

СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ ИХ РАБОТЫ НА ПРИТОК

Яковлев В.В., студент
Мизерный В.И., ст. преподаватель,
Донецкий национальный технический университет

Рассмотрены способы регулирования, их достоинства и недостатки при организации работы насосных агрегатов на приток, выбор наиболее рационального способа регулирования.

Работа насосов на приток заключается в том, что подача насосов в рабочем режиме равна часовому водопритоку, при этом исключается регулировочный объем. Вода с содержанием твердого, по крупности и концентрации допустимой для подачи в насос, непрерывно поступает в колодец и откачивается. Нижний уровень остается постоянным, водосборники не заиливаются, а в аварийном объеме вода отсутствует. Насосы в течение суток работают непрерывно, исключаются частые пуски и остановки, которые снижают долговечность и надежность агрегатов. Подача насосов при их работе на приток выбирается, как обычно, из условий откачки суточного водопритока за 20 ч.

Возможны два способа регулирования режима работы центробежных машин: количественный — при постоянной частоте вращения колеса и качественный — с изменением частоты вращения рабочего колеса [1, 2].

Регулирование при постоянной частоте вращения достигается следующими способами: дросселированием потока во всасывающем трубопроводе; выпуском текущего из нагнетательного трубопровода; перестановкой лопаток (изменяется угол поворота лопаток) направляющего аппарата; изменением угла установки лопаток рабочего колеса; дросселированием потока в нагнетательном трубопроводе; перепуском текущего из нагнетания во всас; подрезкой рабочих колес по диаметру; впуском воздуха во всасывающий

трубопровод; изменением характеристики центробежного насоса путем использования в схеме гидроэлеватора.

Качественное регулирование достигается способом изменения частоты вращения ротора насоса периодическими автоматическими пусками и остановками его.

Количественное регулирование

Основная цель регулирования машин — подача в сеть текучего,, заданного регламентирующим графиком, при этом все основные параметры машины Q , H , N , η изменяются. Одновременно с этими изменениями трубопровод и потребитель на некоторые параметры режима накладывают определенные условия. Так, например, насосы, покрывая заданный график расходов, должны создавать постоянный или переменный напор, диктуемый потребителем и гидравлическими свойствами системы трубопроводов. Таким образом, возможны различные варианты заданий регулирования подачи.

Дросселирование на нагнетательном трубопроводе. Подача насоса при регулировании дросселированием меняется путем изменения проходного сечения задвижки, установленной в напорном трубопроводе.

На графике рис. 1 представлены характеристики: I — полного-напора $H-Q$, II — расхода мощности на валу $N-Q$, III — КПД машины $\eta - Q$. В этих же координатных осях нанесена характеристика внешней сети AB , на которую включена машина при полностью открытом регулирующем дросселе δ . Установившийся режим работы наступает тогда, когда энергия, передаваемая машиной потоку текучего, равна энергии, которую потребляет система. Так как первая из них определяется координатами характеристики $H-Q$ машины, а вторая — координатами характеристики трубопровода AB , то указанное равенство энергий возможно только в точке 1 пересечения характеристик.

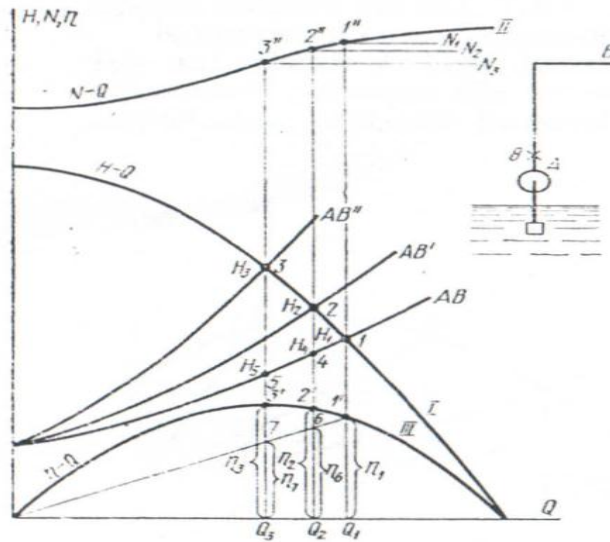


Рис 1. Регулирование режима работы турбомашин дросселированием на нагнетании

Таким образом, точка 1 определяет режим работы установки: ее подачу Q_1 напор H_1 , расход мощности на валу N_1 и КПД машины η_1 при полностью открытом дросселе.

