

Общие указания по выполнению расчётно-графических работ

Перед началом выполнения расчётно-графической работы необходимо освоить теоретический материал по теме раздела.

Расчётно-графические работы выполняются отдельно каждая, на листах формата А4. На титульном листе необходимо указать название дисциплины, факультета, номер курса, фамилию и инициалы курсанта, его шифр (номер студенческого билета и зачетной книжки) и выбираемый в соответствии с ним номер варианта. Текст и формулы следует набирать на компьютере в Word шрифтом Times New Roman, 14, интервал в тексте 1,5, изображение рисунков и схем выполнить в ACAD, во встроенном графическом редакторе MS Word.

Для сдачи работ на проверку в компьютерной среде в системе дистанционного обучения следует подготовить файл в формате *pdf*, отсканировав листы РГР, выполненные на бумажном носителе, размер файла до 0,5 МБ, разрешение 200 – 300 *dpi*.

Выбор варианта расчётной схемы в расчётно-графических работах РГР–1, РГР–2 и РГР–5 производится по последней цифре шифра, взятой из соответствующих таблиц. Числовые данные для каждой работы также выбираются из таблиц в соответствии с предпоследней цифрой шифра. Расчётно-графические работы имеют 100 вариантов (10 различных расчётных схем и 10 комбинаций численных значений для каждой из них), РГР–3 и РГР–4 имеют пять вариантов схем, номер схемы определяется по формуле: $N_{\text{сх}} = \left\lfloor \frac{n}{2} \right\rfloor + 1$, где n – последняя цифра зачётной книжки.

Незачётная расчётно-графическая работа подлежит повторному выполнению. Все зачтенные работы с внесенными дополнениями и исправлениями в соответствии с замечаниями рецензента должны быть предъявлены преподавателю для собеседования, в результате которого решается вопрос о зачете и допуске к экзамену. Курсанты с незачётными расчётно-графическими работами к экзамену (зачёту) не допускаются.


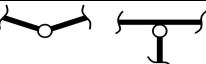

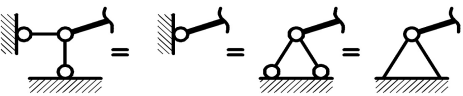
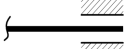

Для студентов очной формы обучения расчётно-графические работы выполняются в соответствии с принятой в настоящем издании нумерацией, для студентов заочной формы обучения первые четыре расчётно-графические работы являются первой контрольной работой, две расчётно-графические работы по сложному сопротивлению – второй, две последние расчётно-

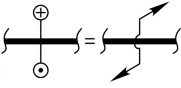
графические работы – третьей.

При оформлении расчётно-графических работ следует оставлять поля для замечаний рецензента. Расчётно-графические работы, выполненные без соблюдения указанных требований, не рецензируются. Решение каждой задачи необходимо начинать с новой страницы, независимо от наличия оставшегося свободного места на предыдущей странице. Запись условий расчётно-графических работ обязательна. Все чертежи и схемы необходимо выполнять в удобочитаемом масштабе с обязательным указанием всех использованных в работе буквенных обозначений и их численных значений, взятых из данного варианта (прил. 1 и 2). При записи уравнений, составляемых по расчетной схеме, она должна быть расположена рядом на странице. После выбора варианта должна быть вычерчена своя схема с числовыми параметрами в принятом масштабе.

Решение каждой задачи следует сопровождать краткими пояснениями с указанием метода решения, использованных теоретических положений, формул или уравнений. Промежуточные и окончательные результаты подсчётов необходимо округлять, при вычислении значений тригонометрических функций в мантиссе следует удерживать не менее трех значащих цифр. Значения всех определяемых величин должны иметь размерности.

При составлении расчетных схем плоских систем следует использовать следующие системы условных обозначений:

Схема	Название
	основание опоры, связанное с неподвижной системой координат
	простой шарнир, соединяющий два диска (стержня)
	цилиндрическая шарнирно-подвижная опора
	цилиндрическая шарнирно-неподвижная опора
	идеальный подшипник скольжения или качения на валу
	цилиндрический шарнир на валу с моментом сопротивления повороту


	M_R
	<p>крутящий (внешний или скручивающий) момент, действующий в плоскости, перпендикулярной плоскости чертежа. Знак "+" обозначает действие силы пары, направленной к чертежу, знак "•" — от чертежа</p>

Реактивные моменты, противодействующие повороту, могут быть обусловлены различными механическими причинами: трением в опорах, силами сопротивления рабочего органа машины, их комбинации и др.

