УДК 622.232.72.088.8

А.Г.БУКИН
Санкт-Петербургский государственный горный институт им. Г.В.Плеханова (технический университет)

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО ТИПА ТУРБОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРИВОДА ГИДРОМОНИТОРОВ

Вскрыты и проанализированы недостатки существующего гидротурбинного привода маслонасосной станции, служащей для управления положением ствола гидромонитора в двух плоскостях (вертикальной и горизонтальной), и даны предложения по их устранению.

Подключение гидротурбинного привода к источнику энергии (центробежный насос) по параллельной схеме снижает надежность привода, износостойкость гидротурбины, усложняет конструкцию привода, снижает давление перед насадком гидромонитора и производительность гидроотбойки, ухудшает условия пульпоформирования.

Предложено использовать в приводе гидромониторов прямоточный пропеллерный турбодвигатель специальной конструкции. Указанные недостатки либо ослабляются, либо устраняются. Производительность гидроотбойки повышается примерно на 10 %, а энергоемкость процесса соответственно снижается.

The lacks of a pump station of the hydro turbine drive, using for changing position of a trunk of the hydro monitor in two planes (vertical and horizontal) have been opened and analyzed. The proposals of their elimination are given.

Connection of a hydro turbine drive to a source of energy (the centrifugal pump) by parallel scheme reduces reliability of a drive, resistance to deterioration of hydroturbine, complicates of drive are desine, reduces pressure before a cone of the hydromonitor and productivity of a hydrodestruction, worsens condition of a get formation.

It is offered to use propeller hydroturbine of a special construction like a hydromonitor drive. All the lacks are weakened, or are eliminated. The productivity of a hydrodistruction raises approximately on 10 %, and the power consumption is reduced.

Известно, что присоединение к трубопроводу, питающему водоприемник M, дополнительного водоприемника T по параллельной схеме снизит давление $p_{\text{М}}$ перед объектом M, если характеристика источника $p_{\text{М}} = f(Q_{\text{н}})$ пологопадающая (рис.1).

Применительно к гидромонитору M, питаемому центробежным насосом H, присоединение по параллельной линии дополнительного водоприемника (свободноструйной турбины T) должно снизить давление $p_{\text{М}}$ (рис.2).

Производительность гидроотбойки Π_0 (в тоннах в час) зависит от давления $p_{\text{М}}$ перед насадком гидромонитора примерно в степени 2,5 [3], естественно оценить потерю этой производительности от применения в приводе всех серийных гидромониторных установок (ГМУ) свободноструйных турбодвигателей Т для вращения насоса маслостанции (МНС):

$$\Pi_0 = \alpha \cdot 10^{-4}\left[\mathrm{K}_1\left(1-\mathrm{e}^{-K_2 m^2}\right)+\mathrm{K}_2\right]\times$$

$$\times d_{\text{н}}^2 \frac{(p_{\text{М}}/f)^{2,5}}{1+\beta\sqrt{p_{\text{М}}/f}}, \qquad (1)$$

где m – мощность пласта, м; $d_{\text{н}}$ – диаметр насадка, м; f – коэффициент крепости угля по М.М.Протодьяконову; α, β, K_1, K_2 – эмпирические коэффициенты.

Решение системы уравнений для сети рис.2 с учетом характеристики $p_{\text{н}} = f(Q_{\text{н}})$ по рис.1 приводит к получению связи вида

$$p_{\text{М}} = \frac{p_{\max}}{(c^2 + 2cb\sqrt{R} + b^2 R)(\text{к} + a_{\text{НА}}) + (1 + a_{\text{АМ}}c^2)}, \qquad (2)$$

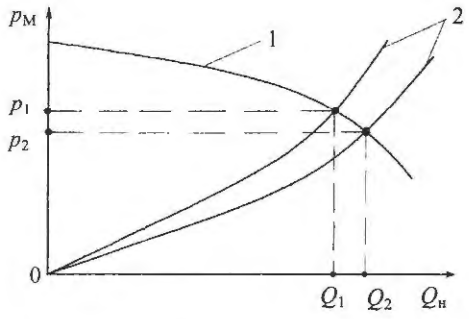


Рис.1. Положение «рабочей точки» при питании водоприемников центробежным насосом
1 – характеристика насоса; 2 – характеристика сети

