

анализ соответствующих волновых структур на различных режимах течения.

2. Смоделирован режим течения ламинарного, волнового и турбулентного характера. Установлены критические точки существования каждого режима течения.

3. Решена задача определения зависимости толщины слоя вязкой жидкости на поверхности стенки трубы и скорости стекания жидкости от температуры, интенсивности охлаждения трубы, скорости паровоздушной смеси и сил гравитации.

Библиографические ссылки

1. Накоряков В. Е., Покусаев Б. Г., Шрейбер И. Р. Волновая динамика парожидкостных сред. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 248 с.

2. Алексеенко С. В., Накоряков В. Е., Покусаев Б. Г. Влияние волн на процессы переноса : Волновое течение пленок жидкости. – Новосибирск : Наука, 1992. – С. 191–207.

3. Катица П. Л., Катица С. П. Волновое течение тонких слоев вязкой жидкости : в 3 ч. – Ч. III. Опытное изучение волнового режима течения // Журнал экспериментальной и теоретической физики. – 1949. – Т. 19. – Вып. 2. – С. 105–120.

A. N. Blyabiyas, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

M. A. Korepanov, DSc in Engineering, Associate Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Modeling of Hydraulic Gas Dynamic Processes at Condensation of Steam-Air Mix in Pipes

The article describes the behavior of the steam-air mix at its deep cooling. Taking into account the convective heat exchange, film condensation of the mix on pipe walls is modeled. The influence of the mode of the gas mix flow on heat exchange and condensation is considered.

Key words: condensation, heat exchange, film movement, wave mode, hydraulic gas dynamics, steam-air mix, flow mode, mass exchange, flow model.

УДК 621.833.6

Л. П. Перминов, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ВЛИЯНИЕ ДЕФОРМАТИВНОСТИ ЗУБЬЕВ КОЛЕС НА НАГРУЗОЧНУЮ СПОСОБНОСТЬ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИПА $K-H-V$

Исследована жесткость зубьев колес планетарной передачи и ее влияние на нагрузочную способность механизма. Жесткость определялась методом конечно-элементного анализа, а распределение нагрузки в зацеплении – из уравнений совместности перемещений. Результаты исследования позволяют осуществить уточненный расчет передачи на прочность.

Ключевые слова: планетарная передача, деформативность и прочность зубьев, нагрузочная способность.

Планетарные передачи типа $K-H-V$ с малой разницей чисел зубьев колес позволяют получить большие передаточные отношения в одной ступени при малых габаритах и высоком КПД Δz [1, 2] (рис. 1). Обычно нагрузочная способность этих передач лимитируется изгибной прочностью зубьев сателлита.

Характерной особенностью таких передач является то, что в зацепление входит не одна или две пары зубьев, контактирующих по линии зацепления, а большее их количество. Без приложения нагрузки зацепление является одно- или двухпарным, а при приложении крутящего момента происходит деформация контактирующих зубьев, зазоры в близлежащих парах зубьев выбираются и они вступают в зацепление, принимая на себя часть общей нагрузки.

Приближенное определение нагрузочной способности передач типа $K-H-V$ рассмотрено в работе [6], в которой жесткость всех контактирующих пар зубьев принималась одинаковой.

Для более точного решения этой задачи податливость каждой пары зубьев зацепляющихся колес оп-

ределялась как сумма контактной податливости зацепления, изгибной податливости зубьев колеса и сателлита.

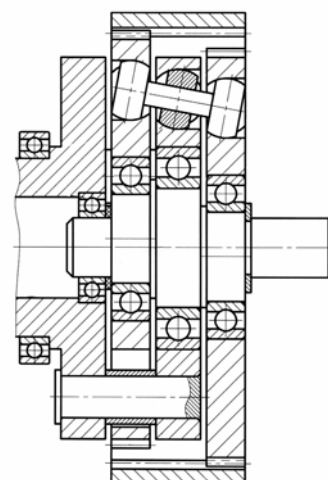


Рис. 1. Планетарная передача типа $K-H-V$ с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов [5]

Для определения законов изменения изгибных податливостей зубьев по высоте найдем их точечные значения для нескольких положений на профилях и проведем интерполяцию с использованием программы SolidWorks (рис. 2).

