

Гидромеханика буровых жидкостей

Основные понятия и
определения.

ИПК. Кафедра Бурения
УГТУ.

Жидкость в гидравлике рассматривается как совокупность материальных точек (частиц) в ограниченном объеме. Принимается, что материальные частицы жидкости заполняют пространство без пустот и разрывов. В этом заключается суть тезиса о непрерывности и сплошности жидкой среды. Сказанное полностью относится к буровым промывочным жидкостям. Из сказанного следует, что реальная жидкость заменяется на ее модель, причем модели могут изменяться (усложняться или упрощаться), в зависимости от целей исследований.

В буровом растворе, как правило, суспензией твердые частицы (глина, выбуренная порода, утяжелитель) взвешены в жидкости и не осаждаются в ней под действием сил тяжести. Такие суспензии называют седиментационно устойчивыми, несмотря на то, что плотность твердых частиц, равномерно распределенных в жидкой фазе, кратно превышает плотность жидкости. Устойчивость таких сред и дает возможность заменить реальную жидкость с явно выраженным дискретно меняющимся распределением массы, на модельную жидкость, имеющей плотность, равную средней плотности бурового раствора, подчиняющеюся тезису о непрерывности (сплошности) среды. Это позволяет рассматривать все механические характеристики жидкой среды (плотность, давление, скорость и т.д.) как функции координат точки пространства и времени, причем в большинстве случаев эти функции предполагаются непрерывными и дифференцируемыми.

На выделенный внутри жидкости некоторый объем, находящийся в равновесии (в покое или в состоянии динамического равновесия) действуют силы, которые бывают двойкого рода: поверхностные и объемные.

Поверхностные

Силы, как следует из названия, это такие силы, которые распределены по поверхности выделенного объема и по своей величине пропорциональны этой поверхности. К ним относятся силы упругости, поверхностного натяжения, вязкости, давления окружающей среды и т.п.

Объемные (массовые)

Пример: силы тяжести, силы инерции и т.п. действуют на всю массу жидкости.

И те, и другие приводят к возникновению деформаций и, следовательно, напряжений. В гидромеханике нормальные напряжения (от сил действующих в нормальней элементарной площадке) называют давлением. В покоящейся жидкости это давление называют обычно гидростатическим, а в движущейся – гидродинамическим.

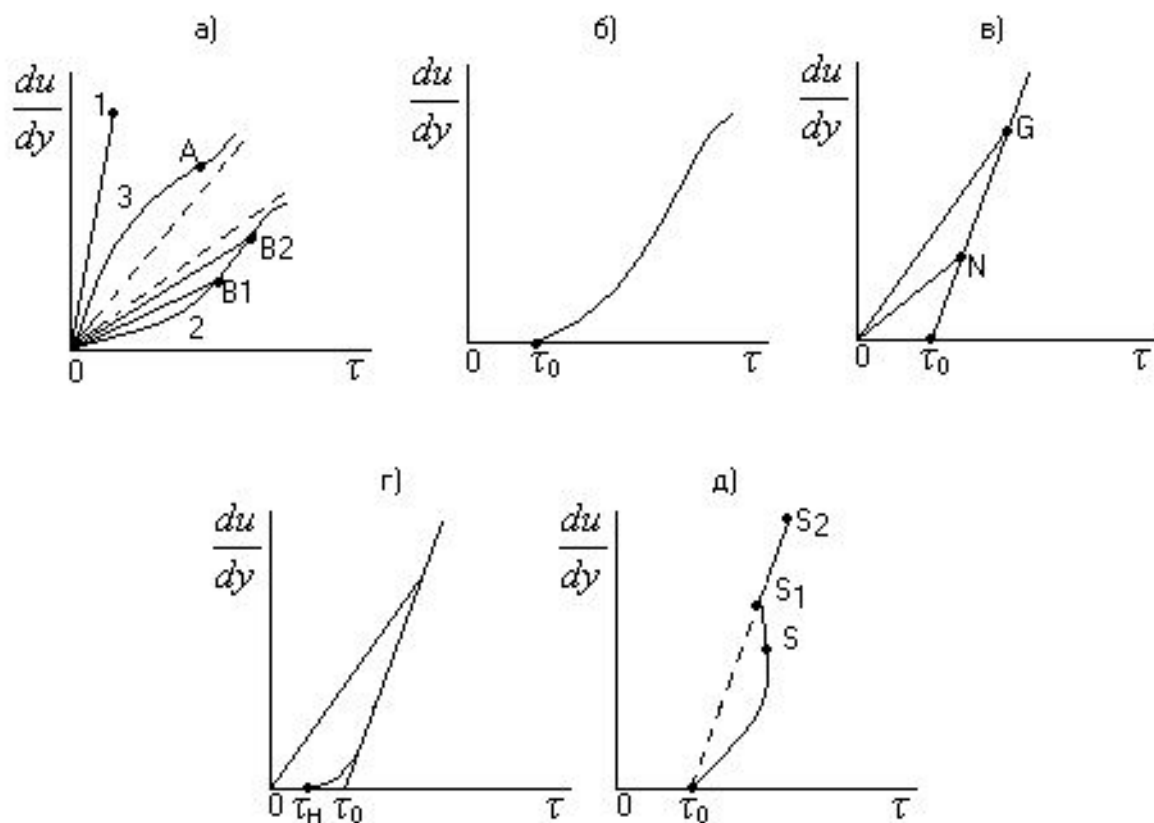


рис.1

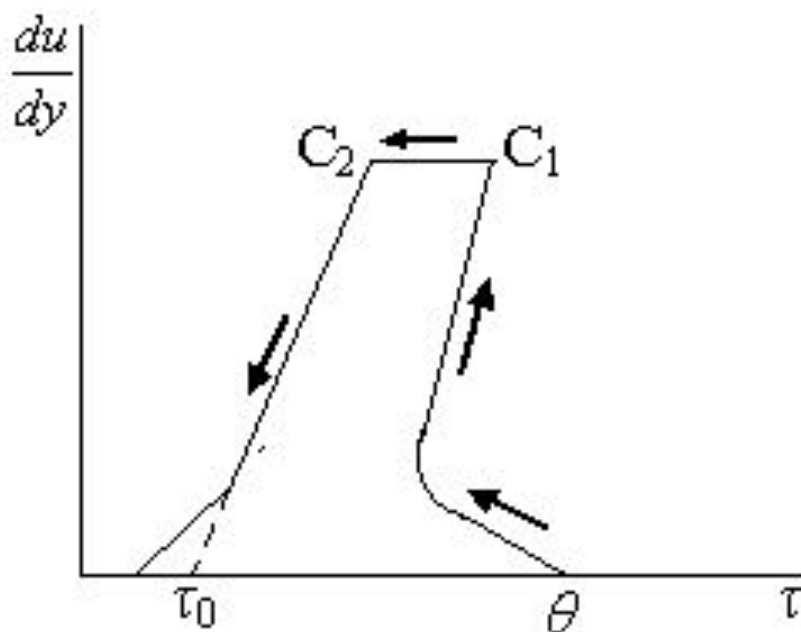
Реограммы жидкостей реологически стационарных систем:
а – вязкая жидкость (1), псевдопластичная жидкость (2), дилатантная жидкость (3);
б – вязко-пластичная жидкость (модель Кэссона-Шульмана);
в – вязко-пластичная жидкость (модель Бингама);
г – вязко-пластичная жидкость (модель Шведова);
д – тиксотропно-вязко-пластичная жидкость.

Реологической моделью жидкости называется зависимость касательных напряжений τ_o от градиента скорости сдвига $\dot{\gamma} \left(\frac{du}{dy} \right)$. Реологические модели заданы уравнениями с определенными реологическими параметрами и отражают идеальное поведение реальных тел (табл. 1).

Жидкости, в которых при постоянной скорости деформации напряжения сдвига уменьшаются во времени, называют тиксотропными. К наиболее распространенным тиксотропным системам относятся глинистые суспензии, тампонажные цементные растворы, некоторые продукты питания краски и т.д.

Реологические модели и их константы.

Реологическая модель	Реологическое уравнение	Реологические параметры	Размерность в ед. СИ
Ньютона	$\tau = \mu \cdot \dot{\gamma}$	μ - динамическая вязкость, Па · с	F · T/L ²
Шведова-Бингама	$\tau = \tau_o + \eta \cdot \dot{\gamma}$	τ_o - динамическое напряжение сдвига, Па; η - пластическая (структурная) вязкость, Па · с	F/L ² F · T/L ²
Оствальда-де-Ваале	$\tau = K \cdot \dot{\gamma}^n$	K - мера консистенции, Па · с ⁿ ; n - показатель поведения (нелинейность)	F · T ⁿ /L ² безразм.
Гершеля-Балкли	$\tau = \tau_o + K \cdot \dot{\gamma}^n$	τ_o - динамическое напряжение сдвига, Па; K - мера консистенции, Па · с ⁿ ; n - показатель поведения (нелинейность)	F/L ² F · T ⁿ /L ² безразм.
Де-Хавена	$\tau = \frac{\eta_o}{1 + C\tau^n} \cdot \dot{\gamma}$	η_o - кажущаяся вязкость при скорости сдвига, близкой к нулю, Па · с; C - эмпирическая константа; n - показатель поведения (нелинейность)	F · T/L ² безразм. безразм.



**Реограмма реологически
Нестационарной жидкости**

Участок C_1C_2 –
 верхней границе поддержания во времени системы, на которой происходило «разжижение» системы (в вискозиметре поддерживается постоянная скорость вращения до того момента, пока не стабилизируется показание по углу поворота пружины φ).

Испытываемая жидкость, структура которой предварительно разрушена (на участке C_1C_2).

Достоинства реометров типа : Курата

- компактность и малый объем жидкости, необходимый для измерений;
- возможность создания в зазоре постоянной скорости сдвига;
- легкость контроля за температурой и ее регулирование;
- хорошая воспроизводимость экспериментальных данных.

Недостатки:

- непригодность их для исследования грубых суспензий, если зазоры малы;
- возникает погрешность в результатах из-за осаждения твердой фазы в процессе измерений;
- варьирование угла закручивания может происходить вследствие изменения концентрации в радиальном направлении под действием центробежных сил.

Уменьшение угла закручивания во времени можно объяснить разрушением гелевой структуры жидкости и изменением концентрации твердой фазы суспензии в осевом или радиальном направлении.

Технические данные ВСН-3

Диапазон измерения касательных напряжений и предельного статического напряжения сдвига (СНС):

	Па	$\frac{\text{дин}}{\text{см}^2} \left(\frac{\text{МГ}}{\text{см}^2} \right)$
для пружины № 1	0-45	0-450
для пружины № 2	0-90	0-900

Диапазон измерения динамической вязкости μ жидкос-тей при 200 об/мин: НЬЮТОНОВСКИХ

	Па·с	сП
для пружины № 1	0,001 - 0,2	1 - 200
для пружины № 2	0,001 - 0,4	1 - 400

Основная приведенная погрешность измерения касательных напряжений не должна превышать 3%, динамической вязкости 5%, отклонение частоты вращения от номинальной 2% при температуре окружающей среды и жидкости 20 ± 5 °С.

Внутренний диаметр гильзы, мм	$44^{+0,039}$
Наружный диаметр измерительного элемента	$39,62_{-0,039}$
Высота измерительного элемента	$60_{-0,19}$
Максимальный угол поворота измерительного элемента	$0 \div 270^{+5}$

Константа <i>A</i>	$\frac{\text{Па} \cdot \text{с} \cdot \text{об}}{\text{мин} \cdot \text{град}}$	$\frac{\text{сП} \cdot \text{об}}{\text{мин} \cdot \text{град}}$
для пружины № 1	$0,15 \pm 0,003$	150 ± 3
для пружины № 2	$0,30 \pm 0,006$	300 ± 6

Константа <i>B</i>	$\frac{\text{с} \cdot \text{об}}{\text{мин}}$	$\frac{\text{сП} \cdot \text{см}^2 \cdot \text{об}}{\text{мин} \cdot \text{дин}}$
	$1^{+0,025}_{-0,010}$	$100^{+2,5}_{-1,0}$

Константа <i>k</i>	$\frac{\text{Па}}{\text{град}}$	$\frac{\text{дин} \cdot \text{град}}{\text{см}^2}$
для пружины № 1	$0,1675 \pm 0,0045$	$1,675 \pm 0,045$
для пружины № 1	$0,335 \pm 0,009$	$3,35 \pm 0,09$

Касательные напряжения и градиенты скорости сдвига определяются по следующим формулам:

$$\tau = A \cdot \varphi \quad (2)$$

$$\varphi = \Omega / B \quad (3)$$

где Ω - скорости вращения гильзы (для ВСН-3 соответственно 200, 300, 400 и 600 об/мин).

можно определить и проверить по формуле:

$$B = \frac{3000}{\pi} \cdot \ln \frac{D}{d} \quad (4)$$

где d - диаметр измерительного элемента, м;

Динамическая вязкость μ по модели Ньютона определяется по формуле:

$$\mu = A \cdot B \cdot \frac{\varphi}{\Omega} \quad (5)$$

где μ - динамическая вязкость, Па·с (сП);
 Ω - угол поворота шкалы, град;
 скорость вращения гильзы, об/мин.

ВНИМАНИЕ!

Измерение динамической вязкости жидкостей проводится при закрытых радиальных отверстиях в гильзе с помощью тарировочных резиновых колец.

Динамическая вязкость и предельное динамическое напряжение сдвига по формулам модели Шведова-Бингама определяются

$$\eta = A \cdot B \cdot \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\Omega_2 - \Omega_1} \quad (6)$$

$$\tau_o = A \cdot \left[\frac{\Omega_2 \cdot \varphi_1 - \Omega_1 \cdot \varphi_2}{\Omega_2 - \Omega_1} \right] \quad (7)$$

где η - структурная (пластическая) вязкость, Па·с; τ_o - динамическое напряжение сдвига, Па; φ_1 φ_2 - углы поворота шкалы в град, измеренные соответственно при скоростях вращения гильзы 527 и 522.

При отсутствии вискозиметров можно использовать эмпирические уравнения, которые дают малую ошибку, когда раствор представляет собой глинистую либо шламовую суспензию. В случае химической обработки приведенные ниже формулы весьма условны:

$$\eta = 0,033 \cdot \rho - 0,022 \quad (8)$$

$$\tau_o = 8,5 \cdot \rho - 7 \quad (9)$$

где ρ - плотность бурового раствора [г/см³]; η τ_o и в единицах СИ

Мера консистенции K [Па·с] n - о- дели Оствальда-де Ваале приближенно можно найти из формул:

$$n = 3,32 \cdot \lg \frac{\varphi_{600}}{\varphi_{300}} \quad (10)$$

$$K = A \cdot \frac{\varphi_{300}}{\varphi_{300}^n} \quad (11)$$

где φ_{300} φ_{600} - углы поворота шкалы 600 и 300 об/мин, измеренные соответственно при скоростях вращения гильзы 600 и 300 об/мин.

Более точно выбор модели и ее параметры можно найти, используя метод наименьших квадратов.