В отличие от теоретической механики, где рассматриваются абсолютно жёсткие тела и возможен перенос действия силы вдоль линии её действия, в сопротивлении материалов менять точку приложения силы нельзя, поскольку это изменит напряжённо-деформированное состояние элемента. Поэтому, при указании сил необходимо указать не только линии действия, направление и модуль сил, но ещё и точки их приложения. В случаях, если точка приложения силы читается однозначно (торец, сечение стержня и т.д.) и видно к чему она приложена, то вектор силы изображается обычной стрелкой, точка приложения будет та, что касается поверхности тела:

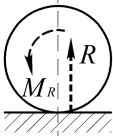
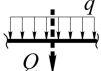
	<p>сила действует на известную точку (торец стержня, сечение тела)</p>
---	--

В случае, если положение силы определяется неясно, например, на фоне тела, оба конца вектора свободны, то точку приложения следует указывать особо, как показано на схеме:


	<p>сила действует на непривязанную к телу точку</p>
---	---

При выполнении всех расчетно-графических работ используется фундаментальный принцип механики — принцип освобожденности от связей (аксиома). В соответствии с данным принципом нельзя указывать на расчетной схеме и связи, и их реакции одновременно. Либо связи, либо реакции. Однако, иногда, для определения плеч сил при вычислении моментов, линии действия равнодействующих и в других случаях, для наглядности составления уравнений удобно указывать на схеме линии действия равнодействующих нагрузок, реакций, не удаляя сами связи. В

таких случаях допускается указывать силы, изображая их пунктирной линией:

	<p>изображение реакции связи пунктиром</p>
	<p>изображение равнодействующей пунктиром</p>

В соответствии с методом сечений действие одной части элемента на другую (смежную) заменяется усилиями. На вырезанной части должны быть показаны места сечений, усилия прикладываются в точках, где сечения проведены, без переноса сил:

	<p>изображение усилий, действующих в сечениях</p>
---	---

При этом на чертеже элементы схемы должны изображаться линиями различной толщины и не сливаться: толщина осевой линии – 0,13 мм, место сечения – 0,3 мм, вектора – 0,5 мм, стержня 1,0 мм.

Сдвиг. Кручение.

Сдвиг — вид НДС, при котором частицы материала, расположенные в смежных параллельных плоскостях, под действием напряжений смещаются друг относительно друга, оставаясь в этих плоскостях (рис. 1):

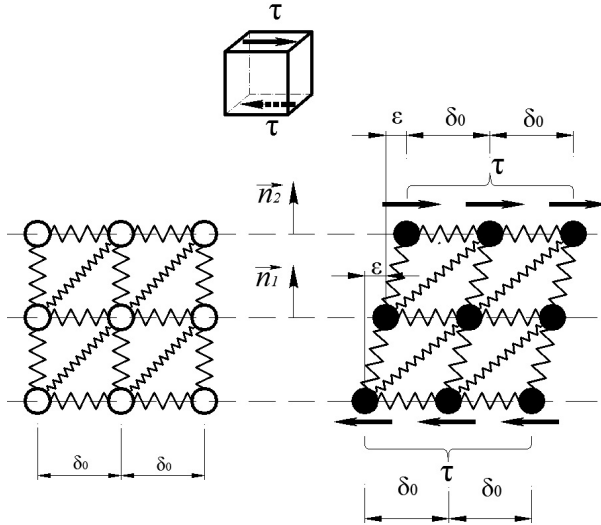


Рис. 1. Схема взаимного смещения частиц материала при сдвиге

Материал стержней круглого поперечного сечения, передающих крутящий момент от двигателя на рабочий орган машины (валов), работает в условиях чистого сдвига.

