МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

РЕДУКТОРЫ И МУЛЬТИПЛИКАТОРЫ РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

Учебное пособие

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

Санкт-Петербург

2016

УДК 621.81 ББК 34.446 Р 33

Редукторы и мультипликаторы. Расчет и конструирование / Н.М. Иванов, Ю.И. Молодова, В.А. Пронин, А.Е. Слицкий: Учеб. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 89 с.

При подготовке пособия использовалась методика расчёта, проектирования и многолетней эксплуатации высокоскоростных зубчатых передач ЗАО «Невский завод им. В.И. Ленина», а также данные экспериментальных и теоретических исследований, применяемые для выполнения расчётов мультипликаторов и редукторов действующих и вновь проектируемых центробежных компрессоров и турбомашинных агрегатов.

Предназначено для самостоятельной работы студентов направления магистратуры 16.04.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения очной формы обучения по программе «Инженерное проектирование тепломассообменного оборудования».

Рецензенты: кафедра технической механики Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета (доктор техн. наук, проф. В.Н. Глухих); генеральный директор С.Г. Савельев (ООО «Атлант»)

Рекомендовано к печати Советом факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования, протокол № 10 от 01.06.2016 г.

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих научно-образовательных центров, мировых известной как проект «5 – 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского ПО типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2016

© Иванов Н.М., Молодова Ю.И., Пронин В.А., Слицкий А.Е., 2016

введение

Зубчатые приводы используются во многих отраслях машиностроения и, в частности мультипликаторы, нашли широкое распространение в компрессорных агрегатах с электроприводом. В последнее время скоростные передачи применяются и в редукторах энергетических установок для согласования частоты вращения высокооборотных газовых или паровых турбин с частотой вращения электрического генератора.

Особенностью зубчатых передач мультипликаторов и редукторов являются значительные передаваемые мощности (десятки МВт) и высокие окружные скорости в зацеплении, достигающие в некоторых случаях 150 м/с и выше.

Обладая незначительными потерями мощности (КПД 0,98–0,99), зубчатые передачи позволяют оптимизировать газодинамические и габаритные параметры центробежных компрессорных машин (ЦКМ) и энергетических агрегатов.

Типичная конструкция мультипликатора (редуктора) приведена на рис. 1.



Рис. 1

Корпус мультипликатора представляет собой жесткую литую или сварную конструкцию и служит для монтажа всех основных узлов и деталей.

Вид колеса и шестерни при снятой крышке корпуса показан на рис. 2. Передача одноступенчатая переборного типа с горизонтальным расположением осей валов передачи, совпадающих с плоскостью разъема. Зубчатая передача состоит из колеса и шестерни, изготовленных, как правило, из цельнокованых поковок легированной стали с азотацией зубьев и рабочих шеек валов. Азотация зубьев увеличивает ИХ контактную И изгибную прочность. В большинстве случаев зубчатые передачи изготавливаются шевронными. При такой конструкции осевые усилия уравновешиваются внутри зацепления и осевые нагрузки от зубьев на подшипники практически отсутствуют.





Для получения значительного коэффициента перекрытия применяются углы наклона зубьев ~300. При таких углах в зацеплении одновременно находится большое число зубьев, что положительно влияет на плавность работы и шумовые характеристики передачи.

В соответствии с ГОСТ 8889–88 «Передачи зубчатые турбин и компрессорных машин» при производстве передач используется специальный исходный контур с высотой зуба, равной 2,5 *m*, что также улучшает плавность работы.

Мультипликатор (редуктор) имеет три опорных подшипника скольжения и один опорно-упорный подшипник, установленный, как правило, на валу колеса.

Масляная система мультипликатора (редуктора) служит для подвода масла ко всем трущимся деталям: зубчатым колесам, подшипникам, муфтовым соединениям. Смазка осуществляется принудительно из общей масляной системы. С целью обеспечения надежности работы агрегата в эксплуатационных условиях главный масляный насос, как правило, устанавливается на валу зубчатого колеса.

Технические характеристики ряда одноступенчатых мультипликаторов (редукторов) ЗАО «Невский завод им. В.И. Ленина» для центробежных машин и газотурбинных энергетических установок приведены в табл. 1.

Опыт эксплуатации показывает, что надежность зубчатых передач главным образом зависит от прочностных характеристик применяемых материалов, конструктивных и технологических параметров передачи, условий монтажа и эксплуатации. Наиболее важными характеристиками, определяющими ресурс передач, являются: пределы контактной и изгибной усталостной прочности зубьев; неравномерность распределения усилий по длине контактных линий; динамические нагрузки, связанные с условиями эксплуатации, вибрационными свойствами системы и точностью зубообработки.

Контактная и изгибная прочность зубьев существенным образом зависит от применяемых материалов и видов химико-термической обработки.

Одним из факторов, влияющих на прочность передач, является неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. Основными причинами, вызывающими неравномерность, являются: деформации изгиба и кручения; неприлегание боковых поверхностей зубьев вследствие погрешностей изготовления и сборки; температурные деформации корпусов и передач; силовые факторы, возникающие в муфтовых соединениях, и др.

5

Таблица 1

Передава-	Частота	вращения	Размеры, мм					Macca,	Применение		
емая	ва	лла,						КГ	мультипликатора		
мощность,	об/	мин							и редуктора		
МВт	ведущего	ведомого	В	Γ	Д	Е	Ж	И**	К		в ЦКМ и ГТУ
1,25	2975	12358/	350	1127	550	1190	615	475	_	2030/	К104-101-1
		16122								2060	
1,6	2980	8456	320	1223	500	1390	625	533	200	2520	540-41-1
2,5	1480	1870	520	1200	600	1560	900	940	—	5450	7500-13-1
2,5	2975	7541	350	1060	500	1280	730	737	—	2560	133-21-1
2,5	3000	7615	320	1245	500	1390	585	533	200	2640	К590-41-1
2,5	2975	10115	350	1060	500	1280	730	637	_	2600	175-21-1
2,5	2975	11516	430	1220	570	1400	729	630	—	3500	K270-61-1
3,0	3000	7628	350	840	450	1095	770	670	—	2520	К500-61-5
3,15	2975	9008	350	1220	500	1560	730	630	170	3690	K420-91-1
3,15	3000	4600	350	1220	500	1560	730	650	170	3590	1000-31-1
4,0	3000	5070	350	1220	500	1560	730	650	170	3590	1000-32-1
4,0	1000	1328	520	1198	600	1570	900	940	—	5500	12000-11-1
4,5	1000	1346	520	1200	600	1560	900	940	_	5530	15000-11-1
4,0	2975	12060	430	1220	570	1400	729	615	_	3700	81-81-1
4,2	3000	9100	350	1221	500	1560	730	635	170	3700	К390-112-1
1,65	9100	16333	180	935	300	1120	495	375	250	1280	К390-112-1 (ЦВД)
4,7	3000	5692	380	1400	570	1340	771	735	250	4240	К905-62-1
5,0	1500	2034	480	1510	650	1920	925	940	200	6700	10000-11-1
5,0	1500	2291	480	1510	650	1920	950	940	200	6670	7600-13-1
5,0	1500	2291	480	1510	650	1920	925	940	200	6710	4500-11-1

Основные характеристики мультипликаторов

Окончание табл. 1

Передава-	Частота	вращения	Размеры, мм					Macca,	Применение		
емая	Ba	лла,						КГ	мультипликатора		
мощность,	06/	мин									и редуктора
МВт	ведущего	ведомого	В	Γ	Д	E	Ж	И**	К		в ЦКМ и ГТУ
5,0	3000	8735	380	1220	570	1360	759	660	—	4230	К410-121-1*
5,0	3000	11111	380	1220	570	1360	759	660	—	4350	415-61-1*
6,0	3000	8100	380	1400	570	1340	759	695	250	4320	К354-101-1*
3,0	8100	17445	210	960	400	1140	560	460	150	1420	К354-101-1 (ЦВД)
6,3	3000	11613	430	1220	570	1430	729	630	—	3450	К411-122-Г
7,6	3320	9296	380	1400	570	1340	715	675	250	3990	К1290-121-1
10,0	3000	4553	480	1510	650	1920	900	900	200	6650	К1700-61-1
12,5	3000	5023	480	1847	800	2010	1070	1015	—	10100	285-22-1
12,5	3000	6075	480	1298	650	1560	900	930	—	5880	К890-122-1*
5,0	6075	10765	280	868	400	1050	620	590	—	1700	К890-122-1 (ЦВД)
6,0	6100	3000	480	1166	1030	1680	900	930	380	7500	ГТЭ-6
12,0	5200	3000	480	1330	1000	1770	1039	948	200	8200	ГТЭР-12
16,0	5100	3000	700	1455	990	2520	1125	1075	290	14500	ГТЭ-16
32,0	6000	3000	700	1320	1250	3265	1060	1010	650	20100	ГТЭ-25У
45,0	4500	3000	710	1780	1200	2090	1350	1350	650	21000	ГТЭ-45

* Предусмотрены сменные зубчатые передачи.
 ** Расстояние до торца шестерни.

Одной из важных задач для быстроходных передач является задача определения и снижения динамических нагрузок, действующих на зубья в процессе эксплуатации агрегатов. При её решении отдельно рассматриваются внешние и внутренние динамические нагрузки. Внешние динамические нагрузки обусловлены в первую очередь характеристиками приводного двигателя и назначаются, как правило, на основе опыта эксплуатации или результатов исследований пусковых моментов двигателей.

Широкий класс турбокомпрессорных агрегатов с зубчатыми передачами имеет в качестве привода синхронные электродвигатели. При пуске таких агрегатов возникают значительные динамические нагрузки, обусловленные совпадением в определенный период времени частоты переменного электромагнитного крутящего момента с частотой собственных крутильных колебаний системы. Динамические нагрузки при этом могут в несколько раз превышать номинальные, что необходимо учитывать при оценке прочности и надежности зубчатых передач, особенно для агрегатов, подверженных частым пускам и остановкам.

Одной из важных задач, стоящих при создании надежных высокоскоростных передач, является задача обеспечения оптимальных условий смазки зубчатых колес. В скоростных зубчатых передачах осуществляется в основном струйная смазка зацепления.

В настоящем учебном пособии расчеты, связанные с потерями мощности при струйной смазке и оптимизацией расходов масла на зубчатое зацепление проводятся с учетом выполненных экспериментов и накопленного опыта эксплуатации.

Следует отметить, что к смазке передач предъявляются противоречивые требования. С одной стороны, для отвода тепла, выделяющегося при трении, целесообразно применение масла с пониженной вязкостью, а с другой стороны, для образования гидродинамического смазочного слоя, предотвращающего износ и заедание зубьев, целесообразно применение масла повышенной вязкости.

Учебное пособие включает в себя:

– проектировочный расчёт зубчатого зацепления;

 – расчёт геометрии и прочности зубчатых передач с эвольвентными косыми или шевронными зубьями;

8

- расчет смазки и потерь в зацеплении;

- расчет цилиндрических опорных подшипников скольжения.

В соответствии с принятой терминологией в данной работе меньшее зубчатое колесо называется «шестерней», а большее – «колесом». Термин «зубчатое колесо» относится как к шестерне, так и к колесу. Величины с индексом «*i*» (z_i , ...) относятся к шестерне при i = 1, а к колесу – при i = 2.

1. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЁТ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

1.1. Исходные данные

При проектировании редуктора исходными данными являются: передаваемая мощность N, кВт; частота вращения входного вала редуктора n_2 , Гц (об/с); частота вращения выходного вала n_1 , Гц (об/с).

Примечание. Величины, выделенные ниже штрихом, уточняются при проведении окончательного расчёта.

Требуемое передаточное отношение

$$u' = \frac{n_1'}{n_2'} \ . \tag{1}$$

Введем в рассмотрение параметр относительной ширины зубчатого венца

$$q = \frac{b_w}{d_1},\tag{2}$$

где b_w – рабочая ширина венца, мм; d_1 – делительный диаметр шестерни, мм.

Из опыта конструирования редукторов $1 \le q \le 2$.

В условиях проектировочного расчета принимаем:

– угол наклона линии зуба на делительном диаметре $\beta = 30^{\circ}$;

- коэффициент торцового перекрытия $\varepsilon_{\alpha} = 1,3;$
- параметр *q* = 1,6.

1.2. Определение основных параметров

Минимальное значение делительного диаметра

$$d_{\min} = 3552 \frac{N(1+u')}{u'^2 n_2 q \sigma_{_{\rm HD}}^2},$$
(3)

где $\sigma_{\mbox{\tiny HP}}$ – допускаемое контактное напряжение, МПа.

Межосевое расстояние

$$a_{w} = \frac{d_{\min}}{2}(1+u').$$
(4)

Из ряда предпочтительных чисел (ГОСТ 6636–69) выбираем ближайшее значение

$$a_w \ge a'_w$$
.

Для найденного значения *a_w* определим делительный диаметр шестерни и рабочую ширину:

$$d'_{1} = \frac{2a_{w}}{1+u'};$$

 $b_{w} = qd'_{1}.$

Из расчёта прочности зубьев при изгибе определяем минимальное значение модуля *m*, мм,

$$m_{\min} = \frac{996300N}{u' n_2 d'_1 b_w \sigma_{FP}},$$
 (5)

где σ_{FP} – допускаемое напряжение изгиба зубьев, МПа.

Из ряда модулей по ГОСТ 9563–60 (СТ СЭВ 310-76) выбираем ближайшее значение модуля

$$m \ge m_{\min}$$
.

Для определения чисел зубьев шестерни и колеса (*z*₁, *z*₂) зададимся интервалом значений угла β

$$25^\circ \le \beta \le 35^\circ$$
.

Тогда минимальное и максимальное значения *z*₁ определяются соотношениями

$$z_{1\min} = \frac{2a_w}{m(1+u')} \cos 35^{\circ};$$
(6)
$$z_{1\max} = \frac{2a_w}{m(1+u')} \cos 25^{\circ}.$$

Для обеспечения плавности работы зубчатой передачи рекомендуется выбирать $z_{1\min} \ge 27...29$.

При выборе *z*₁ и *z*₂ необходимо выполнить следующие условия:

- отношение z_1/z_2 наиболее точно соответствует *u*';

- z_1 и z_2 не имеют общих делителей;
- $z_{1\min} \leq z_1 \leq z_{1\max}.$

По результатам проектировочного расчёта проводится конструктивная проработка редуктора с целью определения основных геометрических параметров для окончательного расчёта.