При использовании программируемых микрокалькуляторов или ПЭВМ конечные соотношения для определения реологических констант имеют вид:

Для модели Ньютона	$\mu = \frac{\sum_1^4 \tau_i}{\sum_1^4 A_i} \quad (13)$
Для модели Шведова-Бингама	$\eta = \frac{m \sum_1^m A_i \cdot \tau_i - \sum_1^m A_i \sum_1^m \tau_i}{m \sum_1^m A_i^2 - \left(\sum_1^m A_i \right)^2} \quad (14)$ $\tau_0 = \frac{\sum_1^m \tau_i - \eta \sum_1^m A_i}{m} \quad (15)$
Для моделей Гершеля-Балкли и Оствальда-де Ваале	$n = \frac{m \sum_1^m x_i \cdot y_i - \sum_1^m x_i \sum_1^m y_i}{m \sum_1^m x_i^2 - \left(\sum_1^m x_i \right)^2} \quad (16)$ $K = \exp \frac{\sum_1^m y_i - n \cdot \sum_1^m x_i}{m} \quad (17)$ $KCP = (1-n) \cdot K \cdot 100^{(n-1)} \quad (18)$

где m - число обрабатываемых точек (для ВСН-3 $m = 4$);

KCP -

$x = \ln A_i$, $y = \ln \tau_i$ - критерий сдвигового разжижения, Паде де Ваале

$x = \ln A_i$, $y = \ln(\tau_i - \tau_0)$ - для модели Оствальда

Сжимаемость

Капельные жидкости под воздействием давления меняют свой объем. Это свойство характеризуется коэффициентом объемного сжатия β_V , относительное изменение объема жидкости на изменение давления на единицу:

$$\beta_V = -\frac{\Delta V}{V \cdot \Delta p} \left[\frac{м^2}{Н} \right]$$

Величина, обратная β_V называется модулем объемного расширения $k_V \left[\frac{м^2}{м^2} \right]$.

Температурное

коэффициентом объемного расширения β_t

$$\beta_t = -\frac{\Delta V}{V \cdot \Delta t}$$

Примечание:

Известно, что при изменении действия на 10 МПа объем жидкости уменьшается на 0,5%.,

Теплофизические свойства буровых растворов.

Теплофизические свойства любого вещества связаны между собой следующим соотношением:

$$\lambda_T = a \rho,$$

где λ_T – коэффициент теплопроводности; a – коэффициент температуропроводности; ρ – удельная теплоемкость;

Коэффициент a выражает то количество тепла в джоулях, которое проходит в течение одной секунды через стенку толщиной в 1 м разностей температур на поверхности, равной 1°C .

$$C = \frac{Q_T}{m \cdot \Delta t}$$

Теплофизические свойства буровых растворов начали всерьез определять только в 1960-е годы. Установлено, что величина удельной теплоемкости «С» с увеличением плотности уменьшается и находится в

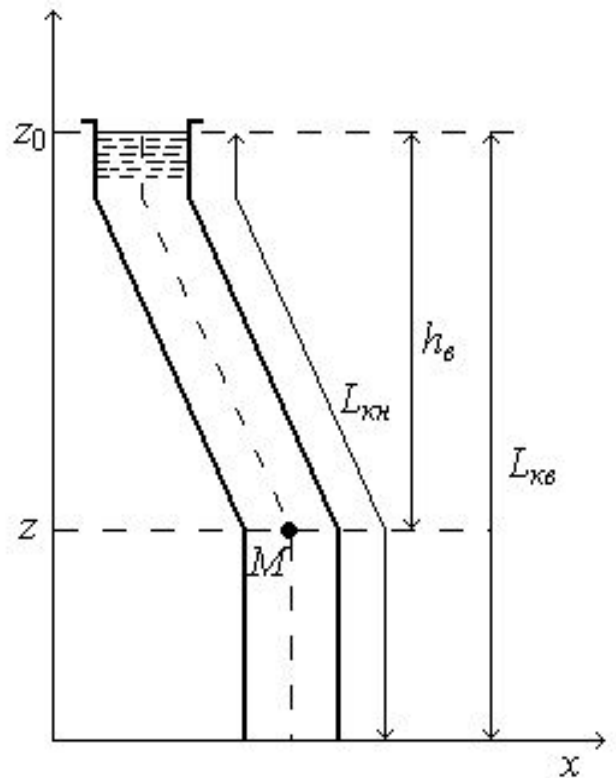
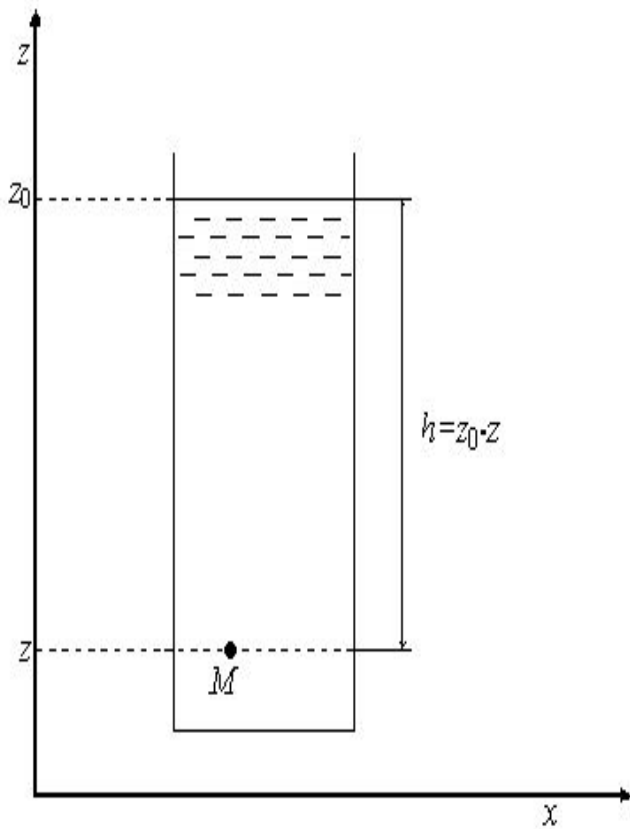
пределах от $0,86$ до $0,40 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ или, что то же самое, от $3,68 \cdot 10^3$ до $1,67 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$.

Объясняется это тем, что глина обладает низкой по сравнению с водой теплоемкостью (около $0,22 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ или $0,92 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$) снижает первоначальную теплоемкость воды ($4,19 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$).

Предложена эмпирическая формула для определения удельной теплоемкости водных суспензий глины:

$$C = [0,334 + 0,6745 \rho^{-3,3}] \cdot 4,19 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$$

где ρ – плотность суспензии в $\frac{\text{г}}{\text{см}^3}$.



$$\frac{p}{\rho g} + z = \frac{p_0}{\rho g} + z_0$$

Основное уравнение гидростатики, обычно представляют в виде:

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z)$$

или

$$p = p_0 + \rho gh,$$

где h –

известно. глубина погружения под уровень жидкости, где давление

$$p_0 = 4\theta \left(\sum \frac{l_i}{d_{i\theta}} + \sum \frac{l_i}{D - d_i} \right)$$

$$\theta = \frac{p_0}{4 \left(\sum \frac{l_i}{d_{i\theta}} + \sum \frac{l_i}{D - d_i} \right)}$$

$$p_{ocm} = 4\tau_0 \left(\sum \frac{l_i}{d_{i\theta}} + \sum \frac{l_i}{D - d_i} \right)$$

$$\tau_0 = \frac{p_{ocm}}{4 \left(\sum \frac{l_i}{d_{i\theta}} + \sum \frac{l_i}{D - d_i} \right)}$$

$$p = p_0 e^{-\frac{gMh}{mR_y T}}$$

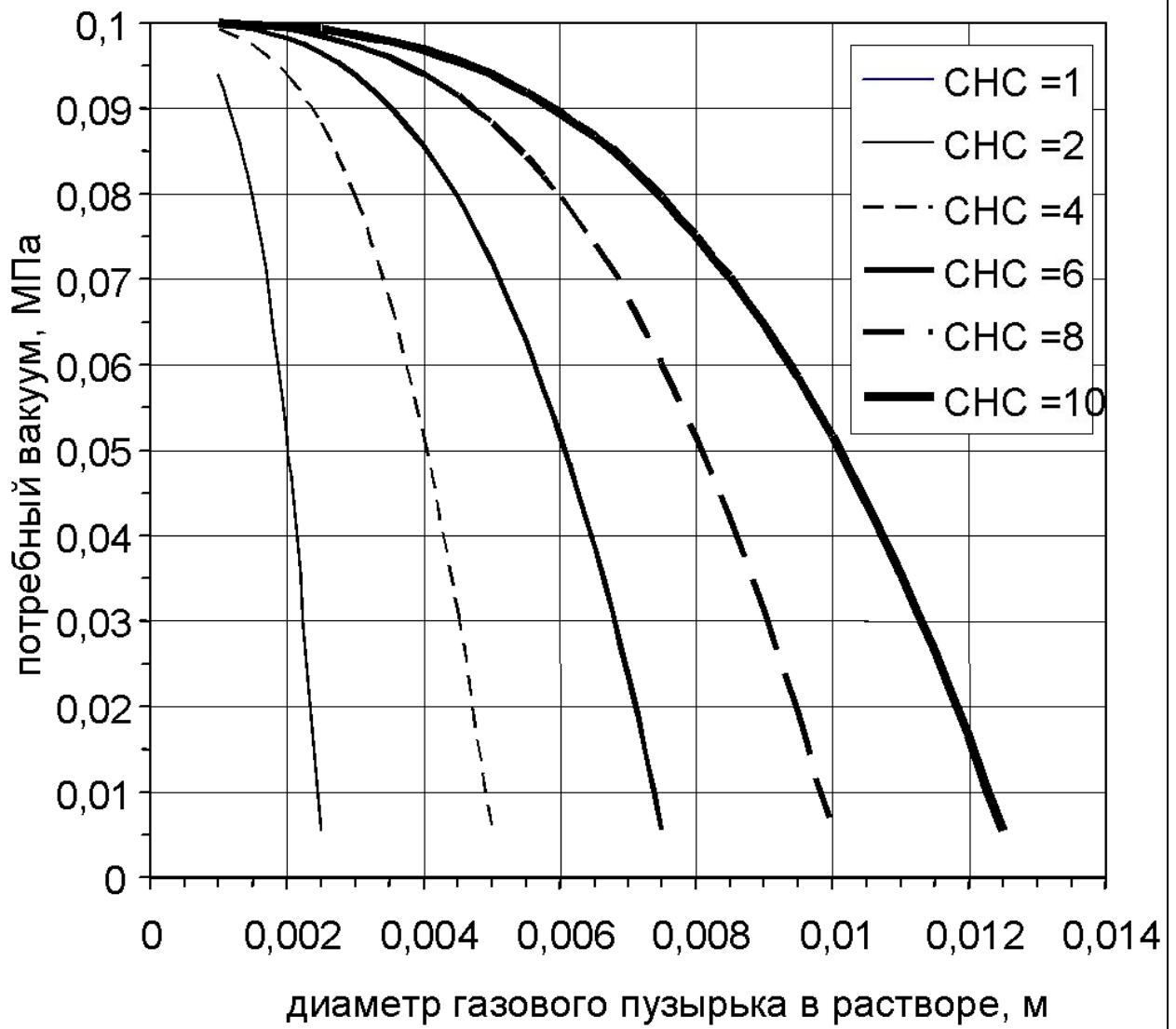
Эта формула известна под именем барометрической

Для природных газов чаще используется формула:

$$p = p_0 e^{-\frac{0,03415 \bar{\rho} (z - z_0)}{mT}}$$

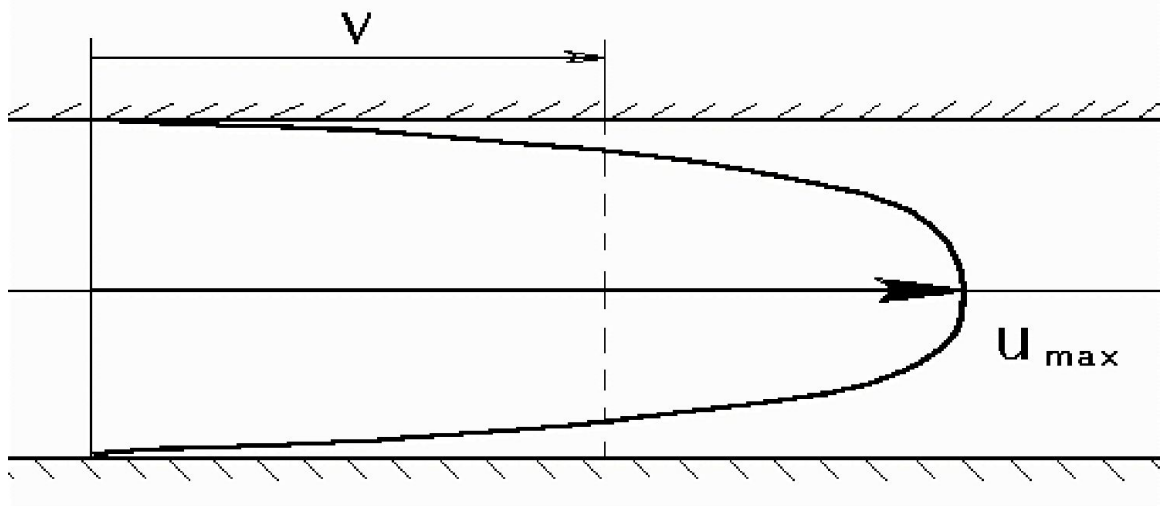
допустимо величину $\frac{0,03415}{mT}$ принять равной 10^{-4}

$$p = p_0 e^{-\bar{\rho} (z - z_0) \cdot 10^{-4}}$$

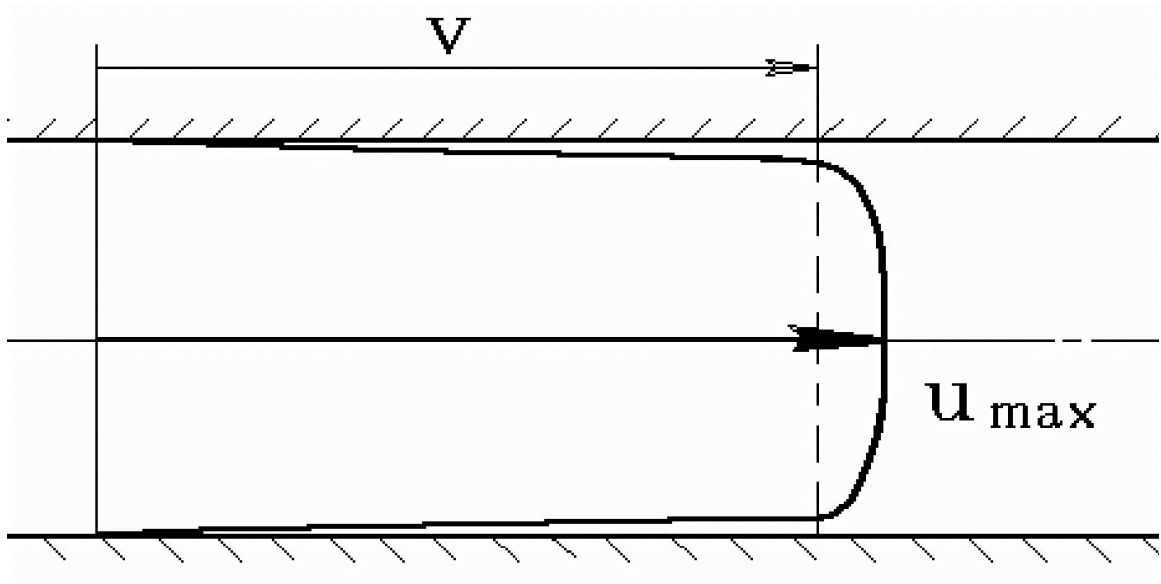


$$\frac{\pi d_{0.2}^3}{6} \rho g = \pi d_{0.2}^2 \theta K_{\phi} \quad p_a d_a^3 = d_z^3 (p_a - p_{вк})$$

