

производится непрерывный контроль амплитуд виброускорений двигателя на цилиндрической частоте и амплитуд виброускорений ГТН на основной частоте вращения. Первые амплитуды характеризуют небаланс цилиндрических мощностей, а вторые отвечают за общую вибрацию ГТН на основной частоте вращения. Контроль уровня вибрации ГТН на частоте вращения это комплексный контроль технического состояния ГТН, его подшипников и проточной части по газовой и воздушной стороне [4].

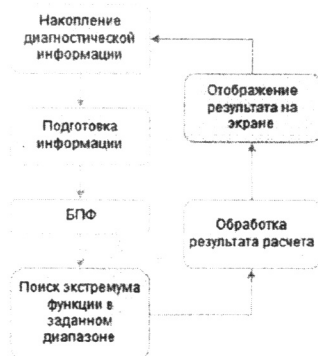


Рисунок 3. Процесс получения диагностической информации

ЛИТЕРАТУРА

1. Henri J. Nussbaumer "Fast Fourier Transform and Convolution Algorithms" - Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York 1982, 276 p.
2. Anton Deitmar, Siegfried Echterhoff "Principles of Harmonic Analysis" - Springer International Publishing Switzerland 2014, 332p.
3. V. S. Varadarajan "An Introduction to Harmonic Analysis on Semisimple Lie Groups" - Cambridge University Press 1999, 328p.
4. Golovan, A., Rudenko, S., Gritsuk, I., Shakhov, A. et al., "Improving the Process of Vehicle Units Diagnosis by Applying Harmonic Analysis to the Processing of Discrete Signals," SAE Technical Paper 2018-01-1774, 2018, <https://doi.org/10.4271/2018-01-1774>

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ШАТУНА С ЦЕЛЮ ПОВЫШЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВС

Дмитриев С.А., Хрулев А.Э.
Национальный авиационный университет (Украина)

Актуальность темы. Как известно, в подавляющем большинстве ДВС применяются шатуны, имеющие конструкцию, давно ставшую традиционной и общепринятой – она хорошо отработана десятилетиями во всех аспектах, в том числе, материалах, форме и размерах элементов, технологии производства [1, 2, 3].

Однако следует отметить, что изменение технических требований даже в таких отлаженных и отработанных деталях, как шатун, может стать причиной их весьма серьезной модификации. При этом изменения могут диктоваться не только экономическими, но и другими не менее важными требованиями, включая мощностные и экономические характеристики ДВС, особенно, при модернизации серийной продукции.

В соответствии с этим **цель данной работы** – анализ конструкций шатунов и выявление факторов, оказывающих влияние на основные параметры ДВС.

Анализ состояния проблемы применительно к современным ДВС легковых автомобилей. Даже поверхностный анализ технического уровня бензиновых ДВС для легковых автомобилей позволяет сделать вывод о том, что дальнейшее усовершенствование автомобильных ДВС пошло по пути повышения удельной мощности. Если в конце прошлого века литровая мощность 50 л.с. на 1 литр была нормой, а 70 л.с./литр говорили о некоей эксклюзивности или даже специальном применении двигателя, то сейчас уровень 90-100 л.с./литр уже не является пределом для вполне массовых конструкций.

Все эти процессы сопровождаются ростом максимальной частоты вращения. Такие серьезные изменения не могли пройти бесследно для большинства основных деталей ДВС. Однако изменения такого рода коснулись шатунов в наименьшей степени. И это позволяет предположить возможные тенденции дальнейшего развития конструкции шатунов.

Постановка задачи. Шатун традиционной конструкции (рис.1) имеет элемент, соединяющий кривошипную и поршневую головки, в виде стержня двутаврового сечения.

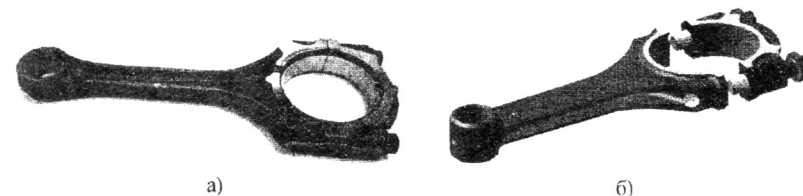


Рисунок 1. Типичный пример шатуна традиционной конструкции со стержнем двутаврового сечения (а) и со стержнем Н-образного сечения (б)

За последние несколько десятилетий эта конструктивная схема претерпела минимальные изменения, которые, помимо применения так называемой разрывной кривошипной головки, касались, главным образом, уменьшения размеров и утончения сечений стержня. В результате сегодня шатуны у многих бензиновых двигателей представляют собой довольно ажурные конструкции, которые даже на самый поверхностный взгляд не обладают какими-то выдающимися характеристиками жесткости.

