

**В.Ф. Борисенко, В.А. Сидоров, А.И. Землянский**  
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

## ПОДХОДЫ К СОЗДАНИЮ ИМИТАЦИОННЫХ МОДЕЛЕЙ СЛОЖНЫХ СИСТЕМ С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

*В промышленности работает большое число электромеханических систем (ЭМС), приводимых в движение различными приводами постоянного или переменного тока. Моменты сопротивления со стороны механизмов могут иметь различные законы изменения, кинематические схемы существенно отличаются друг от друга. Классификация ЭМС может быть выполнена по типу расчётной механической схемы и характеру нагружения.*

*Отсутствие достаточного объёма данных о режимах нагружения на этапе проектирования приводит в реальности к отказам под действием паразитных сил. Определение причин отказа требует не только качественной, но и количественной оценки, что достигается имитационным моделированием, в первую очередь динамических сил, возникающих при увеличении зазоров. Прикладной характер данного исследования требует использования единого подхода, позволяющего свести сложные расчётные схемы к нескольким типовым и оценке поведения системы.*

**Ключевые слова:** электромеханическая система, расчётная схема, имитационная модель, паразитные нагрузки.

В процессе проектирования и расчёта механизма конструктор руководствуется нагрузками заданными техническим заданием. Реальный спектр нагрузочных характеристик (значение, частота проявления, длительность приложения силы и др.) всегда отличается от проектного значения. Весьма затруднительно оценить динамические силы, часто являющиеся причиной повреждения и разрушения деталей, что определяется сложностью формы реальных деталей и несовершенством аналитических методик определения напряжений. Стремление повысить уровень надёжности заставляет проектировщиков машин и конструкций увеличивать запасы прочности. Принятые при расчёте допущения снижают или завышают необходимую прочность элементов машин. Увеличение размеров деталей ведёт к возрастанию сил инерции, уменьшение - снижает уровень воспринимаемых напряжений.

Уровень незнания фактических нагрузок на этапе расчёта и конструирования компенсируется коэффициентом незнания – коэффициентом запаса прочности ( $K_{zn}$ ). При этом проявляется следующая зависимость – чрезмерный запас прочности – увеличенная масса, значительные динамические силы; недостаточный – малая сопротивляемость появлению паразитных сил в процессе эксплуатации механического оборудования.

Возможны два пути решения: точное определение механических характеристик используемых материалов [1,2], определение возникающих динамических нагрузок [3...5]. Решению первой

задачи препятствуют: отсутствие критерия подобия между механическими свойствами стального образца и материалом детали, отсутствие аналогичных признаков разрушения при испытаниях и при отказе, разброс свойств материала, отсутствие характеристик, однозначно определяющих прочность материала независимо от величины действующих нагрузок и температуры, масштабный фактор. Для решения второй задачи необходимо точно определить значения всех параметров, входящих в решаемые дифференциальные уравнения.

На первом этапе исследования проводится классификация паразитных сил: а) центробежные; б) динамические; в) силы, возникающие из-за неравномерного приложения нагрузки; г) силы, проявляющиеся при тепловом расширении деталей; д) силы, возникающие из-за перекосов элементов конструкции; е) силы, связанные с увеличением коэффициента трения; ж) силы, проявляющиеся при изменении жёсткости соединительных элементов.

В случае (а) имеет место дисбаланс вращающегося элемента. Возникающая при этом центробежная сила  $C = m \cdot \omega^2 \cdot r$ , зависит от массы  $m$ , радиуса расположения  $r$  дисбаланса и угловой скорости  $\omega$  вращения ротора

Динамические (ударные) нагрузки (б), возникают при появлении зазора, в котором происходит перемещение детали. По второму закону Ньютона появляется сила  $F = m \times a$ , где  $m$  – масса,  $a$  – ускорение соударяющихся тел. Эти нагрузки

