

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
"Воронежский государственный технический университет"

Кафедра автоматизированного оборудования
машиностроительного производства

РЕЖУЩИЙ ИНСТРУМЕНТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению контрольных работ
для студентов направления подготовки бакалавров
15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»
(профиль «Металлообрабатывающие станки и комплексы»)
заочной формы обучения

Воронеж 2022

УДК 621.01 (07)
ББК 34.5я7

Составитель

д-р техн. наук, профессор С. Ю. Жачкин

Режущий инструмент: методические указания к выполнению контрольных работ для студентов направления подготовки бакалавров 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (профиль «Металлообрабатывающие станки и комплексы») заочной формы обучения / ФГБОУ ВО "Воронежский государственный технический университет; сост. С. Ю. Жачкин. – Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2022. – 26 с.

В методических указаниях изложены требования и общие вопросы по выполнению контрольных работ, рассматриваются вопросы выбора типа инструмента, назначения оптимальных геометрических и конструктивных параметров при работе в условиях автоматизированного производства, обеспечения заданного уровня качества при обработке технических объектов, приведены справочные материалы, алгоритмы расчётов.

Методические указания подготовлены в электронном виде и содержатся в файле МУ_КР_РИ.pdf.

Ил. 9. Табл. 4. Библиогр.: 7 назв.

УДК 621.01(07)
ББК 34.5 я7

Рецензент – С. Н. Яценко, канд. физ.-мат. наук, доцент кафедры автоматизированного оборудования машиностроительного производства ВГТУ

*Издается по решению редакционно-издательского совета
Воронежского государственного технического университета*

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Контрольная работа по курсу «Режущий инструмент» имеет своей целью закрепить теоретические знания, научить студентов самостоятельно решать инженерные задачи по расчету типового и специального режущего инструментов с использованием стандартных методик и элементов САПР.

При выполнении контрольной работы студенты решают задачи по выбору типа и конструкции инструмента, материала его режущей части, назначению оптимальных геометрических и конструктивных параметров инструмента при работе в условиях автоматизированного производства.

В работе могут быть отражены вопросы исследовательского характера: изменение точности при обработке деталей в зависимости от переточек инструмента, влияние геометрических параметров инструмента на точность обработки, точность позиционирования инструмента, способы повышения стойкости инструмента и др.

2. СОДЕРЖАНИЕ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ И ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ

Контрольная работа включает: расчет и конструирование режущих инструментов приведенных в задании или по указанию преподавателя.

Предлагаемые задания разделены на 5 групп. Каждая группа состоит из десяти вариантов. Номер группы заданий определяется по предпоследней цифре зачетной книжки (для цифр 6-0 брать группы заданий 1-5 соответственно), а номер варианта - по последней цифре зачетной книжки. Задания могут выдаваться преподавателем, как по номерам зачетной книжки, так и индивидуально.

Исходные данные, необходимые для проектирования, но не указанные в задании, выбираются самостоятельно по рекомендованной литературе.

Выполненная контрольная работа должен состоять из расчетно-пояснительной записки.

Расчетно-пояснительная записка выполняется на писчей бумаге формата А4 и должна содержать задание на проектирование; оглавление; расчет инструмента; список литературы и стандартов.

Расчетная часть должна включать расчет параметров инструмента, требуемых по заданию; обоснование выбора размеров и конструктивных особенностей инструмента, которые не подлежат расчету; обоснование выбора материала и геометрических параметров режущей части инструмента. Расчеты и обоснования должны быть конкретными, при необходимости содержать поясняющие рисунки, их следует подтверждать ссылками на соответствующие литературные источники с указанием страниц, номеров таблиц и т.д.

Графическая часть (при необходимости) выполняется на отдельных листах. Форматы, масштабы изображений и общие требования графического материала должны соответствовать стандартам ЕСКД.

3. ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Расчет геометрических характеристик режущей пластины. Положение центра масс инструмента характеризует распределение масс системы не полностью. Например, если уменьшить (что вызывается износом) протяженность режущих кромок инструмента на одинаковую величину, то положение центра масс не изменится, а распределение масс станет другим, и это скажется на движении системы, включающей в себя инструмент, в целом. Поэтому при расчете инструментов необходимо учитывать момент инерции сечения режущей части.

Момент инерции рассчитывается по формуле

$$J_z = \sum m_k h_k^2 \quad (1)$$

где m – масса тела,

h – расстояние от оси

Для вычисления осевых моментов инерции можно расстояния точек от осей выражать через координаты x_k, y_k, z_k этих точек. Тогда моменты инерции относительно осей Ox, y, z будут определяться формулами

$$J_x = \sum m_k (y_k^2 + z_k^2), J_y = \sum m_k (z_k^2 + x_k^2), J_z = \sum m_k (y_k^2 + x_k^2) \quad (2)$$

Формулы (1) и (2) справедливы как для твердого тела, так и для любой системы тел. В случае сплошного тела, разбивая его на элементарные части, получим

$$J_z = \int_{(V)} h^2 dm \quad \text{или} \quad J_z = \int_{(V)} \rho h^2 dV. \quad (3)$$

Здесь интеграл распространяется на весь объем V тела, а плотность ρ и расстояние h зависят от координаты точек тела. Аналогично формулы (2) для сплошных тел примут вид

$$J_x = \int_{(V)} \rho (y^2 + z^2) dV, J_y = \int_{(V)} \rho (x^2 + z^2) dV, J_z = \int_{(V)} \rho (y^2 + x^2) dV \quad (4)$$

Формулами (3) и (4) удобно пользоваться при вычислении моментов инерции тел. При этом плотность будет постоянной и выйдет из под знака интеграла.

Моменты инерции данного тела, относительно разных осей будут разными. Поэтому, момент инерции тела относительно данной оси равен моменту инерции относительно оси, ей параллельной, проходящей через центр масс тела, сложенному с произведением массы всего тела на квадрат расстояния между осями. Это положение носит название теоремы Гюйгенса. Таким образом, симметрия в распределении масс относительно оси (например, Oz) характеризуется обращением в нуль двух центробежных моментов инерции J_{xz}, J_{yz} . Ось,

для которой центробежные моменты инерции, содержащие в своих индексах наименованием этой оси, равны нулю, называется главной осью инерции тела для точки O .