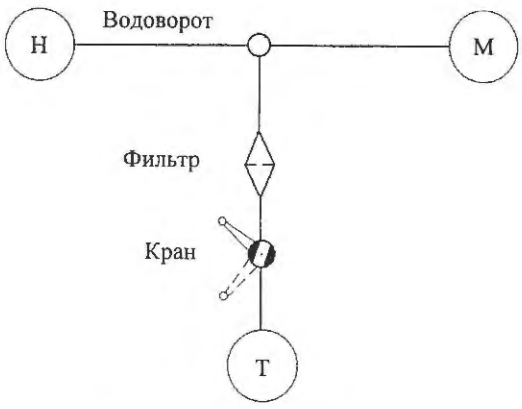


Рис.2. Расчетная схема определения производительности гидроотбойки

где коэффициенты характеризуют: сопротивление насадка турбины Т (b), насадка монитора М (c), гидролиний АМ ($a_{АМ}$), НА ($a_{НА}$); R – коэффициент связи сопротивлений проточного тракта монитора и турбины от узла А; к – жесткость характеристики центробежного насоса (рис.1); p_{max} – наибольшее давление насоса.

Анализ конкретной ГМУ с конкретным центробежным насосом на предмет установления снижения производительности гидроотбойки в связи с падением давления показал следующее:

1. Если в приводе ГМУ использовать электродвигатель ($Q_Т = 0$), то для гидромонитора 12ГД-2 с $d_н = 30$ мм и насоса ЦНСГ 800-1200 (шахта «Юбилейная», ПО «Гидроуголь», Кузбасс; питающая сеть и горно-геологические условия конкретны) давление $p_м = 10{,}26$ МПа, производительность $П_0 = 63{,}6$ т/ч, энергоемкость только по факту «гидроотбойка» $Э_г = 18{,}07$ кВт·ч/т. Однако электроэнергию в гидромониторном забое не используют.

2. Если при прочих равных условиях в приводе ГМУ использовать новый ковшовый турбодвигатель с максимальным начальным КПД $\eta_Т = 35$ %, то получим $p_м = 10{,}17$ МПа (снижение примерно на 2 %), $П_0 = 62{,}33$ т/ч (снижение примерно на 3 %), $Э_Г = 18{,}6$ кВт·ч/т (повышение примерно на 1,5 %).

3. Если допускать эксплуатацию ГМУ с изношенным турбодвигателем, имеющим $\eta_Т \approx 8$ %, то при прочих равных условиях получим $p_м = 9{,}93$ МПа (снижение на 4,3 %), $П_0 = 59$ т/ч (снижение на 8,8 %), $Э_г = 20{,}2$ кВт·ч/т (повышение на 10,4 %).

Эти данные показывают, что использование в приводе ГМУ ковшового турбодвигателя, по своему естественному принципу действия подключаемому параллельно монитору со сбросом отработавшей воды на почву, нерационально, так как теряется до 10 % производительности гидроотбойки. Кроме того, за счет износа лопаток и насадка турбины снижение $\eta_Т$ с 35 до 8 % происходит в течение примерно 500 ч работы ГМУ, тогда как сама ГМУ служит примерно 5000 ч.

Поставлена задача, анализируя энергетические свойства, конструктивные и надежностные характеристики, разработать рекомендации по замене ковшового турбодвигателя в приводе всех ГМУ другим типом турбодвигателя, у которого выше КПД; дольше сохраняется начальный уровень КПД, т.е. выше износостойкость и надежность; проще конструкция.

Проанализированы осевая многоступенчатая гидротурбина (велик осевой габарит); радиальная гидротурбина (сложна и низкий КПД); радиально-осевая гидротурбина (сложна и громоздка) [1].

