

УДК 622.232(043.3)

А.А. Грабский**АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ КАРЬЕРНОГО КОМБАЙНА***Выполнен анализ кинематических и силовых параметров транспортной системы карьерного комбайна со шнеко-фрезерным рабочим органом.**Ключевые слова: карьерный комбайн, транспортная система, конвейер, привод конвейера, мощность привода транспортной системы.***Семинар № 22****A.A. Grabsky
TRANSPORT SYSTEM
PARAMETERS ANALYSIS OF SCREW-
MILLING BODY SURFACE MINER***Analyzed kinematics and powers parameters of screw-milling body surface miner transport system.**Key words: surface miner, transport system, conveyor, conveyor drive, conveyor drive power transport system.*

Особенностью транспортной системы карьерных комбайнов является то, что в процессе транспортирования горной массы изменяется взаимное расположение разгрузочного и погрузочного конвейеров. Они могут находиться на одной линии, или под углом друг к другу.

На разгрузочном конвейере (см. рис. 1) скорость движения ленты составляет от 2 до 3 м/с, а на погрузочном на 15÷20% больше скорости разгрузочного конвейера. Как правило, привода конвейеров имеют одинаковую конструкцию, соответственно и равные установленные мощности - N_k .

В свою очередь, установленная мощность привода одного конвейера (рис. 2) определяется выражением:

$$N_k \geq \frac{W_{0\max} V_k}{\eta_k} k_{пк}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

где $W_{0\max}$ – максимальное тяговое усилие развиваемое приводом конвейера, Н; V_k – скорость движения ленты конвейера, м/с; η_k – КПД привода; $k_{пк}$ – коэффициент, учитывающий увеличение мощности во время пуска конвейера под нагрузкой, $k_{пк}=1,25$.

Максимальное тяговое усилие (Н) составит:

$$W_{0\max} = K_{п} \left(q_{г\max} + 2q_l + q_p' + q_p'' \right) L \omega', \quad (2)$$

здесь $K_{п}$ – коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления на поворотных пунктах в зависимости от длины конвейера, для карьерных комбайнов $K_{п}=1$; $q_{г\max}$, q_l – погонная нагрузка соответственно от горной массы и ленты, Н/м; q_p' , q_p'' – погонная нагрузка от веса вращающихся частей роликов, соответственно грузовой и порожней ветвей конвейера, Н/м; L – длина конвейера, м; ω' – общий коэффициент сопротивления движению с учетом угла наклона конвейера, равный $\omega' = 0,1 \div 0,3$ [1].
Меньшее значение коэффициента сопротивления движению соответствует горизонтальному положению конвейера, а большее значение – наклонному конвейеру.

Далее, обозначим:

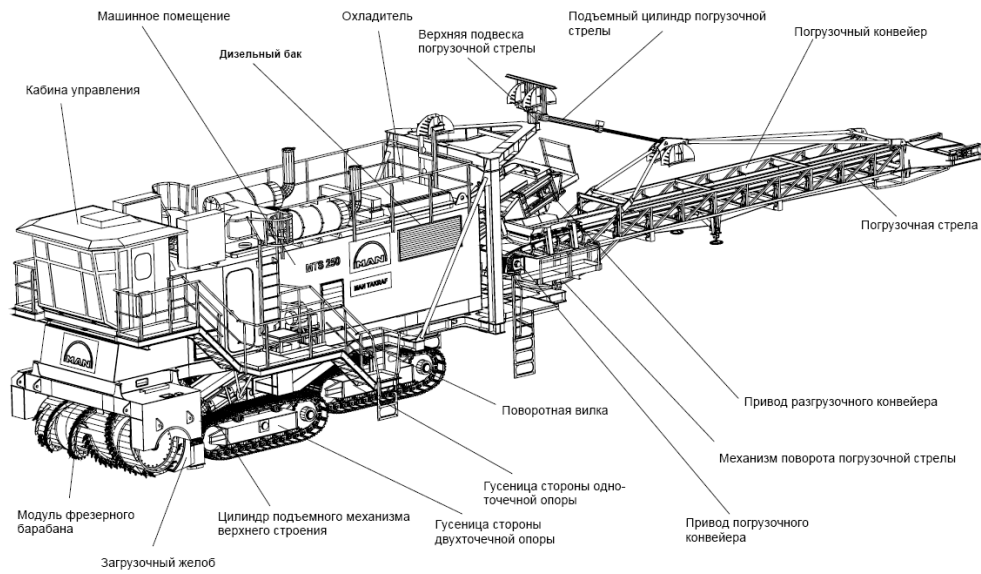


Рис. 1. Принципиальная модульная конструкция карьерного комбайна

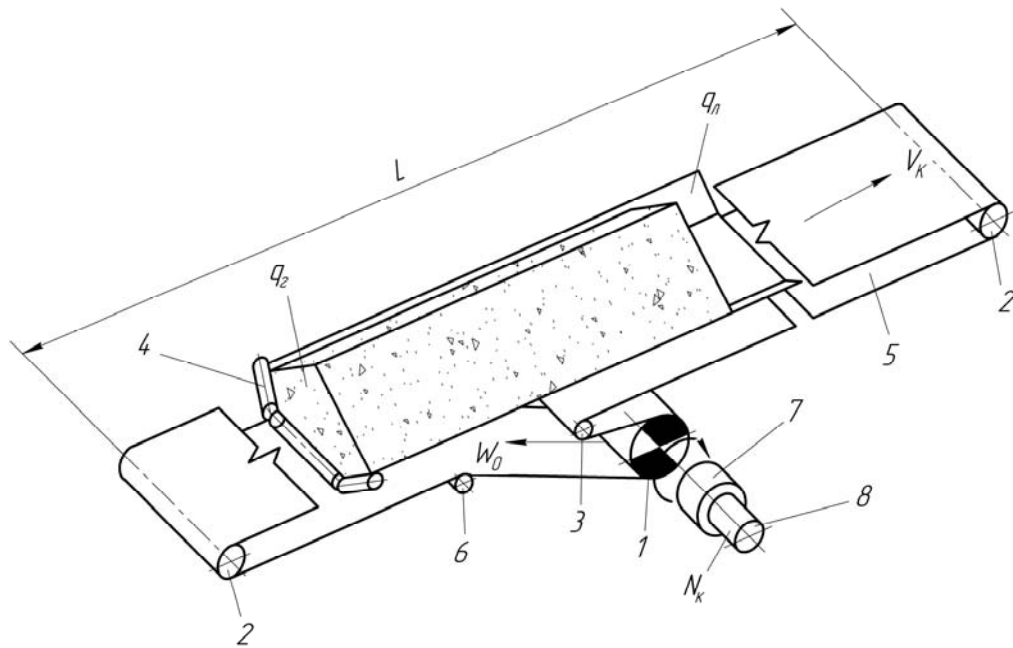


Рис. 2. Принципиальная схема разгрузочного и погрузочного конвейеров карьерного комбайна: 1 - приводной барабан; 2 - концевые барабаны; 3 - натяжной барабан; 4 - роликоопора; 5 - конвейерная лента; 6 - отклоняющий барабан; 7 - редуктор; 8 - гидромотор