Моменты инерции тела относительно главных осей инерции называются главными моментами инерции тела. Главные оси инерции, построенные для центра масс тела, называются главными центральными осями инерции тела. Понятие о главных осях инерции играет важную роль при расчете инструмента. Если по ним направить координатные оси, то все центробежные моменты инерции обращаются в нули и соответствующие уравнения, используемые для расчета, значительно упрощаются.

Расчет державки токарного резца. Токарные резцы при обточке на проход наружных цилиндрических поверхностей, работают на изгиб. Рассмотрим чистый изгиб державки моментами пар сил M , приложенными в продольной плоскости симметрии инструмента (рис. 1, а). Под действием этих моментов, тело державки деформируется: верхние слои материала сжимаются, а нижние – растягиваются (рис. 1, б). Длина волокон, лежащих в плоскости, перпендикулярной плоскости самого изгиба, и проходящей через продольную ось инструмента, при деформации изгиба не изменяется. Совокупность этих волокон образует так называемый нейтральный слой.

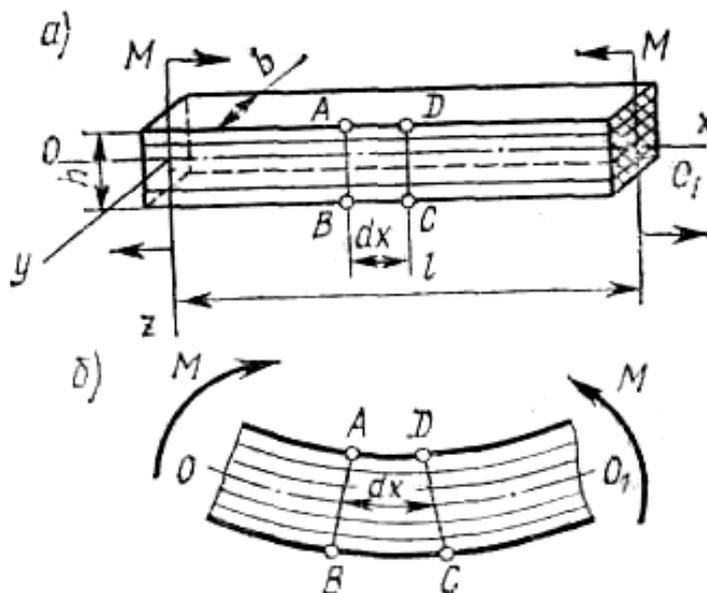


Рисунок 1 – Схема чистого изгиба

В классической теории изгиба, на основании теоретических и экспериментальных исследований, приняты следующие исходные допущения:

1) поперечные сечения элемента, плоские до деформации, остаются плоскими и нормальными по отношению к продольной оси элемента и в самом процессе деформации;

2) державку инструмента условно можно представить состоящей из совокупности продольных материальных волокон или их слоев. При чистом изгибе

эти слои волокон подвергаются деформациям простого растяжения или сжатия. Так как рассматриваются деформации в пределах упругости, то для их характеристики справедлив закон Гука;

3) все волокна какого-либо слоя, равноудаленного от нейтрального слоя, деформируются одновременно и одинаково. Это означает, что деформации волокон и возникающие в них нормальные напряжения для данного слоя державки, остаются постоянными.

Для определения напряжений в поперечном сечении детали выделим элемент длиной dx (см. рис. 1, а), и, пользуясь принятыми допущениями, рассмотрим его деформацию. Относительное удлинение волокна или слоя b , удаленного от нейтральной оси y на расстояние z (рис. 2, а)

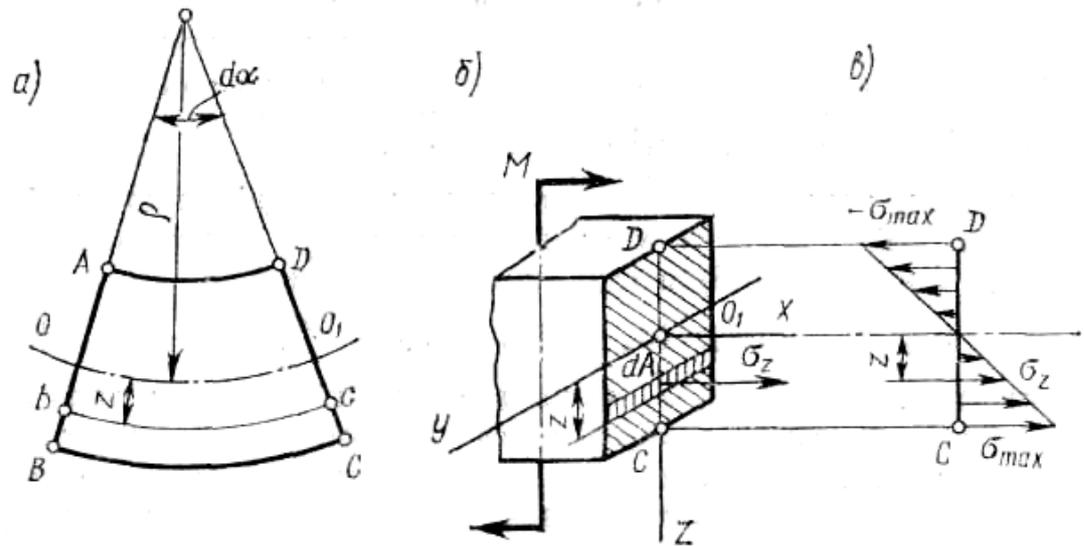


Рисунок 2 – Зависимость напряжений от действующих нагрузок

$$\varepsilon_z = \frac{(bc - dx)}{dx},$$

где $dx = \rho d\alpha$; $bc = (\rho + z)d\alpha$;

ρ - радиус кривизны оси элемента, значение которого можно считать постоянным в пределах элемента dx ;

$d\alpha$ - элементарный центральный угол, соответствующий длине дуги элемента dx .