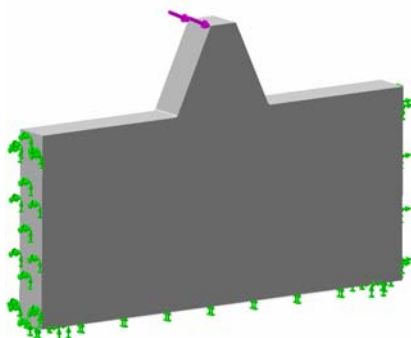


Рис. 2. Модель зуба для определения податливости в программе SolidWorks

При больших передаточных отношениях имеют место большие значения чисел зубьев колес, при этом их профили близки к профилю зубчатой рейки. Поэтому у модели зуба эвольвентные поверхности заменены плоскими. Как показали последующие расчеты, это вносит незначительную погрешность (не более 3 %).

В соответствии с этим относительная податливость пары зубьев

$$\delta = \frac{bE}{F} (\lambda_{Fg} + \lambda_H + \lambda_{Fb}), \quad (1)$$

где $\lambda_{Fb}, \lambda_{Fg}$ – значения перемещений изгиба зуба сателлита g и колеса b соответственно в проекции на нормаль к поверхности контакта; λ_H – контактное сближение пары зубьев; b – ширина венца; E – модуль упругости; F – приложенная сила.

После интерполяции получим графики, отображающие законы распределения относительной податливости по высоте зубьев h (при $0,5m \leq h(x) \leq 2,5m$) (рис. 3).

Податливость зубьев колес определялась при разных величинах радиуса кривизны переходной кривой ($0,2m \leq \rho_f \leq 0,38m$). Расчеты показали, что этот параметр мало влияет на податливость зубьев,

поэтому достаточно одной общей модели для определения податливости и зубьев колеса, и зубьев сателлита. При определении закона распределения податливости зубьев колеса следует учитывать, что угол наклона его боковых профилей отличается от угла наклона профилей зубьев сателлита и исходной рейки и зависит от числа зубьев z_b и коэффициента смещения X_b (при $50 \leq z_b \leq 150$ и $1 \leq \Delta z \leq 2$ $\alpha_b \approx 23,8^\circ$, $\alpha_g \approx 20^\circ$).

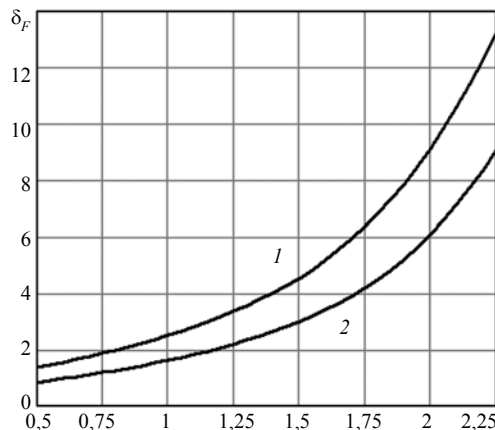


Рис. 3. Графики распределения относительной изгибной податливости по высоте зубьев: 1 – зуб сателлита при $X_g = 0$; 2 – зуб колеса при $X_b = 0,8$

Таким образом, уточненная система уравнений совместности перемещений, позволяющая определить нагрузку в каждой паре зубьев и в зацеплении в целом, примет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} F_0 &= \delta bc_0, \\ F_{i=1} &= (\delta - \Delta_{i=1}) bc_{i=1}, \\ F_{j=1} &= (\delta - \Delta_{j=1}) bc_{j=1}, \\ &\dots\dots\dots \\ F_{i=n} &= (\delta - \Delta_{i=n}) bc_{i=n}, \\ F_{j=m} &= (\delta - \Delta_{j=m}) bc_{j=m}, \\ F_0 + \sum_{i=1}^n F_i + \sum_{j=1}^m F_j &= T_e / r_{be}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Результаты расчетов по двум сравниваемым методам представлены в таблице.

Характеристики зацеплений при различных методах расчета

Сравниваемый параметр	Метод расчета по усредненной жесткости зацепления	Метод расчета по уточненной жесткости зацепления
Максимальный крутящий момент, Н · м	114	96
Количество пар зубьев, несущих нагрузку	6	6
<i>Исходные данные для расчета:</i> модуль $m = 1$ мм; число зубьев сателлита $z_g = 100$; разница чисел зубьев $\Delta z = 1$; ширина венца $b = 10$ мм; коэффициент торцевого перекрытия $\epsilon = 1,05$; коэффициент смещения зубьев сателлита $X_g = 0$; допустимое напряжение материала сателлита $\sigma_F = 300$ МПа.		

