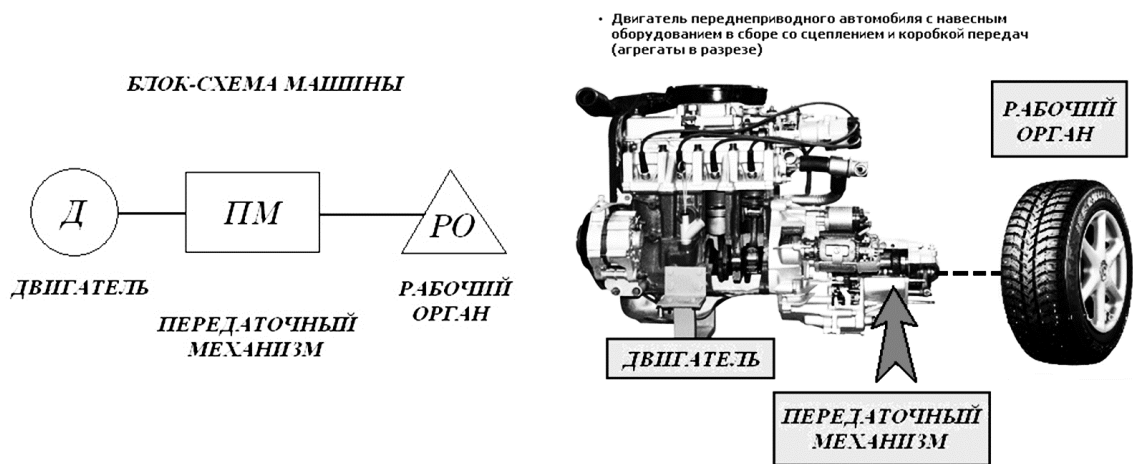


Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине
 «Теория машин и механизмов» для специальности
 23.05.03 «Подвижной состав железных дорог».

«Кинематический анализ и общее проектирование машинного привода от двигателя внутреннего сгорания»

1. Исходные данные



В курсовой работе требуется выполнить комплексное исследование одноцилиндрового кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя с целью определения нагрузок на его элементы и последующего расчёта деталей зубчатой передачи, включая следующие разделы:

1. Структурный анализ механизма;
2. Кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма, определение уравнивающего момента $T_{ур}$, Нм;
3. Кинематический расчёт передаточного механизма ПМ (Редуктора);
4. Определение размеров зубчатых колёс редуктора на основании $T_{ур}$;
5. Построение картины зубчатого зацепления.

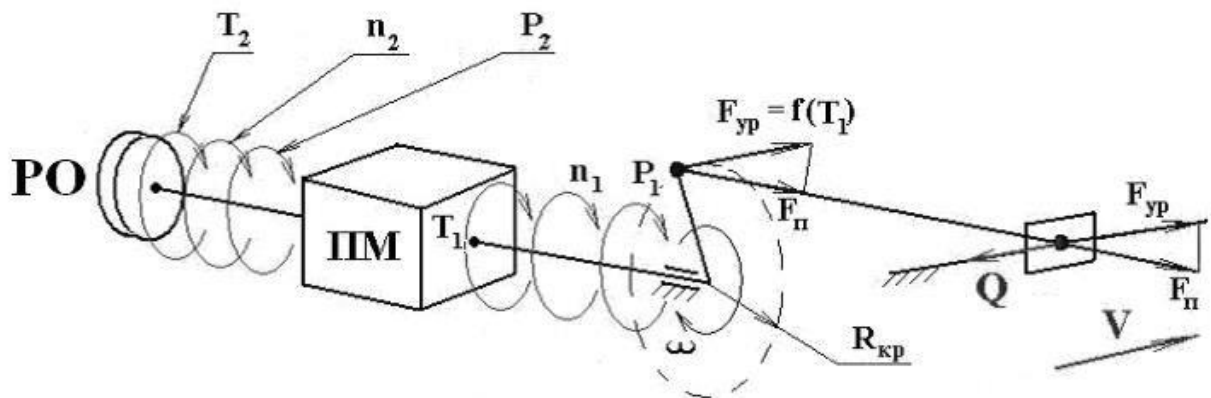
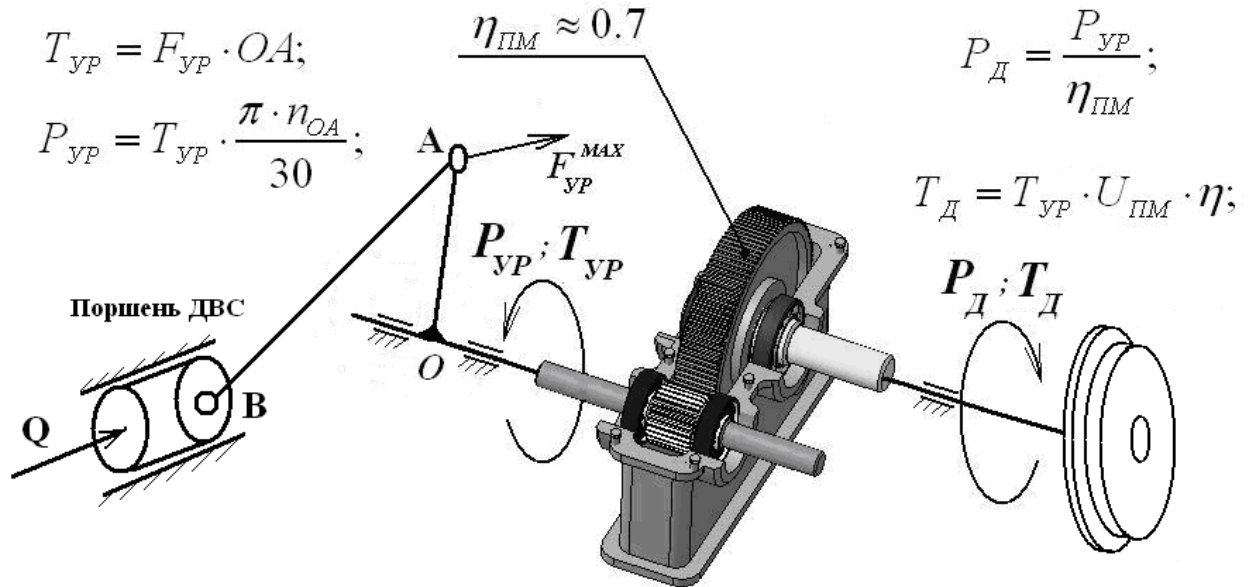


Таблица 1. Варианты заданий.

Вариант по списку группы	Сила, действующая на поршень Q(Н)	Число оборотов коленчатого вала n_1 (об/мин)	Длина звена ОА (м)	Длина звена АВ, (м)	Масса звена ОА (кг)	Масса звена АВ (кг)	Масса звена В (кг)
1	3000	500	0,3	0,5	0,25	4	3
2	3200	700	0,1	0,35	0,7	1,5	1
3	3600	900	0,2	0,45	0,14	2,5	2
4	3800	500	0,3	0,5	0,25	4	3
5	4000	700	0,1	0,35	0,7	1,5	1
6	4200	900	0,2	0,45	0,14	2,5	2
7	4600	700	0,3	0,5	0,25	4	3
8	4800	1200	0,1	0,35	0,7	1,5	1
9	5000	1500	0,2	0,45	0,14	2,5	2
10	5200	2000	0,3	0,5	0,25	4	3
11	5400	900	0,1	0,35	0,7	1,5	1
12	5600	500	0,2	0,45	0,14	2,5	2
13	5800	700	0,3	0,5	0,25	4	3
14	6000	2200	0,1	0,35	0,7	1,5	1
15	6200	2000	0,2	0,45	0,14	2,5	2
16	6400	1500	0,3	0,5	0,25	4	3
17	6600	1200	0,1	0,35	0,7	1,5	1
18	6800	900	0,2	0,45	0,14	2,5	2
19	7000	700	0,3	0,5	0,25	4	3
20	7200	500	0,1	0,35	0,7	1,5	1
21	7400	800	0,2	0,45	0,14	2,5	2
22	7600	1500	0,3	0,5	0,25	4	3
23	7800	1200	0,1	0,35	0,7	1,5	1
24	8000	2200	0,2	0,45	0,14	2,5	2
25	8400	2500	0,3	0,5	0,25	4	3
26	8600	3000	0,1	0,35	0,7	1,5	1
27	5000	1200	0,1	0,45	0,14	2,5	2
28	4600	900	0,3	0,45	0,14	1,5	1
29	4800	700	0,1	0,5	0,25	2,5	2

30	5000	500	0,2	0,35	0,7	4	3
31	5200	800	0,3	0,45	0,14	1,5	1
32	5400	1500	0,1	0,5	0,25	2,5	2
33	5600	1200	0,2	0,35	0,7	4	3
34	5800	2200	0,3	0,45	0,14	1,5	1
35	6000	2500	0,1	0,5	0,25	2,5	2
36	6200	3000	0,2	0,35	0,7	4	3

$U_{ПМ} = 2$ для всех вариантов



2. Структурный анализ

Выполним структурный анализ рычажного механизма, определим его подвижность и класс.

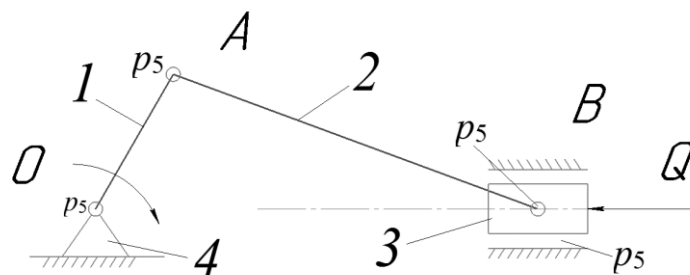


Рис.2.1. Структурная схема рычажного механизма.

