

# ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ ДИЗЕЛЕЙ

И.В. Турецкий

*В статье приводятся материалы по совершенствованию масляных насосов дизелей, позволяющие повысить надежность и долговечность как насосов так и дизелей в целом.*

Для уменьшения потерь на трение и износа трущихся поверхностей, а также отвода от них теплоты в двигателях внутреннего сгорания применяют систему смазки. Последняя может быть разбрызгиванием, принудительной и комбинированной. В тракторных дизелях, как известно, часто применяют комбинированную систему смазки, когда к наиболее нагруженным деталям масло подводят под давлением, а менее нагруженные детали смазывают разбрызгиванием. Давление в масляной магистрали создается с помощью специального насоса обычно шестеренчатого типа.

Наиболее слабым звеном в системе смазки двигателя внутреннего сгорания является маслонасос. Ему присущи качества как гидромашины, так и зубчатой передачи.

Как гидромашине, масляному насосу свойственна неравномерность подачи масла, а, следовательно, пульсации вращающего момента на приводном валу. Величина пульсации зависит от чисел зубьев качающих шестерен, и чем меньше число зубьев, тем выше уровень пульсации.

Как зубчатой передаче, масляному насосу свойственны недостатки зубчатого зацепления: неплавность работы ввиду малого перекрытия в зацеплении малозубых зубчатых колес и неточности изготовления, следствием которого являются удары в зацеплении (срединный и кропочный удары).

Суммируясь, эти динамические процессы отрицательно влияют на усталостную прочность элементов маслонасоса. Развитие усталостных трещин может приводить к внезапному разрушению одной из деталей маслонасоса и выходу последнего из строя, что является самым опасным явлением.

Внезапный отказ масляного насоса и прекращение подачи масла в систему смазки двигателя приводит к выходу из строя коленчатого вала дизеля, шатунов и других элементов. Это влечет за собой остановку двигателя и последующий его ремонт: разборку двигателя замену коленчатого вала, шатунов, масляного насоса, сборку двигателя и его обкатку, на что уходит много времени и

средств. Согласно имеющимся данным по рекламациям на отказы дизелей, наиболее частыми являются отказы в диапазоне 420...900 моточасов.

Основными дефектами, которые встречаются в рядовой эксплуатации масляных насосов дизелей ПО АМЗ являются: излом зубьев приводных шестерен, заклинивание качающих шестерен, поломка ведущих валиков, срез сегментных шпонок, питтинговый износ зубьев качающих шестерен, повышенный износ бронзовых втулок подшипников скольжения.

В настоящей работе поставлена цель – выявить возможность повышения качественных показателей прямозубых цилиндрических зубчатых колес и передач с симметричным эвольвентным профилем и числом зубьев близким к минимально возможному, применяемых в маслонасосах дизелей.

Для достижения этой цели были поставлены следующие задачи:

1. Провести анализ существующих способов расчета качественных показателей малозубых зубчатых колес и передач.
2. Разработать алгоритм расчета качественных показателей и построения блокирующих контуров в различных системах расчета.
3. Разработать методику выбора оптимальных параметров исходного производящего реечного контура и его смещения при фрезеровании зубчатых колес.
4. Оценить влияние технологических погрешностей изготовления на качественные показатели маслонасоса.
5. На основании экспериментальных исследований оценить достоверность предложенной методики расчета, методики изготовления и сборки на примере маслонасоса дизеля ПО АМЗ.

Зубчатые колеса масляных насосов дизелей обычно выполняют с малыми числами зубьев с целью получения высокой производительности и малых габаритов маслонасоса, что является ценным качеством этого агрегата дизеля. Однако изготовление компактной малозубой зубчатой передачи со-

пряжено с большими трудностями.

Наиболее изученным является путь использования стандартного режущего инструмента с исходным контуром по ГОСТ 13755-81 с углом  $\alpha = 20^\circ$ . Выбор оптимальных параметров зацепления производится по блокирующим контурам, приведенным в ГОСТ 16532-70. Следует отметить, что блокирующие контуры, приведенные в указанном стандарте построены только в одной системе расчета, обеспечивающей постоянный радиальный зазор между вершиной зуба одного колеса и впадиной другого, равным  $C = 0,25 m$  в собранной передаче.

