

ГИДРОЭЛЕКТРОПРИВОД НАСОСНЫХ УСТАНОВОК УГОЛЬНЫХ ШАХТ

Доц. А. Е. Максимов

Предисловие

В условиях угольных шахт регулирование центробежных насосов или вообще не применяется, или осуществляется задвижкой, что приводит к ухудшению к. п. д. насосной установки и, следовательно, к перерасходу энергии на водоотлив. Как показывают данные обследования ряда шахт, номинальный напор установленных насосов часто значительно превосходит напор, необходимый для преодоления статических и динамических сопротивлений при номинальной производительности насосной установки. Это, в свою очередь, во избежание недопустимой перегрузки приводного двигателя, приводит к необходимости продолжительной работы насосов с прикрытой задвижкой, т. е. со значительными непроизводительными потерями.

Согласно данным А. И. Веселова, манометрический номинальный напор установленных насосов часто значительно превосходит напор, необходимый для преодоления геодезической высоты нагнетания, а производительность насосов оказывается выбранной с большим запасом. Касаясь, например, шахт Кизеловского района, А. И. Веселов пишет: «Крупнейшие водоотливные установки шахт им. В. И. Ленина и М. М. Володарского работают с излишним запасом напора, а отсюда, естественно, — невысокий к. п. д. агрегата. Шахта им. В. И. Ленина на основных насосных станциях имеет излишнюю установленную производительность насосов, которая равна почти пятикратному нормальному притоку» [1].

В табл. 1 приводятся данные, характеризующие в этом отношении насосные установки некоторых шахт Кизеловского района [1]. Геодезический напор по отношению к номинальному манометрическому напору насосов, как видно из таблицы, колеблется от 25 до 75%, т. е. на долю динамического напора в этом случае должно приходиться от 75 до 25%, что при обычных сопротивлениях водяных ставов шахтных водоотливных установок и нормальной производительности насосных агрегатов невыполнимо. В этих условиях насосные агрегаты должны были бы работать или с производительностью, значительно превышающей номинальную, что сопровождалось бы недопустимой перегрузкой приводных двигателей, или же — с прикрытой задвижкой, т. е. со значительными потерями.

В отношении производительности насосы также часто недоиспользуются. Согласно данным табл. 1, отношение нормального притока к общей номинальной производительности установленных насосов составляет: на шахте им. М. М. Володарского — от 14 до 28%, на шахте

Таблица 1

Наименование шахты и насосной установки	Число установленных насосов	Тип насоса	Производительность насоса, м ³ /час	Магнетический напор, м	Геодетическая высота магнетания, м	Отношение геодетической высоты к магнетическому напору, %	Нормальный приток, м ³ /час	Максимальный приток, м ³ /час	Отношение максимального притока к нормальному, %	Отношение нормального притока к производительности установленных насосов, %
Шахта им. М. М. Володарского										
Центральная насосная 5-го горизонта	2 3	КМН КМН	300 300	240 320	160 240	67 75	420—430	580	135	28
Временная насосная 6-го горизонта	2 2	КМН АМЗ	150 65	120 75	30 30	25 40	50—60	110	184	14
Насосная станция 7-го горизонта	3 2	КМН КМН	300 150	160 160	70 70	44 44	150—180	380	210	15
Шахта им. В. И. Ленина										
Старая центральная насосная 18-го горизонта	5	КМН	300	400	300	75	50—60	110	184	4
Насосная станция 19-го штрека	1	АМЗ	65	150			30—40			62
Шахта "Рудничная"										
Насосная 1-го горизонта	3	КСМ	150	180	115	64	80—100	150	150	22
Шахта "Комсомолец"										
Насосная 2-го горизонта	3	АМЗ	65	150	110	73	25	65	260	38

им. В. И. Ленина (для насосной 18-го горизонта) — 4 %, на шахте «Рудничная» — 22 %.

На основании приведенных данных можно сделать вывод, что существующий взгляд на шахтные центробежные насосы как на агрегаты, которые в процессе эксплуатации не требуют регулирования, или как на агрегаты, регулирование производительности которых может осуществляться задвижкой, является неверным. Даже в том случае, когда насосные агрегаты по своим номинальным данным близко подходят к эксплуатационным условиям, все же желательно иметь возможность экономичного регулирования, так как в процессе эксплуатации может меняться и напор, например по мере покрытия труб осадками, и приток шахтных вод.

Чтобы водоотливная установка была экономична, необходимо иметь регулируемый привод. Особое значение это имеет для проходческих насосных установок, у которых геодезическая высота нагнетания периодически меняется.

Расход энергии на откачку воды из угольных шахт столь значителен, что каждый процент экономии энергии на водоотлив составляет существенную величину.

По данным исследований Свердловского горного института им. В. В. Вахрушева удельный расход энергии на водоотлив составляет около 0,006 *квт-ч/м³* (на 1 м геодезической высоты). Это дает в среднем около 20 % общего расхода энергии по шахте, который в свою очередь равен 10—30 *квт-ч* на 1 т добычи.

В 1953 г в Советском Союзе было добыто угля свыше 320 млн. т. В ближайшие годы эта цифра должна возрасти до 500 млн. т. Приняв последнюю цифру и средний расход энергии 20 *квт-ч* на 1 т добычи, получим расход энергии на водоотлив

$$20 \times 0,20 \times 500\,000\,000 = 2\,000\,000\,000 \text{ квт-ч},$$

т. е. каждый процент экономии энергии на водоотлив составит

$$2\,000\,000\,000 \times 0,01 = 20\,000\,000 \text{ квт-ч}.$$

Ориентировочные подсчеты показывают, что, в случае замены применяемого на шахтах регулирования задвижкой регулированием за счет изменения числа оборотов насосных агрегатов, может быть получена экономия энергии порядка 10 %. По всем угольным шахтам Советского Союза это может дать экономию энергии 200 млн. *квт-ч*. Такого количества энергии достаточно для добычи дополнительных 10 млн. т угля.

Приведенные цифры показывают, насколько экономически важным является регулирование шахтных центробежных насосов.

В настоящей работе рассмотрено регулирование насосов посредством центробежных гидромуфт (турбомуфт), которые в сочетании с короткозамкнутыми асинхронными и синхронными двигателями могут дать надежный и достаточно экономичный вид привода.

Опыта эксплуатации гидроэлектропривода в применении к шахтным насосным установкам в угольной промышленности еще нет. Однако имеющийся опыт эксплуатации гидроэлектрических приводов насосных агрегатов в условиях электрических и водопроводных станций дает основание предполагать, что в ряде случаев этот вид привода сможет оправдать себя и в применении к насосным установкам угольных шахт, как привод достаточно экономичный и обладающий большой эластичностью в смысле приспособляемости к различным условиям работы.

Технико-экономическое сравнение различных способов регулирования центробежных насосов

На рис. 1 представлены характеристики нормального центробежного насоса, работающего при постоянном числе оборотов

$$n = 100\% = \text{const.}$$

Кривая $H = f(Q)$ выражает зависимость напора, создаваемого насосом, от его производительности. Кривая $P = f(Q)$ дает зависимость мощности на валу насоса от его производительности. Кривая $\eta = f(Q)$ харак-

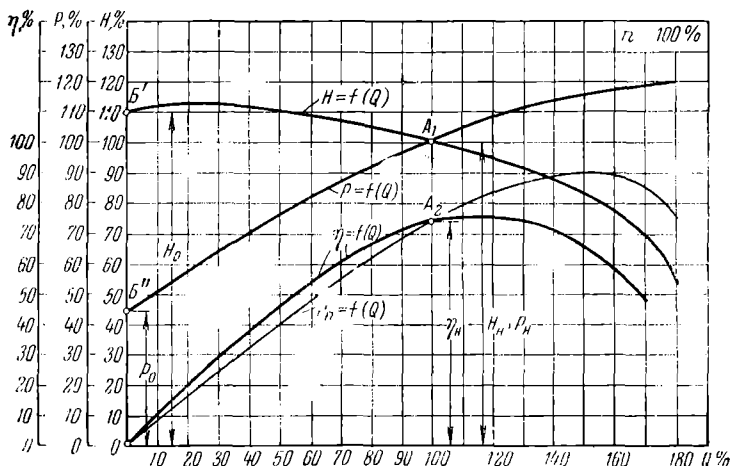


Рис. 1. Характеристики центробежного насоса при $n = 100\%$

теризует к. п. д. насоса. Кривая $P_n = f(Q)$ дает величину полезной мощности насоса

$$P_n = \frac{QH_\gamma}{102} \text{ кВт,}$$

где Q — производительность насоса, $\text{м}^3/\text{сек}$;

H — манометрический напор, м ;

γ — вес 1 м^3 воды, который для шахтных условий может быть принят равным 1050 кг/м^3 .

Отрезки ординат, заключенные между кривыми $P = f(Q)$ и $P_n = f(Q)$, выражают потери в насосе при различных режимах работы.

Все величины выражены в процентах по отношению к номинальным значениям производительности Q_n , напора H_n и мощности на валу насоса P_n , принятым за 100%. Точка A_1 характеризует номинальный режим насоса при Q_n , H_n и P_n . Точка A_2 дает величину номинального к. п. д. насоса. Точки B' и B'' позволяют определить величины напора H_0 и мощности на валу насоса P_0 при производительности насоса, равной нулю, т. е. при работе насоса с закрытой задвижкой. Согласно каталожным данным, мощность на валу насоса при производительности, равной нулю, равна в среднем 45%, а напор — 110%.

