

---

УДК 622.6; 620.193.23

**В.В. ЛОБОДА**, канд. техн. наук, академик МАНЭБ, зав. лаб.,  
**О.А. ДЕМЧЕНКО**, канд. техн. наук, и. о. директора,  
**О.А. ФРАНЧУК**, мл. науч. сотрудник; МакНИИ, Макеевка  
**Н.В. МАНЕЦ**, инженер НИИГМ им. М.М.Фёдорова, Донецк

## ПОВЫШЕНИЕ ПОЖАРОВЗРЫВОБЕЗОПАСНОСТИ ПЕРЕДВИЖНЫХ ШАХТНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

*Представлены результаты анализа исследований причин возникновения пожаровзрывоопасных ситуаций при эксплуатации шахтных компрессорных установок в условиях пониженной температуры. Выполнены исследования ненормальных режимов работы рабочих органов винтового маслозаполненного компрессора. Определено влияние температуры на режим работы компрессора. Разработаны технические решения, обеспечивающие пожаровзрывобезопасность при эксплуатации передвижных шахтных компрессорных установок.*

**Ключевые слова:** пожаровзрывоопасность, винтовой компрессор, температура, рабочая жидкость, аварийное состояние, ротор, нагрузка, режим работы

Передвижные шахтные компрессорные установки (ПШКУ) в настоящее время широко применяются как на поверхности угольных шахт, так и в подземных выработках [1]. Наиболее распространенными являются компрессорные установки марок ЗИФ-ШВ-5 и УКВШ. В состав ПШКУ входят винтовые маслозаполненные компрессоры (ВКМ). Отличительной особенностью таких компрессоров является применение нефтяного масла в рабочей полости для охлаждения и смазки узлов. Использование нефтяных масел снижает безопасность эксплуатации ПШКУ в условиях потенциально опасной среды, характеризующейся большим количеством взрывоопасной пыли и (или) газа и может привести к значительному материальному ущербу или гибели работников шахты. Показательным является пожар, возникший по причине возникновения аварийного режима работы компрессора ЗИФ-ШВ-5 на шахте «Новатор», который привел сначала к её остановке, а затем и закрытию шахты с затоплением горных выработок.

При эксплуатации ПШКУ в неотопливаемых помещениях и на открытых площадках на поверхности шахт в холодное время года наблюда-

ется нарушение нормального режима работы компрессора, которое сопровождается значительным ростом температуры (до  $+250^{\circ}\text{C}$  и выше) в полостях. Согласно [2] максимальная температура нагрева конструктивных элементов и рабочей жидкости шахтного винтового маслозаполненного компрессора не должна превышать  $+125^{\circ}\text{C}$ . Причины превышения допустимой температуры нагрева требуют детального исследования, что позволит разработать технические и организационные мероприятия для предотвращения взрывов и пожаров на шахтах при эксплуатации ПШКУ.

Термодинамические процессы в винтовых маслозаполненных компрессорах общепромышленного исполнения достаточно широко исследованы [3, 4]. В этих работах авторами рассматривались процессы сжатия воздуха в компрессоре при положительных температурах окружающей среды и номинальной подаче в полость сжатия охлаждающей рабочей жидкости (масла). При этом установлено, что для сжатия воздуха в полость должно поступить  $7\div 8$  кг масла на один килограмм сжимаемого воздуха. Кроме этого, рассмотрены особенности конструктивного исполнения компрессоров, в том числе, рабочей части роторов и особенности выбора зазоров между винтами и корпусом ВКМ при номинальных нагрузках и температурных изменениях.

В работе [5] отмечено, что имеет место запаздывание подачи охлаждающей жидкости в рабочие полости ВКМ в холодное время года, но детальное исследование влияния низких температур на режим работы ВКМ не проводилось. В работе [6] рассмотрены особенности работы ВКМ в шахтных условиях и сделан вывод о необходимости исследований причин появления повышенной температуры нагрева конструктивных элементов компрессора.

Анализ литературных источников показывает, что исследование причин возникновения высоких температур в ВКМ является актуальной задачей

Целью статьи является разработка технических решений, повышающих пожаровзрывобезопасность передвижных шахтных компрессорных установок.

Известные методики для расчета тепловых нагрузок в ПШКУ не позволяют точно описать происходящие в его полостях процессы, так как не учитывается запаздывание подачи рабочей жидкости в полости ВКМ.

Установлено, что наиболее благоприятными условиями эксплуатации для шахтных винтовых маслозаполненных компрессоров является температура окружающей среды  $+200^{\circ}\text{C}$  при запыленности воздуха не более  $2\text{ мг/м}^3$ . Это объясняется тем, что изменение температуры окружающей среды ниже  $+20^{\circ}\text{C}$ , приводит к увеличению вязкости рабочей жидкости (нефтяное масло ТП-22 и др.) и росту сопротивления участков маслопро-

вода. В то же время, повышенная запыленность воздуха внешней среды приводит к загрязнению рабочей жидкости и ухудшению работы теплообменника компрессора, маслоотделителя и других узлов. С ростом внешней запыленности окружающей среды от  $2 \text{ мг/м}^3$  и более, а также с увеличением времени эксплуатации ПШКУ вязкость масла также возрастает. На рис.1 приведена зависимость кинематической вязкости масла  $\vartheta_m$  от температуры масла  $T_m$ , которая равна температуре окружающей среды  $T_{oc}$  при длительной остановке компрессора. Как видно из рис. 1 при температуре окружающей среды  $T_{oc}=0^\circ \text{C}$  вязкость масла ТП-22 в 13 раз превышает вязкость масла в установившемся режиме работы.

