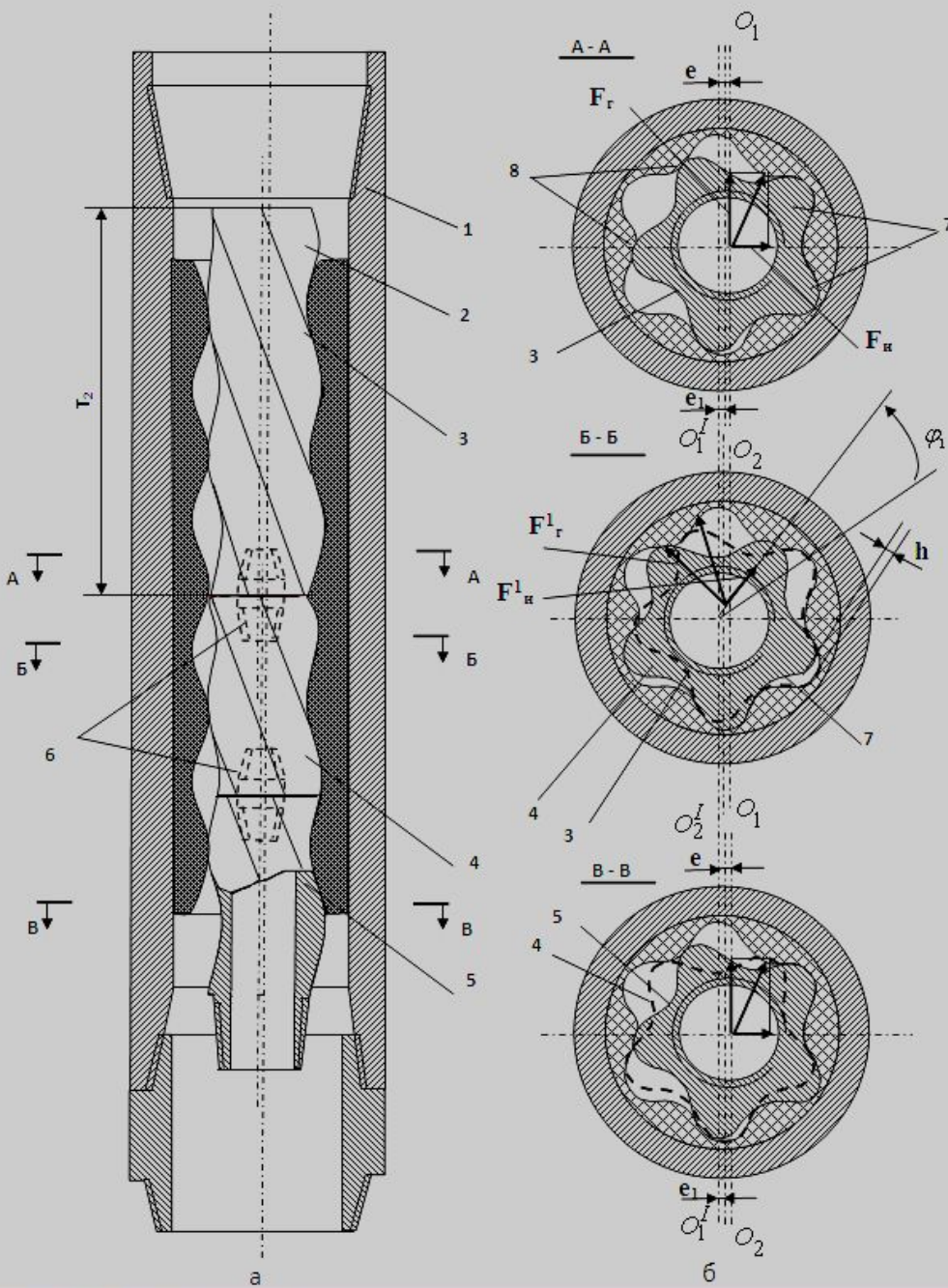
где $D_{ГОСТ}$ – наружный диаметр трубной заготовки по ГОСТ, мм, t – толщина стенки трубной заготовки, мм, δ_D – предельное отклонение труб по наружному диаметру, δ_t – предельное отклонение труб по толщине стенки.