Искомое относительное удлинение волокна можно представить в виде

$$\varepsilon_z = \frac{(\rho + z)d\alpha - \rho d\alpha}{\rho d\alpha} = \frac{z}{\rho}$$

При чистом изгибе продольные волокна державки, как оговорено в допущении, подвергаются деформации растяжения или сжатия. В результате в поперечном сечении элемента возникают только нормальные напряжения σ_{uz} , значение которых в слое, расположенном на расстоянии z от нейтральной оси, может быть найдено с помощью закона Гука

$$\sigma_{uz} = E\varepsilon_z = \frac{Ez}{\rho} \quad (1)$$

где E — модуль упругости материала державки при растяжении.

Из выражения (1) следует, что напряжение σ_{uz} распределяется по сечению элемента неравномерно; если по ширине сечения $\sigma_{uz} = \text{const}$, то по высоте оно изменяется пропорционально расстоянию от нейтрального слоя (см. рис. 2, в).

Зависимость напряжения σ_{uz} от изгибающего момента M , действующего на рассматриваемую, например, левую часть элемента (рис. 2, б), может быть найдена следующим образом. Момент M должен быть уравновешен моментом M_u внутренних сил взаимодействия в данном сечении элемента. Это условие выражается уравнением равновесия, из которого для рассматриваемой левой части расчетной конструкции

$$M_u = \int_{(A)} (\sigma_{uz} dA) z$$

Подставив значение σ_{uz} из формулы (1), получим

$$M_u = \frac{E}{\rho} \int_{(A)} z^2 dA \quad (2)$$

Величина $\int_{(A)} z^2 dA = J_y$ называется осевым (или экваториальным) моментом инерции поперечного сечения державки. С учетом этой величины уравнение (2) примет вид

$$\frac{E}{\rho} = \frac{M_u}{J_y} \quad (3)$$

Подставив значение E/ρ в формулу (1), найдем искомую зависимость напряжения от изгибающего момента в данном сечении

$$\sigma_{uz} = \frac{Ez}{\rho} = \frac{M_u z}{J_y} \quad (4)$$

Выводы:

1) при чистом изгибе деформация элемента протекает в виде растяжения и сжатия ее продольных волокон; удлинение или укорочение волокон происходит тем больше, чем дальше они расположены от нейтрального слоя;

2) в любом поперечном сечении элемента возникают нормальные напряжения σ_u , значения которых изменяются по высоте сечения пропорционально расстоянию z от нейтрального слоя;

3) наибольшие напряжения наблюдаются в поверхностных слоях элемента, например в нижнем — растягивающие, а в верхнем слое — сжимающие (рис. 2 в). Значения этих напряжений определяют по формуле (4):

$$(\sigma_{u \max})_z = \frac{M_u z_{\max}}{J_y}$$

где $J_y/z_{\max} = W_y$ — осевой момент сопротивления поперечного сечения.

Следовательно, наибольшие напряжения при изгибе

$$(\sigma_{u \max})_z = \sigma_u = \frac{M_u}{W_y} \quad (5)$$

4) в том случае, когда внешние силовые нагрузки действуют на элемент в горизонтальной плоскости xu , изгиб происходит в этой же плоскости, поэтому формулы (4) и (5) преобразуются к виду

$$\sigma_{uy} = \frac{M_u y}{J_z}; \quad (\sigma_{u \max})_z = \sigma_u = \frac{M_u}{W_y} \quad (5 \text{ а})$$

5) моменты инерции J_y, J_z являются геометрическими параметрами поперечного сечения элемента, которые характеризуют сопротивляемость деформации изгиба. Сущность и методы количественного определения этих параметров рассматриваются ниже.

Геометрические характеристики плоских сечений

До сих пор при деформациях растяжения и сжатия площадь поперечного сечения была единственной характеристикой, достаточной для расчета детали на прочность и жесткость. При изгибе и кручении (что является характерной особенностью работы инструмента) площадь сечения уже не может характеризовать сопротивляемость державки этим деформациям. В качестве иллюстрации этого положения на рисунке 3 изображена державка резца прямоугольного сечения. Нетрудно видеть, что при одних и тех же площади сечения A и силе F сопротивляемость державки изгибу в положении на рис. 3, а значительно выше, чем в положении на рис. 3, б.

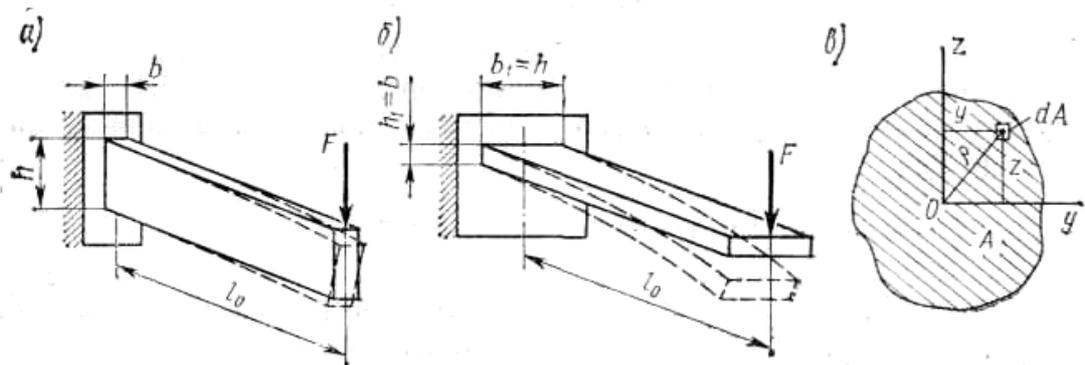


Рисунок 3 – Влияние сечения элемента на изгиб

В теории изгиба и кручения используются следующие геометрические характеристики плоских фигур (поперечных сечений деформируемых тел) (рис. 3, в):

1) осевые моменты инерции плоских фигур, представляющие собой интегральную сумму произведений элементарных площадей dA фигуры на квадрат расстояния их до соответствующих осей:

$$J_y = \int_{(A)} z^2 dA; \quad J_z = \int_{(A)} y^2 dA; \quad (6)$$

2) полярный момент инерции плоской фигуры, который определяется аналогично (рис. 3, б),

$$J_p = \int_{(A)} \rho^2 dA \quad (7)$$

где ρ — расстояние элементарной площадки до начала координат. Приняв во внимание, что $\rho^2 = y^2 + z^2$, и используя выражения (6) и (7), получим

$$J_p = J_y + J_z \quad (8)$$

3) центробежный момент инерции сечения J_{yz} , представляющий собой интеграл вида

$$J_{yz} = \int_{(A)} yz dA \quad (9)$$

Оси y и z плоской фигуры можно расположить так, что центробежный момент инерции относительно этих осей обратится в нуль. Такие оси координат называются главными осями инерции сечения. Заметим, что моменты инерции сечения J_y и J_z относительно главных осей всегда имеют экстремальные значения.

