

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАГИСТРАЛЬНЫХ НАСОСОВ ПРИ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОМ ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ

В.А. Шабанов, В.М. Сапельников, М.И. Хакимьянов, С.Ф. Шарипова

В последние годы все шире начинают применяться частотно-регулируемые электроприводы магистральных насосов на нефтеперекачивающих станциях. Одной из проблем, с которой сталкиваются разработчики регулируемого электропривода, является отсутствие аналитических выражений, описывающих механическую характеристику насоса в конкретных условиях эксплуатации. В статье рассматриваются уравнения рабочего участка механических характеристик магистральных насосов нефтеперекачивающих станций при использовании частотно-регулируемого электропривода. Для получения такой характеристики исследуется влияние режима перекачки нефти по магистральным нефтепроводам на момент сопротивления частотно-регулируемого магистрального насоса. Приведено выражение для минимально допустимой частоты рабочего диапазона частоты вращения магистральных насосов. Получены аналитические выражения для механической характеристики магистрального насоса в функции двух переменных: частоты вращения и производительности нефтепровода, а также в функции одной переменной – частоты вращения.

Ключевые слова: частотно-регулируемый электропривод, магистральный насос, нефтепровод, частота вращения, механическая характеристика.

Актуальность

В последние годы все шире начинают применяться частотно-регулируемые электроприводы (ЧРЭП) магистральных насосов на нефтеперекачивающих станциях [1–4]. Одной из проблем, с которой сталкиваются разработчики ЧРЭП магистральных насосов, является отсутствие уравнений, описывающих механическую характеристику насоса в конкретных условиях эксплуатации. Для трубопроводного транспорта нефти широко применяются центробежные магистральные насосы типа НМ. Заводы-изготовители задают механические характеристики насосов при пуске в режиме холостого хода, а также при пуске одиночного насоса под нагрузкой в условиях отсутствия противодавления [5]. Однако заводские характеристики не пригодны для анализа работы магистральных насосов при частотно-регулируемом электроприводе. Обусловлено это особенностями технологического процесса перекачки нефти по трубо-

проводам. В статье рассматриваются уравнения для рабочего участка механической характеристики магистрального насоса при использовании ЧРЭП. Для получения такой характеристики исследуется влияние режима перекачки нефти по магистральным нефтепроводам на режим работы частотно-регулируемого магистрального насоса.

Краткий обзор литературы

Магистральный центробежный насос работает в потоке жидкости, перекачиваемой по нефтепроводу. Современная система перекачки нефти по магистральным нефтепроводам подразумевает деление нефтепровода на технологические участки [6, 7]. Технологический участок нефтепровода представляет собой часть магистрального нефтепровода от одной головной станции с резервуарным парком до другой головной станции с резервуарным парком (рис. 1). В составе технологического участка может быть несколько нефтеперека-

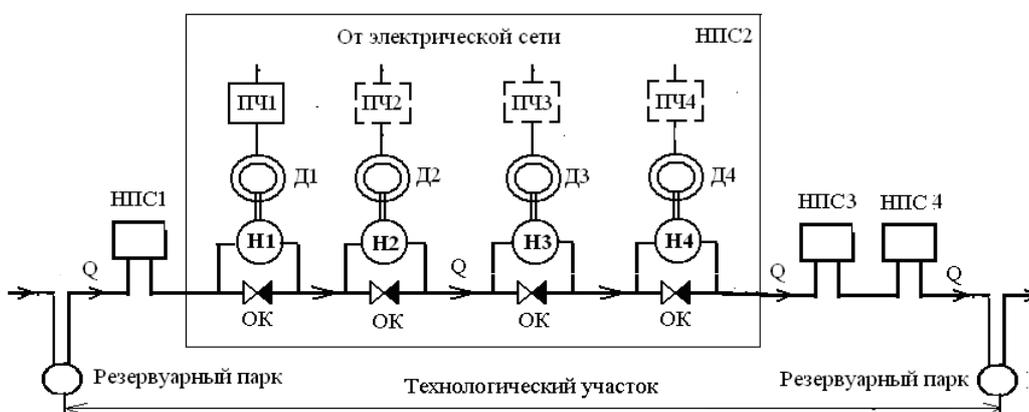


Рис. 1. Схема включения магистральных насосов, электродвигателей и преобразователей частоты на НПС

чивающих станций (НПС). На рис. 1 показан технологический участок из четырех НПС, на каждой НПС установлено четыре магистральных насоса.