При оценке прочности изотропного материала в элементе, работающем на сдвиг, вообще говоря, нет принципиальной разницы, как направлены напряжения τ , действующие в площадке (на рисунке – влево или вправо), поскольку прочность одинакова для любых двух противоположных направлений. Для элементов, работающих в условиях сложного напряжённого состояния, когда применяются те или иные гипотезы прочности, величина касательных напряжений входит в формулы в квадрате и в этом случае знак напряжений также роли не играет. Однако, от направления действующих напряжений зависит направление перемещений, знать которое необходимо по условиям жесткости или технологическим требованиям задачи. Например, в работе валов, или других стержней, работающих на кручение, требуется не

только оценивать его порочность при действии нагрузок, но и знать направление смещений (рис. 2).

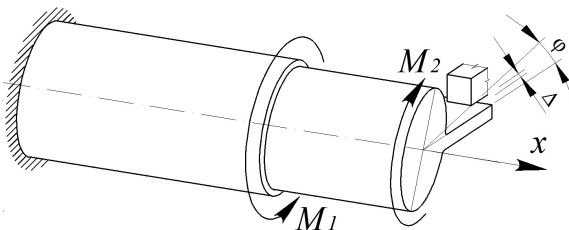


Рис. 2. Схема определения зазора при повороте

Поэтому для того, чтобы однозначно определять направления крутящих моментов, действующих в поперечных сечениях, следует договориться об установлении однообразного правила знаков.

Знаки усилий и деформаций при кручении валов.

Вектор-момент, как математический объект, в отличие, например, от силы или скорости, является псевдовектором (аксиальным вектором) и знак его зависит от выбора системы координат. Этот факт вносит при решении задач сопромата разночтения в учебной литературе при определении знаков моментов и углов поворота. Поэтому дадим дополнительное разъяснение о знаках крутящих моментов и углов поворота сечений и установим правило, которого будем придерживаться в данном курсе.

В данном курсе используется правило внешней нормали, при котором направление действия усилий, напряжений и деформаций привязывается не к осям произвольно назначенной системы координат, а к самому сечению. Действующие в сечении вала сдвигающие напряжения τ заменяются вектором $\vec{M}_{кр}$, а по его направлению определяется знак $M_{кр}$.

Положительным будем считать вектор крутящего момента $\vec{M}_{кр}$ или угла поворота ϕ в том случае, когда его направление совпадает с внешней нормалью к сечению.

Как принято в механике, в общем случае, используется правая декартова система координат (ПДСК). Взаимное расположение осей правой системы определяется правилом: при взгляде с конца оси Z на

плоскость осей X и Y поворот до совмещения по кратчайшему пути оси X с осью Y происходит против часовой стрелки. Наглядно иллюстрирует расположение осей приём с использованием кисти левой руки, в котором направление пальцев указывает направление осей: большой палец – ось X , средний – Y , указательный – Z (рис. 3).

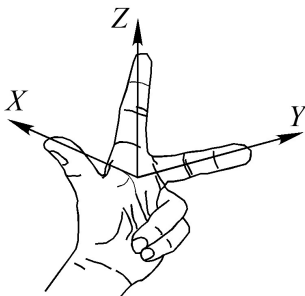


Рис. 3. Привязка осей правой декартовой системы координат к левой руке

Таким образом, если при взгляде на сечение с конца нормали крутящий момент поворачивает его против часовой стрелки, то направление принимается положительным, обозначается знаком «+» и наоборот, при повороте по часовой стрелке – знаком «-». Заметим, что по третьему закону Ньютона (рис. 4) в смежном сечении (втором) усилия направлены в противоположную сторону, но и внешняя нормаль к этому сечению (второму) имеет противоположное направление от смежного (первого), поэтому знаки крутящих моментов M_1 и M_2 будут одинаковыми.

