

штанги 13 к верхней части стойки 1 линии, соединяющей шарнир присоединения к грядилу 3 сухарика 12 и ось 8, деформация амортизаторов 14 достигает максимальной величины, а действующий с их стороны за счет усилия сжатия, направленного вдоль нажимной штанги 13 относительно оси 8, заглубляющий стойку 1 с лапой 2 момент становится равен нулю. Поэтому при приближении к этому равновесному положению нажимной штанги 13 боковые поверхности сжатых амортизаторов 14 входят в соприкосновение с опорной площадкой 17, в результате чего на нажимную штангу 13 начинают действовать заглубляющие стойку 1 с лапой 2 силы от упругой деформации этих боковых поверхностей, перпендикулярные поверхности опорной площадки 17 и нажимной штанге 13, имеющие большое плечо относительно оси 8. В результате этого действующий на стойку 1 с лапой 2 со стороны амортизаторов 14 заглубляющий момент относительно оси 8 остается только положительным даже в случае необходимости дальнейшего выглубления лапы 2, что обеспечивает быстрое возвращение, после прохождения самых высоких препятствий, стойки 1 с лапой 2 в рабочее заглубленное положение.

УДК 539.3/6(07)

ИССЛЕДОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

*Д.С. Шкода – студент 3 курса БГАТУ
Научный руководитель – к.т.н., доцент О.И. Мисуню*

Расчет валов редуктора на сопротивление усталости выполняется в большинстве случаев как проверочный. Исходными данными для его выполнения являются конструкция вала, размеры, технология изготовления (рабочий чертеж), построенные эпюры внутренних силовых факторов. Подобный расчет сводится к определению фактического коэффициента безопасности вала n , т.е. наименьшего коэффициента безопасности, в качестве которого для валов общего машиностроения обычно принимается коэффициент безопасности в опасном сечении по усталостному разрушению.

Поскольку валы редуктора испытывают плоское напряженное состояние (подвергаются изгибу и кручению), то коэффициент безопасности по усталостному разрушению определяется из общепринятой эмпирической формулы Гафа и Полларда

$$n_r = \frac{n_{r\sigma} n_{r\tau}}{\sqrt{n_{r\sigma}^2 + n_{r\tau}^2}}, \quad (1)$$

где $n_{r\sigma}$, $n_{r\tau}$ – коэффициенты безопасности по усталостному разрушению, соответственно, для циклов нормальных и касательных напряжений.

При выполнении расчета вала коэффициент безопасности по усталостному разрушению приходится находить, как минимум, для трех сечений.

Коэффициенты безопасности $n_{r\sigma}$, $n_{r\tau}$ определяются на основе схематизированной диаграммы усталостной прочности Серенсена и Кинасшвили и находятся из выражений

$$n_{r\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma\delta} + \sigma_m \psi_\sigma}, \quad (2)$$

$$n_{r\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau\delta} + \tau_m \psi_\tau}, \quad (3)$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости материала, соответственно, для симметричных циклов нормальных и касательных напряжений;

σ_a , τ_a , σ_m , τ_m – амплитудные и средние напряжения, соответственно, циклов нормальных и касательных напряжений;

$K_{\sigma\delta}$, $K_{\tau\delta}$ – общие коэффициенты снижения предела выносливости при симметричном цикле, соответственно, нормальных и касательных напряжений;

ψ_σ , ψ_τ – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла, соответственно, нормальных и касательных напряжений, зависящие от предела прочности материала σ_B и их предлагается определять на практике по формулам

$$\psi_\sigma = 0,211 - 0,000143 \sigma_B; \quad (4)$$

$$\psi_\tau = 1,5 \psi_\sigma. \quad (5)$$

Общий коэффициент снижения предела выносливости при симметричном цикле, соответственно, нормальных и касательных напряжений определяется из выражений

$$K_{\sigma\theta} = \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{м}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{п}}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\beta_{\text{упр}}}, \quad (6)$$

$$K_{\tau\theta} = \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\text{м}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{п}}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\beta_{\text{упр}}}, \quad (7)$$

где K_{σ} , K_{τ} – эффективный коэффициент концентрации, соответственно, для циклов нормальных и касательных напряжений.

