

УДК 62-1/-9

К ВОПРОСУ О РАСЧЕТЕ ВАЛА РЕДУКТОРА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА КРАНА В ПРОГРАММЕ APM WINMACHINE

Анкудимов Руслан Робертович¹, бакалавр

e-mail: ruslanankudimov@gmail.ru

Никитаев Игорь Владимирович¹, кандидат технических наук, доцент

e-mail: inikitaev@bk.ru

¹ Волжский государственный университет водного транспорта, Нижний Новгород, Россия

Аннотация. Усталостная долговечность является ключевой характеристикой материалов, подверженных циклическим нагрузкам. В статье рассмотрены основные механизмы усталостного разрушения, факторы, влияющие на долговечность, и современные методы прогнозирования усталостной прочности. Особое внимание уделено математическим моделям, учитывающим влияние микроструктуры материала, амплитуды напряжений и частоты нагружения. Приведены результаты экспериментальных исследований и численного моделирования усталостных процессов.

Ключевые слова: усталостная долговечность, циклические нагрузки, кривая Велера, механика разрушения, микроструктура.

CALCULATION OF THE CRANE LIFT MECHANISM GEARBOX SHAFT IN APM WINMACHINE PROGRAM

Ruslan R. Ankudinov¹, Bachelor's degree

e-mail: ruslanankudimov@gmail.ru

Igor V. Nikitaev¹, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

e-mail: inikitaev@bk.ru

¹ Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. Fatigue life is a key characteristic of materials subjected to cyclic loads. The article discusses the main mechanisms of fatigue failure, factors affecting durability, and modern methods for predicting fatigue strength. Particular attention is paid to mathematical models that take into account the influence of the material microstructure, stress amplitude, and loading frequency. The results of experimental studies and numerical modeling of fatigue processes are presented.

Keywords: fatigue life, cyclic loads, Wöhler curve, fracture mechanics, microstructure.

Введение

Усталостное разрушение – один из наиболее распространенных видов повреждений в инженерных конструкциях, работающих под действием переменных нагрузок. Несмотря на кажущуюся прочность материала, многократное циклическое нагружение приводит к зарождению и развитию трещин, что в конечном итоге вызывает катастрофическое разрушение.

Изучение усталостной долговечности имеет важное значение для авиационной, автомобильной, энергетической и других отраслей промышленности. В частности, усталостная долговечность – это важный фактор, который должен учитываться при оценке надежности наиболее ответственных деталей в подъемно-транспортных, строительных и дорожных машинах. В данной статье рассматриваются основные закономерности усталостного разрушения, методы оценки долговечности и перспективные направления исследований, а также приведен пример расчета вала редуктора механизма подъема мостового крана.

Процесс усталостного разрушения включает три основные стадии: зарождение трещины (происходит в зонах концентрации напряжений (дефекты структуры, поверхностные неровности)); медленное развитие трещины (характеризуется постепенным ростом под действием циклических нагрузок); быстрое разрушение (критическое увеличение трещины приводит к хрупкому или вязкому разрушению).

На усталостную долговечность влияют: размер зерна (мелкозернистые материалы обладают большей стойкостью); наличие включений и дефектов и остаточные напряжения.

Методы оценки усталостной долговечности

Основной метод оценки усталостной прочности – построение кривой Велера, связывающей амплитуду напряжений (S) и число циклов до разрушения (N).

$$S = S_0 N^{-k}, \quad (1)$$

где S_0 – предел выносливости при одном цикле,
 k – коэффициент, зависящий от материала.

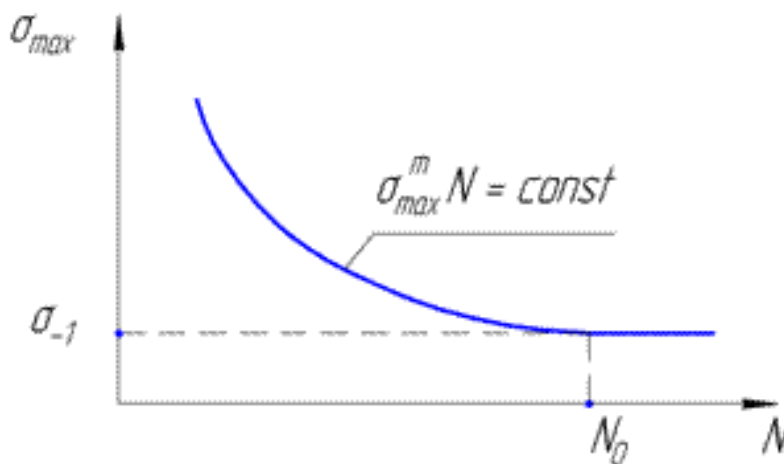


Рисунок 1 – Кривая усталости Велера (S-N диаграмма)