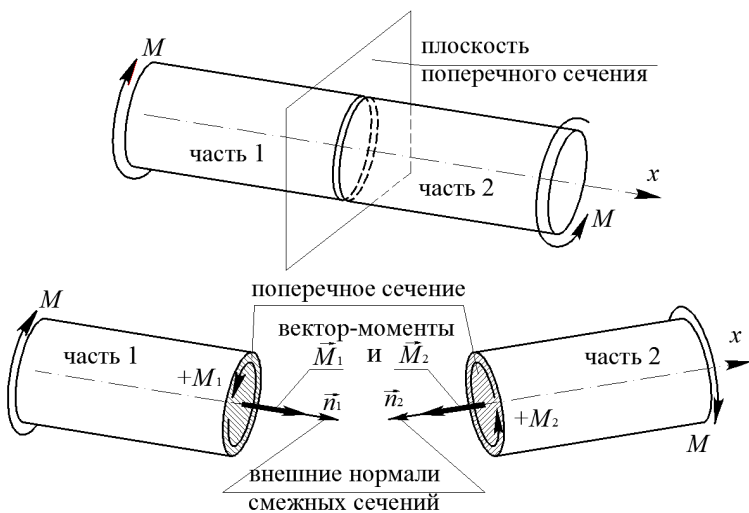


Рис. 4. Правило знаков для крутящих моментов

Такое же правило следует применять и для углов закручивания φ . Если при взгляде на сечение со стороны внешней нормали поворот сечения виден против часовой стрелки, то угол закручивания считается положительным (знак на эпюре «+»), по часовой стрелке — отрицательным (знак на эпюре «-»).

При решении стационарных задач о кручении валов, когда все точки вала постоянно перемещаются, за начало отсчётов (нулевого угла) может быть выбрано любое сечение. Для удобства чтения результатов следует в качестве нулевого угла принять одно из крайних сечений вала. В случае решения статической задачи о кручении неподвижно закреплённого стержня в качестве начала отсчёта, естественно, принимается неподвижное сечение.

Отметим, что принятое правило знаков с привязкой к внешней нормали сечения — результат договорённости и использование другого правила не исключается. Однако, для облегчения взаимопонимания между участниками обсуждения задачи следует придерживаться одного, вышеозначенного правила. Кроме того, применение любого правила предполагает однозначного и верного знания о действительном направлении усилий и перемещений.

Расчётно-графическая работа №2

«Расчёт вала под действием крутящих моментов»

1. Исходные данные

Для вала сплошного поперечного сечения круглой формы, постоянного по длине, приведённого на схеме (рис. 5), вращающегося равномерно с частотой n , об/мин, определить диаметр, используя условия прочности и жёсткости в качестве проектного расчета. Допускаемое напряжение и модуль сдвига материала (Ст. 3), соответственно, принять равными $\tau_{adm} = 80$ Мпа и $G = 0,8 \cdot 10^5$ Мпа. Максимально допустимое значение относительного угла закручивания принять равным $\theta_{adm} = 1$ град/м.

2. Последовательность решения задачи

- проводится анализ заданной расчётной схемы и выбирается способ решения задачи по определению неизвестных внешних сил;
- по заданной мощности и частоте вращения вала, вычисляются скручивающие моменты;
- из уравнения равенства нулю суммы скручивающих моментов, действующих на вал, находится значение момента T_{e_0} , передаваемого на рабочий орган машины;
- в выбранном масштабе строится эпюра крутящих моментов T_i ;
- из условия прочности находится диаметр вала и назначается по таблице Приложения
- в выбранном масштабе строится эпюра углов закручивания;
- на основе закона сохранения механической энергии оценивается правильность нахождения искомых величин.

3. Анализ расчётной схемы.

Поскольку внешних сил, действующих вдоль оси вала нет, то их действие из анализа исключаем. Вал закреплён к опорам цилиндрическими шарнирами, позволяющими поворачиваться валу как абсолютно твёрдому телу относительно продольной оси и запрещающими его смещение по всем другим направлениям. Поэтому можно заключить, что положение точек вала может быть описано с помощью одного геометрического параметра – угла поворота φ , следовательно, система обладает одной степенью свободы. На основании

принципа освобожденности от связей мысленно отбрасываем шарниры и заменяем их действующими реакциями. Линии действия реакций пересекают ось вала, моменты которых относительно продольной оси равны нулю. Тогда, учитывая, что вал по условию вращается с нулевым угловым ускорением $\varepsilon = 0$, на основании следствия закона сохранения кинетического момента можно записать уравнение равенства нулю внешних моментов, из которого определим неизвестный скручивающий момент T_{e_0} , передаваемого на рабочий орган машины.

