

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ ЗАСЛОНКИ МАГИСТРАЛЬНОГО НЕФТЕПРОВОДА

Е.П. Богданов, С.В. Рикконен*

Томский политехнический университет

*ООО «Система», г. Томск

E-mail: epbogdanov@mail.ru

Предложен формализованный геометрический метод приближенных гидромеханических расчетов регулирующей поворотной заслонки магистральных нефтепроводов, позволяющий рассчитать перепады давления, моменты сопротивления на валу привода и определить потери мощности в заслонке.

Ключевые слова:

Заслонка, нефтепровод, поток, расход, скорость.

Key words:

Shutter, oil pipeline, flow, pipe flow, spouting velocity.

Магистральные нефтепроводы относятся к технологическим объектам с потоковой технологией. Цель управления объектом с потоковой технологией – организация структуры потока и поддержание требуемых параметров потока. Регулирование параметров потока в заданном режиме обеспечивается системами локальной автоматики на основе регуляторов.

Основными параметрами, характеризующими режим работы магистрального нефтепровода, являются мгновенный расход и избыточное давление трубопроводов. С позиции обеспечения максимальной производительности трубопроводной сети задача управления режимами заключается в создании максимально возможного давления в расчетных точках трубопровода. Это осуществляется посредством последовательного включения нескольких насосных агрегатов на головной и промежуточных перекачивающих станциях. Потребность в регулировании возникает только в аварийных режимах и производится методом дросселирования. Настройка параметров регулятора давления (рис. 1) производится вручную для одной точки механической характеристики привода заслонки, а так как нагрузка на валу двигателя является

нелинейной, то в любой другой точке механической характеристики привод является практически не настроенным. Параметры магистрального трубопровода как объекта регулирования при изменении режима перекачки существенно меняются. В некоторых случаях коэффициент передачи при смене режима изменяется более чем в 10 раз. Естественно, что в таких условиях однажды выполненная настройка регуляторов не может обеспечить его робастность во всех режимах [1].

Поэтому создание математической модели расчета нелинейной механической характеристики нагрузки, а также автоматическая перенастройка параметров регулятора давления по расчетным данным является актуальной задачей.

Специфика регулирования давления в магистральных трубопроводах методом дросселирования потока заключается в существенной нелинейности объекта регулирования, обусловленной следующими причинами:

- в нормальном режиме дросселирование не допускается, а заслонка находится за пределами зоны дросселирования, далеко от рабочей зоны;
- в зоне дросселирования перепад давления существенно зависит от мгновенного расхода

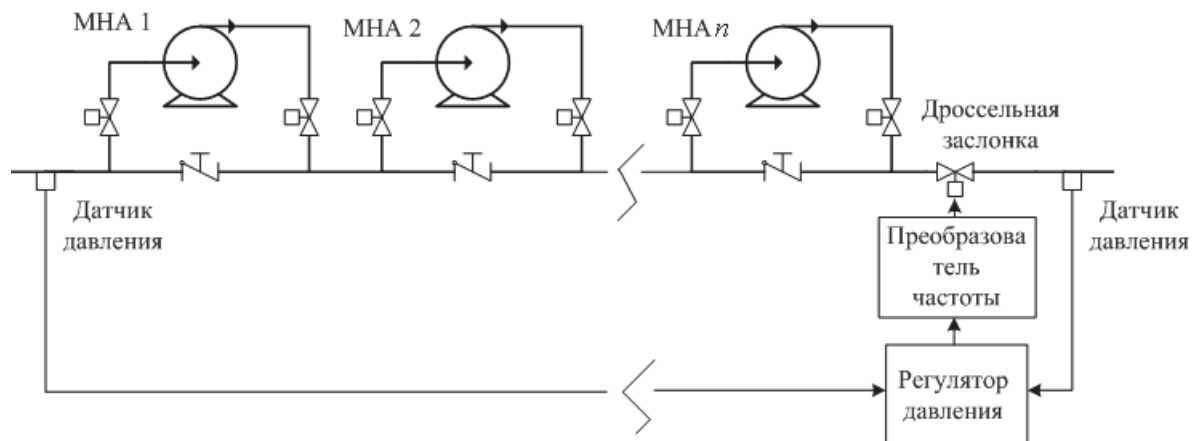


Рис. 1. Структурная схема системы регулирования давления методом дросселирования потока на перекачивающей станции