При изменении манометрического напора, который расходуется на преодоление статических сопротивлений, обусловленных геодезической высотой нагнетания, и динамических сопротивлений, обусловленных сопротивлениями при движении воды в трубопроводах, производительность насоса автоматически изменяется. При увеличении манометриче-

ского напора производительность и мощность на валу насоса уменьшаются, при уменьшении напора — растут. Зона относительно высокого к. п. д. ($\eta \geq 60\%$) находится в пределах производительности от 70 до 150 %.

На рис. 2 даны характеристики центробежного насоса, работающего при переменном числе оборотов в пределах от $n = 100\%$ до $n = 50\%$. При уменьшении числа оборотов характеристики насоса перемещаются вниз. Номинальная производительность насоса при этом уменьшается пропорционально числу оборотов в первой степени, номинальный напор — пропорционально числу оборотов в квадрате, а номинальная

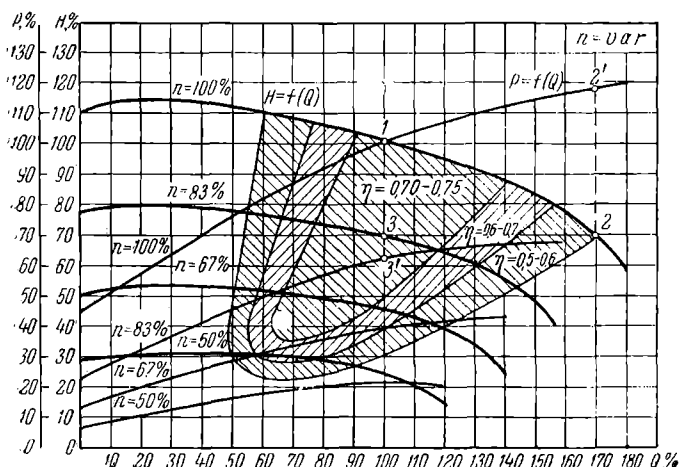


Рис. 2. Характеристики центробежного насоса при $n = \text{var}$

мощность — пропорционально числу оборотов в кубе. Заштрихованные площади характеризуют зоны работы насоса при к. п. д., изменяющемся от 75 до 50 %.

Из сопоставления кривых, приведенных на рис. 1 и 2, видно, что регулирование числа оборотов центробежного насоса значительно расширяет зону его экономичной работы и делает насос весьма эластичным в смысле приспособляемости к различным условиям работы. Так, например, при $n = 100\% = \text{const}$ уменьшение напора до 70 % вызвало бы автоматическое увеличение производительности насоса со 100 до 170 %, уменьшение к. п. д. насоса до 50 % и увеличение мощности на валу насоса до 118 % (рис. 2, точки 1, 2 и 2'). При возможности же регулирования скорости вниз от номинальной уменьшение напора до 70 % не было бы связано с резким падением к. п. д. насоса и перегрузкой приводного двигателя. Так, например, при уменьшении числа оборотов насоса до $n = 83\%$ и напора до 70 % можно было бы обеспечить номинальную производительность насоса $Q = 100\%$ при величине к. п. д. не ниже 70 % и соответственной мощности на валу насоса порядка 62 % (рис. 2, точки 1, 3 и 3').

Режим работы центробежного насоса на тот или иной трубопровод обуславливается двумя факторами: формой характеристики насоса $H = f(Q)$ и формой характеристики трубопровода $H = f(Q)$. Точка пересечения этих характеристик определяет тот режим, который устанавливается при работе насоса на данный трубопровод при определенном числе оборотов.

Теоретическая характеристика центробежного насоса может быть выражена прямой

$$H = H_0 - BQ,$$

где H_0 — начальный напор насоса (при $Q=0$);

Q — производительность насоса;

B — угловой коэффициент, обуславливающий наклон характеристики насоса.

Действительные характеристики центробежного насоса отличаются от прямой и имеют обычно вид, представленный на рис. 1 и 2.

Теоретическая характеристика трубопровода при отсутствии статического напора выражается параболой

$$H_d = \beta Q^2,$$

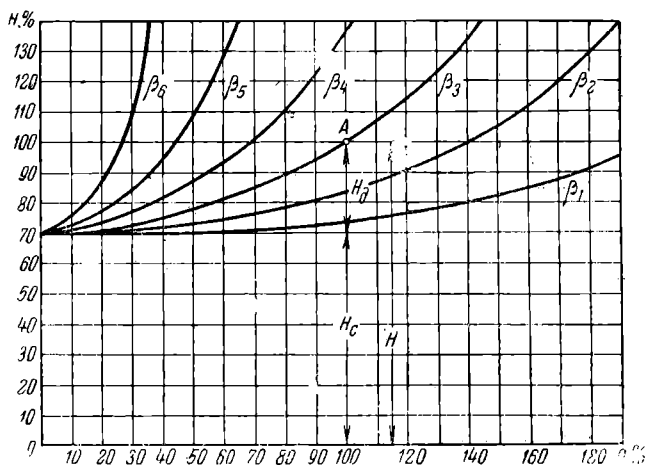


Рис. 3. Характеристики трубопроводов различного сопротивления

где H_d — динамический напор, обусловленный сопротивлением трубопровода;

Q — производительность насоса;

β — коэффициент пропорциональности, зависящий от величины сопротивления трубопровода.

При наличии статического напора, необходимого для преодоления геодезической высоты нагнетания, характеристики трубопровода поднимаются вверх на величину, соответствующую статическому напору. Общий напор в этом случае определяется как сумма статического и динамического напоров

$$H = H_c + H_d = H_c + \beta Q^2$$

На рис. 3 приведены характеристики трубопровода при различных коэффициентах сопротивления $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_6$. Статический напор H_c принят равным 70%, динамический — при номинальном режиме работы, определяемом точкой A_1 , — 30%. При отсутствии сопротивлений в трубопроводе характеристика последнего совпала бы с линией статического напора; при бесконечно большом сопротивлении трубопровода характеристика его совместилась бы с осью ординат. Изменение сопротивления трубопровода может происходить естественно, в связи с изменением, например, диаметра труб, их длины, в связи с отложением осадков и загрязнением труб, а также искусственно — при регулировании сопротивления задвижкой.

Совмещенные характеристики насоса и трубопровода при регулировании производительности насоса задвижкой представлены на рис. 4 и 5.

На рис. 4 рассмотрена работа насоса при наличии статического напора ($H_c = 70\%$), на рис. 5 разобран случай, когда статический напор

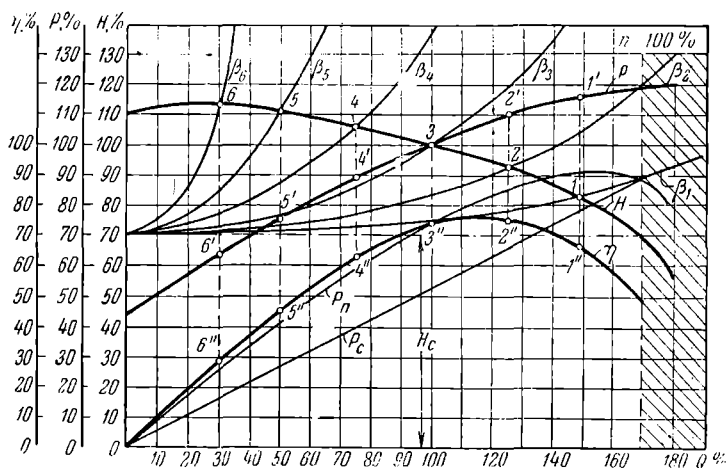


Рис. 4. Совмещенные характеристики насоса и трубопровода при регулировании производительности насоса задвижкой при $H_c = 70\%$

отсутствует ($H_c = 0$). В обоих случаях предполагается, что число оборотов насоса остается постоянным ($n = 100\% = \text{const}$).

Кривые H дают зависимость манометрического напора насоса от его производительности, кривые P — зависимость мощности на валу насоса от

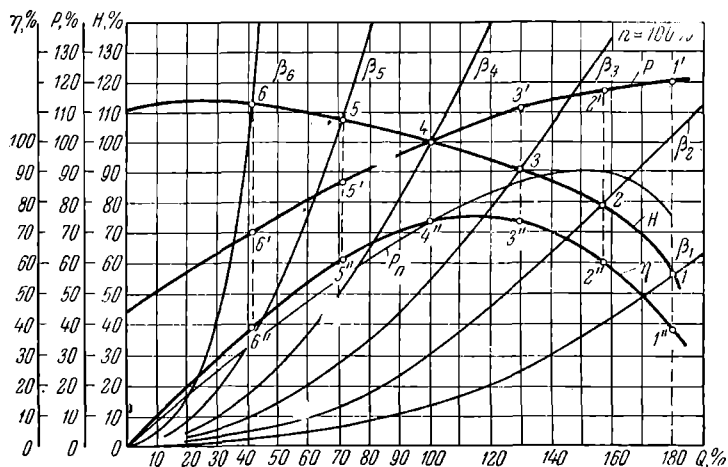


Рис. 5. Совмещенные характеристики насоса и трубопровода при регулировании производительности насоса задвижкой при $H_c = 0$

производительности, кривая η характеризует величину к. п. д. насоса и, наконец, кривые P_n и P_c показывают, как изменяется общая полезная мощность насоса и мощность, расходуемая на преодоление статического напора, в зависимости от производительности. На рис. 5 прямая P_c

совпадает с осью абсцисс, так как на этой фигуре разобран случай работы насоса при отсутствии статического напора ($H_c = 0$).

