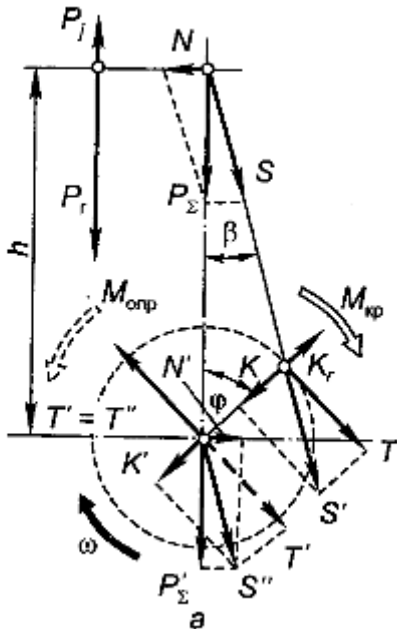
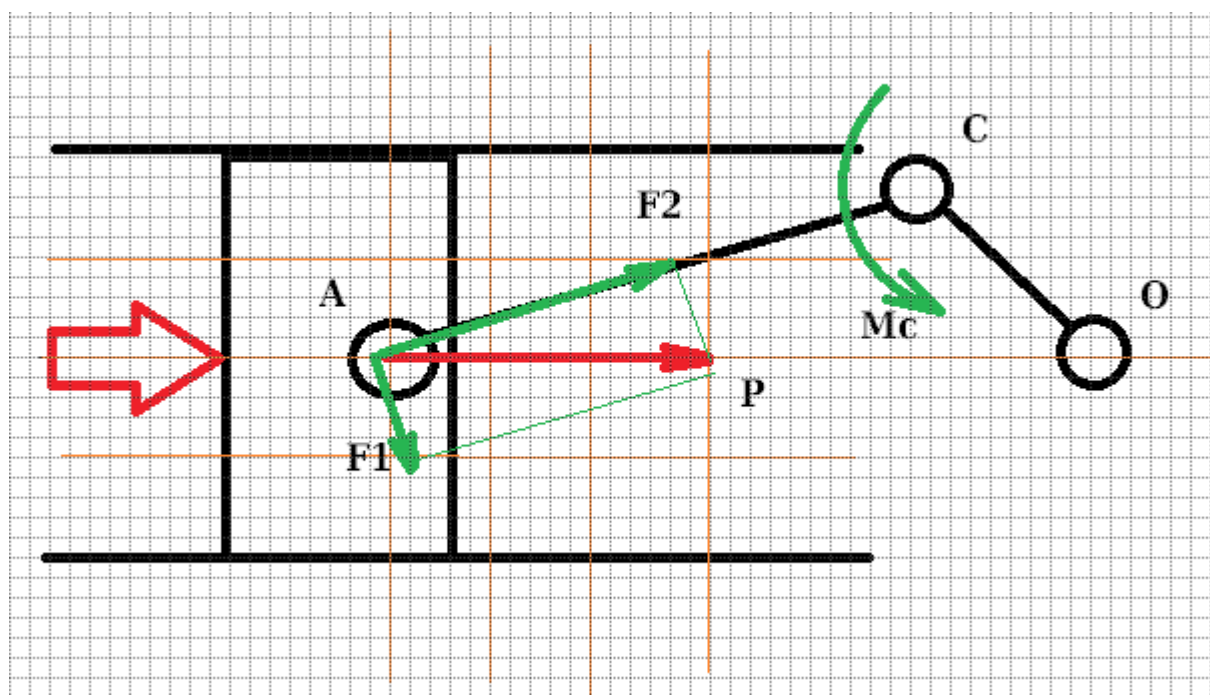