Проанализируем звенья механизма, а также вид совершаемого ими движения, кинематические пары, соединяющие эти звенья (рис. 2.1), все данные занесём в таблицы:

Таблица 2.1. Звенья механизма

№ звена	Характер движения	Наименование
1		
2		
3		
4		

Таблица 2.2. Кинематические пары механизма

№ звеньев образующих пары	Класс пары	Вид пары
1-2		
2-3		
3-4		
4-1		

Т.к., данный механизм является плоским, то подвижность механизма определим по формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4$$

где n – число подвижных звеньев;

p_5 – количество кинематических пар V класса;

p_4 – количество кинематических пар IV класса.

Схема любого плоского механизма может быть создана последовательным присоединением к ведущему звену и стойке кинематических цепей, которые не изменяют подвижность механизма. Разобьем данный рычажный механизм на структурные группы, т.е., на простейшие кинематические цепи с нулевой подвижностью относительно тех звеньев, с которыми входят в кинематические пары V кл. свободные элементы их звеньев, и не распадающиеся на более простые кинематические цепи с нулевой подвижностью.

На рис. 2.2 изображены структурные группы механизма.

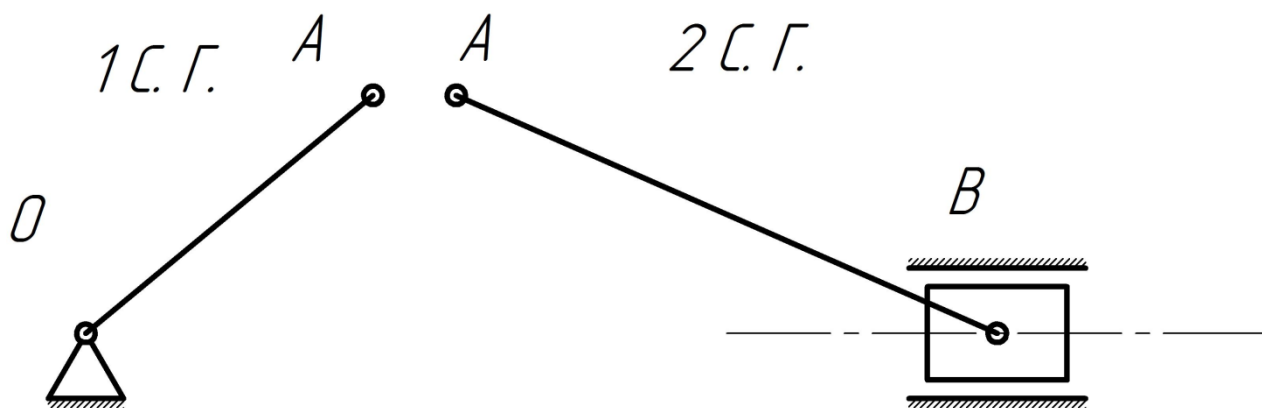


Рис.2.2. Структурные группы механизма.

Запишем формулу строения механизма в порядке соединения:

$$I(1,4) \rightarrow II(2,3)$$

Класс механизма определяется наивысшим классом входящих в него структурных объектов. Т.е., данный механизм является механизмом II класса.

3. Графоаналитические методы анализа кривошипно-ползунного механизма

Необходимо отметить, что принципиально указанная последовательность расчётов сегодня может быть реализована программными средствами САПР, в частности для анализа механизмов может применяться программа *SolidWorks Motion*, выполняющая такие расчёты в автоматическом режиме на основании анализа движения компьютерной модели механизма.

Целью настоящего раздела в ходе подготовки студентов по инженерным направлениям является понимание программных методов расчёта механизмов на примере ручного выполнения отдельного задания.

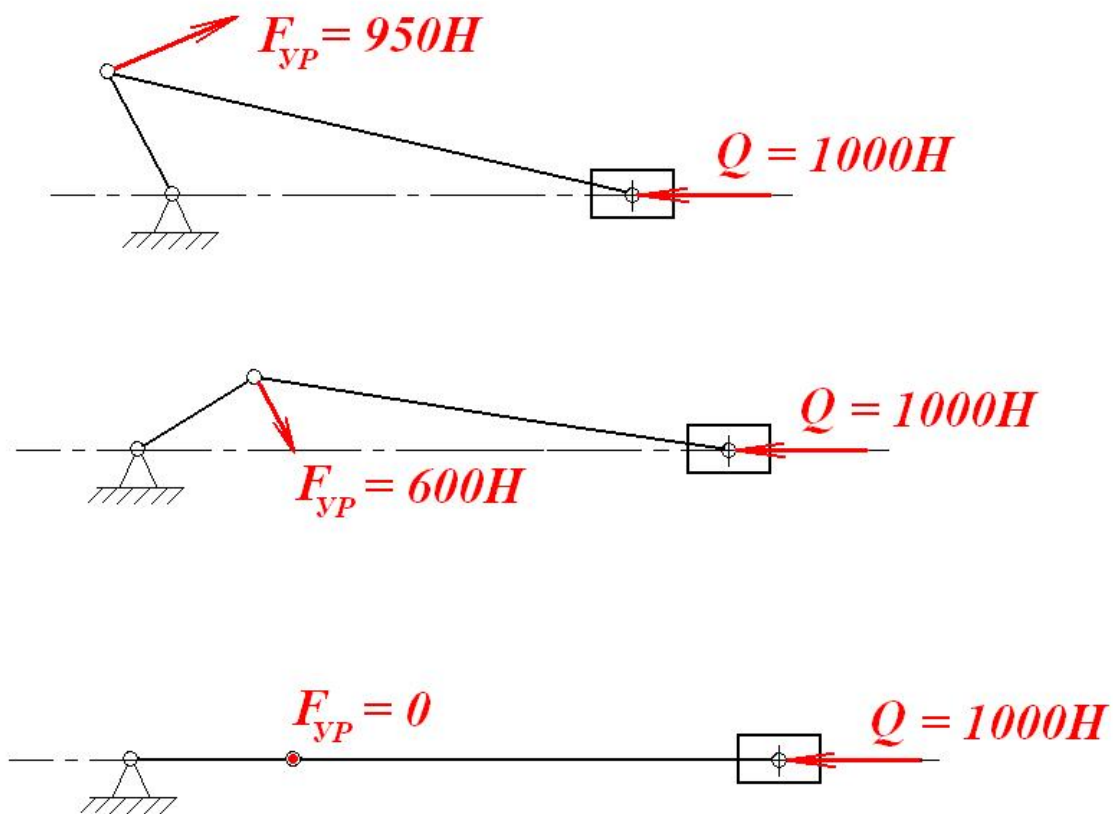
Анализ механизмов с точки зрения поиска численных значений нагрузок включает в себя следующую последовательность операций:

1. Определение скоростей движения шарниров и центров масс деталей механизма векторным методом планов;
2. Определение ускорений шарниров и центров масс деталей векторным методом планов;

3. Построение плана нагрузок механизма с определением сил инерции от собственного веса звеньев;
4. Определение уравновешивающей силы $F_{ур}$ построением плана Жуковского.

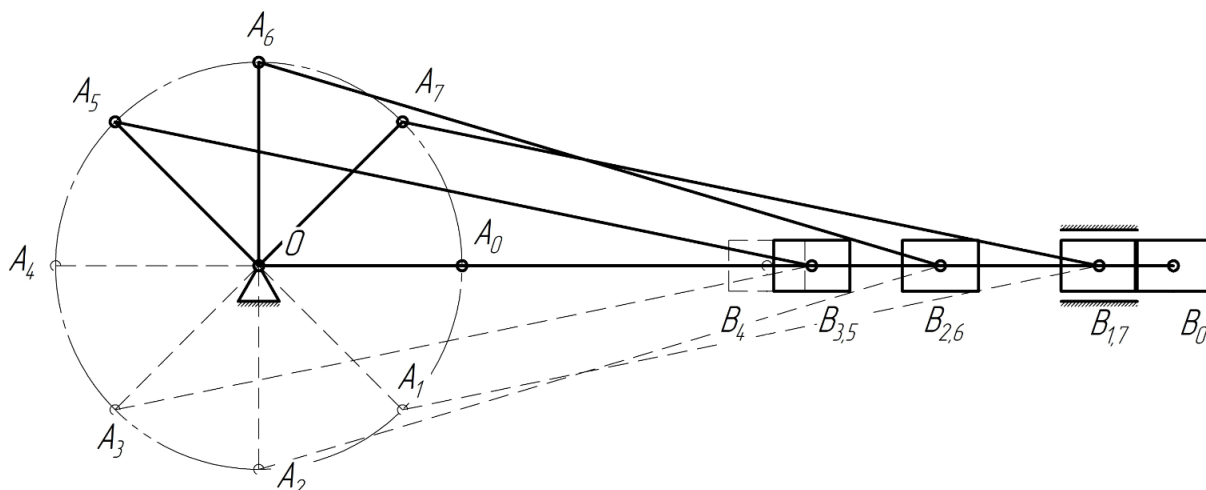
Отметим, что значение $F_{ур}$ в принципе непостоянно в процессе работы механизма, вследствие чего обозначенный расчёт выполняется для множества возможных положений механизма с определением значений $F_{ур}$ для каждого из них.