Перекачка нефти в пределах одного технологического участка осуществляется по системе «из насоса в насос», при которой все насосы соединяются последовательно и работают с одинаковой подачей. При такой системе перекачки режимы работы всех насосов, во-первых, оказываются взаимосвязанными, а во-вторых, регулирование частоты вращения насоса происходит в потоке жидкости, в условиях противодействия, оказываемого потоком жидкости на лопатки ротора насоса. При этом момент сопротивления на валу приводного двигателя, а, следовательно, и механическая характеристика каждого из насосов, будет зависеть не только от частоты вращения регулируемого насоса, но и от режима работы всего нефтепровода.

Механические характеристики центробежных механизмов, работающих в условиях противодействия, представляют двумя способами. Во-первых, для описания механических характеристик используется степенная функция, которую в относительных единицах представляют выражением

$$m_c = m_{c0} + (m_n - m_{c0})v^\gamma, \quad (1)$$

где m_c – момент сопротивления насоса; m_{c0} – начальный момент сопротивления при угловой частоте вращения $\omega = 0$; m_n – момент нагрузки двигателя при номинальной угловой скорости; v – угловая скорость в относительных единицах: $v = \omega/\omega_{ном}$; γ – показатель степени [8–10].

Значение показателя степени γ зависит от режима работы насоса. При работе насоса на сеть без статической составляющей напора (без противодействия) $\gamma = 2$ [9, 10]. При работе насоса с противодействием, обусловленным разностью высот начала и конца трубопровода (со статическим противодействием), значение γ становится больше двух: в [12, 13] рекомендуется принимать от 2 до 5, в [9] отмечается, что значение γ может достигать 10 и более.

Уравнение (1) используется и для анализа пуска магистральных насосов на НПС. При этом рекомендуется $\gamma = 3$ [5]. На рис. 2 приведены механические характеристики $m_c = f(\omega)$ магистрального насоса типа НМ-5000, построенные по заводским данным при пуске на открытую (кривая 1) и закрытую (кривая 2) задвижку, а также пример механической характеристики 3 при пуске насоса на открытую задвижку (с противодействием в трубопроводе) при $\gamma = 3$.

Однако степенное уравнение механической характеристики (1), во-первых, не отражает физические процессы в центробежном насосе в условиях работы с противодействием, и, во-вторых, значение показателя степени γ можно найти только путем аппроксимации экспериментально снятой

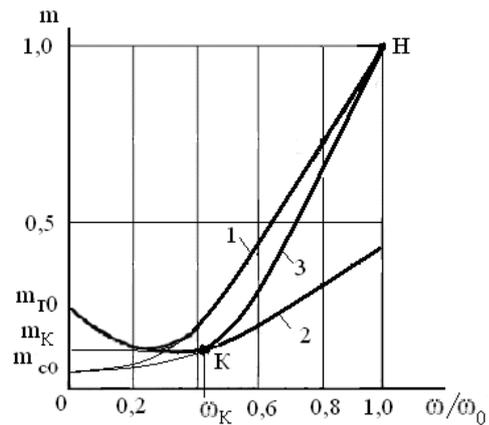


Рис. 2. Механические характеристики насоса типа НМ-5000

или построенной другими способами механической характеристики. Поэтому были разработаны графоаналитические методы построения механической характеристики насосов при работе в условиях противодействия [13, 14]. Однако графоаналитические методы сложны, громоздки и неудобны для использования их при частотном регулировании.

