

Федеральное агентство по образованию
Ивановский государственный энергетический университет
Кафедра теоретической и прикладной механики

Расчет конструкции в программном модуле APM Win Machine

Автор : студент гр. 5-33 Власов Е.В.
Руководитель : к.т.н., доц. Ноздрин М.А.

Иваново 2010

Постановка задачи

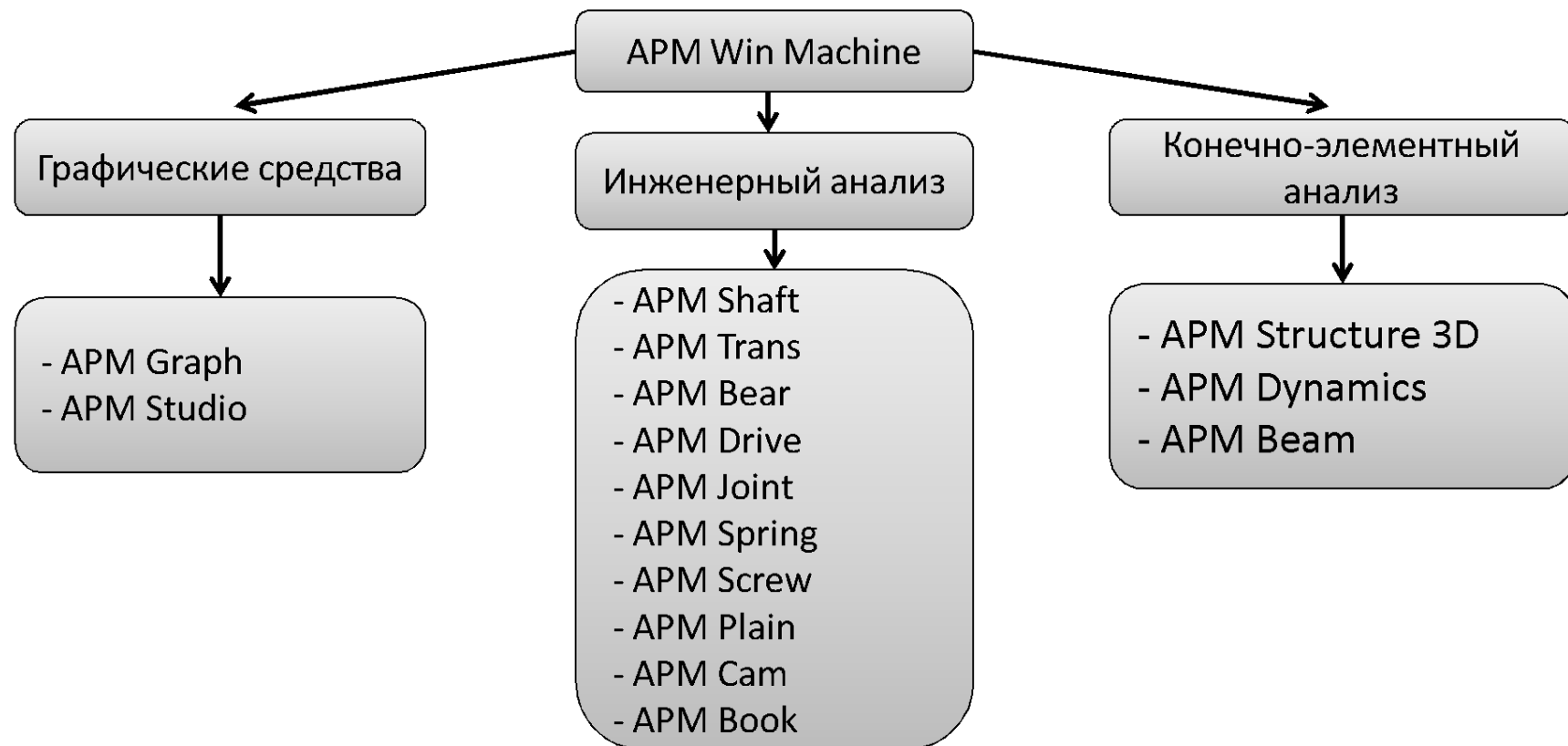
Постановка задачи в дипломном проекте заключается в выполнении трех основных этапов:

1. Создание и разработка узлов механизмов в программном модуле APM WinMachine.
2. Сравнительный анализ методик расчета в программном модуле и аналитического метода расчета.
3. Проведение инженерного анализа, исследуя напряженно - деформированное состояние некоторых деталей.

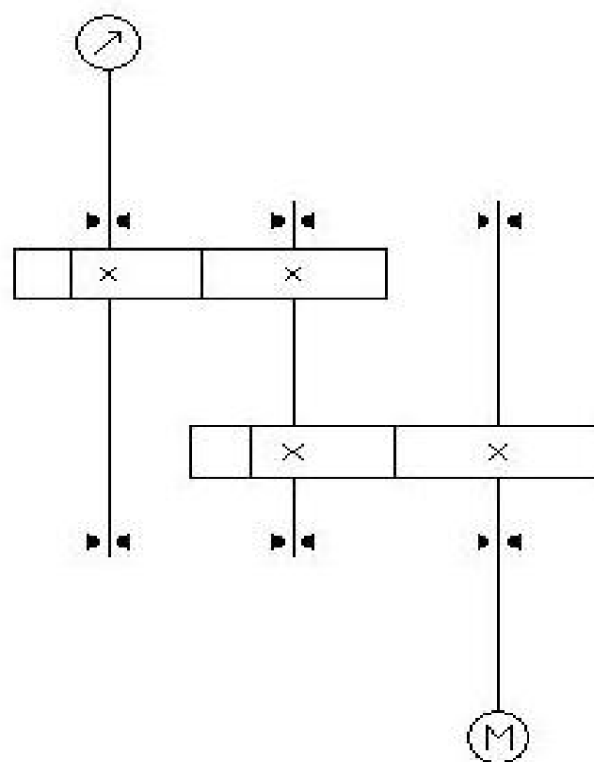
Методы, которые используются для вычислений в системе APM Win Machine, в некоторых случаях не идеально совпадают с результатами аналитических вычислений в виду того, что численные решения универсальны и приближены. Однако, легко убедиться с помощью параллельных вычислений, эти решения имеют вполне достаточную для инженерной практики точность.