Как правило, начало главных осей инерции совмещают с центром тяжести сечения. Такие оси называют главными центральными осями инерции сечения. Если плоская фигура имеет оси симметрии, то главные центральные оси инерции совпадают с ними.

Рассмотрим определение геометрических характеристик для простейших видов сечений.

Прямоугольное сечение (рис. 4 а)

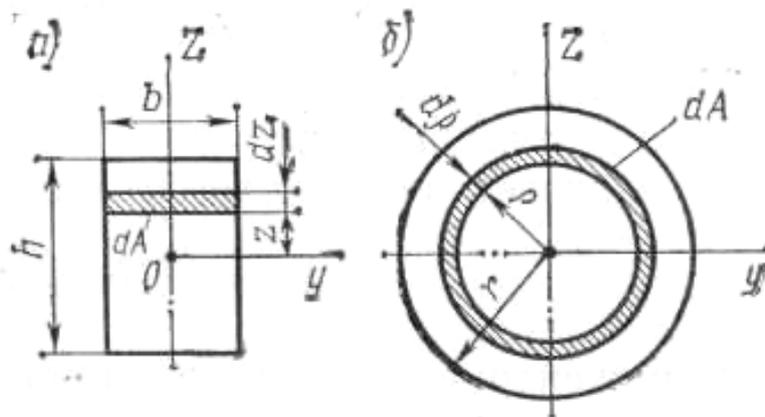


Рисунок 4 – Геометрические характеристики сечений

Момент инерции сечения относительно оси y

$$J_y = \int_{(A)} z^2 dA = \frac{bh^3}{12}; \quad (10)$$

$$J_z = \int_{(A)} y^2 dA = \frac{hb^3}{12}$$

Моменты сопротивления прямоугольного сечения державки вычисляют по формулам

$$W_y = \frac{bh^2}{6}; \quad (11)$$

$$W_z = \frac{hb^2}{6}$$

Круглое сечение (рис. 4,б).

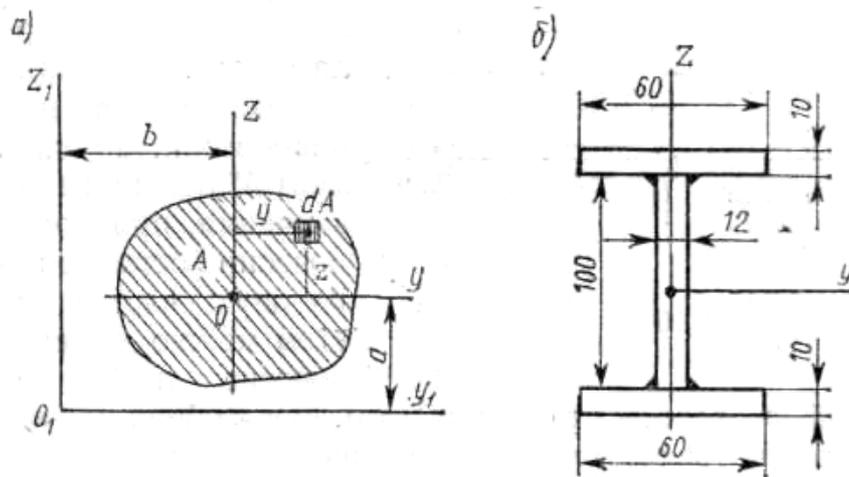


Рисунок 5 – Расчетная схема для элемента сложной формы

Полярный момент инерции этого сечения может быть найден по формуле

$$J_p = \int_{(A)} \rho^2 dA = \int_0^r \rho^2 2\pi\rho d\rho = \frac{\pi r^4}{2} \quad (12)$$

Осевые моменты инерции круглого сечения равны между собой, поэтому на основании выражения (8) получим

$$J = J_y = J_z = 0,5J_p = \frac{\pi r^4}{4} \quad (13)$$

Осевой момент сопротивления сечения

$$W_y = W_z = W = \frac{\pi r^3}{4} \quad (14)$$

В инженерной практике широко применяют профили сложного сечения, которое можно рассматривать как составленное из нескольких простых сечений. При определении геометрических характеристик таких сечений используют аналитические зависимости между моментами инерции относительно параллельных осей. Пусть, например, для плоской фигуры (рис. 5,а) площадью A известны моменты инерции J_y и J_z относительно главных центральных осей y и z . Требуется определить моменты инерции этой фигуры относительно новых осей y_1 и z_1 которые параллельны главным центральным и расположены на расстояниях a и b от них (см. рис. 5,а). Пользуясь формулами (6), имеем

$$J_{y_1} = \int_{(A)} z_1^2 dA = \int_{(A)} (a+z)^2 dA = \int_{(A)} a^2 dA + \int_{(A)} 2az dA + \int_{(A)} z^2 dA.$$

Эти интегралы имеют следующие значения?

$$\int_{(A)} a^2 dA = a^2 A; \quad \int_{(A)} 2az dA = 0; \quad \int_{(A)} z^2 dA = J_y,$$

так как $\int z dA$ представляет собой статический момент сечения относительно оси y , проходящей через его центр тяжести. Учитывая это, получаем

$$\begin{aligned} J_{y_1} &= J_y + a^2 A, \\ J_{z_1} &= J_z + b^2 A \end{aligned} \quad (15)$$

При поперечном изгибе державки в ее сечениях под действием внешних нагрузок возникают нормальные σ и касательные τ напряжения, которые в общем случае создают сложное напряженное состояние.

Нормальные напряжения определяют на основании теории чистого изгиба, см. формулы (4) и (5). Эпюра этих напряжений, например, для державки круглого сечения показана на рис. 6, а. Максимальные нормальные напряжения возникают в точках поперечного сечения, наиболее удаленных от нейтрального слоя:

$$\sigma_u = \frac{M_u z_{\max}}{J_y} = \frac{M_u}{W_y},$$

где M_u - изгибающий момент в рассматриваемом сечении элемента;
 W_y - осевой момент сопротивления сечения.