Динамика изменения уравновешивающей силы
в процессе работы механизма



Целью расчёта является выбор наибольшего значения $F_{ур}$ и определение максимальных момента $T_{ур}$ и мощности $P_{ур}$ за весь цикл работы машины.

Метод планов. Построение планов механизма



Кинематической схемой называют изображение механизма с применением условных обозначений звеньев и кинематических пар в выбранном масштабе $\mu_L = \frac{L_{OA}}{OA}$

где L_{OA} – истинная длина звена в метрах,

OA – изображение этого звена на чертеже в миллиметрах.

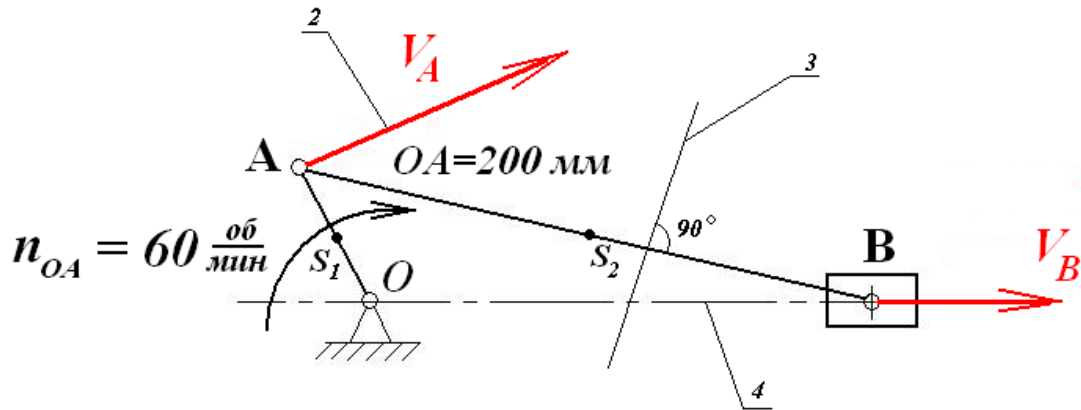
Схема позволяет определить движение ведомых звеньев по заданному движению ведущих. Кинематические пары обозначают большими буквами латинского алфавита. Звенья обозначают арабскими цифрами, начиная с кривошипа.

Планом механизма называется графическое изображение в масштабе кинематической схемы механизма, соответствующее определенному положению главного звена (в данном случае – кривошипа OA).

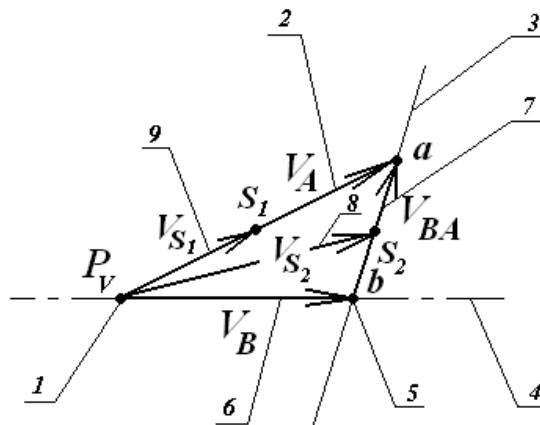
Для построения 8 положений звеньев механизма разделим траекторию, описываемую точкой A кривошипа, на 8 равных частей. В качестве нулевого принимаем то положение кривошипа, при котором точка B ползуна занимает крайнее верхнее положение. Из отмеченных на окружности точек $A_0, A_1 \dots A_5$ раствором циркуля равным $AB = \frac{L_{AB}}{\mu_L}$ намечаем на линии движения ползуна B точки $B_0, B_1 \dots B_6$, и соединяем их соответствующим образом.

Построение плана скоростей

Рассмотрим простейшую методику выполнения кинематического анализа, построив план скоростей для следующего примера кривошипно-шатунного механизма:



$$V_A = \omega \cdot R = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot OA = \frac{3.14 \cdot 60}{30} \cdot 0.2 = 1.2 \frac{m}{c}$$



Пусть заданы скорость вращения кривошипа OA , длина кривошипа, звено AB и сам механизм построен в масштабе. Аналитически определяется только значение скорости V_A . Векторы абсолютных скоростей точек выходят из полюса плана скоростей P_V , относительных – направляются по правилу векторной суммы. Скорость шарнира B , относительная скорость V_{BA} и скорости центров масс рычагов S_1 и S_2 находятся графически, как показано на рисунке. Их численные значения определяются с учётом масштаба

построения. Значения этих скоростей справедливы только для данного положения механизма, поэтому называются *мгновенными*.

В данной курсовой работе необходимо вычислить мгновенные скорости указанных точек для 4 положений механизма (5, 6, 7 и 0).

Построение плана ускорений

План ускорений строится по схеме, аналогичной плану скоростей и имеет целью определение мгновенных ускорений шарниров механизма и центров масс звеньев. На основе ускорений центров масс в дальнейшем определяются инерционные нагрузки в механизме, влияющие на конечное значение уравновешивающих сил. Векторы абсолютных ускорений выходят из полюса, относительных ускорений – лежат вне полюса.

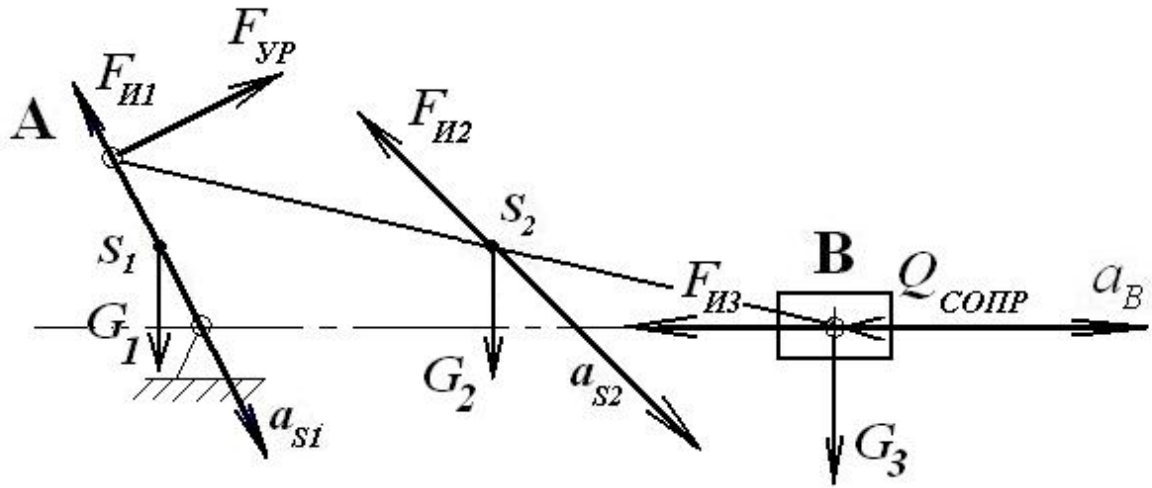
Построение плана ускорений производится на основании теоремы Кориолиса:

$$\vec{a}_j = \vec{a}_l + \vec{a}_{jl}^n + \vec{a}_{jl}^t$$

определяющей значение искомого ускорения точки, как векторной суммы нормального и касательного относительных ускорений.

Векторы абсолютных ускорений выходят из полюса, относительных ускорений – лежат вне полюса. Направление нормальной составляющей относительного ускорения – вдоль звена к центру вращения. Например, вектор \vec{a}_{ba}^n направлен $\parallel AB$, от В к А. Направление касательной составляющей относительного ускорения – всегда перпендикулярно нормальной составляющей.

Подобно тому, как это делалось на плане скоростей, численные значения искомых ускорений могут быть определены графически через масштабный коэффициент построения.



При простейшем кинематическом анализе на план нагрузок наносятся вектора веса звеньев G , внешняя нагрузка Q , уравновешивающая сила $F_{УР}$ и инерционные нагрузки $F_{И}$. Вектора последних направляются противоположно ускорениям центров масс по плану ускорений. Численно значения сил инерции могут быть определены по простейшей зависимости:

$$F_{И} = -m \cdot a_S$$

где m – масса звена; a_S – ускорение его центра масс.

Определение уравнивающей силы методом Жуковского

Согласно теореме Жуковского если к повернутому на 90 градусов плану скоростей в соответствующие точки приложить все активные силы, действующие в механизме, то сумма их моментов относительно полюса равна нулю. Для определения мгновенного значения $F_{ур}$ выполняется построение, после чего составляется уравнение моментов сил относительно центра P_V , из которого и определяют значение $F_{ур}$

Векторы сил наносятся без учёта масштаба.

Силы тяжести приложим в точках s_i , вертикально вниз. $G_i = m_i g$.

Силы инерции приложим в точках s_i , против a_{si} (отсюда знак «-» в формуле). $F_{ui} = -m_i a_{si}$.

На звенья, совершающие движение с переменной угловой скоростью (в данном случае – шатун), также действуют моменты пар сил инерции $M_{ni} = -J_{si} \cdot \varepsilon_i$, где J_{si} - момент инерции звена, а ε_i – угловое ускорение. Они направлены против ε_i (направление ε_i определяется исходя из того, в какую сторону «закручивает» звено \vec{a}_{jk}^r , мысленно перенесённое в точку j).