ВЗД с коническими рабочими органами



Условные обозначения: 1 – корпус;
2 – ротор; 3 – статор; 4 – шарнирное
соединение; 5 – вал шпинделя; 6 – опора

КОНСТРУКЦИЯ ПРЕДЛАГАЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ



$$F_{ин} = m z_2^2 \omega^2 e, F_r = \frac{M_{инд}}{e z_1}$$

$$M_{инд} = M_{инд} - M_c$$

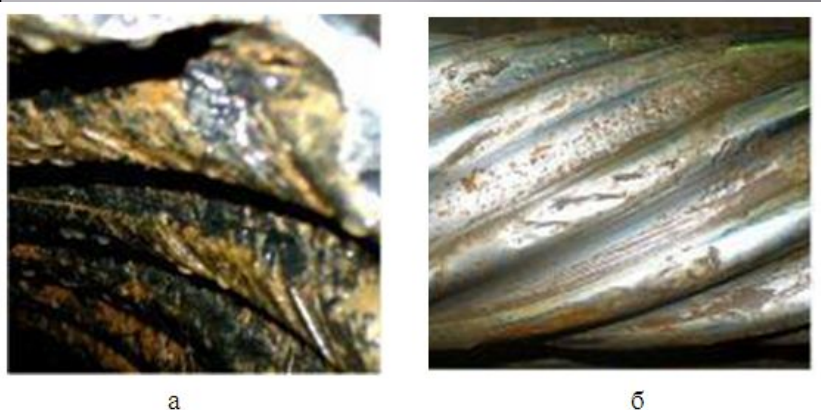
$$N = \beta (\kappa_\delta + 1) \frac{F_r \cdot \cos \theta}{L_y \cdot \cos \gamma}$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{N \cdot E_{np}}{\pi \cdot \rho_{np} (1 - \mu^2)}}$$

$$\varphi = 360^\circ \left(\frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 \cdot Z_2} \right); \varphi_1 = 360^\circ \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \left(\frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 \cdot Z_2} \right)$$

ДЕФЕКТОВКА , ИЗГОТОВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

патент на изобретение № 2345208



Статор и ротор изношенных РО двигателя:
а – дефекты упругоэластичной обкладки статора; б – дефекты стального ротора