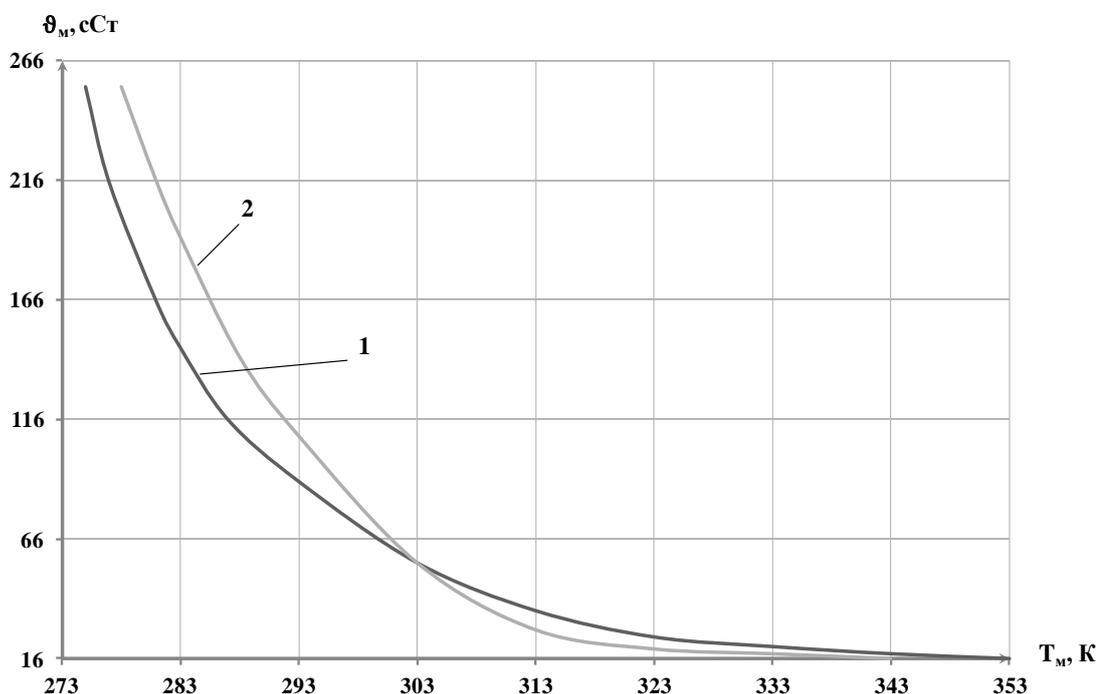


Рис.1. Кривые изменения вязкости масла от температуры:

1 – кривая изменения вязкости масла от температуры после 50 часов работы и запыленности  $q_{cp} < 2 \text{ мг/м}^3$ ;

2 – кривая изменения вязкости масла от температуры после 250 часов работы и запыленности  $q_{cp} > 10 \text{ мг/м}^3$ .

При такой высокой вязкости масло практически не проходит через малые проходные сечения маслопровода, каналы радиатора, а также форсунки. В связи с этим возникает запаздывание подачи охлаждающей жидкости в рабочие полости сжатия и на смазку узлов трения в пусковых режимах работы ПШКУ. Авторами экспериментально установлена корреляционная зависимость времени запаздывания подачи масла  $\tau_3$  от температуры окружающей среды  $T_{oc}$  для ПШКУ ЗИФ-ШВ-5М:

$$\tau_3 = 549,3 - 17,829 \cdot (T_{oc}/K_0 - 273) \text{ с}, \quad (1)$$

где  $T_{oc}$  – температура окружающей среды, К;  
 $K_0$  – приводной коэффициент.

Коэффициент корреляции  $r = 0,827$  подтверждает тесную связь между двумя величинами.

Время запаздывания  $\tau_3$  подачи масла для шахтных компрессоров в допустимой для ПШКУ зоне изменения температуры окружающей среды  $T_{oc}$  от  $-5^{\circ}\text{C}$  до  $+30^{\circ}\text{C}$  колеблется в диапазоне от 6 сек до 10 мин. Установлено, что при отсутствии подачи охлаждающей жидкости в рабочую полость, компрессор работает без отвода тепла в режиме компрессора «сухого сжатия», то есть в нем происходит практически адиабатное сжатие воздуха с резким ростом температуры, которая определяется по формуле:

$$T_{ад} = T_в \cdot (P_а + P_в)^{\frac{(k-1)}{k}}, \quad (2)$$

где  $k$  – показатель адиабаты;  
 $P_а$  – давление внутреннего сжатия в ВКМ, Па;  
 $P_в$  – давление в камере всасывания ВКМ, Па;  
 $T_в$  – температура в камере всасывания ВКМ, К.