Таким образом, установлено, что при $50 \leq z \leq 150$ и $1 \leq \Delta z \leq 2$ расчет нагрузочной способности по ус-

редненной жесткости дает завышенный на 10–20 % результат.

Библиографические ссылки

1. Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н. Планетарные передачи : справочник. – М. : Машиностроение, 1977. – 535 с.
2. Конструктивные исполнения планетарно-цевочных редукторов для высокоточных следящих приводов / А. С. Иванов, М. М. Ермолаев, Д. Э. Крикунов, А. А. Мирошник, С. К. Руднев, А. В. Чиркин // Вестник машиностроения. – 2013. – № 3. – С. 9–11.
3. Тимофеев Г. А., Самойлова М. В. Геометро-кинематическое исследование комбинированного планетарно-

- волнового механизма // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Машиностроение. – 2012. – № 1. – С. 70–80.
4. Лопатин Б. А., Подуэктов Е. А., Хаустов С. А. Формирование внутреннего приближенного зацепления цилиндро-конических передач // Вестник ЮУрГУ. – 2011. – № 17. – С. 39–48. – Серия «Машиностроение».
5. Пат. 2475662, РФ, МПК F16H 1/32. Планетарная передача / Плеханов Ф. И., Перминов Л. П. – Оpubл. 20.02.2013, Бюл. № 5.
6. Плеханов Ф. И. Влияние геометрии зацепления колес планетарной передачи типа *K-H-V* на показатели ее прочности // Вестник машиностроения. – 2013. – № 3. – С. 16–20.

L. P. Perminov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Influence of Wheel Tooth Deformability on Load Capacity of *K-H-V* Type Planetary Gear

The paper studies tooth stiffness of a planetary gear and its influence on load capacity of the mechanism. Tooth stiffness was studied by FEM, while load distribution across the mesh was determined according to compatibility equations for tooth deflection. Results of this research allow performing the load capacity analysis with higher precision.

Key words: planetary gear, gear tooth deformability and strength, load capacity.

УДК 62-762:539.37

К. Н. Смирнов, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова
А. В. Щенятский, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

РЕШЕНИЕ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ ОБ НДС И НС В ПРЕССОВОМ ПОЛИСЛОЙНОМ СОЕДИНЕНИИ С ВОЛОКНИСТЫМ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ЭЛЕМЕНТОМ

Кратко раскрыта проблема соприкосновения тел в многослойных соединениях с натягом, имеющих дискретную область контакта; затронуты проблемы контактного сопряжения деталей цилиндрической формы; представлены результаты о распределении максимальных напряжений зоны соприкосновения двух тел; приведен пример НДС из результатов вычислительных экспериментов аппаратом МКЭ, научные результаты и рекомендации при проектировании технических систем.

Ключевые слова: соединение с натягом, соприкосновение двух и более тел, напряженно-деформированное состояние соединения с натягом.

В конструкциях современных машин и механизмов встречаются соединения, сопряжения которых друг с другом составляют соприкосновение двух цилиндрических тел. Одним из множества подобных соединений является заделка геофизического грузонесущего бронированного кабеля в кабельный каротажный наконечник, научный подход к исследованию нагрузочной способности которого предложен в работе [1] посредством идеализации сложной конструкции. Контактные сопряжения волокно – вал и волокно – втулка составляют задачу Герца о соприкосновении двух тел [2, 3, 4]. Рассматриваемый же сегмент идеализированного соединения может быть частично решен способом, изложенным в работе [3] как негерцевская задача соприкосновения трех и более цилиндров. Применение метода конечных элементов устраняет сложности при изучении симметричных и несимметричных многослойных соединений с натягом, имеющих дис-

кретный контакт в области сопряжений в радиальном, окружном и продольном направлениях.

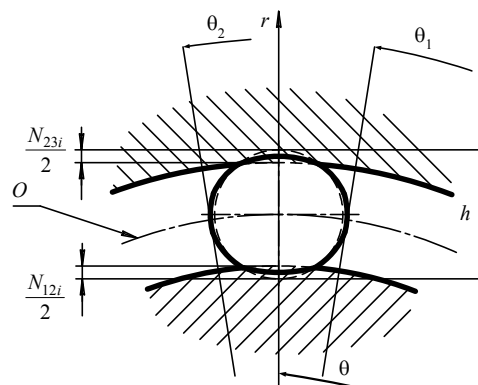


Рис. 1. Сегмент осесимметричного поперечного сечения многослойного соединения с натягом и волокнистым промежуточным элементом