

ДЕПАРТАМЕНТ ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ ТЮМЕНСКОЙ ОБЛАСТИ
ГАПОУ ТО «ТЮМЕНСКИЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ ТЕХНИКУМ»

А. Л. Панов

Теория двигателей внутреннего сгорания

Учебное пособие по части курса

Двигатели внутреннего сгорания

Тюмень 2017

ББК 39.34

П 16

П 16 Панов А. Л. Теория двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие по части курса Двигатели внутреннего сгорания / ГАПОУ ТО «ТЮМЕНСКИЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ ТЕХНИКУМ». – Тюмень, 2017.

Рецензенты: преподаватель ГАПОУ ТО «ТЛТ» А. А. Сироткин,
генеральный директор ООО «Строительные машины и механизмы» Е. Б. Зырянов

Учебное пособие по части курса Двигателей внутреннего сгорания включает в себя адаптированные конспекты по темам раздела Теория двигателей внутреннего сгорания, вопросы для самоконтроля по темам, рекомендуемый список литературы.

Материалы составлены в соответствии с ФГОС по специальности 23.02.04 Техническая эксплуатация подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования (по отраслям), утвержденного приказом Министерства образования и науки Российской Федерации № 386 от 22.04.2014 г. и с учетом особенностей обучения в ГАПОУ ТО «ТЛТ». Адресовано студентам и преподавателям техникумов и колледжей технического профиля.

Печатается по решению Методического совета ГАПОУ ТО «Тюменский лесотехнический техникум» от «24» апреля 2017 года протокол № 6

ББК 39.34

© А. Л. Панов, 2017

©ГАПОУ ТО «ТЛТ», 2017

СОДЕРЖАНИЕ

1 Адаптированный конспект по теме Действительные циклы двигателей внутреннего сгорания	4
1.1 Процесс впуска	4
1.2 Процесс сжатия	6
1.3 Процесс сгорания (общие положения)	7
1.4 Процесс расширения и выпуска	12
1.5 Вопросы для самоконтроля по теме Действительные циклы двигателей внутреннего сгорания	13
2 Адаптированный конспект по теме Показатели рабочего цикла	15
2.1 Параметры характеризующие работу двигателя.	15
2.2 Часовой и удельный расход топлива	22
2.3 Вопросы для самоконтроля по теме Показатели рабочего цикла	24
3 Адаптированный конспект по теме тепловой баланс	24
3.1 Коэффициент полезного действия	24
3.2 Тепловой баланс	29
3.3 Вопросы для самоконтроля по теме тепловой баланс	33
4 Адаптированный конспект по теме Кинематика и динамика ДВС, уравнивание двигателя	35
4.1 Перемещение, скорость и ускорение поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала в аксиальном кривошипно-шатунном механизме	35
4.2 Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме. Силы давления газов. Силы инерции возвратно-поступательных движущихся и вращающихся масс	38
4.3 Силы и моменты, вызывающие неуравновешенность двигателя. Схемы уравнивания одноцилиндровых двигателей. Действительная неуравновешенность двигателя. Балансировка коленчатого вала	41
4.4 Вопросы для самоконтроля по теме Кинематика и динамика ДВС, уравнивание двигателя	45
Литература	47

1 Адаптированный конспект по теме Лействительные циклы двигателей внутреннего сгорания

1.1 Процесс впуска

В автотракторных двигателях впускной клапан открывается на $5—20^\circ$ раньше (по углу поворота коленчатого вала), чем поршень достигнет ВМТ, а закрывается на $40—70^\circ$ позже прихода поршня в НМТ.

Впуск горючей смеси в цилиндр четырехтактного карбюраторного двигателя совершается при давлении $p_a — 0,075 \div 0,095$ МПа. Значение давления p_a зависит главным образом от сопротивления впускной системы. Чем оно больше, тем меньше p_a . На значение сопротивления впускной системы влияют конструкция и техническое состояние воздухоочистителя, карбюратора и впускного трубопровода (сечение и длина трубопровода, число колен и их радиус, качество поверхности внутренних стенок трубопровода).

По сравнению с карбюраторными двигателями в дизелях при той же частоте вращения давление p_a несколько выше вследствие того, что их впускная система имеет меньшее сопротивление.

В двухтактных двигателях, не имеющих нагнетателей, давление p_a равно атмосферному p_0 , а в двигателях, работающих с нагнетателем, то есть с наддувом, оно выше атмосферного и равняется давлению наддува p_k .

Газ (горючая смесь или воздух), поступающий в цилиндр двигателя, соприкасаясь с горячими стенками впускного трубопровода и клапанов, подогревается. Подогрев вновь поступившего газа продолжается в цилиндре двигателя в результате перемешивания газа с остатками отработавших газов и соприкосновения с горячими стенками цилиндра и с днищем поршня. Температура T_a газа, находящегося в цилиндре в конце впуска, для четырехтактных двигателей находится в пределах $330 \div 390$ К, а для двухтактных — в пределах $330 \div 350$ К. У дизелей она обычно меньше, чем у карбюраторных двигателей.

Количество горючей смеси (или воздуха), поступившей в цилиндр двигателя во время процесса наполнения и оставшейся в цилиндре к моменту закрытия впускного клапана, называют зарядом цилиндра. Различают действительный и теоретический заряд цилиндра.

Под действительным зарядом G_d понимают заряд, который фактически поступил в цилиндр двигателя и остался в нем.

Под теоретическим зарядом G_T понимают заряд, который может поместиться в рабочем объеме цилиндра V_h , при давлении и температуре окружающей среды p_0 и T_0 (при расчетах принимают $p_0 = 0,1$ МПа, а $T_0 = 288$ К).

В двигателях, работающих без наддува, действительный заряд меньше теоретического. Такое положение обуславливается сопротивлением впускной системы, а также уменьшением фактической продолжительности впуска из-за расширения остаточных газов. Эти газы препятствуют наполнению цилиндра до тех пор, пока они не расширяются и их давление p_r не станет равным p_a . Кроме того, в процессе наполнения заряд нагревается от стенок цилиндра и днища поршня, смешиваясь с остаточными газами. В результате объем его увеличивается.

Степень заполнения цилиндра двигателя горючей смесью или воздухом оценивается *коэффициентом наполнения* η_v , который характеризует отношение действительного заряда G_d к теоретическому G_T ,

$$\eta_v = \frac{G_d}{G_T}, \quad (1.1)$$

Коэффициент наполнения зависит главным образом от давления и температуры газов в конце впуска, частоты вращения и нагрузки двигателя.

Если при впуске давление газов увеличить, а их температуру уменьшить, то коэффициент наполнения возрастет. Однако для карбюраторных двигателей уменьшение T_a не всегда целесообразно, так как при недостаточной температуре газов в процессе впуска топливо конденсируется и его сгорание ухудшается. С

увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя коэффициент наполнения понижается из-за сокращения продолжительности впуска.

Коэффициент наполнения можно увеличить применением наддува, правильным выбором моментов открытия и закрытия впускного клапана (фаз газораспределения), увеличением высоты подъема впускного клапана и его проходного сечения. В современных автотракторных двигателях коэффициент наполнения η_v , при частоте вращения, соответствующей максимальной мощности, имеет следующие значения:

для четырехтактных карбюраторных двигателей.....0,75 — 0,85

для четырехтактных дизелей.....0,80 — 0,90

для двухтактных двигателей0,55 — 0,70

Двигатели, работающие с наддувом, имеют более высокие значения коэффициента наполнения, например для дизеля СМД - 14 без наддува $\eta_v = 0,85$, а при наддуве ($p_k = 0,13$ МПа) $\eta_v = 0,99$.

1.2 Процесс сжатия

Основное назначение процесса сжатия состоит в том, чтобы создать условия, способствующие возможно лучшему сгоранию горючей смеси.

Процесс сжатия протекает в условиях непрерывного изменения температуры заряда и теплообмена между зарядом, стенками цилиндра и днищем поршня.

В начале сжатия, при установившемся тепловом режиме двигателя, температура заряда ниже температуры стенок цилиндра и днища поршня, поэтому заряд подогревается при соприкосновении с ними. Дальнейшее сжатие заряда приводит к повышению его температуры, в результате чего тепло передается от заряда к стенкам цилиндра и к днищу поршня. Поэтому процесс сжатия характеризуется политропным (при котором удельная теплоемкость системы (тела) остается неизменной) изменением параметров заряда.

В конце сжатия у карбюраторных двигателей давление $p_c = 0,7 \div 2,0$ МПа и температура $T_c = 500 \div 700$ К, а у дизелей соответственно $3,5 \div 4,0$ МПа и $750 \div 950$ К

1.3 Процесс сгорания (общие положения)

Сгорание топлива — быстро протекающий окислительный процесс, сопровождающийся выделением теплоты и излучением света. При сгорании топлива в цилиндрах автотракторных двигателей атомы углерода и водорода, образующие молекулы топлива, соединяются с кислородом воздуха.

Сравнительно большой коэффициент избытка воздуха у дизелей объясняется менее благоприятными условиями смесеобразования; дизели не имеют специального устройства для смешивания топлива с воздухом вне цилиндра, кроме того, время, отводимое у них на смесеобразование, в 40—50 раз меньше, чем у карбюраторных двигателей.

При сгорании 1 кг жидкого (или 1 моля газообразного) топлива газам может быть сообщено количество теплоты, равное низшей теплоте сгорания топлива Q_H , а в действительности газам сообщается только часть этой теплоты ξQ_H , где ξ — *коэффициент использования теплоты*, учитывающий потери тепла в охлаждающую среду при догорании топлива в процессе расширения и вследствие диссоциации газов. Для карбюраторных двигателей коэффициент использования теплоты изменяется в пределах $0,80 \div 0,95$, для дизелей $0,70 \div 0,90$.

Чем выше испаряемость топлива, чем совершеннее процесс смесеобразования и чем больше скорость распространения фронта пламени, тем выше коэффициент использования теплоты.

Процесс сгорания в карбюраторных двигателях.

На рисунке 1.1 изображена индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя, построенная в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Точка m на диаграмме расположена за θ° до ВМТ. и соответствует моменту зажигания. Угол θ° называют *углом опережения зажигания*.