ПОШАГОВОЕ РАЗДЕЛЕНИЕ РОТОРА, С НАРЕЗКОЙ ВНУТРЕННИХ РЕЗЬБ В МОДУЛЯХ

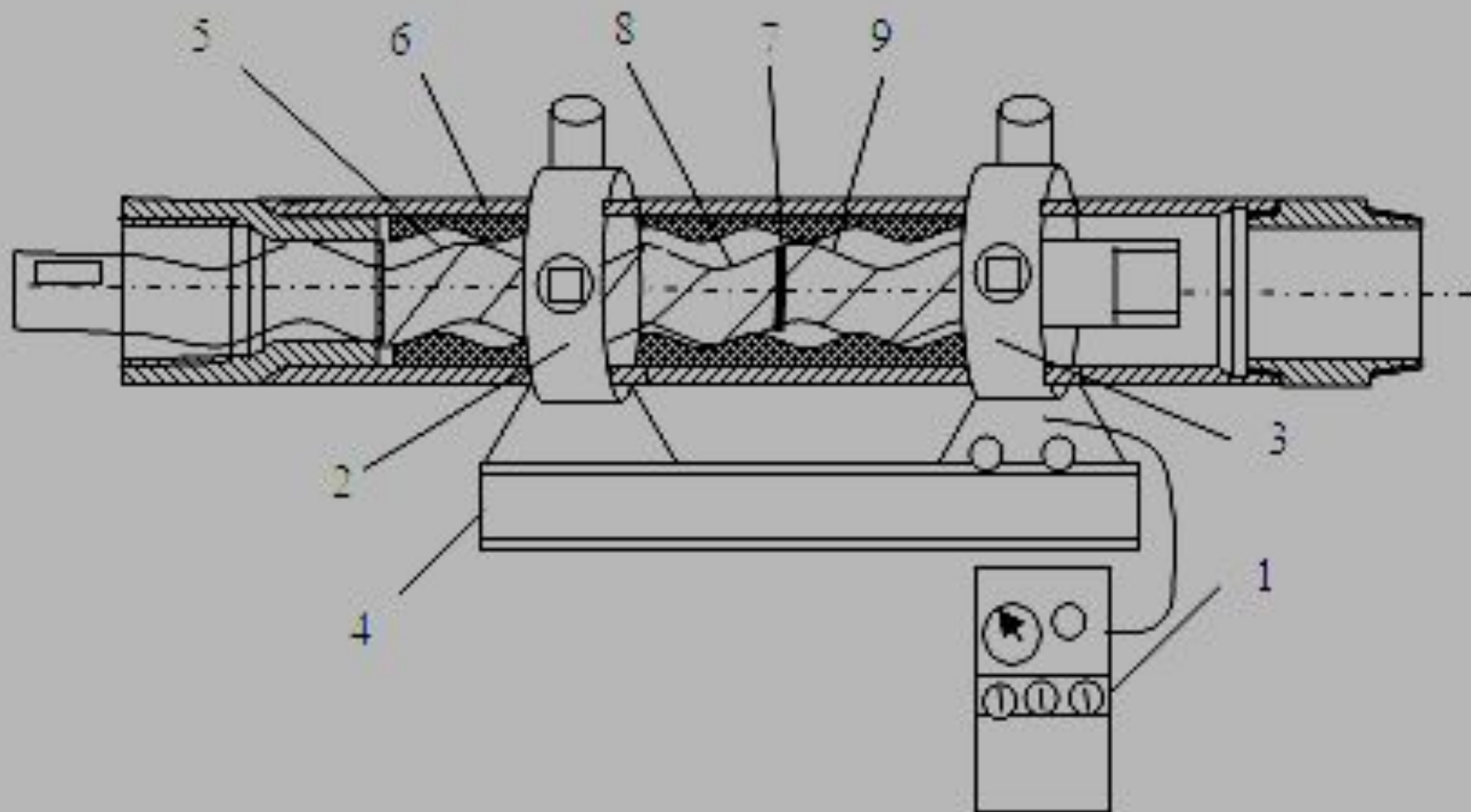


Сборку и испытание опытного образца двигателя Д1-195 производили с разными углами φ_1 (от 3° до 6°) разворота осей модулей ротора.

СБОРКА И РЕГУЛИРОВКА УГЛА РАЗВОРОТА ОСЕЙ МОДУЛЕЙ

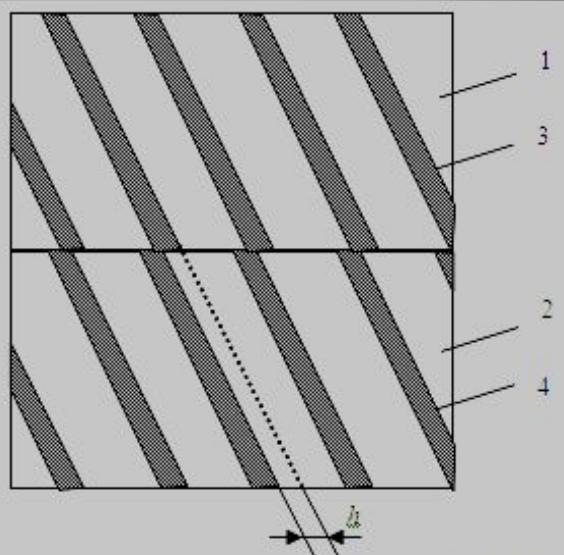


ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ КЛЮЧИ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ УГЛА РАЗВОРОТА МОДУЛЕЙ ВХОДЯЩИЕ В СОСТАВ СТЕНДА GRIFFITH TORQUEMASTER JUNIOR 1289



1-пульт управления; 2, 3-гидравлические ключи (один из которых неподвижный 2, второй – с возможностью вращения 3); 4-установочная база (рельса); 5-ротор; 6-статор; 7-резбовое соединение (место соединения модулей); 8, 9-модули ротора