Зубчатые колеса, образующие качающийся узел маслососа обычно выполняют абсолютно одинаковыми по всем параметрам. Это связано, как с унификацией технологии изготовления ведущего и ведомого колес, так и упрощением процесса сборки насоса. В связи с этим величины смещений режущего инструмента при нарезании зубчатых колес на станке тоже будут одинаковыми. Тогда, обращаясь к стандартному блокирующему контуру для  $Z_1 = Z_2 = 8$ , нетрудно убедиться, что большая часть этого контура не участвует в расчете, а именно все точки разрешенной зоны блокирующего контура, кроме точек, лежащих на линии, проходящей через начало координат под углом  $45^\circ$ .

Этот блокирующий контур находится в зоне подреза ножек зубьев и, следовательно, полноценные зубья колес (без подреза ножек) получены быть не могут. Это свойственно методу расчета, в основе которого лежит условие получения постоянного радиального зазора  $C = 0,25m$ .

Для нормальной работы эвольвентной зубчатой передачи необходимо выполнение условий при нарезании зубчатого колеса на станке:

- отсутствие подреза ножек зубьев;
  - отсутствие заострения вершин зубьев.
- В собранной передаче необходимо:
- отсутствие интерференции зубьев, ведущей к заклиниванию передачи;
  - обеспечение достаточного торцового перекрытия (обычно считается нормальным, когда  $\varepsilon_\alpha = 1,1 \dots 1,15$ );
  - наличие радиального зазора  $C$  больше нуля.

Далее проводятся проверки по коэффициентам скольжения и удельного давления.

Поскольку традиционная система расчета с  $\alpha = 20^\circ$  не обеспечивает удовлетворительного качества зубчатой пары с  $Z_1 = Z_2 = 8$ , будем искать возможность получения зуб-

чатых колес и передачи при одновременном изменении профильного угла  $\alpha$  исходного производящего реечного контура (ИПРК) и коэффициентов его смещения. Для установления графической взаимосвязи между коэффициентами смещения ИПРК  $X = X_1 = X_2$  и углом профиля  $\alpha$  исходного производящего реечного контура в диапазоне углов от  $15^\circ$  до  $30^\circ$  были составлены алгоритмы расчета и написаны программы для ПЭВМ IBM PC. Диапазон изменения угла  $\alpha$  принят исходя из следующих соображений. Менее  $15^\circ$  угол профиля ИПРК, как это следует из известных публикаций, практически не используется. При  $\alpha = 30^\circ$  зуб фрезы при  $h_a^* = 1$  полностью заостряется. Стойкость фрезы в этом случае резко падает. По приведенным алгоритмам был получен новый блокирующий контур в координатах  $\alpha - X$ .

Оптимизация выбора параметров производящего реечного контура должна учитывать ряд основополагающих факторов:

- 1) получение неискаженного эвольвентного профиля зуба зубчатого колеса максимально возможной высоты, как в процессе фрезерования, так и при последующих отделочных операциях;
- 2) необходимую стойкость червячной фрезы;
- 3) обеспечение достаточной толщины зуба на вершине;
- 4) получение максимально возможного перекрытия в собранной зубчатой передаче;
- 5) обеспечение достаточного радиального зазора;
- 6) гарантию отсутствия интерференции зубьев, приводящей к заклиниванию передачи.

Эти весьма противоречивые и сложные вопросы могут быть наглядно и всесторонне проанализированы только при наличии новых блокирующих контуров в координатах  $\alpha - X$ .

Стремление получить максимально возможный коэффициент торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  при обеспечении максимальной толщины зуба на вершине и достаточного радиального зазора вынуждает найти на поле блокирующего контура такую точку, которая, по возможности, наиболее полно бы удовлетворяла необходимым требованиям.

Наиболее полное представление о влиянии технологических погрешностей на важнейший качественный показатель зубчатой передачи – коэффициент торцового перекрытия может быть получено путем решения соответствующей размерной цепи, учитывающей все конструктивные особенности

## ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ ДИЗЕЛЕЙ

изделия и включающей все звенья, влияющие на  $\varepsilon_{\alpha}$ .