K_{σ} (K_{τ}) учитывает влияние концентрации напряжений на величину предела выносливости. Форма вала обычно отличается от формы стандартного образца. Детали часто имеют выточки, галтели в местах перехода от одного диаметра к другому, резьбу, канавки для смазки, шпоночные канавки, поперечные отверстия и т.д., которые значительно изменяют величину и характер распределения напряжений. Местное увеличение напряжений в ограниченном объеме упругого тела по сравнению с номинальными называется концентрацией напряжений, а причины, вызывающие концентрацию напряжений – концентраторами. Величина и характер распределения местных напряжений устанавливаются методами теории упругости или экспериментально. Появление местных напряжений увеличивает вероятность образования усталостных трещин, понижает предел выносливости материала, что требует учета при расчете и конструировании деталей. Эффективные коэффициенты концентрации определяются экспериментально при симметричном цикле из соотношений и их значения приводятся в справочниках в виде таблиц или графиков для каждого вида концентратора напряжений. Когда в рассматриваемом сечении вала имеется несколько концентраторов, то в расчетах следует принимать только одно большее значение эффективного коэффициента концентрации. K_{σ} и K_{τ} предлагается определить по формулам:

концентратор напряжений – шпоночный паз

$$K_{\sigma} = 1,429 \cdot 10^{-9} \sigma_{\text{В}}^3 - 0,3 \cdot 10^{-5} \sigma_{\text{В}}^2 - 0,003 \sigma_{\text{В}} + 0,85; \quad (8)$$

$$K_{\tau} = -2,559 \cdot 10^{-9} \sigma_{\text{В}}^3 + 0,6 \cdot 10^{-5} \sigma_{\text{В}}^2 - 0,003 \sigma_{\text{В}} + 1,675; \quad (9)$$

концентратор напряжений – зубья шестерни

$$K_{\sigma} = -5,952 \cdot 10^{-11} \sigma_{\text{В}}^3 - 5,0 \cdot 10^{-7} \sigma_{\text{В}}^2 - 0,0014 \sigma_{\text{В}} + 0,875; \quad (10)$$

$$K_{\tau} = -3,809 \cdot 10^{-10} \sigma_{\text{В}}^3 + 8,0 \cdot 10^{-7} \sigma_{\text{В}}^2 - 0,245 \cdot 10^{-3} \sigma_{\text{В}} + 1,4. \quad (11)$$

концентратор напряжений – посадка подшипника, ступицы на вал диаметром d

$$\begin{aligned} \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{м}\sigma}} = & 1,257 - 0,017d + 0,166 \cdot 10^{-3} d^2 + 0,001 \sigma_{\text{В}} + \\ & + 7,466 \cdot 10^{-7} \sigma_{\text{В}}^2 + 0,847 \cdot 10^{-7} \sigma_{\text{В}} d - 5,613 \cdot 10^{-7} d^2 \sigma_{\text{В}} - \\ & - 2,745 \cdot 10^{-8} \sigma_{\text{В}}^2 d + 2,202 \cdot 10^{-10} \sigma_{\text{В}}^2 d^2; \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\text{м}\tau}} = & -0,226 + 0,021d - 0,14 \cdot 10^{-3} d^2 + 0,003 \sigma_{\text{В}} - \\ & - 6,577 \cdot 10^{-7} \sigma_{\text{В}}^2 - 0,17 \cdot 10^{-4} \sigma_{\text{В}} d + 1,665 \cdot 10^{-7} d^2 \sigma_{\text{В}} + \\ & + 1,692 \cdot 10^{-8} \sigma_{\text{В}}^2 d - 1,053 \cdot 10^{-10} \sigma_{\text{В}}^2 d^2. \end{aligned} \quad (13)$$

Существенное влияние на сопротивление усталости оказывают абсолютные размеры поперечного сечения детали (диаметр вала). При увеличении размеров поперечного сечения детали, при всех прочих равных условиях, предел выносливости уменьшается. Это явление получило название масштабного эффекта. Одно из основных его объяснений заключается в том, что с увеличением абсолютных размеров детали возрастает вероятность попадания дефектных зерен в зону концентрации напряжений, увеличивается неоднородность металла. Кроме того, с ростом размеров уменьшается роль наклепа, затрудняется качественное выполнение термической обработки по всему объему металла. В расчетах на сопротивление усталости масштабный эффект учитывается введением масштабного коэффициента $\varepsilon_{\text{м}\sigma}$ (или $\varepsilon_{\text{м}\tau}$), который определяется

$$\varepsilon_{\text{м}\sigma} = \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_{-1}}, \quad (14)$$

$$\varepsilon_{\text{м}\tau} = \frac{\tau_{-1d}}{\tau_{-1}}, \quad (15)$$

где σ_{-1d} и τ_{-1d} – предел выносливости гладкого образца заданного диаметра;

σ_{-1} и τ_{-1} – предел выносливости стандартного образца.