1.3. Расчёт геометрии зубчатого зацепления

Передаточное число зубчатой передачи

$$u = \frac{z_2}{z_1} \,. \tag{7}$$

Делительный угол наклона линии зуба

$$\beta = \arccos(\frac{z_1 + z_2}{2a_w}m). \tag{8}$$

Нормальный шаг зубьев

$$p_n = \pi m_{\,.} \tag{9}$$

Окружной шаг зубьев

$$p_t = \frac{p_n}{\cos\beta}.$$
 (10)

Основной шаг зубьев

$$p_k = \frac{p_n}{\sin\beta}.$$
 (11)

Делительный диаметр зубчатого колеса

$$d_i = \frac{mz_i}{\cos\beta}.$$
 (12)

Диаметр вершин зубьев зубчатого колеса

$$d_{ai} = d_i + 2m. \tag{13}$$

Диаметр впадин зубчатого колеса

$$d_{fi} = d_i - 3m. \tag{14}$$

При необходимости могут быть определены и нижеследующие дополнительные геометрические характеристики.

Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_a = \frac{z_1}{2\pi} \theta, \tag{15}$$

где θ_1 – полный угол поворота шестерни при зацеплении пары плоских профилей зубьев шестерни и колеса.

$$\theta_1 = 2\sqrt{k_1 + k_1^2} + 2u\sqrt{k_2 + k_2^2} - (1+u)tg\alpha_t,$$

$$k_1 = \frac{d_{a1} - 0, 2m}{2d_1 \cos \alpha_t} - 0, 5, \quad k_2 = \frac{d_{a2} - 0, 2m}{2d_2 \cos \alpha_t} - 0, 5, \tag{16}$$

здесь

где α_t – угол профиля зуба в торцовой плоскости,

$$\alpha_t = \arccos(\frac{\mathrm{tg}\alpha}{\cos\beta}), \qquad (17)$$

здесь α – угол профиля исходного контура, α = 20°. Коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_{w} \sin \beta}{\pi m}.$$
 (18)

Суммарный коэффициент перекрытия

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}. \tag{19}$$

Полная длина линии касания зубцов, участвующих в зацеплении, мм

$$l_m = \frac{d_1}{2} \theta_1 \varepsilon_\beta \sqrt{\cos^2 \alpha_t + \operatorname{ctg}^2 \beta}.$$
 (20)

Приведенный радиус кривизны поверхностей зубьев в полюсе зацепления шестерни и колеса, мм

$$\rho_{\rm np} = \frac{d_1 u \sin \alpha_t}{2(1+u) \cos \beta_b},\tag{21}$$

(22)

где $\beta_b = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg}\beta \cos \alpha_t).$

2. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

2.1. Определение расчетной нагрузки

2.1.1. Основные положения и зависимости

Расчетные напряжения определяются на режиме, соответствующем номинальной мощности и номинальной частоте вращения агрегата.

Под номинальной мощностью и номинальной частотой вращения понимаются рабочая мощность и частота вращения, приведенные в техническом задании на проектирование агрегата.

Расчетная нагрузка вычисляется по следующим формулам:

– для контактной прочности

$$W_{Ht} = W_t K_n K_{\rm III} K_{H\beta} K_{\rm IIII} K_{H\gamma} K_{\beta} ; \qquad (23)$$

– для изгибной прочности

$$W_{Ft} = W_t K_n K_{\rm III} K_{F\beta} K_{FV} K_{\mathfrak{I}}, \qquad (24)$$

где *W_t* – средняя линейная нагрузка на зуб на расчетном режиме, соответствующем номинальной мощности агрегата,

$$W_t = \frac{2T_H}{d_{1W}b_W a_p}.$$
(25)

Здесь b_w – рабочая ширина венца (для шевронных передач – ширина двух полушевронов); d_{1w} – диаметр начальной окружности шестерни; a_p – число одновременно работающих зацеплений шестерни; T_H – номинальный крутящий момент.

2.1.2. Коэффициенты, входящие в формулы для изгибной и контактной прочности

 K_{3} , K_{vc} — коэффициенты, учитывающие перегрузки и динамические нагрузки в передачах. Если возможные перегрузки не оговорены в техническом задании (ТЗ), то коэффициент эксплуатации K_3 рекомендуется принимать равным 1,1.

 $K_{\text{пол}}$ – коэффициент концентрации нагрузки в полюсе зацепления при расчете на контактную прочность. Для косозубых и шевронных передач $K_{\text{пол}} = 1,2$.

К_n – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения мощности между параллельными потоками для многопоточных передач.

Для редукторов без раздвоения мощности $K_n = 1,0$, а с раздвоением мощности – $K_n = 1,1$.

*К*_ш – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между полушевронами, возникающую вследствие действия на шевронную зубчатую передачу осевых внешних сил.

Если величина внешнего осевого усилия ограничивается только силами трения в зубчатой муфте шестерни, то

$$K_{\rm m} = 1 \pm \frac{d_{\rm 1W} f_{\rm M}}{d_{\rm M} tg\beta \cos \alpha_n}, \qquad (26)$$

где $d_{\rm M}$ – диаметр делительной окружности муфты, мм; β – угол наклона спирали на делительном цилиндре, град; α_n – угол профиля зубьев муфты, град; $f_{\rm M}$ – коэффициент трения в зубьях муфты при наличии покрытия зубьев муфты дисульфидом молибдена, $f_{\rm M}$ = 0,06; без покрытия $f_{\rm M}$ = 0,1. При загрязнении зубьев муфты значение этого коэффициента может доходить до 0,3.

*К*_{нβ} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца

$$K_{\rm H\beta} = H + \Delta H, \tag{27}$$

где *H* – составляющая коэффициента неравномерности, обусловленная кручением и изгибом тела шестерни.

При одностороннем подводе крутящего момента формула для максимального значения *H* имеет вид:

$$H_{\rm max} = 1 + 0,257 \ \lambda b_W^{2,74}$$
. (28)

При центральном подводе крутящего момента

$$H_{\rm max} = 1 + 0,106 \ \lambda b_W^{3,49}$$
. (29)

Основным параметром формул (28) и (29) является относительная ширина зубчатого венца, при изгибе с кручением шестерни равная:

$$\lambda = \frac{1}{d_{1w}} \frac{\sqrt[4]{C_{\Sigma t} / E}}{\sqrt[4]{1 - \left(\frac{d_{\rm BH}}{d_{1w}}\right)^4}},$$
(30)

где $C_{\Sigma t}$ – удельная жесткость зубьев, кг/мм²,

$$C_{\Sigma t} = 11, 5 \cdot 10^2 \varepsilon_{\alpha} \cos \beta_b \frac{2, 5m}{h}.$$
 (31)

Здесь ε_{α} – коэффициент перекрытия в торцовом сечении; *m* – модуль зацепления, мм; *h* – высота зуба, мм.

Для типичных шевронных передач ЦКМ с внутренним диаметром $d_{\rm BH} = 0$ формула (30) приобретает вид: $\lambda = 0.5/d_{1w}$.

 ΔH_{γ} – составляющая коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, обусловленная перекрещиванием осей шестерни и колеса,

$$\Delta H_{\gamma} = \frac{\gamma_0 C_{\Sigma t} b_w \cos \alpha_{tw}}{4W_t K_n K_{\rm III}} \xi , \qquad (32)$$

где γ_0 – угол перекрещивания осей, вызываемый непараллельностью и перекосом осей шестерни и колеса, погрешностью направлений зуба шестерни и колеса, разнозазорностью подшипников шестерни и колеса,

$$\gamma_0 = \sqrt{2 \cdot 10^{-5} \cos \alpha_{tw}^2 + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\Delta \delta_1}{2L_1} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \delta_2}{2L_2} \right)^2 \right]}, \qquad (33)$$

где $\Delta_{\delta 1}$, $\Delta_{\delta 2}$ – допуск на диаметральный зазор подшипников шестерни и колеса, мм; L_1 , L_2 – расстояние между серединами подшипников шестерни и колеса, мм (межопорное расстояние); α_{tw} – угол зацепления в торцовом сечении, град.

Первый член в формуле (33) отражает допуск на непараллельность и перекос осей для передач ЦКМ. Данный допуск составляет 0,03 мм на метр.

ξ – поправочный коэффициент, определяемый податливостью шестерни; для изгиба с кручением

$$\xi = 1 - 0,01 \ \lambda b_w^{3}. \tag{34}$$

При расчете зубьев на изгибную прочность

$$K_{F\beta} = 0.18 + 0.82K_{H\beta}.$$
 (35)

*К*_{пол} = 1,2 – коэффициент, учитывающий концентрации нагрузки в полосе зацепления при расчете на контактную прочность.

*К*_v – коэффициент динамической нагрузки в зацеплении, вызываемой ошибками при изготовлении.

При расчете на контактную прочность

$$K_{HV} = \frac{W_{V}}{W_{t}K_{n}K_{m}K_{H\beta}K_{non}} + 1.$$
 (36)

При расчете на изгиб

$$K_{FV} = \frac{W_{V}}{W_{t}K_{n}K_{m}K_{F\beta}} + 1.$$
 (37)

Величина *W*_v, кг/мм, определяется по формуле

$$W_{\nu} = \frac{1, 3\Delta}{\sqrt{\frac{225 \cdot 10^4}{Z_1^2 V^2} + 1}},$$
(38)

где $\Delta = f_{PB} - 5$ при $f_{PB} \ge 10$ мкм; $\Delta = f_{PB} / 2$ при $f_{PB} \le 10$ мкм; f_{PB} – ошибка шага согласно ГОСТ 1643–81; Z_1 – число зубьев шестерни; V – окружная скорость в зацеплении, м/с.

2.2. Расчет зубьев на контактную прочность

2.2.1. Действующие контактные напряжения

$$\delta_H = Z_M Z_H \sqrt{K_t K_\alpha} , \qquad (39)$$

где *Z_M* – коэффициент, учитывающий механические свойства материала,

$$Z_{M} = \sqrt{\frac{E}{\pi(1 - \nu^{2})}},\tag{40}$$

(здесь E – модуль упругости первого рода; v – коэффициент Пуассона, при v = 0,3 и $E = 2,15 \cdot 10^4$ кг/мм² $Z_M = 86,6$ (кг)^{1/2}/мм); Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопрягаемых поверхностей зубьев

$$Z_{H} = \sqrt{\frac{2\cos\beta}{\sin 2\alpha_{tw}}};$$
(41)

*К*_α – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий,

$$K_{\alpha} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}},\tag{42}$$

здесь ε_α – коэффициент торцового перекрытия.

Коэффициент нагрузки К_t

$$K_{t} = \frac{W_{Ht}}{d_{1w}} \frac{u+1}{u},$$
(43)

где и – передаточное число.

2.2.2. Расчетный предел поверхностной контактной усталости

Данный предел поверхностной контактной усталости, кг/мм² (МПА), составляет

$$\delta_{H\,\text{lim}} = \delta_{H\,\text{lim}b} K_{HL} K_{HX} Z_V Z_R, \qquad (44)$$

где б_{*H*limb} – предел поверхностной усталости, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений при суммарной скорости качения $V_{\Sigma} = 5$ м/с,

(здесь HB – твердость рабочей поверхности зубьев по Бринеллю); K_{HX} – коэффициент, учитывающий размеры колеса, $K_{HX} = 1,0$; K_{HL} – коэффициент долговечности, зависящий от циклов нагружения.

Если число циклов нагружения превышает 10^{11} , то $K_{HL} = 1$.

Z_v – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости на предел контактной усталости,

$$Z_{v} = 0,8V_{\Sigma}^{0,13},\tag{46}$$

где $V_{\Sigma} = 2V \sin \alpha_{tw}$ – суммарная скорость качения, м/с.

 Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей, $Z_R = 1,0$.

Формула (46) справедлива для суммарной скорости качения $5 \le V_{\Sigma} \le 70$ м/с.

При $V_{\Sigma} > 70$ м/с $G_{Hlim} = (G_{Hlimb}) | V_{\Sigma} = 70$ м/с.

2.2.3. Предельное глубинное контактное напряжение

Для азотированных поверхностей расчетное глубинное контактное напряжение, кг/мм², определяется по формуле

$$\delta_{H\Gamma \lim} = \delta_{H\Gamma \lim b} K_{HL}, \qquad (47)$$

где б_{*H*/limb} – предел глубинной контактной усталости, определяемый по формулам (48) и (49) в зависимости от минимальной твердости сердцевины HB_c и параметра

$$\varphi = \frac{\delta}{\rho_{\rm np} H B_{\rm c}},$$

здесь δ – толщина упрочненного слоя, мм; ρ_{пр} – приведенный радиус кривизны нормального сечения в полюсе зацепления, мм.

$$\rho_{\rm np} = \frac{d_{\rm 1w}}{2} \frac{u}{u+1} \frac{\sin \alpha_{\rm tW}}{\cos \beta}.$$

При $\phi = 0,6.10^{-4}$

$$\mathbf{\delta}_{H\Gamma \lim b} = 0,55HB_{\rm c}, \, {\rm K}\Gamma/{\rm M}{\rm M}^2. \tag{48}$$

При $\phi \ge 0,6.10^{-4}$

$$δHΓlimb = 0,48HBc(1+2,5.103φ)μ, κΓ/MM2, (49)$$

где $\mu(\phi)$ – коэффициент, учитывающий возможность разрушения в пределах упрочненного слоя.

На рис. 3 приведен коэффициент µ для нитроцементированных (а) и азотированных (б) сталей.



Рис. 3

2.2.4. Условие контактной прочности

Величины коэффициентов безопасности против контактных разрушений, поверхностных и глубинных, определяются по формулам

$$S_{H} = \frac{\delta_{H \, \text{lim}}}{\delta_{H}} \ge S_{H \, \text{min}} \,; \tag{50}$$

$$S_{H\Gamma} = rac{\mathbf{G}_{H\Gamma \lim}}{\mathbf{G}_{H}} \ge S_{H\Gamma \min}.$$

Допустимые величины коэффициентов безопасности

$$S_{H\min} = 1,1; \quad S_{H\Gamma\min} = 1,75.$$

2.3. Расчет зубьев на изгиб

2.3.1. Определение изгибающих напряжений

Изгибающие напряжения в опасном сечении зуба, кг/мм², определяются по формуле

$$\delta_F = \frac{W_{Ft}}{m} Y_\beta K_\alpha Y_F, \qquad (51)$$

где *Y*_β – коэффициент, учитывающий наклонное расположение контактных линий,

$$Y_{\beta} = 1-0,0083\beta$$
 при $\beta \ge 35^{\circ} - Y_{\beta}0,7,$ (52)

 K_{α} – было определено выше, см. формулу (42); Y_F – коэффициент формы зуба, вычисляемый по местным напряжениям, приведен на рис. 4.



Рис. 4

$$Z_{\rm np} = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$

2.3.2. Предельные изгибающие напряжения

Данные напряжения, кг/мм², имеют вид

$$\delta_{Flim} = \delta_{Flimb} K_{FL} K_{FX} K_{FC} K_{Fd} Y_R, \qquad (53)$$

где б_{*Flimb*} – предельное изгибающее напряжение при одностороннем нагружении, определяемое в зависимости от вида термообработки материала и типа поверхностного упрочнения зубьев.

