

# Определение закономерности течения жидкостей при ремонте скважин с использованием гибких труб

## Determination of the Fluid Flow Pattern During Well Workover Using Coiled Tubing

А.А. ЗЕМЛЯНОЙ, аспирант, А.В. КУСТЫШЕВ, д. т. н., профессор, С.Л. ГОЛОФАСТ, д. т. н., профессор, Тюменский государственный нефтегазовый университет

A. ZEMLYANOV, Ph. D. student; A. KUSTYSHEV, EngD; S. GOLOGAST, EngD, prof., Tyumen State Oil and Gas University

*В статье описана методика определения гидравлических потерь в циркуляционной системе колтюбинговой установки. Выделены основные параметры, определяющие характер течения жидкости в гибких трубах, и определена их взаимосвязь.*

При проведении ремонта скважины с помощью колтюбинговых установок важным моментом для обеспечения высокой эффективности работ является правильный подбор технологических жидкостей и режимов их закачивания. Одной из особенностей гидравлического расчета циркуляционной системы колтюбинговой установки является то, что за счет малого проходного сечения гибких труб (ГТ) в них создаются значительные гидравлические потери давления. Наиболее распространенными в России являются ГТ с наружным диаметром 38,1÷50,8 мм. При этом они практически не зависят от глубины скважины – это обусловлено особенностью конструкции колтюбинговых установок, которая предусматривает прокачивание технологических жидкостей через всю колонну ГТ, в том числе и через ту ее часть, которая намотана на барабан. Дополнительные гидравлические сопротивления, обусловленные искривлением намотанной на барабан части трубы, малы в связи с большой величиной отношения диаметра барабана к диаметру трубы, поэтому ими можно пренебречь [1].

При использовании ГТ необходимо учитывать дополнительные требования, предъявляемые к применяемым составам и материалам [2]:

*This article describes a method to determine hydraulic losses in the circulation system of the coiled tubing rig. The main parameters governing the fluid flow pattern in the coiled tubing and their relation have been identified.*

To ensure high efficiency of well workover using coiled tubing rigs it is important to correctly choose process fluids and modes of injection. One of the findings of the hydraulic analysis of the circulation system of the coiled tubing rig is that due to the small run-in clearance of the coiled tubing considerable hydraulic pressure losses occur. Coiled tubing with the external diameter of 38.1÷50.8 mm are most commonly used in Russia. Furthermore, they are practically unaffected by the well depth which is due to the design features of the coiled tubing rig which provides for the pumping of the process fluids through the whole CT string including the CT that is on the reel. Additional hydraulic resistances caused by the curvature of the reeled CT are small due to the high ratio between the diameters of the spool and the tubing, hence, they can be ignored.

When using CT it is necessary to take into consideration additional requirements to the compounds and materials that are used:

- dynamic viscosity and compound density of the compounds should allow pumping them – in a turbulent flow – through the whole length of the CT at an injection pressure not exceeding the tubing collapse resistance;
- when using structure-changing compounds the time of initial setting or gelation should be at least twice as high as the time of injection of the whole CT contents to ensure the possibility of well flushing;

- динамическая вязкость и плотность составов должна позволить прокачать его в турбулентном режиме через всю длину ГТ при давлении нагнетания, не превышающем предела прочности материала труб;
- при использовании составов, изменяющих свою структуру, – сроки начала схватывания или гелеобразования должны не менее чем в 2 раза превышать время прокачки всего объема, находящегося в ГТ, для обеспечения возможности промывки скважины;
- составы не должны обладать ярко выраженными тиксотропными свойствами, так как любая, даже непродолжительная остановка в процессе закачки может привести к значительному росту гидравлических сопротивлений и, как следствие, приведению в негодность ГТ.

Дополнительным ограничивающим фактором при проведении гидравлических расчетов является снижение прочности трубы. Развитие методик прочностного расчета гибких труб сдерживается отсутствием данных об усталостных свойствах используемого для изготовления гибких труб материала. Традиционно считается, что основными факторами, определяющими долговечность трубы, являются радиус ее изгиба и давление технологической жидкости. Причем последнее в определенном диапазоне значений играет решающую роль.