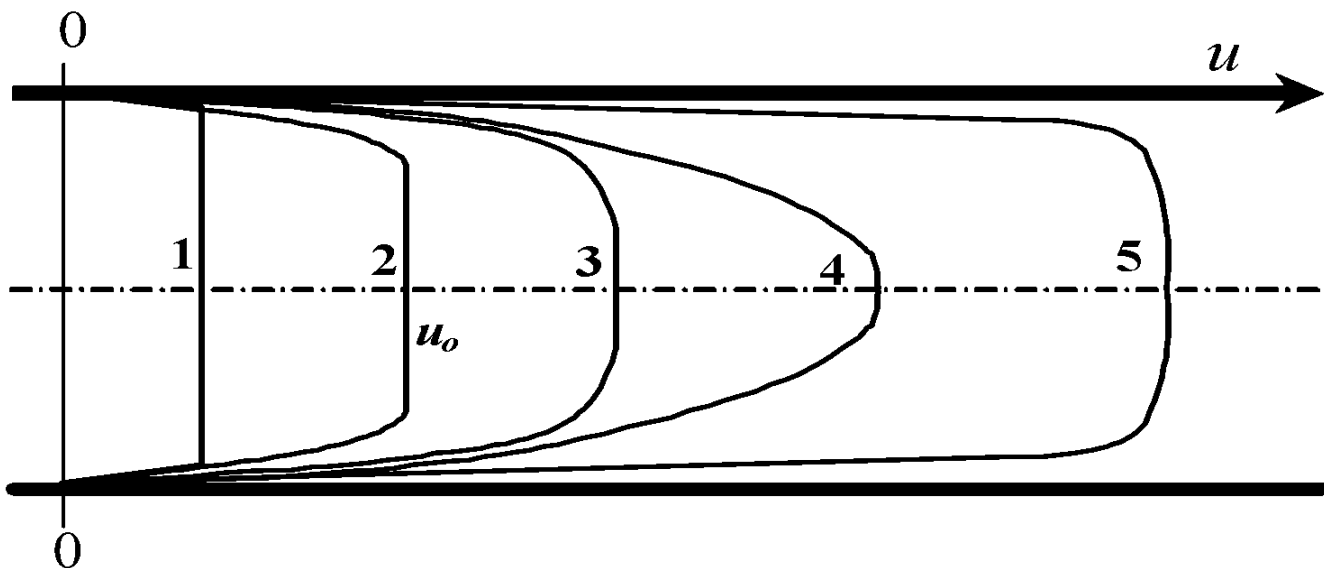
$$d_a > \frac{6\theta K_{\phi}}{\rho g} \sqrt[3]{\frac{p_a - p_{вк}}{p_a}} \quad p_{вк} = p_a \left[1 - 4,37 \left(\frac{d_a \rho}{\theta K_{\phi}} \right)^3 \right]$$



Эпюра скоростей при ламинарном движении вязкой жидкости



Эпюра скоростей при турбулентном движении вязкой жидкости



Эпюра скоростей в сечении потока вязкопластичной жидкости при различных расходах и режимах движения

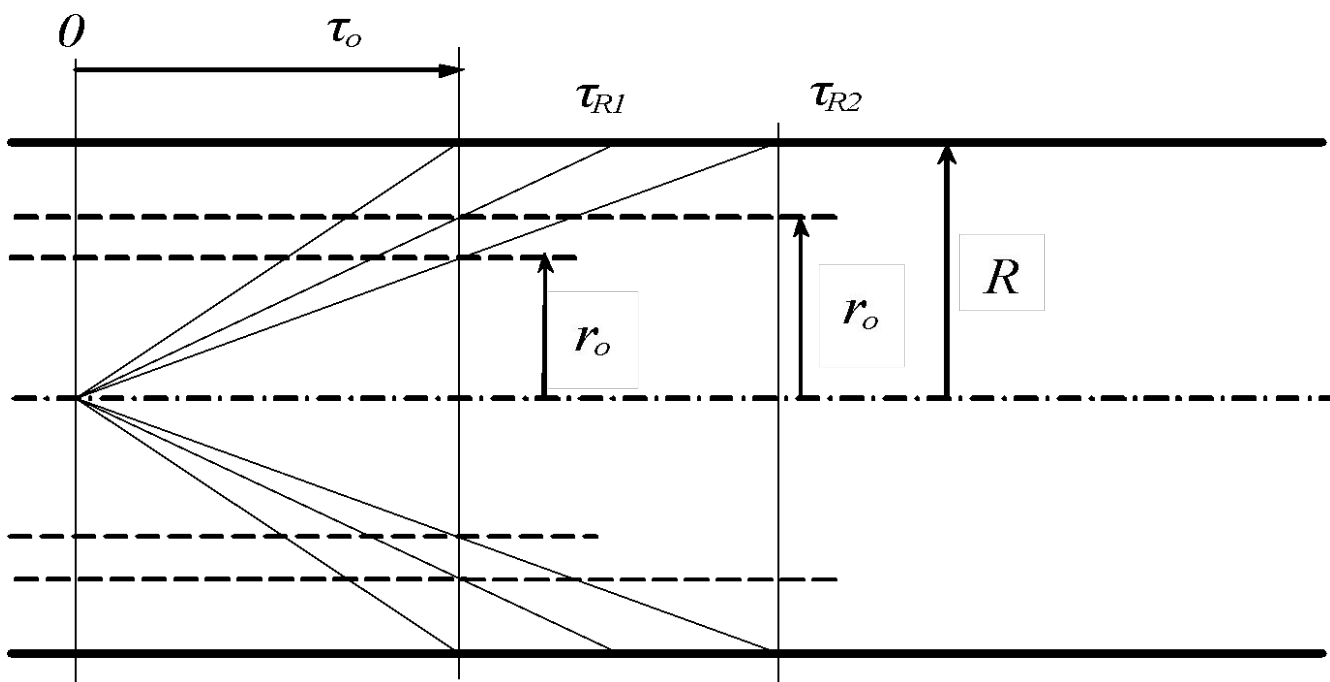
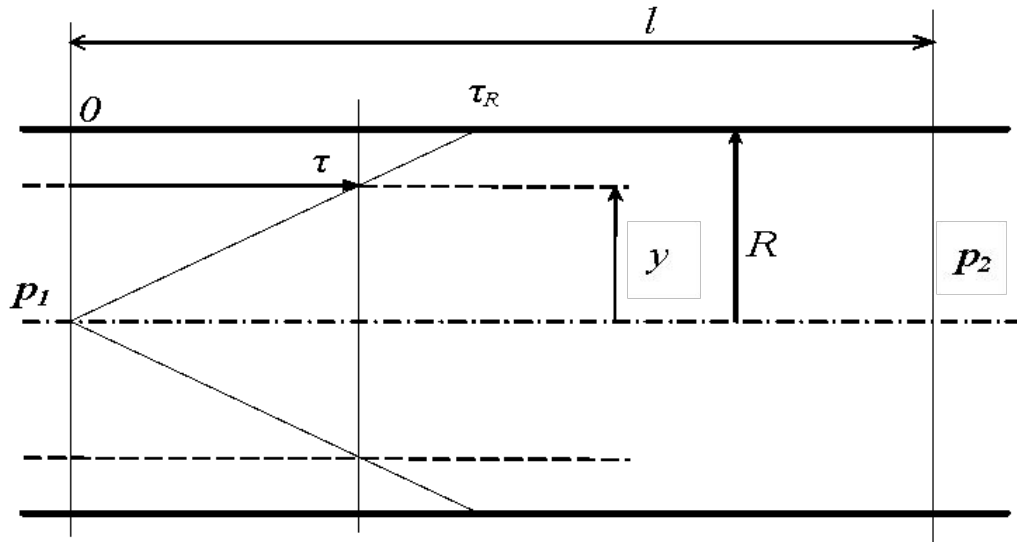


Рис. Влияние расхода на размеры структурного ядра потока вязкопластичной жидкости в круглой трубе.



Эпюра напряжений в круглой трубе.

При равномерном движении обе силы равны:

$$\pi y^2 p = 2\pi y l \tau,$$

$$y p = 2l \tau,$$

$$p = 2\pi y l \tau.$$

(1)

При $y = R$ (на стенке трубы)

$$\tau = \tau_R.$$

Тогда

$$p = \frac{2l \tau_R}{R}.$$

(2)

Из уравнения (1.) следует, что

$$\tau = \frac{p y}{2l}.$$

(3)

При $y = 0$ $\tau = 0$, $y = R$ $\tau = \tau_R$. (3)

Из формулы следует, что зависимость касательных напряжений от расстояния y имеет линейный характер, причем на самой оси напряжение равно нулю. Эпюра напряжений для круглой трубы показана на рис. Из неё видно, что справедливо соотношение

$$\frac{\tau}{\tau_R} = \frac{y}{R}.$$

Следовательно,

$$\tau = \frac{\tau_R y}{R} \quad (4)$$

или

$$y = \frac{R \tau}{\tau_R}. \quad (5)$$

Вывод уравнения, описывающего профиль (эпюру) скоростей в круглой трубе при ламинарном или структурном режиме движения.

Отправных моментов два:

- доказанный ранее факт прямолинейности эпюры напряжения τ в круглой трубе; это выражается формулами (1) и (3);
 - существование строгой количественной зависимости между τ и градиентом скорости $\frac{du}{dy}$, которая выражается реологическим уравнением.
- Первый момент, как было показано, сводится, в частности, к соотношению (5):

$$y = \frac{R \tau}{\tau_R}$$

Дифференцируя, имеем:

$$dy = \frac{R}{\tau_R} d\tau \quad (7)$$

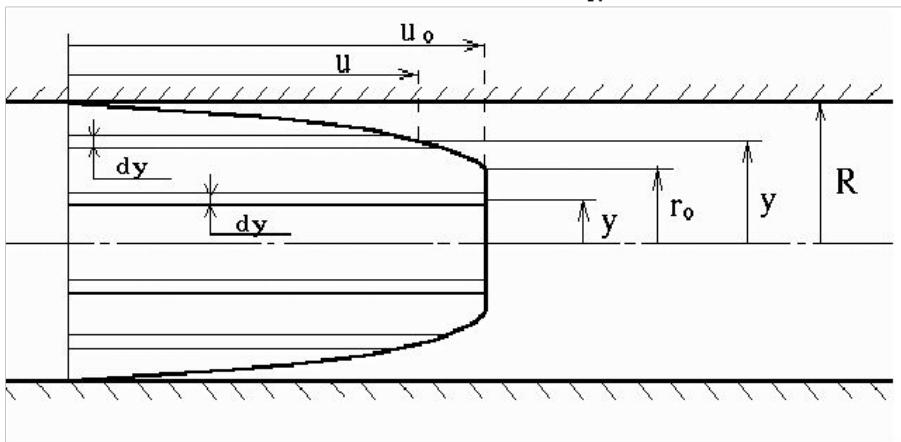


Рис. К выводу уравнения расхода вязкопластичной жидкости.

Второй момент свидетельствует о существовании реологического уравнения

$$\tau = f\left(\frac{du}{dy}\right),$$

а, следовательно, и обратной ей, так называемой реологической функции:

$$-\frac{du}{dy} = \varphi(\tau) \quad (8)$$

Здесь знак (?) должен быть потому, что скорость u с увеличением y уменьшается

($\frac{du}{dy} < 0$). Направление ВПЖ реологическое уравнение имеет вид:

$$\tau = \tau_0 + \eta \left(\frac{du}{dy}\right)$$

**Вывод уравнения профиля скоростей для случая движения
вязкопластичной жидкости в круглой трубе при структурном режиме
движения.**

Подставим в уравнение (10) реологическую функцию (9):

$$u = \frac{R}{\tau_R} \int_{\tau}^{\tau_R} \varphi(\tau) d\tau = \frac{R}{\tau_R} \int_{\tau}^{\tau_R} \frac{\tau - \tau_0}{\eta} d\tau = \frac{R}{\tau_R \eta} \int_{\tau}^{\tau_R} \tau d\tau - \frac{R}{\tau_R \eta} \int_{\tau}^{\tau_R} \tau_0 d\tau =$$

$$= \frac{R}{\tau_R \eta} \left(\frac{\tau_R^2}{2} - \frac{\tau^2}{2} \right) - \frac{R}{\tau_R \eta} (\tau_0 \tau_R - \tau_0 \tau) = \frac{R \tau_R}{2\eta} \left(1 - \frac{\tau^2}{\tau_R^2} \right) - \frac{R \tau_0}{\eta} \left(1 - \frac{\tau}{\tau_R} \right).$$

Чтобы избавиться от τ_R , вспомним уравнение (2), из которого следует:

$$\tau_R = \frac{pR}{2l}. \quad (11)$$

Подставим (11) в последний результат и одновременно заменим τ/τ_R на y/R в соответствии с (4).

$$u = \frac{pR^2}{4\eta l} \left(1 - \frac{y^2}{R^2} \right) - \frac{R \tau_0}{\eta} \left(1 - \frac{y}{R} \right).$$

Окончательно:

$$u = \frac{p}{4\eta l} (R^2 - y^2) - \frac{\tau_0}{\eta} (R - y). \quad (12)$$

Ранее было показано, что $y = r_o$, $u = u_o$, где u_o скорость движения "твердого" структурного ядра. Следовательно,

$$u_o = \frac{p}{4\eta l} (R^2 - r_o^2) - \frac{\tau_0}{\eta} (R - r_o). \quad (13)$$

Выразим p в последнем уравнении через остальные:

$$p = u_o \frac{4\eta l}{R^2 - r_o^2} + \frac{\tau_0 (R - r_o) 4\eta l}{\eta (R^2 - r_o^2)},$$

$$p = u_o \frac{4\eta l}{R^2 - r_o^2} + \frac{4\tau_0 l}{R + r_o}. \quad (4.14)$$

(14)
Формула не имеет практического значения. Дело в том, что измерить или каким-то косвенным методом вычислить u_o , r_o практически невозможно. Имеет конкретное значение уравнения (12) и (13). На их основе получена формула Букшвица.

$$Q = \frac{\pi R^4 p}{8\eta l} \left[1 - \frac{4 p_o}{3 p} + \frac{1}{3} \left(\frac{p_o}{p} \right)^4 \right]$$

Это уравнение носит имя Букингема, и было получено им в 1921 году

$$p_o = \frac{2l\tau_o}{R}$$

$$Q = \frac{\pi R^4 p}{8\eta l} \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{2l\tau_o}{Rp} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{2l\tau_o}{Rp} \right)^4 \right]$$

Обозначим p_o/p β

$$Sen = \frac{8\beta}{1 - \frac{4}{3}\beta + \frac{1}{3}\beta^4}$$

$$p = \frac{p_o}{\beta} = \frac{2\tau_o l}{R\beta} = \frac{4\tau_o l}{\beta d}$$

Расчетные значения потерь давления при структурном режиме течения в трубе пластичной

Реологические параметры	Расход жидкости, м ³ /с	Точное решение Букингэма		Приближенное решение Бингама	Погрешность, % $\frac{p^* - p}{p} \cdot 100$
		β	p , Па	p^* , Па	
$\tau_0 = 4$ $\eta = 0,02$ Па·с	0,001	0,860	173875	205594	18,24
	0,002	0,0805	185870	211810	13,96
	0,004	0,730	204839	224243	9,47
	0,006	0,675	221530	236677	6,84
	0,013*	0,550	271878	280193	3,06
$\tau_0 = 8$ $\eta = 0,02$ Па·с	0,001	0,900	332295	404971	21,87
	0,002	0,860	347751	411187	18,24
	0,006	0,764	391447	436064	11,40
	0,0183	0,6105	489870	512518	4,62

*) Расход, равный критическому, при котором структурный режим течения переходит в турбулентный.

