

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ И НАПРЯЖЕНИЙ СТЕРЖНЯ, ДВИЖУЩЕГОСЯ В ПОЛЕ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ СИЛ

Введение. Необходимость исследования напряжённо-деформированного состояния стержня возникла в связи с разработкой перспективных измельчительных машин, основным рабочим органом которых является ротор с закрепленными на его внешней поверхности радиальными прутковыми элементами в виде щётки. Каждый такой элемент рассматривается как стержень, который находится под воздействием центро-стремительных сил (сил инерции) и сил тяжести. На первом этапе исследований не учитываем дополнительные силы взаимодействия с измельчаемым материалом, которые возникают в рабочей зоне измельчительной машины. Конструкция измельчительных машин описанного типа, некоторые параметры и расчеты их рабочих органов описаны в ряде публикаций [1—3].

Основная часть. Прутковый элемент AB закреплен на поверхности диска радиуса r_0 (рисунок 1), который вращается с постоянной угловой скоростью ω вокруг оси O . Далее элемент будем рассматривать как стержень, который при постоянной $\omega = \text{const}$ не в пределах рабочей зоны измельчительной машины работает на растяжение и изгиб. Длину стержня, его диаметр и массу обозначаем соответствующими буквами l , d и $m_{\text{ст}}$. Погонная масса m высчитывается по формуле $m = m_{\text{ст}}/l$. Рассмотрим элементарный участок стержня длиной $d\zeta$ на расстоянии ζ от заделки A . Его масса равна $md\zeta$, а ускорение $a = \rho\omega^2$, где $\rho = r_0 + \zeta$; тогда $a = (r_0 + \zeta)\omega^2$. Сила инерции участка $d\zeta$ $q_i = mad\zeta$, или $q_i = (br_0 + b\zeta)d\zeta$, где $b = m\omega^2$. Равнодействующая сила инерции стержня

$$Q_i = b \int_0^l (r_0 + \zeta) d\zeta = b(r_0\zeta + \zeta^2/2) \Big|_0^l = b(r_0l + l^2/2) = b(r_0 + l/2) = (r_0 + l/2)m_{\text{ст}}\omega^2.$$

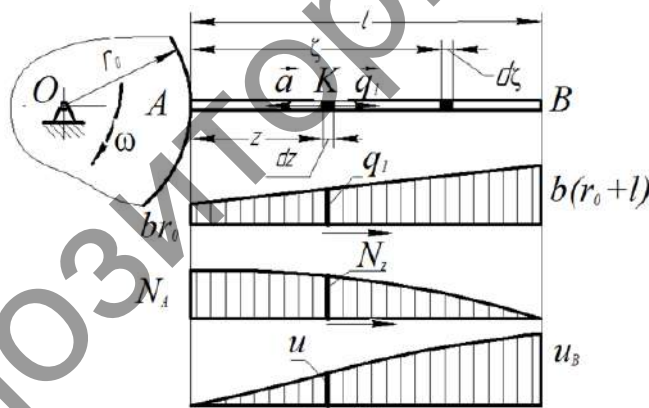


Рисунок 1 — Расчетная схема роторно-измельчительной машины

Определим нормальную силу N_z в произвольном сечении K , заданной координатой z . Она равна сумме всех сил q_i , что действуют слева от сечения K , это значит, на участок KB :

$$Q_i = \int_z^l q_i = \int_z^l (br_0 + b\zeta) d\zeta = b \int_z^l (r_0 + \zeta) d\zeta = b(r_0\zeta + \zeta^2/2) \Big|_z^l.$$

Окончательно

$$N_z = b \left[r_0(l - z) + (l^2 - z^2) / 2 \right]. \quad (1)$$

Максимальная нормальная сила возникает в месте заделки. В заделке A при $z=0$ $N_{\max} = N_A = (r_0 + l/2) m_{\text{ст}} \omega^2$.