В работе [3] приведены результаты статических испытаний образцов ГТ, изготовленных из стали HS-80, с различной степенью износа: новых, имеющих 50% и 100% выработанного ресурса. Авторами отмечается отсутствие площадки текучести на диаграмме растяжения. Установлено, что по мере выработки ресурса упругие свойства стали (угол наклона кривых растяжения) изменяются незначительно, при этом примерно на 20% снижается предел прочности.

Рассмотрим уравнение, описывающее распределение давлений в циркуляционной системе колтюбинговой установки [4]:

$$P_3 = P_H + P_{ГСТ} - \Delta P, \quad (1)$$

где  $P_3$  – забойное давление, Па;  $P_H$  – давление нагнетания, Па;  $P_{ГСТ}$  – гидростатическое давление на глубине спуска ГТ, Па;  $\Delta P_3$  – суммарные гидравлические потери, Па;

Гидравлические потери складываются из потерь по длине трубы, обусловленных трением, и потерь на местные сопротивления, которые имеются в узлах обвязки манифольда колтюбинговой установки, в местах сращивания ГТ, а также в компоновке низа ГТ. В работах [5, 6, 7] приведены результаты экспериментального определения гидравлических сопротивлений в узлах

- the compounds should not have prominent thixotropic properties as any even shortest suspension during injection can lead to considerable increase in hydraulic resistance and, as a result, to damaging the CT beyond repair.

An additional restraint of hydraulic analysis is the tubing strength loss. Development of CT strength prediction methods is restrained by the lack of data on the fatigue properties of the materials used to manufacture coiled tubing. Traditionally, the main factors determining the service life of the tubing are its bend radius and process fluid pressure with the latter playing a major role within a certain range.

The article ‘Determination of the steel strength properties of coiled tubing’ by V. Syzrantsev, A. Zemlyanoy, G. Zozulya, et al. reports the results of the static tests of the specimens of CT manufactured from HS-80 steel with various degrees of wear: brand-new, 50% wear and 100% expired service life. The authors emphasize the lack of the yield line on the tensile stress-strain diagram. It was found out that with the depletion of the service life the elastic properties of steel (the slope angle of the stress-strain curve) do not change significantly; furthermore, the breaking point decreases by 20%.

Let’s consider the equation describing the distribution of pressure in the circulation system of a coiled tubing rig:

$$P_3 = P_H + P_{ГСТ} - \Delta P, \quad (1)$$

where  $P_3$  is bottom-hole pressure, Pa;  $P_H$  is injection pressure, Pa;  $P_{ГСТ}$  is hydrostatic pressure at the CT running depth, Pa;  $\Delta P_3$  is the total hydraulic losses, Pa.

Hydraulic losses are composed of the losses along the length of the pipe caused by friction and of the local friction losses which occur in the manifold assembly of the coiled tubing, at the CT joints and at the CT bottom-hole assembly. The articles ‘Development of gas-well workover techniques which do not require killing the well’ by R. Sakhabutdinov; ‘Opportunities and prospects of coiled tubing in the gas and oilfield service sector in Russia’ by A. Zemlyanoy, V. Dolgushin, V. Shatalov, M. Listak, G. Zozulya, A. Kustyshev; and ‘Specifics of the hydraulic analysis of the circulation system of the coiled tubing rig’ by A. Zemlyanoy report the results of the experimental determination of hydraulic resistances in the CT circulation system units making it possible to conclude that the bottom-hole assembly accounts for the highest pressure losses at the local resistance points while the pressure losses in the manifold and CT joints are very small and do not have determining influence on the overall losses in the system.

Pressure losses due to the hydraulic resistance in the cylindrical-section tubing are described by the following equation:

$$\Delta P_{тр} = \lambda \frac{\delta \rho L Q^2}{\pi d^5}, \quad (2)$$

циркуляционной системы ГТ, на основе которых можно сделать вывод, что наибольшие потери давления на участках местных сопротивлений приходятся на забойную компоновку, тогда как потери давления в манифольде и узлах срачивания трубы весьма малы и не имеют определяющего влияния на суммарные потери в системе.

