

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»

Институт Машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Нанотехнологии, материаловедение и механика»

(наименование кафедры/департамента)

22.03.01 Материаловедение и технология материалов

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Современные материалы и технологии их производства

(направленность (профиль)/ специализация)

## ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА)

на тему: «Влияние ультразвука на прочность резьбовых соединений»

Обучающийся К.А. Семенов

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель к.т.н. С. В. Мурашкин

(ученая степень, звание, Инициалы Фамилия)

Тольятти 2024

## Аннотация

Выпускная квалификационная работа включает в себя пояснительную записку на 60 листах, введение, 27 рисунков, 6 таблиц и списка используемой литературы из 27 источников.

Актуальность работы заключается в увеличении ресурса работы резьбовых соединений звеньев ультразвуковых колебательных систем, применяемых практически во всех отраслях народного хозяйства.

Основной целью нашей работы является выявление и устранение факторов, негативно влияющих на прочность резьбовых соединений «с упором в торцы» звеньев ультразвуковых колебательных систем.

В литературном обзоре были выявлены факторы, влияющие на прочность резьбового соединения при циклическом нагружении и проанализирована конструкция ультразвуковой колебательной системы, состоящей из волновода-концентратора, шпильки, бустера, переходника и магнитострикционного преобразователя электрических колебаний в механические.

В практической части мы, во-первых, добавили в конструкцию резьбового соединения необходимые проточки, которыми в «опасных» сечениях соединения заменили V-образные концентраторы напряжений на U-образные; во-вторых, изменили расположение витков внутренней и наружной резьбы, так что, все витки, находящиеся в зоне повышенных напряжений, поджимались бы усилием затяжки. Провели расчеты напряжений в «опасных» сечениях соединения с учетом ультразвука, усилия его затяжки и выявили, что, только от замены V-образного концентратора напряжений на U-образный, прочность резьбового соединения повышается в 1,8 раза.

## **Abstract**

The graduate qualification work includes an explanatory note on 61 sheets, introduction, 27 figures, 6 tables and a list of literature from 27 sources.

The relevance of the work is to increase the service life of threaded joints of links of ultrasonic oscillating systems used in virtually all sectors of the economy.

The main purpose of our work is to identify and eliminate factors that negatively affect the strength of threaded joints “with a stop in the ends” links of ultrasonic oscillating systems.

In the literature review we identified the factors affecting the strength of the threaded joint under cyclic loading and analyzed the design of an ultrasonic vibrating system consisting of a waveguide-concentrator, stud, booster, adapter and magnetostrictive converter of electrical vibrations into mechanical ones.

In the practical part we, firstly, added to the design of the threaded connection the necessary grooves, which in the “dangerous” sections of the connection replaced the V-shaped stress concentrators in the U-shaped; secondly, changed the location of the turns of the internal and external threads, so that all the turns that are in the zone of high stress, would be pressed by the tightening force. We calculated the stresses in the “dangerous” sections of the connection, taking into account the ultrasound, its tightening force and found that, just from the replacement of the V-shaped stress concentrator on the U-shaped, the strength of the threaded joint increases by 1.8 times.

## Содержание

Введение .....	5
1 Литературный обзор.....	7
1.1 Резьбовые соединения.....	7
1.2 Крепежные изделия.....	9
1.2.1 Типы резьбовых крепежных деталей.....	9
1.2.2 Механические свойства крепежа .....	12
1.3 Факторы, влияющие на прочность деталей .....	13
1.4 Симметричный и асимметричный циклы нагружения.....	21
1.5 Титановый сплав марки ВТЗ-1 .....	22
1.6 Влияние ультразвуковых циклических нагрузок на резьбовое соединение .....	24
1.7 Сущность ультразвука.....	32
1.8 Конструкция ультразвуковой колебательной системы .....	34
2 Практическая часть .....	40
2.1 Влияние волн напряжений на резьбовые соединения.....	40
2.2 Пути повышения прочности резьбовых соединений при воздействии ультразвуковых колебаний.....	41
2.3 Построение эпюр для экспоненциального и ступенчатого звена ..	44
2.3.1 Расчетная схема и исходные данные .....	44
2.3.2 Определение распределения амплитуд смещений и внутренних растягивающих напряжений по длине волновода в режиме ультразвуковой стоячей волны .....	46
Заключение .....	57
Список используемой литературы и используемых источников .....	58
Приложение А Звенья колебательной системы.....	61

## Введение

Резьбовые соединения играют важную роль в различных областях промышленности, обеспечивая надежное разъёмное крепление деталей. Прочность и устойчивость таких соединений имеют ключевое значение для безопасности и надежности технических конструкций. С другой стороны, воздействие ультразвуковых волн на данный тип соединений представляет собой интересную область исследований. Использование ультразвука может влиять на качество и надежность резьбовых соединений. Современное применение резьбовых соединений простирается на широкий спектр сфер, включая автомобильную, авиационную и судостроительную индустрии, а также строительство и машиностроение. Безупречное функционирование аппаратуры, транспортных средств и других конструкций требует надежного и прочного крепления выдерживающие различные воздействия и нагрузки.

Исследования влияния ультразвука на резьбовые соединения открывают новые перспективы для понимания и оптимизации их характеристик. Контролируемое применение ультразвуковых волн может предполагать улучшение процессов монтажа, обеспечить более плотное крепление или даже усилить прочность соединений. Однако, вместе с потенциальными позитивными эффектами, необходимо также учитывать возможные негативные последствия воздействия ультразвука на резьбовые соединения, такие как возможные изменения в микроструктуре материала или зарождение трещины за счет усталости с последующим разрушением.

Актуальность работы заключается в повышении ресурса работы резьбовых соединений, эксплуатируемых в условиях повторно-переменных напряжений от ультразвука. Цель работы – повышение прочности резьбовых соединений «с упором в торцы» звеньев ультразвуковых колебательных систем.

Для того, чтобы реализовать поставленную цель, необходимо решить следующие задачи:

- провести литературный обзор;
- выявить и проанализировать факторы, влияющие на прочность;
- разработать и изготовить резьбовые соединения с V- и U-образным концентраторами;
- выполнить расчет на прочность резьбового соединения для двух видов соединений;
- построить и проанализировать эпюры внутренних напряжений, действующих в области резьбовых соединений, содержащих V- и U-образные концентраторы;
- сделать выводы по проделанной работе.

# 1 Литературный обзор

## 1.1 Резьбовые соединения

Резьбой называется поверхность внутренней или внешней части прямого круглого цилиндра/конуса, образованная путем равного расположения выступов неизменного сечения по всей длине изделия/детали [32].

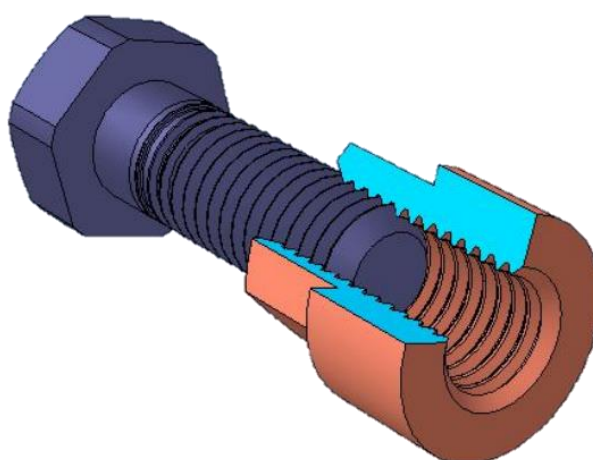


Рисунок 1 – Резьбовое соединения болта с отверстием [32]

Наиболее распространенными являются разъемные резьбовые соединения (рисунок 1), которые обязательно должны состоять как минимум из двух частей, чаще всего это стержень и отверстие с резьбой.

Внешней, называют резьбу, расположенную на рабочей поверхности стержня, а внутренней – резьбу, расположенную на рабочей поверхности отверстия/втулки. Обязательным условием для соединения деталей должны быть идентичные параметры нарезаемой резьбы на стержне и отверстии.

Основные параметры для нарезания резьбы (рисунок 2):

$D$  - номинальный наружный диаметр внутренней резьбы (номинальный диаметр резьбы);

$d$  - номинальный наружный диаметр наружной резьбы (номинальный диаметр резьбы);

$D_2$  - номинальный средний диаметр внутренней резьбы;

$d_2$  - номинальный средний диаметр наружной резьбы;

$D_1$  - номинальный внутренний диаметр внутренней резьбы;

$d_1$  - номинальный внутренний диаметр наружной резьбы;

$\psi$  – угол подъема резьбы;

$H$  - высота исходного треугольника;

$P$  - шаг резьбы.

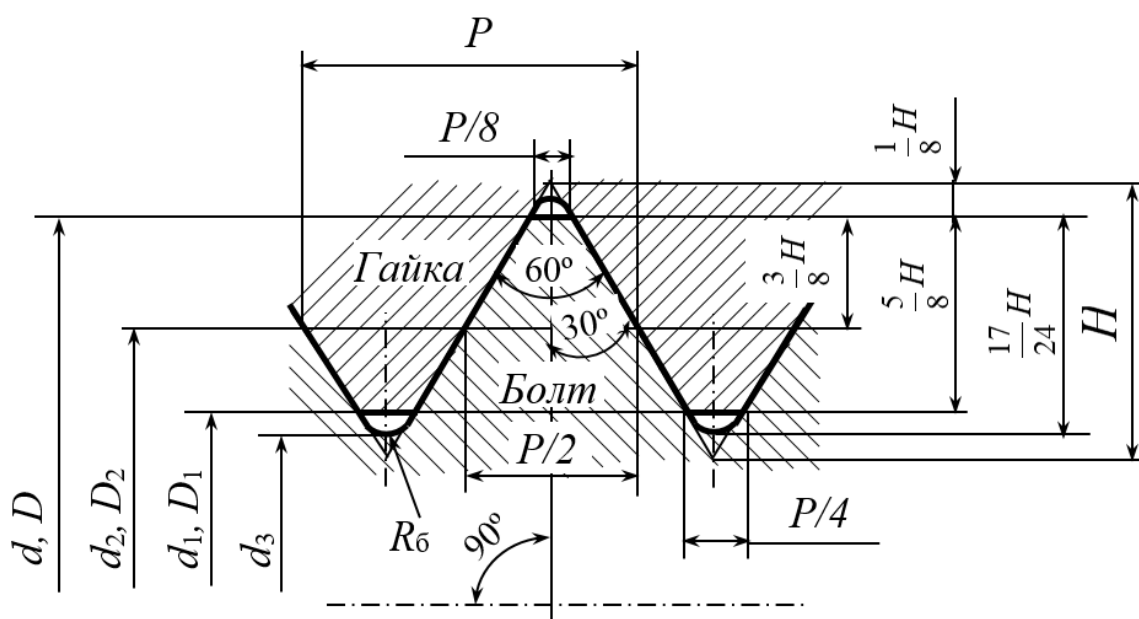


Рисунок 2 – Обозначение параметров резьбы в соединении [24,6]

Существует большое количество классификаций и типов резьб. Для нас крепежные резьбы проявляют наибольший интерес.

Метрическая резьба наиболее распространенный тип крепежной резьбы, все параметры которой оговариваются в ГОСТ 24705-2004. Данный вид резьбы имеет профиль равностороннего треугольника с углом  $\alpha = 60^\circ$  с основными параметрами номинального диаметра  $d(D)$  и шага резьбы  $P$ .

Обозначается метрическая резьба следующим образом, в начале ставится буква «М» и один из номинальных диаметров, указанных в ГОСТ 24705-2004, например, М6; М12; М24 и др.



Если резьба имеет мелкий шаг, то в добавок к указанной маркировке добавляется значение заданного шага, например: M6x0,5; M12x1,25; M24x1,5 и др.

В случае, если резьба имеет левую резьбу, то в конце обозначения указывается «LN», например: M6LN; M12LN; M24x1,5LN и т. д.

Также существуют многозаходные резьбы, шаг которой указывается в скобках, например: M42x3(P1,5) и т. д.

## **1.2 Крепежные изделия**

### **1.2.1 Типы резьбовых крепежных деталей**

По сути, резьбовые крепежные элементы включают в себя болты, винты, шпильки, гайки, резьбовые стойки (также известные как проушины) и стопорные механизмы, предназначенные для предотвращения самоотвинчивания гайки.

«В сфере крепежных технологий болты, отличающиеся сочетанием винта и гайки (как показано на рисунке 3а), служат стержневыми компонентами. Их применение особенно распространено при соединении тонких деталей с достаточным пространством для размещения гайки и головки винта. Болты особенно полезны для соединений, подвергающихся многократной сборке и разборке. В тех случаях, когда болтовое соединение невозможно, а в детали можно сделать резьбовое отверстие, винты становятся реальной альтернативой (как показано на рис. 3б)» [6]. Однако стоит отметить недостаток, присущий винтовым соединениям, а именно постепенный износ резьбового отверстия из-за частой сборки. И наоборот, в определенных ситуациях для создания соединений становится необходимым использование шпилек в паре с гайками (как показано на рисунке 3в) [6].

В сфере крепежных технологий болты представляют собой цилиндрические стержни с шестигранной головкой на одном конце и резьбой на противоположном конце. Болты функционируют в соединениях в паре с

гайкой, при этом резьба внутри компонентов остается неиспользованной (как показано на рисунке 3а).

И наоборот, винт представляет собой цилиндрический стержень с головкой на одном конце и резьбой на противоположном конце. Винт вставляется в резьбовое отверстие одного из соединяемых компонентов (как показано на рисунке 3б), при этом головки винтов могут иметь различную форму, например цилиндрическую или полукруглую.

В машиностроении шпилька обозначает цилиндрический стержень с резьбой на обоих концах. Один конец шпильки крепится путем ввинчивания в соединяемый компонент, а на другом конце размещается гайка (рисунок 3в). Соединения на основе шпильки предпочтительны в ситуациях, когда сверление сквозного отверстия в одном из компонентов нецелесообразно, особенно если материал не обладает высокими прочностными характеристиками, например, пластик, алюминий или магниевые сплавы [24]. Следовательно, из-за низкой прочности резьбы не рекомендуется часто разбирать и собирать конструкцию с помощью винтов. Шпилька крепится в детали с низкопрочной резьбой только при первоначальной сборке; последующие разборки и сборки сводятся к закреплению гайки. Исследования показывают, что шпильки постоянно превосходят винты эквивалентных размеров при динамических и знакопеременных нагрузках, что объясняется отсутствием головок и снижением концентрации напряжений в местах соприкосновения головки со стержнем [3,6].

«Конфигурация головок болтов зависит от эксплуатационных требований и назначения и включает в себя шестигранные, полукруглые или потайные головки. Болты с шестигранной головкой по ГОСТ 7798, шестигранной уменьшенной головкой по ГОСТ 7796, а также с направляющими головками изготавливаются со стандартным, повышенным и грубым уровнями точности, обозначаемыми классами точности В, А и С соответственно. В зависимости от варианта исполнения болт может иметь отверстие под шплинт на стержне или два сквозных отверстия в головке.