В самом деле, двутавровое сечение (профиль) стержня достаточно хорошо держит нагрузки в продольном (окружном) направлении, чего нельзя сказать о поперечном.

Однако в поперечном направлении явных нагрузок на шатун нет, поэтому для массового производства эта конструкция продолжает оставаться доминирующей.

Вместе с тем, известна и другая конструкция стержня шатуна. Преимущественно в спортивных двигателях находят применение так называемые Н-образные шатуны, у которых стержень по-прежнему представляет собой двутавр, но развернутый на 90° вокруг продольной оси стержня (рис.1). Ранее подобные шатуны находили применение и в авиационных поршневых ДВС. Понятно, что стержень у Н-образного шатуна другой, но на первый взгляд не совсем понятно, зачем нужен такой специальный профиль, и что он дает.

Результаты исследования. Чтобы определить разницу между конструктивными схемами шатунов, необходимо провести моделирование нагружения стержней этих конструкций. Для этого были выбраны две балки, имитирующие стержень шатуна – традиционная двутавровая и Н-образная (рис.2). Для уравнивания условий площадь поперечного сечения балки была равномерно распределена по конструктивным элементам и в обоих случаях составила одинаковую величину. Скруглений по ребрам для упрощения задачи намеренно не предусмотрено.

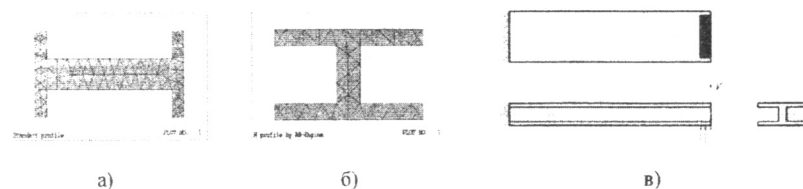


Рисунок 2. Поперечные сечения стержней исследуемого типа - традиционный (а) и Н-образный (б), а также расчетная схема нагружения стержня шатуна поперечной нагрузкой (в)

Расчетная схема для моделирования была задана следующим образом: обе балки на одном краю имели неподвижную заделку, а другой край оставался свободным, но к нему прикладывалась одинаковая поперечная сила в 1000 Н (рис.2). Далее с помощью программного комплекса ANSYS [4,5] был проведен вычислительный эксперимент для определения напряженно-деформированного состояния балок, при этом был использован метод конечных элементов (МКЭ).

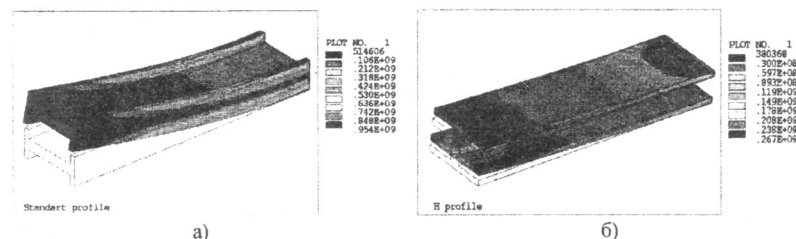


Рисунок 3. Характер поперечной деформации у стержня традиционной конструкции (а) и Н-образного (б) при одинаковой поперечной нагрузке

Полученные данные (рис.3) позволили сделать следующие выводы. При испытании традиционного профиля максимальные поперечные деформации (по оси у) под действием заданной нагрузки составили 2.69 мм, в то время как при испытании Н-образного профиля деформации оказались в 3,5 раза меньше – 0.763 мм. Аналогично при той же одинаковой

нагрузке 1000 Н максимальные напряжения в балке традиционного профиля в 3 раза выше и составляют $9,46 \times 10^8$ Па вместо $3,16 \times 10^8$ Па для Н-образной балки (рис.4).

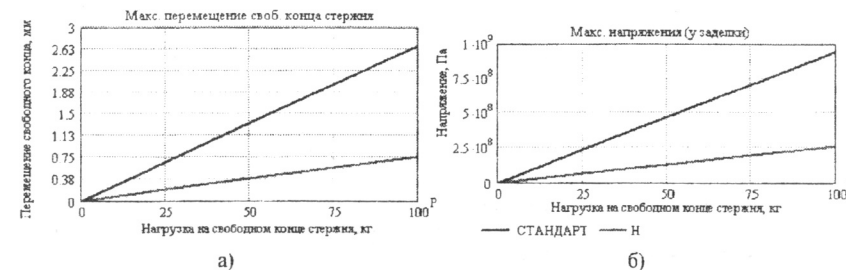


Рисунок 4. Деформации (а) и напряжения (б) в стержне шатунов рассматриваемых конструкций в зависимости от поперечной нагрузки

Таким образом, шатун с Н-образным стержнем обеспечивает в 3,5 раза большую поперечную жесткость, чем шатун со стержнем стандартного профиля при одинаковой площади поперечного сечения.