Для азотированных передач предел выносливости по изгибу, кг/мм², определяется по формуле

$$\delta_{Flimb} = (0,42\delta_b + 10,5)\gamma,$$
 (54)

где $\gamma = \beta_0/1,2$ – коэффициент, учитывающий влияние толщины упрочненного слоя. Определяется в зависимости от отношения толщины упрочненного слоя к модулю по экспериментальным графикам рис. 5. При отношении глубины азотированного слоя δ к модулю *m* 0,07 \leq (δ/m) \leq 0,10 $\gamma = 1,0$.



Рис. 5

К_{FX} – масштабный фактор при расчете зубьев на изгиб. На базе экспериментальных исследований

$$K_{FX} = \frac{1,8}{d_{1w}^{0,13}} \le 1,0;$$
(55)

К_{FC} – коэффициент, учитывающий асимметрию цикла нагружения зуба:

– при одностороннем приложении нагрузки

$$K_{FC} = 1,0;$$

– при двустороннем приложении нагрузки

$$K_{FC} = 0,9;$$

 K_{FL} – коэффициент долговечности по изгибу при значительном числе циклов нагружения, $K_{FL} = 1,0$;

 K_{Fd} – коэффициент, учитывающий деформационное упрочнение зубьев, при азотации или цементации зубьев, $K_{Fd} = 1,0$;

 Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зубьев. Для шлифования и зубофрезерования при шероховатости поверхности не более $R_z = 40$ мкм $Y_R = 1,0$.

2.3.3. Условие прочности зубьев на изгиб

Данное условие имеет следующий вид:

$$S_F = \frac{\overline{\mathsf{G}}_{F\,\mathrm{lim}}}{\overline{\mathsf{G}}_F} \ge S_{F\,\mathrm{min}},\tag{56}$$

где $S_{Fmin} = 1,5$ – допустимый коэффициент безопасности по изгибу, обеспечивающий неразрушение зубьев.

2.4. Расчет смазки и потерь в зацеплении

Повышение качества зубчатых передач достигается улучшением механических свойств материалов, совершенствованием технологии производства и правильным выбором смазочных материалов.

По мере увеличения нагрузок и скоростей, уменьшения габаритов условия трения на рабочих поверхностях зубьев становятся тяжелее. В связи с этим значительно повышаются требования к смазке.

Смазка зубьев всех зубчатых передач турбомашин струйная и осуществляется посредством распределительных форсунок, подающих масло в зону зацепления.

Основные назначения смазки:

– отвод тепла, т. е. поддержание необходимой температуры для нормальной работы;

– предотвращение (уменьшение) изнашивания зубьев;

– уменьшение трения в зубчатых передачах и, следовательно, снижение нагрева контактирующих поверхностей.

При правильном выборе и применении смазки может быть получен заметный экономический эффект как за счет повышения

долговечности зубчатых передач, так и за счет уменьшения непроизводительных потерь энергии на трение и расширения эксплуатационных возможностей машин.

Расчет потерь на трение в зубьях осуществляется по известной зависимости

$$\Delta N_z = \frac{\pi \varepsilon_{\alpha} f}{2 \cos\beta} \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) N, \qquad (57)$$

где ε_{α} – коэффициент торцевого перекрытия; β – угол наклона зубьев; f – коэффициент трения; Z_1, Z_2 – число зубьев колеса и шестерни; N – передаваемая мощность.

При определении потерь по формуле (57) используются экспериментальные данные по коэффициенту трения на зубьях для скоростных передач (рис. 6).



Рис. 6

Расход смазки на зацепление можно рассчитать по следующей формуле:

$$Q_Z = \frac{14,33 \cdot 10^3 \,\Delta N_Z}{\eta \rho C_p \Delta t_Z},\tag{58}$$

где Q_z – расход масла на зацепление, л/мин; ΔN_z – потери в зацеплении, кВт; ρ – плотность масла, кг/м³; С_p – удельная теплоемкость, ккал/кг·°C; Δt_z – повышение температуры масла от потерь на трение в зацеплении, °C; η – коэффициент использования масла, $\eta = 0, 7...0, 8$.

Задавая повышение температуры масла от трения в зацеплении, определяют расход масла.

Возможное повышение температуры зависит от эффективности маслоохладителей и допускаемой температуры зубчатых колес. По опыту проектирования и эксплуатации мультипликаторов ЦКМ расчетное повышение температуры от потерь в зацеплении рекомендуется принимать на уровне 8–10 °C.

Масло, подаваемое на смазку зубьев, подвергается разбрызгиванию, выдавливанию из зоны зацепления, перемешиванию отраженных от корпуса частиц и масловоздушной среды. Потери мощности, связанные с указанными процессами, обычно называют потерями на «барботаж».

Определение потерь на барботаж является сложной задачей ввиду сложности указанных процессов, происходящих в замкнутом пространстве корпуса мультипликатора.

Анализ процессов, происходящих при струйной смазке, показывает, что потери на барботаж существенным образом зависят от расхода масла на зацепление. Обобщение полученных данных испытаний натурных образцов для привода центробежных компрессорных машин позволяет предложить следующую формулу для оценки указанных потерь:

$$\Delta N_{\sigma} = K V^2 Q_z, \tag{59}$$

где ΔN_{σ} – потери мощности, кВт; Q_z – расход масла на зацепление, л/мин; K – безразмерный параметр.

По результатам испытаний ряда натурных мультипликаторов ЦКМ на данном этапе предлагаются следующие значения коэффициента:

 $K = 3,9 \cdot 10^{-5}$ при V < 70 м/с; $K = 3,2 \cdot 10^{-5}$ при 70 м/с $\leq V \leq 120$ м/с; $K = 2,5 \cdot 10^{-5}$ при V > 120 м/с. Предварительное определение необходимого количества масла на смазку зубьев следует производить по потерям мощности на трение в зацеплении.

Отметим, что фактическое повышение температуры смазки, подаваемой в зацепление, будет несколько выше заданного, так как часть мощности от потерь на барботаж идет также и на нагрев масла при разбрызгивании. Возможное повышение температуры определяется эффективностью маслоохладителей, допускаемой температурой зубчатых колес. По опыту проектирования и эксплуатации мультипликаторов ЦКМ расчетное повышение температуры от потерь в зацеплении принимается на уровне $\Delta t_z = 8-10$ °C.

Для быстроходных передач (V > 100 м/c) следует увеличивать зазор между корпусом и наружным диаметром колес, применять свободный слив масла, а для передач с окружными скоростями $\ge 150 \text{ м/c}$ имеет смысл создание некоторого вакуума в картере с целью более интенсивного отвода масловоздушной среды, подвергаемой значительному нагреву при высоких скоростях.

2.5. Расчет опорных подшипников скольжения

В мультипликаторах и редукторах турбомашин применяются в основном подшипники с цилиндрической формой расточки, обладающие высокой несущей способностью. Отношение длины подшипника к диаметру выбирается в пределах l/d = 0.8...1.2.

Удельная нагрузка на подшипник принимается, как правило, не более 30 кг/см² (~3 МПа), окружная скорость на шейке цилиндрического подшипника – не более 75 м/с.

В мультипликаторах ЦКМ и редукторах турбомашин применяются подшипники скольжения с антифрикционным слоем из баббита. Как правило, применяется баббит марки Б-83 ГОСТ 1320–74.

В силу высокой нагруженности передач и значительной скорости на шейках работоспособность подшипников зависит от температуры масла в смазочном слое.

Для баббита Б-83 работа подшипника при температуре в смазочном слое ≥ 110 °С не рекомендуется. На основе экспериментальных исследований на стендах и в натурных условиях приведена зависимость для оценки максимальной температуры в подшипниках зубчатых передач:

$$t_{\max} = \left[(6, 8 + 0, 85q) \sqrt{v} + t_{\text{BX}} \right] K_t, \tag{60}$$

где $q = \frac{Q}{ld}$ – удельная нагрузка на подшипник, МПа (здесь Q – нагрузка на подшипник, H; *l*, *d* – длина и диаметр вкладыша, м); $v = \frac{\omega d}{2}$ – окружная линейная скорость на шейке, м/с (здесь $\omega = \pi \omega/30$ – угловая скорость вращения, 1/с; *n* – частота вращения, об/мин); $t_{\rm BX}$ – температура масла на входе в подшипник, °С; K_t – коэффициент, учитывающий положение маслоподводящей канавки. При подводе масла к шейке в горизонтальной плоскости $K_t \sim 1,1$.

Расчет потерь в подшипниках скольжения и расхода смазки является самостоятельной и достаточно сложной задачей. Этим вопросам посвящено большое количество исследований. На данном этапе приведем зависимости для предварительной оценки расхода масла через опорные подшипники скольжения.

Примем, что движение масляной пленки ламинарное, подчиняющееся закону Ньютона. Тогда напряжение трения

$$\tau = \mu \frac{d\nu}{dh},\tag{61}$$

где μ – динамическая вязкость масла, $\frac{\kappa\Gamma \cdot M/c}{c}$ (здесь v – скорость масляной пленки, м/c); h – толщина масляной пленки, м.

Приняв линейное изменение скорости и толщину масляного слоя равными среднему радиальному зазору в подшипнике, получим упрощенную формулу для оценки расхода масла.

Момент трения

$$M = \frac{1}{2} \tau \pi d^2 l, \qquad (62)$$

где

$$\tau = \mu_{\rm cp} \, \frac{\omega d}{\delta}.\tag{63}$$

Мощность трения

$$\Delta N = M\omega, \tag{64}$$

ИЛИ

$$\Delta N = \frac{1}{2} \mu_{\rm cp} \, \frac{\pi d^2 l}{\Psi} \, \omega^2, \tag{65}$$

где μ_{cp} – динамическая вязкость при средней температуре масла $t_{cp} = \frac{t_{max} + t_{BX}}{2}; \quad \Psi = \frac{\delta}{d}$ – относительный зазор в подшипнике (здесь δ – диаметральный зазор в подшипнике).

Расход масла через подшипник

$$Q = \frac{\Delta N}{\rho c \Delta t},\tag{66}$$

где ρ – плотность масла, кг/м³; *с* – удельная теплоемкость, $\frac{Д \pi}{\kappa \Gamma \cdot °C}$; Δt – повышение температуры в подшипнике (принимается в пределах $\Delta t = 10-15$ °C). Плотность турбинных масел типа TП-22 находится на уровне ~ 900 $\frac{\kappa \Gamma}{M^3}$, теплоемкость ~ 1980 $\frac{Д \pi}{\kappa \Gamma \cdot °C}$ (0,47 ккал/кг·°C).

Пример расчета

Таблица 2

Показатель	Шестерня	Колесо
Мощность привода, кВт	3000,00	3000,00
Частота вращения входного вала, Гц	49,60	49,60
Межосевое расстояние, мм	350,00	350,00
Модуль зуба, мм	4,00	4,00
Рабочая ширина зубчатого венца, мм	295,00	295,00
Межопорное расстояние, мм	560,00	560,00
Ширина бочки, мм	400,00	400,00
Ширина проточки между полушевронами, мм	76,00	76,00
Число зубьев зубчатого колеса	48,00	105,00
Передаточное число	2,19	2,19
Делительный угол наклона зуба	29'02"22"'	29'02"22"'
Коэффициент перекрытия:		
торцовый	1,33	1,33
осевой	11,40	11,40
суммарный	12,72	12,72
Частота вращения, об/мин	6510,00	2976,00
Диаметр вершин зубьев, мм	227,61	488,39
Делительный диаметр, мм	219,61	480,39
Диаметр впадин, мм	207,61	468,39

Исходные данные и результаты расчета передачи

Таблица 3

Расчет на прочность

Показатель	Шестерня	Колесо
Крутящий момент на валу, кг см	44887,0	98190,0
Окружная скорость, м/с	74,86	74,86
Окружное усилие, кг	4087,89	4087,89
Коэффициент нагрузки, кг/см ²	9,19	9,19
Делительный диаметр муфты шестерни, мм	132,00	132,00
Допуск на диаметральный зазор вкладышей, мм	0,02	0,02
Твердость упрочненного слоя, НВ	560,00	560,00
Толщина упрочненного слоя, мм	0,30	0,30
Твердость материала сердцевины, НВ	285,00	270,00
Временное сопротивление материала сердцевины, кг/см ²	8000,00	7500,00
Число одновременно работающих зацеплений шестерни	1,00	1,00
Степень точности по ГОСТ 1643-81	4,00	4,00
Коэффициент эксплуатации	1,10	1,10

Расчет коэффициентов нагрузки на зуб

Показатель	Величина
Составляющая коэффициента неравномерности от изгиба и	1,336
кручения	
Составляющая коэффициента неравномерности от перекоса осей	0,128
Коэффициент неравномерности суммарный	1,464
Коэффициент неравномерности для изгибной прочности	1,380
Коэффициент, учитывающий поточность передач	1,000
Коэффициент неравномерности нагрузки между полушевронами	1,319
Коэффициент нагрузки, учитывающий крутильные колебания	1,200
Коэффициент концентрации нагрузки в полюсе зацепления	1,200
Коэффициент нагрузки, вызываемый погрешностью шага (контакт)	1,110
Коэффициент нагрузки, вызываемый погрешностью шага (изгиб)	1,138
Погрешность шага, определяемая по ГОСТ 1643-81, мкм	5,300

Таблица 5

Расчет зубьев на контактную и изгибную прочность

Показатель	Шестерня	Колесо
Средняя линейная нагрузка на зуб, кг/см	138,6	138,6
Нагрузка при расчете на контактную прочность, кг/см	470,5	470,5
Нагрузка при расчете на изгибную прочность, кг/см	379,0	379,0
Действующие контактные напряжения, кг/см ²	6671,0	6671,0
Предел поверхностной контактной усталости, кг/см ²	19726,3	19726,3
Предельное глубинное контактное напряжение, кг/см ²	15675,0	14850,0
Изгибающие напряжения в опасном сечении зуба, кг/см ²	1813,3	1895,2
Предельные изгибающие напряжения, кг/см ²	3938,2	3218,4
Коэффициенты безопасности, оценивающие:		
поверхностную контактную прочность (не менее 1,10)	2,96	2,96
глубинную контактную прочность (не менее 1,75)	2,35	2,23
изгибную прочность (не менее 1,50)	2,17	1,70

Исходные данные и результаты расчета смазки зацепления

Показатель	Шестерня и колесо
Окружная скорость в зацеплении, м/с	74,86
Коэффициент трения	0,024
Коэффициент торцевого перекрытия	1,33
Плотность масла, кг/м ³	900
Потери мощности, кВт	5,22
Удельная теплоемкость, ккал/кг.°С	0,47
Коэффициент использования масла	0,8
Повышение температуры, °С	8,0
Расход масла на зацепление, л/мин	29,5
Потери на барботаж, кВт	5,3

Таблица 7

Исходные данные и результаты расчета опорного подшипника шестерни

Показатель	Шестерня
Диаметр шейки, мм	100
Длина шейки, мм	100
Диаметральный зазор в подшипнике, мм	0,2
Нагрузка на подшипник, кг	2044
Окружная скорость на шейке, м/с	34,1
Удельная нагрузка на подшипник, кг/см ²	20,44
Температура масла на входе, °С	40,0
Максимальная температура, °С	98,6
Удельная теплоемкость, Дж/кг.°С	1980
Плотность масла, кг/м ³	900
Вязкость при средней температуре масла марки Тп22, кг/м с	0,01
Повышение температуры, °С	10
Потери на трение, кВт	3,615
Расход масла на подшипник, л/мин	12,2

3. РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ, ОПОР ВАЛОВ И СОЕДИНЕНИЙ В МОДУЛЕ АРМ

Системой автоматизированного проектирования (САПР) называют совокупность средств и методов для осуществления автоматизированного проектирования. Под автоматизированным проектированием понимают проектирование с помощью ПК, включающее поиск оптимального решения с выдачей результатов в графическом виде. Такое проектирование ведется в диалоговом режиме «пользователь–ПК».