Болты с шестигранной уменьшенной головкой специально предназначены для центровки деталей через отверстия, подготовленные разверткой» [6]

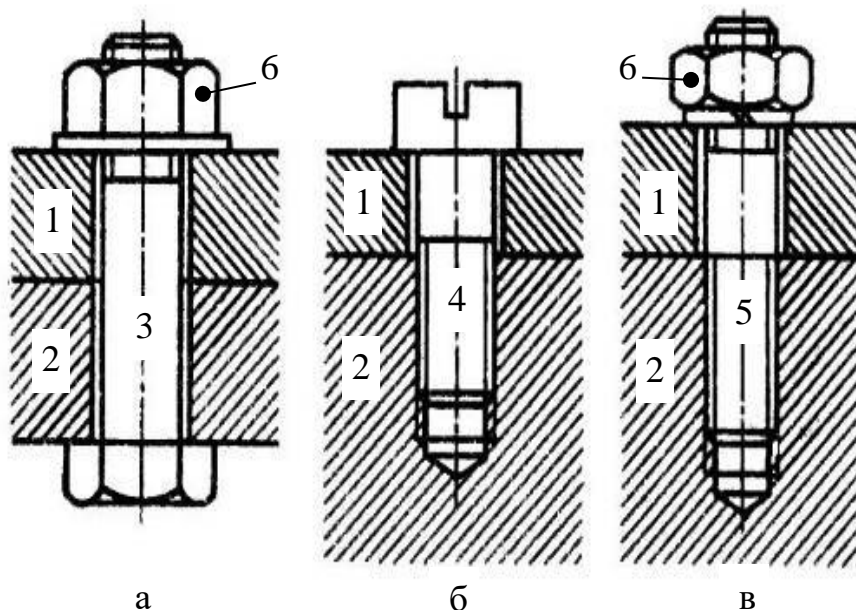


Рисунок 3 – Резьбовые соединения при помощи крепежных элементов: а – болтовое соединение, б – винтовое соединение, в – шпильчное соединение; 1 и 2 – стягиваемые детали, 3 – болт, 4 – винт, 5 –шпилька, 6 – гайка [15]

Гайки служат для соединения деталей, закрепленных болтами или шпильками. Их применение охватывает различные технологические области, заставляя постоянно совершенствовать форму, размер, материал и функциональные характеристики в связи с частым использованием. Со временем появилось множество разновидностей гаек, включая квадратные, восьмиугольные и шестигранные, а также колпачковые, шлицевые и барашковые гайки и другие.

Гайки классифицируются по нескольким признакам:

- форме поверхности,
- способу исполнения,
- шагу резьбы
- точности изготовления.

По форме поверхности различают шестигранные, круглые, барашковые и колпачковые гайки. Среди них наиболее широкое применение имеют шестигранные гайки, выпускаемые в классах точности В, А и С (стандартная, повышенная и грубая точность). По конструкции шестигранные гайки подразделяются на стандартные, шлицевые и корончатые, а по высоте различают высокие, стандартные и низкие конфигурации.

Шайбы, расположенные под головкой гайки, винта или болта, выполняют множество функций, таких как защита поверхностей деталей от повреждений при затягивании, увеличение площади опоры и совершенствование механизмов блокировки.

### **1.2.2 Механические свойства крепежа**

Крепежные изделия имеют широкий спектр для применения и могут быть изготовлены из разных видов сталей: сталей обычного качества (Ст3), качественных конструкционных сталей (Ст20 – Ст45), легированных сталей, предназначенных для ответственных соединений (40Х, 40ХН, 30ХГСА и др.). Тем не менее, крепежные детали из среднеуглеродистых сталей должны быть подвергнуты термической обработке с целью повышения прочности крепежа.

Механические свойства крепежных элементов подразделяются на 10 классов прочности, непосредственно: 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.8; 8.8; 9.8; 10.9; 12.9. Класс прочности обозначен двумя числами, разделенными точкой. Первое из этих чисел, умноженное на 100, определяет минимальное временное сопротивление в МПа, второе число, умноженное на 10, – отношение предела текучести к временному сопротивлению в процентах. Произведение чисел, умноженное на 10, определяет предел текучести в МПа.

Рассмотрим класс прочности 5.8, первая цифра говорит нам о том, что минимальное значение временного сопротивления равно 500 МПа, а предел текучести равен 400 МПа, тогда вторая цифра говорит нам о том, что отношение предела текучести к временному сопротивлению будет равно 80% [6]

### 1.3 Факторы, влияющие на прочность деталей

Концентрация напряжений – это зона детали/конструкции, в которой возникают повышенные напряжения в связи с резкими переходами в поперечном сечении в виду наличия на них отверстий, выточек, выкружек, канавок и др [17]. Концентраторы напряжений подразделяются на два типа, наружные и внутренние.

К наружным концентраторам, чаще всего относятся элементы конструкции (рисунок 4):

- резьбы;
- отверстия;
- канавки, галтели, проточки;
- шпоночные пазы;
- элементы сварных швов;
- элементы переходов разной толщины и др;
- внешние трещины.

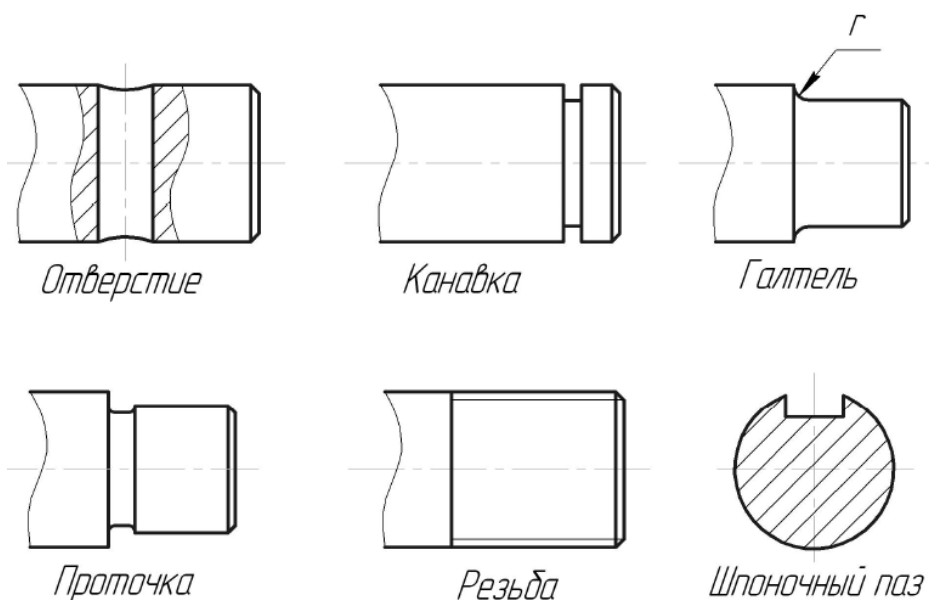


Рисунок 4 – Типичные концентраторы напряжений [13]

Внутренними концентраторами принято считать различные дефекты внутреннего строения:

- неоднородность структуры материала;

- неметаллические и интерметаллические включения;
- внутренние трещины.

Ниже представлены эпюры распределения напряжений деталей с тремя видами концентраторов напряжений (рисунок 5).

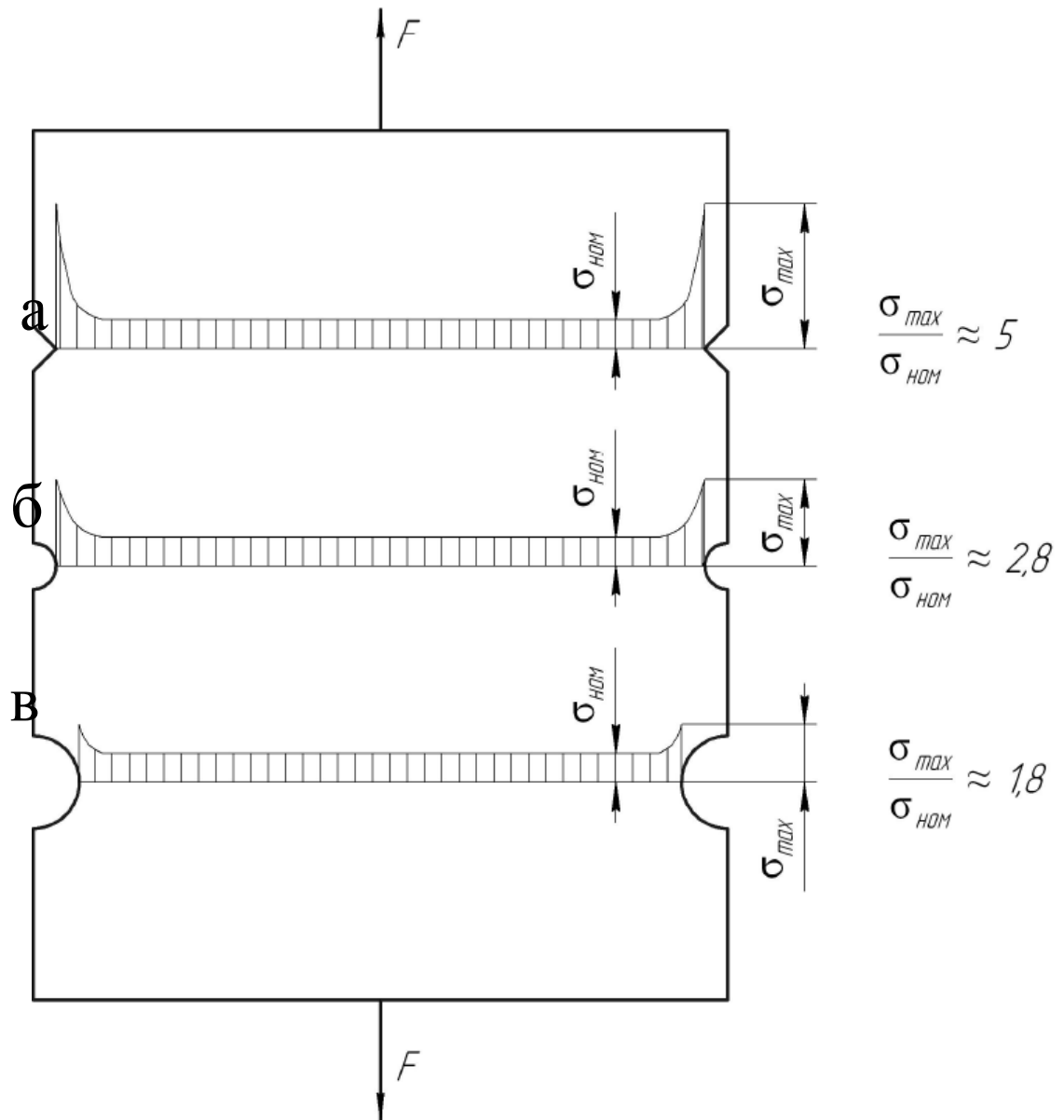


Рисунок 5 – Распределение напряжений с разными видами проточки: а – V-образная; б – O-образная; в – O-образная крупная [13]

Для оценки влияния концентрации напряжений используют теоретический коэффициент концентрации напряжений, формула 1:

$$\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{ном}}}, \quad \alpha_{\tau} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\text{ном}}}, \quad (1)$$

Из рисунка 5 видно, что наиболее опасным концентратором при растягивающих напряжениях является V-образный тип, отношение максимального напряжения ( $\sigma_{\max}$ ) к номинальному ( $\sigma_{\text{ном}}$ ) имеет наибольшее значение, равное 5 единицам [13].

Для учета физических свойств различных материалов, из которых изготовлена деталь, вводят эффективный коэффициент концентрации напряжений:

$$\begin{aligned} K_{\sigma} &= 1 + q(\alpha_{\sigma} - 1), \\ K_{\tau} &= 1 + q(\alpha_{\tau} - 1), \end{aligned} \quad (2)$$

где,  $q$  – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений, который для разных материалов принимает разное значение:

$q = 0,4 - 0,6$  – для углеродистой стали

$q = 0,7 - 0,9$  – для легированной стали

$q = 0,6 - 0,8$  – для алюминиевых сплавов

$q = 0,85 - 0,95$  – для титановых сплавов

$q = 0$  – для серого чугуна

Масштабный фактор. Эксперименты показали, что циклическая прочность деталей уменьшается с увеличением диаметра образцов. При увеличении размеров детали возрастает вероятность появления дефектов зерен в микроструктуре детали [13].

$$K_{\sigma d} = \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_{-1}}, \quad K_{\tau d} = \frac{\tau_{-1d}}{\tau_{-1}}, \quad (3)$$

где,  $\sigma_{-1d}$ ,  $\tau_{-1d}$  – пределы выносливости образца диаметром  $d$  и  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости стандартного образца диаметром 10 мм.

Качество обработанной поверхности также оказывает влияние на прочностные характеристики, путем нахождения коэффициента качества поверхности:

$$K_{\sigma F} = \frac{\sigma'_{-1}}{\sigma_{-1}}, \quad K_{\tau F} = \frac{\tau'_{-1}}{\tau_{-1}}, \quad (4)$$

где,  $\sigma'_{-1}$ ,  $\tau'_{-1}$  – пределы выносливости образцов с нынешней обработкой поверхности, а  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости образца после полировки. Ниже приведен график зависимости коэффициента качества поверхности от предела прочности (рисунок 6).

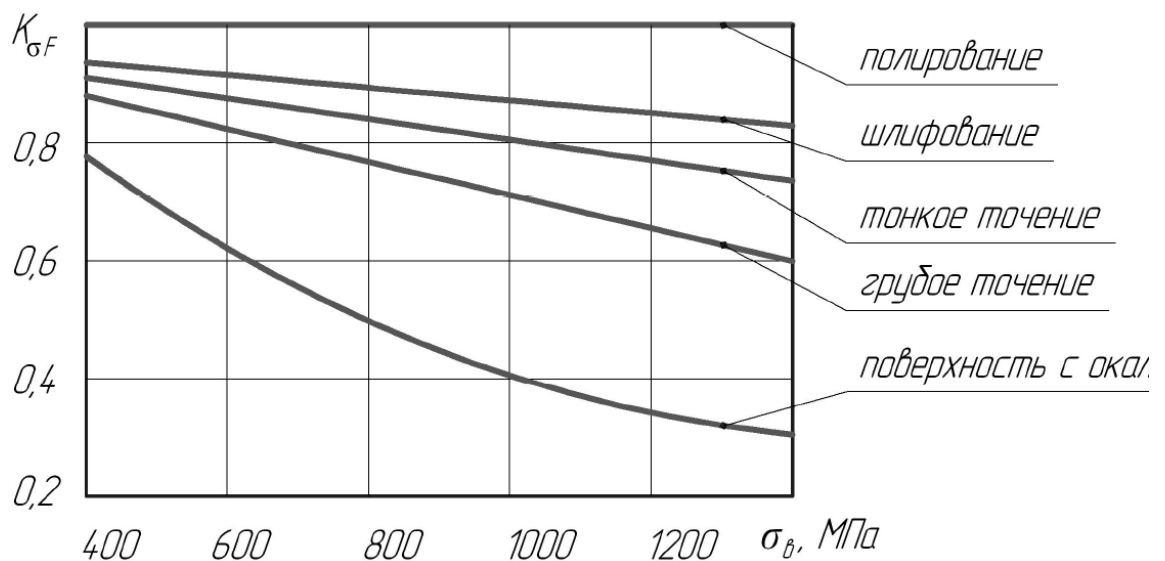


Рисунок 6 – Зависимость коэффициента качества поверхности от вида механической обработки и предела прочности материала детали [13]

Сопротивление усталости можно значительно повысить, применив какой-либо из способов поверхностного упрочнения, например закалка с нагревом ТВЧ (токами высокой частоты), азотирование или цементацию.



Коэффициенты влияния поверхностного упрочнения  $K_y$

$K_y = 1$  – для деталей без упрочнения,

$K_y = 1,5 - 1,7$  – для упрочнения закалкой с нагревом ТВЧ,

$K_y = 1,1 - 1,25$  – для азотирования,

$K_y = 1,4 - 1,5$  – для цементации.

