

**ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ**

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ

РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,

ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 2 • февраль • 2008



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115.658.8

СОВРЕМЕННЫЙ РЫНОК ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В РОССИИ. СОСТОЯНИЕ, ПРОБЛЕМЫ И ВЕРОЯТНЫЕ ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

К.С. ШАКИРОВА

МГТУ "МАМИ"

В последние годы российский рынок легковых автомобилей стал одним из наиболее динамичных. По оценкам Института консалтинга и статистики, объемы их продаж в 2001—2006 гг. в денежном выражении возросли в 3,8 раза, а ежегодный их прирост составил 30 % (для сравнения: рост общего оборота розничной торговли — 24 % в год). За счет увеличения доходов населения и введения потребительского кредита и лизинга спрос на легковые автомобили за этот период повысился на 38—40 %. В результате Россия вошла в десятку ведущих потребителей этой техники. Причем тенденция не только сокращается, но и усиливается. Например, согласно прогнозу фирмы "Автомобильная статистика", который, судя по всему, оказался верным, в 2007 г. сборочные предприятия на территории РФ выпустят ~370—400 тыс. иномарок против 280 тыс. в 2006 г. На следующие же 2008—2009 гг. намечено ввести в строй еще ряд таких предприятий, организованных фирмами "Тойота", Джениерал Моторс", "Фольксваген" и "Ниссан". Все вместе они к 2010 г. будут производить свыше 500 тыс. автомобилей в год, а в 2010—2011 гг. — более 1 млн. Тем самым доля иномарок российской сборки превысит долю традиционных российских.

Однако в развитии автомобильной промышленности есть и "подводные камни". Один из них — угроза экспансии импорта на фоне удешевления иномарок, которое весьма вероятно при введении в Европе новых экологических стандартов и правил утилизации ста-

рых автомобилей. Хотя и в рамках сложившихся тенденций их импорт в период 2001—2006 гг. увеличился ~1,5 раза и покрыл более половины прироста общего спроса на автомобили. В частности, аналитики отмечают, что, начиная с 2001 г., российские потребители на покупку иномарок стали тратить больше, чем на приобретение отечественных автомобилей, хотя вплоть до 2000 г. перевес был на "нашей стороне". И если пять лет назад расчеты затрат между "нашими" и иномарками показывали примерное равенство долей (49 : 51), то по итогам 2006 г. видна полная и безоговорочная победа иномарок (77 : 23). В 2006 г. на автомобили ВАЗ россияне потратили 4,68 млрд amer. долл., на другие автомобили отечественного производства — 750 млн, на новые иномарки — 13,45 млрд и на иностранный "секонд хэнд" — 4,72 млрд. Достаточно сказать, что только в Москве сейчас работают более 200 официальных дилеров, 90 % из них торгуют иномарками. Российские же легковые автомобили все больше теряют свое главное конкурентное преимущество перед автомобилями зарубежного производства — низкую стоимость.

Реальную угрозу для российского автопрома представляют не только европейские производители, но и представители восточных стран, которых также заинтересовал наш рынок.

Так, на Урале, Дальнем Востоке и в Сибири в настоящий момент в стадии переговоров находятся несколько проектов с китайскими и корейскими производителями. В частности, китайская "Грет Уол" объявила о договоренности с Татарстаном о строительстве сборочного производства; УАЗ активно работает с корейской "Ссан Вонг". Не отстает от них и Индия: "Руспромавто" собирается работать с индийским "Маршаллом".

Как видим, отечественная автомобильная промышленность находится в неоднозначной ситуации. С одной стороны, ожидается рост спроса на внутреннем рынке, с другой — этот спрос может в значительной мере быть удовлетворен дешевеющими подержанными

ми иномарками. Как уже упоминалось, в связи с введением норм "Евро-4" подержанные иномарки "потекли рекой" в Россию. Что губительно для отрасли и вредно для экономики страны в целом. Да уже и сегодня единственным серьезным производителем российских легковых автомобилей выступает ВАЗ: он дает их ~700 тыс. в год. Но начиная с 2002 г. большим спросом в стране стали пользоваться автомобили с высоким уровнем потребительских характеристик: покупатели предпочитают надежные и качественно собранные автомобили. Более того, они думают о своей безопасности, а отечественные автомобили, разработанные более 15—20 лет назад, фактически не подвергались никаким ни внешним, ни внутренним изменениям, т. е. морально устарели. Поэтому получается, что наши автозаводы производят продукцию больше, чем требуется, и, как результат, она простаивает у дилеров. Тогда как иномарку, независимо от того, собрана ли она в России или за границей, приходится ждать от нескольких месяцев до года. И очереди только увеличиваются.

В 2006 г. были озвучены прогнозы дальнейшего развития российской автомобилестроительной отрасли и рынка. К сожалению, многие из них весьма пессимистичны для российских производителей. Они предрекают, что уже к 2010 г. на смену отечественным моделям придут модели импортные или же иномарки, произведенные на российской земле.

Это, безусловно, прогноз пессимистичный. Он предполагает сохранение до 2010 г. действующего нормативно-правового поля неизменным и отсутствие каких-либо административных воздействий на развитие производства и автомобильного рынка. Но есть и второй прогноз — оптимистичный. Он предполагает реализацию ряда мер с целью поддержки российских производителей и обеспечения роста объемов производства, развития высокотехнологичных отраслей, увеличения налоговых поступлений и числа рабочих мест, сохранения стабильной социальной обстановки. И какой из них окажется верным, покажет время. Но уже сейчас ясно, что при вступлении в ВТО Россия должна четко определить приоритеты в автомобиль-

ной промышленности. А они очевидны. Это создание внутри страны конкурентоспособных автомобильных производств, в том числе с иностранным участием. Для чего необходимы временные импортоограничивающие меры по ввозу готовой продукции, особенно для подержанных иномарок, и шаги по стимулированию модернизации и расширению внутреннего производства, в том числе путем поддержки экспорта.

В мае 2005 г. прошло заседание Правительства РФ по вопросу "Реализации в среднесрочной перспективе (2005—2010 гг.) приоритетных задач, предусмотренных "Концепцией развития автомобильной промышленности России". Оно наметило решение определенных приоритетных задач, записанных в "Концепции". Но тенденции таковы, что производство российских автомобилей, как уже упоминалось выше, уменьшается, а производство (и сборка) иномарок увеличивается. То есть "Концепция", к сожалению, не стала основой для определения национальной политики в автомобилестроительной отрасли. Между тем растет понимание того, что назрело время определиться, сколько автомобилей российского и иностранного производства должно быть реализовано на российском рынке, учитывая, что его емкость с каждым годом расширяется, а также с программой строительства автомобильных дорог. Более того, надо разработать реальную программу развития не только производства автомобилей, но и строительства дорог, поскольку уже сегодня последние практически повсеместно с возрастающим числом автомобилей не справляются.

Необходимо, кроме того, проанализировать сегодняшние и перспективные возможности отечественной автомобильной промышленности с точки зрения капиталовложений, их объема и, опять же, соотношения российского и иностранного капиталов.

В заключение следует отметить, что российский рынок — очень ёмкий, и Россия не должна допустить, чтобы львиную долю определяли иностранные корпорации. Иначе — гибель отрасли. Со всеми вытекающими отсюда последствиями для национальной безопасности.

УДК 629.621.183.3.001.24

ЕЩЕ ОДИН АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ПУТЕВОГО РАСХОДА ТОПЛИВА

Канд. техн. наук П.П. ЕВСЕЕВ

Для расчета путевого расхода Q_S топлива автомобилям существуют несколько методов. Однако в настоящее время наибольшее распространение имеет метод, основанный на формуле № 1 (см. таблицу). То есть задача, по сути, сводится к определению величины часового расхода. Но и здесь есть различные подходы. Наиболее известный из них — расчет по формуле № 2. Есть также подход, который основан на применении частных КПД двигателя и сам по себе не вызывает сомнения. Однако рекомендации автора данного подхода, Н.Я. Говорущенко, по его практической реализации имеют один недостаток: необходим учет постоянных

по величине конструктивных параметров двигателя, что не совсем оправданно, поскольку формула для определения Q_S получается довольно сложной, требующей значительного времени на расчет входящих в нее коэффициентов. Между тем все конструктивные параметры двигателя на стадии эксплуатации (использования) конкретного автомобиля можно исключить и получить простую, отличающуюся большой наглядностью расчетную формулу часового расхода G (формула № 3 в таблице), а из нее — формулу для Q_S (№ 4).

Параметры H_u и ρ можно считать постоянными. Значит, при известной средней скорости движения конкретного автомобиля в конкретных же дорожных условиях задача по расчету величины Q_S сводится к определению только величин N_k , η_i , η_m и η_{tr} . Но η_m , как известно, есть отношение эффективного крутящего момента M_e двигателя к сумме этого момента и момента

M_m механических потерь в двигателе (формула № 5). С другой стороны, M_e , измеренный в $\text{Н} \cdot \text{м}$, равен $9550 N_e / n_e$ (формула № 6). Наконец, $\eta_e = 60 i_{\text{тр}} v / 2\pi r_k$, где $i_{\text{тр}}$ — передаточное число трансмиссии; r_k — радиус качения ведущих колес автомобиля, м. В итоге формула № 3 превращается в формулу № 8, а формула № 4 — в формулу № 9. Что еще больше упрощает задачу: при постоянных H_u и ρ , заданной скорости движения конкретного автомобиля в конкретных дорож-

ных условиях и известной η_e задача по расчету величины Q_S сводится к определению величин N_k , $n_{\text{тр}}$, η_i и M_m . Что, в общем, особых сложностей не представляет.

Так, в случае прямолинейного равномерного движения автомобиля и без учета скорости ветра величину N_k можно найти по формуле № 10.

Далее. В настоящее время во всех известных методах расчета путевого расхода топлива величина $n_{\text{тр}}$ принимается постоянной. На самом же деле она пере-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$Q_S = \frac{Q}{S} = \frac{G}{\rho 3,6 v}$	Q — количество израсходованного топлива, л, на пройденном пути, км; S — часовой расход топлива, кг/ч; ρ — плотность топлива, кг/л; v — средняя скорость движения, м/с
2	$G = g_e N_e$	n_e — удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт · ч); N_e — эффективная мощность двигателя, кВт
3	$G = \frac{N_k}{H_u \eta_e n_{\text{тр}}} = \frac{N_k}{H_u \eta_e \eta_m \eta_{\text{тр}}}$	$N_k = N_e \eta_{\text{тр}}$ — мощность на ведущих колесах автомобиля; H_u — низшая теплотворная способность топлива, (кВт · ч)/кг; $\eta_{\text{тр}}$ — КПД трансмиссии; η_i — индикаторный КПД двигателя; η_m — его механический КПД
4	$Q_S = \frac{N_k}{3,6 H_u \rho \eta_e \eta_m \eta_{\text{тр}}}$	—
5	$\eta_m = \frac{M_e}{M_e + M_m}$	M_m — момент механических потерь в двигателе
6	$M_e = \frac{9550 N_e}{n_e}$	n_e — частота вращения коленчатого вала, соответствующая N_e
7	$n_e = \frac{60 i_{\text{тр}} v}{2\pi r_k}$	$i_{\text{тр}}$ — передаточное число трансмиссии; r_k — радиус качения ведущих колес, м
8	$G = \frac{N_k}{H_u \eta_i \eta_{\text{тр}}} + \frac{M_m \eta_e}{9550 H_u \eta_i} = \frac{1}{H_u \eta_i} \left(\frac{N_k}{\eta_{\text{тр}}} + \frac{M_m \eta_e}{9550} \right)$	—
9	$G_S = \frac{1}{3,6 H_u \rho \eta_i v} \left(\frac{N_k}{\eta_{\text{тр}}} + \frac{M_m \eta_e}{9550} \right)$	—
10	$N_k = 10^{-3} F_k v = 10^{-3} (mg\psi + W_b v^2) v$	F_k — сила, подведенная к ведущим колесам (сила тяги), Н; m — полная масса автомобиля, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; ψ — коэффициент сопротивления движению; W_b — фактор обтекаемости, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$
11	$\eta_{\text{тр}} = X \left(1 - \frac{M_r}{M_r + M_k} \right) = 0,98^k \cdot 0,96^l \cdot 0,99^m \left(1 - \frac{M_r}{M_r + M_k} \right)$	X — эмпирический коэффициент влияния нагрузки; M_r — момент гидравлических потерь, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_k — крутящий момент на ведущих колесах, k — число пар цилиндрических шестерен в трансмиссии; l — число конических пар в ней; m — число карданов
12	$M_r = 10^{-3} (2 + 0,09v) m g r_k$	—
13	$M_k = \frac{10^{-3} N_k r_k}{v}$	—
14	$\eta_i = \frac{H_i}{H_u G}$	N_i — индикаторная мощность двигателя
15	$\eta_i = 0,345 - 0,012 \frac{N_{e_{\max}} \eta_{\text{тр}}}{N_k}$	$N_{e_{\max}}$ — максимальное значение эффективной мощности двигателя
16	$M_m = M_i - M_e$	—
17	$\frac{M_m}{M_{e_N}} = 0,0165 + 0,3016 \frac{n_e}{n_{e_N}}$	M_{e_N} — эффективный момент двигателя, соответствующий его максимальной $N_{e_{\max}}$ мощности; n_{e_N} — частота вращения коленчатого вала двигателя при его максимальной $N_{e_{\max}}$ мощности

менная, зависящая от условий и режима функционирования автомобиля. Поэтому в интересах повышения достоверности результата расчета Q_S с этим фактором необходимо считаться, т. е. пользоваться известной в теории автомобиля формулой № 11.

Для определения M_g можно воспользоваться экспериментальной зависимостью его величины от скорости движения автомобиля. Если такой зависимости нет, то для автомобилей 4×2 — формулой № 12. Величину M_k находят по формуле № 13, а величину η_i — по формуле № 14. Причем к последней надо сделать некоторые замечания.

Как следует из скоростных характеристик для конкретного двигателя, величины N_i и G в общем случае зависят от частоты n вращения коленчатого вала двигателя и положения органа подачи топлива, причем каждому положению органа подачи топлива присущ свой характер изменения N_i и G в зависимости от n . Следовательно, в общем случае и величина η_i будет зависеть как от n , так и от положения органа подачи топлива, причем каждому положению последнего будет присущ свой характер изменения величины η_i от величины n_e . Это обстоятельство не позволяет выразить величину η_i в виде точной формулы. Поэтому речь может идти лишь о формуле приближенной. Например, для четырехтактных карбюраторных двигателей в качестве таковой может быть представлена формула № 15, полученная на основании данных, опубликованных Н.Я. Говорущенко.

Наконец, величина M_m представляет собой разницу индикаторного (M_i) и эффективного (M_e) моментов двигателя (формула № 16). Как следует из скоростных характеристик двигателя, M_i и M_e в общем случае зависят от частоты вращения коленчатого вала двигателя и положения органа подачи топлива, причем каждому положению органа подачи топлива присущ свой характер изменения M_i и M_e в зависимости от n_e . Следовательно, в общем случае и величина M_m будет зависеть как от частоты вращения вала двигателя, так и положения органа подачи топлива, причем каждому положению органа подачи топлива будет присущ свой характер изменения M_m в зависимости от n_e . Что затрудняет определение M_m . Однако задачу можно значительно упростить, если допустить, как это делается в теории двигателя, что зависимость $M_m = f(n_e)$ одинакова для всех положений органа подачи топлива, т. е. представляет собой прямую линию, поднимающуюся с ростом n_e . Иными словами, зависимость $M_m = f(n_e)$, полученная при каком-то одном положении органа подачи топлива, справедлива и для всех других возможных положений этого органа.

Такой подход иллюстрирует рис. 1, построенный для двигателя ЗИЛ-130 на основе кривой мощности механических потерь, приведенной в одной из публикаций В.Н. Иванова и В.И. Ерохова. Как видим, график зависимости $M_m = f(n_e)$ представляет собой прямую линию, которую в данном случае можно выразить формулой вида $M_m = 5,4 + 0,031n_e$. Если перейти к относительным единицам, то она будет иметь вид формулы № 17. И если допустить, что закономерность изменения величины $M_m = f(n_e)$ относится ко всем че-

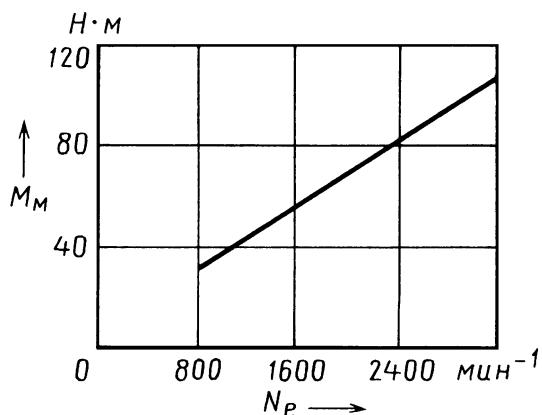


Рис. 1

тырехтактным карбюраторным двигателям, то формулу № 17 можно считать приемлемой и для других моделей двигателей этого класса.

Рассмотрим пример.

Пусть автомобиль ГАЗ-24 прошел маршрут на прямой передаче со скоростью 90 км/ч (25 м/с). Принимаем: $m = 1825$ кг; $\psi = 0,05$; $W_b = 0,55 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$; $i_{tp} = 4,1$; $r_k = 0,33$ м; $\rho = 0,74$ кг/л; $H_u = 11,64 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{кг}$; $N_{e_{max}} = 62,5 \text{ кВт}$; $N_{e_N} = 132,64 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $n_{e_N} = 4500 \text{ мин}^{-1}$. При движении на прямой передаче для трансмиссии можно считать, что $k = 0$; $l = 1$; $m = 3$. Необходимо определить Q_S .

Технология определения следующая.

1. По формуле № 10: $N_k = 31 \text{ кВт}$.
2. По формуле № 12: $M_g = 25,11 \text{ Н}\cdot\text{м}$.
3. По формуле № 13: $M_k = 409 \text{ Н}\cdot\text{м}$.
4. По формуле № 11: $\eta_{tp} = 0,88$.
5. По формуле № 15: $\eta_i = 0,32$.
6. По формуле № 7: $n_e = 2970 \text{ мин}^{-1}$.
7. По формуле № 17: $M_m = 28,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$.
8. По формуле № 6: $M_i = 113,27 \text{ Н}\cdot\text{м}$.
9. По формуле № 5: $\eta_M = 0,8$.
10. По формуле № 9: $Q_S = 0,18 \text{ л}/\text{км} = 18 \text{ л}/100 \text{ км}$.

Тот же результат дает и Формула № 4.

Как видим, обе формулы идентичны. Однако следует подчеркнуть, что с какой бы точностью не стремились определять величину Q_S путем применения величин η_i и η_M , в конечном счете правильность решения этой задачи должна подтверждаться выполнением непременного условия, выражаемого формулой № 1.

Следовательно, определять величину Q_S целесообразнее не с помощью величин η_i и η_{tp} , а путем непосредственного расчета величины G . Тогда по полученному значению этой величины для известной (заданной) скорости движения автомобиля можно легко рассчитать и величину Q_S в соответствии с формулой № 1.

И последнее. В статье, ранее опубликованной в журнале ("АП", 2002, № 7), автор предложил метод оценки расхода топлива автомобилем, основанный на непосредственном определении часового расхода топлива с помощью скоростных характеристик двигателя. Но как показал последующий анализ, задача по опре-

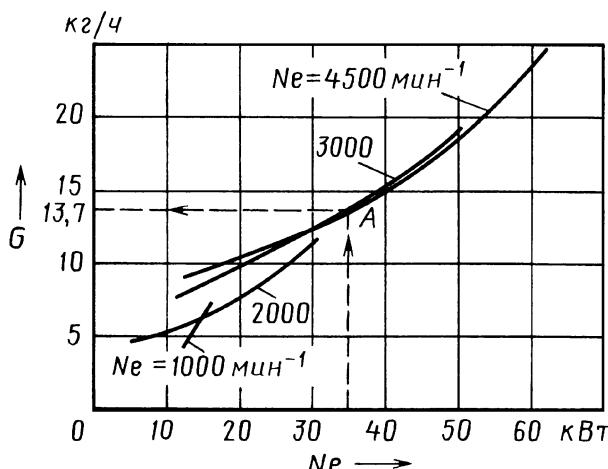


Рис. 2

делению G значительно упрощается, если вместо скоростных характеристик воспользоваться семейством нагрузочных характеристик, выраженных в виде зависимости $G = f(N_e)$ при различных, но постоянных для каждой характеристики значениях частоты вращения коленчатого вала двигателя. В доказательство приведем рис. 2, на котором показано семейство нагрузочных характеристик двигателя автомобиля ГАЗ-24, построенное путем сопоставления между собой скоростных характеристик для часового расхода топлива и для эффективной мощности двигателя, приведенных в той

же статье. Из рисунка видно: искомая величина G зависит исключительно от эффективной мощности N_e и частоты n_e вращения коленчатого вала двигателя, при которой реализуется данная мощность. При этом каждому значению n_e присущ свой характер изменения часового расхода топлива в зависимости от эффективной мощности двигателя.

Для еще большего подтверждения правомерности данного метода определения часового расхода топлива воспользуемся тем же примером, который был рассмотрен в опубликованной статье. В ней приведены такие исходные данные: $n_e \approx 3000 \text{ мин}^{-1}$; $N_e = 34,8 \text{ кВт}$. Пользуясь нагрузочной характеристикой для $n_e = 3000 \text{ мин}^{-1}$, определяем для $N_e = 34,8 \text{ кВт}$ величину G . Для этого из точки на оси " N_e ", соответствующей $N_e = 34,8 \text{ кВт}$, проведем линию, перпендикулярную данной оси, до встречи ее с кривой, соответствующей $n_e = 3000 \text{ мин}^{-1}$ (точка A). Затем из этой точки проведем линию, параллельную оси " N_e ". Точка ее пересечения с осью G и дает исковую величину: $G = 13,7 \text{ кг/ч}$. Если принять $v = 25 \text{ м/с}$; $\rho = 0,74 \text{ кг/л}$, то $Q_s = 0,2 \text{ л/км} = 20 \text{ л}/100 \text{ км}$. То есть результаты расчетов, выполненных аналитическим и графоаналитическим методами, очень близки (0,18 и 0,2 л/км). Однако аналитический метод более громоздкий и менее наглядный. Поэтому графоаналитический метод, основанный на применении семейства зависимостей $G = f(N_e)$, для быстрых расчетов можно считать более предпочтительным.



-факты

10-я Международная практическая конференция "Технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки" пройдет в Санкт-Петербурге 15–18 апреля 2008 г. Организаторы: Санкт-Петербургский государственный политехнический университет и НПФ "Плазмасентр" при поддержке Северо-Западного федерального центра и Комитета экономического развития, промышленной политики и торговли Санкт-Петербурга.

Цель конференции – определение конкретных путей экономии финансовых средств предприятий и бюджета, поддержания производственно-технического потенциала промышленных предприятий за счет эффективного применения прогрессивных технологий ремонта, восстановления и упрочнения.

На конференции будут рассмотрены производственно-технические проблемы предприятий промышленности и городского хозяйства, связанные с ремонтом, восстановлением и упрочнением машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки, опыт применения новых технологий ремонта и упрочнения, увеличивающих срок службы изделий в 2–10 раз при минимальных финансовых затратах, продемонстрировано современное технологическое оборудование для ремонта и упрочнения.

Основные направления предстоящей конференции: технологии диагностики и дефектации, майки и очистки, восстановление заданной геометрии, упрочнения и восстановления свойств поверхности, механической обработки нанесенных покрытий, окраски и консервации; масла, смазки, клеи и герметики; процессы трения и изнашивания, защита от коррозии, конструкционные и эксплуатационные методы повышения долговечности.

В рамках конференции будут проведены: школы-семинары: "Все методы повышения стойкости инструмента, штампов, пресс-форм и другой технологической оснастки" (основные механизмы износа и упрочнения, рациональный выбор материала

инструмента и технологической оснастки, виды, свойства и области применения износостойких покрытий на инструменте, новый процесс финишного плазменного упрочнения с нанесением алмазоподобного покрытия, способный за несколько минут обработки изделий многократно повысить их стойкость) и "Наплавка и напыление — выбор технологии, оборудования и материалов" (виды износа и повреждений деталей, преимущества и недостатки, технико-экономические показатели различных способов наплавки и напыления, отечественные и зарубежные фирмы-изготовители оборудования и материалов для наплавки и напыления). Более подробная информация о предстоящей конференции — на сайте www.plasmacentre.ru/conf.

Нельзя не отметить, что "Технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки" — традиционная ежегодная конференция, наиболее значимая и посещаемая в России среди подобных мероприятий. Так, число участников предыдущей, 9-й, конференции (Санкт-Петербург, апрель 2007 г.) составило 350 человек; более 25 периодических изданий стали ее информационными партнерами.

В работе приняли участие специалисты крупнейших российских промышленных предприятий, таких как, ГКНПЦ им. Хруничева, "Салют", "Иркут", "Пермские моторы", "Протон", "Красный Октябрь", "Уфимское агрегатное производственное объединение", ГАЗ, КамАЗ, Салаватский металлургический завод, "Камкабель", Уральский научно-технологический комплекс, Уральский электрохимический комбинат, Барнаульский патронный завод, Тульский патронный завод, Коломенский завод, "Электрохимприбор", "Салаватнефтегрингтез", "КуйбышевАзот", "Монди Бизнес Пейп", Челябинский трубопрокатный завод, "Трубодеталь" и многие другие. На конференцию приехали специалисты предприятий стран СНГ: с Украины — из Запорожья, Днепропетровска, Луганска и Мариуполя, с Беларусь — из Минска и Барановичей, с Казахстана — из Петропавловска и Степногорска.

На конференции было заслушано более 60 докладов. Среди выступивших — представители Москвы, Санкт-Петербурга, Екатеринбурга, Белгорода, Воронежа, Кирова, Волгограда, Нижнего Тагила, Твери, Ростова-на-Дону, Новосибирска, Тюмени, Уфы, Читы и др. Страны СНГ представляли докладчики из Кировограда, Луганска, Мариуполя, Минска, Кишинева и Еревана. Из дальнего зару-

бежья — из Нидерландов и Германии. Каждая организация, представившая доклад, была отмечена почетным дипломом, представителям промышленности выдавались свидетельства о повышении квалификации в области знаний технологий ремонта.

Материалы конференции изданы двухтомным сборником объемом 950 стр. В сборник вошли доклады специалистов России, Украины, Беларусь, Казахстана, Молдовы, Азербайджана и Армении. На конференции также распространялся диск с докладами всех предшествующих и настоящей конференций, начиная с 2001 г., проводимых НПФ "Плазмасентр" по данной тематике.

По традиции для участников конференции было организовано посещение промышленных участков по восстановлению и нанесению функциональных покрытий с использованием технологий газотермического напыления и наплавки. На выставочных площадях участникам конференции демонстрировалось новое поколение оборудования, разработанное специалистами НПФ "Плазмасентр" для финишного плазменного упрочнения инструмента и деталей технологической оснастки.

В рамках конференции проведена школа-семинар "Все методы повышения стойкости инструмента, штампов, пресс-форм и другой технологической оснастки", на которой рассказывалось практически обо всех известных в России и за рубежом технологиях упрочнения инструмента и оснастки, продемонстрирован в работе новый процесс финишного плазменного упрочнения с нанесением алмазоподобного покрытия, способный за несколько минут обработки изделий многократно повысить их стойкость. Во время работы школы-семинара производилось упрочнение привезенного слушателями инструмента и технологической оснастки.

Как видим, отличительная особенность проводимых конференций — их практическая направленность, возможность обмена опытом, нахождение исполнителей для внедрения новейших процессов ремонта, демонстрация и проведение вместе с участниками упрочнения и нанесения покрытий на изделия, привезенные на конференцию. Проведение подобных конференций в Санкт-Петербурге, который славится не только великолепием исторического облика, гостеприимностью и радушием, но и богатым научно-техническим потенциалом ученых и специалистов, работающих в области технологий ремонта, служит важным звеном для интеграции науки и производства.