Для работы одиночного насоса на трубопровод со статическим давлением применяются уравнения механической характеристики в функции статического напора и производительности трубопровода [10, 12, 13]. Уравнение механической характеристики насоса при этом можно представить в виде [9]

$$m = m_{c0}v^2 + (m_n - m_{c0})v\sqrt{\frac{H_0v^2 - H_c}{H_0 - H_c}}, \quad (2)$$

где H_0 – напор насоса, соответствующий расходу, равному нулю; H_c – статический напор.

Выражение (2) широко применяется для водопроводных систем. Однако это выражение не подходит к технологическому участку нефтепровода, в котором несколько насосов включены последовательно, и у которых противодействие обусловлено не только статическим напором, но и напором потока жидкости и зависит от режима работы всех других насосов технологического участка.

Основные теоретические положения

Мощность, потребляемая от электродвигателя магистральным насосом:

$$P = \frac{\rho g Q H}{\eta_{нас}}, \quad (3)$$

где ρ – плотность, перекачиваемой жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; Q – подача насоса, равная производительности нефтепровода, м³/с; H – напор, развиваемый насосом, м; $\eta_{нас}$ – КПД насоса.

Значения подачи Q и напора H насоса определяются режимом работы всего нефтепровода.

В основе расчета режима перекачки нефти по магистральному нефтепроводу лежит уравнение баланса напоров, согласно которому сумма напоров, развиваемых всеми насосами технологического участка, равна сумме потерь напора в трубопроводе [1, 2]. При этом подача насоса при его работе в составе технологического участка нефтепровода при изменении частоты вращения может быть найдена из уравнения [3]:

$$Q^{2-m} = \frac{a_p v^2 + A}{b_p + B}, \quad (4)$$

где m – коэффициент режима течения жидкости; a_p и b_p – коэффициенты напорной характеристики регулируемого насоса; v – относительная частота вращения насоса;

$$A = a_n + \sum_{i=1}^n a_i - \Delta z - h_{ост}; \quad (5)$$

$$B = 1,02 f L + \left[\frac{b_n}{m_n^{2-m}} \right] + \sum_{i=1}^n b_i, \quad (6)$$

где a_n , b_n , a_i , b_i – коэффициенты напорной характеристики подпорного и магистрального насосов; n – число работающих магистральных насосов; m_n – число работающих подпорных насосов на головной насосной станции; Δz – разность геодезических отметок; $h_{ост}$ – остаточный напор в конце технологического участка; f – гидравлический уклон при единичном расходе; L – длина технологического участка нефтепровода.

Напор, развиваемый регулируемым насосом, определяется по напорной характеристике насоса, которую можно записать в виде [15]:

$$H = a_p v^2 - b_p Q^{2-m}, \quad (7)$$

или с учетом выражения (4)

$$H = \frac{a_p v^2 B - b_p A}{b_p + B}. \quad (8)$$

При подстановке (8) в (3) для мощности, потребляемой насосом, получаем

$$P = \frac{\rho g Q (a_p v^2 B - b_p A)}{\eta_{нас} (b_p + B)}. \quad (9)$$

Выражение (7) не общепринятое. Поэтому коэффициенты напорной характеристики a_p и b_p , которые приводятся в справочной литературе, должны быть пересчитаны по [14].