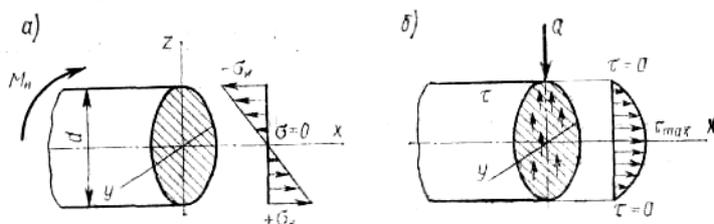


Рисунок 6 – Эпюра напряжений в державке инструмента

Касательные напряжения действуют в самой плоскости поперечного сечения державки, их равнодействующая представляет собой поперечную силу. Рас-

пределение касательных напряжений по сечению элемента впервые было исследовано Д. И. Журавским. Им установлено, что для простых сечений касательные напряжения изменяются по высоте сечения (вдоль линии действия силы Q) по параболической зависимости. Эпюра этих напряжений показана на рис. 6,б.

В точках поперечного сечения, наиболее удаленных от нейтрального слоя, касательные напряжения равны нулю. В точках же, лежащих у нейтрального слоя (круглое или прямоугольное сечение), они достигают наибольшего значения:

$$\text{для круглого сечения } \tau_{\max} = \frac{4Q}{3A};$$

$$\text{для прямоугольного сечения } \tau_{\max} = \frac{3Q}{2A},$$

где Q — поперечная сила в данном сечении; A — его площадь.

В общем случае нормальные и касательные напряжения создают в определенной точке сечения сложное напряженное состояние, которое может стать опасным по условию прочности элемента.

При изгибе державки ее продольная ось, прямолинейная до деформации, искривляется, образуя так называемую упругую линию (рис. 7).

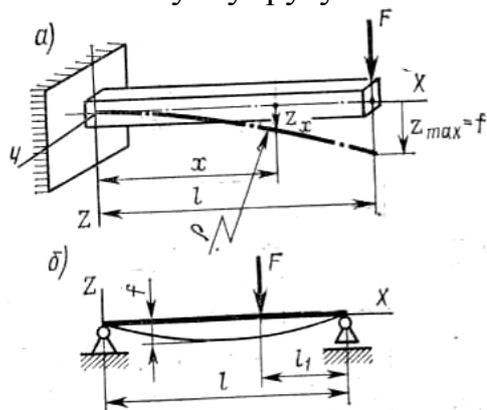


Рисунок 7 – Схема прогиба державки

Прогибом элемента z в каком-либо сечении называют перемещение центра тяжести этого сечения по направлению, перпендикулярному исходной продольной оси элемента. Наибольший прогиб (для державки, рис. 7, а — перемещение ее концевого сечения) называют стрелой прогиба f .

Прогибы определяют путем составления и решения дифференциального уравнения изогнутой оси элемента. Подробное решение этой задачи приводится в учебниках по сопротивлению материалов. Рассмотрим ее в общем виде, необходимом и достаточном для практических целей.

Кривизна изогнутой оси державки (упругой линии) в любом сечении может быть выражена на основании полученной ранее зависимости (3):

$$k = \frac{l}{\rho} = \frac{M_u}{EJ_y} \quad (16)$$

где M_n — изгибающий момент в рассматриваемом сечении;
 E — модуль упругости материала элемента при растяжении;
 J_y — осевой момент инерции сечения.

Произведение EJ_y есть физико-геометрический фактор, характеризующий жесткость элемента при изгибе.

В дифференциальной геометрии доказывается, что кривизна k любой кривой, обладающей гладкостью (существованием первых двух производных), выражается зависимостью (в той же системе координатных осей, что и на рис. 7)

$$k = \frac{l}{\rho} = \frac{\frac{d^2z}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2\right]^{1,5}} \quad (17)$$

Приравняв правые части уравнений (16) и (17), получим общее уравнение упругой линии державки

$$\frac{d^2z}{dx^2} \left[1 + \left(\frac{dz}{dx}\right)^2\right]^{-1,5} = \pm \frac{M_u}{EJ_y} \quad (18)$$

Это нелинейное дифференциальное уравнение, не решаемое в элементарных функциях (оно решается с помощью эллиптических интегралов первого и второго рода). Однако в определенной области значений dz/dx его можно упростить. Принимая во внимание, что производная dz/dx представляет собой тангенс угла θ наклона касательной к упругой линии в рассматриваемой точке (это угол поворота сечения, которое считают нормальным к изогнутой оси державки), имеем

$$\frac{dz}{dx} = \operatorname{tg} \theta \approx \theta,$$

так как при упругой деформации державки угол θ достаточно мал, квадрат производной dz/dx по сравнению с единицей можно опустить. Тогда уравнение (18) примет вид

$$\frac{d^2z}{dx^2} = \pm \frac{M_u}{EJ_y}. \quad (19)$$

Знак правой части выражения (19) зависит от выбранной системы координат. Учитывая принятое правило знаков для изгибающего момента в правой системе координат xz , получаем

$$\frac{d^2z}{dx^2} = \frac{M_u}{EJ_y}. \quad (20)$$

В левой системе координат вместо уравнения (20) нужно использовать зависимость:

$$\frac{d^2z}{dx^2} = -\frac{M_u}{EJ_y} \quad (21)$$

Для вычисления погрешностей обработки, связанных с упругими отжатиями технологической системы, жесткость этой системы должна получить количественное выражение. А. П. Соколовским предложено выражать жесткость j , кН/м (кгс/мм), технологической системы отношением нормальной составляющей P_y , кН (кгс), силы резания к суммарному смещению y , м (мм) режущего инструмента относительно обрабатываемой поверхности заготовки, измеренному в направлении нормали к этой поверхности, т.е.

$$j = P_y / y. \quad (22)$$

При определении жесткости, перемещение всегда измеряется в направлении, перпендикулярном к обрабатываемой поверхности, и в расчет вводится нормальная составляющая усилия P_y резания, однако при этом одновременно учитывается влияние на y и остальных составляющих силы резания.