Значения этой температуры могут достигать  $+250^{\circ}\text{C}$ , что при температуре вспышки масла  $T_{всп} = +198^{\circ}\text{C}$  приводит к пожаровзрывоопасным ситуациям. Чем больше  $\tau_3$ , тем длительнее в полостях ВКМ будет наблюдаться высокая температура  $T_{ад}$  и тем вероятнее возникновение пожароопасных ситуаций.

На рис. 2 приведена осциллограмма температур в пусковом режиме ПШКУ ЗИФ-ШВ-5 при температуре окружающей среды  $T_{oc} = +20^{\circ}\text{C}$ .

Температура более  $+200^{\circ}\text{C}$  вызывает деформацию рабочих узлов ВКМ и приводит к ускоренному разложению и выгоранию масла, а также к образованию нагара и отложений в смеси с угольной пылью в системе смазки компрессора. В условиях эксплуатации по этой причине наблюдались взрывные явления в маслоотделителе компрессора, смятие металлических секций и выгорание фильтров, засорение форсунки и проходного сечения радиатора ВКМ. Одной из наиболее тяжелых аварий на ПШКУ является разрушение (обрыв) ведущего вала ротора компрессора, при этом температура вблизи места разрушения достигает  $+350^{\circ}\text{C}$ , что приводит к выгоранию нефтяного масла в полостях ВКМ.

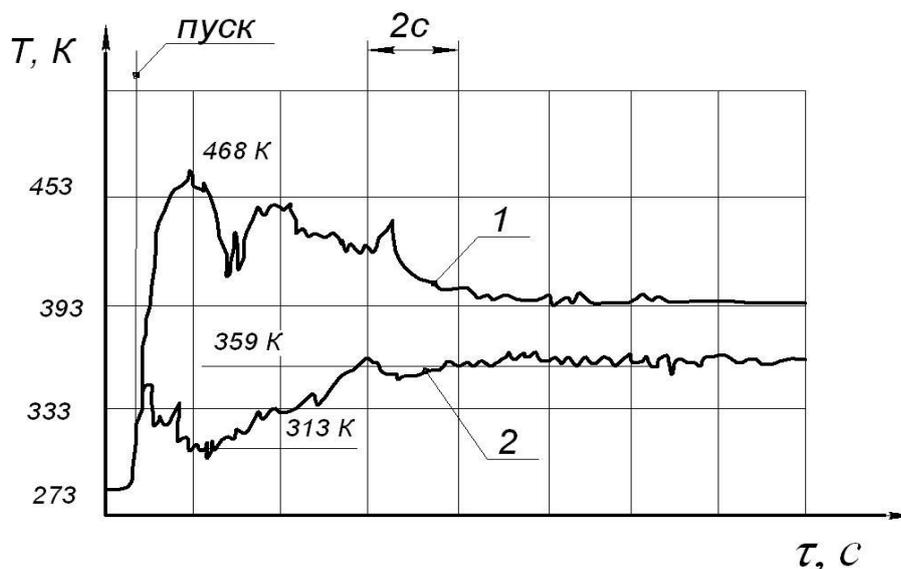


Рис. 2. Осциллограммы температур в ПШКУ с момента его пуска до установившегося режима:

1- температура воздуха; 2 –температура масла.

При деформации ротора происходит его трение о корпус (опору) и разогрев до температуры  $+350^{\circ}\text{C}$ , что приводит к заклиниванию винта в корпусе. Из-за разогрева корпуса до такой температуры могут воспламениться отложения угольной пыли в смеси с масляными загрязнениями на его поверхности. Одной из причин аварийной работы компрессора является повышенная кинематическая вязкость рабочей жидкости, достигающая 315 сСт ( $\text{мм}^2/\text{с}$ ) при температуре  $-5^{\circ}\text{C}$ , которая является допустимой в соответствии с инструкцией по эксплуатации серийно выпускаемых ПШКУ (ЗИФ-ШВ-5М, УКВШ-5/7, УКВШ-15/7). Это значение в 13-15 раз превышает значение кинематической вязкости в установившемся режиме работы компрессора, что приводит к росту момента, передаваемого от электродвигателя через вал ведущего (ВЦ) ротора к винтовой паре компрессора. При многократном повторении пуска наблюдается перегрев электродвигателя и происходит обрыв вала ротора компрессора.

Как показали длительные наблюдения за работой ПШКУ ЗИФ-ШВ-5, в осенне-зимний период происходит наибольшее количество таких аварий. Для исследования этого явления были смоделированы нагрузки на ведущий ротор компрессора ЗИФ-ШВ-5 при его частичном погружении в охлажденное масло ТП-22. Экспериментально установлено, что глубина погружения профиля винта ВЦ ротора в рабочую жидкость изменяется от 10 до 25,0 мм. В отдельных случаях, например, при нарушении работы

клапана стравливания и обратного клапана ВКМ, происходит переполнение рабочей полости компрессора маслом, и глубина погружения ротора в рабочую жидкость может достигать 35÷50 мм и более. Даже при пуске ВКМ в разогретом состоянии такая глубина погружения ротора в масло приводит к значительным перегрузкам приводного электродвигателя и росту момента сопротивления, так как винтам приходится проталкивать на нагнетание компрессора рабочую жидкость вместо воздуха.