Общие сведения о системе APM Win Machine

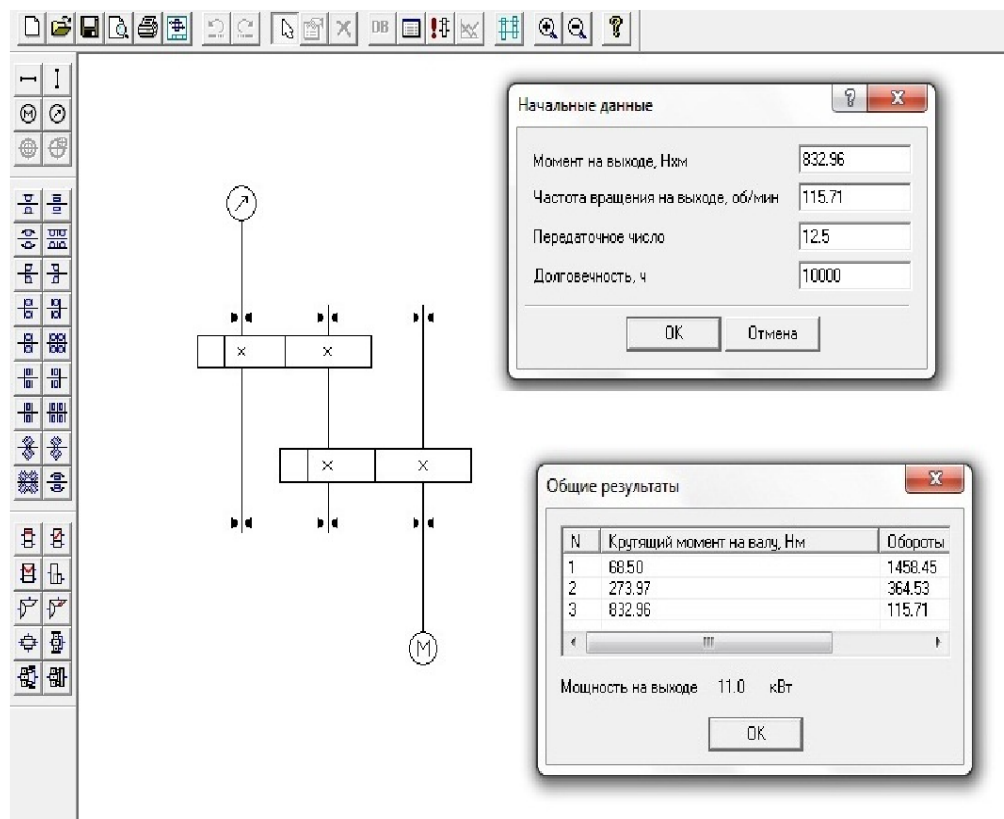
Система APM Win Machine построена по модульному принципу, причем каждый из модулей может работать как в составе Системы, так и самостоятельно:



Расчетная схема



APM Drive



Аналитический расчет

Общий КПД привода:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,97 \cdot 0,995 \cdot 0,99 = 0,9555$$

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{н}}}{\eta} = \frac{10}{0,9555} = 10,5 \text{ кВт.}$$

Согласно ГОСТ 19523 - 81 принимаем синхронную частоту вращения $n_c = 1500$ об/мин, с параметрами $P_{\text{дв}} = 11$ кВт и скольжением $s = 2,8\%$.

Номинальная частота вращения:

$$n_{\text{дв}} = n_c \cdot (1 - s/100) = 1500 \cdot (1 - 0,028) = 1458 \text{ об/мин}$$

Угловая скорость: $\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1458}{30} = 152,68 \text{ рад/с}$

Определение общего передаточного числа привода:

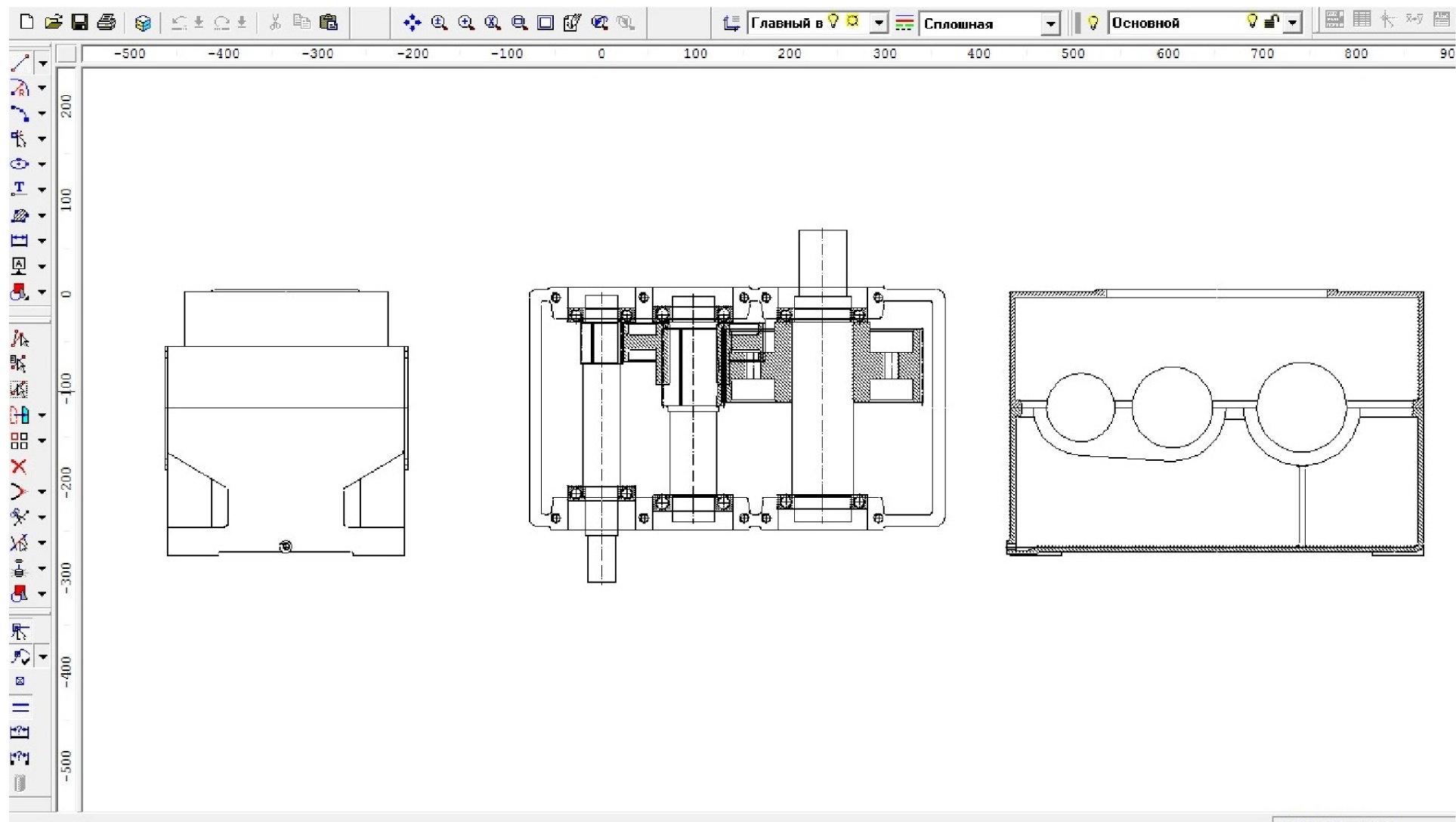
$$i = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{в}}}} = \frac{152,68}{3,9 \cdot \pi} = 12,5$$

По ГОСТ 12289—76 принимаем $u_1 = 4,0$, $u_2 = 3$ [1].