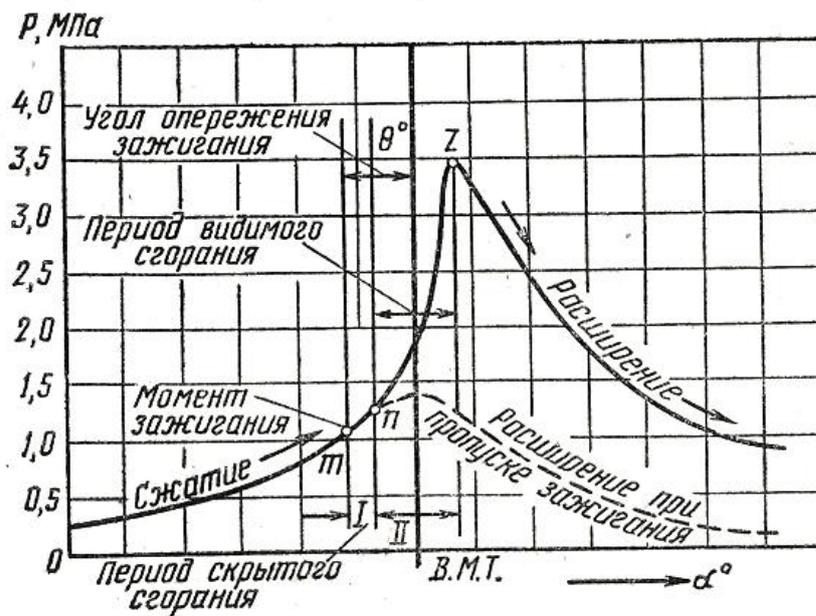


Рисунок 1.1 - Развернутая индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя.

В течение некоторого промежутка времени (на индикаторной диаграмме между точками m и n) закон изменения давления в цилиндре остается одним и тем же. В этот период — период скрытого сгорания в смеси у электродов свечи возникают очаги горения и во всем объеме смеси протекают химические и тепловые процессы, подготавливающие смесь к сгоранию. Теплота, выделяющаяся при этом, расходуется на нагрев значительного объема невоспламененной смеси, поэтому нарастание давления и температура газов невелики.

Затем вследствие более интенсивного протекания реакций окисления топлива давление в цилиндре резко повышается (на индикаторной диаграмме между точками n и z) и возрастает температура газов. Это второй период процесса сгорания, его называют периодом видимого сгорания.

В точке z давление достигает своего максимума, и к этому моменту основная часть топлива сгорает. Далее (на индикаторной диаграмме за точкой z) происходит сгорание топлива, не успевшего сгореть своевременно. Вследствие того, что при этом значительно увеличивается объем, давление газов в цилиндре уменьшается. Этот процесс называют догоранием.

Давление и температура конца сгорания смеси (точка z) имеют примерно следующие значения: $p_z = 2,5 \div 4,5$ МПа и $T_z = 2300 \div 2700$ К.

Скорость нарастания давления в период видимого сгорания характеризуется повышением давления на 1° поворота коленчатого вала. Эта величина определяет жесткость работы двигателя. Для карбюраторного двигателя она не должна превышать 0,25 МПа на 1° поворота коленчатого вала. Работа двигателя с жесткостью, превышающей вышеуказанную, сопровождается стуками и приводит к быстрому износу деталей двигателя.

Для наиболее полного сгорания топлива в отводимый для этого отрезок времени необходимо увеличивать скорость распространения фронта пламени до пределов, обеспечивающих нормальную (не жесткую) работу двигателя.

Большое влияние на скорость распространения фронта пламени оказывает состав горючей смеси. Наибольшая скорость распространения фронта пламени достигается при обогащенной смеси (с небольшим недостатком воздуха), когда $\alpha = 0,85 \div 0,90$. При этом коэффициенте избытка воздуха двигатель развивает максимальную мощность.

При обедненной смеси (с незначительным избытком воздуха) вследствие замедленного распространения фронта пламени мощность двигателя снижается, но экономичность улучшается, так как расходуется меньшее количество топлива.

Скорость распространения фронта пламени снижается, если коэффициент α выходит за указанные выше пределы.

При $\alpha = 0,4 \div 0,5$ и $\alpha = 1,4 \div 1,5$ смесь вообще не воспламеняется.

Увеличению скорости распространения фронта пламени способствует вихревое движение смеси, возрастание температуры смеси перед воспламенением, повышение степени сжатия и уменьшение содержания в смеси остаточных газов.

Однако, если степень сжатия превышает допустимую, нормальное сгорание топлива нарушается и переходит в детонационное.

Большое влияние на возникновение детонационного сгорания оказывает эксплуатационный режим работы двигателя. Вероятность появления детонационного сгорания снижается при уменьшении угла опережения

зажигания, увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя, интенсивном охлаждении цилиндров, изменении состава смеси (наиболее склонна к детонации обогащенная смесь).

В карбюраторном двигателе иногда происходит преждевременное воспламенение (вспышка) смеси не от электрической искры, а в результате соприкосновения смеси с нагретыми (перегретыми) выпускными клапанами, электродами свечи или нагаром. Обычно это случается, когда двигатель перегрет, например при ненормальном режиме его работы или недостаточном охлаждении. Работа двигателя с преждевременными вспышками характеризуется значительной неравномерностью и сопровождается понижением его мощности и нарушением теплового состояния.

Процесс сгорания в дизелях упрощенно можно представить состоящим из трех периодов, которые видны на развернутой индикаторной диаграмме дизеля, построенной в зависимости от угла поворота коленчатого вала (рис. 1.2).



Рисунок 1.2 - Развернутая индикаторная диаграмма дизеля.

Точка *к* на индикаторной диаграмме находится за θ° до ВМТ. Она отмечает момент начала впрыска топлива в цилиндр.

Угол θ° называют *углом опережения впрыска топлива форсункой*.

Впрыск топлива продолжается в течение большей части процесса сгорания.

В первый период процесса сгорания (на индикаторной диаграмме - I между точками k и c) закон нарастания давления в цилиндре остается неизменным, а температура топлива повышается до температуры самовоспламенения. Это *период задержки самовоспламенения*.

Точка c характеризует момент самовоспламенения топлива и начало второго периода процесса сгорания, так называемого периода видимого сгорания.

Во второй период (II между точками c и z') сгорает все топливо, поданное в цилиндр в первый и второй периоды, поэтому резко возрастает давление, а следовательно, и температура. Скорость нарастания давления в период видимого сгорания характеризует жесткость работы дизеля. Условно принято считать работу дизеля мягкой, если скорость нарастания давления в этот период сгорания не превышает 0,4 МПа на 1° поворота коленчатого вала.

Для снижения жесткости работы дизеля нужно уменьшить период задержки самовоспламенения. Этого можно добиться правильным выбором топлива, увеличением степени сжатия, дополнительным подогревом поступающего воздуха, уменьшением размеров капель распыленного топлива.

Степень сжатия ε дизелей должна быть такой, при которой происходит надежное самовоспламенение топлива. В современных автотракторных дизелях $\varepsilon = 15 \div 20$.

В третьем периоде (III между точками z' и z) давление нарастает медленнее, потому что процесс сгорания протекает при увеличивающемся объеме над поршнем. В этом периоде скорость сгорания понижается по сравнению со вторым периодом, так как уменьшается концентрация кислорода в смеси. Третий период обычно называют периодом замедленного сгорания. Его продолжительность зависит от количества топлива, поступившего в цилиндр за этот период, и от интенсивности перемешивания топлива с воздухом.

Обычно у дизелей, как и у карбюраторных двигателей, наблюдается процесс догорания, то есть происходит сгорание остатка топлива при увеличении объема (уменьшении давления).

Значения давлений и температур в конце сгорания (точка z) для автотракторных дизелей находятся в следующих пределах: $p_z = 5,5 \div 9,0$ МПа и $T_z = 1900 \div 2400$ К.

1.4 Процесс расширения и выпуска

Процесс расширения.

В процессе расширения теплота сгоревшего топлива преобразуется в механическую работу.

Процесс расширения протекает при догорании топлива, сопровождается утечкой газов через неплотности между цилиндром и поршнем и отводом теплоты в охлаждающую среду. Поэтому он характеризуется политропным (при котором удельная теплоемкость системы (тела) остается неизменной) изменением параметров газа.

В конце процесса расширения у карбюраторных двигателей давление $p_b = 0,3 \div 0,4$ МПа и температура $T_b = 1200 \div 1500$ К, а у дизелей, соответственно, $0,2 \div 0,3$ МПа и $900 \div 1200$ К.

Процесс выпуска.

У автотракторных двигателей для наиболее полной очистки цилиндров от отработавших газов (продуктов сгорания) выпускной клапан открывается за $40\text{—}70^\circ$ до прихода поршня в НМТ и закрывается на $10\text{—}25^\circ$ позже того, как поршень минует ВМТ.

При опережении открытия выпускного клапана к моменту прихода поршня в НМТ. значительная часть отработавших газов под действием собственного избыточного давления выходит из цилиндра с большой скоростью. Это уменьшает работу на выталкивание газов из цилиндра во время движения поршня от НМТ к ВМТ.

Запаздывание закрытия выпускного клапана дает возможность использовать для лучшей очистки цилиндра инерцию отработавших газов, имеющих большую скорость.

Значение давления выпуска p_r изменяется в пределах $0,11 \div 0,12$ МПа, а температура T_r в конце выпуска $700 \div 1100$ К. У дизелей она меньше, чем у карбюраторных двигателей.

Удалить все отработавшие газы из цилиндра практически невозможно, часть их неизбежно остается, переходя из каждого цикла к последующему в виде остаточных газов.

Степень загрязнения вновь поступившего заряда оставшимися в цилиндре отработавшими газами характеризует коэффициент остаточных газов γ , представляющий собой отношение массы остаточных газов G_r (кг) к массе вновь поступившего заряда G_0 (кг),

$$\gamma = \frac{G_r}{G_0}, \quad (1.2)$$

Чем меньше коэффициент γ , тем больше наполнение цилиндра и, значит, выше мощность двигателя. У двухтактных двигателей коэффициент γ всегда больше, чем у четырехтактных. Это объясняется несовершенством продувки и весьма ограниченным временем, отводимым на процесс выпуска у двухтактных двигателей. При полной нагрузке двигателя коэффициент γ колеблется в следующих пределах:

четырёхтактные карбюраторные двигатели.....	0,06 — 0,18
четырёхтактные дизели.....	0,03 — 0,06
двухтактные двигатели с кривошипно-камерной продувкой.....	0,25 — 0,35
двухтактные дизели с продувочным насосом.....	0,02 — 0,08

1.5 Вопросы для самоконтроля по теме Действительные циклы двигателей внутреннего сгорания

1 Влияние фаз газораспределения на мощность и экономичность двигателя.