Для анализа усилий, которые вызывают повышенный момент, рассмотрим выражение для определения динамической вязкости жидкости:

$$\eta = \vartheta \cdot \rho, \quad (3)$$

где  $\vartheta$  – кинематическая вязкость рабочей жидкости, м<sup>2</sup>/с,  
 $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Значение  $\eta$  можно представить в следующем виде:

$$\eta = k \cdot P_d \cdot v, \quad (4)$$

где  $k$  – приводной коэффициент;

$v$  – скорость движения жидкости относительно ротора (или скорость движения профильной поверхности ротора относительно жидкости), м/с;

$P_d$  – сопротивление силе, перемещающей жидкость (или величина давления на рабочую жидкость со стороны ведущего ротора, кг/м<sup>2</sup>.

Сопротивление силе, перемещающей жидкость, определяется по формуле:

$$P_d = P / S_{\Sigma}, \quad (5)$$

где  $P$  – противодействующая перемещению (вращению) ротора сила со стороны рабочей жидкости, кг;

$S_{\Sigma}$  – общая площадь контакта профиля зубьев ВЦ ротора с рабочей жидкостью, м<sup>2</sup>.

Преобразуем выражения (3), (4) и (5):

$$\vartheta \cdot \rho = \frac{k \cdot P \cdot v}{S_{\Sigma}}. \quad (6)$$

Определим из (6) противодействующую вращению ВЩ ротора силу  $P$  со стороны застывшей рабочей жидкости в расточках корпуса компрессора:

$$P = \frac{\vartheta \cdot \rho \cdot S_{\Sigma}}{k \cdot v}. \quad (7)$$

Изменение значения силы  $P(t)$ , противодействующей вращению вала ВЩ ротора со стороны застывшей рабочей жидкости, будет зависеть от изменения вязкости рабочей жидкости  $\vartheta(t)$  и скорости вращения  $v(t)$  во время пускового режима.

Значение  $v(t)$  зависит от скорости вращения поверхности профиля зуба ВЩ ротора:

$$v(t) = \pi \cdot D \cdot n(t), \quad (8)$$

где  $D$  – диаметр, м;

$n$  – количество оборотов ротора компрессора, об/мин.

Для компрессора ЗИФ-ШВ-5  $n_{\text{ном}}=1470$  об/мин, но при этом максимальные обороты ротора составляют  $n_{\text{max}}=5140$  об/мин. В начальный период пуска компрессора  $v(0)=0$ ,  $\vartheta(0) = \vartheta_{\text{max}}$ . При этом вязкость зависит от температуры  $T_{\text{oc}}$  (см. рис.1). Как показали измерения, кинематическая вязкость масла во время пускового режима может быть определена графиком, который приведен на рис. 3.

Из рис. 3 видно, что вязкость масла после маслохолодильника (МХ) (кривая 2) при  $T_{\text{oc}}=+2$  и  $+5^{\circ}\text{C}$  значительно выше, чем до МХ. При расчетах изменения противодействующей вращению ВЩ ротора силы следует учитывать вязкость масла, поступающего непосредственно на впрыск винтового компрессора, т.е. после МХ.

Во время пускового режима значение кинематической вязкости масла снижается от максимального значения до значения, соответствующего установившемуся режиму. В интервале температур от  $-5^{\circ}\text{C}$  до  $+2^{\circ}\text{C}$ , допустимых в соответствии с инструкцией по эксплуатации компрессоров [2], кинетическая вязкость масла принимает максимальное значение  $\vartheta_{\text{max}}=350$  сСт. Это значение принимается для дальнейших расчетов силы сопротивления вращению винтов компрессора в начальный момент пускового режима. Для расчетов в выражении (7) принимаем  $S_{\Sigma}=\text{const}$  и  $\rho=\text{const}$ , а площадь винта  $S_{\Sigma}$ , на которую действует противодействующая сила, равна суммарной площади поверхности четырех зубьев погруженных в масло на глубину  $h$ . Значение  $v(t)$  изменяется в соответствии с разгонной харак-

теристикой приводного электродвигателя от 0 до  $V_{\max}=\pi \cdot D \cdot n_n$ , где  $n_n$  – номинальные обороты электродвигателя.