Потери давления на гидравлические сопротивления в трубах цилиндрического сечения описываются уравнением:

$$\Delta P_{тр} = \lambda \frac{8\rho L Q^2}{\pi d^5}, \quad (2)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического сопротивления Дарси;  $\rho$  – плотность флюида, кг/м<sup>3</sup>; L – длина ГТ, м; Q – объемный расход, м<sup>3</sup>/с; d – внутренний диаметр трубы, м.

Коэффициент гидравлического сопротивления Дарси зависит от типа и свойств применяемых жидкостей. На его величину оказывают влияние два безразмерных параметра: число Рейнольдса, определяющее режим течения жидкости, и относительная шероховатость поверхности трубы. С этими известными значениями коэффициент гидравлического сопротивления Дарси может быть определен либо графически с помощью диаграммы Мууди, либо рассчитан с помощью метода последовательных приближений из уравнения Колбрука:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[ \frac{\varepsilon}{3,7d} + \frac{2,5}{Re \sqrt{\lambda}} \right], \quad (3)$$

где  $\varepsilon$  – шероховатость внутренней поверхности трубы, м.

Диаграмма Мууди (рис. 1) представляет собой не что иное, как корреляционное соотношение Колбрука, отложенное в двойных логарифмических координатах, и отражает зависимость коэффициента гидравлического трения от числа Рейнольдса.

Решая уравнение (3) относительно  $\lambda$ , можно выразить функцию, которая позволит построить зависимость этого коэффициента от таких свойств жидкости, как плотность и вязкость, которые определяют величину числа Рейнольдса. Полученный график (рис. 2) отражает величину влияния каждого из этих факторов на величину гидравлического сопротивления при заданном внутреннем диаметре трубы (38,5 мм) и постоянном расходе жидкости (2,65 л/с). Из представленного графика можно сделать вывод, что увеличение плотности раствора при неизменных значениях вязкости приводит к уменьшению гидравлических потерь, тогда как увеличение вязкости приводит к их значительному росту.

В то же время большое влияние на коэффициент Дарси оказывает диаметр ГТ,

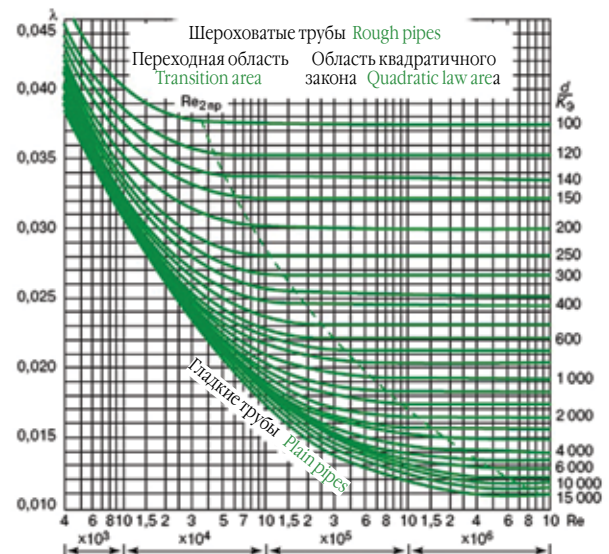
where  $\lambda$  – is the Darcy hydraulic friction factor;  $\rho$  – is the fluid density, kg/m<sup>3</sup>; L is the CT length, m; Q is the volume flow rate, m<sup>3</sup>/sec; d is the tubing internal diameter, m.

Darcy hydraulic friction factor depends on the type and properties of the fluids used. Its magnitude is affected by two non-dimensional parameters: Reynolds number which determines the fluid flow pattern and relative pipe surface roughness. With these known values Darcy hydraulic friction factor can be either determined graphically with Moody diagram or estimated using the method of successive approximations from Colebrook equation:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[ \frac{\varepsilon}{3,7d} + \frac{2,5}{Re \sqrt{\lambda}} \right], \quad (3)$$

where  $\varepsilon$  is the roughness of the pipe inside surface, m.