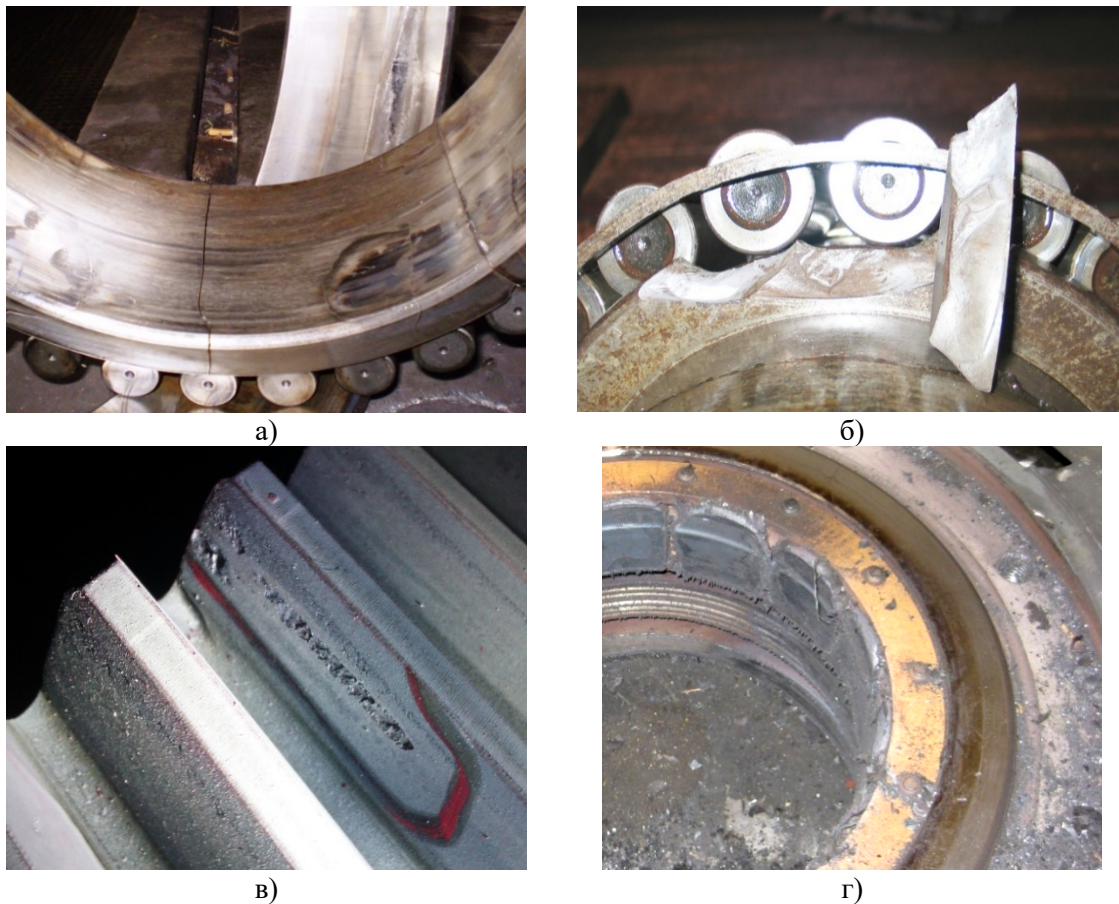


Рис. 1. Проявление паразитных сил:

а) поперечные трещины на кольце подшипника; б) сколы бортов кольца подшипника качения при ударной нагрузке; в) смещение пятна контакта зубчатой передачи; г) ускоренный износ роликов подшипника качения при нарушении режима смазывания

проявляются при быстром выборе зазора, изменении направления вращения и др.

Неравномерное приложение нагрузки (в) возникает из-за неоднородности выработки элементов конкретного узла механизма.

Большое значение могут оказывать усилия, возникающие при тепловом расширении деталей (г) и отсутствии компенсаторов, особенно при контакте разнородных элементов с различными коэффициентами линейного расширения.

Часто причиной выхода из строя узлов и деталей служат перекосы (д), снижающие площадь контакта деталей и увеличивающие контактные напряжения, последние возникают из-за несоосности валов, одностороннего нагрева, износа посадочных мест.

К причинам аварийности следует отнести резкое увеличение коэффициента трения до недопустимых значений при отсутствии смазочного материала в зоне контакта. В случае сухого трения (сталь по стали)  $f=0,15$ ; при схватывании коэффициент трения  $-f>1,0$ .

В процессе эксплуатации механизма возможно появление трещин в его узлах и деталях, ослабление резьбовых соединений и другие

причины, приводящие к изменению жёсткости сопрягаемых узлов – случай (ж). При динамическом нагружении это провоцирует рост напряжений в деталях механизма и повышение вибрационной активности.

Примеры проявления паразитных сил показаны на рис. 1.

Для электромеханической системы важно рассмотреть следующие элементы:

- двигатель, как преобразователь электрической энергии в механическую;
- соединительные элементы, передающие крутящий момент и компенсирующие отклонения в положении валов – муфты, шпиндели, карданные валы;
- преобразователь характеристик движения – редуктор, шестерённая клеть;
- исполнительный орган – барабан, рабочее колесо, прокатные валки.

Аксиомы работоспособного состояния механической части: низкий уровень вибрации и шума; допустимые значения температуры узлов механизма; сохранение целостности деталей. Это достигается минимизацией динамических, в частности ударных процессов, обеспечением

заданного режима смазывания, отсутствием недопустимых внешних нагрузок и др.

Аксиомы работоспособного состояния электрической части: допустимые значения электрических величин – тока, напряжения, сопротивления, ёмкости, индуктивности; допустимые значения температуры узлов; сохранение целостности и взаимного расположения деталей.

При последующем изложении материала, в качестве примера, использован дымосос установки газоочистки сталеплавильного цеха. Технические характеристики: мощность приводного двигателя 1000 кВт, частота вращения 1475 об/мин. Моделирование неисправностей электро-механической системы требует использования нескольких расчётных моделей:

1. *Кинематической* (рис. 2а) – основание для построения схем надёжности (рис. 2б).

2. *Преобразования электрической энергии в механическую*, основанной на законах электромагнитной индукции и электромагнитных сил:

$$P_{эл} = P_{мех} + \Delta P, \quad (1)$$

где  $P_{эл}$  – электрическая мощность, подводимая к двигателю со стороны сети;  $P_{мех} = M\omega$  – механическая мощность на валу;  $\Delta P$  – потери мощности (тепловые, вследствие трения и др.).

3. *Силовой* – определяющей действующие силы на основе аксиом статики, кинематических параметров движения и законов динамики.

4. *Крутильных колебаний* (рис. 2в). Наиболее простым представлением упруго-вязкой механической системы является двухмассовая расчётная схема. В случае учёта сухого трения и зазора поведение системы описывается уравнениями:

$$\begin{aligned} J_1 \times p\omega_1 &= M_1 - M_{12} - M_{ТР1}(\omega_1), \\ J_2 \times p\omega_2 &= M_{12} - M_2 - M_{ТР2}(\omega_2), \\ M_y &= C_{12} \times \Delta\varphi_{12}, \\ M_\beta &= \beta_{12} \times \Delta\omega_{12}, \\ M_{12} &= M_y + M_\beta, \\ \Delta\varphi_{12} &= 0 \text{ если } \Delta\omega_{12}/p \leq \delta\varphi_{12}, \\ \Delta\varphi_{12} &= \Delta\omega_{12}/p \text{ если } \Delta\omega_{12}/p > \delta\varphi_{12}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $p$  – оператор Лапласа;  $J_1$  – момент инерции первой массы;  $J_2$  – момент инерции второй массы;  $\omega_1$  – частота вращения первой массы;  $\omega_2$  – частота вращения второй массы;  $M_1$  – движущий момент первой массы;  $M_{12}$  – движущий момент второй массы;  $M_2$  – момент сопротивления механизма, приложенный ко второй массе;  $M_{ТР1}$  – момент сухого трения первой массы, зависящий от частоты вращения первой массы  $\omega_1$ ;  $M_{ТР2}$  – момент сухого трения второй массы, зависящий от частоты вращения второй массы  $\omega_2$ ;  $M_y$  – упругая составляющая момента, пропорциональная углу

