

ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ

Инженерный институт

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ И ПЕРЕРАБОТКИ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ПРОДУКЦИИ**

**Методика выполнения
расчетно-графической работы**

Новосибирск 2023

Кафедра механизации животноводства и переработки
сельскохозяйственной продукции.

Рецензент: канд. техн. наук, доцент Тихонкин И.В.

Проектирование технологического оборудования для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции: метод. указания для выполнения расчетно-графической и самост. работы / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т; сост.: Е.А. Пшенов. – Новосибирск, 2023. – 32 с.

В методических указаниях приведен алгоритм выполнения расчетно-графической работы. Рассмотрены вопросы тематики, структуры и содержания разделов контрольной работы, дана рекомендация по её оформлению.

Предназначены для студентов направления подготовки «Агроинженерия», профили – «Машины и оборудование для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции», «Технические системы и роботизация пищевых производств».

Указания утверждены и рекомендованы к изданию методическим советом Инженерного института (протокол № 8 от 28 марта 2023 г.).

ВВЕДЕНИЕ

Реализация прогрессивных технологий переработки сельскохозяйственного сырья требует постоянного совершенствования оборудования точно-технологических линий. Основными путями совершенствования машин и аппаратов перерабатывающих производств являются модернизация используемого оборудования на основе новых патентов, а также изобретение оригинальных конструкций. Основы методологии в области конструирования закладываются в период изучения общинженерных и специальных дисциплин.

Студентам инженерных специальностей необходимо знать методы прогнозирования конструкций, общие законы развития техники, которые заключаются в том, что технические системы возникают, переживают периоды становления, расцвета, упадка, сменяются другими устройствами и системами с более благоприятными характеристиками.

Важнейшими условиями создания прогрессивного оборудования, позволяющего эффективно решать проблему комплексной переработки сельскохозяйственного сырья и производства продуктов питания, являются:

- всемерное снижение стоимости новых конструкций машин на единицу производительности (мощности);
- повышение в оптимальных пределах единичной мощности машин при одновременном уменьшении их габаритов;
- снижение энергопотребления, удельной металлоемкости;
- обеспечение экономичности при эксплуатации, надежности и безопасности конструкций машин.

Задачи выполнения расчетно-графической работы по дисциплине «Проектирование технологического оборудования для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции» заключаются в формировании системы знаний и умений, необходимых для профессиональной деятельности, навыков проектирования на стадиях разработки технического предложения, эскизного проектирования машин, технически грамотного оформления графической части и текстовых документов в соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации.

1. СОДЕРЖАНИЕ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Расчетно-графическая работа состоит из расчетно-пояснительной записки (РПЗ) 15-18 страниц текста (формат А4), графической части 1 лист формата А2.

Структура РПЗ с рекомендуемым объемом разделов:

1. Введение: Значение выбранного типа машин или аппаратов для качественной реализации технологии переработки определенного сельскохозяйственного сырья. Термины и определения, принятые в работе – 1 страница.

2. Анализ конструкций и принципов действия аналогов и прототипов модернизируемого оборудования. Патентный поиск – 1,2 страницы.

3. Выбор конструкторского решения – 10,11 страниц.

3.1 Компоновка узлов;

3.2 Технологические расчеты;

3.3 Расчет исполнительных механизмов;

4. Тепловые и энергетические расчеты аппаратов и машин 1-2 страницы.

5. Расчеты на прочность деталей конструкций 2-3 страницы.

Графическая часть включает 1 лист – Кинематическая схема машины, циклограмма механизма.

2. АЛГОРИТМ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ. АНАЛИЗ ПАТЕНТОВ. ВЫБОР ВАРИАНТА КОНСТРУКЦИИ

В определенной степени последовательность выполнения расчетно-графической работы диктуется заданием кафедры, структурой РПЗ и графической части. В качестве рекомендуемого можно привести вариант алгоритма выбора конструкторского решения [1]:

1. Проработка технического задания на модернизацию машины (узла, аппарата);

2. Анализ аналогов (по назначению, конструкции);

3. Выявление вариантов с минимально необходимыми расчетами (технологическими, кинематическими и др.);

4. Оценка вариантов по однотипным критериям (простота, надежность, материалоемкость, энергоемкость и др.);

5. Выбор приемлемого (оптимального) варианта согласно критериям;

6. Проектирование: вычерчивание, расчет.

Подтверждение выбора. При проработке технического задания надо четко уяснить, какие параметры (производительность, мощность машины, качество продукт) подвергнутся изменению, какие узлы и детали машины или аппарата потребуют замены или модернизации.

Желательно рассмотреть машины, аналогичные по назначению и конструкции, так как их узлы и детали, принцип работы, могут быть заимствованы для выполнения задания.

Как правило, для выполнения задания может быть найдено несколько вариантов решений. При проработке того или иного варианта возникает

необходимость в определении скорости или ритма движения рабочих органов, а следовательно, и кинематического расчета.

При установке в поточную линию модернизированной машины увеличенной производительности следует учесть, каким образом она будет согласована как с предшествующим, так и с последующим оборудованием ПТЛ.

Почти любую творческую идею выделяют из большого числа анализируемых идей. Если рассматривают достаточно большое число вариантов, то вероятность отыскания творческого решения возрастает. Процесс, посредством которого это достигается, можно назвать формированием идей. Для отыскания действительно полезных идей и вариантов решения задачи требуются тщательность, творческое воображение и внутренняя дисциплина.

Одним из способов формирования идей является метод ассоциаций. Ассоциация, или связь идей – это явление, состоящее в том, что человек, наблюдая, слушая, осязая нечто доступное ему в данный момент, одновременно представляет себе что-то другое, сходное с непосредственно воспринимаемым. Связь идей может дать наибольший эффект в том случае, когда творческое воображение может обращаться к другим идеям и одна идея возникает на основе другой.

Важным этапом является компоновка машины, которая предопределяет расчлененность ее на сборочные единицы, взаимное расположение, размерность объемов и эргономические требования к изделию.

При компоновке следует использовать принцип «от общего к частному». В максимальной степени нужно применять унифицированные, стандартные или нормализованные детали в целях большего применения однотипных сборочных устройств.

Прочерчивание ведут в масштабе 1:1, если допускают габаритные размеры проектируемого объекта. При этом легче выбрать нужные размеры и сечения деталей, составить представление соразмерности частей конструкции, прочности и жесткости деталей и конструкции в целом. Кроме того, такой масштаб облегчает дальнейшую разработку конструкции, включая детализовку.

Узлы машины в целом должны иметь простое решение, не вызывающее затруднений при ее сборке.

При компоновке и вычерчивании отдельных сборочных единиц (узлов) машины или аппарата в целом инженер должен мысленно представлять себе доступность, последовательность монтажа, сборки и разборки при ремонте, заранее выбрать инструменты и приспособления, при помощи которых эти операции будут осуществляться.

Сборка – наиболее сложный и ответственный процесс в общем комплексе производства машиностроительных изделий. Технологичность сборки достигают выполнением ряда требований, которые учитывают при проектировании:

1. Сборочные узлы должны иметь наименьшее количество деталей. Это достигается выбором наиболее простой и рациональной схемы узла, а

также объединением нескольких деталей в одну, отвечающую требованиям технологичности;

2. Предусматривается возможность расчленения машины на рациональные технологические узлы, которые возможно одновременно и независимо друг от друга изготавливать и монтировать на базовой детали. При компоновке машин, аппаратов или других устройств надо думать о том, как и какими средствами их будут транспортировать и доставлять в цех предприятия. Часто даже учет внутренних размеров кабины грузового лифта вызывает необходимость расчленения станины или основной рамы на секции определенных размеров;

3. При компоновке узлов следует принимать во внимание порядок их сборки, учитывая конкретные условия, при которых будут производить изготовление и сборку в хорошо оснащенном механическом цехе или механических мастерских пищевого предприятия;

4. Конструкция узлов должна быть такой, чтобы при установке изделия на базовую деталь и регулировке не требовалось даже частичной разборки.

3. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ОБОРУДОВАНИЯ

Машина, работающая в составе поточно-технологической линии, должна быть согласована с другими элементами этой линии по скорости исполнительных органов, количеству сырья, перерабатываемого в единицу времени, габаритам, по типу привода и другим характеристикам.

Наиболее важной характеристикой машины является производительность, под которой понимают количество (массовое, объемное, штучное) продукции, полученное в единицу времени.

Основные виды производительности: технологическая, теоретическая, расчётная и фактическая. Следует очень тщательно рассмотреть технологический процесс, реализуемый проектируемым объектом, и определить возможные потери продукции, а также потери времени, которые в реальном производстве неизбежны из-за простоев оборудования во время осмотра, очистки, ремонта, перебоев в подаче кондиционного сырья, полуфабрикатов, организационных простоев и других причин. Следовательно, производительность конструируемого объекта должна быть выше фактической (номинальной) производительности поточной линии, где устанавливается этот объект.