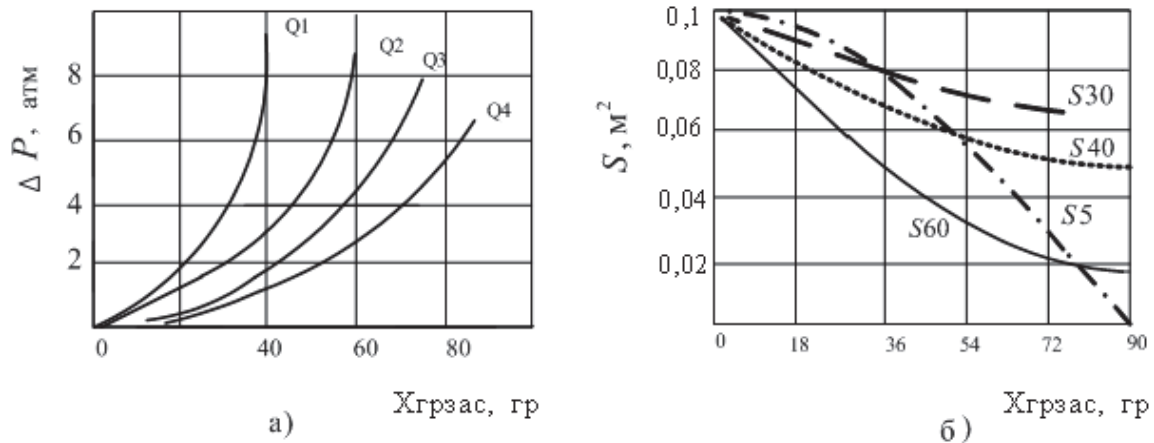


Рис. 2. Зависимость перепада давления на регулирующей заслонке от степени её открытия (закрытия): а) мгновенный расход жидкости через поперечное сечение трубопровода ($Q1 > Q2 > Q3 > Q4 > Q5$); б) изменение проходного сечения канала по длине заслонки

жидкости, т. е. в различных режимах перекачки заслонка имеет различные коэффициенты передачи (рис. 2, а);

- при изменении угла закрытия проходное сечение канала самой заслонки имеет существенную нелинейность (рис. 2, б).

Чтобы правильно выбрать мощность двигателя привода регулирующей заслонки и оперативно регулировать перепад давления в трубопроводе, необходимо знать зависимость гидромеханического момента сопротивления на валу двигателя привода заслонки от расхода и от степени закрытия заслонки. В литературе приводятся только качественные (в основном экспериментальные) характеристики, которые сложно использовать в обобщенном алгоритме управления.

Целью настоящей работы является дальнейшее развитие формализованного математического метода определения нелинейной нагрузки на валу двигателя привода регулирующей заслонки в зависимости от расхода, скорости течения жидкости и угла открытия заслонки [2].

Поворотные заслонки являются регулирующими органами с изменяющимся по значению проходным сечением. С изменением проходного сечения существенно меняются гидравлические сопротивления, вызывающие изменения потери давления и изменение расхода жидкости. При течении среды через сужающее устройство часть энергии потока преобразуется в потенциальную энергию давления, часть превращается в теплоту, часть затрачивается на работу по преобразованию агрегатного состояния (активации) среды. Для трубопроводного транспорта две последних части энергии являются безвозвратными потерями.

«Если при прохождении среды через заслонку давление в наиболее узком сечении ниже некоторого минимального значения, в потоке происходят качественные изменения, искажающие требуемую расходную характеристику регулирующего органа» [3].

В наиболее узком сечении регулирующего органа за счет высоких сдвиговых скоростей, трения между слоями жидкости и образования зоны кавитации происходит наибольшее влияние на агрегатное состояние и структуру среды.

Процесс дросселирования жидкости в поворотной заслонке состоит в основном из увеличения скорости течения среды и последующего его замедления. Ускорение обычно связано с небольшими, а замедление с основными потерями давления в проточной части.

Потери напора и внутренние расходы регулирующих устройств в большей мере зависят от геометрии и конфигурации каналов.

На рис. 3 представлена схема и гидродинамическая картина поворотной заслонки.