- 2 Объясните, почему экономичность дизельных двигателей выше, чем карбюраторных?
- 3 Чем отличаются действительные циклы от теоретических?
- 4 Из каких процессов состоит действительный цикл?
- 5 Как совершается процесс впуска в действительном цикле?
- 6 Что называется коэффициентом наполнения?
- 7 Какое влияние оказывает коэффициент наполнения на мощность двигателя?
- 8 От чего зависит степень наполнения цилиндров?
- 9 На индикаторной диаграмме действительного цикла изобразите процесс впуска.
- 10 От чего зависит сопротивление впускного тракта?
- 11 Что называется коэффициентом остаточных газов?
- 12 Какое влияние оказывает коэффициент остаточных газов на наполнение цилиндров?
- 13 Как совершается процесс сжатия в действительном цикле?
- 14 Что называется степенью сжатия?
- 15 Чему равна степень сжатия в карбюраторных двигателях?
- 16 Что мешает увеличивать степень сжатия в карбюраторных двигателях?
- 17 По какому термодинамическому процессу совершается сжатие в действительном цикле?
- 18 Напишите зависимость между параметрами газа в политропном процессе.
- 19 Как определить теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг бензина?
- 20 Что называется коэффициентом избытка воздуха?
- 21 Какие виды горючей смеси по составу Вы знаете?
- 22 Начертите развернутую индикаторную диаграмму процесса сгорания в карбюраторных двигателях и отметьте на ней периоды.
- 23 Охарактеризуйте периоды сгорания в карбюраторных двигателях.
- 24 Что называется опережением зажигания?

- 25 Какое влияние опережения зажигания оказывает на процесс сгорания?
- 26 От чего зависит опережение зажигания?
- 27 Какими приборами определяется опережение зажигания?
- 28 Что называется детонацией?
- 29 Внешние признаки детонации. Какое влияние оказывает детонация на мощность, экономичность и износ двигателя?
- 30 Какие факторы способствуют появлению детонационного сгорания?
- 31 Каким показателем характеризуется детонационная стойкость топлива?
- 32 Каким показателем характеризуется жесткость работы двигателя?
- 33 Начертите развернутую индикаторную диаграмму процесса сгорания в дизелях. Разметьте на ней периоды сгорания.
- 34 Охарактеризуйте периоды сгорания в дизельных двигателях.
- 35 От каких факторов зависит полнота сгорания топлива в дизельных двигателях?
- 36 Какое влияние оказывает качество топлива на жесткость работы двигателя?
- 37 Что называется периодом задержки самовоспламенения топлива?
- 38 Факторы, влияющие на жесткость работы двигателя.
- 39 Какое влияние оказывает процесс выпуска на наполнение цилиндров?

2 Адаптированный конспект по теме Показатели рабочего цикла

2.1 Параметры, характеризующие работу двигателя

К параметрам, характеризующим работу двигателя, относятся: работа цикла, среднее индикаторное давление, индикаторная мощность, средняя эффективная мощность, литровая мощность.

Работа цикла.

V_h - рабочий объем цилиндра, м^3 .

Если за 1 мин коленчатый вал двигателя делает n оборотов, то за 1 с он сделает $n/60$ оборотов. В четырехтактном двигателе цикл совершается за два оборота коленчатого вала, поэтому число циклов в секунду для четырехтактного двигателя равно $\frac{n}{60 \times 2}$ а для двухтактного $\frac{n}{60 \times 1}$

Среднее индикаторное давление. Изменение давления в течение всего рабочего цикла двигателя с искровым зажиганием и дизеля показано на расчетных индикаторных диаграммах (рис. 2.1 и 2.2).

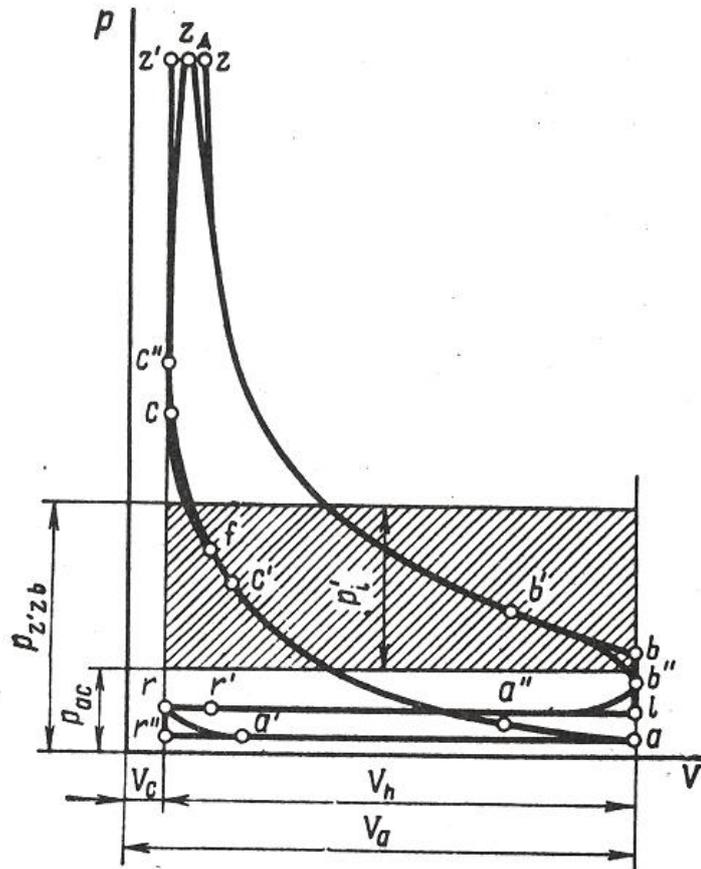


Рисунок 2.2 - Индикаторная диаграмма дизеля:

z' - расчетная точка; $p_{z'zb}$ - среднее давление процесса расширения; c' - впрыск.

Площадь нескругленных диаграмм ($aczba$) в определенном масштабе выражает теоретическую расчетную работу газов за один цикл двигателя. Эта

работа, отнесенная к ходу поршня ($\frac{A_u}{S}$), является теоретическим средним индикаторным давлением p_i' .

При графическом определении p_i' по индикаторной диаграмме (рис. 2.1 и 2.2) необходимо:

а) определить площадь (планиметром) под кривой ac (рис. 2.1 и рис. 2.2), (работа, затраченная на сжатие рабочей смеси) и, отнеся ее к ходу поршня ($\frac{F_{ac}}{S}$),

получить величину среднего давления процесса сжатия p_{ac} ;

б) определить площадь под кривой zb (рис. 2.1) или под кривой $z'zb$ (рис. 2.2), которая выражает работу расширения. Отнеся эту площадь к ходу поршня ($\frac{F_{zb}}{S}$), определить среднее давление процесса расширения p_{zb} или $p_{z'zb}$;

в) определить $p_i' = p_{zb} - p_{ac}$ для бензинового двигателя или $p_i' = p_{z'zb} - p_{ac}$ для дизеля;

г) сравнить площадь заштрихованного прямоугольника со сторонами p_i' и V_h и площадь индикаторной диаграммы $ac(z')zba$. При правильном определении p_{ac} , p_{zb} , ($p_{z'zb}$) и p_i' сравниваемые площади должны быть равны.

Для бензинового двигателя (рис. 2.1), работающего по циклу с подводом теплоты при $V = \text{const}$, теоретическое среднее индикаторное давление p_i' , определяется по формуле

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (2.2)$$

где p_c – давление в конце процесса сжатия, МПа;

ε – степень сжатия;

λ – степень повышения давления;

n_2 – постоянный показатель политропы расширения;

n_1 – средний показатель политропы сжатия.

Для дизеля, работающего по циклу со смешанным подводом теплоты (рис. 2.2.), теоретическое среднее индикаторное давление p_i' , определяется по формуле

$$p_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(\rho - 1) \right], \quad (2.3)$$

где ρ – степень предварительного расширения;

δ – степень последующего расширения.

Среднее индикаторное давление p_i действительного цикла отличается от значения p_i' на величину, пропорциональную уменьшению расчетной диаграммы за счет скругления в точках c , z , b .

Уменьшение теоретического среднего индикаторного давления вследствие отклонения действительного процесса от расчетного цикла оценивается коэффициентом полноты диаграммы $\varphi_{\text{и}}$ и величиной среднего давления насосных потерь Δp_i .

Коэффициент полноты диаграммы $\varphi_{\text{и}}$ принимается равным:

Для двигателей с электронным впрыском топлива 0,95 ÷ 0,98

Для карбюраторных двигателей 0,94 ÷ 0,97

Для дизелей 0,92 ÷ 0,95

Среднее давление насосных потерь Δp_i , МПа при процессах впуска и выпуска определяется по формуле

$$\Delta p_i = p_r - p_a, \quad (2.4)$$

где p_r – давление остаточных газов, МПа;

p_a – давление в конце впуска, МПа.

Для четырехтактных двигателей без наддува величина Δp_i , положительна. В двигателях с наддувом от приводного нагнетателя при $p_a > p_r$ величина Δp_i , отрицательна. При газотурбинном наддуве значение p_a может быть как больше, так и меньше p_r , т. е. величина Δp_i может быть как отрицательной, так и положительной.

При проведении расчетов потери на газообмен учитываются в работе, затрачиваемой на механические потери, так как при экспериментальном определении работы трения обычно пользуются методом прокрутки двигателя, и, естественно, в определяемых таким методом механических затратах на прокрутку двигателя учитываются и затраты на насосные ходы. В связи с этим принимают, что среднее индикаторное давление p_i отличается от p_i' только на коэффициент полноты диаграммы φ_n .

При работе на полной нагрузке величина p_i , МПа, достигает:

для четырехтактных бензиновых двигателей	0,6 — 1,4
для четырехтактных бензиновых двигателей форсированных	до 1,6
для четырехтактных дизелей без наддува	0,7 — 1,1
для четырехтактных дизелей с наддувом	до 2,2

Меньшие значения среднего индикаторного давления в дизелях без наддува по сравнению с бензиновыми двигателями объясняются тем, что дизели работают с большим коэффициентом избытка воздуха. Это вызывает неполное использование рабочего объема цилиндра и дополнительные потери теплоты на нагревание избыточного воздуха.