Если не учесть при конструировании эксплуатационные потери, то заданная выработка продукции на том производственном участке, где устанавливается машина, фактически не будет достигнута. Таким образом, производительность G , на которую должен быть рассчитан проектируемый объект, определяют следующим образом:

$$G = \frac{G_T + \sum G_n}{\tau_a - \sum \tau_{\text{э}}},$$

где G_T – требуемое количество продукции: массовое, кг; объемное, м³ или штучное, шт.;

ΣG_n – сумма возможных потерь продукции, кг, м³, шт.;

$\tau_в$ – время выдачи продукции, с, мин, ч;

$\Sigma \tau_э$ – эксплуатационные потери времени, с, мин, ч.

Определение основных параметров проектируемого объекта (вместимости, размеров отдельных элементов конструкции) в значительной степени зависит от принципа его работы: является ли объект машиной или устройством периодического или непрерывного действия, выдает готовую продукцию на своей стадии технологического процесса в виде отдельных порций (доз, поштучно) или в виде потока.

Для определения параметров машины обычно используют величину объемной производительности W (м³/с), которую находят из соотношения:

$$W = G/p,$$

где G – производительность по массе продукта, выданной в единицу времени, кг/с;

p – насыпная плотность продукта, кг/м³.

Зная объемную производительность W и суммарное время, затраченное на загрузку, обработку и выгрузку определенной рабочей ёмкости объекта, находят вместимость V (м³) этой емкости:

$$V = W \cdot \Sigma \tau.$$

Полученную вместимость корректируют, умножая её на соответствующий коэффициент, учитывающий определенные поправки (на запас емкости, расширение или вспенивание продукта, неравномерное его распределение), а затем определяют габариты, исходя из инженерных соображений.

Для объекта непрерывного действия объем элемента, пропускающего поток продукта V (м³), определяют величиной объемной производительности W (м³/с) и временем технологической обработки продукта в этом объеме τ (с) или временем технологической операции:

$$V = W \cdot \tau.$$

При известной скорости потока (м/с) можно определить его фактическое сечение F (м²):

$$F = W/v.$$

А так же длину потока L (м), если при этом происходит обработка сырья

$$L = v \cdot \tau,$$

где τ – длительность технологической операции, с.

4. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

Величина фактической производительности проектируемого объекта является исходным фактором для определения основных кинематических параметров рабочих органов. Обработывая продукт (непрерывно или периодически), рабочие органы должны иметь определенный ритм движения, двигаться с определенной скоростью или частотой вращения. Это необходимо для получения единицы продукта (или единицы массы) в строго определен-

ный промежуток времени (рабочий цикл). Определив рабочий цикл машины, можно найти нужный ритм работы её отдельных рабочих органов, а при известных их параметрах определить необходимые скорости движения.

Кинематический расчет передаточных механизмов включает:

1. Определение общего передаточного отношения $u_{общ}$ от вала электродвигателя, имеющего частоту вращения $n_{эд}$, до вала, на котором крепится ведомое звено исполнительного механизма $n_{вм}$: $u_{общ} = n_{эд}/n_{вм}$

2. Распределение общего передаточного отношения всей кинематической цепи привода между отдельными передаточными механизмами, составляющими эту кинематическую цепь:

$$u_{общ} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots u_n$$

где $u_1, u_2, u_3 \dots u_n$ – передаточные отношения, начиная, соответственно, от электродвигателя, 1-го, 2-го, 3-го, ..., n -го передаточных механизмов.

Передаточные отношения отдельных механизмов выбирают по справочным данным.

3. Определение параметров каждого передаточного механизма.

Для зубчатых и цепных передач – определение числа зубьев:

$$U_{з,п} = z_{вм}/z_{вод}$$

где $z_{вм}$ – число зубьев ведомой шестерни или звездочки;

$z_{вод}$ – число зубьев ведущей шестерни или звездочки.

Для ременных передач – определение расчетного диаметра шкивов.

$$U_{р,л} = D_{вм}/D_{вод}$$

где $D_{вм}$ и $D_{вод}$ – соответственно диаметры ведомого и ведущего шкивов.

При этом меньшее число зубьев или меньший диаметр шкива выбирают с учетом допустимых норм, указанных в справочных материалах курса «Детали машин», в зависимости от вида передаточного механизма.

4. Определение частоты вращения валов каждого из передаточных механизмов кинематической цепи из соотношений:

$$u_{з,п} = z_{вм}/z_{вод} = n_{вод}/n_{вм} \text{ – для зубчатых и цепных передач;}$$

$$u_{р,л} = D_{вм}/D_{вод} = n_{эд}/n_{вм} \text{ – для ременных передач.}$$

5. Определение для вариаторов предельных (максимальных и минимальных) значений передаточного отношения и частоты вращения выходного вала.

Определение скоростей перемещения поступательно движущихся элементов передаточных механизмов (винтов, гаек, реек, плунжеров, толкателей и т.п.) по соответствующим формулам, взятым из курса «Детали машин».

Для машин, имеющих несколько рабочих органов, совершающих сложные движения, необходимо строить циклограммы (рис. 1). Циклограмма – конструкторский документ, связывающий технологический процесс, выполняемый машиной, с кинематикой движения рабочих органов.

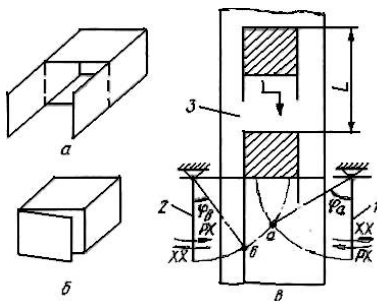


Рис. 1. Схема работы механизма для осуществления операции по закрыванию клапанов

картонного короба – короб с открытыми клапанами до начала операции; б – короб с закрытыми клапанами после операции; в – схема проведения операции

Циклограмма интервалов времени может быть линейной или круговой (пример линейной циклограммы – рис. 2 а).

Разновидностью циклограммы является синхrogramма: набор диаграмм абсолютных перемещений рабочих органов в осях $L(\varphi) - t$ (рис. 2 б, в, г).

Распределительный-вал					
Рычаг 1	Рабочий ход	Холо-стой ход	Выстой		
Рычаг 2	Выстой		Рабочий ход	Холо-стой ход	Выстой
Конвейер 3	Выстой				Рабочий ход

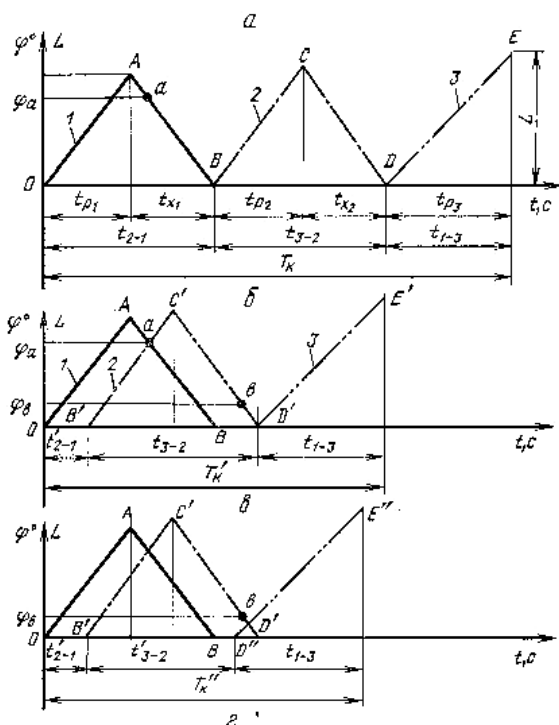


Рис. 2. Циклограммы механизма для закрывания клапанов: а – линейная циклограмма для последовательной работы рабочих органов; б – синхrogramмы для того же случая; в – синхrogramма при совмещении движения первого и второго рычагов; г – синхrogramма при совмещении движения всех рабочих органов

5. ТЕПЛОВЫЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ АППАРАТОВ, МАШИН

5.1. Тепловой расчет теплообменных аппаратов основан на совместном решении уравнений теплового баланса и теплопередачи.

$$Q_1 = Q_2$$

$$\sum M_i \cdot C_i \cdot \Delta t_i = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp} \cdot \tau,$$

где Q_i – количество переданной (воспринятой) теплоты, Дж;

K – коэффициент теплопередачи между средами, Вт/м²·град;

Δt_{cp} – разность температур между средами, град;

τ – продолжительность процесса теплопередачи, с.