ОТТИСК ВИНТОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ МОДУЛЕЙ (развернутый профиль винтовой линии)



Условные обозначения:
3, 4 - вершины зубьев винтовой
линии модулей 1, 2

смещение h винтовой линии модулей и рассчитывают величину угла φ_1
по формуле:

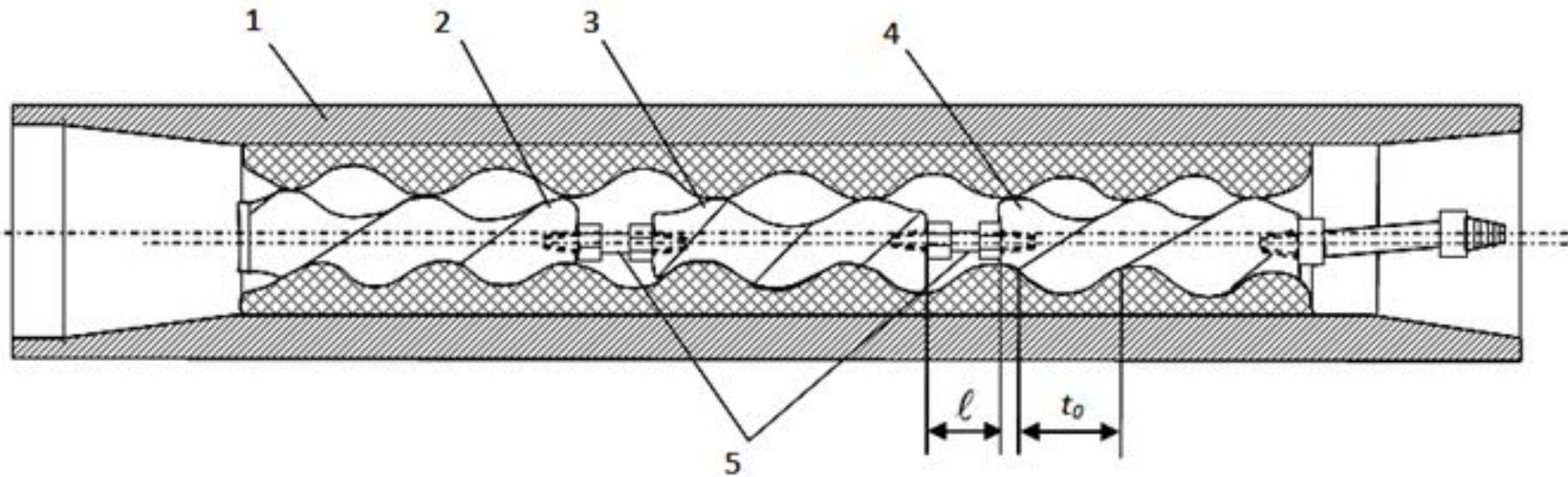
$$\varphi_1 = 2\pi h/l,$$

где h - смещение винтовой линии, мм; 2π - в град. (360°); l - длина окружности, причем $l = \pi d_f$, d_f - наружный диаметр ротора по вершинам зубьев, мм.



ПО ВАРИАНТУ 1

ВАРИАНТ 2



ДЛИНА СТЕРЖНЯ

(в зависимости от требуемого угла разворота модулей φ_1)

$$l = t_0 \pm \Delta,$$

t_0 - осевой шаг зубьев ротора;

$$t_0 = \frac{t}{z_2} \quad (t - \text{ шаг винтовой поверхности ротора; } z_2 - \text{ число зубьев ротора}).$$

Δ - относительное удлинение (укорачивание) стержня.

$$\Delta = t_0 \cdot \frac{\varphi_1}{360^\circ} \quad (\text{при } \varphi_1 = 0^\circ, 360^\circ \text{ вершины зубьев модулей совпадают через}$$

длину стержня $l = t_0$).