Условно обозначены несколько характерных зон, в которых течение среды отличны друг от друга: I – зона входа и выхода; II – зона плавного сужения канала (зона конфузора); III – зона гидравлического сопла; IV – зона резкого расширения канала; V – зона прямого канала. Площади проходного сечения данных зон существенно зависят от угла открытия заслонки.

В работе [2] описан формализованный геометрический метод расчета гидромеханических характеристик на примере нефтяного трубопровода (рис. 3). Рамки данной статьи не позволяют приводить все подробности анализа расчета местных гидравлических сопротивлений регулирующей заслонки. Поэтому приводится основная концепция получения алгоритма регулирования заслонки.

Имеется поворотная регулирующая заслонка, работающая на нефтяной трубопровод, со следующими параметрами: вязкость среды $\eta = 8,5 \cdot 10^{-3}$ Па·с; плотность среды $\rho = 850$ кг/м³; длина заслонки по потоку $L_{зас} = 0,5$ м; диаметр заслонки $d = 0,5$ м; гео-

$$L_{сop} = d; S = \pi \frac{d^2}{4}$$

метрическая длина заслонки $L_{сop}$ – площадь сечения заслонки.

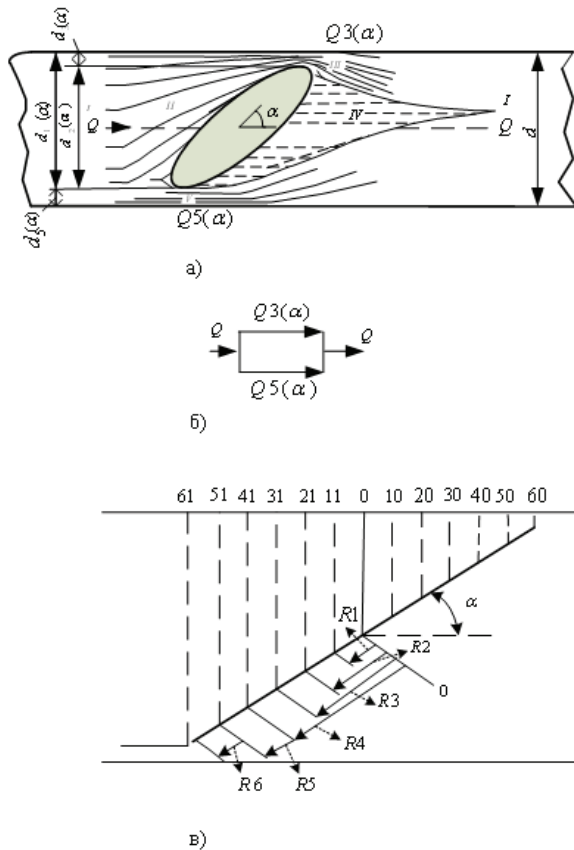


Рис. 3. Гидродинамическая картина обтекания заслонки: а) выделение особых зон течения; б) схема замещения потока; в) разбивка заслонки на участки площадей

Для решения задачи регулирующая заслонка в схеме расчета формально заменяется на конфузор с переменным углом открытия. Далее проводится обычный расчет гидравлических сопротивлений с учетом изменения геометрии каналов течения (сужения, сопло, резкое расширение и т. д.) [2].

Для определения моментов сопротивления и мощности потерь применены известные алгорит-

мы для расчета местных гидравлических потерь конфузора [4].

Расход жидкости на входе конфузора:

$$Q_{CON}(\alpha) = VS61(\alpha),$$

где V – скорость жидкости на входе заслонки.

Скорость жидкости в проходных сечениях конфузора (рис. 4):

$$V_i(\alpha) = V \frac{Q_{CON}(\alpha)}{S_i}.$$

Перепад давления в проходных сечениях конфузора:

$$\Delta P_i(\alpha) = \frac{\rho}{2} (V(\alpha))^2.$$

Сила сопротивления течению жидкости в проходных сечениях конфузора:

$$F_i(\alpha) = S_i(\alpha) \Delta P_i(\alpha).$$

Момент на валу двигателя привода заслонки:

$$M_r(\alpha) = [F60(\alpha) - F61(\alpha)]R6 + [F50(\alpha) - F51(\alpha)]R5 + [F40(\alpha) - F41(\alpha)]R4 + [F30(\alpha) - F31(\alpha)]R3 + [F20(\alpha) - F21(\alpha)]R2 + [F10(\alpha) - F11(\alpha)]R1.$$

Момент на валу двигателя привода регулирующей заслонки складывается из гидромеханического момента $M_r(\alpha)$ и момента трения в опорах цапф $M_{тр}(\alpha)$.