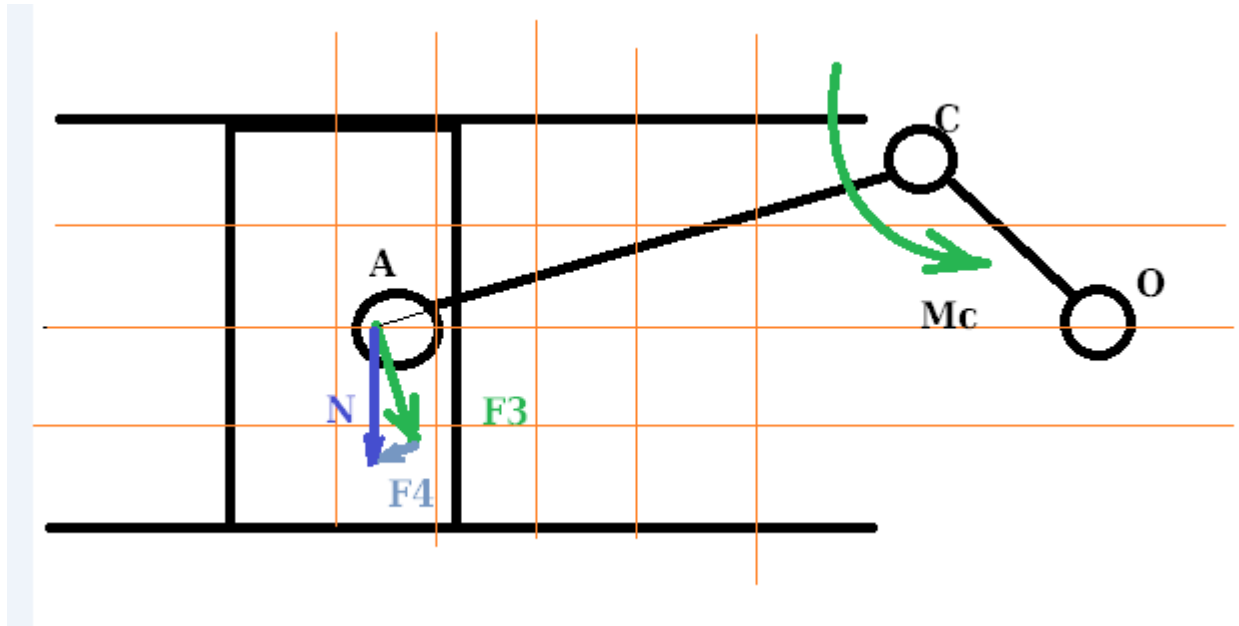
Всем добрый вечер! Известно, что кривошипно-шатунный механизм является механизмом преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение выходного коленвала (и обратно). Как раскладывается силы в КШМ, я думаю, известно всем на данной ветке форума. Во всех книжках, книгах, статьях на эту тему приводится этот или похожий рисунок.



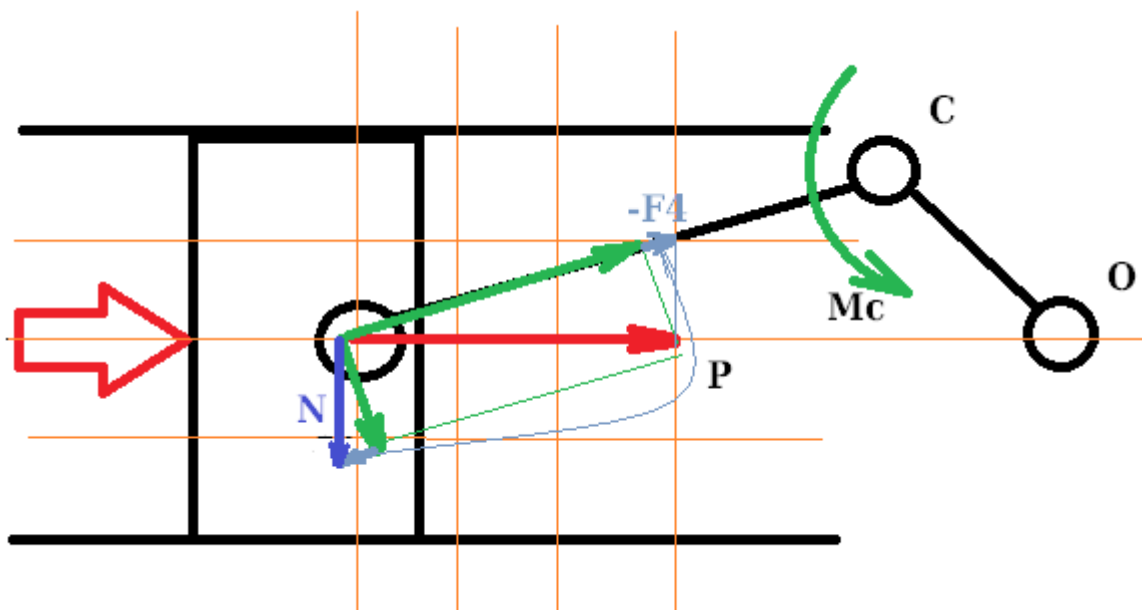
Не везде пишут, что это модель реального механизма КШМ, где силы трения равны нулю, зазоры равны нулю, стержни и опоры абсолютно жесткие. На основе этой модели рассчитываются двигатели уже пару столетий, и сомневаться в её истинности не приходится. Но нигде не пишут, что это не полный расклад сил, а сокращённый. Так как нас интересует только сила  $N$ , то её анализом и ограничимся. Полное разложение выглядит следующим образом. Сила давления газов  $P$ , давящая на поршень и приводящая его в прямолинейное движение, передаётся через палец на шатун, где раскладывается на классические радиальную  $F_2$  и тангенциальную  $F_1$  составляющие (никакой силы  $N$  нет).