Moody diagram (Fig. 1) is nothing else but Colebrook correlation relation put on a log-log grid and reflects the dependence of hydraulic friction factor on Reynolds number.



**Рисунок 1 – Значение коэффициента гидравлического трения для жидкостей различной вязкости**

**Figure 1 – Hydraulic friction factor for fluids of various viscosity**

When solving the equation (3) in relation to  $\lambda$ , we can express a function which will make it possible to plot this coefficient versus such properties of the fluid as density and viscosity which determine the magnitude of Reynolds number. The resulting diagram (Fig. 2) reflects the effect of each of these factors on hydraulic friction at a given pipe diameter (38.5 mm) and a constant fluid flow rate (2.65 l/sec). From the provided diagram it can be concluded that increase in the compound density at a constant viscosity leads to reduction in hydraulic losses whereas increase in viscosity leads to their significant growth.

At the same time Darcy factor is greatly affected by the diameter of CT which is accounted for when determining both the roughness and Reynolds number



который учитывается при определении как шероховатости, так и числа Рейнольдса, и объемный расход жидкости, определяющий ее скорость.

Проанализировав представленный на рис. 3 график зависимости  $\lambda(Q, d)$  для воды ( $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ,  $\mu = 0,001 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ), можно сделать вывод о том, что увеличение расхода жидкости ведет к постепенному снижению коэффициента Дарси, но при этом увеличиваются потери давления в системе. Причем в области высоких расходов достигается такое его значение, после которого при дальнейшем увеличении расхода жидкости коэффициент гидравлических потерь практически не изменяется. Величина такого критического значения расхода зависит от типа жидкости и ее свойств, а также от диаметра ГТ, но из-за недостаточной механической прочности трубы достичь такого расхода во время проведения операции на скважине практически невозможно. В то же время увеличение диаметра при малых объемных расходах (для воды – менее 1 л/с) приводит к увеличению коэффициента гидравлических потерь, а при больших расходах наблюдается обратная зависимость.

На рисунке 4 показана зависимость изменения гидравлических потерь давления от объемного расхода и плотности жидкости при постоянной вязкости и диаметре трубы. Изменение расхода жидкости оказывает большее влияние на величину потерь давления в системе по сравнению с изменением плотности. Также можно констатировать, что при больших значениях плотности жидкости увеличивается влияние расхода на конечное значение потерь давления в системе.

Потери давления в местных сопротивлениях определяются уравнением [4]:

$$\Delta P_{mc} = \frac{8\zeta\rho Q^2}{\pi^2 d^4}, \quad (4)$$

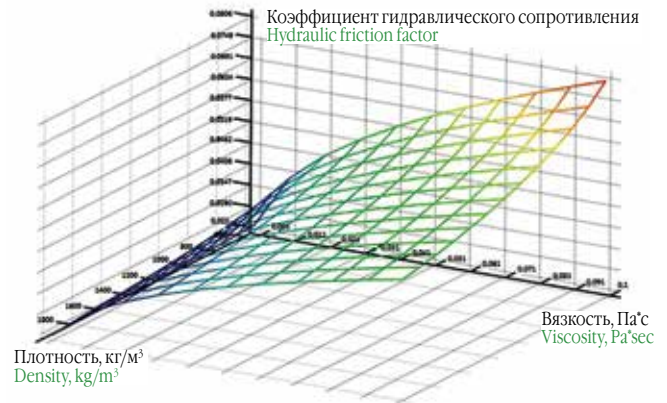
где  $\zeta$  – коэффициент местных сопротивлений.

