**Методика оценки технического состояния ЦПГ по напряжению пробоя свечи зажигания**

***Нуждов А.К.***

*Студент;*

*Научный руководитель: д-р техн. наук, доцент**Долгушин А.А., Шнитков Г.В.*

*Новосибирский государственный аграрный университет, Инженерный институт, Новосибирск, Россия*

*E-mail:* *boina@yandex.ru*

Как известно, давление *Рс* возникает в результате сжатия смеси в цилиндре начиная с момента закрытия впускного клапана до момента достижения поршнем ВМТ 0°.

Для установившихся режимов ДВС давление и температуру конца такта сжатия определяют из соотношений:

$$ P\_{c}=P\_{a}∙ε^{n\_{1}}, (1)$$

$$ T\_{c}=T\_{a}∙ε^{n\_{1}-1}, (2)$$

где $P\_{a}$ и $T\_{a}$ – соответственно давление (МПа) и температура рабочего тела (К) в цилиндре двигателя при нахождении поршня в положении НМТ; $ε$ – геометрическая степень сжатия; $n\_{1}$ – средний показатель политропы сжатия.

Значение давления в цилиндре в точке *с* может значительно изменяться и зависит от степени сжатия диагностируемого цилиндра, состояния уплотнений диагностируемого цилиндра, частоты вращения коленчатого вала двигателя и количества сжимаемой в диагностируемом цилиндре смеси.

Однако, при диагностировании ЦПГ двигателя определяющим параметром будет механический износ стенок цилиндров и поршневых колец. Увеличение износа приведет к тому, что давление в цилиндре будет снижаться (рис. 1) [1].

Качество уплотнения внутренней части цилиндра определяется состоянием зеркала цилиндра, компрессионных колец, целостностью стенки цилиндра и поршня.

В период эксплуатации двигателя качество уплотнений может ухудшаться вследствие износа или разрушений перечисленных элементов. Из-за негерметичности уплотнений, часть смеси при сжатии прорывается из цилиндра через уплотнения, что влечет за собой снижение значения давления в цилиндре в момент сжатия.



Рисунок 1 - Характеристика потерь давления в результате прорыва газа через неплотности ЦПГ (данные А. Ю. Понизовского)

Таким образом, было установлено, что на утечку сжатой рабочей смеси в больше мере оказывает влияние давление в конце такта сжатия [2], главным образом характеризующее герметичность надпоршневого пространства, что подтверждает следующая зависимость

$$ P\_{c}=α∙ρ\_{г}∙ω^{b}∙S^{b-1}∙μ^{2-b}, (3)$$

где $P\_{c}$ – давление конца такта сжатия, МПа; $α$ - коэффициент пропорциональности; $ρ\_{г}$ – плотность газа, кг/м3; $ω$ – частота вращения коленчатого вала, об/мин; S – величина неплотностей в сопряжении «поршень- цилиндр», мм2; $μ$ – кинематическая вязкость масла, м2/с; $b=0,5÷0,8$ – показатель степени.

Напряжение пробоя - напряжение, при котором происходит искровой разряд (искрообразование) между электродами свечи зажигания (рис. 2) [3]. При этом свеча, ввернутая в камеру сгорания двигателя, является своеобразным разрядником.



Рисунок 2 - Осциллограмма напряжения вторичной цепи эталонной системы зажигания

Пробивное напряжение $U\_{пр}$ (кВ) со­гласно экспериментальному закону Пашена прямо пропорциональ­но давлению смеси в камере сгорания*,* зазору между электродами и обратно про­порционально температуре смеси*,*то есть

$$ U\_{пр}=\frac{P\_{з}∙δ}{T\_{з}}, (4)$$

где *Pз* – давление смеси в момент зажигания, Па; $δ$ – зазор между электродами свечи зажигания, м; $T\_{з}$ – температура смеси, $℃$

Анализируя зависимость, видно, что техническое состояние цилиндропоршневой группы при нормальной величине зазора, для рассматриваемой модели двигателя, свечи зажигания будет зависеть от давления в камере сгорания в момент искрообразования. В таком случае из осциллограммы (рис. 3) видно, что в цилиндре ДВС с низким значением компрессии для пробоя искрового промежутка потребуется меньшее напряжение.



Рисунок 3 - Влияние износа ЦПГ на напряжение пробоя

Исходя из зависимостей (1), (2), (3), (4) необходимо определить давление конца такта сжатия *Pc.* Оно отличается от *Pз*на некоторый угол опережения зажигания $φ\_{оз}$ [4].

Для этого нужно построить политропы сжатия для температуры и давления и сделать развертку в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Основное уравнение политропического процесса сжатия рабочего тела записывается в виде

$$ PV^{n\_{1}}=Const, (5)$$

где *n1* *–* показатель политропы сжатия.

