



Н. В. Куцубина
В. В. Васильев

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ,
НАПРЯЖЕННОГО И ВИБРАЦИОННОГО
СОСТОЯНИЙ ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ
БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН**

Лабораторные и практические работы

Екатеринбург
2023

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Уральский государственный лесотехнический университет»
(УГЛТУ)

Кафедра технологических машин и технологии машиностроения

Н. В. Куцубина
В. В. Васильев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ, НАПРЯЖЕННОГО И ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЙ ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН

Лабораторные и практические работы

Методические указания
по выполнению лабораторных и практических работ
для обучающихся по направлению 15.03.02
«Технологические машины и оборудование»
очной, очно-заочной и заочной форм обучения

Екатеринбург
2023

Печатается по рекомендации методической комиссии Инженерно-технического института.

Протокол № 2 от 13 октября 2022 г.

Рецензент – д-р техн. наук В. П. Сиваков

Предназначены для всех обучающихся, осваивающих образовательные программы всех направлений и специальностей высшего образования, реализуемых в УГЛТУ

Редактор З. Р. Картавцева

Оператор компьютерной верстки Е. Н. Дунаева

Подписано в печать 23.05.2023

Плоская печать

Заказ №

Формат 60×84 /16

Печ. л. 1,16

Поз. 21

Тираж 10 экз.

Цена руб. коп.

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ

Сектор оперативной полиграфии РИО УГЛТУ

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. КОНСТРУКЦИЯ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ТРУБЧАТЫМ ВАЛАМ.....	5
2. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ....	6
3. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ, НАПРЯЖЕННОГО И ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ.....	10
4. СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	20

ВВЕДЕНИЕ

Бумагоделательная машина (далее БМ) представляет собой непрерывно действующую автоматическую поточную линию, состоящую из нескольких агрегатов, работающих без резервирования. По своей структуре БМ являются многороторными агрегатами, состоящими из нескольких сотен различных по назначению и конструкции валов и цилиндров.

В зависимости от назначения различают поддерживающие, несущие и специальные валы. К группе поддерживающих относят грудные, регистровые, сукно-, сетко- и бумаговедущие валы, к несущим валам относят тамбурные валы. Специальными валами являются прессовые, каландровые, вакуум-пересасывающие валы, валы гауча, цилиндры сушильные, холодильные, наката. По конструкции различают простые трубчатые валы, сплошные каландровые, специфические валы, встречающиеся только в БМ: гранитные, отсасывающие, с регулируемым прогибом на гидродержке и др.

Валы в БМ объединены в системы посредством упругодемпфирующих связей в виде сеток, сукон, бумаги, а также трения качения в контакте валов. Особенность систем валов в БМ – многодвигательный привод. Например, валы плоскосеточного стола образуют систему валов, связанных сеткой, в которой приводными являются гауч-вал, сеткоповоротный вал и один из сетководущих валов. Остальные валы системы приводятся посредством упругодемпфирующей связи в виде сетки.

БМ, имея большой срок эксплуатации, непрерывно совершенствуются, модернизируются: увеличиваются рабочие скорости машин, изменяются их конструктивные параметры, что может привести к увеличению динамических нагрузок на валы, их напряженного состояния и виброактивности.

В настоящих методических указаниях приведены методики расчета нагруженности, напряженного и вибрационного состояния трубчатых валов БМ (сетко-, сукно- и бумаговедущих) как наиболее многочисленных сборочных единиц БМ.

1. КОНСТРУКЦИЯ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ТРУБЧАТЫМ ВАЛАМ

К трубчатым валам БМ относятся: сетко-, сукно-, бумаговедущие валы; грудной и сеткоповоротный вал сеточного стола.

Трубчатый вал (рис. 1) представляет собой тонкостенную трубу 1 из стали, латуни, алюминия или иного металла с толщиной стенки 3,5...3,0 мм [1]. По ее концам запрессовываются чугунные патроны 2, а в них – стальные цапфы 3, которые опираются на самоустанавливающиеся сферические радиальные двухрядные роликовые подшипники 5, 6. Корпуса подшипников устанавливаются на станинах или фундаментах. Подшипниковые узлы 4 некоторых валов сеточного стола (сетконатяжные, сеткоповоротный) установлены на рычагах.