Для описания роста трещины используется параметр ΔK (размах коэффициента интенсивности напряжений):

$$\frac{dA}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (2)$$

где C и m – константы материала.

На усталостную долговечность оказывают влияние следующие факторы: частота нагружения (низкочастотные нагрузки могут вызывать тепловые эффекты); коррозионная среда (ускоряет рост трещин); температура (высокие температуры снижают предел выносливости).

В качестве примера, в данной статье был рассчитан вал редуктора механизма подъема мостового крана на усталостную прочность. Для этого применялась программа по компьютерному моделированию APM WinMachine.

Вал – это деталь, которая предназначена для поддержания расположенных на нем деталей и для передачи крутящего момента. В процессе работы валы испытывают значительные нагрузки, в первую очередь изгибающие моменты от шестерни и зубчатого колеса, поэтому при определении оптимальных геометрических размеров вала необходимо выполнить комплекс расчетов, включающий в себя в том числе и определение усталостной прочности.

В графическом редакторе модуля APM Studio программного комплекса APM WinMachine была разработана твердотельная конструкция вала цилиндрического редуктора (рисунок 2), определены опасные сечения вала, которые подвергались проверке на прочность с помощью конечно-элементного анализа. Прочностной расчет представлен в виде карты напряжений.

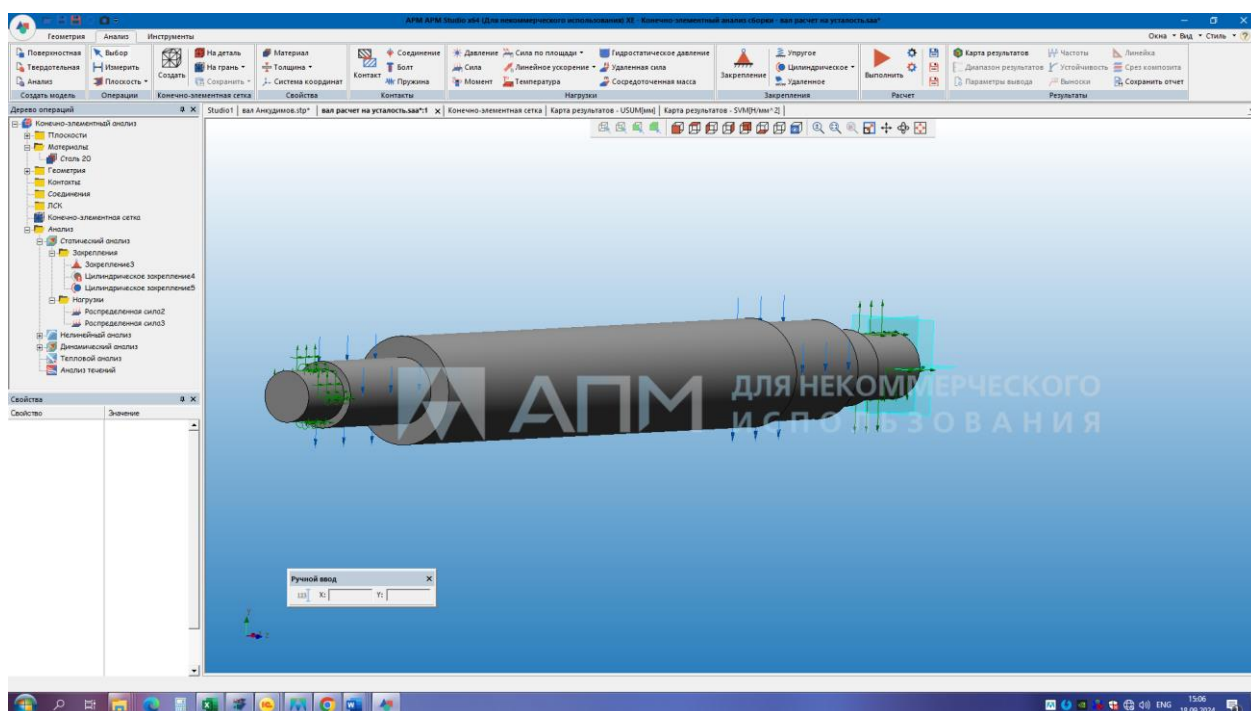


Рисунок 2 – Твердотельная модель вала редуктора

Для разработки конструкции вала вначале приблизительно оценивают его диаметр, предполагая, что вал испытывает только кручение. Расчет ведется при пониженных допускаемых напряжениях кручения для компенсации влияния неучтенных напряжений изгиба:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \times 1000}{0,2[\tau]}}, \quad (3)$$

где T – крутящий момент, нм

d – диаметр вала, м

$[\tau]$ – допускаемые напряжения при кручении; для выходных концов валов $[\tau] = 20-25$ МПа; для промежуточных валов $[\tau] = 10-20$ МПа.