Индикаторная мощность.

Индикаторная мощность двигателя - это работа, совершаемая газами внутри цилиндра в единицу времени.

Для многоцилиндрового двигателя индикаторная мощность двигателя N_i , кВт, определяется по формуле

$$N_i = \frac{p_i \times V_h \times i \times n}{30 \times \tau}, \quad (2.5)$$

где V_h - рабочий объем одного цилиндра, л (дм³);

i - число цилиндров;

n - частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

τ - тактность двигателя.

Индикаторная мощность одного цилиндра N_{iu} , кВт, определяется по формуле

$$N_i = \frac{p_i \times V_h \times n}{30 \times \tau}, \quad (2.6)$$

Средняя эффективная мощность.

Полезная работа, получаемая на валу двигателя в единицу времени, называется эффективной мощностью N_i , кВт, и определяется по формуле

$$N_e = \frac{p_e \times V_h \times i \times n}{30 \times \tau} = N_i \times \eta_m, \quad (2.7)$$

где p_e – среднее эффективное давление;

η_m – механический КПД.

Связь между эффективной мощностью и основными параметрами двигателя выражается следующей зависимостью

$$N_e = \frac{V_h \times i \times n}{30 \times \tau} \times \frac{H_u}{\alpha \times l_0} \times \rho \times \eta_v \times \eta_i \times \eta_m, \quad (2.8)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг;

α – коэффициент избытка воздуха;

l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг;

ρ – степень предварительного расширения;

η_v – коэффициент наполнения цилиндра;

η_i – индикаторный КПД.

Из анализа выражения (2.8) следует, что эффективная мощность двигателя может быть повышена в общем случае за счет: а) увеличения рабочего объема цилиндра (увеличения линейных размеров диаметра цилиндра и хода поршня); б) увеличения числа цилиндров; в) увеличения частоты вращения коленчатого вала двигателя; г) перехода с четырехтактного на двухтактный цикл; д) повышения низшей теплоты сгорания топлива; е) повышения плотности заряда и

коэффициента наполнения (например, путем наддува, а также за счет улучшения организации газообмена, снижения сопротивлений на впуске и выпуске, применения инерционного наддува для увеличения дозарядки и т. д.); ж) повышения индикаторного КПД (за счет совершенствования процесса сгорания и сокращения потерь теплоты топлива в процессах сжатия и расширения); з) повышения механического КПД двигателя (например, за счет использования высококачественных масел, уменьшения соприкасающихся поверхностей, сокращения насосных потерь и т. д.).

Литровая мощность.

Литровой мощностью двигателя N_l , кВт, называется его номинальная мощность, отнесенная к рабочему объему цилиндров и определяется по формуле

$$N_l = \frac{N_{en}}{V_l}, \quad (2.9)$$

где N_{en} – номинальная мощность, кВт;

V_l – рабочий объем цилиндров, л.

Литровая мощность характеризует двигатель с точки зрения использования рабочего объема его цилиндров. Чем больше литровая мощность, тем меньше габариты и масса двигателя.

2.2 Часовой и удельный расход топлива

Удельный расход топлива.

Эффективный удельный расход g_e , г/(кВт•ч), жидкого топлива определяется по формуле

$$g_e = \frac{3600}{H_u \times \eta_e} = \frac{3600 \times \rho \times \eta_V}{p_e \times l_0 \times \alpha}, \quad (2.10)$$

Где H_u – низшая теплота сгорания жидкого топлива, МДж/кг;

η_e – эффективный КПД.

Для двигателей, работающих на газообразном топливе, эффективный удельный расход газового топлива ν_e , м³/(кВт • ч), определяется по формуле

$$\nu_e = \frac{3,6}{H'_u \times \eta_e} = \frac{9700 \times p_k \times \eta_v}{p_e \times M'_1 \times T_k}, \quad (2.11)1$$

где H'_u – низшая теплота сгорания газообразного топлива, МДж/м³;

p_k – давление воздуха перед смесителем МПа;

M'_1 – количество горючей смеси, м³гор.см/м³ топл.;

T_k – температура воздуха перед смесителем, К.

Удельный расход теплоты q_e МДж/(кВт • ч), на единицу эффективной мощности определяется по формуле

$$q_e = \nu_e \times H'_u = \frac{9700 \times p_k \times \eta_v \times H'_u}{p_e \times M'_1 \times T_k}, \quad (2.12)$$

Для современных автомобильных и тракторных двигателей эффективный удельный расход топлива g_e , г/(кВт • ч), при номинальной нагрузке имеет следующие значения:

для двигателей с электронным впрыском топлива..... 200 — 290 г/(кВт • ч)

для карбюраторных двигателей 230 — 310 г/(кВт • ч)

для дизелей с неразделенными камерами 200 — 235 г/(кВт • ч)

для вихрекамерных и предкамерных дизелей..... 220 — 260 г/(кВт • ч)

Для газовых двигателей удельный расход теплоты, q_e 12 — 17МДж/(кВт • ч)

Часовой расход топлива.

Часовой расход топлива G_T , кг/ч, определяется по формуле

$$G_T = \frac{N_e \times g_e}{1000}, \quad (2.13)$$

2.3 Вопросы для самоконтроля по теме Показатели рабочего цикла

- 1 Чему равен удельный эффективный расход топлива для карбюраторных и дизельных двигателей?
- 2 Какими параметрами характеризуется рабочий цикл?
- 3 Что называется средним индикаторным давлением?
- 4 Как определяется работа газов за цикл?
- 5 Что называется индикаторной мощностью?
- 6 Как определяется индикаторная мощность?
- 7 Что называется эффективной мощностью?
- 8 Как определяется эффективная мощность?
- 9 Как определяется эффективная мощность через крутящий момент на коленчатом валу?
- 10 Что называется литровой мощностью? Как определяется литровая мощность?
- 11 Как определить часовой расход топлива во время испытания двигателя?
12. Что называется удельным индикаторным расходом топлива?
13. Что называется удельным эффективным расходом топлива? В каких единицах он измеряется?

3 Адаптированный конспект по теме Тепловой баланс

3.1 Коэффициент полезного действия

Термический КПД.

Термическим КПД η_t называется отношение количества теплоты, превращенной в полезную механическую работу, к общему количеству теплоты, подведенной к рабочему телу, его можно определить по формуле

$$\eta_t = \frac{\alpha T_a l_0 R_B}{H_u} \times \frac{\varepsilon^{k_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{k_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_2 - 1}} \right) - \frac{1}{k_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k_1 - 1}} \right) \right], \quad (3.1)$$

где α – коэффициент избытка воздуха;

T_a – температура атмосферного воздуха, К;

l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг;

R_B – удельная газовая постоянная воздуха;

H_u – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг;

ε – степень сжатия;

k_1 – показатель адиабаты сжатия;

λ – степень повышения давления;

k_2 – показатель адиабаты расширения.

Например, изменение величины термического КПД разомкнутого цикла со сгоранием топлива при $V = \text{const}$ зависит от изменения трех исходных параметров ε , T_a и α .

На рисунке 3.1 представлена эта зависимость, рассчитанная с помощью компьютера по соответствующей программе. Из рисунка 3.1 видно, что $\eta_t = 0,45$ можно получить при различных значениях степени сжатия ε , коэффициента избытка воздуха α и начальной температуры T_a . Причем $\eta_t = 0,45$ можно получить при $\varepsilon = 20$ и $\varepsilon = 8$, но при выборе различного состава смеси соответственно при $\alpha = 0,845$ и $\alpha = 1,150$. Величина же начальной температуры T_a незначительно влияет на изменение η_t при $\alpha < 1$, но при $\alpha > 1$ повышение T_a заметно снижает величину термического КПД. Если при $\varepsilon = 8$, $T_a = 290$ К и $\alpha = 1,15$ можно получить $\eta_t = 0,45$, то для получения $\eta_t = 0,45$ при $\varepsilon = 8$ и $T_a = 440$ К необходимо увеличить обеднение смеси до $\alpha = 1,365$ (штриховая линия на рис. 3.1 вышла за пределы графика).

Индикаторный КПД.

Индикаторный КПД η_i характеризует степень использования в действительном цикле теплоты топлива для получения полезной работы и

представляет собой отношение теплоты, эквивалентной индикаторной работе цикла, ко всему количеству теплоты, внесенной в цилиндр с топливом.

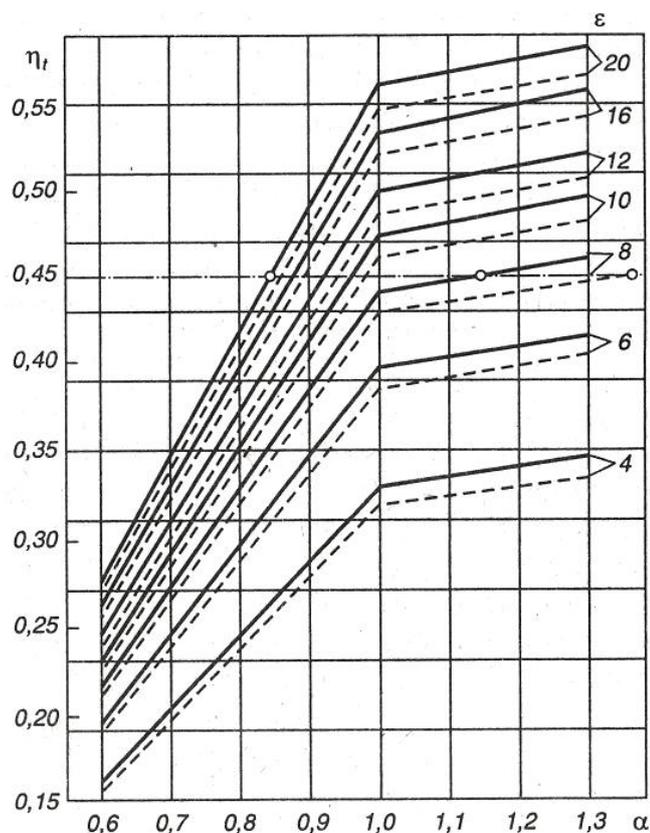


Рисунок 3.1 - Зависимость термического КПД разомкнутого цикла со сгоранием при $V = \text{const}$ от коэффициента избытка воздуха при различных значениях степени сжатия и начальных температурах: сплошная линия $T_a = 290$ К, пунктирная линия $T_a = 440$ К.