Радиальная  $F_2$  передаётся на шатунную шейку, а тангенциальная  $F_1$  создаёт крутящий момент  $M_c$  на шатуне относительно шатунной шейки (никакой силы  $N$  нет). Этот момент приводит к повороту шатуна вокруг точки  $C$ , и через тот же палец и опять-таки через поршень упирается в боковую поверхность цилиндра, создавая силу  $F_3$ . И вот тут только появляется боковая сила  $N$ . Для замыкания силового треугольника указываем силу  $F_4$ .



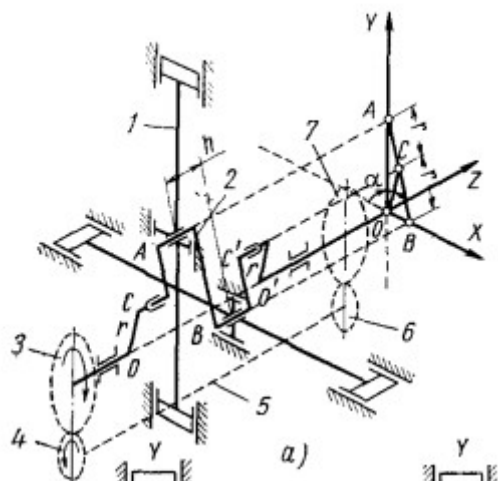
Теперь обратим внимание на силы  $F_1$   $F_3$ : они действуют на равном расстоянии, и при одном и том же моменте равны между собой. Для полной ясности совместим рисунки – и увидим, что из разложения вполне можно убрать силы  $F_1$  и  $F_3$  вместе с моментом  $M_c$ , и сделать это разложение лаконичным и простым.