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.113/.115.004.12

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПО ИХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ ПОКАЗАТЕЛЯМ

Канд. техн. наук В.Н. КОНОПЛЕВ

МГИУ

Заложенные при проектировании грузовых АТС потенциальные свойства, влияющие на их энергопотребление, в условиях серийного производства выдерживаются, к сожалению, далеко не всегда. Другими сло-

вами, налицо фактор неоднородности продукции. Причем фактор, являющийся случайной величиной. А ее желательно знать. Как для контроля качества производства, так и решения задач проектной эффективности — создания перспективных АТС с заданными свойствами. Кроме того, грузовые автомобили могут работать (и работают) как на жидким (бензин, дизельное топливо, сжиженный нефтяной газ, биотопливо), так и на газовом (сжатый природный газ) топливах. Поэтому их экономичность оценивают, как того требует ГОСТ 20306—90, в разных единицах — л/100 км, кг/100 км, м³/100 км соответственно. Однако такой подход не обеспечивает адекватного сравнения потребления энергии различными АТС. В связи с чем автор считает, что логичным был бы другой подход —

Таблица 1

№№ пп	Автомобили, поезда	Расход энергии, МДж/100 км, при скорости, км/ч						$Q_{\text{рец}}$, МДж/100 км	$Q_{\text{мец}}$, МДж/100 км	$Q_{\text{общ}}$, МДж/100 км
		30	40	50	60	70	80			
1	ЗИЛ-431410 (шины И-142Б)	724,9— —751,4	747,0— —773,5	791,2— —835,4	844,2— —914,9	937,0— —1021,0	1047,5— —1171,3	—	—	—
2	ЗИЛ-431410 (шины МИ-151)	782,3— —853,1	808,9— —875,2	979,6— —941,5	941,5— —1012,2	1052,0— —1105,0	1180,1— —1233,2	—	—	—
3	ЗИЛ-431410 + + ГКБ-817 (шины И-142Б)	861,9— —923,9	906,1— —976,8	968,0— —1038,7	1047,5— —1127,5	1171,3— —1029,9	—	—	—	—
4	ЗИЛ-431410 + + ГКБ-817 (шины МИ-151)	954,7— —1034,3	998,9— —1078,5	1074,1— —1153,6	1180,1— —1268,5	1317,2— —1427,7	—	—	—	—
5	КамАЗ-5320	658,8— —701,3	684,3— —735,3	739,5— —790,5	816,0— —875,5	922,3— —990,3	1062,5— —1156,0	—	—	—
6	КамАЗ-5320 + + ГКБ-8350	862,8— —896,8	879,8— —922,3	935,0— —977,5	1032,8— —1083,8	1168,8— —1236,8	1360,0— —1436,5	—	—	—
7	МАЗ-5335	603,5— —646,0	641,8— —675,8	701,3— —752,3	794,8— —845,5	918,0— —969,0	1062,5— —1130,5	—	—	—
8	МАЗ-5335 + + МАЗ-8926	879,5— —905,3	918,0— —86,0	998,8— —1083,8	1113,5— —1224,0	1296,3— —1440,8	1483,3— —1687,3	—	—	—
9	ЗИЛ-431610 бензин А-76	—	—	—	985,4— —1056,6	—	1213,3— —1270,7	1118,9— —1466,5	898,3— —933,3	947,9— —1179,5
10	ЗИЛ-431610 с $v_h =$ $= 6$ л (природный газ)	—	—	—	907,8— —1076,6	—	1111,1— —1235,7	—	—	—
11	ЗИЛ-431610 с $v_h =$ $= 6$ л (природный газ)	—	—	—	909,4— —989,0	—	1148,5— —1188,9	—	—	—
12	ЗИЛ-431810 (смесь пропан + бутан)	—	—	—	822,3— —952,5	—	1045,6— —1148,8	1260,2— —1542,6	868,1— —1206,5	1022,7— —1291,5

П р и м е ч а н и я: $Q_{\text{рец}}$ — расход топлива в режиме имитации городского ездового цикла; $Q_{\text{мец}}$ — расход топлива в режиме имитации магистрального ездового цикла; $Q_{\text{общ}} = K_1 Q_{\text{рец}} + K_2 Q_{\text{мец}}$; K_1 и $K_2 = 0 \div 10$.

тот, при котором энергопотребление АТС, работающих на разных топливах, оценивалось в МДж/100 км. И не только считает, но и провел с этой целью специальное исследование. В частности, сделал выборки серийных грузовых АТС по топливной экономичности, рассчитанной по методике ГОСТ 20306—90, и подвергнул их статистическому анализу. При этом проверка гипотезы о нормальности распределения выборок по критерию согласия (выборочные асимметрия A и эксцесс E) показала, что выборки удовлетворяют неравенствам $|A| < 3\sqrt{D(A)}$; $|E| < 5\sqrt{D(A)}$. То есть подтвердила, что они подчиняются нормальному закону распределения. Это хорошо видно из табл. 1, в которой даны 95 %-е доверительные интервалы оценок истинных значений энергетических показателей грузовых АТС (при расчетах величина низшей теплоты сгорания для бензина принималась равной 44,2 МДж/кг, для дизельного топлива — 42,5, смеси "пропан + бутан" — 46,1, природного газа — 47,7 МДж/кг).

Данное обстоятельство очень важно для практики. Зная закон распределения, можно перейти к нормированному распределению, т. е. определить вероятность появления случайной величины (значения показателя энергопотребления) в желаемых границах (области) изменений. Например, процент готовой продукции, соответствующей нормативам по энерго-

Таблица 2

Автомобиль	Тип двигателя, рабочий объем, л	Грузоподъемность, т	Полная масса, т	Ограничение по энергопотреблению, МДж/100 км	
				уровень Э1	уровень Э2
ЗИЛ Бортовой 4×2	Бензиновый; 6,0	6,0	10,50	932,6	822,1
		11,5	18,54	1197,8	1065,2
		5,2	10,05	1029,9	914,9
КамАЗ Бортовой 6×4 Бортовой 6×4 с прицепом Седельный тягач с полуприцепом	Дизель; 10,85	8,0	15,30	807,5	753,3
		16,0	26,80	1054,5	952,0
		14,2	25,90	1113,5	1015,8
МАЗ Бортовой 6×4 Бортовой 6×4 с прицепом	Дизель; 11,15	8,0	15,00	828,8	756,5
		16,0	27,00	1134,7	1011,5

Тип АТС	Степень соответствия выпускаемых АТС установленным ограничениям по энергопотреблению, %	
	Э1	Э2
Самосвал ЗИЛ-ММЗ-4502 (бензин А-76)	78,4	7,2
ЗИЛ-431410 (бензин А-76)	84,8	20,8
КамАЗ-5320 (дизельное топливо)	40	7,2
КамАЗ-5510 (дизельное топливо)	36,8	7,2
МАЗ-5335 (дизельное топливо)	24,0	4,8
КамАЗ-5320 + ГКБ-8350 (дизельное топливо)	43,2	4,8
ЗИЛ-130 + ГКБ-817 (бензин А-76)	92,8	34,4
МАЗ-5335 + МАЗ-8926 (дизельное топливо)	44,8	4,8
КамАЗ-5410 + ОДАЗ-9770 (дизельное топливо)	48,0	7,2

потреблению, которые действуют в тот или иной период времени. В частности, в табл. 2 даны условно обозначенные Э1 и Э2 нормативы, действовавшие на автозаводах ЗИЛ, КамАЗ, МАЗ в 1982 г. и в 1985 г. соответственно. При этом из таблицы видно, что допустимый уровень энергопотребления Э2 меньше Э1, т. е. более жесткий.

Расчет количества готовой продукции, отвечающей нормативам Э1 и Э2, который был выполнен с использованием статистического аппарата и методики, предложенной Н. Джонсоном и Ф. Лионом, дал результаты, приведенные в табл. 3. Все это говорит о том, что автозаводы фактически не выдерживалиими же самыми установленные нормативы по энергопотреблению выпусккой продукции. Даже, прямо скажем, очень мягким нормам Э1 соответствовали далеко не все АТС. Что же касается норм Э2, то здесь дела обстояли еще хуже, что, естественно, не могло не сказатьсь на конкурентоспособности отечественных АТС при переходе к рыночной экономике.

Таким образом, использование статистических методов и оценок истинных значений показателей энергетических свойств грузовых АТС в единицах энергии позволяет, во-первых, объективно определять процент готовой продукции, соответствующей установленным нормативам, в том числе и по энергопотреблению, т. е. контролировать качество продукции серийного производства; во-вторых, корректно устанавливать численные значения этих нормативов с учетом фактора неоднородности продукции; в-третьих, адекватно сравнивать энергопотребление грузовых автомобилей, работающих на различных видах топлива. И на основе этого разрабатывать меры по совершенствованию конструкций АТС, организации и технологии их производства. Иначе говоря, меры, отвечающие требованиям потребителей.

ДВС С ДИСКРЕТНЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ МОЩНОСТИ

Канд. техн. наук А.А. ГРАБОВСКИЙ

Пензенский ГУ

Анализ результатов многочисленных исследований работы транспортных ДВС в эксплуатации показывает: значительную часть своего ресурса они вырабатывают на трех видах режимов — переходных, неполных нагрузок и холостого хода.

Так, двигатели автомобилей средней грузоподъемности при эксплуатации в городе на режиме холостого хода работают ~20 % времени, а при нагрузке, соответствующей 80 % максимальной, — до 40 %; режим активного холостого хода для двигателей городских автобусов составляет 30 % общего времени их службы; двигатели тракторов Т-150К при нагрузке до 50 % работают ~40 % времени, столько же — при нагрузке 50–65 % и только 20 % — при нагрузке 70 % и выше.

Однако все названные режимы очень невыгодны с точки зрения удельного расхода топлива, поскольку ухудшается качество смесеобразования, возрастают относительные потери теплоты в охлаждающую жидкость и масло, температура которых, как правило, понижается. Кроме того, при работе ДВС на малых нагрузках увеличивается относительная доля затрат полезной мощности на преодоление механических сопротивлений, а при работе на холостом ходу вся развиваемая им мощность расходуется на преодоление трения, газообмен и привод вспомогательных механизмов. В результате удельный расход топлива при работе на малых нагрузках и холостом ходу оказывается в 1,5–5 раза выше, чем на режиме номинальной мощности.

Все сказанное специалистам давно и хорошо известно. Но они постоянно ищут способы снижения расхода топлива именно на этих режимах. И таких способов предложено уже достаточно много. Но наиболее эффективным сейчас, по мнению многих, считается отключение части цилиндров: у четырехтактных двигателей оно позволяет снизить удельный расход топлива на 20–30 %, что уменьшает среднесекундное потребление топлива на 1–5 %.

Известно несколько вариантов реализации данного способа. Например, в 1984–1985 гг. в НИЦИАМТе были испытаны два опытных образца АТС, первое из которых, выполненное на базе автомобиля ГАЗ-24 "Волга", имело модульную силовую установку, состоящую из двух последовательно соединенных между собой сцеплением двигателей ВАЗ-2101, а второе, на базе автомобиля ЗИЛ-130, — из двигателей рабочим объемом 6 и 3 л.

Второй вариант — восьмицилиндровый двигатель автомобиля "Мерседес-Бенц S500" с регулируемым впускным трубопроводом, тремя клапанами на цилиндр, одним распределительным валом в головке, роликовыми толкательями и системой отключения четырех из восьми цилиндров при работе с неполной нагрузкой. Его электронная система управления отключает второй и третий цилинды правого ряда, пятый и восьмой — левого ряда сразу же, как только он пере-

ходит на режим частичной нагрузки. Делается это путем отключения соответствующих впускных и выпускных клапанов и прекращения подачи топлива в данные цилиндры.

Как показывает анализ, обоим инвариантам присущ, к сожалению, один весьма существенный недостаток: одна половина (часть) цилиндров ДВС играет роль основной, а вторая — вспомогательной. Естественно, все элементы конструкции основной группы подвержены более интенсивному изнашиванию, чем элементы вспомогательной группы. Кроме того, если цилиндры отключаются за счет прекращения подачи топлива в них, то в этом случае неизбежно, даже при использовании общей рубашки охлаждения и запирания отработавших газов в полости отключенных цилиндров, снижение температуры отключенных цилиндров, поэтому их выход на "нормальный" режим функционирования, т. е. после подключения, требует дополнительных затрат топлива и времени. Если же часть цилиндров отключается за счет разрыва кинематической связи в половинах коленчатого вала, то такое техническое решение требует сложного кинематического звена, обеспечивающего не только кинематическую связь модулей ДВС, но и их синхронизацию.

Использование фрикционного сцепления для соединения модулей (отдельных двигателей) несколько упрощает реализацию идеи, которой занимается НАМИ, однако при прочих равных условиях и недостатках, указанных выше, все равно увеличивает время выхода дополнительного модуля на рабочий режим. Причина — потери на пробуксовку сцепления. Кроме того, при такой конструкции возникают сложности с заменой ведомых элементов при их изнашивании.

Наиболее рациональным и логичным способом устранения указанных недостатков, обеспечения стабилизации параметров функционирования (температурного режима, экономичности, уменьшения вредных выбросов, а также равномерности изнашивания деталей ЦПГ) многоцилиндровых, работающих как по двухтактному, так и по четырехтактному циклу дизелей, бензиновых ДВС с распределенным или непосредственным впрыскиванием, а также карбюраторных или с моновпрыском, думается, будет способ дискретного изменения мощности на средних и малых нагрузках, основанный на изменении порядка работы цилиндров ДВС. Например, в двухтактном ДВС с непарным числом цилиндров применен (пат. № 2146010, РФ) так называемый "растянутый" порядок работы, обеспечивающий поочередный пропуск срабатывания цилиндров в зависимости от требуемой мощности на каждом обороте коленчатого вала. Так, в трехцилиндровом ДВС с порядком работы "1—2—3" при переходе на 50 %-ю мощность порядок работы станет "1—0—3—0—2—0", а на режиме малого газа (холостого хода) или работе в буферном режиме с интегрированным мотор-генератором в гибридных или комбинированных силовых установках при переходе на 10–25 %-ю мощность — "1—0—0—2—0—0—3". В случае двухрядной звезды с шестью цилиндрами — соответственно "1, 1—0, 0—3, 3—0, 0—2, 2—0, 0" и "1, 1—0, 0—0, 0—2, 2—0, 0—0, 0—3, 3" ("0" — шаг пропуска между рабочими ходами, соответствующий 120° п. к. в.).

Аналогичные схемы могут быть применены для пяти-, семи-, 10- и 14-цилиндровых двигателей, работающих по двухтактному циклу, а также для ДВС с парным или непарным числом цилиндров, работающих по четырехтактному циклу.

Например, применительно к рядному четырехтактному ДВС с порядком работы "1—3—4—2" (табл. 1 и 2) при переходе на 40 %-ю мощность порядок работы будет "1—0—0—3—0—0—4—0—0—2", а на малом газе (режим холостого хода) — "1—0—0—0—0—3—0—0—0—4—0—0—0—2".

Однако могут быть и варианты: соответственно "1—0—0—2—0—0—4—0—0—3" и "1—0—0—0—0—2—0—0—0—4—0—0—0—3" ("0" — также шаг пропуска между рабочими ходами, не равный 90° п. к. в.).

Рядный шестицилиндровый четырехтактный ДВС с порядком работы "1—3—5—6—4—2" при переходе на 50 %-ю мощность требует изменения порядка работы на такой: "1—0—5—0—3—0—6—0—2—0—4". При этом если при 100 %-й мощности угол перекрытия тактов рабочего хода составлял 60°, то в данном случае необходимо смещение на 60° между тактами рабочего хода.

Переход на низшую, 10—25 %-ю, мощность возможен по двум вариантам: с порядком работы "1—0—0—0—0—3—0—0—0—0—5—0—0—0—0—6—0—0—0—0—4—0—0—0—0—2" и со смещением на 300° между тактами рабочего хода или с тем же порядком, но со смещением на 660°, где "0" — шаг пропуска между рабочими ходами, равный 60° п. к. в.

Таблица 1

Обороты коленчатого вала	Угол поворота коленчатого вала, град.	Цилиндры			
		1	2	3	4
Первый	0—180	Рабочий ход	Сжатие	Выпуск	Впуск
	180—360	Выпуск	Рабочий ход	Впуск	Сжатие
Второй	360—540	Впуск	Сжатие	Выпуск	Рабочий ход
	540—720	Сжатие	Рабочий ход	Впуск	Выпуск
Третий	0—180	Рабочий ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
	180—360	Выпуск	Впуск	Рабочий ход	Сжатие
Четвертый	360—540	Впуск	Сжатие	Выпуск	Рабочий ход
	540—720	Сжатие	Рабочий ход	Впуск	Выпуск
Пятый	0—180	Рабочий ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
	180—360	Выпуск	Впуск	Рабочий ход	Сжатие
Шестой	360—540	Впуск	Сжатие	Выпуск	Рабочий ход
	540—720	Сжатие	Рабочий ход	Впуск	Выпуск
Седьмой	0—180	Рабочий ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
	180—360	Выпуск	Впуск	Рабочий ход	Сжатие
Восьмой	360—540	Впуск	Сжатие	Выпуск	Рабочий ход
	540—720	Сжатие	Рабочий ход	Впуск	Выпуск

Обороты коленчатого вала	Угол поворота коленчатого вала, град.	Цилиндры			
		1	2	3	4
Первый	0—180	Рабочий ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
	180—360	Сжатие	Рабочий ход	Впуск	Выпуск
Второй	360—540	Рабочий ход	Впуск	Сжатие	Выпуск
	540—720	Выпуск	Сжатие	Рабочий ход	Впуск
Третий	0—180	Рабочий ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
	180—360	Сжатие	Рабочий ход	Впуск	Выпуск
Четвертый	360—540	Рабочий ход	Впуск	Сжатие	Выпуск
	540—720	Выпуск	Сжатие	Рабочий ход	Впуск
Пятый	0—180	Рабочий ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
	180—360	Сжатие	Рабочий ход	Впуск	Выпуск
Шестой	360—540	Рабочий ход	Впуск	Сжатие	Выпуск
	540—720	Выпуск	Сжатие	Рабочий ход	Впуск
Седьмой	0—180	Рабочий ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
	180—360	Сжатие	Рабочий ход	Впуск	Выпуск
Восьмой	360—540	Рабочий ход	Впуск	Сжатие	Выпуск
	540—720	Выпуск	Сжатие	Рабочий ход	Впуск

Как вариант исполнения применительно к шестицилиндровому рядному четырехтактному ДВС с порядком работы "1—5—3—6—2—4" при переходе на 50 %-ю мощность требуется порядок "1—0—3—0—5—0—6—0—4—0—2". При этом если при 100 %-й мощности угол перекрытия тактов рабочего хода составлял 60°, то при переходе на 50 %-ю мощность между тактами рабочего хода необходимо смещение, равное 60° п. к. в.

Переход на 10—25 %-ю мощность возможен также по двум вариантам: "1—0—0—0—0—5—0—0—0—0—3—0—0—0—0—6—0—0—0—0—2—0—0—0—0—4" и со смещением на 300° п. к. в. между тактами рабочего хода и с тем же порядком, но со смещением, равным 660° п. к. в.

Аналогичный способ дискретного изменения мощности можно применить для V-образных четырех-, шести-, восьми- и 12-цилиндровых ДВС, а также для W-образных двигателей, работающих как отдельно, так и в составе модульных силовых установок.

Таким образом, способ дискретного изменения мощности может быть использован для любого N -цилиндрового двигателя.

Реализовывать данный способ проще всего путем прекращения подачи топлива в отключаемые цилиндры, т. е. отключая соответствующие форсунки, секции ТНВД или распределительную втулку, а при карбюраторной системе топливоподачи — клапаны газораспределительного механизма. При этом клапаны ГРМ могут находиться в одном из следующих четырех положений: впускные клапаны отключаемых цилиндров открыты, что обеспечивает наддув воздуха в работающие цилиндры, но тогда снижаются насосные потери в отключаемых цилиндрах; впускные и выпускные клапаны отключаемых цилиндров закрыты, что снижает насосные потери в отключаемых цилиндрах за счет использования энергии разрежения; впускные и выпускные клапаны отключаемых цилиндров открыты (перекрытие клапанов), что уменьшает насосные потери в отключаемых цилиндрах и обеспечивает их дополнительную очистку от отработавших газов.

Но, в принципе, данный способ может быть несколько изменен. Например, в газораспределительный механизм ввести такие распределительные устройства, как лепестковые клапаны, золотниковые распределители и др.

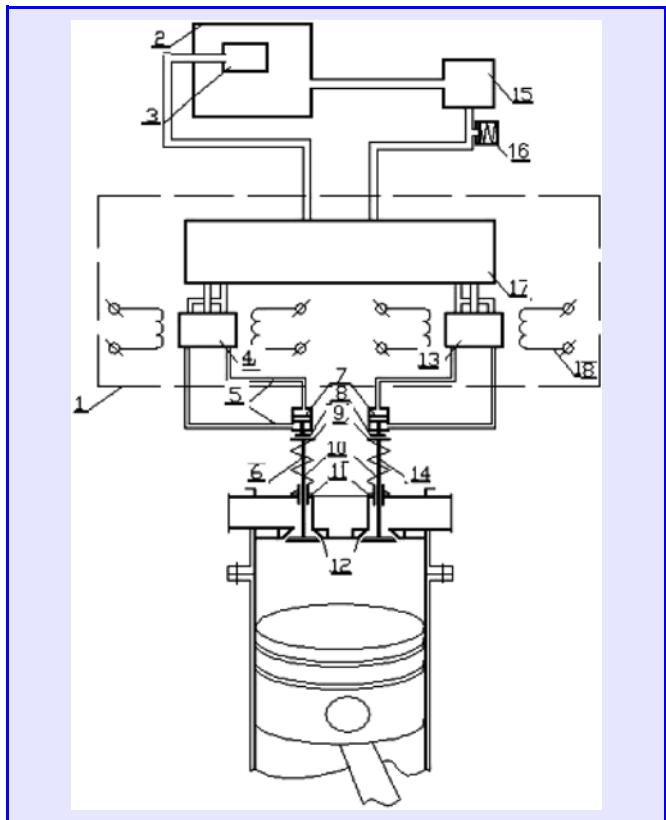


Рис. 1. Функциональная схема управляемого ГРМ:

1 — распределительное устройство; 2 — масляный бачок; 3 — масляный фильтр; 4 и 13 — трехпозиционные электромагнитные клапаны; 5 — трубопровод; 6 — впускной клапан; 7 — гидроцилиндр; 8 — толкатель; 9 — тарелка с сухарями; 10 — возвратная пружина клапана; 11 — направляющая втулка; 12 — седло клапана; 14 — выпускной клапан; 15 — масляный насос; 16 — аккумулятор давления; 17 — подводящее и отводящее устройство; 18 — электромагниты управления

Из сказанного следует: для реализации предлагаемого решения в составе ДВС необходим газораспределительный механизм с управляемым порядком срабатывания впускных и выпускных клапанов. Пример такого механизма, предназначенного для четырехтактного ДВС, приведен на рис. 1.

Как видно из рисунка, в его состав входят закрывающий механизм, состоящий из клапанов 6 и 14, седел 12, направляющих втулок 11, возвратных пружин 10, тарелок 9 с сухарями и обеспечивающий запирание рабочего тела в полости цилиндра и камере сгорания на тактах сжатия и рабочего хода; открывающий механизм, включающий исполнительный орган гидравлического, пневматического или электрического типа, который может быть выполнен в виде гидроцилиндра 7 одно- или двухстороннего действия, пневмокамеры или соленоида и способен воздействовать на закрывающий механизм через толкатель 8 или коромысло (рычаг), открывая впускной (впускные) или выпускной (выпускные) клапаны соответственно на такте впуска или выпуска или в момент их перекрытия (при этом не исключается возможность комбинации приводов); источник энергии, в качестве которого может выступать масляный насос 15, компрессор или источник электрического тока; устройство 1 распределения потоков мощности и управление рабочим телом; схема управления элементами ГРМ и системой топливопитания в составе микропроцессорной системы управления силовым агрегатом, обеспечивающая выработку управляющих сигналов управления распределительным устройством и дозирующими элементами системы топливопитания исходя из режимов и условий эксплуатации ДВС.

Традиционные типы механического привода клапанов ГРМ обеспечить попеременное отключение цилиндров не могут. Здесь нужен гибкий привод клапанов: именно он позволяет не только попеременно отключать цилиндры, но и оптимальным образом регулировать фазы газораспределения, изменять закон движения впускных и выпускных клапанов для каждого эксплуатационного режима работы ДВС. Причем в настоящее время уже существуют три разновидности конструкций такого привода — гидравлический, электромагнитный и электрогидравлический.

На первом останавливаешься смысла нет: он давно применяется для регулирования зазоров клапанов обычных механических ГРМ. Об электромагнитном тоже написано много. Но в нашем случае наибольший интерес представляет привод электрогидравлический, так как в нем сочетаются достоинства гидравлического и электромагнитного приводов. В частности, у него высокое быстродействие, необходимое для качественного протекания рабочего процесса (особенно быстроходных двигателей), малая масса возвратно-движущихся частей, возможность регулирования фаз газораспределения в широком диапазоне, увеличение размеров проходных сечений клапанов при неизменных фазах и т. д. Главное же, он позволяет за небольшой промежуток времени переходить в режим дискретного отбора мощности как при частичных нагрузках, так и на режиме малого газа.

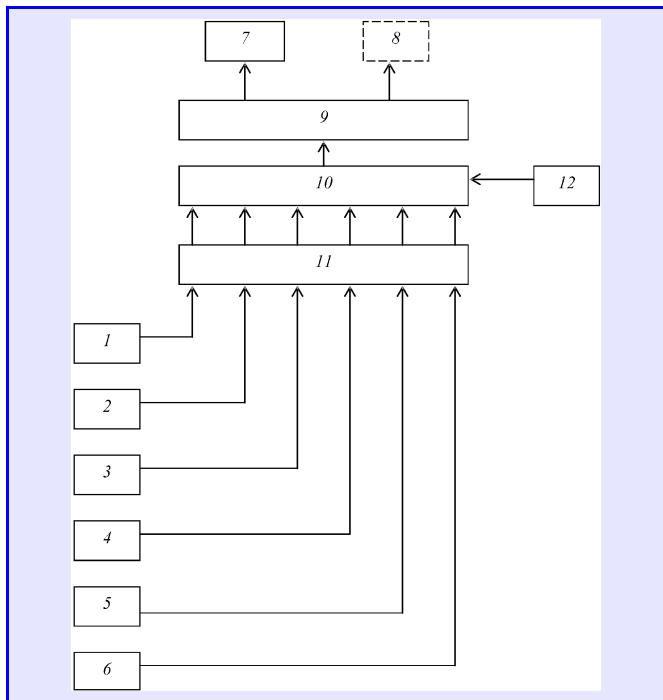


Рис. 2. Схема управления распределительным устройством и системой питания:

1 — датчик частоты вращения коленчатого вала; 2 — датчик положения коленчатого вала; 3 — датчик положения дроссельной заслонки; 4 — датчик массового расхода воздуха; 5 — датчик температуры системы охлаждения двигателя; 6 — датчик положения клапанов; 7 — распределительное устройство; 8 — элементы системы топливопитания; 9 — выходное согласующее устройство; 10 — микроконтроллер; 11 — входное согласующее устройство; 12 — блок формирования управляющих опорных сигналов

Схема управления элементами ГРМ и системы питания, находящаяся в составе микропроцессорной системы управления силовым агрегатом, должна, естественно, включать (рис. 2) микроконтроллер 10; входное согласующее устройство 11, которое обеспечивает согласование входа микроконтроллера с датчиками частоты вращения коленчатого вала (1), положения коленчатого вала (2), положения дроссельной заслонки (3), массового расхода воздуха (4), температуры системы охлаждения двигателя (5) и положения клапанов, (6); блоком 12 формирования управляющих опорных сигналов, выходное согласующее устройство 9, которое согласовывает выход микроконтроллера с входами исполнительных элементов распределительного устройства (см. рис. 1) и элементами системы топливопитания 8. Кроме того, схема управления в качестве основного опорного сигнала должна использовать информацию, о положении коленчатого вала и вырабатывать управляющие команды распределительному устройству 7 для привода в действие исполнительного органа открывающего механизма. Момент формирования опорного сигнала должен соответствовать максимально возможному углу упреждения открытия того или иного клапана (клапанов) на максимальных частотах вращения коленчатого вала, а устройство задержки системы управления — формировать величину задержки сигнала при переходе на более низкие частоты вращения этого вала и режим холостого хода

при тех или иных сочетаниях управляющих факторов. При этом не исключается возможность ручной подстройки величины задержки.

В схеме управления следует предусматривать устройство формирования длительности управляющих команд с возможностью их коррекции как в автоматическом, так и ручном режимах.

Для автоматического перехода на режим ступенчатого частичного отбора мощности в составе системы управления необходимо устройство сравнения, осуществляющее выработку команды на переход на основе сравнения трех параметров: частоты вращения коленчатого вала — с опорной частотой; величины разрежения во впускном коллекторе — с эталонной (оптимальной) его величиной; величины и знака углового ускорения вращения коленчатого вала — тоже с эталонными. Но этот переход может также осуществляться в ручном режиме по команде водителя.

Электрические сигналы команд обеспечивают срабатывание форсунок и подачу топлива в соответствующие "растянутому" порядку работы цилиндры синхронно с управляющими командами сигналов управления распределительным устройством.

Расчетно-аналитические исследования показали, что при переходе на 50 %-е и 10—25 %-е значения мощности меняется не только мощность, но и величина среднего индикаторного момента двигателя.

В частности, если суммарный крутящий момент четырехтактного двигателя ВАЗ при режиме 100 %-й мощности составляет 73,1 кН·м, то при 50 %-й он уменьшается в 2 раза — до 36,8 кН·м, при 25 %-й — до 16,5, а при 10 %-й — до 9,8 кН·м. (Максимальный суммарный момент его сопротивления на режиме холостого хода равен 4,33 кН·м.)

Таким образом, расчеты показывают, что при дискретном изменении мощности средний индикаторный момент двигателя пропорционален уменьшению номинальной мощности двигателя.

Для оценки степени равномерности индикаторного крутящего момента двигателя был определен коэффициент μ неравномерности крутящего момента на различных режимах работы двигателя. Оказалось, что при 100 %-й мощности он равен 2,79, при 50 %-й — 3,15, а при 25- и 10 %-й — 6,18.