Отрезки ординат, заключенные между кривыми P и P_n , характеризуют потери в самом насосе, отрезки же ординат между кривыми P_n и P_c соответствуют динамическим потерям в трубопроводе. Динамические потери (рис. 4) равны нулю в двух точках: при $Q = 0$ и $Q = 170\%$. Во второй точке напор насоса делается равным статическому, что теоретически возможно только при отсутствии сопротивлений в трубопроводе, т. е. при $H_d = 0$.

Точки 1—6 (рис. 4 и 5), полученные в результате пересечения характеристик $H = f(Q)$ насоса и трубопровода, характеризуют режимы рабо-

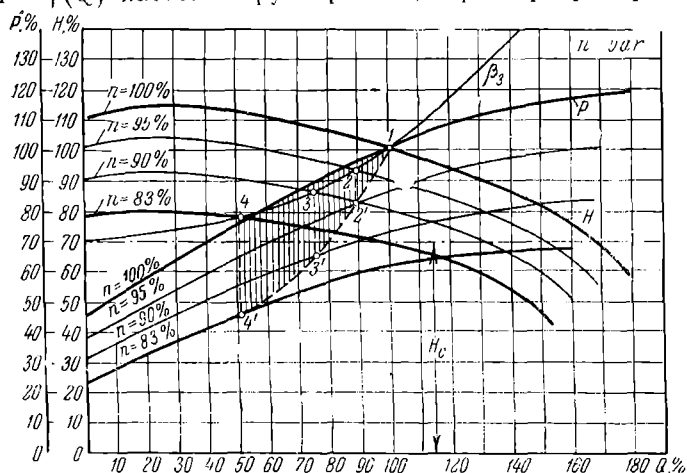


Рис. 6. Совмещенные характеристики насоса и трубопровода при регулировании производительности насоса изменением числа оборотов при $H_c = 70\%$

ты насоса при различном положении задвижки. Точки 1'—6' дают соответственные мощности на валу насоса, а точки 1''—6'' показывают, при каком к. п. д. работает в данном режиме насос.

Как видно из кривых, уменьшение напора не вызывает значительного ухудшения к. п. д., но связано с перегрузкой приводного двигателя. Увеличение же напора приводит к заметному ухудшению к. п. д. насоса. Отрезки ординат рис. 4, заключенные между кривыми P и P_c , характеризуют общие потери в насосе и трубопроводе. На рис. 5 эти потери выражаются отрезками ординат, заключенными между кривой P и осью абсцисс. Номинальным режимам работы на рис. 4 соответствует точка 3, а на рис. 5 — точка 4. Заштрихованная на рис. 4 площадка соответствует зоне, в которой работа насоса при данном статическом напоре невозможна, так как в этой зоне манометрический напор насоса меньше статического, необходимого для преодоления геодезической высоты нагнетания.

Совмещенные характеристики насоса и трубопровода при регулировании производительности насоса изменением числа оборотов даны на рис. 6 и 7. На рис. 6 разобран случай работы насоса при наличии статического напора ($H_c = 70\%$), на рис. 7 рассмотрена работа насоса при отсутствии статического напора ($H_c = 0$). Исследование произведено в предположении, что насос работает на трубопровод с сопротивлением, определяемым на рис. 6 коэффициентом β_3 , а на рис. 7 — коэффициентом β_4 , при числе оборотов, изменяющемся в пределах от 100 до 83%, при

наличии статического напора, и в пределах от 100 до 50%, при отсутствии статического напора.

Более глубокое регулирование при наличии данного статического напора ($H_c = 70\%$) недопустимо, так как при этом манометрический напор насоса мог бы оказаться меньше статического напора, что привело бы к прекращению подачи воды. При данной форме характеристик насоса полное прекращение подачи произошло бы при числе оборотов насоса $n = 80\%$, т. е. при понижении числа оборотов относительно номинального на 20%. На рис. 6 и 7 кривые H и P дают зависимость манометрического напора насоса и мощности на валу насоса от его производительности при числе оборотов 100, 95, 90, 83, 67 и 50% номинального.

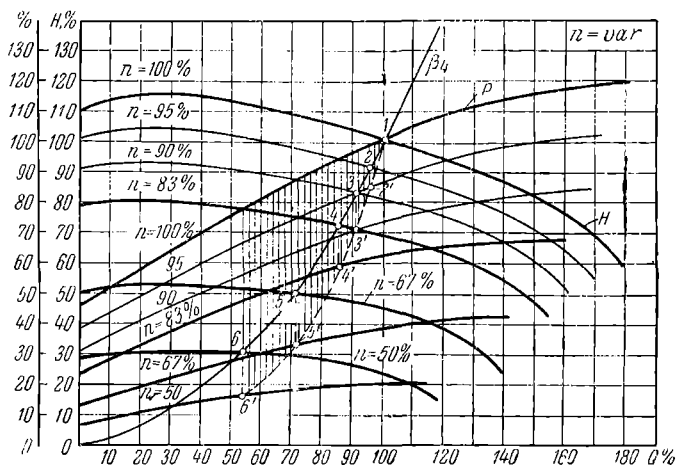


Рис. 7 Совмещенные характеристики насоса и трубопровода при регулировании производительности насоса изменением числа оборотов при $H_c = 0$

Точки 1—4 (рис. 6) и 1—6 (рис. 7), полученные в результате пересечения характеристик $H = f(Q)$ насоса и трубопровода, характеризуют режимы работы при различном числе оборотов насоса. Точки 1—4' (рис. 6) и 1—6' (рис. 7) дают соответственные мощности на валу насоса.

Если бы регулирование производительности насоса осуществлялось не за счет изменения числа оборотов, а путем прикрывания задвижки (при $n = 100\% = \text{const}$), то изменение мощности на валу насоса происходило бы по кривой P при $n = 100\%$. При регулировании числа оборотов мощность на валу насоса изменяется по кривым 1—2'—3'—4' (рис. 6) и 1—2'—3'—4'—5'—6' (рис. 7). Ординаты заштрихованных площадок характеризуют потери мощности на преодоление сопротивлений, создаваемых задвижкой. Чем глубже регулирование, тем относительные потери в задвижке больше.

При гидроэлектрическом приводе с использованием для регулирования числа оборотов центробежных гидромуфт приходится считаться с неизбежными потерями мощности в гидромуфтах. Эти потери пропорциональны передаваемой гидромуфтой мощности и скольжению. Поэтому экономический эффект при замене регулирования задвижкой регулированием за счет изменения числа оборотов насоса будет несколько меньший, чем это показано на рис. 6 и 7, где регулирование числа оборотов имеет вид без потерь.

На рис. 8 дано графическое решение задачи выявления экономического эффекта при замене регулирования задвижкой регулированием за счет изменения числа оборотов посредством гидромуфты.

При характеристике трубопровода, определяемой коэффициентом сопротивления трубопровода β_A , рабочая точка насоса A и соответствующая ей мощность на валу насоса, определяемая точкой A' , выходят за пределы номинального режима и могут вызвать недопустимую перегрузку приводного двигателя. Обеспечить номинальную производительность можно двумя путями: прикрыть задвижку и перейти с характеристики трубопровода с коэффициентом β_A к характеристике с коэффи-

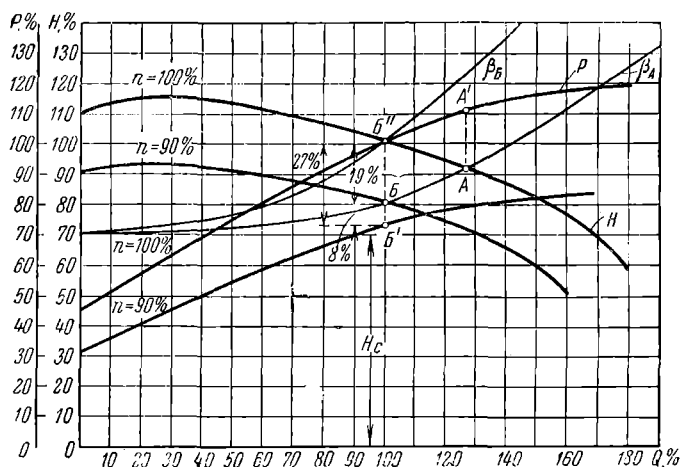


Рис. 8. Сравнение экономичности регулирования производительности насоса задвижкой и изменением числа оборотов

циентом β_B , или же, не меняя сопротивления трубопровода, понизить на 10% число оборотов насоса.

Первому режиму соответствует точка B'' , второму — точки B и B' . Если бы регулирование числа оборотов насоса осуществлялось без потерь, то уменьшение мощности на валу насоса при замене регулирования задвижкой регулированием за счет изменения числа оборотов составило бы 27%. Однако потери в гидромуфте уменьшают экономический эффект от регулирования числа оборотов на величину потерь в гидромуфте.

К. п. д. гидромуфты при регулировании числа оборотов вниз от номинального определяется выражением

$$\eta = (1 - s) 100\%.$$

При понижении числа оборотов на 10%, т. е. при скольжении $s = 0,1$, к. п. д. гидромуфты η_r будет равен 90%. Потери в гидромуфте при понижении числа оборотов насоса на 10% составят

$$\Delta P_r = P_r - P_n = \frac{P_n}{\eta_r} - P_n = P_n \left(\frac{1}{\eta_r} - 1 \right),$$

где P_r — мощность на первичном валу гидромуфты;

P_n — мощность на валу насоса, соединенного со вторичным валом гидромуфты.

