

Механические приводы аппаратов большой мощности. Проблемы и основные пути их решения

В.Н. КУХАР, генеральный директор (e-mail: tma@tma.ua)

ООО «ФИРМА «ТМА»

Н.А. МАСЛО, доцент, канд. техн. наук

Национальный университет пищевых технологий (НУПТ)

Введение

На современном этапе модернизации свеклосахарных заводов следует выделить устойчивую тенденцию увеличения единичной мощности отдельных технологических аппаратов, машин и агрегатов. Отличительными конструктивными особенностями такого оборудования являются значительные габаритные размеры, внутренние объёмы и, как результат, большие массы технологических сред, одновременно перемещаемых этим оборудованием. Перемещение больших масс по внутримашинным трассам технологического оборудования требует значительной мощности приводных механизмов.

К наиболее крупногабаритному технологическому оборудованию с мощными механическими приводами, которое применяется на сахарных заводах, относятся:

- на трактах подачи, очистки и мойки свёклы — свекломойки различных конструкций, улавливатели лёгких примесей [1, 3–5];

- на этапе экстрагирования сахара из свекловичной стружки — диффузионные аппараты колонного, наклонного и ротационного типов; ошпариватели [1–4, 6–8];

- для уваривания утфеля и кристаллизации сахара — вакуумные аппараты периодического действия, утфелемешалки, кристаллизаторы [1, 3, 4];

- для сушки влажного сахара-песка и сушки отжатого жома — барабанные сушильно-охладительные установки различных типов [1, 3, 4].

В целях обеспечения необходимых параметров процессов перемещения и перемешивания технологических сред в аппаратах и машинах применяются специальные рабочие органы, которые устанавливаются на валах, приводимых во вращательное движение механическими приводами.

Конструктивные особенности аппаратов большой мощности и проблемы приводных механизмов

Поскольку масса сырья, находящегося в аппаратах и машинах большой мощности, достигает десятков и даже сотен тонн, механические приводы такого оборудования оснащаются двигателями, мощность которых составляет соответственно десятки и сотни киловатт. При этом частота вращения рабочих валов весьма незначительна и находится в диапазоне от одного до нескольких десятков оборотов в минуту. Таким образом, передаточные механизмы аппаратов большой мощности имеют большие значения передаточных чисел. Конструктивной особенностью приводных валов такого оборудования является наличие множества

рабочих органов на каждом из них. Перемещаясь в технологической среде и преодолевая её сопротивление, каждый рабочий орган создаёт реактивный крутящий момент относительно оси вала. Сумма реактивных крутящих моментов от всех рабочих органов, установленных на валу, формирует огромный суммарный момент сопротивления, который должен преодолевать приводной механизм. Большая мощность двигателя и большое передаточное число приводного механизма создают необходимую величину крутящего момента на приводном валу для преодоления суммарного момента сопротивления. Одним из наиболее сложных моментов работы приводных механизмов аппаратов большой мощности является пуск загруженного аппарата после вынужденной нерегламентированной остановки. Большая масса технологической среды, находящаяся в аппарате, создаёт при её разгоне значительный инерционный динамический момент сопротивления пуску, который должен преодолевать приводной механизм дополнительно к суммарному моменту сопротивления. Это обстоятельство вынуждает к необходимости устанавливать приводные механизмы мощности большей, чем это необходимо для нормальной работы аппарата. В результате $\cos \varphi$, по-

казатель эффективности использования электрической энергии, резко падает, что негативно отражается на экономических показателях работы оборудования.

Другим важным обстоятельством работы аппаратов большой мощности является непредвиденное образование в массивах технологических сред застойных зон при отклонении параметров технологического процесса от регламентированных значений либо при аварийной остановке оборудования. Движение рабочих органов в застойных зонах сопровождается значительным сопротивлением технологической среды, которая создаёт дополнительную силовую нагрузку на конструкцию рабочего органа и может привести к его повреждению. Рассмотрим данную проблему на примере разрушения элементов транспортной системы наклонного диффузионного аппарата DC-12.