Необходимость автоматизации проектирования обусловлена требованием сокращения времени разработки новых конструкций за счет повышения производительности конструкторских работ, так как сложность проектируемых изделий возрастает в два раза в течение каждого десятилетия.

При конструировании должны быть выбраны оптимальные параметры изделия, наилучшим образом удовлетворяющие различным, часто противоречивым, требованиям: наименьшим массе (или массе, отнесенной к вращающему моменту), габаритам, стоимости; наибольшему КПД; требуемым жесткости, надежности.

Важными элементами САПР в курсовом проектировании по деталям машин являются автоматизация расчетов, конструкторских и графических работ, конструирование с помощью ПК, развитие навыка и умения работы с базами данных, каталогами готовых графических решений.

САПР APM WinMachine позволяет получить, например, рабочий чертеж зубчатого цилиндрического колеса, рабочий чертеж вала, компоновочную схему и рабочий чертеж двухступенчатого цилиндрического редуктора и др.

APM WinMachine – наукоемкий продукт, созданный на базе современных инженерных методик проектирования, численных методов механики, математики и моделирования, сочетающий опыт поколений конструкторов, инженеров-механиков и других специалистов с возможностями компьютерной техники и технологии.

3.1. Проектировочный расчет косозубой передачи внешнего зацепления в APM Trans

Общий порядок расчета

- 1. Выбор типа передачи.
- 2. Выбор типа расчета: проектировочный или проверочный.
- 3. Задание основных параметров.
- 4. Задание дополнительных параметров (если необходимо).

5. Задание графика режима работы (если по условию передача работает в нестандартном режиме).

- 6. Выполнение расчета.
- 7. Просмотр результатов расчета.
- 8. Генерация чертежа спроектированной передачи.
- 9. Вывод результатов расчета на печать.
- 10. Вывод результатов расчета в файл формата *.rtf.

Задача

Выполнить проектировочный расчет однопоточной косозубой зубчатой передачи внешнего зацепления со следующими параметрами:

– момент на выходе – 800 Н·м;

- частота вращения выходного вала - 120 об/мин;

– передаточное число – 3,15;

- pecypc - 20000 часов;

– термообработка зубчатых колес – закалка ТВЧ до твердости 50 HRC;

– режим работы – нестандартный, задается пользователем;

 – расположение шестерни относительно опор вала – симметричное.

Кроме того, требуется обеспечить заданное межосевое расстояние – 120 мм.

Решение

1. Выбор типа передачи

Нажимаем кнопку «Выбор типа передачи» (меню «Тип/Передачи») и в открывшемся диалоговом окне «Выберите тип передачи» выбираем «Косозубая внешнего зацепления». 2. Выбор типа расчета

В меню «Тип/Расчета» выбираем «Проектировочный».

3. Задание основных параметров

Нажимаем кнопку «Ввод исходных данных» (меню «Данные») и в поля ввода открывшегося диалогового окна «Основные данные» записываем запрашиваемые параметры в соответствии с исходными данными (кроме значения требуемого межосевого расстояния):

«Момент на выходе» – 800 [Н·м];

«Обороты на выходе» – 120 [об/мин];

«Передаточное число» – 3.15;

«Требуемый ресурс» – 20000 [час];

«Число зацеплений» для шестерни – 1;

«Число зацеплений» для колеса – 1.

Из выпадающего списка «Термообработка» для шестерни и колеса выбираем «Закалка».

Из выпадающего списка «Режим работы» выбираем «Задан пользователем» (о задании графика режима работы подробно рассказано в п. 5).

Из выпадающего списка «Крепление шестерни на валу» выбираем «Симметрично».

4. Задание дополнительных параметров

Задание межосевого расстояния

Для задания требуемого межосевого расстояния нажимаем кнопку «Еще...» в окне «Основные данные» и в соответствующем поле ввода открывшегося диалогового окна «Дополнительные данные» вводим значение требуемого межосевого расстояния. Поля с остальными параметрами оставляем незаполненными (нулевыми).

Задание коэффициента смещения инструмента

По умолчанию в соответствующем поле стоит значение 0, т. е. предполагается, что нарезание происходит без смещения. После закрытия диалогового окна «Дополнительные данные» программа запрашивает, оставлять ли это значение или автоматически подобрать коэффициент смещения для шестерни и колеса (исходя из того, что по условию значение межосевого расстояния есть целое число).

5. Задание графика режима работы

После закрытия диалоговых окон с данными (основными и дополнительными) откроется диалоговое окно «Режим нагруже-
ния» (рис. 7). В это окно вводим координаты точек графика режима работы, а затем выбираем тип их соединения, в данном случае «Сплайн».



Рис. 7

6. Выполнение расчета

Нажимаем кнопку «Расчет» (меню «Расчет»). После окончания расчета становится активной кнопка «Результаты» (меню «Результаты»).

7. Просмотр результатов расчета

Для просмотра результатов расчета нажимаем кнопку «Результаты» (меню «Результаты»). В открывшемся диалоговом окне «Результаты» необходимо указать флажками те виды результатов, которые интересуют пользователя (основные результаты, параметры материала, силы в зацеплении и т. д.), и нажать кнопку «Продолжить» для последовательного просмотра выбранных результатов. 8. Генерация чертежа спроектированной передачи

В диалоговом окне «Результаты» флажком отмечаем пункт «Чертеж...». После нажатия кнопки «Продолжить» выбираем, какой из элементов передачи (ведущий или ведомый) требуется начертить. В открывшемся при этом диалоговом окне «Черчение» (рис. 8) необходимо сделать некоторые настройки.





Выбор типа ступицы

Двойной щелчок левой кнопкой мыши в области изображения колеса (меню «Данные/Исполнение...») вызывает открытие диалогового окна «Выберите тип ступицы» (рис. 9). Тип ступицы зубчатого колеса выбираем щелчком на одной из трех кнопок этого окна.



Рис. 9

После подтверждения выбора типа ступицы (т. е. нажатия кнопки «Ок» в окне «Выберите тип ступицы») открывается еще одно диалоговое окно – «Выберите соединение» (рис. 10). Кнопки этого окна соответствуют следующим типам соединений (в направлении сверху вниз):

- соединение колеса с валом с натягом;
- шпоночное соединение;
- шлицевое соединение.



Рис. 10

Выбрав подходящий тип соединения, необходимо щелкнуть на соответствующей ему кнопке.

Затем следует нажать кнопку «Продолжить» и в полях открывшегося диалогового окна «Размеры конструкции» (рис. 11) уточнить габаритные и присоединительные размеры.



Рис. 11

Нажатием кнопки «Ок» завершаем ввод настроек зубчатого колеса.

Задание параметров зацепления

Двойной щелчок левой кнопкой мыши в области таблицы параметров в диалоговом окне «Черчение» (см. рис. 8) или выбор в меню «Данные/Таблица зацепления...» вызывает открытие диалогового окна «Таблица зацепления» (рис. 12). Пользователь может изменить значения параметров, записанные в полях с белым фоном. Нажатием кнопки «Контр. Параметры» можно добавить в таблицу соответствующие контрольные параметры колеса.

Таблица зацепления	×
Модуль	1.25
Число зубьев	144
Угол наклона зубьев	8.2808
Направление линии зуба	Левое 💌
Исходный контур	FOCT 13755-81
Коэффициент смещения	0.00
Степень точности	8-D
Делительный диаметр	181.896
Обозначение чертежа	
Сопряженного колеса 0	0000.02/01
<u>Q</u> К <u>О</u> тмена Контр.	Параметры

Рис. 12

Задание технических требований

Двойной щелчок левой кнопкой мыши в области списка с техническими требованиями (меню «Данные/Технические требования...») вызывает открытие диалогового окна «Технические требования» (рис. 13). Пользователь может изменить параметры, записанные в полях с белым фоном.

Технические треб	ования	×
1. *Размеры для с	правок	
3. Радиусы скругл	ения R = 3.00 мм.	
4. Неуказанные пр	редельные отклонения:	
Валов h11	Отверстий: Н11	
Остальных: П1	1/2	
	ОК Отмена	

Рис. 13

Заполнение основной надписи

Двойным щелчком левой кнопкой мыши в области основной надписи чертежа (меню «Данные/Штамп...») открываем диалоговое окно «Заполнение штампа» (рис. 14), в полях ввода которого можно указать фамилии исполнителей и дату, а также выбрать масштаб чертежа, формат чертежа и т. д.

3anon	нание ш	Tamina							X
					[0876	5/8766		_
							Лит.	Macca	🥅 Масштаб
Изн. Разр Про Т.хон Н.хо Уте	Лист реб. в. нтр. онтр.	N ^p poxyHeHTB	Падпись	Дата 27.11.06. 27.11.06. 27.11.06. 27.11.06. 27.11.06.			Пист [1	4313 Det	Di Vacassese Vacassese croe
				Os	QTresent	Справка	Форневт	<u>14</u>	

Рис. 14

Сохранение чертежа

Для завершения генерации чертежа необходимо в окне «Черчение» (см. рис. 8) выбрать пункт меню «Сохранить...» и сохранить этот чертеж как файл с расширением *.agr. После этого произойдет запуск плоского графического редактора APM Graph, в окне которого и будет показан чертеж рассчитанного зубчатого колеса (рис. 15).

9. Вывод результатов расчета на печать

Для вывода результатов расчета на печать нужно нажать в основном окне программы кнопку «Печать» (меню «Файл/Печать») и в открывшемся диалоговом окне «Выбор результатов для печати» отметить флажками те результаты, которые требуется вывести на печать.





10. Вывод результатов расчета в файл формата *.rtf.

У пользователя есть возможность вывести и исходные данные, и результаты расчета в текстовый файл формата *.rtf, который может быть открыт с помощью большинства современных текстовых редакторов. Для вывода результатов в файл формата *.rtf следует выбрать в меню «Файл/Сохранить» как... тип файла *.rtf и сохранить файл в этом формате.

3.2. Общий расчет вала в модуле APM Shaft

Общий порядок расчета

- 1. Создание модели вала.
- 2. Задание опор вала.
- 3. Задание нагрузок.
- 4. Задание параметров материала вала.
- 5. Выполнение расчета.
- 6. Просмотр результатов расчета.
- 7. Генерация чертежа вала.
- 8. Вывод результатов расчета на печать.
- 9. Вывод результатов расчета в файл формата *rtf.

Задача

Выполнить общий расчет вала (рис. 16) на усталостную прочность. На вал действуют следующие нагрузки:

T1 = T2 = 2000 H·M; Fr1 = 4,9 kH; Fa1 = 1,87 kH; Ft1 = 13,3 kH; Fr2 = 14,76 kH; Fa2 = 5,6 kH; Ft2 = 40 kH; Ma1 = Ma2 = 280 H·M.



Рис. 16

Шпоночные канавки взять стандартные, из базы данных. Правая опора воспринимает результирующую осевую нагрузку.

Материал вала – сталь 55, частота вращения вала – 200 об/мин; ресурс работы – 20000 часов, режим нагружения – постоянный.

Решение

1. Создание модели вала

Создание цилиндрических секций

Поскольку вал состоит из цилиндрических секций, то достаточно будет подробно рассмотреть создание только одной из этих секций, например левой.

Переходим в режим создания цилиндрической секции нажатием кнопки «Цилиндр» (меню «Задать/Цилиндр»). Курсор приобретает характерный вид цилиндра, причем точное позиционирование производится указателем курсора (в виде крестика). Фиксируем указателем курсора произвольную точку поля редактора, затем нажимаем левую кнопку мыши, и, не отпуская ее, создаем прямоугольник, моделирующий цилиндрическую секцию вала. Текущие размеры прямоугольника (диаметр и длина цилиндрической секции) динамически отображаются в строке статуса.

Гораздо удобнее не следить за текущими размерами секции и сначала схематически изобразить произвольную секцию, а потом

откорректировать ее параметры, т. е. отредактировать созданную секцию. Для этого следует щелкнуть правой кнопкой мыши на созданной секции и изменить параметры, записанные в полях открывшегося диалогового окна «Секция вала» (рис. 17).

Гип секции :	Цилиндр
Длина секции, мм :	50
Певый диаметр, мм :	50
Правый диаметр, мм :	50
⊻далить секцию и	еликом

Рис. 17

Аналогичным образом создаем три оставшиеся цилиндрические секции вала (в соответствии с размерами), каждая из которых будет автоматически соосно присоединяться к предыдущей секции.

Создание фасок на секциях вала

Переходим в соответствующий режим нажатием кнопки «Фаска» (меню «Задать/Фаска») и щелкаем указателем курсора (в этом режиме он имеет вид крестика) вблизи границы сегмента. В поля ввода открывшегося диалогового окна «Фаска» записываются параметры создаваемой фаски.

Создание скруглений (галтелей) на заплечиках вала

Нажимаем кнопку «Галтель» (меню «Задать/Галтель»), а затем щелкаем крестиком курсора на границе между двумя сегментами.

После этого откроется диалоговое окно «Галтель», в поля которого записываются параметры создаваемой галтели.

Создание канавки для выхода шлифовального круга

Нажимаем кнопку «Канавка» (меню «Задать/Канавка») и щелкаем крестиком курсора на границе между двумя сегментами. Это действие приводит к появлению окна «Выбор типа канавки» (рис. 18) со схематическим изображением трех типов канавок, которые можно создать на валу.



Рис. 18

Для выбора типа создаваемой канавки щелкаем левой кнопкой мыши на изображении выбранного типа канавки и нажимаем кнопку «Ок».

Примечание. Следует иметь в виду, что не все типы канавок могут быть созданы на границах цилиндрических сегментов. Если выбран такой тип канавки, который невозможно создать в конкретных условиях, программа выдаст соответствующее сообщение.