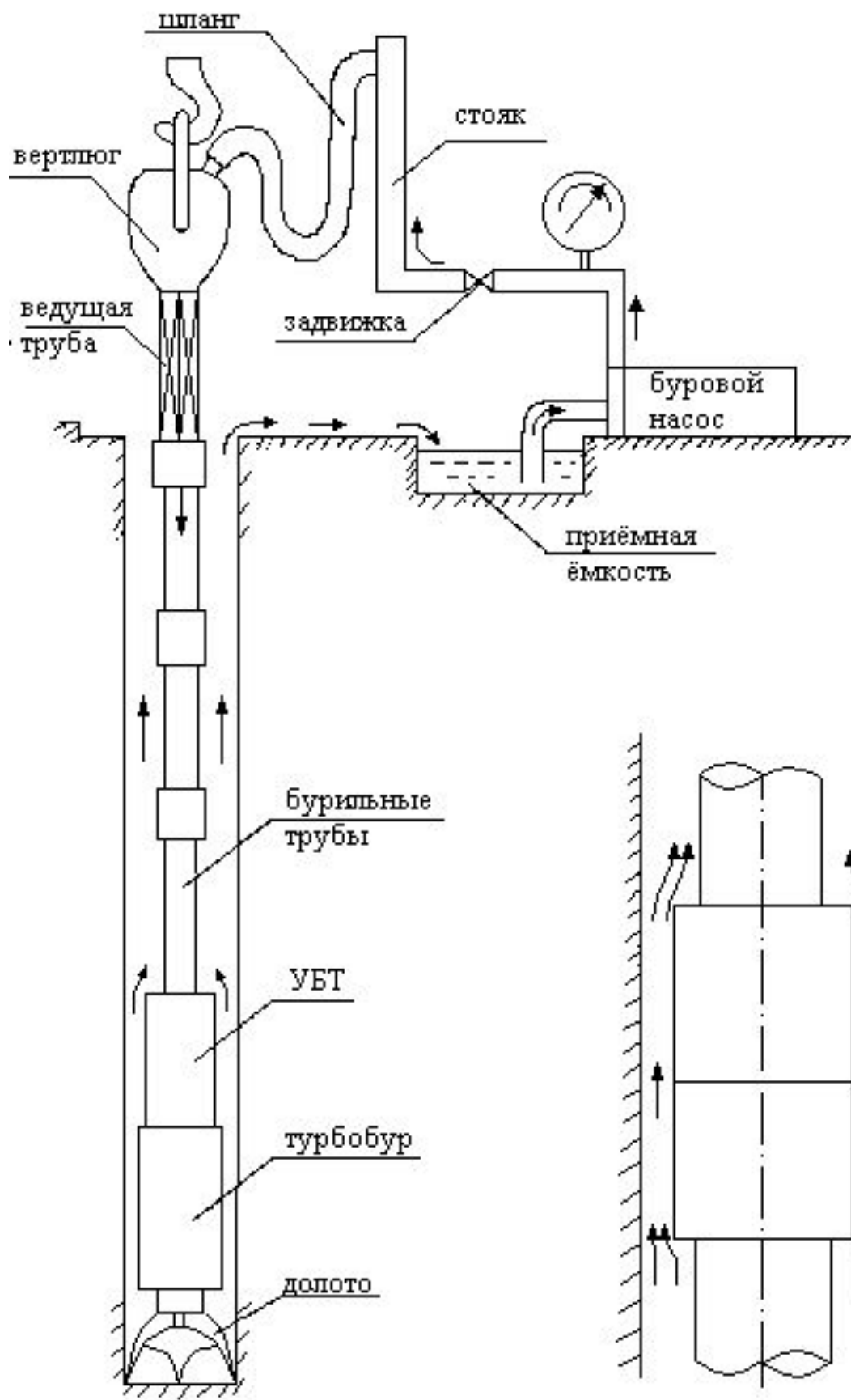


Рис. 1.6

Рис.1.7

Расчет потерь для ВПЖ

Потери в трубах

$$He_s = \tau_o d_s^2 \rho / \eta^2$$

$$Re_{s,кр} = 2100 + 7,3 He_s^{0,58}$$

$$v_{кр} = Re_{s,кр} \eta / (d_s \rho)$$

$$Q_{s,кр} = \frac{\pi}{4} d_s^2 v_{s,кр}$$

Decision diamond: $Q < Q_{s,кр}$

нет

да

$$p_s = \frac{128 Q \eta \epsilon K_m}{\pi d_s^4} + \frac{16 \tau_o \epsilon}{3 d_s}$$

или

найти численным методом из уравнений:

$$p_o = \frac{4 \tau_o \epsilon}{d_s}; \quad Q = \frac{\pi d_s^4 p_s}{128 \eta \epsilon} \left[1 - \frac{4 p_o}{3 p_s} + \frac{1}{3} \left(\frac{p_o}{p_s} \right)^4 \right]$$

$$v_s = 4Q / (\pi d_s^2); \quad Re_s = v_s d_s \rho / \eta$$

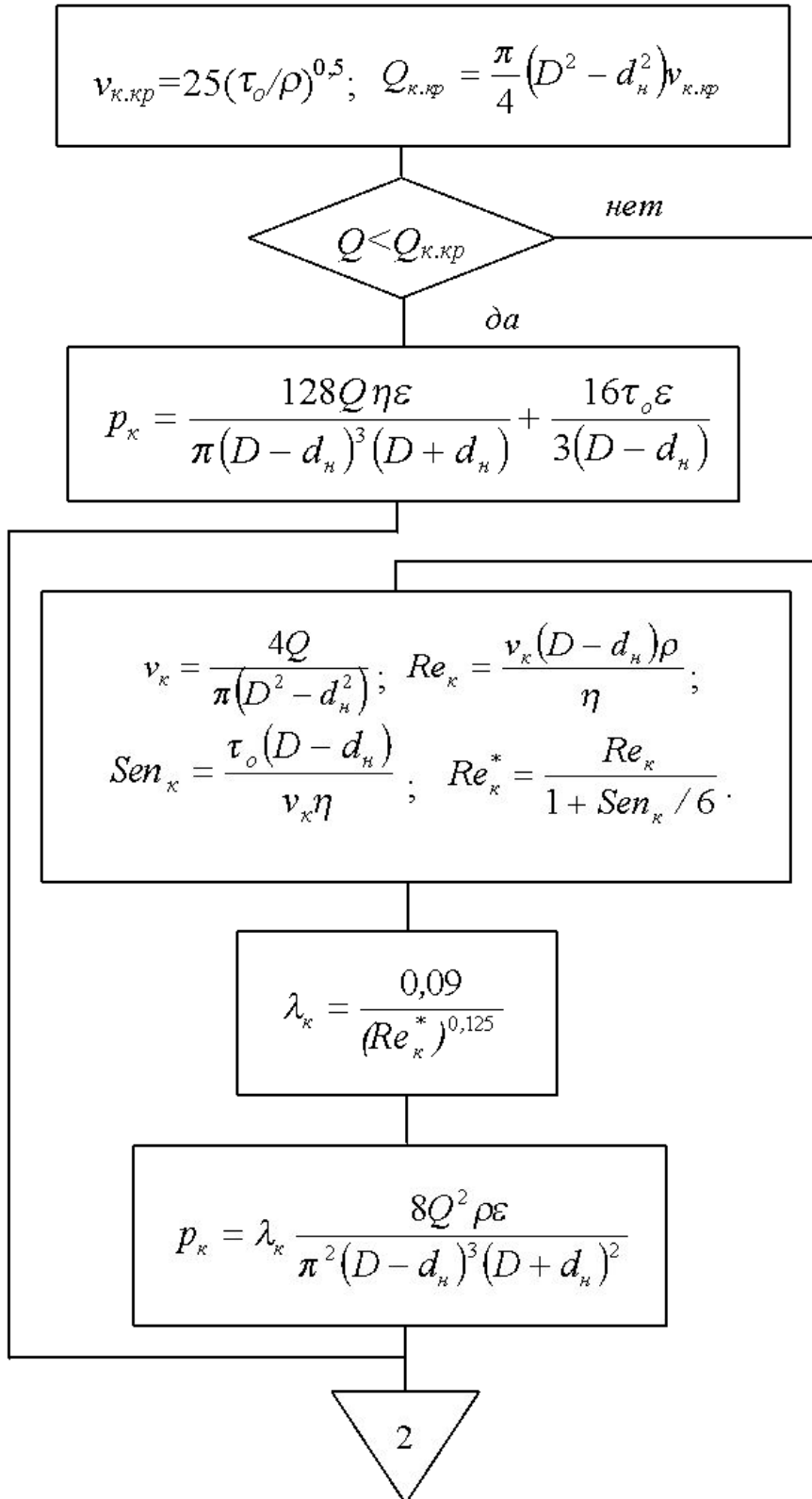
$$Sen_s = \tau_o d_s / (v_s \eta); \quad Re_s^* = Re_s / (1 + Sen_s / 6)$$

$$\lambda_s = 0,075 / (Re_s^*)^{0,125}$$

$$p_s = \lambda_s \frac{8 Q^2 \rho \epsilon K_m}{\pi^2 d_s^5}$$

1

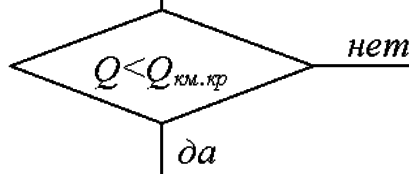
Потери за трубамаи



Потери за замками

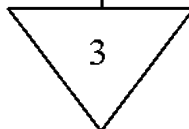
$$v_{км.кр} = 25(\tau_o/\rho)^{0,5}; \quad Q_{км.кр} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_m^2)v_{км.кр}$$

$$P_{к.мм} = \frac{8Q^2\rho}{\pi^2(D^2 - d_m^2)^2} \left[1,25 + \frac{D^2 - d_m^2}{D^2 - d_n^2} \left(0,75 \frac{D^2 - d_m^2}{D^2 - d_n^2} - 2 \right) \right]$$



$$P_{км} = \left[\frac{128Q\eta l_m}{\pi(D - d_m)^3(D + d_m)} + \frac{16\tau_o l_m}{3(D - d_m)} + P_{к.мм} \right] \frac{\varepsilon}{l_o}$$

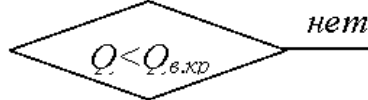
$$P_{км} = \left[\frac{0,192Q^2 l_m \rho}{\pi^2(D - d_m)^3(D + d_m)^2} + P_{к.мм} \right] \frac{\varepsilon}{l_o}$$



Расчет потерь для ППЖ
Потери в трубах

$$f'(n) = \frac{(1+3n)^2}{n} \left(\frac{1}{2+n} \right)^{\frac{n+2}{n+1}}; \quad Re_{с.кп} = \frac{6464}{f'(n)}$$

$$Q_{с.кп} = \pi \left[\frac{Re_{с.кп} d^{4-3n} K \left(\frac{3n+1}{n} \right)^n}{2^{7-3n} \rho} \right]^{\frac{1}{2-n}}$$



$$p_s = \frac{4K\varepsilon}{d_s} \left[8 \left(\frac{3n+1}{n} \right) \frac{Q}{\pi d_s^3} \right]^n K_M$$

$$v_s = \frac{4Q}{\pi d_s^2}; \quad Re_s = 8^{1-n} \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n \frac{v_s^{2-n} d_s^n \rho}{K}$$

$$\lambda_s = \frac{0,3164}{Re_s^{0,25}}; \quad p_s = \lambda_s \frac{\varepsilon v_s^2 \rho}{2d_s} K_M$$

4

Потери за трубами

$$f'(n) = \frac{(2n+1)^2}{n} \left(\frac{1}{2+n} \right)^{\frac{n+2}{n+1}} ;$$

$$Re_{к.кр} = 4848 / f'(n)$$

$$Q_{к.кр} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_n^2) \left[\frac{Re_{к.кр} K \left(\frac{2n+1}{n} \right)^n}{12^{1-n} (D - d_n)^n \rho} \right]^{\frac{1}{2-n}}$$

$$Q < Q_{к.кр}$$

нет

да

$$\rho_k = 2^{2+4n} K \left[\frac{2n+1}{n} \frac{Q}{\pi(D+d_n)} \right]^n \frac{\varepsilon}{(D-d_n)^{2n+1}}$$

$$v_k = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d_n^2)} ;$$

$$Re_k = 12^{1-n} \left(\frac{3n}{2n+1} \right)^n \frac{v_k^{2-n} (D-d_n)^n \rho}{K}$$

$$\lambda_k = \frac{0,09}{Re^{0,125}} ; \quad p_k = \lambda_k \frac{\varepsilon v_k^2 \rho}{2(D-d_n)}$$

5

Потери за замками

$$f'(n) = \frac{(2n+1)^2}{n} \left(\frac{1}{n+2} \right)^{\frac{n+2}{n+1}}$$

$$Re_{км.кр} = 4848 / f'(n)$$

$$Q_{км.кр} = \frac{\pi(D^2 - d_m^2)}{4} \left[\frac{Re_{км.кр} K \left(\frac{2n+1}{n} \right)^n}{12^{1-n} (D - d_m)^n \rho} \right]^{\frac{1}{2-n}}$$

$$P_{кмм} = \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 (D^2 - d_m^2)^2} \left[1,25 + \frac{D_2 - d_m^2}{D_2 - d_n^2} \left(0,75 \frac{D_2 - d_m^2}{D_2 - d_n^2} - 2 \right) \right]$$



да

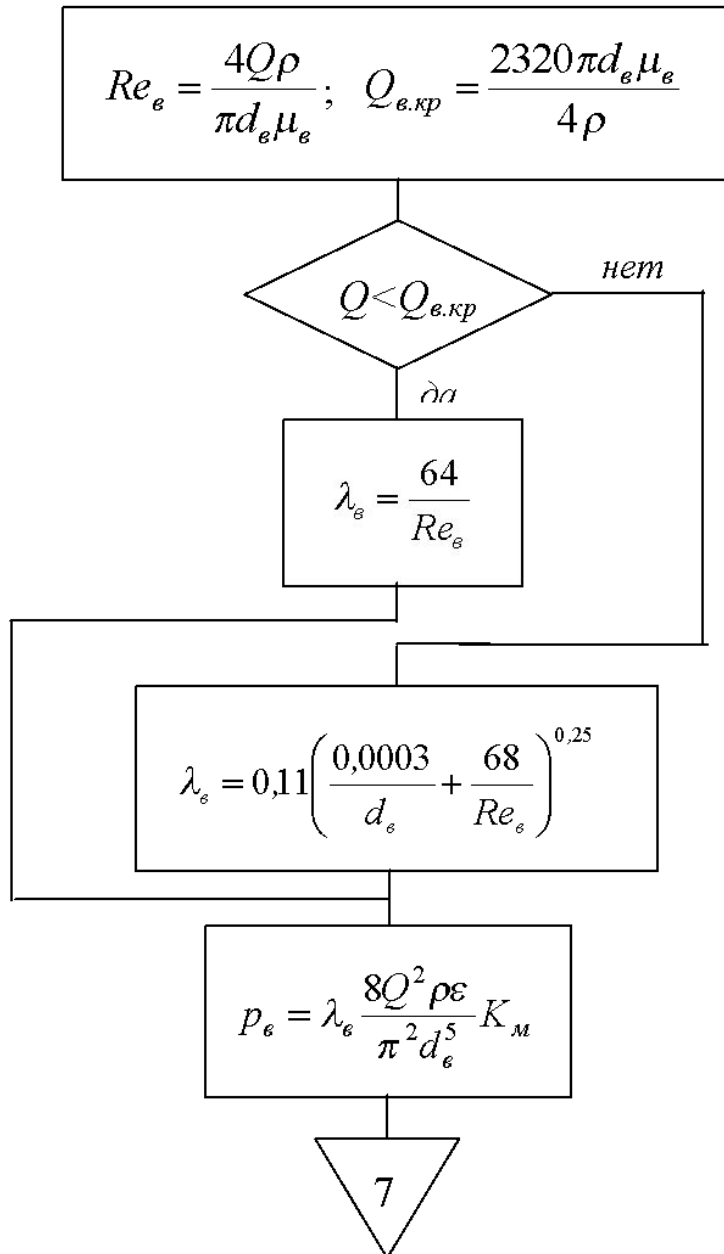
$$P_{км} = \left\{ 2^{2+4n} K \left[\frac{(2n+1)Q}{\pi n(D + d_m)} \right]^n \frac{l_m}{(D - d_m)^{2n+1}} + P_{кмм} \right\} \frac{\varepsilon}{l_o}$$

$$P_{км} = \left[\frac{0,192Q^2 \rho l_m}{\pi^2 (D - d_m)^3 (D + d_m)^2} + P_{кмм} \right] \frac{\varepsilon}{l_o}$$