Транспортная система диффузионного экстракционного аппарата DC-12 состоит из двух винтовых валов, установленных в наклонном корпусе. Валы транспортной системы параллельные, и витки винта одного вала заходят в междувитковое пространство другого вала. Витки винтов состоят из отдельных дуговых пластин, закреплённых на спицах, которые радиально установлены на трансмиссионных трубчатых валах, проходящих через корпус аппарата по всей его длине. Каждый виток винта опирается на четыре спицы. Таким образом, на один шаг винтовой линии приходится четыре спицы. Винтовые валы приводятся в движение синхронизированными электромеханическими приводами, установленными с обеих торцевых сторон корпуса диффузионного аппарата. Движущие усилия с трансмиссионных трубчатых валов переда-

ются через радиальные спицы на дуговые пластины витков винтов, и при вращательном движении винтовых валов осуществляется транспортирование твёрдой фазы сокоотружечной смеси от места загрузки свежей свекловичной стружки в нижней части аппарата к месту выгрузки проэкстрагированной стружки (жома) в верхней части аппарата. Выгрузка жома осуществляется черпачным колесом, которое установлено в верхней части аппарата и оснащено отдельным электромеханическим приводом.

При нормальных режимах работы диффузионного аппарата твёрдая фаза сокоотружечной смеси достаточно равномерно перемещается транспортной системой вдоль продольной оси аппарата и жом, соответственно, равномерно выгружается из аппарата черпачным колесом.

Нарушение нормальных режимов работы диффузионного аппарата (например, недостаточный уровень жидкой фазы сокоотружечной смеси, неэффективная выгрузка жома черпачным колесом или даже остановка колеса) приводит сначала к уплотнению сокоотружечной смеси (рис. 1, зона 2), а затем — к образованию в верхней части аппарата застойной зоны спрессованного жома

(рис. 1, зона 3), который транспортная система не может поднять до уровня выгрузки его черпачным колесом.

При дальнейшем накоплении жома в зоне 3 спрессованный массив создаёт силовую нагрузку на торцевую стенку корпуса аппарата и, соответственно, на последние витки винтовых валов транспортной системы. Интенсивность распределённой силовой нагрузки q_s растёт и при достижении критической величины приводит к превышению граничных напряжений в материале спиц витков винта транспортной системы. Критическая величина распределённой силовой нагрузки q_s со стороны спрессованного жома на пластины спиц транспортной системы диффузионного аппарата DC-12 согласно проведённым прочностным расчётам спиц составляет 0,08 МПа.

В первую очередь наибольшие напряжения в материале $\sigma_{\max}$ возникают в поперечных сечениях крайних спиц последнего витка винта. При превышении максимальными напряжениями $\sigma_{\max}$ границы текучести материала σ_T последняя спица винта теряет прочность и стойкость и разрушается. Силовая нагрузка со стороны массива спрессованного жома передаётся на следующую спицу и разру-

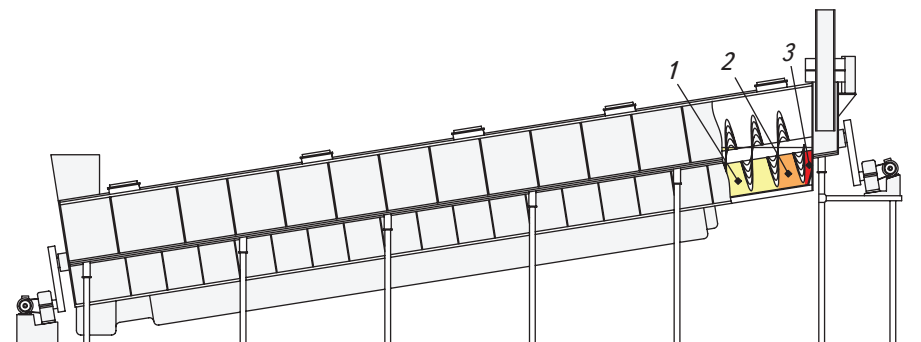


Рис. 1. Схема диффузионного экстракционного аппарата наклонного типа:
1 — зона нормального режима транспортирования; 2 — зона уплотнения;
3 — застойная зона

шает её. Витки винтов обоих валов аппарата деформируются, входят во взаимный контакт в междувитковом пространстве, заклиниваются и разрушаются. В результате все приводы аппарата испытывают максимальную перегрузку и выключаются. Происходит авария диффузионного аппарата с разрушением витков транспортной системы.

