

б) для прицепа-ропуска с жестко-балансирной подвеской

$$n_g = \frac{L_{п2}}{L_{кр}} = \frac{9,19 \cdot 10^4}{12,0 \cdot 10^4} = 0,76.$$

Как показали расчетные исследования, долговечность и коэффициент запаса долговечности осей прицепа-ропуска с рессорно-балансирной подвеской в 1,5–1,7 раза выше, чем у автопоезда с жестко-балансирной подвеской прицепа-ропуска.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. С м е я н А.И., Ж у к о в А.В., Т и х о н о в А.Ф. Экспериментальная оценка влияния качества поддрессирования двухосных прицепов-ропусков на вертикальную динамику лесовозного автопоезда. — В сб.: Механизация лесоразработок и транспорт леса. Минск: Вышэйшая школа, 1978, вып. 8, с. 68–73. 2. Б у х а р и н Н.А., П р о з о р о в В.С., Щ у к и н М.М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, прочность агрегатов. — М.: Машиностроение, 1975. — 504 с. 3. Г о л ь д Б.В. Конструкция и расчет автомобиля. — М.: Машгиз, 1972. — 463 с.

УДК 620.178.3:539.434

Н.А. ДОЛБИН, канд. техн. наук,  
И.Г. ДОВГЯЛЛО, канд. техн. наук (БТИ)

#### К РАСЧЕТУ ТРУБОК, ИСПЫТЫВАЮЩИХ МНОГООСНОЕ РАСТЯЖЕНИЕ И ВЫСОКОЧАСТОТНЫЕ ВИБРАЦИИ

Колебания наряду со статическими нагрузками являются неизбежным явлением при эксплуатации лесных машин, приводящим к сложноподвижному состоянию отдельных деталей и элементов конструкций (например, трубопроводы гидро- и пневмосистем испытывают двух- или трехосное гидростатическое растяжение и вибрации различных частот и напряжений), что и предопределяет отыскание критериев, позволяющих производить прочностные расчеты при таких схемах нагружения.

Расчеты на прочность при низкочастотных нагрузках в условиях сложного нагружения обычно производятся с использованием теорий, полученных путем обобщений гипотез предельных напряженных состояний для постоянных напряжений [1] (считается, что нет принципиального различия в процессах, подготавливающих разрушение как при статических, так и при динамических нагрузках). Рассмотрим применение некоторых из них, дающих удовлетворительные результаты при невысоких частотах нагружения [2], для случая одновременного действия на трубку продольных высокочастотных колебаний двух- или трехосного гидростатического растяжения. Расчетная схема представлена на рис. 1.

Условие Д. Мэрина для трехосного напряженного состояния записывается в виде

$$\left[ \left( \frac{1}{\sigma_{-1}} \right) \sqrt{\sigma_{1a}^2 + \sigma_{2a}^2 + \sigma_{3a}^2 - \sigma_{1a} \cdot \sigma_{2a} - \sigma_{2a} \cdot \sigma_{3a} - \sigma_{3a} \cdot \sigma_{1a}} \right]^n +$$

$$+ \left[ \left( \frac{k}{\sigma_b} \right) \sqrt{\sigma_{1m}^2 + \sigma_{2m}^2 + \sigma_{3m}^2 - \sigma_{1m} \cdot \sigma_{2m} - \sigma_{2m} \cdot \sigma_{3m} - \sigma_{3m} \cdot \sigma_{1m}} \right]^m = 1,$$

где  $\sigma_{1a}$ ,  $\sigma_{1m}$  — соответственно переменные и постоянные составляющие главных напряжений;  $m$ ,  $n$  и  $k$  — некоторые коэффициенты.

Значение корня второго числа данного уравнения равно интенсивности постоянных напряжений, подсчитанных по энергетической теории прочности, причем эти напряжения всегда будут положительны, так как считается, что материал изотропен по отношению к растягивающим и сжимающим нагрузкам.