$$C_2 = \frac{q'_p + q''_p}{q_l} \quad (3)$$

Подставив, отношение (3) в (2) будем иметь:

$$W_{0\max} = [q_{r\max} + (2 + C_2)q_l]L\omega' \quad (4)$$

Минимальное значение тягового усилия определяется из выражения (4) при условии, что $q_r = 0$ и составит величину:

$$W_{0\min} = (2 + C_2)q_lL\omega' \quad (5)$$

Опыт конструирования конвейерных систем карьерных комбайнов свидетельствует о том, что отношение (3) имеет величину $C_2 = 1,6 \div 2,2$ (большее ее значение соответствует использованию в качестве грузонесущего органа конвейера тканевых конвейерных лент, а меньшее – резинотросовых лент). В то время как, опыт их эксплуатации показывает, что нагрузка привода конвейера по мощности без технологической нагрузки составляет 70÷75% [2], причем большая нагрузка соответствует применению резинотросовых лент.

С учетом (1), (4) и (5) отношение минимальной и максимальной мощностей конвейера составит:

$$\frac{N_{\kappa\min}}{N_{\kappa\max}} = \frac{(2 + C_2)q_l}{q_{r\max} + (2 + C_2)q_l} = C_3, \quad (6)$$

где C_3 – безразмерный коэффициент, равный:

$$C_3 = \frac{(70 \div 75)\%}{100\%} = 0,7 \div 0,75. \quad (7)$$

Решая уравнение (6) относительно q_l имеем:

$$q_l = \frac{C_3}{(1 - C_3)(2 + C_2)} q_{r\max}. \quad (8)$$

Далее с учетом (8) выражение (5) для тягового усилия развиваемого приводом конвейера, при погонной нагрузке от транспортируемой горной массы $0 < q_r < q_{r\max}$ принимает вид:

$$W_{0\max} = \frac{1 + \omega'}{1 - C_3} q_{r\max} L. \quad (9)$$

Таким образом, мощность привода транспортной системы карьерного комбайна с учетом выражения (1) и числа конвейеров - $n_{\kappa} = 2$ составит:

$$N_{\kappa} = k_{\text{нк}} \frac{4n_{\kappa} q_{r\max} LV_{\kappa}}{\eta_{\kappa}} \omega', \text{ Вт.} \quad (10)$$

Максимальная погонная нагрузка - $q_{r\max}$ на грузонесущий орган конвейера от горной массы определяется из условия равенства максимальных производительностей шнеко-фрезерного рабочего органа и транспортной системы карьерного комбайна и составляет величину равную:

$$q_{r\max} = \gamma \frac{BhW}{V_{\kappa}}, \text{ Н/м,} \quad (11)$$

Далее, подставляя (10) в (9), окончательно получаем выражение для мощности привода транспортной системы карьерного комбайна в режиме «**выемка слоя породы**»:

$$N_{\kappa 1} = 4n_{\kappa} \gamma k_{\text{нк}} \frac{BhW}{\eta_{\kappa}} \omega' L, \text{ Вт.} \quad (12)$$

Мощность привода транспортной системы карьерного комбайна в режиме «**поворот (разворот)**» составит:

$$N_{\kappa 2} = \frac{4n_{\kappa} q_l LV_{\kappa}}{\eta_{\kappa}} \omega', \text{ Вт.} \quad (13)$$

С учетом величины результата (7) мощность привода транспортной системы карьерного комбайна в этом режиме окончательно составит:

$$N_{\kappa 2} = 3n_{\kappa} \gamma \frac{BhW}{\eta_{\kappa}} \omega' L, \text{ Вт,} \quad (14)$$

где $W_{\text{ПВ}}$ - средняя скорость поворота (разворота), м/с.

Мощность привода транспортной системы карьерного комбайна в режиме «**смена карьерного поля**» равна нулю, $N_{\kappa 3} = 0$.

Таким образом, при повороте (развороте) карьерного комбайна энергоемкость его работы имеет минимальное значение, соответствующее энергоемкости работы транспортной системы на холостом ходу, и

возрастает прямо пропорционально величине отношения средней скорости маневрирования к скорости движения комбайна при выемке слоя породы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Потапов М.Г. Карьерный транспорт. Изд. 3-е перераб. и доп. – М.: Недра, 1972, - 264 с. ил.

2. Чулков Н.Н., Чулков А.Н. Расчет приводов карьерных машин. – М.: Машиностроение, 1979, - 104 с., ил. **ИЛАС**

Коротко об авторе

Грабский А.А. – кандидат технических наук, доцент кафедры ГМО, Московский государственный горный университет, Moscow State Mining University, Russia, ud@msmu.ru



© А.А. Грабский, 2009

УДК 622.232(043.3)

А.А. Грабский

АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ В ЛИНИИ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КОНТУРА ГИДРООБЪЕМНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ КАРЬЕРНОГО КОМБАЙНА

Выполнен анализ тепловых потоков рабочей жидкости в линии низкого давления регулирующего контура гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна.

Ключевые слова: карьерный комбайн, рабочая жидкость, гидрообъемная силовая установка карьерного комбайна.

Семинар № 22

**A.A. Grabsky
ANALYSIS OF HEAT- STREAM
HYDRAULIC FLUID IN CONTOUR
CONTROL LOW PRESSURE LINE OF
SURFACE MINER WITH HYDRO-
STATIC POWER PACK**

Analyzed of heat- stream hydraulic fluid in control contour low pressure lineof Surface miner hydro-static power pack.

Key words: surface miner, hydraulic fluid, Surface miner with hydro-static power pack.

Анализ источников информации и исследований систем кондиционирования рабочей жидкости (РЖ) при работе многоконтурных трансмиссий карьерного оборудования показал, что важнейшими критериями их эффективности являются реализуемые: - класс чистоты и температура РЖ.

В свою очередь анализ кругов циркуляции РЖ регулирующих контуров (РК) гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна позволяет сформировать расчётную схему (рис. 1) потоков РЖ в линии низкого давления РК.

В РК выполненных с замкнутой циркуляцией РЖ для компенсации внешних утечек (потока - Q_ϕ), РЖ подаётся (см. рис. 1) из всасывающего коллектора гидробака через фильтр посредством насоса подпитки в линию низкого давления РК. Одновременно из линии низкого давления РК, РЖ (поток - $Q_{КП}$) поступает через поддерживающий клапан КП в дренажный коллектор в который одновременно поступает и поток утечек регулирующего контура - $Q_{УК}$.

При этом полностью обеспечивается очистка и температурный режим РЖ в РК, а при $0 \leq (P_B - P_H) \leq 1.0$ выполняется условие

$$Q_\phi = Q_{УК} + Q_{КП}, \quad (1)$$

Для определения величины максимальной подачи насоса подпитки следует учитывать и то, что стационарный тепловой режим потоков нагнетания, всасывания и слива (дренажа) РЖ в РК наступает одновременно [1]. Вследствие чего, наибольшая погрешность расчета величины утечек без учёта влияния температуры РЖ (определяемой нагрузкой и расчетной температурой окружающей среды) при работе активированных приводов карьерного комбайна может достигать до 80%.

Для определения относительной величины подачи насоса подпитки - $Q_T/[Q]_H$, найдем температуру теплоток обмена РЖ в РК. Для этого воспользуемся результатами, полученными нами в [2], которые после почленного алгебраического суммирования будут иметь вид:

$$t_{об}^0 - t_T^0 = \frac{[Q]_H D_H}{Q_T} \frac{P_B - P_H}{\rho c_1} \frac{1 - \eta_k}{\eta_k}$$

$$t_{yk}^0 - t_T^0 = \left(\frac{[Q]_H D_H}{Q_T} + 1 \right) \frac{P_B - P_H}{\rho c_1} \frac{1 - \eta_k}{\eta_k} \quad (2)$$

$$[t_B^0] - t_{pac}^0 = \left(\frac{[Q]_H D_H}{Q_T} + \frac{1}{2} \right) \frac{P_B - P_H}{\rho c_1} \frac{1 - \eta_k}{\eta_k}$$

Решая уравнение (2) относительно величины - $Q_T/[Q]_H$ после соответствующих преобразований с учетом того, что $P_B - P_H = \Delta P$, получим неравенство для определения отношения $Q_T/[Q]_y$. По величине которого, можно узнать подачу насоса подпитки РК, гарантирующую заданный температурный i -й режим работы гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна:

$$\frac{Q_T}{[Q]_H} \geq \frac{\alpha_0 D_H}{\frac{\rho c_1 \eta_k}{\Delta P_k (1 - \eta_k)} \left([t_B^0] - t_{pac}^0 \right) - \frac{1}{2}}, \quad (3)$$

здесь ΔP_k - перепад давления в гидрообъемной силовой установке при работе карьерного комбайна в i -том режиме эксплуатации, который имеет максимальное значение в самом энергоёмком режиме его эксплуатации - **«выемка слоя породы»** с минимальной высотой - h_{min} и составляет:

$$\Delta P_{k \max} = \frac{H_{W1} B_{\max} W(h_{\min}) h_{\min}}{[Q]_H}, \text{ Па.} \quad (4)$$

Далее учитывая что максимальное значение теплового эквивалента потерянной мощности - E_{\max} составляет

$$E_{\max} = \chi H_{\text{в1}} BW (h_{\min}) h_{\min}, \text{ Дж/с}, \quad (5)$$

В частности, для карьерного комбайна MTS-250 - $\chi = 0,67$.

Решая уравнения (4) и (5) относительно величины номинального выходного потока РЖ - $[Q]_H$ РК силовой установки карьерного комбайна с учетом зависимости $N_e \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) = \rho c_1 Q_T \Delta t^0$ [2], в пределе получаем:

$$[Q]_H = \frac{E_{\max}}{\chi [P]} \cdot \frac{1 - \eta_k}{\eta_k}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6)$$

Что, касается температуры окружающей среды - t_0^0 то ее, в формуле (3), следует определять с учетом коэффициента вариации - U_T температуры окружающей среды в летний период.

Окончательно с учетом результатов полученных нами в [2] и выше изложенного зависимость (3) окончательно принимает вид:

$$\frac{Q_{T \max}}{[Q]_H} \geq \frac{\alpha_0 \left(\frac{1 - \eta_e}{1 + k_N} + \frac{\omega_{\min}}{\omega_{\max}} \right)}{\frac{\rho c_1}{[P]} \left[70^0 - t_0^0 (1 + \nu_{\tau,2}) \right] - \frac{1}{2}}. \quad (7)$$

Анализ выражения (7) свидетельствует, что максимальная относительная подача насоса подпитки - $Q_{T \max} / [Q]_H$ при заданных: внутреннем объемном КПД - η_e , отношении объемных постоянных насоса - q_H и гидромотора - q_M РК, а также отношения минимальной - ω_{\min} и максимальной - ω_{\max} скоростей вращения шнеко-фрезерного рабочего органа карьерного комбайна, существенно зависит от (см. рис. 1):

- уровня настройки давления предохранительного клапана РК - $[P]$;

- допустимой температуры РЖ на выходе из РК силовой установки карьерного комбайна - $[t_B^0] = 70^0 \text{C}$;

- коэффициента вариации - U_T

соответствующего значению температуры окружающей среды в летний период;

- параметров РЖ (величины произведения плотности РЖ на её удельную теплоёмкость - ρc_1).

Что касается работы насоса подпитки РК силовой установки карьерного комбайна активированных в менее энергоемких режимах его работы ($t_{\text{ук max}}^0 = t_{\text{об max}}^0 < 70^0 \text{C}$). То здесь следует отметить, что расчеты выполненные ранее д.т.н. Сайдаминовым И.А., свидетельствуют об избыточности потока подпитки в среднем на 15%. То есть, в менее энергоемких режимах работы карьерного комбайна следовало бы ограничить поток подпитки, принятый по вышеприведенным соображениям (7).

По этому, для ограничения потока подпитки (при изменении перепада давления ΔP_K в РК - уменьшении теплотоката утечек контура) нами предлагается между входом в нагнетательный фильтр - ФН и дренажным коллектором установить обратный клапан - КО (см. рис. 1).