M_i – масса сырья, кг;

F – площадь поперечного сечения теплового потока, м²

5.2. Расход воды или другого теплоносителя на нагревание продукта равен, кг/ч;

$$G_g = \frac{G_n \cdot C_n \cdot \Delta t_n + Q_{nom}}{C_g \cdot \Delta t_g},$$

где G_n – производительность теплового аппарата, кг/ч;

C_g, C_n – удельные теплоемкости воды, продукта, соответственно кДж/кг·град;

$\Delta t_g, \Delta t_n$ – разности между начальными и конечными температурами для воды и продукта, град;

Q_{nom} – потери теплоты в окружающую среду, кДж/ч.

5.3. Расход «острого» пара для нагревания жидкости (конденсат смешивается с жидкостью) определяется из уравнения:

$$D = \frac{G \cdot C(t_K - t_H) + Q_{nom}}{i'' - C \cdot t_K},$$

где G – расход жидкости, кг/ч;

C, t_K, t_H – удельная теплоемкость, конечная и начальная температуры жидкости.

i, i'' – энтальпия пара, кДж/кг

5.4. Расход теплоты на испарение жидкости определяется по формуле, кДж:

$$Q_u = M \cdot r,$$

где M – количество испаренной жидкости, кг;

r – теплота парообразования, кДж/кг.

5.5. Энергетические расчеты включают определение силовых параметров: определение нагрузок на рабочие органы конструкции, находящиеся в соприкосновении с продуктом и обрабатывающие его, а также влияние внешних сил, давлений, сопротивлений, сил тяжести и инерции на отдельные элементы и детали. Выделим следующие основные силы, действующие в машинах:

1. Силы производственного сопротивления (технологические силы), на преодоление которых затрачивается работа, необходимая для выполнения технологического процесса. Величина этих сил зависит от многих факторов, например, от физико-механических свойств перерабатываемого продукта, скорости обработки, температурных режимов обработки, производительности машины, внешних условий и многого другого.

$$P_c = p \cdot l,$$

где P_c – сила производственного сопротивления, Н;

p – удельное сопротивление конкретного материала при его обработке, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$;

l – суммарная длина активной части рабочих органов, м.

2. Силы непроизводственных сопротивлений (в основном силы трения T_i), на преодоление которых затрачивается дополнительная работа. Эти силы определяют как произведение силы нормального давления P_H на коэффициент трения f_i в каждой трущейся паре:

$$T_i = P_H f_i.$$

Если производственное или непроизводственное сопротивление связано в той или иной мере с гидродинамическим процессом (сопротивление жидких сред при перемещении, вязкостное трение и т.п.), то можно рекомендовать использование закона Ньютона для определения силы сопротивления тела, движущегося в среде жидкости P , Н:

$$P = c \cdot \rho \cdot F \cdot v^2,$$

где ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

F – площадь проекции сечения тела плоскостью, перпендикулярной вектору скорости, м^2 ;

v – скорость тела, $\text{м}/\text{с}$;

c – опытный коэффициент.

3. Динамические силы – силы инерции, возникающие при движении элементов конструкции с ускорениями. Для определения сил инерции P_u (Н) используют второй закон Ньютона, по которому сила инерции равна произведению массы тела m (кг) на его ускорение a ($\text{м}/\text{с}^2$), но с обратным знаком, так как сила инерции и ускорение тела направлены противоположно:

$$P_u = -m \cdot a.$$

Все указанные силы во время работы машины, как правило, не остаются постоянными, они за определенный промежуток работы (цикл) меняют свое направление и величину. Поэтому очень важно установить тот момент времени, в который элементы конструкции оказываются нагруженными наибольшим суммарным усилием, на которое затем и производят расчет на прочность этих элементов.

Следует иметь в виду, что силы инерции, возникающие при изменении скорости обрабатываемого сырья, относятся к производственным сопротивлениям, а силы, связанные с разгоном (торможением) деталей исполнительных механизмов и рабочих органов, создают непроизводственные сопротивления.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОЙ МОЩНОСТИ ПРИВОДА РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Перечисленные параметры: производительность, размеры основных рабочих органов проектируемого объекта, действующие на них силы, а также кинематические характеристики в совокупности определяют потребное количество энергии для его привода.

В основе всех методик расчёта мощности N (Вт) привода машин лежит общее положение, исходящее из самого понятия мощности: при равномерном движении потребная мощность N для его осуществления равна работе A , совершенной в единицу времени, и рассчитывается как произведение силы и скорости. Действительно, при поступательном движении:

$$N = \frac{A}{\tau} = \frac{P \cdot S}{\tau} = P \cdot v, \text{ Вт}$$

или

$$N = P \cdot V \cdot 10^{-3}, \text{ кВт},$$

где A – работа, Дж;

P – действующая сила, Н;

S – пройденный путь, м;

V – скорость, м/с;

τ – время, с.

Если тело совершает вращательное движение, то его окружная скорость $V = \omega \cdot R$ (здесь ω – угловая скорость вращающегося тела и R – его радиус). В этом случае мощность для привода вращающегося тела составит $N = P\omega R$. Поскольку произведение $P \cdot R$ представляет собой вращающий момент M_{ep} то формула мощности примет вид:

$$N = M_{ep} \cdot \omega.$$

Таким образом, для определения мощности при вращении тела с постоянной скоростью достаточно знать вращающий момент, равный произведению окружного усилия P и радиуса вращения R (плечо, приложения силы).

Поскольку $\omega = \pi n / 30$, то формула мощности принимает вид:

$$N = M_{ep} \frac{\pi n}{30}, \text{ Вт или } N \cong M_{ep} \cdot n \cdot 10^{-4} \text{ кВт},$$

где n – частота вращения вала, мин⁻¹.

Мощность, потребную для преодоления силы трения в подшипнике скольжения, можно рассчитать как произведение силы трения T в подшипнике, возникающей от силы тяжести G вращающегося на валу тела, и окружной скорости вала.

Если ведущий вал машины совершает вращательное движение с периодическими остановками (например, вал приводится механизмом мальтийского креста, храповым механизмом, звездчатым или другими механизмами), то вращающий момент складывается из двух моментов:

$$M_{ep} = M_{cm} + M_{ин},$$

где M_{cm} – вращающий момент, необходимый для преодоления сил сопротивления (сопротивлений обрабатываемых материалов, сил тяжести, сил трения в подшипниках и т/п); Н·м

$M_{ин}$ – вращающий момент, необходимый для преодоления сил инерции звеньев механизмов, возникающих вследствие неравномерности их движения. Вращающий момент $M_{ин}$ определяют по формуле

$$M_{ин} = I_{nn} \cdot \varepsilon,$$

где I_{nn} – приведенный момент сил инерции механизма, Н·м·с⁻²;

ε – угловое ускорение ведущего вала, с⁻².

Угловое ускорение рассчитывают применительно к механизму, приводящему в движение ведущий вал, например, к механизму мальтийского креста. Из теоретической механики известно, что мерой инертности поступательно движущегося тела является масса m , а вращающегося тела – его момент инерции I :

$$I = m \cdot R^2,$$

где R – радиус тела.

Соответственно кинетические энергии этих тел определяются выражениями:

$$E_n = m \cdot v^2 / 2 \text{ и } E_n = I \cdot \omega^2 / 2.$$

7. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ

После определения потребной мощности на ведущих валах отдельных рабочих органов и исполнительных механизмов, уточнения кинематической схемы определяют общий коэффициент полезного действия машины; для последовательного соединения он равен произведению КПД отдельных передаточных механизмов.

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n.$$

Номинальная мощность электродвигателя будет равна:

$$N = \frac{\sum N_i}{\eta},$$

где $\sum N_i$ – потребная мощность на валу машины.

Электродвигатель выбирается по мощности, частоте вращения ротора с учетом условий эксплуатации и конструктивного исполнения двигателя.

Наиболее часто применяемые асинхронные 3-фазные двигатели имеют ряд преимуществ по сравнению с синхронными: простота конструкции, меньшая стоимость, простота обслуживания, непосредственное включение в сеть переменного тока без преобразователей.

8. РЕАЛИЗАЦИЯ ЭРГОНОМИЧЕСКИХ ТРЕБОВАНИЙ К ИЗДЕЛИЯМ

Эргономика изучает функциональные возможности человека (оператора, наладчика) в трудовых процессах с целью создания оптимально комфортных условий для труда. При этом рассматривается система «человек – машина – окружающая среда». Конструктор, в данном случае студент, должен решить при разработке (модернизации) ряд задач, связанных с

удобством сборки, обслуживания, ремонта, а также с технической эстетикой, художественным конструированием.