Для учёта направления моментов в общем случае необходимо ввести систему координат, и вносить их значения в уравнение в соответствии с ориентацией продольной оси вала и положительным направлением совмещенной с ней одной из осей введенной системы ПСКД, как указано выше. Однако, в заданной схеме все скручивающие моменты действуют в параллельных плоскостях и можно обойтись без введения системы координат, приняв произвольно любое направление за положительное. Из решения уравнения состояния (равновесия или равенства нулю суммы моментов) относительно неизвестного момента определится направление его действия: при положительном значении направление будет совпадать с тем, что принято изначально положительным и в противоположную сторону в противном случае.

4. Определение скручивающих моментов, приложенных к валу.

Вычисляем угловую скорость вращения вала в герцах:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 800}{30} = 83,8 \text{ с}^{-1}.$$

Исходя из заданной мощности двигателей P_i абсолютные значения моментов, действующих на вал в указанных на схеме точках по длине вала, определяются по формуле:

$$T_{e_i} = \frac{P_i}{\omega}. \quad (1)$$

Заданные значения мощностей: $P_1 = 6 \text{ кВт}$; $P_2 = 5 \text{ кВт}$; $P_3 = 2 \text{ кВт}$, тогда абсолютные значения скручивающих моментов равны:

$$T_{e_1} = \frac{6 \cdot 10^3}{83,8} = 71,6 \text{ Н·м};$$

$$T_{e_2} = \frac{5 \cdot 10^3}{83,8} = 59,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{e_3} = \frac{2 \cdot 10^3}{83,8} = 23,9 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Указываем значения скручивающих моментов на расчётной схеме, составленной с учётом исходного значения $l = 40$ см. Принимаем за положительное направление действие момента T_{e_0} , тогда значения T_{e_1} и T_{e_3} войдут в уравнение со знаком «-», а момент T_{e_2} со знаком «+».

Составляем уравнение равенства нулю суммы скручивающих моментов, и решаем его относительно T_{e_0} :

$$\sum_{i=0}^3 T_{e_i} = 0;$$

$$T_{e_0} - T_{e_1} + T_{e_2} - T_{e_3} = 0;$$

$$T_{e_0} = T_{e_1} - T_{e_2} + T_{e_3} = 71,6 - 59,7 + 23,9 = 35,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

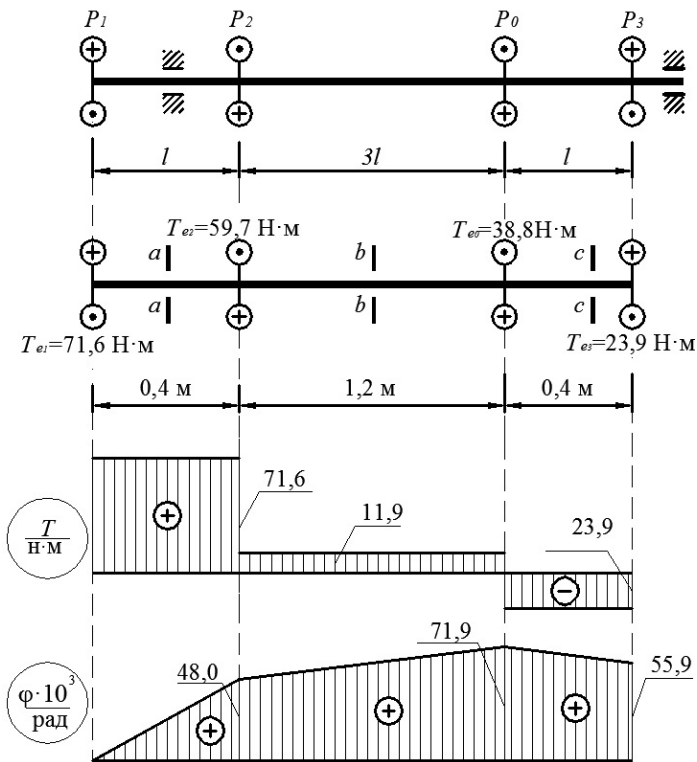


Рис. 5. Расчётная схема вала. Эпюры крутящих моментов и углов закручивания

5. Вычисление крутящих моментов.