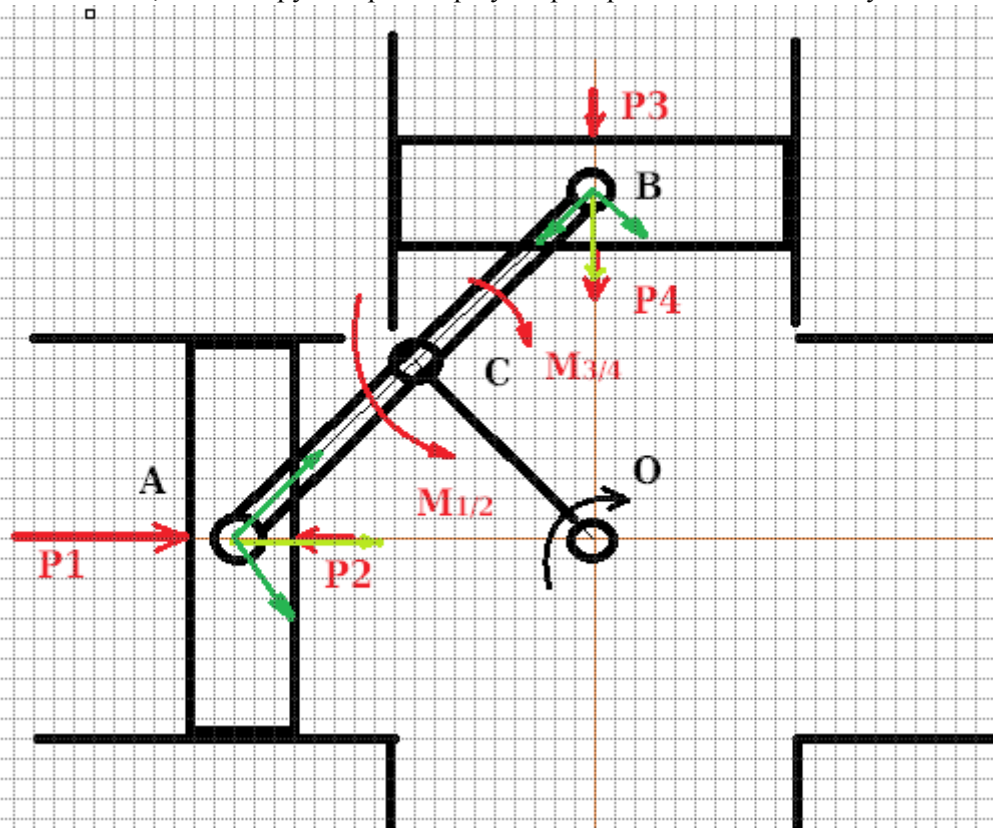
Правильное ли это разложение сил для механизма КШМ? Да, правильное.

Но правильное ли это разложение для БШМ?

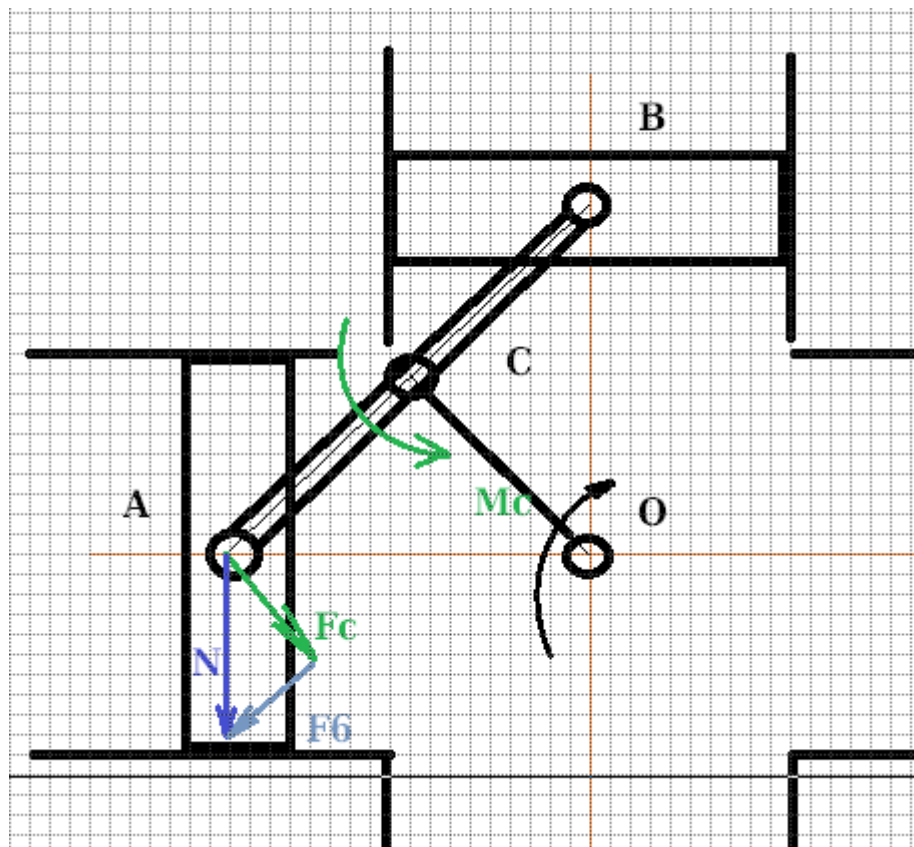
Отметим, что возвратно-поступательного движение поршня (ползуна) преобразуется во вращательное движение планетарного (или промежуточного, или эксцентрикового) вала, а потом это вращение передаётся на выходной вал, расположенный по оси  $O-O'$ . Это вращение может быть передано с помощью разных схем, начиная от зубчатых колёс с соотношением 1 к 2, различных муфт передачи движения между параллельными осями, или используя уже существующие в конструкции ползуны (поршни). Отметим, что если при передаче момента не использовать ползуны, то и боковой силе  $N$  возникнуть не из чего. Здесь также рассматривается модель реального механизма БШМ, где силы трения равны нулю, зазоры равны нулю, стержни и опоры абсолютно жесткие. Рассмотрим теперь бесшатунный механизм Баландина (вариант 1).



