

УДК 622.232

Ю.В. ЛЫКОВ

### РАЦИОНАЛЬНАЯ МЕХАНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИВОДА ПОДАЧИ КАРЕТОК АГРЕГАТА АМШ

Агрегат АМШ (агрегат механизированный с шандорной крещью), разработанный СКТБ Главтоннельметростроя, предназначен для комплексной механизации проведения односводчатых станций метрополитена. Агрегат АМШ, представляющий собой модернизацию агрегата АМК-1 (К - калотный), работавшего в 1984 г. при проходке верхнего свода станции "Проспект Большевских", был изготовлен в 1988 г. на Пролетарском заводе по заказу Ленметростроя. Это первый в отечественной практике образец горной машины, где наряду с использованием гидропривода в его механизмах подачи применен электрогидравлический привод исполнительного органа.

Две каретки (левая и правая) с исполнительными органами, входящие в состав агрегата, предназначены для разработки верхней части свода (калотный прорез) станции высотой 3,5 м с шириной захвата 0,5 м. Гидропривод исполнительного органа (фрезы) включает в себя основной регулируемый насос ГРНАС-250/320 (номинальное давление  $P_n = 32$  МПа, рабочий объем  $V = 320$  см<sup>3</sup>, расход  $Q = 356$  л/мин, номинальная частота вращения  $n_n = 1500$  мин<sup>-1</sup>, КПД  $\eta = 0,88$ ), выпускаемый отечественной промышленностью по лицензии фирмы "Гакс-Рот" (ФРГ) и подпиточный насос НЦ-40 ( $P_n = 6,3$  МПа,  $V = 40$  см<sup>3</sup>,  $Q = 35$  л/мин,  $n_n = 960$  мин<sup>-1</sup>), приводимые в действие от асинхронного электродвигателя АН-91-40-М5 (номинальная мощность  $P_n = 12$  кВт, напряжение  $U = 300$  В, номинальный ток  $I_n = 92,8$  А,  $n_n = 1450$  мин<sup>-1</sup>,  $\eta = 0,87$ ). Вращение фрезы осуществляет встроенный в ее полость высокомоментный гидромотор 4070 шведской фирмы "Лэгглюнд" ( $P_n = 12,5$  МПа, давление в сливной магистрали  $P_{сл} = 1,8$  МПа,  $n_n = 32$  мин<sup>-1</sup>, частота вращения I и II ступеней гидромотора  $n_I = 0,32$  мин<sup>-1</sup> и  $n_{II} = 0,64$  мин<sup>-1</sup>, удельный расход жидкости в I и II ступенях гидромотора  $q_I = 9,24$  л/об и  $q_{II} = 4,62$  л/об,  $\eta = 0,92$ ).

Каждая каретка перемещается вдоль забоя по металлоконструкции блок-укладчика агрегата с помощью электрогидромеханического привода подачи. Внутри корпуса каретки установлен двухступенчатый цилиндрический редуктор, быстроходный вал которого соединен через муфту с гидромотором 4070, а на обоих концах тихоходного вала консольно установлены звездочки, входящие в зацепление с цепочными секциями, закрепленными на металлоконструк-

ции блокоукладчика. Вертикальная подача фрезы, консольно закрепленной на конце водила каретки, осуществляется шарнирно-установленным гидроцилиндром поворота водила. Гидросистема перемещения каретки и подачи фрезы питается от двоянного пластинчатого насоса 8БН2-23М ( $P_n = 12,5$  МПа,  $V = 8,25$  см<sup>3</sup>,  $n_n = 960$  мин<sup>-1</sup>, с расходом 9 и 33 л/мин), приводимого в действие ст. электродвигателя 4А19254У3 мощностью 7,5 кВт. Гидросистемы обеих кареток идентичны, различие состоит лишь в направлении вращения фрез: у левой каретки - фреза правого вращения (по часовой стрелке при взгляде на забой), а у правой каретки - левого. Гидросистема каждой каретки автономна и управляется дистанционно с пульта управления.