Жесткость системы можно также вычислить из уравнения

$$j = \Delta P_y / \Delta y, \quad (23)$$

где приращения нормальной силы ΔP_y и суммарного смещения Δy выражаются в тех же единицах, что и в формуле (22).

При нахождении жесткости технологической системы по значениям жесткости отдельных ее звеньев, а также при расчете погрешностей обработки, связанных с упругими отжатиями отдельных элементов системы, удобно пользоваться понятием податливости, которая численно равна величине, обратной жесткости.

Податливостью технологической системы, называется способность этой системы упруго деформироваться под действием внешних сил. Податливость ω , м/МН (мкм/кгс), можно численно выразить отношением смещения лезвия инструмента относительно заготовки, измеренного по нормали к обрабатываемой поверхности, к составляющей силы резания, действующей в том же направлении, т. е.

$$\omega = y / P_y. \quad (24)$$

Как следует из определения,

$$\omega = 1 / j. \quad (25)$$

Алгоритм расчета характеристик сечения инструментальной пластины:

- По данным задания, на координатной плоскости составить графическую схему заданного сечения;
- Используя аналитические зависимости, описывающие контур сече-

ния, найти точки пересечения, замыкающие контур расчетного сечения;

- Используя формулы (1) и (2), найти координаты центра тяжести сечения и моменты инерции
- Используя теорему Гюйгенса, определить моменты инерции сечения относительно повернутых осей. Угол поворота дан в задании.
- Определить положение главных осей инерции и величины главных моментов инерции. Построить эскиз сечения с указанием положения главных осей инерции.

Алгоритм расчета державки инструмента:

- В соответствии с заданием построить эпюры поперечной силы и изгибающего момента;
- Определить максимальное и минимальное значение поперечной силы и изгибающего момента;
- Определить центр тяжести сечения и центральный момент инерции сечения;
- Определить нормальные и касательные напряжения в сечении державки;
- Построить эпюры нормальных и касательных напряжений по высоте сечения державки;
- Определить максимальное и минимальное значение напряжений;
- Определить перемещение и угол поворота сечения державки.
- Рассчитать жесткость инструментальной системы. Сделать вывод о её возможном применении.

4. ЗАДАНИЯ НА КОНТРОЛЬНУЮ РАБОТУ

1 группа заданий

1. Рассчитать главную составляющую силы резания, возникающую при обработке, в условиях, заданных в таблице 1.

2. Рассчитать моменты инерции сечения и координаты центра тяжести сечения инструментальной пластины. Сечение пластины задано аналитически в таблице 2.

2 группа заданий

1. Рассчитать осевую составляющую силы резания, возникающую при обработке, в условиях, заданных в таблице 1.

2. Рассчитать моменты инерции сечения инструментальной пластины относительно центральных осей, повернутых относительно расчетных осей на заданный угол. Сечение пластины задано аналитически в таблице 2.

3 группа заданий

1. Рассчитать радиальную составляющую силы резания, возникающую при обработке, в условиях, заданных в таблице 1.

2. Определить положение главных осей инерции и величины главных моментов инерции сечения инструментальной пластины. Сечение пластины задано аналитически в таблице 2.

4 группа заданий

1. Рассчитать главную составляющую силы резания, возникающую при обработке, в условиях, заданных в таблице 1.

2. Определить нормальные и касательные напряжения в державке резца. Построить эпюру распределения σ и τ по высоте сечения державки. Схема нагружения показана на рис. 8. Данные для расчета представлены в таблице 3.

5 группа заданий

1. Рассчитать осевую составляющую силы резания, возникающую при обработке, в условиях, заданных в таблице 1.

2. Определить прогиб и угол поворота сечения державки. Построить соответствующие эпюры перемещения державки резца и угла поворота сечения. Схема нагружения показана на рис. 8. Данные для расчета приведены в таблице

Таблица 1 – Данные для определения силы резания

№ группы зад	№ Вар	Деталь вал			Реж. часть		Геометрические параметры инструментальной пластины						Режимы резания		
		Марка матер	НВ	σ_B кг/мм ²	Материал	Форма передн. грани	γ	α	φ	φ_1	λ	r	v м/мин	s мм/об	t мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	0	Ст. 25	128	46	T15K6	Плоская с фаской	15	8	45	10	5	2	340	0,4	2
	1	Ст.35	140	50	T5K10	То же	15	8	45	10	5	2	150	0,8	6
	2	Ст. 45	197	60	T15K6	То же	15	8	60	15	0	1,5	300	0,3	2,5
	3	65Г	229	70	T30K4	То же	15	12	30	10	0	2	370	0,15	1,5
	4	20Х	179	55	T14K8	То же	15	8	45	15	5	1,0	150	0,6	2,5
	5	Ст. 30	131	50	T15K6	То же	15	8	60	10	0	1,5	300	0,3	3,0
	6	Ст. 45	197	60	T5K10	То же	15	8	45	10	0	2	160	0,6	4,0
	7	65Г	229	70	T15K6	То же	15	10	30	10	0	2	270	0,15	1,5
	8	СЧ 12-28	197	-	ВК8	Плоская	0	6	45	15	5	1,5	100	0,8	8,0
	9	СЧ 15-32	207	-	ВК6	То же	5	6	45	15	5	2,0	120	0,5	5,0

Продолжение табл. 1

2	0	СЧ 18-36	229	-	ВК2	То же	5	10	45	15	0	1,0	110	0,2	3,0
	1	СЧ 21-40	241	-	ВК3М	То же	2	7	30	15	2	2,0	120	0,3	2,5
	2	40Х	217	70	Т5К10	Плоская, с фаской	10	8	45	10	0	3	145	0,4	3,0
	3	40ХН	207	70	Т5К10	То же	15	8	60	10	0	1,5	160	0,6	4,0
	4	65Г	229	70	Т15К6	То же	15	12	30	15	5	2	270	0,2	2,0
	5	ХВГ	255	80	Т14К8	То же	10	8	69	10	0	1,5	130	0,5	4,0
	6	30ХМ	217	60	Т30К4	То же	12	10	37	15	5	1,5	350	0,2	1,5
	7	ШХ 15	207	70	Т14К8	Радиусная с фаской	20	12	45	10	0	1,0	220	0,35	2,5
	8	18 ХГТ	207	70	Т15К6	Плоская с фаской	15	8	60	10	0	2,0	180	0,4	4,0
	9	СЧ 38-60	269	-	ВК6	Плоская	0	10	45	15	5	1,5	100	0,4	4,0