Крутящие моменты определяются методом сечений, для чего вал разбивается на участки (« a », « b », « c »), границами которых являются точки, в которых приложены скручивающие моменты (рис. 5). На каждом участке закон изменения крутящего момента остаётся постоянным. С учетом правила внешней нормали определяем крутящие моменты:

— участок « a »:

$$T_a = T_{e_1} = 71,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

— участок « b »:

$$T_b = T_{e_1} - T_{e_2} = 71,6 - 59,7 = 11,9 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

— участок « c »:

$$T_c = T_{e_1} - T_{e_2} - T_{e_0} = 71,6 - 59,7 - 35,8 = -23,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбрав масштаб изображения, строим эпюру внутренних крутящих моментов. В точках приложения сосредоточенных скручивающих моментов эпюра внутреннего крутящего момента меняется скачкообразно, при этом скачок по модулю численно равен приложенному внешнему крутящему моменту.

6. Определение диаметра вала из условия обеспечения прочности.

Вычисляем значение диаметра вала на основе условия прочности:

$$W_p \geq \frac{T_{max}}{\tau_{adm}}; W_p = \frac{T_{max}}{\tau_{adm}} = 0,2 d^3;$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 T_{max}}{\pi \tau_{adm}}}; T_{max} = 71,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 71,6}{\pi \cdot 80 \cdot 10^6}} \geq 1,66 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

7. Определение перемещений.

Углы поворота сечений вала (углы закручивания) для участков стержня и для всего вала вычисляются по формулам:

$$\varphi_i = \frac{T_i l_i}{G J_p}; \quad (2)$$

$$\varphi_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \frac{T_i l_i}{G J_p}, \quad (3)$$

где J_p – полярный момент инерции сечения вала, G – модуль сдвига материала вала принимается по заданию; $G = 0,8 \cdot 10^5 \text{ МПа} = 8 \cdot 10^{10} \text{ Па}$;

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} = 0,1 d^4 = 7,455 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Для определения углов закручивания в качестве начала отсчёта принимаем сечение, где приложен скручивающий момент T_{e_1} , а угол поворота этого сечения принимаем равным нулю.

Тогда на конце первого участка «а» угол закручивания составит:

$$\varphi_a = \frac{71,6 \cdot 0,4}{8 \cdot 10^{10} \cdot 7,455 \cdot 10^{-9}} = 0,0480 \text{ рад} ;$$

на конце второго участка «b»:

$$\varphi_b = 0,0480 + \frac{11,9 \cdot 1,2}{8 \cdot 10^{10} \cdot 7,455 \cdot 10^{-9}} = 0,0719 \text{ рад} ;$$

на конце третьего участка «с»:

$$\varphi_c = 0,0719 + \frac{-23,9 \cdot 0,4}{8 \cdot 10^{10} \cdot 7,455 \cdot 10^{-9}} = 0,0559 \text{ рад} .$$

Выбрав масштаб изображения, строим эпюру углов закручивания (рис. 5).

7. Проверка правильности выполненных расчётов.

Пренебрегая потерями энергии на преодоление внутреннего трения в материале, на изменение температуры и магнитных свойств тела, в соответствии с законом сохранения механической энергии при упругой деформации стержня можно записать равенство полной потенциальной энергии деформации стержня суммарной работе внешних статически приложенных к стержню сил:

$$W = U , \quad (4)$$

где U — полная потенциальная энергия деформации стержня:

$$U = \sum_{i=1}^n \frac{T_i^2 l_i}{2GJ_p} ; \quad (5)$$

W — суммарная работа скручивающих моментов, статически приложенных к стержню, на соответствующих угловых перемещениях φ_i точек приложения этих моментов T_{ei} , вычисленных от совместного действия всех внешних моментов.