При прикрытии дросселя на напорном трубопроводе точка пересечения характеристик 1 передвинется по характеристике машины вверх и займет, например, положение, соответствующее по режиму точке 2, определив тем самым новые значения параметров. Дальнейшее закрытие дросселя вызовет перемещение характеристики трубопровода еще выше, например в точку 3, определяющую новые значения параметров, и т. д. Следовательно, дроссельное регулирование достигается введением дополнительного гидравлического сопротивления в сеть трубопроводов установки. Поскольку наибольшая подача достигается при полностью открытом дросселе, то дроссельное регулирование на нагнетании применяется только для уменьшения подачи.

Из рис. 1 видно, что при дросселировании уменьшается мощность на валу машины и вместе с тем повышается доля энергии, расходуемой на регулирование. Энергетическая эффективность регулирования центробежных машин низка, однако ввиду чрезвычайной простоты устройства этот метод широко применяется.

Если учитывать сопротивление задвижки, то напор, теряемый в задвижке, определяется по формуле

$$\Delta h_3 = \xi Q^2 / (2gA^2),$$

где $A = 0,785 D^2$ — площадь живого сечения всасывающего трубопровода; ξ — коэффициент сопротивления задвижки, значения которого в зависимости от степени ее открытия приведены в таблице

Степень открытия	8/8	6/8	4/8	2/8	1/8
Коэффициент ξ	0,09	0,41	3,27	22,08	83,0

Пользуясь коэффициентом ξ и формулой внешней всасывающей сети, можно построить кривую потерь напора во всасывающем трубопроводе, соответствующую различной степени открытия задвижки: *I*, *II*, *III'*, *IV* (рис. 2). Путем последовательного вычитания ординат потерь из ординат характеристики / насоса получаются новые характеристики турбомашин с учетом дросселирования: *II*, *III*, *IV*, *V* и т. д. Режим работы определится координатами точек *1*, *2*, *3* и т. д.

Дросселирование потока на всасывании, если оно не вызовет кавитацию, экономически выгоднее, чем дросселирование на нагнетании. Снижение КПД при этом способе все же наблюдается, хотя и незначительное (характеристика КПД из-за сложности масштабного выполнения не нанесена). При положении задвижки *III'* (5/8) потери определяются отрезком M_3 .

Выпуск текучего из нагнетательного трубопровода. Гидравлическая схема этого способа регулирования представлена на рис. 3.

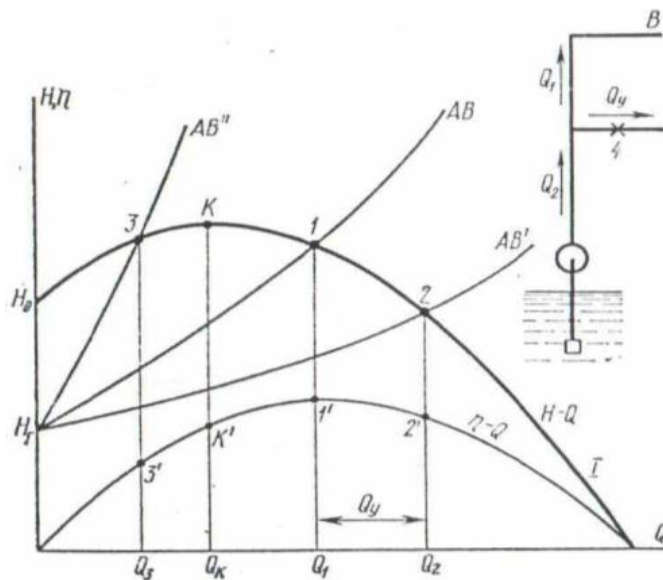


Рис 3. Регулирование режима работы выпуском текущего из нагнетательного трубопровода

Количество выпускаемого текущего зависит от степени открытия задвижки 4. При уменьшении потребления текущего ниже критического расхода Q_K не исключено появление помпажа. Это регулирование режима работы машины отличается простотой устройства и возможно при любом виде двигателя.

Основной недостаток этого способа - его неэкономичность вследствие потерь энергии при выпуске текущего из нагнетательного трубопровода. Величина КПД изменяется значительно.

При открытии задвижки 4 в сети AB режим работы турбоустановки из первоначального (точка 1) переместится в точку 2 и т. д. Сопротивление сети - уменьшилось, и характеристика AB приняла положение AB' .