Результирующий разупрочняющий коэффициент. Для учета всех 3-х вышеперечисленных факторов, влияющих на прочность детали при переменных нагрузках, вводят коэффициенты концентрации для нормальных и касательных напряжений:

$$\begin{aligned} K_{\sigma_d} &= \frac{1}{K_y} \cdot \left( \frac{K_\sigma}{K_{\sigma_d}} + K_F - 1 \right), \\ K_{\tau_d} &= \frac{1}{K_y} \cdot \left( \frac{K_\tau}{K_{\tau_d}} + K_F - 1 \right). \end{aligned} \quad (5)$$

После того, как мы определились с коэффициентами, нам необходимо построить диаграмму предельных амплитуд по методу Серенсена-Кинасашвили (рисунок 7). Так как мы имеем значения предела текучести ( $\sigma_T/\tau_T$ ), предела выносливости при симметричном цикле ( $\sigma_{-1}/\tau_{-1}$ ) и предела выносливости при пульсирующем цикле ( $\sigma_0/\tau_0$ ), то мы можем приступить к построению диаграммы, которая строится по следующим этапам [13]:

I. Необходимо отложить по оси ординат точку А со значением предела выносливости при симметричном цикле нагружения ( $\sigma_{-1}/\tau_{-1}$ )

II. По оси абсцисс откладываем точку В, значение которой равно пределу текучести материала ( $\sigma_T/\tau_T$ )

III. Откладываем половину предела выносливости  $\frac{\sigma_0}{2}$  и  $\frac{\tau_0}{2}$  при пульсирующем режиме нагружения на обоих осях и обозначаем точку пересечения двух линий буквой С.

IV. Проводим луч из точки А в точку С и луч из точки В под углом  $45^\circ$ , на пересечении лучей мы получаем точку D (рисунок 7).

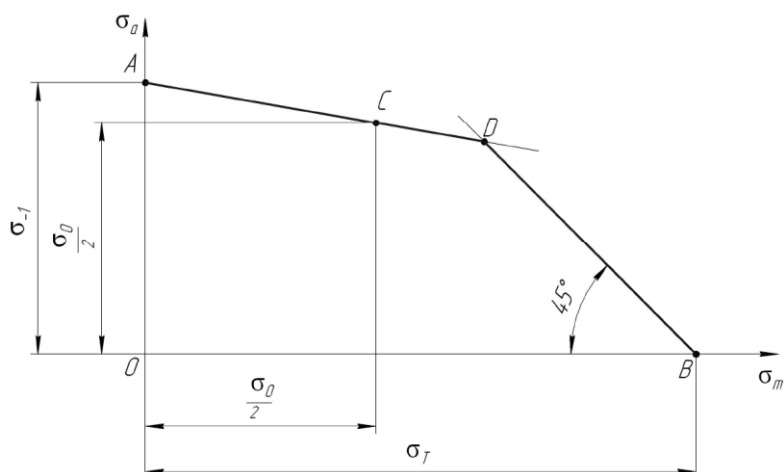


Рисунок 7 – Диаграмма предельных амплитуд по методу Серенсена-Кинашвили [13]

Найдем коэффициент запаса прочности ( $n$ ) для цикла, представленного на диаграмме точкой К (рисунок 8).

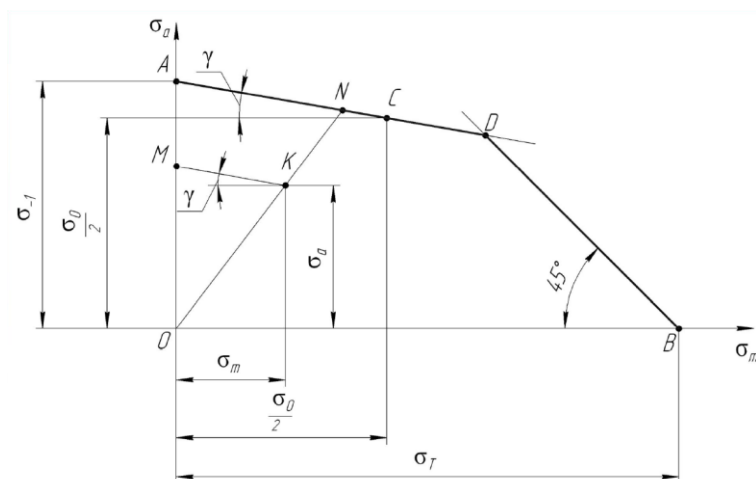


Рисунок 8 – Аналитическое выражение коэффициента запаса прочности из диаграммы предельных амплитуд [13]

Из свойств диаграммы известно, что коэффициент запаса прочности ( $n$ ) будет равен отношению  $ON$  к  $OK$ . Проведем из К линию параллельную отрезку

АС и найдем точку М на оси ординат. Далее из теоремы подобия треугольников следует, что коэффициент запаса прочности будет равен:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + tg(\gamma) \cdot \sigma_m},$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + tg(\gamma) \cdot \tau_m}.$$
(6)

где,  $tg(\gamma)$  называется коэффициентом чувствительности материала ( $\Psi_{\sigma}/\Psi_{\tau}$ ) к асимметрии цикла переменных напряжений и вычисляется по формулам 7:

$$\Psi_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} - 0,5\sigma_0}{0,5\sigma_0},$$

$$\Psi_{\tau} = \frac{\tau_{-1} - 0,5\tau_0}{0,5\tau_0}.$$
(7)

Значения коэффициентов чувствительности принимаются в зависимости от предела прочности материала детали (таблица 1).

Таблица 1 – Значения коэффициентов чувствительности материала [13]

$\sigma_B$ , МПа	350...520	520...720	720...1000	1000...1200
$\Psi_{\sigma}$	0	0,05	0,1	0,2
$\Psi_{\tau}$	0	0	0,05	0,1

Тогда, формула (6) примет окончательный вид:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \Psi_{\sigma} \cdot \sigma_m},$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \Psi_{\tau} \cdot \tau_m}.$$
(8)

Полученная формула (8) имеет теоретический характер, поэтому для учета физических свойств материалов реальных деталей в формулу

дополнительно вводят коэффициент концентрации напряжений ( $K_{\sigma_d}$ ) (формула 5):

$$\begin{aligned}n_{\sigma} &= \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot K_{\sigma_d} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \\n_{\tau} &= \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot K_{\tau_d} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}.\end{aligned}\tag{9}$$

Теперь, чтобы вычислить запас прочности при совместном действии нормальных ( $n_{\sigma}$ ) и касательных ( $n_{\tau}$ ) напряжений, воспользуемся формулой 10:

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}},\tag{10}$$

Полученные значения запасов прочности необходимо сопоставить с их допустимыми значениями  $[n]$ ,  $[n_{\sigma}]$  и  $[n_{\tau}]$ , которые принимают из норм прочности по справочным данным [13]:

«1-я группа  $[n] = 1,3 \dots 1,5$  – при повышенной точности теоретических и экспериментальных данных усилий и напряжений из однородного материала при качественной технологии и высоком производстве» [13].

«2-я группа  $[n] = 1,5 \dots 2$  – при недостаточно полном объеме экспериментальных данных о нагрузке и прочности, при среднем уровне технологии изготовления в условиях систематической дефектоскопии» [13].

«3-я группа  $[n] = 2 \dots 3$  – при малом объеме и низком уровне производства и отсутствии экспериментальной информации» [13].

## 1.4 Симметричный и асимметричный циклы нагружения

Процессы усталостного разрушения во многом зависят от переменных нагрузок, изменяющихся во времени.

Периодическая нагрузка – повторно-переменная нагрузка, значение которой изменяется во времени по периодическому закону.

Способность материала сопротивляться разрушению при действии повторно-переменных напряжений называется выносливостью материала.

Цикл напряжений – совокупность значений наибольшего ( $\sigma_{max}$ ) и наименьшего ( $\sigma_{min}$ ) напряжения, описываемые чаще всего синусоидальным законом во времени.

Среднее напряжение цикла определяется половиной суммы наибольшего ( $\sigma_{max}$ ) и наименьшего ( $\sigma_{min}$ ) напряжения цикла, формула 11:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} ; \quad (11)$$

Значение амплитудного напряжения цикла определяется полуразностью между наибольшим ( $\sigma_{max}$ ) и наименьшим ( $\sigma_{min}$ ) напряжением цикла, формула 12:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} ; \quad (12)$$

Коэффициент асимметрии цикла определяется отношением наименьшего ( $\sigma_{min}$ ) и наибольшего ( $\sigma_{max}$ ) напряжения цикла, формула 13:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} . \quad (13)$$

В зависимости от величины значений наибольшего ( $\sigma_{max}$ ) и наименьшего ( $\sigma_{min}$ ) напряжения, циклы можно разделить на два основных типа:

Симметричный цикл (рисунок 9, а), когда максимальное ( $\sigma_{max}$ ) и минимальное ( $\sigma_{min}$ ) напряжения принимают значения равные по величине, но разные по знаку, при этом коэффициент ( $R$ ) асимметрии цикла будет  $= -1$ .

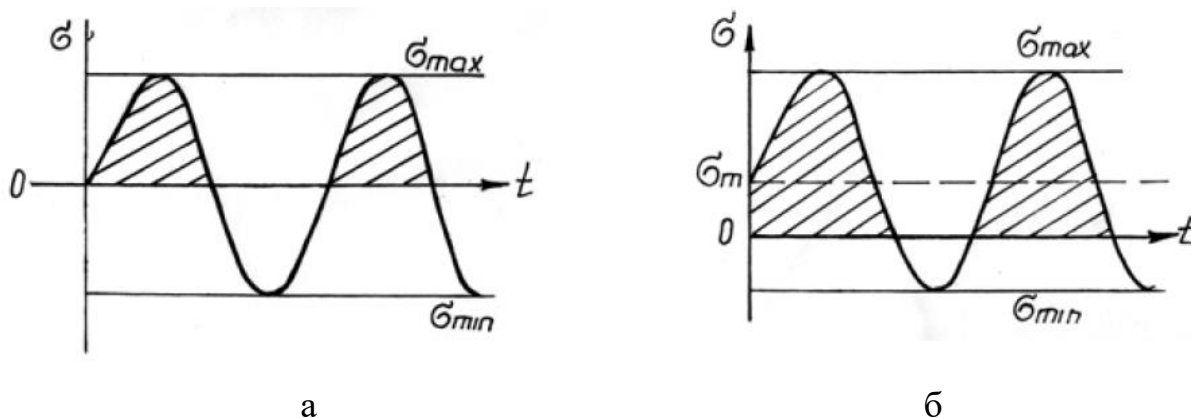


Рисунок 9 – Циклы нагружения: а – симметричный цикл, б – асимметричный цикл

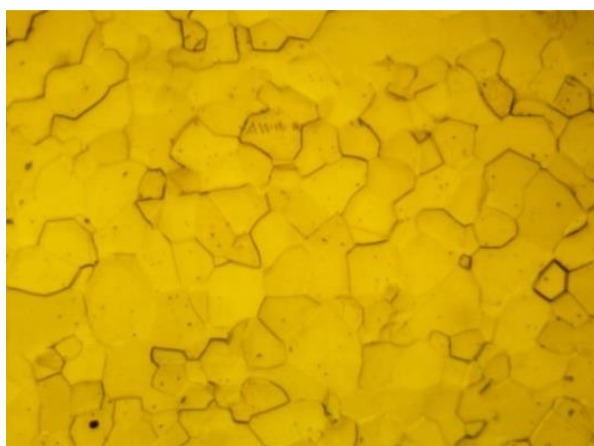
Асимметричный цикл (рисунок 9, б) в свою очередь имеет значения максимально ( $\sigma_{max}$ ) и минимального ( $\sigma_{min}$ ) напряжения не равное друг другу, при этом коэффициент асимметрии цикла ( $R$ ) будет  $\neq -1$

Максимальное напряжение, при котором материал способен сопротивляться, не разрушаясь, при любом большом числе повторений переменных напряжений, называется пределом выносливости или пределом усталости.

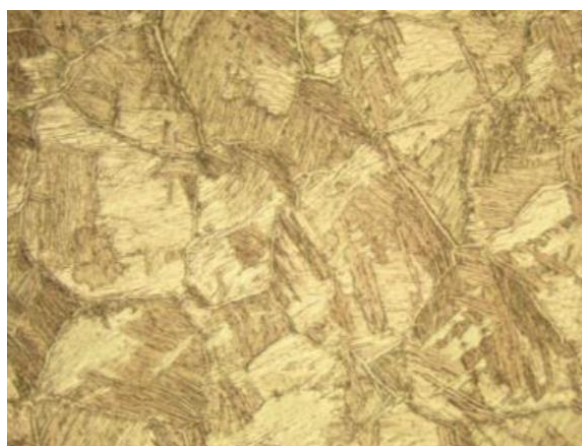
### 1.5 Титановый сплав марки ВТЗ-1

Титановый сплав марки ВТЗ-1, используемый в компонентах колебательной системы, бустера и волновода представляет собой материал с двухфазной структурой ( $\alpha+\beta$ ), состав которого, помимо «титановой основы входят: 5,5 –

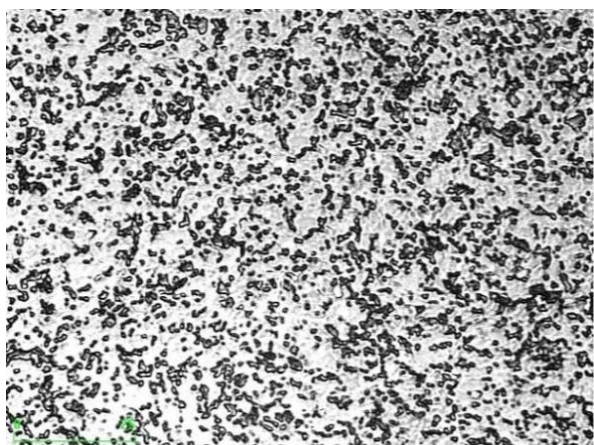
7,0 % Al, 0,8 – 2,0 % Cr, 2 – 3 % Mo и 0,2 – 0,7 % Fe» [25]. Титановые сплавы обладают практически в два раза меньшей плотностью  $\rho_{\text{титана}} \sim 4500 \text{ кг/м}^3$  чем стали  $\rho_{\text{стали}} \sim 7700 – 7900 \text{ кг/м}^3$ , что делает сплавы на основе титана более легкими. Благодаря наличию вышеперечисленных легирующих элементов, данный сплав приобретает повышенные прочностные характеристики при частично пониженной пластичности. На рисунке 10 ниже приведены микроструктуры титановых сплавов



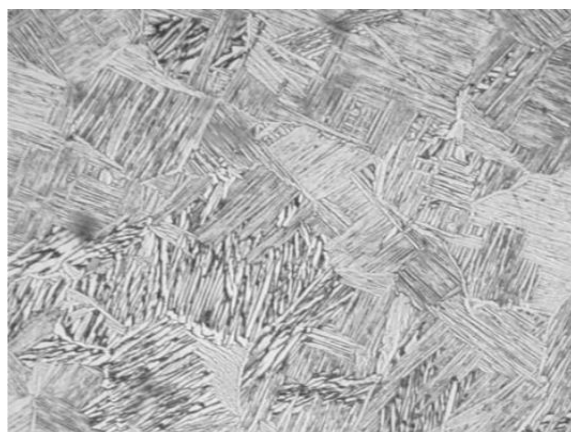
Технически чистый титановый  $\alpha$  – сплав ВТ1-0



Титановый ( $\alpha+\beta$ ) – сплав мартенситного класса марки ВТ3-1



Титановый ( $\alpha+\beta$ ) – сплав мартенситного класса марки ВТ6 в виде глобулей



Титановый ( $\alpha+\beta$ ) – сплав мартенситного класса марки ВТ6 – Видманштетт

Рисунок 10 – Микроструктура титановых сплавов [22]

Следует отметить, что данный сплав редко используется при достаточно низких температурах, так называемых «криогенных температурах» [25].