Основными, с точки зрения дизайнера, являются: геометрическая характеристика изделия – *форма*, которая должна соответствовать функциональному назначению, а также *композиция* – эстетическая характеристика, отражающая связь элементов формы и содержания изделия как единого целого.

Основными *категориями* композиции являются объемно-пространственная структура и тектоника, а к вспомогательным относятся пропорциональность, масштабность, ритм, контраст, нюанс, симметрия и асимметрия, цвет.

Объемно-пространственная структура – категория, раскрывающая внутреннее строение объемов предмета, их соотношение и связь.

Тектоника – категория, выражающаяся в художественной форме конструктивного строения предмета, физических свойствах материала, соотношении несущих и несомых частей.

Пропорциональность – соразмерность, определение соотношения частей между собой и с целым.

Масштабность изделия – отражение соответствия и соотношения размеров изделия и человека.

Ритм – повторяемость, закономерное чередование сильных и слабых, коротких и длинных и т. п. элементов композиции, располагаемых в порядке убывания или нарастания. Ритм способен придавать композиции динамический характер или статический.

Контраст – резко выраженное противопоставление элементов целого (по размерам, цвету и пр.).

Нюанс – незначительное различие в однородных элементах целого.

Симметрия – принцип организации элементов композиции, основанный на правильном (зеркальном) их размещении вокруг общего центра или оси. Симметричность композиции обычно подчеркивает статичность изделия.

Асимметрия – принцип организации элементов композиции, основанный на динамической уравновешенности композиции.

Динамическое равновесие – качество композиции, создающее впечатление направленного движения часто в неподвижных предметах.

Проектируемое изделие должно соответствовать:

- силовым, скоростным, энергетическим, зрительным, слуховым и другим возможностям человека;
- размерам и форме тела человека, его весу (антропометрическим факторам);
- возможностям и особенностям восприятия (памяти, мышления и т. п.);
- гигиеническим показателям (освещенность, запыленность, токсичность);
- совместимости при групповом обслуживании (в том числе и психологической).

Разрабатывая рабочее место оператора для проектируемой машины, конструктор предварительно определяет рабочее пространство и рабочую

зону. Под рабочим пространством подразумевается совокупность всех точек в пространстве, на которое может распространяться воздействие человека во время работы с учетом его перемещения. Рабочая зона – совокупность точек рабочего пространства, в котором машину обслуживает оператор из фиксированного положения. Размеры рабочего места определяются размерами поля зрения, зонами действия рук и ног во время работы оператора.

Кроме того, следует предусмотреть удобство обслуживания машины и в период проведения планово-предупредительного ремонта. Например, часто заменяемые детали, узлы должны быть не только доступными, но и расположены таким образом, чтобы их замена не требовала дополнительной разборки машины; периодическую смазку трущихся поверхностей следует осуществлять без разборки узла.

Люки, необходимые для доступа к таким узлам и деталям, должны иметь размеры, учитывающие зоны досягаемости. Например, для того чтобы просунуть руку «по локоть», рекомендуется выбирать диаметр отверстия, равным 110 мм, «по плечо» – 125 мм, при работе в зимней одежде следует добавлять еще 75 мм.

9. Расчеты на прочность

Прочностные расчеты студенты выполняют для деталей, названия которых согласуют с руководителем. Последовательность расчетов дана в курсе «Детали машин». В качестве примера приводится расчет рабочего органа экструдера.

Задание. Выполнить прочностной расчет шнекового нагнетателя, если заданы: производительность $\Pi = 0,15$ кг/с; максимальное давление $P_{max} = 0,3$ МПа; коэффициент внутреннего трения $f = 0,6$; плотность материала $\rho = 930$ кг/м³; наружный диаметр шнека $D = 0,14$ м; число рабочих витков шнека $n = 2$; число витков $z = 6$; материал витков шнека - сталь 20.

Методика расчета. Шаг шнека H (м) и диаметр вала шнека d :

$$H = K \cdot D = 0,72 \cdot 0,14 \approx 0,1 \text{ м};$$

$$d = K_1 \cdot D = 0,3 \cdot 0,14 \approx 0,042 \text{ м},$$

где коэффициенты $K = 0,7-0,8$; $K_1 = 0,25-0,4$.

По полученному значению $d = 42$ мм подбираем стальную бесшовную холоднотянутую трубу для изготовления вала шнека с размерами:

– наружный диаметр $d = 42$ мм;

– толщина стенки – 3,2 мм.

Угол подъема винтовой линии шнека на периферии α_D

$$\begin{aligned} \alpha_D &= \arctg[H/(\pi \cdot D)] = \\ &= \arctg[0,1/(3,14 \cdot 0,14)] = 0,224 \text{ рад} \end{aligned}$$

Угол подъема винтовой линии шнека у вала α_d :

$$\alpha_d = \arctg[H/(\pi \cdot d)] = \\ = \arctg[0,1/(3,14 \cdot 0,042)] = 0,649 \text{ рад}$$

Вращающий момент шнека $M_{кв}$:

$$M_{кв} = 0,131 \cdot n \cdot p_{max} (D^3 - d^3) \text{tg} \alpha = \\ = 0,131 \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 10^6 (0,14^3 - 0,042^3) \text{tg} 25^\circ = 97,86 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $n = 2$ – число рабочих витков шнека.

Осевая сила, действующая на вал шнека S_{oc} :

$$S_{oc} = 0,392 \cdot n (D^3 - d^3) P_{max} = \\ = 0,392 \cdot 2 (0,14^3 - 0,042^3) 0,3 \cdot 10^6 = 4195 \text{ Н}$$

Нормальные $\sigma_{сж}$ (Па) и касательные τ (Па) напряжение в опасном сечении вала шнека:

$$\sigma_{сж} = S_{oc} / F; \tau = M_{кв} / W,$$

где F – площадь поперечного сечения вала шнека:

-сплошного

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = 0,00138 \text{ м}^2$$

-полого

$$F = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_{вн}^2) = \\ = \frac{3,14}{4} (0,042^2 - 0,0356^2) = 0,00039 \text{ м}^2,$$

здесь $d, d_{вн}$ – соответственно наружный и внутренний диаметры полого вала шнека ($d = 0,042$ м; $d_{вн} = 0,0356$ м). Полый вал выбирают с целью облегчения конструкции шнека, для сплошного вала $\tau_{сж}$

$$\tau_{сж} = 4195 / 0,00138 = 3,04 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3,04 \text{ МПа},$$

- для полого вала

$$\tau_{сж} = 4195 / 0,00039 = 10,76 \text{ МПа}$$

Полярный момент сопротивления вала шнека W_p (м³):

- для сплошного вала

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = 0,2 \cdot 0,042^3 = 1,48 \cdot 10^{-5},$$

- для полого вала

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{d_{вн}^4}{d^4}\right) \approx 0,2 d^3 \cdot \left(1 - \frac{d_{вн}^4}{d^4}\right) \\ = 0,2 \cdot 0,042^3 \cdot \left(1 - \frac{0,356^4}{0,042^4}\right) = 7,17 \cdot 10^{-6}$$

-для сплошного вала τ :

$$T=97,86/1,48 \cdot 10^{-5}=6,61 \cdot 10^6 \text{ Па}=6,61 \text{ МПа},$$

-для полого вала

$$T=97,86/7,71 \cdot 10^{-6}=13,65 \cdot 10^6 \text{ Па}=13,65 \text{ МПа},$$

Эквивалентное напряжение $\tau_{\text{экв}}$:

-для сплошного вала

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{сж}}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(3,04 \cdot 10^6)^2 + 4(6,61 \cdot 10^6)^2} = 13,56 \cdot 10^6 \text{ Па} = 13,56 \text{ МПа},$$

-для полого вала

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{сж}}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(10,76 \cdot 10^6)^2 + 4(13,65 \cdot 10^6)^2} = 29,34 \cdot 10^6 \text{ Па} = 29,34 \text{ МПа}$$

Проверим условие прочности вала шнека:

- сплошного $\sigma_{\text{экв}} < [\sigma]$ (13,56 МПа < 180 МПа),

-плого 29,34 МПа < 180 МПа,

где $[\sigma]$ – допустимое напряжение материала вала, Па.

Принимаем, что вал шнека изготовлен из стали 12х18Н10Т, для которой

$$[\sigma] = 180 \cdot 10^6 \text{ Па} = 180 \text{ МПа}$$

Таким образом, условие прочности для сплошного и полого вала выполняются

Мощность, затрачиваемая на привод шнекового нагнетателя N:

$$N = 10^{-3} \cdot M_{\text{кр}} \cdot \omega / \eta = 10^{-3} \cdot 97,86 \cdot 1,29 / 0,65 \approx 0,2 \text{ кВт}$$

10. ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ РАЗДЕЛОВ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Выбор двигателя. Кинематический и проверочные расчеты привода.