Перепуск текущего во всасывающий трубопровод.
 На рис. 4 показана гидравлическая схема, по которой осуществляется перепуск текущего с помощью задвижки 6 из нагнетания во всас. Задвижка 6 не влияет на характеристику сети BC , а как бы воздействует на характеристику насоса 1, если ее относить к сечению $A-A$ за отводной трубой. Во втором квадранте изображены кривые (параболы), представляющие зависимость расхода перепуска $Q_{пер}$ от степени закрытия задвижки 6 (0, 25, 50, 75, 100%) и напора H . Когда задвижка 6 закрыта, отвод не действует на характеристику машины и подача ее равна Q_1 . Чтобы построить характеристику насоса для

какого-то положения задвижки б, следует из характеристики I вычесть абсциссу параболы, которая отвечает нужной степени открытия задвижки б, при этом получают новую характеристику, например II (для подачи 25%), и т. д.

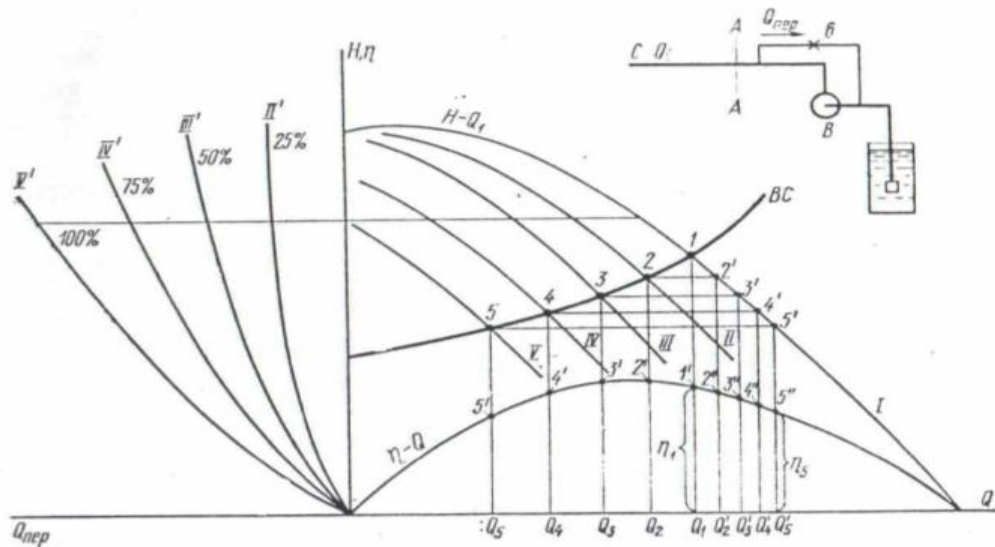


Рис 4. Регулирование режима работы перепуском текущего

С открытием задвижки б расход, подаваемый в напорную сеть, уменьшится. Подача машины растёт по мере открытия задвижки (от Q_1 вправо), в то время как подача установки уменьшается (от Q_1 влево) и КПД установки уменьшится. Например для 100%-ного открытия задвижки подача по трубопроводу, т. е. за сечением А-А, определяется точкой 5 (Q_5), а подача машины при этом определится точкой 5' (Q'_5) и, как видно, КПД уменьшится. Этот способ нашел применение при превышении расхода погружного насоса над дебитом скважины.

Изменение числа лопаток или числа ступеней. Как уже было отмечено, на величину напора машины оказывает влияние число лопаток рабочего колеса:

$$H = nz\Gamma_n / (g * 60).$$

Отсюда следует, что такой способ применим и на центробежных, и на осевых насосах. На осевых двухступенчатых насосах это регулирование возможно при снятии всех лопаток с первого рабочего колеса (если это конструктивно выполнимо); тогда машина превратится в одноступенчатую, уменьшатся подача и напор.

Впуск воздуха во всасывающий трубопровод. Если во всасывающий трубопровод турбоустановки, например насосной, откачивающей воду, подать с помощью специального устройства определенное количество воздуха, то его напорная характеристика I по воде изменится. На рис. 5 графически изображен процесс впуска воздуха во всас работающей установки. При увеличении количества воздуха изменятся КПД и крутизна характеристики насоса по воде.