Подставляя данные, соответствующие режиму работы насоса в точке B' (рис. 8), получаем

$$\Delta P_r = 73 \left(\frac{1}{0,90} - 1 \right) = 73 \times 0,11 \cong 8\%.$$

Таким образом, экономия при регулировании числа оборотов посредством гидромукты, по сравнению с регулированием задвижкой, составит в данном случае

$$27 - 8 = 19\%.$$

На рис. 9 и 10 построены кривые: мощности на валу насоса P_n при регулировании числа оборотов без потерь, мощности на первичном валу гидромукты P_r при регулировании числа оборотов насоса посредством

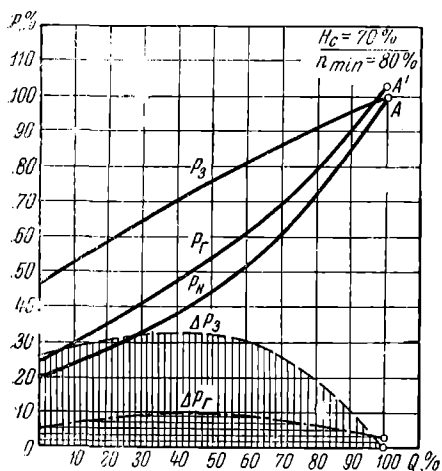


Рис. 9. Кривые, характеризующие потери мощности при различных способах регулирования производительности центробежного насоса при $H_c = 70\%$

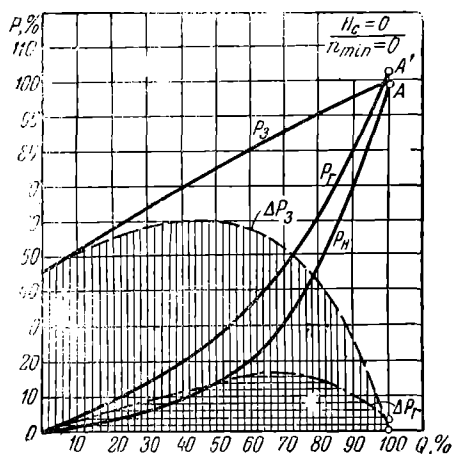


Рис. 10. Кривые, характеризующие потери мощности при различных способах регулирования производительности центробежного насоса при $H_c = 0$

гидромукты и мощности на валу насоса при регулировании производительности задвижкой P_3 . Кривые рис. 9 построены по данным, приведенным на рис. 6, при $H_c = 70\%$ и $n_{\min} = 80\%$. Кривые рис. 10 построены по данным, приведенным на рис. 7 при $H_c = 0$ и $n_{\min} = 0$. Кривые ΔP_3 и ΔP_r характеризуют соответственно потери при регулировании задвижкой и гидромуктой. Отрезки ординат между кривыми ΔP_3 и ΔP_r дают экономию мощности при замене регулирования задвижкой регулированием гидромуктой. Чем меньше величина статического напора, тем экономический эффект при замене регулирования задвижкой регулированием гидромуктой больше. При $H_c = 0$ наибольшие потери в гидромукте имеют место при производительности насоса порядка 70% и достигают примерно 16%, тогда как наибольшие потери при регулировании задвижкой, при производительности насоса порядка 50%, достигают 60%.

Приведенное выше графо-аналитическое исследование позволяет сделать вывод о существенных экономических преимуществах регулирования центробежных насосов посредством гидромукт, по сравнению с регулированием задвижкой. Следует отметить, что при номинальном режиме

работы, определяемом на рис. 9 и 10 точками A и A' , потери энергии при гидроэлектроприводе будут несколько выше (на 2—3%), чем при обычном электрическом приводе. Эти дополнительные потери, обусловленные номинальным скольжением гидромуфт, не имеют решающего значения, так как практически насосы обычно выбираются с известным запасом как в отношении напора, так и производительности и в связи с этим почти никогда не работают в точке номинального режима. В первый период эксплуатации водоотливной установки, когда трубы чистые и сопротивление трубопроводов минимальное, гидроэлектропривод позволит экономично работать при пониженном числе оборотов. С течением времени, по мере покрытия труб осадками и, следовательно, с увеличением сопротивления трубопровода, гидроэлектропривод позволит постепенно довести число оборотов насоса до номинального. Неточности расчета, несовпадение расчета с действительными условиями работы — при гидроэлектроприводе не могут иметь существенного значения, так как всегда можно, уменьшая или увеличивая число оборотов насоса, поставить его в нормальные условия, сохраняя хороший коэффициент полезного действия.

Выбор системы гидроэлектропривода для центробежных насосов

Вопросы выбора типа приводного электродвигателя и системы гидравлической передачи тесно связаны между собой и должны решаться с учетом основных требований, предъявляемых к приводу шахтными центробежными насосами.

Учитывая продолжительный режим работы шахтных насосных установок, относительно большую их мощность, требования, предъявляемые к приводу в части регулирования числа оборотов и в отношении надежности, приходится при выборе системы гидроэлектрического привода ориентироваться на те электрические двигатели и те системы гидравлических передач, которые при достаточной конструктивной простоте могут обеспечить гибкость привода в отношении регулирования при относительно высоких экономических показателях.

При выборе системы гидроэлектропривода имеется в виду применение нерегулируемых (в отношении числа оборотов) электрических двигателей с регулируемой гидравлической передачей.

Сопоставление известных типов гидрорепердач по их механическим свойствам, номинальному к. п. д., возможности регулирования и конструктивной простоте позволяет сделать положительное заключение в пользу центробежных гидро-

муфт (турбомуфт), использование которых и имеется в виду для гидроэлектропривода шахтных центробежных насосов.

Центробежная гидромуфта, схематический разрез которой дан на рис. 11, состоит из трех основных частей: насосного и турбинного колес и чаши, охватывающей турбинное колесо. Чаша соединяется болтами с насосным колесом и вращается вместе с ним. Турбинное колесо поме-

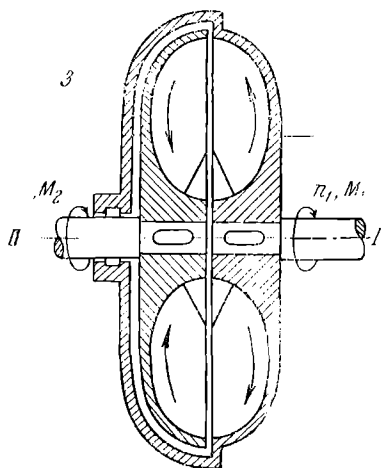


Рис. 11. Схематический разрез центробежной гидромуфты:

1 — насосное колесо; 2 — турбинное колесо; 3 — чаша; 1, 11 — соответственно ведущий и ведомый валы гидромуфты, соединенные с приводным двигателем и приводимой в движение машиной; n_1, n_2 — соответственно числа оборотов ведущего и ведомого валов; M_1, M_2 — вращающиеся моменты на этих валах

щается во внутренней полости чаши. Между рабочими колесами оставляется щель в несколько миллиметров. Лопатки рабочих колес плоские радиальные. Насосное колесо отличается от турбинного числом лопаток.

При поступлении жидкости в рабочую полость, образующуюся между рабочими колесами, создается вихревое гидравлическое кольцо, которое и является средой, передающей мощность от ведущего вала к ведомому, т. е. от вала двигателя к валу насоса.

Величина и направление передаваемого гидромуфтой вращающего момента зависят от относительной скорости вращения рабочих колес. При этом величины вращающих моментов на ведущем и ведомом валах гидромуфты всегда равны между собой.

Регулирование числа оборотов ведомого вала гидромуфты может осуществляться при постоянной скорости вращения ведущего вала путем изменения степени заполнения жидкостью рабочей полости или частичным перекрытием вихревого гидравлического потока кольцевой заслонкой.

Скольжение рабочих колес гидромуфты s измеряется в относительных единицах или процентах и выражается зависимостью

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1}$$

или

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} 100\%.$$

Потери в гидромуфте пропорциональны скольжению; гидравлический коэффициент полезного действия

$$\eta = (1 - s) 100\%,$$

или

$$\eta = \frac{n_2}{n_1} 100\%,$$

е. при $n_1 = \text{const}$ коэффициент полезного действия гидромуфты численно равен скорости вращения ведомого вала, выраженной в процентах или долях единицы.

При работе с полным заполнением и изменении вращающего момента в пределах от 0 до 200% гидравлический коэффициент полезного действия гидромуфты изменяется приблизительно от 100 до 90%. При номинальном режиме коэффициент полезного действия равен примерно 97%. За счет увеличения активного диаметра гидромуфты номинальный коэффициент полезного действия может быть повышен до 98—99%. При увеличении скольжения коэффициент полезного действия уменьшается, стремясь к нулю.

Моменты вращения на ведомом и ведущем валах гидромуфты при всех режимах работы равны между собой ($M_1 = M_2$), т. е. коэффициент трансформации момента у гидромуфты

$$k = \frac{M_2}{M_1} = 1.$$

Из числа известных гидромуфт наиболее подходящей для регулирования центробежных насосов является гидромуфта с поворотной черпательной трубкой (рис. 12).

У этой гидромуфты регулирование заполнения рабочей полости осуществляется за счет поворота черпательной трубки, которая при этом, будучи установлена эксцентрично относительно оси валов, в большей или меньшей степени входит в кольцевой поток жидкости, вращающийся вместе с кожухом гидромуфты, и перекачивает известную часть ее из

резервуара в рабочую полость непосредственно или через холодильник, присоединяемый к наружным патрубкам гидромуфты. Возврат жидкости в резервуар осуществляется через отверстия в чаше. При выведении черпательной трубки из кольцевого потока рабочая полость гидромуфты опорожняется и происходит полное расцепление валов насоса и приводного двигателя.