На рис. 2 приведены фотографии разрушенных витков транспортной системы диффузионного аппарата DC-12.

Номинальный крутящий момент $M_{\text{ном}}$ приводных механизмов на каждом из двух винтовых валов транспортной системы аппарата DC-12 согласно расчёту составляет 330000,0 Нм. В то же время

величина дополнительного крутящего момента $M_{\text{доп}}$, достаточного для уплотнения застойной зоны и создания усилия, разрушающего одну спицу транспортной системы, составляет всего 14250,0 Нм. Таким образом, величина максимального критического крутящего момента $M_{\text{кр}}$ на винтовом валу, при котором происходит разрушение одной спицы, определяется как сумма $M_{\text{ном}}$ и $M_{\text{доп}}$:

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{ном}} + M_{\text{доп}} = 330000,0 + 14250,0 = 344250,0 \text{ Нм.}$$

Фактическое значение критического крутящего момента будет несколько меньше максимального значения, так как при нормальной работе аппарата приводные

механизмы с учётом завышенной установочной мощности электродвигателей никогда не развивают номинального крутящего момента. В то же время значение дополнительного крутящего момента, разрушающего одну спицу, остаётся постоянным. Относительное увеличение крутящего момента, приводящее к разрушению транспортной системы диффузионного аппарата DC-12, составляет всего 4,32 %. Из изложенного выше следует, что предотвратить разрушение элементов транспортной системы путём контроля величины электрического тока в сети питания электродвигателей приводов невозможно, так как приращение тока при возникновении аварийной ситуации весьма незначитель-

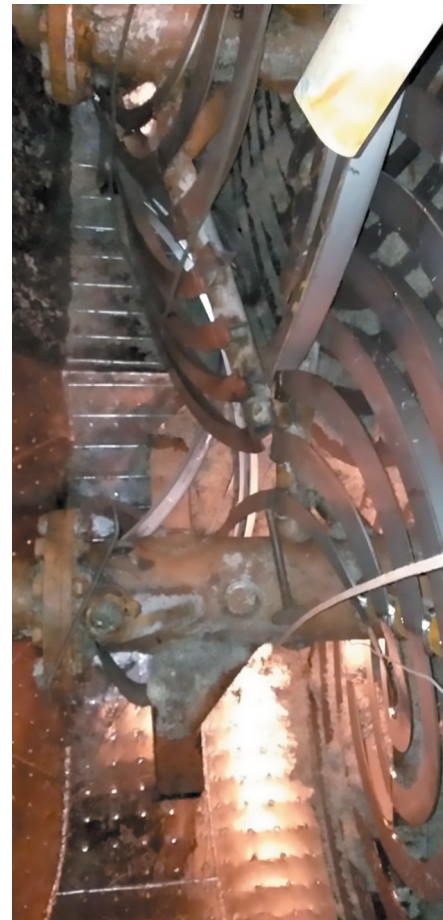


Рис. 2. Фотографии разрушенных витков транспортной системы диффузионного аппарата DC-12