Рассмотрим подробно совместную работу поддерживающего - КП и обратного - КО клапанов установленных в линии низкого давления РК (см. рис. 1) при изменении давления - $P_H / [P]$ его подпитки.

В общем случае, относительное давление в точке «Н» (см. рис. 1) в соответствии с ранее полученными нами результатами в [2] определяется выражением:

$$\frac{P_H}{[P]} = \frac{[P]_{\text{кп}}}{[P]} + (1 - D_H) \left(1 - \frac{\Delta P_K}{[P]} \right) \frac{Q_T}{[Q]_H}, \quad (8)$$

где $P_{\text{кп}} / [P]$ - относительное давление настройки поддерживающего клапана,

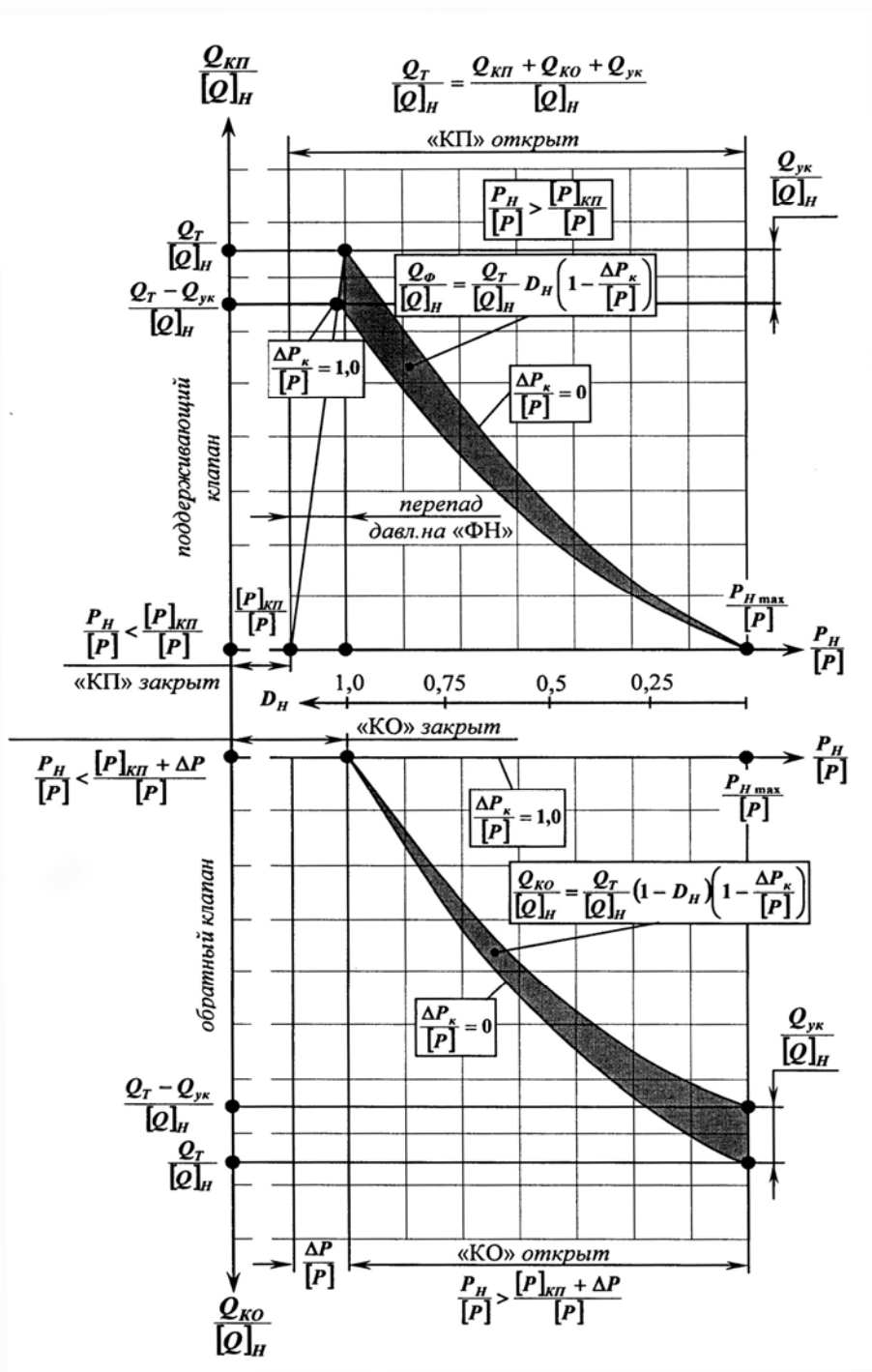


Рис. 2. Схема совместной работы поддерживающего КП и обратного КО клапанов системы «гидробак-охладитель»

здесь $P_\Phi/[P]$ - относительное давление в точке «Ф» (рис. 1) перед входом в фильтр – ФН.

Решая (9) относительно перепада давления в точке «Ф» с учётом (8) имеем:

$$\frac{P_\Phi}{[P]} = \frac{[P]_{кп}}{[P]} + \frac{\Delta P}{[P]} + (1 - D_H) \left(1 - \frac{\Delta P_k}{[P]}\right) \frac{Q_T}{[Q]_H}. \quad (10)$$

Анализ уравнений (8) и (10) свидетельствует, что при уменьшении параметра регулирования объёма рабочих камер насосов гидрообъемной силовой установки – D_H . Или при уменьшении относительного перепада давления – $\Delta P_k/[P]$ в РК (или что тоже самое, при уменьшении потока утечек контура – $Q_{ук}$) начинает расти относительное давление в точке «Н» (см. рис.1) до величины равной сумме относительного давления настройки поддерживающего клапана и относительного перепада на нагнетательном

$$\text{фильтре} - \frac{P_H}{[P]} \geq \frac{[P]_{кп}}{[P]} + \frac{\Delta P}{[P]}.$$

При этом, относительный расход через нагнетательный фильтр – $Q_\Phi/[Q]_H$ с учётом, что $t_{ук\max}^0 = t_{об\max}^0 < 70^\circ\text{C}$ и (9) и того что,

$$\frac{Q_T}{[Q]_H} = \frac{Q_{кп}}{[Q]_H} + \frac{Q_{ко}}{[Q]_H} + \frac{Q_{ук}}{[Q]_H} = const, \quad (11)$$