Таблица 1. Частоты вращения, угловые скорости и вращающие моменты валов редуктора

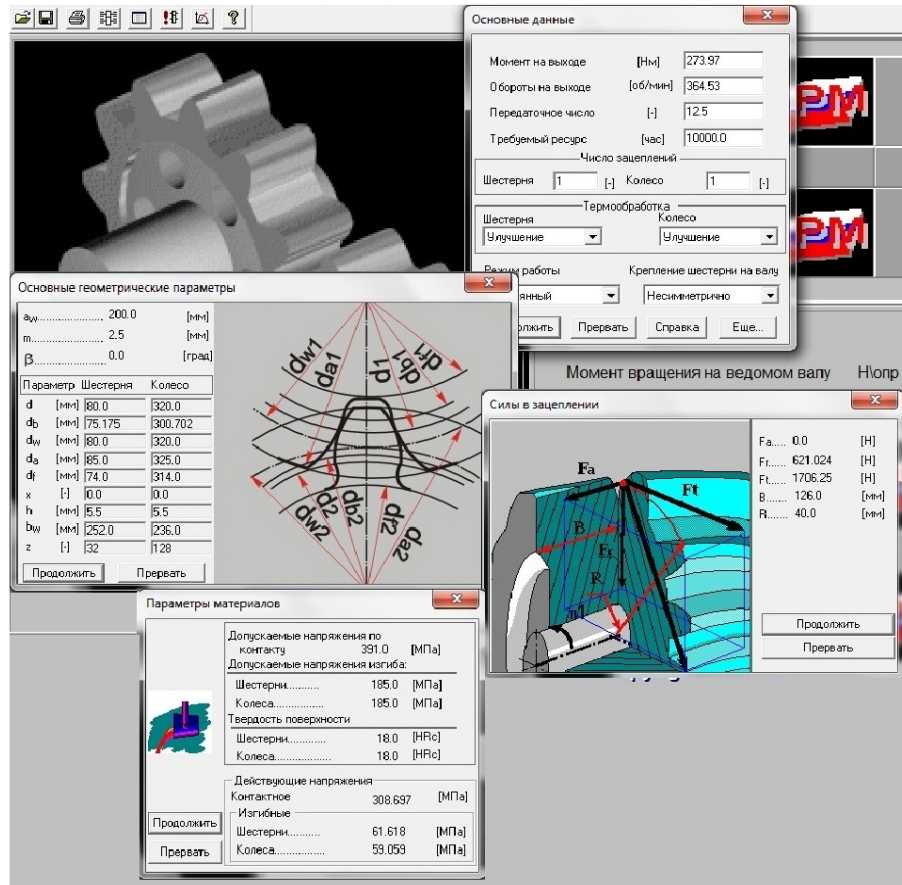
Ед. измерения	об/мин	рад/с	Н·мм
Ведущий вал	$n_1 = n_{\text{дв}} = 1458$	$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} = 152,68$	$T_1 = T_{\text{дв}} \cdot \eta_1 \cdot (\eta_2)^2 \cdot \eta_3 = 68,49$
Промежуточный вал	$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = 364,5$	$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = 38,17$	$T_2 = T_{\text{дв}} \cdot u_1 \cdot \eta_1 \cdot (\eta_2)^2 \cdot \eta_3 = 273,98$
Ведомый вал	$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = 115,7$	$\omega_3 = \omega_2 = 12,25$	$T_3 = T_{\text{дв}} \cdot u_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 832,96$

	APM Drive	Аналитический расчет	Δ , %
T1	68.5	68.495	0,0073
T2	273.97	273.98	0,0036
n1	1458.45	1458	0,031
n2	364.53	364.5	0,0082



Предварительный чертеж редуктора

APM Trans



Аналитический расчет

Расчет зубчатой цилиндрической прямозубой передачи

Материал - сталь 40X, термическая обработка — улучшение, HB 180.
Допускаемые контактные напряжения рассчитываем по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim} K_{H\beta}}{S_H} = \frac{430 \cdot 1}{1.1} = 390,9 \text{ МПа.}$$

Коэффициент примем согласно таблице [1].

Межосевое расстояние

$$a_{w1} = K_{\alpha} \cdot (u_1 + 1) \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot (m_0)^2 \cdot \psi_{ba}}} = 49,5 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt{\frac{273,98 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{390,9^2 \cdot 4^2 \cdot 0,25}} = 201,28 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ 2185 - 66 стандартное значение $a_{w1} = 200 \text{ мм}$.

По ГОСТ 9563-60* принимаем стандартное значение модуля $m_{n1}=2,5 \text{ мм}$.

Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z \cdot \psi}{u_1 + 1} = 32; \quad z_2 = z \cdot \sum - z_1 = 160 - 32 = 128$$

Основные размеры шестерни и колеса:

- делительный диаметр

$$d_{a1} = m_{n1} \cdot z_1 = 2,5 \cdot 32 = 80 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = m_{n1} \cdot z_2 = 2,5 \cdot 128 = 320 \text{ мм.}$$

Силы действующие в зацеплении:

- окружная $F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{a1}} = \frac{2 \cdot 273,98 \cdot 10^3}{80} = 1712,38 \text{ Н;}$

- радиальная $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan(\alpha_g) = 1712,38 \cdot \tan 20^\circ = 623,25 \text{ Н;}$

Допускаемое напряжение при проверке зубьев на выносливость по напряжениям изгиба для шестерни и колеса:

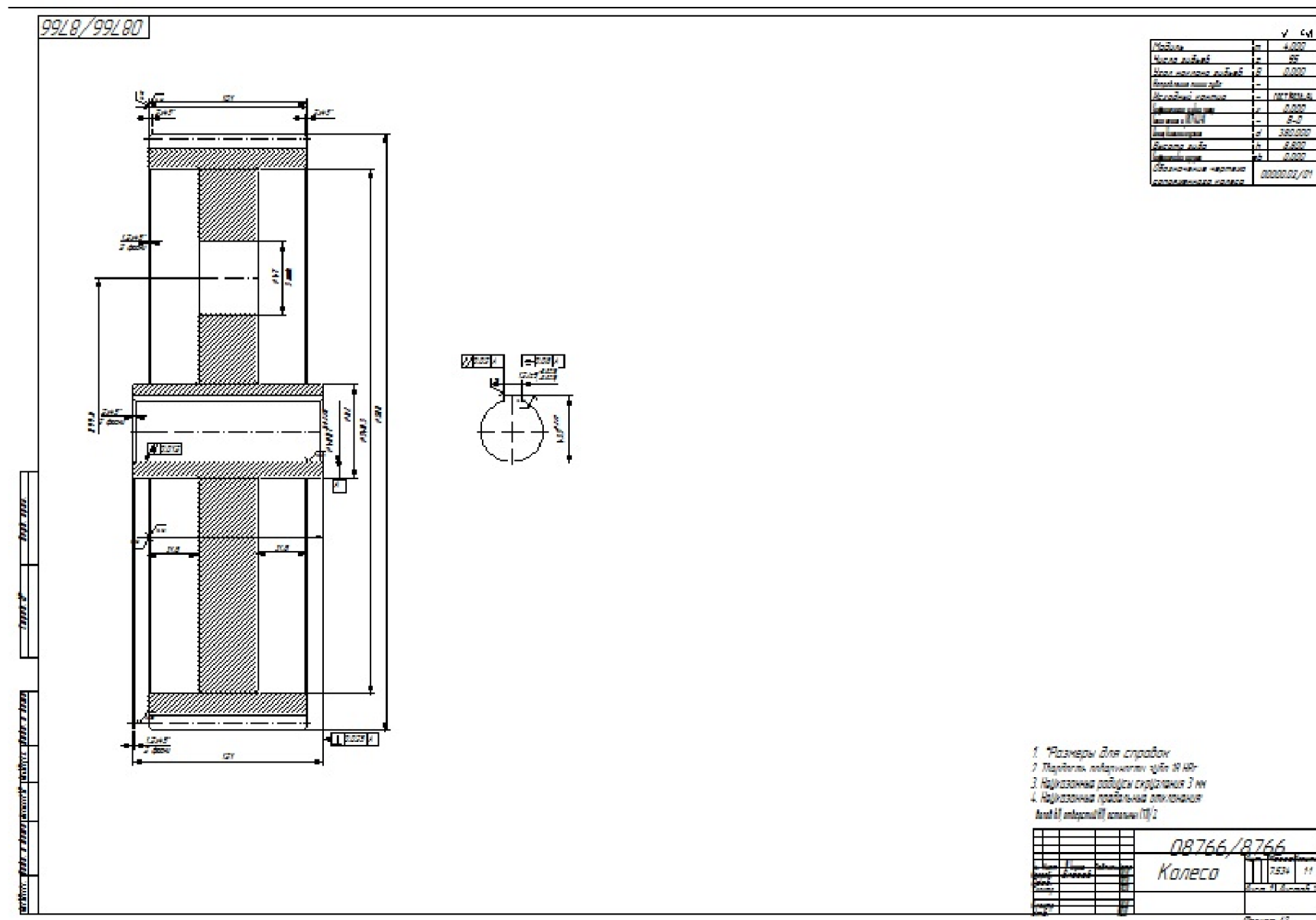
$$[\sigma_{F12}] = \frac{\sigma_{Flimb}^2}{[S_F]} = \frac{324}{1,75} = 185,14 \text{ МПа}$$