После выбора типа создаваемой канавки откроется диалоговое окно «Канавка» (рис. 19). В правой части этого окна появляется таблица с соотношениями параметров канавки для различных

диаметров валов, а в полях ввода его нижней части выделяются (например, красным цветом) те параметры канавки, которые подходят для этой секции вала. При желании данные значения могут быть изменены. Создание канавки для выхода шлифовального круга завершается нажатием кнопки «Ок».

Канавка				×
	d, MM	b, MM	h, MM	R, MM
R	d <= 50	3	0.25	1.0
n n n n n n n n n n n n n n n n n n n	50 - 100	5	0.50	1.6
b	d > 100	8	0.50	2.0
	51	3	0.50	1.6
	,			
	Удалить кон	talixy		
Qk Отмена Оправка				

Рис.	19
------	----

Создание шпоночных канавок

В рассматриваемом примере на цилиндрической секции вала длиной 100 мм требуется создать шпоночную канавку, закругленную с обоих концов. Для создания таких шпоночных канавок следует сначала нажать кнопку «Закругленная шпонка» (меню «Задать/Шпонка/Закругленная с двух сторон») и установить указатель курсора в точке начала шпоночной канавки (точка определяется приблизительно). Затем нужно нажать левую кнопку мыши и, не отпуская ее, создать прямоугольник, длина которого будет примерно соответствовать длине шпоночной канавки. Текущие значения размеров создаваемой шпоночной канавки динамически отображаются в строке статуса. В полях ввода открывшегося диалогового окна «Шпоночный паз» (рис. 20) уточняем параметры создаваемой шпоночной канавки (в соответствии с заданным по условию чертежом вала):

«Расстояние от левой границы вала, мм» – 14
«Длина, мм» – 72.

юный паз	
Параметры	
Расстояние от левого торца секции вала, мм	14
Длина, мм	72
Ширина, мм	18
Глубина, мм	7
Удалить	База данных
Ок Отмена	Справка

Рис. 20

Для получения остальных стандартных размеров шпоночной канавки обратимся к базе данных, для чего нажимаем кнопку «База данных...». Это приведет к открытию диалогового окна «База данных по шпонкам» (рис. 21).

база данных	по шпонкан			×
Тип шпонки	Призматические	•		
та головки	Мининальный	Максие-кальный	Ширкена шпонязи	Высота шп
	58.000	65.000	18.000	11.000
•				•
	0	К. Отме	+0	

Рис. 21

Если программа предлагает несколько вариантов шпонок, то выбираем один из них. Соответствующие данные выбранной строки автоматически перенесутся в окно «Шпоночный паз», и на валу появится схематическое изображение шпонки со стандартными параметрами.

Аналогичным образом создаем вторую шпоночную канавку.

2. Задание опор вала

Для задания опор вала переходим в соответствующий режим нажатием кнопки «Опора» (меню «Задать/Опоры»). Если щелкнуть левой кнопкой мыши вблизи того места, где следует установить опору, то откроется диалоговое окно «Опора» (рис. 22), с помощью которого задаем параметры этой опоры.

Тип	Параметры	
~	Расстояние от	23
	· Westweet anony HAM	2 639560-30
~		10.000000-00
<u></u>	Удалить опору	
ş	Отмена	Справка

Рис. 22

Вначале из выпадающего списка выбираем тип опоры (жесткая неподвижная, жесткая подвижная или упругая), затем уточняем ее расположение (от левого конца вала) и, наконец, задаем жесткость создаваемой опоры (в том случае, если опора упругая). В рассматриваемом примере справа устанавливаем жесткую неподвижную опору, поскольку она будет воспринимать осевое усилие на валу, а слева – жесткую подвижную опору. Для левой опоры в поле ввода «Расстояние от левого торца вала, мм» вводим число 25. Аналогичным образом создаем вторую опору.

3. Задание нагрузок Задание осевых сил

Включаем режим «Осевая сила» нажатием соответствующей кнопки (меню «Задать/Осевая сила») и в поля ввода открывшегося диалогового окна «Осевая сила» (рис. 23) записываем параметры и обозначение осевой силы Fa1:

 в поле ввода «Расстояние от левого торца вала, мм» записываем значение 100 (расстояние от левого конца вала до точки приложения осевой силы Fa1);

– в поле ввода «Значение, Н» записываем число 1870, поскольку сила действует в направлении «справа налево»;

- в поле ввода «Название» вводим обозначение F;

- в поле ввода «Индекс» вводим обозначение a1.

	Параметры Расстояние от левого торца вала, мм Значение, Н Названия	1870
	Индекс	a1
	⊻далить	Qk
	Отмена	⊆правка

Рис. 23

Последние два параметра не являются обязательными, и эти поля ввода могут оставаться пустыми.

После нажатия кнопки «Ок» осевая сила отобразится на модели вала. Аналогичным образом создаем вторую осевую силу Fa2.

Таким образом, к валу приложены две осевые силы, различные по величине. Поскольку перемещение вала в осевом направлении

ограничивает только правая опора, то в ней и будет возникать осевая реакция.

Примечание. Если обе опоры имеют подвижность в осевом направлении, то к опоре, воспринимающей осевое усилие (пользователю нужно заранее решить, которая из опор будет это усилие воспринимать), приложить осевую силу, равную по величине алгебраической сумме приложенных к отдельным участкам вала осевых сил, но имеющую противоположный знак.

Если при отрисовке сил обнаружится, что они имеют противоположное заданному направление, то следует вызвать соответствующее окно щелчком правой кнопки мыши и изменить знак силового фактора.

Задание поперечных сил

Нажатием кнопки «Поперечная сила» (меню «Задать /Поперечная сила») переходим в режим задания радиальной силы и в поля ввода открывшегося диалогового окна «Поперечная сила» (рис. 24) записываем параметры и обозначение силы. Рассмотрим задание радиальных сил Ft1 и Fr1.

Поперечная сила			×
7	Точка приложения Расстояние от левого Тип данных Проекции С <u>М</u> одуль и угол Обозначение Название Индекс	торца вала, мм Проекции Вертикальная, Н Горизонталь- ная, Н Модуль и угол — Модуль, Н Угол, град	-4900 -13300
	Удалить поперечнуя 	о силу Дар	αεκα

Рис. 24

Прежде всего в поле ввода «Расстояние от левого торца вала, мм» заносим значение 100. Затем нужно задать либо модуль и направление равнодействующей радиальных сил (выбрать Тип данных – Модуль и угол), либо величины проекций этих сил (Тип данных – Проекции). В рассматриваемом примере выбираем Проекции. Для задания величин проекции записываем в поле ввода «Вертикальная, Н» число –4900 (поскольку сила направлена вниз), а в поле ввода «Горизонтальная, Н» – число –13300 (поскольку сила направлена в направлении «на нас»).

Поля ввода «Название» и «Индекс» оставляем незаполненными.

Аналогичным образом создаем две другие радиальные силы, Ft2 и Fr2.

Если при отрисовке сил обнаружится, что они имеют направление, противоположное заданному, то следует вызвать соответствующее окно щелчком правой кнопки мыши и изменить знак силового фактора.

Задание изгибающих моментов

Переход в данный режим осуществляется нажатием кнопки «Момент изгиба» (меню «Задать/Момент изгиба»). В полях ввода открывшегося диалогового окна «Момент изгиба» требуется задать параметры и обозначение момента (рис. 25). Рассмотрим задание изгибающего момента Ma1.

Момент изгиба		د					
	Точка приложения Расстояние от левого	торца вала, мм					
	Тип данных © Проекции С <u>М</u> одуль и угол	Проекции Вертикальная, Нтм -280 Горизонтальная, Нтм 0					
	Обозначение Название Индекс	Угол и модуль Модуль, Нтм Угол, град					
⊻далить момент изгиба							
Qk	Отмен	а					

Рис. 25

Для задания точки приложения силы в поле ввода «Расстояние от левого торца вала, мм» вводим число 100.

Затем надо задать либо модуль и направление суммарного изгибающего момента (выбрать Тип данных – Модуль и угол), либо величины проекций этих изгибающих моментов (Тип данных – Проекции). В рассматриваемом примере выбираем Проекции. Для задания величин проекции записываем в поле ввода «Вертикальная, Н·м» – 280, а в поле ввода «Горизонтальная, Н·м» – 0.

Поля ввода «Название» и «Индекс» оставляем незаполненными.

Аналогичным образом создаем изгибающий момент Ма2.

Если при отрисовке моментов обнаружится, что они имеют направление, противоположное заданному, то следует вызвать соответствующее окно щелчком правой кнопки мыши и изменить знак силового фактора.

Задание крутящих моментов

Переходим в соответствующий режим нажатием кнопки «Момент кручения» (меню Задать/Момент кручения) и в полях ввода открывшегося диалогового окна «Момент кручения» записываем параметры и обозначение момента (рис. 26).

Параметры Расстояние от левог торца вала, мм Значение, Н ⁻ м Название Индекс	T 1
 ⊻далить	QK
Отмена	Справка

Рис. 26

Задание момента кручения Т1 производится следующим образом:

 в поле ввода «Расстояние от левого торца вала, мм» записываем значение 100 (расстояние от левого конца вала до точки приложения крутящего момента);

- в поле ввода «Значение, Н·м» - 2000;

- в поле ввода «Название» - Т (но можем оставить незаполненным);

– в поле ввода «Индекс» – 1 (также можем оставить незаполненным).

Если при отрисовке моментов обнаружится, что они имеют направление, противоположное заданному, то следует вызвать соответствующее окно щелчком правой кнопки мыши и изменить знак силового фактора.

Примечание. Обязательным условием выполнения общего расчета вала является равенство абсолютных значений подводимого к валу и снимаемого с него крутящих моментов, алгебраическая сумма которых должна быть равной нулю. Невыполнение данного условия не позволит произвести общий расчет вала.

4. Задание параметров материала вала

Задать материал вала можно двумя способами: вводом заданных по условию параметров или выбором материала из базы данных. Для того чтобы ввести известные параметры материала, надо нажать кнопку «Материал» (меню «Материал/Параметры...»). Параметры материала заносятся в поля ввода открывшегося диалогового окна «Материал вала». Если марка материала выбирается из базы данных, то нужно вначале вызвать эту базу нажатием кнопки «База данных...», а затем из таблиц выпадающих списков Тип и Группа выбрать марку материала. В рассматриваемом примере по условию задана марка стали, из которой изготавливается вал, поэтому выбираем эту марку из базы данных.

5. Выполнение расчета

Для запуска на расчет выбираем меню «Рассчитать/Общий расчет вала». В открывшемся диалоговом окне «Ресурс работы вала» записываем:

- «Ресурс работы, час» - 20000;

- «Частота вращения вала, об/мин» - 200.

Расчет вала производится после нажатия кнопки «Ок».

6. Просмотр результатов расчета

Для просмотра результатов расчета переходим в меню «Результаты»... и в открывшемся окне «Результаты» выбираем тот вид результатов расчета, который необходимо просмотреть. Если пользо-ватель хочет, чтобы эпюры силовых факторов строились на фоне вала, то нужно оставить установленный по умолчанию флажок напротив опции «Рисовать вал». В противном случае флажок нужно убрать.

7. Генерация чертежа вала

Для генерации чертежа рассчитанного вала выбираем в диалоговом окне «Файл» пункт «Экспорт...» и вызываем открытие диалогового окна «Заполнение штампа» (рис. 27). В поля ввода этого окна можно внести фамилии исполнителей и дату, а также выбрать масштаб чертежа, формат чертежа и т. д.

3ano <i>n</i> i	409640 WT4	imna							×
								Лит.	Масса 🗖 Масштаб
Изн.	Лист	N ^a документа	Подпись	Дата					
Pas	раб.			25.11.06.					1:1 💌
Про	0.			25.11.06.					Г Увельнарные
T.xo	нтр.			25.11.06.				Лист 1	Листов 1
		[-	25.11.06					
PL KI	онтр.			25.11.06.	1			1	
		,						Г Формат	A2 💌
				Qk		Отнена	⊈правка		

Рис. 27

Для завершения генерации чертежа необходимо сохранить данный чертеж как файл с расширением *.agr. После этого произойдет запуск плоского графического редактора APM Graph, в окне которого и будет показан чертеж рассчитанного вала (рис. 28).



Рис. 28

8. Вывод результатов расчета на печать

Для вывода результатов расчета на печать следует нажать в основном окне программы кнопку «Печать» (меню «Файл/Печать...»)

и в открывшемся стандартном окне «Печать» выбрать один из установленных принтеров и произвести печать.

9. Вывод результатов расчета в файл формата *.rtf.

У пользователя есть возможность вывести и исходные данные, и результаты расчета в текстовый файл формата *.rtf, который может быть открыт с помощью большинства современных текстовых редакторов. Для вывода результатов в файл формата *.rtf следует выбрать в меню «Файл/Печать» в RTF файл... тип файла *.rtf и сохранить файл в этом формате.

3.3. Расчет подшипникового узла в модуле APM Bear

Общий порядок расчета

- 1. Выбор типа подшипника.
- 2. Задание геометрии подшипника.
- 3. Задание точности изготовления подшипника.
- 4. Задание условий работы подшипника.
- 5. Выполнение расчета.
- 6. Просмотр результатов расчета.
- 7. Задание дополнительных параметров.
- 8. Вывод результатов расчета на печать.

Задача

Рассчитать подшипниковый узел, состоящий из двух шариковых радиально-упорных подшипников. Исходные данные:

тип подшипника – 46307;

- класс точности 0;
- скорость вращения 120 об/мин;
- схема установки «О» (в растяжку);
- радиальная сила на нагруженной опоре 12000 Н;
- радиальная сила на ненагруженной опоре 12000 Н;
- осевая сила 8000 H;
- величина осевого преднатяга 1500 H;
- коэффициент динамичности 1,2;
- режим работы нестандартный, задается пользователем.

Решение

1. Выбор типа подшипника

Входим в меню «Данные/Тип подшипника...» и в открывшемся диалоговом окне «Выберите тип подшипника» выбираем «Шариковый радиально-упорный подшипник».

2. Задание геометрии подшипника

Геометрические параметры подшипника могут быть заданы двумя способами: вручную и из базы данных.

Задание геометрических параметров подшипника вручную

Для того чтобы задать геометрию подшипника вручную, нужно войти в меню «Данные/Геометрия...» и в открывшемся диалоговом окне «Радиально-упорный шариковый подшипник» задать параметры рассчитываемого подшипника, внеся их значения в соответствующие поля ввода.