Решение размерной цепи для серийного маслоснасоса показывает, что при теоретическом значении  $\varepsilon_{\alpha} = 1,044$ , фактическое его значение составит от 1,04 до 1,0. Последнее значение ставит готовый новый маслоснасос на грань дальнейшей возможности эксплуатации.

Для получения масляного насоса дизеля с улучшенными свойствами были разработаны чертежи экспериментальных зубчатых колес, по которым были изготовлены опытные партии таких колес.

Для проверки соответствия качества изготовленных колес, последние измерялись на средствах измерения в метрологической лаборатории АЗА. По результатам измерений зубчатые колеса отбраковывались с результатами, превышающими допустимые. Годные колеса собирались в пары.

Определение основных параметров маслоснасоса, таких как: вращающий момент на приводном валу м/н, давление масла в нагнетающую магистраль под нагрузкой определялось методом тензометрирования на испытательном стенде АЗА. Тензометрировались, как новые м/н, так и прошедшие различную наработку часов под номинальной нагрузкой, как серийные, так и экспериментальные. В процессе тензометрических измерений использовались тензоусилитель постоянного тока "Топаз-04" и светолучевой осциллограф Н-041. Тензорезисторы (датчики) наклеивались по мостовой схеме, питание осуществлялось от автомобильных аккумуляторов. Общий вид маслоснасоса, установленного на стенд для тензометрических испытаний приведен на рис. 1, а измерительная аппаратура на рис. 2.

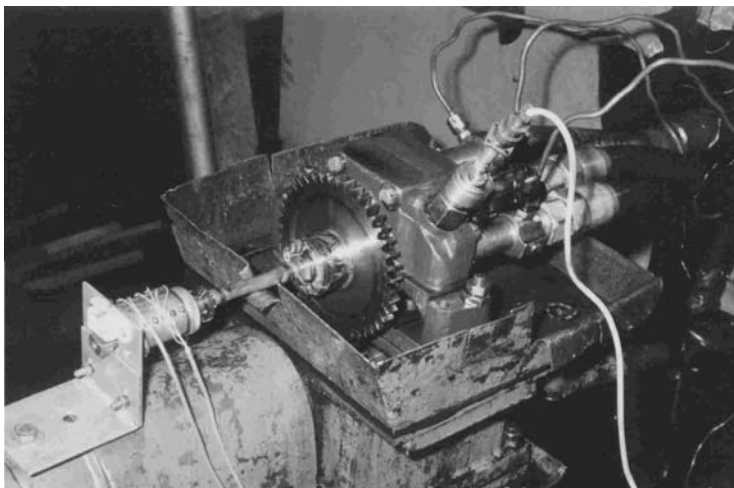


Рис. 1. Тензометрирование маслоснасоса

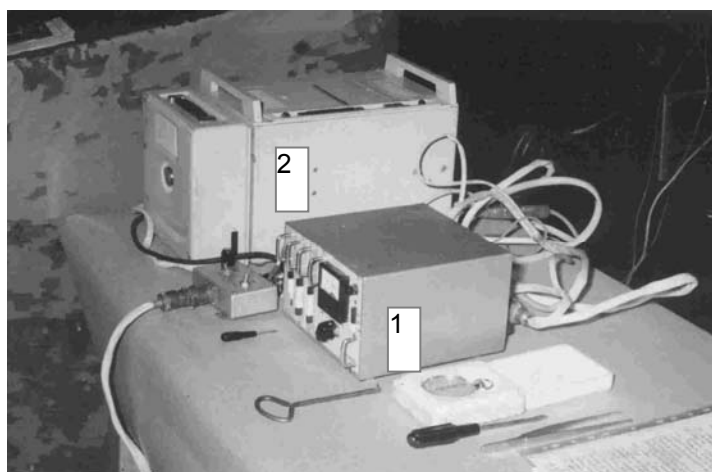


Рис. 2. Измерительная аппаратура: 1 – тензоусилитель «Топаз-04»; 2 – осциллограф Н-041

В результате проведенных экспериментальных исследований подтверждена возможность получения качающих шестерен м/н с улучшенными качественными показателями. Так, подтвердилась реальная возможность увеличения коэффициента торцового перекрытия с 1,044 у серийной зубчатой пары до 1,14 и даже до 1,18 при неизменном межосевом расстоянии и корпусе маслососа.