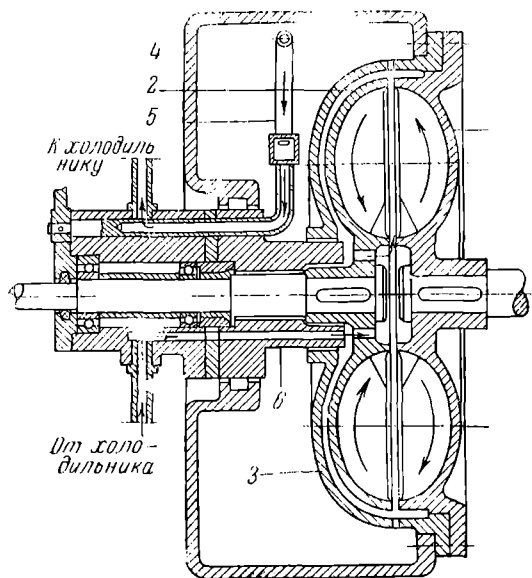


Рис. 12. Поперечный разрез гидромуфты с поворотной черпательной трубкой:

насосное колесо; 2 — турбинное колесо; 3 — чаша, кожух; 5 — черпательная трубка; 6 — камера питания

Следует отметить, что гидромуфты с поворотной черпательной трубкой обычно рассчитываются для определенного направления вращения ведущего вала — направления, противоположного изгибу конца черпательной трубки. Однако, в случае необходимости, черпательная трубка может быть выполнена с двусторонней черпательной насадкой и перекидным клапаном. При такой конструкции черпательной трубки гидромуфта может работать при любом направлении вращения ведущего вала. Испытание гидромуфт, изготовленных, по предложению автора, с двойными черпательными насадками, дали положительные результаты.

Гидромуфта с поворотной черпательной трубкой в разобранном виде представлена на рис. 13, в собранном виде — на рис. 14.

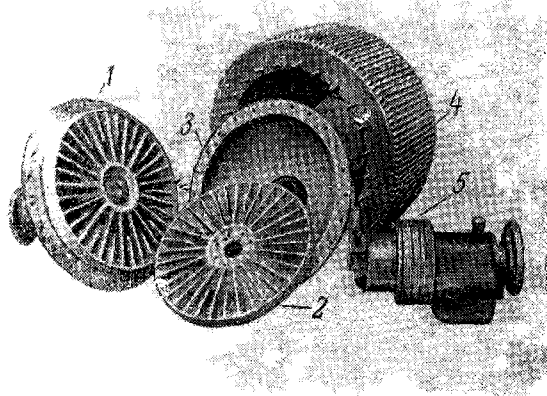


Рис. 13. Гидромуфта с поворотной черпательной трубкой в разобранном виде:

1 — насосное колесо; 2 — турбинное колесо; 3 — чаша; 4 — кожух; 5 — камера питания

На рис. 15 приведен общий вид центробежной насосной установки с гидроэлектрическим приводом.

Совмещенные механические характеристики центробежного насоса и гидромуфты с поворотной черпательной трубкой представлены на

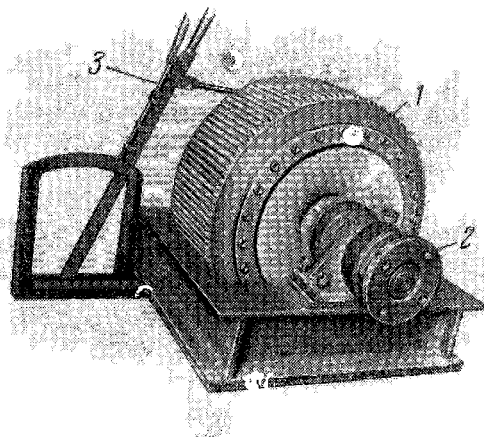


Рис. 14. Гидромуфта с поворотной черпательной трубкой в собранном виде:

1 — гидромуфта; 2 — ведущий вал; 3 — рычаг управления

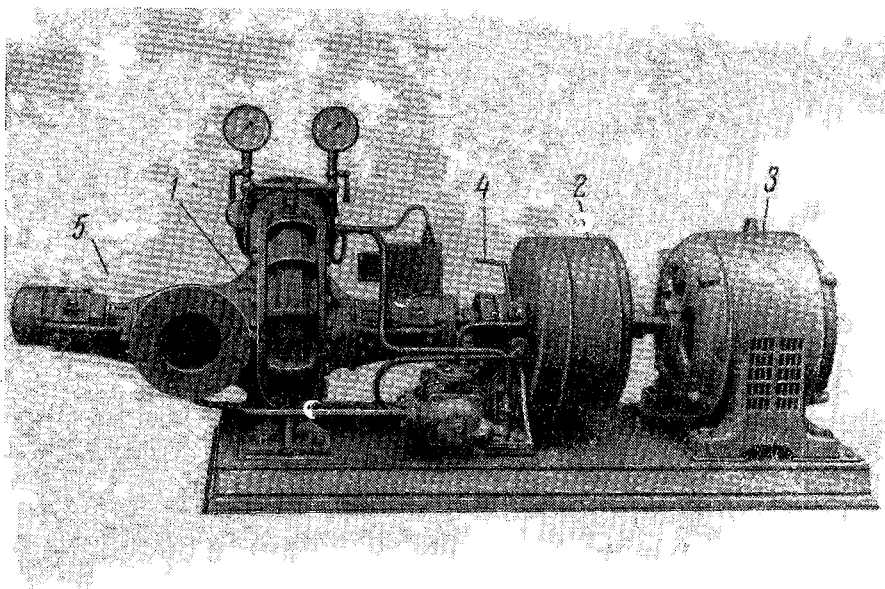


Рис. 15. Общий вид центробежной насосной установки с гидроэлектроприводом:

1 — центробежный насос; 2 — гидромуфта с поворотной черпательной трубкой; 3 — короткозамкнутый асинхронный двигатель; 4 — рычаг управления; 5 — холодильник

рис. 16. Механические характеристики гидромуфты построены при постоянном числе оборотов ведущего вала гидромуфты и переменном угле поворота черпательной трубки $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_7$.

Механическая характеристика насоса, выражающая зависимость момента сопротивления на валу насоса от числа оборотов, представляет собой параболу

$$M_s = Kn_2^2,$$

где M_s — момент сопротивления на валу насоса;

n_2 — число оборотов вала насоса, равное числу оборотов вторичного вала гидромукфты;

K коэффициент пропорциональности.

Точки пересечения механических характеристик гидромукфты $n_2 = f(M_m)$ с механической характеристикой насоса $M_s = f(n_2)$, т. е. точки 1—7, соответствуют рабочим режимам агрегата «центробежный насос — гидроэлектропривод» при изменении заполнения гидромукфты. Как видно из рис. 16, форма характеристик гидромукфты с поворотной черпательной трубкой отличается от формы теоретических характеристик нормальной гидромукфты. При относительно больших значениях скольжения ($s = 50\%$), вследствие повышения внутреннего противодавления, мукфта частично самоопорожняется. Это

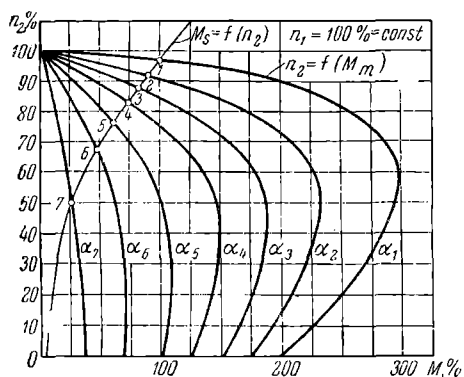


Рис. 16. Совмещенные механические характеристики центробежного насоса и гидромукфты

вызывает уменьшение передаваемого мукфтой вращающего момента. Однако, в связи с уменьшением момента сопротивления на валу насоса при понижении его числа оборотов, точки 1—7, характеризующие работу гидроэлектропривода при регулировании числа оборотов насоса, попадают все же на совершенно устойчивые участки механических характеристик гидромукфты, что гарантирует благоприятные условия для устойчивого регулирования.

Гидроэлектрический привод центробежного насоса, представленный на рис. 15, состоит из электродвигателя и гидромукфты, механически соединенных в общий агрегат

при монтаже. Но по существу каждый из составных элементов агрегата — и электродвигатель, и гидромукфта в этом случае представляют собой самостоятельные конструкции. При этом приходится считаться:

- а) с относительно высокой стоимостью центробежной гидромукфты, выполняемой в виде отдельного конструктивного элемента;
- б) с относительной сложностью установки и требованием высокой точности ее монтажа;
- в) с увеличением размеров установки гидроэлектропривода (по оси);
- г) с известными затруднениями, связанными с изготовлением электродвигателей и гидравлических передач различными заводами.