При выполнении практических расчетов на выносливость значения масштабного коэффициента в зависимости от диаметра вала d предлагается определять по формулам

$$\varepsilon_{\text{Мл}} = -7,937 \cdot 10^{-11} d^5 + 3,333 \cdot 10^{-8} d^4 - 0,534 \cdot 10^{-5} d^3 + 0,420 \cdot 10^{-5} d^2 - 0,019d + 1,077; \quad (16)$$

для углеродистых сталей

$$\varepsilon_{\text{МГ}} = -1,726 \cdot 10^{-9} d^5 + 4,706 \cdot 10^{-7} d^4 - 0,477 \cdot 10^{-4} d^3 + 0,224 \cdot 10^{-2} d^2 - 0,053d + 1,385. \quad (17)$$

для легированных сталей $\varepsilon_{\text{МГ}} = \varepsilon_{\text{Мл}}$.

Предел выносливости также существенно зависит от состояния поверхности детали. Это объясняется тем, что на поверхности детали почти всегда есть различного рода дефекты, большинство из которых связано с качеством механической обработки. Усталостные трещины, как правило, начинаются с поверхности, а низкое качество последней приводит к снижению усталостной прочности. Так снижение предела выносливости у легированных сталей может достигать 50 % и более.

Влияние качества обработки поверхности на сопротивление усталости учитывают коэффициентом качества поверхности $\varepsilon_{\text{пГ}}$ (или $\varepsilon_{\text{пт}}$), который определяется из соотношений

$$\varepsilon_{\text{пГ}} = \frac{\sigma_{-1\text{п}}}{\sigma_{-1}}; \quad (18)$$

$$\varepsilon_{\text{пт}} = \frac{\tau_{-1\text{п}}}{\tau_{-1}}, \quad (19)$$

где $\sigma_{-1\text{п}}$ и $\tau_{-1\text{п}}$ – предел выносливости образца с заданным качеством обработки поверхности.

Коэффициент качества поверхности $\varepsilon_{\text{пГ}}$ ($\varepsilon_{\text{пт}}$) < 1 характеризует снижение предела выносливости образцов с ухудшением качества обработки поверхности по сравнению с полированной. При этом снижение предела выносливости будет тем больше, чем выше предел прочности стали. Так при пределе прочности $\sigma_{\text{в}} = 1250$ МПа предел выносливости снижается до 40 %. Поэтому при использовании высокопрочных легированных сталей поверхности элементов конструкции, в частности, валов должны тщательно обрабатываться. В противном случае применение дорогостоящих легированных сталей не рационально. На практике коэффи-

циент качества поверхности принимают в зависимости от вида механической обработки или шероховатости поверхности Ra и предлагается определять по формулам

$$\varepsilon_{\text{пГ}} = 1 - 0,22 \lg(5Ra) \cdot \left(\lg \frac{\sigma_{\text{в}}}{20} - 1 \right); \quad (20)$$

$$\varepsilon_{\text{пт}} = 0,575 \varepsilon_{\text{пГ}} + 0,425. \quad (21)$$

Эффективным средством повышения сопротивления усталости деталей являются технологические методы поверхностного упрочнения: поверхностная закалка токами высокой частоты, цементация, нитроцементация, азотирование, цианирование, наклеп поверхности путем обкатки роликами, обдувка дробью, чеканка. Достижимый эффект оценивается коэффициентом упрочнения поверхности равным

$$\beta_{\text{упр } \sigma} = \frac{\sigma_{-1 \text{ д упр}}}{\sigma_{-1 \text{ д}}}; \quad (22)$$

$$\beta_{\text{упр } \tau} = \frac{\tau_{-1 \text{ д упр}}}{\tau_{-1 \text{ д}}}, \quad (23)$$

где $\sigma_{-1 \text{ д}}$ ($\tau_{-1 \text{ д}}$) и $\sigma_{-1 \text{ д упр}}$ ($\tau_{-1 \text{ д упр}}$) – пределы выносливости детали, соответственно, до и после поверхностного упрочнения.

При соблюдении технологии поверхностного упрочнения сопротивление усталости может увеличиваться в 2..3 раза. Особенно эффективны методы поверхностного упрочнения для деталей с концентрацией напряжений и для деталей работающих в коррозионных средах. $\beta_{\text{упр } \sigma} \approx \beta_{\text{упр } \tau}$. Значения коэффициента упрочнения предлагается определить по формулам в зависимости от вида обработки поверхности вала:

нагрев ТВЧ и закалка

$$\beta_{\text{упр}} = -4,98 K_{\sigma}^4 + 34,333 K_{\sigma}^3 - 82,723 K_{\sigma}^2 + 84,688 K_{\sigma} - 29,868; \quad (24)$$

азотирование

$$\beta_{\text{упр}} = 10,456 K_{\sigma}^4 - 58,667 K_{\sigma}^3 + 122,125 K_{\sigma}^2 + 110,304 K_{\sigma} + 37,639. \quad (25)$$

Таким образом, располагая приведенным аппроксимированными зависимостями учитывающими влияние концентрации напряжений, размеров

детали, качества обработки поверхности, технологических факторов можно значительно снизить трудоемкость определения коэффициента безопасности по усталостному разрушению для вала, а значит, оценить его прочность, особенно если составить программу и выполнять подобный расчет на компьютере.