Увеличение коэффициента торцового перекрытия позволило улучшить плавность работы м/н, что проявилось в уменьшении пульсаций вращающего момента на приводном валу и уменьшении пульсаций давления масла в нагнетающей магистрали.

Но с увеличением коэффициента перекрытия увеличивается и доля двухпарного зацепления, что приводит к увеличению "защемленного" объема масла между зубьями.

При повороте колес этот объем изменяется, вызывая высокое давление в замкнутой области, что отрицательно влияет на подшипниковые опоры и повышает шумность работы агрегата.

Итак, с одной стороны, для улучшения работы зубчатой пары с точки зрения ее плавности, повышения нагрузочной способности и долговечности всегда стремятся к увеличению коэффициента торцового перекрытия, но при этом возникает вредное влияние запираемого объема масла.

Для серийного масляного насоса ПО АМЗ при максимально возможном теоретическом коэффициенте торцового перекрытия 1,044 доля двухпарного зацепления состав-

ляет 7,69 % от полной длительности зацепления, а для экспериментального насоса с  $\varepsilon_{\alpha} = 1,14$  эта величина возрастает до 24,56 %, и с этим необходимо считаться.

Для ликвидации вредного влияния запираемого во впадинах масла следует применять разгрузочные окна (канавки) в боковых стенках корпуса маслососа. Причем размеры этих окон должны быть соразмерны объему запираемого масла.

Стандовые сравнительные испытания на номинальном режиме эксплуатации показали лучшую износостойкость рабочих поверхностей экспериментальной пары качающих шестерен по сравнению с серийной при одинаковой твердости поверхностей зубьев (НВ 269). У ножек зубьев серийной ведомой шестерни уже после наработки 150 моточасов появились осповидные раковинки (питтинг), а у экспериментальной - нет. Число циклов нагружений зубьев к этому времени составило  $N = 60 \cdot n \cdot t = 60 \cdot 2100 \cdot 150 = 18,9 \cdot 10^6$  циклов. Базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости по ГОСТ 21354-87:  $N_{\text{НВ}} = 30 \cdot H_{\text{НВ}}^{2,4} = 30 \cdot 269^{2,4} = 20 \cdot 10^6$  циклов. Дальнейшая наработка только увеличила проявление этого процесса. После 300 часов наработки износ зубьев серийной пары качающих зубчатых колес в 2 раза превысил износ экспериментальной пары.

Результаты стендовых сравнительных испытаний приведены на рис. 3, 4.



а)

## ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ ДИЗЕЛЕЙ

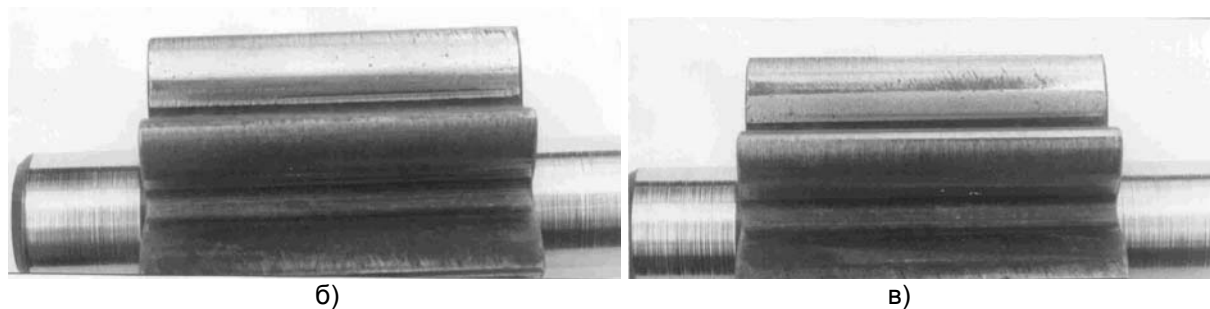
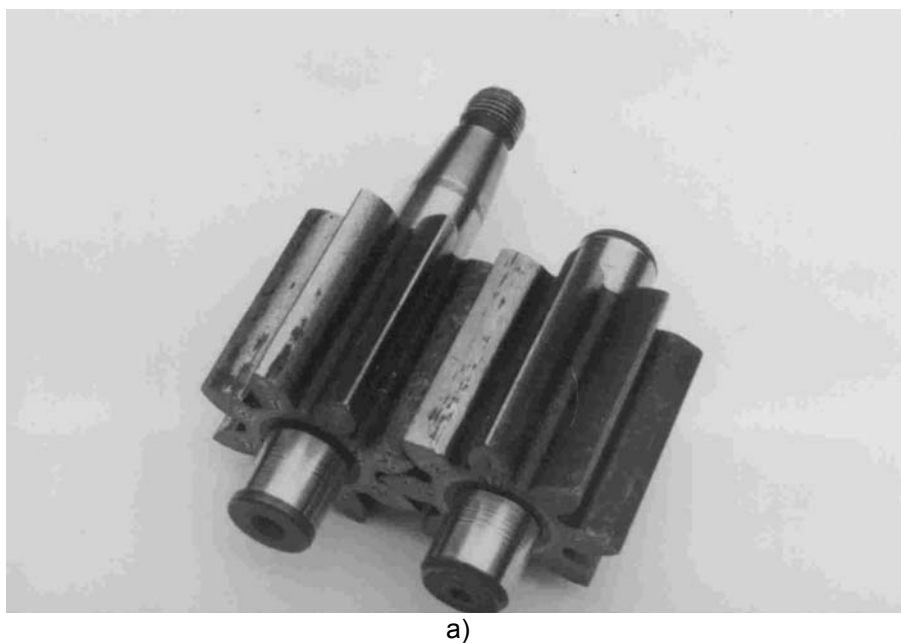


Рис. 3. Результаты стендовых сравнительных испытаний. Серийная конструкция. Нароботка 300 моточасов.  $N=39,6 \cdot 10^6$  циклов: а) - общий вид; б) – боковая поверхность зуба ведущего колеса; в) – боковая поверхность зуба ведомого колеса



а)

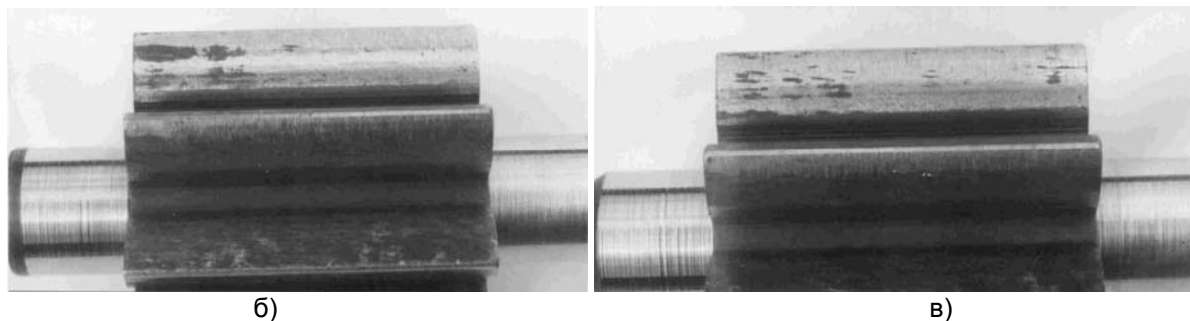


Рис. 4. Результаты стендовых сравнительных испытаний. Экспериментальная конструкция. Нароботка 300 моточасов.  $N=39,6 \cdot 10^6$  циклов: а) – общий вид; б) боковая поверхность зуба ведущего колеса; в) боковая поверхность зуба ведомого колеса

Результаты сравнительных тензометрических испытаний маслонасосов показали снижение размаха вращающего момента на приводном валу (по осциллограмме) по сравнению с серийным №1 до 60 % у экспериментального м/н №2 и до 50 % у эксперимен-

тального м/н №3 (т.е. улучшение по отношению к серийному в 2 раза; Уменьшение размаха давления в нагнетающей магистрали составило 80 % у м/н №2 и 60 % у м/н №3 (рис. 5, 6).