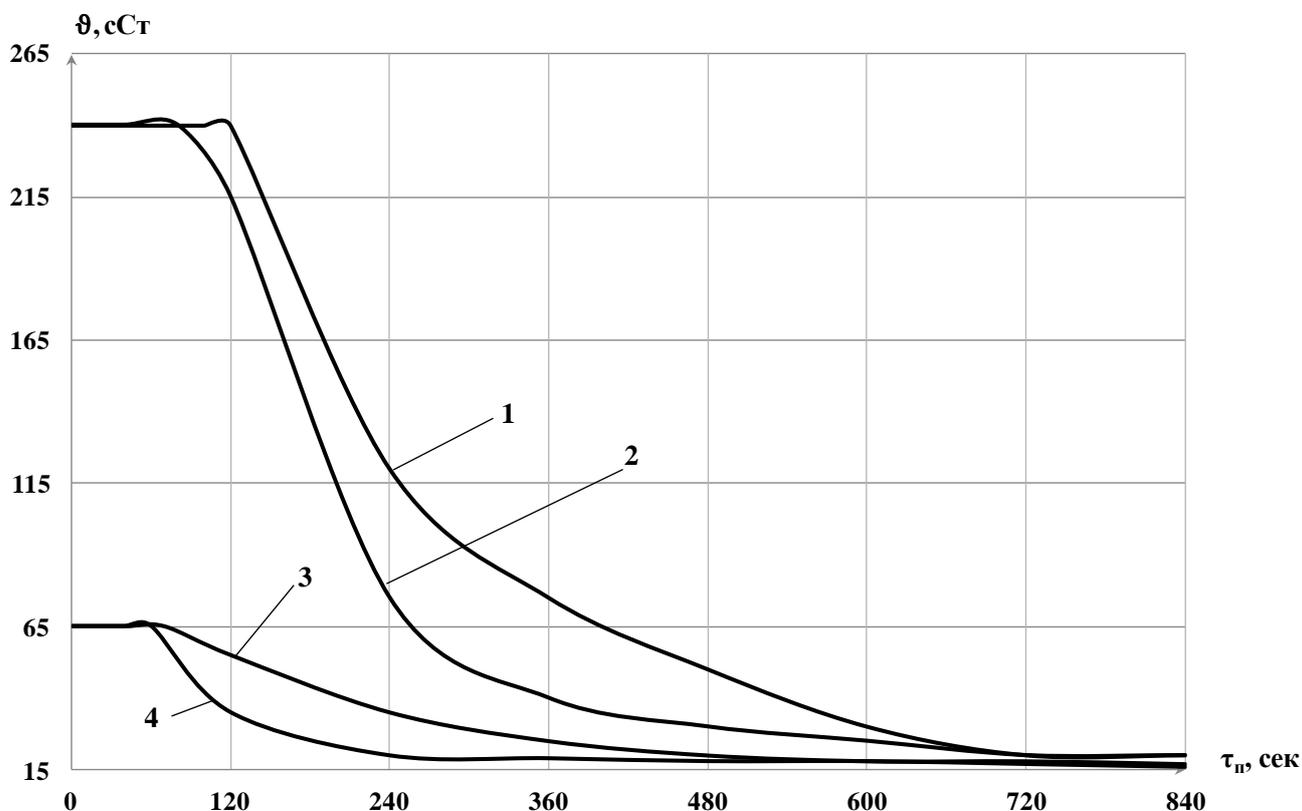


Рис. 3. Изменение вязкости масла в период пуска компрессора:

- 1 – изменение вязкости масла до МХ при  $T_{oc} = 275$  К;
- 2 – изменение вязкости масла после МХ при  $T_{oc} = 275$  К;
- 3 – изменение вязкости масла до МХ при  $T_{oc} = 298$  К;
- 4 – изменение вязкости масла после МХ при  $T_{oc} = 298$  К.

На рис. 4 приведено смоделированное распределение нагрузок при передаче вращающего момента от приводного электродвигателя на ротор ВКМ ЗИФ-ШВ-5, погруженный нижними частями зубьев винта в застывшее масло.

Как видно из рис. 4 при максимальном погружении зубьев винта в масло на глубину  $h=35$  мм и температуре окружающей среды  $T_{oc} = -5^{\circ}$  С, кинематической вязкости масла  $\nu_{\max}=350$  сСт, происходит нарастание силы  $P$ , противодействующей вращению винтов со стороны рабочей жидкости от 0 до  $120 \cdot 10^6$  Па. Концентрация напряжений происходит в сечении А-А в месте изменения диаметра вала. Известно, что такие переходы ха-

рактируются концентраторами напряжения. Поэтому обрывы вала наиболее часто происходят именно в сечении А-А.