закручивания вала между первой и второй массами;  $M_\beta$  – вязкая составляющая момента, пропорциональная разности частот вращения первой и второй масс;  $C_{12}$  – коэффициент упругости между первой и второй массами,  $C_{12} = M_{12}/\Delta\varphi_{12}$ ;  $\beta_{12}$  – коэффициент вязкого трения между первой и второй массами  $\beta_{12} = M_{12}/\Delta\omega_{12}$ ;  $\Delta\varphi_{12}$  – текущее значение угла закручивания между первой и второй массами;  $\Delta\omega_{12}$  – текущее значение разности частот вращения масс;  $\delta\varphi_{12}$  – зазор в кинематической передаче.

5. *Продольных вибрационных колебаний* (рис. 2г) – основной элемент – двухмассовая расчётная схема со стремящейся к бесконечности второй массой. Данный элемент используется для построения многомассовых расчётных моделей [6] уникальных объектов. Факторы модели: масса –  $m$ , жёсткость –  $c$ , коэффициент демпфирования –  $h$ . Колебания системы возможны при воздействии переменной силы –  $F$ . Характер вынужденных колебаний определяется силой инерции, упругости, демпфирования и возмущающей силой:

$$m\ddot{x} + h\dot{x} + cx = F. \quad (3)$$

В данной модели учитываются характеристики и реакции системы: масса, жёсткость, коэффициент демпфирования. Значения этих величин при измерениях вибрации неизвестны, но предполагаются неизменными. Повреждения в механической системе приводят к изменению характеристик последней: изменению жёсткости при износе деталей или ослаблении резьбовых соединений; изменению коэффициента демпфирования при развитии трещин и др.

Реакции системы (виброускорение, виброскорость, виброперемещение), являются функцией вынуждающей силы и характеристик системы.

Для получения объективной оценки необходимы значения величин:

- виброускорения  $a$  – как показателя сил инерции;
- виброскорости  $V$  – как показателя энергии механических колебаний;
- виброперемещения  $S$  – как показателя линейных отклонений;
- частоты  $f$  – как идентификатора источника механических колебаний.

6. *Термодинамической*, учитывающей процессы нагрева и охлаждения для оценки усталостных явлений. Если представить двигатель однородным телом, тогда:

$$\tau = \tau_{уст}(1 - e^{-t/T_n}), \quad (4)$$

где  $\tau_{уст}$  – установившаяся температура перегрева,  $T_n$  – постоянная нагрева.