Задание: Выбрать двигатель транспортера готовой продукции молочного цеха.

Скорость ленты $V = 1,0 \text{ м/с}$; тяговая сила $F = 0,8 \text{ кН}$; диаметр барабана $D = 250 \text{ мм}$; допускаемое отклонение скорости ленты $\delta = 5\%$.

1. Требуемая мощность для привода рабочего органа:

$$P_{\text{рм}} = F \cdot V = M_{\text{вр}} \cdot \omega = M_{\text{вр}} \cdot \frac{\pi n}{30},$$

где $P_{\text{рм}}$ – мощность, необходимая для привода ленты транспортера, кВт;

F – сила сопротивления перемещению ленты с грузом в моменты трогания, кН;

V – скорость ленты транспортера, м/с;

$M_{\text{вр}}$ – вращающий момент, Н·м;

ω – угловая скорость, рад/с.

$$P_{\text{рм}} = 0,8 \cdot 1,0 = 0,8 \text{ кВт}$$

2. Общий КПД всего привода:

$$\eta = \eta_{он} \cdot \eta_{зн} \text{ (для случая 2 ступеней)}$$

$$(\eta_{он} = 0,85; \eta_{зн} = 0,9 - \text{КПД открытой и закрытой передач})$$

$$\eta = 0,85 \cdot 0,9 = 0,765$$

3. Требуемая мощность двигателя:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{рм}}}{\eta} = \frac{0,8}{0,765} = 1,05 \text{ кВт}$$

4. По таблице (К9 с. 384) [10] выбирается двигатель с анализом диапазона частот вращения вала двигателя.

4АМ71В2У3;

$$P_H = 1,1 \text{ кВт}; n_1 = 2810 \text{ мин}^{-1}; n_2 = 1420 \text{ мин}^{-1};$$

5. Частота вращения рабочего органа (барабана):

$$n_{\text{рм}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V}{\pi \cdot D} \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{\text{рм}} = \frac{60 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,25} = 76,4 \text{ мин}^{-1}$$

6. Общее передаточное отношение:

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{рм}}} = \frac{1420}{76,4} = 18,6 \quad u_{он} = \frac{18,6}{4,5} = 4,1$$

7. Передаточное число редуктора рекомендуется выбирать из таблицы [10] по одному из вариантов: $u_{зн} = 4,5$.

8. Максимально допустимое отклонение частоты вращения приводного вала транспортера:

$$\Delta n_{\text{рм}} = \frac{n_{\text{рм}} \cdot \delta}{100} = \frac{76,4 \cdot 5}{100} = 3,82 \text{ мин}^{-1}$$

9. Допустимая частота вращения приводного вала транспортера:

$$[n_{\text{рм}}] = n_{\text{рм}} + \Delta n'_{\text{рм}} = 76,4 + 3,6 = 80 \text{ мин}^{-1}$$

$$\Delta n'_{\text{рм}} - \text{уточненное значение } \Delta n_{\text{рм}} = 3,6 \text{ мин}^{-1}.$$

10. Фактическое передаточное число привода:

$$u_{\phi} = \frac{n_{\text{ном}}}{[n_{\text{рм}}]} = \frac{1420}{80} = 17,75$$

$$u_{он} = \frac{17,75}{4,5} = 3,95 \approx 4$$

Выбор и расчет предохранительных муфт

Наиболее простой является муфта со срезными штифтами.

1. Определяют расчетный момент муфты:

$$M_p = K_p \cdot M_I(M_2) \leq [M]$$

где K_p – коэффициент режима (1,25...3);

$M_1(M_2)$ – вращающий момент ведущего относительно ведомого валов, соединяемых муфтой:

$$M_1 = \frac{p}{\omega} = \frac{30p}{\pi n} = \frac{9.55 \cdot 1100}{80} = 131,0 H \cdot м$$

$$M_p = 1,5 \cdot 131 = 196.5 \approx 200 H \cdot м$$

2 . Касательное напряжение (на срез);

$$\tau = \frac{M_p}{R_m \cdot \pi \cdot r^2 \cdot z} \leq [\tau],$$

где R_m – радиус окружности размещения штифтов, м;

r – радиус штифта, мм,(5; 7; 10);

M_p – расчетный момент муфты, Н-м;

z – количество штифтов;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение на срез, Н/мм².

$$\tau = \frac{200}{0,025 \cdot 3,14 \cdot 16 \cdot 1} = 160 H / мм^2$$

Проверочный расчет вала, шпонок и других деталей

Проверке подлежат наиболее нагруженные детали.

1. Определяют вероятную разрушающую деформацию для конкретной схемы нагружения (сжатие, изгиб, смятие, кручение):

- для шпонки призматической:

$$\tau_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\tau]_{см},$$

где F_t – окружное усилие, действующее на грань призматической шпонки, Н:

$$F_t = \frac{M_p}{R_g} = \frac{200}{0,018 + 0,002} = 10000 H = 10 кН;$$

$$A_{см} = (0,94h - t_1)l_p - \text{площадь смятия (мм}^2\text{):}$$

$$A_{см} = 5 \cdot 100 = 500 мм^2$$

$l_p = l - b$ – рабочая длина шпонки со скругленными торцами, мм;

l –полная длина шпонки, мм;

b, h, t_1 – стандартные размеры шпонки, мм(табл К42[10]);

$[\tau]_{см}$ –допускаемое напряжение на смятие (Н/мм²);

$[\tau]_{см}$ – 110... 190 Н/мм²– стальная ступица при спокойной нагрузке, на 20% снижать при ударной нагрузке, на 40% – при чугунной ступице.

$$\tau_{см} = \frac{10000}{500} 20 H / мм^2 \leq [\tau]_{см}$$

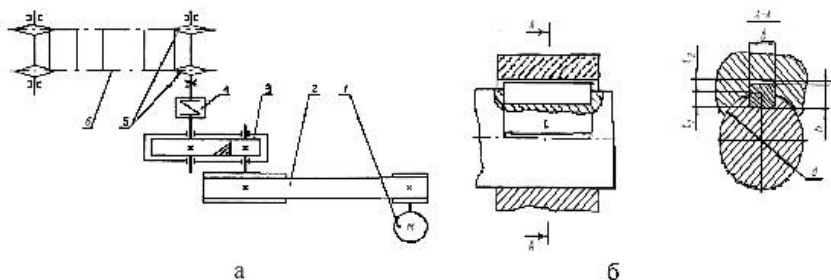


Рис. 3: а) 1 – двигатель; 2 – ременная передача; 3 – цилиндрический редуктор; 4 – упругая муфта с горообразной оболочкой; 5 – ведущая звездочка конвейера; б) – тяговая цепь; б) – размеры шпонки

2. Расчет аппаратов, работающих под внутренним и внешним избыточным давлением

Задание: рассчитать аппарат (рис. 4) работающий под давлением, если заданы: внутренний диаметр обечайки аппарата $D=1,3$ м; высота цилиндрической обечайки аппарата $H=2,4$ м; избыточное давление пара в рубашке $P=0,25$ МПа; температура пара в рубашке $t_p=138,2^\circ\text{C}$; материал обечайки – сталь 12Х18Н10Т; материал паровой рубашки — сталь ВСтЗпс; избыточное давление в аппарате $P_a=0,1$ МПа; температура продукта $t_n=100^\circ\text{C}$; толщина паровой рубашки $b=0,04$ м.

Гидростатическое давление жидкости в аппарате не учитывать.

Варианты: $D=1,0; 1,5$ м. $P=0,3; 0,5$ МПа. $t_p=110^\circ\text{C}$ ($150, 160^\circ\text{C}$); $P_a=0,15, 0,2$ МПа.

Расчет паровой рубашки.

Обечайку паровой рубашки рассчитывают как тонкостенную оболочку, работающую под внутренним избыточным давлением.

Расчетную температуру $t_p, ^\circ\text{C}$ принимают равной температуре греющего пара $t, ^\circ\text{C}$ ($t_p=t=138,2^\circ\text{C}$).

Допускаемые напряжения:

– в рабочем состоянии $[\sigma], \text{МПа}$:

$$[\sigma] = \eta \sigma^* = 1 \cdot 132 = 132 \text{ МПа},$$

где η – коэффициент, учитывающий вид заготовки (для стального проката $\eta=1$);

$\sigma^*=132 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение стали ВСтЗпс при рабочей температуре, МПа (табл. 1);

– при гидравлическом испытании $[\sigma]_u, \text{МПа}$:

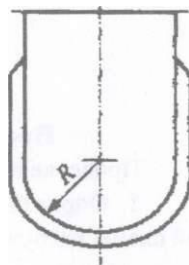


Рис. 4. Расчетная схема аппарата со сферическим днищем

$$[\sigma]_{\mu} = \frac{\sigma_{T20}}{1,1} = \frac{210}{1,1} = 190,9.$$

где $\sigma_{T20} = 210$ МПа – предел текучести стали ВСтЗпс 20° С (табл.2).