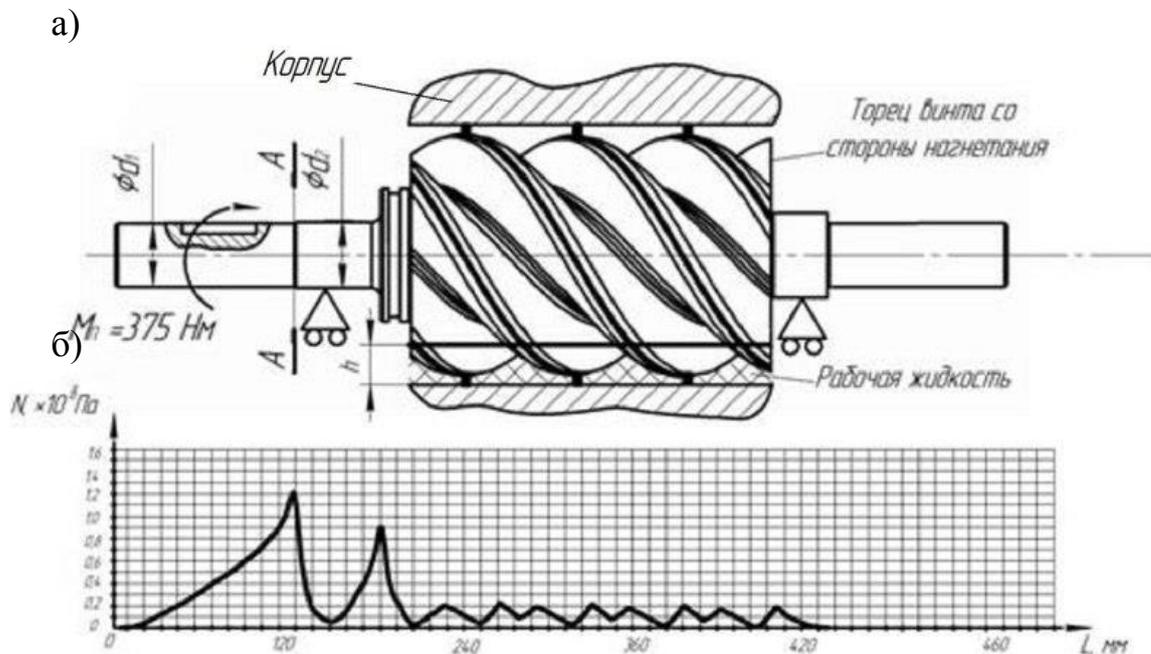


Рис. 4. Распределение нагрузок на ведущий ротор ВКМ при частичном погружении его в рабочую жидкость:

- а) общий вид ВЦ ротора;
- б) осциллограмма распределения нагрузок по длине ротора.

Ротор при малых оборотах в момент пуска работает в условиях кручения, а напряжения от продольных усилий – незначительны. Напряжение в нагруженном вале, как показано в [7], определяются выражением:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}, \quad (9)$$

где  $\tau_{кр}$  – максимальное напряжение, возникающее в сечении при максимальном моменте, Н/м<sup>2</sup>;

$M_{кр}$  – максимальный момент, Н·м.

$W_{кр}$  – полярный момент сопротивления в сечении вала, м<sup>3</sup>.

При этом полярный момент определяется выражением:

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot D^3}{16}, \quad (10)$$

где:  $D$  – диаметр в сечении вала, м.

Учитывая, что для стали Ст 45  $\tau_{кр} = 230 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ , а диаметр в сечении  $D = 0,034 \text{ м}$ , определим из (9)  $M_{кр}$ :

$$M_{кр} = 230 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,034^3}{16} = 1773 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Как показано в [8] максимальный момент двигателя, который может быть передан валу компрессора, определяется выражением:

$$M_{max} = K_M \cdot M_{ном}, \quad (11)$$

где  $K_M$  – перегрузочная способность двигателя;  
 $M_{ном}$  – номинальный момент двигателя, Н·м.

Расчетное значение номинального момента составляет  $M_{ном}=375 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Учитывая перегрузочную способность двигателя ( $K_M=1,2$ ), максимальный момент, развиваемый электродвигателем, составит:

$$M_{max} = 1,2 \cdot M_{ном} = 1,2 \cdot 375 = 450 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

В связи с тем, что  $M_{кр}=1773 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , а максимальный крутящий момент, развиваемый двигателем компрессора при пуске  $M_{max}=450 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , можно предположить, что обрыв вала ротора может происходить только после многократных пусков компрессора в холодном состоянии в условиях низких температур.

Установлено, что используемый для привода ПШКУ ЗИФ-ШВ-5 асинхронный двигатель ВАО-81-4У5 с номинальной мощностью 40 кВт и  $n_n=1470 \text{ об/мин}$ , работает с перегрузкой при запуске компрессора в холодное время года и нечетко работающим обратным клапаном на нагнетании ВКМ. В условиях эксплуатации наблюдаются многочисленные случаи разогрева электрических обмоток двигателя до температуры, превышающей  $165^\circ \text{ С}$ , что приводит к срабатыванию тепловой защиты компрессорной установки. При нечеткой работе клапана стравливания наблюдались случаи перегрева электродвигателя и выгорания его обмоток с возникновением пожароопасных ситуаций, что приводит к переполнению полостей

маслом и создает значительное сопротивление при пуске электродвигателя. Это подтверждается многочисленными наблюдениями за работой винтовых компрессорных установок ЗИФ-ШВ-5 в реальных шахтных условиях эксплуатации в основном в холодное время года при размещении их в не отапливаемых помещениях подъемных машин, на терриконах шахт, а иногда и в околоствольных дворах.

На основании проведенных наблюдений и расчетов разработана функциональная схема ПШКУ с опережающей подачей рабочей жидкости (масла) в полости сжатия ВКМ, которая позволяет уменьшить задержку впрыскивания масла до  $2 \div 3$  с и нормализовать температурный режим его работы.