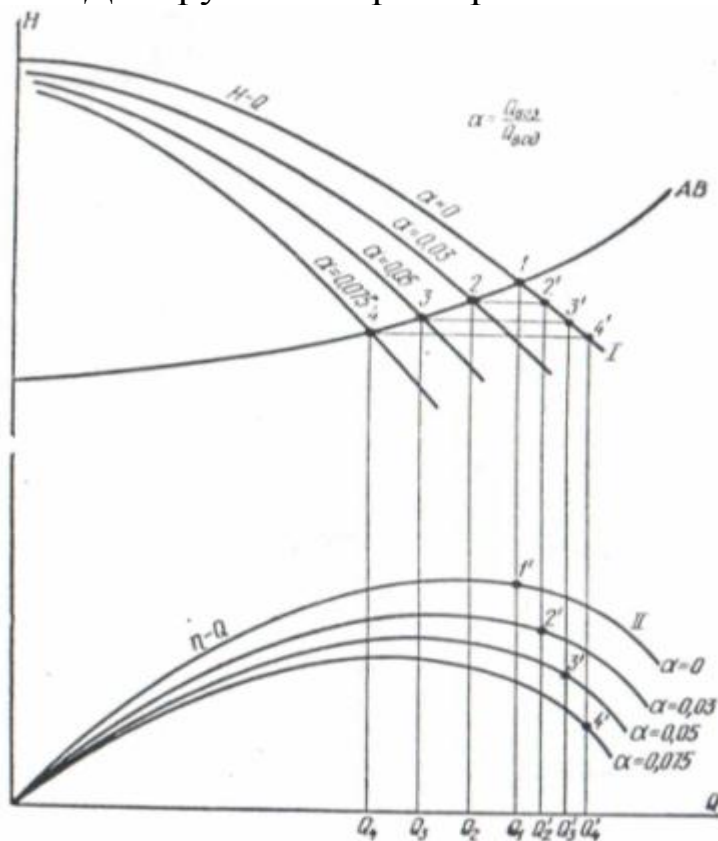


Рис. 5 Регулирование режима работы выпуском воздуха во всасывающий трубопровода

На основании лабораторных исследований установлено, что при впуске воздуха в насос в количестве 3% ($\alpha = 0,03$) от номинальной подачи, подача насоса по воде снизилась на 16%, а КПД — на 9%. При впуске воздуха в количестве 10% ($\alpha = 0,1$) подача насоса снизилась на 44%, а КПД — на 28%. Дальнейшее увеличение количества впускаемого воздуха приводит к срыву вакуума во всасывающем трубопроводе.

Изменение характеристики центробежной машины путем обточки рабочего колеса по диаметру. Можно значительно расширить область применения центробежных машин за счет обточки колес. В насосах, имеющих направляющие аппараты или уплотнения на входе и выходе из колеса,, подрезают только лопатки, сохраняя диски колес, в спиральных насосах можно подрезать и лопатки и диски.

Пользуясь законами пропорциональности (подобия), можно определить диаметр обточенного колеса, его напор $H_{об}$ и подачу $Q_{об}$, если известны аналогичные параметры насоса до обточки:

$$H_{об}/H = (D_{об}/D)^2; Q_{об}/Q = (D_{об}/D)^2.$$

Для центробежных насосов с $n_s < 150$ более точные результаты после обточки получают при расчетах по этим формулам.

Из отношений следует, что после обточки рабочего колеса отношение квадратов диаметров рабочего колеса к напору или к подаче будет постоянным:

$$D^2/H = D_{об}^2/H_{об} = K_1; D^2/Q = D_{об}^2/Q_{об} = K_2;$$

$$K_1 H = K_2 Q; K = K_2 / K_1; H = K Q.$$

Практикой установлено, что после обточки колеса КПД изменяется в следующих соотношениях: при $n_s = 60-200$ на каждые 10% от диаметра при обточке колеса насоса КПД уменьшится на 1,0%; при $n_s = 200-300$ на каждые 4% от диаметра колеса КПД уменьшится на 1,0%.

Целесообразные пределы обточки колес: для насосов с $n_s = 60-120$ — до 15—20% от диаметра колеса; для насосов с $n_s = 120-200$ — до 11—15%; для насосов с $n_s = 200-300$ — до 11%.