Таблица 2 – Механические свойства титановых сплавов [25,22]

Марка сплава	Класс по структуре	$\sigma_B$ , МПа	$\delta$ , %, не менее	КСУ, Дж/см <sup>2</sup> , не менее	Термообработка
ТЧ ВТ1-0	$\alpha$	390-540	20	100	Отжиг
ВТ5	$\alpha$ – сплав	700-950	10	50	Отжиг
ВТ5-1	$\alpha$ - сплав	700-950	10	40	
ОТ4	псевдо – $\alpha$	700-900	12	40	
ВТ3-1	$(\alpha+\beta)$ – сплав мартенситного класса	1050-1100	13	70	Отжиг, закалка, старение
ВТ6		1100-1150	14	40	
ВТ14		1150-1400	6	50	
ВТ16		1150-1250	4	-	
ВТ22	$(\alpha+\beta)$ – сплав переходного класса	1100-1500	9	-	Отжиг, закалка, старение
ВТ15	псевдо – $\beta$	1300-1800	4	-	Отжиг, закалка, старение

Титановые  $\alpha$  – сплавы обладают высокой жаропрочностью и пластичность, а  $\beta$  – сплавы – более высокой прочностью наряду с повышенным усталостным сопротивлением. Сплавы группы  $(\alpha+\beta)$  в свою очередь обладают свойствами обеих групп и являются чем-то средним между однокомпонентными сплавами. Помимо текущих, имеются псевдо  $\alpha$  – и  $\beta$  – сплавы, существенного различия в них нет, однако в их составе присутствует некоторая малая часть второй фазы [25,22]. Ниже представлена таблица 2 со свойствами титановых сплавов, имеющих разные структуры.

## 1.6 Влияние ультразвуковых циклических нагрузок на резьбовое соединение

Наиболее широко в ультразвуковой технологической аппаратуре используются продольные колебания, которые возбуждаются в стержневых



колебательных системах. Как правило, отдельные звенья стержневых ультразвуковых колебательных систем соединяют между собой при помощи резьбы. Резьбовое соединение, расположенное в ультразвуковом поле, подвергается действию нагрузок, меняющихся во времени.

Если нагрузки вызывают уровень напряжений выше предела прочности, то в материале начинаются непоправимые процессы повреждений, которые приводят к образованию трещины. Концентрация напряжений на вершине трещины способствует её дальнейшему расширению и распространению, ослабляя прочность в этом месте. В конечном итоге, при достижении трещиной критической длины, материал разрушается.

Разрушение происходит именно в «опасном» сечении, где одновременно действуют растягивающие (от усилия затяжки) и циклические (от ультразвука) напряжения, которые суммируются и усиливаются за счет V-образного концентратора напряжений, расположенного на поверхности резьбы.

Рассмотрим работу [14], где исследовался срок службы державки инструмента и повреждений, обусловленных циклической растягивающей нагрузкой, проводился расчет на усталость державки, изготовленной из различных материалов. Конструктивно державка инструмента состоит из элементов: резьбовой хвостовик; корпус и вставка, впаянная в корпус. При исследовании влияния параметров резьбы на показатель усталостной прочности хвостовика державки были выбраны размеры резьбы от М8 до М12 с разным шагом резьбы. Физико-механические свойства материалов приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Физико-механические свойства исследуемых материалов [14]

Материал	Плотность, $\rho$ , кг/см <sup>3</sup>	Скорость звука $c$ , м/с	Модуль упругости $E$ , ГПа	Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^{-6}$ , 1/°C	Предел прочности $\sigma_b$ , МПа	Предел текучести $\sigma_{-1}$ , МПа
1	2	3	4	5	6	7
30ХГСА	7700	5206	215	11,7	1400	1175

Продолжение таблицы 3

Материал	Плотность, $\rho$ , кг/см <sup>3</sup>	Скорость звука $c$ , м/с	Модуль упругости $E$ , ГПа	Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^{-6}$ , 1/°C	Предел прочности $\sigma_b$ , МПа	Предел текучести $\sigma_{-1}$ , МПа
40Х	7850	5221	214	11,8	890	775
38ХА	7850	4997	196	12,7	930	780
40ХН	7820	5057	200	11,8	980	785
18Х2Н4МА	7950	5015	200	11,7	1300	1070
45ХН2МА	7900	5229	216	11,0	1380	1320
ВТЗ-1	4500	5178	115	8,6	1075	975

На рисунке 11 представлены трехмерная модель державки инструмента и её конечно-элементная модель.

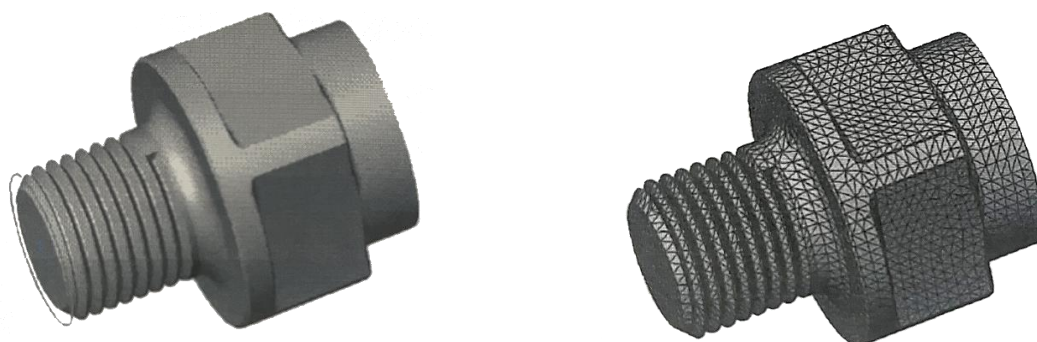


Рисунок 11 – Трехмерная модель державки инструмента и её конечно-элементная модель [14]

На рисунке 12 показана схема крепления державки инструмента на рабочем торце концентратора, применяемая в большинстве конструкций ультразвуковых устройств.

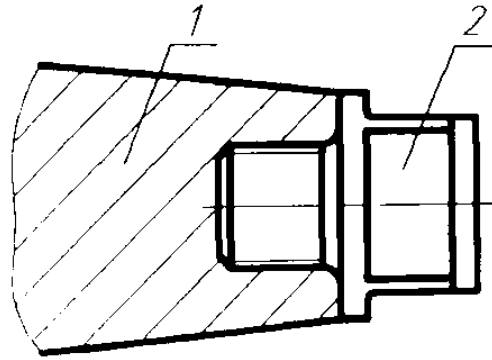


Рисунок 12 – Схема крепления державки инструмента: 1 – волновод-концентратор; 2 – державка инструмента [14]

При таком типе соединения на резьбовой хвостовик державки «одновременно действуют осевая сила затяжки и осевая сила от ультразвуковой волны напряжений» [14].

Максимальная осевая сила ультразвуковой волны напряжений, действующая в плоскости стыка звеньев:

$$P_{\text{раб}} = \frac{F \cdot E \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \xi}{c}; \quad (14)$$

где  $E$  – модуль упругости материала звена;  $f$  – рабочая частота;  $\xi$  – максимальная амплитуда колебаний стыка;  $c$  – скорость звука в материале звена;

Площадь стыка  $F$  определяется по формуле (15):

$$F = \pi \cdot \left[ \left( \frac{D}{2} \right)^2 - \left( \frac{d_{\text{ст}}}{2} \right)^2 \right]; \quad (15)$$

где  $D$  – наибольший диаметр стыка;  $d_{\text{ст}}$  – наименьший диаметр стыка

«По способу резьбового соединения “с упором в торцы” звеньев ультразвуковой колебательной системы осевую силу затяжки резьбового соединения определяют согласно условию» [14]:

$$P_3 = \begin{cases} P_{\text{раб}} \cdot (1 - \chi) & \text{при } \chi \leq 0,5 \\ \chi \cdot P_{\text{раб}} & \text{при } \chi > 0,5 \end{cases}; \quad (16)$$

где  $P_{\text{раб}}$  – максимальная осевая сила ультразвуковой волны, Н;  $\chi$  – коэффициент рабочей нагрузки.

Подставив имеющие параметры в формулы (14), (15) и (16) и получим следующие данные, приведенные в таблице 4.

Таблица 4 – Значение сил, действующих на корпус инструмента [14]

Материал	Силы, действующие на корпус	
	$P_{\text{раб}}$ , Н	$P_3$ , Н
30ХГСА	16970	11810
40Х	16820	11690
38ХА	16100	11190
40ХН	16230	11040
18Х2Н4МА	16370	11140
45ХН2МА	16950	11810
ВТ3-1	9114	5017

Сила затяжки  $P_3$  является статической, а сила ультразвуковой волны напряжений  $P_{\text{раб}}$  является циклической. Зададим число рабочих циклов, равное  $10^6$  в пакете COSMOS-Works и получим условные значения коэффициентов запаса прочности и срока службы детали, приведенные в таблице 5.

Таблица 5 – Результаты расчетов на усталость [14]

Материал	Результаты расчетов	
	Запас прочности	Срок службы (число рабочих циклов до разрушения)
1	2	3
30ХГСА	0,28	$6,27 \cdot 10^3$
40Х	0,246	$4,17 \cdot 10^3$
38ХА	0,235	$3,6 \cdot 10^3$

Продолжение таблицы 5

1	2	3
40ХН	0,238	$3,77 \cdot 10^3$
18Х2Н4МА	0,236	$3,67 \cdot 10^3$
45ХН2МА	0,247	$4,19 \cdot 10^3$
BT3-1	0,288	$6,7 \cdot 10^3$

«Отношение предельных напряжений к максимальным напряжениям, возникающим при работе детали, называют запасом прочности. Чем больше запас прочности, тем надежнее деталь в работе. Правильный выбор запаса прочности является важнейшим этапом при расчете на прочность. Запас прочности используют главным образом как критерий сравнения надежности вновь создаваемой конструкции и подобных конструкций, имеющих положительный опыт эксплуатации» [14].

На рисунке 13 изображена диаграмма, характеризующая срок службы корпуса инструмента в зависимости от применяемого материала.

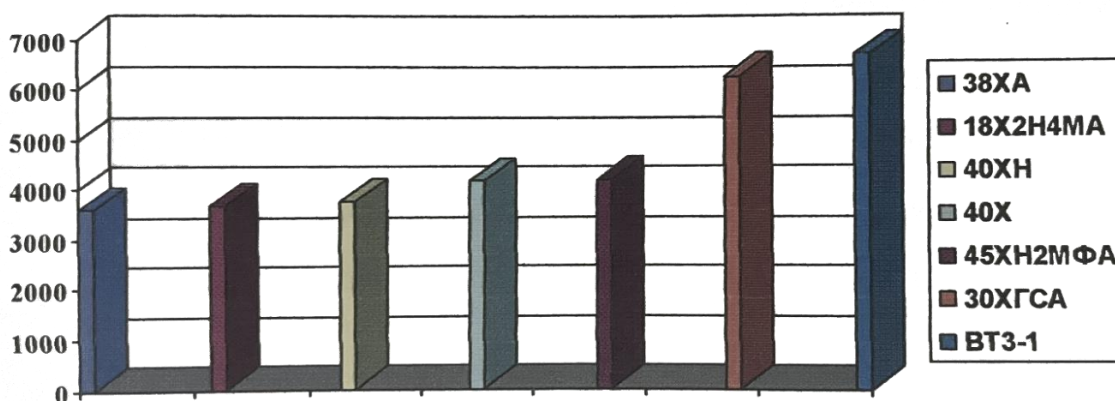


Рисунок 13 – Диаграмма срока службы державки в зависимости от применяемого материала [14]

Из таблицы 5 и рисунке 13 можно сделать вывод, что наиболее выгодными материалами для изготовления хвостовика державки являются, во-первых, улучшенная сталь 30ХГСА и во-вторых – титановый сплав BT3-1.

Причем срок службы корпуса из материала ВТЗ-1 получился более высоким чем из материала 30ХГСА. Таким образом выбран наиболее подходящий материал для работы инструмента в ультразвуковом поле - титановый сплав ВТЗ-1.

Разрушение резьбового хвостовика происходит в «опасном» сечении, где одновременно действуют растягивающие напряжения от силы затяжки резьбы, циклические от прохождения упругих ультразвуковых деформаций и плюс V-образный концентратор напряжений (канавка резьбы).

Обращаем внимание, что разрушение происходит на первом от стыка витке резьбы. «Это объясняется высокой концентрацией напряжений в канавке резьбы, вызванной неравномерным распределением нагрузки между витками и высокой локальной напряженностью. Распределение нагрузки между витками влияет на несущую способность резьбы при статических нагрузках и особенно существенно влияет на усталостную прочность соединений» [14]. Многочисленные эксперименты показали, что на первый от стыка виток приходится примерно 34% осевой силы затяжки соединения [14].

Следовательно, снижение нагрузки на первом витке приводит к пропорциональному повышению предела выносливости соединений.

В таблице 6 приведены результаты расчета сил, действующих на хвостовик державки инструмента и расчета на усталость в зависимости от типа резьбы.

Таблица 6 – Результаты расчета сил, действующих на хвостовик державки инструмента и расчета на усталость [14]

Тип резьбы	Значение сил, действующих на корпус		Значение результатов расчета на усталость	
	$P_z$ , Н	$P_{\text{раб}}$ , Н	Срок службы, число циклов	Запас прочности
1	2	3	4	5
M8x1	5973	10850	$5 \cdot 10^2$	0,119
M8x0,75			$5,1 \cdot 10^2$	0,12
M8x0,5			$1,39 \cdot 10^3$	0,17

Продолжение таблицы 6

1	2	3	4	5
M10x1,25	5017	9114	$1,5 \cdot 10^3$	0,176
M10x1			$6,7 \cdot 10^3$	0,228
M10x0,75			$2,83 \cdot 10^3$	0,27
M12x1,5	3849	6992	$1,4 \cdot 10^4$	0,36
M12x1,25			$1,083 \cdot 10^4$	0,337
M12x1			$1,27 \cdot 10^3$	0,165
M12x0,75			$3,29 \cdot 10^4$	0,475

На рисунке 14 представлена диаграмма, характеризующая срок службы державки в зависимости от параметров резьбы

Видно, что наиболее выгодными параметрами для работы при циклических нагрузках обладает резьба 12x0,75. При применении этой резьбы срок службы державки инструмента повысился до  $3,29 \cdot 10^4$  рабочих циклов, а коэффициент запаса прочности - до 0,475. Как видно, ресурс работы державки инструмента после применения резьбы M12x0,75 повысился более чем в 5 раз [5].