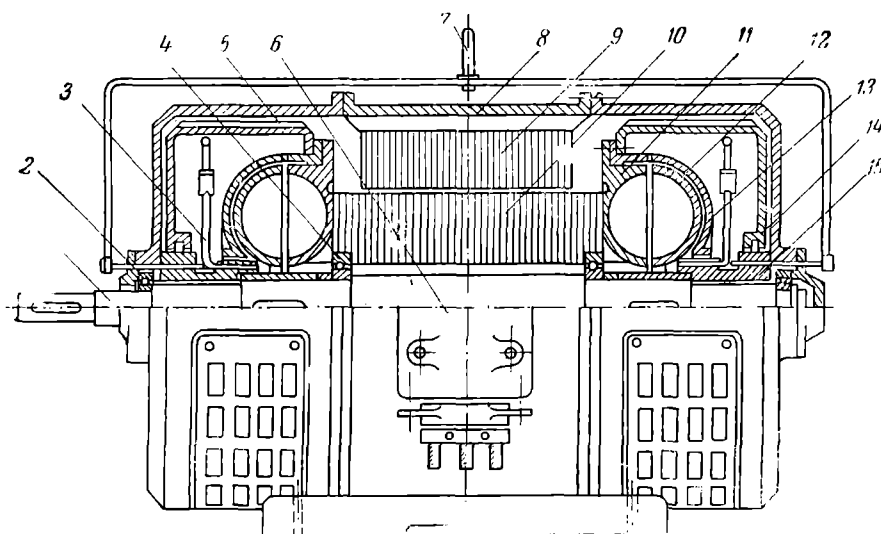
В этом отношении заслуживает внимания устройство электродвигателя, конструктивно объединенного с центробежной гидромукфтой. При такой конструкции гидроэлектродвигателя магнитный поток может воздействовать непосредственно на ведущие колеса гидромукфты или соединенный с ними, свободно вращающийся на валу, промежуточный ротор.

По сравнению с известными конструкциями гидроэлектрических приводов гидроэлектродвигатель должен иметь следующие преимущества: а) более низкую стоимость; б) большую простоту установки; в) меньшие размеры; г) возможность выпуска одним заводом.

Особый интерес представляют гидроэлектродвигатели для угольных шахт, опасных по пыли или газу, в связи с заменой у гидроэлектродвигателей электрического регулирования гидравлическим.

На рис. 17 дано схематичное устройство регулируемого гидроэлектродвигателя трехфазного тока. Магнитный поток, создаваемый обмоткой статора 9, воздействует на ротор 10, жестко соединенный с насосными колесами 11, а также чашами 13 и кожухами 14 двух гидромуфт с поворотными черпательными трубками; эта система свободно вращается на подшипниках 4, укрепленных на валу двигателя 1. Полости, образующиеся внутри кожухов 14, заливаются жидкостью (водой или маслом) до уровня, определяемого щелью, между кожухом 14 и камерой питания 15.

При включении обмотки статора двигателя в электрическую сеть трехфазного тока насосные колеса, соединенные с ротором двигателя, под действием магнитного потока приходят во вращение. Жидкость, на-



Ри 17 Схематическое устройство регулируемого гидроэлектродвигателя трехфазного тока:

1 — вал двигателя; 2 — подшипники вала; 3 — черпательная трубка; 4 — подшипники ротора; 5 — ребра на поверхности кожухов; 6 — коробка зажимов двигателя; 7 — рычаг для поворота черпательных трубок; 8 — станина двигателя; 9 — статор; 10 — ротор; 11 — насосное колесо; 12 — турбинное колесо; 13 — чаша; 14 — кожух; 15 — камера питания

литая в полости кожухов, образует при этом гидравлические потоки и посредством черпательных трубок 3 подается в рабочие полости гидромуфт. Регулирование скорости вращения турбинных колес 12, укрепленных на валу двигателя, осуществляется поворотом черпательных трубок. Возврат жидкости из рабочей полости в кожух происходит через отверстия в чашах. Вал двигателя вращается в подшипниках 2, укрепленных в станине двигателя 8. Для поворота черпательных трубок служит рычаг 7, снабженный самотормозящим устройством. Ребра 5 на поверхности кожухов предназначены для охлаждения двигателя.

Конструкция черпательной трубки обеспечивает заполнение рабочих полостей гидромуфт при обоих направлениях вращения двигателя. На рис. 18 приведены два варианта конструкции черпательной трубки. Вариант I обеспечивает наполнение рабочих полостей в крайних положениях рычага управления и опорожнение их в среднем положении. Вариант II дает обратные результаты.

Наиболее подходящими двигателями при гидроэлектрическом приводе шахтных центробежных насосов являются трехфазный асинхронный короткозамкнутый и синхронный двигатели. Для насосных установок мощностью примерно до 200 кВт трехфазный асинхронный короткозамкнутый двигатель с прямым включением в сеть может считаться в большинстве случаев наиболее подходящим типом приводного двигателя. В исключительных случаях, когда мощность питающей трансформаторной подстанции недостаточна для прямого включения короткозамкнутого двигателя в сеть, может быть применен реакторный пуск двигателя или, в крайнем случае, использованы трехфазные асинхронные двигатели с фазовым ротором. При мощности насосных установок более 200 кВт выбор типа приводных двигателей следует производить на основании технико-экономического сравнения различных вариантов. При отсутствии необходимости улучшения коэффициента мощности питающей

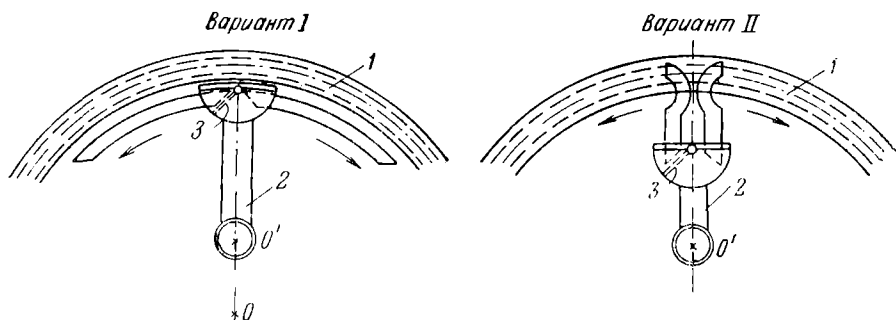


Рис. 18. Конструкции черпательной трубы регулируемого гидроэлектродвигателя трехфазного тока:

O — центр вращения вала; O' — центр вращения черпательной трубы; 1 — гидравлический поток; 2 — черпательная трубка с двумя насадками; 3 — перекидной клапан, автоматически закрывающий нерабочую насадку черпательной трубки

энергетической системы и в тех случаях, когда условия окружающей среды опасны в отношении взрыва газа или пыли, предпочтение приходится отдавать короткозамкнутым асинхронным двигателям. В тех же случаях, когда условия окружающей среды не опасны в отношении взрыва и имеется необходимость улучшения коэффициента мощности, безусловные преимущества на стороне синхронных двигателей.

Несмотря на большие размеры, вес и стоимость (по сравнению с асинхронными), синхронные двигатели все же экономически себя оправдывают в связи с общеизвестным их свойством генерировать при перевозбуждении реактивную мощность в сеть. При установке синхронных двигателей в качестве привода для насосов подземной водоотливной установки появляется возможность разгрузки от реактивной мощности не только питающих шахту линий передачи, но и ствольных кабелей, что в ряде случаев имеет существенное значение. Отсутствие массового производства синхронных двигателей на 1500 и 3000 об/мин не может считаться препятствием для выбора их в качестве приводных двигателей для шахтных центробежных насосов. Технические возможности для выпуска синхронных двигателей на 1500 и 3000 об/мин у наших заводов имеются, и если на такие быстроходные синхронные двигатели появится спрос со стороны угольной промышленности, то они безусловно могут быть изготовлены в необходимом количестве.

Ниже приводятся некоторые данные, полученные автором при испытании синхронных двигателей типа СМ-275-1000 мощностью 180 кВт, 220/380 в, 1000 об/мин, характеризующие синхронные двигатели с точки

зрения реактивной мощности, генерируемой ими при перевозбуждении в сеть.

На рис. 19 приведены кривые работы синхронного двигателя под нагрузкой, выражающие зависимость напряжения в сети U_1 , тока в цепи статора синхронного двигателя I_1 , реактивной мощности P_p , отдаваемой синхронным двигателем в сеть, и $\cos \varphi_1$ синхронного двигателя от нагрузки на валу двигателя, характеризующей активной составляющей мощности P_a . Кривые построены при различных токах возбуждения синхронного двигателя: при $I_2 = 100$ а и $I_2 = 120$ а.¹

Как видно из кривых рис. 19, при работе перевозбужденного синхронного двигателя под нагрузкой величина реактивной мощности, отда-

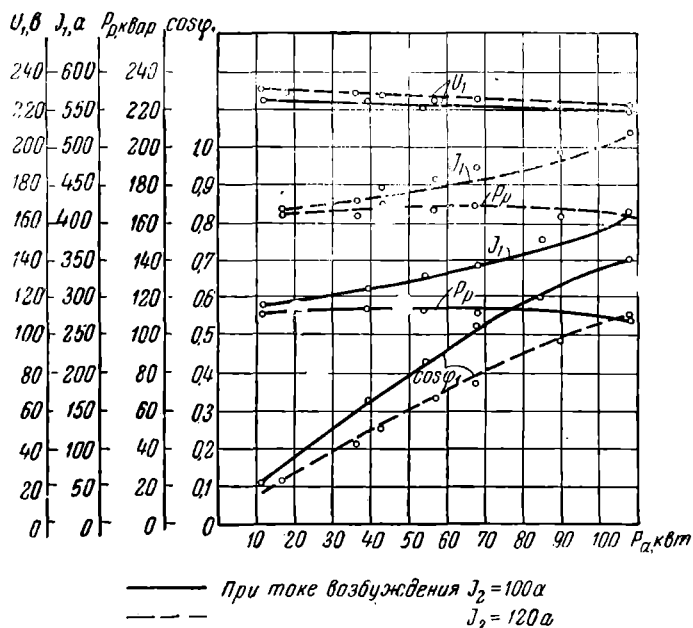


Рис. 19. Кривые, характеризующие работу синхронного двигателя под нагрузкой

ваемой двигателем в сеть, определяется в основном величиной тока возбуждения. Это обстоятельство обуславливает весьма благоприятные условия для улучшения общешахтного $\cos \varphi$. Независимо от загрузки перевозбужденный синхронный двигатель при определенном токе возбуждения непрерывно отдает в сеть почти постоянную по величине реактивную мощность. Коэффициент мощности самого синхронного двигателя $\cos \varphi_1$ при увеличении активной мощности P растет.