где $Q_{кп}/[Q]_H$ - относительный расход

РЖ через поддерживающий клапан - КП; $Q_{ко}/[Q]_H$ - относительный расход РЖ через обратный клапан - КО (рис. 1), соответствует величине относительного расхода фильтра - ФН:

$$\frac{Q_\Phi}{[Q]_H} = \frac{Q_T}{[Q]_H} D_H \left(1 - \frac{\Delta P_k}{[P]}\right), \quad (12)$$

а относительный расход – $Q_{ко}/[Q]_H$ через обратный клапан - КО при увеличении относительного перепада давления – $\Delta P_k/[P]$ в РК (или что тоже самое, увеличении потока утечек контура – $Q_{ук}$) соответственно определится как:

$$\frac{Q_{ко}}{[Q]_H} = \frac{Q_T}{[Q]_H} (1 - D_H) \left(1 - \frac{\Delta P_k}{[P]}\right). \quad (13)$$

Анализ уравнений (8), (10), (12) и (13), (графическая интерпретация которых приведена на рис. 2) свидетельствует, что установка обратного клапана – КО между входом в фильтр – ФН (рис. 1) нагнетательного коллектора и дренажным коллектором позволяет снизить динамику тепловой нагрузки в РК при уменьшении технологической нагрузки. А также при переходе с одного режима работы РК на другой с одновременным уменьшением грязепотока через нагнетательный фильтр – ФН (рис. 1), что увеличивает его относительный ресурс. **ГИАБ**

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Блюмин С.В. Исследование влияния гидравлических сопротивлений и тепловых режимов на параметры объемных гидроприводов горных машин для открытых работ, Канд. дисс, М., 1980, 179с. с ил.

2. Абдуазизов Н.А. Обоснование и выбор параметров системы «гидробак-охладитель» гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна. Канд. дисс., М., МГУ, 2008, 141 с. с ил.

Коротко об авторе

Грабский А.А. – кандидат технических наук, доцент кафедры ГМО, Московский государственный горный университет, Moscow State Mining University, Russia, ud@msmu.ru

УДК 622.232(043.3)

А.А. Грабский

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ГИДРООБЪЕМНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ КАРЬЕРНОГО КОМБАЙНА РАЗЛИЧНОЙ СТРУКТУРЫ

Выполнено моделирование параметров системы кондиционирования рабочей жидкости гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна различной структуры.

Ключевые слова: карьерный комбайн, рабочая жидкость, система кондиционирования, гидрообъемная силовая установка карьерного комбайна.

Семинар № 22

A.A. Grabsky MODELING PARAMETERS OF SURFACE MINER HYDRO-STATIC POWER PACK OIL COOLING SYSTEM FOR DIFFERENT STRUCTURE

Modeled parameters of surface miner hydro-static power pack oil cooling system for different structure.

Keywords: surface miner, hydraulic fluid, structure cooling system, Surface miner with hydro-static power pack.

Целесообразность установки в системе кондиционирования рабочей жидкости (РЖ) в гидрообъемной силовой установке карьерного комбайна охладителя (радиатора) определяется следующими основными соображениями:

- несмотря на то, что применение охладителя в целом усложняет схему системы «гидробак-охладитель», тем не менее, это позволяет существенно уменьшить размеры гидробака и соответственно объем РЖ гидрообъемной силовой установки;

- уменьшение количества масла в баке снижает стоимость и повышает пожарную безопасность гидрообъемной силовой установки машины в целом;

- применение радиатора повышает срок службы, уменьшает возможность засорения гидравлической системы продуктами окисления и оседания РЖ, повышает надежность работы элементов регулирующих контуров (РК).

При обдуве радиатора вентилятором можно увеличить теплоотдачу на 40% [1] по сравнению с теплоотдачей при естественном охлаждении.

Для эффективного поддержания допустимого класса чистоты и температуры РЖ в многоконтурной гидрообъемной силовой установке карьерного комбайна система «гидробак-охладитель» должна включать хотя бы один гидравлический бак и один охладитель.

Охладитель системы кондиционирования РЖ гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна может быть интегрирован в ее гидравлическую схему в трех вариантах (рис. 1):

- первый вариант, когда охладитель - О устанавливается в нагнетательной линии системы «гидробак-охладитель», т.е. вход охладителя - О соединяется с нагнетательной линией насоса подпитки - H_T , (рис. 1, а);

- второй вариант, когда охладитель - О устанавливается в дренажной линии системы «гидробак-охладитель», а РЖ от насоса подпитки поступает непосредственно на вход нагнетательного фильтра - ФН, (см.рис. 1, б);

- третий вариант, когда охладитель - О установлен в системе «гидробак-охладитель» параллельно гидробаку, а РЖ от насоса подпитки подается непосредственно на вход нагнетательного фильтра - ФН, (см. рис. 1, в).

При работе гидрообъемной силовой установки на холостом ходу (когда не активированы гидродвигатели основных и вспомогательных механизмов при работающем ДВС - поддерживающий клапан - КП - закрыт), в вариантах схем системы «гидробак-охладитель» (см.рис. 1, а, б) РЖ посредством насоса подпитки через охладитель - О, обратный клапан - КО и дренажный фильтр - ФД поступает непосредственно в гидробак.

При активизации РК соответствующей циклу работы карьерного комбайна (полная технологическая нагрузка) поддерживающий клапан - КП открыт и РЖ от насоса подпитки - H_T поступает через фильтр - ФН в нагнетательный коллектор системы «гидробак-охладитель» при закрытом обратном клапане - КО. В режиме неполного технологического нагружения механизмов карьерного оборудования, РЖ от насоса подпитки - H_T поступает, как в нагнетательный коллектор, так и на вход фильтра - ФД (поддерживающий клапан - КП и обратный клапан - КО - открыты).

