

СИНТЕЗ РАВНОПРОЧНЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ С ОДНОЙ СВЯЗАННОЙ ШЕСТЕРНЕЙ

В данной статье рассматриваются вопросы структурно-кинематического синтеза односвязных коробок передач с учетом контактной прочности зубьев колес передач. Объектом исследования являются коробки скоростей и подач металлорежущих станков.

Ключевые слова: механизм, зубчатая передача, шестерня связанная, передаточное отношение, равнопрочная коробка передач, синтез.

Многие металлорежущие станки и транспортные средства имеют развитые коробки передач (скоростей и подач). Задача оптимального проектирования коробок передач актуальна, так как стоимость данного узла составляет существенную часть от стоимости всей машины. Значительное удешевление коробок передач и улучшение эксплуатационных характеристик привода в целом достигается применением в коробках связанных шестерен (являющихся звеньями двух или более передач коробки [1, 2]). Применение связанных шестерен уменьшает количество зубчатых колес в коробке передач, уменьшает строительную длину последней, уменьшает деформации валов (увеличивает жесткость) за счет уменьшения длины и дает заметный экономический эффект.

Синтез односвязных механизмов (рис. 1) мало чем отличается от синтеза механизмов без связанных шестерен, что объясняет широкое распространение первых в машинах. В работе [3] представлен кинематический синтез односвязных коробок передач, но в ней, как и в других изученных авторами работах, не освещены вопросы синтеза односвязных равнопрочных коробок передач. Особенности такого синтеза рассматриваются в предлагаемой статье.

В любом односвязном механизме можно выделить узел из трех шестерен, содержащий связанную шестерню (на рис. 1, а, на валу II, серого цвета). Обобщенная структурная сетка односвязного механизма дана на рисунке 1 б, где: $U_{\min}^I, U_{\max}^I, U_{\min}^{II}, U_{\max}^{II}$ – крайние левые и правые лучи групп I и II передач; $U_{\text{св}}^I, U_{\text{св}}^{II}$ – лучи связанных передач в этих группах; C_1 – число клеток между концами лучей $U_{\min}^I, U_{\text{св}}^I$; C_2 – то же для $U_{\text{св}}^I, U_{\max}^I$.

Для передач групп I и II можно записать значения суммарных чисел зубьев S'_z и S''_z соответственно:

$$S'_z = a + b, S''_z = b + c, \quad (1)$$

где a, b, c – числа зубьев шестерен.

Как известно, передаточные отношения передач в металлорежущих станках определяются отношениями чисел зубьев ведущих шестерен к числам зубьев ведомых:

$$U_{\text{св}}^I = \frac{a}{b}; U_{\text{св}}^{II} = \frac{b}{c}. \quad (2)$$

Обозначим отношение значений S'_z к S''_z как γ и получим из формул (1) и (2) выражение (3):

$$\gamma = \frac{(U_{\text{св}}^I + 1)U_{\text{св}}^{II}}{U_{\text{св}}^{II} + 1}. \quad (3)$$

Анализ выражения (3) позволяет говорить о возможности наложения определенных ограничений на механизм в нескольких случаях:

1) если свободно выбираются значения $U_{\text{св}}^I$ и $U_{\text{св}}^{II}$ (то есть не накладывается никаких ограничений на диаграмму частот вращения), то нельзя свободно назначать значение γ ;

2) если свободно выбираются значения γ и $U_{\text{св}}^I$, то накладываются ограничения на передаточное отношение $U_{\text{св}}^{II}$;

3) если свободно выбираются значения γ и $U_{\text{св}}^{II}$, то накладываются ограничения на передаточное отношение $U_{\text{св}}^I$.

Известная методика проектирования односвязных механизмов в большинстве случаев включает операции:

1) построение структурных сеток (как для механизмов без связанных шестерен) и выбор лучшей сетки;

2) построение диаграммы частот вращения (как для механизмов без связанных шестерен);

3) расчет передач на прочность (определяют межосевые расстояния, диаметры шестерен и др.) в предположении, что в проектируемой коробке связанные шестерни отсутствуют, причем значения модулей зацепления передач в обеих группах принимаются одинаковыми;

4) выбор ведущих шестерен второй группы, наиболее близких (по значениям чисел зубьев) к ведомым шестерням первой группы;

5) выравнивание чисел зубьев выбранных ведущих и ведомых шестерен увеличением меньшего до большего из имеющихся значений.