Мы остановились на прямоточной пропеллерной гидротурбине, устанавливаемой перед гидромонитором последовательно с ним (рис.3).

Без теоретического доказательства ясно, что в таком приводе нет сброса воды на почву, т.е. мощность привода

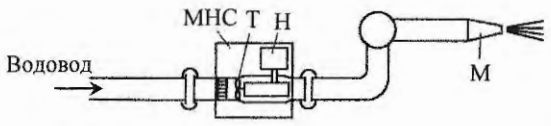


Рис.3. Прямоточная пропеллерная гидротурбина

$$N_T = pQ, \qquad (3)$$

достигается не за счет давления $p_T \approx p_M$ при $Q_T << Q_M$, а за счет $Q_T = Q_M$ при $\Delta p_T << p_M$, и при этом весь расход участвует в процессе пульпоформирования. Ясно, что скорость омывания водой лопастей осевой турбины будет существенно меньше, чем тот же показатель у ковшовой турбины. Следовательно, снижается интенсивность износа проточного тракта турбины, т.е. растут износостойкость и срок службы МНС [4].

Основываясь на принципах моделирования, принимаем за базовую модель турбину ВИГМа и ее главную универсальную характеристику (ГУХ).

Для поиска оптимального сочетания основных параметров турбины используем уравнение

$$\varphi \frac{\sqrt[4]{\eta}}{\sqrt{Q'_I}} = \psi \frac{n'_I}{\sqrt{\eta}}, \qquad (4)$$

где φ и ψ – постоянные, зависящие от заданных параметров (N, Q, i, ρ), $\varphi = \sqrt{Q}\sqrt[4]{\rho g Q / N} = 0{,}21$; $\psi = 1/n\sqrt{N/\rho g Q} = 0{,}0011$; n'_I – частота вращения, приведенная к 1 м напора и 1 м диаметра рабочего колеса, об/мин; Q'_I – приведенный расход, м^3/с.

Уравнение (4) решено способом последовательных приближений относительно η_{max}. Анализ показал, что турбина может иметь следующие параметры:

Приведенный расход Q'_I, м^3/с	1,85
Приведенная частота вращения n'_I, об/мин	128
Максимальный КПД η_{max}, %	89
Диаметр рабочего колеса D, мм	150
Сработанный на рабочем колесе напор ΔH, м	5,8
Частота вращения рабочего колеса при η_{max}, об/мин	2050
Мощность полезная N, кВт	5,6

На указанные параметры нами спроектирована МНС на уровне технического предложения.

Опыт ВНИИГидроугля [2] доказывает возможность создания МНС с заданными параметрами, определенными по уравнению (4).

ЛИТЕРАТУРА

1. Маслостанция для привода гидромонитора / Новокузнецк, завод «Гидромаш». Авт. изобрет. Л.А.Гапонов, Н.П.Громов, В.Н.Малышев, В.И.Медведков. Заявл. 18.07.79. № 2798376/25-06; Опубл. в Б.И., 1983, № 2 МКИ F 03BI/00, E2IC45/00. УДК 621. 224.

2. *Медведков В.И.* Анализ конструкции и результаты испытаний гидротурбинного привода для маслостанций гидромониторов / В.И.Медведков, В.Г.Краюшкин, С.В.Филиппова // Научн. тр. / ВНИИГидроуголь. Новокузнецк, 1985.

3. *Охрименко В.А.* Подземная гидродобыча угля / В.А.Охрименко, А.И.Куприн, И.Г.Ищук. 2-е изд. М.: Недра, 1974.

4. Разработка способов повышения износостойкости и надежности гидротурбинного привода механогидравлических машин: Отчет / ВНИИГидроуголь; Руководители работ П.И.Юрин, В.И.Медведков; Шифр этапа 65-Ш; № ГР 68009289; Инв. № Б 128596. Новокузнецк, 1979.

Научный руководитель д.т.н. проф. *В.И.Медведков*