Таким образом, система «гидробак-охладитель» соответствующая схемам рисунка 1, а, б обеспечивает работу РК основного и вспомогательного оборудования непрерывно фильтруя и охлаждая РЖ и подавая ее в гидро-

бак независимо от того, какие силовые РК задействованы в данный момент времени. Что касается третьей схемы рис. 1, в то здесь следует отметить, что при работе в холостом режиме, РЖ посредством насоса подпитки - H_T через обратный клапан - КО, дренажный фильтр - ФД, гидробак и охладитель - О поступает во всасывающий коллектор, непрерывно фильтруя и охлаждая РЖ. При этом эффективная удельная поверхность радиатора (с/м) системы «гидробак-охладитель» составит величину:

$$\frac{F_p}{[Q]_H} = k_w \frac{1 - k_\theta}{k_\theta} \cdot \frac{k_{ТОБ}}{k_{ТОР}} \cdot \frac{\Delta t_{мб}^0}{\Delta t_{мр}^0} \times \frac{[W]^*}{[Q]_H} \left(1 - \frac{Q_o^*}{[Q]_H} \right) \quad , \text{ с/м.} \quad (1)$$

где F_p - эффективная поверхность радиатора системы «гидробак-охладитель», м²; $[Q]_H$ - подача насосов насосной установки комбайна, м³/с; k_w - коэффициентом формы гидробака, м⁻¹; k_θ - доля генерируемой РК тепловой мощности поглощенной в гидробаке системы «гидробак-охладитель»; $k_{ТОБ}$, $k_{ТОР}$ - коэффициенты теплоотдачи стенок гидробака и охладителя, соответственно, Вт/м² град; $[W]^* / [Q]_H$ - относительный объем гидробака, с; $Q_o^* / [Q]_H$ - относительный поток обмена РЖ, не связанного с её утечками в активированных РК.

Значения коэффициентов теплоотдачи $k_{ТОБ(Р)}$ следует принимать в соответствии с таблицей.

Для определения рациональной системы «гидробак-охладитель», рассмотрим ее три конкурирующие схемы (см. рис 1, а, б, в), анализ которых выполним при следующих условиях:

- равенстве значению подач насосов подпитки;

$$Q_T = Q_{Ti}, \quad i = a, б, в;$$

Условия циркуляции воздуха	$t_6^0 - t_0^0 \leq 50^0 C$	
	скорость воздуха, м/с	$k_{ТОБ(Р)}$ Вт/м ² град
Циркуляция воздуха затруднена	0	7÷14
Свободно обтекаемые открытые поверхности	0,3 0,8	15 18÷30
Обдув вентилятором	1,25 1,80	18÷20 20÷90

- равенстве удельных эффективных поверхностей гидробаков и идентичности условий их теплообмена;

$$\frac{F_2}{[Q]_H} = \frac{F_{2i}}{[Q]_H}; \quad k_{тоб} = k_{тоби}, \quad i=a, б, в;$$

- равенстве уровней настройки предохранительных клапанов РК гидрообъемной силовой установки;

$$[P] = [P]_i, \quad i=a, б, в;$$

- равенстве уровней технологического нагружения карьерного комбайна;

$$N_W = N_{W_i}, \quad i=a, б, в;$$

- сопоставимости условий теплоотдачи и конвективного теплообмена элементов в основном гидробаке и охладителя-радиатора на основе критериев подобия Нуссельта (Nu) и Пекле (Pe) [2]

$$K(Nu \times Pe) = \frac{k_{ТО} d^2 V_{ж} \rho c_1}{\lambda_i^2} = const, \quad (2)$$

$$\text{здесь } Nu = \frac{k_{ТО} d}{\lambda_i}; \quad Pe = \frac{\rho c_1 V_{ж} d}{\lambda_i},$$

где d - средний условный диаметр трубопровода элемента системы «гидробак-охладитель», м; $V_{ж}$ - средняя скорость (м/с) движения РЖ через элемент системы «гидробак-охладитель» со средним условным диаметром $- d$, определяется из уравнения

$$\frac{\pi d^2}{4} V_{ж} = k_Q Q_T,$$

здесь k_Q - доля генерируемого в РК (дренажного) теплопотока направленного на вход гидробака конкурентных схем системы «гидробак-охладитель» (см. рис. 1, а, б, в),

$$V_{ж} = 4 \frac{k_Q Q_T}{\pi d^2}. \quad (3)$$

Далее, условие (2) с учетом (3) для одной и той же кондиционируемой РЖ принимает вид:

$$\begin{cases} k_{тоб} k_{Qi} = const \\ k_{топi} (1 - k_{Qi}) = const \end{cases}. \quad (4)$$

При этом, доля генерируемого в РК теплового потока направленного на вход гидробака, i -ой схемы системы «гидробак-охладитель», определяется как:

$$k_{Qi} = \frac{Q_{6i}}{Q_T}, \quad (5)$$

здесь Q_{6i} - поток РЖ подводимой к гидробаку i -той схемы, м³/с.

Температура входа РЖ в систему «гидробак-охладитель» - $t_{вх}^0$ °С связана с температурой окружающей среды - t_0^0 следующим соотношением:

$$t_{вх}^0 = t_0^0 + \Delta t^0, \quad (6)$$

где Δt^0 - перепад температуры в РК, град.

Далее, учитывая, что

$$E = k_{Qi} \rho c_1 Q_T \Delta t^0, \quad (7)$$

перепад температуры в РК составит:

$$\Delta t^0 = \frac{\eta_{мг}^2}{\eta_k} \frac{E}{k_{Qi} \rho c_1 Q_T D_H}. \quad (8)$$

Теперь, найдем среднюю температуру РЖ в гидробаке при работающем радиаторе, которая, с учетом (5), (6) составит - для схемы:

– рисунок 1, а

$$t_{\text{ба}}^0 = \frac{1+k_{\theta}}{2}(t_0^0 + \Delta t^0) + t_0^0, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (9)$$

– рисунок 1, б

$$t_{\text{ба}}^0 = \frac{\Delta t^0}{2} + t_0^0, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (10)$$

– рисунок 1, в

$$t_{\text{ба}}^0 = \frac{1+k_{\theta}}{2}(t_0^0 + \Delta t^0) + t_0^0, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (11)$$

При этом, минимальная температура РЖ на входе в силовой РК практически для всех сравниваемых схем системы «гидробак-охладитель» (рис. 1) равны между собой

$$t_{\text{та}}^0 = t_{\text{тв}}^0 = t_{\text{те}}^0, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (12)$$

А, при отключенном охладителе, температура РЖ при входе в РК у всех рассматриваемых схем системы «гидробак-охладитель» (см. рис. 1) будет одинакова, и составлять величину - $t_{\text{ба}}^0$, рассчитанную по формуле (9).