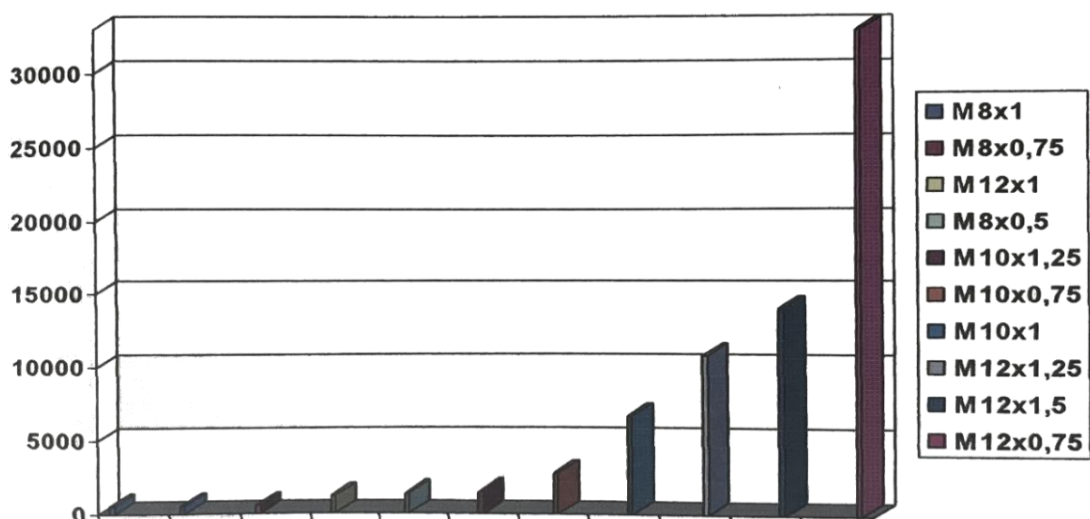


Рисунок 14 – Диаграмма срока службы державки в зависимости от параметров резьбы [14]

Согласно статистике, собранной за период испытаний с 2018 по 2022 год в условиях ИЖАВТО г. Ижевск на операции ручной точечной ультразвуковой сварки обивок дверей автомобилей ВЕСТА, все сварочные инструменты (волноводы) вышедшие из строя из-за поломок в 70% случаев приходилось на резьбовое соединение между составными частями, а все оставшееся приходилось на внутренние дефекты и конструкцию.

## 1.7 Сущность ультразвука

Для создания систем с распределенными постоянными чаще всего используются твердая среда, которая в свою очередь обладает упругими свойствами и относительно малыми потерями. Если в упругой среде в любой точке существуют переменные силы, то в результате должны возникнуть переменные деформации, смещения и напряжения, распространяющиеся в среде с заданной скоростью от источника, то есть точки, где приложена внешняя сила.

Такие процессы, проходящие в упругой среде, называются упругими колебаниями. Так как периодические изменения состояния среды в результате упругих колебаний происходят не только во времени, но и в пространстве, заполненной данной средой и описываются двумя системами координат: временной ( $t$ ) и пространственной ( $x, y, z$ ) [8].

Ультразвук – упругая волна напряжений (рисунок 15), распространяющаяся по всей колебательной системе. Звуковые волны подразделяются на продольные, поперечные, изгибные, радиальные в зависимости от условий возбуждения и распространения [28]. Например, в жидких и газовых средах возможно возникновение только продольных волн, а в твердых телах могут возникать все вышеперечисленные. Ультразвук используют как в научных исследованиях для изучения строения и свойств вещества, так и для решения самых разнообразных технических задач [12].



Волна распространяется во времени и пространстве характеризуется частотой, длиной и амплитудой (рисунок 15).

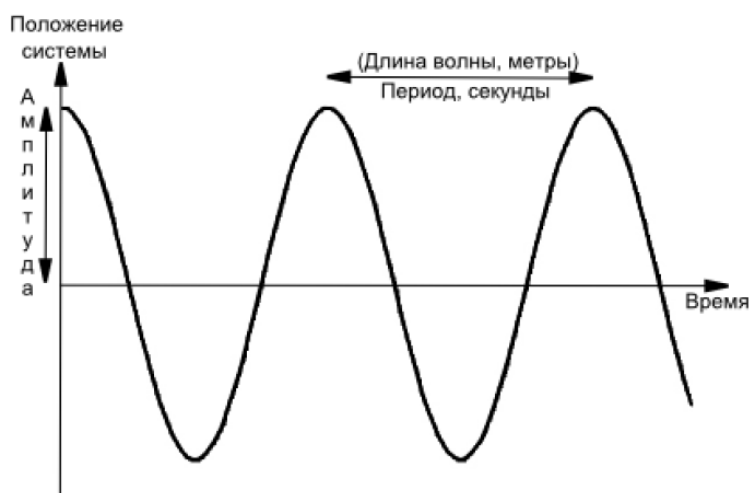


Рисунок 15 – Характеристики колебательного процесса [19]

Частота колебаний  $\nu$  – количество совершенных колебаний в единицу времени.

Длина волны  $\lambda$  – расстояние, проходимое фронтом волны за время одного колебания период колебаний.

Амплитуда колебаний  $A$  – значение равное максимальному смещению из положения равновесия, непосредственно в момент ее колебательного движения при возбуждении.

Частота колебаний  $f$  – количество колебаний, которое совершает частица за одну секунду.

Период колебаний  $T$  – время, необходимое частице для совершения одного полного колебания.

Принято считать, что границе ультразвуковой частоты является диапазон от 16 до 20 кГц. Исследования показали, что существуют УЗ колебания с частотой более 100 МГц. На практике используются УЗ колебания до 25 МГц [21,31] которые могут распространяться только в кристаллических материалах.

Ультразвуковые колебания с высокой частотой  $f$ , в отличие от звуковых колебаний при одинаковой скорости, имеют значительно более короткие длины волн. УЗК с длиной волны 1-10 мм в различных средах обладают аналогичными свойствами световым лучам, позволяя фокусировать и направлять энергию в нужном направлении.

Ультразвуковые колебания могут распространяться в любых материальных средах (включая прозрачные и непрозрачные среды, проводники и диэлектрики) для исследования и воздействия на разнообразные материалы, такие как полимеры, металлы, жидкости, газы и прочее.

Мощность ультразвуковых колебаний, зависящая от квадрата частоты, отличается от мощности звуковых колебаний и может быть очень высокой. Мощность ультразвуковых колебаний достигает сотен киловатт, а интенсивность (энергия, передаваемая через единицу площади в единицу времени) находится в диапазоне 1-1000 Вт/см<sup>2</sup>. С такой высокой интенсивностью ультразвукового воздействия внутри материалов, передаётся значительная энергия механических колебаний. Во время распространения волны возникают значительные перепады звукового давления, достигающие десятков МПа.

## **1.8 Конструкция ультразвуковой колебательной системы**

Если в механической колебательной системе каждая ее часть (любой малости) обладает свойствами массы, упругости и активным сопротивлением (причем физически разделить эти элементы невозможно), то такая система является системой с распределенными постоянными [27].

Механическая колебательная система с распределенными постоянными может быть представлена в виде тела ограниченного объема любой формы. Таким образом, первым признаком рассматриваемой системы является сплошность среды, образующей эту систему; вторым обязательным признаком является ограниченность объема системы, а третьим — упругие

свойства среды, образующей колебательную систему с распределенными постоянными [27].

Если система обладает упругостью, то при деформации она способна накапливать потенциальную энергию, затем ее отдавать, преобразовывая ее в кинетическую энергию движения элементов массы.

Следовательно, свойством колебательной системы является возможность перехода одного вида энергии в другой. Так как любая среда обладает массой (но не обязательно упругими свойствами), то наличие последних достаточно для существования третьего признака колебательной системы с распределенными постоянными [27].

Очевидно, что колебательные процессы в рассматриваемых системах относятся к состоянию среды (деформации, смещения, напряжения), но отнюдь не к механическим колебаниям всей системы как единого целого.

При значительной величине активных потерь, превышающих запас накапливаемой в упругом элементе энергии, система с равномерно распределенными постоянными становится апериодической, подобно системам с сосредоточенными постоянными с аналогичным соотношением энергий потерь и запасаемой энергии в упругом элементе [27].

Ультразвуковая колебательная система (УЗКС) является совокупностью компонентов, которые отвечают за выполнение различных функций во время эксплуатации. На рисунке 16 представлена схематическое изображение УЗКС в разборе.

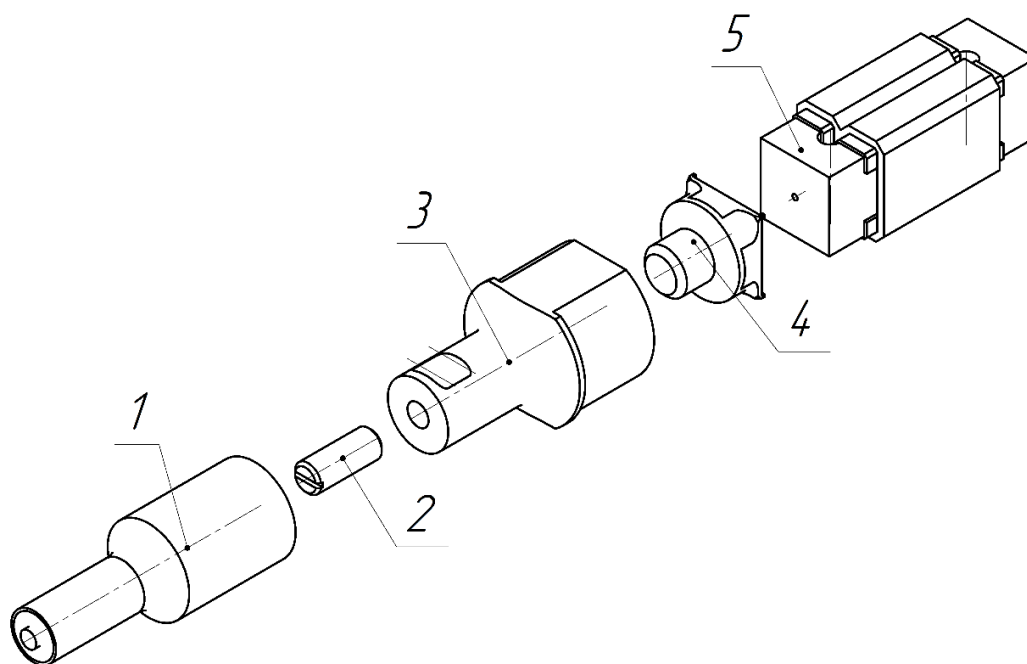


Рисунок 16 – Схема ультразвуковой колебательной системы в разборе: 1 – волновод сменный; 2 – шпилька; 3 – амплитудный трансформатор (бустер); 4 – переходник; 5 – магнитострикционный преобразователь

Волновод (рисунок 17), инструмент для ультразвуковой обработки, изготовлен из титанового сплава марки ВТЗ-1, как показали исследования в п.1.4 данный материал является наиболее подходящим для работы при симметричном цикле нагружения. Он обладает наибольшим запасом прочности и сроком службы среди упомянутых в п.1.4 материалов.

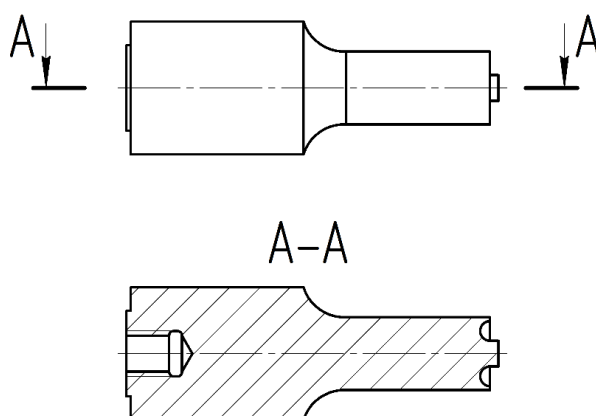


Рисунок 17 – Волновод

Шпилька (рисунок 18) выполняет роль соединительного крепежного элемента между амплитудным трансформатором и волноводом.

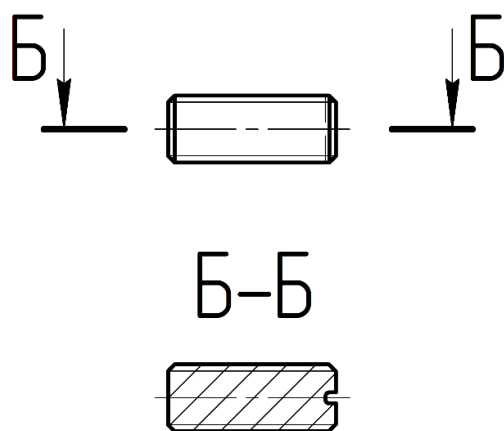


Рисунок 18 – Шпилька

Амплитудный трансформатор (рисунок 19) является регулятором между волноводом и магнитоотрицательным преобразователем, который позволяет увеличивать амплитуду продольных колебаний инструмента и согласовывать ультразвуковой сигнал, тем самым сводя резонансный импеданс к минимуму. Работа на резонансной частоте повышает эффективность и увеличивает срок службы инструмента.

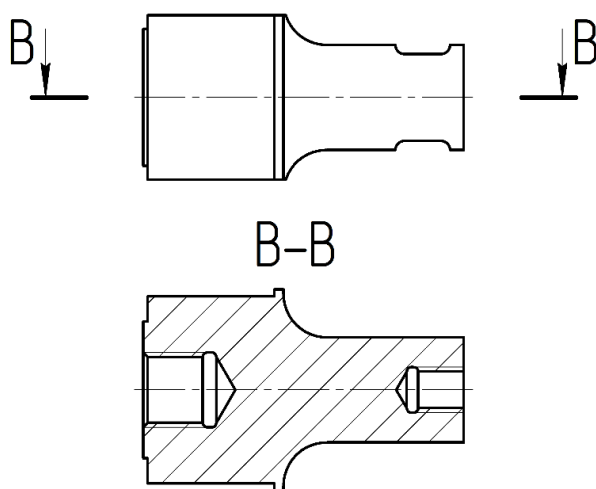


Рисунок 19 – Амплитудный трансформатор (бустер)

Переходник (рисунок 20), звено между амплитудным трансформатором (бустером) и магнитострикционным преобразователем. Переходник припаян к торцу пакета магнитострикционного преобразователя. Благодаря переходнику появляется возможность присоединять магнитострикционный преобразователь к другому бустеру.

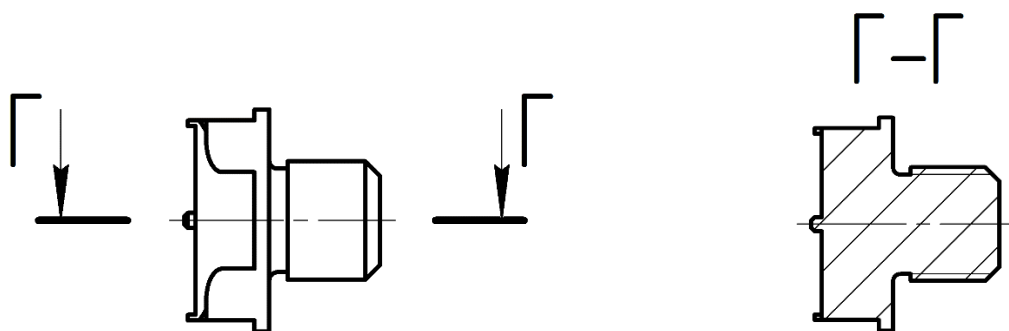


Рисунок 20 – Переходник

Магнитострикционный преобразователь (рисунок 21) представляет собой пакет, собранный из 134 пластин марки сплава 49К2ФА (49% Fe, 49% Co, 2% V,) с минимальным содержанием вредных примесей. Выполняет роль преобразования переменного электрического поля в магнитное, которое преобразуется в энергию механических колебаний.