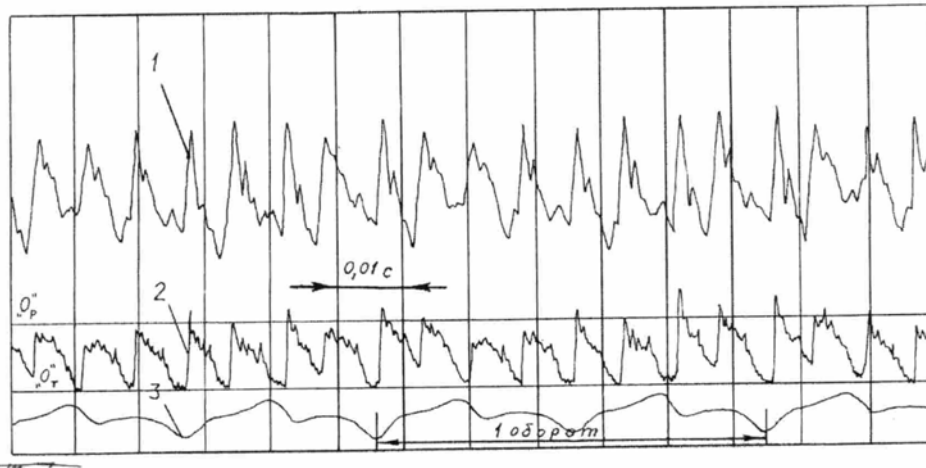


Рис. 5. Осциллограмма параметров серийного маслонасоса. Параметры зацепления:  $m = 5$  мм;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $\varepsilon_\alpha = 1,044$ . Режим работы:  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup>;  $p = 0,45$  МПа (4,5 кгс/см<sup>2</sup>)

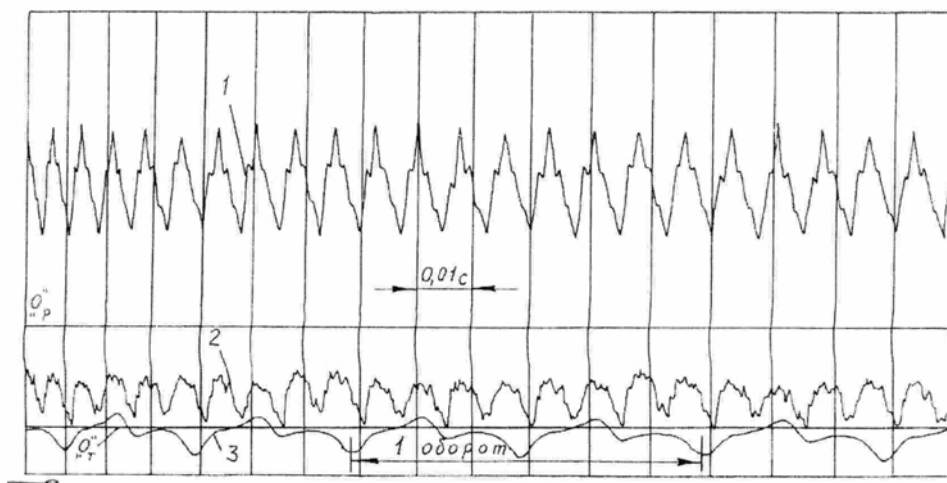


Рис. 6. Осциллограмма параметров экспериментального м/н. Параметры зацепления:  $m = 5,25$  мм;  $\alpha = 20^\circ 30'$ ;  $\varepsilon_\alpha = 1,14$ . Режим работы:  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup>;  $p = 0,45$  МПа (4,5 кгс/см<sup>2</sup>)

На рис. 5, 6 обозначено: 1 – давление масла в нагнетающей магистрали; 2 - вращающий момент на приводном валу; 3 - отметки частоты вращения приводного вала; «0<sub>p</sub>» - нулевая линия давления масла; «0<sub>r</sub>» - нулевая линия вращающего момента.

По результатам сравнительного тензометрирования установлено:

1. Вращающий момент нВ ведущем валике серийного масляного насоса пульсирует от нуля до максимального значения с частотой, кратной угловому шагу качающих зубчатых колес.

2. Пульсация давления масла в нагнетающей магистрали серийного масляного насоса соответствует частоте пульсаций вращающего момента.

3. Вращающий момент на ведущем валике экспериментального масляного насоса пульсирует также с частотой, кратной угловому шагу качающих зубчатых колес, но размах пульсации меньше (54 % от серийного).

## ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ ДИЗЕЛЕЙ

4. Пульсация давления масла в нагнетающей магистрали у экспериментального маслососа более стабильна и размах пульсаций меньше (76 % от серийного), что свидетельствует о более плавной работе экспериментального насоса.

Производительность (подача масла в магистраль) у экспериментальных маслососов возросла по отношению к серийному: №1 => 134 л/мин => 100%; №2 => 147,7 л/мин

=> (110%), №3 => 162 л/мин => (121%).

Достигнуто снижение механических потерь в экспериментальном насосе по сравнению с серийным на 17 % при одинаковой производительности, и снижение металлоемкости на 10,2 %. Снижение механических потерь на привод экспериментальных маслососов дизеля АМ-01 составляет 0,5 кВт (рис. 7).

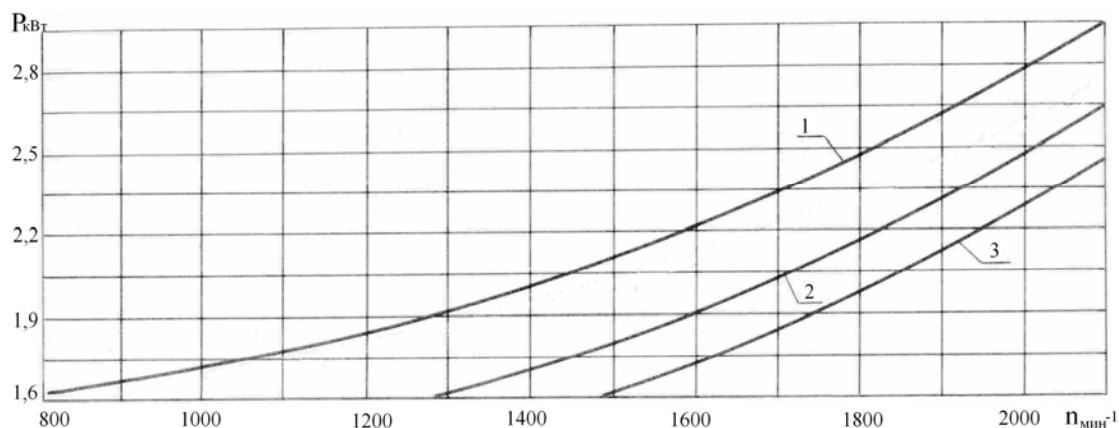


Рис. 7. Потери мощности на привод маслососов при одинаковой подаче масла  $Q=134$  л/мин: 1 – серийный №1; 2 – экспериментальный №2; 3 – экспериментальный №3

В результате проведенной работы могут быть сделаны следующие выводы:

1. Проведен анализ существующих способов расчета качественных показателей малозубых зубчатых колес и передач.

2. Разработан алгоритм расчета качественных показателей и построения блокирующих контуров.

3. Разработана методика выбора оптимальных параметров ИПРК и его смещения.

4. Оценено влияние технологических погрешностей изготовления на качественные показатели м/н.

5. Экспериментально подтверждена достоверность предложенной методики расчета, изготовления и сборки маслососа на примере маслососа ПО АМЗ.

6. Экспериментальными исследованиями подтверждена достоверность предложенной новой методики расчета качающих зубчатых колес маслососа. Сравнительные 300 часовые стендовые испытания подтвердили возможность создания маслососа с качественными показателями, превышающими серийный маслосос ПО АМЗ.

7. Достигнуто снижение механических потерь в экспериментальных насосах по сравнению с серийным на 17 % при одинаковой

производительности.

Разработанные мероприятия позволят повысить долговечность и надежность работы дизеля.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
2. Ефремов И.Ф. Исследование механических потерь тракторного двигателя: Дис...канд. техн. наук. – Барнаул, 1977. – 200 с.
3. Макаров Р.А. Средства технической диагностики машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 223 с.
4. Осипов А.Ф. О долговечности шестеренных насосов высокого давления // Вестник машиностроения. – 1962. - №6. – С. 18-20.
5. Тензометрия в машиностроении. Справочное пособие / Под. ред. Р.А. Макарова. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
6. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.