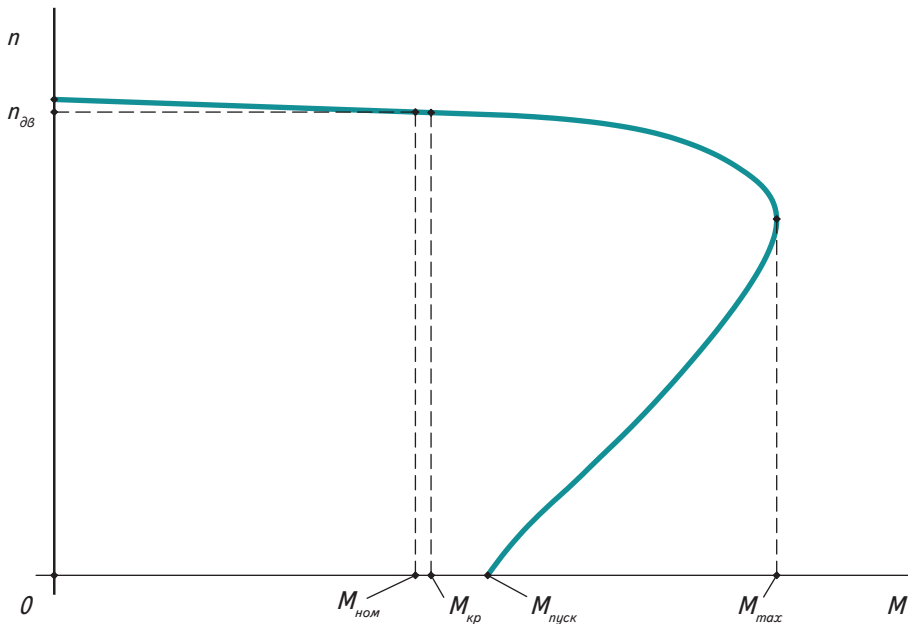


Рис. 3. Характеристика электродвигателей приводных механизмов транспортной системы диффузионного аппарата DC-12

звolyат либо устранить причину возникновения аварийной ситуации, либо остановить приводные механизмы и избежать аварии.

Для повышения эффективности использования электрической энергии приводными механизмами аппаратов большой мощности и обеспечения их надёжной работы во всём диапазоне кинематических и силовых параметров целесообразно устанавливать несколько приводных механизмов на один рабочий вал аппарата. Это позволяет в момент первоначального пуска или пуска полностью загруженного аппарата после вынужденной остановки подключать все приводные механизмы, а при выходе аппарата на нормальные режимы работы часть приводов

ное и значение суммарного тока значительно ниже токов, возникающих при пуске аппарата, что подтверждается характеристикой электродвигателей приводов (рис. 3).

Таким образом, установленной мощности приводных механизмов вполне достаточно для разрушения элементов транспортной системы при отсутствии аварийного сигнала из системы управления и контроля работы диффузионного аппарата.

Пути решения проблем механических приводов аппаратов большой мощности

Одним из возможных эффективных способов предотвращения аварий подобного рода в аппаратах и машинах большой мощности является установка датчиков давления технологических сред в зонах их возможного уплотнения или датчиков напряжений и деформаций непосредственно на рабочих органах. При аварийных ситуациях сигналы с датчиков по-