Как видим, $N_{\max} = Q_i$. Сила тяжести P равномерно распределена по его длине l , тем самым производит распределенную (погонную) нагрузку постоянной интенсивности $p = P/l$. Её направление относительно стержня изменяется при его повороте. На рисунке 2 стержень AB повернут относительно горизонтали на угол φ . Рассмотрим элемент стержня одинаковой длины, что расположен на расстоянии z от заделки A . При этом его масса $m = m_{\text{ст}}/l$, а сила тяжести $p = mg$ ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения). Разложим вектор p на компоненты p' и p'' поперек и вдоль оси стержня (см. рисунок 2): $p' = p \cos \varphi$, $p'' = p \sin \varphi$. Равнодействующая нагрузка p'' , которая приложена к участку KB , получает нормальную силу N_K в сечении с координатой $z = AK$: $N_K = (l-z)p''$, или

$$N_K = (l-z)mg \sin \varphi \quad (2)$$

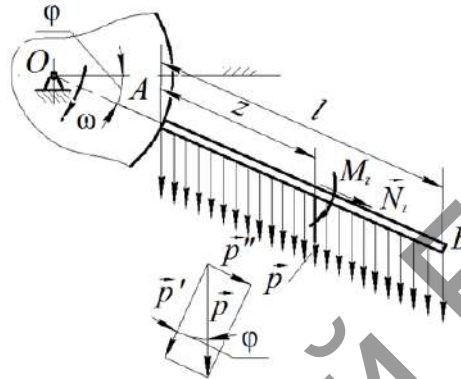


Рисунок 2 — Прутковый элемент AB под действием силы тяжести

Равнодействующая нагрузка p' на участке KB равна $(l-z)p'$. Её произведение на плечо $KB/2$ создает изгибающий момент в сечении K : $M_Z = (l-z)^2 p' / 2$. Наибольшее значение момента M_Z достигается в сечении $z=0$:

$$M_{\max} = M_A = l^2 p \cos \varphi / 2. \quad (3)$$

Переходим к определению перемещений и сечений стержня. Информация о их величине необходима для регулирования зазора между ротором со стержневыми элементами и подвижной (для настройки) щекой, по цилиндрической поверхности которой скользят измельчаемые фракции. Анализируя рисунок 3, можно заметить, что перемещение произвольного сечения K стержня AB равно удлинению его участка AK . Последнее определим при подстановке в закон Гука. Для этого на участке AK на расстоянии ζ от заделки A выделим элемент $d\zeta$. Его удлинение под действием нормальной силы N_ζ равно $\Delta(d\zeta) = N_\zeta d\zeta / EF$, где E — модуль упругости при растяжении/сжатии; EF — жесткость стержня при растяжении/сжатии.

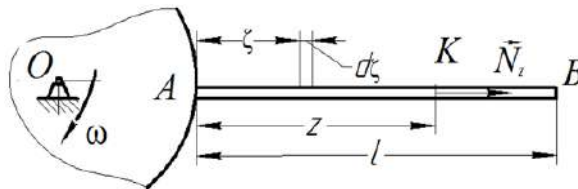


Рисунок 3 — Схема для вычисления перемещений u сечений стержня

Силу N_ζ принимаем исходя из формулы (1) при $z = \zeta$. Удлинение всего участка $AK = z$

$$u = \int_0^z N_\zeta d\zeta / EF = (bEF) \int_0^z [(r_0 + l/2) - r\zeta - \zeta^2 / 2] d\zeta = (bEF) [(r_0 + l/2)l\zeta - r_0\zeta^2 - \zeta^3 / 6] \Big|_0^z$$

Окончательно

$$u = [(r_0 + l/2)lz - r_0z^2 - z^3/6] m_{cm} \omega^2 / EF \quad (4)$$

Удлинение стержня, равное перемещению u_B его конца B , определим по формуле (4) при $z = l$:
 $u_B = (3r_0 + 2l)lm_{cm} \omega^2 / 6EF$.

Как видим, удлинение стержня u_B пропорционально его массе, квадрату длины l и угловой скорости ω . Перемещения сечений стержня под действием сил тяжести высчитываются аналогично. Нормальная сила принимается исходя из формулы (2). Полученный результат с учётом знаков суммируется с предыдущим.