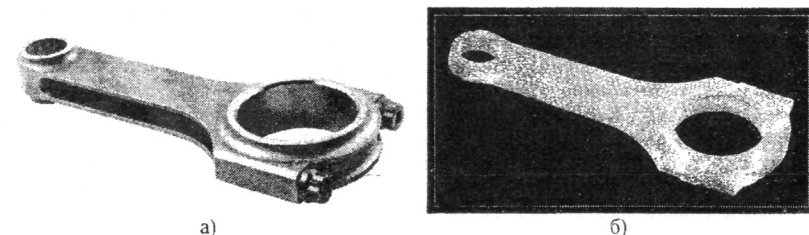


Рисунок 5. Н-образный шатун (а) и его математическая модель (б)

Поскольку форма стержня существенно изменена по сравнению с традиционной конструкцией, для практических целей желательно проверить наличие критически опасных сечений. С этой целью была построена 3-мерная модель шатуна, которая затем была использована для создания конечно-элементной модели (рис.5).

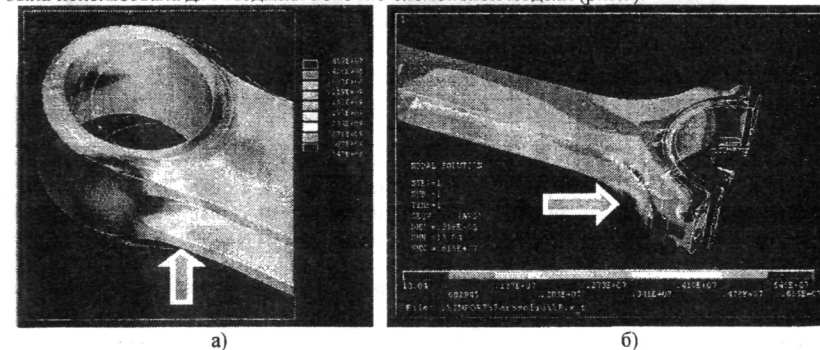


Рисунок 6. Моделирование сжатия шатуна указывает на наличие опасных участков на наружной поверхности ребер вблизи поршневой головки (а) и у кривошипной головки (б)

При моделировании нагружения шатуна растягивающими и сжимающими нагрузками было установлено, что в отличие от традиционной конструкции у шатуна с Н-образным профилем внимание следует уделить ребрам профиля стержня в нижней и верхней их части вблизи перехода на головку. При неизменной толщине ребер профиля стержня в этих местах возникают повышенные напряжения (рис.6), которые могут быть снижены, главным образом, только увеличением толщины ребер.

Несмотря на указанные выше преимущества следует указать и на недостаток Н-образной схемы, связанный с так называемым масштабным фактором – Н-образный шатун при прочих одинаковых условиях получается, как минимум, на 10-15% тяжелее традиционного. В то же время, Н-образный шатун обладает более высокой жесткостью, особенно, в поперечном направлении.

Тем не менее, принято считать, что никакой поперечной нагрузки на шатун нет, а раз так, то никаких дополнительных поперечных сил на стержень шатуна не возникает. При таких условиях никакая дополнительная поперечная жесткость шатуну вроде и не требуется – вполне достаточно и той, которую дает традиционная конструкция.

В самом деле, допущение о том, что на шатун не действуют никаких поперечных сил, в целом опровергается имеющимся к настоящему времени опытом. Анализ действующих сил показывает, что любой поперечный перекос поршня в цилиндре возможен только вместе с поршневой головкой шатуна. Отсюда следует, что поперечный перекос поршня может быть вызван, главным образом, изгибом шатуна.

Например, в эксплуатации ДВС деформация шатуна в поперечном направлении не редкость – основной ее причиной является гидроудар из-за попадания в цилиндры различных жидкостей [7,8], ударные повреждения поршня (обрыв клапана, попадание посторонних предметов), а также некачественный ремонт двигателя и/или самого шатуна.

При таких повреждениях поршень имеет явно выраженный односторонний перекос (рис.7), при котором участок контакта с цилиндром на жаровом поясе располагается только с одной стороны (помимо этого, есть еще и другие признаки работы поршня с деформированным шатуном). Но все эти случаи связаны либо с эксплуатационными повреждениями, либо с дефектами ремонтного производства.



Рисунок 7. Односторонняя потертость жарового пояса поршня (а) вызвана перекосом из-за эксплуатационной или ремонтной деформации шатуна, в то время как небольшие 2-сторонние потертости (б) являются признаком качания поршня в цилиндре из-за возможных изгибных колебаний шатуна при работе на высоких частотах вращения

На высокооборотных высокофорсированных спортивных двигателях удалось обнаружить еще один вид нештатной работы поршня (рис.7), при которой потертость жарового пояса наблюдалась с 2-х сторон. Причину удалось объяснить с помощью предположения об изгибных поперечных колебаниях стержня шатуна. Действительно, если систему "шатун-поршень" представить в виде балки, защемленной на стороне кривошипа и с грузом (поршень с пальцем), приложенным в центре поршневой головки,

то согласно [9], низшая частота собственных поперечных колебаний системы может быть приближенно рассчитана по формуле:

$$\omega = \sqrt{3EI_y / [l^3 (M + 0,236 M_0)]},$$

где E – модуль упругости материала шатуна, I_y – момент инерции стержня при поперечном изгибе, l – длина стержня, M, M_0 – масса поршня (с пальцем) и шатуна соответственно.

Расчет показывает, что у шатунов автомобильных двигателей со стандартным профилем стержня частота собственных поперечных колебаний оказывается около 7000-7500 об/мин (что может быть причиной роста механических потерь на частотах вблизи резонанса), в то время как переход на Н-образный стержень сразу повышает частоту собственных колебаний в 1,5-1,6 раза – до 11000-12000 об/мин. При испытании двигателей объемом 1,6 л, на которых были установлены шатуны с Н-образным профилем стержня, выяснилось, что переход на Н-образный профиль шатуна приводил не только к исчезновению потертостей на жаровом поясе поршня над пальцем, но и сопровождался одновременным заметным ростом мощностных характеристик, главным образом, за счет возможности заметно повысить максимальную частоту вращения [10]. При этом эффект от применения Н-образных шатунов наблюдался только при работе на больших частотах вращения, выше 6000-6500 об/мин, что в целом согласуется с результатами расчета.

Выводы. Традиционная конструкция шатуна со стержнем двутаврового сечения, по-прежнему применяемая в подавляющем большинстве бензиновых ДВС, практически исчерпала резервы быстроходности. При частотах вращения свыше 6000-6500 об/мин обнаруживаются признаки изгибных поперечных колебаний шатуна, что приводит к росту механических потерь и ухудшению основных параметров ДВС, особенно, у малолитражных высокооборотных двигателей. Возможным решением проблемы является переход на шатуны с Н-образным профилем стержня, обеспечивающим во много раз большую поперечную жесткость и позволяющим, тем самым, уменьшить механические потери и повысить выходные параметры ДВС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Машиностроение. Энциклопедия. Двигатели внутреннего сгорания. Т. IV-14 / Л.В.Грехов, Н.А.Ивашенко, В.А.Марков и др. / Под общ. ред. А.А.Александрова и Н.А.Ивашенко. – М.: Машиностроение, 2013. – 784 с.
2. Дьяченко В.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Учебник для студентов высших учебных заведений. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. С.Орлина, М.Круглова. – М.: Машиностроение, 1984. – 384с.
4. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах / Под общей редакцией Д.Г.Красковского. – М.: Изд-во "Компьютер-Пресс", 2002. – 224 с.
5. ANSYS. Theory Reference. Release 5.6 / Edited by Peter Kohnke, Ph.D. – ANSYS, Inc., Southpointe 275 Technology Drive, Canonsburg, PA 15317, 1999. – 1286 p.
6. Бекман В.В. Гоночные мотоциклы. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. – 271с.
7. Хрулев А. Гидроудар "замедленного действия" / А.Хрулев, С.Самохин // Автомобиль и сервис. – 2011. – №08. – С.36-39.
8. Greuter E. Engine Failure Analysis / Greuter Greuter E., Zima S. // SAE International, R-320, ISBN 978-0-7680-0885-2. Warrendale, USA, 2012. – 582 p.
9. Хазанов Х.С. Механические колебания систем с распределенными параметрами: Учеб. пособие. – Самар. госуд. аэрокосмич. ун-т, Самара, 2002. – 80 с.
10. Хрулев А. Гоночный автомобиль: на пределе возможностей. Ч. 1 / А.Хрулев // Автомобиль и сервис. – 2000. – №5. – С.16-18.