Таким образом, индикаторный КПД учитывает все тепловые потери действительного цикла.

Для автомобильных и тракторных двигателей, работающих на жидком топливе индикаторный КПД η_i определяется по формуле

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{H_u \rho_k \eta_V}, \quad (3.2)$$

где p_i — среднее индикаторное давление, МПа;

l_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг;

α – коэффициент избытка воздуха;

H_u – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг;

ρ_k – плотность заряда на впуске, кг/м³;

η_V – коэффициент наполнения цилиндра.

В современных автомобильных и тракторных двигателях, работающих на номинальном режиме, величина индикаторного КПД η_i составляет:

для двигателей с электронным впрыском топлива	0,35 — 0,45
для карбюраторных двигателей.....	0,30 — 0,40
для дизелей	0,40 — 0,50
для газовых двигателей	0,28 — 0,35

Механический КПД.

Отношение среднего эффективного давления к индикаторному называется механическим КПД двигателя η_m и определяется по формуле

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i}, \quad (3.3)$$

где p_e – среднее эффективное давление, МПа;

p_i – среднее индикаторное давление, МПа;

p_m – среднее давление механических потерь, МПа.

С увеличением потерь в двигателе η_m уменьшается. При снижении нагрузки в карбюраторном двигателе значительно возрастает p_m из-за увеличения потерь на газообмен. При холостом ходе $p_i = p_m$ и $\eta_m = 0$

Величина механического КПД возрастает с уменьшением потерь на трение и на привод вспомогательных механизмов, а также с увеличением нагрузки до определенных пределов.

По опытным данным механический КПД η_m различных двигателей, работающих на номинальном режиме, изменяется в следующих пределах:

для бензиновых двигателей	0,75—0,92
для четырехтактных дизелей без наддува	0,7 — 0,82
для четырехтактных двигателей с наддувом (без учета	

потерь мощности на нагнетатель)	0,8 — 0,9
для двухтактных быстроходных дизелей	0,7 - 0,85
для газовых двигателей	0,75 — 0,85

Эффективный КПД.

Эффективный КПД η_e характеризует экономичность работы двигателя.

Отношение количества теплоты, эквивалентной полезной работе на валу двигателя, к общему количеству теплоты, внесенной в двигатель с топливом, называется *эффективным КПД*. Он определяется по формуле

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_u}, \quad (3.4)$$

где L_e — теплота, эквивалентная эффективной работе, МДж/кг топл.;

H_u — низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг топл.

Связь между эффективным и механическим КПД двигателя определяется выражением

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m, \quad (3.5)$$

Эффективный КПД η_e двигателя характеризует степень использования теплоты топлива в двигателе с учетом всех потерь — тепловых и механических.

Значения эффективного КПД η_e при номинальном режиме приведены ниже:

для бензиновых двигателей	0,25— 0,38
для дизелей без наддува	0,35 — 0,42
для дизелей с наддувом.....	0,23 — 0,30
для газовых двигателей	0,38 — 0,45

Более высокие значения эффективного КПД η_e у дизелей по сравнению с η_e бензиновых двигателей являются, в основном, следствием повышенных значений у них коэффициентов избытка воздуха, а следовательно, и более полного сгорания топлива. Этого недостатка практически нет у двигателей с впрыском легкого топлива.

3.2 Тепловой баланс

Тепло, выделяющееся при сгорании топлива в цилиндрах двигателя, не может быть полностью преобразовано в полезную механическую работу. В термодинамическом цикле эффективность превращения тепла в работу оценивается термическим коэффициентом полезного действия η_b , который всегда остается меньше единицы вследствие передачи части тепла холодному источнику. В реальном двигателе потери тепла возрастают из-за трения, теплообмена, неполноты сгорания и других причин. В связи с этим эффективный КПД η_e цикла имеет меньшее значение по сравнению с величиной η_t .

Приближенно составляющие теплового баланса можно найти аналитически по данным теплового расчета двигателя.

Тепловой баланс позволяет определить тепло, превращенное в полезную эффективную работу, т. е. установить степень достигнутого совершенства теплоиспользования и наметить пути уменьшения имевшихся потерь. Знание отдельных составляющих теплового баланса позволяет судить о теплонапряженности деталей двигателя, рассчитать схему охлаждения, выяснить возможность использования теплоты отработавших газов и т. д.

В общем виде внешний тепловой баланс двигателя может быть представлен в виде следующих составляющих

$$Q_o = Q_e + Q_{\Gamma} + Q_B + Q_{н.с} + Q_{ост} = \frac{H_u G_{\Gamma}}{3,6}, \quad (3.6)$$

где Q_o — общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом,
Дж/с;

Q_e - теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 с, Дж/с;

Q_{Γ} - теплота, потерянная с отработавшими газами, Дж/с;

Q_B - теплота, передаваемая охлаждающей сред, Дж/с;

$Q_{н.с}$ - теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания

топлива, Дж/с;

$Q_{\text{ост.}}$ - неучтенные потери теплоты, Дж/с;

H_u — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг топл.;

G_T - часовой расход топлива, кг/ч.

Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя за 1 секунду Q_e , Дж/с, определяется по формуле

$$Q_e = 1000N_e, \quad (3.7)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, МПа.

Теплота, потерянная с отработавшими газами Q_{Γ} , Дж/с, определяется по формуле

$$Q_{\Gamma} = \left(\frac{G_T}{3,6} \right) \times \left\{ M_2 \times \left[(mc_V)_{t_0}^{\Gamma} + 8,315 \right] \times t_{\Gamma} - M_1 \times \left[(mc_V)_{t_0}^{20} + 8,315 \right] \times t_0 \right\}, \quad (3.8)$$

где M_2 – общее количество продуктов сгорания, кмоль пр.сг/кг топл.;

$(mc_V)_{t_0}^{\Gamma}$ - теплоемкость отработавших газов, кДж/(кмоль•град);

t_{Γ} – температура остаточных газов в конце процесса расширения, °С;

M_1 – количество горючей смеси, кмоль гор.см/кг топл.;

$(mc_V)_{t_0}^{20}$ - теплоемкость свежего заряда, кДж/(кмоль•град);

t_0 – температура окружающей среды, °С.

Теплота, передаваемая охлаждающей среде Q_B , Дж/с, определяется по формуле

$$Q_B = \frac{c i D^{1+2m} \times n^m \times (H_u - \Delta H_u)}{\alpha H_u}, \quad (3.9)$$

где c - коэффициент пропорциональности для четырехтактных двигателей

(0,45 — 0,53, в расчетах принято $c = 0,5$);

i - число цилиндров;

D - диаметр цилиндра, см;

m - показатель степени для четырехтактных двигателей (0,5— 0,7 в расчетах принято для карбюраторного двигателя при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ $m = 1,6$, а на всех остальных скоростных режимах – $m = 0,65$; для двигателя с впрыском топлива принято: $m = 0,58$ при $n = 900 \text{ мин}^{-1}$, $m = 0,64$ при $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$, $m = 0,66$ при $n = 7000 \text{ мин}^{-1}$ и $m = 0,65$ при $n = 8000 \text{ мин}^{-1}$);

n — частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива $Q_{н.с.}$, Дж/с, определяется по формуле

$$Q_{н.с.} = \frac{\Delta H_u G_T}{3,6}, \quad (3.10)$$

где ΔH_u – количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания топлива, кДж/кг;

G_T - часовой расход топлива, кг/ч.

Неучтенные потери теплоты $Q_{ост.}$, Дж/с, определяются по формуле

$$Q_{ост.} = Q_o - (Q_e + Q_\Gamma + Q_B + Q_{н.с.}), \quad (3.11)$$

Знание абсолютных значений составляющих теплового баланса позволяет осуществить количественную оценку распределения теплоты в двигателе. Если же необходимо сравнить распределение теплоты в различных двигателях или оценить степень теплоиспользования конкретного двигателя, то составляющие теплового баланса удобнее представлять в относительных величинах, например, в процентах по отношению ко всей теплоте, подведенной с топливом

$$q_o = q_e + q_\Gamma + q_B + q_{н.с.} + q_{ост.} = 100\%, \quad (3.12)$$

Величины отдельных составляющих теплового баланса двигателя не являются постоянными, а изменяются в процессе его работы в зависимости от нагрузки, быстроходности и других факторов.

Характер распределения теплоты, подводимой в цилиндр с топливом, в процессе превращения в полезную эффективную работу наглядно может быть представлен в виде кривых теплового баланса (рис. 3.2), (рис. 3.3). Графические зависимости строятся на основании определения каждой составляющей в зависимости от частоты вращения, нагрузки, качества смеси и т. д. Необходимые для построения указанных кривых теплового баланса данные получают при проведении специальных испытаний двигателя либо путем использования результатов ранее выполненных экспериментов. Тепловой баланс может быть также построен по данным теплового расчета двигателя с использованием формул (3.6) — (3.12).

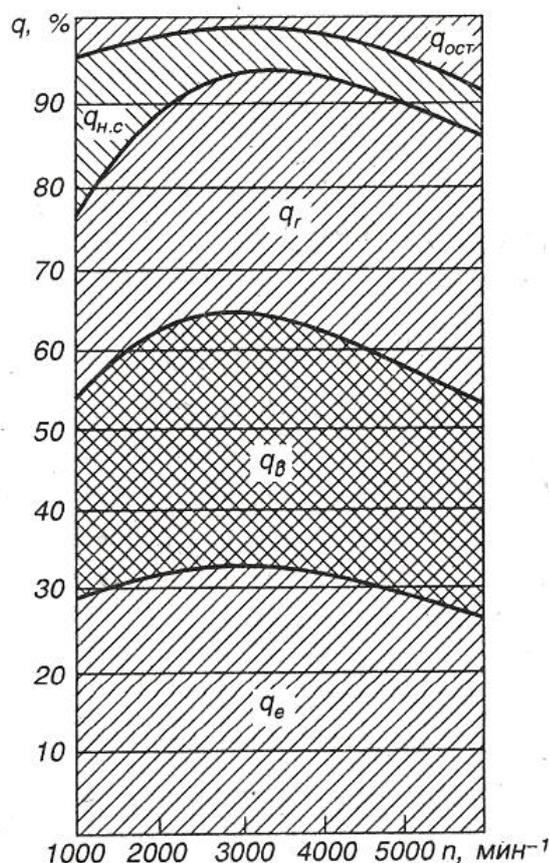


Рисунок 3.2 - Зависимость составляющих теплового баланса карбюраторного двигателя от частоты вращения коленчатого вала.