Для предотвращения скопления рабочей жидкости в полостях сжатия ВКМ после его остановки предложено установить обратный клапан на давление  $0,02$  МПа непосредственно после выхода сжатого воздуха из окна нагнетания компрессора. Регулированием клапана стравливания установлено время стравливания сжатого воздуха из полостей, которое составляет не более  $30 \div 45$  с. Регулирование не позволяет рабочей жидкости поступать из тракта нагнетания в полости сжатия компрессора при остановках ВКМ и, таким образом, предупреждает переполнение жидкостью полостей и её скопление в расточках корпуса под роторами. Это существенно снижает нагрузку на рабочие органы компрессора при пусках. Кроме того, было предложено произвести конструктивную доработку ВЩ ротора, а именно – хвостовик вала ВЩ ротора компрессора выполнить в виде конуса от конца ротора до сечения А-А (см. рис. 4). Расчетами установлено, что концентрация напряжений в наиболее нагруженном сечении А-А вала при этом уменьшилась практически в 2 раза и в условиях эксплуатации обрыв вала ВЩ ротора ПШКУ не происходил.

Кроме перечисленных выше технических решений, направленных на предотвращение установленных в результате исследований локальных нарушений в работе ВКМ, наблюдаемых в холодное время года, была разработана система пожаротушения и контроля газа-метана, обеспечивающая высокую степень пожарной защиты всей шахтной компрессорной установки [9], в том числе, при разогреве внешней поверхности компрессора и приводного электродвигателя. Общий вид ПШКУ с такой системой пожарной защиты и контроля газа-метана приведен на рис. 5.

На нагнетательной линии ПШКУ предусмотрен датчик контроля газа СО (позиция 6), который предназначен для раннего обнаружения появления высоких внутрикамерных температур в ВКМ и предупреждения возгорания масла. Был проведен большой объем испытаний такой ПШКУ марки УКВШ-7,5/7У5Т в угольных шахтах. Система автоматической защиты

(САЗ) обеспечивает высокую эффективность и надежность, что позволило начать применение УКВШ-7,5/7У5Т в особо опасных условиях тупиковых выработок угольных шахт, опасных по газу и пыли. В настоящее время ПШКУ УКВШ-7,5/7У5Т выпускается серийно заводами концерна «Укрро-металл».

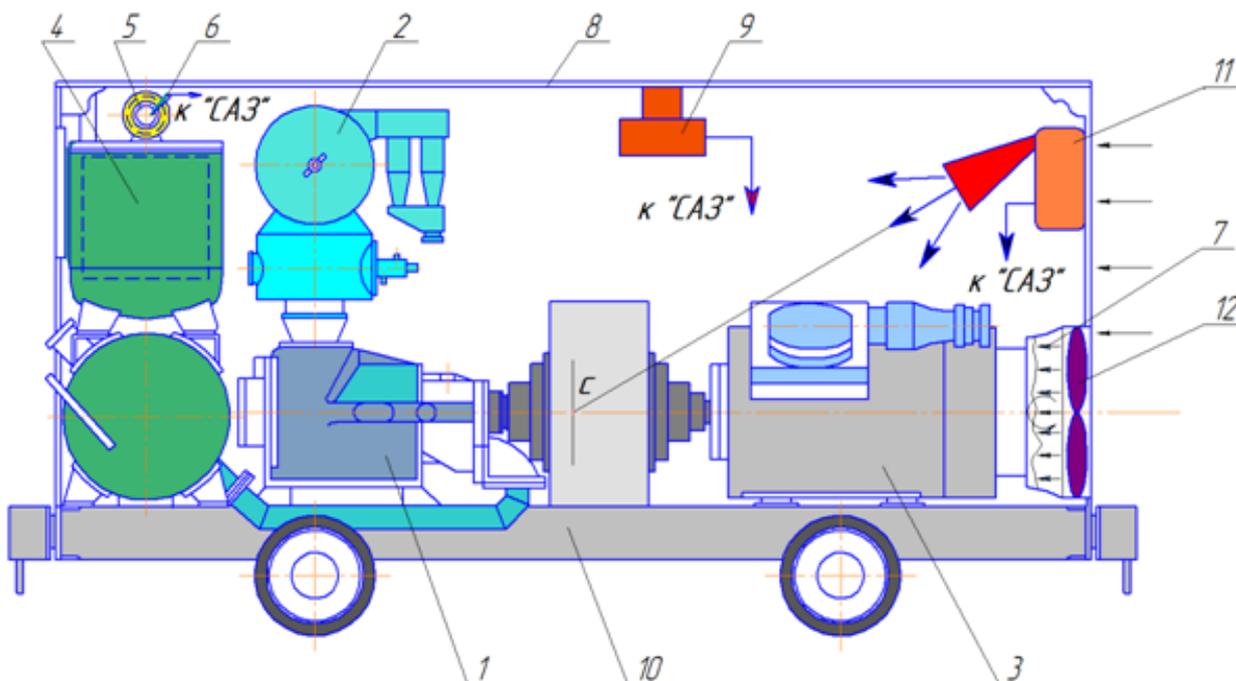


Рис. 5. Общий вид ПШКУ с системой пожаротушения и контроля концентрации метана:

1 – компрессор; 2 - воздушный фильтр; 3 – электропривод; 4 – маслоотделитель; 5 – линия нагнетания; 6 – датчик контроля содержания газа СО; 7 – радиатор; 8 – кожух; 9 – датчик контроля метана; 10- передвижная платформа; 11 – система пожаротушения; 12 – вентилятор.