Если уравнение (1) допускает эллиптическое отношение типа

$$\left( \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right)^2 = 1,$$

то оно принимает следующий вид:

$$\sigma_{1a}^2 + \sigma_{2a}^2 + \sigma_{3a}^2 - \sigma_{1a} \cdot \sigma_{2a} - \sigma_{2a} \cdot \sigma_{3a} - \sigma_{3a} \cdot \sigma_{1a} + \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b} \right)^2 \sigma_{1m}^2 + \sigma_{2m}^2 +$$

$$+ \sigma_{3m}^2 - \sigma_{1m} \cdot \sigma_{2m} - \sigma_{2m} \cdot \sigma_{3m} - \sigma_{3m} \cdot \sigma_{1m} = \sigma_{-1}^2. \quad (3)$$

Для рассматриваемого случая  $\sigma_{2a} = \sigma_{3a} = 0$ , а первое главное напряжение  $\sigma_{a1}$ , вызываемое высокочастотными колебаниями, определяется величиной амплитуды колебаний торца трубки  $A_0$ , ее частотой  $f$  и подсчитывается по выражению [3].

$$\sigma_a = \sigma_{a1} = \frac{A_0 \cdot 2\pi f \cdot \sqrt{\rho \cdot E}}{a \cdot \sin 2\pi f \sqrt{\rho/E}}, \quad (4)$$

где  $a$  — расстояние от торца образца до узла колебаний;  $\rho$  и  $E$  — константы материала.

Для толстостенных цилиндров постоянные напряжения определяются выражениями [4]:

$$\sigma_{1m} = \sigma_r = \frac{\rho r^2}{R^2 - r^2} \left( 1 + \frac{R^2}{r^2} \right), \quad \sigma_{3m} = \sigma_t = \frac{\rho r^2}{R^2 - r^2} \left( 1 - \frac{R^2}{r^2} \right), \quad (5)$$

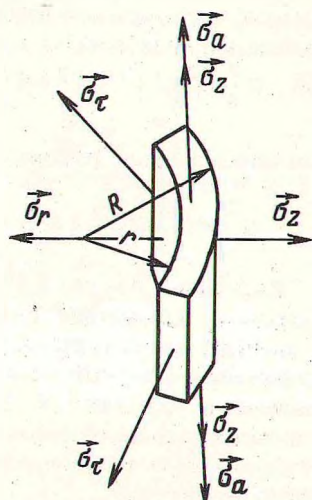


Рис. 1. Расчетная схема нагружения трубки.

$$\sigma_{2m} = \sigma_z = \frac{pr}{R^2 - r^2} \quad (5)$$

Для тонкостенных трубок

$$\sigma_{1m} = \sigma_r = \frac{pr}{R-r}, \quad \sigma_{2m} = \sigma_z = \frac{pr}{2(R-r)}, \quad \sigma_{3m} = \sigma_r = 0. \quad (6)$$

Учитывая (4,5 и 6), условие прочности Мэрина для толстостенных цилиндров, нагруженных внутренним гидростатическим давлением и ультразвуковыми колебаниями, принимает вид

$$\sigma_a^2 + \left(\frac{\sigma_a - 1}{\sigma_b}\right)^2 (\sigma_\tau^2 + \sigma_z^2 + \sigma_r^2 - \sigma_\tau \cdot \sigma_z - \sigma_r \cdot \sigma_z - \sigma_r \cdot \sigma_\tau) = \sigma_{-1}^2 \quad (7)$$

Для тонкостенных трубок

$$\sigma_a^2 + \left(\frac{\sigma_a - 1}{\sigma_b}\right)^2 (\sigma_r^2 - \sigma_\tau \cdot \sigma_z + \sigma_z^2) = \sigma_{-1}^2 \quad (8)$$

Выражение  $\sigma_{-1} / \sigma_b = \Psi$  является коэффициентом чувствительности материала к асимметрии цикла, характеризующим уменьшение предельной амплитуды цикла за счет наличия статических составляющих эквивалентного напряжения. В зависимости от материалов величина этого коэффициента колеблется в пределах 0,1...0,3. Левая же часть уравнений (7,8) определяет эквивалентные напряжения при асимметричном нагружении и эллиптической аппроксимации соотношения между постоянными и амплитудными значениями напряжений.