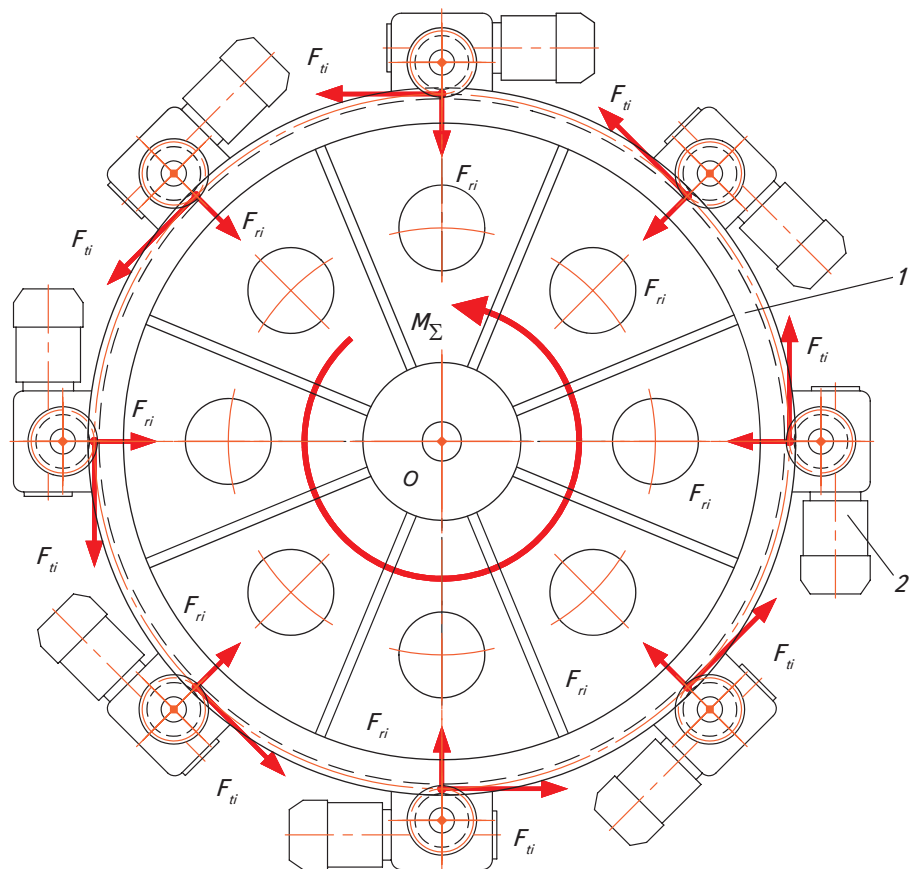


Рис. 4. Схема привода трубовала колонного диффузионного аппарата: зубчатое колесо трубовала; 2 – мотор-редуктор с шестернёй

отключать. Тогда оставшиеся включёнными приводные механизмы будут работать в режимах, максимально приближённых к номинальным, с максимальным использованием электрической энергии и наиболее высоким $\cos \phi$ как одним из важных показателей экономической эффективности оборудования. Такое решение позволяет резко сократить суммарную реактивную составляющую мощности приводных механизмов при определённом стабильном значении активной составляющей мощности.

На рис. 4 показан вариант привода вертикального трубовала колонного диффузионного аппарата с установкой нескольких приводных механизмов.

Зубчатое колесо 1, установленное на трубовале, приводится во вращение несколькими мотор-редукторами 2, на выходных валах которых установлены ведущие шестерни. Суммарный крутящий момент относительно оси трубовала определяется как сумма крутящих моментов, создаваемых отдельными мотор-редукторами

$$M_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n M_0(F_{ti}),$$

где n — число мотор-редукторов, которые приводят в движение трубовал; F_t — окружное усилие в одном зацеплении шестерни и колеса.

Необходимое число мотор-редукторов, приводящих в движение трубовал, определяется суммарным моментом сопротивления сокоотрующей смеси движению рабочих органов аппарата. При увеличении сопротивления смеси число включённых мотор-редукторов увеличивается, а при снижении — уменьшается. Ввод в работу и вывод из неё отдельных мотор-редукторов осуществляется либо вводом шестерни в зацепление

с колесом, либо выводом шестерни из зацепления, либо установкой в шестерни муфт свободного хода и остановки электродвигателей мотор-редукторов без вывода шестерён из зацепления. При этом целесообразно одновременно вводить или выводить противоположные пары мотор-редукторов. В этом случае происходит взаимная компенсация окружных F_t и радиальных F_r сил и не создаётся силовая нагрузка на подшипниковые узлы колонного аппарата.

Установка нескольких приводных механизмов на один рабочий вал имеет ряд существенных преимуществ. В частности, с применением такого привода появляется реальная возможность гибко реагировать на изменения параметров технологического процесса экстракции в аппарате и оптимально использовать электрическую энергию приводными механизмами с высокой экономической эффективностью. Кроме этого, применение нескольких мотор-редукторов приводит к существенному снижению усилий в зубчатых зацеплениях, что позволяет применять зубчатые колеса с меньшими модулями, а также существенно

повысить ресурс данных зубчатых передач и применяемых мотор-редукторов.