Продолжение табл. 1

3	0	Ст. 30	131	50	T15K6	Плоская с фаской	15	8	48	10	0	1,5	300	0,3	3,0
	1	65Г	229	70	T30K4	То же	15	12	56	10	0	2,0	370	0,2	2,0
	2	СЧ 12-28	197	-	BK8	Плоская	0	6	45	10	10	2,0	110	0,8	6,0
	3	СЧ 15-32	207	-	BK4	То же	5	10	45	15	5	1,5	120	0,6	4,0
	4	СЧ 18-36	229	-	BK6	То же	9	10	45	15	5	2,0	120	0,5	3,5
	5	СЧ 21-40	241	-	BK8	То же	-5	6	45	15	5	1,0	110	0,8	6,0
	6	ХВГ	255	80	T5K10	Плоская, с фаской	10	8	45	10	0	2,0	95	0,6	5,0
	7	38ХС	255	80	T14K8	То же	3	4	47	10	0	1,0	150	0,3	2,5
	8	Сталь 30	131	50	T15K6	То же	15	8	60	10	0	1,5	280	0,4	3,0
9	Сталь 45	197	60	T14K8	То же	15	8	60	10	0	2,0	200	0,35	2,5	

Продолжение табл. 1

4	0	65Г	229	70	T15K6	То же	15	8	45	10	0	2,0	200	0,4	4,5
	1	СЧ 12-28	197	-	BK8	Плоская	5	6	40	15	5	1,5	90	1,0	10
	2	СЧ 15-32	207	-	BK6	То же	-3	6	45	15	5	2,0	120	0,5	6,0
	3	XBG	255	80	T30K4	Плоская, с фаской	15	12	30	10	0	1,5	350	0,2	1,5
	4	30 XM	229	70	T5K10	То же	15	8	60	10	0	1,5	170	0,6	6,0
	5	Ст. 25	128	52	T15K6	То же	3	1	67	7	-2	1	380	0,8	1,2
	6	Сталь 35	140	57	T5K10	То же	0	9	62	8	-1	1,5	210	0,3	4,5
	7	Ст. 45	197	68	T15K6	То же	-7	10	49	11	3	2	260	0,8	3,5
	8	65Г	229	59	T30K4	То же	0	10	53	14	-4	1	410	0,12	1,2
9	20X	179	63	T14K8	То же	0	12	57	8	-4	2,0	240	0,7	0,9	

Окончание табл. 1

5	0	Ст. 30	131	57	T15K6	То же	-3	12	67	5	-5	2,0	285	0,4	2,7
	1	Ст. 45	197	66	T5K10	То же	6	11	49	14	3	1,5	138	1,2	4,5
	2	65Г	229	74	T15K6	То же	7	5	41	7	-3	1	320	0,2	1,2
	3	СЧ 12-28	238	-	BK8	Плоская	3	9	33	18	-1	1,5	168	0,9	8,2
	4	СЧ 15-32	199	-	BK6	То же	2	12	53	12	-2	1,0	240	1,3	3,1
	5	СЧ 18-36	244	-	BK2	То же	-1	11	48	12	4	2,0	185	1,3	4,2
	6	СЧ 21-40	233	-	BK3M	То же	7	12	48	7	-5	1,0	177	0,8	1,7
	7	40X	217	61	T5K10	Плоская, с фаской	12	9	54	9	-1	1	224	0,7	2,1
	8	40ХН	207	63	T5K10	То же	1	10	61	9	-2	1,0	135	0,8	4,5
	9	65Г	229	77	T15K6	То же	7	15	39	12	3	1,5	220	0,6	2,7

Таблица 2 – Аналитические выражения, определяющие контур инструментальной пластины

№ вар	1-ая линия контура сечения	2-ая линия контура сечения	3-я линия контура сечения	4-я линия контура сечения	Угол поворота центр. оси относительно расчетной
0	$-0.14z+5$	$-z+20$	$-3.73z+5$	$0.01z$	10
1	$-0.21z+4$	$-1.5z+18$	$-2.72z+4$	$0.04z$	20
2	$-0.14z+7$	$-z+11$	$-2.99z+8$	$0.08z$	25
3	$-0.25z+2$	$-2z+11$	$-2.47z+6$	$0.08z$	30
4	$-0.02z+2$	$-1.23z+4$	$-4.47z+6$	$0.14z$	35
5	$-0.18z+9$	$-2.38z+21$	$-2.14z+9$	$0.18z$	45
6	$-0.38z+31$	$-1.38z+45$	$-4.74z+14$	$0.12z$	50
7	$-1.01z+41$	$-4z+58$	$-7.89z+47$	$0.01z$	55
8	$-0.53z+27$	$-3.54z+42$	$-6.27z+39$	$0.04z$	60
9	$-0.13z+34$	$-1.54z+62$	$-5.17z+49$	$0.04z$	65

