

АНДИЖОН
МАШИНАСОЗЛИК
ИНСТИТУТИ

АНДИЖАНСКИЙ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ
ИНСТИТУТ

III,IV-секции

**III Международная
научно-практическая
конференция:
“Современные материалы,
техника и технологии
в машиностроении”**


посвященная 20 летию АО “Узавтосаноат”
и 5 летию Андижанского машиностроительного института

СБОРНИК НАУЧНЫХ СТАТЕЙ




19-21 апреля 2016 года, Андижан

LED-0.5W-13C-50-60LM-EL-P
Светодиод холодный белый 50-60лм
0.5вт, If=175мА, Vf=3.2-3.4В, угол 120°
New Century 30x30mils, Тайвань



LED-001W-14C-130-140LM-B-P
Светодиод холодный белый 12000k 130-140лм
1вт, If=350мА, Vf=3.0-3.2В, угол 120°
кристалл BRIDGELUX 45x45mils, США



шт	руб
≥1	13.3
≥10	8.3
≥50	6.8
≥100	5.9
≥1000	5.2

шт	руб
≥1	40.1
≥10	33.8
≥50	31.9
≥100	28.1
≥1000	26.5

1

[В корзину](#) [Сравнить](#)

Умумий сарф қувват 100втни ташкил этади. Умумий ток ва кучланишларни ҳам ҳисоблаб кўрганимизда умумий кучланиш 30В ва умумий ток 3.5А га тенг.

Фойдаланилган адабиётлар:

1. С.Г. Калашников “Электр ва магнетизм”. Тошкент. Ўқитувчи 1979.
2. Г.С. Лансберг “Оптика” Тошкент. Ўқитувчи 1981.

Интернет маълумотлари:

www.dialight.com

www.twirpx.com

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕКУПЕРАЦИИ ЭНЕРГИИ ПОТОКА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ЭЛЕМЕНТАХ ГИДРОПРИВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

А.М. Холиков, А.Н. Боротов

*Ташкентский государственный аграрный университет,
Ташкентский государственный технический университет*

Исполнительные и рабочие механизмы современной технологической машины (мабильного крана, экскаватора, асфальтареза) имеют, как правило, гидравлический привод. Функциональный диапазон гидропривода и его эффективность использования зависят как от конструктивных особенностей элементов гидропривода, так и от технической характеристики экскаватора. Для модернизации гидропривода и поиска способов совершенствования необходимо исследовать нагруженность гидроэлементов системы гидропривода.

Потери давления на местных сопротивлениях обусловлены изменением направления или величиной скорости потока v . К местным сопротивлениям $\xi_{м.сопр}$ относятся, например, изгибы трубопроводов, тройники и поворотные соединения, переходники, соединяющие участки труб, входы и выходы из гидроэлементов и т. д. В результате расчетов были определены суммарные гидравлические потери в гидроприводе для каждого расчетного случая с учетом потерь давления в трубопроводах и других элементах гидропривода.

Исследуем наиболее энергонапряженного такта экскавационного цикла «захват ковшом грунта». Исходным параметром расчета является номинальное значение подачи рабочей жидкости насоса $Q_{ном}$. Потери давления в гидрораспределителе, гидроклапанах, гидрозамках, фильтре и трубопроводах напорной и сливной гидролиниях рассчитывались согласно выше приведенной последовательности. При расчете сливной гидролинии учитывался расход рабочей жидкости на выходе из гидродвигателя (гидроцилиндра). При этом учитывалась схема его включения. Аналогично определялись потери давления рабочей жидкости ΔP на такте «высыпание грунта из ковша» для напорной и для сливной гидролиний. Фактическое усилие на штоке гидроцилиндра определялось при включении штоковой рабочей полости:

$$R_{\Pi} = P_{ном} - \Delta P_{н} F_{ш} - \Delta P_{сл} F_{\Pi} \eta_{ГМЦ} \quad (1)$$

где $\Delta P_{н}$ и $\Delta P_{сл}$ – гидравлические потери соответственно в напорной и сливной гидролиниях; $\eta_{ГМЦ}$ – гидромеханический КПД гидроцилиндра.

Потери давления происходит в больше нагруженных узлах, которые работающий со стороны внешней сопротивлением, как в гидродвигателе, жестком трубопроводе и некоторых РВД. Необходимо вести исследования с уменьшением эти потери в этих узлах?

Можно заключить, что при малой разнице давлений гидродвигателей достигаются минимальные потери мощности, связанные с рассеиванием энергии жидкости в тепло, а с повышением давления гидродвигателей достигаются максимальные потери мощности.

С целью определения фактического КПД гидропривода необходимо оценить соотношение общей и полезной мощности гидропривода, затрачиваемой на выполнение заданной работы технологических машин, в том числе экскаватора. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. объясняют затраты мощностные энергии следующим образом. За рабочий цикл экскаватор совершает работу $\Sigma A_{ЦК}=949$ кДж и затрачивает общую мощность гидропривода $\Sigma N_{Гп.ц}=123,3$ кВт. Производительность экскаватора при этом составляет 225 м³/ч. Удельная мощность по отношению к работе экскаватора,

выполненной за один цикл составит $n=0,13$ кВт/кДж, а по отношению одного кубометра разработанного грунта $n=88$ кВт/м³. С учетом всех сил сопротивления и потерь давления в системе полезная мощность за цикл $N_{пол.ц.}$ составляет всего 55–60%, т.е. $\Sigma N_{пол.ц.}=70,89$ кВт. Исходя из проведенного анализа энергоемкости тактов следует, что работа экскаватора $\Sigma A_{цк}$, равная 949 кДж должна осуществляться при затраченной $\Sigma N_{пол.ц.}$, равной 70,89 кВт, т.е. перерасход энергии каждого цикла происходит примерно на 52,41 кВт. Удельная энергоемкость гидропривода за один цикл работы Эгп ц при вместимости ковша 1,4 м³ составит 456,14 кН/м³. Значит, 40-45% мощности потеряется, нам нужны работать над этими проблемами.

Существующая математическая модель гидроприводов, предложенная Кобзовым Д.Ю. Соколовым Ю.Н. и Перевощиковым Е.А. [1, 2]., включает описывает различных сторон действия гидроэлементов, учитывает в себя уравнения баланса сил (сил давления, внешней нагрузки, сил трения) и других параметров. Развития модель разработанной Кузнецовой В.Н., Савинкиным В.В. [3]. предложим совершенствованной формы математической модели, в нем учитываем влияния внешней различных и перепадающих нагрузок к РЖ при этом названия общеизвестных величин не указываем.

Существующее математическое описание работы насоса ограничивается уравнением моментов на валу (узел k) и уравнения потоков на входе (узел i) и выходе (узел j) с учетом объемных потерь. При этом неравномерность подачи насоса вследствие кинематических особенностей и сжимаемости жидкости в полостях всасывания и нагнетания не учитывается:

$$M_k = p_i - p_j + \frac{a\omega\omega_B}{u_d} + a_p p_i - p_j + a; \quad (2)$$

$$Q_{i,j} = q_H f q \frac{\omega_B}{u_d} \pm k_{ум} P_{i,j}$$

Данная модель не способна описать энергоемкость рабочего процесса насоса при выполнении работ гидроприводом технологических машин (мобильного энергосредства, экскаватора, асфальтарез, мобильных кран) .

Разработанная математическая модель характеризует удельную энергоемкость насоса с учетом возникающих потерь в гидролиниях и технических характеристик силовой установки, изменяющихся во времени. Разработанная модель более полно и адекватно описывает эффективность внутренней энергии гидронасоса с учетом силы сопротивления внешних механизмов, затраченной на разработку одну единицу работы (1м³ грунт, 1 кг с, 1 кН/м и др):

$$\mathcal{E}_{\text{нас}}^{\text{уд}} = f t \frac{\frac{n_e M_D \eta_{\text{гн}} f t}{P_{\text{гн}}} k_V P_{\text{гн}} - \xi \frac{v^2 \rho}{2}}{q_k + P_{\text{сопр к исп мех}} + P_{\text{сопр вбр мех}}} \quad (3)$$

где $f(q)$ – параметр регулирования, $-1 \leq f(q) \leq 1$; n_e – частота вращения коленчатого вала; M_D – крутящий момент двигателя; $\eta_{\text{гн}}$ – общий КПД насоса; $P_{\text{гн}}$ – давление гидронасоса; k_V – коэффициент объемных потерь насоса; $P_{\text{гн}}$ – давление в гидроприводе; $\xi \frac{v^2 \rho}{2}$ – сумма потерь давления с учетом i -го элемента в гидролинии, оказывающий сопротивление; q_k – полезная усилия (объем) со стороны исполнительного механизма (местимость ковша, усилия гидродвигателя, крутящий момент гидродвигателя и др.), $P_{\text{сопр к исп мех}}$, $P_{\text{сопр вбр мех}}$ – силы сопротивления к исполнительного механизма и сопротивления вибрации механизмов.

Потери КПД гидродвигателя определяются и характеризуются параметрами, аналогичными потерям насоса. Взаимосвязь скорости перемещения штока гидроцилиндра $V_{\text{г.ц}}$ и потребляемого расхода $Q_{\text{г.д}}$ определяет объемные потери $\eta_{\text{об}}$ гидродвигателя. Взаимосвязь усилия на штоке $R_{\text{г.ц}}$ гидроцилиндра и необходимого давления $p_{\text{г.д}}$ характеризует механические потери $\eta_{\text{м}}$ гидродвигателя. Произведение механических $\eta_{\text{м}}$ и объемных $\eta_{\text{об}}$ потерь определяет полный КПД гидродвигателя $\eta_{\text{г.д}}$.

Энергоемкость внутренней энергии гидродвигателе (ГЦ) (при разработки м^3 материала или 1 кг с.)

$$\begin{aligned} R_{\text{п}}^{\text{ц}} &= P_{\text{ном}} - \xi_i \frac{v^2 \rho}{2} + \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2 \rho}{2} Z_i F_n ; \\ R_{\text{ш}}^{\text{ц}} &= \xi_j \frac{v^2 \rho}{2} + \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2 \rho}{2} Z_j F_{\text{ш}} ; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\mathcal{E}_{\text{гд}}^{\text{уд}} = \frac{R_{\text{п}}^{\text{ц}} - R_{\text{ш}}^{\text{ц}} \eta_{\text{гмц}} 0,00002 R_{\text{ц}}^{2,0674} - R_{\text{гц}}}{q_k + P_{\text{сопр исп мех}} + P_{\text{сопр перепад нагр}}}$$

где $R_{\text{п}}^{\text{ц}}$, $R_{\text{ш}}^{\text{ц}}$ – усилие, создаваемое в поршневой и штоковой полости исследуемого гидроцилиндра напорной и сливной гидролинии соответственно; $R_{\text{гц}}$ – гидроудар происходящего при различных ситуациях; i , j – группа гидроэлементов, создающих перепад давления и местные сопротивления в напорной и сливной гидролиниях соответственно; Z_j – количество гибких и жестких трубопроводов, оказывающих сопротивление потоку рабочей жидкости, $P_{\text{сопр исп мех}}$, $P_{\text{сопр перепад нагр}}$ – усилия сопротивления к исполнительного механизма и сопротивления от перепадающих нагрузок.

Поскольку гидродвигатель совершает полезную работу при разработки материала (грунта), удельную энергоемкость целесообразно рассматривать

как работу, затраченную на выемку и перемещение кубометра. Подставляя в выражения (10) значения массы рабочего оборудования, можно установить долю энергии гидроцилиндра, затраченную на перемещение собственной массы. Далее по разнице значений установлена величина полезной энергии гидроцилиндра. С учетом этого последнее выражение в (4) будет иметь следующий вид:

$$\mathcal{E}_{ГД}^{уд} = \frac{R_{II}^n - R_{III}^n \eta_{ГМЦ} 0,00002 R_{II}^{2,0674} \cdot n_1 m_{pi} g}{q_k + P_{сопр \text{ исп мех}} + P_{сопр \text{ перепад нагр}}} \quad (5)$$

где $n_1 m_{pi}$ – массы рукояток машин (экскаватора).