При невозможности установить на один рабочий вал машины или аппарата нескольких приводных механизмов — например, валы корытных кулачковых свекломоек, вакуум-аппаратов, утфелемешалок и других — возможна установка вспомогательных двигателей на входные валы редукторов и мотор-редукторов. Вариант такого механического привода показан на рис. 5.

При пуске включаются оба электродвигателя. По достижении номинальной частоты вращения рабочего вала и выхода оборудования на установленные режимы работы вспомогательный электродвигатель отключается и вращение рабочего вала осуществляется только основным электродвигателем. Если происходит увеличение реактивного крутящего момента на рабочем валу, допустим, вследствие неравномерной подачи сырья, то вспомогательный электродвигатель включается и компенсирует это увеличение. Показатели эффективности использования электрической энергии таким

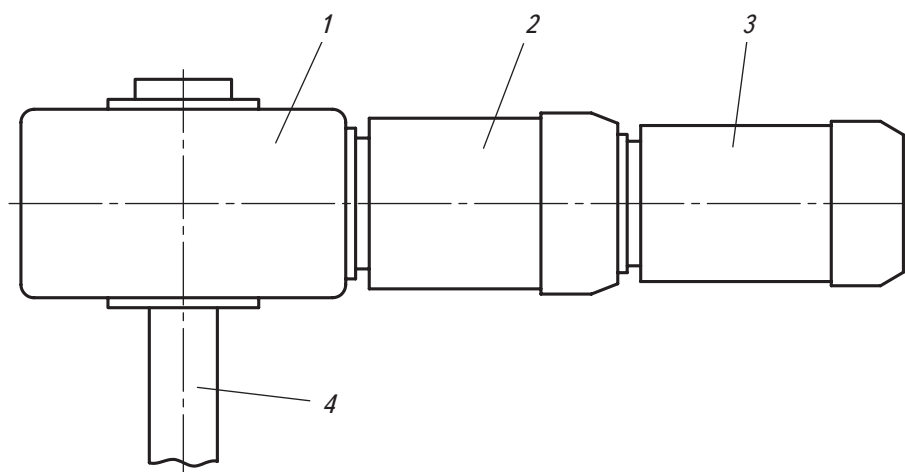


Рис. 5. Схема механического привода со вспомогательным электродвигателем: 1 — редуктор; 2 — основной электродвигатель; 3 — вспомогательный электродвигатель; 4 — рабочий вал аппарата или машины

приводом будут значительно выше показателей привода, оснащённого одним основным электродвигателем с повышенной установочной мощностью. Следует также отметить, что постановка дополнительного двигателя совершенно не повлияет на продолжительность ресурса редуктора, так как нагрузка на редуктор со стороны рабочего вала аппарата остаётся неизменной.

Отличительной особенностью классических приводов аппаратов большой мощности является сложность их конструкций, что обусловлено применением множества различных узлов и механизмов — ременных, цепных и зубчатых передач, муфт, подшипниковых узлов, отдельных редукторов и двигателей. В результате кинематические цепи таких приводов имеют чрезвычайно сложную структуру, сами приводы сложны при изготовлении, монтаже, наладке и эксплуатации, а отдельные их элементы находятся при работе под значительными силовыми нагрузками и, как следствие, создают значительное силовое влияние на опорные конструкции аппаратов. Такие приводы отличаются невысокой эксплуатационной надёжностью и низкими коэффициентами полезного действия.

Для современных механических приводов аппаратов большой мощности характерны простота кинематических цепей и максимальная унификация их составных элементов. Наиболее важным элементом таких механических приводов являются унифицированные мотор-редукторы различных типов, которые серийно производятся рядом известных машиностроительных фирм. Применение мотор-редукторов позволяет максимально упростить и ускорить процесс конструирования и изготовления технологи-

ческого оборудования. Машины и аппараты большой мощности, оснащённые приводами с мотор-редукторами, имеют ряд важных преимуществ по сравнению с оборудованием, которое приводится в движение классическими приводами. Во-первых, это максимальная простота конструкции, меньшие габаритные размеры и меньшая металлоёмкость. Во-вторых, значительно упрощается монтаж, наладка и эксплуатационное обслуживание такого оборудования. И в-третьих, главное, — оборудование, оснащённое мотор-редукторами, имеет высокую надёжность, энергетическую эффективность и высокие экономические показатели при эксплуатации.