Решая уравнение (1), с учетом (2) и (4) получаем следующее выражение, описывающее распределение давлений в циркуляционной системе колтюбинговой установки:

$$P_H - P_3 = \lambda \frac{8\rho L Q^2}{\pi d^5} + \frac{8\zeta\rho Q^2}{\pi^2 d^4} - \rho g H_{ГТ}, \quad (5)$$

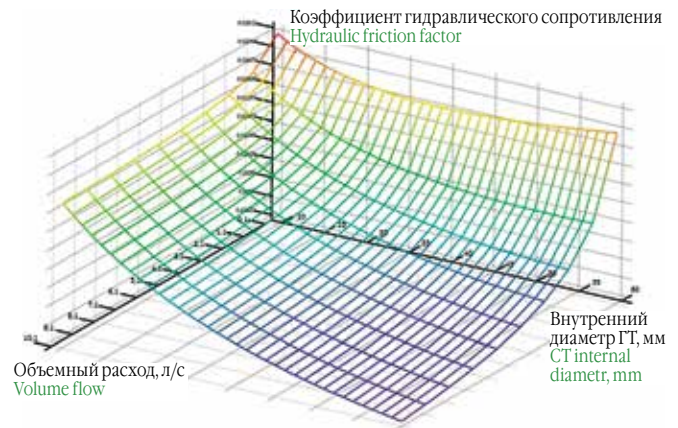
где  $H_{ГТ}$  – глубина спуска ГТ в скважину, м.

Из данного уравнения видно, что на давление нагнетания оказывают влияние плотность прокачиваемой жидкости, общая длина, диаметр ГТ, а также глубина ее спуска в скважину, расход жидкости, компоновка низа ГТ и величина гидростатического давления. Причем если гидростатическое давление превысит суммарную величину потерь, то правая часть уравнения примет отрицательное



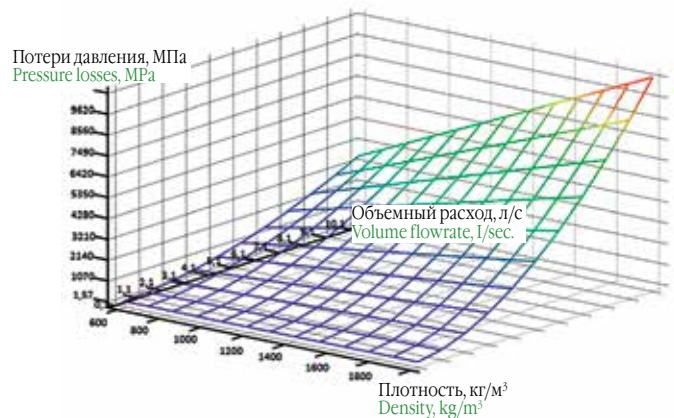
**Рисунок 2 – Зависимость изменения коэффициента гидравлического сопротивления от плотности и вязкости жидкости  $\lambda(\rho, \mu)$**

**Figure 2 – Dependence of the hydraulic friction factor on the fluid density and viscosity  $\lambda(\rho, \mu)$**



**Рисунок 3 – Зависимость изменения коэффициента гидравлического сопротивления от объемного расхода и диаметра трубы  $\lambda(Q, d)$**

**Figure 3 – Dependence of the hydraulic friction factor on the volume flow rate and tubing diameter  $\lambda(Q, d)$**



**Рисунок 4 – Зависимость изменения гидравлических потерь давления от объемного расхода и плотности жидкости  $P(Q, \rho)$**

**Figure 4 – Dependence of the hydraulic pressure losses on the volume flow rate and fluid viscosity  $P(Q, \rho)$**

and volume flow rate which determines its velocity.

After analyzing the dependence diagram  $\lambda(Q, d)$  for water ( $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ,  $\mu = 0.001 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ) in Fig. 3, it can be concluded that increase in the fluid flow rate leads to gradual reduction in Darcy factor while pressure

значение, т.е. перестанет выполняться условие прокачиваемости.