Перед спуском агрегата АМШ в шахту каретки прошли стендовые испытания в Управлении механизации Ленметростроя. На стенде, созданном силами Санкт-Петербургского горного института, совместно с конструкторами агрегата проводились испытания по оценке качества гидропривода исполнительного органа в статическом режиме нагружения. Нагрузка на фрезу создавалась генератором через редуктор-мультипликатор. Методика и результаты испытаний достаточно подробно описаны<sup>х</sup>. Следует отметить, что в процессе стендовых испытаний были выявлены следующие недостатки гидропривода исполнительного органа:

- 1) высокие потери мощности холостого хода  $P_x = 21,4$  кВт (при  $P_n = 42$  кВт);
- 2) низкий КПД, максимальное значение которого при полезной нагрузке  $P_2 = 21$  кВт составило 42 % (при достаточно высоких значениях паспортных данных элементов привода);
- 3) сильный нагрев основного насоса, температура которого на корпусе через 1 ч работы достигла 70 °С;
- 4) снижение оборотов исполнительного органа с ростом нагрузки, что свидетельствует об увеличении утечек.

Из-за неустойчивой работы насоса 1РНАС-250/320 частота вращения исполнительного органа в ходе стендовых испытаний и в дальнейшем не регулировалась. Подача насоса была заблокирована в положении, обеспечивающем рабочую частоту вращения  $n = 50$  мин<sup>-1</sup>.

В результате стендовых испытаний установлено, что существующая схема с регулируемым насосом не позволяет достаточно эффективно использовать гидросистему из-за повышенных потерь мощности, что приводит к быстрому перегрузу рабочей жидкости (масло промышленное И-20А) и ограничивает полезную нагрузку на исполнительном органе.

Причину существующих недостатков выяснить не удалось, так как начался монтаж агрегата АМШ в забое шахты № 520 "Площадь Мира-III".

В первый же месяц эксплуатации агрегата АМШ пришлось сменить несколько гидромоторов, встроенных в полости фрез, а вышедшие из строя насосы 1РНАС-250/320 заменить нерегулируемыми типа 210, выпускаемыми по лицензии

<sup>х</sup> Иванов В.Г., Лыхов Ю.В. Испытания гидропривода агрегата АМШ // Метрострой. 1989. № 4. С. 9-9.

фирмы "Константин Раух" ( $P_H = 16 \text{ МПа}$ ,  $V = 225 \text{ см}^3$ ,  $Q = 209 \text{ л/мин}$ ,  $n_H = 960 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\eta = 0,91$ ). Насос приводит в действие асинхронный электродвигатель мощностью  $P_H = 60 \text{ кВт}$ . Частота вращения исполнительного органа от насоса постоянной подачи  $n = 45 \text{ мин}^{-1}$ . Почти одновременно была осуществлена замена на фрезе режцов типа РПН на режцы типа РКС. Принятые меры позволили уменьшить нагрев рабочей жидкости (за время работы температура масла не превышала  $70 \text{ }^\circ\text{C}$ ) и незначительно повысить эффективность работы гидропривода исполнительного органа.

В процессе эксплуатации агрегата АМШ сотрудниками лаборатории горных машин института совместно с конструкторами и сотрудниками Лемметрострой проводились шахтные испытания кареток. Шахтные испытания необходимы для определения фактических нагрузок, характеризующих систему забой - исполнительный орган - привод. Знание случайных динамических нагрузок, присущих горным машинам, позволяет определить истинные значения усилия и мощности их приводов в зависимости от режима работы, оценить эффективность эксплуатации и выработать соответствующие рекомендации.

В ходе испытаний кареток под рабочей нагрузкой фиксировались следующие параметры: величина заглубления фрезы в пороку; угол наклона каретки к горизонту; мощность, потребляемая электродвигателями привода исполнительного органа; давление в гидродвигателе фрезы; давление в гидроцилиндре подачи вошла с фрезой; перемещение штока гидроцилиндра подачи вошла с фрезой.

Контроль средних значений параметров нагрузки осуществлялся с помощью визуальных приборов, а регистрация мгновенных значений производилась осциллографом К-12-22.

Экспериментальные исследования показали, что нагрузка на привод исполнительного органа составляет около 90 % общей мощности, потребляемой кареткой, и колеблется с частотой 5-5 Гц. Среднеквадратическое отклонение нагрузки составляло 30-40 % от ее математического ожидания. Высокая динамика процесса резания объясняется нерегулируемостью привода подачи фрезы по причине выхода из строя дросселя с регулятором. Поэтому скорость подачи фрезы зависела от постоянного расхода насоса и кинематической схемы каретки и изменялась на отрезке движения сверху вниз в интервале 2,23-1,9-2,58 м/мин. Высокие значения величины заглубления (угла охвата) скорости подачи фрезы и произвольное ее изменение приводили к сильной вибрации кареток и перегрузке фрезы, о чем свидетельствовали частые останки встроеного в ее полость гидромотора, вызванные срабатыванием предохранительного клапана.