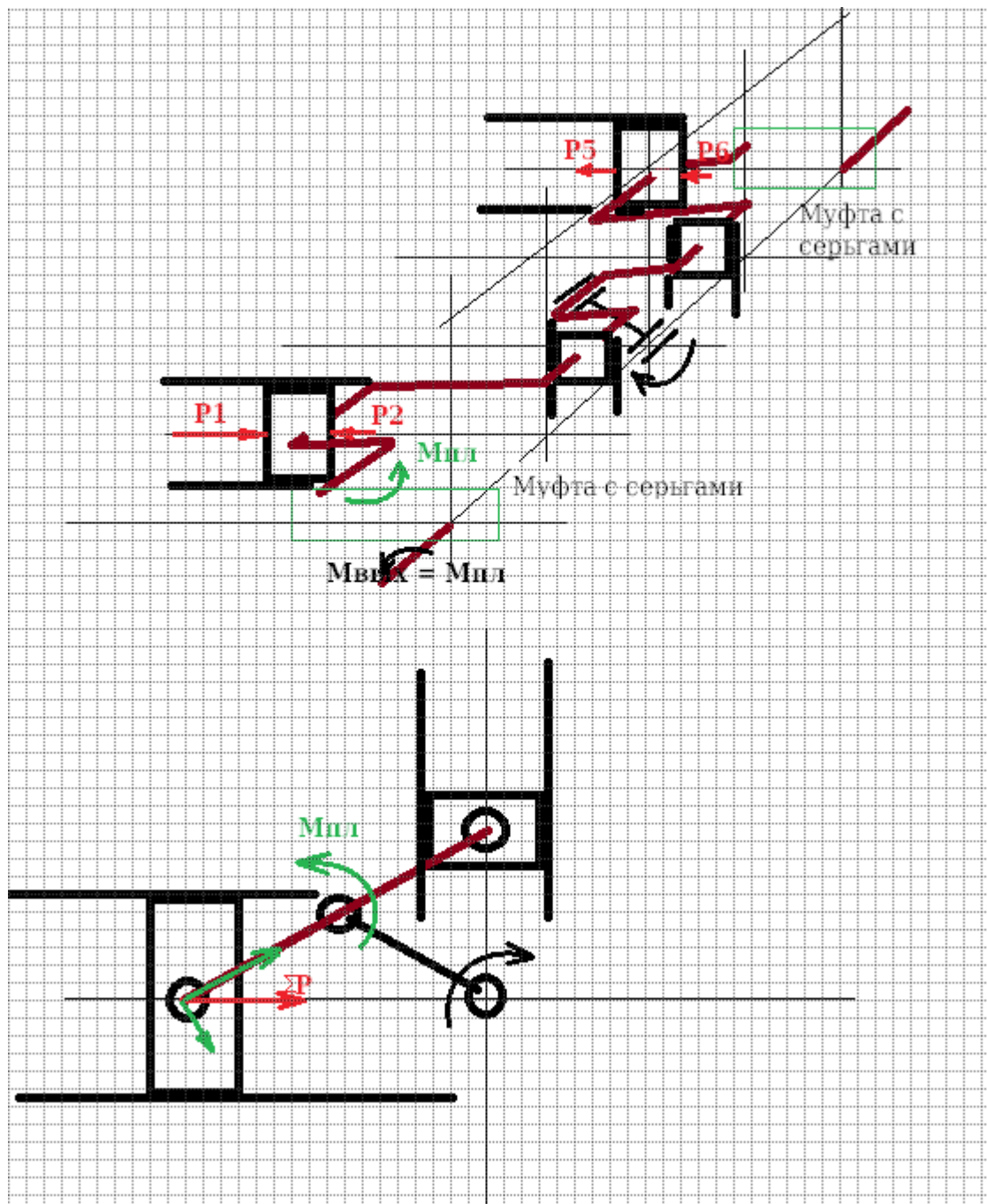
Силы  $P_1$  и  $P_2$ ,  $P_3$  и  $P_4$  действующие на ползуны, суммируем, и также складываем (или вычитаем) радиальные силы и моменты  $M_{1/2}$  и  $M_{3/4}$ , которые образуют тангенциальные силы на планетарном коленвале (Баландин отметил, что образуется момент, но почему-то не пошёл дальше в своих рассуждениях). Этот момент  $M_{(пв)}$  мы передаём на выходной вал с помощью ползуна и направляющей точно также, как и в механизме КШМ, но при этом допускаем, что один ползун работает при повороте центрального вала от  $-45^\circ$  до  $+45^\circ$ , от  $135^\circ$  до  $225^\circ$ , а второй ползун от  $45^\circ$  до  $135^\circ$ , затем от  $225^\circ$  до  $315^\circ$  гр. (Это допущение подробно обосновано у Баландина). Необходимо отметить, что сила  $N$  будет максимальна (при одинаковом давлении на поршне) при повороте на  $45^\circ$  (и далее через  $90^\circ$ ), но в реальности процесс перекладки с одного ползуна на другой не будет мгновенным, и эта нагрузка при  $45^\circ$  гр будет распределена на два ползуна. Но для расчётов важна