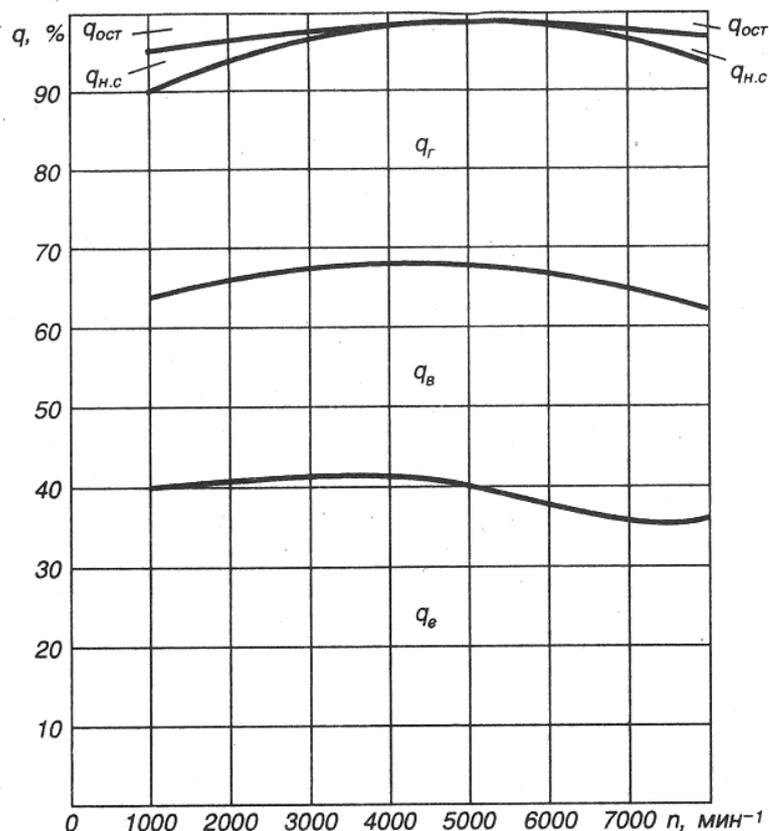


Рисунок 3.3 - Зависимость составляющих теплового баланса двигателя с впрыском легкого топлива от частоты вращения коленчатого вала.

3.3 Вопросы для самоконтроля по теме Тепловой баланс

1 Что называется термическим коэффициентом полезного действия двигателя? Что он характеризует?

2 Что называется индикаторным коэффициентом полезного действия двигателя? Какие потери он учитывает, кроме принципиально неустранимых потерь?

3 Напишите формулу для вычисления индикаторного коэффициента полезного действия

4 Что называется относительным коэффициентом полезного действия? Что он характеризует?

5 Что называется эффективным коэффициентом полезного действия двигателя. Какие потери учитывает?

- 6 Напишите формулу для вычисления эффективного коэффициента полезного действия?
- 7 Что называется механическим коэффициентом полезного действия? Как он определяется? От чего зависит?
- 8 При каких условиях снимается скоростная характеристика?
- 9 Какая разница между внешней и частичной скоростными характеристиками двигателя?
- 10 Начертите внешнюю характеристику карбюраторного двигателя. Отметьте на ней характерные точки.
- 11 Что называется коэффициентом приспособляемости?
- 12 Какие двигатели устойчивее в работе при перегрузках?
- 13 Чем отличается внешняя характеристика дизельного двигателя от карбюраторного?
- 16 Что называется пределом дымления дизельного двигателя?
- 17 При каких условиях снимается характеристика холостого хода?
- 18 Начертите характеристику холостого хода.
- 19 При каких условиях снимается нагрузочная характеристика?
- 20 Начертите нагрузочную характеристику и отметьте на ней характерные точки.
- 21 Начертите регулировочную характеристику по углу опережения зажигания и отметьте на ней характерные точки.
- 22 Какое основное оборудование применяется для испытания двигателя?
- 23 Как устроен и работает гидравлический тормоз?
- 24 Как устроен и работает электрический тормоз?
- 25 Как устроена и работает установка для определения расхода топлива?

4 Адаптированный конспект по теме Кинематика и динамика ДВС, уравнивание двигателя

4.1 Перемещение, скорость и ускорение поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала в аксиальном кривошипно-шатунном механизме

Кинематика КШМ.

Кинематика определяет законы перемещения (перемещение, скорость и ускорение) тел.

Перемещение поршня. Положение поршня при любом угле поворота φ кривошипа (рис. 4.1, а) определяется уравнением

$$S = AO - OB = (r + l) - (l \cos \beta + r \cos \varphi), \quad (4.1)$$

После преобразования этого уравнения получим зависимость перемещения поршня только от угла φ :

$$S = r(1 - \cos \varphi) + \frac{r\lambda_k(1 - \cos 2\varphi)}{4}, \quad (4.2)$$

где $\lambda_k = r/l$ — кинематическое соотношение. Для ДВС $\lambda_k = 0,22, \dots, 0,33$ (для высокооборотных двигателей принимают меньшие значения из этого диапазона).

Из уравнения (4.2) видно, что даже при постоянной частоте вращения коленчатого вала перемещение поршня изменяется по гармоническому закону (рис. 4.1, б). Первое слагаемое $S_1 = r(1 - \cos \varphi)$, называемое перемещением первого порядка, выражает перемещение поршня при шатуне бесконечной длины, а второе $S_2 = r\lambda_k(1 - \cos 2\varphi)$ (перемещение второго порядка) — учитывает конечную длину шатуна.

Скорость поршня.

Скорость является производной перемещения: $v = dS/dt$.

Продифференцируем уравнение перемещения, заменив переменную, для чего умножим его на $d\varphi/d\varphi$: $v = (dS/dt)(d\varphi/d\varphi)$.

Так как $d\varphi/dt = \omega$ (здесь ω — угловая скорость коленчатого вала), то окончательно получим

$$v = \frac{r\omega(\sin \varphi + \lambda_k \sin 2\varphi)}{2}, \quad (4.3)$$

Из уравнения (4.3) видно, что скорость также изменяется по гармоническому закону (рис. 4.1, б), хотя среднее ее значение постоянно: $v_{\text{ср}} = Sn_d/30$ (здесь n_d — частота вращения коленчатого вала).

Ускорение поршня.

Ускорение определяют как производную скорости: $j = dv/dt$.

Продифференцируем уравнение скорости, заменив производную:

$$j = r\omega^2(\cos \varphi + \lambda_k \cos 2\varphi), \quad (4.4)$$

Ускорение также изменяется по сложному гармоническому закону и меняет свой знак за оборот кривошипа. Так как от ускорения зависит сила инерции, то и ее изменения будут знакопеременными.

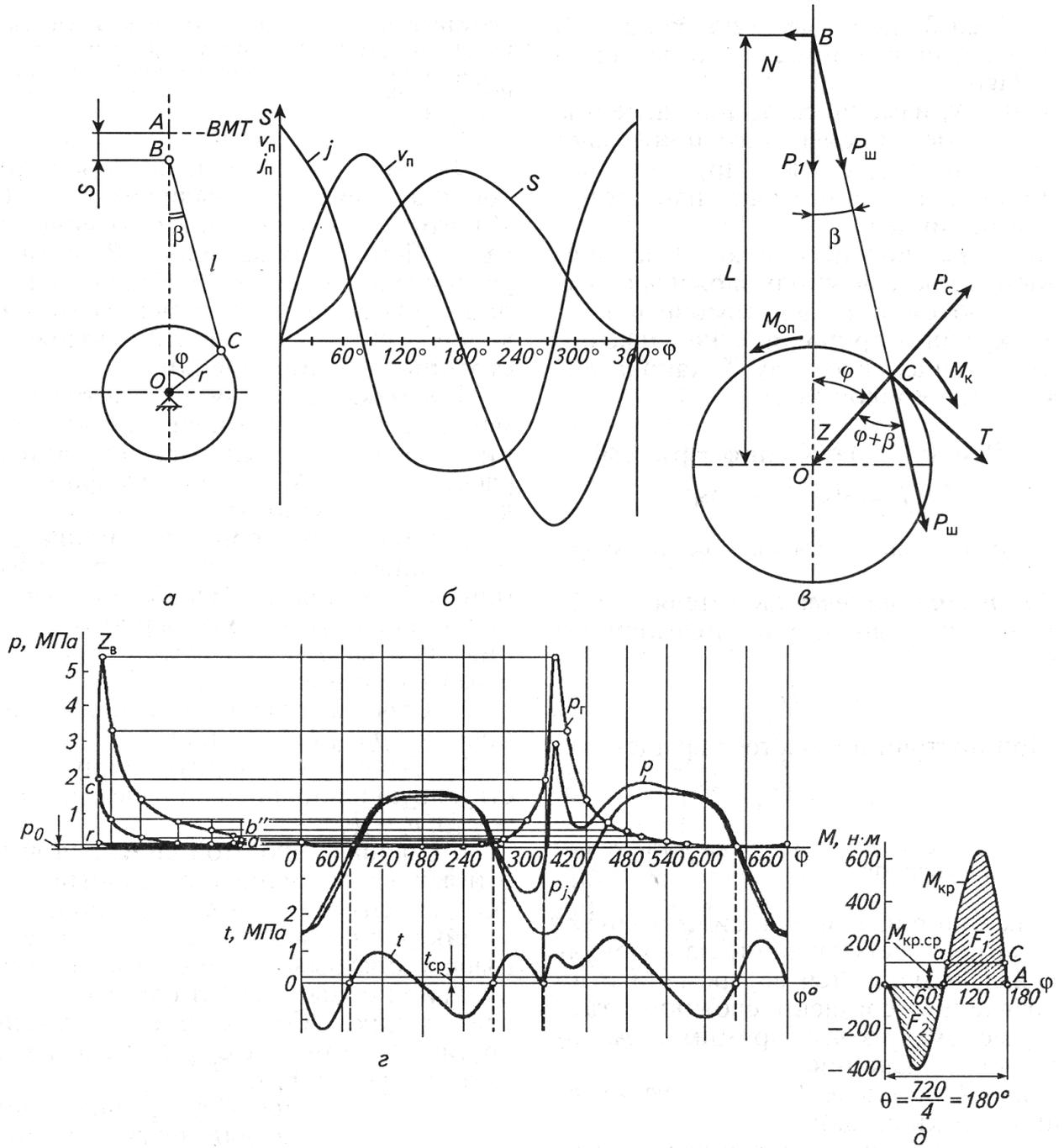


Рисунок 4.1 - Кинематика и динамика двигателя.