При совместном действии изгибающих и крутящих моментов расчет основывается на четвертой теории прочности при определении эквивалентных напряжений [6]:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_b^2} \leq [\sigma], \quad (4)$$

где τ_a – расчетное напряжение на кручение в рассматриваемом сечении вала (амплитуда цикла при кручении);

σ_a – расчетное напряжение на изгиб в рассматриваемом сечении вала (амплитуда цикла при изгибе);

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала при изгибе.

По диаметру, найденному по предварительным расчетам, и эскизной компоновке конструкции, намечают положение опор. После этого составляют расчетную схему вала, определяют силы, действующие на вал, находят опорные реакции, строят эпюры изгибающих и вращающих моментов и далее производят расчет на статическую прочность (методика расчета на усталостную прочность изложена в [3]).

Силы, действующие на вал, расположены не в одной плоскости, поэтому их необходимо разложить по двум взаимно перпендикулярным плоскостям и определить в этих плоскостях опорные реакции и изгибающие моменты, а затем геометрически суммировать эти моменты. Наибольшие суммарные моменты (M_Σ) определяют опасные сечения, для которых рассчитывают диаметры и разрабатывают конструкцию вала

$$M_\Sigma = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, \quad (5)$$

где $M_x + M_y$ – соответственно изгибающие моменты во взаимно перпендикулярных плоскостях опасного сечения.

Результатами расчета являются графическая карта распределения эквивалентных напряжений и их составляющих, распределения линейных, угловых и суммарных перемещений, распределения деформаций по сечениям вала и т.д. На основании проведенного компьютерного моделирования были получены эквивалентные напряжения, составляющие величину максимального значения 56 МПа, что с учетом коэффициента запаса, значительно меньше, чем предел текучести Ст3 (см. рисунок 3).

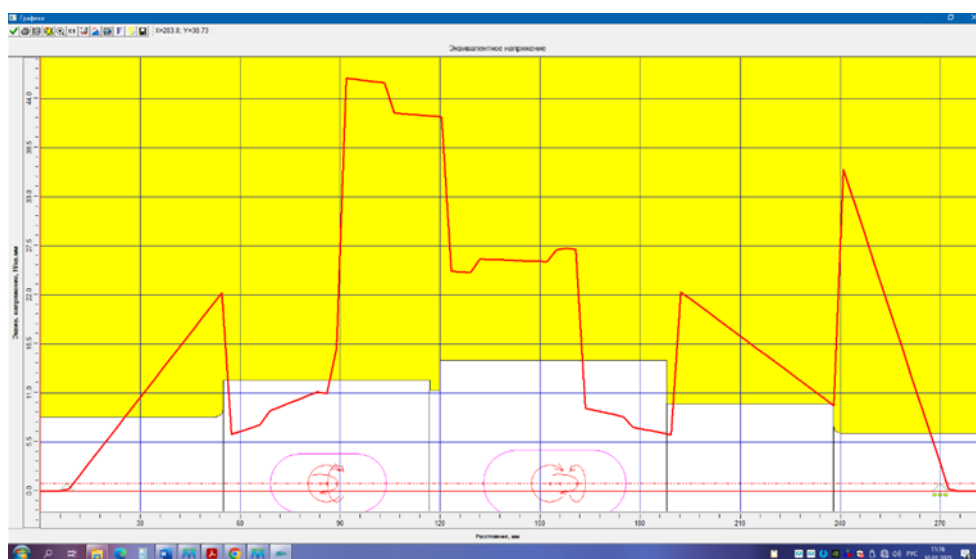


Рисунок 3 – Эквивалентные напряжения на промежуточном вале цилиндрического редуктора механизма подъема крана