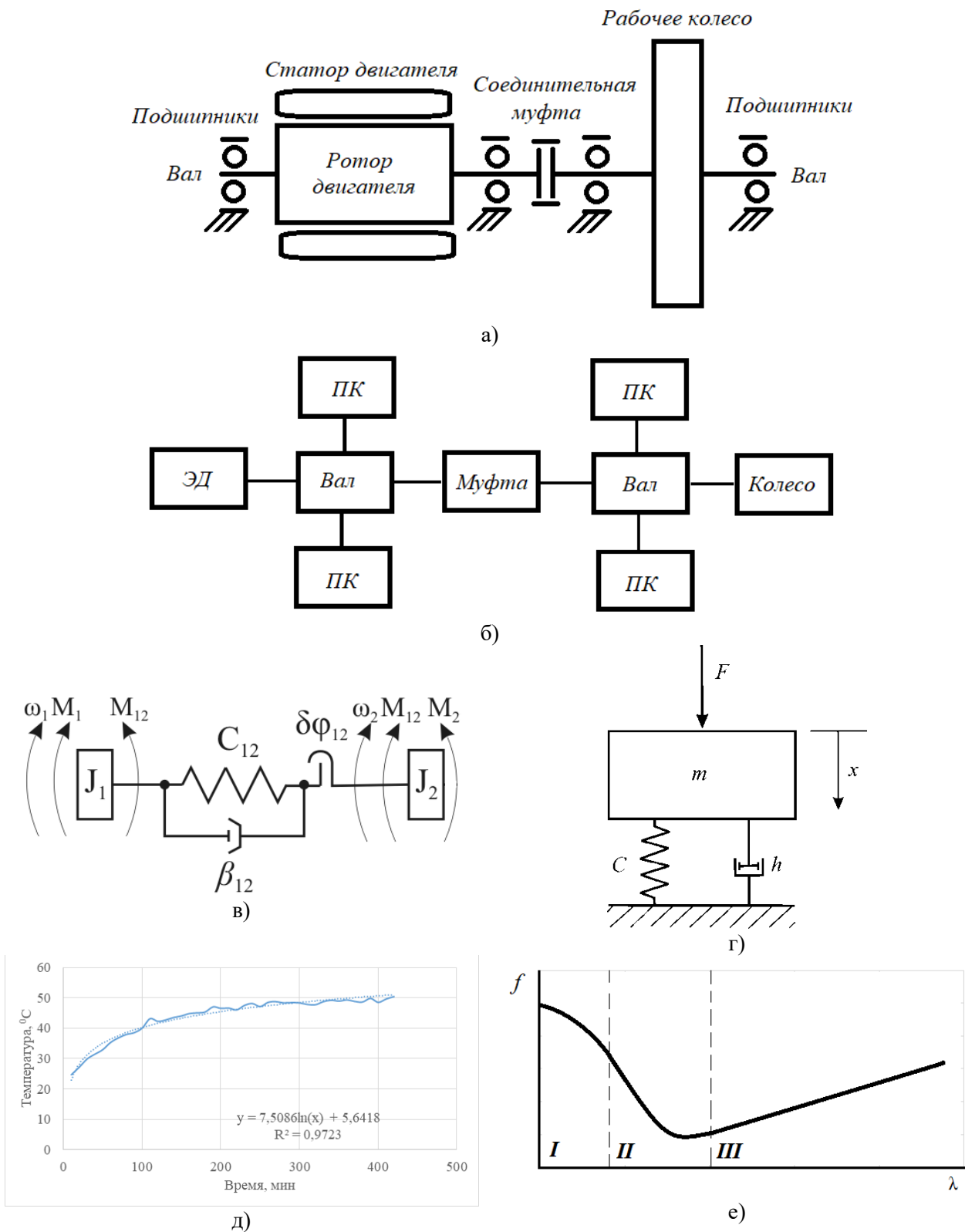


Рис. 2. Модели электромеханической системы:  
 а) кинематическая; б) надёжности; в) двухмассовая модель крутильных колебаний;  
 г) модель продольных вибрационных колебаний; д) термодинамическая зависимость прогрева исправного механизма до установившейся температуры;  
 е) диаграмма Герси-Штрибека

Изменение  $\tau_{уст}$  и  $T_n$  в процессе эксплуатации указывает на нарушение стабильности величин термодинамического равновесия – появления

дополнительных сил трения, переменных значениях теплопередачи или теплоёмкости. Диагностические параметры (рис. 2д) при тепловом

исследовании: время прогрева механизма до установившейся температуры, скорость нагрева, абсолютное значение и др.

7. *Гидродинамической* – определяющий зависимость коэффициента трения  $f$  от характеристики режима работы подшипника  $\lambda$  (рис. 2е):

$$\lambda = \mu \times \omega / p; \quad (5)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость смазочного материала;  $\omega$  – угловая скорость вращения вала;  $p$  – давление в зоне трения.

Показанные на рис. 2е зоны определяют виды трения: I – граничное трение; II – полужидкостное трение; III – жидкостное трение. Гидродинамическая теория смазки при определении силы трения  $F$  учитывает размеры подшипника (радиус  $r$  и длину  $l$ ), вязкость смазочного материала  $\mu$ , угловую скорость  $\omega$  и зазор  $\delta$ :

$$F = 2\pi \times r^2 \times l \times \mu \times \omega / \delta. \quad (6)$$

8. *Модели развития повреждений*: допустимых значений, износую, ступенчатых переходов и логическую, учитывающую взаимное влияние элементов [7].

При проектировании значения составляющих величин данных моделей оцениваются ориентировочно. В процессе эксплуатации, при различных режимах нагружения, изменяются: внешние силы, нагрузки на элементы, характеристики

масляной плёнки; значения упруго-демпфирующих свойств и др. Происходит раскрытие или закрытие зазоров, меняется взаимное расположение деталей, что служит причиной изменения технического состояния. Дополнительно, следует отметить несимметричность характеристик однотипных элементов. Точные значения параметров моделей в условиях эксплуатации определить невозможно, однако, возможно оценить степень их влияния на протекающие процессы и скорость изменения.

Каждому механизму присущи свои особые свойства, но можно выделить ряд общих признаков, таких, как работа с постоянной нагрузкой при выполнении технологической операции ( $M_C = \text{const}$ ), активный или реактивный характер нагружения; зависимость момента сопротивления от частоты вращения  $\omega$  ( $M_C = f(\omega)$ ), работа по закону постоянства мощности ( $M_C = k/\omega$ ), зависимость момента сопротивления от угла поворота механизма (звена) и его производных ( $M_C = f(\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi})$ ); вероятностный характер нагружения ( $M_C = f(t)$ ).

Перечисленные основные законы изменения момента сопротивления присущи определенным группам механизмов (рис. 3).

$M_C = \text{const}$  – *активный* – механизмы подъёма груза – крановые подъёмники; шахтная подъёмная установка с уравновешивающим канатом и противовесом.