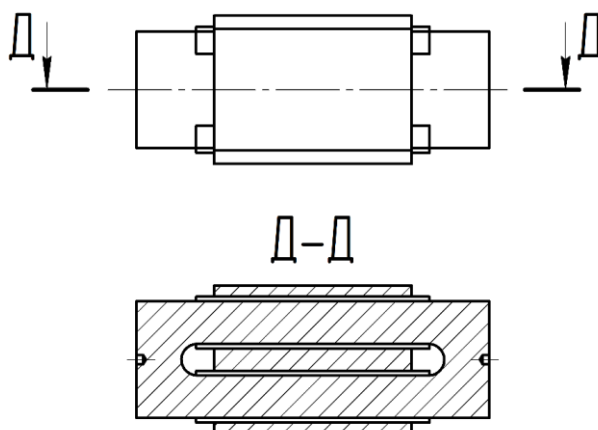


Рисунок 21 – Магнитострикционный преобразователь в разрезе

В сборе вышеупомянутые компоненты формируют ультразвуковую колебательную систему.

Магнитострикционный преобразователь трансформирует энергию электрических колебаний, сначала, в магнитные, а далее, в механические упругие колебания ультразвуковой частоты. Затем бустер изменяет скорость звука и обеспечивает соответствие между внешней нагрузкой и внутренним активным элементом, который, в свою очередь, генерирует ультразвуковое поле в обрабатываемом объекте или оказывает прямое воздействие на него.

#### Выводы

Проведен анализ влияния УЗК на прочность резьбового соединения при наличии концентраторов напряжений в виде V- и U-образных вырезов. Определены критические сечения в области резьбовых соединений.

Установлено, что разрушение резьбы преимущественно происходит на первом от стыка витке наружной резьбы.

## **2 Практическая часть**

### **2.1 Влияние волн напряжений на резьбовые соединения**

При затяжке резьбового соединения возникают значительные контактные давления, часто превышающие предел текучести металлов, находящихся в скользящем контакте. Это происходит в пиках неровностей поверхности резьбы, что приводит к механическим и тепловым ударам в зоне трения. Контактные и упругие напряжения проникают вглубь поверхностного слоя металла, влияют на диффузионную подвижность атомов в решетке, способствуя образованию прочных связей в отдельных участках резьбовой поверхности, что способствует смещению материала с поверхности резьбы [8,26].

Во время затяжки резьбового соединения около 90 % энерго-затрат приходится на преодоление сопротивления трения, и только около 10 % - на создание силы прижима, необходимой для обеспечения целостности соединения [23].

Чтобы уменьшить износ резьбовых поверхностей, необходимо минимизировать силы трения в резьбовом соединении во время завинчивания и отвинчивания. Ультразвуковое воздействие вызывает изменения в пластических свойствах деформируемых материалов, снижая их предел текучести за счет явления, известного как акустическое упрочнение. Ультразвук влияет на дислокационно-опосредованный механизм пластической деформации, способствуя подвижности дислокаций и усиливая возникновение плоскостей скольжения [9].



## **2.2 Пути повышения прочности резьбовых соединений при воздействии ультразвуковых колебаний**

Введение ультразвука в зону контакта оказывает существенное влияние на характеристики фрикционного взаимодействия и его основные параметры. Влияние ультразвука на силы трения объясняется изменением кинематических условий контакта поверхностей и напряженного состояния металла в области трения. Исследования показали, что при оптимальных схемах колебаний и определенных значениях нагрузки коэффициент трения может уменьшиться в 2-4 раза. Применение ультразвука имеет большие перспективы, и в некоторых случаях он является единственным эффективным методом контроля качества резьбовых соединений [1,2,4,5,15,18,30].

В течение срока службы резьбовых соединений, подвергающихся термическим и вибрационным нагрузкам, объемные пластические деформации вызывают нарастание пластических микроконтактных деформаций внутри витков резьбы, а также на концах болтов и гаек, что приводит к снижению эффективности их фиксации и вызывает тенденцию к самоотвинчиванию. Разнообразие условий нагружения и сценариев эксплуатации резьбовых соединений обусловило необходимость разработки различных стратегий борьбы с явлениями самоотвинчивания болтов, винтов и гаек. Процесс релаксации напряжений в резьбовом соединении регулируется двумя антагонистическими механизмами: с одной стороны, упругий отскок в зонах контакта микрополостей частично компенсирует первоначальное усилие затяжки, а с другой стороны, ползучесть болта способствует его уменьшению [2,30].

Уменьшение прилагаемого усилия затяжки приводит к менее оптимальному зажиму соединения, что способствует увеличению амплитуды колебаний во время работы. Это явление способствует склонности к самоотвинчиванию и усталостному разрушению резьбового соединения. [5, 29,30].

При преднамеренном введении дополнительной энергии ультразвуковых колебаний в зону контакта резьбовых деталей происходит значительное разрушение оксидных слоев и образование свежих поверхностей в зоне трения, что способствует тесному физическому контакту между деталями и адгезии материалов. В этих вновь образованных областях происходит химическое сцепление между материалами сопрягаемых деталей, которое усиливается ультразвуковыми колебаниями и микросваркой. Этот процесс значительно увеличивает возможности фиксации резьбовых соединений [1,4,30].

Кроме того, в резьбовых соединениях наблюдается неравномерное распределение нагрузки по виткам, причем в наиболее нагруженном витке возникает выраженная концентрация напряжений из-за совместного действия осевых и локальных нагрузок [10].

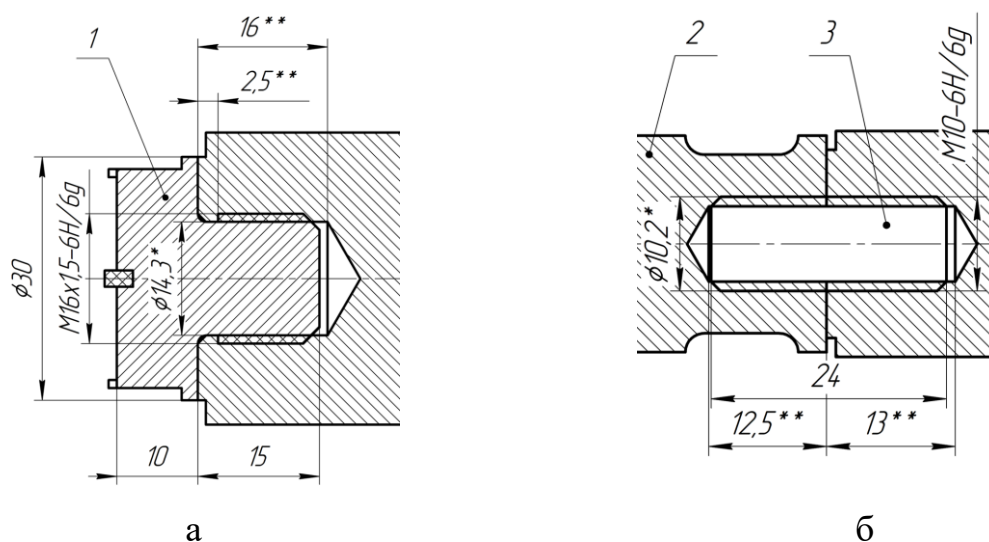


Рисунок 22 – Резьбовые соединения звеньев УЗКС до изменения их конструкций, 1 – переходник (Сталь 45), 2 – бустер (Титановый сплав ВТЗ-1), 3 – шпилька (Титановый сплав ВТЗ-1), \* – диаметральные размеры «опасных» сечений, \*\* – осевые размеры до «опасных» сечений; а – при помощи резьбового хвостовика; б – при помощи шпильки;

В пункте 1.3 мы выяснили, какие факторы влияют на прочность резьбового соединения и в данном случае мы пришли к выводу, что наличие V-образного концентратора напряжений (рисунок 22 и 23) приводит к уменьшению прочности конструкции.

Поэтому было принято решение о доработке конструкции резьбовых отверстий, путем выполнения проточек, срезая V-образные концентраторы напряжений в конце резьбовых отверстий. И создания проточек, срезая V-образные концентраторы напряжений между наружной резьбой и «стыком», на резьбовом хвостовике переходника и шпильки.

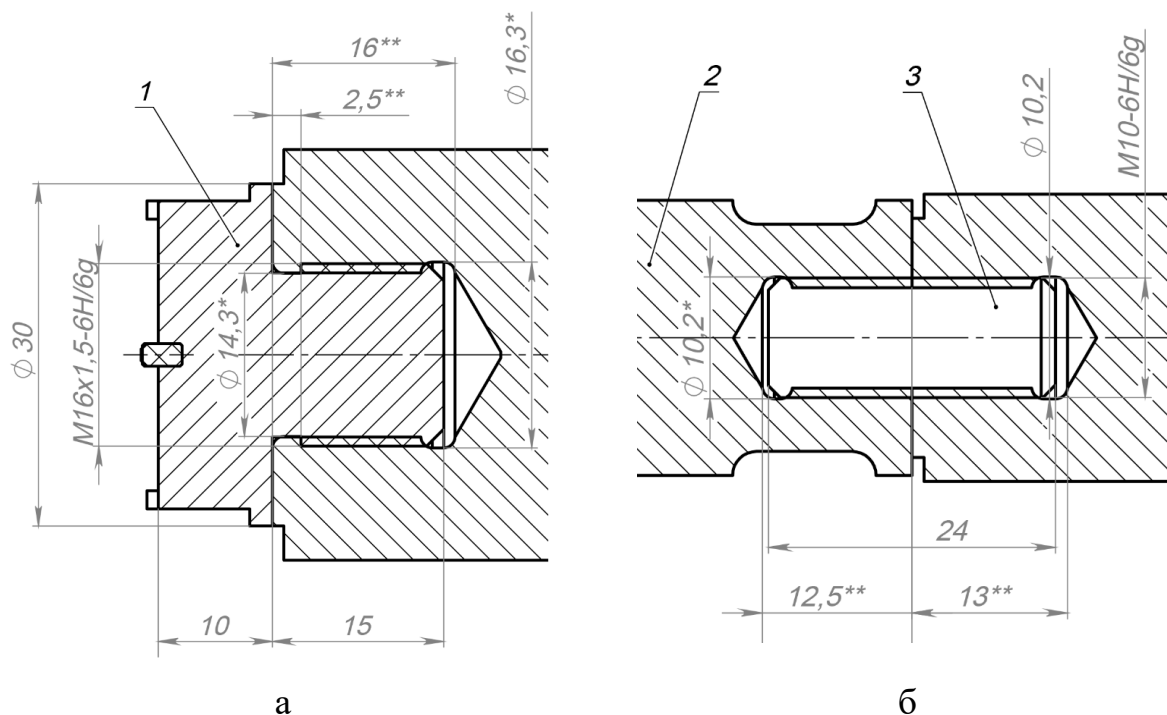


Рисунок 23 – Резьбовые соединения звеньев УЗКС после изменения их конструкций 1 – переходник (Сталь 45), 2 – бустер (Титановый сплав ВТЗ-1), 3 – шпилька (Титановый сплав ВТЗ-1), \* – диаметральные размеры «опасных» сечений, \*\* – осевые размеры до «опасных» сечений; а – при помощи резьбового хвостовика; б – при помощи шпильки

Рассмотрим классическое резьбовое соединение переходника с бустером. На резьбовой части хвостовика переходника в месте перехода наружного диаметра резьбы к торцу выполняли радиусную галтель. А на торце бустера выполняли фаску для размещения этой галтели. Поэтому, в старом варианте первый виток от опорного торца наружной резьбы на хвостовике находился в воздухе и не был поджат соседними витками внутренней резьбы, нарезанной в бустере. Следовательно, этот виток с V-образным концентратором свободно колебался, а трещина быстро развивалась. Прочность соединения была ограничена V-образным концентратором. В зоне перехода действуют повышенные напряжения, что приводит к стремительному зарождению и распространению трещины за счет скольжения дислокаций в металле.

Далее была произведена доработка конструкции резьбового хвостовика переходника. На участке перехода резьбы к торцу выполнили проточку в виде шейки с плавными галтелями, то есть создали U-образный концентратор.

После доработки - первый от стыка виток наружной резьбы на хвостовике переходника находится между соседними витками внутренней резьбы, нарезанной в бустере и при затяжке, поджимается. Свободные колебания витка с V-образным концентратором ограничиваются, и трещина не развивается. Прочность соединения ограничена U-образным концентратором.

Для сравнительной количественной оценки прочности резьбового соединения от замены V-образного концентратора напряжений на U-образный выполним расчет соединения на усталостную прочность.

## **2.3 Построение эпюр для экспоненциального и ступенчатого звена**

### **2.3.1 Расчетная схема и исходные данные**

Расчет параметров производился по методике Баловнева [7]. Основные параметры метрической резьбы были взяты из ГОСТ 9150-81, ГОСТ 8724-81, ГОСТ 24705-81, расчет проводился для следующей схемы (рисунок 24).

Материал концентратора-волновода - титановый сплав ВТЗ-1.

Плотность сплава  $\rho = 4500 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-3}$ ;

Модуль продольной упругости  $E = 115 \text{ ГПа}$ ;

Предел прочности  $\sigma_B = 950 \text{ МПа}$ ;

Предел текучести  $\sigma_T = 850 \text{ МПа}$ ;

Предел выносливости  $\sigma_{\text{вын}} = 480 \text{ МПа}$

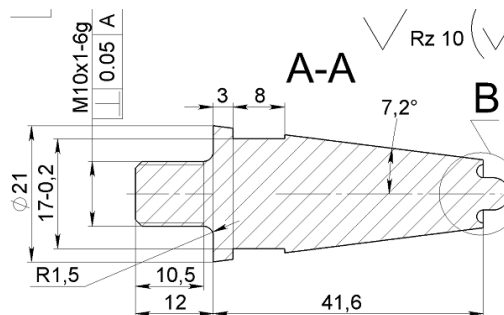
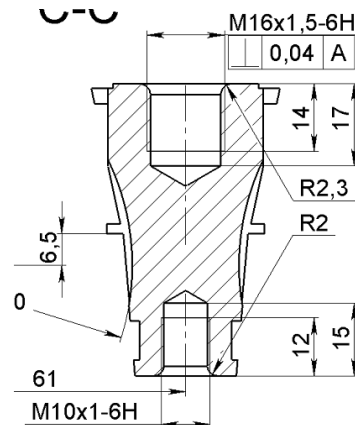


Рисунок 24 – Схема бустера и волновода для расчетов

Для обеспечения прочности резьбового соединения при расчете усталостного сопротивления при симметричном цикле должны выполняться следующие условия, формула (17), то есть, расчетные напряжения должны быть меньше или равны допускаемым напряжениям.

$$\sigma_d \leq [\sigma_d] = \frac{\sigma_{\text{вын}} \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta_\Pi}{K_\sigma \cdot n_{3\Pi}} \quad (17)$$

### 2.3.2 Определение распределения амплитуд смещений и внутренних растягивающих напряжений по длине волновода в режиме ультразвуковой стоячей волны

Рассчитаем фазовую скорость звука в материале однородного стержня по формуле:  $C_0 = \sqrt{E \cdot \rho^{-1}} = \sqrt{115 \cdot 10^9 \cdot 4500^{-1}} = 5,055 \cdot 10^3$  м/с

Рабочая частота колебаний напряжений в резьбе  $f = 22000$  Гц;

Входной диаметр волновода  $d_1 = 39,1$  мм;

Выходной диаметр волновода  $d_2 = 12,7$  мм;

Отношение входного диаметра к выходному  $K$  равно:

$$K = \frac{d_1}{d_2} = \frac{39,1}{12,7} = 3,079$$

Вычислим круговую частоту  $\omega$  по формуле:

$$\omega = 2\pi f = 2 \cdot 3,14 \cdot 21966 = 1,38 \cdot 10^5 \text{ с}^{-1}$$

Рассчитаем резонансную длину  $L_1$  волновода по формуле:

$$\begin{aligned} L_1 &= \frac{C_0}{2 \cdot f} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{1}{\pi} \cdot \ln(K)\right)^2} = \\ &= \frac{5,055 \cdot 10^3}{2 \cdot 21966} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{1}{3,14} \cdot \ln(3,079)\right)^2} = 122,031 \text{ мм} \end{aligned}$$

Отношение волнового коэффициента распространения колебаний экспоненциального концентратора  $k$  в системе равно:

$$k = \frac{\pi}{L_1} = \frac{3,14}{0,122031} = 25,705 \text{ м}^{-1}$$

Показатель сужения экспоненциального волновода концентратора  $\alpha$  рассчитаем по формуле:

$$\alpha = \frac{1}{L_1} \ln(K) = \frac{1}{122,031} \ln(3,079) = 0,0092 \text{ мм}^{-1}$$

Амплитуда колебаний смещения входного торца концентратора  $a_1 = 16$  мкм.