Внедрение предложенных технических решений на компрессорных установках ЗИФ-ШВ-5М, УКВШ-5/7 и УКВШ-7,5/7У5Т позволило снизить тепловые нагрузки при их работе до допустимых пределов и повысить пожаровзрывобезопасность и эксплуатационную надежность ПШКУ. В настоящее время ведутся работы по замене применяемых на ПШКУ горючих нефтяных масел на негорючие рабочие жидкости НРЖ, что существенно повышает пожаробезопасность этих компрессорных машин при эксплуатации в угольных шахтах.

## ВЫВОДЫ

1. Установлены и исследованы причины возникновения пожароопасных ситуаций при работе шахтных ВКМ установок в холодное время года при пониженных температурах окружающей среды.

2. При низкой температуре окружающей среды в допустимой зоне её изменения от  $-5^{\circ}\text{C}$  до  $+2^{\circ}\text{C}$  в соответствии с инструкцией по эксплуатации шахтных ВКМ ЗИФ-ШВ-5М, УКВШ-5/7 в их рабочих полостях появляются повышенные температурные нагрузки, вызванные запаздыванием на  $2\div 10$  мин, а иногда и более, подачи масла на охлаждение и смазку узлов трения ВКМ, приводящие к ускоренному их износу и возникновению аварийных пожаровзрывоопасных ситуаций.

3. В пусковом режиме работы ПШКУ из-за повышенной в 10-15 раз вязкости масла в системе смазки при низкой температуре окружающей среды возникают значительные нагрузки на вал ведущего ротора, приводящие в ряде случаев к аварийному выходу его из строя с возникновением пожароопасных ситуаций.

4. Нормализация температурного режима ПШКУ может быть достигнута за счет применения специальной функциональной схемы её работы с опережающей подачей рабочей жидкости в полости сжатия ВКМ.

5. Проведение дальнейших исследований ПШКУ должно быть направлено на создание эффективной комплексной системы защиты, обеспечивающей предотвращение даже возможности возникновения пожароопасных ситуаций на этих компрессорных установках.

6. Прогрессивным направлением по совершенствованию ПШКУ является применение негорючих рабочих жидкостей вместо применяемых горючих нефтяных масел.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бондаренко Г.А. Винтовые компрессоры в системах обеспечения сжатым воздухом / Бондаренко Г.А., Жарков П.Е. – Сумы: СумГУ, 2003. – 130 с.

2. Правила безопасности в угольных шахтах: НПАОТ 10.0-1.01-10. – Офиц. изд. – Харьков: ФОРТ, 2010. – 225 с.

3. Сакун И.А. Винтовые компрессоры / Сакун И.А. – Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.

4. Винтовые компрессорные машины / [Амосов П.Е., Бобриков Н.И., Шварц А.И., Верный А.Л.]. – Л.: Машиностроение, 1977. – 256 с.

5. Дегтярев В.И. Повышение эффективности пневматических установок горных предприятий / Дегтярев В.И. – М.: Недра, 1993. – 238 с.

6. Лобода В.В. Повышение надежности и безопасности шахтного винтового компрессора путем нормализации его температурного режима / В.В. Лобода // Стационарное оборудование шахт: сб. науч. тр. / НИИГМ им. М.М. Федорова. – Донецк, 1987. – С. 184-195.

7. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин. Справочник / Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. – [3-е изд., перераб. и доп]. – М.: Машиностроение, 1979. – 702с.

8. Электропривод и электрификация подземных горных работ / [Щуцкий В.И., Глухарев Ю.Д., Малиновский А.К., Плащанский Л.А.]. – М.: Недра, 1981. – 319 с.

9. Пат. № 40222 Україна МПК F04C 29/02, F04C 18/16. Шахтна гвинтова компресорна установка підвищеної пожежобезпеки / Грядущий Б.А., Коваль А.М., Лобода В.В., Кірік Г.В., Жарков П.Є., Белозеров В.О., Пашковський П.С.; заявник і патентовласник НДІГМ ім. М.М. Федорова. –№ 200813363; заявл. 19.11.08; опубл. 25.03.09, Бюл. № 6.

Получено: 16.05.17

*The causes of fire and explosion hazardous situations occurrence by low temperature of environment on mine mobile compressor systems which include screw-shaped oil-filled compressors have been analyzed. The analysis of possible variants of faults of working process in mine screw-shaped oil-filled compressor which lead to fire hazardous situation by operation has been set out. The main causes of breakdown of executive devices have been determined, which lead to accidental increase of temperature load. The technical solutions have been proposed for normalization of temperature load and increase of fire and explosion safety of mine screw-shaped compressor systems.*

**Keywords: fire and explosion safety, screw-shaped compressor, petroleum oil, hydraulic fluid, emergency situation, rotor, load, high temperature, normalization.**