Дальнейший расчет ведем для зубьев шестерни, т.к. отношение $\frac{[\sigma_{r2}]}{Y_{r2}}$ меньше

$$\sigma_{r2} = \frac{1712,38 \cdot 1,254 \cdot 3,78}{55 \cdot 2,5} = 59,03 \text{ МПа} < [\sigma_{r2}] = 185,14 \text{ МПа}$$

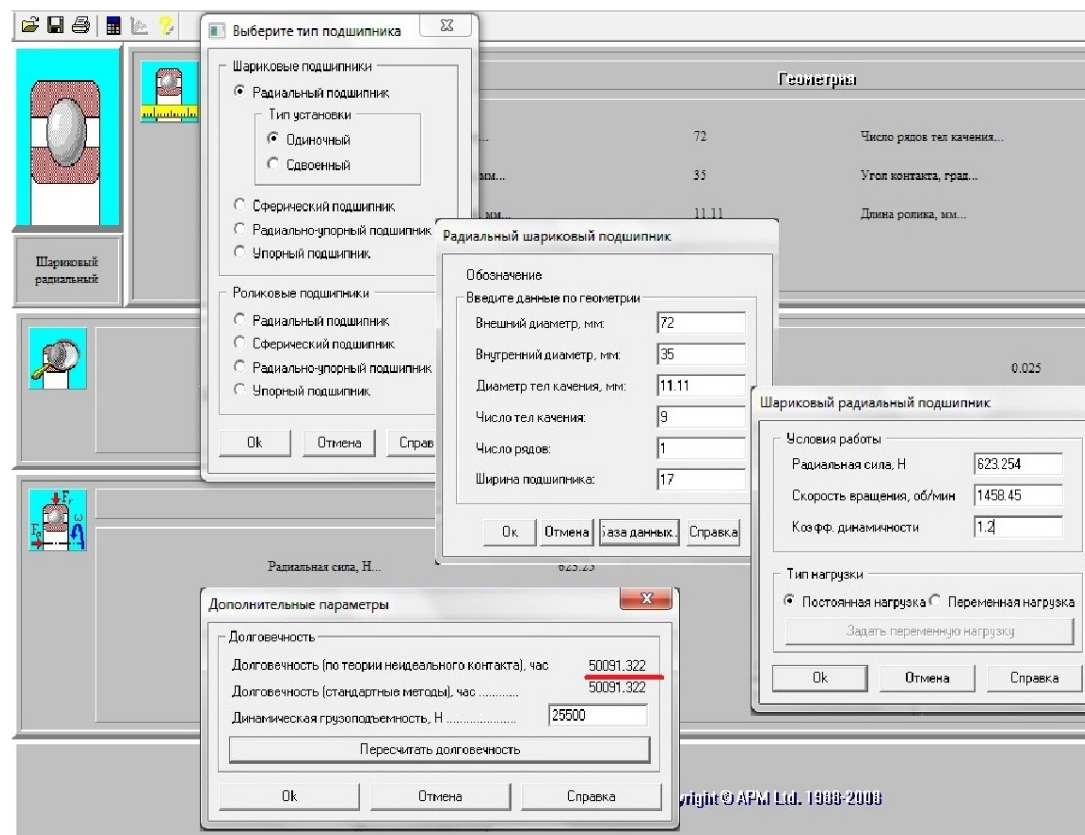
Условие прочности выполнено.

	Быстроходная ступень			Тихоходная ступень		
	APM Trans	Аналитический	Δ, %	APM Trans	Аналитический	Δ, %
a_w , мм	200	200	0,000	250	250	0,000
$[\sigma_H]$, МПа	391	390,9	0,02	391	390,9	0,02
$[\sigma_F]$, МПа	185	185,14	0,076	185	185,14	0,076
F_r , Н	623,253	623,254	0,0001	1595,645	1595,649	0,0002
F_t , Н	1712,36	1712,38	0,0012	4384	4384,01	0,00023



Чертеж зубчатого колеса

APM Bear



Аналитический расчет

Расчётная долговечность, (млн. об).

$$L = \left(\frac{C}{P_s} \right)^3 = \left(\frac{25,5 \cdot 10^3}{1549,82} \right)^3 = 4454,29 \text{ млн. об.}$$