Задание геометрических параметров подшипника из базы данных

Данный способ годится только для стандартных подшипников. Поскольку рассматриваемый подшипник стандартный, то для ввода его параметров воспользуемся этим способом. Нажимаем кнопку «База Данных» и в открывшемся диалоговом окне «Выберите данные» из выпадающего списка Подтип выбираем среднюю серию, поскольку заданный тип подшипника относится именно к этой серии. Из открывшегося списка выбираем номер подшипника 46307. После нажатия кнопки «Выбрать» все параметры требуемого подшипника автоматически переписываются в поля ввода окна «Радиальноупорный шариковый подшипник».

3. Задание точности изготовления подшипника

Выбор точности изготовления также может быть сделан двумя способами: вручную и из базы данных (если подшипник стандартный).

Для того чтобы задать точность подшипника вручную, нужно войти в меню «Данные/Точность...» и в открывшемся диалоговом окне «Точность изготовления» задать данные по точности рассчитываемого подшипника вручную, внеся их значения в соответствующие поля ввода.

Для выбора из базы данных нажмите кнопку «БД» напротив соответствующего параметра. После этого открывается диалоговое

окно «Выберите отклонения диаметра», в котором, прежде всего, следует выбрать «Класс точности подшипника из выпадающего списка». Далее щелчком левой кнопки мыши выбираем ту строку таблицы, в которой находится значение внешнего диаметра. Нажатием кнопки «Ок» соответствующие данные из этой строки переносятся в окно «Точность изготовления». Аналогично задается параметр по внутреннему кольцу.

4. Задание условий работы подшипника

Входим в меню «Данные/Условия работы ...» и в открывшемся диалоговом окне «Шариковый радиально-упорный подшипник» задаем параметры нагрузки следующим образом:

- в поле ввода «Тип установки» - выбираем схему «О»;

- в поле ввода «Осевая сила, Н» вводим число 8000;
- в поле ввода «Рад. сила на нагр. опоре, Н» 12000;
- в поле ввода «Рад. сила на ненагр. опоре, Н» 12000;
- в поле ввода «Осевая сила преднатяга, Н» 1500;
- в поле ввода «Скорость вращения, об/мин» 120;
- в поле ввода «Коэфф. динамичности» 1.2.

Если необходимо задать нестандартный режим работы, то выбираем опцию «Переменная нагрузка» и в открывшемся окне «Режим нагружения» строим график режима работы (рис. 29). После введения координат точек графика выбираем тип их соединения – с помощью сплайна или линейное. В рассматриваемом случае соединяем точки сплайном.

Все исходные данные введены, подшипниковый узел готов к расчету.

5. Выполнение расчета

Нажимаем кнопку «Расчет» (меню «Расчет»). После окончания расчета становится активной кнопка «Результаты» (меню «Результаты»).

6. Просмотр результатов расчета

Нажимаем кнопку «Результаты» (меню «Результаты»), после чего открывается диалоговое окно «Результаты» (рис. 30) с общими результатами расчета по нагруженному или ненагруженному подшипнику (группа параметров Резюме). Нажатием соответствующих кнопок можно вызвать диалоговые окна просмотра отдельных параметров подшипника, таких как момент трения, потери мощности, различные биения и т. д.





Резюме		17		
Средняя долговечность, час	5912.895	Закрыть		
Максконт напр., Н/кв.мм Выделение тепла, Дж/час	3176.197 30303.929 65.432	Показать все Справка Еще		
Эсевые оиения, мкм	22,790			
Боковые биения, мкм Момент трения, Нхм	-0.010 0.670			
Потери мощности. Вт		Подшилник		
Нормальные силы Мул	ытипликация	 Напруж. Ненапруж. 		
Параметры трения Момент трения	Биения Осев.биения	Бок биения		
Табл. Гисто Граф	Табл. Гисто	Табл. Гисто		
	Рад.биения	Поле биений		
Потери мошности				

Рис. 30

7. Задание дополнительных параметров

Для получения дополнительной информации о величине долговечности, рассчитанной по стандартной методике, а также о долговечности импортных подшипников, нажмите в окне «Результаты» кнопку «Еще». Это приведет к открытию диалогового окна «Дополнительные параметры» (рис. 31).

Олговечность		
Долговечность (по тес	рии неидеального контакта), час	5912.895
Долговечность (станд	артные методы), час	0.000
Динамическая грузоп	адъемность, Н	54.964
[ересчитать долговечность	
	1 ASSAULTS 11	autonora

Рис. 31

В рассматриваемом примере программа не определила долговечность стандартными методами. Это связано с особенностями исходных данных: изначально был задан осевой преднатяг, а стандартная методика не позволяет проводить расчет подшипника с преднатягом.

Для расчета импортных подшипников следует в поле ввода «Динамическая грузоподъемность, Н» ввести соответствующее значение этого параметра и нажать кнопку «Пересчитать долговечность». После пересчета будет показано значение долговечности для подшипника с введенной динамической грузоподъемностью.

8. Вывод результатов расчета на печать или в файл формата *.rtf

Для вывода результатов расчета на печать нажмите в основном окне программы кнопку «Печать» (меню «Файл/Печать») и в открывшемся окне «Выбор результатов для печати» отметьте флажками те результаты, которые требуется вывести на печать для выбранного (нагруженного или ненагруженного) подшипника. Вывод результатов расчета может быть осуществлен либо сразу на принтер (кнопка «Печать»), либо в текстовый файл формата *.rtf (кнопка «RTF»), который может быть открыт в большинстве текстовых редакторов, так что пользователь имеет возможность его редактировать. Такая возможность особенно удобна в том случае, когда по результатам расчета нужно подготовить отчет по заданной форме.

3.4. Расчет соединений в модуле APM Joint

Пример 1. Расчет группового болтового соединения

Общий порядок расчета

1. Выбор типа соединения.

2. Построение (или импорт) контура поверхности контакта.

3. Выделение контуров (наружного и внутренних) поверхности контакта.

4. Расстановка болтов (указание мест расположения их центров).

5. Задание действующих на соединение сил.

6. Уточнение постоянных параметров для расчета.

7. Выбор типа расчета: проектировочный или проверочный.

8. Выполнение расчета.

9. Просмотр результатов расчета.

10. Возможная корректировка расположения и параметров болтов в соединении по результатам расчета.

Задача

Выполнить проектировочный расчет группового болтового соединения, предназначенного для крепления кронштейна к плоскости (рис. 32).



Рис. 32

Действующие на соединение силовые факторы изображены на рисунке. Болты изготовлены из стали 40; коэффициент запаса по текучести деталей крепления (болтов) – 3.

Решение

1. Выбор типа соединения

Тип соединения выбираем однократным щелчком левой кнопки мыши на схематическом изображении болта, установленного в отверстие с зазором (рис. 33). Такой режим установки болтов позволит учесть все виды действующих на стык поверхностей

нагрузок – как отрывающие, так и сдвигающие (в то время как болты, установленные в отверстие без зазора, работают только на срез).



Рис. 33

2. Построение (или импорт) контура поверхности контакта

В появившемся поле окна редактора необходимо либо изобразить контур поверхности контакта, либо импортировать его.

Построение контура поверхности

В рассматриваемом случае контур поверхности контакта представляет собой квадрат. Создать его можно различными способами, например с помощью построения четырех отрезков, образующих стороны квадрата. Для построения первого горизонтального отрезка следует поступить следующим образом:

 нажать на панели инструментов «Рисование» выпадающую панель инструментов «Отрезок», а затем кнопку «Через 2 точки» (меню «Рисовать/Отрезок/Через 2 точки»); – вывести курсор мыши на рабочее поле и нажать клавишу «Пробел» на клавиатуре; в появившемся диалоговом окне «Первая точка» ввести координаты X = 0, Y = 0;

 смещая курсор в горизонтальном направлении (например, вправо), нажать клавишу «Пробел на клавиатуре» для ввода параметров отрезка с клавиатуры;

– на вкладке «Длина и угол» открывшегося диалогового окна «Вторая точка» (рис. 34) задать длину создаваемого отрезка и угол его наклона относительно горизонтальной оси. При первоначальном открытии диалогового окна «Вторая точка» в его полях ввода записаны текущие значения длины и угла динамического объекта.

Bı	горая точка		×
	Координаты	Длина и угол Смещение	Ok
	<u>Д</u> лина	120	Отмена
	⊻гол	이	

Рис. 34

Нажатием кнопки «ОК» в этом диалоговом окне или клавиши Enter на клавиатуре завершаем создание горизонтального отрезка.

Аналогичным образом создаем следующие стороны квадрата, обращая внимание на то, что конечная точка последнего отрезка должна быть привязана к начальной точке первого.

Импорт контура поверхности

Контур поверхности контакта может быть также импортирован через файл формата *.dxf. Для того чтобы произвести импорт, воспользуйтесь меню «Файл/Импорт...», а затем в стандартном диалоговом окне укажите путь к импортируемому файлу формата *.dxf. Выделение контуров (наружного и внутренних) поверхности контакта

Созданный внешний контур поверхности контакта необходимо выделить. Кроме того, следует выделить внутренние (если они есть) контуры поверхности. Для этого на панели «Контур» есть специальные кнопки – «Простой контур» (меню «Контур/Простой контур») и «Набираемый контур» (меню «Контур/Набираемый контур»).

После нажатия кнопки «Простой контур» щелкните мышью сначала на любом из элементов наружного контура, а затем на любом из элементов каждого из внутренних контуров (если они есть). Замкнутые контуры после щелчка должны окраситься в синий цвет. Одновременно с нажатием одной из этих кнопок открывается диалоговое окно «Выбор контура», в котором после выделения всех контуров нужно нажать кнопку «Ок» (вместо кнопки «Ок» можно нажать правую кнопку мыши или клавишу «Пробел» на клавиатуре). Область между выделенными контурами, т. е. собственно поверхность контакта, окрасится в серый цвет. Это означает, что программа адекватно «поняла» задачу, т. е. будет воспринимать выделенный объект как поверхность контакта.

Расстановка болтов

Расставить болты на поверхности контакта или вне ее можно двумя способами:

- с помощью мыши;

– указанием координат точек установки болтов.

Установка болтов с помощью мыши

Прежде всего нажимаем кнопку «Разместить Болты» на инструментальной панели «Соединительные элементы» (меню «Данные/Разместить Болты»). Для того чтобы отметить центр будущего болта, достаточно щелкнуть левой кнопкой мыши в том месте, где будет расположен болт. В рассматриваемом примере устанавливаем 4 болта в углах созданной поверхности.

Для удаления ранее установленного болта необходимо после нажатия кнопки «Удаление» на панели инструментов «Модификация» (меню «Модификация/Удаление») щелкнуть мышью на любой точке области, ограниченной болтом.

Установка болтов по координатам

Переходим в режим установки болтов с помощью мыши, нажимаем клавишу «Пробел» на клавиатуре и в поля открывшегося

диалогового окна «Точка» записываем координаты центра будущего болта.

Внимание! Координаты болтов задаются в системе координат окна редактора, а не в системе координат поверхности контакта.

Для изменения координат созданного болта можно воспользоваться режимом «Редактирование», переход в который осуществляется нажатием кнопки на панели инструментов «Модификация» (меню «Модификация/Редактирование»). После этого нужно подвести указатель мыши к искомому болту и, нажав левую кнопку мыши, переместить указатель в нужную точку. Величина смещения может задаваться с клавиатуры после нажатия на ней любой клавиши.

Задание сил, действующих на соединение

В общем случае к поверхности стыка могут быть приложены силы, направленные как перпендикулярно к поверхности стыка, так и параллельно этой поверхности. В том случае, если по условию к поверхности стыка необходимо приложить момент, действующий относительно какой-либо из координатных осей, то следует задать соответствующую ему пару сил.

Задание, редактирование и удаление сил, действующих перпендикулярно поверхности стыка

Задание сил

Переходим в режим «Нормальная сила» нажатием соответствующей кнопки на панели инструментов «Силы» (меню «Данные/Нормальная сила») и щелкаем левой кнопкой мыши в том месте окна программы, которое соответствует точке приложения данной силы. После этого откроется диалоговое окно «Нормальная сила», в поля ввода которого «Приложена по х, mm» и «Приложена по у, mm» автоматически заносятся текущие координаты курсора. Данные значения можно изменить в соответствии с условием задачи. В рассматриваемом случае в поля ввода диалогового окна «Нормальная сила» записываем:

– в поле ввода «Значение, Н» – заданное по условию максимальное значение этого силового фактора, а именно –10000 (знак «–» показывает, что сила направлена в отрицательном направлении оси, т. е. вниз);

– в поля ввода «Обозначение» и «Индекс» – обозначение силы, например F1 (однако эти поля могут быть и незаполненными).

Завершаем ввод нажатием кнопки «Ок». Если сила направлена «на нас», то она появится в виде окружности с точкой в центре, если наоборот, – в виде окружности с крестиком.

Редактирование сил

Для редактирования заданной силы нужно перейти в режим «Модификация» нажатием кнопки на панели инструментов «Модификация» (меню «Модификация/Модификация»), а затем щелкнуть левой кнопкой мыши на установленной ранее силе. Далее необходимо в поле появившегося диалогового окна «Модификация силы» нажать кнопку «Свойства» и с помощью открывшегося диалогового окна «Нормальная сила» отредактировать параметры силы.

Для изменения координат силы можно также воспользоваться режимом «Редактирование» (кнопка на панели инструментов «Модификация» или меню «Модификация/Редактирование»). Перейдя в этот режим, следует подвести указатель мыши к подлежащей редактированию силе и, нажав левую кнопку мыши, смещать указатель мыши в нужную точку. Величина смещения может задаваться с клавиатуры после нажатия на ней любой клавиши.

Удаление сил

Для удаления одной из нормальных сил следует воспользоваться режимом «Удаление».

Нажатием кнопки «Удалить нормальные силы» (меню «Данные/Удалить нормальные силы») можно удалить все введенные ранее нормальные силы.

Задание, редактирование и удаление сил, действующих параллельно плоскости стыка

Задание сил

Переход в этот режим происходит нажатием кнопки «Касательная сила» на панели инструментов «Силы» (меню «Данные/Касательная сила»). После перехода щелкаем левой кнопкой мыши в точке приложения силы. В полях ввода «Приложена по х, mm» и «Приложена по у, mm» открывшегося диалогового окна «Касательная сила» автоматически записываются текущие координаты курсора. В поле ввода «Приложена по z, mm» следует записать расстояние от плоскости контактной поверхности до точки приложения силы – в рассматриваемом случае оно равно 150 мм. В группе параметров «Данные» выбираем способ задания – «Проекции».

Исходя из заданной по условию схемы нагружения, в поля ввода диалогового окна «Касательная сила» вводим следующие значения:

- в поле ввода «Х, Н» - 4000;

- в поле ввода «Y, H» - 3000.

В поля ввода «Обозначение» и «Индекс» группы параметров «Символы» можно ввести название силы, например F2, но они могут быть и пустыми.

Завершаем ввод нажатием кнопки «Ок». Сила отобразится в виде вектора, начало которого соответствует точке приложения силы.