При системе перекачки «из насоса в насос» в теле трубопровода параллельно насосу устанавливают обратный клапан (ОК на рис. 1). В рабочем режиме перекачка происходит при закрытом обратном клапане, это означает, что регулирование скорости насоса происходит в потоке жидкости и ротор насоса испытывает напор потока жидкости как при снижении, так и при увеличении частоты вращения. При некоторой скорости вращения (ω_K

на рис. 2), значение которой зависит от режима перекачки, обратный клапан открывается, и насос перестает участвовать в режиме перекачки. Он переходит в режим холостого хода. Скорость ω_K представляет минимально допустимую частоту вращения насоса $\omega_{мин}$ в процессе частотного регулирования [15]. Значение минимально допустимой частоты вращения зависит от характеристик трубопровода и от числа и параметров насосов всех НПС технологического участка, участвующих в перекачке.

$$\omega_{мин} = \omega_{ном} \sqrt{\frac{b_p Q_{ок}^{2-m}}{a_p}}, \quad (10)$$

где $\omega_{ном}$ – номинальная частота вращения; $Q_{ок}$ – производительность трубопровода при открытом обратном клапане. Если значение минимальной скорости вращения насоса по (10) выразить в относительных единицах и подставить в (9), то выражение для мощности принимает вид

$$P = \frac{\rho g Q a_p (v^2 - v_{мин}^2)}{\eta_{нас}}. \quad (11)$$

Момент сопротивления получается из выражения (11) путем деления на ω . С учетом того, что $\omega = v \omega_{ном}$ для момента сопротивления получаем

$$M = \frac{\rho g Q a_p (v^2 - v_{мин}^2)}{\eta_{нас} v \omega_{ном}}. \quad (12)$$

Выражение (12) нельзя непосредственно использовать для построения механической характеристики, так как при изменении подачи и скорости вращения насоса изменяется его КПД. Зависимость КПД насоса от подачи при номинальной частоте вращения приводится в паспортных данных насоса в виде графической зависимости КПД от подачи $\eta = f(Q)$. В расчетах вместо графической зависимости КПД от подачи насоса используются аналитические функции вида [15, 17]

$$\eta_{нас} = c_1 + c_2 Q_n + c_3 Q_n^2, \quad (13)$$

где c_1, c_2, c_3 – коэффициенты аппроксимации, полученные методом наименьших квадратов; Q_n – подача насоса при номинальной частоте вращения, миллион тонн в год.

Изменение КПД центробежных насосов при переменной частоте вращения исследовалось в [17–21]. Один из методов получения выражения для КПД основан на использовании теории подобия [6, 7, 16], согласно которой частота вращения и подача насоса связаны уравнением

$$Q_n = v^2 Q. \quad (14)$$

При этом из (13) получаем следующее уравнение для КПД насоса:

$$\eta_{нас} = c_1 + c_2 v Q + c_3 v^2 Q^2. \quad (15)$$

Подставляя (15) в (12), получаем для механической характеристики насоса в рабочем диапазоне изменения частоты вращения следующее выражение:

$$M = \frac{\rho g Q a_p (v^2 - v_{\text{мин}}^2)}{(c_1 + c_2 v Q + c_3 v^2 Q^2) v \omega_{\text{ном}}} \quad (16)$$

В выражении (16) момент сопротивления магистрального насоса представлен в функции двух параметров: частоты вращения и подачи. Если в (15) подставить вместо Q ее значение из (4), то можно исключить подачу Q из уравнения и получить аналитическое представление механической характеристики насоса $M = f(v)$ на рабочем участке (при закрытом обратном клапане) в функции одной переменной – скорости вращения насоса:

$$M = \frac{\rho g a_p (v^2 - v_{\text{мин}}^2) \left(\frac{a_p v^2 + A}{b_p + B} \right)^{\frac{1}{2-m}}}{\left(c_1 + c_2 v \frac{a_p v^2 + A}{b_p + B} + c_3 v^2 \left(\frac{a_p v^2 + A}{b_p + B} \right)^2 \right) v \omega_{\text{ном}}} \quad (17)$$

Выразим момент в относительных единицах $\mu = M/M_{\text{ном}}$. Для этого умножим и разделим правую часть (11) на $Q_{\text{ном}} H_{\text{ном}}$. Учитывая, что

$$M_{\text{ном}} = \frac{\rho_{\text{ном}} g Q_{\text{ном}} H_{\text{ном}}}{\eta_{\text{ном}} \omega_{\text{ном}}}, \quad (18)$$