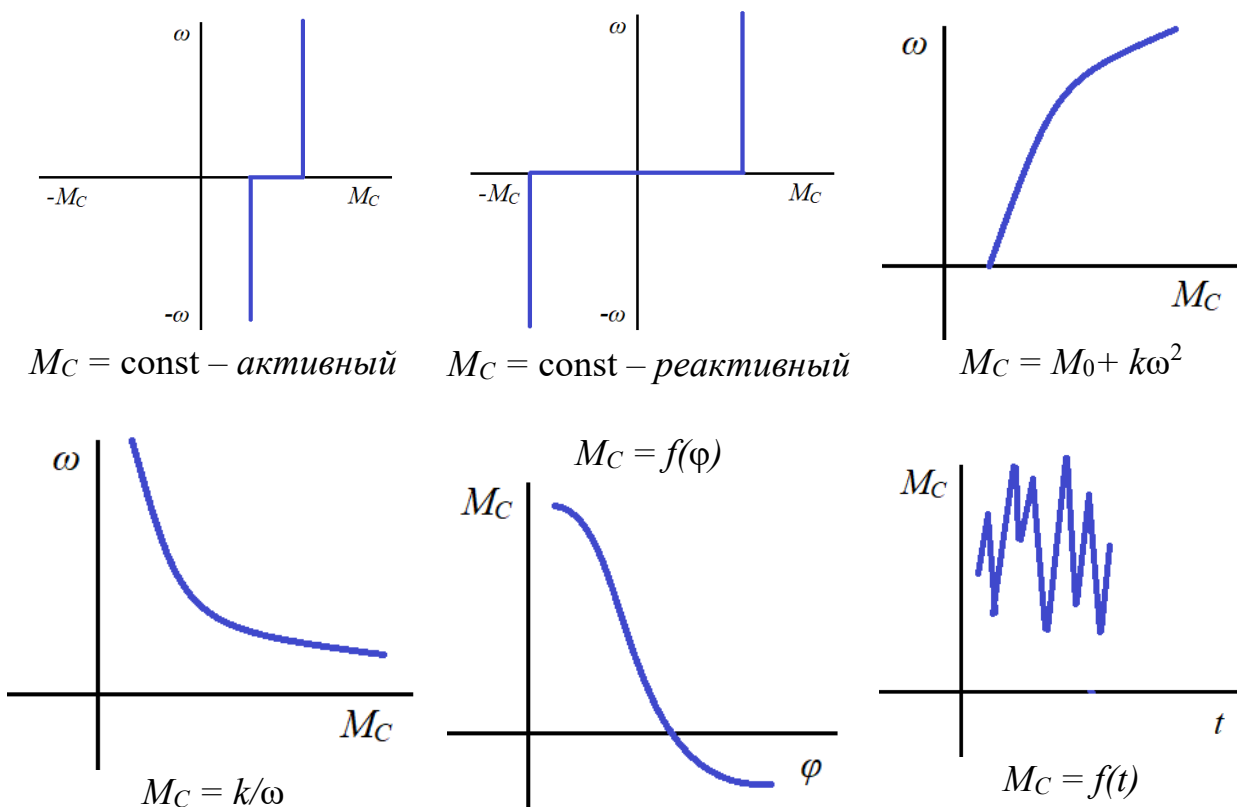


Рис. 3. Основные законы изменения момента сопротивления

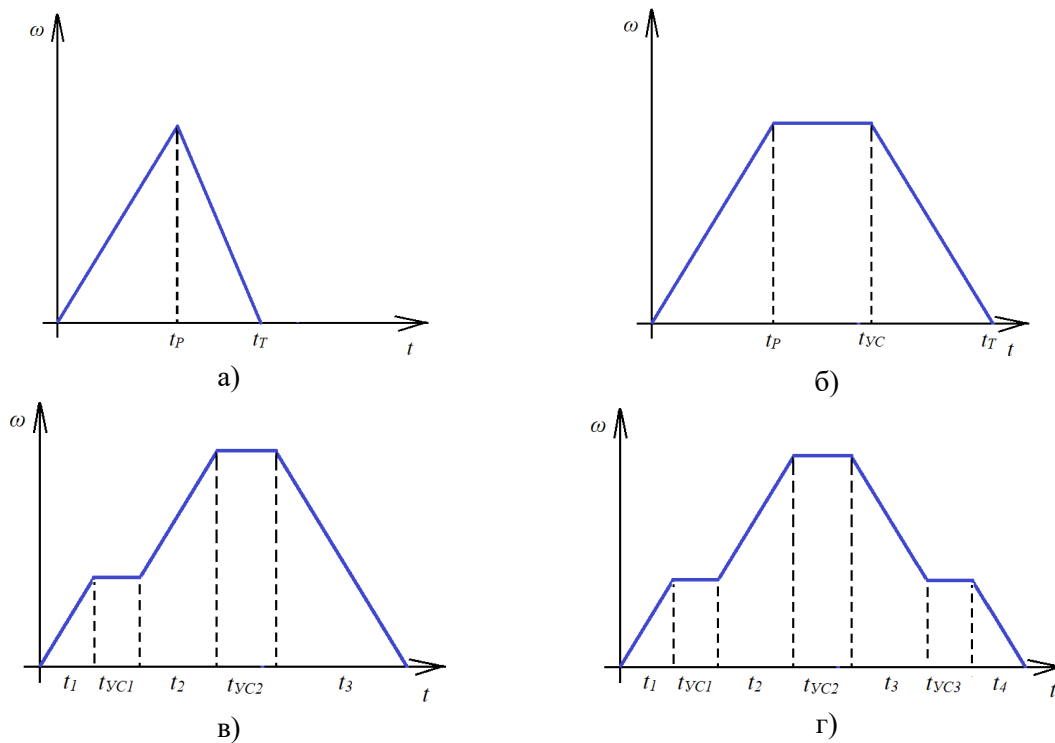


Рис. 4. Тахограммы движения производственных механизмов:  
 а) треугольная; б) трапецеидальная; в) пятипериодная; г) семипериодная

$M_C = \text{const}$  – реактивный – механизмы передвижения: крана, тележки, слитковоза, рольганга и др.

$M_C = f(\omega)^n - M_C = M_0 + k\omega^2$  – вентиляторы, насосы, дымососы, эксгаустеры с частотой вращения  $\omega \leq 1000 \dots 1500 \text{ c}^{-1}$ , при  $\omega > 3000 \text{ c}^{-1} n > 2$  (2,1; 2,15; 2,2).

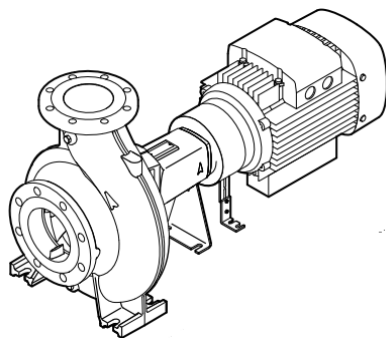
$M_C = M_{CM} \times \sin \omega t$  – поршневые компрессоры и насосы – одинарного, двойного, двухступенчатого действия.

$M_C = f(\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi})$  – грохоты, опрокидывающие механизмы, механизм поворота конвертера, ножницы – летучие, кривошипно-шатунные, рычажные и др.