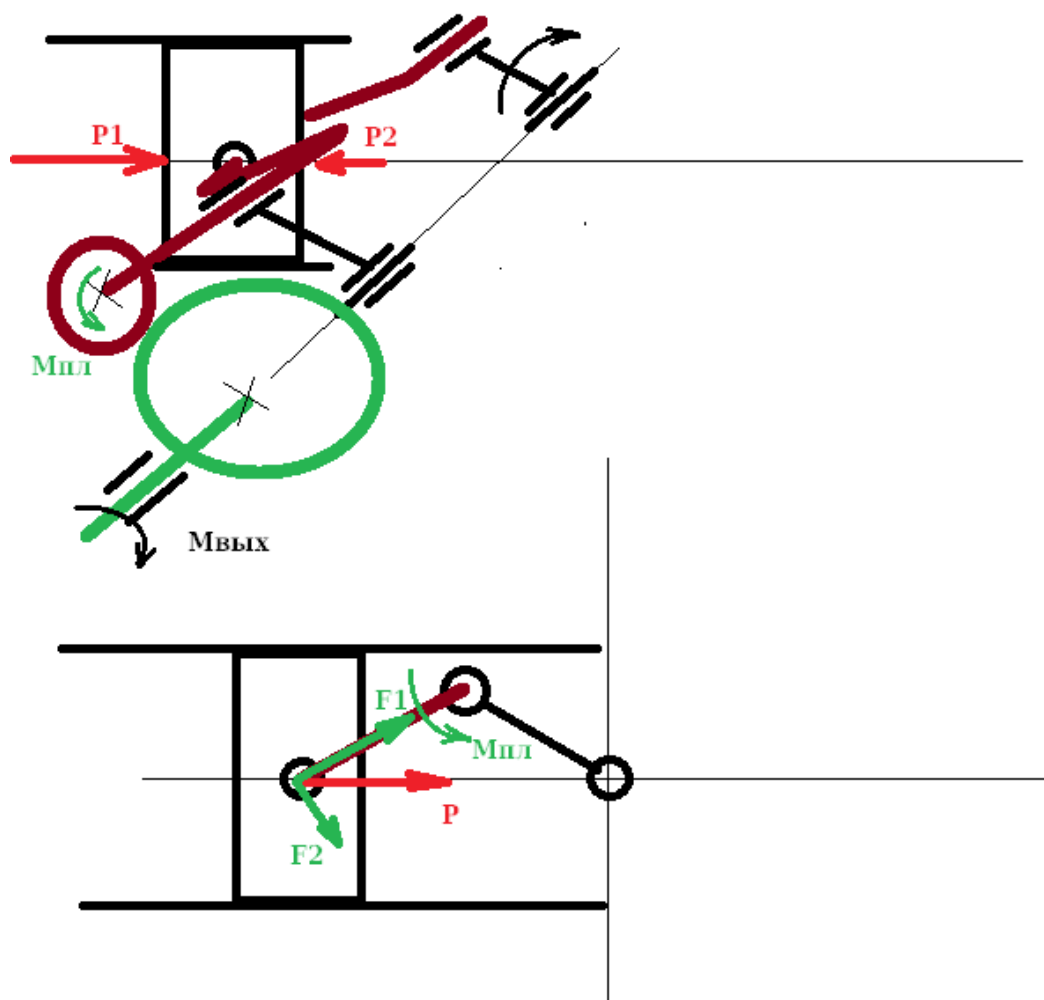
максимальная возможная нагрузка, а она однозначно рассчитывается через момент  $M_{(пв)}$ . В результате момент и движение на планетарном валу через силы  $N$  и  $F$  передаётся на выход, а сила  $F$  создаёт выходной момент  $M_{(вых)}$ . Как видно из этого рассуждения, даже при той же передаче момента, как и в КШМ, упрощать разложение сил недопустимо — это приводит к ошибкам.