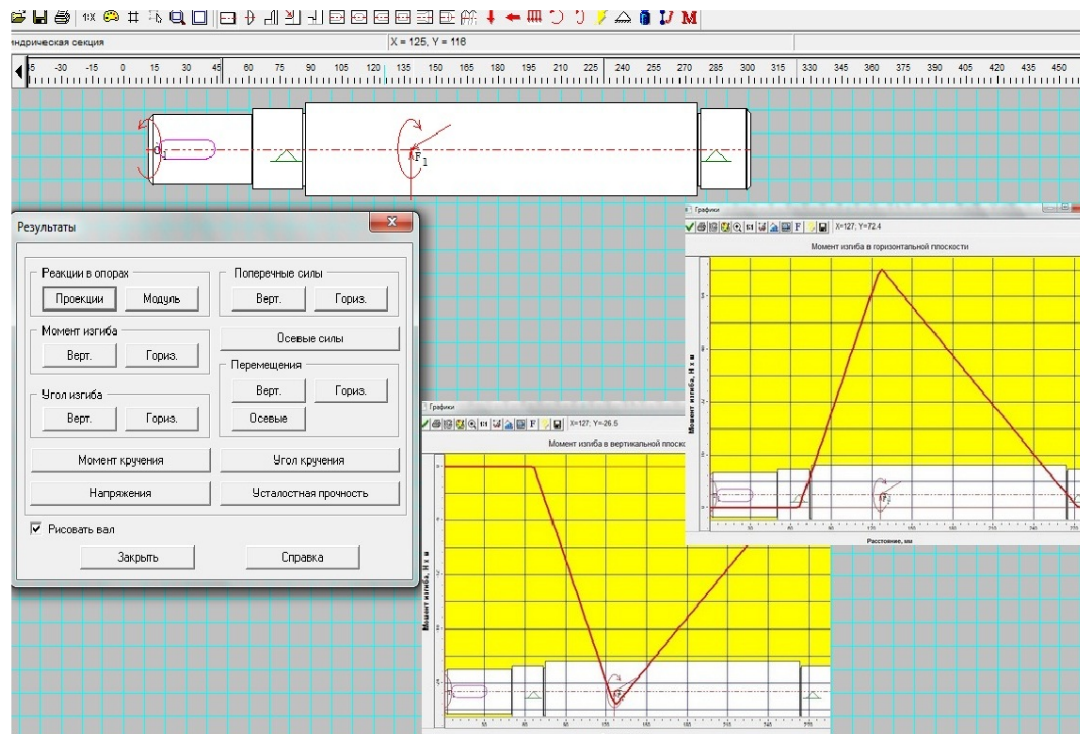
Расчётная долговечность, (ч). [1]

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{4454,29 \cdot 10^6}{60 \cdot 1458} = 50917,8 \text{ ч}$$

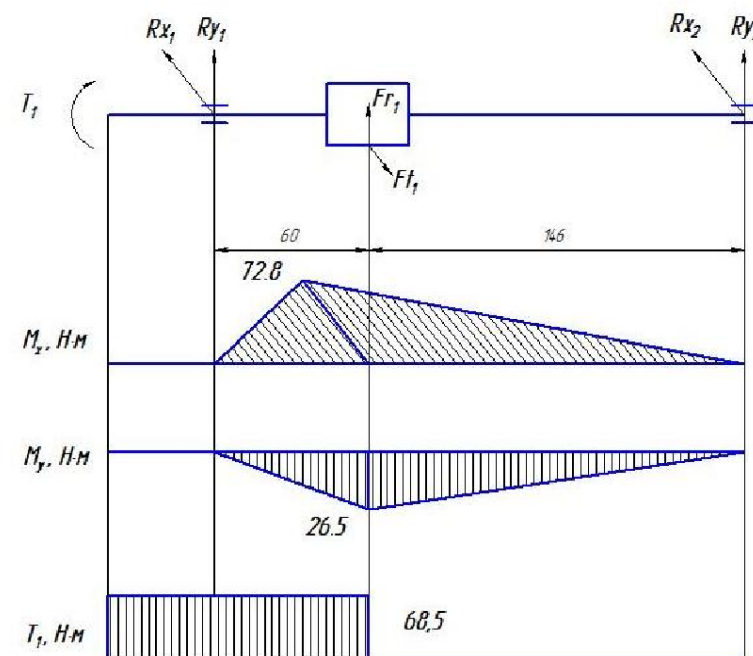
что больше установленных ГОСТ 16162-85.

Подшипники качения	APM Bear	Аналитический метод	Δ, %
№207	50092,287	50917,8	1,62
№209	27681,474	27502,7	0,65
№112	66296,462	67819,4	2,24

APM Shaft



Аналитический расчет



Ведущий вал	APM Shaft	Аналитический метод	Δ , %
M_x , Н · м	72,4	72,8	0,5495
M_y , Н · м	26,5	26,5	0,000
R_{x1} , Н	1213,148	1213,15	0,0002
R_{y1} , Н	442,16	441,724	0,099
R_{x2} , Н	496,852	498,751	0,38
R_{y2} , Н	181,09	181,53	0,24

APM Shaft



Аналитический расчет

Ведущий вал.

Результирующий коэффициент запаса прочности.

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{6,64 \cdot 15,902}{\sqrt{6,64^2 + 15,902^2}} = 6,13$$

Промежуточный вал.

Результирующий коэффициент запаса прочности.

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = 4,505$$

Ведомый вал.

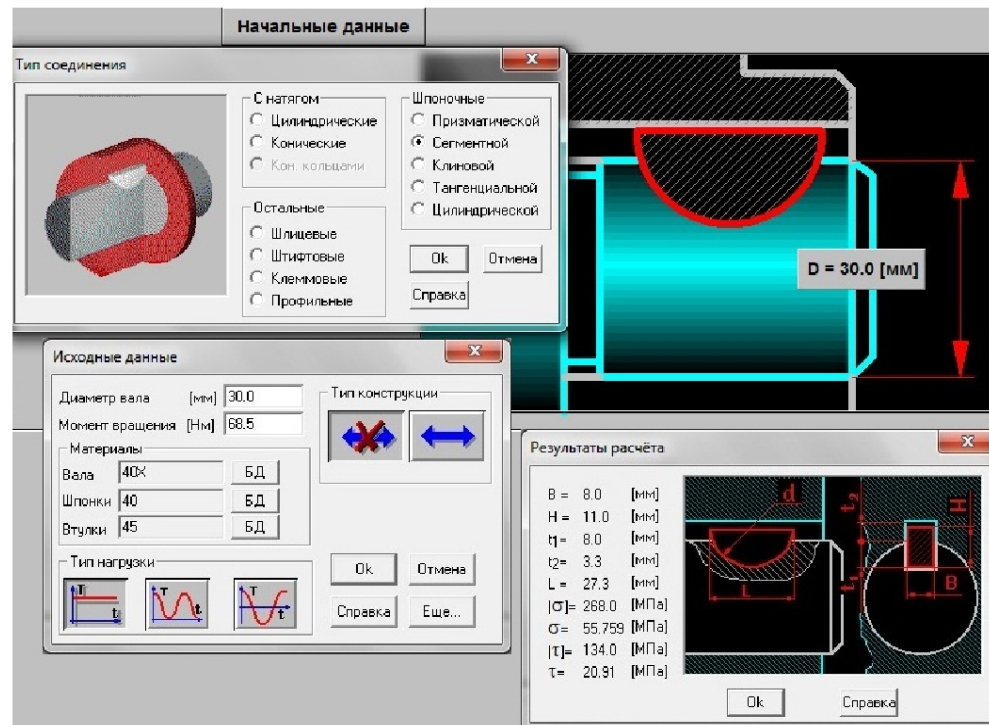
Результирующий коэффициент запаса прочности.

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = 8,05$$

Условие прочности выполнено.

Коэффициент запаса	APM Shaft	Аналитический метод	Δ , %
S_1	6,3	6,13	2,69
S_2	4,4	4,505	2,33
S_3	10,8	8,05	1,83

APM Joint



Аналитический расчет

Расчет проверки шпоночных соединений на напряжение смятия аналитическим методом расчета.