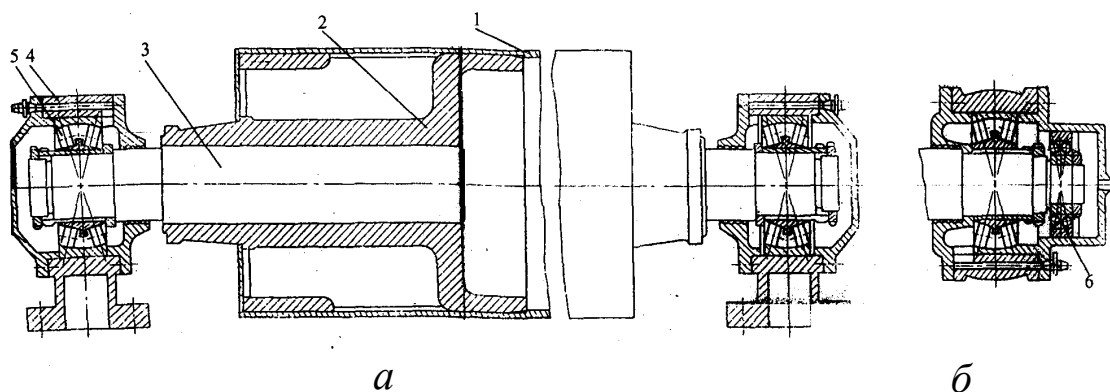


Рис. 1. Трубчатый вал: *а* – с корпусами подшипников в виде стоек; *б* – со сферическими корпусами подшипников: 1 – труба; 2 – патрон; 3 – цапфа; 4 – корпус подшипника; 5 – подшипник; 6 – концевой подшипник

Поверхности большинства валов БМ с целью антикоррозионной защиты и выполнения технологических функций покрываются резиновой или полиуретановой облицовкой.

В зависимости от назначения и длины вала диаметр трубчатых валов находится в пределах 80...500 мм (диаметр грудного вала – до 1000 мм).

Нагруженность трубчатых валов зависит от их веса, распределенного натяжения сетки, сукна, бумаги. Под действием этих нагрузок вал прогибается, возникает нормальное и касательное напряжение в рубашке вала, цапфах, местах запрессовки патрона и цапфы и прогиб вала с максимальным значением в середине пролета.

Естественно, что напряжение должно быть меньше допустимых значений. Как правило, конструкция и геометрические размеры валов БМ должны обеспечить максимальную жесткость (минимальный прогиб) при наименьшей массе. Чем меньше прогиб валов, тем равномернее формирование бумажного полотна на формирующей части БМ, обезвоживание его на

прессовой части. С уменьшением прогиба вала увеличивается его критическая угловая скорость, а вместе с ней и допустимая рабочая скорость.

Это существенно для валов небольшого диаметра (сетко-, сукно- и бумаговедущих), угловые скорости которых при одной и той же линейной скорости больше, чем у валов большого диаметра.

В зависимости от отношения частоты вращения вала ω к низшей собственной частоте его колебаний ω_0 различают:

- жесткие недеформируемые валы (частотное отношение $\eta = \omega/\omega_0 < 0,4$);
- жесткие деформируемые ($0,4 \leq \eta < 1,0$);
- гибкие валы ($\eta > 1,0$).

Кроме того, следует выделить валы, совершающие резонансную или околорезонансную вибрацию ($0,7 \leq \eta < 1,3$), субрезонансную ($\eta = 1/k$) и суперрезонансную ($\eta = k$), где k – целое число, обычно $k = 2$, редко $k \geq 4$.

На тихоходных машинах ($V_M \leq 250$ м/мин) практически все валы жесткие недеформируемые. На машинах средней скорости $V_M = 250 \dots 800$ м/мин большинство валов жесткие деформируемые. На скоростных машинах $V_M > 800$ м/мин трубчатые валы могут работать в гибком режиме.

К валам БМ предъявляются жесткие требования:

- 1) требования, связанные с обеспечением технологического процесса;
- 2) прочность и долговечность всех деталей вала;
- 3) жесткость конструкций вала, обеспечивающая упругий прогиб вала, не превышающий допустимых значений;
- 4) динамические характеристики валов, обеспечивающие параметры вибрации самого вала и поддерживающих конструкций, не превышающих допустимые значения.

2. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ

Основными критериями работоспособности валов являются прочность и выносливость материала, жесткость и виброустойчивость конструкции. Характеристики прочности и выносливости материалов: пределы прочности σ_b , текучести σ_T и выносливости материала при симметричном цикле нагружения σ_{-1} . Определяющий критерий при оценке остаточного ресурса конструкций – предел выносливости материала. Пределом выносливости называется максимальное напряжение цикла, которое выдерживает образец при базовом цикле нагружения.

За базу для черных металлов принимается $N_0 = 10^7$ циклов, для цветных $N_0 = 10^8$ циклов. Пределы выносливости обозначаются следующим образом [2]:

– σ_{-1} , σ_0 , σ_r – пределы выносливости на изгиб соответственно при симметричном, пульсирующем и асимметричном (с коэффициентом асимметрии r) циклах напряжений;

– σ_{-1p} , σ_{0p} , σ_{2p} – то же при растяжении;

– τ_{-1} , τ_0 , τ_r – то же при кручении.

Причем под коэффициентом асимметрии понимается отношение минимального напряжения σ_{\min} к максимальному напряжению σ_{\max} : $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$. Для симметричного цикла $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$; $r = -1$; для пульсирующего $\sigma_{\min} = 0$; $r = 0$.

Между пределами выносливости при изгибе σ_{-1} , кручении τ_{-1} при симметричном цикле нагружения и пределом прочности на растяжение σ_B имеются следующие зависимости:

$$\sigma_{-1} = (0,45 \dots 0,55) \sigma_B; \quad \tau_{-1} = 0,6 \cdot \sigma_{-1}.$$

При асимметричном цикле нагружения с коэффициентом асимметрии r предел выносливости определяется по формуле:

$$\sigma_2 = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{\left(1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B}\right) - \left(1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B}\right) \cdot r}. \quad (1)$$

Пределы выносливости реальных деталей отличаются от пределов выносливости образцов из-за влияния концентраторов напряжений, масштабного фактора.

Они зависят от состояния поверхности деталей и числа циклов нагружения, отличающегося от базового, и определяются для нормальных и касательных напряжений для предела выносливости при симметричных напряжениях по формулам:

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D}; \quad \tau_{-1D} = \tau_{-1} / K_{\tau D}, \quad (2)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения;

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости.

Значения $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ вычисляются по зависимостям

$$\begin{aligned} K_{\sigma D} &= (K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1) / K_V; \\ K_{\tau D} &= (K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1) / K_V, \end{aligned} \quad (3)$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 1);

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности (табл. 2);

K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 3).

Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ} берут из таблиц: для ступенчатого перехода с галтелью (рис. 2, а, б) – табл. 4.

Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используют отношения $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ и $K_{\tau}/K_{d\tau}$ (табл. 5).

Таблица 1

Значения коэффициентов влияния абсолютных размеров поперечного сечения для определения критериев работоспособности валов

Напряженное состояние и материал	$K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) при диаметре вала d , мм		
	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,81	0,76	0,71
Кручение для всех сталей и изгиб для легированной стали	0,70	0,65	0,59

Таблица 2

Значения коэффициентов влияния качества поверхности для определения критериев работоспособности валов

Вид механической обработки	Параметр шероховатости R_a , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_{ϵ} , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_{ϵ} , МПа	
		≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Шлифование тонкое	до 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99...0,93	0,99...0,91	0,99...0,96	0,99...0,95
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,93...0,89	0,91...0,86	0,96...0,94	0,95...0,92
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,89...0,86	0,86...0,82	0,94...0,92	0,92...0,89

Таблица 3

Значения коэффициентов влияния поверхностного упрочнения для определения критериев работоспособности валов

Вид упрочнения поверхности	Значения K_V при:		
	$K_{\sigma} = 1,0$	$K_{\sigma} = 1,1...1,5$	$K_{\sigma} \geq 1,8$
Накатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дроеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0

Таблица 4

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для определения критериев работоспособности валов

t/r	r/d	K_σ при σ_θ , МПа			K_τ при σ_θ , МПа		
		500	700	900	500	700	900
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,4	1,4	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	1,55	1,6	1,65
	0,03	1,8	1,95	2,05	1,55	1,6	1,65
	0,05	1,75	1,9	2,0	1,6	1,6	1,65
3	0,01	1,9	2,0	2,1	1,55	1,6	1,65
	0,02	1,95	2,1	2,2	1,6	1,7	1,75
	0,03	1,95	2,1	2,25	1,65	1,75	1,75
4	0,01	2,1	2,25	2,35	2,2	2,3	2,4
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,1	2,15	2,25

Таблица 5

Отношения $K_\sigma/K_{d\sigma}$ и $K_\tau/K_{d\tau}$ для определения критериев работоспособности валов

Диаметр вала d , мм	$K_\sigma/K_{d\sigma}$ при σ_θ , МПа			$K_\tau/K_{d\tau}$ при σ_θ , МПа		
	500	700	900	500	700	900
50	2,9	3,7	4,5	1,75	2,2	2,7
60	3,0	3,85	4,7	1,8	2,3	2,8
70	3,1	4,0	4,85	1,85	2,4	2,9
80	3,2	4,1	4,95	1,9	2,45	3,0
90	3,3	4,2	5,1	1,95	2,5	3,05
100	3,35	4,3	5,2	2,0	2,55	3,1

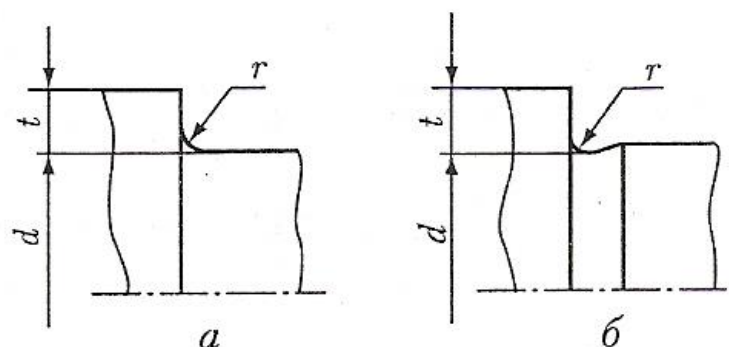


Рис. 2. Параметры галтелей цапф валов

Для рубашек трубчатых валов коэффициенты концентрации $K_{\sigma D} = 1,0$ и $K_{\tau D} = 1,0$ в формулах (2) могут не учитываться.

Путем сравнения предела выносливости с расчетным напряжением находится действительный запас прочности. Для детали при симметричном цикле нагружения действительный запас прочности детали, согласно формулам (2), равен

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a}; \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a}, \quad (4)$$

где σ_a и τ_a – амплитуды нормальных и касательных напряжений в соответствующих сечениях вала.

Если деталь испытывает одновременно касательные и нормальные напряжения, то запас прочности определяется по приведенным напряжениям по формуле

$$n_{np} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}. \quad (5)$$

Минимально допустимый запас по выносливости материала принимается равным $n_{np} = 2,0 \dots 2,5$.

В табл. 1 и 5 приведены значения $K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) и $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ ($K_{\tau}/K_{d\tau}$) для валов диаметром до 100 мм включительно.

В случае диаметров сечений валов, превышающих 100 мм, рекомендуется вышеназванные значения принимать путем экстраполяции данных, приведенных в таблицах.

При статической нагрузке запас прочности определяется по пределу текучести для пластичного материала и по пределу прочности для хрупкого материала.

3. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ, НАПРЯЖЕННОГО И ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ

Общие положения

Трубчатые валы предназначены для поддержания и обеспечения требуемого натяжения сетки, сукна или бумаги. Привод валов, как правило, осуществляется от движущихся сеток и сукон.

В формующих, прессовых и сушильных частях БМ применяется по несколько десятков валов одного типоразмера.

Сетко-, сукно-, бумаговедущие валы в пределах составной части БМ, как правило, взаимозаменяемы. После ремонта они могут быть установлены в другие менее или более нагруженные положения.

Для оценки несущей способности вала необходимо принимать его максимально возможную нагруженность в конкретном месте установки. При выявлении недостаточной несущей способности вала в планируемом

месте установки следует выбрать другое место его установки, с меньшей нагруженностью [3].

Трубчатые валы нагружены собственным весом и натяжением сеток, сукон, бумаги. При эксплуатации машины натяжение сеток или сукон может изменяться. При выявлении нагруженности валов рекомендуется принимать следующие расчетные натяжения: сетки сеточных столов 6 кН/м, сукон прессовых частей 2 кН/м, сеток сушильных групп 2,5 кН/м, бумаги в сухой части машины 0,25 кН/м.

Кроме того, при оценке напряженного состояния валов следует определить напряженное состояние при аварийном натяжении сетки, сукна, которое может быть в 1,4...1,5 раз больше нормативного натяжения.

Существенно отличается нагруженность сетководущих валов верхнего и нижнего ярусов сушильных цилиндров.

Замечено, что уровень виброскорости подшипниковых узлов валов нижних сеток в 1,3...1,9 раза ниже уровней виброскорости сетководущих валов верхних сеток.

Такое значительное различие уровней виброскорости можно объяснить тем, что сетководущие валы верхних сеток вывешиваются сетками и, вследствие этого, обладают повышенной инерционностью. Сетководущие валы нижних сеток, напротив, дополнительно нагружаются сетками. Заметим, что на уровни колебаний сетководущих валов влияет также и их расположение по высоте станин. Чем выше установлены сетководущие валы, тем интенсивнее они колеблются.

Сукноводущие валы прессовой части одинаковы по конструкции, отличаются лишь по их расположению и охвату сукном. Аналогичная ситуация имеет место в сушильных группах и частично на сеточном столе. Поэтому необходимо выявить наиболее нагруженный вал каждого типоразмера, произвести оценку его работоспособности подробным расчетом. Работоспособность других валов одного типоразмера оценивается путем сопоставления нагруженности валов.

Фактическая нагруженность и напряженное состояние трубчатых валов при их оценке в процессе эксплуатации БМ может определяться экспериментально и расчетом. Однако экспериментальная оценка напряженного состояния трубчатых валов, например тензометрированием, исключена из-за сложности и трудоемкости эксперимента и большого количества валов.

Расчетный метод определения напряженного состояния валов заключается в следующем: для каждого типоразмера определяется суммарная линейная нагрузка на вал. Для наиболее нагруженного вала выявляется напряженное состояние во всех характерных точках (в середине пролета, в местах запрессовки цапф и патрона, в галтелях цапф). Определяются нагрузки на подшипники и выявляются сроки их работы.

По соотношению нагрузки любого i -го вала к нагрузке наиболее нагруженного вала определяется напряженное состояние каждого i -вала.

Нагруженность валов определяется при нормативных нагрузках и при возможных их случайных отклонениях, например натяжений сеток или сукон. Кроме того, учитываются температурные воздействия на валы.

Методика расчета

Трубчатые валы нагружены собственным весом и натяжением сеток, сукон, бумаги. Выявляется наиболее нагруженный вал. Схема нагружения трубчатого вала приведена на рис. 3.

Исходные данные для расчета (рис. 3): m – масса вала, кг; F_G – сила тяжести вала, $F_G = mg \cdot 10^{-3}$, кН; q_c – удельное натяжение сетки, сукна, бумаги, кН/м; b_c – ширина сетки, сукна, бумаги, м; F_H – нагрузка на вал от натяжения сетки, кН; α – угол охвата вала сеткой, градусы; β – угол между биссектрисой угла между ветвями сетки, сукна, бумаги, охватывающих вал, и вектором силы веса вала, градусы; F_c – суммарная нагрузка на вал, кН.

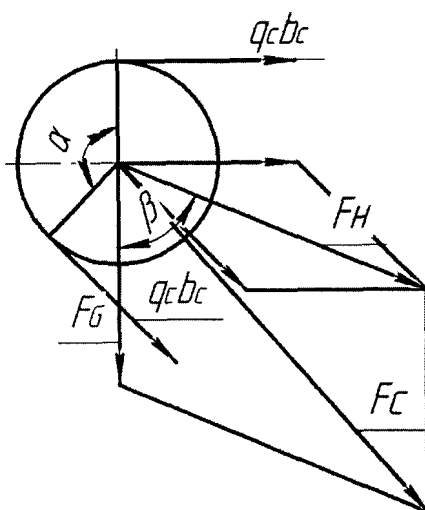


Рис. 3. К определению нагрузки на вал

Напряженное состояние валов оценивается по нормальным и касательным напряжениям, по коэффициентам запаса прочности рубашек валов, цапф в местах перехода диаметров (галтелях). Определяются также напряжения в рубашке вала в местах запрессовки патронов.

Схема трехступенчатой цапфы трубчатого вала с указанием характерных размеров, необходимых для расчета, приведена на рис. 4.

Примечание: валы могут иметь двух- и одноступенчатые цапфы.

Обозначение параметров валов, необходимых для расчета (рис. 4): d – наружный диаметр вала, м; δ – толщина стенки вала (без облицовки), м; b – длина рубашки вала, м; l – расстояние между осями опор, м; d_i – диаметры цапфы в сечениях А–А, В–В, С–С, Д–Д (наименьшие), $i = 1, 2, 3, 4$ м;

l_4 – длина посадочного места цапфы в патрон, м; l_n – длина посадочного места патрона в рубашке, м; d_n – наружный диаметр патрона, м; $d_{n1,2}$ – диаметры соответственно внутренней патрона и наружной рубашки в месте запрессовки, м; R_A, R_B, R_C – радиусы закруглений галтелей, м; $M_{кр}$ – крутящий момент, передаваемый приводной цапфой, кН·м; E и G – модули упругости и сдвига материала, МПа; $\sigma_e; \tau_e$ – пределы прочности материала по нормальным и касательным напряжениям, МПа; $\sigma_{-1}; \tau_{-1}$ – пределы выносливости материала по нормальным и касательным напряжениям (по справочникам), МПа; μ_i – коэффициент Пуассона материала деталей, сопрягаемых в прессовом соединении (патрона и рубашки вала); i_{\max} – максимальный

и минимальный натяг в прессовом соединении патрона и рубашки вала.

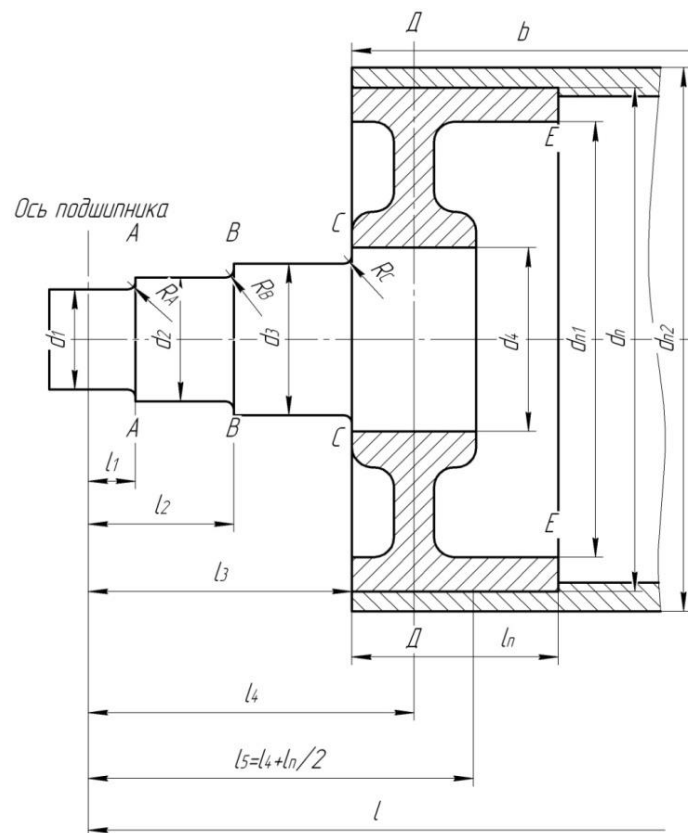


Рис. 4. Схема цапфы вала

Максимальный натяг i_{\max} равен алгебраической разнице наибольшего предельного размера наружного диаметра охватываемой детали и наименьшего предельного размера охватывающей детали. Минимальный натяг i_{\min} равен алгебраической разнице наименьшего предельного размера наружного диаметра охватываемой детали и наибольшего предельного размера охватывающей детали.

Определение нагруженности вала

1. Нагрузка на вал от натяжения сетки

$$F_H = 2 \cdot q_c \cdot b_c \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \text{ кН.} \quad (1)$$

2. Суммарная нагрузка на вал

$$F_C = \sqrt{F_G^2 + F_H^2 + 2F_G \cdot F_H \cdot \cos \beta}, \text{ кН.} \quad (2)$$

3. Расчетная равномерно распределенная нагрузка на вал

$$q = \frac{F_C}{b}, \text{ кН.} \quad (3)$$

4. Нагрузка на подшипниковые опоры

$$F_{II} = \frac{F_C}{2}, \text{ кН.} \quad (4)$$

5. Максимальный изгибающий момент в рубашке вала

$$M_{\max} = q \cdot \left(\frac{bl}{4} - \frac{b^2}{8} \right), \text{ кН} \cdot \text{м.} \quad (5)$$

6. Изгибающий момент в галтелях цапфы, в местах запрессовки цапфы, в сечениях А–А, В–В, С–С, Д–Д (рис. 4)

$$M_i = F_{II} \cdot l_i, \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad i = 1, 2, 3, 4, 5. \quad (6)$$

7. Поперечная сила, действующая в сечениях цапфы,

$$Q_i = F_{II}, \text{ кН.} \quad (7)$$

Определение напряженного состояния вала

1. Параметры сечений цапфы вала: площадь S , момент сопротивления W , момент инерции сечения I :

$$S = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}, \text{ м}^2; \quad W = \frac{\pi \cdot d_i^3}{32}, \text{ м}^3; \quad I = \frac{\pi \cdot d_i^4}{64}, \text{ м}^4, \quad i = 1, 2, 3, 4. \quad (8)$$

2. Параметры сечения рубашки вала:

$$S = \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_e^2) = \pi \cdot d_{cp} \cdot \delta, \text{ м}^2; \quad (9)$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (d_n^4 - d_e^4) = \frac{\pi}{8} \cdot d_{cp}^3 \cdot \delta, \text{ м}^4; \quad (10)$$

$$\frac{\pi}{32} (d_n^3 - d_e^3) = \frac{\pi}{4} \cdot d_{cp}^2 \cdot \delta, \text{ м}^3, \quad (11)$$

где d_n и d_e – наружный и внутренний диаметры трубчатого сечения вала, м;
 $d_{cp} = (d_n + d_e) / 2$ – средний диаметр трубчатого вала, м;
 $\delta = (d_n - d_e) / 2$ – толщина стенки трубчатого сечения вала, м.

3. Максимальное нормальное напряжение в рубашке вала

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W}, \text{ МПа}. \quad (12)$$

4. Коэффициент запаса прочности на изгиб рубашки вала

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}}. \quad (13)$$

5. Нормальные σ_i и касательные τ_i напряжения в цапфах вала в сечениях перехода диаметров (галтелях):

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i}, \text{ МПа}; \quad \tau_i = \frac{Q_i}{S_i}, \text{ МПа}. \quad (14)$$

6. Крутящий момент определяется по методу тяговых усилий или по формулам:

– при установившейся скорости машины

$$M_{кр} = 9,55 \cdot \frac{P}{V_m} \cdot d_e, \text{ кН}\cdot\text{м}; \quad (15)$$

– при пусковом режиме

$$M_{кр_n} = K_n M_{кр}, \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (16)$$

где K_n – кратность пускового момента: для прессовой части $K_n = 2,5$; для сушильной части $K_n = 1,5 \dots 2,0$ при установке сушильных цилиндров на подшипники качения и $K_n = 3,5$ – на подшипниках скольжения; для каландра $K_n = 3,5$ на подшипниках скольжения; для каландра $K_n = 3,0$.

7. Касательные напряжения в цапфах приводных валов от передаваемого крутящего момента

$$\tau_i = \frac{M_{кр}}{W_{pi}}, \text{ МПа}, \quad (17)$$

где W_p – полярный момент сопротивления сечения для сплошного сечения, ослабленного шпонкой, м³.

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d}, \quad (18)$$

где b и t – ширина и глубина шпоночного паза, м;
 d_i – диаметр цапфы, м.

8. Эквивалентное напряжение по третьей теории прочности

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \text{ МПа.} \quad (19)$$

9. Коэффициент снижения предела выносливости материала цапф из-за концентрации в галтелях, чистоты поверхности и других дефектов

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V}. \quad (20)$$

10. Реальные пределы выносливости цапф в галтелях по каждому сечению

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}, \text{ МПа.} \quad (21)$$

11. Коэффициенты запаса прочности по каждому сечению цапфы

$$\sigma_{\sigma i} = \frac{\sigma_{-1D_i}}{K_{i\sigma}}. \quad (22)$$

12. Давление в зоне прессового соединения патрона и рубашки вала

$$P_{\frac{\max}{\min}} = \frac{i_{\frac{\max}{\min}}}{\frac{1}{E_1} \left(\frac{d_n^2 + d_{n1}^2}{d_n^2 - d_{n1}^2} - \mu_1 \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{d_{n2}^2 + d_n^2}{d_{n2}^2 - d_n^2} - \mu_2 \right)}, \text{ МПа,} \quad (23)$$

где E_1 , МПа, и μ_1 – модуль упругости и коэффициент Пуассона охватываемой детали соответственно;

E_2 , МПа, и μ_2 – то же охватывающей детали;

d – диаметр посадочного отверстия, м;

d_1 – внутренний диаметр охватываемой детали, м;

d_2 – наружный диаметр охватывающей детали, м.

13. Напряжение на участке запрессовки l_n от действия нагрузки и изгибающего момента (рис. 4)

$$\sigma_{.m1} = \pm \frac{F_n}{d_n \cdot l_n} \cdot \left(1 + 6 \cdot \frac{l_n}{d_n} \right), \text{ МПа.} \quad (24)$$

14. Суммарные минимальное $p_{c \min}$ и максимальное $p_{c \max}$ давление в зоне запрессовки патрона в рубашку вала

$$\begin{aligned} p_{c \min} &= p_{\min} - \frac{F_n}{d_n \cdot l_n} \cdot \left(1 + 6 \cdot \frac{l_5}{l_n}\right), \text{ МПа}; \\ p_{c \max} &= p_{\max} - \frac{F_n}{d_n \cdot l_n} \cdot \left(1 + 6 \cdot \frac{l_5}{l_n}\right) \text{ МПа.} \end{aligned} \quad (25)$$

Для предотвращения раскрытия стыка суммарное минимальное давление должно быть больше нуля ($p_{c \min} > 0$).

15. Напряжение растяжения внутренней поверхности рубашки в месте запрессовки патрона

$$\sigma_n = p_{c \max} \cdot \frac{d_{n2}^2 + d_n^2}{d_{n2}^2 - d_n^2}, \text{ МПа.} \quad (26)$$

16. Коэффициент запаса прочности рубашки вала по напряжению запрессовки

$$K_n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_n}. \quad (27)$$

17. В приводных валах через приводную цапфу и патрон передается крутящий момент. Наибольший крутящий момент, передаваемый посредством посадки с натягом:

$$M_\kappa = \frac{f \cdot p_{\min} \cdot \pi \cdot d_n^2 \cdot l_n}{2}, \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (28)$$

где $f = 0,08$ – коэффициент трения скольжения;
 l_n – длина сопрягаемых поверхностей.

При определении наибольшего крутящего момента, передаваемого посредством посадки, берется наименьшее давление P (нижний предел натяга i).

18. Расчет прессового соединения «цапфа – патрон» производится аналогично соединению «патрон – рубашка вала».

Определение жесткости и вибрационного состояния вала

Жесткость валов оценивается по максимальному прогибу рубашки в середине пролета вала. Вибрационное состояние валов оценивается по их критическим частотам и частотным отношениям, равным отношению частот вращения валов к собственным частотам колебаний.