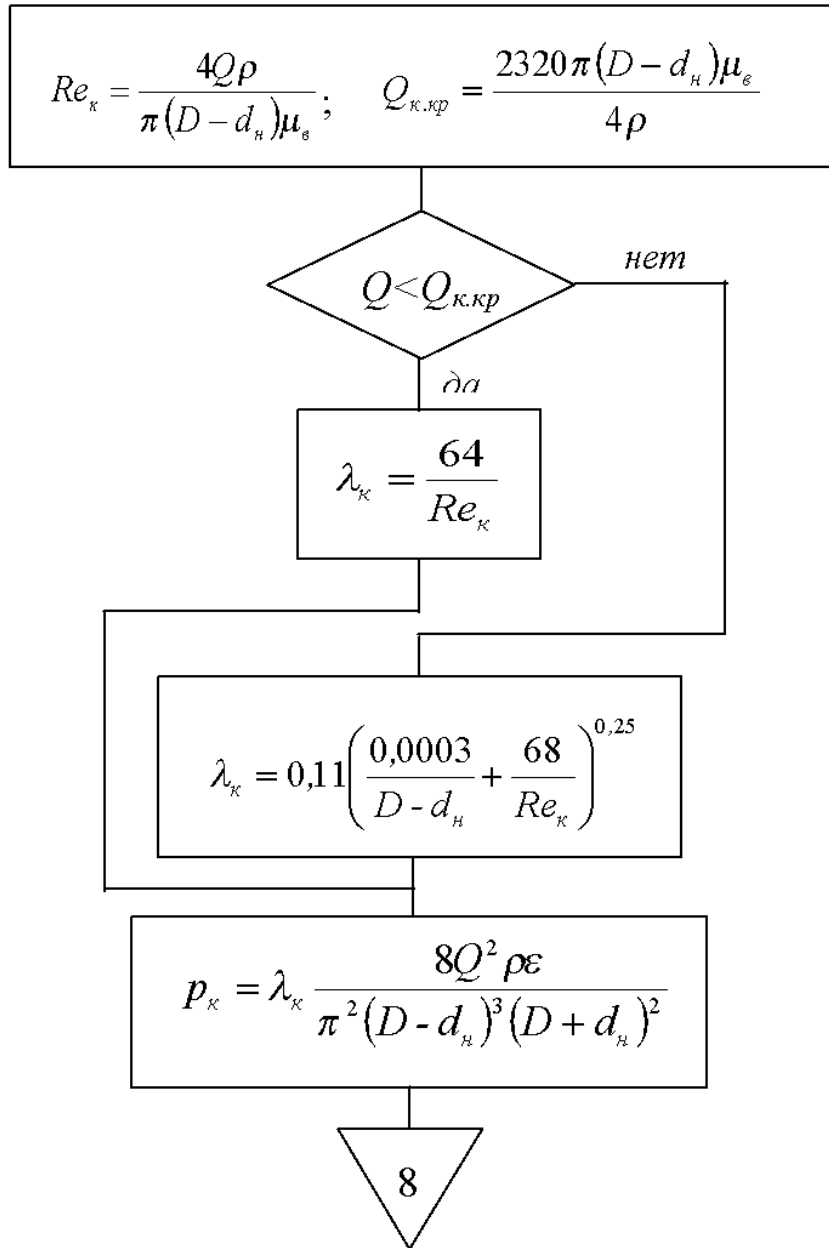
6

Расчет потерь для ВЖ

Потери в трубах



Потери за трубама



Потери за замками

$$Re_{\text{км}} = \frac{4Q\rho}{\pi(D-d_{\text{м}})\mu_{\text{с}}}; \quad Q_{\text{км.кр}} = \frac{2320\pi(D-d_{\text{м}})\mu_{\text{с}}}{4\rho}$$

$$p_{\text{к.мм}} = \frac{8Q^2\rho}{\pi^2(D^2-d_{\text{м}}^2)^2} \left[1,25 + \frac{D^2-d_{\text{м}}^2}{D^2-d_{\text{н}}^2} \left(0,75 \frac{D^2-d_{\text{м}}^2}{D^2-d_{\text{н}}^2} - 2 \right) \right]$$

$$Q < Q_{\text{км.кр}}$$

нет

да

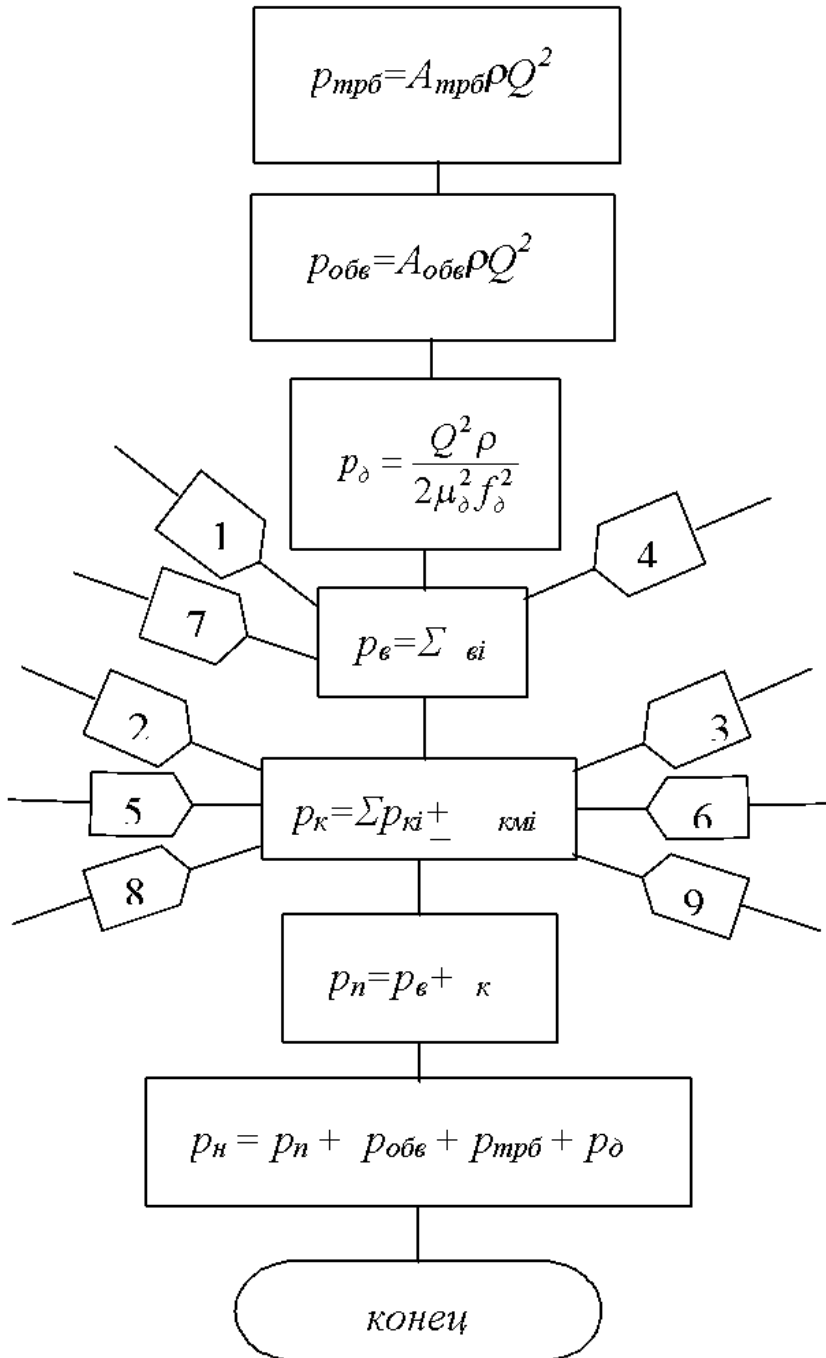
$$\lambda_{\text{км}} = \frac{96}{Re_{\text{км}}}$$

$$\lambda_{\text{км}} = 0,11 \left(\frac{0,0003}{D-d_{\text{м}}} + \frac{68}{Re_{\text{км}}} \right)^{0,25}$$

$$p_{\text{км}} = \left[\frac{\lambda_{\text{км}} Q^2 l_{\text{м}} \rho}{\pi^2 (D-d_{\text{м}})^3 (D+d_{\text{м}})^2} + p_{\text{к.мм}} \right] \frac{\varepsilon}{l_{\text{o}}}$$

9

Суммарные потери
давления



Коэффициент α наземной обвязки циркуляционной системы находится по формуле

$$\alpha = \alpha_c + \alpha_{ш} + \alpha_v + \alpha_k, \quad (1.40)$$

где $\alpha_c, \alpha_{ш}, \alpha_v, \alpha_k$ – коэффициенты сопротивлений элементов обвязки, определяемые по данным ВНИИБТ (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Элемент обвязки	Условный размер, мм	Диаметр проходного сечения, мм	Обозначение в формуле (1.40)	$\alpha \cdot 10^{-5}, \text{ м}^{-4}$
Стояк	114	–	α_c	3,4
	140	–		1,1
	168			0,4
Буровой рукав		76	$\alpha_{ш}$	1,2
		80		0,93
		90		0,52
		102		0,3
Вертлюг		75	α_v	0,9
		80		0,7
		90		0,44
		100		0,3
Ведущая труба (квадрат)	112	74	α_k	1,8
	140	85		0,9
	155	100		0,4

Потери на долоте

$$P_{\delta} = \frac{Q^2 \rho}{2\mu_{\delta}^2 f_{\delta}^2}$$

$$P_{\delta} = \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 d_o^2 z^2 \mu_{\delta}^2}$$

$$\mu_{\delta} = \frac{\mu_H \mu_n}{\sqrt{\mu_n^2 + \alpha^2 (\mu_H^2 - \mu_n^2)}}$$

$$\mu_n = 0,82, \quad \mu_H = 0,985$$

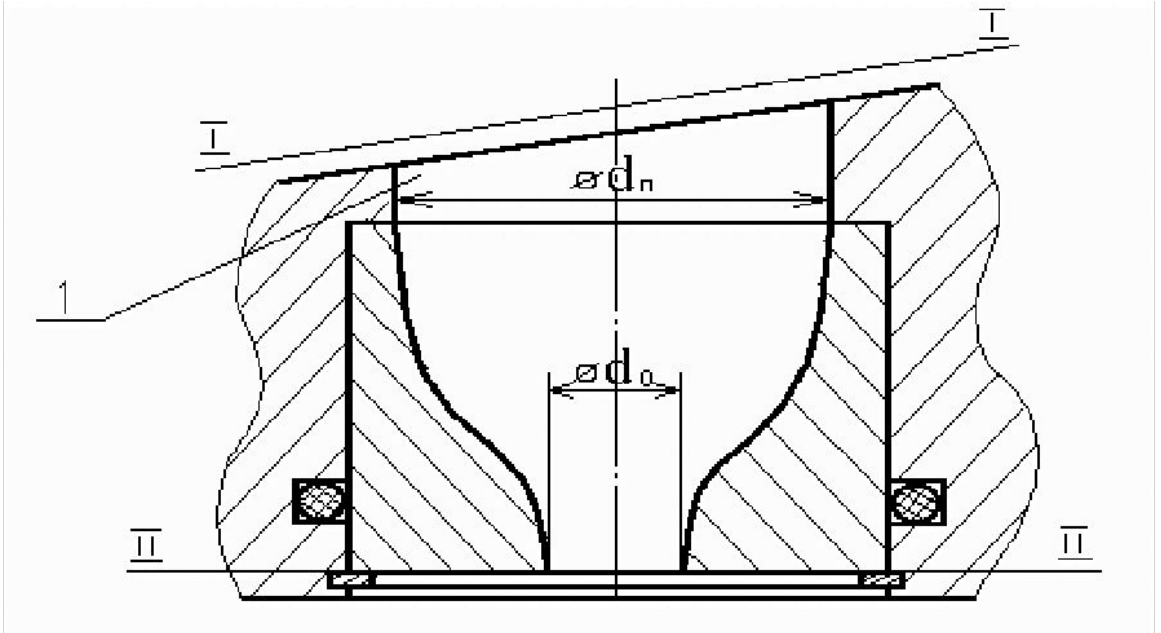


Рис. Насадка гидромониторного долота.

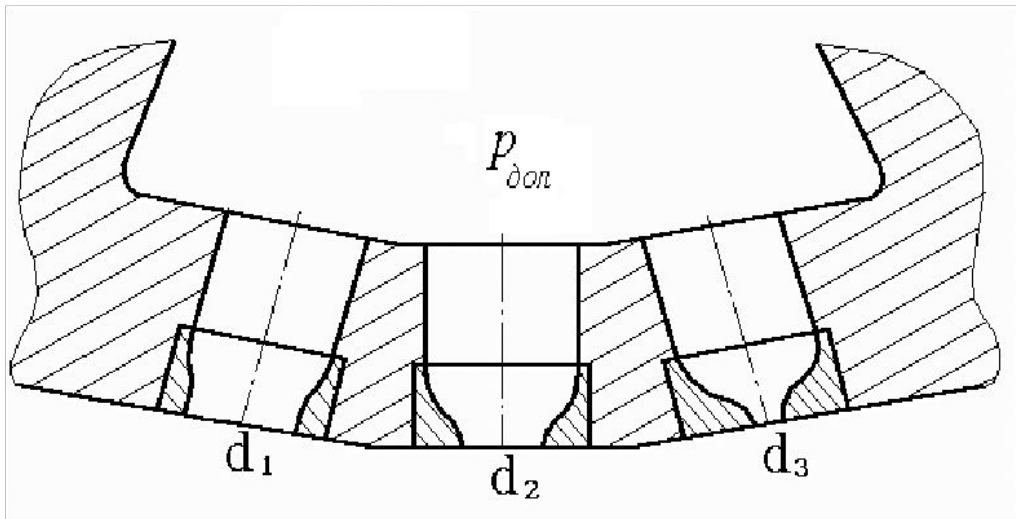


Рис. Схема промывочного узла гидромониторного долота.