Редактирование сил

Для редактирования заданной силы нужно перейти в режим «Модификация» нажатием кнопки на панели инструментов «Модификация» (меню «Модификация/Модификация»), а затем щелкнуть левой кнопкой мыши на установленной ранее силе. Далее необходимо в поле появившегося диалогового окна «Модификация силы» нажать кнопку «Свойства» и с помощью открывшегося диалогового окна «Касательная сила» отредактировать параметры силы.

Для изменения координат силы можно также воспользоваться режимом «Редактирование» (кнопка на панели инструментов «Модификация» или меню «Модификация/Редактирование»). Перейдя в этот режим, нужно подвести указатель мыши к подлежащей редактированию силе и, нажав левую кнопку мыши, смещать указатель мыши в нужную точку. Величина смещения может задаваться с клавиатуры после нажатия на ней любой клавиши.

Удаление сил

Для удаления одной из касательных сил следует воспользоваться режимом «Удаление».

Нажатием кнопки «Удалить касательные силы» (меню «Данные/Удалить касательные силы») можно удалить все введенные ранее касательные силы.

Уточнение постоянных параметров для расчета

К таким параметрам относятся материал болтов и коэффициент текучести деталей крепления. Для уточнения значений этих

параметров надо перейти в соответствующий режим, нажав на панели инструментов «Главная» кнопку «Постоянные параметры» (меню «Данные/Постоянные параметры...»).

Материал болтов (по условию это Сталь 40) задается следующим образом: в открывшемся диалоговом окне «Постоянные параметры» необходимо нажать кнопку «База данных...», после чего откроется еще одно диалоговое окно – «Материал». Из выпадающего списка «Типы материалов» выбираем «Сталь конструкционная (прокат)», а из выпадающего списка «Подгруппы материалов» – «В нормализованном состоянии». Затем выбираем из списка материалов кнопки завершаем ввод нажатием «Ок». нужную строку и Соответствующие значения параметров материала для выбранного типа стали запишутся в поля ввода диалогового окна «Постоянные параметры». Затем убеждаемся в том, что в соответствующем поле этого окна записано, что коэффициент текучести деталей крепления равен 3.

Выбор типа расчета

Для выбора типа расчета (проектировочного или проверочного) следует в меню «Расчет/Тип» выбрать «Проектировочный» или «Проверочный». По умолчанию первым выполняется «Проектировочный расчет».

Проектировочный расчет позволяет определить геометрию элементов соединения (диаметр болтов) по известным по условию параметрам, таким как количество и расположение болтов, свойства материала болтов, коэффициент запаса и величина внешней нагрузки. Расчет ведется при статическом характере нагружения.

Для выполнения проверочного расчета должна быть задана геометрия элементов соединения (диаметр и расположение болтов, их материал); кроме того, для определения коэффициента запаса по усталостной прочности требуется задать минимальное значение приложенных к элементам соединения нагрузок. Расчет по усталости ведется при числе циклов нагружения, превышающем базовое число циклов, т. е. в условиях длительной усталостной прочности. Кроме коэффициента запаса по усталостной прочности в результате проверочного расчета можно получить значение коэффициента запаса по текучести.

71

Выполнение расчета

Для запуска на расчет нужно нажать кнопку «Расчет» на панели инструментов «Главная» (меню «Расчет/Расчет»).

Просмотр результатов расчета

После завершения расчета на экране монитора открывается окно «Карта давлений» с изображением контактной поверхности, окрашенной в различные цвета (рис. 35). Цветовая гамма поверхности отвечает цветовой шкале «Давление МПа», расположенной в левой верхней части окна.



Рис. 35

В местах установки болтов на карте изображены квадратики, цвета которых соответствуют величине нагрузки, действующей на соответствующий болт (цветовая шкала «Нагрузка Н» в нижней левой части окна).

Для закрытия этого окна выберите пункт меню «Закрыть».

Переход в режим просмотра числовых результатов расчета осуществляется нажатием кнопки «Результаты» (меню «Результаты...»).
Возможная корректировка параметров по результатам расчета

Если после анализа результатов ясно, что необходимо провести корректировку расположения болтов, то надо вернуться к схеме расположения болтов, изменить их положение (можно добавить или удалить часть болтов) и заново произвести расчет.

Пример 2. Расчет сварного таврового соединения

Общий порядок расчета

1. Выбор типа соединения.

2. Создание конфигурации сварного шва.

3. Задание действующих на сварной шов силовых факторов.

4. Уточнение постоянных параметров для расчета.

5. Выбор типа расчета: проектировочный или проверочный.

6. Выполнение расчета.

7. Просмотр результатов расчета.

8. Оптимизация конфигурации сварного шва по результатам расчета.

9. Проведение проверочного расчета.

10. Корректировка значения катета сварного шва по результатам расчета на выносливость.

Задача

Выполнить проектировочный и проверочный расчеты таврового соединения, предназначенного для крепления П-образного профиля к плоскости. Действующие на соединение силовые факторы изображены на рис. 36. Материал, из которого изготовлены соединяемые детали, – сталь 40.

При расчете необходимо обеспечить следующие значения коэффициентов запаса сварного шва:

- по статической прочности – не ниже 2,5;

– по выносливости – не ниже 1,5.



Рис. 36

Решение

1. Выбор типа соединения

Выбираем тип соединения однократным щелчком левой кнопки мыши на картинке с изображением сварного одностороннего таврового шва (рис. 37). Это приведет к открытию окна «Соединения сваркой».



Рис. 37

2. Создание конфигурации сварного шва

Теперь надо построить (или импортировать) конфигурацию сварного шва, которым П-образный профиль будет приварен к плоскости. В качестве первоначальной конфигурации сварного шва выберем сварку по внешнему контуру.

Поскольку в общем случае сварной шов может быть прерывистым, т. е. незамкнутым, выделять контур сварного шва нет необходимости. Поэтому при сварке угловыми швами соответствующие кнопки команд будут неактивны.

Построение отрезков, совпадающих с внешним контуром поверхности

В рассматриваемом случае внешний контур сопрягаемой поверхности представляет собой П-образный профиль, который можно смоделировать тремя отрезками прямых. Для отрисовки первого вертикального отрезка следует поступить следующим образом:

 нажать на панели инструментов «Рисование» выпадающую панель инструментов «Отрезок», а затем кнопку «Через 2 точки» (меню «Рисовать»/«Отрезок»/«Через 2 точки»);

– вывести курсор мыши на рабочее поле и нажать клавишу «Пробел» на клавиатуре; в появившемся диалоговом окне «Первая точка» ввести координаты X = 0, Y = 0;

– смещая курсор в вертикальном направлении (например, снизу вверх), нажать клавишу «Пробел» на клавиатуре для ввода параметров отрезка с клавиатуры;

– на вкладке «Длина и угол» открывшегося диалогового окна «Вторая точка» (рис. 38) задать длину создаваемого отрезка и угол его наклона относительно горизонтальной оси.

		~
Длина и угол	Смещение	Ok
100		Отмена
90	*	
	Длина и угол 100 90	Длина и угол Смещение 100 90

Рис. 38

При первоначальном открытии диалогового окна «Вторая точка» в его полях ввода записаны текущие значения длины и угла динамического объекта.

После ввода длины отрезка и его угла нажатием кнопки «Ок» в этом диалоговом окне или клавиши Enter на клавиатуре завершаем создание вертикального отрезка.

Аналогичным образом создаем остальные стороны П-образного профиля.

Для удаления уже построенного отрезка необходимо нажать кнопку «Удаление» на панели инструментов «Модификация» (меню «Модификация»/«Удаление») и щелкнуть мышью на любой точке удаляемого отрезка.

Построение скруглений

Переходим в режим построения скруглений нажатием кнопки «Скругление», расположенной на выпадающей панели инструментов «Скругление», панель инструментов «Модификация» (меню «Модификация»/«Скругление к двум объектам»). Затем последовательно щелкаем левой кнопкой мыши на скругляемых объектах и внутри образованного ими угла, а в открывшемся диалоговом окне «Радиус скругления» вводим значение радиуса скругления.

Импорт контура поверхности

Контур поверхности может быть также импортирован через файл формата *.dxf. Для того чтобы произвести импорт, воспользуйтесь меню «Файл/Импорт...», а затем в стандартном диалоговом окне укажите путь к импортируемому файлу формата *.dxf.

Задание силовых факторов, действующих на сварной шов

В общем случае к сварному шву могут быть приложены силы, направленные как перпендикулярно к плоскости сварного шва, так и параллельно этой плоскости. В том случае, если по условию к сварному шву необходимо приложить момент, действующий относительно какой-либо из координатных осей, то следует задать соответствующую ему пару сил.

Задание, редактирование и удаление сил, действующих перпендикулярно плоскости сварного шва

Задание сил

Переходим в режим «Нормальная сила» нажатием соответствующей кнопки на панели инструментов «Силы» (меню «Данные»/«Нормальная сила») и щелкаем левой кнопкой мыши в том месте окна программы, которое соответствует точке приложения данной силы. После этого откроется диалоговое окно «Нормальная сила», в поля ввода которого «Приложена по х, mm» и «Приложена по у, mm» автоматически заносятся текущие координаты курсора. Пользователь имеет возможность их изменить в соответствии с условием задачи. В рассматриваемом случае в поля ввода диалогового окна «Нормальная сила» записываем:

 в поле ввода «Значение, Н» – заданное по условию максимальное значение этого силового фактора, а именно 3000;

– в полях ввода «Обозначение» и «Индекс» – обозначение силы, например F1 (однако эти поля могут быть и незаполненными).

Завершаем ввод нажатием кнопки «Ок». Если сила направлена «на нас», то она отрисуется в виде окружности с точкой в центре, если наоборот – в виде окружности с крестиком.

Редактирование сил

Для редактирования заданной силы надо перейти в режим «Модификация» нажатием кнопки на панели инструментов «Модификация» (меню «Модификация»/«Модификация»), а затем щелкнуть левой кнопкой мыши на установленной ранее силе. Далее необходимо в поле появившегося диалогового окна «Модификация силы» нажать кнопку «Свойства» и с помощью открывшегося диалогового окна «Нормальная сила» отредактировать параметры силы.

Для изменения координат силы можно также воспользоваться режимом «Редактирование» (кнопка на панели инструментов «Модификация» или меню «Модификация»/«Редактирование»). Перейдя в этот режим, надо подвести указатель мыши к подлежащей редактированию силе и, нажав левую кнопку мыши, смещать указатель мыши в нужную точку. Величина смещения может задаваться с клавиатуры после нажатия на ней любой клавиши.

Удаление сил

Для удаления одной из нормальных сил следует воспользоваться режимом «Удаление».

Нажатием кнопки «Удалить нормальные силы» (меню «Данные»/«Удалить нормальные силы») можно удалить все введенные ранее нормальные силы.

77

Задание, редактирование и удаление сил, действующих параллельно плоскости сварного шва

Задание сил

Переход в этот режим происходит нажатием кнопки «Касательная сила» на панели инструментов «Силы» (меню «Данные»/«Касательная сила»). После перехода щелкаем левой кнопкой мыши в точке приложения силы. В полях ввода «Приложена по х, mm» и «Приложена по у, mm» открывшегося диалогового окна «Касательная сила» автоматически записываются текущие координаты курсора. В поле ввода «Приложена по z, mm» следует записать расстояние от плоскости контактной поверхности до точки приложения силы (в рассматриваемом случае оно равно 80 мм).

В группе параметров «Данные» выбираем способ задания – «Проекции».

Исходя из заданной по условию схемы нагружения, в поля ввода диалогового окна «Касательная сила» вводим следующие значения:

- в поле ввода «X, H» -0;

– в поле ввода «Y, H»: –3000 (знак «–» показывает, что сила направлена в отрицательном направлении оси Y, т. е. вниз).

В поля ввода «Обозначение» и «Индекс» группы параметров «Символы» можно ввести название силы, например F2, но они могут быть и пустыми.

Завершаем ввод нажатием кнопки «Ок». Сила появится в виде вектора, начало которого соответствует точке приложения силы.

Редактирование сил

Для редактирования заданной силы надо перейти в режим «Модификация» нажатием кнопки на панели инструментов «Модификация» (меню «Модификация»/«Модификация»), а затем щелкнуть левой кнопкой мыши на установленной ранее силе. Далее необходимо в поле появившегося диалогового окна «Модификация силы» нажать кнопку «Свойства» и с помощью открывшегося диалогового окна «Касательная сила» отредактировать параметры силы.

Для изменения координат силы можно также воспользоваться режимом «Редактирование» (кнопка на панели инструментов «Модификация» или меню «Модификация»/«Редактирование»). Перейдя

в этот режим, надо подвести указатель мыши к подлежащей редактированию силе и, нажав левую кнопку мыши, смещать указатель мыши в нужную точку. Величина смещения может задаваться с клавиатуры после нажатия на ней любой клавиши.

Удаление сил

Для удаления одной из касательных сил следует воспользоваться режимом «Удаление».

Нажатием кнопки «Удалить касательные силы» (меню «Данные»/«Удалить касательные силы») можно удалить все введенные ранее касательные силы.

Задание момента

Момент задается парой сил. В качестве точки приложения момента выбираем (приблизительно) центр тяжести построенных сварных швов. Затем необходимо задать величину плеча и рассчитать модуль каждой из действующих сил. В рассматриваемом примере целесообразно принять плечо силы равным 0,1 м (100 мм). Модуль действующих сил при этом будет равен F = MT/h = 650/0,1 [H·м/м] = 6500 H. Следовательно, на сварной шов действуют две силы, равные по модулю 6500 H и направленные в противоположных относительно оси Y направлениях. Приложены эти силы вблизи центра масс с плечом 100 мм. Координата Z для пары сил также составляет 80 мм.

4. Уточнение постоянных параметров для расчета

К таким параметрам относятся материал соединяемых деталей и различные коэффициенты. Для уточнения значений этих параметров нужно перейти в соответствующий режим, нажав на панели инструментов «Главная» кнопку «Постоянные параметры» (меню «Данные»/«Постоянные параметры....»). В открывшемся диалоговом окне «Постоянные параметры» активными будут только поля «Коэффициент запаса текучести деталей крепления» и «Предел текучести материала деталей сопряжения, МПа».

Материал болтов (по условию это сталь 40) задается следующим образом: в открывшемся диалоговом окне «Постоянные параметры» необходимо нажать кнопку «База данных...», после чего откроется еще одно диалоговое окно – «Материал». Из выпадающего списка «Типы материалов» выбираем «Сталь конструкционная (прокат)», а из выпадающего списка «Подгруппы материалов» – В нормализованном состоянии. Затем выбираем из списка матери-

алов нужную строку и завершаем ввод нажатием кнопки «Ок». Соответствующие значения параметров материала для выбранного типа стали перезапишутся в поля ввода диалогового окна «Посто-янные параметры». Затем убеждаемся в том, что в соответствующем поле этого окна записано, что «Коэффициент текучести деталей крепления равен 3».