Материал шпонок - сталь 40.

Шпонка на выходном конце быстроходного вала. Сегментная шпонка,

$$\sigma_{см} \approx \frac{2 \cdot 68,495 \cdot 10^3}{30 \cdot 27,3(11-8)} = 55,76 \text{ (МПа)} < [\sigma_{см}]$$

Шпонка под колесом промежуточного вала, призматическая шпонка.

$$\sigma_{см} \approx \frac{2 \cdot 273,98 \cdot 10^3}{55 \cdot 30 \cdot (10-6)} = 83,02 \text{ (МПа)} < [\sigma_{см}]$$

Шпонка под шестерней промежуточного вала, призматическая шпонка.

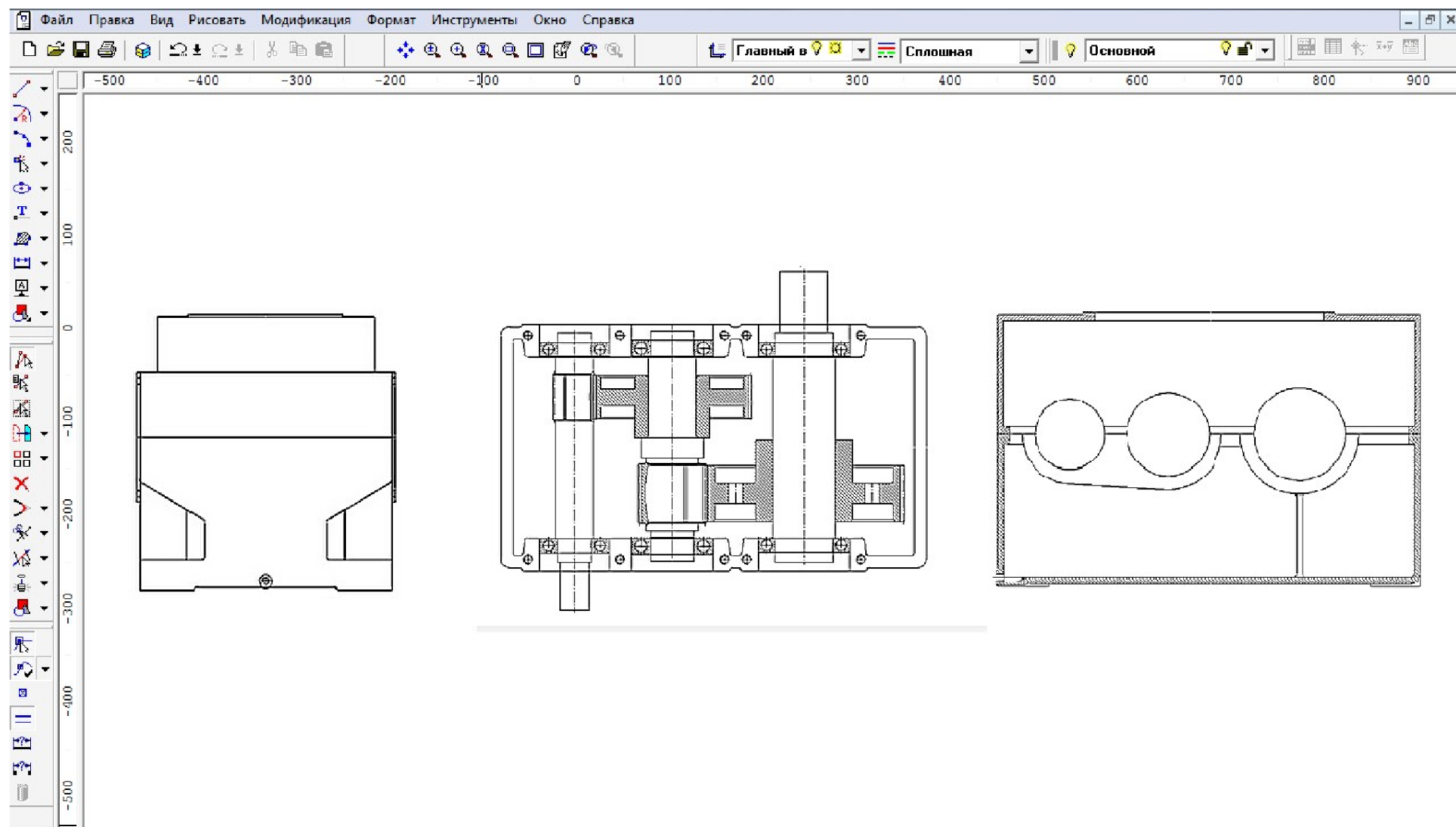
$$\sigma_{см} \approx \frac{2 \cdot 273,98 \cdot 10^3}{50 \cdot 32 \cdot (9-5,5)} = 97,85 \text{ (МПа)} < [\sigma_{см}]$$

Шпонка под колесом тихоходного вала, призматическая шпонка.

$$\sigma_{см} \approx \frac{2 \cdot 832,962 \cdot 10^3}{65 \cdot 48 \cdot (11-7)} = 133,5 \text{ (МПа)} < [\sigma_{см}]$$

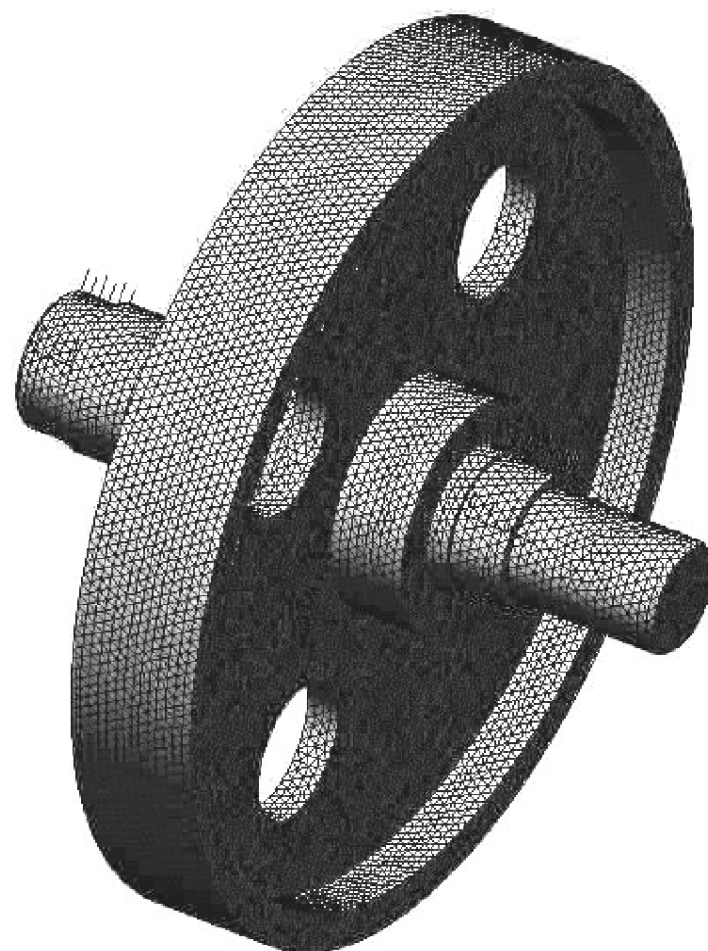
Условие прочности выполнено.