Для того, чтобы включить моменты пар сил инерции M_{ni} в расчётную формулу, их необходимо привести:

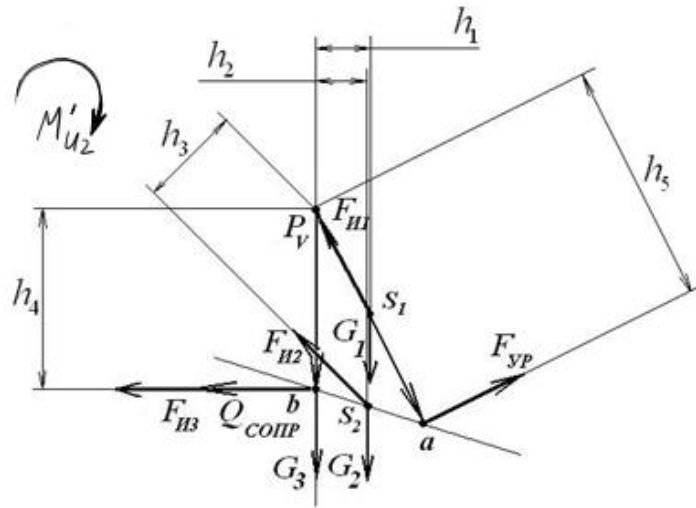
$$M_{ni}' = M_{ni} \frac{\bar{V}_i}{l_i},$$

где \bar{V}_i - длина отрезка на плане скоростей, отображающая относительную скорость звена, мм

l_i – длина соответствующего звена, м.

Таким образом,

$$M_{ni}' = -m_i (0.29 \cdot l_i)^2 \frac{\bar{V}_i}{l_i}$$



$$G_1 \cdot h_1 + G_2 \cdot h_2 + F_{И2} \cdot h_3 + F_{И3} \cdot h_4 + Q_{СОПР} \cdot h_4 + M'_{u2} - F_{УР} \cdot h_5 = 0$$

$$F_{УР} = \frac{G_1 \cdot h_1 + G_2 \cdot h_2 + F_{И2} \cdot h_3 + F_{И3} \cdot h_4 + Q_{СОПР} \cdot h_4 + M'_{u2}}{h_5}$$

4. Кинематический синтез редуктора

В каждом зубчатом колесе различают три окружности и, следовательно, соответствующие им диаметры:

1) Окружность выступов, которая представляет собой наружную окружность заготовки зубчатого колеса, рассчитывается по формуле:

$$d_a = d_1 + 2 \cdot m$$

2) Делительную окружность, которая представляет собой условную окружность, делящую высоту каждого зуба на две неравные части – головку и ножку зуба, рассчитывается по формуле:

$$d = z \cdot m$$

3) Окружность впадин, которая проходит по основанию впадин зуба, рассчитывается по формуле:

$$d_f = d_1 - 2,4 \cdot m$$

4) Основная окружность, соединяющая точки зарождения эвольвент зубьев. Диаметр основной окружности:

$$d_b = d \cdot \cos \alpha,$$

Расстояние между одноименными боковыми поверхностями двух смежных зубьев колеса называется шагом и рассчитывается по формуле:

$$p = \frac{\pi \cdot d}{Z}$$

Для указанных выше расчётов необходимо определить следующие параметры:

1) Межосевое расстояние:

$$a_w = K_a \cdot (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{\psi_a \cdot U^2 \cdot (\sigma)^2}} \cdot K_{H\beta}$$

Где:

$K_a = 49,5$ – вспомогательный коэффициент

$\psi_a = 0,3$ – коэффициент ширины венца колеса

$U = 2$ – передаточное число

T_2 – вращающий момент на тихоходном валу редуктора

$\sigma = 400$ МПа – допускаемое контактное напряжение колеса

$K_{H\beta} = 1$, коэффициент неравномерности по длине зуба

Значение a_w округляется до стандартного числа (таблица 4.1)

Таблица 4.1 Межосевые расстояния стандартных редукторов (ГОСТ 2185-66), мм

1-й ряд (предпочтительный)	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400
2-й ряд	-	-	71	90	112	140	180	224	180	355	450
Для нестандартных передач можно не придерживаться приведенных в таблице значений. В этом случае полученное в результате расчета значение межосевого расстояния округляют до ближайшего большего из ряда нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-69)											

2) Модуль зацепления – m , мм

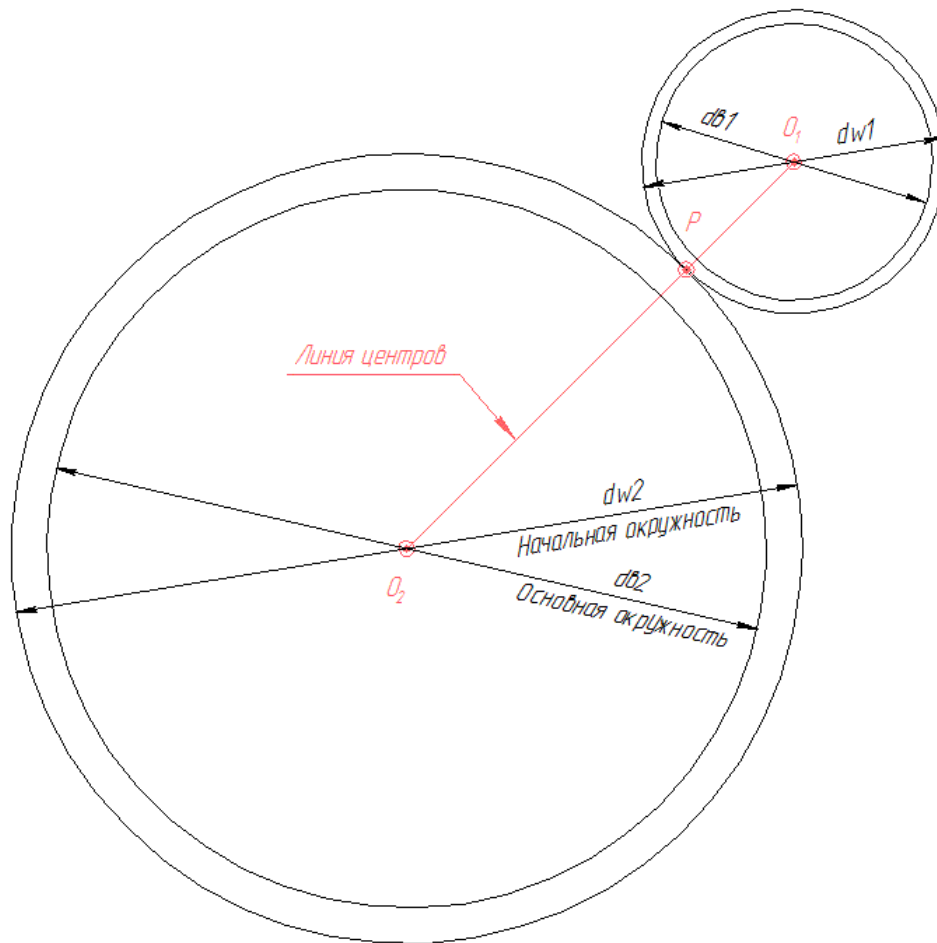
$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w, \text{ мм.}$$

Значение модуля округляется до стандартного числа (таблица 4.2)

5. Вычерчивание элементов зубчатого зацепления

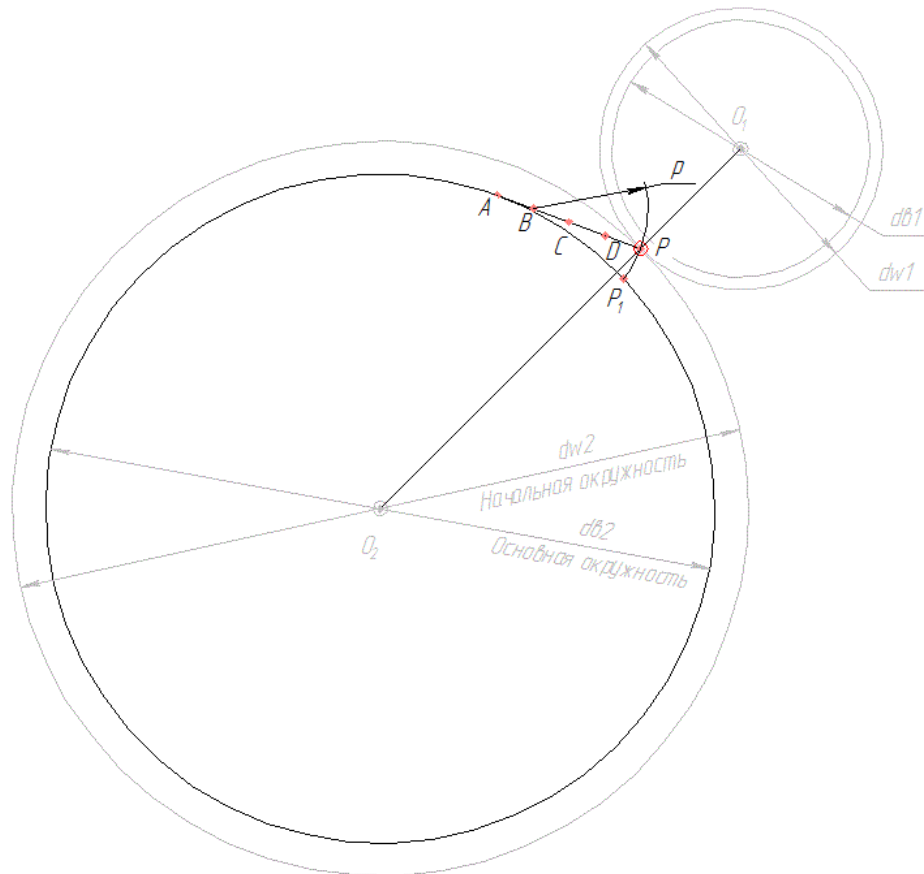
Профили зубьев вычерчиваем в такой последовательности:

1. На чертеже под произвольным углом откладываем линию центров O_1O_2 . Длина линии центров равна межосевому расстоянию $O_1O_2=a_w$.
2. Из концов отрезка (линии центров) откладываем начальные окружности d_{w1} и d_{w2} . Начальные окружности d_{w1} и d_{w2} касаются друг друга в полюсе P .
3. Откладываем и строим основные окружности d_{b1} и d_{b2} .