получим

$$\mu = \frac{\frac{\rho}{\rho_{\text{ном}}} \frac{\eta}{\eta_{\text{ном}}} a_p (v^2 - v_{\text{мин}}^2) \left(\frac{a_p v^2 + A}{b_p + B} \right)^{\frac{1}{2-m}}}{\left(c_1 + c_2 v \frac{a_p v^2 + A}{b_p + B} + c_3 v^2 \left(\frac{a_p v^2 + A}{b_p + B} \right)^2 \right) v \omega_{\text{ном}} Q_{\text{ном}} H_{\text{ном}}} \quad (19)$$

Практическое применение

Выражение (16) представляет собой математическую модель магистрального насоса при заданной (измеренной) производительности нефтепровода. Исходными данными для такой модели насоса являются: подача насоса Q ; плотность перекачиваемой жидкости ρ ; коэффициенты регулируемого насоса a_p и b_p ; коэффициенты A и B , вычисляемые по выражениям (5) и (6), гидравлические характеристики технологического участка нефтепровода и коэффициенты напорных характеристик всех насосов. Структурная схема модели насоса в составе ЧРЭП приведена на рис. 3. Функциональный преобразователь ФП1 выполняет вычисления в соответствии с выражением (10). Коэф-

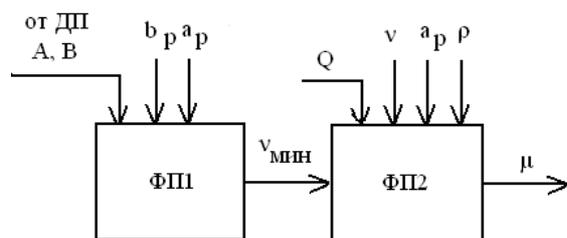


Рис. 3. Модель насоса в составе ЧРЭП

фициенты A и B вычисляются на диспетчерском пункте ДП и передаются на НПС по каналам передачи информации.

Функциональный преобразователь ФП1 выполняет вычисления в соответствии с выражением (16) при текущих (измеренных) значениях подачи и скорости вращения насоса.

Выражения (17) и (19) представляют математическую модель насоса с вычислением подачи по модели трубопровода. При этом функциональный преобразователь ФП2 выполняет вычисления в соответствии с выражением (20).

Заключение

В настоящее время вопросы влияния режимов перекачки нефти по магистральным нефтепроводам на режим работы частотно-регулируемого привода магистрального насоса исследованы в недостаточной степени, что затрудняет оптимизацию работы технологических участков нефтепроводов.

Получены аналитические выражения для рабочего участка механической характеристики магистрального насоса с ЧРЭП в условиях противодавления, обусловленного как статическим напором, так и напором жидкости, перекачиваемой по нефтепроводу.

Приведены структурные схемы модели магистрального насоса с измерением и без измерения подачи насоса, работающего в составе технологического участка нефтепровода.

Литература

1. Туманский, А.П. Оптимизация режимов перекачки по магистральным трубопроводам с перекачивающими станциями, оборудованными частотно-регулируемым приводом / А.П. Туманский // *Транспорт и хранение нефтепродуктов*. – 2005. – № 8. – С. 11–14.
2. Сокол, Е.И. Опыт разработки и внедрения преобразователей частоты для регулируемого электропривода насосных агрегатов МН / Е.И. Сокол, А.Ю. Бару, Ш.К. Лукманов // *Электротехника*. – 2004. – № 7. – С. 52–57.
3. Шабанов, В.А. Требования к частоте вращения магистральных насосов при частотно-регулируемом электроприводе / В.А. Шабанов, С.Ф. Шарипова // *Электротехнические и информационные комплексы и системы*. – 2013. – № 3 (10). – С. 42–46.
4. Шабанов, В.А. Алгоритм оценки эффективности частотно-регулируемого электропривода магистральных насосов эксплуатируемых нефтепроводов по критерию снижения расхода электроэнергии / В.А. Шабанов, Э.Ф. Хакимов, С.Ф. Шарипова // *Электротехнические и информационные комплексы и системы*. – 2013. – № 2 (9). – С. 34–42.
5. Применение электродвигателей в нефтяной промышленности / Л.М. Першина, С.И. Бак,