5. Выбор типа расчета: проектировочный или проверочный

Для выбора типа расчета (проектировочного или проверочного) следует в меню «Расчет/Тип» выбрать «Проектировочный» или «Проверочный». По умолчанию первым выполняется «Проектировочный расчет».

Проектировочный расчет позволяет определить геометрию элементов соединения (величину катета сварного шва) по известным по условию параметрам, таким как количество и расположение сварных швов, свойства материала сварных швов, коэффициент запаса и величина внешней нагрузки. При этом расчет ведется при статическом характере нагружения.

Для выполнения проверочного расчета должна быть задана геометрия элементов соединения (величины катетов и расположение сварных швов, материал соединяемых деталей); кроме того, для определения коэффициента запаса по усталостной прочности требуется задать минимальное значение нагрузок, приложенных к элементам соединения. Расчет по усталости ведется при числе циклов нагружения, превышающем базовое число циклов, т. е. в условиях длительной усталостной прочности. Кроме коэффициента запаса по усталостной прочности в результате проверочного расчета можно получить значение коэффициента запаса по текучести.

6. Выполнение расчета

Для запуска на расчет надо нажать кнопку «Расчет» на панели инструментов «Главная» (меню «Расчет»/«Расчет!»).

7. Просмотр результатов расчета

Просмотр карты напряжений «После завершения расчета» на экране монитора открывается окно «Карта напряжений» с изображением сварного шва, окрашенного в различные цвета (рис. 39). Цветовая гамма шва отвечает цветовой шкале «Касательные напряжения МПа», расположенной в левой верхней части окна.



Рис. 39

Просмотр числовых результатов расчета

Для просмотра числовых результатов расчета выбираем меню «Результаты...» и находим, что для обеспечения требуемой по условию статической прочности с коэффициентом запаса, равным трем, программа предлагает значение катета сварного шва 1,423 мм. Выполнить сварку с таким малым значением катета сварного шва проблематично. Однако, основываясь на результатах расчета, можно провести некоторую оптимизацию конфигурации сварного шва.

8. Оптимизация конфигурации сварного шва по результатам расчета

На карте напряжений видно, что наиболее нагруженными являются горизонтальный и правый вертикальный участки сварного шва, а наименее нагруженным – левый участок. Следовательно, на левом участке шов можно сделать прерывистым. Для этого удаляем левый отрезок и заменяем его двумя отрезками меньшей длины, например, по 20 мм.

Затем надо снова повторить расчет и просмотреть полученные результаты. Убеждаемся, что после проведенной корректировки сварного шва распределение напряжений по участкам шва изменилось, а значение катета сварного шва увеличилось и стало равно 2,11 мм. Поскольку изменение величины катета незначительное, оптимизацию конфигурации сварного шва можно продолжить. Например, в соответствии с новым распределением напряжений видно, что правый вертикальный отрезок также может быть заменен отрезками меньшей длины, пусть это будет длина 20 мм. Снова проводим расчет и видим, что распределение напряжений по участкам сварного шва снова изменилось, а значение катета сварного шва опять увеличилось ненамного и стало равным 2,32 мм (рис. 40). Поэтому можно сделать прерывистым и горизонтальный участок шва, т. е. проварить только углы. Величина катета сварного шва при этом составит 2,45 мм. Следовательно, делаем вывод о том, что в результате оптимизации конфигурации сварного шва, т. е. при замене сплошного шва прерывистым, катет увеличился незначительно при сокращении общей длины шва относительно первоначальной примерно на 45÷50 %.

04.00		80 480 170 480 4 20 200 }- 0 220 230
68.25		
34.79		
10.43	2.	
40.40		
83.75	23	
12.00		
38.44		
34.79	8-1	
31.34		
27.69		
23.04	8-	
28.39		
36.04	P	
1119		
8.24		
	2-	

Рис. 40

9. Проведение проверочного расчета

При проведении проверочного расчета можно выполнить проверку прочности сварного шва не только в условиях статического нагружения как при проектировочном расчете, но и в условиях действия переменных нагрузок. Для перехода в режим проверочного расчета в меню «Расчет/Тип» выбираем «Проверочный». При этом открывается окно с изображением конфигурации сварного шва. Данное окно аналогично тому, с которым мы работали при проведении проектировочного расчета. Значения сил также автоматически переносятся из проектировочного расчета, но с одной особенностью – для выполнения проверочного расчета надо задавать дополнительные параметры, а именно минимальное значение

каждого силового фактора. По умолчанию эти параметры равны нулю, и пользователь должен задать их значения в соответствии с расчетной схемой.

Для задания минимальных значений силовых факторов переходим В режим редактирования сил нажатием кнопки «Модификация» на панели инструментов «Модификация» (меню «Модификация»/«Модификация»), а затем щелкаем левой кнопкой мыши на уже заданной ранее силе. Далее необходимо в поле появившегося диалогового окна «Модификация силы» нажать кнопку открывшегося «Свойства» И помощью диалогового С окна (или «Касательная сила») отредактировать «Нормальная сила» параметры силы.

В рассматриваемом случае в этих полях ввода записываем:

– для нормальной силы (окно «Нормальная сила») в поле ввода «Міп значение, Н» – 1000;

– для пары сил, образующих момент (окно «Касательная сила») в поля ввода «Min Y, H»: 2000 и –2000;

– для касательной силы (окно «Касательная сила») в поле ввода «Min Y, H» оставляем значение, заданное по умолчанию, т. е. ноль.

После задания минимальных значений сил производим проверочный расчет, выбрав в меню «Расчет» пункт «Расчет».

После выполнения проверочного расчета открывается окно «Карта напряжений». Раскраска сварного шва соответствует карте касательных напряжений, возникающих в тех или иных точках сварного шва.

Для просмотра числовых результатов проверочного расчета выбираем меню «Результаты...» и находим, что при величине катета сварного шва 2,45 мм, полученного из проектировочного расчета, коэффициент запаса прочности по пределу текучести равен 2,5, а коэффициент запаса по выносливости – 1,35, т. е. меньше требуемого по условию.

10. Корректировка катета сварного шва по результатам расчета на выносливость

При найденной конфигурации сварного шва обеспечить требуемое значение коэффициента запаса можно увеличением катета сварного шва. Для задания нового значения катета сварного шва в меню «Данные» выбираем «Дополнительные параметры…» В поле ввода «Катет шва, мм» открывшегося диалогового окна следует записать значение, которое превышает 2,45, например 3, и провести расчет заново. Величину эффективного коэффициента концентрации напряжений оставляем равной 3 (значение по умолчанию).

Снова обратившись к меню «Результаты…», видим, что при величине катета сварного шва 3 мм, полученного из проектировочного расчета, коэффициент запаса прочности по пределу текучести равен 3,05, а коэффициент запаса по выносливости – 1,78, что полностью удовлетворяет заданным условиям. Таким образом, задачу можно считать решенной.

3.5. Расчет подшипника скольжения жидкостного трения в модуле APM Plane

Общий порядок расчета

1. Выбор типа подшипника.

2. Задание геометрии подшипника.

3. Задание радиального зазора в дополнительных параметрах (если необходимо).

4. Задание условий работы подшипника.

5. Задание параметров масла.

6. Проведение расчета.

7. Просмотр результатов расчета.

8. Сохранение результатов расчета в файле формата *.rtf.

Задача

Провести расчет подшипника скольжения жидкостного трения при подаче смазки в рабочую зону. Исходные данные:

геометрические параметры:

– диаметр вала – 300 мм;

– длина контактной зоны – 300 мм;

– чистота поверхности вала и отверстия – 1 мкм;

– нецилиндричность вала и отверстия – 0,02 мм;

условия работы:

- радиальная сила - 30000 H;

- скорость вращения – 3000 об/мин;

– давление масла – 0,2 МПа;

параметры смазки:

- теплоемкость масла – 1980 Дж/(кг·°С);

- плотность - 872 кг/м³;

- вязкость масла при температуре $T = 20 \,^{\circ}\text{C} - 0.0872 \, \Pi \text{a} \cdot \text{c};$

- вязкость масла при температуре T = 70 °C - 0,0095 Па·с.

Решение

1. Выбор типа подшипника

Входим в меню «Данные/Тип подшипника...» и в открывшемся диалоговом окне «Выбор типа подшипника» выбираем «Радиальный подшипник жидкостного трения».

2. Задание геометрии подшипника

Нажимаем кнопку «Геометрия» (меню «Данные/Геометрия...») и в поля ввода открывшегося диалогового окна «Геометрия подшипника» записываем запрашиваемые параметры в соответствии с исходными данными:

- «Диаметр вала, мм» вводим число 300;

- «Длина контактной зоны, мм» – 300;

- «Чистота поверхности вала, мкм» - 1;

- «Чистота поверхности отверстия, мкм» – 1;

- «Нецилиндричность вала, мм» -0,02;

- «Нецилиндричность отверстия, мм» -0.02.

3. Задание радиального зазора в дополнительных параметрах

Для задания величины радиального зазора следует в диалоговом окне «Геометрия подшипника» нажать кнопку «Дополнительные параметры...». Это приводит к открытию диалогового окна «Геометрия подшипника». Поскольку величина радиального зазора не задана, в поле ввода «Дополнительные параметры... Радиальный зазор, мм» оставляем значение, равное 0.

4. Задание условий работы подшипника

Для задания условий работы следует нажать кнопку «Условия работы» (меню «Данные/Условия работы...») и в поля ввода открывшегося диалогового окна «Условия работы» ввести запрашиваемые параметры в соответствии с исходными данными:

«Радиальная сила, Н» – 30000;

«Скорость вращения, об/мин» – 3000;

«Температура масла, °С» – 20; «Давление масла, Па» – 200000. 5. Задание параметров масла

Для задания параметров масла нужно нажать кнопку «Параметры масла» (меню «Данные/Параметры масла...») и в открывшемся диалоговом окне «Ввод характеристик масла...» в группе параметров «Данные по вязкости» выбрать «Значения». Далее следует ввести следующие параметры масла:

- вязкость масла при темп. 1, $\Pi a \cdot c - 0.0872$;

- вязкость масла при темп. 2, Па·с - 0,0095;

- температура 1, град. C - 20;

- температура 2, град. С - 70.

Кроме того, в полях ввода группы параметров «Основные параметры» следует задать теплоемкость и плотность масла:

- теплоемкость масла, Дж/(кг·°С) - 1980;

- плотность масла, кг/м³ – 872.

По введенным параметрам вязкости строится зависимость вязкости масла от температуры. Чтобы ее просмотреть, следует нажать кнопку «Определить зависимость», что приведет к открытию диалогового окна «Зависимость "Температура-вязкость" для масла», в котором по введенным значениям вязкости и температуры будет построена зависимость.

6. Проведение расчета

Нажимаем кнопку «Расчет» (меню «Расчет»). После окончания расчета становится активной кнопка «Результаты» (меню «Результаты»).

7. Просмотр результатов расчета

Для просмотра результатов расчета нажимаем кнопку «Результаты (меню «Результаты»). В открывшемся диалоговом окне «Результаты расчета» появляются результаты расчета.

8. Сохранение результатов расчета в файле формата *.rtf

У пользователя есть возможность вывести и исходные данные, и результаты расчета в текстовый файл формата *.rtf, который может быть открыт в большинстве текстовых редакторов. Для вывода результатов в формате *.rtf следует выбрать в меню «Файл/Печать в RTF...» тип файла *.rtf и сохранить его в этом формате.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справ. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.

2. Гамазин С.И., Ставцев В.А., Цырук С.А. Переходные процессы в системах промышленного электроснабжения, обусловленные электродвигательной нагрузкой. – М.: Изд-во МЭИ, 1997. – 424 с.

3. ГОСТ 16532–70 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии».

4. ГОСТ 21354–87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность».

5. ГОСТ 8889-88 «Передачи зубчатые турбин и компрессорных машин».

6. Зубчатые передачи турбомашин / Н.М. Иванов, А.Е. Слицкий, Б.П. Шайдак, Л.М. Гаркави. – СПб.: Политехника, 2008. – 163 с.

7. Редукторы судовых турбоагрегатов / О.А. Пыж, Л.М. Гаркави, Ю.А. Державец, Р.Р. Гальпер. – Л.: Судостроение, 1975. – 272 с.

8. Райко М.В. Смазка зубчатых передач. – Киев: Техника, 1970.

9. Редукторы энергетических машин: Справ. / Под общ. ред. Ю.А. Державца. – Л.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

10. **Рис В.Ф.** Центробежные компрессорные машины. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Проектировочный расчет зубчатого зацепления	10
1.1. Исходные данные	10
1.2. Определение основных параметров	10
1.3. Расчет геометрии зубчатого зацепления	12
2. Расчет на прочность зубчатых передач	15
2.1. Определение расчетной нагрузки	15
2.1.1. Основные положения и зависимости	15
2.1.2. Коэффициенты, входящие в формулы для изгибной	
и контактной прочности	15
2.2. Расчет зубьев на контактную прочность	19
2.2.1. Действующие контактные напряжения	19
2.2.2. Расчетный предел поверхностной контактной	
усталости	19
2.2.3. Предельное глубинное контактное напряжение	20
2.2.4. Условие контактной прочности	21
2.3. Расчет зубьев на изгиб	22
2.3.1. Определение изгибающих напряжений	22
2.3.2. Предельные изгибающие напряжения	23
2.3.3. Условие прочности зубьев на изгиб	25
2.4. Расчет смазки и потерь в зацеплении	25
2.5. Расчет опорных подшипников скольжения	28
Пример расчета	31
3. Расчет механических передач, опор валов и соединений	
в модуле АРМ	34
3.1. Проектировочный расчет косозубой передачи внешнего	
зацепления в APM Trans	35
3.2. Общий расчет вала в модуле APM Shaft	44
3.3. Расчет подшипникового узла в модуле APM Bear	58
3.4. Расчет соединений в модуле АРМ Joint	63
3.5. Расчет подшипника скольжения жидкостного трения	
в модуле APM Plane	84
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	87

Иванов Николай Михайлович Молодова Юлия Игоревна Пронин Владимир Александрович Слицкий Александр Евгеньевич

РЕДУКТОРЫ И МУЛЬТИПЛИКАТОРЫ РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

Учебное пособие

Ответственный редактор Т.Г. Смирнова

> Редактор Т.В. Белянкина

Компьютерная верстка И.В. Гришко

> *Дизайн обложки* Н.А. Потехина

Подписано в печать 29.12.2016. Формат 60×84 1/16 Усл. печ. л. 5,35. Печ. л. 5,75. Уч.-изд. л. 5,5 Тираж 50 экз. Заказ № С 51

Университет ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Издательско-информационный комплекс 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9