При попеременном отключении цилиндров в цилиндре, находящемся в режиме пропуска, отсутствуют такты сжатия и рабочего хода. В результате максимальное значение крутящего момента возрастает.

Так, если при 100 %-й мощности $M_{kp_{max}} = 203,9$ кН·м, то при 50 %-й он составляет 344,2 кН·м, а при 10- и 25 %-й — 335,8 кН·м.

Таким образом, можно считать доказанным: гибкий привод — весьма эффективный метод повышения экономичности работы транспортных дизелей на режимах преимущественной эксплуатации. Важно также то, что у него есть и конструктивные преимущества. Это упрощение компоновки крышки цилиндра (головки блока), снижение динамических нагрузок, уровня шума и меньшая металлоемкость, повышение уровня автоматизации управления процессами функционирования двигателя за счет регулирования в требуемом

диапазоне фаз газораспределения и закона движения клапанов.

Эффект от использования предлагаемого технического решения состоит в том, что оно увеличивает производительность двигателя за счет уменьшения времени выхода на режим полной мощности, повышает экономические и экологические его показатели, а также надежность (за счет исключения дополнительных механизмов). Кроме того, данное решение для своей реализации требует более простого механизма

управления двигателем, который необходим лишь для прекращения подачи топлива в соответствующие цилиндры или для задания полной подачи топлива, а также реализации сигнала управления приводами открытия и закрытия клапанов. Использование же в качестве приводов клапанов электрических, гидравлических, электрогидравлических исполнительных элементов позволяет исключить из состава двигателя механический ГРМ, а следовательно, снизить потери на привод вспомогательных агрегатов.

УДК 621.43

ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ ДВС С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ ПРИ ИХ РАБОТЕ НА СМЕСИ "БЕНЗИН—ВОДОРОД"

Канд. техн. наук Л.Н. БОРТНИКОВ,
д-р техн. наук М.М. РУСАКОВ

Тольяттинский ГУ*

Водород, как известно, обладает исключительно высокими моторными свойствами, позволяет повысить экономичность двигателей и, одновременно, снизить токсичность их отработавших газов. Привлекателен он и тем, что его природные запасы практически неисчерпаемы.

Однако до настоящего времени сколь либо широкого применения в качестве моторного топлива водород не нашел. Потому, в частности, что до сих пор не разработана энергетически эффективная и экологичная технология его получения; чтобы обеспечить ДВС, работающему на углеводородном топливе, ту же литровую мощность, что и при работе на жидким нефтяном топливе, необходимы конструкторские изменения и доработки традиционных, апробированных опытом двигателей; отсутствуют зависимости и соотношения расчетного анализа показателей ДВС при работе на таком топливе. Поэтому сейчас наиболее перспективным представляется использование водорода в качестве добавок к углеводородным топливам, что дает возможность реализовать постепенный переход, по мере развития водородных технологий, ко все большему применению данного газа в качестве моторного топлива.

Тем более что даже незначительная его добавка весьма существенно, причем положительно, влияет на экономические и токсические показатели двигателя.

Но сказанное — лишь качественная сторона проблемы. Для инженерной же практики нужны методы определения рациональных (оптимальных) добавок водорода. А их, к сожалению, пока нет: результаты экспериментов, в достаточной степени удовлетворительно характеризующие возможный эффект, трудно

поддаются общению, поскольку к обычной многофакторности ДВС добавляется фактор переменности состава топлива, а следовательно, и его характеристик: пределов горения, мощностных и экономических составов, скоростей горения, оптимальных углов опережения зажигания, механических потерь и т. д. В принципе, традиционный подход к доводке ДВС в этом случае означает проведение бесконечного числа опытов при различных топливах, так как любая (например, в простейшем случае постоянная) добавка водорода к основному топливу позволяет рассматривать получаемую композицию как топливо, физико-химические свойства которого определяются конкретным соотношением компонентов.

По этим причинам, несмотря на большой экспериментальный и научный материал, доступный и технически адекватный метод расчета показателей ДВС, работающего на смеси "нефтяное топливо—водород", повторяем, отсутствует. В опубликованных работах анализируются эффекты влияния добавок водорода, но они не завершаются каким-либо расчетным методом, ограничиваясь приведением отдельных зависимостей. Известные же теоретические подходы, основанные на рассмотрении кинетических механизмов химических реакций в процессе сгорания таких смесей в воздухе, к расчету процессов сгорания чрезвычайно сложны, имеют недостаточную для практики точность и не ориентированы на ДВС.

Из всего сказанного понятно, почему авторы поставили перед собой двуединую задачу: на основе экспериментальных данных получить, во-первых, обобщенные зависимости, качественно и количественно верно отражающие процессы, которые происходят в цилиндре двигателя, работающего на смеси бензин—водород, и, во-вторых, разработать инженерную методику расчетной оценки экономических показателей ДВС для таких условий.

В качестве исходной точки при решении данной задачи было взято следующее хорошо всем известное обстоятельство: количество подведенной с топливом теплоты применительно к горению топливной смеси в цилиндре двигателя разного по соотношению бензина и водорода состава при равенстве совершающей работы, можно записать в виде формулы № 1 (см. таблицу), а из нее получить формулу № 2. При этом очевидно, что все входящие в формулу № 2 параметры могут быть определены из опыта. Тогда, приняв $G_n = \text{const}$, легко получить экспериментальную зависи-

* Работа выполнялась при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 06-08-00310).

смисть $\beta = f(\alpha)$ как регулировочную характеристику по составу смеси при постоянной мощности и оптимальных углах опережения зажигания. Что и было сделано на двигателе рабочим объемом 1,5 л и степенью сжатия $\varepsilon = 9,9$; при каждой из различных нагрузок и частот вращения коленчатого вала были сняты рабочие характеристики вплоть до предела устойчивого горения смеси, который определялся по возрастанию расхода бензина и углеводородов в продуктах сгорания. Затем полученные данные обрабатывались по формуле № 1, в результате чего получена (рис. 1) явно выраженная корреляционная зависимость $\beta = f(\alpha) \pm \Delta$, где Δ — абсолютная погрешность результатов измерений β , равная $0,05 \div 0,07$. Коэффициент α избытка воздуха определяли по формуле № 3, а исходная зависимость G_{60} от α аппроксимировалась полиномом второго порядка, по которому рассчитывался расход бензина, в том числе при значениях α , больших предела воспламенения.

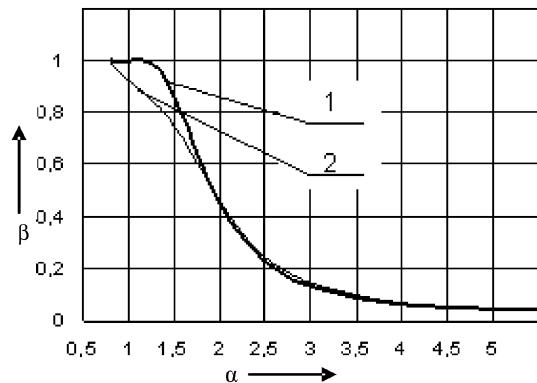


Рис. 1

Анализ распределения экспериментальных значений β позволил установить, что эффект добавки водорода зависит от режима работы двигателя.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\beta G_{60} H_{u6} = G_6 G_{u6} + G_H H_{uH}$	β — параметр, учитывающий повышение полноты сгорания бензина в присутствии водорода; G_{60} — расход бензина при отсутствии водорода в смеси; H_{u6} — низшая теплотворная способность бензина; G_6 — расход бензина; G_H — расход водорода; H_{uH} — низшая теплотворная способность водорода
2	$\beta = \frac{G_6 H_{u6} + G_H H_{uH}}{G_{60} H_{u6}} = \frac{G_6 + 2,73 G_H}{G_{60}}$	—
3	$\alpha = \frac{G_B}{G_6 l_{o6} + G_H l_{oH}}$	G_B — расход воздуха; l_{o6} и l_{oH} — коэффициенты стехиометрического соотношения бензина и водорода при горении их смеси в воздухе
4	$G_6 = \beta G_{60} - k G_H$	$k = H_{uH}/H_{u6}$
5	$\beta(\alpha) = 0,1036 - 0,221\alpha + 0,169\alpha^2 - 0,59\alpha^3 + 6,561\alpha^4 - 3,935\alpha^5 - 51,258\alpha^6 + 37,523\alpha^7 + 233,484\alpha^8 - 200,438\alpha^9 - 560,23\alpha^{10} + 537,805\alpha^{11} + 706,43\alpha^{12} - 729,439\alpha^{13} - 447,248\alpha^{14} + 485,326\alpha^{15} + 112,51\alpha^{16} - 126,514\alpha^{17}$	—
6	$\beta(\alpha) = 0,1133 - 0,238\alpha + 0,435\alpha^2 - 0,487\alpha^3 + 0,204\alpha^4 - 3,547\alpha^5 + 7,694\alpha^6 + 11,782\alpha^7 - 30,991\alpha^8 - 12,065\alpha^9 + 45,317\alpha^{10} + 3,522\alpha^{11} - 9,055\alpha^{12} + 0,528\alpha^{13} + 6,825\alpha^{14}$	—
7	$\alpha = 0,37\alpha_d - 1,22$	α_d — действительное значение коэффициента избытка воздуха
8	$\psi = \frac{G_H}{G_H + G_6}$	—
9	$G_6 = \frac{\beta G_{60}(1 - \psi)}{1 + 1,73\psi}; G_H = \frac{\beta\psi G_{60}}{1 + 1,73\psi}$	—
10	$G_H = \frac{\beta G_{60}}{2,73\psi}$	—
11	$\eta_e = \frac{N_e}{G_i H_{uT}} = \frac{N_e}{G_6 H_{u6} + G_H H_{uH}}$	—
12	$\eta_e = \frac{N_e}{\beta G_{60} H_{u6}}$	—

Так, для режимов, характеризуемых почти закрытой дроссельной заслонкой и $\alpha = 0,9 \div 1,5$, значения β группируются в нижней части полосы рассеивания (кривая 2 на рис. 1), а при более скоростных и нагрузочных режимах — в верхней (кривая 1). Причем между этими кривыми, как видно из рисунка, существует переходная область. И это нашло объяснение после повторных опытов и статистической обработки результатов измерений: все дело — в особенности влияния водорода на горение топливной смеси. На режимах с низкой степенью турбулентности топливного заряда, т. е. с малыми частотой вращения коленчатого вала и нагрузкой, водород действует как химически активная добавка, способствующая повышению полноты сгорания и, следовательно, получению отличающихся при одинаковых значениях α эффектов изменения расхода бензина. В результате при $\alpha = 0,8 \div 1,5$ появляется переходная область, в которой в зависимости от режима работы двигателя может иметь место различные значения β .

При $\alpha > 1,5$ экспериментальное рассеивание значений β связано только с погрешностями измерений, причем определено, что большее значение имеет погрешность определения α , что связано с крутизной изменения β и затрудненным, вследствие пологости регулировочной характеристики, определением минимума расхода бензина.

Аналогичные выводы могут быть сделаны из рассмотрения формулы № 4 для G_b , которую можно получить из формулы № 1.

Так, при постоянном расходе водорода расход бензина по регулировочной характеристике при постоянной мощности зависит от изменения β : чем меньше β , как это имеет место при $\alpha = 0,9 \div 1,5$, тем сильнее уменьшается G_b .

Из этой же формулы следует, что при $\beta = 1$, т. е. высоких частотах вращения коленчатого вала и нагрузках, водород замещает бензин пропорционально своей теплотворной способности.

Таким образом, полученная экспериментальная зависимость параметра β от коэффициента α избытка воздуха представляет собой устойчивую корреляционную связь, которую можно выразить через осредненные значения.

Результат такого осреднения экспериментальных данных по методу П.Л. Чебышева (формулы № 5 и 6) и приведен на рис. 1. Первая из этих формул описывает кривую 1, вторая — кривую 2. Причем коэффициент β в данных формулах определяется на интервале $\alpha = \pm 1$ по формуле № 7.

Наглядное представление об отмеченных выше особенностях зависимости β от α и G_H можно получить из рис. 2, на котором качественно (в виде поверхностей) показано изменение β от α и относительного количества ψ водорода в смеси, определявшегося по формуле № 8 при низких (рис. 2, а) и относительно высоких (рис. 2, б) частотах вращения коленчатого вала и нагрузке.

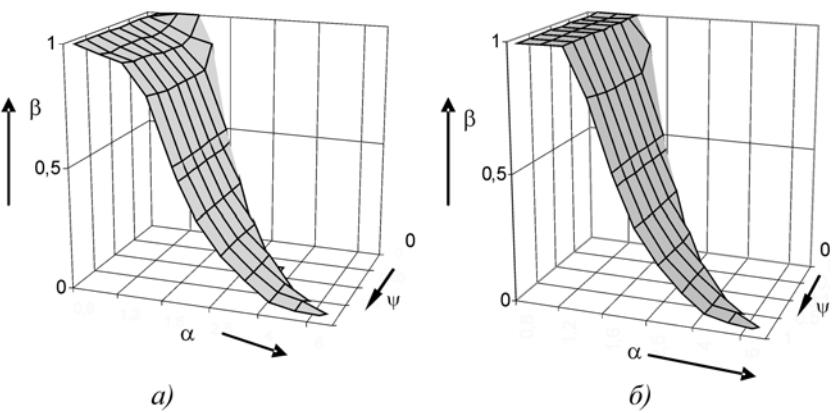


Рис. 2

Из рис. 2, б, например, видно, что при относительной высокой частоте вращения коленчатого вала и $\alpha = 0,8 \div 1,2$ величина β с изменением ψ остается постоянной и равной единице. С увеличением ψ и $\alpha > 1,2$ параметр β резко уменьшается, что ведет к снижению расхода бензина при одновременном расширении предела устойчивого горения смеси. При работе двигателя на низких частотах вращения коленчатого вала и нагрузке, т. е. с низкой турбулентностью заряда, β в области $\alpha = 0,9 \div 1,5$, наоборот, имеет сложный характер изменения.

Так, при постоянных α и $\psi = 0,03 \div 0,05$ в этом диапазоне наблюдается минимум параметра β с последующим его возрастанием по мере увеличения ψ до $\beta = 0,95$ при $\psi = 1$, что говорит о большей полноте сгорания водорода, чем бензина. Поэтому снижение расхода бензина в данном случае в основном определяется уменьшением β , а зависимость $\beta = f(\psi, \alpha)$ позволяет определить область малых добавок водорода величиной $\psi = 3 \div 5\%$ и физически определяем промотирующим действием водорода. В частности, расчеты показывают, что применение данного соотношения водорода и бензина на режимах, близких к полному закрытию дроссельной заслонки, в соответствии с формулой № 4, снижает расход водорода в 2—3 раза при одном и том же уменьшении расхода бензина.

Из формулы № 4 видно также, что расход бензина при постоянной мощности и добавках водорода характеризуется параметром β , расходом G_{bo} бензина по исходной регулировочной характеристике постоянной мощности, определяемой по стандартной процедуре ее снятия, и добавкой G_H водорода. В случае постоянно го G_H по формуле № 4 можно рассчитать текущий расход бензина. Однако в связи с тем, что данная формула не учитывает изменение пределов воспламенения смеси, формально для любого даже малого G_H , может получиться нулевой расход бензина, что из-за наличия для каждого состава топливной смеси предела устойчивого горения невозможно физически. Поэтому необходимо дополнительное условие, учитывающее изменение пределов горения смеси. И в качестве такого условия авторы приняли, как и А.И. Мищенко, занимавшегося данной проблемой, зависимость нижнего предела воспламенения от относительной массовой доли водорода, определяемую формулой № 8.

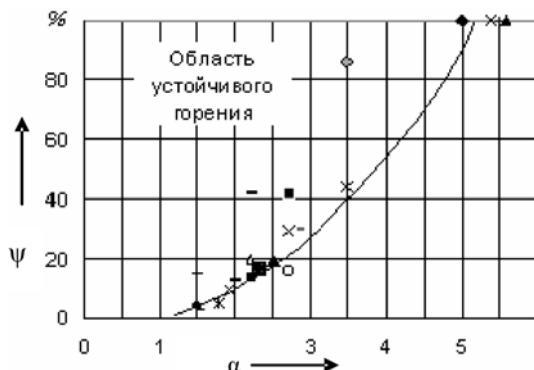


Рис. 3

Эта зависимость также содержит неизвестные G_b и G_H . Но так как на нижнем пределе воспламенения ψ имеет также однозначную зависимость от α , которая изображена на рис. 3 кривой, а результаты экспериментов обозначены точками, которые группируются вблизи данной кривой, что показывает удовлетворительное соответствие опытных данных, полученных в разных условиях. Следовательно, формулы № 2 и 8 образуют систему, имеющую единственное решение, удовлетворяющее условию работы ДВС на пределе устойчивого горения смеси.

УДК 629.03

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЙ БЕСКОНТАКТНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ КАК СРЕДСТВО ПОВЫШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

Д-р техн. наук Я.С. АГЕЙКИН, кандидаты техн. наук Н.С. ВОЛЬСКАЯ и А.В. СОЛОВЬЕВ, И.В. ЧИЧЕКИН

МГИУ

Как известно, даже лучшие современные колесные машины высокой проходимости в особо сложных условиях движения (периоды весенне-и осенней распутиц, снежная целина, слабые грунты и т. п.) ведут себя далеко не так, как хотелось бы потребителям. Например, исследования, проведенные СКБ ЗИЛ и МГИУ, показали: вероятность того, что автомобиль ЗИЛ-4906 весной сможет перемещаться по всей территории европейской части России, составляет ~84 %. Для автомобиля же ПЭУ-1Б она не превышает 67 %. Еще меньшая вероятность проходимости для плавающих машин в момент их выхода на берег.

Причина, ограничивающая возможность движения, для всех АТС одна — недостаточное сцепление колес с опорной поверхностью и, как следствие, недостаток тяги.

Отсюда напрашивается вывод: проблему можно решить, если колесную машину оснастить дополнительным движителем, тяга которого не зависит от свойств опасной поверхности. И такая возможность есть. Это авиационный ТРД, отслуживший срок службы на самолете. Подтверждением тому служат результаты экспериментального исследования автомобиля ПЭУ-1Б с установленным на нем реактивным двигателем АИ-25ТЛ.

Испытания, проведенные на грунте влажностью 83 %, состоящем из двух слоев — ракушечника (толщина слоя 0,25 м), покрытого илом (толщина слоя 0,35 м).

Так, установлено, что средняя глубина колеи у автомобиля, не оснащенного ТРД, составляет 22,1 см, а при установке ТРД снижается до 16,6 см, т. е. на 25 %. При этом мак-

В самом деле: обе функции зависят от α и определяют бедную границу устойчивого горения, знание которой представляет для практики наибольший интерес.

Отметим также, что формула № 8, как подтверждает рис. 3, не отражает снижения расхода бензина в случае добавки водорода при $\alpha < 1,2$ и, следовательно, не учитывает существа происходящих в этом диапазоне α процессов ни с количественной, ни с качественной стороны. Но система уравнений № 2 и 8, содержащая физический расход G_b бензина на произвольном режиме работы двигателя, позволяет определить количественный состав топливной композиции, т. е. потребные расходы водорода и бензина при постоянной мощности двигателя и организации процесса на нижнем пределе горения бензоводородовоздушной смеси (формулы № 9).

Анализ этих зависимостей показывает, что соотношение расходов бензина и водорода в топливной композиции на пределе устойчивого горения при работе двигателя зависит от законов изменения β , ψ и G_b . При этом β и ψ представляются обобщенными зависимостями от α , а G_b характеризует режим работы ДВС по регулировочной характеристике по составу смеси при постоянной мощности и оптимальных углах опережения зажигания.

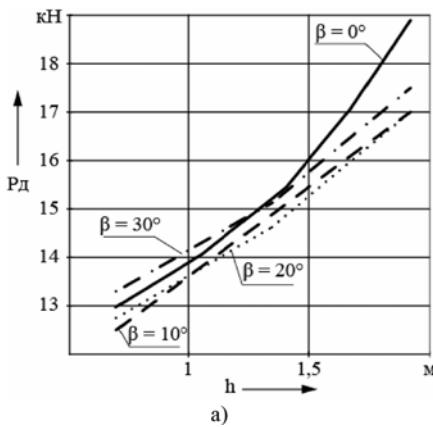
(Окончание следует.)

симальная скорость движения на данной опорной поверхности возрастает с 15 до 36 км/ч, т. е. в 2,4 раза.

У автомобиля "Урал-375Д" в тех же условиях глубина колеи оказалась равной 24,6 см, максимальная скорость движения — 11,3 км/ч.

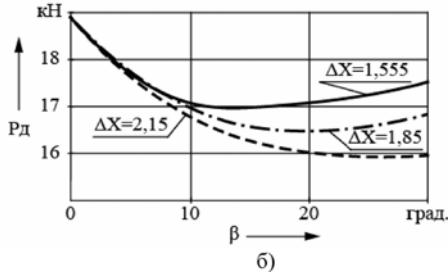
Таковы итоги. Но эксперименты позволили выявить, может быть, даже важнее с практической точки зрения и многие закономерности, обусловленные оснащением АТС дополнительным источником тяги. В частности, закономерности, позволяющие оценить влияние положения бесконтактного движителя по базе, высоте и направлению силы тяги ТРД на распределение нормальной нагрузки по колесам АТС и требуемую дополнительную силу тяги. Другими словами, эксперименты дали возможность разработать математическую модель движения колесной машины, дооснащенной ТРД.

Пример применения данной модели приведен на рис. 1 и 2. Расчет выполнен при следующих исходных данных: автомобиль — с колесной формулой 4×4; его полная масса — 5900 кг; эта масса по осям распределена равномерно; база автомобиля — 2,9 м; высота центра масс — 0,932 м; размерность колес — 16.00-20. Опор-

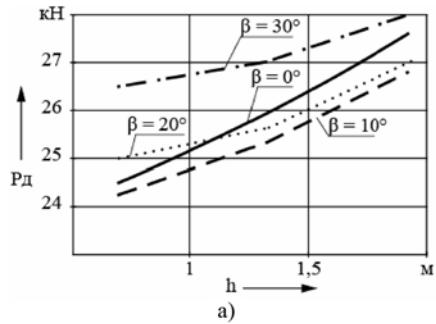


a)

Рис. 1. Зависимость требуемой дополнительной тяги от высоты h расположения ТРД и угла β наклона развиваемой им реактивной тяги (а) и от этого же угла и расстояния ΔX от центра масс ТРД (б) притолщине мягкого слоя, равной 0,7 м



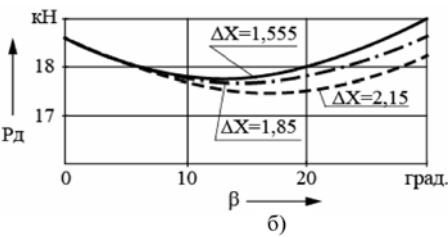
б)



а)

ная поверхность — суглинистый грунт влажностью 95 %, плотностью 950 кг/м³; толщина мягкого слоя — 0,7 м (см. рис. 1) и 0,3 м (см. рис. 2).

Рис. 2. Те же зависимости, что и на рис. 1, но при толщине мягкого слоя, равной 0,3 м



б)

Как видно, например, из рис. 1, а за счет установки ТРД требуемую дополнительную силу тяги можно уменьшить более чем на 30 %.

УДК 629.11.011.643

УСТРОЙСТВО, ИСКЛЮЧАЮЩЕЕ СКЛАДЫВАНИЕ ЗВЕНЬЕВ АВТОПОЕЗДА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Канд. техн. наук Е.В. СЛИВИНСКИЙ,
канд. физ.-мат. наук А.А. ЗАЙЦЕВ

Елецкий ГУ имени И.А. Бунина

Анализ конструкций серийных автопоездов показывает: все они, будь то седельные или прицепные, в режиме торможения склонны к складыванию, т. е. быстрому изменению взаимного расположения тягача и прицепного звена. В связи с чем в условиях эксплуатации часто возникают аварийные ситуации, которые влекут за собой не только значительные затраты на восстановление техники, но и травматизм людей, ставших участниками ДТП.

Чтобы устранить данный недостаток автопоездов, специалисты Елецкого ГУ разработали (RU2255018) специальное устройство, конструкция и работа которого рассматривается ниже на примере большегрузного седельного автопоезда МАЗ. Общий вид этого автопоезда сбоку, часть продольного его сечения по АА в месте сцепа тягача с полуприцепом показаны на рис. 1.

Как из него видно, автопоезд состоит из тягача 1, на раме 2 которого закреплено седельно-цепное устрой-

ство 3, связанное со шкворнем 11, который фиксируется замком 10 и имеет возможность перемещаться в продольном пазу 8 опорного листа 6 и рамы 5 полуприцепа 4.

Шкворень 11 с помощью шарнира 12 соединен с цилиндром 16, шток которого шарниром 18 закреплен на раме 5 полуприцепа. Цилиндр 16 трубопроводом 13 подключен к трубопроводу 15 питания тормозных камер 19 колес 7 полуприцепа. В пазу 8 между рамой 5 и шкворнем 11 установлена пружина сжатия 9.

Устройство работает следующим образом.

При движении автопоезда по стрелке *B* и резкому его торможении полуприцеп должен начинать складываться относительно тягача. Так, как это показано на рис. 2. Однако устройство противоскладывания не дает такой возможности. Как только водитель резко нажимает на педаль тормоза, полуприцеп окажет на тягач как продольное силовое воздействие инерционной силой P_u , так и угловое — моментом M , вызываемым, например, неравномерностью тормозных сил, обусловленных микропрофилем дороги, различиями давления воздуха в шинах и т. д. Но под действием силы P_u шкворень начнет перемещаться в пазу 8 по стрелке *C*, упруго деформируя пружину 9 и увлекая за собой по этой же стрелке цилиндр. Так как в трубопроводе 15 появляется давление воздуха (такой процесс торможения полуприцепа широко известен), воздействуя по

Важным вопросом в использовании дополнительного бесконтактного движителя является обеспечение оптимального взаимодействия двух движителей. И расчеты показывают, что наибольшая экономичность сдвоенной силовой установки получается при включении дополнительного движителя только тогда, когда колесный движитель работает на режиме предельной тяги.

В качестве задающего параметра можно использовать граничное значение коэффициента буксования. Для этого во время движения необходимо фиксировать реальную скорость АТС и угловую скорость одного из валов трансмиссии.

Таким образом, доказано, что разработанные математическая модель и методика расчета позволяют определять необходимую дополнительную силу тяги и параметры установки дополнительного движителя для конкретных условий ее использования.

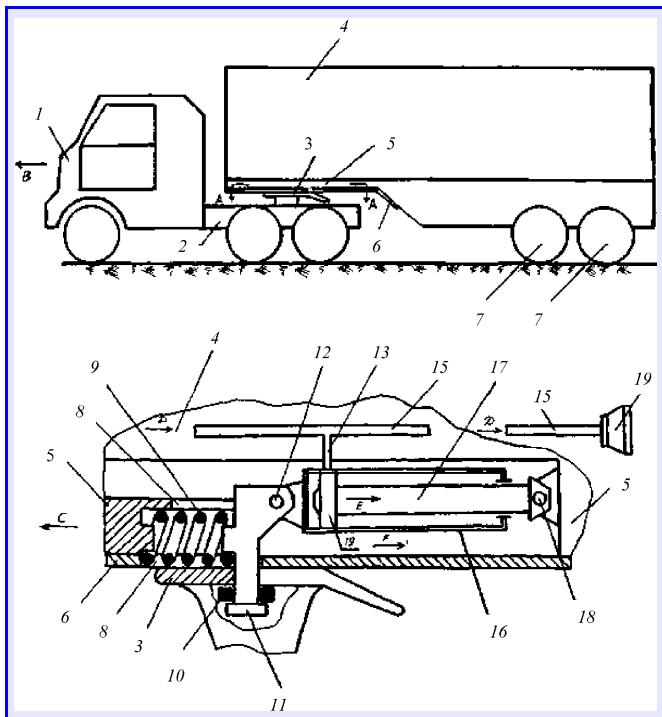


Рис. 1. Седельный автопоезд с противоскладывающим устройством:

1 — тягач; 2 — рама тягача; 3 — седельное устройство; 4 — полуприцеп; 5 — рама полуприцепа; 6 — опорный лист уступа рамы полуприцепа; 7 — колеса полуприцепа; 8 — продольный паз; 9 — пружина; 10 — замок шкворня; 11 — шкворень; 12 — шарнир шкворня; 13 — трубопровод; 14 — поршень; 15 — трубопровод тормозных камер прицепа; 16 — цилиндр; 17 — шток поршня; 18 — шарнир штока поршня; 19 — тормозные камеры колес прицепа

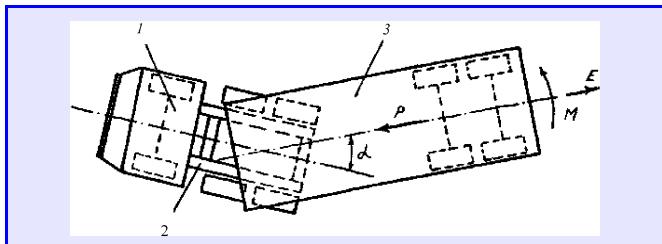


Рис. 2. Схема складывания автопоезда:
1 — тягач; 2 — рама тягача; 3 — полуприцеп

стрелке D (см. рис. 1) на тормозные камеры 19, а цилиндр 16 движется по стрелке C , то в определенный момент времени за счет неподвижности штока 17, а следовательно, и поршня 14, перекрытый последним трубопровод 13 сообщается с левой надпоршневой полостью цилиндра 16. В это время пружина 9 полностью сжата, из-за чего поршень 14 совместно со штоком 17 перемещается по стрелке E . Но так как шток 17 соединен с рамой 5 полуприцепа, то последний будет двигаться по той же стрелке.

Такое перемещение способствует "отходу" полуприцепа от тягача в сторону, противоположную движению автопоезда, что создаст условия для снижения момента M , так как колеса 7, заторможенные своими тормозными камерами 19, как бы "вытянут" автопоезд, а следовательно, угол поворота α полуприцепа относительно тягача существенно уменьшится.

Как только автопоезд снизит скорость движения и водитель снимет нагрузку с педали тормоза, трубопровод 15 соединится с атмосферой, и в левой полости цилиндра 16 давление исчезнет. Поэтому данный цилиндр начнет перемещаться под действием сжатой пружины 9 по стрелке F . А так как тормозные камеры 19 также соединились с атмосферой и колеса 7 оказались расторможены, то полуприцеп возвратится в исходное (перед торможением) положение.

Таковы идеи, заложенные в конструкцию рассматриваемого устройства. Чтобы рассчитать его основные кинематические и геометрические параметры, разработчики применили схему, которая представляет собой (рис. 3) двухмассовую систему, состоящую из масс полуприцепа (m_p) и тягача (m_t). Эти массы связаны между собой шкворнем с изгибной жесткостью C_{sp} , который, как сказано выше, расположен и может передвигаться в пазу опорного листа уступа рамы полуприцепа, и в то же время жестко присоединен к корпусу пневмоцилиндра. Последний с помощью упругой связи жесткостью C_{tp} связан с массой m_p , а его поршень шарнирно закреплен на массе m_t . К массе m_t приложены реакции связей P_p и P_t , действующие на шкворень в горизонтальной плоскости на высоте h_3 от плоскости дороги.

При торможении автопоезда к центру масс полуприцепа приложена инерционная сила P_i , а в зоне контакта колес с дорогой возникают силы трения P_f и торможения P_r . Центры O_p и O_t масс m_p и m_t расположены соответственно на высоте h_{up} и h_{ut} от поверхности дороги. Очевидно, что вертикальные реакции на колесах тягача (P_1) и колесах полуприцепа (P_2) можно определить из следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} P_1 = 0,5m_{up}g + \frac{h_{up}}{l}P_i - \frac{h_3}{l}(P_r - P_p) \\ P_2 = 0,5m_{ut}g + \frac{h_{ut}}{l}P_i + \frac{h_3}{l}(P_r - P_p). \end{cases}$$

Как видим, если $P_r = P_p = 0$, то их влияние на перераспределение нагрузок на колеса тягача и полуприцепа отсутствует; если же $P_r \neq P_p$ тогда и $P_i \neq 0$ (P_i может принимать как положительные, так и отрица-

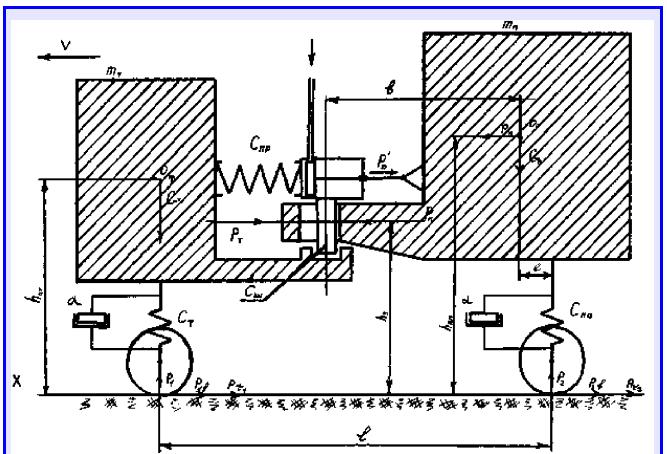


Рис. 3. Расчетная схема (модель) седельного автопоезда

тельные значения). То есть полуприцеп "накатываетсѧ" на тягач или происходит растяжка звеньев автопоезда. В то же время видно и то, что на такое перераспределение нагрузок существенное влияние оказывает величина $h_{\text{пп}}$ и отношение $h_{\text{пп}}/h_3$, причем чем это отношение больше, тем шире область перегрузок седельно-сцепного устройства тягача и его ведущих колес. Что, в общем-то, способствует блокированию задних колес тягача при торможении.

Чтобы учесть силы P_{τ} торможения автопоезда, спроектируем горизонтальные составляющие усилий на ось XX . Тогда уравнение его движения будет таким: $P_{\tau} - P_{\text{п}} = P_{\text{и}} - (P_1 f + P_2 f + P_{\tau_1} + P_{\tau_2})$. Откуда можно записать:

$$P_{\text{и}} = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{т}} + m_{\text{п}}} (P_1 f + P_2 f + P_{\tau_1} + P_{\tau_2}),$$

где f — коэффициент сопротивления качению колес; P_{τ_1} — тормозная сила на колесах тягача; P_{τ_2} — тормозная сила на колесах прицепа.

Определив силу $P_{\text{и}}$ инерции, можно подобрать необходимую жесткость пружины $C_{\text{пр}}$ и геометрические размеры пневмоцилиндра. Как это делается, рассмотрим на примере расчета параметров устройства, предназначенного для автопоезда в составе тягача МАЗ-6422 (полная масса 9500 кг) и полуприцепа-контейнеровоза МАЗ-8389 (полная масса 38 700 кг). При этом в качестве исходных примем данные из "Краткого автомобильного справочника", а именно:

$$h_{\text{пп}} = 1,2 \text{ м}; \quad h_{\text{шп}} = 1,8 \text{ м}; \quad e = 3,2 \text{ м};$$

$$P_1 = P_{1\text{п}} + P_{1\text{т}} = 144,2 + 23,9 = 168,1 \text{ кН (17,14 тс);}$$

$$P_2 = 235,44 \text{ кН (24 тс); } f = 0,02.$$

Предположим, что торможение автопоезда начинается со скорости 40 км/ч (такая скорость установлена ГОСТ 22895—77). При этом тормозные силы P_{τ_1} и P_{τ_2} соответственно будут равны $P_{\tau_1} = \varphi P_1 = 0,5 \cdot 168,1 = 84,05 \text{ кН (8,57 тс)}$ и $P_{\tau_2} = \varphi P_2 = 0,5 \cdot 235,44 = 117,72 \text{ кН (12 тс)}$, где φ — коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью, который принят равным 0,5 (сухой асфальтобетон). Тогда сила инерции $P_{\text{и}} = 167,7 \text{ кН (17,1 тс)}$. При такой $P_{\text{и}}$ замедление автопоезда будет

$$\text{равно } \frac{P_{\text{и}}}{m_{\text{т+п}}g} = -4,4 \text{ м/с}^2, \text{ а } S_{\text{т}} = \frac{t_{\text{cp}}v_0}{3,6} + \frac{v_0^2}{26a} = 15,15 \text{ м.}$$

(Здесь t_{cp} — время срабатывания тормозного привода (0,4—0,7) с; $v_0 = 0,8v = 0,8 \cdot 40 = 32 \text{ км/ч.}$)

Известно, что устойчивость движения автопоезда оценивают по величине критической скорости, кото-

рая, как показывает практика, в случае заноса полуприцепа при торможении достаточно низка и составляет в среднем $v_{\text{kp}} = 20 \div 25 \text{ км/ч}$. При торможении силы, действующие в плоскости дороги, велики и в то же время различны по величине на каждом из колес. Поэтому создается поворачивающий момент, который разворачивает полуприцеп на курсовой угол φ . Так как в нашем примере $v = 40 \text{ км/ч}$, то ясно, что потеря устойчивости при торможении автопоезда, не оснащенного рассмотренным выше устройством, вполне вероятна. И чтобы исключить складывание автопоезда, воспользуемся рекомендациями работы М.М. Щукина и выберем для прицепа $m_{\text{п}} = 38 700 \text{ кг}$ жесткость $C_{\text{пр}}$ пружины, которую обычно устанавливают в место сцепа тягачей, равной 15,7 кН (1600 кгс · см). Отсюда следует: при приложении силы $P_{\text{и}} = 167,7 \text{ кН (17 100 кгс)}$ к

$$\text{такой пружине она деформируется на } \Delta l = \frac{P_{\text{и}}}{C_{\text{пр}}} = 10,7 \text{ см.}$$

При наличии устройства на это же расстояние переместится его поршень. Он откроет отверстие в цилиндре для доступа сжатого воздуха из тормозной магистрали.

На поршне появится усилие P' : $P' = Sp = \frac{\pi d^2}{4} p = 15,7 \text{ кН (1,57 тс). (Здесь } d = 200 \text{ мм — диаметр поршня; } p — \text{ давление сжатого воздуха в тормозной магистрали, равное 0,5 МПа, или } 5 \text{ кгс/см}^2\text{.)}$

Данное усилие частично разгрузит пружину. Тем не менее на полуприцеп будет действовать суммарная сила, создаваемая не только поршнем, но и усилием сжатой пружины, которые и будут препятствовать накату полуприцепа на тягач и, следовательно, его складыванию.

Геометрические и другие характеристики пружины можно взять из соответствующих справочников. Например, в рассматриваемом примере была взята пружина из прутка диаметром 22 мм, наружным ее диаметром 160 и шагом витков 44 мм. Ее длина в свободном состоянии — 236 мм; жесткость — 9604 Н/мм (9,8 кгс/мм); рабочее усилие — 18 130,5 Н (1850 кгс); материал — сталь с $[t] = 736 \text{ МПа (75 кгс/мм}^2\text{)}$. Учитывая размеры пружины и ход поршня, длина корпуса пневмоцилиндра будет равной 350 мм.

Эксплуатационные возможности рассмотренного устройства можно расширить, выполнив пружину составной, части которой будут иметь различные жесткости и располагаться, например, друг за другом. Но для подбора рациональной их жесткости необходимы испытания натурных образцов в эксплуатационных условиях.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией
быстрее и удобнее с помощью электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

КОНЦЕПЦИЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ УСЛОВИЙ ОБТЕКАНИЯ АВТОМОБИЛЯ ВОЗДУШНЫМ ПОТОКОМ

Канд. техн. наук А.П. ПЕТРОВ, К.А. ПЕТРОВ

Курганский ГУ

Для нормальной работы системы охлаждения двигателя автомобиля нужно, чтобы определенное количество холодного воздуха проходило через радиатор и моторный отсек. Этот воздух подается двумя способами — вентилятором или за счет набегающего на автомобиль потока при его движении. Причем второй способ выгоднее первого: его КПД выше; он менее шумный. Тем не менее полностью избавиться от вентилятора не удается, поскольку на некоторых режимах напора встречного потока воздуха недостаточно или (например, при скорости движения, равной нулю) он вовсе отсутствует. На высоких же скоростях движения его доля, нагнетаемая набегающим потоком, достигает 80 %. Отсюда и массовое распространение электровентиляторов с автоматическим отключением привода.

Но обдув радиатора набегающим потоком тоже осуществляется не "бесплатно", т. е. на него тратится мощность двигателя (преодоление общего сопротивления автомобилем), поэтому специалисты все больше внимания уделяют проблеме снижения затрат этой мощности. В том числе за счет улучшения организации движения потока воздуха внутри воздушного тракта системы охлаждения, а также взаимодействия "внутренней" и "внешней" аэродинамики автомобиля.

Однако особых успехов здесь пока нет. Дело, если судить по публикациям в технической и научной литературе, сводится, по существу, к частному вопросу: в каком месте целесообразно располагать воздухозаборные и выпускные отверстия воздушной части системы охлаждения, чтобы обеспечить эффективную и экономичную ее работу. При этом авторы, как правило, рассматривают конкретные автомобили, приводят аргументы в пользу той или иной конструкции системы. Хотя такое сравнение абсолютно некорректно: разные автомобили имеют разную потребность в охлаждающем воздухе.

Очевидно, что для решения практических задач нужно знать общие закономерности. Чтобы их найти, хотя бы в самой общей формулировке, рассмотрим движение автомобиля на режиме максимальной скорости.

При таком режиме система охлаждения двигателя должна отвести от него весьма значительное количество теплоты. Для этого нужно обеспечить соответствующий расход охлаждающего воздуха через радиатор. В свою очередь, данный расход, как известно, зависит от двух факторов — напора воздуха, т. е. разности давлений перед воздухозаборным и выпускным отверстиями, и площади воздухозаборных отверстий. Причем основной из данных факторов — именно напор: он необходим для преодоления аэродинамического сопротивления воздушного тракта системы охлаждения. И только. Поэтому важно не то, где располагаются воздухозаборные и выпускные отверстия, а лишь одно: напор должен обеспечивать радиатору количество воздуха, достаточное для отвода избыточной теплоты из системы охлаждения двигателя. Другое дело, что на практике воздухозаборные отверстия обычно размещают на передней панели автомобиля, а выпускные — под моторным отсеком. Но это, повторяем, совершенно не обязательно (вспомним автомобили ЗАЗ с двигателями воздушного охлаждения). Хотя такая конструкция позволяет получить достаточно высокий напор, поскольку именно на передней панели наблюдается наибольшее торможение набегающего потока, т. е. давление, а в зоне выпускных отверстий — разрежение. Да и по компоновочным соображениям передняя часть моторного отсека — не самое плохое место для расположения радиатора и вентилятора. Получить же выигрыш за счет альтернативного размещения воздухозаборных и выпускных отверстий достаточно сложно. Хотя теоретически — вполне возможно. Достаточно создать воздушный тракт с меньшим,

чем у общепринятого сопротивлением. Но нужно учесть, что аэродинамическое сопротивление радиатора системы охлаждения современного автомобиля составляет большую часть сопротивления всего воздушного тракта. Так что придется или увеличивать размеры воздухозаборных отверстий, или принимать конструктивные меры для увеличения напора воздуха (скажем, ставить более мощный вентилятор).

Далее. Известно, что движение воздуха через внутреннее пространство автомобиля довольно сильно влияет на параметры "внешней" аэrodинамики автомобиля. В частности, использование набегающего потока для обдува радиатора системы охлаждения ведет к увеличению коэффициента C_x . Но оценивать количественно это влияние пока не научились.

Правда, в литературе часто встречается утверждение, что определить, как воздушный поток через воздушный тракт системы охлаждения влияет на C_x автомобиля можно путем сравнения значений этого коэффициента с открытым и закрытым воздушным трактом системы охлаждения. Более того, утверждается, что $C_{x_{закр}} < C_{x_{откр}}$, и отсюда делается вывод: данная разность есть плата за использование набегающего потока.

Есть и еще одна точка зрения: чтобы уменьшить долю аэродинамического сопротивления системы охлаждения в общем аэродинамическом сопротивлении автомобиля, нужно уменьшать аэродинамическое сопротивление самого воздушного тракта. Однако это, к сожалению, противоречит экспериментальным данным: когда мы закрываем проход воздуха через воздушный тракт, то коэффициент его аэродинамического сопротивления становится равным бесконечности. ($\epsilon = 2\Delta p/\rho v^2$, где Δp — разность давлений на входе и выходе воздушного потока, ρ — плотность воздуха, $v = 0$ — скорость воздуха). Но мысль о минимизации аэродинамического сопротивления тракта вполне логична с точки зрения использования вентилятора системы охлаждения.

Противоречия в публикациях имеют простое объяснение. Все дело в том, что каждый автомобиль, повторяя, имеет свои конструк-

тивные особенности. Формы кузовов, в том числе передней части, отличаются, зачастую принципиально, друг от друга; конструкции воздухозаборных отверстий и воздушного тракта системы охлаждения не похожи одна на другую. Естественно, каждый вариант сочетания этих элементов дает свой результат. Поэтому выявить закономерности обтекания не всегда удается даже в полнопрофильной аэродинамической трубе. И здесь, на наш взгляд, следует воспользоваться приемом, который давно и успешно применяют в авиации. Чтобы определить имеющийся для снижения аэродинамического сопротивления потенциал самолета или элементов его конструкции, сравнивают с телами, обладающими низкими значениями C_x . Например, с телами вращения.

В случае рассматриваемой проблемы "взаимодействие потока воздуха, протекающего внутри объекта и обтекающего его снаружи" разработали методику проведения численных экспериментов, основу которой составляет программный комплекс CFD (ANSYS/Flotran, STARS-CD или Cosmos FloWorks), предназначенный для выполнения расчетов в области аэро- и гидродинамики и в котором используется метод конеч-

ных элементов, а течение моделируется пространственными уравнениями Ньюте—Стокса для сжимаемых газов.

Комплекс, как известно, вполне адекватно моделирует процессы турбулентного движения воздуха во внутренних и внешних задачах. По результатам же расчетов всегда можно построить детальную картину течения, получить поле скоростей и давлений как во всей области, так и в любом пространственном сечении.

Чтобы исключить влияние вторичных факторов, автомобиль заменяется простейшими моделями, каждая из которых представляет собой цилиндр с закругленными краями длиной и диаметром, соответствующими (пропорциональными) длине и ширине автомобиля исследуемого класса.

Модели имеют внутренний осевой канал, который имитирует воздушный тракт системы охлаждения двигателя автомобиля. На передней их панели выполнено круглое воздухозаборное отверстие, площадь которого составляет 3,5–5 % площади миделя модели, что соответствует определенному классу автомобилей.

Воздухозаборные отверстия всех моделей исследуемой группы имеют одинаковый диаметр.

УДК 629.1.036

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КАЧЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА

Д-р техн. наук А.И. ШУТОВ, Н.А. ЗАГОРОДНИЙ

Белгородский ГТУ имени В.Г. Шухова

Чисто качественное поведение шины при движении автомобиля известно. Оно характеризуется (рис. 1) зоной *a* сжатия при набегании ши-

ны на опорную поверхность и зоной *b* растяжения при отрыве ее от этой поверхности. Но для практики нужны характеристики количественные. А поскольку аналитического описания этого поведения до сих пор нет, то параметры, характеризующие его, приходится получать экспериментально. Что долго и дорого. Да и результаты экспериментальных исследований высокой точностью, к сожалению, не отличаются.

Авторы попытались заполнить данный пробел в теории. Для чего задались двумя исходными предпосылками. Первая: колесо представили

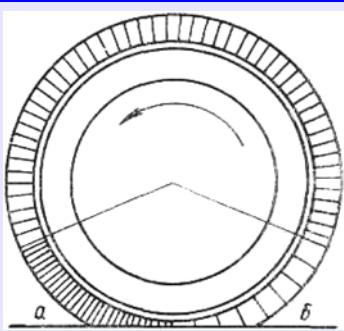


Рис. 1. Окружная деформация шины при передаче колесом крутящего момента:
a — зона сжатия; *b* — зона растяжения

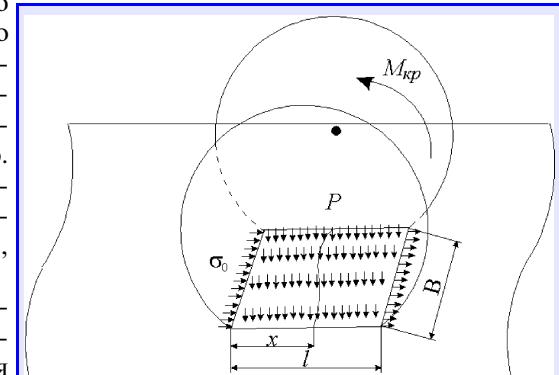


Рис. 2. Силовое воздействие на протектор в зоне пятна контакта

Аэродинамическое сопротивление внутреннего канала моделируется изменением сечения отверстия на задней панели моделей (выпускное отверстие).

Задавая разную форму передней части моделей, можно изменять их аэродинамическое сопротивление; изменения величину выпускного отверстия — задавать аэродинамическое сопротивление воздушного тракта в диапазоне сопротивления воздушных трактов систем охлаждения двигателей реальных автомобилей.

Главная цель численного эксперимента — определение механизма взаимодействия внутреннего и внешнего потоков, а также влияния внутреннего потока на аэродинамическое сопротивление автомобиля.

Выбор такой формы моделей и конструкции воздушного тракта основывается на предположении, что при заданном расходе воздуха через воздушный тракт влияние внутренних течений на аэродинамику автомобиля в основном зависит от формы передней его части, сопротивления воздушного тракта, формы и размеров воздухозаборных отверстий.

Такой подход упрощает технологию исследований, не снижая достоверности получаемых результатов.

эластичным кольцом шириной *B*, имитирующим протектор шины. Вторая: колесо опирается на горизонтальную площадку, создавая контактную зону (пятно контакта) длиной *l*. В пределах этой зоны действует (рис. 2) давление *p*, которое в первом приближении принимается постоянным.

Под действием крутящего момента M_{kp} (активный режим) в передней части пятна контакта в проп-

торе создаются сжимающие напряжения σ_0 , которые по мере удаления от данной зоны по координате x рано или поздно проходят "нулевую" точку и преобразуются в напряжения, растягивающие элементы протектора.

В передней части пятна контакта ($x = 0$) протектор будет иметь относительную деформацию, подсчитываемую по формуле № 1 (см. таблицу), а по мере удаления от этой точки по координате x относительная продольная деформация ε_0 будет соответствовать закону изменения $\sigma(x)$ и подчиняется закону Гука (формула № 2).

Будем считать, что $\sigma(x)$ имеет линейную зависимость от x (формула № 3). Тогда очевидно, что при $x = 0$ $\sigma(x) = -\sigma_0$, а при $x = l$ $\sigma(x) = +\sigma_0$. То есть в случае принятого допущения относительную деформацию дает формула № 4.

В зоне сцепления, где нет так называемого эластичного проскальзывания участков протектора по поверхности, тяговая сила на единицу длины контактной зоны, как правило, пропорциональна относительной деформации протектора. Значит, можно записать формулу № 5. Откуда получается формула № 6 для общей тяговой силы на участке контакта от 0 до x . Или, после интегрирования, — формула № 7.

Далее. Нормальное давление p колеса на опорную поверхность равно отношению нормальной силы F_z к площади пятна контакта, т. е. $p = F_z/Bl$. Поэтому можно воспользоваться следующим правилом: эластичное проскальзывание шины относительно поверхности будет отсутствовать, если тяговая сила в любой точке контактной зоны на единицу ее длины будет меньше удельной силы сцепления (силы сцепления на единицу длины). Но сила сцепления в нашем случае равна произведению $pB\phi$, где ϕ — коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью. Следовательно, можно записать формулу № 8.

Это означает, что если точка на расстоянии x от передней кромки пятна контакта лежит в зоне сцепления, то x должен быть меньше некоторого характеристического линейного размера l_h , определяющего длину зоны, в которой нет проскальзыва-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\varepsilon_0 = \frac{\sigma_0}{E}$	σ_0 — сжимающее напряжение в протекторе; E — модуль упругости материала протектора шины
2	$\varepsilon_0 = \frac{\sigma(x)}{E}$	—
3	$\sigma(x) = \sigma_0(2\frac{x}{l} - 1)$	l — длина зоны контакта шины с дорожной поверхностью
4	$\varepsilon(x) = \frac{\sigma_0}{E}(2\frac{x}{l} - 1)$	—
5	$\frac{dF_x}{dx} = k_t \varepsilon(x)$	k_t — тангенциальная жесткость шины
6	$\frac{dF_x}{dx} = k_t \frac{\sigma_0}{E}(2\frac{x}{l} - 1)$	—
7	$F_x = \int_0^x k_t \frac{\sigma_0}{E} \left(2\frac{x}{l} - 1\right) dx$	—
8	$\frac{dF_x}{dx} \leq pB\phi = k_t \frac{\sigma_0}{E} \left(2\frac{x}{l} - 1\right) \leq pB\phi$	—
9	$x \leq \frac{1}{2} \left(\frac{pB\phi E}{k_t} + 1 \right) = l_h$	ϕ — коэффициент сцепления колес с поверхностью покрытия; p — нормальное давление колеса на дорожную поверхность; B — ширина протектора шины; l_h — длина зоны, где нет проскальзывания между элементами шины и дорожной поверхностью
10	$\sigma_0 = \frac{F_{окр}}{B\delta} = \frac{M_{kp}}{rB\delta}$	$F_{окр}$ — окружная сила; r — радиус колеса, δ — толщина протектора
11	$M_{kp}^{max} = \frac{pB^2\phi Er\delta}{k_t} i$	i — число ведущих колес

ния между элементами протектора шины и опорной поверхностью.

Из формулы № 8 можно получить формулу № 9.

Предположим, что соотношение констант и переменных в этом выражении таково, что $pB\phi E/k_t \sigma_0 = 1$. Тогда $l_h = 1$, и эластичное проскальзывание в зоне пятна контакта отсутствует.

Поскольку константы ϕ , E , k_t и B заданы изначально параметрами дороги и шины, а p определяется конструкцией автомобиля в целом, единственной величиной, с помощью которой можно достигнуть такого результата, является σ_0 , непосредственно связанной с крутящим моментом M_{kp} , приложенным к ведущему колесу (формула № 10). Отсюда — частное использование формулы № 9 для вычисления предель-

ного значения крутящего момента при полном отсутствии эластичного скольжения, т. е. когда $l_h = 1$ (формула № 11). Например, для дорожной лаборатории КП-514 МП, оборудованной на базе автомобиля "ГАЗ-ГАЗель", при $i = 4$, давлении воздуха в шинах 0,27 МПа и оцененном предварительно отношением $E/k_t \approx 10$ искомые параметры составили: $p = 0,2488$ МПа, $B = 0,14$ м, $r = 0,325$ м, $\delta = 0,09$ м, $M_{kp}^{max} = 4,56$ кН·м. То есть M_{kp} получается на 23 % меньше значения крутящего момента на ведущих колесах в условиях полного буксования ($M_{kp_{букс}} = 5,616$ кН·м).

Считаем, что рассмотренная методика будет способствовать более грамотному описанию динамики автомобиля при его разгоне и торможении.

ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ: ОТ СТАТИКИ К ДИНАМИКЕ. ЭНЕРГЕТИКА КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Канд. техн. наук Е.И. БЛИНОВ, С.И. ИВАНОВ

МГУПИ

Учитывая, что колесные и гусеничные машины относятся к числу основных потребителей нефтяных топлив, исследование и количественная оценка их энергетики становится все более актуальной проблемой. И для ее решения, как показывает анализ, лучше всего воспользоваться законом сохранения энергии, записав его в форме энергетического баланса. Но при этом критически важно обладать достоверной и полной информацией об энергозатратах системы, и главное здесь — "не потерять" ни одной из них, что возможно, если энергетический баланс составляется исходя из принципа независимости расчета левой (вносимая энергия) и правой (затраты) его частей и учитывает максимально возможное число затратных составляющих, включая энергозатраты внутренних динамических связей. Дело в том, что обычно составляют не энергетический баланс, а энергетическое равенство, когда рассчитываются затратные, чаще всего топливные, составляющие, сумма которых объявляется расходом топлива двигателем. При таком подходе "потеря" какой-либо реально существующей, но не учтенной затратной составляющей формально не приводит к нарушению баланса. В частности, многие энергетические "балансы" не учитывают потери на буксование фрикционного сцепления и движителя, энергетику динамических связей подвески и т. д., но тем не менее "сходятся". Это противоречит закону сохранения энергии, что означает невозможность применения энергетических равенств для адекватной оценки энергозатрат колесных и гусеничных машин.

В связи со сказанным фундаментальным принципом составления энергетического баланса нужно считать следующий: правая и левая его части определяются независимо друг от друга. Тогда при "потере" какой-либо затратной составляющей баланс не сойдется, что, собственно, и отличает его от энергетических равенств.

Данное свойство энергетического баланса можно использовать при оценке адекватности модели машины, не прибегая к натурным испытаниям, важнейший недостаток которых состоит в том, что они подчас не позволяют выявить искомый параметр непосредственно. Причем это касается всех энергетических показателей — энергий, работ, мощностей и т. д. Попытка их расчета по результатам экспериментальной записи формирующих их параметров иногда чревата грубыми ошибками. Например, известно, что работу A_6 буксования фрикционного сцепления дает формула № 1 (табл. 1). При ее подсчете эксперимент сводится к фиксированию $\tau_{зам}$ в момент равенства $\dot{\alpha}_n u = \dot{\alpha}_d$, где u — передаточное число от вала ведомых частей сце-

пления до вала записи. И если угловая скорость $\dot{\alpha}_n$ записывается, как обычно, на полуоси, т. е. на самом удаленном от сцепления участке двигательно-трансмиссионной установки (ДТУ), то результат расчета A_6 вследствие неучета податливости трансмиссии завышается. В итоге искомая величина $\dot{\alpha}_n$ и, следовательно, $\tau_{зам}$ будут наблюдаться позже момента фактического замыкания сцепления по условию $\dot{\alpha}_{вм} = \dot{\alpha}_{вш}$. В частности, вычислительный эксперимент в отношении автомобиля МАЗ-5335 показал, что в случае принятых величин параметров ДТУ "блокирование" сцепления при записи угловой скорости на полуоси произошло бы через 2,8 с, а имеющее место фактически — через 0,64 с. То есть, неучет упругодемпифицирующих свойств внутренних связей дает ошибку в 437,5 %.

Каков же выход из создавшегося положения? Он — в разработке, во-первых, энергетической модели колесных и гусеничных машин как совокупности модели связанных колебаний масс динамических многозвездных пространственных систем ДТУ и подвески и, во-вторых, энергобаланса.

На первом из вопросов останавливаются нужды нет: он подробно рассмотрен в "АП", № 12, 2007 г. Что касается энергобаланса, то при прямолинейном движении машины, его, исходя из стандартной формулировки закона сохранения энергии ("полезная энергия E_Q сгоревшего топлива реализуется как работа A_{T_d} момента T_d , используемая на все виды затратных энергий, или работ, в ДТУ и подвеске") можно записать в виде формулы № 2, из структуры правой части которой видно, что первые четыре слагаемых представляют собой энергетику ведущей ветви ДТУ, следующие пять — ведомой, последние шесть — энергетику подвески.

Рассмотрим формирование составляющих данного уравнения баланса, учитывая, что в начальный момент времени все составляющие, кроме $T_{вш}$, Π_n и $\Pi_{ш}$ равны нулю.

Начнем с левой части, полезной энергии сгоревшего топлива. Ее, как известно, подсчитывают по формуле № 3. Входящее в нее значение Q , в свою очередь, дает формула № 4. Остальные параметры известны: H_u дизельного топлива равно 42 700 кДж/кг, бензина — 44 400 кДж/кг, индикаторный КПД дизеля — 0,38—0,50, двигателя с искровым зажиганием — 0,26—0,35. Отметим лишь, что в формуле используется индикаторный, а не эффективный КПД, так как баланс строится, начиная не от маховика, а от тех масс двигателя, которые непосредственно преобразуют давление газов в крутящий момент.

Энергия E_Q преобразуется в работу A_{T_d} крутящего момента ДВС, поэтому можно ожидать, что A_{T_d} , вычисляемая отдельно от E_Q как интегральная сумма по формуле № 5, будет равна (близка) значению E_Q , что является косвенным подтверждением корректности определения количества вносимой энергии.

Составляющие правой части формулы № 2, относящиеся к ДТУ, вычисляются по формулам № 6; работы A_6 , A_{t_a} и $A_{ш}$ — по формулам № 7.

На этапе буксования сцепления можно составить и локальные энергобалансы как ведущей (формула № 8), так и ведомой (формула № 9) ветвей ДТУ, где работа

№ формулы	Формула	Примечания
1	$A_6 = 0,5 T_{\text{д}}^{\max} \beta \dot{\alpha}_{\text{д}}^{xx} \tau_{\text{зам}}$	$T_{\text{д}}^{\max}$ — максимальный момент двигателя; β — коэффициент запаса; $\dot{\alpha}_{\text{д}}^{xx}$ — начальная угловая скорость; $\tau_{\text{зам}}$ — время замыкания (включения) сцепления
2	$E_Q = A_{T_{\text{д}}} = T_{\text{вщ}} + R_{\text{вщ}} + \Pi_{\text{вщ}} + A_6 + T_{\text{вм}} + R_{\text{вм}} + \Pi_{\text{вм}} + A_{T_{\text{а}}} + A_{\text{ш}} + T_{\text{к}} + T_{\text{hm}} + R_{\text{п}} + R_{\text{ш}} + \Pi_{\text{п}} + \Pi_{\text{ш}}$	T , R и Π — соответственно кинетические, диссипативные и потенциальные энергии всех масс и участков (ведущей ("вщ") и ведомой ("вм") ветвей ДТУ, корпуса ("к"), неподрессорных масс ("нм"), а также амортизаторов и упругих элементов подвески ("п") и шин ("ш"); $A_{\text{ш}}$ — работа буксования шин; $A_{T_{\text{а}}}$ — работа момента T_a сопротивления движению
3	$E_Q = Q H_u \eta_i$	Q — расход топлива; H_u — низшая теплотворная способность топлива; η_i — индикаторный КПД двигателя
4	$dQ/d\tau = T_{\text{д}} \dot{\alpha}_{\text{д}} g_e$	$g_e = f(\dot{\alpha}_{\text{д}}, h)$ — удельный расход топлива; $\dot{\alpha}_{\text{д}}$ — угловая скорость масс двигателя; h — положение органа подачи топлива
5	$A_{T_{\text{д}}} = \sum_{\tau_0}^{\tau_k} T_{\text{д}} \text{ср} \Delta \alpha_{\text{д}}$	τ_0 , τ_k — начальное и конечное время процесса; $T_{\text{д}} \text{ср}$ — среднеарифметическое значение крутящего момента двигателя за время $\Delta \tau \leq 0,001$ с; $\Delta \alpha_{\text{д}}$ — приращение угла поворота маховой массы двигателя за время $\Delta \tau$
6	$T = 0,5 J(\dot{\alpha}_k^2 - \dot{\alpha}_o^2)$ $R = 0,5 K(\dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2)^2$ $\Pi = 0,5 C(\alpha_1 - \alpha_2)^2$	1 и 2 — соответственно индексы ведущей и ведомой масс данного участка по ходу силового потока
7	$A_6 = \sum_{\tau_0}^{\tau_{\text{зам}}} T_{\phi \text{ср}} (\Delta \alpha_{\text{вщ}\phi} - \Delta \alpha_{\text{вм}\phi})$ $A_{T_{\text{а}}} = \sum_{\tau_0}^{\tau_k} T_{\text{а}\text{ср}} \Delta \alpha_{\text{а}}$ $A_{\text{ш}} = \sum_{\tau_0}^{\tau_k} T_{\text{сц}\text{ср}} (\Delta \alpha_{\text{ат}} - \Delta \alpha_{\text{ад}})$	"а", "φ" — индексы принадлежности (соответственно движителю и сцеплению); "т", "д" — теоретический (без буксования) и реальный углы поворота маховых масс
8	$A_{T_{\text{д}}} = T_{\text{вщ}} + R_{\text{вщ}} + \Pi_{\text{вщ}} + A_6 + A_{\text{тр}}$	—
9	$A_{\text{тр}} = T_{\text{вм}} + R_{\text{вм}} + \Pi_{\text{вм}} + A_{T_{\text{а}}} + A_{\text{ш}}$	—
10	$A_{\text{тр}} = \sum_{\tau_0}^{\tau_{\text{зам}}} T_{\phi \text{ср}} \Delta \alpha_{\text{вм}\phi}$	—
11	$A_{\text{п}} = \sum_{\tau_0}^{\tau_{\text{зам}}} T_{\phi \text{ср}} \Delta \alpha_{\text{вщ}\phi}$	—
12	$T_{\text{к}} = 0,5 (J_{ky} \dot{\gamma}^2 + J_{kx} \dot{\alpha}_k^2 + m_k \dot{Z}^2)$	J_{ky} , J_{kx} — моменты инерции относительно поперечной и продольной осей машины, проходящих через центр ее масс; $\dot{\gamma}_k$, $\dot{\alpha}_k$ — углы поворота корпуса вокруг тех же осей; Z — вертикальное перемещение центра масс корпуса
13	$T_{\text{к}} = 0,5 [\sum_{i=1}^n J_{Mx_i} \dot{\alpha}_{M_i}^2 + m_{M_i} (\dot{\xi}_i - \dot{q}_i)^2]$	J_{Mx_i} — момент инерции моста относительно оси X ; $\dot{\alpha}_M$ — угол поворота корпуса вокруг этой же оси; $\dot{\xi}_i$ — вертикальное перемещение моста; q_i — высота неровности дороги
14	$T_{\text{hm}} = 0,5 \sum_{i=1}^n m_{i_{l,n}} (\dot{\xi}_{i_{l,n}} - \dot{q}_{i_{l,n}})^2$	m_i — неподрессорные массы; $\dot{\xi}_i$ — их вертикальное перемещение; "л", "п" — индексы принадлежности к левому и правому борту машины
15	$R_{\text{п}} = 0,5 \sum_{i=1}^n K_{pi_{l,n}} (\dot{Z}_{Ai_{l,n}} - \dot{\xi}_{Bi_{l,n}})^2$ $R_{\text{ш}} = 0,5 \sum_{i=1}^n K_{wi_{l,n}} (\dot{\xi}_{Bi_{l,n}} - \dot{q}_{i_{l,n}})^2$ $\Pi_{\text{п}} = 0,5 \sum_{i=1}^n C_{pi_{l,n}} [(Z_{Ai_{l,n}} - Z_{Aio_{l,n}}) - (\dot{\xi}_{Bi_{l,n}} - \dot{\xi}_{Bio_{l,n}})]^2$ $\Pi_{\text{ш}} = 0,5 \sum_{i=1}^n C_{wi_{l,n}} [(\dot{\xi}_{Bi_{l,n}} - \dot{\xi}_{Bio_{l,n}}) - (q_{i_{l,n}} - q_{io_{l,n}})]^2$	$K_{pi_{l,n}}$ и $C_{wi_{l,n}}$ — параметры для неэластичных колес

трения соответствует формуле № 10. Сложив A_6 и A_{tp} , получим полную (A_n) работу момента сил трения (формула № 11). При этом следует иметь в виду, что формулы для A_6 , A_{tp} и A_n справедливы для любых фрикционных устройств.

Далее энергопотери в подвеске и шинах. Колебания масс подвески сопровождаются затратами следующих видов энергии: кинетической, которой обладают корпус массой m_k и неподрессоренные массы m_{M_i} ($i = 1, \dots, n$, где n — число осей); диссипативной, которая теряется в демпфирующих элементах подвески и шинах; потенциальной, запасаемой в упругих элементах подвески и шинах.

Кинетическая энергия T_k корпуса подсчитывается по формуле № 12, энергия неподрессоренных масс при мостовой схеме — по формуле № 13, а при независимой подвеске — по формуле № 14.

Диссипативная (R_n , R_{sh}) и потенциальная (Π_n , Π_{sh}) энергии подвески и шин определяются разностью скоростей и перемещений точек A корпуса и B мостов, "привязанных" к независимым координатам, а также скоростью и перемещением колеса по неровности (формулы № 15). Входящие в данные формулы параметры $K_{sh_{i,n,p}}$ и $C_{sh_{i,l,p}}$ для неэластичных колес следует принимать равными нулю; точка A — точка корпуса, находящаяся над колесом; точка B — точка моста, совпадающая с центром масс колеса, а в безмостовой схеме — центр масс колеса. В формулах для Π_n и Π_{sh} индекс "0" соответствует величине параметра при времени $\tau = 0$.

Теперь об использовании энергетической модели (баланса) колесных и гусеничных машин. Она позволяет исследовать систему "человек—машина—среда" (управляющие действия водителя; конструктивные параметры машин; параметры, формирующие внеш-

ние нагрузки) и, учитывая, что других групп параметров не существует, баланс можно считать энергетической моделью рассматриваемых машин.

Результаты таких исследований, фактически реализуемых как оптимизационные, сведены в табл. 2, где представлены доминирующие, т. е. характерные для разных машин, тенденции. При этом в целях общности выводов использовались данные расчетов четырех объектов — автомобиля ВАЗ-1111 "Ока" полной массы (m_a) 970 кг; автомобиля 6×6 при $m_a = 7500$ кг; автомобиля МАЗ-5335 ($m_a = 14\,950$ кг) и гусеничной машины ($m_g = 13\,000$ кг).

Символы ячеек означают следующее. Знак "+" ("−") показывает, что увеличенная (уменьшенная) величина p^* доставляет критерию K_o^* оптимумы с выигрышем в качестве не более 5 % по сравнению со штатным $K_o^{шт}$ (надстрочные индексы "*" и "шт" означают принадлежность к оптимальному и штатному значениям), символ "++" или "--" — что более, чем на 5 %; строчный символ "шт" — что $K_o^* \approx K_o^{шт}$; символ "(вл)" — что оптимум доставляется только одним (влияющим элементом данного массива; символ "±" — сложную зависимость $K_o = f(p)$, при которой величины отдельных элементов массива для достижения минимакса надо увеличивать, а других — уменьшать.

В последних трех строках таблицы приведены результаты оптимизации по критериям, не имеющим прямого отношения к энергетике — максимуму пройденного пути S (разгонная динамика), а также моментам $T_{уд}$ упругодемпфирующих сил на участках ДТУ в ведущей и ведомой ветвях, характеризующим силовую нагруженность ДТУ (в связи с этим в ячейках зависимостей $T_{уд} = f(u)$, кроме рассмотренных, указан символ "∧", означающий, что условно раздел между ведущей и

Таблица 2

Критерий (K_o) оптимизации	Оптимизируемый параметр (p)														
	r	τ_n	m_a	α_{Δ}^{xx}	β	$J_{\Sigma ВЩ}$	$J_{\Sigma BM}$	$C_{\Sigma ВЩ}$	$C_{\Sigma BM}$	$K_{\Sigma ВЩ}$	$K_{\Sigma BM}$	$u_{пв}$	u_o	u_p	$u_{кп}$
$A_{T_d}^{\min}$	--	-	--	+	+	-	-	шт	++ (вл)	±	±	++	++	++	++
Q^{\min}	--	-	--	+	+	-- (вл)	-	шт	++ (вл)	±	±	++	++	++	++
A_6^{\min}	-	--	-	--	++	++ (вл)	-- (вл)	шт	-- (вл)	±	±	++	+	+	++
A_{sh}^{\min}	++	++	++	--	--	--	±	+	++ (вл)	+	±	--	--	--	--
S^{\max}	++	-	--	+	+	+	-	шт	-- (вл)	±	±	--	--	--	--
$(T_{уд\Sigma ВЩ}^{\max})^{\min}$	шт	шт	шт	++	шт	++ (вл)	-- (вл)	-- (вл)	-- (вл)	+	шт	++^	++^	++^	++^
$(T_{уд\Sigma BM}^{\max})^{\min}$	--	шт	--	шт	шт	±	±	±	-- (вл)	±	шт	--^	--^	--^	--^

П р и м е ч а н и я.

1. Обозначения оптимизируемых параметров, кроме объясненных ранее: r — радиус ведущего колеса; τ_n — время нарастания момента сил трения в линеаризованной характеристике фрикционного сцепления до максимума; u — передаточные числа пары промежуточного вала "пв", главной передачи "0", колесного редуктора "р", в коробке передач "кп".

2. Оптимизация по критериям A_6 , A_{sh} , $T_{уд}$ производилась только на первой передаче в коробке передач.

3. Значение коэффициента расширения оптимизационного интервала равно 0,2.

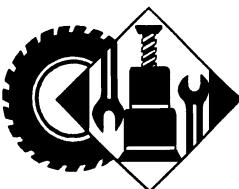
ведомой ветвями проходит через данную пару). В то же время эти критерии замыкают логический круг оптимизационных расчетов по важнейшим качествам колесных и гусеничных машин — энергетике, разгонной динамике (что эквивалентно повышению средней скорости движения или производительности) и нагруженности ДТУ.

В индексах некоторых p и K_o выведен знак " Σ ", указывающий тенденцию для всех элементов ведущей ("вш") и ведомой ("вм") ветви ДТУ (фактически оптимизация проводилась для каждого элемента массива p в отношении каждого элемента массива K_o). В этом случае число масс и участников ДТУ при построении таблицы (например, для МАЗ-5335) равно соответственно 14 и 12. Тогда число оптимизируемых параметров достигает 47, а критерий оптимизации — 16. Отсюда: только для этой машины данные таблицы в виде принятых символов отражают ($47 \times 16 = 752$) зависимости (для ВАЗ-1111, автомобиля 6×6 и гусеничной машины это число несколько меньше вследствие более простой структуры плоскостной схемы ДТУ). Учитывая столь значительный объем обработанных зависимостей, можно сказать, что таблица содержит сведения, отражающие многие тенденции.

Кроме целей оптимизационного анализа, уравнение энергетического баланса может быть использовано для оценки адекватности модели. Например, известно, что механический КПД силового привода для всего класса "жестких" моделей является основной ха-

рактеристикой энергопотерь. Однако их природа и влияющие на КПД факторы остаются "за кадром", а КПД уподобляется "черному ящику". Наличие в модели демпфирующих связей лишает КПД доминирующего положения, поскольку диссипативная энергия является физическим аналогом КПД. Расчеты показали, что при введении в модель $\eta_{tr} = 0,9$ расхождение энергетического баланса исследованных машин в среднем увеличивается в 25 раз. Это говорит о том, что некорректная с энергетической точки зрения связь с уравнением баланса в виде формулы № 2 может быть "отбракована". Еще более важно, что учет диссипативных связей открывает "черный ящик", поскольку позволяет изучить влияние изменения любых параметров машины на величину диссипативной энергии и, следовательно, оптимизировать ее по критерию минимума.

Таким образом, энергетическая модель колесных и гусеничных машин в виде формулы № 2 позволяет оценить влияние конструктивных, в том числе и динамических, параметров и функций управления на энергетические показатели этих машин. Она отличается от энергетических равенств независимостью определения вносимой энергии и затратных составляющих, а также учетом гораздо большего числа последних, включая энергетику внутренних динамических связей. Такие отличия позволяют использовать энергобаланс для оценки адекватности моделей, не прибегая к натурным испытаниям машин.



АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 621.43.037.5

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ КЛАПАН МАСЛЯНОГО НАСОСА И НАДЕЖНОСТЬ ДИЗЕЛЕЙ КАМАЗ

Кандидаты техн. наук А.Т. КУЛАКОВ, А.А. МАКУШИН
ОАО "КамАЗ-Дизель"

Система смазки дизелей КамАЗ — комбинированная, с "мокрым" картером. Она включает (рис. 1) насос 3, картер 1, с полно- (4) и частично поточными (13) секциями, водомасляный теплообменник 7, каналы в блоке и головках цилиндров, передней крышке и картере маховика, наружные маслопроводы, маслозаливную горловину, клапаны, обеспечивающие нормальную ее работу, и контрольные приборы.

Масло из картера через маслоприемник поступает в масляный насос 3. Затем из его нагнетающей секции через канал в правой стенке блока цилиндра подается в фильтр, где очищается фильтрующими элементами. Далее его потоки разветвляются. Через водомасляный теплообменник оно попадает в главную масляную магистраль, откуда по каналам в блоке и головках цилиндров направляется к коренным и от них — к шатунным подшипникам коленчатого вала. Кроме того, из главной магистрали оно идет к форсункам охлаждения поршней, втулкам коромысел и верхним наконечникам штанг толкателей. Через каналы в задней стенке блока цилиндров и картере маховика оно поступает к подшипникам компрессора, насоса низкого давления и тур-

бокомпрессоров, а через каналы в передней стенке блока — к подшипникам ТНВД. Предусмотрен также его отбор из главной магистрали для подачи к включателю гидромуфты.

Перечисленные выше элементы маслосистемы на всех моделях дизелей КамАЗ одинаковые как по своей конструкции, так и рабочим характеристикам. За исключением масляного насоса, который подает масло в главную масляную магистраль двигателя. В корпусе, который имеет два варианта исполнения — "740" (двухсекционный) и "740.11" (односекционный). Первый из них применяется на дизеле КамАЗ-740, второй — на дизеле КамАЗ-740.11. Для обеспечения рабочего давления в главном масляном канале на уровне 0,4—0,45 МПа (4—4,5 кгс/см²) оба изначально оснастили дифференциальным клапаном 2. В дальнейшем в систему добавили редукционный (предохранительный) клапан, ограничивающий величину максимального давления на выходе из насоса. Отрегулирован он на давление 0,85—0,89 МПа (8,5—8,9 кгс/см²).

Как показал опыт эксплуатации обеих систем, их надежность, несмотря на принципиальное отличие маслонасосов, как говорится, оставляет желать лучшего. Причина — ненормальная работа дифференциального клапана. Причем даже при точном соблюдении технологии сборки и регулирования, насосов, которая состоит в следующем.

В собранном виде насос проверяют, насколько плавно прворачиваются его шестерни от руки. Затем его устанавливают на стенд и подсоединяют к масляной магистрали, доводят частоту вращения приводимого вала до $2800-60$ мин⁻¹. При этом разрежение на всасывании должно составлять 12—15 кПа (0,012—0,015 кгс/см²), давление на выходе — 0,35—0,40 МПа

(3,5—4 кгс/см²), подача — не менее 130 л/мин. Затем регулируется давление срабатывания дифференциального клапана: оно должно быть 0,40—0,45 МПа (4—4,5 кгс/см²). Делается это путем изменения числа шайб, устанавливаемых под пружину клапана. А если окажется, что шайб нужно больше трех, необходимо заменить пружину.

Однако на практике при выполнении этой операции очень часто в момент открытия дифференциального клапана, стенд, масса которого ~200 кг, начинает сильно вибрировать, а в зубчатом зацеплении шестерни привода насоса появляется металлический стук.

Возник вопрос: почему так происходит? Чтобы ответить на него, в "КамАЗ-Дизеле" провели специальное исследование, цель которого — измерить давление в главном масляном канале дизеля и частоту перемещения дифференциального клапана.

В итоге установлено: данный клапан на дизеле устойчивого положения не имеет, а постоянно перемещается на 7—10 мм, т. е. из одного крайнего положения в другое. Причем с частотой 30 Гц. Поэтому с такой же частотой (скакками) изменяется давление в главной масляной магистрали дизеля (рис. 2). На дизеле же, с заправленным холодным маслом, после выдержки при температуре 253 К (−20 °С) клапан вообще не срабатывает, поскольку по трубке 16 (см. рис. 1) холодное масло не проходит. Поэтому давление в системе смазки при отсутствии редукционного клапана возрастает до 5 МПа (50 кгс/см²).

Такие забросы давления и становятся причиной встречающихся в эксплуатации обрывов колпаков фильтра и выдавливания уплотнительных колец 2 и 3 (рис. 3) масляного фильтра, трещин и разрывов корпуса теплообменника 4. (В эксперименте с холодным маслом разрыв теплообменника произошел даже на стенде.)

Неустойчивая работа дифференциального клапана на прогретом двигателе и скачки давления на холодном способствуют появлению крутильных колебаний в приводе маслонасоса и, как следствие, выкрашиванию и поломке зубьев его шесте-

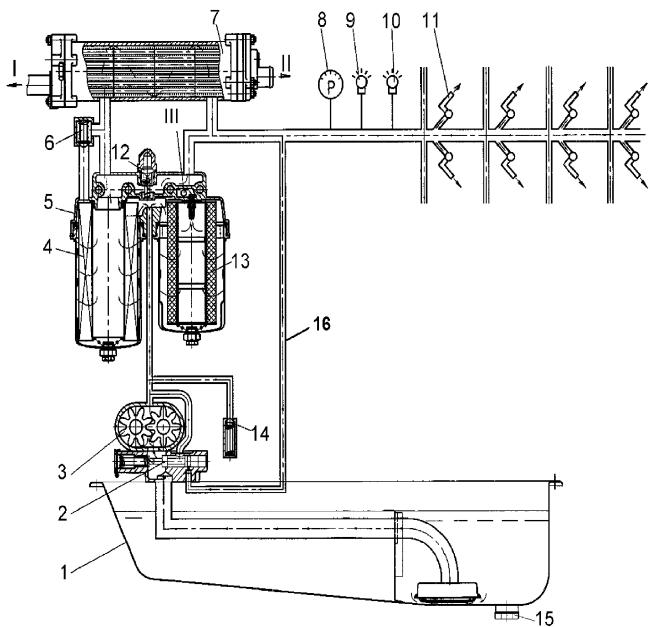


Рис. 1. Схема масляной системы дизелей КамАЗ:

1 — масляный картер; 2 — дифференциальный клапан системы смазки; 3 — масляный насос; 4 — полнопоточный элемент фильтра; 5 — масляный фильтр; 6 — перепускной клапан; 7 — водомасляный теплообменник; 8 — указатель давления масла; 9 — сигнализатор аварийного падения давления масла; 10 — сигнализатор перегрева масла; 11 — форсунки охлаждения поршней; 12 — термоклапан; 13 — частичнопоточный элемент фильтра; 14 — предохранительный клапан; 15 — пробка сливного отверстия; 16 — трубка подвода масла к дифференциальному клапану; A — отвод охлаждающей жидкости; B — подвод охлаждающей жидкости; C — слив в масляный картер

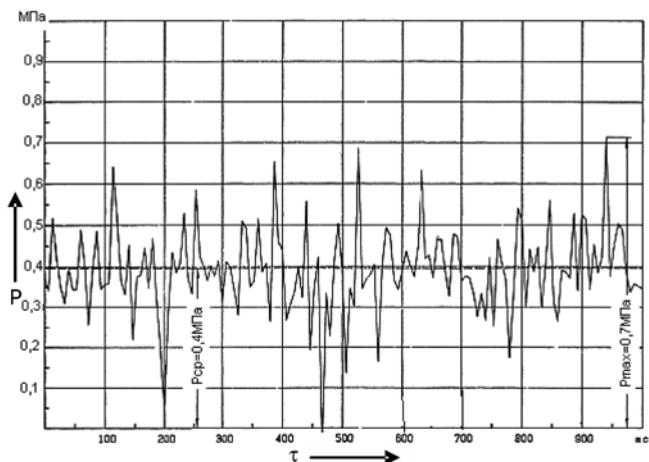


Рис. 2. Зависимость давления масла на входе в четвертый коренной подшипник дизеля КамАЗ при включенном дифференциальном клапане (режим внешней скоростной характеристики, $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$)

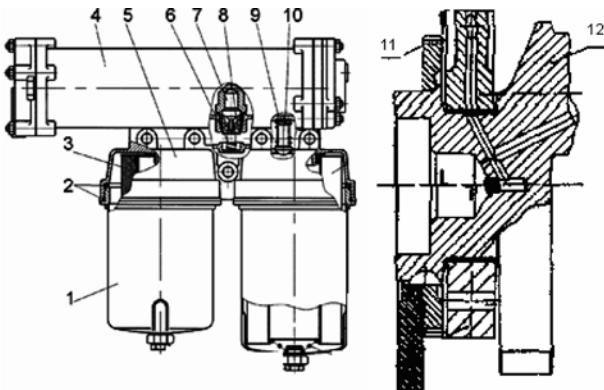


Рис. 3. Места появления неисправностей в масляном фильтре с теплообменником (а) и на шестерни привода маслонасоса (б):

1 — корпус фильтра; 2 и 3 — уплотнительные кольца; 4 — теплообменник; 5 — частичноизоточный фильтрующий элемент; 6 — термосиловой датчик; 7 — прокладка; 8 — полнопоточный фильтрующий элемент; 9 и 11 — колпаки; 10 — упорная пружина; 11 — шестерня привода маслонасоса; 12 — коленчатый вал

рен, расположенных как на валу насоса, так и на коленчатом валу 12 (см. рис. 3), разрушению вала привода и пробою масляного картера.

Полученные в ходе исследований результаты и стали причиной того, что в конструкцию маслонасоса 740.11 и был введен редукционный клапан.

Как следует из рис. 2, дифференциальный клапан создает не только плюсовые забросы давления масла, но его провалы до $p_{\min} = 0$, которые так же, как и забросы сказываются на работе двигателя, потому что тоже проявляются в виде высокочастотных пульсаций, сопровождающихся снижением давления в маслоподводящих каналах и во всей масляной системе.

Практики давно заметили это и поступают просто: на дизелях, имеющих редукционный клапан в маслонасосе, отключают дифференциальный клапан, заглушая трубку 16 (см. рис. 1) и перестраивая (подрезкой пружины) редукционный клапан на давление 0,55—0,65 МПа (5,5—6,5 кгс/см²). Редукционный же клапан шарикового типа, в отличие от дифференциального клапана плунжерного типа с боковым маслоподводящим отверстием, не создает скачков и провалов давления и имеет ровную характеристику, тем самым исключает перечисленные выше проблемы. Так что вывод из всего сказанного один: дифференциальный клапан из конструкции маслонасосов дизелей КамАЗ нужно исключать. (Это, кстати, подтверждает неудачный опыт применения такого клапана и на дизеле ЯМЗ-238.)

МЕТОД РАСЧЕТА ЧИСЛЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ СТОА

Канд. техн. наук В.С. МАЛКИН, В.Е. ЕПИШКИН

Тольяттинский ГУ

Использование оптимально подобранных технологических средств обслуживания на СТОА способствует повышению качества и производительности работ по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей, обеспечивает безопасность труда рабочих, снижает экономические затраты на поддержание автомобильного парка в исправном состоянии, повышает экономические показатели производственной деятельности станций. Но такая оптимизация — дело довольно сложное и недешевое. Во-первых, разнообразие конструкций агрегатов модельного ряда (рядов) автомобилей требует широкой номенклатуры этого оборудования; во-вторых, даже оборудование одного и того же предназначения (скажем, подъемники, диагностические стеллы, станки, механизированный инструмент и т. д.), как правило, невозможно применить при работе с АТС всего модельного ряда; в-третьих, потребность в конкретном оборудовании возникает не всегда, поскольку поток поступлений заявок на обслуживание автомобилей в СТОА случаен, как и время его использования; в-четвертых, оборудование иногда может отказывать, причем время ввода его в строй зависит от характера отказа, т. е. носит также случайный характер; в-пятых, на данный момент рынок услуг по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей уже достаточно насыщен, что позволяет клиенту выбирать по своему усмотрению СТОА для получения услуги, в том числе отказываться простоять в очередях в ожидании обслуживания.

Все перечисленное крайне затрудняет расчетную оптимизацию оборудования СТОА. Поэтому то, о чём пойдет речь ниже, должно заинтересовать, по мнению авторов, тех, кто связан с автосервисным бизнесом.

Как вытекает из сказанного выше, основные сложности в расчетах необходимого для нормальной работы СТОА оборудования обусловлены случайностью большинства факторов, от которых эта работа зависит. Но теория давно уже дала технологию численного решения задач, связанных с такими факторами.

Так, если в нашем случае с некоторым допущением принять, что потоки случайных событий простейшие, то при определении количества технологического оборудования можно использовать теорию массового обслуживания. Но так как описание многоканальной системы массового обслуживания с учетом возможности отказа и ремонта обслуживающих каналов традиционным способом проблематично, то для решения задачи лучше воспользоваться методом динамики средних. То есть методом, при котором рассматривается некоторый "усредненный" канал обслуживания (назовем его стендом), а состояние и возможные их переходы для некоторого образца технологического оборудования (стенда) представляется графом, показанным на рис. 1.

Данный график составлен с учетом трех условий. Первое: если заявка поступает на СТОА во время отсутствия свободных исправных стендов, то она будет ожидать освобождения стендов. Второе: если же поступает третья заявка, то она покидает систему массового обслуживания, не желая стоять в очереди. (Иначе говоря, СТОА представляется как система массового обслуживания, в которой допускается очередь не более одной заявки.) Третье: если стенд отказывает, то обслуживаемая заявка вынуждена ожидать, когда ее обслуживание будет завершено отремонтированным или освободившимся аналогичным стендом, а заявка, находящаяся в очереди, покидает СТОА.

Как видим, перечисленные условия достаточно полно соответствуют режиму работы СТОА в конкурентной среде.

Для установившегося режима рассматриваемая система массового обслуживания может быть описана системой уравнений Эрланга—Колмогорова (см. формула № 1 в таблице).

При наличии на СТОА n стендов можно по правилам определения математического ожидания найти средние числа стендов в различных состояниях: $nP_1 = x$ — число исправных свободных; $nP_2 = y$ — число используемых для обслуживания заявок при отсутствии очереди; $nP_{2,1} = w$ — число используемых при наличии одной заявки в очереди; $nP_3 = z$ — число неисправных (ремонтирующихся).

Если на СТОА имеется n однотипных стендов, то при интенсивности общего потока заявок от поступающих на СТОА владельцев автомобилей, равной λ_0 , на один стенд будет приходить их поток с интенсивностью λ_0/n . При отказе стендов (например, шлифовальной машины, используемой при кузовном ремонте) для обслуживания заявки могут воспользоваться свободным на данный момент стендом. В этом случае величина $\beta(y + w)$ будет отражать дополнительный поток заявок, который распределится на x свободных на данный момент стендов, а интенсивность потока можно выразить как $\beta(y + w)/x$. Таким образом, интенсивность потока заявок, приходящихся на один усредненный стенд, будет рассчитываться по формуле № 2.

Интенсивность переходов из состояния, когда стенд обслуживает поступившую заявку, в состояние, когда появляется одна заявка в очереди, зависит от общего потока заявок, выражаемого интенсивностью λ_0 , и числа имеющихся на СТОА стендов, т. е. $\lambda_{1,2} = \lambda_0/n$.

Умножая уравнения системы № 1 на n и подставляя выражения интенсивностей потоков, получим систему уравнений № 3, на основании которой выводим уравнения для определения среднего числа стендов в различных состояниях: исправных свободных стендов (формула № 4); используемых стендов при отсутствии очереди (формула № 5); используемых стендов при наличии одной заявки в очереди (формула № 6); неисправных (ремонтирующихся) стендов (формула № 7).

В справедливости полученных выражений можно убедиться, рассмотрев их предельные значения.

Так, по уравнению № 4 при $\lambda_0 \rightarrow 0$ среднее число исправных свободных стендов $x \rightarrow n$, в то время как $y \rightarrow 0$, $w \rightarrow 0$, $z \rightarrow 0$, что вполне естественно: если заявки на обслуживание отсутствуют, то стены не используются и не отказывают. При $\dot{v} \rightarrow 0$, когда отказавшие стены восстанавливаются очень долго, $x \rightarrow 0$, $y \rightarrow 0$, $w \rightarrow 0$, $z \rightarrow n$ (в чем легко убедиться, если подставить в уравнение № 7 выражение для y). Это

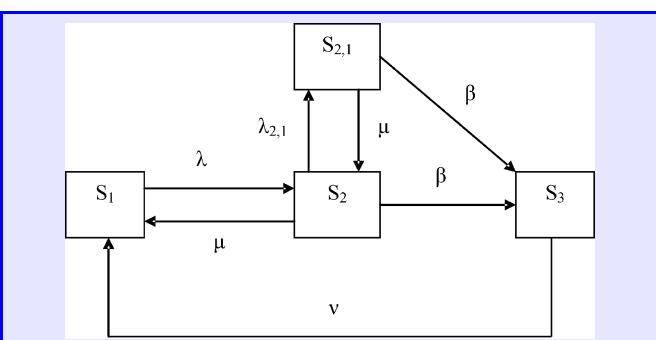


Рис. 1. Состояния стендов и возможные их переходы:

S_1 — стенд исправен и не занят (ожидает поступления заявки); S_2 — стенд используется по назначению — обслуживанию поступившей заявки; $S_{2,1}$ — стенд используется по назначению при наличии одной заявки в очереди; S_3 — стенд неисправен (ремонтируется); λ — интенсивность потока заявок на стенд; $\lambda_{1,2}$ — интенсивность потока заявок на обслуживание; μ — интенсивность потока отказов стендов; β — интенсивность потока восстановления (ремонта) отказавшего стендов

№ формулы	Формула	Примечания
1	$-\lambda P_1 + \mu P_2 + v P_3 = 0;$ $-\mu P_2 - \lambda_{2,1} P_2 - \beta P_2 + \mu P_{2,1} + \lambda P_1 = 0;$ $-\mu P_{2,1} - \beta P_{2,1} + \lambda_{2,1} P_2 = 0;$ $-v P_3 + \beta P_2 + \beta P_{2,1} = 0;$ $P_1 + P_2 + P_{2,1} + P_3 = 1$	$P_1, P_2, P_{1,2}, P_3$ — вероятности, соответствующие обозначенным на рис. 1 состояниям стендов; λ — интенсивность потока заявок на стенд; $\lambda_{1,2}$ — интенсивность потока заявок на обслуживание; μ — интенсивность потока обслуживания; β — интенсивность потока отказов стендов; v — интенсивность потока восстановления (ремонта) отказавшего стендов
2	$\lambda = \frac{\lambda_0}{n} + \frac{\beta(y+w)}{x}$	—
3	$-\frac{\lambda_0}{n}x - \frac{\beta(y+w)}{x}x + \mu y + v z = 0;$ $-\frac{\lambda_0}{n}y - \mu y - \beta y + \frac{\beta(y+z)}{x}x + \mu w = 0;$ $-v z + \beta y + \beta w = 0;$ $-\beta w - \mu w + \frac{\lambda_0}{n}y = 0; x + y + w + z = n$	—
4	$x = \frac{\mu n^2}{\lambda_0 + \mu n + \frac{\lambda_0^2}{n(\beta + \mu)}(1 + \frac{\beta}{v}) + \frac{\lambda_0 \beta}{v}}$	—
5	$y = \frac{n}{1 + \frac{\mu n}{\lambda_0} + \frac{\lambda_0}{n(\beta + \mu)}(1 + \frac{\beta}{v}) + \frac{\beta}{v}}$	—
6	$w = \frac{\lambda_0}{(\beta + \mu)\left[1 + \frac{\mu n}{\lambda_0} + \frac{\lambda_0}{n(\beta + \mu)}(1 + \frac{\beta}{v}) + \frac{\beta}{v}\right]}$	—
7	$z = \frac{\beta}{v}\left(1 + \frac{\lambda_0}{n(\beta + \mu)}\right)y$	—
8	$A = \frac{\mu[\lambda_0 + n(\beta + \mu)]}{(\beta + \mu)\left[1 + \frac{\mu n}{\lambda_0} + \frac{\beta}{v}\right] + \frac{\lambda_0}{n}\left[1 + \frac{\beta}{v}\right]}$	—
9	$C_{\text{сум}} = C_d(\lambda_0 - A) + \frac{C_0 n}{T_0} \rightarrow \min$	—
10	$A = \frac{\lambda_0 + \mu n}{1 + \frac{\mu n}{\lambda_0} + \frac{\lambda_0}{\mu n}}$	—

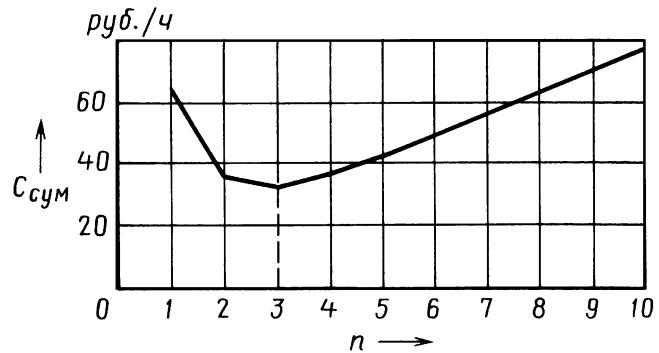


Рис. 2. Определение оптимального числа технологического оборудования для СТОА

означает: если стены не восстанавливать, то со временем они окажутся неработоспособными.

Среднюю пропускную способность (A) СТОА, имеющей n стендов, можно выразить произведением интенсивности обслуживания одним стендом на среднее число используемых стендов, или записать: $A = \mu(y + w)$. То есть на основании формул № 5 и 6 получить формулу № 8.

Для оценки зависимости среднего числа стендов в различных состояниях, а также их средней пропускной способности от учитываемых в полученных формулах факторов рассмотрим пример.

Допустим, что: на СТОА имеется три стендов ($n = 3$) для обслуживания заявок, которые поступают в среднем через 2 ч ($\lambda_0 = 0,5$); а среднее время использования стендов для обслуживания заявки — 0,5 ч ($\mu = 2$); каждый стенд может отказывать в среднем через 100 ч работы ($\beta = 0,01$), а среднее время его ремонта — 4 ч ($v = 0,25$). Расчет дает следующие результаты: среднее число исправных стендов, ожидающих заявки, равно 2,743; средние числа y и w использующихся стендов — 0,229 и 0,019 соответственно, а среднее число z ремонтирующихся стендов — 0,01, средняя пропускная способность A СТОА составит $0,495 \text{ ч}^{-1}$.

Далее. Если обслуживание каждой заявки в среднем дает СТОА доход C_d , то его потеря из-за отсутствия свободных стендов в момент поступления заявок за единицу времени составит $C_d(\lambda_0 - A)$. Покупка стендов (в общем случае технологического оборудования) требует C_0 денежных средств. Если ресурс стендов выразить временем его работы T_0 , то затраты на покупку n стендов, приведенные к единице времени, составят $C_0 n / T_0$. Оптимальным следует считать такое число оборудования, которое даст наименьшую величину $C_{\text{сум}}$ суммарных издержек, связанных с потерей заявок обращающихся на СТОА клиентов и затратами на приобретение оборудования. Для этого случая целевая функция будет иметь вид формулы № 9.

Поскольку численность оборудования выражается дискретной величиной, минимум суммарных издержек можно искать на основании формул № 8 и № 9 путем перебора значений n . Результаты такого расчета для рассмотренного выше примера и принятых значений стоимости ($C_0 = 150$ тыс. руб.) оборудования, его ресурс ($T_0 = 20$ тыс. ч), а также доход: СТОА ($C_d = 2$ тыс. руб.) приведены на рис. 2. Из него следует: при исходных данных в примере минимум удельных затрат, связанных с потерей клиентов СТОА и приобретением стендов (например, подъемников или другого оборудования), достигается при $n = 3$.

Таким образом, рассмотренный выше метод действительно позволяет рассчитывать оптимальное число технологического оборудования, т. е. число, обеспечивающее наибольшую доходность СТОА при случайному потоке заявок на услуги, связанные с обслуживанием или ремонтом автомобилей в условиях конкуренции на рынке этих услуг.

Интересен, на наш взгляд, и рис. 3, на котором отражены результаты расчетов пропускной способности СТОА при $n = 2$ и поочередном изменении интенсивностей случайных

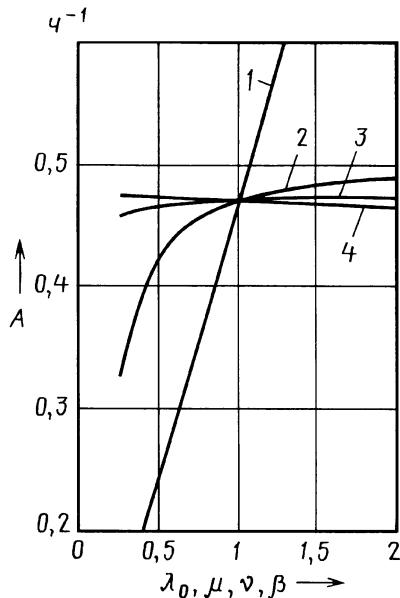


Рис. 3. Зависимость относительной пропускной способности A технологического оборудования от относительных значений интенсивности случайных потоков:

$\bar{\lambda}_0$ — потока заявок (1); $\bar{\mu}$ — потока обслуживания (2);
 $\bar{\nu}$ — потока восстановлений (3) и $\bar{\beta}$ — потока отказов стендов (4)

потоков в диапазоне 0,25—2,00 от их заданных для рассмотренного ранее примера значений. Из него видно, что наибольшее влияние на пропускную способность имеющегося на СТОА технологического оборудования оказывают интенсивности потока заявок и обслуживаний, численные значения которых существенно больше интенсивности потока отказов оборудования. При достаточно большой средней наработке на отказ влияние интенсивности потока отказов на пропускную способность оборудования становится несущественным, а поскольку оборудование отказывает редко, то и влияние времени устранения отказов также несущественно. На основании этого можно заключить, что при выборе технологического оборудования основное внимание следует уделять его функциональным возможностям и производительности. Роль показателей его надежности (средних значений наработки на отказ и времени устранения отказов) менее существенна (разумеется, при условии, что эти показатели находятся в приемлемых пределах).

Если стадионы безотказны ($\beta \rightarrow 0$), то формула пропускной способности № 8 приобретает вид формулы № 10. По ней для рассмотренного примера ($n = 3$, $\lambda_0 = 0,5$, $\mu = 2$) средняя пропускная способность $A \approx 0,497 \text{ ч}^{-1}$.

И последнее. Если воспользоваться традиционным способом описания многоканальной системы массового обслуживания с безотказными каналами, то пропускная способностью A по рассматриваемому примеру будет равна $0,499 \text{ ч}^{-1}$, т. е. расхождение результатов, как видим, составляет всего лишь 0,4 %. Таким образом, отказываться от традиционных методов описания многоканальных систем массового обслуживания, каналы которых считаются безотказными, необходимости нет, поскольку они вполне приемлемы для определения таких характеристик функционирования систем, как вероятности различий состояний, пропускная способность, средняя очередь заявок, среднее время ожидания в очереди и т. д.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.923.5

ПРОЦЕСС ЗУБОХОНИНГОВАНИЯ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС С КРУГОВЫМ ЗУБОМ

Кандидаты техн. наук П.Е. ЕЛХОВ и В.М. АББЯСОВ

МГТУ "МАМИ"

В промышленности накоплен огромный опыт изготовления конических зубчатых колес, разработаны и применяются способы и технологии зубообработки, соответствующие самым различным требованиям в отношении точности, шероховатости и твердости поверхности зубьев, материалов зубчатых венцов, серийности производства, экономичности и т. п. Тем не менее процессы зубообразования продолжают развивать, поскольку непрерывно совершенствуются сами конструкции зубчатых зацеплений. Поэтому рассматриваемый ниже процесс зубохонингования закаленных конических колес с круговым зубом должен, по мнению авторов, его разработчиков, заинтересовать специалистов, работающих в данной области. Уже, хотя бы, потому, что обеспечивает весьма жесткие требования по точности (например, квалитет JT5 при исходном квали-

тете JT7), шероховатости боковой поверхности зубьев ($R_a = 0,15 \div 0,20 \text{ мкм}$), высокую производительность (1,0—1,5 с/зуб), возможность обработки как шестерни, так и колес конической пары одним хоном и др. То есть выгодно отличается от других известных процессов, а в ряде случаев и дополняет их.

Суть данного процесса — механическое срезание тонких стружек металла с боковых поверхностей зубьев заготовки абразивными зернами инструмента — зубчатого хона, изготовленного из смешанной с абразивом пластмассой основы, в виде конического колеса с круговыми зубьями того же модуля, что и заготовка. При этом необходимые для процесса резания продольное и поперечное проскальзывания профиля обеспечиваются за счет гипоидного внеполюсного зацепления хона с обрабатываемой заготовкой

(полюс зацепления, точка P на рис. 1, смещается за вершину головки зуба заготовки). В процессе зубохонингования используется схема, при которой зубчатый

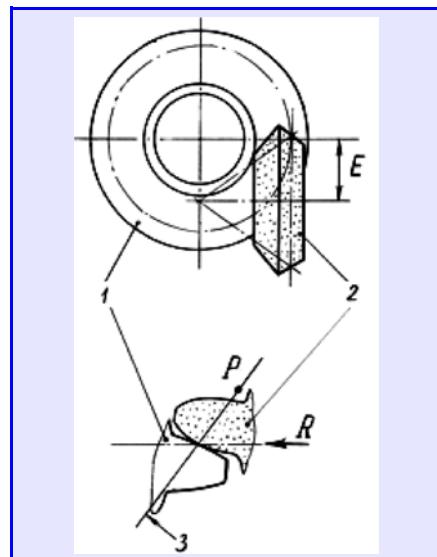


Рис. 1. Схема процесса зубохонингования:
 1 — заготовка; 2 — конический зубчатый хон; 3 — линия зацепления

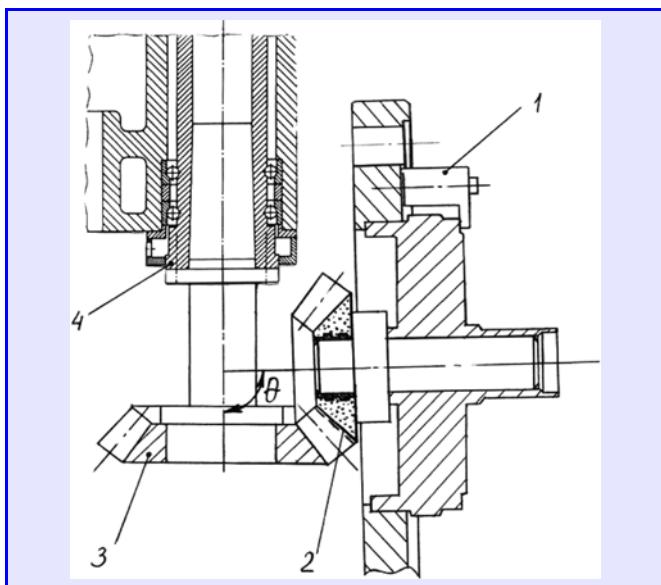


Рис. 2. Схема установки для хонингования зубчатых конических колес:

1 — устройство для закрепления заготовки; 2 — конический зубчатый хон; 3 — заготовка; 4 — шпиндель станка

Хон спроектирован с учетом отсутствия зазора между наружным диаметром зубьев обрабатываемой заготовки и диаметром впадины хона, а зацепление "хон—заготовка" представляет собой нежесткую кинематическую пару с заданной радиальной нагрузкой R .

Зубохонингование — это, как правило, окончательная операция обработки венца, т. е. выполняемая после предварительных токарной, зубонарезной, термической, чистовой токарной или шлифовальной обработок. При этом совокупность всех предшествующих операций и переходов должна обеспечить такую точность зубчатого венца, чтобы после хонингования с максимально возможной производительностью точность зубчатого колеса была в пределах технических условий.

В практике предпочтительней всего использовать одну из двух следующих схем обработки конических колес с круговым зубом с завершающей операцией хонингования: "фрезерование—шевингование—закалка—хонингование" или "фрезерование—шевингование—закалка—шлифование—хонингование". Хонингование же зубьев, которые лишь фрезерованы и закалены, не рекомендуется: затраты на инструмент и время обработки будут неприемлемо большими.

Для зубохонингования конических колес с круговыми зубьями изготавливаются, как уже упоминалось, хоны на пластмассовой основе, так как они обладают тремя важными преимуществами по отношению к стальным хонам, армированным твердосплавными порошковыми материалами, и хонам на металлокерамической основе: у них лучше режущие способности, обработанные ими поверхности имеют меньшую шероховатость, более высокую точность геометрических параметров. Однако у них есть и весьма существенный недостаток: работоспособность такого хона сильно зависит от марки и зернистости абразивного порошка, типа связующего, соблюдения технологии изготовления хона и многих других факторов. Но данный недостаток можно если не устраниТЬ полностью, то значительно ослабить. Для этого пластмассовые хоны следует выполнять на вулканитовой связке. Несмотря на большую объемную массу из-за большего числа зерен на единицу поверхности, такие хоны обладают большей упругостью, эластичностью и меньшей, чем хоны на керамической и бакелитовой связках, хрупкостью.

На выбор марки абразива основное влияние оказывает твердость поверхности обрабатываемых зубьев, поэтому в рассматриваемом случае, т. е. при обработке средне- и высокоуглеродистых, а также цементованных низколегированных

сталей твердостью 55—62 HRC целесообразно применять электрокорунд (24A, 25A, 91A—96A), а твердостью 62—67 HRC — карбид кремния зеленый (62C—65C); при обработке же высокоуглеродистых, азотируемых и цементованных средне- и высоколегированных сталей (Cr, Ni, Mg, Ti, V) твердостью 62—67 HRC — тоже карбид кремния зеленый (62C—65C). При этом зернистость порошков назначается в зависимости от параметра Ra шероховатости отхонингованных поверхностей зубьев венца и величины снимаемого припуска δ с боковой поверхности зубьев. В частности, чтобы обеспечить после шлифования параметры отхонингованных зубьев на уровне $Ra = 0,15 \div 0,20 \text{ мкм}$ и $\delta = 0,005 \div 0,010 \text{ мм}$, необходимо брать зернистость 6 по ГОСТ 3647—80, которой соответствует зернистость 67 мкм по ISO R 565, а после шевингования параметры отхонингованных зубьев на уровне $Ra = 0,20 \div 0,25 \text{ мкм}$ и $\delta = 0,01 \div 0,02 \text{ мм}$, — брать зернистость 8 по ГОСТ 3647—80, которой соответствует зернистость 85 по ISO R 565.

Зубчатый хон состоит из абразивного венца и металлической ступицы, имеющей по наружному диаметру пазы и канавки для фиксации венца при соединении этих двух частей. Технологический процесс его изготовления включает пять этапов: выполнение мастер-модели, а по ней — матрицы (обоймы с внутренним коническим круговым зубом) в металлической пресс-форме, прессование в матрице абразивного

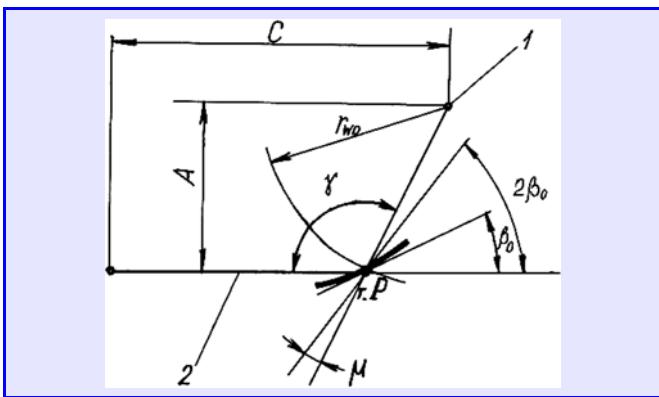


Рис. 3. Вид на установку заготовки и хона с торцовой плоскости последнего:

1 — ось вращения хона; 2 — образующая делительного конуса заготовки

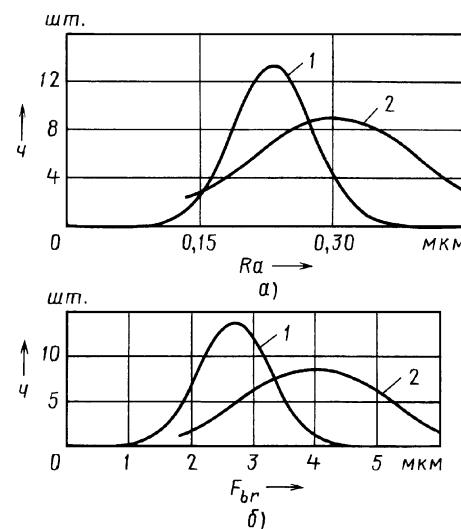


Рис. 4. Распределение (частота r) шероховатости Ra (а) и погрешности направления зубьев F_{br} (б):

1 — после хонингования; 2 — после шлифования

зубчатого хона, термическая его обработка, шлифование профиля зуба.

Зубохонингование закаленных конических колес с круговым зубом осуществляется на специальной установке (тоже разработка МГТУ "НАМИ"), схема которой приведена на рис. 2. Именно на ней проводилась натурная проверка рассматриваемого процесса, объектом которой была главная гипоидная пара редуктора ведущего моста легкового автомобиля ЗИЛ-114, чьи конические зубчатые колеса изготовлены из стали 13Х2Н-4МА. В качестве инструмента использовался зубчатый хон, абразивный венец которого реализован на основе эпоксидной смолы с алюминиевым наполнителем. При этом для определения геометрических размеров зубчатого хона (число Z_0 зубьев, средний радиус r_{w0} , угол β_0 наклона спирали на зубьях, длина L_0 образующей начального конуса, нормальный модуль m_n зуба в средней точке, толщина S_0 зуба) и установочных параметров (рис. 3) станка для зацепления "хон—шестерня" и "хон—колесо" (гипоидное смещение E , угол μ смещения вершины начального конуса заготовки относительно центра хона, угол θ скрещивания между осями хона и заготовки, угол γ между образующими делительных конусов, кратчайшее расстояние A

УДК 629.11.011.2/3.001.5

ИССЛЕДОВАНИЕ АСИММЕТРИИ НАГРУЖЕНИЯ ПОВРЕЖДАЮЩИХ ЦИКЛОВ НАПРЯЖЕНИЙ РАМ САМОСВАЛОВ

А.В. ШМЕЛЕВ, канд. техн. наук А.А. РАКИЦКИЙ

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

Реальный эксплуатационный процесс нагружения деталей и конструкций мобильных машин носит, как известно, случайный характер. Отсюда следует, что средние напряжения отдельных циклов, а значит, и их асимметрии имеют переменный характер. Но при расчетах усталостной долговечности деталей учесть такую переменность довольно сложно. В связи с чем на практике чаще всего применяют методы, при которых циклы с переменной асимметрией приводятся к эквивалентным по повреждению циклам с постоянной асимметрией. Эта процедура, как правило, выполняется с использованием диаграмм предельных напряжений или амплитуд цикла, что, по сути, одно и то же. Однако такие диаграммы — эмпирические, из-за чего в расчетах могут быть существенные погрешности.

Учет асимметрии получается более точным, если опираться не на эмпирические диаграммы, а на характеристики сопротивления усталости конструкции или локальные модели опасных зон, полученные при различных уровнях асимметрии и заданной

между осями хона и шестерни, расстояние C от вершины делительного конуса шестерни до точки скрещивания были разработаны алгоритм и программа для ПЭВМ.

После обработки зубьев шестерни контролю подвергались следующие ее параметры: шероховатость R_a боковой поверхности и точность профиля зубьев (погрешность F_{br} , направление зубьев). Результаты контроля приведены на рис. 4. Как из него видно, после хонингования уменьшается не только средняя величина контролируемых параметров, но и их разброс (дисперсия). Так, шероховатость R_a уменьшается с $0,30 \pm 0,15$ до $0,22 \pm 0,10$ мкм, а F_{br} — с $4,0 \pm 2,0$ до $2,8 \pm 1,5$ мкм. Кроме того, исследования показали, что хонингование благодаря съему до 0,02 мм на профиль удаляет или, по крайней мере, уменьшает коробление венца от закалки.

Таким образом, зубохонингование, кроме высокой производительности, дает возможность повысить качество закаленных конических зубчатых колес в условиях массового и серийного производства: оно повышает точность венца зубчатых колес, их несущую способность, уменьшает поверхностный дефектный слой и, вследствие этого, резко снижает шумность пары зубчатых колес.

базе испытаний. Правда, здесь необходимо уметь определять диапазон изменения параметров асимметрии повреждающих циклов процессов нагружения несущих конструкций машин. Именно это позволяет прояснить выбор значений асимметрии цикла нагружения для проведения испытаний по определению характеристик сопротивления усталости, а также сравнивать различные диаграммы предельных амплитуд в данном диапазоне и обосновывать их применение для конкретных случаев.

Чтобы найти параметры асимметрии повреждающих циклов, нужно сформулировать условие наступления повреждения для циклов с различной асимметрией. А оно вытекает из результатов исследований, выполненных различными авторами: исключение из процессов случайного нагружения циклов, величина которых составляет от 40 до 70 % предела выносливости материала, на итогах испытаний оказывается незначительно. Эта величина больше зависит от материала конструкции, ее геометрических параметров, различных технологических факторов и, конечно, особенностей спектра нагружения. При отсутствии же конкретной информации многие авторы рекомендуют считать напряжения неповреждающими, если их величина не превышает 50 % предела выносливости материала (формула № 1 в табл. 1).

Известно, что для пластичных материалов, к которым относится большинство сталей, используемых при изготовлении несущих конструкций мобильных машин, ~95 % значений предельных амплитуд располагаются выше диаграммы Гудмана

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\sigma_n = k_a \sigma_R = 0,5 \sigma_R$	σ_n — уровень неповреждающих напряжений при асимметричном нагружении; k_a — коэффициент, определяющий нижнюю границу повреждающих напряжений; σ_R — предел выносливости при цикле нагружения с коэффициентом асимметрии R
2	$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b}$	σ_a — амплитуда напряжения цикла; σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле нагружения; σ_m — среднее напряжение цикла; σ_b — предел прочности материала
3	$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} = 1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_b}\right)^2$	—
4	$\sigma_n = k_a \sigma_{-1} \left(1 - \frac{\sigma_m}{k_a \sigma_b}\right)$	—
5	$\sigma_n = k_a \sigma_{-1} - \psi_{ck} \sigma_m$	ψ_{ck} — коэффициент чувствительности к асимметрии нагружения для области сжимающих средних напряжений цикла

Таблица 2



Рис. 1. Определение повреждающих циклов случайного процесса

(формула № 2) и ниже диаграммы Гербера (формула № 3), т. е. диаграммы предельных амплитуд, которые соответствуют интервалу изменения коэффициента асимметрии цикла нагружения $R \in [-1; +1]$. Кроме того, для области сжимающих средних напряжений предельная амплитуда пластичных материалов с уменьшением этих напряжений продолжает увеличиваться на достаточно большом интервале. Однако когда эта величина неизвестна, то с целью учета повреждающего действия в запас можно принять, что предельная амплитуда с уменьшением средних сжимающих напряжений постоянна, т. е. $\sigma_a = \sigma_{-1} = \text{const}$ при $R \in (-\infty; -1)$ и $R \in (1; +\infty)$.

Воспользуемся уравнением Гудмана, так как оно описывает нижнюю границу появления повреждающих напряжений. Тогда уровень неповреждающих амплитуд σ_n напряжений при асимметричном нагружении для $R \in [-1; 1]$ дает формула № 4, а для $R \in (-\infty; -1)$ и $R \in (1; +\infty)$ — формула № 5. Графическое выражение этих формул — на рис. 1. Но здесь следует учесть, что для сохранения подобия циклов нагрузки по оси абсцисс максимальная величина ограничивается значением $k\sigma_b$, следовательно, $\sigma_m \in [0; k_a\sigma_b]$.

Таков общий подход. Более конкретно рассмотрим его на примере определения предельных (минимальных и максимальных) значений коэффициентов R асимметрии повреждающих циклов нагрузки для четырех (табл. 2) вариантов исполнения трехосного самосвала МАЗ-5516. (Характеристики материалов, из которых изготавливались рамы, даны в табл. 3.)

Процессы нагружения рам фиксировались при движении оснащенных ими груженых самосвалов по дороге с покрытием типа "профилированный бульжник" НИЦИАМТа с постоянной скоростью 40 км/ч, потому что именно эти условия обладали наибольшим повреждающим действием. Пределы выносливости материала определялись предварительно при растяжении—сжатии на образцах типа III по ГОСТ 25.502—79, вырезанных из полосы металла по направлению проката. Их значения соответствуют вероятности неразрушения 90 % при уровне доверительной вероятности 90 %.

Схематизация случайных процессов нагружения выполнялась с применением четырехточечного метода "потоков дождя" и процедуры выделения его остатка. В результате получили средние и амплитудные значения отдельных циклов, а по формулам № 4 и 5 — повреждающие циклы процесса. Затем среди них находили циклы с предельными (R_{\min} и R_{\max}) значениями коэффициентов асимметрии. Частные случаи этой процедуры представлены на рис. 2, из которых видно (рис. 2, а и б), что наличие статических составляющих напряжений значительно расширяет диапазон асимметрии повреждающих циклов процесса нагружения.

Основные данные и результаты вычислений предельных значений коэффициентов асимметрии повреждающих циклов процессов нагружения рам самосвалов МАЗ-5516 сведены в

№ варианта рамы	Конструкция рамы	Материал	
		лонжеронов	усидителя
1	Серийная	17Г1С	10ХСНДА
2	Серийная	10ХСНДА	10ХСНДА
3	Серийная с усиленным лонжероном и измененным числом поперечин	17Г1С	—
4	Новая — "двойной лонжерон"	17Г1С	—

Таблица 3

Сталь	Предел прочности, σ_b , МПа	Предел выносливости, σ_{-1} , МПа	$k_a\sigma_{-1}$, МПа
17Г1С	510	119,3	59,6
10ХСНД	530	177,1	88,5

Таблица 4

№ варианта рамы	Число исследуемых зон	Число заездов	Диапазон статических напряжений, МПа	Предельные значения R для отдельных заездов		Среднее предельных значений R	
				R_{\min}	R_{\max}	\bar{R}_{\min}	\bar{R}_{\max}
1	8	3	-12—72	-12,0	0,5	-11,0	0,4
2	8	2	-40—89	-38,0	0,3	-22,1	0,3
3	11	3	-38—45	-32,5	0,1	-23,2	0,1
4	9	3	-26—24	-40,0	-0,1	-18,0	-0,1

Таблица 5

№ варианта рамы	№ датчика	$k_a = 0,5$		$k_a = 0,7$		$k_a = 1$	
		R_{\min}	R_{\max}	R_{\min}	R_{\max}	R_{\min}	R_{\max}
1	22	-0,5	0,5	-0,5	0,3	-0,4	0
	16	-11	-0,1	-4,4	-0,3	-2,1	-0,5
2	29	0	0,3	0	0,1	0	0
	16	-22,1	-0,2	-3,8	-0,5	-1,8	-1,4
3	13	-15	-0,7	-6	-0,7	-2,2	-1,2
	14	-4,5	-0,7	-3	-1,1	-1,9	-1,5
4	12	-4,4	-0,7	-3,1	-1,1	-1,3	-1,2

Таблица 6

Статические напряжения	Относительная погрешность расчетной оценки долговечности, %		
	Кинасошили—Серенсена	Гудмана	Гербера
Сжимающие и близкие к нулю (рис. 2, а, б) Растягивающие (рис. 2, в)	1,4 12,1	5,1 55,3	11,4 32,6

табл. 4. Анализ ее показывает: повреждающие циклы напряжений имеют следующие диапазоны коэффициентов асимметрии: $R \in [-40; 0,5]$, выявленные по наиболее экстремальным значениям отдельных заездов, и $\bar{R} \in [23,2; 0,4]$ — по средним значениям для нескольких заездов. При этом следует заметить, что значения $R = -40$ и $\bar{R} = 23,2$ говорят о достаточно близости к отнулевому циклу в области сжатия. Возможно, такие довольно низкие значения R получены за счет завышения повреждающего действия на диапазоне $R \in [-\infty; 1]$, приравнив $\psi_{\text{сж}}$ к нулю в уравнении № 5.

Наиболее повреждающие циклы имеют асимметрию, достаточно близкую к симметричному циклу. Это видно из рис. 2, а также из табл. 5, где приведены значения предельных коэффициентов асимметрии для наиболее опасных зон, вычислен-

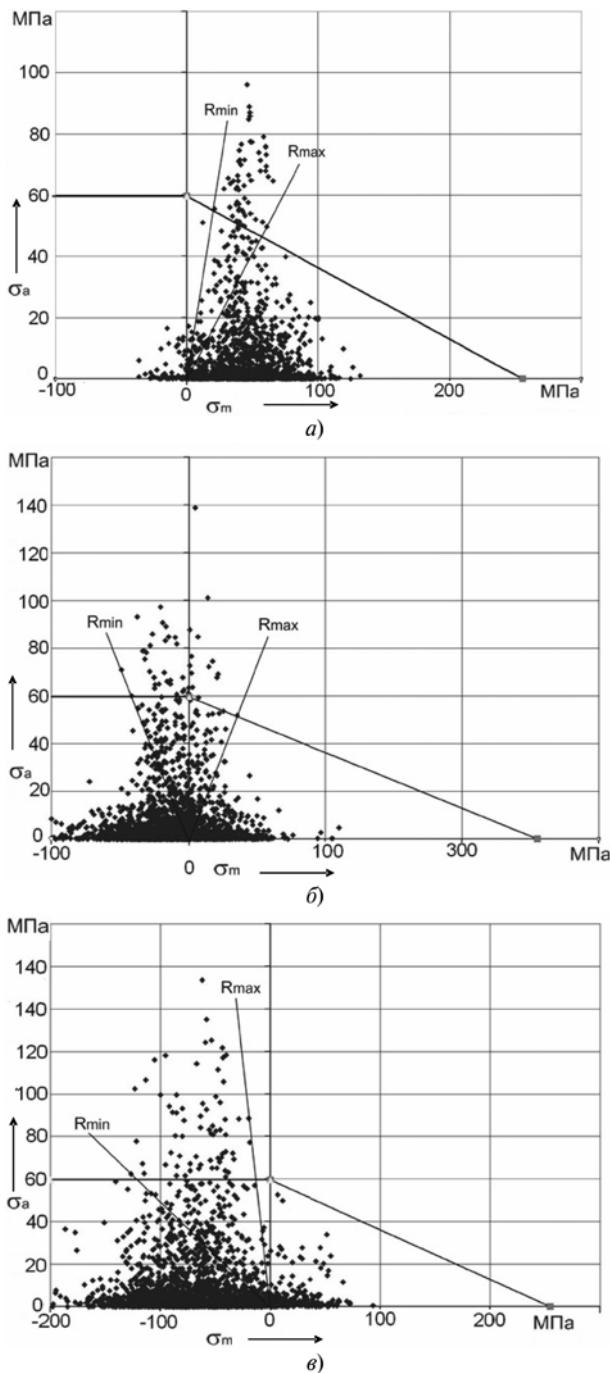


Рис. 2. Определение предельных коэффициентов асимметрии повреждающих циклов случайного процесса при растягивающих (а), равных нулю (б) и сжимающих (в) статических напряжениях

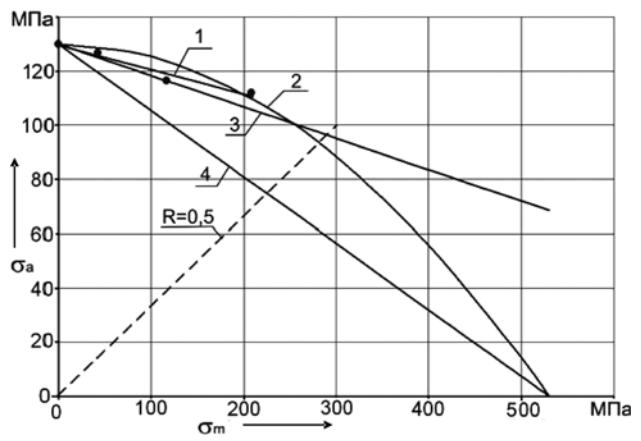


Рис. 3. Диаграммы предельных амплитуд цикла:
1 — линия регрессии (точки — экспериментальные данные);
2 — Гербера; 3 — Кинашвили—Серенсена; 4 — Гудмана

ные при различных значениях k_a . Очевидно, что с увеличением повреждающего действия циклов диапазон изменения их асимметрии сужается.

На рис. 3 приведено сравнение экспериментальных данных, полученных в ходе испытаний образцов из стали 10ХСНД при различных уровнях асимметрии цикла ($R = -1; -0,5; 0; 0,3$) и различных диаграмм предельных амплитуд для диапазона $R \in [-1; 1]$. Расчетная оценка усталостной долговечности по методу кинетического суммирования усталостных повреждений позволяет оценить относительную погрешность от применения представленных на этом рисунке диаграмм предельных амплитуд для приведения асимметричных циклов напряжений к эквивалентным по повреждению симметричным циклам в диапазоне $R \in [-1; +\infty)$. Наибольшие значения погрешности после обработки процессов нагружения для различных опасных зон рам даны в табл. 6. При этом за абсолютное значение принимался результат расчета долговечности на основе использования для приведения к эквивалентным напряжениям линии регрессии. Для диапазонов коэффициентов асимметрии и $R \in (-\infty; -1)$ и $R \in (1; +\infty)$ подходит уравнение № 5 со значением $\psi_{\text{сж}} = 0$.

Как видим, наибольшие значения относительной погрешности относятся к процессам, имеющим значительные статические растягивающие напряжения: большинство повреждающих циклов расположены, как видно из рис. 2, а, в диапазоне $R \in [-1; 0,5]$. Для этого диапазона наблюдается и наибольшее расхождение диаграмм предельных амплитуд (см. рис. 3).

Полученный диапазон изменения предельных значений коэффициентов асимметрии можно значительно сузить, но для этого необходимо точно определить исходный уровень повреждающих напряжений. Например, при $k_a = 1$ верхняя граница может быть принята $R_{\text{max}} = 0$. Диаграмма предельных амплитуд цикла Кинашвили—Серенсена в данном диапазоне не имеет существенного отклонения от экспериментальных значений и может использоваться без какой-либо корректировки.

Проведенная расчетная оценка усталостной долговечности показывает, что при наличии статических сжимающих напряжений или статических напряжений, близких к нулю, т. е. когда повреждающие циклы напряжений принадлежат диапазону $R \in (-\infty; -1]$ или значения R наиболее повреждающих циклов близки к -1 , разница между рассматриваемыми диаграммами предельных амплитуд не очень существенна. При наличии же статических растягивающих напряжений относительная погрешность расчетной оценки долговечности, вызванная применением для приведения асимметричных циклов к эквивалентным по повреждению симметричным, может достигать 55 % в сторону занижения расчетной долговечности для уравнения Гудмана и 32 % в сторону ее завышения для уравнения Гербера. Это говорит о необходимости серьезного подхода к учету асимметрии при анализе случайного нагружения конструкций.

Опыт применения пакета QForm 3D для моделирования формоизменения деталей автомобиля

Д-р техн. наук В.Г. ШИБАКОВ, канд. техн. наук Д.Л. ПАНКРАТОВ, А.И. ШВЕЁВ, Р.Ф. ЗИГАНШИН
ИИЭКА

Сегодня не вызывает сомнений, что прогресс достигается только там, где удается максимально внедрить современные информационные технологии. Как раз их симбиоз с производственными технологиями позволяет добиться высочайшего качества, производительности и технологичности. Именно сейчас очень активно развиваются системы численного моделирования процессов, эффективно помогающие, например, в анализе пластического формообразования и оценке качества металлопродукции. В частности, наиболее известными для специалистов, работающих в данной области, стали такие пакеты прикладных программ для математического моделирования процессов обработки металлов давлением, как американские DEFORM 2D/DEFORM 3D, MARC/Auto-forge, MSC. SuperForge, MSC. SuperForm; французские Forge 2/Forge 3; российские Рапид, Штамп, Qform 2D/3D. Но самым интересным с практической точки зрения авторы считают отечественный пакет QForm 3D: данный программный продукт показал себя эффективным средством моделирования, анализа и оптимизации объемной штамповки, предназначенный непосредственно для технологов и конструкторов штампов. Он дает возможность решить главную задачу, связанную с изготовлением штампов для восстановления изношенных деталей, — выбрать наиболее рациональную форму обрабатывающего инструмента, позволяющую свести к минимуму число деталей, не подлежащих восстановлению, и к максимуму — число деталей, параметры которых после восстановления соответствуют параметрам новых.

Как решается данная задача, рассмотрим на примере штампа (пуансона) для восстановления изношенного разжимного кулака (рис. 1), одной из ответственных деталей тормозной системы грузового автомобиля. При выборе рациональной формы пуансона пакет QForm 3D "руководствуется" как минимум следую-



Рис. 1. Изношенные поверхности разжимного кулака

щими четырьмя условиями, которые учитывают закономерности течения металла.

1. Форма передней поверхности пуансона должна быть эквидистантна восстанавливаемой поверхности детали.

2. Форма задней его части должна быть подобрана по рис. 2 с учетом минимизации деформации поверхностей детали, которые не требуется восстанавливать. При этом коэффициент λ цилиндричности вычисляется по формуле

$$\lambda = \left(\frac{|R_b - R_h| + |R_h - R_{cp}| + |R_b - R_{cp}|}{3} \right),$$

в которой R_b , R_{cp} и R_h — радиусы заготовки в верхнем, среднем и нижнем сечениях образца после деформирования.

3. Для несимметричных поковок необходимо, чтобы расстояние от восстанавливаемой поверхности до поверхности внедряемого инструмента было равно или больше минимально допустимого, которое должно быть вычислено с учетом прочностных характеристик материала и условий работы детали.

4. Форма торца пуансона подбирается по таблицам формоизменения исходя из соображений ее рациональности. Эти таблицы составлены по результатам замеров стандартных цилиндрических (диаметр D , высота H , причем $D = H$) образцов после формоизменения семью (рис. 3) типовыми пуансонами. Пример такой таблицы — табл. 1, в которой приведены результаты моделирования формоизменения различными по форме, но одинаковыми по диаметру ($d_n = 0,5D$) пуансонами и одинаковыми глубинами (0,7 Н) их внедрения в образцы. Материал заготовки — тот, из которого выполнен разжимной кулак, т. е. сталь 45, температура ее деформации — 1423 К, или 1150 °C, температура пуансонов — 573 К, или 300 °C,

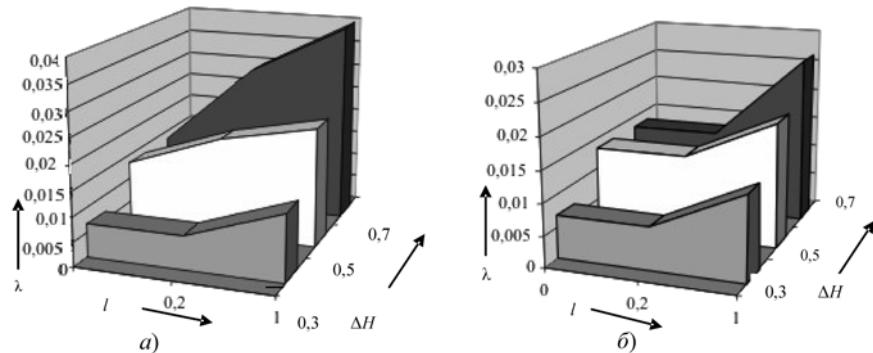


Рис. 2. Зависимости коэффициента λ цилиндричности от глубины ΔH внедрения инструмента и положения l секущей поверхности для конического (а) пуансона и сферического (б) пуансонов

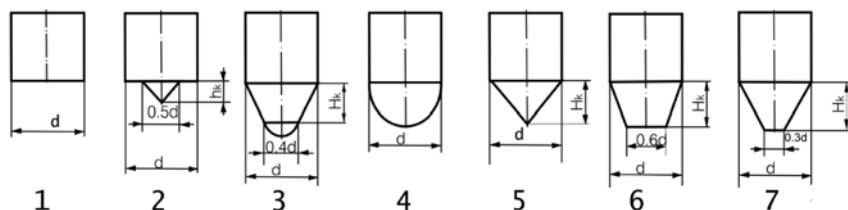


Рис. 3. Типовые формы торцов пуансонов:

1 — плоская, 2 — конус на цилиндре, 3 — конус с шаровидным концом, 4 — полу сфера, 5 — конус, 6 — широкий усеченный конус, 7 — узкий усеченный конус

Таблица 1

Диаметр пуансона	Номер пуансона на рис. 3	$R_b/R_{\text{ном}}$	$R_{cp}/R_{\text{ном}}$	$R_h/R_{\text{ном}}$	h/H	Форма поверхности образца после его деформации
$0,5D$	1	0,96	1,18	1,21	0,88	Прямой конус
	2	0,96	1,16	1,14	0,88	То же
	3	1,11	1,14	1,04	0,90	"
	4	1,05	1,17	1,09	0,89	"
	5	1,06	1,16	1,07	0,89	"
	6	1,09	1,16	1,07	0,89	"
	7	1,08	1,16	1,06	0,89	"

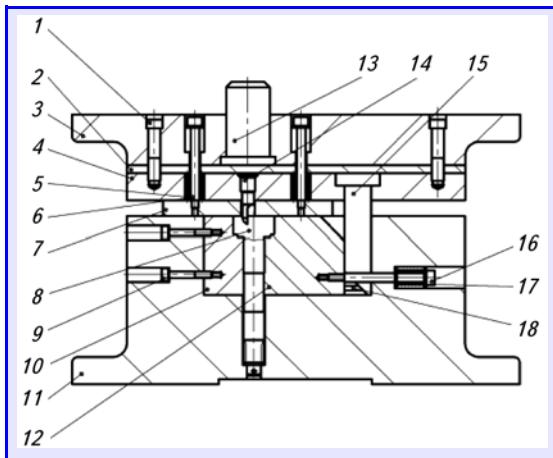
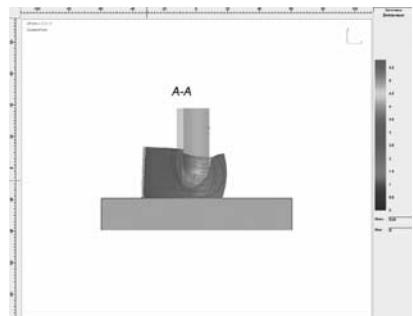


Рис. 4. Стенд для восстановления разжимного кулака:

1 — стяжные болты; 2 — подкладная плита; 3 — верхняя плита; 4 — пuhanсонодержатель; 5 — оттяжная пружина; 6, 9 и 16 — болты; 7 — съемник; 8 — головка восстанавливаемой детали; 10 — левая секция матрицы; 11 — нижняя плита; 12 — правая секция матрицы; 13 — хвостовик; 14 — пuhanсоны; 15 — клин; 17 — пружина; 18 — направляющие пазы



а)



б)

Рис. 5. Восстановление разжимного кулака:

а — моделирование в программном продукте QForm; б — натурный образец после ремонта

смазочное вещество — графит с водой. Все параметры в таблице — относительные, что, как известно, повышает степень их универсальности.

Как следует из таблицы, наиболее рациональным инструментом для восстановления разжимного кулака являются пuhanсоны № 4 (полусфера) и № 5 (конос). Именно они обеспечивают наиболее выгодное распределение металла по объему заготовки (восстанавливаемой детали), причем при всех, от 0,3 до 0,7 Н, глубинах их погружения в образец. Это хорошо видно из табл. 2, в которой даны отношения конечных (R_i) и исходных ($R_{i\text{ исх}}$) радиусов, полученные численным моделированием.

Таким образом, пакет программ рекомендовал пuhanсоны двух типов, способных восстанавливать изношенный кулак. Какой из них выбрать — дело пользователя. И у него такая возможность есть. Это упоминавшийся выше рис. 2, на котором приведены значения коэффициентов λ . Как видно из этого рисунка, предпочтение следует отдать пuhanсону полусферической формы (№ 4), так как его коэффициент λ стремится к нулю.

В процессе эксплуатации однотипные детали даже на одном автомобиле изнашиваются по-разному. То есть в общем случае для каждой детали (в нашем случае разжимного кулака) необходим отдельный инструмент, сконструированный с учетом именно ее износа. Но это,

разумеется, нереально. Более рационально детали делить на группы, близкие по износу, каждую из которых можно восстанавливать одним инструментом. Причем такое деление какой-то особой сложности не представляет: детали, поступившие в ремонт, обязательно подвергаются дефектации. Во время этой процедуры определяется сама возможность их восстановления.

Разделенные на группы поступившие в ремонт разжимные кулаки восстанавливаются на разработанном для этой цели (рис. 4) стенде, имеющем соответствующую пресс-оснастку и способным

обеспечить максимальное соответствие свойств восстановленных деталей свойствам деталей новых, т. е. поставляемых заводом-изготовителем.

Технология восстановления сводится к следующему.

Головка восстанавливаемой детали 8 предварительно нагревается в установке безокислительного нагрева (соляная ванна) до температуры горячей деформации ($0,8—0,9T_{\text{пл}}$) и устанавливается хвостовиком в отверстие нижней плиты 11, обеспечивая фиксирование детали до закрытия секций матрицы. При движении ползуна пресса вниз левая (10) секция матрицы посредством клина 15 по направляющим пазам 18 передвигается в рабочее положение. Геометрические размеры клина подобраны таким образом, чтобы создаваемый предварительный натяг между матрицами исключал возможность их раскрытия, тем самым гарантируя отсутствие затекания металла в стык. Восстанавливаемая деталь зажимается между двумя (10 и 12) секциями матрицы. Пuhanсоны 14, внедряясь в деталь, за счет пластического деформирования металла заполняют полости матрицы.

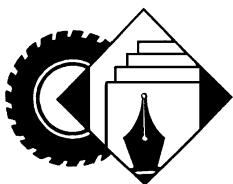
После завершения процесса устройство возвращается в исходное положение. Это обеспечивается оттяжением пружины 5, ход которой ограничивается болтами 6. Во время движения верхней плиты 3 вверх деталь снимается с пuhanсона съемником 7. Также поднимается и клин 15, позволяя правой (12) секции матрицы за счет пружин 17 вернуться в исходное положение.

Восстановленная деталь удаляется из матрицы вручную клемщами.

В собранном состоянии между матрицами образуется полость, соответствующая геометрическим размерам нагретой головки разжимного кулака с припуском на последующую механическую обработку восстановленной детали. Восстановление геометрических размеров обеспечивается целенаправленным перемещением материала детали из нерабочих зон в область изношенной поверхности за счет внедрения двух пuhanсонов заданной конфигурации.

После восстановления деталь, как обычно, проходит контроль геометрических параметров и испытывается на усталостную долговечность контрольная партия деталей.

На основании экспериментов, результаты которых приведены на рис. 5, можно сделать вывод: рассмотренный выше метод восстановления формы рабочей поверхности и эксплуатационных свойств разжимного кулака вполне достоин внедрения в ремонтное производство. Но не только. Он может оказаться незаменимым и при восстановлении многих автомобильных деталей. Уже хотя бы потому, что он достаточно прост с точки зрения его реализации, дает результаты, которые, вообще говоря, не могут дать другие методы. И сравнительно дешев. Следовательно, вполне доступен небольшим ремонтным предприятиям и даже ремонтным участкам АТП.



ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.113/.115(510)

КИТАЙСКИЙ АВТОПРОМ: ОРГАНИЗАЦИЯ И ПРОБЛЕМЫ

Канд. юр. наук Н.Н. НЫРОВА

ООО "Агентство международных экономических
и правовых поверенных", Хабаровск

Российская автомобильная промышленность, по существу, вступила на тот путь, который многие развивающиеся страны (в частности, Китай), отстающие в технологическом развитии данной отрасли, уже прошли. Поэтому имеет смысл знать их мнение по данному вопросу и поучиться на чужом опыте.

Например, в России, как в свое время в Китае, уже озвучена стратегия "рынок в обмен на технологии". Считается, что приход лидеров западного автомобилестроения в нашу страну — фактор положительный, так как позволяет надеяться на ускорение технологического развития отечественной автомобильной промышленности. Но Китай уже корректирует стратегию "рынок в обмен на технологии". Поэтому и нам нелишним будет знать, каковы полученные им результаты, что позволило китайскому автопрому так быстро развиться и что мешает ему развиваться в настоящее время, как pragmatically и четко он формулирует свои интересы и цели, за счет каких резервов планирует их достигать.

Первые совместные китайско-иностранные автомобилестроительные предприятия начали создаваться в 1980-х годах. Например, в 1984 г. фирма "Пекинский джип" создала СП с фирмой "Крайслер", а в 1985 г. "Шанхайская автомобилестроительная компания" — с фирмой "Фольксваген". Именно с этих двух СП начался масштабный приток зарубежных капиталов в китайский автопром.

Затем в 1997 г. китайское правительство, провозгласившее стратегию "рынок в обмен на технологии", фактически "открыло двери" в страну ведущим автомобилестроительным фирмам мира. В результате появились совместные предприятия с "Дженерал Моторс", "Форд", "ДаймлерКрайслер", "Тойота", "Хонда" и многими другими, наладившими сборку современных автомобилей самых различных моделей. Причем сборку из деталей и агрегатов, ввозимых из-за границы.

Таким образом, надежды китайцев на приобретение ключевых технологий не оправдывались. Сами китайцы объясняют это недостаточно твердой государственной политикой по "отечественизации" деятельности китайско-иностранных СП с первого этапа, когда вклад китайцев заключался только в предоставлении дешевой рабочей силы и каналов продаж. И хотя китайцы с самого начала имели законную 50 %-ю долю в СП, их фактическое влияние на хозяйственную деятельность и управление СП было почти нулевым. Поэтому 20-летнюю историю совместных предприятий китайцы считают "периодом грязи", в результате чего в стране по-прежнему нет современных мировых технологий автомобилестроения, известных национальных автомобильных брендов, а также права голоса в автомобилестроительных СП.

Данный вывод сделал три года назад профессор Пекинского университета Лу Фэн ("и рынок потеряли, и новых технологий не получили"). После его выступления в Китае стало формироваться убеждение в провале стратегии "рынок в обмен на технологии". Теперь уже и многие другие китайские специалисты пришли к выводу, что в действительности получился не "рынок в обмен на технологии", а "рынок в обмен на продукцию". "А предприятия, у которых нет технологий, а

есть только продукция, разве могут обладать мировой конкурентоспособностью?" — стали задавать риторический вопрос китайские эксперты.

На точку зрения специалистов стали СМИ. Например, "Шэньчжэньская торговая газета" опубликовала сатирическую статью, сравнив создание автомобилестроительного СП по методу "рынок в обмен на технологии" с открытием совместного ресторана курицей и свиньей. Курица (иностранный участник) в качестве своего вклада отдает яйца, а свинья (китайский участник) — мясо. Таким образом, иностранный участник может без конца передавать китайскому партнеру новые модели автомобилей, а у китайского участника есть только рынок, который в один прекрасный день может иссякнуть (как мясо у свиньи), и потребность иностранца в китайском партнере для выхода на рынок Китая сойдет на нет.

Китайцы признают, что 20 лет назад совместные предприятия являлись для иностранцев "входом в Китай, где все было окружено заграждениями и препятствиями". С другой стороны, они также признают, что если бы не СП, то китайский автопром, находившийся в зародышевом состоянии, не смог бы так быстро овладеть имеющимися в мире технологиями по производству автомобилей. "Конечно, при создании СП иностранные участники давали много разных обещаний, которые так и не были выполнены, но и сами китайские участники СП, иронично замечает китайская газета, в настоящее время не могут сказать, были ли эти обещания оформлены или нет. А в числе этих обещаний были: передача технологий, создание исследовательских центров, создание новых двигателей и прочее".

Учитывая такие настроения, Государственная комиссия КНР по реформам и развитию в конце 2006 г. издала "Мнение об упорядочении структуры автомобильной промышленности", которое требует, чтобы "...китайско-иностранные СП как можно скорее претворяли в жизнь свои обещания, заявленные при создании СП. В противном случае будет временно приостановлено создание новых заводов и рассмотрение заявок на выпуск новой продукции".

"Почему для решения вопроса неисполнения иностранцами условий контрактов понадобилось вмешательство Госкомиссии КНР? Почему стороны СП не стали решать вопрос судебными средствами?" — спрашивает пресса. И сама же отвечает: "В силу ограничений, накладываемых государственной политикой, китайская и иностранная стороны не могут рассторгнуть "брачный контракт" и вынуждены продолжить "совместную жизнь", в течение которой Китай по-прежнему будет предоставлять свой огромный потребительский автомобильный рынок, а иностранная сторона будет вынуждена волей-неволей постепенно удовлетворить жажду китайской стороны в технологиях".

Одновременно китайское правительство потребовало от отечественного автопрома создания собственных марок автомобилей (автомобильных брендов). Это, по мнению китайцев, свидетельствует о том, что их автопром в лице автомобильных СП вступает в новую, очень деликатную "постСП-шуньскую эпоху", в которой объектом борьбы китайской и иностранной сторон становятся ключевые технологии. Поэтому в настоящее время чуть ли не каждый китайский автозавод торжественно клянется, что будет создавать автомобиль собственной разработки и под собственной (национальной) маркой.

Иностранцы вынуждены реагировать на заявления и политику китайских властей.

Так, в 2007 г. японская "Хонда" на базе СП с китайской фирмой создает в г. Гуанчжоу новый исследовательский институт, который уже на территории Китая начнет разрабаты-

За рубежом



вать новую модель автомобиля для китайского рынка, а возможно, и экспорта. Для реализации этого проекта много оборудования будет завезено из-за рубежа, и китайская сторона уже поставила условие: его установку и наладку должны выполнять китайские специалисты, а не иностранцы, как это было раньше. Китайцы заявляют, что в "постСП-шное" время китайская сторона намерена не только быть номинальным "хозяином лавки", но и добиваться доступа к ключевым технологиям, активного участия в их разработке.

Свое нынешнее положение китайцы называют "зависимостью от иностранцев", поэтому "движение за независимость" становится политическим курсом. Под "освободительными действиями" понимаются налаживание собственного производства в других странах и сбор ресурсов по всему миру, отечественные и самостоятельные инновации для получения ключевых технологий, укрепление мировой конкурентоспособности китайских предприятий. "Брать взаймы яйца, чтобы разводить курицу", — становится лозунгом государственных автомобилестроительных гигантов и частных предприятий.

Таким образом, в настоящее время Китай считает необходимым одновременно воплощать в жизнь две стратегии. Во-первых, стратегию развития китайской (отечественной) автомобильной промышленности, создания национальных китайских брендов и собственных разработок; во-вторых, стратегию интернационализации, под которой подразумевается продолжение образования китайско-иностранных СП (но уже на чужой территории) и покупка иностранных компаний (когда китайский капитал приобретает и управляет международным автомобильным брендом и ключевыми технологиями).

Своими плюсами китайцы считают то, что начиная с 2001 г. их автомобильный рынок стал вторым (после США) по величине рынком в мире; что от рынка автомобилей общественного пользования Китай стал разворачиваться к рынку автомобилей частного пользования, к чему иностранцы оказались не готовы; что пришло время новых энергоресурсов и экологичных видов топлива, в изучении которых Китай находится "на острие".

Все это, по их мнению, поможет Китаю переписать правила игры и изменить конкуренцию на мировом автомобильном рынке. В связи с чем они выдвинули новую стратегию: "рынок в обмен на накопление". Причем под "накоплением" понимается постепенное и незаметное для сторонних глаз (чтобы не вызывать противодействия) накопление технологических преимуществ для качественного скачка не только автомобилестроения, но и всей китайской промышленности.

Важным инструментом "накопления" в "посСП-шную эпоху" китайцы считают создание отечественного производства комплектующих как для своих, так и для иностранных АТС. Но сейчас в стране из 20–30 тыс. предприятий, производящих автокомплектующие, предприятий с иностранным капиталом всего 1200. Именно производство комплектующих китайцы считают "прорывом или встраиванием" в технологические кластеры западного автомобилестроения, где они смогут "по зернышку" собирать пусть небольшие, но ключевые по характеру технологии. Отсюда и их стремление заинтересовать иностранцев в создании СП по производству комплектующих, чтобы затем при первой возможности выкупить контрольный пакет акций или фирму иностранного партнера.

Но несмотря на все деяния китайцев, иностранцы в сфере производства автокомплектующих неохотно идут на создание СП. Они более склонны к организации на территории КНР предприятий со 100 %-ми иностранными инвестициями, ссылаясь, что раз рынок Китая либерализируется и для создания таких предприятий особых препятствий нет, то и зависимость иностранных компаний от китайских партнеров следует уменьшать.

Далее. Китайцев по-прежнему сильно заботит, чтобы увеличение собственных затрат на разработки не вызывало повышения цен на продукцию. Такое стремление к "малозатратности" оправдывает в их глазах добывание технологий, не особо заботясь о чистоте интеллектуальной собственности, и жертвование качеством продукции.

Своими положительными конкурентными чертами, кроме перечисленного выше, китайцы также считают высокую скорость реагирования (уже не "большая рыба ест маленьку рыбку, а быстрая рыба ест медлительную"); хорошо организованную и скоординированную работу заводов, вовлеченных в кооперацию по производству продукции (китайская специфика организации труда — достаточно дробное его разделение и сочетаемость продукции кооперирующих заводов); развитие так называемых условных предприятий, когда головному предприятию достаточно обладать брэндом и возможностями заниматься разработками и исследованиями, а все производство отдается подрядчикам.

Однако китайцы критичны к своим недостаткам. Например, они считают, что от больших многолетних инвестиций у многих китайских автомобилестроительных фирм появился "великий гонор" ("спесь толстосумов"), который выражается в желании получить скорые и ощутимые результаты. Но отечественные государственные автогиганты неповоротливы, и только "частью — в рынке, а остальной частью — в оковах властной бюрократии". Отсюда многие их действия, поведение и мотивы определяются политикой, а не рынком. Кроме того, им не хватает амбиций, яростных устремлений, которые вырабатываются только необходимостью выживания.

Второе. Китайская специфика разделения труда обладает не только преимуществами, но и "подводными камнями": чрезмерное разделение труда удлиняет производственную цепочку, ведет к усложнению и удорожанию управления, усиливает проблему контроля качества конечной продукции, требует создания сложной комплексной системы поставок и производства.

Третье. Китайские специалисты признают отечественные технологии автомобилестроения отсталыми. Эта отсталость вызвана дефицитом ключевых технологий в двигателестроении, разработке дизайна, штамповке, сборке и контроле сборки кузовов АТС, электронном управлении автомобилем. Но они убеждены, что привлечение зарубежных передовых технологий должно сопровождаться их "перевариванием", т. е. стать базой для создания собственных разработок. Поэтому призывают брать пример с Японии и Южной Кореи и больше учиться самим, чтобы повысить качественный уровень собственных технологических способностей и возможностей. Кроме того, самокритично указывают, что в стране еще преобладает закостенелое мнение: "раз удалось привлечь технологии, то уже сами стали обладать возможностями".

Наконец, четвертое. Китайцы признали, что после 1990-х годов в Китае сильно возросли объемы привлечения капиталов, но снизилось привлечение технологий по лицензиям, и призывают больше привлекать лицензий, больше ввозить оборудования, которое может послужить образцом для "обратного инженерного проектирования" (т. е. "взломать" и посмотреть, как его сделали разработчики). "Почему Япония смогла "переварить" привлеченные технологии и создать собственные?" — задают вопрос китайские специалисты. И отвечают: "Потому, что иностранцы понимали, что их (иностранные) технология рано или поздно будет продана японцам, а те жизнь положат, чтобы научиться. В противном случае иностранцы даже своих роятли (лицензионных отчислений) заработать не смогут".

С учетом своих конкурентных преимуществ и недостатков для реализации этих двух стратегий в 2004 г. была разработана и принята "Государственная программа развития автомобильной промышленности" (с планируемым сроком реализации до 2010 г.). В 2006 г. ее скорректировали с учетом сложившейся к этому времени реальной ситуации, поэтому в настоящее время государственная программа КНР по развитию автомобильной промышленности реализуется на основе упоминавшегося выше "Мнения об упорядочении структуры автомобильной промышленности". Это "упорядочение" подразумевает комплексное решение следующих проблем: "перегрев" в развитии автомобилестроительной промышленности; переизбыток производства; осуществление трансрегиональных слияний предприятий; повышение уровня барьеров доступа иностранцев к рынку; создание национальных автомобильных брендов и отечественных разработок.

В заключение следует отметить, что меры по развитию автопрома Китай предпринимает не только в сфере производства автомобилей, но и в сфере внутренней и внешней торговли ими.

Таким образом, китайский автопром, управляемый государством, становится реальной силой, с которой российский автомобильный рынок будет вынужден считаться. И чтобы не оказаться в роли "северного простачка", не

быть рынком сбыта или технологическим полигоном для "незрелой" продукции, сырьевой базой и "тоннелем" на рынки третьих стран, России надо четко формулировать свои прагматические интересы, заранее просчитывать пользу и вред предложений лоббистов китайских автомобилестроителей. Такое поведение вызовет больше уважения великого азиатского соседа, который понимает, что такое национальный интерес.

Производственная система "Тойоты"

Производственная система фирмы "Тойота" зародилась в конце 1940-х годов, т. е. после сокрушительного поражения Японии во Второй мировой войне. Но именно в день поражения президент компании, г-н Тойода, имея в виду, что японская производительность труда в 10 раз ниже американской, сказал: "Необходимо догнать Америку за три года. В противном случае автомобильная промышленность Японии не выживет".

Многим в то время и даже позже этот призыв показался нереальным. Например, в 1949 г. Япония произвела 25 622 грузовых и 1008 легковых автомобилей. Однако скептики ошибались: уже в 1970-е годы началось "японское" наступление на Америку, в 1980-е американская автомобильная промышленность уступила японской ~30 % своего внутреннего рынка. Причем японцы сделали такой рывок в условиях крайне ограниченных внутренних ресурсов: в 1960—1970-е годы зарубежных инвестиций в японскую экономику практически не было.

Здесь есть над чем задуматься. Ведь перед российским автомобилестроением стоят похожие задачи: ему нужно в десятки раз повысить производительность, радикально поднять качество, снизить издержки производства. И не воспользоваться плюсами производственной системы "Тойота" было бы большим упущением. Что, в общем-то, начали понимать многие российские автопроизводители. Особенно те, которые, применив элементы данной системы у себя, получили существенные результаты. Причем, что важно подчеркнуть, — без каких-либо серьезных инвестиций.

Но о производственной системе "Тойота", если говорить в целом, знают не очень многие. Даже у специалистов такие знания носят фрагментарный характер. Поэтому редакция решила опубликовать на страницах "АП" некоторые из наиболее важных моментов данной системы, которая подробно и очень квалифицированно рассмотрена в серии книг, выпущенной в переводе на русский язык Институтом комплексных стратегических исследований и центром "Приоритет". И первая из предлагаемых вниманию читателей публикаций посвящена уходу от массового производства.

Д-р техн. наук В. А. Лапидус

СРАВНЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ СИСТЕМ "ФОРДА" И "ТОЙОТЫ"

Многие компании, подобно компании "Форд", осуществляют массовый выпуск деталей большими партиями, чтобы избежать эффекта возрастания затрат из-за частых замен инструментов и настройки оборудования. Производственная система "Тойоты" основывается на противоположной точке зрения. Господин Оно отмечает: "Наш производственный девиз — небольшие поставки и быстрая наладка". Он также говорит, что беззапасный подход — другая важная особенность системы компании "Тойота".

Производственная система "Тойоты" так же, как и фордowsкая, основана на системе производственных потоков. Основное различие состоит в том, что если в компании "Форд" думали над решением проблемы складирования запчастей, "Тойота" просто ликвидировала склады.

Три основных различия

У компании "Тойота" есть три основные особенности, отличающие ее от компании "Форд": небольшие размеры партий, производство смешанных моделей и постоянное выполнение операций по одному изделию, начиная от обработки и заканчивая окончательной сборкой.

Производство крупными или мелкими партиями

Можно утверждать, что различие между компаниями "Форд" и "Тойота" состоит в том, что компания "Форд" производит немногие модели автомобилей в большом объеме, а компания "Тойота" производит много моделей в небольших объемах. Это абсолютно верно, хотя и не дает полной картины. Как указывалось выше, выбор между этими возможностями делается не случайным образом, а является ответом на условия рынка и спрос потребителей.

Аналогично периоды быстрого или медленного роста происходят из-за изменения социальных обстоятельств практически без контроля компаний. В период быстрого роста легко создать рынок продавца, но при медленном росте рынок оп-

ределяют покупатели. Предприятия должны быть гибкими и готовыми удовлетворить новые запросы.

Очевидно, у массового производства есть преимущества, такие как быстрая окупаемость специальных или уникальных станков, инструментов и штампов, но ключевой вопрос — применять мелкие или крупные партии. Традиционно американские автопроизводители считают, что большие партии и планируемое массовое производство позволяют получить существенную экономию затрат. Подобный подход приводит к наличию больших запасов готовой продукции, что вызвано разрывом между прогнозируемым объемом выпуска продукции и действительным спросом, и к накоплению объема незавершенного производства между процессами, создаваемому за счет производства крупными партиями.

Хотя эти явления часто усиливаются в периоды медленного роста, их терпят по ряду причин. Во-первых, крупные партии снижают задержки из-за замены инструментов и штампов; во-вторых, они облегчают разделение труда и снижают трудовые и другие затраты; в-третьих, разделение труда дает возможности найма низкоквалифицированных рабочих, что, при условии снижения себестоимости продукции, способствует увеличению потребления продукции.

Все эти доводы, однако, терпят крах, когда время замены инструментов и наладки снижается благодаря системе SMED (одноминутная замена штампа). Добавим, что даже при производстве мелкими партиями многие функции становятся общими для нескольких продуктов или процессов. При условии, что небольшие партии в совокупности составляют большие объемы производства, разделение труда продолжает поддерживаться, что дает возможность привлекать неопытных рабочих.

Небольшие партии также способствуют сокращению цикла производства и снижению необходимости упреждающего производства. При этих условиях становится возможным производить продукцию на основе действительного спроса.

Использование производства смешанных моделей в сборочном процессе

Самые первые автомобили были произведены, вероятно, штучно небольшой группой рабочих. Конвейерное выполнение операций сборки в компании "Форд" по одному изделию

сделало возможным разделение труда, но оно основывалось на производстве крупными партиями. Например, 200 тыс. автомобилей модели *X* изготавляются в начале месяца, затем 300 тыс. автомобилей модели *Y* — в середине месяца и 400 тыс. автомобилей модели *Z* — в конце. В компании "Тойота", однако, выверенное производство смешанных моделей приводит к последовательности окончательной сборки в 2Х3У4Z, которая повторяется в течение дня.

Смешанное производство устраниет накопление незавершенного производства за счет использования небольших партий. Оно быстро реагирует на изменения спроса и облегчает планирование, предоставляя информацию в начале процесса, каковая будет средняя загрузка.

Устойчивая последовательность операций от обработки деталей до сборки

Сборка в компании "Форд" выстроена в поток единичных изделий, но детали и узлы, подаваемые на сборку, производятся исключительно крупными партиями. В компании "Тойота" и сборка, и обработка деталей осуществляются в потоке единичных изделий. Например, сварка рамы или механическая обработка деталей. Более того, компания "Тойота" применяет комплексную систему, в которой различные детали поступают прямо на окончательную сборку. Все детали, изготавляемые на заводе или поставляемые извне, производятся мелкими партиями и создают единый поток единичных изделий. Это — фундаментальный принцип системы "Тойоты" и ее существенное отличие от системы "Форда" (см. таблицу).

Компании "Форд" и "Тойота" используют поток единичных изделий на сборке. Однако компания "Форд" выпускает немного моделей автомобилей крупными партиями с простой последовательностью моделей на сборке. Компания "Тойота" производит много моделей малыми партиями, на сборке используется принцип смешанного производства. Сборка и

Отличие	"Форд"	"Тойота"	Выгода
1. Поток единичных изделий	Только операции сборки	Операции обработки и сборки связаны	Короче производственный цикл, снижены запасы готовых товаров, а также незавершенного производства
2. Размер партии	Большие партии	Малые партии	Снижение незавершенного производства, производство основано на заказах
3. Особенности выпуска продукции	Одна продукция (немного моделей)	Смешанная продукция (немного моделей)	Снижение незавершенного производства, приспособление к изменениям, сбалансированность нагрузки

производство деталей в компании "Форд" разделены, а в компании "Тойота" связаны. В компании "Форд" поток единичных изделий используется только на сборке, а детали обрабатываются крупными партиями. В компании "Тойота" и сборка, и обработка производятся мелкими партиями.

Система компании "Тойота" не противопоставляется системе компании "Форд". Скорее, это постепенное улучшение — система приспособлена к японскому рынку за счет массового производства небольшими партиями с минимальными запасами.

Это принципиальные особенности производственной системы компании "Тойота". Основа их достижения — внедрение системы SMED, позволяющей снизить время переналадки и обеспечить производство небольшими партиями.

Тайити Оно "Производственная система Тойоты. Уходя от массового производства"

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Шакирова К. С. — Современный рынок легковых автомобилей в России. Состояние, проблемы и вероятные перспективы развития 1
Евсеев П. П. — Еще один аналитический метод расчета путевого расхода топлива АСМ-факты 2

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Коноплев В. Н. — Оценка качества автотранспортных средств по их энергетическим показателям 3
Грабовский А. А. — ДВС с дискретным изменением мощности 4
Бортников Л. Н., Русakov М. М. — Оценка экономических и экологических показателей поршневых ДВС с искровым зажиганием при их работе на смеси "бензин—водород" 5
Агейкин Я. С., Вольская Н. С., Соловьев А. В., Чичекин И. В. — Дополнительный бесконтактный двигатель как средство повышения проходимости колесной машины 6
Сливинский Е. В., Зайцев А. А. — Устройство, исключающее складывание звеньев автопоезда при торможении 7
Петров А. П., Петров К. А. — Концепция моделирования условий обтекания автомобиля воздушным потоком 8
Шутов А. И., Загородний Н. А. — Аналитическое определение параметров качения автомобильного колеса 9
Блинов Е. И., Иванов С. И. — Теория автомобиля: от статики к динамике. Энергетика колесных и гусеничных машин 10

АВТОТЕХОСЛУЖИВАНИЕ

Кулаков А. Т., Макушин А. А. — Дифференциальный клапан масляного насоса и надежность дизелей КамАЗ 11
Малкин В. С., Епишкин В. Е. — Метод расчета численности технологического оборудования для СТОА 12

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Елхов П. Е., Аббасов В. М. — Процесс зубохонингования конических колес с круговым зубом 13
Шмелев А. В., Ракицкий А. А. — Исследование асимметрии нагружения повреждающих циклов напряжений рам самосвалов 14
Шибаков В. Г., Панкратов Д. Л., Швеев А. И., Зиганин Р. Ф. — Опыт применения пакета QForm 3D для моделирования формоизменения деталей автомобиля 15

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом 16
Нырова Н. Н. — Китайский автопром: организация и проблемы 17
Производственная система "Тойоты" 18
Юбилеи 19
М. С. Высоцкому — 80 лет 20

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гирукский, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Карунин, Г. И. Мамити, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, Н. Н. Яценко

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель),
Л. Г. Красневский (зам. председателя), Д. А. Дубовик,
Н. В. Коритко, П. Л. Мариев, А. П. Ракомсин,
И. С. Сазонов, Г. А. Синеговский, В. Е. Чвялев

Художественный редактор Т. Н. Погорелова

Корректор М. Г. Джавадян

Сдано в набор 3.12.2007. Подписано в печать 15.01.2008.

Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,39. Зак. 61.

Отпечатано ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

Ордена Трудового Красного Знамени

ОАО «Издательство «Машиностроение»

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Строгинский пер., 4

Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97

E-mail: avtroprom@mashin.ru

www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № 77-7184

Цена свободная

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.

М. С. Высоцкому — 80 лет

Михаилу Степановичу Высоцкому — конструктору, ученому, организатору науки и производства, человеку, вписавшему поистине золотые страницы в историю отечественного автомобилестроения — исполнилось 80 лет. За эти годы он прошел путь от паренька из разореннойвойной, голодной и холодной белорусской деревенки до академика НАН, Героя Беларуси, главы признанной во всем мире научно-конструкторской школы.

Трудовую деятельность М. С. Высоцкий начал в 1946 г. рабочим строящегося в то время Минского автозавода. Затем, с 1949 г., после окончания Минского автомеханического техникума, он — техник-конструктор и одновременно — студент Всесоюзного заочного машиностроительного института в Москве, конструктор. И — 50 лет, отданных МАЗу, в том числе 35 — работе в должности главного конструктора, а с 1975 г. — главного конструктора-начальника управления главного конструктора ПО "БелавтомАЗ", в которое вошли все автозаводы республики.

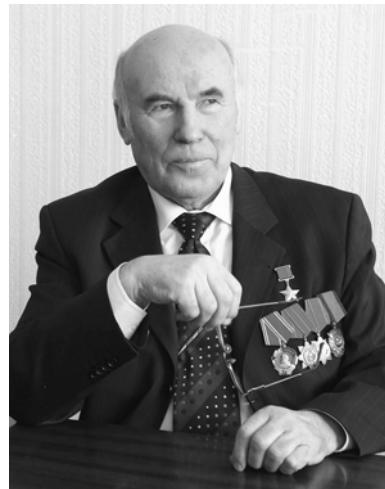
С именем М. С. Высоцкого связаны все наиболее значительные достижения не только МАЗа, но и отечественного грузового автомобилестроения в целом. Достаточно вспомнить, что именно он предложил и внедрил в производство принципиально новую компоновку большегрузных автомобилей "кабина над двигателем", которая в дальнейшем получила распространение во всем мире; создал модульный автопоезд МАЗ-2000 "Перестройка", признанный автомобилем XXI века и получивший золотую медаль Парижского автосалона в 1988 г.; разработал шесть поколений магистральных автобусов, каждое из которых отвечало жестким международным требованиям своего времени; был инициатором и руководителем создания (совместно с немецкой фирмой "Неоплан") первых моделей современных автобусов, ставших основой широкомасштабного, ориентированного на полное обеспечение потребностей Белоруссии и поставок на экспорт.

В своей практической деятельности М. С. Высоцкий не декларирует опору на науку, а именно опирается на нее и способствует ее развитию. В частности, одна из его безусловных заслуг — налаживание и укрепление связей науки с производством, ориентация научного потенциала академической, вузовской и отраслевой наук на решение наиболее актуальных проблем, стоящих перед машиностроительным комплексом СССР. Например, еще в 1974 г. по его инициативе были созданы академический отдел грузовых автомобилей, имеющий двойное подчинение — АН БССР и МАЗу, и учебно-производственное объединение "МАЗ-БПИ" и кафедра "Большегрузные автомобили" в составе БПИ, а также научно-производственное объединение "АвтоФизтех".

Став в 1992 г. вице-президентом НАН Беларусь, М. С. Высоцкий сумел консолидировать усилия ученых и заводских специалистов уже не только в интересах МАЗа и ПО "БелавтомАЗ", но и всей автотракторостроительной отрасли республики, что позволило ей пережить острый экономический кризис в период распада СССР, обеспечить становление национального автомобилестроения и выйти на устойчивое динамичное развитие, вносить существенный вклад в формирование ВВП и наращивание экспортного потенциала страны.

С 1993 по 2001 г. М. С. Высоцкий — директор созданного по его инициативе Научного центра проблем механики машин НАН Беларусь, с 2001 г. — генеральный директор научно-инженерного республиканского унитарного предприятия (НИРУП) "Белавтотракторостроение" НАН Беларусь, с 2006 г. — генеральный директор государственного научного учреждения "Объединенный институт машиностроения НАН Беларусь". Именно этот период (в 1995 г.) для государственной поддержки автотракторостроения по его инициативе и под его руководством была разработана государственная научно-техническая программа "Белавтотракторостроение"

Редакция и редакционная коллегия журнала "Автомобильная промышленность" от всего сердца поздравляют Вас, нашего постоянного автора, доброжелателя, с юбилеем и желают всего самого наилучшего — успехов в труде, долгих лет жизни, крепкого здоровья.



За последние пять лет М. С. Высоцким развита и успешно внедряется в практику теория виртуального проектирования и испытаний мобильных машин, получены значительные результаты в области динамики автомобилей и железнодорожных цистерн, выполнена большая организационная работа по созданию и контролю государственных научно-исследовательских и научно-технических программ. Опубликовано более 450 его научных трудов, 18 монографий, в том числе "Мобильные транспортные машины. Взаимодействие со средой функционирования" (1998 г.), удостоенная премии НАН Беларусь, "Аэrodinamika колесного транспорта" (2001 г.), "Активная безопасность автомобилей. Основы теории" (2002 г.), "О трибоатике" (2005 г.), "Динамика автомобильных и железнодорожных цистерн" (2006 г.), получено 145 авторских свидетельств и патентов, большинство из которых послужили основой для повышения конкурентоспособности и создания новых видов автотракторной техники. Он подготовил шесть докторов и 18 кандидатов наук, создал получившую широкое международное признание белорусскую школу механики и комплексного проектирования мобильных машин, трудами которой впервые в странах бывшего СССР заложены основы теории проектирования и ускоренных испытаний высокоскоростных большегрузных магистральных автоездов.

М. С. Высоцкий несет также огромные общественные нагрузки. Он — член президиума по государственным премиям Республики Беларусь, комиссии по вопросам государственной научно-технической политики при совете Министров, межведомственный комитет по рассмотрению кандидатур для назначения стипендий президента страны молодым талантливым ученым, межведомственного научно-технического совета министерства промышленности, комиссии по премиям федерации профсоюзов, президиума белорусско-российского комитета "Союз", редакционного совета "International Journal of Uehicle Design" (Великобритания), "Международного журнала по транспортным технологиям" и журналов "Грузовик" и "Вести НАН Беларусь"; председатель научного совета НАН Беларусь по проблемам машиностроения, межведомственного экспертного совета по приоритетному направлению фундаментальных и прикладных наук научных исследований по теме "Механика машин, обеспечение надежности и безопасности технических систем, повышение конкурентоспособности продукции машиностроения", экспертного совета по машиностроению, белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований, общего собрания и бюро отделения физико-математических наук НАН Беларусь, белорусского регионального редакционного совета журнала "Автомобильная промышленность"; заместитель по науке председателя белорусской научно-промышленной ассоциации; руководитель органа по сертификации транспортных средств, минской группы SAE, общества друзей "Беларусь-Корея", эксперт-аудитор по качеству в республиканском органе по стандартизации, метрологии и сертификации; попечитель духовно-образовательного центра белорусской православной церкви.

Разнообразные таланты М. С. Высоцкого, их реализация в интересах общества по достоинству оценены. Он — доктор технических наук, профессор, действительный член НАН Беларусь, лауреат государственных премий СССР и БССР, "Заслуженный работник промышленности СССР" и "Заслуженный деятель науки и техники БССР", кавалер орденов Ленина, Трудового Красного Знамени и "Отечество" II и III степени, Герой Беларусь. Он награжден также "Почетной грамотой" парламентского собрания Беларусь и России, в 2003 г. получил благодарность от Верховного главнокомандующего Вооруженными силами РФ за образцовое выполнение воинского долга и самоотверженное служение Отечеству.