Поэтому современные улавливатели лёгких примесей, свекломойки различных типов, диффузионные аппараты, ошпариватели, вакуум-аппараты, уфелемешалки, сушильно-охладительные установки и другое оборудование сахарных заводов оснащаются механическими приводами только с мотор-редукторами. Например, наклонные диффузионные аппараты DDS-30 имеют в качестве приводных механизмов планетарные многоступенчатые мотор-редукторы в отличие от аппаратов DC-12, оснащённых классическими приводами. В этом случае единственными дополнительными элементами, соединяющими выходные валы планетарных мотор-редукторов с рабочими валами аппарата DDS-30, являются специальные зубчатые муфты. Такое конструктивное решение с выходными валами мотор-редукторов получило достаточно широкое распространение, однако в последнее время делается акцент на применение мотор-редукторов с полыми выходными валами и посадкой мотор-редукторов непосредственно на рабочие валы оборудования. При этом макси-

мально упрощается конструкция приводных механизмов и значительно удешевляется разработка и изготовление оборудования.

При определённых условиях полый выходной вал мотор-редуктора может служить одной из двух опор рабочего вала аппарата. Так, специалисты ООО «Фирма «ТМА» предложили использовать мотор-редуктор с полым валом как верхнюю опору рабочего вала вакуум-аппарата. В этом случае кардинально меняется конструкция верхней подшипниковой опоры вертикального вала при сохранении конструкции нижней опоры (рис. 6).

Конструкция верхней опоры с использованием мотор-редуктора с полым валом (рис. 6б) имеет ряд преимуществ перед конструкцией с подшипниковым узлом (рис. 6а). Отсутствуют компенсирующая муфта и подшипниковый узел, значительно уменьшены габаритные размеры, улучшены условия работы приводного механизма. Вакуум-аппараты с предложенной верхней опорой рабочего вала серийно выпускаются Яготинским механическим заводом и успешно эксплуатируются на многих сахарных заводах.

Выводы

Аппараты большой мощности имеют сложную разветвлённую систему рабочих органов и оснащаются механическими приводами с завышенной установочной мощностью электродвигателей и низкой эффективностью использования электрической энергии.

Установленной мощности приводных механизмов достаточно для разрушения элементов рабочих органов при отсутствии аварийных сигналов из систем управления и контроля работы аппаратов.