Увеличение тока возбуждения синхронного двигателя сопровождается заметным увеличением реактивной мощности, отдаваемой синхронным двигателем в сеть, и соответственным понижением $\cos \varphi_1$ синхронного двигателя. Ток в цепи статора синхронного двигателя при этом за счет роста реактивной мощности увеличивается. Напряжение U_1 на шинах распределительного устройства, питающего синхронный двигатель, при усилении перевозбуждения синхронного двигателя повышается, что объясняется уменьшением потерь в питающей линии в связи с компенсацией в ней отстающих реактивных токов, обусловленных работой асинхронных двигателей, включенных параллельно с синхронным.

¹ Номинальный ток возбуждения двигателя СМ-275-1000 $I_{2н} = 149$ а.

На рис. 20 представлены кривые, характеризующие холостой ход синхронного двигателя при различных токах возбуждения. Эти кривые показывают зависимость напряжения в сети U_1 , тока в цепи статора синхронного двигателя I_1 , активной и реактивной мощностей P_a и P_p и $\cos \varphi_1$ синхронного двигателя от тока возбуждения I_2 .

При вращении вхолостую реактивная мощность P_p , отдаваемая синхронным двигателем в сеть, при увеличении тока возбуждения I_2 возрастает. Активная мощность P_a , потребляемая при этом двигателем из сети, также увеличивается, но в значительно меньшей степени. Отно-

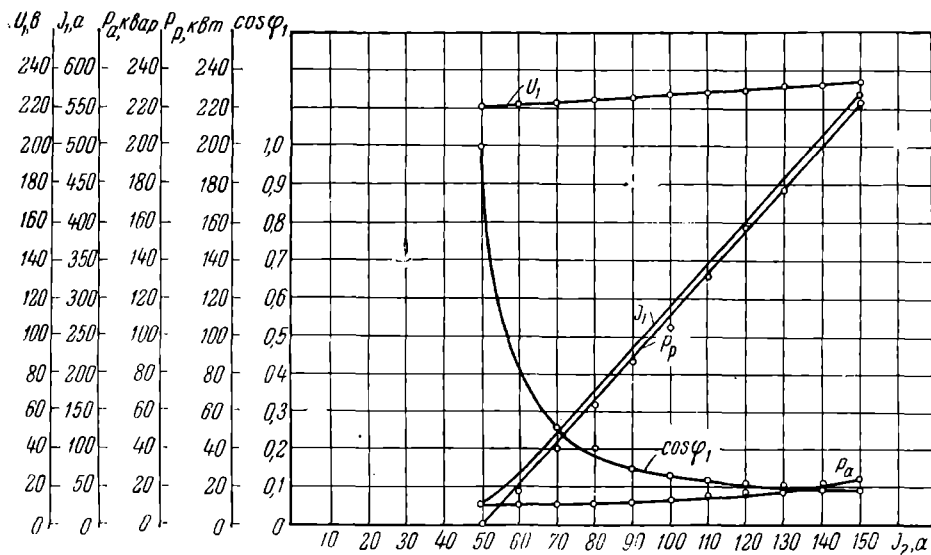


Рис. 20. Кривые, характеризующие холостой ход синхронного двигателя при различных токах возбуждения

шение реактивной составляющей мощности к активной при различных токах возбуждения дает значения, приведенные в табл. 2.

Таблица 2

I_2, a	Отношение P_p/P_a при соединении двигателя Δ и напряжении	
	$U_1 \approx 208 - 226a$	$U_1 \approx 220 - 234a$
50	0	0
60	2,47	1,65
70	5,73	3,74
80	7,67	4,84
90	8,63	6,55
100	9,95	7,55
110	11,00	8,05
120	11,10	8,75
130	11,20	8,90
140	11,30	9,30

Наибольшей величины отношение P_p/P_a достигает при токах возбуждения 130—140 а. При понижении напряжения на зажимах синхронного двигателя реактивная мощность, отдаваемая двигателем в сеть, увеличивается, а активная мощность, потребляемая двигателем из сети, уменьшается, вследствие чего отношение P_p/P_a при понижении напряжения растет, а удельный расход активной энергии, затрачиваемой на производство реактивной энергии, сокращается.

Величина $\cos \varphi_1$ при увеличении тока возбуждения уменьшается, что является естественным следствием значительного роста реактивной мощности, отдаваемой двигателем в сеть, при относительно небольшом росте активной мощности, потребляемой двигателем из сети. Следует отметить, что в данном случае, при перевозбуждении синхронного двигателя, низкий $\cos \varphi_1$ является не отрицательным показателем, как, например, у асинхронных двигателей, а положительным. Чем ниже $\cos \varphi_1$ у перевозбужденного синхронного двигателя, работающего вхолостую, тем экономичнее его работа, так как тем меньше расход активной энергии на производство реактивной энергии, отдаваемой синхронным двигателем в сеть.

При совместной работе синхронного двигателя с асинхронными реактивная энергия, отдаваемая синхронным двигателем в сеть, является полезной, так как она используется на возбуждение асинхронных двигателей. При этом реактивная мощность, потребляемая шахтой из энергетической системы, уменьшается, а общий $\cos \varphi$ системы улучшается.

При увеличении тока возбуждения наблюдается повышение напряжения на зажимах синхронного двигателя, что является следствием разгрузки сети от реактивных токов за счет взаимной компенсации положительной реактивной составляющей, необходимой для возбуждения асинхронных двигателей, и отрицательной реактивной составляющей, создаваемой перевозбужденным синхронным двигателем.

Указанное выше ценное свойство синхронных двигателей — способность их при перевозбуждении отдавать реактивную мощность в сеть — может быть полностью использовано при гидроэлектрическом приводе, который позволяет останавливать насосы без выключения приводных двигателей. Последние при этом могут оставаться включенными в сеть и работать вхолостую в качестве синхронных компенсаторов.

Определение основных размеров гидромуфт и выбор рабочей жидкости

Простота геометрических форм центробежных гидромуфт и, в частности, их рабочих лопаток позволяет не делать специального расчета для определения их размеров. Определение активного диаметра рабочих колес гидромуфт обычно производится на основании геометрического подобия испытанных образцов.

Для вращающего момента на ведущем валу

$$M_1 = K' n_1^2 D^5,$$

для мощности на том же валу

$$P_1 = K n_1^3 D^5,$$

где n_1 — число оборотов ведущего вала гидромуфты;

D — активный диаметр рабочего колеса;

K и K' — коэффициенты, зависящие от конструкции гидромуфты, рода рабочей жидкости и относительной скорости вращения ведомого вала.

Для ориентировочного выбора активного диаметра рабочих колес при номинальном скольжении s_n в пределах от 1 до 10% может служить номограмма (рис. 21), показывающая зависимость активного диаметра рабочих колес D от величины

$$A_1^* = \frac{1,36 P_{1n}}{\left(\frac{n_{1n}}{100}\right)^3}$$

где P_{1n} — номинальная мощность, передаваемая гидромуфтой, *квт*;
 n_{1n} — номинальное число оборотов насосного колеса, *об/мин*.

Кривые рис. 21 построены согласно зависимости

$$D = \sqrt[5]{\frac{1,36 P_{1H}}{k \left(\frac{n_{1H}}{100}\right)^3}},$$

где k — коэффициент мощности гидромуфты, представляющий мощность (л. с.), передаваемую гидромуфтой с активным диаметром $D=1$ м при $n_{1H}=100$ об/мин и $s=s_H$.

Кривые построены на основании закона подобия, примененного для изогонального режима работы гидромуфты при использовании в качестве рабочей жидкости воды.

В случае применения в качестве рабочей жидкости масла, активный диаметр гидромуфты, определенный по этим кривым, должен быть увеличен на 15%.

Число лопаток рабочих колес гидромуфт Z_1 и Z_2 может быть ориентировочно определено по кривым рис. 22. Для исключения гидравлических ударов, возможных при одновременной встрече большого числа лопаток, рекомендуется для насосного и турбинного колес выбирать различное число лопаток. Обычно для одного из колес выбирают на две лопатки больше, чем для другого. Чтобы не стеснять циркуляцию жидкости в центральной части гидромуфты, часть лопаток укорачивают.

Современные гидромуфты в большинстве случаев выполняются без тора с плоскими радиальными лопатками, несколько утолщенными к основанию. На

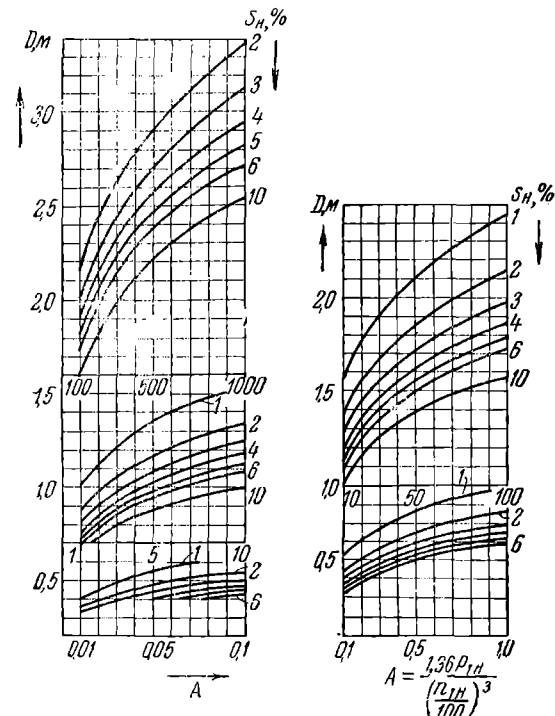


Рис. 21. Номограмма для определения активного диаметра гидромуфты:

P_{1H} — номинальная мощность, передаваемая гидромуфтой, кВт; n_{1H} — номинальное число оборотов насосного колеса, об/мин

рис. 23 даны три наиболее характерные формы рабочих полостей гидромуфты с основными размерами, выраженными в долях активного диаметра. Приведенные на рис. 21 и 22 номограммы построены для гидромуфт с рабочей полостью конструкции 1 (рис. 23).