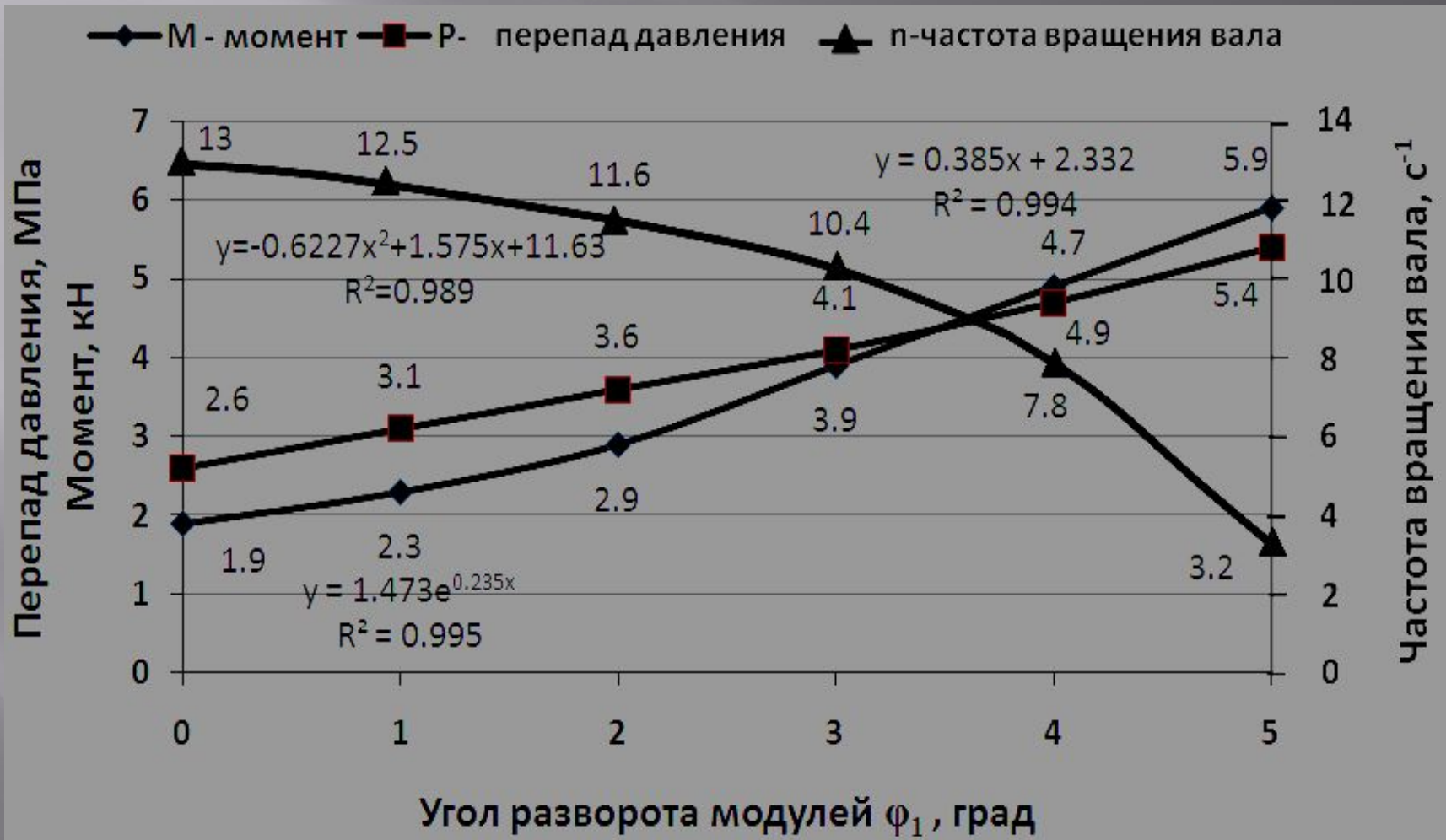
Технические характеристики РО ВЗД и результаты расчетов длины стержня ℓ

Число зубьев ротора z_2	Шаг ротора t , мм	Осевой шаг t_0 , мм	Расчетная длина стержня ℓ с учетом относительного удлинения Δ в зависимости от требуемого угла разворота модулей φ_I (град), мм						
			0	0,5	1	1,5	2,0	2,5	3,0
5	650	130,0	130,0	130,2	130,4	130,5	130,7	130,9	130,11
7	625	90,0	90,0	90,1	90,2	90,4	90,5	90,6	90,8
9	850	95,0	95,0	95,1	95,3	95,4	95,5	95,7	95,8