4.2 Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме. Силы давления газов. Силы инерции возвратно-поступательных движущихся и вращающихся масс

Динамика КШМ.

Динамика определяет перемещение тел под действием сил. Силы и моменты, действующие в ДВС, можно разделить на движущие, инерции и сопротивления.

Движущие силы — это *силы давления газов* в цилиндре.

Силы инерции создают возвратно-поступательно движущиеся и вращающиеся части.

К *силам сопротивления* относят силы сопротивления потребителя энергии двигателя и силы трения в КШМ (поршня и поршневых колец о стенку цилиндра, в подшипниках и др.), на преодоление которых затрачивается дополнительная работа.

Все силы, действующие в двигателе, изменяются как по углу поворота коленчатого вала, так и во времени даже при постоянной средней частоте вращения ($\omega_d = \text{const}$).

Правило знаков сил: за положительное принято направление силы к центру кривошипа.

Схема сил, действующих на КШМ, показана на рисунке 4.1, в.

Суммарная сила P_1 , действующая на поршень определяется по формуле

$$P_1 = P_r - P_o + P_j, \quad (4.5)$$

где P_r — сила, создаваемая давлением p_r газов на поршень со стороны камеры сгорания (эту силу определяют по индикаторной диаграмме): $P_r = p_r F_{\Pi}$ (здесь F_{Π} — площадь поршня);

P_o — сила, создаваемая давлением газов со стороны картера (это давление обычно равно атмосферному p_o): $P_o = p_o F_{\text{п}}$;

P_j — сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей, равная произведению массы этих частей на их ускорение в данный момент времени: $P_j = -mj = -mr\omega^2 \times (\cos + \lambda_{\text{к}} \cos 2\varphi)$.

Величину P_j для удобства анализа представляют в виде двух составляющих: сил инерции первого порядка $P_{j1} = mr\omega^2 \cos\omega$ и сил инерции второго порядка $P_{j2} = mr\omega^2 \lambda_{\text{к}} \cos 2\lambda\varphi$, где m — масса возвратно-поступательно движущихся частей, равная сумме массы $m_{\text{ПК}}$ поршня, колец и пальца, движущихся поступательно, т. е. массы поршневого комплекта, и части массы шатуна $m_{\text{ш}}$, отнесенной к оси его верхней головки (ее обычно принимают равной 0,275 массы всего шатуна): $m = m_{\text{ПК}} + 0,275m_{\text{ш}}$. Силу P_1 , приложенную к оси поршневого пальца и направленную по оси цилиндра, можно разложить на силу $P_{\text{ш}} = P_1/\cos\beta$, действующую вдоль оси шатуна, и силу нормального давления $N = P_1 \text{tg}\beta$.

Сила N , изменяясь по направлению и величине, поочередно прижимает поршень то к одной, то к другой стороне цилиндра, что вызывает износ поршня и цилиндра.

Силу $P_{\text{ш}}$, перенесенную на ось шатунной шейки, можно разложить на касательную силу T , действующую перпендикулярно кривошипу коленчатого вала, и радиальную силу Z , направленную по оси кривошипа:

$$T = P_{\text{ш}} \sin(\varphi + \beta) = \frac{P_1 \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \quad (4.6)$$

$$Z = \frac{P_1 \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \quad (4.7)$$

где β — угол отклонения шатуна от оси цилиндра.

Крутящий момент двигателя, необходимый для выполнения полезной работы,

$$M_k = T_r \quad (4.8)$$

При постоянной частоте вращения

$$M_k = -M_c, \quad (4.9)$$

где M_c — момент сопротивления, вызываемый нагрузкой на двигатель.

Как видно из формул, силы и крутящий момент, действующие на коленчатый вал, изменяются во времени и по направлению согласно сложному гармоническому закону, принимая знакопеременные значения.

Сила N на плече L создает реактивный (опрокидывающий) момент $M_{оп}$, который стремится повернуть двигатель в сторону, обратную направлению вращения коленчатого вала. Этот момент равен крутящему моменту по значению, но противоположен по направлению: $M_k = -M_{оп}$. Опрокидывающий момент воспринимается рамой машины через опоры двигателя и вызывает колебания всей машины.

Вращающиеся массы шатунной шейки коленчатого вала и части шатуна, отнесенной к оси шатунной шейки коленчатого вала, создают центробежную силу

$$P_c = -m_c r \omega^2, \quad (4.10)$$

где m_c — масса вращающихся частей вокруг оси шатунной шейки, равная сумме нижней части шатуна $m_{ш2} = 0,725m_{ш}$, шатунной шейки $m_{ш.ш}$ и части массы щек $m_{ш}$, приведенной к оси шатунной шейки коленчатого вала: $m_c = m_{ш2} + m_{ш.ш} + m_{ш}$.

Эта сила, направленная по оси кривошипа, совместно с радиальной силой Z нагружает подшипники коленчатого вала. Центробежная сила P_c обычно уравновешивается центробежной силой противовесов $P_{с.п}$, устанавливаемых на коленчатом валу с противоположной стороны шатунной шейки.

4.3 Силы и моменты, вызывающие неуравновешенность двигателя. Схемы уравнивания одноцилиндровых двигателей. Действительная уравновешенность двигателя. Балансировка коленчатого вала

Понятие об уравновешенности двигателя.

При работе поршневых ДВС возникают силы инерции возвратно-поступательно движущихся и вращающихся масс, моменты от этих сил, а также крутящий и опрокидывающий момент. Все эти силы и моменты, непрерывно изменяясь по значению и направлению, передаются на опоры двигателя и раму. При этом возникают вибрации, снижающие эффективную мощность и топливную экономичность вследствие затраты энергии на возбуждение вибрации и дополнительные механические потери; ослабляются крепления агрегатов и деталей, что ускоряет в итоге износ деталей; нарушаются регулировки, снижается надежность контрольно-измерительных приборов.

Поэтому уменьшение влияния переменных сил и моментов, действующих на двигатель, относится к числу основных требований, предъявляемых к ДВС.

Уравновешенным считают двигатель, на опоры которого при установившемся режиме работы передаются постоянные по значению и направлению силы и моменты.

Для уравнивания сил инерции и моментов этих сил в многоцилиндровых двигателях необходимо, чтобы равнодействующие всех сил инерции, действующих в плоскостях, проходящих через ось вала, а также сумма моментов этих сил относительно выбранной оси равнялись нулю.

Поэтому при разработке двигателей важно грамотно выбрать соответствующее число и схему расположения цилиндров и кривошипов, предусмотреть установку простейших противовесов и сложных уравнивающих механизмов.

Уравновешенности двигателя достигают соблюдением следующих требований при его производстве, сборке, регулировке, ремонте и эксплуатации:

- соблюдают допуски на массы и размеры поршней, шатунов, коленчатого вала и других деталей;
- проводят статическую и динамическую балансировку коленчатого вала;
- достигают идентичности протекания рабочего цикла во всех цилиндрах за счет одинакового их наполнения, одинаковых степеней сжатия и одинаковой регулировки зажигания или впрыскивания топлива по цилиндрам.

Итак, *уравновешивание* — это комплекс конструктивных, производственных и эксплуатационных мероприятий, направленных на уменьшение или полную компенсацию сил инерции и их моментов.

Уравновешивание действия возвратно-поступательно движущихся масс.

В *рядном одноцилиндровом двигателе* для уравновешивания силы инерции первого порядка P_{j1} устанавливают два противовеса, вращающихся в разные стороны с частотой, *равной частоте вращения коленчатого вала*. Тогда горизонтальные составляющие сил инерции этих противовесов уравновешивают друг друга.

Силы инерции второго порядка P_{j2} изменяются с частотой, в два раза превышающей частоту вращения коленчатого вала. Здесь также ставят два противовеса, но с частотой вращения 2ω . Поэтому шестерни привода этих противовесов имеют число зубьев в два раза меньше, чем у шестерни на коленчатом валу (рис. 4.2). В реальных конструкциях механизм уравновешивания еще сложнее — по четыре шестерни для компенсации сил инерции каждого вида, поэтому его применяют редко.

В двухцилиндровых двигателях применяют две схемы коленчатого вала: с коленами через 360° и через 180° . Первые имеют порядок работы цилиндров 1—0—2—0, а вторые 1—2—0—0, т.е. первые работают более равномерно. Но при 360° получается удвоенный одноцилиндровый двигатель. Для его уравновешивания требуется такой же механизм, как и для одноцилиндрового двигателя, т. е. с дополнительными противовесами (двигатель автомобиля ВАЗ-1101 «Ока»).

Вторая схема дает уравновешенность сил инерции первого порядка, так как они направлены в разные стороны. Для уравновешивания сил инерции второго порядка требуются дополнительные противовесы (двигатель Д-21, рис. 4.2, б).