Используя уравнение (5), можно рассчитать изменение давления и температуры рабочего тела в процессе сжатия по формулам

$$ P\_{x}=P\_{a}∙\left(\frac{V\_{a}}{V}\right)^{n\_{1}}; (6)$$

$$ T\_{x}=T\_{a}∙\left(\frac{V\_{a}}{V}\right)^{n\_{1}-1}, (7)$$

где $P\_{x}$ и $T\_{x}$ - искомые давление и температура рабочего тела в любой момент процесса сжатия; $V$ - объём рабочего тела в момент времени, для которого определяются *P* и *Т*.

Учитывая, что теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра за процесс сжатия незначителен, то величину *n1* можно определить по среднему показателю адиабаты сжатия *k1* [5].

$$ n\_{1}=k\_{1}-\left(0,00…0,02\right) (8)$$

Величина *n1* устанавливается по опытным данным в зависимости от частоты вращения, степени сжатия, материала поршня и цилиндра, теплообмена и др. факторов, для бензиновых ДВС

$$n\_{1}=1,32…1,40$$

Значение *k1* определяется в зависимости от температуры $T\_{a}$ и степени сжатия $ε$ по аппроксимирующей формуле

$$ k\_{1}=1,4359-0,132∙10^{-3}∙T\_{a}-0,1643∙10^{-2}∙ε \left(9\right)$$

Взяв *n1* за среднее $(n\_{1}=1,36)$, получим $k\_{1}=1,38$.

C учетом зависимостей (2), (8) и (9) определяется значение $T\_{c}$

$$ T\_{c}=\left(432,485-12,447∙ε\right)∙ε^{n\_{1}-1}, (10)$$

где

$$ T\_{a}=432,485-12,447∙ε. (11)$$

Для вычисления параметра рабочего тела $T\_{з}$ в момент воспламенения смеси (точка *y* на рис. 4, рис. 5) можно воспользоваться формулой (7) и (6) и графиками или применить метод линейной интерполяции.



Рисунок 4 - Схема индикаторной диаграммы процесса сжатия в различных системах координат: а) – «*p – V*» - диаграмма; б) – «*p – α*»- диаграмма

После вычисления $T\_{з}$ определяется величина давления $P\_{з}$ по зависимости (1) (точка *y* на рис. 4, рис. 5) и по аналогичной зависимости (6) находится значение давление конца такта сжатия $P\_{с}$.



Рисунок 5 - График изменение давления Р и температуры Т в зависимости от угла поворота коленчатого вала

Далее, согласно формуле (3) выражается величина суммарной неплотности цилиндропоршневой группы и составляется заключение о техническом состоянии ДВС. Приняв, что показатель степени $b=0,65$, в общем виде итоговая зависимость суммарной неплотности цилиндров по напряжению пробоя будет равна

$$ S=\sqrt[0,35]{\frac{α∙ρ\_{г}∙ω^{0,65}∙μ^{1,35}}{\frac{U\_{пр}∙\left(T\_{c}-T^{'}\right)}{δ}+P^{'}}}, (12) $$

где $Т' $и $P'$– соответственно поправки температуры $T\_{з}$ и давления $P\_{с}$ на некоторый угол опережения зажигания.

Опираясь на характеристику потерь давления вследствие износа цилиндропоршневой группы (рис. 1) и зависимости напряжения пробоя (4), можно сделать вывод о том, что величина напряжения пробоя будет прямо пропорционально зависеть от давления сжатия, но обратно пропорциональна суммарной неплотности цилиндров (рис. 6). Это говорит о том, что чем ниже будет пробивное напряжение свечи зажигания, тем выше износ ЦПГ и, соответственно, ниже компрессия.



Рисунок 6 – Теоретическая зависимость напряжения пробоя от суммарной неплотности цилиндров

Таким образом, на основании данных формул может быть построена математическая модель, достоверность и практическая значимость которой должна быть подтверждена выполнением экспериментальных исследований по определению значений *Pc*, *S*. Также стоит отметить, что исходные величины - напряжение пробоя, угол опережения зажигания и частоту вращения коленчатого вала легче всего определить при помощи сканера и мотор-тестера, а также осциллографа.

Список литературы

1. Понизовский, А.Ю. Оценка технического состояния цилиндропоршневой группы автотракторных дизелей по разности расходов воздуха на впуске и выпуске в пусковом режиме: специальность 05.20.03. «Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Понизовский Алексей Юрьевич. – Новосибирск, 2010.

2. Воронин, Д.М. Реализация принципов теории размерностей в научных исследованиях // Д.М. Воронин // Сибирский вестник сельскохозяйственной науки. – 2009. - № 4. – С. 108-110.

3. Ютт, В.Е. Электрооборудование автомобилей: учебник для вузов. - 4-е изд., перераб. и доп. - М: Горячая линия-Телеком, 2006. - 440 с.: ил.

4. Шароглазов, Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания» / Шароглазов Б.А., Фарафонтов М.Ф., Клементьев В.В. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – 403 с.

5. Калимуллин, Р. Ф. Автомобильные двигатели: учебник / Р. Ф. Калимуллин. - Оренбург : ОГУ, 2019. - С. 213.