Далее рассмотрим методику определения механических напряжений. В произвольном сечении z стержня (см. рисунок 3) нормальное напряжение рассчитывается по формуле $\sigma_z = N_z / F$, где N_z принимается по формуле (1); $F = \pi d^2 / 4$ — площадь поперечного сечения. Самым напряжённым сечением стержня является его заделка A . Напряжение в сечении A $\sigma_A = 4(r_0 + l/2)m_{cm} \omega^2 / \pi d^2$.

В данном случае взята в расчет сила инерции $Q_i = N_A$. Вторая составляющая напряжения σ_A определяется при подстановке в формулу (2) при $z = 0$. Третья составляющая σ_A'' возникает под действием изгибающего момента формулы (3). Она переменная по высоте сечения стержня. Наибольшее значение σ_A'' определяется по формуле $\sigma_A'' = M_A / w$, где $w = \pi d^3 / 32$ — момент сопротивления. Заметим, что переменные во времени напряжения σ_A ; σ_A'' вызваны силами тяжести, соотносятся по величине с напряжением σ_A , как сила тяжести $P = m_{ст}g$ стержня с его силой инерции $Q_i = m_{ст}a_c$ или как ускорения g и $a_c = r_c \omega^2$. Анализ ускорений показывает, что $g \ll a_c$. Это позволяет, учитывая реальные значения ω , игнорировать напряжения σ_A ; σ_A'' при исследовании напряжённо-деформированного состояния элемента AB . Однако небольшие по значениям σ_A ; σ_A'' могут являться опасными для прочности стержней, ибо в отличие от статических напряжений σ_A являются циклическими (динамическими) — изменяются по значению и знаку в соответствии с гармоничными законами. При этом количество циклов в минуту равно частоте вращения ротора. А циклические нагрузки, как известно с курса сопротивления материалов [4], вызывают усталость и разрушение материала.

Заключение. Предложена методика исследования напряжённо-деформированного состояния пруткового рабочего элемента измельчительной машины. Показано, что с учетом сил тяжести напряжения и деформации носят циклический характер с асимметричными циклами и малыми амплитудами колебания. При увеличении частоты вращения ротора влияние сил тяжести уменьшается.

Список цитируемых источников

1. Вопросы развития техники и технологии измельчения материалов / Л. А. Сиваченко [и др.] // Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов : межвуз. сб. ст. — Белгород : БГТУ, 2010. — С. 315—321.
2. Севостьянов, В. С. Технологические аппараты с иглофрезерными рабочими органами для комплексной переработки композиционных материалов / В. С. Севостьянов, Т. Л. Сиваченко, С. А. Михайличенко // Вестн. БГТУ им. В. Г. Шухова. — 2015. — № 2. — С. 50—56.
3. Наливко, О. И. Разработка конструкции валкового измельчителя / О. И. Наливко, Е. С. Живула // Экономика, технологии и право в современном мире : материалы Междунар. науч.-практ. конф., 15 дек. 2018 г., г. Барановичи. — Барановичи : БарГУ, 2018. — С. 135.
4. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов : учеб. для вузов / В. И. Феодосьев. — М. : Наука, 1986. — 512 с.

УДК 621.9

А. В. Наумовец, Т. Я. Богданова

Учреждение образования «Барановичский государственный университет», Барановичи, Республика Беларусь

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СТОЙКИ БС 2.2 ДЛЯ ГИДРОМЕХАНИЗИРОВАННОЙ СЕКЦИИ КРЕПИ

Введение. Механизированные крепи, изготавливаемые УПП «Нива» (Солигорск), разработаны для высокопроизводительных добычных комплексов с учетом современных требований к безопасности и надежности горного оборудования. Условия применения их следующие: температура воздуха — от 278 К (+5 °С) до 308 К (+35 °С); относительная влажность воздуха — до 98 % при температуре до 298 К (+25 °С).

Целью работы является модернизация конструкции гидравлической стойки БС 2.2 для гидромеханизированной секции крепи.

Основная часть. Механизированная крепь состоит из крепежных секций или комплектов, насосной станции, распределительной и контрольно-регулирующей гидроаппаратуры и гидрокommunikаций. Секции