Для снижения нагрузки машинисту на пульте приходилось постоянно включать и выключать золотник управления привода подачи, уменьшая таким образом скорость подачи фрезы. Поскольку скорость подачи исполнительного органа определяет толщину срезаемой режцами стружки, а значит, и нагрузку привода резания, то целесообразно подобрать рациональную форму механической характеристики привода подачи.

Под рациональной формой механической характеристики привода подачи следует подразумевать такую зависимость скорости от усилия подачи, при которой обеспечивается автоматическое поддержание постоянной мощности привода резания, т.е. снижение скорости подачи с ростом нагрузки привода резания (общей мощности) и ее увеличение с уменьшением нагрузки.

По результатам обработки экспериментальных данных и соответствующих расчетов построена номограмма для определения рациональной механической характеристики привода подачи фрезы (см. рисунок).

Энергетические характеристики (кривые I-V) отражают изменение средней активной мощности  $P_T$  в киловаттах в функции средней скорости подачи  $v_n$ , выраженной уравнением  $P_T = A + Bv_n$ , где  $A$  и  $B$  - коэффициенты, характеризующие режим работы фрезы и механическую прочность разрушаемого забоя.

Силовые характеристики (кривые I-V) соответствуют изменению среднего значения усилия подачи  $F_n$  в килоньютонах в функции средней скорости подачи  $v_n$  по уравнению  $F_n = A + Bv_n$ , где  $A$  и  $B$  - коэффициенты, характеризующие режим работы фрезы, механическую прочность разрушаемого забоя, вес водила и фрезы, трение фрезы о забой и степень затупления резцов.

Оба уравнения справедливы при постоянных условиях работы каретки на исследуемом участке забоя, определяемых крепостью породы, скоростью резания, степенью затупления резцов, нагревом двигателя и другими факторами. Коэффициенты энергетических и силовых характеристик определялись методом наименьших квадратов теории вероятностей<sup>X</sup>. При подсчете использовались замеры, снятые при устойчивой работе каретки. Как показывают осциллограммы, устойчивость работы фрезы связана периодичностью нагрузки, что позволяет говорить об однородности разрушаемого массива (протерозойская глина) в данных горно-геологических условиях.

Каждой энергетической характеристике соответствует силовая при определенных величинах заглубления фрез в породу  $h$  (см. рисунок). Здесь  $h$  не следует путать с толщиной снимаемой резцами стружки. В результате шахтных испытаний получены следующие эмпирические зависимости, характерные для каждого режима работы:

$h$ , м	0,22	0,30	0,33	0,50	0,70
$P_T$ , кВт	$16 + 13,4v_n$	$16,5 + 14,4v_n$	$19 + 14,8v_n$	$25 + 16v_n$	$12,5 + 4,2v_n$
$F_n$ , кН	$7,5 + 2,6v_n$	$9 + 2,8v_n$	$11 + 3v_n$	$30 + 18v_n$	$16 + 4,7v_n$

Величина заглубления  $h = 0,7$  м (при диаметре фрез  $D_{фр} = 1,07$  м) является фактически допустимой при технологической схеме отработки забоя сверху вниз и обеспечивающей устойчивую работу фрезы с  $v_n = const$ . При  $h > 0,7$  м фреза работает неустойчиво, скорость резания падает вплоть до остановок фрезы. Кроме того, увеличивается неравномерность мгновенных значений нагрузки (мощности).

<sup>X</sup> Румшиский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. М.: Наука, 1971. 192 с.



Исходя из расчетной мощности электрогидравлического привода фрезы, точки I-5 на номограмме фиксируют значения скоростей подачи, обеспечивающие  $P_1 = 40$  кВт. Этим скоростям соответствуют усилия подачи (см. точки I'-5'). Ломаная линия I'-2'-3'-4'-5' соответствует форме механической характеристики, при которой поддерживается постоянное значение мощности. При работе фрезы в условиях энергетической характеристики I ей соответствует силовая характеристика I' и определенная скорость подачи. При изменении режима работы осуществляется переход с характеристики I на II-Y и с I' на II'-Y' соответственно величине заглупления  $h$ , что влечет за собой и изменение скорости подачи фрезы.