Данная последовательность является оптимальной и для выбора варианта связывания. Количество вариантов связывания $k_{св}$ (для общего случая) представлено в работе [1]:

$$k_{св} = k \cdot C_{p(1)}^h \cdot C_{p(2)}^h, \quad (4)$$

где k – количество вариантов структурных сектор (вычисляется по формулам, приведенным в работе [5]);

$p(1)$ и $p(2)$ – количество передач в группах I и II;

h – число связанных шестерен;

$C_{p(1)}^h$ – число сочетаний из $p(1)$ по h ;

$C_{p(2)}^h$ – число сочетаний из $p(2)$ по h .

Используя (4), для механизмов с одной связанной шестерней получим количество вариантов связывания:

$$k_{св} = k \cdot C_{p(1)}^1 \cdot C_{p(2)}^1 = k \cdot p(1) \cdot p(2). \quad (5)$$

Лучшей сеткой для односвязного механизма, как правило, является лучшая структурная сетка для механизма без связанных шестерен.

Единственным недостатком указанной методики является то, что передачи одной из групп оказываются недогруженными (не равнопрочными с передачами другой группы), поскольку модули зацеплений принимаются одинаковыми (см. выше). Вместе с тем при применении одной связанной шестерни в цепях главного движения и в цепях подач возможно проектирование равнопрочных коробок за счет изменения передаточного отношения передачи в группах I либо II ($U_{св}^I$ или $U_{св}^{II}$).

Предлагается следующая методика построения равнопрочных односвязных коробок скоростей и коробок подач.

Для проектного расчета межосевого расстояния a_w передач примем стандартную методику

расчета по контактной прочности зубьев [4], заменив в известной формуле расчета межосевого расстояния a_w передаточное число « u » на общепринятое в расчетах станков передаточное отношение U , обратное значению « u ». Тогда имеем (6):

$$a_w = 495 \cdot \left(\frac{1}{U} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{U}{[\sigma]_H} \right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{\Psi_{ba}} }, \quad (6)$$

где: $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, МПа;

T_2 – момент вращения на выходном валу передачи, НЧм;

K_H – коэффициент нагрузки, равный: $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$ (здесь: $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$); $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; $K_{H\nu}$ – коэффициент динамичности нагрузки);

Ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию (для коробок передач рекомендуется $\Psi_{ba} = 0,15$).

Особенностью расчета равнопрочных коробок передач станков является то, что возможны два расчетных случая:

– вращающий момент « T_2 » определяется на выходном валу (вал III на рис. 1, б) при минимальной частоте вращения вала (соответствует определению параметров передач цепи главного движения, то есть коробок скоростей). Здесь расчет межосевых расстояний передач следует вести по значениям передаточных отношений U_{min}^{II} и U_{min}^I ;

– вращающий момент « T_2 » определяется на выходном валу (вал III на рис. 1, б) при максимальной частоте вращения вала (соответствует определению параметров передач цепи подач, то есть коробок подач). Здесь расчет межосевых расстояний передач следует вести при максимальных значениях передаточных отношениях U_{max}^{II} и U_{max}^I .

Для первого случая из рисунка 1, б имеем соотношения:

$$U_{\text{min}}^I = U_{св}^I \cdot \varphi^{-C_1}, \quad (7)$$

$$U_{\text{min}}^{II} = U_{св}^{II} \cdot \varphi^{-C_4},$$

где C_1 и C_4 – числа клеток между концами изобращенных лучей (значения зависят от выбранного варианта связывания);

φ – знаменатель геометрического ряда частот вращения на выходном валу коробки.

Кроме того, для вращающихся моментов на втором (T_2) и третьем (T_3) валах имеем соотношение (без учета КПД зубчатой передачи):

$$T_2 = T_3 \cdot U_{\min}^{\text{II}} \quad (8)$$

Учитывая формулы (3), (6) ... (8), для равнопрочного односвязного механизма в цепях главного движения можно записать систему (9):

$$a) \ a_{w1} = 495 \cdot \left(\frac{\varphi^{C_1}}{U_{\text{cb}}^{\text{I}} + 1} \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{U_{\text{cb}}^{\text{I}}}{[\sigma]_{\text{H}} \cdot \varphi^{C_1}} \right)^2 \cdot \frac{T_3 \cdot U_{\text{cb}}^{\text{II}} \cdot K_{\text{H}}}{\Psi_{\text{ba}} \cdot \varphi^{C_4}}}$$

$$б) \ a_{w2} = 495 \cdot \left(\frac{\varphi^{C_4}}{U_{\text{cb}}^{\text{II}} + 1} \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{U_{\text{cb}}^{\text{II}}}{[\sigma]_{\text{H}} \cdot \varphi^{C_4}} \right)^2 \cdot \frac{T_3 \cdot K_{\text{H}}}{\Psi_{\text{ba}}}} \quad (9)$$

$$в) \ \gamma = \frac{a_{w1}}{a_{w2}} = \frac{(U_{\text{cb}}^{\text{I}} + 1)U_{\text{cb}}^{\text{II}}}{U_{\text{cb}}^{\text{II}} + 1}$$

где вместо «U», используемого в формуле (6),

для a_{w1} взято значение U_{\min}^{I} , а для a_{w2} взято значение U_{\min}^{II} .

Для выбранного варианта связывания (принятых значений C_1 и C_4) уравнения (9) представляют систему трех уравнений с четырьмя неизвестными (U_{cb}^{I} , $U_{\text{cb}}^{\text{II}}$, a_{w1} , a_{w2}). Это означает, что один из четырех параметров должен быть назначен. В качестве независимого параметра можно взять $U_{\text{cb}}^{\text{II}}$. Тогда из уравнения (9б) находим значение a_{w2} .

Из уравнений (9, в) и (9, а) получаем равенство (10):

$$\frac{U_{\text{cb}}^{\text{I}} + \varphi^{C_1}}{(U_{\text{cb}}^{\text{I}})^{1/3} \cdot (U_{\text{cb}}^{\text{I}} + 1)} = \frac{(U_{\text{cb}}^{\text{II}})^{2/3} \cdot a_{w2}}{(U_{\text{cb}}^{\text{II}} + 1) \cdot A_1} \quad (10)$$

$$\text{где } A_1 = 495 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1}{[\sigma]_{\text{H}} \cdot \varphi^{C_1}} \right)^2 \cdot \frac{T_3 \cdot K_{\text{H}}}{\Psi_{\text{ba}} \cdot \varphi^{C_4}}}$$

Далее неизвестный параметр U_{cb}^{I} можно найти численным решением равенства (10). В конечном итоге становится возможным определение значения a_{w1} .

Для второго случая при расчете коробок передач (используя обозначения рис. 1 б) получаем соотношения:

$$U_{\text{max}}^{\text{I}} = U_{\text{cb}}^{\text{I}} \cdot \varphi^{C_2} \quad (11)$$

$$U_{\text{max}}^{\text{II}} = U_{\text{cb}}^{\text{II}} \cdot \varphi^{C_3}$$

где C_2 и C_3 – числа клеток между концами лучей, зависящие от выбранного варианта связывания.

Для определения значения максимального момента на валу II (пренебрегая значением

КПД зубчатого зацепления) можно использовать выражение (12):

$$T_2 = T_3 \cdot U_{\text{max}}^{\text{II}} \quad (12)$$

Учитывая формулы (3), (6), (11) и (12), для равнопрочного односвязного механизма в цепи подач можно записать систему (13), аналогичную (9):

$$a) \ a_{w1} = 495 \cdot \left(\frac{1}{U_{\text{cb}}^{\text{I}} \cdot \varphi^{C_2} + 1} \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{U_{\text{cb}}^{\text{I}} \cdot \varphi^{C_2}}{[\sigma]_{\text{H}}} \right)^2 \cdot \frac{T_3 \cdot U_{\text{cb}}^{\text{II}} \cdot \varphi^{C_3} \cdot K_{\text{H}}}{\Psi_{\text{ba}}}}$$

$$б) \ a_{w2} = 495 \cdot \left(\frac{1}{U_{\text{cb}}^{\text{II}} \cdot \varphi^{C_3} + 1} \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{U_{\text{cb}}^{\text{II}} \cdot \varphi^{C_3}}{[\sigma]_{\text{H}}} \right)^2 \cdot \frac{T_3 \cdot K_{\text{H}}}{\Psi_{\text{ba}}}} \quad (13)$$

$$в) \ \gamma = \frac{a_{w1}}{a_{w2}} = \frac{(U_{\text{cb}}^{\text{I}} + 1)U_{\text{cb}}^{\text{II}}}{U_{\text{cb}}^{\text{II}} + 1}$$

где вместо «U», использованного в формуле (6),

для a_{w1} взято значение $U_{\text{max}}^{\text{I}}$, а для a_{w2} взято значение $U_{\text{max}}^{\text{II}}$.