- Ю.С. Першин, С. П. Читипаховян. – М.: Недра, 1980.
6. Коршак, А.А. Трубопроводный транспорт нефти, нефтепродуктов и газа: учеб. для вузов / А.А. Коршак, А.М. Нечваль. – Уфа: ООО «Дизайн-ПолиграфСервис», 2001. – 571 с.
7. Трубопроводный транспорт нефти: учеб. для вузов: в 2 т. / С.М. Вайнисток и др.; под ред. С.М. Вайнистока. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2004.
8. Справочник по автоматизированному электроприводу / под ред. В.А. Елисеева и А.В. Шинянского. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 616 с.
9. Фираго, Б.И. Регулируемый электропривод / Б.И. Фираго, Л.Б. Павлячик. – Минск: Техноперспектива, 2007. – 585 с.
10. Москаленко, В.В. Электрический привод / В.В. Москаленко. – М.: Издат. центр «Академия», 2007. – 368 с.
11. Шабанов, В.А. Выбег магистральных насосов НПС при описании механической характеристики степенной функцией / В.А. Шабанов, О.В. Кабаргина, С.Ф. Шарипова // Электропривод, электротехнологии и электрооборудование предприятий: сб. науч. тр. III Всерос. науч.-техн. конф. (с междунар. участием). – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2011. – С. 170–177.
12. Лезнов, Б.С. Энергосбережение и регулируемый электропривод в насосных и воздухоподъемных установках / Б.С. Лезнов. – М.: Энергоатомиздат, 2006. – 360 с.
13. Онищенко, Г.Б. Электропривод турбомеханизмов. / Г.Б. Онищенко, М.Г. Юньков. – М.: Энергия, 1972. – 240 с.
14. Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации нефтебаз и нефтепроводов / П.И. Тузунов, В.Ф. Новоселов, А.А. Коршак, А.М. Шаммазов; под ред. А.А. Коршака. – Уфа: ДизайнПолиграфСервис, 2008. – 658 с.
15. Шабанов, В.А. Определение нижней границы диапазона частотного регулирования электродвигателей магистральных насосов / В.А. Шабанов, О.В. Кабаргина // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело», 2010. – № 2. – http://www.ogbus.ru/authors/Shabanov/Shabanov_3.pdf.
16. Нечваль, А.М. Основные задачи при проектировании и эксплуатации магистральных нефтепроводов: учеб. пособие / А.М. Нечваль. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2005. – 81 с.
17. Вязунов, Е.В. Аналитическое представление характеристик центробежных насосов при переменной частоте вращения / Е.В. Вязунов, С.Д. Путин // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. – 2012. – № 4 (8). – С. 67–69.
18. Вайнер, И.Г. Математическая модель насоса с регулируемым электроприводом / И.Г. Вайнер // Промышленная энергетика. – 2009. – № 5. – С. 23–28.
19. Гришин, А.П. Коэффициент полезного действия частотно-регулируемого электронасоса / А.П. Гришин, В.А. Гришин // Научные труды. – М.: ВИЭСХ, 2004. – Т. 89. – С. 118–127.
20. Козлов, М. Эффективность внедрения систем с частотно-регулируемыми приводами / М. Козлов, А. Чистяков // Современные технологии автоматизации, 2001. – № 1. – С. 76.
21. Вязунов, Е.В. Характеристики центробежных насосов при переменной частоте вращения / Е.В. Вязунов // Транспорт и хранение нефтепродуктов. – М.: ЦНИИТЭнефтехим, 2007. – № 6.