Напряжение смятия, [МПа]	APM Joint	Аналитический метод	Δ , %
Шпонка на выходном конце быстроходного вала	55,759	55,76	0,0018
Шпонка под колесом промежуточного вала	83,03	83,02	0,012
Шпонка под шестерней промежуточного вала	97,857	97,85	0,0072
Шпонка под колесом тихоходного вала,	133,857	133,5	0,72

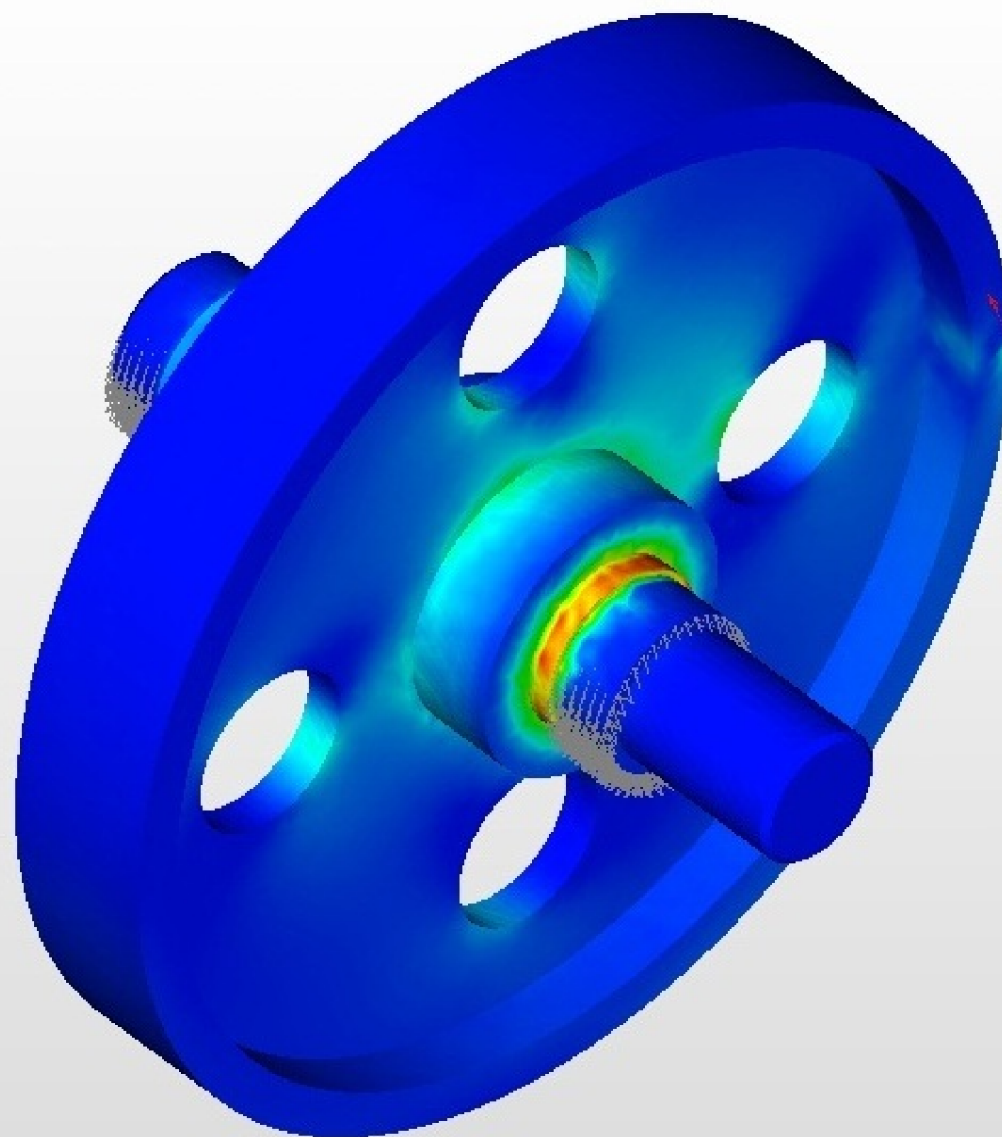
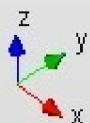
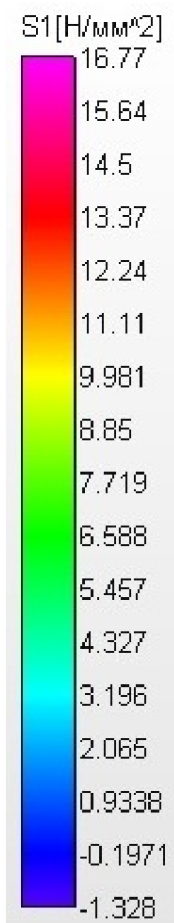