УДК 631.334

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ПОСЕВНОГО АГРЕГАТА С ТРАКТОРОМ «БЕЛАРУС»

*О.А. Манько – магистрантка БГАТУ
Научный руководитель – к.т.н., доцент О.И. Мисуню*

Обработка почвы и посев – важнейшие агротехнические приемы земледелия. Именно они создают почвенные условия, в которых произрастают и в дальнейшем развиваются растения. Агротехнической наукой установлено, что в идеале для роста растений почва посевного слоя растений должна содержать примерно 45% минеральных веществ, 5% органических веществ и 50% пористого пространства, заполненного равным количеством (по 25%) воды и воздуха. Нарушение этого состава ведет к недобору урожая. Например, снижение воздушной составляющей в результате переуплотнения почвы катками, ходовыми колесами тракторов и другой техники, наличие плужной подошвы и т.д. приводит к недобору до 10–25% урожая. С другой стороны, излишнее рыхление почвы, особенно легкой по механическому составу, ускоряет процессы испарения влаги, снижает подъем ее к корневой системе растений, в результате чего создается дефицит влаги, ведущий к снижению урожая до 10–12%.

В последние годы во всех развитых странах мира ведутся интенсивные поиски новых технологических приемов обработки почвы, направленные на защиту ее от эрозионных процессов, сохранение и повышение плодородия почвы, а также на сокращение трудовых, денежных и энергетических затрат. Другим важным фактором, определяющим развитие почвообрабатывающей и посевной техники, является рост энерговооруженности сельского хозяйства, в том числе путем увеличения единичной мощности тракторов.

Повышение энергонасыщенности тракторов и развитие машинных технологий возделывания сельскохозяйственных культур привело к опережению роста массы технологической части МТА относительно роста массы трактора. С применением комбинированных агрегатов масса

технологической части агрегата сравнялась с массой энергетической части, и можно прогнозировать, что в будущем масса технологической части агрегата будет превосходить массу энергетической.

Противоречие между необходимостью снижения веса трактора и сохранением тягово-сцепных свойств можно устранить, если в качестве сцепного использовать вес всего агрегата, включая технологическую часть, а не только вес трактора.

Радикальный способ увеличения относительной доли сцепного веса в агрегате, или активизации веса агрегаструируемой машины – это оснащение его технологической части ведущими колесами, приводимыми от системы отбора мощности. В этом случае только часть мощности двигателя будет реализовываться через ходовую систему трактора и его удельная материалоемкость может быть снижена. При использовании таких тракторов с сельскохозяйственными машинами небольшой удельной материалоемкости, целесообразно дополнять их промежуточными тележками с ведущими колесами, которую при необходимости можно балластировать. В зависимости от соотношения сцепных весов трактора и тележки активно приводные колеса последней могут обеспечить прирост тягового усилия от 50 до 100%.

В этой связи рассмотрим целесообразность построения комбинированного агрегата совмещающего предпосевную обработку почвы и посев зерновых культур на основе энергонасыщенных тракторов, реализующих часть мощности двигателя на привод опорных колес сельскохозяйственной машины. В состав агрегата входят энергонасыщенный колесный трактор «Беларус» и комбинированный почвообрабатывающе-посевной агрегат АПП-6. Мощность двигателя энергетического средства при этой схеме построения агрегата реализуется через ходовой аппарат трактора (энергетического модуля) и передается на привод опорной тележки орудия (технологического модуля). Трактор в данном случае выполняет функцию тягово-энергетического средства.

Принципиальная схема реализации мощности двигателя трактора при работе с почвообрабатывающей посевной машиной изображена на рис. 1. На схеме выделяются условно пять зон. Мощность, потребляемая агрегатом на выполнение технологического процесса подразделяется на два потока:

- поток мощности, передаваемый на привод движителей трактора;
- поток мощности, передаваемой на привод опорной тележки комбинированного агрегата.

Зона I характеризует величину номинальной мощности двигателя энергетического средства N_n . В зоне II представлены общие затраты мощности агрегатом на выполнение технологического процесса N_c . В зоне III происходит разделение потока мощности, следующего от двигателя на две ветви: