

2. Лотте Д. С. Краткое методическое пособие по разработке и упорядочению научно-технической терминологии. М., Наука, 1979.
3. Теория механизмов, Основные понятия. Терминология. Отв. Ред. Левитский Н.И., вып. 68, М., Наука, 1965, 24 с.
4. Строительная механика. Терминология, вып. 82, М., Наука, 1970, 48 с.
5. Теоретическая механика, Общие понятия. Кинематика (Статика и динамика). Терминология. Ишлинский А.Ю., М., Наука, 1977, 44 с. (Институт проблем механики).
6. Теория механизмов и машин. Структура механизмов. Кинематический анализ механизмов. Динамический анализ механизмов. Синтез механизмов. Основы теории машин. Терминология Левитский Н.И., вып. 93, М., Наука, 1978, 32 с.
7. Теоретическая механика. Буквенные обозначения величин. Ишлинский А.Б., вып. 97, М., Наука, 1980, 16 с.
8. Теория механизмов и машин. Буквенные обозначения величин. Левитский Н.И., вып. 98, М., Наука, 1980, 18 с.
9. Доклад Артоболовского И.И., Левитского Н.И. Термин «Машина». Материалы конференции «Проблемы упорядочения и стандартизации терминологии в области машиностроения». М., 1977 г.
10. Доклад Андожского В.Д., Василенка В.Д., О некоторых ошибках в стандартах, в разделах, посвященных зубчатым передачам. Материалы конференции «Проблемы упорядочения и стандартизации терминологии в области машиностроения. М., 1977 г.

УДК 681.3(075.8):.621.833

РАСЧЕТ ДВУХОПОРНЫХ И ТРЕХОПОРНЫХ ВАЛОВ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

В. Д. Василёнок, к.т.н, доцент

Белорусский национальный технический университет,

г. Минск, Республика Беларусь,

email: mparts@bntu.by

CALCULATION OF TWO-BEARING AND THREE-BEARING SHAFTS ON ROLLING BEARINGS

V. D. Vasilenok

Associate Professor, Belarusian National Technical University,

Minsk, Republic of Belarus, email: mparts@bntu.by

Аннотация. Приводится описание общей программы расчета двухопорных валов при любой комбинации нагрузок расчета, в том числе и коробок перемены передач. Программа позволяет рационально размещать ведущие и ведомые зубчатые колеса на длине вала и в плане. Выполнен расчет на выносливость трехопорного вала трамвайной тележки немецкого производства.

Ключевые слова: Вал двухопорный, трехопорный трамвайный вал, программа, подшипник качения, расчет на выносливость, коэффициент запаса прочности.

Annotation. A description is given of the general program for calculating double-support shafts for any combination of calculation loads, including gearboxes. The program allows you to rationally place driving and driven gears along the shaft length and in plan. A calculation has been made for the endurance of the three-bearing shaft of a German tram bogie.

Keywords: Double-bearing shaft, three-bearing tram shaft, program, rolling bearing, endurance calculation, safety factor.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВАЛАХ И ОСЯХ

Применение полых валов и осей [1,2] позволяет существенно снизить их вес, т.к. отношение $d / d_0 = \beta$ изменяет площади сечения (вес) полого и сплошного вала пропорционально $(1 - \beta^2)$, а снижение жесткости и прочности (моментов инерции и сопротивления) - пропорционально только $(1 - \beta^4)$. При равной прочности сплошного и полого вала с отношением $\beta = 0,5 \dots 0,7$ вес полого вала будет меньше соответственно на 22,3 и 39% [2].

МАТЕРИАЛ И ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА

Для изготовления валов и осей применяется чаще всего прокатная сталь углеродистая или легированная (табл. 1). В отдельных случаях валы изготавливаются из стального литья и литья из чугуна с шаровидным графитом. С повышением процентного содержания углерода возрастает прочность стали, но при этом снижается ее вязкость. Легированные стали применяют для высоконапряженных валов и повышения местной прочности.

Основными видами термической обработки валов являются улучшение и закалка (объемная и закалка ТВЧ). При термической обработке изменяются твердость и механические свойства материала, находящиеся в прямой зависимости от твердости. Однако, с повышением твердости и механических

свойств материала происходит снижение его вязкости. Не рекомендуется применение для валов и осей термической обработки, при которой удлинение при разрыве составляет $\delta < 4 \dots 5\%$.

Твердость поверхностных слоев металла изделия после термической обработки будет максимальная. По мере удаления от поверхности твердость уменьшается. Это характеризует прокаливаемость стали. Специально вводимые легирующие примеси увеличивают глубину прокаливаемости. По своему влиянию на прокаливаемость легирующие элементы можно расположить в последовательности: $M_o - V - T_i - M_n - C_r - N_i - C_o - S_i$.

Большое влияние на механические свойства материала вала оказывает диаметр заготовки (см. табл. 2). Размеры сечения заготовки определяют скорость охлаждения при закалке, а следовательно, и твердость материала изделия. С целью повышения износостойкости и срока эксплуатации (усталостной прочности) валы подвергаются химико-термической обработке – цементации, азотированию, цианированию. В результате цементации и последующей закалки происходит увеличение твердости поверхностного слоя детали при сохранении вязкости сердцевины. В результате цементации одновременно повышается предел усталости. Азотированию подвергаются стали, содержащие в себе элементы (н-р A_l, Cr, Mo), легко вступающие в химические соединения с азотом. Азотирование и цианирование распространены гораздо меньше, чем цементация и закалка ТВЧ, так как, с одной стороны, требуют более тонкой технологии, а с другой стороны, создают на поверхности вала очень твердый и высоконапряженный слой, весьма чувствительный к ударам, забоинам, царапинам, сколам.

Таблица 1

Основные характеристики механической прочности

Марка	Диаметр заготовки не менее	Твёрдость НВ не меньше	Механические характеристики в МПа (Н/мм ²)					Ψ_{σ}	Ψ_{τ}
			σ_T	σ_B	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ст.5	любой	190	280	520	150	220	130	0	0
Сталь 45	любой	200	280	560	150	250	150	0	0
	120 80	240 270	550 650	800 900	300 390	350 380	210 230	0,1 0,1	0 0,05
Сталь 40X	любой	200	500	730	280	320	200		
	200 120	240 270	650 750	800 900	390 450	360 410	210 240	0,1	0,05

Сталь 40ХН	любой 200	240 270	650 750	820 920	390 450	360 420	210 250		
20	60	145	240	400	120	170	100	0	0
20Х	120	197	400	650	240	300	160	0,05	0
12ХН3А	120	260	700	950	490	420	210	0,1	0,05
12Х2Н4А	120	300	850	1100	590	500	250	0,15	0,1
18ХГТ	60	330	950	1150	665	520	280	0,15	0,1
30ХГТ	любой	270	750	950	520	450	260	0,1	0,05
	120	320	950	115	665	520	310	0,15	0,1
	60	415	1200	1500	840	650	330	0,2	0,1
25Х2ГНТ	200	360	1200	1500	840	650	330	0,2	0,1

РАСЧЕТ ВАЛОВ

Проектировочный (предварительный) расчет валов

Расчет и проектирование валов обычно ведут по трехэтапной схеме. На первом этапе (предварительный расчет) при отсутствии данных об изгибающих моментах диаметр вала d , мм, приблизительно можно определить по величине вращающего момента T , Н•м, из условия прочности по заниженным значениям допускаемых напряжений при кручении

$$\tau_{кр} = 12 \dots 20 \text{ МПа}, \quad d = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi [\tau_{кр}]}} = (150 \dots 130) \sqrt[3]{\frac{P}{n}},$$

где P - передаваемая мощность, кВт; n - частота вращения вала, мин^{-1} .

Иногда на этом этапе диаметр конца вала принимают конструктивно, равным $0,8 \dots 1,0$ диаметра вала приводного двигателя, и округляют в соответствии с ГОСТ 12080-66. На втором этапе разрабатывают конструкцию вала, обеспечивая технологичность изготовления и сборки. Диаметры валов, на которых установлены зубчатые колеса, шкивы и прочее, должны соответствовать ГОСТ 6636-69: 10, 10,5, 2, 2,5, 12, 13, 15, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75; 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160.

d	l		r	c	d	l		r	c
	исполнения					исполнения			
	1	2				1	2		
18	40	28	1	0,6	40, 45	110	82	2	1,6
20	50	36	1,6	1	50, 55	110	82	2,5	2
22	50	30	1,6	1	60, 70	140	105	2,5	2
25, 28	60	42	1,6	1	80, 90	170	130	3	2,5
32, 36	80	58	2	1,6	100, 110	210	165	3	2,5

ГОСТ 8338-75 (с.168) заплечики для установки подшипников качения.

На третьем этапе производят проверочные расчеты на статическую прочность, сопротивление усталости и жесткость.

Проверочный расчет валов на прочность

Расчет валов на статическую прочность ведется по наибольшей кратковременной нагрузке.

Запас прочности по статической несущей способности определяется

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} \cdot S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}} \geq [S_T],$$

где коэффициенты запасов прочности по нормальным напряжениям - $S_{T\sigma} = \sigma_T / \sigma$, по касательным напряжениям - $S_{T\tau} = \tau_T / \tau$.

Величины запасов прочности $[S_T]$ не должны быть менее величин: 1,1...1,3 - при повышенной пластичности ($\sigma_T / \sigma_B < 0,6$), 1,3...1,5 - при $\sigma_T / \sigma_B = 0,6 \dots 0,8$, 1,5...2 - при умеренной пластичности $\sigma_T / \sigma_B = 0,8 \dots 0,9$, 2...3 - для валов из материалов, склонных к хрупкому разрушению, и литых валов.

Расчет вала на сопротивление усталости ведут по наибольшей длительно действующей нагрузке с учетом режима нагружения.

При совместном действии напряжений кручения и изгиба запас сопротивления усталости определяется

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] \approx 1,5.$$

где $S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot k_{\sigma D} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$, $S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot k_{\tau D} + \psi_\tau \cdot \tau_m}$ - запасы сопротивления усталости по изгибу и кручению.

Здесь σ_{-1} , τ_{-1} - пределы выносливости, $\psi_{\sigma, \tau}$ - коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости (табл. 2);

$\sigma_{a,m}$, $\tau_{a,m}$ - амплитуда и среднее напряжение цикла. При переменном режиме длительных нагрузок для расчета используются приведение (по долговечности), амплитуды напряжений

$$(\sigma_a)_{пр} = (\sigma_a)_{наиб} \cdot K_{долг}^\sigma, \quad (\tau_a)_{пр} = (\tau_a)_{наиб} \cdot K_{долг}^\tau,$$

где $(\sigma_a)_{наиб}$, $(\tau_a)_{наиб}$ - амплитуды напряжений циклов от действия наибольшей, длительно действующей нагрузки

$$K_{\text{долг}}^{\sigma} = \sqrt[9]{\sum \frac{n_i}{N_0} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \text{ наиб}}} \right)^9}, \quad K_{\text{долг}}^{\tau} = \sqrt[9]{\sum \frac{n_i}{aN_0} \left(\frac{\tau_{ai}}{\tau_{a \text{ наиб}}} \right)^9} - \text{коэффициенты}$$

долговечности по нормальным и касательным напряжениям. Здесь n_i -общее число циклов нагружений, σ_{ai}, τ_{ai} - амплитуды циклов, 9 - показатель степени уравнения кривой усталости циклов, N_0 - соответствующее точке излома

$$K_{\sigma D, \tau D} = \left(\frac{K_{\sigma, \tau}}{K_{d\sigma, \tau}} + \frac{1}{K_{F\sigma, \tau}} - 1 \right) \frac{1}{K_v} - \text{коэффициенты концентрации напряжений}$$

для данного сечения вала. $K_{\sigma, \tau}$ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений определяем по значениям теоретических коэффициентов концентрации $\alpha_{\sigma, \tau}$ [II] с учетом $q_{\sigma, \tau}$ - коэффициента чувствительности, [2].

$$K_{\sigma, \tau} = 1 + q_{\sigma, \tau} (\alpha_{\sigma, \tau} - 1),$$

$K_{d\sigma, \tau}$ - коэффициенты влияния абсолютных размеров [2];

$K_{F\sigma, \tau}$ - коэффициенты, учитывающие состояние поверхности.

Таблица 2

Вид обработки	σ_B сердцевина, МПа	$K_{F\sigma} = K_{F\tau}$		
		гладких	при $\alpha_{\sigma}=1,5$	при $\alpha_{\sigma}=1,8...2$
Точение Шлифование	800 - 1200	1,1...1,2		
Закалка ТВЧ	600-800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800-1200	1,3...1,5	-	-
Азотирование	900-1200	1,1...1,25	1,5...1,7	1,7...2,1
Цементация	700-800	1,4...1,5	-	-
	1000-1200	1,2...1,3	2	-
Обдувка дробью	600-1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Обкатка роликом	600-1500	1,2...1,3	1,5...1,6	1,8...2,0

K_v - коэффициент влияния поверхностного упрочнения

Вид ТО	σ_B , МПа	K_v	
		$K^{\sigma} \leq 1,5$	$K^{\tau} = 1,8...2$
Закалка ТВЧ	600...800	1,6...1,7	2,4...2,6
Накалка роликом	-	1,3...1,5	1,6...2,0
Дробеструйный наклёп	600...1500	1,5...1,6	1,7...2,1

Подбор подшипников качения по динамической грузоподъёмности, [3].

Базовая долговечность подшипника L_{10h} , млн.об., и динамическая грузоподъёмность связаны зависимостью [3]

$$L_{10h} = (C/P)^p,$$

где p - показатель степени ($p = 3$ - для шарикоподшипников, $p = 10/3$ - для роликоподшипников), P - эквивалентная динамическая нагрузка, определяемая с учетом циклограммы нагружения.

РАСЧЕТ ДВУХОПОРНЫХ ВАЛОВ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ [1]

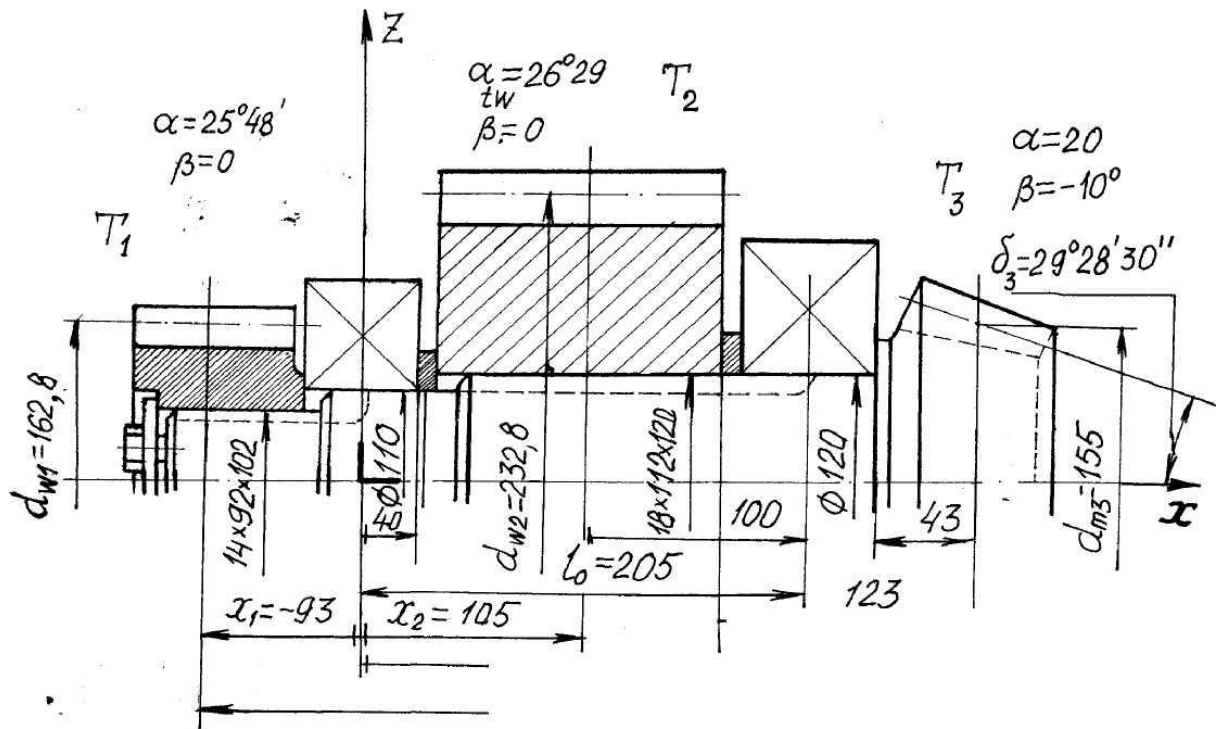


Рис. 1. Конструкция вала с зубчатыми колесами на подшипниках качения)

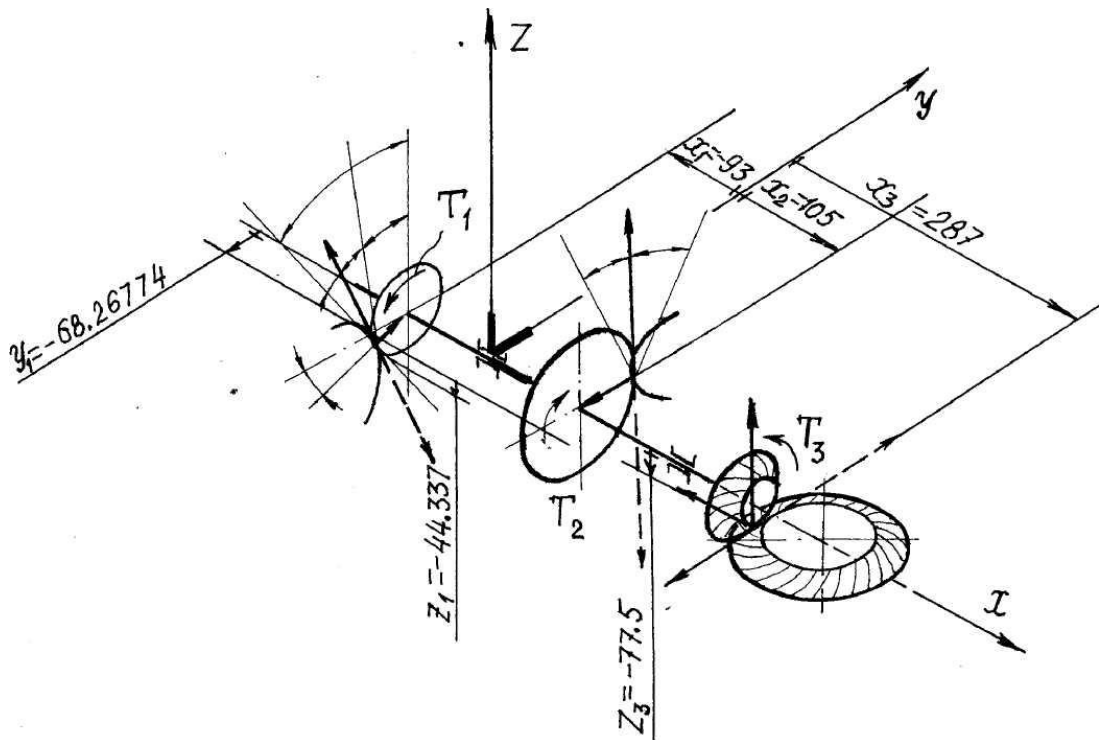


Рис. 2. Расчетная схема вала на подшипниках качения

Таблица 3

Исходные данные для расчета двухопорных валов на подшипниках качения

№ ПП	Наименование	Размерность	Обозначение	Идентификатор
1	Число передач на валу			I_{MAX}
2	Число режимов нагружения			J_{MAX}
3	Число расчётных сечений вала			J_{KM}
4	Управляющий параметр программы расчёта подшипников			J_{LAG}
5	Расстояние между опорами вала	мм	l	L_{NOL}
6	Тип передачи			J_P
7	Координаты сопряжённой детали, координаты точки приложения нагрузки нестандартной передачи в правой системе координат	мм мм мм	x y z	$X(IM)$ $Y(IM)$ $Z(IM)$
8	Диаметр начальной (расчётной) окружности	мм	$d_{(w)}$	DW_{IM}
9	Угол зацепления зубчатых червячных передач, угол обхвата шкива ременной передачи, косинус угла между осью вектором нагрузки нестандартной передачи	○ / //	α tw	$ALF1$ $ALF2$ $ALF3$
10	Угол наклона зуба (правый «+», левый «-») или угол подъёма винтовой линии червяка	○ / //		$BET1$ $BET2$ $BET3$
11	Угол делительного конического зубчатого колеса	○ / //		$DELT1$ $DELT2$ $DELT3$
12	Коэффициент трения червячной передачи, коэффициент ременной или цепной передачи (для ведущих червяков)		f	F

	(шкивов) «+», для ведомых «-»)			
13	Предварительное натяжение Н ремня	Н	E_0	SN
14	Число ремней ременной передачи		Z	NY
15	Продолжительность действия j-го режима нагружения	час	t_j	T(j)
16	Частота вращения вала на j-м режиме нагружения	об/мин	n_j	N(j)
17	Продолжительность цикла изменения крутящего момента	с	$t_{цj}$	TC(j)
18	Крутящие моменты, передаваемые передачами, находящимися на валу (моменты относительно оси OX), заполняются со своим знаком, при совпадении вектора M_{Xj} с осью OX «+»	Н*м	M_x	M_x
19	Предел выносливости по нормальным напряжениям	МПа	σ_{-1}	SI1
20	Предел выносливости по касательным напряжениям	МПа	τ_{-1}	TAY1
21	Предел текучести	МПа	σ_T	STAY
22	Предел текучести	МПа	τ_T	TAYT
23	Предел прочности	Мпа	σ_B	SB
24	Коэффициент, корректирующий влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости		Ψ_τ	FITA
25	Координата расчётного сечения вала	мм	x_k	XK(jk)
26	Тип концентратора (галтель, кольцевая проточка, сечение с поперечным	мм	Kerbe	KERBE(jk)

	отверстием, шпоночный паз, прямобочные шлицы, эвольвентные шлицы)			
27	Диаметр ступени вала больший	мм	D	D(jk)
28	Диаметр вала меньший	мм	d	DMAL(jk)
29	Диаметр продольного отверстия	мм	d ₀	DNUL(jk)
30	Ширина шпонки	мм	b	B(jk)
31	Высота шпонки	мм	n	H(jk)
32	Глубина шпоночного паза	мм	t	TSH(jk)
33	Расчётная длина шпонки	мм	l	LSCH(jk)
34	Число шпонок (шлицев)		z _w	ZSCH(jk)
35	Модуль шлицев	мм	m	M(jk)
36	Диаметр поперечного отверстия	мм	a	A(jk)
37	Радиус закругления галтели	мм	r	R(jk)
38	Коэффициенты, учитывающие состояние поверхности		k _F	KF(jk)
39	Коэффициент влияния поверхностного упрочнения		k _v	KV(jk)
40	Требуемый ресурс подшипников	час	L _{10h}	LH
41	Тип подшипника левой опоры		T _Л	TL
42	Тип подшипника правой опоры		T _П	TP
43	Признак восприятия осевой нагрузки		K _A	K _A
44	Признак схемы установки роликовых конических однорядных подшипников		K _x	KX
45	Номер подшипника левой опоры по каталогу		N _Л ⁰	NØL
46	Номер подшипника правой опоры по каталогу		N _П ⁰	NØP
47	Динамическая	Н	C _{гд}	CRL

	радиальная грузоподъёмность подшипника левой опоры			
48	Динамическая радиальная грузоподъёмность подшипника правой опоры	H	$C_{гр}$	CRP
49	Статическая радиальная грузоподъёмность подшипника левой опоры	H	$C_{огл}$	CØL
50	Статическая радиальная грузоподъёмность подшипника правой опоры	H	$C_{огп}$	CØP
51	Предельное значение отношения, обуславливающее выбор коэффициентов X и Y подшипника левой опоры		e_l	EL
52	Предельное значение отношения, обуславливающее выбор коэффициентов X и Y подшипника правой опоры		e_p	EP
53	Коэффициент безопасности		$K_б$	KB
54	Температурный коэффициент		K_t	KT
55	Коэффициент вращения кольца		V	V

РАСЧЕТ ТРЕХОПОРНЫХ ВАЛОВ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

Расчет трехопорного вала показан на примере заявки УП “Минскгорэлектротранс”, для проведения исследований с целью установления причин разрушения валов трамвайных вагонов в процессе эксплуатации и разработке рекомендаций по повышению их срока службы.

- выполнялся анализ технической документации, определялись опасные сечения;
- проводился металлографический анализ образцов осей, включающий: фрактографический анализ поверхности излома оси в опасных

сечениях отечественного производства; макро- и микроисследования; определение структурных составляющих и химического состава материала образцов осей.

Результаты анализа технической документации

Поломка оси произошла по всему сечению в поперечном направлении по месту сопряжения сечений двух различных диаметров $\varnothing 110$ и $\varnothing 125$ мм (галтели). Вид излома свидетельствует об усталостном характере разрушения для случая циклического нагружения с кручением и изгибом. Поверхность излома неоднородная, в изломе четко наблюдаются три области усталостной поломки.

Расчетная схема 3-х опорного трамвайного вала рис.3



Рис. 3. Расчетная схема вала

Действующие усилия

Тангенциальная сила

$$F_t = \frac{2000 \cdot T}{d_2} = \frac{2000 \cdot 5232}{295.786} = 35376.927 \text{ Н, где } d_2 = \frac{mz}{\cos \beta} = \frac{7 \cdot 41}{\cos 14^\circ} = 295.786$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{nv} = 35376.93 \cdot 0.3751123 = 13270.32 \text{ Н}$$

Осевая сила

$$F_x = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta_b}{\cos \alpha_{nv}} = F_t \cdot \frac{0.2334445}{0.936295} = 35376.927 \cdot 0.2493279 = 8820.45 \text{ Н}$$

$$\operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha_t = \operatorname{tg} 14^\circ \cdot \cos \alpha_t = 0.2334445$$

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 14^\circ} = 0.3751123 \quad \alpha_i = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 0.358869$$

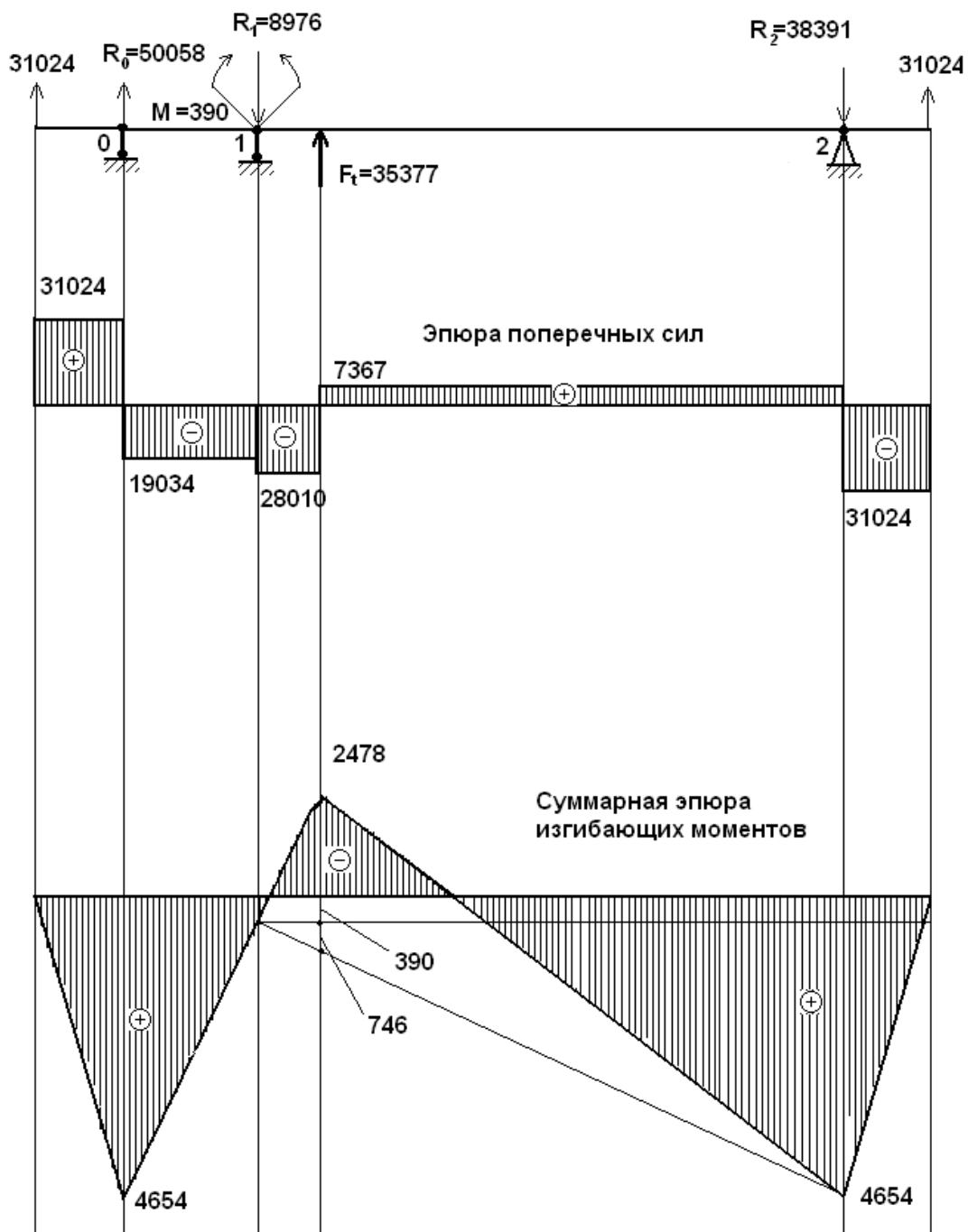


Рис. 4. Эпюра поперечных сил и суммарная эпюра изгибающих

МОМЕНТОВ

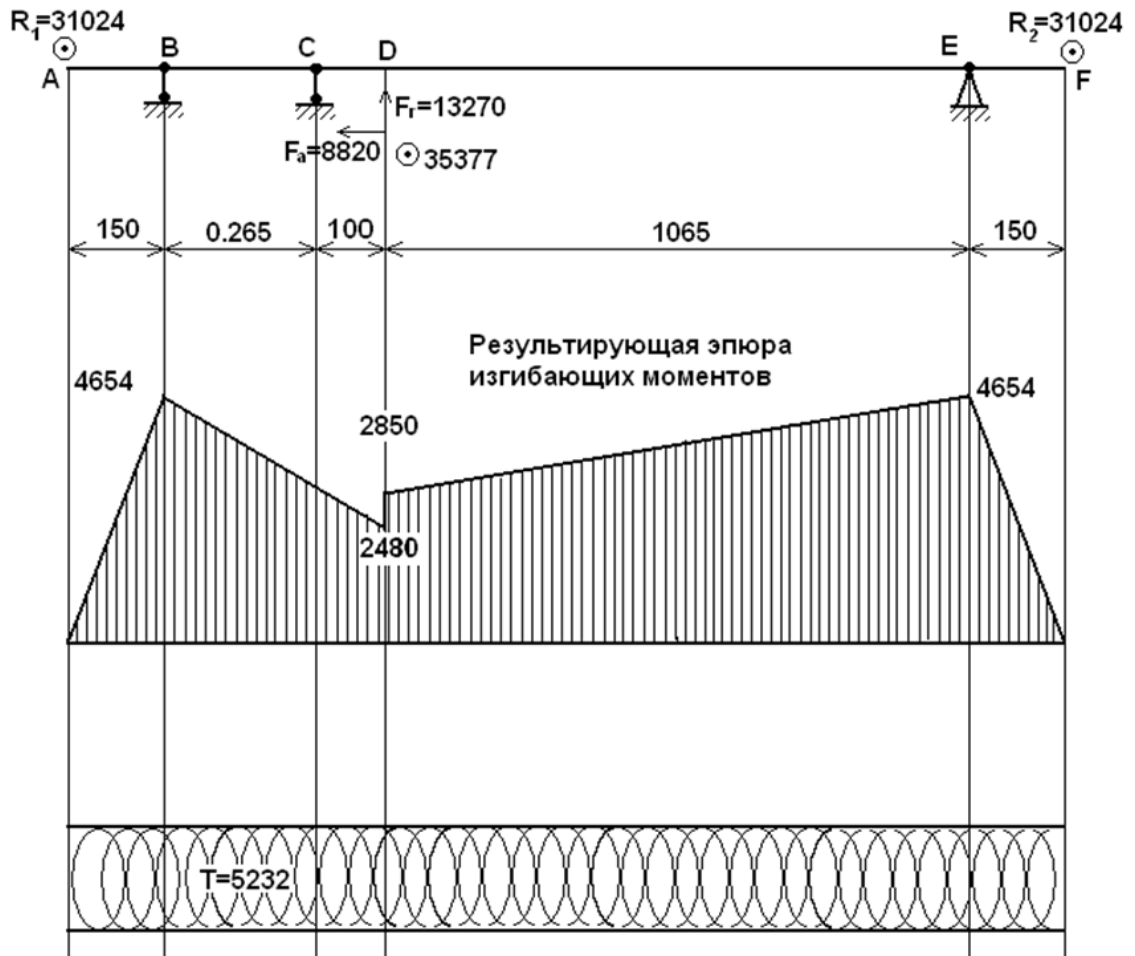


Рис. 5. Результирующие эпюры изгибающих и крутящих моментов

При совместном действии напряжений кручения и изгиба запас
сопротивления усталости в сечении E

Таблица 3

			Коэффициенты запаса		
			Нормальным напряжениям	Касательным напряжениям	Общий
Материал	σ_B	σ_T	S_σ	S_τ	S
Сталь 0с	395	190	0.671	5.215	0.665
Сталь 0с упрочн			0.939	7.21	0.931
Сталь 40	580	340	0.949	7.294	0.941
Сталь 40 упроч			1.329	10.04	1.317
30 ХМ	950	750	1.438	10.797	1.425
30 ХМ упрочн			2.013	14.734	1.995

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Причиной преждевременного разрушения оси отечественного изготовления является усталость металла. Понижению прочностных свойств металла и образованию усталостных трещин способствовали неоднородность микроструктурного строения стали (наличие полосчатости), отсутствие поверхностного упрочнения на галтели в зоне поломки, наличие концентраторов напряжений в виде грубых рисок и надиров на поверхности в зоне поломки.

Выполненный анализ химического состава материала осей показал, что ось импортного производства изготовлена из легированной конструкционной стали марки типа 30ХМ, имеющей более высокие прочностные свойства по сравнению с углеродистой сталью ОсЛ, из которой изготовлена ось отечественного производства (для стали 30ХМ предел прочности на 30-38%,

а ударная вязкость на 40-60% превышают соответствующие значения для стали ОсЛ).

ЛИТЕРАТУРА

1. Василенок В.Д., Романчак В.М. Расчет двухопорных валов с зубчатыми колесами на подшипниках качения. Методические указания для студентов технических вузов, Минск, Белорусский политехнический институт, 1989,-44 с.
2. Валы и оси. Конструирование и расчет. / Серенсен С. В.,-М., Машиностроение, 1970, - 320 с.
3. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет проектирование и обслуживание опор. Справочник.- М.. Машиностроение.1983,-543 с.

УДК 621.855

ДЕМОНСТРАЦИЯ В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЦЕПИ В ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Сашко К.В., к.т.н., доц. *БНТУ*.
Основин В.Н. к.т.н., доц. *БГАТУ*
Основина Л.Г. к.т.н., доц. *БГУИР*

DEMONSTRATION IN THE EDUCATION PROCESS OF CHANGING THE TRANSLATION SPEED OF CHAIN IN A CHAIN DRIVE

Sashko K.V., Associate Professor, BNTU.
Osnovin V.N., Associate Professor, BSATU.
Osnovin L.G., Associate Professor, BSATU.

Аннотация: Экспериментальные наблюдения показывают, что основной причиной выхода из строя цепных передач являются динамические нагрузки вызываемые неравномерностью движения цепи. Разработаны учебный прибор для демонстрации изменения поступательной скорости и ускорения движения цепи в цепной передаче и методика проведения лабораторной работы.

Ключевые слова: цепная передача, скорость движения, учебный прибор.

Abstract: Experimental observations show that the main reason for the failure of chain movement. A training device has been developed to demonstrate changes