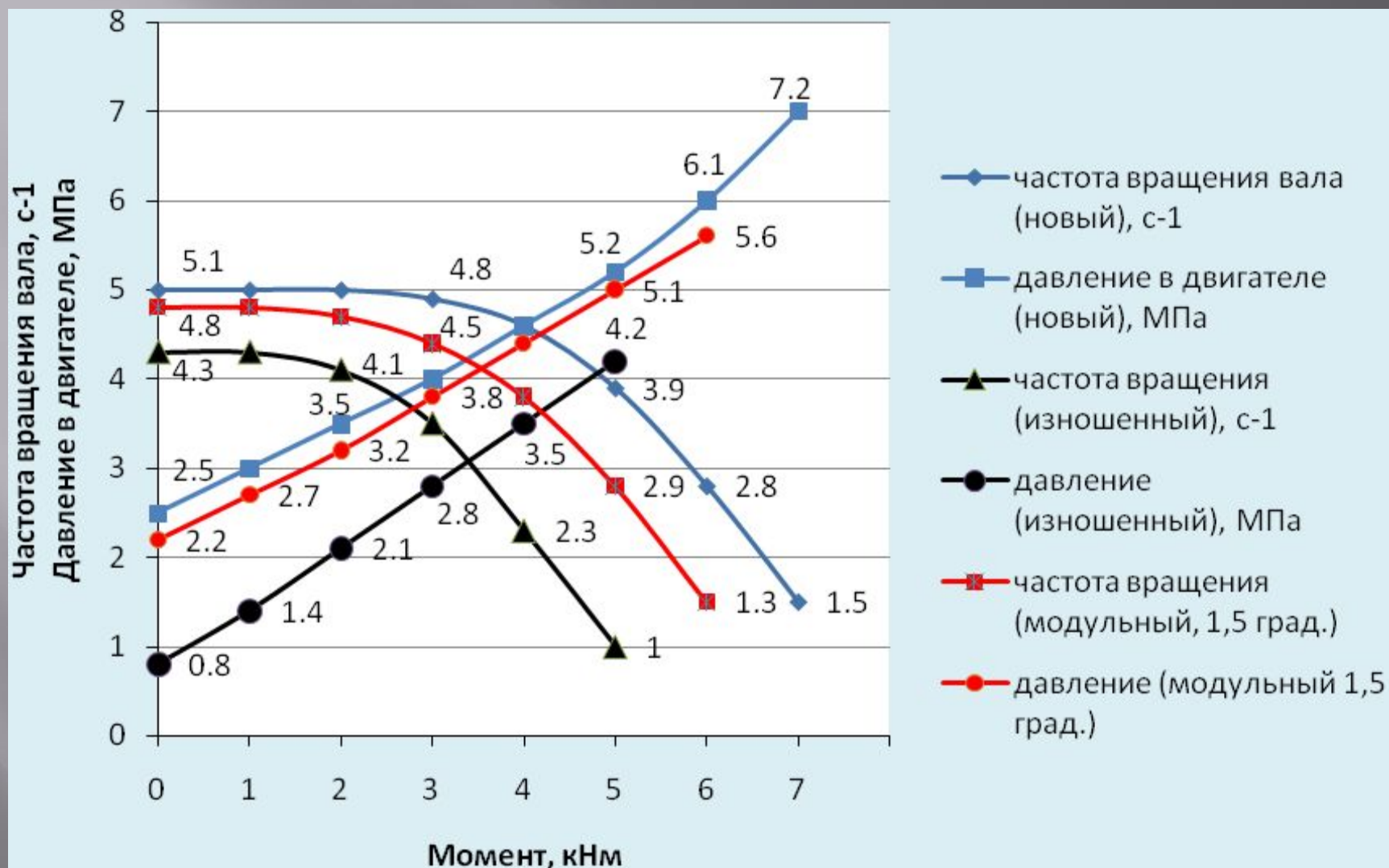
РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ЗНАЧЕНИЯ УГЛА РАЗВОРОТА МОДУЛЕЙ φ_1 В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ДИАМЕТРАЛЬНОГО НАТЯГА Д2-195