Гидромеханический момент $M_r(\alpha)$ определяется по предлагаемой методике [2]. Здесь α – угол закрытия заслонки.

$$M_{тр}(\alpha) = 0,785d^2 1,2\Delta P \sin \alpha \mu \frac{d_{цапф}}{2}.$$

Коэффициент трения в опорах $\mu=0,4$. Диаметр цапфы $d_{цапф}=0,1$ м

Суммарный момент сопротивления на валу заслонки (рис. 5):

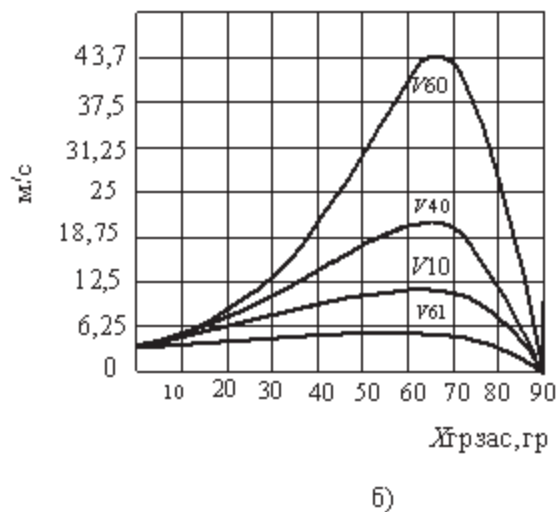
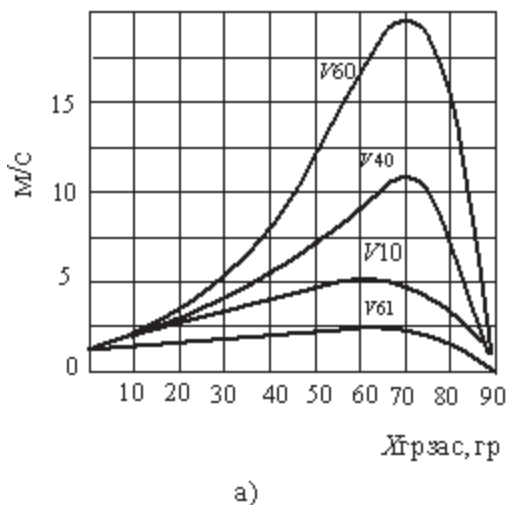


Рис. 4. Скорость жидкости (м/с) в разных проходных сечениях заслонки: а) скорость жидкости в трубопроводе $V=1,5$ м/с; б) скорость жидкости в трубопроводе $V=3,2$ м/с