Эффективным способом предотвращения аварий аппаратов

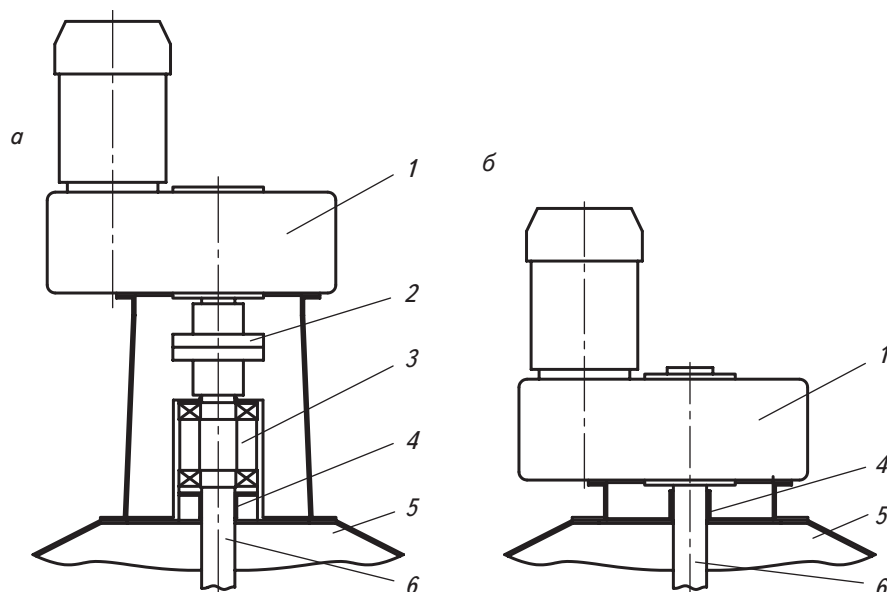


Рис. 6. Схемы верхних опор вертикального вала вакуум-аппарата:
а) опора с верхним подшипниковым узлом и компенсирующей муфтой;
б) использование мотор-редуктора с полым валом в качестве опоры.
1 – редуктор; 2 – компенсирующая муфта; 3 – подшипниковый узел;
4 – уплотнительное устройство; 5 – корпус вакуум-аппарата; 6 – вал

большой мощности является установка специальных систем датчиков состояния технологических сред и датчиков напряжений и деформаций непосредственно на рабочих органах.

Для повышения эффективности использования электрической энергии приводными механизмами аппаратов большой мощности и обеспечения их надёжной работы во всём диапазоне кинематических и силовых параметров целесообразно устанавливать несколько приводных механизмов на один рабочий вал аппарата.

Современные механические приводы аппаратов большой мощности должны иметь максимально простые кинематические цепи с применением унифицированных мотор-редукторов различных типов.

На современном этапе активно продолжается интенсивное развитие механических приводов машин и аппаратов большой мощно-

сти, а также их дальнейшее усовершенствование.

Список литературы

1. Технологическое оборудование сахарных заводов / С.М. Гребенюк, Ю.М. Плаксин, Н.Н. Маляхов, К.И. Виноградов. – М. : Колос, 2007. – 520 с.

2. Серьогін, О.О. Удосконалення технології та обладнання процесу дифузії / О.О. Серьогін, В.Г. Ярмілко // Цукор України. – 1997. – № 1. – С. 14–15.

3. Хоменко, М.Д. Сучасні схеми та обладнання для переробки цукрових буряків / М.Д. Хоменко. – Киев : Сталь, 2006. – 240 с.

4. Современные технологии и оборудование свеклосахарного производства: в 2 ч. / В.О. Штангеев, В.Т. Кобер, Л.Г. Белостоцкий и др. – Киев : Цукор Украины, 2003. – 352 с.

5. Кухар, В.Н. Очистка транспортно-моечных вод: современные моечные комплексы / В.Н. Кухар, В.А. Потельчак, В.И. Коломиец // Сахар. – 2010. – № 1.

6. Крутиков, Н.Н. Модернизированный диффузионный аппарат А1-ПД2-С20 / Н.Н. Крутиков, Д.И. Сметана, В.И. Андреев // Сахарная промышленность. – 1982. – № 12. – С. 12–14.

7. Лысянский, А.М. Экстрагирование в пищевой промышленности / А.М. Лысянский, С.М. Гребенюк. – М. : Агропромиздат, 1987. – 190 с.

8. Бурыма, А.И. Расчёт наклонных двухшнековых диффузионных аппаратов / А.И. Бурыма // Сахарная промышленность. – 1968. – № 3. – С. 23–26.

Аннотация. Рассмотрены основные схемы приводных механизмов аппаратов большой мощности, указаны конструктивные и эксплуатационные особенности таких механизмов и проблемы, возникающие при их реализации в условиях сахарных заводов. Внесены предложения и рекомендации по улучшению конструкций и определению рациональных и оптимальных параметров приводов с целью получения наилучших эксплуатационных и экономических показателей.
Ключевые слова: приводные механизмы аппаратов большой мощности, эксплуатационные и экономические показатели.

Summary. The main schemes of the drive mechanisms of high-power devices are considered, the design and operational features of such mechanisms and the problems that arise during their implementation in the conditions of sugar factories are indicated, proposals and recommendations are made to improve the designs and determine the rational and optimal parameters of the drives in order to obtain the best operational and economic indicators.

Keywords: drive mechanisms of high-power devices, operational and economic indicators.