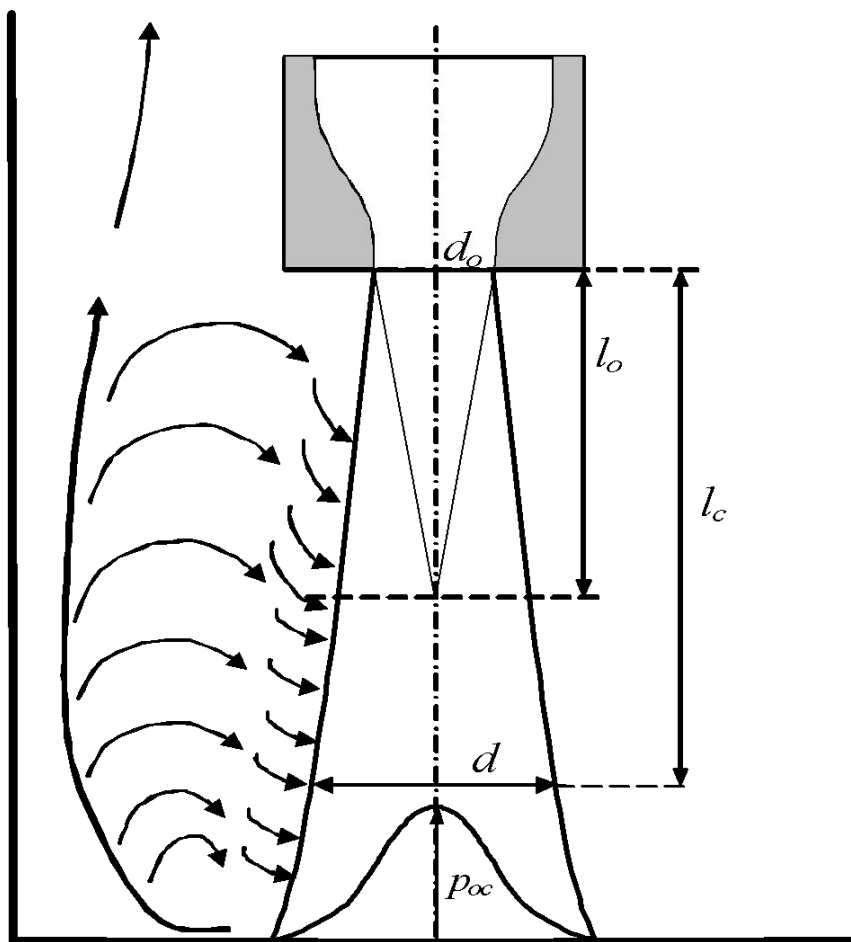
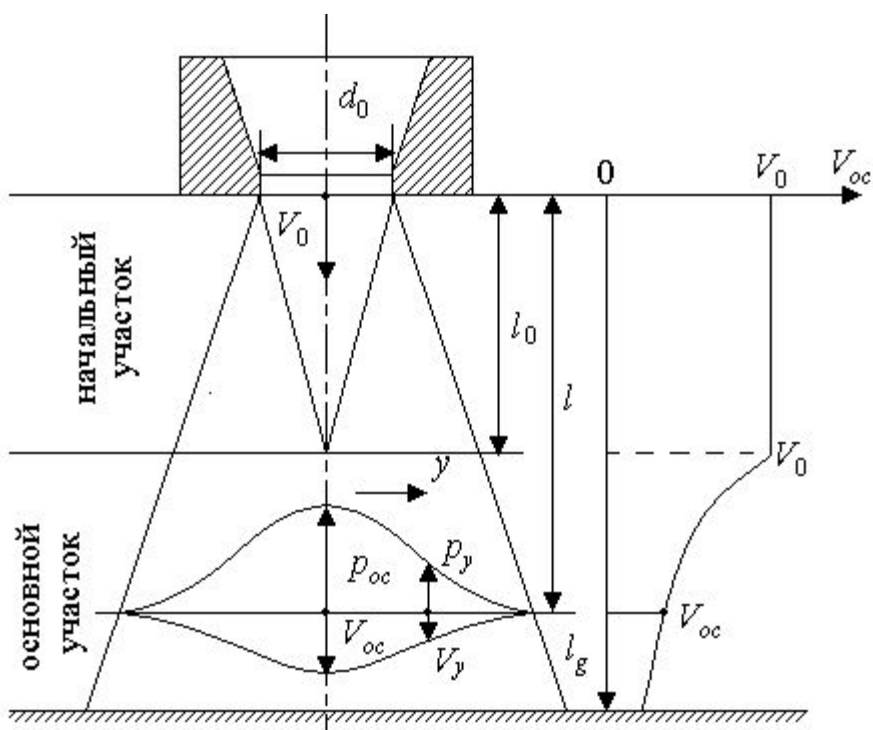


Схема распространения затопленной струи, истекающей в тупик



А.К. Козодой предложил упрощенную модель распространения затопленной струи, которая сводится к тому, что граница струи представляет собой коническую поверхность, в том числе и в пределах начального участка. Совместив эту схему с известным положением о постоянстве количества движения по сечениям струи, он получил широко используемые формулы для определения диаметра струи d и гидродинамического давления по ее оси p_{oc} (рис. выше)

$$d = d_o(1 + am),$$

$$m = l_c / d_o,$$

$$p_o = \lambda p_o,$$

$$p_o = v_o^2 \rho / 2,$$

$$\lambda = \left(\frac{1 + am_o}{1 + am} \right)^2,$$

$$m_o = l_o / d_n,$$

где d - текущий диаметр струи;

λ -

относительная величина осевого гидродинамического давления струи (сокращенно в дальнейшем используется:

“относительное осевое давление струи”);

v_o - средняя начальная скорость струи на выходе из

насадки; l_o, l_c -

текущего (на основном участке) сечения струи, соответственно расстояния до начального и

a -

m_o коэффициент расширения струи;

m относительная длина ядра струи;

явление от насадки;

ρ - безразмерное (относительное) расстояние.

плотность жи

$$\mu_{\delta} = \frac{1}{\sqrt{1,052 + 0,435\alpha^2}}$$

$$\alpha = \frac{f_o}{f_n} = \frac{d_o^2}{d_n^2}$$

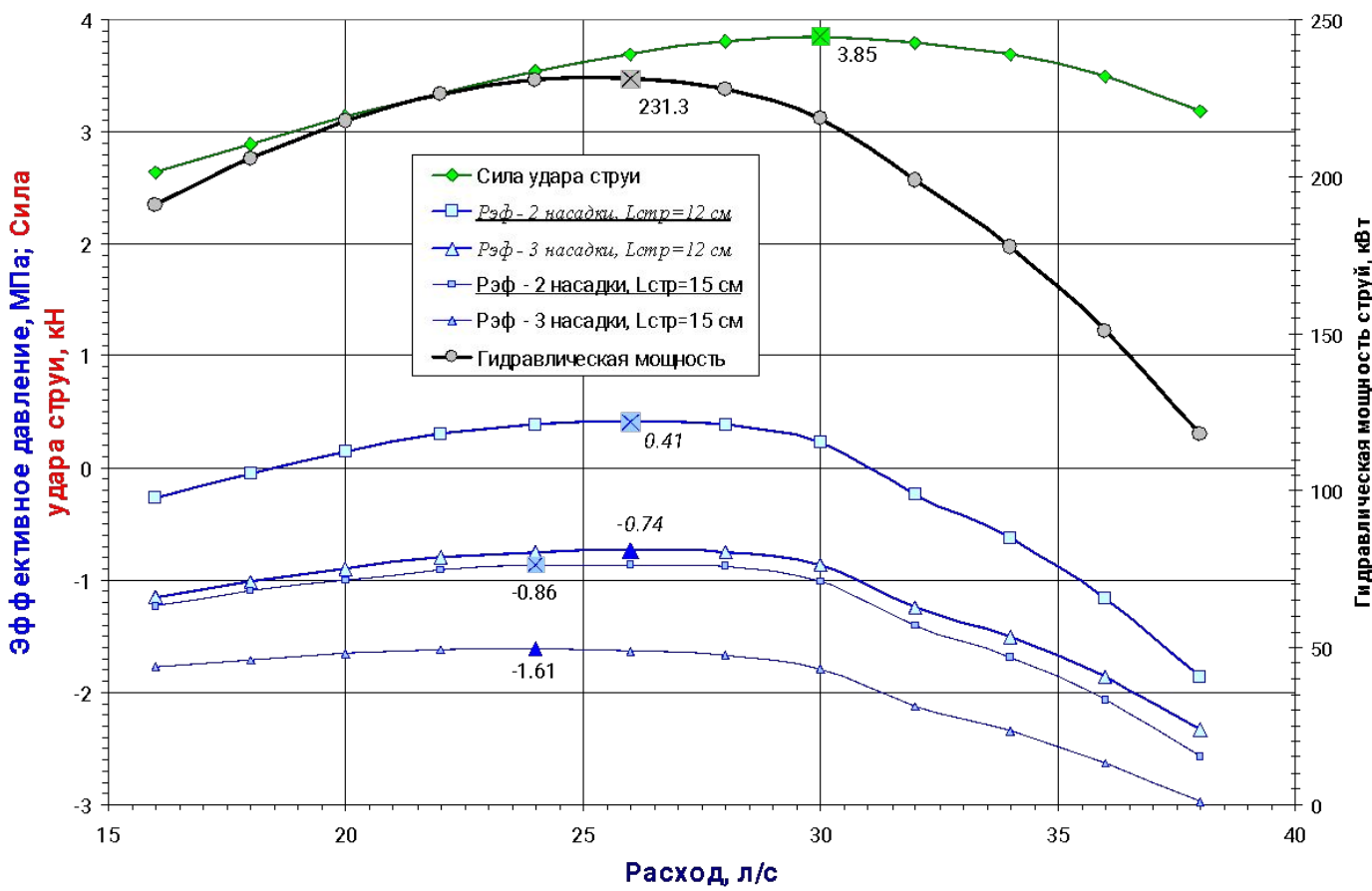
$$\mu_{\delta} = \frac{1}{\sqrt{1,052 + 0,435 \frac{d_o^4}{d_n^4}}}$$

$$p_{\delta} = \frac{v_o^2 \rho}{2} \left(1,052 + 0,435 \frac{d_o^4}{d_n^4} \right)$$

$$p_{\delta} = \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 d_o^2 z^2} \left(1,052 + 0,435 \frac{d_o^4}{d_n^4} \right)$$

$$d_o = \left(\frac{8,42Q^2 \rho}{p_{\delta} \pi^2 z^2 - 3,5 \frac{Q^2 \rho}{d_n^4}} \right)^{0,25}$$

Критерии оптимизации



Гидравлическая мощность $N_{зab}$ и сила удара струй $W_{зab}$ – стандартные критерии оптимизации гидромониторной промывки, которые необходимо иметь по возможности в максимуме:

$$N_{зab} = p_{\partial} \cdot Q \quad \left(p_{\partial} = \sqrt[2]{3} \cdot p_{\partial on} \right)$$

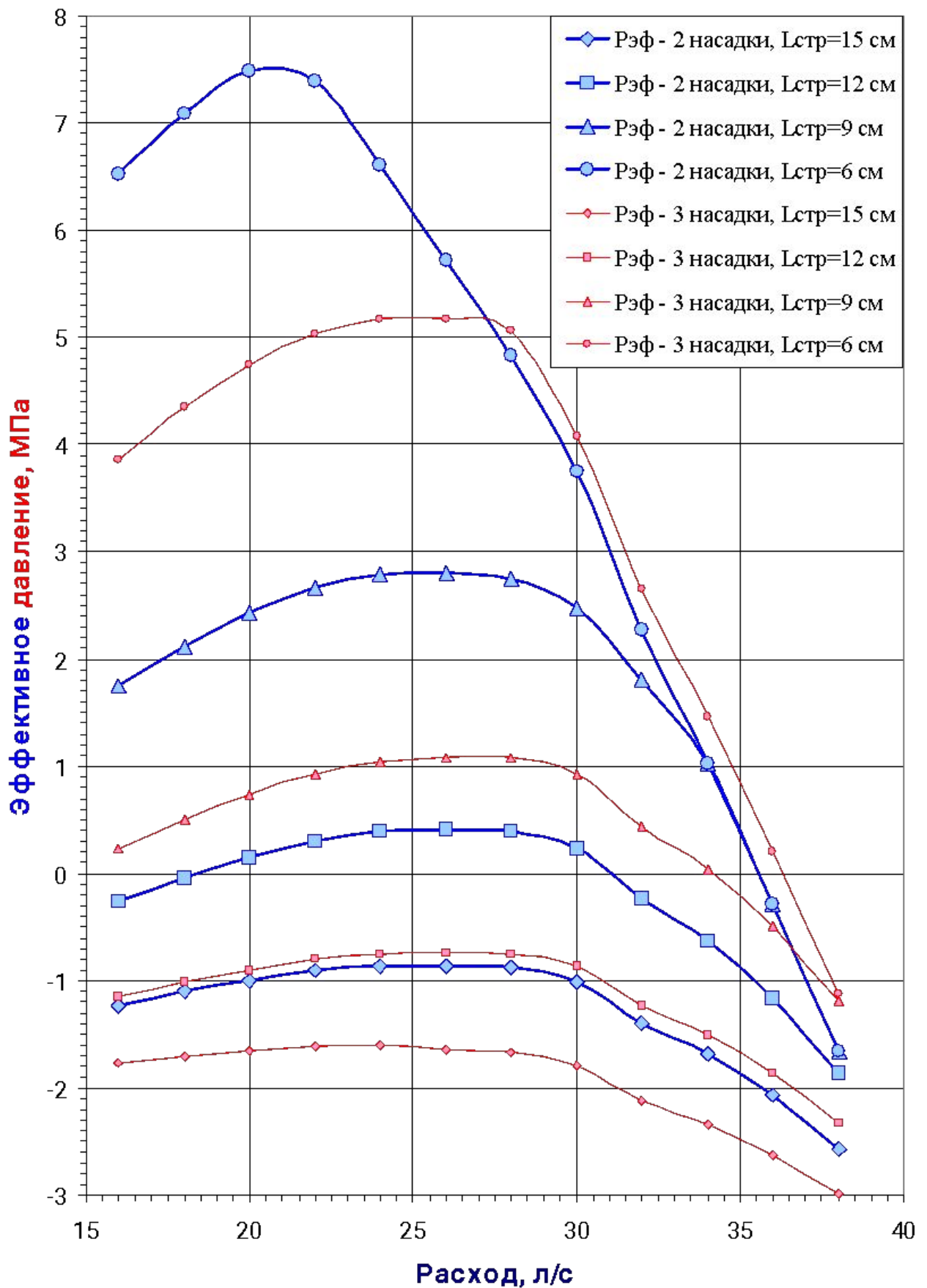
экстремум функции при

$$W_{зab} = \rho \cdot Q \cdot V_0 \quad \left(p_{\partial} = \sqrt[1]{2} \cdot p_{\partial on} \right)$$

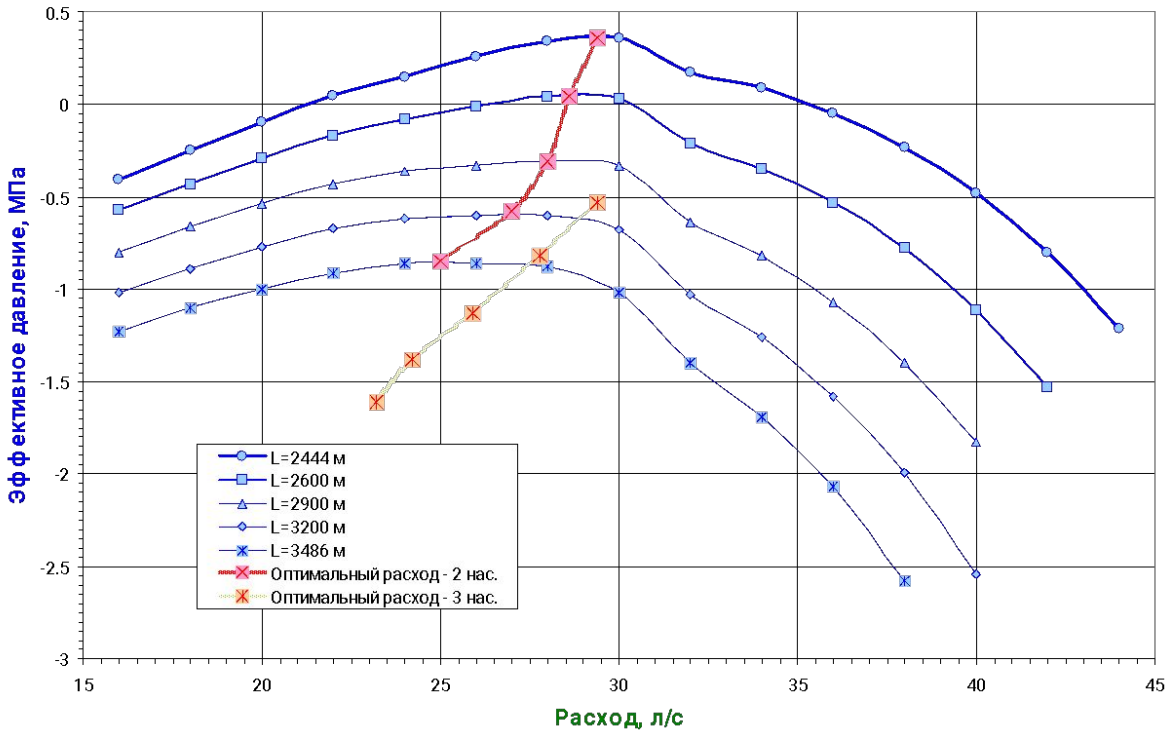
экстремум функции при

где $p_{\partial on}$ - допустимое давление на манифольде (либо на цилиндрических втулках насосных агрегатов)

Влияние длины струи на Рэф



Влияние глубины на Рэф при 2-х насадках и Оптимальный расход



Однако все приведенные критерии схожи в том, что по их значениям нельзя оценить уровень достаточности (недостаточности) или избыточности интенсивности промывки. Известные рекомендации в отношении критических величин $N_{заб}$, $W_{заб}$, $P_{ос}$ одних условий бурения, практически малоприменимы для других. По ним совершенно невозможно предсказать результаты применения гидромониторных долот.