№ п/п	Диаметральный натяг изношенного (отработанного) ВЗД, мм	Угол разворота модулей φ_1 , град
1	0,22	3-4,5
2	0,25	3-4
3	0,28	2,5-3,5
4	0,31	2-3
5	0,34	1,5-2,5

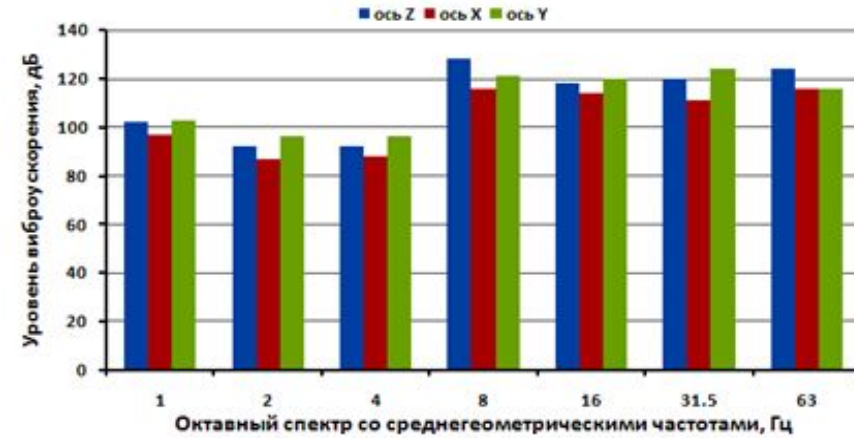
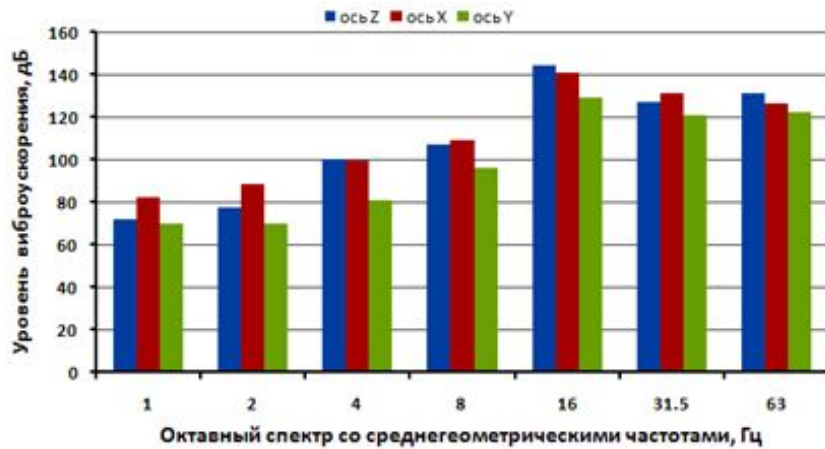
ЗАВИСИМОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ МОМЕНТА НА ВАЛУ, ДАВЛЕНИЯ И ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ОТ УГЛА φ_1 РАЗВОРОТА МОДУЛЕЙ