Таблица 1. Нормативное допускаемое напряжение σ^* (МПа) сталей

Марка стали	Расчетная температура стенки 1				Марка стали	Расчетная температура стенки 1, °C			
	20	100	150	200		20	100	150	200
ВСтЗпс	140	134	131	126	15ХМ*	155	—	—	152
ВСтЗпс					15Х5М	146	141	138	134
ВСтЗГпе					12Х18Н10Т	160	152	146	140
10	130	125	139	118	12Х18Н12Т				
20	147	142	122	136	10Х17Н13М2Т				
20К					10Х17Н13М3Т				
09Г2С	170	160	154	148	08Х18Н10Т	140	130	120	115
16ГС					08Х18Н12Т				
12ХМ	147	—	—	145	08Х17Н13М2Т	133	130	120	115
12МХ*					08Х17Н15М3Т				

Таблица 2 Минимальное значение предела текучести (σ_T , МПа) сталей

Температура t, °C	Марка стали						
	ВСтЗ	10	20 20К	09Г2С 16ГС	12ХМ 12Мх* 15ХМ*	15Х5М	12Х18Н10Т 12Х18Н12Т 10Х17Н13М2Т 10Х17Н13М3Т
20	210	195	220	280	240	220	240
100	201	188	213	240	235	210	228
150	197	183	209	231	226	207	219
200	189	177	204	222	218	201	210
250	180	168	198	218	218	190	204
300	162	150	179	201	212	180	195

Расчетное давление P_p , МПа равно избыточному давлению пара в рубашке P , МПа ($P_p = 0,25$ МПа).

Пробное давление при гидравлическом испытании P_u МПа, при $P_p < 0,5$ МПа:

$$p_u = \max \left\{ \frac{1.5 p_p [\sigma]_{20} / [\sigma]}{0.2} \right\} =$$

$$= \max \left\{ \frac{1.5 \cdot 0.25 \cdot 140 / 132 \approx 0.4}{0.2} \right\} = 0,4 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_{20} = 140$ МПа – напряжение стали ВСтЗпс при 20° С (табл.1).

Внутренний диаметр обечайки паровой рубашки $D_{pм}$:

$$D_p = D + 2b = 1.3 + 2 \cdot 0.04 = 1.38 \text{ м}$$

Расчетная толщина обечайки паровой рубашки S_p , м:

$$S_p = \max \left\{ \frac{P_p D_p / (2\varphi[\sigma] - P_p)}{P_u D_p / (2\varphi[\sigma_u] - P_u)} \right\} =$$

$$\max \left\{ \frac{0.25 \cdot 1.38 / (2 \cdot 0.95 \cdot 132 - 0.25) = 1.37 \cdot 10^{-3}}{0.4 \cdot 1.38 / (2 \cdot 0.95 \cdot 190.9 - 0.4) = 1.52 \cdot 10^{-3}} \right\} =$$

$$= 1.52 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

где φ – коэффициент прочности сварного шва ($\varphi = 0,95$).

Исполнительная толщина стенки паровой рубашки S , м:

$$S = S_p + C + C_o = 1.52 + 1 + C_o = 4 \text{ мм},$$

где C – конструктивная прибавка на коррозию, м. Примем $C = 0,001$ м;

C_o – прибавка из условия округления толщины стенки до ближайшей большей стандартной величины, м (ГОСТ 19903-74*).

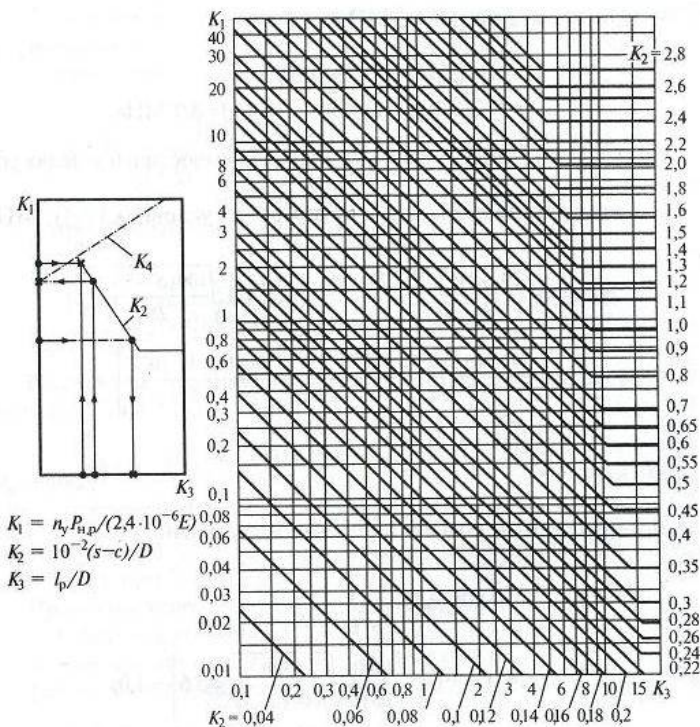


Рис. 5. Номограмма для расчета на устойчивость в пределах упругости обечай, работающих под наружным давлением

3. Укрепление отверстий в аппаратах

3а. Способы укрепления отверстий

Способы укрепления можно разделить на две группы:

- 1) с патрубками, примыкающими к корпусу (см. рис. 6а, 6б, 6в, 6г);
- 2) с патрубками, пропущенными через стенку (см. рис. 6д).

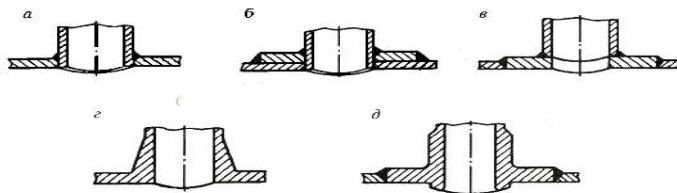


Рис. 6. Укрепление круговых вырезов корпусов аппаратов: а – примыкающим патрубком; б – примыкающим патрубком и накладкой; в – сварным кольцом и примыкающим патрубком; г – примыкающим патрубком с коническим переходом; д – сквозным патрубком и сварным кольцом

Последние более эффективны, т. к. усиливается поверхность корпуса, для которой характерна наибольшая концентрация напряжения.

Укрепляющее действие примыкающего патрубка снижается по мере увеличения толщины стенки сосуда.

Укрепления вырезов сварным кольцом и примыкающим патрубком и сквозным патрубком к сварным кольцам являются предпочтительными, т. к. сварку производят вне зоны наибольших напряжений.

3б. Расчет укрепления отверстий в аппарате

Задание: рассчитать укрепление отверстия, если заданы: внутренний диаметр оболочки $D=2500$ мм; расчетное давление $P=0,8$ МПа; расчетная температура $t = 200^\circ \text{C}$; длина неукрепленной части оболочки $l=2900$ мм; диаметр отверстия d 300 мм; длина внешней части штуцера $l_1=200$ мм; длина внутренней части штуцера $l_2=5$ мм; прибавка к расчетной толщине стенки $C=1,0$ мм; тип оболочки цилиндрическая; марка стали, из которой изготовлены оболочка, штуцер, укрепляющий элемент, ВСтЗ; вид нагружения наружное давление; тип укрепления отверстия накладное кольцо; коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 1,0$.

Варианты: $D=2,0; 2,25; 2,4$ м;

$l=2,5; 2,7; 3,0$ м;

$l_1=250; 300; 350$ мм.

1. Определение основных расчетных размеров.

Расчетный диаметр, (мм), укрепляемого элемента определяют по формуле:

– для цилиндрической обечайки

$$D_p = D = 2500 \text{ мм.}$$

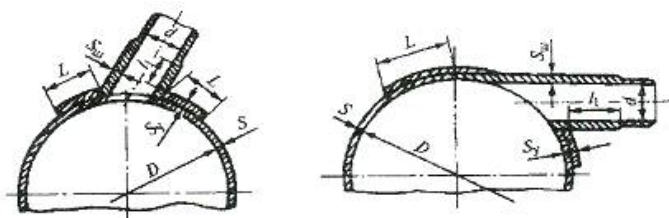
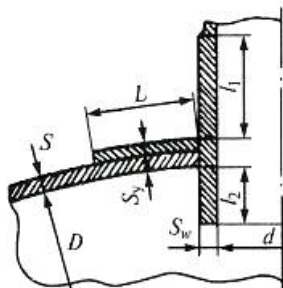


Рис. 7. Укрепление отверстия штуцера: а – лежащего в плоскости поперечного сечения; б – тангенциально расположенного

Расчетный диаметр круглого отверстия штуцеров для цилиндрической или конической обечайки, если ось отверстия нормальна (рис. 8) к ее оси или наклонена (рис. 7 а, б) в плоскости поперечного сечения обечайки.