На кафедре предложен критерий $P_{эф}$, давлением струи, который лишен отмеченных недостатков. Величина $P_{эф}$ вычисляется по формуле:

$$P_{эф} = P_{ос} - P_{диф} \tag{4}$$

где $P_{диф}$ - динамическое дифференциальное давление.

(5)

где $P_{кп}$ - потери давления в заколонном пространстве,
 $P_{пл}$ - пластовое давление,
 $P_{ст}$ - статическая рессивия,
 $L_{скв}$ - глубина скважины

Заметим, что впервые предложен критерий промывки, учитывающий геологические условия бурения - $P_{пл}$.

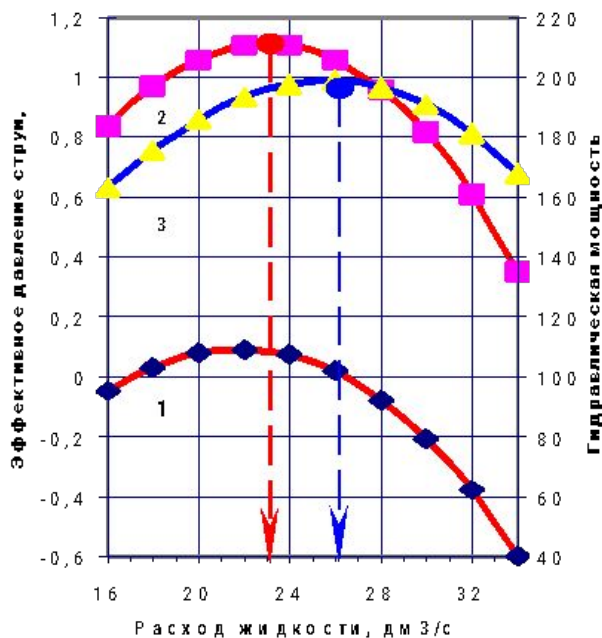


Рис. 1. Зависимости эффективного давления струи и забойной гидравлической мощности от расхода:

- 1 - $p_{эф}$ при трёх насадках;
- 2 - $p_{эф}$ при двух насадках;
- 3 - $N_{заб}$.

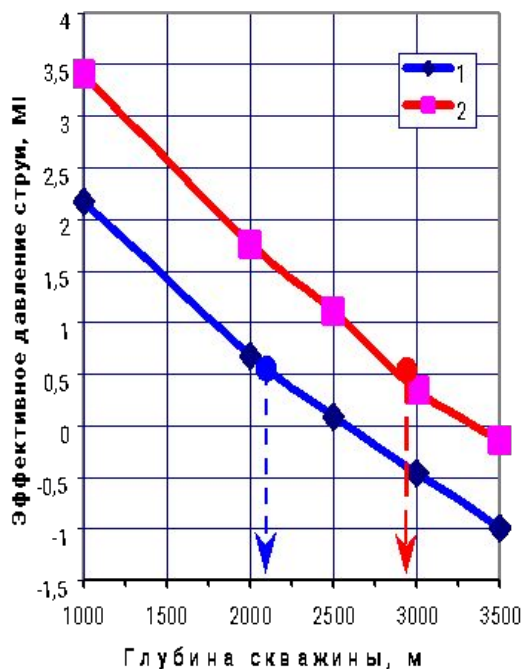


Рис. 2. Изменение эффективного давления струи с глубиной скважины:

- 1 - при трёх насадках;
- 2 - при двух насадках.

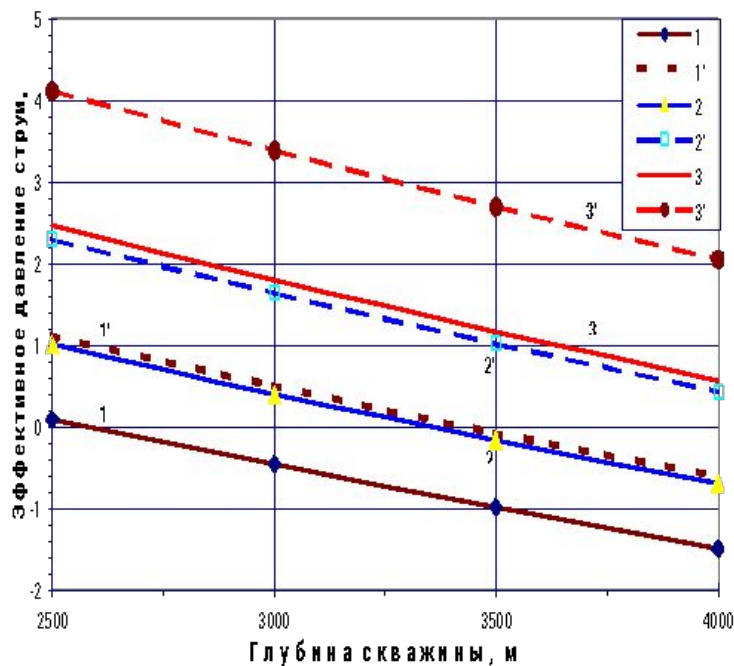


Рис. 3. Влияние приближения насадок к забою на величину «эффективного давления»

- 1 - длина струи, 120 мм при трёх насадках;
- 1' - то же при двух насадках;
- 2 - длина струи, 100 мм при трёх насадках;
- 2' - то же при двух насадках;
- 3 - длина струи, 80 мм при трёх насадках;
- 3' - то же при двух насадках.

Гидравлическая
характеристика скважины
(ГХС).

Гидравлическая
характеристика насосов
(ГХН).

Их совмещение с учетом
технологических и
технических ограничений

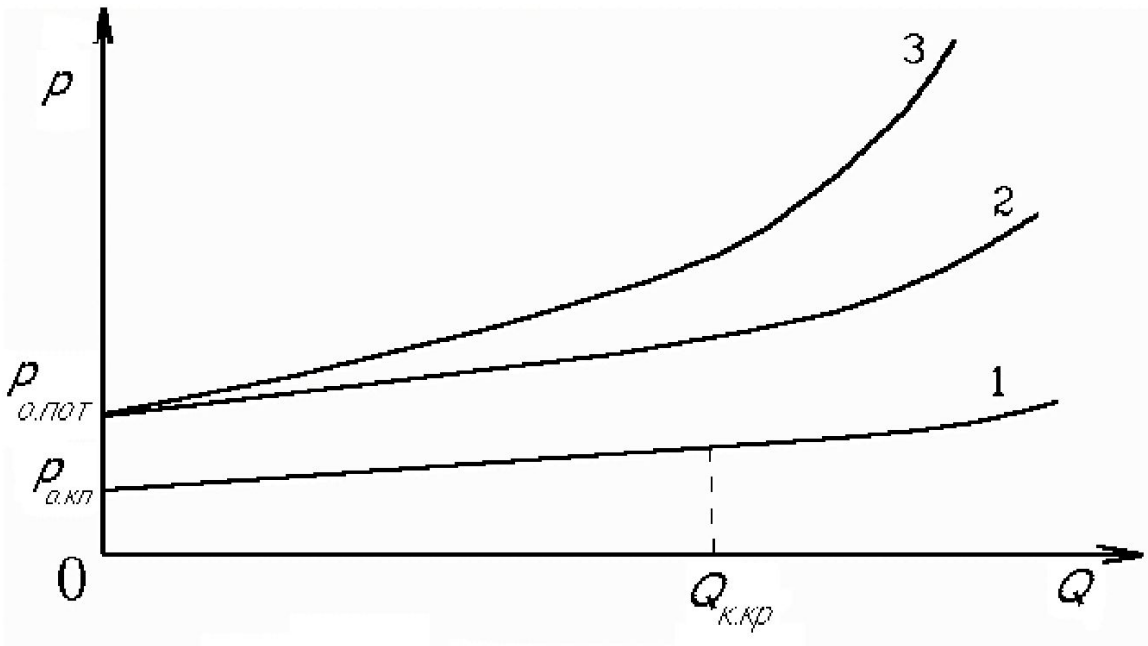


Рис. Общий вид зависимостей $p(Q)$ для вязкоупругой жидкости: 1 – потери давления в заколонном пространстве; 2 – суммарные потери давления (сумма потерь в трубах и в заколонном пространстве); 3 – давление на насосах.

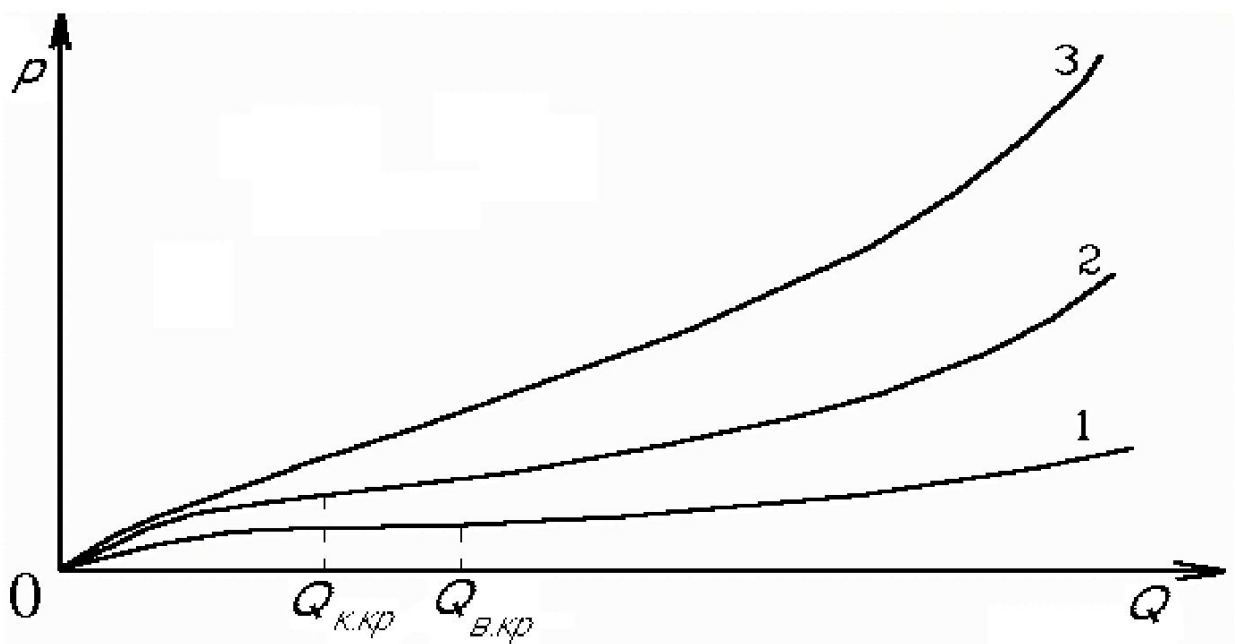
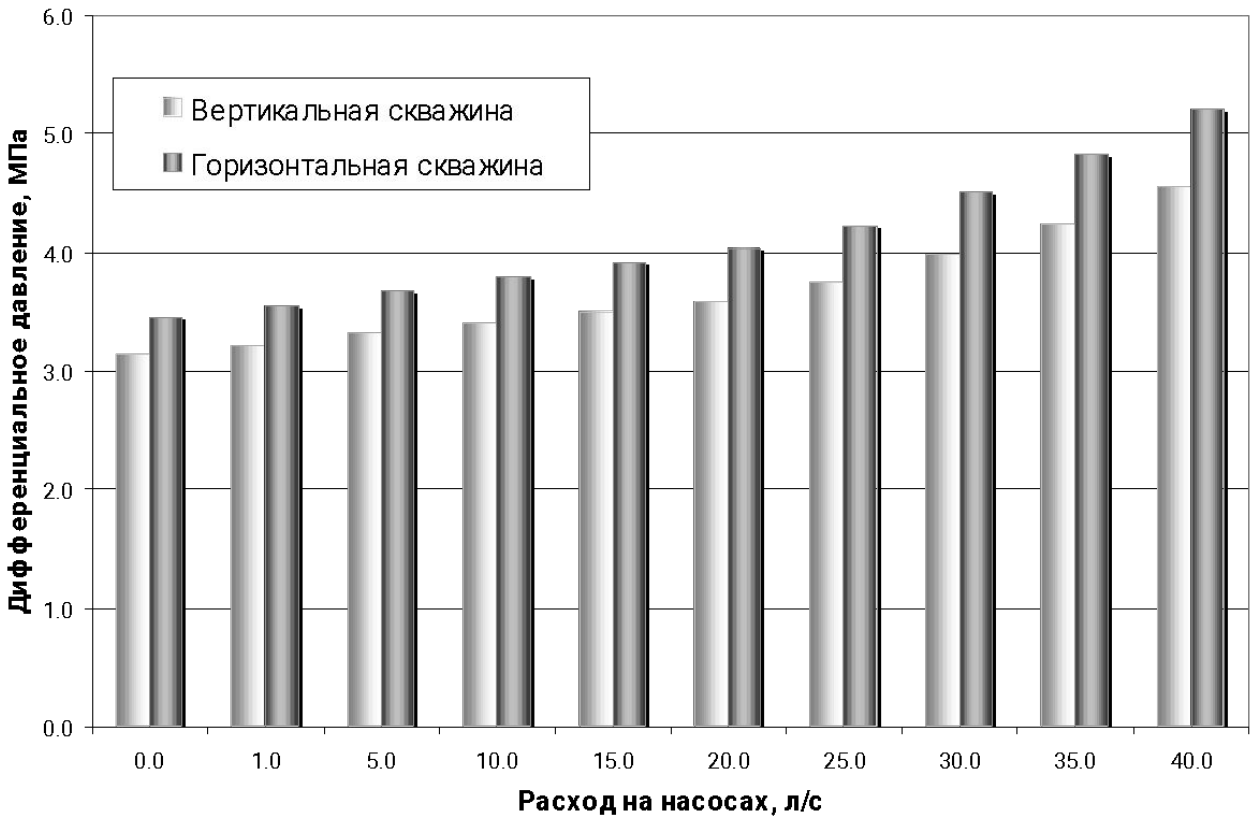
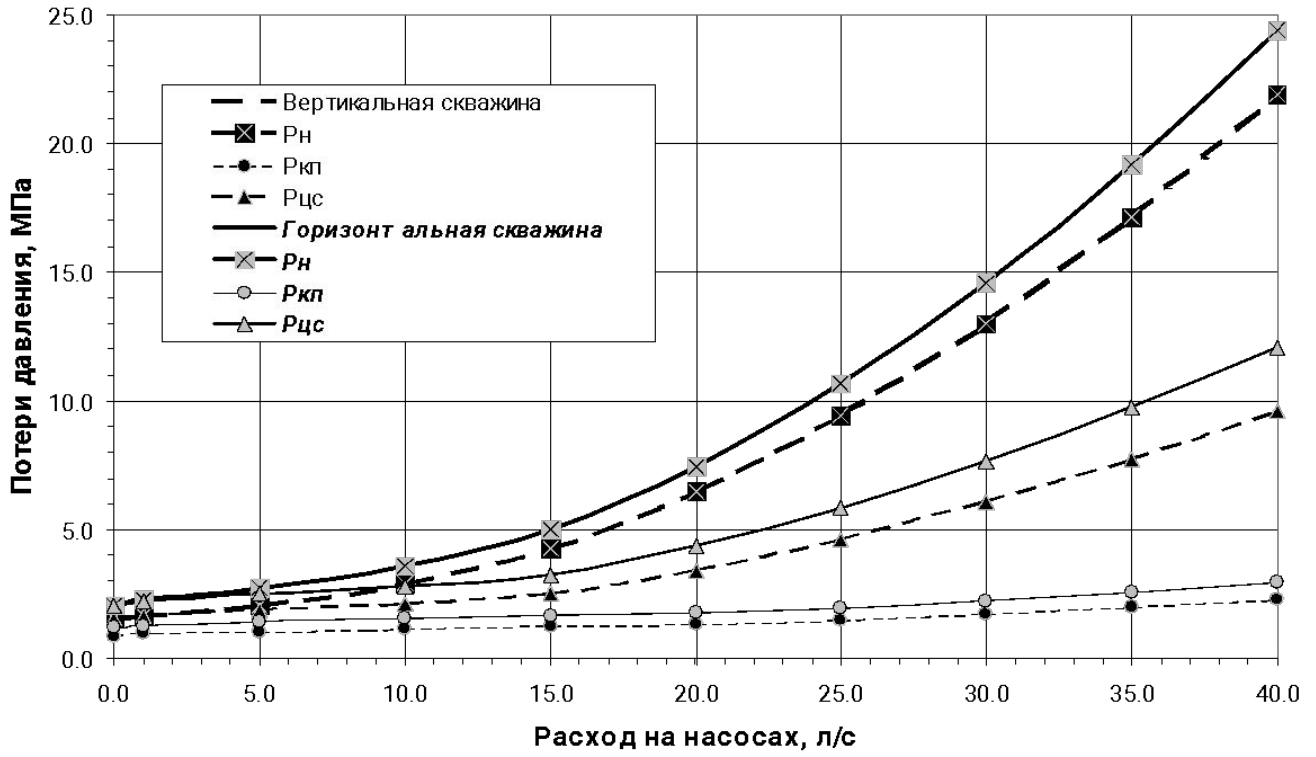