На основании теоремы Клапейрона:

$$W = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} T_{ei} \varphi_i . \quad (6)$$

Величина потенциальной энергии:

$$\begin{aligned}
 U &= \sum_{i=1}^3 \frac{T_i^2 l_i}{2GJ_p} = \frac{T_1^2 l_a}{2G \cdot J_p} + \frac{T_2^2 l_b}{2G \cdot J_p} + \frac{T_3^2 l_c}{2G \cdot J_p} = \\
 &= \frac{1}{2 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 7,455 \cdot 10^{-9}} \left[(71,6)^2 0,4 + (11,9)^2 1,2 + (-23,9)^2 0,4 \right] = 2,05 \text{ Дж}.
 \end{aligned}$$

Во избежание ошибок при вычислении работы скручивающих моментов следует обратить особое внимание на знаки. Знак величины работы принимается не по эпюре усилий, а в соответствии с расчётной схемой, на которой изображены скручивающие моменты. Работа скручивающих моментов, на перемещениях φ будет положительной, если направления момента M_i и угла поворота φ_i совпадают и отрицательной — в противном случае:

$$W = \frac{1}{2} \cdot [71,6 \cdot 0 + 59,7 \cdot (+0,0480) + 35,8(+0,0719) - 23,9(+0,0559)] = 2,05 \text{ Дж}$$

Закон сохранения механической энергии выполняется, вычисления выполнены правильно, вал работает в зоне упругих деформаций.

8. Определение диаметра вала из требования жесткости.

Значение относительных углов закручивания на участках определяется по формуле:

$$\theta_i = \frac{T_i}{GJ_p}. \quad (7)$$

С учётом перевода радиан в градусы и используя (7.91), получаем относительные углы закручивания:

$$\begin{aligned}
 \theta_a &= \frac{T_a}{GJ_p} = \frac{71,6 \cdot 180^\circ}{8 \cdot 10^{10} \cdot 7,41 \cdot 10^{-9} \pi} = 6,92 \frac{\text{град}}{\text{м}}; \\
 \theta_b &= \frac{T_b}{GJ_p} = \frac{11,9 \cdot 180^\circ}{8 \cdot 10^{10} \cdot 7,41 \cdot 10^{-9} \pi} = 1,15 \frac{\text{град}}{\text{м}}; \\
 \theta_c &= \frac{T_c}{GJ_p} = \frac{11,9 \cdot 180^\circ}{8 \cdot 10^{10} \cdot 7,41 \cdot 10^{-9} \pi} = 1,15 \frac{\text{град}}{\text{м}}; \\
 \theta_{\max} &= 6,92 \frac{\text{град}}{\text{м}} > \theta_{\text{adm}} = 1 \frac{\text{град}}{\text{м}}
 \end{aligned}$$

Жесткость недостаточна, необходимо увеличить диаметр вала. Вал

требуемого диаметра должен иметь полярный момент инерции сечения J_p^{nec} в $\frac{\theta_{max}}{\theta_{adm}} = 6,92$ раза больше J_p . Так как полярный момент инерции круглого сечения зависит от диаметра в четвёртой степени, то требуемый диаметр составляет:

$$d^{nec} \geq \sqrt[4]{6,92} = 1,65 \cdot 10^{-2} \cdot 1,62 = 2,68 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 26,81 \text{ мм}.$$

По таблице Приложения принимаем диаметр вала 28 мм — ближайший в большую сторону по сортаменту.

Варианты расчётных схем для выполнения расчётно-графической работы №2

Выбор варианта расчётной схемы расчётно–графической работы №2 выполняется в соответствии с данными таблиц (Табл. 1) и (Табл. 2).

Табл. 1

Расчётные данные	Цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
n , об/мин	600	360	720	900	500	1200	500	1000	800	450
P_1 , кВт	2	2	2	3	3	3	4	3	4	5
P_2 , кВт	4	3	5	2	4	5	3	2	4	2
P_3 , кВт	1	3	2	3	4	2	5	6	1	2
l , см	32	25	45	40	50	30	20	30	20	40

Технические условия. Для вала сплошного поперечного сечения круглой формы, вращающегося равномерно с частотой n об/мин, определить требуемый диаметр. Допускаемое напряжение при кручении и модуль сдвига материала (сталь Ст.3), соответственно, принять равными: $\tau_{adm} = 80$ и $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа.