Шабанов Виталий Алексеевич, канд. техн. наук, профессор; заведующий кафедрой «Электротехника и электрооборудование предприятий», Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа; shabanovval@yandex.ru.

Сапельников Валерий Михайлович, д-р техн. наук, профессор кафедры «Электротехника и электрооборудование предприятий», Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа; sapelnikovvm@mail.ru.

Хакимьянов Марат Ильгизович, канд. техн. наук; доцент кафедры «Электротехника и электрооборудование предприятий», Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа; hakimyanovmi@gmail.com.

Шарипова Светлана Филарисовна, преподаватель кафедры «Электротехника и электрооборудование предприятий», Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа; sharipovasveta@yandex.ru.

Поступила в редакцию 26 июня 2014 г.

ANALYTICAL PRESENTATION OF MECHANICAL CHARACTERISTICS OF MAIN LINE PUMPS WITH FREQUENCY-REGULATED DRIVES

V.A. Shabanov, Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russian Federation,
shabanovva1@yandex.ru,

V.M. Sapelnikov, Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russian Federation,
sapelnikovvm@mail.ru,

M.I. Hakimyanov, Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russian Federation,
hakimyanovmi@gmail.com,

S.F. Sharipova, Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russian Federation,
sharipovasveta@yandex.ru

In recent years frequency-regulated drives of main line pumps have been widely used on oil booster station. One of the problems faced by developers of regulated drives is absence of analytical expressions describing mechanical characteristic of pump in particular operating conditions. The paper deals with equations of mechanical characteristic workable range of booster station main line pumps when using frequency-regulated drive. To obtain this characteristic we study how mode of oil delivery through main pipelines influences the resisting moment of frequency-regulated main line pump. The paper presents expression for minimum permissible frequency of operating range of speed of main line pumps. We obtained analytical expressions for mechanical characteristic of main line pump in function of two variables: rotational speed and pipeline productivity, and in function of one variable – rotational speed.

Keywords: frequency-regulated drive, main line pump, pipeline, rotational speed, mechanical characteristics.

References

1. Tumanskii A.P. [Optimization Modes of Pipeline with Oil Pump Station with Variable Frequency Drive]. *Transport i khranenie nefteproduktov* [Transport and Storage of Petroleum Products], 2005, no. 8, pp. 11–14 (in Russ.)
2. Sokol E.I., Baru A.Yu., Lukpanov Sh.K. [The Development and Implementation of Frequency Converters for Adjustable Electric Pumps]. *Russian Electrical Engineering*, 2004, no. 7, pp. 52–57. (in Russ.)
3. Shabanov V.A., Sharipova S.F. [Requirements for Speed Mainline Pumps at Variable-Frequency Drive]. *Elektrotekhnicheskie i informatsionnye komplekсы i sistemy* [Electrical Complex and Information Systems], 2013, no. 3 (10), pp. 42–46. (in Russ.)
4. Shabanov V.A., Khakimov E.F., Sharipova S.F. [Algorithm for Estimating the Efficiency Variable Frequency Drive Pumps Trunk Pipelines Operated by Reduction of Energy Consumption]. *Elektrotekhnicheskie i informatsionnye komplekсы i sistemy* [Electrical Complex and Information Systems], 2013, no. 2 (9), pp. 34–42. (in Russ.)
5. Pershina L.M., Bak S.I., Pershin Yu.S., Chitipakhovyan S.P. *Primenenie elektrodvigately v neftyanoy promyshlennosti* [Application of Electric Motors in the Oil Industry]. Moscow, Nedra Publ., 1980.
6. Korshak A.A., Nechval' A.M. *Truboprovodnyy transport nefti, nefteproduktov i gaza Ucheb. dlya vuzov* [Pipeline Transportation of Oil and Gas]. Ufa, DizainPoligrafServis Publ., 2001. 571 p.
7. Vainshtok S.M. (ed.) *Truboprovodnyy transport nefti* [Pipeline Transportation of Oil]. Moscow, Nedra-Biznestsentr Publ., 2004.
8. Eliseeva V.A., Shinyanskogo A.V. (eds.) *Spravochnik po avtomatizirovannomu elektroprivodu* [Manual of Automated Electric Drive]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1983. 616 p.
9. Firago B.I., Pavlyachik L.B. *Reguliruemyy elektroprivod* [Variable Speed Drive]. Minsk, Tekhnoperspektiva Publ., 2007. 585 p.
10. Moskalenko V.V. *Elektricheskiy privod* [Electric Drive]. Moscow, Akademiya Publ., 2007. 368 p.
11. Shabanov V.A., Kabargina O.V., Sharipova S.F. [Coast Mainline Pump of Stations in Describing the Mechanical Characteristics of the Power Function]. *Elektroprivod, elektrotekhnologii i elektrooborudovanie predpriyatiy: sbornik nauchnykh trudov III Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii* [Power, Electrotechnology and Electrical Enterprises: a Collection of Scientific Papers III All-Russian Scientific and Technical Conference]. Ufa, Ufa State Petroleum Technological University Publ., 2011, pp. 170–177. (in Russ.)