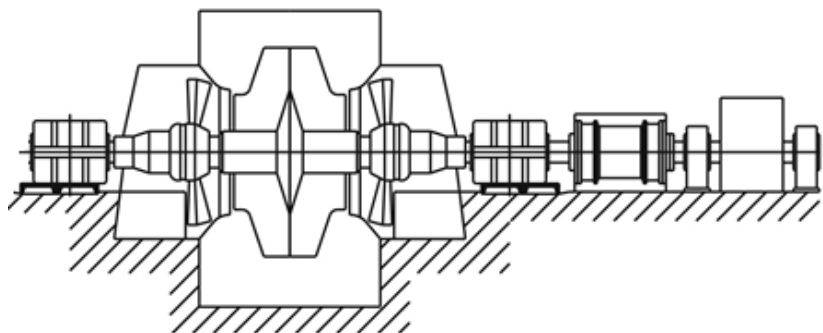
Проанализируем расчётные механические схемы типовых производственных устройств для классификации действующих моментов (сил) и

характера их изменения при обработке типовых диаграмм движения (рис. 4).

Механизмы аэрогидродинамической группы работают в длительном режиме при постоянной частоте вращения. Особые условия предъявляются к пусковым режимам агрегатов, особенно большой мощности. Нагрузочная диаграмма для этих механизмов состоит из двух участков – пускового и рабочего. Торможение осуществляется «самовыбегом», реже применяется динамическое торможение. С появлением мощных, надёжных преобразователей частоты (ПЧ) регулирование производительности механизмов с «вентиляторным» моментом осуществляется по системе ПЧ-АД, ПЧ-СД. Наиболее простой схеме соединения соответствуют блоки «приводной двигатель – насос», «приводной двигатель – вентилятор» (рис. 5).



а)



б)

Рис. 5. Схемы соединения:  
 а) двигатель – насос; б) двигатель – вентилятор

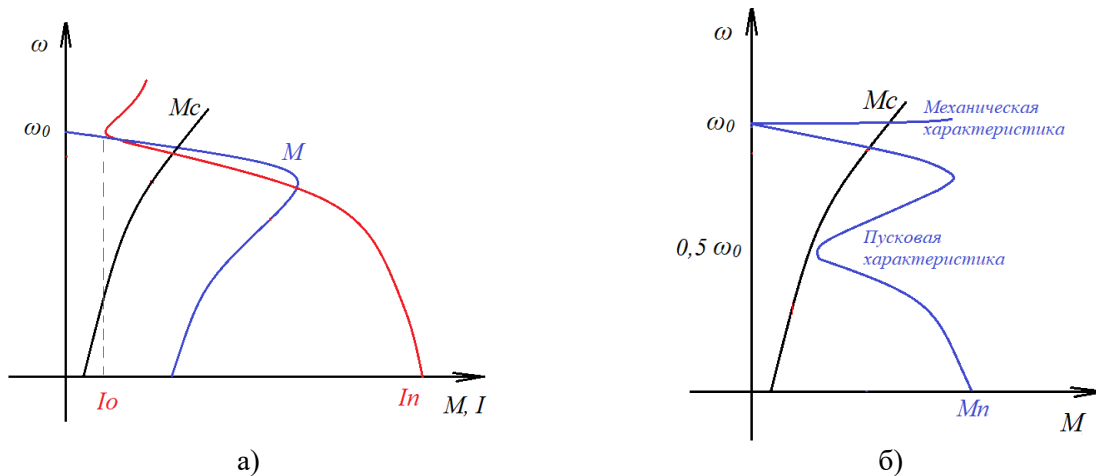


Рис. 6. Пусковые характеристики:  
 а) для АД –  $I_n=(5...7) I_n$ ; б) для СД –  $I_n=(4...8) I_n$

При этом коэффициент инерции  $\gamma$  составляет 2...20:

$$\gamma = (J_{ДВ} + J_{МЕХ})/J_{ДВ}; \quad (7)$$

где  $J_{ДВ}$  и  $J_{МЕХ}$  – соответственно, момент инерции двигателя и механизма.

Соединение между двигателем и механизмом жёсткое, поэтому можно рассматривать  $J_{\Sigma}=J_{ДВ}+J_{МЕХ}$  как одномассовую систему с присутствием ей уравнением движения:

$$M - M_C = J_{\Sigma} \times (d\omega/dt), \quad (8)$$

$$t_p = J_{\Sigma} \times (\omega_2 - \omega_1) / (M - M_C) = J_{\Sigma} \times \omega_2 / M_{динср}; \text{ если } \omega_1 = 0.$$

Определенные трудности возникают при рассмотрении пуска «блоков» при больших  $\gamma$ . Время пуска может достигать десятков секунд при больших пусковых токах (рис. 6).

Для снижения пусковых токов применяются реакторы ( $X_L$ ), которые шунтируются по окончании пуска или реализуется ступенчатый пуск через автотрансформатор. В случае применения систем ПЧ – АД, ПЧ – СД не возникает вопросов с ограничением пусковых токов и регулированием производительности агрегатов.

Системы с мощным приводным синхронным двигателем иногда включают «разгонный» асинхронный двигатель, который проводит систему через половинную рабочую скорость и далее отключается, а синхронный двигатель включается на полное напряжение.