Таким образом, максимальное превышение температуры РЖ в баке - $\Delta t_{\text{мб}}^0$ над температурой окружающей среды при неработающем охладителе у всех, рассматриваемых нами, схем составляет величину:

$$\Delta t_{\text{мб}}^0 = t_{\text{ба}}^0 - t_0^0 = \frac{1+k_{\theta}}{2}(t_0^0 + \Delta t^0), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (13)$$

В свою очередь, «при неработающем» гидробаке средняя температура РЖ в радиаторе - $t_{\text{р}}^0$ у всех схем (см. рис. 1) имеют величину равную:

$$t_{\text{ра}}^0 = \frac{k_{\theta}}{2}(t_0^0 + \Delta t^0) + t_0^0, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (14)$$

соответственно, максимальное превышение температуры РЖ в охладителе - $\Delta t_{\text{мп}}^0$ над температурой окружающей среды будет:

$$\Delta t_{\text{мп}}^0 = t_{\text{ра}}^0 - t_0^0 = \frac{k_{\theta}}{2}(t_0^0 + \Delta t^0), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (15)$$

Поделив, (13) на (15), получим отношение превышения температуры РЖ над температурой окружающей среды гидробака и охладителя:

$$\frac{\Delta t_{\text{мб}}^0}{\Delta t_{\text{мп}}^0} = \frac{1+k_{\theta}}{k_{\theta}}. \quad (16)$$

Далее, подставив результат (16) в (1), окончательно получаем зависимость относительной удельной поверхности радиатора от относительной удельной эффективной поверхности гидробака

$$\frac{F_p}{[Q]_H} = k_w \frac{1-k_{\theta}^2}{k_{\theta}^2} \cdot \frac{k_{\text{ТОБ}}}{k_{\text{ТОР}}} \cdot \frac{[W]^*}{[Q]_H} \left(1 - \frac{Q_o^*}{[Q]_H}\right), \text{ с/м} \quad (17)$$

Анализ уравнения (1) свидетельствует, что при заданных объеме гидробака - $[W]^*$ и величины потока обмена РЖ, не связанного с её утечками - Q_o^* относительная удельная поверхность охладителя прямо пропорциональна отношению коэффициентов теплоотдачи гидробака и охладителя, последнее не превышает величину (см. табл. 1) равную:

$$\frac{k_{\text{ТОБ}}}{k_{\text{ТОР}}} = 0,714. \quad (18)$$

Учитывая, что доля - k_{θ} генерируемой в РК тепловой мощности, поглощенной гидробаком [1], практически для всех конкурентных схем системы «гидробак-охладитель» гидравлического карьерного комбайна составляет:

$$k_{\theta} = \frac{k_{\text{ТОБ}}}{\rho c_1} \frac{\Delta t_{\text{б}}^0}{\Delta t^0} \frac{F_p}{[Q]_H} = 0,08 \div 0,1, \quad (19)$$

то, безразмерный комплекс имеет величину:

$$\frac{1-k_{\theta}^2}{k_{\theta}^2} = 100 \div 150. \quad (20)$$

Далее, при одновременно работающих гидробаке и охладителе имеющих вышеопределенные нами идентичные параметры в схемах сравнения (см. рис. 1), температуру на входе в РК- t_T^0 найдем из баланса теплоток в нагнетательном коллекторе схемы рис. 1, в:

$$\rho c_1 Q_T t_T^0 = \rho c_1 Q_T k_Q t_o^0 + \rho c_1 Q_T (1 - k_Q) t_p^0, \quad (21)$$

откуда

$$t_T^0 = k_Q t_o^0 + (1 - k_Q) t_p^0, \quad ^\circ\text{C}. \quad (22)$$

С учетом (11) и (14) температура потока подпитки РК отнесенная к допустимой температуре дренажа - t_D^0 составит:

$$\frac{t_T^0}{t_D^0} = \frac{k_Q + k_\theta}{2} + \frac{t_o^0}{t_D^0}, \quad (23)$$

а при работе только одного гидробака (охладитель отключен), с учетом результата (9)

$$\frac{t_T^0}{t_D^0} = \frac{1 + k_\theta}{2} + \frac{t_o^0}{t_D^0}. \quad (24)$$

Здесь, следует отметить, что коэффициент - k_Q для конкурентных схем (см.рис. 1) имеет только одно значение определяемое по формуле (19) а коэффициент - k_Q для схемы рисунка 1, в может изменяться в пределах:

$$0 \leq k_Q \leq 1,0. \quad (25)$$

Причем, его значение равно $k_Q = 1,0$ соответствует работе системы «гидробак-охладитель» (схема рис. 1, в) с отключенным охладителем, а значение равно $k_Q = 0$ соответствует работе системы «гидробак-охладитель» с отключенным гидробаком.

Температурный режим работы системы «гидробак-охладитель» с охладителем в линиях нагнетания и дренажа и вязкостно-температурная

характеристика РЖ (схемы рис. 1, а, б) приведены на рис. 2.

Анализ зависимостей (см. рис. 2, а, б) относительной температуры на входе в РК - t_T^0/t_D^0 от температуры окружающей среды - t_o^0 , свидетельствует, что включение охладителя у схемы системы «гидробак-охладитель» (рис. 1, а, б) происходит при температуре - $t_{\text{вкл.р}}^0$, которая определяется из уравнения (24) и составляет величину

$$t_{\text{вкл.р}}^0 = t_{M \text{ max}}^0 - \frac{1 + k_Q}{2} t_D^0, \quad (26)$$

где $t_{M \text{ max}}^0$ - максимальная допустимая температура РЖ (см. табл. 1).

Например, для климатических условий эксплуатации карьерного комбайна MTS 250 на участке «Ташкура» НГМК (Республика Узбекистан) температурные диапазоны работы охладителя для схем системы «гидробак-охладитель» (рис. 2, а, б) - идентичны.

Температурный режим работы системы «гидробак-охладитель» с охладителем в линии параллельной гидробаку и вязкостно-температурная характеристика РЖ (схема рис. 1, в) приведен на рис. 3.