Для определения рациональной механической характеристики по точкам I'-5' методом наименьших квадратов получим усредненную зависимость вида

$$v_n = K - \frac{1}{\beta} F_n,$$

где  $K$  - коэффициент, характеризующий условную скорость привода подачи при  $F_n = 0$ , м/мин;  $\beta$  - жесткость механической характеристики, кН·мин/м.

Полученная прямая  $K-m$  на номограмме представляет собой рациональную форму механической характеристики привода подачи фрезы. Для рассматриваемых условий  $v_n = 4,48 + 0,21F_n$ .

Работа кареток с рациональной механической характеристикой подачи фрезы должна быть организована следующим образом. Машинист включает привод подачи на скорость  $v_n = 2,9$  м/мин, соответствующую начальному усилию подачи  $A'_1$ . При достижении усилия подачи  $F_n = A'_1$  (точка  $O'_f$  на номограмме) привод подачи должен автоматически переходить на работу по характеристике  $K-m$ . Машинист на пульте управления контролирует и корректирует нагрузку по прибору, регистрирующему ток или мощность электродвигателя исполнительного органа. Рабочий участок характеристики  $1'_f-5'_f$  обеспечивает примерно постоянную нагрузку на фрезу.

Для сравнения рассмотрим работу каретки с жесткой механической характеристикой привода подачи фрезы. Скорость подачи на исследуемом участке калоттной прорези принимается постоянной, обеспечивающей поддержание заданной средней нагрузки  $P_{1cp} = 23 + 15 v_n$ . При  $P_1 = 40$  кВт скорость подачи фрезы  $v_{ncp} = 1,14$  м/мин.

Неравномерность нагрузки  $\Delta P_{1cp}$  и усилия подачи  $\Delta F_{ncp}$  при  $v_{ncp} = const$  больше соответствующих значений  $\Delta P_1$  и  $\Delta F_n$  при работе с рациональной механической характеристикой привода подачи фрезы:  $\Delta P_{1cp} / \Delta P_1 = 19/3 = 6,3$ ;  $\Delta F_{ncp} / \Delta F = 10,75/6,3 = 1,7$ .

Преимущества привода с рациональной механической характеристикой вида  $v_n = K - (1/\beta)F_n$  перед существующим приводом подачи с жесткой характеристикой состоят в следующем:

- 1) колебания средних значений мощности  $\Delta P_1$  и усилий подачи  $\Delta F_n$  снижаются;
- 2) неравномерность скорости подачи уменьшается;
- 3) техническая производительность, исходя из условий устойчивой работы кареток, повышается;

4) так как увеличивается время переходного процесса и происходит самонастройка системы, повышается надежность и эффективность автоматического регулирования кареток;

5) уменьшается износ и вероятность аварийной ситуации.

Для получения рациональной механической характеристики привода подачи необходимо обеспечить автоматическое изменение скорости подачи фрез, скорости перемещения штока гидроцилиндра подачи и скорости перемещения каретки по цевочной рейке. Для агрегатов АМШ такое регулирование может быть достигнуто двумя способами: применением машины постоянного тока в качестве двигателя, вращающего насос привода подачи, или использованием регулятора потока в гидросхеме подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр подачи фрезы и гидродвигатель перемещения каретки.

Применение машины постоянного тока в условиях шахт Ленметростроя не требует, в отличие от угольных, взрывобезопасного исполнения, так как они не опасны по газу и пыли. На каретке необходимо вместо существующего асинхронного двигателя привода подачи установить двигатель постоянного тока серии П или 2П мощностью  $P_n = 8$  кВт и частотой вращения  $n_n = 1500$  мин<sup>-1</sup>, регулируя частоту вращения с помощью переменного сопротивления, включенного в цепь обмотки возбуждения. Величина сопротивления должна меняться автоматически с изменением мощности (тока) электродвигателя привода резания.

При использовании дросселя с регулятором, например ПД-55-3, в гидросистеме привода подачи необходимо автоматическое изменение потока рабочей жидкости в зависимости от нагрузки.

Предлагаемая методика выбора рациональной механической характеристики привода подачи для агрегатов типа АМШ позволяет повысить их производительность, надежность и безопасность эксплуатации, а также расширить область эффективной работы агрегатов в неоднородных по своей структуре породах.