Сборочный чертеж

**Статический расчет
напряженно - деформированного
состояния**



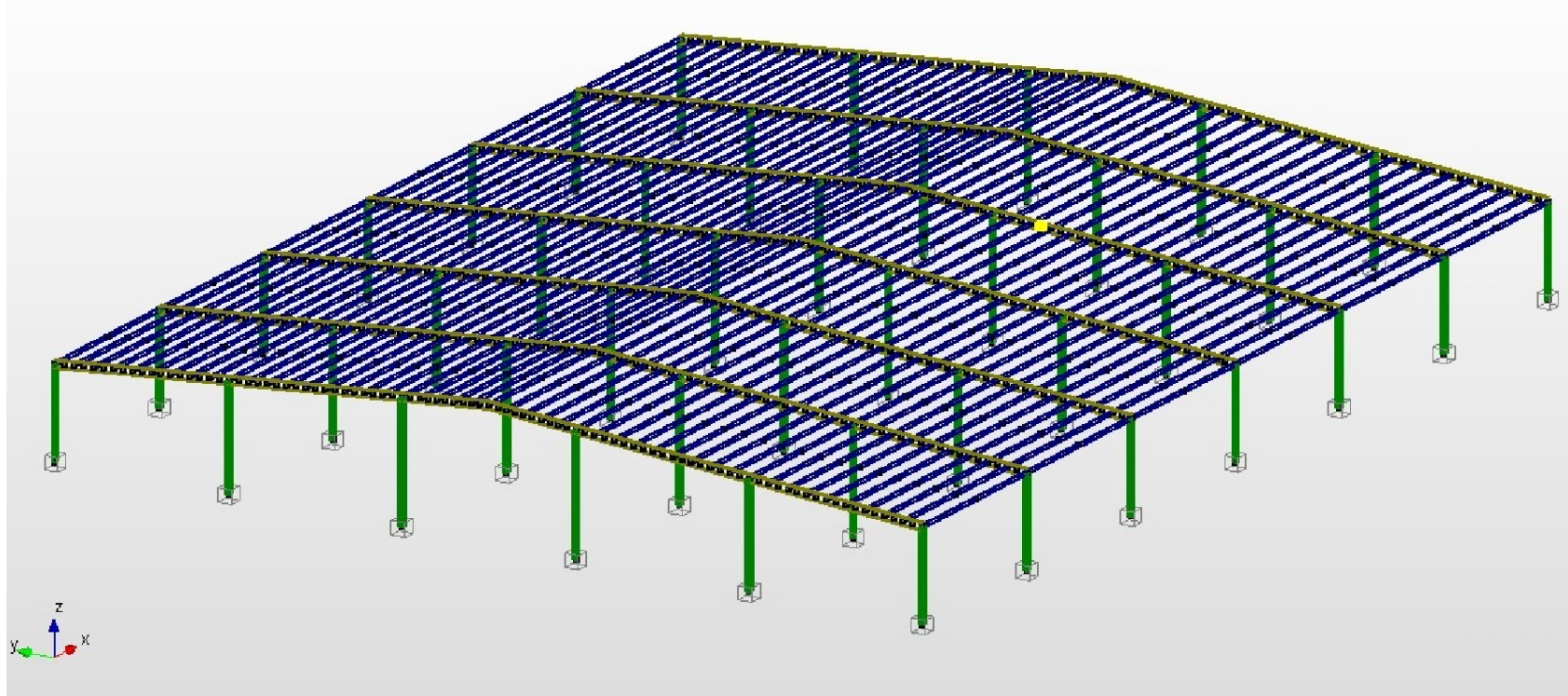
Конечно элементная сетка



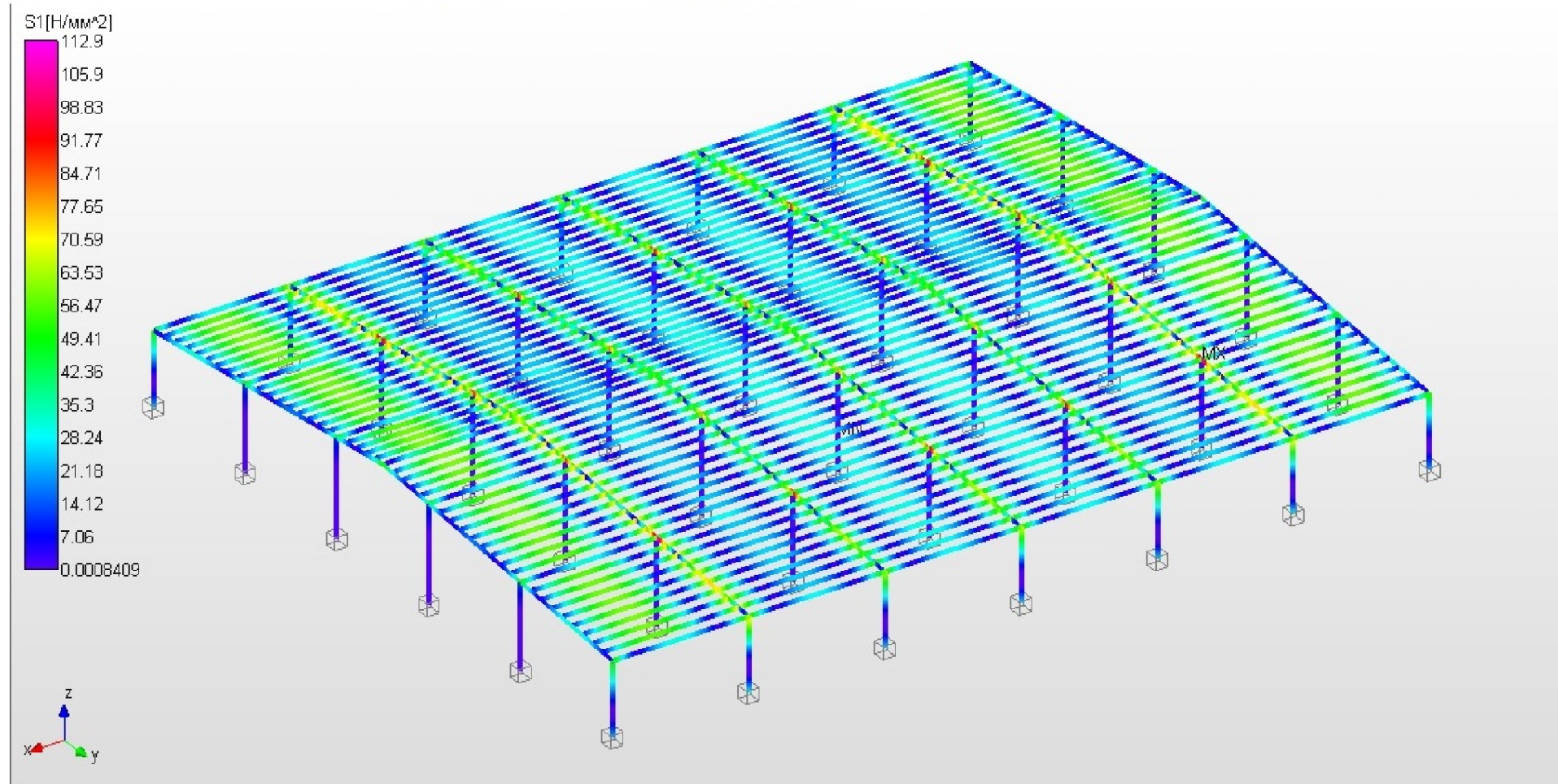
Главные напряжения

Технические требования:

1. Сооружение расположено на площади $S=45 \cdot 54=2430$ кв.м.
2. Количество колонн составляет 42 шт. расположенных на расстоянии 9м.
3. Угол наклона крыши 7° .
4. Сечение колонн составной швеллер, сечение всех остальных перекрытий двутавр.
5. Коэффициент запаса не меньше 2.



№	Сечение	Коэффициент. запаса	Общий вес конструкции, кг
1	Двутавр 30Ш1 ГОСТ 26020-83	2.1	218639.62
	Швеллер №30П ГОСТ 8240-89		
2	Двутавр 50Ш1 ГОСТ 26020-83	2.6	370302
	Швеллер №30П ГОСТ 8240-89		
3	Двутавр 40Ш2 ГОСТ 26020-83	2.07	127225.65
	Двутавр 20Ш1 ГОСТ 26020-83		
	Швеллер №30П ГОСТ 8240-89		



Карта главных напряжений

Выводы

1. Проведено исследование программного и аналитического методов расчета механизмов.
2. Программный метод с использованием комплекса APM WinMachine использован для проектирования механизма до предварительных чертежей.
3. Произведен аналитический расчет механизма по ГОСТ. Полученные результаты погрешностей в программном комплексе и аналитическим расчетом меньше 3%, что является допустимым для инженерной точности.
4. Произведен анализ напряженно - деформированного состояния узлов механизма на примере вал – зубчатое колесо.
5. Спроектирована оптимальная конструкция строительного сооружения и проведен анализ напряженно-деформированного состояния.
- 6 .В экономической части дипломного проекта проведен расчет себестоимости и цены двухступенчатого цилиндрического прямозубого редуктора.
7. В разделе “Безопасность и экологичность” выполнен анализ безопасности при расчете узлов редуктора в инженерно-техническом центре.

Спасибо за внимание!!!