Рассмотрим схему Владимира Александровича (вариант 2). Она отличается от схемы Баландина выходным валом — он вращается в другую сторону, и момент на него передаётся не с помощью ползунов/направляющих, а с помощью специального устройства — муфты с серьгами. Силы на поршнях  $P_1$  и  $P_2$ ,  $P_5$  и  $P_6$  складываем точно также, как и в предыдущем варианте, и также получаем суммарный момент  $M_{(пв)}$ . Но дальше этот момент передаётся с помощью муфты, и на ползуны он не действует, и соответствующая сила  $N$  равна нулю.



Рассмотрим теперь мою схему (вариант 3). Она также отличается от схемы Баландина выходным валом — он может вращаться в любую сторону, и момент на него передаётся посредством зубчатой передачи с внешним/внутренним зацеплением и с любым разумным соотношением. Здесь также складываем силы  $P_1$  и  $P_2$ , получаем момент  $M_{(пв)}$  и передаём его на выходной вал в соответствии с передаточным отношением. Так как пара ползун/направляющая не используется для передачи момента, то сила  $N$  также равна нулю.



Теперь от модели переходим к реальному двигателю — и смотрим на трение. Трение на центральной опоре зависит от действующих сил, так как через неё передаются реакции опоры. Для оценки примем, что момент трения равен 0,01 от выходного. Тогда сила  $N$  во втором и третьем будет тоже в 100 раз меньше, чем в первом варианте. Но в третьем варианте она возрастает до бесконечности — по модели получается так. Но в реальном двигателе существуют зазоры. Как только мы посмотрим на зазоры, то обнаруживаем, что модель более соответствует реальной схеме только до 45гр, далее всё менее, а при перекладке ползуна вообще не работает — там теряется контакт ползуна с направляющей. Этот угол можно оценить, исходя конструктивных данных - величин зазора и их количества, а также хода поршня. Для 100мм хода поршня, зазора 0,03 во всех четырёх парах получаем угол 5,5 градуса, что соответствует десятикратному увеличению силы  $N$ . Но, как отмечалось, сила трения меньше в сто раз, значит в третьем варианте боковая сила при углах  $90 \pm 5,5$  меньше в десять раз по сравнению с первым при 45гр.

Вывод: в схеме Владимира Александровича (вариант 2) боковая сила уменьшена в сто раз по сравнению с базовой схемой Баландина. Хорошо это? — я думаю, отлично.

Другой вывод: в моей схеме (вариант 3) боковая сила уменьшена в 10 раз по сравнению с базовой схемой Баландина. Хорошо это? — я думаю, очень хорошо. Его тоже можно сделать оппозитным четырёхцилиндровым четырёхтактником. Но по сравнению с вариантом 2 мой вариант 3 гораздо проще, надёжнее, к тому же уже со встроенным выходным редуктором.