На рис. 9 приведены примеры, демонстрирующие возможности систем контроля временной фиксации токовых показателей. Эти данные могут быть учтены в моделях накопления повреждений для прогнозирования времени отказа или немедленной остановки механизма. Массив данных может быть использован в экспертных программах оценки состояния. Отметим некоторые

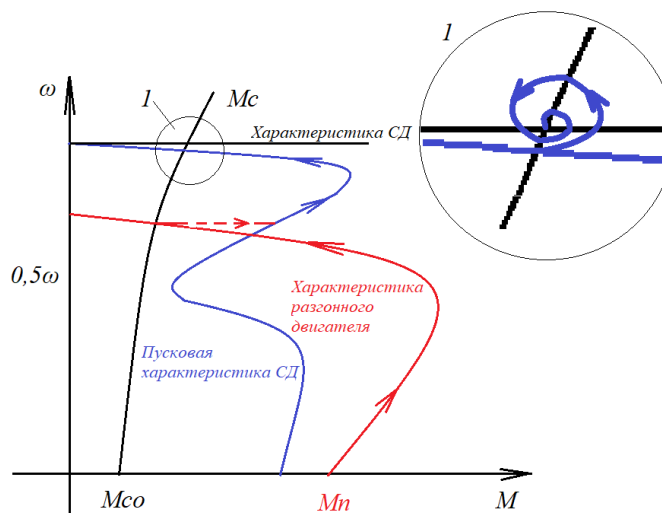


Рис. 7. Пусковая характеристика синхронного двигателя с «разгонным» асинхронным двигателем

особенности, которые возникают при эксплуатации крановых установок в типовых режимах.

В группе крановых механизмов, наибольшие неприятности приносит «раскачивание» груза при пуске и остановке механизма передвижения. Кроме увеличения длительности цикла по перемещению груза, «раскачивание» приводит к росту динамических нагрузок на конструкции фермы. Опытный крановщик поднимает груз на допустимую высоту и тем самым снижает амплитуду его колебаний, повышая в то же время частоту колебаний. Иногда при форсированном

пуске механизма передвижения крана возможна пробуксовка колёс.

В случае регулируемых электроприводов за счет изменения задания по определённому закону удается избежать «пробуксовки» и «раскачивания», что существенно повышает технологичность работы привода.

Для козловых кранов большой грузоподъёмности остро стоит вопрос точной остановки, поэтому в системе управления должен находиться блок, отвечающий за контроль пройденного расстояния и дающий сигнал на замедление

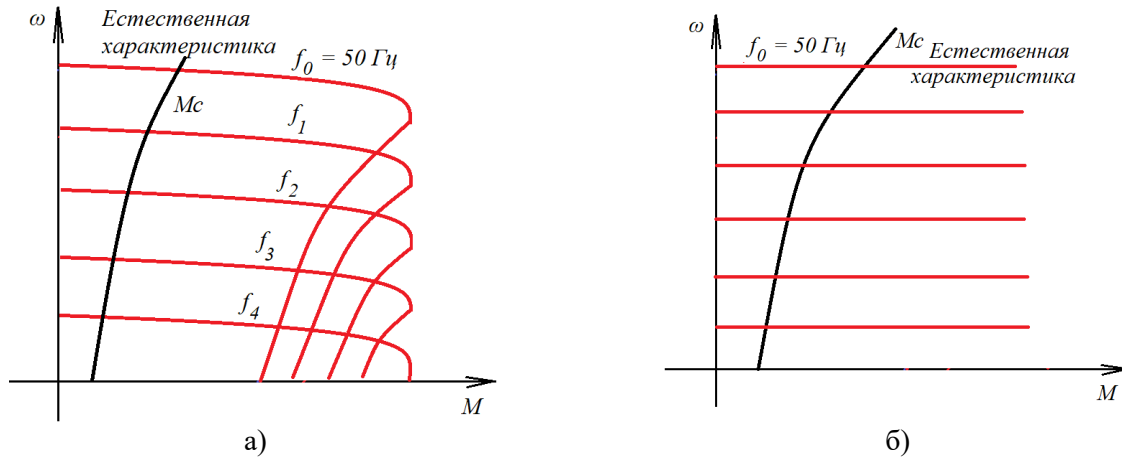


Рис. 8. Регулировочные характеристики: а) в системе ПЧ-АД; б) в системе ПЧ-СД

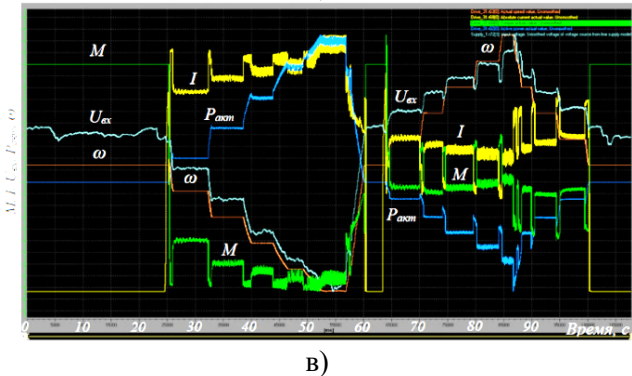
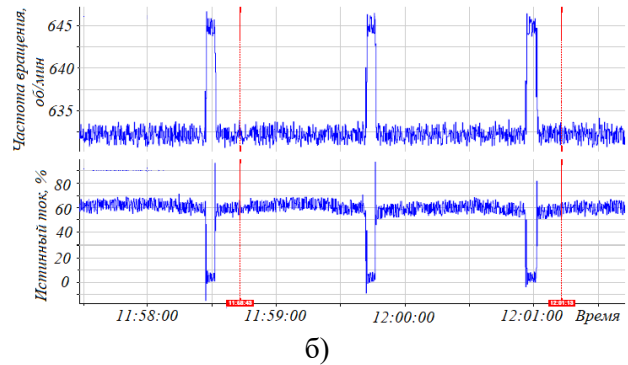
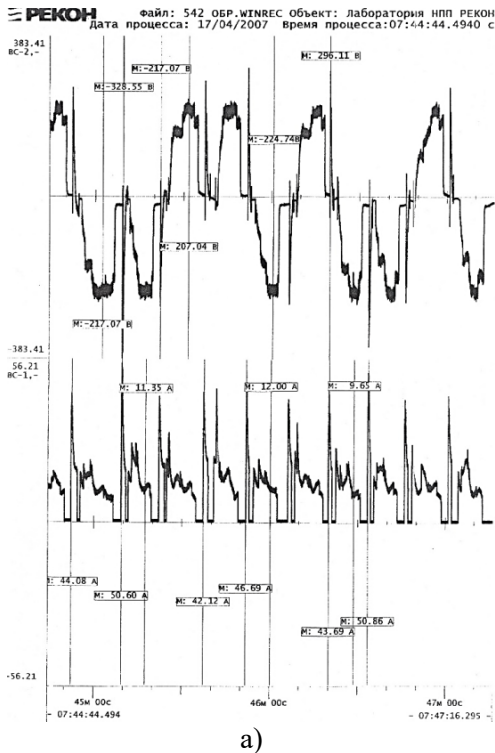