Анализ зависимости (рис. 3) относительной температуры на входе в РК - t_T^0/t_D^0 от температуры окружающей среды - t_o^0 показывает, что температура включения, охладителя, и соответственно диапазон его работы идентичен схемам (рис. 1, а, б), но в отличие от означенных схем температура РЖ на входе в силовой РК в диапазоне температуры окружающей среды:

$$t_{\text{вкл.р}}^0 \leq t_o^0 \leq t_{0 \text{ max}}^0, \quad (27)$$

может оставаться постоянной,

$$\frac{t_T^0}{t_D^0} = \text{const}. \quad (28)$$

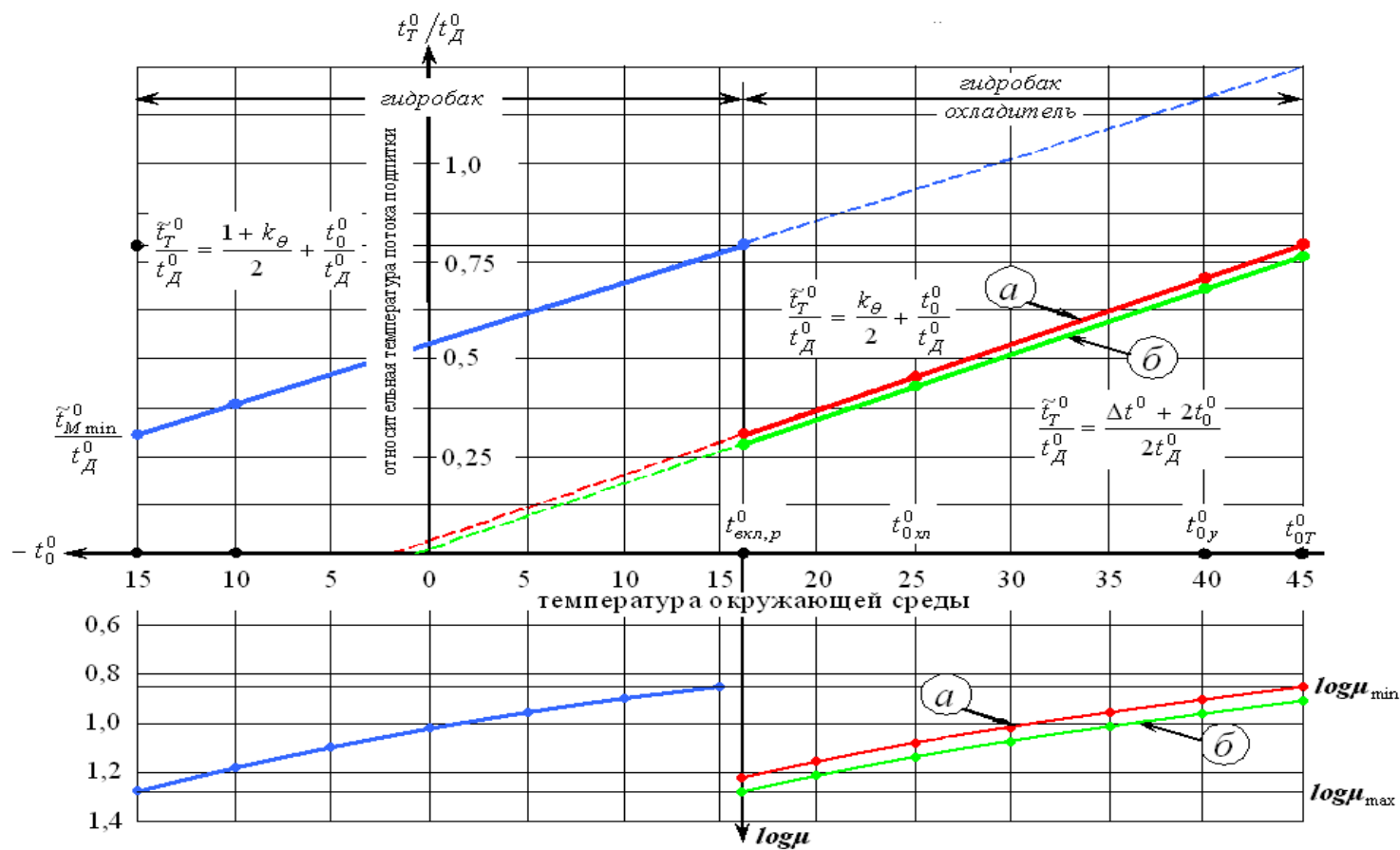


Рис. 2. Температурный режим работы системы «гидробак-охладитель» гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна MTS 250 и вязкостно-температурная характеристика рабочей жидкости (И50-А) с охладителем: а – в нагнетательной линии насоса подпитки; б – в дренажной линии системы «гидробак-охладитель»

Это может быть достигнуто регулированием дренажного потока посредством регулятора потока – $D(k_Q)$ (см. рис. 1, в) в соответствии с неравенством (25).

В свою очередь, регулировочная зависимость доли дренажного потока РЖ – k_Q на входе в гидробак от температуры окружающей среды (см. рис. 3) определится как:

$$k_Q = 1 - \frac{t_0^0}{t_{0\max}^0 - t_{\text{вкл.р}}^0} \quad (29)$$

Зависимость (29) с учетом результата (26) принимает вид:

$$k_Q = 1 - \frac{2t_0^0}{(1 + k_\Theta)t_D^0 - (t_{0\max}^0 - t_{\text{вкл.р}}^0)} \quad (30)$$

Анализ зависимости (30) свидетельствует, что при известных:

- максимальной допустимой температуре РЖ – $t_{\text{мmax}}^0 = [t_B^0]$;

- максимальной температуре окружающей среды – $t_{0\max}^0$;

- доли генерируемой в РК тепловой мощности поглощенной в гидробаке – k_Θ , и при оснащении датчиками для непрерывной регистрации температуры установленными в дренажном

коллекторе (t_D^0) и вне машины (t_0^0), а также датчика положения исполнительного механизма регулятора потока – $D(k_Q^*)$, можно непрерывно и автоматически поддерживать температуру на входе в силовой РК на уровне не выше максимально допустимой температуры РЖ – $t_{\text{мmax}}^0$, т.е. поддерживать оптимальную вязкость РЖ.

Таким образом, схему системы «гидробак-охладитель» с охладителем в линии параллельной гидробаку следует считать наиболее предпочтительной для условий работы карьерного комбайна в районах, с жарким климатом. Поскольку она обеспечивает эффективную температурную адаптацию гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна к температуре окружающей среды практически без перепадов температуры РЖ во всем положительном диапазоне рабочих температур. В то время, как схемы в нагнетательной линии насоса подпитки или с охладителем, установленным в дренажной линии, следует признать конкурентоспособными только для условий работы оборудования в районах с холодным климатом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ковалевский В.Ф. Теплообменные устройства и тепловые расчеты гидропривода горных машин, М.: «Недра», 1972, 224 с. с ил.

2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие, М., ГНТИ «Машиностроительной литературы», 1963, 523с. с ил. **ИЛАС**

Коротко об авторе

Грабский А.А. – кандидат технических наук, доцент кафедры ГМО, Московский государственный горный университет, Moscow State Mining University, Russia, ud@msmu.ru