Также в данной работе был получен коэффициент запаса по усталостной прочности, минимальное значение которого составило более 3 (см. рисунок 4) при заложенном ресурсе 5000 часов работы, что позволяет говорить о том, что вал может выдержать работу в течении 5 лет с известным графиком работы на предприятии.

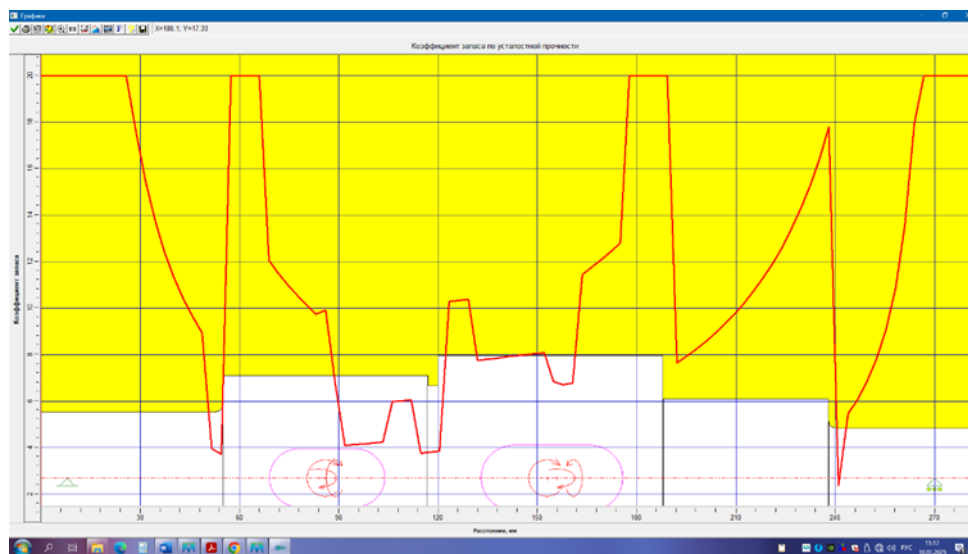


Рисунок 4 – Коэффициент запаса по усталостной прочности на промежуточном вале цилиндрического редуктора механизма подъема крана

На основании проведенных результатов было определено, что: наиболее нагруженное сечение – в местах расположения шпоночных пазов. Ввиду этого для увеличения срока службы можно предложить следующие меры: увеличить радиус галтели; применить поверхностное упрочнение (азотирование, закалку ТВЧ).

Заключение

Расчет в APM WinMachine показал, что вал редуктора механизма подъема крана удовлетворяет требованиям усталостной прочности при заданных условиях эксплуатации. Использование специализированного ПО позволяет сократить время расчетов и повысить их точность за счет автоматизированного учета всех влияющих факторов.

Для дальнейшего повышения надежности рекомендуется провести оптимизацию геометрии вала и рассмотреть альтернативные материалы с повышенной выносливостью.

Список литературы:

1. ГОСТ 25835-83. Краны грузоподъемные. Редукторы.
2. APM WinMachine. Руководство пользователя.
3. Никитаев, И. В. Определение напряженно-деформированного состояния консольного крана / И. В. Никитаев // Научно-исследовательская и проектная деятельность в образовательном процессе : сборник научных трудов. – Казань : Общество с ограниченной ответственностью "САНТРЕМ", 2023. – С. 126-132. – EDN FDYFID.
4. Пампура В. С., Гуменюк А. В. Современные методы оценки усталостной долговечности металлических конструкций // Вестник машиностроения. – 2018. – № 5. – С. 45–50.
5. Беляев А.В., Коротков В.А. Численное моделирование усталостного разрушения валов редукторов // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2021. – № 3. – С. 12–24.