ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УЧРЕДИТЕЛИ: ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ АНО "РУСАЕН"

№ 8 • август• 2014



ЭКОНОМИКА

и организация производства

УДК 338.47

СМЕЖНЫЕ РЫНКИ КАК ИНСТРУМЕНТ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ И ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

Канд. экон. наук **С.В. КУЛИКОВА** МЭСИ (495. 442-73-98)

Рассматриваются принципы анализа рынка грузовых автомобилей по смежному рынку автомобильных грузоперевозок.

Ключевые слова: рынок грузовых автомобилей, спрос, статистика рынка, грузовое автомобилестроение.

Kulikova S.V.

ADJACENT MARKETS AS A TOOL TO ASSESS THE STATUS AND TRENDS OF TRUCK INDUSTRY

Principles of analysis of statistical data related markets: market of lorries and market of automobile transportation are considered.

Keywords: the market of freight cars, demand, market statistics, truck production.

В исследованиях рынка грузовых автомобилей их авторы, как правило, ограничиваются информацией о тенденциях, сложившихся на нем, и на основе этой информации делают соответствующие прогнозы на будущее.

Такой подход, конечно, имеет право быть: уровень рыночного спроса, скажем, на грузовые автомобили, действительно, задает программу развития этой подотрасли автомобилестроения. Но это лишь половина правды. Вторая ее половина состоит в том, что о спросе на данном рынке можно судить не только по нему самому, но и по активности смежных рынков. Например, на этих рынках, согласно методике оценки конкуренции, утвержденной Советом ЕЭК ООН 30.01.2013 г., обращаются комплектующие, сырье и многие другие ресурсы. То есть в качестве смежного по отношению к рынку грузовых автомобилей можно рассматривать рынок автомобильных грузоперевозок.

Тем более что реализация такого подхода особого труда не представляет: в настоящее время российская государственная статистика позволяет изучить количественную сторону рынка грузовых перевозок даже не по одному, а по двум показателям — объемам перевозимых грузов и грузообороту по видам транспорта. А эти показатели, в свою очередь, дают возможность выявлять факторы, влияющие на продажи грузовых автомобилей, и строить гипотезы и предположения о взаимозависимостях между рынками.

Так, вполне логичным может быть изучение рынка грузоперевозок, статистики производства продукции, перевозимой автомобилями (например, производство сельскохозяйственной продукции и товаров широкого потребления), в том числе по регионам, а также показателей состояния автомобильных дорог. Эта многофакторность дает возможность не только глубже проанализировать ситуацию на рынке грузовых автомобилей, но и прогнозировать спрос на автомобильные перевозки и выявлять структуру спроса на сами автомобили. Попытаемся локазать это.

Данные Росстата за 1992...2012 гг. показывают следующее (табл. 1): доля грузовых автомобилей как по показателю "перевозки в млн т", так и по "грузооборот в млрд т-км" в течение этих 20 лет изменялась "волнообразно": в период 1992...2000 гг. — уменьшалась, затем до 2008 г. — возрастала, в 2009 г. — упала, а потом снова стала увеличиваться, и в 2012 г. грузооборот уже превзошел данные 2008 г. и составил 249 млрд т-км против 216.

Автор располагает также данными по грузообороту всех видов транспорта и долям этих видов в период январь—август 2013 г. Общий грузооборот (табл. 2) составил $3\,318,4\,$ млрд т-км, в том числе: грузооборот железнодорожного транспорта $-1\,435,3\,$ млрд; автомобильного $-157,7\,$ млрд, морского $-26,2\,$ млрд, внутреннего водного $-53,7\,$ млрд, воздушного $-3,3\,$ млрд, трубопроводного $-1642,2\,$ млрд.

С рассматриваемой точки зрения показателен и прирост грузооборота к аналогичному периоду 2012 г.: автомобильный грузооборот составил 101,5 %, тогда как по другим видам транспорта характерно снижение их доли в общем грузообороте.

Таблица 1

Поуголотому	Годы								
Показатель	1992	2000	2005	2007	2008	2009	2010	2011	2012
Перевозки грузов (млн т)	12 750	5878	6685	6861	6893	5240	5236	5663	5842
Грузооборот (млрд т-км)	257	153	194	206	216	180	199	223	249

			Прирост, %						
Грузооборот	Август 2013 г., млн т-км	к августу 2012 г.	к июлю 2013 г.	январь— август 2013 г. к январю— августу 2012 г.	к августу 2011 г.	к июлю 2012 г.	январь— август 2012 г., к январю— августу 2011 г.		
Общий, в том числе:	416,3	100,3	101,2		104,3	100,6	102,9		
железнодорожного	183,6	97,9	101,4	97,2	105,3	101,0	105,2		
транспорта									
автомобильного	21,6	98,0	100,7	101,5	111,8	102,7	111,0		
транспорта									
морского транспорта	4,0	118,9	141,4	90,7	69,6	88,0	72,9		
внутреннего водного	11,3	86,0	96,0	99,0	113,6	101,2	104,6		
транспорта									
воздушного транспорта	0,4	91,6	94,6	99,9	101,5	106,8	103,3		
трубопроводного	195,4	103,7	100,9	101,3	102,8	100,1	100,8		
транспорта									

Таблица 3

		Прирост, %					
Перевозки грузов транспортом	Август 2013 г.	к августу 2012 г.	к июлю 2013 г.	январь— август 2013 г. к январю— августу 2012 г.	к августу 2011 г.*	к июлю 2012 г. [*]	январь— август 2012 г., к январю— августу 2011 г.*
Общий, млрд т, в том числе:	715,9	94,4	99,3	96,4	101,2	101,1	104,7
железнодорожным	107,5	98,6	100,8	96,8	103,4	99,9	103,4
автомобильным	501,8	92,6	98,7	95,9	101,3	101,4	107,0
морским	1,7	102,2	130,7	93,0	88,2	103,0	81,9
внутренним водным	21,0	90,4	96,9	94,5	105,8	103,1	102,2
воздушным	0,1	95,8	96,8	101,9	101,5	109,7	101,9
трубопроводным, в том числе:	83,8	101,5	101,0	98,9	96,8	100,6	96,3
газ	36,4	104,9	103,2	98,2	95,2	100,2	96,3
нефть	44,5	99,2	99,5	99,2	97,6	100,9	96,3
нефтепродукты	2,9	97,9	98,3	106,7	104,6	99,8	96,0
Примечание: *справочно.							

Данные за те же январь...август 2013 г. по показателю "перевозка грузов в млн т" (табл. 3) демонстрируют его снижение по всем видам транспорта, кроме воздушного. В том числе по автомобильному — на $4,1\,\%$.

Ориентируясь на данные Росстата, автор сравнила показатели грузоперевозок и грузооборота по видам транспорта. Оказалось, что в обоих случаях максимальная доля приходится на автомобильные грузоперевозки. Причем, характерно, что доля автомобильного грузооборота (млрд т-км) непрерывно растет и превышает долю железнодорожного транспорта.

Вывод из всего сказанного напрашивается сам собой: спрос на грузовые ATC будет только расти. Однако означает ли это, что нашим автозаводам беспокоиться не о чем? Наоборот, оснований для беспокойства более чем достаточно. Об этом говорят данные по импорту и экспорту грузовых автомобилей.

Так, Росстат сообщает, что в 2012 г. импорт оказался в 6 раз больше экспорта, который составил всего лишь 18,7 тыс. ед., в том числе 17 тыс. — в страны СНГ и 1,7 тыс. — в страны дальнего зарубежья. Причем эта тенденция сохраняется уже 12 лет.

И еще одна тенденция, зародившаяся в 2005 г.: импорт грузовых АТС из стран СНГ идет на убыль, а из стран дальнего зарубежья — растет. Например, в 2013 г. их соотношение

стало равным 1:35,4 (5,3 и 115 тыс.). То есть статистика доказывает: спрос на грузовые автомобили зарубежного производства в ближайшие годы будет расти. И причина тому одна — неконкурентоспособность отечественных автомобилей. Поэтому совершенно очевидно, что российские производители будут вынуждены повышать качество своей продукции и, прежде всего, — с точки зрения ее технического уровня и соответствия экологическим стандартам. Дело в том, что ценовое преимущество отечественных автомобилей перед иномарками перестало иметь определяющее влияние на спрос.

- Методика оценки состояния конкуренции. 30.01.2013. № 7. http: // www.eurasiancommission.org/ru/Lists/EEDocs/RS13_P7.pdf (дата обрашения 01.04.2014).
- 2. Аналитическое агентство "Автостат". Режим доступа: http://www.autostat.ru/(дата обращения 17.11.13).
- Приехали: В 2013 году рынок коммерческой техники достиг насыщения // РБК daily онлайн. 12.09.2013. URL: http://rbcdaily.ru/autonews/652949988868072 (дата обращения: 17.11.13).
- Федеральная служба государственной статистики. Режим доступа: http://www.gks.ru (дата обращения 17.11.13).

ПЛАНИРОВАНИЕ РЕНТАБЕЛЬНОСТИ ПРЕДПРИЯТИЯ И АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Канд. техн. наук **П.А. ЛОЩАКОВ** Ярославский филиал финансового университета при Правительстве РФ (4852. 74-72-76)

Приведена методика планирования рентабельности предприятия.

Ключевые слова: управление, планирование, показатель, рентабельность, стоимость, дерево показателей, дерево целей, анализ.

Loshakov P.A.

PLANNING OF PROFITABILITY OF PLANT AND ANALYSIS OF THE OBTAINED OUTCOMES

The technique of planning of profitability of firm is considered.

Keywords: handle, planning, metric, profitability, cost, tree of metrics, tree of the purposes. analysis.

Под эффективным управлением предприятием понимают такие методы организации действия его трудового коллектива, которые обеспечивают достижение главных целей создания этого предприятия — намеченной рентабельности производства и снижения его издержек, увеличения эффективности использования основных фондов, повышения прибыли и т.д. Как достичь этих целей с наименьшими потерями времени, труда, денежных и материальных средств, рассмотрим на примере ОАО "Спектр" — Ярославского сервисного центра технического обслуживания и ремонта автотранспортной техники.

По показателям отчетного периода, представленным на "дереве показателей", или графе показателей (рис. 1), его рентабельность P, чистая прибыль Π , среднегодовая стоимость Φ основных производственных фондов, месячная стоимость Φ оборотных фондов, прибыль $\Pi\Pi$ от предоставленных услуг, прочие доходы $\Pi \Pi$ и налог Π на прибыль, связаны между собой следующей формулой:

$$P = \frac{\Pi}{\Phi + O} = \frac{\Pi\Pi + \Pi \Pi - H}{\Phi + O} \ .$$

При этом значение параметра Φ подсчитывают по формуле:

$$\Phi = A\Phi + \Pi\Phi ,$$

где $A\Phi$ — активная часть основных производственных фондов; $\Pi\Phi$ — пассивная их часть.

На "дереве показателей", предназначенном для расчета рентабельности Р предприятия, показаны три уровня управления, а стрелками — направления этих расчетов. Такое деление позволяет сформировать те и только те предписания различным службам предприятия, выполнение которых должно привести к повышению его рентабельности. (Все финансовые показатели, кроме рентабельности, указаны на рис. 1 в млн руб.)

Поскольку управление — это, по сути, вмешательство в существующий ход событий с помощью соответствующих ин-

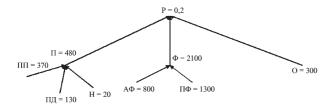


Рис. 1. "Дерево показателей" отчетного периода

струментальных средств, то после констатации фактов и изучения "того, как есть", обычно инициируется процесс перехода к "тому, как нужно". При этом предполагается, что желаемое значение показателя, отражающего цель управления, известно

Допустим, что руководство предприятия на планируемый период в качестве главной цели выбрало повышение (прирост ΔP) рентабельности производства в целом на величину 0,08, т.е. на 8 %. Отсюда появляется обратная задача, ибо цель исследования событий как таковых принципиально отличается от цели исследования, результаты которого предназначены для последующего влияния на эти события человеком. Метод формирования и поддержки принятия управленческих решений на основе обратных вычислений известен: он изложен в работах [1, 2].

Решение обратных задач с помощью обратных вычислений — это получение точечных значений приростов аргументов прямой функции на основании ее задаваемого значения и дополнительной информации, поступающей от лица, формирующего решения. (Точечными они называются потому, что отыскиваются новые значения аргументов лишь для одной заданной точки функции.)

Используемая при этом дополнительная информация касается, во-первых, целевой установки лица, формирующего решение, которая выражается с помощью знаков (увеличение или уменьшение) приростов каждого из аргументов прямой функции; во-вторых, приоритетности в путях достижения целей, отражаемой с помощью коэффициентов их относительной важности (КОВ), сумма которых в каждом из узлов "дерева целей" должна равняться единице.

Допустим, далее, что прирост $\Delta P=8$ % рентабельности, по мнению руководства ОАО "Спектр", должен быть обеспечен таким образом, чтобы 65 и 10 % его составили соответственно приросты чистой прибыли ($\Delta\Pi$) и среднегодовой стоимости основных производственных фондов ($\Delta\Phi$), а 25 % — снижение Δ О месячной стоимости оборотных средств. Приоритетность перечисленных показателей в путях достижения целей отражается с помощью коэффициентов (соответственно α , β и γ) их относительной важности, сумма которых, как сказано выше, должна быть равной единице, т.е. $\alpha+\beta+\gamma=1$.

Следовательно, целевая установка может быть записана следующим образом:

$$P^{\scriptscriptstyle +} = \frac{\Pi^{\scriptscriptstyle +}\left(\alpha\right)}{\Phi^{\scriptscriptstyle +}\left(\beta\right) + O^{\scriptscriptstyle -}\left(\gamma\right)} \; . \label{eq:P_point}$$

Граф показателей (см. рис. 1) превращается в граф, или дерево, целей с обратным направлением расчетов (рис. 2). На нем приведены приоритеты в достижении каждой из подцелей (коэффициенты α , β , γ), а также знаки (плюс и минус), указывающие за счет чего (уменьшения или увеличения) тех или иных показателей необходимо достичь намеченных целей.

Попытаемся решить поставленную руководством предприятия задачу прямыми методами, исходя из цифр, записанных на рис. 1, и запланированной величины $\Delta P = 0.08$:

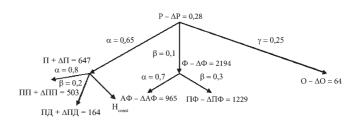


Рис. 2. "Дерево целей" и результаты расчетов показателей на планируемый период

п	Значения	Значения показателя, млн руб., при ΔP					
Показатель	0,00	0,02	0,05	0,08			
Рентабельность	0,20	0,22	0,25	0,28			
Чистая прибыль	480	522	585	647			
Прибыль от предостав- ляемых услуг	370	404	454	503			
Прочие доходы	130	138	151	164			
Налог на прибыль	20	20	20	20			
Среднегодовая стоимость основных фондов	2100	2175	2184	2194			
Активная часть основных фондов	800	931	948	965			
Пассивная часть основных фондов	1300	1243	1236	1229			
Месячная стоимость оборотных средств	300	112	87	64			

$$\begin{split} P + \Delta P &= \frac{(\Pi + \Delta \Pi)}{(\Phi + \Delta \Phi) + (O + \Delta O)} = \\ &= \frac{(480 + 480 \cdot 0.08 \cdot 0.65)}{(2100 + 2100 \cdot 0.08 \cdot 0.1) + (300 - 300 \cdot 0.08 \cdot 0.25)} = 0.208 \end{split}$$

Как видим, если директивные указания подразделениям второго уровня управления будут выданы по результатам решения задачи прямыми методами, то прирост ΔP рентабельности производства составит не 8, а лишь 0.8~%- в 10 раз меньше желаемого. Поэтому надо воспользоваться методом обратных вычислений.

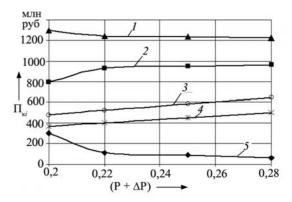
Для функций, содержащих, как в нашем случае, более двух аргументов, возможны два пути решения задачи — создание системы уравнений, число которых соответствует числу аргументов; обращение к процедуре свертки/развертки, которая позволяет свести многоаргументную функцию к двум аргументам. При этом надо иметь в виду, что второй путь решения поставленной задачи для второго уровня "дерева целей" позволяет существенно упростить процесс обратных вычислений путем применения стандартных базовых конструкций, приведенных в тех же работах [1,2]. Поэтому им и воспользуемся.

Задачу обратных вычислений для функции с двумя аргументами в общем виде можно записать как систему уравнений вида:

$$\begin{cases} y + \pm \Delta y = f(x \pm \Delta x(\alpha), & z \pm \Delta z(\beta)), \\ \frac{\Delta x}{\Delta z} = \frac{\alpha}{\beta}. \end{cases}$$

Здесь выражения $\Delta x(\alpha)$ и $\Delta z(\beta)$ указывают на функциональную зависимость прироста Δx от коэффициента α , а прирост Δz — от коэффициента β . Причем обязательным условием выступает ограничение $\alpha + \beta = 1$. Прирост же Δy задается, а следовательно, неизвестными являются приросты $\pm \Delta x$ и $\pm \Delta z$.

Функции расчета экономических показателей достаточно разнообразны. Они могут быть аддитивными, мультипликативными, кратными и смешанными. Формулы расчета индивидуальных коэффициентов прироста аргументов зависят от вида функций. В рассматриваемом случае задействовано несколько видов функций, поэтому и используемые формулы расчета будут также различны. (Вид и метод решения системы уравнений для некоторых из таких функций см. "АП". 2009. № 6.)



Puc. 3. Зависимость плановых показателей предприятия от планируемого уровня рентабельности:

1 — пассивная часть основных фондов; 2 — их активная часть; 3 — чистая прибыль; 4 — прибыль от предоставляемых услуг; 5 — месячная стоимость оборотных средств

Для получения результатов в соответствии с целевой установкой была разработана программа, позволяющая оперативно выполнять многовариантные расчеты при допустимых исходных данных. Результаты расчетов показателей, при которых обеспечивается желаемый уровень рентабельности $P + \Delta P = 0.28$, показаны на рис. 2 и в таблице. Они могут служить основой для разработки планов мероприятий, необходимых для функционирования структурных подразделений различных уровней управления, ответственных за достижение того или иного показателя.

На рис. 3 отображены графические зависимости, построенные с использованием графического модуля табличного процессора MS Excel по результатам автоматизированного расчета. Они позволяют выбрать желаемый уровень рентабельности, исходя из реальных ресурсов предприятия, и выполнить анализ результатов с целью выработки правильных управленческих решений. Например, для повышения уровня рентабельности следует снизить стоимость месячных оборотных средств. Что вполне осуществимо, если будут выбраны надежные поставщики, не нарушающие сроки поставок: при сокращении месячных запасов уменьшатся складские расходы и могут освободиться складские площади, которые можно будет использовать для других целей, скажем, для создания пунктов питания и/или комнат отдыха для клиентов. Повысившаяся при этом культура обслуживания может привлечь дополнительное число клиентов, и предприятие получит дополнительные доходы без дополнительных вложений в строительство.

Рост рентабельности может быть достигнут и за счет увеличения активной части основных фондов при сокращении пассивной их части: предприятие может закупить современное оборудование, повышающее производительность труда работников и качество предоставляемых услуг. В свою очередь, это может оказать положительное влияние на число клиентов при неизменной или повышенной цене оказываемых услуг, определяемой их качеством.

Таким образом, реализация предлагаемых мероприятий в дальнейшем может увеличить чистую прибыль и, соответственно, уровень рентабельности, т.е. осуществить главную цель деятельности предприятия.

- 1. Романов О.Н., Одинцов Б.Е. Советующие информационные системы в экономике: учеб. пособие для вузов. М.: Юнити-Дана, 2000. 487 с
- Одинцов Б.Е. Обратные вычисления в формировании экономический решений: учеб. пособие. М.: Финансы и статистика, 2004. – 192 с.



VII Международный автотранспортный фестиваль "Мир автобусов"
прошел в Коломне. В этом году его
участниками стали более 120 компаний из 19 стран мира; в экспозиции
были выставлены 80 автобусов, несколько из которых — проданы во время фестиваля. Так, 49-местный туристический автобус МАН "Лайонс Коч"
приобрела компания "Кардинал" для
рязанского футбольного клуба "Звезда". Автобус торжественно передали
новому владельцу, и уже на следующий день он повез футболистов на
тренировку.

На дискуссионных площадках фестиваля обсудили множество прикладных тем. Конференции, круглые столы, совещания шли в режиме нон-стоп. Говорили о тонкостях клиентоориентированного сервиса и особенностях развития пассажирского транспорта в Эстонии. Специалисты компании "Кастрол" поделились своими профессиональными секретами, рассказали, почему уже 100 лет сотрудничают с компанией "Форд" и привели примеры клиентоориентированного подхода на фестивальных площадках и в автобусах автоколонны 1417. Председатель совета директоров компании "Мотор Групп" и давний партнер автоколонны 1417 Хуго Осула в рамках незапланированной, но весьма интересной презентации разложил на составляющие работу пассажирского транспорта Эстонии, объяснил, почему Wi-Fi в автобусах – прошлый век и в двух словах изложил философию успешного перевозчика. На фестивале обсуждали современные технологии на пассажирском транспорте, в том числе антивандальные и позволяющие контролировать работу водителя; подготовку руководителей транспортных предприятий; создание в России современной электротранспортной инфраструктуры. Как и предполагалось, одной из наиболее обсуждаемых стала тема госрегулирования пассажирских перевозок. Итогом дискуссии стал официальный документ - письмо на имя премьер-министра РФ Дмитрия Медведева с предложениями изменить действующее законодательство с учетом интересов всех заинтересованных сторон и предотвратить возможный кризис отрасли.

В последний день фестиваля предметом профессионального общения

участников стал технический сервис современных автобусов. Участники тематического круглого стола представили свои модели организации сервиса и отметили их преимущества. Представители компаний "Скания" и "Русские автобусы – группа ГАЗ" рассказали, как было организовано сервисное обслуживание автобусного парка зимней Олимпиады в Сочи и сообщили о готовности растиражировать эту схему по России. Кроме того, "Скания" предложила протестировать на базе Мострансавто привычные для Европы контракты жизненного цикла, подразумевающие техническое обслуживание от производителя с оплатой за километр пробега. Компания "Ево-Бус Русслэнд" поделилась историей создания собственной сервисной сети и выступила за дифференцированный подход к вопросам сервиса в зависимости от размеров автопарка предприятия. За круглым столом также обсуждали нюансы сервисного обслуживания газовых автобусов, приобретающих популярность в России и другие актуальные вопросы.

Как всегда, на фестивале производители презентовали актуальные новинки. Компания ИВЕКО представила газовый городской автобус "Сителис CNG" - экономичный, экологичный, комфортный, безопасный и легкий в обслуживании, с большим запасом хода (до 500 км) и низким уровнем шума. Автобус работает на сжатом природном газе, комплектуется газовым двигателем "Курсор 8 CNG EEV" и автоматической коробкой передач. Запас топлива - до 1260 л. Кузов прошел катафорезное грунтование для повышения коррозийной стойкости. Техническое обслуживание упрощено благодаря удобному доступу к агрегатам в задней части автобуса. Вместимость автобуса в зависимости от модели (возможны три варианта) от 19 до 51 посадочных мест и до 140 стоячих. Предназначены для городской эксплуатации: низкий пол и скользящие или створчатые двери обеспечивают пассажирам удобный доступ в автобус, а широкий центральный проход гарантирует свободное перемещение по салону. "Сителис CNG" - не концептуальная модель, он уже успешно используется во многих странах Европы и Азии. Во время презентации специалисты ИВЕКО также обсудили с участниками форума перспективы использования газовых автобусов на российском транспортом рынке.

Компания ООО "АвтоМазВосток" привезла в Коломну газомоторный автобус МАЗ-203965 с автоматической

трансмиссией "Аллисон". Супернизкопольный городской автобус второго поколения на компримированном природном газе – разработка ОАО "Минский автозавод" при участии специалистов ОАО "Газпром трансгаз Беларусь" (на базе городского низкопольного автобуса МАЗ-203, хорошо зарекомендовавшего себя в Беларуси, России и других странах). Длина автобуса - 12 метров, вместимость – 26 сидячих мест и до 90 стоячих. МАЗ-203965 оснащен двигателем на метане "Мерседес М 9906 LAG EEV" и шестью газовыми баллонами общим объемом 1284 литра. Запас хода автобуса составляет 500...600 км в зависимости от условий эксплуатации.

Компания "Скания" презентовала суперсовременный туристический автобус "Иризар і6" в двухдверном и трехдверном исполнении - комфортабельную, безопасную и надежную модель для пригородных и междугородних пассажирских перевозок. В новой модели применен двигатель стандарта "Евро-5" с коробкой передач GR 875. Объем топливного бака варьируется в зависимости от назначения автобуса: для дальнемагистральных моделей до 900 литров, для обычных - до 600. Комфорт для пассажиров - максимальный. Возле каждого сидения электророзетки для зарядки любых гаджетов, индивидуальные мониторы для просмотра видео, игр или работы в Интернете, WiFi, 4G, кофемашина.

Отвлечься от делового общения, насколько это возможно при такой насыщенной программе, гостям и участникам помогали на площадках интерактива. Тренд фестиваля-2014 — ретро. Ретро-парк культуры и отдыха, ретро-автомобили, ретро-фотографии, ретро-музыка, ретро-омнибус. И рядом вполне современные развлечения — автогонщики, мотошкола Алексея Наумова, Московский музей дизайна на колесах и многое другое.

По традиции фестиваль завершился церемонией награждения участников и победителей. Участники экспозиции в память о фестивале получили необычные медные дипломы. Также награды вручили сотрудникам автоколонны, обслуживавшим Олимпиаду в Сочи и победителям традиционного конкурса детского рисунка.

Голосованием гостей фестиваля по традиции были определены наиболее интересные экспонаты выставки. "Лучший микроавтобус" — "ГАЗель Некст"; "Лучший маршрутный автобус" — МАЗ-203965; "Лучший туристический автобус" — "Сетра 515 HD".

УДК 533.6

ВЛИЯНИЕ КРИВИЗНЫ (ВЫПУКЛОСТИ) БОКОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ МАСШТАБНОЙ МОДЕЛИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ НА ЕЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Канд. техн. наук **Е.В. КОРОЛЁВ**, **Р.Р. ЖАМАЛОВ**, **А.И. КОТИН**

Проанализирована геометрия проекции в плане современных легковых автомобилей. Получены результаты аэродинамического эксперимента с масштабной моделью при изменении кривизны боковых поверхностей. Определены зависимости аэродинамических характеристик от положения максимальной выпуклости по длине модели.

Ключевые слова: плановая кривизна, зависимость, коэффициент лобового сопротивления, максимальная выпуклость, коэффициент подъемной силы, коэффициент момента тангажа.

Korolev E.V., Zvamalov R.R., Kotin A.I.

EFFECT OF THE CURVATURE (CAMBER) OF THE SIDE SURFACES OF A SCALE MODEL OF THE CAR ON THE AERODYNAMIC CHARACTERISTICS

Has been analyzed in the plan the geometry of the projection for modern passenger cars. The results of aerodynamic experiment with a scale model of a change of curvature of the side surfaces. The dependence of the aerodynamic characteristics of the position of maximum camber along the length of the model.

Keywords: planned curvature, body profile, the dependence of drag coefficient, the maximum camber, the chord body the lift coefficient, the pitching moment.

Идеальным телом для обтекания воздушным потоком, как известно, считают тела, имеющие форму капли. Однако применить такую форму к кузову легкового автомобиля, по понятным причинам, затруднительно. Кроме того, автомобиль — тело, которое нельзя назвать симметричным телом вращения, и перемещается он не в свободном потоке, а вблизи неподвижной опорной поверхности. Наконец, даже тело каплевидной формы может иметь разные соотношения габаритных размеров, а автомобиль — тем более. Ранние исследования аэродинамических показателей легковых автомобилей в основном были направлены на поиск идеальной формы кузова, и их результатом стало создание двух форм автомобильных кузовов — J (форма Джерея) и K (форма Камма).

Основу первой из них составляет сужение всех поверхностей кузова автомобиля при большой его длине. Однако исследованиями В. Камма доказано, что отсечение вертикальной плоскостью, перпендикулярной набегающему потоку воздуха "излишней" длины кузова незначительно увеличивает аэродинамическое сопротивление автомобиля и эта форма в силу своей практичности нашла самое широкое применение в массовом производстве. Причем один из ее вариантов, кузов хэтчбек, стал базовым для многих автомобильных фирм.

Формы, предложенные Джереем и Каммом, имеют один существенный недостаток: для них нет количественной оценки, позволяющей находить оптимальные аэродинамические характеристики при разных соотношениях габаритных размеров автомобиля. И основная причина тому — трудности с оценкой влияния на эти характеристики изменений формы кузова в плане.

С данной точки зрения тем специалистам, которые занимаются авиационной аэродинамикой и характеристиками

крыла, проще: они используют такие показатели, как удлинение, выпуклость крыла самолета, а также четырехзначную систему NACA [1], первая цифра которой обозначает максимальную изогнутость крыла в процентах хорды, вторая — расстояние от передней кромки до положения максимальной изогнутости в десятых долях хорды, третья и четвертая — максимальную толщину профиля в процентах хорды.

Таким образом, при проектировании самолетов главную роль играют эталонные профили. С автомобилем же этого нет: сведения по плановой кривизне легковых автомобилей в технической литературе отсутствуют.

Авторы решили восполнить этот пробел, для чего проанализировали геометрию проекции в плане \sim 40 современных легковых автомобилей. При этом вначале была определена максимальная разность b ширины кузова и ширины его передней части, которую, по аналогии с самолетным крылом, можно назвать хордой автомобиля. Затем нашли максимальную выпуклость автомобиля, в качестве которой было принято соотношение прироста ширины (хорды) b кузова к длине L автомобиля. Она, как оказалось, в настоящее время составляет 0.038.

Но если посмотреть на характер изменения этого отношения за последние десятилетия, то становится очевидным: оно увеличивается. В связи с чем для современных и перспективных легковых автомобилей есть все основания принять диапазон изменения b / L = 0...0,05.

Все это и было учтено при проведении аэродинамических экспериментов с масштабными моделями легковых автомобилей. Но в экспериментах изменялась не только выпуклость кузова, но и форма модели на плановой проекции в выбранном диапазоне кривизны, которая тоже изменялась — от прямоугольника до формы капли и повернутой в обратном направлении капли. В итоге задача исследования свелась к определению зависимости аэродинамических характеристик масштабной модели автомобиля от величины его выпуклости и ее потожения

Базовая модель, выполненная в масштабе 1:5, имела плоские параллельные боковые поверхности (b/L=0) и симметричный профиль (в результате сократилось время проведения дорогостоящего аэродинамического эксперимента и число сменных боковых элементов). Угол β наклона для нее был выбран равным 25°, так как при такой его величине обтекание модели воздушным потоком соответствует второму режиму, чаще встречающемуся на легковых автомобилях. (Результаты эксперимента с моделями, имеющими другое значение b/L, представим для наглядности в долевом изменении аэродинамических коэффициентов относительно этой базовой модели.)

В ходе продувок было установлено, что базовая модель при осесимметричном ее обтекании воздушным потоком имеет следующие показатели: коэффициент лобового сопротивления $C_x=0,470$; коэффициент подъемной силы $C_z=0,478$; коэффициент момента тангажа $m_y=0,208$. Характер изменения коэффициента подъемной силы C_{zs} от выпуклости b/L кузова и отношения положения l на продольной оси модели к ее длине L, т.е. l/L, приведены соответственно на рис. 1 и 2.

Как видно из первого из них, с увеличением выпуклости модели, независимо от местоположения поперечных сечений, коэффициент C_x уменьшается. Причем характер его изменения явно нелинейный, и при максимальной из заданных выпуклостей модели его снижение достигает 28 %.

Из литературы [2] известно, что в свободном потоке аэродинамическое сопротивление каплевидного тела вращения, ориентированного заостренной частью по потоку, на порядок меньше, чем у того же тела, ориентированного против потока.

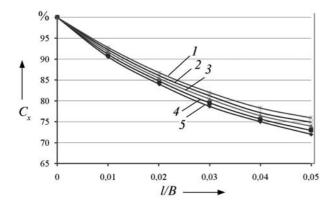


Рис. 1. Зависимость коэффициента лобового сопротивления масштабной модели легкового автомобиля от ее боковой кривизны (выпуклости) и отношения $l \ / L$:

$$I - I/L = 0.834$$
; $2 - I/L = 0.666$; $3 - I/L = 0.5$; $4 - I/L = 0.334$; $5 - I/L = 0.165$

В нашем случае форма модели отличалась от каплевидной и продувалась вблизи экрана, имитирующего опорную поверхность, поэтому на ней наблюдались отрывные явления, следовательно, и ее C_x был больше. Что же касается его минимума, то он соответствовал варианту, при котором сечение максимальной выпуклости располагалась, как и у капли, в передней части модели.

Величина коэффициента подъемной силы $C_{z,s}$ растет относительно значения базовой модели (см. рис. 2) при малой выпуклости (b/L менее 0,01). Увеличению выпуклости, более указанной величины, соответствует уменьшение подъемной силы при расположении сечения центра выпуклости в передней части модели. Только при расположении сечения выпуклости ($b/L \le 0,03$) в передней части модели ($l/L \le 0,5$) величина подъемной силы становится меньше, чем для базового варианта. Снижение величины коэффициента $C_{z,s}$ составляет до 16%. При форме плановой проекции с расположением сечения максимальной выпуклости за центром базы коэффициент подъемной силы $C_{z,s}$ имеет величину большую, чем у базового объекта испытаний. Это является следствием влияния характеристики спутного следа.

При каплевидной внешней форме с увеличением b/L подъемная сила на передней и задней осях модели уменьшается. Но при смещении центра выпуклости за центр базы эта сила на передней оси увеличивается, а на задней — уменьшается.

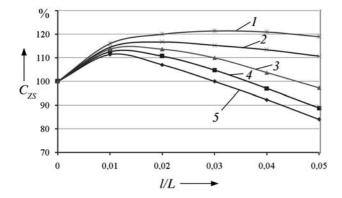
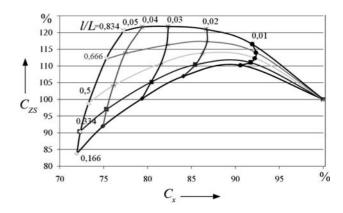


Рис. 2. Зависимость коэффициента подъемной силы масштабной модели легкового автомобиля от боковой ее кривизны (выпуклости) и отношения $1 \mid L$:

$$I - I/L = 0.834$$
; $2 - I/L = 0.666$; $3 - I/L = 0.5$; $4 - I/L = 0.334$; $5 - I/L = 0.165$



Puc. 3. Универсальная поляра масштабной модели легкового автомобиля

Иначе говоря, подъемная сила на задней оси с увеличением кривизны боковых поверхностей масштабной модели всегда уменьшается — независимо от того, где располагается выпуклость, а подъемная сила на передней оси, наоборот, зависит от этого положения. Следовательно, изменение кривизны боковых поверхностей перераспределяет вертикальные аэродинамические силы на осях, что изменяет величину коэффициента момента тангажа m_y : с ростом выпуклости этот момент уменьшается. Причем градиент m_y по мере перемещения центра выпуклости от передней к задней части модели растет.

Универсальная поляра исследованной масштабной модели (рис. 3) позволяет определить не только зависимости коэффициентов аэродинамических сил C_x и C_{zs} от изменения геометрических параметров модели, но и взаимосвязь самих этих коэффициентов.

Как сказано выше, влияние кривизны боковых поверхностей исследовалось в пределах b/L=0...0,05. Но можно предположить, что при дальнейшем увеличении этого отношения, т.е. боковой кривизны (выпуклости) модели, C_x станет постоянной величиной или будет стремиться к ней, т.е. перестанет зависеть от положения центра выпуклости.

Этим пределом должно быть профильное сопротивление модели. Но подъемная сила при приближении к величине профильного сопротивления будет иметь очень большой интервал изменения.

Такое предположение основано на анализе результатов исследований масштабных моделей легкового автомобиля переменной ширины, выполненном ранее авторами статьи, а также графических зависимостей, приведенных в работе Вольф-Генрих Гухо [3].

В заключение можно сказать следующее.

- 1. Результаты эксперимента подтверждают тот общеизвестный факт, что тела каплевидной формы с точки зрения аэродинамического сопротивления выгоднее тел любой другой формы.
- 2. При проектировании легкового автомобиля сечение, соответствующее максимальной его ширине, следует располагать как можно ближе к передней части кузова.
- 3. Чем больше кривизна боковых поверхностей автомобиля, тем меньше его аэродинамические коэффициенты C_x и C_{zs} .

- Пэнкхерст Р., Холдер Д. Техника эксперимента в аэродинамических трубах. М.: Иностранная литература, 1955. — 667 с.
- 2. Королёв Е.В., Жамалов Р.Р. Аэродинамическое сопротивление плохообтекаемых тел // Вестник НГИЭИ. Сер.: технические науки. Вып. 1 (2). Княгинино: НГИЭИ, 2011. 164 с.
- 3. Гухо Вольф-Генрих. Сопротивление воздуха при движении легковых автомобилей // Аэродинамика автомобиля. М.: Машиностроение, 1987. 163 с.

СПОСОБ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЕЙ

Д-р техн. наук **В.А. МАРКОВ**, канд. техн. наук **М.А. САВЕЛЬЕВ**, **А.В. СЕЛИВАНОВ**

Рассмотрены способы снижения выбросов токсичных компонентов отработавших газов. Представлен метод улучшения показателей токсичности отработавших газов дизелей.

Ключевые слова: дизель, системы топливоподачи, процесс топливоподачи, характеристики токсичности отработавших газов.

Markov V.A., Savelijev M.A., Selivanov A.V.

METHOD OF IMPROVING ECOLOGICAL PARAMETERS OF DIESEL ENGINES

Ways of exhaust gases toxic components content reduction have been considered. Method of improving exhaust gases toxicity evaluation parameters of diesel engines is presented.

Keywords: diesel engine, fuel systems, fuel injection process, exhaust gases toxicity characteristics.

В современном мировом энергетическом балансе первое место как в количественном отношении, так и по вырабатываемой мошности занимают ЛВС. Причем до 67 % парка колесных и 96 % парка гусеничных машин комплектуются дизелями [1] - двигателями, которые развивают большую, чем двигатели с искровым зажиганием, удельную мощность и имеют меньший расход топлива, но, к сожалению, часто превосходят ДВС с искровым зажиганием по суммарному выбросу вредных веществ с отработавшими газами. В первую очередь, это относится к выбросу сажи. Поэтому проблема снижения токсичности этих газов становится все более острой, и ее решением занимаются специалисты всех стран с развитым двигателестроением, в том числе российские. Работы ведутся в основном по трем (рис. 1) направлениям [2, 3]: совершенствование конструкции дизелей; учет эксплуатационных факторов, влияющих на состав их отработавших газов; применение нетрадиционных топлив. Рассмотрим их.

Конструкция дизеля – фактор, наиболее сильно влияющий на токсичность его отработавших газов. И – многообразный: к нему относятся способ смесеобразования и тип камеры сгорания, рабочий объем цилиндра и степень сжатия, уровень форсирования, параметры воздушного заряда и системы охлаждения, схемы систем топливоподачи, воздухоснабжения, газораспределения, рециркуляции и очистки отработавших газов, законы управления цикловой подачей топлива, углом опережения и давлением впрыскивания, давлением наддувочного воздуха, фазами газораспрелеления и т.л. Очевилно, что по мере оптимизации перечисленных конструктивных факторов и законов управления качество рабочего процесса в широком диапазоне режимов работы дизеля повышается, а уровень токсичности его отработавших газов, наоборот, снижается. Той же цели служат и дополнительные технические средства, обеспечивающие химическую очистку отработавших газов, - нейтрализаторы и фильтры различной конструкции: они изымают из отработавших газов образовавшиеся в значительных количествах (несмотря на совершенство конструкции современных дизелей) токсичные компоненты — монооксид углерода, несгоревшие углеводороды и твердые частицы (сажу) и оксиды азота.

Улучшение экологических показателей дизелей путем совершенствования их конструкции возможно только на стадии создания новых двигателей. Что же касается второго направления — учета эксплуатационных факторов, то здесь дело в оптимизации режимов работы дизеля, поддержании его технического состояния на высоком уровне и учете параметров окружающей среды, качества моторного масла и применяемого топлива. Этот учет одновременно решает и другие, а не только экологические проблемы дизелей. В частности, путем обеспечения их работы на оптимальных режи-

мах, диагностирования технического состояния двигателя, корректирования законов управления в зависимости от параметров окружающего воздуха и свойств применяемого топлива. Снижению токсичности отработавших газов дизелей может способствовать и применение различных альтернативных топлив — сжатого природного газа, метанола и других спиртов, топлив растительного происхождения и т.д.

Как следует из приведенных данных, на экологические показатели дизеля влияет множество факторов. Основные из них — состояние его ЦПГ (его доля влияния — 15 %), клапанного механизма (10 %), качество топлива (15 %), состояние топливной аппаратуры (35 %) и прочие факторы (25 %).

Таким образом, самое значительное влияние на экологические, а также экономические показатели дизеля оказывает топливная аппаратура. Оно объясняется тем, что процессы топливоподачи, распыливания и смесеобразования предопределяют характер протекания последующего пронесса сторания, а основная масса токсичных компонентов отработавших газов представляет собой продукты этого процесса. Для решения проблемы снижения их токсичности необходимо обеспечить оптимальное значение коэффициента избытка воздуха на каждом режиме работы дизеля, высокое давление впрыскивания топлива, повышающее качество его распыливания (или применить другие способы улучшения распыливания), реализовать управление углом опережения впрыскивания, позволяющее на ряде режимов установить требуемую задержку начала впры-



Рис. 1. Основные методы и средства снижения токсичности отработавших газов дизелей

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

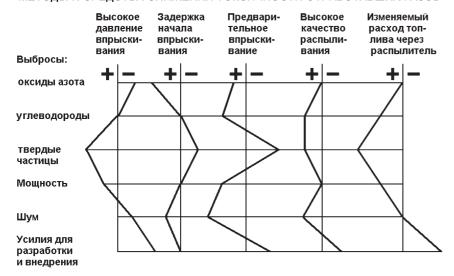


Рис. 2. Влияние различных технических решений на экологию дизеля ("+" — положительное влияние, "—" — отрицательное влияние)

скивания, и управление законом подачи топлива путем изменения его расхода через распылитель форсунки, организовать предварительное впрыскивание и др.

Каждое из этих мероприятий имеет (рис. 2) свои преимущества и недостатки [2]. Однако при совместной их реализации и использовании других технических решений (рециркуляция отработавших газов, управление параметрами системы воздухоснабжения и т.д.) возможны и даже необходимы компромиссы.

Таким образом, есть все основания утверждать, что токсичность отработавших газов дизеля действительно зависит от эффективности работы его топливной аппаратуры, и не только она, но и другие его показатели — топливная экономичность, мощность, надежность и уровень создаваемого им шума. Но, разумеется, если топливная аппаратура соответствует ряду условий.

1. Обеспечивает одинаковую подачу топлива во все цилиндры дизеля на любом скоростном и нагрузочном его режиме (уменьшение неравномерности подачи топлива по цилиндрам).

- 2. Подает топливо в камеру сгорания в определенный момент (обеспечение требуемого угла опережения впрыскивания топлива) и в течение заданного промежутка времени с определенной интенсивностью (обеспечение требуемого закона полачи топлива).
- 3. Создает высокое давление в системе топливоподачи (эта функция топливной аппаратуры, с одной стороны, обеспечивает требуемую интенсивность топливоподачи, а с другой требуемые характеристики распыливания топлива и смесеобразования).
- 4. Обеспечивает хорошее распыливание и равномерное распределение топлива по объему камеры сгорания (реализуется не только путем совершенствования системы топливоподачи, но и организацией движения воздушного заряда в камере сгорания с заданными параметрами).

Все эти условия выполняются за счет оптимизации нескольких параметров топливоподачи, отображенных на характеристике впрыскивания (рис. 3), — продолжительности ϕ_a цикловой подачи q_u ,

максимального давления $p_{\phi\,\mathrm{max}}$, среднего давления $p_{\phi\,\mathrm{cp}}$ впрыскивания и др., а также угла ϕ_{on} опережения впрыскивания топлива, скорости $dp/d\phi$ нарастания давления и устранения подвпрыскиваний. Почему — понятно: экологические и экономические показатели двигателя можно повысить воздействием на эти параметры. Это обусловлено следующими факторами.

Выбросы нормируемых токсичных компонентов отработавших газов зависят именно от этих параметров. Скажем, если взять угол опережения впрыскивания топлива, то при его уменьшении снижаются максимальные температура сгорания и время, отводимое на процессы окисления продуктов сгорания. Поэтому эмиссия оксидов азота снижается, а выбросы монооксида углерода, несгоревших углеводородов и сажи, как правило, увеличиваются. Причем на номинальном режиме работы дизеля наибольшее влияние этот угол оказывает на концентрации оксидов азота и сажи: его изменение на 1° п.к.в. приводит к изменению их эмиссии на 5...10 %. Устранение подвпрыскивания топлива повышает полноту горения топлива, следовательно, уменьшает дымность и нагарообразование, увеличивает экономичность дизеля. Сокращение продолжительности впрыскивания улучшает эффективность сгорания топлива и на определенных режимах снижает дымность отработавших газов. Причем доказано: для более полного сгорания топлива продолжительность впрыскивания должна составлять (в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и цикловой подачи) 16...28° п.к.в. Чрезмерное повышение максимального давления впрыскивания нежелательно, поскольку возрастает дальнобойность топливного факела и топливо попадает на стенки камеры сгорания, что, с одной стороны, ухудшает качество его сгорания в пристеночном слое, а с другой увеличивает скорость горения в остальном объеме камеры сгорания, в результате возрастает эмиссия оксидов азота, и жесткость работы дизеля. Увеличение же среднего давления впрыскивания, напротив, желательно: оно способствует равномерному распределению топлива по всему объему камеры сгорания и снижает выбросы оксидов азота, монооксида углерода и шумность рабочего процесса.

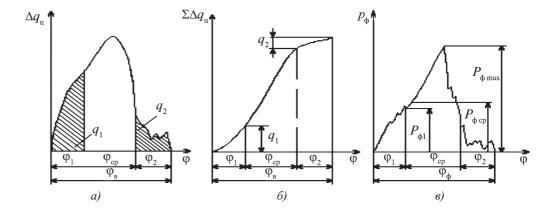


Рис. 3. Дифференциальная (а), интегральная (б) характеристики впрыскивания топлива и характеристика давления (в) перед распыливающими отверстиями форсунок

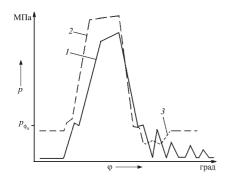


Рис. 4. Характеристика впрыскивания топлива топливной аппаратурой разделенного типа:

1- штатная; 2- формируемая регулятором начального давления; 3- участок, формируемый демпфером волновых явлений

Таким образом, анализ влияния параметров впрыскивания на экологические показатели работы дизеля показывает, что для оптимизации процесса топливоподачи необходимо, чтобы в каждом скоростном и нагрузочном режиме не было подвпрыскивания топлива, обеспечивалась П-образная форма характеристики впрыскивания при сохранении цикловой подачи и угла опережения впрыскивания, а отношение $p_{\phi cp} / p_{\phi max}$ стремилось к единице, т.е. к равенству $p_{\phi max} = p_{\phi max}$.

равенству $p_{\phi cp} = p_{\phi \max}$. Решение данной задачи вполне возможно. Для этого в состав нагнетательной магистрали топливной аппаратуры разделенного типа нужно включить электронный регулятор с гидродемпфированием волновых процессов [5]. Получаемая в этом случае характеристика впрыскивания приведена на рис. 4. На нем: p- давление перед распылителем форсунки; $p_{\phi}-$ давление начала подъема ее иглы; $\phi-$ угол поворота кулачкового вала ТНВД.

Эта характеристика приобретает следующие достоинства. Во-первых, максимальное давление $p_{\phi\, {
m max}}$ впрыскивания у нее выше на величину $\Delta p_{{
m Hav}}$, чем у обычной характеристики, что положительно влияет на распределение топлива по объему камеры сгорания на режимах с малыми и средними частотами вращения коленчатого вала и нагрузкой. Во-вторых, среднее давление $p_{\phi\, {
m cp}}$ впрыскивания у нее выше примерно на 1,5 $\Delta p_{{
m Hav}}$, что объясняется ростом $p_{\phi\, {
m max}}$ и большей крутизной от фронта нарастания и падения дав-

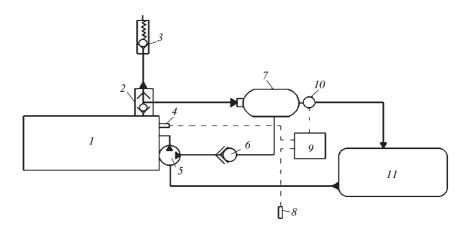


Рис. 5. Схема топливной аппаратуры разделенного типа дизеля с электронным корректированием начального давления в нагнетательной магистрали:

 $I-{
m THBД};\ 2-$ нагнетательный клапан двойного действия; 3- форсунка; 4- датчик положения рейки THВД; 5- топливоподкачивающий насос двойного действия; 6- регулирующий клапан; 7- гидроаккумулятор; 8- датчик частоты вращения коленчатого вала; 9- электронный блок управления; 10- электромагнитный клапан; 11- топливный бак

ления; в-третьих, гидродемпфирование исключает подвпрыскивание топлива; в-четвертых, за счет создания единого по величине начального давления во всех трубопроводах высокого давления обеспечивается бо́льшая равномерность и стабильность подачи топлива на всех режимах дизеля; в-пятых, электронное управление начальным давлением обеспечивает многопараметровое корректирование процесса топливоподачи и тем самым оптимизирует параметры топливного факела, воздушного заряда, теплового состояния двигателя и параметры окружающей среды

Реализовать все эти достоинства можно, если выполнить топливную аппаратуру разделенного типа по схеме, приведенной на рис. 5.

Работает данная схема следующим образом.

Подача топлива к форсункам 3 осуществляется ТНВД 1. При этом начальное давление в линии низкого давления системы топливополачи созлается топливополкачивающим насосом 5 и поддерживается регулирующим клапаном 6. Нагнетательный клапан 2 двойного действия перепускает образующуюся в линии высокого давления обратную волну давления в гидроаккумулятор 7. В процессе топливоподачи электромагнитный клапан 10, управляемый от электронного блока 9, в соответствии с сигналами датчика 8 частоты вращения и датчика 4 положения дозирующей рейки ТНВД поддерживает требуемое давление в гидроаккумуляторе 7. Излишки топлива сливаются в бак 11. Таким образом, регулирующий клапан 6 поддерживает требуемое начальное давление в линии низкого давления системы топливоподачи, а нагнетательный клапан 2 в сочетании с гидроаккумулятором 7 выполняет роль демпфера волновых явлений, возникающих в линии высокого давления системы топливоподачи.

Рассмотренный выше способ улучшения экологических показателей дизелей отличается простотой реализации и эффективностью как на установившихся, так и на неустановившихся режимах их работы. Очень важно и то, что его можно применить не только при проектировании новых дизелей, но на дизелях, находящихся в эксплуатации.

- Амбарцумян В.В., Носов В.Б., Тагасов В.И. Экологическая безопасность автомобильного транспорта. М.: Изд-во "Научтехлитиздат", 1999. — 205 с.
- 2. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. Владимир: Изд-во Владимирского государственного университета, 2000. 256 с.
- 3. Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 1998. 216 с.
- Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Системы топливоподачи и управления дизелей: учебник для вузов. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
- Патрахальцев Н.Н. Дизельные системы топливоподачи с регулированием начального давления // Двигателестроение. 1980. № 10. С. 33–37.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук **Б.У. АКУНОВ**, д-р техн. наук **У.Р. ДАВЛЯТОВ** Кыргызский ГТУ имени И. Раззакова (0312. 54-51-78)

Предлагается новая математическая модель движения автомобиля, в которой учтены основные конструктивные и эксплуатационные факторы, влияющие на один из его важнейших показателей — скорость движения.

Ключевые слова: автомобиль, уравнение мощностного баланса, математическая модель, скорость движения автомобиля, радиус качения колеса, суммарное сопротивление дороги, передаточное число, крутящий момент.

Akunov B.U., Davlyatov U.R.

MATHEMATICAL MODEL OF CAR MOVEMENT

The mathematic model of car movement, which takes into account the basic constructive and operational factors that affect on based index – the speed of the car is proposed.

Keywords: car (automobile), power balance equation, mathematical model, speed of car, rolling radius of wheel, total resistance of road, gear ratio, torque.

Автомобиль, как известно, перемещается под действием сил и моментов, которые можно разделить на те, которые его движут, и те, которые препятствуют этому

движению. Чтобы проанализировать препятствующие силы и моменты, используют такое понятие, как уравнение мощностного баланса (формула № 1 в таблице). Но в

более развернутом виде это уравнение при работе автомобиля на неустановившихся режимах записывается, как рекомендует автор работы [1], в виде формулы \mathbb{N}_2 2.

Но при установившемся режиме работы автомобиля последнее слагаемое этой формулы равно нулю, так как автомобиль перемещается с постоянной скоростью. То есть уравнение мощностного баланса для данного случая запишется в виде формулы № 3.

Входящую в формулы № 1, 2 и 3 величину эффективной мощности N_e , которая равна затратам мощности, необходимой для преодоления всех сопротивлений движению автомобиля, можно определить [2] по известной формуле внешней скоростной характеристики (формула № 4). И теперь, если приравнять

№ формулы	Формула	Примечания
1	$N_e = (N_f + N_w + N_\alpha + N_j) / \eta_{rp}$	N_e — эффективная мощность двигателя, кВт; N_f — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению колес, кВт; N_w — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт; N_α — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления подъему, кВт; N_j — мощность, затрачиваемая на преодоление инерции, кВт; $\eta_{\rm Tp}$ — КПД трансмиссии автомобиля
2	$N_{e} = \frac{m_{a} \psi v_{a} + 0.077 K F v_{a}^{3} + (m_{a} j_{a} v_{a} \delta / g)}{3600 \eta_{rp}}$	$m_{\rm a}$ — масса автомобиля, кг; ψ — суммарное сопротивление дороги; ${\rm v_a}$ — скорость автомобиля, м/с; K — коэффициент обтекаемости, ${\rm H}\cdot{\rm c}^2\cdot{\rm m}^{-4}$; F — лобовая площадь автомобиля, ${\rm m}^2$; $j_{\rm a}$ — ускорение (замедление) движущего автомобиля, м/с 2 ; δ — коэффициент учета инерции вращающихся масс автомобиля; g — ускорение свободного падения, м/с 2
3	$N_e = \frac{m_a \Psi V_a + 0.077 K F V_a^3}{3600 \eta_{\rm rp}}$	_
4	$N_e = N_{\text{max}} \left[a_0 \frac{n_e}{n_N} + b_0 \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c_0 \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right]$	$N_{\rm max}$ — максимальная мощность двигателя, кВт; n_e — текущая частота вращения коленчатого вала двигателя, мин $^{-1}$; n_N — частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности, мин $^{-1}$; a_0,b_0,c_0 — коэффициенты, зависящие от типа ДВС и особенностей его конструкции (для бензиновых двигателей $a_0=b_0=c_0=1$, двухконтактных дизелей $a_0=0.87$; $b_0=1.13$; $c_0=1$, дизелей ЯМЗ $a_0=0.53$; $b_0=1.56$; $c_0=1.09$, дизелей КамАЗ $a_0=0.866$; $b_0=0.901$; $c_0=0.767$)
5	$\frac{m_{\rm a} \Psi v_{\rm a} + 0.077 K F v_{\rm a}^3}{3600 \eta_{\rm np}} = N_{\rm max} \left[a_0 \frac{n_e}{n_N} + b_0 \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c_0 \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right]$	_
6	$n_e = \frac{2.65 \ i_0 \ i_k \ V_a}{r_k}$	i_0 — передаточное число главной передачи; i_k — передаточное число коробки передач; r_k — радиус качения колеса, м
7	$r_k = 0.51 d_{\text{ii}} + 0.91 B_{\text{ii}}$	$d_{ m m}$ — диаметр обода диска колеса, м; $B_{ m m}$ — ширина профиля шины
8	$r_k = 0.52 \ d_{\text{ii}} + 0.93 \ B_{\text{iii}}$	_

№ формулы	Формула	Примечания
9	$m_{a} \psi v_{a} + 0.077 K F v_{a}^{3} = \frac{2.65 \cdot 3600 N_{max} \eta_{rp} i_{0} i_{k} a_{0} v_{a}}{r_{k} n_{N}} + \frac{2.65^{2} \cdot 3600 N_{max} \eta_{rp} i_{0}^{2} i_{k}^{2} b_{0} v_{a}^{2}}{r_{k}^{2} n_{N}^{2}} - \frac{2.65^{3} \cdot 3600 N_{max} \eta_{rp} i_{0}^{3} i_{k}^{3} c_{0} v_{a}^{3}}{r_{k}^{3} n_{N}^{3}}$	_
10	$0.231 K F v_a^2 + m_a \psi = \frac{9540 N_{\text{max}} \eta_{\text{rp}} i_0 a_0 i_k}{r_k n_N} + \frac{50562 N_{\text{max}} \eta_{\text{rp}} i_0^2 b_0 i_k^2 v_a}{r_k^2 n_N^2} - \frac{200983.95 N_{\text{max}} \eta_{\text{rp}} i_0^3 c_0 i_k^3 v_a^2}{r_k^3 n_N^3}$	_
11	$0.231 KF V_a^2 + m_a \psi = -D_2 i_k^3 V_a^2 + D_1 i_k^2 V_a + D_0 i_k$	_
12	$(0.231 KF + D_2 i_k^3) v_a^2 - D_1 i_k^2 v_a + m_a \psi - D_0 i_k = 0$	_
13	$v_{a} = \frac{D_{1} i_{k}^{2} \pm \sqrt{(D_{1} i_{k}^{2})^{2} - 4(0.231 KF + D_{2} i_{k}^{3})(m_{a} \psi - D_{0} i_{k})}}{2(0.231 KF + D_{2} i_{k}^{3})}$	_
14	$\Psi_{\rm cp} = \sum_{j=1}^n \Psi_j I_j / \sum_{j=1}^n I_j$	ψ_j — суммарное сопротивление j -го участка дороги; l_j — длина j -го участка дороги, км (м)
15	$v_{a} = \frac{D_{1} i_{k}^{2} + \sqrt{(D_{1} i_{k}^{2})^{2} - 4(0.231 KF + D_{2} i_{k}^{3}) (m_{a} \psi_{cp} - D_{0} i_{k})}}{2 (0.231 KF + D_{2} i_{k}^{3})}$	_

формулы № 3 и 4, получится формула № 5.

Что касается других параметров, которые входят в математическую модель, то формулы для их расчета тоже есть.

Так, частота n_e вращения коленчатого вала двигателя через скорость v_a движения автомобиля определяется по формуле № 6. При расчете радиуса качения колеса на практике можно пользоваться формулами № 7 (для диагональных шин) и № 8 (для радиальных шин), приведенными в работе [3].

А теперь, если формулу № 6 подставить в формулу № 4, то получим формулу № 9, дифференцируя левые и правые части которой относительно скорости v_a получим формулу № 10.

Эту формулу, для удобства, можно записать проще, для чего введем следующие обозначения: D_0 , D_1 , D_2 . Тогда формула № 10 примет вид формулы № 11, а в окончатель-

ном виде получим квадратное уравнение (формула № 12), решением которого является формула № 13.

Уравнение № 12 имеет два действительных корня. То есть формулу № 13 корней квадратного уравнения при моделировании на ЭВМ движения автомобиля можно принять в качестве математической (имитационной) модели.

При этом нужно подчеркнуть следующее. При определении скорости v_a движения автомобиля в формуле перед корнем берется знак плюс. И второе, в формуле № 13 передаточное число i_k коробки передач и коэффициент ψ суммарного сопротивления дороги являются основными конструктивными и эксплуатационными факторами, влияющими на скорость движения автомобиля.

Далее, дорога любой протяженности состоит из отдельных участков, каждый из которых характеризуется длиной l_i и суммарным сопротивлением ψ_j , и на каждом из них автомобиль развивает определенную скорость \mathbf{v}_{aj} и движется на конкретной передаче, которой соответствует свое значение i_k .

И так как среднее значение суммарного сопротивления ψ дороги обобщает показатели дорожных условий, то, зная длину каждого участка и суммарное сопротивление дороги на этом участке, можно определить средневзвешенное значение ψ_{cp} (формула № 14).

В окончательном виде, с учетом ψ_{cp} , формулу № 13 можно записать в виде формулы № 15.

- 1. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. М.: Транспорт, 1984. 224 с.
- 2. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля. М.: Машиностроение, 1966. 280 с.
- Фаробин Я.Е., Шупляков В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для междугородных перевозок. М.: Транспорт, 1983. 200 с.



РАСЧЕТ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ДИСБАЛАНСА РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА ДВС

Д-р техн. наук **Н.В. КОРНЕЕВ, Е.В. ПОЛЯКОВА** Поволжский ГУС (927. 775-18-17)

Рассмотрен метод расчета конструкции турбокомпрессора для дизеля 3M3-5143 автомобиля УАЗ-пикап.

Ключевые слова: аэродинамический дисбаланс, турбокомпрессор, энергетические показатели, комбинированный двигатель внутреннего сгорания, эксплуатационные характеристики, прогнозирование.

Korneev N.V., Polyakova E.V.

CALCULATION AERODYNAMIC IMBALANCE OF THE ROTOR TURBOCOMPRESSOR OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

The method of calculation construction of turbocompressor for diesel ZMZ-5143 cars the UAZ-pickup is considered.

Keywords: aerodynamic disbalance, turbocompressor, power indexes, combined internal combustion engine, operating performances, prediction.

Наддув - одно из наиболее эффективных средств повышения компактности и удельной мощности тепловых двигателей, так как существенно увеличивает коэффициент наполнения цилиндров и, следовательно, количество топлива, сжигаемого в двигателе в единицу времени. Поэтому его широко применяют все изготовители ДВС. И тем самым увеличивают верхний предел мощности выпускаемых ими семейств двигателей с цилиндрами одного и того же диаметра. Другими словами, получают целые ряды ДВС при небольшом числе типоразмеров цилиндров. Со всеми вытекающими отсюда технологическими и экономическими выгодами. Более того, выигрывает и потребитель: увеличение давлений циклов двигателей с наддувом, а также связанные с этим уменьшения удельных потерь создают благоприятные условия для повышения эффективного КПД рабочего цикла, т.е. снижают удельный расход топлива. Наконец, наддув положительно влияет на шумность и экономичность двигателя, а также на токсичность его отработавших газов.

Общепризнанным устройством, которое создает наддув ДВС, в настоящее время является турбокомпрессор, принцип работы которого довольно прост.

Отработавшие газы из цилиндров двигателя через впускной коллектор направляются (рис. 1) в корпус I турбины и через лопаточный направляющий аппарат идут на лопатки ее колеса, где, расширяясь, приводят его во вращение, а затем выходят в атмосферу.

Колесо турбины жестко связано с колесом компрессора— они образуют единый ротор ТКР. Поэтому воздух за счет разряжения "втягивается" в корпус 5 турбокомпрессора и далее попадает на его лопатки. Здесь он сжимается и через лопаточный диффузор поступает на вход ДВС, создавая там избыточное, по сравнению с атмосферным, давление.

Вариантов реализации данного принципа очень много. Но все они очень близки по схеме. Поэтому все дальнейшие рассуждения авторы будут вести применительно к типичному представителю массовых ТКР — устанавливаемому на дизеле 3М3-5143.

Ротор данного турбокомпрессора, как это показано на рис. 1, вращается в подшипниках скольжения, корпус 2 которых с одной стороны болтами 7 соединен с корпусом 5 компрессора, а с другой — также болтами — с корпусом 1 турбины. В корпусе турбины установлен механизм регули-

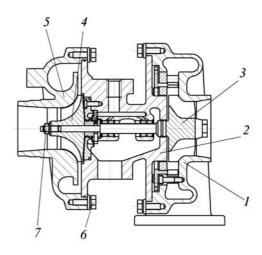


Рис. 1. Схема турбокомпрессора:

1 — корпус турбины; 2 — корпус подшипников ротора; 3 — колесо турбины; 4 — колесо компрессора; 5 — корпус компрессора; 6 — стяжная гайка; 7 — стяжной болт ротора

рования давления наддува, а в корпусе компрессора – диффузор.

Этот ТКР имеет следующие параметры: максимальная степень повышения давления 24; массовый расход воздуха -0.15 кг/с, максимальная частота вращения ротора $-180\ 000\ \text{мин}^{-1}$; масса $-55\ \text{кr}$; габаритные размеры $-172 \times 231 \times 153\ \text{мм}$; общее число деталей и сборочных единиц -22.

Как сказано выше, газотурбинный наддув ДВС, в том числе и с помощью ТКР, нашел повсеместное применение, стал основой комбинированных ДВС массового выпуска. Однако он, к сожалению, породил и много проблем. И прежде всего — проблему проектирования проточных частей турбины и компрессора.

Все дело в том, что теория турбомашин хорошо разработана только в отношении стационарного обтекания их лопаток и не отвечает на вопросы, связанные с нестационарным их обтеканием. Иначе говоря, она не учитывает условия, в которых работает проточная часть турбокомпрессора ДВС. В частности, то, что стабильность энергетических показателей двигателей с наддувом, очевидно, очень существенно зависит от аэродинамической уравновешенности ротора ТКР, которой при неизбежных переменных режимах при эксплуатации автомобиля и его ДВС

Об этом известно давно. Не случайно попытки показать влияние характеристик турбокомпрессора на режимы энергетических установок предпринимались еще в прошлом веке. Например, в работе [1] приведены результаты экспериментального исследования взаимодействия лопаток турбины с пульсирующим потоком газа, рассмотрены методы проектирования, подбора необходимых для конкретных ДВС турбокомпрессоров и выбора оптимальных конструктивных соотношений. Однако попытки проблемы не решили. Тем более что в настоящее время резко ужесточились требования к шумности и экономичности ДВС, а также токсичности их отработавших газов. То есть сегодня необходимы не только новые методы расчета, но и методы прогнозирования показателей ТКР с тем, чтобы конструктивно и технологически обеспечить оптимальную конструкцию комбинированного ДВС уже на ранних этапах его проектирования [2].

И такая возможность есть.

Так, в работе [3] приведены полученные экспериментально нагрузочные характеристики дизеля PC2-5, поочередно оснащенного тремя турбокомпрессорами — модифицированным ТК 35В-08, серийным ТК 41В-08 и зарубежным NA-34 фирмы МАН (ФРГ). Их сравнительный анализ показал, что удельный расход топлива дизеля на максимальном режиме в случае нового варианта ТК 35В-08 на 3,4 г/(кВт-ч) ниже, чем при серийном его варианте, и на 1,2 г/(кВт-ч) ниже, чем при зарубежном ТКР. Кроме того, дымность отработавших газов дизеля с модернизированным турбокомпрессором, имеющим большую, чем у аналогов, напорность и КПД, на режиме полной мощности меньше на 8...10 %.

К сожалению, автор работы [3] основное внимание уделил оптимизации газодинамических, геометрических и режимных параметров, а на вопросы, связанные с прогнозированием энергетических показателей ДВС с учетом аэродинамического дисбаланса турбокомпрессора, не ответил. Хотя снижение вибрации, возбуждаемой вращающимися роторами и имеющей частоту первой роторной гармоники (так называемой роторной вибрации), при конструировании, изготовлении и эксплуатации практически всех видов современных турбомашин имеют первостепенную важность.

Эта вибрация, в первую очередь, определяется механическим дисбалансом роторов, который в рабочих условиях включает [4, 5] остаточный дисбаланс; технологический дисбаланс, вызываемый погрешностями балансировки ротора и отдельных его элементов; дисбаланс, обусловленный несоосностью роторов, соединенных последовательно между собой; эксплуатационный дисбаланс, который возникает из-за износов, старения, коробления, релаксации

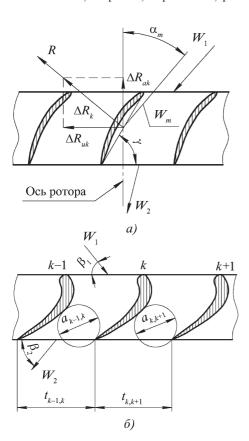


Рис. 2. Модели компрессорной (a) и турбинной (б) решетки для расчета аэродинамической неуравновешенности

остаточных напряжений и других необратимых микроизменений геометрии ротора во время работы машин. Но не только. Его существенными составляющими являются аэродинамическая и гидродинамическая неуравновешенность (для лопаточных машин); тепловой дисбаланс, вызванный неравномерностью нагрева или охлаждения роторов изделий типа паровых и газовых турбин, газотурбинных двигателей и т.д.

Способы борьбы с механическим дисбалансом хорошо известны, поэтому останавливаться на них смысла нет. Но вот вопросы прогнозирования аэродинамического баланса, как сказано выше, изучены очень слабо. Поэтому попытаемся рассмотреть их подробнее. В том числе и потому, что количественное определение величины аэродинамического дисбаланса необходимо не только с точки зрения оценки общего уровня динамических нагрузок, вызывающих роторные вибрации, но и с точки зрения оценки энергетических характеристик комбинированных ДВС, необходимых для уточнения вопросов теории, методов расчета, проектирования и испытаний турбокомпрессоров. Кроме того, эти вопросы тесно связаны с точностью балансировки: очевидно, что допуск на величину остаточной неуравновешенности при балансировке должен соизмеряться и с величиной аэродинамического дисбаланса, так как чрезмерное ужесточение этого допуска по сравнению с уровнем существующей аэродинамической неуравновешенности может оказаться нецелесообразным.

И последнее. Поскольку дисбаланс ротора ТКР связан со случайными технологическими погрешностями изготовления рабочих лопаток колес, установленных на роторе турбокомпрессора, то для определения количественных характеристик аэродинамического дисбаланса лучше всего использовать теоретико-вероятностные методы расчета, а для этого нужно знать наиболее существенные из погрешностей.

Их несколько. Так, значение аэродинамического дисбаланса рабочего колеса компрессора, установленного на роторе турбокомпрессора, есть функция погрешностей $\Delta\gamma$ углов γ установки профилей лопатки в решетке (рис. 2, a), а для колеса турбины — функция отклонений Δa проходных сечений межлопаточных каналов и шага Δt установки лопаток от соответствующих номинальных значений а и t (рис. 2, б). Именно эти погрешности, как показывают расчеты, наиболее сильно воздействуют на обтекание рабочих лопаток, поэтому их тщательно контролируют в производстве, а значит, их рассеяние имеет надежную количественную оценку. Все другие виды погрешностей (например, погрешности формы профилей лопаток) на уровень газодинамических нагрузок лопаток влияют значительно меньше. Притом они в какой-то мере учитываются отклонениями указанных размеров.

И еще одно важное обстоятельство: поскольку значения переменных Δy , Δa и Δt очень малы, то соответствующие им приращения газодинамических сил можно представлять в виде линейной функции.

Теперь рассмотрим приращение газодинамических сил на компрессорных лопатках, для чего воспользуемся известным соотношением для определения равнодействующей R газовых сил, воздействующих на единичный профиль в решетке [6], т.е. формулой № 1 (см. таблицу).

Считая далее, что значения параметров C_y , ρ_m , W_m и b равны их значениям на среднем диаметре газового тракта (средней окружности), что весьма близко к среднеинтегральным, найдем номинальное значение газодинамической силы R_0 на всей лопатке (формула № 2). Тогда зависимость между приращением Δi_k угла атаки и приращением ΔR_k газодинамической силы на k-й лопатке может быть

№ формулы	Формула	Примечания
1	$R = c_y(i) \frac{\rho_m W_m^2}{2} b$	c_y — коэффициент подъемной силы профиля лопатки; i — угол атаки; ρ_m — среднее арифметическое значение плотностей газа на выходе из решетки; W_m — среднее геометрическое значение скоростей газового потока на входе и выходе из решетки; b — длина хорды профиля лопатки
2	$R_0 = c_y(i) \frac{\rho_m W_m^2}{2} b h$	h — высота профиля лопатки
3	$\Delta R_k = B_1 \Delta i_k$	B_1 — коэффициент пропорциональности
4	$B_1 = \frac{\partial c_y}{\partial i} \frac{\rho_m W_m^2}{2} b h$	_
5	$\Delta R_{ak} = B_{1a} \Delta \gamma_k;$ $\Delta R_{uk} = B_{1u} \Delta \gamma_k$	$B_{\scriptscriptstyle 1a}, B_{\scriptscriptstyle 1a}$ — коэффициенты пропорциональности
6	$R_a = G c_a + t(p_1 + p_2) h;$ $R_u = G c_u$	G — номинальный секундный расход газа через межлопаточный клапан; p_1, p_2 — давление газа на входе в решетку и выходе из нее; c_a, c_u — коэффициенты скорости газового потока
7	$\begin{vmatrix} c_a = W_1 \sin \beta_1 - W_2 \sin \beta_2; \\ c_u = W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos \beta_2 \end{vmatrix}$	$W_1,\ W_2$ — номинальные скорости газового потока на входе и выходе из решетки; $\beta_1,\ \beta_2$ — углы между фронтом решетки и направлениями W_1 и W_2
8	$\beta_2 = \arcsin(a/t)$	-
9	$R_{ak} = \Delta G c_a + G \Delta c_{ak};$ $R_{uk} = \Delta G_k c_u + G \Delta c_{uk}$	$\Delta G_k,\ \Delta c_{ak},\ \Delta c_{uk}$ — отклонения расхода газа, а также приросты осевого и тангенциального приращений скоростей газа в k -м канале от их номинальных значений
10	$\Delta G_k = \frac{G \ \Delta F_k}{F}$	F — площадь межлопаточных каналов; Δ F — ее изменение по длине канала
11	$\Delta c_{ak} = -W_2 \Delta \beta_{2k} \cos \beta_2;$ $\Delta c_{uk} = -W_2 \Delta \beta_{2k} \sin \beta_2$	-
12	$R_{ak} = B_{2a} \Delta a_k + B_{3a} \Delta t_k;$ $R_{uk} = B_{2u} \Delta a_k + B_{3u} \Delta t$	$B_{2a},\ B_{2u},\ B_{3a},\ B_{3u}$ — коэффициенты пропорциональности
13	$R_{ak} = B_{2a} \Delta a_k;$ $R_{uk} = B_{2u} \Delta a_k$	_
14	$\vec{P}_{q} = \sum_{k=1}^{n_{q}} \vec{R}_{uk}^{(q)}; \qquad P_{y}^{(q)} = \sum_{k=1}^{n_{q}} \sin \frac{2\pi(k-1)}{n};$ $P_{z}^{q} = \sum_{k=1}^{n_{q}} R_{uk} \cos \frac{2\pi(k-1)}{n}; P_{y}^{(q)} = \sum_{k=1}^{n_{q}} R_{uk} \sin \varphi_{k};$ $P_{z}^{(q)} = \sum_{k=1}^{n_{q}} R_{uk} \cos \varphi_{k}$	n_q — число лопаток; $\phi_k = \frac{2 \pi (k-1)}{n_q}$
15	$oxed{ec{P}_q = \sum_{k=1}^{n_q} ec{R}_{ak}^q}$	_
16	$M_y^{(q)} = \sum_{k=1}^{n_q} R_{ak}^{(q)} r_q \sin \varphi_k \; ; \; M_z^{(q)} = \sum_{k=q}^{n_q} R_{ak}^{(q)} r_q \cos \varphi_k$	r_q — радиус средней окружности газового тракта
17	$\begin{split} K_{iy}^{(q)} &= P_{y}^{(q)} \eta_{i} (x_{q}) + M_{z}^{(q)} \eta_{i}'(x_{q}) ; \\ K_{iz}^{(q)} &= P_{z}^{(q)} \eta_{i}(x_{q}) + M_{z}^{(q)} \eta_{i}'(x_{q}) \end{split}$	$\eta_i,\ \eta_i'-i$ -я частота и форма свободных изгибных колебаний ротора; x_q – осевая координата колеса
18	$m(P_{y}^{(q)}) = m(K_{iy}) = 0;$ $\sigma(P_{y}^{(q)} = B_{u}^{(q)} \sigma(\Delta_{q}) \sqrt{0.5 n_{q}};$ $\sigma(K_{iy}^{(q)}) = \sigma(\Delta_{q}) \sqrt{0.5 n_{q}(v_{1}^{2} + v_{2}^{2})}$	m — математическое ожидание; для колеса компрессора в приведенных формулах следует принять: $\sigma(\Delta_q)=\sigma(\Delta\gamma_q)$, $B_u^{(q)}=B_{1u}^{(q)}$, $B_a^{(q)}=B_{1a}^{(q)}$, и соответственно для турбины: $\sigma(\Delta_q)=\sigma(\Delta a_q)$, $B_u^{(q)}=B_{2u}^{(q)}$, $B_a^{(q)}=B_{2a}^{(q)}$; σ — среднеквадратическое отклонение; v_1 и v_2 — коэффициенты разложения; $v_1=B_u^{(q)}$ $\eta_i(x_q)$; $v_2=B_a^{(q)}$ r_q $\eta_i'(x_q)$
19	$\alpha(P_q) = B_u^{(q)} \sigma(\Delta_q) \sqrt{0.5 n_q};$ $\alpha(v_i^q) = \sigma(K_{iy}^q) = \sigma(K_{iz}^q)$	α — параметр распределения
20	$\alpha(P) = \left[\sum_{q=1}^{N} \alpha^{2}(P_{q})\right]^{0.5}; \ \alpha(K_{i}) = \left[\sum_{q=1}^{N} \alpha^{2}(K_{i}^{(q)})\right]^{0.5}$	q — порядковый номер рабочего колеса; N — общее число рабочих колес

подсчитано по формуле № 3, а входящий в нее коэффициент B_1 — по формуле № 4.

Что же касается угла i_k атаки, то можно принять, что его приращение равно среднему арифметическому отклонению углов установки нескольких профилей, равнорасположенных по высоте k-й лопатки, т.е. $\Delta i_k = \Delta \gamma_k$, что в пределах возможных отклонений $\Delta \gamma_k$ является достаточно точным.

Теперь, разложив вектор ΔR_k на две составляющие (см. рис. 2, a), т.е. составляющую ΔR_{ak} , направленную по оси ротора, и составляющую направленную по касательной к средней окружности, получим формулы № 5 для определения их модулей ΔR_{ak} и ΔR_{uk} .

Аэродинамическая неуравновешенность, возникающая на рабочих лопатках турбин, связана (см. рис. 2, δ), главным образом, с отклонениями от номинальных значений площадей проходных сечений межлопаточных каналов (ΔF_k) и углов выхода потока ($\Delta \beta_k$). Для определения приращений газовых сил как функций этих величин используем формулы № 6. При этом значения коэффициентов c_a и c_u скоростей потока дают формулы № 7, а значение угла β_2 — формула № 8.

Используя далее формулу № 6, можно найти приращения газовых сил, приложенных к k-й лопатке в осевом и тангенциальном направлениях, т.е. R_{ak} и R_{uk} . Это формулы № 9. Значения же входящих в них приращения (ΔG_k) расхода газа через канал и скоростей (Δc_{uk} , Δc_{ak}), вызываемые отклонениями угла β_2 , определяются по формулам № 10 и 11 [6] соответственно.

Далее, используя равенства № 9 и 11, получаем формулы № 12, результаты расчетов по которым показывают, что значения коэффициентов B_{3u} составляют не более 5...10 % от B_{2u} , значения B_{3a} — не более 20 % от B_{2a} , а величины Δa_k и Δt_k — одного порядка. Поэтому с достаточной для практики точностью вторыми слагаемыми в формуле № 12 можно пренебречь и формулы № 12 записать в виде в формул № 13. То есть силы R_{ak} и R_{uk} можно считать линейными функциями отклонений: углов установки профилей $\Delta \gamma_k$ — для рабочих лопаток компрессорного колеса и размеров горловины межлопаточных каналов, Δa_k — для колеса турбины.

Просуммировав силы $\vec{R}_{uk}^{(q)}$ по всем лопаткам q-го колеса, получим значения неуравновешенной радиальной силы \vec{P}_q и ее проекций $P_y^{(q)}$ и $P_z^{(q)}$ на оси координат (формулы № 14).

Аналогично определим составляющую $\vec{P}_a^{(q)}$ осевой силы, воспринимаемую упорным подшипником ротора (формула № 15). Кроме того, очевидно, что силы $\vec{R}_{ak}^{(q)}$ образуют неуравновешенные изгибающие моменты M_y и M_z относительно соответствующих осей (формулы № 16).

носительно соответствующих осей (формулы № 16). Наконец, проекции $K_{ij}^{(q)}$ и $K_{iz}^{(q)}$ составляющей по i-й форме свободных изгибных колебаний ротора, определяемые неуравновешенными аэродинамическими силами и моментами, запишем в виде формулы № 17.

Далее задача сводится к следующему.

Средние окружности каждого рабочего колеса делятся на n_q равных частей. В каждом стыке этих частей прикладываются векторы R_{ak} и R_{uk} , модули которых являются линейными функциями случайных аргументов — отклонений углов $\Delta \gamma_k$ для колеса компрессора и размеров горловины межлопаточных каналов Δa_k для колеса турбины. Требует-

ся определить законы рассеивания модулей суммарных векторов $\vec{P}_a, \ \vec{K}_i^q$ и их возможные предельные значения.

Как показывает опыт, каждая из случайных величин, $\Delta \gamma_k$ или Δa_k , подчиняется распределению, близкому к нормальному, причем с одинаковыми для всех лопаток данного колеса математическими ожиданиями и дисперсиями, а фазы слагаемых векторов ϕ_k являются постоянными. Отсюда, имея в виду формулы № 13–17, а также свойства тригонометрических сумм, получим формулы № 18

Для проекций $P_z^{(q)}$, $K_z^{(q)}$ формулы будут аналогичными. Среднеквадратические отклонения $\sigma(\Delta \gamma_k)$, $\sigma(\Delta a_q)$ определяются экспериментально.

Поскольку распределение случайных погрешностей $\Delta \gamma_k$ и Δa_k , как показывает практика, приближенно нормальное, то для проекций векторов \vec{P}_q , \vec{K}_i^q будут выполнены условия предельной теоремы теории вероятностей [7], т.е. с возрастанием числа n_q слагаемых законы распределения проекций этих величин неограниченно приближаются к нормальному и, согласно формуле № 18, математические ожидания предельных нормальных законов равны нулю, а среднеквадратические отклонения — между собой. Отсюда следует, что закон распределения модулей суммарных векторов с увеличением n_q будет неограниченно приближаться к распределению Релея с параметрами, выраженными формулами № 19.

Это в равной мере относится и к суммарным для всего ротора векторам \vec{P} , \vec{K}_i , причем здесь параметры распределений будут иметь вид формул № 20.

Таким образом, есть все основания утверждать, что расчет аэродинамического дисбаланса с учетом возможности его прогнозирования на ранних этапах проектирования ТКР и количественного определения не только для оценки общего уровня динамических нагрузок, вызывающих роторные вибрации, но и с точки зрения оценки необходимых энергетических характеристик ДВС, уточнения вопросов теории, методов расчета, проектирования и испытаний турбокомпрессоров с учетом современных требований к шумности и экономичности двигателя, а также токсичности его отработавших газов вполне реально.

- 1. Межерицкий А.Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей. Ленинград: Судостроение, 1971. 192 с.
- Распоряжение Правительства РФ от 28.12.2012 № 2600-р "Об утверждении государственной программы "Развитие транспортной системы".
- Боровиков А.В. Улучшение эксплуатационных показателей компрессоров турбонаддува транспортных дизелей оптимизацией газодинамических, геометрических и режимных параметров: дисс. ... д-ра техн. наук: 05.04.02. Санкт-Петербург, 2005.
- ГОСТ 22061—76. Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения. М.: Изд-во стандартов.
- ГОСТ 19534—74. Балансировка вращающихся тел. Термины. М.: Изд-во стандартов.
- Абрамович Г.И. Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1976. 888 с.
- 7. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. M.: Hayka, 1969. 576 с.



ПРИНЦИПЫ СИНТЕЗА ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ С АБС

Канд. техн. наук **В.Г. ДЫГАЛО**, д-р техн. наук **А.А. РЕВИН** Волгоградский ГТУ (8442. 24-84-68)

Рассматриваются основные принципы виртуально-физических моделей для задач разработки тормозной системы автомобиля с АБС.

Ключевые слова: виртуально-физическая технология моделирования, автомобиль, автоматизированная тормозная система, проектирование.

Dygalo V.G., Revin A.A.

PRINCIPLES OF SYNTHESIS VIRTUAL-PHYSICAL MODELS FOR PROBLEMS DEVELOPMENT VEHICLES BRACKING SYSTEM ABS

The article deals with the basic principles of synthesis of virtual and physical models for the problems of the development of the vehicle braking system with ABS

Keywords: virtually-physical technology modeling, vehicle, automated breaking system, verification, develop.

При моделировании таких эксплуаташионных свойств проектируемого автомобиля, как его устойчивость и управляемость на режиме торможения, желательно, чтобы картина протекания рабочих процессов в системе "автомобиль-водитель-дорога" была ближе к реальной. То есть объединяла в елином процессе как механические перемещения подрессоренных и неподрессоренных масс, так и физические процессы, сопровождающие работу различных систем автомобиля и влияющие на характеристики его движения (взаимодействие колеса с опорной поверхностью, гилролинамические процессы в тормозной системе, поворот управляемых колес при управляемом движении и т.п.). Поэтому, очевидно, и исследование общего случая поведения автомобиля в режиме торможения должно проводиться на основе единой методики описания взаимодействия различных частей изучаемой системы.

Эту методику, на взгляд авторов, наиболее наглядно иллюстрирует схема взаимодействия моделей подсистем "автомобиль", "дорога", "водитель" (рис. 1). Рассмотрим ее. Как видим, наиболее сложным элементом данной системы является подсистема "автомобиль": в нее входит шесть модулей, каждый из которых совершает определенные преобразования параметров и, следовательно, характеризуется входными и выходными параметрами. В этой связи ее целесообразно проанализировать отдельно — по схеме, приведенной на рис. 2.

Как видно из этого рисунка, все модули этой подсистемы можно расположить с некоторым приоритетом. При этом наивысший приоритет имеют модули "колесо" и "кузов", поскольку без них смоделировать движение автомобиля невозможно в принципе. Второй же приоритет значимости имеет модуль "тормозная система", которая в соответствии со сформулированной выше целью необходима для моделирования торможения автомобиля; третий приоритет — модули "подвеска", "рулевое управление", "трансмиссия", которые предназначены для уточнения модели или решения подзадач.

Расположение, при котором в первую очередь обрабатываются модули, имеющие наивысший приоритет, позволяет уже на ранних стадиях моделирования обнаружи-

вать невозможность решения задачи, недостаточность связей с другими модулями или исходных данных. Кроме того, такое разбиение подсистемы минимизирует число взаимодействий между модулями, что наилучшим образом сказывается на одной

из задач исследования — скорости решения модели на ЭВМ. Не менее важно и то, что оно позволяет совершенствовать модель итерационным методом, который дает возможность добавлять или убирать блоки, изменять их математическое наполнение, сохраняя при этом состав формальных связей, необходимых для полного описания объекта. То есть позволяет продолжать итерационный процесс до тех пор, пока будет получена модель, которую можно считать наиболее полно отражающей физические и временные процессы, протекающие в реальном объекте.

Однако эффективная работа математической молели возможна только при наличии надежных исходных параметров. В противном случае модель усложняется, что может привести к обратному результату - снижению ее достоверности. Но в нашей задаче, т.е. при моделировании динамики торможения автомобиля с АБС, такой опасности нет: исходные данные надежны. Это геометрические, весовые и инерционные параметры самого автомобиля, его колес, тормозной системы, рулевого управления, подвески, трансмиссии, водителя и дороги. Так что при проектировании АБС для создаваемого автомобиля конструктору, по сути, приходится решать те же основные задачи, что и в случае

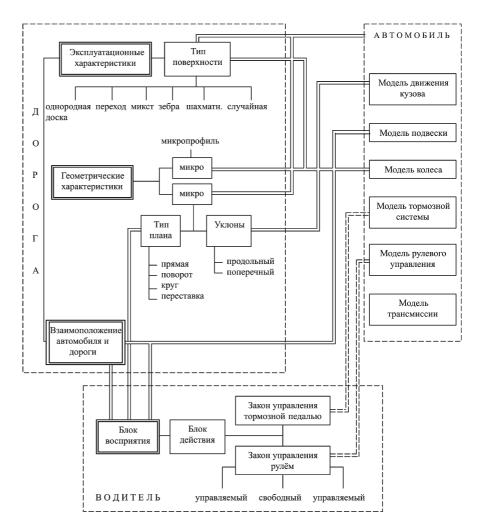


Рис. 1. Взаимосвязи моделей подсистем "автомобиль" (одинарные сплошные линии), "дорога" (двойные сплошные линии) и "водитель" (двойные штриховые линии)

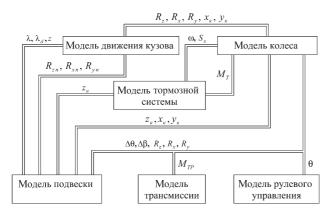


Рис. 2. Взаимодействие моделей модулей в подсистеме "автомобиль" в общем случае торможения

автомобиля без АБС плюс две дополнительные: формировать алгоритм затормаживаемого колеса и подбирать характеристики модулятора; выбирать структуру управления и оптимизировать ее с учетом лействий волителя.

Рассмотрим эти задачи. Начнем с задачи формирования алгоритма работы системы.

Динамика процессов взаимодействия эластичного колеса с поверхностью дороги математически описана достаточно хорошо. Однако с АБС сложнее: исследованиями Е.В. Герца, Г.В. Крейнина, Н.Ф. Метлюка, В.П. Автушко и др. установлено: для описания режимов течения жидкости и газа в тормозной магистрали при наличии модулятора АБС необходимо знание большого числа параметров, которые на стадии проектирования зачастую получить с требуемой точностью невозможно. Но выход из этой, на первый взгляд, тупиковой ситуации есть. Он в применении виртуально-физического моделирования, при котором часть объекта исследования представляется в виде реального агрегата (часто опытного образца), а часть - в виде математического описания. Такое сочетание натуры с математикой позволяет разработчику оперативно проверять принятые решения еще на стадии отладки и доводки объекта. Поэтому в нашем случае, т.е. при оптимизации рабочих процессов автоматизированных (с АБС) тормозных систем и исследования динамичности автомобиля в режиме торможения, тоже целесообразно воспользоваться таким же метолом. В частности, магистрали тормозного контура вместе с модуляторами АБС и рабочими цилиндрами (включая податливость шлангов и жесткость системы "колодка-барабан") представлять натурным объектом с физической моделью но, разумеется, при условии, что геометрия магистралей и местоположения исследуемых агрегатов будут теми же, что приняты в расчетах, а шасси автомобиля, тормозной механизм, рулевое управление, подвеска, пара "шина-дорога" и т.п. - в виде математической модели, исследуемой с помощью вычислительного комплекса.

Такая вот получается комплексная технология с помощью моделирования [1]. Но в нашем случае при ее применении необходимо удовлетворить одно очень важное

требование: математическая часть модели должна работать в реальном масштабе времени. Причем на первом этапе, когда обычно решаются сравнительно простые задачи, можно использовать те аналоговые управляющие ЭВМ, которые обладают свойством работы именно в реальном масштабе времени, а на следующих этапах, где математическое описание различных элементов автомобиля усложняется, - современные персональные компьютеры. Правда, в последнем случае очень важно обеспечить их работу в реальном масштабе времени. Что вполне возможно, если выполняется следующее непременное условие: время расчета процесса меньше времени его реального протекания.

Практика применения виртуально-физической технологии моделирования специалистами ВолгГТУ показала: используя натурное проектирование и математическое моделирование можно создавать объекты, объединяющие новые и существуюшие механические, гидравлические и электрические исполнительные устройства и датчики (см. "АП". 2012. № 12). Причем такой подход особенно эффективен на этапе проектирования, когда реальный объект еще не построен. Например, специалистами ВолгГТУ и Туринского политехнического института таким методом был построен стенд (рис. 3), предназначенный для формирования и оптимизации алгоритма работы электрогидравлической тормозной системы (ЭГТС) [2].

Теперь о задаче выбора и оптимизации структуры управления.

Эта задача может реализовываться на любой модели. Как — рассмотрим на примере модели "шасси".

Математические модели шасси в зависимости от целей исследования могут принимать различную конфигурацию. Например, в ВолгГТУ созданы математические модели шасси двухосного и трехосного АТС, а также седельного и прицепного автопоездов. При этом практика показала: для решения задачи выбора структуры управления необходимо учитывать не только традиционные, но и такие физические процессы, как гироскопический момент управляемых колес при их самоповороте, фединг-эффект в тормозном механизме при действии АБС, гистерезис и инерционность тормозного механизма при отладке алгоритма.

Именно на основе этих соображений и был, к примеру, реализован стенд, используемый сейчас в лаборатории Туринского политехнического института, для испытания полнокомплектных систем активной безопасности АТС, оснащенных как АБС, так и СДС. На нем при проведении испытаний использовались самые различные варианты подключения блоков. Например, для верификации его работы - электронная "начинка" блоков "Бош АБС 5.3" и "Бош СДС 5.7", а для обработки собственных алгоритмов непосредственное полключение к клапанам гидроблока. Это позволило резко снизить объем дорожных испытаний систем активной безопасности, объединяющих несколько подсистем.

Однако оптимизация структуры управления требует учета не только элементов конструкции объекта, но и действий водителя по коррекции направления движения АТС, т.е. решения задачи оптимизации структуры управления, учитывающей взаимодействие системы "человек—машина". И здесь виртуально-физическое моделирование особенно ффективно, поскольку позволяет выполнить требования безопасности и быстродействия, которые обязывают тестировать систему до привлечения людей к ее реализации, в том числе в закритических ее состояниях, порой небезопасных, и сводить к минимуму

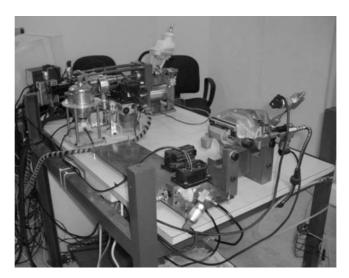


Рис. 3. Стенд для испытания электрогидравлической тормозной системы

Модель класса «колесо»

- •Как правило, физически на стенде реализуется на примере одного колеса
- Отработка алгоритма модулятора (в канале управления одиночным колесом)
- •Отработка работы одиночных агрегатов и блоков (эмулятор усилия педали)
- •Разработка диагностических признаков

Модель класса «шасси»

- •Как правило, физически на стенде реализуется на примере всех колес и агрегатов шасси
- •Отработка алгоритма модулятора (в канале управления всеми колесами)
- •Отработка работы агрегатов и блоков системы в целом
- •Выбор и обоснование структуры управления
- •Разработка диагностических признаков системы
- Исследование устойчивости и управляемости при вариации конструктивных параметров элементов шасси (жесткость элементов рулевого управления)

Модель класса «шасси водитель»

- Как правило, физически на стенде реализуется на примере всех колес и агрегатов шасси + реальный водитель
- Учет действий реального водителя и реализации управляемости в экстремальных режимах движения
- Учет действий реального водителя и реализации функционирования и согласованности догики работы системы активной безопасности
- Формпрование эксплуатационных свойств колесной машины в режиме торможения
- Исследование психофизиологических факторов человека в критических ситуациях

Рис. 4. Принципы подбора и реализации функциональных блоков виртуально-физического проектирования

время простоя реального объекта. И решается эта задача за счет расширения возможностей стендового оборудования средствами, обеспечивающими визуализацию процесса движения, воспринимаемую реальным водителем, а также путем реализации каналов передаваемой ему тактильной информации.

Оперативное создание прототипов обеспечивает разработчикам систем управления и обработки данных быстрый и недорогой способ испытания проекта на ранних стадиях его разработки и анализа с целью выбора наилучшего решения. Для этого подбирается комплект функциональных блоков, состав которых зависит от решаемых задач. Например, на рис. 4 приведены примеры подбора и реализации трех функциональных блоков "колесо", "шасси" и

"шасси+водитель". Первый из них реализуется физически (на стенде) на примере одного колеса АТС, второй – на примере всех колес и агрегатов шасси, третий - "все колеса + агрегаты шасси + водитель". Однако виртуально-физическая технология моделирования позволяет автоматизировать не только перечисленные залачи, но и многие другие: осуществлять аппаратное тестирование новых систем активной безопасности и алгоритмов [3] в режиме реального времени; в кратчайшие сроки создавать альтернативные варианты проекта; уделять больше времени оптимизации системы; подтвердить, что система будет работать в реальных условиях; быстро уточнять и модифицировать проект до тех пор, пока будет достигнут желаемый результат. Данные виртуально-физического моделирования

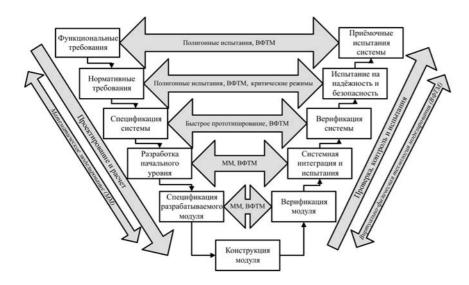


Рис. 5. V-цикл проектирования системы активной безопасности АТС

помогают настроить параметры модели, применить численную оптимизацию, исследовать сценарии альтернатив для полосы пропускания контроллера, проверить чувствительность разработки, сравнивать различные реализации систем управления на разных платах, анализировать разработку и оценивать компромиссы. Иначе говоря, она дает возможность разработчику убедиться в том, что встраиваемая в автомобиль система будет работать именно так, как и планировалась.

Создавая систему для виртуально-физического моделирования, разработчик может из сотен предлагаемых рынком наименований оборудования (плат ввода/вывода, процессоров и т.д.) выбирать именно те, которые ему нужны для разработки и тестирования ходовой части и системы управления безопасностью без дорогостоящих дорожных испытаний АТС; проверять алгоритмы с помощью моделей на более ранних этапах разработки: осуществлять быстрое прототипирование алгоритмов контроллеров; выполнять программно-аппаратное моделирование электрических и механических компонентов; выявлять ошибки на ранних этапах проектирования; резко (на 50 % и более) сократить время разработки объектов, поскольку операции проверки, подтверждения и тестирования на всех этапах процесса проектирования можно выполнять на моделях. В этом случае проблемы, возникающие перед конструкторами и испытателями новых систем [2], решаются с помощью так называемых V-шиклов, один из которых показан на рис. 5. Согласно ему, на этапе проектирования и расчета системы, а потом и конкретного модуля нужно применять программные пакеты математического моделирования, максимально облегчающие труд специалистов, а на этапе проверки, контроля и испытаний - виртуально-физическую технологию моделирования, позволяющую совмещать натурные агрегаты систем с математическим описанием динамики протекающих в них процессов и явлений. При этом управление физическим объектом, как и расчетом модели, ведется в реальном масштабе времени. Если, допустим, на этапе верификации системы была найдена ошибка, то можно провести быстрое прототипирование и скорректировать спецификацию системы. Короче говоря, использование прототипов для ранней верификации систем дает пользователю возможность протестировать, оптимизировать и проверить разработанные алгоритмы еще перед началом производства. Что выгоднее с любой точки зрения.

- Исследование свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования /А.В. Тумасов, А.М. Грошев, С.Ю. Костин, М.И. Саунин, Ю.П. Трусов, В.Г. Дыгало // Журнал автомобильных инженеров. 2011. № 2. С. 34—37.
- Стенд для комплексных лабораторных испытаний ЭГТС / В.Г. Дыгало, А.А. Ревин, А. Сорниотти, М. Веллардокиа // Автомобильная промышленность. 2006. № 3. С. 34—36.
- Фадин А.М., Иванов А.М., Шадрин С.С. Методика оценки алгоритма управления автомобиля в автоматическом режиме //Вестник МАДИ. 2013. Вып. 3 (34). С. 3–7.

ВИБРОЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН БЕСПОДВЕСОЧНЫХ МАШИН И ПУТИ ИХ ПОВЫШЕНИЯ

Д-р техн. наук **И.М. РЯБОВ**, канд. техн. наук **А.В. ПОЗДЕЕВ**, **А.Ю. СОКОЛОВ**, **Н.Н. МАЛИНИН**

Волгоградский ГТУ (8442. 24-81-52)

Рассмотрены виброзащитные свойства пневматических шин бесподвесочных машин и пути их повышения до уровня виброзащитных свойств грузовых автомобилей с подвеской.

Ключевые слова: виброзащитные свойства, пневматическая шина, колесо, демпфирование, бесподвесочная машина, скорость, частота собственных колебаний.

Ryabov I.M., Pozdeev A.V., Sokolov A.Yu., Malinin N.N. VIDROPROTECTIVE PROPERTIES OF PNEUMATIC TYRES OF UNSUSPENSORIAL VEHICLES AND WAYS OF THEIR INCREASING

The article the vibroprotective properties of pneumatic tires of unsuspensorial vehicles and suggests ways of their increasing to the level of vibroprotective properties of trucks with suspension are described.

Keywords: vibroprotective properties, pneumatic tyre, wheel, damping, unsuspensorial vehicle, velocity, natural vibration frequency.

Колесу с пневматической шиной уже больше 160 лет, но за эти годы конструкция шины принципиально не изменилась. Это упругая оболочка, установленная на ободе и заправленная воздухом под давлением. Однако такая конструкция, к сожалению, не обеспечивает бесподвесочным (колесные тракторы, комбайны, другая сельскохозяйственная и строительно-дорожная техника) машинам хорошие виброзащитные свойства, поэтому ее необходимо совершенствовать. В частности, добиваться, чтобы шины обеспечивали современным машинам комфортабельность, безопасность и высокие скоростные свойства, а также снижали динамические воздействия на опорную поверхность, возникающие при движении по неровностям, т.е. обладали сглаживающей, поглощающей способностью и упругими свойствами. Но опыт эксплуатации этих машин показывает, что они имеют недостаточную плавность хода и склонны к раскачиванию при движении по неровным дорогам. Это заставляет операторов (водителей) снижать скорость движения, ухудшая тем самым топливную экономичность, производительность и эффективность их использования, а также создавая заторы на доро-

В связи со сказанным выше возникает вопрос: а возможно ли создание шин, способных взять на себя

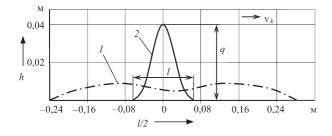


Рис. 1. Траектория подъема оси колеса (1) при перекатывании шины через синусоидальную поверхность (2) со скоростью 3,6 км/ч

функции упругой подвески? Чтобы ответить на него, рассмотрим суть сглаживающей и демпфирующей способности шин.

Сглаживающей способностью шины называют ее свойство уменьшать подъем h оси колеса по сравнению с высотой q преодолеваемой неровности и увеличивать длину L траектории подъема колеса по сравнению с длиной l неровности в виде выступа [1]. Графически это свойство изображено на рис. 1 в виде траектории l подъема оси колеса при ее медленном перекатывании через синусоидальную неровность высотой q (траектория 2).

Из этого рисунка видно, что шина как бы сглаживает неровность: в случае, который он иллюстрирует, подъем h оси колеса при перекатывании неровности оказывается более чем в 4 раза меньше высоты q неровности, а длина L траектории оси колеса в 4 раза превышает длину *l* неровности. Однако в общем случае цифры могут быть совершенно другими, так как сглаживающая способность шин зависит от их размера и длины неровности. К примеру, для среднегабаритных шин грузовых автомобилей сглаживающая способность их проявляется на неровностях длиной до 2 м. Иначе говоря, такая шина рассчитана на сглаживание неровностей, характерных для дорог с булыжным покрытием, грунтовых дорог с выступами от грунтозацепов гусениц машин и дорог со щебеночным покрытием.

Оценивают сглаживающую способность шин по следующей формуле [2]:

$$a = 2\sqrt{Df_{\text{incr}}} , \qquad (1)$$

где a — длина отпечатка шины на поверхности дороги; D — наружный диаметр шины; $f_{\rm шст}$ — статический пробег шины под номинальной нагрузкой.

Из этой формулы следует: чем больше диаметр D и статическая деформация $f_{\rm cr}$ шины, тем больше ее сглаживающая способность a.

Схема сглаживания микропрофиля дороги "мягкой" шиной, движущейся со скоростью v_a под нагрузкой G_k приведена на рис. 2. В комментариях она, по мнению авторов, не нуждается.

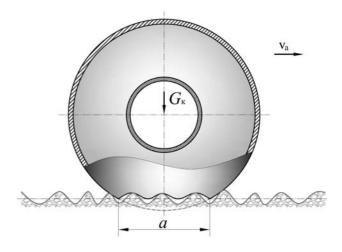


Рис. 2. Схема сглаживания профиля дороги "мягкой" шиной под нагрузкой

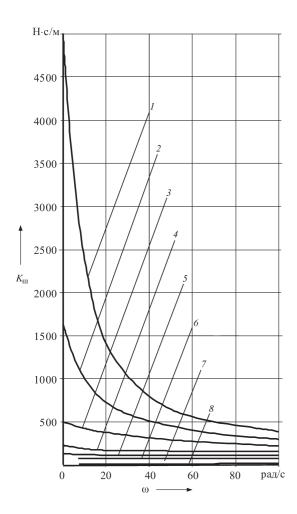
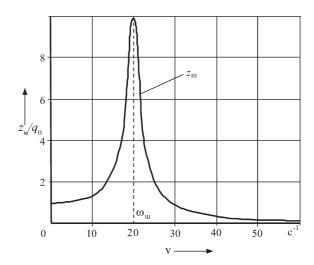


Рис. 3. Зависимость коэффициента демпфирования шины от частоты ее деформации и скорости качения:

 $\begin{array}{l} I-{\rm v_{\rm K}}=0.25~{\rm km/y};~2-{\rm v_{\rm K}}=5~{\rm km/y};~3-{\rm v_{\rm K}}=10~{\rm km/y};~4-{\rm v_{\rm K}}=20~{\rm km/y};~5-{\rm v_{\rm K}}=30~{\rm km/y};~6-{\rm v_{\rm K}}=50~{\rm km/y};~7-{\rm v_{\rm K}}=70~{\rm km/y};~8-{\rm v_{\rm K}}=100~{\rm km/y} \end{array}$

Поглощающая (демпфирующая) способность шины проявляется при колебаниях ее деформации в вертикальном, продольном и боковом направлениях. Определяется она количеством энергии, поглощаемой ее материалом, и оценивается коэффициентом $K_{\rm m}$ демпфирования, зависимость которого от частоты ω_0 деформации и скорости $v_{\rm k}$ качения приведена на рис. 3.

Из него видно, что до скорости $v_{\rm k}=30$ км/ч коэффициент $K_{\rm m}$ с ростом частоты ω деформации уменьшается, а при скоростях $v_{\rm k}>30$ км/ч практически не зависит от ω . Причем даже небольшое (например, от 0 до 10 км/ч) увеличение скорости движения при частоте деформации шины, равной 16 рад/с (это частота характерна для колесных тракторов на сельскохозяйственных работах), приводит к резкому снижению $K_{\rm m}$ (в нашем случае — в 4...5 раз). Для грузовых же автомобилей при изменении скорости от 0 до 60 км/ч и частоте 45 рад/с и для легковых автомобилей, движущихся со скоростями от 0 до 100 км/ч на частоте 75 рад/с, коэффициент $K_{\rm m}$ снижается более чем в



Puc. 4. Расчетная амплитудно-частотная характеристики гармонических колебаний массы на шине

10 раз. То есть демпфирование в шинах в реальных условиях их эксплуатации очень мало.

Правда, в работе [3] указывается, что коэффициент ϕ апериодичности свободных колебаний грузовых автомобилей только на шинах, т.е. при заблокированных рессорах, для невращающихся шин составляет 0,03...0,05, а для вращающихся он в 3...5 разменьше. Но такое утверждение справедливо лишь для очень невысоких скоростей $v_{\rm k}$ качения. При типичных же скоростях движения грузовых и легковых автомобилей коэффициент $K_{\rm m}$ демпфирования вертикальных колебаний более чем в 10 раз меньше, чем для невращающихся шин, и составляет 0,003...0,005.

Расчетная амплитудно-частотная характеристика гармонических колебаний массы M на шине (рис. 4) указывает на большую возбудимость колебаний бесподвесочной машины на шинах при резонансном режиме кинематического возмущения. Причина — слабое демпфирование шин. Именно такие колебания, как упоминалось выше, ограничивают скорость движения бесподвесочных машин даже на малоизношенных асфальтобетонных дорогах, потому что амплитуда Z_m колебаний машины может превышать амплитуду q неровности дороги в 10 раз. При этом колеса будут отрываться от поверхности дороги, что ухудшит управляемость машины.

Таким образом, для снижения "раскачки" машин поглощающую способность шин в отношении вертикальных колебаний необходимо повысить в десятки раз, причем без увеличения коэффициента сопротивления качению.

По мнению авторов работы [3], такая возможность есть: они утверждают, что "для того, чтобы можно было использовать безрессорные подвески в конструкции грузовых автомобилей без ухудшения их плавности хода, необходимо, во-первых, существенно (в 3...5 раз) снизить радиальную жесткость шин при нормативном давлении воздуха, а во-вторых, значительно (в 5...7 раз) повысить внутреннее трение в шине". Однако согласиться с ними можно лишь частично. Если первое требование в настоящее

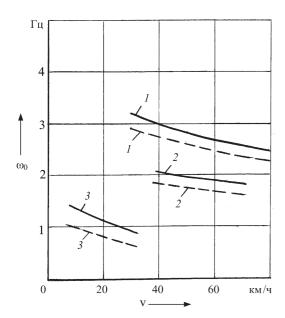


Рис. 5. Зависимость собственных частот колебаний АТС, удовлетворяющих нормам ИСО, от типа дорог и скоростей движения в течение 8 ч:

 $1,\ 2,\ 3$ — максимальные собственные частоты колебаний подвески при регулируемой демпфирующей ее характеристике в случае давления по цементобетонному и асфальтированному шоссе, а также разбитой грунтовой дороге;

 $1',\ 2',\ 3'$ — максимальные собственные частоты колебаний подвески при нерегулируемой ее характеристике в случае движения по цементобетонному и асфальтированному шоссе, а также разбитой грунтовой дороге

время удается обеспечить в конструкциях широкопрофильных шин сверхнизкого давления, то второе практически невыполнимо, так как приводит к существенному ухудшению тягово-динамических и экономических качеств автомобиля, а также к снижению долговечности самих шин.

Выход, по мнению авторов статьи, в другом — в разработке шины с нелинейной (S-образной) упругой характеристикой. Именно такой вывод напраши-

вается из анализа рис. 5, на котором приведены собственные частоты ω_a ATC, удовлетворяющие стандартам ИСО для различных дорог и скоростей движения в течение 8 ч, т.е. упругодемпфирующие свойства подвески. На основе этого анализа могут быть определены необходимые жесткости шины для различных условий движения.

Так, из рис. 5 следует, что для удовлетворения норм вибронагруженности оператора собственную частоту колебаний машины с увеличением скорости движения необходимо снижать, т.е. уменьшать жесткость шин. Например, для движения бесподвесочных машин в транспортном потоке в городских условиях по асфальтированным дорогам со скоростью 60 км/ч частота собственных колебаний кузова машины должна быть не более 1,7 Гц. Это означает, что современные колесные машины на пневмоходу не обеспечивают такую собственную частоту колебаний кузова на шинах. Скажем, частота собственных колебаний трактора "Беларусь" составляет 2,5 Гц, а трактора "Кировец" — около 2,0 Гц. Поэтому их скорости в таких условиях ограничиваются 40 км/ч.

Но положение, безусловно, меняется: в настоящее время разработаны конструкции колес с пневматическим (пат. № 2108240 и 2144862 РФ) и гидравлическим (пат. № 2178742 РФ) демпфированием, способствующие повышению поглощающих свойства шин до требуемого уровня, а конструкции колес по пат. № 2144862 и 2178742 РФ позволяют получить нелинейную упругую их характеристику. Дело за налаживанием их производства.

Литература

- Кнороз В.И., Клеников Е.Б., Петров И.П., Шелухин А.С., Юрьев Ю.М. Работа автомобильной шины / под ред. В.И. Кнороза. М.: Транспорт, 1976. — 238 с.
- Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. М.: Машиностроение, 1978. — 132 с.
- 3. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. М.: Машиностроение, 1969. 219 с.



ВНИМАНИЮ АВТОРОВ И ПАРТНЕРОВ!



Новый адрес электронной почты редакции: avtoprom-atd@mail.ru

Телефон: 8(915) 412-52-56



УДК 629.113

ИНТЕГРАЛЬНЫЕ РАЗМЕРНЫЕ МОДЕЛИ КАК ОСНОВА ПРОЦЕССОВ РЕМОНТА АГРЕГАТОВ АТС

Кандидаты техн. наук В.Н. КАТАРГИН и А.В. КАМОЛЬЦЕВА, С.В. ХМЕЛЬНИЦКИЙ Сибирский ФУ, г. Красноярск (391. 249-89-24)

Приведена методика управления процессами ремонта агрегатов ATC с целью повышения эффективности использования их ресурса в процессе эксплуатации.

Ключевые слова: управление, агрегат, ремонт, износ деталей, показатель фактического состояния, размерная модель.

Katargin V.N., Kamoltceva A.V., Khmelnitsky S.V.

INTEGRAL DIMENSIONAL MODELS AS BASE OF PROCESS REPAIR UNITS VEHICLES

The method management of process techniques repair units of vehicles in order to improve their resource efficiency during operation is reduced.

Keywords: management; unit; repair; wear; indicator of the actual state; dimensional model

Существующая в настоящее время система организации ремонта агрегатов АТС, к сожалению, не обеспечивает его качество. Что, естественно, сопровождается значительными затратами на их эксплуатацию и, что немаловажно, повышением временем их пребывания в ремонте и снижением эффективности использования. В итоге отражается на конкурентных возможностях предприятий, эксплуатирующих автомобильный транспорт.

Чтобы найти способы преодоления этой непростой ситуации, обратимся к статистическим данным.

К концу 2010 г. автомобильный парк приблизился в 1 млрд. Каждый год выпускается еще 50 млн новых автомобилей. В связи с этим нам, в России, нужно как можно скорее выявить тенденцию изменения ценности операций, направленных на восстановление работоспособного состояния агрегатов находящихся в эксплуатации автомобилей. И тем самым определить задачу ремонтных воздействий этих АТС. Ведь совершенно очевидно, что она уже не сводится только к восполнению дефицита АТС, который был характерен в советские годы. Сейчас актуальность ремонта обусловлена усложнением конструкции агрегатов автомобилей (владелец сам не может его выполнить). С другой стороны, в настоящее время, как и раньше, ремонт, выполняемый на СТОА, по-прежнему низкого качества, объем потребляемых запасных частей очень часто необоснованно велик. Как и объем трудовых, сырьевых и материальных ресурсов. То есть структура ремонтной деятельности и в новых российских экономических условиях недостаточно эффективна. Вследствие этого АТП и другие владельцы АТС стали отказываться от услуг ремонтных предприятий. Наступил своего рода кризис.

Вариантов его прекращения, в принципе, может быть достаточно много. Но в любом случае надо выбирать тот, который наиболее полно соответствует сложившейся обстановке. Так, совершенно очевидно, что на нее влияет возрастная структура автомобильного подвижного состава. Например, по данным исследований, распределение коммерческого автотранспорта по времени эксплуатации АТС выглядит следующим образом: до 3 лет — 35 %; 3...6 лет — 46 %; свыше 6 лет — 19 %. Если предположить, что среднегодовой пробег коммерческого АТС составляет 100 тыс. км, то это означает, что каждый второй автомобиль или его агрегаты уже подвергались не-

однократному ремонтному техническому воздействию (ТО и ТР). Причем, как правило, на собственных производственно-технических базах АТП. И лишь в редких случаях - на ремонтных заводах или в мастерских. И хотя такие ремонтные производства имеют статус специализированных предприятий, большинство из них, по существу, представляют собой полукустарные мастерские с очень низкой годовой производственной программой. Что, впрочем, вполне объяснимо. Из-за несовершенства организации производства и отсутствия специализированного оборудования номенклатура и объем восстанавливаемых изношенных деталей на площадках ремонта не могут быть большими. Так что тот вывод, который делают специалисты, исходя из передовой практики и науки (экономически целесообразно восстанавливать до 40 % деталей АТС и только 30 % заменять новыми), для таких предприятий – цель недостижимая: достигнутый ими предел восстановления деталей -12...15 %.

За рубежом картина совершенно иная. Крупнейшие производители компонентов для автомобильной промышленности — такие, как "Цанрадфабрик", "Бош", "Денсо", "Вабко" и др., имеют крупные производства по ремонту узлов и восстановлению деталей, а в США, где сформирована новая ремонтная отрасль, — 90 % рынка автозапчастей составляют именно восстановленные детали. У нас по названным выше причинам понятие "восстановленная" деталь у большинства покупателей равноценно понятию "деталь, бывшая в употреблении", т.е. неконлиционная.

Но дело не только в качестве восстановленных деталей и агрегатов, а и в том, что хорошо восстановленные изделия дешевле новых: ремонт агрегатов и узлов позволяет снизить конечную стоимость эксплуатации АТС в несколько раз. Во-вторых, там убедились: негативное воздействие процессов ремонта автокомпонентов на окружающую среду гораздо меньше, чем процессов производства новых изделий. Например, фирма "Бош", один из лидеров на рынке восстановления автокомпонентов, на своем официальном сайте с гордостью сообщает: в 2009 г. она восстановила 2,5 млн автозапчастей, благодаря чему сократила выбросы углекислого газа на 23 тыс. т. В-третьих, подсчитано: увеличение номенклатуры и объемов восстанавливаемых деталей до экономически обоснованных пределов позволяет на автопарке, равном автопарку России, только на текущих и капитальных ремонтах грузового и коммерческого транспорта экономить 400 тыс. т черных и цветных металлов в год.

Российские специалисты все это, конечно, знают. Но от знания до практики у нас, как всегда, "дистанция огромного размера". Достаточно сказать, что у нас до сих пор нет единой федеральной концепции, определяющей актуальность ремонтно-восстановительных операций на автомобильной технике и их масштаб, а также положений, регламентирующих порядок и формы системы обеспечения высокого качества ее ремонта. И, следовательно, — затрат на ее эксплуатацию. И в первую очередь — затрат на ее ремонт.

Все перечисленное выше говорит о том, что поиски путей совершенствования существующей системы ремонта автомобильной техники с целью снижения трудоемкости этого ремонта и увеличения эффективности АТС — задача, давно уже перезревшая. Но — непростая, поскольку большую часть затрат, связанных с ремонтом, составляют затраты, имеющие вероятностную природу, так как зависят от многих факторов условий эксплуатации, видов ремонтных воздействий, выполненных на предыдущих этапах восстановления работоспособности, фактического технического состояния объекта ремонта и т.д. И эта природа заставляет многих практиков отказывать-

ся даже от попыток прогнозирования таких затрат. Однако есть и те, кто старается снизить эти затраты. Правда, традиционными способами — экономя материальные, сырьевые и энергетические ресурсы, повышая квалификацию ремонтного персонала и т.п. Однако все эти способы требуют больших капиталовложений и временного лага реализации. Отсюда — значительные простои агрегатов в ремонте, невысокий коэффициент технической готовности АТС, большие материальные затраты и затраты на оплату труда. Чего, как упоминалось выше, за рубежом нет: там ремонтная система высоко рентабельна. Спрашивается: почему?

Чтобы ответить на этот вопрос, рассмотрим причины, по которым ATC, их детали, узлы и агрегаты приходится ремонтировать.

Потребность в ремонте АТС возникает чаще всего из-за отказа его узлов, агрегатов и систем. Если проанализировать структуру этих отказов, то наиболее слабое место городского коммерческого грузового транспорта — трансмиссия, на нее приходится порядка 25...28 % всех отказов АТС, в том числе на коробку передач — 20 % [2]. И главная причина тому — естественный износ деталей: именно из-за него в ремонт поступает 65 % коробок передач, а остальные 35 % распределяются следующим образом: 15 % — из-за разрушения рабочих поверхностей деталей, 12 % — из-за деформации деталей и 8 % — из-за внезапных отказов, не зависящих от режима и организации технического обслуживания и ремонта. Аналогичная статистика есть и по другим агрегатам АТС, что позволяет использовать вероятностные методы оценки их ресурса, а значит, и оценки затрат, связанных с их ремонтом.

Такой подход, безусловно, в какой-то мере повышает экономическую эффективность ремонтной системы. Однако полностью задачу не решает. Нужны еще и инструменты в области ремонтных технических воздействий на элементы конструкции АТС.

Один из таких инструментов, например, — метод, основанный на анализе размерных характеристик деталей и их взаимном сопряжении. Укрупненная структурная схема такого метода представлена на рис. 1. Именно он позволяет, подобрав оптимальный состав технических воздействий, соответствующих фактическому техническому состоянию агрегата, снизить до минимума затраты на его эксплуатацию.

Основа такого подбора в рассматриваемом методе — количественная оценка фактического состояния агрегата, т.е. степень его износа. При этом роль обобщенного параметра, характеризующего потенциальную работоспособность агрегата, выполняет величина остаточной точности размерных параметров, распределенных по всему агрегату.

Рассмотрим, что собой представляет этот инструмент и как им пользоваться.

В общем случае размерные параметры агрегата являются составляющими его общего износа и в период дальнейшего изменения функции изнашивания становятся ее постоянными членами. При проведении ремонтных работ в агрегате отказавшие детали заменяются новыми или восстановленными,

которые по мере использования также подвергаются изнашиванию в дальнейший период эксплуатации. То есть ремонт — не что иное, как возвращение функции изнашивания агрегата в ее исходное (на момент изготовления агрегата) состояние.

При таком подходе бесконечно малому приращению Δt времени эксплуатации агрегата соответствует бесконечно малое приращение ΔR суммарного его износа. Поэтому суммарный износ деталей агрегата представляет собой непрерывную функцию от времени (формула № 1 в таблице). Значит, и износ ΔR_i i-х размерных параметров элементов, входящих в структуру агрегата, также представляет собой непрерывную функцию от времени (формула № 2), а суммарный износ ΔR всего агрегата может быть записан в виде суммы износов отдельных размеров параметров, представляющей собой непрерывную функцию (формула № 3).

Если, далее, для всех размерных параметров агрегата найти подобные функции износа, выразить их в единых измерителях, а затем просуммировать их для всех элементов, то в результате может быть получена функция, оценивающая износ всего агрегата.

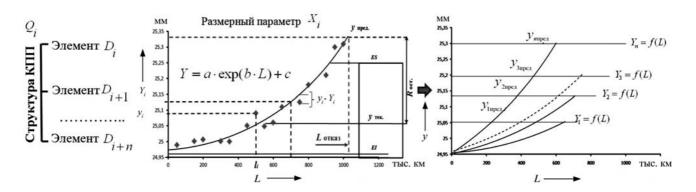
Учитывая рассмотренные выше соображения, общую изношенность агрегата предлагается оценивать коэффициентом $\Delta \Sigma$ интегральной остаточной точности (формула № 4).

Если теперь предположить, что отказ любого размерного параметра вносит одинаковый вклад в надежность агрегата в целом, то интегральную остаточную точность можно было бы определить, сложив остаточные точности отдельных размерных параметров. Но этого нет, элементы агрегата в силу различных условий нагруженности и других эксплуатационных и конструктивных факторов, изнашиваются по-разному. Поэтому входящий в формулу № 4 коэффициент весомости μ_i предлагается оценивать по формуле № 5.

Таким образом, критерием оценки общей изношенности агрегата принимается коэффициент его остаточной точности, позволяющий определить оптимальный с технической точки зрения состав воздействий на этот агрегат, т.е. $\Delta \Sigma_{\min}$. Но у системы ремонта есть аспект, который еще более интересен тому, кто ее организует. Это экономическая ее эффективность, минимум суммарных издержек затрат на эксплуатацию агрегата в моделируемый интервал наработки. При этом суммарные затраты C_{Σ} для агрегата, очевидно, представляют собой сумму затрат ΔC_i на каждый вид ремонтных воздействий на весь моделируемый интервал (формула № 6). Тогда минимальные издержки на эксплуатацию агрегата можно записать в виде формулы № 7.

Как видим, задача оптимизации вида технических воздействий в итоге свелась к минимизации целевой функции суммарных затрат на эксплуатацию агрегата за период с начала момента выполнения очередного вида технического воздействия до заданной наработки, в интервале которой рассчитываются затраты. С учетом этого правая часть формулы № 1 запишется в виде формулы № 8.

На практике всегда удобнее пользоваться не параметром "суммарные затраты", а параметром "суммарные удельные за-



Puc. 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Delta R = F(t)$	-
2	$\Delta R_i = f_i(t)$	-
3	$\Delta R = n \Delta R_i = n f_i(t) = F(t)$	N — число размерных параметров агрегата
4	$\Delta \Sigma = n \mu_{i} (1 - R_{t_{i}} - R_{0_{i}} R_{p_{i}} - R_{0_{i}})$	μ_i — коэффициент, характеризующий "весомость" размерного параметра в момент оценки изношенности агрегата; R_{i_i} — текущее (фактическое) значение i -го размерного параметра в этот момент; R_{0_i} — значение размерного параметра, соответствующее нижнему отклонению поля допуска i -го размерного параметра в момент оценки изношенности агрегата; R_{p_i} — предельное значение i -го параметра в этот момент
5	$\mu_i \frac{L_i}{\sum_{i=1}^n L_i}$	L_i — средняя наработка (пробег) на отказ i -го размерного параметра, полученная при модельном эксперименте
6	$C_z = n \Delta C_i$	-
7	$C_{\Sigma} \Delta \Sigma_{\min} = n \Delta C_i$	-
8	$n\Delta C_i = (M S_{ji} + n\Delta U_i) L_{0_{\max}} \to \max$	ΔC_i — суммарные затраты на ремонт агрегата; M — стоимость S_j -го состава ремонтных работ, соответствующих выбранному виду ремонтного воздействия; $L_{0_{\max}}$ — ресурс агрегата, соответствующий интервалу моделирования, в котором определяются численные значения ΔC_i ; ΔU_i — издержки, связанные с устранением внезапных отказов за наработку $L_{0_{\max}}$
9	$C_M = C_R + C_T$	-
10	$f(C_R, C_T) = f(R) + f(T)$	-
11	$C_R = f(L_{lim}, N_z); C_T = f(\Delta T, \Delta N_R)$	-
12	$f(C_R, C_T) = f(L_{\lim}, N_z) + f(\Delta T, \Delta N_R)$	-
13	$f(C_R, C_T) \to \min$	-
14	$Y = ax^{bL} + c$	Y- расчетное значение размерного параметра; $a, b, c-$ коэффициенты регрессивной зависимости, определяющие характер изменения размера
15	$E_{a,b,c} = i = l_n (y_i - (aebL_i + c))2 \rightarrow \min$	y_i — эмпирическое значение размерного параметра при соответствующей наработке
16	$L_{i(\text{отказ})} = L_n (y_{i \text{пред}} - c) L_n(a) b$	$L_{i({ m orka}3)}$ —наработка на момент отказа; $y_{i{ m npe}1}$ — предельное значение размерного параметра функционального элемента

траты", т.е. отнесенные к 1 км пробега АТС. Их определяют так же как "суммарные" затраты, т.е. исходя из S_j технического воздействия на агрегат в течение его жизненного цикла.

Таких составов, в принципе, может быть сколь угодно много, но с точки зрения рассматриваемой темы их два $-S_1$, при котором все отказы агрегата устраняют в ходе текущих его ремонтов, и S_2 , когда отказы устраняются в ходе текущих ремонтов в комплексе с попутной заменой деталей, лимитирующих ресурс агрегата.

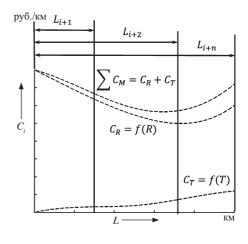
На первом из составов останавливаться необходимости нет: он достаточно "прозрачен". Экономическая же целесообразность текущего ремонта с попутной заменой деталей не столь очевидна и однозначна.

С одной стороны, чем больше число единовременно заменяемых деталей, тем меньше средние удельные затраты на эксплуатацию: нет затрат времени и труда на повторные разборно-сборочные операции, меньше простоев АТС и т.д. С другой стороны, здесь не избежать недоиспользованного ресурса некоторых из заменяемых деталей.

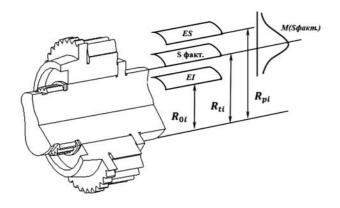
Для устранения этого противоречия приходится решать задачу оптимизации технико-экономических показателей. И вот к чему сводится это решение.

Если выразить изменение удельных затрат, связанных с недоиспользованием ресурса заменяемых деталей, через функцию $C_R = f(R)$, а изменение суммарных затрат, связанных с экономией трудоемкости на замену деталей, через функцию $C_T = f(T)$ и записать их в единой системе измерения, то решение по технико-экономическому критерию дает формула № 9, определяющая суммарные средние удельные затраты $C_{\rm M}$, $C_{\rm cp}$ (рис. 2). Или, что то же самое, формула № 10.

Правда, исследование осложняется тем, что суммарные удельные затраты C_R , связанные с недоиспользованием ресурса заменяемых деталей, зависят, во-первых, от двух переменных: остаточного ресурса $L_{\rm lim}$ заменяемой детали и числа N_z единовременных заменяемых деталей и, во-вторых, суммарная экономия C_T затрат, связанная с попутной заменой деталей, зависит также от двух составляющих: разностей трудоемкостей проведения ремонта по виду S_1 (текущий ремонт) и по



Puc. 2



Puc. 3

виду S_2 (текущий ремонт и попутные замены), а также разностей числа таких ремонтов, т.е. ΔT и ΔN_R . Иначе говоря, получается, что C_R и C_T есть функции двух переменных (формулы № 11).

Учитывая все перечисленное выше, формула № 4 приобретает вид формулы № 12.

Таким образом, решение поставленной задачи сводится к нахождению минимума функции, записанной в виде формулы № 13.

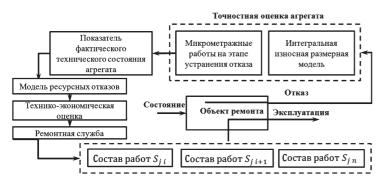
На основе рассмотренных положений автор разработал формализованную процедуру и два алгоритма. При этом интегральная износная модель агрегата АТС отображается в виде графа, что дает возможность отслеживать основные связи размерных параметров и в то же время сохраняет организованность всей структуры такой модели.

К сожалению, непосредственное представление графа в виде точек и линий для современных ЭВМ неудобно, поэтому автор, как это рекомендуется в работе [3], описывает граф с помощью матриц. А в качестве матрицы G=(V,E) смежности графа выступает квадратная матрица $AG=[a_{ij}]$, элементы которой определяются следующим образом: $a_{ij}=1$, если v_i , $v_i \le E$; $a_{ij}=0$, если v_i , $v_i \le E$.

Эта матрица вполне определяет структуру размерных параметров вершин графа: число единиц в i-й строке матрицы G равно числу ребер, исходящих из вершины a_i , а число единиц в i-м столбце этой матрицы — числу ребер, входящих в вершину G. Матрица графа размерных параметров представлена на рис. 3.

Следующим подблоком в укрупненной структуре механизма подхода к назначению оптимального состава ремонтных работ выступает механизм модели ресурсных отказов агрегата. Эта модель служит для получения информации об интервалах наработки, в которых формируются отказы, что, в свою очередь, позволяет оценить эффективность предложенных составов ремонтных технических воздействий по технико-экономическому критерию.

Функционирование модели ресурсных отказов сводится к следующему.



Puc. 4

Процесс изнашивания поверхностей сопряженных и динамически нагруженных деталей большинства агрегатов АТС даже при установившихся режимах носит нелинейный характер и в большинстве случаев соответствует экспоненциальной зависимости. Значит, и процесс изнашивания можно записать в виде формулы № 14. В разработанной автором модели он описывается через аппроксимирующую функцию по условию E в виде формулы № 15.

Зная предельное значение размерного параметра и коэффициенты нелинейных регрессионных зависимостей, выявленные на этапе проведения экспериментальных исследований, можно определить момент наступления такого состояния, при котором наблюдается отказ детали или агрегата в целом. Схема этого процесса наглядно представлена на рис. 4.

Для каждой системы Q_i характерны присвоенные ей структурные элементы D_i (детали) и функциональные элементы P_i (поверхности). Эти элементы в своей совокупности образуют интегральную размерную модель исследуемого агрегата, где расстояние P_i между поверхностями деталей характеризуют размерные параметры X_i , выступающие в роли звеньев размерных цепей.

Имея случайную выборку $x_i = (x_1, \dots, x_m)$ из генеральной совокупности x независимых, одинаково распределенных случайных величин коэффициентов a, b и c, полученных в ходе экспериментальных исследований, с помощью средств математического моделирования случайных величин [4] определяется массив значений этих коэффициентов. Причем нужно отметить, что их группы присущи определенному структурному и функциональному параметру, т.е. имеют определенную принадлежность к изучаемым функциональным зависимостям изнашивания поверхностей P_i .

По окончании процесса моделирования коэффициентов искомой аппроксимирующей функции изнашивания определяется массив теоретических зависимостей изнашивания для всех структурных и функциональных элементов агрегата.

Выполнив процедуру синтезирования массива зависимостей N раз, получают совокупность функциональных зависимостей, дающих полное описание всех подконтрольных агрегатов по критерию износа y_i размерных параметров X_i от наработки L_i . Затем, зная предельные значения размерных параметров $y_{i\, \text{пред}}$ и эмпирические коэффициенты функции изнашивания, определяется наработка $L_{i\, \text{отказ}}$ на момент отказа агрегата по причине достижения предельного значения его размерного параметра (формула N2 16).

Интегрируя в рассмотренную выше методику информацию об изменении размерных параметров в процессе износа деталей в зависимости от наработки, а также структурную составляющую, исследователь получает возможность решать самые различные научно-прикладные и производственные задачи: назначать те ремонтные воздействия на агрегат АТС, которые точно соответствуют его фактическому состоянию; обосновывать сроки гарантийного пробега агрегатов, дифференцированные по их техническому состоянию; прогнозировать производственные издержки АТП; достоверно оценивать допустимые без ремонта размерные параметры деталей; повышать послеремонтный ресурс агрегатов и т.д. В итоге — на но-

вом качественном уровне обеспечивать необходимым информационным сопровождением руководство и инженерные службы предприятий, занимающихся эксплуатацией и ремонтом ATC.

- 1. Воронова Е. Гарантия качества // Правильный автосервис. 2012. № 3. С. 22–24.
- 2. Ресурсосберегающие структуры эксплуатационно-ремонтного цикла агрегатов автомобиля / А.С. Денисов, Л.Б. Баланцов, А.П. Беликов, Г.Г. Туркеев // Автотранспортное предприятие. 2008. № 5. С. 48–52.
- 3. Алгоритмы для работы с графами / Т. Кормен, Ч. Лейзерсон, Р. Ривест и др. // Алгоритмы: построение и анализ Introduction to algorithms. 2-е изд. М.: "Вильямс", 2006. 1296 с.
- 4. Мышкис А.Д. Элементы теории математических моделей. М.: КомКнига, 2007. 192 с.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ БЮДЖЕТА НА ГАРАНТИЙНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук **В.Н. КОЗЛОВСКИЙ**, кандидаты техн. наук **Д.И. ПАНЮКОВ** и **М.А. ПЬЯНОВ**

Поволожский ГУ сервиса, АНО "Институт качества" (6482. 63-71-40)

Представлены результаты разработки и реализации комплекса прогнозирования затрат на обеспечение обязательств автопроизводителей в период гарантийной эксплуатации автомобилей. Ключевые слова: качество, надежность, удовлетворенность по-

Kozlovskiy V.N., Panyukov D.I., Pianov M.A.

требителей.

PREDICTION OF BUDGET GUARANTEE PROVISION PRODUCTS IN AUTOMOTIVE

The results of development and implementation of complex forecasting the cost of providing the guarantee obligations automakers during the operation of vehicles.

Keywords: quality, reliability, customer satisfaction, car.

Обеспечение высокой экономической эффективности процессов жизненного цикла автомобилей в условиях жесточайшей конкуренции на автомобильном рынке - одна из важнейших задач автопроизводителей. Чтобы ее решать, они разрабатывают программы оптимизации своих затрат, связанных с наиболее ответственной частью этого цикла - гарантийным периодом. Однако понятно, что такая оптимизация ни в коей мере не должна затрагивать интересы потребителей, тем более влиять на их удовлетворенность и лояльность. Иначе говоря, производители должны иметь инструмент, позволяющий, с одной стороны, обеспечить свой экономический интерес, а с другой – интерес потребителя. И такой баланс интересов очевидно может быть реализован только за счет эффективности автомобилей, но без чрезмерных затрат на него.

Чтобы решать эту двуединую проблему, необходимо правильно прогнозировать бюджет гарантийного обеспечения автомобилей в эксплуатации. Что, к сожалению, получается далеко не у всех. Поэтому авторы, проанализировав состояние дел на ряде отечественных автозаводов, разработали довольно простой и надежный, по их мнению, метод прогнозирования затрат на обеспечение эксплуатационной эффективности новых автомобилей в их гарантийном периоде, который рассматривается ниже.

Современная практика проектирования и производства новых автомобилей такова, что автомобилестроители, стремясь получить преимущества в конкурентной борьбе, постоянно сокращают временные циклы разработки компонентной базы, крупных узлов и автомобиля в целом. Кроме того, с целью оптимизации затрат они добиваются высокого (до 80 %) уровня унификации компонентной базы новых автомобилей с серийно выпускаемыми. При этом прогнозная оценка бюджета на гарантийное обеспечение автомобилей, выпускаемых на рынок, естественно, на 70...80 % определяется уже известными показателями качества и надежности, а также бюджетом серийных узлов и деталей. И только 20...30 % бюджета приходится прогнозировать заново.

Это, конечно, уменьшает объем работы, но его технологию не меняет. А она, по мнению авторов, должна сводиться к следующему.

Для формирования бюджета на гарантию новых автомобилей необходимо по формуле \mathbb{N} 1 (см. таблицу) определить среднюю стоимость $\bar{z}_{\rm cp}$ устранения их отказов на весь срок гарантии.

Однако здесь есть одна сложность. С момента выпуска нового автомобиля и до момента окончания предъявления гарантийных претензий по нему проходит довольно много времени (период наблюдения). Так, при двухгодичной гарантии он доходит до 36 мес. (рис. 1), а при трехгодичной — до 42 мес. По-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\overline{z}_{\rm cp} = \frac{Z_{\rm n}}{V}$	Z_{Π} — сумма затрат на устранение отказов автомобилей, выпущенных за расчетный период; $V-$ число автомобилей, выпущенных за этот период
2	$Z_{\pi} = \sum_{i=1}^{m} Z_{\Phi}^{i} + \sum_{i=1}^{m} Z_{\Phi}^{i}$	M — число месяцев, в течение которых выпускается новая модель (расчетный период); Z_{Φ}^{i} — фактические затраты i -го месяца выпуска; Z_{\circ}^{i} — прогнозируемая сумма остатка i -го месяца выпуска
3	$Z_{\hat{\mathbf{o}}}^i = \sum_{j=0}^n Z_j^i$	n — число периодов наблюдения; Z_j^i — фактические затраты j -го периода наблюдения
4	$Z_{\mathrm{o}}^{i} = Z_{\mathrm{o}}^{i} d_{\mathrm{o}}^{i}$	d_{\circ}^{i} — суммарная доля остатка i -го месяца выпуска
5	$d_{\mathrm{o}}^{i} = \sum_{i=0}^{n} d_{j}^{b}$	d_j^{b} — доля средних затрат базового периода в j -м периоде наблюдения
6	$d_j^b = \frac{Z_j^b}{\sum_{j=1}^m Z_j^b}$	$Z_j^{\it b}$ — средние затраты базового периода выпуска в $\it j$ -м периоде наблюдения
7	$Z_j^b = \frac{\sum_{i=1}^{b} Z_i^b}{12}$	$Z_i^{\it b}$ — затраты базового периода выпуска в $\it i$ -м месяце выпуска

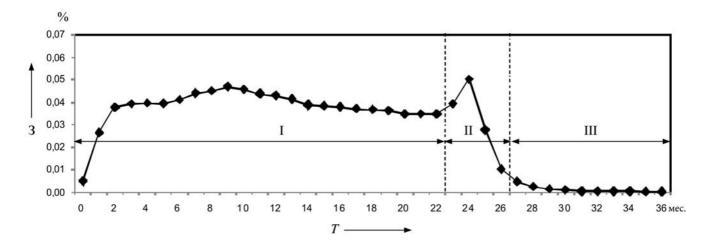


Рис. 1. Изменение долей затрат на устранение отказов в гарантийный и послегарантийный период эксплуатации автомобилей: I — затраты в гарантийный период; II — затраты в период окончания гарантии; III — затраты в послегарантийный период

этому при расчете приходится пользоваться информацией о предполагаемых отказах сегодня и завтра выпускаемых автомобилях и о затратах в гарантии по автомобилям той же модели, выпущенным более 36 или 42 мес. назад. И только когда такой информации нет (выпуск новой продукции лишь начинается), реализуется прогностическая модель, учитывающая аспекты унификации компонентной базы нового проекта автомобилей (унифицированная модель). Она представляет собой полную сумму Z_{Π} прогнозируемых затрат на устранение отказов автомобилей, имеющих незавершенный период наблюдения, и состоит из двух частей: сумм фактических затрат и остатка (формула № 2).

Фактические затраты Z_{Φ}^{i} — затраты, предъявленные автопроизводителю на момент проведения расчета. Для них предназначена формула № 3. Сумма Z_{ϕ}^{i} остатка — прогнозируемые затраты, которые только будут предъявлены автопроизводителю до окончания гарантии. Следовательно, для автомобилей с неза-

вершенной гарантией расчет необходимо выполнять по оставшейся доле затрат либо в соответствии с их распределением на автомобилях, имеющих завершенный период гарантии, или в соответствии с унифицированной моделью.

Эта сумма остатка рассчитывается по формуле № 4, а входящая в нее суммарная доля d_o^i остатка i-го месяца — по формуле № 5.

В свою очередь, параметр d_j^b , доля средних затрат базового периода выпуска в j-м периоде наблюдения, который входит в формулу № 5, дает формула № 6, а входящие в нее средние затраты Z_j^b базового периода выпуска — формула № 7.

Прогноз затрат, приходящихся на третий год гарантии, т.е. на период с 23 по 36 мес., выполняется методом линейной экстраполяции затрат за период с 12-го по 22-й месяц наблюдения (рис. 2). Распределение затрат (доли затрат) в момент окончания га-

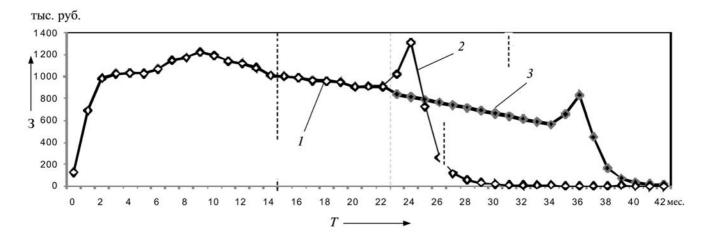


Рис. 2. Прогнозирование затрат на устранение отказов автомобилей, находящихся в гарантии:

1 — период, используемый для прогноза затрат по третьему году гарантии; 2 — гарантии на автомобили с двухгодичной гарантией; 3 — затраты на автомобили с трехгодичной гарантией (ожидаемые)

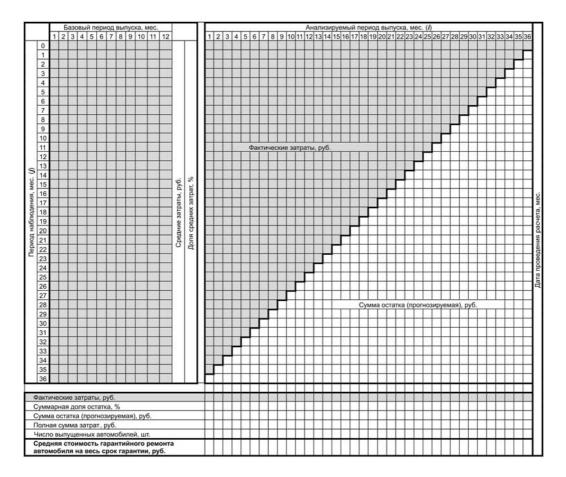


Рис. 3. Таблица для расчета суммы гарантийных затрат

рантии (период наблюдения с 23-го по 30-й месяц) сдвигаются на 12 мес. назад.

На заключительном этапе составляется таблица суммы гарантийных затрат (рис. 3). Она оформлена так, чтобы обеспечить процесс накопления данных, поступающих из гарантийной эксплуатации по группам автомобилей с определенной датой (месяц и год) выпуска. Структура этой таблицы такая, что в ней есть все количественные характеристики, необходимые для прогнозирования бюджета.

И последнее. В российском автопроме бюджет на гарантию утверждается на год. У автопроизводителей западных фирм существует так называемая перспективная гибкая система определения бюджета, которая предусматривает прогноз затрат по выпущенным автомобилям на весь период их эксплуатации, а также прогноз затрат на будущие выпуски.

Как видно из сказанного выше, предлагаемая авторами методология прогноза укладывается как в традиционную российскую, так и в западную схемы прогнозирования. Для реализации инструментов прогноза затрат в гарантии по будущим выпускам автомобилей требуется лишь составить дополнительную таблицу, аналогичную представленной на рис. 3, но параметры, включенные в нее, следует рассчиты-

вать не по факту, а по плану выпуска новых автомобилей и показателям, отражающим уровень затрат на устранение отказов в гарантийном периоде для автомобилей той же модели, уже находящейся в эксплуатации. Иначе говоря, предлагаемый авторами метод прогнозирования затрат на гарантийное обеспечение автомобилей в период их эксплуатации создает предпосылки для рационализации существующего процесса на основе внедрения инструментов оценки фактического и остаточного уровня затрат. При этом фактический уровень рассчитывается, исходя из имеющихся данных об устранении отказов автомобилей на предприятиях фирменного сервиса, а уровень затрат для новых моделей автомобилей определяется прогнозной оценкой через соответствующие показатели, отражающие затраты по унифицированной компонентой базе комплектующих изделий по другим серийно выпускаемым автомобилям той же марки. Что же касается серийно выпускаемых автомобилей, то для них уровень остатка постоянно уточняется за счет системной актуализации и наполнения таблицы данными, полученными путем расчета суммы гарантийных затрат.



УДК 621.757.06:778.19

САМОАДАПТАЦИЯ ПОДВИЖНОЙ ДЕТАЛИ КАК СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СБОРКИ

Г.Е. ЖАРКОВ

Самарский ГТУ (927. 700-24-35)

Рассмотрен новый метод автоматической сборки, основанный на смещении центра масс деталей за счет различного пространственного положения их сборочной оси.

Ключевые слова: автоматическая сборка, смещение центра тяжести, фазы сопряжения, саморегулирование, маятник, эффективность сборки, надежность.

Zharkov G F

SELFADOPTATION OF MOVABLE DETAIL AS A METHOD OF RISE OF RELIABILITY OF AUTOMATIC ASSEMBLY

A new method of automatic assembly based on displacement of a gravity center of mass details by different space positions of its assemblage axis is considered.

Keywords: automatic assembly, displacement of a gravity center, phases of a relative position, selfregulated, pendulum, efficiency of assembly, reliability.

При всех методах автоматической сборки типа "вал—втулка" сборочное усилие, как известно, прикладывают сверху. Из-за этого в характерных точках контакта цилиндрических поверхностей и кромок этих деталей всегда возникает заклинивающий момент.

Так, при сборке методом самоцентрирования по сопрягаемым поверхностям (А.с. № 427826 и 889371, СССР) при перекосе осей деталей наблюдается их заклинивание. Недостатметола сканирования № 155724 и 379362, СССР), кроме того, является вероятностный характер поиска совпадения собираемых деталей. Адаптивные устройства с обратной связью по рассогласованию [1] требуют сложного аппаратного обеспечения и т.д. Рассматриваемый же ниже метод, основанный на искусственном изменении центра масс подвижной детали, этого недостатка лишен. В чем легко убедиться, рассмотрев сборочную головку (рис. 1), предназначенную для соединения втулки с сердечником.

Эта головка состоит из центрирующего механизма 10 и ориентатора 1. Центрирующий механизм имеет стакан 7 с полостью 6, установленный с возможностью возвратно-поступательного перемещения приводом 11. Кроме того, у него есть две (8 и 5) центрирующие поверхности, на первой (8) из которых своей направляющей поверхностью 9 установлен ориентатор 1, имеющий цанговый захват 4 для втулки, а вторая служит для снятия ориентатора

с втулки и возвращения его в исходное положение.

Работает головка следующим образом.

Стакан 7 с ориентатором 1 приводом 11 центрирующего механизма 10 поднимается вверх. Ориентатор захватом 4 жестко соединяется с втулкой 3. Центрирующий механизм опускает ориентатор с втулкой до ее контакта с сердечником (этот этап сборки на рисунке показан штрихпунктиром). В момент, когда втулка коснется сердечника, ориентатор отрывается от центрирующей поверхности 8. Стакан 7 продолжает движение вниз, на ориентатор действует сила тяжести, создавая поворачивающий момент, направленный в сторону компенсации погрешностей, которые были перед сборкой и возникли в процессе сборки.

Причиной отрыва от центрирующей поверхности *8* ориентатора служит его отставание от движения центрирующего механизма. Поэтому очевидно, что такого отрыва не будет лишь в идеальном случае — при беспрепятственной сборке деталей после их контакта

По мере передвижения центрирующего механизма вниз центрирующая поверхность 5 подправляет ориентатор при возникновении остаточного его перекоса и снимает его с собираемой детали. Таким образом получается, что, падая, ориентатор своей направляющей поверхностью 9 самоцентрируется по центрирующей поверхности 8. Затем цикл повторяется.

При необходимости захвата вала сверху применяется технологическая система (рис. 2), состоящая из вала 2, втулки 1, магнитного захвата 3, коленчатого ориентатора 4, балансира 5, элемента транспортного механизма 6 (центр масс комплекта расположен в точке G).

Процесс сопряжения деталей может быть реализован рассматриваемым методом не только в гравитационном поле, но и в поле иных сил — упругих, вихревых, магнитных и др. При этом сборка возможна в любой плоскости. Например, на рис. 3 в виде трех фаз показан алгоритм воздействия упругих сил на комплект со смещенным центром масс (ISM). Из этого рисунка видно, что при постоянном поджиме вала силой F_1 противоположный конец комплекта подвер-

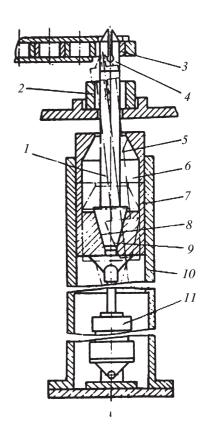
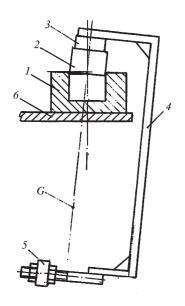


Рис. 1. Головка для сборки деталей типа "вал—втулка":

I — ориентатор; 2 — сердечник; 3 — втулка; 4 — захват; 5, 8 — центрирующая поверхность; 6 — полость; 7 — стакан; 9 — направляющая поверхность; 10 — центрирующий механизм; 11 — привод



Puc. 2. Сборочная головка с коленчатым ориентатором:

I — втулка; 2 — вал; 3 — магнитный захват; 4 — ориентатор; 5 — балансир; 6 — транспортный механизм

гается воздействию пульсирующей силы F_2 , которая поднимает правый конец комплекта. Вниз он опускается под действием собственной силы P веса, равной mg.

В реализации способ довольно прост (рис. 4). Здесь действуют два механизма — поджима (1), который действует вдоль оси сборки, и (2), обеспечивающий пульсирующую силу в вертикальной плоскости.

Технологическая оправка может быть присоединена к торцу вала, не контактирующему с кромкой втулки

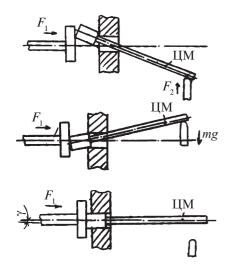


Рис. 3. Схема фаз воздействия упругих сил и гравитации

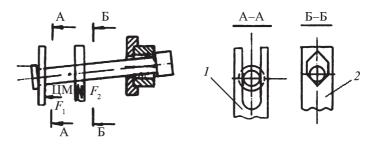
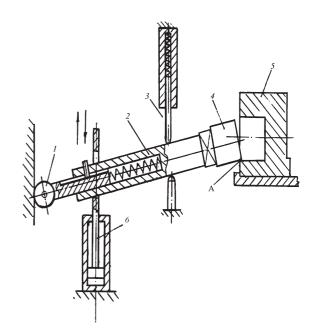


Рис. 4. Схема механизма использования упругих сил

Рис. 5. Схема сборочной головки с использованием упругих сил и искусственным смещением центра тяжести вала:

I — механизм поджима; 2 — комплект; 3 и 6 — механизм поворота; 4 — вал; 5 — втулка



(рис. 5). При этом алгоритм действия будет таким: комплект 2 с валом 4 подается на кромку втулки 5 (в точке A). Механизм 1 поджимает комплект к втулке, а механизмы 3 и 6 поворачивают его в вертикальной плоскости относительно точек контактирования кромок собираемых деталей. Таким образом можно обеспечить сборку при любом положении оси сборки. Комплект свободно лежит на точке A и толкателе механизма 6, самоцентрируясь по поверхности втулки, занимая главную плоскость сборки. Возврат комплекта после окончания сопряжения осуществляется обратным ходом толкателя.

На рис. 6 изображен процесс самоадаптации положения подвижной детали при искусственном смещении ее центра масс для наиболее распространенного случая, когда вал и отверстие имеют фаски, а смещенный центр масс расположен в точке G. При этом очевидно, что возможная погрешность $\omega_{\rm cn}$ на сборочной позиции может достигать суммы размеров обеих фасок (формула № 1 в таблице).

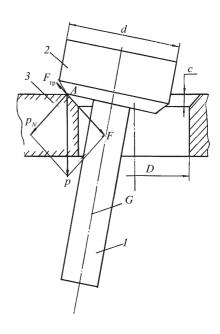


Рис. 6. Динамическая схема перемещения ком-

1 — ориентатор; 2 — вал; 3 — втулка

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\omega_{\rm cn} = C_1 + C_2$	C_1, C_2 — ширина фасок вала и втулки
2	$S = \frac{2C}{\sin 45^{\circ}}$	$C = C_1 = C_2$
3	$t = \sqrt{\frac{2 S}{a}}$	a — ускорение движения комплекта
4	$a = (1 - 0.15) g \sin 45^{\circ}$	g — ускорение свободного падения
5	$T = 2 \pi \sqrt{\frac{L}{g}}$	L — длина маятника
6	$x^{2} + y^{2} = (R + C_{1})^{2};$ $b^{2} + y^{2} = (r - C_{2})^{2}$	$R = \frac{D}{2} \; ; r = \frac{d}{2}$
7	$x = \omega + b$	_
8	$x^2 - b^2 = (R + C_1)^2 - (r - C_2)^2$	-
9	$b = \frac{(R + C_1)^2 - (r - C_2)^2}{2 \omega} - \frac{\omega}{2}$	-
10	$x^2 = b^2 = 4RC$	-
11	$x_{\text{max}} = \sqrt{2 \ DC}$	-
12	$\omega_{\text{max}} = \sqrt{(R - C_1)^2 - (r - C_2)^2} = \sqrt{R_5^2 - r_5^2}$	$R_{\scriptscriptstyle 9} = R - C_{\scriptscriptstyle 1}; r_{\scriptscriptstyle 9} = r - C_{\scriptscriptstyle 2}$
13	$\gamma_{\text{max}} = \arccos \frac{KB}{AB} = \arccos \frac{r}{R + \sqrt{R_s^2 - r_s^2}}$	_
14	$\cos \gamma = \frac{r+b}{R+\omega+b}; b = \frac{R_3^2 - r_3^2}{2\omega} - \frac{\omega}{2}$	_
15	$\cos \gamma = \frac{r + \frac{R_{5}^{2} - r_{5}^{2}}{2 \omega} - \frac{\omega}{2}}{R + \frac{R_{5}^{2} - r_{5}^{2}}{2 \omega} + \frac{\omega}{2}}$	_
16	$R_{3}-r_{3}\leq\omega<\sqrt{R_{3}^{2}-r_{9}^{2}}$	-
17	$\gamma = \arccos \frac{d}{D}$	_

Для оценки и сравнения времени t скольжения и периода T колебания комплекта, как физического маятника, рассмотрим укрупненную схему сил, действующих на этот комплект.

Допустим, что в схеме (см. рис. 6) вал 2 диаметром d образует с ориентатором 1 комплект и сопрягается с втулкой 3 диаметром D. Фаски вала и отверстия принимаем равными $C_1 = C_2 = 1,5$ мм и снятыми под углом 45° . (Комплект скользит под этим углом.) Расстояние S, пройденное комплектом, очевидно, дает формула N = 2, а время t скольжения — формула N = 3. При этом ускорение a определяется из суммы всех сил, действующих на комплект, и записывается в виде формулы N = 4. По ней получаем: $a \approx 0.6$ g.

Далее по формуле № 2 подсчитываем путь S скольжения по фаскам ($S \approx 4$ мм), по формуле № 3 — время t скольжения:

скольжения:
$$t = \sqrt{\frac{2 S}{a}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0.4 \cdot 10^{-2}}{0.6 g}} \approx 3.7 \cdot 10^{-2} \,\mathrm{c},$$

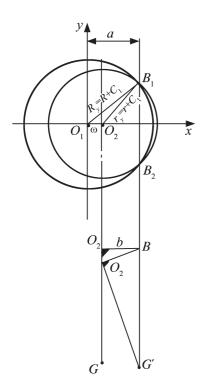
 $(t = 3,7 \cdot 10^{-2} \, \mathrm{c})$, а период T качания комплекта, как физического маятника, дает формула № 5.

Примем далее, что конструктивно $L=20~{\rm cm}=0.2~{\rm m}.$ Значит, $T=0.9~{\rm c},$ а четверть периода $-0.225~{\rm c}.$ Отсюда следует, что на гладких поверхностях фасок маятник (вал или втулка) не успевает отклониться даже на 0.1 четверти амплитуды.

На практике, если использовать наклон комплекта, который появляет-

ся при несоосности $\omega < \omega_{\text{max}}$, несоосность собираемых деталей может быть значительно больше суммы $C_1 + C_2$ их фасок. Из рис. 7 видно, что положение линии B_1B_2 , характеризующей этот наклон, можно найти совместным решением уравнений пересекающихся окружностей отверстия и вала (формулы № 6). Расстояние b от оси вала до линии B_1B_2 есть плечо маятника BO_2G , центр масс которого стремится занять положение G'. Расстояние же от оси отверстия до линии B_1B_2 равно сумме величин межосевого расстояния и плеча маятника (формула № 7).

Решая систему уравнений № 6 (например, вычитая из первого уравнения второе), получим формулу № 8. И если теперь формулу № 7 подставить в фортем \mathbb{N}



Puc. 7. Схема наклона комплекта вал—ориентатор

мулу № 8, то получается формула № 9. Наконец, принимая R=r и $C_1=C_2=C$, имеем формулу № 10.

Очевидно, что при b=0 несоосность деталей будет наибольшей, а наклон X маятника дает формула № 11. Например, если D=20 мм и C=1 мм, то $\omega_{\max} \leq \sqrt{2 \cdot 20 \cdot 1} \approx 6,4$ мм, а сумма $C_1 + C_2$ фасок равна 2 мм. То есть возможная несоосность на сборочной позиции увеличивается более чем в 3 раза.

При сближении осей вала и отверстия точки B_1 и B_2 сходятся, а плечо bудлиняется. И так как длина O_2G конструктивно постоянная, то увеличивается гипотенуза BG', т.е. центр масс маятника опускается. Если вдоль наклонной O_2G' приложить ультразвуковые или иные колебания, создающие псевдоотсутствие трения, маятник будет стремиться занять положение с минимальной потенциальной энергией, т.е. к совмещению осей. Когда комплект достигнет зоны фасок, сопряжение будет протекать так же, как на рис. 6, минуя стадию трехточечного контакта.

Вторая возможность осуществления процесса сопряжения показана на рис. 8: здесь комплект перемещением центра масс выше кромки отверстия встает на третью точку — точку A.

Наибольший угол γ_{max} наклона определяют, когда ось вала проходит че-

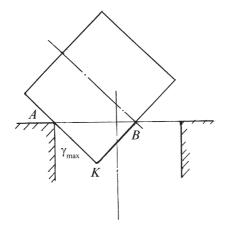


Рис. 8. Положение вала при трехточечном контакте

рез линию B_1B_2 (рис. 9). При этом значение ω_{\max} дает формула № 12.

Затем комплект вращают вокруг линии B до контакта в точке A (см. рис. 8). При этом угол γ наклона принимает наибольшее значение. Его величина определяется из треугольника BAK (формула № 13).

Далее комплект прижимают к отверстию в точке A и опускают центр масс маятника. Последний поворачивается вокруг точки A, принудительно перемещая точку B до окончания сопряжения.

Взаимосвязь между углом γ наклона комплекта и межосевым расстоянием определяют решением системы двух уравнений, полученных на основе рис. 7 и 10 (формулы № 14). Затем, подставляя формулу № 9 в формулу № 14, получаем формулу № 15.

Межосевое расстояние, при котором наблюдается наклон маятника (вал + ориентатор), находится в интервале, соответствующем формуле № 16. При этом, когда $\omega = R_3 - r_3$ или $R_3 = r_3 + \omega$, значение угла γ дает хорошо

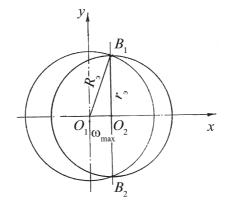


Рис. 9. Предельное положение оси вала

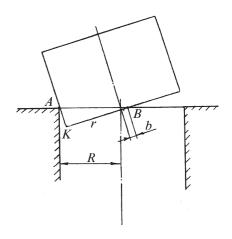


Рис. 10. Наклон комплекта

всем известная формула № 17 для сопряженных вала и отверстия, а когда $\omega = \sqrt{R_{_3}^2 - r_{_3}^2}$, будет справедлива формула № 13.

Метод искусственного смещения центра масс подвижной сопрягаемой детали открывает новые возможности в области построения сборочных автоматов. Рассмотренные выше фазы саморегулирования положений деталей в процессе сопряжения раскрывают позитивный характер воздействия смещенного центра масс. Если момент сил, приложенных сверху в традиционных методах, способствует созданию заклинивающего эффекта, то в рассмотренном методе вместо "заклинивающего" момента детали получают момент "расклинивающий".

Сборочные головки, обеспечивающие реализацию рассмотренного метода, уже использовались в составе роботизированного комплекса, предназначенного для сборки реле автомобиля КамАЗ, на ВАЗе, а также на Самарском КЗАТЭ им. А.М. Тарасова для сборки реле стартера автомобилей ВАЗ. И этот опыт доказывает: они действительно позволяют вести сборку в автоматическом режиме и организовать многостаночное обслуживание с повышением производительности труда в 2...4 раза. Что касается их эксплуатационной надежности, то она выше, чем у традиционных головок. Время же сопряжения деталей, наоборот, ниже, так как процесс идет в главной плоскости сборки.

Литература

Яхимович В.А. Ориентирующие механизмы сборочных автоматов. М.: Машиностроение, 1975. — 165 с.

УСТРОЙСТВА, УМЕНЬШАЮЩИЕ КОЛЕБАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМАХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ. РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ

Канд. техн. наук **H.C. ЧЕРНОВ, В.П. МУРАНОВСКИЙ** Тольяттинский ГУ (8482. 53-93-33), BM3 (8482. 75-78-34)

Рассмотрена проблема снижения колебаний давления и вибраций в гидропневмосистемах технологического оборудования.

Ключевые слова: вибрация, колебания давления.

Chernov N.S., Muranovskiy V.P.

DEVICES FOR REDUCING PRESSURE OSCILLATIONS IN HYDROPNEUMATICSYSTEMS TECHNOLOGICAL EQUIPMENT. DEVELOPMENT AND RESEARCH

Problem of the reduction of the fluctuation of the pressure and noise in hydropneumosystems of the technological equipment running on high pressure is considered.

Keywords: vibration, pressure fluctuations.

Трубопроводные системы давно уже стали обыденностью во всех технологических системах, в том числе в системах автомобильного производства. Причем практика свидетельствует, что такие системы далеко не безотказны. Трубопроводы и другие элементы их конструкций в процессе эксплуатации могут повреждаться из-за "скачков" внутреннего давления, под действием внешних сил, коррозии и резких температурных перепадов, при поломках насосов, компрессоров, теплообменников, неисправностях датчиков давления и температуры, индикаторов уровня, расходомеров, приборов управления, т.е. при невозможности своевременного обнаружения перечисленных выше дефектов, а также при отказах входящих в их состав предохранительных клапанов, устройств сброса давления, предохранительных разрывных мембран, повреждениях сварных швов и соединительных фланцев.

Как видим, причин много. Но в абсолютном большинстве этих случаев наблюдается одно и то же — скач-кообразное изменение давления, приводящее к появлению ударных нагрузок в трубопроводе.

Перечисленные выше закономерности, в общем-то, одинаковы для любых трубопроводных систем — будь то система перекачки нефти, подачи воды в жилые дома или топлива в двигатель автомобиля. Хотя, естественно, каждая из систем имеет свою специфику. Например, теплоноситель в трубопроводах заводского технологического оборудования всегда имеет высокие давления, температуру и температурные градиенты, значительные скорости (в наиболее узких их сечениях скорость жидкого теплоносителя достигает 12...13 м/с, давление -16...35 МПа, температура — 570...670 K, или 300...400 °C). Причем процессы, как правило, нестационарны по расходу теплоносителя и сопровождаются интенсивными волновыми и вибрационными нагрузками. Последние же зачастую становятся "инструментом" усталостных разрушений трубопроводов и элементов трубных соединений, следовательно, течей теплоносителя со всеми вытекающими отсюда последствиями для работы оборудования. Поэтому источники вибрации трубопроводов не только нужно знать, но и уметь предотвращать возможность их проявления.

Как сказано выше, существенный вклад в генерацию вибраций вносят колебания давления в потоке теплоносителя. Однако эти колебания возникают небеспричинно. Их появлению способствует наличие крутых поворотов и разветвлений трубопроводов: на этих и любых других их неровностях образуются так называемые "стоячие волны", где амплитуды колебаний особенно велики. И если частота следования импульсов давления жидкости или воздуха на каком-либо участке трубопровода становится равной целому числу четвертей длин волн давления, то возникает режим резонанса, приводящий к разрушению данного участка.

Чтобы такого не случилось, специалисты ОАО "АвтоВАЗ" для технологического оборудования предприятия разработали (пат. № 1634931 РФ) новый тип соединения (рис. 1) трубопроводов, который повышает герметичность и надежность работы трубопроводных систем, снижает трудоемкость их изготовления и монтажа, а также обеспечивает экологическую безопасность производства. То есть это соединение хотя и не снижает уровень вибронагрузок на трубопровод, но зато гораздо активнее традиционных противодействует им. Перед монтажом трубопроводных систем концы труб отрезают под прямым углом.

Соединение монтируется следующим образом.

Накидная гайка 2 и уплотнительное кольцо 3 надеваются на трубу так, чтобы головка кольца была обращена в сторону гайки, а режущая его кромка — к концу трубы. Затем труба в сборе с кольцом вставляется в цилиндрическую проточку детали (в нашем случае — штуцер) до упора в ее кольцевой бурт, и гайка наворачивается на деталь. При этом коническая поверхность кольца деформируется, а его режущая кромка врезается в трубу. В конце процесса затягивания гайки конусная поверхность полностью входит во внутренний конус детали (штуцера).

Чтобы соединение было надежным, коническая поверхность детали (штуцера, угольника и т.д.) должна быть выполнена с углом, большим угла конуса сопрягаемой с ней поверхностью уплотняющего кольца на ве-

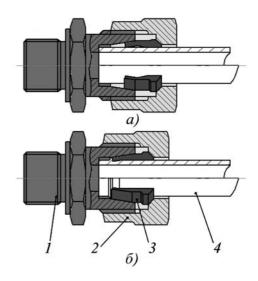


Рис. 1. Новое соединение трубопроводов в положениях до (a) и после (б)

I- штуцер; 2- накладная гайка; 3- уплотнительное кольцо; 4- трубопровод

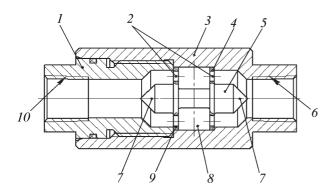


Рис. 2. Первый вариант гасителя колебаний давления: 1 — входной патрубок; 2 — отверстия фланцев 4 и 9; 3 — выходной патрубок; 4 и 9 — фланец; 5 — сердечник; 6, 10 — резьба G; 7 — коническая вершина сердечника; 8 — кольцевая канавка

личину упругой деформации, возникающей при его врезании в соединительную трубу. Разница этих углов, как показали эксперименты, должна составлять 1...2°.

При сборке соединения кольцо равномерно врезается по диаметру трубы на глубину 0,3...0,8 мм. При этом исключаются задиры (заедания и схватывание металла по сопрягаемым коническим поверхностям штуцера и кольца), а также разрушение кольца в момент затягивания гайки. Это позволяет многократно, без замены уплотнительного кольца, использовать элементы соединения. Что же касается уровня надежности этого соединения, то он достаточно высок: герметичность соединения трубопроводов гарантируется при рабочем давлении в них, равном 40 МПа (400 кгс/см²).

Для снижения вибрации трубопроводных систем, кроме нового типа соединений, в ОАО "АвтоВАЗ" создан гаситель колебаний давления (пат. № 2459998, РФ), который устанавливается в трубопроводных системах и позволяет снизить и сгладить пики давления, а значит, нагрузки на элементы технологического оборудования, предотвратить их выход из строя. Он состоит (рис. 2) из входного I и выходного 3 патрубков, сердечника 5 с

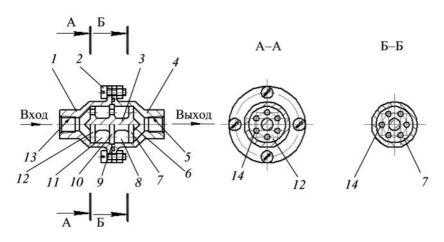


Рис. 3. Второй вариант гасителя колебаний давления:

I— выходной патрубок; 2— винт крепления патрубка; 3— сердечник; 4— выходной патрубок; 5, 13— резьба D; 6— коническая вершина сердечника; 7— выходной фланец; 8, 11— кольцевая канавка сердечника; 9— кольцевая канавка патрубков; 10— промежуточный фланец; 12— выходной фланец; 14— отверстия во фланце

фланцами 4 и 9, имеющими отверстия 2, конические вершины 7 и кольцевую канавку 8, и работает следующим образом.

Жидкость (или сжатый воздух) подается через входной патрубок и проходит через отверстие 2 сердечника. Так как отверстие небольшое, то ее колебания гасятся и сглаживаются. Затем она проходит кольцевой канал 8, где снижает свою скорость, благодаря чему пики давления сглаживаются еще больше. Затем жидкость через отверстия фланца 9 практически без колебаний давления и пульсаций подается к исполнительным механизмам или к измерительным приборам. (Диаметры и количество отверстий во фланцах подбираются в зависимости от проходного сечения входного патрубка.) Кольцевая канавка 8 обеспечивает сочетание ламинарного потока рабочей среды через отверстие 2 фланца 4 с турбулентным в самой канавке 7, что повышает эффективность гашения колебаний.

Второй вариант гасителя колебания давления (пат. № 2459999, РФ) показан на рис. 3. Он состоит из входного I и выходного I патрубков, сердечника I с коническими вершинами I второй — на выходном фланце I промежуточном фланце I эти фланцы образуют кольцевые канавки I (могут иметь полукруглую и прямоугольную форму). Все три фланца снабжены отверстиями I Причем отверстия входного и промежуточного фланцев расположены оппозитно друг к другу, а отверстия выходного и промежуточного смещены относительно друг друга как по окружности (на $15...20^\circ$), так и диаметрально.

Гаситель работает следующим образом.

Рабочая среда, как обычно, поступает во входной патрубок 1. Затем, пройдя через отверстие 14 входного фланца 12 сердечника, гасится и сглаживается, а пройдя кольцевой канал 11, — снижает всю скорость, тем самым осуществляется повторное сглаживание пиков давления. После этого она через отверстия промежуточного фланца 10 поступает в кольцевую канавку 8, где ее скорость уменьшается еще раз, и она становится практически ламинарной, и через выходной патрубок 4 идет к энергетическим установкам или измерительным при-

борам. Смещение отверстий выходного фланца 7 по углу (на 15...30°) и диаметру позволяет дополнительно снизить колебания давления и пульсации рабочей среды.

Форма кольцевых канавок в поперечном и диаметральном сечениях зависит от условий работы гасителя колебаний. В частности, испытания показали, что наиболее эффективными формами являются две — полукруглая и прямоугольная. Для сохранения ламинарности потока рабочей среды диаметры и число отверстий во фланцах подбираются в зависимости от проходного сечения входного патрубка.

Таким образом, кольцевая канавка 11 обеспечивает сочетание ламинарного потока рабочей среды, пропуская ее через отверстие 14 входного фланца 12, с турбулентным в кольцевой канавке 11, а затем — в кольцевой канавке 9. В результате повышается эффективность гашения колебания давлений (в экспериментах — на 40...50 %).

БОРТОВОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ДВС

Канд. физ.-мат. наук **М.Ф. САДЫКОВ**, **Д.А. ЯРОСЛАВСКИЙ**, канд. техн. наук **И.А. МУРТАЕВ**, **А.Р. ГАЙНУТДИНОВ**, **Р.Р. ЗАКИЕВА** Казанский ГЭУ (8432. 527-92-32)

Рассматривается аппаратно-программный комплекс эмуляции ДВС.

Ключевые слова: эмулятор ДВС, имитатор ДВС, модель ДВС, разработка ЭБУ, диагностика ЭБУ, инженерный ЭБУ.

Sadykov M.F., Yaroslavsky D.A., Murataev I.A., Gainutdinov A.R., Zakieva R.R.

ON-BOARD ARRANGEMENT FOR DETERMINE OF MECHANICAL LOSS IN ICE

Hardware-software complex of emulation of DVS is considered.

Keywords: ICE emulator, ICE simulator, ICE model, development ECU, ECU diagnostics, engineering ECU.

Как известно, жизненный цикл любой машины, в том числе и автомобильного ДВС, состоит из трех периодов: приработки деталей, в течении которого потери на трение постепенно снижаются, их стабильности, а затем — их постепенного роста. По характеру и скорости изменения этих потерь можно судить о состоянии двигателя и особенностей его эксплуатации (соблюдении установленных режимов работы, качестве применяемых горюче-смазочных материалов и т.д.), то есть этот параметр можно использовать как диагностический [1]. Тем более, что доля механических потоков в индикаторной работе ДВС довольно большая: 25...30 % затрачивается на механические потери [2].

Таким образом, дело сводится к определению этих потерь. Но здесь не все просто.

Обычно такие потери подсчитывают, как разность эффективной мощности ДВС и мощности холодной его прокрутки. Но при этом оценка получается весьма приблизительной [3]. Между тем возможность повысить эту точность есть: отечественный ГОСТ 14846-80 предусматривает пять методов определения механических потерь в автомобильном двигателе. Это: 1 – прокручивание коленчатого вала двигателя от постороннего источника; 2 - отключение цилиндров по порядку их работы; 3 – индицирование цилиндров; 4 — одинарный и 5 — двойной выбеги. И авторы статьи считают, что для бортового самодиагностирования, при котором можно использовать только штатные датчики ДВС, а в качестве постороннего источника крутящего момента – штатный стартер [4], в принципе подходят все пять методов. Но если учесть, что механические потери ДВС, в котором нет расширения рабочего тела, мягко говоря, далеки от рабочих [5], то наиболее рациональным способом определения рассматриваемых потерь следует считать тот, что основан на всей кривой выбега, поскольку он дает интегральную оценку.

Реализуется этот способ следующим образом.

Коленчатый вал ДВС разгоняется до максимальной установившейся частоты вращения, зажигание включается и через равные промежутки времени, вплоть до полной остановки двигателя записываются показания штатного тахометра. В итоге получается кривая выбега, т.е. зависимость $\omega = f(t)$.

Далее, уравнение, описывающее вращение коленчатого вала при сухом и вязком трении, общеизвестно:

$$J\frac{d\omega}{d\tau} + M_c + k_t \omega = 0.$$

Известно и его аналитическое решение: оно запишется в виде:

$$\omega(t) = C_e^{\frac{-k_t}{J}} - \frac{M_c}{k_t} = 0.$$

В этих уравнениях: J — момент инерции вращающих деталей ДВС и вспомогательных агрегатов, приведенный к коленчатому валу; ω — частота вращения коленчатого вала; t — время; $M_{\rm c}$ — момент сопротивления вращению; k_t — коэффициент вязкого тре-

ния; C_e — коэффициент, который определяется из условия $\omega_{\scriptscriptstyle 0} = C - \frac{M_{\scriptscriptstyle \rm C}}{k_{\scriptscriptstyle I}}.$

Это решение, как видим, представляет собой обратную экспоненту, что вполне соответствует экспериментальным данным.

Полученная кривая выбега, состоящая не менее чем из 1000 точек, любым из известных математических методов аппроксимируется обратной экспонентной со смещением. Рассчитанные коэффициенты и есть механические константы трения, по которым можно диагностировать ДВС.

Такой алгоритм добавить к ЭБУ, очевидно, труда не представляет. Как и применить его с целью диагностирования ДВС в момент его глушения.

Механические потери в ДВС методом выбега можно оценивать и с помощью тарированного электростартера. В этом случае двигатель выключен, коробка передач находится в нейтральном положении, топливоподачи нет. На стартер подается управляющий сигнал. Коленчатый вал двигателя начинает вращаться. Мощность, потребляемая стартером на установившемся режиме, если ее умножить на его КПД, и представляет собой мощность механических потерь.

Еще один вариант оценки мощности механических потерь — измерение тока стартера (Пат. 2217725, РФ). В таком случае может быть вычислена относительная компрессия по цилиндрам ДВС. (За 100 % принимается цилиндр с максимальной компрессией.) Однако самым точным способом является следующий (Пат. 2328713, РФ).

При работе двигателя на холостом ходу отключают подачу топлива (зажигание) в цилиндры и измеряют значения угловой скорости и ускорения коленчатого вала. Их произведение, умноженное на приведенный момент инерции двигателя, и дает искомую мощность механических потерь. Но здесь должны быть выполнены некоторые условия. Во-первых, значения угловой скорости коленчатого вала в смежных и равных угловых интервалах заданной величины в пределах цикла работы двигателя на различных режимах должны измеряться непрерывно. Во-вторых, в начале измерений значения угловой скорости коленчатого вала должны находиться в положении, соответствующем ВМТ поршня цилиндра, в котором осуществляется такт расширения; в-третьих, в момент измерения подача топлива (зажигание) во второй по порядку работы цилиндр должна быть отключена.

Результат измерений — зависимость угловой скорости по углу поворота коленчатого вала. Значения же средней угловой скорости и ускорения коленчатого вала определяют на участке изменения (разгона) угловой скорости, соответствующего периоду изменения крутящего момента двигателя при осуществлении такта расширения в третьем по порядку работы цилиндре.

Этот алгоритм можно заложить в ЭБУ, который будет его периодически применять при работе на холостом ходу. Технические характеристики современных ЭБУ позволяют расширить их функциональные возможности дополнительными диагностическими алгоритмами. Кроме того, расчет диагностических параметров по 1000 точкам, записанным во время теста, — очень небольшая дополнительная нагрузка на современный микроконтроллер. Выгода же от такой доработки огромная: она позволяет оценивать состояние ДВС, выявлять критические из этих изменений и сообщать о них водителю в момент их появления.

- 1. Шароглазов Б.А., Фарафонтов М.Ф., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: учебник по курсу "Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания". Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2004. 344 с.
- Методика оценки механических потерь дизельного двигателя при выборе органов выпуска подсистемы газообмена // Двигатель 2010. Материалы Международной научно-технической конференции / Л.А. Захаров, А.В. Сеземин, И.Л. Захаров, А.К. Лимонов. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. С. 251–255.
- Оценка технического состояния двигателей внутреннего сгорания по току, потребляемому стартером при прокрутке двигателя // А.А. Бабошин, А.С. Косарев, В.С. Малышев // Политехнический факультет МГТУ, кафедра энергетики и транспорта.
- Путинцев С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний // Электронное учебное издание.
- 5. Динамика двигателей внутреннего сгорания: методические указания / сост. Ю.П. Макушев, И.И. Ширлин. Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. 48 с.



ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом



УДК 629.113/.115 (510)

РАЗВИТИЕ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ КНР

Канд. экон. наук **С.Л. САЗОНОВ** Институт Дальнего Востока РАН (499. 723-35-08)

Китайская автомобильная промышленность, как известно, долгое время практически не развивалась. И только в 1990-х гг., когда проявились первые успехи экономических реформ, а уровень жизни населения стал значительно повышаться, следовательно, стал увеличиваться спрос на автомобильную технику, китайское руководство было вынуждено приступить к коренной модернизации, а по сути, – к созданию отрасли. В итоге была принята стратегия приоритетного развития автомобилестроения, инструментом реализации которой стало государственно-частное предпринимательство. Причем основной упор был сделан на заимствование зарубежного опыта. Иностранные автомобилестроители допускались на внутренний китайский рынок не как самостоятельные сборочные производства, а только при условии создания СП, доля которых в совместном капитале не могла превышать 50 %.

Такая практика позволяла государству и контролировать деятельность СП, и активно внедрять зарубежные технологии, тем самым преодолевая технологическую отсталость отечественного автопрома и повышая его конкурентоспособность.

Зарубежные производители на эти условия пошли: их привлекали огромный потенциал китайского рынка, низкая стоимость рабочей силы и довольно высокая квалификация китайских рабочих, а также амбициозные планы правительства КНР по развитию городского транспорта. Сказалось и то, что пошлины на ввозимые из-за рубежа автомобили были очень высокими.

Результат действия всех этих факторов известен: практически все крупнейшие производители АТС имеют свое производство в КНР, т.е. страна превратилась в основного мирового реципиента иностранных инвестиций в развитие автомобильной промышленности. Например, в 2012 г. объем прямых иностранных инвестиций в развитие мощностей китайского автопрома составил 9,62 млрд амер. долл., т.е. 59,6 % общемировых инвестиций в создание новых автосборочных мощностей. Что не могло не сделать развитие отрасли не просто быстрым, а стремительным. И сделало: в 2000-х гг. среднегодовые темпы ее

роста превысили 25 %, объемы производства за последние 13 лет выросли в 11 раз. Это позволило Китаю по объему ежегодного производства автомобилей обогнать ведущие западные страны, занять лидирующую позицию в мировом автомобилестроении, а отрасли стать одной из важнейших опорных отраслей народного хозяйства: она - четвертая по объемам производства (после сталелитейной, химической отраслям и производства оборудования для связи), а по темпам роста объемов производства (14,9 %) в 2013 г. заняла первое место. Ее вклад в ВВП страны за последние два десятилетия увеличился с 0,65 % (в 1990 г.) до 7 % (в 2013 г.). Достаточно сказать, что доля автомобильного транспорта в общем объеме перевезенных грузов в 2013 г. составила 75 %, а доля перевозок пассажиров – 90 %.

Цифры, как видим, впечатляющие. Особенно если учесть, что еще в 2001 г. в стране действовало около 100 мелких предприятий и всего лишь четыре более или менее крупные автомобилестроительные корпорации, а их суммарный объем производства составлял 200 тыс. автомобилей в год, т.е. был равен четверти годового выпуска американской корпорации "Дженерал Моторс".

Но в 2004 г. Госсоветом КНР был взят новый экономический курс на стимулирование развития крупных автомобильных корпораций, способных в перспективе конкурировать на мировом рынке. С этой целью предприятиям предоставлялась финансовая поддержка со стороны государства, обеспечивалось льготное кредитование, была размещена эмиссия ценных бумаг и облигаций, разрешался выход на фондовую биржу, устанавливались льготы по некоторым видам налогов. Затем, в 2009 г., был опубликован "План урегулирования и оживления отрасли автомобильной промышленности", в котором ставилась задача: за три года сформировать в структуре отрасли две-три корпорации с ежегодным объемом производства более 2 млн автомобилей и четыре-пять с объемами производства более 1 млн ед.

Этот план имел весомое обоснование — огромный потенциал внутреннего рынка КНР: ведь в 2013 г. степень автомобилизации страны составляла всего 60 автомобилей на 1 тыс. населения. И даже при выполнении названного выше Плана этот показатель в 2015 г. не превысит 90 авт./1 тыс. чел., а в 2020 г. — 150 авт./1 тыс. чел. Тем не менее это рост, причем довольно бурный. Анализ развития автомобильной промышленности КНР с 1949 г., т.е. с момента образования КНР, позволяет сделать вывод: для того, чтобы

довести ежегодный объем выпуска легковых автомобилей до 3 млн (в 2002 г.) и стать пятым в мире автомобильным производителем, потребовалось 53 года, а чтобы выйти на первое место в мире как по объему производства легковых автомобилей, так и по объемам их продаж (2009 г.) — всего лишь семь лет.

Правда, если темпы прироста продаж на внутреннем рынке в 2009 г. составляли 46 %, а в 2010 г - 32,37 %, то с 2011 г. отрасль оказалась в стагнации: прирост объемов продаж был самым низким за последние 13 лет - 2,45 %, а в 2012 г. - 4,33 %.

Согласно аналитическому докладу Китайской ассоциации автомобильных производителей (КААП), столь резкое падение темпов роста объемов сбыта автомобилей было вызвано замедлением темпов роста экономики КНР, окончанием государственной программы по предоставлению льгот на покупку автомобилей, введением системы ограничений на покупку автотранспорта в ряде крупных городов КНР (Пекин, Гуанчжоу, Шанхай, Гуйян, Шицзячжуан и др.). Кроме того, международные финансовые аналитики связывали это снижение с неразвитостью рынка автомобильного кредитования.

Однако западные аналитики полагают, что автомобильный рынок КНР, по-прежнему, считается одним из самых перспективных, инвестиционно-привлекательных и доходных в мире. Хотя, конечно, слабость финансовых институтов Китая в сфере кредитования приобретения частных автомобилей в значительной степени ограничивает его развитие: согласно докладу аналитической фирмы "Ауто Финанс", в 2012 г. объем рынка автомобильного кредитования в КНР составлял менее 300 млрд юаней (45,5 млрд долл.). Чем, естественно, воспользовались западные кредитные организации. По словам аналитиков, при их участии коэффициент охвата клиентов на рынке кредитования, который сейчас не превышает 10 %, в ближайшие 10 лет может возрасти на 30 %, а объем рынка автомобильного кредитования превысит 1 трлн юаней (160,5 млрд долл.).

Значительный сегмент продаж в КНР приходится и на рынок подержанных автомобилей, темпы роста продаж на котором значительно превышали темпы прироста объемов продаж новых автомобилей. Например, в 2013 г. объем продаж на нем увеличился, по сравнению с предыдущим годом, на 13 % и составил 5,2 млн автомобилей.

Руководство КНР очень четко среагировало на сложившиеся обстоятельства: с 2013 г. оно приступило к переориентированию вектора экономического развития, направило его на макрорегулирование, преодоление сложившихся дисбалансов, рост реальных доходов населения и расширение внутреннего спроса. Что сразу же привело к двузначному росту объемов производства и продаж автомобилей: в 2013 г. объем производства АТС составил 22,12 млн ед., в том числе легковых — 18,08 млн (22,7 % общего объема производства этих автомобилей в мире), объем продаж увеличился на 14,75 % и составил 21,99 млн ед., что превысило 25 % общего объема мировых их продаж. В денежном выражении это ~12 % общего объема розничных продаж потребительских товаров в стране. Причем характерно: объем продаж китайских брендов

возрос на 11,4 % (7,23 млн шт.), т.е. составил 32 % общего объема продаж автомобилей КНР.

Рост, как видим, достаточно большой, несмотря на то, что в крупнейших мегаполисах Китая этот показатель не превысил 10 %. Но причина здесь предельно простая - жесткие ограничения на регистрацию вновь купленных автомобилей и на количество служебных автомобилей. В связи с чем многие автопроизводители стали ориентироваться на потенциально емкий рынок городов окружного и уездного уровня. Однако китайские аналитики полагают, что рост объемов производства автомобильной промышленности в ближайшие 5...10 лет составит не менее 10...12 %, а спрос может возрасти до 20 млн шт. И с ними, в общем-то, согласны ведущие мировые специалисты, которые полагают, что в 2020 г. объем продаж автомобилей китайских производителей будет составлять не менее трети всего объема мировых продаж. Им вторят и прогнозы Китайской ассоциации автомобильных производителей (КААП): к 2030 г. объем производства автомобилей в Китае возрастет, по сравнению с 2011 г., в 5 раз, а его автопарк составит 260...330 млн ед.

Интересна и тенденция развития парка автомобилей, использующих альтернативные источники энергии, и прежде всего — сжиженный природный газ.

В начале 2013 г. таких АТС насчитывалось 40 тыс. шт., 23 тыс. из которых использовались в 25 городах в качестве общественного транспорта, 17 тыс. — принадлежали частным лицам, а в 2014 г. их станет, по прогнозам, 1 млн.

Ясно, что при таких темпах развития Китай к 2020 г. может превратиться в крупнейший мировой рынок автомобилей, работающих на СПГ: их парк вырастет до 3,2 млн шт. и будет потреблять 56 млрд ${\rm M}^3$ природного газа, что позволит сэкономить 46 млн т нефти.

Конечно, большинство производимых и продаваемых в КНР автомобилей — модели зарубежных производителей, которые собираются на СП, где ключевые технологии и бренды принадлежат иностранным партнерам. Но положение начинает меняться. Например, председатель КААП Дун Ян хотя и признает, что "иностранный капитал внес огромный вклад в развитие китайской автомобильной промышленности", однако призывает ограничить число действующих СП и закрыть внутренний рынок для новых, поскольку Китай уже в достаточном объеме привлек иностранные инвестиции в отрасль. Кроме того, он против увеличения доли участия зарубежных учредителей сверх 50 %, поскольку "это может оказать негативное воздействие на отечественных производителей и даже угрожать национальной безопасности".

Вместе с тем он не рекомендует полностью отказываться от зарубежных конструкций АТС: "Гигантский рост объемов производства и продаж свидетельствуют о коренном улучшении инновационных отечественных разработок, которые пока что значительно уступают лучшим мировым. Китайская автомобильная промышленность все еще представляет собой "слабый гигант" для того, чтобы стать по-настоящему сильной страной — производителем автомобилей, нам предстоит пройти еще долгий путь развития".

С ним согласны аналитики шанхайской компании "HIS Аутомотив". Они считают, что увеличение китай-

ского экспорта автомобилей — весьма "обманчивый" фактор, поскольку оно происходит при низком уровне исходной базы. Поэтому мировым производителям автомобилей не следует проявлять беспокойство по поводу резкого усиления конкуренции на рынках развитых стран со стороны китайских производителей.

Примерно такое же мнение и экспертов консалтинговой шанхайской фирмы "Роланд Бергер": китайские автомобили даже на внутреннем рынке не могут конкурировать с европейскими или американскими аналогами, не говоря уже о рынках США, Японии и Западной Европы.

Согласно прогнозу аналитиков консалтинговой фирмы "Синовайт" (Шанхай), в долгосрочной перспективе успешный бизнес китайских автопроизводителей за рубежом станет реальностью лишь после достижения значимых позитивных результатов их брендов на национальном рынке. Сегодня же любой китайский потребитель при выборе автомобиля предпочитает качество, т.е. импортный автомобиль. Даже доля государственных закупок отечественных автомобилей в 2012 г. составил менее 2 % общих их продаж, причем ~80 % объема закупок приходилось на автомобили иностранных брендов (в основном "Фольксваген", "Ауди", "Тойота" и "Бьюик").

Влияние рынка создает парадоксальные ситуации: подразделения министерства обороны КНР нередко используют для своих нужд японские автомобили. И хотя в 2012 г. был опубликован список отечественных брендов, рекомендованных к правительственным закупкам в качестве служебного автотранспорта, а в 2013 г. Премьер Госсовета КНР Ли Кэцян объявил, что правительство обязывает все государственные и общественные органы закупать исключительно отечественные бренды, положение, как признают китайские аналитики, по существу, не меняется: доля государственных закупок служебных автомобилей в 2013 г. возросла до 3...5 % автомобильного рынка КНР, тогда как в краткосрочной перспективе поддержка со стороны государственных закупок вряд ли будет весомой и решающей для отечественной автомобильной промышленности. Все дело в том, что качество отечественных АТС вызывает большие нарекания. Не спасает пока что положение и введенная в 2009 г. система отзыва дефектных и бракованных автомобилей, произведенных в КНР: к 2012 г. общее число отозванных АТС составило 3,203 млн ед., а в $2013 \, \Gamma$. — 5,3 млн ед. С $2009 \, \text{по} \, 2013 \, \Gamma$ Г. всего было отозвано более 15 млн автомобилей.

Отсюда и изломы кривой экспорта китайских автомобилей. Так, за первые 10 лет после вступления КНР в ВТО общий его объем в стоимостном выражении вырос с 4,8 в 2001 г. до 38,4 млрд амер.долл. в 2010 г., т.е. в 7 раз, а импорт — с 4,5 до 46,1 млрд амер. долл., или в 10,2 раза. Причем первый превысил второй лишь однажды — в 2006 г. И затем в течение нескольких последних лет темпы роста экспорта стали сокращаться и импорт снова начал быть больше экспорта, в 2012 г. было экспортировано 1,05 млн автомобилей, а импортировано 1,2 млн. И хотя в 2013 г. импорт снизился на 2,8 % (до 1,17 млн автомобилей), но все равно он обогнал экспорт (977,3 тыс. автомобилей). Тем не менее к 2013 г. группа основных экспортеров уже сложилась. Это фирмы "Черри", "Джили", "Грейт Вэлл Моторс",

"САЙК Мотор" и "Лифан" (на ее долю приходится 75 % автомобильного экспорта). Хотя, по признанию министра по делам торговли КНР Чжи Лусюня, эта группа пока что в начале пути: "Тогда как в Германии, Японии и Республике Корея доля экспорта автомобилей в общем объеме их производства составляет 76, 65 и 50 % соответственно, доля экспорта в общем объеме производства автомобилей в Китае — всего лишь 3 %".

Но действует эта группа очень энергично: в 2013 г. она экспортировала автомобили более чем в 180 стран, в первую десятку которых входят Алжир, Иран, Вьетнам, Россия, Чили, Бразилия, Перу, Иран и Венесуэла. В странах же Европы и США китайские автомобили покупают лишь те, кого интересует только их цена, на них приходится менее 1 % автомобильного экспорта КНР.

В 2013 г. ряд министерств Госсовета КНР принял совместное постановление "О проведении политики укрупнения и дальнейшего развития девяти ключевых отраслей промышленности КНР". В постановлении намечается, что первая десятка из 120 китайских производителей автомобилей к 2015 г. должна обеспечивать ~90 % общего объема их выпуска, а три-пять самых крупных – доминировать на рынке с объемами производства свыше 2 млн автомобилей в год. В дополнение к постановлению правительство КНР утвердило ряд инструкций об ускорении процесса слияния в девяти отраслях промышленности, в том числе автомобильной промышленности. По мнению руководства Китая, "концентрация автомобильного производства на автозаводах ведущих национальных корпораций позволит улучшить уровень инновационных разработок отечественных брендов, увеличить их долю до 50 % в общей линейке производимых автомобильных марок, повысить конкурентоспособность и стимулировать продажи отечественных брендов на мировых рынках".

На этой основе в течение ближайших 3...5 лет планируется довести объем экспорта китайских автомобилей до 2 млн. И в первую очередь — за счет льготного налогообложения национальных экспортеров, а также поощрения тех китайских автопроизводителей, которые будут переходить от "чистого" экспорта к организации автосборочных центров за рубежом. И надо признать, что эти методы работают. Например, корпорация "Джили" в 2013 г. организовала в Египте сборочный конвейер производительностью 30 тыс. автомобилей в год; в 2014 г. открывает автосборочный завод в Монтовидео мощностью 20 тыс. автомобилей, которые будут реализовываться в основном на рынках Уругвая, Бразилии и других стран Латинской Америки.

Все больше склоняются к этому и другие фирмы. Например, руководство сборочной компании "Бэйтси Фотон" полагает, что к 2020 г. внутренний рынок будет перенасыщен коммерческими грузовыми автомобилями, поэтому ей необходимо создавать зарубежные производственные мощности, резко повышать уровень технологических разработок и завоевывать внешние рынки. Для достижения этой цели в 2013 г. китайская компания приобрела 51 % акций германской фирмы "Даймлер".

Еще один пример — фирма "Шанхайская Фаст Авто": доходы этого крупнейшего в мире производителя трансмиссий для грузовых автомобилей за последние три года выросли лишь на 3 %, что побудило ее созтрансмиссий для грузовых автомобилей за последние три года выросли лишь на 3 %, что побудило ее созтрансмительного выросли динамительного выполня динамительного высторна выполня динамительного выполня динамительного выполня динамительного выс

дать две крупные производственные базы за рубежом – в Восточной Европе и Юго-Восточной Азии.

Вообще надо сказать, что китайский менеджмент уверен: зарубежная инвестиционная экспансия, приобретение и внедрение новых технологий — инструмент, позволяющий уже в 2014 г. добиться увеличения объемов зарубежных продаж АТС на 15...20 % в 2014 г. Причем не только на рынках развивающихся, но и развитых стран. Например, китайско-израильское СП "Корос" нацелилось на освоение европейского рынка (в 2014 г. приступило к продвижению китайских автомобилей в Словакию, а планы ведущего китайского автопроизводителя электромобилей, корпорации

"БАЙД" ("Билд Ауа Дримс"), связаны с открытием в г. Ланкастер (Северная Калифорния, США) завода по производству автобусов на электрической тяге и отдельного предприятия по выпуску аккумуляторов. Она рассчитывает, что уже в 2014 г. сможет освоить производство 50 автобусов, использующих металлофосфатные аккумуляторы, которые позволяют проезжать на одной зарядке 248 км.

Таким образом, можно сказать, что китайское автомобилестроение — одно из самых успешно развивающихся и перспективных. У него не грех поучиться и руководителям российской автомобилестроительной отрасли.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

куликова с.в. — смежные рынки как инструмент оценки состоя-	
ния и тенденций развития грузового автомобилестроения	1
Лощаков П.А. – Планирование рентабельности предприятия	
и анализ полученных результатов	3
АСМ-факты	5

CMANNING BUNDER FOR MUCTOWNAUT QUALIFU COCTOR

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Королёв Е.В., Жамалов Р.Р., Котин А.И. – Влияние кривизны
(выпуклости) боковых поверхностей масштабной модели легкового
автомобиля на ее аэродинамические характеристики 6
Марков В.А., Савельев М.А., Селиванов А.В. – Способ улучшения
экологических показателей дизелей
Акунов Б.У., Давлятов У.Р. — Математическая модель движения
автомобиля
Корнеев Н.В., Полякова Е.В. – Расчет аэродинамического дисба-
ланса ротора турбокомпрессора ДВС
Дыгало В.Г., Ревин А.А. – Принципы синтеза виртуально-физиче-
ских моделей, предназначенных для разработки тормозной систе-
мы автомобиля с АБС
Рябов И.М., Поздеев А.В., Соколов А.Ю., Малинин Н.Н. – Виброза-
щитные свойства пневматических шин бесподвесочных машин и
пути их повышения

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Катаргин В.Н., Камальцева А.В., Хмельницкий С.В. — Интегральные														
размеры модели как основа процессов ремонта агрегатов АТС	23													
Козловский В.Н., Панюков Д.И., Пьянов М.А. – Прогнозирование														
бюджета на гарантийное обеспечение автомобилей	27													

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Жарков Г.Е. — Самоадаптация подвижной детали как способ повы-	
шения надежности автоматической сборки	30
Чернов Н.С., Мурановский В.П. – Устройства, уменьшающие коле-	
бания давления в гидропневмосистемах технологического оборудо-	
вания. Разработка и исследование	34
Садыков М.Ф., Ярославский Д.А., Муртаев И.А., Гайнутдинов А.Р.,	
Закиева Р.Р. — Бортовое устройство для определения механических	
потерь ДВС	36

ИНФОРМАЦИЯ

3a nyhowow

ou pyocz	ivo	141																										
Сазонов	3 (J.J	I.	_	P	азі	ви	ΤИ	e a	авт	ON	ИО	би	ЛІ	Н	οй	П	po	М	ыш	IЛ	ен	HC	СТ	И			
KHP																												37

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин — д-р техн. наук, С.В. Бахмутов — д-р техн. наук, О.И. Гируцкий — д-р техн. наук, В.И. Гладков — канд. техн. наук, М.А. Григорьев — д-р техн. наук, А.С. Ковригин — зам. генерального директора АСМ-холдинг, С.М. Круглов (МГМУ МАМИ), Ю.А. Купеев — д-р техн. наук, Г.И. Мамити — д-р техн. наук, В.А. Марков — д-р техн. наук, А.В. Николаенко — д-р экон. наук, Э.Н. Никульников — канд. техн. наук, В.И. Пашков (АМО "ЗИЛ"), В.А. Сеин — начальник аналитического отдела АСМ-холдинг, Н.Т. Сорокин — д-р экон. наук, А.И. Титков — канд. техн. наук, В.Н. Филимонов — ответственный секретарь

Белорусский региональный редакционный совет: В.Б. Альгин (зам. председателя), А.Н. Егоров, Ан.М. Захарик, Г.М. Кухаренок, П.Л. Мариев, Ю.И. Николаев, И.С. Сазонов, С.В. Харитончик

Технический редактор Жиркина С.А. Корректоры: Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е. Сдано в набор 22.05.2014. Подписано в печать 28.07.2014. Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная. Отпечатано в ООО "Канцлер". 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Стромынский пер., 4 Телефоны: (915) 412-52-56 E-mail: avtoprom-atd@mail.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство ПН № 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.