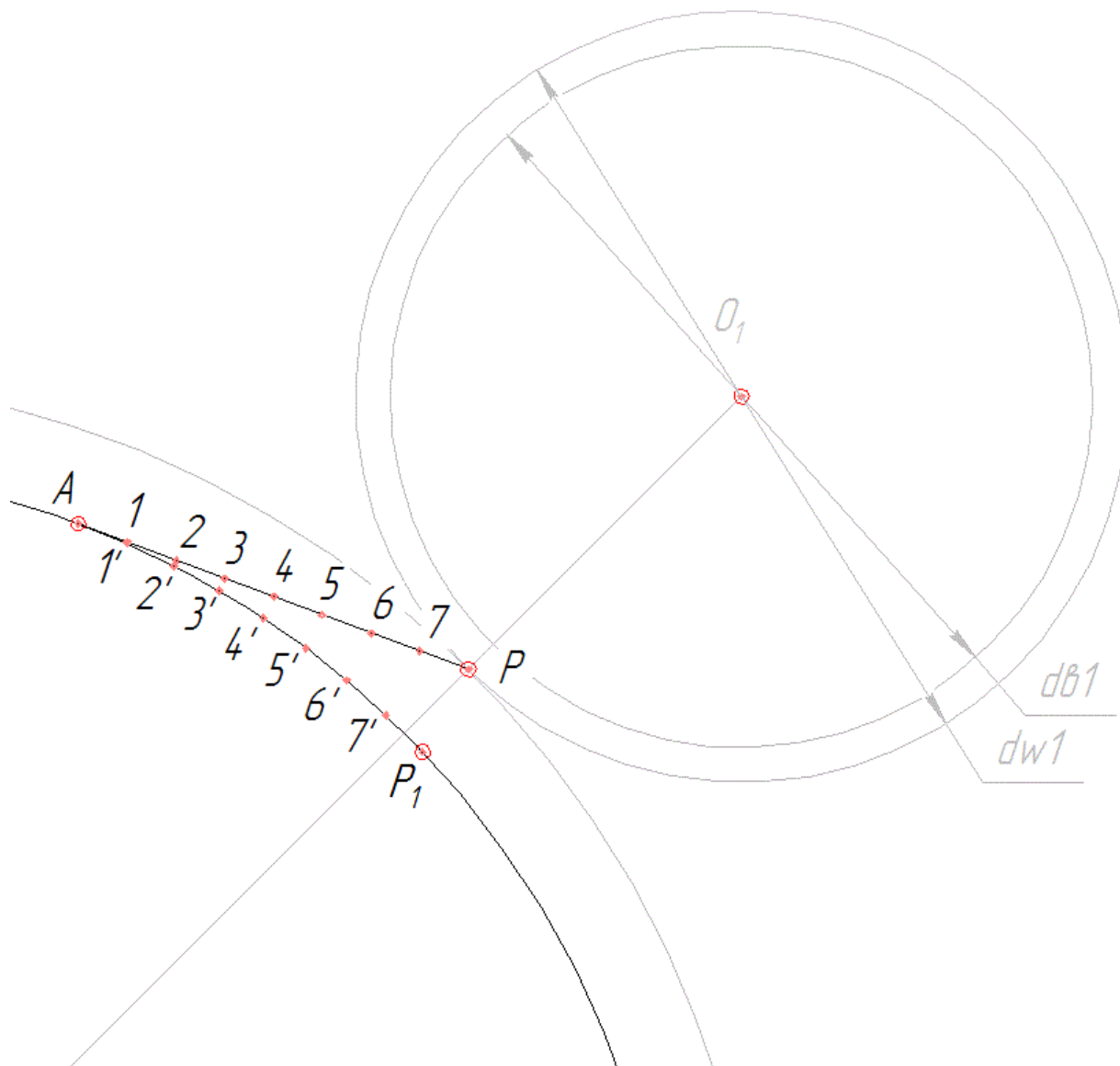


4. Построение эвольвенты колеса 2.

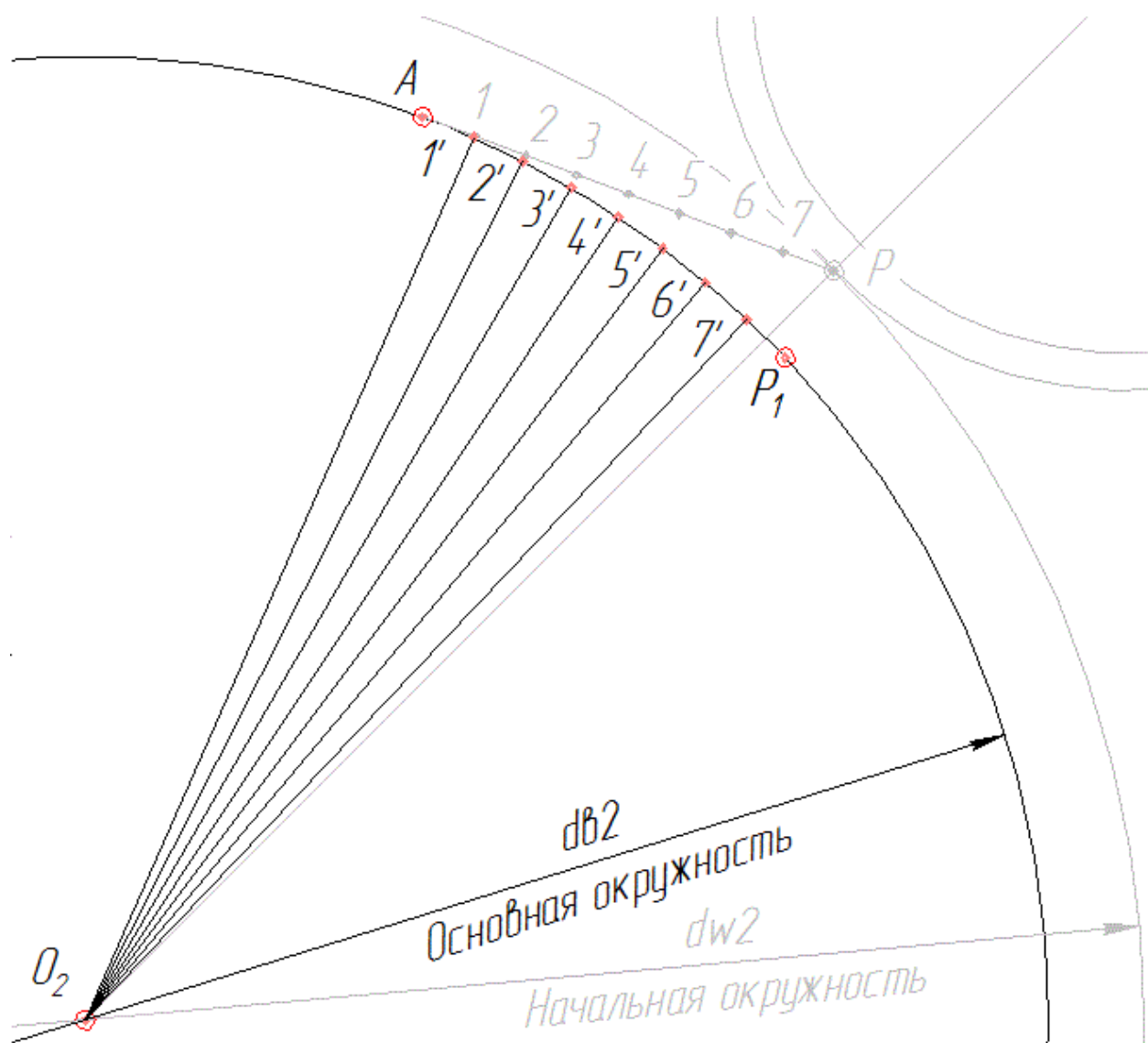
4.1. Из полюса P к основной окружности проводим касательную PA . Отрезок AP (см. рис.) делим на четыре равные части ($AB = BC = CD = DP$) и из точки B проводим дугу радиуса $r = BP$ до пересечения в точке P_1 с основной окружностью; тогда $\sphericalangle AP_1 = AP$.