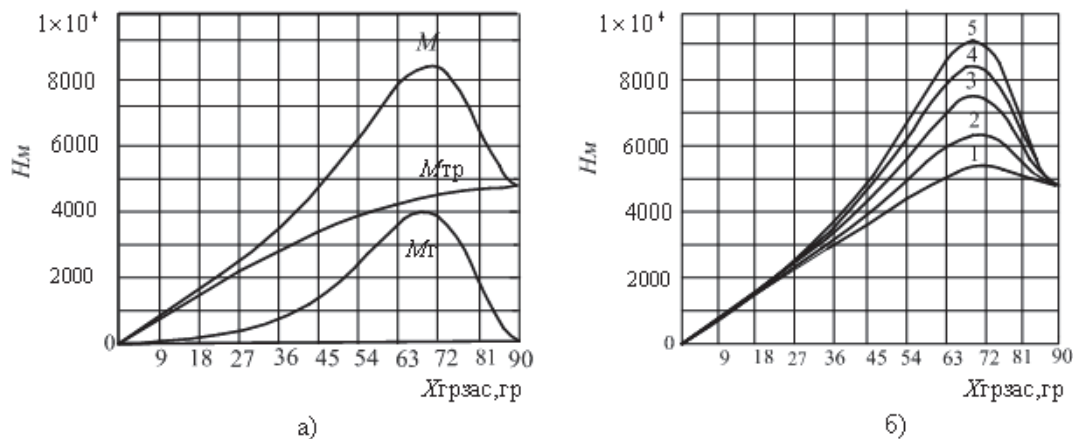


Рис. 5. Моменты сопротивления на валу двигателя заслонки в зависимости от угла закрытия при $V=3,2$ м/с. $M_{г}$ – момент гидравлический, $M_{тр}$ – механический момент трения: а) суммарный момент сопротивления; б) моменты сопротивления на валу двигателя заслонки в зависимости от угла закрытия и при разных скоростях жидкости в трубопроводе: 1 – 1,5; 2 – 2,2; 3 – 2,8; 4 – 3,2; 5 – 3,5 м/с

$$M(\alpha) = M_{г}(\alpha) + M_{тр}(\alpha).$$

Для сравнения приведены результаты расчетов моментов сопротивления заслонки по традиционной методике [4] при $V=3,2$ м/с (рис. 6):

$$M_{г}(\alpha) = K \frac{d^2}{12} \rho \cdot 10^{-3} \frac{V^2}{20 \cdot 9,8} \cdot 10.$$

Коэффициент K является функцией угла закрытия [2].

$$M_{тр}(\alpha) = 0,785d^2 1,2\Delta P \mu \frac{d_{ц\alpha\Phi}}{2};$$

$$M(\alpha) = M_{г}(\alpha) + M_{тр}(\alpha).$$

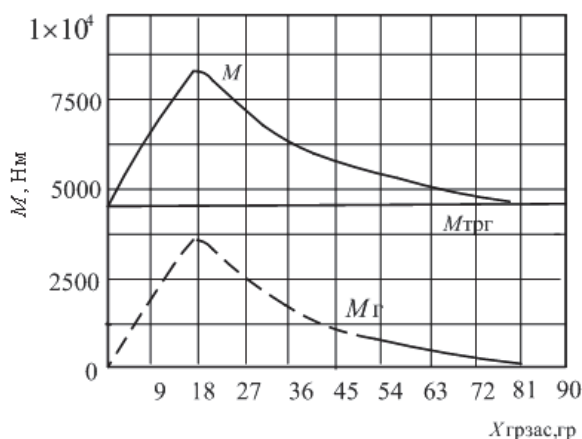


Рис. 6. Моменты сопротивления на валу заслонки в зависимости от угла закрытия (методика Гуревича) [4]

Выводы

1. Предложенный формализованный геометрический метод позволяет осуществить приближенные гидромеханические расчеты поворотной заслонки нефтепровода, рассчитать расходы среды, перепады давления, моменты сопротивления на валу привода и определить потери мощности в заслонке.
2. Полученные характеристики (внутренний расход, моменты сопротивлений заслонки) имеют сложную зависимость от угла закрытия и несколько отличаются от характеристик, полученных по методике [1].
3. По расходной характеристике можно определить, при каких углах поворота заслонки начнутся качественные изменения потока жидкости и какие уровни энергии будут затрачены системой на изменение агрегатного состояния среды.
4. Предложенный формализованный геометрический метод позволяет создать алгоритм управления для системы автоматического регулирования давления с учетом нелинейности характеристики нагрузки и не перенастраивать систему регулирования в зависимости от конкретной производительности трубопровода.
5. В системах автоматического регулирования угла поворота заслонки (на больших углах) необходимо применять специальные меры по обеспечению устойчивой работы привода (применять червячный редуктор в приводе заслонки или устанавливать тормоз).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Замятин С.В., Плотников Д.А., Гончаров В.И. Идентификация нелинейных объектов на основе вещественного интерполяционного метода // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 312. – № 5. – С. 66–69.
2. Гуревич Д.Ф. Расчет и проектирование трубопроводной арматуры. – Л.: Машиностроение, 1969. – 886 с.
3. Благоев Э.Е., Ивницкий Б.Я. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 288 с.
4. Антропов А.Т., Рикконен С.В. Гидромеханические характеристики регулирующей заслонки САР давления // itech – журнал интеллектуальных технологий. – 2009. – № 12. – С. 35–39.

Поступила 16.01.2013 г.