На рис. 6 показано построение графика по определению диаметра $D_{об}$ для параметров H_2 и Q_2 . До обточки колеса режим работы насоса определяется координатами точки 1. Для определения параметров режима работы после обточки необходимо

точку 1 соединить прямой с началом координат (линия пропорциональности). Затем из точки, лежащей на оси абсцисс и определяющей заданную подачу Q_2 , восставляют перпендикуляр до пересечения с характеристикой сети AB , а результате чего имеем точку 2, через которую проводим будущую характеристику насоса после подрезки колеса до

$$D_{об} = \sqrt{Q_3/Q_1} D_1$$

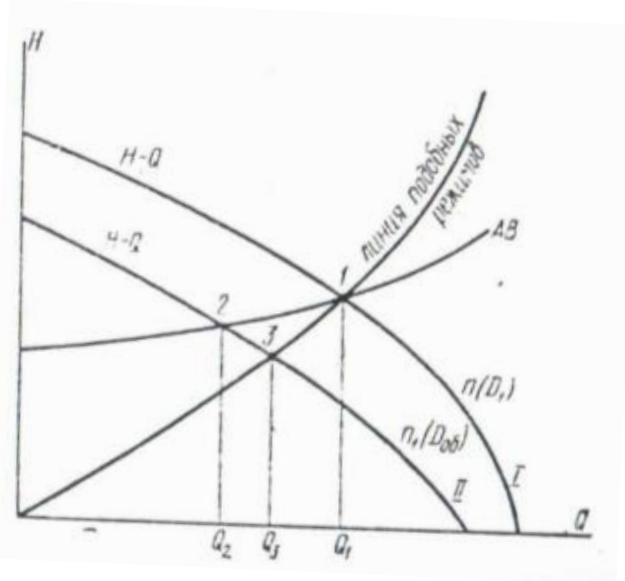


Рис. 6 Характеристика турбомашин до и после обточки рабочего колеса

Уменьшение проходного сечения рабочего колеса. Это регулирование наиболее эффективно у центробежных машин и заключается в уменьшении на входе ширины лопатки рабочего колеса с помощью специального телескопического патрубка, выдвигающегося внутрь всасывающего патрубка насоса (колеса) в осевом направлении. Такой способ регулирования по экономичности не уступает регулированию с помощью направляющего аппарата и значительно выгоднее регулирования дросселированием на всасе.

Изменение характеристики центробежного насоса включением в сеть гидроэлеватора. На рис. 7, а показана гидравлическая схема установки (условно назовем ее преобразователем характеристики центробежного насоса), на которой показано подключение насоса 6 и гидроэлеватора 1.