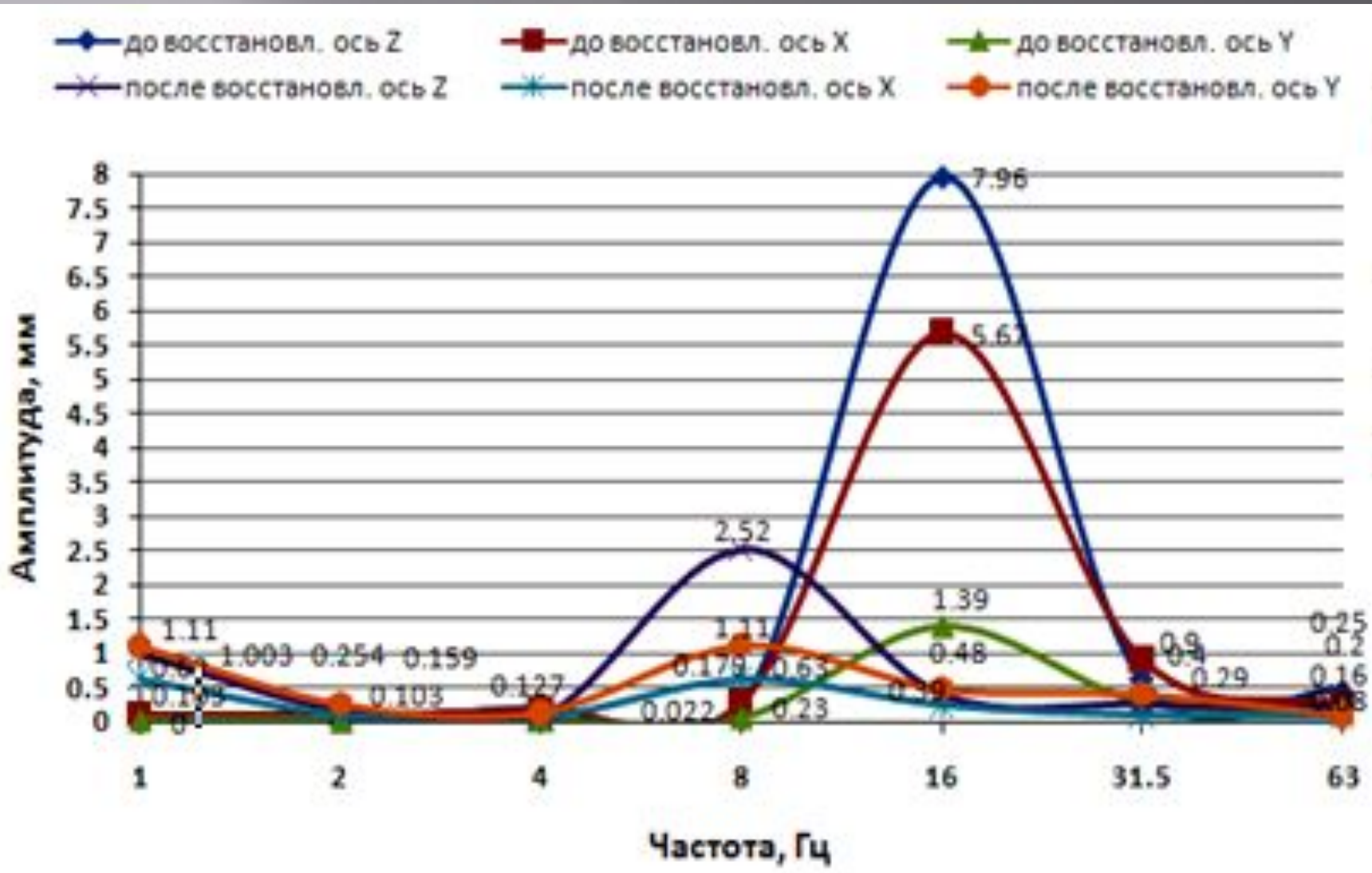
РЕЗУЛЬТАТЫ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ НОВОГО ДВИГАТЕЛЯ, ПОСЛЕ ОТРАБОТКИ В СКВАЖИНЕ И МОДУЛЬНОГО ИСПОЛНЕНИЯ



УРОВЕНЬ ВИБРОУСКОРЕНИЯ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДГР-178.7/8.37 ДО И ПОСЛЕ ВОССТАНОВЛЕНИЯ (МОДУЛЬНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ РОТОРА С УГЛОМ РАЗВОРОТА $\Phi_1=4^0$)



АМПЛИТУДА БИЕНИЙ КОРПУСА ДГР-178.7/8.37 ДО И ПОСЛЕ ВОССТАНОВЛЕНИЯ



Изменение амплитуды продольных и поперечных вибраций и частоты биений в зависимости от момента на валу ВЗД
ДГР178.6/7.56 ($Q=32л/с$; $n=60f/z2$)