Далее строим эпюру амплитуды колебаний смещения волновода-концентратора (рисунок 25). Для построения воспользуемся зависимостью [22]:

$$a(x) = a_1 \cdot e^{\alpha x} \cdot \left( \cos(kx) - \frac{\alpha}{k} \cdot \sin(kx) \right)$$

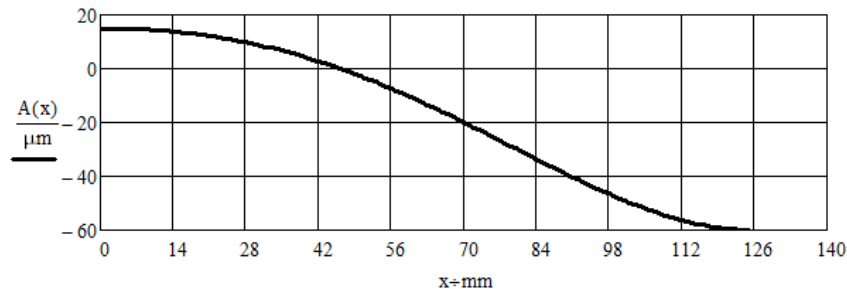


Рисунок 25 – Эпюра амплитуды смещения волновода-концентратора по длине  $L_1 = 122,031$  мм

Из рисунка 25 видно, что амплитуда колебаний смещения частиц материала волновода на входном торце равна 16 мкм, а на выходном торце равна 49,26 мкм. При этом осевая координата поперечного сечения волновода-концентратора с минимальным значением амплитуды смещения  $X_0$  (узла колебаний) [16] равна:

$$X_0 = \frac{L_1}{\pi} \cdot \text{actg} \left( \frac{\ln(K)}{\pi} \right) = \frac{122,031}{3,14} \cdot \text{actg} \left( \frac{\ln(3,079)}{3,14} \right) = 47,663 \text{ мм}$$

Помимо колебаний смещения, нам необходимо определить величины внутренних растягивающих напряжений по всей длине волновода, поэтому обратимся к зависимости [16]:

$$\sigma(x) = -E \cdot a_1 \cdot \frac{\omega}{C_0} \cdot e^{\alpha x} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{1}{\pi} \cdot \ln(K)\right)^2} \cdot \sin(kx)$$

Подставляем значения и строим эпюру (рисунок 26):

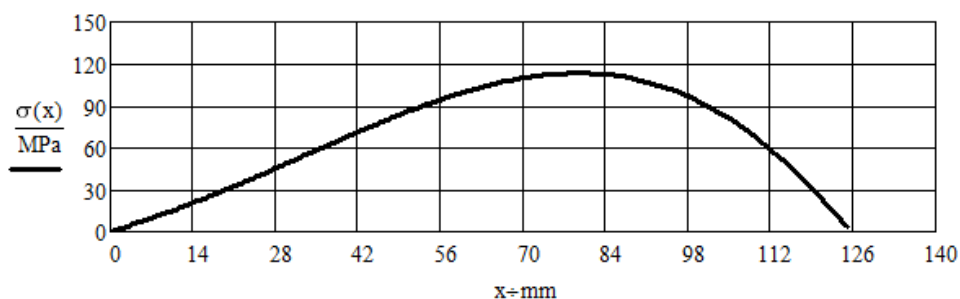


Рисунок 26 – Эпюра внутренних растягивающих напряжений волновода-концентратора ВТЗ-1 по длине  $L_1 = 122,031$  мм

Из полученной зависимости видно, что максимальное растягивающее напряжение равно 99,839 МПа на расстоянии 74,482 мм. Напряжение в области резьбы волновода (от глубины сверления 15 мм до стыка) составляет от 87,994 до 99,237 МПа на расстоянии 55,3 и 70,3 мм соответственно.

Элементы профиля метрической резьбы по ГОСТ 24705, ГОСТ 9150.

Номинальный наружный диаметр внутренней резьбы  $D = 10$  мм;

Номинальный наружный диаметр наружной резьбы  $d = 10$  мм;

Шаг резьбы  $p = 1$  мм;

Номинальный внутренний диаметр внутренней резьбы,  $D_1$ :

$$D_1 = D - 1,0825 \cdot p = 10 - 1,0825 \cdot 1 = 8,9175 \text{ мм}$$



Номинальный внутренний диаметр наружной резьбы,  $d_1$ :

$$d_1 = d - 1,0825 \cdot p = 10 - 1,0825 \cdot 1 = 8,9175 \text{ мм}$$

Номинальный средний диаметр внутренней резьбы,  $D_2$ :

$$D_2 = D - 0,6495 \cdot p = 10 - 0,6495 \cdot 1 = 9,3505 \text{ мм}$$

Номинальный средний диаметр наружной резьбы,  $d_2$ :

$$d_2 = d - 0,6495 \cdot p = 10 - 0,6495 \cdot 1 = 9,3505 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр наружной резьбы по срезу (дну) впадины,  $d_3$ :

$$d_3 = d - 1,2267 \cdot p - 0,026 = 10 - 1,2267 \cdot 1 - 0,026 = 8,747 \text{ мм}$$

Угол подъема резьбы (винтовой линии),  $\psi$ :

$$\psi = \operatorname{atan}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = \operatorname{atan}\left(\frac{1}{3,14 \cdot 9,3505}\right) = 1,95^\circ$$

Номинальный диаметр отверстия под резьбу (отклонение + 0,20 мм)

$$D_3 = 8,95 \text{ мм.}$$

Опасное сечение №1 расположено в области изменения площади поперечного сечения волновода в результате сверления под резьбу M10x1, тогда

$$D_{01} = 21 \text{ мм} + 2 \cdot 15 \text{ мм} \cdot \operatorname{tg}(5^\circ) = 23,625 \text{ мм}$$

$$S_{01} = \frac{\pi}{4} \cdot D_0^2 = \frac{3,14}{4} \cdot (23,625 \text{ мм})^2 = 438,35 \text{ мм}^2$$

$$S_{к1} = \frac{\pi}{4} \cdot [D_0^2 - (9 \text{ мм})^2] = \frac{3,14}{4} [(23,625 \text{ мм})^2 - (9 \text{ мм})^2] = 374,33 \text{ мм}^2$$

Фактическое (реальное) напряжение  $\sigma_\phi$  растяжения в опасном сечении волновода при знакопеременной симметричной нагрузке равно:

$$\sigma_\phi = \sigma(55,3 \text{ мм}) = 87,994 \text{ МПа}$$

Запас прочности будет равен:

$$n_{зп} = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3,$$

где  $n_1$  - коэффициент, учитывающий неточность определения действующих сил, распределение напряжений по поперечному сечению, недостаточное соответствие данных о концентрации напряжений действительным. Величина  $n_1$  может выбираться в пределах 1,1...1,6;  $n_2$  - коэффициент, учитывающий отклонения механических характеристик от нормативных из-за нарушений в условиях изготовления,ковки, термической обработки и неоднородности свойств, обусловленных структурными особенностями материалов. Величина  $n_2$  может выбираться в пределах 1,4...1,6;  $n_3$  - коэффициент, учитывающий ответственность детали, длительность её службы, требования повышенной надежности. Величина  $n_3$  может выбираться в пределах 1,1...1,2.

$$n_{зп} = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 = 1,2 \cdot 1,4 \cdot 1,1 = 1,848$$

Коэффициент  $\varepsilon_\sigma$ , учитывающий изменение предела выносливости с ростом абсолютных размеров. Величину определяем из работы [19] и берем:  $\varepsilon_\sigma = 0,95$ .

Коэффициент  $\beta_\pi$ , учитывающий качество поверхности. Величину  $\beta_\pi$  определяем из работы [19] при тонкой обточке и принимаем  $\beta_\pi = 0,8$ .

Из работы [19], согласно отношению радиуса галтели к диаметру, определяем коэффициент концентрации напряжений  $K_{\sigma} = 1,7$ .

Определим допускаемое напряжение  $\sigma_d$  при знакопеременной симметричной нагрузке по формуле (17):

$$\sigma_d = \frac{\sigma_{\text{вын}} \cdot \varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\Pi}}{K_{\sigma} \cdot n_{3\Pi}} = \frac{480 \cdot 0,95 \cdot 0,8}{1,7 \cdot 1,848} = 116,119 \text{ МПа} \quad (17)$$

Видно, что  $\sigma_{\phi} < \sigma_d$ , следовательно, разрушения в опасном сечении № 1 (рисунок 27) не произойдет.

Рассмотрим опасное сечение № 2 для резьбового хвостовика насадки, которое расположено в области последнего витка резьбы на рисунке 26 (на расстоянии 2...2,5 мм от стыка).

Напряжение растяжения в месте стыка  $\sigma(70,3 \text{ мм}) = 99,237 \text{ МПа}$ , В фазе растяжения волновода давление  $P_{\text{ст}}$  на стыке должно быть больше  $\sigma_{\text{ст}}$  на величину 23 МПа (это необходимое удельное давление в стыке соединения для стабильной передачи колебаний в насадку) [13]. Тогда

$$P_{\text{ст}} = |\sigma(70,3 \text{ мм})| + 23 \text{ МПа} = 122,237 \text{ МПа}$$

Это давление действует на площади стыка  $S_c$  и создается осевой силой  $F_3$  от затяжки резьбового соединения насадки с волноводом

$$F_3 = |\sigma(70,3 \text{ мм})| \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [(21 \text{ мм})^2 - (14 \text{ мм})^2] = 23,521 \text{ кН}$$

Площадь поперечного сечения резьбовой части насадки в этом сечении:

$$d_3 = 10 \text{ мм} - 1,2267 \cdot 1 \text{ мм} = 8,747 \text{ мм}$$

$$S_3 = \frac{\pi}{4} \cdot d_3^2 = \frac{3,14}{4} \cdot 8,747^2 = 60,453 \text{ мм}^2$$

Тогда напряжения растяжения болтовой части насадки в опасном сечении № 2 после сборки

$$\sigma_{\text{фс}} = \frac{F_3}{S_c} = \frac{23,521 \cdot 10^3}{60,453} = 391,4 \text{ МПа}$$

А во время работы в фазе растяжения напряжение  $\sigma_{\text{фр}}$  под действием ультразвука увеличится до величины:

$$\sigma_{\text{фр}} = \sigma_{\text{фс}} + \sigma(70,3 \text{ мм}) = 490,637 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности при знакопеременной симметричной нагрузке:

$$\frac{\sigma_{\text{в}}}{\sigma_{\text{фр}}} = 1,936$$

Далее переходим к моменту затяжки на требуемую осевую силу. Момент затяжки  $M_{\text{F}}$ , затрачиваемый на создание осевой силы  $F_3$ :

$$M_{\text{F}} = \frac{0,5 \cdot F_3 \cdot p}{\pi} = \frac{0,5 \cdot 23,521 \cdot 1}{3,14} = 3,744 \text{ Нм}$$

Момент затяжки  $M_{\text{b}}$ , затрачиваемый на преодоление трения по опорной поверхности.

Средний диаметр опорной поверхности  $D_{\text{b}}$ :

$$D_{\text{b}} = \frac{21 \text{ мм} - 14 \text{ мм}}{2} = 3,5 \text{ мм}$$

Коэффициент трения скольжения по смазанной опорной поверхности возьмем  $\mu_b = 0,1$ .

$$M_b = 0,5 \cdot F_3 \cdot D_b \cdot \mu_b = 0,5 \cdot 23,521 \cdot 3,5 \cdot 0,1 = 4,116 \text{ Нм}$$

Момент затяжки  $M_{th}$ , затрачиваемый на преодоление трения в резьбе. Коэффициент трения скольжения  $\mu_{th}$  в резьбе примем равным 0,15, тогда:

$$M_{th} = 0,5 \cdot F_3 \cdot d_2 \cdot \mu_{th} = 0,5 \cdot 23,521 \cdot 9,35 \cdot 0,15 = 16,495 \text{ Нм}$$

Полный момент затяжки  $M_0$  составит:

$$M_0 = M_F + M_b + M_{th} = 3,744 + 4,116 + 16,495 = 24,355 \text{ Нм}$$

Определим эффективный коэффициент концентрации напряжения в резьбе  $k_3$ . Если принять  $k_3 = 1,25$ , то осевое усилие затяжки  $F_3$  создаст в резьбе напряжение  $\sigma_{фр}$ .

$$\sigma_p = \frac{F_3 \cdot k_3}{0,785 \cdot d_3^2} = \frac{23,521 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{0,785 \cdot 8,747^2} = 490,7 \text{ МПа}$$

Но в работе [24] принимают  $k_3 = 1,5$ , а в [20] для метрических резьб  $k_3 = 5,2$ . Тогда допускаемое напряжение  $\sigma_{д2}$  в опасном сечении № 2 определим как:

$$\sigma_{д2} = \frac{\sigma_{вын}}{k_3 \cdot n_{3п}} = \frac{480}{5,2 \cdot 1,848} = 173,16 \text{ МПа}$$

А фактическое (реальное) знакопеременное напряжение  $\sigma_{фр}$  в режиме стоячей волны (амплитуда смещения на выходном торце волновода 49 мкм) для экспоненциального волновода равно 490,637 МПа.

Видно, что  $\sigma_{фр} > \sigma_{д2}$ , следовательно, произойдет разрушение резьбы в опасном сечении № 2. (рисунок 27)

После расчёта значений амплитуд и напряжений от ультразвука на экспоненциальном волноводе, аналогично были рассчитаны значения напряжений от ультразвука для звена колебательной системы - ступенчатого бустера с переходником. На основе полученных данных были построены эпюры (рисунок 27) внутренних напряжений, учитывающие напряжения и от ультразвука, и от осевой силы затяжки переходника к бустеру, и от осевой силы затяжки резьбового шпилечного соединения волновода к бустеру, и от наличия концентраторов напряжений. Общий вид и размеры звена колебательной системы показаны на эскизе в Приложении А.

На рис. 27 показаны значения внутренних напряжений для бустера в «опасных» сечениях I-I и II-II до и после выполнения изменений в конструкции резьбовых соединений.

До изменения конструкции в сечении I-I, расположенным в конце последнего витка внутренней резьбы M16x1,5-6H и в сечении II-II, расположенным в конце последнего витка внутренней резьбы M10-6H находится V-образный концентратор напряжений.

После изменения конструкции в сечении I-I, расположенным в конце проточки диаметром равным 16,3 мм и в сечении II-II, расположенным в конце проточки диаметром равным 10,2 мм, находится U-образный концентратор напряжений.