Ряд авторов [5,6] предложили и другие функциональные зависимости между  $\sigma_m$  и  $\sigma_a$  для определения эквивалентных напряжений при асимметричном нагружении, однако, как показано в [7], применение их в условиях сложного нагружения возможно только при определенных сочетаниях действующих напряжений.

В работе [8] приведено условие прочности, которое можно представить в виде

$$\frac{\sigma_a^3}{\sigma_b} + \sigma_{-1} \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_b}\right)^n = \sigma_{-1}, \quad n = 1 + \frac{\Psi + 1}{1 - \Psi} \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_b}\right). \quad (9)$$

$\sigma_a^3$  и  $\sigma_m^3$  — соответственно эквивалентные амплитуда и среднее напряжение цикла, определяемые исходя из инвариантности критериев прочности к виду напряженного состояния:

$$\begin{cases} \sigma_a^3 = \eta_a \cdot \sigma_{ia} + (1 - \eta_a) \sigma_{1a}, \\ \sigma_m^3 = \eta_m \cdot \sigma_{im} + (1 - \eta_m) \sigma_{1m}, \end{cases} \quad (10)$$

где  $\eta_a$  и  $\eta_m$  — величины, характеризующие участие в разрушении сдвиговой деформации. Если принять, что  $\tau_{-1} / \sigma_{-1} \approx \frac{\tau_b}{\sigma_b} = \varphi$ , то  $\eta_a = \eta_m = \eta$ , причем значение ее определяется из выражения [9]:

$$\eta = 1,37 (\varphi - 1). \quad (11)$$

Интенсивность циклических напряжений для рассматриваемого случая будет  $\sigma_{ia} = \sigma_{1a} = \sigma_a$ .

Интенсивность постоянных напряжений для толстостенных сосудов по энергетической теории прочности равна

$$\sigma_{1m}^3 = \sqrt{0,5 [(\sigma_T - \sigma_Z)^2 + (\sigma_Z - \sigma_T)^2 + (\sigma_Z - \sigma_T)^2]}, \quad (12)$$

для тонкостенных трубок

$$\sigma_{im} = \sqrt{\sigma_T^2 - \sigma_T \cdot \sigma_Z + \sigma_Z^2}. \quad (13)$$

Причем максимальное нормальное напряжение  $\sigma_{1m} = \sigma_T$ .

Учитывая (10, 11, 12, 13), условия прочности (9) после некоторых преобразований примут вид:

для толстостенных цилиндров

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_b} + \left[ \frac{1,37(\varphi - 1) \sqrt{0,5 [(\sigma_T - \sigma_Z)^2 + (\sigma_Z - \sigma_T)^2 + (\sigma_Z - \sigma_T)^2]} - (1,37\varphi + 0,37)\sigma_T}{\sigma_b} \right]^{n-1} \sigma_{-1} = \sigma_{-1}, \quad (14)$$

для тонкостенных трубок

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_b} + \left[ \frac{1,37(\varphi - 1) \sqrt{\sigma_T^2 - \sigma_T \cdot \sigma_Z + \sigma_Z^2} - (1,37\varphi + 0,37)\sigma_T}{\sigma_b} \right]^{n-1} \sigma_{-1} = \sigma_{-1}. \quad (15)$$

Сравнение экспериментальных данных с усталостной долговечностью, рассчитанной по вышеприведенным критериям, показало, что лучшее соответствие между ними наблюдается при применении теории Мэрина для двухосного напряженного состояния тонкостенных трубок из сталей 20 и 40Х. При трехосном же растяжении лучшие результаты дает выражение (14) для толстостенных цилиндров из алюминия АД-1, хотя как в первом, так и во втором случаях расхождение между опытными и расчетными данными составляет 18...20%.