Гидромуфты могут заполняться различными жидкостями. Чаще они работают на воде или минеральных маслах. Вода должна быть чистой с антикоррозионными присадками (например, содовыми). Минеральные масла должны быть небольшой вязкости во избежание больших гидравлических потерь при циркуляции масла в рабочей полости гидромуфты. Масло, кроме того, должно быть чистым и не должно содержать мылообразующих жиров, при наличии которых оно быстро окисляется, мутнеет и дает устойчивое пенообразование, что лишает гидropередачу жесткости и понижает ее номинальный к. п. д.

Из числа стандартных минеральных масел для гидромуфт могут быть применены: трансформаторное, веретенное, турбинное и другие, имеющие вязкость от 2 до 4° Е. Предельная температура нагрева масла допускается до 80°.

В условиях, где возможность понижения температуры ниже 0° исключена и рабочая жидкость не должна выполнять роль смазки, для гидромуфт может быть использована вода, обладающая рядом ценных свойств. При отсутствии контроля за температурой обычные минеральные масла при неблагоприятных условиях эксплуатации могут нагреться до температуры, при которой начнется их разложение и порча. Вода же при самых неблагоприятных условиях, нагретая до точки кипения, постепенно испарится, вследствие чего произойдет расщепление

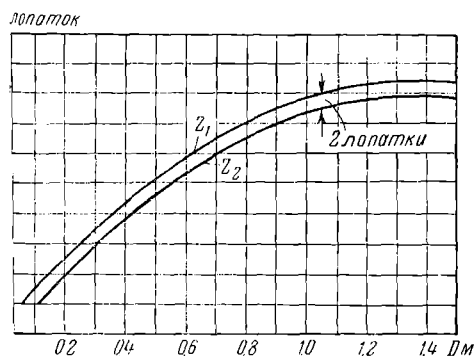


Рис. 22. Номограмма для определения числа лопаток рабочих колес гидромуфты

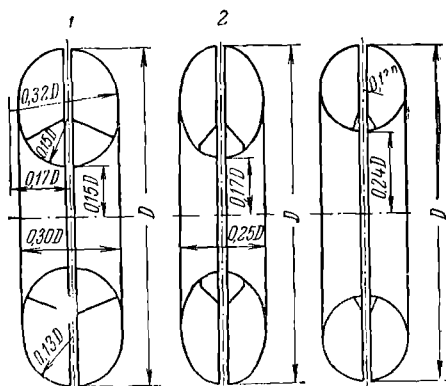


Рис. 23. Конструктивные формы рабочих полостей гидромуфт

валов гидромуфты. Устойчивое пенообразование при воде не имеет места. Условия работы гидромуфты на воде в отношении теплоотдачи лучше, чем при использовании масел. Теплоемкость масел колеблется в пределах 0,45—0,50, теплоемкость воды равна единице, т. е. в два раза выше теплоемкости масел. Коэффициент теплопередачи масла около 0,1, для воды этот коэффициент равен 0,5, т. е. в пять раз больше.

При использовании в качестве рабочей жидкости воды и относительно небольших потерях, имеющих место при регулировании центробежных насосов, холодильник для охлаждения рабочей жидкости, как правило, не нужен.

Вопросы автоматизации насосных установок с гидроэлектроприводом

При замене электрического привода гидроэлектрическим способом автоматизации центробежных насосных установок по существу не меняются. При расположении насосных агрегатов ниже уровня воды в водосборнике, а также при использовании погруженных насосов автоматизация заливки насосов отпадает и остается лишь задача автоматического включения в работу того или иного насосного агрегата в зависимости от уровня воды в водосборнике. При расположении насосов выше уровня воды в водосборнике должна быть также решена задача автоматической заливки насосов перед пуском их в ход. Для этого могут быть использованы те же способы, которые находят в настоящее время применение в автоматических насосных с электрическим приводом, т. е. способы

заливки насосов от нагнетательного става, посредством баковых аккумуляторов, с помощью вакуум-насосов, самовсасывающих заливочных насосов, или заливочных насосов погруженного типа.

При электрическом приводе пуск в ход и останов того или иного насосного агрегата осуществляются автоматическим включением или выключением приводного двигателя соответствующего насоса. При гидроэлектрическом приводе с регулируемой гидромуфтой задача автоматизации работы насосов может решаться двояко: включением и выключением приводного двигателя или соединением и разобщением валов насоса и приводного двигателя посредством гидромуфты. При использовании асинхронных приводных двигателей, потребляющих реактивную энергию из сети, целесообразно использовать первый способ, т. е. по мере необходимости включать и выключать приводной двигатель. При синхронных приводных двигателях, отдающих при перевозбуждении реактивную энергию в сеть, в ряде случаев может оказаться более целесообразным второй способ, т. е. соединение и разобщение валов насоса и приводного двигателя посредством гидромуфты без выключения приводного двигателя. Синхронный двигатель при этом в рабочие периоды будет приводить в движение насосный агрегат и попутно улучшать $\cos \varphi$ энергетической системы, а в периоды выключения насоса будет работать вхолостую, в качестве синхронного компенсатора, т. е. только как генератор реактивной мощности для улучшения $\cos \varphi$ системы. В первом случае включающий элемент автоматической системы должен воздействовать на выключатель приводного двигателя, во втором — на рычаг управления гидромуфты.

Следует отметить, что установка того или иного оптимального скоростного режима автоматизированной насосной установки должна производиться вручную (по показаниям манометра и водомера), путем ограничения предельного перемещения рычага управления гидромуфты. Последнее придется делать в случаях изменения геодезической высоты, сprofilывания трубопровода или притока воды, т. е. сравнительно редко.

Автоматические водоотливные установки с гидроэлектроприводом независимо от мощности могут работать при постоянно открытых задвижках, так как гидроэлектрический привод с регулируемыми гидромуфтами обеспечивает плавный пуск в ход и останов насосов, что в свою очередь исключает гидравлические удары в трубопроводе. Даже при быстром переводе рычага управления гидромуфты в положение «включено» или «выключено», вследствие гидравлической инерции гидромуфты, регулируемой заполнением, удара получиться не может, так как потребуется известное время для заполнения или опорожнения рабочей полости муфты, что обусловит плавный пуск и останов насоса.

Выводы

Центробежный насос при регулировании числа его оборотов является агрегатом весьма эластичным, в смысле приспособляемости к различным условиям работы, и может обеспечить достаточно экономичную работу при изменении напора и производительности в широких пределах.

При замене нерегулируемого электрического привода центробежного насоса регулируемым гидроэлектрическим приводом, несмотря на известные потери в гидромуфте, обеспечивается значительно более экономичная работа насосного агрегата. Экономия энергии при замене регулирования задвижкой более экономичным регулированием за счет изменения числа оборотов насоса для стационарных насосных установок может

быть оценена в среднем величиной порядка 10%, а для проходческих насосов значительно большей.

В качестве приводных двигателей при гидроэлектрическом приводе целесообразно использовать трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором или трехфазные синхронные двигатели. Существенным преимуществом синхронных двигателей перед асинхронными является возможность повышения при их использовании коэффициента мощности ($\cos \varphi$) питающей энергетической системы.

Применение гидроэлектрического привода не препятствует полной автоматизации насосной установки. Условия при пуске насосных агрегатов в ход и их останове при гидроэлектрическом приводе улучшаются. Возможность появления гидравлических ударов в трубопроводах в мощных автоматических насосных установках, работающих при постоянно открытых задвижках, исключается.

Гидроэлектромотор привод конструктивно прост и весьма надежен, что позволяет рекомендовать его для широкого применения в насосных установках угольных шахт.

ЛИТЕРАТУРА

1. Веселов А. И. Откачка рудников. Металлургиздат, 1947
2. Пак В. С. и Гейер В. Г. Рудничные вентиляторные и водоотливные установки. Углетехиздат, 1950.
3. Лищенко С. А. Регулирование работы насосов на водопроводных насосных станциях. Стройиздат, 1949.
4. Разумов Б. А. Улучшение энергетического режима центробежных насосов и вентиляторов. Сборник информационных материалов Энергосбыта Ленэнерго, вып. II, 1947.
5. Косточкин В. Н. Тяго-дутьевые установки ЦЭС. Госэнергоиздат, 1950.
6. Чивилкин М. П. Мероприятия по экономии энергии в насосных установках. «Промышленная энергетика», 1952, № 7.
7. Гейер В. Г. и Беликов П. Ф. Автоматизированные водоотливные установки. Углетехиздат, 1952.
8. Вопросы автоматизации в угольной промышленности. Сборник статей. Углетехиздат, 1953.
9. Озерной М. И. Горная электротехника. Углетехиздат, 1951.
10. Насосы: Каталог-справочник, Машгиз, 1953
11. Каталоги электрооборудования МЭП, Т. 1, 1953.

Поступило 1.III.1954 г.