12. Leznov B.S. *Energoberezhenie i reguliruemyy elektroprivod v nasosnykh i vozdukhoduvnykh ustanovkakh* [Energy Saving and Adjustable Electric Pump and a Blower Installations]. Moscow, Energoatomizdat, 2006. 360 p.
13. Onishtenko G.B., Yun'kov M.G. *Elektroprivod turbomekhanizmov* [Electric Drive of Turbo Mechanism]. Moscow, Energiya Publ, 1972. 240 p.
14. Tugunov P.I., Novoselov V.F., Korshak A.A., Shammazov A.M., Korshaka A.A. (ed.) *Tipovye raschety pri proektirovanii i éksploatatsii neftebaz i nefteprovodov* [Model Calculations for the Design and Operation of Oil Depots and Oil]. Ufa, DizaynPoligrafServis Publ., 2008. 658 p.
15. Shabanov V.A., Kabargina O.V. [Definition Low Range of Speed Drive Motors of Main Pumps], *Neftegazovoe delo*, 2010. no. 2. Available at: http://www.ogbus.ru/authors/Shabanov/Shabanov_3.pdf. (in Russ.)
16. Nechval' A.M. *Osnovnye zadachi pri proektirovanii i éksploatatsii magistral'nykh nefteprovodov* [The Main Problem in the Design and Operation of the Main Pipelines]. Ufa, Ufa State Petroleum Technological University Publ, 2005. 81 p.
17. Vyazunov E.V., Putin S.D. [Analytical Representation of the Characteristics of Centrifugal Pumps with Variable Speed]. *Nauka i tekhnologii truboprovodnogo transporta nefii i nefieproduktov* [Science and Technology Pipeline Transportation of Crude Oil and Petroleum Products], 2012, no. 4 (8), pp. 67–69. (in Russ.)
18. Vainer I.G. [A Mathematical Model of the Electric Pump with Adjustable]. *Promyshlennaya energetika* [Industrial Energy], 2009, no. 5, pp. 23–28. (in Russ.)
19. Grishin A.P., Grishin V.A. [Efficiency of Frequency-Controlled Pump]. *Nauchnye trudy*. Moscow, VIESKH Publ., 2004, vol. 89, pp.118–127. (in Russ.)
20. Kozlov M., Chistyakov A. [Effectiveness of Implementing Systems with Variable Frequency Drives]. *Sovremennye tekhnologii avtomatizatsii* [Modern Automation Technology], 2001, no. 1, p. 76. (in Russ.)
21. Vyazunov Ye.V. [Characteristics of Centrifugal Pumps with Variable Speed]. *Transport i khraneniye nefteproduktov* [Transport and Storage of Petroleum Products]. Moscow, 2007, no. 6.

Received 26 June 2014