Сравнительный анализ допускаемых напряжений  $\sigma_d$ , вычисляемых по формуле (17) для опасных сечений I-I и II-II, показал, что прочность резьбового соединения при ультразвуковом циклическом нагружении повышается в 1,8 раза.

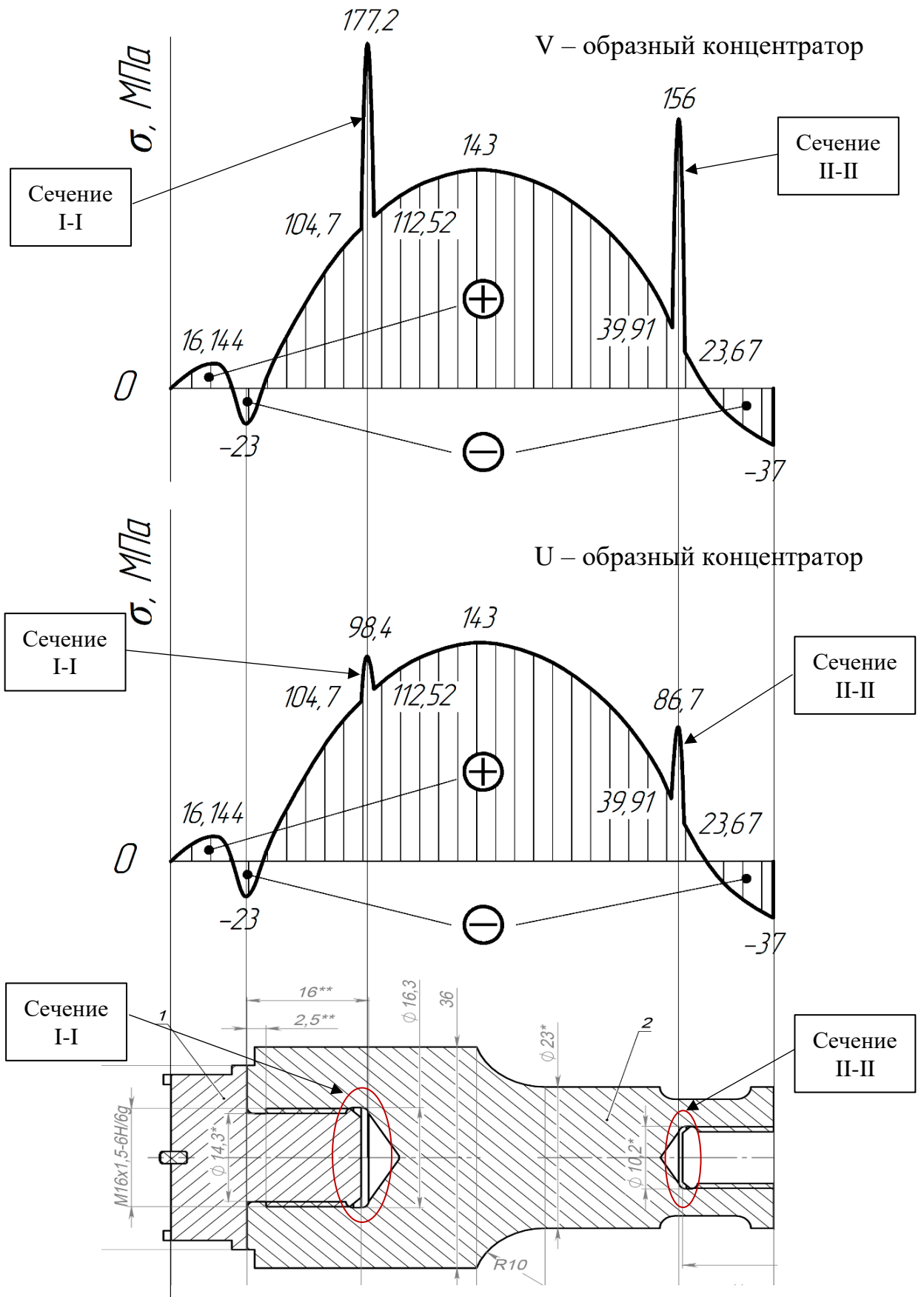


Рисунок 27 – Эпюры распределения внутренних напряжений в бустере совместно с переходником

## Выводы

Были модифицированы конструкции классического шпилечного соединения и соединения с резьбовым хвостовиком путем внедрения проточек в зонах предполагаемых высоких нагрузок. Проточки наружной и внутренней резьбы выполнены с гладкими цилиндрическими поверхностями, имеющими плавный переход к торцам.

С помощью методики Баловнева проведен сравнительный анализ влияния на прочность резьбового соединения замены V-образного концентратора напряжений на U-образный. Расчеты показали, что замена концентратора напряжений повышает прочность резьбового соединения при ультразвуковом циклическом нагружении в 1,8 раза за счет увеличения значений допускаемых напряжений.



## Заключение

1. Рассмотрена работа резьбовых соединений «с упором в торцы» звеньев ультразвуковых колебательных систем. Проведен анализ влияния ультразвукового воздействия на прочность резьбового соединения при наличии V- и U-образных концентраторов напряжений. Определены «опасные» сечения в области резьбовых соединений, выполненных при помощи резьбового хвостовика и шпильки.

2. Установлено, что разрушение резьбы в основном происходит на первом от стыка витке наружной резьбы. Это объясняется значительной концентрацией напряжений в канавках резьбы и из-за неравномерного распределения нагрузки между витками резьбы, а также высокой местной циклической напряженностью.

3. Изменены конструкции: классического шпилечного резьбового соединения и соединения при помощи резьбового хвостовика путем выполнения проточек в местах потенциально больших нагрузок. Проточки наружной и внутренней резьб имеют гладкие цилиндрические поверхности с галтельным переходом к торцам. После изменения - первый от стыка виток наружной резьбы на хвостовике находится между соседними витками внутренней резьбы, нарезанной в бустере и при затяжке, поджимается. Таким образом, свободные колебания витков наружной и внутренней резьб с V-образным концентратором ограничиваются, не позволяя развиваться трещине.

4. Выполнен, по методике Баловнева, сравнительный анализ влияния прочности резьбового соединения от замены V-образного концентратора напряжений на U-образный. Расчетом показано, что, только от замены концентраторов, прочность резьбового соединения при ультразвуковом циклическом нагружении за счет повышения значений допускаемых напряжений повысилась в 1,8 раза.

5. Подана заявка на изобретение «Способ резьбового соединения «с упором в торцы» звеньев ультразвуковых колебательных систем».

## Список используемой литературы и используемых источников

1. Amir B., Lomnitz A., Kochavi E., Gruntman S., Sadot O. Experimental and numerical studies on dynamic mechanical properties of threads under impact loads // International Journal of Impact Engineering. Vol.176. 2023. – 25-38 pp.
2. Lei S., Chuan-song W., Song G., Padnhy G.K. Modified constitutive equation for use in modeling the ultrasonic vibration enhanced friction stir welding process // Scripta Materialia. 2016. – 21–26. pp.
3. Rajpathak, S.S., Hartt, W.H. Keyhole compact tension specimen fatigue of selected high-strength steels in sea water // ASTM. Philadelphia. 1990. – 425-446 pp.
4. Ruszinkó E., Alhilfi A.H. The effect of ultrasound on strain-hardened metals // OU. Vol.18. № 8. 2021. – 221-233. pp.
5. Xiang D, Lei S, Chun-yan T, Chuan-song W, Song G Effect of ultrasonic vibration on microstructures and mechanical properties of friction stir welded 2195 Al–Li alloy // SAS. Vol.34. 2024. – 80-93 pp.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора- машиностроителя в 3-х т. Т. 1. – М.: «Машиностроение», 1979. – 728 с.
7. Баловнев Н.П. Расчет резьбовых соединений и винтовых механизмов // МГТУ. 1999. – 39 с.
8. Бикбулатова Г. И. Исследование влияния ультразвукового импульсного излучения на резьбовые соединения насосно-компрессорных труб // АГНИ. 2015. № 6. – 58-64 с.
9. Бикбулатова Г.И., Ермилов П.П., Тимегалиев Р.И., Миронов А.Л. Результаты испытаний акустического оборудования импульсного воздействия на резьбовые соединения насосно-компрессорных труб // АГНИ 2015. Ч. 1. – 264–271 с.
10. Биргер И.А. Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения // Машиностроение. 1990. – 368 с.

11. Гачегова Е.А. Повышение усталостного ресурса титановых сплавов методом лазерного ударного упрочнения // ВКР бак-р. Пермь. 2020. – 87 с.
12. Голямина И.П. Ультразвук. Маленькая энциклопедия //М. 1979. – 400 с.
13. Диаграмма предельных амплитуд [Электронный ресурс]. URL: <https://portal.tpu.ru/SHARED/z/ZGR/study/> (дата обращения 20.03.2024).
14. Малышев В.И. Отчет о НИР – Разработка и внедрение высокоэффективных технологий обработки материалов резанием на основе глубокой модернизации станочного оборудования и введения в технологическую зону дополнительной концентрированной энергии механических колебаний // ТГУ. 2008. – 223 с.
15. Марков А.И. Ультразвуковая обработка материалов // М.: Машиностроение. 1980. – 237 с.
16. Марков А.И. Ультразвуковое резание труднообрабатываемых материалов // Машиностроение. 1968. – 365 с.
17. Методы расчета и конструирования инструментов для ультразвуковой обработки // ЭНИИМС. 1963. – 65 с.
18. Нерубай М.С., Калашников В.В., Штриков Б.Л., Ярьско С.И. Физико-химические методы обработки и сборки /М: Машиностроение. 2005. – 396 с.
19. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие // Машиностроение. 1988. – 544 с.
20. Попилова Л.Я. Новое в электрофизической и электрохимической обработке материалов // Машиностроение. 1966. – 472 с.
21. Розенберг, Л.Д. Источники мощного ультразвука //Наука, 1969. – 380 с.
22. Савилов А.В., Николаева Е.П., Сорокова С.Н., Ефременко Е.А., Колесникова К.А. Аэрокосмические материалы: учебное пособие //ИРНИТУ. 2021. – 246 с.

23. Сверденко В.П., Клубович В.В., Степаненко А.В. Ультразвук и пластичность // Наука и техника. 1976. – 440 с.
24. Смирнов Н.Ю., Дотокин Б.П., Мельников А.А., Яшков В.В., Демидова Г.Д., Таланов Е.В. Резьбы и крепежные детали // ИГХТУ. 2005 – 84 с.
25. Солнцев Ю.П. Специальные материалы в машиностроении: учебник для вузов /Лань. 4-е изд. 2024. – 664 с.
26. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море Галеев А.С., Миндиярова Н.И., Сулейманов Р.Н. //Применение ультразвукового поля для повышения ресурса резьбового соединения НКТ // 2009. № 1. – 31–35 с.
27. Теумин И.И. Ультразвуковые колебательные системы // МАШГИЗ. 1959. – 333 с.
28. Хмелев В.Н., Сливин А.Н., Барсуков Р.В., Цыганок С.Н., Шалунов А.В. Применение ультразвука высокой интенсивности в промышленности // БТИ АГТУ. 2010. – 203 с.
29. Штриков Б.Л., Головкин В.В., Шуваев В.Г., Шуваев И.В. Повышение работоспособности резьбовых соединений путем применения ультразвука при обработке и сборке // Машиностроение. 2009. – 125 с.
30. Шуваев В.Г., Шуваев И.В. Повышение надежности резьбовых соединений применением ультразвуковой сборки //СНЦ РАН. 2016. Т. 18. №4(2). – 394-398 с.
31. Шутилов, В.А. Основы физики ультразвука // ЛГУ, 1980. – 280 с.
32. Яковлев А.Б., Пономаренко Е.А., Ермолаев А.В. Резьбовые соединения // СПбГТИ(ТУ). 2015. – 53 с.

## Приложение А

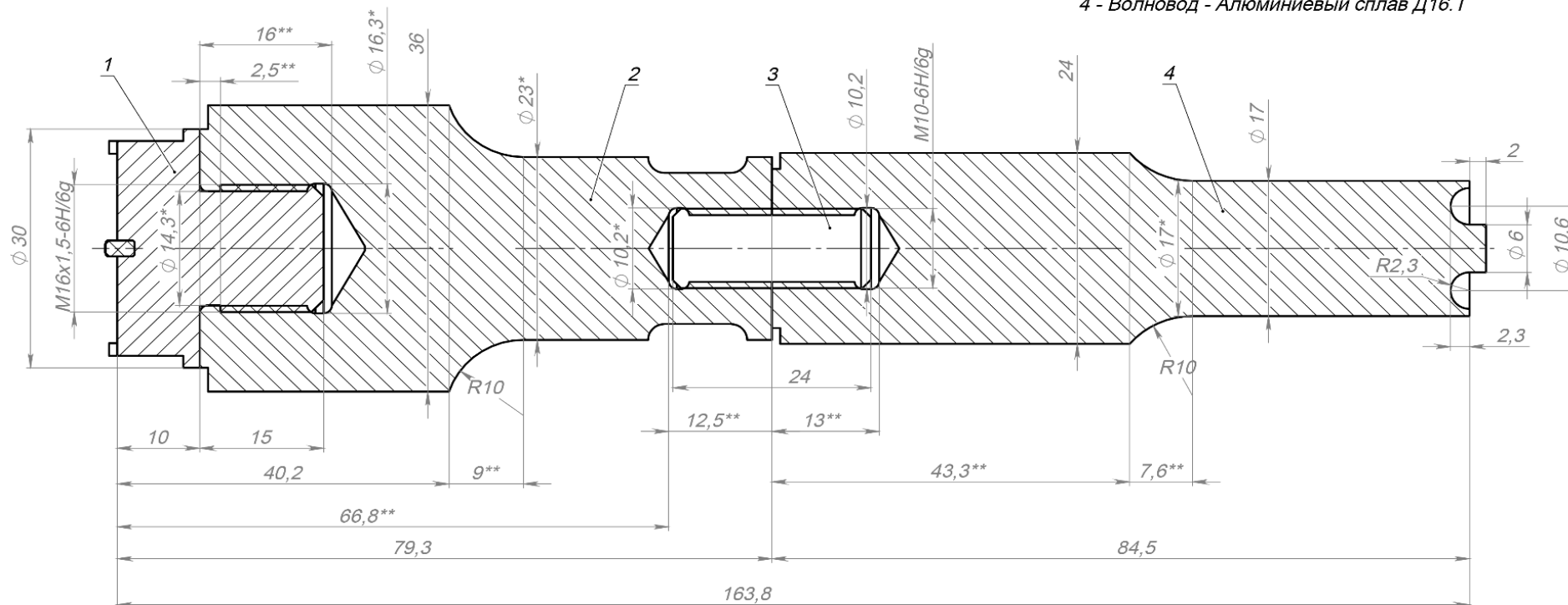
### Звенья колебательной системы



**Колебательная система, применяемая для ультразвуковой точечной сварки пластмасс**

**A-A (2 : 1)**

Колебательная система без магнитоостриктора  
 Частота колебаний равна 30кГц  
 Режим работы - стоячая волна  
 1 - Переходник - сталь 45  
 2 - Бустер - Титановый сплав ВТ3-1  
 3 - Шпилька - Титановый сплав ВТ3-1  
 4 - Волновод - Алюминиевый сплав Д16.Т



\* Диаметральные размеры "опасных" сечений

\*\* Осевые размеры до "опасных" сечений

Рисунок А.1 – Эскиз колебательной системы