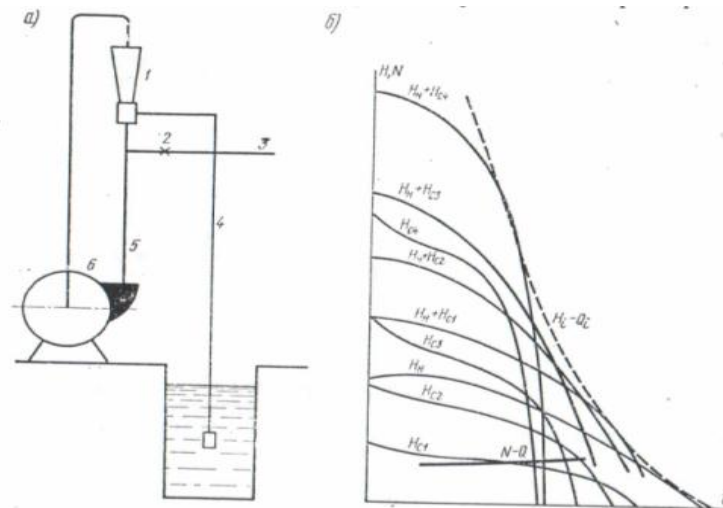


Рис. 7. Преобразователь характеристики центробежного насоса

Насос 6 через гидроэлеватор замкнут «на себя», т. е. нагнетательный патрубок соединен со всасывающим через гидроэлеватор. Перед гидроэлеватором в напорный трубопровод врезан отводящий трубопровод с задвижкой 2. Всасывающий трубопровод 4 гидроэлеватора соединен с открытой емкостью воды. При включении насос замкнут «на себя» и работает с подпором, который при этом, положениимаксимальный; при открытии задвижки 2 вода с увеличенным напором поступает в отводящий трубопровод 3, расход компенсируется через всас гидроэлеватора. Такое подключение насоса и гидроэлеватора дает возможность увеличить напор воды в нагнетательном трубопроводе 5 за счет снижения расхода. На рис. 7, б показаны характеристики насоса и гидроэлеватора при различном положении прикрытия задвижки на отводящем трубопроводе. Путем прикрытия задвижки 2 получают различные характеристики гидроэлеватора, графически изображенные кривыми H_{c1} , H_{c2} , H_{c3} , H_{c4} . Насос и гидроэлеватор соединены последовательно, и путем последовательного сложения ординат соответствующих характеристик насоса и гидроэлеватора получают суммарные характеристики установки $H_{c1}+H_n$, $H_{c2}+H_n$, $H_{c3}+H_n$, $H_{c4}+H_n$. Пунктирная, кривая является преобразованной характеристикой центробежного насоса.

Все рассмотренные выше способы регулирования дают возможность изменять режимы работы установок, как правило, в сторону снижения подачи.

Качественное регулирование

Изменение частоты вращения рабочего колеса приводит к изменению характеристики центробежного насоса и можно добиться того, что его новая характеристика (см. рис. 6) пересечет характеристику сети, например, в точке 2. Все это теоретически основано на законах эксплуатации турбомашин (законы эксплуатации). Обычно приводом таких машин служат двигатели переменного тока и изменять частоту вращения электродвигателя можно (применив специальные устройства), но это технически усложняет эксплуатацию турбоустановки.

Изменять частоту вращения вала турбоустановки при постоянной частоте вращения ротора электродвигателя можно, например, применив гидравлические или электромагнитные муфты.

На рис. 8 изображена гидромуфта, правая часть которой жестко соединена с валом машины, а левая — с электродвигателем. Регулирование частоты вращения вала центробежной машины достигается изменением объема рабочей жидкости в гидромуфте. При полной нагрузке гидромуфты потери от скольжения составят 3%, т. е. КПД гидромуфты $\eta_{ГМ}=97\%$. При уменьшении частоты вращения машины пропорционально уменьшится и КПД:

$$\eta_{ГМ}=0,97n_1/n,$$

где n_1, n — частоты вращения ведомого и ведущего валов.

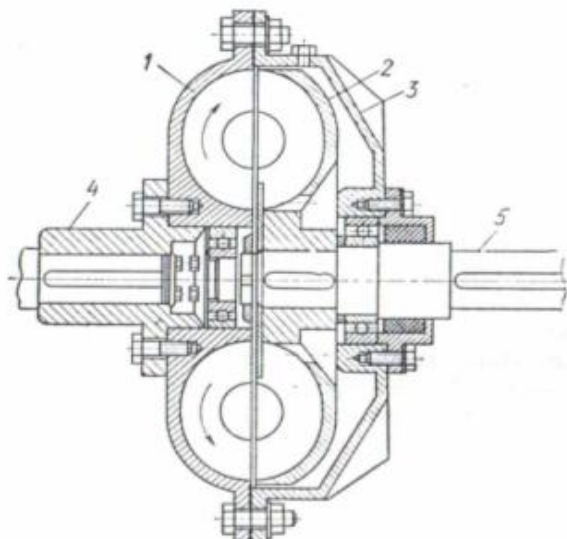


Рис. 8. Гидравлическая муфта:

1-колесо насоса; 2-колесо турбины; 3-корпус гидромуфты;
4-ведущий вал; 5-ведомый вал.

Преимущества метода регулирования изменением частоты вращения ротора машины с помощью гидромуфты — это широкий диапазон регулирования, быстрота и плавность достижения необходимых параметров режима работы, надежность, возможность дистанционного управления установкой и пуска турбоустановки на открытую задвижку.

Аналогичные результаты достигаются при регулировании частоты вращения турбомашин с помощью электромагнитной муфты.

С изменением частоты вращения вала машины изменяется и ее характеристика согласно уравнению Л. Эйлера. При изменении частоты вращения вала насоса изменяется окружная скорость u , а это в свою очередь повлечет за собой изменение напора, создаваемого насосом. При этом методе регулирования КПД изменяется незначительно.

Список источников.

1. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки // В.Г. Гейер, Г.М. Тимошенко. М: Недра, 1987.-266 с
2. Насосные установки// В.Г.Гейер, Л.Н. Козыряцкий, В.С. Пашенко, Я.К. Антонов. Донецк, ДПИ, 1982.