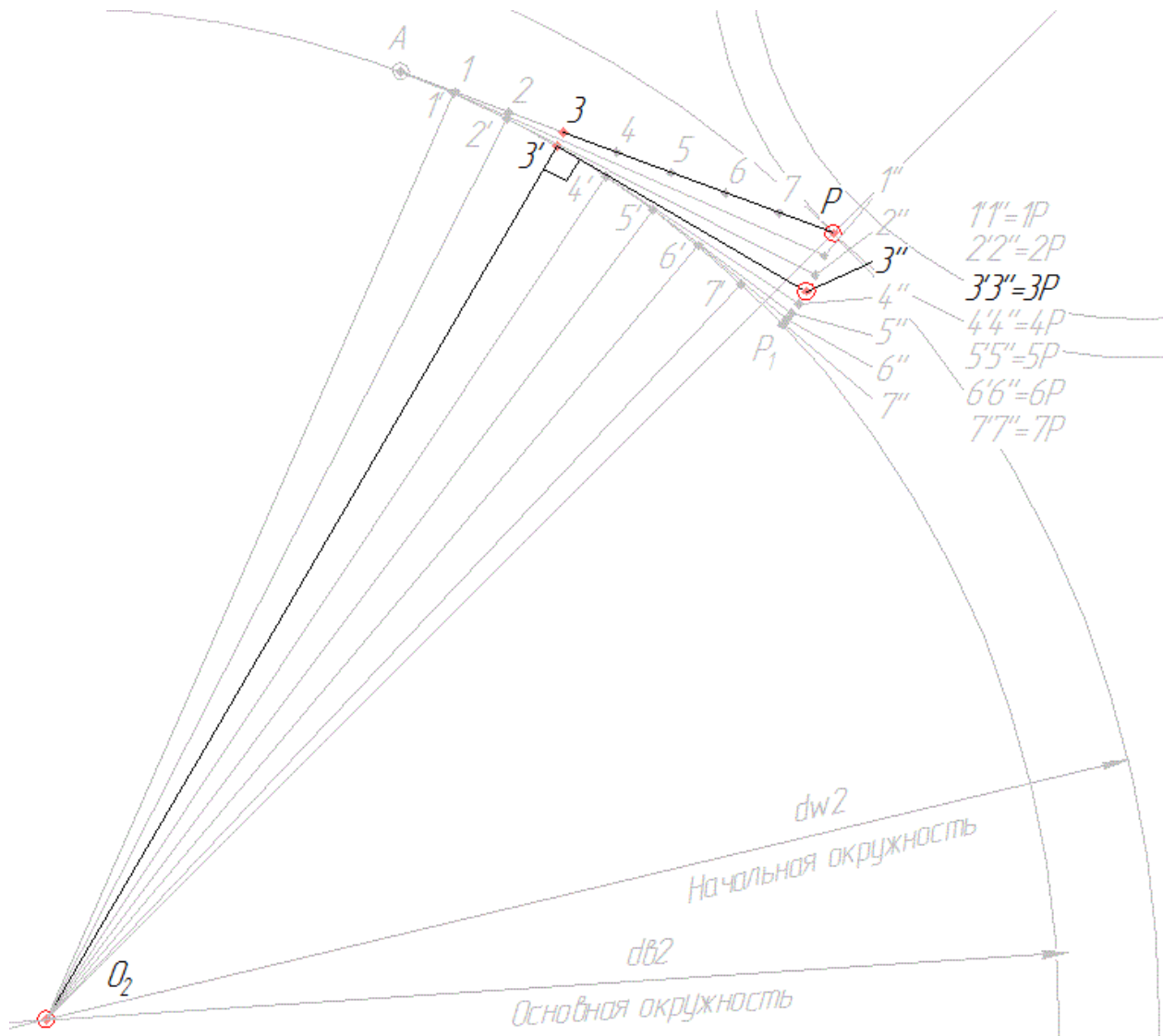
4.2. После этого, отрезок AP снова делим на произвольное число равных частей длиной 15...20мм (число делений целесообразно взять четным, например 8). Дугу AP_1 также делим на такое число равных частей ($\cup P_1 1' = \cup 1' 2' = \cup 2' 3' = \dots$).



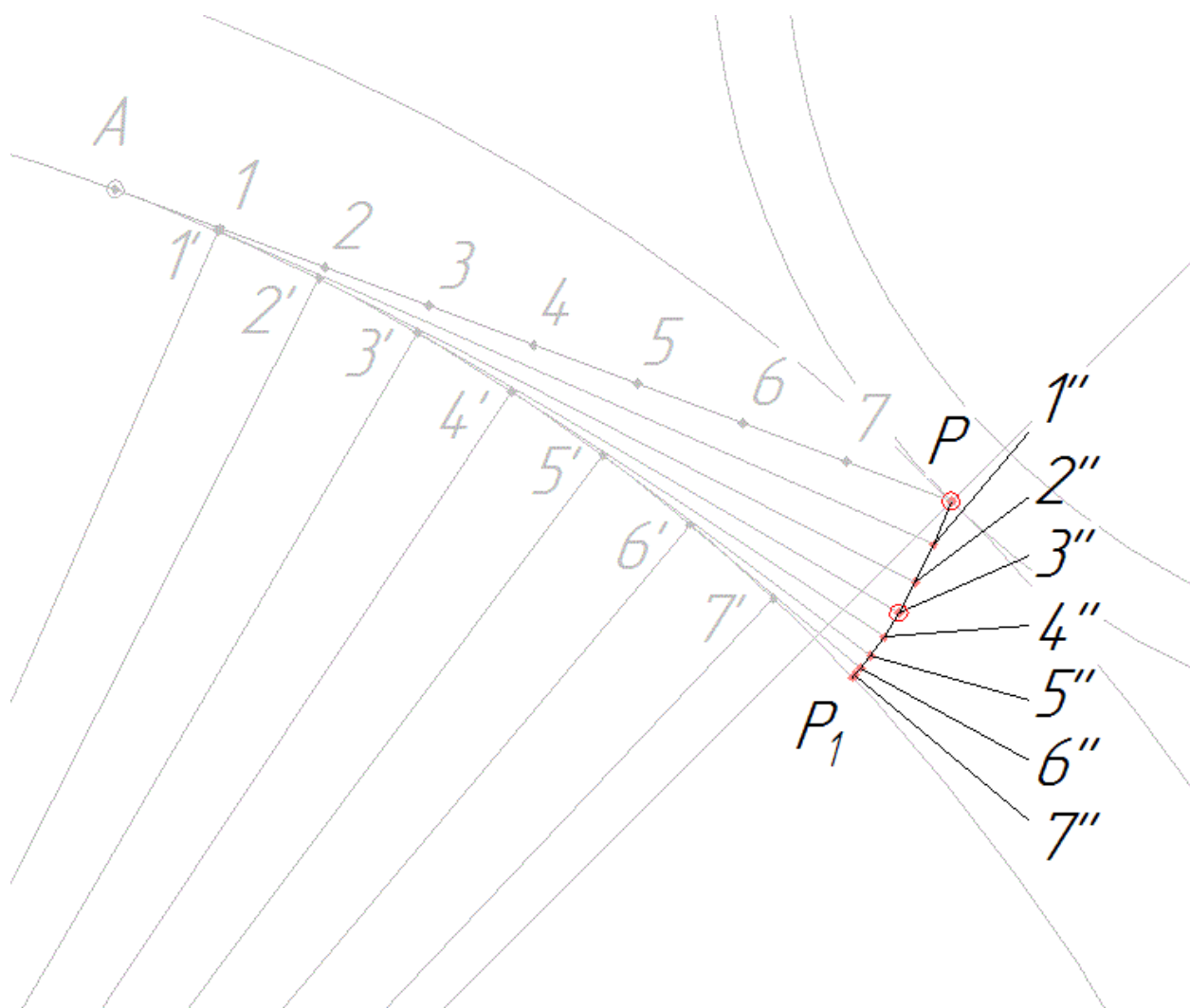
4.3. Точки 1'; 2'; 3'... соединяем с центром O_2 .