Таким образом, можно выделить граничные условия для выбора оптимальных параметров технологических процессов, связанных с прокачиванием жидкости через ГТ, исходя из необходимости обеспечения неразрывности потока ( $\Delta P > P_{гст}$ ) по нижней границе и условия сохранения прочности трубы ( $\Delta P < P_{max}$ ) – по верхней. Зная эти ограничения, можно при известных значениях плотности и вязкости жидкости, а также режима течения, который в условиях малого проходного сечения будет являться ламинарным только при очень маленьких значениях расхода, выделить оптимальную объемную скорость закачивания, которая создаст наиболее эффективный перепад давления на забое для проведения конкретной технологической операции. ©

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Подземный ремонт и бурение скважин с применением гибких труб/С.М. Вайншток [и др.]. – М.: Изд-во Академии горных наук, 1999. – 224 с.
2. Строганов В.М., Пономарев Д.М. Колтюбинговая технология водоизоляционных работ в нефтяных и газовых скважинах. Дополнительные требования к свойствам применяемых водоизоляционных составов// Современные технологии КРС и ПНП: Сб. докл. V Международной науч.-практич. конф. – Геленджик, 2010.
3. Определение прочностных свойств стали гибких труб/В.Н. Сызранцев, А.А. Земляной, Г.П. Зозуля [и др.]//Территория нефтегаз. – 2013. № 4. – С. 76–77.
4. Рабинович Е.З. Гидравлика/Учеб. пособ. для вузов. – М.: Недра, 1980. – 278 с.
5. Сахабутдинов Р.Р. Разработка технологий ремонта газовых скважин без глушения: Дис. канд. техн. наук: 25.00.15. – Новый Уренгой, 2005. – 131 с.
6. Земляной А.А., Долгушин В.В., Шаталов Д.А., Листак М.В., Зозуля Г.П., Кустышев А.В. Возможности и перспективы колтюбинга в нефтегазовом сервисе России//Время колтюбинга. – 2012. – № 4 (42). – С. 82–87.
7. Земляной А.А. Особенности гидравлического расчета циркуляционной системы колтюбинговой установки//Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2013. – № 6. – С. 31–34.

losses in the system increase. Furthermore, in the area of high flow rates it reaches the magnitude after which the hydraulic loss factor with further increase in the fluid flow rate practically remained unchanged. Such critical magnitude of the fluid flow rate depends on the type of the fluid and its properties as well as on the diameter of the CT; however, due to the insufficient mechanical resistance of the pipe it is practically impossible to reach such flow rate during well operations. At the same time increase in the diameter at low volume flow rates (less than 1 l\sec for water) leads to the increase in the hydraulic friction factor and a reverse relation can be observed at high flow rates.

Figure 4 shows the dependence of hydraulic pressure losses on the volume flow rate and the fluid density at a constant viscosity and diameter of the pipe. Changes in the fluid flow rate have greater effect on the magnitude of pressure losses in the system compared to changes in the density. It can also be stated that at high values of the fluid density the flow rate has greater effect on the final value of pressure losses in the system.

Pressure losses at local resistances are determined by the equation [4]:

$$\Delta P_{mc} = \frac{8\zeta\rho Q^2}{\pi^2 d^4}, \quad (4)$$

where  $\zeta$  is the local resistance factor.

By solving the equation (1) with account for (2) and (4) we obtain the following formula which describes the pressure distribution in the circulation system of the coiled tubing rig:

$$P_H - P_3 = \lambda \frac{8\rho L Q^2}{\pi d^5} + \frac{8\zeta\rho Q^2}{\pi^2 d^4} - \rho g H_{гт}, \quad (5)$$

where  $H_{гт}$  is the CT running depth, m.

From the above equation it is clear that the injection pressure is affected by the injected fluid density, the total length, the diameter of the CT as well as its running depth, the fluid flow rate, the CT bottom-hole assembly and the magnitude of the hydrostatic pressure. Furthermore, if the hydrostatic pressure exceeds the overall losses, then the right-hand side of the equation will assume a negative value, i.e. the condition for pumpability will not be fulfilled.

Thus, we can single out the boundary conditions for choosing the best process flow parameters related to the pumping of the fluid through coiled tubing based on the necessity to ensure flow continuity ( $\Delta P > P_{гст}$ ) for the lower boundary and pipe strength retention ( $\Delta P < P_{max}$ ) for the upper boundary. Being aware of these limitations and knowing the density and viscosity of the fluid as well as the flow pattern which under the conditions of a low run-in clearance will be streamlined only at very low flow rates, we can determine the best volume injection rate which will create the most efficient pressure differential at the bottom-hole to perform a specific process operation. ©