$d_p = d + 2C_{ш} = 300 + 2 \cdot 1 = 302 \text{ мм}$,
где $C_{ш} = 1,0 \text{ мм}$ - прибавка к расчетной толщине стенки штуцера ($C_{ш} = C = 1 \text{ мм}$).

Исполнительную S и расчетную S_p толщину укрепляемой оболочки определяют по формулам:



$$S_p = \max \left\{ \frac{K_2 \cdot D_p \cdot 10^{-2}}{1,1 \cdot P \cdot D_p / (2[\sigma])} \right\} =$$

$$= \max \left\{ \frac{0,85 \cdot 2500 \cdot 10^{-2}}{1,1 \cdot 0,8 \cdot 2500 / (2 \cdot 126)} = 21,25 \text{ мм} \right\} = 21,25 \text{ мм}.$$

$$S = S_p + C + C_o = 21,25 + 1 + C_o = 25 \text{ мм},$$

где $[\sigma] = 126 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение.

$$[\sigma] = \eta \sigma^* = 126 \text{ МПа},$$

где η – коэффициент, учитывающий вид заготовки (для стального проката $\eta = 1$);

$\sigma^* = 126 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение стали ВСт3 при рабочей температуре, МПа (см. табл. 1);

$K_2 = 0,85$ – коэффициент, находится по номограмме (см. рис. 5) при известных расчетных коэффициентах.

$$K_1 = \frac{n_y \cdot P}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot E} = \frac{2,4 \cdot 0,8}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 1,81 \cdot 10^5} = 4,42,$$

$$K_3 = \frac{l_p}{D_p} = \frac{2900}{2500} = 1,16,$$

где $n_y = 2,4$ – коэффициент запаса устойчивости в рабочих условиях;

$E = 1,81 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости для стали ВСтЗ при рабочей температуре $t = 200^\circ\text{C}$;

l_p – расчетная длина обечайки, принимается равной длине неукрепленной части оболочки ($l_p = l = 2900$ мм).

Расчетную $S_{ш.p}$ и исполнительную толщину стенки штуцера находят по формулам:

$$S_{ш.p} = \max \left\{ \frac{K_2 \cdot d_p \cdot 10^{-2}}{1,1 \cdot P \cdot d_p / (2[\sigma])} \right\} =$$

$$= \max \left\{ \frac{0,73 \cdot 3020 \cdot 10^{-2} = 2,2 \text{ мм}}{1,1 \cdot 0,8 \cdot 302 / (2 \cdot 126) = 1,05 \text{ мм}} \right\} = 2,2 \text{ мм},$$

$$S_{ш} = S_{ш.p} + C + C_o = 2,2 + 1 + C_o = 4,0 \text{ мм},$$

где $K_2=0,73$ – коэффициент, находится по монограмме (см.рис. 5) при известных расчетных коэффициентах.

$$K_1 = \frac{n_y \cdot P}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot E} = \frac{2,4 \cdot 0,8}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 1,81 \cdot 10^5} = 4,42,$$

$$K_3 = \frac{l_{ш.p}}{d_p} = \frac{240}{302} \approx 0,8,$$

где $l_{ш.p} = 240$ – расчетная длина штуцера, определяется $l_{ш.p} = l_1 + l_2 + S + S_y = 200 + 5 + 25 + 10 = 240$ мм (см. рис. 8).

В расчетах по формуле $S = S_{ш.p} + C + C_o$ необходимо добиться выполнения условия $S_{ш} = S$ поэтому $S_{ш} = 25$ мм.

4. Расчет фланцевых соединений

Задание: определить основные размеры стального фланцевого соединения, а также выполнить расчет на прочность и герметичность фланцевого соединения аппарата, работающего под внутренним давлением, если заданы: внутренний диаметр аппарата $D = 500$ мм; толщина стенки обечайки $S = 6$ мм; внутреннее давление в аппарате $P_p = 0,7$ МПа; температура обрабатываемой среды $t = 180^\circ\text{C}$; внешние изгибающий момент и осевая сила отсутствуют ($F=0$, $M=0$); прибавка к расчетной толщине стенки $C = 1$ мм; коэффициент прочности сварных швов $\varphi=1,0$; материал фланца – сталь 12Х18Н10Т; материал болтов – сталь 20; фланцы неизолированные; тип фланца – свободный; тип упл

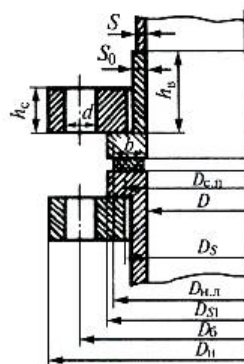


Рис. 9. Свободный фланец

Варианты: $D=0,6; 0,75$ м;

$P_p=0,8; 1,0$ МПа;

$C=1,5; 2$ мм.

1. Определение конструктивных размеров фланца.

Толщина S_0 втулки фланца (рис. 9) в зависимости от его конструкции (тип фланца – свободный) принимается $S_0 = 8$ мм, что удовлетворяет условию $S_0 \geq S$ ($8 \geq 6$ мм).

Высота h_e втулки свободного фланца:

$$h_e \geq 0,5\sqrt{D(S_0 + C)} = 0,5\sqrt{500(8 - 1)} = \\ = 29,6 \approx 32 \text{ мм.}$$

Диаметр D_6 болтовой окружности фланцев:

$$D_6 \geq D_s + 2(d_6 + u_1) = 530 + 2(20 + 8) = 586 \approx 600 \text{ мм.}$$

где u_1 – нормативный зазор между гайкой и обечайкой ($u_1 = 8$ мм);

$d_6 = 20$ мм – наружный диаметр болта, выбираемый по табл. 3;

D_s – внутренний диаметр свободного кольца ($D_s \geq D + 2S_0 = 500 + 2 \cdot 8 = 516$ мм, принимаем $D_s = 530$ мм).

Таблица 3. Рекомендуемые диаметры болтов (шпилек) d_6 (мм) в зависимости от давления и диаметра аппарата

Давление P_p , МПа	Диаметр аппарата, мм							
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	>2000
0-0,6	20	20	20	20	20	20	24	24-30
0,6-1,0	20	20	20	20	24-30	24-30	30	30
1,0-1,6	20	20	24-30	24-30	24-30	24-30	30	30

Наружный диаметр фланца

$$D_n \geq D_6 + a = 600 + 40 = 640 \approx 650 \text{ мм,}$$

где $a = 40$ мм – конструктивная добавка для размещения гаек по диаметру фланца (см. табл. 4).

Таблица 4. Вспомогательные величины для определения размеров фланца

Диаметр болта d_6 мм	Диаметр отверстия под болт d , мм	Конструктивная добавка a , мм		Нормативный параметр e , мм	
		для гаек шестигранных (обычных)	для гаек с уменьшенным размером под ключ	для плоских прокладок	для прокладок овального сечения
20	23	40	36	30	50
22	25	42	40	32	52
24	27	47	42	34	57
27	30	52	47	37	60

Наружный диаметр прокладки:

$$D_{n,n} \leq D_{sl}; \text{ принимаем } D_{n,n} = 560 \text{ мм,}$$

где $D_{sl} = 560$ мм – наружный диаметр бурта ($D_{sl} \leq D_6 - d_6 = 600 - 20 = 580$ мм).

Средний диаметр прокладки:

$$D_{с.п}=D_{и.п} - b = 560 - 15 = 545 \text{ мм},$$

где $b=15$ мм – ширина прокладки, принимаемая по табл. 5.

Таблица 5. Размеры прокладок

Прокладки	Диаметр аппарата B , мм	Ширина прокладки b , мм
Плоские неметаллические	$D \leq 1000$	12-15
	$1000 < D \leq 2000$	15-25
	$D > 2000$	25
Плоские металлические	$D \leq 1000$	10-12
	$D > 1000$	12-15
Плоские в металлической оболочке и зубчатые металлические	$D \leq 1600$	12-18
	$D > 1600$	13-25
Овального и восьмиугольного сечения для $P \geq 6,4$ МПа	$D \leq 600$	12-13
	$600 < D \leq 800$	16-22
	$800 < D \leq 1000$	18-28
	$1000 < D \leq 1600$	22-42

Количество болтов, необходимое для обеспечения герметичности соединения:

$$n_{\phi} \geq \frac{\pi \cdot D_{\phi}}{t_{и}} = \frac{3,14 \cdot 600}{80} 23,55 \text{ шт},$$

где $t_{и}=80$ мм – рекомендуемый шаг расположения болтов выбираемый в зависимости от давления. При $P_p = 0,6 - 1,0$ МПа $t_{и} = (3,5/4,2)d_{\phi} = 4,0 \cdot 20 = 80$ мм. Полученное значение n_{ϕ} округляем до значения, кратного четырем, то есть $n_{\phi} = 24$ шт.