Рассмотренные критерии дают удовлетворительные результаты при расчете на прочность трубок, испытывающих действие внутреннего давления и высокочастотных вибраций.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. К о г а е в В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. — М.: Машиностроение, 1977. — 232 с.
2. К о ж е в н и к о в Ю.Л., Ш к а н о в И.Н. К вопросу о расчете усталостной прочности сталей при двухосном растяжении. — Труды КАИ, 1969, вып. 105, с. 59—67.
3. Т р о я н И.А., Ц и м б а л и с т ы й Я.И. — Проблемы прочности, 1973, № 9, 95—97.
4. Расчеты на прочность в машиностроении/Д.С. П о н о м а р е в, В.Л. Б и д е р м а н, К.К. Л и х а р е в, В.Н. М а к у ш и н. — М.: Машгиз, 1959. — 540 с.
5. О д и н г И.Л. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. — М.: Машгиз, 1963. — 257 с.
6. Б и р г е р И.А. Условия ус-

талостной прочности при сложнапряженном состоянии: Сб. статей № 7. ЦИАМ.—М.: Оборонгиз, 1952. — 152 с. 7. Шканов И.Н., Кожевников Ю.Л. О расчете усталостной прочности сталей при наличии двухосного статического растяжения с разным соотношением главных напряжений. — В сб.: Усталостная прочность и долговечность квивалентных конструкций. Куйбышев, 1974, № 1, с. 22—25. 8. Шканов И.Н., Лебедев в А.А., Кожевников Ю.А. К оценке усталостной прочности материалов при сложном напряженном состоянии.—Труды КАИ, 1971, вып. 136, с. 8—14. 9. Писаренко Г.С., Лебедев А.А. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. — Киев: Наукова думка, 1976. — 413 с.

УДК 621:436

В.И. ЖИВУЛЬКИН, инженер (БТИ)

## УСЛОВИЯ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

Продолжительное время в вопросе смесеобразования и сгорания топлив в дизеле решающая роль отводилась газодинамическим и термодинамическим явлениям.

В основе представлений о смесеобразовании в дизеле лежало признание необходимости быстрого и максимального раздробления впрыскиваемого топлива и быстрого смешения распыленного топлива с воздухом, чем преследовалась цель предотвратить неполноту сгорания.

В течение последних лет получили развитие новые взгляды на природу процессов смесеобразования и сгорания в цилиндрах дизеля. Согласно новым представлениям решающая роль отводится не только газодинамическим и термодинамическим явлениям, но и кинетике реакций, т.е. скорости химических превращений топлива. Это позволило по-новому осветить происходящие в дизелях процессы и создало предпосылки для разработки новых, более совершенных рабочих процессов, которые в настоящее время уже получили широкое применение. При этом преследуется цель освободиться от основных недостатков дизеля: жесткой работы и дымного выпуска, т.е. сделать его пригодным к использованию топлив, различных по фракционному составу и с различной температурой самовоспламенения.

На основании исследований условий сгорания топлива в дизеле было установлено, что при воспламенении распыленных жидких топлив имеются две для каждого топлива предельные температурные области.

В области относительно низких температур (для стандартного дизельного топлива — не выше  $400^{\circ}\text{C}$ , а для топлив с облегченным фракционным составом — не выше  $470^{\circ}\text{C}$ ) период задержки воспламенения определяется малой скоростью химических реакций окисления в газовой фазе, так как при впрыске топлива через форсунку в сжатый и нагретый воздух капельки топлива успевают за этот период полностью испариться (а при испарении топлива понижается температура в камере сгорания). Причем для топлив с облегченным фракционным составом, имеющих низкое цетановое число, период задержки воспламенения при одинаковом понижении температуры (например, на  $50^{\circ}\text{C}$ ) происходит почти в два раза быстрее, чем у стандартного дизельного топлива.