Для выполнения РГР представлены два варианта расчётных схем: первый – для вала, установленного в идеальные шарниры, не препятствующие повороту и второй – для вала, в креплении которого присутствует шарнир с сопротивлением вращению. По условию задачи вал вращается с постоянной угловой скоростью. В первом случае равномерное вращение вала обеспечивается действием крутящего момента T_{e_0} , передаваемого на рабочий орган машины, во втором случае – действием на него реактивного момента M_R , возникающего в шарнире с сопротивлением вращению. Для определения значения этих неизвестных внешних моментов используется следствие закона сохранения кинетического момента механической системы, согласно которому, равномерное вращение с постоянной угловой скоростью происходит при равенстве нулю главного момента внешних сил. Поэтому в обоих вариантах схем внешние моменты T_{e_0} или M_R (реактивный момент переходит в список внешних сил после замены связи реакциями) будут равны по модулю результирующему скручивающему моменту от двигателей,

противоположно им направлены и определяются из уравнения равенства нулю всех внешних моментов относительно оси вала.

Следует иметь в виду, что, хотя по внешнему виду это уравнение и совпадает по записи с уравнением равновесия для неподвижного тела, но не является таковым, так как вал не находится в покое, а вращается. В данном случае для вращательного движения прослеживается явная аналогия с первым законом Ньютона: вращение тела происходит с неизменной угловой скоростью при неизменном моменте внешних сил.

В расчётно–графической работе требуется из условий прочности и жесткости для заданной расчётной схемы и материала назначить сечение вала, изобразить эпюры усилий и перемещений, выполнить проверку вычислений по балансу потенциальной энергии и работы внешних сил.

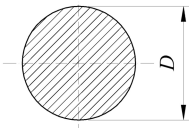
Табл. 2

<p>0</p>	<p>1</p>
<p>2</p>	<p>3</p>
<p>4</p>	<p>5</p>
<p>6</p>	<p>7</p>
<p>8</p>	<p>9</p>

Приложение

Моменты сопротивления и площадь сечения сплошных круглых валов

Таблица

							
$D, \text{мм}$	$W_{\text{и}}, \text{см}^3$	$W_{\text{к}}, \text{см}^3$	$F, \text{см}^2$	$D, \text{мм}$	$W_{\text{и}}, \text{см}^3$	$W_{\text{к}}, \text{см}^3$	$F, \text{см}^2$
20	0,785	1,571	3,14	75	41,4	82,8	44,2
21	0,909	1,818	3,46	78	46,6	93,2	47,8
22	1,045	2,090	3,80	80	50,3	100,5	50,3
23	1,194	2,39	4,15	82	54,1	108,3	52,8
24	1,357	2,71	4,52	85	60,3	120,6	56,7
25	1,534	3,07	4,91	88	66,9	133,8	60,8
26	1,726	3,45	5,31	90	71,6	143,1	63,6
28	2,16	4,31	6,16	92	76,5	152,9	66,5
30	2,65	5,30	7,07	95	84,2	168,3	70,9
32	3,22	6,43	8,04	98	92,4	184,8	75,4
34	3,86	7,72	9,08	100	98,2	196,4	78,5
35	4,21	8,42	9,62	105	113,7	227	86,6
36	4,58	9,16	10,2	110	130,7	261	95,0
37	4,97	9,95	10,8	115	149,3	299	104
38	5,39	10,77	11,3	120	169,6	339	113
40	6,28	12,57	12,6	125	191,7	383	123
42	7,27	14,55	13,9	130	216	431	133
44	8,36	16,73	15,2	135	242	483	143
45	8,95	17,89	15,9	140	269	539	154
46	9,56	19,11	16,6	145	299	599	165
47	10,19	20,4	17,3	150	331	663	177
48	10,86	21,7	18,1	155	366	731	189
50	12,27	24,5	19,6	160	402	804	201
52	13,80	27,6	21,2	165	441	882	214
55	16,33	32,7	23,8	170	482	965	227
58	19,16	38,8	26,4	175	526	1053	241
60	21,2	42,4	28,3	180	573	1145	254
62	23,4	46,8	30,2	185	622	1243	269
65	27,0	53,9	33,2	190	673	1347	284
68	30,9	61,7	36,3	195	728	1156	298
70	33,7	67,3	38,5	200	785	1571	1314
72	36,6	73,3	40,7				