Высота (толщина) фланца ориентировочно:

$$h_{\phi} \geq \lambda_{\phi} \sqrt{DS_{э\kappa\text{в}}} = 0,46 \sqrt{0,5 \cdot 0,011} = 0,034 \approx 0,04 \text{ м},$$

где $\lambda_{\phi} = 0,46$ – коэффициент, принимаемый по рис. 10;

$S_{э\kappa\text{в}}$ – эквивалентная толщина втулки фланца, м.

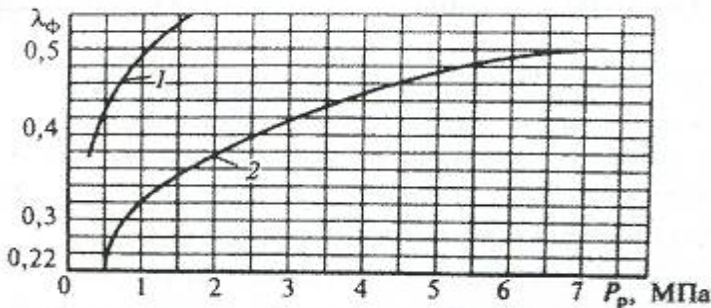


Рис. 10. График для определения коэффициента λ_{ϕ} в плоских (1) и приварных встык (2) фланцах

11. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОФОРМЛЕНИЮ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

К расчетно-пояснительной записке предъявляются следующие требования: четкость построения, логическая последовательность изложения материала, убедительная аргументация, краткость и точность формулировок, недопустимость повторений, конкретность изложения результатов работы, доказательность выводов и обоснованность рекомендаций.

Текстовую часть расчетно-пояснительной записки выполняют рукописным или машинописным способом на одной стороне листа. Размер листа белой бумаги 297х210 мм соответствует формату А4, имеет рамку и основную надпись.

На каждой странице текста оставляют поле: левое - 25 мм, верхнее - 20, правое - 10, нижнее — 25 мм.

Нумерацию листов (страниц) начинают с титульного листа и продолжают последовательно до последнего листа. Например, номер заглавного листа будет 3, так как впереди находятся два титульных листа. При этом следует иметь в виду, что нумерацию листов обозначают арабской цифрой, которую ставят в соответствующей графе основной надписи. На титульных листах номера не ставят.

Формулы и уравнения нумеруют арабскими цифрами, номер уравнения состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, который ставят с правой стороны на уровне формулы, в круглых скобках. Допускается формулы не нумеровать.

В формулах точку как знак умножения между скобками и буквенным символом не ставят. Знак умножения (точку) ставят перед цифрами и между дробями.

Пояснение значений символов и числовых коэффициентов приводят непосредственно под формулой в той же последовательности, в какой они даны в формуле. Первую строку объяснения начинают со слова «где» без двоеточия.

$$Q = \varphi F / F_1 (1 + \alpha),$$

где Q – производительность, кг/с;

φ – коэффициент использования режущей способности ножей;

F – режущая способность ножей, $\text{м}^2/\text{с}$;

F_1 – поверхность раздела, полученная при резании единицы массы продукта, $\text{м}^2/\text{кг}$;

α – коэффициент, равный отношению длительности подсобных операций к длительности резания.

Индексы и показатели степени должны быть меньше символов и цифр основной строки и четко располагаться вверху или внизу, рядом с цифрами, к которым они относятся.

Уравнения и формулы выделяют из текста свободными строками. Выше и ниже каждой формулы должно быть оставлено не менее одной свободной строки. Если уравнение не умещается в одну строку, оно должно быть перенесено после знака равенства (=) или после знаков плюс (+), минус (-), умножения ($\cdot$), и деления ($:$).

Все расчеты выполняют только в соответствии с Международной системой единиц (СИ).

Международные и русские обозначения относительных и логарифмических единиц следующие: процент (%), промилле (‰), децибел (dB, дБ), октава (-, окт.) декада (-, дек.), фон (phon, фон). Наиболее предпочтительным является русское обозначение единиц.

Обозначение единиц измерения, названных в честь ученых, пишут с прописных (заглавных) букв. Например: единица измерения силы - ньютон (Н), единица измерения работы и количества теплоты - джоуль (Дж), килоджоуль (кДж), единица измерения мощности или теплового потока - ватт (Вт), киловатт (кВт), единица измерения давления или механического напряжения - паскаль (Па), килопаскаль (кПа), мегапаскаль (МПа), единица измерения момента силы, момента пары сил, изгибающего или крутящего момента - Нм, единица измерения напряжения электрического тока - вольт (В), единица измерения силы электрического тока - ампер (А) и так далее.

12. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Содержание расчетно-графической работы по дисциплине «Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств» может быть почти полностью перенесено (адаптировано) в расчетно-пояснительную записку выпускной квалификационной работы студента. Особенно это актуально для студентов работающих по методу сквозного проектирования, при котором отрасль переработки, набор оборудования для перерабатывающего производства, направления его механизации остаются стабильными на прогнозируемый срок эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Лунин О.Г.* Курсовое и дипломное проектирование технологического оборудования пищевых производств / О.Г. Лунин, В.Н. Вольтищев и др. – М.: Агропромиздат, 1990. – 269 с.
2. *Курочкин А.А.* Технологическое оборудование для переработки продукции животноводства / А.А. Курочкин, В.В. Лященко. – М.: Колос, 2001. – 440 с.
3. *Лобанов В.И.* Процессы и аппараты: метод. указания к выполнению курсовой работы. – Барнаул: Изд-во АГАУ, 2003. – 52 с.
4. *Мефодьев М.Н.* Методика курсового и дипломного проектирования / М.Н.Мефодьев, А.К.Туров; Новосиб. гос. аграр. ун-т. – Новосибирск, 1996. – 11 с.
5. *Мефодьев М.Н.* Основы расчета и конструирования машин для сельскохозяйственных перерабатывающих предприятий: лекция / Новосиб. гос. аграр. ун-т. – Новосибирск, 2001. – 22 с.
6. *Кондратов А.Ф.* Расчет технологической линии первичной обработки молока / А.Ф. Кондратов, П.П. Ожигов, М.Н. Мефодьев, А.П. Лисица; Новосиб. гос. аграр. ун-т. – Новосибирск, 2003. – 27 с.
7. *Остриков А.Н.* Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств / А.Н. Остриков, О.В. Абрамов. – СПб.: ГИОРД, 2003. – 350 с.
8. *Панфилов В.А.* Машины и аппараты пищевых производств / В.А. Панфилов, С.Т. Антипов. – М.: Высшая школа, 2001. – 703 с.
9. *Соколов А.Я.* Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. – М.: Пищепромиздат, 1960. — 742 с.
10. *Шейнблит А.Е.* Курсовое и дипломное проектирование деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991.-432 с.
11. *Чернилевский Д.В.* Основы проектирования машин. – М.: Учебная литература, 1998. – 472 с.
12. *Мефодьев М.Н.* Основы расчета и конструирования машин и аппаратов:курс лекций / М.Н.Мефодьев, А.А. Мезенов;Новосиб. гос. аграр. ун-т. – Новосибирск 2011. – 124 с.
13. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов перерабатывающих производств: учебник / В.М. Зимняков, А.А. Курочкин, И.А. Спицын, В.А. Чугунов. — М. : ИНФРА-М, 2019. — 360 с. — (Высшее образование: Бакалавриат). — www.dx.doi.org/10.12737/17664.-ISBN: 978-5-16-010566-6 - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/1016412>.
14. Проектирование технологического оборудования и линий: Учебное пособие / Ковалевский В.И., - 2-е изд. - СПб:ГИОРД, 2016. - 344 с.: 70x100 1/16 (Переплёт) ISBN 978-5-98879-137-9 - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/618035>.

Составитель: *Пишенов Евгений Александрович*

Проектирование технологического оборудования для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции

**Методика выполнения
расчетно-графической работы**

Редактор:
Компьютерная верстка: В.Я. Вульферт

—

Подписано к печати
Формат 60x84^{1/16} Объем 2,3 уч.-изд. л.
Тираж 75 экз. Изд. №60 Заказ №

Отпечатано в минитипографии Инженерного института НГАУ
630039, г. Новосибирск, ул. Никитина 147