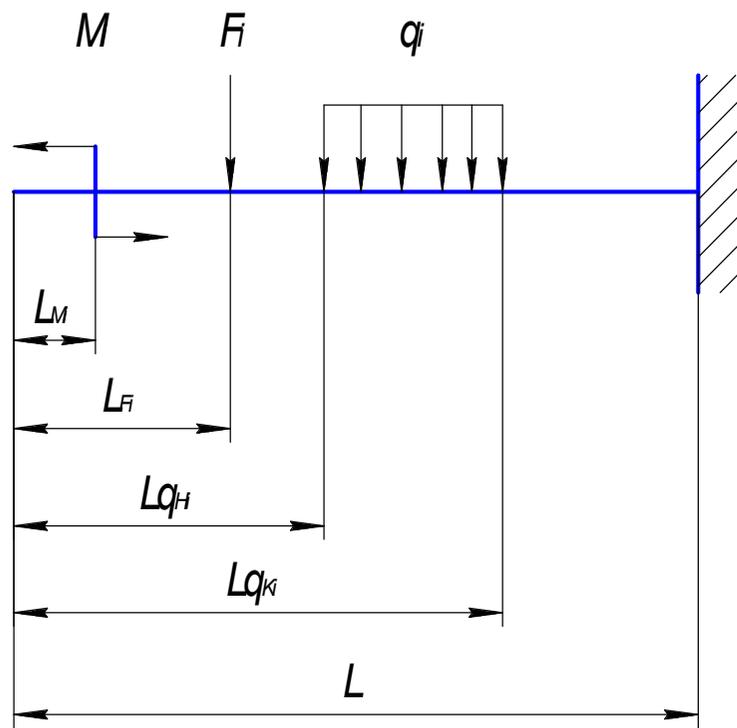


Рисунок 8 – Схема нагружения инструмента

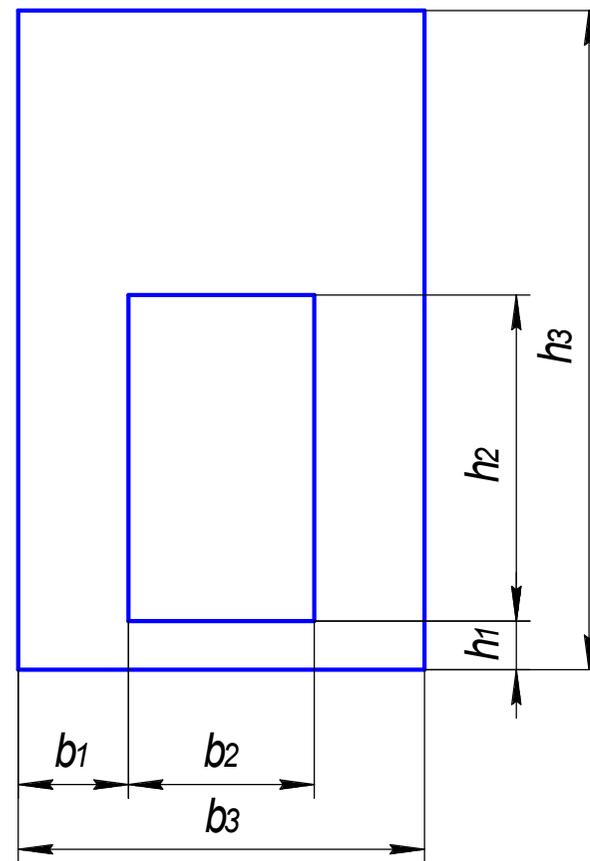


Рисунок 9 - Геометрическая форма сечения державки

Таблица 3 – Данные к 4 и 5 группе заданий

№ вар	M ₁ Нм	F ₁ кН	F ₂ кН	q ₁ кН/м	L _{M1} см	L _{F1} см	L _{F2} см	L _{qH1} см	L _{qK1} см	L см
0	100	10	-	20	1	2	-	2	3	5
1	150	20	-	10	2	0,5	-	1	3	6
2	180	27	-	17	2,5	0,8	-	2,3	5,1	7
3	185	20	12	-	4	1	3	-	-	8
4	122	38	-	28	3	0,5	-	2	5	9
5	-	42	21	33	-	7,8	4,4	2	7	10
6	140	50	-	61	4	1	-	4	6	11
7	20	120	-	30	0,5	1	-	1	7	12
8	70	90	60	45	0,2	0,1	1,5	1	6	10
9	100	170	40	60	1	0,1	0,8	0,5	5	8

Таблица 4 – Размеры сечения державки

№ варианта	b ₁	b ₂	b ₃	h ₁	h ₂	h ₃
0	8	20	36	15	25	50
1	4	15	23	5	45	70
2	7	22	36	10	15	35
3	10	10	30	8	28	60
4	7	24	38	9	27	54
5	5	23	33	8	54	81
6	-	-	48	-	-	54
7	-	-	32	-	-	50
8	8	21	37	10	24	58
9	10	31	51	14	21	62

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пачевский, В.М. Режущий инструмент: лабораторный практикум: учеб. пособие / ГОУВПО «Воронеж. гос. техн. ун-т»; В.М. Пачевский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Воронеж: ГОУВПО ВГТУ, 2008. – 146 с. – ЭР.
2. Металлорежущие инструменты / Г.Н. Сахаров, О.Б. Арбузов, Ю.А. Боровой и др. – М. Машиностроение, 1989. – 328 с.
3. Нефедов Н.А., Осипов К.А. Сборник задач и примеров по резанию металлов и режущему инструменту / Н.А. Нефедов, К.А. Осипов. – М.: Машиностроение, 1990. – 448 с.
4. Иноземцев, Г.Г. Проектирование металлорежущих инструментов / Г.Г. Иноземцев. – М.: Машиностроение, 1964. – 272 с.
5. Справочник инструментальщика / сост. И.А. Ординарцев, Г.В. Филиппов, А.Н. Шевченко и др. – Л.: Машиностроение, 1987. – 846 с.
6. Проектирование и расчет металлорежущего инструмента на ЭВМ / О.В. Таратынов, Г.Г. Земсков, Ю.П. Тарамыкин и др. – М.: Высш. шк., 1991. – 423 с.
7. Журналы:
 - Реферативный журнал «Резание металлов. Станки и инструменты»;
 - Машиностроение;
 - Наука – производству;
 - Металлообработка;
 - Техника машиностроения;
 - Технология машиностроения;
 - «Стин» (СТанки ИНструмент)

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Цель и задачи контрольной работы	3
2. Содержание контрольной работы и требования к оформлению	3
3. Общие методические указания по выполнению контрольной работы	4
4. Задания на контрольную работу	15
Библиографический список	25

РЕЖУЩИЙ ИНСТРУМЕНТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению контрольных работ
для студентов направления подготовки бакалавров
15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»
(профиль «Металлообрабатывающие станки и комплексы»)
заочной формы обучения

Составитель

Жачкин Сергей Юрьевич

Издается в авторской редакции

Подписано к изданию 10.06.2022.

Уч.-изд. л. 1,3.

ФГБОУ ВО "Воронежский государственный технический
университет"

394006 Воронеж, ул. 20-летия Октября, 84