Принимая в качестве независимого параметра $U_{\text{cb}}^{\text{II}}$, из уравнений (13, в) и (13, а) получаем зависимость (14):

$$\frac{U_{\text{cb}}^{\text{I}} \cdot \varphi^{C_2} + 1}{(U_{\text{cb}}^{\text{I}})^{1/3} \cdot (U_{\text{cb}}^{\text{I}} + 1)} = \frac{(U_{\text{cb}}^{\text{II}})^{2/3} \cdot a_{w2}}{(U_{\text{cb}}^{\text{II}} + 1) \cdot A_2} \quad (14)$$

$$\text{где } A_2 = 495 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{\varphi^{C_2}}{[\sigma]_{\text{H}}} \right)^2 \cdot \frac{T_3 \cdot \varphi^{C_3} \cdot K_{\text{H}}}{\Psi_{\text{ba}}}}$$

Из равенства (14) численным методом находим значение U_{cb}^{I} . В итоге определяется и межосевое расстояние a_{w1} .

При сохранении значений межосевых расстояний передач как в не равнопрочной коробке можно уменьшить ширину колес и обеспечить условие равнопрочности, не меняя радиальных габаритов коробки, но снижая ее металлоемкость.

Выводы

При наложении соответствующих ограничений на диаграмму частот вращения валов изменением значений межосевых расстояний передач различных групп можно получить равнопрочные односвязные механизмы как в цепях главного движения, так и в цепях подач.

Получение равнопрочной коробки за счет уменьшения ширины шестерен недогруженных передач одной группы нерационально, так как в этом варианте габариты коробки по сравнению с неравнопрочной не изменяются (уменьшение ширины шестерен только в одной груп-

пе практически не сокращает строительную длину коробки).

Предложенная методика проектирования равнопрочных односвязных коробок передач позволяет одновременно уменьшить радиальные габариты коробок и их металлоемкость.

Список использованной литературы:

1. Муллабаев, А.А. Структурно-кинематический синтез многосвязных зубчатых механизмов на основе методов комбинаторики: автореферат дисс. докт. техн. наук: защищена 6.06.2008; утв. 12.12.2008. – Ижевск: ИЖГТУ, 2008. – 32 с.
2. Муллабаев, А.А. Исследование механизмов с двумя связанными шестернями / А.А. Муллабаев // Известия вузов. Машиностроение. – 1968. – № 6. – С. 10-14.
3. Воронов, А.Л. Коробки передач металлорежущих станков / А.Л. Воронов, И.А. Гребенкин. – М.: Машиностроение, 1964. – 135 с.
4. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.89. – Взамен ГОСТ 21354-75. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 129 с.: ил.
5. Муллабаев, А.А. Общее количество структурных сеток коробки передач / А.А. Муллабаев, А.П. Фот, В.Н. Романцов, Д.А. Пастухова // СТИН. – 2005. – №2. – С.9-13.

Сведения об авторах:

Муллабаев Адунис Абдуллинович, профессор кафедры деталей машин и прикладной механики (ДМ и ПМ) Оренбургского государственного университета, доктор технических наук, профессор
460018, пр-т Победы, 13, ауд. 4307в, тел.: (3532) 372561

Фот Андрей Петрович, главный ученый секретарь Оренбургского государственного университета
доктор технических наук, профессор
460018, пр-т Победы, 13, ауд. 1601, тел.: (3532) 375989, fot@mail.osu.ru

Романцов Владимир Николаевич, доцент кафедры деталей машин и прикладной механики (ДМ и ПМ) Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук, доцент
460018, пр-т Победы, 13, ауд. 4307в, тел.: (3532) 372561

Решетов Сергей Юрьевич, доцент кафедры деталей машин и прикладной механики (ДМ и ПМ) Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук, доцент
460018, пр-т Победы, 13, ауд. 4307в, тел.: (3532) 372561; 89225392386

Сейтпанов Серик Туреханович, ст. преподаватель кафедры деталей машин и прикладной механики (ДМ и ПМ) Оренбургского государственного университета, 460018, пр-т Победы, 13, ауд. 4307в, тел.: (3532) 372561

**Mullabaev A.A., Fot A.P., Romantsov V.N., Reshetov S.Yu., Seytpanov S.T.
SYNTHESIS OF FULL-STRENGTH WHEELWORKS WITH ONE CONNECTED GEAR**

The paper focuses on the issues of structural and cinematic synthesis of the singly connected gear box with consideration of the contact strength of the wheel teeth. The research object is the wheel and gear boxes of machine tools.

Key words: mechanism, tooth gear, connected gear, передаточное отношение, full-strength gear box, synthesis.