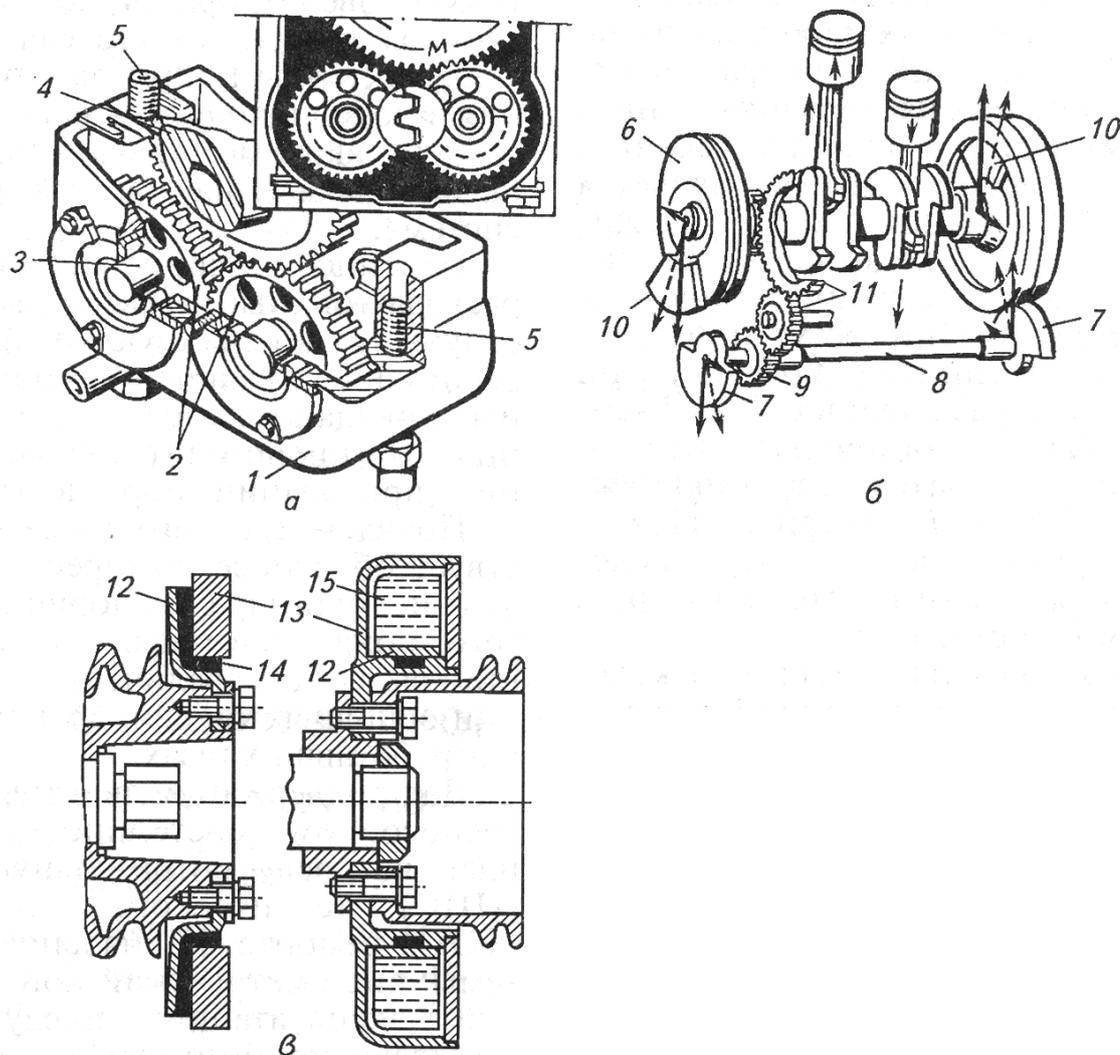


Рисунок 4.2 - Механизмы уравновешивания (а, б) и гасители крутильных колебаний (в):

1 — корпус; 2 — зубчатые колеса с грузами-противовесами; 3 — ось; 4 - ведущее зубчатое колесо; 5 — болт; 6 — шкив; 7 — противовесы; 8 — вал; 9 — зубчатое колесо; 10 — противовес на шкиве и маховике; 11 — передача; 12 — диск ведущий; 13 — маховая масса; 14 — резиновый элемент; 15 — силиконовая жидкость.

В четырехцилиндровых двигателях коленчатый вал имеет расположение колен через 180° , как бы два зеркально отраженных коленчатых вала двухцилиндрового двигателя. В этом двигателе силы инерции первого порядка также

уравновешены. Силы инерции второго порядка неуравновешенны, кроме А-41 (рис. 4.2, а). Очень часто специальные механизмы их уравновешивания не применяют. Схема коленчатого вала определяет порядок работы цилиндров: 1-3-4-2 или 1-2-4-3. Первый применяют чаще.

Шестицилиндровые (и более) *рядные* двигатели считают полностью уравновешенными.

V-образные двигатели с углом развала 90° также почти полностью уравновешены.

Гасители крутильных колебаний.

К числу дополнительных мероприятий по снижению колебаний и вибраций относится установка на передних концах коленчатых валов гасителей колебаний. Поскольку коленчатый вал является торсионом (скручивающейся пружинной), то в нем под действием внешних сил возникают собственные (крутильные) колебания. Они могут попасть в резонанс с внешними колебаниями, что приводит к разрушению вала. Гасители колебаний поглощают энергию этих колебаний благодаря трению между элементами 12, 13, 14 (рис. 4.2, в) и тем самым уменьшают амплитуду колебаний. Так работают гасители в муфтах сцепления трансмиссии.

Широко применяют гасители колебаний жидкостного трения. Их основа — маховик, помещенный в герметичный корпус, заполненный силиконовой жидкостью 15 (рис. 4.2, в). При крутильных колебаниях стенки маховика вовлекают в движение слои силикона, работа сил жидкостного трения поглощает энергию колебаний. Обычно маховик устанавливают на переднем конце коленчатого вала.

Балансировка коленчатого вала.

Коленчатый вал в сборе с маховиком и сцеплением подвергают динамической и статической балансировке с целью снижения вибрации двигателя.

4.4 Вопросы для самоконтроля по теме Кинематика и динамика ДВС, уравнивание двигателя

1 Что означает аксиальный и дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм?

2 На каких двигателях применяется аксиальный кривошипно-шатунный механизм?

3 На каких двигателях применяется дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм?

4 Как определяется скорость поршня?

5 Как определяется ускорение поршня?

6 Какие силы действуют на кривошипно-шатунный механизм?

7 Как определяется сила давления газов?

8 Как определяется сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей?

9 Что значит сила инерции I порядка и сила инерции II порядка. Запишите формулы и проанализируйте, как они изменяются в зависимости от угла поворота коленчатого вала?

10 Как определить силу инерции вращающихся масс? От чего она зависит?

11 Какие силы действуют вдоль оси цилиндра? Чему равна суммарная сила?

12 Как приложена и на что действует сила инерции вращающихся масс?

13 Перечертите схему сил, действующих на кривошипно-шатунный механизм, выявите силы и моменты, вызывающие вибрацию двигателя.

14 Как уравнивается сила инерции вращающихся масс в одноцилиндровом двигателе?

15 Как уравнивается сила инерции I порядка возвратно-поступательно движущихся масс в одноцилиндровом двигателе?

16 Начертите схему уравнивания 4-х цилиндрового рядного двигателя. Какие силы здесь уравновешены, какие остаются неуравновешенными?

17 Как уравнивается сила инерции II порядка в двигателях А-41. Как устроен и работает механизм для уравнивания?

18 Начертите схему уравнивания 6-ти цилиндрового рядного двигателя.

19 Почему действительная уравновешенность может отличаться от теоретической?

20 В чем заключается сущность динамической балансировки?

21 Какие детали подвергаются динамической балансировке?

Литература

1 Поливаев В. П. Тракторы и автомобили. Конструкция: учебное пособие. — М.: КНОРУС, 2016 — 252 с.

2 Курасов В. С. Тракторы и автомобили, применяемые в сельском хозяйстве: Учебное пособие. – Краснодар.: Кубанский ГАУ, 2011 – 132 с.

3 Пузанков А. Г. Автомобили: Устройство автотранспортных средств: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования. — 8-е изд., перераб. — М.: Академия, 2013 — 560 с.

4 Смирнов Ю. А. Электронные и микропроцессорные системы управления автомобилей: учебное пособие. – СПб.: Лань, 2013 - 624 с.

5 Поливаев О. И. Конструкция тракторов и автомобилей: учебное пособие. – СПб.: Лань, 2013 - 288с.

6 Котиков В. М. Тракторы и автомобили: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования. — 5-е изд., стер. — М.: Академия, 2013 — 416 с.

7 Гладов Г. И. Устройство автомобилей: Учебник для студентов учреждений среднего профессионального образования. - М.: Академия, 2015 - 352 с.

8 Родичев В. А. Устройство и техническое обслуживание грузовых автомобилей: учебник водителя автотранспортных средств категории «С». -10-е изд., стер. – М.: Академия, 2014 – 256 с.

Методическое издание

Панов Александр Леонидович

Теория двигателей внутреннего сгорания

Учебное пособие по части курса

Двигатели внутреннего сгорания

РЕЦЕНЗИЯ

на учебное пособие по части курса Двигатели внутреннего сгорания на тему Теория двигателей внутреннего сгорания составитель А. Л. Панов.

Учебное пособие по части курса Двигатели внутреннего сгорания на тему Теория двигателей внутреннего сгорания разработано для техникумов технического профиля и может быть использовано студентами специальности 23.02.04 Техническая эксплуатация подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования (по отраслям),

Учебное пособие по части курса Двигатели внутреннего сгорания на тему Теория двигателей внутреннего сгорания содержат теоретический материал, рисунки и вопросы для самоконтроля, теоретический материал содержит определения понятий, формулы и пояснения к ним. Данное учебное пособие может помочь студентам в подготовке к занятиям, практическим работам, и экзаменам.

Рецензент:

Преподаватель ГАПОУ ТО «ТЛТ»

_____ А.А.Сироткин

РЕЦЕНЗИЯ

на учебное пособие по части курса Двигатели внутреннего сгорания на тему Теория двигателей внутреннего сгорания составитель А. Л. Панов.

Учебное пособие по части курса Двигатели внутреннего сгорания на тему Теория двигателей внутреннего сгорания разработано для техникумов технического профиля и может быть использовано студентами специальности 23.02.04 Техническая эксплуатация подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования (по отраслям).

Учебное пособие по части курса Двигатели внутреннего сгорания на тему Теория двигателей внутреннего сгорания содержат необходимый материал, который может способствовать качественному изучению вопросов рассматриваемых в профессиональных модулях для формирования профессиональных компетенций. Данное учебное пособие может помочь студентам в подготовке к экзаменам или к лабораторным работам.

Содержание учебного материала в пособии является достаточным для понимания определений и формул, а содержание вопросов позволяет достаточно полно проверить знания студентов. Формулировки вопросов составлены понятно и грамотно.

Рецензент:

Генеральный директор ООО «Строительные машины и механизмы»

_____ Е. Б. Зырянов