1. Максимальный прогиб рубашки в середине пролета вала

$$y_{\max} = \frac{q \cdot b^3}{384 E \cdot I} \cdot (12 \cdot l - 7 \cdot b) + \frac{5 \cdot q \cdot b^2}{36 \cdot G \cdot S}, \text{ м.} \quad (29)$$

2. Относительный прогиб

$$\varepsilon_y = \frac{y_{\max}}{b} \leq [\varepsilon_y], \quad (30)$$

где $[\varepsilon_y]$ – допустимое значение относительного прогиба.

Допустимые значения относительных прогибов сетко-, сукно- и бумаговедущих валов 0,25...0,33 мм на 1 м длины рубашки вала; для грудных валов 0,07...0,08 мм/м.

3. Критические частоты вращения валов (приближенная зависимость по статическому прогибу)

$$f_{кр} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{ст}}}, \text{ Гц,} \quad (31)$$

$$f_{ст} = \frac{F_G}{384 \cdot E \cdot I} [b^3 - 4 \cdot b^2 \cdot l + 8(l-b)^3 \cdot (\alpha - 1)], \text{ м,} \quad (32)$$

где α – коэффициент приведения жесткости цапф, $\alpha = \frac{E \cdot I}{E_1 \cdot I_1}$,

где E_1 , МПа, и I_1 , м⁴ – модули упругости материала и момент инерции сечения цапфы соответственно.

Критические частоты вращения валов определяются также по точным зависимостям с использованием программных средств.

4. Частота вращения вала при скорости соответствующей секции машины V_M , м/мин,

$$f = \frac{V_M}{60 \cdot \pi \cdot d}, \text{ об/с.} \quad (33)$$

5. Частотное отношение

$$\eta = \frac{f}{f_{кр}}. \quad (34)$$

При прогнозировании вибрационного состояния валов следует учитывать не только возможность появления их резонанса на оборотной частоте, но и суперрезонанса на кратных частотах, субрезонансов на удвоенной частоте их вращения. Например, собственная частота колебаний бумаговедущего вала диаметром 221 мм равна 15,6 Гц, субрезонанс возможен на частоте вращения вала 7,8 об/с.

Определение работоспособности подшипников качения вала

Сетко-, сукно, бумаговедущие валы, сукносушильные цилиндры вращаются в двухрядных сферических самоустанавливающихся роликовых подшипниках.

В каталогах на каждый типоразмер приводится предельная частота вращения вала $n_{пр}$, об/мин; предельная статическая нагрузка $F_{ст}$ и коэффициент работоспособности C .

При оценке работоспособности необходимо проверить, не превышает ли нагрузка на подшипник и частота вращения вала предельные для конкретного подшипника качения, а затем определить долговечность подшипника по формуле

$$h = \frac{C^3 \cdot 10^6}{(K_B F_p + K_a F_a)^3 \cdot K_B^3 \cdot K_T^3 \cdot n \cdot 60}, \text{ ч}, \quad (35)$$

где F_p и F_a – радиальная и аксиальная нагрузки на подшипник;

K_B – коэффициент, учитывающий вращение колец (при вращении внутреннего кольца $K_B = 1,0$, наружного кольца $K_B = 1,2$);

K_B – коэффициент безопасности (при легких толчках и небольших виброперегрузках $K_B = 1,05 \dots 1,1$);

K_T – температурный коэффициент, $K_T = 1,05, 1,1, 1,15$ (t °C = 125, 150, 175);

K_a – коэффициент приведения, учитывающий неодинаковое влияние на долговечность подшипников радиальных и осевых усилий, для радиальных двухрядных сферических подшипников $K_a = 4,5$;

n – частота вращения вала, об/мин, зависящая от скорости секции БМ – V_M , м/мин.

$$n = \frac{V_M}{\pi \cdot d}, \text{ об/мин.} \quad (36)$$

Для выявления остаточного ресурса подшипников БМ, кроме валов сушильной части, предлагается осевую нагрузку принимать равной 10 % от радиальной ($F_a = 0,1 \cdot F_p$), для подшипников сукноведущих валов сушильной части – 20 % от радиальной ($F_a = 0,2 \cdot F_p$).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бумагоделательные и картоноделательные машины : коллективная монография / И. Д. Кугушев [и др.] ; под общей ред. В. С. Курова, Н. Н. Кокушина. – Санкт-Петербург : Издательство Политехнического университета, 2011. – 598 с.

2. Куцубина, Н. В. Виброзащита технологических машин и оборудование лесного комплекса : монография / Н. В. Куцубина А. А. Санников. – Екатеринбург : УГЛТУ, 2008. – 212 с.

3. Куцубина, Н. В. Теория и практика оценки технического состояния трубчатых валов бумагоделательных машин : монография / Н. В. Куцубина. – Екатеринбург : УГЛТУ, 2016. – 132 с.