Рис. Общий вид зависимостей $p(Q)$ для вязкоупругой жидкости: 1 – потери давления в заколонном пространстве; 2 – суммарные потери давления (сумма потерь в трубах и в заколонном пространстве); 3 – давление на насосах.

Гидравлическая характеристика скважины



Насосные агрегаты и их технические характеристики.

Шифр насоса	Диаметр цилиндрических втулок, мм										
	Импортные	203	196	190	184	177	171	165	158	152	146
	Отечествен.	200	190	185	180	170	160	150	140	130	120
У8-6М,	$Q_m \cdot 10^3$, м/с		48- 32		40,4- 27	35,6- 23,6	31- 20,5	26,7- 17,8	21,7- 14,6	19,7- 12,6	
	$P_{в.дон}$, МПа		11,1		12,5	14,3	16,9	19	22,3	25	
БРН-1,	$Q_m \cdot 10^3$, м/с				34,2- 22,2	30,4- 19,8	26,6- 17,3	23,1- 15	19,8- 12,9	16,8- 10,9	
	$P_{в.дон}$, МПа				9,8	11	12,5	14,4	16,9	20	
НБТ-600,	$Q_m \cdot 10^3$, м/с				43,1- 28,8	38,3- 24,8	33,9- 22	29,8- 18,7	26- 16,9	22,3- 14,4	19,1- 12,4
	$P_{в.дон}$, МПа				11,3	12,7	14,3	16,2	18,7	21,6	25
У8-7МА2,	$Q_m \cdot 10^3$, м/с	50,2- 32,6	44,8- 29,1		39,8- 25,8	35- 22,7	30,5- 19,8	26,3- 17	22,3- 14,4		
	$P_{в.дон}$, МПа	14,2	15,9		18	20,4	23,4	27,2	32		
УНБТ-950	$Q_m \cdot 10^3$, м/с				46,1- 32,3	41,1- 28,8	36,4- 25,5	32,0- 22,4	27,1- 19,0		
	$P_{в.дон}$, МПа				19	21	24	27,5	32		
2 Р-1300, Румыния,	$Q_m \cdot 10^3$, м/с	51 - 34,9	47 - 33,1	44 - 30,5	41- 28,6	38 - 26,6	35 - 22,7	32- 20,8	29- 18,9	26 - 16,9	24 - 15,6
	$P_{в.дон}$, МПа	16,2	17,4	18,5	20,1	21,7	23,6	25,7	28	31,2	34

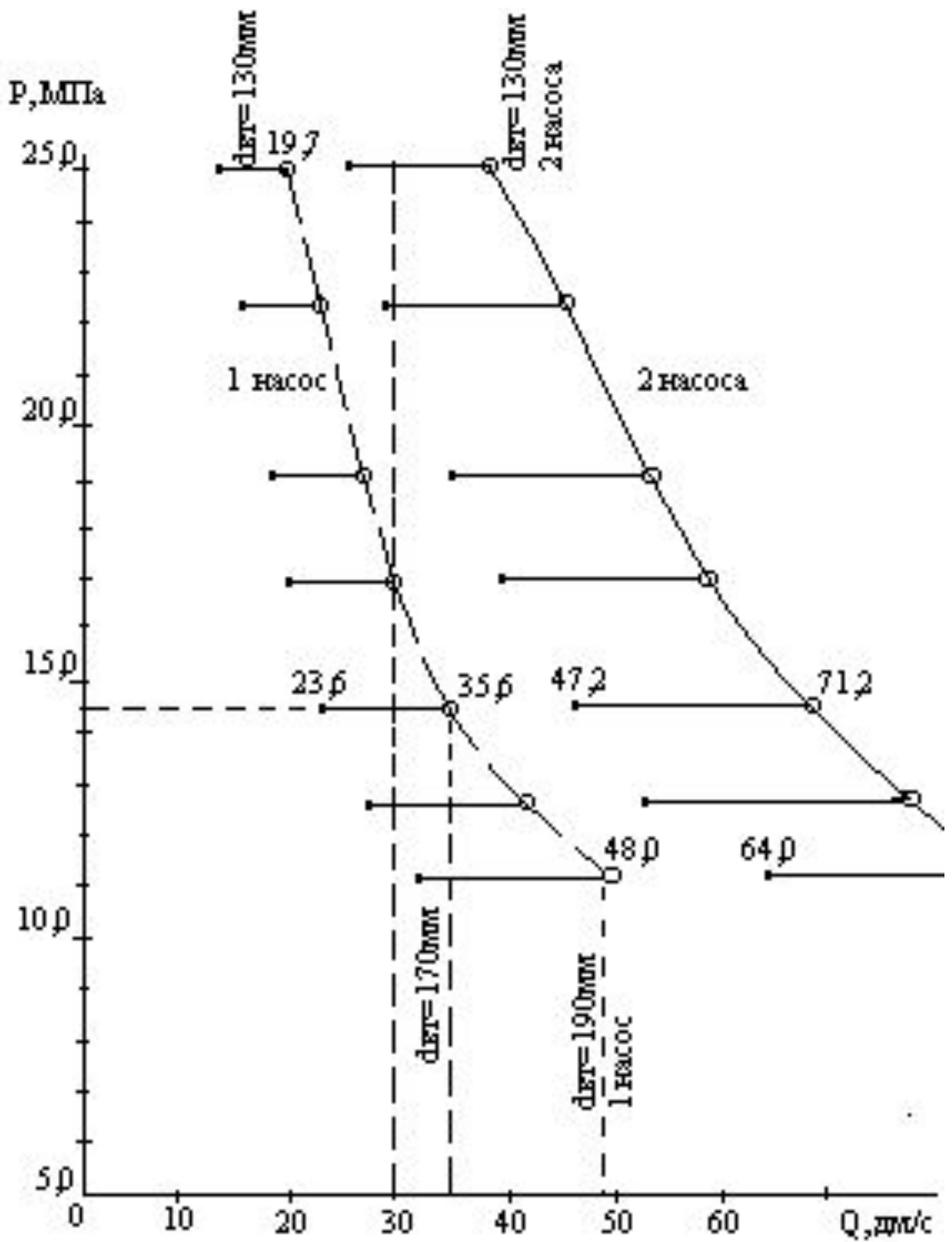


Рис. Гидравлическая характеристика бурового насоса (насосов).

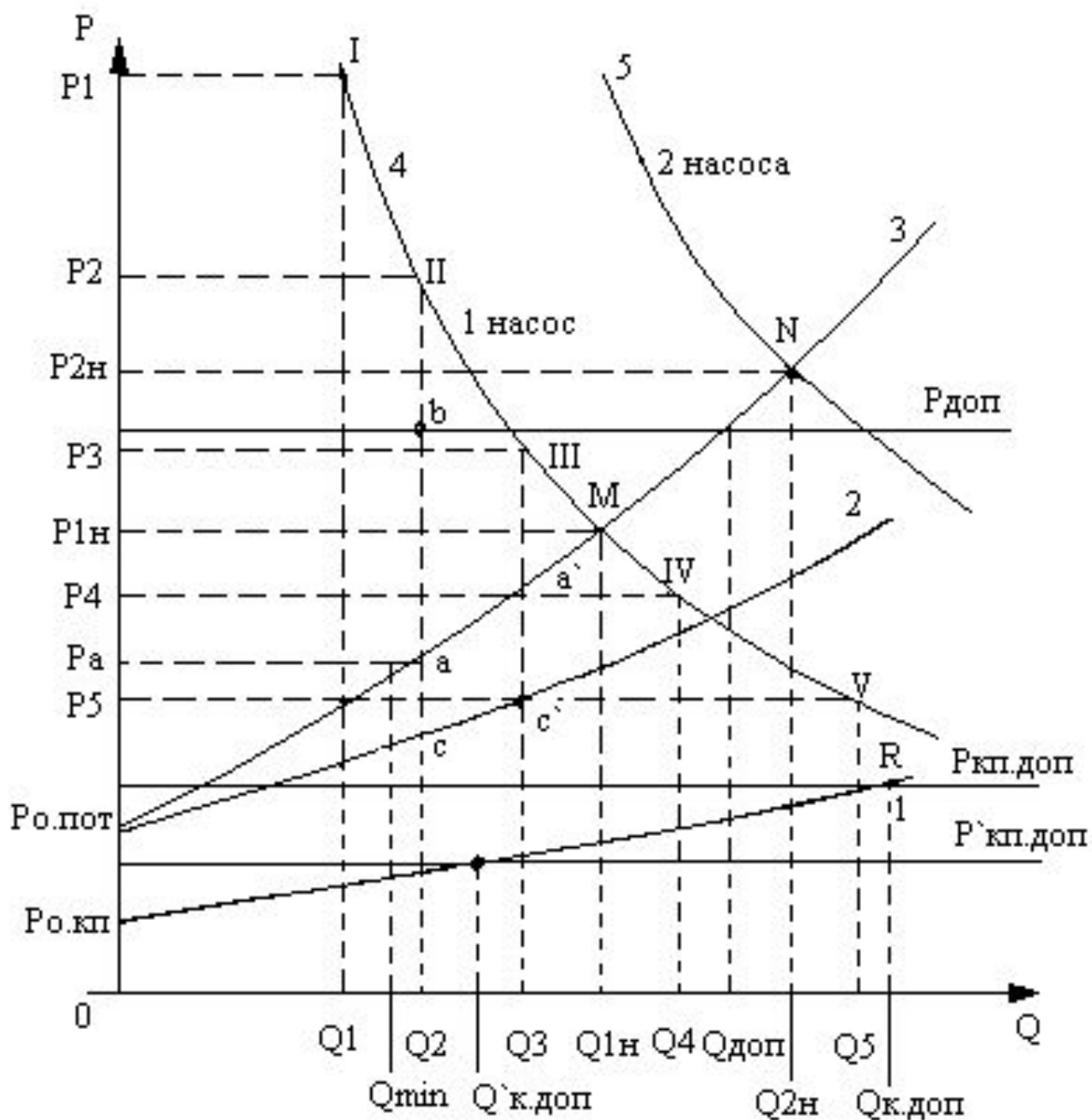


Рис. Совмещение гидравлических характеристик насосов и скважины.

Методика определения гидродинамических давлений при равномерном движении труб.

Постановка задачи. Вывод уравнения скорости спутного потока.

Попытки строго теоретического решения задачи выглядят не очень убедительными, прежде всего, по причине неустойчивости во времени эпюры скоростей, о чем говорилось выше. С другой стороны, не вызывает у практиков вдохновения громоздкость решений, требующих применения вспомогательных таблиц и т.п. и потому реализуемые даже на ЭВМ.

В практике расчетов гидродинамического давления $p_{гд}$ или допустимых скоростей $u_{доп}$ (или вполне заслуженное) отдается предпочтение предложенной впервые Ормси и базирующейся на использовании принципа суперпозиции и понятия эквивалентной скорости. Принимается, что суммарный эффект влияния $Q_{ск}$ $Q_{вт}$ "промывке" и эквивалентен потерям давления при скважине с эквивалентной скоростью $v_{эке}$.

$$v_{эке} = u_m K_{ск} + u_m d_n / (D^2 - d_n^2).$$

Перейдем к эквивалентному расходу:

$$Q_{эке} = v_{эке} \pi (D^2 - d_n^2) / 4;$$

$$Q_{эке} = u_m K_{ск} \pi (D^2 - d_n^2) / 4 + u_m \pi d_n^2 / 4.$$

Первое слагаемое в уравнении - это отражение влияния $Q_{ск}$ на $p_{гд}$, а второе - член $Q_{вт}$. Чтобы найти $p_{гд}$ для заданной скорости движения u_m в случае расходом промывки Q колонны, достаточно считать пользуясь известными гидродинамическими формулами для промывки, потери давления в затрубном пространстве. Эти потери и будут численно равны искомому гидродинамическому давлению при спуске колонны (с положительным знаком) или при ее подъеме (с обратным знаком).

$$K_{ск} = 0,5 \alpha^{0,38}, \text{ где } \alpha = r/R = d_n/D.$$