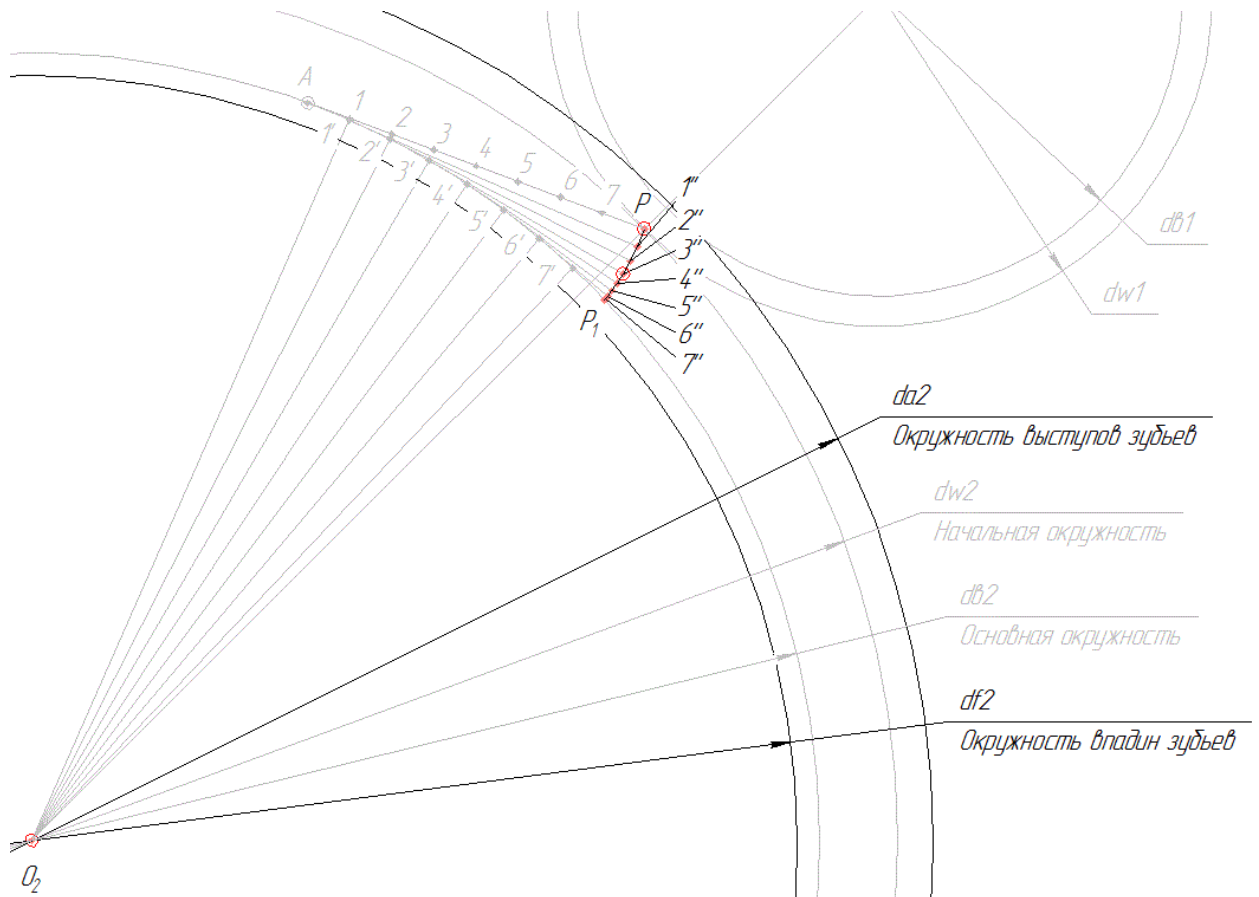
4.4. Через точки 1'; 2'; 3'... проводим перпендикуляры к соответствующим радиусам O_21' ; O_22' ; O_23' На перпендикулярах (они касаются основной окружности) откладываем отрезки 1'1''; 2'2''; 3'3''..., соответственно равные отрезкам P_1 ; P_2 ; P_3



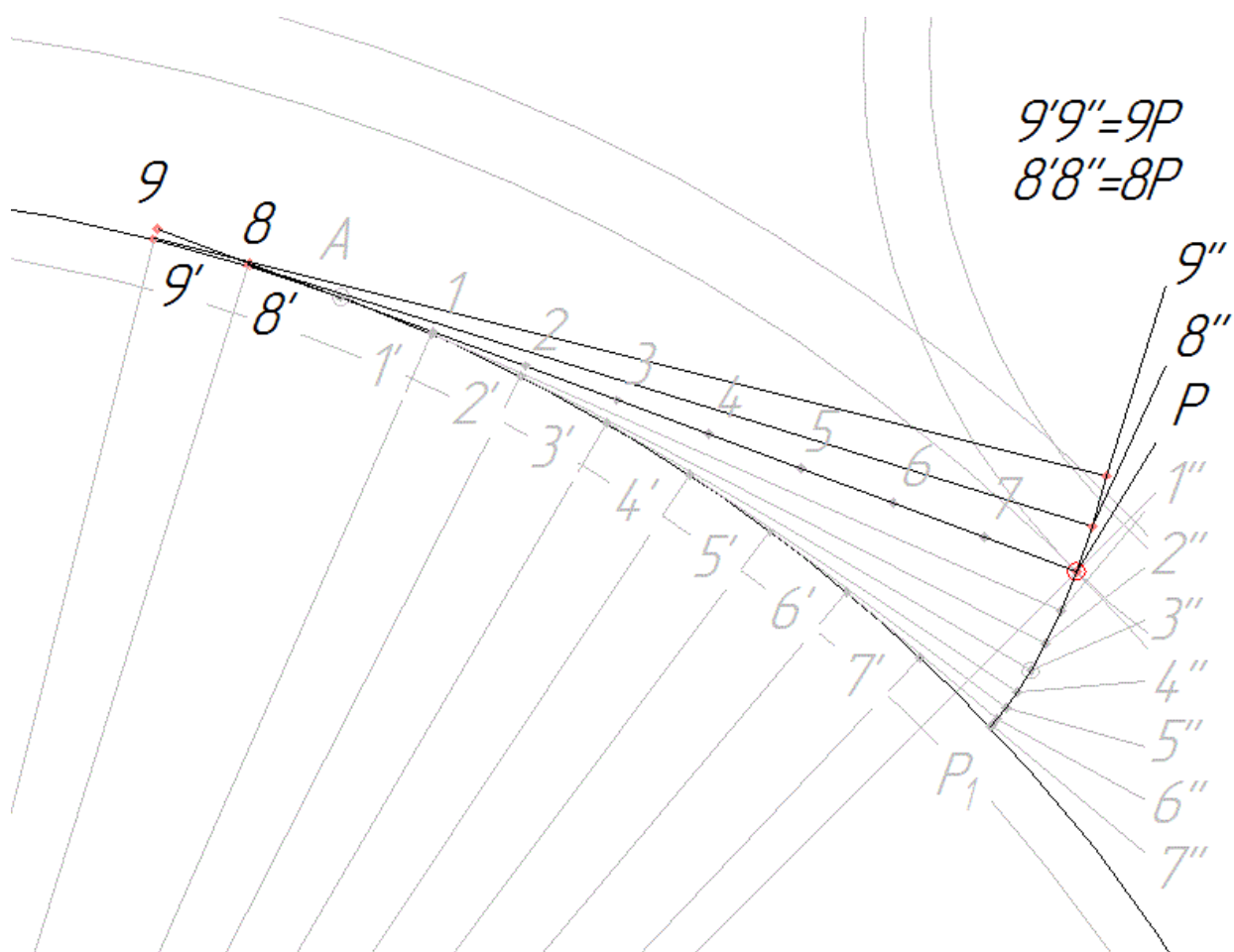
4.5. Соединяя точки P_1 ; $1''$; $2''$; $3''$... плавной кривой, получаем часть эвольвенты второго колеса.



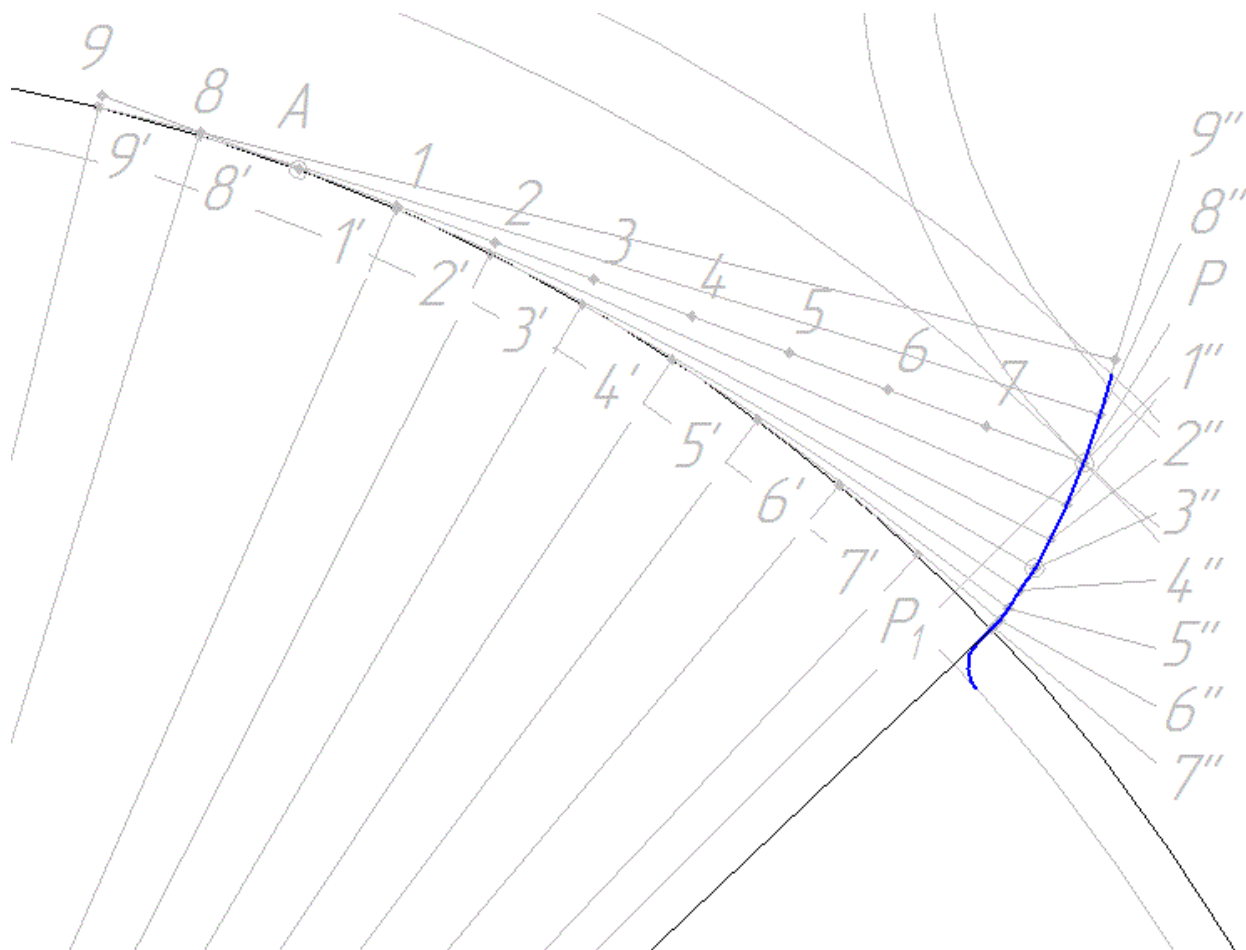
4.6. Для продолжения построения профиля зуба второго колеса откладываем и строим окружности выступов и впадин зубьев второго колеса. Следует отметить, что радиус окружности впадин может быть больше, равен и меньше радиуса r_b основной окружности. Это зависит от числа Z зубьев колеса и от коэффициента смещения x . В нашем случае $d_{b2} > d_{f2}$



4.6. Для завершения построения эвольвенты второго колеса вводим дополнительные точки 8 и 9. Точки 8 и 9 откладываем против часовой стрелки от точки А. Пользуясь описанным выше методом, находим точки 8'' и 9''. Завершаем построение эвольвенты второго колеса.