С учетом влияния собственных масс на загруженность гидромотора выражение (11) примет вид:

$$\mathcal{E}_{ГМ}^{уд} = \frac{\frac{v p n}{\eta_{об}} P_{ном} - \frac{v^2 \rho}{2} + \lambda \frac{L v^2 \rho}{d} Z_j}{q_k + P_{сопр \text{ исп мех}} + P_{сопр \text{ перепад нагр}}} \quad (6)$$

Данная модель (4)-(6) характеризует удельную энергию гидромотора, затраченную на перемещение 1 м³ материала. В реальных условиях большая часть энергии тратится на перемещение собственных масс платформы и оборудования. Математическая модель будет более полной, когда массы оборудования разложены на составляющие, поскольку при повороте платформы возникают ускорение и силы инерции, препятствующие эффективному использованию энергии гидромотора.

$$\mathcal{E}_{ГМ}^{уд} = \frac{\frac{v p n}{\eta_{об}} P_{ном} - i \frac{v^2 \rho}{2} + \lambda \frac{L v^2 \rho}{d} Z_j - P_{скачка}}{q_k \rho_{гр} + m_i + P_{сопр \text{ исп мех}} + P_{сопр \text{ перепад нагр}}} \quad (7)$$

где $P_{скачка}$ – скачкообразные перепады от усилия воздуха в РЖ, кавитации и внезапного гидроудара,

Предложенная математическая модель позволяет оценить не только перепады давления в гидромоторе на разных режимах его работы, но и определить полезную удельную энергию гидромотора. Данный показатель поможет установить зависимость механического КПД от совершаемой работы с учетом действующих внешних сил сопротивления. Также данная модель учитывает значения входных данных гидроэлементов, находящихся на одной ветки напорной или сливной гидролинии.

Выводы: -определено, что наиболее потери давления происходит в больше нагруженных узлах, которые работающий со стороны внешней сопротивлением, как в гидродвигателе, жестком трубопроводе и некоторых РВД гидропривода;

64. Тохтахунов К.А., Алимова З.Х., Низамова Г.П., Абдурахманов А.А. О критериях оценки и сравнения эффективности жидких традиционных и альтернативных моторных топлив 233
65. Йулдашев Ш.У., Тохтахунов К.А., Муминов М., Абдурахманов А.А. Эйхорния перспективный источник сырья для получения биотоплива 236
66. Ортиков З., Кучқаров Б., Эргашев Н.А., Ахунбаев А.А. Энергетическая эффективность мокрой газоочистки 240
67. Холматов У.С. Микропроцессорное оптоэлектронное устройство контроля и счёта штучных изделий 244
68. Абдулазизов А., Акбаров А., Тешабоев Э., Давронбеков А.А. Пахта момигдан целлюлоза олиш технологияси 245
69. Хакимов А.А., Миршарипов Р.Х., Юлдашев Х.А., Халилов И. Иссиқлик алмашинуви жараёнларини тадқиқ қилиш 248
70. Холиков А.М., Амирова З.Ф., Боротов А.Н. Илгариланма - қайтма ҳаракатдаги винтли насослар ва гидроюритмаларнинг асосий параметрларининг услубияти 250
71. Шомирзаев Б., Фатидинов З. Актуальность применения подземных газохранилищ 255
72. Сафаров Э.Х., Қурбонов Ш.Ш. Энерготезамкор кўча чирокларини лойиҳалаш 259
73. Холиков А.М., Боротов А.Н. Математическое моделирование рекуперации энергии потока рабочей жидкости в элементах гидропривода технологических машин 261
74. Мамасодиқова З.Ю., Турғунова Н.Б. Саноат электр қурилмалари электр таъминоти учун тиристорли ток инвертори 266
75. Назаров О.К., Солиев Б.М., Хусанов Х.Н. Фермер хўжаликларидеги чорвачилик объектларини электр иссиқлик таъминоти самарадорлигини ошириш йўналишлари. 269
76. Назаров О.К., Назарова Х.Қ., Миркомиллов О.О., Хайдаров Ф.У. Агросаноат мажмуаси энергетика базасини такомиллаштириш йўналишлари 272
77. Атажонова С.Б., Тожибоев Р.Э., Ахунов М.Р. Изучение автоматизации управления электрическими печами 275
78. Сафаров Э.Х., Олимов Б. Биноларда вентилицион тизимлар ишлашини оптималлаштириш орқали сарфланадиган электр энергияни тежаш 279
79. Назаров О.К., Миркомиллов О.О., Бахромов Ш. Электротехнология, аэроинозация ва магнитли ишлов бериш 282
80. Буважомбоев М., Йулчиев М., Усмонов Б.Х. Энергосбережение в промышленных предприятиях при помощи повышения качества системы 286