Рис. 9. Временные реализации токовых характеристик: а) двигателей привода передвижения мостового литейного крана; б) частота вращения и ток двигателя при прокатке на непрерывном стане; в) механизма подъёма крана:  $M$  – момент двигателя;  $I$  – ток двигателя;  $U_{ex}$  – входное напряжение;  $P_{акт}$  – активная мощность;  $\omega$  – угловая скорость



(остановку) с учётом неточности остановки для данного класса механизма. Диапазон регулирования в таких системах не менее 10.

Козловые краны с большим пролётом (рудно-рейферные краны) подвержены значительным ветровым нагрузкам и у них имеет место эффект «забегания» опор. Чтобы избежать «забегания», необходимо синхронизировать работу приводов опор. Синхронизация возможна за счёт применения специальных схем или путем контроля пройденного расстояния каждой опорой и его выравнивания с достаточной точностью для останова механизма хода.

Основа любого управления – наличие информации, эффективность её обработки и использования.

Для электромеханических систем следует выделить данные характеризующие: элементы механической и электрической систем, а также параметры их взаимодействия. Неисправности систем развиваются по различным моделям, с различной скоростью, что требует наличия информации – оперативной (фиксируемой с максимальным разрешением) и накапливающейся на протяжении длительного времени, а также знания выполненной производственной программы и проведенных ремонтов.

**Выводы**

1. Состояние эксплуатируемых ЭМС определяется влиянием текущей производственной загрузки, а также возникающими технологическими и паразитными силами, при неопределённости качества текущего технического обслуживания и проведенных ремонтов.

2. Различные законы изменения моментов сопротивления, разнообразие кинематических схем механизмов может быть сведено к ограниченному числу расчётных схем и подходов, приведенных в

данной статье, что составит основу для имитационного моделирования.

3. Оценка фактического состояния ЭМС возможна при наличии необходимого объёма данных о режимах нагружения и действии паразитных сил, что позволит сделать качественную и количественную оценки возможных причин отказа или предотвратить его появление.

**Список литературы**

1. Артюх В.Г. Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах. Мариуполь: ПГТУ, 2008. – 246 с.
2. Беленький Д.М., Ханукаев М.Г. Теория надежности машин и металлоконструкций. – Ростов н/Д: «Феникс», 2004. – 608 с. (Серия: «Учебники для технических вузов»).
3. Артюх В.С. Динамичность приводов – аварийность оборудования. Мариуполь. – 2002 г. – 10 с.
4. Савельев А.Н., Козлов С.В., Винокуров Н.Е. Динамические нагрузки, воздействующие на элементы многодвигательного гидропривода холодильника МНЛЗ. Известия высших учебных заведений. – Черная металлургия. – 2018. – Том 61. – № 2. – С. 149-155.
5. Савельев А.Н., Кипервассер М.В., Аниканов Д.С., Реморов В.Е. Об использовании метода контроля состояния машин технологических агрегатов по энергетическим параметрам привода // Изв. вуз. Черная металлургия. – 2013. – №12. – С. 31-33.
6. Логов, А.Б. Математические модели диагностики уникальных объектов / А.Б. Логов, Р.Ю. Замараев – Новосибирск: изд-во СО РАН, 1999. – 228 с.
7. Герцбах И.Б., Кордонский Х.Б. Модели отказов. Под ред. Б.В. Гнеденко, М.: «Советское радио», 1966. – 166 с.

V.F. Borisenko, V.A. Sidorov, A.I. Zemlyansky  
Donetsk National Technical University (Donetsk)

**APPROACHES TO CREATING SIMULATION MODELS OF COMPLEX SYSTEMS WITH ELECTRIC DRIVE**

*Annotation. There are a large number of electromechanical systems (EMC) operating in the industry, driven by various DC or AC drives. The moments of resistance on the part of the mechanisms may have different laws of change, kinematic schemes differ significantly from each other. The EMC classification can be performed according to the type of the calculated mechanical circuit and the nature of loading. The lack of sufficient data on loading modes at the design stage leads in reality to failures under the influence of parasitic forces. Determining the causes of failure requires not only qualitative, but also quantitative assessment, which is achieved by simulation modeling, primarily the dynamic forces that arise when gaps increase. The applied nature of this study requires the use of a unified approach that allows to reduce complex computational schemes to several standard ones and to evaluate the behavior of the system.*

*Keywords: electromechanical system, design scheme, simulation.*

**Сведения об авторах**

**В.Ф. Борисенко**

SPIN-код: 5895-9776  
Телефон: +7 (949) 354-89-96  
Эл. почта: borissenko.vp@gmail.com

**А.И. Землянский**

SPIN-код: 8480-3674  
Телефон: +7 (949) 334-91-87  
Эл. почта: andrewiz@yandex.ru

**В.А. Сидоров**

SPIN-код: 2618-4815  
Телефон: +7 (949) 312-79-13  
Эл. почта: sidorov\_va58@mail.ru

*Статья поступила 12.09. 2022 г.  
© В.Ф. Борисенко, В.А. Сидоров, А.И. Землянский, 2022  
Рецензент д.т.н., проф. В.Н. Павлыш*