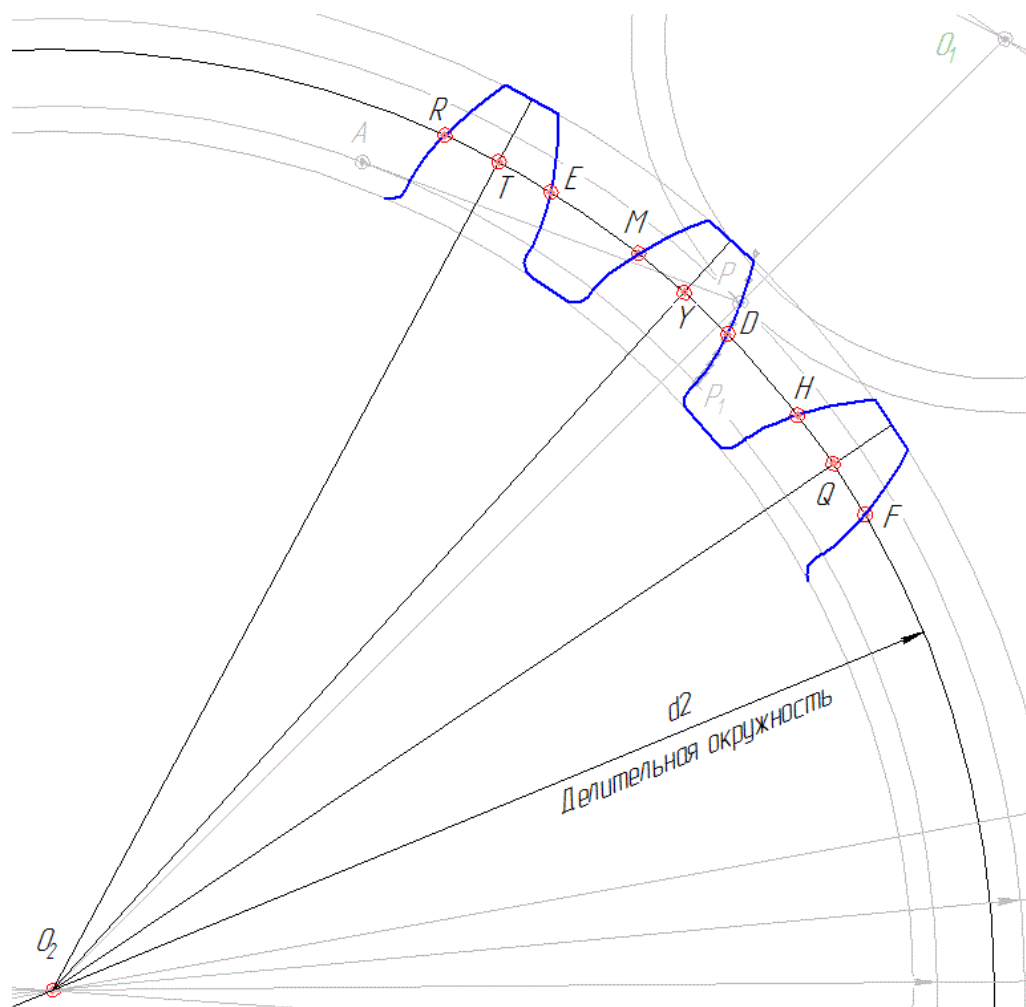
4.7. Профиль ножки у основания зуба можно построить упрощенно. Если $r_f < r_b$, то от основания эвольвенты до окружности впадин проводят радиальный отрезок, а затем у основания зуба делают закругление радиуса $0,2m$. Упрощенное построение профиля ножки зуба не отражает истинного его очертания, а является только чертежным приемом.



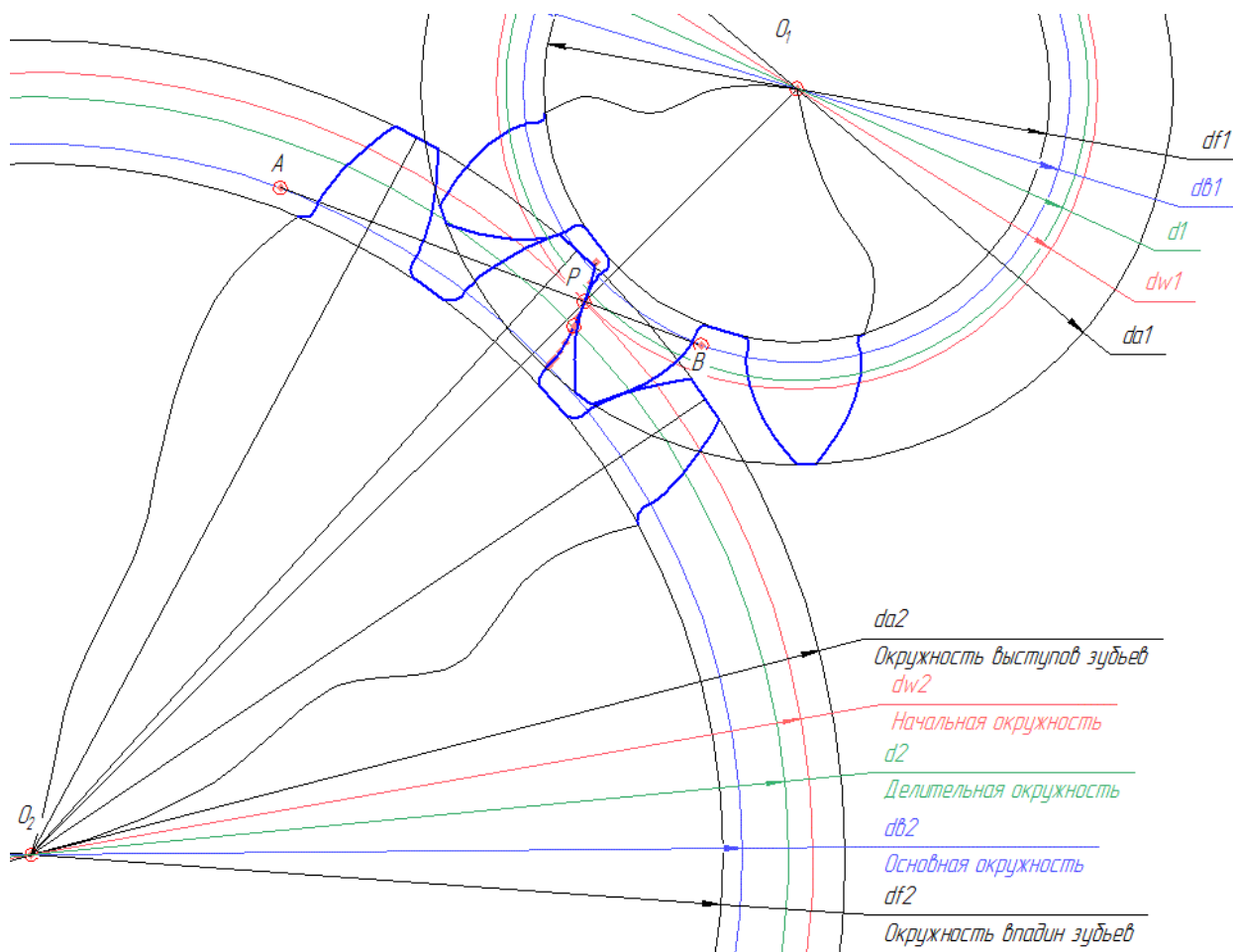
5. Строим делительную окружность колеса 2 и получаем точку D ее пересечения с эвольвентой.

От точки D откладываем на делительной окружности колеса 2 (пользуясь построением, показанным выше) дуги: влево $\cup DE$, вправо $\cup DF$, равные каждой длине шага p . От точки E, D, F влево откладываем (пользуясь тем же построением) дуги ER, DM, FH, равным каждой толщине S зуба по делительной окружности.

Делим дуги DM, FH, ER пополам в точках T, Y, Q. Соединяем эти точки с центром O_2 , получаем оси симметрии зубьев. После этого вырезаем из твердой бумаги шаблон половины зуба, которым пользуемся для построения остальных зубьев (при использовании САПР воспользуемся копированием). Необходимо сделать построение трех зубьев – первого, профиль которого построен по точкам, и двух, находящихся справа и слева от первого.



Аналогично строим три зуба для другого колеса.



6. При вычерчивании профилей зубьев нужно помнить следующее: наличие зазора на активной части линии зацепления между профилями, пересекаемыми линией зацепления, свидетельствуют о неправильном выполнении чертежа.

Примеры ошибок:

